

А. А. Королев

КОНСТРУКЦИЯ
И РАСЧЕТ
МАШИН
И МЕХАНИЗМОВ
ПРОКАТНЫХ
СТАНОВ

А. А. КОРОЛЕВ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Издание второе,
переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальностям
«Механическое оборудование заводов черной металлургии» и «Механическое
оборудование заводов цветной металлургии»

W

Краматорский
индустриальный институт
БИБЛИОТЕКА



МОСКВА «МЕТАЛЛУРГИЯ» 1985

Рецензент докт. техн. наук А. В. Третьяков

УДК 621.771.06

Королев А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов: Учеб. пособие для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: «Металлургия». 1985. 376 с.

Первое издание вышло в 1969 г. В настоящей книге рассмотрены конструкции машин и механизмов современных прокатных станов. Изложены теория их расчета и методика анализа, которые иллюстрированы многочисленными примерами кинематических и энергосиловых расчетов с использованием научных, экспериментальных и производственных данных.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов вузов по специальностям «Механическое оборудование заводов черной и цветной металлургии» и «Обработка металлов давлением». Может быть полезна инженерно-техническим работникам прокатных цехов металлургических предприятий, конструкторских бюро и научно-исследовательских институтов. Ил. 222. Табл. 6. Библиогр. список: 38 назв.

АНДРЕЙ АНДРЕЕВИЧ КОРОЛЕВ

**КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
ПРОКАТНЫХ СТАНОВ**

2-е изд.

Редактор издательства Н. Ф. Фокина
Художественный редактор Ю. И. Смурыгин
Технический редактор Г. В. Жарова
Корректоры Ю. И. Королева, Г. Ф. Лобанова

ИБ № 2511

Сдано в набор 01.08.84. Подписано в печать 10.12.84. Т-19285. Формат бумаги 70×108^{1/8}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 32,90. Усл. кр.-отт. 32,90. Уч.-изд. л. 35,54. Тираж 7650 экз. Заказ № 914. Цена 1 р. 60 к. Изд. № 0805

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Металлургия»
119857, ГСП, Москва, Г-34, 2-й Обыденский пер., д. 14

Владимирская типография Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7

К 2704030000—016 62—85
040(01)—85

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	4	2. Методика определения усилия ре-	213
Часть первая			
ТЕОРИЯ РАСЧЕТА ДАВЛЕНИЙ, УСИЛИЙ И МОЩНОСТИ ПРИ ПРОКАТКЕ			
Глава I. Основы теории обработки металлов давлением и теории прокатки			
1. Элементы теории напряжений	5	3. Ножницы с эксцентриковым пла-	215
2. Механические схемы деформации	14	вующим валом	226
3. Пластическая деформация металла	20	4. Гидравлические ножницы	227
4. Основные расчетные параметры процесса прокатки	26	Глава VI. Гильотинные ножницы	
Глава II. Давление и усилие на валки, моменты и мощность прокатки			
1. Давление при равномерной де-	39	1. Классификация и назначение	227
формации металла	39	2. Методика определения усилий ре-	229
2. Давление при неравномерной де-	46	зания	230
формации металла	46	3. Конструкция и расчет ножниц	235
3. Влияние натяжения полосы при	50	4. Ножницы с дуговым верхним но-	235
холодной прокатке	50	Глава VII. Дисковые ножницы и	
4. Влияние упругого сплющивания	53	 пилы	
валков при холодной прокатке	53	1. Назначение	238
5. Влияние внешних зон при горя-	56	2. Методика определения усилия ре-	239
чей прокатке толстой полосы	56	3. Конструкция и расчет дисковых	241
6. Давление на валки при прокатке	57	ножниц	248
сортовых профилей	57	4. Дисковые пилы	250
7. Измерение давления металла на	59	5. Конструкция и расчет дисковых	250
валки при прокатке	59	Глава VIII. Летучие ножницы	
8. Простой процесс прокатки	64	1. Барабанные летучие ножницы	252
9. Прокатка на стане с холостым	65	2. Кривошипно-шатунные летучие	265
валком	65	ножницы	286
10. Прокатка на стане с валками не-	69	3. Ножницы для горячей резки заго-	293
равного диаметра	69	товок и сортовых профилей	
11. Прокатка полосы с натяжением	71	4. Ножницы с поступательным дви-	
12. Прокатка на многовалковом ста-	74	жением ножей	
не	74	Часть четвертая	
13. Момент и мощность прокатки	78	МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ	
14. Примеры расчетов	86	ПОТОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ	
Линий			
Часть вторая			
РАБОЧИЕ ЛИНИИ ПРОКАТНЫХ			
СТАНОВ			
Глава III. Рабочие клетки			
1. Валки	99	Глава IX. Листоправильные и сор-	
2. Подшипники и подушки валков	114	 топравильные машины	
3. Механизмы и устройства для уста-	134	1. Назначение и классификация ли-	295
новки и уравнивания валков	134	2. Теория правки полосы	296
4. Механизмы и устройства для сме-	148	3. Методика расчета рабочих и опор-	306
ных валков	148	ных роликов	308
5. Станины рабочих клетей	153	4. Конструкция и расчет листопра-	308
6. Рабочие клетки прокатных станов	161	вильных машин	315
Глава IV. Привод валков рабочих			
 клетей			
1. Шпиндели	181	Глава X. Оборудование поточных	
2. Шестеренные клетки и редукторы	190	 технологических линий	
Часть третья			
РЕЖУЩИЕ МАШИНЫ			
Глава V. Ножницы с параллель-			
 ными ножами			
1. Назначение и основные параметры	212	1. Агрегаты и станы для волочения	
	212	и калибровки проката и труб	
		2. Рольганги	
		3. Кантователи	
		4. Толкатели и упоры	
		5. Транспортёры	
		6. Моталки	
		7. Перспективы развития прокатных	
		станов	
		Рекомендательный библиографичес-	
		кий список	
		Приложение	
		Предметный указатель	

ПРЕДИСЛОВИЕ

Коммунистическая партия Советского Союза определила главное направление дальнейшего развития черной и цветной металлургии — коренное улучшение качества и увеличение выпуска эффективных видов проката: тонкого листа и жести с защитными покрытиями, электротехнической стали, фасонных и высокоточных (экономичных) профилей проката из черных и цветных металлов и сплавов, труб для газо- и нефтепроводов, а также для мелиорации и орошения полей в сельском хозяйстве. Решение этих задач связано с внедрением в производство последних достижений науки, новой техники и передовой технологии с применением новых высокопроизводительных надежных в эксплуатации автоматизированных агрегатов и машин, а также с повышением качества подготовки специалистов-инженеров различного профиля.

При подготовке инженеров (механиков, конструкторов, исследователей) по специальности «Механическое оборудование металлургических заводов» используются следующие основные учебники: «Машины и агрегаты металлургических заводов» (авторы: Целиков А. И., Полухин П. И., Гребеник В. М., Королев А. А. и др., т. 1—1976 г., т. 2—1978 г., т. 3—1981 г.); «Механическое оборудование прокатных цехов» (автор Королев А. А., 3-е изд., 1976 г.); «Прокатное производство» (авторы — Полухин П. И., Федосов Н. М., Королев А. А., Матвеев Ю. М., 3-е изд., 1982 г.).

Настоящая книга является учебным пособием и предназначена для более глубокого изучения студентами конструкции машин, теории и практики расчетов и экспериментальных исследований энергосиловых и кинематических параметров машин и агрегатов прокатных цехов и технологических параметров различных процессов прокатки черных и цветных металлов. При пользовании настоящей книгой для более подробного изучения конструкции агрегатов машин, механизмов рекомендуется пользоваться учебным пособием — атласом «Прокатные станы и оборудование прокатных цехов» (автор Королев А. А., 1981 г., 2-е изд.).

По сравнению с первым изданием (1969 г.) в настоящем учебном пособии значительно переработаны имевшиеся материалы и добавлены новые, соответствующие современному уровню совершенствования конструкций и теории расчета машин и механизмов прокатных станов.

Дан анализ конструкций новых прокатных станов: блюминга 1500, непрерывного четырехвалкового стана 1400 «бесконечной» прокатки тонкой полосы, вакуумного прокатного стана, а также новых машин и механизмов: кантователя блюминга, ножниц с верхним дуговым ножом, летучих ножниц, устройства для смазки масляным туманом и др. Приведены новые теоретические методики расчета энергосиловых параметров: давлений и усилий на валки при прокатке, станин прокатных станов, жесткости рабочей клетки, летучих ножниц, влияние различных технологических факторов на качество готового проката, калибровку и волочение проволоки, круглых сплошных профилей и труб. Применение теоретических методик иллюстрировано конкретными примерами расчетов на ЭВМ.

Автор выражает благодарность проф., докт. техн. наук А. В. Третьякову за ценные советы, высказанные при рецензировании рукописи, а также Т. Н. Лордкипанидзе и М. А. Королеву за большую помощь, оказанную при переработке и подготовке рукописи.

Все замечания по книге автор примет с благодарностью и просит направлять их по адресу издательства «Металлургия».

Глава I.

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ
И ТЕОРИИ ПРОКАТКИ**

1. Элементы теории напряжений

Все металлы являются кристаллическими телами с правильным расположением атомов в пространственной кристаллической решетке. В начале затвердевания жидкого металла образуются кристаллы правильной геометрической формы; при дальнейшем росте они встречаются с соседними кристаллами и поэтому, несмотря на правильное внутреннее строение, получают неправильную внешнюю форму. Такие кристаллы с неправильной внешней формой (выявленной при травлении шлифованных образцов металла специальными химическими реактивами и рассмотрении их через микроскоп) называются зернами. Вследствие неправильной внешней формы зерна соприкасаются друг с другом по ломаным линиям, видимым в плоскости шлифа; прослойки между зернами способствуют упрочнению соединения зерен друг с другом (рис. I.1). Опыт показывает, что в результате такого строения металл чаще разрушается не по границам между зернами, а по самим зернам (по плоскостям скольжения кристаллов).

Известно, что под действием внешних сил все тела изменяют свои размеры и первоначальную форму или, как говорят, деформируются. Деформация металлов бывает двух видов: упругой и остаточной.

На рис. I.2 приведен график зависимости напряжения от деформации стального образца при растяжении его увеличивающейся продольной силой. Вначале удлинение образца происходит пропорционально увеличению нагрузки на него (прямая OA). Если в этот момент снять нагрузку, то образец примет первоначальные размеры и форму. Такая деформация, когда тело после удаления нагрузки принимает прежние размеры и форму, называется упругой или обратимой.

В кристаллической решетке атомы занимают такое положение, которое соответствует минимуму потенциальной энергии тела. При упругой деформации атомы смещаются из положения устойчивого равновесия, причем это смещение очень небольшое и оно не превышает расстояния между соседними атомами. Очевидно, что вследствие увеличения межатомных расстояний объем металла увеличивается, а плотность его уменьшается.

Если увеличивать нагрузку на образец и после достижения упругой деформации, соответствующей точке A , то приращение деформации уже не будет пропорциональным увеличению нагрузки — удлинение образца будет возрастать в большей степени (участок AB , кривой), чем увеличение нагрузки, и, наконец, при дальнейшем увеличении нагрузки наступит разрушение (разрыв) образца (точка K). Если не доводя образец до разрыва, снять нагрузку (точка B), то он не примет своих прежних размеров и формы, а останется несколько растянутым (деформированным, участок ϵ_0).

Такая деформация, при которой тело после снятия нагрузки не возвращается к прежней форме и не восстанавливает первоначальных размеров, но и не теряет целостности (не разрушается), называется остаточной (или необратимой, пластической) деформацией. Состояние тела при этом называется пластическим.

Очевидно, что для начала пластической деформации необходимо

преодолеть упругие свойства металла, т.е. сообщить ему упругую деформацию. Отсюда следует правило: всякой остаточной (пластической) деформации предшествует упругая деформация. Таким образом, при прокатке, например по выходе полосы из валков, размеры ее несколько увеличиваются за счет восстановления металлом своих упругих свойств. Однако, так как упругая деформация

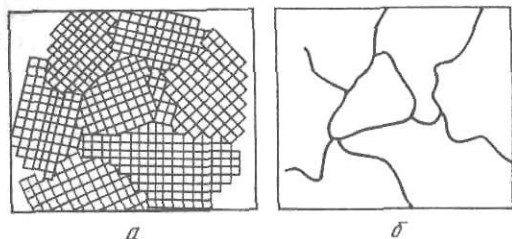


Рис. 1.1. Схема образования кристаллических зерен металла (а) и границы между зернами, видимые под микроскопом (б)

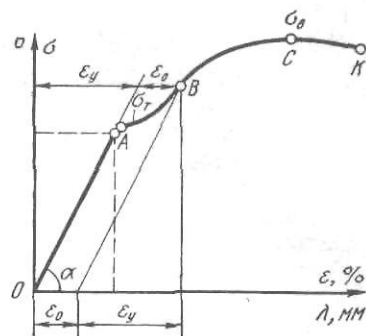


Рис. 1.2. Диаграмма растяжения образца из мягкой низкоуглеродистой стали

ция весьма незначительна по своей величине по сравнению с пластической, то ею обычно пренебрегают, т.е. ее не учитывают.

Основное назначение процессов обработки металлов давлением (ковки, прессования, штамповки, волочения, прокатки и т.д.) — пластическая деформация металлов и придание им требуемой формы и необходимых размеров. Для этого к металлу прикладывают такое внешнее давление, которое создает в нем так называемые предельные внутренние напряжения, вызывающие изменение формы металла (течение в направлении наименьшего сопротивления), но не нарушающие связи между частицами, т.е. не вызывающие разрушений. При этом атомы смещаются на значительные расстояния, превышающие расстояния между атомами в кристаллической решетке, и занимают новое положение устойчивого равновесия. Вследствие этого изменяются также механические и физические свойства деформируемого металла.

Пластическая деформация возможна только тогда, когда металл обладает пластичностью, т.е. способностью деформироваться без разрушения.

Опыты по растяжению образцов показывают, что деформация происходит путем ряда сдвигов вдоль определенных плоскостей, называемых плоскостями скольжения. При сдвиге этих плоскостей на поверхности образцов образуются следы, которые называются линиями скольжения. Плоскости скольжения обычно совпадают с плоскостями действия в образцах максимальных касательных (сдвигающих) напряжений и составляют с направлением действия внешнего усилия угол около 45° .

Пластическая деформация может начаться только тогда, когда в металле будет создано определенное напряженное состояние. При этом сдвигающие (касательные) напряжения, действующие по плоскостям скольжения, достигнут определенной величины, зависящей от свойств вещества, и будут способны преодолевать внутреннее сопротивление на плоскостях скольжения или по границам зерен металла.

При обработке давлением к деформируемому металлу прикладывают внешние усилия сжатия и растяжения в различных комбинациях. Рассмотрим основные виды деформации и соответствующие им схемы напряженного состояния металла. Здесь и в дальнейшем напряжения сжатия будем считать положительными (знак плюс), а напряжения растяжения — отрицательными (знак минус).

Линейное (простое) сжатие (растяжение)

При сжатии образца осевыми силами P_y (рис. 1.3) в любом горизонтальном сечении, имеющем площадь F , возникают нормальные напряжения, равные

$$\sigma_y = P_y/F. \quad (I.1)$$

Напряжение σ_y будет одновременно и главным нормальным напряжением (обозначаемым σ_1), так как в сечениях F , перпендикулярных силе P_y нет касательных напряжений.

Определим напряжения в любом сечении F_1 под углом α к горизонтали. Так $sF_1 = s(F/\cos \alpha) = F\sigma_y$, то, очевидно, вертикальные напряжения s в этом сечении будут меньше σ_y , т. е. $s = \sigma_y \times \cos \alpha$. Выделим внутри деформируемого металла бесконечно малый элемент M (на рис. 1.3 заштрихован) и рассмотрим условия его равновесия. Разложив s на составляющие: нормальное напряжение σ_n (перпендикулярное сечению F_1) и касательное τ , получим

$$\sigma_n = s \cos \alpha = \sigma_y \cos^2 \alpha = (\sigma_y/2) \times (1 + \cos 2\alpha), \quad (I.2)$$

$$\tau = s \sin \alpha = \sigma_y \sin \alpha \cos \alpha = (\sigma_y/2) \sin 2\alpha. \quad (I.3)$$

На круге Мора напряжения σ_n и τ характеризуются координатами точки B , перемещающейся по дуге против часовой стрелки. При $\alpha = 45^\circ$ получим

$$\tau_{\max} = \sigma_y/2 = \sigma_1/2. \quad (I.4)$$

Таким образом, в плоскости, наклоненной под углом 45° к действующей силе, при простом линейном сжатии максимальное касательное напряжение равно половине нормального напряжения. Появляющиеся при испытании на поверхности образца видимые линии скольжения (линии Чернова — Людерса) имеют приблизительно такой же угол; это подтверждает, что плоскости скольжения в металле совпадают с плоскостями действия максимальных касательных напряжений.

Началу пластической деформации при простом (линейном) сжатии (и растяжении) отвечает такое состояние металла, когда предел упругости превзойден и началось течение металла, т. е. когда нормальное напряжение в нем ($\sigma_y = \sigma_1$) достигло предела текучести σ_T .

Поэтому условие (I.4) можно представить следующим образом:

$$\tau_{\max} = \sigma_T/2. \quad (I.5)$$

Согласно ГОСТ 1497—73, предел текучести металла (физический) при сжатии и растяжении определяют при испытании стандартных образцов на специальной разрывной машине, захваты которой перемещаются весьма медленно, поэтому такие испытания условно называют статическими. При этом за физический предел текучести σ_T (точка A на рис. 1.2) принимают напряжение, возникающее в момент начала пластической деформации без заметного увеличения нагрузки. При испытании образцов из хрупких металлов (наклепанная сталь, бронза), когда площадку текучести на диаграмме растяжения обнаружить сложно, определяют условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, соответствующий напряжению при удлинении образца, равном $0,2\%$ от первоначальной величины. Однако фактические условия обработки металлов давлением отличаются от условий статических испытаний образцов.

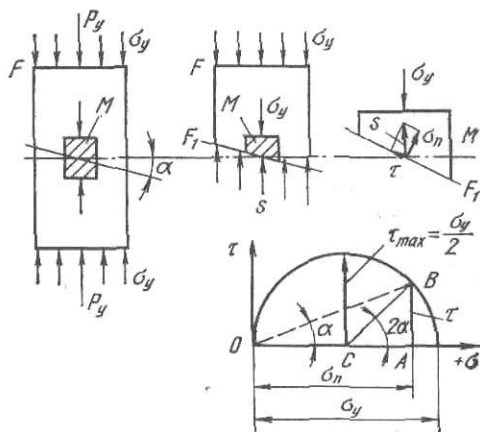


Рис. 1.3. Схемы напряжений при линейном (простом, одноосном) сжатии

В теории обработки металлов давлением (т.е. при пластической деформации) под термином «предел текучести» обычно понимают истинное нормальное напряжение (т.е. усилие, отнесенное к площади сечения образца в данный момент и приводящее его в пластическое состояние) в процессе однородного линейного растяжения при данной температуре с определенной скоростью и степенью деформации. Поэтому истинный предел текучести в теории пластичности следует отличать от предела текучести σ_T , применяемого в теории упругости и сопротивления материалов.

С целью использования в дальнейшем имеющихся в справочной литературе данных по пределу текучести различных металлов σ_T (при статических испытаниях образцов на растяжение) для условий пластической деформации фактический (истинный) предел текучести при линейном растяжении (называемый также сопротивлением деформации σ_d) можно представить как функцию

$$\sigma_d = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, u, \sigma_T), \quad (I.6)$$

учитывающую влияние степени деформации, температуры металла и скорости деформации.

На основании изложенного выше условие (I.5) будет иметь следующий вид:

$$\tau_{\max} = \sigma_d/2. \quad (I.7)$$

Так как на испытательных машинах легче провести испытание образцов на растяжение, чем на сжатие (при испытании на сжатие практически невозможно обеспечить линейную схему напряжений ввиду неизбежного возникновения сил трения на контактных поверхностях зажимов), то в справочной технической литературе обычно приведены значения σ_T для различных металлов, полученные именно при растяжении образцов. При подстановке этих значений σ_T в формулу (I.6) надо иметь в виду, что для некоторых металлов (например, стали) σ_T при пластическом растяжении приблизительно на 10 % ниже, чем при сжатии, а для меди и алюминия их значения почти совпадают. Так как пластическая деформация при прокатке осуществляется сжатием металла между валками, то справочные данные по σ_T для стали надо в этом случае увеличивать на 10 % [например, при пользовании формулой (I.6) для определения среднего давления при прокатке]. Влияние наклепа, температуры и скорости деформации (значения коэффициентов n_n, n_T и n_u) рассмотрено ниже.

Сжатие по двум перпендикулярным направлениям (одноименная схема)

Очевидно, что при сжатии по двум перпендикулярным направлениям (рис. I.4) силы P_y и P_x будут создавать на наклонной площадке F_1 нормальные напряжения σ'_n и σ''_n , направленные в одну и ту же сторону, и касательные напряжения τ' и τ'' , направленные в разные стороны. Из условия равновесия выделенного бесконечно малого элемента получим

$$\begin{aligned} \sigma_n = \sigma'_n + \sigma''_n &= \sigma_y \cos^2 \alpha + \sigma_x \sin^2 \alpha = \frac{\sigma_y}{2} (1 + \cos 2\alpha) + \\ &+ \sigma_x \left(1 - \frac{1 + \cos 2\alpha}{2}\right) = \frac{\sigma_y + \sigma_x}{2} + \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2} \cos 2\alpha; \end{aligned} \quad (I.8)$$

$$\tau = \tau' - \tau'' = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2} \sin 2\alpha. \quad (I.9)$$

На круге Мора напряжения σ_n и τ характеризуются координатами точки B . При $\alpha = 45^\circ$ получим .

$$\sigma_{\text{ср}} = (\sigma_y + \sigma_x)/2, \quad (I.10)$$

$$\tau_{\max} = (\sigma_y - \sigma_x)/2. \quad (I.11)$$

Таким образом, при одноименной плоской схеме (сжатие — сжатие) максимальное касательное напряжение равно полуразности нормальных (главных) напряжений.

Согласно теории Треска и Сан-Венана, максимальное касательное напряжение, необходимое для начала пластической деформации металла, есть величина постоянная, не зависящая от того, по какой схеме (растяжение, сжатие или их комбинация) осуществляется деформация (теория максимальных касательных напряжений). Поэтому, согласно формуле (1.7), можно написать

$$\tau_{\max} = (\sigma_y - \sigma_x)/2 = \sigma_d/2 \quad (I.12)$$

или

$$\sigma_y - \sigma_x = \sigma_d. \quad (I.13)$$

Так как в данном случае нормальные напряжения σ_y (максимальное) и σ_x (минимальное) в поперечных сечениях, перпендикулярных силам P_y и P_x , являются главными нормальными напряжениями σ_1 и σ_3 (касательных напряжений нет в этих сечениях), то формулу (1.13) можно также представить в следующем виде:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_d. \quad (I.14)$$

Из уравнения (1.14) следует, что согласно этой теории, при одноименной схеме напряженного состояния разность главных нормальных напряжений есть величина постоянная, равная фактическому сопротивлению деформации металла, определенному при линейном (простом) сжатии.

Сжатие — растяжение по двум перпендикулярным направлениям (разноименная схема)

Очевидно, что при сжатии — растяжении по двум перпендикулярным направлениям (рис. 1.5) силы P_y и P_x будут создавать на наклонной площадке F_1 нормальные напряжения σ_n и σ_n'' , направленные в разные стороны, и касательные напряжения τ' и τ'' , направленные в одну и ту же сторону:

$$\sigma_n = \sigma_n' - \sigma_n'' = \sigma_y \cos^2 \alpha - \sigma_x \sin^2 \alpha = (\sigma_y - \sigma_x)/2 + [(\sigma_y + \sigma_x)/2] \cos 2\alpha; \quad (I.15)$$

$$\tau = \tau' + \tau'' = \frac{\sigma_y + \sigma_x}{2} \sin 2\alpha. \quad (I.16)$$

На круге Мора напряжения σ_n и τ характеризуются координатами точки B . При $\alpha = 45^\circ$ получим

$$\tau_{\max} = (\sigma_y + \sigma_x)/2 = (\sigma_1 + \sigma_3)/2 = \sigma_d/2, \quad (I.17)$$

т.е. при разноименной (плоской) схеме напряженного состояния (сжатие — растяжение) максимальное касательное напряжение равно полусумме абсолют-

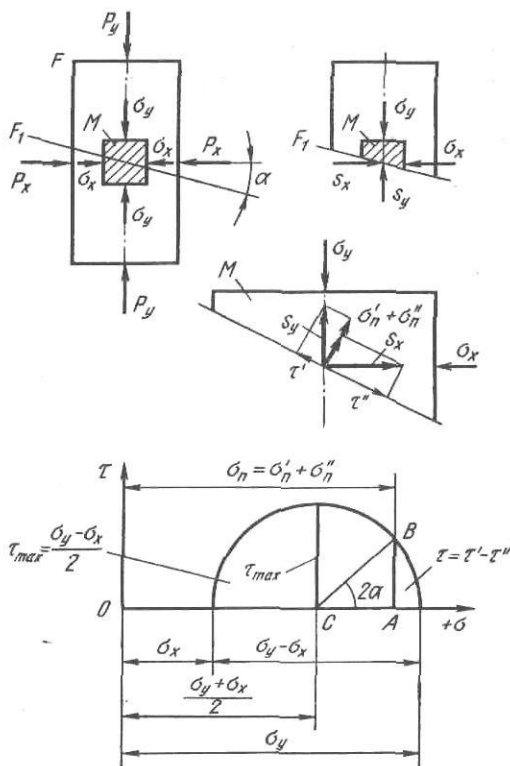


Рис. 1.4. Схема напряжений при сжатии по двум перпендикулярным направлениям (одноименная)

ных значений главных нормальных напряжений или, что то же самое, алгебраическая разность главных нормальных напряжений есть величина постоянная, равная согласно уравнению пластичности (I.7), фактическому сопротивлению деформации металла:

$$\sigma_1 - (-\sigma_3) = \sigma_d. \quad (I.18)$$

Сравним одноименную и разноименную схему. Предположим, что горизонтальное напряжение $\sigma_x = \sigma_3 = \text{const}$. Тогда очевидно, что для начала пластической деформации (т. е. для создания в металле определенного касательного напряжения $\tau_{\max} = \sigma_d/2$) при одноименной схеме де-

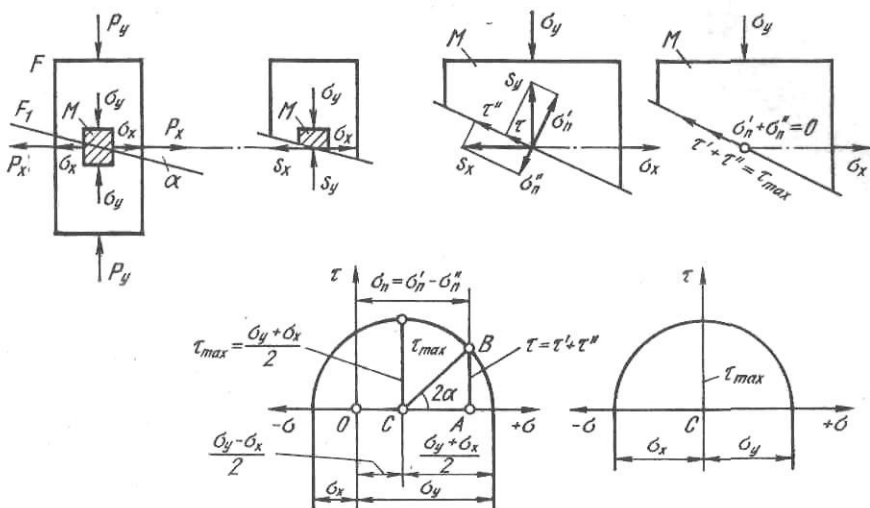


Рис. 1.5. Схема напряжений при сжатии — растяжении по двум перпендикулярным направлениям (разноименная)

формации потребуется создать вертикальное напряжение $\sigma_y = \sigma_1 = \sigma_d + \sigma_x$, а при разноименной $\sigma_y = \sigma_1 = \sigma_d - \sigma_x$, т. е. в первом случае σ_y больше, чем во втором. Отсюда следует, что разноименная схема деформации более выгодна при обработке металла давлением, чем одноименная, так как она позволяет осуществлять пластическую деформацию при меньших вертикальных давлениях на металл со стороны рабочего инструмента (валков, штампа). Известно, например, что при прокатке полосы с натяжением (растяжением) ее концов моталками (см. с. 50) требуется значительно меньшее давление валков на металл, чем при прокатке без натяжения.

Рассмотрим частный случай разноименной схемы, когда $\sigma_y = \sigma_x$ (по абсолютной величине) и $\alpha = 45^\circ$. Из формул (I.15) и (I.16) следует, что при этом нормальное напряжение на наклонной площадке будет равно нулю ($\sigma_n = 0$), а касательное напряжение по-прежнему будет максимальным и равным $\tau_{\max} = \sigma_y = \sigma_x = \sigma_d/2$. Этот случай называется чистым сдвигом при пластической деформации.

Одноименная (см. рис. I.4) и разноименная (см. рис. I.5) схемы напряжений называются плоскими, а сама деформация называется плоской или двухмерной, так как, согласно теории максимальных касательных напряжений, учитываются напряжения только в двух направлениях (по координатам y и x). При этом предполагается, что третья деформация (в направлении оси z , перпендикулярной плоскости xy) равна нулю. Фактически в направлении оси z деформация и напряжения не равны нулю — их влияние будет учтено ниже.

Главные направления и главные нормальные и касательные напряжения

При рассмотрении одноименной и разноименной схем напряжений было принято, что напряжения σ_y и σ_x являются главными, а касательные

напряжения на вертикальных и горизонтальных площадках отсутствуют и имеются только в наклонных сечениях. В действительности при обработке металлов давлением (например, при осадке, выдавливании, волочении и прокатке) имеют место обратные случаи: на вертикальной и горизонтальной площадках выделенного в зоне деформации бесконечно малого элемента, кроме нормальных σ_y и σ_x , имеются также касательные напряжения, причем все эти напряжения не являются главными и максимальными. Таким образом, возникает обратная задача: определить положение таких наклонных площадок, которые являются главными т.е. нормальные напряжения на них являются главными (максимальными σ_1 и минимальными σ_3), а касательные напряжения равны нулю (рис. 1.6). При этом напряжения σ_y , σ_x и τ_{xy} на вертикальной и го-

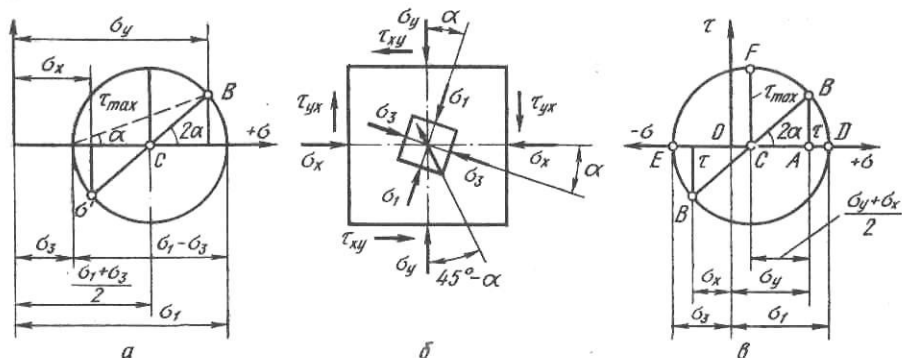


Рис. 1.6. К определению касательных напряжений при двухстороннем сжатии (плоская схема напряжений)

ризонгальной площадках являются известными (заданными). Из условия равновесия (сумма моментов относительно оси равна нулю), следует, что касательные напряжения на взаимно перпендикулярных площадках равны между собой, т.е. $\tau_{xy} = \tau_{yx} = \tau$ (первая буква в индексе обозначает направление τ , вторая — площадку, перпендикулярную действующей силе). В соответствии с предыдущими выводами [см. формулы (1.8) и (1.9)], получим следующие формулы, характеризующие зависимость между заданными напряжениями σ_y , σ_x и τ и искомыми главными нормальными напряжениями σ_1 и σ_3 (для одноименной схемы сжатие — сжатие):

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 = \frac{\sigma_y + \sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}, \quad (1.19)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_3 = \frac{\sigma_y + \sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}, \quad (1.20)$$

где $\tau = [(\sigma_1 - \sigma_3)/2] \sin 2\alpha$.

Из круга Мора для данного случая можно определить положение (угол α) главной наклонной площадки, на которой касательные напряжения равны нулю (рис. 1.6, а):

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\tau}{\sigma_y - \sigma_x}; \quad \alpha = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2\tau}{\sigma_y - \sigma_x}. \quad (1.21)$$

Хотя выделенный в зоне деформации бесконечно малый элемент с наклонными гранями не имеет касательных напряжений на этих гранях, это не означает, что внутри него нет касательных напряжений. Из рис. 1.6, б следует, что этот наклонный элемент находится в условиях неравномерного сжатия с напряжениями на гранях σ_1 и σ_3 . Поэтому, согласно рис. 1.6, а и формулам (1.12) — (1.14), получим

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}. \quad (1.22)$$

Это максимальное (главное) касательное напряжение направлено под углом 45° к граням элемента, т. е. составляет с вертикалью угол γ , равный $\gamma = 45^\circ - \alpha$.

Из рассмотрения формул (I.19) и (I.20) следует, что $\sigma_y + \sigma_x = \sigma_1 + \sigma_3 = \text{const}$.

Таким образом, сумма нормальных напряжений на взаимно перпендикулярных площадках является величиной постоянной.

Очевидно, что при разноименной схеме (сжатие — растяжение) в формулах (I.19) — (I.22) напряжения σ_x и σ_3 надо брать со знаком минус, т. е. знак перед σ_x и σ_3 изменить на обратный.

Пример 1. На внешний элемент с горизонтальными и вертикальными гранями действуют напряжения (МПа): $\sigma_y = 1300$, $\sigma_x = 700$ и $\tau = 400$ (одноименная схема сжатия). Определить σ_1 , σ_3 и τ_{max} .

Строим круг Мора (см. рис. I.6, а). По данным значениям σ_x , σ_y и τ из точки С проводим окружность через точку В и находим: $\sigma_1 = 1500$ и $\sigma_3 = 500$ МПа; $\text{tg } 2\alpha = 4/3$; $2\alpha = 53^\circ 10'$; $\alpha = 26^\circ 35'$; $\tau_{\text{max}} = 500$ МПа.

Пример 2. Дано: $\sigma_y = 1000$, $\sigma_x = -500$ и $\tau = 750$ МПа (разноименная схема деформации). Определить σ_1 , σ_3 и τ_{max} .

Строим круг Мора (рис. I.6, в). Из произвольной точки О в соответствующем масштабе откладываем: влево величину (отрицательная ось растяжения) σ_x , вправо σ_y . В крайних точках восстанавливаем перпендикуляры $\tau = 750$ и соединяем точки В и В' прямой. Из центра С проводим окружность через точки В и В'. Отрезки OD и OE будут характеризовать главные нормальные напряжения на наклонных площадках бесконечно малого внутреннего элемента: $\sigma_1 = OD = 1300$, $\sigma_3 = OE = 800$ МПа (растяжение). Угол наклона главных площадок $2\alpha = 45^\circ$, $\alpha = 22^\circ 30'$. Точка F характеризует максимальное касательное напряжение в центральной точке внутреннего элемента $\tau_{\text{max}} = CF = 1050$ МПа. Плоскость действия этого напряжения: $\gamma = 45^\circ - \alpha = 22^\circ 30'$. Нормальное напряжение в этой точке характеризуется отрезком OC; $\sigma_n = OC = 250$ МПа.

Аналогичные данные получим по формулам (I.19) — (I.22).

Объемное напряженное состояние

Внутри деформируемого объема тела при переходе от точки к точке напряженное состояние изменяется медленно, поэтому в окрестности любой точки можно выделить бесконечно малый объем металла в виде параллелепипеда (рис. I.7, а), в котором напряженное состояние можно

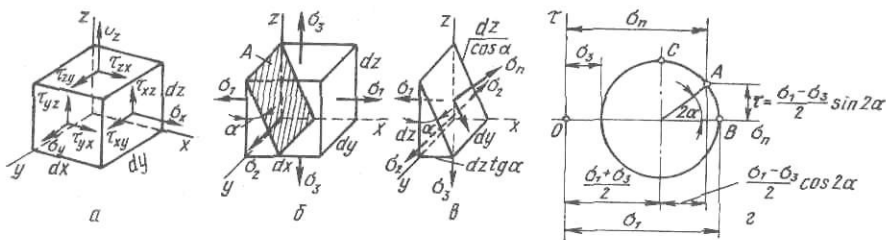


Рис. I.7. Объемная схема напряженного состояния:

а — общий случай нормальных и касательных напряжений на площадках (гранях) элементарного параллелепипеда; б — на площадках только главные нормальные напряжения; в — напряжения на наклонной площадке треугольной призмы; г — круг Мора

рассматривать как однородное. Полное напряжение на каждой из шести площадок (граней) параллелепипеда можно разложить на три составляющие: одну по нормали к площадке — нормальное напряжение σ и две в плоскости площадки — касательные напряжения τ (на трех невидимых гранях напряжения σ и τ на рис. I.7, а не показаны). Из курсов сопротивления материалов и теория обработки металлов давлением известно, что можно выбрать такую систему координат (осей x , y , z), в которой касательные напряжения на площадках равны нулю; такие площадки называются главными, а нормальные напряжения на них — главными напряжениями σ_1 , σ_2 , σ_3 (вместо σ_x , σ_y , σ_z), причем в дальнейшем принимается, что $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ (рис. I.7, б).

Однако, это не значит, что внутри объема выделенного параллелепипеда (на гранях которого имеются только главные напряжения σ_1 , σ_2 , σ_3), нет касательных напряжений. Выделим в параллелепипеде наклонную площадку А (на рис. I.7, б заштрихована), параллельную оси y и

напряжению σ_2 . На этой площадке в общем случае имеются нормальное σ_n и касательное τ напряжения (рис. 1.7, в). Рассмотрим условие равновесия треугольной призмы, образованной сечением элементарного параллелепипеда наклонной площадкой. Проектируя все силы, действующие на призму, на оси, совпадающие с векторами σ_n и τ , получим:

$$\sigma_n dy (dz/\cos \alpha) = \sigma_1 dy dz \cos \alpha + \sigma_3 dy dz \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha;$$

$$\tau dy (dz/\cos \alpha) = \sigma_1 dy dz \sin \alpha - \sigma_3 dy dz \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha,$$

или

$$\sigma_n = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha; \quad \tau = (\sigma_1 - \sigma_3) \sin \alpha \cos \alpha;$$

$$\sigma_n = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha; \quad \tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha.$$

Таким образом, можно определить напряжения σ_n и τ , действующие на любой площадке, наклоненной под углом α .

Полученные выражения можно преобразовать следующим образом: перенесем полусумму главных напряжений в левую часть первого уравнения; возведем в квадрат левую и правую части уравнений, исключив угол α , и получим

$$\tau^2 + \left(\sigma_n - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \right)^2 = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right)^2. \quad (1.23)$$

Это уравнение является уравнением окружности в координатах σ_n — τ , центр которой смещен по оси $x = \sigma_n$ на величину $(\sigma_1 + \sigma_3)/2$ от начала координат, а радиус равен $(\sigma_1 - \sigma_3)/2$. Полученный круг называется кругом Мора для определения напряженного состояния (σ_n, τ) на любой наклонной под углом α площадке, если известны главные напряжения σ_1 и σ_3 на главных площадках (рис. 1.7, в, г). Если $\alpha = 0$, то наклонная площадка совпадает с главной площадкой напряжения σ_1 и

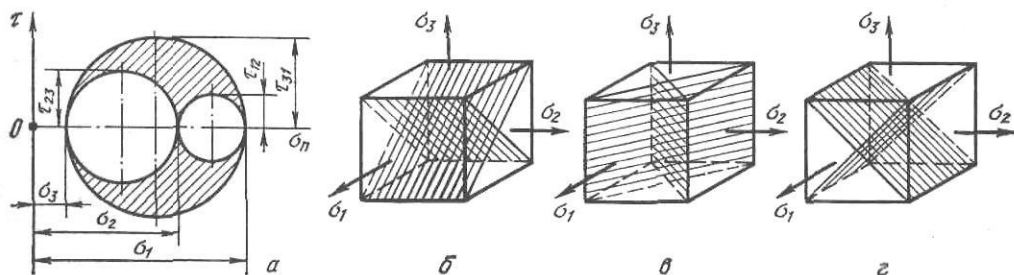


Рис. 1.8. Круги Мора объемного напряженного состояния (а) и положение плоскостей максимальных касательных напряжений τ_{31} , τ_{12} и τ_{23} (б, в, г)

$\tau = 0$ (точка В); если $\alpha = 45^\circ$, $\sin 2\alpha = 1$ и касательное напряжение является максимальным (главным) и равным (точка С) $\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2 = \tau_{31}$.

Аналогичным образом можно построить круги Мора для наклонных площадок, параллельных осям x, z (т.е. векторам σ_3 и σ_1). Таким образом для объемного напряженного состояния всего может быть построено три круга Мора. Очевидно, что соотношения между σ_n и τ определяются координатами точек, лежащих внутри большого круга (рис. 1.8, а, заштриховано).

Имеются три максимальных (главных) значения касательных напряжений

$$\tau_{31} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2; \quad \tau_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2)/2; \quad \tau_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3)/2,$$

действующих на шести взаимоперпендикулярных площадках, расположенных под углом 45° к осям (рис. 1.8, б, в, г), причем наибольшим является τ_{31} (радиус большого круга); на этих площадках нормальные напряжения соответственно равны:

$$\sigma_{31} = (\sigma_1 + \sigma_3)/2; \quad \sigma_{21} = (\sigma_1 + \sigma_2)/2 \quad \text{и} \quad \sigma_{32} = (\sigma_2 + \sigma_3)/2.$$

2. Механические схемы деформации

Для анализа процессов обработки металлов давлением применяют так называемые механические схемы деформации; каждая такая схема состоит из двух схем: схемы главных напряжений и схемы главных деформаций.

В качестве примера на рис. 1.9, приведены механические схемы деформации.

При прессовании (выдавливании через очко матрицы) металл находится в напряженном состоянии всестороннего сжатия (все три главные напряжения σ — сжимающие): в направлении оси цилиндрического контейнера происходит деформация удлинения, а по двум другим осям — деформация сжатия (рис. 1.9, а).

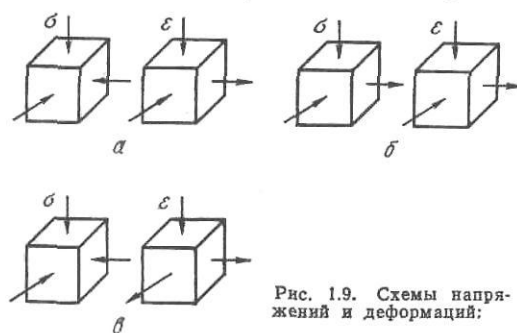


Рис. 1.9. Схемы напряжений и деформаций:

При волочении схема напряженного состояния разноименная: по оси протягиваемого прутка действует напряжение растяжения, по двум другим осям — напряжения сжатия (давления со стороны волокна). Схема деформации аналогична схеме деформации при прессовании (рис. 1.9, б).

При прокатке и осадке металла вследствие наличия контактных сил трения схема напряженного состояния аналогична схеме при прессовании, т.е. всестороннее сжатие; схема деформации состоит из одной деформации сжатия (обжатие металла по толщине) и двух деформаций удлинения (по длине и ширине), рис. 1.9, в.

Всего имеется девять схем напряженного состояния и три схемы деформированного состояния; сочетание их позволяет получить более 20 механических схем деформаций (рис. 1.10).

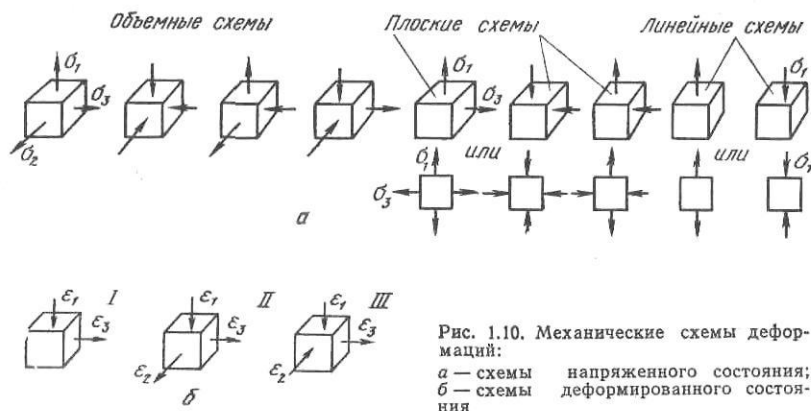


Рис. 1.10. Механические схемы деформаций:
а — схемы напряженного состояния;
б — схемы деформированного состояния

Для того, чтобы определить, по какой схеме предельного напряженного состояния происходит пластическая деформация металла, пользуются следующим приемом: в зоне деформации металла мысленно выделяют бесконечно малый кубик (объем) металла, грани которого подвержены действию главных нормальных напряжений.

Главные нормальные напряжения, действующие на грани кубика, обозначают через σ_1 , σ_2 и σ_3 и называют: σ_1 — максимальным; σ_3 — минимальным и σ_2 — средним (по величине между σ_1 и σ_3) напряжением.

Схемы объемного напряженного состояния: всестороннее растяжение, всестороннее сжатие и две разноименные схемы.

Схема всестороннего растяжения является самой невыгодной схемой деформации, так как очевидно, что металл при этом обладает малой пла-

стичностью. Практически при обработке металлов давлением эту схему не применяют, а ее используют только при растяжении образцов, имеющих местное сужение (шейку), т.е. при растяжении образцов переменного сечения. Очевидно, что по схемам всестороннего равномерного ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$) сжатия или растяжения деформация невозможна. Все процессы обработки металлов давлением построены по схеме всестороннего неравномерного сжатия ($\sigma_1 \neq \sigma_2 \neq \sigma_3$) или по разноименным объемным схемам (сжатие — растяжение).

Схемы плоского напряженного состояния — это схемы, в которых одно из главных напряжений равно нулю. Таких схем три: двустороннее растяжение, двустороннее сжатие и разноименная схема (растяжение — сжатие).

Схемы линейного напряженного состояния (простое растяжение или сжатие). Линейная схема применяется при испытании образцов постоянного сечения на растяжение. Линейные схемы сжатия практически неосуществимы, так как контактные силы трения на плоскостях сжатия создают горизонтальные напряжения в металле, и фактически при этом получается объемная схема сжатия. Только по краям образца, где влияние сил трения незначительно, условно можно считать, что металл находится в напряженном состоянии линейной схемы сжатия (рис. I.11).

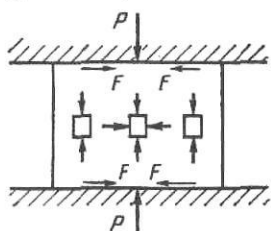


Рис. I.11. Влияние контактного трения на напряженное состояние металла в середине и по краям заготовки при осадке ее (F — силы трения)

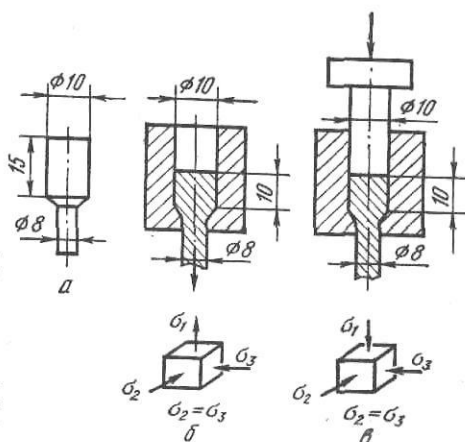


Рис. I.12. Влияние схемы напряженного состояния металла на сопротивление его деформации при волочении и выдавливании (по С. И. Губкину)

Поясним значение и влияние различных схем напряженного состояния следующим весьма наглядным опытом С. И. Губкина.

Медный отожженный образец (рис. I.12, а) закладывали в матрицу (рис. I.12, б) и к нижнему концу его прикладывали растягивающее усилие, т.е. осуществляли процесс волочения. Когда высота образца в матрице с 15 мм уменьшилась до 10 мм, усилие волочения по прибору было равно 10,5 кН. В этот момент опыт прервали и вместо растягивающего усилия приложили сжимающее усилие, для чего поместили в матрицу пуансон (рис. I.12, в) и нагрузили его сверху. Таким образом опыт продолжали при осуществлении процесса истечения металла (процесса прессования) через очко. Для того чтобы металл опять начал течь при этом способе, к пуансону потребовалось приложить сверху усилие, равное 35,3 кН, т.е. значительно большее, чем при волочении.

Главные нормальные напряжения при этом были равны:

$$\text{при волочении} \quad \sigma_1 = P/F = (10500 \cdot 4) / (\pi \cdot 8^2) = 220 \text{ МПа};$$

при прессовании

$$\sigma_1 = P/F = (35300 \cdot 4) / (\pi \cdot 10^2) = 450 \text{ МПа}.$$

И в этом и в другом случае были так называемые объемные схемы напряженного состояния, т.е. на металл действовали три взаимно пер-

пендикулярных главных напряжения: σ_1 , σ_2 и σ_3 . Однако при волочении одно из этих напряжений было растягивающим (разноименная схема), а при прессовании все три были сжимающими. Таким образом, повышенные приложенных внешних усилий (с 10,5 до 35,3 кН) и давлений (главных нормальных напряжений σ_1) произошло исключительно вследствие изменения схемы напряженного состояния металла в рабочем пространстве при деформации. В обоих случаях механические свойства металла были неизменными, однако сопротивление деформации изменилось.

Таким образом, можно сделать вывод, что сопротивление деформации и пластичность металла — это не свойства его (как, например, предел текучести), а состояние; они зависят не только от природы его, но и от схемы напряженного состояния.

В каждой точке деформируемого тела имеются три взаимно перпендикулярных направления, которые являются главными осями деформаций; по направлению этих осей деформируемое тело испытывает главные линейные деформации ϵ_1 , ϵ_2 и ϵ_3 (сжатия или растяжения).

При пластической деформации объем металла не изменяется, т. е. $V = \text{const}$ и приращение объема равно нулю ($\Delta V = 0$). Если длину ребра исходного кубика металла принять равной единице, то можно записать

$$\Delta V = (1 + \epsilon_1)(1 + \epsilon_2)(1 + \epsilon_3) - 1 \approx \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = 0, \quad (1.236)$$

т. е. сумма главных линейных деформаций при пластической деформации равна нулю. Из этого следует, что при объемном напряженном состоянии главные

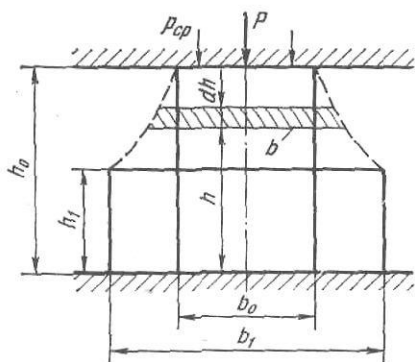


Рис. 1.13. К определению истинной (логарифмической) деформации при осадке металла

линейные деформации не могут быть одного знака, т. е. схемы деформации могут быть только разноименные и всего таких схем три: одна плоская (сжатие — растяжение при $\epsilon_2 = 0$) и две объемные сжатие — сжатие — растяжение или сжатие — растяжение — растяжение (см. рис. 1.10, б).

Например, при прокатке широкого листа уширением можно пренебречь ($\epsilon_2 = 0$) и считать, что схема деформации является плоской (I); при прокатке толстой заготовки (слитка) прямоугольного сечения металл обжимается по толщине (сжатие), а ширина и длина его увеличиваются (растяжение —

схема II, объемная). При выдавливании и волочении металла через коническую матрицу (очко) имеются две деформации радиального сжатия и одна деформация осевого растяжения (схема III, объемная).

При обработке давлением (прокатке, ковке, прессовании) размеры деформируемого металла изменяются значительно, т. е. имеют место большие пластические деформации. В этих случаях истинную относительную деформацию более правильно определять как интеграл отношения бесконечно малых приращений деформаций (за короткие промежутки времени) к текущей толщине металла, например, для осадки металла по высоте (рис. 1.13) (считая деформацию положительной)

$$\delta_h = \int_{h_1}^{h_0} \frac{dh}{h} = \ln \frac{h_0}{h_1} = \ln \frac{1}{1 - \epsilon} = -\ln(1 - \epsilon) \approx \epsilon \left(1 + \frac{\epsilon}{2}\right). \quad (1.23в)$$

Таким образом истинная (логарифмическая, интегральная) деформация больше относительной деформации $\delta_h > \epsilon$. Однако при $\epsilon = 0,2$ $\delta_h > \epsilon$ только на 10 %, поэтому на практике при выполнении различных расчетов чаще применяют более простые выражения относительного обжатия через ϵ .

Для создания условий, необходимых для начала пластической деформации при различных схемах напряженного состояния, требуется приложить к металлу различные по величине главные нормальные напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3 .

При простом линейном сжатии (растяжении) (см. рис. I.3) к металлу надо приложить со стороны рабочего инструмента (штампа) вертикальное напряжение $\sigma_1 = \sigma_y$, равное, согласно формуле (I.7), $\sigma_1 = \sigma_d$.

При плоском напряженном состоянии ($\sigma_2 = 0$) (см. рис. I.4) в деформируемом металле, согласно формулам (I.12) и (I.22), надо создать разность главных нормальных напряжений, равную $\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_d$.

В тех случаях, когда деформация происходит в условиях объемной схемы напряженного состояния (т. е., когда имеются все три главных напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3), определить условия начала пластической деформации более сложно.

В отличие от прежних теорий Треска и Сан-Венана, в настоящее время этот вопрос решается на основании так называемой энергетической теории предельного состояния деформируемого материала (теории Губера — Генки — Мизеса), согласно которой пластическая деформация возможна только тогда, когда в упругом материале будет накоплена определенная энергия, необходимая для изменения формы (анеобъема) этого материала независимо от схемы напряженного состояния.

Пластическая деформация начнется только после упругой деформации. Потенциальную энергию упругой деформации A можно разделить на две части:

$$A = A_0 + A_\phi, \quad (I.24)$$

где A_0 — потенциальная энергия, направленная на изменение объема (как известно, при упругой деформации растяжения объем тела увеличивается, а плотность уменьшается); A_ϕ — потенциальная энергия, направленная на изменение формы тела.

При объемной схеме напряженного состояния металла упругая деформация его происходит в трех направлениях (ϵ_1 , ϵ_2 и ϵ_3) и полная (удельная) потенциальная энергия, согласно закону Гука, выражается уравнением

$$A = 1/2 (\sigma_1 \epsilon_1 + \sigma_2 \epsilon_2 + \sigma_3 \epsilon_3). \quad (I.25)$$

Так как относительные деформации по закону Гука равны

$$\begin{aligned} \epsilon_1 &= 1/E [\sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3)]; \\ \epsilon_2 &= 1/E [\sigma_2 - \mu (\sigma_1 + \sigma_3)]; \\ \epsilon_3 &= 1/E [\sigma_3 - \mu (\sigma_2 + \sigma_1)], \end{aligned} \quad (I.26)$$

то, согласно уравнению (I.25), получим следующее выражение для полной потенциальной энергии деформации

$$A = 1/2 E [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu (\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1)]. \quad (I.27)$$

Относительное приращение объема тела при упругой деформации равно сумме деформаций в трех взаимно перпендикулярных направлениях, т. е.

$$\Delta V/V = \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = [(1 - 2\mu)/E] (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3), \quad (I.28)$$

где μ — коэффициент Пуассона деформируемого материала; E — модуль упругости материала.

Потенциальная энергия, направленная на изменение объема, равна половине произведения относительного приращения объема на среднее напряжение, т. е.

$$A_0 = \frac{1}{2} \frac{\Delta V}{V} \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} = \frac{1 - 2\mu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2. \quad (I.29)$$

Пользуясь уравнениями (I.27) и (I.29), из формулы (I.24) находим, что удельная потенциальная энергия, направленная на изменение формы, будет равна

$$A_{\phi} = A - A_0 = [(1 + \mu)/6E] [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]. \quad (I.30)$$

На основании многочисленных опытов установлено, что удельная потенциальная энергия, направленная на изменение формы при пластической деформации, является величиной постоянной, не зависящей от схемы напряженного состояния при деформации (зависит только от природы материала, температуры и скорости деформации). Таким образом, при линейной схеме деформации ($\sigma_1 = \sigma_d$; $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$) удельная потенциальная энергия, согласно формуле (I.30) будет равна

$$A_{\phi, \text{лин}} = [(1 + \mu)/6E] 2\sigma_d^2. \quad (I.31)$$

Приравнивая правые части уравнений (I.30) и (I.31), получим

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_d^2 = \text{const.} \quad (I.32)$$

Это так называемое энергетическое уравнение (условие) пластичности в общем виде. Его можно формулировать следующим образом: сумма квадратов разностей главных нормальных напряжений при объемной схеме напряженного состояния выделенного в металле бесконечно малого элемента есть величина постоянная, равная удвоенному квадрату фактического сопротивления деформации при линейной схеме напряженного состояния.

Применение уравнения пластичности (I.32) для подсчета усилий, возникающих при различных процессах обработки металлов давлением, осложняется трудностью определения взаимосвязи между всеми тремя главными напряжениями σ_1 , σ_2 и σ_3 . Однако в этом и нет практической необходимости, так как основные процессы обработки металлов давлением можно свести к двум объемным схемам напряженного состояния, для которых применение уравнения пластичности (I.32) значительно упрощается:

1. Протяжка и прессование металла через очко (фильер, матрицу). Ввиду того, что деформируемый в очке металл круглого сечения, напряжения в любой горизонтальной плоскости равны между собой, т. е. $\sigma_2 = \sigma_3$. При этом уравнение пластичности (I.32) принимает следующий вид: $\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_d$.

Уравнение (I.32) того же вида, что и уравнения (I.14) и (I.22), полученные из теории максимальных касательных напряжений, согласно которой

$$\tau_{\text{max}} = \sigma_{\phi}/2 = (\sigma_1 - \sigma_3)/2.$$

2. Прокатка. При прокатке широких полос основными деформациями являются высотная (обжатие по высоте) и продольная (удлинение), а поперечная деформация (уширение) незначительна и ею можно пренебречь. Полагая для этого случая относительную деформацию ϵ_2 (в направлении среднего напряжения σ_2) равной нулю (плоская деформация), согласно уравнению (I.26), получим

$$\sigma_2 = \mu(\sigma_1 + \sigma_3). \quad (I.33)$$

При пластической деформации (в отличие от упругой) объем деформируемого металла не изменяется, поэтому при $\Delta V = 0$ из уравнения (I.29) получим

$$[(1 - 2\mu)/E](\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = 0, \text{ откуда } 1 - 2\mu = 0, \text{ т. е.}$$

$$\mu = 0,5. \quad (I.34)$$

Таким образом, коэффициент Пуассона при пластической деформации металла есть величина постоянная (так как объем металла не изменяется) и равная $\mu=0,5$.

С учетом выражения (I.34) уравнение (I.33) примет вид:

$$\sigma_2 = (\sigma_1 + \sigma_3)/2, \quad (I.35)$$

т. е. при плоской деформации среднее (по величине) главное нормальное напряжение σ_2 равно полусумме максимального (σ_1) и минимального (σ_3) напряжений.

Такая схема деформации, когда при объемном напряженном состоянии (т. е. существуют все три главных напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3) одна из трех деформаций ϵ_2 (например, уширение при прокатке) равна нулю, называется плоской (двухмерной) деформацией.

Подставляя условие (I.35) в уравнение (I.32), получим

$$\sigma_1 - \sigma_3 = (2/\sqrt{3}) \sigma_d \approx 1,15 \sigma_d. \quad (I.36)$$

Ранее (см. рис. I.5) было установлено, что при чистом сдвиге, когда $\sigma_1 = -\sigma_3$ (напряжение сжатия равно напряжению растяжения), на наклонной площадке нормальные напряжения будут равны нулю, а касательное напряжение будет максимальным и, согласно формуле (I.17), при $\alpha=45^\circ$ равным

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 + \sigma_3)/2. \quad (I.37)$$

Сравнивая это выражение с формулой (I.36), получим (при $\sigma_3 = -\sigma_1$), что

$$\tau_{\max} = \sigma_d/\sqrt{3} \approx 0,58 \sigma_d. \quad (I.38)$$

Таким образом, мы получим очень важный вывод: максимальная величина, которую физически может достичь главное касательное напряжение при пластической деформации (при чистом сдвиге), равна $\sim 0,58 \sigma_d$ и она называется константой пластичности.

Напомним, что по теории максимальных касательных напряжений (теория Треска и Сан — Венана) $\tau_{\max} = \sigma_d/2$ [см. формулу (I.12)]. Увеличение (на 15%) максимального касательного напряжения при чистом сдвиге объясняется учетом влияния среднего напряжения σ_2 [формула (I.35)] в энергетическом уравнении пластичности (I.32).

Уравнение (I.36) в главных напряжениях для плоской (двухмерной) деформации при объемной схеме напряженного состояния имеет вид

$$\sigma_1 - \sigma_3 = k, \quad (I.39)$$

где $k = 2\tau_{\max} = 2/\sqrt{3} \sigma_d \approx 1,15 \sigma_d$.

Уравнение пластичности (I.39) является основным при решении многих задач по обработке металлов давлением и главным образом по прокатке широкой и относительно тонкой полосы. Оно показывает, что при пластической деформации разность главных нормальных напряжений — максимального (σ_1) и минимального (σ_3) — есть величина постоянная, равная удвоенной константе пластичности.

Применяя уравнение пластичности (I.39), надо учитывать алгебраическую, а не абсолютную величину напряжений σ_1 и σ_3 , т. е. надо учитывать знаки этих напряжений, поэтому более правильно это уравнение записывается так:

$$(\pm \sigma_1) - (\pm \sigma_3) = k, \quad (I.40)$$

где знак плюс относится к напряжению сжатия (принятому положительным), а знак минус — к напряжению растяжения.

Например, прокатку металла, имеющего фактическое сопротивление линейной деформации $\sigma_d=400$ и $k=1,15 \sigma_d=460$ МПа, можно проводить по двум плоским схемам деформации:

а) одноименной схеме сжатия, когда $(+\sigma_1) = 760$ и $(+\sigma_3) =$

$=300$ МПа (максимальным здесь будет наибольшее по абсолютной величине напряжение сжатия, т. е. σ_1):

б) разноименной схеме (сжатие — растяжение), когда $(+\sigma_1)=200$, а $(-\sigma_3)=260$ МПа (максимальным здесь является положительное напряжение σ_1 , хотя оно меньше по абсолютной величине чем σ_3 , которое будет минимальным). Алгебраическая разность в обоих случаях будет одинаковой, равной $k=460$ МПа.

Интересно выяснить, каковы будут напряжения σ_1 и σ_3 , если при прокатке будет создана схема напряжений, соответствующая чистому сдвигу. Очевидно, что этому случаю соответствует условие равенства абсолютных величин σ_1 и σ_3 , т. е. $(+\sigma_1)=(-\sigma_3)$. Подставляя эти значения в уравнение (1.40), получим $\sigma_1=k/2=-\sigma_3$, т. е. в рассматриваемом случае $\sigma_1=230$ и $\sigma_3=-230$ МПа. Таким образом, при чистом сдвиге каждое из главных нормальных напряжений по абсолютной величине равно максимальному касательному напряжению (константе пластичности $\tau_{\max}=k/2$).

Из изложенного следует, что условие начала пластической деформации, определяемое уравнением (1.40), можно обеспечить при двух основных схемах напряженного состояния деформируемого металла: одноименной схеме сжатия и разноименной схеме сжатие — растяжение; к последней относится и схема чистого сдвига. Так как при обработке давлением (например, при прокатке) нам желательно достичь наибольшего эффекта пластической деформации при наименьших значениях давления [т. е. напряжения σ_1 со стороны рабочего инструмента (валков)], то разноименную схему напряжений следует признать наиболее целесообразной (при деформации пластичных материалов, например стали, допускающих приложение к ним больших растягивающих напряжений σ_3). Известно, например, что при прокатке полосы с натяжением (растяжением) ее концов моталками требуется значительно меньшее давление валков на металл, чем при прокатке без натяжения.

Выше было отмечено, что для многих видов обработки металлов давлением (осадки, прокатки) нормальные напряжения σ_y и σ_x на площадках (выделенного бесконечно малого элемента внутри деформируемого металла), перпендикулярных осям y и x , не являются главными, так как на этих площадках действуют касательные силы τ (например, под влиянием контактных сил трения, см. рис. I.11 и II.1). В таком случае главные нормальные напряжения (максимальное σ_1 и минимальное σ_3) действуют по площадкам, имеющим некоторый угол наклона к осям y и x (см. рис. I.6). Согласно формулам (1.22) и (1.39), получим

$$(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 4\tau_{xy}^2 = k^2. \quad (I.41)$$

Это есть обобщенное уравнение пластичности для не главных напряжений по осям y и x , перпендикулярно которым на площадках элемента действуют касательные напряжения $\tau_{xy}=\tau_{yx}$. Если касательные напряжения значительно меньше своего максимального значения при чистом сдвиге ($\tau_{xy} \ll k/2$), т. е. если угол между направлениями σ_y и σ_1 (или σ_x и σ_3) незначителен по величине (до $5-10^\circ$, см. рис. I.6 и пример 2 на стр. 12), то можно не учитывать их влияние, считать, что $\sigma_y=\sigma_1$, $\sigma_x=\sigma_3$ и пользоваться уравнением (1.39) в главных напряжениях.

3. Пластическая деформация металла

Пластичность—это способность металлического тела под влиянием внешних усилий остаточного изменить свою форму (при неизменном объеме) без разрушения. Чем выше степень деформации тела до появления первых признаков разрушения, тем выше его пластичность независимо от ве-

личины приложенных внешних усилий. Пластическая деформация осуществляется, главным образом, за счет сдвига кристаллов тела под действием касательных напряжений по определенным кристаллографическим направлениям и плоскостям с наиболее плотно упакованными атомами (например, в направлении диагоналей куба).

Разрушение — отрыв (разрыв) тела в результате достижения критического значения нормального напряжения; оно может происходить без предшествующей пластической деформации, если сопротивление отрыву меньше сопротивления сдвигу (хрупкие металлы) или после значительной деформации. В некоторых случаях разрушение может происходить также в результате действия касательных напряжений после пластической деформации.

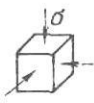
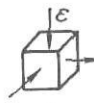
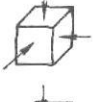
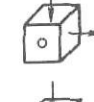
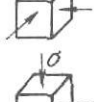
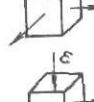


Пластичность зависит не только от свойств вещества (определяемых его химическим составом, структурой, температурой, степенью и скоростью деформации), но и от механической схемы деформации. Механическая схема деформации имеет важное значение при обработке металла давлением, так как она позволяет повысить или понизить указанную выше природную пластичность.

При схеме напряженного состояния всестороннего сжатия вероятность разрушения металла путем отрыва мала, поэтому при этой схеме можно достигнуть наибольшей пластичности. Наоборот, при схеме всестороннего растяжения вероятность отрыва велика, поэтому пластичность наименьшая.

На пластичность оказывает влияние не только схема напряженного состояния, но и абсолютная величина главных напряжений, характеризующая средним (так называемым гидростатическим) давлением $\sigma_{\text{ср}} = p = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3$. Чем больше $\sigma_{\text{ср}}$, тем выше пластичность, так как при больших значениях $\sigma_{\text{ср}}$ металл уплотняется (ликвидируются поры), облегчается внутрикристаллитная и затрудняется межкристаллитная деформация, повышается сопротивление деформации. Когда $\sigma_3 < \sigma_{\text{ср}} < (\sigma_1 + \sigma_2) / 2$ схема деформации имеет одну деформацию удлинения (по оси максимального напряжения σ_1) и две деформации сжатия (по двум другим осям). Такая схема всестороннего сжатия с деформацией по одной из осей обеспечивает наивысшую пластичность (прессование — выдавливание металла через очко матрицы, см. табл. 1.1), но она требует приложения большого усилия к деформируемому телу.

При $\sigma_{\text{ср}} = \sigma_2 = (\sigma_1 + \sigma_3) / 2$ деформация $\epsilon_2 = 0$ (например, уширение при прокатке широкого листа) механическая схема всестороннего сжатия обладает достаточно хорошей пластичностью.

Таблица 1.1. Механические схемы деформации основных технических процессов обработки металлов давлением

Процесс	Схема напряженного состояния	Схема деформации	Необходимое усилие	Пластичность
Прессование			Высокое	Очень хорошая
Прокатка листов			»	Хорошая
Осадка			Среднее	Удовлетворительная
Волочение			Низкое	Пониженная

При разноименных схемах снижается усилие, необходимое для пластической деформации, при этом уменьшается пластичность.

Таким образом, пластичность — не только природное свойство металла, но и его состояние, и она зависит также от механической схемы деформации (табл. I.1). Поэтому при обработке давлением малопластичных металлов не следует применять схемы напряженного состояния с растягивающими напряжениями.

Деформация металла в холодном состоянии

Из практики известно, что по мере увеличения степени холодной деформации металл утрачивает свои природные пластические свойства и становится жестким и хрупким, т. е. трудно деформируемым.

На рис. I.14 приведены кривые, характеризующие это изменение при осадке образцов из стали с содержанием 0,1 % С. Как видно из рис. I.14 при деформации свыше 80 % металл почти полностью теряет пластические свойства (удлинение становится почти равным нулю).

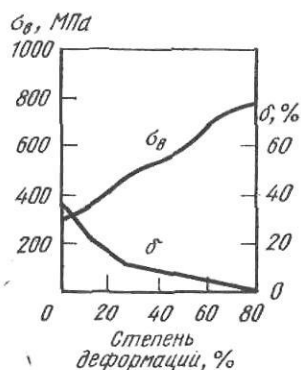


Рис. I.14. Зависимость механических свойств стали от степени деформации

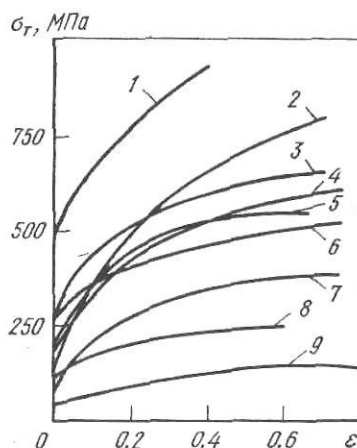


Рис. I.15. Зависимость предела текучести σ_t различных металлов от относительного обжатия ϵ при холодной прокатке:

1 — сталь 1X18H9T, $h_0=1,5$ мм; 2 — никель; 3 — нейзильбер; 4 — латунь Л62; 5 — мельхиор; 6 — сталь 10, $h_0=2$ мм; 7 — медь, $h_0=10$ мм; 8 — алюминий

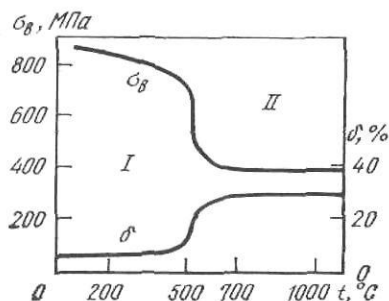


Рис. I.16. Изменение свойств стали (предела прочности σ_b и удлинения δ) при отжиге

Такие диаграммы, которые показывают изменение механических свойств металла в зависимости от степени холодной деформации, называются диаграммами наклепа (упрочнения). Эти диаграммы имеют очень большое значение, так как они показывают состояние свойств металла после определенной степени деформации и возможность дальнейшей его пластической деформации.

На рис. I.15 приведены кривые зависимости сопротивления линейной деформации σ_t от степени деформации для различных металлов и сплавов.

Как показывают исследования, при холодной пластической деформации структура металла изменяется: происходит размельчение зерен металла и определенная их ориентация в направлении наибольшей деформации.

Для восстановления пластических свойств металла с целью дальнейшей его деформации необходимо снять наклеп и вернуть метал-

лу его прежние механические свойства. Для этой цели холодная пластическая деформация всегда сопровождается промежуточными нагревами (отжигами) деформированного наклепанного металла.

В процессе нагрева наклепанного металла в нем будут происходить следующие процессы: возврат *I* и рекристаллизация *II* (рис. 1.16).

Возврат происходит при нагреве наклепанного металла до низких температур (для стали до 400—500 °С). При таком нагреве структура металла не изменяется, но внутренние напряжения в металле снимаются и пластические свойства его несколько повышаются (уменьшаются предел прочности, предел текучести и твердость, увеличивается удлинение.)

Рекристаллизация происходит при нагреве деформированного металла до более высоких температур, при которых происходит полное перерождение структуры металла (рост зерна) и возврат его механических свойств.

Процесс рекристаллизации является неотъемлемой технологической операцией при всякой холодной деформации металла (прокатке, волочении и т. д.), и он имеет большое практическое значение. Благодаря рекристаллизации происходит полное восстановление механических свойств металла и перерождение его структуры, чем обеспечивается возможность дальнейшей его холодной деформации.

При изучении влияния процесса рекристаллизации на изменение механических свойств деформированного металла необходимо иметь в виду одно очень важное обстоятельство — величину зерна после рекристаллизации. Оказывается, что величина зерна зависит от многих факторов: степени деформации, температуры, продолжительности нагрева, размера исходных зерен и т. д. Для каждого металла есть своя, определенная (так называемая критическая) степень холодной деформации, после которой рекристаллизационный отжиг вызывает нежелательный рост зерна. Эта степень деформации называется критическим наклепом. Например, холодную прокатку листовой стали с содержанием около 0,1 % С надо заканчивать или при очень малом обжатии (нагартовка около 2—4 %) или при больших обжатиях — порядка 30—60 %. Средние обжатия в пределах 7—12 % соответствуют критическому наклепу, при котором в процессе последующей рекристаллизации образуется очень крупнозернистая структура металла. При такой структуре листовая сталь с содержанием 0,1 % С не годится для глубокой штамповки.

На рис. 1.17 приведена так называемая пространственная диаграмма рекристаллизации стали.

Из этой диаграммы наглядно видно наличие критических степеней деформации (до 10 %), вызывающих большой рост зерна. Величина этих критических степеней деформации различна для разных температур рекристаллизации.

При температуре нагрева, несколько большей, чем температура фазового превращения, можно получить мелкое зерно независимо от степени наклепа; при температурах, значительно превышающих верхнюю критическую точку A_{c3} (>1100 °С), зерно получается крупным для всех степеней предшествующей деформации. Практическое значение таких диаграмм очень большое, так как они позволяют правильно выбрать

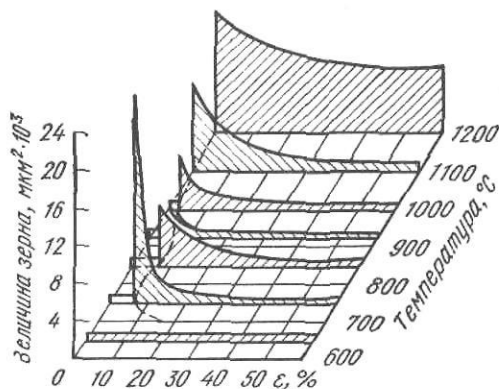


Рис. 1.17. Пространственная диаграмма рекристаллизации стали

нужный технологический процесс холодной деформации и отжига наклепанного металла с тем, чтобы получить более мелкозернистую структуру металла и необходимые механические свойства.

Деформация металла в горячем состоянии

Горячей обработкой металла называется деформация его при температурах, превышающих температуру рекристаллизации.

Деформация при температуре ниже температуры рекристаллизации сопровождается наклепом (упрочнением), так как рекристаллизации зерен металла при этом не происходит, т. е. в этом случае имеет место собственно холодная деформация, хотя температура металла и выше обычной комнатной (или цеховой) температуры (иногда такую деформацию называют теплой). Интересно отметить, что температура рекристаллизации чистых свинца, олова и цинка равна около 20°C , поэтому холодная деформация их при этой температуре, строго говоря, является горячей деформацией, так как при этом происходит полная рекристаллизация этих металлов и практически они не упрочняются (не имеют наклепа). Это свойство указанных металлов широко используют в лабораторных условиях при проведении опытов по изучению различных условий их деформации, так как результаты этих опытов в некоторой степени могут быть сравнимы с горячей деформацией стали, проведение опытов с которой затруднительно ввиду необходимости нагрева ее до высоких температур (свыше 1000°C).

Что же происходит с металлом при горячей деформации?

Выше указывалось, что всякое пластическое изменение формы тела сопровождается упрочнением (наклепом) материала. Однако если деформация металла происходит при высоких температурах, то наряду с упрочнением металла происходит и его рекристаллизация, т. е. перерождение зерен металла и снятие всех внутренних напряжений.

Если продолжительность времени рекристаллизации металла достаточна для снятия его упрочнения, то наклепа металла в процессе деформации не будет. Величина зерна деформированного в горячем состоянии металла будет определяться при этом температурой окончания деформации и степенью деформации согласно диаграмме рекристаллизации (см. рис. 1.17).

Так как при горячей деформации металлов пластические свойства их выше, а сопротивление деформации (давление со стороны рабочего инструмента, например валков) ниже, чем при холодной деформации, то отсюда следует, что горячая деформация экономически более выгодна, чем холодная, поэтому последнюю применяют только в том случае, если по различным техническим и технологическим требованиям готовый катаный продукт нельзя получить в горячем состоянии (например, тонкую стальную ленту, проволоку и т. д.).

При выборе режима горячей прокатки необходимо учитывать температуру нагрева металла перед прокаткой.

Если эта температура нормальная (выше температуры A_{c3} и ниже температуры перегрева), то металл будет обладать большой пластичностью и легко поддаваться деформации. При этом если температура окончания деформации будет:

а) высокой (выше A_{c3}) и время охлаждения металла после прокатки достаточным, то металл получится крупнозернистым, так как рост зерен будет продолжаться и после окончания прокатки;

б) близкой к критической температуре A_{c3} , то металл получит наиболее устойчивую мелкозернистую структуру;

в) ниже температуры A_{c3} , но выше A_{c1} и при этом степень деформации (относительное обжатие) будет критической (8—15%), то возможен рост зерна;

г) ниже A_{c1} (например, для углеродистой стали ниже 680°C), то металл после деформации останется с наклепом, так как рекристаллизация при этой температуре полностью произойти не может.

Если температура нагрева металла перед прокаткой очень высокая (например, для углеродистой литой стали выше 1350 °С), то вследствие большой величины зерен и возможного окисления зерен и межкристаллической прослойки между ними (ввиду увеличения сродства металла с кислородом при высокой температуре) пластичность металла будет пониженной; при последующей деформации могут появиться трещины от перегрева на поверхности металла, что может привести в дальнейшем к его браку. В этом случае необходимо деформацию прекратить, охладить металл и снова нагреть его до нормальной температуры горячей деформации.

Для подсчета усилий, требующихся для горячей деформации металлов и их сплавов, необходимо знать прочность этих материалов (предел текучести) при тех температурах, при которых производится горячая деформация. Чтобы определить прочность металлов при различных температурах, в лабораториях проводят специальные опыты по растяжению (или сжатию) металлических образцов при этих температурах. Образцы при этом помещают в небольшие электрические печи, смонтированные непосредственно на испытательных машинах (рис. 1.18). По полученным данным для каждой марки стали строят графики, на которых по оси ординат откладывают предел прочности (текучести), а по оси абсцисс — температуру. На рис. 1.19 представлены такие графики для углеродистых и легированных сталей и цветных металлов. Графики показывают, что при температурах выше 1000 °С для углеродистой стали всех марок величина предела текучести почти одинакова независимо от содержания в этой стали углерода, марганца и кремния. Предел текучести легированных сталей при высоких температурах выше, чем углеродистых. Величина предела текучести металлов зависит также от скорости деформации (чем выше скорость деформации, тем выше предел текучести (рис. 1.20)).

Определение предела текучести σ_T и фактического (действительно) сопротивления металла деформации σ_d при линейном растяжении и сжатии образцов осуществляется на специальной машине, называемой пластометром. На пластометре можно проводить испытание образцов при различных значениях температуры, степени и скорости деформации.

Расчетное значение сопротивления деформации рекомендуется определять по эмпирической формуле В. И. Зюзина и А. В. Третьякова

$$\sigma_d = k\sigma_0; \quad k = k_t k_u k_\epsilon,$$

где σ_0 — базисное значение сопротивления деформации, принятое для некоторых средних параметров: температуры 1000 °С, скорости деформации $u=10$ л/с и степени деформации $\epsilon=0,1$, при которых $k=1$; k_t , k_u и k_ϵ — так называемые термомеханические коэффициенты: температурный, скоростной и степени деформации.

В справочной литературе А. В. Третьякова и В. И. Зюзина приведено большое количество таблиц и кривых для определения σ_0 и термомеханических коэффициентов; некоторые данные из них представлены в табл. 1.2.

Пример. Определить σ_d для стали 45 при $t=1200$ °С, $u=5$ с⁻¹ и $\epsilon=0,15$. По табл. 1.2 находим: $\sigma_0=83$ МПа; $k_t=0,58$; $k_u=0,93$ и $k_\epsilon=1,13$, поэтому $k=0,61$, $\sigma_d=51$ МПа.

Таблица 1.2. Значения σ_0 , k_t , k_u и k_ϵ для некоторых марок стали

Марка стали	σ_0 , МПа	k_t при t , °С			k_u при u , с ⁻¹			k_ϵ при ϵ		
		900	1100	1200	0,5	5	50	0,15	0,25	0,40
45	83	1,27	0,75	0,58	0,65	0,93	1,29	1,13	1,26	1,32
12ХНЗА	100	1,28	0,76	0,52	0,65	0,9	1,25	1,13	1,28	1,34
1Х18Н9Т	122	1,33	0,76	0,59	0,81	0,94	1,17	1,17	1,3	1,36

На рис. 1.21 приведены экспериментальные кривые зависимости σ_d низкоуглеродистой стали (0,17 % С) от обжатия; очевидно, что при увеличении скорости деформации сопротивление деформации резко увеличивается.

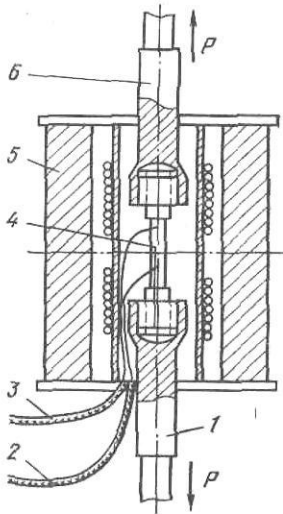


Рис. 1.18. Схема устройства для испытания на растяжение стальных образцов при высоких температурах:

1 — нижний захват; 2 — нижняя термопара; 3 — верхняя термопара; 4 — стальной образец; 5 — двухсекционная индукционная печь; 6 — верхний захват

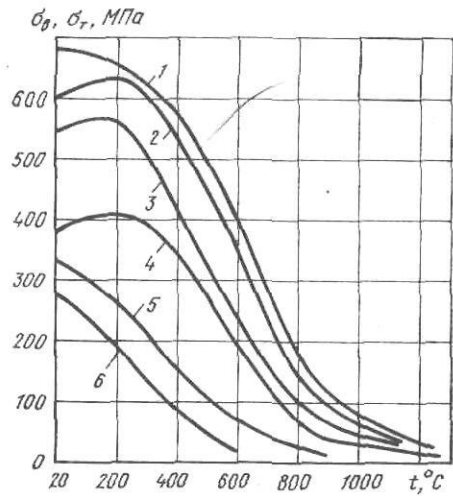


Рис. 1.19. Зависимость предела прочности (текучности) различных металлов и сплавов от температуры:

1 — X12H9T; 2 — сталь 50; 3 — Ст5; 4 — Ст3; 5 — латунь; 6 — дюралюминий

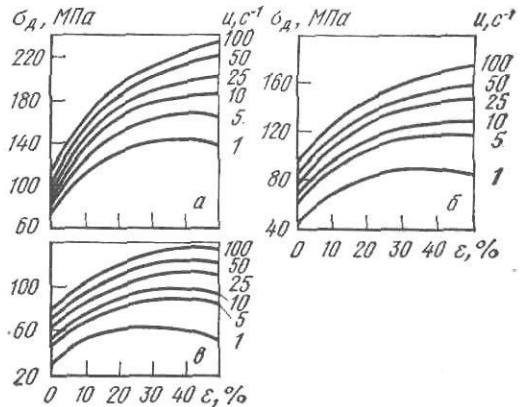
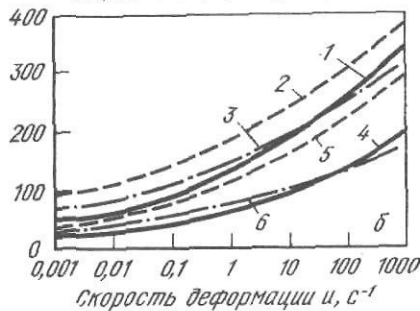
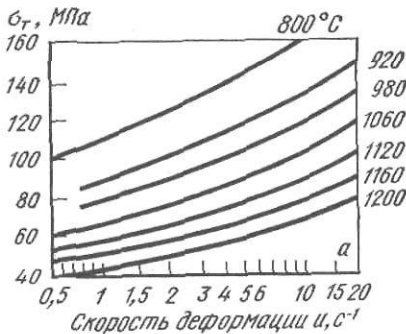


Рис. 1.21. Зависимость сопротивления деформации σ_d низкоуглеродистой стали (0,17 % С) от обжатия за проход в при различных скоростях деформации ν и температурах: а — 1000 °C; б — 1100 °C; в — 1200 °C

← Рис. 1.20. Зависимость предела текучести при различных температурах от скорости деформации:

а — для низкоуглеродистой стали; б — для легированной стали при $\nu=0,3$ (1, 4 — ШХ15; 2, 5 — 30ХГС; 3, 6 — 1Х18Н9Т; 1-3 — 1000 °C; 4-6 — 1200 °C)

4. Основные расчетные параметры процесса прокатки

Коэффициенты деформации металла при прокатке

Пластическая деформация металла при продольной прокатке осуществляется при прохождении металла через зону деформации валков, вращающихся в противоположных направлениях (рис. 1.22).

Для упрощения прокатываемый металл будем в дальнейшем называть полосой независимо от того, какова форма его поперечного сече-

ния. Ввиду того, что толщина полосы и участок AB зоны деформации обычно значительно меньше ширины полосы, при обжатии полосы по толщине металл течет главным образом в направлении ее длины (а не ширины), т. е. в направлении наименьшего сопротивления, и поэтому в большинстве случаев прокатки уширение полосы незначительно по сравнению с ее удлинением.

Степень деформации металла при прокатке характеризуется двумя основными коэффициентами:

относительным обжатием ε , т. е. отношением абсолютного обжатия $\Delta h = h_0 - h_1$ к исходной толщине полосы h_0 :

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \Delta h / h_0 = (h_0 - h_1) / h_0 = \\ &= 1 - h_1 / h_0; \end{aligned} \quad (I.42)$$

вытяжкой λ , т. е. отношением длины полосы после прокатки l_1 к ее исходной длине l_0 :

$$\lambda = l_1 / l_0. \quad (I.43)$$

Вследствие того, что при прокатке сечение полосы уменьшается главным образом за счет ее удлинения, вытяжка всегда больше единицы (обычно $\lambda = 1,2 \div 2,0$ и более).

Если обозначить сечения полосы до прокатки через $F_0 = h_0 b_0$, а после прокатки через $F_1 = h_1 b_1$ и соответственно объемы металла через V_0 и V_1 , то можно составить следующие соотношения:

уравнение постоянства объема (так как можно считать, что при пластической деформации объем металла не изменяется $V_0 = V_1$):

$$\begin{aligned} V_0 / V_1 &= (h_0 b_0 l_0) / (h_1 b_1 l_1) = \\ &= (F_0 l_0) / (F_1 l_1) = 1; \end{aligned} \quad (I.44)$$

уравнения для определения вытяжки согласно формулам (I.43) и (I.44)

$$F_0 / F_1 = l_1 / l_0 = \lambda. \quad (I.45)$$

Таким образом, вытяжка равна отношению площадей поперечных сечений полосы до прокатки и после.

Если прокатку полосы выполняют за несколько пропусков, то вытяжки (общая и в каждом пропуске) равны

$$\frac{F_0}{F_n} = \frac{F_0}{F_1} \frac{F_1}{F_2} \frac{F_2}{F_3} \dots \frac{F_{n-1}}{F_n} = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \dots \lambda_n = \lambda_{\text{ср}}^n = \lambda_0,$$

где $\lambda_{\text{ср}}$, λ_0 — средняя и общая вытяжки за все проходы; n — число пропусков металла через валки.

Таким образом, средняя вытяжка

$$\lambda_{\text{ср}} = \sqrt[n]{F_0 / F_n} = \sqrt[n]{\lambda_0}. \quad (I.46)$$

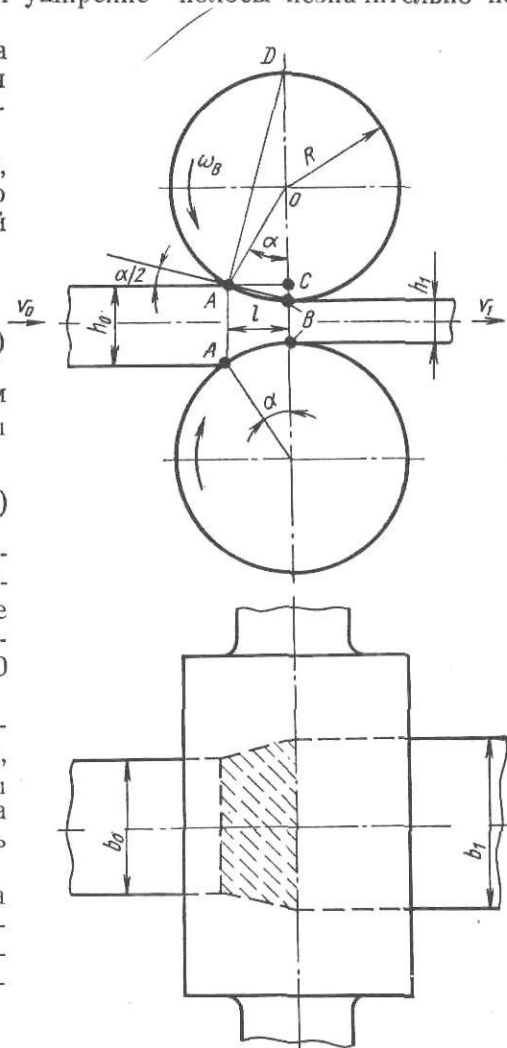


Рис. 1.22. Схема прокатки металла в валках

Величины средних вытяжек за пропуск для различных случаев прокатки известны из практических данных (например, при прокатке блюмов и заготовок $\lambda = 1,2 \div 1,3$ и т. д.), поэтому в тех случаях, когда требуется определить число пропусков, необходимых для прокатки полосы сечением F_0 в полосу сечением F_n , формулу (I.46) преобразуют следующим образом:

$$n = (\ln F_0 - \ln F_n) / \ln \lambda_{\text{ср}} = (\lg F_0 - \lg F_n) / \lg \lambda_{\text{ср}}. \quad (\text{I.47})$$

Во многих практических случаях уширением металла при прокатке можно пренебречь, т. е. можно принять, что $b_0 = b_1$ (прокатка широких тонких полос); тогда из уравнения (I.45) получим

$$\lambda = l_1/l_0 = h_0 b_0/h_1 b_1 \approx h_0/h_1, \quad (\text{I.48})$$

т. е. вытяжка равна отношению толщины полосы до прокатки к ее толщине после прокатки.

Из уравнений (I.42) и (I.48) следует, что относительное обжатие ϵ и вытяжка λ связаны определенной зависимостью. Так как $h_1 = h_0(1 - \epsilon)$, то получим (при отсутствии уширения)

$$\lambda = 1/(1 - \epsilon) \quad (\text{I.49})$$

$$\text{и } \epsilon = 1 - 1/\lambda. \quad (\text{I.50})$$

Таким образом, если известна величина обжатия, можно легко подсчитать вытяжку, и наоборот.

При обжатии в 50% ($\epsilon = 0,50$) вытяжка равна 2; при прокатке с большими обжатиями (так называемыми «сверхобжатиями») вытяжка резко увеличивается и, например, при $\epsilon = 0,90$ вытяжка $\lambda = 10$, т. е. длина полосы увеличится в десять раз.

Угол захвата металла валками

Пространство, ограниченное сверху и снизу дугами захвата валков AB (см. рис. I.22), боковыми гранями полосы и плоскостями входа и выхода металла, называется областью или зоной деформации металла.

Из треугольников ABC и ACO следует, что $BC = BO - CO = R - R \cos \alpha = R(1 - \cos \alpha)$. Так как $BC = (h_0 - h_1)/2 = \Delta h/2$, то получим следующую формулу:

$$\cos \alpha = 1 - \Delta h/D, \quad (\text{I.51})$$

выражающую зависимость между углом захвата α , обжатием Δh и диаметром валков D .

При небольших углах захвата ($\alpha < 10 \div 15^\circ$) можно принять, что $\sin \alpha = \alpha$, т. е.

$$1 - \cos \alpha = 2 \sin^2(\alpha/2) \approx 2(\alpha/2)^2 = \alpha^2/2.$$

Тогда формула (I.51) для определения угла захвата по заданному обжатию будет иметь более простой вид:

$$\alpha \approx \sqrt{\Delta h/R}. \quad (\text{I.52})$$

Из формулы (I.51) следует, что чем больше абсолютное обжатие при данном диаметре валков, тем меньше $\cos \alpha$, т. е. тем больше угол захвата α . Наоборот, одно и то же абсолютное обжатие Δh можно получить на валках меньшего диаметра с большим углом захвата или на валках большего диаметра, но с меньшим углом захвата (рис. I.23).

Процесс прокатки обеспечивается трением, возникающим между поверхностями валков и металла, поэтому в данном процессе силы трения являются необходимыми.

Приведем два примера, определяющих значение и величину сил трения при прокатке: рассмотрим момент захвата металла валками и установившийся процесс прокатки.

Предположим, что полоса своей передней гранью соприкасается с образующими вращающихся валков в точках A и A' (рис. I.24). В момент захвата металла валками со стороны каждого валка на металл

действуют две силы: нормальная (радиальная) N и касательная (тангенциальная) T . При относительном движении двух тел возникающая сила трения равна нормальной силе, умноженной на коэффициент трения по плоскости скольжения, т. е. $T = N\mu$, откуда

$$T/N = \mu. \quad (I.53)$$

Предположим, что полоса тем или иным способом (например рольгангом) подается к валкам и в углах полосы, соприкасающихся с валками, образуются небольшие площадки смятия. Если не учитывать возникающих в момент захвата сил инерции, то для того, чтобы произошел захват металла валками (втягивание металла в зев валков),

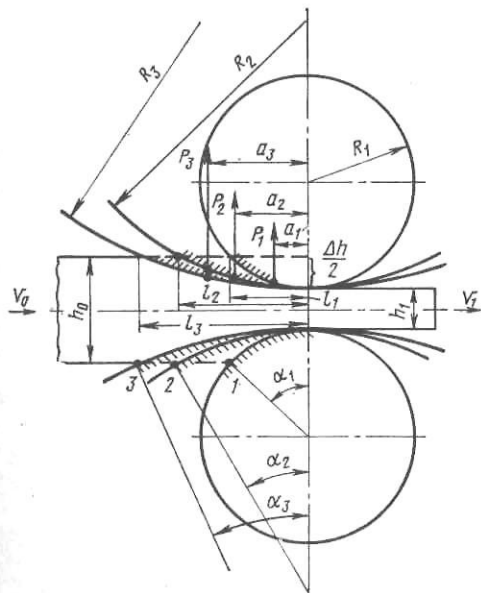


Рис. 1.23. Зависимость угла захвата, длины контакта и давления на валки от диаметра валков при одном и том же обжатии

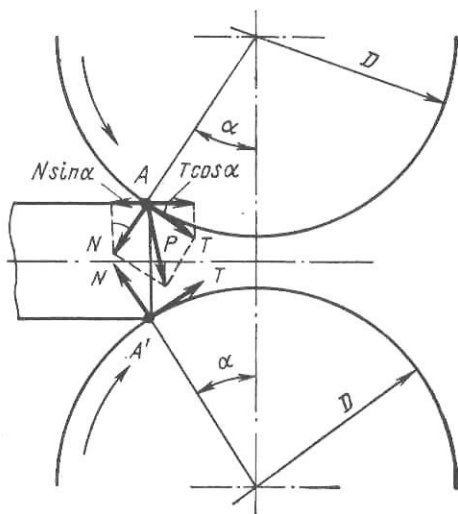


Рис. 1.24. Силы, действующие от валков на металл в момент захвата его валками

необходимо, чтобы горизонтальные проекции сил T (втягивающие силы) были больше горизонтальных проекций сил N (выталкивающих сил), т. е. необходимо соблюдение условия $2T \cos \alpha > 2N \sin \alpha$.

Таким образом, равнодействующая P должна быть направлена от вертикали в сторону движения металла в зону деформации.

Подставляя значение силы трения по формуле (I.53) получим

$$N\mu \cos \alpha > N \sin \alpha,$$

откуда $\mu > \operatorname{tg} \alpha \approx \alpha$ или

$$\alpha < \mu. \quad (I.54)$$

Это выражение называется условием захвата металла валками при прокатке и формулируется так: для того, чтобы валки захватили металл, необходимо, чтобы коэффициент трения был больше тангенса угла захвата или угол захвата был меньше коэффициента трения.

В результате анализа условий захвата, определяемых формулой (I.54), можно сделать вывод, что если угол захвата будет настолько большим, что тангенс его превысит коэффициент трения между металлом и валком, то валки не захватят металл (выталкивающие силы будут больше втягивающих) и прокатка его окажется невозможной.

В этом случае для обеспечения захвата нужно принять следующие меры:

1) уменьшить угол захвата: при прокатке на валках данного диаметра это можно сделать только за счет уменьшения абсолютного обжатия металла Δh [см. формулу (I.52)];

Таблица 1.3. Максимальные углы захвата при прокатке

Прокатка	μ	α_{\max} , град	$(\Delta h/R)_{\max}$
<i>Горячая прокатка</i>			
Блюмов и заготовок на валках с насечкой или наваркой	0,45—0,62	24—32	$\frac{1}{6} - \frac{1}{3}$
Сортовых профилей	0,36—0,47	20—25	$\frac{1}{8} - \frac{1}{7}$
Листов и полос	0,27—0,36	15—20	$\frac{1}{14} - \frac{1}{8}$
<i>Холодная прокатка листов и полосы со смазкой</i>			
На валках с чистой поверхностью	0,09—0,18	5—10	$\frac{1}{130} - \frac{1}{33}$
На валках с хорошей шлифовкой бочки (10—12-й класс шероховатости поверхности)	0,05—0,08	3—5	$\frac{1}{350} - \frac{1}{130}$
То же, при смазке пальмовым, хлопковым или касторовым маслом или их заменителями	0,03—0,06	2—4	$\frac{1}{600} - \frac{1}{200}$

2) увеличить коэффициент трения, что возможно только в некоторых случаях (при насечке валков, наварке на валках утолщений; это допустимо только при прокатке слитков и заготовок и недопустимо при прокатке готового профиля).

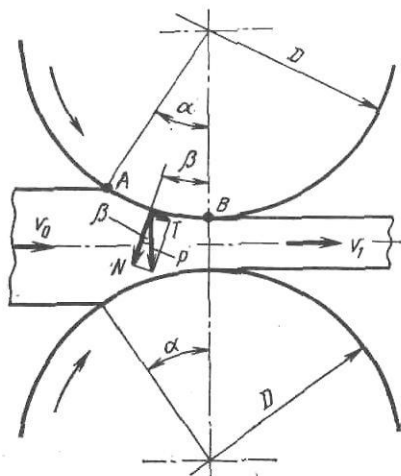


Рис. 1.25. Силы, действующие от валков на металл при установившемся процессе прокатки

В табл. 1.3 приведены значения максимальных углов захвата, установленные практикой.

После выхода переднего конца полосы из валков наступит установившийся процесс прокатки: металл будет входить в валки с постоянной скоростью v_0 и выходить из них с постоянной скоростью v_1 . Если не учитывать незначительных по величине сил инерции, возникающих в зоне деформации при изменении горизонтальной скорости металла от v_0 до v_1 , т. е. считать, что металл движется равномерно, то равнодействующие P сил N и T должны быть направлены вертикально (рис. 1.25) и приложены вблизи середины дуги захвата AB , т. е.

$$\beta \approx \alpha/2 = \mu; \quad \alpha \approx 2\mu. \quad (1.55)$$

Таким образом, если каким-нибудь надежным способом обеспечивается захват металла, то угол захвата мог бы быть в 1,5—2 раза больше, чем при условии свободного (естественного) захвата, и соответственно можно было бы увеличить обжатие металла за данный пропуск, т. е. в конечном счете, увеличить производительность стана. С этой целью иногда применяют принудительную задачу металла в валки (например, при помощи толкателя), при которой передняя грань полосы сминается о валки, и этим облегчает захват металла.

В некоторых случаях с целью обеспечения захвата металла осуществляют прокатку заготовок с предварительно скошенными на клин передними углами.

Уменьшение угла захвата при сохранении величины обжатия возможно при увеличении диаметра валков. Однако увеличение диаметра валков приводит к увеличению давления металла на валки (см. рис. 1.23), что во многих случаях нежелательно.

Длина зоны деформации

Как указано выше, геометрической зоной деформации называется область, ограниченная сверху и снизу дугами захвата и плоскостями входа металла в валки и выхода из валков (при $b=1$, рис. 1.26).

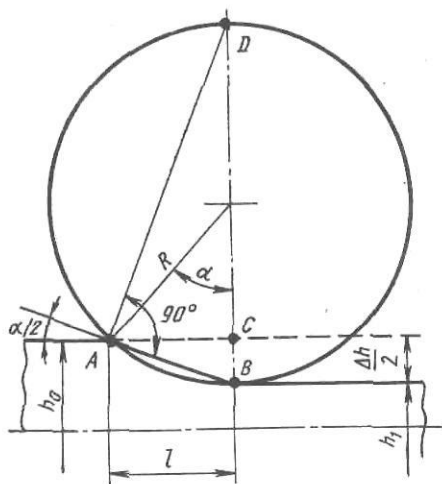


Рис. 1.26. К определению длины контакта l (горизонтальной проекции дуги захвата)

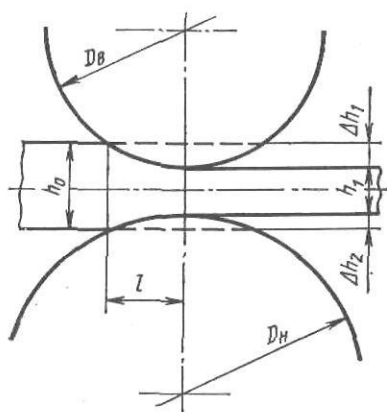


Рис. 1.27. К определению длины контакта l при прокатке металла в валках, имеющих неравные диаметры

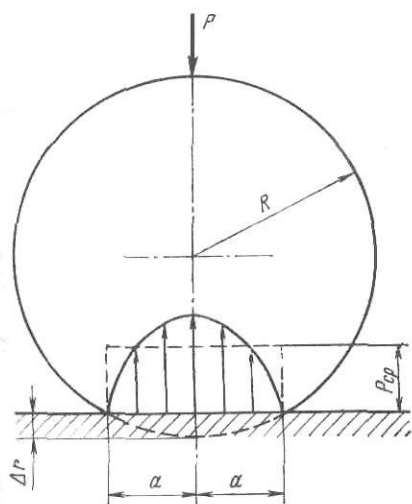


Рис. 1.28. Ширина контакта при сжатии упругого цилиндра, нагруженного силой P , с несжимаемой (абсолютно жесткой) плоскостью

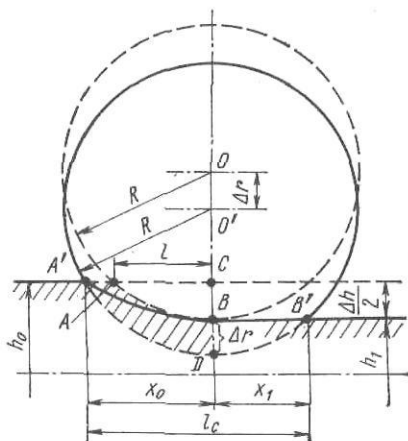


Рис. 1.29. К определению длины контакта металла с валками при упругом сплющивании валка

Горизонтальная проекция хорды дуги захвата AB называется длиной зоны деформации (длиной контакта металла с валком) и обозначается через l .

Из рис. 1.26 следует, что

$$AB/BC = BD/AB; \quad AB = \sqrt{R\Delta h}; \quad (1.56)$$

$$AC = l = \sqrt{AB^2 - BC^2} = \sqrt{R\Delta h - \Delta h^2/4}. \quad (1.57)$$

Так как второй член под радикалом $(\Delta h/2)^2$ значительно меньше первого, то во многих случаях им можно пренебречь и считать, что длина зоны деформации равна длине хорды, т. е. $AC=AB$ и

$$l \approx \sqrt{R\Delta h}, \quad (I.58)$$

$$l \approx R\alpha \approx \Delta h/\alpha. \quad (I.58a)$$

Для случая прокатки листов на станах, у которых диаметры валков различны (листовой трехвалковый стан, многовалковый несимметричный стан), длина зоны деформации определяется по несколько измененной формуле.

Согласно рис. I.27 и формуле (I.58) получим $l_1 = \sqrt{R_1 2\Delta h_1}$; $l_2 = \sqrt{R_2 2\Delta h_2}$, где Δh_1 и Δh_2 — обжатия со стороны первого и второго валков, имеющих радиусы R_1 и R_2 , соответствующие $D_в$ и $D_н$.

Принимая $l_1 \approx l_2 \approx l$ и учитывая, что $\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2$, получим

$$l = \sqrt{R_{пр} \Delta h}, \quad (I.59)$$

где $R_{пр}$ — приведенный радиус валков, $R_{пр} = 2R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$; при $R_1 = R_2$ $R_{пр} = R$.

При холодной прокатке тонких листов из стали и других твердых металлов и сплавов возникает значительное давление по длине контакта металла с валками. Это давление вызывает упругое сжатие (сплющивание) валков и металла, которое искажает и увеличивает длину дуги захвата. В этом случае пользоваться формулой (I.58) для определения длины контакта нельзя, так как подсчеты по ней дают заниженные результаты (на 20—40 % и более).

Приращение длины контакта можно определить исходя из известной задачи Герца об упругом сжатии цилиндра, нагруженного силой P и лежащего на несжимаемой плоскости (рис. I.28). Под действием силы P цилиндр упруго деформируется и ширина поверхности упругого контакта по формуле Герца

$$2a = 4 \sqrt{q k_y R}, \quad (I.60)$$

где q — давление на единицу длины цилиндра; k_y — коэффициент, зависящий от упругости материала цилиндра, равный $k_y = (1 - \mu_n^2) / \pi E$; μ_n и E — соответственно коэффициент Пуассона и модуль упругости для материала цилиндра.

Если заменить эллиптическую эпюру контактных давлений сжатия равновеликой прямоугольной эпюрой, то среднюю ординату (среднее давление $p_{ср}$) можно выразить через погонную нагрузку следующим образом $P = qL = 2ap_{ср}L$, откуда $q = 2ap_{ср}$, где L — длина цилиндра.

Подставляя это значение в уравнение (I.60), получим

$$a \approx 8k_y R p_{ср}; \quad p_{ср} = 1/4 \sqrt{q/(k_y R)}. \quad (I.61)$$

Чтобы обжать металл одним валком на величину $\Delta h/2$, необходимо валок из исходного положения (рис. I.29, пунктир) сместить вниз на величину $BD = \Delta r$, равную упругому сплющиванию валка (упругим сжатием полосы можно пренебречь, так как при небольшой толщине полосы ее упругая деформация весьма мала).

При этом контактная поверхность исказится и дуга контакта при упругом сплющивании валка получит вид кривой $A'BB'$. Приращение длины контакта произойдет как слева (AA'), так и справа (BB') от оси валков, причем второе значительно больше первого.

Определим длину сплющенной кривой контакта (ее проекцию на горизонтальную ось). Из рис. I.29 очевидно, что

$$x_0^2 = (A'O')^2 - (DO' - CB - BD)^2 \approx R\Delta h + 2R\Delta r;$$

$$x_1^2 = (B'O')^2 - (DO' - BD)^2 \approx 2R\Delta r,$$

поэтому получим

$$l_c = x_0 + x_1 = \sqrt{R\Delta h + x_1^2} + x_1. \quad (I.62)$$

Из сравнения рис. I.28 и I.29 следует, что приращение длины контакта за ось валков можно приравнять половине ширины упругого контакта цилиндра с плоскостью, т.е. $x_1 = a$. Тогда, согласно уравнению (I.61), получим

$$x_1 = CR\rho_{cp}, \quad (I.63)$$

где $C = 8k_y = 8 \frac{1-\mu_n^2}{\pi E}$ — константа упругости валков.

Для стальных валков $\mu_n = 0,3$; $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $C = 1,08 \cdot 10^{-5}$ мм²/Н. Поэтому

$$x_1 = 1,08 \cdot 10^{-5} R\rho_{cp}, \quad (I.64)$$

где R выражается в мм и ρ_{cp} — в МПа.

В этой формуле ρ_{cp} — среднее давление при прокатке с натяжением или без натяжения, определенное также с учетом влияния упругого сплющивания валков. Из рассмотрения формул (I.62) и (I.63) следует, что увеличение длины зоны деформации тем больше, чем больше диаметр валков и давление при прокатке. Интересно отметить, что приращение длины зоны деформации вследствие упругого сплющивания валков зависит не от твердости поверхности валков, а от модуля упругости их материала: чем больше E [меньше коэффициент C в формуле (I.63)], тем меньше упругое сплющивание. Модуль упругости для всех сталей почти одинаков (около $2,1-2,2 \cdot 10^5$ МПа), чугуна в два раза меньше ($\sim 1 \times 10^5$ МПа), а для твердых сплавов (например, карбида

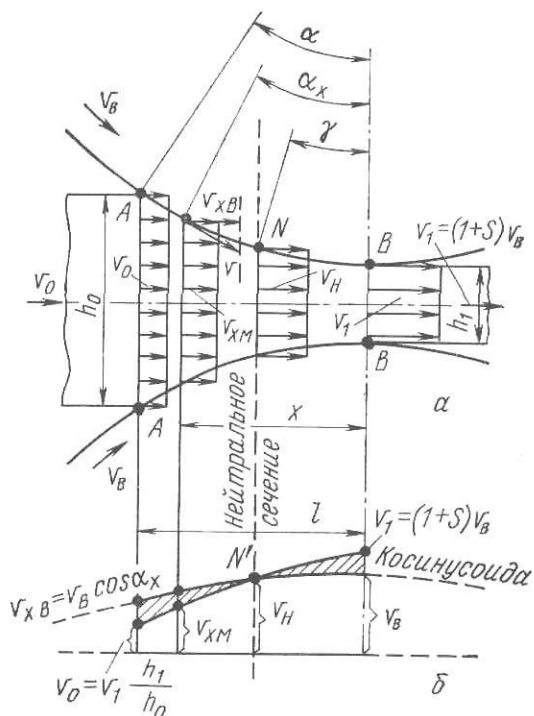


Рис. I.30. Схема равномерной деформации металла в валках при прокатке: a — эпюры скоростей течения металла в различных сечениях зоны деформации; b — изменение горизонтальной составляющей окружной скорости вала v_{xB} и горизонтальной скорости металла v_{xM} в зоне деформации

вольфрама) в 2,5—3 раза больше ($\sim 6,5 \cdot 10^5$ МПа). Поэтому при прочих равных условиях упругое сплющивание чугунных валков будет в два раза больше, а валков из твердых сплавов в 2,5—3 раза меньше, чем сплющивание стальных валков.

Опережение и уширение металла при прокатке

Выше было указано, что при пластической деформации объем металла не изменяется, изменяются только его форма и размеры. Следовательно, объем металла, проходящего в единицу времени (Q , мм³/с) через любое вертикальное сечение зоны деформации является величиной постоянной.

Предположим, что через сечение входа металла в валки (рис. I.30) (сечение AA) в секунду проходит Q_0 мм³ металла, а через сечение выхода (сечение BB) — Q_1 мм³. Очевидно, что

$$Q_0 = Q_1 = Q_x = \text{const.} \quad (I.65)$$

Это равенство выражает постоянство секундного расхода металла в любом сечении $x=0 \div l$.

Если предположить, что в любом вертикальном сечении на расстоянии x от оси валков скорость течения металла является постоянной и все волокна металла по высоте этого сечения получают одинаковую вытяжку, то такая деформация называется равномерной. Тогда $Q_0 = F_0 v_0$, а $Q_1 = F_1 v_1$ и, следовательно, можно написать

$$F_0 v_0 = F_1 v_1 = F_x v_x = \text{const}, \quad (1.66)$$

где F_0 , F_1 и F_x — площади поперечных сечений полосы до входа в валки, на выходе из валков и в сечении x ; v_0 , v_1 и v_x — средние скорости входа металлов в валки, выхода из них и в сечении x .

Из рассмотрения уравнений (1.66) и (1.45) следует, что

$$v_0/v_1 = 1/\lambda, \quad (1.67)$$

т. е. отношение скоростей входа и выхода металла обратно пропорционально отношению площадей поперечных сечений полосы (т. е. λ).

Зная скорость выхода металла из валков и вытяжку полосы за данный пропуск, можно легко определить и скорость входа полосы в валки (и наоборот), пользуясь соотношениями

$$v_0 = v_1/\lambda; \quad v_1 = v_0 \lambda. \quad (1.68)$$

Так как $\lambda > 1$, то $v_0 < v_1$, т. е. скорость входа металла в валки меньше скорости его выхода из валков.

Практика и опыты по прокатке различных металлов показывают, что скорость выхода металла из валков v_1 несколько больше, а скорость входа v_0 меньше окружной скорости вращения валков v_b , т. е. $v_1 > v_b > v_0$.

Металл движется в направлении прокатки горизонтально, а точки на поверхности валка — по окружности со скоростью v_b . Значит, есть такое сечение, в котором средняя скорость металла равна горизонтальной составляющей окружной скорости вращения валков v_{xb} .

Средние по высоте сечений скорости движения металла выражаются кривой v_{xm} , а v_{xb} — косинусоидой $v_b \cos \alpha_x$ (см. рис. 1.30). Точка N характеризует положение нейтрального сечения, в котором средняя скорость металла равна горизонтальной составляющей окружной скорости валков.

Где же расположено нейтральное сечение, которое делит всю область деформации на две зоны: зону отставания и зону опережения. Вопрос этот весьма сложный, и пока еще невозможно дать точное математическое определение положения нейтрального сечения. Приблизительно, но с очень небольшой ошибкой, этот вопрос решается следующим образом.

Предположим, что давления распределяются по дуге захвата равномерно, т. е. величина их постоянна от точки входа A к точке входа B , что вполне допустимо для случая горячей прокатки. В зоне отставания (дуга AN) и в зоне опережения (дуга NB) на бесконечно малый элемент дуги захвата, равный $Rd\varphi$, действует радиальная (нормальная) сила $dN = pRd\varphi$ и тангенциальная сила трения $dT = \mu pRd\varphi$, где $d\varphi$ — бесконечно малый угол в любой части зоны деформации (рис. 1.31). Сумма горизонтальных проекций этих элементарных сил при принятом направлении осей координат равна

$$\Sigma X_{AN} = \Sigma pRd\varphi \sin \varphi - \Sigma \mu pRd\varphi \cos \varphi;$$

$$\Sigma X_{NB} = \Sigma pRd\varphi \sin \varphi + \Sigma \mu pRd\varphi \cos \varphi.$$

Так как металл движется равномерно и на него не действуют никакие другие силы, кроме сил N и T , то из условия равновесия сумма горизонтальных сил слева и справа от нейтрального сечения должна быть равна нулю.

Для зоны отставания угол φ изменяется от величины угла γ до величины угла захвата α ; для зоны опережения угол φ изменяется от нуля до величины угла γ , определяющего положение нейтрального сечения.

Сокращая правую и левую части на pR и заменяя суммирование интегрированием по переменному углу φ , получим

$$\int_{\gamma}^{\alpha} (\sin \varphi - \mu \cos \varphi) d\varphi + \int_0^{\gamma} (\sin \varphi + \mu \cos \varphi) d\varphi = 0.$$

Проинтегрировав и подставив пределы изменения угла φ , получим (формула Экелунда — Павлова)

$$\sin \gamma = \frac{\sin \alpha}{2} - \frac{\sin^2 \alpha / 2}{\mu}; \quad \gamma \approx \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{2\mu} \right). \quad (I.69)$$

Из этой формулы следует, что положение нейтрального сечения определяется для данного угла захвата величиной коэффициента трения:

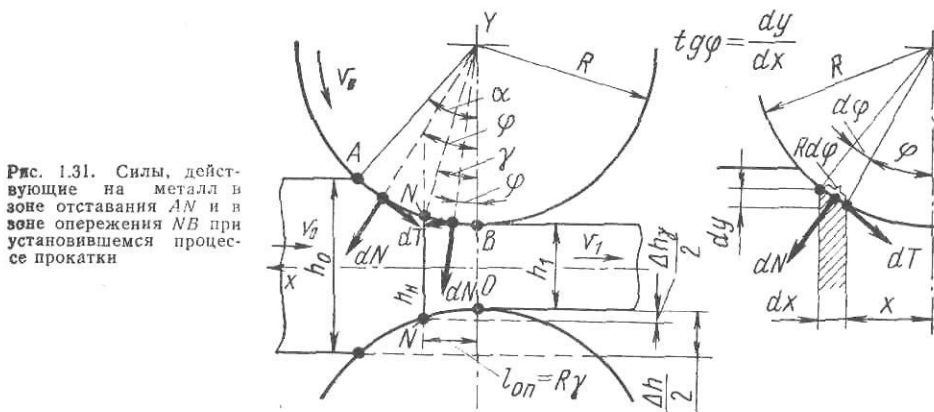


Рис. 1.31. Силы, действующие на металл в зоне отставания AN и в зоне опережения NB при установившемся процессе прокатки

чем больше коэффициент трения, тем больше величина нейтрального угла и тем больше нейтральный угол приближается к середине дуги захвата.

При выводе этой формулы не учитывалось влияние уширения полосы на положение нейтрального сечения. Однако, как показывают более подробные исследования, для обжатий $\epsilon = 0,20 \div 0,40$ это влияние незначительно; поэтому можно считать, что формула (I.69) и в этом случае пригодна для подсчета опережения и угла γ .

Скорость выхода металла из валков v_1 (скорость прокатки) больше окружной скорости вращения валков v_b — это явление называется опережением металла при прокатке.

Обычно опережение определяется как относительная величина (безразмерная, в сотых долях или процентах), т.е. как отношение разности скоростей v_1 и v_b к окружной скорости валков v_b

$$s = (v_1 - v_b) / v_b = v_1 / v_b - 1. \quad (I.70)$$

Теоретически опережение определяется следующим образом (без учета уширения).

В нейтральном сечении горизонтальная скорость движения металла равна горизонтальной составляющей (проекции) окружной скорости валков $v_m = v_b \cos \gamma$ (рис. I.30). Из условия постоянства секундного расхода металла в любом вертикальном сечении зоны деформации $Q = v_m h_n = v_b \cos \gamma h_n = v_1 h_1 = \text{const}$ имеем $v_1 / v_b = h_n (\cos \gamma / h_1)$.

Из рис. I.31 следует, что

$$h_n = h_1 + 2(\Delta h_\gamma / 2); \quad R - R \cos \gamma = \Delta h_\gamma / 2;$$

$$h_n = h_1 + 2R(1 - \cos \gamma) \approx h_1 + 2R \cdot 2 \sin^2(\gamma/2) \approx h_1 + R\gamma^2,$$

поэтому

$$v_1 / v_b = (h_1 + R\gamma^2) (\cos \gamma / h_1) \approx 1 + R\gamma^2 / h_1.$$

Подставляя это значение в формулу (I.70), получим

$$s = (R/h_1) \gamma^2. \quad (I.71)$$

Таким образом, опережение тем больше, чем больше радиус (диаметр) валков и меньше толщина полосы. Кроме того, опережение пропорционально квадрату нейтрального угла γ (в радианах). Так как, согласно формуле (1.69), нейтральный угол увеличивается с ростом коэффициента трения, то увеличивается и опережение (но еще в большей степени).

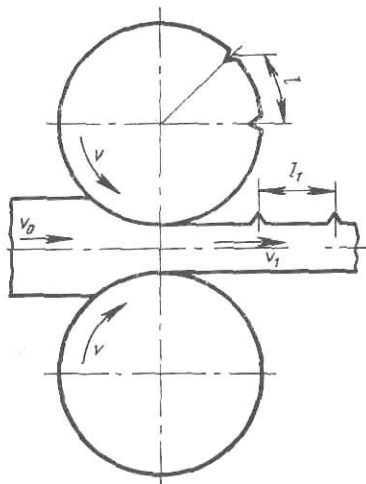


Рис. 1.32. Измерение опережения при помощи кернов на валке

Как показывает более подробный анализ и практические данные с увеличением ширины полосы опережение также увеличивается.

Наиболее простым, практическим методом определения опережения является так называемый метод кернов, который заключается в следующем. На поверхности валка при помощи керна делают углубления на расстоянии l друг от друга (например, 100 мм), которые оставляют отпечатки (выпуклости) на полосе после прокатки (рис. 1.32). Вследствие того, что металл выходит из валков со скоростью v_1 , которая больше окружной скорости валков v , расстояние между кернами на полосе l_1 больше расстояния l на валке. Величина опережения в этом случае определяется по формуле

$$s = \frac{l_1 - l}{l} 100\% . \quad (1.72)$$

Обычно опережение составляет 3–8 %.

При обжатии металла в валках по высоте большая часть его деформируется в длину (удлинение, вытяжка), а небольшая часть в ширину (уширение вдоль бочки валков), поэтому ширина полосы увеличивается ($b_1 > b_0$).

Абсолютное уширение (приращение ширины) можно определить по формуле автора

$$\Delta b = b_1 - b_0 = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} R\gamma . \quad (1.73)$$

Из этой формулы следует, что уширение пропорционально протяженности зоны опережения $l_{оп} = R\gamma$. Таким образом, факторы, увеличивающие опережение (увеличение диаметра валков, коэффициента трения, обжатия и уменьшение толщины полосы), также увеличивают и уширение. При прокатке широкой полосы уширение незначительно и во многих случаях его можно не учитывать.

Коэффициент трения и скорость деформации

Коэффициент трения. Выше было указано, что процесс прокатки возможен только при наличии трения между металлом и валками и что поэтому контактные силы трения в данном случае полезны. Однако из этого следует делать общий вывод, что чем больше коэффициент трения, тем лучше будет проходить процесс прокатки. Из приведенного выше анализа следует, что чем больше коэффициент трения, тем больший угол захвата (а значит, и большее обжатие металла) можно допустить при прокатке. Условия захвата являются решающими только тогда, когда применяются большие абсолютные обжатия (например, при горячей прокатке блюмов, заготовки и т.д., когда делают насечку валков), и эти обжатия не влекут за собой значительного увеличения давления на валки и не вызывают их поломки. Но во многих случаях прокатки, например при горячей и холодной прокатке листов, процесс прокатки ограничивается не максимальным обжатием и коэффициентом трения, а допустимым давлением металла на валки (которое при прокатке тонких листов бывает очень большим). В таких случаях необходимо стремиться

к уменьшению коэффициента трения, для чего применяют шлифованные валки, а также смазки ух и полосы во время прокатки.

Истинное значение коэффициента трения при прокатке определить экспериментально довольно трудно, так как величина коэффициента трения зависит от состояния поверхности валков, их смазки, давления и температуры при прокатке, скорости прокатки и т. д. Известные в литературе методы дают косвенное определение этого коэффициента для каждого конкретного случая прокатки.

При горячей прокатке полосы и профилей коэффициент трения μ можно определить по формуле Экелунда

$$\mu = n_1(1,05 - 0,0005t)n_2, \quad (I.74)$$

где t — температура металла при прокатке, °С; n_1 — коэффициент, характеризующий состояние поверхности валков; для стальных валков с грубой поверхностью $n=1$, для чугунных валков с закаленной поверхностью $n_1=0,8$; n_2 — коэффициент, учитывающий скорость прокатки, при $v=1,5$; 10; 15; и 20 м/с можно принимать соответственно $n_2=1,0$; 0,9; 0,8; 0,75 и 0,7.

Формула (I.74) справедлива для $t > 700$ °С. Из этой формулы следует, что с увеличением температуры и скорости прокатки металла коэффициент трения уменьшается.

При холодной прокатке листов и полосы можно пользоваться следующими значениями коэффициента трения, полученными измерением опережения и подсчетом по формулам (I.69) и (I.71):

При прокатке тонкой стальной полосы жести на шлифованных валках с весьма хорошей смазкой полосы:

пальмовым маслом	0,03—0,04
эмульсии пальмового масла	0,05—0,065
оливковым маслом	0,055
касторовым маслом	0,045
ланолином	0,04

При прокатке тонких стальных листов и полосы на шлифованных валках с хорошей смазкой:

эмульсии минерального масла	0,07—0,1
эмульсии пальмового масла или его заменителем (касторового масла и др.)	0,06—0,08

При дрессировке листов и полосы на шлифованных валках всухую (без смазки)

0,12—0,15

Меньшие значения коэффициента трения соответствуют скорости свыше 5 м/с, большие — скорости до 5 м/с. При прокатке цветных металлов коэффициент трения на 10—20 % больше, чем при прокатке стали.

Скорость деформации. Как было сказано выше, скорость деформации существенно влияет на предел текучести металла (или сопротивление чистому сдвигу) в процессе его деформации; с увеличением скорости деформации сопротивление деформации σ_d возрастает, особенно при небольших и средних обжатиях ($\epsilon < 30$ %).

Скоростью деформации называется производная относительной деформации ϵ по времени, т. е.

$$u = d\epsilon/dt. \quad (I.75)$$

Следует обратить внимание, что в отличие от линейной скорости деформирования, выражаемой в м/с или мм/с, скорость деформации имеет размерность 1/с.

Скорость деформации металла в условиях его обжатия при прокатке определим следующим образом.

Относительное обжатие металла в любом сечении на расстоянии x от оси валков, согласно формуле (I.42), можно представить как (рис. I.33): $\epsilon_x = (h_x - h_1)/h_x = \Delta h_x/h_x$, где h_x и Δh_x — текущие значения высоты сечения и его абсолютного обжатия.

Для бесконечно малых деформаций это выражение имеет вид $d\epsilon =$

$= dh_x/h_x$, поэтому скорость деформации металла в сечении x можно выразить через

$$u_x = (dh_x/dt)(1/h_x) = 2v_y/h_x, \quad (I.76)$$

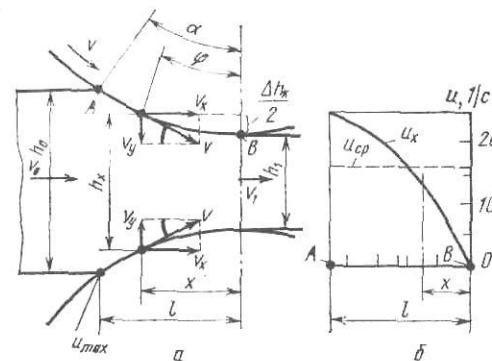
где $dh_x/dt = 2v_y$ — линейная скорость деформации элемента металла в направлении высоты h_x (т.е. в вертикальном направлении сжатия металла), осуществляемой двумя валками, м/с или мм/с.

Согласно рис. I.33 и уравнению постоянства секундного объема деформируемого металла (I.66) можно определить вертикальную скорость сжатия металла в сечении x зоны деформации:

$$v_y = v_x \operatorname{tg} \varphi = (v_1 h_1/h_x) \operatorname{tg} \varphi. \quad (I.77)$$

Построенная по формулам (I.76) и (I.77) кривая изменения скорости деформации u_x по дуге захвата показывает, что при $h_x = h_0$ и $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \alpha$, т.е. в начале дуги захвата (точка А), скорость деформации является максимальной; по направлению к выходному сечению скорость деформации резко уменьшается и в самом сечении выхода при $\varphi = 0$ она равна нулю.

Рис. I.33. К определению скорости деформации (а) и изменение ее по длине контакта при прокатке (б)



Для учета влияния скорости деформации на повышение предела текучести деформируемого при прокатке металла в дальнейшем для определения давления металла на валки нас будет интересовать средняя скорость деформации по длине контакта l , равная средней ординате на этой длине:

$$u_{\text{ср}} = \frac{1}{l} \int_0^l u_x dx.$$

Подставляя u_x по уравнению (I.76) и учитывая, что $\operatorname{tg} \varphi = dh_x/2dx$, получим

$$u_{\text{ср}} = \frac{v_1 h_1}{l} \int_{h_1}^{h_0} \frac{dh_x}{h_x^2} = \frac{v_1 h_1}{l} \left[\frac{1}{h_1} - \frac{1}{h_0} \right].$$

Так как $h_0 - h_1 = \Delta h = \varepsilon h_0 = \alpha l$, то получим следующую расчетную формулу

$$u_{\text{ср}} = \varepsilon (v_1/l) = \alpha (v_1/h_0), \quad (I.78)$$

где v_1 — скорость выхода металла из валков; α — угол захвата, рад; ε — относительное обжатие.

Таким образом, скорость деформации пропорциональна скорости прокатки, обжатию и обратно пропорциональна длине зоны деформации.

Следует отметить, что влияние скорости деформации проявляется в значительной степени только тогда, когда температура деформации выше температуры рекристаллизации металла, т.е. при горячей прокатке. При холодной прокатке металла с небольшими и средними скоростями ($v_1 < 15$ м/с) скорость деформации весьма незначительно влияет на давление металла при прокатке и расход энергии. Это влияние можно не учитывать. В этом случае надо учитывать упрочнение (наклеп) металла при его обжатии в валках (см. рис. I.15).

Коэффициент полезного действия процесса прокатки

Потери энергии (мощности) при прокатке являются следствием наличия относительного контактного трения — скольжения на протяжении дуги захвата (см. рис. I.30).

Скорости скольжения определим следующим образом: в сечении входа металла в валки

$$\Delta v_A = v_B - \frac{v_0}{\cos \alpha} = v_B - \frac{v_1}{\lambda \cos \alpha} = v_B \left(1 - \frac{1+s}{\lambda \cos \alpha} \right);$$

в нейтральном сечении $\Delta v_n = 0$; в сечении выхода металла из валков $\Delta v_B = v_1 - v_B = v_B(1+s) - v_B = v_B s$ (см. с. 33). В зонах отставания и опережения скорости скольжения $\Delta v_{от}$ и $\Delta v_{оп}$ противоположны по направлению, но они вызывают один и тот же эффект — потерю энергии на трение скольжения (нагрев металла и валков); принимая прямолинейное уменьшение Δv от сечения входа и сечения выхода по направлению к нейтральному сечению, получим среднее суммарное значение скорости скольжения для всей зоны деформации

$$\Delta v_{ср} = \frac{1}{\alpha} \left[\frac{\Delta v_A}{2} (\alpha - \gamma) + \frac{\Delta v_B}{2} \gamma \right] = \frac{v_B}{2} \left[\left(1 - \frac{1+s}{\lambda \cos \alpha} \left(1 - \frac{\gamma}{\alpha} \right) + s \left(\frac{\gamma}{\alpha} \right) \right) \right] \approx \frac{v_B}{2} \varepsilon \left[1 - \left(\frac{\gamma}{\alpha} \right) - \left(\frac{\gamma}{\alpha} \right)^2 + \frac{2-\varepsilon}{1-\varepsilon} \left(\frac{\gamma}{\alpha} \right)^3 \right], \quad (1.79)$$

где принято (см. с. 35)

$$s = \frac{r}{h_1} \gamma^2 = \frac{rd}{h_1} \left(\frac{\gamma}{\alpha} \right)^2 = \frac{r}{h_1} \frac{\Delta h}{r} \left(\frac{\gamma}{\alpha} \right)^2 = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \left(\frac{\gamma}{\alpha} \right)^2.$$

При граничных значениях нейтрального угла $\left(\frac{\gamma}{\alpha} \right) 0; \frac{1}{4}$ и $\frac{1}{2}$ (см. с. 35) получим, соответственно, $\Delta v_{ср}/v_B = 0,5\varepsilon; 0,36\varepsilon$ и $\approx 0,27\varepsilon$. С достаточной для практических расчетов точностью можно принять следующие значения $\Delta v_{ср}/v$: для $(\gamma/\alpha) = 0 \div 0,25$ $\Delta v_{ср}/v = 0,43\varepsilon$; для $(\gamma/\alpha) = 0,25 \div 0,5$ $\Delta v_{ср}/v_B = 0,31\varepsilon$. Например, при $\varepsilon = 0,25$ получим, соответственно, $\Delta v_{ср}/v_B = 0,11$ и $0,077$, т.е. в среднем около 9% от окружной скорости валков.

Мощность потерь на трение скольжения для всей зоны деформации при $\tau \approx \text{const}$ и ширине полосы $b=1$ составляет $N_{тр} = 2\tau\alpha(\Delta v_{ср})$.

Мощность прокатки (мощность деформации на бочках двух валков (см. с. 45).

$$N_{пр} = 2M_{пр} \omega_v = 2\tau r \alpha \left(1 - 2 \frac{\gamma}{\alpha} \right) v_B.$$

Коэффициент полезного действия процесса прокатки

$$\eta = \frac{N_{пр} - N_{тр}}{N_{пр}} = 1 - \frac{N_{тр}}{N_{пр}} = 1 - \frac{\Delta v_{ср}}{v_B} \frac{1}{1 - 2(\gamma/\alpha)}. \quad (1.80)$$

Например, для $(\gamma/\alpha) = 0 \div 0,25$ при $\varepsilon \approx 0,25$ получим $\eta_{ср} = 1 - 0,6\varepsilon \approx \approx 0,85$, т.е. 85% (15% составляют потери на нагрев металла и валков). Из анализа формул (1.79) и (1.80) следует, что к.п.д. процесса прокатки уменьшается при увеличении обжатия и отношения γ/α .

Глава II.

ДАВЛЕНИЕ И УСИЛИЕ НА ВАЛКИ, МОМЕНТЫ И МОЩНОСТЬ ПРОКАТКИ

1. Давление при равномерной деформации металла

Для того чтобы облегчить понимание значения и влияния различных факторов в реальном процессе прокатки, введем понятие идеального процесса прокатки и рассмотрим его основные зависимости.

Идеальным процессом прокатки называется такой процесс пластической деформации металла вращающимися валками, при котором в любом вертикальном сечении зоны деформации горизонтальные скорости пластического течения металла постоянны по высоте этого

сечения и все волокна этого сечения получают одинаковую вытяжку (удлинение).

Идеальный процесс прокатки является равномерным и симметричным относительно оси x (скорости и диаметры верхнего и нижнего валков одинаковы). Все приведенные в гл. I формулы справедливы именно для этого равномерного (идеального) процесса прокатки.

Геометрической зоной деформации в каждый данный момент времени является объем металла, ограниченный дугами захвата $AB = \alpha$ и вертикальными плоскостями входа металла в валки и выхода из валков, проходящими соответственно через точки A и B (см. рис. I.30).

Процесс прокатки — обжатия металла вращающимися валками — возможен только благодаря контактному трению; иначе говоря, работа прокатки (деформации металла) осуществляется только контактными силами трения, возникающего по дугам AB при вращении валков.

Контактные силы трения создают объемное напряженно-деформированное состояние металла в зоне деформации. Таким образом, постоянство скоростей и вытяжек всех волокон в любом вертикальном сечении обуславливает также постоянство горизонтальных напряжений в этом сечении, т. е. $\sigma_{xy} = \text{const}$.

Идеальный процесс прокатки возможен только для весьма широкой полосы, когда деформация в направлении ширины настолько незначительна, что ею можно пренебречь. Отсюда следует, что идеальный процесс прокатки соответствует такому объемному напряженному состоянию металла в зоне деформации, при котором деформация осуществляется только в двух направлениях — по осям x и y , а деформация в третьем направлении — по оси z равна нулю. Поэтому при анализе напряжений в объеме деформируемого металла можно применять уравнения пластичности на основе энергетической теории Губера — Мизеса — Генки для плоской деформации ($\epsilon_z = 0$) в общем виде (не в главных напряжениях, см. с. 20)

$$(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 4\tau_{xy}^2 = (2\tau_{\max})^2 = k^2, \quad (\text{II.1})$$

где τ_{\max} — максимальное касательное напряжение при пластической деформации (константа пластичности), равное $\sigma_d / \sqrt{3} \approx 0,58\sigma_d$; k — константа уравнения пластичности, равная $2\tau_{\max} \approx 1,15\sigma_d$ (см. с. 19).

При отсутствии разности скоростей пластического течения металла по высоте любого сечения в зоне деформации (отсутствии внутренних сдвигов) касательные напряжения $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ (рис. II.1) в этих сечениях равны нулю (за исключением точек на контактной поверхности, где имеются контактные силы трения τ_{kx}). Поэтому для идеального процесса $\sigma_y = \sigma_1$ и $\sigma_x = \sigma_3$ и для любого вертикального сечения справедливо уравнение пластичности (II.1) в главных напряжениях

$$\sigma_1 - \sigma_3 = k. \quad (\text{II.2})$$

Рассматривая бесконечно малый элемент толщиной dx в зоне деформации и полагая ввиду небольшой величины текущего угла $\alpha_x \cos \alpha_x \approx 1$ и радиальное (нормальное) давление p_x равным вертикальному напряжению (т. е. $p_x / \cos \alpha_x \approx p_x \approx \sigma_1$), уравнение пластичности для идеального случая процесса представим в следующем виде:

$$p_x - \sigma_x = k = \text{const}; \quad (\text{II.3})$$

$$dp_x = d\sigma_x.$$

Для последующего определения полного давления металла на валки P (или валков на металл) необходимо знать радиальное давление p_x переменное по дуге захвата α (по ее проекции на горизонталь, называемой длиной контакта l). Однако в уравнении (II.3) два неизвестных: p_x и σ_x , поэтому для их нахождения необходимо иметь второе уравнение с этими неизвестными.

С этой целью запишем условие равновесия всех внешних и внутренних сил, действующих на бесконечно малый элемент шириной dx с вы-

сотой $h_x = 2y$ в зоне деформации в сечении на расстоянии x от оси валков (см. рис. II.1); при этом учтем, что контактные (касательные) напряжения τ_x направлены в противоположные стороны относительно нейтрального сечения, а напряжения p_x являются радиальными (нор-

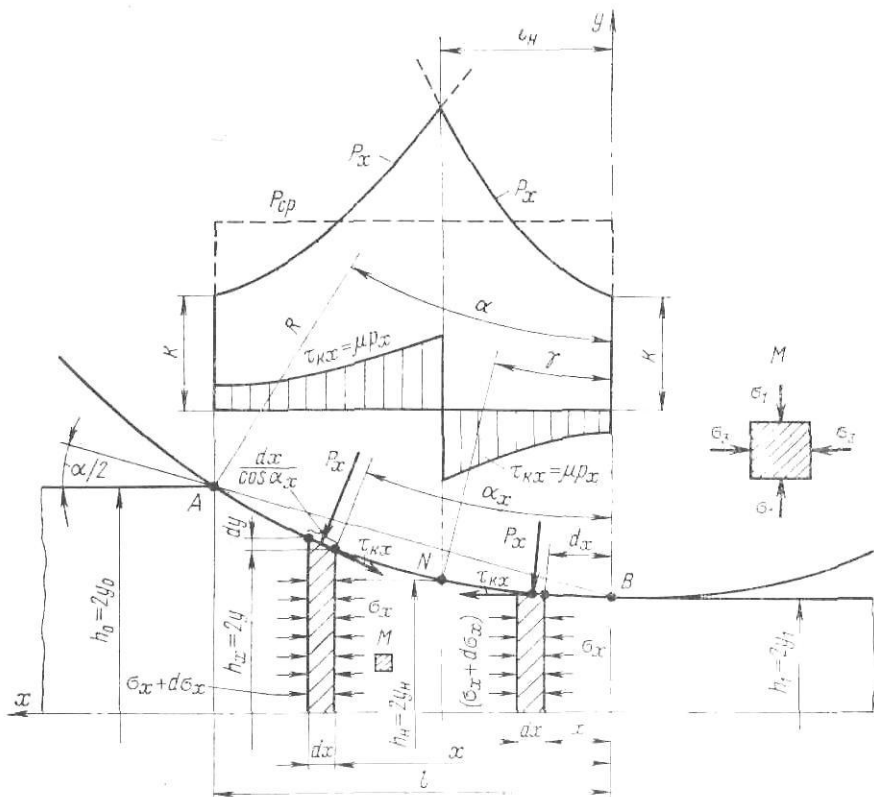


Рис. II.1. Эпюры распределения нормальных (радиальных) давлений и касательных напряжений (контактных сил трения) по дуге захвата (по ее проекции на горизонталь)

мальными). Оба напряжения p_x и σ_x действуют на площадку шириной $dx/\cos \alpha_x$:

$$\Sigma X = p_x \frac{dx}{\cos \alpha_x} \sin \alpha_x \pm \tau_x \frac{dx}{\cos \alpha_x} \cos \alpha_x + \sigma_{xy} - (\sigma_x + d\sigma_x)(y + dy) = 0.$$

Заменяя $\operatorname{tg} \alpha_x = dy/dx$ и разделив все члены на $y dx$, получим

$$\frac{d\sigma_x}{dx} - \frac{p_x - \sigma_x}{y} \frac{dy}{dx} \pm \frac{\tau_x}{y} = 0,$$

или, используя уравнение пластичности (II.3):

$$\frac{dp_x}{dx} - \frac{k}{y} \frac{dy}{dx} \pm \frac{\tau_x}{y} = 0. \quad (\text{II.4})$$

Здесь и далее верхний знак перед τ_x соответствует зоне отставания, а нижний — зоне опережения (т.е. слева и справа от нейтрального сечения, характеризующегося точкой N на дуге захвата).

Это уравнение является основным для определения величины p_x и оно называется дифференциальным уравнением давлений при идеальном процессе прокатки.

Для решения этого уравнения необходимо знать закон изменения контактных напряжений (сил трения) τ_x по дуге захвата.

Постоянство скоростей пластического течения всех волокон металла в любом вертикальном сечении при идеальном процессе прокатки должно вызывать скольжения по контактной поверхности, т.е. наличие разности горизонтальных скоростей металла σ_{mx} и валков $u_{вх}$ по всей дуге

AB, за исключением точки N нейтрального сечения, где эти скорости равны и скольжение отсутствует. Соответственно этой разности скоростей по контактной поверхности действуют контактные силы трения τ_x . Поскольку при прокатке металл деформируется пластически, физическая природа этих контактных сил трения будет отличаться от сил трения, возникающих по закону Кулона при обычном скольжении трущихся поверхностей в условиях весьма малой упругой деформации. Однако законы контактного трения при больших пластических деформациях исследованы еще недостаточно и не имеют точного математического выражения.

Поэтому для идеального процесса прокатки считаем действительным закон Кулона о трении скольжения: $\tau_x = \mu p_x$, т.е. сила трения (касательное напряжение) пропорциональна нормальному давлению при постоянном значении коэффициента контактного трения.

В этом случае дифференциальное уравнение нормальных давлений при идеальном процессе прокатки имеет вид

$$\frac{dp_x}{dx} - \frac{k}{y} \frac{dy}{dx} \pm \mu \frac{p_x}{dx} = 0. \quad (\text{II.4a})$$

Это уравнение разрешимо относительно p_x , однако при подстановке текущих координат y и x любой точки на дуге AB (соответствующей уравнению окружности, центр которой смещен по отношению к началу координат на величину $y_1 = h_1/2$) получается весьма сложная конечная формула, неудобная для практического пользования.

Для получения более простых и достаточно точных расчетных формул предложено несколько способов; рассмотрим два из них, которые дают наиболее приемлемые результаты.

Первый способ. Заменяем процесс прокатки (осадки) металла цилиндрическими валками процессом осадки металла между параллельными плитами (штампами), причем в зоне отставания расстояние между плитами равно $h_x = 2y_0 = h_0 = \text{const}$, а в зоне опережения $h_x = 2y_1 = h_1 = \text{const}$ (ступенчатые штампы). В этом случае $dy = 0$, $dy/dx = 0$, дифференциальное уравнение (II.4a) примет простой вид и решение его приводит к простым и удобным для анализа формулам:

а) для зоны отставания (дуга AN)

$$dp_x/dx + \mu p_x (2/h_0) = 0; \quad \int dp_x/p_x = -2\mu/h_0 \int dx;$$

$$\ln p_x = -(2\mu/h_0)x + C_0.$$

При $x=l$ (сечение входа металла в валки) $\sigma_x = 0$, поэтому, согласно уравнению пластичности (II.3):

$$p_x = p_A = k; \quad C_0 = \ln k + 2\mu(l/h_0); \quad \ln(p_x/k) = m_0(1 - x/l);$$

$$m_0 = 2\mu(l/h_0);$$

$$p_x/k = e^{m_0(1-x/l)}; \quad (\text{II.5})$$

б) для зоны опережения (дуга BN)

$$dp_x/dx - \mu p_x (2/h_1) = 0; \quad \int dp_x/p_x = 2\mu/h_1 \int dx; \quad \ln p_x = (2\mu/h_1)x + C_1.$$

При $x=0$ (сечение выхода металла из валков) $\sigma_x = 0$, поэтому, согласно уравнению пластичности (II.3):

$$p_x = p_B = k; \quad C_1 = \ln k; \quad \ln(p_x/k) = m_1(x/l);$$

$$m_1 = 2\mu(l/h_1); \quad p_x/k = e^{m_1(x/l)}. \quad (\text{II.6})$$

Согласно полученным уравнениям (II.5) и (II.6), от сечения входа металла в валки и сечения выхода металла из них по направлению к нейтральному сечению давления возрастают по экспоненциальным кривым. Точка пересечения кривых при $x=l_n$ определяет положение нейтрального сечения

$$m_0(1 - l_n/l) = m_1(l_n/l),$$

откуда

$$\psi_H = l_H/l = 1/2(1 - \varepsilon)/(1 - \varepsilon/2) < 1/2, \quad (II.7)$$

где $\varepsilon = (h_0 - h_1)/h_0$ — относительное обжатие металла.

Таким образом, нейтральное сечение расположено правее середины дуги захвата ($l_H < l/2$).

Среднее по длине контакта давление соответствует средней ординате эпюры p_x , т. е.

$$\frac{p_{cp}}{k} = \frac{1}{l} \left[\int_0^{l_H} p_x dx + \int_{l_H}^l p_x dx \right] = \frac{1}{l} \left[\int_0^{l_H} e^{m \cdot x/l} dx + \int_{l_H}^l e^{m_0(1-x/l)} dx \right];$$

$$p_{cp}/k = 1/m(e^m - 1), \quad (II.8)$$

где $m = \mu \frac{l}{h_{cp}}$; $h_{cp} = \frac{h_0 + h_1}{2} = h_0 \frac{2 - \varepsilon}{2} = h_1 \frac{2 - \varepsilon}{2(1 - \varepsilon)}$.

Согласно уравнению (II.8), среднее давление зависит от одного параметра m . С увеличением m среднее давление резко возрастает (кривая А, см. рис. II.2).

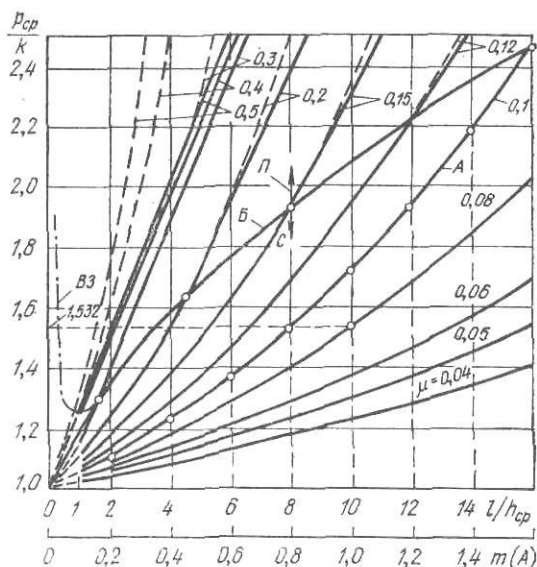


Рис. II.2. Кривые зависимости среднего давления (отношения p_{cp}/k) от параметра l/h_{cp} при различных значениях коэффициента контактного трения: А — кривая, зависящая от одного параметра m ; В — граница скольжения; ВЗ — кривая влияния внешних зон; П — область наличия прилипания по дуге захвата; С — область скольжения

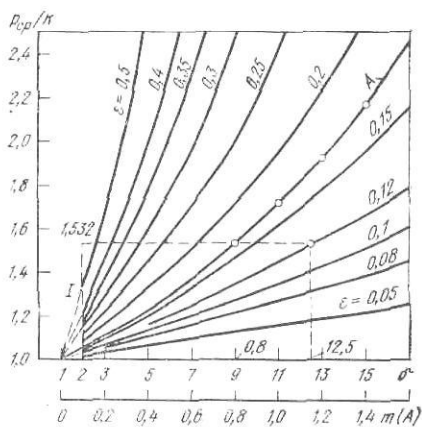


Рис. II.3. Кривые зависимости отношения p_{cp}/k от параметра m при различных значениях относительного обжатия ε : А — кривая, зависящая от одного параметра m ; I — граница естественного захвата металла валками

Представим отношение l/h_{cp} в следующем виде:

$$l/h_{cp} = l/h_0 [2/(2 - \varepsilon)] = l/h_1 [2(1 - \varepsilon)/(2 - \varepsilon)].$$

Очевидно, что отношение (параметр) l/h_{cp} одновременно учитывает влияния толщины деформируемого металла (h_0 или h_1) и степень обжатия ε , т. е. является наиболее универсальным (по сравнению с l/h_0 или l/h_1).

На рис. II.2 представлены кривые зависимости среднего давления (отношение p_{cp}/k) от отношения l/h_{cp} при различных значениях коэффициента трения $\mu = \text{const}$. Очевидно, что с увеличением l/h_{cp} давление резко возрастает, особенно при больших значениях μ .

Второй способ (А. И. Целикова). Дугу захвата $AB = \alpha$ заменим хордой AB , наклоненной к горизонтали над углом $\alpha/2 = \text{const}$ (см. рис. II.1)); тогда $y = h_1/2 + (\alpha/2)x$; $dy/dx = \alpha/2 = \text{const}$.

В результате решения уравнения (II.4а) получим формулу А. И. Целикова для среднего давления по длине контакта:

$$p_{\text{ср}}/k = [2(1 - \epsilon)]/[\epsilon(\delta - 1)](h_n/h_1)(h_n/h_1)^\delta - 1]; \quad (\text{II.9})$$

положение нейтрального сечения

$$\frac{h_n}{h_1} = \left\{ \frac{1 + \sqrt{1 + (\delta^2 - 1)(h_0/h_1)^\delta}}{\delta + 1} \right\}^{1/\delta}, \quad (\text{II.9a})$$

где $\delta = 2\mu l/\Delta h = 2\mu/\alpha$ (при $\Delta h = \alpha l$).

При больших значениях (практически при $\delta > 5$) отношение h_n/h_1 асимптотически приближается к своему максимуму, равному

$$(h_n/h_1)_{\text{max}} = \sqrt{h_0/h_1} = \sqrt{1/(1 - \epsilon)} \approx 1/(1 - \epsilon/2). \quad (\text{II.10})$$

Формула (II.9) является более точной для случая прокатки по сравнению с формулой (II.8) (для осадки ступенчатыми плитами). Однако она недостаточно наглядна, так как для определения $p_{\text{ср}}$ надо сначала найти отношение h_n/h_1 по формуле (II.9a). Для получения более простой и точной формулы для $p_{\text{ср}}$ примем среднесомертисическое [а не среднеарифметическое, как в формуле (II.8)] значение высоты нейтрального сечения [см. уравнение (II.10)].

В результате получим (формула А. А. Королева)

$$\frac{p_{\text{ср}}}{k} = \frac{2}{\epsilon\delta} \left[\left(\frac{1}{1 - \epsilon} \right)^{(\delta-1)/2} \left(1 - \frac{\epsilon}{2} \right) \right]. \quad (\text{II.11})$$

В формулах (II.9) и (II.11) коэффициент δ можно выразить через $l/h_{\text{ср}}$:

$$\delta = 2\mu \frac{l}{\Delta h} = 2\mu \frac{l}{\epsilon h_0} = \mu \frac{l}{h_{\text{ср}}} \frac{2 - \epsilon}{\epsilon} = m \frac{2 - \epsilon}{\epsilon};$$

построенные по этим формулам кривые зависимости $p_{\text{ср}}/k = f(\delta)$ (рис. II.3) аналогичны кривым, полученным по формуле (II.8). Так как формулы (II.9) и (II.11) в явном виде учитывают относительное обжатие ϵ , то их следует считать более приемлемыми для прокатки, чем формула

для осадки (II.8). Разница в подсчетах среднего давления по этим формулам для $\epsilon < 0,4$ не превышает 4—8 %.

Полное усилие на валок соответствует площади эпюры давлений по длине контакта (для ширины полосы $b=1$), т. е.

$$P = p_{\text{ср}} l, \quad (\text{II.11a})$$

где l — длина контакта металла с валком ($l \approx \sqrt{R\Delta h}$).

Определим теперь момент, необходимый для вращения валков при прокатке.

Согласно рис. II.4, в зоне деформации на бесконечно малый элемент шириной dx по элементарной дуге $Rd\varphi$ действуют от валков на металл нормальная сила $dN = p_x R d\varphi$ и касательная сила

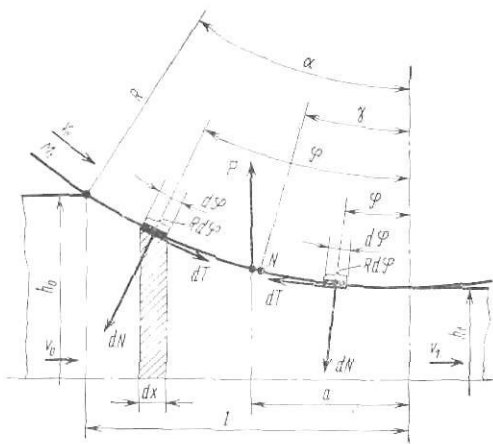


Рис. II.4. Элементарные силы dN и dT , действующие от валков на металл в зоне отставания (левее точки N) и в зоне опережения (правее точки N) при установившемся процессе прокатки

трения $dT = \tau_x R d\varphi$. Действие этих сил от металла на валок будет обратным, поэтому очевидно, что нормальные силы dN , направленные по радиусу в центр валка, не создают момента ($M_{dN} = 0$).

Момент прокатки определяется только контактными силами трения dT , направленными по касательной к окружности валка в противоположные стороны в зонах опережения и отставания (правее и левее точки N , соответствующей нейтральному углу γ).

Момент прокатки для одного вала (при ширине полосы $b=1$)

$$M_I = \int_{-\gamma}^{\alpha} \tau_x R^2 d\varphi - \int_0^{\gamma} \tau_x R^2 d\varphi.$$

С некоторым допущением принимаем, что по всей дуге захвата α контактные силы трения постоянны, т. е. $\tau_x = \tau_{cp}$ (что равносильно также допущению, что $p_x = p_{cp}$, так как $\tau_x = \mu p_x$). Тогда получим (формула Баюкова)

$$M_I = \tau_{cp} R^2 (\alpha - 2\gamma) = \tau_{cp} R^2 \alpha (1 - 2\gamma/\alpha). \quad (II.12)$$

Подставляя значение нейтрального угла по формуле (I.69) в уравнение (II.12) и заменяя $\tau_{cp} = \mu p_{cp}$ и $R\alpha \approx l$, получим

$$M_I = 1/2 p_{cp} l^2 = 1/2 Pl - Pa = P\psi l, \quad (II.13)$$

где a — плечо приложения равнодействующей P (усилия на валки); $\psi = a/l$ — коэффициент плеча приложения сила P .

Таким образом, при принятом выше допущении $\tau_x = \tau_{cp} = \text{const}$ и $p_x = p_{cp} = \text{const}$ плечо приложения равнодействующей давления металла на валок равно половине длины контакта, т. е. $\psi = 0,5$.

В действительности, как указано выше, контактные силы трения τ_x и нормальные (радиальные) давления p_x не являются постоянными по дуге захвата (по длине контакта l , см. рис. II.1) и коэффициент ψ не равен 0,5.

При идеальном процессе прокатки равнодействующая P направлена вертикально через центр тяжести эпюры давлений p_x ; значит, абсцисса центра тяжести эпюры x_c соответствует плечу a приложения равнодействующей относительно центра вала. Момент прокатки (для одного вала) можно выразить как момент элементарных площадок ($p_x dx$) и приравнять его к моменту площади всей эпюры p_x :

$$M_I = \int_0^l (p_x dx) x = Pa = p_{cp} la = p_{cp} l(\psi l) = p_{cp} \psi l^2,$$

поэтому точная формула для определения коэффициента плеча приложения равнодействующей имеет следующий вид:

$$\psi = \frac{1}{p_{cp} l^2} \left[\int_0^{l_H} (p_x dx) x + \int_{l_H}^l (p_x dx) dx \right].$$

Подставив значения p_x из уравнений (II.8) и (II.9), p_{cp} из формулы (II.11) и l_H из выражения (II.10), получим формулу для определения плеча приложения равнодействующей:

$$\psi = \frac{a}{l} = \frac{1}{2 - \varepsilon} \left[1 - \varepsilon \left(\frac{e^m}{e^m - 1} - \frac{1}{m} \right) \right]. \quad (II.14)$$

Для $m < 0,5$ можно принять с достаточной точностью, что $e^m = 1 + m + m^2/2$, тогда формула (II.14) упрощается и принимает вид

$$\psi = \frac{1}{2} \frac{1}{1 - \varepsilon/2} \left(1 - \varepsilon \frac{1 + m}{2 + m} \right) < \frac{1}{2}. \quad (II.14a)$$

Очевидно, что при $\varepsilon \approx 0$ величина $\psi = 0,5$, т. е. равнодействующая приложена посередине дуги захвата. С увеличением ε и m коэффициент плеча уменьшается незначительно. Так, для $m = 2,0$ получим: при $\varepsilon = 0,2$ $\psi = 0,47$, а при $\varepsilon = 0,5$ $\psi = 0,43$.

Анализ этих формул и соответствующие экспериментальные данные показывают, что плечо приложения равнодействующей по своей величине равно (незначительно больше) абсциссе нейтрального сечения, т. е. $a = l_H$ и $\psi = \psi_H \leq 0,5$

Момент прокатки для двух валков равен

$$M_{np} = 2Pa = 2P\psi l, \quad (II.15)$$

где ψ следует определять по формуле (II.14), (II.14a), а P — по формулам (II.10), (II.11), (II.11a).

2. Давление при неравномерной деформации металла

Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные А. И. Целиковым, А. П. Чекмаревым, А. А. Королевым и др., показывают, что при прокатке широкой полосы скорость пластического течения и вытяжка (удлинение) волокон металла в любом вертикальном сечении зоны деформации не являются постоянными по высоте этого сечения (рис. II.5). На участке слева от некоторой нейтральной точки N скорость приконтактных слоев ввиду действия втягивающих контактных

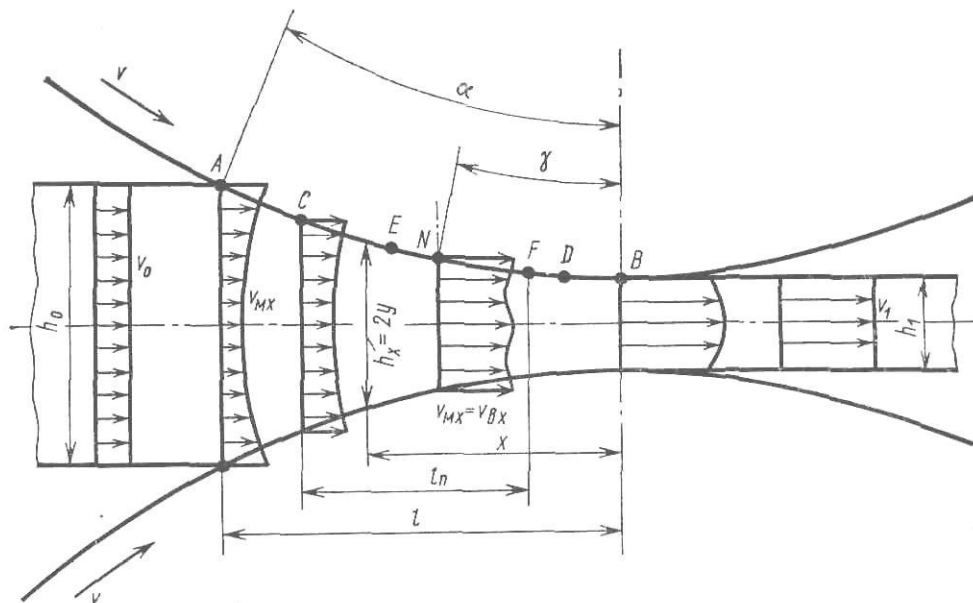


Рис. II.5. Схема течения металла в зоне деформации при реальном процессе прокатки

сил трения больше скорости внутренних слоев и эпюра скоростей имеет вогнутую форму. На участке справа от точки N ввиду тормозящего действия контактных сил трения, наоборот, скорость приконтактных слоев металла меньше скорости внутренних слоев и эпюра скоростей имеет выпуклую форму. Таким образом, в отличие от идеального реальный процесс прокатки характеризуется неравномерностью скоростей и горизонтальных напряжений в любом вертикальном сечении зоны деформации, т. е. неравномерностью деформации приконтактных и внутренних слоев металла.

При рассмотрении эпюр скоростей идеального и реального процессов прокатки следует иметь в виду, что площади всех эпюр являются равновеликими, так как они характеризуют постоянство расхода металла в единицу времени в любом сечении, иными словами, в соответствующих сечениях средняя скорость для реального процесса (средняя абсцисса эпюры скоростей) равна постоянной по высоте скорости металла для идеального процесса.

На участках в начале и в конце дуги захвата имеется трение скольжения (как при идеальном процессе прокатки), при котором контактная сила трения увеличивается пропорционально нормальному давлению, т. е. $\tau_x = \mu p_x$ (рис. II.6). Однако контактная сила трения увеличивается до тех пор, пока не достигнет своего максимального значения, соответствующего константе пластичности согласно уравнению (II.1). В дальнейшем, несмотря на увеличение p_x , контактная сила трения физически не может увеличиваться, т. е. она остается постоянной и максимальной: $\tau_{hx} = \tau_{max} = k/2 = \text{const}$ (участки CE и DF). Так как в нейтральном сечении [которое вследствие неравномерности деформации уже не является вертикальным (см. рис. II.5)] $\tau_x = 0$ и контактные кас-

тельные напряжения меняют свой знак на обратный, то, очевидно, на некотором среднем участке EF контактные силы должны уменьшаться по некоторой кривой, пересекающей абсциссу нейтральной точки N , в которой $\tau_x = 0$. Характер этой кривой точно не установлен, однако ввиду небольшой протяженности участка EF эту кривую можно заменить прямой.

Так как в точках C и D контактные силы трения достигают своего максимального значения $\tau = k/2$ и дальнейшее скольжение прекраща-

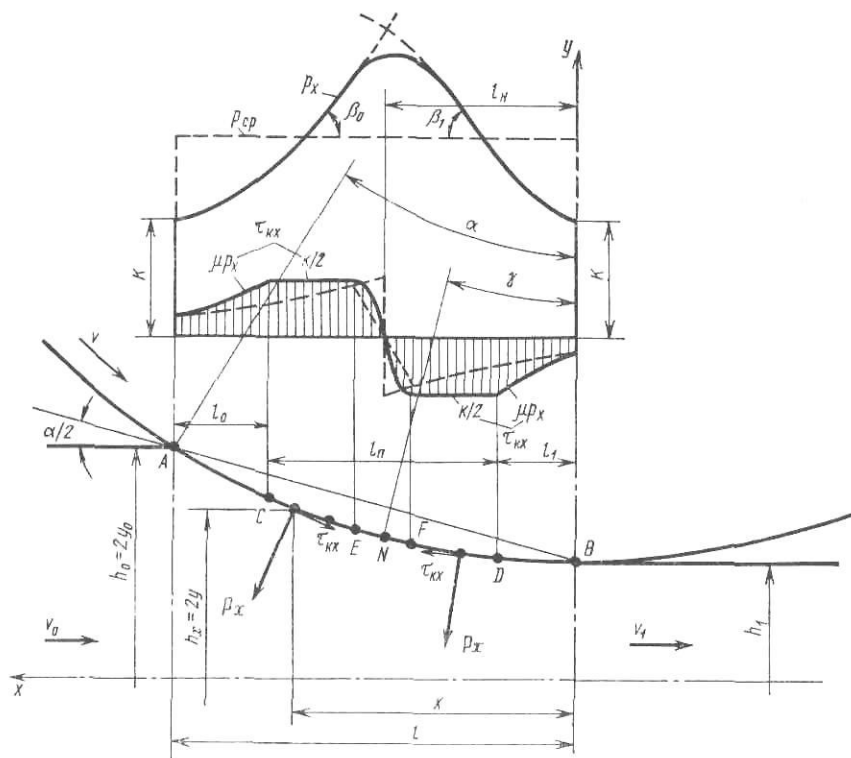


Рис. II.6. Эпюры распределения p_x и τ_{kx} по дуге захвата (ее проекции на горизонталь) при реальном процессе прокатки

ется, то средний участок CD , в котором скольжение отсутствует, называется зоной прилипания (по А. И. Целикову). Конечно, на этом участке нет прилипания в физическом понятии этого слова (сцепления, адгезии) — имеется только равенство скоростей контактных точек вала и металла (металл как бы прилипает к валкам); поэтому более правильно назвать этот участок зоной равенства контактных скоростей.

Рассмотрим методику определения нормальных давлений p_x и средних по длине контакта давлений p_{cp} с учетом наличия крайних участков скольжения и средней зоны прилипания.

1. Участки скольжения AC и BD ($\tau_{kx} = \mu p_x$).

Очевидно, что уравнение пластичности (II.3) и дифференциальное уравнение давлений (II.4), полученные для идеального процесса прокатки, справедливы для этих участков и при реальном процессе прокатки, так как деформацию металла здесь можно считать равномерной. В таком случае для этих участков справедливы уравнения нормальных и средних давлений (II.5), (II.6), (II.8), (II.9) и (II.11).

2. Зона прилипания CD .

Она состоит из: а) двух участков CE и DF , где $\tau_k = \tau_{max} = k/2$, и б) среднего участка EF , на котором контактные силы трения уменьшаются по направлению к нейтральному сечению (точке N).

Для участков CE и DF уравнения пластичности (II.1) и уравнение равновесия (II.4) принимают вид (при $\sigma_y \approx p_x$):

$$\begin{aligned} p_x - \sigma_x &= 0; \quad dp_x = d\sigma_x; \\ dp_x/dx &= \mp k/2y = \operatorname{tg} \beta_x. \end{aligned} \quad (\text{II.16})$$

Очевидно, что dp_x/dx — есть тангенс угла наклона к горизонтали касательной в любой точке кривых $p_x = f(x)$ на участках, где $\tau_k = k/2 = \text{const}$. При принятом направлении оси x влево (см. рис. II.6) углы наклона касательных слева и справа от точки N нейтрального сечения имеют различные знаки.

Так как для точек E и C $h_E < h_C$ и $2y_E < 2y_C$, то угол наклона касательной в точке E больше угла наклона касательной в точке C , т. е. кривая $p_x = f(x)$ на участке EC будет вогнутой; для точек F и D $2h_F > 2y_D$, $\beta_F < \beta_D$, т. е. кривая p_x на участке FD — выпуклая.

При замене дуги захвата хордой AB получим:

$$\begin{aligned} y &= y_0 + x \operatorname{tg} \alpha/2 \approx y_0 + (\alpha/2)x; \quad dy = (\alpha/2)dx; \quad dx = (2/\alpha)dy; \\ \int dp_x &= \mp k/\alpha \int dy/y; \quad p_x = \mp k/\alpha \ln y + C. \end{aligned}$$

При $y = y_C$

$$\begin{aligned} \tau_k = \mu p_C &= k/2; \quad p_C = k/2\mu = -k/\alpha \ln y_C + C; \\ C &= k(1/2\mu + 1/\alpha \ln y_C); \end{aligned}$$

При $y = y_D$ $\tau_k = \mu p_D = k/2$; $C = k(1/\mu - 1/\alpha \ln y_D)$.

Получим следующие формулы для определения давлений p_x на участках CE и DF (формулы автора):

$$p_{CE}/k = 1/2\mu + 1/\alpha \ln \frac{y_C}{y}; \quad (\text{II.17})$$

$$p_{DF}/k = 1/2\mu + 1/\alpha \ln \frac{y}{y_D}; \quad \alpha = \Delta h/l \approx \sqrt{\Delta h/R}. \quad (\text{II.17a})$$

Построенные по этим формулам эпюры p_x имеют на этих участках качественно различный вид: слева вогнутые, а справа выпуклые.

Протяженность среднего участка EF можно приближенно принимать $2h_{cp}$. Анализ показывает, что на этом участке эпюра давлений p_x имеет куполообразный вид. Характер теоретической эпюры p_x , показанный на рис. (II.6), подтверждается многими экспериментальными данными (см. рис. II.17, а). Можно не учитывать понижение давления на участке с куполообразной вершиной и считать, что по всей зоне прилипания CD давления определяются по формулам (II.17) и (II.17а) (см. штриховые кривые на рис. II.6).

Протяженность крайних участков скольжения и среднего участка прилипания определим следующим образом.

Для граничных точек C и D величина $\tau_k = \mu p_x = k/2$, поэтому $p_C = p_D = k/2\mu$. Подставив эти значения в уравнения (II.5), (II.6) при $x = x_C$, $l - x_C = l_0$ и $x = x_D = l_1$, получим

$$l_0 = \psi_{\pi} h_0; \quad l_1 = \psi_{\pi} h_1, \quad (\text{II.18})$$

где $\psi_{\pi} = 1/2\mu (\ln 1/2\mu)$ — коэффициент, характеризующий наличие зон скольжения и прилипания.

При $\mu = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ величина ψ_{π} соответственно равна 8,0; 2,3; 0,85; 0,28; 0,0.

Длина и протяженность зоны прилипания $CD = l_{\pi}$ (формула автора)

$$\begin{aligned} l_{\pi} &= l - (l_0 + l_1) = l - \psi_{\pi} (h_0 + h_1) = l - 2\psi_{\pi} h_{cp}; \\ l_{\pi}/l &= 1 - 2\psi_{\pi} (h_{cp}/l). \end{aligned} \quad (\text{II.18a})$$

Из рассмотрения формул (II.18), (II.18a) можно сделать следующие выводы:

1) длина крайних участков скольжения (l_0 и l_1) не зависит от длины контакта l и определяется только толщиной прокатываемого металла и величиной коэффициента контактного трения μ ;

2) протяженность участков скольжения (l_0/l и l_1/l) уменьшается, а

участка прилипания увеличивается при увеличении параметра l/h_{cp} и коэффициента контактного трения μ ;

3) зона прилипания возникает только тогда, когда $2\psi_n(h_{cp}/l) < 1$, т. е. $l/h_{cp} > 2\psi_n$.

При горячей прокатке, когда $\mu = 0,5 \div 0,3$ и $\psi_n = 0,0 \div 0,85$ зона прилипания возникает соответственно при $l/h_{cp} = 0,0 \div 1,7$, т. е. практически зона прилипания имеется во всех случаях горячей прокатки относительно толстой полосы.

При холодной прокатке со смазкой полосы и валков, когда $\mu < 0,1$ и $\psi_n > 8$, зона прилипания возникает только при $l/h_{cp} > 16$. На практике при холодной прокатке тонкой полосы при $\mu = 0,06 \div 0,03$ и $l/h_{cp} < 20$ зона прилипания не возникает, т. е. по всей дуге захвата имеется только скольжение.

Среднее давление, соответствующее средней ординате эпюры на рис. II.6 определяем как сумму площадей эпюр на участках скольжения и прилипания, деленную на длину контакта:

1. Участок скольжения AC . Согласно формуле (II.5) при $x_C = l - l_0$

$$\frac{p_{cp}}{k} = \frac{1}{l} \int_{l-l_0}^l e^{m_0(1-x/l)} dx = \frac{1-2\mu}{4\mu^2} \frac{h_0}{l}.$$

2. Участок скольжения BD . Согласно формуле (II.6) при $x_D = l_1$

$$\frac{p_{cp}}{k} = \frac{1}{l} \int_0^{l_1} e^{m_1 x/l} dx = \frac{1-2\mu}{4\mu^2} \frac{h_1}{l}.$$

Составляющая среднего давления для двух участков скольжения

$$p_{cp}/k = [(1-2\mu)/(2\mu^2)] h_{cp}/l. \quad (II.19)$$

3. Участок (зона) прилипания CD . Согласно формулам (II.17), (II.17a), принимая логарифмические кривые за прямые, получим:

$$\begin{aligned} \frac{p_{cp}}{k} &= \frac{1}{l} \left\{ \int_{l_1}^{l_n} \left(\frac{1}{2\mu} + \frac{x-l_1}{h_1} \right) dx + \int_{l_n}^{l-l_0} \left(\frac{1}{2\mu} + \frac{l-l_0-x}{h_1} \right) dx \right\} = \\ &= \frac{1}{l} \left\{ \frac{1}{2\mu} l_n + \frac{1}{2h_1} [(l-l_0-l_n)^2 + (l_n-l_1)^2] \right\}. \end{aligned}$$

Подставляя значения l_n и l_0 согласно формулам (II.18), (II.18a) и принимая $l_n \approx l/2$, получим для обобщенной эпюры (см. рис. II.6) (формула автора)

$$\frac{p_{cp}}{k} = \underbrace{\frac{1-2\mu}{2\mu^2} \frac{h_{cp}}{l}}_C + \underbrace{\frac{1}{2\mu} + \frac{l}{4h_{cp}} - \psi_n \left[1 + \frac{h_{cp}}{l} \left(\frac{1}{\mu} - \psi_n \right) \right]}_{II}. \quad (II.20)$$

Эта обобщенная формула является основной для определения среднего давления, когда по длине контакта имеются крайние участки скольжения и средний участок (зона) прилипания, т. е. для всех случаев прокатки при $l/h_{cp} > 2\psi_n$.

В формуле (II.20) член C представляет собой составляющую среднего давления для крайних участков скольжения, а член II — то же для среднего участка прилипания.

На рис. II.2 приведены кривые p_{cp}/k , построенные по обобщенной формуле (II.20). Гранничная кривая B соответствует случаю, когда $l/h_{cp} = 2\psi_n$ и в нейтральном сечении давление достигает максимума, равного $p_{max} = k/2\mu$, соответствующего $\tau_{max} = k/2$. Ниже граничной кривой B расположены кривые p_{cp}/k , которые соответствуют эпюре, приведенной на рис. II.1, при скольжении по всей дуге контакта и характеризуются формулами (II.5), (II.6), (II.8) для идеального процесса прокатки (холодная прокатка). Выше граничной кривой B расположены кривые

$\rho_{\text{ср}}/k$, которые соответствуют обобщенной эпюре, приведенной на рис. II.6.

При горячей прокатке $\mu \approx 0,4 \div 0,5$ и $\psi_{\text{п}} \approx 0$, поэтому, согласно формуле (II.20), можно принять, что

$$\rho_{\text{ср}}/k = 1 + (\mu/2)(l/h_{\text{ср}}) \approx 1 + 1/4(l/h_{\text{ср}}), \quad (\text{II.21})$$

т. е. кривые $\rho_{\text{ср}}/k$ приобретают вид прямых. При этом для $l/h_{\text{ср}} \approx 1$ получим $\rho_{\text{ср}}/k = 1,25$; при увеличении $l/h_{\text{ср}}$ среднее давление возрастает прямолинейно при $\mu = \text{const}$.

Полное усилие на валки, соответствующее площади эпюры, приведенной на рис. II.6, равно среднему давлению, умноженному на длину контакта l (проекцию дуги захвата на горизонталь) при ширине полосы b :

$$P = \rho_{\text{ср}} lb.$$

Определим плечо приложения силы P , считая, что оно равно абсциссе нейтрального сечения.

Приравнявая правые части уравнений (II.17) и (II.17а), получим при $x = l_{\text{н}}$ и $y = y_{\text{н}}$:

$$\ln y_{\text{с}}/y_{\text{н}} \approx \alpha/2 (l - l_0 - l_{\text{н}}); \quad \ln y_{\text{н}}/y_{\text{Д}} \approx \alpha/2 (l_{\text{н}} - l_1),$$

откуда коэффициент плеча

$$\psi = \frac{a}{l} = \frac{1}{2} \left[1 - \psi_{\text{п}} \left(\frac{h_0 - h_1}{l} \right) \right],$$

или при $\Delta h = h_0 - h_1 \approx \alpha l$

$$\psi = \frac{1}{2} (1 - \alpha \psi_{\text{п}}). \quad (\text{II.22})$$

При горячей прокатке, когда $\mu = 0,5 \div 0,4$, $\psi_{\text{п}} = 0,0 \div 0,28$ и $\alpha = 0,5 \div 0,4$, получим $\psi = 0,5 \div 0,42$.

При холодной прокатке коэффициент ψ определяют по формуле (II.14а): $\psi = 0,35 \div 0,4$.

В соответствии с этими значениями коэффициента плеча приложения силы P находим момент прокатки по формуле (II.15).

3. Влияние натяжения полосы при холодной прокатке

При холодной прокатке тонкой полосы применяют натяжение при входе полосы в валки (заднее натяжение) и при выходе ее из валков (переднее натяжение). Практикой установлено, что без значительного натяжения нельзя прокатать тонкую полосу и получить равномерную толщину ее по ширине и длине. Применение натяжения, кроме того, позволяет значительно уменьшить давление на валки при прокатке и способствует получению хорошего качества поверхности полосы.

Натяжение применяют и при горячей прокатке тонкой полосы, например, на непрерывных полосовых станах (натяжение между клетями стана с целью устранения образующейся петли), однако это натяжение незначительно и обычно в расчетах его не учитывают.

Холодную прокатку тонкой полосы осуществляют с применением смазки, подаваемой на валки и на полосу со стороны входа ее в валки, поэтому коэффициент контактного трения имеет небольшую величину (в зависимости от качества смазки $\mu = 0,04 \div 0,1$). Согласно приведенному выше анализу, при холодной прокатке тонкой полосы по всей длине контактной поверхности при этих значениях коэффициента трения наблюдается скольжение металла относительно валков и эпюра нормальных давлений имеет пикообразную форму (см. рис. II.1), соответствующую идеальному процессу прокатки.

Ввиду небольшой величины контактных сил трения можно считать, что вертикальные ($p_x \approx \sigma_y$) и горизонтальные нормальные напряжения в объеме деформируемого металла являются главными нормальными

напряжениями σ_1 и σ_3 , и поэтому для всей зоны деформации справедливо уравнение пластичности (II.3) в главных напряжениях:

$$p_x - \sigma_x = k; \quad p_x = k + \sigma_x.$$

При прокатке без натяжения эпюра внутренних напряжений сжатия σ_x , возникающих под действием контактных сил трения, согласно уравнению пластичности, подобна эпюре p_x , но ординаты ее меньше на величину k (рис. II.7, а), т. е.

$$\sigma_x = p_x - k. \quad (\text{II.3a})$$

При прокатке с натяжением к полосе прикладываются внешние растягивающие напряжения: во входном сечении А — заднее удельное на-

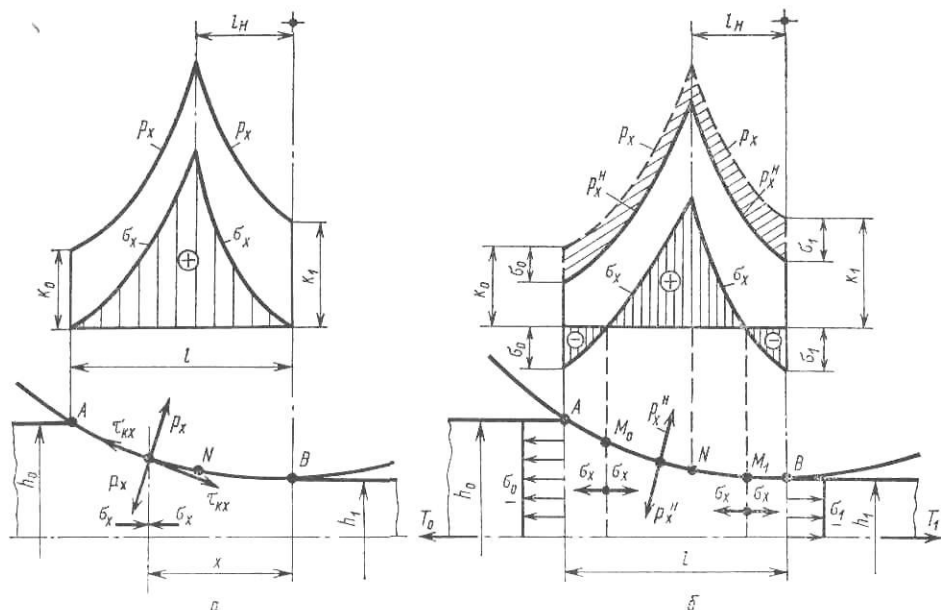


Рис. II.7. Эпюры распределения p_x и σ_x по длине контакта при прокатке:
 а — без натяжения полосы; б — с натяжением полосы

тяжение σ_0 ; в выходном сечении В — переднее удельное натяжение σ_1 ; эти натяжения (растяжение) уменьшают внутренние напряжения сжатия в металле σ_x вследствие уменьшения влияния подпирющих контактных сил трения (рис. II.7, б).

При прокатке без внешних натяжений во входном А и выходном В сечениях, очевидно, горизонтальные напряжения в металле равны нулю ($\sigma_x = \sigma_A = \sigma_B = 0$), что и было принято во внимание при выводе уравнений (II.5) и (II.6) для идеального процесса прокатки.

При прокатке с приложением внешних растягивающих напряжений (принятых отрицательными) в сечениях А и В уравнение пластичности (II.3) имеет знак «плюс» в левой части, так как здесь $\sigma_x = \sigma_A = -\sigma_0$ и $\sigma_x = \sigma_B = -\sigma_1$, т. е.

$$p_A = (-\sigma_0) = p_A + \sigma_0 = k; \quad p_B - (-\sigma_1) = p_B + \sigma_1 = k. \quad (\text{II.3б})$$

При холодной прокатке происходит упрочнение металла в зоне деформации (наклеп), т. е. с возрастанием степени деформации от сечения А к сечению В соответственно возрастает предел текучести σ_T .

Для того чтобы учесть в дальнейшем влияние упрочнения (наклепа) на увеличение давления металла на валки при прокатке p_x , введем коэффициент упрочнения ζ :

$$\zeta = k_1/k_0 = \sigma_{T1}/\sigma_{T2} > 1,$$

где σ_{T2} — предел текучести материала полосы до прокатки (с учетом предшествующего упрочнения в предыдущих проходах при прокатке в

несколько пропусков); $\sigma_{т1}$ — то же, после прокатки в данном проходе металла через валки.

Соответствующие значения $\sigma_{т}$ в зависимости от степени деформации приведены на рис. 1.15. Возвращаясь к выводу уравнений (II.5), (II.6), получим:

а) для зоны отставания (дуга AN), согласно уравнению (II.3), $p_x = p_A = k_0 - \sigma_0$, поэтому $C_0 = \ln(k_0 - \sigma_0) + 2\mu(l/h_0)$ и давление p_x^H с учетом внешнего натяжения σ_0 равно

$$\frac{p_x^H}{k_0} = \left(1 - \frac{\sigma_0}{k_0}\right) e^{m_0 \left(1 - \frac{x}{l}\right)}; \quad (II.5a)$$

б) для зоны опережения (дуга BN), согласно уравнению (II.3), при $x=0$ $p_x = p_B = k_1 - \sigma_1$, поэтому $C_1 = \ln(\xi k_0 - \sigma_1)$ и давление p_x^H с учетом внешнего натяжения σ_1 равно

$$\frac{p_x^H}{k_0} = \left(\xi - \frac{\sigma_1}{k_0}\right) e^{m_1 \frac{x}{l}}, \quad (II.6a)$$

$$m_0 = 2\mu l/h_0; \quad m_1 = 2\mu l/h_1.$$

Согласно полученным уравнениям (II.5a), (II.6a), от сечения входа (где $p_x^H = p_A = k_0 - \sigma_0$) и от сечения выхода (где $p_x^H = p_B = k_1 - \sigma_1$) давление металла на валки p_x^H с учетом натяжений σ_0 и σ_1 по направлению к нейтральному сечению возрастает по экспоненциальным кривым (см. рис. II.7, б), аналогичным соответствующим кривым для случая прокатки без натяжения (см. рис. II.1), но с меньшими ординатами. Очевидно, что давление при прокатке полосы с натяжением p_x^H значительно меньше, чем при прокатке без натяжения p_x . Так как $x_H < l/2$, то заднее натяжение σ_0 оказывает влияние на участке больше $l/2$, т. е. заднее натяжение больше снижает полное давление P , чем переднее натяжение σ_1 .

При обжатии $\varepsilon < 0,4$ и упрочнении $\xi < 1,2$ можно принимать

$$n_{\sigma} = 1 - \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2k_{cp}} = 1 - \frac{\sigma_{cp}}{k_{cp}}$$

и определять среднее давление при прокатке с натяжением по следующей формуле:

$$p_{cp}^H = p_{cp} n_{\sigma} = p_{cp} (1 - \sigma_{cp}/k_{cp}), \quad (II.23)$$

где p_{cp} — среднее давление при прокатке без натяжения; определяют по формулам (II.9), (II.11) или по кривым на рис. II.3; σ_{cp} — среднее натяжение полосы, равное $(\sigma_0 + \sigma_1)/2$; k_{cp} — средняя константа уравнения пластичности, равная $(k_0 + k_1)/2 = 1,15 \sigma_{т.ср}$ (здесь $\sigma_{т.ср} = (\sigma_{т0} + \sigma_{т1})/2$ — средний предел текучести металла полосы, упрочняющегося при прокатке).

Из рассмотрения формулы (II.23) следует, что при больших натяжениях полосы давление металла на валки при прокатке значительно меньше, чем в случае прокатки без натяжения. Так, например, при $\sigma_{cp} = 0,6$ ($k_{cp} \approx 0,7 \sigma_{т.ср}$) получим $n_{\sigma} = 1 - 0,6 = 0,4$ и $p_{cp}^H = 0,4 p_{cp}$, т. е. среднее давление при прокатке с таким натяжением в 2,5 раза меньше, чем при прокатке этой же полосы без натяжения. Этот пример показывает, что применение больших натяжений при холодной прокатке полосы является весьма желательным.

Практически по избежание частых разрывов полосы, которые могут происходить в процессе прокатки из-за мелких трещин (концентраторов напряжений), имеющих на кромках полосы, натяжение при прокатке применяют в пределах $\sigma_{cp} = (0,3 \div 0,6) k_{cp} \approx (0,35 \div 0,7) \sigma_{т.ср}$. При этом для получения лучшего качества поверхности готовой полосы, во избежание пробуксовки и уменьшения момента прокатки на валках (см. ниже) обычно переднее удельное натяжение полосы принимают несколько больше заднего (т. е. $\sigma_1 > \sigma_0$).

4. Влияние упругого сплющивания валков при холодной прокатке

При определении длины контакта с учетом упругого сплющивания валков по формулам (I.62), (I.63) и (I.64) надо знать фактическое среднее давление металла на валок при прокатке с натяжением или без натяжения, определенное также с учетом влияния сплющивания валка, которое вызывает увеличение параметра $l/h_{\text{ср}}$.

Так как при упругом сплющивании валка длина контакта увеличивается и становится равной l_c (см. рис. I.29), то при определении среднего давления по формулам (II.8), (II.9), (II.11) или (II.23) вместо параметра $m = \mu l/h_{\text{ср}}$ надо принимать параметр $m_c = \mu l_c/h_{\text{ср}}$, причем $m_c > m$; $l_c > l$.

Таким образом, для определения фактической длины контакта l_c или параметра m_c с учетом упругого сплющивания валка имеем систему двух уравнений (для общего случая прокатки полосы с натяжением):

1) уравнение (II.23), которое представим в следующем виде [с учетом формулы (II.8)]:

$$p_{\text{ср}}^{\text{н}} = k_{\text{ср}} n_{\sigma} (1/m_c)(e^{m_c} - 1),$$

или

$$p_{\text{ср}}^{\text{н}}/(k_{\text{ср}} n_{\sigma}) = 1/m_c (e^{m_c} - 1); \quad (\text{II.23a})$$

2) уравнение (I.62), которое представим в следующем виде, подставив вместо x_1 его значение из формулы (I.63) при $p_{\text{ср}} = p_{\text{ср}}^{\text{н}}$:

$$l_c - x_1 = \sqrt{R\Delta h + x_1^2} = \sqrt{l^2 + x_1^2}; \quad l_c^2 - 2x_1 l_c = l^2;$$

$$2x_1 l_c = 2CR p_{\text{ср}}^{\text{н}} l_c - l_c^2 - l^2; \quad p_{\text{ср}}^{\text{н}} = \left(\frac{l_c^2 - l^2}{l_c} \right) \frac{1}{2CR},$$

или, разделив левую и правую части на $k_{\text{ср}} n_{\sigma}$,

$$\frac{p_{\text{ср}}^{\text{н}}}{k_{\text{ср}} n_{\sigma}} = \frac{1}{2CR k_{\text{ср}} n_{\sigma}} \left(\frac{m_c^2 - m^2}{m_c} \right) \frac{h_{\text{ср}}}{\mu}.$$

Приравнивая правые части этих уравнений, получим (формула автора)

$$m_c^2 = m^2 + b_c (e^{m_c} - 1), \quad (\text{II.24})$$

где коэффициент $b_c = C(k_{\text{ср}} - \sigma_{\text{ср}}) D \mu / h_{\text{ср}}$.

Из рассмотрения уравнения (II.24) следует, что неизвестная величина — параметр m_c входит в левую и правую его части, поэтому непосредственно решить это уравнение нельзя.

Решение возможно тремя методами.

1. Методом последовательного приближения — подбором значения m_c до совпадения значений левой и правой частей уравнения при заданных значениях m и коэффициента b_c .

Например, дано: $m = 1$; $b_c = 0,3$;

а) задаемся $m_c = 1,2$ и находим $1,44 = 1 + 0,3(3,32 - 1) = 1,696$ (несовпадение);

б) задаемся $m_c = 1,4$ и находим $1,96 = 1 + 0,3(4,055 - 1) = 1,916$.

Получили так называемую «вилку»: в первом случае правая часть больше, а во втором меньше левых частей;

в) задаемся $m_c = 1,38$; получим точное совпадение.

2. Графическим методом; в этом случае уравнение (II.24) представим в следующем виде:

$$y_1 = m_c^2; \quad y_2 = m^2 + b_c (e^{m_c} - 1).$$

Строим две кривые: $y_1 = f(m_c)$ и $y_2 = f(m_c)$; пересечение кривых дает точное значение m_c . Например, для значений $m = 0,5$ и $b_c = 0,4$ пере-

сечение кривых дает значение $m_c = 0,93$ (рис. II.8). Если кривые не пересекаются, то надо изменить исходные параметры прокатки m и b_c .

3. Точным решением уравнения (II.24), которое представим в следующем виде

$$b_c = (m_c^2 - m^2) / (e^{m_c} - 1). \quad (II.24a)$$

а также в виде, удобном для программирования и расчетов на ЭВМ

$$b_c = (m_c^2 - m^2) / (\exp m_c - 1),$$

где $\exp m_c = e^{m_c}$.

На рис. II.9 представлены кривые $m_c = f(b_c)$, построенные по данным расчета на ЭВМ (для различных значений $m = \text{const}$). Параметр m

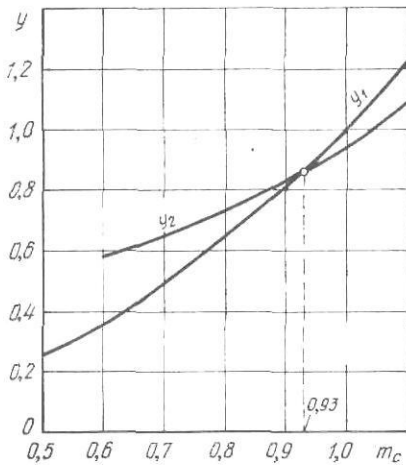


Рис. II.8. Графическое определение коэффициента m_c

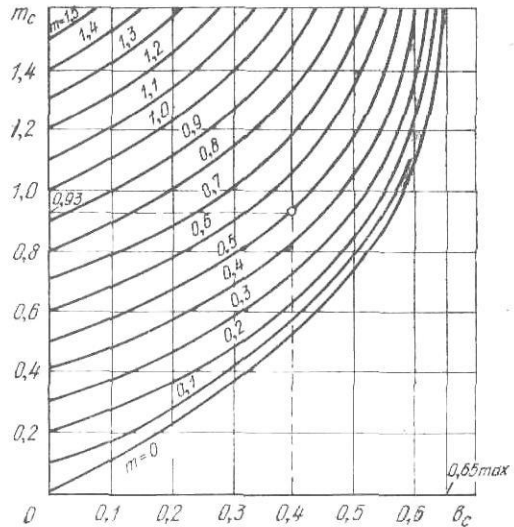


Рис. II.9. Номограмма для определения m_c по заданным значениям m и b_c

имеет небольшую величину ($m < 0,5$), поэтому $m_c \leq 1$; в этих случаях можно принять, что $e^{m_c} = 1 + m_c + m_c^2/2 + m_c^3/6 + \dots \approx 1 + m_c + 0,6 m_c^2$ и с достаточной точностью определить значение параметра согласно формуле (I.24) по приближенному выражению

$$m_c = \frac{b_c}{2(1 - 0,6b_c)} \left[1 + \sqrt{1 + (2m)^2 \frac{1 - 0,6b_c}{b_c^2}} \right].$$

Практикой установлено, что при холодной прокатке тонкой стальной полосы может наступить такой момент, когда дальнейшее ее обжатие становится невозможным ввиду того, что упругое радиальное сжатие (сплющивание) валков оказывается равным толщине полосы (см. рис. I.29).

Определим минимальную (предельную) толщину полосы, при которой наступает предел возможности ее пластической деформации в валках, т. е. обжатие $\Delta h = 0$ и $\varepsilon = 0$. В этом случае $l = \sqrt{R\Delta h} = 0$; $m = \mu(l/h_{cp}) = 0$; $h_0 = h_{cp} = h_1 = h_{\min}$, и согласно формуле (II.24) коэффициент b_c будет равен

$$b_c = C(k_{cp} - \sigma_{cp}) D \mu / h_{\min}. \quad (II.24б)$$

Функция (II.24а) имеет максимум (при $m = 0$), когда $e^{m_c} (2 - m_c) - 2 = 0$; это трансцендентное уравнение имеет единственное решение при $m_c = 1,6$ (точнее 1,594), при котором $b_{c\max} = 0,65$ (точнее 0,648), поэтому из уравнения (II.24б) получим (формула автора) h_{\min} , мм:

$$h_{\min} = 1,54C(k_{cp} - \sigma_{cp}) D \mu, \quad (II.25)$$

где $D=2R$ — диаметр рабочих валков; $k_{cp}=1,15 [(\sigma_{т0}+\sigma_{т1})/2]$ — среднее сопротивление деформации материала полосы; $\sigma_{cp}=(\sigma_0+\sigma_1)/2$ — среднее натяжение полосы при прокатке; $\sigma_{т0}$ и $\sigma_{т1}$ — предел текучести материала полосы до и после прокатки; σ_0 и σ_1 — заднее и переднее натяжения полосы.

При достижении «предела прокатываемости» полосы h_{min} при $m_c=1,6$ согласно формуле (II.23a) получим предельное (максимальное) значение отношения $\rho_{cp}/(k_{cp}-\sigma_{cp})=2,5$ (точнее 2,46), при котором, согласно формуле (I.61),

$$q/[R(k_{cp}-\sigma_{cp})^2]=100k_y=12,5C=\text{const};$$

здесь следует отметить, что ρ_{cp} и q не зависят от коэффициента трения μ .

Таким образом, получение при холодной прокатке минимальной толщины полосы h_{min} [формула (II.25)] возможно при различных значениях q и $(k_{cp}-\sigma_{cp})$, но отношение q к квадрату $(k_{cp}-\sigma_{cp})^2$ для данного радиуса (диаметра) валков должно быть строго определенным и постоянным. При правильном применении этого отношения минимальную толщину полосы (мм) можно определять по более простой формуле

$$h_{min}=0,25\mu q/(k_{cp}-\sigma_{cp}), \quad (\text{II.25a})$$

в которой влияние радиуса валков учитывается величиной q , определенной по предыдущей формуле.

Если валки изготовлены из легированной стали, для которой $C=1,08 \cdot 10^{-5}$ мм²/Н (см. с. 33), то получим h_{min} , мм:

$$h_{min}=0,166(k_{cp}-\sigma_{cp})D\mu \cdot 10^{-4}=0,25\mu q/(k_{cp}-\sigma_{cp}), \quad (\text{II.25б})$$

где

$$q=66(k_{cp}-\sigma_{cp})^2 D \cdot 10^{-6};$$

здесь k_{cp} и σ_{cp} — в МПа; q — в Н/мм; D — в мм.

Для обеспечения возможности получения при прокатке минимальной толщины полосы необходимо:

а) увеличить натяжение полосы (переднее и заднее, см. формулу II.25 б);

б) уменьшить диаметр валков;

в) уменьшить нагрузку q по ширине полосы;

г) уменьшить коэффициент контактного трения, т. е. улучшать качество технологической смазки поверхности валков и полосы.

Формула (II.25) и выводы из ее анализа позволяют дать теоретическое обоснование создания и применения так называемых многовалковых станов (12- и 20-валковых). Конструкция этих станов (см. рис. III.7) позволяет применять рабочие валки минимального диаметра (6—30 мм), которые можно изготовить из твердого сплава, например, карбида вольфрама, для которого модуль упругости E в три раза выше, а константа упругости k_y и коэффициент упругости C валков в три раза ниже, чем для стальных валков. В этом случае согласно формулам (II.25) при $C=0,36 \cdot 10^{-5}$ мм²/Н получим h_{min} , мм:

$$h_{min}=0,055(k_{cp}-\sigma_{cp})D\mu \cdot 10^{-4}. \quad (\text{II.25в})$$

Рассмотрим теперь вопрос о влиянии упругого сплющивания валков на момент прокатки, необходимый для пластической деформации металла в валках.

Вследствие упругого сплющивания валков сечение выхода металла из валков, проходящее через точку B , сместится вправо и пройдет через точку B' (рис. II.10). За счет упругого сплющивания валков (увеличения l/h_{cp} до l_c/h_{cp}) площадь эпюры давлений p_x увеличилась как слева, так и справа от геометрической оси валков, проходящей через точку B ; моменты этих дополнительных площадей относительно оси валков равны между собой и обратны по знаку. Таким образом, работа, затрачиваемая на пластическую деформацию полосы, не зависит от того, есть упругое сплющивание или нет, что соответствует известному положению

о том, что упругая деформация является обратимой. В данном случае энергия упругой деформации валка (упругого радиального сжатия) при возрастании давлений p_{xc} (левая часть эпюры — зона отставания металла при прокатке) восстанавливается при уменьшении давлений p_{xc} (правая часть эпюры — зона опережения металла при прокатке).

Из изложенного следует, что

$$M_1 = Pa = P_c a_c; \quad a_c/a = P/P_c = (p_{cp}/p_{cp.c}) l/l_c,$$

где a_c и a — значения плеч приложения равнодействующих с учетом и без учета упругого сплющивания валков.

Согласно уравнениям (II.8) и (II.23a) получим

$$a_c/a = (e^m - 1)(e^{m_c} - 1) \approx m(1 + m/2)/[m_c(1 + m_c/2)]. \quad (II.25r)$$

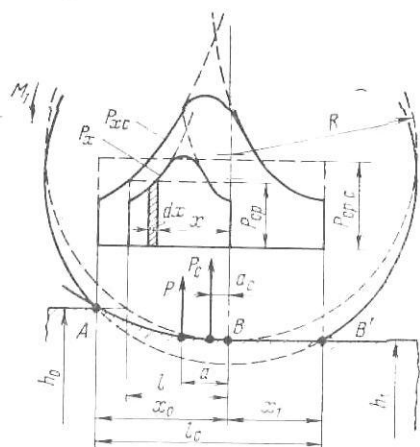


Рис. II.10. Положение равнодействующих P и P_c давления на валки без учета и с учетом упругого сплющивания валка

Например, для рассмотренного выше случая (см. рис. II.8) $m=0,5$, $b_c=0,4$ и $m_c=0,93$ получим $a_c/a=0,425$.

Таким образом, при холодной прокатке полосы (листа) можно принимать, что отношение коэффициентов плеч приложения равнодействующих $\psi_c/\psi=0,4 \div 0,7$.

Согласно формуле (II.14a) коэффициент плеча приложения равнодействующей без учета упругого сплющивания валков (при горячей прокатке) $\psi=0,45 \div 0,5$, поэтому при холодной прокатке с учетом влияния упругого сплющивания валков коэффициент плеча приложения равнодействующей будет равен: $\psi_c = a_c/l = 0,2 \div 0,35$.

Полное усилие на валки при прокатке полосы шириной b [см. (II.11)].

$$P_c = p_{cp.c} l_c b,$$

где $p_{cp.c}$ — согласно формуле (II.23a), $l_c = m_c h_{cp}/\mu$; m_c — согласно формуле (II.24) или по кривым, приведенным на рис. II.9. Момент прокатки

$$M_{пр} = 2M_1 = 2P_c a_c = 2P_c \psi_c l = (0,4 \div 0,7) P_c l. \quad (II.25d)$$

5. Влияние внешних зон при горячей прокатке толстой полосы

Выше было указано, что формулы (II.8), (II.9), (II.11) и (II.20) идеального и реального процессов прокатки справедливы только для случаев прокатки без натяжения широкой полосы, когда $l/h_{cp} > 1$, т. е. когда схема деформации металла в валках является двухмерной (плоской) и уширением можно пренебречь.

При горячей прокатке весьма толстой полосы (слитков, блюмов, слябов и заготовок) с небольшими обжатиями, когда в первых пропусках высота сечения металла больше длины контакта ($h_{cp}/l > 1$), коэффициент контактного трения оказывает небольшое влияние на среднее давление ($\mu \approx 0,4 \div 0,5$), в этом случае преимущественное влияние оказывают так называемые внешние зоны I и II деформируемого металла, расположенные слева и справа от геометрической зоны деформации l (рис. II.11, а, б) и испытывающие внеконтактные напряжения и деформации.

При прокатке весьма толстой полосы, когда $h_{cp}/l > 1$ (т. е. $l/h_{cp} < 1$), среднее контактное давление с уменьшением l/h_{cp} не уменьшается (как рассмотрено выше для случаев прокатки при $l/h_{cp} > 1$), а увеличивается. Качественное изменение (минимум) кривой $p_{cp}/k = f(l/h_{cp})$ находится в интервале значений $l/h_{cp} = 0,6 \div 1,0$ (рис. II.11, в).

На основании экспериментальных данных А. И. Целиков и В. В. Смирнов предложили учитывать влияние внешних зон в области $h_{\text{ср}}/l > 1$ ($l/h_{\text{ср}} < 1$) коэффициентом $n_{\text{в.з.}}$.

С учетом последующих экспериментальных данных для случая прокатки относительно толстой полосы величину коэффициента влияния внешних зон можно представить формулой

$$n_{\text{в.з.}} = \sqrt[4]{h_{\text{ср}}/l}. \quad (\text{II.26})$$

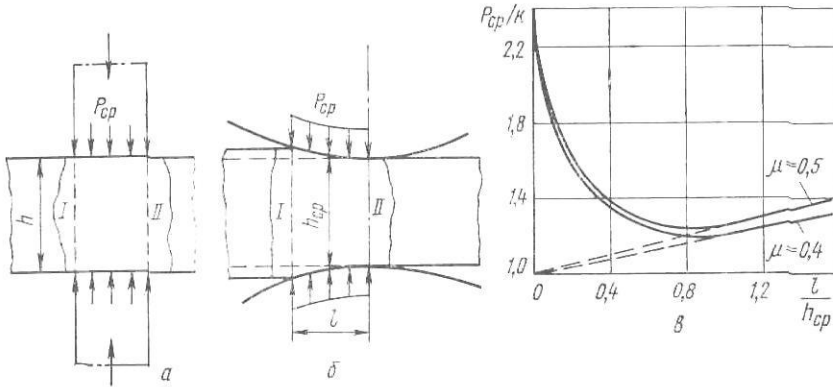


Рис. 11.11. Влияние внешних зон при деформации тонкой полосы при $l/h_{\text{ср}} < 1$ (т. е. $h_{\text{ср}}/l > 1$):

а — осадка металла; б — прокатка; в — кривые увеличения среднего давления (отношения $p_{\text{ср}}/k$) при $l/h_{\text{ср}} < 1$.

Таким образом, согласно формуле (II.21), при горячей прокатке весьма толстой полосы, когда $l/h_{\text{ср}} < 1$ и $\mu=0,4 \div 0,5$, среднее контактное давление можно определять по формуле

$$\frac{p_{\text{ср}}}{k} = \left(1 + \frac{\mu}{2} \frac{l}{h_{\text{ср}}}\right) n_{\text{в.з.}}; \quad (\text{II.21a})$$

соответствующая кривая показана в левой части на рис. II.2, где область влияния внешних зон при $l/h_{\text{ср}} < 1$ обозначена В.З.

Для определения давления с учетом влияния внешних зон А. Д. Томленовым предложена теоретическая формула

$$p_{\text{ср}}/k = 0,5l/h_{\text{ср}} + h_{\text{ср}}/l(0,6 - 0,04h_{\text{ср}}/l). \quad (\text{II.21б})$$

Расчеты по этой формуле дают результаты, близкие к экспериментальным данным (при $\mu=0,5$).

6. Давление на валки при прокатке сортовых профилей

При горячей прокатке сортовых профилей (круга, квадрата, рельсов, балок, швеллеров и др.) возникают дополнительные силы трения на боковых стенках калибров, которые увеличивают давление на валки и момент прокатки. Однако точно учесть влияние этих дополнительных сил трения, а также неравномерности деформации металла в калибрах с помощью теоретических формул не представляется возможным; удовлетворительные решения имеются только для случаев прокатки в простых открытых калибрах (квадратных, ромбических, овальных). При определении давления на валки для случаев прокатки сложных фланцевых профилей (рельсов, балок) более надежным является метод, основанный на использовании экспериментальных данных.

В соответствии с этим методом давление на валки можно представить в функции так называемого коэффициента напряженного состояния металла при прокатке в калибрах (или коэффициента формы калибра):

$$p_{\text{ср}}/k = n_{\text{к}}; \quad n_{\text{к}} = a \left(\frac{l}{h_{\text{ср}}} + b \frac{h_{\text{ср}}}{l} \right) > 1, \quad (\text{II.27})$$

где a и b — коэффициенты, зависящие от формы калибров; $h_{\text{ср}}$ — средняя приведенная толщина полосы в зоне деформации; l — длина контакта металла с валком (горизонтальная проекция дуги захвата).

Для случаев прокатки, когда $1 < l/h_{\text{ср}} < 2$, можно рекомендовать следующие значения коэффициентов a и b :

1) $a=0,5$ и $b=1$ — прокатка простых профилей (узкая полоса, плоский овал), когда схема деформации приблизительно соответствует плоской (двухмерной);

2) $a=0,6$ и $b=0,8$ — для овальных и круглых калибров;

3) $a=0,7$ и $b=0,5$ — для квадратных и ромбических калибров;

4) $a=b=0,8$ — для фасонных закрытых калибров;

эти значения коэффициентов можно применять во всех случаях, когда объемная схема деформации значительно отличается от плоской схемы деформации (т. е. когда имеется свободное или стесненное уширение).

Для случаев прокатки, когда $l/h_{\text{ср}} > 2$, можно считать, что схема деформации металла в калибрах является плоской (приближается к случаю прокатки относительно широкой полосы) и коэффициент напряженного состояния (формы калибров) равен

$$n_k = 0,75 + 0,25l/h_{\text{ср}}. \quad (\text{II.27a})$$

При прокатке металла в калибрах условную толщину полосы (заготовки, профиля) определяют, исходя из начального F_0 и конечного F_1 поперечных сечений полосы в данном проходе, т. е.

$$h_0 = F_0/b_0; \quad h_1 = F_1/b_1; \quad \Delta h = h_0 - h_1;$$

$$h_{\text{ср}} = (h_0 + h_1)/2; \quad b_{\text{ср}} = (b_0 + b_1)/2.$$

Длина контакта определяется по формуле $l \approx \sqrt{R\Delta h}$, где R — радиус вала в данном калибре.

Общее (полное) давление металла на валок (усилие на валки при прокатке)

$$P = p_{\text{ср}} l b_{\text{ср}} = p_{\text{ср}} F_k, \quad (\text{II.27б})$$

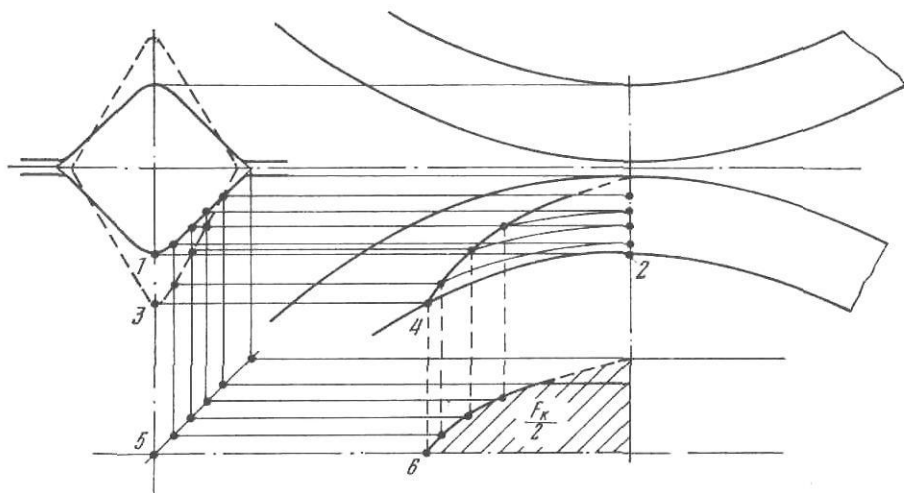


Рис. II.12. Графическое определение площади горизонтальной проекции поверхности соприкосновения металла с нижним валком при прокатке ромбической полосы в квадратном калибре. Цифры показывают последовательность построения

где F_k — контактная площадь (горизонтальная проекция поверхности соприкосновения металла с валком).

В случае затруднений при определении l и $b_{\text{ср}}$ (например, при прокатке сложных профилей) при пользовании формулой (II.27б) контактную площадь F_k рекомендуется определять графическим способом. Для этого калибр с металлом по правилам начертательной геометрии вычер-

чивают на миллиметровой бумаге в трех проекциях и по линии пересечения соответствующих точек валка и металла определяют контур горизонтальной поверхности контакта металла с валком (рис. II.12).

Момент прокатки определяют по формуле (для двух валков)

$$M_{пр} = 2Pa_k \approx 2P\psi_k l, \quad (\text{II.27в})$$

где $\psi_k = a_k/l$ — коэффициент плеча a_k приложения равнодействующей P (усилия на валки) при прокатке в калибре.

Для случаев прокатки простых профилей (узкая полоса, плоский овал) $\psi_k = 0,45 \div 0,5$.

Для случаев прокатки более сложных и фасонных профилей ввиду значительного влияния дополнительных сил трения в калибрах коэффициент ψ_k имеет повышенные значения. Можно принимать: при прокатке в круглых и ромбических калибрах $\psi_k = 0,6 \div 0,65$; при прокатке в закрытых (фланцевых) калибрах $\psi_k = 0,65 \div 0,75$.

7. Измерение давления металла на валки при прокатке

Для правильной эксплуатации прокатного стана и во избежание поломки валков, станины, приводных шпинделей и других деталей необходимо в процессе прокатки измерять полное давление металла на валки P (усилие при прокатке). Кроме того, замеренные фактические данные значений P при различных случаях горячей и холодной прокатки позволяют судить о правильности теоретических формул, применяемых для определения полного и среднего давлений [см. формулы (II.11а), (II.21а) и (II.27б)].

Для измерения полного давления на валки применяют различные приборы (месдозы) и устройства. Месдозы устанавливают в рабочей клетке между нажимными винтами и подушками верхнего валка или между подушками нижнего валка и нижними поперечинами станин.

Гидравлическая месдоза (рис. II.13) состоит из составного корпуса — стакана 2,4 и плунжера 1. В стакане под дном плунжера находится жидкость (глицерин). Во избежание утечки жидкости плунжер опирается на жидкость через резиновую мембрану 3, края которой зажаты в составном внешнем корпусе. Для предохранения месдозы от смещения при вращении нажимного винта его сферический подпятник опирается на упорный шариковый подшипник внутри плунжера. Усилие на нажимной винт, измеряемое месдозой, будет равно давлению жидкости, показываемому манометром 5, умноженному на площадь дна плунжера.

Гидравлическая месдоза является весьма простой по своему устройству и надежной в эксплуатации. Недостаток ее состоит в том, что она обладает большим запаздыванием показаний при изменении усилия на валки, поэтому ее применяют на станах с длительным режимом прокатки (листовых, полосовых, заготовочных, сортовых). Точность измерения усилия зависит от точности показаний манометра и в некоторых случаях (например, при проверке теоретических формул) оказывается недостаточной.

Гидравлическая месдоза является единственным устройством, которое позволяет непосредственно измерять усилие на валки (на нажимные винты) при прокатке. Все другие типы месдоз и устройств, описы-

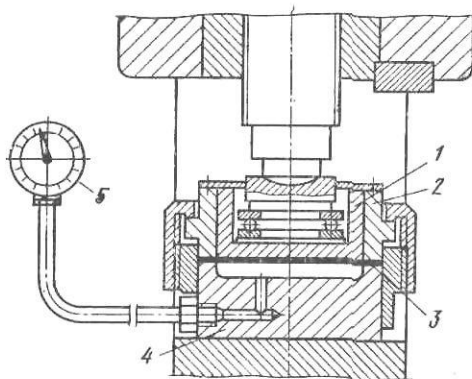


Рис. II.13. Схема измерения усилия, действующего на нажимный винт, гидравлической месдозой

ваемые ниже, основаны не на измерении усилия при прокатке, а на измерении упругой деформации станины или других деталей, воспринимающих это усилие. Так как эта упругая деформация согласно закону Гука, пропорциональна нагрузке, то по величине деформации можно определить усилие при прокатке.

Стержневой тензометр механического типа (рис. П.14) состоит из стального стержня 3, один конец которого установлен в нижнем кронштейне 1, а другой свободно проходит через втулку в верхнем кронштейне 2. Кронштейны закреплены на стойке станины так, чтобы расстояние между ними (база l) было максимальным при данной высоте стойки; кроме того, ось крепления кронштейнов и ось измерительного стержня должны находиться в вертикальной плоскости, соответствующей нейтральному сечению стойки станины; это сечение испытывает растяжение только от вертикального усилия на валки при прокатке, а напряжения изгиба в нем равны нулю.

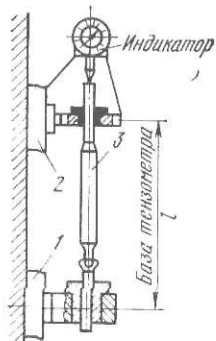


Рис. П.14. Определение давления при прокатке путем измерения деформации (растяжения) стойки станины механическим тензором с индикатором

При прямоугольной форме горизонтального сечения стойки станины нейтральная линия будет проходить посередине этого сечения. На верхний торец стержня опирается штифт точного (микронного) индикатора. Перед прокаткой штифт устанавливают так, что стрелка микрометра показывает нулевое положение. При прокатке стойка станины растягивается, увеличивая базовый размер l на величину Δl . При этом штифт индикатора «следит» за положением верхнего торца стержня и стрелка индикатора показывает абсолютное удлинение стойки станины Δl . Согласно закону Гука усилие, растягивающее стойку, $Y_c = Y/2 = (\Delta l/l)EF$, где Y — усилие, воспринимаемое нажимным винтом; F — горизонтальное сечение стойки станины.

Если модуль упругости E материала станины (для литой стали около $2 \cdot 10^5$ МПа) или сечение стойки F известны недостаточно точно, то станину предварительно надо тарировать. Для этого в окне станины устанавливают гидравлический домкрат; прикладывая различные усилия, растягивают станину и замеряют при этом деформацию стойки станины, определяя цену одного деления индикатора. Зная цену деления индикатора и число делений, соответствующих деформации Δl , легко определить усилие, действующее на стойку при прокатке.

Этот способ недостаточно точен и его применяют для грубого определения усилия на валки при прокатке.

Электрическими мессдозами пользуются для более точного измерения усилий. Результаты измерения показываются стрелочным гальванометром, и их можно регистрировать на фотошленке при помощи осциллографа. В этих мессдозах упругая деформация детали, испытывающей прямое давление при прокатке, преобразуется в электрический ток небольшой силы (мА) при помощи так называемых датчиков различного типа: емкостных, угольных, индуктивных, магнитострикционных и датчиков сопротивления. Электрические импульсы датчиков поступают в усилитель и после усиления регистрируются осциллографом.

Мессдоза с датчиками сопротивления (рис. П.15) состоит из герметичного корпуса 4, внутри которого расположен деформируемый стакан 5; на наружную А и внутреннюю Б поверхности стакана наклеивают проволочные датчики сопротивления. Датчик состоит из плоской спирали 2 (несколько петель) тонкой проволоки или тонкой полоски фольги, наклеенной на плотную бумажную подкладку 3; сверху его заклеивают тонкой бумагой 1. Датчик наклеивают на деформируемую деталь (станину, промежуточный стакан под нажимным винтом и т. п.) и сверху также покрывают клеем для предохранения от влаги. Благодаря прочному «схватыванию» клея датчик будет деформироваться так же, как и основная деталь, на которую он наклеен, т. е. будет растягиваться и сжи-

маться, поэтому его называют также тензодатчиком (датчиком растяжения). При упругой деформации датчика будет изменяться его сопротивление и вследствие этого изменится сила тока в электрической цепи питания датчика.

Для изготовления датчиков применяют тонкую проволоку или фольгу из следующих материалов: константана (60 % Cu + 40 % Ni), нихрома (80 % Ni + 20 % Cr), манганина (84 % Cu + 12 % Mn + 4 % Ni) и др. Эти материалы обладают большим температурным коэффициентом элек-

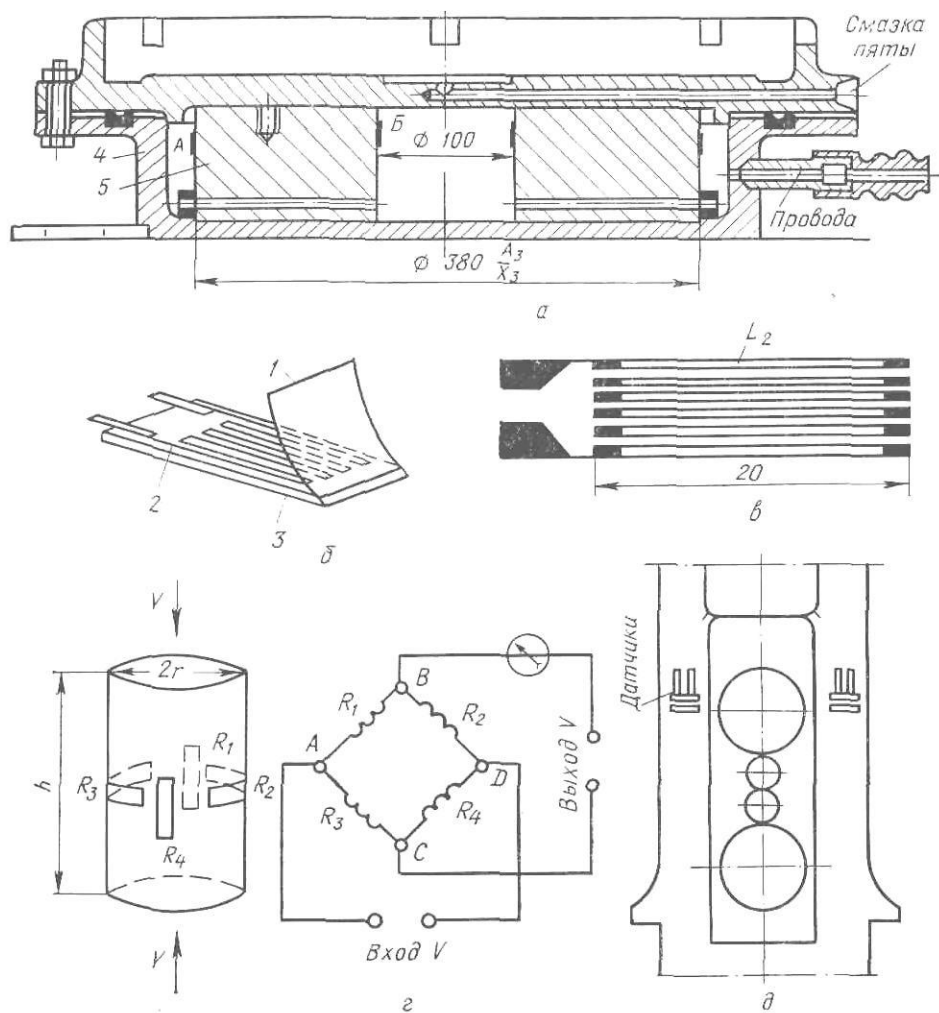


Рис. II.15. Измерение усилий (деформаций) при помощи датчиков сопротивления:
 а — общий вид месдозы с датчиками А и Б; б — проволочный датчик; в — фольговый датчик; г — схема наклейки датчиков и соединение их по схеме моста Уитсона; д — схема наклейки датчиков непосредственно на стойки станины

трического сопротивления и высокой чувствительностью к деформации.

По сравнению с проволочными фольговые датчики имеют большее отношение периметра к площади сечения, лучше воспринимают деформацию и через них можно пропускать ток большой силы (до 500 мА) от схемы питания, так как теплоотдача их больше. Однако показания их менее стабильны при температурных изменениях и точность показаний ниже.

Рабочие датчики наклеивают по образующим цилиндрического стана, воспринимающего усилия при прокатке (см. рис. II.15, а). Для компенсации влияния температурных колебаний на сопротивление рабочих датчиков перпендикулярно им наклеивают компенсационные датчики, не испытывающие деформацию при нагрузке. Датчики соединяют

по схеме моста Уитстона: два противоположных плеча составляют сопротивление рабочих датчиков и два плеча — сопротивления компенсационных датчиков. Если сопротивления рабочих и компенсационных датчиков одинаковы, ток в диагонали моста равен нулю.

При нагружении мессдозы сопротивление рабочих датчиков изменится и в диагонали моста появится ток, который будет отклонять стрелку миллиамперметра; этот ток можно также регистрировать на фотопленку осциллографа.

Для измерения усилия при прокатке можно наклеивать датчики непосредственно на стойке станины (по нейтральной линии, см. рис. II.15, д), однако ввиду малой упругой деформации станины и датчиков в этом случае необходимо применять усилитель для повышения точности показаний.

Все рассмотренные выше мессдозы, устанавливаемые под нажимные винты, предварительно тарируют на прессе и определяют показания датчиков при различных усилиях, действующих на подпятник.

Выше было отмечено, что при холодной прокатке листов и полосы среднее и полное давление металла на валки значительно увеличиваются вследствие упругого сплющивания валков. Определить длину сплюсненной дуги контакта металла с валком весьма трудно, так как она зависит от среднего давления, которое в свою очередь является функцией этой длины. Задача значительно облегчается, если на стане предусмотрены мессдозы, измеряющие усилия на валки при прокатке. При прокатке полосы шириной b среднее давление (МПа), согласно формуле (II.11a)

$$p_{\text{ср}} = P/(bl_c) = q/l_c,$$

где q — усилие на валки, измеренное мессдозами и отнесенное к 1 мм ширины листа (полосы), Н/мм.

Но вместе с тем зависимость между $p_{\text{ср}}$ и l_c определяется уравнением (II.23б). Приравнивая правые части этих уравнений, получим формулу для определения длины сплюсненной дуги захвата (проекция на горизонталь):

$$l_c = l \sqrt{1 + 2C \frac{q}{\Delta h}} = l \sqrt{1 + \frac{q}{46000\Delta h}}, \quad (\text{II.28})$$

где Δh — абсолютное обжатие за данный пропуск металла в валках, мм; для стальных валков $C = 1,08 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^2/\text{Н}$.

Зная P , q и Δh , находим l_c и фактическое среднее давление с учетом упругого сплющивания валков.

Для подтверждения теоретических выводов и формул о характере распределения радиальных давлений металла на валки при прокатке [см. рис. II.1, II.6 и формулы (II.5), (II.6), (II.17)] большое значение имеет экспериментальное исследование этого вопроса. С этой целью автором применена небольшая мессдоза с датчиком, вмонтированная во вкладыше, установленном в пазу по длине бочки валка. В радиальном направлении во вкладыше сделано небольшое (диаметром 1—1,5 мм) отверстие, в котором находится цилиндрический штифт, опирающийся нижним концом на мессдозу (рис. II.16).

Мессдоза представляет собой цилиндрический стакан, внутри которого помещены датчики. В емкостной мессдозе датчиком служат пластины конденсатора, в проволочной — проволочные тензометры, в угольной — угольные столбики. Вкладыш мессдозы и измерительный штифт шлифуются по наружному диаметру вместе с валком. При прокатке штифт мессдозы, проходя зону деформации, воспринимает и передает давление металла мессдозе; при этом изменяется зазор между пластинами конденсатора (или сопротивление проволочного и угольного датчиков). Импульс мессдозы передается по проводам 4, выведенным через отверстие в центре валка, на электрическую схему и далее на осциллограф, в котором на фотобумаге фиксируется кривая радиальных давлений при прохождении штифта через зону деформации. Мессдозу предварительно градуировали под прессом на ожидаемое максимальное давление, а при обра-

ботке полученной осциллограммы учитывали торцовую площадь поверхности штифта и масштаб градуировочной кривой, выражающий зависимость показаний мессдозы (ординаты кривых радиальных давлений) от давления штифта.

Положение геометрической оси валков фиксировали на осциллограмме при помощи специального отметчика пути коллекторного типа, который давал разрывы в показаниях шлейфа через каждые 10 и 5 мм и один разрыв строго по оси валков.

Рис. 11.16. Устройство для измерения радиальных давлений металла на валок при прокатке при помощи мессдозы со штифтом:

1 — вкладыш; 2 — штифт; 3 — мессдоза; 4 — изолированные провода, идущие от датчиков мессдозы к усилителю и осциллографу; 5 — рабочий валок

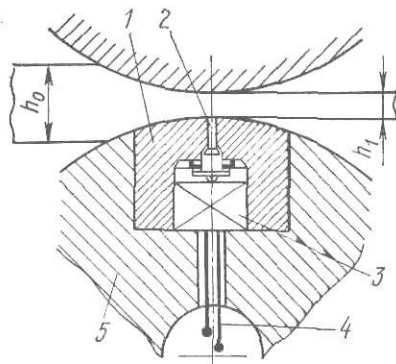
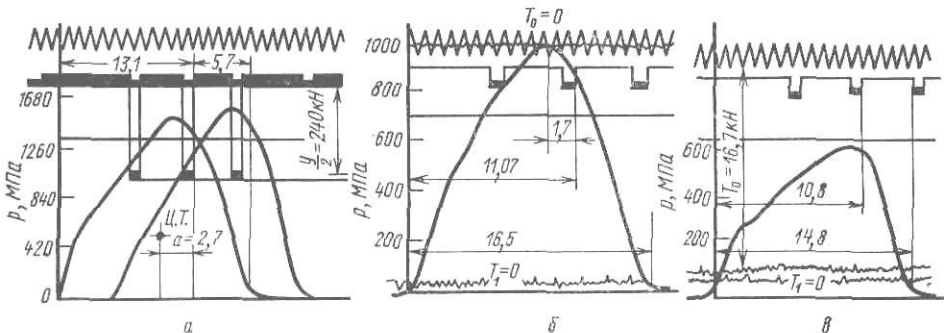


Рис. 11.17. Осциллограммы, полученные при холодной прокатке полосы 2×30 мм из стали 10



Распределение давлений исследовали на двухвалковом стане 250 при прокатке различных металлов и сплавов.

На рис. 11.17, а приведена осциллограмма, полученная при холодной прокатке образцов из стали марки 10 толщиной 2 мм, шириной 30 мм с обжатием 48 %. Измерение проводили двумя мессдозами, установленными на верхнем и нижнем валках, сдвинутыми на 5—6 мм одна относительно другой.

Рассмотрение осциллограммы позволяет сделать следующие выводы:

1. Радиальные давления распределяются по дуге захвата неравномерно и точка максимума эпюры давлений находится между осевой плоскостью валков и серединой дуги захвата; равнодействующая давлений, соответствующая центру тяжести эпюры, расположена ближе к оси валков ($\beta/\alpha = 0,4 \div 0,3$ в зависимости от толщины и обжатия металла).

2. Вершины эпюр давлений не пикообразной, а куполообразной формы (см. рис. 11.6).

При рассмотрении осциллограммы необходимо иметь в виду, что начало и конец кривых не характеризуют величины действительных давлений в сечениях входа и выхода металла из валков; здесь измерительный штифт только «входит» в зону деформации или «выходит» из нее, поэтому он не соприкасается с металлом всей своей торцовой поверхностью.

На рис. 11.17, б и в приведены осциллограммы, полученные при прокатке рулона ленты толщиной 1,95 мм из стали марки 10 с обжатием 26 и 33 % (при неизменной настройке валков) и с задним натяжением 280 МПа. Осциллограммы показывают, что:

1) заднее натяжение значительно уменьшает давление металла на валок;

2) точки максимума на кривых удельного давления при увеличении заднего натяжения приближаются к оси валков.

Данными этих осциллограмм подтверждаются теоретические выводы, изложенные выше.

Из рассмотрения осциллограмм можно сделать вывод, что большая зона упругого сжатия находится за осью валков: приращение длины контакта происходило, вероятно, не только благодаря упругому сплю-

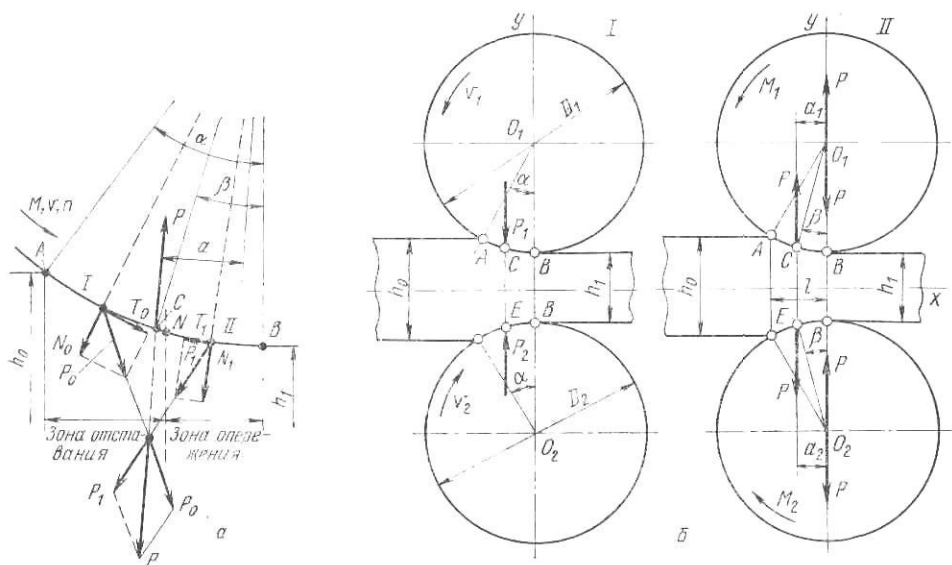


Рис. 11.18. Направление усилий на валки при прокатке:

a — направление равнодействующей давления на валки в общем случае; b — при простом процессе прокатки; I — силы, действующие от валков на металл; II — силы, действующие от металла на валки

щиванию валков при прокатке тонкой стальной полосы, но и вследствие упругой деформации вкладыша самой месдозы. Последнее обстоятельство искажает экспериментальные кривые и его трудно устранить при проведении опытов с описанными месдозами.

На рис. 11.18, a представлена схема действия сил со стороны валков на металл при прокатке. Нормальные силы N_0 и N_1 направлены по радиусу как в зоне I (отставания), так и в зоне II (опережения). Касательные силы трения T_0 и T_1 имеют разные знаки: в зоне I сила T_0 направлена вправо (втягивает металл в валки), а сила T_1 в зоне II — влево (тормозит движение металла).

При сложении векторов N и T или P_0 и P_1 их равнодействующая P (полное давление валков на металл) направлена вниз в общем случае не вертикально. Отсюда следует, что реакция этой равнодействующей, т. е. давление металла на валки, направлено вверх в общем случае тоже не вертикально, а вправо или влево от вертикали под некоторым углом.

8. Простой процесс прокатки

Простым процессом прокатки называется такой процесс, при котором прокатка происходит в приводных валках с равными диаметрами и одинаковой частотой вращения; металл движется равномерно (без ускорения и замедления) и на него не действует переднее или заднее натяжение со стороны моталок или валков соседних клетей.

Таким образом этот процесс прокатки симметричен относительно горизонтальной оси и можно считать, что абсолютные обжатия металла, углы захвата и средние давления на металл со стороны верхнего и ниж-

него валков одинаковы. Значит, равнодействующая давления верхнего валка на металл (или металла на валок) P_1 , приложенная к точке C , находится на таком же расстоянии от оси валков O_1O_2 , как и равнодействующая давления нижнего валка на металл P_2 , приложенная в точке E , т. е. $CB=EB$ (рис. II.18, б, положение I).

Так как металл движется равномерно, без ускорения и замедления (т. е. силы инерции отсутствуют), и никаких других внешних сил, приложенных к нему перед валками или за ними, нет, то сумма проекций сил P_1 и P_2 на ось x должна быть равна нулю, что возможно только при условии, если эти силы равны ($P_1=P_2$) и направлены противоположно одна другой по линии CE , т. е. вертикально.

Если не учитывать потери на трение в подшипниках валков, то для деформации металла к каждому валку со стороны привода необходимо приложить крутящий момент, равный произведению силы P на плечо относительно оси вращения валка, т. е.

$$M_1 = P_1 a_1; \quad M_2 = P_2 a_2,$$

где a — плечо приложения силы P (см. рис. II.18, б, положение II).

Так как процесс прокатки симметричен, т. е. $P_1=P_2=P$, то общий момент прокатки, необходимый для вращения обоих валков (без учета потерь на трение в подшипниках валков), равен

$$M_{\text{пр}} = M_1 + M_2 = 2Pa = 2P\psi l, \quad (\text{II.29})$$

где $\psi = a/l$ — коэффициент плеча приложения равнодействующей P .

Из рис. II.18, б следует, что плечо приложения равнодействующей равно

$$a_1 = a_2 = a = D/2 \sin \beta,$$

где β — угол приложения равнодействующей.

На основании экспериментальных данных (см. рис. II.16 и II.17) можно принять, что равнодействующая давления металла на валки приложена от оси валков на расстоянии, определяемом из следующих соотношений:

а) при горячей прокатке

$$a = (0,45 \div 0,5) l; \quad \psi = 0,45 \div 0,5; \quad (\text{II.30})$$

б) при холодной прокатке

$$a = (0,2 \div 0,35) l; \quad \psi = 0,2 \div 0,35. \quad (\text{II.30a})$$

Здесь следует также отметить, что, поскольку равнодействующие давления металла на валки направлены вертикально, на подшипники валков и станины не действуют никакие боковые усилия.

9. Прокатка на стане с холостым валком

Применение холостого валка способствует улучшению качества поверхности листов, так как в этом случае частота его вращения устанавливается в соответствии со скоростью движения прокатываемого металла. Таким образом, холостой валок вращается благодаря трению, возникающему между ним и прокатываемым металлом. Остальные условия прокатки с холостым валком те же, что и при простом процессе прокатки, т. е. диаметры валков равны между собой, металл движется равномерно (без ускорения и замедления) и на него не действуют другие внешние силы (натяжение или торможение), кроме сил, приложенных от валков.

Предположим, что равнодействующая P_1 давления металла на холостой валок приложена в точке C (рис. II.19, а, I). Вследствие того, что этот валок вращается равномерно, сумма моментов всех сил относительно оси его вращения должна быть равна нулю. Если не учитывать силы трения, возникающие в подшипниках, то единственной внешней силой является P_1 , и для того, чтобы ее момент относительно оси вращения был равен нулю, необходимо, чтобы она была направлена в

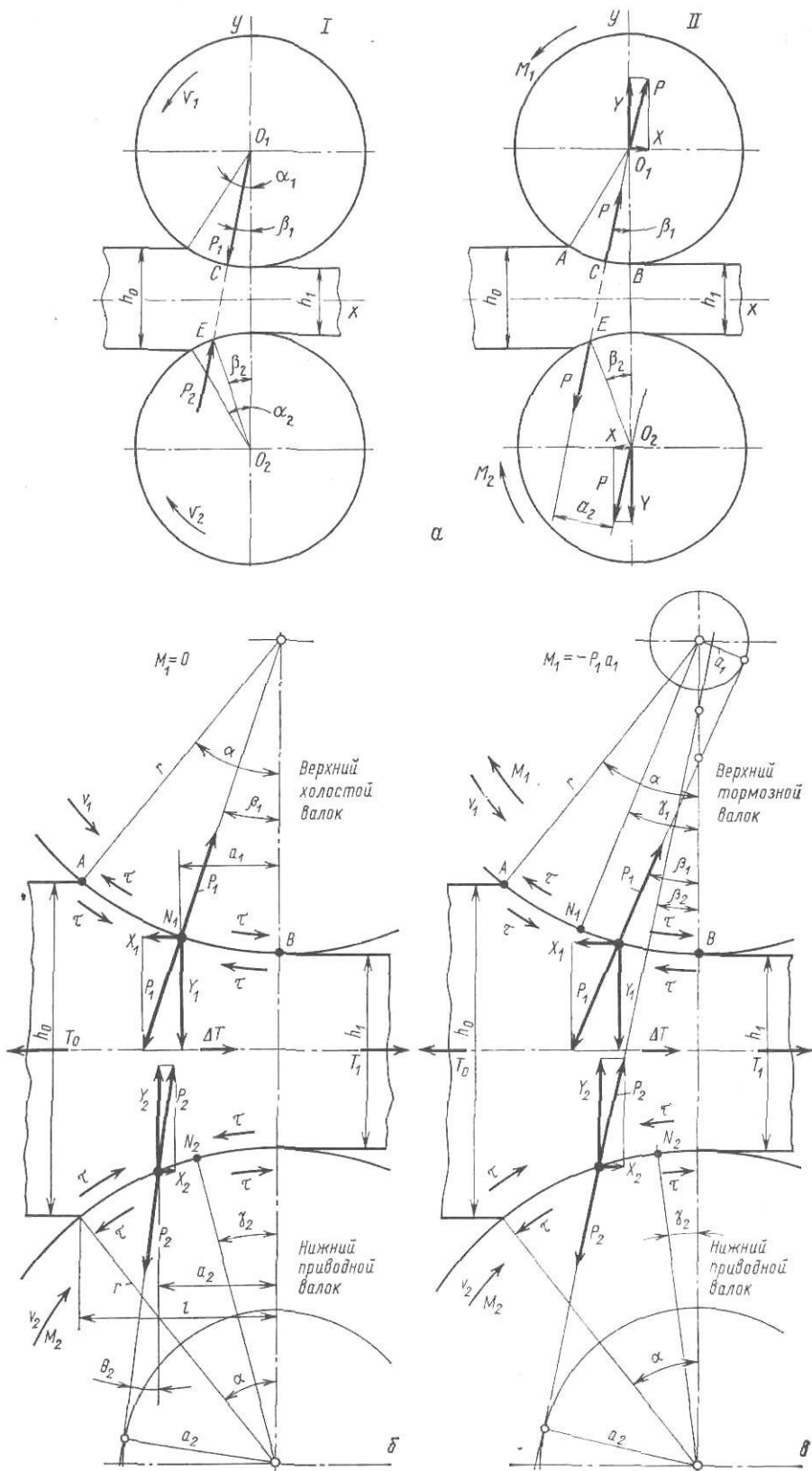


Рис. 11.19. Направление усилий при прокатке на стане с холостым (верхним) валком: а — без натяжения; б — с натяжением полосы; в — с натяжением и с учетом трения в подшипниках не приводного валка; I — силы, действующие от валков на металл; II — то же, от металла на валки

центр валка. Далее, из условия равномерности движения металла следует, что сумма проекций на горизонталь сил P , приложенных к металлу со стороны валков, должна быть равна нулю. Так как проекция силы P_1 направлена влево от точки C , то проекция силы P_2 должна быть направлена вправо от точки E . Поскольку геометрическая сумма этих проекций должна быть равна нулю, то из этого заключаем, что силы P расположены в одной плоскости O_1CE , составляющей угол β_1 с осью валков O_1O_2 и они уравнивают одну другую, т.е. они равны $P_1 = P_2 = P$ и направлены в противоположные стороны. Таким образом, равнодействующая давления металла действует по радиусу в центр этого валка, а на приводной — в обратную сторону.

Как было сказано выше, если не учитывать момента, необходимого для преодоления трения в подшипниках, то при равномерном вращении холостого валка момент, необходимый для его вращения, равен нулю ($M_1 = 0$, равнодействующая P проходит через центр валка). Выясним теперь, чему равен момент, необходимый для вращения приводного (нижнего) валка.

Из рис. II.19, а, II следует, что равнодействующая P давления на нижний валок удалена от центра валка на расстояние a_2 . Таким образом, к нижнему валку требуется приложить момент M_2 , равный произведению силы P на плечо a_2 , т.е. $M_2 = Pa_2$.

Плечо a_2 — катет прямоугольного треугольника, поэтому

$$a_2 = (R_1 + h_1 + R_2) \sin \beta_1; \quad M_2 = P(D + h_1) \sin \beta_1. \quad (\text{II.31})$$

Вследствие того, что рассмотренные станы с холостым валком применяют только при прокатке сравнительно тонких листов (полос), и так как точка C приложения равнодействующей на холостом валке лежит ближе к оси валков O_1O_2 , чем точка E приложения равнодействующей на нижнем валке, то можно принять, что угол β_1 соответствует углу β для случая холодной прокатки при простом процессе, т.е. $\beta_1 = (0,25 \div 0,35)\alpha$.

Из сравнения уравнений (II.29) и (II.31) следует, что при прокатке с холостым валком момент, сообщаемый со стороны привода одному приводному (нижнему) валку, почти равен моменту, сообщаемому двум приводным валкам при простом процессе прокатки. Очевидно, что эти моменты и должны быть близки один к другому по своей величине, так как в обоих случаях происходит одна и та же деформация металла, но при простом процессе прокатки энергия для деформации металла передается от двигателя двум валкам, а при прокатке с холостым валком — одному приводному валку.

Перенесем в центры валков равные и противоположно направленные силы P . Раскладывая силы P на вертикальные Y и горизонтальные X составляющие, замечаем, что силы X оказывают боковое давление на валки и подшипники, причем эти давления направлены по-разному: на верхнем валке сила X действует в сторону направления прокатки, а на нижнем — в сторону противоположную движению металла. В итоге разность моментов этих сил будет стремиться опрокинуть рабочую клеть в сторону движения металла.

Рассмотрим теперь направление сил при прокатке полосы с натяжением на стане с холостым валком (рис. II.19, б). Как и в предыдущем случае, трение в подшипниках холостого валка не учитываем, поэтому принимаем, что равнодействующая давления на верхний (холостой) валок P_1 направлена в центр этого валка и $M_1 = 0$.

Рассмотрим условия равновесия металла в зоне деформации:

- 1) со стороны верхнего валка на металл действует сила P_1 , направленная вниз под углом β_1 к вертикали и приложенная вблизи нейтральной точки N_1 ;
- 2) со стороны нижнего (приводного) валка на металл действует сила P_2 , направленная вверх под углом θ_2 к вертикали;
- 3) если переднее усилие натяжения полосы больше заднего $T_1 > T_0$

(что чаще применяют на практике с целью получения ровной полосы на выходе из валков), то разность этих усилий $\Delta T = T_1 - T_0$ направлена вправо (по движению металла). Разложим силы P_1 и P_2 на их горизонтальные и вертикальные составляющие и составим уравнения равновесия всех внешних сил, действующих на металл в зоне деформации:

$$\Sigma X = X_2 + \Delta T - X_1 = 0; \quad \Delta T = X_1 - X_2 \geq 0; \quad \Sigma Y = Y_2 - Y_1 = 0; \\ Y_1 = Y_2.$$

Так как вертикальные составляющие равны ($Y_1 = Y_2$), а горизонтальные составляющие не равны между собой ($X_1 > X_2$), то отсюда следует, что равнодействующие P_1 и P_2 не равны друг другу ($P_1 > P_2$) и расположены в пересекающихся плоскостях, т. е. $\beta_1 > \theta_2$.

При холодной прокатке тонкой полосы ($h_1 \ll R$) можно принять, что $\beta_1 \approx \beta_2$; $\theta_2 = 0$; $P_1 = P_2 = P$, т. е. $\Delta T = 0$, поэтому получим

$$a_2 \approx 2R \sin \beta \approx (1/3 \div 2/3) R\alpha; \quad M_2 = Pa_2 = (1/2 \div 2/3) Pl, \quad (\text{II.31a})$$

что равнозначно формуле (II.31).

В рассмотренных выше двух случаях было принято, что момент на верхнем (холостом) валке равен нулю; согласно формуле (II.12), получим $\alpha = 2\gamma_1$; $\gamma_1 = \alpha/2$, т. е. нейтральный угол со стороны холостого валка равен половине угла захвата α независимо от того, прокатывается полоса без натяжения или с натяжением; в соответствии с этим опережение металла по отношению к скорости холостого валка также является максимальным и равным, согласно формуле (I.71):

$$s_1 = \frac{R}{h_1} \left(\frac{\alpha}{2} \right)^2 = \frac{1}{4} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}. \quad (\text{II.32})$$

Момент на нижнем приводном валке, согласно формуле (II.12)

$$M_2 = \tau R^2 (\alpha - 2\gamma_2) \approx \mu p R^2 \alpha (1 - 2\gamma_2/\alpha). \quad (\text{II.33})$$

Приравнивая формулы (II.31a) и (II.33) и принимая $P = pR\alpha$, где p — среднее давление по дуге захвата, получим

$$\gamma_2 = \alpha/2 [1 - (1/2 \div 2/3) \alpha/\mu]; \quad (\text{II.34})$$

при $\alpha \approx \mu$ $\gamma_2 = (1/2 \div 1/3) \alpha/2$, т. е. нейтральный угол со стороны приводного нижнего валка в 2—3 раза меньше нейтрального угла со стороны верхнего холостого валка.

Учтем теперь момент трения в подшипниках верхнего холостого валка. Этот момент равен

$$M_\tau = M_1 = -Pa_1; \quad a_1 = r = fr_n, \quad (\text{II.35})$$

где f и r — коэффициент трения и радиус трения в подшипниках валка; r — радиус круга трения.

Так как верхний валок неприводной, то для преодоления тормозного момента трения в его подшипниках от нижнего приводного валка потребуется дополнительный момент (дополнительная мощность). Момент на верхнем валке является отрицательным (тормозным), поэтому по отношению к этому валку полоса является ведущей, т. е. равнодействующая P_1 направлена правее центра валка по касательной к кругу трения для обеспечения вращения верхнего валка. Как и в предыдущем случае, рассматривая условие равновесия всех внешних сил, действующих на металл в зоне деформации, получаем $\Delta T = T_1 - T_0 = X_1 - X_2$; $Y_1 = Y_2$, т. е. равнодействующие P_1 и P_2 не равны друг другу ($P_1 > P_2$) и расположены в пересекающихся плоскостях, составляющих углы β_1 и θ_2 с вертикалью, причем $\beta_1 > \theta_2$, однако средние контактные давления одинаковы: $p_1 = p_2$, т. е. $Y_1 = Y_2$.

Полагая тормозной момент на холостом валке известным [формула (II.35)], согласно формуле (II.12), получим

$$\gamma_1 = \frac{\alpha}{2} \left(1 + \frac{fr_n}{\mu R} \right), \quad (\text{II.36})$$

т. е. нейтральный угол на верхнем валке больше половины угла захвата. Так как обычно валки установлены на подшипниках качения и $f < \mu$, а $r_n < R$, то можно принимать, что $\gamma_1 \approx \alpha/2$.

Для определения момента на нижнем приводном валке по формуле (II.33) следует принимать наименьшее значение нейтрального угла γ_2 по формуле (II.34), т. е. $\gamma_2 \approx 1/3\gamma_1$.

Так как $\gamma_1 > \alpha/2$, а $\gamma_2 < \alpha/2$, то на среднем участке (точки N_1-N_2) зоны деформации равном $(\gamma_1 - \gamma_2)R$, контактные силы трения τ на верхнем и нижнем валках имеют противоположное направление, т. е. их «подпирающее» действие на напряженное состояние металла на этом участке взаимно исключают (деформация металла осуществляется как бы без трения). Поэтому при прокатке на стане с холостым валком среднее и полное давление на валки значительно (на 20—30 %) меньше, чем при обычном процессе прокатки, благодаря чему на практике достигается повышение качества прокатанной полосы (меньше разнотолщинность и более гладкая планшетная поверхность).

Для еще большего снижения давления на валки при прокатке необходимо увеличить тормозной момент на верхнем холостом валке, т. е. согласно формуле (II.36), увеличить коэффициент трения в подшипниках валка (например, применять подшипники скольжения вместо подшипников качения) или искусственно прикладывать к верхнему валку дополнительный тормозной (отрицательный) момент. Однако при этом следует иметь в виду, что весь момент, необходимый для прокатки (обжатия) металла, передается только одним (нижним) валком, поэтому нижний шпиндель (конструктивно являющийся наименее прочным звеном привода валка) испытывает значительную перегрузку. Следует отметить, что процесс прокатки на стане с холостым (тормозным) валком теоретически и экспериментально исследован до сих пор недостаточно, но на практике при холодной прокатке листов и полосы применяется во многих случаях.

10. Прокатка на стане с валками неравного диаметра

На сортовых станах для правильного направления металла в проводки по выходе его из валков прокатку ведут с так называемым верхним давлением. В этом случае диаметр верхнего валка принимают несколько большим (на 3—5 %), чем диаметр нижнего валка, и окружная скорость верхнего валка (при той же угловой скорости вращения, что и нижнего) будет несколько больше, чем окружная скорость нижнего валка, вследствие чего по выходе из валков передний конец металла направляется вниз, т. е. пойдет в проводку.

На обжимных станах прокатка ведется с «нижним» давлением, т. е. диаметр нижнего валка делается несколько большим, чем верхнего; по выходе из валков металл изгибается вверх, что позволяет избежать ударов переднего конца тяжелой заготовки о первые ролики рольганга.

В качестве примера рассмотрим случай прокатки с верхним давлением, т. е. когда $D_1 > D_2$ и $v_1 > v_2$.

Пусть равные между собой равнодействующие P_1 и P_2 давлений металла на валки будут приложены в точках C и E (рис. II.20).

По выходе из валков металл стремится идти вниз, и, встречая на своем пути сопротивление проводок, под действием момента $M_{изг}$ он изгибается. Составим условие равновесия действующих на металл сил и моментов относительно вертикальной оси валков O_1O_2 . Вследствие того, что момент изгиба металла может быть уравновешен только другим моментом, направленным в обратную сторону, должно быть справедливо равенство $M_{изг} = P_1e$, где P_1e — момент пары сил P_1 и P_2 .

Очевидно, что образование этого момента пары сил возможно только в том случае, если силы P_1 и P_2 будут находиться в разных плоскостях, параллельных одна другой, как это показано на рис. II.20, а.

Рассматривая действие металла на валки (рис. II.20, б), приходим к следующим выводам:

1) равнодействующая давления на верхний приводной валок большего диаметра из точки *C* направлена под небольшим углом в сторону, противоположную направлению прокатки;

2) равнодействующая давления на нижний приводной валок меньшего диаметра из точки *E* направлена под тем же углом в сторону по направлению прокатки.

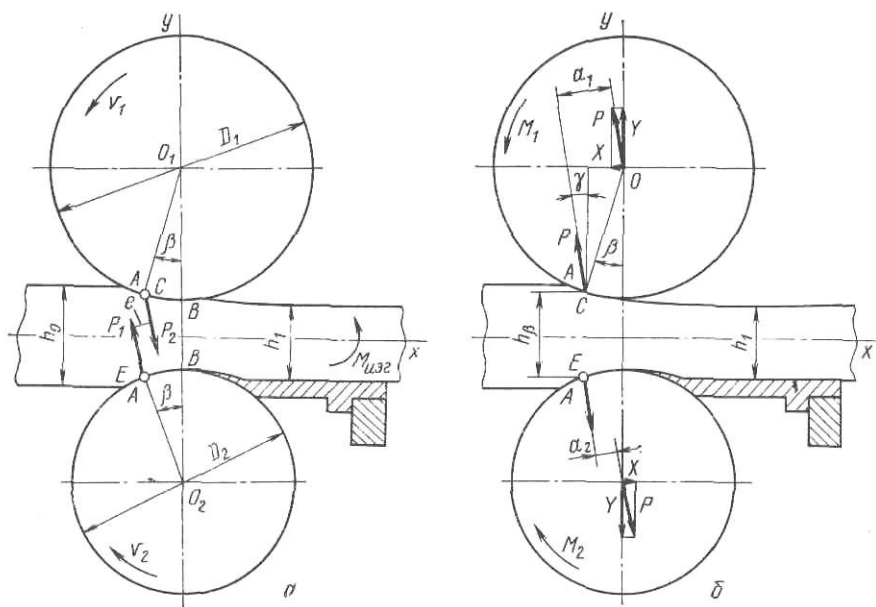


Рис. II.20. Направление сил при прокатке в валках неравного диаметра ($D_1 > D_2$ — верхнее давление):

a — силы, действующие от валков на металл; *б* — то же, от металла на валки

Из рис. II.20 видно, что равнодействующие P_1 и P_2 образуют с центрами вращения валков разные по величине плечи a_1 и a_2 , поэтому моменты, которые необходимо приложить от привода к каждому валку, будут также различны:

для валка большего диаметра (верхнего)

$$M_1 = P_1 a_1 = P_1 R \sin(\beta_1 + \gamma); \quad (\text{II.37})$$

для валка меньшего диаметра (нижнего)

$$M_2 = P_2 a_2 = P_2 R \sin(\beta_2 - \gamma), \quad (\text{II.37a})$$

где γ — угол наклона равнодействующих к вертикали.

Так как $P_1 = P_2$, $\beta_1 = \beta_2$ и $(\beta_1 + \gamma) > (\beta_1 - \gamma)$, то из формул следует, что M_1 больше M_2 , т. е. для привода верхнего валка требуется больший крутящий момент, чем для привода нижнего валка.

На основании практических данных принимают, что момент для привода валка большего диаметра на 20—60 % больше, чем в том случае, если диаметры валков были бы одинаковыми, т. е.

$$M_1 = (1,2 \div 1,6) M_{\text{пр}}/2, \quad (\text{II.37б})$$

а момент привода валка меньшего диаметра на 20—60 % меньше, т. е.

$$M_2 = (0,8 \div 0,4) M_{\text{пр}}/2. \quad (\text{II.37в})$$

Пользуясь этими соотношениями, можно определить M_1 и M_2 , не прибегая к вычислениям по формулам (II.37), в которых угол γ определить весьма трудно.

Переноса в центры валков две силы, равные и противоположно направленные силам P_1 и P_2 , и раскладывая их на вертикальные Y и горизонтальные X , замечаем, что при прокатке с верхним давлением боковые усилия на валки, как и в случае прокатки с холостым валком, действуют в разные стороны: на верхнем валке усилие X направлено против движения металла, а на нижнем валке — по направлению прокатки. Это обстоятельство необходимо иметь в виду при расчете и эксплуатации таких станов.

11. Прокатка полосы с натяжением

Для более устойчивого ведения процесса прокатки, повышения качества полосы и уменьшения давления металла на валки при холодной прокатке к заднему концу полосы (перед входом в валки) прикладывается заднее общее усилие натяжения $T_0 = \sigma_0 h_0 b_0$, а к переднему концу полосы (по выходе из валков) — переднее общее усилие натяжения $T_1 = \sigma_1 h_1 b_1$, где σ_0 и σ_1 — удельное заднее и переднее натяжение полосы; h_0 и h_1 — толщина полосы до и после прокатки; $b_0 = b_1 = b$ — ширина полосы (уширением при прокатке пренебрегаем ввиду его незначительности).

Усилия натяжения создаются:

1) при холодной прокатке на реверсивном одноклетевом стане — задней (T_0) и передней (T_1) моталками;

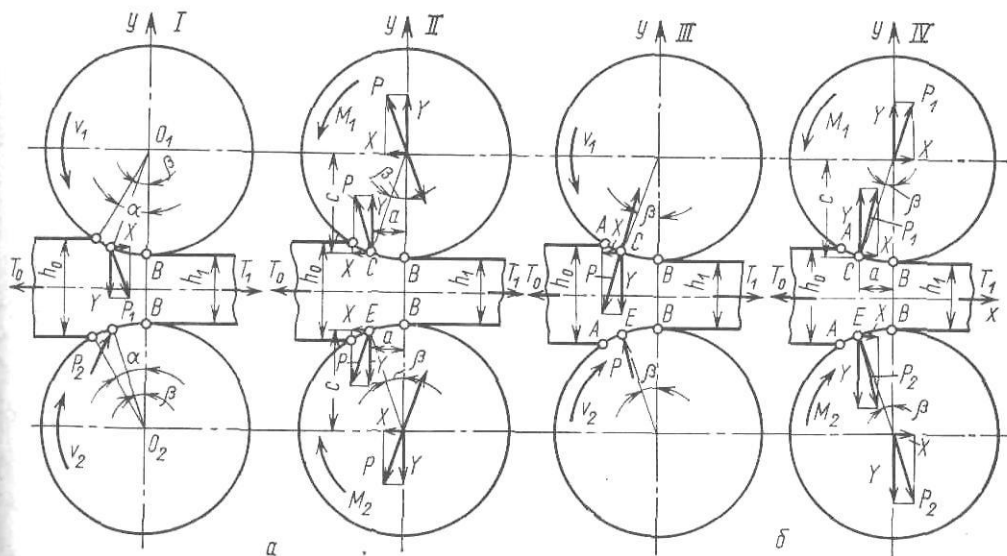


Рис. II.21. Направление усилий при прокатке полосы с натяжением:

а — заднее натяжение больше переднего ($T_0 > T_1$); б — переднее натяжение больше заднего ($T_1 > T_0$); I, III — силы, действующие от валков на металл; II—IV — то же, от металла на валки

2) при холодной прокатке на неревверсивном многоклетевом непрерывном стане: а) валками предыдущей (T_0) и последующей (T_1) клетей, вращающимися с большей разностью окружных скоростей, чем это необходимо при прокатке без натяжения; б) задней моталкой (T_0) и последующей клетью (T_1); в) передней моталкой (T_1) и предыдущей клетью (T_0).

В общем случае заднее усилие натяжения полосы T_0 не равно переднему усилию натяжения полосы T_1 , т. е. $T_0 \neq T_1$, поэтому общее давление (усилие) на валки P не будет направлено вертикально, как при идеальном процессе прокатки без натяжения (см. рис. II.18).

Рассмотрим три возможных случая:

Первый случай: заднее усилие натяжения полосы больше переднего ($T_0 > T_1$) (рис. II.21, а).

Разность усилий натяжения $(T_0 - T_1)/2$ (для верхней половины зоны деформации) направлена влево; для того чтобы процесс прокатки был равномерным, т. е. чтобы проекция всех сил, действующих на металл в зоне деформации, была равна нулю, необходимо, чтобы горизонтальная проекция X усилия P , действующего со стороны валка на металл, была направлена вправо, т. е.

$$(T_0 - T_1)/2 - X = 0,$$

откуда

$$X = (T_0 - T_1)/2. \quad (\text{II.38})$$

Если сила X направлена вправо, то усилие, действующее со стороны валка на металл P , тоже направлено вправо. Поскольку действие равно противодействию, то усилие P , действующее со стороны металла на валки, направлено влево и вверх.

Таким образом, при прокатке с натяжением, когда $T_0 > T_1$, усилие P , действующее на валок, направлено под некоторым углом в сторону заднего (большого) усилия натяжения полосы.

Второй случай: переднее усилие натяжения полосы больше заднего ($T_1 > T_0$) (рис. II.21, б).

Для верхней половины зоны деформации разность усилий натяжения $(T_1 - T_0)$ направлена вправо; из условия равновесия сил, действующих на металл, горизонтальная проекция X усилия P , действующего со стороны валка на металл, должна быть направлена влево, т. е.

$$(T_1 - T_0)/2 - X = 0, \quad X = (T_1 - T_0)/2. \quad (\text{II.38a})$$

Значит усилие P , действующее со стороны валка на металл, направлено тоже влево, а усилие P , действующее со стороны металла на валки — вправо.

Таким образом, при прокатке с натяжением, когда $T_1 > T_0$, усилие P , действующее на валок, направлено под некоторым углом в сторону переднего (большого) усилия натяжения полосы.

Третий случай: усилие заднего натяжения равно усилию переднего натяжения ($T_0 = T_1$).

В этом случае разность усилий натяжения равна нулю, значит, и сила X должна быть равна нулю. Но если горизонтальная проекция силы X равна нулю, то, значит, сама сила P направлена вертикально.

Таким образом, при прокатке с натяжением, когда $T_0 = T_1$, усилие, действующее на валок, направлено вертикально, как при идеальном процессе прокатки без натяжения (см. рис. II.18).

Определим теперь крутящий момент на валке при прокатке полосы с натяжением.

Из рис. II.21 следует, что плечи a и c приложения вертикальной Y и горизонтальной X проекций усилия P , действующего на валки, равны:

$$a = R \sin \beta = D/2 \sin \beta; \quad c = R \cos \beta = D/2 \cos \beta,$$

где β — угол приложения равнодействующей давления металла на валки, т. е. усилия P .

Составим уравнение моментов сил относительно оси вращения валка:

$$M_1 = Pa_1 = Ya \pm Xc, \quad (\text{II.38б})$$

где знак «плюс» для случая $T_0 > T_1$, а знак «минус» для случая $T_1 > T_0$.

Очевидно, что в первом случае момент больше, чем во втором, т. е. заднее натяжение увеличивает момент прокатки, а переднее уменьшает. Таким образом, для уменьшения момента прокатки (т. е. момента на валках, требующегося от электродвигателя для осуществления процесса прокатки) желательно увеличить переднее усилие натяжения с тем, чтобы оно было больше заднего усилия натяжения. Как уже указывалось выше, для повышения качества готовой полосы (получения гладкой и ровной поверхности) также желательно применять наибольшее усилие переднего натяжения (на выходе из валков). На практике удельное

переднее натяжение σ_1 применяют больше удельного заднего натяжения σ_0 , но так как $h_1 < h_0$, то при этом оказывается, что общее усилие переднего натяжения полосы $T_1 = \sigma_1 h_1 b$ приблизительно равно общему усилию заднего натяжения полосы $T_0 = \sigma_0 h_0 b$.

Из уравнения (II.38б) следует, что

$$M_1 = [Y \sin \beta + (T_0 - T_1)/2 \cos \beta] D/2. \quad (\text{II.39})$$

Поскольку среднее давление металла на валок при прокатке с натяжением $p_{\text{ср}}^{\text{н}}$ и без натяжения $p_{\text{ср}}$ определены для горизонтальной проекции дуги захвата [см. формулу (II.8), (II.9), (II.11) и (II.20) и рис. II.1 и II.6], то очевидно, что вертикальная проекция общего усилия (направленного не вертикально) равна

$$Y = p_{\text{ср}}^{\text{н}} lb, \quad (\text{II.40})$$

где l — горизонтальная длина контакта ($l \approx \sqrt{R\Delta h}$); b — ширина полосы.

Для определения момента прокатки M_1 (для одного валка) по формуле (II.39) необходимо также знать величину центрального угла β приложения равнодействующей P на дуге захвата или, что то же самое, плечо a приложения силы Y согласно формуле (II.38б).

Теоретическое определение угла β или плеча $a = R \sin \beta$ с учетом натяжения полосы при прокатке представляет большие трудности.

Согласно экспериментальным данным, можно принимать следующие значения коэффициента плеча приложения равнодействующей $\psi = a/l$ при холодной прокатке стальной полосы: с обжатием $\epsilon = 0,4 \div 0,1$ в валках с зеркальной поверхностью и со смазкой $\psi = 0,2 \div 0,3$; с матовой поверхностью без смазки $\psi = 0,25 \div 0,35$ (меньшим обжатиям соответствует большее значение ψ).

Следует при этом отметить, что до настоящего времени проведено весьма небольшое число указанных экспериментов, а влияние натяжения полосы в этих экспериментах точно не выявлено.

Возвращаясь снова к формулам (II.38) и (II.39), отметим следующее. Обычно холодную прокатку осуществляют при весьма небольших углах захвата $\alpha = 3 \div 6^\circ$, при которых угол приложения равнодействующей $\beta \approx 1 \div 3^\circ$. Очевидно, что вполне можно принять $\cos \beta \approx 1$, тогда формула (II.39) принимает вид (для одного валка)

$$M_1 = Y\psi l + [(T_0 - T_1)/2] R. \quad (\text{II.39a})$$

При выборе мощности электродвигателя надо исходить из максимального значения момента прокатки, который может быть в том случае, когда переднее натяжение полосы весьма незначительно по сравнению с задним или равно нулю ($T_1 = 0$).

Тогда момент прокатки для двух валков будет равен

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{max}} = 2Y\psi l + T_0 R. \quad (\text{II.41})$$

Выше уже говорилось, что при $T_0 \approx T_1$ равнодействующая P давления металла на валки направлена почти вертикально, поэтому $P \approx Y$. Однако при расчете валков на прочность надо иметь в виду, что на практике возможны случаи прокатки полосы, когда одно из натяжений (заднее или переднее) незначительно по величине или равно нулю. Тогда равнодействующая P отклонена от вертикали на угол

$$\text{tg } \theta = X/Y = (T_0 - T_1)/2Y \approx T_0/2Y \approx T_1/2Y$$

и максимальное значение усилия P , действующего на валки, равно

$$P = Y/\cos \theta,$$

где вертикальная составляющая Y равнодействующей P определяется по формуле (II.40).

Рассматривая еще раз уравнение (II.39), отметим следующий возможный на практике случай. Если при небольшом усилии заднего натяжения T_0 усилие переднего натяжения T_1 будет увеличиваться, то вто-

рой член в скобках станет отрицательным и может наступить такой момент, когда

$$Y \sin \beta = [(T_1 - T_0)/2] \cos \beta.$$

При этом оказывается, что момент привода, прилагаемый к валку от электродвигателя, равен нулю ($M_1=0$, если не учитывать потерь на трение в подшипниках валка), а это значит, что равнодействующая давления металла на валок направлена по радиусу в центр валка. В этом случае прокатка происходит не за счет вращения валков от электродвигателя (шпиндели привода валков могут быть отсоединены), а только за счет натяжения полосы, причем усилие переднего натяжения должно быть значительно больше усилия заднего натяжения. Усилия на валки Y и P в зависимости от натяжения полосы при этом

$$P = X/\sin \beta = (T_1 - T_0)/2 \cdot 1/\sin \beta. \quad (\text{II.42})$$

В данном случае (при $M_1=0$) происходит уже не процесс прокатки, а процесс протяжки (волочения) полосы между двумя холостыми валками.

Следует отметить, что на практике этот процесс не получил применения, так как оказалось, что работать по этой схеме можно только при небольших обжатиях, повысить которые не позволяет прочность полосы (при наличии мелких трещин — концентраторов на ее боковых кромках) при растяжении ее большим передним натяжением. Однако этот способ применяется при правке полосы натяжением ее в валках и дрессировке полосы (правки — прокатки с небольшими обжатиями, порядка 1—3 %, с целью поверхностного упрочнения полосы).

12. Прокатка на многовалковом стане

В четырехвалковом стане имеются два рабочих валка (меньшего диаметра) и два опорных (большого диаметра). При прокатке давление металла на рабочие валки передается на бочки опорных валков и воспринимается их подшипниками; таким образом, благодаря большой жесткости опорных валков (диаметр которых в 2,5—3 раза больше, чем у рабочих валков) прогиб их (и опирающихся на них рабочих валков) будет незначительным и профиль прокатываемой полосы будет иметь прямоугольное сечение (с весьма небольшой разнотолщиной по ширине полосы).

Рассмотрим два случая: 1) приводными от электродвигателя являются рабочие валки; 2) приводными являются опорные валки. В обоих случаях вращение неприводных валков осуществляется за счет сил трения, возникающих в контакте между рабочими и опорными валками.

Примем следующее допущение: при качении опорных валков по рабочим (или наоборот) возникающие в контакте между ними силы трения — качения весьма незначительны, и они не влияют на направление усилий, действующих на валки; таким образом, эти усилия не будут смещаться относительно геометрических точек контакта, лежащих на прямой, соединяющей центры валков.

1. Приводными являются рабочие валки. Тогда, согласно рассмотренному выше, в общем случае внешние натяжения полосы могут быть не равны между собой ($T_0 \neq T_1$), поэтому равнодействующая P (полное давление металла на рабочие валки) не будет направлена вертикально. Предположим, что $T_0 > T_1$ и равнодействующая P направлена влево (в сторону большего натяжения), рис. II.22, а. При разложении P получим, что горизонтальная сила $X = (T_0 - T_1)/2$ изгибает рабочий валок в горизонтальной плоскости и воспринимается подшипниками рабочего валка, а сила Y передается на опорный валок. Если пренебречь потерями на трение в подшипниках опорного валка, то полное давление на опорный валок равно $P = Y$.

Однако пренебрегать потерями на трение в опорных валках нельзя, так как их шейки характеризуются большим диаметром $d_{оп}$, и при боль-

ших значениях усилия Y момент трения будет значительным. Что касается потерь на трение в подшипниках рабочих валков, то их можно не учитывать, так как сила X незначительна и диаметр цапфы рабочего валка невелик.

Таким образом, если учесть потери на трение в опорных валках, то усилие $P_{оп}$ будет направлено по касательной к кругу трения, радиус трения которого $\rho_{оп} = \mu_{оп} d_{оп}/2$. Здесь $\mu_{оп}$ — коэффициент трения в подшипниках опорных валков (см. рис. II.22, б).

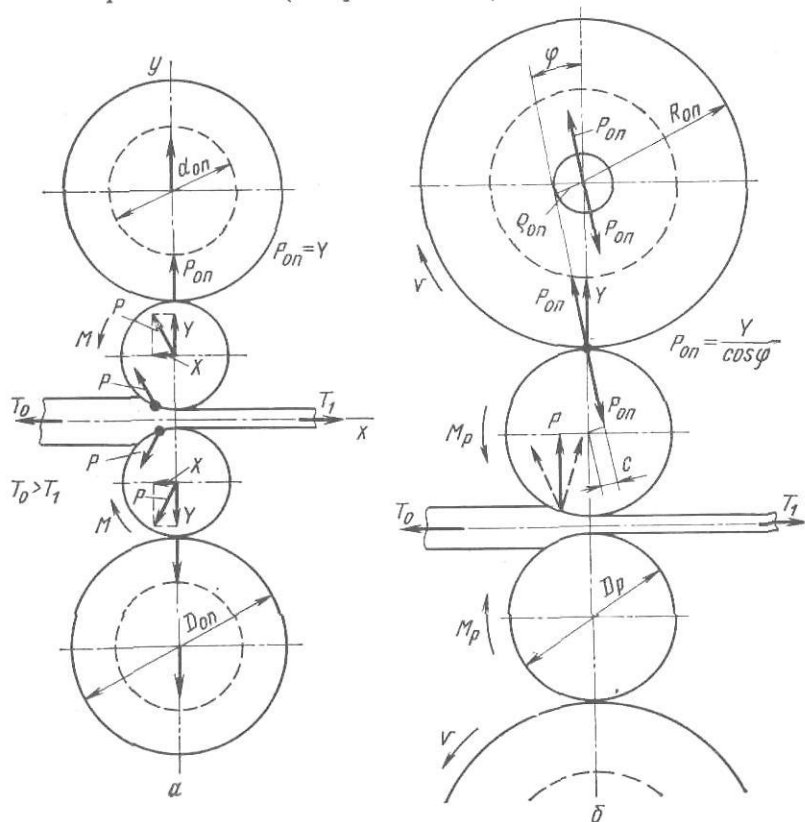


Рис. II.22. Направление усилий на рабочие и опорные валки четырехвалкового стана: а — при прокатке с натяжением ($T_0 > T_1$); б — с учетом трения в подшипниках опорных валков

Это направление силы P не зависит от того, какое направление имеет полное давление металла P на рабочие валки: вертикальное или наклонное (указано штриховыми линиями), т. е. не зависит от величины натяжений T_0 и T_1 . Однако величина силы $P_{оп}$ зависит от натяжения T_0 и T_1 и направления равнодействующей P . Очевидно, что

$$P_{оп} = Y/\cos \varphi; \quad \sin \varphi = \rho_{оп}/R_{оп} = \mu_{оп} d_{оп}/D_{оп}, \quad (II.43)$$

где ввиду незначительного отклонения равнодействующей P от вертикали (согласно рис. II.22) можно принимать $Y \approx P$.

Момент трения в подшипниках опорных валков

$$M'_{тр.оп} = 2P_{оп} \rho_{оп} \approx P \mu_{оп} d_{оп}. \quad (II.44)$$

Для того, чтобы вращать опорные валки и преодолевать этот момент трения, к двум рабочим валкам со стороны их привода потребуется приложить дополнительный крутящий момент, равный

$$M_{тр.оп} = P \mu_{оп} d_{оп} (D_p/D_{оп}). \quad (II.45)$$

Таким образом, общий момент, который потребуется приложить к рабочим валкам, равен

$$M_p = M_{пр} + M_{тр.оп}, \quad (II.46)$$

где $M_{пр}$ — момент, требующийся для деформации металла (момент прокатки), определяемый по формулам (II.39) и (II.41).

На станах с постоянным направлением прокатки листов и полосы (неревверсивных) часто устанавливают подушки с подшипниками рабочих валков таким образом, чтобы рабочие валки были смещены (на 5—10 мм) относительно опорных валков в направлении движения металла (на рис. II.23 вправо). Практика показывает, что при этом достига-

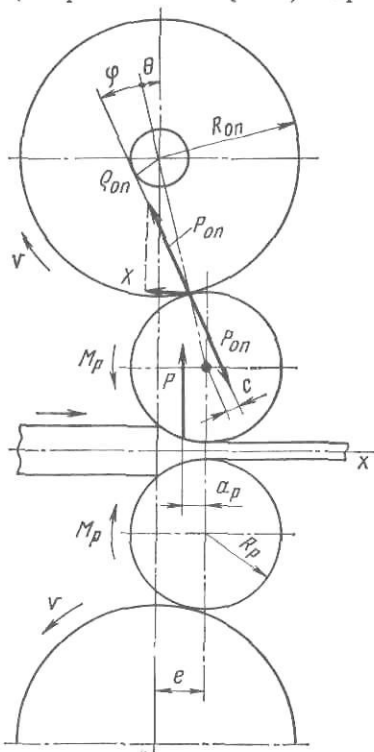


Рис. II.23. Направление усилий на рабочие и опорные валки в случае смещения рабочих валков по отношению к опорным

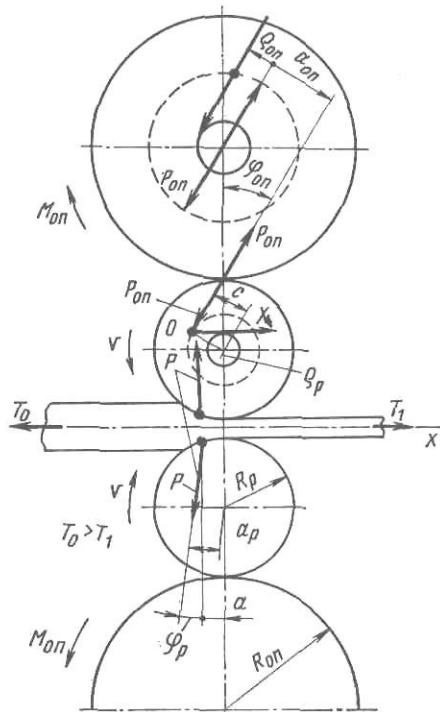


Рис. II.24. Направление усилий на рабочие и опорные валки с учетом трения в подшипниках в случае привода опорных валков

ется большая устойчивость положения рабочих валков, т. е. более правильное соприкосновение рабочих и опорных валков по образующим их цилиндрических поверхностей (обеспечивается большая точность параллельности образующих в плоскости, проходящей через центры опорных валков). В этом случае угол смещения составит $\sin \theta = e / (R_p + R_{оп})$, а угол наклона силы $P_{оп}$ к вертикали увеличится и будет равен $\varphi + \theta$. Если принять, что равнодействующая P направлена вертикально, то из условия равновесия рабочего валка получим

$$P - P_{оп} \cos(\varphi + \theta) = 0; \quad P_{оп} = F \frac{1}{\cos(\varphi + \theta)}, \quad (II.47)$$

т. е. сила $P_{оп}$ будет несколько больше, чем в случае, когда смещения нет [см. формулу (II.43)]. Однако ввиду небольшой величины углов φ и θ в данном случае момент трения опорных валков, приведенный к оси вращения рабочих валков, можно подсчитывать по формуле (II.45).

2. Приводными являются опорные валки (рис. II.24). Такую схему привода применяют, когда при малом диаметре рабочих валков (и еще меньшем диаметре их шеек) передавать большие крутящие моменты, необходимые для прокатки металла, рабочими валками практически невозможно ввиду чрезмерных напряжений на кручение, возникающих в шейках валков со стороны их привода.

Рассмотрим сначала условие равновесия неприводного рабочего валка. Положим, что $T_0 > T_1$. При направлении сил P и $P_{оп}$ влево в подшипниках рабочего валка возникает горизонтальная сила X , касатель-

ная к кругу трения радиусом ρ_p . Проектируя все силы (пересекающиеся в одной точке O) на горизонталь, получим

$$-P \sin \varphi_p - P_{оп} \sin \varphi_{оп} + X = 0,$$

откуда

$$X = P \sin \varphi_p + P_{оп} \sin \varphi_{оп}. \quad (II.48)$$

Составим также условие равновесия моментов сил, приложенных к рабочему валку: $Pa_p + X\rho_p - P_{оп}c = 0$.

Подставляя сюда значение X по формуле (II.48), получаем выражение для определения угла наклона силы $P_{оп}$ (при $c = R_p \sin \varphi_{оп}$):

$$\sin \varphi_{оп} = P/P_{оп} [(a_p + \rho_p \sin \varphi_p)/(R_p + \rho_p)]. \quad (II.49)$$

Ввиду небольшой величины второго члена в числителе можно принимать

$$\sin \varphi_{оп} = M_{пр}/[P_{оп}(R_p + \rho_p)], \quad (II.49a)$$

где $M_{пр} = Pa_p$ — момент прокатки, определяемый по формулам (II.38) и (II.41).

Определим момент, который необходимо приложить для вращения одного опорного валка:

$$M_{оп} = P_{оп}(a_{оп} + \rho_{оп}), \quad (II.50)$$

где $a_{оп} = R_{оп} \sin \varphi_{оп}$; $\rho_{оп} = \mu_{оп} d_{оп}/2$.

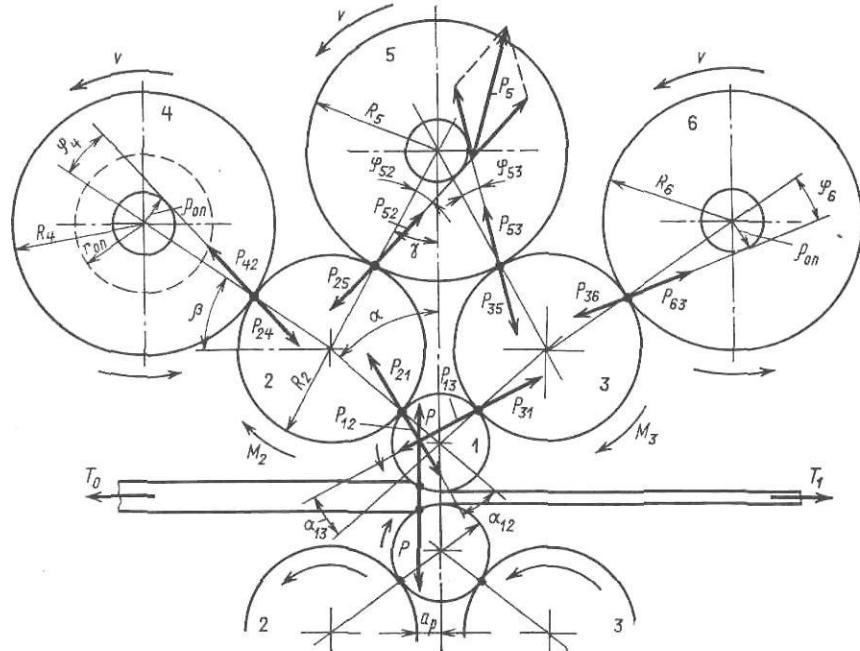


Рис. II.25. Направление усилий на валки в многовалковом (12-валковом) стане

Подставляя значение $\sin \varphi_{оп}$ по формуле (II.49a) и пренебрегая потерей на трение в подшипниках опорного и рабочего валков ($\rho_{оп} = \rho_p = 0$), получим

$$M_{оп} = M_{пр}(R_{оп}/R_p). \quad (II.51)$$

Таким образом, для осуществления деформации металла (прокатки) в случае привода опорных валков к ним потребуется приложить момент в $R_{оп}/R_p = 2 \div 2,5$ раза больший, чем при приводе рабочих валков; это обстоятельство надо учитывать при проектировании четырехвалкового стана с приводными опорными валками.

Рассмотрим схему действия сил при прокатке на 12-валковом стане (рис. II. 25). Приводными являются валки среднего ряда, т. е. валки 2 и 3.

Определим сначала направление сил, действующих на основные опорные валки (ролики) 4—6. Очевидно, что эти силы направлены по касательным к кругам трения, радиус трения которых $\rho_{оп} = \mu_{оп} d_{оп}/2$, т. е. $\sin \varphi_4 = \rho_{оп}/R_4$; $\sin \varphi_{52} = \rho_{оп}/R_5$ и т. д.

Затем составим условия равновесия рабочего валка 1; примем, что $T_0 = T_1$ и сила P направлена вертикально вверх:

$$а) Pa_p - P_{12}R_1 \sin \alpha_{12} - P_{13}P_1 \sin \alpha_{13} = 0;$$

$$\sin \alpha_{12} = \sin \alpha_{13} = Pa_p / [(P_{12} + P_{13})R_1];$$

$$б) P - P_{12} \cos(\alpha - \alpha_{12}) - P_{13} \cos(\alpha + \alpha_{13}) = 0;$$

$$в) P_{12} \sin(\alpha - \alpha_{12}) - P_{13} \sin(\alpha + \alpha_{13}) = 0;$$

$$P_{12} = P / [\cos(\alpha - \alpha_{12}) + \sin(\alpha - \alpha_{13})]; \quad P_{13} = P / [\cos(\alpha + \alpha_{13}) + \sin(\alpha + \alpha_{13})].$$

Далее составим уравнение равновесия приводного промежуточного валка 2 (или валка 3, что одно и то же ввиду симметричности схемы расположения валков):

$$а) P_{24} \cos(\beta + \varphi_4) - P_{25} \cos(\gamma - \varphi_{52}) - P_{21} \sin(\alpha - \alpha_{12}) = 0;$$

$$б) -P_{24} \sin(\beta + \varphi_4) + P_{25} \sin(\gamma - \varphi_{52}) + P_{21} \cos(\alpha - \alpha_{12}) = 0.$$

Так как $P_{21} = P_{12}$ известно, то из этих двух уравнений можно определить неизвестные P_{24} и P_{25} :

$$в) M_2 - P_{24}R_2 \sin \varphi_4 - P_{25}R_2 \sin \varphi_{52} - P_{21}R_2 \sin \alpha_{12} = 0;$$

$$M_2 = 1/2 Pa_p (R_2/R_1) + (P_{24} + P_{25}) \left(\frac{R_2}{R_4} \right) \rho_{оп}.$$

Таким образом, момент, необходимый для привода двух промежуточных валков:

$$M_2 + M_3 = M_{пр} (R_2/R_1)/2 + (P_{24} + P_{25})(R_2/R_4) \rho_{оп}, \quad (II.52)$$

где $M_{пр} = 2Pa_p$ — момент прокатки [см. формулы (II.29), (II.38) и (II.41)]; P — полное давление металла на рабочие валки при прокатке, определяемое с учетом упругого сплющивания валков.

13. Момент и мощность прокатки

Момент прокатки, прикладываемый к валкам со стороны их привода и необходимый для деформации (обжатия) металла (без учета потерь на трение в подшипниках валков), можно определить двумя способами: 1) по давлению металла на валки, зная плечо приложения равнодействующей этого давления; 2) по расходу энергии при прокатке.

Первый способ рассмотрен выше и заключается в следующем. Для простого процесса прокатки и прокатки с натяжением полосы (при условии, что $T_0 = T_1$) равнодействующая давления металла на валки направлена вертикально и момент прокатки (для ширины полосы $b=1$), согласно формуле (II.29), равен

$$M_{пр} = 2Pa = 2P\psi l = 2\psi p_{ср} l^2, \quad (II.53)$$

где $\psi = a/l$ — коэффициент плеча приложения равнодействующей, определяемый по формулам (II.10) и (II.19); $p_{ср}$ — среднее давление, определяемое по формулам (II.8, II.9) и (II.11, II.20) или по кривым рис. II.2, II.3; l — длина контакта, определяемая по формуле (I.59) для горячей прокатки и (I.62, II.14а) для холодной прокатки с учетом сплющивания валков.

При холодной прокатке с натяжением, когда заднее натяжение полосы не равно переднему ($T_0 \neq T_1$), момент прокатки определяется по формулам (II.39) и (II.41).

Второй способ — определение момента прокатки по расходу энергии на деформацию (обжатия металла), заключается в следующем.

Как известно из курса механики, крутящий момент на валу (кН·м) можно выразить через передаваемую валом мощность N (кВт) или энергию A (кВт·с) и угловую скорость ω (1/с) следующим образом:

$$M = N/\omega = A/\omega t = A/t \cdot R/v, \quad (II.54)$$

здесь $\omega = v/R$,

где v — окружная скорость, м/с; R — радиус вала, м.

Рассмотрим применение этой формулы для двух случаев: при прокатке полосы прямоугольного сечения; при прокатке полосы фасонного сечения в калибрах.

1. Прокатка полосы прямоугольного сечения. Определим вначале работу деформации при осадке заготовки высотой h_0 и шириной b_0 до конечных размеров h_1 и b_1 между параллельными плитами — штампами (см. рис. I.13):

$$dA = Pdh; \quad A = \int_{h_0}^{h_1} Pdh.$$

Так как $h_1 < h_0$, то для получения положительного значения работы деформации поменяем местами пределы интегрирования. Кроме того, примем, что в процессе деформирования $p_{cp} = \text{const}$, поэтому $P = p_{cp}b$ (при длине заготовки, равной единице, в направлении, перпендикулярном показанному на рис. I.13). При пластической деформации объем деформируемого металла остается постоянным $V = h_0b_0 = h_1b_1 = hb = \text{const}$, поэтому $b = V/h$. На основании изложенного получим логарифмическую формулу для работы деформации:

$$A = p_{cp} V \int_{h_1}^{h_0} dh/h = p_{cp} V \ln(h_0/h_1), \quad (\text{II.55})$$

где $V \ln(h_0/h_1) = V_{cm}$ — так называемый смещенный (логарифмический) объем металла.

Таким образом, работа (энергия) деформации пропорциональна среднему давлению и смещенному объему металла. Так как $\ln(h_0/h_1) \geq 1$, то очевидно, что смещенный объем может быть больше или меньше объема деформируемого металла (частицы которого при осадке изменяют свое положение непрерывно). Так, при $h_0/h_1 = 1,5$ получим: $\ln 1,5 = 0,4$ и $V_{cm} = 0,4V$; при $h_0/h_1 = 3$ получим $\ln 3 = 1,1$ и $V_{cm} = 1,1V$.

Процесс прокатки можно представить как процесс осадки металла между наклонными плитами — штампами (хордами AB , см. рис. II.1), поэтому формула осадки (II.55) будет справедлива и для случая прокатки.

Если прокатка осуществляется с кантовкой полосы, то общий расход энергии при обжатии металла за несколько пропусков его через валки следует определять по формуле

$$A = p_{cp} V \ln(L_1/L_0), \quad (\text{II.55a})$$

где L_0 и L_1 — длина полосы до и после прокатки.

Объем прокатываемого металла (при ширине полосы $b=1$)

$$V = h_0 v_0 t = h_1 v_1 t, \quad (\text{II.55б})$$

где v_0 и v_1 — скорости входа металла в валки и выхода из валков; t — длительность прокатки.

Кроме того, согласно уравнению (I.70): $v_1 = v_0(1+s)$, где s — опережение металла при прокатке.

Используя эти зависимости и уравнение (II.54), формулу (II.53) для момента прокатки представим в следующем виде (при $b=1$):

$$M_{пр} = p_{cp} \ln(h_0/h_1) h_1 R (1+s). \quad (\text{II.56})$$

С достаточной точностью можно принимать

$$\ln(h_0/h_1) = \ln 1/(1-\varepsilon) \approx \varepsilon/(1-\varepsilon/2) \approx 2\varepsilon/(2-\varepsilon).$$

Таким образом, при прокатке полосы прямоугольного сечения без натяжения, или когда заднее натяжение равно переднему, момент прокатки можно определить по давлению металла на валки [см. формулу (II.53)] или по расходу энергии [см. формулу (II.56)]. Достоинством формулы (II.56) является то, что для определения момента прокатки не нужна величина плеча приложения равнодействующей. Однако опреде-

лечь значение коэффициента плеча приложения равнодействующей для этого случая прокатки нетрудно при совместном решении уравнений (II.53) и (II.56):

$$\psi = \frac{a}{l} = \frac{1}{2} \frac{\ln(h_0/h_1) h_1 R (1+s)}{l^2}. \quad (II.57)$$

Для горячей прокатки, когда нет сплющивания валков, согласно уравнению (I.58), $l^2 = R\Delta h = R\epsilon h_0$. Подставляя $h_1 = h_0(1-\epsilon)$ и $\ln(h_0/h_1) = \epsilon/(1-\epsilon/2)$, получим

$$\psi = \frac{a}{l} = \frac{1}{2} \frac{1-\epsilon}{1-\epsilon/2} (1+s). \quad (II.57a)$$

При обжатии $\epsilon = 0,15 \div 0,3$ и $s = 0,03 \div 0,05$ получим $\psi = 0,5 \div 0,45$, что соответствует указанным ранее значениям (см. с. 65).

При холодной прокатке полосы коэффициент плеча приложения равнодействующей следует определять по формуле (II.57), в которую надо подставлять значение длины контакта с учетом упругого сплющивания валков.

Изложенные выводы справедливы для простого процесса прокатки без натяжения и при холодной прокатке с натяжением, но когда заднее натяжение равно переднему; в обоих этих случаях равнодействующая P направлена вертикально (см. рис. II.18 и II.23).

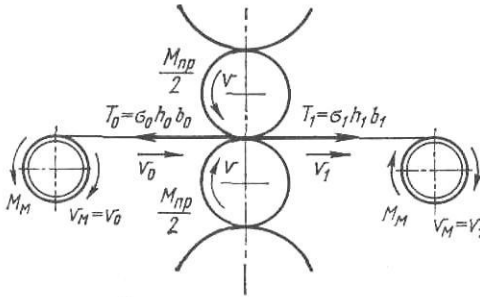


Рис. II.26. К определению работы (энергии) деформации металла при прокатке полосы с натяжением

При холодной прокатке, когда заднее натяжение полосы не равно переднему, момент прокатки, прикладываемый к валкам,

определим следующим образом (рис. II.26). Очевидно, что общий расход энергии на деформацию металла объемом V с толщины h_0 до толщины h_1 (при ширине $b = \text{const}$) не зависит от того, с натяжением или без натяжения осуществляется деформация. В данном случае работу деформации совершают валки, переднее и заднее натяжения:

$$A = A_b + A_1 - A_0, \quad (II.58)$$

где A_b — работа деформации, совершаемая валками.

Работа заднего натяжения A_0 взята со знаком «минус», так как она уменьшает вытяжку (деформацию по длине) полосы.

Очевидно, что (при $b=1$)

$$T_1 = \sigma_1 h_1; \quad A_1 = T_1 v_1 t = T_1 L_1 = T_1 V/h_1 = \sigma_1 V;$$

$$T_0 = \sigma_0 h_0; \quad A_0 = T_0 v_0 t = T_0 L_0 = T_0 V/h_0 = \sigma_0 V.$$

Согласно уравнению (II.58), работа деформации, совершаемая валками

$$A_b = A - A_1 + A_0,$$

или, учитывая формулу (II.55)

$$A_b = [p_{cp} \ln(h_0/h_1) - \sigma_1 + \sigma_0] V. \quad (II.59)$$

Согласно уравнениям (II.54) и (II.55б) получим, что момент прокатки, прикладываемый к валкам при $b=1$, равен (формула А. И. Целикова)

$$M_{np} = [p_{cp} \ln(h_0/h_1) - \sigma_1 + \sigma_0] h_1 R (1+s), \quad (II.60)$$

где p_{cp} — среднее давление при прокатке без натяжения.

Очевидно, что заднее натяжение увеличивает, а переднее уменьшает момент прокатки на валках. Достоинством формулы (II.60), является

то, что для определения момента прокатки на валках не требуется знать точку приложения и угол наклона равнодействующей к вертикали [сравнить с формулой (II.38)]. Более точный анализ показывает, что переднее и заднее натяжения уменьшают влияние контактных сил трения на общую работу деформации, поэтому момент прокатки будет несколько меньше определяемого по формуле (II.60).

2. *Прокатка полосы и фасонного профиля в калибрах.* Момент прокатки определяют по практическим данным о расходе энергии. По расходу энергии при прокатке блюмов, слябов, сортовых профилей и листов на стенах различного типа и конструкции накоплено большое количество практических данных, собранных на основе статистической обработки материалов о работе действующих станов. Эти данные могут

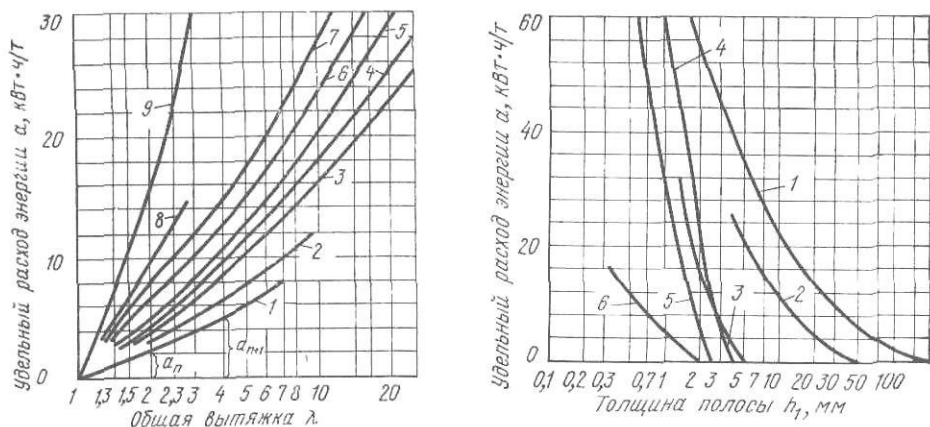


Рис. II.27. Кривые удельного расхода энергии главными электродвигателями при горячей прокатке низкоуглеродистой стали на различных станах:

1 — слябинге; 2 — блюминге; 3 — непрерывном проволочном стане 250; 4 — непрерывном среднесортном стане 350; 5 — непрерывном заготовочном стане 700/500; 6 — рельсобалочном трехвалковом стане 800; 7 — крупносортом стане 500; 8 — автомат-стане трубопрокатного агрегата 250; 9 — прошивном стане агрегата 250

Рис. II.28. Кривые удельного расхода энергии при горячей и холодной прокатке на полосовых станах:

1 — непрерывном широкополосном четырехклетевом стане 1700 горячей прокатки стальной полосы; 2 — двухвалковом стане 900 для прокатки цинка; 3 — реверсивном четырехвалковом стане 1700 для холодной прокатки дюралюминия; 4 — непрерывном четырехклетевом стане 1700 для холодной прокатки стальной полосы; 5 — непрерывном пятиклетевом четырехвалковом стане 1200 для холодной прокатки тонкой жести; 6 — стане для холодной прокатки меди

быть использованы при проектировании новых прокатных станов и выборе типа и мощности двигателя для них, если проектируемые новые станы по своей характеристике, конструкции и сортаменту проката мало отличаются от действующих.

Они особенно полезны для определения момента на валках при прокатке сортовых профилей в калибрах, так как в этом случае подсчет момента прокатки по давлению на валки затруднен сложностью определения контактной площади и среднего давления.

Практические кривые расхода энергии при прокатке обычно имеют вид, показанный на рис. II.27 и II.28.

По оси ординат откладывают удельный расход энергии a , выраженной в кВт·ч/т, т. е. работу, затраченную на прокатку 1 т данного металла, а по оси абсцисс — вытяжку металла λ (по отношению к длине исходного слитка или заготовки) или толщину листа и полосы. Так как зависимость расхода энергии от удлинения выражается некоторой сложной кривой, то для удобства эту зависимость строят по оси абсцисс в логарифмическом масштабе, что приближает кривую к прямой линии и делает использование ее более удобным.

Вследствие того, что начало кривой отнесено к длине исходной заготовки ($\lambda=1$), а возрастание расхода энергии — к увеличению общей вытяжки, очевидно, что расход энергии за данный пропуск металла че-

рез валки (при котором полученная ранее вытяжка увеличивается) определяется по кривой как разность двух ординат (см. рис. II.27)

$$a = (a_{n+1} - a_n), \quad (\text{II.61})$$

где a_{n+1} и a_n — удельные расходы энергии при последующем и предыдущем пропусках, кВт·ч/т.

Если массу прокатываемой заготовки (полосы и т. д.) обозначить через m , то общий расход энергии за проход, кВт·ч

$$A = (a_{n+1} - a_n) m. \quad (\text{II.62})$$

Расход энергии при прокатке измеряют по показаниям электрических измерительных приборов, установленных в электромашином зале прокатного цеха. В результате этого в полученные при измерении данные входит и расход энергии на трение в подшипниках валков и передаточных механизмах главной линии стана в процессе прокатки. Однако при построении кривых удельного расхода из полученных при измерении данных по расходу энергии исключается измеренная в то же время работа холостого хода стана, что делает эти кривые более точными.

Если требуется ориентировочно определить по кривым расхода энергии, какова мощность, затрачиваемая на прокатку $N_{\text{пр}}$ (кВт), и потери на трение в подшипниках валков $N_{\text{тр}}$ (кВт) при данном пропуске металла через валки, при которых удельный расход энергии по кривой равен $(a_{n+1} - a_n)$ (см. рис. II.27), то можно воспользоваться следующей формулой:

$$N_{\text{пр}} + N_{\text{тр}} = [3600 (a_{n+1} - a_n) / t] m, \quad (\text{II.63})$$

где t — длительность пропуска металла через валки, с.

При измерении расхода энергии во время холодной прокатки полосы с натяжением в общий расход энергии входит также и энергия, затрачиваемая на создание заднего и переднего натяжений полосы, что необходимо иметь в виду при пользовании кривыми удельного расхода энергии (см. рис. II.28).

Мощность электродвигателя для привода валков и крутящий момент на его валу состоят из трех частей

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{пр}} + N_{\text{тр}} \pm N_{\text{дин}} = N_{\text{ст}} \pm N_{\text{дин}}; \quad (\text{II.64})$$

$$M_{\text{дв}} = M'_{\text{пр}} + M'_{\text{тр}} \pm M'_{\text{дин}} = M'_{\text{ст}} \pm M'_{\text{дин}}, \quad (\text{II.65})$$

где $N_{\text{пр}}$ и $M'_{\text{пр}}$ — соответственно мощность прокатки и момент прокатки, приведенный к валу двигателя, необходимые для совершения работы деформации (обжатия) металла валками; $N_{\text{тр}}$ и $M'_{\text{тр}}$ — соответственно мощность трения и приведенный к валу двигателя момент сил трения, возникающих в подшипниках валков ($M'_{\text{тр1}}$) и в передаточных механизмах ($M'_{\text{тр2}}$): шестеренной клетки, редукторах, шпинделях и муфтах; $N_{\text{дин}}$ и $M'_{\text{дин}}$ — соответственно мощность и динамический момент, приведенный к валу двигателя, необходимые для преодоления инерции всех вращающихся от двигателя частей главной линии стана (валков, шпинделей, шестерен, муфт) в период разгона (плюс) или замедления (минус).

Первые две величины ($N_{\text{пр}} + N_{\text{тр}}$) или ($M'_{\text{пр}} + M'_{\text{тр}}$) являются неизменными (постоянными по величине) в течение пропуска металла через валки и называются статической нагрузкой двигателя.

Динамическая нагрузка двигателя ($N_{\text{дин}}$ или $M'_{\text{дин}}$) возникает только в станах со скоростью, регулируемой в течение процесса прокатки, или в станах с маховиком на валу редуктора в линии привода валков.

Рассмотрим, как определить отдельные составляющие нагрузки двигателя.

Момент прокатки, приведенный к валу двигателя, легко определить зная: а) момент прокатки $M_{\text{пр}}$, приложенный к валкам стана и необходимый для преодоления момента равнове-

вующих давления металла на валки относительно осей вращения; б) передаточное число редуктора i привода валков от электродвигателя, т. е.

$$M'_{пр} = M_{пр}/i. \quad (II.66)$$

Момент прокатки определяют по усилию прокатки [см. формулы (II.29), (II.41) и (II.46)] или по расходу работы (энергии), затрачиваемой при прокатке [см. формулы (II.60) и (II.62)].

Момент трения, приведенный к валу двигателя, складывается из момента трения в подшипниках валков и момента трения в передаточных механизмах:

$$M'_{тр} = M'_{тр1} + M'_{тр2} = M_{тр1}/i + M_{тр2}/i.$$

При прокатке металла на двухвалковом стане момент трения $M_{тр1}$, возникающий в четырех подшипниках двух валков, равен

$$M_{тр1} = 4(P/2)\mu_n r_n = P\mu_n d_n, \quad (II.67)$$

где P — полное усилие прокатки; μ_n — коэффициент трения в подшипниках валков; d_n — диаметр шейки валка [для текстолитовых, открытых подшипников скольжения, см. рис. (III.9)], диаметр втулки подшипника жидкостного трения закрытого типа (см. рис. III.15) или средний диаметр роликов для подшипников качения (см. рис. III.16).

При прокатке металла на четырехвалковом стане давление металла на рабочие валки передается на неприводные опорные валки, поэтому потери на трение возникают только в подшипниках опорных валков. Момент трения в этих подшипниках, приведенный к оси вращения приводных рабочих валков, равен

$$M_{тр1} = P\mu_n d_n (D_p/D_{оп}), \quad (II.68)$$

где μ_n , d_n — коэффициент трения и диаметр трения в подшипниках опорных валков; D_p и $D_{оп}$ — диаметры рабочих и опорных валков.

Для подшипников валков прокатных станов рекомендуется принимать следующие значения коэффициента трения μ_n :

Для подшипников с коническими роликами	0,04
Для подшипников жидкостного трения	0,003
Для подшипников скольжения с металлическими (бронзовыми) вкладышами	0,07—0,1
То же, с текстолитовыми вкладышами при скорости скольжения 3—1 м/с	0,01—0,02

Потери на трение в передаче от двигателя к валкам учитываем коэффициентом полезного действия (к. п. д.) передачи η_n . Тогда, не вычисляя величины $M_{тр2}$, сразу можно определить статическую нагрузку двигателя:

$$M'_{ст} = (M_{пр} + M_{тр1})/i\eta_n; \quad N_{дв} = M'_{ст} \omega_{дв}. \quad (II.69)$$

Коэффициент полезного действия передачи можно представить как произведение к. п. д. шестеренной клетки ($\eta_1=0,92 \div 0,95$), редуктора ($\eta_2=0,95 \div 0,98$ для каждой ступени) и шпинделей с муфтами ($\eta_3=0,99$). Таким образом, получим $\eta_n = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,85 \div 0,93$.

Коэффициентом полезного действия прокатного стана называется отношение приведенного момента прокатки к приведенному статическому моменту:

$$\eta_{ст} = \frac{M'_{пр}}{M'_{ст}} = \frac{M_{пр}}{M_{пр} + M_{тр1}} \eta_n = \frac{1}{1 + M_{тр1}/M_{пр}} \eta_n. \quad (II.70)$$

В зависимости от конструкции подшипников валков момент трения составляет 6—12 % от момента прокатки, поэтому к. п. д. стана находится в пределах $\eta_{ст} = 0,75 \div 0,85$.

Динамический момент возникает только при изменении скорости прокатки в течение пропуска металла через валки (например, на реверсивных, толстолистовых и полосовых станах), а также на станах, в при-

воде которых предусмотрен маховик (например, в трубопрокатных автомат-станах, листовых трехвалковых станах и т. д.).

При движении тела массой m с неравномерной скоростью v и ускорением j динамическая сила равна $F_{\text{дин}} = mj = m(dv/dt)$. При неравномерном вращении тела предполагается, что его масса сосредоточена на окружности, радиус которой R_i называется радиусом инерции; при этом

$$v = \omega R_i, \quad j = dv/dt = R_i(d\omega/dt),$$

где $d\omega/dt$ — угловое ускорение, $1/c^2$.

Динамическая сила при вращательном движении равна

$$F_{\text{дин}} = mj = mR_i(d\omega/dt).$$

Момент этой силы (динамический) относительно центра вращения $M_{\text{дин}} = F_{\text{дин}}R_i$, или $M_{\text{дин}} = mR_i^2(d\omega/dt) = J(d\omega/dt)$.

Произведение mR_i^2 называется моментом инерции вращающейся массы, а mD_i^2 — маховым моментом.

Так как $R_i = D_i/2$, то

$$M_{\text{дин}} = \frac{1}{4} mD_i^2(d\omega/dt). \quad (\text{II.71})$$

Приведенный к валу двигателя маховой момент равен сумме маховых моментов масс всех деталей, вращающихся в линии стана:

$$mD_i^2 = mD_{\text{я}}^2 + mD_{\text{м}}^2 + (mD_{\text{р}}^2 + mD_{\text{ш}}^2 + mD_{\text{шп}}^2 + mD_{\text{в}}^2) i^2,$$

где $mD_{\text{я}}$, $mD_{\text{м}}$, $mD_{\text{р}}$, $mD_{\text{ш}}$, $mD_{\text{шп}}$, $mD_{\text{в}}$ — маховой момент соответственно якоря двигателя, моторной муфты с ведущей шестерней и маховиком на ней, ведомой шестерни редуктора, шестерен шестеренной клетки и коренной муфты, шпинделей и валков. Передаточное число i возведено в квадрат, так как живая сила массы пропорциональна квадрату частоты вращения, а последняя уменьшается по направлению от вала двигателя.

После определения $M_{\text{ст}}$ и $M_{\text{дин}}$ можно определять мощность главного электродвигателя. Двигатель выбирают в зависимости от того, для какого стана он служит приводом.

Станы с постоянной скоростью прокатки (нереверсивные)

Максимальную мощность двигателя этих станов определяют по максимальной статической нагрузке

$$N_{\text{двmax}} = M_{\text{ст}} \omega_{\text{дв}}, \quad (\text{II.72})$$

где $\omega_{\text{дв}}$ — частота вращения якоря двигателя при данной нагрузке $1/c$.

При длительном режиме работы электродвигателей допускается перегрузка $k = 1,5 \div 3,0$, указываемая в каталогах. Поэтому номинальная мощность двигателя $N_{\text{н}} = N_{\text{max}}/k$.

Во многих случаях указываемая в каталогах номинальная частота вращения двигателя $n_{\text{н}}$, выбранного по мощности, превышает число оборотов в минуту валков $n_{\text{в}}$, определяемое технологически заданной скоростью прокатки v и диаметром валков D . Исходя из этого можно выявить необходимость в установке редуктора в линии привода стана с передаточным числом.

Станы с регулируемой скоростью прокатки (реверсивные)

Как было указано выше, на этих станах (блюмингах, слябингах, толстолистовых и т. д.) при прокатке металла возможно регулирование частоты вращения валков в течение каждого прохода: после захвата металла частота вращения валков увеличивается, затем прокатка происходит при постоянной (установившейся) частоте вращения валков и далее, перед окончанием прокатки частота вращения уменьшается. Затем двигатель останавливается и реверсируется для пропуска металла в обратном направлении.

Прежде чем определить мощность двигателя, необходимо построить его нагрузочные диаграммы для всех профилей прокатываемого сортамента. Для примера на рис. П.29 приведена нагрузочная диаграмма для одного пропуска металла через валки при реверсивной прокатке на блюминге, которая показывает, что изменение частоты вращения валков в течение каждого пропуска характеризуется трапецеидальным графиком, изменение моментов двигателя — графиком в виде

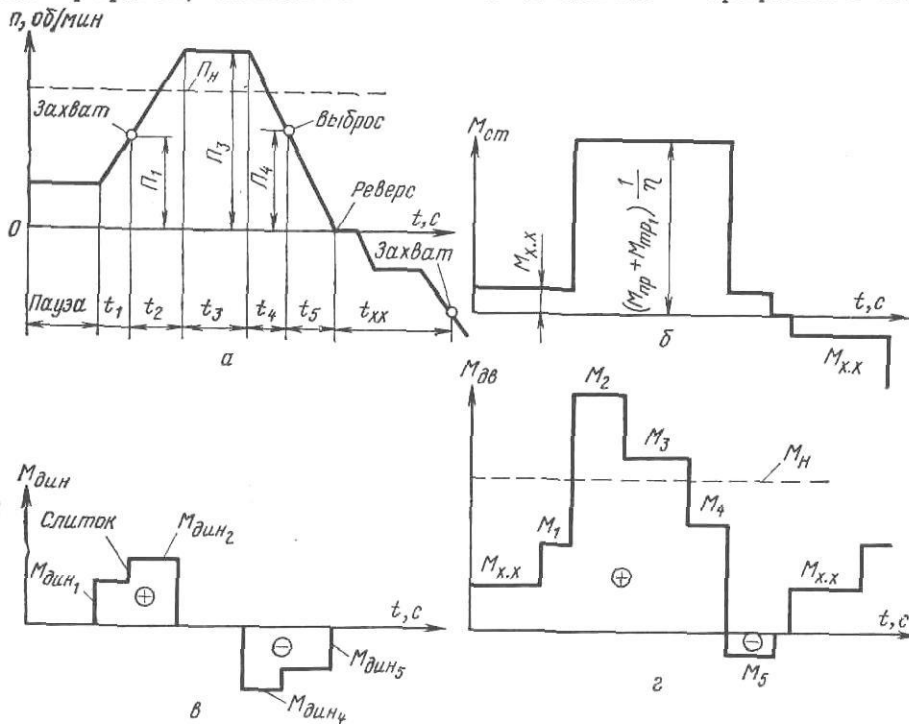


Рис. П.29. Нагрузочная диаграмма главного электродвигателя при прокатке на реверсивном блюминге:

а — график изменения частоты вращения двигателя; б — статическая нагрузка двигателя; в — динамическая нагрузка двигателя; г — результирующая нагрузка за один проход металла через валки

ступенчатых прямоугольников. Время прокатки включает периоды разгона, установившейся скорости и торможения. Обычно захват металла валками происходит в период разгона двигателя, а выброс его из валков — в период торможения двигателя (чтобы уменьшить время, необходимое для реверса).

В периоды разгона (ускорения) и торможения нагрузка двигателя складывается из статического и динамического (приведенных к валу двигателя) моментов:

1. При ускорении и торможении привода без металла в валках (без слитка)

$$M_1 = M_{ст1} + M_{дин1} = M_{х.х} + \frac{1}{4} m D_i^2 (d\omega/dt);$$

$$M_5 = M_{х.х} - \frac{1}{4} m D_i^2 (d\omega/dt), \quad (П.73)$$

где $M_{х.х}$ — момент холостого хода стана во время паузы между пропусками, который можно подсчитать, исходя из формулы

$$M_{х.х} = \sum \frac{m_i \mu_i d_i}{2i} g. \quad (П.74)$$

Здесь $m_i g$ — нагрузка на подшипник от массы одной вращающейся детали в линии привода (валков, шестерен и т. д.); μ_i , d_i — коэффициент трения и диаметр трения в подшипниках данной детали. Обычно момент холостого хода составляет 2—5% от номинального момента двигателя; $m D^2$ — приведенный маховой момент массы всех вращающихся

деталей в линии привода; $d\omega/dt$ — угловое ускорение; обычно на блюмингах принимают равным при ускорении $3,8 \div 8,0$ $1/c^2$ и при торможении $4,0 \div 10,0$ $1/c^2$.

2. При ускорении привода с металлом в валках

$$M_2 = M'_{\text{ст2}} + M'_{\text{двн2}} = \frac{M_{\text{пр}} + M_{\text{тр1}}}{i\eta} + \frac{1}{4} mD_i^2 \frac{d\omega}{dt}, \quad (\text{II.75})$$

где mD_i^2 — приведенный маховой момент с учетом массы слитка (полагая, что масса слитка m находится на окружности валка диаметром D),

3. При торможении привода с металлом в валках

$$M_4 = M'_{\text{ст4}} - M'_{\text{двн4}} = \frac{M_{\text{пр}} + M_{\text{тр1}}}{i\eta} - \frac{1}{4} mD_i^2 \frac{d\omega}{dt}, \quad (\text{II.76})$$

где $mD_{i2}^2 = mD_{i4}^2$.

4. При прокатке с постоянной (установившейся) скоростью

$$M_3 = M'_{\text{ст3}} = (M_{\text{пр}} + M_{\text{тр1}})/(i\eta). \quad (\text{II.77})$$

После построения нагрузочной диаграммы для всех пропусков металла через валки приступают к определению номинального момента двигателя. Номинальный момент двигателя определяют из двух условий: предотвращения нагрева двигателя при протекании большого тока в обмотке его якоря при больших нагрузках (моментах); допустимой кратковременной перегрузки двигателя, не вызывающей пробоя изоляции его обмотки.

Вследствие того, что ток в обмотке якоря двигателя пропорционален моменту, проверку по току заменяют проверкой по моменту.

1. Проверка на нагрев по моменту заключается в определении эквивалентного (среднеквадратичного) момента за весь период прокатки одного слитка (за все проходы металла через валки) по формуле

$$M_{\text{вк}} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + M_4^2 t_4 + M_5^2 t_5 + M_{\text{х.х}}^2 t_{\text{х.х}}}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_{\text{ц}}}} \leq M_{\text{н}}, \quad (\text{II.78})$$

где $t_{\text{ц}}$ — время цикла прокатки одного слитка.

2. Проверка на допустимую перегрузку:

$$M_{\text{двмах}}/k \leq M_{\text{н}},$$

где $M_{\text{двмах}}$ — максимальный момент двигателя по нагрузочной диаграмме; k — коэффициент перегрузки; для реверсивных двигателей постоянного тока $k = 2,5 \div 2,75$.

Таким образом, в обоих случаях номинальный момент двигателя должен быть больше момента по нагреву и по перегрузке.

14. Примеры расчетов

Пример 3. Определить среднее давление металла на валки и полное усилие прокатки при горячей прокатке толстого широкого листа в четырехвалковой клетке стана 2800.

Дано: диаметр рабочих валков стана $D = 800$ мм; $h_0 = 40$ мм; $h_1 = 30$ мм; $h_{\text{ср}} = 35$ мм; $\Delta h = 10$ мм; $\epsilon = 0,25$; $l = \sqrt{R\Delta h} = 63$ мм; $l/h_{\text{ср}} = 1,8$; $\mu = 0,4$; $\psi_{\text{ц}} = 0,28$; $\alpha = \Delta h/l = 0,16$ ($9^\circ 10'$).

1. Проверяем наличие зоны прилипания на дуге захвата α :

а) согласно формуле (II.18а)

$$l/h_{\text{ср}} = 1,8 > 2\psi_{\text{ц}} = 0,56,$$

значит, зона прилипания имеется и протяженность ее при $h_{\text{ср}}/l = 1/1,8 = 0,555$

$$l_{\text{ц}}/l = 1 - 2\psi_{\text{ц}} h_{\text{ср}}/l = 1 - 2 \cdot 0,8 \cdot 0,555 = 0,689; \quad l_{\text{ц}} = 0,689l = 43,4 \text{ мм.}$$

б) участки скольжения на дуге захвата, согласно формуле (II.18),

$$l_0 = 0,28 \cdot 40 = 11,2 \text{ мм}; \quad l_1 = 0,28 \cdot 30 = 8,4 \text{ мм.}$$

2. Определяем отношение $(p_{\text{ср}}/k)$ по длине контакта l ; не проводя расчетов по формуле (II.20), по кривой для $\mu = 0,4$ и $l/h_{\text{ср}} = 1,8$ (см. рис. II.2) находим $p_{\text{ср}}/k = 1,4$.

3. Определяем скорость деформации металла по формуле (I.78) при скорости прокатки $v=3$ м/с

$$v_{\text{ср}} = \varepsilon \frac{v}{l} = 0,25 \frac{3}{0,063} = 12 \text{ 1/с.}$$

4. При температуре прокатки 1050°C и скорости деформации 12 1/с по кривым, приведенным на рис. II.20, а находим предел текучести низкоуглеродистой стали $\sigma_d = 110$ МПа. Согласно формуле (I.39), удвоенная константа пластичности

$$2\tau_{\text{max}} = k = 1,15\sigma_d = 126 \text{ МПа.}$$

5. Определяем среднее давление металла на валки и полное усилие прокатки:

а) $p_{\text{ср}} = 1,4 (k) = 176$ МПа;

б) усилие на 1 мм ширины прокатываемого толстого листа

$$q = p_{\text{ср}} l = 176 \cdot 63 = 11,09 \text{ кН/мм;}$$

в) при максимальной ширине листа $b=2600$ мм, полное усилие прокатки

$$P = qb = 29\,000 \text{ кН} = 29 \text{ МН.}$$

Пример 4. Определить среднее давление металла на валки и полное усилие прокатки при холодной прокатке тонкого широкого листа в четырехвалковой клетке стана 2800.

Дано: диаметр рабочих валков $D=550$ мм; $h_0=4$ мм; $h_1=3$ мм; $h_{\text{ср}}=3,5$ мм; $\Delta h=1$ мм; $\varepsilon=0,25$; $l/h_{\text{ср}}=4,75$; $l = \sqrt{R\Delta h} = 16,6$ мм.

При прокатке применяют масляную эмульсию, поэтому коэффициент контактного трения $\mu=0,10 \div 0,12$; принимаем $\mu=0,12$; тогда, согласно формуле (II.18), коэффициент, характеризующий наличие зон скольжения и прилипания, будет равен

$$\Psi_{\Pi} = \frac{1}{2\mu} \ln \frac{1}{2\mu} = 4,16 \cdot 1,4255 = 5,95.$$

1. Проверяем наличие зоны прилипания по формуле (II.18а):

$$l/h_{\text{ср}} = 4,75 < 2\Psi_{\Pi} = 11,9,$$

значит зона прилипания не возникает (по всей дуге захвата имеется только скольжение).

2. Находим отношение $p_{\text{ср}}/k$:

а) по формуле (II.8)

$$m = \mu l/h_{\text{ср}} = 0,12 \cdot 4,75 = 0,57; \quad e^m = 1,768; \quad p_{\text{ср}}/k = 1,344;$$

б) по формулам (II.9) и (II.9а)

$$\alpha = \Delta h/l = 1/16,6 = 0,06 (3^\circ 26'); \quad \delta = 2\mu/\alpha = 4;$$

$$\frac{h_{\Pi}}{h_1} = \left\{ \frac{1 + \sqrt{1 + (16-1) 1,334}}{4+1} \right\}^{1/4} = 1,59^{1/4} = 1,118;$$

$$\frac{p_{\text{ср}}}{k} = \frac{2(1-0,25)}{0,25(4-1)} 1,118 [1,59-1] = 1,34;$$

в) по формуле (II.11)

$$\frac{p_{\text{ср}}}{k} = \frac{2}{0,25 \cdot 4} \left[\left(\frac{1}{1-0,25} \right)^{1,5} - \left(1 - \frac{0,25}{2} \right) \right] = 2(1,543 - 0,875) = 1,336.$$

Таким образом, по всем формулам результаты расчетов отличаются незначительно. Можно не проводить расчеты по этим формулам, а пользоваться графиком, приведенным на рис. II.3: по кривой для $\mu=0,12$ при $l/h_{\text{ср}}=4,75$ находим $p_{\text{ср}}/k=1,34$.

3. Определяем среднее давление металла на валки. Для случая холодной прокатки листов из нержавеющей стали марки 1X18H9T, согласно рис. I.15 (кривая I), предел текучести этой стали $\sigma_{T0}=500$ МПа, а с учетом наклепа при обжатии $\varepsilon=0,25$ $\sigma_{T1}=820$ МПа, поэтому $\sigma_{T,\text{ср}}=660$ МПа и $k_{\text{ср}}=1,15 \cdot 660=759$ МПа.

Тогда $p_{\text{ср}}=1,34 k_{\text{ср}}=1017$ МПа.

4. Находим полное усилие прокатки при ширине листа $b=2000$ мм:

а) усилие на 1 мм ширины листа

$$q = p_{\text{ср}} l = 1017 \cdot 16,6 = 16,8 \text{ кН/мм;}$$

б) полное усилие прокатки

$$P = 16,8 \cdot 2000 = 33600 \text{ кН} = 33,6 \text{ МН.}$$

5. Учтем влияние упругого сплющивания валков при холодной прокатке (без натяжения, $\sigma_{\text{ср}}=0$):

а) согласно формуле (II.24) определяем коэффициент b_c при $C=1,08 \cdot 10^{-5}$ мм²/Н:

$$b_c = 1,08 \cdot 10^{-5} \cdot 759 \frac{550 \cdot 0,12}{3,5} = 0,16;$$

б) определяем параметр m_c по формуле (II.24а) при $m=0,57$ и $b_c=0,16$; методом подбора находим: $m_c=0,72$.

Можно не проводить расчеты по этой формуле; по кривым, приведенным на рис. II.9, непосредственно находим $m_c=0,72$;

в) рассчитываем параметр $l_c/h_{ср}$ с учетом упругого сплющивания

$$m_c = \mu \frac{l_c}{h_{ср}} = 0,72; \quad \frac{l_c}{h_{ср}} = \frac{0,72}{0,12} = 6.$$

Параметр $l/h_{ср}$ увеличился в $6/4,75 = 1,26$ раза;

г) определяем отношение $\rho_{ср}/k$; по кривым, приведенным на рис. II.2 для $\mu = 0,12$ при $l_c/h_{ср} = 6$ находим

$$\rho_{ср}/k = 1,46; \quad \rho_{ср} = 1,46k_{ср} = 1,46 \cdot 759 = 110 \text{ МПа};$$

таким образом, среднее давление увеличилось в $1,46/1,34 = 1,09$ раза;

д) длина контакта с учетом упругого сплющивания валков

$$l_c/h_{ср} = 6; \quad l_c = 6h_{ср} = 6 \cdot 3,5 = 21 \text{ мм},$$

т. е. увеличилась в $21/16,6 = 1,26$ раза;

е) полное усилие прокатки будет

$$P = \rho_{ср} l_c b = 1100 \cdot 21 \cdot 2000 = 46200 \text{ кН} = 46,2 \text{ МН},$$

т. е. увеличится в $46,2/33,6 = 1,37$ раза.

Таким образом, фактическое полное усилие прокатки с учетом упругого сплющивания валков будет на 37 % больше в результате влияния двух факторов: увеличения среднего давления на 9 % ввиду увеличения параметра $l/h_{ср}$ на 26 %; увеличения длины контакта на 26 %.

Отсюда следует, что, несмотря на небольшое увеличение среднего давления металла на валки (9 %), полное усилие прокатки при упругом сплющивании их увеличивается значительно (37 %), поэтому учет влияния упругого сплющивания валков при определении усилия прокатки следует считать обязательным.

Пример 5. Определять давление металла на валки при холодной прокатке тонкой жести (0,1 % С) с натяжением в четырехвалковой клети пятиклетевого непрерывного стана $500/1300 \times 1200$.

Дано: диаметр рабочих валков $D = 500$ мм; $h_0 = 2,2$ мм; $b = 1000$ мм; режим обжатия: $2,2 - 1,35 - 0,8 - 0,5 - 0,32 - 0,25$ мм; $\Delta h = 0,85 - 0,55 - 0,30 - 0,18 - 0,07$ мм; $\epsilon = 0,386 - 0,406 - 0,375 - 0,36 - 0,22$; относительные результирующие обжатия после каждого пропуса $\epsilon_0 = 0,386 - 0,635 - 0,77 - 0,855 - 0,89$; предел текучести материала исходной полосы $\sigma_T = 220$ (МПа).

Расчет выполняем (в качестве примера) только для третьего прохода (прокатка в третьей клети), для которого $h_0 = 0,8$ мм; $h_1 = 0,5$ мм; $\Delta h = 0,3$ мм; $\epsilon = 0,375$; $\epsilon_0 = 0,77$; $h_{ср} = 0,65$ мм. При $\epsilon_2 = 0,635$ (после предыдущего прохода во второй клети) по кривой приведенной на рис. 1.15, $\sigma_{T0} = 520$ МПа; при $\epsilon_0 = 0,77$ (после третьего прохода) $\sigma_{T1} = 620$ МПа; $\sigma_{T,ср} = 570$ МПа, поэтому $k_0 = 1,15$, $\sigma_{T0} = 600$; $k_1 = 1,15$; $\sigma_{T1} = 720$; $k_{ср} = 660$ Н/мм² (МПа) коэффициент наклепа (упрочнения) $\xi = \sigma_{T1}/\sigma_{T0} = 1,19$.

1. Находим длину контакта без учета влияния упругого сплющивания валков

$$l \approx \sqrt{R\Delta h} = \sqrt{250 \cdot 0,3} = 8,66 \text{ мм}.$$

2. Определяем среднее давление металла на валки без учета натяжения полосы. Прокатка осуществляется при смазке валков и полосы горячей эмульсией пальмового масла или его заменителя (водный раствор касторового и хлопкового масла), поэтому коэффициент трения можно принять небольшим, $\mu = 0,06$. Находим:

$$l/h_{ср} = 13,3; \quad m = \mu l/h_{ср} = 0,8; \quad e^{0,8} = 2,23;$$

а) по формуле (II.8)

$$\rho_{ср}/k_{ср} = 1/0,8 (2,23 - 1) = 1,54;$$

б) по формулам (II.9), (II.9а)

$$\frac{h_H}{h_I} = \left\{ \frac{1 + \sqrt{1 + (12 - 1) \left(\frac{1}{1 - 0,375} \right)^{3,47}}}{3,47 + 1} \right\}^{1/3,47} = 1,21;$$

$$\alpha \approx \frac{\Delta h}{l} = \frac{0,3}{8,66} = 0,0346 (1^\circ 59'); \quad \delta = 2 \frac{\mu}{\alpha} = 3,47;$$

$$\frac{\rho_{ср}}{k_{ср}} = \frac{2(1 - 0,375)}{0,375(3,47 - 1)} 1,21 [1,93 - 1] = 1,535;$$

в) по формуле (II.11)

$$\frac{\rho_{ср}}{k_{ср}} = \frac{2}{0,375 \cdot 3,47} \left[\left(\frac{1}{1 - 0,375} \right)^{1,235} - \left(1 - \frac{0,375}{2} \right) \right] = 1,53.$$

Можно не пользоваться этими формулами и определять давление непосредственно по кривым, приведенным на рис. II.2: для $\mu = 0,06$ и $l/h_{ср} = 13,3$ находим

$$\rho_{ср}/k_{ср} = 1,53.$$

Таким образом:

$$\rho_{ср} = 1,53k_{ср} = 1,53 \cdot 660 = 1010 \text{ МПа}.$$

3. Определяем среднее давление металла на валки с учетом натяжения полосы. При прокатке применяют натяжение полосы валками: предыдущей клетки — заднее натяжение $\sigma_0 = 200$ МПа и последующей клетки — переднее натяжение $\sigma_1 = 240$ МПа; $\sigma_{ср} = 220$ МПа.

а. Определяем коэффициент уменьшения давления на валки при натяжении полосы

$$n_{\sigma} = 1 - \sigma_{ср} / k_{ср} = 1 - 220 / 660 = 0,667.$$

б. Находим среднее давление металла на валки с учетом натяжения полосы согласно формуле (II.23)

$$p_{ср}^H = p_{ср} n_{\sigma} = 1010 \cdot 0,667 = 674 \text{ МПа.}$$

4. Определяем полное усилие прокатки:

а) при прокатке без натяжения

$$P = p_{ср} l b = 1010 \cdot 8,66 \cdot 1000 = 8750 \text{ кН} = 8,75 \text{ МН};$$

б) при прокатке с натяжением

$$P = p_{ср}^H l b = 674 \cdot 8,66 \cdot 1000 = 5840 \text{ кН} = 5,84 \text{ МН.}$$

Таким образом, среднее давление металла на валки и полное усилие прокатки в результате применения натяжения уменьшились на 33 %.

Пример 6. Определить давление металла на валки при холодной прокатке тонкой жести с учетом упругого сплющивания валков. Данные те же, что в примере 5.

1. Определяем длину контакта и среднее давление с учетом упругого сплющивания валков при прокатке без натяжения:

а) определяем коэффициент b_c согласно формуле (II.24) при $\sigma_{ср} = 0$:

$$b_c = 1,08 \cdot 10^{-5} \cdot 660 \frac{500 \cdot 0,06}{0,65} = 0,32;$$

б) по формуле (II.24а) или по кривым на рис. II.9 для $b_c = 0,32$ и $m = 0,8$ находим $m_c = 1,16$, отсюда

$$l_c / h_{ср} = m_c / \mu = 1,16 / 0,06 \approx 19,7;$$

$$l_c = 19,7 h_{ср} = 19,7 \cdot 0,65 = 12,8;$$

в) определяем среднее давление металла на валки по формулам (II.8), (II.9), (II.11) или по кривым, приведенным на рис. II.2 при $l_c / h_{ср} = 19,7$ и $\mu = 0,06$:

$$P_{ср} / k_{ср} = 1,91; \quad p_{ср} = 1,91 k_{ср} = 1,91 \cdot 660 = 1250 \text{ МПа.}$$

2. Определяем длину контакта и среднее давление с учетом упругого сплющивания валков при прокатке с натяжением:

а) определяем коэффициент b_c при $\sigma_{ср} = 220$ МПа: $b_c = 0,223$;

б) по кривым, приведенным на рис. II.9, для $b_c = 0,223$ и $m = 0,8$ находим $m_c = 1,03$, отсюда

$$l_c / h_{ср} = 1,03 / 0,06 = 17,1; \quad l_c = 17,1 \cdot 0,65 = 11 \text{ мм};$$

в) определяем среднее давление металла на валки при коэффициенте натяжения $n_{\sigma} = 0,67$

$$p_{ср}^H = 0,67 \cdot 1250 = 840 \text{ МПа.}$$

3. Находим полное усилие прокатки с учетом упругого сплющивания валков:

а) при прокатке без натяжения при $l_c = 12,8$ мм

$$P = 1250 \cdot 12,8 \cdot 1000 = 16000 \text{ кН} = 16 \text{ МН};$$

б) при прокатке с натяжением при $l_c = 11$ мм

$$P = 840 \cdot 11 \cdot 1000 = 9240 \text{ кН} = 9,24 \text{ МН.}$$

Таким образом, применение натяжения полосы при холодной прокатке понизило среднее давление с 1250 до 840 Н/мм² (т. е. почти на 33 %) и полное усилие прокатки с 16000 до 9240 кН (т. е. на 42 %).

При прокатке без натяжения полосы полное усилие прокатки составляет: без учета упругого сплющивания валков (см. пример 5) $P = 8,75$ МН; с учетом упругого сплющивания валков $P = 16$ МН.

Так как в начале прокатки рулона полоса прокатывается без натяжения (до заправки переднего конца на барабан моталки), то для дальнейшего расчета валков надо принимать во внимание максимальное усилие $P = 16$ МН.

Пример 7. Определить минимальную (предельную) толщину полосы жести, которую можно прокатать в третьей клетки стана 1200. Данные те же, что в примерах 5 и 6.

1. При прокатке без натяжения, согласно формуле (II.25б), при $k_{ср} = 660$ МПа, $D = 500$ мм и $\mu = 0,06$

$$h_{\min} = h_{\text{пред}} = 1,66 \cdot 10^{-5} (660) 500 \cdot 0,06 = 0,33 \text{ мм.}$$

2. При прокатке с натяжением $\sigma_{ср} = 220$ МПа

$$h_{\min} = h_{\text{пред}} = 1,66 \cdot 10^{-5} (660 - 220) 500 \cdot 0,06 = 0,22 \text{ мм.}$$

С целью обеспечения возможности прокатки на данном стане жести толщиной менее 0,22 мм (в третьей клетке) необходимо улучшить качество смазки (для уменьшения коэффициента трения μ) или увеличить натяжение полосы при прокатке.

Пример 8. Определить минимальную (предельную) толщину тонкой полосы (жести), которую можно получить при прокатке в последней четырехвалковой клетки непрерывного шестиклетового стана 1400.

Дано: диаметр рабочих стальных валков $D = 600$ (500) мм; смазка хорошая (синтетическая), $\mu = 0,05$; средний предел текучести тонкой полосы из малоуглеродистой стали (с учетом предшествующего наклепа) $\sigma_{т.ср} = 500$ МПа; $k_{ср} = 1,15 \sigma_{т.ср} = 575$ МПа.

1. При прокатке без натяжения полосы согласно формуле (II.25б) при $D = 600$ мм

$$h_{\min} = 0,166 \cdot 575 \cdot 600 \cdot 0,05 \cdot 10^{-4} = 0,286 \text{ мм.}$$

2. То же, при прокатке с натяжением полосы $\sigma_{ср} = 200$ МПа на валках $D = 500$ мм

$$h_{\min} = 0,166 (575 - 200) 500 \cdot 0,05 \cdot 10^{-4} = 0,155 \text{ мм.}$$

3. То же, что в п. 2, но с улучшенной смазкой (добавкой пальмового масла или его заменителей) $\mu = 0,035$

$$h_{\min} = 0,108 \text{ мм.}$$

4. Усилия на 1 мм ширины бочки валка и среднее давление согласно формулам (II.25а) и (II.25г) для п.п.1, 2 и 3 соответственно равны:

$$q = 13,1; 4,62 \text{ и } 4,62 \text{ кН/мм; } p_{ср} = 1437; 937 \text{ и } 937 \text{ МПа.}$$

Полное усилие прокатки при ширине полосы $b_{п} = 1000$ мм будет в первом случае

$$P = qb_{п} = 13,1 \cdot 1000 = 13100 \text{ кН} = 13,1 \text{ МН.}$$

Для контроля натяжения полосы перед и за рабочей клетью служат тензометрические ролики, а усилие на валки измеряется электрическими месдозами, установленными под нажимными устройствами в подушках валков.

Пример 9. Определить минимальную толщину узкой ленты при холодной прокатке на 20-валковом стане с диаметром рабочих валков $D = 6$ мм. Материал ленты — высокопрочная легированная сталь или бериллиевая бронза с пределом текучести $\sigma_{т} = 1200$ МПа и $k_{ср} = 1,15 \sigma_{т} = 1380$ МПа. Рабочие валки изготовлены из карбида вольфрама. При прокатке валки и полосу смазывают чистым пальмовым маслом, поэтому можно принять $\mu = 0,04$. Среднее натяжение ленты $\sigma_{ср} = 500$ МПа.

По формуле (II.25в) находим

$$h_{\min} = 5,5 \cdot 10^{-6} (1380 - 500) 6 \cdot 0,04 \approx 0,001 \text{ мм} \approx 1 \text{ мкм.}$$

Пример 10. Определить давление металла на валки при прокатке слитка массой 10 т на блюминге с диаметром валков 1150 мм.

Дано: размеры сечения слитка при прокатке в одном из первых проходов $h_0 = 680$ мм; $h_1 = 600$ мм; обжатия $\Delta h = 80$ мм и $\varepsilon = 0,118$.

1. Находим величины:

а) $l = \sqrt{R\Delta h} \approx 214$ мм; $h_{ср} = 640$ мм; $l/h_{ср} = 0,335$; $h_{ср}/l \approx 3$;

б) угол захвата

$$\cos \alpha = 1 - \Delta h/D = 1 - 80/1150 \approx 0,93; \quad \alpha = 0,375 (21^\circ 30');$$

в) скорости деформации металла при скорости прокатки $v = 5$ м/с

$$\mu_{ср} = \varepsilon \frac{v}{l} = \alpha \frac{v}{h_0} = 0,375 \frac{5}{0,68} = 2,8 \text{ 1/с.}$$

2. При температуре прокатки 1100 °С, скорости деформации 2,8 1/с по кривым, приведенным на рис. I.20, а, для низкоуглеродистой стали находим предел текучести (и прочности) $\sigma_{д} = 70$ МПа, поэтому

$$k = 1,15 \sigma_{д} = 80 \text{ МПа.}$$

3. Определяем коэффициент влияния внешних зон, согласно рис. II.11, в и формуле (II.26)

$$n_{в.з} = \sqrt[4]{h_{ср}/l} = \sqrt[4]{3} = 1,32.$$

4. Находим коэффициент контактного трения по формуле Эжелунда (для скорости $v = 5$ м/с, $n_2 = 0,9$)

$$\mu = (1,05 - 0,0005v^2) n_2 = 0,45.$$

5. Определяем среднее давление металла на валки по формуле (II.21а)

$$p_{ср} = 80 \left(1 + \frac{0,45}{2} \cdot 0,335 \right) 1,32 = 112 \text{ МПа.}$$

6. Рассчитываем полное усилие прокатки:

а) усилие на 1 мм ширины сечения прокатываемого слитка

$$q' = p_{\text{ср}} l = 112 \cdot 214 = 21,4 \text{ кН/мм};$$

б) при ширине сечения $b=750$ мм полное усилие прокатки

$$P = 21,4 \cdot 750 = 16000 \text{ кН} = 16 \text{ МН}.$$

Пример 11. Определить давление металла на валки при прокатке слитка массой 25 т из низкоуглеродистой стали на слэбинге с диаметром валков $D=1250$ мм.

Дано: размеры сечения слитка при прокатке в одном из первых проходов $h_0 = 700$ мм; $h_1 = 640$ мм; $\Delta h = 60$ мм; $\varepsilon = 0,086$; температура прокатки 1160°C ; скорость прокатки $v = 4$ м/с; $b_{\text{ср}} = 1500$ мм.

1. Находим величины:

$$\text{а) } l = \sqrt{R\Delta h} = \sqrt{625 \cdot 60} = 194 \text{ мм};$$

$$h_{\text{ср}} = 670 \text{ мм}; \quad l/h_{\text{ср}} = 0,29; \quad h_{\text{ср}}/l = 3,45;$$

$$\alpha \approx \sqrt{\frac{\Delta h}{R}} = 0,311 (17^\circ 50');$$

б) средней скорости деформации

$$u_{\text{ср}} = \alpha \frac{v}{h_0} = 0,311 \frac{4}{0,7} = 1,82 \text{ 1/с}.$$

2. При температуре 1160°C и скорости деформации $1,82$ 1/с находим предел текучести (и прочности) низкоуглеродистой стали, согласно кривым, приведенным на рис. 1.20, а: $\sigma_{\text{д}} = 55$ МПа, поэтому $k = 1,15\sigma_{\text{д}} = 63$ МПа.

3. Определяем коэффициент контактного трения (при $n_2 = 0,9$ для $v = 4$ м/с)

$$\mu = (1,05 - 0,0005 \cdot 1160) \cdot 0,9 = 0,43.$$

4. Находим коэффициент влияния внешних зон, согласно рис. II.11, а, при $l/h_{\text{ср}} = 0,29$ $n_{\text{в.з}} = 1,36$.

5. Рассчитываем среднее давление металла на валки по формуле (II.21а)

$$p_{\text{ср}} = 63 \left(1 + \frac{0,43}{2} \cdot 0,29 \right) 1,36 = 91 \text{ МПа}.$$

6. Определяем полное усилие прокатки

$$P = p_{\text{ср}} l b_{\text{ср}} = 91 \cdot 194 \cdot 1500 = 26500 \text{ кН} = 26,5 \text{ МН}.$$

Пример 12. Определить давление металла на валки при прокатке рельса в трех-валковой клетке 800 рельсобалочного стана.

Дано (для четвертого прохода): температура прокатки 1150°C , предел текучести (прочности) рельсовой стали (0,7 % С) при этой температуре $\sigma_{\text{т}} = 50$ МПа; скорость прокатки $v = 4$ м/с; рабочий диаметр валков 810 мм; размеры сечения черного рельсового профиля согласно калибровке валков: $F_0 = 7000$ мм²; $b_0 = 140$ мм; $F_1 = 5470$ мм²; $b_1 = 144$ мм; $b_{\text{ср}} = 142$ мм.

1. Определяем:

а) приведенные толщины сечения профиля

$$h_0 = F_0/b_0 = 50 \text{ мм}; \quad h_1 = F_1/b_1 = 38 \text{ мм}; \quad h_{\text{ср}} = 44 \text{ мм};$$

$$\Delta h = 12 \text{ мм}; \quad \varepsilon = \Delta h/h_0 = 0,24; \quad l \approx \sqrt{R\Delta h} = \sqrt{405 \cdot 12} = 69 \text{ мм};$$

$$\alpha \approx \Delta h/l = 0,174 (\sim 10^\circ); \quad l/h_{\text{ср}} = 69/44 = 1,56; \quad h_{\text{ср}}/l = 0,64;$$

б) среднюю скорость деформации

$$u_{\text{ср}} = \alpha \frac{v}{h_0} = 0,174 \frac{4}{0,05} = 14 \text{ 1/с}.$$

2. При скорости деформации 14 1/с и средней по дуге захвата степени деформации $\varepsilon_{\text{ср}} \approx 2/3 \varepsilon = 0,16$ коэффициент влияния скорости деформации принимаем равным $n_{\text{в}} = 1,9$. Тогда $\sigma_{\text{д}} = 50 \cdot 1,9 = 95$ МПа, $k = 1,15 \sigma_{\text{д}} = 110$ МПа.

3. Определяем коэффициент напряженного состояния металла при деформации (коэффициент формы калибра) по формуле (II.27); принимаем $a = b = 0,8$

$$n_{\text{н}} = 0,8 (1,56 + 0,8 \cdot 0,64) = 1,66.$$

4. Определяем среднее давление металла на валки по формуле (II.52)

$$p_{\text{ср}} = 110 \cdot 1,66 = 183 \text{ МПа}.$$

5. Находим полное усилие прокатки

$$P = p_{\text{ср}} l b_{\text{ср}} = 183 \cdot 69 \cdot 142 = 1800 \text{ кН}.$$

6. Определяем момент прокатки, принимая коэффициент плеча приложения силы P $\psi = 0,7$:

$$M_{\text{пр}} = 2\psi Pl = 2 \cdot 0,7 \cdot 1800 \cdot 0,069 = 173 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Пример 13. Определить момент прокатки, момент трения, статический момент и мощность электродвигателя при прокатке тонкой полосы в четырехвалковой клети непрерывного пятиклетевого стана 1200.

1. Определяем коэффициент плеча приложения равнодействующей давления металла на валки без учета упругого сплющивания валков при $\epsilon=0,375$, $l=8,86$ мм и $m=0,8$:

а) при прокатке без натяжения, согласно формуле (II.14а); $\psi=0,47$;

б) при прокатке с натяжением при $\sigma_1 > \sigma_0$, $\psi=0,48$.

2. То же, с учетом упругого сплющивания валков:

а) при прокатке без натяжения, когда $l_c=12,8$ мм, $b=0,5$ и $m_c=1,16$ $\psi_c=$
 $=0,266$;

б) при прокатке с натяжением, когда $l_c=11$ мм, $b=0,348$ и $m_c=1,03$ $\psi_c=0,3$.

3. Определяем момент при прокатке полосы без натяжения:

а) без учета упругого сплющивания валков, когда $l=8,86$ мм, $\psi=0,47$ и $P=$
 $=8750$ кН.

Плечо приложения силы P : $a=\psi l=4,2$ мм;

$$M_{\text{пр}} = 2Pa = 2 \cdot 8750 \cdot 0,042 = 73,4 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

б) с учетом упругого сплющивания валков при том же $l=8,86$ мм

$$\psi_c = a_c/l = 0,266 \text{ и } P = 16000 \text{ кН.}$$

Плечо приложения силы P : $a_c = \psi_c l = 0,266 \cdot 8,86 = 2,3$ мм;

$$M_{\text{пр}} = 2Pa_c = 2 \cdot 16000 \cdot 0,0023 = 73,4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

4. Определяем момент при прокатке полосы с натяжением ($T \approx T_1$):

а) без учета упругого сплющивания валков, когда $\psi = a/l = 0,48$; $l=8,86$ мм и $P=$
 $=5840$ кН.

Плечо приложения силы P : $a = \psi l = 4,25$ мм;

$$M_{\text{пр}} = 2Pa = 2 \cdot 5840 \cdot 0,0425 = 50 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

б) с учетом сплющивания валков, когда $\psi_c = a_c/l = 0,3$; $l=8,86$ мм и $P=9240$ кН.

Плечо приложения силы P : $a_c = \psi_c l = 2,66$ мм;

$$M_{\text{пр}} = 2Pa_c = 2 \cdot 9240 \cdot 0,00266 = 50 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

на основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1) момент прокатки (пластической деформации металла) не зависит от упругого сплющивания валков (если не учитывать увеличение работы сил трения при увеличении длины упругого контакта валков с металлом);

2) при прокатке полосы с натяжением момент прокатки (момент на бочке валков) значительно меньше, чем при прокатке без натяжения.

В рассмотренном выше случае при прокатке применены натяжения полосы:

$$\text{заднее } T_0 = \sigma_0 h_0 b = 200 \cdot 0,8 \cdot 1000 = 160 \text{ кН};$$

$$\text{переднее } T_1 = \sigma_1 h_1 b = 240 \cdot 0,5 \cdot 1000 = 120 \text{ кН.}$$

Так как $T_0 > T_1$, то момент должен увеличиваться. Однако при применении натяжения полосы значительно уменьшилось общее давление металла на валки и в результате, несмотря на некоторое (небольшое) увеличение плеча приложения силы P (при $\sigma_1 > \sigma_0$), момент прокатки также значительно уменьшился (в данном примере в $73,4/50 = 1,47$ раза).

5. Определяем момент трения. Опорные валки вращаются в подшипниках жидкостного трения, поэтому принимаем $\mu_n = 0,003$. Момент трения в подшипниках опорных валков, приведенный к оси вращения рабочих валков, согласно формуле II.68, будет равен (при $d_n = 900$ мм)

$$M_{\text{тр}} = 16000 \cdot 0,003 \cdot 0,9 (500/1300) = 16,2 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где $P=16000$ кН — максимальное усилие прокатки, определенное с учетом упругого сплющивания валков.

6. Определяем статический момент. Рабочие валки приводятся от двух электродвигателей через ускоряющий редуктор — шестеренную клеть ($i=0,85$) при помощи универсальных шпинделей; принимаем к. п. д. привода $\eta=0,95$.

Момент на валу электродвигателя от статической (постоянной) нагрузки (при $M_{\text{дин}}=0$) согласно формуле (II.69)

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} = \frac{73,4 + 16,2}{0,95 \cdot 0,85} = 112 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где $M_{\text{пр}}=73,4$ кН·м — момент на валках при прокатке без натяжения, являющийся максимальным.

7. Проверка двигателя по моменту.

Главные электродвигатели типа ПБК для привода валков третьей клети имеют мощность по 2000 кВт, частоту вращения 400/650 об/мин; номинальный момент двух двигателей при $\omega_{\text{дв}} = \pi n / 30 = \pi 400 / 30 = 41,8$ 1/с

$$M_{\text{н}} = 2 \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = 2 \frac{2000}{41,8} = 96 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

При работе на заправочной скорости (в начале и в конце прокатки рулона без натяжения полосы) коэффициент перегрузки двигателя по моменту

$$k = M_{ст}/M_H = 1,17,$$

что допустимо при кратковременной работе.

8. Проверка двигателей по мощности.

Мощность установленных электродвигателей должна удовлетворять условиям длительной работы при прокатке полосы на максимальной скорости. В данном случае скорость прокатки $v_{max} = 15$ м/с и угловая частота вращения валков

$$\omega_B = v/R = 2v/D = 2 \cdot 15/0,5 = 60 \text{ 1/с.}$$

Момент на валках при прокатке полосы с натяжением $M_{пр} = 50$ кН·м, момент трения в подшипниках валков при усилии прокатки $P = 9240$ кН

$$M_{тр1} = 16,2 (9240/16000) = 9,4 \text{ кН·м.}$$

Мощность при прокатке (мощность на бочке валков)

$$N_{пр} = (50 + 9,4) 60 = 3564 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателей

$$N_{дв} = N_{пр}/\eta = 3564/0,95 = 3760 \text{ кВт.}$$

Таким образом, необходимая мощность электродвигателей при длительном режиме прокатки меньше номинальной мощности двух электродвигателей ($N_H = 2 \cdot 2000 = 4000$ кВт).

Пример 14. Определить момент прокатки, момент трения и момент на валу электродвигателей при прокатке слитка массой 10 т на блюминге 1150. Использовать данные примера 10.

1. Находим коэффициент плеча приложения равнодействующей давления металла на валки при прокатке при $m = \mu l/h_{ср} = 0,45 \cdot 0,335 = 0,15$, согласно формуле (II.14а) при $\epsilon = 0,118$ $\psi = 0,495$.

2. Определяем момент прокатки

$$M_{пр} = 2P\psi l = 2 \cdot 16000 \cdot 0,495 \cdot 0,214 = 3450 \text{ кН·м.}$$

3. Рассчитываем момент трения в текстолитовых подшипниках валков при $\mu_n = 0,01$ $d_n = 700$ мм $m = 0,7$

$$M_{тр1} = 16000 \cdot 0,01 \cdot 0,7 = 112 \text{ кН·м.}$$

4. Валки приводятся универсальными шпинделями от электродвигателей: принимаем к.п.д. универсальных шпинделей $\eta = 0,99$; тогда момент на валу электродвигателей от статической нагрузки (без учета динамического момента) будет

$$M_{дв} = M_{ст} = (3450 + 112)/0,99 = 3700 \text{ кН·м.}$$

5. Определяем мощность двигателей от статической нагрузки при скорости прокатки $v = 5$ м/с и угловой частоте вращения валков $\omega_n = 2v/D = 2 \cdot 5/1,15 = 8,7$ 1/с,

$$N_{дв} = N_{ст} = 3700 \cdot 8,7 = 32200 \text{ кВт.}$$

6. Находим статическую мощность двигателей другим способом — по удельному расходу энергии.

Площадь сечения слитка: исходная $900 \times 900 = 81 \cdot 10^4$ мм² = 0,81 м²; в предыдущем проходе $680 \times 740 = 50 \cdot 10^4$ мм² = 0,5 м²; после прокатки в данном проходе $600 \times 750 = 45 \cdot 10^4$ мм² = 0,45 м².

Общая вытяжка до прокатки слитка в данном проходе

$$\lambda_n = \frac{0,81 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 10^6} = 1,62.$$

Общая вытяжка после прокатки в данном проходе

$$\lambda_{n+1} = \frac{0,81 \cdot 10^6}{0,45 \cdot 10^6} = 1,8.$$

Вытяжка в данном проходе

$$\lambda = \frac{0,5 \cdot 10^6}{0,45 \cdot 10^6} = 1,11.$$

Согласно кривой 2 на рис. II.27 удельный расход энергии при λ_n $a_n = 1,9$ кВт·ч/т; при λ_{n+1} $a_{n+1} = 2,6$ кВт·ч/т; в данном пропуске $(a_{n+1} - a_n) = 0,7$ кВт·ч/т.

Расход энергии при прокатке слитка массой 10 т в данном проходе, согласно формуле (II.60)

$$A = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ кВт·ч.}$$

Длина (высота) исходного слитка $H = 2,2$ м; длина бьюма после прокатки в данном проходе

$$L = H\lambda_{n+1} = 2,2 \cdot 1,8 = 3,96 \text{ м.}$$

Время прокатки (длительность пропуска) при $v = 5$ м/с

$$t = L/v = 3,96/5 = 0,79 \text{ с.}$$

Необходимая мощность электродвигателей при прокатке

$$N_{\text{дв}} = 7 \frac{3600}{0,79} = 31800 \text{ кВт.}$$

Таким образом, оба метода определения мощности (или момента) электродвигателя при прокатке (по давлению на валки и по расходу энергии) дают почти одинаковый результат. Валки блюминга 1150 имеют индивидуальный привод от двух электродвигателей мощностью каждый 6000 кВт, которые допускают трехкратную кратковременную перегрузку; максимальная кратковременная мощность электродвигателей

$$N_{\text{max}} = 3 \cdot 2 \cdot 6000 = 36000 \text{ кВт.}$$

Пример 15. Определить давление и моменты при прокатке слитка массой 25 т на универсальном слябинге 1250 и проверить мощность электродвигателей привода валков. Дано: сечение исходного слитка $1000 \times 1600 \times 2600$ мм; сечение конечного сляба 200×1500 мм; температура перед прокаткой 1250°C ; температура сляба после прокатки 1150°C ; материал слитка — сталь.

Режим прокатки слитка приведен в табл. II.1.

1. Для индивидуального привода валков применены электродвигатели постоянного тока мощностью каждый 6600 кВт, $n=0-40-80$ об/мин ($\omega \approx 0-4-8$ 1/с). Суммарный номинальный момент двух электродвигателей при $n=40$ об/мин и $\omega_n \approx 4$ 1/с.

$$M_n = 2 \frac{N_n}{\omega_n} = 2 \frac{6600}{4} = 3300 \text{ кН}\cdot\text{м} = 3,3 \text{ МН}\cdot\text{м.}$$

Максимальный момент электродвигателей при допустимой кратковременной перегрузке $k=2,5$

$$M_{\text{двmax}} = 2,5 M_n = 8,25 \text{ МН}\cdot\text{м.}$$

2. Поясним данные, приведенные в табл. II.1.

Среднее давление металла на валки и полное усилие прокатки определены по формулам (II.11a), (II.21).

Момент прокатки подсчитан по формуле (II.15) при $\psi \approx 0,5$.

Момент трения определен по формуле (II.68); принято: диаметр подшипника $d_n = 750$ мм, коэффициент трения текстолитовых подшипников $\mu_n = 0,01$

$$M_{\text{тр}} = P \cdot 0,01 \cdot 0,75 = 0,0075 P.$$

Статический момент (без учета динамического момента) подсчитан по формуле (II.69) при к. п. д. универсальных шпинделей $\eta = 0,99$. Момент холостого хода принят равным $\sim 2\%$ от номинального момента двигателей, т. е. $M_{\text{х.х}} \approx 50 \text{ кН}\cdot\text{м} = 0,05 \text{ МН}\cdot\text{м}$.

Динамический момент при ускорении (разгоне) стана до момента захвата металла валками определим по следующим данным: маховой момент инерции массы ($\text{т}\cdot\text{м}^2$)

Таблица II.1. Режим прокатки слитка

№ прохода	Толщина сляба, мм		Ширина сляба, мм	Обжатие, мм		Длина после прокатки L , м	Длина дуги захвата L_1 , мм	Среднее давление $P_{\text{ср}}$, МПа	Полное усилие P , МН (прокатки)	Момент прокатки $M_{\text{пр}}$, МН·м	Момент трения $M_{\text{тр}}$, МН·м
	до пропуска	после пропуска		горизонтальные валки	вертикальные валки						
1	1600	1570	1000	30		2,5	135	70	9,4	1,2	0,07
2к	1570	1530	1000	40		2,6	158	70	11,0	1,7	0,08
3	1000	960	1535	40		2,7	158	75	18,0	1,9	0,13
4	960	920	1540	40		2,8	158	75	18,0	1,9	0,13
5	920	870	1545	50		2,9	176	75	20,0	3,4	0,15
6кк	870	820	1540	50	5	3,0	176	75	20,0	3,4	0,15
7	820	770	1540	50		3,3	176	80	22,0	3,8	0,16
8	770	720	1540	50		3,7	176	80	22,0	3,8	0,16
9	720	660	1540	60		4,2	194	90	27,0	5,1	0,20
10	660	600	1535	60	5	4,8	194	90	27,0	5,1	0,20
11	600	540	1535	60		5,3	194	95	28,0	5,3	0,21
12	540	480	1530	60	5	6,0	194	95	28,0	5,3	0,21
13	480	420	1530	60		6,7	194	100	29,0	5,5	0,22
14	420	370	1530	50	10	7,6	176	100	27,0	4,6	0,20
15	370	320	1520	50		8,7	176	110	28,0	4,8	0,21
16	320	280	1510	40	10	10,0	158	110	25,0	3,7	0,19
17	280	250	1510	30		11,0	135	115	23,0	3,1	0,17
18	250	220	1500	30	10	12,0	135	120	24,0	3,2	0,18
19	220	200	1500	20		12,5	112	125	21,0	2,3	0,16

Примечание: к — кантовка на 90° ; кк — кантовка на 180° .

двух якорей электродвигателей $2 \times 160 = 320$; двух валков $2 \times 30 = 60$; двух универсальных шпинделей $2 \times 50 = 100$. Суммарный маховой момент инерции вращающихся масс линии привода валков $mD_i^2 = 480 \text{ т} \cdot \text{м}^2$. Угловое ускорение при разгоне стана $\epsilon = d\omega/dt = 5 \text{ 1/с}^2$. Динамический момент по формуле (II.71)

$$M_{\text{дин1}} = \frac{480}{4} 5 = 600 \frac{\text{т} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2} \left(\frac{\text{т} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \text{ м} = \text{кН} \cdot \text{м} \right) = 0,6 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Определим динамический момент при ускорении стана после захвата металла валками. Учтем момент инерции слитка, полагая, что масса слитка приложена на окружности валка, имеющего диаметр 1250 мм: $mD = 25 \cdot 1,25^2 = 40 \text{ т} \cdot \text{м}^2$. Тогда суммарный момент инерции вращающихся масс при работе стана с ускорением (со слитком в валках)

$$mD_i^2 = 480 + 40 = 520 \text{ т} \cdot \text{м}^2;$$

$$M_{\text{дин2}} = \frac{520}{4} 5 = 650 \text{ кН} \cdot \text{м} = 0,65 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

3. Поясним данные табл. II.1 применительно к нагрузочной диаграмме, приведенной на рис. II.29.

Рассмотрим первый проход.

Полное усилие прокатки

$$P = \rho_{\text{ср}} lb = 70 \cdot 135 \cdot 1000 = 9,4 \cdot 10^6 \text{ Н} = 9,4 \text{ МН}.$$

Момент прокатки при коэффициенте плеча приложения сила $P \psi = 0,48$.

$$M_{\text{пр}} = 2P\psi l = 2 \cdot 9,4 \cdot 0,48 \cdot 0,135 \approx 1,2 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Момент трения в подшипниках валков

$$M_{\text{тр1}} = 0,0075 \cdot 9,4 = 0,07 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Статический момент на валу двигателей

$$M_{\text{ст}} = (M_{\text{пр}} + M_{\text{тр1}}) / \eta = (1,2 + 0,07) / 0,99 \approx 1,28 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Момент двигателей при разгоне стана вхолостую (без слитка)

$$M_1 = M_{\text{х.х}} + M_{\text{дин1}} = 0,05 + 0,6 = 0,65 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Этот момент является постоянным для всех проходов (поэтому не имеет отдельной графы в табл. II.1).

M _{ст} , МН·м	M _{шах} , МН·м	Данные для подсчета M _{экв}								
		M ₁ ² t ₁	M ₂ ² t ₂	t ₃ , с	M ₃ ² t ₃ (МН × м) ² ·с	M ₄ , МН·м	M ₄ ² t ₄	M ₅ ² t ₅	t _{х.х.} , с	M _{х.х.} ² t _{х.х.} (МН·м) ² ·с
		(МН·м) ² ·с					(МН·м) ² ·с			
1,28	1,93	0,17	3,0	0,5	0,81	0,63	0,32	0,11	1,5	0,0037
1,80	2,45	0,17	4,8	0,5	1,62	1,15	1,06	0,11	1,5	0,0037
2,05	2,70	0,17	5,9	1,0	4,1	1,40	1,56	0,11	6,5	0,0160
2,05	2,70	0,17	5,9	1,0	4,1	1,40	1,56	0,11	1,5	0,0037
3,58	4,23	0,17	14,5	1,5	19,0	2,93	6,80	0,11	3,0	0,0075
3,58	4,23	0,17	14,5	1,5	19,0	2,93	6,80	0,11	4,5	0,0037
4,00	4,65	0,17	17,4	1,6	25,6	3,35	8,80	0,11	6,5	0,0160
4,00	4,65	0,17	17,4	1,6	25,6	3,35	8,80	0,11	1,5	0,0037
5,35	5,0	0,17	20,0	1,7	49,0	4,70	17,60	0,11	3,0	0,0075
5,35	5,00	0,17	20,0	1,7	49,0	4,70	17,60	0,11	1,5	0,0037
5,56	6,21	0,17	30,0	1,8	55,0	4,91	19,00	0,11	3,0	0,0075
5,56	6,21	0,17	30,0	1,8	55,0	4,91	19,00	0,11	1,5	0,0037
5,77	6,42	0,17	33,0	1,9	62,0	5,12	21,20	0,11	1,5	0,0037
4,85	5,50	0,17	24,0	2,0	46,4	4,20	14,30	0,11	1,5	0,0037
4,86	5,51	0,17	24,0	2,2	51,0	4,21	14,50	0,11	3,0	0,0075
3,93	4,58	0,17	17,0	2,3	35,0	3,28	8,60	0,11	1,5	0,0037
3,30	3,95	0,17	12,5	2,5	26,0	2,65	5,60	0,11	3,0	0,0075
3,51	4,16	0,17	14,0	2,5	31,0	2,86	6,50	0,11	1,0	0,0025
2,48	3,13	0,17	7,8	2,5	15,15	1,83	2,70	0,11	6,0	0,0150
Итого		3,23	315,7	31,9	572,73	—	182,30	2,09	50	0,124

Момент двигателей при работе стана с ускорением после захвата металла валками (ускорение со слитком)

$$M_2 = M_{ст} + M_{дин2} = 1,28 + 0,65 = 1,93 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Момент двигателей при прокатке металла с установившейся скоростью (верхняя горизонталь трапеции скорости валков на рис. II.29, а), когда $M_{дин} = 0$

$$M_3 = M_{ст} = 1,28 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Момент двигателей при замедлении (торможении) стана с металлом в валках

$$M_4 = M_{ст} - M_{дин2} = 1,28 - 0,65 = 0,63 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Момент двигателей при торможении стана после выброса металла из валков (перед реверсированием)

$$M_5 = M_{х.х} - M_{дин1} = 0,07 - 0,6 = -0,53 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Далее подсчитываем длительность периодов времени: разгона стана до момента захвата металла валками t_1 , прокатки металла с ускорением t_2 , прокатки металла при установившейся скорости t_3 , конца прокатки при замедлении стана t_4 , торможения стана перед реверсом t_5 . Захват металла валками осуществляется при частоте вращения $n_1 = 20$ об/мин ($\omega_1 = 2$ 1/с) и ускорении $\epsilon_1 = 5$ 1/с², поэтому

$$t_1 = \omega_1 / \epsilon_1 = 2/5 = 0,4 \text{ с}.$$

Принимаем, что прокатка при установившейся скорости происходит при $n_3 = 60$ об/мин ($\omega_3 = 6$ 1/с), поэтому

$$t_2 = (\omega_3 - \omega_1) / \epsilon_1 = (6 - 2) / 5 = 0,8 \text{ с}.$$

Продолжительность прокатки при установившейся (постоянной) скорости зависит от длины прокатываемого слитка (сляба) L и определяется по формуле

$$t_3 = \frac{L}{v_3} - \left(\frac{\omega_3 + \omega_1}{2\omega_3} t_2 + \frac{\omega_4 + \omega_3}{2\omega_3} t_4 \right);$$

при $v_3 = 2$ м/с и $\omega_4 = \omega_1 = 2$ 1/с для первого пропуска получим

$$t_3 = \frac{2,5}{2} - \left(\frac{6+2}{12} \cdot 0,8 + \frac{2+6}{12} \cdot 0,4 \right) = 0,5 \text{ с}.$$

Прокатка при замедлении стана происходит при скорости выброса металла $\omega_4 = 1$ 1/с и $\epsilon_4 = 5$ 1/с², поэтому

$$t_4 = (\omega_3 - \omega_4) / \epsilon_4 = (6 - 2) / 5 = 0,8 \text{ с}.$$

Время торможения стана после выброса металла из валков (до остановки для последующего реверса) при $\omega_4 = 2$ 1/с и $\epsilon_5 = 5$ 1/с²

$$t_5 = \omega_4 / \epsilon_5 = 0,4 \text{ с}.$$

Подсчитанные значения t_1 , t_2 , t_4 и t_5 принимаем постоянными, поэтому в табл. II.1 они не указаны (при более точных подсчетах эти периоды времени будут различными для разных проходов в зависимости от вида нагрузочной диаграммы на рис. II.29 и различных значений ω и ϵ).

Для проверки момента двигателя по среднеквадратичному (эквивалентному) моменту подсчитываем значения произведений $M^2 t$ для каждого периода в отдельности (t_1 , t_2 , ... $t_{х.х}$). Например, для первого прохода, (Мн·м)²·с

$$M_1^2 t_1 = 0,65^2 \cdot 0,4 = 0,17; \quad M_2^2 t_2 = 1,93^2 \cdot 0,8 = 3,0;$$

$$M_3^2 t_3 = 1,28^2 \cdot 0,5 = 0,81; \quad M_4^2 t_4 = 0,63^2 \cdot 0,8 = 0,32;$$

$$M_5^2 t_5 = 0,53^2 \cdot 0,4 = 0,11; \quad M_{х.х}^2 t_{х.х} = 0,05^2 \cdot 1,5 = 0,0037.$$

4. Подсчитываем сумму произведений $M^2 t$ всех проходов металла через валки для каждого периода (t_1 , ... $t_{х.х}$) в отдельности. Получим для периодов, (МН·м)²·с:

Первого	$\Sigma M_1^2 t_1 = 3,23$
Второго	$\Sigma M_2^2 t_2 = 315,70$
Третьего	$\Sigma M_3^2 t_3 = 572,73$
Четвертого	$\Sigma M_4^2 t_4 = 182,30$
Пятого	$\Sigma M_5^2 t_5 = 2,09$
Холостого хода	$\Sigma M_{х.х}^2 t_{х.х} = 0,124$

Итого $\Sigma M^2 t \approx 1076$

5. Длительность цикла (ритма) прокатки одного слитка составляет

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{маш}} + t_{\text{пауз}} = (t_1 + t_2 + t_4 + t_5) n + \Sigma t_3 + \Sigma t_{\text{х.х}} = \\ = (0,4 + 0,8 + 0,8 + 0,4) 19 + 31,9 + 50 = 126,5 \text{ с.}$$

6. Проверка двигателя на нагрев его обмоток по среднеквадратичному моменту (эквивалентному току в якоре)

$$M_{\text{ср.кв}} = M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\Sigma M^2 t}{t_{\text{ц}}}} \leq M_{\text{н}};$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1076}{126,5}} = 2,92 \text{ МН}\cdot\text{м.}$$

Таким образом, $M_{\text{экв}} < M_{\text{н}} = 3,3 \text{ МН}\cdot\text{м}$, и двигатели не будут перегреваться.

7. Проверка двигателя на перегрузку по максимальному моменту. Из табл. II.1 следует, что максимальный момент двигателей будет при прокатке в 11, 12 и 13 проходах: $M_{\text{мах}} = 6,42 \text{ МН}\cdot\text{м}$. Коэффициент перегрузки двигателей по моменту будет

$$k = M_{\text{мах}}/M_{\text{н}} = 6,42/3,3 = 1,95,$$

что ниже допустимого $[k] = 2,5$.

Часть РАБОЧИЕ ЛИНИИ вторая ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Глава III. РАБОЧИЕ КЛЕТИ

Основным рабочим органом (инструментом) каждого прокатного стана являются валки, вращающиеся в подшипниках, установленных в рабочих клетях. Привод валков осуществляется от электродвигателя через промежуточные передаточные механизмы и устройства. Механизмы и устройства, предназначенные для передачи вращения валкам и восприятия возникающих при пластической деформации (обжатии) металла усилий и крутящих моментов, составляют главную линию рабочей клетки (рис. III.1).

Оборудование, входящее в главную линию, состоит из рабочей клетки 1, передаточных механизмов 2, 4, 5, 6 и 7 и главного электродвигателя 3.

Рабочая клетка состоит из двух массивных стальных литых станин 12, установленных на плитовины 13, прикрепленные к фундаменту анкерными болтами 14. В станинах смонтированы подушки с подшипниками и валками 9, 10 и 11, а также устройства для перемещения верхнего вала по высоте и его осевой фиксации, направляющие проводки для металла и т. д.

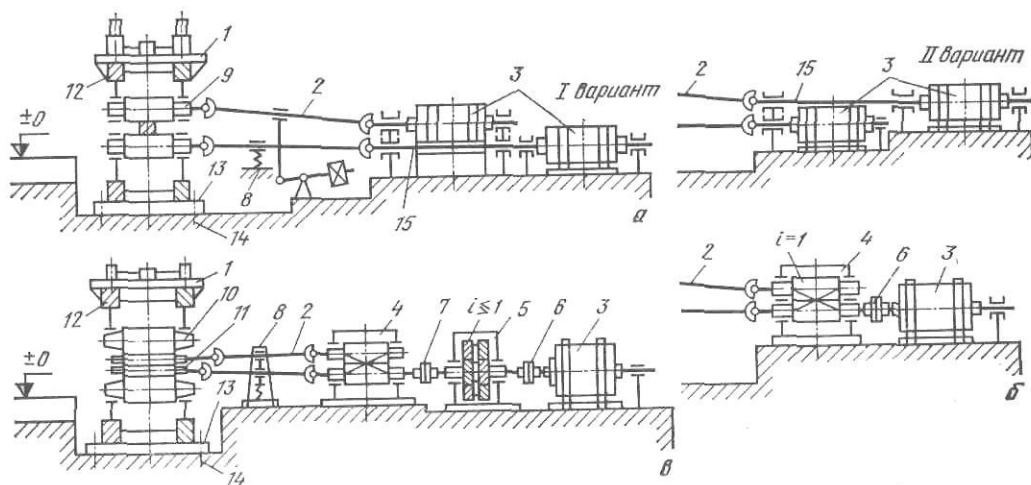


Рис. III.1. Схемы главных линий рабочей клетки:

а — индивидуальный привод валков от главных электродвигателей; б — привод валков от электродвигателя через шестеренную клетку; в — привод валков от электродвигателя через редуктор и шестеренную клетку

Передаточные механизмы и устройства в зависимости от назначения и конструкции прокатного стана могут быть различными. На крупных станах (обжимных, толстолистовых), а также на станах, прокатывающих металл с большой скоростью, применяют индивидуальный привод рабочих валков от отдельных электродвигателей; в этом случае передаточным устройством являются универсальные шпиндели 2, промежуточные валы 15 и муфты (рис. III.1, а). На остальных станах привод рабочих валков осуществляется от одного электродвигателя через шестеренную клетку 4 с передаточным числом $i=1$; в этом случае между электродвигателем и рабочей клетью в одну линию расположены моторная муфта 6, шестеренная клетка 4 и универсальные шпиндели 2 (рис. III.1, б) с устройством для уравнивания 8. Если скорость электродвигателя не соответствует частоте вращения валков, то в линии приво-

да валков устанавливают редуктор 5 и коренную муфту 7 (рис. III.1, в).

В качестве главного электродвигателя прокатного стана используют двигатели специального (металлургического) типа с воздушным продуваемым охлаждением; для станов с постоянной скоростью прокатки (черновых клетей непрерывных станов) применяют синхронные (реже — асинхронные) электродвигатели; для станов с регулируемой скоростью прокатки устанавливают двигатели постоянного тока большой мощности (5—10 МВт), питаемые от специальных преобразователей (выпрямителей).

1. Валки

Основные параметры

Валки прокатных станов выполняют основную операцию прокатки — пластическую деформацию (обжатие) металла. В процессе деформации металла вращающиеся валки воспринимают давление, возникающее при обжатии металла, и передают это давление на подшипники.

Валок состоит из нескольких элементов (рис. III.2): бочки (диаметром D и длиной L), которая при прокатке непосредственно соприкасается с прокатываемым металлом; шеек (цапф диаметром d и длиной l), расположенных с обеих сторон бочки и опирающихся на подшипники, и концевых частей.

У валков, установленных в подшипниках открытого типа (текстолитовых), конец, служащий для соединения с шарниром универсального шпинделя, выполняют в виде лопасти.

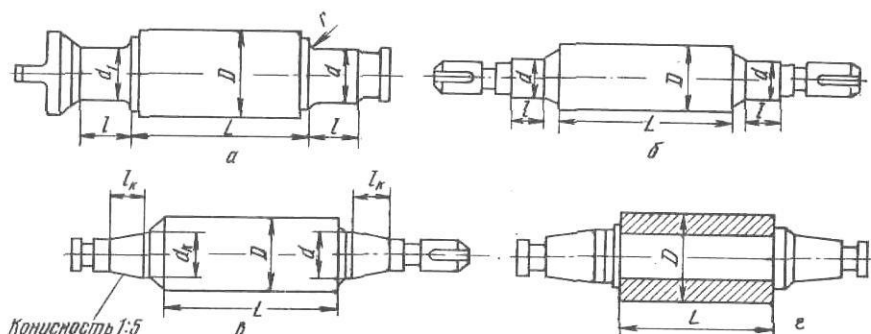


Рис. III.2. Форма валков прокатных станов (калибры условно не показаны):

а — валок с цилиндрическими шейками (цапфами) для текстолитовых подшипников скольжения; **б** — валок с цилиндрическими шейками для подшипников качения; **в** — валок с коническими шейками для подшипников жидкостного трения; **г** — валок с бандажированной бочкой

Валки, установленные в подшипниках закрытого типа (роликовых или жидкостного трения), выполняют с цилиндрическим концом для насадки на него втулки (полумуфты) с лопастью.

Основные размеры валков — их диаметр и длину бочки выбирают на основании практических данных (в зависимости от типа и назначения прокатного стана) и уточняют соответствующим теоретическим анализом с учетом прочности валков на изгиб и допустимого прогиба при прокатке.

Для обжимных, сортовых и толстолистовых станов горячей прокатки при выборе диаметра валков принимают во внимание допустимые (предельные) углы захвата, определяемые величиной коэффициента контактного трения, исходя из формулы (см. рис. I.22).

$$D = \frac{\Delta h}{1 - \cos \alpha} = \frac{\Delta h}{2 \sin^2(\alpha/2)} \approx \frac{\Delta h}{\alpha^2/2} = \frac{2\Delta h}{\alpha^2}. \quad (\text{III.1})$$

Из курса теории прокатки известно, что для обеспечения при прокатке «естественного» захвата металла валками (т. е. без принудительного

заталкивания металла в валки) необходимо соблюдение следующего условия (см. с. 28)

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha \leq \mu, \quad (\text{III.2})$$

т. е. угол захвата (в радианах) должен быть меньше коэффициента контактного трения.

Из уравнений (III.1) и (III.2) получим

$$\Delta h/R \leq \mu^2, \quad (\text{III.3})$$

При горячей прокатке слитков на обжимных станах (блюмингах и слябингах) применяют стальные валки с насечкой или наваркой швов на их поверхности (для улучшения условий захвата металла), поэтому можно принять, что коэффициент трения при захвате является максимальным, равным $\mu = 0,5 \div 0,6$ (в зависимости от температуры прокатываемого металла); в этом случае получим, согласно формуле (III.3):

$$\Delta h/R = 0,25 \div 0,36 \quad (\text{III.4})$$

при $\alpha_{\max} = 28 \div 34^\circ$.

При горячей прокатке сортового металла и толстых листов используют стальные или чугунные валки с достаточно хорошим качеством поверхности, поэтому коэффициент контактного трения в этих случаях будет меньше, в пределах $\mu = 0,3 \div 0,45$ и

$$\Delta h/R = 0,1 \div 0,2. \quad (\text{III.5})$$

С точки зрения производительности прокатного стана желательно применять повышенные обжатыя металла Δh за каждый проход его через валки. Однако величина максимального допустимого обжатия зависит от многих факторов: качества (химического состава и механических свойств) прокатываемого металла, давления металла на валки при прокатке, прочности валков, мощности главного двигателя и т. д. Поэтому в каждом конкретном случае для стана данного типа и назначения после выбора диаметра валков ($D = 2R$), исходя из их прочности, режим обжатий устанавливают согласно формулам (III.4) и (III.5) с учетом указанных выше соображений.

Для станов холодной прокатки (двухвалковых, четырехвалковых, многовалковых) условие «естественного» захвата металла валками (III.2) не является лимитирующим, так как практически при прокатке тонких листов угол захвата всегда значительно меньше коэффициента трения. Основными факторами здесь являются: 1) прочность и жесткость валков и 2) возможность прокатки листов (полосы) минимальной толщины.

Валки, обладающие достаточной прочностью и жесткостью, обеспечивают получение холоднокатаных листов и полосы с гладкой поверхностью и с минимальными допусками на разнотолщинность по ширине и длине листов (полосы). Холодную прокатку осуществляют в четырехвалковых клетях (и многовалковых), обладающих высокой жесткостью и имеющих опорные валки большого диаметра, которые почти полностью воспринимают на себя давление при прокатке и разгружают рабочие валки от чрезмерных напряжений изгиба.

Возможность получения при холодной прокатке листов (полосы) минимальной толщины зависит от упругого контактного сплющивания рабочих валков и определяется формулой (II.256)

$$h_{\text{пред}} = h_{\text{мин}} = 1,65 \cdot 10^{-5} \mu D (k_{\text{ср}} - \sigma_{\text{ср}}).$$

Для случая холодной прокатки стальной полосы с натяжением при использовании шлифованных валков с высоким качеством поверхности и при хорошей смазке полосы и валков можно принимать следующие средние значения: $k_{\text{ср}} - \sigma_{\text{ср}} = 500$ МПа и $\mu = 0,06$; тогда получим следующую формулу для ориентировочного определения диаметра рабочих валков, обеспечивающих получение полосы минимальной толщины:

$$D_{\max} \approx 2000 h_{\text{мин}}. \quad (\text{III.6})$$

Для прокатных станов различного назначения практикой установлены следующие наиболее рациональные соотношения между длиной бочки валков и ее диаметром (L/D):

Обжимные станы	2,2—2,7
Сортовые станы	1,6—2,5
Толстолистовые станы	2,2—2,8
Четырехвалковые клетки:	
рабочие валки	2—5
опорные валки	1,5—2,5

После предварительного выбора основных размеров валков на основании приведенных выше соотношений окончательные размеры валков необходимо согласовать с нормальным рядом их по ГОСТ 5399—69 и затем выполнить поверочный расчет валков на прочность и определить их жесткость (прогиб).

Материал валков

Валки работают в условиях непрерывного истирания их металлом при прокатке, испытывая большие напряжения при динамических нагрузках и иногда при высокой и резко изменяющейся температуре. Поэтому к качеству валков предъявляются очень высокие требования, так как оно определяет нормальную работу стана, его производительность и качество готового проката.

Для обжимных станов — блюмингов и слябингов, работающих при больших давлениях и высокой температуре, применяют стальные кованые (реже литые) валки из углеродистой и низколегированной стали марок 40X, 50XН, 60XН, обладающие большой вязкостью и высоким сопротивлением изгибающим напряжениям, возникающим при прокатке.

Для непрерывных заготовочных станов применяют стальные валки (в первых клетях, работающих при больших давлениях и больших углах захвата) и валки, изготовленные из чугуна, легированного хромом, никелем и молибденом (до 0,5 % каждого элемента) для последних клетей.

На рельсобалочных и сортовых станах применяют валки, изготовленные из твердого легированного чугуна, отливаемые в металлические формы (твердость 50—75 ед. по Шору); такие валки с отбеленным (состоящим из Fe_3C) слоем хорошо сопротивляются износу и обеспечивают получение готовых профилей с хорошей поверхностью после горячей прокатки. Однако следует отметить, что чугунные валки хуже захватывают металл, чем стальные (так как коэффициент контактного трения меньше ввиду наличия свободного графита в структуре чугуна), поэтому их нельзя применять тогда, когда при прокатке требуются большие обжатия и большие углы захвата (в черновых клетях). При прокатке на сортовых станах профилей из твердых сталей применяют валки из углеродистой стали с повышенным содержанием хрома и марганца (50X, 35XГСА и 60XГ).

Для толстолистовых станов горячей прокатки применяют валки из отбеленного чугуна и из стали марок 50X и 50XН.

Для четырехвалковых клетей станов холодной прокатки применяют кованые валки с высокой поверхностной твердостью (рабочие валки — до 100 ед. по Шору, опорные валки 70—80 ед. по Шору) и высокой прочностью (до 800—900 МПа, валки диаметром до 300 мм изготавливают из легированной хромистой и хромованадиевой стали 9X и 9XФ, а диаметром более 300 мм — из стали с повышенным содержанием хрома (9X2), хромомолибденовой (9X2МФ, 65XНМ, 75XМ) и хромовольфрамовой (9X2В). Валки подвергают термической обработке (закалка, отпуск) по специальным режимам (в зависимости от марки стали и размеров валков).

Большие опорные валки целесообразно изготавливать составными бандажированными: материал оси — сталь марок 55X, 60XН, 45XНМ, хорошо сопротивляющаяся изгибу; материал бандажа — сталь марок 9X2,

90ХФ, обладающая высокой твердостью и износостойкостью после термообработки.

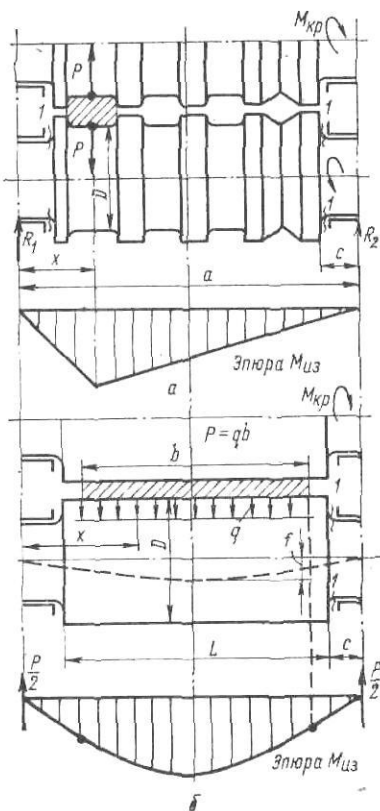
Рабочие валки небольших многовалковых (20-валковых) станков для холодной прокатки тонкой (до 0,05 мм) и узкой (до 100 мм) ленты из высокопрочной стали изготавливают из твердых сплавов (типа карбида вольфрама); износостойкость таких валков в 30—50 раз выше, чем обычных валков из легированной стали; кроме того, при прокатке такими валками можно получить наивысший класс шероховатости поверхности ленты.

Расчет на прочность валков двухвалковых клетей

Напряжение изгиба в бочке валка определяют по формуле (рис. III.3)

$$\sigma_b = M_{из} / W_b = M_{из} / (0,1D^3), \quad (III.7)$$

где $M_{из}$ — изгибающий момент, действующий в рассматриваемом сечении; W_b — момент сопротивления поперечного сечения бочки валка на изгиб.



Напряжение кручения в бочке валка не подсчитывают ввиду его незначительной величины по сравнению с напряжением изгиба σ_b .

Для калиброванных валков в эту формулу надо подставлять значение максимального изгибающего момента, для чего необходимо определить изгибающие моменты, действующие при прокатке в различных калибрах (рис. III.3, а) по формуле

$$M_{из} = P \frac{x}{a} (a - x) = Px \left(1 - \frac{x}{a}\right), \quad (III.8)$$

где P — полное усилие прокатки в данном калибре.

Для двухвалковых клетей листовых станков максимальный изгибающий момент будет в середине бочки валка (рис. III.3, б)

$$M_{из} = P/2 \cdot a/2 - P/2 \cdot b/4 = P/4 \cdot (a - b/2). \quad (III.9)$$

Рис. III.3. Схема к расчету валка на прочность и определению его прогиба:

а — для ручьевого (калиброванного) валка; б — для листового (гладкого, цилиндрического) валка

Шейку валка рассчитывают на изгиб в сечении 1—1 и кручение по формулам (принимая $c \approx l/2$):

$$\sigma_{ш} = \frac{M_{из.ш}}{W_{из.ш}} = \frac{P/2 \cdot l/2}{0,1d^3} = \frac{Pl}{0,4d^3}; \quad \tau_{ш} = \frac{M_{кр.ш}}{W_{кр.ш}} = \frac{M_{кр.ш}}{0,2d^3}, \quad (III.10)$$

где l и d — длина и диаметр шейки; $M_{кр.ш}$ — крутящий момент, прикладываемый к валку (шейке) со стороны привода.

Результирующее напряжение определяют по формулам: для стальных валков — по 4-й теории прочности

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad (III.11)$$

для чугуновых валков — на основании теории Мора

$$\sigma_{рез} = 0,375\sigma + 0,625 \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (III.12)$$

Результирующее напряжение, определенное таким расчетом, не должно превышать допустимого для данных валков. Допустимые напряжения в валках принимают, исходя из пятикратного запаса прочности их, т. е. $[\sigma] = \sigma_b/5$, где σ_b — предел прочности материала валка на изгиб, МПа.

На основании изложенного допустимое напряжение можно принимать следующим: для легированных кованых валков станов холодной прокатки ($\sigma_b = 700 \div 750$ МПа)

$$[\sigma] = 140 \div 150 \text{ МПа};$$

для кованых валков из углеродистой стали ($\sigma_b = 600 \div 650$ МПа)

$$[\sigma] = 120 \div 130 \text{ МПа};$$

для валков из стального углеродистого литья ($\sigma_b = 500 \div 600$ МПа)

$$[\sigma] = 100 \div 120 \text{ МПа};$$

для чугуновых валков ($\sigma_b = 350 \div 400$ МПа)

$$[\sigma] = 70 \div 80 \text{ МПа}.$$

Расчет валков четырехвалковых клетей

В четырехвалковой клетке установлено два рабочих (меньшего диаметра) и два опорных (большого диаметра) валка. При прокатке давление металла с рабочих валков передается на опорные и воспринимается их подшипниками. Благодаря большой жесткости опорных валков (диаметр которых в 2—3 раза больше, чем у рабочих) прогиб их (и опира-

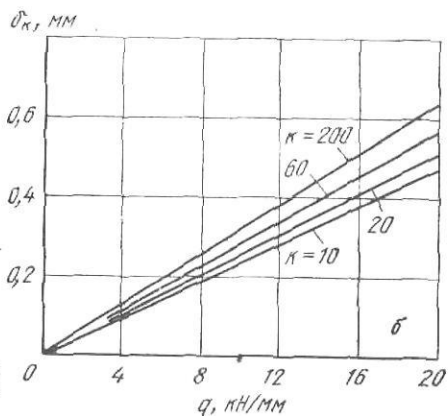
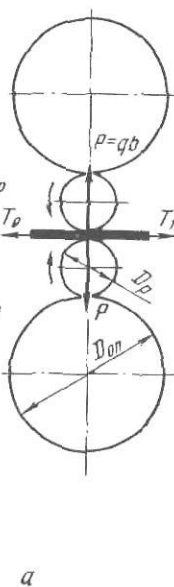
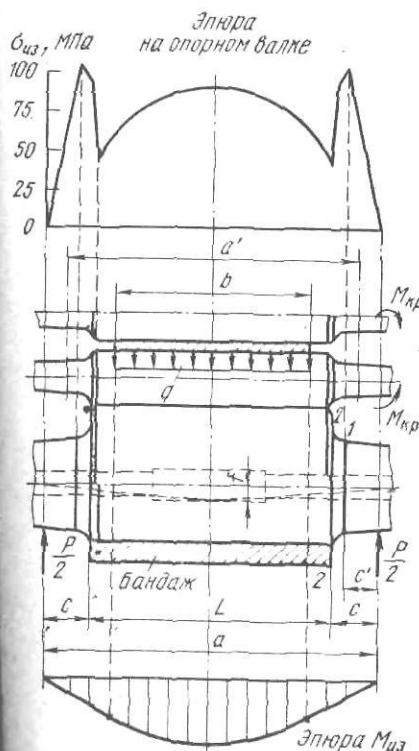


Рис. III.4. К расчету валков четырехвалкового стана (нижнее сечение для бандажированной бочки:

a — распределение усилий на валки; b — к определению контактной деформации

ющихся на них рабочих валков) будет незначительным и профиль прокатываемой полосы будет иметь прямоугольное сечение (с весьма небольшой разнотолщиной по ширине полосы).

При прокатке полосы (листа) будут изгибаться как опорные, так и рабочие валки (рис. III, 4, a).

Если рабочий и опорный валки имеют строго цилиндрическую форму, то они оба изгибаются на одинаковую величину, т. е. стрела прогиба рабочего валка будет равна стреле прогиба опорного валка.

Стрела прогиба вала (балки), лежащего на двух опорах, обратно пропорциональна величине диаметра, возведенной в четвертую степень. Таким образом, для изгибающихся совместно рабочего и опорного валков можно написать

$$f_D = k \frac{P_D}{D_D^4}; f_{оп} = k \frac{P_{оп}}{D_{оп}^4}.$$

где $k = \frac{5 \cdot 64}{384 \pi E} l^3$ — коэффициент пропорциональности [см. формулу

$$(III.20) \text{ при } J = \frac{\pi}{64} D^4].$$

Так как $f_D = f_{оп}$, то соотношение моментов изгиба валков будет эквивалентно соотношению усилий, действующих на валки:

$$M_{из.оп}/M_{из.р} = P_{оп}/P_D = (D_{оп}/D_D)^4. \quad (III.13)$$

Так как $P = P_D + P_{оп}$, то, подставляя это значение в предыдущую формулу, получим усилия, приходящиеся на рабочий и опорный валки:

$$P_D = P \frac{1}{1 + (D_{оп}/D_D)^4}; P_{оп} = P - P_D. \quad (III.14)$$

Для пояснения полученных формул положим, что диаметр опорного валка в 2,5 раза больше диаметра рабочего валка, т. е.

$$(D_{оп}/D_D)^4 = (2,5)^4 = 39.$$

Таким образом:

$$P_D = P \frac{1}{1 + 39} = \frac{1}{40} P,$$

т. е. только $\frac{1}{40}$ часть общего давления металла на валки передается на рабочий валок и изгибает его, а остальное усилие (около 97,5 %) воспринимается опорным валком.

Из изложенного очевидно, что для ориентировочных подсчетов можно принимать, что все давление металла на рабочие валки целиком передается на опорные валки, и последние надо рассчитывать на изгиб от этого полного давления.

Контактные напряжения и деформации в поверхностном слое валков

При холодной прокатке сталей и сплавов возникают большие контактные напряжения и деформации на площадках упругого сплющивания в контакте рабочего валка с опорным, а также рабочего валка с полосой (см. рис. I.29).

Максимальное нормальное (радиальное) контактное напряжение σ_k в середине линии контакта двух цилиндров (валков), нагруженных силой P , и радиальную упругую деформацию (сплющивание) δ_k цилиндров (валков) можно определить по формуле Герца:

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{q}{\pi} \frac{1}{(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}; \quad (III.15)$$

$$\delta_k = \frac{q}{\pi} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \ln \frac{3(D_1 + D_2)}{q [(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2]}. \quad (III.16)$$

Для стальных и чугунных валков коэффициенты Пуассона можно принять одинаковыми и равными $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$. Введем также следующие обозначения:

$R_{пр}$ — приведенный радиус цилиндров (валков), имеющих радиусы R_1 и R_2 , $R_{пр} = 2R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$; при одинаковых диаметрах валков $R_{пр} = R_1 = R_2 = R = D/2$; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости материала валков,

$$E_{пр} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2);$$

если валки изготовлены из одного и того же материала, то $E_{\text{пр}} = E$. Тогда формулы (III.15) и (III.16) принимают следующий вид:

$$\sigma_{\text{к}} = 0,58 \sqrt{q \frac{E_{\text{пр}}}{R_{\text{пр}}}}; \quad (\text{III.15a})$$

$$\delta_{\text{к}} = 1,3 \frac{q}{E_{\text{пр}}} \lg \left[1,65(D_1 + D_2) \frac{E_{\text{пр}}}{q} \right], \quad (\text{III.16a})$$

здесь $\sigma_{\text{к}}$ — в МПа, $\delta_{\text{к}}$ — в мм.

Для стальных валков $E_{\text{пр}} = E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, поэтому

$$\delta_{\text{к}} = 0,62 \cdot 10^{-2} q [\lg(700k)], \quad (\text{III.16б})$$

где $k = (D_1 + D_2) / 2 \cdot 1 / q = D_{\text{ср}} / q$; q в кН/мм.

Для больших станов с четырехвалковыми клетями $(D_1 + D_2) \approx 2000$ мм и $q = 10 \div 20$ кН/мм выражение в квадратных скобках имеет постоянную характеристику логарифма и отличается только мантисой; в среднем можно принять, что логарифм члена в скобках равен $(4 \div 5)$, поэтому для ориентировочных подсчетов контактной деформации опорного и рабочего валков (их упругого сплющивания) можно принять (см. рис. III.4, б) что

$$\delta_{\text{к}} \approx (0,025 \div 0,03) q. \quad (\text{III.16в})$$

Например, для $q = 20$ кН/мм получим $\delta_{\text{к}} \approx 0,6$ мм; для $R_1 = 750$ мм, $R_2 = 300$ мм, $R_{\text{пр}} = 430$ мм максимальное контактное напряжение по формуле (III.15a) при $q = (10 \div 20)$ кН/мм будет равно $\sigma_{\text{к}} = 920 \div 1900$ МПа.

Достаточно обоснованные нормы допускаемых напряжений на контактную прочность в настоящее время еще не разработаны. Учитывая, что в зоне контакта материал валков находится в благоприятных условиях всестороннего сжатия, можно принимать весьма высокие значения допускаемых напряжений: $[\sigma_{\text{к}}] \approx 3\sigma_{\text{т}}$, где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести материала валков; при $\sigma_{\text{т}} = 500 \div 650$ МПа получим $[\sigma_{\text{к}}] = 1500 \div 2000$ МПа.

При определении жесткости валковой системы и рабочей клетки необходимо также учесть упругую деформацию в контакте рабочих валков. Так как толщина прокатываемой полосы значительно меньше радиуса рабочих валков ($h_1 \ll R$, например, $h_1/R = 0,01 \div 0,002$), то можно пренебречь ее влиянием и считать, что рабочие валки непосредственно соприкасаются друг с другом. Тогда упругую деформацию валков (сплющивание) можно определить по формуле (III.16б), принимая $D_1 = D_2 = D_{\text{раб}}$. Очевидно, что упругая деформация (сплющивание) в контакте рабочих валков будет меньше упругой деформации в контакте одного рабочего валка с опорным.

Определение прогиба валка при прокатке листов и полосы

Ввиду больших давлений при прокатке валки изгибаются, поэтому толщина прокатываемого металла будет неравномерной по ширине. Влияние прогиба валков необходимо учитывать особенно при прокатке тонких листов и полос, так как в этом случае по ГОСТу допускается весьма небольшая их разнотолщинность по ширине.

Наибольший прогиб валков происходит под действием изгибающих моментов. Однако так как диаметр валков по сравнению с длиной бочки относительно велик ($D/L = 0,4 \div 1$), то необходимо также учитывать прогиб, возникающий под действием перерезывающих сил, вызывающих неравномерные касательные напряжения в поперечных сечениях и относительный сдвиг их. Таким образом, суммарный прогиб валка в любом сечении на расстоянии x от опоры будет равен

$$f = f_1 + f_2,$$

где f_1 — прогиб в результате действия изгибающих моментов; f_2 — прогиб вследствие действия поперечных сил.

Из курса сопротивления материалов известно, что эти прогибы балок, согласно теореме Кастильяно, можно определить следующими уравнениями:

$$f_1 = \frac{1}{EJ} \int M \frac{\partial M}{\partial P_\Phi} dx; \quad f_2 = \frac{1}{GF} \int Q \frac{\partial Q}{\partial P_\Phi} dx, \quad (III.17)$$

где M — изгибающий момент; P_Φ — фиктивная сосредоточенная нагрузка в том месте, где определяется прогиб, и соответствующая этому прогибу; Q — перерезывающая сила.

Определим прогиб в середине валка (см. рис. III.4, а). При равномерной нагрузке валка q (прокатка листа шириной b) в середине его нет сосредоточенной нагрузки, однако скорость изменения момента при изменении нагрузки (т. е. dM/dP) можно определить, если принять, что в середине валка приложена бесконечно малая фиктивная сила P_Φ , дающая фиктивную реакцию $Q_\Phi = P_\Phi/2$. Эта бесконечно малая сила не изменит величину прогиба от действительной равномерной нагрузки, но позволит определить фиктивный момент в сечении x $M_x = (P_\Phi/2)x$, а также $dM/dP_\Phi = x/2$ и $dQ_\Phi/(dP_\Phi) = 1/2$. Подставляя эти значения, получим

$$f_1 = \frac{1}{2EJ} \int M x dx; \quad f_2 = \frac{1}{2GF} \int Q dx. \quad (III.17a)$$

Определим прогибы в середине валка, учитывая различные значения M при изменении x от $x=0$ до $x=a/2$ и симметричность нагрузки относительно $x=a/2$ (при $P=qb$):

$$f_1 = \frac{1}{2EJ_2} \int_0^c \frac{P}{2} x \cdot x dx + \frac{1}{2EJ_1} \int_c^{\frac{a-b}{2}} \frac{P}{2} x \cdot x dx +$$

$$+ \frac{1}{2EJ_1} \int_{\frac{a-b}{2}}^{\frac{a}{2}} \left[\frac{P}{2} x - q \left(x - \frac{a-b}{2} \right) \left(x - \frac{a-b}{2} \right) \frac{1}{2} \right] x dx;$$

$$f_2 = \frac{1}{2GF_2} \int_0^c \frac{P}{2} dx + \frac{1}{2GF_1} \int_c^{\frac{a-b}{2}} \frac{P}{2} dx + \frac{1}{2GF_1} \int_{\frac{a-b}{2}}^{\frac{a}{2}} \left[\frac{P}{2} - q \left(x - \frac{a-b}{2} \right) \right] dx.$$

В результате интегрирования получим формулы А. И. Целикова

$$f_1 = \frac{P}{384EJ_1} \left[8a^3 - 4ab^2 + b^3 + 64c^2 \left(\frac{J_1}{J_2} - 1 \right) \right]; \quad (III.18)$$

$$f_2 = \frac{P}{\pi GD^2} \left[a - \frac{b}{2} + 2c \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \right], \quad (III.19)$$

где E и G — модуль упругости и модуль сдвига для материала валков; $J_1 = \pi D^4/64$ — момент инерции сечения бочки валка; $J_2 = \pi d^4/64$ — момент инерции сечений шейки валка.

Достоинством этих формул является то, что в них учтено влияние диаметра шейки валка, который меньше диаметра бочки, а также распределение нагрузки q не по всей длине бочки.

Подставляя $a=b=l$ и $c=0$, получим известные из курса сопротивления материалов формулы для двухопорной балки с распределенной нагрузкой по всей длине:

$$f_1 = \frac{5}{384} \frac{Pl^3}{EJ}; \quad f_2 = \frac{1}{8} \frac{Pl}{GF}. \quad (III.20)$$

Обычно для валков $f_2 \approx (0,1 \div 0,4) f_1$.

Допускаемые суммарные прогибы: $f = 0,05 \div 0,3$ мм при холодной прокатке и $f = 0,3 \div 1,0$ м при горячей прокатке (в зависимости от ширины листов и отношения D/L).

Для компенсации прогиба валков листовых станов бочку их делают выпуклой при шлифовке на станке со специальным копирувальным приспособлением.

Однако во многих случаях (для профилировки бочки) интересно знать не суммарный прогиб в середине бочки валка, а разность между суммарным прогибом в середине и суммарным прогибом у края листа (на расстоянии $b/2$ от середины). Разность прогибов приводит к получению листа неодинаковой толщины (по ширине его) при прокатке. Во избежание этого необходимо при шлифовке валков придать бочке такую выпуклость, чтобы на длине ее, равной ширине листа, эта выпуклость компенсировала указанную выше разность прогибов, возникающую при прокатке.

Разность прогибов в середине бочки валка и у края прокатываемого листа, возникающая под действием изгибающих моментов (Δf_1) и поперечных сил (Δf_2), определяют по формулам:

$$\Delta f_1 = \frac{P}{18,8ED^4} (12ab^2 - 7b^3); \quad \Delta f_2 = \frac{P}{\pi GD^2} \frac{b}{2};$$

$$\Delta f = \Delta f_1 + \Delta f_2 = \frac{Pb}{D^2} \left[1 + \frac{b}{8D^2} (12a - 7b) \right] \frac{1}{2\pi G}. \quad (\text{III.21})$$

Можно принимать для стальных валков модуль упругости $E = 2,15 \times 10^5$ МПа и модуль сдвига $G \approx 3/8E = 0,82 \cdot 10^5$ МПа.

Пример 16. Рассчитать на прочность валок блюминга 1150. На рис. III.5 показаны диаметры калибров (ручьев) валка после их полной (максимально допустимой по

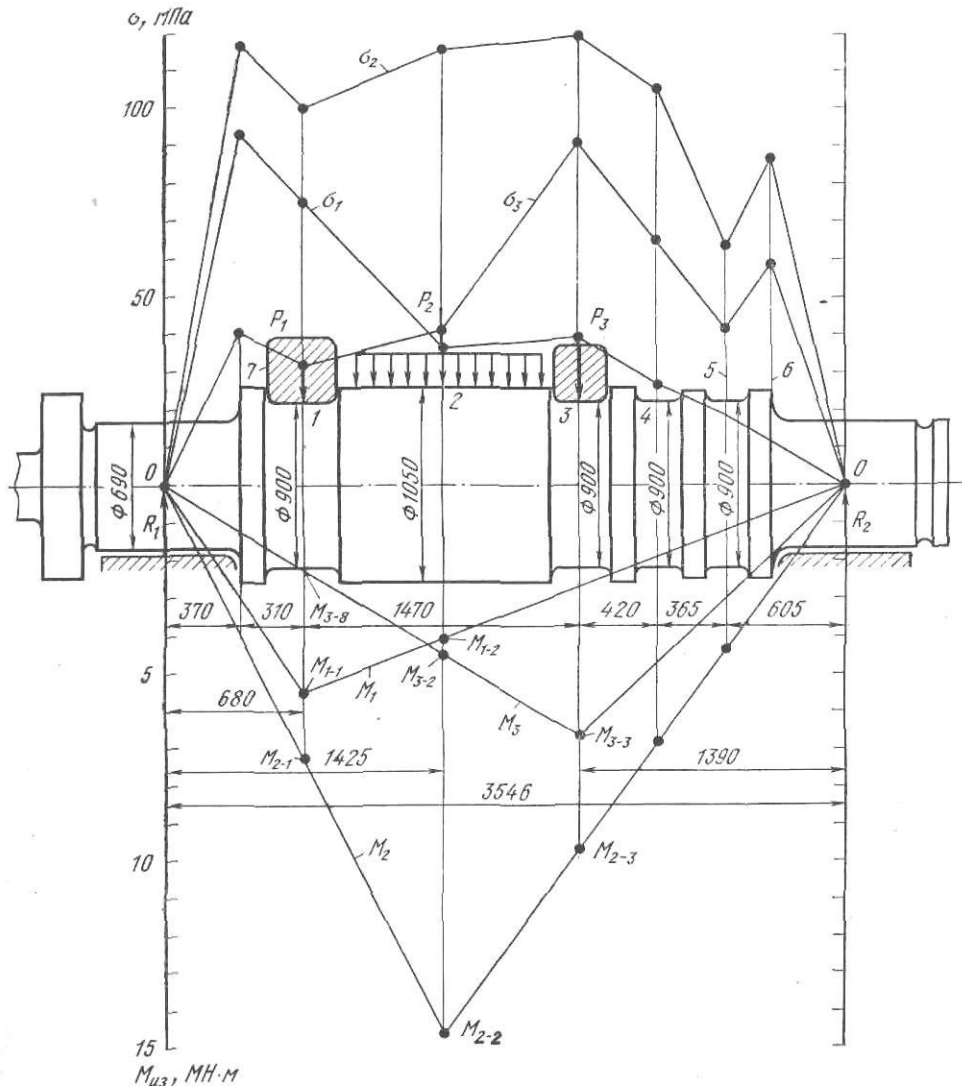


Рис. III.5. К расчету валка блюминга

условиям захвата металла валками и прочности валков) переточки. Результаты предварительно выполненного расчета усилия на валки показали, что наибольшее усилие будет при прокатке слябов во втором калибре (на гладкой бочке) $P_2=17$ МН. В калибрах 1, 3, 4 и 5 прокатывают блюмы сечением 350×350 , 300×300 , 250×250 и 200×200 мм; наибольшие усилия при этом будут в калибре 1— $P_1=10$ МН и в калибре 3— $P_3=8$ МН.

1. Определяем максимальные моменты изгиба, согласно формуле (III.8):

а) при прокатке в калибре 1 при $x=0,68$ м

$$M_1 = 10 \cdot 0,68 (1 - 0,68/3,54) = 5,5 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

б) при прокатке в калибре 2 при $x=1,425$ м

$$M_2 = 17 \cdot 1,425 (1 - 1,425/3,54) = 14,5 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

в) при прокатке в калибре 3 при $x'=1,39$ м

$$M_3 = 8 \cdot 1,39 (1 - 1,39/3,54) = 6,7 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

2. Находим моменты сопротивления в сечениях 1—7 в м³:

$$W_{1-7} = 0,1D^3 = 0,73; 1,15; 0,73; 0,73; 0,73; 0,32; 0,32.$$

3. Строим эпюры изгибающих моментов на миллиметровой бумаге и по масштабу определяем изгибающие моменты от сил P_1 , P_2 и P_3 в каждом сечении при прокатке в калибрах 1, 2 и 3; например, для первого калибра M_{1-1} ; M_{2-1} и M_{3-1} .

4. Определяем напряжения изгиба в каждом сечении от моментов M_{1-1} ; M_{2-1} ; M_{3-1} ; M_{1-2} ; M_{2-2} и т. д. по формуле (III.7).

Строим эпюры напряжений изгиба.

5. Максимальное напряжение изгиба будет в сечении 3 (третий калибр) при прокатке в калибре 2: $\sigma_{из} = 130$ МПа. Предыдущие подсчеты показали, что при этом к валку прикладывается крутящий момент от электродвигателя $M_{кр} = 3$ МН·м; напряжение кручения в калибре 3

$$\tau = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 900^3} = 20,5 \text{ МПа}.$$

Результирующее напряжение в сечении 3

$$\sigma_{рез} = \sqrt{130^2 + 3 \cdot 20,5^2} \approx 135 \text{ МПа}.$$

Валки изготовлены из ковanej углеродистой стали, имеющей $\sigma_B = 650$ МПа; запас прочности составит

$$n = 650/135 \approx 4,8.$$

6. Проверяем напряжение кручения в шейке валка (сечение 7). При прокатке слябов на гладкой бочке шейка передает максимальный крутящий момент $M_{кр} = 3$ МН·м, поэтому

$$\tau_{max} = \frac{3}{0,2 \cdot 0,69^3} = 46 \text{ МН/м}^2 = 46 \text{ МПа},$$

что ниже допускаемого $[\tau] = 80$ МПа.

7. Определяем давление в подшипниках валка (текстолитовых)

$$p = \frac{P/2}{ld} = \frac{17 \cdot 10^6}{2 \cdot 700 \cdot 690} = 17,8 \text{ МПа}.$$

При скорости шейки $v=3$ м/с $pv \approx 54$ МПа·м/с. Допустимо для прокатных станков $[p] = 40$ МПа и $[pv] = 200$ МПа·м/с.

Пример 17. Выполнить расчет рабочих и опорных валков четырехвалковой клетки стана $550/1500 \times 2500$ для холодной прокатки полосы.

Дано: максимальное усилие на валки при прокатке полосы шириной 2300 мм $P = 35$ МН; максимальный крутящий момент на одном рабочем валке $M_{кр} = 200$ кН·м; разность переднего и заднего натяжений полосы, приложенная к двум рабочим валкам, $T = 200$ кН.

1. Определяем распределение усилия между рабочими и опорными валками по формулам (III.14), учитывая, что минимальный диаметр валков после перешлифовки $D_p = 500$ мм и $D_{оп} = 1400$ мм:

$$(D_{оп}/D_p)^4 = (1,4/0,5)^4 = 2,8^4 = 63,7$$

$$P_p = 35/(1 + 63) = 0,55 \text{ МН} \approx 550 \text{ кН};$$

$$P_{оп} = P - P_p = 35 - 0,55 = 34,45 \text{ МН}.$$

Таким образом, рабочие валки воспринимают только $\frac{0,55}{35} \cdot 100 = 1,6\%$ от общего давления на валки при прокатке.

2. Находим напряжения в рабочем валке при $a' = 3100$ мм.

Максимальный изгибающий момент посередине бочки от вертикального усилия P_p (условно принимаем валок лежащим на двух опорах)

$$M_p = ql^2/8 = P_p l/8 = 550/8 (2,5 + 2 \cdot 0,3) = 220 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Максимальный изгибающий момент от разности горизонтальных натяжений полосы (для одного валка)

$$M_T = \frac{1}{2} \frac{T}{4} \left(a' - \frac{b}{2} \right) = \frac{200}{2 \cdot 4} \left(3,1 - \frac{2,3}{2} \right) \approx 50 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Результирующий изгибающий момент посередине бочки рабочего валка

$$M_{\text{раб}} = \sqrt{220^2 + 50^2} \approx 226 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Максимальное напряжение изгиба посередине бочки валка

$$\sigma = \frac{226 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 500^3} = 18,2 \text{ МПа}.$$

Напряжения кручения на шейке ведущего валка

$$\tau = \frac{200 \cdot 10^6 \cdot 2,1}{0,2 \cdot 300^3} = 74 \text{ МПа},$$

где $\psi = 2,1$ — коэффициент концентрации напряжений для шпоночного паза.

3. Определяем напряжения в опорном валке.

Максимальный изгибающий момент и напряжение посередине бочки валка находим по формуле (III.10)

$$M_{\text{оп}} = \frac{34,45}{4} \left(3,6 - \frac{2,3}{2} \right) = 21 \text{ МН}\cdot\text{м},$$

$$\sigma = \frac{21}{0,1 \cdot 1,5^3} = 76 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба в сечении 1—1

$$\sigma = \frac{(P/2) c}{0,1 d^3} = \frac{34,45 \cdot 0,5}{0,2 \cdot 0,9^3} = 116 \text{ МПа};$$

в сечении 2—2

$$\sigma = \frac{34,45 \cdot 0,55}{2 \cdot 0,1 \cdot 1^3} = 94 \text{ МПа}.$$

Рабочий валок изготовлен из стали марки 9Х2, а опорный — из стали 9ХФ, для которых $\sigma_T = 600$ МПа, $\tau_s = 500$ МПа и предел усталости $\sigma_{-1} = 400$ МПа. Коэффициенты запаса прочности от предела текучести

$$n_\sigma = 600/116 = 5,2; \quad n_\tau = \frac{500}{74} = 6,8.$$

При $\sigma_T/\sigma_{-1} = 600/400 \geq 1,5$, минимальный требуемый запас прочности $n = 4$. В нашем случае $n_\sigma > n$, поэтому расчет валка на выносливость (усталость) не производим.

4. Рассчитываем контактное напряжение в поверхностном слое валков:

а) если рабочий и опорный валки стальные (сталь 9Х2 и 9ХФ), то контактное напряжение определим по формуле (III.15а)

$$R_{\text{пр}} = \frac{2 \cdot 275 \cdot 750}{275 + 750} = 400 \text{ мм};$$

$$q = 34,45 \cdot 10^6 / 2300 = 15000 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{\text{конт}} = 0,58 \sqrt{\frac{15000 \cdot 2 \cdot 15 \cdot 10^5}{400}} = 1750 \text{ МПа};$$

б) если рабочие валки изготовлены из легированного закаленного чугуна, для которого $E_p = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, а опорные — стальные, то приведенный модуль упругости

$$E_{\text{пр}} = 2E_p E_{\text{оп}} / (E_p + E_{\text{оп}}) = 1,4 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

и контактное напряжение будет

$$\sigma_{\text{конт}} = 0,58 \sqrt{\frac{15000 \cdot 1,4 \cdot 10^5}{400}} = 1400 \text{ МПа}.$$

Для валков с твердостью HRC > 55

$$[\sigma]_{\text{конт}} \approx 80HRC = 4400 \text{ МПа}.$$

5. Определяем прогиб опорного валка согласно формулам (III.18)—(III.19):

$$J_1 = \frac{\pi}{64} 1,5^4 = 0,25 \text{ м}^4; \quad \left(\frac{J_1}{J_2} \right) = \left(\frac{D_{\text{оп}}}{d_{\text{ш}}} \right)^4 = \left(\frac{1,5}{0,8} \right)^4 = 12;$$

$$\left(\frac{D_{\text{оп}}}{d_{\text{ш}}}\right)^2 = \left(\frac{1,5}{0,8}\right)^2 = 3,5; \quad E_1 = 2,15 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \quad G = 0,82 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

$$f_1 = \frac{34,45 \cdot 10^6}{384 \cdot 2,15 \cdot 10^{11} \cdot 0,25} [8 \cdot 3,6^3 - 4 \cdot 3,6 \cdot 2,3^2 + 2,3^3 + 64 \cdot 0,55^3 (12 - 1)] =$$

$$= 55 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,55 \text{ мм};$$

$$f_2 = \frac{34,45 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,82 \cdot 10^{11} \cdot 1,5^2} \left[3,6 - \frac{2,3}{2} + 2 \cdot 0,55 (3,5 - 1) \right] =$$

$$= 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,31 \text{ мм};$$

$$\Delta f = \frac{34,45 \cdot 10^6 \cdot 2,3}{2\pi \cdot 0,82 \cdot 10^{11} \cdot 1,5^2} \left[1 + \frac{2,3}{8 \cdot 1,5^2} (12 \cdot 3,6 - 7 \cdot 2,3) \right] = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,3 \text{ мм}.$$

Суммарный прогиб опорного вала по середине бочки

$$f = f_1 + f_2 = 0,55 + 0,31 = 0,86 \text{ мм}.$$

Для компенсации влияния прогиба на толщину полосы один из рабочих валков необходимо сделать выпуклым (шлифовать с выпуклостью 0,3—0,5 мм).

6. Определяем упругое сплющивание в месте контакта опорного и рабочего валков по формуле (III.166)

$$\delta = 1,3 \frac{15000}{2,15 \cdot 10^5} \lg \left[1,65 (1500 + 550) \frac{2,15 \cdot 10^5}{15000} \right] = 0,13 \text{ мм}.$$

Суммарное упругое радиальное контактное сплющивание двух пар валков рабочей четырехвалковой клетки

$$\delta_{\text{к}} = 2\delta = 0,26 \text{ мм}.$$

Пример 18. Рассчитать на прочность чугунный валок сортопрокатного стана (рис. III.6).

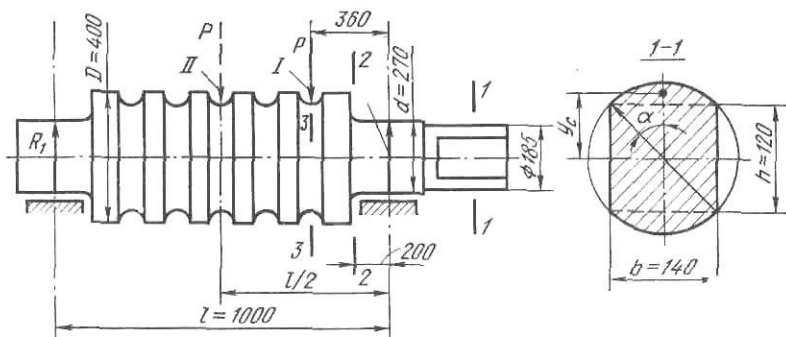


Рис. III.6. К расчету вала сортопрокатного стана

Дано: максимальное усилие на валки при прокатке $P=2000$ кН; максимальный крутящий момент на приводном конце вала $M_{\text{кр}}=100$ кН·м; диаметр бочки вала (после переточки) 380 мм; материал вала — высокопрочный чугун, имеющий следующие механические свойства, МПа: предел прочности — при растяжении $\sigma_{\text{в}}=500 \div 650$; сжатии $\sigma_{\text{вс}}=2000$; изгибе $\sigma_{\text{из}}=700$; кручении $\tau_{\text{к}}=700$; предел усталости — при изгибе $\sigma_{-1}=250$; кручении 200; предел текучести $\sigma_{\text{т}}=380$.

1. Лопасть на приводном конце представляем в виде прямоугольника bh и двух сегментов F_c :

$$F = bh + \frac{R^2}{2} (2\alpha - \sin 2\alpha) = 14 \cdot 12 + \frac{9,25^2}{2} \left[2 \arcsin \left(\frac{140}{185} \right) - \right.$$

$$\left. - \sin \left(2 \arcsin \frac{140}{185} \right) \right] = 168 + 42,8 (2 \cdot 0,858 - 0,9868) =$$

$$= 168 + 31,2 = 199,2 \text{ см}^2;$$

$$y_c = \frac{2}{3} \frac{R^3 \sin^3 \alpha}{F_c} = \frac{2}{3} \frac{b^3}{8F_c} = \frac{b^3}{12F_c} = \frac{14^3}{12 \cdot 199,2} = 7,3 \text{ см}.$$

Заменяем сечение 1-1 прямоугольником с высотой $H=2y_c=14,6$ см. Момент инерции сечения на кручение при $\eta=0,21$ и $H/b \approx 1$

$$W_{\text{кр}} = \eta b^3 \approx \eta H^3 \approx 576 \text{ см}^3 = 5,76 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Напряжение кручения в сечении 1—1

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}} k}{W_{\text{кр}}} = \frac{100 \cdot 10^6 \cdot 12}{5,76 \cdot 10^5} \approx 200 \text{ МПа},$$

где $k=1,2$ — коэффициент концентрации в месте сопряжения плоскости (лыски) лопасти с валом.

Запас прочности относительно предела прочности при кручении ($\varepsilon_{\tau} = 0,8$ — масштабный фактор, учитывающий абсолютные размеры детали при кручении):

$$n_{\tau} = \frac{\tau_b}{\tau_{\max}} \varepsilon_{\tau} = \frac{700}{200} 0,8 = 2,8.$$

2. Определяем напряжения в сечении 2—2 шейки приводного вала. Напряжение изгиба, принимая, что усилие P приложено при прокатке в калибре 1 и опорная реакция равна $R_2 = 2000 \frac{100-36}{100} = 1280 \text{ кН}$

$$\sigma = \frac{1280 \cdot 10^3 \cdot 200 \cdot 1,5}{0,1 \cdot 270^3} = 200 \text{ МПа},$$

где $k_{\sigma} = 1,5$ — коэффициент концентрации от галтели. Коэффициент запаса прочности при изгибе

$$n_{\sigma} = \sigma_{\text{бн}} \varepsilon_{\sigma} / \sigma = 700 \cdot 0,6 / 200 = 2,1,$$

где $\varepsilon_{\sigma} = 0,6$ — масштабный фактор.

Напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}} k_{\tau}}{0,2d^3} = \frac{100 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{0,2 \cdot 270^3} = 36 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности при кручении

$$n_{\tau} = \frac{\tau_b}{\tau} \varepsilon_{\tau} = \frac{700 \cdot 0,6}{36} = 11,6.$$

Коэффициент запаса прочности при совместном действии изгиба и кручения

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} = 2,1 \cdot 11,6 / \sqrt{2,1^2 + 11,6^2} \approx 2.$$

Допустимо $[n] = 2 \div 3$. Таким образом, $n \approx [n]$ (на пределе). Аналогично определяем запас прочности для сечения 3—3, принимая, что усилие P приложено в середине бочки (в калибре II).

3. Определим прогиб вала при прокатке в среднем калибре и $P = 2 \text{ МН}$:

а) от действия изгибающего момента, согласно формуле (III.18), при $b=0$ и $a=l$ получим

$$f_1 = \frac{P}{384 F J_1} \left\{ 8l^3 + 64c^3 \left[\left(\frac{D}{d} \right)^4 - 1 \right] \right\};$$

$$J_1 \approx 0,05D^4 = 0,05 (0,38)^4 = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4;$$

$E = 1,5 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ (для легированного чугуна).

$$E J_1 = 157 \text{ МН} \cdot \text{м}^2,$$

$$f_1 = \frac{2}{384 \cdot 157} \left\{ 8 \cdot 1 + 64 \cdot 0,2^3 \left[\left(\frac{0,38}{0,27} \right)^4 - 1 \right] \right\} = 31 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,31 \text{ мм};$$

б) от действия поперечных сил, согласно формуле (III.19)

$$f_2 = \frac{P}{\pi G D^2} \left\{ l + 2c \left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right] \right\}.$$

Для легированного чугуна $G = 4,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$;

$$\pi G D^2 = \pi \cdot 4,5 \cdot 10^4 (0,38)^2 = 2 \cdot 10^4 \text{ МН},$$

$$f_2 = \frac{2}{2 \cdot 10^4} \left\{ 1 + 2 \cdot 0,2 \left[\left(\frac{0,38}{0,27} \right)^2 - 1 \right] \right\} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,12 \text{ мм}.$$

Суммарный прогиб вала $f = 0,31 + 0,12 = 0,43 \text{ мм}$.

Для сортового стана допустимо $[f] \approx 0,5 \text{ мм}$.

Пример 19. Определить усилия, действующие на валковую систему 20-валкового стана $55 \times 100 \times 175 \times 300 / 1500$.

Дано: максимальное усилие на рабочие валки при холодной прокатке полосы из легированной стали $P = 5 \text{ МН}$.

1. Определяем распределение усилий между валками графически. Для этого на миллиметровой бумаге в большом масштабе вычерчиваем верхнюю часть валковой системы (нижняя часть ей симметрична) и в определенном масштабе из центра рабочего

валка откладываем вектор, соответствующий максимальному общему давлению металла на валки при прокатке $P=5$ МН (рис. III.7). При этом полагаем, что: а) переднее и заднее натяжения полосы равны между собой, поэтому равнодействующие P направлены вертикально; б) контактные силы трения между валками и силы трения в подшипниках опорных роликов незначительны и их влияние на направление усилий между валками не учитываем, т. е. считаем, что эти усилия через точки контакта направлены в центры соответствующих валков и опорных роликов.

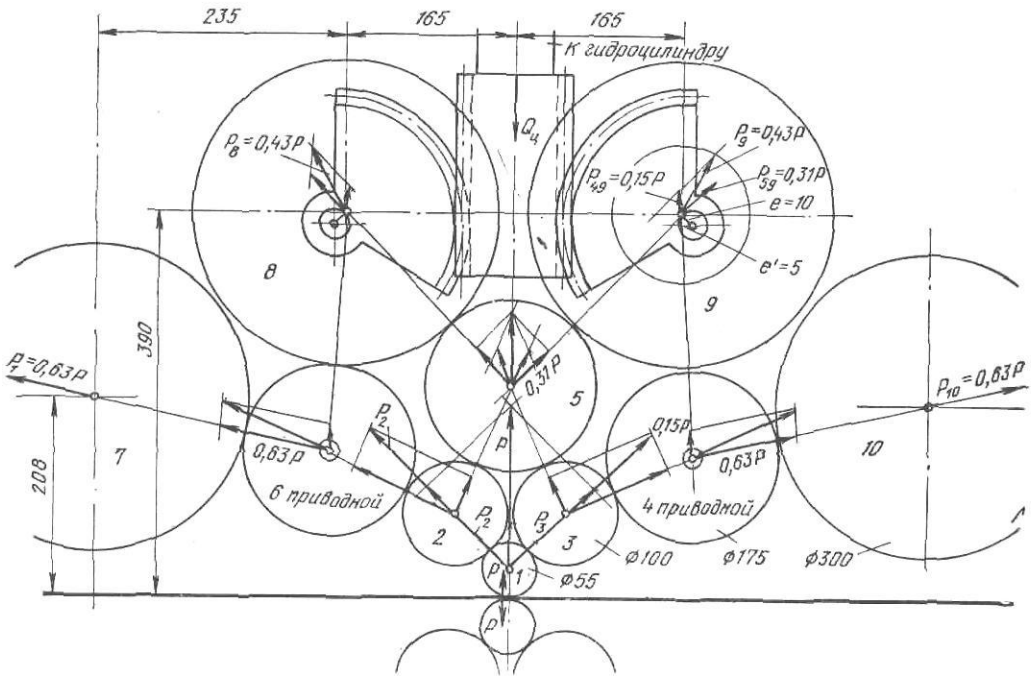


Рис. III.7. Графическое определение усилий на опорные ролики (без учета сил контактного трения) при прокатке на 20-валковом стане

Для заданных размеров валковой системы геометрическое разложение сил дает следующие результаты: усилия на средние опорные валки 8 и 9 $P_8 = P_9 = 0,43 P$; усилия на крайние опорные валки 7 и 10 $P_7 = P_{10} = 0,63 P$. Таким образом, каждый боковой опорный валок воспринимает почти 2/3 общего максимального давления металла на валки при прокатке, поэтому расчет на прочность надо производить именно этого валка на усилие $P_7 = P_{10} = 0,63 \cdot 5 = 3,15$ МН.

2. Каждый опорный валок 7—10 представляет собой набор из восьми роликотшипников, свободно вращающихся на оси, опирающейся на выступы в корпусе станины. Таким образом, например, боковой валок 10 можно изобразить в виде многоопорной балки, имеющей восемь пролетов, каждый $l=200$ мм, и девять опор; расстояние между крайними опорами $L=8l=1600$ мм (рис. III.8).

3. Все основные валки 1—6 представляют собой цилиндры с длиной бочки 1500 мм, из них валки 4 и 6 являются приводными от электродвигателя через редуктор — шестеренную клеть и универсальные шпиндели. Валок 4 опирается на восемь опорных роликов и его можно представить в виде многоопорной балки, имеющей семь пролетов, каждый $l=200$ мм, и восемь опор; расстояние между крайними опорами $L=1400$ мм. Валок 4 передает валку 10 усилие $0,63P=3,15$ МН при равномерно распределенной нагрузке $q=3,15 \times 10^6 / 1400 = 2250$ Н/мм.

Для восьмипорной семипролетной ($n=7$) балки с нагрузкой интенсивностью q , по данным из курса сопротивления материалов, можно принять, что опорные реакции (в данном случае усилия на опорные ролики 10) составляют

$$P_1 = P_8 = \frac{0,394}{n} qL' = \frac{0,394}{7} 3,15 = 0,18 \text{ МН};$$

$$P_2 = P_7 = \frac{1,134}{n} qL' = \frac{1,134}{7} 3,15 = 0,51 \text{ МН};$$

$$P_3 = P_6 = \frac{0,964}{n} qL' = \frac{0,964}{7} 3,15 = 0,435 \text{ МН};$$

$$P_4 = P_5 = \frac{1,0}{n} qL' = \frac{1}{7} 3,15 = 0,45 \text{ МН};$$

$$\Sigma P = 0,63P = 3,15 \text{ МН}.$$

Максимальное усилие будет действовать на второй и седьмой ролики:

$$P_2 = P_7 = 0,51 \text{ МН.}$$

4. Зная усилия на ролики $P_1 \dots P_8$, определим опорные реакции, передаваемые осью ролика 10 на станину.

Для девятиопорной восьмипролетной балки применяем уравнение трех моментов:

$$M_{n-1} l_n + 2M_n (l_n + l_{n+1}) + M_{n+1} l_{n+1} = -6 \left(\frac{\omega_n a_n}{l_n} + \frac{\omega_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}} \right).$$

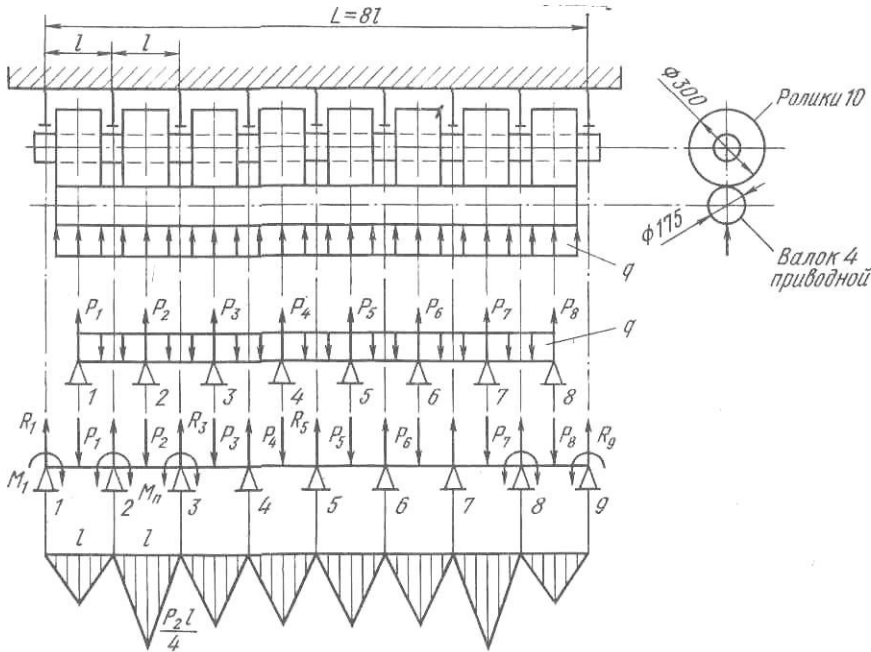


Рис. III.8. К расчету опорных роликов 20-валкового стана

В нашем случае $M_{n-1} = M_1 = M_9 = 0$; $l_n = l_{n+1} = l$; $a_n = b_{n+1} = l/2$, моментные площади $\omega_n = \omega_{n+1} = P_i l / 4 \cdot l / 2 = P_i l^2 / 8$. Ввиду симметричности нагрузки относительно опоры 5 составляем систему уравнений только для одной половины балки (при $M_4 = M_5$):

$$\begin{aligned} 4M_2 + M_3 &= -\frac{3}{8} l (P_1 + P_2) = \dots = b_1 = -51,7 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ M_2 + 4M_3 + M_4 &= -\frac{3}{8} l (P_2 + P_3) = \dots = b_2 = -71,0 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ M_3 + 4M_4 + M_5 &= -\frac{3}{8} l (P_3 + P_4) = \dots = b_3 = -66,0 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ 2M_4 + 4M_5 &= -\frac{3}{8} l (P_4 + P_5) = \dots = b_4 = -67,5 \text{ кН}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Решая эту систему методом последовательного исключения неизвестных, найдем:

$$M_2 = \frac{1}{194} (52b_1 - 14b_2 + 4b_3 - b_4) = -95 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_3 = b_1 - 4M_2 = -13,7 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_4 = 15M_2 - 4b_1 + b_2 = -6,7 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_5 = 15b_1 + b_3 - 4b_2 - 56M_2 = -25,5 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Находим опорные реакции (см. рис. III.8)

$$R_1 = P_1/2 + M_2/l = 90 - 9,5/0,2 = 42,5 \text{ кН};$$

$$\begin{aligned} R_2 &= \left(\frac{P_1}{2} - \frac{M_2}{l} \right) + \left(\frac{P_2}{2} - \frac{M_2 - M_3}{l} \right) = (90 + 47,5) + (255 - 21) = \\ &= 371,5 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_3 &= \left(\frac{P_2}{2} + \frac{M_2 - M_3}{l} \right) + \left(\frac{P_3}{2} - \frac{M_3 - M_4}{l} \right) = (255 + 21) + \\ &+ (217,5 + 7) = 495,5 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$R_4 = \left(\frac{P_3}{2} + \frac{M_3 - M_4}{l} \right) + \left(\frac{P_4}{2} - \frac{M_4 - M_5}{l} \right) =$$

$$= (217,5 - 7) + (225 - 18,8) = 416,7 \text{ кН};$$

$$R_5 = \left(\frac{P_4}{2} + \frac{M_4 - M_5}{l} \right) 2 = (225 + 18,8) 2 = 487,6 \text{ кН}.$$

Наибольшая реакция будет на третьей и седьмой опорах: $R_3 = R_7 = 495,5$ кН. Таким образом, опорный ролик-подшипник надо рассчитывать на максимальное усилие $P_2 = 510$ кН, а подшипник опоры оси роликов 10 на усилие $R_3 = 495,5$ кН.

5. Опорные ролики 8 и 9 (см. рис. III.7) установлены на эксцентриковых осях ($e = 10$ мм), на концах которых установлены зубчатые сектора, находящиеся в зацеплении с рейками, соединенными с двумя гидравлическими цилиндрами. Таким образом, это устройство выполняет функции нажимного механизма; поворотом эксцентриковых валов можно изменять расстояние между рабочими валками, что необходимо при прокатке полос различной толщины, а также для регулирования обжатия металла в процессе прокатки.

Усилия на опорный валок 10 со стороны валков 4 и 5 будут направлены как показано на рис. III.7 и равны: $P_{49} = 0,31 P = 1,55$ МН; $P_{59} = 0,15 P = 0,75$ МН.

Момент на зубчатых секторах, необходимый для поворота двух эксцентриковых осей валков 8 и 9:

$$M = 2 (P_{49} e' + P_{59} e) = 2 (1,55 \cdot 0,005 + 0,75 \cdot 0,010) 10^6 =$$

$$= 2 (7750 + 7500) = 30\,500 \text{ Н} \cdot \text{м} = 30,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

При радиусе зубчатого сектора $r = 120$ мм усилие на двух рейках будет

$$Q_p = M/r = 30,5/0,12 = 255 \text{ кН}.$$

Для привода реек применены гидравлические цилиндры $d = 200$ мм, работающие при давлении жидкости (масла) $p = 8$ МПа, обеспечивающие усилие (при ходе вниз):

$$Q_{ц} = 2 \frac{\pi \cdot 200^2}{4} 8 = 5 \cdot 10^6 \text{ Н} = 500 \text{ кН}.$$

Таким образом, $Q_{ц} > Q_p$.

2. Подшипники и подушки валков

Особенности подшипников прокатных станов

При заданном диаметре валков прокатного стана диаметр шеек валков определяют, исходя из условия прочности их. Для прокатных станов, валки которых установлены на подшипниках скольжения открытого типа, диаметр шейки валка d определяют из соотношения $d \approx 0,6D$, где D — диаметр валка.

Диаметр шейки валков, установленных на подшипниках жидкостного трения или роликовых конических, определяется не только условием прочности ее, но и габаритами этих подшипников.

Следовательно, для размещения подшипников валков (бочки которых соприкасаются или почти соприкасаются при прокатке) при данном диаметре шейки валков конструктивно остается очень мало места. Кроме того, ввиду ограниченных размеров шейки валков в подшипниках валков приходится допускать чрезвычайно большие удельные давления, во много раз превышающие удельные давления в подшипниках различных машин другого назначения. Например, в подшипниках машин общего назначения допускаются следующие нагрузки: давление $p \leq 10$ МПа, коэффициент $pv \leq 20$ МПа·м/с. В подшипниках открытого типа для валков прокатных станов эти нагрузки бывают в 4—10 раз больше.

Из-за ограниченных размеров шейки валка и подшипников, а также больших нагрузок на подшипники при прокатке к конструкции подшипниковых узлов прокатных станов предъявляют особые требования. Поэтому эти подшипники по своему внешнему виду значительно отличаются от подшипников других машин.

Подшипники прокатных станов можно разделить на две группы: скольжения и качения. Подшипники скольжения конструктивно выполняют двух видов: открытыми и закрытыми; подшипники качения принимают роликовые, с коническими и реже со сферическими цилиндрическими роликами.

Подшипники скольжения открытого типа (текстолитовые)

При горячей прокатке на обжимных и сортовых станах, валки которых установлены на подшипниках скольжения открытого типа, применяют интенсивное охлаждение водой как бочки, так и шеек валков. Вкладыши подшипников изготавливают из текстолита.

Низкая теплопроводность подшипников, изготовленных из неметаллических материалов, вызывает необходимость отвода, тепла, получающегося в результате трения. От условий отвода тепла и качества подводящей смазки зависит и максимально допустимая нагрузка на подшипник.

Неметаллические подшипники (текстолитовые и др.) в зависимости от условий и режима работы смазывают водной эмульсией или водой. Эти подшипники необходимо охлаждать, чтобы они работали при температуре не выше $60-80^{\circ}\text{C}$, так как при более высокой температуре начинается их интенсивное разбухание, а в дальнейшем и обугливание.

Водо-масляную эмульсию обычно применяют, когда вода (например, морская) не может быть использована из-за ее коррозионных свойств.

Количество воды, необходимое для охлаждения и смазки текстолитовых подшипников, должно быть не меньше $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ на 1 м^2 площади вкладыша. Воду надо подавать на подшипник в течение всего времени его работы, так как прекращение подачи воды может вызвать выход подшипника из строя. Температура воды, применяемой для смазки и охлаждения подшипников, должна быть в пределах $14-18^{\circ}\text{C}$. При более высокой температуре увеличивается износ подшипников и уменьшается их долговечность.

Подшипники из текстолита характеризуются чрезвычайно малым коэффициентом трения (в $10-20$ раз меньшим, чем бронзовые), при больших скоростях вращения почти

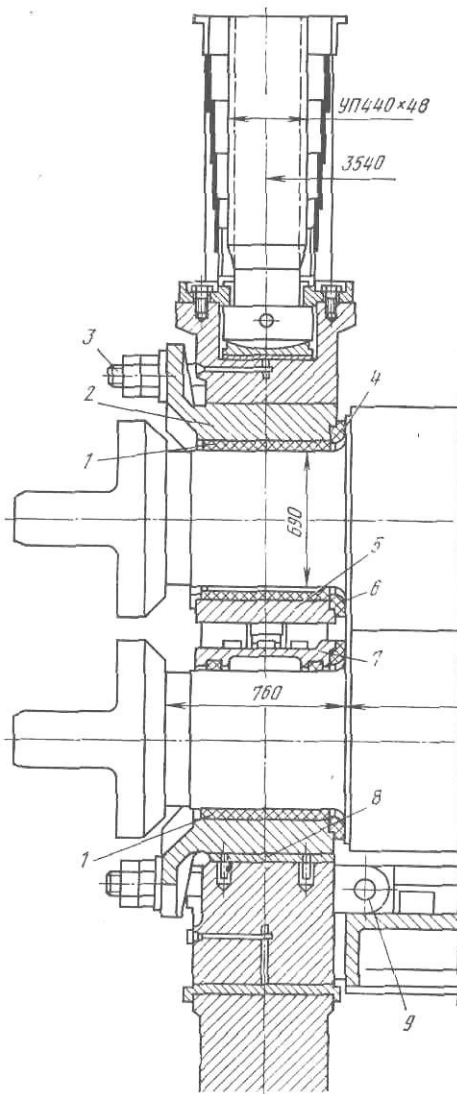


Рис. III.9. Подушка с цельнопрессованными текстолитовыми вкладышами валков блюминга 1150

равным коэффициенту трения роликовых подшипников. Для сравнения приведем следующие цифры: коэффициент трения бронзовых подшипников равен $0,06-0,1$, роликовых $0,002-0,005$, текстолитовых $0,004-0,006$.

Подушки с цельнопрессованными текстолитовыми вкладышами, установленные на блюминге 1150 конструкции УЗТМ, показаны на рис. III.9. Текстолитовые вкладыши 1, воспринимающие радиальное давление, закреплены в кассете 2. планками и болтами. С наружной стороны текстолитовые вкладыши укрепляют металлическим кольцом. Текстолитовые фланцы 4, соприкасающиеся с валком по галтели шейки, из-

готовляют отдельно и закрепляют в специальных расточках кассеты со стороны бочки валка. Осевую регулировку валков и поджатие текстолитовых фланцев к торцу бочки валка осуществляют осевым перемещением кассеты в подушке с помощью затяжки болтов 3. Для поддержания верхнего валка при холостом ходе стана у верхней подушки предусмотрена подвеска 5, в которой таким же способом установлены и закреплены текстолитовые вкладыши 6. У подушки нижнего валка предусмотрена крышка 7 с небольшими текстолитовыми вкладышами. Для охлаждения и смазки подшипников подводится вода.

Для предохранения шеек валков от окисления при длительных перерывах в работе стана к шейкам подводится густая смазка. С целью сохранения линии прокатки на одном и том же уровне по отношению к роликам роляганга после переточки валков под нижнюю кассету подкладывают сменные прокладки 8.

Правая нижняя подушка (по ходу прокатки) соединена с левой с помощью проушин 9 и присоединена к механизму для извлечения комплекта валков. Верхняя подушка при смене валков останется подвешенной к пяте нажимного винта, а верхний валок со своей нижней подвеской 5 будет лежать на нижнем валке.

Подшипники скольжения закрытого типа (подшипники жидкостного трения)

Подшипники жидкостного трения (ПЖТ) за последние годы получили широкое применение в прокатных станах. Принцип работы этих подшипников заключается в том, что при любых условиях работы (при больших давлениях и даже небольших скоростях скольжения шейки в подшипнике) между телом шейки и материалом подшипника всегда сохраняется (не выдавливается) масляная пленка, благодаря чему шейка как бы плавает в подшипнике. Состояние жидкостного трения обеспечивается в этих подшипниках благодаря тщательной (зеркальной) обработке трущихся деталей и совершенно закрытой (герметичной) конструкции самого подшипника. При вращении шейки валка в таких подшипниках ей приходится преодолевать очень незначительное трение в масляной пленке, зависящее от вязкости масла. Коэффициент трения таких подшипников очень невелик и при больших скоростях прокатки он даже несколько меньше, чем коэффициент трения в роликовых подшипниках.

Рассмотрим более подробно теоретические основы и конструкцию подшипников жидкостного трения.

Трение возникает при взаимном перемещении соприкасающихся тел и вызывает износ трущихся поверхностей. Для уменьшения этого износа и снижения дополнительных потерь энергии на преодоление возникающих сил трения необходимо стремиться к совершенству конструкции и улучшению условий эксплуатации узлов трения в машинах и механизмах.

Физическая природа трения еще полностью не изучена, однако установлено, что оно зависит от многих факторов: качества поверхности, материала, скорости перемещения трущихся поверхностей, наличия промежуточного слоя в виде молекулярных пленок оксидов или смазки, давления и температуры в месте контакта этих поверхностей и т. д.

Различают следующие три основных вида трения при скольжении: сухое, жидкостное и граничное (полусухое или полужидкостное).

Сухое (внешнее, контактное) трение (рис. III.10, а) возникает при зацеплении шероховатостей (макро- и микронеровностей) трущихся контактных поверхностей при отсутствии смазки или при наличии только молекулярных пленок оксидов (толщиной 0,1 мкм).

Согласно закону Кулона, касательное сопротивление скольжения на контактных внешних поверхностях τ пропорционально нормальному давлению p и коэффициенту контактного (внешнего) трения μ , т. е. $\tau = \mu p$. На основании многочисленных экспериментов установлено, что $\mu = 0,2 \div$

$\div 0,4$ и зависит также от давления и температуры (уменьшается с увеличением p и t). При сухом трении наблюдается большой износ трущихся поверхностей и возникающие при этом большие силы трения требуют дополнительных затрат энергии на преодоление их сопротивления скольжению, поэтому трение этого вида недопустимо в подшипниковых узлах.

Жидкостное (внутреннее) трение возникает при взаимном скольжении весьма тщательно обработанных поверхностей, постоян-

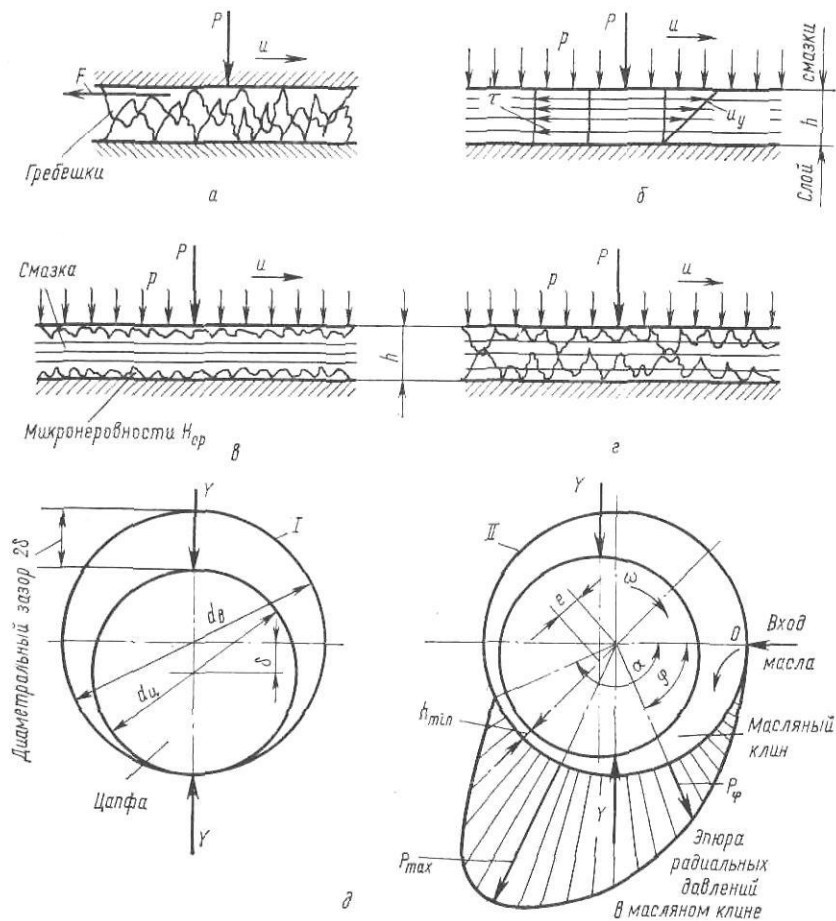


Рис. III.10. Виды трения скольжения: а — сухое; б — идеальное жидкостное; в — действительное жидкостное; г — граничное; д — гидродинамическое жидкостное трение в подшипнике с вращающейся цапфой (I — положение покоя; II — положение цапфы при ее вращении)

но разделенных слоем смазки. Смазка прилипает к этим поверхностям, поэтому для их относительного скольжения надо затратить очень небольшую энергию, необходимую только для преодоления внутреннего трения (вязкости) самой смазки.

Ввиду прилипания смазки к трущимся поверхностям скорость перемещения ее горизонтальных слоев будет переменной по толщине слоя смазки: наибольшей у движущейся поверхности u и равно нулю у неподвижной поверхности. Экюра скоростей при идеальном трении (рис. III.10, б) имеет вид треугольника и степень изменения скорости по толщине слоя смазки h (градиент скорости du/dy) будет равна тангенсу угла экюры скоростей, т. е. постоянной $du/dy = \operatorname{tg} \varphi = u/h = \operatorname{const}$.

Согласно закону Ньютона, сопротивление внутреннего сдвига слоев смазки пропорционально вязкости масла η и градиенту скорости:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} = \eta \frac{u}{h} = \operatorname{const}.$$

Так как $\eta = \text{const}$ и $du/dy = \text{const}$, то, очевидно, напряжение сдвига τ будет также постоянным по толщине слоя смазки h и эпюра τ получит вид прямоугольника. Из приведенного уравнения следует, что сопротивление внутреннего трения не зависит от нормального давления и оно увеличивается с увеличением η и u и уменьшается h .

Для перемещения поверхности площадью S надо преодолеть возникающую от сдвига слоев смазки силу $F = \tau S$. Если на поверхность S при этом действует нормальная сила $P = pS$, то коэффициент трения при жидкостном скольжении условно можно представить так:

$$\mu = \frac{F}{P} = \frac{\tau}{p} = \eta \frac{u}{hp}. \quad (\text{III.22})$$

Очевидно, с увеличением p толщина слоя смазки уменьшается, поэтому можно считать, что $hp = \text{const}$. Таким образом, коэффициент трения при жидкостном скольжении пропорционален вязкости масла η , скорости скольжения u и обратно пропорционален произведению hp , поэтому для уменьшения величины μ при больших скоростях скольжения надо применять менее вязкие масла.

В реальных узлах поверхности трения не являются идеально гладкими. При самой тщательной обработке по 10—12-му классу шероховатости на поверхности образуются гребешки (микронеровности) высотой 1—0,5 мкм (рис. III.10, в). Для обеспечения условий жидкостного трения толщина смазочного слоя должна быть больше суммы средних высот этих гребешков с тем, чтобы при скольжении поверхностей между ними не было контакта, т. е. $h_{\text{min}} > 1 \div 2$ мкм.

Граничное трение (рис. III.10, г) возникает тогда, когда при скольжении поверхностей их микронеровности в некоторых местах контактируют. Если число точек контакта незначительно, то такое трение называют полужидкостным; если точек контакта много и толщина смазочного слоя незначительная ($< 0,5$ мкм), возникает полусухое трение. Очевидно, что при граничном трении происходит износ трущихся поверхностей и коэффициент трения значительно (в 10—15 раз) больше, чем при жидкостном трении, поэтому работу узлов трения в режиме граничного трения следует не допускать или, в крайнем случае, стремиться обеспечить полужидкостное трение, при котором $\mu = 0,05 \div 0,1$.

Подшипники жидкостного трения (ПЖТ) прокатных станов относятся к подшипникам гидродинамического типа. Благодаря высокой степени точности обработки, высокой чистоте поверхности вкладыша и цапфы, а также высокой степени очистки масла трущиеся поверхности в подшипнике всегда разделены тонким слоем смазки. Сопротивление вращению цапфы оказывает только внутреннее трение (вязкость) самого масла, поэтому коэффициент трения ПЖТ весьма незначителен (0,001—0,005, т. е. меньше, чем в роликовых подшипниках), а износ трущихся поверхностей практически равен нулю; при правильной эксплуатации долговечность ПЖТ составляет 10—20 лет, т. е. во много раз больше, чем роликовых подшипников качения.

Существенным преимуществом перед последними является также и то, что ПЖТ особенно хорошо работают при высоких скоростях вращения цапфы, так как с увеличением скорости возрастает их несущая способность [см. формулу (III.23)].

Принцип устройства ПЖТ заключается в следующем. Для обеспечения свободного вращения цапфы ее диаметр $d_{\text{ц}}$ меньше диаметра втулки-вкладыша $d_{\text{в}}$ на величину двух радиальных зазоров 2δ , т. е. $d_{\text{в}} - d_{\text{ц}} = 2\delta$ (рис. III.10, д).

В положении покоя цапфа, нагруженная внешней силой Y , лежит во вкладыше; центр цапфы смещен вниз на величину радиального зазора $\delta = r_{\text{в}} - r_{\text{ц}}$. При вращении цапфы смазка, подаваемая под давлением 0,1—0,2 МПа, затягивается в суживающийся зазор между цапфой и вкладышем, масло нагнетается в образующийся масляный клин, давление в клине с увеличением скорости повышается (гидродинамический эффект) и, преодолев внешнюю нагрузку Y , заставит цапфу сместиться

влево (по направлению вращения) по отношению к вертикальной оси, проходящей через центр вкладыша. Эпюра радиальных давлений p_{ϕ} в масляном клине будет иметь куполообразный вид с максимумом, достигающим 10—20 МПа и расположенным между вертикальной осью подшипника и минимальным радиальным зазором (вершиной масляного клина), в котором толщина масляного слоя равна h_{\min} .

Согласно закону течения вязкой жидкости Ньютона — Рейнольдса, градиент давления (тангенс угла наклона касательной к кривой p_{ϕ}) увеличивается с увеличением вязкости масла и скорости скольжения и с уменьшением толщины смазочного слоя. Очевидно, что сумма вертикальных проекций радиальных давлений p_{ϕ} будет уравнивать внешнюю нагрузку на цапфу Y .

В результате суммирования (интегрирования) и после некоторых упрощений для ПЖТ рабочей длиной l и с отношением $l/d=0,7—1,0$ получим

$$Y = pld = l \int_0^{\phi} p_{\phi} \cos \psi r d\phi \approx 0,4\eta u l^2 d \frac{\delta/h_{\min} - 1}{\delta^2}, \quad (\text{III.23})$$

где p — среднее давление в подшипнике (по проекции его диаметра); d — номинальный диаметр подшипника (равный $d_{\text{ц}}$); η — вязкость (абсолютная, динамическая) масла; u — скорость скольжения цапфы.

Из анализа этого уравнения можно сделать следующие выводы:

1. Несущая способность масляного клина (или грузоподъемность ПЖТ, равная Y) увеличивается с увеличением вязкости масла, скорости скольжения, длины и диаметра подшипника.

2. Для ПЖТ, изготовленного с определенным номинальным радиальным зазором δ , грузоподъемность масляного клина увеличивается с уменьшением минимальной толщины масляного слоя h_{\min} .

3. Исследование функции $Y=f(\delta)$ при $h_{\min}=\text{const}$ показывает, что если

$$dY/d\delta = 1/\delta^2 (1/h_{\min} - 2/\delta) = 0,$$

то функция имеет максимум, когда $\delta=2h_{\min}$ (этот вывод подтверждается также экспериментально). Таким образом, грузоподъемность подшипника уменьшается как при $\delta/h_{\min}<2$, так и при $\delta/h_{\min}>2$.

Однако в первом случае эксцентриситет смещения цапфы (влево на рис. III.10, ∂), равный

$$e = (r_{\text{в}} - r_{\text{ц}}) - h_{\min} = \delta - h_{\min} = \delta \left(1 - \frac{h_{\min}}{\delta}\right),$$

уменьшается, центр цапфы приближается к центру вкладыша, режим работы ПЖТ становится неустойчивым и возможно возникновение вибрации цапфы.

При теоретическом соотношении $\delta/h_{\min}=2$, соответствующем максимальной грузоподъемности Y , относительный эксцентриситет цапфы $e_0=e/\delta=0,5$. Однако для предотвращения вибрации цапфы желательно, чтобы $\delta/h_{\min}>2$ и $e_0>0,5$. Практически принимают $\delta/h_{\min}=3 \div 15$, при котором $e_0=0,67 \div 0,93$ (чем выше скорость цапфы, тем больше e_0).

При конструировании и расчете ПЖТ обычно внешняя нагрузка на цапфу $Y=pld$ (которую должен выдержать масляный клин), а также размеры подшипника l и d и скорость вращения цапфы u заданы. Таким образом, задача сводится к выбору сорта масла (его вязкости при рабочей температуре 50—60 °С) и номинального радиального зазора δ , необходимого для определения номинального диаметра и правильной расточки вкладыша.

Для определения значений δ или h_{\min} формулу (III.23) представим в следующем виде:

$$C = \frac{Y}{0,4\eta u l^2 d} = \frac{p}{0,4\eta u l} = \frac{\delta/h_{\min} - 1}{\delta^2}, \quad (\text{III.24})$$

где C — условный коэффициент грузоподъемности ПЖТ, $1/\text{м}^2$.

На рис. III.11 представлены кривые $C=f(\delta, h_{\min})=\text{const}$, построенные по формуле (III.24). Кривые имеют максимум при $\delta/h_{\min}=2$ [когда первая производная $(C/\delta)'=0$ и точки перегиба при $\delta/h_{\min}=3$ [когда вторая производная $(C/\delta)''=0$].

Рекомендуемая рабочая область ПЖТ, соответствующая $e_0=0,67 \div \div 0,93$, расположена между наклонными прямыми $\delta/h_{\min}=3$ и $\delta/h_{\min}=15$. Эти кривые наглядно

показывают, при каких значениях δ и h_{\min} достигается заданная грузоподъемность подшипника C .

Определим момент трения и коэффициент трения в подшипнике жидкостного трения. Предположим, что скорость вращения цапфы весьма велика, а среднее давление в масляном клине $p=Y(ld)$ несущественно. При этих условиях эксцентриситет смещения цапфы будет весьма мал и цапфа займет во вкладыше почти центральное положение, поэтому градиент скорости du/dy и напряжение сдвига в масляном слое τ будут соответствовать показанным на рис. III.10, б.

Согласно закону Ньютона о движении вязкой жидкости, получим $\tau=\eta(du/dy)=\eta(u/\delta)$.

Сила трения по окружности цапфы $\pi d_{\text{ц}}$ при длине подшипника l будет равна $F=\pi d_{\text{ц}} l \tau$.

Момент трения в подшипнике (потери на трение) $M_{\text{тр}}=Fr_{\text{ц}}$. Коэффициент трения ПЖТ, нагруженного внешней силой $Y=pld_{\text{ц}}$,

$$\mu = \frac{F}{Y} = \pi \eta \frac{u}{\delta p}.$$

Таким образом, коэффициент трения ПЖТ увеличивается с увеличением вязкости масла и скорости скольжения и уменьшением произведения δp .

При выводе этой формулы не учтено влияние повышенного давления в масляном клине (см. эпюру на рис. III.10, д). С учетом этого влияния можно рекомендовать следующую формулу:

$$\mu = \pi \eta \frac{u}{\delta p} + \frac{\delta}{d_{\text{ц}}}. \quad (\text{III.25})$$

После проверки грузоподъемности масляного клина и определения радиального зазора δ необходимо выполнить тепловой расчет ПЖТ, т. е. определить расход масла, требующегося для прокачки через подшипник, чтобы предупредить возможное повышение рабочей температуры подшипника по сравнению с принятой при выборе сорта и вязкости масла (см. рис. III.12, в).

Конструктивные элементы подшипников жидкостного трения

Основными деталями подшипника являются (рис. III.12, а): сменная втулка-цапфа 5 и втулка-вкладыш 1 . Втулка-цапфа 5 насажена (на шпонке) на коническую шейку валка и вращается вместе с ним. Наружный диаметр цапфы определяет номинальный диаметр подшипника. Согласно нормам заводов тяжелого машиностроения и ГОСТ 7999—70,

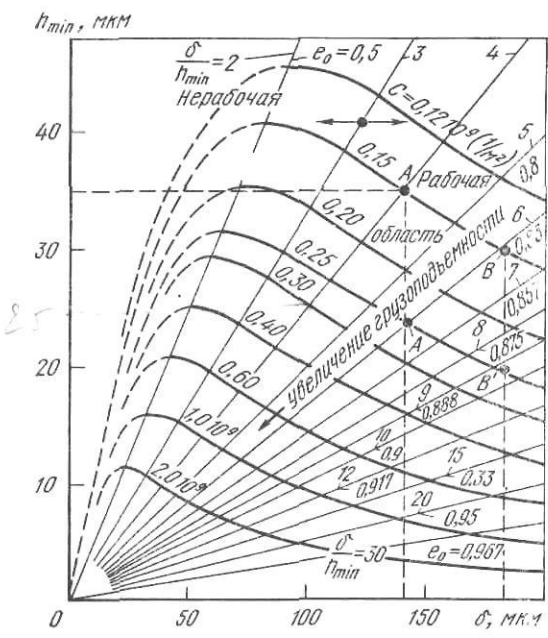


Рис. III.11. Номограмма для определения грузоподъемности подшипника жидкостного трения

предусмотрено изготовление подшипников диаметром 0,14—1,18 м при $l/d=0,6$ и 0,75. После обработки по 1-му классу шероховатости (с предельным отклонением минус 18—45 мкм) рабочая поверхность втулки-цапфы становится зеркальной, соответствующей 12-му классу шероховатости (средняя высота микронеровностей не более 0,25 мкм) по ГОСТ 2789—73.

Втулка-вкладыш 1 выполнена с заливкой (центробежным способом) толщиной 3—5 мм из высокооловянистого баббита марки Б83 (состав:

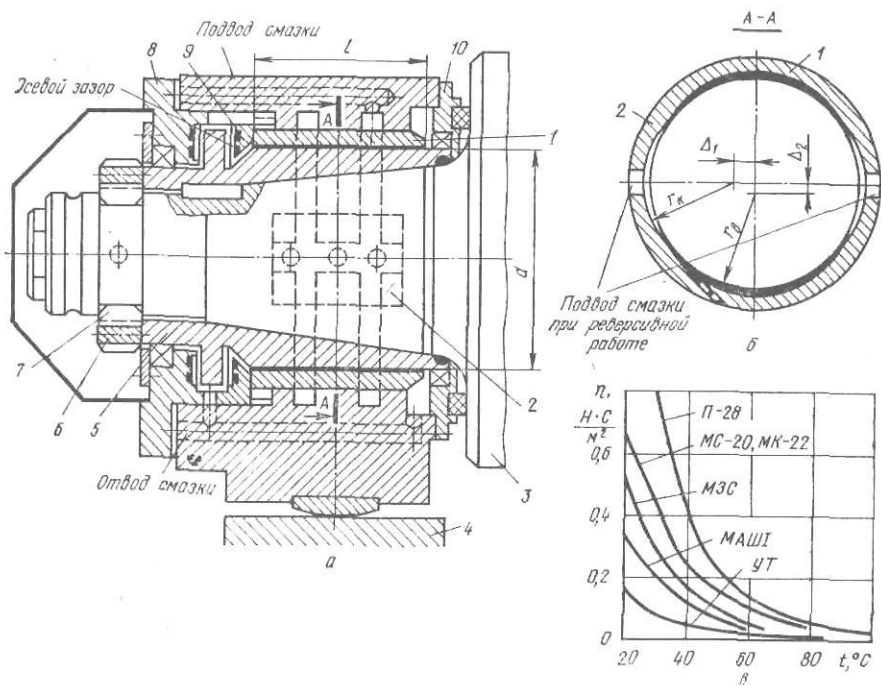


Рис. III.12. Конструктивные элементы подшипника жидкостного трения и вязкость масел, применяемых для смазки ПЖТ:

a — принципиальная схема конструкции подшипника; *б* — смещение центра расточки втулки-вкладыша; *в* — зависимость абсолютной (динамической) вязкости масел от температуры (марки масел: турбинное УТ, авиационное МЗС, МС-20, МК-22, машинное I и прокатное П-28 брйтсток)

83 % Sn, 6 % Cu и 1 % Sb). Поверхность баббитовой заливки обрабатывают по 10-му классу шероховатости ($H_{cp} < 0,8$ мкм) и после приработки в подшипнике она также приобретает зеркальный вид. Номинальный внутренний диаметр втулки $d_v = d_{ц} + 2\delta$, где δ — радиальный зазор в подшипнике, определяемый при гидродинамическом расчете [см. формулу (III.24)]. Обычно $\delta = 100 \div 200$ мкм.

Для передачи осевых усилий от вала 3 на корпус подушки (закрепленной в станине 4) на втулке-цапфе 5 предусмотрен кольцевой бурт опирающийся с одной стороны на кольцо 9 (из двух полуколец), с другой — на кольцо-крышку 8. Торцы этих колец также выполнены с баббитовой заливкой. Для предохранения от осевого смещения втулки-цапфа закреплена на цапфе резьбовым кольцом 6 с полукольцами 7. В некоторых подшипниках для восприятия осевой нагрузки устанавливают дополнительные упорные шариковые или роликовые подшипники (см. рис. III.14). Чтобы обеспечить полную герметичность рабочих поверхностей и исключить проникновение пыли и влаги, предусмотрены тщательные уплотнения в торцевых крышках 8 и 10.

Для улучшения условий подачи и «затягивания» масла в масляный клин во втулке-вкладыше предусмотрены масляные карманы 2 (на длине $\approx 0,8 l$) с обеих сторон (для возможности реверсивного вращения цапфы), образуемые расточкой вкладыша из центров, смещенных на величину $\Delta_1 = 15 \div 25$ мм. Смазка под давлением 100—300 кПа (избыточным) поступает в масляные карманы через отверстия во втулке, соеди-

ненные с кольцевыми полостями в корпусе подушки; к торцу последней смазка подается по маслопроводу из циркуляционной смазочной системы после тщательной (тонкой) очистки в фильтрах. Из подшипника масло удаляется в осевом направлении вкладыша на участке с максимальным радиальным зазором, т. е. со стороны, противоположной масляному клину.

Из кривых, приведенных на рис. III.11, следует, что с целью увеличения грузоподъемности масляного клина C (при $e_0 = \text{const}$) желательны наименьшие значения толщины смазочного слоя h_{min} (< 10 мкм). Однако чрезмерные уменьшения h_{min} при работе недопустимы, так как при этом может возникнуть контакт неровностей поверхностей трения и нарушение режима жидкостного трения. Поэтому более рациональным является уменьшение радиального зазора $\delta = r_{\text{в}} - r_{\text{ц}}$ в области трения, для чего приходится усложнять технологию обработки втулки, применяя обработку ее из смещенных по вертикали центров на величину $\Delta_2 = 100 \div 400$ мкм (для подшипников с $d > 0,3$ м, как показано на рис. III.12, б). При этом зазор по диаметру в ненагруженной зоне будет значительным, что необходимо для обеспечения лучшей прокачки масла через подшипники и интенсивного его охлаждения, т. е. для того, чтобы предупредить повышение рабочей температуры и понижение вязкости масла, а значит, и понижение грузоподъемности масляного клина [см. формулу (III.23)].

При соблюдении приведенных выше технологических требований по изготовлению подшипников и правильной их эксплуатации (высококачественная очистка масла двойным тонким фильтрованием, тщательные торцовые уплотнения и т. д.) подшипники будут работать в условиях жидкостного трения, т. е. практически без износа. Срок службы такого подшипника составляет 50—100 тыс. ч и более. При смене валков узел подшипников не надо разбирать. Он остается герметичным. Ревизия (осмотр поверхностей трения) осуществляется в специальных помещениях не чаще раза в 2—3 года.

Из сказанного следует, что грузоподъемность масляного клина возникает только в результате гидродинамического эффекта (т. е. при затягивании масла вращающейся цапфой). Поэтому перед пуском стана значительная внешняя нагрузка на цапфы (предварительное поджатие валков) недопустима, так как при этом масло будет выдавлено из-под цапфы и в момент пуска и разгона стана подшипники будут работать в условиях полужидкостного трения, что повлечет за собой износ трущихся поверхностей и ухудшение в дальнейшем условий работы в режиме жидкостного трения (снижение грузоподъемности масляного клина ввиду увеличения высоты микронеровностей и h_{min}).

Основными параметрами ПЖТ являются диаметр и длина баббитовой заливки ($d \times l$). Для компенсации прогиба валка подушки с ПЖТ сверху и внизу опираются на сферические подпятники.

Гидродинамические ПЖТ обеспечивают жидкостное трение между втулкой и цапфой при высоких скоростях, когда вращающаяся с большой скоростью цапфа увлекает за собой смазку и образуется масляный клин, давление в котором уравнивает внешнюю нагрузку. В переходных режимах работы прокатного стана (при пуске, реверсе, при заправочной скорости под полным давлением на валки) жидкостное трение не обеспечивается, увеличивается момент трения в подшипниках и затрудняется их эксплуатация.

При изменении частоты вращения валков изменяется толщина смазочного слоя в подшипниках и вследствие этого изменяется толщина прокачиваемой полосы (образуется разнотолщинность).

Гидростатические ПЖТ (без образования масляного клина) для уравнивания внешней нагрузки требуют постоянного высокого давления смазки в специальных карманах во втулке подшипника. Однако обеспечение надежной и непрерывной работы сложной системы смазки при высоком давлении практически невозможно, поэтому эти подшипники в опорах валков прокатных станов не применяются.

Гидростатодинамические ПЖТ являются подшипниками комбинированного типа: смазка под высоким давлением подается в подшипник только в период переходных режимов работы стана (при пуске, торможении и при работе на небольших скоростях); при установившемся режиме работы стана (при больших скоростях) высокое давление

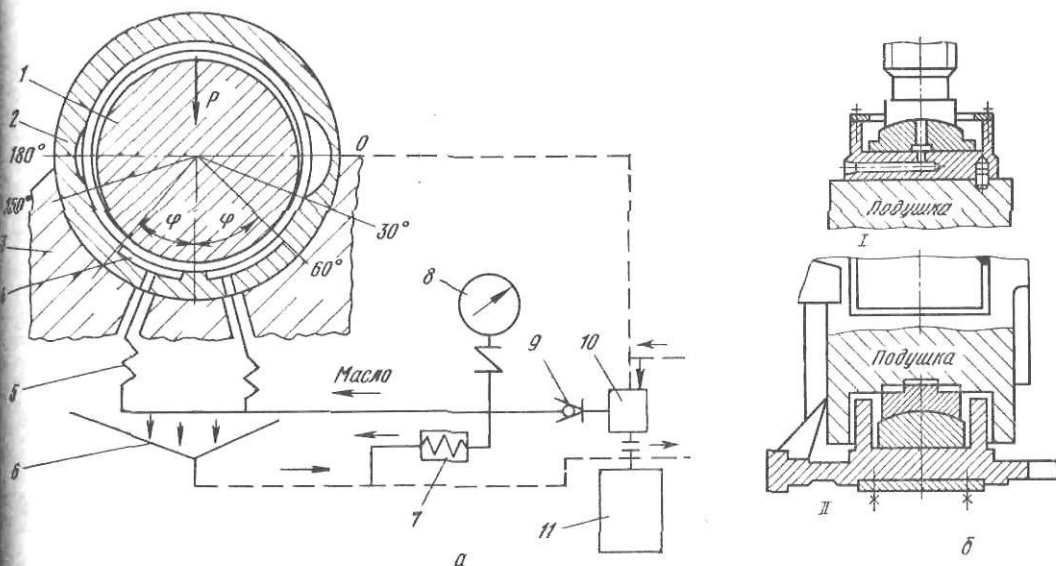


Рис. III.13. Схема гидростатодинамического ПЖТ с дополнительной системой гидростатического подпора а (1 — цапфа валка; 2 — втулка подшипника; 3 — корпус подшипника; 4 — дуговые узкие карманы; 5 — капиллярные трубки; 6 — сливные карманы; 7 — предохранительный клапан; 8 — манометр; 9 — обратный клапан; 10 — насос высокого давления; 11 — электродвигатель; б — подпятники для самоустановки верхней (I) и нижней (II) подушек

смазки автоматически выключается и жидкостное трение в подшипнике обеспечивается масляным гидродинамическим клином, образующимся при высоких скоростях вращения цапфы и при подаче смазки под обычным для ПЖТ давлением (100—150 кПа).

Схема гидродинамического ПЖТ показана на рис. III.13, а. На рабочей (нижней) поверхности втулки имеются четыре углубления-кармана, в которые в переходные режимы подается смазка под давлением 50 МПа. Карманы выполнены в виде узких канавок на дуге около 40° , что незначительно уменьшает рабочую опорную площадь вкладыша, воспринимающую внешнюю нагрузку; расход смазки на один подшипник около 8 л/мин. Распределение смазки между карманами осуществляется капиллярными трубками, предотвращающими утечку масла через какой-либо один карман при перекосе подшипника.

Обычная система смазки ПЖТ имеет дополнительную систему высокого давления: насос, обратный клапан, предохранительный клапан и манометр. Насос включается автоматически, когда скорость цапфы снижается до определенной величины (2—3 м/с); питание насоса — от напорного трубопровода низкого давления системы ПЖТ; слив масла из подшипника по общему сливному трубопроводу. Выключается насос также автоматически, когда скорость цапфы оказывается достаточной для создания гидродинамического режима подшипника (образования масляного клина).

Шейки валков изготавливают коническими по следующим соображениям:

1) для того чтобы легко можно было бы снять подшипники с шейки валка, на которую смазка подводится по небольшим радиальным отверстиям;

2) коническая шейка в сечении около бочки прочнее цилиндрической,

В подшипниках жидкостного трения нового типа для восприятия осе- так как диаметр ее больше.

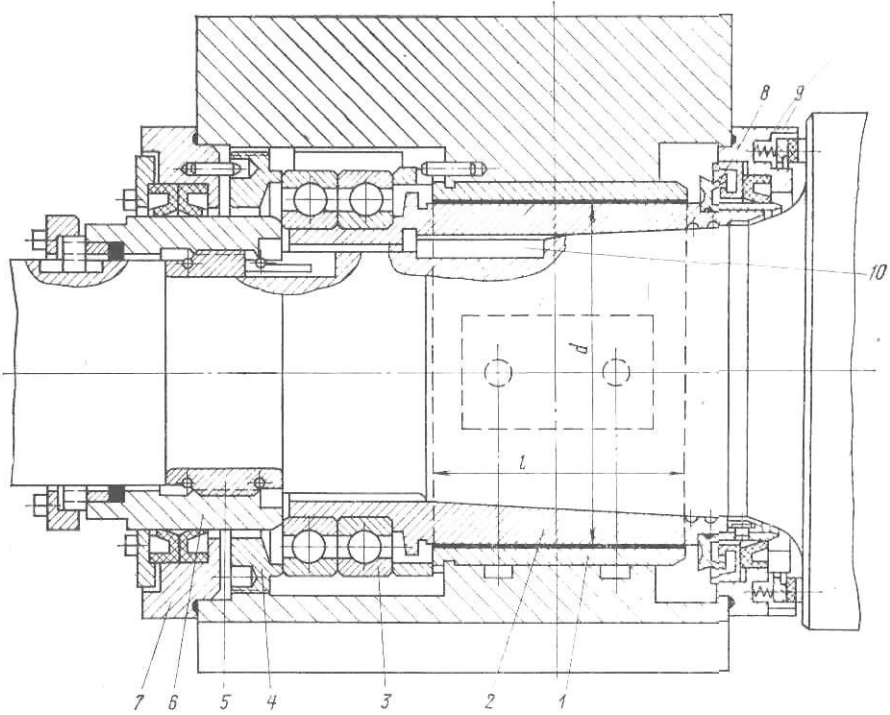


Рис. III.14. Подшипник жидкостного трения конструкции ЭЗТМ диаметром 140—400 мм:
 1 — втулка-вкладыш; 2 — втулка-цапфа; 3 — упорный узел шарикоподшипника; 4 — гайка для установки минимального осевого зазора в подшипнике; 5 — резьбовое полукольцо; 6 — гайка для фиксации конусной втулки на валке; 7 — узел передней крышки с манжетными уплотнениями; 8 — кольцо-насадка; 9 — узел задней крышки с радиальным (манжетным) и торцевым (текстолитовым) уплотнениями; 10 — шпация

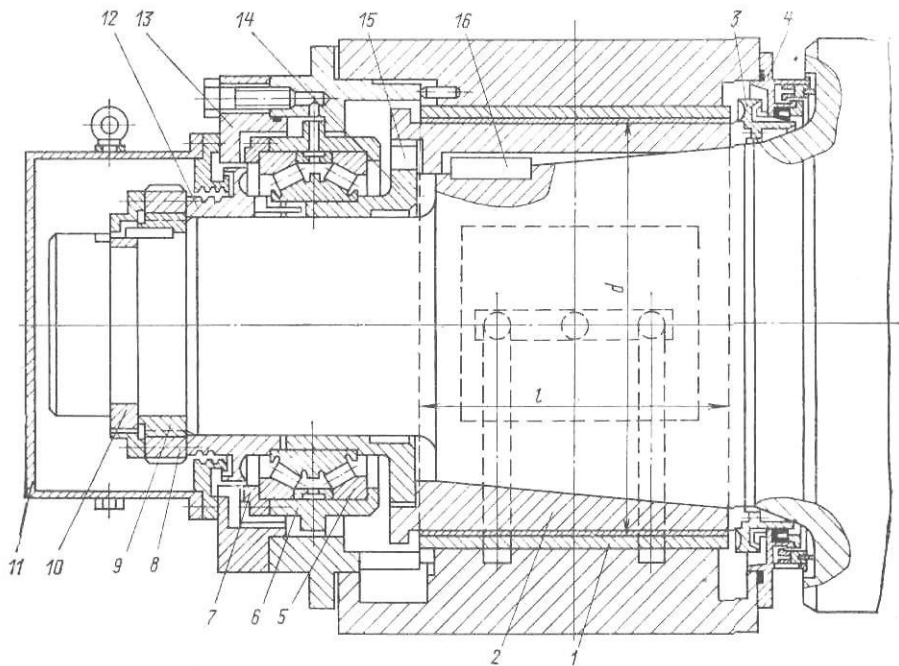


Рис. III.15. Подшипник жидкостного трения конструкции ЭЗТМ диаметром 450—1320 мм:
 1 — втулка-вкладыш; 2 — втулка-цапфа; 3 — кольцо-насадка; 4 — узел задней крышки с манжетным и торцевым текстолитовым уплотнениями; 5 — упорный узел с роликовым коническим подшипником; 6 — стакан; 7 — фиксирующая крышка; 8 — фиксирующая гайка; 9 — кольцо; 10 — разъемные полукольца; 11 — крышка-кожух; 12 — передняя насадка; 13 — узел передней крышки; 14 — втулка; 15 — шпонка-фиксатор; 16 — шпонка

вых усилий устанавливают шариковые или конические роликовые подшипники на конце шейки, как показано на рис. III.14 и III.15.

Величина коэффициента трения в подшипнике зависит от вязкости масла.

В большинстве случаев для тяжело нагруженных подшипников прокатных станов применяют хорошо очищенное вязкое масло П-28 (брайтсток); масляная пленка в подшипнике способна выдерживать давление до 25 МПа. Для высокоскоростных и легко нагруженных подшипников можно применять менее вязкое турбинное масло марки УТ.

Для подшипников жидкостного трения устанавливают отдельную масляную систему. Масло из резервуара засасывается шестеренчатым насосом, подается в фильтр, проходит через охладитель (в летнее время) и при давлении $\sim 0,1$ МПа подается в подшипник. Электродвигатель привода насоса заблокирован с регулятором давления; если давление в сети недостаточно, то автоматически включается двигатель шестеренчатого насоса.

Подшипники качения для валков прокатных станов

Подшипники качения широко применяют для валков четырехвалковых клетей станов горячей и холодной прокатки листов, а также заготовочных и сортовых станов. Для валков этих станов применяют исключительно роликовые подшипники с коническими роликами (двухрядные и четырехрядные), так как они хорошо самоустанавливаются и способны воспринимать большие осевые нагрузки.

Роликовые подшипники для валков прокатных станов изготавливают на подшипниковых заводах по специальным заказам, так как они должны соответствовать предъявляемым специфическим требованиям: выдерживать большие нагрузки и иметь габариты, необходимые для монтажа их в подушках валков.

Например, подшипник для больших станов холодной прокатки должен выдерживать давление до 10—15 МН. Наружный диаметр такого подшипника составляет более 1 м и масса его превышает 2 т.

В четырехвалковых клетях станов горячей и холодной прокатки подшипники жидкостного трения устанавливают только на опорных валках; на рабочих валках вследствие сравнительно небольших давлений на шейке и ограниченности габаритов ПЖТ применяют весьма редко, вместо них устанавливают конические роликовые подшипники.

На рис. III.16 приведен общий вид рабочего валка, установленного на роликовых подшипниках (шейка валка цилиндрическая).

На каждой шейке рабочего валка установлен четырехрядный конический роликовый подшипник. Смазка подшипников осуществляется от автоматической централизованной системы густой смазки (отверстия для подвода смазки см. на рис. III.30).

На рис. III.17 показан общий вид опорного валка того же стана. Четырехрядный конический роликоподшипник закреплен в подушке наружным упорным 1 и внутренним распорным кольцом 2. Распорное кольцо 2 прижимается к внутреннему кольцу роликоподшипника другим кольцом 3, навинчиваемым на полукольца 4, укрепленные в расточке на конце валка. Для предохранения подшипника от пыли с обеих сторон в подушке предусмотрены севанитовые уплотнения.

При установке отдельных элементов подшипника на шейке и в корпусе необходимо соблюдать порядок расположения деталей подшипника согласно маркировке. В случае, если дистанционные кольца не будут поставлены на свои места, появится различная «осевая игра» между отдельными рядами роликов и нарушится условие равномерного распределения нагрузки между четырьмя рядами роликов.

Для облегчения монтажа и демонтажа подшипниковых узлов и повышения прочности шеек рабочих валков четырехвалковых клетей в последние годы стали применять роликовые конические подшипники с внутренними конусными отверстиями (рис. III.18).

Так как валки вследствие их износа необходимо часто менять и перешлифовывать или перетачивать на станке, то с целью удобства монтажа и демонтажа роликовые подшипники обычно устанавливают с гарантированным посадочным зазором (см. рис. III.17). При установке подшипника его внутреннее отверстие и шейку валка смазывают тонким слоем густой смазки. Однако, при работе внутренние кольца подшипни-

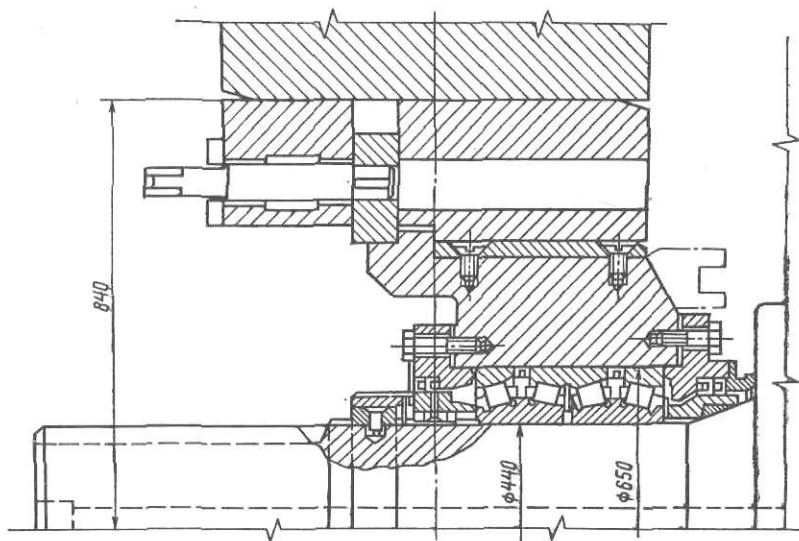


Рис. III.16. Установка рабочего валка четырехвалкового стана 2800 для прокатки дюралюминия на роликовых конических подшипниках

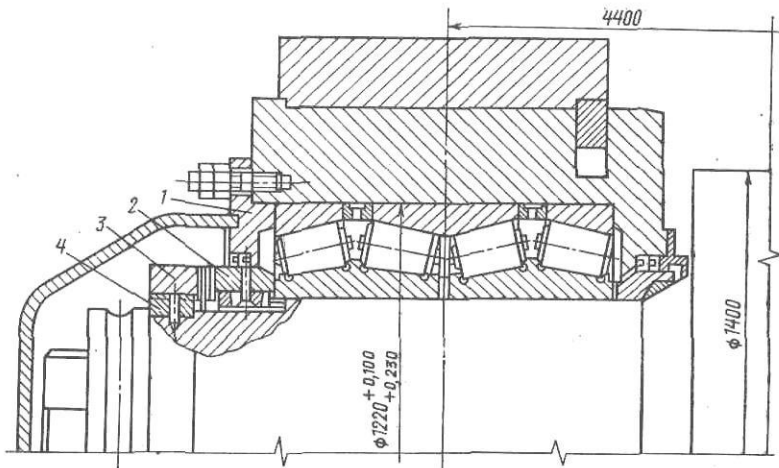


Рис. III.17. Установка опорного валка стана 2800 на роликовых конических подшипниках

ка часто проворачиваются, что приводит к задирам и износу этих поверхностей, особенно шеек валка. Для уменьшения износа этих поверхностей к ним подводят смазку (из осевого канала-резервуара от торца шейки) с различными присадками (графит, сернистый молибден), делают винтовые канавки на посадочных поверхностях и т. п. Однако эти меры являются малоэффективными, особенно при прокатке со скоростью более 6 м/с.

Многорядные подшипники с цилиндрическими (а не коническими) роликами имеют внутренние кольца, взаимозаменяемые по наружному диаметру, т. е. обработанные с большой точностью. Внутренние кольца монтируют на шейки валков с неподвижной посадкой: при смене валков внутренние кольца остаются на шейках валков. При переточке и пере-

шлифовке бочки, валок устанавливают в люнетах станка по наружному (весьма точному) диаметру внутренних колец, поэтому эксцентricность бочки валка может быть полностью исключена, в результате чего повышается точность проката (уменьшается разнотолщинность полосы). Детали подшипника (цилиндрические ролики и внутренние кольца) имеют весьма простую конфигурацию, поэтому их можно обрабатывать с высокой точностью.

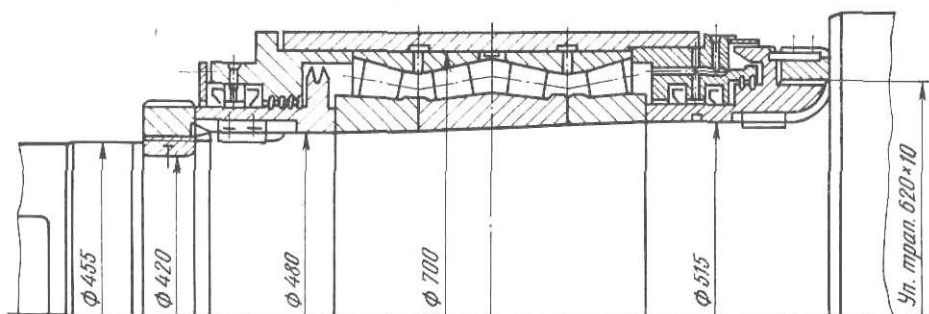


Рис. III.18. Установка рабочего валка с конической шейкой четырехвалкового стана 2000 на роликовых конических подшипниках

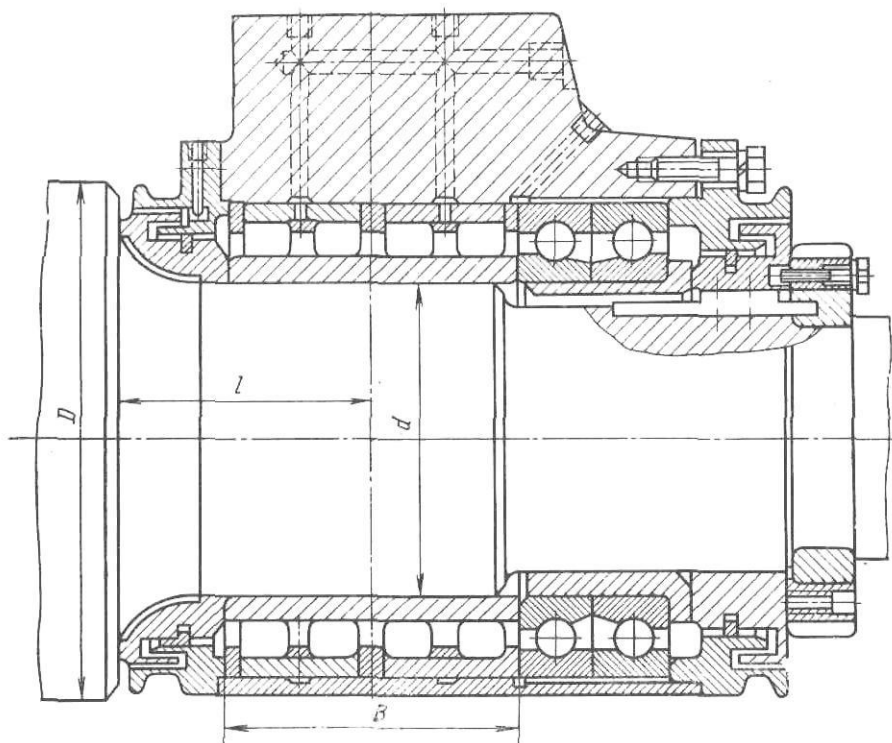


Рис. III.19. Фиксирующая опора валка на четырехрядном подшипнике с цилиндрическими роликами (шейка валка коническая или цилиндрическая с диаметром под подшипник 500—950 мм)

Указанные выше преимущества позволяют применять многорядные подшипники с цилиндрическими роликами в опорах валков при больших скоростях прокатки (30—40 м/с) на листовых, сортовых и проволочных станах (рис. III.19).

Как известно, подшипники типа ПЖТ имеют существенный недостаток: при изменении окружной скорости вращения цапфы изменяется толщина масляного клина, что отрицательно влияет на точность проката (изменяется разнотолщинность полосы). Точно изготовленные (прецизионные) подшипники с цилиндрическими роликами не имеют этого

недостатка, поэтому в последние годы наметилась тенденция на станах горячей и холодной прокатки тонкой полосы устанавливать подшипники качения с цилиндрическими роликами не только на рабочих валках, но и на опорных (вместо ПЖТ).

С целью повышения нагрузочной способности и улучшения отвода тепла в подшипники качения необходимо подавать жидкую (а не густую) смазку. Весьма рациональной является смазка масляным туманом; подача распыленного воздухом масла (тумана) в этом случае осуществляется специальными насадками, смонтированными в корпусе подшипника и имеющими отверстия определенного диаметра.

Для восприятия осевых усилий в фиксирующих опорах валков (со стороны перевалки) рядом с многорядными подшипниками (с цилиндрическими роликами) устанавливают шариковые или роликовые радиально-упорные подшипники (см. рис. III.19). В нефиксированных (плавающих) опорах для удержания подушки на шейке валка рядом с многорядным подшипником (с цилиндрическими роликами) устанавливают однорядные радиальные шарикоподшипники.

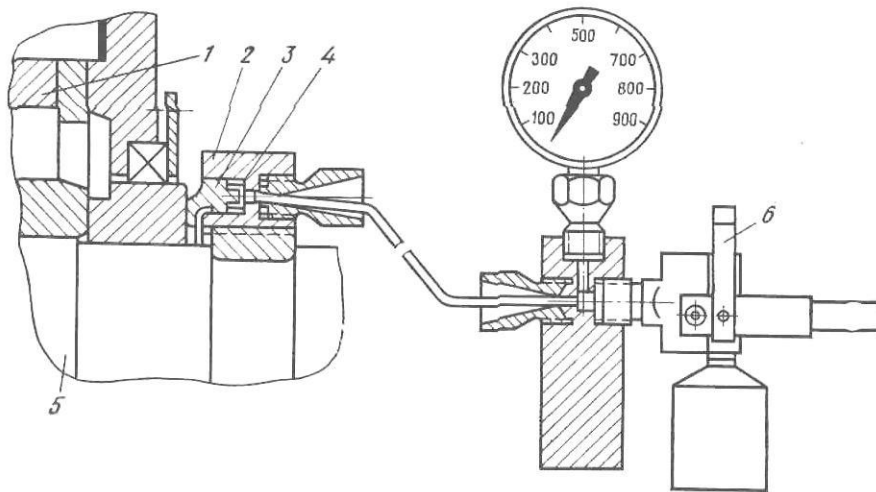


Рис. III.20. Напрессовка роликового подшипника, имеющего внутреннее конусное отверстие, на конусную шейку валка при помощи гидравлической гайки

На новых высокоскоростных прокатных станах применяют неподвижную посадку роликового подшипника на шейку, что исключает износ посадочных поверхностей. Легкость монтажа и демонтажа подшипника обеспечивается применением способа гидрораспора, при котором напрессовка и распрессовка неподвижных соединений осуществляются с помощью масла, подаваемого под высоким давлением (50—100 МПа). Следует, однако, указать, что этот способ эффективен только для напрессовки и распрессовки соединений с конусными посадочными поверхностями и распрессовки (демонтажа) цилиндрических соединений; напрессовку (монтаж) последних легче всего осуществить посадкой на цилиндрическую шейку предварительно нагретого (до 80—90 °С) подшипника с цилиндрическим внутренним отверстием.

Напрессовку роликоподшипника 1 на конусную шейку осуществляют с помощью гидравлической гайки (домкрата) с кольцевой проточкой, в которую вставляют поршень (кольцо) 3 с уплотнением 4 (рис. III.20). После посадки (без натяга) подшипника 1 на шейку валка 5 вместо резьбовой гайки (см. рис. III.17) устанавливают гидравлическую гайку 2. Масло под поршень нагнетают ручным плунжерным насосом 6.

При перемещении поршня влево на 3—5 мм происходит напрессовка подшипника на конусную втулку; при этом усилие натяга определяют по величине перемещения поршня или по показаниям манометра. После

напрессовки подшипника гидравлическую гайку заменяют обычной резьбовой.

Распрессовку (снятие подшипника после снятия деталей 2—4, см. рис. III.20) осуществляют последовательной подачей масла под давлением к трем посадочным конусным поверхностям по радиальным и осевым отверстиям на конце шейки вала. В этом случае к отверстиям на торце шейки вала последовательно присоединяют штуцер, соединенный при помощи стальной трубки с плунжерным ручным насосом. Для обеспечения герметичности соединения на концах трубок предусмотрены шаррики, зажимаемые штуцерами. Тончайшая пленка масла (0,02—0,03 мм), находящаяся под высоким давлением на посадочных конусных поверхностях, создает упругую деформацию: сжатия шейки и расширения (распора) внутреннего кольца подшипника, благодаря чему демонтаж подшипника (вместе с подушкой) не вызывает затруднений.

Усилия, требующиеся для напрессовки (P_n) и распрессовки (P_p) подшипника с конусным отверстием (обычно конусность $k=1:12=0,083$), можно определить по формулам:

$$P_n = \pi p d b (f + 0,5k); \quad P_p = \pi p d b (f - 0,5k),$$

где p — давление масла, в 2—2,5 раза превышающее давление, возникающее от натяга на посадочных поверхностях (что необходимо для дополнительной упругой деформации кольца, равной толщине масляной пленки при гидрораспоре). Так как при посадке подшипника с гарантированным натягом обычно достаточно давление 22—25 МПа, то для гидрораспора необходимо давление масла $p=50-70$ МПа; f — коэффициент трения; при гидрораспоре минеральным маслом (машинное Л, веретенное З и т.п.) можно принимать $f=0,02$; $\pi a b$ — площадь контактной поверхности внутреннего кольца роликового подшипника.

После подстановки значений k и f получим $P_n=0,2 p d b$; $P_p=-0,06 p d b$.

Знак минус в формуле для P_p показывает, что при конусности шейки $k=1:12$ для осуществления распрессовки при гидрораспоре не требуется приложения внешнего осевого усилия.

Подшипники качения для рабочих валков выбирают из условия их долговечности (например, 10 тыс. ч непрерывной работы), принимая при этом, что на подшипник действует осевое усилие от вала, которое не превышает 2% от радиального усилия на валки P при прокатке полосы ($Q \leq 0,02 P$).

Однако, вследствие износа направляющих планок на станинах, неточных монтажных зазоров в окне станин между правыми и левыми подушками, на практике наблюдается значительный перекося осей рабочего и опорного валков по длине их бочки (в горизонтальной плоскости), вызывающий значительное увеличение осевого усилия Q и разрушение подшипника. Поэтому необходимо регулярно проверять взаимное положение опорного и рабочего валков, не допускать угол перекося валков более $[(2 \div 10)']$, т. е. $\beta < 0,003$ и подавать смазку в контакт между валками с целью уменьшения осевого усилия Q .

Смазка и уплотнение подшипниковых узлов

Применение смазки необходимо для сведения к минимуму потерь на трение и уменьшения износа трущихся поверхностей. Для смазки прокатного оборудования, в том числе и подшипниковых узлов, применяют минеральные (не растительные и не животные, которые очень дороги) масла, получаемые при переработке нефти. После возгонки бензина и керосина при переработке нефти остается мазут, являющийся исходным сырьем для получения различных масел.

Жидкие масла (марки П-28 или брайтсток, пары 2200 и 2900, цилиндрическое 24, автотракторное АК-10 и турбинное УТ) одновременно служат и для охлаждения трущихся поверхностей. По сравнению с густыми мазями они обладают рядом преимуществ: допускают более

высокие скорости вращения валков, более высокие температуры внутри подшипника, лучше работают в условиях низких температур (густые смазки загустевают и вызывают излишний расход энергии на трение). Подача жидкой смазки к узлам трения и возврат ее для очистки и охлаждения осуществляются циркуляционными автоматическими системами.

Густые консистентные смазки (мази) получают в результате смешивания жидких минеральных масел с загустителями (кальциевые — для солидолов и натриевые мыла).

Густые смазки применяют реже жидких масел. Основное преимущество густых смазок состоит в том, что они не требуют сложных уплотнений и сами являются уплотнениями, защищая трущиеся поверхности (подшипники качения) от попадания пыли, грязи и воды. Так как осуществить циркуляцию густых смазок невозможно, то густая смазка, подаваемая в подшипниковые узлы, расходуется безвозвратно. Для этих узлов применяют специальную густую смазку ИП-1, периодически по-

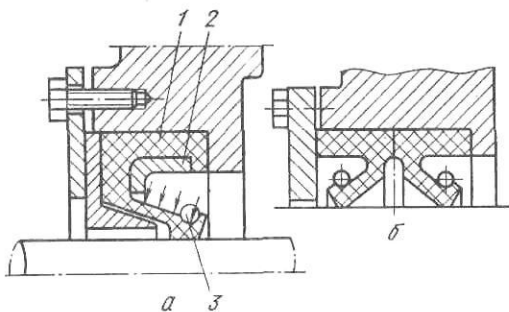


Рис. III.21. Манжетные уплотнения из маслостойкой резины:

а — с металлическим внутренним кольцом и с поддерживающим наружным кольцом (1 — воротник; 2 — каркас; 3 — пружина); б — бескаркасное двойное

даваемую автоматическими централизованными станциями.

Чтобы жидкая смазка не вытекала из узлов трения, а также для предохранения этих узлов от воды, пыли и окалина, применяют специальные уплотнительные кольца из маслостойкой резины. Резиновые манжетные уплотнения (кольца) более стойки, чем кожаные, последние быстро изнашиваются и выкрашиваются. Резиновые уплотнения применяют двух типов: бескаркасные и с металлическим распорным кольцом (рис. III.21). Бескаркасные уплотнения менее жесткие. Постоянное давление на вал, обеспечивающее герметичность уплотнения, создается при помощи стальной витой пружины (браслета), соединенной замком в кольцо. Если в подшипниковом узле избыточное давление масла превышает 100 кПа, то для предотвращения прогиба резиновой манжеты применяют дополнительное поддерживающее штампованное металлическое кольцо Г-образного сечения (каркас).

Смазка масляным туманом. В узлы трения большинства машин необходимо непрерывно подавать весьма небольшое количество смазывающего вещества. Например, для обычного шарикового подшипника с внутренним диаметром 100 мм расход масла составляет менее 1 г/ч. Наиболее экономичным способом является непрерывная подача масла в виде масляного тумана. Однако, при этом необходимо иметь в виду следующие условия:

1. Масляный туман образуется путем эффективного распыления масла сжатым воздухом, при этом в сжатом воздухе не должно быть капельной влаги (которая вызывает коррозию в трубопроводах и узлах трения) и твердых механических частиц.

2. Если в узлах трения имеются высокие скорости и большие нагрузки, вызывающие значительное тепловыделение, требуется обильное охлаждение узла, что более эффективно можно достигнуть применением обычно жидкой циркуляционной смазкой; смазка масляным туманом в этом случае непригодна.

3. При смазке масляным туманом для обеспечения герметизации узла трения требуется надежное уплотнение его.

Устройство (рис. III.22) для образования масляного тумана (генератор) состоит из бака-резервуара 5, форсунки 2 (сопло Вентури), всасывающей трубки 3 и отражателя 4. За счет перепада давления подавае-

мого с большой скоростью сжатого воздуха на входе в форсунку и на выходе из сопла Вентури образуется масляный туман; крупные частицы тумана и масла отражаются и стекают в бак; мелко-дисперсные (2—5 мкм) частицы масляного тумана (концентрацией не более 5 г/м³) направляются в трубопровод и далее к узлу трения. В новых конструкциях генераторов вместо сопла Вентури применяют распылители вихревого

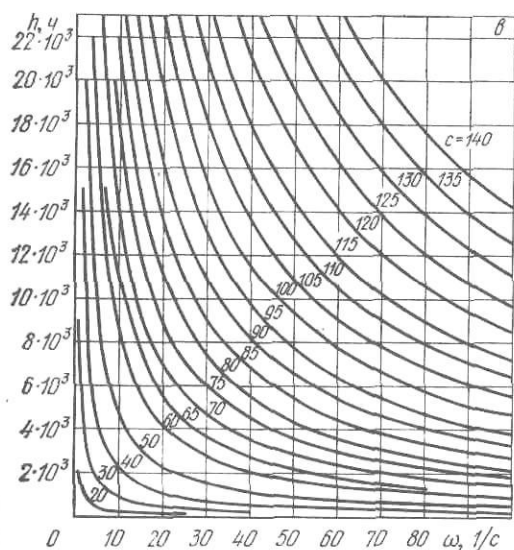
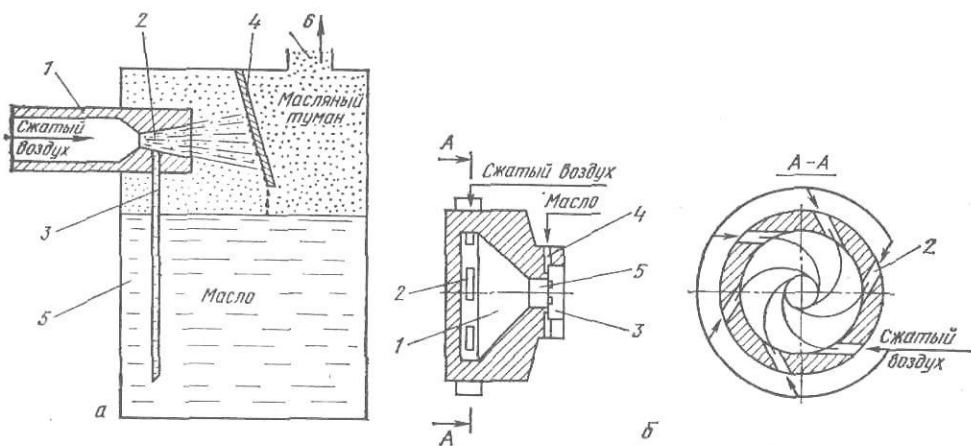


Рис. III.22. Схема генератора масляного тумана а (1 — труба для подвода сжатого воздуха; 2 — сопло Вентури; 3 — всасывающая трубка; 4 — отражатель; 5 — резервуар для масла; 6 — отвод масляного тумана); схема распылителя вихревого типа б (1 — вихревая камера; 2 — тангенциальные каналы для подвода сжатого воздуха; 3 — эжекционная камера; 4 — каналы для подвода масла; 5 — сопло и график для определения долговечности подшипников качения) в

типа, в которых достигается весьма высокая (дозвуковая) скорость распыления.

Масляный туман — дисперсная система (аэрозоль), состоящая из воздуха и масла. Эта система является неустойчивой, т. е. способной к самопроизвольной коагуляции, поэтому для подвода масляного тумана от генератора до узла трения применяют вертикально-наклонные трубопроводы небольшой длины (10—20 м).

В то же время в узлах трения должны быть обеспечены полная коагуляция (конденсация) масляного тумана и выделяющиеся капли масла должны беспрепятственно проходить через зону трения. С этой целью конденсирующие устройства необходимо предусматривать не на входе в узел трения (например, в входном канале корпуса подшипника), а в самой зоне трения (в виде каналов небольшого сечения в дистанционных кольцах по всей окружности подшипника).

Ниже приведены характеристики системы смазки масляным туманом (ССМТ) четырех подшипников качения двух рабочих валков четы-

рехвалковой клетки дрессировочного стана 1700 от одного генератора масляного тумана: расход масла 100 г/ч; расход воздуха 20 м³/ч; давление и температура сжатого воздуха перед генератором 0,4 МПа, 50 °С; давление масляного тумана 0,02 МПа; концентрация масляного тумана 5 г/м³; степень конденсации масла в подшипниках 95 %. Из общей цеховой магистрали сжатый воздух проходит через фильтр-влагоотделитель, осушитель, электроподогреватель и поступает в генератор; масляный туман по трубопроводам направляется со скоростью 3—5 м/с в подшипниковые узлы рабочих валков, проходит через конденсационные каналы в подшипниках, укрупняется в капли и осаждается на поверхностях трения роликовых подшипников; воздух, благодаря хорошим уплотнениям подшипников, находится под избыточным давлением и выходит в атмосферу через специальные отверстия в подушках валков.

Трубопроводы масляного тумана подводятся к подшипникам валков только с одной стороны (со стороны смены валков) при помощи шлангов с быстроразъемным соединением.

Экономическая эффективность применения системы смазки масляным туманом достигается благодаря экономии смазочных материалов, повышения срока службы подшипников качения, повышения качества прокатываемого металла, снижения трудоемкости обслуживания подшипниковых узлов и повышения культуры производства. По данным эксплуатации дрессировочного стана 1700 при обычной ранее применявшейся густой смазке (ИП-1) годовой расход смазки на один подшипник составлял 3000 кг, а при применении жидкой смазки масляным туманом 200 кг, т. е. уменьшился в 15 раз. Весьма эффективно также применение смазки масляным туманом шарниров (качения и скольжения) универсальных шпинделей, направляющих планок в станинах рабочей клетки, винтовых пар нажимных механизмов и т. п.

Пример 20. Выполнить поверочный расчет подшипника жидкостного трения ПЖТ 140—105 чистой клетки непрерывного проволочного стана с диаметром валков $D=0,25$ м.

Дано: максимальная радиальная нагрузка на подшипник при прокатке $Y=50$ кН; $d_{\text{ц}}=0,14$ м; $l=0,105$ м; $l/d=0,75$; смазка — турбинное масло УТ; рабочая температура подшипника $t_{\text{раб}}=50$ °С, вязкость масла при этой температуре $\eta=0,032$ Н·с/м² (см. рис. III.12, в); материал валков — легированный чугун, для которого $E=1,5 \times 10^5$ МПа; скорость прокатки $v=30$ м/с; угловая частота вращения валков $\omega=2v/D=2 \cdot 30/0,25=240$ 1/с; окружная скорость вращения цапфы $u=\omega r_{\text{ц}}=240 \cdot 0,07=16,8$ м/с.

1. Определяем среднее давление в подшипнике (по проекции его диаметра):

$$p = \frac{Y}{ld_{\text{ц}}} = \frac{50\,000}{0,105 \cdot 0,14} = 3,4 \text{ МН/м}^2 = 3,4 \text{ МПа}.$$

Для подшипника скольжения с заливкой из высокооловянистого баббита Б83 доступно $p \leq 22$ МПа.

2. Для заданной внешней нагрузки на подшипник Y и среднего давления в подшипнике p определим коэффициент грузоподъемности масляного клина по формуле (III.23):

$$C = \frac{3,4 \cdot 10^6}{0,4 \cdot 0,032 \cdot 16,8 \cdot 0,105} = 0,15 \cdot 10^9 \text{ (1/м}^2\text{)} = 15 \cdot 10^{-5} \text{ (1/мкм}^2\text{)}.$$

Чтобы работа подшипника была более устойчивой (без вибрации цапфы), принимаем относительный эксцентриситет $e_0=0,75$, при котором $\delta/h_{\text{min}}=4$. По формуле (III.24) или по кривой на рис. III.12 для $C=0,15$ находим $\delta=141$ мкм; $h_{\text{min}}=35,25$ мкм (точка А).

3. При изготовлении подшипника допустимы предельные допуски по диаметру: втулки-вкладыша $+24$ мкм и втулки-цапфы -18 мкм. Суммарный предельный допуск 42 мкм. Возможный радиальный максимальный зазор $\delta_{\text{max}}=\delta+42=183$ мкм. При этом зазоре требуемая грузоподъемность масляного клина U будет достигнута при $h_{\text{min}}=30,2$ мкм (точка В).

Определим критическую минимальную толщину масляного слоя, при которой может возникнуть полужидкостное трение. Средняя суммарная высота микронеровностей цапфы и втулки, согласно ГОСТ 2789—73, равна $H_{\text{ср}}=0,25+0,8=1,05$ мкм. Учтем также прогиб конической цапфы (при изгибе валка), равный около $0,5H_{\text{ср}}$ и возможную максимальную непрямолинейность (овальность) цилиндрических образующих рабочих поверхностей, допускаемую в пределах до 2 мкм, тогда $h_{\text{min,кр}} \approx 3,5$ мкм.

4. Определим коэффициент запаса ПЖТ по толщине масляного слоя при заданной нагрузке:

771/630

а) при номинальном радиальном зазоре

$$h_{\min}/h_{\min \text{кр}} = 35,25/3,5 \approx 10;$$

б) при максимальном радиальном зазоре

$$30,2/3,5 \approx 8,7.$$

Таким образом, при заданных условиях подшипник будет работать с большим запасом по толщине масляного слоя.

5. Определим коэффициент трения подшипника по формуле (III.25)

$$\mu = \pi\eta \frac{u}{\delta\rho} + \frac{\delta}{d_{\text{ц}}} = \pi \cdot 0,032 \frac{16,8}{141 \cdot 10^{-6} \cdot 340 \cdot 10^4} + \frac{141 \cdot 10^{-6}}{0,14} = 0,0046.$$

6. Определим расход масла, необходимый для прокатки через подшипник и поддержания постоянной его рабочей температуры $t_{\text{раб}} = 50^\circ\text{C}$ из условия следующего теплового баланса: тепловой поток от работы трения в подшипнике $A_{\text{тр}} = Y\mu u$ (Н·м/с) равен тепловому потоку, уносимому подогретым маслом из подшипника (пренебрегаем теплоотдачей через корпус подшипника в окружающий воздух):

$$A_{\text{тр}} = Qc\Delta t,$$

где Q — расход масла через подшипник, $\text{м}^3/\text{с}$; c — объемная удельная теплоемкость масла, равна $16 \cdot 10^3$ Дж/($\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$); Δt — разность температур масла при выходе из подшипника и входе в подшипник, $^\circ\text{C}$.

Приравнивая правые части этих уравнений, получим

$$Q = Y\mu u/c\Delta t. \quad (\text{III.26})$$

Принимая $t_{\text{вх}} = 30^\circ\text{C}$ и $\Delta t = 20^\circ\text{C}$, получим $Q = 0,12 \cdot 10^{-3}$ $\text{м}^3/\text{с}$ (0,12 л/с). Расход смазки на четыре подшипника одной чистовой клетки стана составит $0,48 \cdot 10^{-3}$ $\text{м}^3/\text{с}$ (0,48 л/с).

Пример 21. Определить долговечность роликовых подшипников в опорах рабочих валков четырехвалковой клетки стана $550 \times 1500 \times 2500$.

Дано: подшипник четырехрядный с наружным диаметром $D = 420$ мм и с внутренним конусным отверстием диаметром 280/300 мм; коэффициент работоспособности подшипника, гарантируемый заводом-изготовителем, $C = 1 \cdot 10^6$.

Расчетные параметры: скорость прокатки $v = 20$ м/с; угловая частота вращения валков

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{2v}{D} = \frac{2 \cdot 20}{0,55} = 73 \text{ 1/с}; \quad n = \frac{30}{\pi} \omega = 720 \text{ об/мин};$$

коэффициент динамичности (безопасности) $k_G = 1,5$; радикальная нагрузка на подшипник от разности натяжений полосы при прокатке $Q = T = 50$ кН.

1. Определяем долговечность подшипника по формуле

$$c = (nh)^{0,3} = \frac{10C}{Qk_G} = \frac{10 \cdot 1 \cdot 10^6}{50 \cdot 10^3 \cdot 1,5} = 134; \quad 0,3 (\lg 720 + \lg h) = \lg 134 = 2,125;$$

$$\lg h = \frac{2,125}{0,3} - \lg 720 = 7,04 - 2,856 = 4,184; \quad h = 15200 \text{ ч}$$

(т. е. около 2 лет при непрерывной работе, см. также рис. III. 22, а).

Пример 22. Определить долговечность роликового четырехрядного подшипника № 777/660, установленного на шейках опорного валка стана $500/1250 \times 1700$ для прокатки дуралюминия.

Дано: максимальное усилие на валок при прокатке $P = 20$ МН; максимальное и минимальное радикальные усилия, воспринимаемые подшипником: $R_{\text{max}} = 10$ МН; $R_{\text{min}} = 4$ МН; возможное среднее осевое усилие при прокатке, равное 5% от среднего радиального, $A = 0,3$ МН; средняя частота вращения шейки валка $n = 50$ об/мин; коэффициент работоспособности (по каталогу ГПЗ) $C = 17 \cdot 10^6$; угол контакта роликов с кольцом $\beta = 12^\circ$; $\text{ctg} \beta = 4,7$.

1. Для подшипников с большим углом β приведенную нагрузку на подшипник определяем по формуле

$$Q_{\text{пр}} = (R_{\text{ср}} + 0,77 \text{ctg} \beta A) = 8,1 \text{ МН}. \quad (\text{III.27})$$

2. Принимаем коэффициент динамической нагрузки (коэффициент безопасности) $k_G = 1,2$. Определяем долговечность подшипника (в часах) по формуле

$$(nh)^{0,3} = 10C / (Q_{\text{пр}} k_G). \quad (\text{III.28})$$

$$(nh)^{0,3} = (50h)^{0,3} = \frac{10 \cdot 17 \cdot 10^6}{8,1 \cdot 10^6 \cdot 1,2} = 17,5.$$

Логарифмированием находим: для $n = 50$ об/мин $h \approx 300$ ч. Практика эксплуатации стана показывает, что этот подшипник удовлетворительно работает значительно большее количество часов, поэтому следует признать каталожные данные коэффициента C заниженными.

3. Механизмы и устройства для установки и уравнивания валков

Чтобы процесс прокатки протекал нормально, валки должны занимать в рабочей клетки определенное положение. Для этого в каждой рабочей клетки предусмотрены следующие механизмы и устройства:

- а) вертикальной установки валков (нажимные механизмы);
- б) осевой установки валков;
- в) уравнивание верхнего валка.

Ниже рассмотрены конструкции этих механизмов и устройств.

Нажимные механизмы

Установка валков в вертикальной плоскости на большинстве станов осуществляется при помощи специального механизма с нажимными винтами, который называют также нажимным.

На всех листовых, полосовых и обжимных станах положение нижнего валка с подушками и подшипниками в рабочей клетки постоянно. Поэтому раствор между валками регулируется перемещением при помощи нажимного устройства только верхнего валка.

На станах с четырехвалковыми клетями, прокатывающих длинные полосы, для получения заданной толщины полосы корректировка обжатия осуществляется на ходу, поэтому нажимной механизм верхнего валка должен быть рассчитан на преодоление полного усилия, действующего на валки в процессе прокатки.

На сортовых двухвалковых и трехвалковых станах положение валков при прокатке не изменяется, необходимое расстояние между ними, требуемое калибровкой валков, устанавливают заранее, при настройке стана.

На сортовых двухвалковых станах с целью сохранения линии прокатки на постоянном уровне необходимое расстояние между валками для прокатки заданного профиля устанавливают перемещением верхнего и нижнего валков.

На сортовых трехвалковых станах средний валок устанавливают неподвижно, а настройку осуществляют перемещением верхнего и нижнего валков.

На тех станах, где положение верхнего валка должно изменяться после каждого прохода металла через валки (блюминги, реверсивные четырехвалковые станы и т. д.), это перемещение происходит во время пауз между проходами.

Очевидно, что с целью увеличения производительности стана время, затрачиваемое на установку верхнего валка, должно быть минимальным. Поэтому перемещение верхнего валка должно происходить с большой скоростью (например, на блюмингах эта скорость доходит до 250 мм/с). Однако на некоторых станах, прокатывающих тонкие листы и полосы, скорость перемещения верхнего валка ограничивается необходимой точностью установки валков в определенном положении, поэтому эта скорость должна быть очень небольшой (на тонколистовых четырехвалковых станах холодной прокатки она составляет $\sim 0,1$ мм/с).

Кроме того, очевидно, что скорость перемещения нажимных винтов зависит также от длины пути, который должен пройти нажимной винт при установке валка. Этот путь на обжимных станах во много раз больше, чем на листовых и тонколистовых станах. Поэтому с целью возможного сокращения пауз при прокатке скорость перемещения нажимных винтов у обжимных станов принимают большей, чем, например, у листовых станов.

На сортовых станах, где валки устанавливают только при настройке стана, скорость перемещения валков ограничивается требуемой точностью их настройки.

На практике применяют следующие скорости перемещения (установки) верхнего валка, мм/с:

На блюмингах:	
больших и средних	100—250
малых	50—100
На слябингах	100—150
На среднелистовых и толстолистовых станах	5—25
На сортовых двухвалковых и трехвалковых станах	2—5
На тонколистовых четырехвалковых станах	0,05—1,0
На многовалковых станах	0,005—0,01

На блюмингах, слябингах и толстолистовых станах перемещение верхнего валка происходит после каждого пропуска металла через вал-

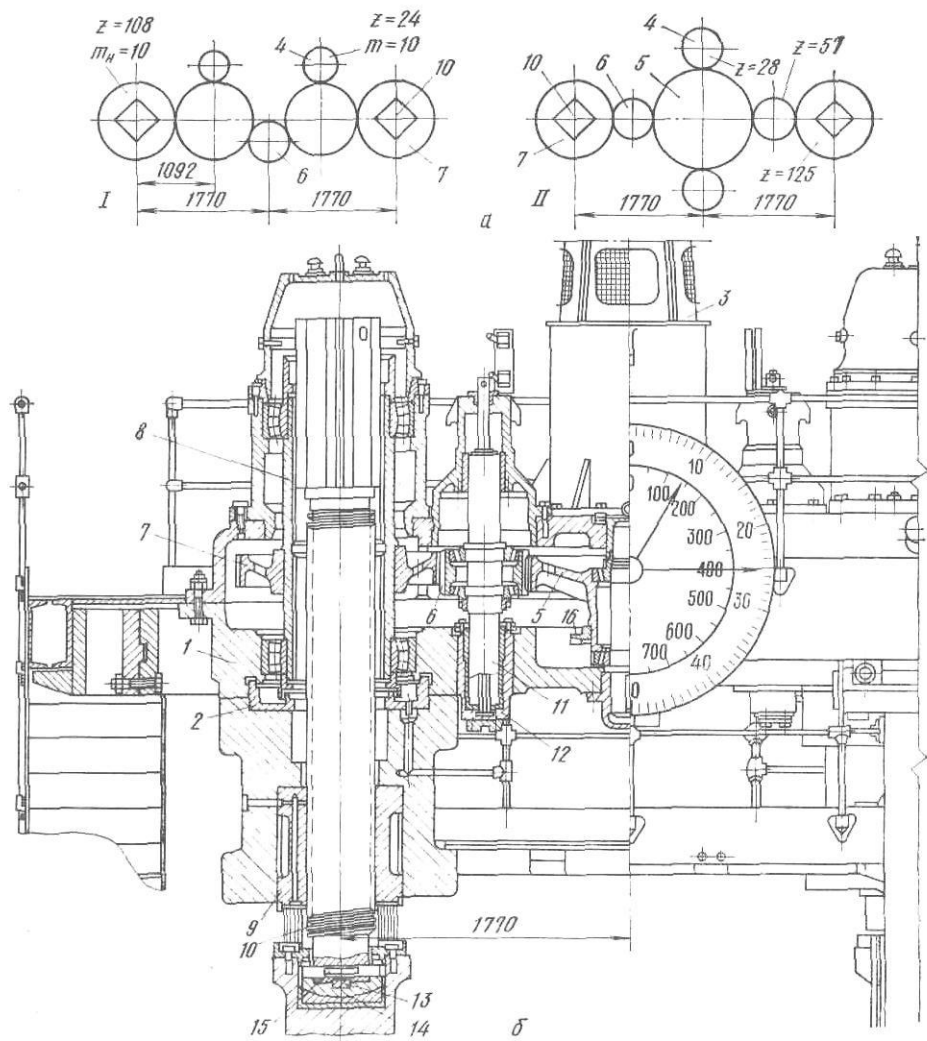


Рис. III.23. Быстроходные нажимные механизмы блюминга 1150 конструкции УЗТМ

ки, поэтому с целью сокращения паузы между проходами для установки верхнего валка применяют быстроходные нажимные механизмы с приводом от вертикальных фланцевых электродвигателей через цилиндрические шестерни.

На рис. III.23 приведены кинематическая схема (а) и общий вид (б) быстроходных нажимных устройств двух I, II блюмингов 1150 конструкции УЗТМ. Литой стальной корпус 1 закреплен на станинах рабочей клетки и сцентрирован с ними двумя установочными кольцами 2. В корпусе установлена горизонтальная косозубая цилиндрическая передача из семи зубчатых колес, приводимая двумя вертикальными фланцевыми электродвигателями 3, смонтированными на верхней части корпуса 1. Шестерни 4 насажены непосредственно на концы валов электродвигате-

лей и сцепляются с паразитными колесами 5, которые в свою очередь передают вращение зубчатым венцам 7, посаженным на высокие ступицы 8 с квадратными отверстиями. При вращении колес 7 и ступиц 8 осуществляется вращение винтов в нажимных гайках 9 и поступательное перемещение нажимных винтов 10.

Соединительная шестерня 6 свободно посажена на ось, которая одновременно является плунжером 11 двух гидравлических цилиндров 12, вмонтированных в корпус нажимного устройства и предназначенных для вывода шестерен 5 из зацепления при необходимости раздельной работы одним винтом (правым или левым). При работе стана полости верхних цилиндров заполнены маслом, выход которого на них перекрыт, а из нижних цилиндров масло вытеснено в бак, установленный сверху на площадке. Практика эксплуатации блюмингов показала, что несмотря на предусмотренные тормоза на электродвигателях, происходит самоотвинчивание нажимных винтов вследствие больших динамических нагрузок на них при прокатке. С целью предохранения от самоотвинчивания на концах нажимных винтов сделаны сферические пяты 14 увеличенного диаметра, что несколько повышает момент трения в пяте. Для удобства сборки и разборки пяту делают отъемной и закрепляют на нажимном винте торцевой шпонкой 13 и сквозным штифтом (валиком) 15.

Указатель обжатий присоединен к нажимному устройству через промежуточную коническую передачу 16.

Нажимное устройство имеет привод от двух электродвигателей вертикального типа мощностью 180—270 кВт ($n=500\div 750/1000$ об/мин). Смазка жидкая циркуляционная. Наружный диаметр нажимного винта 440 мм, резьба однозаходная, шаг 48 мм, диаметр пяты 500 мм, передаточное отношение от электродвигателя к нажимному винту 4,5; скорость перемещения винтов до 250 мм/с.

Нажимное устройство этой конструкции по сравнению с устройствами, применявшимися ранее на блюмингах, обладает следующими преимуществами: отсутствуют быстроизнашивающиеся червячные передачи, соединительные муфты от электродвигателей и муфты переключения; уменьшена возможность самоотвинчивания винтов; увеличена мощность двигателей, что обеспечивает повышение производительности стана за счет увеличения скорости перемещения нажимных винтов и соответствующего уменьшения длительности пауз.

Конструкция нажимных механизмов слябинга 1150 и толстолистового стана 2800 в основном аналогична описанной выше для блюминга 1150.

Тихоходные нажимные механизмы с приводом от электродвигателя через глобоидные червячные передачи применяют на среднелистовых, тонколистовых и полосовых четырехвалковых станах горячей и холодной прокатки, где скорость перемещения валков невелика (ввиду необходимости точной регулировки толщины листов и полос).

На рис. III.24 приведены кинематическая схема (а) и общий вид (б) механизма установки верхних валков четырехвалковой рабочей клетки стана 2500 конструкции НКМЗ. Привод нажимных винтов осуществляется от двух электродвигателей 2 типа МП—82 мощностью по 115 кВт с частотой вращения 500 об/мин при 100 % ПВ, установленных на одной оси и соединенных между собой электромагнитной муфтой 1, рассчитанной на момент, равный 3 кН·м. Вращение от электродвигателей к нажимным винтам 6 через зубчатые муфты 3 и червячные глобоидные редукторы 4, 5. Общее передаточное число от двигателя к нажимному винту $i=1122$; скорость перемещения нажимного винта 0,11—0,22 мм/с.

Диаметр нажимного винта 560 мм, шаг 12 мм. Редуктор нажимного механизма смонтирован в отдельном корпусе, установленном на верху станины. Между редукторами установлен гидроцилиндр уравнивания валков 11. Крайнее верхнее положение нажимного винта (ход винта 530 мм) фиксируется командоаппаратом 10, соединенным со ступи-

цей червячного колеса через коническую шестеренную передачу 7 и кинематический редуктор 8.

У этого нажимного устройства нет циферблата на самой станине и положение валков контролируется сельсин-датчиком 9, передающим импульс на сельсин-приемник, установленный на пульте управления и

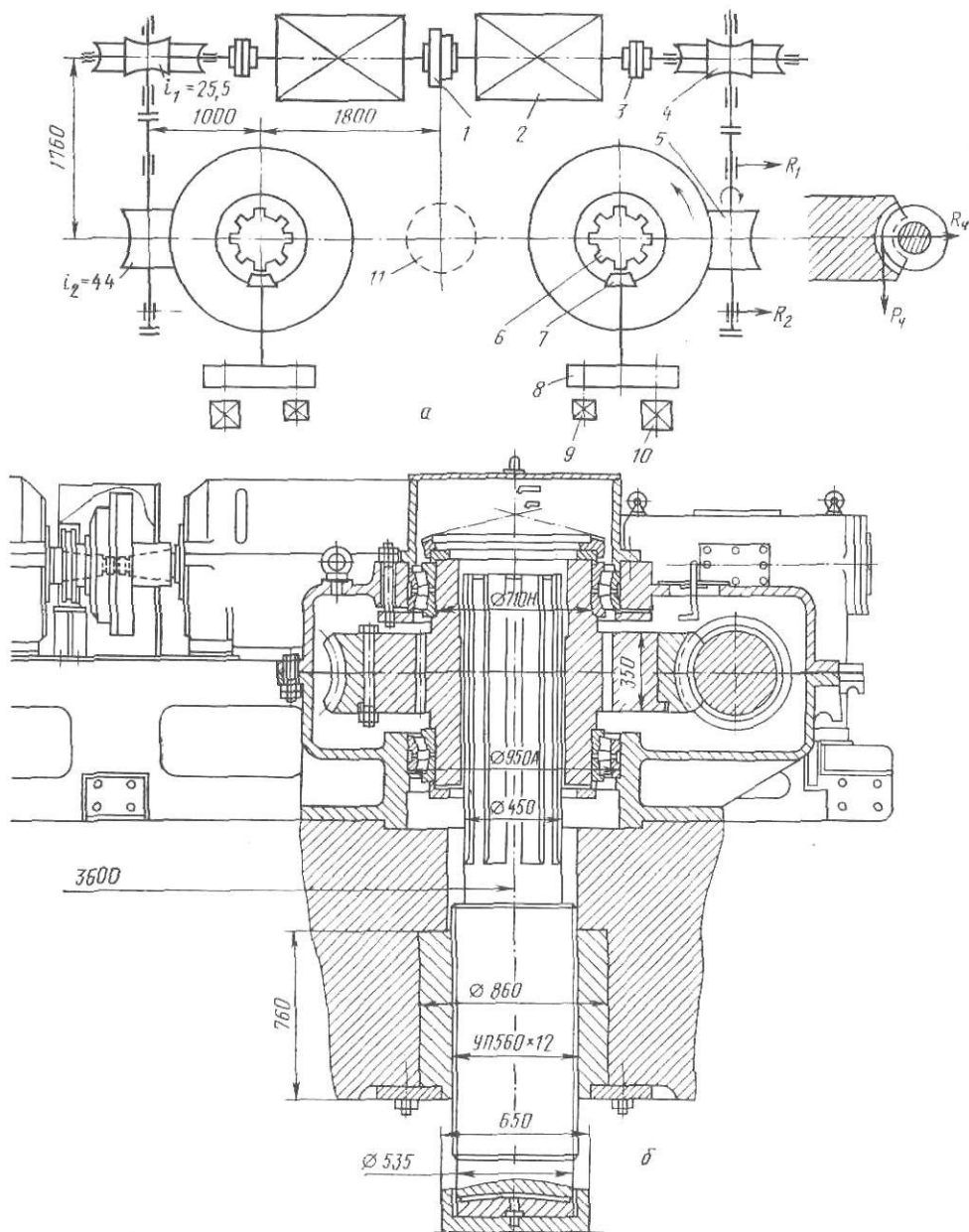


Рис. III.24. Нажимной механизм стана 500/1500×2500

снабженный диском с цифровыми делениями. Привод сельсин-датчика аналогичен приводу командоаппарата.

При необходимости пользования одним нажимным винтом (для настройки валков) электромагнитная муфта 1 выключается.

В отличие от сортовых прокатных станов на листовых прокатных станах при прокатке тонких листов и полосы верхний валок можно устанавливать, когда металл находится между валками, что необходимо для выравнивания толщины прокатываемой полосы

Таким образом, механизмы привода нажимных винтов должны быть рассчитаны на полное усилие, действующее на валки при прокатке. В данном случае этот механизм рассчитан на 35 МН (на оба нажимных винта).

Вследствие применения в приводе каждого винта двух червячных передач, к. п. д. таких нажимных механизмов значительно ниже, чем

к. п. д. нажимных механизмов блюминга, у которого в приводе винтов предусмотрены только цилиндрические шестерни. Для повышения к. п. д. привода применены глобоидные червячные редукторы. В отличие от обычной червячной передачи с цилиндрическим червяком профиль бочки глобоидного червяка вогнутый; поэтому глобоидная червячная пара ха-

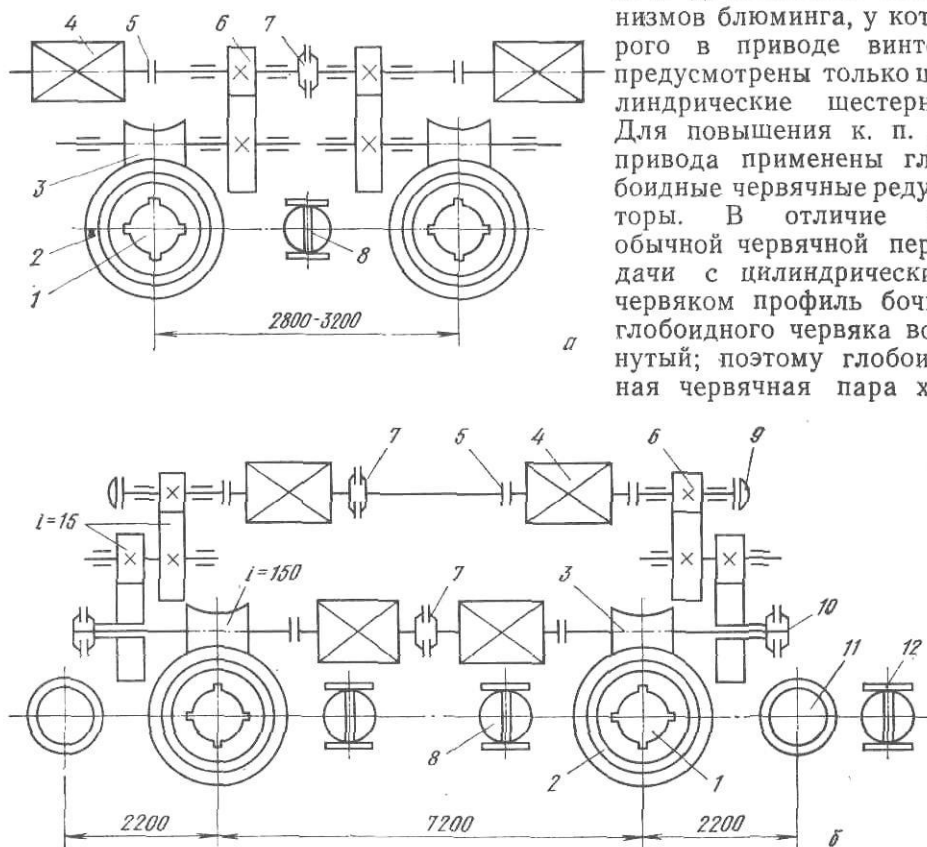


Рис. III.25. Кинематические схемы тихоходных нажимных механизмов:

a — черновой четырехвалковой клетки непрерывного широкополосного стана горячей прокатки; *б* — двухскоростной механизм четырехвалковой клетки толстолистового стана 1100/2300×5000 для прокатки дюралюминия; 1 — нажимной винт; 2 — червячное колесо; 3 — глобоидный червяк; 4 — электродвигатель; 5 — муфта зубчатая; 6 — цилиндрические шестерни; 7 — электромагнитная муфта (зубчатая или фрикционная); 8 — гидроцилиндр уравнивания верхнего опорного валка; 9 — пневматический тормоз; 10 — пневматическая расцепная муфта; 11 — гидроцилиндр для противоизгиба опорного валка; 12 — гидроцилиндр уравнивания верхнего шпинделя

рактеризуется большой длиной линии зацепления и большой грузоподъемностью.

Для повышения скорости и точности установки валков на новых широкополосных станах применяют нажимные механизмы с червячно-цилиндрическим приводом и двухскоростные (комбинированные) (рис. III.25).

Нажимные винты и гайки

Нажимной винт воспринимает усилие на валки при прокатке, приходящее на одну шейку валка, и передает его через нажимную гайку станине. Поверхности трения в пяте нажимного винта придана сферическая форма для лучшей самоустановки подушки с подшипником по оси нажимного винта.

На блюмингах, слябингах и черновых клетях толстолистового стана диаметр сферических подпятников по сравнению с диаметром винта делают увеличенным. Практика показывает, что, несмотря на небольшой угол подъема винтовой линии (не более $2^{\circ}30'$) и теоретически самотор-

мозящуюся пару винт — гайка, все же при динамических нагрузках наблюдается «отход» (самоотвинчивание) нажимных винтов. При увеличении диаметра подпятника и применении густой смазки резьбы (вместо жидкой) возрастает момент трения, т. е. затрудняется самоотвинчивание винтов (см. рис. III.23). Для листовых станов нажимные винты делают с мелкой резьбой и небольшим углом подъема ($<1^\circ$), поэтому самоотвинчивание их не происходит; для уменьшения потерь на трение при вращении винта под сферическую пятю подводят густую смазку.

Гайки нажимных винтов — наиболее быстроизнашивающиеся детали. Их изготавливают из литой бронзы марок АЖ9-4 и АЖМц10-3—1,5.

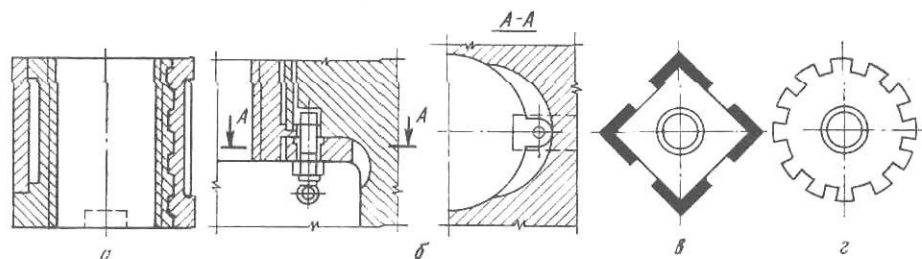


Рис. III.26. Составные нажимные гайки и форма верхнего (приводного) конца нажимных винтов

Для экономии бронзы целесообразно делать нажимные гайки составными (рис. III.26). Наружные бандажки изготавливают из высокопрочного чугуна. Так как модуль упругости этого чугуна близок по своей величине к модулю упругости бронзы, то при сжатии чугун и бронза деформируются одинаково. Иногда применяют заливку бронзы в стальной ступенчатый бандаж, однако при этом возможно неплотное прилегание бронзы к бандажу.

В некоторых случаях гайку делают свернутой из двух стальных половин с наплавкой резьбы бронзовым электродом. Конструкции последних двух типов требуют тщательного наблюдения. Охлаждение водой бандажированных гаек значительно уменьшает износ их резьбы (см. рис. III.26, а).

Практикой установлено, что при жидкой смазке нажимной пары винт — гайка износ их резьбы в 1,5—2 раза меньше, чем при густой смазке. При подаче жидкой смазки масло стекает по резьбе винта в его подпятник и оттуда — в общую циркуляционную систему. Как отмечалось выше, во многих случаях применение жидкой смазки нажимной гайки нежелательно, так как при этом может возникать самоотвинчивание нажимных винтов. При подводе густой смазки последняя выдавливается по резьбе и теряется безвозвратно.

Для предотвращения проворачивания в расточке станины гайку крепят снизу при помощи торцовых планок, как показано на рис. III.26, б.

Нажимной винт вращается в ступице (из высокопрочного чугуна) центральной шестерни или червячного колеса и перемещается в ней по вертикали. Верхний конец нажимного винта делают квадратным (у обжимных станов, рис. III.26, в) или цилиндрическим со шлицами (у листовых станов, рис. III.26, г). Для уменьшения трения (в быстроходных нажимных механизмах) на квадратном конце иногда предусматривают направляющие — наплавляя бронзу или прикрепляя винтами бронзовые планки; в этом случае ступица может быть отлита из стали.

Резьба нажимных винтов и гаек бывает двух видов (рис. III.27):

1) упорная одноходовая (трапецеидальная (рис. III.27, а). Шаг резьбы (мелкой, нормальной или крупной) выбирают по ГОСТ 3398—74;

2) двусторонняя трапецеидальная (рис. III.27, б). Этот профиль резьбы (как более прочный) применяют для нажимных винтов и гаек тонколистовых станов холодной прокатки, которые при прокатке воспринимают весьма большие усилия.

На нажимных винтах обычно применяют одноходовую резьбу и только в быстроходных нажимных механизмах блюмингов иногда исполь-

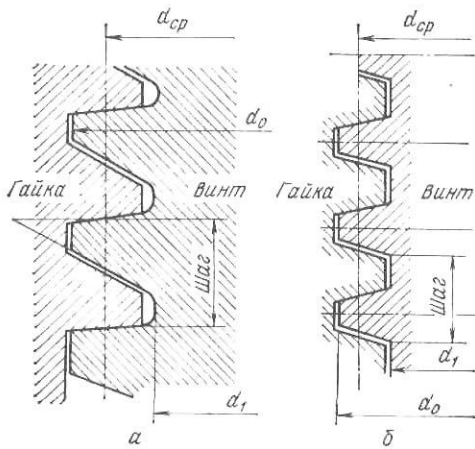


Рис. III.27. Профиль резьбы нажимных винтов и гаек

зуют двухзаходную резьбу. Для уменьшения износа резьбу нажимных винтов подвергают поверхностной закалке и шлифуют.

Диаметр нажимного винта определяют в зависимости от усилия, действующего на него при прокатке:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Y}{\pi[\sigma]}}, \quad (\text{III.29})$$

где d_1 — внутренний диаметр нарезки винта; Y — максимальное усилие, действующее на винт при прокатке; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на сжатие винта.

Нажимные винты изготавливают из ковanej стали марок Ст.5, 40X и 40XH с пределом прочности $\sigma_B = 600 \div 750$ МПа. Исходя из

пятикратного запаса прочности, допускаемое напряжение на сжатие материала винта можно принимать равным $[\sigma] = 120 \div 150$ МПа.

Определенный расчетом диаметр нажимного винта согласуется затем с данными ГОСТ.

Диаметр нажимной гайки D и высоту ее H обычно выбирают из следующих соотношений: $D = (1,5 - 1,8)d_0$; $H = (0,95 - 1,1)D$.

Определение крутящего момента и мощности двигателя электропривода

Для приведения во вращение нажимного винта, когда на него (по поверхности пяты) действует усилие, к верхнему концу нажимного винта необходимо приложить определенный крутящий момент, равный

$$M_B = Y \left[\mu_n \frac{d_n}{3} + \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right], \quad (\text{III.30})$$

где Y — усилие, действующее на нажимной винт; d_n — диаметр пяты нажимного винта; μ_n — коэффициент трения в пяте; d_{cp} — средний диаметр резьбы нажимного винта; α — угол подъема резьбы; φ — угол трения в резьбе, определяемый по формуле $\operatorname{tg} \varphi = \mu_r$, здесь μ_r — коэффициент трения в резьбе между нажимной гайкой и винтом; обычно (при нормальной смазке резьбы) принимают $\mu_r = 0,1$, тогда $\varphi = 5^\circ 40'$.

Усилие Y , действующее на нажимной винт, определяют для разных станов по-разному.

1. Когда нажимной винт перемещается только во время паузы между проходами (на блюмингах, толстолистовых станах), на него не действует давление металла на валки. Однако в это время на него действует усилие со стороны устройства для уравнивания верхнего валка. Это усилие обычно бывает на 20—40% больше веса уравниваемых деталей.

Таким образом:

$$Y = Q - \frac{G}{2} = (0,2 - 0,4) \frac{G}{2},$$

где Q — усилие, действующее на одну подушку валка со стороны механизма уравнивания; G — масса уравниваемых деталей (верхнего валка, его подушек и нажимных винтов).

2. В тонколистовых станах верхний валок устанавливают во время процесса прокатки, т. е. при полном давлении металла на валки. В этом случае на один нажимной винт будет действовать усилие, равное половине давления при прокатке, т. е. $Y = P/2$.

Определив по формуле (III.30) крутящий момент, требующийся для вращения нажимного винта, можно затем определить и мощность дви-

гателя, необходимую для привода всего установочного механизма. Вследствие того, что скорость перемещения нажимного винта задана, крутящий момент двигателя для привода нажимного винта можно определить по формуле

$$M_{дв} = M_{в}/(i\eta), \quad (III.31)$$

где i — передаточное число привода от двигателя к винту; η — к. п. д. передачи от двигателя к винту.

Мощность двигателя будет равна

$$N_{дв} = M_{дв} \omega_{дв} \text{ кВт}, \quad (III.32)$$

где $M_{дв}$ выражен в кН·м; $\omega_{дв} = \frac{30}{\pi} n_{дв}$; $n_{дв}$ — в об/мин.

Соответствующий тип и характеристику двигателя подбирают по каталогам.

Для установочных механизмов, работающих в повторно-кратковременном режиме (на блюмингах, слябингах, обжимных клетях рельсобалочных станков и т. д.), мощность и момент двигателя необходимо определить из условия нагрева двигателя по среднеквадратичному току, а также из условия обеспечения достаточно быстрого разгона двигателя, чтобы продолжительность установки валков была минимальной. В этом случае при определении момента двигателя надо учитывать динамическую нагрузку, возникающую при ускорении вращения деталей в приводе от двигателя к нажимному винту, по следующей формуле

$$M_{дв} = M_{ст} + M_{дин},$$

где $M_{ст}$ — статическая нагрузка на валу двигателя, определяемая по формуле (III.31), кН·м;

$$M_{дин} = J \frac{d\omega}{dt} = J\varepsilon = \frac{mD_i^2}{4} \varepsilon,$$

$J = mR_i^2 = mD_i^2/4$ — момент инерции массы всех вращающихся деталей привода, приведенный к валу двигателя, кг·м²; $\varepsilon = d\omega/dt$ — угловое ускорение привода при разгоне, равное 20÷60 1/с².

Гидравлические и гидромеханические нажимные механизмы

В процессе прокатки толщина выходящей из валков полосы непрерывно изменяется вследствие непостоянства толщины полосы (подката) при входе в валки, механических свойств полосы по длине рулона, условий смазки валков и полосы и т. п. Для определения толщины полосы и ее изменения (разнотолщинности) на стане перед и за валками устанавливают летучие микрометры (контактные и бесконтактные толщиномеры) различного типа (индуктивные, рентгеновские и др.). Изменение толщины полосы можно также фиксировать косвенным способом путем измерения давления при прокатке месдозами, установленными под нажимные винты (или под подушки нижнего валка).

Показания (электрические сигналы датчиков измерения толщины) этих приборов можно использовать в системах автоматического регулирования толщины (САРТ) полосы в процессе прокатки с целью снижения продольной и поперечной разнотолщинности.

В нажимных механизмах электромеханического типа, в которых нажимные винты приводятся от электродвигателей (см. рис. III.25), эти сигналы используются для включения (выключения) электродвигателей, т. е. для вращения нажимных винтов и изменения тем самым величины обжатия полосы в процессе прокатки. Практика показывает, что САРТ с использованием нажимных винтов с электроприводом имеет существенный недостаток — запаздывание коррекции разнотолщинности вследствие инерционности электромеханического привода нажимных винтов (включение электродвигателей от импульсов измерительных приборов и разгон редукторного привода нажимных винтов требуют 0,5—1 с; за этот период при скорости прокатки 10—30 м/с с полоса пройдет путь 5—30 м).

С целью повышения быстродействия САРТ (что особенно важно при высоких скоростях прокатки) за последние годы получают применение гидравлические (без нажимных винтов и их электропривода) и комбинированные (гидромеханические) нажимные механизмы, обладающие значительно меньшей инерционностью.

На рис. III.28, а показан гидравлический нажимной механизм стана 1200 холодной прокатки тонкой полосы конструкции ВНИИметмаша и НКМЗ.

Давление на валки при прокатке непосредственно воспринимают гидравлические цилиндры 1 (вместо нажимных винтов, см. рис. III.24); под поршни 2 от аккумулятора подается рабочая жидкость (масло) под постоянным давлением, поэтому перед прокаткой тонкой полосы валки четырехвалковой клетки предварительно поджаты друг к другу с постоянным усилием (рабочая клетка является предварительно напряженной). Для регулирования усилия предварительного нагружения валков и подушек и межвалкового зазора (при прокатке относительно толстой полосы) между подушками опорных валков установлены восемь гидроцилиндров 3 (по четыре с каждой стороны валков), подключенных к выходу гидрораспределителя высокого давления 4, работающего от шагового двигателя 5, получающего импульсы на включение от измерителей толщины полосы. При этом перемещается золотник гидрораспределителя 4 и регулируется давление масла в гидроцилиндрах 3.

Обратная связь между положениями поршней цилиндров 1 и 3 осуществляется рычагом 6, плечи которого опираются на золотник гидрораспределителя 4 и толкатель 7, соединенный с поршнем 2. Абсолютная величина разнотолщинности полосы при прокатке составляет около 0,1 от толщины полосы, поэтому перемещения поршней (плунжеров) гидроцилиндров 1 и 3 незначительные и система в целом почти безынерционная, т. е. обладает весьма высоким быстродействием при корректировке толщины полосы.

На рис. III.28, б представлена схема комбинированного гидромеханического нажимного механизма, применяемая на широкополосных станах горячей и холодной прокатки (см. также рис. III.28, а).

Согласно этой схеме, нажимные винты 1 (с обычным электроприводом через червячные редукторы, см. рис. III.24) сохраняются и ими пользуются только при грубой настройке валков. Для точного регулирования валков (изменения обжатия для ликвидации разнотолщинности полосы) между подушками опорных валков (как на рис. III.28, а) установлены плунжеры гидроцилиндров 2, предназначенные для регулирования деформации (предварительного напряжения) рабочей клетки; усилие гидроцилиндров регулируется по сигналам от месдоз 3, установленных под нажимными винтами.

При прокатке полосы месдоза воспринимает давление на валки (от обжатия металла) и усилие от плунжеров гидроцилиндров 2; величина этого суммарного усилия подается в запоминающее устройство 4, сравнивается с заданным (оптимальным) для данной толщины h , измеряемой толщиномером 5, и поддерживается постоянной с помощью гидроцилиндров, соединенных с масляным насосом 6. Регулятор давления масла 7 соединен с гидроцилиндрами напрямую и управляется шаговым электродвигателем 8, получающим импульсы от толщиномера 5 через запоминающее (сравнивающее) устройство 4.

Точность регулирования разнотолщинности по этой схеме ограничивается величиной изменения упругой деформации рабочей клетки, однако в большинстве случаев на широкополосных станах она оказывается вполне достаточной, поэтому такие схемы автоматического регулирования толщины (САРТ) полосы получают широкое применение (особенно при регулировании поперечной разнотолщинности). Эта схема обладает большой надежностью в эксплуатации и почти безынерционна. Кроме того, при неполадках в гидравлическом контуре нажимное устройство может работать как обычное гидромеханическое (но с меньшей точностью).

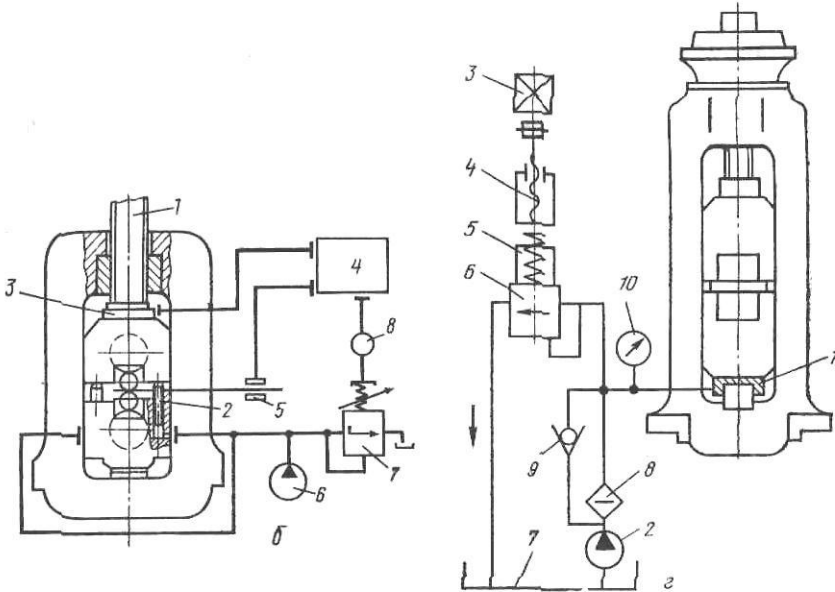
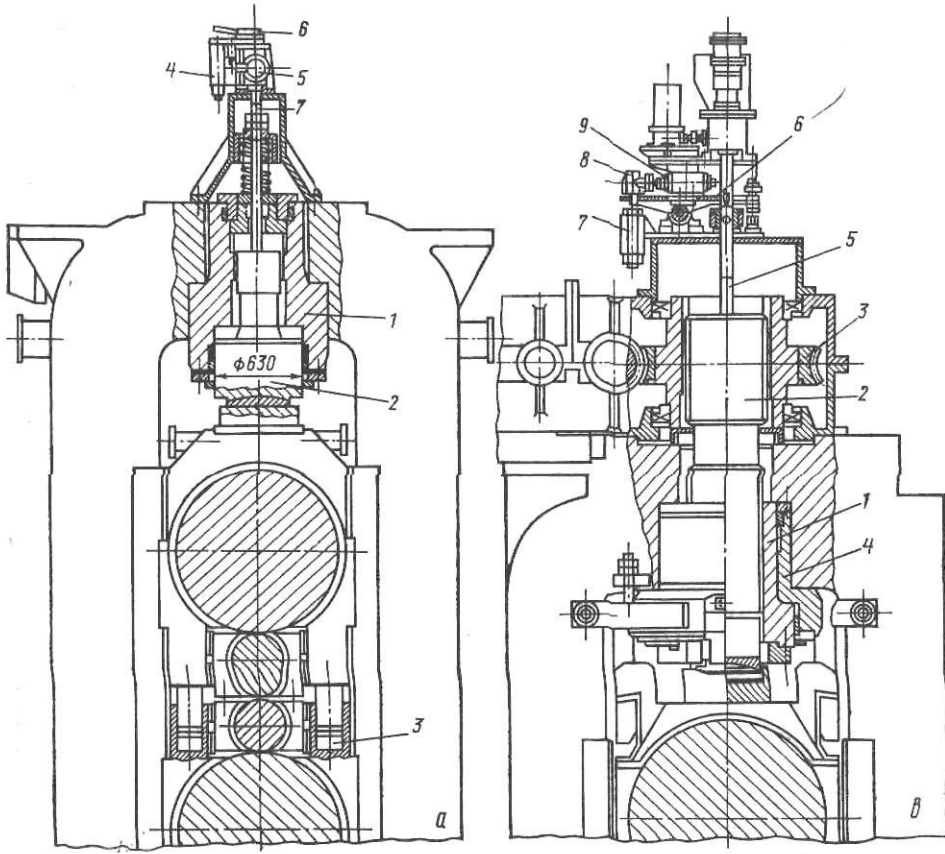


Рис. III.28. Нажимные механизмы

На рис. III.28, в представлен нажимной механизм комбинированного гидромеханического типа с подвижной гайкой-плунжером 1, которая выполняет две функции:

1) функцию обычной неподвижной гайки для вращающегося нажимного винта 2, имеющего обычный электромеханический привод от электродвигателя через червячную передачу 3 (см. рис. III.24); в этом случае (при относительно большом вертикальном перемещении нажимных винтов) осуществляется грубая настройка валков;

2) функцию плунжера (поршня) гидравлического цилиндра, опирающегося на станину; в этом случае при подаче рабочей жидкости (масла) в полость между заплечиком внутренней гайки-плунжера и внешним цилиндром гайка-плунжер (вместе с нажимным винтом) может перемещаться по вертикали (на 1—4 мм) в гидравлическом цилиндре 4 (при точной настройке валков при регулировании разнотолщинности полосы). К торцу нажимного винта 2 прикреплен кинематический шток-винт 5, на который опирается двулучий рычаг 6, соединенный с гидрораспределителем 7, задатчиком 8 и шаговым электродвигателем 9. Эта система выполняет функцию обратной связи перемещения гайки-плунжера в соответствии с включением шагового электродвигателя и перемещение золотника гидрораспределителя. Описанный нажимной механизм применяется в чистовых клетях непрерывного широкополосного стана горячей прокатки полосы толщиной более 2 мм.

Для регулирования профиля полосы к шейкам валков необходимо прикладывать дополнительные усилия при помощи гидроцилиндров. В соответствии с показаниями измерителей толщины необходимо изменять эти усилия изменением давления жидкости в гидроцилиндрах.

Регулирование давления (в пределах 4—40 МПа) осуществляется воздействием шаговых электродвигателей (включаемых оператором или автоматически от сигналов измерителей толщины полосы) на напорные клапаны в системе гидропривода цилиндров (рис. III.28, в).

Давление в цилиндре 1 гидроизгиба валков создается насосом 2. Изменение давления происходит при включении шагового электродвигателя 3, который через передачу винт — гайка 4 изменяет усилие сжатия пружины 5 переливного напорного клапана 6; при этом часть рабочей жидкости в системе через золотник клапана направляется в сливной бак 7. В гидросистеме имеется фильтр 8 для очистки жидкости от твердых частиц, обратный клапан 9 и манометр 10.

Устройства для уравнивания валков

Если тем или иным способом подушки верхнего валка были бы подвешены к концам нажимных винтов и установка верхнего валка происходила бы только перемещением винтов вверх и вниз, то возникли бы следующие отрицательные явления:

1) при холостом ходе стана под действием массы верхнего валка и его подушек между торцами нажимных винтов и их подпятников, а также в резьбе нажимной гайки неминуемо образовались бы зазоры. При последующей задаче металла в валки возникали бы динамические нагрузки на шейки валка и на нажимные винты, которые сопровождались бы сильными ударами;

2) раствор между валками никогда не соответствовал бы требуемому обжатию вследствие неизвестной величины указанных зазоров.

Во избежание этих отрицательных явлений у всех рабочих клетей предусмотрены специальные устройства для уравнивания верхнего валка и его подушек. При помощи таких устройств подушки верхнего валка всегда плотно прижаты к торцам нажимных винтов и зазоры в соединениях шейки валка с нажимной гайкой не образуются.

Для уравнивания верхнего валка с подушками применяют устройства грузовые, гидравлические и пружинные.

Грузовое уравнивание применяют при перемещении верхнего валка на большую высоту (до 2000 мм на блюмингах и сля-

бингах); конструкция этого устройства проста и оно надежно в эксплуатации. В то же время грузовому уравниванию свойственны следующие недостатки: инерция контргрузов большой массы вызывает динамические нагрузки в системе; расположение больших рычагов с контргрузами требует углубления и усложнения фундамента под рабочей клетью; невозможно осуществлять перемещение валка независимо от нажимного механизма.

Гидравлическое уравнивание применяют как при большом ходе верхнего валка (на обжимных станах), так и при небольшом растворе валков (на четырехвалковых станах). Оно не обладает указанными выше недостатками, свойственными грузовому уравниванию, работает бесшумно и без толчков, имеет небольшие габариты и легко управляемо при работе стана. В качестве рабочей жидкости применяют масло-водяную эмульсию или веретенное масло (в зависимости от климатических условий района, в котором расположен завод). Недостатком этой системы является то, что для питания цилиндров уравнивания необходима установка насосно-аккумуляторной станции. Однако во многих прокатных цехах такие станции имеются независимо от применения системы гидравлического уравнивания — для других технологических целей (например, для гидросбива окалины, охлаждения валков и прокатываемого металла), поэтому указанный выше недостаток не является существенным.

На рис. III.29 приведен общий вид гидравлического устройства для уравнивания верхнего опорного валка стана 2500 конструкции НКМЗ.

Гидравлический цилиндр 1 расположен наверху рабочей клетки и смонтирован в траверсе, соединяющей станины. К верхней части плунжера 2 шарнирно прикреплена траверса 3, к концам которой подвешены две тяги 4. С этими тягами шарнирно соединены поперечные балки 5, концевые участки которых входят в окна станин и воспринимают на себя вес подушек и валков. У подушек валков при этой системе уравнивания наверху сделаны Г-образные приливы 6, которыми они опираются на концевые участки поперечных балок.

Необходимое давление масла в цилиндре гидравлического уравнивания определяют по формуле

$$p(\pi d^2/4) = (1,2 \div 1,4) G, \quad (\text{III.33})$$

откуда

$$p = \frac{4(1,2 \div 1,4) G}{\pi d^2},$$

где G — вес уравниваемых деталей, Н; d — внутренний диаметр цилиндра, мм; $1,2 \div 1,4$ — коэффициент «переуравнивания», принимаемый с целью обеспечения прижатия подушек к нажимным винтам. Обычно принимают $p = 5 \div 10$ МПа.

При смене полного комплекта опорных и рабочих валков вместе с подушками весь этот комплект поднимается на некоторую высоту гидравлическим уравнивающим устройством для введения под подушку нижнего опорного валка направляющих брусев. После этого ком-

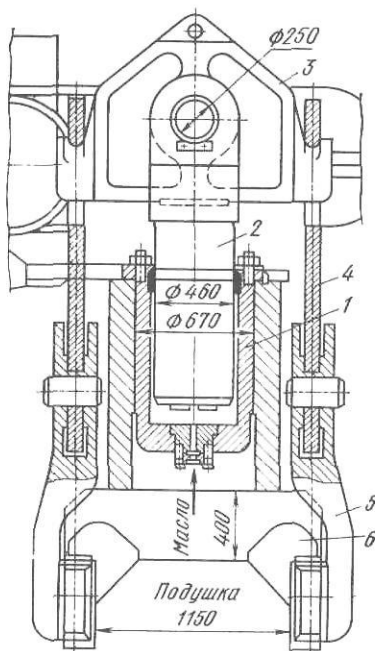


Рис. III.29. Гидравлическое уравнивание верхнего опорного валка стана 2500 при помощи одного верхнего гидроцилиндра

плект валков и подушек опускается на эти направляющие брусья и вытягивается из рабочей клетки специальным механизмом (см. рис. III.34).

Давление масла в гидравлическом цилиндре при комплектной смене валков должно быть увеличено до 15—16 МПа.

При уравнивании верхнего опорного валка описанным способом верхний рабочий валок уравнивается самостоятельными гидравлическими плунжерами, расположенными в подушках нижнего рабочего валка.

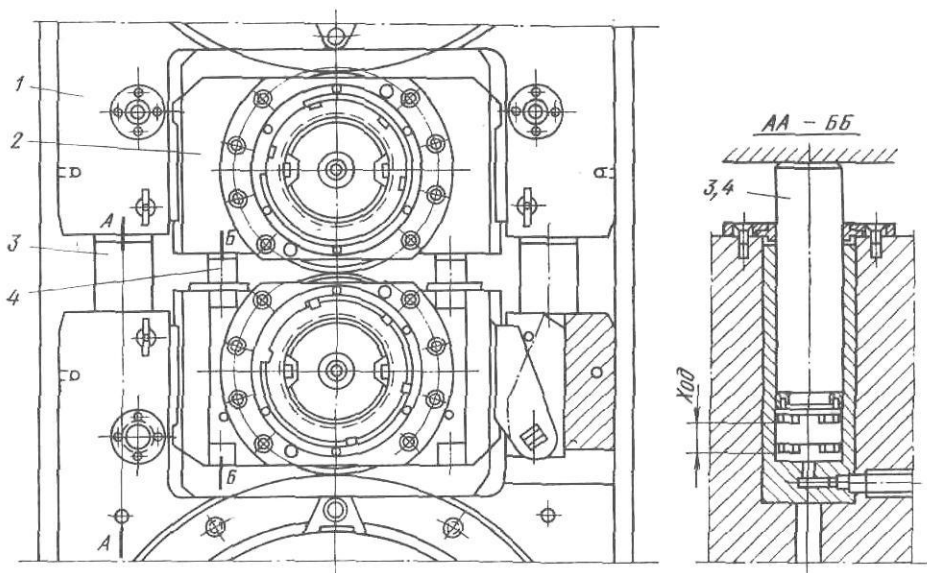


Рис. III.30. Гидравлическое уравнивание верхних рабочего и опорного валков четырехвалкового стана 1700 при помощи плунжеров гидроцилиндров, расположенных между подушками валков

На рис. III.30 приведен общий вид устройства для гидравлического уравнивания верхних рабочего и опорного валков стана 1700. В этом случае уравнивание опорных и рабочих валков осуществляется с помощью гидравлических плунжеров 3, 4, расположенных между подушками опорных 1 и рабочих 2 валков. Гидравлические цилиндры для этих плунжеров вмонтированы в самих подушках валков.

Высокое давление в гидравлических цилиндрах создается специальным грузовым (рис. III.31, а) или воздушным (рис. III.31, б) аккумулятором, установленным поблизости от рабочей клетки стана.

Требуемая масса груза в грузовом аккумуляторе значительно меньше массы уравниваемых деталей, так как диаметр плунжера аккумулятора обычно делают меньше диаметра плунжера гидравлического цилиндра. Для восполнения потерь масла в системе вследствие его утечки через уплотнения аккумуляторную систему снабжают насосом. Восполнение масла осуществляется при разгруженной системе.

В воздушном аккумуляторе давление рабочей жидкости в баллоне создается сжатием воздуха, подаваемого периодически компрессором; насос включается также периодически для восполнения утечки масла через уплотнения. При опускании верхнего валка (при помощи нажимных винтов) жидкость вытесняется из цилиндра в баллон воздушного аккумулятора. При ходе нажимных винтов вверх жидкость под действием давления воздуха в баллоне поднимает плунжер и прижимает подушки верхнего валка к сферическим торцам нажимных винтов. Чтобы давление в системе изменялось незначительно, объем вытесняемой жидкости не должен изменять уровень и объем воздуха в баллоне более чем на 10 %.

Грузовые аккумуляторы не требуют сжатого воздуха, поэтому они безопасны в работе; нет необходимости в насосе высокого давления, так

как восполнение утечки жидкости осуществляется обычным насосом при разгруженной системе. Однако грузовым аккумуляторам свойственны следующие недостатки: изменение давления в системе возможно

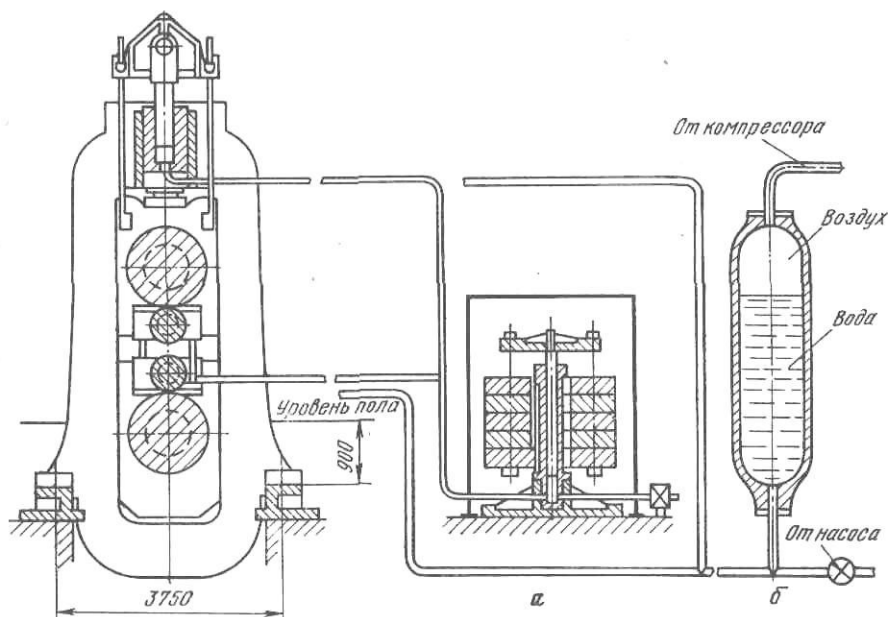


Рис. III.31. Схемы гидравлического уравнивания верхних опорного и рабочего валков

только в результате изменения массы контргрузов; при работе возникают гидравлические удары, вызываемые инерцией грузов; уплотнения плунжера цилиндра аккумулятора требуют постоянного наблюдения.

Воздушные аккумуляторы свободны от этих недостатков и, кроме того, позволяют легко регулировать давление в системе путем выпуска части воздуха из баллона. Однако для их работы требуется установка компрессора и насоса высокого давления.

В том случае, если перемещение валков и масса уравниваемых деталей невелики (на заготовочных, сортовых, проволочных и листовых двухвалковых и трехвалковых станах и ленточных четырехвалковых станах), применяют более простое пружинное устройство для уравнивания верхнего валка. На рис. III.32 показано устройство для установки верхнего валка клетки 530 мм заготовочного стана 700/500.

Верхний валок уравнивается с помощью четырех пружин, опирающихся на траверсу, соединяющую сверху две станины между собой. Пружинам сообщается предварительная затяжка с помощью гаек, предусмотренных на концах двух тяг. К концам этих тяг шарнирно прикреплен траверса, соединяющаяся с подушками верхнего валка.

При верхнем положении валка пружины поджаты настолько, что обеспечивают плотное поджатие подушек к торцам нажимных винтов с

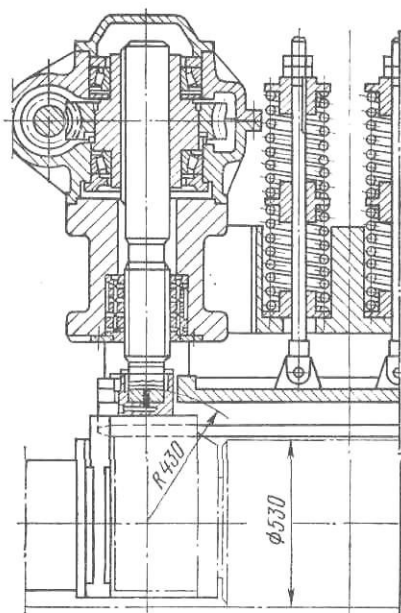


Рис. III.32. Пружинное уравнивание верхнего валка клетки 530 мм непрерывного заготовочного стана 700/500

коэффициентом переуравновешивания, равным 1,05. При максимальной переточке валков (с целью сохранения линии прокатки постоянной) его вместе с подушками необходимо опустить на определенную величину при помощи нажимного устройства. При этом пружины будут сжаты почти до соприкосновения витков и коэффициент переуравновешивания увеличится до 1,65.

4. Механизмы и устройства для смены валков

Регулярная смена валков — необходимая операция при работе каждого прокатного стана. При интенсивной работе стана валки быстро изнашиваются. Операцию смены валков называют в практике перевалкой. Особенно большое значение имеет своевременная смена рабочих валков на станах холодной прокатки жести и листов, так как от состояния и формы поверхности этих валков в значительной мере зависит качество выпускаемой готовой продукции. Практически на этих станах валки сменяют через каждые 2—7 ч.

Операция смены валков требует простоя стана, в результате чего снижается его производительность. Поэтому смену валков следует выполнять в минимально короткое время.

На мелкосортных, среднесортных и проволочных новых станах часто применяют комплектную смену не валков, а всей рабочей клетки. Запасные клетки заранее подготавливают и настраивают на стенде около стана и потом с помощью крана весьма быстро меняют их местами. В рабочих клетях сортовых станом со станинами открытого типа смену валков выполняют также быстро, снимая краном крышки со станин и устанавливая новые валки иногда прямо вместе с их подушками и подшипниками.

Значительно сложнее осуществить смену валков в больших рабочих клетях со станинами закрытого типа. В этом случае валки при помощи того или иного приспособления извлекают из клетки в горизонтальном положении, переносят их краном, а на их место ставят другие.

Смена рабочих валков на четырехвалковых станах относительно проста, так как масса рабочего валка вместе с его подушками невелика.

Смена рабочих валков осуществляется муфтой-противовесом или при помощи специальной тележки 1 (рис. III.33), перемещающейся по рельсам против рабочей клетки. На тележке имеется каретка 2 с электроприводом (с кабельным барабаном 7) и реечным зацеплением с боковыми направляющими 3. Комплект валков с подушками извлекается из рабочей клетки на платформу 4; эта платформа на своих катках 5 передвигается поперек основной тележки 1, при этом установленная ранее на платформе новая пара валков совмещается осью рабочей клетки и затем вводится в окна станин. На смену валков требуется 5—7 мин. Тележка по рельсам 6 перемещается вправо от рабочей клетки и сменный комплект валков убирается краном. Для точного совмещения лопастей валков на концах валков с шарнирами шпинделей на последних имеется специальное устройство, позволяющее проворачивать шпиндели и устанавливать их в положение, соответствующее свободному сочленению головок шпинделей с лопастями при смене валков.

Смена опорных валков осуществляется 1—2 раза в месяц при помощи длинного гидроцилиндра 1 (рис. III.34), шток 2 которого имеет ход 5—6 м. После извлечения рабочих валков (с подушками) верхний опорный валок опускается вниз, при этом его подушки соединяются с подушками нижнего опорного валка (при помощи штырей или промежуточных вставок). Конец штока 2 имеет постоянное сочленение (открытой скобой) с салазками 3, на которые опираются подушки нижних опорных валков. Комплект валков с подушками штоком извлекается из рабочей клетки по боковым направляющим на поперечинах 4 и убирается краном. Новый комплект валков устанавливается краном на направляющие 4 и вталкивается штоком в окна станины. Вся операция смены комплекта валков требует затраты времени 15—20 мин. Давле-

ние жидкости в гидроцилиндре при извлечении комплекта валков 20 МПа, при вталкивании комплекта валков 10 МПа.

Пример 23. Выполнить поверочный расчет нажимных винтов и динамический расчет электродвигателей привода быстроходного нажимного механизма блюминга 1150 (см. рис. III.23).

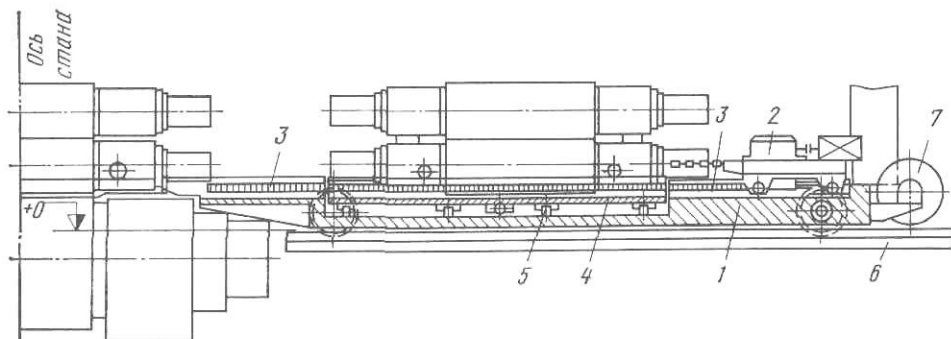


Рис. III.33. Комплектная смена рабочих валков непрерывного широкополосного стана 2000 при помощи передвижной тележки

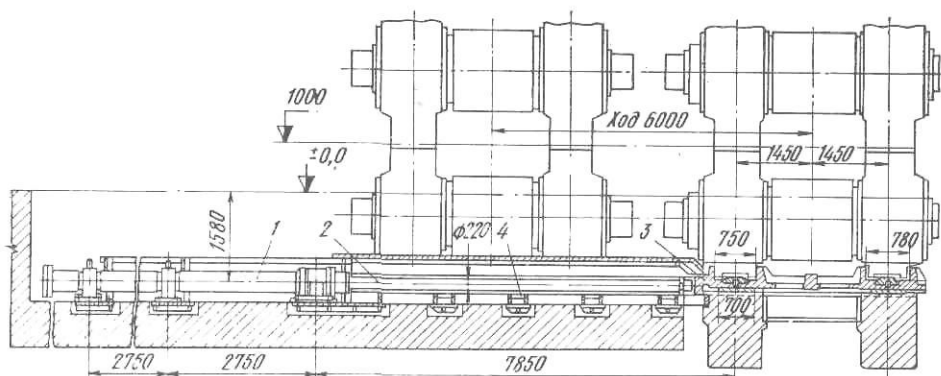


Рис. III.34. Комплектная смена опорных валков непрерывного широкополосного стана 2000 при помощи гидроцилиндра

Дано: максимальное осевое усилие на нажимной винт при прокатке $Y=8,5$ МН; максимальная скорость перемещения винта по вертикали $v=0,25$ м/с; режим работы механизма — повторно-кратковременный при 15—25 включениях в минуту.

1. Нажимные винт и гайка.

Нажимной винт имеет упорную (одностороннюю трапецеидальную) резьбу УП 440 мм с шагом $s=48$ мм; диаметры резьбы: наружный $d=440$ мм, внутренний $d_1 \approx d-1,7s=358$ мм, средний $d_2=d-0,75s=440-0,75 \cdot 48=404$ мм; $\alpha = \arctg \frac{s}{\pi d^2} = \arctg 0,038$; $\alpha = 2^\circ 10'$:

а) напряжение сжатия в сечении нижнего опорного конца винта, имеющего наименьший диаметр $d_n=350$ мм:

$$\sigma_{сж} = \frac{4Y}{\pi d_n^2} = \frac{4 \cdot 8,5 \cdot 10^6}{\pi \cdot 350^2} = 89 \text{ Н/мм}^2 = 89 \text{ МПа};$$

б) напряжение кручения в теле винта при $M_n=6,1$ кН·м (см. ниже)

$$\tau = \frac{M_n}{0,2d^3} = \frac{6,1 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 350^3} = 0,76 \text{ Н/мм}^2 = 76 \text{ МПа}.$$

Материал винта — сталь 40ХН. Нажимная гайка высотой $H=720$ мм и наружным диаметром $D=750$ мм; число винтков резьбы $z=H/s=720/48=15$:

а) напряжение смятия между витками винта и гайки

$$\sigma_{см} = \frac{4Y}{\pi (d^2 - d_1^2) z} = \frac{4 \cdot 8,5 \cdot 10^6}{\pi (440^2 - 358^2) 15} = 11,8 \text{ Н/мм}^2 = 11,8 \text{ МПа};$$

б) напряжение смятия по площади соприкосновения гайки со станиной

$$\sigma_{см} = \frac{4Y}{\pi (D^2 - d_{отв}^2)} = \frac{4 \cdot 8,5 \cdot 10^6}{\pi (750^2 - 470^2)} = 33 \text{ Н/мм}^2 = 33 \text{ МПа}.$$

Материал гайки — Бр.АЖ9—4Л, $[\sigma] \approx 80$ МПа.

2. В периоды пауз между пропусками металла через валки на торцы нажимных винтов действует усилие от грузового устройства уравновешивания верхнего валка (усилие переуравновешивания). На один винт это усилие составляет 150 кН. Момент, необходимый для вращения винта в период пауз, найдем по формуле (III.30) при $\mu_n = 0,1$; $d_n = 520$ мм; $\mu_p = 0,08$; $\varphi = 4^\circ 34'$:

а) при опускании винта

$$M'_в = 150 \left[\frac{0,52}{3} 0,1 + \frac{0,404}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 10' + 4^\circ 34') \right] = 150 (0,017 + 0,202 \cdot 0,118) = 6,1 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

б) при подъеме винта

$$M''_в = 150 \left[\frac{0,52}{3} 0,1 + 0,202 \operatorname{tg}(4^\circ 34' - 2^\circ 10') \right] = 150 (0,017 + 0,202 \cdot 0,042) = 3,8 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

3. Каждый нажимной винт приводится от отдельного вертикального электродвигателя постоянного тока мощностью 180—270 кВт, 500÷750/1000 об/мин; номинальный

момент электродвигателя при $\omega_n = \frac{\pi}{30} n_n$

$$M_n = \frac{N_n}{\omega_n} = \frac{30}{\pi} \frac{N_n}{n_n} \approx 9,56 \frac{N_n}{n_n} = 9,56 \frac{180}{500} = 3,44 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Между двигателем и нажимным винтом имеется зубчатая передача с передаточным числом $i = 4,5$; к. п. д. передачи $\eta = 0,97^2 = 0,94$. Моменты на винте (статические, от постоянной нагрузки $Y = 150$ кН), приведенные к валу электродвигателя:

$$M'_{ст} = 6,1 / (4,5 \cdot 0,95) = 1,42 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M''_{ст} = 3,8 / (4,5 \cdot 0,95) = 0,89 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

4. При повторно-кратковременном режиме электродвигатели работают при часто повторяющихся ускорениях и замедлениях (пуск — торможение). Для разгона вращающихся масс от электродвигателя потребуются дополнительные моменты и мощность. Определим этот дополнительный момент.

Моменты инерции, кг·м²: якоря электродвигателя 25 (по каталогу); промежуточных шестерен 220; нажимного винта 80. Приведенный к валу электродвигателя момент инерции всех вращающихся масс

$$J_{пр} = 25 + \frac{220 + 80}{i^2} = 25 + \frac{300}{4,5^2} = 40 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

В период разгона и торможения электродвигатель способен работать с угловым ускорением $\epsilon = d\omega/dt$ и развивать динамический момент:

а) при опускании нажимного винта при $\epsilon = 50$ 1/с²

$$M'_{дин} = J_{пр} \epsilon = 40 \cdot 50 = 2000 \frac{\text{кг}\cdot\text{м}}{\text{с}^2} \text{ м (Н}\cdot\text{м)} = 2 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

б) при подъеме нажимного винта при $\epsilon = 60$ 1/с²

$$M''_{дин} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ Н}\cdot\text{м} = 2,4 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Моменты на валу электродвигателя в период разгона:

а) при опускании нажимного винта

$$M'_{дв} = M'_{ст} + M'_{дин} = 1,42 + 2,0 = 3,42 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

б) при подъеме нажимного винта

$$M''_{дв} = M''_{ст} + M''_{дин} = 0,89 + 2,4 = 3,29 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Очевидно, что при повторно-кратковременном режиме работы электродвигателя основную нагрузку составляют динамические (а не статические) моменты. Так как $M'_{дв \max} = 3,42$ кН·м меньше $M_n = 3,44$ кН·м, то электродвигатель обеспечит заданный режим работы. Кроме того, электродвигатель допускает кратковременную двухкратную перегрузку по моменту, которая может быть использована при пиковых нагрузках (например, при отводе нажимных винтов при буксовании валков по прокатываемому металлу, когда усилие на винт больше принятого выше в расчете при определении M_n).

Пример 24. Выполнить расчет тихоходного нажимного механизма четырехвалкового стана $500 \times 1500 \times 2500$ (см. рис. III.24) для холодной прокатки полосы.

Дано: резьба нажимного винта УП 560×12 мм, наружный диаметр 560 мм, средний 552 мм, внутренний 545 мм, $\alpha = 0^\circ 24'$, максимальное усилие на один нажимной винт $Y = 17,5$ МН.

1. Определяем прочность нажимного винта и резьбы по методу, изложенному в примере 23.

2. Момент на нажимном винте при вращении его в момент прокатки (поджатие валков) определяем по формуле (III.30) при $\mu_p = 0,1$ и $\varphi = 5^\circ 43'$:

$$M_B = 17,5 \left[\frac{0,535}{3} \cdot 0,1 + \frac{0,552}{2} \operatorname{tg} (0^\circ 24' + 5^\circ 43') \right] = 17,5 (0,018 + 0,276 \cdot 0,106) = 0,83 \text{ МН}\cdot\text{м} = 830 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

3. Статический момент вращения двух нажимных винтов, приведенный к валу электродвигателей; передаточное число двух глобоидных червячных пар между электродвигателем и нажимным винтом $i = 25,5 \cdot 44 = 1122$; к. п. д. редукторов $\eta = 0,7 \times 0,72 = 0,5$;

$$M_{ст} = \frac{2M_B}{i\eta} = \frac{2 \cdot 830}{1122 \cdot 0,5} = 2,96 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

4. Для привода нажимных винтов установлены два электродвигателя общей мощностью $2 \times 115 = 230$ кВт при 500 об/мин; номинальный момент электродвигателей

$$M_H = 9,56 \frac{N_H}{n_H} = 9,56 \frac{2 \cdot 115}{500} = 4,4 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Таким образом, $M_H > M_{ст}$; кроме того, имеется значительный запас по моменту

$$\frac{4,4 - 2,96}{4,4} 100 = 33\%.$$

5. Упругая деформация нажимного винта

$$f_B = Yh/(FE) = 4Yh/(\pi d_1^2 E);$$

h — наибольшая деформируемая длина винта от подпятника до нажимной гайки; $h = 600$ мм; $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа

$$f_B = \frac{4 \cdot 17,5 \cdot 10^3 \cdot 600}{\pi \cdot 545^2 \cdot 2,15 \cdot 10^5} = 0,21 \text{ мм}.$$

6. Упругая деформация нажимной гайки: высота гайки $H = 760$ мм, наружный диаметр $D = 860$ мм, материал — бронза ЛАЖМц 60—6—3—2, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа

$$f_G = \frac{4YH}{\pi (D_n^2 - d^2) E} = \frac{4 \cdot 17,5 \cdot 10^3 \cdot 760}{\pi (860^2 - 560^2) \cdot 1 \cdot 10^5} = 0,19 \text{ мм}.$$

7. Суммарная упругая деформация системы нажимной винт—гайка

$$f_{B,G} = k(f_B + f_G) = 1,1 (0,21 + 0,19) = 0,44 \text{ мм},$$

где $k = 1,1$ — учитывает деформацию подпятника (10 %).

8. Проверим прочность зубчатого зацепления глобоидной пары привода нажимного винта.

Момент на червячном колесе, равный моменту на нажимном винте, $M_K = M_B = 830$ кН·м; межосевое расстояние $A = 1000$ мм; червяк глобоидный однозаходный $z_{ч} = 1$; червячное колесо $z_K = 44$; передаточное число $i = 44$; модуль $m = 36,5$ мм; число модулей в делительном диаметре червяка $q = 11$; профильный угол впадин червяка $\alpha = 23^\circ$; угол подъема витка червяка $\lambda = 5^\circ 17' 32''$; ширина колеса $b = 320$ мм; делительный диаметр червяка $d_{ч} = 394$ мм; $k = 1,4$ — коэффициент разнотолщинности зубьев колеса.

Напряжение изгиба у основания зубьев колеса

$$\sigma_K = \frac{1,8 M_K \cos \lambda}{z_K m^2 b \left(\frac{k}{1+k} + 0,6 \operatorname{tg} \alpha \right)^2}; \quad (\text{III.34})$$

$$\sigma_K = \frac{1,8 \cdot 830 \cdot 10^3 \cdot 0,996}{44 \cdot 36,5^2 \cdot 320 \left(\frac{1,4}{2,4} + 0,6 \cdot 0,42 \right)^2} = 115 \text{ Н/мм}^2 = 115 \text{ МПа}.$$

Напряжение сдвига в поверхностном слое зубьев червячного колеса при коэффициенте перекрытия зубьев $\varepsilon = 1,9$

$$\tau_K = 57 \sqrt{\frac{M_K (i + q/z_{ч})^3 \sin \lambda}{A^3 i^2 \varepsilon \sin 2\alpha}}; \quad (\text{III.35})$$

$$\tau_K = 57 \sqrt{\frac{830 \cdot 10^3 (44 + 11)^3 \cdot 0,092}{1000^3 \cdot 44^2 \cdot 1,9 \cdot 0,72}} = 57 \cdot 2,14 = 125 \text{ Н/мм}^2 = 125 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения для бронзового венца червячного колеса $[\sigma] = 110$ и $[\tau] = 120$ МПа.

9. Расчет на прочность вала глобоидного червяка. Момент, передаваемый червяком:

$$M_{\text{ч}} = M_{\text{к}} / (\eta) = 830 / (44 \cdot 0,72) = 26 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Окружное усилие на червяке

$$P_{\text{ч}} = 2M_{\text{ч}} / d_{\text{ч}} = 2,26 / 0,394 = 132 \text{ кН}.$$

Осевое усилие на червяке, равное окружному усилию на червячном колесе, имеющем $d_{\text{к}} = 1606 \text{ мм}$:

$$A_{\text{ч}} = 2M_{\text{к}} / d_{\text{к}} = 2 \cdot 830 / 1,606 = 1000 \text{ кН}.$$

Радиальное усилие, раздвигающее червяк и колесо:

$$R_{\text{ч}} = A_{\text{ч}} \operatorname{tg} \alpha = 1000 \cdot 0,42 = 420 \text{ кН}.$$

Изгибающий момент от силы $P_{\text{ч}}$ в плоскости ее действия (при расстоянии между опорами червяка $l = 1270 \text{ мм}$)

$$M_1 = P_{\text{ч}} l / 4 = 132 \cdot 1,27 / 4 = 42 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Изгибающий момент от сил $A_{\text{ч}}$ и $R_{\text{ч}}$ в средней плоскости

$$M_2 = \frac{R_{\text{ч}} l}{4} + \frac{A_{\text{ч}} d_{\text{ч}}}{4} = \frac{420 \cdot 1,27}{4} + \frac{1000 \cdot 0,394}{4} = 133 + 98 = 231 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Результирующий изгибающий момент посередине червяка

$$M_{\text{изз}} = \sqrt{42^2 + 231^2} = 235 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Нормальное напряжение в сечении посередине червяка при $d_{\text{вн}} = 340 \text{ мм}$

$$\sigma = \frac{235 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 340^3} = 60 \text{ Н/мм}^2 = 60 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по изгибу при $\sigma_{\text{т}} = 600 \text{ МПа}$ (для стали 40ХН)

$$n_{\sigma} = 600 / 60 = 10.$$

Напряжение кручения в этом же сечении

$$\tau = \frac{M_{\text{ч}}}{0,2 d_{\text{вн}}^3} = \frac{26 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 340^3} = 3,2 \text{ Н/мм}^2 = 3,2 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по кручению $[\tau] = 300 \text{ МПа}$ (для стали 40ХН)

$$n_{\tau} = 300 / 3,2 = 93.$$

Приведенный запас прочности в этом сечении

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} \approx 10.$$

Минимальный допустимый запас прочности $[n] = 2,5$. Напряжение кручения на ведущем конце червяка, имеющем $d = 200 \text{ мм}$ и ослабленном шпоночным пазом (коэффициент концентрации напряжений $k_{\tau} = 2$):

$$\tau = k_{\tau} \frac{M_{\text{ч}}}{0,2 d^3} = 2 \frac{26 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 200^3} = 16,3 \text{ Н/мм}^2 = 16,3 \text{ МПа},$$

т. е. тоже незначительное.

Червячная передача с глобоидным червяком обладает в 1,5—2 раза большей грузоподъемностью и большим к. п. д. по сравнению с обычной червячной передачей (с цилиндрическим червяком). Однако эти преимущества глобоидной передачи могут быть получены только при точном изготовлении глобоидного зацепления, высокой твердости и чистоте поверхности червяка, непрерывном подводе смазки в зацепление и большой жесткости червяка. Поэтому расчет на прочность глобоидного червяка и определение его жесткости (деформации при изгибе) необходимо выполнять весьма тщательно.

Зная нагрузки в зубчатом зацеплении, необходимо затем определить опорные реакции R_1 и R_2 и долговечность подшипников в опорах червяка и червячного колеса.

Пример 25. Выполнить поверочный расчет гидравлического устройства для уравновешивания верхнего опорного вала стана 2500.

Дано: вес верхнего опорного вала с подушками и подшипниками $Q = 910 \text{ кН}$, вес подвижных частей самого устройства для уравновешивания (тяг, коромысла, плунжера гидравлического цилиндра) $G = 260 \text{ кН}$ (см. рис. III.29).

1. Конструктивно принимаем диаметр гидравлического цилиндра $d = 460 \text{ мм}$. Во время работы стана коэффициент пересуравновешивания должен быть не менее $k = 1,4$, поэтому давление рабочей жидкости в гидравлическом цилиндре должно быть, согласно формуле (III.33)

$$p = k \frac{4(Q + G)}{\pi d^2} = 1,4 \frac{4(910 + 260) 10^3}{\pi \cdot 460^2} = 9 \text{ Н/мм}^2 = 9 \text{ МПа}.$$

2. Во время смены комплекта верхнего и нижнего опорных валков с подушками ($Q=160$ кН) давление жидкости в гидравлическом цилиндре должно быть увеличено до

$$p = \frac{4(1600 + 260) 10^3}{\pi \cdot 460^2} = 12 \text{ Н/мм}^2 = 12 \text{ МПа.}$$

3. Максимальное подъемное усилие на плунжере при работе стана

$$P = k(Q + G) = 1,4(910 + 260) = 1650 \text{ кН.}$$

Затем необходимо выполнить прочностной расчет коромысла и подъемных тяг на это усилие.

4. Напряжения в теле гидравлического цилиндра определим при максимальном внутреннем давлении жидкости $p=15$ МПа:

а) радиальное

$$\sigma_r = -p \frac{r_1^2 - r_i^2}{r_1^2 - r_2^2}; \quad (\text{III.36})$$

б) тангенциальное

$$\sigma_t = p \frac{r_1^2 + r_i^2}{r_1^2 - r_2^2}, \quad (\text{III.37})$$

где r_i — текущее значение радиуса по толщине стенки цилиндра. Очевидно, что максимальное напряжение (радиальное и тангенциальное) будут на внутреннем волокне цилиндра при $r_i=r_2$:

$$\sigma_{r\max} = -p = -15 \text{ МПа (сжатие).}$$

При $r_1=350$ мм и $r_2=230$ мм получим

$$\sigma_{t\max} = 15 \frac{350^2 + 230^2}{350^2 - 230^2} = 38 \text{ Н/мм}^2 = 38 \text{ МПа,}$$

т. е. ниже допусаемого (100—120 МПа).

Пример 26. Выполнить расчет гидравлического устройства для смены валков четырехвалкового стана 1700 (см. рис. III.34).

Дано: вес комплекта передвигаемых частей (опорных валков с подушками и нижней поперечины) $Q=1400$ кН; диаметр гидравлического цилиндра $d_1=300$ мм; диаметр штока гидроцилиндра $d_2=160$ мм.

1. Учитывая плохие условия подвода смазки к трущимся поверхностям, принимаем коэффициент трения несущей траверсы по направляющим балкам $\mu=0,25$.

Тяговое усилие на штоке гидроцилиндра

$$T = Q\mu = 1400 \cdot 0,25 = 350 \text{ кН.}$$

Для обеспечения этого усилия в гидроцилиндр необходимо подвести рабочую жидкость (эмульсию) давлением не менее

$$p = \frac{4T}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 350 \cdot 10^3}{\pi(300^2 - 160^2)} = 7 \text{ Н/мм}^2 = 7 \text{ МПа.}$$

Гидроцилиндр включен в систему гидравлического уравнивания валков, питаемую от воздушного аккумулятора, обеспечивающего регулирование давления в сети от 5 до 12 МПа.

5. Станины рабочих клетей

Станины рабочей клетки — самые ответственные детали прокатного стана. В них монтируют подушки валков, а также другие устройства и механизмы, обеспечивающие заданную точность прокатки и производительность стана. Все давление металла на валки, возникающее при прокатке, воспринимается станинами. Поэтому при конструировании и изготовлении станин особое внимание уделяется их прочности и жесткости.

По конструкции станины делят на две группы: закрытого и открытого типа.

Станина закрытого типа (см. рис. III.35) представляет собой литую массивную жесткую раму; в середине ее сделано окно для установки в нем подушек валков; внизу станина имеет приливы (лапы). В приливах предусмотрены отверстия для болтов, которыми станины крепят к плитовинам. Станины этого типа, как более прочные и жесткие, применяют в рабочих клетях блюмингов, слябингов, тонколистовых станом горячей и холодной прокатки и иногда заготовочных и сортовых станом.

Станина открытого типа состоит из двух частей: собственно станины и крышки. Крышку скрепляют со станиной болтами или клиньями (см. рис. III.40), устанавливаемыми с затяжкой. Эти станины характеризуются меньшей жесткостью по сравнению со станинами закрытого типа, однако они дешевле в изготовлении и позволяют осуществлять перевалку валков непосредственно краном (вверх) при снятой крышке. Станины этого типа применяют в клетях сортовых и рельсобалочных станов.

Размеры станин определяются следующими условиями: 1) возможностью размещения в окне станины подушек валков и конца нажимного винта; 2) требуемой прочностью и жесткостью.

Верхнюю и нижнюю части станин называют поперечинами (в станинах открытого типа верхней поперечиной является крышка), а боковые — стойками (см. рис. III.36). Сечение стоек делают обычно двутавровым или прямоугольным. Стойки прямоугольного сечения легче в отливке, вследствие чего чаще используют стойки этого сечения, особенно для четырехвалковых клетей.

На рис. III.35 показана станина стана 2000 конструкции НКМЗ. Сечение стоек станин прямоугольной формы. С внутренней стороны стоек станины прикреплены направляющие планки для подушек опорных валков. Масса каждой станины 126 т. Общая масса станин в сборке с плитовинами и траверсами составляет 312 т. В верхних поперечинах станин сделаны расточки для бронзовых гаек нажимных винтов (рис. III.24).

Диаметр болтов, скрепляющих станины с плитовинами и плитовины с фундаментом, обычно определяют из соотношения $d = (0,09 \div \div 0,15)D + 10$ мм, где D — диаметр рабочих валков, мм.

Расчет станины на прочность и определение ее жесткости

Ввиду сложности конфигурации станины точный расчет ее невозможен. Однако выполнение расчетов, хотя до некоторой степени и приближенных, необходимо для того, чтобы быть уверенным, что принятые при конструировании размеры станины обеспечивают ее прочность и жесткость.

Станину рассчитывают на максимальное вертикальное усилие Y , действующее при прокатке на шейки валков. Горизонтальные усилия, действующие на станину в момент захвата металла валками и при прокатке полосы с натяжением, можно не учитывать, так как по сравнению с вертикальным усилием их величина незначительна.

Для упрощения расчета станину закрытого типа представим в виде жесткой прямоугольной рамы, состоящей из двух одинаковых вертикальных стоек (длиной l_2) и двух горизонтальных поперечин (длиной l_1) (рис. III.36).

Со стороны нижней подушки валка на нижнюю поперечину и со стороны верхней подушки (нажимного винта) на верхнюю поперечину станины действуют вертикальные силы Y . В листовых станах эта сила равна половине максимального усилия на валки при прокатке, т. е. $Y = P/2$. В сортовых и обжимных станах $Y = R$, где R — максимальное усилие на шейку валка ($R > P/2$).

Под действием сил Y в углах жесткой рамы возникают статически неопределимые моменты M_1 и M_3 , направленные как показано на рис. III.36. Эти моменты изгибают стойки внутри окна станины, а поперечины — против действия сил Y . На рис. III.36 и III.37 показаны нейтральные линии сечений поперечин и стоек станины, проведенные через центры тяжести сечений, и их изменение (изгиб) при упругой деформации станины.

Так как среднее сечение верхней поперечины ослаблено отверстием для нажимной гайки и нажимного винта и при расточке на станке этого отверстия в сечении возникают концентраторы напряжений, то для обеспечения требуемого запаса прочности станины конструктивно принимают размеры этого сечения такими, чтобы момент инерции сечения

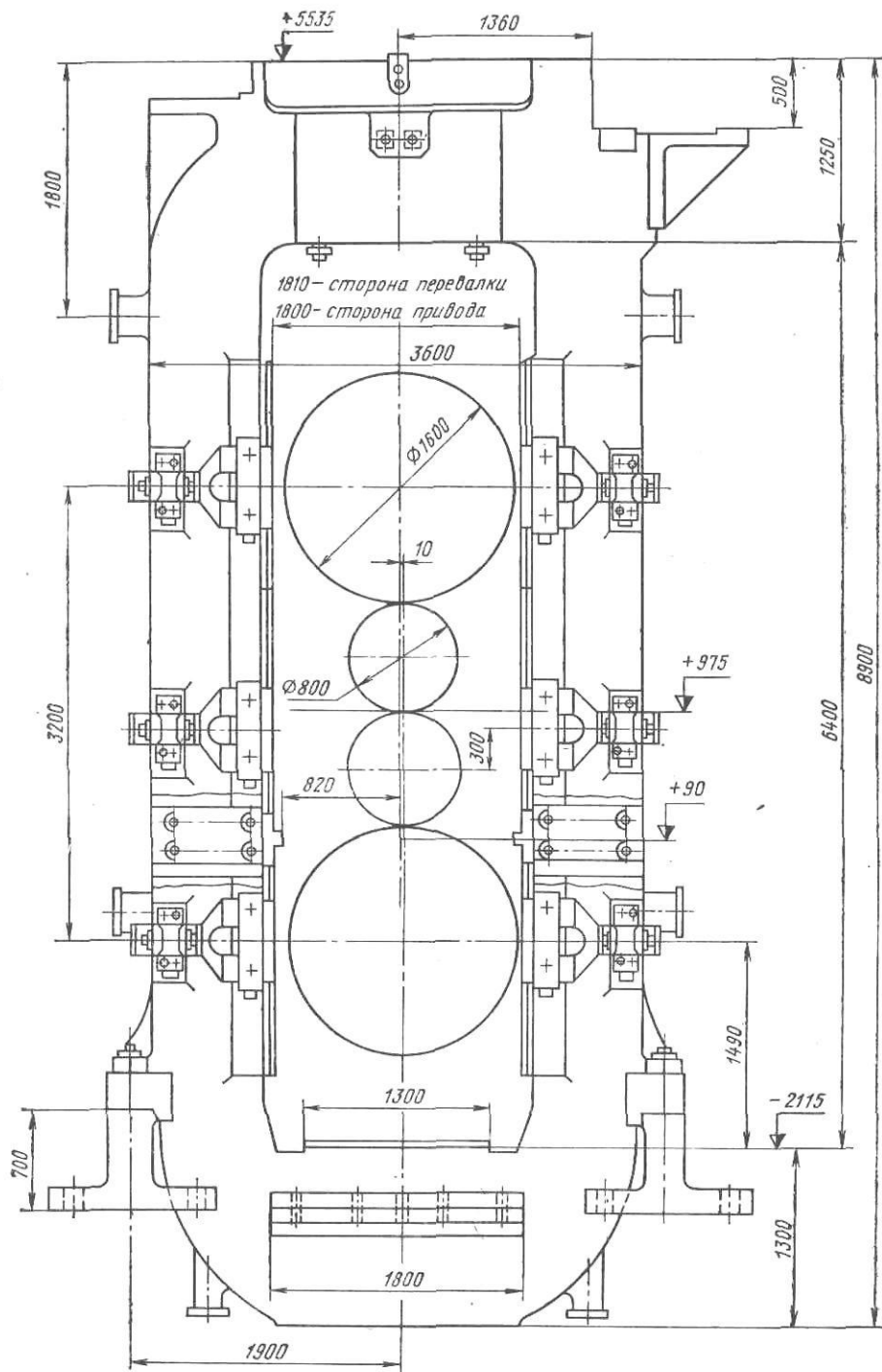


Рис. III.35. Станина четырехвальной клетки 800/1600×2000 непрерывного широкополосного стана 2000

верхней поперечины J_1 был больше момента инерции сечения нижней поперечины J_3 (обычно $n = J_1/J_3 = 1,2 \div 1,4$).

Статически неопределимые моменты M_1 и M_3 определим следующим образом. Представим жесткую раму разрезанной в углах и образующей четыре свободные двухопорные балки. Для учета влияния жестких углов в соединениях поперечин со стойками приложим к отрезанным балкам в их опорах моменты M_1 и M_3 . Таким образом, система (жесткая рама) стала статически определимой, и мы можем рассчитывать ее известными простыми способами.

Из курса сопротивления материалов известно, что угол наклона θ касательной и изогнутой оси в точке опоры балки равен опорной реакции R от фиктивной моментной нагрузки, деленной на жесткость балки, т. е. $\theta = R/(EJ)$.

При изгибе верхней и нижней поперечин силами Y фиктивная моментная нагрузка будет равна площади эпюры моментов (треугольни-

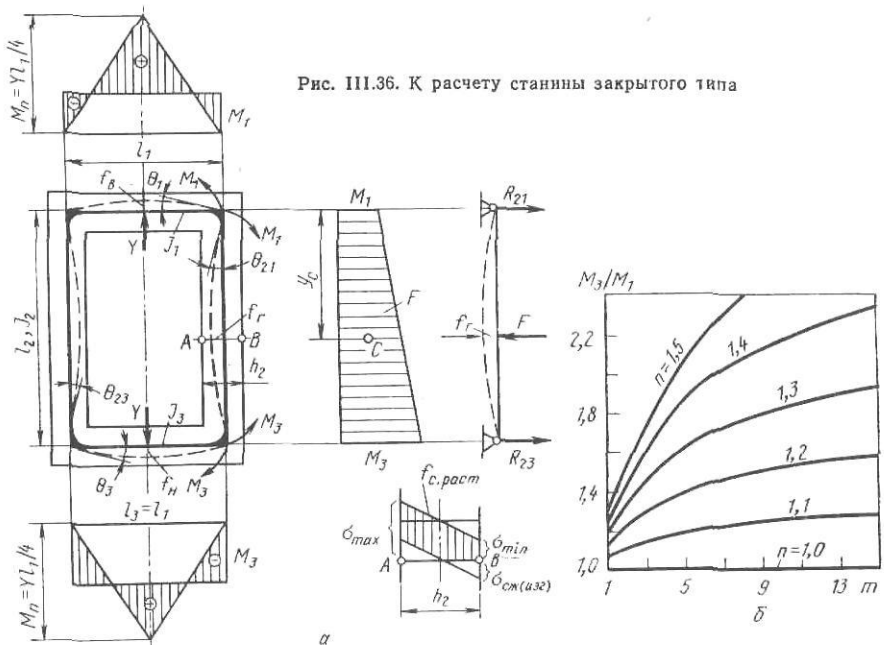


Рис. III.36. К расчету станины закрытого типа

ка) $Yl_1/4 \cdot l_1/2$, а фиктивная реакция на опоре — половине моментной нагрузки, т. е. $R = Yl_1^2/16$. Таким образом, значения углов θ на верхней и нижней поперечинах при $J_1 \neq J_3$ будут равны (при $l_3 = l_1$)

$$\theta'_1 = Yl_1^2/(16EJ_1); \quad \theta'_3 = Yl_1^2/(16EJ_3).$$

При изгибе этих поперечин моментами M_1 и M_3 , приложенными на опорах, площади эпюры моментов равны M_1l_1 и M_3l_1 , а фиктивные опорные реакции — половине этих значений, поэтому углы наклона изогнутой оси будут равны

$$\theta''_1 = M_1 l_1/(2EJ_1); \quad \theta''_3 = M_3 l_1/(2EJ_3).$$

Прогибы каждой поперечины от действия сил Y и моментов M_1 и M_3 на опорах направлены в разные стороны, поэтому результирующие углы поворота оси на опорах будут выражаться разностью:

$$\theta_1 = \frac{Yl_1^2}{16EJ_1} - \frac{M_1 l_1}{2EJ_1}; \quad \theta_3 = \frac{Yl_1^2}{16EJ_3} - \frac{M_3 l_1}{2EJ_3}. \quad (\text{III.38})$$

Вертикальная стойка станины длиной l_2 изгибается внутрь окна станины моментами M_1 и M_3 на опорах. Моментная площадь трапециевидальной эпюры (так как $M_1 \neq M_3$) и фиктивные реакции на опорах от этой площади будут равны

$$F = (M_1 + M_3) \frac{l_2}{2}; \quad y_c = \frac{M_1 + 2M_3}{M_1 + M_3} \frac{l_2}{3};$$

$$R_{21} = (2M_1 + M_3) \frac{l_2}{6}; \quad R_{23} = (M_1 + 2M_3) \frac{l_2}{6}.$$

Углы поворота вертикальной стойки на верхней и нижней опорах

$$\theta_{21} = R_{21}/(EJ_2); \quad \theta_{23} = R_{23}/(EJ_2). \quad (\text{III.39})$$

Так как в жесткой раме опоры в углах принадлежат и поперечине (длиной l_1) и стойке (длиной l_2), то их углы поворота должны быть равны между собой. Приравнивая $\theta_1 = \theta_{21}$ и $\theta_3 = \theta_{23}$, получим следующие значения для статически неопределимых (реактивных) моментов в углах жесткой рамы:

а) моменты от вертикальных усилий, действующих на верхнюю и нижнюю поперечины (при $l_1 = l_3$)

$$M_{\Pi} = Y l_1 / 4;$$

б) реактивные моменты, действующие в верхних и нижних углах жесткой рамы (формулы автора)

$$M_1 = \frac{M_{\Pi}}{2} \frac{1}{1 + \frac{(3n+m)m}{3n+(2-n)m}}; \quad M_3 = \frac{M_{\Pi}}{2} \frac{1}{1 + \frac{(3+m)m}{3n+(2n-1)m}}, \quad (\text{III.40})$$

где $n = J_1/J_3 > 1$; $m = J_1/J_2 \cdot l_2/l_1 \gg 1$.

Если $J_1 = J_3$ и $n = 1$, то получим следующую формулу для реактивного изгибающего момента, известную из курса сопротивления материалов для жесткой прямоугольной рамы

$$M_0 = M_1 = M_3 = M_{\Pi} / 2 \cdot 1 / (1 + m). \quad (\text{III.41})$$

Из рассмотрения кривых на рис. (III.36, б) следует, что отношение реактивных моментов M_3/M_1 с увеличением параметра m резко возрастает при $n > 1,2$.

В конструкции станин крупных станов предусмотрено значительное закругление в углах жесткой рамы (см. III.37); в этом случае статически неопределимый момент M_0 подсчитывают по уточненной формуле А. И. Целикова (при $J_1 = J_3$);

$$M_0 = \frac{M_{\Pi}}{2} \frac{1 + 4 \frac{r}{l_1} \left(1,15 \frac{r}{l_1} \frac{J_1}{J_4} + 1 \right)}{1 + \frac{J_1}{J_2} \frac{l_2}{l_1} + \frac{\pi r}{l_1} \frac{J_1}{J_4}}, \quad (\text{III.42})$$

где r и J_4 — радиус закругления и момент инерции закругленного сечения рамы; при $r = 0$ формула (III.42) аналогична формуле (III.41).

Определим напряжения, возникающие в поперечинах и стойке станины при прокатке металла в валках.

Поперечины подвергаются изгибу от действия сил Y и моментов M_1 и M_3 , причем последние уменьшают изгибающие действия сил Y . Расчетные изгибающие моменты и растягивающие напряжения в середине верхней поперечины

$$M_{\text{в}} = M_{\Pi} - M_1; \quad \sigma_{\text{в}} = M_{\text{в}} / W_1;$$

в середине нижней поперечины

$$M_{\text{н}} = M_{\Pi} - M_3; \quad \sigma_{\text{н}} = M_{\text{н}} / W_3,$$

где W_1 и W_3 — моменты сопротивления средних сечений верхней и нижней поперечин.

Каждая стойка станины (левая и правая) растягивается силой $Y/2$ и изгибается переменным по высоте стойки (длине l_2) моментом, изменяющимся от M_1 (наверху стойки) до M_3 (внизу стойки). Под действием этих моментов стойка изгибается внутрь окна станин, поэтому на внешней стороне стойки будут возникать напряжения сжатия (точка B на рис. III.36), а на внутренней стороне стойки — напряжения растяжения (точка A на рис. III.36). Для среднего по высоте стойки горизонтального сечения суммарное растягивающее напряжение (в точке A) будет равно

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{Y}{2F_2} + \frac{M_1 + M_3}{2W_2}, \quad (\text{III.43})$$

где F_2 и W_2 — площадь и момент сопротивления сечения AB стойки.

Станины являются крупногабаритными и наиболее ответственными

детальями прокатного стана, поэтому их изготавливают из литой углеродистой стали ($\sigma_b = 500 \div 600$ МПа) с большим запасом прочности ($n > 10$). Для небольших рабочих клеток мелкосортных и проволочных станов иногда применяют станины из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

Расчетные допускаемые напряжения принимают равными: для станин из углеродистой литой стали $[\sigma] = 50 - 60$ МПа, для станин из высокопрочного чугуна $[\sigma_b] = 40 \div 50$ МПа.

В листовых и широкополосных станах горячей и особенно холодной прокатки имеет значение не только прочность станин (характеризуемая величиной возникающих в них напряжений), но и их жесткость, определяемая величиной упругой деформации при прокатке. Если упругая деформация станин при изменении усилия на валки (вследствие изменения различных технологических параметров при прокатке, например, температуры и предела текучести прокатываемого металла) значительна, то прокатанная полоса будет иметь разнотолщинность, превышающую допуски размеров по толщине.

Упругая деформация станины в вертикальном направлении является суммой деформаций прогиба двух поперечин и растяжения стойки станины.

Из курса сопротивления материалов известно, что результирующий прогиб поперечин (балки) жесткой рамы от изгиба силой Y и моментом M_1 (M_3) равен:

для верхней поперечины

$$f'_b = \frac{l_1^2}{8EJ_1} \left(\frac{Yl_1}{6} - M_1 \right) = \frac{Yl_1^3}{48EJ_1} \left(1 - 6 \frac{M_1}{Yl_1} \right);$$

для нижней поперечины

$$f'_n = \frac{l_1^2}{8EJ_3} \left(\frac{Yl_1}{6} - M_3 \right) = \frac{Yl_1^3}{48EJ_3} \left(1 - 6 \frac{M_3}{Yl_1} \right);$$

$$f'_n = f'_b + f'_n.$$

(III.44)

Так как поперечина имеет большую толщину по сравнению с длиной l_1 , то необходимо также учесть упругую деформацию в середине каждой поперечины от действия поперечных (перерезывающих) сил согласно известной формуле

$$f''_b = k \frac{Yl_1}{4GF_1} = \frac{Y}{E} 0,8 \frac{l_1}{F_1}; \quad f''_n = \frac{Y}{E} 0,8 \frac{l_1}{F_3};$$

$$f''_n = f''_b + f''_n = \frac{Y}{E} 0,8 l_1 \left(\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_3} \right),$$

(III.45)

где $k = 1,2$ (для прямоугольного сечения балки-поперечины); G — модуль сдвига; для стального литья $G = 3/8E = 0,75 \cdot 10^5$ МПа.

Деформация от растяжения стойки станины силой Y равна

$$f_2 = Yl_2 / (2EF_2),$$

(III.46)

где E — модуль упругости; для стального литья $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Суммарная вертикальная деформация станины

$$f_{ст} = (f'_b + f''_b) + (f'_n + f''_n) + f_2 = f'_b + f'_n + f_2.$$

(III.47)

Так как во многих случаях расчетов $M_1 = M_3 = M_0$; $F_1 = F_3$, то прогибы верхней и нижней поперечин будут одинаковыми, поэтому можно принимать, что

$$2f'_n = \frac{Y}{E} \left[\frac{l_1^3}{24J_1} \left(1 - \frac{3}{4} \frac{1}{1+m} \right) + 1,6 \frac{l_1}{F_1} \right];$$

(III.45a)

$$f_{ст} = 2f'_n + f_2.$$

(III.47a)

Суммарная деформация станины по вертикали (в направлении действия сил Y) не должна превышать: для станов холодной прокатки 0,3—0,5 мм; для станов горячей прокатки 0,6—1,0 мм (при $Y = 5 \div 15$ МН).

На практике упругие свойства станины удобнее характеризовать не величиной упругой деформации при заданном усилии Y , (как указано выше), а так называемой конструктивной упругой жесткостью (или модулем жесткости C , МН/мм)

$$C = Y/f_{ст} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (III.48)$$

которая показывает, при каком усилии Y деформация будет равна 1 мм. На графике (см. рис. III.43) в координатах $f_{ст}$ — Y упругая жесткость выражается прямой линией (по закону Гука), имеющей угол наклона α к горизонтали.

Из рассмотрения формул (III.44, III.45 и III.46) очевидно, что все упругие деформации поперечин и стойки станины пропорциональны усилию Y ; подставляя значения этих деформаций в знаменатель формулы (III.48), получим (при $n=1$ и $F_1=F_3$)

$$C = E \frac{1}{\frac{l_1^3}{24J_1} \left(1 - \frac{3}{4} \frac{1}{1+m}\right) + 1,6 \frac{l_1}{F_1} + \frac{l^2}{2F_2}}. \quad (III.49)$$

Таким образом, жесткость станины не зависит от конкретного значения усилия Y (так как $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{const}$) и определяется только конструктивными размерами и параметрами ($l_1, l_2, F_1, F_2, J_1, J_2$) и модулем упругости E .

При проектировании новых прокатных станов принимают следующие значения жесткости станины рабочей клетки C , МН/мм: для станов горячей прокатки сортовых 5—8, листовых 10—15; для листовых станов холодной прокатки 15—20.

Пример 27. Определить прочность и жесткость станины чистой четырехвалковой клетки непрерывного широкополосного стана 800/1600×2000 горячей прокатки стальной полосы (рис. III.37).

Дано: $l_1=l_2=2,5$ м; $l_2/l_1=3$; $J_1=0,16$ м⁴; $J_3=0,12$ м⁴; $n=J_1/J_3=4/3$; $J_2=0,04$ м⁴; $J_1/J_2=4$; $m=4 \cdot 3=12$; $Y=15$ МН.

1. Определяем максимальный момент изгиба верхней и нижней поперечин силой Y

$$M_{II} = \frac{15 \cdot 2,5}{4} = 9,375 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

2. Находим статически неопределимые моменты в углах жесткой рамы по формулам (III.40):

$$M_1 = \frac{9,375}{2} \times \frac{1}{1 + 12 \frac{3 \cdot 4/3 + 12}{3 \cdot 4/3 + 12 \cdot 2/3}} =$$

$$= 0,2755 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = \frac{9,375}{2} \frac{1}{1 + 12 \frac{3 + 12}{3 \cdot 4/3 + 12 \cdot 5/3}} =$$

$$= 0,551 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$\frac{M_1}{M_3} = \frac{1 + 12 \frac{2/3}{4}}{1 + 12 \frac{5/3}{4}} = \frac{1}{2}; \quad M_1 = \frac{M_3}{2};$$

при $J_1=J_3$ и $n=1$ получим

$$M_0 = M_1 = M_3 = \frac{9,375}{2} \frac{1}{1 + 12} = 0,36 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Таким образом:

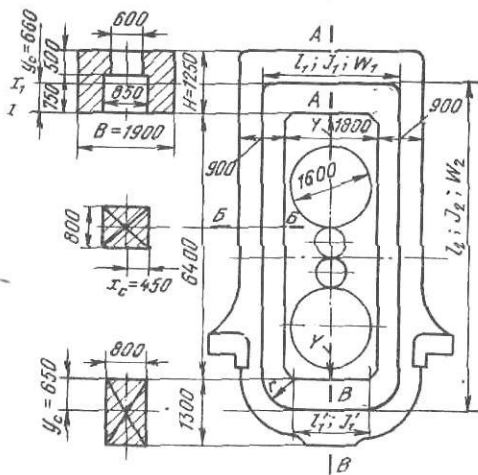


Рис. III.37. К расчету станины четырехвалковой клетки стана 800/1600×2000

- а) при $J_1 > J_3$ момент M_1 в два раза меньше момента M_3 ;
 б) моменты M_1 и M_3 по своей величине значительно меньше максимального момента изгиба поперечины силой Y и составляет только 3—6 % от M_n ;
 в) при $J_1 = J_3$ момент M_0 равен почти среднему значению (полусумме) M_1 и M_3 и составляет только 4,0 % от M_n .

Однако, несмотря на небольшую величину реактивных моментов M_1 , M_3 и M_0 (по сравнению с моментом M_n), их все же необходимо учитывать при расчете станины для получения более обоснованных результатов последующего определения напряжений и деформаций.

Продолжим рассматриваемый выше пример: дано $F_1 = 1,34 \text{ м}^2$; $W_1 = 0,21 \text{ м}^3$; $F_3 = -0,99 \text{ м}^2$; $W_3 = 0,2 \text{ м}^3$; $F_2 = 0,672 \text{ м}^2$; $W_2 = 0,094 \text{ м}^3$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $G = 0,75 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

3. Определяем напряжения растяжения в середине верхней и нижней поперечин по формулам (III.43):

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{9,375 - 0,2755}{0,21} = 43,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{9,375 - 0,551}{0,2} = 44,1 \text{ МПа}.$$

4. Рассчитываем напряжения растяжения в стойке станины (точка А на рис. III.36) по формуле (III.43)

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{15}{2 \cdot 0,672} + \frac{0,2755 + 0,551}{2 \cdot 0,094} = 11,1 + 4,4 = 15,5 \text{ МПа}.$$

Запас прочности станины для нижней поперечины при пределе прочности углеродистой литой стали (σ_s) = 600 МПа

$$n = 600/44,1 = 13,5.$$

5. Определяем прогиб среднего сечения от изгиба и действия поперечных (перерезывающих) сил по формулам (III.44 и III.45):
 верхней поперечины

$$f_{\text{в}} = \frac{\zeta_1 2,5^2}{8 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,16} \left(\frac{15 \cdot 2,5}{6} - 0,2755 \right) 1000 + 1,2 \frac{15 \cdot 2,5 \cdot 1000}{4 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 1,34} = 0,146 + 0,106 = 0,252 \text{ мм};$$

нижней поперечины

$$f_{\text{н}} = \frac{\zeta_3 2,5^2}{8 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,12} \left(\frac{15 \cdot 2,5}{6} - 0,551 \right) 1000 + 1,2 \frac{15 \cdot 2,5 \cdot 1000}{4 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 0,99} = 0,18 + 0,14 = 0,32 \text{ мм}.$$

6. Находим упругое растяжение стойки станины по формуле (III.46)

$$f_2 = \frac{15 \cdot 7,5 \cdot 1000}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,672} = 0,41 \text{ мм}.$$

7. Суммарную деформацию станины по вертикали определяем по формуле (III.47)

$$f_{\text{СТ}} = 0,252 + 0,32 + 0,41 = 0,982 \text{ мм}.$$

Жесткость станины по вертикали (в направлении действия силы Y) находим по формуле (III.48)

$$C = Y/f_{\text{СТ}} = 15/0,982 = 15,25 \text{ МН/мм}.$$

8. Прогиб стоек станины по горизонтали (внутри окна станины) должен быть небольшим, так как в противном случае может произойти «защемление» подушек верхнего вала (при зазоре $\Delta = 0$), перемещаемых по вертикали по направляющим планкам, прикрепленным к стойкам внутри окна станины.

Горизонтальный прогиб одной стойки (внутри окна станины) посередине высоты (длины) стойки l_2 можно определить, принимая, что в этом сечении действует реактивный момент, равный половине суммы моментов M_1 и M_3 ; тогда

$$f_{\text{Г}} = \frac{(M_1 + M_3) l_2^2}{2 \cdot 8EJ_2} = \frac{(0,2755 + 0,551) 7,5^2 \cdot 1000}{2 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,04} = 0,36 \text{ мм}.$$

Таким образом, при сборке рабочей клетки необходимо предусмотреть зазор между верхней подушкой вала и направляющей планкой с внутренней стороны окна станины равный $\Delta \approx 0,4 \text{ мм}$.

Для обеспечения необходимой минимальной деформации станины по вертикали (в направлении действия сил Y) и минимального прогиба стоек внутри окна станины конструктивно принимают отношение толщины поперечины h_1 (или h_3) к толщине стойки h_2 (см. рис. III.37) равным $h_1/h_2 = 1,3 \div 1,7$.

6. Рабочие клетки прокатных станов

Рабочая клетка является основным устройством прокатного стана, так как в ней осуществляется собственно прокатка металла.

Рабочая клетка каждого прокатного стана состоит из следующих основных узлов и деталей: двух станин, установленных на плитовинах, закрепленных на фундаменте, валков с подушками и подшипниками, механизмов для установки и уравнивания валков, валковой арматуры (проводок, устройств для охлаждения или нагрева валков и т. п.).

Конструкции всех перечисленных узлов, механизмов и устройств были рассмотрены выше. Рассмотрим теперь общее устройство рабочих клеток различных прокатных станов.

На рис. III.38 представлена рабочая клетка блюминга 1500 конструкции УЗТМ. Она состоит из двух станин 2 с плитовинами, валков с подушками 1 и подшипниками, механизма для перемещения верхнего вала и устройства для его уравнивания.

Литые стальные станины, массой каждая 115 т, установлены на две плитовины, опирающиеся по концам на две сварные поперечные рамы; средняя часть плитовин и сварные рамы опираются на фундамент. Каждая плитовина скреплена с фундаментом восемью анкерными болтами, а с поперечиной — стальными клиньями. Вверху и внизу станины соединены между собой стяжными болтами, находящимися внутри распорных труб; эти болты затянуты в горячем состоянии.

Диаметр рабочих валков 1500 мм (по буртам калибров) и длина бочки 3550 мм; минимальный диаметр бочки после переточки равен 1300 мм. Валки изготовлены из ковanej хромоникелевой стали $\sigma_b = 800$ МПа, ударная вязкость $a_k = 30$ Н·м/см², относительное удлинение $\delta \geq 8$ %. Они установлены в цельнопрессованных текстолитовых подшипниках, диаметр и длина шеек 750 мм (см. рис. III.9). Для комбинированной смазки валков используют непрерывно подаваемую фильтрованную воду и периодически подаваемую густую смазку. Каждый валок приводится от индивидуального электродвигателя мощностью 6500 кВт с частотой вращения 0—50—80 об/мин; номинальный момент двигателя 1,2 МН·м; допустимый коэффициент перегрузки при работе 2,5. Максимальный раствор валков 1500 мм.

В окнах станин прикреплены направляющие планки, по которым перемещаются подушки верхнего вала. Подушки нижнего вала установлены неподвижно; после переточки валков под них подкладывают сменные прокладки 3 для сохранения линии прокатки на постоянной отметке (+970 мм). Для восприятия осевых усилий от подушек верхнего вала с наружной стороны каждой стойки станины прикреплены массивные планки. Таким образом, у этих подушек нет буртов с внутренней стороны (как на блюмингах 1150), что облегчает смену валков через окна станины. Осевые усилия от подушек нижнего вала воспринимают боковые планки; при смене нижнего вала с подушками планки сдвигаются в сторону, для чего отверстия в них для болтов сделаны овальными.

В подушках предусмотрены текстолитовые вкладыши для восприятия радиальных и осевых усилий. Комплектная смена валков осуществляется при помощи специального устройства.

Верхний валок с подушками уравновешен при помощи гидравлического устройства.

Нажимные винты приводятся от двух фланцевых вертикальных электродвигателей постоянного тока мощностью каждый 640 кВт (700/1000 об/мин, ПВ=100 %) через цилиндрические шестерни с общим передаточным числом $i = 3,08$; максимальная скорость установки верхнего вала 180 мм/с. В отличие от нажимного устройства блюминга 1150 (см. рис. III.23) нажимной винт (вместе с гайкой) можно сменить при опускании его вниз (в окно станины). Привод стрелок указателя раствора валков кинематически связан с приводом нажимных винтов. Воздух для охлаждения фланцевых электродвигателей подается по

воздухопроводу, скрытому в металлоконструкциях лестницы и площадки над рабочей клетью.

С каждой стороны рабочей клетки расположены станинные ролики с индивидуальным приводом от электродвигателей постоянного тока мощностью 125 кВт, 100/400 об/мин.

Общая масса рабочей клетки (без металлоконструкций лестницы и площадки) составляет 784 т.

На рис. III.39 дан общий вид рабочей клетки 850×1200 непрерывного заготовочного стана $850/700/500$ конструкции ЦКБММ—ВНИИметмаша. Рабочие валки приводятся от электродвигателя мощностью 1300 кВт, 200/360 об/мин через двухступенчатый редуктор ($i=23,3$), шестеренную клеть и универсальные шпиндели. Валки установлены в подушках на четырехрядных конических роликовых подшипниках. Станины закрытого типа рассчитаны на восприятие усилия, оказываемого на валки при прокатке и равного 5,0 МН; вверху и внизу станины соединены между собой литыми стальными траверсами. Установка верхнего валка осуществляется нажимным механизмом с приводом от электродвигателя мощностью 16 кВт, 118 об/мин через две пары червячных передач ($i=450$). Нажимные винты диаметром 280 мм с шагом резьбы 32 мм имеют скорость перемещения 0,85 мм/с. Уравновешивание верхнего валка с подушками пружинное: четыре пружины, расположенные в верхней траверсе, посредством двух тяг и поперечной траверсы прижимают верхние подушки через промежуточные стаканы к сферическим концам нажимных винтов.

Так как линия прокатки во всех клетях стана является постоянной (+970 мм над уровнем пола), то при переточке валков с диаметра 850 мм до диаметра 770 мм нижний валок с подушками необходимо поднять на высоту 40 мм. Перемещение нижнего валка осуществляется нижними нажимными винтами с приводом от электродвигателя мощностью 2,2 кВт, 883 об/мин через двойную червячную передачу ($i=392$); скорость перемещения 1,15 мм/с.

Бочки валков образуют 3—4 врезных прямоугольных калибра (на рисунке не показано); при износе одного из них вся рабочая клеть передвигается по плитовинам при помощи винтового механизма с червячным приводом от электродвигателя и с линией прокатки (соответствующей оси рольганга) совмещается следующий калибр. Рабочая клеть с вертикальными валками этого стана имеет аналогичную конструкцию, но сама клеть расположена горизонтально в отдельной вертикальной раме.

На рис. III.40 представлен общий вид четырехвалковой рабочей клетки $500/1300 \times 1700$ реверсивного стана конструкции УЗТМ для холодной прокатки полосы (шириной до 1500 мм толщиной до 0,5 мм).

Рабочая клеть состоит из двух стальных литых станин I массой каж-

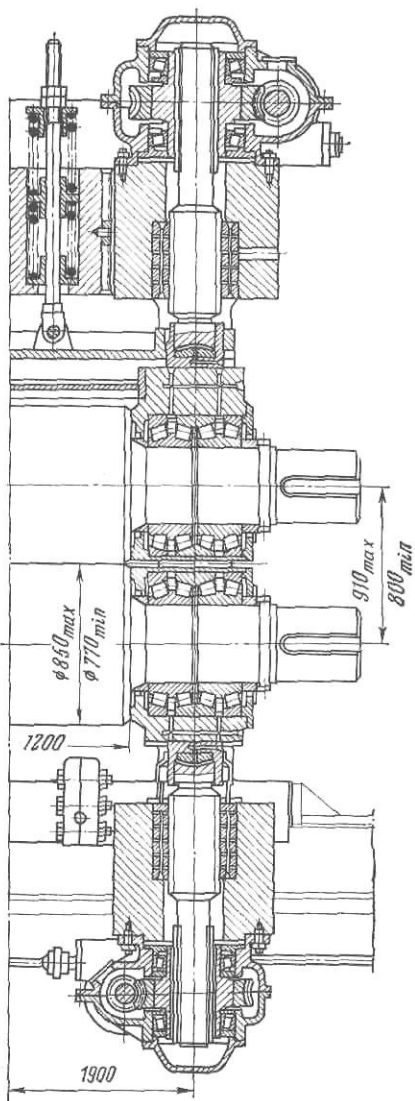


Рис. III.39. Рабочая клеть 850×1200 мм непрерывного заготовочного стана $850/700/500$

дая 98 т, характеризующихся большой жесткостью; валков с подушками 2, гидравлического устройства для уравнивания верхних валков, нажимного механизма 3, плоского проводкового стола, площадки нажимного устройства 4 и поворотных опор 5 для консольных валов барабанов моталок.

Станины соединены между собой траверсами и установлены на плитины. Рабочие валки вращаются на четырехрядных конических роликовых подшипниках 260/400×255 мм. На стане гидравлические цилиндры

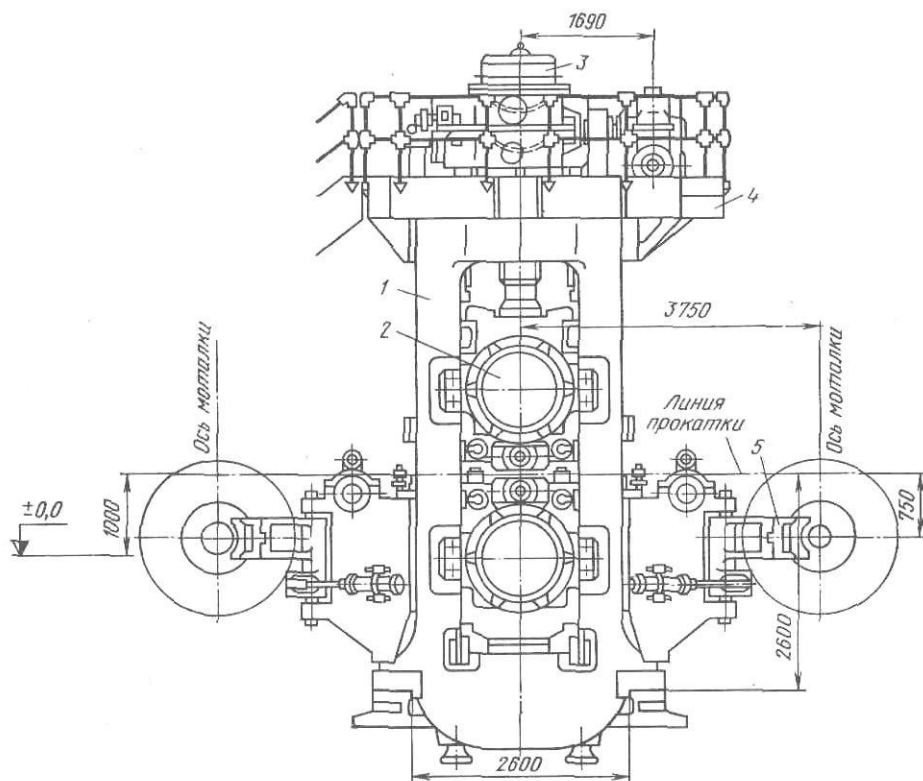


Рис. III.40. Четырехвалковая рабочая клетка 500/1300×1700 реверсивного стана холодной прокатки

ры между подушками (диаметром 120 мм при давлении жидкости 10 МПа) рассчитаны не только на уравнивание верхнего рабочего валка, но и на выбор зазоров в подшипниках верхнего рабочего и опорного валков. Опорные валки установлены на подшипниках жидкостного трения диаметром 900 мм (ПЖТ-900).

Уравнивание верхнего опорного валка с подушками осуществляется гидравлическим цилиндром (диаметр 350 мм, ход 350 мм), расположенным в верхней траверсе между станинами, при помощи двух траверс, на концы которых подвешены верхние подушки. При работе стана давление жидкости в цилиндре равно 10 МПа; при смене комплекта опорных валков с подушками (массой 110 т) давление масла повышается до 20 МПа.

Рабочие валки приводятся от электродвигателя постоянного тока типа ПБУ-215/95 мощностью (4000-3600)/2700 кВт при (145—240)/320 об/мин через шестеренную клетку, передающую максимальный крутящий момент 0,4 МН·м, и универсальные шпиндели. Наибольшее усилие на валки при прокатке равно 18 МН.

Нажимные винты диаметром 440 мм с шагом резьбы 10 мм приводятся от двух электродвигателей (соединенных электромагнитной муфтой) через глобoidные редукторы; скорость перемещения винтов до 0,25 мм/с. Перемещение винтов вниз контролируется при помощи сельсина БД-501, соединенного с глобoidным червяком через кинематичес-

кий редуктор. Крайнее верхнее положение винтов ограничивается командоаппаратом КА-4028-1.

С обеих сторон валков установлены плоские проводковые столы, которые предназначены для правильной задачи переднего конца полосы в валки и создания натяжения при прокатке заднего конца полосы (когда полоса полностью размотана с рулона на моталке).

При снятии рулона с барабана моталки опорный кронштейн отводится в сторону при помощи гидравлического цилиндра. Масса клетки 402 т.

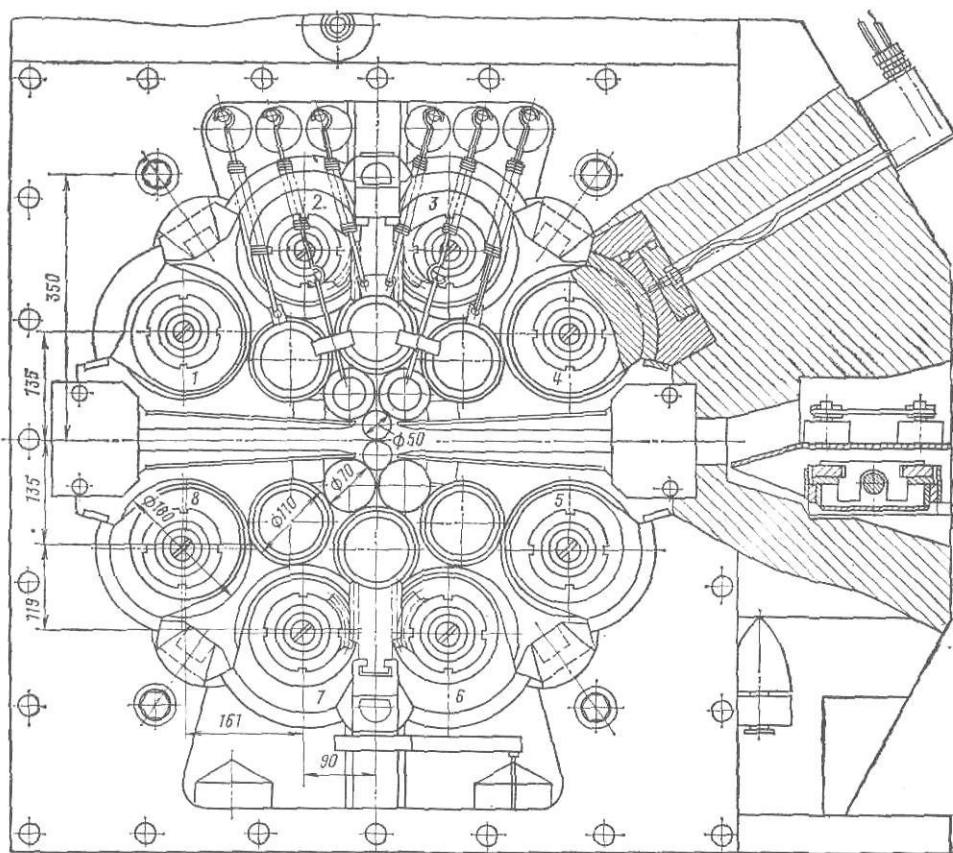


Рис. III.41. Рабочая клетка 20-валкового стана с длиной бочки 500 мм (1—8 — опорные ролики)

На рис. III.41 показана рабочая клетка 20-валкового стана с длиной бочки 500 мм для прокатки тонкой полосы из нержавеющей стали.

Исходная холоднокатаная лента: предел прочности 1300 МПа, толщина до 1,5 мм, ширина 200—400 мм, наружный диаметр рулона до 1350 мм, масса рулона до 3 т, конечная толщина ленты до 0,05 мм. Диаметр рабочих валков 40—60 мм, максимальное усилие на валки при прокатке 1 МН, скорость прокатки до 7,5 м/с, натяжение ленты моталкой 2—80 кН.

Рабочая клетка состоит из станины-моноблока с валками 2×50, 4×70, 6×110 и 8×180 мм, двух измерителей натяжения, двух измерителей толщины ленты, направляющих роликов, проводкового устройства, обеспечивающего подачу смазки со стороны входа ленты в валки, и устройства для смены валков. Станина с валками имеет гидравлическое нажимное устройство с реечными и эксцентриковыми передачами, гидравлическое устройство для регулирования профиля рабочих валков

путем воздействия через опоры опорных роликов и устройство для осевого перемещения профилированных первых промежуточных валков.

Два верхних и два нижних промежуточных валка диаметром 110 мм приводятся от электродвигателя постоянного тока мощностью 650 кВт через шестеренную клеть и шарнирные шпиндели.

Расчет рабочей клетки на опрокидывание

При захвате металла валками возникают большие инерционные усилия, которые стремятся опрокинуть рабочую клеть, установленную на плитовинах. Максимальное инерционное усилие будет равно втягивающей силе трения (III.42, а) $J = M_{\text{пр}}/R$.

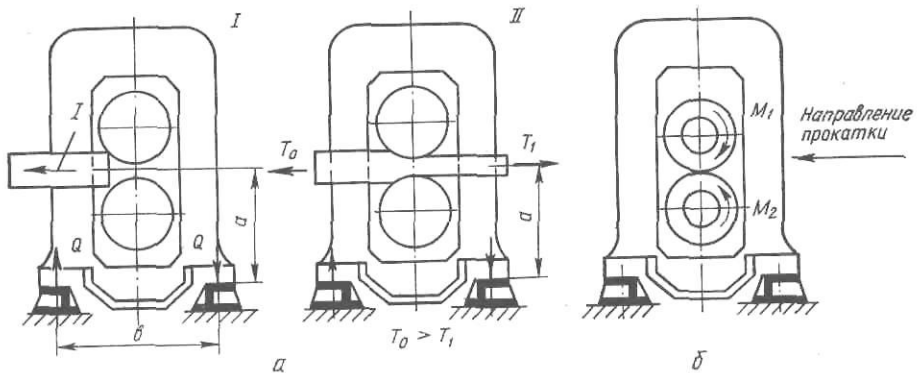


Рис. III.42. К определению опрокидывающего момента, действующего на рабочую клеть: а — в момент захвата металла валками (I) и при прокатке с натяжением (II); б — при приложении к валкам внешних различных (по величине и направлению) крутящих моментов в двухвалковых клетях

Опрокидывающий момент от действия этого усилия

$$M_{\text{оп}} = Ja = M_{\text{пр}} a/R. \quad (\text{III.50})$$

Опрокидывающий момент возникает также при прокатке с натяжением. В этом случае при $T_0 > T_1$

$$M_{\text{оп}} = (T_0 - T_1) a. \quad (\text{III.51})$$

На рабочую клеть может также действовать опрокидывающий момент, возникающий от неравномерного распределения крутящего момента между валками (рис. III.42, б).

Моменты, опрокидывающие рабочую клеть, будут равны разности прикладываемых моментов: для двухвалковых клетей

$$M_{\text{оп}} = M_1 - M_2;$$

для трехвалковых клетей

$$M_{\text{оп}} = M_1 - M_2 + M_3.$$

В двухвалковых клетях моменты, прикладываемые к верхнему и нижнему валкам, практически равны между собой, $M_1 = M_2$ и опрокидывающий момент равен нулю, т. е. рабочая клеть устойчиво стоит на плитовинах. В двухвалковых клетях с верхним холостым валком весь момент прокатки передается только нижнему валку, значит, $M_1 = 0$ и $M_2 = M_{\text{пр}}$, и рабочая клеть опрокидывается моментом, равным $M_{\text{оп}} = -M_2 = -M_{\text{пр}}$. Однако и в других двухвалковых клетях возможен случай, когда весь момент прокатки будет хотя бы кратковременно передаваться только через один валок, например при поломке одного из шпинделей; тогда прокатка некоторое время продолжается за счет инерции вращающихся частей привода. В этом случае (при $M_1 = 0$ или при $M_2 = 0$) опрокидывающий момент также будет равен полному моменту прокатки, т. е. $M_{\text{оп}} = M_{\text{пр}}$.

В трехвалковых клетях прокатка происходит между верхним и средним валками или средним и нижним, т. е. $M_1=0$ или $M_3=0$; возможен также случай поломки одного из приводных шпинделей; поэтому момент, опрокидывающий рабочую клеть, как и в двухвалковых клетях, при этом будет равен $M_{оп}=M_{пр}$.

Можно определить, чему равен максимальный опрокидывающий момент. В момент захвата металла валками, согласно формуле (III.50) $M_{оп}=M_{пр} (a/R)$. В аварийном случае при поломке одного из шпинделей $M_{оп}=M_{пр}$. Вследствие того, что обычно $a>R$, очевидно, что первый момент больше второго, поэтому расчет на опрокидывание рабочей клетки надо вести по моменту, определяемому формулой (III.50). Под действием опрокидывающего момента станины рабочей клетки будут стремиться оторваться от плитовины. Усилие, с которым лапы станин будут растягивать болты, скрепляющие лапы станин с плитовинами, будет равно

$$Q = M_{оп}/b - G/2, \quad (III.52)$$

где G — вес рабочей клетки.

Каждая станина прикрепляется к плитовине, а плитовина — к фундаменту болтами. Болт должен быть рассчитан на затяжку с усилием, на 20—40 % большим, чем усилие от действия Q , т. е.

$$Q_б = (1,2 \div 1,4) Q/n.$$

Возникающее напряжение в болтах

$$\sigma = 4Q_б/(\pi d^2), \quad (III.53)$$

где d — внутренний диаметр болта; n — число болтов с одной стороны клетки.

Это напряжение не должно превышать допускаемого для болтов из стали марки Ст 2 или Ст 3 : $[\sigma]=70 \div 80$ МПа.

Жесткость рабочей клетки

При прокатке металла возникает усилие на валки P , которое будем считать вертикальным. Это усилие от валков воспринимается подшипниками валков, их подушками, подпятниками нажимных винтов, нажимными винтами, гайками нажимных винтов и станинами рабочей клетки. Все эти детали, воспринимающие усилие на валки при прокатке, будут упруго деформироваться. В процессе прокатки одной и той же полосы усилие на валки P не будет постоянным — оно будет изменяться (на 5—10 % и более) вследствие наличия разнотолщинности полосы, поступающей в валки, неравномерности механических свойств (предела текучести) материала полосы по ее длине, изменения натяжения полосы в процессе прокатки, неравномерности поступления смазки при холодной прокатке, неравномерного слоя окислы на поверхности исходной полосы (влияющего на изменение коэффициента контактного трения) и т. д. Очевидно, что это непрерывное изменение усилия на валки в процессе прокатки будет вызывать непрерывное изменение упругой деформации всех перечисленных выше деталей, воспринимающих это усилие. Таким образом, в процессе прокатки рабочая клеть подобна пружине, деформация которой непрерывно изменяется при изменении нагрузки. Ясно, что это изменение деформации рабочей клетки (пружинение) будет вызывать изменение раствора (зазора) между валками (установленного ранее при настройке стана перед прокаткой), что повлечет за собой непрерывное изменение (колебание) толщины прокатанной полосы по выходе ее из валков.

Если изменение (колебание) усилия P и деформации клетки будет небольшое, то изменение (колебание) толщины прокатанной полосы будет также незначительным, и оно будет в пределах допуска на разнотолщинность. Например, если изменение усилия P вызывает изменение деформации рабочей клетки на 0,5 мм, то соответствующее изменение толщины прокатанной полосы также на 0,5 мм можно считать допусти-

мым при прокатке заготовок и черновых профилей (блужков, слябов, заготовок, простых профилей большого сечения — круга, квадрата и т. д.); однако разнотолщинность 0,5 мм будет недопустимой в случае прокатки тонких листов и полосы и прокатки профилей небольшого сечения (проволока, уголки и т. п.) в чистовых калибрах. Отсюда следует, что при проектировании прокатного стана надо стремиться к уменьшению упругой деформации рабочей клетки, что можно достигать двумя способами:

1) повышением жесткости деталей и узлов, воспринимающих давление металла на валки при прокатке (валков, нажимного устройства и др.);

2) уменьшением числа таких деталей за счет конструктивного улучшения рабочей клетки (исключения промежуточных прокладок под подушками, заменой нажимного механизма типа винт — гайка механизмами другого типа, например клиновым или гидравлическим и т. д.).

Особенно большое значение уменьшение упругой деформации рабочей клетки имеет для станов холодной прокатки тонкой полосы, так как допуск по толщине готовых холоднокатаных листов весьма незначительный.

Жесткостью рабочей клетки (или модулем жесткости) называется отношение максимального усилия на валки при прокатке к суммарной деформации рабочей клетки, обозначается C и имеет размерность МН/мм, $C = P_{\max}/f$.

Современные станы холодной прокатки широкой полосы ($b = 1500 \div 2300$ мм) имеют жесткость рабочих клеток в пределах $C = 7 \div 12$ МН/мм.

Рассмотрим следующий пример. Пусть при холодной прокатке широкой полосы толщиной $h = 1$ мм максимальное усилие на валки $P_{\max} = 30$ МН и оно изменяется (по указанным выше технологическим причинам) в пределах до $P_{\min} = 28$ МН, т. е. на 6,7%. Если принять, что упругая деформация клетки $\lambda_{\text{кл}}$ будет изменяться пропорционально изменению усилия на валки, то толщина прокатанной полосы будет при этом изменяться пропорционально изменению деформации клетки (при $C = 10$ МН/мм)

$$\delta_h = \Delta P/C = (30 - 28)/10 \approx 0,2 \text{ мм,}$$

т. е. на 20% по отношению к требуемой толщине полосы, что превышает допуск по ГОСТ (равный 10% от толщины полосы).

Таким образом, несмотря на высокую жесткость рабочей клетки ($C = 10$ МН/мм) прокатать на стане полосу с допуском по толщине, предусмотренном ГОСТом, невозможно, если в процессе прокатки не изменять настройку (положение) валков одновременно с изменением усилия на валки P и деформации рабочей клетки (при $C = \text{const}$). Так как эти изменения усилия P и деформации клетки в процессе прокатки происходят непрерывно, то изменение настройки валков (зазора между ними или предварительного поджатия) должно совершаться также непрерывно. Для этой цели применяются сложные системы автоматического контроля толщины полосы при помощи так называемого летучего микрометра; по импульсу от микрометра осуществляется автоматическое регулирование (изменение) положения нажимных винтов или натяжения полосы при прокатке.

Что же происходит при автоматическом изменении положения (настройки) валков в процессе прокатки? Рассмотрим этот вопрос более подробно.

Предположим, что в четырехвалковой клетке требуется прокатать полосу толщиной $h_0 = 2$ мм до толщины $h_1 = 1$ мм с обжатием $\epsilon = h/h_0 = 0,5$ (50%): ширина полосы $b = 2000$ мм. Усилие на валки при этом $P_{\max} = 30$ МН. Если полосу толщиной $h_0 = 2$ мм будем прокатывать с различными обжатиями до толщины $h_1 = 1,8; 1,5; 1,25; 1,0; 0,5; 0,3$ мм, то возникающее при этом усилие будет иметь вид кривой P , показанной на рис. III.43 (с уменьшением толщины полосы, т. е. с увеличе-

нием обжатия ϵ при данном коэффициенте трения, $\mu = \text{const}$, усилие P будет резко возрастать).

Если бы рабочая клетка имела абсолютную жесткость (т. е. не испытывала бы упругих деформаций под нагрузкой), то толщина полосы после прокатки h_1 (пренебрегая упругой деформацией полосы) была бы равна зазору s_0 , предварительно установленному между валками. Однако в действительности все детали рабочей клетки, воспринимающие усилие при прокатке, упруго деформируются.

Если перед прокаткой между валками имеется зазор s_0 , то при прокатке под действием усилия P зазор увеличится на величину, равную $\lambda_{\text{кл}}$, причем, согласно закону Гука, упругая деформация клетки

$$\lambda_{\text{кл}} = P/C. \quad (\text{III.54})$$

Толщина полосы, выходящей из валков, будет равна суммарному зазору между валками при прокатке:

$$h_1 = s_0 + \lambda_{\text{кл}} = s_0 + P/C. \quad (\text{III.55})$$

В том случае, если при данных P и C окажется, что $\lambda_{\text{кл}} = h_1$, то предварительный зазор s_0 между валками должен быть равен нулю, т. е. перед прокаткой необходимо валки плотно (без зазора) прижать друг к другу.

Если при данных P и C окажется, что $\lambda_{\text{кл}} > h_1$ (например, при недостаточной жесткости рабочей клетки при прокатке тонкой полосы), то зазор s_0 между валками должен быть отрицательным, т. е. перед прокаткой необходимо валки поджать друг к другу со значительным и определенным усилием P_0 (предварительное поджатие при помощи нажимных винтов). Тогда формула (III.55) будет иметь следующий вид (см. рис. III.43)

$$h_1 = \lambda_{\text{кл}} - s_0 = \lambda_{\text{кл}} - \lambda_0. \quad (\text{III.56})$$

При этом усилие предварительного напряжения клетки P_0 бочки валков по своей контактной образующей будут испытывать напряжения и деформацию контактного сжатия, а вся рабочая клетка — предварительное растяжение (с учетом прогиба валков). Результирующая предварительная деформация клетки в вертикальном направлении будет при этом равна

$$\lambda_0 = P_0/C. \quad (\text{III.57})$$

Таким образом, при прокатке конечная толщина выходящей из валков полосы при данной жесткости клетки будет пропорциональна разности $\Delta P = P - P_0$, т. е. согласно уравнению (III.56)

$$h_1 = P/C - P_0/C = (P - P_0)/C = \Delta P/C. \quad (\text{III.58})$$

Таким образом, при данной жесткости рабочей клетки C оператор стана для получения полосы толщиной h_1 должен предварительно поджать рабочие валки с усилием

$$P_0 = P - Ch_1, \quad (\text{III.59})$$

причем усилие P_0 для данных h_1 и C будет различным, так как зависит от многих технологических факторов (скорости прокатки, коэффициента трения, обжатия ϵ , натяжений и предела текучести полосы, диаметра валков и т. д.).

На рис. III.43 проведены прямые модулей жесткости $C =$

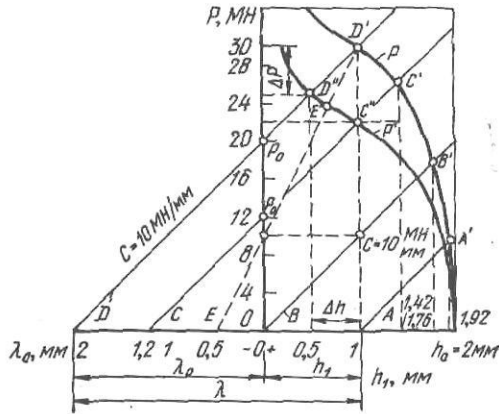


Рис. III.43. Зависимость усилия на валки при прокатке от толщины полосы и предварительного поджатия валков при различных значениях модуля жесткости рабочей клетки

$= 10 \text{ МН/мм} = \text{const}$, параллельные прямой B , выходящей из начала координат. Если перед прокаткой между валками оставить зазор $s_0 = h_1 = 1 \text{ мм}$, то при обжатии полосы толщиной $h_0 = 2 \text{ мм}$ давление на валки будет возрастать только до точки A' , соответствующей пересечению прямой A модуля жесткости клетки с кривой давлений P ; толщина прокатанной полосы при этом, соответствующая упругой деформации клетки, будет составлять $h' = 1,92 \text{ мм}$ вместо требуемой толщины $h_1 = 1 \text{ мм}$.

Если перед прокаткой бочки валков плотно прижать друг к другу (выбрать все люфты в подшипниках валков и в нажимных гайках), то при этом зазор (просвет) между валками будет равен нулю. В этом случае толщина прокатанной полосы будет соответствовать усилию в точке B' ($h'_1 = 1,76 \text{ мм}$), характеризующей пересечение кривой возрастания давлений P и прямой модуля жесткости клетки B , выходящей из начала координат. Значит, и в данном случае мы не получим требуемую толщину $h_1 = 1 \text{ мм}$.

Создадим теперь предварительное напряжение всей клетки путем прижатия бочек валков друг к другу (при помощи нажимного механизма) с усилием $P_0 = 12 \text{ МН}$. Согласно формуле (III.57), предварительная деформация клетки будет равна $1,2 \text{ мм}$; пересечение кривой P с прямой модуля жесткости C дает точку C' , которой соответствует толщина прокатанной полосы $h'_1 = 1,42 \text{ мм}$, т. е. опять больше требуемой толщины $h_1 = 1 \text{ мм}$.

Выше было указано, что при прокатке полосы толщиной $h_0 = 2 \text{ мм}$ до толщины $h_1 = 1 \text{ мм}$ при обжатии $\epsilon = 0,5$ и некотором коэффициенте $\mu = \text{const}$ (например, при $\mu = 0,06$), требуется усилие на валки $P_{\text{max}} = 30 \text{ МН}$ (точка D' на кривой P). Проведем из этой точки прямую D , параллельную прямой модуля жесткости B ; получим значение предварительной упругой деформации клетки $\lambda_0 = 2 \text{ мм}$, которой соответствует усилие предварительного поджатия валков друг к другу $P_0 = 20 \text{ МН}$ [этот же результат можно было сразу получить по формуле (III.59)].

Таким образом, для обеспечения возможности прокатки полосы толщиной $h_0 = 2 \text{ мм}$ до толщины $h_1 = 1 \text{ мм}$ на стане 2000, рабочая клеть которого имеет модуль жесткости $C = 10 \text{ МН/мм}$, необходимо предварительно поджать валки друг к другу с усилием 20 МН .

Предположим теперь, что в процессе прокатки изменяются некоторые параметры (коэффициент трения, натяжение полосы, разнотолщинность ее на входе в валки и т. п.) и соответствующая кривая усилий на валки P' будет идти ниже первоначальной кривой P .

Если настройка стана (валков) остается без изменения, то при том же усилии предварительного поджатия валков $P_0 = 20 \text{ МН}$ окажется, что толщина прокатанной полосы, соответствующая точке D'' , будет $h_1 = 0,5 \text{ мм}$, т. е. меньше требуемой $h_1 = 1 \text{ мм}$.

Значит, для того чтобы получить заданную толщину прокатанной полосы $h_1 = 1 \text{ мм}$, надо изменить настройку валков; в данном случае надо уменьшить предварительное поджатие валков $P_0 = 12 \text{ МН}$ и $\lambda_0 = 1,2 \text{ мм}$, чтобы получить пересечение прямой C с кривой P' ; точка пересечения C'' соответствует толщине $h_1 = 1 \text{ мм}$; при этом усилие на валки составит $P_{\text{min}} = 22 \text{ МН}$.

Таким образом, если по технологическим причинам усилие на валки P в процессе прокатки изменяется на величину ΔP , то для получения требуемой толщины полосы h_1 необходимо одновременно изменять настройку валков, т. е. изменять усилия их предварительного поджатия P_0 (перемещать прямую D параллельно самой себе). Как указано выше, непрерывный контроль и регулирование толщины полосы на современных станах холодной прокатки осуществляются автоматически. Однако это не значит, что при автоматическом регулировании жесткость рабочей клетки не имеет значения для получения при прокатке полосы с минимальным допуском по толщине. На рис. III.43 проведена прямая ED' , соответствующая модулю жесткости клетки $C' = 20 \text{ МН/мм}$, т. е. в два раза больше, чем рассмотрено выше. Очевидно, что точка E' приближается к точке C'' , т. е. при технологическом изменении давления на

валки в пределах $D'S''$ разнотолщинность полосы будет меньше.

Кроме того, так как любая система автоматического регулирования толщины полосы обладает некоторой инерцией (запаздыванием после получения импульса), то эта инерция будет иметь меньшее значение при прокатке в клетке, обладающей большей жесткостью.

Таким образом, повышение жесткости четырехвалковых рабочих клетей станов холодной прокатки является весьма желательным. Практика показывает, что за последние 10—15 лет жесткость клетей этих станов увеличилась почти в 2 раза (с 4 до 10 МН/мм). Однако дальнейшее повышение жесткости этих станов встречает большие трудности.

Из рассмотрения данных о деформации отдельных узлов четырехвалковой рабочей клетки следует, что из общей деформации клетки доля упругой деформации отдельных элементов (узлов) составляет, %: валков 60; станины 30; системы винт — гайка нажимного устройства 10.

Таким образом, дальнейшее уменьшение общей деформации рабочей клетки желательно осуществлять уменьшением упругой деформации в первую очередь валковой системы за счет увеличения диаметра опорных валков и диаметра их шеек (цапф). Однако увеличение диаметра опорных валков одновременно вызывает увеличение габаритов и массы станин рабочих клетей и вместе с этим увеличение их упругой деформации в вертикальном направлении (при принятом конструктивном выполнении этих станин, см. рис. III.35, III.37, III.40).

В настоящее время проводятся исследовательские работы по нахождению наиболее оптимальных решений по повышению жесткости четырехвалковых клетей.

Устройства для уменьшения поперечной разнотолщинности полосы

Кроме продольной разнотолщинности (по длине), полоса (лист) после прокатки имеет также поперечную разнотолщинность. На тонкой полосе поперечная разнотолщинность обнаруживается визуально в виде коробоватости (по середине полосы) и волнистости (по краям полосы), которые являются следствием неравномерной вытяжки (обжатия) продольных волокон металла по ширине полосы.

По выходе из валков полоса имеет поперечный профиль, в точности соответствующий профилю зазора между валками (упругая «отдача» тонкой полосы после прокатки незначительна, и ее можно не учитывать). Если бы при прокатке профиль зазора между валками был строго прямоугольным (образующие валков параллельны), то и поперечный профиль выходящей из валков полосы был бы также прямоугольным, т. е. полоса не имела бы разнотолщинности по ширине (при наличии некоторой разнотолщинности по длине). Однако профиль зазора между валками не является прямоугольным (вследствие изгиба валков, их упругого контактного сплющивания, неравномерного износа, неравномерного теплового расширения по диаметру и т. п.), поэтому и толщина выходящей из валков полосы не является постоянной по ширине.

Если опорные и рабочие валки имеют цилиндрическую форму, то при прокатке образующие рабочих валков в зоне деформации примут вогнутую форму и выходящая из валков полоса посередине ширины будет выпуклой. С целью уменьшения разнотолщинности (выпуклости) полосы рабочие валки при шлифовке делают также выпуклыми (0,05—0,5 мм в зависимости от толщины и ширины полосы) с таким расчетом, чтобы эта выпуклость была равна ожидаемому прогибу валка при прокатке. Обычно для каждой рабочей клетки имеются 3—4 комплекта рабочих валков с различной исходной профилировкой для прокатки узкой, средней и широкой полосы. С целью получения полосы с минимальной поперечной разнотолщинностью и хорошей планшетностью (без коробоватости и волнистости) профилировка этих валков корректируется в процессе прокатки путем регулирования подачи охлаждающей эмульсии по длине бочки валков. Однако этот способ регулирования тепловой выпуклости валков обладает значительной инерционностью (вследствие небольшой скорости теплопередачи) и при высоких скоростях прокатки является недостаточно эффективным.

За последние годы при горячей и особенно при холодной прокатке широкой полосы ($b > 1000$ мм) получает все более широкое применение новый метод регулирования (уменьшения) поперечной разнотолщинности и улучшения планшентности полосы — метод гидромеханического регулирования прогиба (и упругого контактного сплющивания) валков в процесс прокатки в зависимости от профиля и формы выходящей из валков полосы.

На практике этот метод осуществляется тремя способами (рис. III. 44, а):

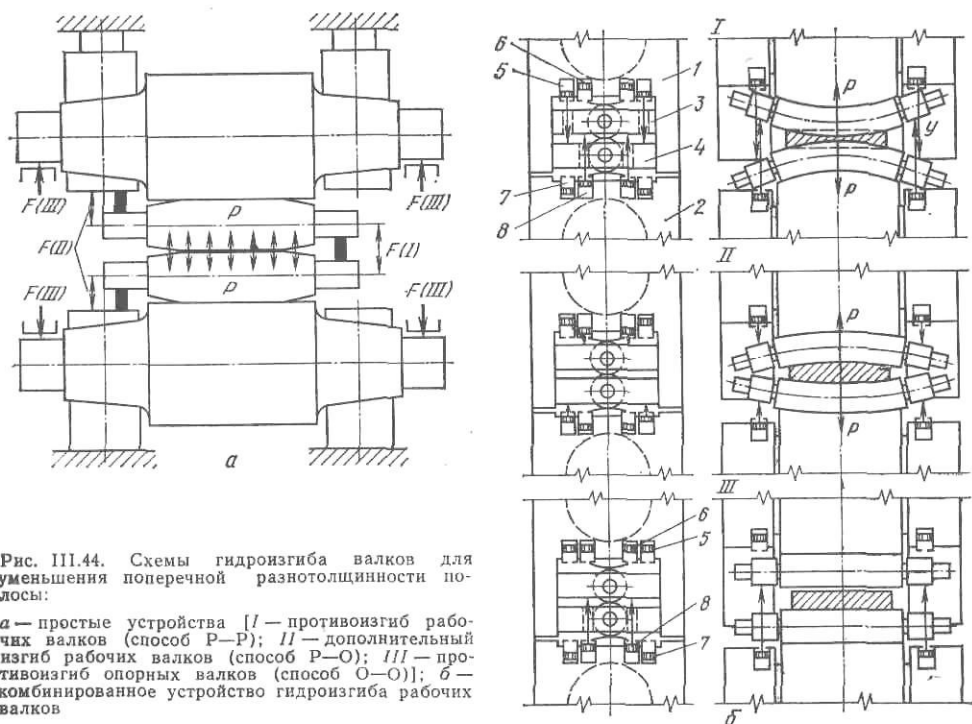


Рис. III.44. Схемы гидроизгиба валков для уменьшения поперечной разнотолщинности полосы:

а — простые устройства [I — противоизгиб рабочих валков (способ P—P); II — дополнительный изгиб рабочих валков (способ P—O); III — противоизгиб опорных валков (способ O—O)]; б — комбинированное устройство гидроизгиба рабочих валков

I. Противоизгиб рабочих валков (способ P—P). Рабочие валки имеют цилиндрическую форму (или небольшую профилировку, постоянную для данного сортамента полос по ширине). Прогиб валков под действием усилия P уменьшается путем принудительного «встречного» изгиба (противоизгиба) рабочих валков при приложении распирающих усилий $2F(I)$ к их шейкам. Гидравлические цилиндры размещены в расточках в подушках нижнего рабочего валка, а их плунжеры упираются в подушки верхнего рабочего валка. Требуемое усилие гидрораспора небольшое [$2F(I) = 0,15P$], поэтому и габариты устройства (диаметр цилиндров 80—100 мм при давлении жидкости до 30 МПа) небольшие. Во время холостого хода стана это устройство выполняет также обычные функции уравнивания верхнего рабочего валка (поджатия его к бочке опорного валка). Недостатком является необходимость отсоединения маслоприводов (для подвода рабочей жидкости к гидроцилиндрам, находящимся в подушках) при смене рабочих валков с подушками. Регулирование противоизгибом рабочих валков наиболее эффективно при прокатке полосы, когда отношение ее ширины к длине бочки валков $b/L < 0,7$, т.е. когда плечо приложения распирающих усилий велико.

II. Дополнительный изгиб валков (способ P—O). Рабочие валки имеют начальную увеличенную выпуклость. Гидравлические цилиндры расположены в подушках опорных валков, а их плунжеры упираются в подушки рабочих валков. Дополнительно к прогибу от действия усилия

P рабочие валки принудительно изгибаются в том же направлении силами $2F$ (II), приложенными к их шейкам (подушкам) со стороны подушек опорных валков (способ $P-O$; $2F(II) \approx 0,2P$); при этом бочкообразный профиль валков в зоне контакта становится прямолинейным.

При смене рабочих валков (с подушками) не требуется отсоединение маслоприводов от гидроцилиндров. Однако остаются необходимыми обычные гидроцилиндры между подушками рабочих валков для уравнивания верхнего рабочего валка при холостом ходе стана, а гидроцилиндры для дополнительного изгиба должны включаться только после захвата валками переднего конца полосы и выключаться по окончании прокатки.

Способ является наиболее эффективным при прокатке более широкой полосы ($b/L=0,8 \div 0,9$), так как плечо приложения силы относительно контакта бочкообразного рабочего валка с опорным является значительным (рабочий валок «отжимается» от опорного).

На практике иногда применяют на одном стане комбинированную систему, позволяющую использовать оба способа ($P-P$ и $P-O$).

III. *Противоизгиб опорных валков (способ $O-O$)*. К удлиненным консольным цапфам опорных валков прикладываются усилия, направленные в сторону действия давления металла на валки; таким образом, опорные валки принудительно изгибаются силами $2F(III)$ «навстречу» изгибу от действия усилия P , уменьшая тем самым прогиб рабочих валков (аналогично первому способу $P-P$).

Так как диаметр опорного валка в 2,5—3 раза больше диаметра рабочего валка, то для противоизгиба опорного валка требуется значительно большее усилие [$2F(III) \approx P$], чем в первых двух способах. Для восприятия этого усилия на консольных цапфах опорных валков требуется установка крупногабаритных роликовых подшипников. Гидравлические цилиндры и их опоры имеют большие габариты. Все это значительно усложняет конструкцию рабочей клетки. Этот способ применяют на толстолистовых станах с длиной бочки валков свыше 3000 мм.

На рис. III. 44, б показана схема комбинированного устройства конструкции УЗТМ для изгиба рабочих валков четырехвалковых клетей.

С каждой стороны рабочей клетки в подушках 1 и 2 верхнего и нижнего опорных валков размещены гидроцилиндры 5, 6 и 7, 8.

В подушках 3 и 4 имеются вертикальные отверстия, через которые проходят цилиндрические штоки, опирающиеся на плунжеры гидравлических цилиндров 5 и 8; эти штоки удерживаются пружинами в подушках 3 и 4. Плунжеры 6 и 7 упираются непосредственно в подушки валков.

При работе по схеме $P-P$ (I — противоизгиб рабочих валков) включены гидроцилиндры 5 и 8; в этом случае плунжеры верхних гидроцилиндров 5 через промежуточные штоки в верхней подушке рабочего валка 3 воздействуют (передают усилие) на подушку 4 нижнего рабочего валка (а значит, и на шейку этого валка). Одновременно плунжеры нижних гидроцилиндров 8 таким же образом воздействуют на подушку 3 (и шейку) верхнего рабочего валка. В результате к шейкам рабочих валков будут приложены распирающие усилия, уменьшающие прогиб валков от давления металла при прокатке, т. е. будет осуществлен противоизгиб валков.

При работе по схеме $P-O$ (II — дополнительный изгиб валков) включены гидроцилиндры 6 и 7, плунжеры которых будут передавать усилия непосредственно подушкам 3, 4 (и шейкам) валков, причем эти усилия будут увеличивать прогиб валков от давления металла при прокатке.

При холостом ходе стана (когда $P=0$) только нижние гидроцилиндры 8 воздействуют на подушки верхнего рабочего валка, прижимая верхний рабочий валок к верхнему опорному валку и подушки верхних опорных валков к нажимным винтам, т. е. в этом случае осуществляется уравнивание верхних валков (рабочего и опорного с их подушками, положение III).

Согласно описанной схеме, всего в подушках опорных валков установлено 16 гидроцилиндров (диаметром 100—125 мм), из них восемь — для противоизгиба валков и восемь — для дополнительного изгиба валков. Для больших станов (с длиной бочки валков 1700—2000 мм) давление рабочей жидкости в гидроцилиндрах может регулироваться в пределах 4—32 МПа, а суммарное усилие изгиба шеек валков 0,5—3 МН.

На рис. III. 44, б справа показано изменение профиля (поперечного сечения) полосы при различных схемах приложения усилий к подушкам (шейкам) рабочих валков (без учета прогиба валков под действием P).

Для того чтобы получить поперечный профиль полосы при прокатке строго прямоугольным, необходимо чтобы:

а) при применении противоизгиба валков усилие Y , прикладываемое к шейкам валков гидроцилиндрами, компенсировало прогиб валков от действия усилия P ; рабочие валки могут быть цилиндрическими или с небольшой выпуклостью (вогнутостью); очевидно, что при любой профилировке валков путем регулирования усилия на шейки гидроцилиндрами можно получить прямоугольный профиль полосы (без поперечной разнотолщинности);

б) при применении дополнительного изгиба валков гидроцилиндрами рабочие валки были выполнены с некоторой выпуклостью их бочки; эта выпуклость будет скомпенсирована суммарным прогибом валков под действием сил Y и P .

Преимуществами рассмотренной схемы являются: а) установка гидроцилиндров в подушках опорных (а не рабочих) валков, что облегчает смену рабочих валков с их подушками, так как при этом не требуется отсоединения маслопроводов для подвода рабочей жидкости к гидроцилиндрам под высоким давлением; б) не требуется дополнительных устройств для уравнивания верхних валков с их подушками.

Так как изменение усилия на валки P (при неизбежном изменении различных технологических параметров в процессе прокатки) вызывает изменение толщины выходящей из валков полосы, то, очевидно, продольная и поперечная разнотолщинности взаимосвязаны. В настоящее время разработаны и осваиваются автоматические системы отдельного и совместного (одновременного) регулирования продольной и поперечной разнотолщинности полосы.

Экспериментальные исследования и соответствующие расчеты (по более сложным формулам) показывают, что требуемое для регулирования прогиба валков усилие противоизгиба (рабочих или опорных валков) существенно зависит от усилия на валки P , необходимое для обжатия металла при прокатке полосы шириной b в валках с длиной бочки L . Эту зависимость можно выразить следующей формулой (для станов, имеющих $L > 1200$ мм):

$$Q/P = 0,95 - b/L.$$

Например, для широкой полосы при $b/L = 0,9$, $Q = 0,05P$, а для узкой полосы при $b/L = 0,5$, $Q = 0,45P$. Так как усилие противоизгиба увеличивает нагрузку на шейки валков и их подшипники, то применение противоизгиба валков при прокатке относительно узкой полосы (при $b/L < 0,7$) нецелесообразно.

Для обеспечения герметичности плунжеров при работе с большими давлениями (до 100 МПа) рабочей жидкости (масла или эмульсии) в цилиндрах применяют кольцеобразные (с треугольным сечением) уплотнения (манжеты), изготовленные из полиамида (типа нейлона) или в комбинации с обычными материалами из прорезиненной ткани; зажатие манжет осуществляется бронзовыми кольцами.

Стан непрерывной прокатки

Шестиклетевой стан 600/1400×1400 (рис. III. 45) конструкции УЗТМ предназначен для непрерывной («бесконечной») холодной прокатки

жести толщиной 0,1—0,6 мм, шириной 700—1250 мм из горячекатаной полосы толщиной 1,8—2,5 мм низкоуглеродистой стали (0,08—0,1 % С); масса рулона 20—30 т, скорость прокатки в последней клетке 33—18 м/с (соответственно толщине полосы).

Процесс прокатки может осуществляться двумя способами:

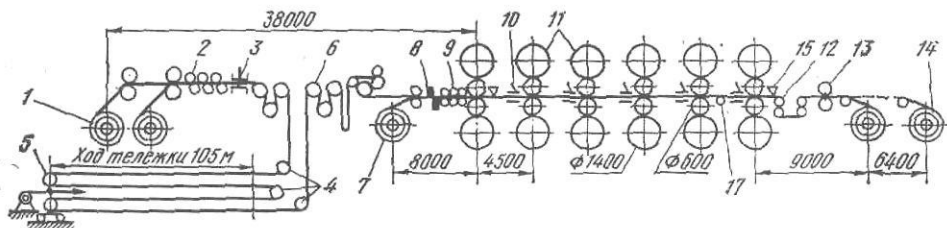


Рис. III.45. Схема шестиклетового стана 1400 непрерывной (бесконечной) холодной прокатки тонкой полосы (0,1—0,6 мм):

1 — разматыватели; 2 — правильная машина; 3 — электростыкосварочная машина; 4 — направляющие ролики; 5 — натяжные ролики на тележке; 6 — подающие ролики; 7 — разматыватель (для порулонной прокатки); 8 — гильотинные ножницы; 9, 10 — проводковые столы; 11 — рабочие четырехвалковые клетки 600/1500×1400; 12 — натяжные ролики; 13 — летучие ножницы; 14 — моталки; 15 — измерители толщины полосы (ИТ); 16, 17 — измерители натяжения полосы

а) порулонная прокатка горячекатаной полосы (обычный прерывистый процесс);

б) непрерывная длительная прокатка при последовательной сварке в потоке перед станом концов горячекатаной полосы нескольких рулонов (бесконечная прокатка). Этот способ является новым и имеет следующие преимущества: стабильность процесса прокатки в течение длительного времени, повышение качества прокатанной полосы (уменьшение разнотолщинности по длине и ширине), уменьшение расхода (износа) валков, возможность комплексной автоматизации всего процесса прокатки и повышение производительности стана. Для обеспечения длительной непрерывности (бесконечности) процесса прокатки в головной части стана установлена машина для стыковой электросварки концов рулонов; во время сварки (40—60 с) процесс прокатки продолжается за счет выбора полосы из петлевого подземного аккумулятора; при последующем повышении скорости разматывателей запас полосы в аккумуляторе (~400 м) восстанавливается.

По выходе из последней клетки стана непрерывнодвижущаяся тонкая полоса разрезается летучими барабанными ножницами и двумя моталками (поочередно) сматывается в рулоны требуемой массы. Рулоны обвязываются по окружности узкой лентой и при помощи цепных транспортеров направляются на отжиг и затем к двухклетевым станам для дрессировки и прокатки тончайшей (до 0,08 мм) жести.

Средняя производительность стана 800 тыс. т в год. Масса механического оборудования 6000 т.

Планетарный стан

Принцип работы планетарного стана заключается в следующем (рис. III. 46, а): вокруг двух опорных приводных валков вращаются верхние и нижние планетарные ролики, подшипниковые опоры которых размещены в синхронно вращающихся боковых обоймах (сепараторах). Таким образом схема валков внешне подобна схеме обычного подшипника с цилиндрическими роликами, не имеющими наружного неподвижного кольца, — роль этого кольца выполняет клин деформируемого металла (горизонтальная скорость которого весьма небольшая). Каждый рабочий (планетарный) ролик небольшого диаметра деформирует лишь тонкий (0,2—0,4 мм) слой металла вдоль дуги клина, но так как в единицу времени через зону деформации проходит много пар роликов (50—100 пар/с), то суммарная деформация металла за один проход очень большая: обжатие достигает 90—95 %, а вытяжка $\lambda=10-20$;

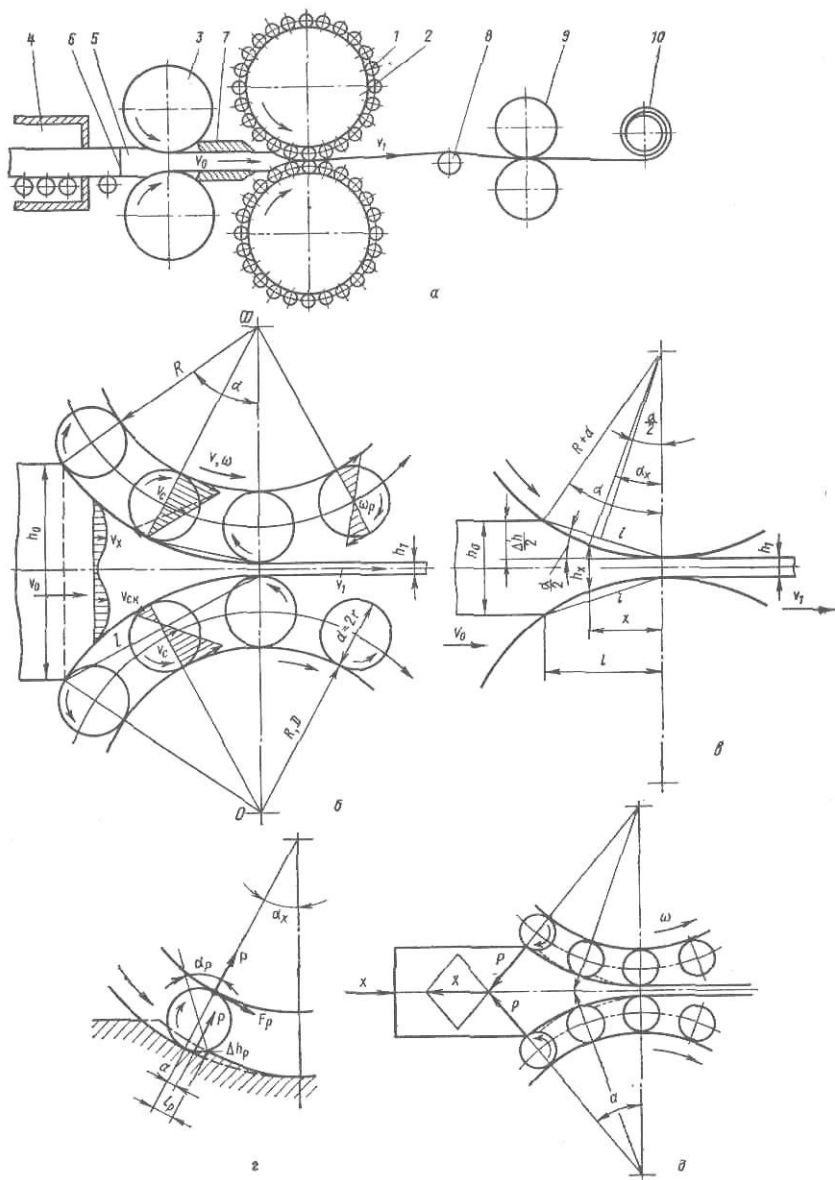


Рис. III.46. Схема и принцип работы планетарного стана:

a — схема планетарного стана (1 — планетарные ролики; 2 — приводные опорные валки; 3 — подающие ролики; 4 — нагревательная печь; 5 — исходная толстая полоса; 6 — место стыка (сварки полос); 7 — направляющие проводки; 8 — натяжной ролик; 9 — проглаживочные валки; 10 — моталка); *б* — эпюры скоростей роликов и течения металла; *в* — к определению h_x ; *г* — к определению осевой силы

для достижения такой степени деформации при прокатке на обычных станах потребовалось бы 8—15 проходов.

Для обеспечения синхронности вращения верхних и нижних планетарных роликов их боковые обоймы снабжены зубчатыми венцами, находящимися в зацеплении и имеющими привод; таким образом, вертикальную плоскость, проходящую через центры опорных валков, в определенные промежутки времени пересекает одна пара роликов — один верхний и один нижний.

В начале зоны деформации соприкосновение быстровращающихся роликов ($n=1000 \div 2000$ об/мин) имеет динамический характер, поэтому планетарные станы применяют для прокатки весьма пластичного металла (главным образом горячей прокатки легированной стали). Подающие ролики несколько обжимают исходный металл и с небольшой

скоростью v_0 (15—50 мм/с) задают («нагнетают») его в раствор между орбитами вращения планетарных роликов. На выходящей из зоны деформации полосе имеются небольшие периодические утолщения (соответствующие шагу роликов), которые выравниваются прогладочными роликами.

Кинематика планетарного стана. Из указанной выше аналогии с подшипником качения получим следующие значения скоростей вращения планетарной обоймы — сепаратора (v_c, ω_c) и планетарных роликов (вокруг собственной оси, v_p, ω_p , см. рис. III. 46, б):

$$v = \omega R; \quad v_c = \frac{v}{2}(1-s) = \omega_c(R+r); \quad \omega_c = \frac{\omega}{2} \frac{1-s}{1+r/R}; \quad (\text{III.60})$$

$$v_p = v - v_c = v \left(1 - \frac{v_c}{v}\right); \quad \omega_p = \frac{v_p}{r} = \frac{\omega}{2}(1-s) \frac{R}{r}, \quad (\text{III.61})$$

где s — коэффициент, учитывающий потерю скорости обоймы из-за скольжения по металлу планетарных роликов, угловая скорость которых в месте контакта направлена против движения металла; обычно $s=0,03 \div 0,06$ (скольжения между роликом и опорным валком нет).

Из формул (III.60) и (III.61) следует, например, что при $s=0,05$ и $r/R=0,1$ по отношению к угловой скорости опорного валка обойма вращается в 2,5 раз медленнее, а ролики (вокруг собственной оси) в 5 раз быстрее.

Основные параметры планетарной прокатки. При обжатии вращающимися и поступательно движущимися парами роликов деформация металла осуществляется не по всей поверхности клина (образуемого двумя круговыми орбитами), а участками, подобно ковке перемещающимися узкими бойками, поэтому деформация будет периодической, в начале клина она может не проникать по всему сечению (поверхностная деформация), а горизонтальная скорость перемещения слоев металла в каждом вертикальном сечении будет неравномерной. Для упрощения последующих выводов расчетных формул примем допущение, что процесс обжатия металла при планетарной прокатке аналогичен обычному простому процессу продольной прокатки; тогда высота клина, образованного двумя хордами в любом сечении x , будет равна (рис. III. 46, в)

$$h_x = h_1^2 + 2x \operatorname{tg}(\alpha_x/2) \approx h_1 + x\alpha_x \approx h_1 + x^2/(R+d).$$

Средняя высота клина по длине зоны деформации

$$h_{\text{ср}} = \frac{1}{l} \int_0^l h_x dx = h_1 + \frac{\Delta h}{3} = h_0 \left(1 - \frac{2}{3} \varepsilon\right). \quad (\text{III.62})$$

Согласно закону постоянства расхода металла в любом вертикальном сечении зоны деформации (при ширине клина $b = \text{const}$)

$$v_x h_x = v_{\text{ср}} h_{\text{ср}} = v_0 h_0 = v_1 h_1; \quad v_{\text{ср}} = v_0 \frac{1}{1 - 2/3\varepsilon}, \quad (\text{III.63})$$

где v_0 и v_1 — скорость входа металла в валки и выхода полосы из валков, поэтому длительность времени деформации клина длиной l будет

$$t_d = l/v_{\text{ср}} = l/v_0 \left(1 - \frac{2}{3} \varepsilon\right), \quad (\text{III.64})$$

а время в течение которого планетарная обойма (сепаратор) совершит один оборот вокруг опорного валка

$$t_c = [\pi(D+d)]/v_c. \quad (\text{III.65})$$

На каждой орбите имеется z роликов, поэтому за одну секунду совершат единичные обжатия следующее число пар роликов $z_{\text{сек}} = \frac{z}{t_c}$, а за время деформации клина длиной l $z_d = z_{\text{сек}} t_d$, при этом единичное обжатие металла одной парой роликов составит

$$\Delta h_p = \Delta h/z_d. \quad (\text{III.66})$$

Для обеспечения устойчивого (непрерывного, без пробуксовки) процесса прокатки необходимо, чтобы в каждый момент времени деформацию осуществляли как минимум две пары роликов, т. е. в момент выхода одной пары из зоны деформации (пересечения вертикальной оси центров опорных валков) в зону деформации должна входить следующая (третья) пара (см. рис. III. 46, б)

Принимая дугу внешней орбиты роликов равной хорде, получим

$$\tilde{l} = (R + d)\alpha \approx l; \quad \frac{\Delta h}{2} = l \sin \frac{\alpha}{2} \approx (R + d) \frac{\alpha^2}{2};$$

$$\alpha = 2 \frac{2\pi}{z} = \frac{4\pi}{z}; \quad \Delta h \approx \frac{16\pi^2}{z^2} (R + d). \quad (\text{III.67})$$

Таким образом величина обжатия определяется числом пар планетарных роликов, их диаметром и радиусом опорных роликов. При конструировании планетарного стана обычно величины h_0, h_1 и Δh являются заданными, поэтому параметры z, R и α выбирают с учетом необходимой прочности валковой системы.

Планетарный принцип прокатки применяют также для получения тонкого квадратного профиля из труднодеформируемых сплавов. В этом случае прокатный стан (системы А. И. Целикова и В. В. Носаля) состоит из двух планетарных систем: одна — с горизонтальными роликами (как на рис. III.46, б), а другая — с вертикальными роликами, расположенными на половину шага левее плоскости 0—0. Нагретая квадратная заготовка задается в стан в положении «на ребро» и последовательно обжимается по диагоналям вертикальными и горизонтальными роликами.

Пример 28. Выполнить расчет планетарного стана для горячей прокатки полосы из легированной стали; исходная заготовка — полоса (сутунка) толщиной 50 мм и шириной 300 мм; готовая полоса толщиной 2 мм и шириной 300 мм (уширением при прокатке пренебрегаем).

1. При заданном обжатии $\Delta h = 48$ мм согласно формуле (III.67) конструктивно принимаем: $D = 450$ мм, $z = 30$; $d = 50$ мм; $r/R = d/D = 0,111$; $\alpha = 0,41867$ рад $\approx 24^\circ$; получим: обжатие $\epsilon = \Delta h/h_0 = 0,96$; вытяжка $\lambda = 1/(1-\epsilon) = 25$; $l \approx \Delta h/\alpha = 115$ мм.

2. Принимаем: частота вращения опорных валков $n = 5$ об/с и угловая скорость $\omega = 2\pi n = 31,4$ 1/с; линейная (окружная) скорость $v = \omega R = 7,06$ м/с; коэффициент скольжения роликов по металлу $s = 0,06$. По формулам (III.60) и (III.61) получим: окружная скорость сепаратора (обоймы) по окружности центров роликов $v_c = 3,32$ м/с; угловая скорость обоймы $\omega_c = 13,27$ 1/с; окружная скорость планетарных роликов 3,74 м/с; угловая скорость (относительно своей оси) $\omega_p = 150$ 1/с; частота вращения роликов $n_p = 1415$ об/мин ≈ 24 об/с.

3. Средняя высота деформируемого клина, образованного дугами внешней орбиты, по формуле (III.62) $h_{cp} = 18$ мм.

С целью снижения динамической нагрузки в момент захвата металла планетарным роликом горизонтальную скорость подачи заготовки в зону деформации принимаем небольшой (по опытным данным) $v_0 = 15$ мм/с, тогда средняя горизонтальная скорость металла в зоне деформации согласно формуле (III.63) будет равна $v_{cp} = 41,2$ мм/с и скорость выхода полосы из валков $v_1 = v_0 \lambda = 375$ мм/с; длительность деформации металла клина по формуле (III.64) $t_d = 2,8$ с.

4. Время одного оборота планетарной обоймы по формуле (III.65) $t_c = 0,47$ с; за 1 с совершат обжатия $z_{сер} = 64$ пары роликов, а за время деформации металла клина $z_d = 64,2,8 = 179,2$ пар роликов; единичное обжатие одной парой роликов согласно формуле (III.66) $\Delta h_p = 0,268$ мм.

5. Производительность планетарного стана при ширине полосы $b = 300$ мм и плотности металла полосы $\rho = 7850$ кг/м³

$$A = b h_1 v_1 \rho = 0,3 \cdot 0,002 \cdot 0,375 \cdot 7850 = 1,77 \text{ кг/с} \approx 6,37 \text{ т/ч.}$$

6. Угол захвата металла планетарным роликом (см. рис. III. 46, е)

$$\alpha_p \approx \sqrt{\Delta h_p / r} \approx 0,104 \text{ рад} \approx 6^\circ;$$

так как при горячей прокатке стали коэффициент контактного трения $\mu \approx 0,35$, $\alpha_p < \mu$, то условие захвата металла роликами соблюдается и имеется большой резерв сил трения

Длина дуги захвата металла роликом $l_p = \Delta h_p / \alpha_p = 2,6$ мм.

При обжатии металла, когда $l_p/h_0 \ll 1$ удельное усилие (среднее давление) значительно возрастает вследствие влияния внешних (недеформируемых) зон. Согласно рис. III.46, в при $l_p/h_0 = 0,052 \rho_{cp}/k \approx 2,5$. Для легированной стали при температуре прокатки 1100 °С предел текучести (и предел прочности) $\sigma_T \approx 120$ МПа, $k = 1,15 \sigma_T = 138$ МПа, поэтому $\rho_{cp} = 345$ МПа.

7. Усилие на первый ролик при захвате металла будет равно

$$P_p = \rho_{\text{ср}} l_p b = 345 \cdot 2,6 \cdot 300 = 26,8 \text{ кН.}$$

Общее усилие на опорный валок будет равно геометрической сумме усилий от двух роликов; определяя по правилу параллелограмма, получим $P_{\text{оп}} \approx 38 \text{ кН}$.

8. Сила трения между одним опорным и двумя планетарными роликами

$$F_T \approx P_{\text{оп}} l_p / 2r \approx 2,1 \text{ кН.}$$

Мощность на бочке двух приводных, опорных валков, необходимая для деформации металла

$$N_d = 2F_T v = 2 \cdot 2,1 \cdot 7,06 \approx 30 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя для привода двух опорных валков при учете потерь на трение в подшипниках опорных валков и к. п. д. привода валков (редуктора и шестеренной клетки), принимая $\eta = 0,85$, составит около 35 кВт.

9. Радиальные усилия четырех роликов на металл создают результирующее горизонтальное усилие

$$X \approx 2 [26,8 \cdot 0,42 + 13,4 \cdot 0,2] \approx 28 \text{ кН;}$$

с таким усилием подающие ролики должны «задавать» исходную заготовку в валки планетарного стана.

Приведенная выше методика расчета основных технологических и конструктивных параметров должна быть в дальнейшем уточнена с учетом накопления экспериментальных данных по прокатке на планетарных станах (особенно по величинам скоростей, давлений и усилий).

Вакуумный стан

Тугоплавкие металлы (Mo, Ti, Ta, Nb, W и др.), их сплавы и биметаллы из них при температуре свыше 500—600 °С интенсивно окисляются, насыщаются газами (кислородом, азотом, водородом), что ухудшает их физико-механические свойства. Во многих случаях обычно горячая прокатка этих металлов и сплавов в атмосфере воздуха невозможна без

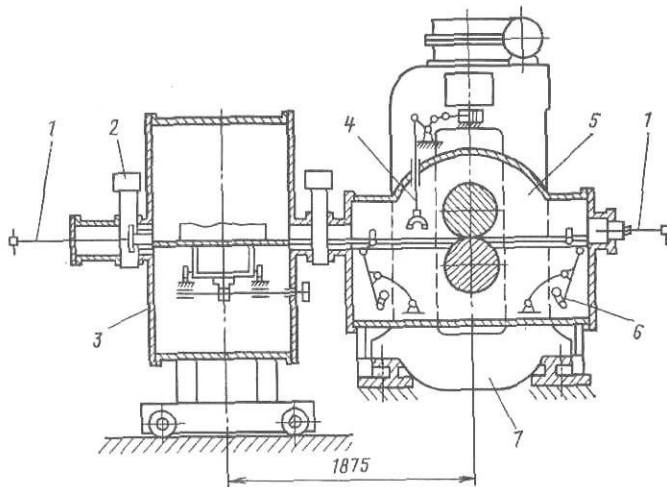


Рис. III.47. Вакуумный стан 300:

1 — толкатели; 2 — вакуумные затворы; 3 — печная вакуумная камера на тележке; 4 — манипулятор; 5 — рабочая вакуумная камера; 6 — механизмы подачи металла в валки; 7 — рабочая клеть

применения специальных мер по защите металла от окисления и газонасыщения (плакирование, обмазка, сварные оболочки для прокатываемой заготовки и т. п.). Кардинальным решением является горячая прокатка в вакууме или среде инертных газов (Ar, He).

Вакуумный прокатный стан конструкции ВНИИметмаша (рис. III.47) предназначен для реверсивной горячей прокатки в вакууме (или в среде инертных газов) тугоплавких металлов и сплавов при температуре до 1700° С.

Исходная заготовка: толщина до 25 мм, ширина до 200 мм и длина до 500 мм; конечные размеры полосы: толщина до 1 мм и длина до 750 мм при той же ширине.

Стан состоит из двухвалковой рабочей клетки с валками диаметром 400 мм и длиной бочки 300 мм; валки приводятся электродвигателем постоянного тока мощностью 70 кВт, 540 об/мин через трехступенчатый комбинированный редуктор — шестеренную клеть (с общим передаточным числом $i_0 = 2,54 \cdot 3,95 \cdot 4,5 \cdot 1,0 = 45$) и универсальные шпиндели); двух вакуумных камер общим объемом 3,2 м³ и откачной системы (вакуумных насосов) для создания в камерах вакуума $133,3 \cdot 10^{-4}$ Па. Скорость прокатки 0,1—0,5 м/с.

Вакуумное пространство состоит из двух камер — рабочей и печной, соединенных между собой вакуумным затвором. Рабочая камера находится между станинами рабочей клетки (т. е. внутри рабочей клетки) и закреплена на общих с клетью плитовинах; бочки валков находятся внутри камеры; герметизация камеры осуществляется по шейкам валков посредством фланцев с уплотнительными кольцами из специальной вакуумной резины, расположенных между торцами подушек и стенками камеры. Внутри камеры имеются рычажные устройства для подачи заготовки в валки и поворота заготовки (в горизонтальной плоскости), а также нагреватели валков.

Агрегат бесслитковой прокатки

Агрегат (БП 8×1600) предназначен для бесслитковой прокатки алюминиевой полосы толщиной 8 мм и шириной до 1600 мм непосредственно из жидкого металла (рис. III.48).

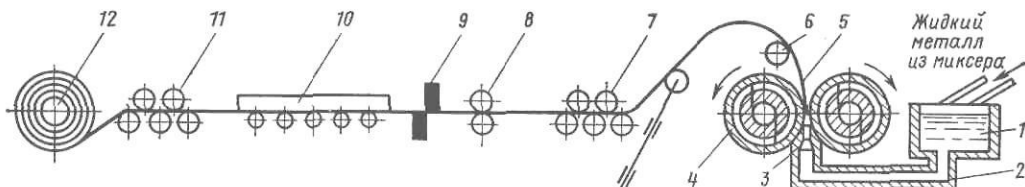


Рис. III.48. Непрерывный агрегат бесслитковой прокатки алюминиевой полосы 8×1600 мм

Жидкий металл при температуре примерно 680° из миксера непрерывно подается в промежуточную ванну 1 и далее по футерованному металлосоводу 2 через насадку 3 направляется снизу в валки 4. Такой (сифонный) способ подачи металла в зону кристаллизации (в зев валков) предохраняет металл от окисления его кислородом воздуха. Образующиеся в зеве валков корочки металла обжимаются валками; выходящая вверх полоса 5 при температуре около 500 °С при помощи направляющих роликов 6 подается в правильную машину 7, далее дисковыми ножницами 8 обрезаются боковые кромки полосы, поперечными ножницами 9 отрезается передний неровный конец, на промежуточном роликовом столе 10 полоса охлаждается и после правильно-тянущей машины 11 направляется в моталку 12 и сматывается на гильзе в рулон массой до 30 т. Скорость выхода полосы из валков до 1,5 м/мин, производительность агрегата до 1,5 т/ч, масса оборудования 160 т, длина агрегата 22 м.

Собственно стан бесслитковой прокатки состоит из рабочей клетки, горизонтальные валки которой приводятся с помощью двух универсальных шпинделей от электродвигателя постоянного тока мощностью 80 кВт через редуктор и шестеренную клеть. Валки бандажированные; внутрь валка для охлаждения бандаж непрерывно подается вода. Подушки валков с одной стороны клетки имеют гидравлические нажимные устройства. Металлосовод с щелевой насадкой приподнимается и плотно прижимается к поверхности валков. При снятии с моталки рулона и установке новой гильзы процесс прокатки не прекращается: выходящая из валков полоса образует увеличивающуюся петлю, контролируемую петлерегулятором. Обычно в цехе для увеличения производительности устанавливают 6—10 агрегатов.

Глава IV.

ПРИВОД ВАЛКОВ РАБОЧИХ КЛЕТЕЙ

1. Шпиндели

Типы и конструкция

Для передачи валкам рабочей клетки вращения и крутящих моментов от шестеренной клетки или непосредственно от главных электродвигателей применяют шпиндели двух основных типов: универсальные шарнирные и зубчатые.

В основу конструкции универсальных шпинделей положен принцип шарнира Гука, поэтому шпиндели могут передавать вращение и крутящий момент под углом наклона до $8-10^\circ$.

Благодаря шарнирной конструкции универсальные шпиндели работают плавно; вместе с тем они позволяют передавать большие крутящие моменты, поэтому их применяют для привода валков как листовых и

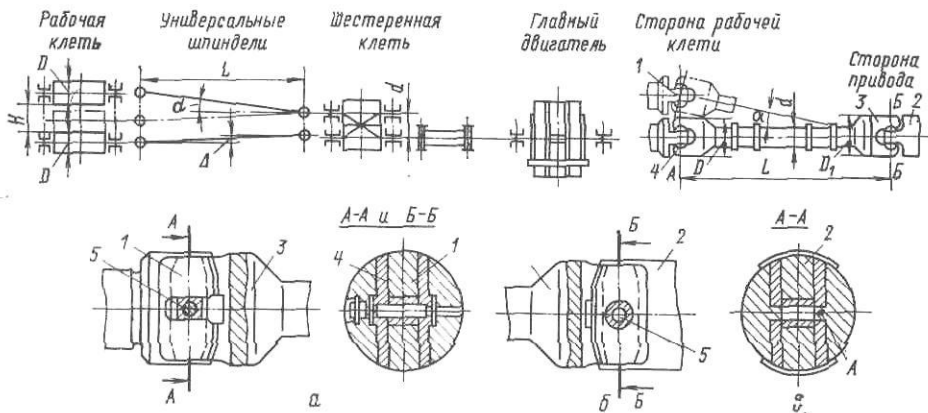


Рис. IV.1. Схема установки универсальных шпинделей и конструктивные элементы шарниров: а — открытый шарнир со стороны валков; б — глухой шарнир со стороны привода; с — сечение шарнира с ребром жесткости посередине расточки

сортовых станов (при угле наклона около $1-2^\circ$ и моменте $50-200$ кН·м), так и обжимных, толстолистовых и заготовочных станов (при угле наклона $3-10^\circ$ и моменте $0,5-3,0$ МН·м).

Длину шпинделя (по осям шарниров) определяют исходя из допустимого или принятого угла наклона его и высоты перемещения одного из шарниров, характеризуемой высотой подъема верхнего валка при прокатке металла наибольшей толщины, согласно рис. IV.1 и формуле

$$L = H/\operatorname{tg} \alpha. \quad (\text{IV.1})$$

Например, при прокатке слябов на ребро на новых слябингах высота подъема верхнего валка достигает до 2000 мм, поэтому длина шпинделя при максимальном допустимом угле наклона 10° составит 12 м, а масса его будет ~ 40 т. Для уменьшения угла наклона верхнего шпинделя и создания более или менее одинаковых условий работы нижний шпиндель также устанавливают под углом (меньшим, чем верхний).

Так как шпиндели передают большие крутящие моменты, то шарниры их должны быть весьма прочными. Наружный диаметр шарнира шпинделя со стороны привода ограничивается межосевым расстоянием шестерен шестеренной клетки (или валов электродвигателей), как показано на рис. IV.1, а—в, а со стороны рабочей клетки — диаметром валков (когда верхний валок лежит на нижнем). Так как в процессе работы стана валки изнашиваются и диаметр их уменьшается при переточках, то со стороны рабочей клетки диаметр шарнира шпинделя должен быть несколько меньше диаметра переточенного валка. Таким образом,

диаметр шарнира шпинделя со стороны рабочей клетки всегда меньше, чем со стороны привода, поэтому прочность первого шарнира также будет меньше прочности второго. Рассчитывать на прочность надо именно шарнир, расположенный со стороны валков, а не со стороны привода.

Шарнир универсального шпинделя (см. рис. IV.1) образуется лопастью 1 со стороны валка или лопастью 2 со стороны привода; головкой (вилкой) 3 шпинделя, имеющей внутри цилиндрическую расточку; бронзовыми сегментными вкладышами 4 и сухарем 5. Так как при прокатке расстояние H между валками и угол наклона α шпинделя изменяются, то один шарнир должен быть «плавающим» в осевом направлении, а другой фиксированным. Ввиду того, что смена валков осуществляется чаще всего в горизонтальном (осевом) направлении, плавающим делают шарнир со стороны валка — в лопасти его предусматривают прорезь для перемещения сухаря 5. Со стороны привода в фиксированном шарнире лопасти предусмотрено глухое (круглое или прямоугольное) отверстие для сухаря 5. Эти сухари 5 на концах снабжены цапфами для соединения с вкладышами 4. Для уменьшения износа сухаря его облицовывают бронзовыми планками или помещают в бронзовые стаканы; применяют также наплавку бронзы на боковые грани сухаря. Принцип шарнира Гука достигается благодаря возможности поворота в двух перпендикулярных плоскостях; относительно оси расточки головки шпинделя и оси сухаря. Для монтажа бронзовых вкладышей 4 в собранном виде с сухарем 5 необходимо, чтобы просвет между щеками (вилками) головки шпинделя был несколько больше хорды (ширины) вкладыша, т. е. чтобы $n > m$ (см. рис. IV.8).

С целью повышения прочности головки шпинделя в середине ее расточки иногда оставляют ребро жесткости A , в этом случае каждый бронзовый вкладыш состоит из двух половин, которые можно менять местами при их неравномерном износе; смена вкладышей осуществляется сбоку и не требует демонтажа шарнира.

Диаметр расточки в головке обычно равен половине диаметра головки, а толщина лопасти составляет $0,26 D$. Конструктивные размеры шпинделя после проверки прочности его необходимо согласовывать с ГОСТ 8059—70.

Так как шарнир шпинделя не является герметичным (поверхности трения открыты) и сам шпиндель при работе вращается, то конструктивное решение вопроса непрерывного подвода смазки представляет большие трудности. Вследствие того, что включение шарниров шпинделя в цеховую систему жидкой циркуляционной смазки невозможно, к поверхностям трения тем или иным способом подводится густая смазка (ИП-1). В некоторых (весьма редких) случаях подводится также и жидкая смазка, однако при этом приходится применять малоэффективные устройства: герметичные кожухи с уплотнениями, кожухи для масла, привариваемые к головке шпинделя, полости для масла внутри головки шпинделя и т. п.

На рис. IV.2 показан универсальный шпиндель реверсивного стана конструкции ВНИИметмаша. В конструкции шпинделя предусмотрен оригинальный и весьма простой способ подвода густой смазки к бронзовым вкладышам (бронза марки АЖ9-4) через осевое и радиальные отверстия от стационарного подшипника с уплотнением, входящего в состав устройства для уравнивания шпинделя (см. рис. IV.3); в подшипник мазь периодически подается питающими клапанами, включенными в цеховую систему автоматической централизованной смазки.

На рис. IV.3 представлено шпиндельное устройство с гидравлическим уравниванием для чистовой реверсивной четырехвалковой клетки стана 2800 для прокатки алюминия.

В средней части шпиндели опираются на подшипники с баббитовой заливкой. Подшипник нижнего шпинделя опирается на плунжер гидравлического цилиндра, установленного в стойке на фундаменте. Верх-

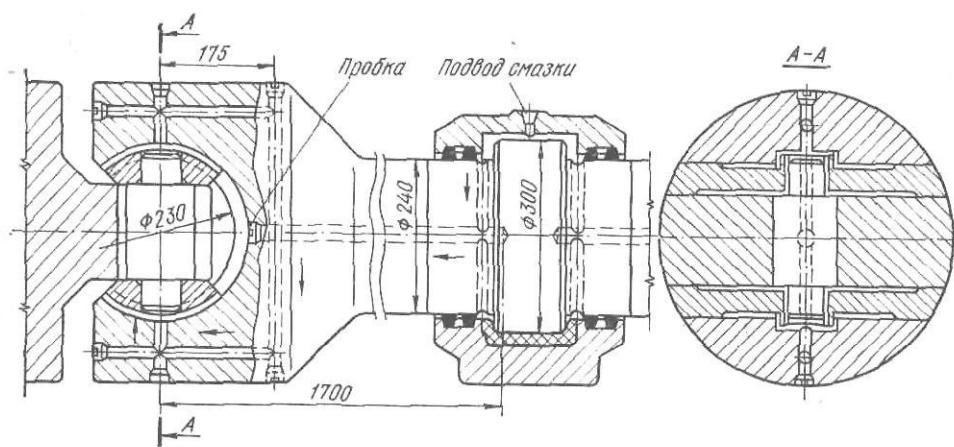


Рис. IV.2. Универсальный шпindelь привода валков четырехвалковой клетки стана 1700

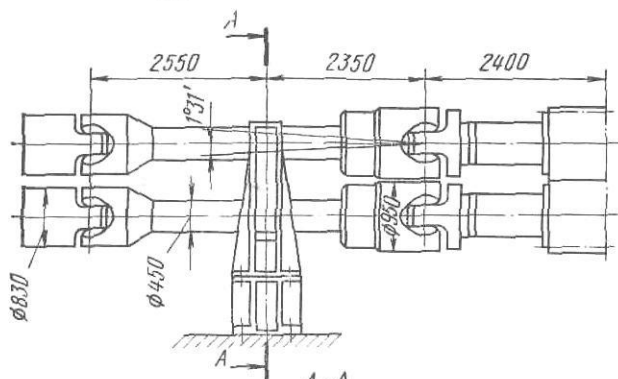
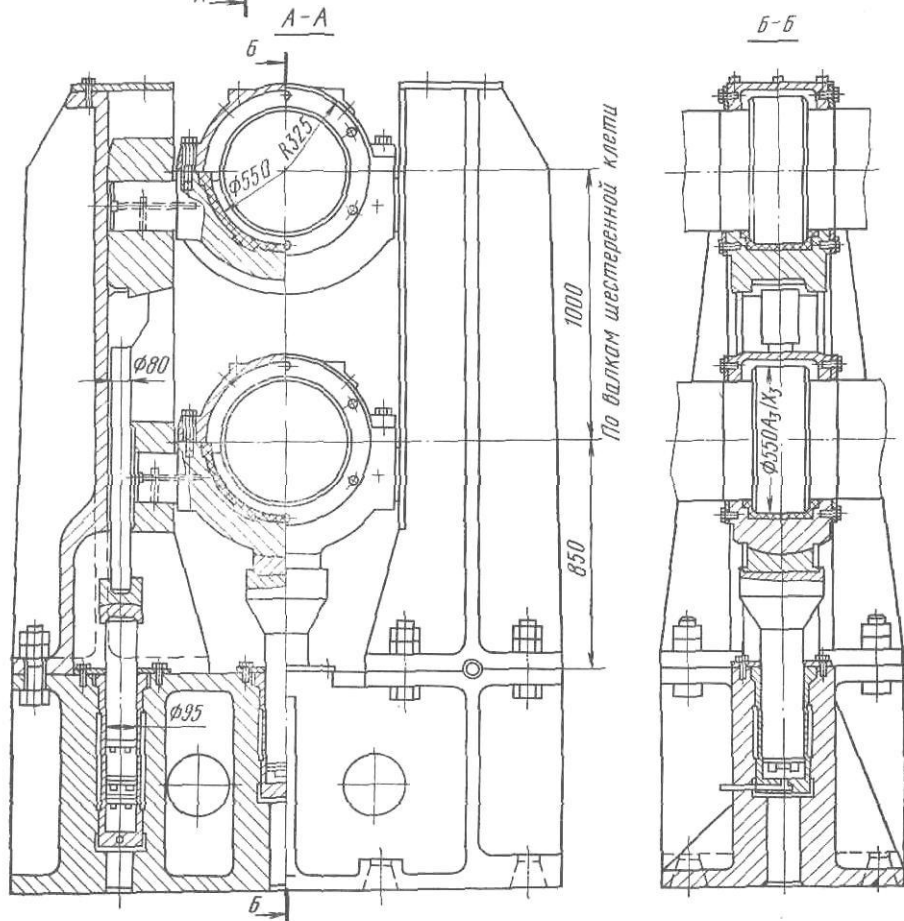


Рис. IV.3. Гидравлическое уравновешивание шпindelей четырехвалковой клетки стана 2800



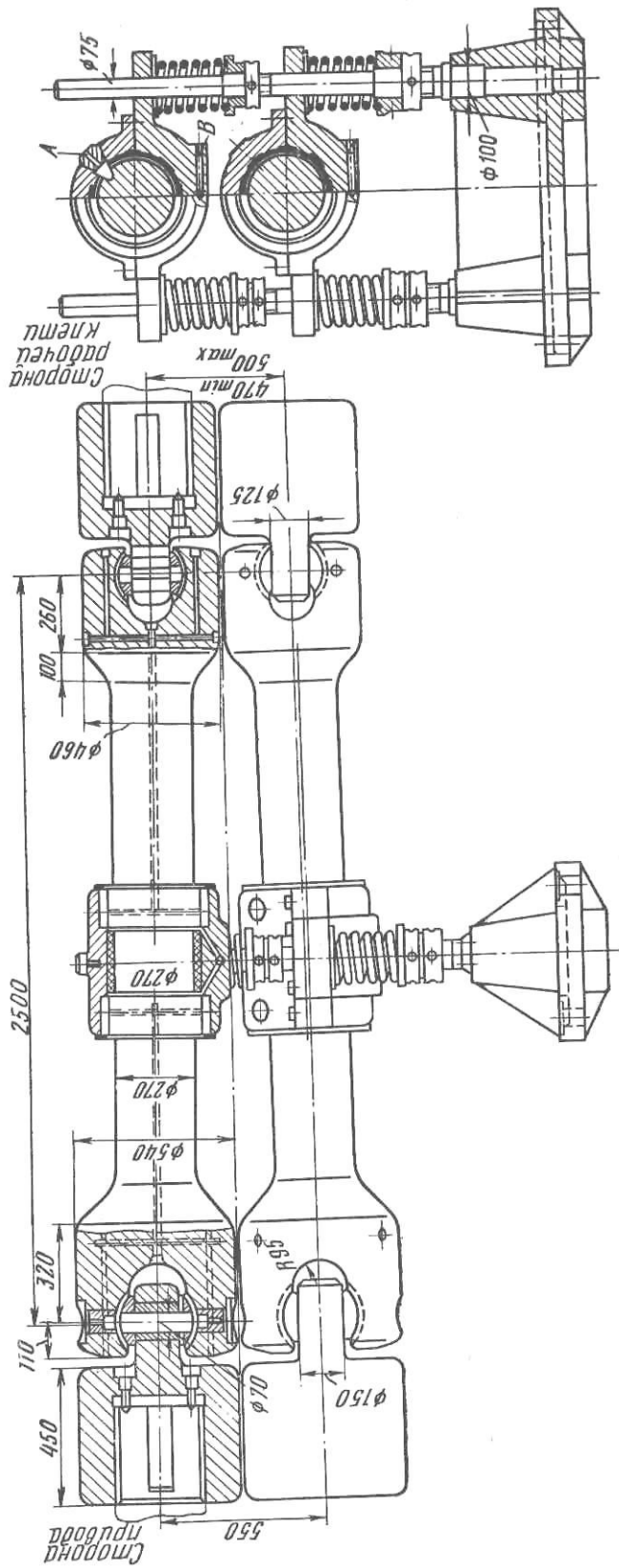


Рис. IV.4. Шпиндельное устройство с пружинным уравновешиванием рабочих валков четырехвалковой клетки стана 2500:
 А — подвод густой смазки к баббитовой заливке среднего подшипника; В — подвод смазки к шарниру шпинделя (через радиальные и осевые отверстия)

ний шпindelъ уравновешивается двумя боковыми гидравлическими цилиндрами.

Рассмотренное гидравлическое устройство уравновешивания работает плавно и отличается большой надежностью, однако применять его целесообразно только тогда, когда в цехе действует насосно-аккумуляторная станция высокого давления, обслуживающая другие механизмы и устройства (гидравлическое уравновешивание валков, гидросбив окатины и т. д.).

На рис. IV.4 дан общий вид шпиндельного устройства с пружинным уравновешиванием шпинделей рабочих валков четырехвалковой клетки стана 2500 холодной прокатки. Шпиндели изготовлены из ковanej высокопрочной стали марки 30ХГВТ. Баббитовые подшипники уравновешивающего устройства и шарниры шпинделей смазываются густой смазкой, подаваемой через осевые и радиальные отверстия, соединенные с системой централизованной автоматической густой смазки.

Неудовлетворительная служба шарниров с бронзовыми вкладышами (затруднения с подводом смазки, неравномерный и большой износ вкладышей, вызывающий значительный расход дорогостоящей и дефицитной бронзы для изготовления запасных вкладышей, масса каждого из которых на больших станах достигает 300 кг) побуждает конструкторов изыскивать более рациональные конструкции шарниров. Опыт замены бронзовых вкладышей пластмассовыми (текстолитовыми) не дал положительных результатов ввиду затруднений с подводом смазки и охлаждения шарниров.

В последние годы разработано несколько удачных конструкций универсальных шарниров на подшипниках качения по типу карданных валов автомобилей. Трудности, возникающие при применении таких шарниров для передачи больших крутящих моментов (до 2—3 МН·м) шпинделями прокатных станов, связаны в настоящее время только недостаточной грузоподъемностью подшипников качения. Опыт эксплуатации таких шпинделей на прокатных станах при передаче крутящих моментов до 0,8 МН·м дал вполне удовлетворительные результаты.

На рис. IV.5 показан универсальный шпindelъ с шарнирами на роликовых конических подшипниках для привода рабочих валков четырех-

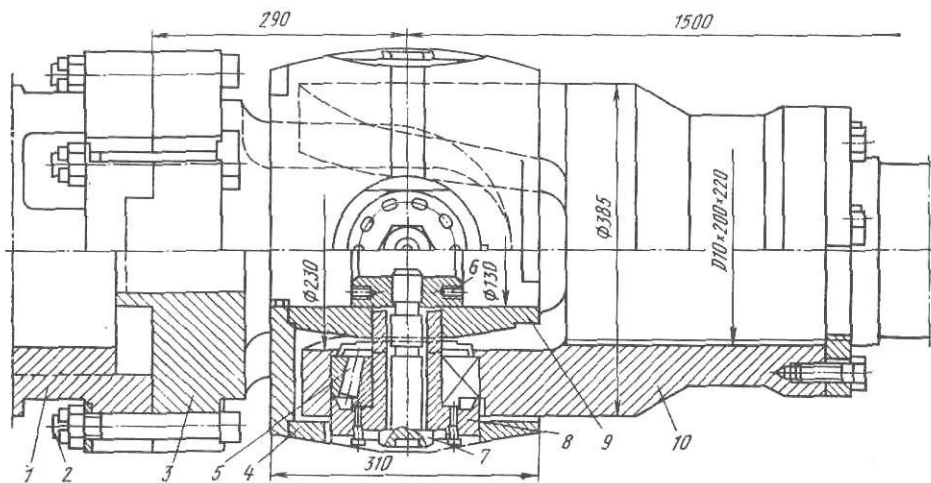


Рис. IV.5. Универсальный шпindelъ с шарнирами на подшипниках качения дрессировочного стана 500/1500×2500

валковой клетки дрессировочного стана 500/1500×2500 конструкции ВНИИметмаша и НКМЗ.

Шпindelъ предназначен для передачи крутящего момента 50 кН·м при скорости вращения до 800 об/мин.

Со стороны рабочего валка и со стороны его привода вилка-полу-

муфты 3 соединены с фланцами 1 закладными болтами 2: два диаметральных зуба (кулака) вилки входят в соответствующие пазы (впадины) во фланце. Вторые вилки-полумуфты 10 насажены на шлицевые концы среднего вала шпинделя. Вилки изготовлены из высокопрочной стали марки 34ХНЗМ; вал — из стали марки 45. Осевое перемещение шпинделя происходит за счет скольжения фланца на конце валка. Крестовина шарнира образуется четырьмя осями 8, изготовленными из стали 40ХМ, с роликовыми подшипниками 5, установленными в отверстиях на концах вилок 3 и 10, внутренней втулкой 9 и наружной обоймой 4. От перемещения в радиальном направлении оси 8 фиксируются болтами 7 с гайкой 6. Смазка роликовых подшипников и осей 8 густая, набивная. Периодически запас смазки пополняют через пробки в оси 8.

Для привода валков жестепрокатных и дрессировочных станов при больших скоростях прокатки (до 30 м/с) применяют шпиндели типа удлиненных зубчатых муфт, зубья которых обработаны снаружи по сфере

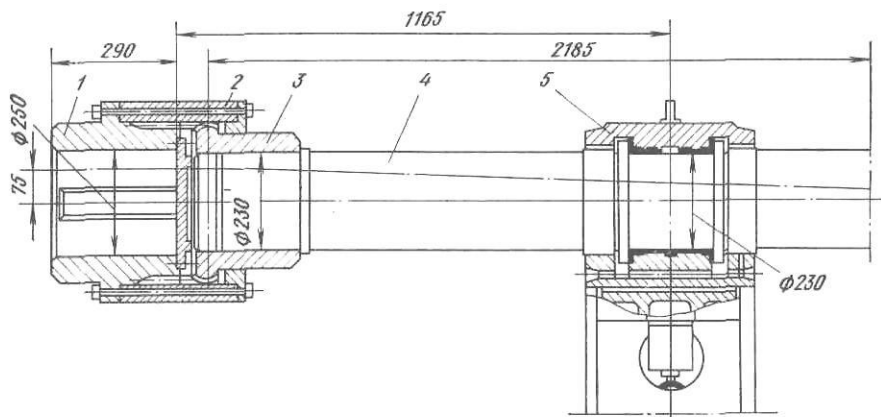


Рис. IV.6. Шпиндельное соединение с шарнирами типа зубчатых муфт жестепрокатного стана 500/1300×1200

и имеют бочкообразное сечение. Такие зубчатые шпиндели дают хорошие результаты в эксплуатации, если угол наклона шпинделя не превышает $1^{\circ}30'$.

На рис. IV.6 представлена конструкция такого шпинделя, примененного УЗТМ для четырехвалковой клетки непрерывного пятиклетевого стана 500/1300×1200 для прокатки жести. Зубчатые втулки 1 и 3 изготовлены из высокопрочной ковanej стали марки 35ХНВ, вал шпинделя 4 — из стали 40Х. Снаружи на зубчатые втулки опирается обойма—полумуфта 2 с внутренними зубьями, соединенная с фланцем втулки 1 болтами (шпильками).

Уравновешивание верхнего и нижнего шпинделей гидравлическое, осуществляемое при помощи трех цилиндров, на плунжеры которых опираются опоры 5 средних подшипников. Номинальный крутящий момент, передаваемый одним шпинделем, равен 100 кН·м. Угол наклона верхнего шпинделя $1^{\circ}30'$. Давление рабочей жидкости (масла) в цилиндрах гидравлического уравновешивания 3 МПа. Смазка зубчатых зацеплений — жидкая заливная (периодически) или густая закладная; смазка средних баббитовых подшипников — жидкая циркуляционная.

Для привода валков чистовых клеток непрерывных мелкосортных и проволочных станов, работающих при больших скоростях (до 2000 об/мин), универсальные шпиндели с бронзовыми вкладышами и шпиндели с шарнирами на подшипниках качения во многих случаях оказываются неработоспособными; первые — ввиду неудовлетворительных условий смазки и быстрого износа вкладышей, а вторые — ввиду незначительной долговечности подшипников качения. При применении этих шпинделей для данных условий работы клеток возникает сильная вибрация валков при прокатке. На некоторых из указанных выше станов

эти шпиндели были заменены шариковыми универсальными шпинделями. Конструкция шпинделя ясна из рис. IV.7. Для устранения осевых зазоров предусмотрены пружинные упоры. Для повышения долговечности шарнира место контакта стандартных шариков со втулками можно изменять путем установки промежуточных прокладок различной толщины

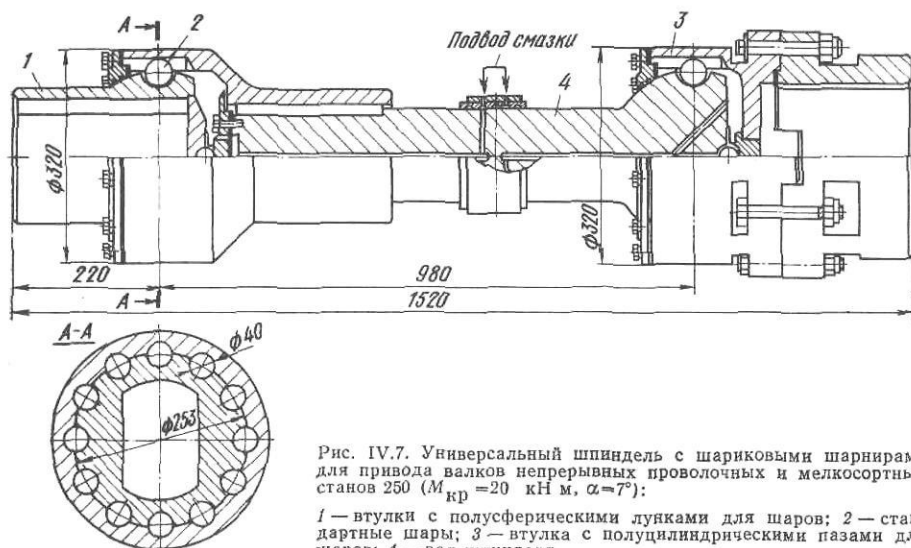


Рис. IV.7. Универсальный шпиндель с шариковыми шарнирами для привода валков непрерывных проволочных и мелкосортных станов 250 ($M_{кр} = 20$ кН м, $\alpha = 7^\circ$):

1 — втулки с полусферическими лунками для шаров; 2 — стандартные шары; 3 — втулка с полуцилиндрическими пазами для шаров; 4 — вал шпинделя

ны. При эксплуатации такие шпиндели показали долговечность в несколько раз выше, чем шпиндели с бронзовыми вкладышами и шпиндели на подшипниках качения. Вибрация шпинделей и валков полностью устранена.

Расчет универсальных шпинделей с шарнирами на бронзовых вкладышах

На рис. IV.8 представлена схема действия сил на щеки головки шпинделя при передаче им крутящего момента $M_{кр}$. На каждую щеку шпинделя будет действовать сила P , возникающая в результате давления лопасти на бронзовый вкладыш и бронзового вкладыша на щеку по цилиндрической поверхности их соприкосновения.

Момент, передаваемый шпинделем, будет равен $M_{кр} = Pa$, где P — усилие, с которым нижний бронзовый вкладыш давит на нижнюю щеку головки шпинделя, а верхний вкладыш — на верхнюю щеку; a — расстояние между точками приложения сил.

Принимаем, что удельные давления вкладыша на щеку шарнира распределяются по трапеции и сила P приложена в плоскости центра тяжести этой трапеции. Обычно $c \approx b/4$ и $f \approx 0,35 b$; $a = 2f = 0,7 b$.

При передаче шпинделем крутящего момента $M_{кр}$ вкладыш будет давить на щеку шпинделя с силой P , которая будет равна

$$P = M_{кр}/a. \quad (IV.2)$$

Таким образом, при передаче шпинделем крутящего момента в сечении щеки I—I на расстоянии x от оси шарнира будут возникать напряжения и от кручения, и от изгиба.

Напряжение кручения в сечении I—I будет равно

$$\tau = M_{кр}/2W_{кр} = M_{кр}/(2W_{кр}), \quad (IV.3)$$

где $W_{кр}$ — момент сопротивления сечения I—I кручению.

Для определения момента сопротивления кручению по заданным размерам головки шпинделя сечение I—I вычерчено отдельно в виде сегмента.

Определить точное значение момента сопротивления кручению сече-

ния, имеющего форму сегмента, трудно, поэтому обычно сегмент приравнивают равновеликому по площади прямоугольнику высотой h и шириной $(b_1 + b_2)$. Момент сопротивления сечения прямоугольника кручению определяют по формуле

$$W_{кр} = \eta (b_1 + b_2) h^2, \quad (IV.4)$$

где коэффициент η зависит от отношения ширины прямоугольника к его высоте. При $(b_1 + b_2)/h = 2 \div 6$ величина $\eta = 0,25 \div 0,3$.

Напряжение изгиба в сечении щеки $I-I$ будет равно

$$\sigma_{из} = M_{из}/W_{из},$$

где $W_{из}$ — момент сопротивления сечения $I-I$ изгибу.

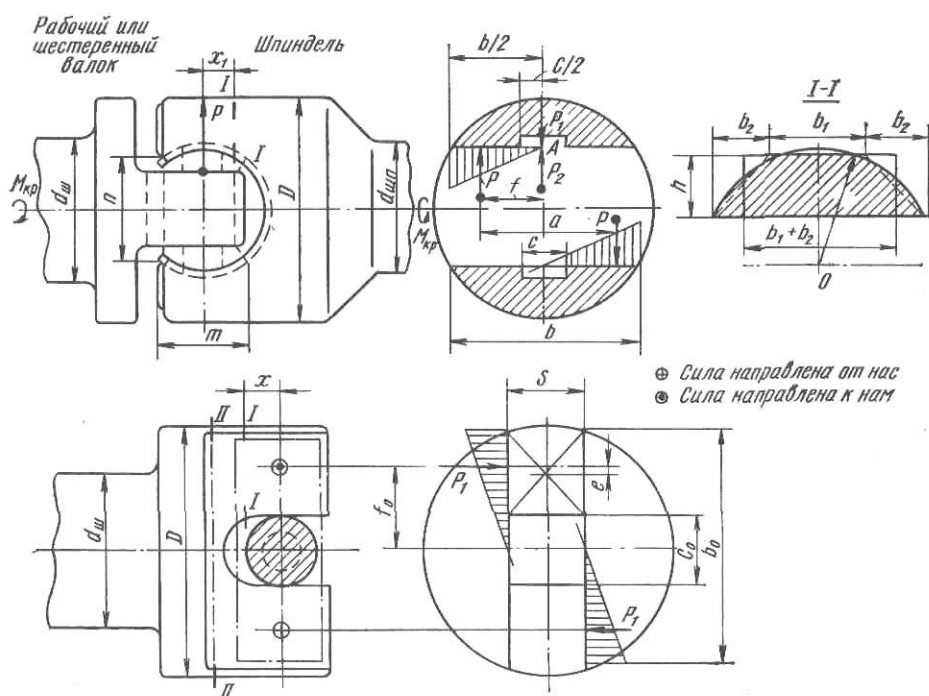


Рис. IV.8. К расчету шарнира универсального шпинделя

Из рис. IV.8 видно, что момент изгиба сечения $I-I$ равен произведению силы P на плечо x ; согласно формуле (IV.2), получим

$$M_{из} = Px = M_{кр} x/a. \quad (IV.5)$$

Определять момент сопротивления изгибу сечения $I-I$, имеющего форму сегмента, тоже весьма трудно, поэтому пользуются приближенной формулой. Для этого сегмент заменяем равновеликой по площади трапецией с основанием $(b_1 + 2b_2)$ и высотой h . Момент сопротивления сечения трапеции изгибу равен

$$W_{из} = \frac{3b_1^2 + 6b_1 b_2 + 2b_2^2}{6(3b_1 + 4b_2)} h^2. \quad (IV.6)$$

Расчетное напряжение в сечении щеки $I-I$ от действия изгиба и кручения определяют по формуле

$$\sigma_{расч} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Шпиндели обычно изготавливают из углеродистой кованой стали марки 40 или из легированных сталей 40X, 40XН, 40XНМ, 35XНВ. Предел прочности этих сталей равен 650—850 МПа.

Принимая пятикратный запас прочности, получим, что допустимое напряжение в щеке шпинделя будет равно $[\sigma] = 130 \div 170$ МПа, поэто-

му полученное по формуле расчетное напряжение не должно быть выше этого допускаемого.

Из рис. IV.8 видно, что максимальные напряжения будут возникать в каком-то сечении шпинделя на расстоянии x от оси шарнира. Так как с увеличением расстояния x изгибающий момент увеличивается, но одновременно с этим увеличиваются и моменты сопротивления этого сечения, то заранее нельзя сказать, на каком расстоянии x напряжения будут максимальными. Для этого надо взять несколько сечений ($I-I$, $II-II$ и т. д.) и рассчитать напряжения в них по приведенному выше методу.

Кроме определения напряжения в сечении $I-I$, необходимо также проверить напряжение в теле шпинделя в его средней части по длине. Очевидно, что тело шпинделя работает только на кручение, и напряжение в любом сечении по длине шпинделя между его шарнирами будет равно

$$\tau = M_{кр}/W_{кр} = M_{кр}/(0,2d^3), \quad (IV.7)$$

где d — диаметр тела шпинделя.

Подсчитанное по этой формуле напряжение не должно превышать указанных выше допустимых напряжений.

Так же как и при расчете щеки головки шпинделя, при расчете лопасти примем, что удельные давления от вкладыша распределяются на поверхности каждой вилки по трапеции и сила P_1 , действующая на вилку при передаче лопастью крутящего момента $M_{кр}$, равна

$$P_1 = M_{кр}/(2f_0). \quad (IV.8)$$

Сила P_1 будет приложена эксцентрично относительно центра сечения вилки толщиной s . Очевидно, что эта сила будет скручивать сечение вилки моментом $M = P_1e$, где e — эксцентриситет приложения силы P_1 относительно центра тяжести сечения вилки (определяется по чертежу).

Этот момент будет скручивать сечение вилки и создавать в ней напряжения кручения. Вместе с тем сила P_1 будет создавать изгибающий момент относительно сечения $I-I$ и в этом сечении будут возникать напряжения изгиба.

Таким образом, при передаче лопастью крутящего момента в сечении $I-I$ вилки будут возникать и напряжения кручения, и напряжения изгиба.

Напряжения кручения в сечении $I-I$ будут определяться по формуле

$$\tau = M/W_{кр} = P_1e/W_{кр}. \quad (IV.9)$$

Момент сопротивления сечения $I-I$ вилки лопасти кручению можно определить приравняв это сечение прямоугольнику высотой s и шириной $(b_0 - c_0)/2$:

$$W_{кр} = \eta [(b_0 - c_0)/2] s^2.$$

Напряжение изгиба в сечении вилки $I-I$ будет равно

$$\sigma_{из} = M_{из}/W_{из}. \quad (IV.10)$$

Из рис. IV.8 видно, что изгибающий момент в сечении $I-I$ равен

$$M_{из} = P_1x. \quad (IV.11)$$

Момент сопротивления изгибу прямоугольного сечения вилки лопасти определяют по формуле

$$W_{из} = [(b_0 - c_0)/2] s^2/6. \quad (IV.12)$$

Кроме определения напряжения в сечении $I-I$, необходимо также проверить напряжение в сечении $II-II$.

Это сечение передает полный крутящий момент $M_{кр}$ и в нем возникают только напряжения кручения, которые можно определить по формуле

$$\tau = M_{кр}/W_{кр}. \quad (IV.13)$$

Момент сопротивления кручению этого прямоугольного сечения

$$W_{кр} = \eta b_0 s^2. \quad (IV.14)$$

Иногда шестеренные и рабочие валки изготовляют как одно целое вместе с лопастями для шарниров шпинделей, поэтому допускаемые напряжения для лопастей надо брать такими же, как и для шеек шестеренных и рабочих валков.

Во многих случаях особенно когда шейки валков установлены на подшипниках качения лопасти насаживают на концы рабочих или шестеренных валков (см. рис. IV.4). В этом случае их изготовляют из такого же материала (сталь 40 или 40X), как и шпиндели; поэтому допускаемое напряжение для расчета лопастей принимают таким же, как и при расчете шпинделей.

2. Шестеренные клетки и редукторы

Типы шестеренных клеток

Шестеренные клетки предназначены для разделения крутящего момента и передачи вращения валкам стана через универсальные шпиндели. Шестеренные клетки предусмотрены во всех прокатных станах, за исключением станов с индивидуальным приводом валков, осуществляемым непосредственно от двух двигателей (большие блюминги, слябинги и в некоторых случаях толстолистовые четырехвалковые станы).

Во всех шестеренных клетях приводной от главного двигателя является нижняя шестерня (за исключением среднелистовых и сортовых трехвалковых станов, где приводной иногда делают среднюю шестерню).

Учитывая, что диаметр прокатных валков в процессе эксплуатации станов не является величиной постоянной (так как валки по мере их износа перетачивают или перешлифовывают), за основной параметр сортовых прокатных станов принят не диаметр рабочих валков, а диаметр начальной окружности шестерен шестеренных клеток. Благодаря этому можно сократить число требуемых типоразмеров шестеренных клеток и применять клетки с одинаковым диаметром шестерен для различных прокатных станов. Кроме того, при этом значительно сокращается число типоразмеров дорогостоящего инструмента (долбяков или пальцевых фрез), требуемого для нарезания зубьев шестерен.

Диаметр начальной окружности шестерен шестеренной клетки зависит от диаметра валков стана и величины наибольшего расстояния между ними при прокатке. Так как высота подъема верхнего валка в процессе прокатки изменяется, то диаметр шестерен нужно выбирать, исходя из условия, что угол наклона верхнего шпинделя не должен превышать допустимой величины ($8-10^\circ$).

Практически установлены следующие соотношения между диаметром начальной окружности шестерен d_0 ; диаметром новых валков D_n , диаметром переточенных (до допустимого предела) валков D_p и максимальной высотой подъема верхнего валка h : а) для малых блюмингов и других обжимных (черновых) двухвалковых станов

$$d_0 = (D_n + D_p)/2 + h/(8 \div 10); \quad (IV.15)$$

б) для остальных станов, у которых расстояние между валками изменяется незначительно (только за счет переточки или перешлифовки валков):

$$d_0 = (D_n + D_p)/2. \quad (IV.16)$$

В шестеренных клетях применяют шестерни с шевронным зубом, без дорожки или с дорожкой в середине, что объясняется следующим:

а) шестерни работают, как правило, с довольно высокими окружными скоростями 5—20 м/с и применение прямых зубьев в этом случае не рекомендуется вследствие малой плавности их хода;

б) применение косых зубьев внесло бы усложнение в конструкцию клетки, так как потребовалось бы устройство для восприятия осевых нагрузок;

в) применение шевронных зубьев с дорожкой в середине (для выхода червячной фрезы при нарезании зубьев) нежелательно, так как дорожка уменьшает полезную ширину шестерни и, следовательно, уменьшает и величину передаваемого крутящего момента. Однако шестерни с дорожкой проще и дешевле в изготовлении.

Нарезку шевронных зубьев осуществляют либо при помощи специальных косозубых долбяков, либо пальцевыми фрезами. Обработку зубьев обычно выполняют по 2-му или 3-му классу точности. Угол наклона шевронных зубьев на делительном цилиндре шестерни обычно принимают равным $\beta \approx 30^\circ$; профильный угол эвольвенты в торцовом сечении $\alpha = 20^\circ$.

В шестеренных клетях передаточное число зацепления равно единице ($i=1$), поэтому диаметр начальной окружности шестерни d_0 равен межосевому расстоянию шестерен шестеренной клетки A .

Число зубьев $z=18 \div 29$. Превышение этого предела недопустимо, так как оно влечет за собой уменьшение модуля, т. е. уменьшение прочности зубьев на изгиб. Обычно зубья шестеренных валков подвергают поверхностной закалке ацетиленовым пламенем для улучшения их сопротивления износу, поэтому для лучшего подвода горелки (или индуктора при закалке током высокой или низкой частоты) к зубьям не рекомендуется принимать модуль зубьев меньше 8—10 мм.

Поскольку шестерни одного и того же диаметра предназначены для передачи различных усилий и крутящих моментов (в зависимости от назначения прокатного стана), на практике их изготавливают различной ширины.

По ширине шестерни шестеренных клетей подразделяют на три типа: узкие при отношении $B/A=1,2$; средние 1,6—2,0 и широкие 2,5. Применение более широких шестерен ($B/A > 2,5$) нежелательно, так как при этом увеличивается прогиб шестеренных валков и ухудшаются условия передачи нагрузки зубьями.

Обычно шестерни шестеренных клетей изготавливают из сталей 45, 40ХН, 60Х2МФ с поверхностной закалкой до твердости 450—570 НВ. Механические свойства заготовок из этой стали (после нормализации) следующие: предел прочности $\sigma_B=600 \div 800$ МПа, предел текучести $\sigma_s=320$ МПа, относительное удлинение $\delta \geq 15\%$, ударная вязкость $a_k \geq 45$ Н·м/см²; твердость 170—195 НВ, предел усталости $\sigma_{-1}=280$ МПа.

Расчет зубчатого зацепления

Основные параметры шестерен шестеренной клетки (межосевое расстояние A или диаметр начальной окружности d_0 , модуль, число зубьев, ширина шестерен) выбирают по конструктивным соображениям в соответствии с ГОСТ 3705—56 в зависимости от типа стана, диаметра рабочих валков, высоты их подъема и передаваемого крутящего момента. После этого необходимо выполнить поверочный расчет передачи. Зубья передач всех типов рассчитывают на прочность контактных поверхностей. Как показывает опыт эксплуатации, зубчатые передачи в большинстве случаев выходят из строя не вследствие поломки зубьев (что бывает редко), а вследствие разрушения (выкрашивания) их рабочих контактных поверхностей. Поэтому зубья передач всех типов рассчитывают сначала на прочность контактных поверхностей по наибольшим касательным напряжениям, а затем уже на прочность по опасному сечению, т. е. по основанию зуба.

Расчетной нагрузкой является передаваемый зубчатым зацеплением максимальный крутящий момент и определяемый с учетом (коэффициент k) качества изготовления зацепления, концентрации напряжений и характера (динамичности, повторяемости) нагрузки

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{зад}} k,$$

(IV.17)

где $M_{зад}$ — максимальный момент, передаваемый зубчатым зацеплением.
 Расчетный коэффициент k определяется следующим образом:

$$k = k_1 k_2 k_3, \quad (IV.18)$$

где k_1 — коэффициент ширины шестерен (колеса) : при $b/d_0=1,5; 2,0$ и $2,5$ $k_1=1,4; 1,55$ и $1,65$ (соответственно); k_2 — коэффициент концентрации, определяемый по формуле $k_2=1+0,1 i$; k_3 — коэффициент качества, для 2-го класса точности изготовления; $k_3=1,2$; для 3-го класса $k_3=1,4$.

Таким образом, для шестеренных клеток с передаточным числом $i=1$, изготовленных по 2-му классу точности при $B/A=2$, расчетный коэффициент $k=1,55 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \approx 2$.

Поверочное определение контактного напряжения сдвига в поверхностном слое зубьев шестерни (при угле эвольвенты $\alpha=20^\circ$, угле наклона зубьев $\beta \approx 30^\circ$ и перекрытии $\varepsilon \approx 1,35$) выполняют по формуле

$$\sigma_K = \frac{240}{A} \sqrt{\frac{M_{расч}}{b} \frac{(i+1)^3}{i}}, \quad (IV.19)$$

где σ_K выражено в МПа; $M_{расч}$ — в Н·мм, A и b — в мм.

Напряжения изгиба у основания зубьев шестерни с числом зубьев z и нормальным модулем m_n

$$\sigma_{ш} = M_{расч} \psi / (y m_n^2 z b), \quad (IV.20)$$

где $\sigma_{ш}$ выражено в МПа; $M_{расч}$ — в Н·мм, а m_n и b — в мм; ψ — коэффициент концентрации напряжений у основания зубьев; при нарезке шестерни долбяком $\psi=1,5$; червячной фрезой $\psi=1,6$ пальцевой или дисковой фрезой $\psi=1,8$; y — коэффициент формы зубьев шестерни, определяется в зависимости от так называемого приведенного числа зубьев: $z_{прив} = z / \cos^3 \beta = z / 0,649 \approx 1,54z$.

Для $z=18 \div 29$ можно принять $y=0,35 \div 0,21$; для $z=30 \div 50$ $y=0,43 \div 0,45$; для $z > 50$ $y=0,45 \div 0,48$ (для редукторов).

Проверку напряжений в зубьях редукторов (шевронных, с дорожкой посередине для выхода червячной фрезы) выполняют по тем же формулам, как и для шестеренных клеток. Однако следует отметить, что иногда шестерни редуктора изготавливают не с шевронными (без дорожки или с дорожкой посередине), а с односторонними косыми зубьями, и угол наклона их меньше (обычно $\beta=8^\circ 6' 34''$); кроме того, коэффициент перекрытия таких косозубых шестерен больше ($\varepsilon=1,5 \div 1,6$). В этом случае коэффициенты в формулах (IV.19) и (IV.20) для редукторов будут другими (для колеса и шестерни):

$$\sigma_K = \frac{250}{A} \sqrt{\frac{M_{расч}}{b} \frac{(i+1)^3}{i}}; \quad (IV.21)$$

$$\sigma_{ш} = \frac{1,1 M_{расч} \psi}{y m_n^2 z_{ш} b}. \quad (IV.22)$$

Допустимые напряжения для материалов зубчатых шестерен и колес твердостью 200—350 НВ:

а) на сдвиг в поверхностном слое зубьев:

$$[\sigma_K] = 0,6 (\sigma_B + \sigma_T) + 30 \approx 2\sigma_T \text{ МПа};$$

б) на изгиб в опасном сечении у ножки зуба:

$$[\sigma] = 0,12 (\sigma_B + \sigma_T) + 25 \approx 0,45\sigma_T.$$

Для указанных выше сталей, из которых изготавливают шестерни, $\sigma_B \approx 750$ МПа и $\sigma_T = 450$ МПа;

допускаемые напряжения для них будут $[\sigma_K] = 900$ и $[\sigma] = 200$ МПа. Зубчатые колеса редукторов изготавливают бандажированными или цельнолитыми из углеродистой стали марки 45Л, для которой механи-

ческие свойства и допустимые напряжения на 15—20% ниже указанных выше, а также из легированной стали марки 30ХГСЛ.

Между диаметром шестерни d_0 , торцовым модулем m_s и числом зубьев z существует следующая зависимость: $d_0 = m_s z$.

Для шестеренных клетей $d_0 = A$, поэтому $d_0 = A = m_s z$.

Нарезку шестерен выполняют обычно на станках инструментом с нормальным модулем в виде целого числа (реже с торцовым). Межосевое расстояние выражают следующими формулами (при $m_s = m_n / \cos \beta$):

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_s \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m_n}{2} \frac{z_1 + z_2}{\cos \beta}; \quad (IV.23)$$

для шестеренных клетей

$$A = m_s z = m_n \frac{z}{\cos \beta}. \quad (IV.24)$$

Из этих формул можно сделать следующий вывод. Межосевое расстояние будет целым числом (его легче контролировать при сборке), если $(z_1 + z_2) / \cos \beta$ или $z / \cos \beta$ также целое число. В редукторах во избежание появления больших осевых усилий угол наклона в односторонних косозубых парах шестерен желательно принимать минимальным. Часто этот угол берут равным $8^\circ 6' 34''$, потому что косинус этого угла равен 0,99. Тогда сумму чисел зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 надо брать обязательно равной $z_1 + z_2 = 99$ или $z_1 + z_2 = 198$ с тем, чтобы $(z_1 + z_2) / \cos \beta$ всегда было целым числом (100 или 200). Для шестеренных клетей принимают $\beta = 28 \div 35^\circ$ (зубья корригированные).

После расчета зубчатого зацепления по заданной передаваемой нагрузке окончательный выбор номера шестеренной клетки необходимо согласовать с ОСТ 24.016.01: 1-й ряд для $v < 5,0$ м/с а 2-й и 3-ряды — для повышенных скоростей.

Эвольвентные зубчатые зацепления (рис. IV.9), применяемые, как правило, в силовых передачах во всех областях машиностроения, обладают следующими преимуществами: нечувствительностью к отклонениям межосевого расстояния, так как контакт зубьев происходит по эвольвентным кривым одинакового профиля; большой несущей способностью (особенно по прочности зубьев на изгиб); несложной технологией изготовления и контроля зубьев и простотой инструмента, требующегося для нарезания зубьев.

Однако эвольвентному зацеплению свойственны и недостатки: повышенная чувствительность к перекосам валов (нарушение контакта по длине зуба); повышенные контактные напряжения ввиду относительно малых радиусов кривизны эвольвент.

Расчет шестеренного вала на прочность

Шестерни шестеренной клетки передают большие крутящие моменты; их изготавливают как одно целое с шейками для подшипников и часто называют шестеренными валками. Размеры шеек шестеренных валков определяют расчетом их на прочность; в этом случае, когда применяют роликовые конические подшипники для шестеренных валков, размеры шейки необходимо согласовать также с внутренним диаметром этих под-

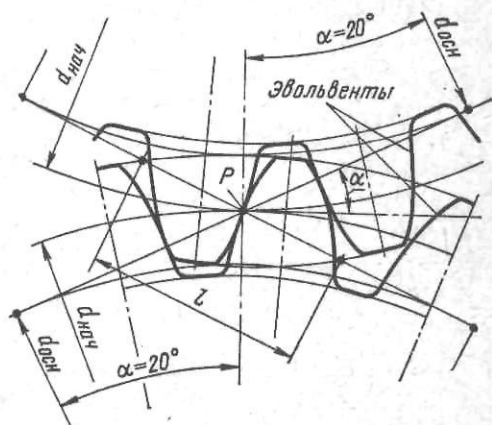


Рис. IV.9. Эвольвентное зубчатое зацепление

шипников. На концы шестеренных валков насаживают головки шарниров шпинделей или лопасти для соединения со шпинделями.

Рассмотрим усилия, действующие на зубья шевронной шестерни (при расчете шейки валка на прочность коэффициент концентрации k напряжений в зубьях не учитываем). Угол в торцовом сечении шестерни (рис. IV.10)

$$\operatorname{tg} \alpha_T = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 30^\circ = 0,36397 / 0,866 \approx 0,421; \alpha_T = 23^\circ.$$

Зная величину угла α_T , определим усилие, действующее в зубьях в этом сечении

$$P_T = X_T / \cos \alpha_T, \quad (IV.25)$$

где X_T — максимальное окружное усилие в зацеплении шестерен.

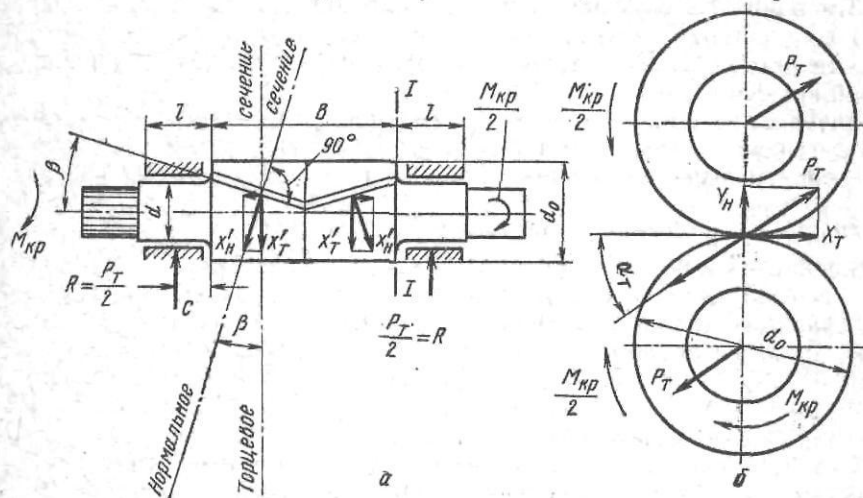


Рис. IV.10. К расчету шестеренного валка:

a — силы, действующие в шевронном зубчатом зацеплении; b — направление сил в торцовом сечении

Значение X_T можно определить из крутящего момента, передаваемого зацеплением:

$$X_T = M_{\text{зап}} / (d_0/2) = 2M_{\text{зап}} / d_0,$$

где d_0 — диаметр начальной окружной шестерни.

При $\alpha_T = 23^\circ$ $\cos \alpha_T = 0,92$, поэтому последняя формула примет следующий вид:

$$P_T = 2,17M_{\text{зап}} / d_0. \quad (IV.26)$$

Это усилие, направленное под углом $\alpha_T = 23^\circ$ к горизонтали, будет изгибать шейки шестеренного валка и восприниматься подшипниками. На каждую шейку будет действовать при этом усилие, равное

$$R = P_T / 2. \quad (IV.27)$$

Максимальное напряжение изгиба будет в сечении $I-I$ между шейкой и шестерней, оно равно

$$\sigma = M_{\text{из}} / 0,1d^3. \quad (IV.28)$$

Изгибающий момент в этом сечении будет равен произведению силы R , действующей на шейку, на расстояние от оси шейки до опасного сечения $I-I$. Это расстояние можно принять равным половине длины шейки шестеренного валка, т. е. $l/2$, тогда

$$M_{\text{из}} = Rc \approx Rl/2. \quad (IV.29)$$

Поставляя значение P_T из формулы (IV.27), получим формулу для определения напряжения изгиба в опасном сечении шейки:

$$\sigma \approx 5,43 \frac{M_{\text{зап}} l}{d_0 d^3}, \quad (IV.30)$$

где l и d — длина и диаметр шейки шестеренного валка.

Кроме напряжений изгиба, в шейках шестеренных валков возникают также напряжения кручения. Максимальное напряжение кручения будет в шейке со стороны двигателя (или редуктора) и оно определится по формуле

$$\tau = M_{кр}/0,2d^3, \quad (IV.31)$$

где $M_{кр} = 2 M_{зад}$ — максимальный крутящий момент, передаваемый шейкой двум шестерням от ведущего вала двигателя (или редуктора).

Результирующее напряжение в этой шейке от действия изгибающего и крутящего моментов будет равно

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (IV.32)$$

Хотя напряжения в остальных шейках будут меньше, чем в шейке валка со стороны двигателя (или редуктора, однако из условия однотипности применяемых подшипников размеры шеек обоих валков делают одинаковыми.

Допускаемое напряжение для шеек при изготовлении шестеренных валков из ковальной стали 40 и 40Х равно $[\sigma] \approx 130 \div 150$ МПа.

Результирующее напряжение должно быть меньше допускаемого.

Конструкция шестеренных клетей и редукторов

Шестеренные клетки делают открытыми (со съёмной крышкой). Они состоят из следующих основных элементов: станины, крышки, шестерен (шестеренных валков) и подушек с подшипниками. Станины и крышки отливают из высокопрочного или модифицированного чугуна (марок ВЧ45—5, СЧ32—52); шестерни изготавливают из ковальной легированной стали марок 40ХН и зубья подвергают поверхностной закалке; подшипники — роликовые конические или (реже) баббитовые (если конструктивно нельзя применить роликовые ввиду их больших габаритов). К подшипникам и в зубчатое зацепление непрерывно подается жидкая смазка (брайтсток) от центральной циркуляционной смазочной станции, располагаемой обычно в подвале цеха вблизи рабочей и шестеренной клетей. Для шестерен и подшипников должно быть предусмотрено хорошее уплотнение, не допускающее утечки масла, оказывающего разрушающее действие на фундамент.

На рис. IV.11 представлена шестеренная клетка для привода рабочих валков четырехвалковой клетки стана 2500 конструкции НКМЗ. Межосевое расстояние $A = 500$ мм, длина бочки шестерен 1200 мм, угол наклона зубьев $\beta = 30^\circ$, $z = 21$, $m_s = 24$ мм, зубья корригированные. Максимальный крутящий момент на приводном валу 400 кН·м. Подшипники и зубья смазываются жидким маслом П-28 (брайтсток). Станина и крышка отлиты из серого чугуна марки СЧ32—52, подушки литые из стали марки 35Л111. Шестерни из легированной стали марки 60Х2МФ с целью облегчения нарезки шевронные зубья сделаны с дорожкой в середине (для выхода червячной фрезы). Для предотвращения утечки масла из подшипников на концах шеек сделаны маслосбрасывающие кольца. Для подачи масла на верхнюю шестерню в крышке предусмотрены отверстия для труб. Масло самотеком удаляется через отверстие внизу корпуса клетки.

На рис. IV.12 показана конструкция шестеренной клетки с межосевым расстоянием $A = 500$ мм для привода валков рабочей двухвалковой клетки 500 сортового стана 350 конструкции ЭЗТМ. Максимальный крутящий момент на нижнем ведущем валу 200 кН·м, $z = 25$, $m_n = 18$ мм, $m_s = 20$ мм, $\beta = 25^\circ 51'$.

В отличие от рассмотренной выше шестеренной клетки в конструкции этой клетки роликовые конические подшипники для шеек шестеренных валков установлены непосредственно в расточках корпусом самой клетки (подушки исключены). По условиям монтажа подшипников корпус сделан составным из трех частей. Ввиду исключения подушек для подшипников и с целью избежания выработки гнезд под подшипники все три части корпуса отлиты не из чугуна, а из стали марки 30Л. Шесте-

ренные валки изготовлены из стали марки 40ХН. Для восприятия возможных осевых усилий на одной опоре роликовый подшипник зафиксирован. Конструкция этой клетки проще в изготовлении, но требует применения стального (более дорогого) литья вместо чугунного.

На рис. IV.13 показана шестеренная клетка с межосевым расстоянием $A=1000$ мм для привода рабочих валков чистой реверсивной четырехвалковой клетки $800/1400 \times 2800$ толстолистного стана.

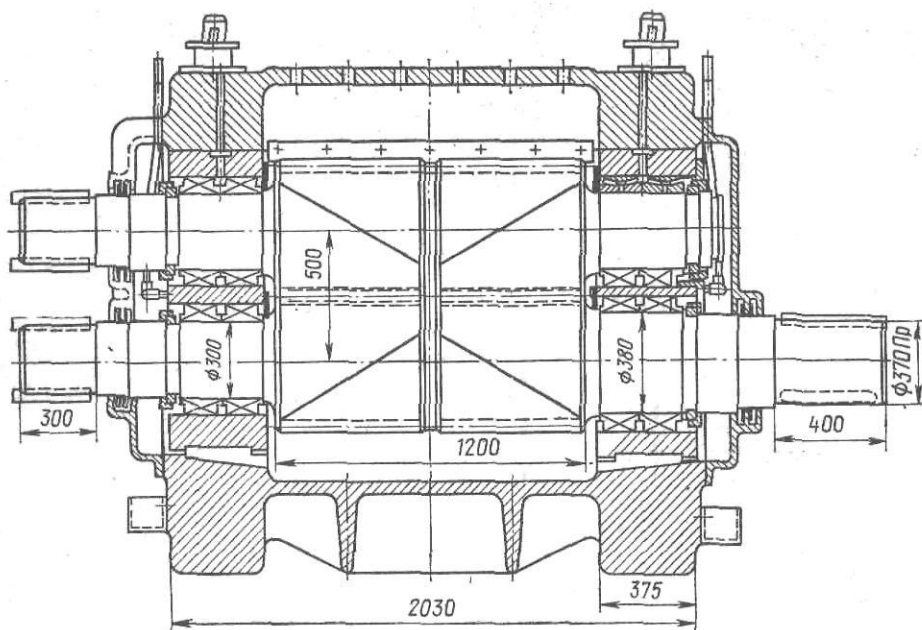


Рис. IV.11. Шестеренная клетка для привода валков четырехвалковой клетки стана 2500 конструкции НКМЗ

Максимальный крутящий момент на приводном нижнем валу $2 \text{ МН} \cdot \text{м}$, частота вращения шестерен $50\text{--}120$ об/мин ($2,7\text{--}6,3$ м/с), $z=20$, $m_s=50$ мм. Ввиду большой нагрузки на опоры и невозможности конструктивно расположить соответствующие роликовые подшипники качения в данной клетке шейки валков установлены в баббитовых подшипниках (баббит марки Б16). Станина, крышка и подушки подшипников отлиты из высокопрочного чугуна марки ВЧ45—5. К зубьям смазка подводится через боковые отверстия в станине клетки.

В том случае, если выбранный для привода валков электродвигатель характеризуется значительно большим числом оборотов в минуту ($n_{\text{дв}}$), чем частота вращения валков ($n_{\text{в}}$) при прокатке, в главной линии стана устанавливают понижающий редуктор. Наоборот, если $n_{\text{дв}} < n_{\text{в}}$, применяют ускоряющий редуктор. Во многих случаях, когда передаточное число редуктора меньше четырех ($i < 4$) и мощность привода небольшая, редуктор объединяют с шестеренной клетью в одном корпусе. Такие комбинированные шестеренные клетки-редукторы применяют в приводе многовалковых и четырехвалковых клеток.

В многовалковых (12- и 20-валковых) клетях станов для холодной прокатки полосы приводными являются не рабочие валки малого диаметра, а валки промежуточного ряда. Ввиду этого конструкция шестеренных клеток для привода валков отличается от рассмотренных выше.

На рис. IV.14 представлен общий вид комбинированной шестеренной клетки-редуктора для привода четырех крайних валков 20-валкового стана конструкции ВНИИметмаша, расположенных в двух вторых промежуточных рядах. Приводным является нижний шестеренный валок, а верхние шестерни попарно приводятся от нижней. Передаточное число каждой нижней пары шестерен $i=0,5$. Характеристика шестерен: $z_1=50$, $z_2=25$, $m_s=12$ мм: $m_n=11,88$ мм. Нижняя шестерня приводится

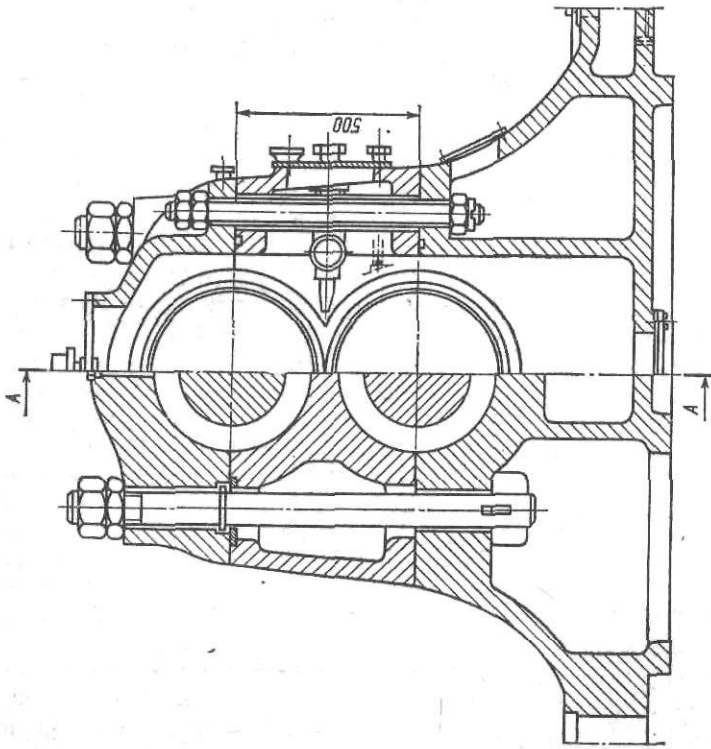


Рис. IV.12. Шестеренная клетка для привода валков среднесортного стана 350 конструкции Э3ТМ

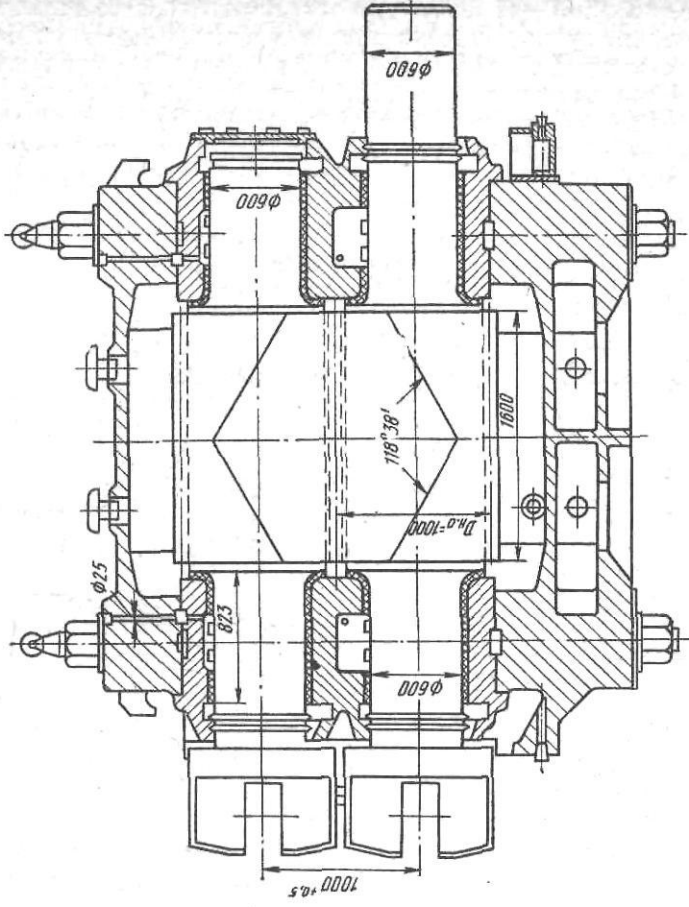


Рис. IV.13. Шестеренная клетка чистой реверсивной четырехвалковой клетки толстолистового стана 2800

от двух установленных последовательно электродвигателей мощностью $2 \times 1050 = 2100$ кВт, 190—415 об/мин. Смазка роликовых подшипников и зубьев шестерен жидкая: циркуляционная. Корпус клетки сделан составным из четырех частей и для монтажа подшипников предусмотрено три разъема. Подшипники смонтированы в расточках непосредственно в корпусах клетки, отлитых из стали марки 35Л. Шестерни изготовлены из стали марки 40ХН. Так как шестерни с косыми зубьями, то для восприятия осевой нагрузки правый нижний подшипник зафиксирован в своей опоре.

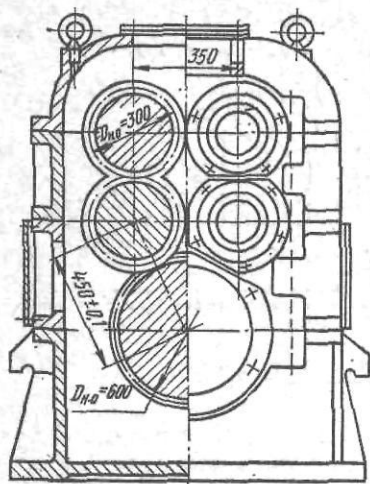


Рис. IV.14. Комбинированная шестеренная клетка-редуктор 20-валкового стана 1200 конструкции ВНИИметмаша

На рис. IV.15 показана конструкция комбинированной шестеренной клетки-редуктора, установленного в линии привода рабочих валков четырехвалкового стана 500/1500 \times 2500 для дрессировки листов конструкции ВНИИметмаша и НКМЗ.

В одном корпусе, отлитом из стали марки 25Л11, объединены двухступенчатый редуктор ($i_1 = 2,81$, $z_1 = 37$, $z_2 = 104$, $m_n = 7$ мм, $m_s = 7,07$ мм, $\beta = 8^\circ 06' 34''$, $i_2 = 3,45$; $z_1 = 35$, $z_2 = 124$, $m_n = 10$ мм, $m_s = 10,101$ мм, $\beta = 8^\circ 06' 34''$) и шестеренная клетка ($i = 1$, $z_1 = z_2 = 25$, $m_s = 20$ мм, $\beta = 30^\circ$). Ведущий вал редуктора приводится от электродвигателя мощностью 260 кВт, 450/900 об/мин.

Максимальный крутящий момент на выходных шестеренных валках 2×25 кН·м. Все валы-шестерни изготовлены из ковальной стали марки 40ХН, а насадные шестерни — из литой легированной стали марки 30ХГСЛ. Одна опора ведущего вала-шестерни и одна опора шестеренного вала для восприятия осевых усилий снабжены зафиксированными роликовыми коническими подшипниками. Крышка редуктора сварная, крышка шестеренной

шестерни — из литой легированной стали марки 30ХГСЛ. Одна опора ведущего вала-шестерни и одна опора шестеренного вала для восприятия осевых усилий снабжены зафиксированными роликовыми коническими подшипниками. Крышка редуктора сварная, крышка шестеренной

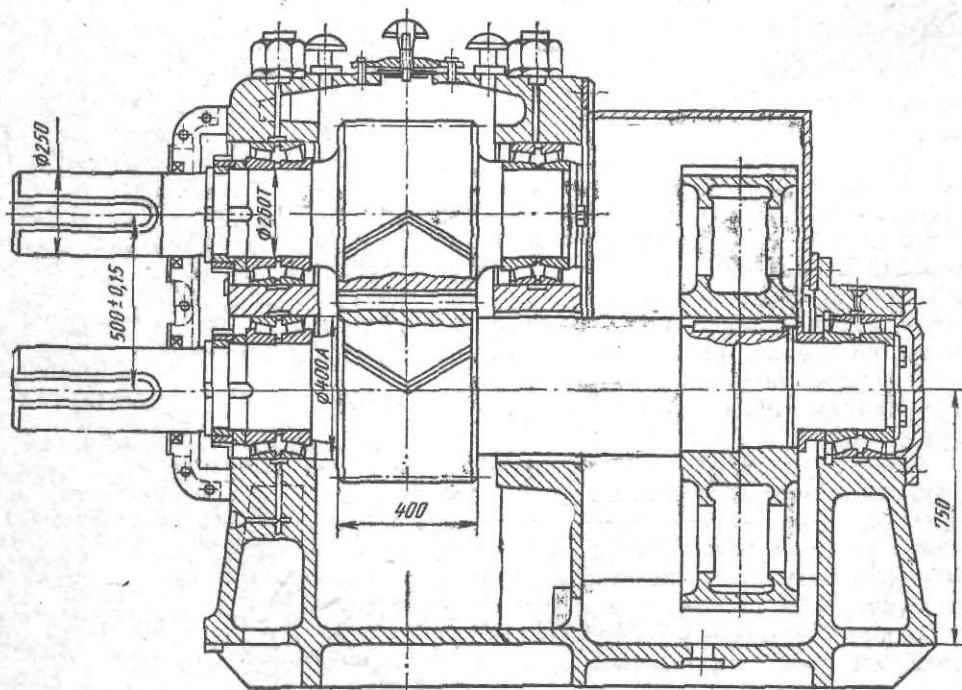


Рис. IV.15. Комбинированная шестеренная клетка-редуктор четырехвалковой клетки дрессировочного стана 2500 конструкции ВНИИметмаша НКМЗ

клетки и крышки подшипников стальные литые. Смазка всех подшипников и зубчатых зацеплений жидкая, циркуляционная.

В линиях рабочих клеток с приводом от электродвигателей большой мощности, если $n_{дв} > n_{в}$ устанавливают отдельные редукторы (не в комбинации с шестеренной клетью).

На рис. IV.16 представлен редуктор ЦД-4000 (цилиндрический двухступенчатый с межосевым расстоянием 4000 мм) конструкции НКМЗ, установленный в приводе уширительной четырехвалковой клетки 800/

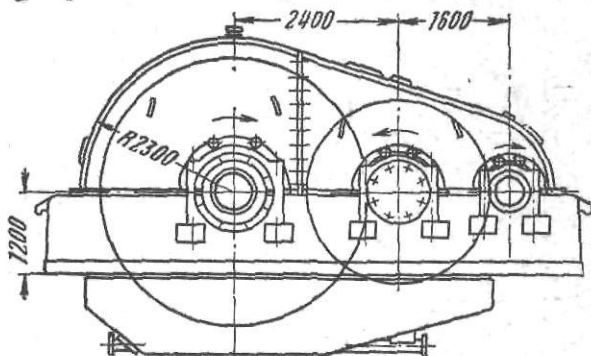


Рис. IV.16. Двухступенчатый редуктор с цилиндрическими шестернями ЦД-4000

/1400×3200 непрерывного широкополосного стана 2500. Крутящий момент на ведущем валу 100 кН·м, частота вращения этого вала 428 об/мин.

Характеристика шестерен: I ступень: $z_1=32$, $z_2=108$, $i_1=3,38$, $m_s=16$ мм, $m_n=14$ мм, $\beta=28^\circ 57' 98''$; II ступень: $z_1=36$, $z_2=164$, $i_2=4,58$, $m_s=24$ мм, $\beta=30^\circ$; общее передаточное число $i=15,5$. Ведущая шестерня изготовлена из легированной стали марки 34ХМ; ведомое колесо сделано составным бандажированным; корпус литой чугунный, бандаж (для зубчатого венца) цельнокованный из легированной стали, насаженный в горячем состоянии. Днище и крышка редуктора сварные. Смазка жидкая, циркуляционная. Масса редуктора 144 т.

Редукторы с осевым расстоянием $A < 2500$ мм делают с цельнолитыми стальными колесами.

Расчеты шестеренной клетки на опрокидывание

Как было сказано выше, в шестеренных двухвалковых клетях приводным обычно является нижний шестеренный валок и в исключительно редких случаях — верхний. Шейка приводной шестерни получает со стороны двигателя (или редуктора) крутящий момент, равный $M_{кр}$ и передает его двум шестерням, а последние — двум валкам ($M_{пр}$) через универсальные шпиндели.

Таким образом, на шестеренную клетку будут действовать следующие моменты:

$M_{кр} = M_{пр}$ — со стороны двигателя; этот момент приложен к нижнему валку и имеет положительное значение (по часовой стрелке, рис. IV.17); $M_1 = M_2$ — реактивные крутящие моменты со стороны валков; один из них будет положительным, а другой отрицательным.

Опрокидывающий момент, действующий на клетку, будет равен алгебраической сумме этих моментов (с учетом их направления).

$$M_{опр} = M_{кр} + M_1 - M_2 \quad (IV.33)$$

Если момент $M_{кр}$, получаемый шестеренной клетью со стороны главного двигателя, будет распределяться поровну между верхней и нижней

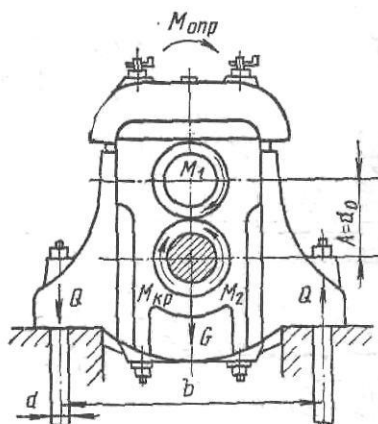


Рис. IV.17. К расчету шестеренной клетки на опрокидывание

шестернями (т. е. между рабочими валками), как это происходит при простом процессе прокатки, то тогда $M_1 = M_2$ и

$$M_{\text{опр}} = M_{\text{кр}} = M_{\text{пр}}. \quad (\text{IV.34})$$

Значит, при простом процессе прокатки момент, опрокидывающий шестеренную клеть, равен моменту прокатки (или моменту привода валков).

Рассмотрим два частных случая:

1. Предположим, что верхний шпиндель сломался, но некоторое время прокатка еще продолжается; тогда $M_1 = 0$ и весь момент привода будет передаваться только одному нижнему валку, т. е. $M_2 = M_{\text{кр}}$.

В этом случае, согласно формуле (IV.33), получим: $M_{\text{опр}} = 0$.

2. В случае поломки нижнего шпинделя ($M_2 = 0$; $M_1 = M_{\text{пр}}$) опрокидывающий момент, действующий на шестеренную клеть, будет равен двойному моменту прокатки (т. е. двойному моменту привода валков):

$$M_{\text{опр}} = 2M_{\text{пр}}. \quad (\text{IV.35})$$

Таким образом, в аварийных случаях опрокидывающий момент шестеренной клетки в два раза больше момента, опрокидывающего рабочую клеть (см. формулу III.50).

Момент, опрокидывающий шестеренную клеть, будет стремиться оторвать шестеренную клеть от фундамента или плитовин, т. е. будет растягивать фундаментные болты.

Обозначим число фундаментных болтов с одной стороны шестеренной клетки через n и диаметр болта через d .

Усилие, действующее на один фундаментный болт, будет равно

$$Q = 1/n (M_{\text{опр}}/b - G/2), \quad (\text{IV.36})$$

где b — расстояние между болтами, установленными с одной и другой стороны шестеренной клетки; G — вес шестеренной клетки.

Для того чтобы лапы плитовины не отходили от фундамента, каждый болт надо затянуть с усилием на 20—40 % больше растягивающего усилия, т. е. $Q_6 = (1,2 \div 1,4) Q$.

Пример 29. Выполнить поворочный расчет универсальных шпинделей четырехвалкового стана $500 \times 1500 \times 2500$ (см. рис. IV.11).

Дано: максимальный крутящий момент, передаваемый одним шпинделем $M_{\text{кр}} = 205$ кН·м; максимальный угол наклона шпинделя $\alpha = 3^\circ$. Так как сечение головки шпинделя ослаблено расточкой $c = 110$ мм и глубиной 15 мм, необходимой для центрирования бронзового вкладыша, то для более точного расчета примем, что давление в любом сечении головки распределяется по трапеции.

1. Определим плечо приложения равнодействующей силы P (рис. IV.18).

Площадь трапеции и треугольников:

$$F_{\text{тр}} = \frac{h_1 + h_2}{2} \left(\frac{b - c}{2} \right); \quad F_1 = \frac{h_2 b}{4}; \quad F_2 = \frac{h_1 c}{2}.$$

Статические моменты

$$F_{\text{тр}} f = F_1 \frac{2}{3} \frac{b}{2} - F_2 \frac{2}{3} \frac{c}{2}.$$

Так как $\frac{h_2}{h_1} = \frac{b/2}{c/2} = \frac{b}{c}$, то получим

$$f = \frac{b}{3} \frac{1 - (c/b)^3}{1 - (c/b)^2}.$$

2. Рассмотрим случай работы шпинделя, когда угол наклона $\alpha = 0$ (горизонтальное положение). Сечение $A'O$ будет соответствовать сечению AO :

$$b = 2 \sqrt{R^2 - r^2} = 2 \sqrt{230^2 - 105^2} = 410 \text{ мм};$$

$$f = \frac{410}{3} \frac{1 - (110/410)^3}{1 - (110/410)^2} = 143 \text{ мм}.$$

Момент, скручивающий одну щеку головки шпинделя:

$$M = M_{\text{кр}}/2 = 102,5 \text{ кН·м}.$$

Универс. ч. р. ш. п. ш.

Усилие P , действующее на щеку головки шпинделя:

$$P = M/f = 102,5/0,143 = 720 \text{ кН.}$$

Заменяя сегмент сечения AO равновеликой трапецией, получим: $b_1 = 190 \text{ мм}$; $b_2 = 110 \text{ мм}$; $(b_1 + b_2) = 300 \text{ мм}$; $h = 125 \text{ мм}$; $(b_1 + b_2)/h = 300/125 = 2,4$; $\eta = 0,255$.
Момент сопротивления трапеции, заменяя ее прямоугольником:

$$W_{кр} = \eta (b_1 + b_2) h^2 = 0,255 \cdot 300 \cdot 125^2 = 12 \cdot 10^5 \text{ мм}^3.$$

Напряжения кручения в сечении AO

$$\tau = M/W_{кр} = 102,5 \cdot 10^6 / 12 \cdot 10^5 = 85 \text{ Н/мм}^2 = 85 \text{ МПа.}$$

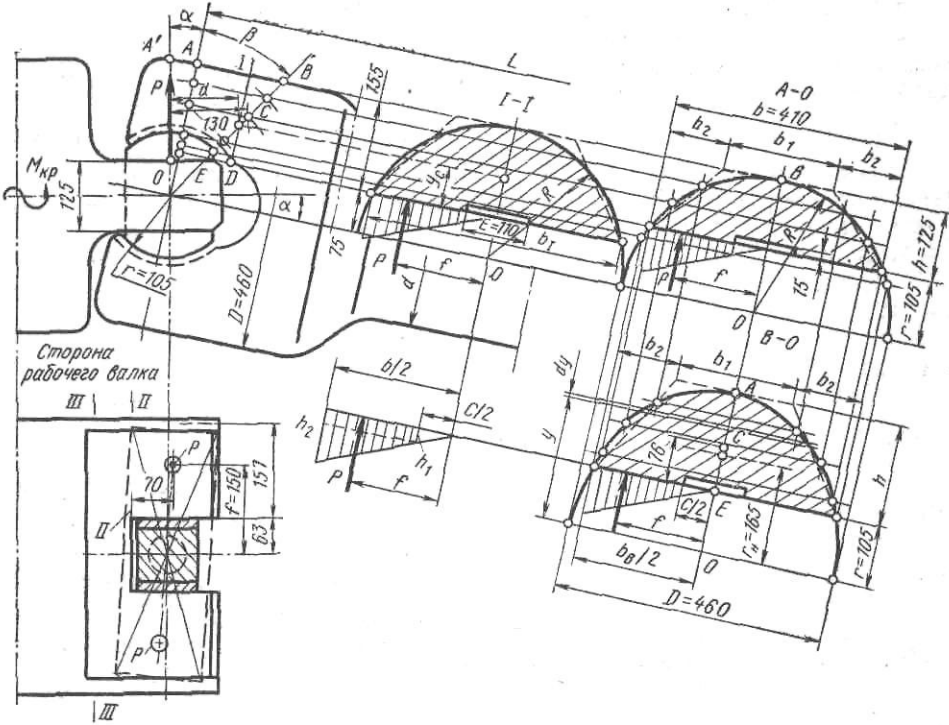


Рис. IV.18. К расчету универсального шпинделя

Напряжение кручения в теле шпинделя диаметром $d = 270 \text{ мм}$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d^3} = \frac{205 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 270^3} = 52 \text{ Н/мм}^2 = 52 \text{ МПа.}$$

Угол закручивания тела шпинделя:
на длине $L = 2500 \text{ мм}$

$$\varphi = \frac{M_{кр} L}{GJ_p} \frac{180}{\pi} = \frac{205 \cdot 10^6 \cdot 2500 \cdot 32}{0,8 \cdot 10^8 \pi \cdot 270^4} \frac{180}{\pi} = 0,68^\circ.$$

На 1 м длины шпинделя

$$\varphi = 0,68/2,5 = 0,27^\circ.$$

Допустимо $[\varphi] = 0,5^\circ$ на 1 м длины.

3. Рассмотрим сечение AO при работе шпинделя с максимальным углом наклона $\alpha = 3^\circ$. Так как $\cos \alpha \approx 1$, то напряжения в сечении AO будут незначительно отличаться от напряжений, подсчитанных выше для случая $\alpha = 0$.

4. Рассмотрим некоторое произвольное сечение $I-I$, параллельное оси шарнира головки шпинделя и расположенное от него на расстоянии $x = 90 \text{ мм}$ при $\alpha = 3^\circ$. При геометрическом построении равновеликой трапеции находим $b_1 = 210 \text{ мм}$; $b_2 = 115 \text{ мм}$; $h = 155 \text{ мм}$.

Центр тяжести трапеции

$$y_c = \frac{h}{2} \frac{b_1 + 2/3 b_2}{b_1 + b_2} = \frac{155}{2} \frac{210 + 2/3 \cdot 115}{325} = 69 \text{ мм.}$$

Графически находим плечо a силы P относительно центра тяжести сечения (нейтрального волокна): $a = 110 \text{ мм}$.

Момент, изгибающий это сечение:

$$M_{из} = Pa = 720 \cdot 0,110 = 79,2 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Напряжение изгиба в сечении I—I

$$W = \frac{3 \cdot 210^2 + 6 \cdot 210 \cdot 115 + 2 \cdot 115^2}{6(3 \cdot 210 + 4 \cdot 115)} 155^2 = 1,12 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma = \frac{79,2 \cdot 10^6}{1,12 \cdot 10^6} = 71 \text{ Н/мм}^2 = 71 \text{ МПа.}$$

Напряжение кручения в сечении I—I

$$f = \frac{440}{3} \frac{1 - \left(\frac{110}{440}\right)^3}{1 - \left(\frac{110}{440}\right)^2} = 153 \text{ мм};$$

$$M_{кр} = Pf = 720 \cdot 0,153 = 112 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$\frac{b_1 + b_2}{h_1} = \frac{325}{155} = 2,1; \quad \eta = 0,248;$$

$$W_{кр} = 0,248 (b_1 + b_2) h_1^2 = 0,248 \cdot 325 \cdot 155^2 = 2,4 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$\tau = \frac{112 \cdot 10^6}{2,4 \cdot 10^6} = 47 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Рассмотрим сечение *BO* под углом $\beta = 30^\circ$ к оси шарнира шпинделя и $(\beta + \alpha) = 33^\circ$ к вертикали. Графическое построение сечения показано на рис. IV.18

$$b_1 = 200 \text{ мм}; \quad b_2 = 110 \text{ мм}; \quad b_B = 420 \text{ мм}; \quad h = 170 \text{ мм};$$

$$y_c = \frac{170}{2} \frac{200 - \frac{2}{3} 110}{310} = 76 \text{ мм}; \quad a = 130 \text{ мм};$$

$$W_{из} = \frac{3 \cdot 200^2 + 6 \cdot 200 \cdot 110 + 2 \cdot 110^2}{6(3 \cdot 200 + 4 \cdot 110)} 170^2 = 0,81 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$M_{из} = 720 \cdot 0,130 = 93,6 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

Напряжение изгиба

$$\sigma = \frac{93,6 \cdot 10^6}{0,81 \cdot 10^6} = 115 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжение кручения в сечении *BO*

$$f = \frac{420}{3} \frac{1 - \left(\frac{110}{420}\right)^3}{1 - \left(\frac{110}{420}\right)^2} = 148 \text{ мм};$$

$$M_{кр} = Pf = 720 \cdot 0,148 = 106 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$\frac{(b_1 + b_2)}{h} = \frac{310}{170} = 1,81; \quad \eta = 0,242;$$

$$W_{кр} = 0,242 (310) 170^2 = 2,17 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$\tau = \frac{106 \cdot 10^6}{2,17 \cdot 10^6} = 49 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжение растяжения в сечении *BO*.

Усилие нормальное к сечению *BO*

$$P_N = P \cos [90 (\alpha + \beta)] = P \cos 57^\circ = 0,544P = 0,544 \cdot 720 = 392 \text{ кН};$$

$$\sigma_p = \frac{P_N}{F_T} = \frac{392 \cdot 10^3 \cdot 2}{(420 + 200) 170} = 6,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Результирующие напряжения:

а) по сечению *BO*

$$\sigma_{рез} = \sqrt{115^2 + 3 \cdot 49^2} = 142 \text{ Н/мм}^2;$$

б) напряжение растяжения в точке *E*

$$\sigma_E = 115 + 6,4 = 121,4 \text{ Н/мм}^2.$$

6. Определим напряжения в сечении *BO* более точно, принимая консоль слева от сечения *BO* за кривой брус.

Обозначим ширину элемента сечения через b_x на расстоянии y от центра кривизны; площадь этого элемента

$$dF = b_x dy = \left(b_1 + 2b_2 \frac{(r+h) - y}{h} \right) dy.$$

Радиус нейтральной линии кривого бруса

$$r_n = \frac{F}{\int_F \frac{dF}{y}} = \frac{F}{\int_r^{r+h} \left(b_1 + 2b_2 \frac{(r+h) - y}{h} \right) \frac{dy}{y}} =$$

$$= \frac{F}{\left[b_1 + \frac{2b_2(r+h)}{h} \right] \ln \frac{r+h}{r} - 2b_2};$$

$$r_n = \frac{0,5(420 + 200)170}{\left[200 + \frac{2 \cdot 110(105 + 170)}{170} \right] \ln \frac{105 + 170}{105} - 2 \cdot 110} =$$

$$= \frac{52700}{(200 + 355)0,97 - 220} = 165 \text{ мм.}$$

Радиус центра тяжести трапеции

$$\rho = OC = r + y_c = 105 + 76 = 181 \text{ мм.}$$

Статический момент сечения относительно нейтральной линии

$$S = F(\rho - r_n) = 52700 \cdot 16 = 0,841 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Максимальное напряжение изгиба в точке E

$$\sigma_E = \frac{M_{из}}{S} \frac{r_n - r}{r} = \frac{93,6 \cdot 10^6}{0,841 \cdot 10^6} \frac{165 - 105}{105} = 64 \text{ Н/мм}^2 = 64 \text{ МПа.}$$

Таким образом, полученное напряжение почти в два раза меньше, чем подсчитанное выше (115 МПа) без учета влияния кривизны бруса. Максимальное напряжение в точке E $\sigma = 121,4$ МПа не превосходит допустимое напряжение для стали 30ХГВТ, из которой и изготовлен шпindel ($\sigma_b = 800$ МПа и $\sigma_T = 500$ МПа). Запас прочности по пределу текучести составляет

$$n = 500/121,4 = 4,1.$$

7. Напряжение изгиба в вилке лопасти со стороны рабочего вала (сечение II—II)

$$M_{из} = 720 \cdot 0,07 = 50,4 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$W_{из} = \frac{157 \cdot 125^2}{6} = 0,408 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma = \frac{50,4 \cdot 10^6}{0,408 \cdot 10^6} = 124 \text{ Н/мм}^2 = 124 \text{ МПа.}$$

Сечение III—III имеет форму прямоугольника и испытывает напряжение кручения

$$b/h = (63 + 157)2/125 = 440/125 = 3,5; \quad \eta = 0,28;$$

$$W_{кр} = 0,20(440)125^2 = 1,9 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$\tau = M_{кр}/W_{кр} = 205 \cdot 10^6 / (1,9 \cdot 10^6) = 108 \text{ Н/мм}^2 = 108 \text{ МПа.}$$

Лопасть муфты со стороны рабочего вала изготовлена из стали 40ХН, для которой $\sigma_T = 500$ МПа, запас прочности по максимальному изгибающему моменту (от предела текучести) $n = 500/124 \approx 4$.

Пример 30. Выполнить поверочный расчет зубчатого зацепления и прочности ведущего вала шестеренной клетки с межосевым расстоянием $A = 500$ мм четырехвалкового стана $500/1500 \times 2500$ (см. рис. IV.11).

Дано: максимальный крутящий момент на приводном (ведущем) валу $M_{кр} = 400$ кН·м; передаточное число $i = 1$, максимальный крутящий момент, передаваемый зубчатым зацеплением, $M_{зач} = M_{кр}/2 = 200$ кН·м; число зубьев шестерни $z = 21$; модуль нормальный $m_n = 21$ мм; модуль торцовый $m_s = 23,8$ мм; угол наклона шевронных зубьев $\beta = 30^\circ$; ширина шестерни 1200 мм; рабочая ширина зубьев (с учетом проточки у вершины шевронных зубьев) $b = 1150$ мм; $d_0 = A = 500$ мм.

1. Определяем расчетный корректирующий коэффициент по формуле (IV.18) при $B/A = 1200/500 = 2,4$:

$$k = 1,65 \cdot 1,1,2 = 1,98.$$

2. Максимальный расчетный момент, передаваемый зубчатым зацеплением, определяем по формуле (IV.17)

$$M_{\text{расч}} = 200 \cdot 1,98 = 396 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

3. Максимальное напряжение сдвига в контактном слое зубьев находим по формуле (IV.19)

$$\sigma_k = \frac{240}{500} \sqrt{\frac{396 \cdot 10^6}{1150} \frac{(1+1)^3}{1}} = 795 \text{ Н/мм}^2 = 795 \text{ МПа}.$$

Шестерни изготовлены из стали марки 40ХН; зубья нарезаны по 2-му классу точности и подвергнуты поверхностной закалке до твердости 50 HRC; допустимое контактное напряжение $\sigma_k \approx 900$ МПа.

Напряжение изгиба у ножки зуба определяем по формуле (IV.20), принимая $y=0,42$ и $\psi=1,6$:

$$\sigma = \frac{396 \cdot 10^6 \cdot 1,6}{0,42 \cdot 21^2 \cdot 21 \cdot 1150} = 224 \text{ Н/мм}^2 = 224 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение при нереверсивной работе $[\sigma] = 230 \div 250$ МПа.

4. Максимальное усилие в зубчатом зацеплении рассчитаем по формуле (IV.26)

$$P_T = 2,17 \frac{200}{0,5} = 868 \text{ кН}.$$

5. Усилие (опорную реакцию) на ведущей шейке нижней шестерни определяем по формуле (IV.27)

$$R = P_T/2 = 434 \text{ кН}.$$

6. Напряжение изгиба у галтели шейки при $l=350$ мм, $c=l/2=175$ мм и $d=380$ мм

$$\sigma = \frac{Rc}{W_{кр}} = \frac{434 \cdot 10^3 \cdot 175}{0,1 \cdot 380^3} = 14 \text{ Н/мм}^2 = 14 \text{ МПа}.$$

7. Напряжение кручения в шейке рассчитываем по формуле (IV.31)

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d^3} = \frac{400 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 380^3} = 36 \text{ Н/мм}^2 = 36 \text{ МПа}.$$

8. Результирующее напряжение определяем по формуле (IV.32), принимая коэффициенты концентрации у галтели $k_\sigma=2,8$ и $k_\tau=2,2$:

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{(k_\sigma \sigma)^2 + 3(k_\tau \tau)^2} = \sqrt{(2,8 \cdot 14)^2 + 3(2,2 \cdot 36)^2} = 144 \text{ Н/мм}^2 = 144 \text{ МПа}.$$

9. Максимальный опрокидывающий момент, действующий на шестеренную клеть (в случае поломки нижнего шпинделя привода валков), находим по формуле (IV.35)

$$M_{\text{опр}} = 2M_{кр} = 800 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

10. Усилие на фундаментный болт при весе клетки $G=300$ кН, числе болтов $n=4$ и расстоянии между болтами $b=2,2$ м рассчитаем по формуле (IV.36)

$$Q_b = 1,2 \frac{1}{4} \left(\frac{800}{2,2} - \frac{300}{2} \right) = 63,6 \text{ кН}.$$

11. Напряжение в фундаментном болте при диаметре болта $d=120$ мм

$$\sigma_p = \frac{4Q_b}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 63,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 120^2} = 56 \text{ Н/мм}^2 = 56 \text{ МПа}.$$

Пример 31. Выполнить поверочный расчет зубчатых зацеплений двухступенчатого редуктора, соединенного с электродвигателем мощностью 1320 кВт при $n_n = 360$ об/мин и $M_n = 35$ кН·м.

Дано

	I ступень	II ступень
Межосевое расстояние A , мм	1200	1800
Нормальный модуль m_n , мм	18	30
Торцовый модуль m_s , мм	20,8	34,6
Число зубьев шестерни $z_{ш}$	18	19
Число зубьев колес z_k	97	84
Передаточное число i	5,39	4,3
Ширина зубчатых шестерен b , мм	480	720
Диаметр начальной окружности $d_{н.о.}$, мм	375	660
Угол наклона зубьев β	8°6'34"	8°6'34"
Максимальный момент на тихоходном валу, кН·м	200	900

Первая ступень
Корректирующий коэффициент

$$k = 1,1 (1 + 0,1 \cdot 5,39) 1,2 = 1,85.$$

Номинальный момент электродвигателя

$$M_H = 9,56 \frac{N}{n} = 9,56 \frac{1330}{360} \approx 35 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Максимальный расчетный момент на быстроходном валу

$$M_{\text{расч}} = 1,85 \cdot 35 \approx 66 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Максимальные напряжения при $y=0,45$ и $\psi=1,6$ определяем по формулам (IV.21) и (IV.22):

$$\sigma_K = \frac{250}{1200} \sqrt{\frac{66 \cdot 10^6}{480} \frac{(1 + 5,39)^3}{5,39}} = 630 \text{ Н/мм}^2 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{1,1 \cdot 66 \cdot 10^6 \cdot 1,6}{0,45 \cdot 18^2 \cdot 18 \cdot 480} = 160 \text{ Н/мм}^2 = 160 \text{ МПа}.$$

Вторая ступень

Максимальный расчетный момент по шестерне при $\eta=0,97$ (первой пары) и $k \approx 1,85$

$$M_{\text{расч}} = 66 \cdot 5,39 \cdot 0,97 = 350 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Напряжения

$$\sigma_K = \frac{250}{1800} \sqrt{\frac{350 \cdot 10^6}{720} \frac{(1 + 4,3)^3}{4,3}} = 590 \text{ Н/мм}^2 = 590 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{1,1 \cdot 350 \cdot 10^6 \cdot 1,6}{0,45 \cdot 30^2 \cdot 19 \cdot 720} = 200 \text{ Н/мм}^2 = 200 \text{ МПа}.$$

Материалы: шестерни — сталь 40X, $[\sigma]=320$ МПа; колеса — сталь 30XГСА, $[\sigma_K]=750$ МПа. Напряжение σ_K определяется для зубьев ведомой шестерни — колеса, а напряжение $\sigma_{\text{ш}}$ — для зубьев ведущей шестерни, так как эти напряжения являются наибольшими.

Пример 32. Выполнить расчет станины шестеренной клетки с межосевым расстоянием $A=1000$ мм (см. рис. IV.13).

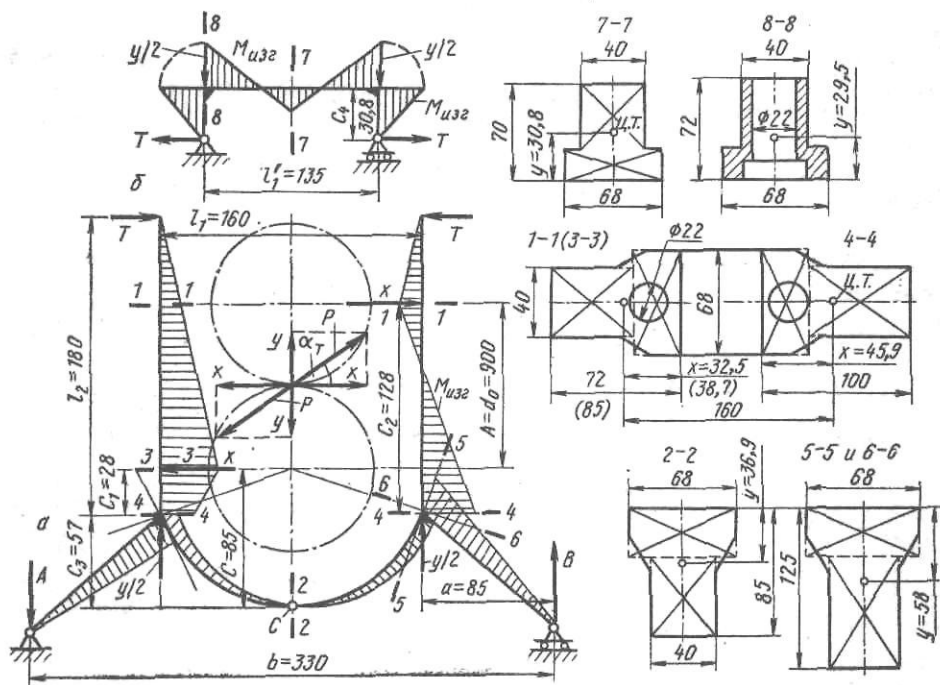


Рис. IV.19. К расчету станины шестеренной клетки

Шестеренная клетка предназначена для передачи максимального крутящего момента $M_{\text{кр}}=2500$ кН·м двум универсальным шпинделям, соединенным с валками толстолистового стана 2800. Станина и крышка шестеренной клетки отлиты из высокопрочного чугуна марки СЧ35—56, имеющего предел прочности при растяжении 350 МПа и при изгибе 560 МПа. Начальный диаметр шестерен $d_0=A=1000$ мм.

1. Определяем усилия, действующие на станину и крышку (рис. IV.19). Зубчатое зацепление передает верхней шестерне и верхнему шпинделю половину $M_{\text{кр}}$, поэтому

окружное (горизонтальное) усилие в зацеплении равно

$$X = \frac{M_{\text{зац}}}{d_0/2} = \frac{M_{\text{кр}}/2}{d_0/2} = \frac{M_{\text{кр}}}{d_0} = \frac{2500}{1} = 2500 \text{ кН.}$$

Для дальнейшего расчета изображаем станину в виде рамы, состоящей из нейтральных линий, проходящих через центры тяжести средних сечений стоек 1—1 и нижних поперечин 2—2 (станина состоит из двух таких рам, расположенных одна за другой; на рис. IV.19, а показана одна рама). Согласно чертежу станины вычерчиваем сечения 1—1 и 2—2 и определяем: площади сечений $F_1=3370 \text{ см}^2$; $F_2=4380 \text{ см}^2$; координаты центра тяжести сечений $x_1=32,5 \text{ см}$; $y_2=36,9 \text{ см}$; моменты инерции сечений $J_1=1,4 \times 10^8 \text{ см}^4$; $J_2=2,6 \cdot 10^8 \text{ см}^4$; моменты сопротивления $W_1=3,54 \cdot 10^4 \text{ см}^3$; $W_2=5,46 \cdot 10^4 \text{ см}^3$. Расстояние между нейтральными линиями стоек станины

$$l_1 = 95 + 2x_1 = 95 + 2 \cdot 32,5 = 160 \text{ см};$$

расстояние от оси нижней шестерни до нейтральной линии поперечины

$$c = 95/2 + y_2 = 47,5 + 36,9 \approx 85 \text{ см.}$$

Усилие X через опоры шестерен передается на две расчетные рамы (соединенные между собой при отливке тонкими стенками, которые при расчете во внимание не принимаются).

При угле зацепления в нормальном сечении (эвольвента) $\alpha=20^\circ$ и угле наклона шевронных зубьев $\beta=30^\circ$ угол зацепления в торцовом сечении $\alpha_T=23^\circ$, поэтому вертикальное усилие в зубчатом зацеплении

$$Y = X \operatorname{tg} \alpha_T = 2500 \cdot 0,4245 = 1060 \text{ кН.}$$

Это усилие через опоры шестерен передается на крышку и на нижние поперечины. Так как две расчетные рамы (по опорам шестеренных валков) соединены одной общей крышкой при помощи четырех сквозных болтов, то при расчете станины (при снятой крышке) усилия $Y/2$ прикладываются внизу рам (в жестких углах).

Опрокидывающий момент, постоянно действующий на шестеренную клеть, согласно формуле (IV.34):

$$M_{\text{опр}} = XA = Xd_0 = M_{\text{кр}} = 2,5 \text{ МН} \cdot \text{м.}$$

Опорные реакции в местах соединения основания шестеренной клетки с фундаментом (вес шестеренной клетки в сборе 840 кН)

$$A = M_{\text{опр}}/b - G/2 = 2500/3,3 - 840/2 = 337 \text{ кН};$$

$$B = M_{\text{опр}}/b + G/2 = 1177 \text{ кН.}$$

Под действием горизонтальных сил X стойки станины будут изгибаться наружу. Однако этой деформации стоек вверху будет противодействовать крышка, установленная плотно (в замок) на стойки станины. В результате со стороны крышки на стойки станины будут действовать реакции T , направленные горизонтально. Величину сил T точно определить невозможно, так как она зависит от величины первоначального зазора в замке соединения крышки со станиной. Однако можно определить максимальное и минимальное значение этой силы по методу, предложенному А. И. Целиковым. Для определения T_{max} предположим, что в среднем сечении поперечины 2—2 момент инерции и момент сопротивления сечения незначительны и они не влияют на уменьшение изгиба стоек наружу; тогда точку C (центр тяжести сечения) можно представить шарниром и относительно него составить уравнение моментов (при $T=T_{\text{max}}$)

$$T_{\text{max}}(l_2 + c_3) - Xc + \frac{Y}{2} \frac{l_1}{2} - A \frac{b}{2} = 0,$$

откуда находим

$$T_{\text{max}} = \frac{Xc + A \frac{b}{2} - \frac{Yl_1}{4}}{l_2 + c_3} = \frac{2500 \cdot 85 + 337,5 \frac{330}{2} - \frac{1060 \cdot 160}{4}}{180 + 57} = 950 \text{ кН.}$$

Для определения T_{min} учтем, что при монтаже крышка установлена на стойки станины по ходовой посадке и в замке имеется некоторый первоначальный небольшой зазор Δ . При работе шестеренной клетки (при прокатке), когда возникают силы X , изгибающие стойки наружу, этот зазор ликвидируется, замок становится плотным и возникают реактивные силы. При этом будет справедливо следующее равенство: $f_1 + f_2 = \Delta l_1 + \Delta$, где f_1 и f_2 — стрелы прогиба в горизонтальном направлении левой и правой стоек в местах их соединения с крышкой; Δl_1 — деформация растяжения крышки.

При подстановке в это уравнение значений f_1 , f_2 и Δl_1 А. И. Целиковым получена следующая формула

$$T_{\text{min}} = \frac{X \left[c_1^2 \left(l_2 - \frac{c_1}{3} \right) + c_2^2 \left(l_2 - \frac{c_2}{3} \right) - 2EJ_2 \Delta \right]}{\frac{4}{3} l_2^3 + 2l_1 \frac{J_2}{F_{\text{кр}}}}, \quad (\text{IV.38})$$

где J_2 — момент инерции станины (двух стоек) в сечении 1—1, $J_2 = 2 \cdot 2,5 \cdot 10^8 = 5 \cdot 10^8 \text{ см}^4$;

F_k — площадь сечения крышки (по стяжным болтам), $F_k = 2 \cdot 1770 = 3540 \text{ см}^2$. Принимая $\Delta_{\min} = 0,03 \text{ см}$ и для чугуна $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ получим

$$T_{\min} = \frac{2500 \left[28^2 \left(180 - \frac{28}{2} \right) + 128^2 \left(180 - \frac{128}{3} \right) \right] - 2,1 \cdot 10^7 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 0,03}{\frac{4}{3} 180^3 + 2 \cdot 160 \frac{5 \cdot 10^6}{3540}} =$$

$$= 360 \text{ кН.}$$

2. Определяем величины изгибающих моментов в различных сечениях стоек и крышки станины (в кН·см).

Левая стойка и левая часть поперечины (рис. IV.19, а):

$$M_3 = -T(l_2 - c_1) = -T(180 - 28) = -152T;$$

$$M_4 = -Tl_2 + Xc_1 = -180T + 2500 \cdot 28 = -180T + 70\,000;$$

$$M_5 = Aa = 337 \cdot 85 = 28\,700;$$

$$M_6 = Xc_1 - Tl_2 + Aa = M_4 + M_5 = 98\,700 - 180T;$$

$$M_2 = Xc - \frac{Y}{2} \frac{l_1}{2} - T(l_2 + c_3) + A \frac{b}{2} = 2500 \cdot 85 -$$

$$- \frac{1060 \cdot 160}{4} - T(180 + 57) + 337 \frac{330}{2} = 225\,800 - 237T.$$

Правая стойка и правая часть поперечины:

$$M_1 = -T(l_2 - c_2) = -T(180 - 128) = -52T;$$

$$M_4' = Xc_2 - Tl_2 = 2500 \cdot 128 - T \cdot 180 = 320\,000 - 180T;$$

$$M_5' = -Ba = -1177 \cdot 85 = -100\,000;$$

$$M_6' = Xc_2 - Tl_2 - Ba = M_4' + M_5' = 220\,000 - 180T.$$

Подставляя значения T_{\max} и T_{\min} определяем значения изгибающих моментов. Строим эпюры изгибающих моментов при T_{\max} (эпюры при T_{\min} будут аналогичные).

3. Определяем напряжения в расчетных сечениях. Так как крышка соединяется со станиной сквозными болтами, то в стойках станины напряжений растяжения от сил $Y/2$ не будет (во многих шестеренных клетях крышка скрепляется болтами со стойками, которые в этом случае растягиваются силами $Y/2$). В нижних поперечинах кроме напряжений от изгибающих моментов, будут также напряжения растяжения от сил X и T . Так как $M_{3,6}$ и силы X , Y и T определены для всей станины, состоящей из двух рам, то при определении напряжения в расчетном сечении результат делим на два.

Напряжения в стойках станины $\sigma_i = M_i / 2W_i$.

$$\text{Напряжения в поперечинах}$$

$$\sigma_{5,6} = \frac{M_{5,6}}{2W_{5,6}} + \frac{X - T}{2F_{5,6}}.$$

Напряжения в крышке станины (см. рис. IV.19, б)

$$\sigma_7 = \frac{M_7}{2W_7} = \frac{\frac{Y}{2} \frac{l_1}{2} - Tc_4}{2W_7} = \frac{\frac{1060 \cdot 135}{4} - T \cdot 30,8}{2W_7} = \frac{30\,270 - 30,8T}{2W_7};$$

$$\sigma_8 = \frac{M_8}{2W_8} = \frac{-Tc_4}{2W_8} = -\frac{30,8T}{2W_8}.$$

Результаты подсчетов заносим в табл. IV.1. Как следует из этой таблицы, наибольшие напряжения возникают в сечениях 2-2, 3-3 и 4-4, однако они значительно ниже допускаемых. По наибольшему растягивающему напряжению в сечении 3-3 $\sigma = 13,5 \text{ МПа}$; запас прочности равен

$$n = \sigma_p / \sigma = 350 / 13,5 = 26$$

(для чугунных массивных отливок допустимы напряжения до 30 МПа и $n = 10 \div 12$).

4. В аварийном случае (поломка нижнего шпинделя) опрокидывающий момент $M_{\text{опр}} = 2M_{\text{кр}} = 500 \text{ кН} \cdot \text{м}$ и растягивающее усилие на фундаментный болт будет (при $n = 2$)

$$Q = \frac{1}{2} \left(\frac{500}{3,3} - \frac{840}{2} \right) = 590 \text{ кН.}$$

При коэффициенте затяжки болта $k = 1,4$ и $d = 160 \text{ мм}$ напряжение растяжения в теле болта будет

$$\sigma = \frac{1,4Q}{F} = \frac{1,4 \cdot 590 \cdot 10^3}{\pi 160^2} = 41 \text{ Н/мм}^2 = 41 \text{ МПа.}$$

Т а б л и ц а IV.1. К определению напряжений в расчетных сечениях станины и крышки шестеренной клетки

Наименование	Сечение	F, см ²	x (μ), см	J _x (y), см ⁴	W _x (y), см ³	T = T _{max}		T = T _{min}	
						M, МН·см	σ, МПа	M, МН·см	σ, МПа
Левая стойка	3—3	3890	38,7	2,5 · 10 ⁶	53 800	144	13,5	55	5,1
	4—4	4490	45,9	3,1 · 10 ⁶	57 200	101	8,8	5,8	4,6
Левая часть поперечины	5—5	5400	58,9	7,6 · 10 ⁶	11 300	28	1,7	28	3,0
	6—6	5490	58,0	7,6 · 10 ⁶	113 200	72	4,6	34	3,5
Правая стойка	1—1	3370	32,5	1,4 · 10 ⁶	35 400	45	6,4	19	2,6
	4—4	4490	45,9	3,1 · 10 ⁶	57 200	149	-13	250	-22,3
Правая часть поперечины	5—5	5400	57,0	7,2 · 10 ⁶	10 800	100	7,5	100	5,3
	6—6	5490	58,0	7,6 · 10 ⁶	113 200	49	3,6	155	8,8
Середина поперечины	2—2	4380	36,9	2,6 · 10 ⁶	54 600	0,65	1,8	140	12,4
	7—7	3360	30,8	1,45 · 10 ⁶	37 100	6,5	2,3	25	3,9
Крышка	8—8	1770	29,5	0,79 · 10 ⁶	18 600	29	10,6	11	4,1

Примечание. Знак минус — напряжение сжатия.

Пример 33. Определить напряжения при горячей посадке полумуфты на конец вала нижней шестерни шестеренной клетки с межосевым расстоянием $A=1000$ мм и крутящий момент, передаваемый натягом (см. рис. IV.13). Принимаем натяги при горячей посадке для $d=600$ мм:

$$\lambda_{\min} = 0,48 \text{ мм}; \lambda_{\max} = 0,70 \text{ мм};$$

$$\delta_{\min} = \lambda_{\min}/2 = 0,24 \text{ мм}; \delta_{\max} = \lambda_{\max}/2 = 0,35 \text{ мм}.$$

Материал втулки: ковчаная сталь 40X, $\sigma_T=350$ МПа, $E=2,15 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu=0,3$.

1. Удельное давление между втулкой с наружным диаметром 1050 мм и валом, (радиальное напряжение)

$$p = \frac{E\delta}{2r} \frac{R^2 - r^2}{R^2}; \quad (IV.39)$$

$$p_{\max} = \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot 0,035}{2 \cdot 30} \frac{52,5^2 - 30^2}{52,5^2} = 84,5 \text{ МПа};$$

$$p_{\min} = 84,5 \frac{0,24}{0,35} = 58 \text{ МПа}.$$

2. Тангенциальное напряжение на внутренней поверхности втулки по формуле Ляме

$$\sigma_t = p \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2}; \quad (IV.40)$$

$$\sigma_{t \max} = 84,5 \frac{52,5^2 + 30^2}{52,5^2 - 30^2} = 166,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{t \min} = 58 \frac{52,5^2 + 30^2}{52,5^2 - 30^2} = 114 \text{ МПа}.$$

Предел пластичности материала втулки: в радиальном направлении

$$\sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \ln \frac{R}{r} = 1,15 \cdot 350 \ln \frac{52,5}{30} = 226 \text{ МПа};$$

в тангенциальном направлении

$$\sigma_t = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \left(1 - \ln \frac{R}{r}\right) = 1,15 \cdot 350 (1 - 0,44) = 180 \text{ МПа}.$$

Значит, $p < \sigma_r$ и $\sigma_{t \max} < \sigma_t$, т. е. напряжения посадки нигде не достигают предела текучести.

3. Приведенные напряжения

$$\sigma_{\text{пр}} = \rho \frac{2R^2}{R^2 - r^2}; \quad (\text{IV.41})$$

$$\sigma_{\text{пр max}} = 84,5 \frac{2 \cdot 52,5^2}{52,5^2 - 30^2} = 251 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{пр min}} = 58 \frac{2 \cdot 52,5^2}{52,5^2 - 30^2} = 172 \text{ МПа.}$$

Действительный запас прочности

$$k = \frac{1,15\sigma_T}{\sigma_{\text{пр max}}} = \frac{1,15 \cdot 350}{251} = 1,61; \quad [k]_{\text{доп}} = 1,5; \quad k > [k]_{\text{доп}}.$$

4. Крутящий момент, который допустимо передавать натягом (посадкой); для учета реверсивности работы вводим коэффициент $\gamma = 0,89$

$$M_{\text{кр}} = \gamma \frac{\pi}{2} \lambda d \frac{E}{c_1 + c_2} f; \quad (\text{IV.42})$$

$$c_1 = 1 - \mu = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$c_2 = \mu + \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} = 0,3 + \frac{52,5^2 + 30^2}{52,5^2 - 30^2} = 2,27;$$

$f \approx 0,2$ (условный коэффициент трения сцепления)

$$M_{\text{кр min}} = 0,89 \frac{\pi}{2} 0,048 \cdot 75 \cdot 60 \frac{2,15 \cdot 10^7}{0,7 + 2,27} 0,2 = 437 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{см} = 4370 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Шестеренная клетка предназначена для передачи максимального крутящего момента $M_{\text{кр}} = 2500 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Коэффициент запаса по моменту

$$n = 4370/2500 = 1,75.$$

5. Напряжения в сечении конца вала нижней шестерни:

а) напряжение кручения

$$\tau_{\text{max}} = \frac{2500 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 600^3} = 58 \text{ МПа};$$

б) напряжение сжатия от натяга при посадке равно удельному давлению при натяге $\sigma_{\text{сж}} = p_{\text{max}} = 84,5 \text{ МПа}$;

в) приведенное напряжение

$$\sigma_{\text{пр}} = k_r \sqrt{(\alpha_k \sigma_{\text{сж}})^2 + 4(\beta_k \gamma_{\text{кр}} \tau)^2}. \quad (\text{IV.43})$$

Коэффициенты концентрации напряжений в нашем случае, когда конец вала гладкий (без шпоночного паза): $\alpha_k = \beta_k = 1$; $\gamma_{\text{кр}} = 1,4$ — коэффициент, учитывающий масштабный фактор (снижение механических свойств крупной детали по сравнению с пределом прочности образца для испытания на разрывной машине, вырезанного из той же крупной детали). $k_r = 1,5$ — коэффициент концентрации напряжений от горячей посадки втулки.

Получим

$$\sigma_{\text{пр}} = 1,5 \sqrt{(84,5)^2 + 4(1,4 \cdot 58)^2} = 274 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса от предела текучести

$$n = 350/274 = 1,28.$$

$[n]_{\text{доп}} = 1,2$; значит $n > [n]_{\text{доп}}$.

Пример 34. Рассчитать предварительно напряженный стык крышки со станиной шестеренной клетки с межосевым расстоянием $A = 1000 \text{ мм}$ (см. рис. IV.13 и IV.19).

Для обеспечения плотности стыка $A-A$ крышки со станиной в некоторых конструкциях шестеренных клеток применяют предварительное (при сборке клетки) напряжение узла стыка.

Крышка (см. рис. IV.13) скреплена со станиной четырьмя стяжными болтами. Так как станина (и крышка) изготовлена из серого (модифицированного) чугуна, то во избежание возникновения в ней растягивающих напряжений стяжные болты пропущены через стойку станины и закреплены снизу гайками.

На рис. IV.20, а показан узел стяжного болта шестеренной клетки.

Для обеспечения плотности стыка $A-A$ (недопущения вытекания смазки наружу из внутренней полости клетки, в которой вращаются и непрерывно смазываются шестерни) нижнюю часть болта при монтаже клетки нагревают и болт устанавливают в горячем состоянии. Благодаря наличию в верхней части болта заплетника (диаметром 280 мм) при остывании болта создаются предварительные напряжения: в болте — растягивающие, а в стойке станины (в основном на длине $l_{\text{ст}} = 1500 \text{ мм}$) — сжимающие. При работе под действием на крышку силы Y (в опорах шестерен) болт растягивается силой $Y/2$, напряжение сжатия в стыке $A-A$ уменьшается (не до нуля), но

стык остается плотным. Технология создания предварительной затяжки следующая:

1) поставить холодный болт в станину (при снятой крышке) и накрутить нижнюю гайку (без шайбы) до соприкосновения с нижней плоскостью станины: через отверстие в гайке сверлом закернить болт;

2) снять болт и просверлить в нем по керну сквозное отверстие;

3) нагреть нижнюю часть болта (на длине около 1500 мм) до температуры 300—350 °С;

4) подставить нагретый болт (длина которого увеличится при нагреве на 4—5 мм), надеть калиброванную шайбу расчетной толщиной, например, 1,5 мм, повернуть гайку до совпадения отверстий в гайке и в болте, вставить калиброванный штифт. Температура болта при этом должна быть не ниже 150—170 °С — при этом между шайбой и плоскостью станины должен быть небольшой зазор;

5) при остывании до цеховой температуры 20 °С болт останется растянутым на величину, равную толщине шайбы (1,5 мм), и соответственно в нем возникнут предварительные упругие напряжения, которые обеспечат верхним заплечикам плотность стыка А—А.

Минимальная температура болта после установки нижней гайки со штифтом определяется по уравнению

$$\Delta_{\text{ш}} = \alpha (t_{\text{min}} - t_{\text{ц}}) l_{\text{нагр}}; \quad (\text{IV.44})$$

$$t_{\text{min}} = t_{\text{ц}} + \frac{\Delta_{\text{ш}}}{\alpha l_{\text{нагр}}} = 20 + \frac{0,15}{0,000012 \cdot 150} \approx 105 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где α — температурный коэффициент расширения материала болта; $l_{\text{нагр}}$ — длина нагретой нижней части болта; $t_{\text{ц}}$ — цеховая температура остывания болта.

Практически температура болта в конце его монтажа должна быть несколько выше (около 150—170 °С).

1. Определяем результирующие усилия, растягивающие болт и сжимающие корпус станины (после остывания болта). На рис. IV.20, б линия AC — возрастание растягивающего усилия в болте при его остывании и удлинении $\lambda = \Delta_{\text{ш}}$. Линия OB — возрастание усилия сжатия стойки станины (длиной l_6) заплечиком болта. Так как модули упругости сечения болта и стойки станины разные, то углы наклона этих прямых β и γ будут также различными. Максимальное усилие растяжения в болте из стали 35 при удлинении его $\lambda = \Delta_{\text{ш}}$ (возможное, если бы $\Delta_c = 0$)

$$\lambda = \Delta_{\text{ш}} = P_6 l_6 / (E_6 F_6),$$

откуда

$$P_6 = E_6 F_6 \frac{\Delta_{\text{ш}}}{l_6} = 2 \cdot 10^7 \frac{\pi \cdot 18,5^2}{4} \frac{0,15}{287} = 262 \text{ МН}.$$

Из подобия треугольников AOC и ABD

$$\frac{P}{P_6} = \frac{\Delta_{\text{ш}} - \Delta_c}{\Delta_{\text{ш}}}; \quad P = P_6 \frac{\Delta_{\text{ш}} - \Delta_c}{\Delta_{\text{ш}}}, \quad (\text{IV.45})$$

где Δ_c — деформация сжатия стойки станины в направлении действия на нее заплечиками силы P (по оси болта).

Так как центр тяжести среднего сечения стойки станины не совпадает с направлением силы P , то, кроме сжатия, стойки будут испытывать изгиб от момента $M = Pe$. Напряжение и деформация сжатия от изгиба:

$$\sigma_{\text{сж.из}} = \frac{M}{W} = \frac{Pe}{J_c/e} = \frac{Pe^2}{J_c}; \quad \Delta_{\text{сж.из}} = \sigma_{\text{сж.из}} \frac{l_c}{E_c} = \frac{Pe^2 l_c}{E_c J_c}.$$

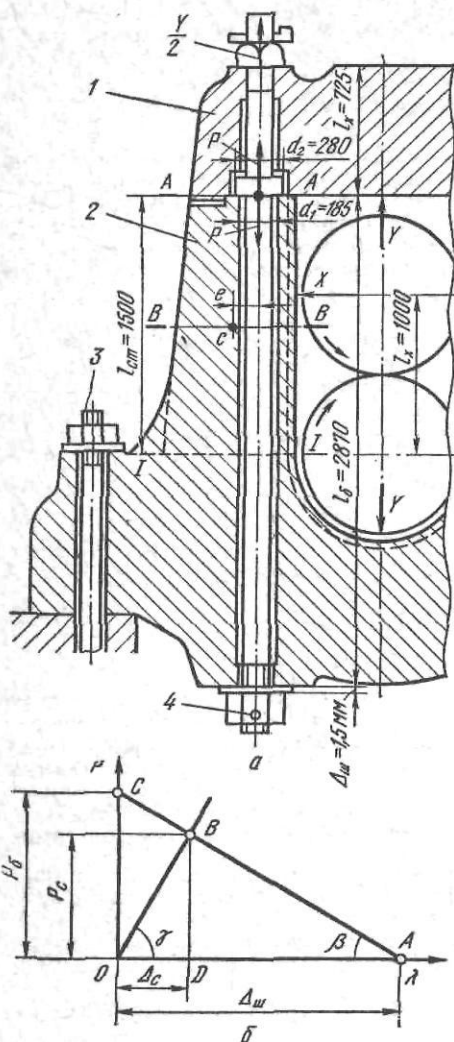


Рис. IV.20. К расчету стяжных болтов, соединяющих крышку со станиной шестеренной клетки:

а — сечение станины по болту; б — график $P=f(\lambda)$ при остывании болта после его горячей посадки; 1 — крышка; 2 — станина; 3 — анкерный болт; 4 — штифт

Деформация сжатия заплечиками от осевой силы P

$$\Delta_{сж} = Pl_c / (E_c F_c).$$

Суммарная деформация сжатия стойки станины

$$\Delta_c = \Delta_{сж} + \Delta_{сж.из} = Pl_c / E_c (1/F_c + e^2/J_c). \quad (IV.46)$$

Из уравнений (IV.45), (IV.46) находим силу P в стыке, сжимающую стойку станины и растягивающую болт

$$P = P_6 \frac{1}{1 + E_6 F_6 / E_c (1/F_c + e^2/J_c) l_c / l_6} = 2,36 \text{ МН}, \quad (IV.47)$$

где подставлено: $E_c = 1 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ (чугун); $F_c = 3370 \text{ см}^2$ (сечение $B-B$ через центр тяжести); $e = 12,5 \text{ см}$; $J_c = 1,4 \cdot 10^6 \text{ см}^4$ (момент инерции сечения $B-B$ относительно оси центра тяжести сечения). Таким образом, за счет деформации сжатия стойки станины фактическое усилие в стыке, действующее на болт и стойку станины, уменьшилось на $2,62 - 2,36 = 0,26 \text{ МН}$, но оно превышает усилие на верхнюю часть болта при работе, равное $Y/2 = 0,265 \text{ МН}$, в $2,36/0,265 = 9$ раз, т. е. плотность стыка обеспечена (см. пример 29).

2. Напряжения при горячей посадке болта:

а) растяжения в стальном болте (по внутреннему диаметру резьбы $F_6 = 218 \text{ см}^2$)

$$\sigma_6 = \frac{2,36 \cdot 10^6}{218} = 10\,800 \text{ Н/см}^2 = 108 \text{ Н/мм}^2 \text{ (МПа)};$$

б) сжатия в чугунной стойке станины по среднему сечению $B-B$

$$\sigma_{ст} = - \left(\frac{Pe}{W_c} + \frac{P}{F_c} \right) = - 2,36 \cdot 10^6 \left(\frac{12,5}{43\,000} + \frac{1}{3370} \right) =$$

$$= - 1410 \text{ Н/см}^2 = 14,1 \text{ Н/мм}^2 \text{ (МПа)};$$

в) смятия по площади контакта заплечика болта со стойкой станины

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 2,36 \cdot 10^6}{\pi (28^2 - 18,5^2)} = 7000 \text{ Н/см}^2 = 70 \text{ Н/мм}^2 \text{ (МПа)}.$$

Напряжения считаем допустимыми.

3. После установки крышки верхнюю гайку болта заворачивают с небольшим натягом, поэтому усилием затяжки пренебрегаем и считаем, что верхняя часть болта при работе шестеренной клетки растягивается усилием $Y/2 = 0,265 \text{ МН}$ (см. пример 30) и напряжение в этой части болта незначительно. Нижняя часть болта при работе шестеренной клетки (во время прокатки) будет растягиваться усилием $P_p = P + Y/2 = 2,36 + 0,265 = 2,52 \text{ МН}$ (если не учитывать небольшое ослабление стыка за счет уменьшения деформации предварительного сжатия стойки станины) и напряжение в болте увеличится до 116 Н/мм^2 .

При работе клетки на стойку станины со стороны подшипника верхней шестерни действует горизонтальное усилие $X = 1,25 \text{ МН}$ (см. пример 30). Усилие создает переменный по высоте стойки изгибающий момент $M_x = \frac{X}{2} x$; максимальное его значение

$$M_{из} = \frac{X}{2} l_x. \text{ Возникающее при этом напряжение растяжения в стойке станины (по оси}$$

болта) несколько уменьшит напряжение сжатия в стойке и увеличит напряжение растяжения в нижней части болта. Как показывают расчеты, влияние этого момента незначительно и им можно пренебречь

Глава V.

НОЖНИЦЫ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ НОЖАМИ

1. Назначение и основные параметры

Для поперечной резки горячего металла квадратного, прямоугольного и круглого сечения после прокатки его на блюмингах, слябингах, заготовочных и сортовых станах применяют ножницы с параллельными ножами. Эти ножницы применяют также и для поперечной резки холодного металла — в этом случае профиль ножа соответствует форме поперечного сечения разрезаемого металла.

В процессе резания на этих ножницах плоскость, в которой движется нож (плоскость резания), является неизменной (рис. V.1). Температура металла, поступающего на ножницы, обычно 800—1000 °С. Для углеродистых сталей с пределом прочности в холодном состоянии $\sigma_b = 400 \div 500$ МПа при указанных температурах предел прочности металла равен $100 \div 50$ МПа; для легированных сталей с пределом прочности в холодном состоянии до 1000 МПа при указанных температурах $\sigma_b = 130—80$ МПа.

Отсюда следует, что при выборе типа и характеристики ножниц надо учитывать их назначение, чтобы правильно определить максимальное усилие резания.

Основными параметрами ножниц являются: максимальное усилие резания P , ход ножей H , длина ножей L и число ходов (резов) в минуту (производительность ножниц).

Размеры поперечного сечения металла, допускаемого для разрезки на ножницах данного типа, определяются максимальным усилием резания, на которое рассчитаны ножницы.

Ход ножей выбирают с учетом возможности беспрепятственного прохода металла максимального сечения под лапой механического (гидравлического) прижима и перекрытия ножей в конце резания ($\Delta = 10 \div 20$ мм).

Длину ножей принимают равной:

а) для небольших ножниц (500—2000 кН) 3—4-кратной максимальной ширине заготовки, исходя из условия возможности резки на них заготовок более мелких сечений, уложенных в несколько рядов (пачками);

б) для средних и крупных ножниц (до 16 МН), применяемых на блюмингах, 2—2,5-кратной ширине блюма максимального сечения;

в) для ножниц слябингов (до 25 МН) на 150—200 мм больше максимальной ширины слябов.

Поперечное сечение ножей обычно принимают из соотношения $s/\delta = 2,5—3$, где s — высота, а δ — толщина ножа.

Форму ножей принимают в виде симметричного прямоугольника, чтобы можно было при резании использовать все четыре угла. Угол заострения делают равным 90°. Ножи изготавливают из стали марки 6ХНМ или из углеродистой стали марки Ст6 с твердостью после термообработки до $HV = 40$ МПа. Для увеличения срока службы ножей применяют наплавку режущих кромок твердыми сплавами (типа сормайт).

По конструкции ножницы поперечной резки с параллельными ножами можно разделить на две основные группы: а) ножницы с верхним подвижным ножом (верхним резом); б) ножницы с нижним подвижным ножом (нижним резом).

Ножницы с верхним резом отличаются простотой конструкции (рис. V.2, а). Нижний нож установлен неподвижно в станине ножниц; верхний нож укреплен в суппорте (ползуне) и при помощи кривошип-

ного или гидравлического привода движется вниз и разрезает металл. Этим ножницам свойственны два существенных недостатка: 1) после разрезки металла на нижней грани сляба (блюда, заготовки) образуется заусенец, который мешает при дальнейшем продвижении металла по рольгангу; 2) из схемы, приведенной на рис. V.2, а, видно, что резку металла можно осуществить лишь при наличии качающегося стола за ножницами, что усложняет конструкцию всей установки.

Ножницы с нижним ре- з о м не имеют этих недостатков и поэтому получили более широкое применение (рис. V.2, б). Нижний нож смонтирован на суппорте (ползуне), который может подниматься вверх от кривошипного или гидравлического привода; верхний нож установлен в верхнем суппорте (ползуне) и тоже может перемещаться по вертикали. Перед началом резания ножи раскрыты и металл проходит между ними по рольгангу; нижний нож при этом находится ниже уровня поверхности (образующей) роликов рольганга и не мешает движению металла. Затем металл останавливается в необходимом положении (при помощи передвигного упора) и суппорт верхнего ножа опускается до соприкосновения с металлом; дальнейшее продвижение верхнего суппорта прекращается и начинает двигаться суппорт нижнего ножа; при этом происходит резание металла.

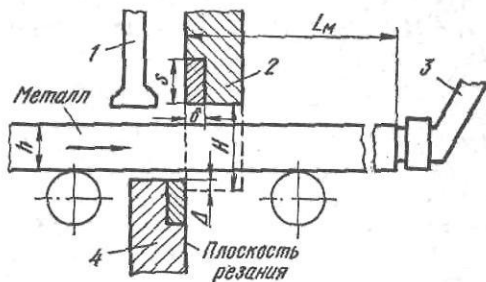


Рис. V.1. Схема резания металла на ножницах с параллельными ножами:

1 — прижим; 2 — верхний суппорт с ножом; 3 — передвигной упор; 4 — нижний суппорт с ножом

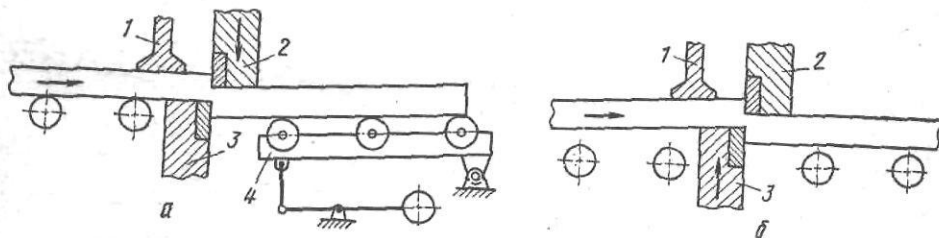


Рис. V.2. Схемы резания металла на ножницах с верхним (а) и с нижним (б) резом:

1 — прижим; 2 — верхний суппорт; 3 — нижний суппорт; 4 — задний подъемно-качающийся рольганг с грузовым уравновешиванием

Ножницы с параллельными ножами конструктивно выполняют двух типов: с электромеханическим и гидравлическим приводами.

2. Методика определения усилия резания

Процесс резания состоит из трех периодов (рис. V.3):

1) вмятия ножей в металл (рис. V.3, а, в); при этом усилие на ножи постепенно увеличивается до максимального значения P_{\max} ; длительность этого периода характеризуется коэффициентом ϵ_B , равным отношению глубины внедрения ножей в металл при вмятии к исходной высоте сечения металла, т. е. $\epsilon_B = z_B/h$;

2) собственно резания (сдвига металла по плоскости резания); при этом усилие резания уменьшается по мере уменьшения высоты (площади) сечения металла;

3) скальвания (отрыва) оставшейся неразрезанной части сечения.

Момент окончания собственно резания и начала отрыва (скальвания) характеризуется коэффициентом надреза ϵ_H , равным отношению глубины внедрения ножей в конце резания z_H (начало отрыва) к исходной высоте сечения металла, т. е. $\epsilon_H = z_H/h$.

Максимальное усилие в конце периода вмятия равно усилию в момент начала резания (сдвига) металла по плоскости резания, поэтому можно написать, что

$$P_{\max} = \tau_{\max} F_{\text{рез}} = k_1 \sigma_B F_{\text{рез}}, \quad (V.1)$$

где τ_{\max} — максимальное касательное сопротивление при резании (сдвиге) металла; $F_{\text{рез}}$ — сечение металла в момент начала собственно резания (сдвига) металла; $k_1 = \tau_{\max} / \sigma_B$ — коэффициент, равный отношению максимального сопротивления срезу к пределу прочности.

В справочной литературе приведены данные по механическим свойствам металлов (пределу прочности, пределу текучести, относительному удлинению), полученные при испытании стандартных образцов на растяжение. Из курса сопротивления материалов известно, что между пределом прочности на растяжение σ_B и максимальным касательным напряжением имеется следующая зависимость: $\tau_{\max} / \sigma_B = 0,58$. Исследования показывают, что максимальное касательное напряжение несколько выше его теоретического значения (ввиду неоднородности свойств металла по сечению) $k_1 = \tau_{\max} / \sigma_B \approx 0,65 - 0,75$ (соответственно для мягких и твердых металлов).

В формулу (V.1) введем также следующие практические коэффициенты: $k_2 = 1,1 \div 1,15$ — для учета влияния закругления ножей при резании; $k_3 = 1,1 - 1,25$ — для учета влияния увеличения зазора между ножами при резании.

Для дальнейших расчетов можно принимать следующие усредненные значения:

при горячем резании $k = k_1 k_2 k_3 \approx 0,9 - 1,0$; при холодном резании $k = k_1 k_2 k_3 \approx 1,0 - 1,1$ и расчетная формула (V.1) будет иметь вид

$$P_{\max} = k \sigma_B F_{\text{рез}}. \quad (V.1a)$$

В момент окончания вмятия ножей (начало собственно резания) высота сечения металла равна $h - z_B = h(1 - \epsilon_B)$, поэтому площадь сечения, испытывающего напряжение среза $F_{\text{рез}} = h(1 - \epsilon_B)b$, где b — ширина разрезаемого сечения, и

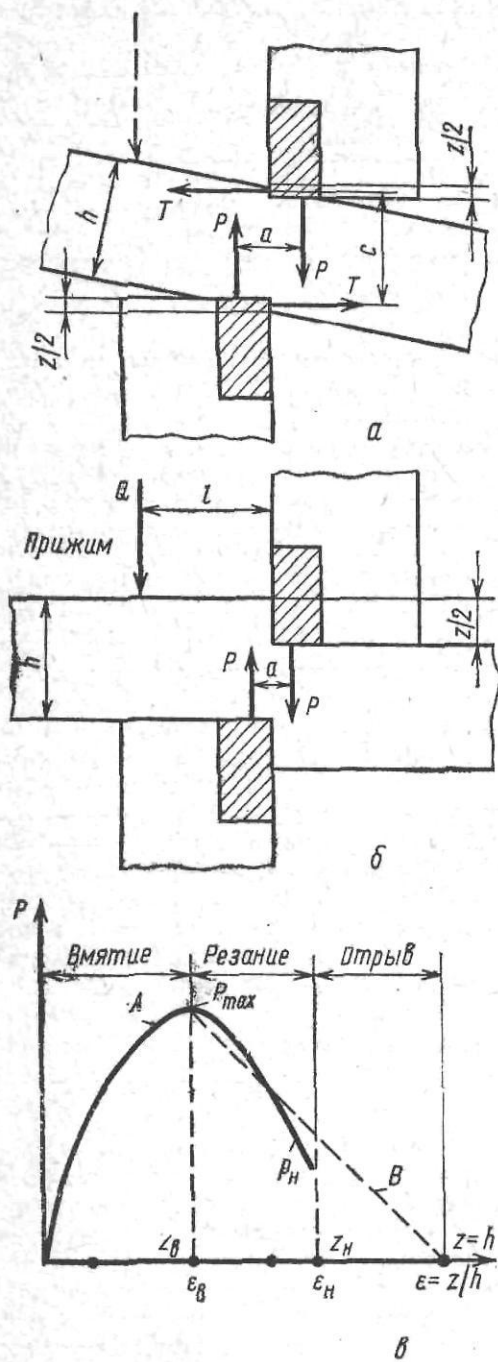


Рис. V.3. Схемы резания металла на ножницах с параллельными ножами без прижима (а) и с прижимом (б); изменение усилия на ножи при резании (в) в зависимости от глубины внедрения ножей; А — экспериментальная кривая; В — прямая на участке собственно резания

резания) высота сечения металла равна $h - z_B = h(1 - \epsilon_B)$, поэтому площадь сечения, испытывающего напряжение среза $F_{\text{рез}} = h(1 - \epsilon_B)b$, где b — ширина разрезаемого сечения, и

Таблица V.1. Экспериментальные данные коэффициентов вмятия ϵ_B и надреза ϵ_H

Металл	Горячее резание		Холодное резание	
	ϵ_B	ϵ_H	ϵ_B	ϵ_H
Сталь 10	0,32—0,40	0,75—1,0	0,20	0,5
> 20	0,30—0,35	0,75—0,95	0,20	0,35—0,45
> 50	0,25—0,3	0,70—0,95	0,15	0,30—0,40
> 50С2	0,23—0,28	0,65—0,90	0,10	0,25—0,30
> 1Х18Н9Т	0,25—0,30	0,70—0,80	0,20	0,45
> ШХ10	0,20—0,25	0,65—0,70	0,10	0,30
Медь	0,35	0,95	0,20	0,45
Цинк	0,30	0,70	0,20	0,40
Дюралюминий	0,25	0,50	0,15	0,25

$$P_{\max} = k\sigma_B bh(1 - \epsilon_B). \quad (V.2)$$

При резании металла прямоугольного сечения (например, круга) это сечение необходимо привести к равновеликому по площади прямоугольному сечению, т. е. принять $F_{\text{сеч}} = bh$.

В табл. V.1 приведены максимальные значения коэффициентов вмятия ϵ_B и надреза ϵ_H , полученные экспериментальным путем при резании различных металлов. Эти данные следует считать ориентировочными, так как они получены с различной степенью точности и в некоторых случаях при резании образцов небольшого сечения (25×25 мм).

При вмятии ножей полоса (заготовка, блум) будет стремиться повернуться вправо под действием момента, равного Pa (рис. V.3, а). При этом со стороны кромок ножей будут возникать горизонтальные усилия T , создающие момент $Tc = Pa$. Ввиду того, что величины плеч a и c неизвестны, точно определить значение силы T не представляется возможным. На основании экспериментальных данных можно принимать, что $T = 0,15 - 0,25 P$. Для уменьшения боковых распирающих горизонтальных усилий на ножи T на ножницах применяют механические или гидравлические устройства для прижима металла с усилием Q . В этом случае можно принимать $T = (0,1 - 0,15) P$; $Q = (0,03 - 0,05) P$.

Наиболее широкое применение получили ножницы с нижним резом и электромеханическим приводом эксцентрикового вала нижнего или верхнего суппорта. Для лучшего понимания кинематики этих ножниц рассмотрим вначале принцип работы кривошипно-шатунного механизма, применимый и для привода суппорта от эксцентрикового вала.

3. Ножницы с эксцентриковым плавающим валом

Кривошипно-шатунный механизм

При вращении кривошипа радиусом r вокруг центра O верхняя головка шатуна (центр кривошипа) последовательно занимает на окружности положения A (нижняя мертвая точка), B , C , D , E , F и G (верхняя мертвая точка) (рис. V.4, а). При этом нижняя головка шатуна (ползун, точка A') совершает возвратно-поступательные движения по вертикали.

Определим путь s_y перемещения ползуна при повороте кривошипа на угол α ; (угол α отсчитываем от вертикали AG по часовой стрелке).

Очевидно, что $CC' = l \sin \beta = r \sin \alpha$, откуда угол наклона шатуна

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha, \quad (V.3)$$

где $\lambda = r/l$ — коэффициент шатуна; обычно в кривошипных ножницах $\lambda = 0,075 \div 0,15$.

При $\alpha = 90^\circ$ угол β максимальный и, например, для указанных значений λ он составляет $4 - 8^\circ$.

Ход ползуна A

$$s_y = (OA + AA') - (OC' + C'C) = (r + l) - (r \cos \alpha + l \cos \beta) =$$

$$= r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta);$$

$$s_y = l[\lambda(1 - \cos \alpha) + (1 - \cos \beta)]. \quad (V.4)$$

При $\lambda < 0,075 \cos \beta \approx 1$, поэтому формула (V.4) примет следующий вид (с погрешностью до 10% при $\alpha = 90^\circ$):

$$s_y = r(1 - \cos \alpha). \quad (V.5)$$

Определим плечо крутящего момента на валу кривошипа:

$$OC'C' = OC' + C'C' = r \cos \alpha + l \cos \beta;$$

$$a = (OC'C') \sin \beta = (r \cos \alpha + l \cos \beta) \lambda \sin \alpha;$$

$$a = r \sin \alpha (\lambda \cos \alpha + \cos \beta). \quad (V.6)$$

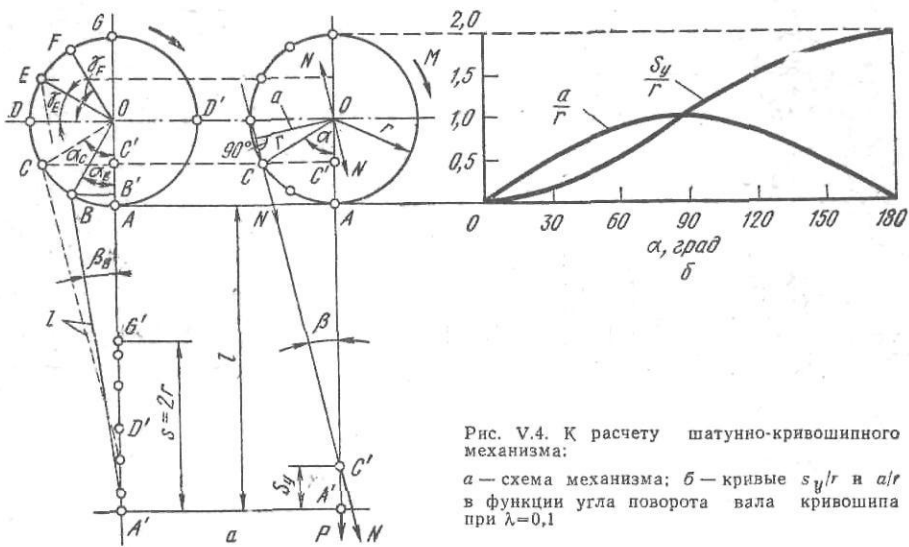


Рис. V.4. К расчету шатунно-кривошипного механизма:

а — схема механизма; б — кривые s_y/r и a/r в функции угла поворота вала кривошипа при $\lambda = 0,1$

При $\beta < 5^\circ \cos \beta \approx 1$, поэтому можно принимать

$$a = r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (V.7)$$

На рис. V.4, б представлены кривые s_y/r и a/r , построенные по формулам (V.4) и (V.6) при $\lambda \approx 0,1$.

Примем, что на нижний ползун действует сила $P = \text{const}$, а на шатун — усилие $N = P/\cos \beta$.

Статический момент резания на валу кривошипа

$$M_{\text{рез}} = Na. \quad (V.8)$$

При указанных выше допущениях можно принимать

$$M_{\text{рез}} = Nr \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (V.9)$$

Кроме того, необходимо также учесть потери на трение в подшипниках вала кривошипа, голсвках шатуна и в направляющих нижнего ползуна. Тогда суммарный статический момент на валу кривошипа будет равен

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{рез}} + M_{\text{тр}}. \quad (V.10)$$

При использовании приведенных выше формул надо иметь в виду, что при $\alpha > 90^\circ \cos \alpha$ будет отрицательным. Принимая $\gamma = \alpha - 90^\circ$, заменяя $\cos(90 + \gamma) = -\sin \gamma$; $\sin \alpha = \sin(90 + \gamma) = \cos \gamma$ и $\sin 2\alpha = -\sin 2\gamma$, получим

$$s_y = r(1 + \sin \gamma); \quad (V.11)$$

$$a = r \left(\cos \gamma - \frac{\lambda}{2} \sin 2\gamma \right); \quad (V.12)$$

$$M_{ст} = Pr \left(\cos \gamma - \frac{\lambda}{2} \sin 2\gamma \right). \quad (V.10a)$$

Ножницы с механическим прижимом

Устройство и работу этих ножниц рассмотрим на примере анализа кинематики типовых ножниц с усилием резания 10 МН.

Пример 35. Выполнить кинематический и энергосиловой расчет ножниц с верхним плавающим эксцентриковым валом, установленных на блюминге 1000 (рис. V.5).

Ножницы с нижним резом предназначены для горячей резки блюмов и слябов на мерные длины. Максимальное сечение сляба $bh=200 \times 900=180000 \text{ мм}^2=0,18 \text{ м}^2$; ми-

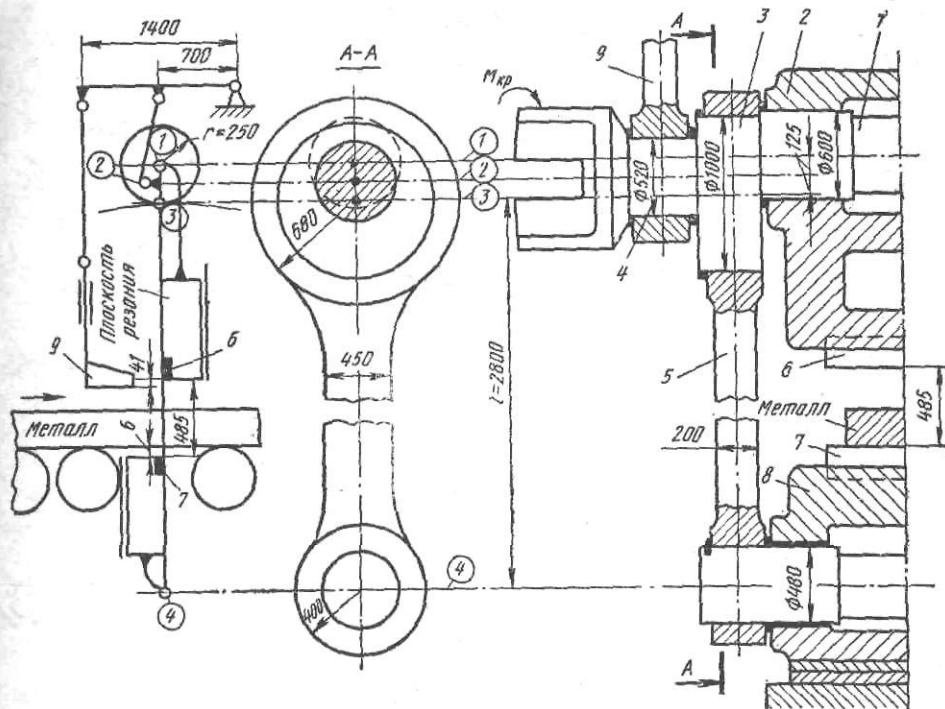


Рис. V.5. Конструктивная схема эксцентриковых (кривошипных) ножниц усилием 10 МН с плавающим валом и механическим прижимом

нимальная температура металла при резании 950°C ; при этой температуре для легированной стали $\sigma_b = \sigma_T = 80 \text{ МПа}$.

1. По формуле (V.2) определяем максимальное усилие резания, принимая $\epsilon_a = 0,30$,

$$F_{\max} = 1,0 (1 - 0,3) 80 \cdot 0,18 \approx 10 \text{ МН}.$$

2. Кинематика ножниц. Относительно оси 1 вала верхнего ползуна 2 ножниц расположены два эксцентрика: шатунный 3 с эксцентриситетом $r=250 \text{ мм}$ и рычага прижима 4 с радиусом, равным 125 мм.

Оси верхнего и нижнего 8 ползунков соединены боковыми шатунами 5 длиной 2800 мм. Ход ножей $s=2r=500 \text{ мм}$; перекрытие ножей 6, 7 в конце резания $\Delta=15 \text{ мм}$; просвет между ножами 485 мм. Существенным преимуществом ножниц является наличие механического прижима 9, работающего автоматически от приводного вала ножниц; при этом обеспечивается перпендикулярность плоскости резания, снижение распорного (бокового) усилия на ноже и исключение удара заднего конца проката о ролики роллганга после резания. Верхний и нижний ползуны перемещаются по направляющим, благодаря чему они могут двигаться только по вертикали.

Рассмотрим работу ножниц и отметим особенности их кинематики (рис. V.6).

Первое положение. Перед пуском ножниц эксцентрики и оси головок шатуна лежат в одной вертикальной плоскости, совпадающей с плоскостью резания (ось шатуна 3-4 условно показана изогнутой, чтобы плоскость резания была видимой рис. V.6, а, д).

Второе положение. После пуска ножниц и вращения приводного вала кривошип 3 будет отклоняться по дуге, равной длине шатуна 3-4 (так как нижний ползун неподвижен и вес всей подвижной системы передается на ступ станины). При этом точки 1, 2 и 4 (см. также рис. V.5, цифры в кружках) будут совершать плоское движение вокруг точки 3 кривошипа, т. е. верхний ползун (точка 1) и прижим (точки 2 и 5) будут перемещаться вниз. Это перемещение будет продолжаться до тех пор, пока прижим не упрется в металл.

Лапа прижима перед пуском ножиц приподнята над рольгангом на высоту 438 мм, что обеспечивает свободный проход бляма сечением 400×400 мм. При резании сляба высотой 200 мм лапа прижима опустится на 238 мм; на эту же величину опустится точка 1 и верхний ползун, так как отношение радиусов 1—2 и 1—3 равно отношению плеч рычага прижима (700 и 1400 мм), см. рис. V.5.

При $\lambda = 250/2800 = 0,09$ по формулам (V.3—V.5) или по графику на рис. V.4, б, для $s_{\text{н}}/r = 238/250 = 0,952$ находим угол поворота кривошипа 3 вокруг точки 1: $\alpha = 87^\circ 45'$.

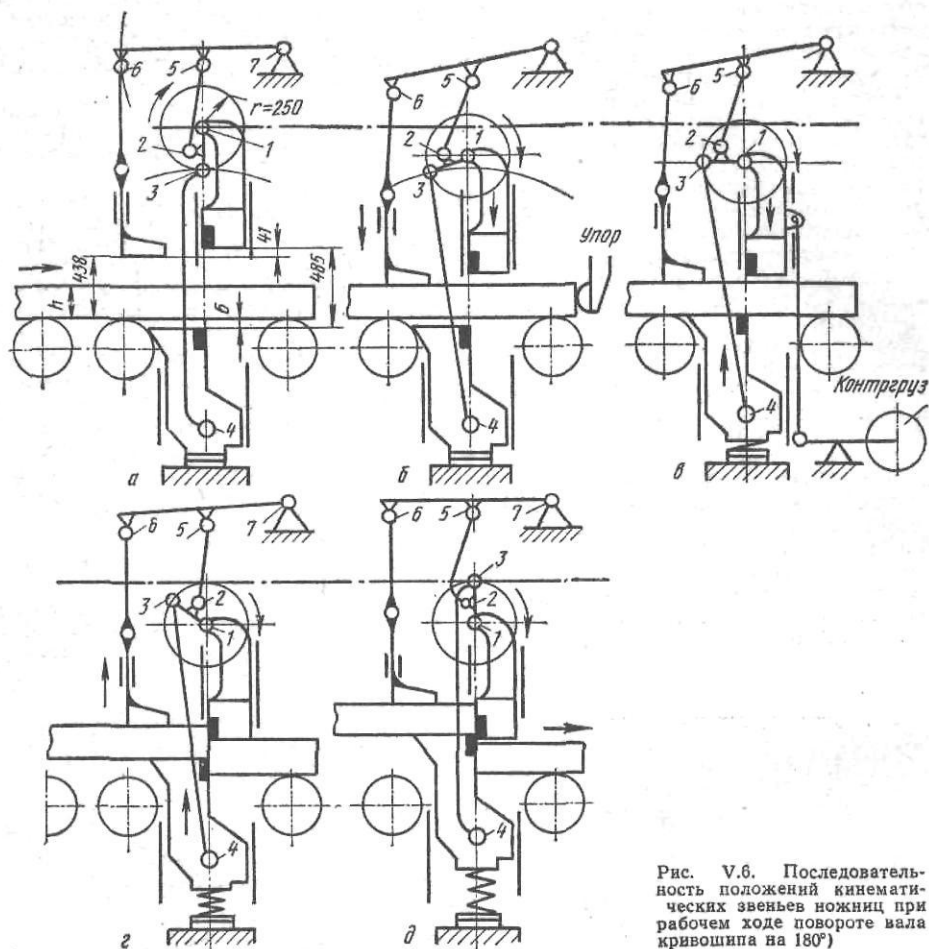


Рис. V.6. Последовательность положений кинематических звеньев ножиц при рабочем ходе повороте вала кривошипа на 180°

Третье положение (рис. V.6, в). Лапа прижима упирается в металл, поэтому точки 6, 5 и 2 становятся неподвижными, и при вращении приводного вала точки 1 и 3 будут вращаться вокруг точки 2 с одинаковыми радиусами поворота, равными $r/2 = 125$ мм. При этом точка 1 (верхний ползун) будет опускаться, а точки 3—4 (нижний ползун) подниматься. Однако точки 3—4 могут подняться только на 6 мм (это расстояние предусмотрено для свободного прохода металла над нижним ножом по роликам рольганга). Суммарное сближение ножей при этом будет равно 12 мм, а общий ход ножей в конце этого периода $s_{\text{н}} = 238 + 12 = 250$ мм. Согласно формуле (V.3) или рис. V.4, б, при $s_{\text{н}}/r = 250/250 = 1$ угол поворота кривошипа составит 90° (так как $\cos \alpha = 0$), а приращение угла равно $2^\circ 15'$.

Четвертое положение (рис. V.6, г). С момента, когда металл оказывается зажатым между нижним ползуном и лапой прижима, верхний ползун останавливается, так как все звенья на пути прижим — шарниры 6—5—2—3—4 будут замкнуты; центр вращения вала переходит из точки 2 в точку 1, т. е. эксцентрик шатуна (кривошип 3) будет поворачиваться вокруг оси вала 1 как в обычном кривошипном механизме, при этом нижний ползун будет подниматься, а верхний будет неподвижным. Для того чтобы в положениях, показанных на рис. V.6, а, б, гарантировать прижатие металла лапой прижима, между его основанием и плоскостью верхнего ножа конструктивно предусмотрено расстояние 41 мм. В положении, изображенном на рис. V.6, в, это расстояние уменьшилось на 6 мм и составляет 35 мм. При подъеме нижнего ползуна будет подниматься и прижим, поэтому сначала металл будет прижат к верхнему ножу; при этом общий ход ножей составит $250 + 35 = 285$ мм и угол поворота кривошипа при этом увеличится, согласно формуле (V.3) и рис. V.4, б до 98° , т. е. на 8° .

При дальнейшем движении нижнего ножа будет происходить собственно резание металла «на весу» (нижний рез, металл не касается рольганга). Путь ножей (при $\epsilon_n = 1$, см. табл. V.1) увеличится на 200 мм (толщина сляба) и составит 485 мм, чему соответствует угол поворота кривошипа [согласно формуле (V.8, а) и рис. V.4, б при $s_n/r = 485/250 = 1,94$], равный 169° , т. е. увеличится на 71° .

Пятое положение (рис. V.6, д). По окончании резания отрезанный кусок металла с небольшой высоты (35 мм) падает на задний (отводящий) рольганг и транспортируется им к оборочным устройствам.

При дальнейшем вращении вала на 11° нижний нож вместе с прижимом и зажатим между ними металлом поднимается вверх на 15 мм (предусмотренное перекрытие ножей в конце резания). Таким образом, рабочий ход (поворот вала на 180°) закончен. При этом собственно процесс резания совершался на участке, соответствующем углу $70^\circ 57'$ (верхняя часть полуокружности).

При последующем вращении вала от $\alpha = 180^\circ$ до $\alpha = 0$ (360°) ножницы занимают положения, приведенные на рис. V.6, д, в, г, а, б, а (т. е. в обратном порядке). В положении, изображенном на рис. V.6, а ножницы останавливаются автоматически (командоаппаратом).

3. Определим статический момент на приводном валу от усилия резания. Процесс резания сопровождается вмятием ножей в металл и сдвигом металла по плоскости резания. Касательное напряжение (сопротивление сдвигу) в процессе резания возрастает от нуля (момент начала вмятия) до максимума (конец вмятия, начало сдвига), равного $\tau_{\max} = 0,7 \sigma_b$. Соответственно с ним в этот период возрастает также общее усилие резания P , которое достигает максимума (в данном случае резания сляба 200×900 мм) $P_{\max} = 10$ МН.

Характер изменения напряжения τ и усилия P теоретически определить не представляется возможным. Экспериментальные исследования показывают, что при горячем резании стали ($950-1050^\circ\text{C}$) τ и P достигают максимума при внедрении ножей приблизительно на $1/3 - 2/5$ толщины разрезаемого металла. Затем начинается сдвиг металла; площадь сечения, испытывающего максимальные напряжения среза, уменьшается, соответственно уменьшается и общее усилие резания (см. рис. V.3). Согласно рис. V.3, в строим график изменения усилия резания при уменьшении высоты надрезанного сечения, т. е. при увеличении угла поворота вала ножниц от 98 до 169° (угол собственно резания), рис. V.7.

Определим плечо момента, соответствующего усилию резания P_{\max} (при $\epsilon_n = 0,3$ см. рис. V.3).

К началу резания (четвертое положение, рис. V.6, г) расстояние между ножами равно 285 мм. При внедрении ножей на величину $h_{\epsilon_n} = 200 \cdot 0,3 = 60$ мм это расстояние составит $285 + 60 = 345$ мм, чему соответствует [формула (V.3)] угол $\gamma = 23^\circ$ и угол $\alpha = 113^\circ$.

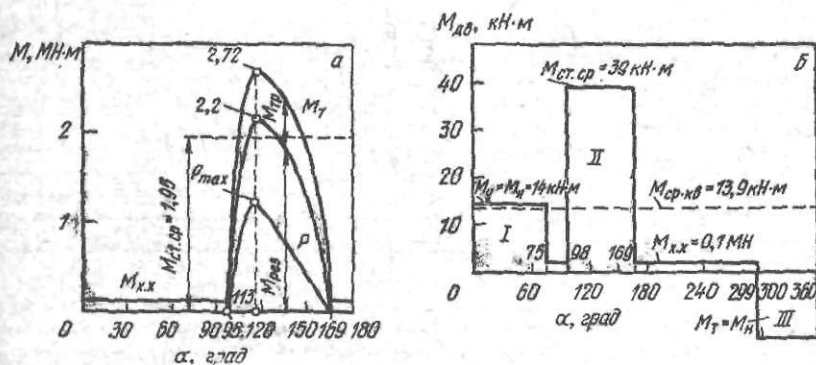


Рис. V.7. К расчету ножниц:

а — диаграмма статических моментов на приводном валу ножниц с усилием резания 10 МН; б — нагрузочная диаграмма электродвигателей привода ножниц в функции угла поворота эксцентрового вала ножниц (I — разгон с торможением; II — резание; III — торможение)

По формуле (V.12) находим плечо момента, соответствующего усилию P_{\max} :

$$a = 250 \left(0,92 - \frac{0,09}{2} \cdot 0,694 \right) \approx 220 \text{ мм} = 0,22 \text{ м}$$

аналогичный результат получим по кривой на рис. V.4, а).

Статический момент резания при P_{\max} рассчитаем по формуле (V.10)

$$M_{\text{рез}} = P_{\max} a = 10 \cdot 0,22 = 2,2 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Определим потери на трение, полагая, что радиусы трения ($\rho = \mu d/2$) в подшипниках приводного вала и в головках шатунов увеличивают плечо a на величину $a_{\text{тр}}$, равную (при $\mu = 0,05$ в подшипниках скольжения при хорошей смазке, см. рис. V.5):

$$a_{\text{тр}} = 0,05 (0,6 + 1 + 0,48) / 2 = 0,052 \text{ м};$$

$$M_{\text{тр}} = 10 \cdot 0,052 = 0,52 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Таким образом, момент трения в подшипниках (без учета трения в направляющих полунозах) составляет 23 % от момента усилия резания.

Суммарный максимальный статический момент, соответствующий P_{\max}

$$M_{\text{ст}} = 2,2 + 0,52 = 2,72 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

В соответствии с изменением усилия резания P (см. рис. V.3, в) и плеча момента (см. рис. V.4, б) строим кривые изменения $M_{\text{рез}}$, $M_{\text{тр}}$ и $M_{\text{ст}}$ по толщине разрезаемого металла (углу поворота вала кривошипа на участке резания, рис. V.7, а). Момент холостого хода на остальных участках принят равным $M_{\text{х.х}} = 5\%$, $M_{\text{ст}} = 0,13 \text{ МН}\cdot\text{м}$. Средний эквивалентный статический момент (средняя ордината) равен 1,95 МН·м.

4. Мощность резания и выбор электродвигателя. Согласно технологическому режиму работы блюминга 1000, при прокатке слэбов максимального сечения 200×900 мм ножницы при резании этих слэбов на мерные длины должны обеспечить четыре реза в минуту. Цикл резания, равный 15 с, состоит из времени одного оборота ножниц и времени паузы между двумя последовательными резами (необходимой для продвижения металла по роллангу). По практическим данным время паузы составляет 50—60 % времени цикла (7,5—9 с), а время резания 40—50 % времени цикла (6—7,5 с.). Таким образом, для обеспечения заданной производительности (4 реза в минуту) ножницы должны иметь при резании среднюю угловую скорость, равную $60/6 = 10$ об/мин (соответствующую 10 резам в минуту при непрерывной работе без пауз), т. е. $\omega_p = \pi n / 30 \approx 1,04$ 1/с.

Средний эквивалентный статический момент резания на приводном валу равен 1,95 МН·м = 1950 Кн·м (см. рис. V.7).

Максимальная мощность резания по этому моменту будет равна

$$N_{\text{рез max}} = M_{\text{ст max}} \omega = 1950 \cdot 1,04 = 2030 \text{ кВт}.$$

Для привода ножниц предварительно по каталогу подбираем подходящий электродвигатель. С целью уменьшения инерции привода (махового момента якоря) принимаем два электродвигателя постоянного тока типа МП мощностью по 360 кВт каждый с номинальной скоростью $n = 500$ об/мин, $\omega = \pi n / 30 = 52,2$ 1/с. Номинальный крутящий момент двух электродвигателей

$$M_{\text{д}} = N_{\text{д}} / \omega = 2 \cdot 360 / 52,2 = 14 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Электродвигатели специального металлургического исполнения допускают кратковременную трехкратную перегрузку по мощности и моменту при номинальной скорости, т. е.

$$N_{\text{дв max}} = 2 \cdot 360 \cdot 3 = 2160 \text{ кВт}; \quad M_{\text{дв max}} = 14 \cdot 3 = 42 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Между электродвигателями и ножницами устанавливаем редуктор с передаточным числом $i = n_{\text{дв}} / n_{\text{рез}} = 500 / 10 = 50$. При к. п. д. редуктора $\eta = 0,95$ на его выходном валу крутящий момент будет равен $M_{\text{кр max}} = 42 \cdot 50 \cdot 0,95 = 2000 \text{ кН}\cdot\text{м}$, что соответствует среднему эквивалентному статическому моменту резания (1950 кН·м).

Кроме проверки привода на допустимый кратковременный коэффициент перегрузки электродвигателей, необходимо выполнить проверку на нагрев по среднеквадратичному моменту при резании всего сортамента блюмов и слэбов. В данном случае в качестве примера ограничимся определением среднеквадратичного момента при резании слэба 200×900 мм, хотя при резании более мелких сечений двигателя, возможно, будут находиться в более тяжелых условиях (при большем числе включений их в минуту).

Приведенные к валу электродвигателя маховые моменты масс, кг·м²: якорей электродвигателей $2 \cdot 395 = 790$ (по каталогу), моторных муфт $2 \cdot 85 = 170$ (по каталогу); тормозных шкивов $2 \cdot 70 = 140$ (по каталогу); механизмов ножниц (шпиндель, эксцентриковый вал, ползуны и шатуны) и редуктора 1300 (переменный маховой момент кривошипно-шатунного механизма ножниц при подсчете принят постоянным). Суммарный маховой момент масс на валу электродвигателя $mD^2 = 2400 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; момент инерции всех масс $J = mD_i^2 / 4 = 600 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

При пуске двигателей и разгоне ножниц с ускорением до номинальной скорости (принимая момент пуска и разгона $M_{\text{п}} = M_{\text{н}}$ и момент холостого хода $M_{\text{х.х}} = 0,1 \text{ МН}$) определяем время разгона (ускорения):

$$M_{\text{дин}} = M_{\text{п}} - M_{\text{х.х}} = J \frac{d\omega}{dt} \approx J \frac{\omega}{t}; \quad (V.13)$$

$$t_y = J\omega / M_{\text{дин}} = J\omega / (M_{\text{п}} - M_{\text{х.х}});$$

$$t_y = \frac{600 \cdot 52,2}{(14 - 1,4) 10^3} = 2,5 \text{ с}.$$

При разгоне ножниц до угловой скорости резания ω_p , соответствующей номинальной скорости ножниц n_p , средняя угловая скорость вала ножниц будет равна $\omega_p / 2$ и вал совершит с ускорением угловой путь

$$\varphi_y = \frac{\omega_p}{2} t_y = \frac{1,04}{2} \cdot 2,5 = 1,32 \text{ рад}. \quad (V.14)$$

или в градусах

$$\varphi_y^0 = \frac{360}{2\pi} \varphi_y \approx 75^\circ.$$

Выше было показано, что резание сляба толщиной 200 мм начнется после поворота вала кривошипа на 98° (четвертое положение, рис. V.6). Таким образом, разгон ножиц закончится раньше, чем начнется резание металла ($\varphi_y < \varphi_p$, что является необходимым условием, так как вся мощность двигателей будет расходоваться при резании только на преодоление статического момента резания; динамический момент разгона системы будет равен нулю). Остальную часть пути до момента резания $\varphi_{x,x} = 98^\circ - 75^\circ = 18^\circ$ вал ножиц будет совершать без ускорения при нагрузке, равной $M_{x,x}$.

Для этого участка холостого хода

$$\varphi_{x,x} = \omega_p t_{x,x},$$

откуда находим время после окончания разгона и до начала резания:

$$t_{x,x} = \varphi_{x,x} / \omega_p = \varphi_{x,x}^0 / \omega_p \cdot 2\pi / 360 = 0,3 \text{ с.}$$

Считаем, что резание сляба на пути в 71° совершается при постоянных угловых скоростях вала ножиц ω_p и n_p , тогда время резания составит

$$t_p = \varphi_p^0 / \omega_p \cdot 2\pi / 360 = \varphi_p / 6n_p = 71 / 6 \cdot 10 = 1,18 \text{ с.}$$

Ножицы должны быть остановлены при крайнем нижнем положении кривошипа, т. е. когда вал совершит полный оборот (360°). Тормоза на валу электродвигателей должны быть включены за некоторое время до останова ножиц (при $M_T = M_H$ и $M_{дин} = M_T + M_{x,x}$):

$$t_T = \frac{J\omega}{M_{дин}} = \frac{600 \cdot 52,0}{(14 + 1,4) 10^3} = 2,05 \text{ с,}$$

и путь вала ножиц при равнозамедленном торможении будет равен ($\omega_T = \omega_p / 2$)

$$\varphi_T^0 = 3n_p t_T = 3 \cdot 10 \cdot 2,05 \approx 61^\circ.$$

Остальной путь, считая от момента окончания резания (169°) до момента начала торможения, равный $360 - (169 + 61) = 130^\circ$, вал ножиц совершает при нагрузке, равной $M_{x,x} = 0,1$ МН, за время

$$t_{x,x} = \frac{\varphi_{x,x}^0}{6n_p} = \frac{130}{6 \cdot 10} = 2,17 \text{ с.}$$

Таким образом, время рабочего хода ножиц (при повороте вала на 360°) составит

$$t_{раб} = 2,5 + 0,3 + 1,18 + 2,17 + 2,05 = 8,2 \text{ с,}$$

что несколько больше принятого ранее (7,5 с). Для обеспечения заданной производительности ножиц (четыре реза в минуту, или время цикла резания 15 с) длительность паузы между резами должна быть не более $t_{пауз} = 7$ с.

Определяем среднеквадратичный момент электродвигателей согласно нагрузочной диаграмме, приведенной на рис. V.7

$$M_{ср.кв} = \sqrt{\frac{M_y^2 t_y + M_{x,x}^2 t'_{x,x} + M_{дв.мах}^2 t_p + M_{x,x}^2 t''_{x,x} + M_T^2 t_T}{t_{цикл}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{14^2 \cdot 2,5 + 1,4^2 \cdot 0,3 + 42^2 \cdot 1,18 + 1,4^2 \cdot 2,17 + 14^2 \cdot 2,05}{15}} = 13,9 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Таким образом, $M_{ср.кв} < M_H$, и двигатели не будут перегреваться при работе с частыми запусками.

С целью увеличения производительности ножиц иногда применяют так называемый качательный режим их работы при резании проката небольшой толщины (например, слябов). Из рис. V.7 следует, что собственно участок резания ($169 - 98^\circ = 71^\circ$) составляет менее 1/5 угла полного поворота приводного вала (360°). Поэтому при качательном режиме при помощи командоаппаратов ножицы настраивают таким образом, что перед пуском они находятся в положении, близком к указанному на рис. V.6, в (но при обеспечении свободного прохода сляба под лапой прижима), а по окончании резания ножи останавливаются в положении кривошипа вблизи точки D', т. е. рабочий цикл резания совершается только в верхней половине окружности кривошипа (см. рис. V.4). Таким образом, рабочий цикл ножиц уменьшается почти в два раза. Следующее резание осуществляется после реверсивного вращения двигателя, т. е. процесс резания совершается как бы при «качании» кривошипа I относительно верхней мертвой точки.

Качательный режим требует короткого времени разгона и торможения привода, т. е. применения больших моментов при разгоне и торможении, что влечет за собой повышение среднеквадратичного момента, а значит, и номинального момента электродвигателей. Эти обстоятельства надо иметь в виду при переходе с кругового режима

работы ножниц на качательный. Кроме того, требуется более точная автоматическая система настройки положения ножей.

5. Определим усилие прижима и вес контргруза системы уравновешивания. Во избежание искривления сляба и плоскости резания моментом от P (см. рис. V.3, а) необходимо в процессе резания сляб прижимать к нижнему ножу (ползуну) с усилием Q . Это усилие определим из условия, что создаваемый им момент относительно плоскости резания должен быть равен (или больше) моменту пластического изгиба сляба (рис. V.3, б):

$$Ql \geq \sigma_T \frac{bh^2}{4}; \quad Q = \sigma_T \frac{bh^2}{4l}. \quad (V.15)$$

Принимая среднее значение $\sigma_T = 40$ МПа для сляба 200×900 мм при температуре около 1000°C , получим усилие на лапе прижима

$$Q = 40 \frac{0,9 \cdot 0,2^2}{4 \cdot 0,9} = 0,4 \text{ МН}$$

(включая вес лампы прижима и рычагов).

Усилие прижима через металл передается в основном первому ролику у нижнего ножа, при этом ролик и его опоры при каждом резе испытывают большие нагрузки и напряжения. Это обстоятельство является существенным недостатком конструкции ножниц данного типа.

Для устранения этого недостатка в ножницах некоторых типов применяют специальный механизм для «предподъема» нижнего ползуна выше уровня роликов рольганга; таким образом, здесь усилие прижима передается через металл не на ролики рольганга, а на нижний ползун и замыкается в подвижной системе (как при резании).

Для создания усилия прижима применено рычажное уравновешивание подвижной системы при помощи контргруза (см. рис. V.6, в).

Рассматривая верхний рычаг 6—7 прижима как двухопорную балку, заключаем, что для создания в опоре 6 реакции $(Q - G_n)$ (где G_n — вес прижима) к средней опоре 5 необходимо приложить усилие $Q_5 = 2(Q - G_n)$. С другой стороны, это усилие, перенесенное в шарнир 2, из условия равновесия этого шарнира должно быть равно

$$Q_5 = Q_2 = G_c + Q - G_y,$$

где G_c — вес всей подвижной системы собственно ножниц (верхнего и нижнего ползун с валами и шатунов); G_y — усилие на вертикальной штанге уравновешивания.

Решая совместно эти два уравнения, получим

$$Q_y = G_c + 2G_n - Q. \quad (V.16)$$

В нашем случае $G_c = 800$ кН, $G_n = 60$ кН, поэтому получим

$$Q_y = 800 + 2 \cdot 60 - 400 = 520 \text{ кН.}$$

При отношении плеч рычага контргрузов, равном $3/5$, получим, что для обеспечения заданного усилия прижима необходимо на длинном плече рычага установить контргруз весом $3/5 \cdot 520 = 310,2$ кН. Фактически установлено два контргруза весом по 160 кН.

6. Расчет шатуна на прочность. Боковые шатуны, соединяющие верхний и нижний ползуны, являются самыми ответственными деталями ножниц; они полностью воспринимают усилие резания и замыкают его в подвижной системе (не передавая на станины).

Максимальное усилие, действующее на один шатун

$$N_{ш} = N/2 = P_{\max}/(2 \cos \beta) \approx 5,02 \text{ МН.}$$

Напряжения в верхней головке

а) смятия по $d = 2r = 1050$ мм и $b = 380$ мм

$$\sigma_{см} = \frac{5,02 \cdot 10^6}{1050 \cdot 380} = 12,6 \text{ МПа;}$$

б) растяжения в сечении по горизонтальному диаметру

$$\sigma_p = \frac{5,02 \cdot 10^6}{2 \cdot 380 \cdot 1500} = 42,7 \text{ МПа;}$$

в) в проушине по формуле Ляме при $r_n = 680$ мм и $r_b = 525$ мм

$$\sigma = \sigma_{см} \frac{r_n^2 + r_b^2}{r_n^2 - r_b^2} = 50 \text{ МПа.}$$

Напряжения в нижней головке находим аналогично:

$$\sigma_{см} = \frac{N_{ш}}{480 \cdot 300} = 35 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_p = \frac{N_{ш}}{2 \cdot 300 \cdot 160} = 52,3 \text{ МПа;}$$

$$\sigma = 35 \frac{400^2 + 240^2}{400^2 - 240^2} = 74,5 \text{ МПа.}$$

Напряжение в сечении посередине длины шатуна

$$\sigma_p = \frac{5,02 \cdot 10^6}{450 \cdot 200} = 55,8 \text{ МПа}$$

(без учета возможного изгиба от внецентренного приложения усилия).

Шатуны изготовлены из ковальной стали марки 40ХН, имеющей предел текучести $\sigma_t = 500 \text{ МПа}$; таким образом обеспечивается 7-кратный запас прочности.

Затем необходимо провести расчеты на прочность обычными способами эксцентрикового вала, шпинделя, станины (открытого типа), редуктора и пружинных амортизаторов прижима и нижнего суппорта.

На рис. V.8 дан общий вид ножниц с верхним плавающим эксцентриковым валом 2 конструкции ВНИИ-метмаша — НКЗМ и усилием резания 10 МН, установленных на блюминге 1000.

Ножницы предназначены для горячей резки блюмов сечением до $350 \times 350 \text{ мм}$ и слябов сечением до $200 \times 900 \text{ мм}$ и состоят из следующих основных элементов: станины 8 и крышки 3, суппортов с ножами 1, нижней оси 7, продольных тяг (шатунов) и амортизатора. Ножницы имеют механический прижим (конструкции А. И. Целикова и А. П. Токарского); вал прижима 4 установлен на двух подшипниках наверху станины. На валу на шпонке закреплен рычаг 5, на конце которого шарнирно подвешена лапа прижима 6.

Ножницы оборудованы сталкивателем заднего короткого обрезка, передвижным упором, устанавливаемым на требуемое расстояние от ножиц для резки блюмов и слябов мерной длины, и транспортером для уборки переднего и заднего обрезков.

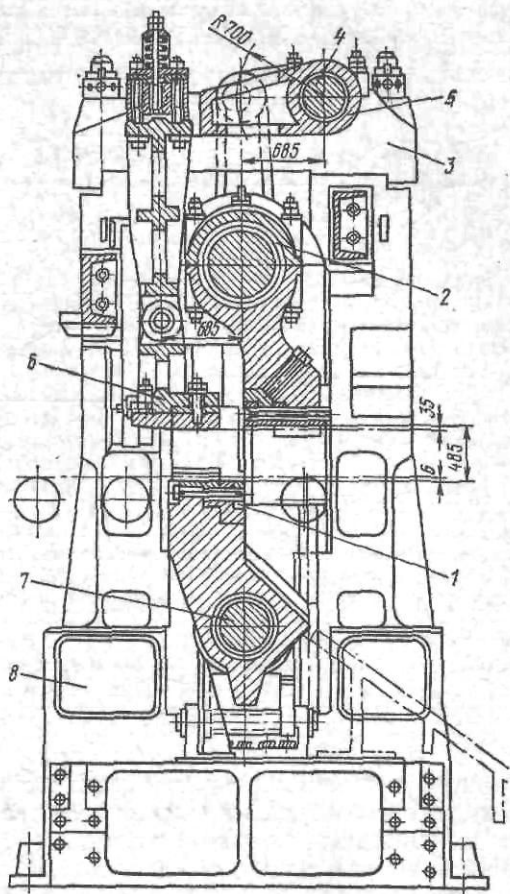


Рис. V.8. Общий вид ножниц с усилием резания 10 МН с механическим прижимом и грузовым уравновешиванием верхнего ползуна

Ножницы с гидравлическим прижимом

Устройство и работу этих ножниц рассмотрим на примере анализа типовых ножниц системы НКМЗ.

Пример 36. Выполнить кинематический анализ эксцентриковых ножниц с нижним плавающим валом, установленных на блюмингах 1150 и слябингах 1150—1200. В отличие от рассмотренных выше ножниц усилием 10 МН эти ножницы имеют нижний приводный эксцентриковый вал, гидравлическое уравновешивание ползунов и гидравлический прижим. Ножницы конструкции НКМЗ этого типа рассчитаны на максимальные усилия резания 12,5; 16, 20 и 25 МН; кинематические схемы этих ножниц аналогичны. Эксцентриковый (плавающий) вал приводится от электродвигателя.

Рассмотрим кинематику ножниц при круговом режиме резания (рис. V.9).

1. В исходном положении гидравлические цилиндры 5 уравновешивания верхнего 10 и нижнего 1 ползунов (суппортов с ножами) и цилиндр прижима 9 находятся под постоянным давлением жидкости (около 10 МПа). Нижняя плоскость лапы прижима находится на одном уровне с нижней плоскостью верхнего ножа, что достигается предвзвешиванием настройкой положения прижима по упору. Эксцентриситет приводного эксцентрикового вала 2 направлен вверх, что соответствует

верхней мертвой точке кривошипа (рис. V.9, а). Мерная длина отрезаемого металла устанавливается при помощи передвижного упора. Плунжер 9 прижима 8 под давлением жидкости в цилиндре находится в крайнем верхнем положении (рис. V.9, б).

2. Включение электродвигателя привода эксцентрикового вала ножиц на резание осуществляется оператором с пульта управления или автоматически от фотореле после установки передвижного упора на со-

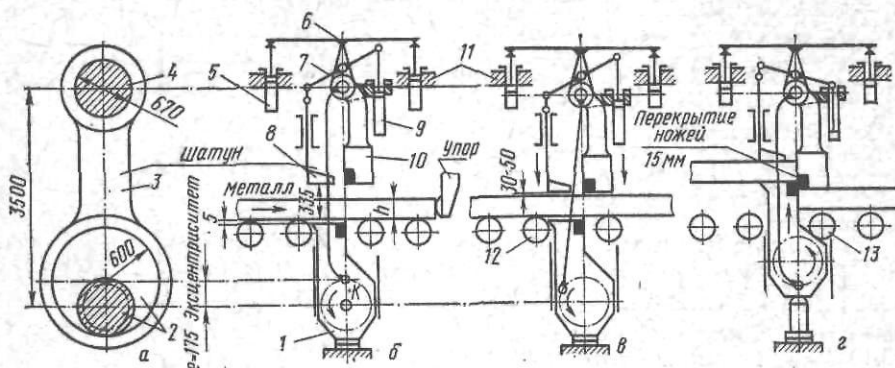


Рис. V.9. Кинематика ножиц с усилием резания 20 МН, с нижним резом, гидравлическим прижимом и гидравлическим уравновешиванием верхнего и нижнего ползунов:

а — шатун (разрез по нижнему приводному валу); б — исходное положение; в — крайнее положение верхнего суппорта и прижима; г — окончание резания

ответствующее расстояние от плоскости резания. Верхний ползун 10 одновременно с прижимом будут двигаться вниз, не изменяя своего исходного взаимного положения (рис. V.9, в); нижний ползун 1 неподвижен (так как вся система недоуравновешена и опирается на нижний стул с прокладками). Шатун 3 отклоняется влево, заставляя ось верхнего ползуна 4 опускаться вниз. При движении вниз верхнего ползуна 10 (с прижимом) и жесткого рычага 6 жидкость из цилиндра уравновешивания 5 верхнего ползуна 10 вытесняется в аккумулятор (сами цилиндры неподвижны, так как они закреплены в станине ножиц 11 и установлены не как показано на рис. V.9, а в плоскости резания, перпендикулярной чертежу).

Не доходя 30—50 мм до разрезаемого металла верхний ползун и прижим останавливаются, так как в этот момент запирается жидкость в цилиндрах уравновешивания верхнего ползуна и вытеснение ее из цилиндров прекращается (импульс на закрытие клапана в гидросистеме цилиндров уравновешивания верхнего ползуна поступает от командоаппарата на эксцентриковом валу после поворота этого вала на некоторый заранее определяемый угол). Таким образом, перед началом резания прижим и верхний нож не упираются в металл и не давят на ролики рольганга 12, 13.

3. Вследствие запора жидкости в гидроцилиндрах уравновешивания и остановки верхнего ползуна (с прижимом) при дальнейшем вращении эксцентрикового вала и опускания его кривошипной точки К вниз начнет подниматься нижний ползун. При этом он сначала приподнимет металл (сляб) на 30—50 мм, прижмет его к верхнему ползуну и прижму; затем при движении вверх начнется резание нижним ножом (нижний рез); при этом верхний ползун будет оставаться по-прежнему неподвижным; а прижим под действием давления от металла и нижнего ползуна будет двигаться вверх, вытесняя жидкость из своего гидроцилиндра в аккумулятор (этот цилиндр смонтирован на кронштейне верхнего ползуна шарнирно на цапфах, что не показано на рис. V.9 г; при опускании коромысла 7 цилиндр будет поворачиваться на небольшой угол в плоскости чертежа).

По окончании резания, когда кривошипная точка К эксцентрикового вала займет крайнее нижнее положение (нижняя мертвая точка при повороте на 180°), образуется перекрытие ножей, равное 15 мм, необходи-

мде для гарантирования получения полного резания металла по всей высоте сечения.

4. При дальнейшем вращении эксцентрикового вала на 180° вся система возвращается в исходное положение (см. рис. V.9, аб). Остановка электродвигателя в этом положении осуществляется вторым командо-аппаратом на свободном конце эксцентрикового вала.

Очевидно, что ход ножей равен двойному эксцентриситету эксцентрикового вала, т. е. $2e=350$ мм; раскрытие ножей при предусмотренном их перекрытии 15 м равно 335 мм.

Круговой режим резания, рассмотренный выше, применяют, когда толщина разрезаемого металла большая (200—250 мм) по сравнению с раскрытием ножей (335 мм).

Качательный режим, как и в примере 33, применяют при резании относительно тонких слябов (125—150 мм) с целью сокращения продолжительности цикла одного резания. Для уменьшения раскрытия (хода)

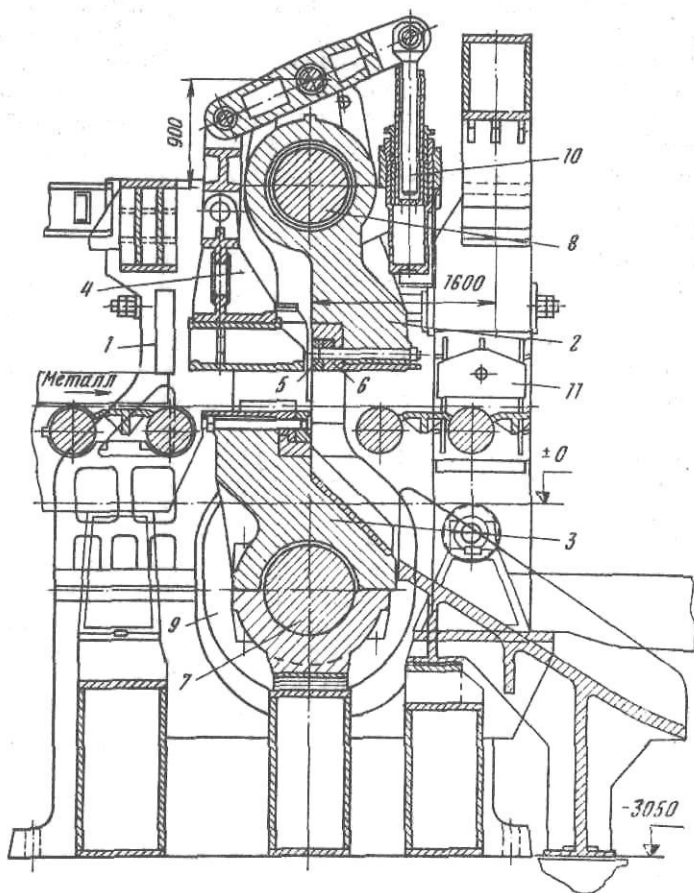


Рис. V.10. Общий вид ножниц с усилием резания 20 МН

ножей эксцентриковый вал предварительно поворачивают на определенный угол и при этом верхний суппорт (с прижимом) уже опущен вниз на некоторую величину. По окончании резания эксцентриковый вал останавливается, когда нижний суппорт не дойдет до своего крайнего верхнего положения, и затем реверсируется в исходное положение. Расчет ножниц аналогичен изложенному в примере 33.

На рис. V.10 представлен общий вид ножниц с нижним резом усилием 20 МН конструкции НКМЗ, предназначенных для горячей резки слябов толщиной до 250 мм и шириной до 1800 мм.

Ножницы имеют нижний плавающий эксцентриковый вал, приводимый двумя электродвигателями мощностью $2 \times 880 = 1760$ кВт,

400/750 об/мин через два редуктора с общим передаточным числом $i = 35$. Ход ножей 350 мм, перекрытие ножей 15 мм, число полных ходов в минуту 8—12, число резов в минуту 5—8.

Передача вращения и крутящего момента от выходного вала редуктора нижнему эксцентриковому валу осуществляется универсальным шпинделем (плавающим, т. е. перемещающимся по вертикали вместе с эксцентриковым валом) с гидравлическим уравниванием.

Литые стальные станины 1 соединены между собой сверху и внизу сварными траверсами. Механизм резания состоит из верхнего 2 и нижнего 3 суппорта (ползунов) с ножами и прижима 4 с гидравлическим приводом от цилиндра с плунжером 10. Правильное положение сляба (посередине ножей) достигается перемещением боковых гидравлических толкателей 11. Нижний суппорт 3 с эксцентриковым валом 7 уравнивается двумя нижними гидравлическими цилиндрами (на чертеже не видны). Верхний суппорт 2 с боковыми шатунами 9 уравнивается верхними гидравлическими цилиндрами, закрепленными на станине (на чертеже не показаны, см. рис. V.9). Ножи 5 и сменные планки 6 (предохраняющие суппорт от износа при высокой температуре) закреплены в суппортах болтами и непрерывно охлаждаются водой. Верхний суппорт перемещается по боковым направляющим в станинах, а нижний суппорт и прижим — по боковым направляющим в верхнем суппорте.

Нижний эксцентриковый вал 7 и ось верхнего суппорта 8 соединены между собой боковыми шатунами 9 (см. рис. V.9); усилие резания воспринимается этими шатунами и на станину не передается.

Механизм резания уравновешен не полностью, поэтому верхний и нижний суппорты всегда стремятся опуститься вниз; перед резанием нижний суппорт опирается на нижнюю траверсу (через набор прокладок). Степень неуравновешенности механизма резания регулируется при настройке гидросистемы, при этом достигается условие, чтобы при повороте нижнего эксцентрикового вала сначала двигался вниз верхний суппорт.

Достоинства ножниц следующие: 1) резание совершается при ходе нижнего ножа. При этом разрезаемый металл приподнимается нижним суппортом над рольгангом и ролики рольганга не испытывают никаких усилий при резании; 2) прижим затрудняет искривление металла при резании и способствует получению ровного (не косоуго) торцового сечения; 3) усилие резания и боковые распирающие усилия воспринимаются только механизмом резания (шатунами и суппортами) и на станину и фундамент не передаются; 4) расположение эксцентрикового вала на нижнем суппорте упрощает установку привода на низком фундаменте.

Ножницы аналогичной конструкции усилием 12,5 и 16 МН применяются на блюмингах.

4. Гидравлические ножницы

Гидравлические ножницы по конструкции значительно проще механических ножниц с электроприводом и их широко применяют в прокатных цехах на зарубежных заводах. На наших заводах их не применяют ввиду того, что нет уверенности в надежности их работы в условиях резкого изменения температуры в прокатных цехах (лето — зима). Однако можно полагать, что в дальнейшем этот вопрос будет разрешен в пользу установки гидравлических ножниц (на южных заводах страны), так как они отличаются важными преимуществами перед механическими ножницами с электроприводом (большее число ходов в минуту, т. е. большая производительность, простота конструкции, меньшая масса оборудования и меньшая площадь, занимаемая ножницами в цехе).

На рис. V.11 дана схема гидравлических ножниц.

Станина 2, установленная на фундаменте, имеет прямоугольную форму: стойки станины жестко соединены внизу траверсой 1, а сверху мас-

сивной крышкой 6. По бокам стоек станины предусмотрены направляющие (показаны перекрестным пунктиром) для перемещения верхнего 5 и нижнего 3 ползунков.

Гидравлический цилиндр 8 двойного действия укреплен на верхней массивной подвижной траверсе 7. Верхний ползун 5 подвешен к плунжеру 9 гидравлического цилиндра и уравновешен давлением жидкости, подаваемой по трубе 11 в полость А. Нижний ползун 3 подвешен к верхней подвижной траверсе 7 при помощи четырех болтов-колонн 4. При подаче рабочей жидкости (масло) по телескопической трубе 10 в полость Б цилиндра 8 сначала пойдет вниз плунжер 9 с верхним ползуном 5 и ножом 12. При упоре верхнего ножа 12 в металл движение плунжера и верхнего ползуна 5 прекращается и начинает двигаться вверх цилиндр 8, поднимая траверсу 7, болты-колонны 4 и нижний ползун 3 с нижним ножом 13. Произойдет резание металла нижним ножом (нижний рез). Затем клапан в линии трубопровода 10 открывается «на слив», по трубопроводу 11 подается жидкость под давлением, траверса 7 с цилиндром 8 и нижним суппортом 3 опускается вниз, а верхний ползун 5 и плунжер 9 поднимаются вверх, занимая исходное положение.

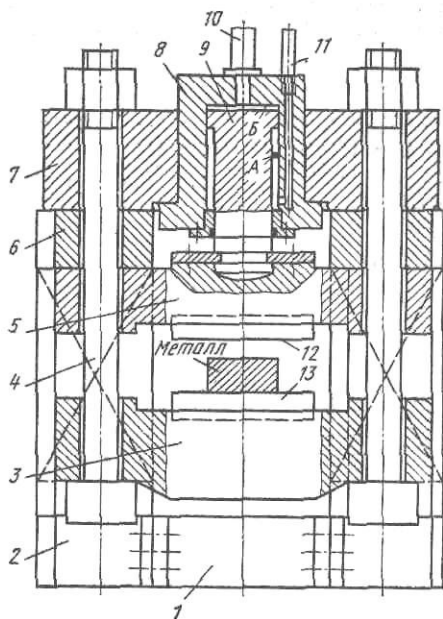


Рис. V.11. Схема гидравлических ножниц

Глава VI.

ГИЛЬОТИННЫЕ НОЖНИЦЫ

1. Классификация и назначение

Гильотинные ножницы конструктивно выполняют двух типов: открытого и закрытого.

Ножницы открытого типа (рис. VI.1, а) имеют короткие ножи и одну станину с боковым просветом, через который подается разрезаемый металл; их применяют главным образом для резки сутунки и сортового металла в холодном состоянии; в последнем случае форма ножей соответствует профилю сечения разрезаемого металла. Верхний (подвижной) нож — наклонный с углом наклона 2—5°.

Ножницы закрытого типа (рис. VI.1, б) имеют две станины, соединенные внизу траверсой; в просвете между станинами перемещается суппорт с ножом. Эти ножницы применяют для поперечной резки широких полос и листов в холодном, полуостывшем или горячем состоянии.

В зависимости от назначения ножницы закрытого типа конструктивно выполняют с верхним или нижним подвижным ножом.

Ножницы с верхним подвижным ножом применяют главным образом как отдельно стоящие в прокатном цехе, а также в поточных линиях для поштучной резки листов на нужные размеры и обрезки боковых кромок листов.

Ножницы с нижним подвижным ножом обычно устанавливают в линии рольганга прокатного стана или в агрегатах резки полосы, т. е. в

точных технологических линиях; таким образом, на этих ножницах осуществляется только поперечная резка полосы на листы или отрезки переднего и заднего конца у длинных полос; обрезка боковых кромок полосы в этом случае осуществляется дисковыми ножницами, установленными за поперечными ножницами.

В ножницах с верхним подвижным ножом этот нож установлен наклонно, а нижний нож — горизонтально. Угол наклона принимают в

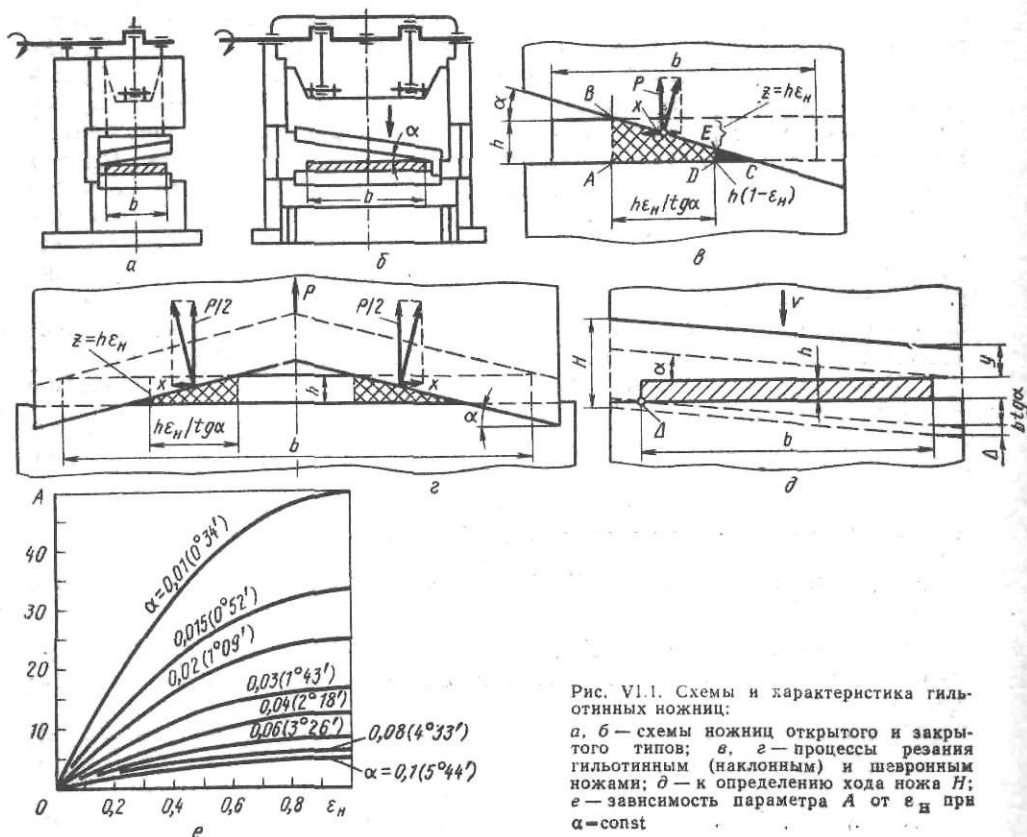


Рис. VI.1. Схемы и характеристика гильотинных ножей:
 а, б — схемы ножей открытого и закрытого типов; в, г — процессы резания гильотинным (наклонным) и шевронным ножами; д — к определению хода ножа H ; е — зависимость параметра A от ϵ_H при $\alpha = \text{const}$

пределах $1-6^{\circ}$ в зависимости от толщины разрезаемых листов (чем больше толщина, тем больше угол наклона с целью уменьшения усилия резания), см. табл. VI.1 и формулу (VI.2).

В ножницах с нижним подвижным ножом этот нож установлен прямо (а верхний наклонно, как в первом случае) или наклонно (а верхний — прямо). Практика показывает, что при резании верхним наклонным ножом полоса (лист) выгибается и рез получается косой; при резании нижним наклонным ножом полоса (лист) прижимается к верхнему пря-

Таблица VI.1. Основные параметры гильотинных ножей

Параметры	Максимальное		
	20	63	120
Усилие прижима листа (полосы) кН	10	20	50
Угол наклона ножей, град	1	1-1°30'	1-2°
Толщина листа (полосы), мм	0,8-1,5	1,5-2,5	2,5-4,0
Ход ножа, мм	50	70	80
Ширина листа (полосы), мм	1100-1600	1600-2500	1600-2500
Крутящий момент на коленчатом (эксцентриковом) валу, кН·м	0,4-0,8	1-3	1,5-3,0

Примечание. Для стали $\sigma_B = 500$ МПа.

тому ножу и рез получается прямым (перпендикулярным). Поэтому на новых ножницах с нижним подвижным ножом этот нож устанавливают наклонно.

Материал ножей — сталь марок 9Х, 5Х2ВС, 55ХНВ, 55Н2Ф: твердость после закалки 55 HRC.

2. Методика определения усилий резания

При резании металла на ножницах с одним наклонным ножом сопротивление резанию оказывает не вся площадь сечения листа bh , как при резании параллельными ножами, а только некоторая небольшая часть его в виде треугольника ABC (см. рис. VI.1, а). Очевидно, что благодаря наклону ножа усилие резания значительно уменьшается. Кроме того, при погружении ножа в металл собственно резание (сдвиг) происходит не по всему сечению треугольника ABC , а только по части его в виде трапеции $ABED$, так как у вершины треугольника по линии ED наступает отрыв (скальвание) металла. Величина $z=h-ED$ характеризует глубину надреза, при которой наступает отрыв, а отношение $\epsilon_n=z/h$ называется относительной глубиной надреза и зависит от пластических свойств металла ($\epsilon_n=1,2 \div 1,6 \delta$, где δ — относительное удлинение при испытании на растяжение образцов) (табл. V.1).

Таким образом, площадь трапеции $ABED$, оказывающей сопротивление резанию, равна

$$F_{\text{тр}} = \frac{h + (h - z)}{2} \frac{z}{\text{tg } \alpha} = \frac{2 - \epsilon_n}{2 \text{tg } \alpha} \epsilon_n h^2, \quad (\text{VI.1})$$

а максимальное усилие резания (формула А. А. Королева)

$$P_{\text{max}} = k\sigma_b F_{\text{тр}} = k\sigma_b \frac{(2 - \epsilon_n) \epsilon_n}{2 \text{tg } \alpha} h^2 = k\sigma_b h^2 A. \quad (\text{VI.2})$$

Из анализа кривых на рис. (VI.1, е) следует, что параметр $A = (2 - \epsilon_n) \epsilon_n / (2 \text{tg } \alpha)$, характеризующий площадь трапеции (при $h=1$);

а) при $\epsilon_n = \text{const}$ резко возрастает с уменьшением угла наклона ножа (особенно при $\alpha < 1,5 \div 2^\circ$);

б) при $\alpha > 2^\circ$ с увеличением ϵ_n возрастает менее интенсивно.

Таким образом, для уменьшения усилия резания целесообразно применять угол наклона ножа $\alpha > 1,5 - 2^\circ$.

Формула (VI.2), как это ясно из вывода уравнения (VI.1), справедлива для всех случаев, когда $\text{tg } \alpha > h/b$; при $\text{tg } \alpha < h/b$ следует пользоваться формулой (VI.2) для случая резания параллельными ножами.

Из анализа формулы (VI.2) можно сделать следующие выводы:

1) с увеличением глубины надреза (характеризуемой коэффициентом ϵ_n) и предела прочности разрезаемого материала усилие резания увеличивается (рис. VI.1, е) и имеет максимальное значение при $\epsilon_n = 1$;

2) усилие резания пропорционально квадрату толщины листа

усилие резания P , кН

250	500	1000	1600	2500	4000	6300
100	150	200	250	300	—	—
1—2°	1°30'—2°30'	2—3°	2°30'—3°30'	3—4	4—5°	5—6°
4—6	6—10	10—16	16—25	25—32	32—40	40—60
90	105	125	175	220	260	400
1600—2500	2200—3200	2200—3200	2500—4000	2500—4000	2700—5000	2700—5000
2,0—5,0	10—18	20—100	120—250	300—400	300—500	400—800

(с увеличением толщины листа, например, в два раза усилие резания повышается в четыре раза);

3) усилие резания обратно пропорционально тангенсу угла наклона ножа, т. е. с увеличением угла наклона ножа усилие резания уменьшается. Однако так как при этом появляется горизонтальное усилие, выталкивающее лист из-под ножей, то практически угол наклона ножа не принимают свыше 6° , при котором это усилие не превышает 11 % от P_{\max} (см. рис. VI.1, а).

В некоторых случаях предпочитают применять более сложный в изготовлении двухнаклонный (шеvronный) верхний (или нижний) нож (см. рис. VI.1, з). Очевидно, что при резании таким ножом лист занимает более устойчивое положение (горизонтальные силы X действуют в противоположные стороны). Ввиду того что сопротивление резанию оказывают одновременно два сечения в форме трапеции, в формулу (VI.2) для определения усилия необходимо ввести коэффициент 2, т. е.

$$P = 2k_1 k_2 k_3 \sigma_b \frac{2 - \epsilon_n}{2 \operatorname{tg} \alpha} \epsilon_n h^2. \quad (\text{VI.3})$$

Однако, это не значит, что при этом усилие резания увеличивается в два раза; так как при применении шевронного ножа можно принимать большие углы наклона, чем для гильотинного ножа, то в знаменателе $\operatorname{tg} \alpha$ увеличивается и общее усилие резания, определенное по формуле (VI.3), будет почти такое же, как найденное по формуле (VI.2).

Как видно (из рис. VI.1, д) при гильотинном резании листа ход верхнего наклонного ножа (см. табл. 1)

$$H = h + b \operatorname{tg} \alpha + y + \Delta, \quad (\text{VI.4})$$

где y — минимальная открытая высота от нижней кромки ножа до верхнего угла листа максимальной толщины h (расстояние от листа до ножа); конструктивно принимают $y = 15 - 30$ мм в зависимости от толщины листа; b — максимальная ширина листа для нижнего ножа длиной L ; принимают $L = b + 50 - 150$ мм (в зависимости от ширины листа); Δ — перекрытие ножей для обеспечения надежного резания сечения листа по всей ширине; принимают $\Delta = 5 - 10$ мм, в зависимости от толщины листа.

При приводе суппорта ножниц от эксцентрикового или кривошипного (коленчатого) вала эксцентриситет (радиус кривошипа) должен быть равен

$$e = r = H/2. \quad (\text{VI.5})$$

Боковой зазор между ножами при резании стальных листов принимают равным $\delta = (0,04 - 0,05) h$.

При резании шевронным ножом в формулу (VI.4) вместо ширины b необходимо подставлять $5/2$ (см. рис. VI.1, з).

Однако так как угол наклона шевронного ножа $\alpha_{\text{ш}}$ в 1,5—2 раза больше угла наклона гильотинного ножа α_r ($\operatorname{tg} \alpha_{\text{ш}} > \operatorname{tg} \alpha_r$), то фактически ход верхнего ножа в обоих случаях будет почти одинаковым.

Как будет показано ниже, особенно целесообразно применение шевронного ножа при резании полосы на летучих ножницах (барабаных и кривошипно-шатунных), у которых ножи движутся по круговым (или близким к ним) траекториям.

3. Конструкция и расчет ножниц

На рис. VI.2 представлен общий вид гильотинных ножниц с верхним резом усилием 6 МН конструкции УЗТМ. Ножницы имеют нижний нож длиной 3000 мм и верхний наклонный нож с наклоном 1:10 ($5^\circ 42'$); максимальная толщина разрезаемого листа 50 мм; предел прочности разрезаемого материала до 800 МПа. Ножницы предназначены для поперечной резки толстых листов шириной до 2600 мм и для продольной резки боковых кромок толстых листов при длине реза до 3000 мм.

Ножницы этого типа установлены в поточной линии отделки толстых листов толстолистового стана 2800.

Станина состоит из двух стальных (литых или сварных из толстых листов) стоек, установленных на фундаменте. Внизу стойки соединены траверсой (суппортом) для нижнего ножа; вверху стойки соединены стяжными болтами и траверсой, на которой установлен редуктор. Стальной литой суппорт верхнего ножа установлен в направляющих

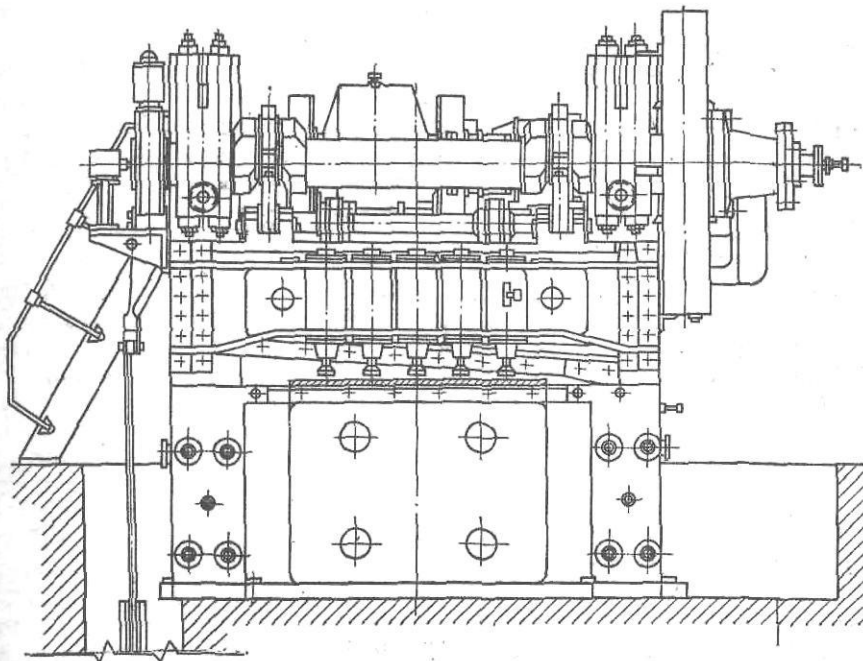


Рис. VI.2. Гильотинные ножницы с верхним резом усилием 6МН для резания толстых листов

станины и двумя шатунами соединен с коленчатым валом. Суппорт имеет грузовое уравнивание.

Коленчатый вал установлен в станине на подшипниках скольжения. На одном конце вала свободно вращается зубчатое колесо и имеется кулачковая муфта включения. Исходное положение вала фиксируется грузовым ленточным тормозом с электромагнитом. Ножницы включаются на резание воздушным цилиндром, поршень которого соединяет кулачковую муфту, сидящую на шпонках на коленчатом валу, с зубчатым колесом. Муфта выключается автоматически после поворота коленчатого вала на 360° .

Стальной литой корпус прижима прикреплен к станине; в корпусе размещены пять пневматических цилиндров диаметром 400 мм; штоки цилиндров прижимают лист к нижнему суппорту перед резкой. На одном цилиндре установлен конечный выключатель; включение ножниц на резание возможно только при опущенном прижиме.

Ножницы приводятся от электродвигателя переменного тока мощностью 280 кВт, 900 об/мин через двухступенчатый редуктор и пару цилиндрических шестерен ($i=71$), большая шестерня которых вращается непрерывно и соединяется с муфтой включения. На быстрходном валу редуктора расположены два маховика с маховым моментом $7500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Общая масса ножниц 300 т.

На рис. VI.3 показаны гильотинные ножницы усилием 200 кН с нижним наклонным подвижным ножом конструкции ВНИИметмаша — СКМЗ.

Ножницы установлены в поточной линии поперечной резки полосы на листы мерной длины; наибольшая ширина полосы 2350 мм; толщина 6 мм; предел прочности материала полосы 500 МПа. Ход нижнего

ножа 135 мм, длина режущей кромки 2500 мм. Наклонным (с углом $1^{\circ}40'$) является нижний нож 6, поэтому прижим 9 установлен на суппорте 10 нижнего ножа и при резании прижимает полосу к верхнему прямому ножу 8 и верхней траверсе 7. Ножи изготовлены из стали марки X12M. Ножницы приводятся

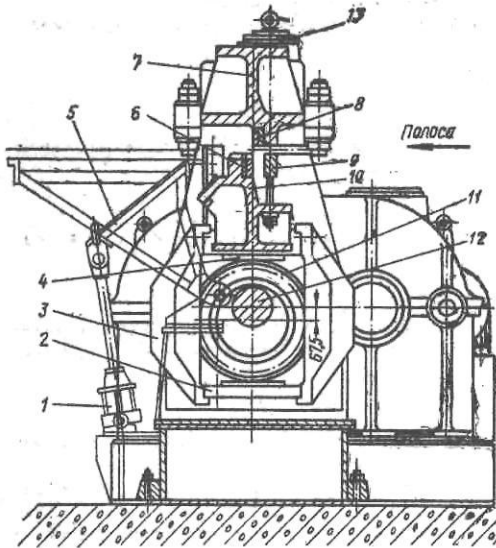


Рис. VI.3. Гильотинные ножницы с нижним резом и нижним наклонным ножом усилием 200 кН для резания тонких листов

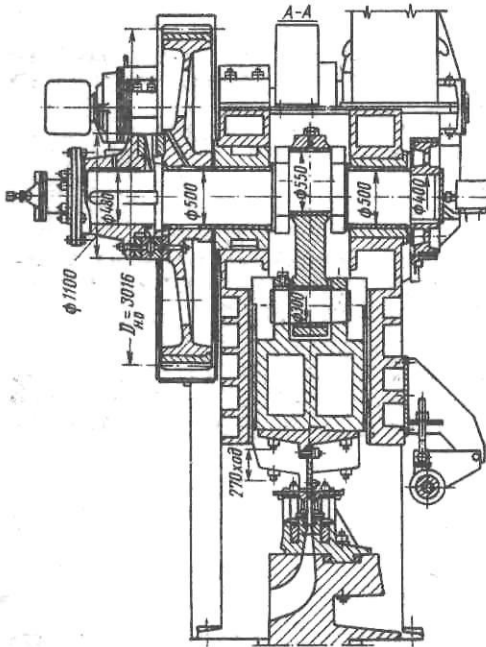


Рис. VI.4. Сортовые гильотинные ножницы открытого типа усилием 5МН

электродвигателем переменного тока мощностью 30 кВт, 725 об/мин через двухступенчатый редуктор ($i=20$). Ножницы включаются на резание оператором и останавливаются в исходном положении при помощи командоаппарата, установленного на тихоходном валу редуктора.

При вращении эксцентрикового вала 12 с частотой 36 об/мин кольца 11 эксцентрикового вала обкатываются по опорным планкам 4 снизу суппорта. Для обеспечения возврата суппорта в нижнее исходное положение предусмотрены боковые хомуты 3, которые вверху прикреплены к нижнему суппорту, а внизу опираются поперечиной 2 на кольцо.

Прижим 9 при резании прижимает лист к верхней траверсе при помощи пневматических цилиндров 13 (воздух под избыточным давлением 400 кПа подается в нижнюю полость). Передний немерный конец полосы (имеющий форму «языка») сбрасывается в нижний короб путем опускания стола 5 при помощи пневматического цилиндра 1.

Ножи имеют симметричное сечение всех четырех рабочих граней. Масса ножниц 13 500 кг, с приводом 39 500 кг.

На рис. VI.4 показаны сортовые ножницы открытого типа усилием 5 МН конструкции УЗТМ, предназначенные для холодной резки на мерные длины балок, швеллеров, угловой стали и узкой полосы из стали с пределом прочности до 600 МПа. Число ходов верхнего суппорта в минуту 24; число резцов в минуту 6. Ножницы имеют маховичный привод от электродвигателя переменного тока мощностью 70 кВт, 735 об/мин через редуктор и зубчатые шестерни ($i=29,7$).

Большая шестерня свободно насажена на конец коленчатого вала и вращается непрерывно.

Включение ножниц на резание осуществляется кулачковой муфтой при помощи пневматического цилиндра. Верхний суппорт уравновешен контргрузом; положение нижнего ножа по горизонтали можно регулировать при помощи реечно-винтовой передачи с приводом от пневмоцилиндра.

Пример 37. Определить усилие резания и мощность электродвигателя гильотинных ножниц 8×2350 мм с нижним резом (рис. VI.5). Ножницы предназначены для поперечной резки полосы на листы мерной длины и установлены в агрегате резки.

Дано: толщина полосы $h=8$ мм; ширина полосы $b=2350$ мм; предел прочности материала стальной полосы $\sigma_b=800$ МПа; угол наклона нижнего ножа $\alpha=2^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha=0,0349$); длина верхнего горизонтального ножа 2500 мм. Ножницы приводятся эксцентриковым валом и имеют прижим, расположенный снизу полосы.

1. Максимальное усилие резания определяем по формуле (VI.2): принимаем $k_1=0,7$; $k_2=1,2$; $k_3=1,3$; $\varepsilon_n=0,4$.

$$P = 1,1 \frac{2 - 0,4}{2 \cdot 0,0349} 0,4 \cdot 800 \cdot 8^2 \approx 400 \text{ кН.} \quad 516 \text{ кН}$$

Горизонтальное усилие, выталкивающее полосу из-под ножей и воспринимаемое боковыми направляющими станины при подъеме нижнего суппорта:

$$X = P \operatorname{tg} \alpha = 400 \cdot 0,0349 = 14 \text{ кН.}$$

Поперечное усилие, распирающее ножи и воспринимаемое направляющими в станинах, принимаем

$$T \approx 0,1P = 40 \text{ кН.}$$

2. Определяем ход ножа и эксцентриситет эксцентриков приводного вала. Принимаем: перекрытие ножей $\Delta=10$ мм; открытая высота ножа под полосой $y=20$ мм; по формуле (VI.4) находим

$$H = 8 + 2350 \cdot 0,0349 + 20 + 10 = 120 \text{ мм.}$$

Требуемый эксцентриситет эксцентриков, согласно формуле (VI.5), $e=60$ мм.

3. Определяем крутящий момент на валу эксцентриков:

а) первое положение эксцентриков — начало резания (см. рис. VI.5 а, положение 1). Усилие резания станет максимальным при подъеме ножа на величину $h_p = h + y = 8 + 20 = 28$ мм (треугольник резания сечения станет полным при внедрении ножа на величину h); при этом эксцентриковый вал повернется на угол

$$\cos \varphi = (e - h_p) / e = (60 - 28) / 60 = 0,5333;$$

$$\varphi = 57^\circ 46'$$

и плечо момента на эксцентрике будет равно

$$e_x = \sqrt{e^2 - (e - h_p)^2} = \sqrt{60^2 - 32^2} = 51 \text{ мм.}$$

Равнодействующая усилий, действующих на левый эксцентрик сверху вниз [вес суппорта $G=20$ кН]; усилие от прижима (пружинного или пневматического) $P_{\text{п}}=3$ кН]

$$P_1 = P + (X + T) \mu + G + P_{\text{п}} = 400 + (14 + 40) 0,1 + 20 + 3 = 428,5 \text{ кН,}$$

где $\mu=0,1$ — коэффициент трения в направляющих станины.

Крутящий момент на эксцентриковом валу

$$M_1 = P_1 e_x = 428,5 \cdot 0,051 = 21,8 \text{ кН} \cdot \text{м;}$$

б) второе (промежуточное) положение — эксцентриковый вал повернулся на $\varphi=90^\circ$. Усилие прижима возросло до 5 кН и общее усилие на эксцентрик стало $P_2=430,5$ кН; плечо момента равно полному эксцентриситету $e=60$ мм.

$$M_2 = P_2 e = 430,5 \cdot 0,06 = 25,8 \text{ кН} \cdot \text{м;}$$

в) третье положение — окончание резания при максимальном усилии P (при полном треугольнике резания сечения). Усилие прижима возросло до 7 кН и общее усилие стало $P_3=432,5$ кН; при подъеме суппорта на высоту $h_p = H - (h + \Delta) = 120 - (8 + 10) = 102$ мм плечо момента уменьшилось и стало равным

$$e_x = \sqrt{e^2 - (102 - e)^2} = \sqrt{60^2 - 42^2} = 43 \text{ мм.}$$

Угол поворота эксцентрикового вала $\sin \varphi = 42/60 = 0,7$;

$$\varphi = 44^\circ 26'; \quad \varphi_3 = 90 + \varphi = 134^\circ 26'; \quad + 90 + 57,46$$

$$M_3 = P_3 e_x = 432,5 \cdot 0,043 = 18,6 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Таким образом, при резании максимальный крутящий момент на валу будет при втором положении эксцентриков (при $\varphi=90^\circ$), когда $M=25,8$ кН·м.

4. Определяем момент и мощность электродвигателя.

Ножницы работают непрерывно при резании длинной полосы, сматываемой с рулона (длительный режим работы) при кратковременном приложении нагрузки при резании.

Ножницы совершают 50 резов в минуту, т. е. эксцентриковый вал вращается с угловой скоростью 50 об/мин (~ 5 1/с).

Для привода ножниц выбран по каталогу асинхронный электродвигатель мощностью 80 кВт, 583 об/мин ($\omega=60,8$ 1/с номинальным моментом

$$M_n = N / \omega = 1,34 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

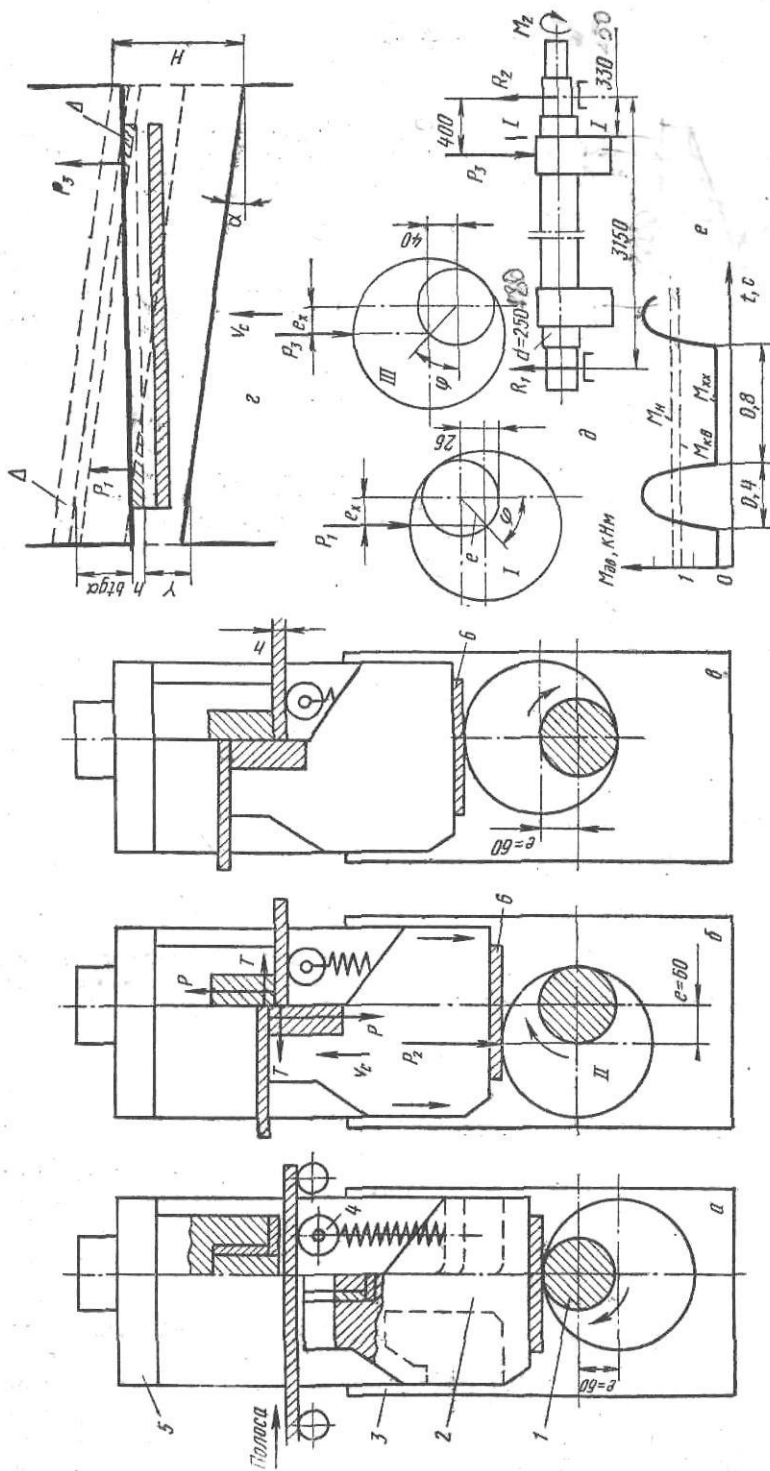


Рис. VI.5. К расчету гильотинных ножей с нижним наклонным ножом и нижним приводом эксцентрикового вала:
 а — положение до начала резания (I); б — промежуточное положение нижнего суппорта (II); в — окончание резания (III); г — схема резания; θ — к расчету эксцентрикового вала на прочность; e — нагруженная диаграмма; 1 — эксцентриковый вал; 2 — нижний суппорт с наклонным ножом; 3 — направляющие станины; 4 — ролик прижима; 5 — крышка станины с верхним неподвижным горизонтальным ножом; 6 — опорная планка

и установлен редуктор с передаточным числом

$$i = 583/50 \approx 12.$$

Момент резания (на эксцентриковом валу), приведенный к валу электродвигателя, при к. п. д. линии привода $\eta = 0,92$

$$M_{\text{рез}} = 25,8/0,92 \cdot 12 = 2,35 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Коэффициент перегрузки двигателя по моменту

$$k = M_{\text{рез}}/M_H = 2,35/1,34 = 1,74.$$

что не превышает допустимый $[k]_{\text{доп}} = 1,75$.

Проверим двигатель на нагрев его обмоток по среднеквадратичному моменту.

Время одного цикла резания (одного оборота вала эксцентриков) $t_{\text{ц}} = 60/50 = 1,2$ с; путь нижнего ножа под полной нагрузкой при резании

$$h_p = b \operatorname{tg} \alpha = 2350 \cdot 0,039 = 82 \text{ мм},$$

что составляет $h_p/2e = 82/2 \cdot 60 = 0,68$ от общего подтема ножа вверх.

Время собственно резания $t_p = t_{\text{ц}}/2 \cdot 0,68 = 0,4$ с.

Принимаем: крутящий момент на валу электродвигателя за все время резания $M_{\text{рез}} = 2,35 \text{ кН}\cdot\text{м}$; момент холостого хода $M_{\text{х.х}} = 0,1 \text{ МН} = 0,134 \text{ кН}\cdot\text{м}$; длительность паузы при холостом ходе $t_{\text{ц}} - t_p = 0,8$ с, тогда

$$M_{\text{кв}} = \sqrt{\frac{2,35^2 \cdot 0,4 + 0,134^2 \cdot 0,8}{1,2}} = 1,32 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

т. е. $M_{\text{кв}} < M_H$.

5. Рассчитываем на прочность эксцентриковый вал (рис. VI.5. д).

Принимаем, что в конце периода резания работу резания совершает только один правый эксцентрик при $P_3 = 432,5 \text{ кН}$ и $M_3 = 18,6 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Правая опорная реакция

$$R_2 = \frac{2750}{3150} P_3 = 380 \text{ кН}.$$

Напряжение изгиба в сечении 1—1 вала

$$\sigma = \frac{380 \cdot 0,000 \cdot 330}{0,1 \cdot 250^3} = 80 \text{ МПа}.$$

Напряжение кручения в сечении 1—1

$$\tau = \frac{18,6 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 250^3} = 6,5 \text{ МПа}.$$

Результирующее напряжение

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{80^2 + 6,5^2} = 81 \text{ МПа}.$$

Вал изготовлен из ковanej стали марки 45X, для которой $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ и $[\tau] = 100 \text{ МПа}$.

6. Определяем контактное напряжение при обкатывании наружного кольца эксцентрика по опорной плите внизу нижнего суппорта. Ширина кольца $b = 150 \text{ мм}$; нагрузка $q = P_3/b = 432,5/0,15 = 2850 \text{ кН/м} = 2850 \text{ Н/мм}$; радиус кольца $R = 315 \text{ мм}$; модуль упругости материала кольца $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. По формуле Герца

$$\sigma_{\text{к}} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{R}} = 0,418 \sqrt{\frac{2850 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{315}} = 590 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{\text{к}}]_{\text{доп}} \approx 2\sigma_s = 2 \cdot 400 = 800 \text{ МПа}.$$

Имея исходные данные по усилиям и моментам, далее необходимо произвести расчеты на прочность станины и крышки (траверсы) ножины, прижима, подшипников эксцентрикового вала и расчет редуктора.

4. Ножницы с дугвым верхним ножом

При резании листового металла на гильотинных ножницах (с верхним наклонным под углом α ножом) возникает значительная деформация отрезаемой части листа (изгиб и скручивание). Для уменьшения усилия (момента и мощности) резания желательнее повышение угла α , однако при этом увеличивается деформация листа, что вызывает необходимость применения последующей технологической операции — правки.

В последние годы для поперечной горячей и холодной резки (и отрезки неровных концов) длинных полос (после горячей прокатки) на листы мерной длины толщиной 20—80 мм и шириной 2000—5000 мм

(с пределом прочности металла до 1200 МПа) все чаще применяют ножницы с так называемым круговым резанием, при котором достигается лучшее, по сравнению с гильотинным, качество резания.

Принцип кругового резания заключается в том, что верхний нож представляет собой дугу окружности, катящейся без скольжения по горизонтальному нижнему ножу. Таким образом каждая точка на дуге ножа при качении описывает циклоидальную кривую и угол резания сохраняется постоянным по величине (рис. VI.6, а).

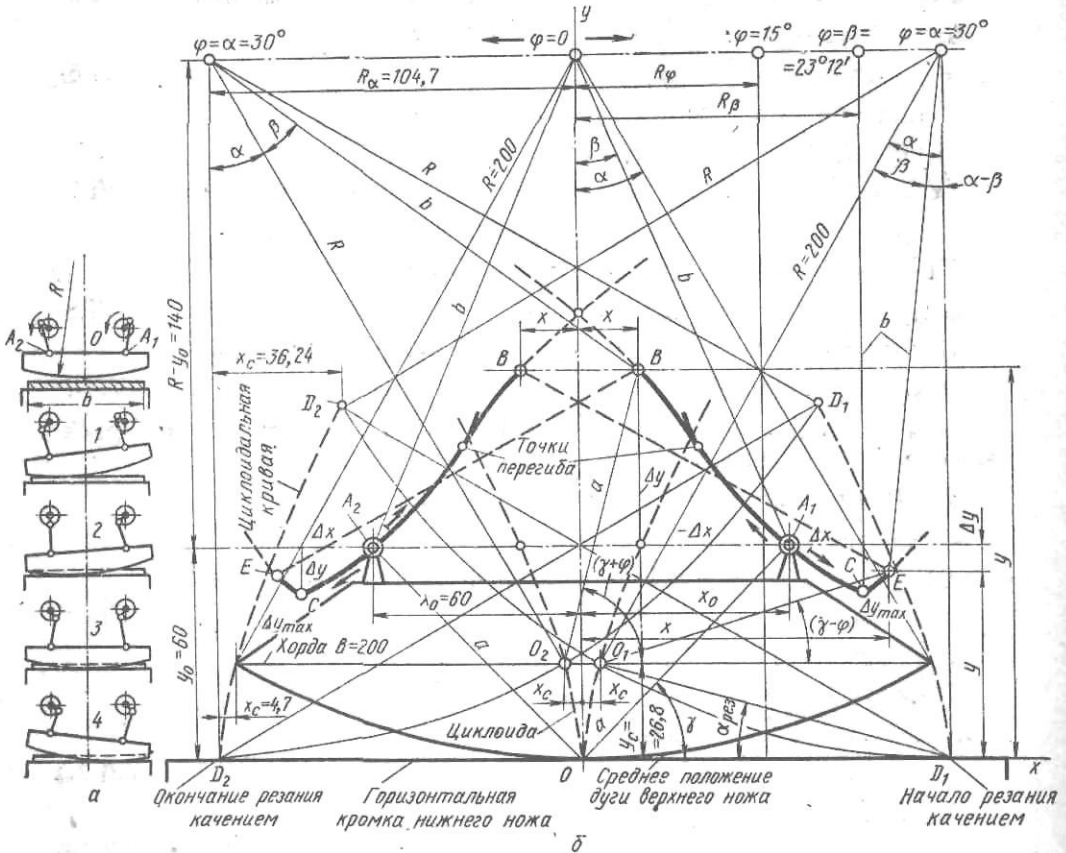


Рис. VI.6. Схема ножниц с верхним круговым (дуговым) ножом для резания толстых широких листов:

а — последовательность положений дугового ножа при резании (0—4); б — траектория движения приводных шарниров A_1 и A_2 верхнего суппорта при качении дуги ножа без скольжения по прямой кромке нижнего ножа

С целью повышения качества резания радиус дуги ножа принимается весьма большим (20—50 м), благодаря чему угол резания (наклона рабочей хорды дуги) будет минимальным ($\alpha_p = 1,5—2,0^\circ$).

Для вывода аналитических зависимостей кругового (циклоидального) резания рассмотрим пример качения дуги ножа небольшого (для наглядности рисунка) радиуса $R = 200$ мм по горизонтальной прямой направо и влево от центральной точки O . Угол качения примем равным $\varphi = 0 \div 30^\circ$, поэтому хорда дуги ножа $B = 200$ мм, а рабочий угол резания $\alpha_p = 15^\circ$ (рис. VI.6, б).

Уравнение циклоиды имеет вид

$$y_c = R(1 - \cos \varphi); \quad x_c = R(\varphi - \sin \varphi).$$

При $\varphi = \alpha = 30^\circ$ для циклоидальных кривых (OO_1) , OO_2 и DD_1 получим, соответственно, $y_c = 26,8$ и 100 мм; $x_c = 4,7$ и $36,24$ мм. $R\alpha = 104,74$ мм.

Качение дуги ножа по горизонтали осуществляется перемещением точек A_1 и A_2 на суппорте кругового ножа, имеющих шарнирную связь

с соответствующими механизмами привода качения (шатунно-эксцентрикным, кривошипным и др., на схеме не показаны). Эти точки имеют постоянные (конструктивные) координаты $x_0=60$ мм и $y_0=60$ мм, поэтому расчетные параметры равны: $\beta=23^\circ 12'$, $b=152,32$ мм, $a=84,85$ мм, $\gamma=45^\circ$.

При качении дуги ножа вправо от точки O точка A_1 правого шарнира будет перемещаться вправо вниз по кривой A_1CE , при этом координаты ее равны:

$$y = R - b \cos(\varphi - \beta) = y_c + a \sin(\gamma - \varphi) = R - (R - y_0) \cos \varphi - x_0 \sin \varphi;$$

$$\Delta y = -(y_0 - y) = -[b \cos(\varphi - \beta) - (R - y_0)] =$$

$$= -[x_0 \sin \varphi - (R - y_0)(1 - \cos \varphi)]; \quad (VI.6)$$

$$x = R\varphi - b \sin(\varphi - \beta) = x_c + a \cos(\gamma - \varphi) =$$

$$= R\varphi - (R - y_0) \sin \varphi + x_0 \cos \varphi;$$

$$\Delta x = (x - x_0) = R\varphi - b \sin(\varphi - \beta) - x_0 = R\varphi - (R - y_0) \sin \varphi -$$

$$- x_0(1 - \cos \varphi). \quad (VI.7)$$

При $\varphi = \beta$ функция y имеет минимум, для которого

$$\Delta y_{\max} = -[b - (R - y_0)]; \quad \Delta x = R\beta - x_0. \quad (VI.8)$$

Правее точки E на кривой имеется точка перегиба при

$$\cos(\varphi - \beta) = b/R. \quad (VI.8a)$$

При качении дуги влево от точки O точка A_1 будет перемещаться влево вверх по кривой A_1B и координаты ее равны:

$$y = R - b \cos(\varphi + \beta) = y_c + a \sin(\gamma + \varphi) =$$

$$= R - (R - y_0) \cos \varphi + x_0 \sin \varphi;$$

$$\Delta y = (y - y_0) = (R - y_0) - b \cos(\varphi + \beta) = (R - y_0)(1 - \cos \varphi) +$$

$$+ x_0 \sin \varphi; \quad (VI.6a)$$

$$x = b \sin(\varphi + \beta) - R\varphi = a \cos(\gamma + \varphi) - x_0 =$$

$$= (R - y_0) \sin \varphi + x_0 \cos \varphi - R\varphi;$$

$$\Delta x = -(x_0 - x) = -[R\varphi + x_0 - b \sin(\varphi + \beta)] =$$

$$= -[R\varphi + x_0(1 - \cos \varphi) - (R - y_0) \sin \varphi]. \quad (VI.7a)$$

На кривой A_1B имеется точка перегиба при

$$\cos(\varphi + \beta) = b/R; \quad y = R - b^2/R; \quad \Delta y = (R - y_0) - b^2/R. \quad (VI.8b)$$

Таким образом, центр A_1 ведущего (приводного) шарнира суппорта: а) при качении вправо от точки O дуги ножа без скольжения по горизонтальной кромке нижнего ножа (с учетом перекрытия ножей) перемещается вправо по вогнутой кривой с минимумом в точке C ; б) при качении дуги влево от точки O перемещается влево по кривой A_1B , имеющей точку перегиба, т. е. эта кривая вогнуто-выпуклая (незначительно).

Для точного построения кривых по формулам (VI.6—VI.8) необходимо задаваться различными значениями угла качения φ в пределах $\varphi = 0 \div \alpha$ с небольшими интервалами $\Delta\varphi$.

Очевидно, что относительно оси y (проходящей через точку O) кривая перемещения точки A_2 левого шарнира на суппорте является симметричной.

Применение полученных аналитических уравнений рассмотрим на двух примерах расчета ножиц промышленного типа для резки толстых и широких листов.

Пример 38, а. Ножницы с циклоидальным резанием толстых листов шириной до 4800 мм при длине хорды дуги верхнего ножа $B=5000$ мм. Для получения качественного резания при небольшом угле α принимаем радиус дуги ножа $R=40$ м; при этом $\sin \alpha = B/2R = 0,0625$; $\alpha = 3^\circ 35'$; $R\alpha = 2501,6$ мм; $\alpha_p \approx \alpha/2 = 1^\circ 40'$. При качении ножа (слева направо) вертикальная составляющая усилия резания будет восприниматься (и далее передаваться приводным шатунам) шарнирами A_1 и A_2 на суппорте (см. рис.

VI.6). Для более равномерного распределения усилия резания на шарниры A_1 и A_2 желательно, чтобы расстояние этих шарниров от вертикальной оси y (середины дуги) было не менее $0,6 (B/2)$; принимаем $x_0=1800$ мм. С целью обеспечения жесткости суппорта принимаем $y_0=1500$ мм. Получим: $b=38542$ мм, $a=2156,2$ мм; $\beta=2^{\circ}40'30''$; $\gamma=39^{\circ}48'30''$. По формулам (VI.6—VI.8) получим: для точки E $\Delta x=91,9$ мм; $\Delta y=-37,1$ мм; для точки C $\Delta x=68,05$ мм; $\Delta y_{\min}=-42,05$ мм; для точки B $\Delta x=-98,9$ мм, $\Delta y=187,96$ мм. Промежуточные значения Δx и Δy получим, задаваясь различными значениями φ в пределах $\varphi=0 \div 3^{\circ}35'$ с интервалом $\Delta\varphi=0^{\circ}30'$. На участке A_1B нет точки перегиба (она расположена значительно выше точки B при $\varphi=18^{\circ}35'$), т. е. кривая A_1B является плавной вогнутой. На участке A_1E кривая резко вогнутая с минимумом Δy .

Для обеспечения процесса циклоидального резания при качении дуги верхнего ножа без скольжения по горизонтальному нижнему ножу необходимо, чтобы внешний привод ножиц точно воспроизводил кривые $BAC E$. Применяемый на ножницах шатуно-эксцентрикый привод, как известно, может воспроизводить перемещение шарниров A_1 и A_2 по кривым, близким к косинусоидам.

С целью наилучшего приближения радиальной (косинусоидальной) кривой и кривой перемещения точки (приводного шарнира) A_1 предлагается исключить участок подъема кривой CE , т. е. заканчивать качение дуги ножа в точке C . Это можно достигнуть при подборе координат точки A_1 таким образом, чтобы угол β положения на суппорте точки A_1 был бы увеличен и равен максимальному углу качения дуги ножа α , двумя способами:

а) увеличением абсциссы x_0 при $y_0=\text{const}$, и б) увеличением ординаты y_0 при $x_0=\text{const}$, что следует из формулы (при $\beta=\alpha$)

$$\text{tg } \beta = \text{tg } \alpha = x_0 (R - y_0). \quad (\text{VI.9})$$

Второй способ является менее желательным, так как повышение точки A_1 повлечет за собой значительное конструктивное увеличение высоты суппорта и самих ножиц. Ниже рассмотрен способ, когда $x_0 \approx R\alpha$.

Пример 38, б. Ножницы того же назначения, что и рассмотренные в примере 38, а, т. е. $B=5000$ мм. Принимаем радиус качения дуги ножа $R=50$ м, при этом $\sin \alpha=0,05$; $\alpha=2^{\circ}52'$; $R\alpha=2501$ мм, средний угол резания $\alpha_p \approx \alpha/2=1^{\circ}20'$; при $y_0=2000$ мм и $\beta=\alpha$, согласно формуле VI.9 $x_0=2400$ мм; $b=48060$ мм, $\gamma=39^{\circ}48'30''$ (как в примере 38, а), $a=3124,1$ мм.

По формулам (VI.6)—(VI.8) находим координаты точки B $\Delta x=-104$ мм, $\Delta y=-180$ мм; точки C $\Delta x=98$ мм; $\Delta y=-60$ мм. Промежуточные значения определяем для различных значений угла φ при $\Delta\varphi=0^{\circ}30'$.

Из рассмотрения рис. VI.6, б следует, что собственно резание качением осуществляется дугами ножа D_1O_1 и O_2D_2 , т. е. рабочими участками являются кривая CA_1 при перемещении правого шарнира суппорта из точки C в точку A_1 (соответствующую среднему положению дуги ножа) и кривая A_2C при перемещении левого шарнира из точки A_2 (также соответствующей среднему положению дуги ножа), в точку C .

Отметим следующее преимущество циклоидального резания при $\beta=\alpha$. Согласно формулам (VI.6) и (VI.7) отношение ординат Δy при $\varphi=\alpha$ ($<5^{\circ}$) равно

$$\delta_y = \left(2 \frac{\beta}{\alpha} + 1 \right) / \left(2 \frac{\beta}{\alpha} - 1 \right).$$

Для применяемых на практике значений $\beta/\alpha=2/3$ и $3/4$ получим $\delta_y=7$ и 5 , т. е. ординаты верхних участков кривых значительно больше ординат AE нижних участков кривых. Для предлагаемой кривой резания при $\beta=\alpha$ получим: $\delta_y=3$, т. е. асимметричность ординат AB и AC является минимальной, что позволяет обеспечить большую точность циклоидального резания при применении различных механизмов привода перемещения шарниров A суппорта верхнего ножа.

Глава VII.

ДИСКОВЫЕ НОЖНИЦЫ И ПИЛЫ

1. Назначение

Дисковые ножницы применяют для обрезки кромок у широких полос и резки этих полос вдоль на несколько узких (роспуска).

Для получения качественной резки (прямой рез без заусенцев) дисковые ножи устанавливают с радиальным перекрытием $\Delta=1-2$ мм (чем толще полоса, тем меньше перекрытие ножей); при $h>10$ мм применяют отрицательное перекрытие и с небольшим боковым (горизонтальным) зазором $\delta=(0,05-0,08)h$ (при резании полосы толщиной $<0,2$ мм ножи устанавливают плотно, без зазора). Толщину диска применяют в пределах $0,06-0,1D$. Ножи изготавливают из хромовольфрамовой стали марки 5ХВС с твердостью после термообработки 60 HRC; угол заострения ножей принимают 90° (ножи строго цилиндрические).

Если центры дисковых ножей будут установлены в вертикальной плоскости (рис. VII.1, *a*), то полоса на выходе из ножей будет изгибаться вверх (хотя и незначительно), а обрезаемая боковая кромка пойдет сначала горизонтально, а потом вниз (под собственной тяжестью). Для того чтобы полоса после резания выходила прямо, верхний нож смещают по направлению ее движения относительно нижнего ножа (рис. VII.1, *б*); обрезаемая кромка будет направляться под большим углом вниз (кромкокрошитель и кромкоталки устанавливают поэтому ниже уровня ножиц).

Для обрезки кромок применяют двухпарные дисковые ножницы, а для релакса широкой полосы — многопарные.

2. Методика определения усилия резания

Дуги *BC* и *AC* (рис. VII.1, *в*) заменим соответствующими хордами; в таком случае процесс резания дисковыми ножами будет аналогичен процессу резания наклонными ножами (см. рис. VI.1).

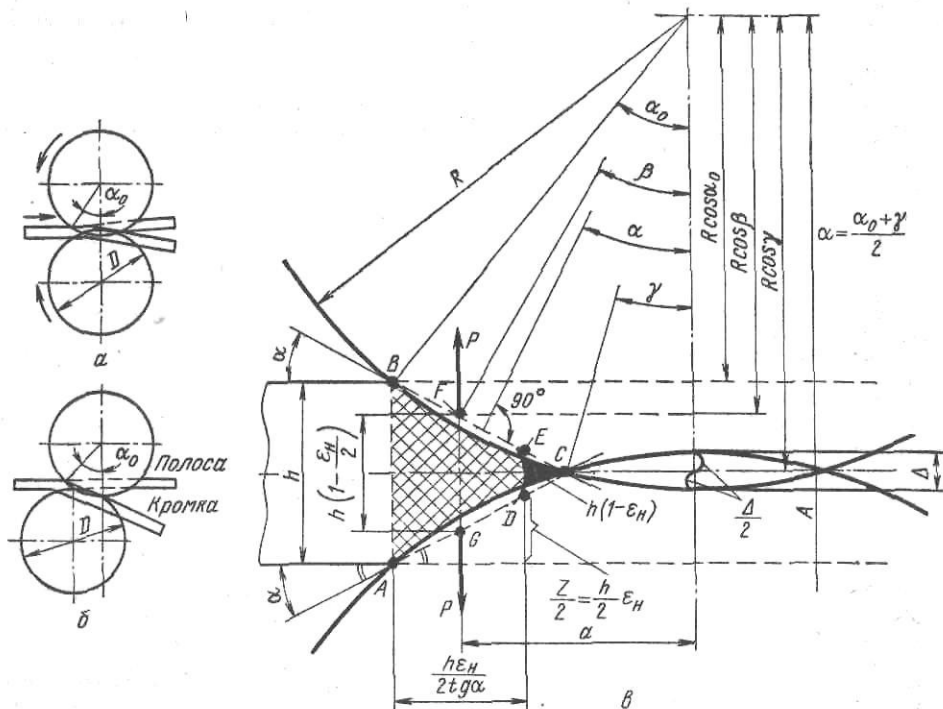


Рис. VII.1. Схема резания металла дисковыми ножами: *a* — ножи установлены в одной вертикальной плоскости; *б* — верхний нож смещен в направлении движения полосы; *в* — к определению усилия резания

При некотором перекрытии ножей Δ скалывание (отрыв) в сечении *ED* будет происходить при величине коэффициента относительного надреза сечения $\varepsilon_H = 2 \frac{z/2}{h} = \frac{z}{h}$; площадь среза (сдвига) равна трапеции *ABED*:

$$F = \frac{h + h(1 - \varepsilon_H)}{2} \frac{h \varepsilon_H}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{2 - \varepsilon_H}{4 \operatorname{tg} \alpha} \varepsilon_H h^2. \quad (\text{VII.1})$$

По аналогии с формулой (VI.2) для гильотинных ножниц, усилие резания дисковыми ножницами с одной парой ножей можно определить по формуле

$$P_{\max} = k \frac{2 - \varepsilon_H}{4 \operatorname{tg} \alpha} \varepsilon_H h^2 \sigma_B. \quad (\text{VII.2})$$

Значения коэффициента k такие же, что и для случая резания на гильотинных ножницах; значения ε_H приведены в табл. V.1.

Из сравнения формул (VII.2) и (VI.2) следует, что при всех равных величинах площадь и усилие резания на дисковых ножницах в два раза меньше, чем на гильотинных (в знаменателе $4 \operatorname{tg} \alpha$ вместо $2 \operatorname{tg} \alpha$).

Определим теперь угол α наклона хорд BC и AC и угол захвата металла дисками.

Из рис. VII.1, в видно, что

а) угол перекрытия дисковых ножей

$$\cos \gamma = \frac{R - \Delta/2}{R} = 1 - \frac{\Delta}{2R}; \quad \gamma \approx \sqrt{\Delta/R}; \quad (\text{VII.3})$$

б) межцентровое расстояние между дисками

$$A = 2R - \Delta = 2(R \cos \alpha_0) + h,$$

откуда угол захвата, принимая

$$1 - \cos \alpha_0 = 2 \sin^2 \frac{\alpha_0}{2} \approx \frac{\alpha_0^2}{2}; \quad \cos \alpha_0 = 1 - \frac{h + \Delta}{2R};$$

$$\alpha_0 \approx \sqrt{(h + \Delta)/R}; \quad (\text{VII.4})$$

в) угол наклона хорд BC и AC

$$\alpha = \gamma + (\alpha_0 - \gamma)/2 = (\alpha_0 + \gamma)/2 = \alpha_0/2 (1 + \gamma/\alpha_0);$$

$$\alpha = \alpha_0/2 [1 + \sqrt{\Delta/(h + \Delta)}]. \quad (\text{VII.5})$$

При резании без перекрытия ножей $\Delta = 0$, $\gamma = 0$ и $\alpha = \frac{\alpha_0}{2}$.

Зависимость диаметра дисков от толщины разрезаемой полосы, согласно формуле (VII.4), можно представить так:

$$2R = D = (h + \Delta)/(1 - \cos \alpha_0) \approx 2/\alpha_0^2 (h + \Delta). \quad (\text{VII.6})$$

Дисковые ножницы предназначены для резания полос определенного диапазона по толщине от h_{\min} до h_{\max} . Для полос максимальной толщины перекрытие ножей может быть принято равным нулю. Кроме того, обычно угол захвата металла дисками равен $8-12^\circ$, т. е. $\alpha_0 = 0,14-0,19$, поэтому, согласно формуле (VII.6), на практике принимают, что $D = (50 \div 100) h$.

Зная усилие резания одной парой ножей, нетрудно определить момент, который надо приложить к обоим дискам для их вращения при резании. Резание металла одним диском происходит на участке дуги (хорды) BE (в точке E наступает скальвание — отрыв). Равнодействующие усилий на диски приложены по середине дуг BE и AD , поэтому момент для вращения двух дисков (см. рис. VII.1).

$$M_{\text{рез}} = 2Pa, \quad (\text{VII.7})$$

где $a = R \sin \beta$ — плечо приложения силы P ; β — угол приложения силы P .

Сечение FG является средним для трапеции $ABED$, поэтому

$$FG = \frac{h + ED}{2} = \frac{h + h(1 - \varepsilon_H)}{2} = h \left(1 - \frac{\varepsilon_H}{2}\right).$$

Так как при резании с перекрытием ножей

$$A = 2R - \Delta = 2(R \cos \beta) + FG = 2R \cos \beta + h(1 - \varepsilon_H/2),$$

то получим $\cos \beta = 1 - \frac{h(1 - \varepsilon_H/2) + \Delta}{2R}$;

$$\beta \approx \sqrt{\frac{h(1 - \varepsilon_H/2) + \Delta}{R}}. \quad (\text{VII.8})$$

При $\varepsilon_H = 0$ (скальвание без резания) $\beta = \alpha_0$; при $\varepsilon_H = 1$ (резание по всему сечению без скальвания) $\beta = \alpha$.

Момент трения в опорах приводных валов при резании одной парой дисков.

$$M_{\text{тр}} = P\mu d, \quad (\text{VII.9})$$

где μ и d — коэффициент трения и диаметр трения в подшипниках опор приводных валов.

Мощность электродвигателя для привода ножниц, имеющих n пар дисков диаметром $D=2R$ (м), вращающихся с окружной скоростью v (м/с) и угловой скоростью $\omega_n=v/R=2v/D$ (1/с) определим по следующей формуле

$$N = kn(M_{\text{рез}} + M_{\text{тр}})\omega_n/\eta, \quad (\text{VII.10})$$

где η — к. п. д. привода ножниц (редуктора, шестеренной клетки, муфт); $\eta=0,85-0,98$; k — коэффициент, учитывающий потери мощности на трение дисков о разрезаемый металл; $k=1,1-1,2$.

При выборе двигателя надо иметь в виду следующие два режима работы ножниц:

1. Ножницы для резания толстых полос ($h > 4$ мм) работают с различной скоростью в зависимости от толщины полосы, т. е. при переменном статическом моменте резания и постоянной мощности $N_{\text{дв}} = N_n$. В таком случае в формулу (VII.10) следует подставлять $M_{\text{резmax}}$ и $\omega_{\text{нmin}}$, соответствующие резанию полосы максимальной толщины; двигатель ножниц должен иметь регулирование скорости при постоянной мощности (изменение частоты возбуждения); передаточное число редуктора привода ножниц определяется из условия $i = n_{\text{двmax}}/n_{\text{нmax}}$.

2. Ножницы для резания тонких полос ($h < 4$ мм) в агрегатах резки должны работать при максимальной скорости и при максимальной нагрузке по моменту при резании любой толщины заданного сортамента. В этом случае в формуле (VII.10) необходимо подставлять $M_{\text{резmax}}$ и $\omega_{\text{нmax}}$; шунтовой электродвигатель должен иметь регулирование своей угловой скорости при постоянном моменте $M_{\text{дв}} = M_n$ путем изменения напряжения; мощность двигателя, подсчитанная по формуле (VII.10), должна соответствовать номинальной мощности по каталогу (N_n), а передаточное число редуктора следует определять из соотношения $i = n_{\text{двном}}/n_{\text{нmax}}$.

3. Конструкция и расчет дисковых ножниц

На рис. VII.2 показаны дисковые двухпарные ножницы 25×2600 мм конструкции УЗТМ, предназначенные для обрезки боковых кромок у толстых полос (толщиной 4—25 мм, шириной 1000—2600 мм); предел прочности материала листов 800 МПа. Диаметр дисковых ножей 1 равен 1000—920 мм. Ножницы приводятся от электродвигателя мощностью 200 кВт (500 об/мин) через редуктор и вал 7 ($i=23,9$) и шестерни 4, встроены в ножницы ($i=2,63$); скорость резания 0,3 м/с. Настройка ножниц на заданную ширину полосы осуществляется при перемещении правой станины 5 по направляющим плитовинам 6 при помощи ходового винта, приводимого электродвигателем мощностью 3,5 кВт через редуктор. Дисковые ножи закреплены на приводных валах 7, установленных на роликовых подшипниках 2 в эксцентриковых втулках 8. Перекрывание ножей регулируют, изменяя расстояние между осями ножей, поворотом эксцентриковых втулок червячными венцами 9; эти венцы приводятся червяками (на чертеже не показаны), соединенными с электродвигателем 10 мощностью 1 кВт. Боковой зазор между ножами регулируют путем смещения в осевом направлении эксцентриковых втулок (вместе с приводными валами) при повороте внутренних червячных венцов 11 с резьбой ручными штурвалами, соединенными с червяками. Для направления и прижима полосы при резке имеются холостые верхние и нижние ролики 13. С целью направления отрезанных боковых кромок вниз (в кромкокрошительные ножницы, см. рис. VII.4) верхние дисковые ножи смещены по отношению к ниж-

ним на 150 мм по направлению движения полосы. Общая масса ножиц 87 т.

На рис. VII.3 представлены дисковые многопарные (четырепарные) ножицы для обрезки боковых кромок у полосы шириной

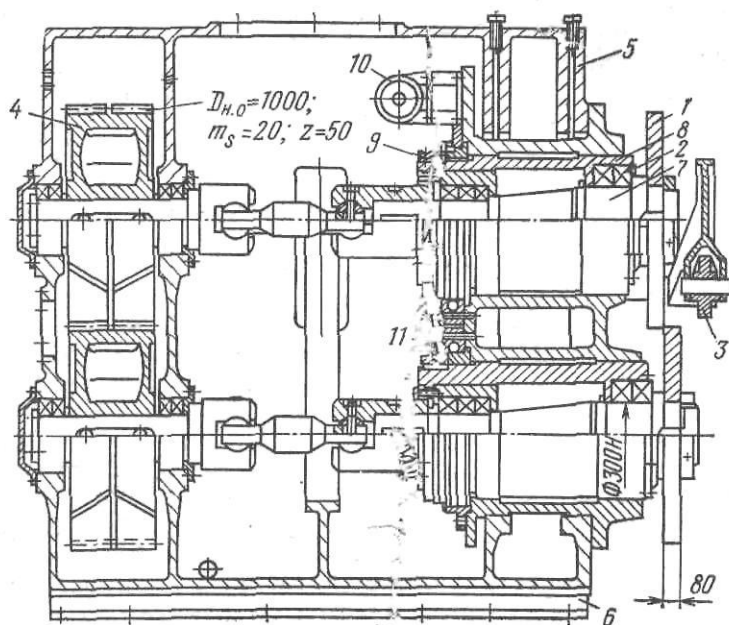


Рис. VII.2. Дисковые двухпарные ножицы 25×2600 мм для обрезки боковых кромок у толстой полосы

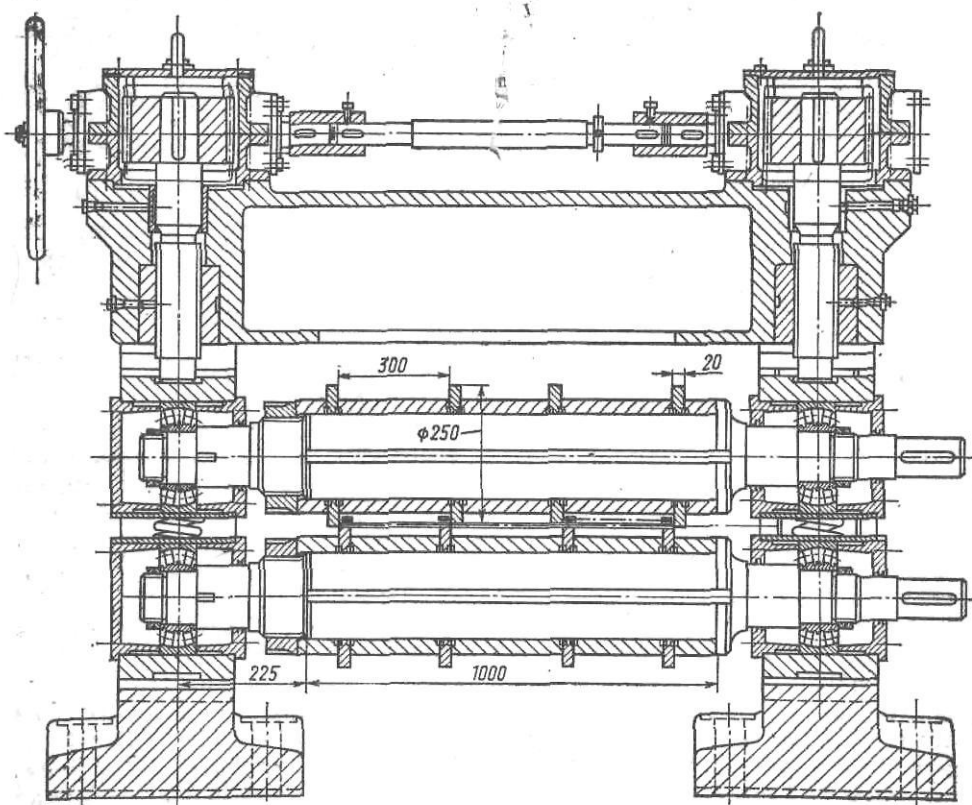


Рис. VII.3. Дисковые многопарные ножицы 0,6×1000 мм для обрезки боковых кромок и распуска тонкой полосы

1000 мм и толщиной 0,2—0,6 мм и роспуска ее вдоль на три узкие полосы шириной по 300 мм.

Дисковые ножи 20×250 мм установлены на цилиндрических оправках (на шпонках); расстояние между ножами фиксируется дистанционными кольцами; оправки установлены на сферических роликоподшипниках и приводятся электродвигателем мощностью 5,8 кВт (800/1500 об/мин) через редуктор ($i=3,5$) и шестеренную клетку; скорость резания 1—5 м/с. Установка оправок с ножами по вертикали осуществляется нажимными винтами с ручным приводом.

При резке полосы на дисковых ножницах отрезаемые кромки (отходы) удаляют от ножниц двумя способами:

а) сматыванием кромок на барабаны специальными кромкомоталками;

б) резкой их на короткие куски непосредственно за ножницами и направлением кусков в установленный внизу короб.

Первый способ применяют только при обрезке кромок у тонкой полосы (толщиной до 0,5 мм). За дисковыми ножницами (обычно внизу,

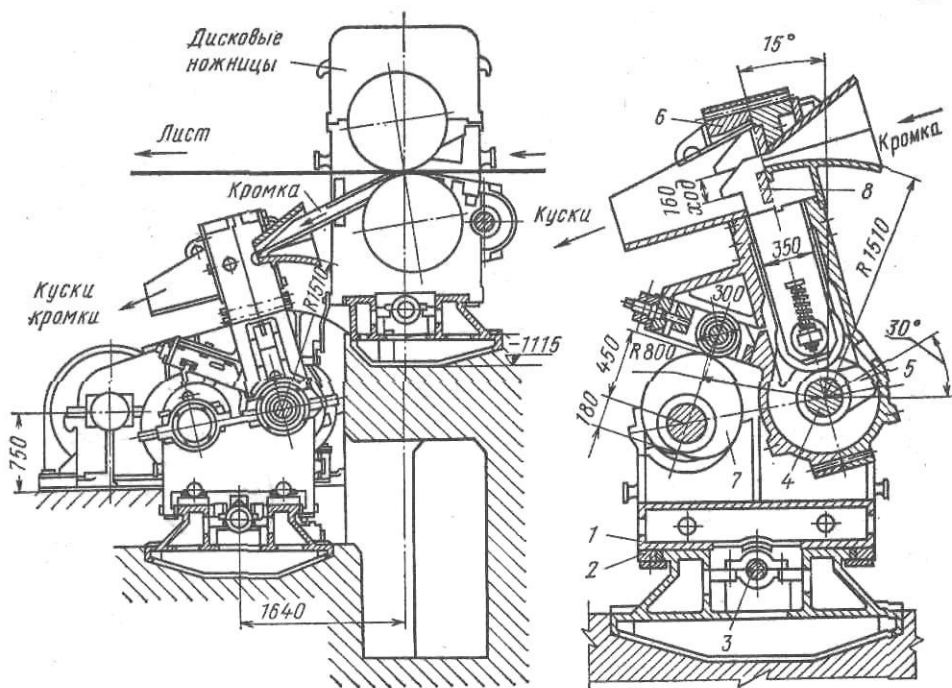


Рис. VII.4. Летучие кромкокрошительные ножницы для поперечной резки боковых кромок после их отрезки дисковыми ножницами у толстой полосы

в подвале) устанавливают кромкомоталку с приводом наматывающего шпинделя от электродвигателя. Кромки от ножниц поступают вниз непрерывно, накапливаются в желобе и периодически их концы заправляются в паз на шпинделе. По окончании наматывания шпиндель (при помощи винтового или электрического привода) выдвигается из бунта в сторону, бунт сталкивается в короб, который периодически вынимается из подвала при помощи мостового крана.

По второму способу кромку убирают от ножниц резкой ее на весьма простых по конструкции летучих ножницах (кромкокрошителях).

На рис. VII.4 дан разрез по кромкокрошительным ножницам, установленным за дисковыми ножницами (см. рис. VII.2) и ниже их. Они предназначены для резки на короткие куски (длиной < 1200 мм) неровных боковых кромок толщиной 4—25 мм и шириной 10—150 мм, отрезаемых дисковыми ножницами от широких толстых полос. Правая станина 1 ножниц может передвигаться по плитовинам 2 от электродвигателя через винтовой привод 3.

Приводной кулачковый вал 4 приводится от электродвигателя переменного тока мощностью 197 кВт (500 об/мин) через редуктор ($i = 23,9$). В станинах профилированные кулачки 5 смещены на 180° по отношению друг к другу с целью поочередной резки.

По кинематике ножницы являются летучими, так как они режут кромку при ее движении (на ходу). Корпус 6 ножниц совершает качательное движение со скоростью, равной скорости движения кромки

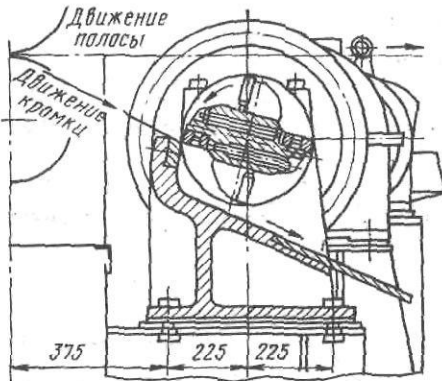


Рис. VII.5. Кромкокрошительные ножницы для поперечной резки тонких кромок

(0,3 м/с); качательное движение создается левым приводным профилированным кулачком 7. Нижний нож 8 от кулачка 5 движется поступательно и при встрече с верхним ножом происходит резание кромки. Куски кромки по желобу поступают в короб, периодически удаляемой при помощи мостового крана.

На рис. VII.5 приведен общий вид кромкокрошителя для резки тонких кромок (толщиной до 4 мм) шириной 20—50 мм, установленного за дисковыми ножницами.

Приводной вал между опорами имеет форму неправильного прямоугольника, что позволяет осуществить крепление ножей и их регулировку при помощи винтов. Ножницы имеют две пары ножей для измельчения двух боковых кромок; неподвижные ножи закреплены на стойке рамы, установленной на фундаменте. Ножи одного суппорта смещены относительно ножей другого суппорта на 90° , так что за один оборот вала совершаются поочередно четыре реза (по два реза правой и левой кромок). Вал приводится от электродвигателя мощностью 1 кВт через редуктор с маховиками, скорость движения кромки 0,3—1 м/с (см. рис. VII.3).

Приводной вал между опорами имеет форму неправильного прямоугольника, что позволяет осуществить крепление ножей и их регули-

ровку при помощи винтов. Ножницы имеют две пары ножей для измельчения двух боковых кромок; неподвижные ножи закреплены на стойке рамы, установленной на фундаменте. Ножи одного суппорта смещены относительно ножей другого суппорта на 90° , так что за один оборот вала совершаются поочередно четыре реза (по два реза правой и левой кромок). Вал приводится от электродвигателя мощностью 1 кВт через редуктор с маховиками, скорость движения кромки 0,3—1 м/с (см. рис. VII.3).

Пример 39. Определить усилие резания и мощность электродвигателя дисковых ножей 3—6×2500 мм (рис. VII.6). Ножницы предназначены для резания боковых

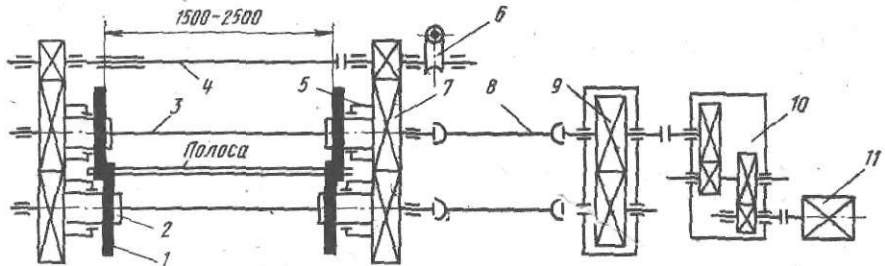


Рис. VII.6. Схема привода дисковых ножей:

1 — дисковые ножи; 2 — оправка для ножа; 3 — промежуточный вал; 4 — синхронизирующий вал настройки ножей; 5 — эксцентриковые втулки; 6 — червячный редуктор; 7 — шестерни; 8 — шпандели; 9 — шестеренная клетка; 10 — редуктор; 11 — электродвигатель

кромок полосы толщиной 3—6 мм, шириной 2300 мм из стали 1X18H9T, имеющей предел прочности $\sigma_a = 500$ МПа, со скоростью 1,5—3,0 м/с.

1. Для дальнейшего расчета принимаем: максимальная толщина разрезаемой полосы $h = 6$ мм; скорость резания $v = 1,5$ м/с; перекрытие дисковых ножей $\Delta \approx 0,2h = 1,2$ мм; диаметр дисков, согласно формуле (VII.6), $D = 90$, $h = 550$ мм; угловая скорость вращения дисков $\omega = 2 \cdot 1,5 / 0,55 = 5,45$ 1/с; относительная глубина надреза при холодном резании полосы, согласно табл. V.1, $e_n = 0,4$.

2. Определяем усилие резания одной парой дисков (см. рис. VII.1): находим угол захвата металла диска по формуле (VII.4)

$$\cos \alpha_0 = 1 - (6,0 + 1,2) / 550 = 0,9869; \quad \alpha_0 = 9^\circ 17';$$

угол перекрытия дисковых ножей определяем по формуле (VII.3):

$$\cos \gamma = 1 - 1,2 / 550 = 0,99782; \quad \gamma = 3^\circ 47';$$

находим угол наклона хорды резания BC по формуле (VII.5)

$$\alpha = (\alpha_0 + \gamma)/2 = 6^\circ 32'; \quad \operatorname{tg} \alpha = 0,1145.$$

Усилие резания одной парой дисков определяем по формуле (VII.2) при $h=5$ мм

$$P = 1,1 \frac{2 - 0,4}{4 \cdot 0,1145} = 0,4 \cdot 500 \cdot 5^2 \approx 20\,000 \text{ Н} = 20 \text{ кН}.$$

3. Крутящий момент, необходимый для резания одной парой дисков находим по формулам (VII.7), (VII.8)

$$\cos \beta = 1 - [6(1 - 0,2) + 1,2]/550 = 0,98909; \quad \beta = 8^\circ 28';$$

$$a = R \sin \beta = 275 \cdot 0,14723 = 40,5 \text{ мм} = 0,0405 \text{ м};$$

$$M_{\text{рез}} = 2 \cdot 20 \cdot 0,0405 = 1,664 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

4. Момент трения в опорах одной пары дисков определяем по формуле (VII.9) при $\mu=0,005$; $d=220$ мм $=0,22$ м

$$M_{\text{тр}} = 20 \cdot 0,005 \cdot 0,22 = 0,022 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

5. Мощность электродвигателя для привода двух пар дисков, согласно формуле (VII.10), при $k=1,2$ и $\eta=0,95 \cdot 0,95=0,9$ (см. рис. VII.1)

$$N = 1,2 \cdot 2(1,664 + 0,022) \frac{5,45}{0,9} = 24,5 \text{ кВт}.$$

Для привода ножниц принимаем: электродвигатель постоянного тока типа ДП-42 мощностью 32 кВт, 900 об/мин или $\omega = \frac{\pi}{30} 900 = 94,2$ 1/с; редуктор с передаточным числом $i=94,2/5,45=17,4$ и шестеренную клеть — редуктор с передаточным числом $i=1$ (см. рис. VII.6).

Имея исходные данные (усилия, моменты и мощности), необходимо затем выполнить расчеты на прочность вала-оправки для диска, приводного вала, шпинделей, подшипников опор и зубчатых зацеплений.

Пример 40. Выполнить расчет кромкокрошительных гильотинных ножниц с маховичным приводом (рис. VII.7).

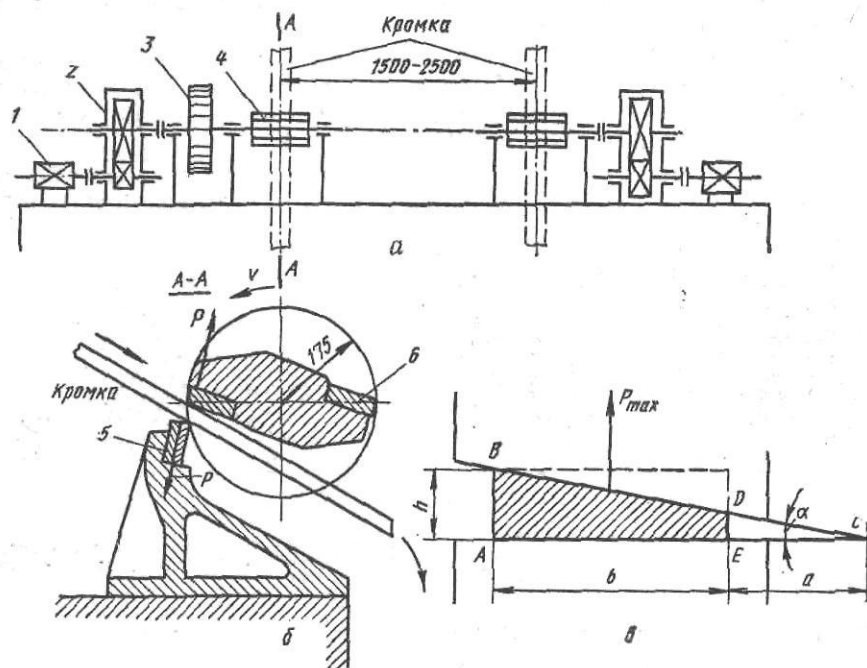


Рис. VII.7. К расчету кромкокрошительных ножниц:

a — схема привода ножниц; b — схема резания узкой кромки; a — к определению усилия резания; 1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — маховик; 4 — суппорт с ножами; 5 — нижний неподвижный нож; b — ножи на вращающемся суппорте

Кромкокрошитель установлен за дисковыми ножницами и предназначен для непрерывной резки — измельчения боковых кромок полосы, отрезаемых на дисковых ножницах. Максимальная ширина кромки $b=70$ мм, остальные данные — см. пример 39.

Кромки отрезаются дисковыми ножницами с двух сторон полосы, поэтому кромкокрошительные ножницы имеют два самостоятельных механизма резания. Каждый

механизм резания состоит из вращающегося вала-суппорта с двумя диаметрально расположенными ножами; неподвижный нож закреплен в станине (см. рис. VII.5). За каждый оборот суппорта осуществляются два реза при встрече вращающихся ножей с неподвижными.

Для попеременного резания правой и левой кромки ножи на правом и левом суппортах смещены на 90° . Расстояние между суппортами можно регулировать (в зависимости от ширины полосы, у которой обрезаются кромки на дисковых ножницах) перемещением станин по направляющим.

1. Определяем скорость вращения суппортов с ножами.

После резки кромки попадают в короба, установленные в яме фундамента дисковых ножниц; короба периодически поднимают мостовым краном и разгружают в железнодорожные платформы для отправки порезанных кромок в сталеплавильный цех на переплавку.

С целью более плотной загрузки коробов порезанные кромки должны иметь небольшую длину, около 200—300 мм. При скорости непрерывного поступления кромки от дисковых ножниц $v=1,5$ м/с ритм резания кромкокрошительными ножами должен быть в пределах 0,133—0,20 с; так как суппорт имеет два вращающихся ножа, то один оборот суппорта (два реза) должен совершаться за 0,27—0,40 с. Ножи суппорта описывают при вращении окружность диаметром $d=350$ мм, поэтому окружная скорость вращения ножей должна быть в пределах $v_n=\pi d/t=4,05\text{—}2,75$ м/с; этой скорости соответствует угловая скорость вращения суппорта $\omega_c=2v/d=23,1\text{—}15,7$ 1/с, т. е. $n_c=30\omega_c/\pi=220\text{—}150$ об/мин.

Принимаем угловую скорость вращения суппорта с ножами $\omega=20$ 1/с (или $n_c=190$ об/мин), при которой порезанная кромка будет иметь длину около 235 мм.

2. Определяем усилие резания кромки. Для уменьшения усилия резания (имеющего динамический характер при резании вращающимися ножами) ножи в суппортах установлены наклонно по отношению к неподвижным ножам, закрепленным в станинах.

Для осуществления полностью гильотинного реза (см. рис. VI.1) по всей ширине кромки необходимо, чтобы тангенс угла наклона ножа был больше отношения h/b , т. е.

$$\operatorname{tg} \alpha > h/b = 6/70 = 0,0857; \alpha > 4^\circ 54'.$$

Однако при таком угле наклона ножа при резании появится значительное горизонтальное усилие, которое будет выталкивать узкую кромку из-под ножей. С целью уменьшения усилия резания и сохранения в то же время устойчивого положения узкой кромки при резании угол наклона вращающегося ножа берем небольшой, $\alpha=2^\circ$. При этом $\operatorname{tg} \alpha=0,0349 < h/b$, поэтому формулой (VII.2) для определения усилия резания пользоваться нельзя.

В данном случае максимальное усилие резания будет испытывать сечение не в виде треугольника ABC (см. рис. VI.1), а в виде трапеции $ABDE$ (см. рис. VII.7). При $\operatorname{tg} \alpha=0,0349$ получим

$$(a+b) = h/\operatorname{tg} \alpha; DE = h - b \operatorname{tg} \alpha,$$

и площадь трапеции $ABDE$

$$F = \frac{h+DE}{2} b = \left(h - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \alpha \right) b; F = \left(6 - \frac{70}{2} 0,0349 \right) 70 = 334 \text{ мм}^2.$$

Согласно формуле (VI.2) усилие резания будет равно $P_{\max}=1,0 \cdot 500 \cdot 334=160$ кН. Определяем энергию (работу) и мощность резания. Путь наклонного ножа от момента начала резания до окончания резания (см. рис. VI.1)

$$H = h + b \operatorname{tg} \alpha = 6 + 70 \cdot 0,0349 = 8,44 \text{ мм}.$$

На некоторой части в конце пути происходит скалывание (отрыв) металла; принимаем, что скалывание происходит на $1/2$ толщины кромки, т. е. относительная глубина надреза $\epsilon_n=0,5$. Таким образом, путь ножа под нагрузкой (собственно резание) будет равен

$$H_p = H - \epsilon_n h = 5,44 \text{ мм}.$$

На протяжении этого пути усилие резания возрастает от нуля до P_{\max} и затем уменьшается до некоторой величины, соответствующей моменту скалывания.

Принимаем, что на протяжении пути резания H_p действует среднее усилие, равное $P_{\max}/2$. Тогда работа (энергия) резания будет составлять

$$A_p = \frac{P_{\max}}{2} H_p = \frac{160}{3} 0,00544 = 0,272 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

При угловой скорости вращения ножа $\omega=20$ 1/с и пути резания $\varphi=H_p/r=2H_p/d$ время резания будет равно

$$t_p = \varphi/\omega = 2H_p/(\omega d); t_p = \frac{2 \cdot 5,44}{20 \cdot 350} = 0,00155 \text{ с}.$$

Мощность резания

$$N_p = A_p/t_p = 0,272/0,00155 = 175 \text{ кВт}.$$

Мощность на валу электродвигателя с учетом 10 % потерь в приводе (редукторе и т. п.) составит около 192 кВт.

Таким образом, электродвигатель привода кромкокрошителя для обеспечения кратковременной (пиковой) мощности резания должен иметь номинальную мощность (при допустимой двухкратной перегрузке) не менее 96 кВт.

4. Определяем мощность электродвигателя при применении маховика. Для снижения требуемой мощности электродвигателя и сглаживания пиковых нагрузок устанавливаем маховик на валу суппорта с ножами.

Принимаем для привода кромкокрошителя асинхронный электродвигатель мощностью 12 кВт (вместо требуемой мощности 96 кВт), 960 об/мин, допускающий скольжение (падение скорости при пиковых нагрузках) $s=8\%$.

Этот электродвигатель без перегрузки обеспечит работу резания, в $192/12=16$ раз меньшую требуемую, т. е. $272/16=17$ Н·м. Остальную часть требуемой работы резания, равную $272-17=255$ Н·м, должны обеспечить маховые массы привода, и после резания они должны накопить эту энергию за время между двумя последовательными резами, т. е. за половину оборота вала суппортов с ножами.

Устанавливаем диск-маховик диаметром $D=700$ мм, массой 400 кг, радиусом инерции r_i и квадратом его $r_i^2=R^2/2=0,35^2/2=0,0612$ м² (без учета внутреннего отверстия маховика); момент инерции массы маховика $J_m=mr_i^2=24,5$ кг·м².

Момент инерции якоря электродвигателя $J_{дв}=0,3$ кг·м² (по каталогу); момент инерции, приведенный к оси вращения маховика и суппорта

$$J_{дв.пр} = J_{дв} i^2 = 0,3 \cdot 5^2 = 7,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где $i=n_{дв}/n_c=960/190=5$ — передаточное число редуктора.

Учтем также моменты инерции остальных вращающихся деталей: суппорта с валом $J_c=1,0$ кг·м² (после подсчета); муфты на валу маховика $J_m=0,3$ кг·м² (по каталогу). Моменты инерции моторной муфты (по каталогу) и шестерен редуктора (после подсчета), приведенные к оси вращения маховика равны $J_p=1,2$ кг·м².

Общий момент инерции всех вращающихся деталей (с учетом приведения к оси маховика)

$$J = 24,5 + 7,5 + 1,0 + 0,3 + 1,2 = 34,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При вращении с угловой скоростью $\omega_0=20$ 1/с инерционные (маховые) массы имеют запас кинетической энергии

$$E_0 = J \frac{\omega_0^2}{2} = 34,5 \frac{20^2}{2} = 6900 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с} = 6,9 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Если при резании из этой энергии 255 Н·м будет затрачено на работу резания, то после резания маховые массы будут иметь энергию $E_1=6645$ Н·м, угловая скорость их понизится и будет равна

$$\omega_1 = \sqrt{2E_1/J} = \sqrt{2 \cdot 6645/(34 \cdot 5)} = 19,6 \text{ 1/с}.$$

Снижение угловой скорости составит $\Delta\omega=0,4$ 1/с и двигатель будет работать со скольжением, равным

$$s = (\omega_0 - \omega_1)/\omega_0 = \Delta\omega/\omega_0 = 0,4/20 = 0,02, \text{ или } 2\%,$$

что ниже допустимого скольжения $s=8\%$.

Длительность цикла между двумя последовательными резами за пол-оборота ($\varphi=\pi$) вращения вала суппорта

$$t_{ц} = \varphi/\omega_0 = \pi/20 = 0,157 \text{ с}.$$

Время на ускорение (разгон) всех маховых масс между двумя резами

$$t_y = t_{ц} - t_p = 0,157 - 0,015 = 0,155 \text{ с}.$$

Ускорение вала суппорта с маховиком

$$e = d\omega/dt = \Delta\omega/t_y = 0,4/0,155 = 2,6 \text{ 1/с}^2.$$

Динамический момент на валу суппорта, необходимый для разгона (ускорения) маховых масс:

$$M_{дин} = J \frac{d\omega}{dt} = J e = 34,5 \cdot 2,6 = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Динамический момент ускорения, приведенный к валу электродвигателя:

$$M_{дин.пр} = M_{дин}/i = 90/5 = 18 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номинальный момент электродвигателя ($\omega_{дв}=\omega_{н}i=20,5=100$ 1/с)

$$M_{н} = N_{дв}/\omega_{дв} = 12000/100 = 120 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

т. е. двигатель вполне обеспечит разгон маховых масс и накопление ими кинетической энергии, отдаваемой при резании.

Ввиду того, что двигатель при резании кромки работает с весьма небольшим скольжением, вызывает сомнение необходимость установки маховика.

Выясним работоспособность ножниц без маховика. Тогда момент инерции системы будет равен $J = 34,5 - 24,5 = 10 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; запас кинетической энергии $E = 10 \frac{20^2}{2} = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $E = 2000 - 255 = 1745 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$$\omega_1 = \sqrt{2 \cdot 1745 / 10} = 18,68 \text{ 1/с}; \quad \Delta\omega = 1,32 \text{ 1/с и скольжение}$$

$$s = 1,32 / 20 = 0,066, \text{ или } 6,6\%$$

что не превышает допустимого скольжения 8%. Ускорение при разгоне $\epsilon = 1,32 / 0,155 = 8,5 \text{ 1/с}$; $M_{\text{дин}} = 10 \cdot 8,5 = 85 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{\text{дин.пр}} = 85 : 5 = 17 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что также значительно меньше номинального момента двигателя. Таким образом, устанавливать маховик не требуется, так как инерционные массы остальных деталей привода (якоря двигателя, вала суппорта и др.) обеспечивают накопление необходимой кинетической энергии в период между двумя резами.

4. Дисковые пилы

Ввиду того, что при резании на ножницах фасонных профилей происходит смятие тонких полок и стенок этих профилей, для резки на мерные длины двутавровых балок, рельсов, заготовок квадратного и круглого сечений и других фасонных профилей, а также для обрезки их концов применяют дисковые пилы.

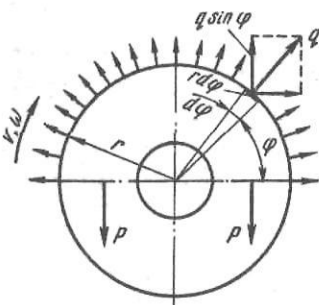


Рис. VII.8. К расчету диска пилы, вращающегося с большой скоростью

Пилы разделяют на две группы (в зависимости от конструкции диска): для горячего резания и для холодного резания (пилы трения). У пил, относящихся к первой группе, диски зубчатые. У пил второй группы диски гладкие; резание происходит вследствие расплавления металла при трении быстровращающегося диска. Производительность этих пил значительно меньше производительности пил для горячего резания с зубьями. Скорость вращения диска пилы должна быть максимально высокой для увеличения ее производительности.

Определим растягивающее напряжение в диске пилы при его вращении с угловой скоростью ω и линейной (окружной) скоростью v . Если пренебречь влиянием закрепления диска в концевых зажимных шайбах и представлять его в виде тонкого кольца (рис. VII.8), то при вращении это кольцо будет равномерно нагружено радиально направленными центробежными силами q :

$$q = m\omega^2 r = m\omega^2 r,$$

где m — масса кольца на единицу длины его окружности, кг/м; q — центробежная сила на единицу длины окружности кольца, Н/м.

Разрежем кольцо по горизонтальному диаметру и отбросим его нижнюю половину; для соблюдения условия равновесия верхней половины кольца приложим в сечениях разреза две силы P .

Возьмем на окружности бесконечно малый элемент дуги длиной $rd\phi$ и составим условие равновесия верхней половины диска; спроектированные действующие на нее силы на вертикаль

$$2P = 2 \int_0^{\pi/2} q \sin \phi r d\phi = 2qr,$$

откуда $P = qr$.

Напряжение растяжения в сечении разреза (как и в любом другом радиальном сечении) будет

$$\sigma = P/F,$$

где F — площадь сечения.

Массу кольца на единицу длины его окружности можно представить следующим образом:

$$m = F\rho,$$

где ρ — плотность материала кольца (диска), т/м^3 ;
тогда центробежная сила на единицу длины окружности кольца будет

$$q = F\rho\omega^2 r.$$

Так как $v = \omega r$, то получим

$$P = F\rho\omega^2 r^2 = F\rho v^2.$$

Напряжение растяжения в диске

$$\sigma = \rho v^2 \left(\frac{\text{т}}{\text{м}^3} \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2} \right) = \frac{\text{т} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \frac{1}{\text{м}^2} = \text{кН/м}^2 = \text{кПа}.$$

или

$$\sigma = \rho v^2 \frac{1}{1000} \text{ МПа}, \quad (\text{VII.11})$$

где v выражено в м/с .

Для стального диска $\rho = 7,85 \text{ т/м}^3$, поэтому получим

$$\sigma = 0,00785v^2 \text{ МПа}. \quad (\text{VII.11a})$$

Напряжение в стальном диске при его вращении с большой скоростью должно быть не выше допустимого $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$, поэтому максимальная скорость диска пилы не должна превышать $v = 11 \sqrt{[\sigma]} \leq \leq 140 \text{ м/с}$.

Практическая скорость вращения дисков находится в пределах $100\text{--}120 \text{ м/с}$. Во избежание сильного нагрева диска при вращении с большой скоростью при резании применяют интенсивное охлаждение его водой.

Производительность пилы при горячем резании стальных профилей равна $2000\text{--}5000 \text{ мм}^2/\text{с}$. Она определяется величиной площади сечения, разрезаемой в 1 с, и зависит не только от скорости вращения диска, но и от величины подачи пилы.

При резании дисковой пилой диск надо прижимать к разрезаемому металлу с усилием Q , т. е. непрерывно подавать диск «на металл» с некоторой скоростью u (мм/с). По контактной поверхности металла с диском возникают окружное усилие резания P и радиальное усилие R (рис. VII.9).

Так как при вращении диска с окружной скоростью v (м/с) и при подаче со скоростью u в единицу времени (секунду) разрезается площадь сечения, равная uh ($\text{мм}^2/\text{с}$), то окружное усилие на диске P (Н) можно определить по следующей формуле

$$P = \rho sh \frac{u}{v} \frac{1}{1000}, \quad (\text{VII.12})$$

где ρ — давление резания, отнесенное к 1 мм^2 сечения снимаемой стружки; его определяют по опытным данным и оно зависит от механических свойств разрезаемого металла, его температуры, скорости резания, состояния формы зубьев диска и т. д.; для ориентировочных расчетов можно принимать $\rho = (40\text{--}60)\sigma_b$, где σ_b предел прочности металла при данной температуре резания, МПа ; s — ширина прорези, мм ; можно принимать, что s равно толщине диска плюс $2\text{--}4 \text{ мм}$; u — скорость подачи диска пилы; в зависимости от толщины разрезаемого металла, жесткости конструкции пилы и ее производительности u принимают в пределах $30\text{--}300 \text{ мм/с}$; h — толщина сечения разрезаемого металла, мм .

Мощность электродвигателя привода диска пилы (кВт) можно определить по формуле

$$N = Pv/\eta, \quad (\text{VII.13})$$

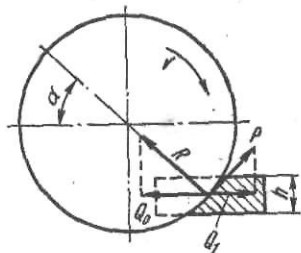


Рис. VII.9. Усилия, действующие на диск при резании металла

где P — окружное усилие, кН; v — окружная скорость пилы, м/с; η — к. п. д. привода диска; при непосредственном приводе диска от двигателя $\eta = 0,99$.

Радиальное усилие, воспринимаемое диском пилы на основании опытных данных, для горячего резания стали принимаем равным $R = (8 \div 15) P$.

Усилие подачи, согласно рис. VII.9, можно определить по уравнению

$$Q = Q_0 - Q_1 = R \cos \alpha - P \sin \alpha, \quad (\text{VII.14})$$

где угол α находят графическим путем для каждого конкретного случая резания металла заданного профиля.

Основные параметры дисковых пил (диаметр, толщина и ход диска, допустимые размеры разрезаемых профилей и т. д.) регламентированы ГОСТ 5379—50.

5. Конструкция и расчет дисковых пил

Наиболее широкое применение в прокатных цехах получили салазковые дисковые пилы, у которых привод диска расположен на подвижной раме с направляющими (салазках). Жесткость направляющих станины и самих салазок исключает боковое биение диска, что является основным достоинством этих пил.

На рис. VII.10 дан общий вид салазковой дисковой пилы конструкции УЗТМ, предназначенной для горячей резки на мерные длины рельсов, балок и других профилей.

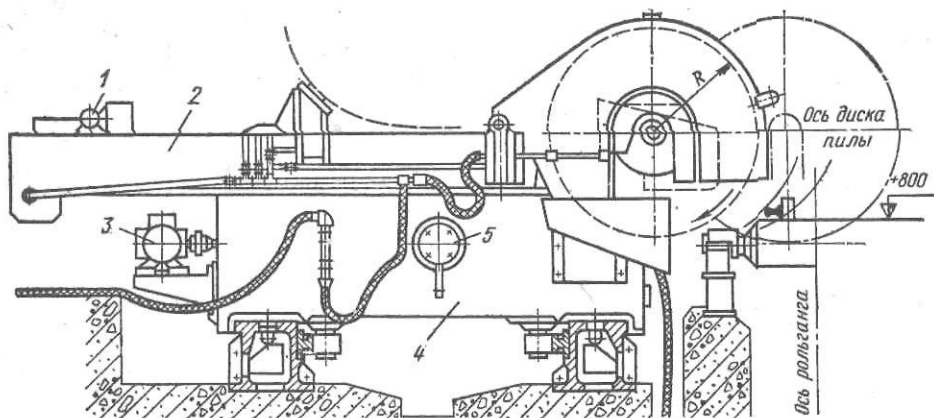


Рис. VII.10. Салазковая дисковая пила

Диск жестко закреплен на конце двухопорного вала, приводимого в движение электродвигателем переменного тока мощностью 185 кВт, (975 об/мин). Диаметр диска 2000—1800 мм, максимальная окружная скорость 100 м/с. Для обеспечения безопасной работы диск сверху закрыт кожухом; при работе зубья диска интенсивно охлаждаются водой. Диск вместе с приводом установлен на жесткой стальной литой раме (салазках) 2, перемещаемой по направляющим в станине 4 при помощи зубчатой реечной передачи от электродвигателя 5 мощностью 14—28 кВт, 710—1420 об/мин (с регулируемым напряжением) через цилиндрико-конический редуктор с общим передаточным числом $i = 100$; скорость передвижения салазок 135—270 мм/с. Регулирование скорости подачи при резании осуществляется автоматически в зависимости от нагрузки на диск при резании. Масса салазок воспринимается катками диаметром 350 мм и не передается на реечное зацепление.

Пила установлена на двух направляющих балках (плитовинах), может передвигаться по ним при помощи реечного привода от электро-

двигателя 3 переменного тока мощностью 5 кВт (910 об/мин); скорость передвижения 34 мм/с (перемещение необходимо при резке профилей на различные мерные длины несколькими пилами одновременно). На салазках установлены насосы 1 для подачи жидкой и густой смазки в узлы трения.

Пример 41. Определить усилие на диск и мощность электродвигателя при резании двутавровой балки № 60 дисковой пилой.

Дано: диаметр диска 2000 мм; максимальная скорость вращения диска $v=100$ м/с; скорость подачи (минимальная при резании наибольшей толщины) $u=100$ мм/с; толщина диска, $s_0=9$ мм; температура разрезаемой балки при резании 900°C (по выходе балки из чистовой клетки рельсобалочного стана). Материал балки — углеродистая сталь с содержанием 0,3 % С.

1. Определяем напряжение растяжения в диске от действия центробежных сил по формуле (VII.11, а).

$$\sigma_p = 0,00785 \cdot 100^2 = 78,5 \text{ МПа.}$$

2. Определяем окружное усилие на диске пилы при резании по формуле (VII.12).

Предел прочности углеродистой стали при температуре 900°C $\sigma_b=80$ МПа.

Принимаем давление на зубья пилы при резании, $p=50$ $\sigma_b=4000$ МПа.

На миллиметровой бумаге в большом масштабе вычерчиваем различные положения диска при подаче его на «металл» при резании и определяем соответствующие толщины h_x в различные моменты времени; вычерчиваем кривую h_x в функции от подачи (рис. VII.11). Находим: максимальная толщина $h=40$ мм соответствует моменту резания сечения, проходящего через сопряжение стенки с полкой (точка А). Ширина прорези $s=s_0+3=12$ мм.

Согласно формуле (VII.12), находим

$$P = 4000 \cdot 12 \cdot 40 \cdot \frac{100}{100} \cdot \frac{1}{1000} = 1920 \text{ Н} = 1,92 \text{ кН.}$$

3. Принимаем радиальное усилие $R \approx 10P = 19,2$ кН.

Графически находим $\alpha=55^\circ$.

Определяем усилие подачи диска «на металл» по формуле (VII.14)

$$Q = 19,2 \cdot 0,573 - 1,92 \cdot 0,819 = 94 \text{ кН.}$$

По данным значениям R и Q необходимо провести расчеты на прочность вала диска пилы и механизма подачи диска.

4. Определяем максимальную мощность резания по формуле (VII.13), соответствующую моменту резания балки максимальной толщины $h=40$ мм:

$$N = 1,92 \cdot 100 = 192 \text{ кВт.}$$

Для привода дисковой пилы установлен электродвигатель постоянного тока мощностью 185 кВт, допускающий двукратную кратковременную перегрузку.

Для резки горячего проката крупных сечений (квадрат 200×200 — 300×300 мм, круг 200 — 350 мм) из углеродистой и легированной стали (с пределом прочности до 120 МПа при 900 — 1000°C) применяют роторные дисковые пилы конструкции ВНИИметмаша (рис. VII.12).

Диск пилы 1 с диаметром 2000 — 2500 мм, толщиной 10 — 12 мм вращается со скоростью 50 — 100 м/с; шаг зубьев 50 — 100 мм; зубья подвергают закалке токами высокой частоты и отпуску на специальной установке.

Подшипники диска 2 установлены на конце сбалансированного рычага-водила 3, вал которого 4 приводится от электродвигателя постоянного тока мощностью 110 — 400 кВт через редуктор, установленный на раме 5. Диск приводится во вращение от электродвигателя через клиноременную передачу с натяжным роликом, имеющим винтовой механизм перемещения.

Электродвигатель водила работает в режиме запуска на каждый рез заготовки; к моменту резания скорость подачи диска на металл $0,5$ — 1 м/с; после резания водило останавливается в фиксированном положении при помощи командоаппарата.

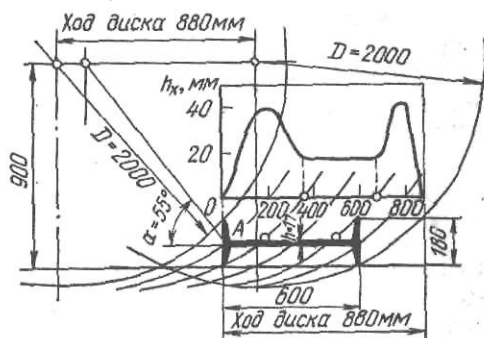


Рис. VII.11. К расчету дисковой пилы при резании двутавровой балки

Центр диска пилы вращается по круговой траектории относительно оси приводного вала рычага-водила 3. Благодаря большой скорости подачи (в 50—100 раз большей, чем у салазковых пил) время собственно резания металла составляет 0,2—0,3 с. Цикл одного резания 5—

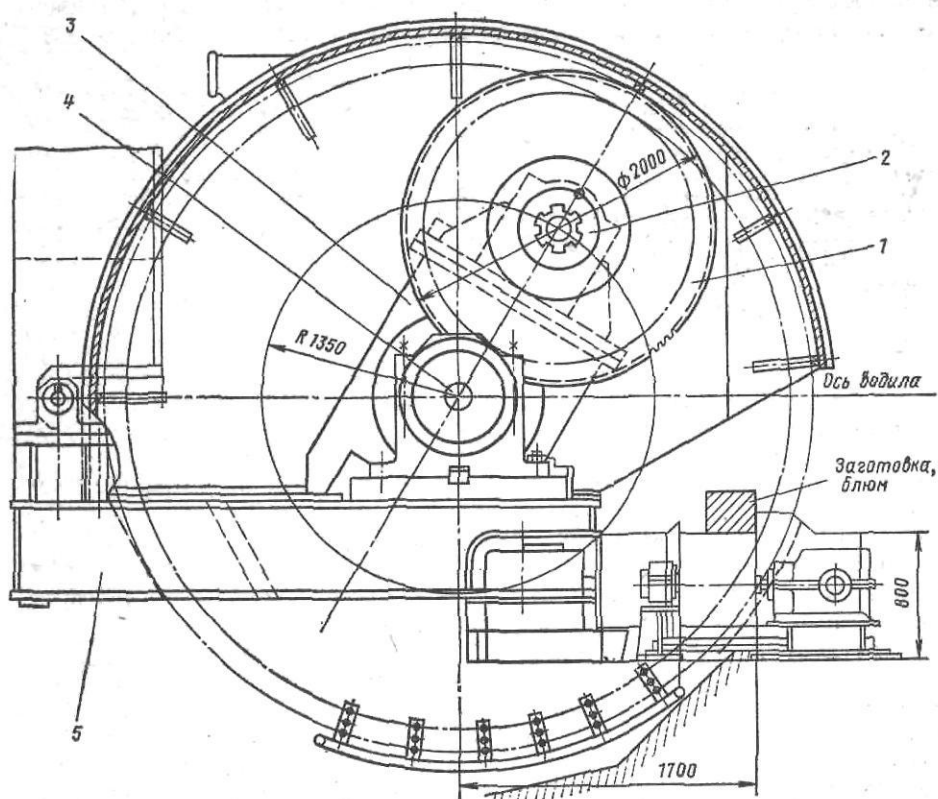


Рис. VII.12. Роторная дисковая пила ударного резания крупной заготовки

6 с (вместо 15—20 с при резании салазковыми пилами). Таким образом, производительность роторных пил значительно выше, чем салазковых.

Глава VIII. ЛЕТУЧИЕ НОЖИЦЫ

Летучие ножницы предназначены для резки металла на ходу («на лету») при его движении с большой скоростью. Во многих случаях работоспособность этих ножниц определяет производительность прокатного стана (например, непрерывного заготовочного).

1. Барабанные летучие ножницы

Кинематика ножниц

Барабанные (двухбарабанные) ножницы являются одной из первых машин для резания металла, весьма простой по конструкции и надежной эксплуатации. Они получили широкое применение для горячей резки широких стальных полос толщиной до 40 мм, холодной резки стальных полос толщиной до 3 мм и горячей резки мелких сортовых профилей.

Устройство и принцип работы этих ножниц состоят в следующем

(рис. VIII.1, а). На двух барабанах по их образующим радиально закреплены ножи (по одному или по несколько на каждом барабане). Полоса движется непрерывно и подается к ножницам подающими роликами (или валками последней клетки непрерывного стана) с постоянной скоростью $v_p = v_n$. При встрече верхнего и нижнего ножей происходит резание полосы. Для создания разрыва между отрезанными кус-

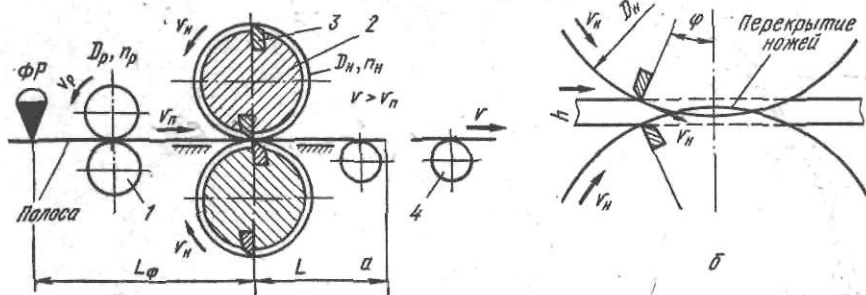


Рис. VIII.1. Схема барабанных летучих ножниц (а) и схема резания полосы (б): 1 — подающие ролики; 2 — барабаны с ножами; 3 — ножи; 4 — ролики рольганга

ками полосы скорость выходного рольганга должна быть больше скорости полосы перед ножницами.

Так как барабаны вращаются равномерно с постоянной угловой скоростью и вращающиеся массы полностью уравновешены, то эти ножницы позволяют резать металл со скоростью 15 м/с и более. Однако эти ножницы имеют следующие недостатки:

1. Траекторией движения режущих кромок ножей являются окружности, поэтому при встрече с горизонтально движущейся полосой резание будет происходить при переменном угле и плоскость резания на полосе не будет вертикальной (рис. VIII.1, б). Однако этот недостаток не является существенным при резке тонких полос.

2. Резание полосы осуществляется параллельными ножами, т. е. одновременно по всей ширине ее, вследствие чего возникают большие усилия резания при динамическом их приложении. Для уменьшения усилия резания желательно один нож делать наклонным (по принципу гильотинных ножниц) или шевронным, однако при резании широких полос на больших скоростях (при изменении угла φ в процессе резания) осуществление этого принципа требует увеличения бокового зазора между ножами, что не всегда желательно.

При резании металла барабанные летучие ножницы могут работать по двум основным режимам: 1) периодических запусков и остановок; 2) непрерывного вращения барабанов (непрерывный).

Режим периодических запусков применяют только в двух случаях: 1) для отрезки короткого переднего конца полосы (некондиционного, имеющего неправильную форму); 2) для разрезки полосы на длинные куски при небольшой скорости ее движения.

По этому режиму ножницы запускают в ход для каждого единичного реза и затем останавливают. При отрезке переднего конца запуск ножниц осуществляется при помощи фотореле, установленного перед ножницами. Требуемую длину переднего куска определяют при этом по формуле

$$L = v_n t_{\text{разг}} - L_{\phi}, \quad (\text{VIII.1})$$

где $t_{\text{разг}}$ — время разгона ножниц от исходного положения барабанов до момента встречи ножей (известно из характеристик ножниц); v_n — скорость движения полосы.

Если $v_n t_{\text{разг}} < L_{\phi}$, то фотореле следует установить за ножницами.

Если требуется разрезать полосу на длинные куски (и при небольшой скорости), то ножницы запускаются не непосредственно от фотореле, а от реле времени (например, через t_c после подачи импульса).

Режим запусков для барабанных ножниц применяют редко; основным для их работы является непрерывный режим.

При непрерывном режиме полоса поступает к ножницам с постоянной скоростью v_n (см. рис. VIII.1, а), а резание происходит периодически через каждые t_c , поэтому длина отрезаемых листов

$$L = v_n t. \quad (\text{VIII.2})$$

Таким образом, длина отрезаемых листов зависит от промежутка времени между двумя последовательными резами. Введем следующие обозначения: k —коэффициент пропуска реза; он характеризует число оборотов барабана за время между двумя последовательными резами; например, если рез происходит за каждый оборот, то $k=1$; если рез происходит через каждые два оборота (когда барабаны имеют разные диаметры и диаметр нижнего ведущего барабана в два раза меньше диаметра верхнего барабана), то $k=2$; если на барабанах по два ножа, то $k=0,5$; ω_n —угловая скорость (1/с) ножей барабанов за время между двумя последовательными резами: если барабаны имеют различные диаметры, то ω_n —угловая скорость приводного барабана меньшего диаметра (нижнего или верхнего).

Очевидно, что за время между двумя резами нож барабана совершит путь, равный $L_n = \pi D_n k$ при окружной скорости $v_n = \omega_n D_n / 2$.

Промежуток времени между двумя резами составит $t = L_n / v_n = 2\pi k / \omega_n$, поэтому формула (VIII.2) получит следующий вид:

$$L = 2\pi v_n k / \omega_n. \quad (\text{VIII.3})$$

Таким образом, при постоянной скорости полосы ($v_n = \text{const}$) длина отрезаемого листа зависит от коэффициента пропуска реза и угловой скорости ножа приводного барабана ω_n .

Из рис. VIII.1, б следует, что наиболее желательным будет такой процесс резания, при котором горизонтальная составляющая скорости резания (окружной скорости ножа) равна или на 2—3% (в среднем) больше скорости движения полосы, т. е.

$$v_{x,n} = v_n \cos \alpha = (1 \div 1,03) v_n;$$

при этом условия в материале полосы не будут создаваться большие растягивающие усилия и в то же время в момент резания полоса не будет изгибаться перед ножами.

Рассмотрим этот случай, полагая, что $v_n = v_n = \omega_n D_n / 2$; длину отрезаемых при этом листов при $k=1$ будем считать основной и обозначим через $L_{осн}$. Из формулы (VIII.3) следует, что при $k=1$

$$L_{осн} = \pi D_n,$$

а при $k \geq 1$

$$L_{осн}^k = L_{осн} k = \pi D_n k, \quad (\text{VIII.4})$$

т. е. длина отрезаемых листов при $k \geq 1$ зависит от диаметра барабана D_n и коэффициента пропуска реза k и она равна основной длине (при $k=1$), умноженной на коэффициент пропуска реза k .

Изменение величины k осуществляют двумя способами: а) установкой различного числа ножей на барабанах; б) применением барабанов различного диаметра (рис. VIII.2).

Если барабаны имеют одинаковые диаметры и по одному или по два ножа, то рез будет происходить через каждый оборот или пол оборота барабанов ($k=1$, и $0,5$); длина листа будет равна $L_{осн} = \pi D_n$; $L_{осн}^k = 0,5 \pi D_n$. Например, при $D_n = 500$ мм получим $L_{осн} = 1540$ и $L_{осн}^k = 770$ мм.

Если диаметр малого барабана D_n будет постоянным и минимально возможным (исходя из условия его динамической прочности), а диаметр ведомого барабана будет различным ($D = 2D_n$; $3/2D_n$; $4/3D_n$), то при различных комбинациях ножей на барабанах можно получить сле-

дующие значения: $k=1,5; 2; 3; 4$: длины отрезаемых листов при этом равны (соответственно): $L_{осн}^k = (1; 1,5; 2; 3; 4) \pi D_n$. Например, при $D_n=500$ мм получим $L_{осн} = 1540; 2310; 3080; 4620; 6160$ мм.

Следует отметить, что при значительном изменении межосевого расстояния A барабанов практическое конструктивное осуществление этого варианта требует изготовления отдельных (самостоятельных) летучих ножей и последующей комплектной замены их на одном и том же рабочем месте в поточной линии.

Из предыдущего анализа следует, что если в формуле (VIII.3) изменять только величину k (комбинацией числа ножей на барабанах и диаметров барабанов), то можно получать различные, но вполне определенные длины отрезаемых полос с большими интервалами размеров этих длин.

Однако, согласно требованиям ГОСТ, прокатные цехи должны поставлять различным отраслям народного хозяйства листы разнообразного сортамента с весьма малыми интервалами по длине (например, через каждые 5—10 мм при длине 1—10 м).

Возвращаясь к формуле (VIII.3), мы видим, что промежуточные длины листов можно получить за счет изменения угловой скорости вращения ножей (барабанов) ω_n или, вернее, отношения v_n/ω_n (или ω_n/v_n).

Выразим ω_n через $2v_n/D_n$; тогда формула (VIII.3) будет иметь следующий вид (D_n — диаметр круговой траектории ножей малого барабана):

$$L = (v_n/v_n) \pi D_n k = (v_n/v_n) L_{осн}^k. \quad (\text{VIII.5})$$

Таким образом, требуемые различные промежуточные длины можно получить только предварительным подбором необходимых отношений скоростей v_n/v_n , каждое из которых в процессе резания листов заданной длины должно быть строго постоянным с целью получения точных допусков по длине листов.

До недавнего времени это отношение принимали по величине, меньше единицы ($v_n/v_n < 1$), и допускали его в пределах $v_n/v_n = 0,5 \div 1$ (отношение 1:2). При $v_n = \text{const}$ это означает, что скорость барабанов ножей увеличивали в интервале $v_n = (1-2) \times v_{осн} = (1-2) v_n$ для получения различных промежуточных длин листов в интервале $L = (0,5-1,0) L_{осн}^k$.

При таких режимах скорость ножей всегда значительно больше скорости полосы, т.е. ножницы работают с опережением до 200% и в материале полосы в период ее резания возникают большие растягивающие напряжения. При большом опережении ножей эти напряжения могут превосходить предел прочности материала полосы и в этих случаях может произойти разрыв полосы раньше окончания ее резания. Очевидно, что при этом ножницы испытывают удары в момент встречи ножей с полосой и большие почти горизонтальные усилия; последние увеличивают крутящий момент на барабанах и расход энергии от электродвигателя. Кроме того, практика показала, что при таком резко динамическом режиме работы ножниц точность размеров листов по длине значительно понижается, особенно при скоростях полосы больше 3 м/с (получается большой «разброс» размеров длины листов).

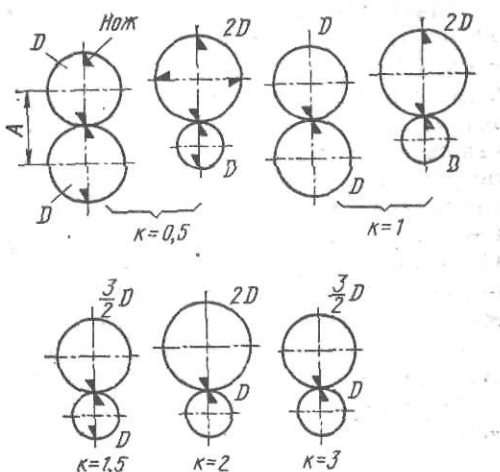


Рис. VIII.2. Схема установки ножей и барабанов различного диаметра

Учитывая эти недостатки конструкторы ВНИИметмаша, УЗТМ и СКМЗ для новых летучих ножниц уменьшили допустимое максимальное опережение ножей до $v_n = 1,5v_n$ и одновременно ввели режим работы ножниц с отставанием ножей в пределах 0—35 %, при котором скорость ножей может снижаться до $v_n = 0,75v_n$ при этом ножницы будут работать с «подпором», т.е. с некоторым выпучиванием полосы перед ножами. Таким образом, общий предел максимального и минимального отношения v_n/v_n остался прежним (1—2) и на ножницах можно получать любые промежуточные длины в пределах $L = (0,67—1,34)L_{осн}^k$, т.е. с изменением этих длин в два раза. Однако следует отметить, что если раньше регулированием (увеличением) скорости ножей по отношению к скорости полосы можно было получать длину листов только меньше основной длины (при $v_n > v_n$), то по-новому режиму можно получать длины меньше и больше основной длины.

Синхронизация скоростей. Выше отмечалось, что для получения требуемой определенной длины листов выбранное отношение v_n/v_n (например, равное 0,8 или 1,1) должно быть строго постоянным за все время резания данной полосы, с тем чтобы точность размеров (допуски по длине) была в заданных пределах. Для поддержания отношения v_n/v_n постоянным применяют синхронизацию двух видов: электрическую и механическую.

Электрическую синхронизацию применяют, когда летучие ножницы установлены за последней клетью непрерывного стана (например, непрерывного заготовочного) и имеют свой привод, механически не связанный с приводом валков клетки. В таком случае при помощи различных сельсинных синхронно-следящих систем обеспечивается синхронное изменение скоростей двух отдельных электродвигателей для привода последней клетки стана и для привода летучих ножниц. Однако электрическая синхронизация пока еще не является достаточно точной и надежной, поэтому она применяется только для летучих ножниц при горячей резке полосы (заготовки, сорта), когда не требуется большая точность реза (тем более, что при остывании полосы происходит уменьшение ее линейных размеров на 4—5 %), а также при отрезке только переднего конца полосы.

Механическую (жесткую) синхронизацию применяют в поточных агрегатах холодной резки рулонной полосы на листы небольшой длины при непрерывном вращении барабанов ножниц. В этих случаях в комплект установки летучих ножниц обязательно входят собственно ножницы и подающие ролики, причем ножницы и подающие ролики имеют привод от одного общего электродвигателя постоянного тока (серии МП) через различного типа (конические, цилиндрические) зубчатые редукторы, механически (жестко) связанные между собой муфтами.

Промежуточные длины и точность резания. При холодной резке рулонной полосы шириной 1000—2350 мм, толщиной 0,2—3,0 мм на листы длиной от 500 до 8000 мм интервалы длины, согласно ГОСТ, составляют 3—30 мм. Очевидно, что для получения такого широкого сортамента листов (по длине) требуется широкий интервал синхронизации отношения скоростей ножей к скорости полосы или к скорости подающих роликов ($v_n/v_n = v_n/v_p$ при $v_n = v_p$).

Как это осуществляется конструктивно? Для ответа на этот вопрос представим основную формулу (VIII.3) в следующем виде (заменяя $v_n = v_p = \omega_p D_p / 2$):

$$L = \pi D_p k (\omega_p / \omega_n) = \pi D_p k (i_{p,n}), \quad (\text{VIII.6})$$

где $i_{p,n}$ — отношение (передаточное число) угловых скоростей подающих роликов и ножа на ведущем барабане; D_p — диаметр подающих роликов (см. рис. VIII.1).

Поскольку подающие ролики и ведущий барабан ножниц приводятся от одного общего для них электродвигателя, то передаточное число $i_{p,n}$ можно представить следующим образом:

$$i_{p,n} = \omega_p / \omega_n = \omega_p / \omega_n \cdot \omega_{дв} / \omega_{дв} = \omega_{дв} / \omega_n \cdot 1 / (\omega_{дв} / \omega_p) = i_n / i_p, \quad (\text{VIII.7})$$

где i_p — передаточное число от двигателя к подающим роликам, $i_p = \omega_{дв}/\omega_p = n_{дв}/n_p$, i_n — передаточное число от двигателя к ведущему бабану ножиц, $i_n = \omega_{дв}/\omega_n = n_{дв}/n_n$.

Подставляя это значение $i_{p,n}$ в уравнение (VIII.6), получим весьма важную формулу для синхронизации привода подающих роликов с приводом ножиц

$$L = \pi D_p k (i_n/i_p). \quad (\text{VIII.8})$$

Из анализа этой формулы следует, что: 1) для данных значений диаметра подающих роликов D_p и коэффициента пропуска реза любую промежуточную длину листа при резании полосы на ножницах можно получить при определенном значении отношения передаточных чисел редукторов между двигателем и ножницами (i_n) и между двигателем и подающими роликами (i_p); 2) длина мерных листов не зависит от абсолютных величин скоростей полосы, ножиц и электродвигателя.

Значит, широкий диапазон мерных длин листов при резании на летучих ножницах можно получить двумя способами:

1) изменением i_n (при $i_p = \text{const}$); 2) изменением i_p (при $i_n = \text{const}$). Для этого в линии привода ножиц или в линии привода подающих роликов устанавливают многоступенчатый редуктор (коробку скоростей), который позволяет получить 200—400 различных передаточных чисел. Так при работе ножиц максимальное допустимое превышение скорости ножей по отношению к скорости полосы должно составлять не более 200% (о чем было сказано выше), то этот диапазон различных передаточных чисел должен находиться в пределах от 1 до 2.

Например, на летучих ножницах в агрегате резки применен многоступенчатый редуктор, который позволяет получить 400 различных передаточных чисел в пределах от 1 до 2 со следующими значениями: $i = 1,0025; 1,005; 1,01$ и т. д. (см. рис. VIII.3, в).

При этих передаточных числах летучие ножницы могут резать полосу на листы длиной 1002,5; 1005; 1007,5; 1010 мм и т. д., т. е. через каждые 2,5 мм. Этот редуктор (коробка скоростей) весьма сложный: он состоит из двух блоков шестерен в виде конусов Нортон и специального планетарного дифференциального редуктора. Учитывая этот недостаток, на новых летучих ножницах применены более простые коробки скоростей без конусов Нортон и дифференциальных планетарных редукторов. Так, в приводе летучих ножиц для резки жести конструкции УЗТМ (см. рис. VIII.3, а) коробка скоростей имеет набор только одних цилиндрических зубчатых шестерен и позволяет получить 201 передаточное число с большим диапазоном 0,371—0,901. Выбор требуемого передаточного числа осуществляется переключением шестерен (согласно имеющейся таблице) при помощи ручных рукояток.

Применяют два типа установок летучих ножиц, отличающихся только местом расположения многоступенчатого редуктора (коробки скоростей): 1) редуктор установлен в линии привода подающих роликов (рис. VIII.3, а); 2) редуктор установлен в линии привода ножиц от электродвигателя (рис. VIII.3, б).

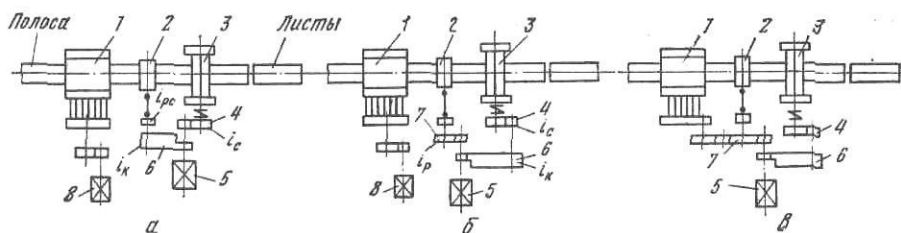


Рис. VIII.3. Схемы привода летучих ножиц с правильной машиной и подающими роликами: 1 — правильная машина; 2 — подающие ролики; 3 — летучие ножницы; 4 — силовой редуктор ($i_c = \text{const}$); 5 — электродвигатель; 6 — коробка скоростей с набором различных передаточных чисел ($i_k = \text{var}$); 7 — редуктор; 8 — электродвигатель привода правильной машины

Во втором случае многоступенчатый редуктор передает большие нагрузки (моменты), возникающие при резании на ножницах, поэтому имеет значительные габариты. В первом случае для привода подающих роликов требуется небольшая мощность, поэтому габариты многоступенчатого редуктора небольшие.

Очевидно, что схема привода ножниц по первому типу является более предпочтительной. Применяют также схему привода, показанную на рис. VIII.3, в, являющуюся разновидностью схемы второго типа. Согласно этой схеме, перед подающими роликами установлены многороликовая правильная машина с приводом роликов от того же электродвигателя.

Из сравнения этих схем следует, что при конкретном выборе одной из них предпочтение надо отдать той, в которой многоступенчатый редуктор передает меньшую мощность. Следует отметить, что за последние годы в приводе летучих ножниц для жести получили применение механизмы для выравнивания скоростей и бесступенчатого регулирования передаточного числа i_p при помощи цепных вариантов скоростей (см. ниже).

Каждую конкретную установку летучих ножниц проектируют и устанавливают для резания полосы, толщина которой может изменяться от h_{\min} до h_{\max} ; обычно диапазон сортамента листов по толщине, разрезаемых на данных конкретных ножницах, принимают в пределах $h_{\max}/h_{\min}=4 \div 6$. Скорость резки (скорость подачи полосы подающими роликами) принимают различную в зависимости от качества и толщины полосы: минимальной толщине соответствует максимальная скорость, и наоборот. Однако при резании полосы определенной толщины скорость резания (подачи полосы в ножницы) должна быть строго постоянной ($v_n = \text{const}$).

Скорость летучих ножниц. Выше было указано [см. формулу (VIII.8)], что длина листов при резании полосы не зависит от абсолютной величины скорости вращения ножей на барабанах летучих ножниц (зависит от отношения скорости полосы к скорости ножа приводного барабана v_n/v_H). Однако при выборе скорости летучих ножниц надо принимать во внимание два обстоятельства:

1. Если летучие ножницы предназначены для установки в линии прокатного стана (например, за последней клетью его), а выходная скорость прокатки v_1 на этом стане различная (от $v_{1\min}$ до $v_{1\max}$) в зависимости от толщины, ширины или сечения прокатываемой полосы или профиля, то скорость ножниц v_n соответственно тоже должна быть различной (от $v_{n,\min}$ до $v_{n,\max}$) для соблюдения условия $v_1/v_n = \text{const}$ при заданной длине отрезаемых листов.

2. Если летучие ножницы предназначены для установки в непрерывной поточной линии поперечной резки полосы на листы, то скорость этой линии технологически также принимается различной при резании полосы различной толщины (с целью получения качественной резки при максимальной производительности агрегата резки). Таким образом, при резке различного сортамента полос (по толщине их) подающие ролики будут подавать к ножницам полосу с различной скоростью v_n (от $v_{n\min}$ до $v_{n\max}$); значит, скорость летучих ножниц v_n также должна соответствовать различным скоростям v_n т. е. должна быть в пределах от $v_{n\min}$ до $v_{n\max}$.

Таким образом, для привода летучих ножниц необходимо устанавливать электродвигатель постоянного тока (типа П или МП) с регулируемой скоростью вверх до n_{\max} (изменением возбуждения) и вниз до n_{\min} (изменением напряжения) от номинальной скорости.

После выбора характеристики электродвигателя по каталогу необходимо затем определить требуемое передаточное число редуктора привода ножниц. Если подающие ролики и летучие ножницы имеют общий привод от одного электродвигателя, то для получения различных мерных длин листов при резании полосы, согласно формуле (VIII.8), не-

обходимо определить передаточные числа редукторов следующим образом:

а) для схемы привода второго типа (см. рис. VIII.3). Угловая максимальная скорость вращения подающих роликов при максимальной технологической скорости подачи полосы

$$\omega_{p \max} = 2v_{п \max}/D_p.$$

Передаточное число редуктора в линии привода подающих роликов

$$i_p = \omega_{дв \max}/\omega_{p \max},$$

где $\omega_{дв \max}$ — максимальная угловая скорость двигателя. Ножницы предназначены для резки полосы на листы длиной от L_{\min} до L_{\max} ; согласно формуле (VIII.8), передаточное число линии привода летучих ножей должны быть в пределах

$$i_{н \min} = \frac{i_p}{\pi D_p k} L_{\min}; \quad i_{н \max} = \frac{i}{\pi D_p k} L_{\max}.$$

В линии привода ножиц установлены два редуктора: один представляет собой многоступенчатую коробку скоростей с переменным передаточным числом i_k , другой — силовой редуктор с постоянным передаточным числом i_c . Таким образом, $i_n = i_k i_c$; коробка скоростей должна позволять выбирать любое передаточное число в диапазоне от $i_{k \min} = i_{\min}/i_c$ до $i_{k \max} = i_{\max}/i_c$;

б) для схемы привода первого типа (см. рис. VIII.3, а). Максимальная угловая скорость ножиц, согласно формуле (VIII.3):

$$\omega_{н \max} = \frac{2\pi}{L_{\max}} v_{п \max} k.$$

Передаточное число силового редуктора в линии привода ножиц

$$i_n = i_c = \omega_{дв \max}/\omega_{н \max}.$$

Передаточное число в линии привода подающих роликов, согласно формуле (VIII.8):

$$i_{p \min} = \pi D_p k \frac{i_n}{L_{\max}}; \quad i_{p \max} = \pi D_p k \frac{i_n}{L_{\min}}.$$

Так как общее передаточное число в линии привода подающих роликов $i_p = i_k i_{p.c}$, где $i_{p.c}$ — для основного редуктора в этой линии, то коробка скоростей должна обеспечить получение передаточных чисел в диапазоне от $i_{k \min} = i_{p \min}/i_c$, до $i_{k \max} = i_{p \max}/i_c$.

Усилия резания, статический момент и мощность электродвигателя

Схему резания на летучих барабанных ножницах (рис. VIII.4) рассмотрим в сравнении со схемой резания дисковыми ножницами (см. рис. VII.1). Поскольку на барабанных ножницах ножи установлены параллельно осям барабанов и резание происходит на небольших дугах траектории ножей, можно считать, что ножи внедряются в металл навстречу один другому. Тогда максимальное усилие резания можно определять по формулам: при резании параллельными ножами

$$P = k_2 \tau_{\max} (1 - \epsilon_B) F = k_1 k_2 k_3 \sigma_B \left(1 - \frac{\epsilon_H}{2}\right) F; \quad (VIII.9)$$

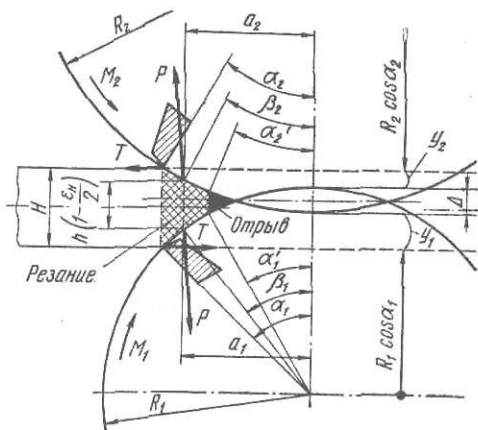


Рис. VIII.4. Схема резания полосы на летучих барабанных ножницах ($R_1 < R_2$)

при резании ножами, из которых один (верхний) наклонный

$$P = k_1 k_2 k_3 \frac{2 - \varepsilon_H}{2 \operatorname{tg} \alpha} \varepsilon_H \sigma_B h^2, \quad (\text{VIII.10})$$

где $k_1 = \tau_{\max} / \sigma_B = 0,7 \div 0,75$:

при резании ножами, из которых один шевронный:

$$P = 2k_1 k_2 k_3 \frac{2 - \varepsilon_H}{2 \operatorname{tg} \alpha} \varepsilon_H \sigma_B h^2, \quad (\text{VIII.10a})$$

где k_2 и k_3 — коэффициенты, учитывающие повышение усилия резания при затуплении ножей и увеличении бокового зазора между ними; $k_2 = 1,2 - 1,4$; $k_3 = 1,1 - 1,3$; α — угол наклона ножа; $\varepsilon_B \approx \varepsilon_H / 2$ — относительная глубина вмятия, при которой усилие резания и сопротивление резанию τ достигают максимальных значений (см. табл. VI.1); ε_H — относительная глубина внедрения ножей, при которой происходит отрыв неразрезанной части металла; F — площадь поперечного сечения разрезаемой полосы.

Определим углы начала и окончания резания и угол приложения усилия резания P . В случае резания на барабанах различного диаметра усилия P будут направлены под некоторым углом к вертикали (сравнить со случаем на с. 70). Ввиду незначительной величины этого угла примем, что усилия P направлены вертикально и плечи их приложения равны, т. е. $a_1 = a_2 = a = R_1 \sin \beta_1 = R_2 \sin \beta_2$.

Из рис. VIII.4 следует, что (при $y_1 + y_2 = h - \Delta$):

$$R_1 = R_1 \cos \alpha_1 + (y_1 + \Delta); \quad R_1 (1 - \cos \alpha_1) = y_1 + \Delta;$$

$$R_2 = R_2 \cos \alpha_2 + (y_2 + \Delta); \quad R_2 (1 - \cos \alpha_2) = y_2 + \Delta$$

$$\text{или } 2R_1 \sin^2 \frac{\alpha_1}{2} + 2R_2 \sin^2 \frac{\alpha_2}{2} = h + \Delta.$$

Так как

$$\sin \alpha_1 / \sin \alpha_2 = R_2 / R_1 \approx \sin (\alpha_1 / 2) / \sin (\alpha_2 / 2),$$

то получим формулу для определения угла начала резания на барабане меньшего диаметра:

$$2 \sin^2 \frac{\alpha_1}{2} R_1 \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) = h + \Delta;$$

$$\cos \alpha_1 = 1 - \frac{h + \Delta}{R_1 (1 + R_1 / R_2)} \quad (\text{VIII.11})$$

Аналогично получим формулы для углов окончания резания и приложения усилия P :

$$\cos \alpha'_1 = 1 - \frac{h (1 - \varepsilon_H) + \Delta}{R_1 (1 + R_1 / R_2)}; \quad \cos \beta_1 = 1 - \frac{h (1 - \varepsilon_H / 2) + \Delta}{R_1 (1 + R_1 / R_2)}. \quad (\text{VIII.12})$$

Для верхнего (большого) барабана эти формулы будут иметь следующий вид:

$$\cos \alpha_2 = 1 - \frac{h + \Delta}{R_2 (1 + R_2 / R_1)};$$

$$\cos \alpha'_2 = 1 - \frac{h (1 - \varepsilon_H) + \Delta}{(R_2 (1 + R_2 / R_1))};$$

$$\cos \beta_2 = 1 - \frac{h (1 - \varepsilon_H / 2) + \Delta}{(R_2 (1 + R_2 / R_1))}. \quad (\text{VIII.13})$$

Очевидно, что

$$\beta_1 = (\alpha_1 + \alpha'_1) / 2; \quad \beta_2 = (\alpha_2 + \alpha'_2) / 2.$$

Момент резания на нижнем (ведущем) барабане

$$M_1 = Pa - TR_1 \cos \beta_1.$$

Момент резания на верхнем (ведомом) барабане

$$M_2 = Pa + TR_2 \cos \beta_2;$$

то же, приведенный к оси нижнего (ведущего) барабана

$$M_2 = M'_1(R_1/R_2) = Pa(R_1/R_2) + TR \cos \beta_2 (R_1/R_2) = \\ = Pa(R_1/R_2) + TR_1 \cos \beta_2.$$

Суммарный момент резания на нижнем (ведущем) барабане (принимая $\beta_1 \approx \beta_2$)

$$M_{\text{рез}} = M_1 + M_2 = Pa + Pa(R_1/R_2) = Pa(1 + R_1/R_2).$$

Статический (без учета динамики) момент резания на валу нижнего (приводного) барабана

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{рез}}/\eta = Pa/\eta(1 + R_2/R_2), \quad (\text{VIII.14})$$

где η — коэффициент, учитывающий потери в зубчатом зацеплении шестерен привода барабанов и в подшипниках валов барабанов.

Распорное усилие между ножами $T \approx 0,2P$. Как видно из рассмотренной формулы (VIII.14), это усилие при подсчете момента резания можно не принимать во внимание (силы T направлены противоположно и их надо учитывать при определении результирующего усилия на опорах барабана).

При резании полосы на барабанных летучих ножницах процесс резания происходит в весьма короткие периоды времени (0,01—0,001с) при динамическом возникновении усилия резания и при некотором падении скорости резания в этот период. Очевидно, что работа резания в значительной доле будет совершаться живой силой вращающихся барабанов и всего привода. Таким образом, привод будет работать в маховичном режиме, поэтому окончательный выбор номинальных значений момента и мощности электродвигателя надо проводить не по статическому моменту, а с учетом приведенных маховых масс и упругой деформации валов, т. е. с учетом динамики привода. Однако ориентировочно можно считать, что максимальный момент двигателя постоянного тока (с учетом допустимого коэффициента перегрузки) не должен быть меньше максимального статического момента, приведенного к валу двигателя.

Пример 42. Определить усилие, статический момент и мощность резания полосы на летучих барабанных ножницах.

Дано: максимальная ширина полосы $b=1000$ мм; максимальная толщина полосы $h=0,6$ мм; скорость полосы (скорость резания) $v_n=1,5$ м/с; барабаны одинакового диаметра с одним или двумя ножами на каждом барабане; диаметр траектории ножей 500 мм. Основные длины листов: при работе с одной парой ножей $L_{\text{осн}}=0,97\pi D=0,97\pi \cdot 500=1520$ мм; при работе с двумя парами ножей ($k=0,5$) $L_{\text{осн}}^k=L_{\text{осн}}k=760$ мм.

Материал разрезаемой полосы: сталь с пределом прочности $\sigma_b=600$ МПа.

1. Определяем максимальное усилие резания по формуле (VIII.9) (ножи на барабанах параллельные) при $e_n=0,5$:

$$P = 0,7 \cdot 1,2 \cdot 1,3 \left(1 - \frac{0,5}{2}\right) 600 \cdot 1000 \cdot 0,6 = 3 \cdot 10^6 \text{ Н} = 300 \text{ кН}.$$

2. Определяем углы резания и приложения силы P (см. рис. VIII.4), принимаем перекрытие ножей $\Delta=0,4h=0,24$ мм.

Угол начала резания по формуле (VIII.11)

$$\cos \alpha = 1 - \frac{0,6 + 0,24}{2 \cdot 250} = 0,99832; \quad \alpha = 3^\circ 20'. \quad \left(\frac{20+3}{103} = 2,382 \rightarrow 17^\circ 40' \right)$$

Угол окончания резания по формуле (VIII.12)

$$\cos \alpha' = 1 - \frac{0,6(1-0,5) + 0,24}{500} = 0,99892; \quad \alpha' = 2^\circ 40'. \quad \left(\frac{201-0,5 \cdot 3}{103} = 0,978 \rightarrow 13^\circ 20' \right)$$

Угол приложения силы P по формуле (VIII.13)

$$\cos \beta = 1 - \frac{0,6(1-0,25) + 0,24}{500} = 0,99862; \quad \beta = 3'; \quad \left(\frac{201-0,25 \cdot 3}{103} = 0,970 \rightarrow 15^\circ 30' \right)$$

что соответствует среднему значению угла резания.

3. Статический момент на валу нижнего приводного барабана ножиц определяем по формуле (VIII.14).

Плечо приложения силы $Pa = R \sin \beta = 250 \cdot 0,05234 = 13,3$ мм;

$$M_{\text{ст}} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 0,0133}{0,95} = 8,5 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где $\eta = 0,95$ — коэффициент, учитывающий потери на трение в зубчатом зацеплении шестерен привода барабанов и в подшипниках валов барабанов.

4. Определяем мощность резания. Угловая скорость ножей (при $v_n = v_d$) $\omega = v/R = 1,5/0,25 = 6$ 1/с.

$$N_{\text{рез}} = M_{\text{ст}} \omega = 8,5 \cdot 6 = 51 \text{ кН} \cdot \text{м/с} = 51 \text{ кВт}.$$

Согласно рис. VIII.3, а для привода ножиц и подающих роликов (вместе с правильной машиной) установлен один электродвигатель мощностью 72 кВт.

На ножицах можно резать полосу на листы длиной меньше $L_{\text{осн}}$ (при работе с опережением скорости ножей) или больше $L_{\text{осн}}$ (при работе с отставанием скорости ножей от скорости полосы).

При работе ножиц с опережением в полосе будут возникать растягивающие напряжения; при этом дополнительное горизонтальное усилие на ножи будет увеличивать момент резания. Рассмотрим случай работы ножиц с опережением, когда $v_n = 1,2v_d$, т. е. при резании полосы на длины [согласно формуле (VIII.5)]:

$$L = \left(\frac{v_n}{v_d} \right) L_{\text{осн}} = \frac{1}{1,2} L_{\text{осн}} = \frac{760}{1,2} = 630 \text{ мм}.$$

Время резания полосы ножами при $v_n = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8$ м/с и

$$\omega_n = v_n/R = 1,8/0,25 = 7,2 \text{ 1/с}$$

$$t_p = \varphi/\omega_n = (3^\circ 20' - 2^\circ 40') \pi/180 \cdot 1/7,2 = 0,00097 \text{ с}.$$

За время резания ножи пройдут горизонтальный путь

$$l_n = R (\sin \alpha - \sin \alpha_1) = 250 (\sin 3^\circ 20' - \sin 2^\circ 40') = 1,74 \text{ мм}.$$

За это же время полоса могла бы пройти путь

$$l_d = v_d t_p = 1500 \cdot 0,00097 = 1,45 \text{ мм}.$$

Удлинение полосы при резании $\Delta l = 1,74 - 1,45 = 0,29$ мм.

Напряжение растяжения в полосе (при длине ее на участке между ножицами и подающими роликами $L = 1$ м)

$$\sigma = \frac{\Delta l}{L} E = \frac{0,29}{1000} 2,1 \cdot 10^8 = 61 \text{ МПа}.$$

Горизонтальное усилие на ножи от натяжения полосы ножами

$$X = \sigma F = 61 \cdot 0,6 \cdot 1000 = 36,6 \text{ кН}.$$

Принимая плечо приложения силы X равным радиусу траектории ножей, дополнительный момент на валу нижнего барабана получим

$$M_{\sigma} = XR = 36,6 \cdot 0,25 = 9,15 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

т. е. больше, чем момент от собственно резания полосы (8,5 кН·м).

Отсюда следует, что нежелательно применять режим работы барабанных ножиц с опережением. Допустимым следует считать работу ножиц с опережением не более 10%. Предпочтительным является режим работы ножиц с отставанием (т. е. с подпором полосы) для получения листов длиной больше $L_{\text{осн}}$.

Пример 43. Определить усилие и мощность резания полосы толщиной 12 мм и шириной 1300 мм при скорости $v_n = 5 + 10$ м/с. Ножицы установлены за последней клетью непрерывного широкополосного стана и разрезают полосу при температуре не ниже 700 °С, предел прочности стальной полосы при этой температуре $\sigma_b = 200$ МПа. Диаметры траектории ножей: верхнего приводного барабана $D_1 = 648$ мм; нижнего барабана (приводного от верхнего) $D_2 = 864$ мм; отношение диаметров $D_1/D_2 = 3/4$; межосевое расстояние между барабанами ножиц $A = 756$ мм; длина листов от 4 до 8 м с интервалом через 25 мм.

1. При непрерывном вращении барабанов (по одному ножу на каждом) резание будет происходить через каждые четыре оборота верхнего барабана (через три оборота нижнего барабана). Если скорость полосы равна скорости вращения ножей, то, согласно формуле (VIII.4), основная длина отрезаемых листов (в горячем состоянии) будет равна (при $k = 4$)

$$L_{\text{осн}}^k = L_{\text{осн}} k = \pi D_1 k = \pi 648 \cdot 4 = 2035 \cdot 4 = 8140 \text{ мм}.$$

2. Конструктивно предусмотрена возможность установки в той же станине ножиц нижнего барабана с диаметром траектории ножей, в два раза большим, чем на верхнем барабане, т. е. $D_2 = 1296$ мм; тогда отношение диаметров траекторий ножей (и приводных шестерен на концах валов барабанов) $D_1/D_2 = 1/2$. Резание будет происходить через каждые два оборота верхнего (малого) барабана (через один оборот нижнего барабана) и основная длина листов будет равна (при $k = 2$)

$$L_{\text{осн}}^k = L_{\text{осн}} k = \pi 648 \cdot k = 2035 \cdot 2 = 4070 \text{ мм}.$$

3. Для обеспечения возможности резания полосы на листы любой длины в пределах от 4070 до 8140 мм с интервалом через каждые 25 мм (с точностью до 5 мм) в приводе ножниц устанавливаем многоступенчатый редуктор (коробку скоростей) с передаточным числом $i=1:2$ (см. рис. VIII.3, а); вместо подающих роликов их назначение выполняет последняя чистовая клеть непрерывного широкополостного стана. Во избежание работы ножниц с обгоном (или подпором) и для соблюдения условия $v_n \approx v_n$ в приводе ножниц между коробкой скоростей (редуктором) и ножницами устанавливают двухкривошипный кулисный механизм выравнивания скоростей (см. ниже с. 272).

4. Усилие резания. Если на барабанных ножницах установлены ножи с параллельными режущими кромками, то, согласно формуле (VIII.9), при $k_1=0,75$; $k_2=1,1$; $k_3=1,3$ и $e_n=0,8$ получим

$$P = 0,75 \cdot 1,1 \cdot 1,3 (1 - 0,8/2) 200 \cdot 1300 \cdot 12 = 2000 \text{ кН.}$$

С целью уменьшения усилия резания и улучшения условий работы ножниц (учитывая динамичность приложения нагрузки при резании) целесообразно верхний нож сделать наклонным (как у гильотинных ножниц). Однако ввиду увеличения при этом продолжительности резания широкой полосы (ножи внедряются постепенно с одного края полосы к другому) изменение угла резания при вращении ножей (см. рис. VIII.4) потребует наличия большого предварительного бокового зазора (4—5 мм) между ножами, что ухудшает качество реза (линия резания будет не перпендикулярной по ширине, а косой).

Для улучшения качества реза применим шевронные ножи (с двойным наклоном к середине) с углом наклона $1:50$ ($\alpha=1^\circ 9'$, $\text{tg } \alpha=0,02$). Тогда, согласно формулам (VIII.10) и (VI.7) усилие резания будет (для двух наклонных ножей, образующих шеврон)

$$P = 2 \cdot 0,75 \cdot 1,1 \cdot 1,3 \frac{1,5 - 0,8}{2 \cdot 0,02} 0,8 \cdot 200 \cdot 12^2 = 860 \text{ кН,}$$

т. е. в 2,35 раза меньше, чем в случае резания параллельными ножами.

5. Момент и мощность резания. Полоса максимальной толщины $h=12$ мм выходит из последней клетки стана с минимальной скоростью $v_n=5$ м/с. При $v_n \approx v_n$ средняя угловая скорость верхнего приводного барабана $\omega_n = v_n/R_1 = 2v_n/D_1 = 2,5/0,648 = 15,5$ 1/с; угол приложения усилия резания по формуле (VIII.12) при радиальном перекрытии ножей $\Delta=0,3 h=3,6$ мм

$$\cos \beta_1 = 1 - \frac{12(1 - 0,4) + 3,6}{324(1 + 648/1296)} = 0,978; \quad \beta_1 = 12^\circ 2'.$$

Плечо приложения силы P $a = R_1 \sin \beta_1 = 324 \cdot 0,2085 = 68$ мм. Максимальный момент резания для двух барабанов по формуле (VIII.14)

$$M_{\text{рез}} = 860 \cdot 0,068 (1 + 648/1296) = 88 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Максимальная мощность резания

$$N_{\text{рез}} = M\omega = 88 \cdot 15,5 = 1360 \text{ кН}\cdot\text{м/с} = 1360 \text{ кВт.}$$

Электродвигатель допускает кратковременную трехкратную перегрузку ($k=3$), поэтому с учетом к. п. д. привода и расхода мощности на привод подающих роликов ($\eta=0,8$) номинальная мощность двигателя должна быть не менее

$$N_{\text{дв}} = 1360/(3 \cdot 0,8) = 570 \text{ кВт.}$$

При наличии в приводе ножниц двухкривошипного механизма выравнивания скоростей ножей и полосы ($v_n = v_n$) ножницы будут работать с неравномерной скоростью, т. е. с большими ускорениями. Расчет мощности двигателя с учетом возникаемых динамических моментов см. далее, с. 283.

На барабанных летучих ножницах применяют установку ножей двух типов:

а) ножи установлены параллельно в радиальных плоскостях барабанов вдоль образующих цилиндров. При вращении барабанов ножи встречаются и начинают резание одновременно по всей ширине полосы, вследствие чего возникающее большое усилие резания имеет ударный характер; распорное усилие между ножами вызывает «разворот» ножей, плоскость резания становится не перпендикулярной, торец отрезанной полосы приобретает клиновидную форму и режущие кромки ножей быстро затупляются. Несмотря на эти недостатки такую установку ножей применяют при холодном резании тонких (до 2 мм) и при горячем резании толстых (до 10 мм) полос, так как при этом оба ножа имеют одинаковую форму, а их установка и настройка являются весьма простыми;

б) нижний нож прямой (как в описанном выше случае), а верхний нож имеет режущую кромку наклонную (0,5—1,0 град) или шевронную (V-образную) форму (рис. VIII.5): такая форма ножей не имеет отме-

ченных выше недостатков и обеспечивает качественное холодное резание тонких и толстых (до 10 мм) полос и резание толстой горячей полосы (до 40 мм). Для резки толстых полос наклонный или шевронный нож устанавливают на нижнем барабане.

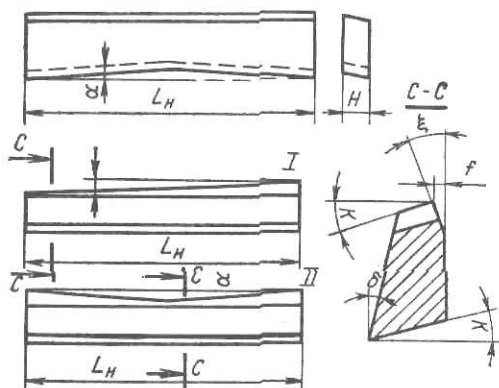


Рис. VIII.5. Форма ножей летучих ножниц:

Вверху — шевронный нож для резки тонких полос; внизу — нож для резки толстых полос простой (I) и шевронной (II) формы

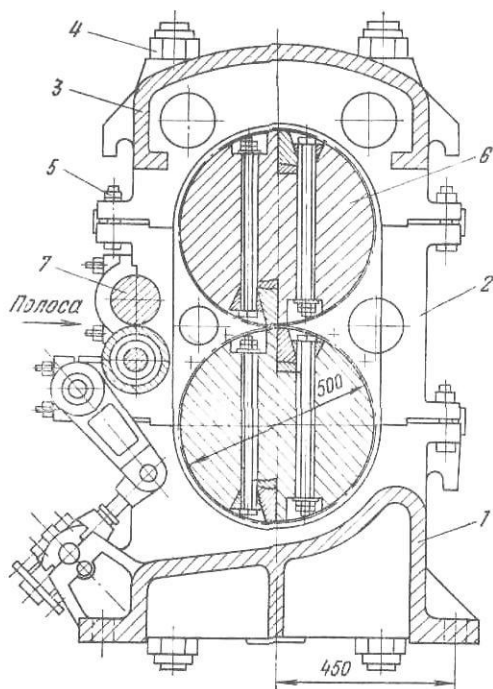


Рис. VIII.6. Летучие барабанные ножницы для поперечной резки тонкой полосы

Конструкция ножниц

На рис. VIII.6 показан разрез по барабанам летучих ножниц конструкции УЗТМ, предназначенных для поперечной резки тонкой рулонной жести (толщиной 0,18—0,6 мм, шириной 1000 мм; см. рис. VIII.3, а). Основные длины отрезаемых листов: при установке по одному ножу на каждом барабане 1520 мм, при установке двух ножей на каждом барабане 760 мм. Максимальная скорость полосы, подаваемой подающими роликами, 5 м/с; диаметр окружности режущей кромки ножей 500 мм; длина ножа 1200 мм; предел прочности материала разрезаемой полосы 800 МПа; максимальное усилие резания 300 кН; максимальный момент на приводном валу ножниц 9,8 кН·м.

Станина ножниц состоит из нижнего стального литого корпуса 1, правой и левой стоек 2 и общей крышки-траверсы 3, стягиваемых между собой шпильками 4 диаметром 76 мм и болтами 5. Барабаны установлены на конических роликовых подшипниках; приводным является нижний барабан. Для устранения зазоров (люфтов) в роликовых подшипниках верхнего барабана 6 на шейках его рядом с основными подшипниками установлены дополнительные конические роликовые подшипники в подпружиненных опорах. От нижнего приводного барабана вращение верхнему барабану передается при помощи цилиндрических шестерен с косыми зубьями,

установленных на концах валов барабанов с приводной стороны. Осевые нагрузки, возникающие в косозубом зацеплении шестерен, воспринимаются дополнительными упорными шариковыми (в новых конструкциях ножниц — роликовыми) подшипниками, расположенными на концах валов обоих барабанов с неприводной стороны.

Регулирование тангенциального зазора между ножами осуществляется резьбовым устройством, расположенным на конце вала верхнего барабана с неприводной стороны. При вращении резьбовой гайки с упорным шариковым (роликовым) подшипником верхний барабан будет перемещаться в осевом направлении и одновременно поворачиваться во-

круг своей оси до полного соприкосновения ножей по всей длине их перекрытия (при застопоренном нижнем барабане).

При торможении ножниц (уменьшении скорости вращения нижнего приводного барабана) верхний барабан под действием запасенной кинетической энергии будет стремиться обогнать нижний барабан; при этом в зубчатом зацеплении появится зазор между основными эвольвентными рабочими поверхностями и верхний нож будет «набегать» на нижний. Для нормальной работы ножниц необходимо исключить возможность появления этого зазора. С этой целью рядом с основной шестерней на валу верхнего барабана свободно посажена вспомогательная узкая шестерня; на торце ее имеются две пружины, опирающиеся одним концом в штыри, соединенные с основной шестерней, а другим концом в штыри, закрепленные на торце вспомогательной шестерни; таким образом, под действием пружин вспомогательная шестерня всегда будет «прижимать» зубья основной верхней шестерни к зубьям ведущей шестерни. Для резания жести и тонких листов радиальное перекрытие ножей устанавливается в пределах 0,05—0,2 мм, а тангенциальный зазор — в пределах 0—0,02 мм. Для проталкивания заднего конца полосы через ножницы с входной их стороны установлены ролики 7; верхний из них приводится дополнительной шестерней на валу нижнего барабана, а нижний (холостой) прижимается к верхнему при помощи пневматического цилиндра. Смазка подшипников качения и зубчатых зацеплений — жидкая циркуляционная. Масса ножниц — 17,4 т.

На рис. VIII.7 показан разрез по барабанам летучих ножниц конструкции УЗТМ, предназначенных для поперечной резки стальной полосы шириной до 1500 мм и толщиной 0,6—2,0 мм на листы длиной от 1000 до 6000 мм; максимальная скорость полосы 6 м/с; максимальное усилие резания 1,5 МН. Барабаны ножниц различного диаметра с отношением диаметров траекторий ножей 1:2 (750/1500 мм). Если на обоих барабанах установлено по одному ножу, то резание полосы будет происходить через каждые два оборота нижнего приводного барабана ($k=2$) и основная длина отрезаемых листов будет равна 4720 мм; если на нижнем барабане будет один нож, а на верхнем — два, то резание будет происходить через каждый один оборот нижнего барабана ($k=1$) и основная длина листов будет равна 2360 мм; если на нижнем барабане будет два ножа, а на верхнем — четыре ($k=0,5$), то резание будет происходить через каждые 0,5 оборота нижнего барабана и основная длина листов будет равна 1180 мм. Мерные длины листов ниже основных получаются при резании с опережением ножей на 157 %, а выше основных — при резании с отставанием ножей (подпором полосы) на 127 %. Между подающими роликами и ножницами предусмотрены специальные проводки, которые создают вогнутую петлю (при работе ножниц с опережением с целью предотвращения «выдергивания» полосы ножами из подающих роликов) или выпуклую петлю (при работе с отставанием ножей).

Конструкция установки подушек с ножами является весьма оригинальной: вал барабана имеет квадратное сечение с уступами, что облегчает регулирование тангенциального зазора между ножами при помощи боковых винтов, упирающихся в уступы. Ножницы вместе с подающими роликами и правильной машиной приводятся электродвигателем постоянного тока мощностью 320 кВт (400/1000 об/мин) через соответствующие редукторы и коробку скоростей (см. рис. VIII.3, в)

2. Кривошипно-шатунные летучие ножницы

Ножницы для резки толстой полосы

При описании барабанных летучих ножниц отмечалось, что ввиду движения ножей по круговой траектории в момент резания они встречаются с полосой под некоторым углом, вследствие чего возникают большие динамические нагрузки и плоскость резания не является вертикальной;

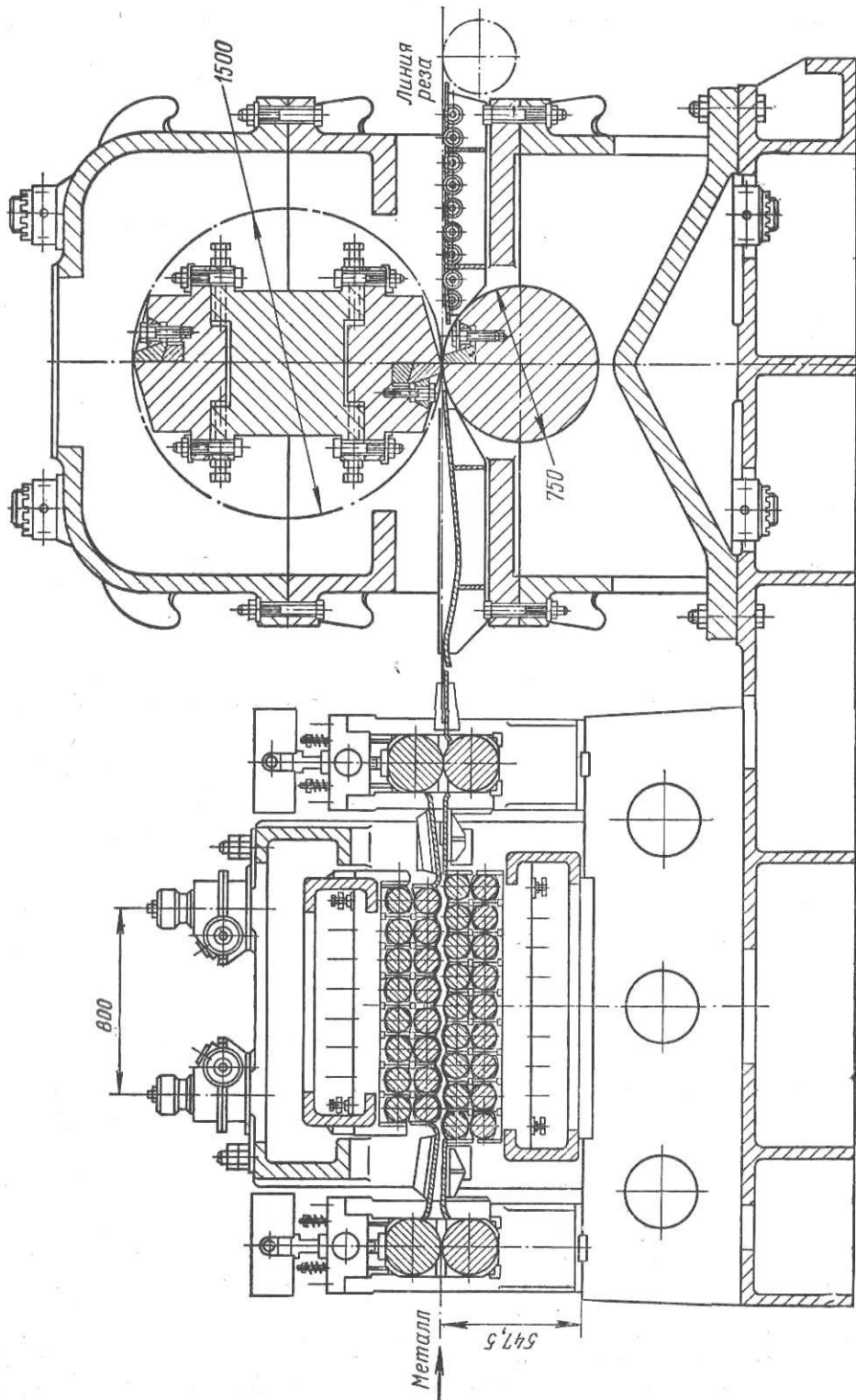


Рис. VIII.7. Летучие ножицы с барабанами различного диаметра, с правильной машиной и подводящими роликами

по этой же причине установка одного ножа наклонно (как на гильотинных ножницах) с целью уменьшения динамических усилий при резании встречает большие затруднения.

Для того чтобы плоскость резания полосы была бы возможно более ровной и вертикальной (особенно при резании толстых полос) и можно было бы при этом применить гильотинное резание (один нож расположить наклонно по отношению к другому), необходимо, чтобы ножи в период резания сближались, оставаясь параллельными друг другу и составляя угол 90° с движущейся полосой.

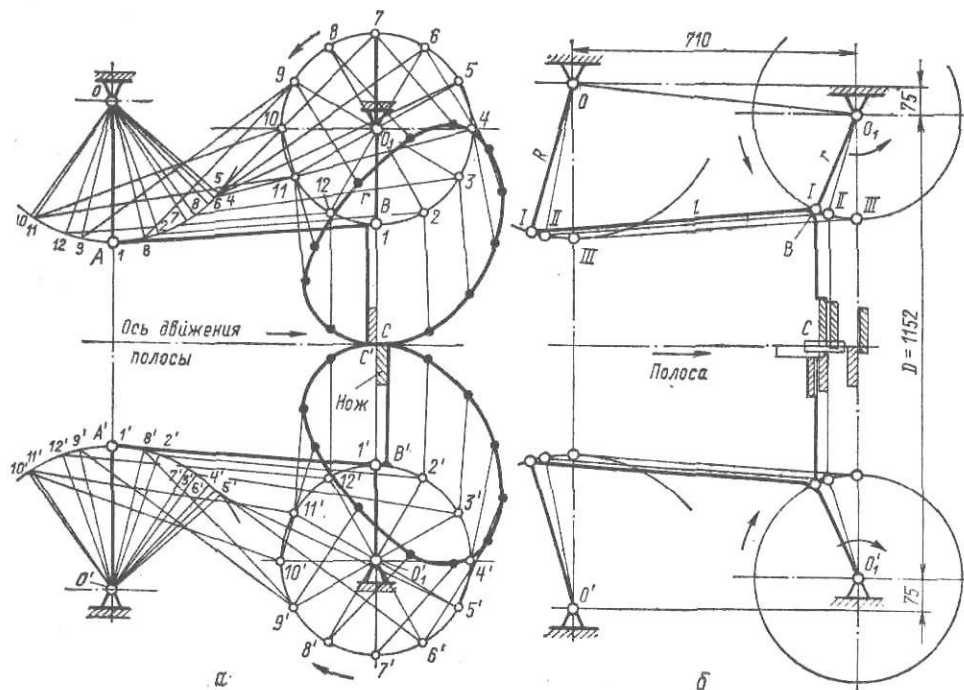


Рис. VIII.8. Кривошипно-шатунные летучие ножницы:

a — схема построения эллипсовидных траекторий, описываемых режущими кромками ножей; *b* — схема перемещения ножей в зоне резания

Этим требованиям удовлетворяют кривошипно-шатунные летучие ножницы, ножи которых совершают сложную эллипсовидную траекторию, а на участке резания эта траектория почти совпадает с горизонтальным движением полосы (ножи движутся поступательно, сближаясь по вертикали).

На рис. VIII.8 приведены схемы режущего механизма кривошипно-шатунных летучих ножниц. Жесткие рычаги ABC и $A'B'C'$ шарнирно соединены в точках A и A' с рычагами (серьгами) AO и $A'O'$, а в точках B и B' с кривошипами BO_1 и $B'O_1$, центры которых B и B' вращаются по окружности вокруг центров O_1 и O_1' .

При вращении шарниров B и B' по окружностям рычаги AB и $A'B'$ будут качаться вправо и влево вместе с серьгами AO и $A'O'$; при этом ножи, закрепленные на коротких плечах жестких рычагов ABC и $A'B'C'$, будут совершать сложные траектории в виде наклонных вытянутых эллипсов; на участке резания эти траектории становятся весьма пологими (почти горизонтальными), поэтому ножи будут двигаться почти горизонтально-поступательно, оставаясь параллельными друг другу; благодаря этому плоскость резания будет вертикальной, а с целью уменьшения усилия резания один из ножей (обычно верхний) можно устанавливать с наклоном по отношению к другому. Боковой зазор между ножами можно регулировать изменением расстояния между шарнирами A и O ; для этого шарнир O установлен на эксцентриковой оси.

Пример 44. Определить усилие, моменты и мощность резания узкой стальной полосы (штрипса) на летучих кривошипных ножницах. Дано: максимальная толщина полосы $h=8$ мм; максимальная ширина штрипса 400 мм; материал полосы — Ст 4 с пределом прочности до 500 МПа; длина полос после резки 5—8 м.

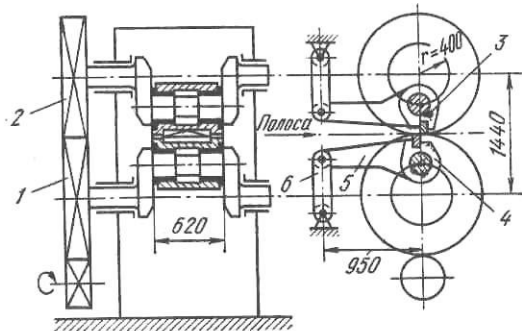


Рис. VIII.9. Кинематическая схема кривошипно-шатунных летучих ножниц для холодной резки узкой полосы:

1 — нижняя (ведущая) шестерня с колесчатым валом; 2 — верхняя шестерня с колесчатым валом; 3 и 4 — верхний и нижний суппорты с ножами; 5 — шатун; 6 — рычаги (серьги)

Ножницы установлены в агрегате холодной поперечной резки полосы (штрипса), прокатанной на непрерывном штрипсовом стане: масса рулона до 4000 кг; скорость полосы при резке 1—3 м/с.

Схема ножниц представлена на рис. VIII.9. Ножницы состоят из двух колесчатых валов с радиусом кривошипа $R=400$ мм; основная длина листов $L \approx 2\pi R = 2510$ мм. Валы приводятся во вращение концевыми шестернями; нижняя шестерня приводится от электродвигателя типа МП мощностью 200 кВт (500 об/мин) через промежуточную шестерню. Суппорты ножей имеют рычаги, шарнирно соединенные с качающимися звеньями; регулирование тангенциального зазора между ножами осуществляется поворотом эксцентриковой оси в верхнем шарнире качающегося звена.

1. Определяем усилие резания. Для уменьшения динамических нагрузок при резании верхний нож принимаем шевронным (двухгильотинным) с углом наклона 1:20 ($\operatorname{tg} \alpha = 0,05$; $\alpha = 2^\circ 52' 30''$). Принимаем: $k_1 = 0,75$; $k_2 = 1,2$; $k_3 = 1,4$; $\varepsilon_n = 0,5$; по формуле (VI.7) получим

$$P = 2 \cdot 0,75 \cdot 1,2 \cdot 1,4 \frac{1,5 - 0,5}{2 \cdot 0,05} 0,5 \cdot 500 \cdot 8^2 = 400 \text{ кН.}$$

2. Находим статический момент резания.

$$\text{Ход ножей } H = h + \frac{b}{2} \operatorname{tg} \alpha = 8 + \frac{400}{2} 0,05 = 18 \text{ мм. Согласно формуле (VIII.20),}$$

получим угол резания

$$\cos \alpha_p = 1 - H/2R = 0,9775; \quad \alpha = 12^\circ 11'.$$

Угол приложения усилия резания по формуле (VIII.13) при $\Delta = 2,4$ мм

$$\cos \beta = 1 - \frac{8(1 - 0,25) + 2,4}{2 \cdot 400} = 0,9895; \quad \beta = 8^\circ 18'.$$

Плечо приложения максимального усилия резания

$$a = R \sin \beta = 400 \cdot 0,12187 = 57,7 \text{ мм.}$$

Максимальный статический момент резания, согласно формуле (VIII.14), при к. п. д. привода $\eta = 0,85$

$$M_{\text{ст.рез}} = \frac{2Pa}{\eta} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 0,0577}{0,85} = 54 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

3. Определяем мощность резания. Совпадение скорости ножей со скоростью полосы достигается регулированием скорости электродвигателя. При максимальной скорости полосы $v_n = v_n = 3$ м/с угловая скорость ножей $\omega_n = v_n/R = 3/0,4 = 7,5$ 1/с. Максимальная статическая мощность резания (без учета влияния маховых масс)

$$N_{\text{рез}} = M_{\text{ст}} \omega = 54 \cdot 7,5 = 400 \text{ кН} \cdot \text{м/с} = 400 \text{ кВт.}$$

Таким образом, двигатель будет работать при кратковременной перегрузке

$$k = 400/200 = 2 < [k_{\text{доп}}] = 3.$$

4. Определяем работу (энергию) резания.

Угол окончания резания по формуле (VIII.12) при перекрытии ножей $\Delta = 0,3h = 2,4$ мм

$$\cos \alpha'_p = 1 - \frac{8(1 - 0,5) + 2,4}{2 \cdot 400} = 0,992; \quad \alpha'_p = 7^\circ 15'.$$

Угловой путь резания

$$\varphi_p^0 = \alpha_p - \alpha'_p = 12^\circ 11' - 7^\circ 15' \approx 5^\circ; \quad \varphi_p = 5\pi/180 \approx 0,089 \text{ рад.}$$

Длительность (время) резания

$$t_p = \varphi/\omega = 0,089/7,5 = 0,0118 \text{ с.}$$

На протяжении пути резания F усилие резания возрастает от нуля до P_{\max} и затем уменьшается до нуля. Среднее усилие резания будет $P_{\text{ср}} \approx 0,7P_{\max} = 280 \text{ кН}$; средний статический момент резания $M_{\text{ст.рез}} = 0,7 \cdot 54 = 37,8 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и средняя мощность резания $= 0,7 \cdot 400 = 280 \text{ кВт}$.

$$A_{\text{рез}} = N_{\text{ср}} t_{\text{р}} = 280 \cdot 0,0118 = 3,3 \text{ кВт}\cdot\text{с} \approx 3,3 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

5. Определяем энергию вращающихся маховых масс на валу приводной шестерни ножниц.

После подсчета (по чертежам деталей) находим моменты инерции масс: двух шестерен привода коленчатых валов $1000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; двух коленчатых валов $150 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; двух суппортов с рычагами $150 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (считаем этот момент постоянным). Момент инерции якоря двигателя с муфтой и ведущей шестерней на валу двигателя $100 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; то же, приведенный к валу ведущей шестерни ножниц (при передаточном числе редуктора $i=5$) $100 \cdot 5^2 = 2500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Суммарный момент инерции на валу приводной шестерни ножниц $J = 3800 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Кинетическая энергия маховых масс, вращающихся с угловой скоростью $\omega_0 = 7,5 \text{ 1/с}$:

$$E_0 = J \frac{\omega_0^2}{2} = 3800 \frac{7,5^2}{2} = 108000 \frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{с}^2} \left(\frac{\text{кгм}}{\text{с}^2} = \text{Н}\cdot\text{м} \right) = 108 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Таким образом, кинетическая энергия маховых масс в $E_0/A_{\text{рез}} = 108/3,3 = 35$ раз больше работы резания. Отсюда можно сделать вывод, что процесс резания будет совершаться за счет энергии маховых масс привода ножниц.

По окончании резания кинетическая энергия системы будет $E_1 = E_0 - A_{\text{рез}} = 108 - 3,3 = 104,7 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и угловая скорость

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2E_1}{J}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 104700}{3800}} = 7,4 \text{ 1/с}.$$

Снижение скорости ножниц (и двигателя) в процессе собственно резания

$$s = (\omega_0 - \omega_1)/\omega_0 = 0,1/7,5 = 0,013, \text{ или } 1,3\%,$$

т. е. весьма незначительно.

Длительность цикла одного резания (между двумя последовательными резами) при повороте суппортов на 360°

$$t_{\text{ц}} = 2\pi/\omega_0 = 0,84 \text{ с}.$$

Время на ускорение маховых масс за один оборот ножей

$$t_{\text{у}} = t_{\text{ц}} - t_{\text{р}} = 0,84 - 0,0118 = 0,8282 \text{ с}.$$

Ускорение при разгоне

$$\varepsilon = \Delta\omega/\Delta t = \Delta\omega/t_{\text{у}} = 0,1/0,8282 = 0,12 \text{ 1/с}.$$

Динамический момент на приводном валу ножниц, необходимый для разгона маховых масс:

$$M_{\text{дин}} = J\varepsilon = 3800 \cdot 0,12 = 456 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

То же, приведенный к валу электродвигателя

$$M_{\text{дин.пр}} = 456/5 = 91 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Номинальный момент электродвигателя при угловой скорости его

$$\omega = \frac{\pi}{30} 500 = 52 \text{ 1/с}.$$

$$M_{\text{дв}} = N/\omega = 200/52 = 3,85 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

т. е. двигатель вполне обеспечит разгон маховых масс за время между двумя последовательными резами.

На рис. VIII.10 показан общий вид кривошипно-шатунных летучих ножниц конструкции СКМЗ для горячей резки толстой полосы.

Каждый суппорт 1 с ножом установлен на роликовых подшипниках, расположенных на концах оси 2; последняя эксцентрично закреплена на боковых втулках 3, опирающихся на роликовые подшипники, установленные в боковые стойки станины ножниц. Втулки 3 торцами соединены с боковыми шестернями 4, находящимися в зацеплении с двумя ведущими боковыми шестернями 5 ($i=3,94$) на валу 6; последний приводится от электродвигателя мощностью 630 кВт (750/1000 об/мин) через редуктор ($i=2,54$) и удлиненную зубчатую муфту. Для устранения изгиба полосы при резании предусмотрен пружинный прижим.

Ножницы предназначены для обрезки на ходу переднего и заднего концов у горячей полосы (950—1000 °С) толщиной до 30 мм и шириной до 1550 мм и установлены перед чистовым окалиноломателем непрерыв-

ной чистовой группы широкополостного стана 1700. Ножницы работают с автоматическим пуском на каждый рез и перед включением двигателя ножи занимают строго фиксированное положение, контролируемое сельсином. Скорость движения полосы 0,6—2 м/с; длина ножей 1700 мм, верхний нож наклонный (1:50); окружная скорость ножей соответствует скорости полосы; перекрытие ножей 3—5 мм; точность резания ± 25 мм; обрезки длиной 300—500 мм падают вниз и по желобу направляются в короб, установленный в колодце фундамента.

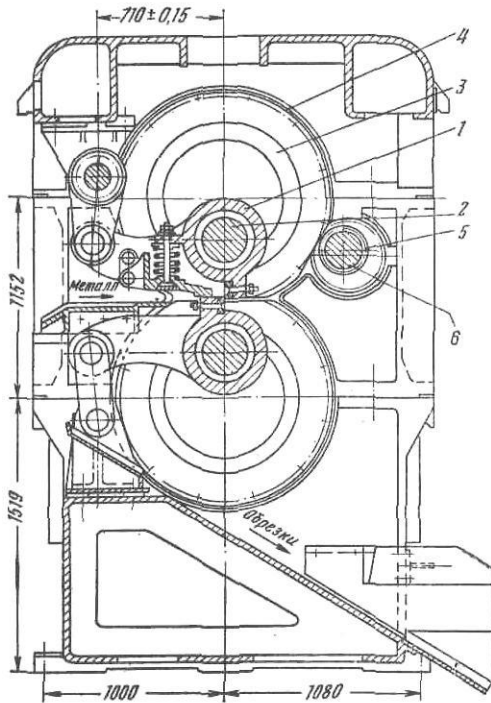


Рис. VIII.10. Кривошипно-шатунные летучие ножницы 30×1700 для горячей резки толстой полосы

Существенным недостатком рассмотренных выше ножниц является большая инерционность механизма резания при неравномерном движении ножей, поэтому такие ножницы применяют только для резания полосы при скорости не более 2 м/с. Ножницы для резки тонкой полосы

Ножницы, подобные рассмотренным выше, но имеющие специальный механизм пропуска реза, применяют при тех же скоростях для непрерывного резания тонкой холодной полосы (толщиной 2,5—8 мм) на листы мерной длины [при толщине менее 2,5 мм целесообразно применять более простые барабанные летучие ножницы (см. рис. VIII.6)]. Ввиду большой инерционности движущегося возвратно-поступательного механизма резания на этих ножницах не допускается работа с большим опережением или отставанием ножей, как на барабанных ножницах. Для нормальной работы этих ножниц необходимо соблюдение условия, чтобы на участке резания скорость ножей (в проекции на горизонталь) была только на 1—3 % больше скорости движения полосы. Поэтому на ножницах для холодной резки применяют еще один специальный механизм, предназначенный для выравнивания скорости ножей и полосы в момент резания.

На рис. VIII.11 показана схема режущего механизма кривошипно-шатунных летучих ножниц с устройством пропуска реза.

При непрерывном вращении боковых приводных барабанов 1 суппорты 2, шарнирно соединенные с ними кривошипами 3, будут совершать плоское возвратно-поступательное движение, при этом ножи будут описывать эллипсовидные траектории, пересекающиеся в момент резания (см. рис. VIII.8, а), т. е. резание полосы будет происходить за каждый оборот кривошипа 3; серьги 4 и 5 совершают качательное движение относительно шарниров O_1 и O_2 .

Эти шарниры расположены в боковых вертикальных пустотелых штангах 6, которые могут перемещаться по направляющим вниз и вверх (так называемые скользящие кривошипы) при помощи шатунно-кривошипного механизма 7.

Если не требуется резать полосу, боковые штанги 6 опускаются вниз; при этом ножи разойдутся: верхний нож вместе со своим суппортом отклонится вправо, а нижний влево; при непрерывном вращении привод-

ных барабанов 1 ножи по-прежнему будут описывать эллиптические траектории, но они не будут пересекаться между собой на участке резания.

Если требуется резать полосу не за каждый оборот барабанов 1, а через один оборот (резка листов «двойной длины»), то соответственно после каждого реза надо опускать в нижнее крайнее положение боковые

штанги 6 и потом, после одного оборота кривошипов 3 и пропуска одного реза, поднимать их вверх в исходное положение для того, чтобы следующий рез произошел в конце второго оборота кривошипов 3. Таким образом, при резании «двойных длин» боковые вертикальные штанги 6 совершают непрерывное возвратно-поступательное движение через один оборот приводных барабанов 1 и кривошипов 3, при этом нижний кривошип 8 должен вращаться с угловой скоростью, в два раза меньшей, чем кривошип 3; верхнее положение штанг 6 соответствует резанию полосы, а нижнее — пропуску реза. Очевидно, что для резания полосы на листы, длиной в 3 или 4 раза большей,

необходимо, чтобы вертикальные штанги после очередного реза опускались вниз и возвращались в верхнее рабочее положение соответственно после двух и трех оборотов кривошипов 3. Такой режим резания листов большой длины с двойным и тройным пропуском реза полосы возможен, но на практике его не применяют ввиду следующих конструктивных затруднений. При работе с одним пропуском реза в нижнем положении штанг ножи «расходятся» (см. рис. VIII.11, б) и между ними образуется достаточное расстояние для беспрепятственного прохождения полосы. При работе с двойным или тройным пропуском реза в момент пропусков реза штанги не будут находиться в крайнем нижнем положении — они будут подниматься вверх; при этом расстояние между ножами будет недостаточным для свободного прохождения полосы между ними. С целью увеличения этого расстояния необходимо или увеличить длину хода штанг вниз, или применить другой вид их привода (например, при помощи профилированных кулачков), однако эти мероприятия вызывают конструктивные осложнения ножиц.

Как уже указано выше, для получения листов любой промежуточной длины между одинарными и двойными длинами (с интервалом 5—10 мм), согласно формуле (VIII.5), при $k = \text{const}$ необходимо изменять отношение скорости полосы к горизонтальной скорости ножей (v_n/v_H); однако при этом в момент резания это отношение должно быть равно или несколько меньше единицы ($v_n/v_H = 1 - 0,97$).

Очевидно, что это условие можно выполнить только при неравномерном вращении ножей в течение каждого одного оборота.

Из рис. VIII.8, а видно, что ножи описывают сложную траекторию и на участке резания она почти горизонтальная, поэтому ножи здесь будут двигаться почти поступательно, сближаясь друг с другом. Для того чтобы поступательная скорость ножей на этом участке совпадала в момент резания со скоростью, полосы, применяют специальный сдвоенный кривошипно-кулисный механизм (рис. VIII.12).

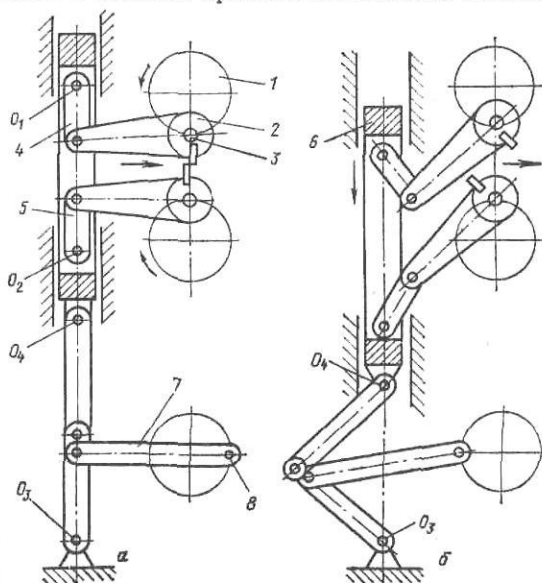


Рис. VIII.11. Схема режущего механизма кривошипно-штанговых летучих ножиц со скользящей штангой:

а — момент реза; б — момент пропуска реза

Механизм состоит из двух кулис 1 и 3, двухкривошипного вала 2, установленного в ползуне 9; на концах кривошипов имеются пальцы 4 с ползунами, скользящими в пазах кулис. Ведущая кулиса 1 приводится зубчатым колесом 5, находящимся в зацеплении с шестерней 6, сидящей на валу силового редуктора, соединенного с электродвигателем (см. рис. VIII.3, а). Ведомая кулиса соединена с шестерней 7, сидящей на приводном валу ножниц, и приводит шестерню 8, насаженную на конце барабана ножниц. Ось ведущего вала кулисы 1 (зубчатого колеса 5) точно совпадают с осью ведомого вала кулисы 3 (осью шестерни 7).

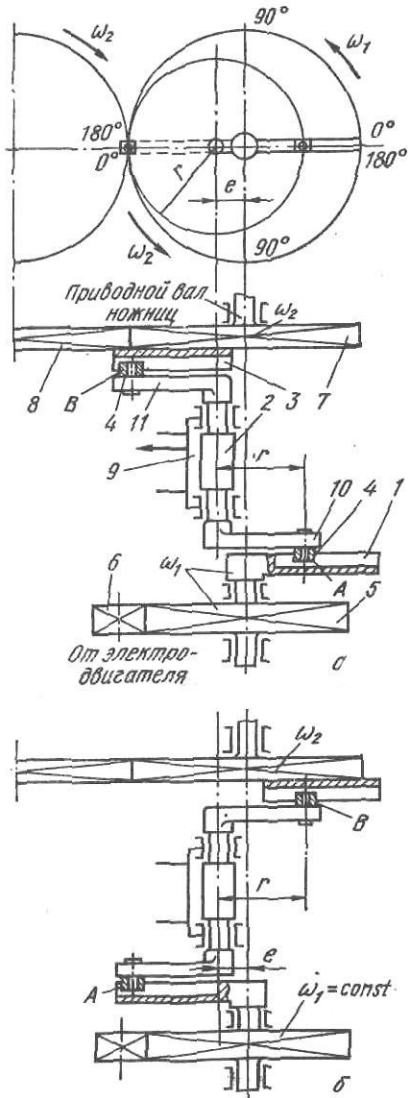


Рис. VIII.12. Схема двухкривошипного механизма для выравнивания скоростей ножей со скоростью полосы в момент резания:

а — ведущая кулиса направлена в сторону, обратную смещению двухкривошипного вала (минимальная угловая скорость ведомого вала шестерни ω_2); б — ведущая кулиса направлена в сторону смещения двухкривошипного вала (максимальная угловая скорость ω_1)

Обозначим:

φ, α, β — углы поворота ведущего диска А (ведущей кулисы), ведомого диска В (ведомой кулисы) и двухкривошипного вала; γ — разность углов; r — радиус кривошипа; r_1 и r_2 — текущие радиусы положения кулис; e — смещение (эксцентриситет) кривошипного вала; $c = e/r$ — относительное смещение вала (рис. VIII.13).

С помощью специального винтового механизма (см. рис. VIII.16) ползун вала 2 можно перемещать и тем самым изменять эксцентриситет (смещение) e .

Если ползун 9 передвинуть вправо (на поз. 9 против стрелки) до совмещения оси двухкривошипного вала с осью обеих кулис, то эксцентриситет будет равен нулю ($e=0$); угловая скорость ведомой кулисы 3 будет совпадать с угловой скоростью ведущей кулисы 1, при этом ножницы будут резать полосу на основные минимальные длины (без пропуска реза или с пропуском одного реза).

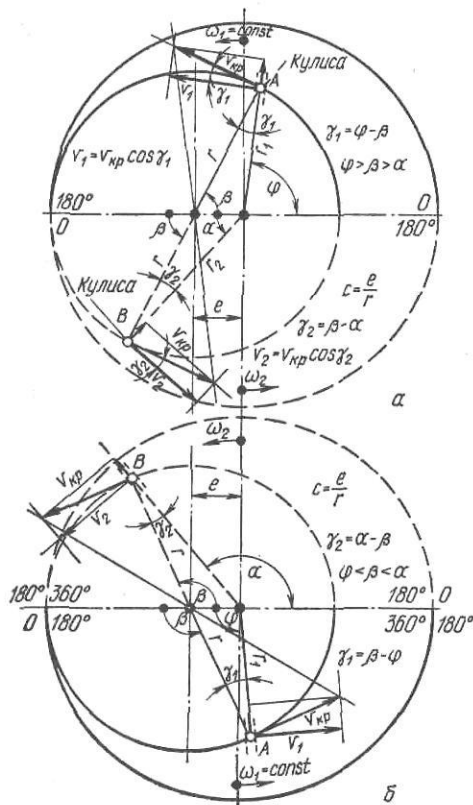
Если ползун переместить влево так, что ось вращения кулис 1 и 3 и ось двухкривошипного вала образуют эксцентриситет e , то при равномерном вращении ведущей кулисы 1 угловая скорость кривошипа 10 с ползуном 4, не будет постоянной, так как ползун (камень) 4 будет скользить в пазу кулисы и его расстояние от оси кулисы будет переменным. Очевидно, что скорость вращения кривошипа 11 с ползуном 4 и ведомой кулисы 3 будет также переменной.

Методика расчета двухкривошипного механизма выравнивания скоростей летучих ножниц

Двухкривошипные механизмы выравнивания скоростей обладает большой конструктивной жесткостью, высокой степенью надежности в эксплуатации и их широко применяют в летучих ножницах различного типа (кривошипно-шатунных, барабанных, эксцентрикковых). В существующей литературе вопросы кинематического расчета этих механизмов изложены недостаточно полно; ниже приведена уточненная методика, удобная для выполнения сложных и трудоемких расчетов с использованием ЭВМ.

Отчет углов принимаем от горизонтального диаметра против часовой стрелки в пределах 0—180°. Рассмотрим несколько положений механизма, когда ведущая кулиса диска *A* находится выше и внизу от горизонтального диаметра. Применяя теорему синусов для косоугольных треугольников, опирающихся на эксцентриситет *e*, получим следующие соотношения.

1. Ведущая кулиса диска *A* (сплошные линии) находится выше горизонтального диаметра (рис. VIII.13, *a*):



$$\frac{r}{\sin(\pi - \varphi)} = \frac{r_1}{\sin \beta} = \frac{e}{\sin \gamma_1};$$

$$\frac{r}{\sin \alpha} = \frac{r_2}{\sin(\pi - \beta)} = \frac{e}{\sin \gamma_2};$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\sin \gamma_2}{\sin \gamma_1} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\pi - \varphi)};$$

$$\sin \gamma_1 = c \sin(\pi - \varphi);$$

$$\sin \gamma_2 = c \sin \alpha;$$

$$\varphi_1 = \varphi - \beta; \quad \gamma_2 = \beta - \alpha;$$

$$\gamma_1 + \gamma_2 = \varphi - \alpha; \quad \varphi > \beta > \alpha;$$

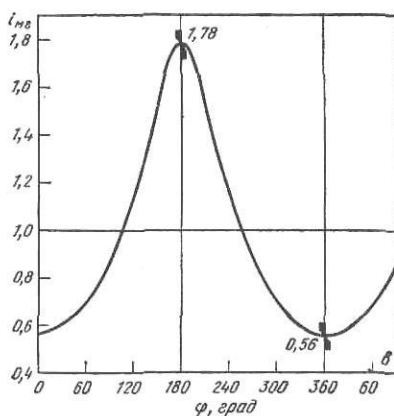


Рис. VIII.13. Положения ведущей *A* (сплошные линии) и ведомой *B* (пунктирные линии) кулис в период одного оборота ведущего вала (*б*); *e* — кривые изменения i_{MG} в функции угла φ в период одного оборота ведущего вала

$$c = \frac{\sin \gamma_1}{\sin(\pi - \varphi)} = \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\sin \varphi} = \frac{\sin \gamma_2}{\sin \alpha} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \alpha};$$

$$\operatorname{ctg} \varphi = \operatorname{ctg} \beta - \frac{c}{\sin \beta}; \quad \operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta + \frac{c}{\sin \beta};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \beta}{\cos \beta + c}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{\sin \beta}{\cos \beta - c}.$$

(VIII.15)

2. Ведущая кулиса *A* находится ниже горизонтального диаметра (рис. VIII.13, *б*);

$$\frac{r}{\sin \varphi} = \frac{r_1}{\sin(\pi - \beta)} = \frac{e}{\sin \gamma_1}; \quad \frac{r}{\sin(\pi - \alpha)} = \frac{r_2}{\sin \beta} = \frac{e}{\sin \gamma_2};$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\sin \gamma_2}{\sin \gamma_1}; \quad \sin \gamma_1 = c \sin \varphi; \quad \sin \gamma_2 = c \sin(\pi - \alpha);$$

$$\gamma_1 = \beta - \varphi; \quad \gamma_2 = \alpha - \beta; \quad \gamma_1 - \gamma_2 = \alpha - \varphi; \quad \varphi < \beta < \alpha;$$

$$c = \frac{\sin \gamma_1}{\sin \varphi} = \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin \alpha}; \quad \operatorname{ctg} \varphi = \operatorname{ctg} \beta + \frac{c}{\sin \beta};$$

$$c = \frac{\sin \gamma_2}{\sin(\pi - \alpha)} = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin \alpha}; \quad \operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta - \frac{c}{\sin \beta};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \beta}{\cos \beta - c}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{\sin \beta}{\cos \beta + c}. \quad (\text{VIII.16})$$

Для различных значений $c=e/r$, задаваясь текущими значениями углов (например, углом β), можно определить остальные значения углов положения двухкривошипного механизма от 0 до 180° .

Ведущий диск A (со стороны электродвигателя) вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = \text{const}$. Ввиду смещения оси кривошипного вала на величину e ведомый вал диска B (являющийся ведущим валом привода барабанов ножиц) вращается с переменной угловой скоростью ω_2 : переменное по углу φ отношение ω_2/ω_1 называется мгновенным передаточным числом $i_{\text{мг}}$.

Для выбора оптимального скоростного режима резания полосы определим зависимость $i_{\text{мг}}$ от угла поворота ведущего вала φ . Рассмотрим треугольники скоростей кулис; для ведущей кулисы диска A $\omega_1 = \text{const}$, $v_1 = \omega_1 r$, поэтому скорость v_1 является известной, а скорость кривошипа $v_{\text{кр}} = v_1 / \cos \gamma_1$ (кулиса смещается радиально вверх). Так как ведущий (сплошная линия r) и ведомый (пунктирная линия r) кривошипы всегда расположены в одной плоскости, то скорости их будут одинаковыми, поэтому скорость ведомого вала диска B $v_2 = v_{\text{кр}} \cos \gamma_2$. Мгновенное передаточное число при $v_1 = \omega_1 r_1$ и $v_2 = \omega_2 r_2$ будет равно

$$i_{\text{мг}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{v_2}{v_1} \frac{r_1}{r_2} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \frac{\sin \gamma_2}{\sin \gamma_1} = \frac{\sin(2\gamma_2)}{\sin(2\gamma_1)}. \quad (\text{VIII.17})$$

Анализ функции $i_{\text{мг}} = f(\gamma_1, \gamma_2)$ показывает, что кривые $i_{\text{мг}} = f(\varphi)$ имеют минимум и максимум. Так как при $\varphi = \alpha = \beta = 0$ и 180° углы $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$, $\cos \gamma_1 = \cos \gamma_2 = 1$, то отношение $\sin \gamma_2 / \sin \gamma_1 = 0/0$ является неопределенным. Раскрытие неопределенности по правилу Лопиталья (определение производных числителя и знаменателя) в данном случае весьма сложно, поэтому применим более короткий и простой путь. Согласно рис. VIII.12 при $\varphi = 0$ $r_1 = r - e$, $r_2 = r + e$, поэтому

$$i_{\text{мг}} = \sin \gamma_2 / \sin \gamma_1 = r_1 / r_2 = (1 - c) / (1 + c) = i_{\text{мин}}; \quad (\text{a})$$

при $\varphi = 180^\circ$ $r_1 = r + e$, $r_2 = r - e$, поэтому

$$i_{\text{мг}} = (1 + c) / (1 - c) = i_{\text{макс}}. \quad (\text{б})$$

При часто применяемых на практике значениях $c = 1/3$ и $1/4$ получим $i_{\text{макс}} = 2$ и $5/3$; $i_{\text{мин}} = 1/2$ и $3/5$; таким образом отношение угловых скоростей ведомого и ведущего валов от максимума к минимуму изменяется в 4 и $27/9$ раза, соответственно. При $c = e/r = 0$ $i_{\text{мг}} = 1$, т. е. ведомый вал будет вращаться также равномерно, как ведущий вал; при этом за каждый оборот ножицы будут резать полосу на мерные листы «основной» длины $L_{\text{осн}} = \pi D$, где D — диаметр барабанов (траектории ножей), имеющих одну пару ножей; например, при $D = 500$ и 1000 мм $L_{\text{осн}} = 1570$ и 3140 мм.

Очевидно, что при любом значении $c = e/r$ средняя угловая скорость ведомого вала $\omega_{2\text{ср}}$ равна угловой скорости ведущего вала ω_1 , так как один оборот ведомого и ведущего валом совершается за одно и то же время.

При непрерывном и неравномерном вращении барабанов с ножами мерная длина листов L зависит от скорости непрерывно подаваемой в ножицы полосы $v_{\text{п}} = \text{const}$ и промежутка времени t между двумя последовательными резами, определяемого средней за один оборот скоростью барабанов.

Для обеспечения качественного резания полосы на листы мерной длины необходимо соблюдение условия в момент резания $v_{\text{п}} \approx v_{\text{п}} = \omega_2 D/2$, поэтому получим $L = \pi D i_{\text{мг}} = L_{\text{осн}} i_{\text{мг}}$.

Резание полосы можно осуществлять при $i_{\text{мг}} = i_{\text{макс}} > 1$ и при $i_{\text{мг}} = i_{\text{мин}} < 1$. На практике на летучих ножицах полосу обычно разрезают на «длинные» листы ($L > L_{\text{осн}}$) при $i_{\text{макс}} = 1 \div 2$ (например, $L = 2L_{\text{осн}} =$

=3140 и 6280 мм), при этом в момент резания используется энергия маховых масс барабанов при их неравномерном вращении с ускорением, что уменьшает потребную мощность электродвигателя привода ножниц. Однако качественный режим резания ($v_n \approx v_n$) при $i_{\max} > 1$ возможен только для тонкой полосы ($h > 4$ мм), когда угол резания не превышает $4-10^\circ$ (см. выпуклый участок кривой 1 на рис. VIII.13, в).

Рассмотрим изменение горизонтальной составляющей v_x окружности ножей v_n . Так как угол поворота ведомой кулисы α равен углу поворота барабанов с ножами, то

$$v_x = v_n \cos \alpha = \omega_2 \frac{D}{2} \cos \alpha; kv_x = i_{\text{МГ}} \cos \alpha, \quad (\text{VIII.18})$$

где $k = 2/\omega_1 D = \text{const}$.

На рис. VIII.13, в показана кривая $i_{\text{МГ}} = f(\varphi)$ при $c = 0,28$, построенная по данным расчетов на ЭВМ.

Очевидно, что: а) при $\varphi = \pi/2 = 90^\circ$ $\cos \beta = c$, $\gamma_1 = \pi/2 - \beta$; $\text{tg } \alpha = \sin \beta / 2c$; $\gamma_2 = \beta - \alpha$, например, при $c = 0,28$ $\beta = 73^\circ 44'$, $\sin \beta = 0,95997$, $\alpha = 59^\circ 45'$, $\gamma_2 = 14^\circ$, $\gamma_1 = 16^\circ 16'$, $i_{\text{МГ}} = 0,874$; б) при $\alpha = \pi/2 = 90^\circ$ $\cos \beta = -c = -0,28$; $\beta = 106^\circ 16'$, $\gamma_2 = 16^\circ 16'$, $\sin \beta = 0,95997$, $\varphi = 120^\circ 16'$, $\gamma_1 = 14^\circ$, $i_{\text{МГ}} = 1,143$; в) при $\beta = \pi/2 = 90^\circ$ $\alpha = 74^\circ 20'$, $\varphi = 105^\circ 40'$, $\gamma_2 = \gamma_1 = 15^\circ 40'$; $i_{\text{МГ}} = 1$.

Вблизи i_{\max} кривой горизонтальной составляющей окружной скорости ножей имеет резко выпуклую форму. В области i_{\min} кривая имеет почти горизонтальный участок, т. е. $kv_x \approx \text{const}$; такой вид кривой объясняется тем, что здесь «уравновешивается» взаимное противоположное влияние $i_{\text{МГ}}$ и $\cos \alpha$: с увеличением (уменьшением) угла α , $\cos \alpha$ уменьшается (увеличивается), а $i_{\text{МГ}}$ увеличивается (уменьшается).

Поэтому представляет практический интерес использование почти горизонтального участка кривой $kv_x = f(\alpha)$ при i_{\min} для резания толстой полосы (профиля) при больших углах захвата металла ($\alpha_p = 20-30^\circ$), так как при этом достигается обеспечение качественного резания, требующего соблюдения условия $v_n = v_n$ (совпадения скоростей ножей и металла, исключение искажения поперечного сечения и формы конца полосы).

Анализ результатов расчетов на ЭВМ показывает, что качественное резание толстой полосы (профиля) при углах резания до $\alpha_p = 30^\circ$ можно обеспечить при настройке двухкривошипного механизма выравнивания скоростей на i_{\min} при $c = 0,25 \div 0,3$; при этом отклонение скоростей ножей от скорости при $\alpha = 360^\circ$ (окончание резания) не превышает $\pm 3\%$; наилучшие результаты можно получить при $c = 0,28$; это значение является оптимальным.

При той же средней угловой скорости непрерывного вращения барабанов длину отрезаемых листов можно увеличить только за счет увеличения скорости подаваемой полосы, при этом механизм выравнивания скоростей необходимо настроить на $i_{\max} > 1$ (для обеспечения условия $v_n \approx v_n$ в момент резания); очевидно, что при настройке механизма выравнивания скоростей на i_{\min} полосу можно при этом непрерывно резать только на «короткие» листы мерной длины, меньшей основной длины ($L < L_{\text{осн}}$).

Однако рассмотренные выше преимущества настройки барабанных ножниц на резание в момент i_{\min} механизма выравнивания скоростей на практике могут быть использованы при работе ножниц в режиме автоматического «запуска на каждый рез». Такой режим не ограничен длиной отрезаемых мерных листов и его целесообразно применять для резки переднего неровного конца толстой (30—40 мм) полосы на ножницах, установленных перед первой чистовой клетью непрерывного широкополосного стана горячей прокатки, а также для резки холодногнутых профилей (с большой высотой сечения) на ножницах, установленных за последней клетью непрерывного профилигибочного агрегата.

Механизм с эллиптическими зубчатыми колесами (рис. VIII.14).

Как известно, уравнение эллипса имеет вид $r_1 + r_1' = 2a$, где r_1 и r_1' — расстояние от фокуса до любой точки M эллипса; a — большая полуось; малая полуось $b = \sqrt{a^2 - e^2} = a\sqrt{1 - c^2}$; e — половина расстояния между фокусами; $c = e/a (< 1)$ — относительный эксцентриситет эллипса. При небольшом эксцентриситете ($c < 1/3$) эллипс имеет вид некруглого (с незначительной овалностью) колеса.

Зубчатые передачи с некруглыми шестернями широко применяют в машиностроении (текстильные и полиграфические машины, измерительные приборы), когда требуется обеспечить заданную (неравномерную) скорость исполнительного механизма при небольшой мощности.

В линии привода барабанных летучих ножниц (см. рис. VIII.6, VIII.10) вместо кривошипно-кулисного механизма применяют механизм (коробку скоростей), имеющий несколько пар эллиптических зубчатых колес, оси вращения которых совпадают с фокусами эллипсов и расположены между собой на расстоянии $2a$.

Каждая пара одинаковых эллиптических (некруглых) зубчатых колес имеет определенную величину эксцентриситета эллипса (в пределах $1/3 - 1/5$). Для обеспечения нормального зацепления шестерен необходимо, чтобы шаг между зубьями (по дуге эллипсов) был одинаковым, что достигается путем нарезания зубьев по методу обкатки на специальных станках.

При вращении (без скольжения) эллипсов мгновенная скорость в полюсе зацепления P равна $v_p = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, поэтому мгновенное передаточное отношение (передаточное число эллиптических шестерен) будет обратно пропорционально радиусам эллипсов для точки P :

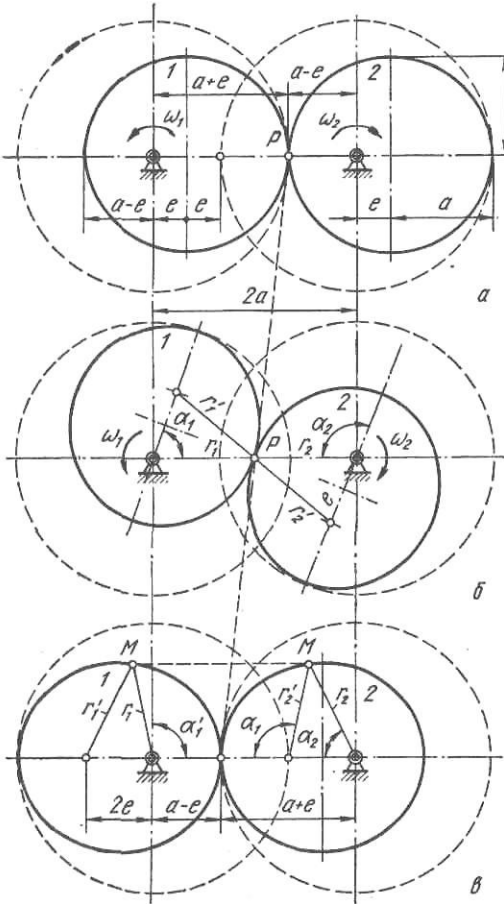


Рис. VIII.14. Изменение передаточного отношения двух эллиптических шестерен при эксцентриситете $c = 1/3$:

$a - \alpha = 0^\circ$; $i_{21} = \omega_2/\omega_1 = 2$; $\delta - \alpha = 70^\circ$, $i_{21} = 1$; $\varepsilon - \alpha = 180^\circ$, $i_{21} = 0,5$

$$i_{12} = r_2/r_1; \quad i_{21} = r_1/r_2,$$

где r_1, ω_1 — для ведущей шестерни 1; r_2, ω_2 — для ведомой шестерни 2.

Из косоугольных треугольников, имеющих стороны $2e, r_1$ и r_1 и $2e, r_2$ и r_2 , получим при $r_2 = r_1$

$$(r_1')^2 = (2a - r_1)^2 = (2e)^2 + r_1^2 - 2(2e)r_1 \cos \alpha_1;$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{r_1}{r_2} \sin (180 - \alpha_1);$$

$$r_1 = a \frac{1 - c^2}{1 - c \cos \alpha_1}; \quad r_2 = a \left(2 - \frac{1 - c^2}{1 - c \cos \alpha_1} \right);$$

$$i_{12} = \frac{1 + c^2 - 2c \cos \alpha_1}{1 - c^2}; \quad i_{21} = \frac{1 - c^2}{1 + c^2 - 2c \cos \alpha_1}. \quad (\text{VIII.19})$$

При углах поворота ведущего колеса $\alpha_1 = 0$ и 360° ($\cos \alpha_1 = 1$) i_{12} имеет минимум, а i_{21} — максимум

$$i_{12\min} = (1 - c)/(1 + c); \quad i_{21\max} = (1 + c)/(1 - c).$$

Например, для эксцентриситета $c = 1/3$ получим $i_{12\min} = 0,5$; $i_{21\max} = 2$.

Период изменения функции (VIII.9) соответствует углу $\alpha_1 = 180^\circ$ ($\cos \alpha_1 = -1$), при котором

$$i_{12\max} = (1 + c)/(1 - c) = 2; \quad i_{21\min} = (1 - c)/(1 + c) = 0,5.$$

Таким образом, за каждый один оборот эллиптических зубчатых колес передаточное отношение угловых скоростей изменяется в отношении 4:1 (или 1:4).

Ведущее колесо 1 со стороны электродвигателя вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 ; за каждый оборот угловая скорость ведомого колеса 2 будет дважды совпадать ($\omega_2 = \omega_1$; $i_{21} = 1$) с угловой скоростью ведущего колеса 1 при значениях $\cos \alpha = c$, т. е. при $\alpha_1 = 70^\circ$ и 250° и $\alpha_2 \approx 110^\circ$ и 290° .

Очевидно, что применение в приводе летучих ножниц эллиптических зубчатых колес позволяет получать тот же эффект (выравнивание скорости ножей со скоростью полосы в момент резания), что и при применении кривошипно-кулисного механизма.

Отличие заключается в следующем. В кривошипно-кулисном механизме можно установить любое значение эксцентриситета e (при помощи специального устройства для перемещения кривошипного вала, см. рис. VIII.12) в соответствии с требуемой длиной листов (отношением $L/L_{\text{осн}}$). Для каждой пары эллиптических зубчатых колес величина эксцентриситета эллипса является постоянной, поэтому для обеспечения резания полосы на мерные листы при различных максимальных значениях передаточного числа i_{21} необходимо в приводе ножниц установить коробку скоростей с несколькими парами эллиптических зубчатых колес, имеющих различные значения эксцентриситетов c (например, $c = 1/3 - 1/5$, при которых $i_{21} = 2 - 1,5$). Возможно также устанавливать барабаны ножниц таким образом, чтобы ножи встречались и происходило резание полосы не при $i_{21\max}$, а при любом промежуточном значении; для этой цели в коробке скоростей эллиптических шестерен необходимо иметь точную шкалу с указателем, показывающим положение шестерен при определенном значении i_{21} . В этом положении шестерен необходимо соединить (при помощи сцепной муфты) выходной вал ведомой эллиптической шестерни с валом привода ведущей шестерни барабанов летучих ножниц.

По имеющимся эксплуатационным данным, применение в приводе летучих ножниц эллиптических зубчатых колес (вместо кривошипно-кулисного механизма) обеспечивает повышенную точность резания полосы на листы мерной длины (± 1 мм).

Пример 45. Определить усилие резания, момент резания, ускорение, динамические моменты, и мощность электродвигателя кривошипно-шатунных летучих ножниц.

Дано: толщина полосы $h = 2 \div 6$ мм; ширина полосы $b = 1000 - 2300$ мм; длина листов при работе без пропуска реза ($k = 1$) ($L = 1500 \div 3000$ мм при работе с пропуском реза ($k = 2$) $L = 3000 \div 6000$ мм; промежуточные длины — любые с интервалом 10 мм; предел прочности холоднокатаной полосы $\sigma_b = 800$ МПа; скорость полосы, подаваемой подающими роликами, $v_n = 0,5 - 2,5$ м/с; верхний нож гильотинный с углом наклона 1:200 (или шевронный 1:100 при том же усилии резания).

Кинематическая схема ножниц представлена на рис. VIII.15, привода ножниц — на рис. VIII.16. Ножницы и подающие ролики приводятся одним электродвигателем через соответствующие редукторы; в линии привода подающих роликов установлены редуктор — шестеренная клетка и многоступенчатая коробка скоростей; таким образом, схема привода соответствует первому типу (см. рис. VIII.3, а). Установка требуемого

эксцентриситета двухкривошипного вала осуществляется при помощи винтового механизма с приводом от электродвигателя типа МТК мощностью 7,5 кВт через червячный редуктор; положение кривошипа фиксируется специальным зажимным механизмом (на схеме не показан) и указывается стрелкой циферблата

Кривошипно-шатунный механизм опускания двух штанг (пропуск реза) приводится от шестерни нижнего барабана ножниц через две шестерни с передаточным числом $i=2$.

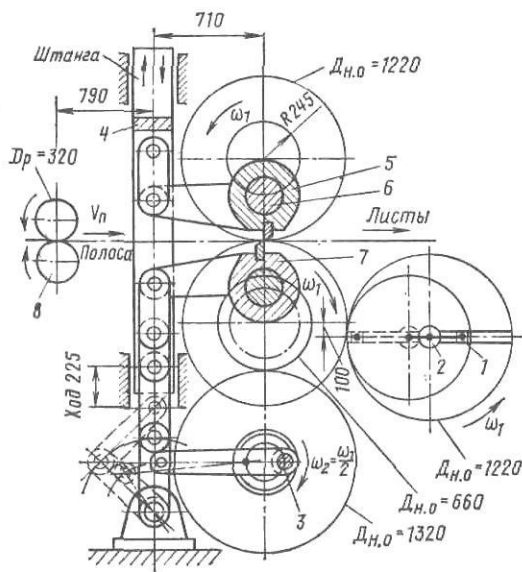


Рис. VIII.15. Кинематическая схема кривошипно-шатунных летучих ножниц со скользящей штангой:

1 — ведущая кулиса двухкривошипного механизма выравнивания скоростей ножей и полосы в момент резания; 2 — ведущий вал; 3 — кривошипно-шатунный привод вертикального перемещения штанги в момент пропуска реза; 4 — штанга; 5 — суппорт верхнего ножа; 6 — кривошип суппорта; 7 — суппорт нижнего ножа; 8 — подающие ролики

вал 6 повернется еще на 180° — произойдет резание.

Предварительная настройка ножниц для работы с пропуском реза осуществляется следующим образом: ножи занимают вертикальное положение резания (двигатель ножниц отключается командоаппаратом, установленным на оси ведущей кулисы); двигатель мощностью 7,5 кВт (см. рис. VIII.16) через сцепную муфту коленчатый вал поворачивается на 180° (что фиксируется командоаппаратом на его оси), при помощи пневмоцилиндра муфта передвигается влево и сцепляется с шестерней привода коленчатого вала.

Для того чтобы при работе ножниц с некоторым (1—3 %) опережением скорости ножей в момент резания не создавалось значительное горизонтальное усилие на ножи при растяжении полосы, желательно перед правильными роликами иметь петлю (слабину) полосы около 20—30 мм; кроме того, ролики без пробуксовки всегда будут подавать полосу с постоянной скоростью. Регулирование петли достигается при помощи сельсина СС и тахогенератора ТГ, включенных в цепь управления правильной машиной, расположенной перед подающими роликами.

С целью уменьшения снижения («просадки») скорости главного электродвигателя в момент резания на его оси установлен маховик, запасующий кинетическую энергию в период между двумя последовательными резами.

В отличие от других схем привода летучих ножниц данной схемой предусмотрена возможность резания переднего (неровного) конца полосы определенной длины (для уменьшения отходов на обрезь). Так как при наличии маховика требуется повышенное время разгона двигателя после его включения, что не позволяет отрезать передний конец точной (мерной) длины, то перед пуском маховик отключается и разгоняется до рабочей скорости при помощи вспомогательного электродвигателя мощностью 4,5 кВт; после разгона ножниц и отрезания переднего конца маховик «на ходу» подключается к валу основного электродвигателя при помощи концевой фрикционной муфты.

Верхний и нижний барабаны (точнее — суппорты) ножниц свободно (на подшипниках качения) установлены на осях, эксцентрично ($R=245$ мм) закрепленных во внутренних втулках приводных шестерен, вращающихся на роликовых подшипниках в корпусе ножниц.

1. Определяем усилие при резании полосы максимальной толщины $h=6$ мм. Принимаем: $k_1=0,7$; $k_2=1,2$; $k_3=1,5$; $\epsilon_n=0,5$; $\operatorname{tg} \alpha=0,005$ ($\alpha=0^\circ 18'$); по формуле (VIII.10) находим

При резании полосы на листы длиной от 1500 до 3000 мм ($k=1$) штанги механизма пропуска реза неподвижны и находятся в крайнем верхнем положении. Для предотвращения возможности опускания штанг коленчатый вал фиксируется в определенном положении путем передвижения кулачковой муфты вправо (при помощи рычагов, соединенных с пневматическим цилиндром ПЦ); так как эта муфта насажена на вал на скользящей шпонке, то присоединение муфты к неподвижной шестерне (двигатель привода которой заторможено) обеспечивает неподвижность коленчатого вала в крайнем положении.

При резании полосы на листы длиной от 3000 до 6000 мм рез осуществляется после второго оборота барабанов с ножами ($k=2$); при этом штанги будут непрерывно опускаться после каждого первого реза и подниматься перед вторым резом. К моменту окончания первого после резания оборота штанга будет находиться в крайнем нижнем положении (коленчатый вал повернется только на 180°), ножи разойдутся (вправо и влево, см. рис. VIII.11) и полоса будет свободно проходить между ними. К моменту окончания второго после резания оборота барабанов (суппортов с ножами) штанги будут занимать крайнее верхнее положение (коленчатый

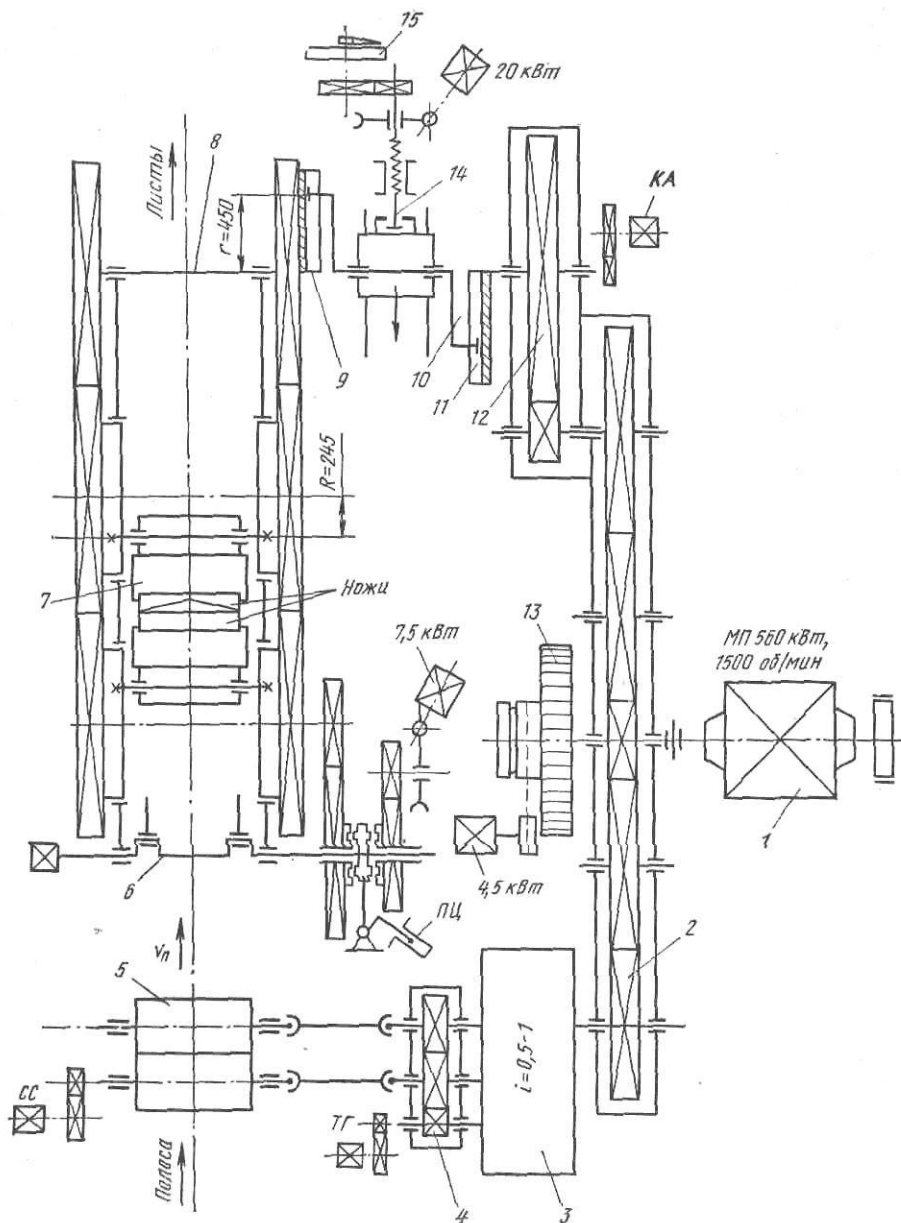


Рис. VIII.16. Кинематическая схема привода ленточных ножниц со скользящей штангой:

1 — главный электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — коробка скоростей; 4 — шестеренная клетка; 5 — подающие ролики; 6 — коленчатый вал привода опускания штанги для пропуска реза; 7 — суппорты с ножами; 8 — вал привода ножниц; 9 — ведомая кулиса; 10 — двухкривошипный вал; 11 — ведущая кулиса; 12 — силовой редуктор; 13 — маховик с фрикционной муфтой; 14 — механизм перемещения двухкривошипного вала; 15 — указатель эксцентриситета смещения двухкривошипного вала; ПЦ — пневматический цилиндр; СС — селен; ТГ — тахогенератор

$$P = 0,7 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \frac{1,5 - 0,5}{2 \cdot 0,005} 0,5 \cdot 800 \cdot 6^2 = 18 \cdot 10^3 \text{ Н} = 1800 \text{ кН.}$$

2. Определяем максимальный угол резания, ход ножей и радиус кривошипа суппорта ножей (рис. VIII.17). В момент начала резания (соприкосновения ножей с полосой) горизонтальная скорость ножей $v_{н,x}$ должна быть равна (или на 1–2% больше) скорости полосы с тем, чтобы не было изгиба набегающей полосы при резании.

Принимаем $v_{н,x} = v_n \cos \alpha_p = v_n$, т. е. окружная скорость кривошипа должна быть равной $v_n = v_n / \cos \alpha_p$, где α_p — угол резания. Угол резания при радиусе кривошипа суппорта ножей R

$$\cos \alpha_p = (R - H_n/2)/R = 1 - H_n/2R. \quad (\text{VIII.20})$$

Время одного оборота ножей равно промежутку времени между двумя резами полосы на листы основной длины, т. е. $t = L_{осн}/v_n$; при этом средняя угловая скорость ножей в течение одного оборота будет равна

$$\omega_n = \frac{2\pi}{t} = \frac{2\pi}{L_{осн}} v_n = \frac{v_n}{R},$$

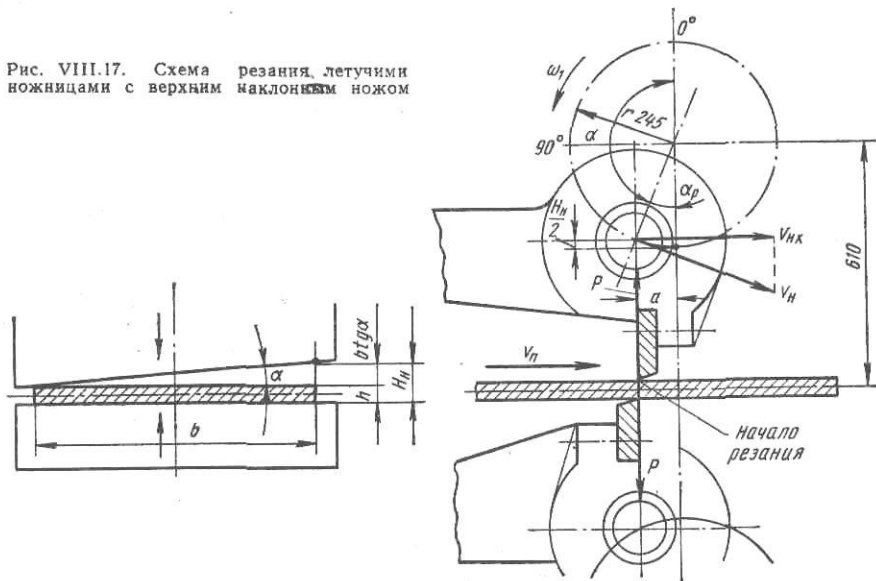
откуда

$$R = L_{осн}/2\pi (v_n/v_n) = L_{осн}/2\pi \cdot 1/\cos \alpha_p;$$

$$\cos \alpha_p = L_{осн}/2\pi \cdot 1/R.$$

(VIII.21)

Рис. VIII.17. Схема резания летучими ножницами с верхним наклонным ножом



Приравняв правые части уравнений (VIII.20) и (VIII.21), находим

$$R = L_{осн}/2\pi + H_n/2. \quad (VIII.22)$$

Таким образом, радиус кривошипа (вращение суппорта ножа) определяется основной длиной листа и величиной хода ножей и не зависит от скорости полосы и ножей.

При резании на ножницах полосы толщиной $h = 3,5$ мм ход ножей навстречу друг другу составит (см. рис. VIII.17)

$$H_n = h + b \operatorname{tg} \alpha = 3,5 + 2300 \cdot 0,005 = 14 \text{ мм.}$$

При резании без пропуска реза основная (минимальная) длина листов $L_{осн} = 1500$ мм, поэтому получим

$$R = 1500/2\pi + 14/2 = 238,8 + 7 = 245,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $R = 245$.

При резании полосы на листы основной длины $L_{осн} = 1500$ мм со скоростью $v_n = 2,5$ м/с время одного реза $t_p = 1,5/2,5 = 0,6$ с; средняя угловая скорость ножей $\omega_{н.осн} = 2\pi/t = 10,467$ 1/с (100 об/мин); окружная скорость ножей (кривошипа) $v_n = \omega_n R = 2,56$ м/с; угол резания $\cos \alpha_p = 1 - \frac{7}{245} = 0,97143$; $\alpha_p = 13^\circ 44'$; горизонтальная

скорость ножей в момент начала резания $v_{н.х} = v_n \cos \alpha_p = 2,56 \cdot 0,97143 = 2,5$ м/с, т. е. условие недопущения набегания (изгиба) полосы перед ножами соблюдено. При дальнейшем повороте ножей угол α_p будет уменьшаться, а $v_{н.х}$ — увеличиваться, т. е. резание будет происходить с небольшим опережением скорости движения ножей по сравнению со скоростью полосы. При резании полосы на листы длиной 3000 мм при скорости $v_n = 2,5$ м/с время резания составит $t = 3/2,5 = 1,2$ с; средняя угловая скорость ножей $\omega_n = 2\pi/t = 5,233$ 1/с (50 об/мин); окружная скорость ножей (кривошипа) $v_n = \omega_n R = 1,28$ м/с.

Для того чтобы скорость ножей совпадала в момент резания со скоростью полосы, в приводе ножниц устанавливаем двухкривошипный механизм с радиусом кривошипа $r = 450$ мм. При резании полосы на листы длиной $L = 3000$ мм при $L/L_{осн} = 3000/1500 = 2$ для совпадения скорости ножей со скоростью полосы вал кривошипа необходимо сместить на величину

$$\frac{e}{r} = \frac{L/L_{осн} - 1}{L/L_{осн} + 1} = \frac{2 - 1}{2 + 1} = 1/3; \quad e = 150 \text{ мм.}$$

При резании полосы на листы длиной от 1500 до 3000 мм для совпадения скоростей ножей и полосы вал кривошипа необходимо смещать на величину e_x , причем $0 < e_x < e$. Например, при резании листов длиной $L=2000$ мм при $L/L_{осн}=2/1,5=4/3$ двухкривошипный вал необходимо сместить на величину $e/r=1/7$, т. е. на 64,3 мм.

3. *Определение ускорения ножей (суппортов) при их неравномерном вращении*

Согласно рис. VIII.13, в течение одного оборота суппортов с ножами мгновенное отношение угловых скоростей ведомой кулисы (и суппортов) к ведущей изменяется по сложной кривой, близкой к синусоидальной. Для дальнейшего построения графиков зависимости ускорения ножей и динамических моментов суппортов целесообразно семейство этих кривых выразить аналитической формулой следующего вида:

$$i_{МГ} = \omega_2/\omega_1 = a - b \cos \alpha, \quad (\text{VIII.23})$$

где коэффициенты a и b определяют смещение кривых относительно прямой $i_{МГ}=1$; $\cos \alpha$ (вместо $\sin \alpha$) учитывает начало отсчета при $\alpha=180^\circ$ (момент резания).

Для кривой $e/r=1/3$ получим:

$$a = (i_{\max} + i_{\min})/2 = (2 + 0,5)/2 = 1,25; \quad b = i_{\max} - a = 2 - 1,25 = 0,75$$

и уравнение кривой примет следующий вид:

$$i_{МГ} = \omega_2/\omega_1 = 1,25 - 0,75 \cos \alpha, \quad (\text{VII.24})$$

где α — угол поворота ведомой кулисы (см. рис. VIII.12) и ножа (см. рис. VIII.17).

Для кривой $e/r=1/7$ получим

$$i_{МГ} = 1,04 - 0,29 \cos \alpha, \quad (\text{VIII.25})$$

Рассмотрим пример определения ускорения ножей (суппортов и ведомой кулисы) при резании полосы на листы $L=3000$ мм, когда смещение двухкривошипного вала $e/r=1/3$. При постоянной скорости ведущей кулисы ω_1 мгновенная угловая скорость ведомой кулисы и ножей будет равна

$$\omega_2 = i_{МГ} \omega_1, \quad (\text{VIII.26})$$

а мгновенное угловое ускорение

$$\epsilon = d\omega_2/dt = d^2 \varphi/dt^2,$$

где φ — путь ножа (ведомой кулисы), рад; t — текущее время в течение одного оборота кулис и ножей.

Ввиду того, что мгновенная угловая скорость ведомой кулисы (и ножей ножниц) является весьма сложной функцией углов α , β и γ , выразить аналитически зависимость ее и пути φ от времени весьма затруднительно. Поэтому для определения ускорения применим следующий достаточно точный метод графоаналитического дифференцирования. Будем считать, что для короткого отрезка времени и небольшого угла поворота ножей (например, $\Delta\alpha=5, 10$ или 15°) вращение ведомой кулисы и ножей является равноускоренным (или равнозамедленным). Тогда для этого небольшого отрезка пути (времени) будет справедливо уравнение

$$\Delta\alpha = \omega_0 \Delta t + \epsilon (\Delta t)^2/2,$$

где $\epsilon = \Delta\omega/\Delta t = (\omega_n - \omega_0)/\Delta t$; ω_0 — угловая скорость в начале небольшого угла поворота ведомой кулисы (и ножей); ω_n — то же, в конце этого угла поворота.

При совместном решении этих уравнений получим:

$$\Delta\alpha = \Delta t/2 (\omega_n + \omega_0); \quad (\text{VIII.27})$$

$$\Delta t = 2\Delta\alpha/(\omega_n + \omega_0); \quad (\text{VIII.28})$$

$$\epsilon = (\omega_n^2 - \omega_0^2)/(2\Delta\alpha). \quad (\text{VIII.29})$$

С достаточной точностью для построения графика ускорений угол поворота ведомой кулисы (и ножей), равный 180° , разделим на 12 участков по 15° (изменение угловой скорости и ускорения для последующих 180° будет симметричным). Тогда при $\Delta\alpha = \pi/12$ получим

$$\Delta t = \pi/6 \cdot 1/(\omega_n + \omega_0); \quad (\text{VIII.30})$$

$$\epsilon = 6/\pi (\omega_n^2 - \omega_0^2). \quad (\text{VIII.31})$$

Согласно формуле (VIII.26), угловая скорость ведомой кулисы (и ножей) будет равна: в начале участка $\Delta\alpha$

$$\omega_0 = i_{0МГ} \omega_1;$$

в конце участка $\Delta\alpha$

$$\omega_n = i_{nМГ} \omega_1,$$

где ω_1 — скорость вращения ведущей кулисы ($\omega_1 = \text{const}$).

Подставляя эти значения в уравнения (VIII.30), (VIII.31), получим значения Δt для отрезка $\Delta\alpha$ и ускорение в конце этого участка:

$$\Delta t = \frac{\pi}{6} \frac{1}{\omega_0 (i_{nМГ} + i_{0МГ})}; \quad (\text{VIII.32})$$

$$\epsilon = \frac{6}{\pi} \omega_1^2 (i_{nМГ}^2 - i_{0МГ}^2) = 52,33 (i_n^2 - i_0^2). \quad (\text{VIII.33})$$

Рассмотрим несколько примеров определения углового ускорения.
Участок 0—15°. В начале участка $i_0=0,5$; в конце участка, согласно формуле (VIII.24):

$$i_n = 1,25 - 0,75 \cos 15^\circ = 1,25 - 0,75 \cdot 0,9659 = 0,5256;$$

$$\varepsilon = \frac{6}{\pi} 5,233^2 (0,5256^2 - 0,5^2) = 52,33 (0,276 - 0,25) = 1,4 \text{ 1/c}^2;$$

$$\Delta t = \frac{\pi}{6} \frac{1}{5,233 (0,5256 + 0,5)} = \frac{0,1}{1,0256} = 0,0975 \text{ с.}$$

Участок 15—30°:

$$\Delta \alpha = \frac{\pi}{12}; \quad i_0 = 0,5256; \quad i_n = 1,25 - 0,75 \cos 30^\circ = 0,6;$$

$$\varepsilon = 52,33 (0,6^2 - 0,5256^2) = 4,4 \text{ 1/c}^2; \quad \Delta t = 0,1 - (0,6 + 0,5256) = 0,089 \text{ с.}$$

Участок 60—75°:

$$\Delta \alpha = \pi/12; \quad i_0 = 1,25 - 0,75 \cos 60^\circ = 0,875;$$

$$i_n = 1,25 - 0,75 \cos 75^\circ = 1,057; \quad \varepsilon = 52,33 (1,057^2 - 0,875^2) = 18,21/\text{c}^2;$$

$$\Delta t = 0,1/(1,057 + 0,875) = 0,052 \text{ с.}$$

Участок 90—105°:

$$\Delta \alpha = \pi/12; \quad i_0 = 1,25 - 0,75 \cos 90^\circ = 1,25;$$

$$i_n = 1,25 - 0,75 \cos 105^\circ = 1,25 + 0,75 \sin 15^\circ = 1,25 + 0,75 \cdot 0,2588 = 1,44;$$

$$\varepsilon = 52,33 (1,44^2 - 1,25^2) = 26,3 \text{ 1/c}^2, \quad \Delta t = 0,1/(1,44 + 1,25) = 0,059 \text{ с.}$$

Участок 105—120°:

$$\Delta \alpha = \pi/12; \quad i_0 = 1,44;$$

$$i_n = 1,25 - 0,75 \cos 120^\circ = 1,25 + 0,75 \sin 30^\circ = 1,62;$$

$$\varepsilon = 52,33 (1,62^2 - 1,44^2) = 29,4 \text{ 1/c}^2; \quad \Delta t = 0,1/(1,62 + 1,44) = 0,033 \text{ с.}$$

Участок 120—135°:

$$\Delta \alpha = \pi/12; \quad i_0 = 1,62;$$

$$i_n = 1,25 - 0,75 \cos 135^\circ = 1,25 + 0,75 \sin 45^\circ = 1,78;$$

$$\varepsilon = 52,33 (1,78^2 - 1,62^2) = 27 \text{ 1/c}^2; \quad \Delta t = 0,1/(1,78 + 1,62) = 0,0293 \text{ с.}$$

Участок 135—150°

$$\Delta \alpha = \pi/12; \quad i_0 = 1,78;$$

$$i_n = 1,25 - 0,75 \cos 150^\circ = 1,25 + 0,75 \sin 60^\circ = 1,899;$$

$$\varepsilon = 52,33 (1,899^2 - 1,78^2) = 24 \text{ 1/c}^2; \quad \Delta t = 0,1/(1,899 + 1,78) = 0,027 \text{ с.}$$

В сечении $\alpha=180^\circ$ (функция $i_{\text{мг}}$ имеет максимум; здесь $\Delta\omega=0$ и ускорение равно нулю.

Из анализа полученных результатов следует, что на всех участках от $\alpha=0$ до $\alpha=(105-120^\circ)$ ускорение возрастает, т. е. функция $\varepsilon=f(\alpha)$ здесь возрастающая. Начиная с участка $\Delta\alpha=(120-135^\circ)$ ускорение уменьшается, т. е. функция становится убывающей. Таким образом, на участке между $\alpha=105-135^\circ$ функция имеет максимальное значение. Найдем положение максимума функции путем определения абсциссы (угла α) точки перегиба кривой функции $\varepsilon=f(\alpha)$. Подставляя в уравнение (VIII.33) значения $i_{\text{мг}}$ по формуле (VIII.24), получим

$$\varepsilon = 52,33 (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_n) [1,875 - 0,562 (\cos \alpha_0 + \cos \alpha_n)]. \quad (\text{VIII.34})$$

Принимая $\cos \alpha_0 = \text{const}$, найдем значение угла α_n , где функция имеет максимум (точка перегиба).

Первая производная

$$d\varepsilon/d\alpha = 52,33 [1,875 \sin \alpha_n - 0,562 \sin 2\alpha_n]. \quad (\text{VIII.35})$$

Вторую производную приравняем нулю:

$$d^2\varepsilon/d\alpha^2 = (1,875 \cos \alpha_n - 1,124 \cos 2\alpha_n) = 0.$$

Заменяя $\cos 2\alpha_n = 2 \cos^2 \alpha_n - 1$ и решая квадратное уравнение, получим

$$\cos \alpha_n = -0,404; \quad \alpha_n = 114^\circ.$$

Для более точного определения ускорения рассмотрим небольшой отрезок кривой вблизи α_n ; возьмем участок $110-115^\circ$ (формула VII.29)

$$\Delta\alpha = 5^\circ = \pi/(3 \cdot 12).$$

$$i_0 = 1,25 - 0,75 \cos 110^\circ = 1,25 + 0,75 \sin 20^\circ = 1,506;$$

$$i_n = 1,25 - 0,75 \cos 115^\circ = 1,25 + 0,75 \sin 25^\circ = 1,567;$$

$$\varepsilon = 3,52,33 (1,567^2 - 1,506^2) = 30 \text{ 1/c}^2.$$

Таким образом, при работе ножиц со средней угловой скоростью (равной скорости ведущей кулисы) $\omega_1 = 5,233 \text{ 1/c}$ (50 об/мин) при смещении двухкривошипного механизма $e/r = 1/3$ максимальное ускорение ножиц $\varepsilon = 30 \text{ 1/c}^2$ и оно возникает при угле поворота ножей (от вертикального диаметра см. рис. VIII.17) $\alpha = 114^\circ$.

Рассмотренным выше методом необходимо определить ускорения для всех 12 участков, каждый из которых $\Delta\alpha = 15^\circ$; очевидно, что $\Sigma\Delta t = t = 0,6 \text{ с}$. На основании полученных данных строим кривые $\varepsilon = f(\alpha)$ и $\varepsilon = f(t)$ (рис. VIII.18).

Аналогично для смещения двухкривошипного вала $e/r = 1/7$ найдем угол, соответствующий максимуму ускорения: $\alpha_n = 100^\circ 30'$.

Из рассмотрения кривых $\varepsilon = f(t)$ следует, что угловое ускорение суппортов и ножей ножиц резко возрастает и, достигнув максимума, резко убывает. Таким образом, механизм ножиц этого типа работает с весьма значительными динамическими нагрузками, что является его недостатком и не позволяет применять ножицы этого типа для скоростей резания свыше $2,5 \text{ м/с}$. Определим динамические моменты при работе ножиц, когда нет резания полосы.

Дано: момент инерции массы всех вращающихся деталей ножиц; верхнего и нижнего суппортов с шестернями $3500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; приводного вала с шестерней и ведомой кулисой $1000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; суммарный момент инерции массы вращающихся деталей ножиц на приводном валу $J = 4500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ (моментом инерции поступательно движущихся рычагов пренебрегаем).

Максимальный динамический момент, возникаемый при неравномерном вращении ножиц с максимальным ускорением $\varepsilon = 30 \text{ 1/c}^2$: $M_{дин} = J\varepsilon = 4500 \cdot 30 = 135000 \text{ кгм/c}^2$ ($\text{Н}\cdot\text{м}$) = $135 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Этот момент возникает при угле поворота приводного вала $\alpha = 114^\circ$, когда мгновенная угловая скорость ножиц равна

$$\omega_2 = i_{мг}\omega_1 = 1,52 \cdot 5,233 = 8 \text{ 1/c},$$

и мощность требуемая от двигателя:

$$N_{дин} = M_{дин}\omega_2 = 135 \cdot 8 = 1080 \text{ кН}\cdot\text{м/с} = 1080 \text{ кВт}.$$

Для привода ножиц (с подающими роликами) установлен электродвигатель постоянного тока типа МП мощностью 560 кВт (1500 об/мин); при к. п. д. привода $\eta = 0,85$ двигатель будет перегружен по мощности

$$k = N_{дин}/(N\eta) = 1080/(560 \cdot 0,85) = 2,34;$$

допустимый коэффициент перегрузки $[k] = 3$.

Определим момент резания. Усилие резания возникает в момент начала резания; плечо приложения этого усилия будет равно (см. рис. VIII.17)

$$a = r \sin \alpha_p = 245 \cdot 0,2374 = 58 \text{ мм}.$$

Однако максимальное усилие резания будет соответствовать внедрению в металл каждого ножа на величину $1/2 (\varepsilon_n/2) = \varepsilon_n/4$; в этом случае угол приложения усилия P будет равен [см. формулу (VIII.12)] при $\varepsilon_n = 0,5$ и перекрытии ножей $\Delta = 0,3h = 1,8 \text{ мм}$

$$\cos \beta = 1 - \frac{h(1 - \varepsilon_n/2) + \Delta}{2R} = 1 - \frac{6(1 - 0,25) + 1,8}{2 \cdot 245} = 0,9872;$$

$$\beta = 9^\circ 10'; \sin \beta = 0,1593.$$

Плечо приложения силы P

$$a = r \sin \beta = 245 \cdot 0,1593 = 39 \text{ мм}.$$

Рис. VIII.19. Изменение момента на приводном валу ножиц в функции угла поворота этого вала: 1 — динамический момент при $c = 1/3$; 2 — то же, при $c = 1/5$; 3 — статистический момент резания; 4 — суммарный момент в период резания ($M = M_{ст} + M_{дин}$)

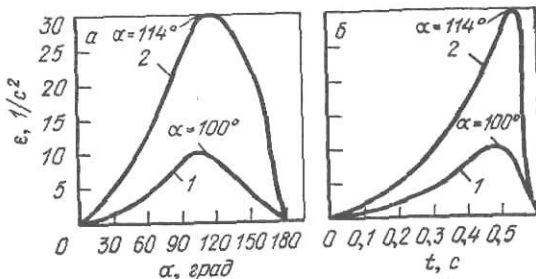
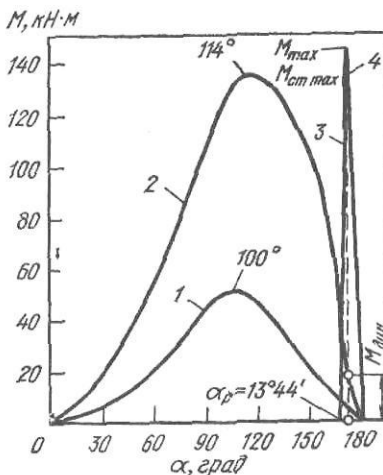


Рис. VIII.18. Изменение углового ускорения кулисы на приводном валу ножиц в функции:

а — угла поворота; б — времени вращения этого вала (и кривошипов ножиц); 1 — при $c = e/r = 1/3$; 2 — при $c = 1/5$



Статический момент резания на шестернях привода суппортов ножей

$$M_{ст} = 2Pa = 2 \cdot 1800 \cdot 0,039 = 124,8 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Таким образом, нагрузка на двигатель от усилия резания меньше нагрузки от динамического момента при разгоне вращающихся масс ножиц с большим ускорением (135 кН·м).

Имея график функции ускорения от угла поворота ножей (см. рис. VIII.18) строим аналогичный график для динамического момента (рис. VIII.19). Для угла $\beta = 9^\circ 10'$ откладываем максимальное значение статического момента от усилия резания и точку максимума соединяем с абсциссами угла реза $\alpha_p = 13^\circ 44'$. Получаем, что в момент возникновения максимального статического момента от усилия резания динамический момент равен $M_{дин} = 18 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Таким образом, в этот момент на валу привода ножиц действует результирующий момент

$$M_{max} = M_{ст} + M_{дин} = 124,8 + 18 = 142,8 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Так как этот момент больше максимального динамического момента $M_{дин max} = 135 \text{ кН}\cdot\text{м}$, то дальнейший расчет мощности электродвигателя и деталей ножиц на прочность необходимо проводить по $M_{max} = 142,8 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Проверим коэффициент перегрузки двигателя в момент резания. При угле поворота ведомой кулисы $\alpha = (180 - \alpha_p) = 166^\circ$ мгновенное передаточное число $i_{мг} = 1,98$ и $\omega_2 = 1,98 \cdot 5,233 = 10,4 \text{ 1/с}$. Максимальная мощность на валу ножиц

$$N_{max} = M\omega_2 = 142,8 \cdot 10,4 = 1480 \text{ кВт}, k = 1480 / (560 \cdot 0,85) \approx 3.$$

Конструкция ножиц

На рис. VIII.20 представлен общий вид кривошипно-шатунных ножиц $6 \times 1700 \text{ мм}$ конструкции СКМЗ. Ножицы предназначены для холодной

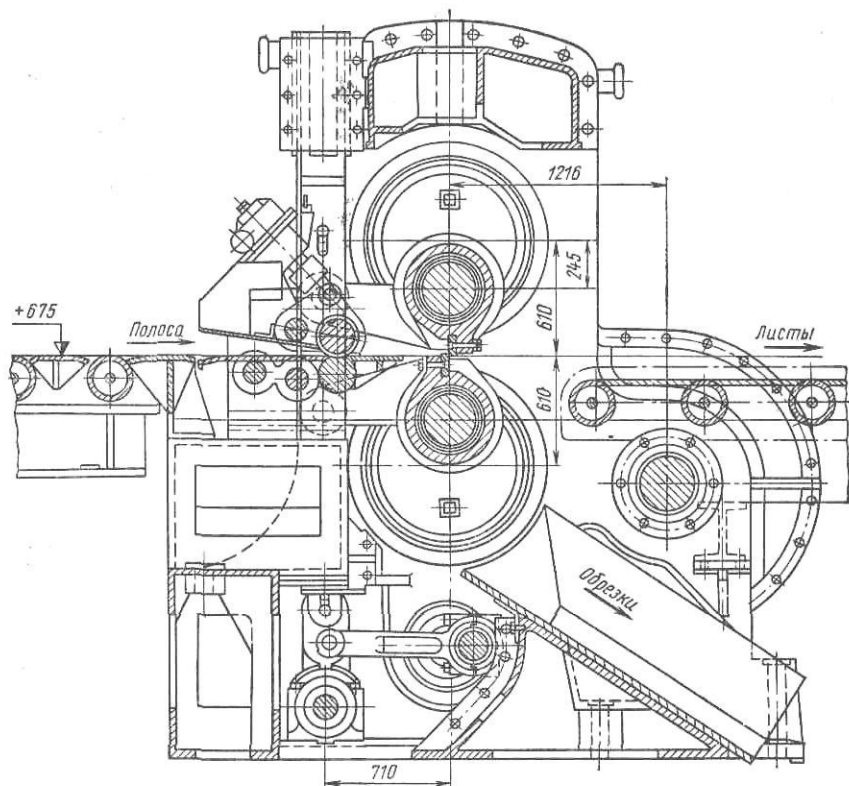


Рис. VIII.20. Кривошипно-шатунные летучие ножицы $6 \times 1700 \text{ мм}$ со скользящей штангой

поперечной резки стальной полосы (σ_T до 600 МПа) со скоростью до 2,5 м/с; толщина полосы 2,5—6,0 мм, ширина до 1550 мм, максимальное усилие резания 1000 кН. Оба ножа установлены с наклоном (1:140), длина ножей 1700 мм.

Если принять, что средний радиус траектории ножей будет равен эксцентриситету кривошипа, равному 245 мм, то при непрерывной работе ножиц рез будет происходить за каждый оборот кривошипов (при $k=1$) и минимальная основная мерная длина листов будет равна согласно формуле (VIII.4) $L_{осн} = 0,97\pi \cdot 2Rk = 1500 \text{ мм}$. Дополнительные длины листов с интервалом через каждые 10 мм можно получить умень-

шением скорости ножиц (скорости ведущей кулисы) в пределах (1—0,5) $\omega_{осн}$; при этом максимальная длина листов будет равна 3000 мм; для выравнивания мгновенной скорости ножей со скоростью полосы в двухкривошипном механизме необходимо установить соответствующий эксцентриситет, согласно формуле (VIII.22a).

Эксцентриковый вал кривошипно-шатунного механизма пропуска реза приводится от шестерни, расположенной на торце нижней ведущей втулки ножиц (передаточное число шестерен 1:2). При работе ножиц с одним пропуском реза ($k=2$) основная мерная длина листов будет равна 3000 мм; дополнительные длины листов в пределах до 6000 мм можно получить, как и в первом случае, изменением скорости ножиц (ведущей кулисы).

Полоса подается в ножицы подающими роликами с постоянной скоростью в пределах 1—2,5 м/с. Для обеспечения синхронности скоростей ножицы и подающие ролики приводятся от одного общего электродвигателя постоянного тока мощностью 250 кВт (400/1200 об/мин). Ввиду того, что приводной момент ножиц значительно больше приводного момента подающих роликов, коробка скоростей установлена в линии привода подающих роликов (см. рис. VIII.3, а), и не в линии привода ножиц, как на рис. VIII.3, б.

Кривошипно-шатунные ножицы с механизмами пропуска реза и выравнивания скоростей ножей и полосы являются наиболее совершенными для холодной резки полосы толщиной более 3 мм. Однако они являются весьма сложными и вследствие наличия больших неуравновешенных масс и неравномерного вращения суппортов при работе ножиц возникают большие динамические нагрузки, что ограничивает возможность применения этих ножиц при скорости свыше 2,6 м/с.

Для поперечной резки рулонной полосы на листы мерной длины широкое применение в последние годы получили летучие ножицы качающегося типа (вместо барабанных и кривошипно-шатунных), принципиальная схема которых представлена на рис. VIII.21.

Верхний нож закреплен на раме 1, которая может совершать качательные движения на эксцентриках 2 главного приводного вала 3 при помощи шатунов 4, соединенных с эксцентриками 5 вспомогательного вала 6, имеющего дополнительный привод вращения, кинематически связанный с приводом главного вала 3 (при помощи дифференциала, реечной или червячной передачи — на схеме не показаны).

Нижний нож закреплен на суппорте 7 и перемещается в направляющих пазах рамы 1 при помощи шатунов 8, соединенных с эксцентриками 9 главного вала 3. Эксцентрики 2 и 9 расположены на валу диаметрально противоположно, поэтому при равномерном вращении главного вала 3 верхний нож опускается, нижний поднимается и происходит резание полосы. При этом вспомогательный вал 6 вращается в ту же сторону, что и главный вал, шатуны 4 «качают» раму 1 на эксцентриках 2 и ножи описывают эллипсоидные траектории.

Амплитуда качания рамы с ножами определяется положением эксцентриков 5 вала относительно положения эксцентриков 2 главного вала 3. Регулирование исходного положения вала 6 и амплитуды качания рамы 1 возможно осуществлять на ходу (при работе ножиц), благодаря чему достигается точное согласование скоростей ножей и полосы в момент резания.

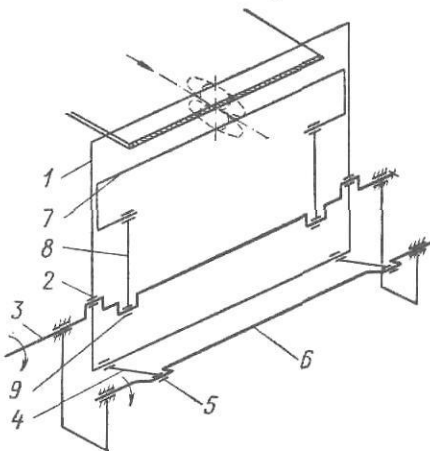


Рис. VIII.21. Схема качающихся летучих ножиц для холодной резки тонкой полосы

Главный вал 3 вращается от электродвигателя через коробку скоростей с бесступенчатым вариатором; от этого же двигателя приводится правильная машина (с подающими роликами), входящая в агрегат ножиц.

По сравнению с барабанными и кривошипно-шатунными летучие качающиеся ножицы имеют следующие преимущества:

1) простота и надежность режущего механизма; постоянство бокового зазора между ножами, благодаря чему обеспечивается качественное, почти перпендикулярное резание полосы;

2) режущий механизм имеет небольшие габариты и маховые массы, приводные валы вращаются равномерно, без инерционных нагрузок;

3) мерная длина листов регулируется на ходу при помощи бесступенчатого регулятора скоростей, точность резания листов достигается в пределах ± 1 мм;

4) весьма простой механизм выравнивания скорости ножей и полосы;

5) конструкция ножиц допускает применение механизмов (механических или гидравлических) для любого числа пропусков резания ($k=1, 2, 3$ и т. д.).

Практика применения этих ножиц в нашей стране и за рубежом показывает, что они успешно работают в агрегатах резки тонкой и широкой полосы при скорости до 2 м/с.

3. Ножицы для горячей резки заготовок и сортовых профилей

Кривошипно-шатунные ножицы с радиальным ступенчатым выравниванием скорости резания

Для прокатки сортовых профилей (круг, квадрат, фасонные профили) на сортовых станах целесообразно применять исходные заготовки определенного сортамента по сечению при весьма узком сортаменте по длине в пределах 6—12 м (например 6, 9 и 12 м) для удобства нагрева в печах, имеющих определенную ширину пода. Таким образом, нет необходимости устанавливать на непрерывных заготовочных станах сложные летучие ножицы с бесступенчатым регулированием скорости ножей для получения заготовок любой длины. Более целесообразно для непрерывной резки заготовок применять летучие ножицы со ступенчатым регулированием мерных длин заготовок при соблюдении синхронности скоростей ножей и разрезаемой полосы (длинной заготовки).

Рассмотрим устройство таких ножиц конструкции ВНИИметмаша (рис. VIII.22).

Ножицы кривошипно-шатунного типа с параллельно-поступательным перемещением ножей в зоне резания; профиль ножей соответствует сечению разрезаемой заготовки (квадрат, квадрат на ребро, круг). Ножи 15 закреплены в головках (суппортах) на концах шатунов 8 (рычагов); вторые концы шатунов шарнирно соединены с качающимися серьгами 7, подвешенными к станине ножиц. Головки (суппорты) ножей свободно установлены на пальцах 5 двух кривошипов 9. Таким образом, при вращении кривошипов ножи будут описывать сложные эллипсовидные траектории, а на участке резания они будут перемещаться параллельно-поступательно, что необходимо для получения перпендикулярного (не косоуго) реза заготовки (см. рис. VIII.8).

Оси кривошипов расположены на роликоподшипниках 16 в эксцентричных расточках двух валов 12, приводимых шестернями 13, 14 от электродвигателя (через редуктор пропуска реза и расцепную муфту, установленные вне ножиц). Сами кривошипы приводятся водилами 10 при помощи серег 6 (AB) с шарнирами 3, 4 (серьги конструктивно необходимы, так как оси вращения водил и кривошипов не совпадают). Водила приводятся шестернями 1, 2 и 11 от того же электродвигателя, что и эксцентрикные валы 12.

Угловая скорость вращения водил, соответствующая скорости полосы, устанавливается автоматически регулированием скорости электродвигателя ножниц в функции скорости прокатки заготовки в последней элети стана (в функции скорости главного двигателя этой клетки) по сельсинно-тахометрической схеме. Выравнивание скорости ножей (отно-

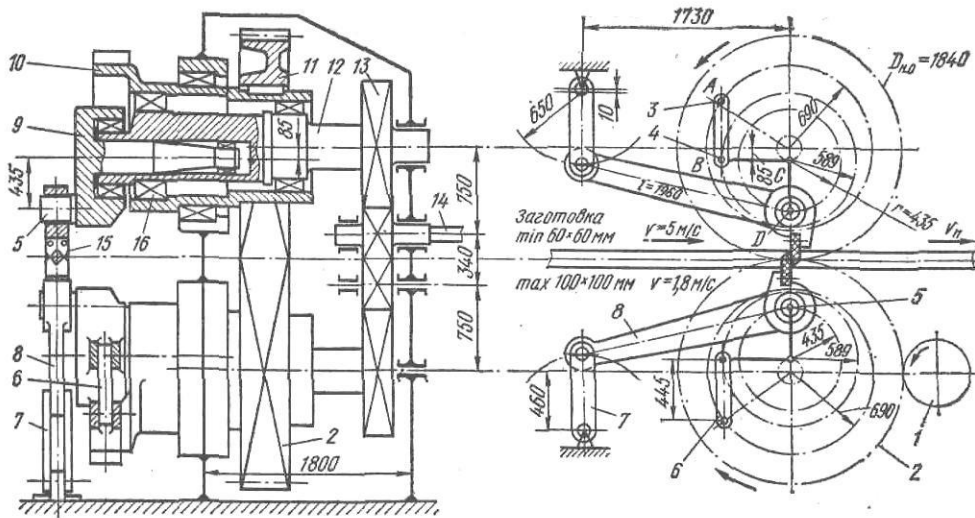


Рис. VIII.22. Конструктивно-кинематическая схема кривошипно-шатунных летучих ножей с эксцентриковым механизмом пропуска реза для резки горячей заготовки

сительно скорости поступающей из клетки заготовки) и ступенчатое изменение длины отрезаемых заготовок осуществляются одним и тем же эксцентриковым устройством, что является преимуществом этих ножниц. Рассмотрим более подробно устройство и расчет ножниц для резки заготовок максимальным сечением 100×100 мм.

Пример 46. Выполнить кинематический анализ и основные расчеты кривошипно-шатунных летучих ножниц конструкции ВНИИметмаша. Ножницы установлены за последней клетью непрерывного заготовочного стана 850/700/500 и предназначены для резки заготовки сечением от 60×60 до 100×100 мм, движущейся из последней клетки стана со скоростью соответственно 5,2—1,8 м/с. Длина отрезаемых заготовок 2,5; 3,0; 5; 6,0; 7,5; 9,0; 10,0 и 12,0 м (в холодном состоянии).

1. Принцип работы и определение радиуса кривошипа и длины реза.

А. Если эксцентриковые валы 12 повернуты своими эксцентриситетами в сторону разрезаемого металла и неподвижны (привод их отключен от электродвигателя), то при непрерывном вращении водил А ножи будут встречаться при каждом обороте кривошипа D и резать заготовку.

За основную длину примем минимальную длину заготовки $L_{осн} = 2,5$ м. Резание осуществляется при температуре металла 900—950 °С, при которой длина заготовки $L_{осн} = L_{осн}(1 + \alpha t) = 2500(1 + 12 \cdot 10^{-6} \times 900) = 2525$ мм, где α — коэффициент линейного расширения стали. Заготовка 100×100 мм разрезается в положении на ребро (по диагонали); при наличии закруглений по углам заготовки высота диагонали $d = 135$ мм. При резании заготовки сечением 60×60 мм $d = 70$ мм. Диагональ среднего сечения $d_{ср} = 102$ мм. Принимаем, что синхронность горизонтальной скорости ножей и скорости полосы наступает в момент, когда ножи внедрились в металл на $1/3$ высоты диагонали (см. рис. VIII.23). Тогда ход каждого ножа для резания оставшегося сечения составит $H/2 = 2/3(d_{ср}/2) = 2/3 \cdot 51 = 34$ мм. Требуемый минимальный радиус кривошипа определим по формуле (VIII.22)

$$r = L_{осн}/2\pi + H/2 = 435 \text{ мм.}$$

Б. Если эксцентриковые валы повернуть своими эксцентриситетами в противоположную сторону и оставить их неподвижными, то при вращении водил А ножи не будут встречаться, т. е. не будут резать заготовку.

В. Если одновременно вращать (с разной угловой скоростью) водила А (т. е. кривошип D) и эксцентриковые валы С, резание будет происходить только тогда, когда при прохождении дуги α_p , (рис. VIII.23) максимальный эксцентриситет будет находиться вблизи вертикального диаметра (вблизи точки С на рис. VIII.22).

Предположим, что требуется резать заготовку на двойные длины; тогда, очевидно, угловая скорость эксцентрикового вала должна быть в два раза меньше угловой скорости водила A и кривошипа D и коэффициент пропуска реза будет $k=2$. При этом длина реза составит $L=L_{осн}k=2525 \cdot 2=5050$ мм.

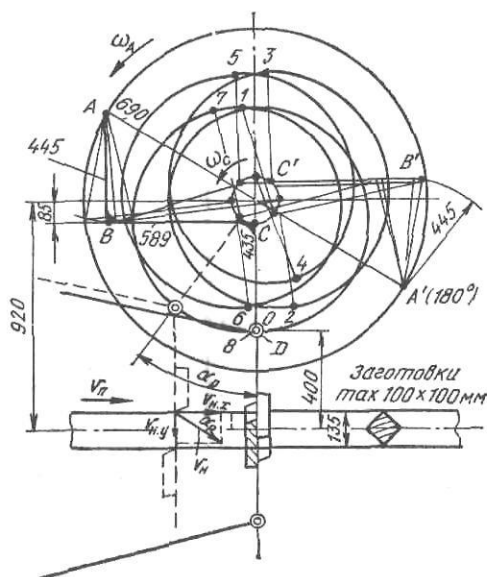


Рис. VIII.23. Траектория кривошипа D при угловой скорости $\omega_C = 1/4 \omega_A$. Резание происходит в конце четвертого оборота водила A

На рис. VIII.23 показан пример построения пальца кривошипа D при угловой скорости эксцентрикового вала $\omega_C = 1/4 \omega_A$ ($k=4$).

При принятых конструктивных размерах радиуса водила (690 мм), серьги (445 мм) и плеча $BC=589$ мм (при положении точки A под углом 30° к горизонтальному диаметру водила) палец кривошипа будет занимать следующие положения: при повороте водила A на 180° (точка A') точка C повернется на 45° и точка D займет положение 1; при повороте водила на $180+180^\circ$ (точка A) точка C повернется на 90° и палец D будет в точке 2.

При последующих поворотах водила A на каждые 180° и точки C на каждые 45° палец кривошипа будет находиться в положении 3, 4, 5, 6, 7 и 8, т. е. резание произойдет в конце четвертого оборота. Соединяя средними радиусами точки 0—1; 1—2; 2—3; 3—4; 4—5; 5—6; 6—7; 7—8, получим траекторию пальца D . Аналогичную траекторию будет описывать режущая кромка верхнего ножа при работе ножниц с пропуском реза. Расстояние по вертикали между точками 6—8 обеспечивает свободный проход заготовки в период между пропусками реза.

2. Усилие резания.

При резании радиус траектории пальца D (и верхнего ножа) является переменным. Примем, что в момент начала резания

$$r_{cp} = r + e/2 = 435 + 85/2 = 477 \text{ мм.}$$

Угол начала резания при резании заготовки 100×100 (по диагонали)

$$\cos \alpha_p = 1 - 135/(2 \cdot 477) = 0,86; \quad \alpha_p = 30^\circ.$$

На участке резания (дуга α_p) средний радиус траектории ножей

$$r_{cp} = (477 + 435)/2 = 456 \text{ мм.}$$

Принимаем, что максимальное усилие резания соответствует внедрению каждого ножа в металл на половину высоты сечения, т. е. $1/2$ ($d/2$). Тогда угол приложения максимального усилия резания будет

$$\cos \beta = 1 - \frac{1/2 (d/2)}{r_{cp}} = 1 - \frac{135}{4 \cdot 456} = 0,426;$$

$$\beta = 22^\circ; \quad \sin \beta = 0,375.$$

Площадь сечения металла в месте приложения максимального усилия резания

$$F = \left(\frac{d + d/2}{2} \right) \frac{d}{2} = 3/8 \cdot 135^2 = 7210 \text{ мм}^2.$$

При угловой скорости эксцентрикового вала, в 3 и 4 раза меньшей, чем скорость кривошипа ($k=3$ и 4), получим тройные и четверные длины, т. е. 7575 и 10100 мм (или в холодном состоянии 5,0; 7,5 и 10,0 м).

При вращении эксцентрикового вала с угловой скоростью, равной угловой скорости кривошипа, радиус кривошипа будет равен $r_{кр} = r + e = 435 + 85$ мм = 520 мм и, согласно формуле (VIII.22), минимальная основная длина

$$L_{осн} = 2\pi (r_{кр} - H/2) = (520 - 34) 2\pi = 3050 \text{ мм.}$$

Д. При вращении эксцентрикового вала с угловой скоростью, большей скорости кривошипа, получим длины, большие $L_{осн}$. Например, при $\omega_C/\omega_{кр} = 3/2$; $4/3$ получим (при $k=2,3$ и 4) $L=6100$; 9150 и 12200 мм (или в холодном состоянии 3,0; 6,0; 9,0 и 12,0 м).

Для резания заготовки на длины, кратные 2,5 (5; 7,5 и 10 м) и 3 (6, 9 и 12 м), между ножницами и электродвигателем установлен редуктор пропуска реза с набором шести передаточных чисел, необходимых для уменьшения скорости ножниц при резании двойных, тройных и четверных длин.

Вертикальная скорость внедрения ножей в металл

$$v_{н.у} = v_n \sin \beta = 1,8 \cdot 0,375 = 0,675 \text{ м/с.}$$

Скорость деформации металла

$$u = 2v_{н.у}/d = 2 \cdot 0,675/0,135 = 10 \text{ 1/с.}$$

При резании металла сопротивление чистому срезу при температуре 900 °С для заготовки из легированной стали $\tau_T = 60$ МПа. С учетом влияния скорости деформации (скоростной коэффициент $n_u = 1,5$) максимальное сопротивление резанию

$$\tau_{\max} = \tau_T n_u = 60 \cdot 1,5 = 90 \text{ МПа.}$$

Максимальное усилие резания, принимая коэффициенты влияния зазора между ножами и притупления ножей $k_2 = 1,2$ и $k_3 = 1,3$:

$$P = k_2 k_3 \tau_{\max} F = 1,2 \cdot 1,3 \cdot 90 \cdot 7210 = 1000 \text{ кН.}$$

3. Момент и мощность резания.

Плечо приложения максимального усилия резания (см. рис. VIII.17)

$$a = r_{ср} \sin \beta = 456 \cdot 0,375 = 170 \text{ мм.}$$

Максимальный статический момент резания

$$M_{рез} = 2Pa = 2 \cdot 1000 \cdot 0,17 = 340 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Максимальная мощность резания при к. п. д. ножниц и редуктора $\eta = 0,85$ и угловой скорости ножниц $\omega_n = v_n/r_{ср} = v_n/r_{ср} = 1,8/0,456 = 3,9 \text{ 1/с}$

$$N_{рез} = M\omega/\eta = (340 \cdot 3,9)/0,85 = 1550 \text{ кВт.}$$

Для привода ножниц установлен электродвигатель типа МП мощностью 880 кВт (400/750 об/мин); коэффициент перегрузки по мощности резания

$$k = 1550/880 = 1,76;$$

допустимый коэффициент перегрузки $[k] = 2,5$.

4. Влияние маховых масс ножниц на процесс резания.

Длительность одного цикла резания заготовки основной длины (одного оборота ножниц)

$$t_{ц} = L_{осн}/v_n = 2,525/1,8 = 1,43 \text{ с.}$$

Длительность собственно резания при угле резания $\alpha = 30^\circ = \pi/6$ и угловой скорости ножей $\omega_n = 3,9 \text{ 1/с}$

$$t_p = \alpha/\omega_n = \pi/(6 \cdot 3,9) = 0,134 \text{ с.}$$

Так как длительность резания незначительна по сравнению с длительностью цикла резания, то, очевидно, резание будет осуществляться за счет кинетической энергии маховых масс ножниц и их привода, восстанавливаемой за время

$$t_y = t_{ц} - t_p = 1,43 - 0,134 = 1,3 \text{ с.}$$

В этот период электродвигатель развивает максимальный момент

$$M_{\max} = k \cdot 9,56 \frac{N}{n} = 2,5 \cdot 0,56 \frac{880}{400} = 54 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Моменты инерции вращающихся масс, приведенные к валу электродвигателя (в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$): якорь электродвигателя (по каталогу) 500; зубчатые колеса механизма резания (при передаточном числе $i = 3,5$) $4000/3,5^2 = 330$; ведущая шестерня ножниц с валом (при $i = 1,5$); прочих вращающихся деталей 420; суммарный момент инерции на валу якоря двигателя $J = 1300 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Ускорение, развиваемое двигателем в период между двумя резами:

$$\epsilon_{дв} = d\omega/dt = M_{дин}/J = 54000/1300 = 45 \text{ 1/с}^2.$$

Это ускорение необходимо принимать во внимание при расчете на прочность деталей привода. Например, ускорение водила и ножниц

$$\epsilon_A = d\omega/dt = \epsilon_{дв}/i = 45/3,5 = 13 \text{ 1/с}^2.$$

Момент инерции зубчатых колес и прочих деталей механизма резания относительно собственных осей вращения $J = 4000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Динамический момент на шестернях

$$M_{дин} = J\epsilon = 4000 \cdot 13 = 52000 \text{ Н} \cdot \text{м} = 52 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Суммарный крутящий момент в момент начала резания

$$M = M_{рез} + M_{дин} = 340 + 52 = 392 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

При проверке прочности зубьев надо принимать следующие расчетные моменты

а) для зубчатого зацепления шестерен ножниц

$$M_{расч} = M/2 = 196 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

б) для ведущей шестерни 1 (см. рис. VIII.22)

$$M_{расч} = M/i = 392/3,5 = 112 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Маятниковые летучие ножницы

Для отрезки переднего неровного конца горячей заготовки (затрудняющей задачу заготовки в калибр рабочих валков) на непрерывных заготовочных и сортовых станах устанавливают так называемые маятниковые летучие ножницы. Эти ножницы вследствие большой инерционности движущихся масс весьма тихоходны и их применяют только при скорости движения заготовки не более 1,0—1,5 м/с.

Пример 47. Дать анализ кинематики и провести динамический расчет летучих маятниковых ножниц, предназначенных для отрезки переднего конца заготовки сечением $250 \times 200 = 50000 \text{ мм}^2$.

Ножницы установлены между нагревательной печью и первой черновой клетью среднесортного стана; температура заготовки 1100—1200 °С; предел прочности (текучести) металла заготовки при этой температуре 60 МПа; скорость движения заготовки 0,2 м/с. Схема ножниц представлена на рис. VIII.24.

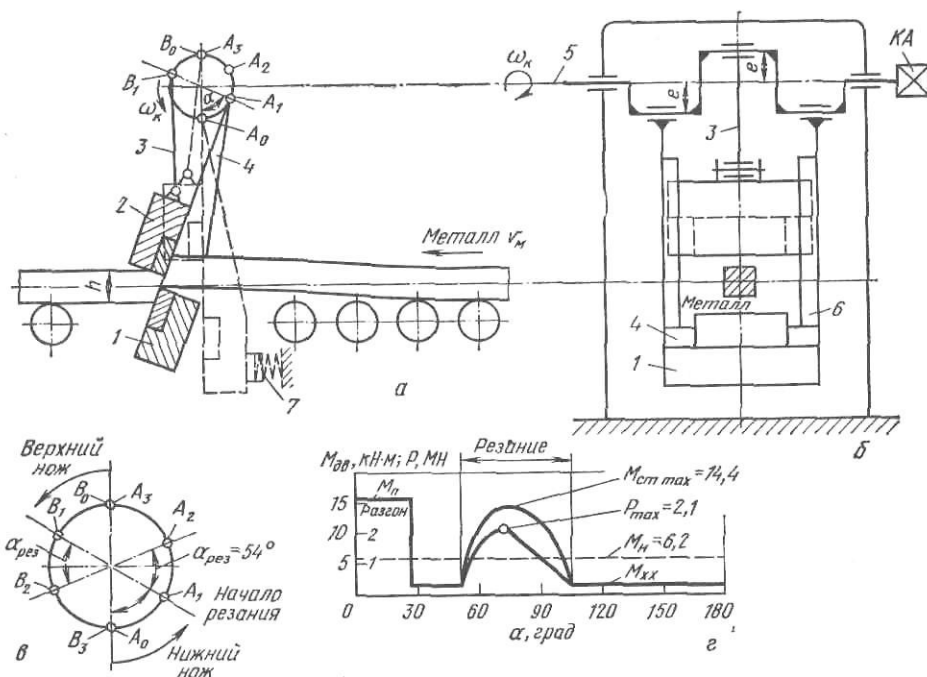


Рис. VIII.24. Тихоходные маятниковые летучие ножницы для горячей резки переднего конца заготовки:

а — схема резания; б — схема ножниц; в — круговая диаграмма; г — нагрузочная диаграмма

1. Кинематика ножниц.

Приводной вал 5 ножниц имеет три эксцентрика (на схеме показаны в виде шеек коленчатого вала). Два крайних эксцентрика имеют эксцентриситет относительно оси приводного вала 100 мм; на этих эксцентриках свободно на подшипниках подвешены два суппорта, жестко соединенные внизу поперечной траверсой 1; таким образом, эти два суппорта представляют собой один маятник, свободно подвешенный на два боковых эксцентрика.

На нижней траверсе маятника закреплен нижний нож. Средний эксцентрик относительно оси приводного вала имеет эксцентриситет тоже 100 мм; на этом эксцентрике подвешен шатун 3, шарнирно соединенный с верхним суппортом 2; последний может перемещаться только по боковым направляющим б нижнего суппорта 4.

Так как два крайних эксцентрика смещены на 180° по отношению к среднему (рис. VIII.24, б), то при повороте приводного вала на 180° верхний суппорт пойдет вниз и нож опустится на 200 мм, а нижний суппорт будет перемещаться вверх и его нож поднимется на 200 мм из крайнего нижнего положения. При таком встречном движении ножей произойдет резание заготовки, находящейся между ними. Таким образом, ход ножей будет равен 400 мм; так как после резания предусмотрено перекрытие ножей, равное 30 мм, то раскрытие ножей в исходном положении будет 370 мм.

Так как заготовка движется по рольгангу (подается роликами рольганга) непрерывно, то при захвате (резании) металла ножами маятник, свободно подвешенный на боковых эксцентриках, будет отклоняться движущейся заготовкой влево; вместе с ним будет отклоняться влево также и верхний суппорт. Для того чтобы торец заготовки

после резания был не слишком косой, отклонение маятника должно быть в пределах $15-25^\circ$. Для облегчения и ускорения возврата маятника в исходное (вертикальное) положение, ограничиваемое амортизатором 7, предусмотрено специальное пружинное устройство (на схеме не показано).

При заданных размерах маятника (из чертежа), скорости движения заготовки по рольгангу $v=0,2$ м/с и максимальной высоте сечения заготовки $h=250$ мм графически определяем горизонтальное смещение ножей влево при ходе каждого ножа $h/2=125$ мм; получаем $x \approx 2e=200$ мм; время сближения ножей при перемещении точки эксцентриситета из положения A_0 в положение A_2 составит $t=x/v=0,2/0,2=1$ с; угловая скорость вала эксцентрика (кривошипа) при $\alpha=108^\circ=0,6\pi$ будет равна

$$\omega_{к.ср} = \alpha/t = 0,6\pi/1 = 1,86 \text{ 1/с.}$$

Так как при пуске двигатель и вал кривошипа работают при меньшей угловой скорости, то номинальную скорость вала эксцентрика принимаем равной $\omega_k=1,2$ 1/с и $n_k = \frac{30}{\pi} \omega_k = 11,46$ об/мин.

2. Определим максимальное усилие резания заготовки по формуле (V.2), принимая коэффициент относительного вмятия $\epsilon_v=0,3$; $k_1=0,7$; $k_2=1,2$ и $k_3=1,25$:

$$P_{\max} = k_1 k_2 k_3 (1 - \epsilon_v) \sigma_B F = 0,7 \cdot 1,2 \cdot 1,25 \cdot 60 \cdot 50 \cdot 000 = 2,1 \text{ МН.}$$

3. Максимальный момент и мощность резания.

Принимаем, что к точкам кривошипа A_1 и B_1 приложены равные усилия P_{\max} и плечо моментов относительно оси вращения вала равно $a \approx e=100$ мм. Тогда максимальный статический момент резания получим

$$M_{\text{рез}} = 2P_{\max} a = 2 \cdot 2,1 \cdot 0,1 = 0,42 \text{ МН}\cdot\text{м.}$$

Принимая потери на трение $M_{\text{тр}}=0,1M_{\text{рез}}$ суммарный максимальный статический момент при резании на валу эксцентрикового (кривошипного) вала будет равен

$$M_{\text{ст.мах}} = 0,462 \text{ МН}\cdot\text{м} = 462 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Максимальная мощность резания

$$N_{\text{мах}} = M\omega_k = 462 \cdot 1,2 = 554 \text{ кН}\cdot\text{м/с} = 554 \text{ кВт.}$$

Предварительно выбираем по каталогу электродвигатель постоянного тока серии МП (для возможности регулирования скорости при резании более мелких сечений) мощностью 260 кВт (400/1200 об/мин), допускающий перегрузку при основной скорости $k=2,5$, при которой $N_{\text{мах}}=260 \cdot 2,5=650$ кВт. Устанавливаем редуктор с передаточным числом

$$i = n_{\text{дв}}/n_k = 400/11,46 = 35.$$

4. Проверка мощности электродвигателя с учетом динамики работы ножиц.

Номинальный момент электродвигателя

$$M_H = \frac{N}{\omega} = \frac{30}{\pi} \frac{N}{n} = 9,56 \frac{N}{n} = 9,56 \frac{260}{400} = 6,2 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Принимаем, что во время пуска и торможения электродвигатель развивает максимальный момент

$$M_H = M_T = kM_H = 2,5 \cdot 6,2 = 15,5 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Маховые моменты вращающихся масс, приведенные к валу электродвигателя кг·м²: якоря электродвигателя (по каталогу) 384; моторной муфты и тормоза 106; редуктора и муфты (после подсчета и приведения) 40; общий маховый момент вращающихся масс (не учитывая поступательное перемещение суппортов), приведенный к валу двигателя, $mD_1^2=530$ кг·м²; момент инерции этих масс

$$J = mR_i^2 = 1/4 mD_i^2 = 132,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Ускорение двигателя при разгоне (ускорении) и торможении (замедлении)

$$M_{\text{дин}} = M_H = M_T = J \frac{d\omega}{dt} = J\epsilon,$$

откуда $\epsilon = M_{\text{дин}}/J = 15500/132,5 = 117$ 1/с² (рад/с). Время (длительность) ускорения и (замедления) двигателя до основной скорости ($\omega = \pi/30 = 400/9,56 = 421$ /с)

$$t_y = t_z = \omega/\epsilon = 42/117 = 0,36 \text{ с.}$$

Угол поворота эксцентрикового вала за время ускорения (и замедления) двигателя перед резанием и после окончания резания

$$\varphi_y = \varphi_z = \omega_k t_y = 1,2 \cdot 0,36 = 0,43,$$

или в градусах

$$\varphi_y = \varphi_z = 0,43 \frac{180}{\pi} = 25^\circ.$$

Угол и время поворота эксцентрикового вала при установившейся скорости

$$\varphi_{уст} = 360 - 2 \cdot 25 = 310^\circ; \quad \varphi_{уст} = 310 \frac{\pi}{180} = 5,4;$$

$$t_{уст} = \varphi_{уст} / \omega_k = 5,4 / 1,2 = 4,5 \text{ с.}$$

Суммарное время цикла одного резания (поворота вала на 360°)

$$t_{ц} = t_y + t_{уст} + t_3 = 0,36 + 4,5 + 0,36 = 5,22 \text{ с.}$$

Строим нагрузочные диаграммы работы ножниц (рис. VIII.24, в).

Начало резания произойдет при подъеме нижнего ножа на высоту $s = r - h/4 = 100 - 125/2 = 37,5$ мм, чему соответствует угол поворота кривошипа

$$\cos \alpha_0 = 1 - s/r = 1 - 0,37 = 0,63; \quad \alpha_0 = 51^\circ.$$

Окончанию резания соответствует угол поворота кривошипа (точка A_2) (см. рис. VIII.24, а)

$$\cos \alpha = 1 - \frac{h/2}{r} = 1 - 125/100 = -0,25; \quad \alpha = 105^\circ.$$

Таким образом, резание будет происходить при угле поворота вала от 51 до 105° , т. е. $\alpha_p = 54^\circ \approx 0,94$ рад и время резания составит

$$t_{рез} = \alpha / \omega = 0,94 / 1,2 = 0,78 \text{ с.}$$

Так как угол поворота эксцентрикового вала при ускорении (после включения двигателя) $\varphi_y = 25^\circ$, то после разгона двигатель до начала резания будет работать некоторое время (соответствующее углу от 25 до 51° , т. е. 26°) при установившейся скорости; динамический момент в этот период равен нулю и момент двигателя будет определяться только статической нагрузкой.

Максимальный статический момент резания, приведенный к валу электродвигателя (при к. п. д. редуктора $\eta = 0,92$):

$$M_{ст.пр} = M_{ст.мах} / (\eta) = 462 / (35 \cdot 0,92) = 14,4 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Коэффициент перегрузки двигателя по моменту

$$k = 14,4 / 6,2 = 2,32,$$

что не превышает допустимого ($k = 2,5$).

Проверку двигателя на нагрев (по среднеквадратичному моменту) не проводим, так как время резания ($\alpha_p = 54^\circ = 0,78$ с) незначительно по сравнению с временем цикла одного резания ($360^\circ = 5,22$ с).

Затем необходимо выполнить расчеты на прочность приводного эксцентрикового вала, его подшипников, шатуна, редуктора и т. п.

Консольно-барабанные мелкосортные летучие ножницы

Ножи ножниц (рис. VIII.25) закреплены на двух консольных барабанах, имеющих общий привод от двух электродвигателей через зубчатые

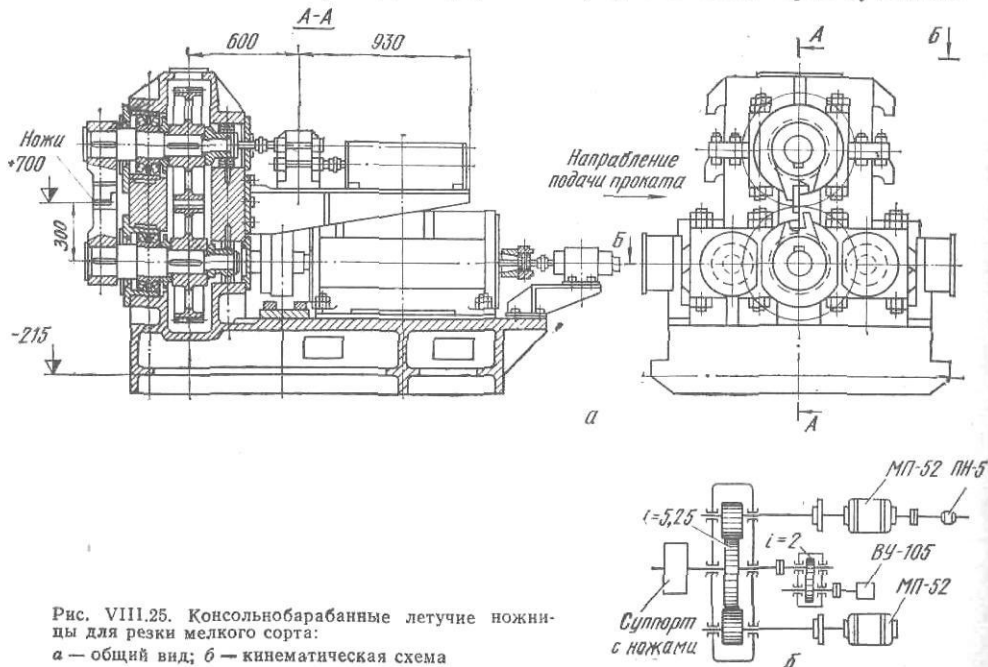


Рис. VIII.25. Консольнобарабанные летучие ножницы для резки мелкого сорта:

а — общий вид; б — кинематическая схема

шестерни ($i=1$). Шестерня нижнего барабана приводится от двух боковых шестерен ($i=5,25$), соединенных с электродвигателями. Ножницы включаются автоматически от фотореле, установленного перед ними и дающего импульс командоаппарату ВУ-105, который включает электродвигатели привода ножниц. Ножницы устанавливаются за черновой группой клетей непрерывного мелкосортного стана для обрезки переднего неровного конца полосы или аварийной резки ее на части (куски) в случае неполадок в последующих чистовых клетях стана.

Ножницы работают в режиме единичных запусков от фотореле при обрезке передних концов полос; при аварийной резке полосы на части ножницы включаются оператором и работают непрерывно. Применение двухдвигательного привода улучшает динамические качества ножниц при частых разгонах и торможениях при резке передних концов полосы. Ножницы имеют весьма простую конструкцию и успешно работают при относительно небольших скоростях (3—6 м/с).

Ножницы этого типа иногда устанавливаются также за чистовой клетью линейного стана для прокатки цветных металлов; в этом случае они предназначаются для обрезки переднего конца полосы и резки ее на длинные куски, направляемые на холодильник.

4. Ножницы с поступательным движением ножей

Ножницы предназначены для поперечной резки полосы (или гнутых профилей открытой формы сечения) на отрезки мерной длины 5—10 м. Толщина полосы 1—3 мм, ширина—800—1500 мм; длина ножей 1800 мм, угол наклона верхнего ножа $0^{\circ}30'$. Максимальное усилие резания 1 МН; максимальная скорость полосы при резании 1,5 м/с (рис. VIII.26).

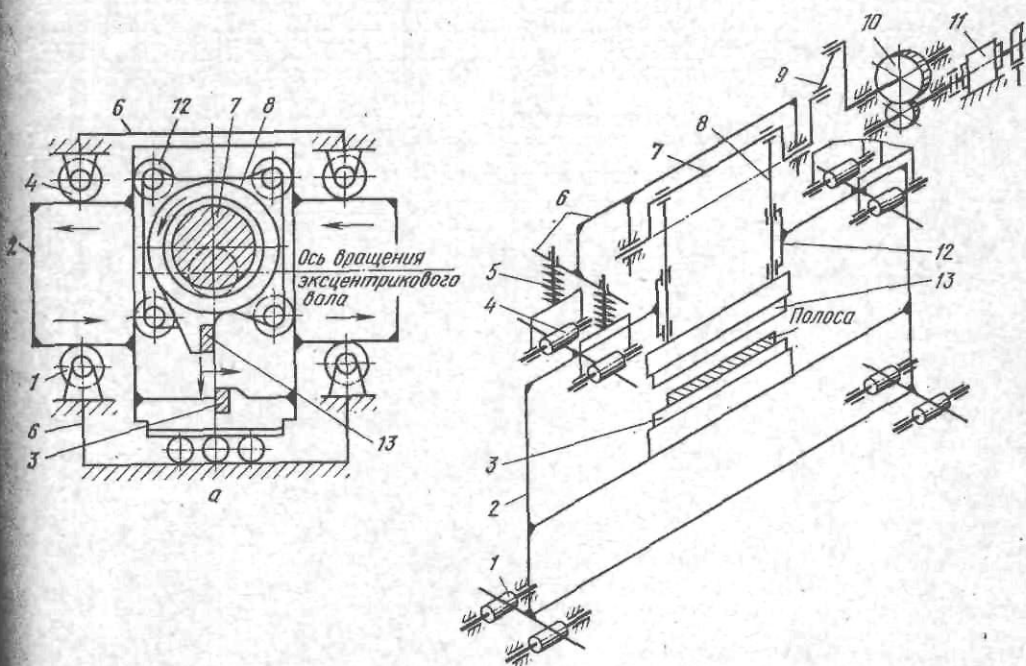


Рис. VIII.26. Конструктивно-кинематическая схема летучих ножниц с поступательным движением ножей резки полосы и гнутых профилей:

а — разрез по суппортам с ножами; б — пространственная кинематическая схема

Кинетика ножниц. Нижний нож 3 закреплен на каретке 2, верхний нож 13 — на суппорте 8, шарнирно связанным с эксцентриком приводного вала 7. Связь суппорта с кареткой через вертикальные направляющие 12 в каретке, установленной в горизонтальных направляющих станины 6.

С целью уменьшения маховых масс каретка выполнена в виде рамы; верхние и нижние основания каретки жестко соединены колоннами, на которых закреплены клиновые устройства для регулирования зазора между ножами; со стороны суппорта поверхности подвижных клиньев строго вертикальные, с ними контактируют направляющие ролики, установленные на эксцентриковых осях. Нижнее основание каретки передает усилие резания через промежуточные опорные ролики 1 на нижнюю часть станины.

При вращении эксцентрикового вала 7 суппорт 8 перемещается по окружности, описываемой радиусом эксцентриков приводного вала. Скорость и перемещение суппорта раскладываются на две составляющие: вертикальную — вдоль направляющих клиньев каретки, и горизонтальную — вместе с кареткой, совершающей возвратно-поступательное перемещение в роликовых направляющих 1 и 4 станин. Максимальное раскрытие ножей — когда эксцентрики вала занимают верхнее положение.

При повороте эксцентриков на 90° каретка и суппорт перемещаются влево (навстречу движущейся полосе) на величину эксцентриситета (120 мм). При повороте на угол от 90° до 270° каретка движется вправо (по направлению движения металла) на величину двойного эксцентриситета; при дальнейшем повороте вала от 270° до 360° каретка и суппорт движутся влево и занимают исходное положение (центральное). Резание металла осуществляется при угле поворота вала от 130° до 180° .

Эксцентриковый вал приводится от электродвигателя 11 постоянного тока мощностью 110 кВт (440 об/мин) через редуктор 10 ($i=3,7$). Для выравнивания скорости резания (горизонтальной скорости ножей) со скоростью полосы в зоне резания применен кривошипный механизм со смещенными осями и серьгой 9, расположенной между эксцентриковым валом и ведомым зубчатым колесом редуктора. Для подачи полосы (профиля) с постоянной скоростью перед ножницами установлены подающие ролики.

Для снижения динамических нагрузок при возвратно-поступательном перемещении каретки с суппортом применены пружинные амортизаторы. Верхние направляющие ролики 4 прижимают каретку к нижним роликам 1 при помощи верхних пружинных устройств 5. Масса летучих ножиц 65 т.

Глава IX.

ЛИСТОПРАВИЛЬНЫЕ И СОРТОПРАВИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

**1. Назначение и классификация
листоправильных машин**

Листоправильные многороликовые машины разделяются на две группы: с параллельным расположением роликов и с наклонным (рис. IX.1). На первых осуществляют правку толстых (>12 мм) и в некоторых случаях предварительную правку тонких листов. На вторых правку тонких листов и полосы (до 4 мм).

На машине с параллельным расположением роликов лист прогибается одинаково под всеми роликами. В машине с наклонными роликами между первыми роликами лист получает наибольший прогиб; далее, по мере продвижения листа, прогиб его уменьшается и у последних роликов кривизна (коробоватость, волнистость) полностью выправляется — в этом состоит преимущество правки листов (полосы) на этих машинах по сравнению с правкой на машинах с параллельным расположением роликов.

Основными параметрами листоправильных многороликовых машин являются: диаметр роликов D ; шаг роликов t ; число роликов n ; длина бочки роликов L и толщина листов h , подвергаемых правке на данной машине.

Диаметр и шаг роликов обуславливают качество правки и усилия на ролики правильной машины. Слишком большие шаг и диаметр роликов не обеспечивают требуемой точности правки, а при уменьшении t и D увеличивается давление на ролики и усложняется конструкция машины.

Теория определения оптимальных величин шага и диаметра роликов еще недостаточно разработана, поэтому их значения выбирают на основании практических данных в зависимости от толщины и ширины листов, подвергаемых правке на данной машине. Шаг роликов обычно принимают равным $t \approx 1,1 D$.

Точность правки обусловлена также числом роликов в одной машине: чем больше роликов, тем лучше качество правки. Обычно для правки листов толщиной более 4 мм принимают 9—11 роликов, а при правке тонких листов 13—17 роликов (в некоторых случаях для особо качественной правки 19—23 ролика).

Скорость правки выбирают в зависимости от производительности машины и толщины листов. На основании практических данных можно принимать следующие значения скорости правки, м/с: для тонких листов (0,5—4 мм) 6—0,5; для толстых листов (4—30 мм) при холодной правке 0,5—0,1 и при горячей правке 1,0—0,3.

Качество правки зависит также от качества поверхности рабочих роликов и степени их износа. Так как при холодной правке износ роликов зависит от контактных напряжений, то эти напряжения не должны быть слишком большими. Ориентировочно их можно определить по формуле Герца, предполагая, что упругодеформируемый ролик (цилиндр) радиусом R и длиной бочки l лежит на несжимаемой плоскости (лист) и нагружен силой P (см. рис. I.28)

$$\sigma_{\text{конт}} = 0,58 \sqrt{PE/(bR)} \leq 2\sigma_{\text{т}}, \quad (\text{IX.1})$$

где b — ширина листа; R — радиус ролика; E — модуль упругости материала ролика; $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести материала листа, подвергаемого правке; P — максимальное давление на ролик (см. ниже формулу IX.21).

Подсчитанное по этой формуле максимальное контактное напряжение не должно превышать удвоенного предела текучести материала полосы (при недопущении ее раскатки).

Для повышения жесткости листопривальной машины и достижения требуемого качества и точности правки рабочие ролики опираются на опорные ролики. Диаметр опорных роликов принимается равным или больше диаметра рабочих роликов. Длина бочки рабочих роликов определяется максимальной шириной выправляемых листов. Длина бочки опорных роликов определяется конструктивно в зависимости от их числа по длине бочки рабочих роликов.

Рабочие и опорные ролики изготавливают из легированной стали марок 9Х, ШХ15 и 12ХН2А (последняя для роликов диаметром <math>< 90-100 \text{ мм}</math>), имеющей большую прочность, высокую твердость и повышенное сопротивление износу. Бочки роликов подвергают поверхностной

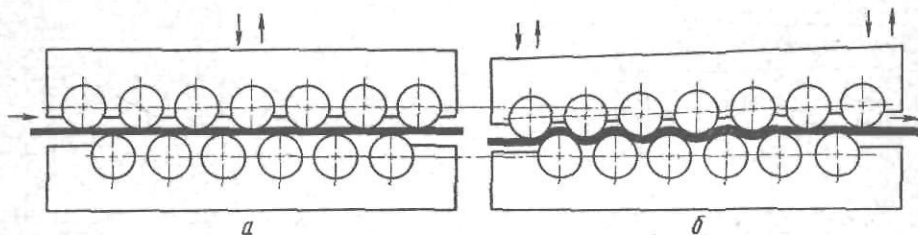


Рис. IX.1. Схемы листопривальных машин с параллельным (а) и наклонным (б) расположением роликов

закалке токами промышленной или высокой частоты до твердости 55—65 HRC. Ролики для горячей правки изготавливают из среднеуглеродистой стали и наплавляют их твердым сплавом (типа сормайт).

При выборе основных параметров листопривальных машин следует руководствоваться соответствующими таблицами (нормальями), составленными ВНИИметмашем и заводами-изготовителями этих машин СКМЗ и УЗТМ.

2. Теория правки полосы

Изгибающие моменты, необходимые для правки полосы

Процесс правки на многороликовых правильных машинах основан на упруго-пластическом изгибе полосы, движущейся между роликами, расположенными в шахматном порядке (см. рис. IX.1).

Для изгиба полосы к ней надо приложить такой внешний изгибающий момент, который преодолел бы момент внутренних сил, возникающих вследствие появления в полосе внутренних напряжений противоположного знака.

Чему равны эти внутренние напряжения и как они распределяются по толщине полосы?

Когда между двумя роликами лист изгибается третьим роликом (рис. IX.2, а), то возможны следующие три случая распределения внутренних напряжений: 1) при упругом изгибе; 2) при пластическом изгибе; 3) при упруго-пластическом изгибе.

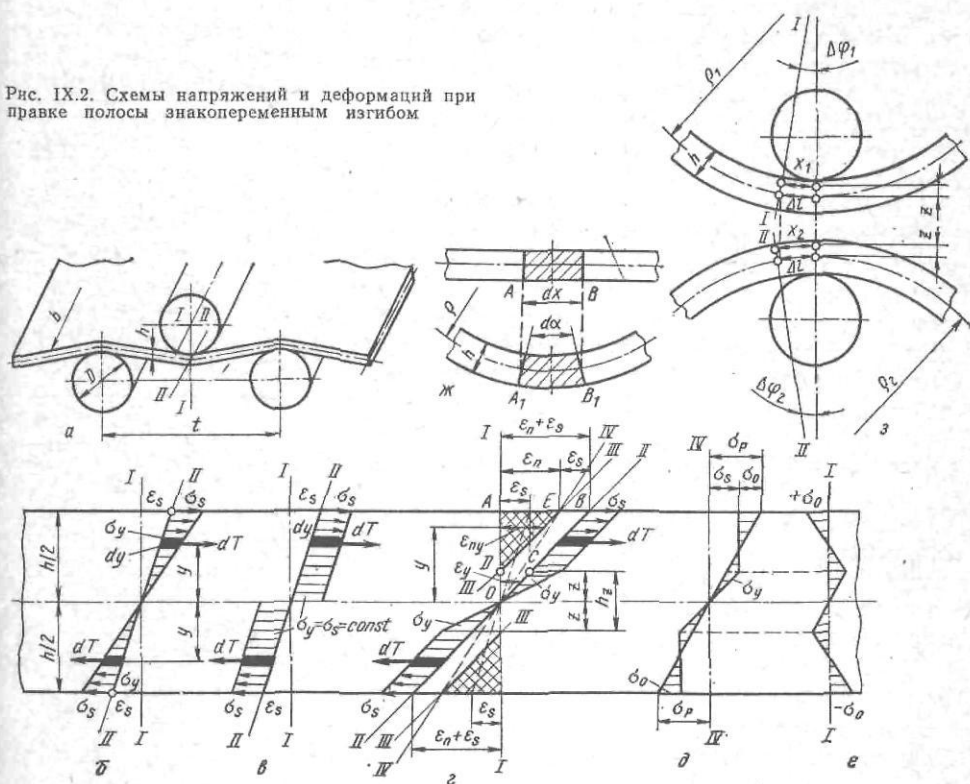
1. Упругий изгиб полосы (рис. IX.2, б) — наружные слои металла сжимаются (растягиваются), в нейтральном сечении деформация и напряжение равны нулю.

Так как деформация упругая (т. е. она пропадает после снятия нагрузки), то напряжения будут возрастать от середины полосы к периферийным слоям по закону Гука, т. е. прямо пропорционально деформациям слоев металла. Изменение напряжений в металле будет выражаться треугольником сжатия (волокна ближе к ролику) и треугольником растяжения, причем на поверхности полосы эти напряжения могут быть близки к пределу текучести σ_T .

Рассмотрим упругую деформацию листа толщиной h при изгибе его. Выделим бесконечно малый элемент длиной dx (рис. IX.2, ж).

При изгибе листа его нейтральный слой остается той же длины dx , но при этом внутренние волокна сожмутся, а наружные растянутся. Удлинение наружного волокна подсчитаем так: до изгиба листа $AB=dx$; после изгиба и приобретения листом кривизны радиусом ρ длина эле-

Рис. IX.2. Схемы напряжений и деформаций при правке полосы знакопеременным изгибом



мента dx по нейтральному сечению останется той же и ее можно выразить так: $dx = \rho d\alpha$. Длина наружного волокна будет больше dx и будет равна длине дуги круга, имеющего радиус $\rho + h/2$, т. е.

$$A_1 B_1 = (\rho + h/2) d\alpha.$$

Абсолютное удлинение наружного волокна

$$\Delta l = A_1 B_1 - AB = (\rho + h/2) d\alpha - \rho d\alpha = (h/2) d\alpha.$$

Относительной деформацией ϵ наружного волокна (относительным удлинением) называется отношение абсолютной деформации к первоначальной длине волокна $\epsilon = \Delta l / dx$.

Подставляя значение Δl и dx , получим

$$\epsilon = \frac{(h/2) d\alpha}{\rho d\alpha} = h/2\rho. \quad (IX.2)$$

Из теории упругого изгиба известно, что, согласно закону Гука, относительная деформация равна напряжению в материале, деленному на модуль упругости, т. е. $\epsilon = \sigma / E$. При правке материала в поверхностном слое его возникают напряжения, равные пределу текучести, поэтому последнее выражение будет иметь вид $\epsilon_T = \sigma_T / E$, и формулу (IX.2) можно написать так:

$$h/2\rho = \sigma_T / E,$$

откуда

$$\rho = h/2 \cdot E/\sigma_T. \quad (\text{IX.2a})$$

Из этого уравнения следует, что чем меньше толщина листа, тем меньший радиус перегиба надо сообщить листу, т. е. тем глубже должен быть прогиб листа под роликом. Другими словами, чем тоньше лист, тем меньше должен быть диаметр роликов и шаг их ($t=1,05-1,1D$).

Из формулы (IX.2, a) также следует, что чем больше предел текучести материала (модуль упругости для всех марок стали практически одинаков и равен $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа), тем меньший радиус перегиба надо давать листу при правке, т. е. тем меньше должен быть шаг роликов.

Таким образом, правку листов из наиболее прочных марок стали надо производить на машинах, имеющих большое число роликов (17—29) и небольшой шаг их расположения.

Возьмем бесконечно малый слой металла dy по толщине полосы на расстоянии y от среднего нейтрального сечения (рис. IX.2, б). Элементарная площадь этого слоя равна $b dy$, где b — ширина изгибаемой полосы. При упругом изгибе в этом сечении имеется напряжение σ_y и на площадку действует сила, равная $dT = \sigma_y dF = \sigma_y b dy$. Эта сила относительно средней нейтральной оси создает элементарный момент, равный $dM = dTy = \sigma_y b y \cdot dy$. Суммируя (интегрируя) все элементарные моменты, действующие по высоте полосы получим упругий момент внутренних сил:

$$M_y = 2b \int_0^{h/2} \sigma_y y dy. \quad (\text{IX.3})$$

Напряжение σ_y можно выразить через напряжение в поверхностном слое, равное пределу текучести σ_T . Так как напряжения распределяются по прямой линии, проходящей через нейтральное сечение, то справедливо соотношение подобных треугольников:

$$\sigma_y/\sigma_T = y/h/2 = 2y/h,$$

откуда $\sigma_y = \sigma_T 2y/h$.

Подставляя это значение в предыдущее уравнение, получим

$$M_y = 4\sigma_T \frac{b}{h} \int_0^{h/2} y^2 dy = \sigma_T \frac{bh^2}{6}. \quad (\text{IX.3a})$$

Так как $bh^2/6 = W_y$ — момент сопротивления сечения полосы при упругом изгибе относительно нейтральной оси, то получим известное выражение момента изгиба полосы прямоугольного сечения:

$$M_y = \sigma_T W_y. \quad (\text{IX.4})$$

Таким образом, момент упругого изгиба пропорционален квадрату толщины полосы, т. е. при увеличении толщины полосы в два раза момент, необходимый для ее изгиба, увеличивается в четыре раза.

Так как деформация при изгибе упругая (обратимая), то после снятия нагрузки (например, после подъема среднего ролика) полоса примет свою первоначальную форму и сечение II—II снова совместится с сечением I—I.

2. Пластический изгиб (рис. IX.2, в) — напряжения в металле по всему сечению равны пределу текучести $\sigma_y = \sigma_T = \text{const}$ и после изгиба материал получает остаточную деформацию. Подставляя это значение σ_y в уравнение (IX.3), получим

$$M_{II} = 2\sigma_T b \int_0^{h/2} y dy = \sigma_T \frac{bh^2}{4}. \quad (\text{IX.5})$$

Выражение $bh^2/4$ по аналогии с W_y при упругом изгибе называется пластическим моментом сопротивления сечения относительно нейтральной

оси и обозначается W_{Π} , т. е. $W_{\Pi} = bh^2/4$, поэтому формулу (IX.5) можно написать так:

$$M_{\Pi} = \sigma_T W_{\Pi}. \quad (\text{IX.6})$$

Отношение моментов изгиба и моментов сопротивления при пластическом и упругом изгибе для полосы прямоугольного сечения равно

$$M_{\Pi}/M_y = W_{\Pi}/W_y = 3/2. \quad (\text{IX.7})$$

Таким образом, момент внутренних сил при пластическом изгибе полосы прямоугольного сечения в 1,5 раза больше максимального момента при упругом изгибе.

3. Упруго-пластический изгиб (рис. IX.2, 2). Пластическая (остаточная) деформация не проникает насквозь через всю толщину полосы: поверхностные слои деформируются пластически (напряжения постоянно и равно пределу текучести σ_T), а внутренние упруго. Правка металла на правильных машинах происходит именно по этой схеме упруго-пластического изгиба.

Граница между упругой и пластической зонами находится на некотором расстоянии z от нейтральной оси.

Как определить положение этой границы? Возьмем часть полосы с начальной кривизной радиусом ρ_1 (рис. IX.2, 3). Для того чтобы выправить этот участок, его надо изогнуть в другую сторону — дать ему обратную кривизну радиусом ρ_2 , учитывая, что после снятия нагрузки полоса «спружинит» и лист будет потом почти ровный. Возьмем сечение $l-l$ на расстоянии Δl от кривизны и под углом $d\varphi_1$.

После изгиба полосы в другую сторону длина Δl по нейтральной оси остается без изменения, а угол будет равен $\Delta\varphi_2$. Найдем относительную деформацию на некотором расстоянии z от нейтральной оси при изгибе ее в обратную сторону; а абсолютная деформация будет равна разности дуг $x_2 - x_1$; относительная $\varepsilon = (x_2 - x_1)/\Delta l$.

Но из подобия треугольников следует, что

$$x_2 = \Delta l \frac{\rho_2 + z}{\rho_2}; \quad x_1 = \Delta l \frac{\rho_1 - z}{\rho_1};$$

подставляя эти значения, получим формулу для подсчета относительной деформации волокон на расстоянии z от нейтральной оси:

$$\varepsilon = z/\rho_1 + z/\rho_2 = z(1/\rho_1 + 1/\rho_2), \quad (\text{IX.8})$$

откуда

$$z = \varepsilon \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}. \quad (\text{IX.9})$$

Величина z по условию определяет границу между упругой и пластической зонами. Значит, согласно эпюре, приведенной на рис. IX.2, 2 напряжение в слое x_2 на рис. IX.2, 3 равно пределу текучести σ_T . По закону Гука это напряжение на границе упругой зоны равно $\sigma_s = \varepsilon E$. Подставляя $\varepsilon = \sigma_T/E$ в формулу (IX.9), получим

$$z = \sigma_T/E [\rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)]. \quad (\text{IX.10})$$

Введем следующие обозначения:

$$k_{\Pi} = \frac{h/2 - z}{h/2} = 1 - \frac{2z}{h}. \quad (\text{IX.11})$$

Назовем эту величину коэффициентом проникновения пластической деформации, так как он показывает отношение высоты пластической зоны ко всей толщине полосы.

При чисто упругом изгибе $z = h/2$ и $k_{\Pi} = 0$.

При чисто пластическом изгибе $z = 0$ и $k_{\Pi} = 1$.

При упруго-пластическом изгибе коэффициент k_{Π} будет иметь ка-

кое-то промежуточное значение $k_{\Pi} < 1$. Подставляя значение z в формулу (IX.11), получим

$$k_{\Pi} = 1 - \frac{2\sigma_T}{hE} \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}. \quad (\text{IX.12})$$

При правке полосы не может быть чисто пластического изгиба $\sigma_y = \sigma_T = \text{const}$ по всему сечению (что возможно только при пластическом растяжении), так как при любом наклоне сечения $II-II$ (см. рис. IX.2, а, б) к нейтральной оси (исключая как нереальный случай, когда этот угол равен нулю) существует упругое ядро сечения, в котором напряжения следуют закону Гука (по прямой линии) и достигают максимума $\sigma_y = \sigma_T$ только на границе между упругой и пластической зонами сечения. Какова минимальная высота упругой зоны сечения или, что то же самое, какова максимальная величина коэффициента проникновения пластической деформации?

Для ориентировочного суждения можно принять, что при самой интенсивной деформации искривленной полосы первым активным роликом (вторым по порядку расположения в машине, см. рис. IX.1), радиусы кривизны равны $\rho_1 = \rho_2 = R$, т. е. что полоса огибает ролик.

При применяемых на практике значениях $R = (50 \div 100) h$ получим $k_{\Pi} = 1 - (50 - 100) \sigma_T / E$. Для случая правки полосы, характеризуемой $\sigma_T = 550$ МПа и $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, получим $k_{\Pi \text{max}} = 0,87 \div 0,75$. Однако такой случай практически нереален, так как при правке на листопрямительных машинах полоса не может полностью огибать ролик. Если принять $\rho_1 = \rho_2 = (2 \div 3) R$, что более реально, то получим $k_{\Pi \text{max}} = 0,75 \div 0,26$.

При правке мягких материалов k_{Π} может иметь верхний предел, а при правке высокопрочных материалов — нижний предел указанных выше значений.

Правильную машину обычно настраивают таким образом, что наибольшая правка (деформация) полосы осуществляется только несколькими первыми роликами, а остальные ролики (большим их числом) сообщают полосе постепенно уменьшающуюся деформацию с целью получения строгой прямолинейности. Практически это достигается перемещением верхней траверсы с роликами и регулированием высоты отдельных роликов.

Для получения более простых расчетных формул с достаточной точностью можно принять, что степень пластической деформации поверхностных слоев полосы от второго ролика к предпоследнему (первый и последний ролики не изгибают полосы) изменяется по прямолинейному закону согласно уравнению

$$k_{\Pi i} = k_2 \left(1 - \frac{i-2}{n-3} \right), \quad (\text{IX.13})$$

где k_2 — максимальное значение k_{Π} под вторым роликом; n — число роликов в машине; i — порядковый номер ролика. При $i=2$ величина $k_{\Pi} = k_2 = k_{\Pi \text{max}}$, при $i=n-1$ $k_{\Pi} = 0$ (на предпоследнем ролике).

Момент внутренних сил при упруго-пластическом изгибе будет состоять из двух составляющих, соответствующих внутренней упругой зоне высотой $h_z = 2z$ и наружных пластических участков общей высотой $2(h/2 - z) = h - 2z = h - h_z$.

$$M_{y,\Pi} = 2b \int_0^z \sigma_y y dy + 2b \int_z^{h/2} \sigma_T y dy$$

Так как, согласно рис. IX.2, б, $\sigma_y = \sigma_T 2y/h$, то получим

$$M_{y,\Pi} = \sigma_T \frac{bh_z^2}{6} + \sigma_T b \left(\frac{h^2 - h_z^2}{4} \right) = \sigma_T \left(W_{\Pi} - \frac{1}{2} W_z \right), \quad (\text{IX.14})$$

где $W_z = bh_z^2/6$ — момент сопротивления внутренней упругой части сечения высотой $h_z = 2z$.

Отношение моментов сопротивления при упруго-пластическом и чистом упругом изгибе полосы

$$\frac{M_{y,n}}{M_y} = \frac{W_n - 1/2W_z}{W_y} = \frac{3}{2} \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{h_z}{h} \right)^2 \right]. \quad (\text{IX.15})$$

При $h_z=0$ это отношение равно 1,5, как для пластического момента [см. формулу (IX.7)]; при $h_z=h$ это отношение равно единице. Таким образом $M_{y,n}/M_y = 1-1,5$, т. е. момент упруго-пластического изгиба больше максимального момента упругого изгиба и меньше момента пластического изгиба $M_n > M_{y,n} > M_y$.

Из определения (IX.11) следует, что

$$2z = h_z = h(1 - k_n); \quad \frac{h_z}{h} = 1 - k_n.$$

Подставляя последнее значение в уравнение (IX.15), получим формулу для определения упруго-пластического изгибающего момента при изгибе полосы одним i -тым роликом:

$$M_{y,ni} = \frac{3}{2} M_y \left[1 - \frac{(1 - k_n)^2}{3} \right] = M_y \left[1 + k_{ni} \left(1 - \frac{k_{ni}}{2} \right) \right] = M_y (1 + k'_{ni}), \quad (\text{IX.16})$$

где $k'_{ni} = k_{ni}(1 - k_{ni}/2)$ — коэффициент упруго-пластического изгиба полосы одним i -тым роликом; для i -того ролика k_{ni} определяется согласно уравнению (IX.13), а M_y — по формулам (IX.3а) и (IX.4).

Усилия на ролики при правке полосы

Выше было сказано, что для получения прямолинейной (гладкой) полосы, имевшей до правки волнистость и местную коробоватость на поверхности, знакопеременный поперечный изгиб ее между роликами должен уменьшаться от второго ролика к предпоследнему.

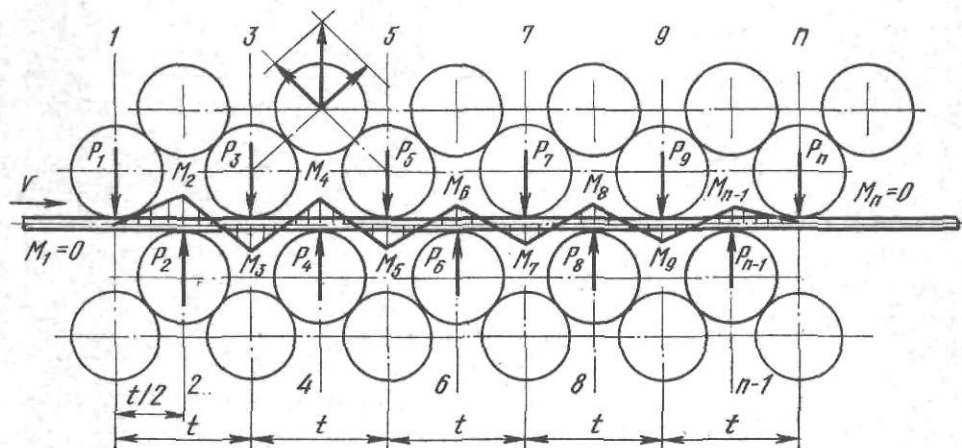


Рис. IX.3. К определению усилий на ролики и моментов изгиба полосы

Рассмотрим методику определения усилий на ролики при правке полосы (рис. IX.3). Составляя уравнения моментов последовательно для сечений 2, 3, 4... $(n-1)$, $(n-2)$ и n , получим (смотря налево и учитывая знаки эпюры моментов)

$$P_1 \frac{t}{2} = + M_2; \quad P_1 = \frac{2}{t} M_2;$$

$$P_1 t - P_2 \frac{t}{2} = - M_3; \quad P_2 = \frac{2}{t} (M_3 + 2M_2);$$

$$P_1 \frac{3}{2} t - P_2 t + P_3 \frac{t}{2} = + M_4; \quad P_3 = \frac{2}{t} (M_4 + 2M_3 + M_2);$$

$$P_1 2t - P_2 \frac{3}{2}t + P_3 t - P_4 \frac{t}{2} = -M_5; \quad P_4 = \frac{2}{t} (M_5 + 2M_4 + M_3);$$

$$\text{и т. д. } P_5 = \frac{2}{t} (M_6 + 2M_5 + M_4);$$

$$\dots \dots \dots$$

$$P_i = \frac{2}{t} (M_{i+1} + 2M_i + M_{i-1});$$

$$\dots \dots \dots$$

$$P_{n-1} = \frac{2}{t} (0 + 2M_{n-1} + M_{n-2});$$

$$P_n = \frac{2}{t} (0 + 0 + M_{n-1}).$$

Моменты M_1 и M_n равны нулю, так как под первым и последним роликами нет деформации полосы.

Суммарное давление на все верхние и нижние ролики

$$P = \sum_1^n P_i = \frac{8}{t} (M_2 + M_3 + M_4 + \dots + M_{n-2} + M_{n-1}), \quad (\text{IX.17})$$

где M_2, \dots, M_{n-1} — моменты упруго-пластического изгиба i -тым роликом ($M_{y,ni}$). Подставляя значение $M_{y,ni}$, согласно формуле (IX.16), получим

$$P = M_y \frac{8}{t} \left[(n-2) + \sum_{i=2}^{i=n-1} \left(k_{ni} - \frac{1}{2} k_{ni}^2 \right) \right].$$

Используя значение k_{ni} по формуле (IX.13), находим

$$\sum_{i=2}^{i=n-1} \left(k_{ni} - \frac{1}{2} k_{ni}^2 \right) = \frac{k_2}{n-3} \sum_2^{n-1} [(n-1) - i] - \frac{1}{2} \left(\frac{k_2}{n-3} \right)^2 \times$$

$$\times \sum_2^{n-1} [(n-1) - i]^2 = k_2 \frac{n-2}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{k_2}{n-3} \right)^2 \frac{(n-2)(n-3)(2n-5)}{6} =$$

$$= k_2 \frac{n-2}{2} \left(1 - \frac{k_2}{3} \right);$$

$$P = M_y \frac{8}{t} \left[1 + \frac{k_2}{2} \left(1 - \frac{k_2}{3} \right) \right] (n-2), \quad (\text{IX.18})$$

где для полосы прямоугольного сечения

$$M_y = \sigma_T b h^2 / 6. \quad (\text{IX.18a})$$

Усилие на верхние и нижние ролики

$$P_B = P_H = P/2. \quad (\text{IX.19})$$

Из анализа формулы (IX.18) следует, что усилие на ролики при правке пропорционально квадрату толщины полосы и обратно пропорционально шагу между роликами.

Таким образом, при увеличении толщины полосы вдвое усилие на ролики возрастает в четыре раза; уменьшение шага между роликами, желательное с точки зрения качества правки, также вызывает увеличение давления на ролики, что влечет за собой необходимость усложнения конструкции подшипниковых опор и применения дополнительных опорных роликов.

Для листоправильных машин с большим числом роликов ($n > 11$) с достаточной точностью можно принимать, что: 1) под первыми тремя роликами (вторым, третьим и четвертым) все сечение полосы деформируется (правится) пластически и моменты M_2, M_3 и M_4 определяются по формуле (IX.5); 2) под последними тремя роликами ($n-3, n-2$ и $n-1$) все сечение полосы деформируется только упруго и моменты

M_{n-3} ; M_{n-2} и M_{n-1} определяются по формулам (IX.3а) и (IX.7); 3) под остальными средними ($n-8$) роликами значение момента изгиба среднее между пластическим и упругим моментами.

Подставляя эти значения моментов в основную формулу (IX.17), получим

$$P = \frac{5}{3} (n-2) \sigma_T \frac{bh^2}{t}. \quad (\text{IX.20})$$

Выясним теперь, какой ролик при правке полосы испытывает максимальное усилие.

Так как первые три ролика изгибают полосу почти пластически ($M_2 = M_3 = M_4 = M_n = \sigma_T bh^2/4$), то из анализа уравнения (IX.17) для P_2 , P_3 и P_4 следует, что максимальное усилие будет испытывать третий ролик; это усилие

$$P_3 = \frac{8}{t} M_n = 2\sigma_T \frac{bh^2}{t}. \quad (\text{IX.21})$$

Мощность пластического изгиба полосы

Работу пластического изгиба (деформации при правке) полосы совершает каждый приводной ролик благодаря трению (качения), возникающему между ним и полосой. Как уже было подробно изложено, при правке полоса деформируется пластически и упруго.

Теоретически и экспериментально доказано, что при небольших пластических деформациях при изгибе гипотеза плоских сечений остается действительной не только для центральной упругой зоны, но и для поверхностных слоев, деформируемых пластически. Это означает, что при упруго-пластическом изгибе сечение $I-I$ переходит в сечение $II-II$, оставаясь плоским (по прямой линии $II-II$, см. рис. IX.2, з), и все продольные волокна как в упругой, так и в пластической зонах деформируются пропорционально своему расстоянию от нейтральной оси. При уменьшении степени деформации (нагрузки на ролик), т. е. после прохода сечения $II-II$ под роликом или над ним, упругая деформация волокон должна восстановиться, т. е. сечение $II-II$ должно параллельно переместиться в положение $III-III$. Однако этому перемещению будут препятствовать внутренние пластически (остаточно) деформированные волокна. Поэтому, оставаясь плоским, сечение $II-II$ поворачивается относительно нейтральной оси и занимает положение $IV-IV$. Таким образом, в поверхностных слоях появятся остаточные упругие деформации обратного знака, которые будут уравновешены остаточными упругими напряжениями в промежуточных по высоте слоях (см. рис. IX.2, д, е). Так как сечение $IV-IV$ должно находиться в равновесном состоянии после разгрузки, то величину остаточного упругого напряжения в поверхностном слое определяем из условия, что фиктивный упругий момент разгрузки, создающий напряжения в сечении $IV-IV$, должен быть равен действительному моменту нагрузки при упругопластическом изгибе (упрочнением поверхностных слоев при деформации можно пренебречь), т. е. согласно формуле (IX.14):

$$\sigma_p W_y = \sigma_T \left(W_n - \frac{1}{2} W_z \right); \quad \sigma_p = \sigma_T \frac{W_n - 1/2 W_z}{W_y},$$

где σ_p — максимальное упругое напряжение разгрузки в поверхностном слое.

Остаточное упругое напряжение обратного знака в поверхностном слое после разгрузки

$$\sigma_{ост} = \sigma_p - \sigma_T = \sigma_T \left(\frac{W_n - 1/2 W_z}{W_y} - 1 \right) = 0,5 \sigma_T \left[1 - \left(\frac{h_z}{h} \right)^2 \right]. \quad (\text{IX.22})$$

Из анализа этой формулы можно сделать следующие выводы:

а) если $h_z = 2z = 0$, т. е. имеется чисто пластический изгиб (нет упругого ядра в сердцевине), то $\sigma_{ост} = 0,5 \sigma_T$;

б) если $h_z = h$, т. е. имеется чисто упругий изгиб по всему сечению,

то $\sigma_{ост} = 0$, так как сечение II—II полностью совместится с сечением I—I.

Отсюда можно заключить, что при реальном упруго-пластическом изгибе после правки в поверхностных и внутренних (на некоторой глубине) слоях будут возникать остаточные упругие напряжения. Эти напряжения являются взаимно уравновешенными по знаку в зонах как выше, так и ниже нейтральной оси (например, поверхностные слои — сжатие, внутренние промежуточные — растяжение, см. рис. IX.2, e). Поэтому они не влияют на форму (прямолинейность) полосы после правки и могут быть сняты только последующей термической обработкой — отжигом (если в этом есть необходимость).

Так как остаточные упругие напряжения и моменты взаимно уравновешены в каждом полусечении, то, значит, внутренняя потенциальная энергия полосы равна нулю, т.е. на создание этих напряжений не была затрачена дополнительная энергия при упруго-пластическом изгибе полосы (эти напряжения возникли только в результате перераспределения напряжений при восстановлении упругого равновесия). Таким образом, при подсчете энергии (мощности) правки полосы надо принимать во внимание только энергию (работу) пластической (без упругой) деформации полосы и считать при этом, что энергия упругой деформации полностью восстанавливается (затрачивается при нагрузке и воспринимается роликом при разгрузке).

На основании изложенного принимаем, что:

1) полная деформация при упруго-пластическом изгибе характеризуется треугольником AOB ;

2) упругая обратимая деформация (возвращаемая от полосы ролику при повороте сечения II—II в положение III—III) характеризуется трапецией $BODE$;

3) необратимая работа пластической деформации соответствует треугольнику ADE .

Из подобия треугольников (см. рис. IX.2, z) при $DC = \sigma_T$ определим

$$\frac{\varepsilon_{II} + \varepsilon_T}{\varepsilon_T} = \frac{h/2}{z}; \quad \varepsilon_{II} = \varepsilon_T \frac{k_{II}}{1 - k_{II}};$$

$$\frac{\varepsilon_{II} + \varepsilon_T}{\varepsilon_{II,y} + \varepsilon_T} = \frac{h/2}{y}; \quad \varepsilon_{II,y} = \varepsilon_T \left(\frac{1}{1 - k_{II}} \frac{2y}{h} - 1 \right). \quad (IX.23)$$

Определим полную работу упруго-пластического изгиба.

а. Для участка $y = 0 \div z$ (упругая зона)

$$\sigma_y = \sigma_T \frac{y}{z}; \quad \varepsilon_y = \varepsilon_T \frac{y}{z};$$

удельная работа, согласно закону Гука:

$$a = \frac{\varepsilon_y \sigma_y}{2} = \frac{\varepsilon_T \sigma_T}{2} \left(\frac{y}{z} \right)^2 = \frac{\sigma_T^2}{2E} \left(\frac{y}{z} \right)^2;$$

работа упругого изгиба элемента $dF = bdy$ и $F_z = bz$

$$dA' = adF; \quad A' = \frac{\sigma_T^2}{2E} b \int_0^z \left(\frac{y}{z} \right)^2 dy = \frac{\sigma_T^2}{12E} bh(1 - k_{II}).$$

б. Для участка $y = z \div h/2$ (упруго-пластическая зона)

$$\sigma_y = \sigma_T = \text{const};$$

упругая часть зоны

$$a_y = \varepsilon_T \sigma_T / 2;$$

пластическая часть зоны

$$a_{II} = \varepsilon_{II,y} \sigma_T = \varepsilon_T \sigma_T \left(\frac{1}{1 - k_{II}} \frac{2y}{h} - 1 \right);$$

$$a = \frac{\varepsilon_T \sigma_T}{2} \left[\frac{1}{1 - k_{II}} \frac{4y}{h} - 1 \right]; \quad dA'' = adF = abdy;$$

$$A'' = \frac{\sigma_T^2}{2E} \left[\frac{1}{1-k_{\Pi}} \frac{4}{h} \int_z^{h/2} y dy - \int_z^{h/2} dy \right] b = \frac{\sigma_T^2}{4E} bh \frac{k_{\Pi}}{1-k_{\Pi}}.$$

Полная работа упруго-пластического изгиба для всего сечения

$$A_{y,\Pi} = 2(A' + A'') = 2 \frac{\sigma_T^2}{4E} bh \left(\frac{1-k_{\Pi}}{3} + \frac{k_{\Pi}}{1-k_{\Pi}} \right);$$

$$A_{y,\Pi} = \frac{\sigma_T^2}{2E} bh \left[\frac{1+k_{\Pi}+k_{\Pi}^2}{3(1-k_{\Pi})} \right]. \quad (\text{IX.24})$$

Определим работу пластической деформации изгиба полосы одним роликом на участке $y=z+h/2$ (треугольник ADE):

$$\sigma_y = \sigma_T = \text{const}; \quad \varepsilon_y = \varepsilon_{\Pi,y}; \quad a_{\Pi} = \varepsilon_{\Pi,y} \sigma_T = \frac{\varepsilon_T \sigma_T}{E} \left(\frac{1}{1-k_{\Pi}} \frac{2y}{h} - 1 \right);$$

$$dA'_{\Pi} = a_{\Pi} b dy;$$

$$A'_{\Pi} = \frac{\sigma_T^2}{E} b \int_z^{h/2} \left(\frac{1}{1-k_{\Pi}} \frac{2y}{h} - 1 \right) dy = \frac{\sigma_T^2}{4E} bh \left(\frac{k_{\Pi}^2}{1-k_{\Pi}} \right).$$

Для всего сечения

$$A_{\Pi} = \frac{\sigma_T^2}{2E} bh \left(\frac{k_{\Pi}^2}{1-k_{\Pi}} \right). \quad (\text{IX.25})$$

Определим работу упругого изгиба как разность работ:

$$A_y = A_{y,\Pi} - A_{\Pi} = \frac{\sigma_T^2}{2E} bh \left(\frac{1+2k_{\Pi}}{3} \right). \quad (\text{IX.26})$$

Отношение работ пластической и упругой деформации сечения полосы одним роликом

$$\frac{A_{\Pi}}{A_y} = \frac{3k_{\Pi}^2}{(1-k_{\Pi})(1+2k_{\Pi})}. \quad (\text{IX.27})$$

Из анализа этого уравнения следует, что пластическая деформация больше упругой только при интенсивном изгибе, когда $k_{\Pi} > 0,56$; для значений $k_{\Pi} < 0,56$ отношение $A_{\Pi}/A_y < 1$.

Таким образом, в итоге рассмотрения усилий на ролики и работы (энергии) упруго-пластического изгиба при правке полосы можно сделать следующие выводы:

1. При определении усилия на ролики в формулы (IX.17) и (IX.18) необходимо подставить значения моментов упруго-пластического изгиба по формулам (IX.14) — (IX.16).

2. При определении работы (мощности) деформации, требуемой от приводного ролика для правки полосы, надо учитывать только работу, необходимую для пластического изгиба поверхностных слоев полосы и не принимать во внимание обратимую энергию упругого изгиба центральной зоны сечения полосы.

На основании изложенного напишем формулы мощности пластической деформации и соответствующего крутящего момента при правке полосы, движущейся со скоростью v , и угловой скорости вращения ролика (без проскальзывания по полосе) $\omega = v/R = 2v/D$ [согласно формуле (IX.25)]:

а) для одного i -того ролика

$$N_{\text{деФ.}i} = A_i v = \frac{\sigma_T^2}{2E} v b h \left(\frac{k_{\Pi}^2}{1-k_{\Pi}} \right);$$

$$M_{\text{деФ.}i} = \frac{N_i}{\omega} = \frac{\sigma_T^2}{4E} b h D \left(\frac{k_{\Pi}^2}{1-k_{\Pi}} \right); \quad (\text{IX.28})$$

б) для всех $(n-2)$ роликов (кроме первого и последнего, которые не изгибают полосу, см. рис. IX.3)

$$N_{\text{деф}} = \frac{\sigma_T^2}{2E} vbhk_{\text{деф}}; \quad M_{\text{деф}} = \frac{\sigma_T^2}{4E} bhDk_{\text{деф}}, \quad (\text{IX.29})$$

где $k_{\text{деф}}$ — результирующий (суммарный) коэффициент пластической деформации при правке полосы:

$$k_{\text{деф}} = \sum_{i=2}^{i=n-1} \left(\frac{k_{\text{п}}^2}{1-k_{\text{п}}} \right) \approx k_2^2 \left[\frac{1}{1-k_2} + k_2(n-3) \right]. \quad (\text{IX.30})$$

Очевидно, что мощность и момент правки пропорциональны сечению полосы и квадрату предела текучести материала полосы.

Мощность электродвигателя привода правильной машины

При определении мощности электродвигателя для привода правильной машины, кроме мощности деформации пластического изгиба [формула (IX.29)], необходимо учесть потери мощности на трение в подшипниках $N_{\text{подш}}$ и мощность трения качения роликов по полосе $N_{\text{кач}}$ для всех n роликов, а также η — к. п. д. редуктора и шестеренной клетки, имеющих в линии привода машины:

$$N_{\text{дв}} = (N_{\text{деф}} + N_{\text{подш}} + N_{\text{кач}}) 1/\eta. \quad (\text{IX.31})$$

Мощность потерь на трение в подшипниках всех n рабочих роликов

$$N_{\text{подш}} = M_{\text{тр}} \omega = P\mu \frac{d}{2} \omega, \quad (\text{IX.32})$$

где μ — коэффициент трения в подшипниковых опорах роликов: для шариковых подшипников $\mu=0,003$; для роликовых $\mu=0,005$; для игольчатых $\mu=0,01$; для подшипников скольжения $\mu=0,08-0,1$; d — диаметр трения в подшипниковых опорах; ω — угловая скорость вращения роликов.

В том случае, если рабочие ролики опираются на опорные (см. рис. IX.3), следует принимать, что все усилие P [формулы (IX.18) и (IX.20)] передается от рабочих роликов опорным (т. е. опоры рабочих роликов полностью разгружены).

Мощность трения качения роликов по полосе

$$N_{\text{кач}} = M_{\text{кач}} \omega = Pm\omega, \quad (\text{IX.33})$$

где m — коэффициент трения качения; с учетом возможного проскальзывания между роликами и полосой следует принимать: для стальной полосы $m=0,8 \div 1$ мм; для полосы из цветных металлов $m=1 \div 1,5$ мм.

3. Методика расчета рабочих и опорных роликов

Для повышения качества правки тонких широких листов (полосы) применяют многороликовые (17—23-роликовые) правильные машины, имеющие небольшой диаметр роликов (50—150 мм) и небольшой шаг между ними ($t=1,05 \div 1,1D$).

С целью обеспечения жесткости и прочности рабочих роликов применяют опорные ролики, расположенные против каждого рабочего ролика или в шахматном порядке (см. рис. IX.3). Кроме того, в машинах для правки тонких листов предусматривают возможность регулирования прогиба рабочих роликов путем перемещения по высоте (поджатия) опорных роликов. Конструктивно по длине бочки рабочих роликов устанавливают один, два или три ряда опорных роликов, смонтированных в подвижных траверсах (в зависимости от ширины листа и требований к качеству правки).

Расчет на прочность системы рабочие — опорные ролики представляет некоторые трудности, так как ролики имеют цапфы значительно

меньшего диаметра по сравнению с диаметром роликов (т. е. меньшую жесткость) и характер приложения и распределения нагрузки между рабочими и опорными роликами является весьма неопределенным. Рассмотрим кратко методику распределения усилий между роликами, представляя рабочий ролик в виде неразрезной многопролетной балки.

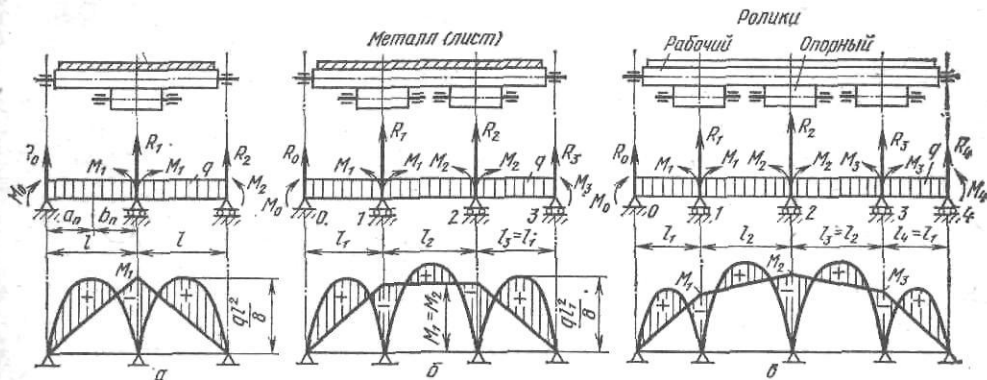


Рис. IX.4. К расчету рабочих и опорных роликов листопрямильной машины, имеющей один (а), два (б) и три (в) ряда опорных роликов по длине бочки рабочих роликов

1. Рабочий ролик подпирается одним опорным роликом (двухпролетная балка, рис. IX.4, а).

Влияние средней опоры балки заменяем статически неопределимым моментом M_1 и рассматриваем две балки (левую и правую) как двухопорные с равномерно распределенной нагрузкой. В курсе сопротивления материалов (например, в книге С. П. Тимошенко, т. 1) для этого случая приведены следующие значения момента M_1 (моменты на опорах M_0 и M_2 равны нулю) и опорных реакций:

$$M_1 = -\frac{ql^2}{8}; \quad R_0 = R_2 = \frac{3}{16}(2ql); \quad R_1 = \frac{5}{8}(2ql). \quad (IX.34)$$

2. Рабочий ролик подпирается двумя опорными роликами (трехпролетная неразрывная балка, рис. IX.4, б), причем расстояния между опорами разные.

Применим теорему о трех моментах:

$$M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1}l_{n+1} = -6 \left[\frac{F_n a_n}{l_n} + \frac{F_{n+1} a_{n+1}}{l_{n+1}} \right].$$

Для каждой свободно лежащей на двух опорах балки эпюра изгибающих моментов имеет вид параболы с максимумом $ql_n^2/8$; площадь параболического сегмента $F_n = \frac{2}{3}l_n \frac{ql_n^2}{8} = q \frac{l_n^3}{12}$. Центр тяжести эпюры находится посередине пролета, поэтому $a_n = b_n = l_n/2$. Уравнение трех моментов будет иметь вид ($M_{n-1} = M_0 = M_3 = 0$; $M_1 = M_n$; $M_{n+1} = M_2$; из условия симметрии $M_1 = M_2$)

$$2M_1(l_1 + l_2) + M_1 l_2 = -q/4 (l_1^3 + l_2^3),$$

откуда находим

$$M_1 = M_2 = -\frac{ql_1^2}{4} \frac{1 + (l_2/l_1)^3}{2 + 3(l_2/l_1)}; \quad (IX.35)$$

опорные реакции

$$R_0 = R_3 = \frac{ql_1}{2} + \frac{M_1}{l_1}; \quad R_1 = R_2 = q \frac{l_1 + l_2}{2} - \frac{M_1}{l_1}. \quad (IX.36)$$

При равных пролетах, т. е. $l_1 = l_2 = l$, получим

$$M_1 = -1/10ql; \quad R_0 = 4/10ql; \quad R_1 = 11/10ql. \quad (IX.37)$$

Момент имеет знак «минус», т. е. имеет направление, обратное указанному на рис. IX.4, б.

Формулы (IX.37) приведены в указанной выше книге.

3. Рабочий валок подпирается тремя опорными роликами (четырёхпролетная неразрезная балка, рис. IX.4, в), причем расстояния между крайними опорами разные.

Очевидно, что $M_{n-1} = M_0 = M_4 = 0$; $M_n = M_1 = M_3$; $l_2 = l_3$; $l_1 = l_4$. Уравнение трех моментов будет иметь следующий вид для пролетов 0—1 и 1—2:

$$2M_1(l_1 + l_2) + M_2 l_2 = -\frac{q}{4}(l_1^3 + l_2^3);$$

$$M_1 l_2 + 2M_2(l_2 + l_3) + M_3 l_3 = 2M_1 l_2 + 4M_2 l_2 = -ql_2^3/2.$$

В результате совместного решения этих уравнений получим

$$M_1 = M_3 = -\frac{ql_1^2}{4} \frac{2 + (l_2/l_1)^3}{4 + 3(l_2/l_1)}; \quad M_2 = -\frac{1}{2} \left(\frac{ql_2^2}{4} + M_1 \right). \quad (\text{IX.38})$$

При $l_1 = l_2$ имеем

$$M_1 = -3/28ql_1^2; \quad M_2 = -1/14ql_1^2. \quad (\text{IX.39})$$

Опорные реакции

$$R_0 = ql_1/2 + M_1/l; \quad R_0 = 11/28 ql_1;$$

$$R_1 = ql_1/2(1 + l_2/l_1) + 1/l_2 [M_2 - M_1(1 + l_2/l_1)]; \quad R_1 = 8/7 ql_1;$$

$$R_2 = ql_2 + 2/l_2(M_1 + M_2); \quad R_2 = 13/14 ql_1. \quad (\text{IX.40})$$

Правые формулы (IX.40) соответствуют $l_1 = l_2$. Рассмотренный случай нагружения не имеет конкретного примера в курсах по сопротивлению материалов, поэтому полученными расчетными формулами можно пользоваться при расчете на прочность роликов правильных машин.

4. Конструкция и расчет листопрямильных машин

На рис. IX.5 показан общий вид семироликовой листопрямильной машины 50×2600 мм конструкции УЗТМ с параллельно перемещающейся верхней траверсой 1. Машина предназначена для горячей правки толстых листов шириной до 2600 мм и толщиной 25—50 мм при пределе текучести материала листов соответственно 480—120 МПа.

В машине предусмотрено пять приводных рабочих роликов 2 диаметром 400 мм (два средние вверху и три внизу); верхние крайние ролики 4 диаметром 450 мм не приводные и предназначены для правильного (горизонтального) направления металла и устранения общей кривизны выходящего листа; эти ролики перемещаются независимо в вертикальном направлении при помощи нажимных винтов, снабженных ручным приводом нажимных гаек. Для уменьшения прогиба рабочих роликов к ним предварительно прижимают опорные ролики 3 диаметром 550 мм. Все ролики установлены в опорах на самоустанавливающимися сферическими роликоподшипниками.

Верхние ролики смонтированы в верхней подвижной траверсе; нижние — в нижней траверсе 5, опирающейся на фундамент. В нижней траверсе по углам смонтированы четыре жесткие колонны 6 диаметром 320 мм; вверху они опираются на траверсу своими заплечиками, внизу колонны соединены с траверсой гайками. Благодаря горячей затяжке гаек в плоскости стыка заплечиков 7 с траверсой предварительно созданы напряжения сжатия, поэтому при растяжении колонны усилием правки плотность стыка заплечиков с траверсой сохраняется, что необходимо для обеспечения жесткости всего соединения и повышения точности правки.

Для установки необходимого раствора между рабочими роликами верхняя траверса перемещается параллельно по вертикали при помощи

червячных передач 8, 9, установленных на концах колонн и приводимых от электродвигателя 10 мощностью 22 кВт (690 об/мин), скорость перемещения 20 мм/мин. При этом нижняя гайка-ступица 11 приводится червяком и при помощи промежуточного кольца 12 с внутренним зубчатым зацеплением передает вращение верхней гайке 13; последняя, вра-

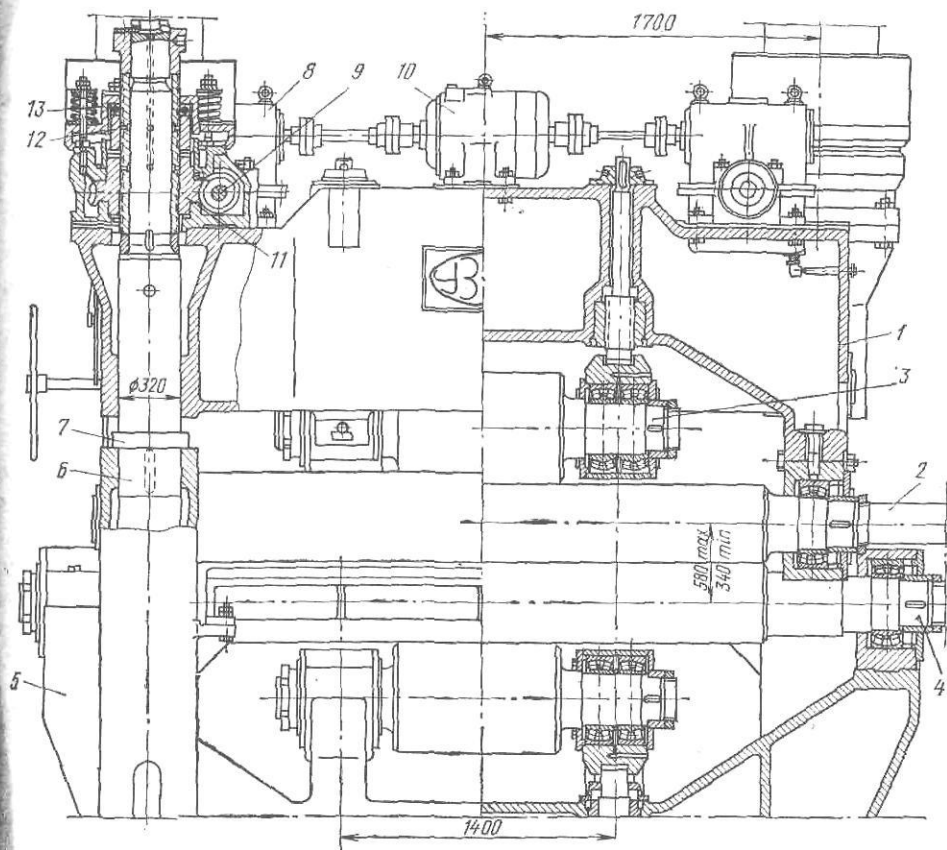


Рис. IX.5. Листоправильная семироликовая машина 50×2600 мм с параллельно-перемещающейся верхней траверсой для горячей правки толстых листов

щаясь и перемещаясь вверх (вниз) по резьбе втулки, поднимает (опускает) траверсу с роликами. Таким образом, резьбовое червячное колесо (ступица) 11 не воспринимает усилий от веса траверсы.

Рабочие ролики приводятся в движение пятью универсальными шпинделями, соединенными с комбинированным редуктором — шестеренной клетью; последний приводится от электродвигателя постоянного тока мощностью 100 кВт (475/950 об/мин); скорость роликов (скорость правки) 0,4—0,8 м/с. Достоинством этой машины является то, что верхняя траверса вместе с приводом ее перемещения может быть легко снята при помощи крана, что упрощает ремонт машины и смену роликов.

На рис. IX.6, а показана 17-роликовая правильная машина конструкции ВНИИметмаш — СКМЗ для правки тонких листов (1—4 мм) шириной до 1500 мм и длиной 2—4 м.

В машине предусмотрено 17 рабочих роликов (9 в верхнем ряду и 8 в нижнем ряду) диаметром 75 мм (длина бочки 1700 мм, шаг роликов 80 мм). Опорные ролики расположены в шахматном порядке по отношению к рабочим. Такое расположение следует считать более рациональным для машин, у которых диаметр рабочих роликов невелик, так как при этом достигается большая устойчивость рабочих роликов в горизонтальной плоскости. Опорные ролики (57 штук) расположены в три ряда по длине бочки рабочих роликов; диаметр опорных роликов 75 мм, длина бочки 350 мм. Опускание верхней траверсы и нажим роликов на ли-

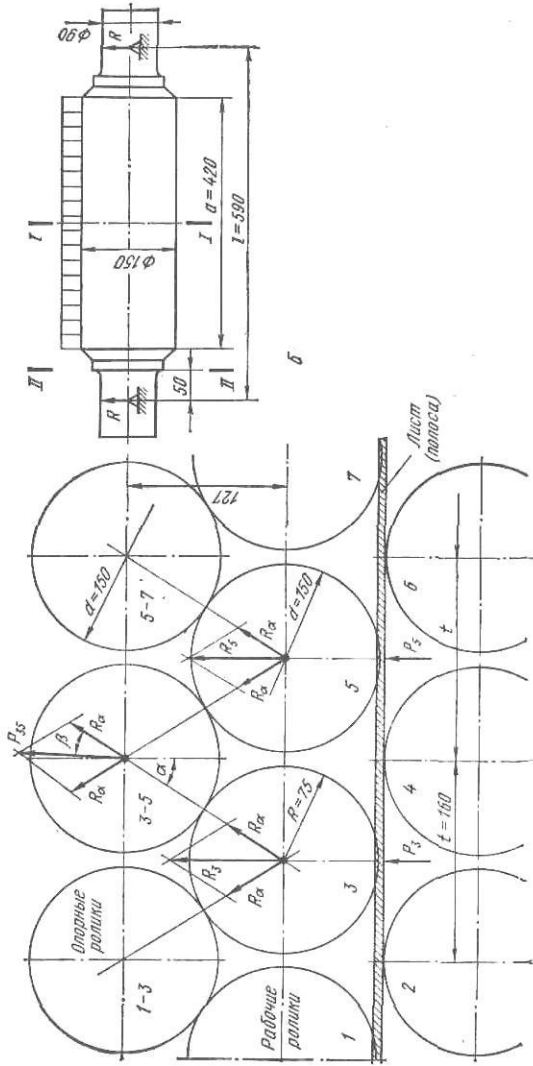
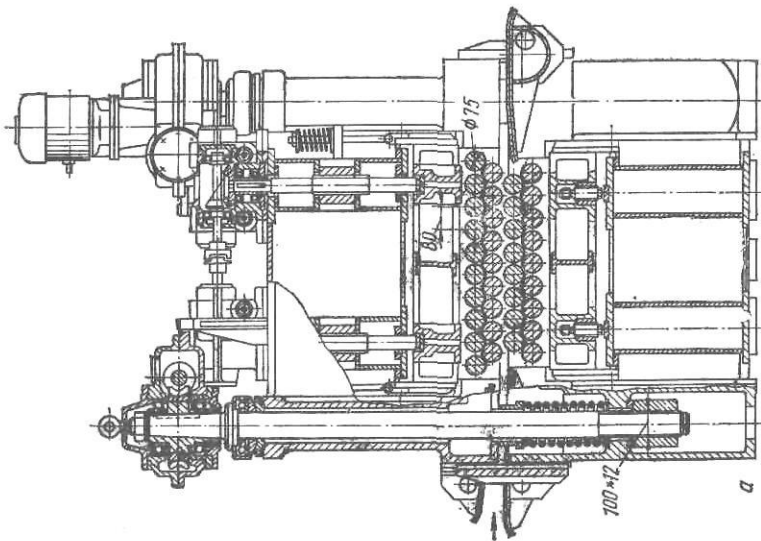


Рис. IX.6. Листопрямляющая 17-роликовая машина 1-4X1500 мм с тремя рядами опорных роликов, расположенных в шахматном порядке: а — общий вид; б — к расчету опорного ролика 3-5



сты осу
 машины,
 много
 теля м
 мм/с.
 и, распо
 лируют
 ювки пр
 станине
 дает воз
 необходи
 того, для
 варител
 опорных
 смотрен
 одного р
 шаться
 вание н
 роликов
 а также
 ции это
 На
 вращак
 ниров
 нение
 работы
 рывная
 ленных
 жидко
 общим
 отстой
 На
 шпинд
 рами
 с про
 Растя
 Прав
 талло
 вых м
 созда
 обход
 Р
 где F
 Д.
 ские
 равл
 Н
 равл
 Н
 Маш
 алю
 маль
 С
 стей,
 устан
 прав
 непо
 навл
 дящи

сты осуществляются четырьмя нажимными винтами. В отличие от машины, рассмотренной выше (см. рис. IX.5), здесь привод каждого нажимного винта осуществляется от отдельного фланцевого электродвигателя мощностью 2,8 кВт (1420 об/мин), скорость перемещения винта 3 мм/с. Подъем верхней траверсы осуществляется четырьмя пружинами, расположенными внизу в станине. Нажимные винты вверху и внизу опираются на сферические шайбы, предусмотренные для их самоустановки при наклоне верхней траверсы; нижние гайки зафиксированы в станине от проворачивания. Индивидуальный привод каждого винта дает возможность изменять наклон траверсы в двух направлениях, что необходимо для повышения точности правки отдельных листов. Кроме того, для повышения точности правки предусмотрена возможность предварительного местного прогиба рабочих роликов в результате поджима опорных роликов, причем для каждого ряда опорных роликов предусмотрена отдельная регулировка: с этой целью опорные ролики каждого ряда установлены в отдельной траверсе, которая может перемещаться нажимными винтами с ручным приводом штурвалов. Регулирование наклона всей верхней траверсы и поджима каждого ряда опорных роликов позволяет править отдельные листы с различной волнистостью, а также местную коробоватость, что является достоинством конструкции этой машины.

На быстроходных правильных машинах рабочие ролики и шпиндели вращаются с частотой 1000—2000 об/мин, поэтому вопрос смазки шарниров шпинделей имеет большое значение. При этих скоростях применение периодической (закладной) смазки не обеспечивает нормальной работы шарниров. Наиболее рациональным способом является непрерывная подача жидкой смазки при помощи сопел (брызгал), направленных на шарниры. В качестве смазки применяют наиболее вязкое жидкое масло типа брайтсток. Для этой цели шпиндели закрываются общим геометрическим кожухом и масло непрерывно сливается в бак — отстойник масляной системы.

На высокоскоростных правильных машинах вместо универсальных шпинделей с бронзовыми вкладышами применяют шпиндели с шарнирами на подшипниках качения, а также шпиндели типа зубчатых муфт с промежуточным удлиненным валом.

Растяжные листопрямительные машины

Правку растяжением применяют для листов стальных и из цветных металлов (например, дюралюминия), которые трудно править на роликовых машинах. При правке растяжением в материале листа необходимо создать напряжение, равное пределу текучести σ_t , поэтому к листу необходимо приложить растягивающее усилие, равное

$$P = \sigma_t F, \quad (\text{IX.41})$$

где $F = bh$ — площадь сечения листов.

Для правки листов растяжением применяют растяжные гидравлические машины с зажимами концов листа двух типов: механическим и гидравлическим.

На растяжных машинах для правки толстых листов применяют гидравлический зажим листа губками.

На рис. IX.7 показан общий вид такой машины конструкции УЗТМ. Машина предназначена для правки растяжением толстых листов дюралюминия (4—12 мм) шириной до 2700 мм и длиной 2—10 м; максимальное усилие растяжения 10 МН.

Сварная (из толстых листов) станина 1 состоит из нескольких частей, соединенных между собой болтами в горячем состоянии. Станина установлена на фундаментные балки двумя опорами (из которых одна, правая подвижна). Задняя (правая) головка 2 при растяжении листа неподвижна. Предварительно в зависимости от длины листа она устанавливается на станине и закрепляется пальцами (фиксаторами), входящими в гнезда (отверстия) в станине; перемещение головки и ее

фиксация осуществляется при помощи задних вспомогательных гидроцилиндров 3.

Передняя (левая) зажимная головка 4, осуществляющая растяжения листа, соединена тягами с траверсой на плунжере 5 рабочего цилиндра; ход плунжера и головки 850 мм; давление масла в цилиндре до 16,5 МПа; скорость перемещения плунжера 10 мм/с (при работе двух насосов).

В передней и задней головках расположены зажимные клиновые механизмы ($\alpha=12^\circ$). Зажимные губки 6 сближаются (зажимают лист)

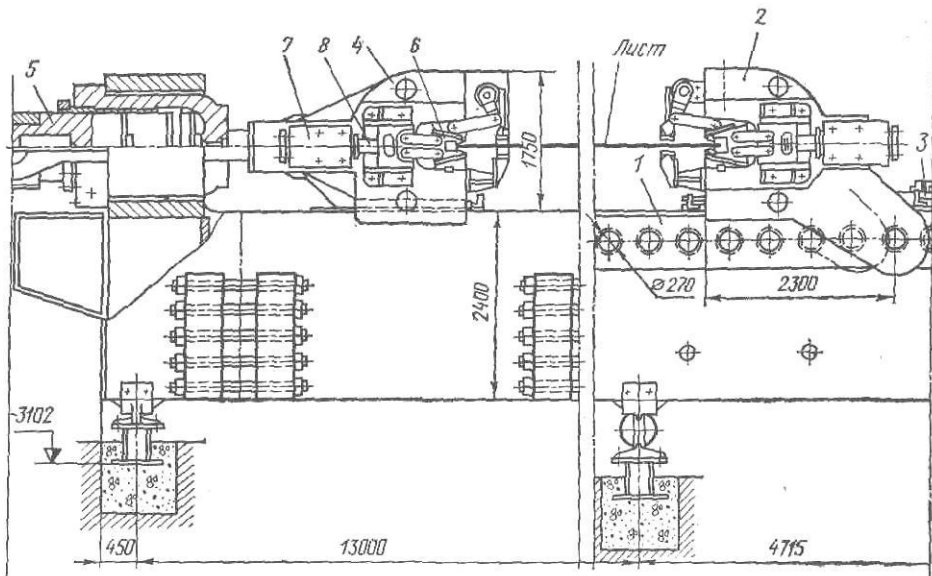


Рис. IX.7. Листопрямительная растяжная машина усилием 10 МН с гидроприводом

и расходятся при помощи шарнирного привода от двух гидроцилиндров 7, расположенных на боковых сторонах зажимной головки. Гидроцилиндры создают только предварительный зажим листа в губках; окончательный зажим происходит при растяжении листа в результате самозаклинивания губок между наклонными плоскостями клинового устройства; расклинивание (отжим) губок осуществляется обратным ходом плунжера 8.

Подача толстых и длинных листов к машине и заправка их в зажимные головки осуществляются при помощи механизированных тележек.

Пример 48. Выполнить расчет листопрямительной 17-роликковой машины $17 \times 150 \times \times 2500$ конструкции ВНИИметмаша (аналогичной показанной на рис. IX.6, а). Машина установлена перед ножницами в линии непрерывного агрегата резки холоднокатаной полосы на листы и предназначена для правки полосы толщиной $h=1-8$ мм и шириной $b=2350$ мм со скоростью соответственно $v=1,5-0,5$ м/с. Диаметр роликов $D=150$ мм; шаг между роликами одного ряда $t=160$ мм; длина бочки роликов $l=2500$ мм. Для уменьшения прогиба правильных роликов по их длине установлено три ряда опорных роликов диаметром $D=150$ мм и длиной бочки $l_0=420$ мм (см. рис. IX.6, б). Предел текучести материала полосы $\sigma_T=300$ МПа.

1. Принимаем, что максимальное значение коэффициента проникновения пластической деформации в полосу под вторым роликом $k_2=0,7$ и максимальная толщина полосы $h=8$ мм. Момент упругого изгиба по формуле (IX.3а) $M_y=7,52$ кН·м; определяем значения k_n и коэффициент упруго-пластического изгиба $k_{уп}$ под роликами по формулам (IX.13), (IX.16), определяем усилия на ролики при правке из выражения (IX.17).

Результаты подсчетов вносим в табл. IX.1. Суммарные значения (по вертикали) проверяем по формулам (IX.18), (IX.19).

Получаем: суммарное усилие на все ролики $P=7,15$ МН; максимальное усилие на третий ролик $P_3=536$ кН.

2. По формуле (IX.28) определяем $(\sigma_T^2/4)bhD=604$ кН·мм, и в соответствии со значениями k_b находим значения крутящего момента на роликах, необходимого для пластического изгиба полосы $M_{деф}$.

Результаты подсчетов в табл. IX.1 и итог проверяем по формуле (IX.29).

Таблица IX.1. К расчету 17-роликовой листопрямильной машины 17×150×2500

№ роликов <i>i</i>	k_{Π}	$k_{уп}$	$\Sigma k_{уп}$	Усилие на ролики P_i , кН		Моменты Н·м			
				верхние	нижние	$M_{деф}$	$M_{тр}$ в подшипниках	$M_{тр}$ роликов по полосе	$M_{кр}$ суммарный
1	—	—	—	140	—	—	70	112	182
2	0,7	0,97	2,90	—	411	422,8	205	328,8	956,6
3	0,65	0,96	3,80	536	—	392,6	268,5	428,8	1089,4
4	0,6	0,95	3,75	—	529	362,4	234,5	423,2	1050,1
5	0,55	0,93	3,70	522	—	332,2	261,8	417,6	1011,6
6	0,5	0,92	3,60	—	508	302,0	254	406,4	962,4
7	0,45	0,90	3,55	500	—	271,8	250	400	921,8
8	0,4	0,88	3,50	—	493	241,6	246,5	394,4	882,5
9	0,35	0,86	3,45	486	—	211,4	243	388,8	843,2
10	0,3	0,84	3,35	—	472	181,2	236	377,6	794,8
11	0,25	0,82	3,24	456	—	151	228	364,8	743,8
12	0,2	0,79	3,12	—	440	120,8	220	352	692,8
13	0,15	0,76	3,0	423	—	90,6	211,5	338,4	640,5
14	0,1	0,73	2,92	—	410	60,4	205	328	593,4
15	0,05	0,70	2,80	395	—	30,2	197,5	336	563,7
16	0	0,67	2,37	—	334	0	167	267,2	434,2
17	—	—	0,67	95	—	—	47,5	76,0	123,5
Сумма	5,25	12,68	50,72	3575	3575	3171	3575	5720	12 466

3. Принимаем: коэффициент трения для игольчатых подшипников качения $\mu=0,01$; средний диаметр подшипника $d=100$ мм; плечо трения качения роликов по полосе $m=0,8$ мм. Согласно формулам (IX.32) и (IX.33) определяем моменты трения в подшипниках и моменты трения качения по полосе для каждого ролика, нагруженного усилием P_i . Результаты подсчетов вносим в табл. IX.1 и итоги проверяем по формулам (IX.32) и (IX.33).

4. Определяем суммарные значения крутящих моментов на каждом ролике (по горизонтали); максимальный крутящий момент для вращения всех роликов $M_{кр} = 12466$ кН·м.

5. Определяем коэффициент полезного действия рабочей клетки правильной машины (без учета потерь в приводе) по формуле

$$\eta = M_{деф} / (M_{деф} + M_{тр}) = 3171 / 12466 = 0,255,$$

т. е. потери на трение составляют около 75 % и только 25 % расходуется на собственную правку (пластическую деформацию при изгибе) полосы.

6. Определяем мощность правки (вращения всех роликов). Для полосы $h=8$ мм, скорость правки $v=0,5$ м/с, угловая скорость роликов $\omega = v/R = 2v/D = 2 \cdot 0,5/0,15 = 6,67$ 1/с, поэтому

$$N_{пр} = M\omega = 12,466 \cdot 6,67 = 83 \text{ кН} \cdot \text{м/с} = 83 \text{ кВт}.$$

7. Определяем мощность электродвигателя. Для привода роликов правильной машины установлены раздаточная двухпоточная шестеренная клетка ($i=1$) и двухступенчатый редуктор. Принимаем $\eta_{ш}=0,94$ и $\eta_{р}=0,96$; $\eta=0,94 \cdot 0,96=0,9$. Потребная мощность электродвигателя

$$N_{дв} = N_{пр} / \eta = 95 \text{ кВт}.$$

Установлены два двигателя мощностью $2 \times 60 = 120$ кВт ($n=940$ об/мин), которые допускают возможность правки полосы, имеющей предел текучести более 300 МПа. При $v=0,5$ м/с и угловой частоте вращения роликов $n=60v/lD=63$ об/мин редуктор между электродвигателем и шестеренной клетью должен иметь передаточное число $i=940/63 \approx 15$.

8. Расчет опорного ролика. При правке полосы наибольшее усилие испытывает третий рабочий ролик: $P_3=536$ кН, см. табл. IX.1. При ширине полосы $b=2350$ мм погонная нагрузка на бочке ролика $q=P_3/b=230$ Н/мм. Если усилие P_3 отнести к длине между опорами ролика $l=2800$ мм, то $q=192$ Н/мм.

Принимаем рабочий ролик в виде балки постоянного сечения длиной l со средней погонной нагрузкой $q=210$ Н/мм, чему соответствует условное (расчетное) усилие на третий рабочий ролик $P_3=588$ кН. При наличии трех опорных роликов по длине рабочего ролика определим реактивные моменты и опорные реакции по формулам (IX.38)

$$(IX.40) \text{ (см. рис. IX.4, в) при } l_1=l_4=600 \text{ мм; } l_2=l_3=800 \text{ мм и } \frac{l_2}{l_1} = \frac{4}{3} :$$

$$q l_1 = 126 \text{ кН}; \quad q l_2 = 168 \text{ кН};$$

$$q l_1^2 / 4 = 18,9 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad q l_2^2 / 4 = 33,6 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_1 = -7,87 \text{ кН}\cdot\text{м}; \quad M_2 = -12,86 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$R_0 = 126/2 - 7,87/0,6 = 50 \text{ кН};$$

$$R_1 = 63 \frac{7}{3} + \frac{1}{0,8} \left[-12,86 + 7,87 \frac{7}{3} \right] = 154 \text{ кН};$$

$$R_2 = 168 + \frac{2}{0,8} (-7,87 + 12,86) = 180 \text{ кН}.$$

Проверка: $2R_0 + 2R_1 + R_2 = ql = 588 \text{ кН}$. Таким образом, наибольшее усилие R_2 приходится на среднюю опору третьего рабочего ролика (средняя опора балки на рис. IX.4, в). Обозначаем: $R_2 = R_3$. Вычерчиваем на миллиметровой бумаге (в масштабе 1:1) первые опорные и рабочие ролики (рис. IX.6, б). Очевидно, что усилие R_3 является равнодействующей усилий R_α от опорных роликов 1—3 и 3—5. Находим:

$$\sin \alpha = t/2/(r+t) = t/2D = 160/300 = 0,5333; \quad \alpha = 32^\circ 14';$$

$$\cos \alpha = 0,8459; \quad R_\alpha = R_3/2 \cos \alpha = 107 \text{ кН}.$$

Усилие на пятый рабочий ролик при правке $P_5 = 522 \text{ кН}$ (см. табл. IX.1). Рассматривая этот ролик как четырехпролетную балку с тремя средними опорами, аналогично схеме расчета для третьего ролика, усилие на среднюю опору пятого ролика получим

$$R'_5 = \frac{522}{588} R'_3 = 162 \text{ кН}.$$

Находим:

$$R_\alpha = R'_5/2 \cos \alpha = 94 \text{ кН}.$$

Переносим усилие R_α в центр среднего опорного ролика 3—5. Из чертежа (рис. IX.6, б) находим $\beta = 30^\circ$. Определяем равнодействующую усилий на средний опорный ролик ряда 3—5:

$$P_{35} = 107 \cdot 0,867 + \sqrt{8100 - (107^2 - 94^2)} = 164 \text{ кН}.$$

Погонная нагрузка по длине среднего опорного ролика 3—5

$$q = P_{35}/a = 164000/420 = 400 \text{ Н/мм}.$$

Опорные реакции: $R = 82 \text{ кН}$.

Сечение I—I

$$M_{из} = Rl/2 - qa/2 \cdot a/4 = 14,96 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$\sigma = \frac{14,96 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 150^3} = 44,5 \text{ МПа}.$$

Сечение II—II при коэффициенте концентрации напряжений в галтеле $k_\sigma = 1,7$

$$\sigma = \frac{Rc}{W} k_\sigma = \frac{82000 \cdot 50}{0,1 \cdot 90^3} 1,7 = 96 \text{ МПа}.$$

Опорный ролик изготовлен из стали марки 9Х, для которой $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$ и $[\sigma]_{доп} = 150 \text{ МПа}$. Контактное напряжение между рабочим и опорным роликами по формуле Герца при приведенном радиусе ($r_1 = r_2 = d/2$)

$$r_{пр} = r_1 r_2 / (r_1 + r_2) = r/2 = d/4;$$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{qE/r_{пр}} = 0,418 \sqrt{4qE/d} = 0,418 \sqrt{4 \cdot 400 \cdot 2,1 \cdot 10^6 / 150} = 620 \text{ МПа}.$$

Допустимо $[\sigma_H] \approx 2\sigma_T = 800 \text{ МПа}$.

9. Напряжение в середине верхней траверсы (см. рис. IX.6, а) при $W_I = 6000 \text{ см}^3$. Усилие на траверсу равно половине усилия на все ролики (верхние и нижние) при правке:

$$P_B = P_H = P/2 = 3575 \text{ кН};$$

$$\sigma_1 = \frac{P_B l}{4W_I} = \frac{3575000 \cdot 1860}{4 \cdot 6 \cdot 10^6} = 28 \text{ МПа}.$$

10. Усилие правки $P_8 = P_H$ воспринимают четыре стяжных нажимных винта, имеющих $d_{ср} = 142 \text{ мм}$ и $d_{вн} = 132 \text{ мм}$ (резьба трапецеидальная $150 \times 16 \text{ мм}$). Усилие на каждый винт $Y = P_8/4 = 894 \text{ кН}$. При соприкосновении верхней траверсы со станиной усилие поджатия пружин $Q = 40 \text{ кН}$ (см. рис. IX.6, а). Вес верхней траверсы, приходящийся на один винт, 24 кН . Таким образом, при правке на нажимной винт действует усилие

$$Y = 894 + 40 - 24 = 910 \text{ кН}.$$

Напряжение растяжения в теле болта

$$\sigma = \frac{4Y}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 910000}{\pi \cdot 132^2} = 68 \text{ МПа}.$$

Крутый момент, необходимый для привода нажимного винта: средний диаметр опорного подшипника $d_n = 270$ мм; $\mu_n = 0,01$; угол подъема резьбы

$$\alpha = \arctg \frac{16}{\pi \cdot 142} = 2^\circ 3';$$

$$\mu_p = 0,1; \quad \rho = \arctg \mu_p = 5^\circ 43';$$

$$M_B = Y \left[\mu_n \frac{d_n}{3} + \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \right] = 910 \left[0,01 \frac{0,27}{3} + \frac{0,142}{2} \operatorname{tg} 7^\circ 46' \right] = 10 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Напряжение кручения в теле винта

$$\tau = 10 \cdot 10^6 / (0,2 \cdot 132^2) = 22 \text{ МПа.}$$

Винт изготовлен из стали 45, для которой $[\sigma]_{\text{доп}} = 150$ МПа и $[\tau]_{\text{доп}} = 120$ МПа. Далее необходимо проверить прочность резьбы (нажимная гайка бронзовая) на срез, изгиб и смятие и по крутящему моменту подобрать редуктор и электродвигатель для привода винтов.

5. Сортоправильные и трубоправильные машины

Роликовые сортоправильные машины применяют для холодной правки сортового металла всех сечений, предусмотренных соответствующими ГОСТами (рельсов, балок, швеллеров, угловой стали, квадратных и круглых профилей и т. д.).

Сортоправильные машины с профилированными роликами конструктивно выполняют двух типов: а) с открытым консольным расположением роликов; б) с закрытым расположением роликов на валах между двумя опорами последних.

У правильных машин с консольными однорядными роликами наиболее нагружены передние опоры. Эти машины более удобны в эксплуатации (легко доступны для наблюдений и смены роликов), поэтому их применяют не только для правки мелких и средних, но и крупных профилей (например, рельсов).

Правильные машины закрытого типа позволяют монтировать на приводных валах несколько рядов роликов для правки различных профилей, что сокращает время на смену и настройку роликов (по сравнению с машиной, имеющей консольные ролики).

Основными параметрами сортоправильных машин являются: шаг роликов t мм, максимальная высота выправляемого профиля h мм, момент сопротивления сечения профиля W см³, диаметр роликов D мм, скорость правки v м/с и число роликов n .

Для правки рельсов и крупных сортовых профилей применяют правильные машины с 7—9 роликами, а для правки средних и мелких профилей — с 11—13 роликами. Скорость правки в зависимости от требуемой производительности машины применяют в пределах 0,5—3,0 м/с.

При выборе сортоправильной машины для конкретных требований производства следует руководствоваться таблицами (нормальями) ВНИИметмаша и заводов-изготовителей этих машин УЗТМ и СКМЗ.

На рис. IX.8 показана правильная машина конструкции УЗТМ с консольными роликами для правки рельсов в вертикальном положении их сечения. Максимальный момент сопротивления сечения рельса 300 см³, предел текучести материала рельсов 500 МПа.

В правильной машине шесть роликов с номинальным диаметром 740 мм. Шаг роликов 1200 мм, скорость движения рельсов при правке 1—1,6 м/с. Привод роликов осуществляется от электродвигателя постоянного тока мощностью 150 кВт (500—1000 об/мин) через специальную комбинированную шестеренную клетку с встроенной в нее двухступенчатой цилиндрической передачей.

Ролики установлены консольно на приводных валах с опорами на роликподшипниках (радиальных и осевых). Верхний вал каждого ролика установлен в эксцентричной кассете-втулке, приводимой от двигателя мощностью 2,2 кВт (833 об/мин) через цилиндрические шестерни и червячную пару, встроенные в станину. Таким образом, вращением эксцентричной втулки достигается радиальная (вертикальная) установка верхних роликов.

Для направления профиля в машину и частичной доправки его в горизонтальной плоскости перед машиной и за ней установлено в направляющих по два вертикальных холостых ролика. Каждый из этих роликов устанавливают на необходимый размер профиля при помощи винтов, вращающихся в гайках, смонтированных в ползунах; привод винтов осуществляется таким же электродвигателем мощностью 2,2 кВт (883 об/мин) через двухступенчатый цилиндрический редуктор.

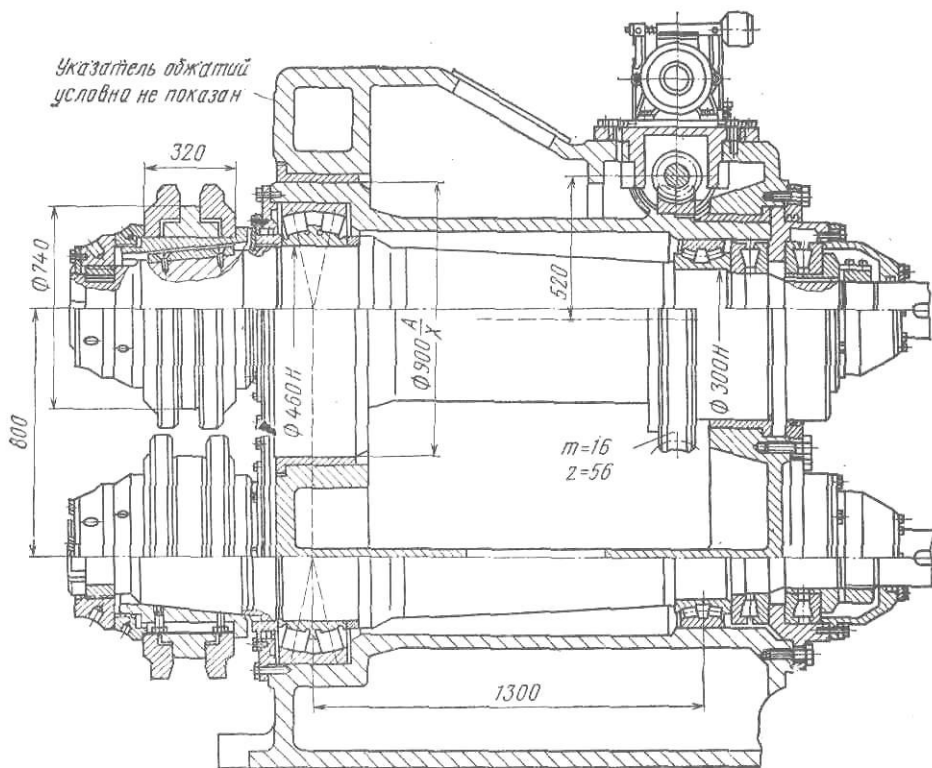


Рис. IX.8. Правильная машина открытого типа для правки рельсов

Корпус машины и направляющие для вертикальных роликов литые стальные, а корпус шестеренной клетки — литой из модифицированного чугуна.

На рис. IX.9 показана восьмироликовая правильная машина конструкции СКМЗ. Машина предназначена для холодной правки профилей различного сечения (что достигается установкой сменных роликов), момент сопротивления которых не более 50 см³, предел прочности 450 МПа и предел текучести не превышает 260 МПа, а скорость правки 2 м/с.

Профилированные ролики установлены между опорами валов. Приводными являются шесть роликов (два верхних и четыре нижних); привод осуществляется от электродвигателя мощностью 60 кВт (725 об/мин) через редуктор с передаточным числом $i=8,466$ и шпиндели с пружинным уравниванием. Холостыми являются два верхних ролика — второй и четвертый. Диаметр роликов 450 мм, шаг 500 мм. Вертикальная регулировка верхних роликов осуществляется ручным нажимным устройством; уравнивание верхних подушек и валов с роликами пружинное.

Методика определения усилия на ролики и мощности электродвигателя привода машины

Усилия на ролики $P_1, P_2, \dots, P_{n-1}, P_n$ можно определять по тем же формулам, что и для листопрямильных машин (рис. IX.10, а).

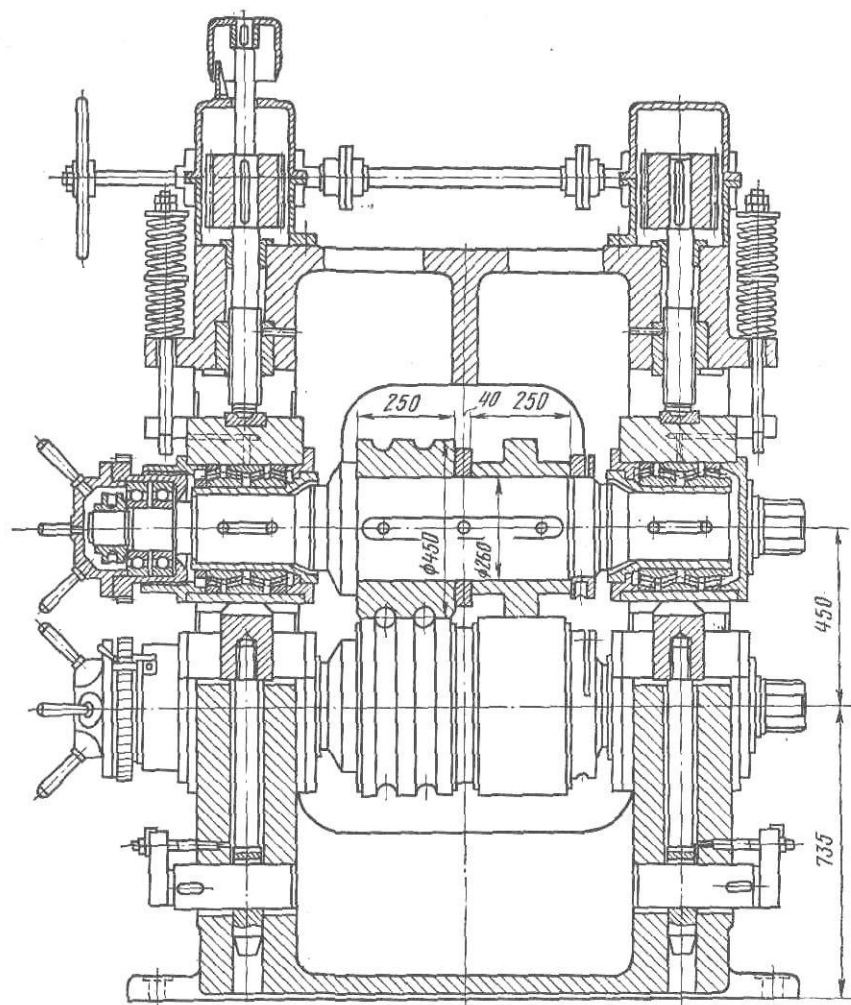


Рис. IX.9. Сортоправильная машина закрытого типа

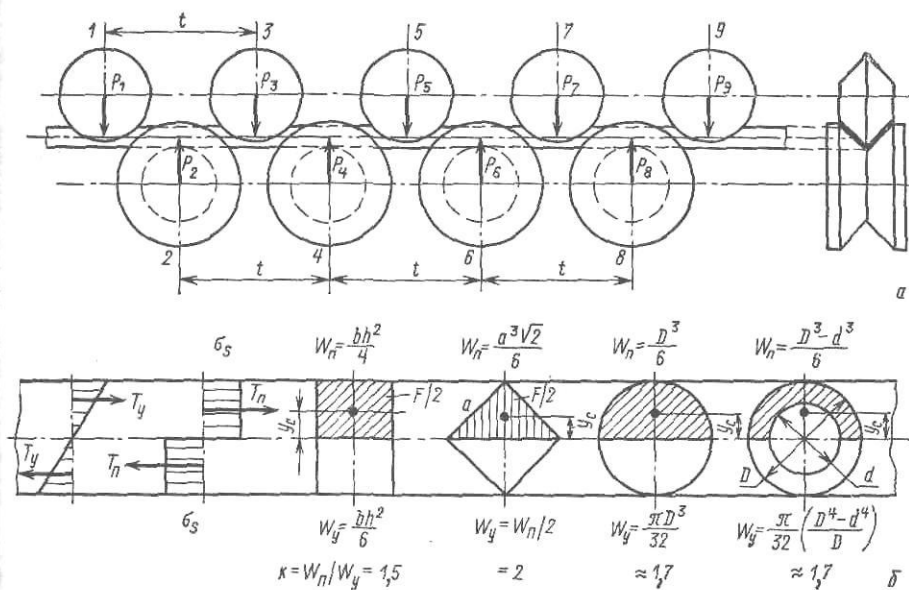


Рис. IX.10. К определению усилий на ролики сортоправильной машины:
а — схема направления усилий; б — пластические и упругие моменты сопротивления сечений простых симметричных профилей

Формула (IX.17) для определения общих давлений P на все ролики будет справедлива и для сортоправильных машин, однако в этом случае значительно труднее определить изгибающие моменты M_2, M_3, \dots, M_{n-1} , необходимые для правки профилей сложного (не прямоугольного) сечения, ввиду отсутствия экспериментальных данных о величине коэффициента проникновения пластической деформации $k_{\text{п}}$.

С целью получения простых расчетных формул принимаем, что первые три ролика (второй, третий и четвертый) изгибают полосу пластически, а последние $(n-5)$ роликов — упруго (исключая первый и последний, где $M_{\text{нар}}=0$). Тогда формула (IX.17) получит следующий вид:

$$P = \sigma_{\text{T}} W_{\text{y}} [3k + (n-5)] 8/t, \quad (\text{IX.42})$$

где $k = W_{\text{п}}/W_{\text{y}}$ — отношение моментов сопротивления сечения при пластическом и упругом изгибах (для сложных профилей).

Из курса сопротивления материалов известно, что пластический момент сопротивления сечения $W_{\text{п}}$ равен удвоенному статическому моменту полусечения профиля:

$$W_{\text{п}} = 2S = 2 \frac{F}{2} y_{\text{c}}. \quad (\text{IX.42a})$$

Для прямоугольного полусечения

$$S = \frac{1}{2} F y_{\text{c}} = \frac{1}{2} bh \frac{h}{4} = \frac{bh^2}{8},$$

поэтому $W_{\text{п}} = 2S = bh^2/4$,

где y_{c} — координата центра тяжести полусечения.

Для круглого сечения (см. рис. IX.10, б) $y_{\text{c}} = 2/3 \cdot d/\pi$,

$$S = 1/2 \cdot \pi d^2/4 \cdot 2/3 \cdot d/\pi = d^3/12;$$

$$W_{\text{п}} = 2S = d^3/6; \quad W_{\text{п}}/W_{\text{y}} = d^3 32/(6\pi d^3) = 32/6\pi \approx 1,7.$$

В справочниках по сортаменту проката приведены данные по размерам и упругому моменту сопротивления сечения W_{y} различных профилей. Для определения $W_{\text{п}}$ по формуле (IX.42a) необходимо определить S , зная размеры полусечения, приводимые в справочниках.

Для ориентировочных подсчетов можно принимать следующие значения $k = W_{\text{п}}/W_{\text{y}}$ для некоторых профилей:

Круг	1,7	Уголок	1,4
Квадрат (на ребро)	2,0	Двутавр (лежа)	1,4
Швеллер (лежа)	1,2	Рельс (на подшину)	1,6

Работу (мощность) правки можно определять по формуле (IX.29), которая в данном случае получит следующий вид:

$$N_{\text{пр}} = \frac{\sigma_{\text{T}}^2}{2E} v F k_{\text{деф}}, \quad (\text{IX.43})$$

где F — площадь поперечного сечения профиля.

Пример 49. Определить усилие на ролики и мощность электродвигателя привода шестирольковой правильной машины для правки рельсов (см. рис. IX.8, а).

Дано: упругий момент сопротивления сечения рельса 300 см^3 ; площадь поперечного сечения рельса $F=65 \text{ см}^2$; координата центра тяжести сечения $y_{\text{c}}=70 \text{ мм}$; статический момент полусечения $S=1/2 \cdot 65 \cdot 7=233 \text{ см}^3$; пластический момент сопротивления сечения $W_{\text{п}}=2S=466 \text{ см}^3$; коэффициент $k=W_{\text{п}}/W_{\text{y}}=466/300=1,55$; скорость правки $1,6 \text{ м/с}$; шаг роликов одного ряда 1200 мм ; предел текучести рельсовой стали (0,7 % С; 0,8 % Mn) $\sigma_{\text{T}}=500 \text{ МПа}$.

1. Определяем усилие на все шесть роликов по формуле (IX.42)

$$P = 500 \cdot 300000 [3 \cdot 1,55 + 1] 8/1200 = 5650 \text{ кН}.$$

2. Определяем максимальное усилие на третий ролик по формуле (IX.21)

$$P_3 = 500 \cdot 466000 \frac{8}{1200} = 1550 \text{ кН}.$$

Это усилие и изгибающий момент $M_3 = \sigma_{\text{T}} W_{\text{п}}$ необходимо принимать за исходные данные для расчета на прочность приводного вала и универсального шпинделя привода ролика.

3. Определяем мощность правки на роликах.

Принимаем коэффициент проникновения пластической деформации в сечении под вторым роликом $k_2=0,85$ и по формуле (IX.30) находим

$$k_{\text{деф}} = 0,72 [1/(1-0,85) + 0,85(6-3)] = 6.$$

По формуле (IX.43) определяем мощность правки:

$$N_{\text{пр}} = \frac{500^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} 1600 \cdot 6500 \cdot 6 = 67 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{с}} = 67 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{с}} = 67 \text{ кВт.}$$

4. Определяем потери мощности на трение в подшипниковых опорах всех шести приводных роликов. Так как ролики установлены консольно на приводных валах, то сначала находим суммы опорных реакций на передних и задних опорах:

$$\Sigma R_{\text{пер}} = P \frac{1300 + 350}{1300} = 1,27P; \quad \Sigma R_{\text{зад}} = 0,27P.$$

Опоры валов имеют роликовые подшипники, для которых принимаем $\mu=0,005$; средние диаметры качения роликов на передней опоре $d_{\text{ср}}=610$ мм и на задней $d_{\text{ср}}=500$ мм. Моменты трения в передних и задних опорах

$$M_{\text{подш}} = R_{\text{пер}} \mu d_{\text{ср}}/2 + R_{\text{зад}} \mu d_{\text{ср}}/2;$$

$$M_{\text{подш}} = 5650 \left(1,27 \frac{0,61}{2} + 0,27 \frac{0,5}{2} \right) 0,005 = 13 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Диаметр ролика 740 мм, угловая частота вращения роликов (и приводных валов)

$$\omega = \frac{2v}{D} = \frac{2 \cdot 1,6}{0,74} = 4,33 \text{ 1/с.}$$

Мощность трения в подшипниках

$$N_{\text{подш}} = 13 \cdot 4,33 = 55 \text{ кВт.}$$

5. Определяем потери на трение качения роликов по поверхности рельса в процессе правки; с учетом возможного проскальзывания принимаем плечо качения $m=1$ мм = 0,001 м:

$$M_{\text{кач}} = Pm = 5650 \cdot 0,001 = 5,65 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$N_{\text{кач}} = M_{\text{кач}} \omega = 5,65 \cdot 4,33 = 24 \text{ кВт.}$$

6. Суммарная мощность потерь на трение $N_{\text{тр}}=55+24=79$ кВт. Таким образом, потери на трение составляют $79/67=1,18$, т. е. около 118 % полезной мощности (при установке приводных валов на роликовых подшипниках). Очевидно, что применение подшипников скольжения для опор приводных валов недопустимо, так как при этом потери на трение и мощность увеличиваются в 15–20 раз.

7. Потребная мощность электродвигателя при к. п. д. передачи (комбинированный редуктор и универсальные шпиндели) $\eta=0,9$

$$N_{\text{дв}} = (67 + 79)/0,9 = 160 \text{ кВт.}$$

Установлен электродвигатель постоянного тока мощностью 170 кВт. При скорости правки 1,6 м/с и диаметре роликов 700 мм (после переточки) частота вращения роликов будет равна $n_p=60 \cdot 1,6/(\pi \cdot 0,7)=43,6$ об/мин. Для получения этой скорости в приводе правильной машины установлен редуктор с передаточным числом $i=1000/43,6=22,8$.

Пример 50. Разделить усилие на ролики и мощность электродвигателя привода сортоправильной девятироликовой машины конструкции СКМЗ для правки уголка $200 \times 200 \times 24$ мм (см. рис. IX.9).

Дано: предел текучести выправляемого материала $\sigma_T=440$ МПа, скорость правки $v=0,5$ м/с; шаг роликов $t=800$ мм; число приводных (нижних) роликов 4; число холостых (верхних) роликов 5; средний рабочий диаметр роликов $D=600$ мм; площадь сечения и момент инерции уголка относительно оси I—I (по каталогу сортамента профилей) (рис. IX.11)

$$F=90,8 \text{ см}^2; \quad J_1=1384 \text{ см}^4.$$

1. Упругий момент сопротивления сечения

$$W_y = J_1/y_c = 1384/7,2 = 192 \text{ см}^3.$$

Пластический момент сопротивления сечения при $k=1,5$

$$W_{\text{п}} = 1,5W_y = 288 \text{ см}^3.$$

2. Максимальный и минимальный изгибающий моменты:

$$M_{\text{п}} = \sigma_T W_{\text{п}} = 440 \cdot 288 \cdot 10^3 = 127 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_y = \sigma_T W_y = 440 \cdot 192 \cdot 10^3 = 85 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

3. Усилие на все ролики, согласно формуле (IX.42):

$$P = 85 [3 \cdot 1,5 + (9 - 5)] 8/0,8 = 7220 \text{ кН.}$$

4. Максимальное усилие на третий ролик, согласно формуле (IX.21) (для последнего расчета ролика на прочность):

$$P_3 = \frac{8}{t} M_{\text{п}} = \frac{8}{0,8} 127 = 1270 \text{ кН.}$$

5. Мощность правки по формуле (IX.43); принимаем; $k_2 = 0,7$;
 $k_{\text{деф}} = 0,7^2 [1/(1 - 0,7) + 0,7(9 - 3)] = 2,73$;

$$N_{\text{пр}} = \frac{440^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^6} 500 \cdot 9080 \cdot 2,73 = 5,8 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{с}} = 5,8 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{с}} = 5,8 \text{ кВт.}$$

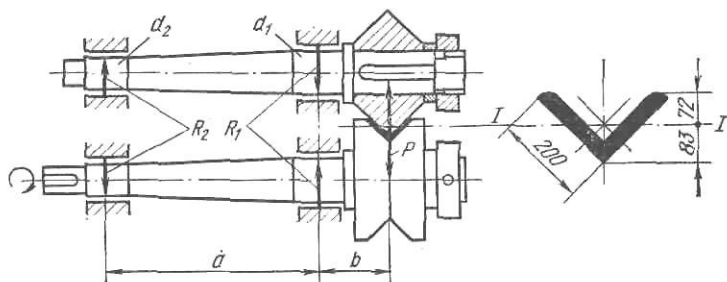


Рис. IX.11. К расчету усилий на ролики и опоры валков при правке углового профиля

7. Момент трения в подшипниках при консольном расположении роликов и опорах на подшипниках качения ($\mu = 0,005$) (см. рис. IX.11)

$$M_{\text{подш}} = R_1 \mu \frac{d_1}{2} + R_2 \mu \frac{d_2}{2} = (R_1 d_1 + R_2 d_2) \frac{\mu}{2}.$$

Опорные реакции ($a = 1500$ мм, $b = 450$ мм):

$$\Sigma R_1 = P \frac{a+b}{a}; \quad \Sigma R_2 = P \frac{b}{a};$$

$$M_{\text{подш}} = P [(a+b) d_1 + b d_2] \frac{\mu}{2a} = 7220 [(1,5 + 0,45) 0,33 + 0,45 \cdot 0,25] \frac{0,005}{2 \cdot 1,5} = 9 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

8. Момент трения качения на четырех приводных роликах, принимая, что они воспринимают общее усилие при правке, равное $P/2$, и плечо качения $m = 1$ мм = 0,001 м

$$M_{\text{кач}} = \frac{P}{2} m = \frac{7220}{2} 0,001 = 3,6 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

9. Суммарные моменты трения и мощность трения при $\omega = v/R = 0,5/0,3 = 1,67$ 1/с
 $M_{\text{тр}} = 9 + 3,6 = 12,6$ кН·м; $N_{\text{тр}} = M\omega = 21$ кВт.

10. Мощность электродвигателя при к. п. д. привода $\eta = 0,85$

$$N_{\text{дв}} = (N_{\text{пр}} + N_{\text{тр}}) / \eta = (5,8 + 21) / 0,85 = 32 \text{ кВт.}$$

Правильные машины с косорасположенными гиперболюидными роликами

Для более качественной холодной правки круглых профилей (прутков, штанг, заготовок, труб), имеющих изогнутость по длине в различных плоскостях и некоторую эллипсоидность поперечного сечения, применяют правильные машины с косорасположенными роликами, имеющими специальный профиль (в виде глобоида или гиперболюида).

При правке на этих машинах металл, кроме поступательного, совершает также вращательное движение. Благодаря этому перегибы металла между роликами непрерывно изменяют свое направление, в результате чего достигается более точная правка по длине (прямолинейность) и по сечению.

На рис. IX.12, а приведена схема семироликовой правильной машины конструкции СКМЗ, предназначенной для правки круглой заготовки диаметром 10—32 мм и труб диаметром 15—40 мм с толщиной стен-

ки до 5 мм; длина заготовки и труб — до 10 м; скорость правки (горизонтальная осевая скорость металла) 1—1,7 м/с.

Машина имеет семь роликов, шесть из которых расположены попарно; рабочий (наименьший) диаметр ролика 150 мм; длина бочки 210 мм; шаг между роликами $t_p = 2t = 400$ мм. Крайние пары роликов приводятся от электродвигателей мощностью 8,5 кВт (780 об/мин) через редукторы с передаточным числом $i = 3,06$. Вращение роликам передается универсальными шпинделями, благодаря чему угол наклона роликов можно устанавливать в пределах $25-30^\circ$ в зависимости от требуемой точности правки (0,5—1 мм на 1 м длины).

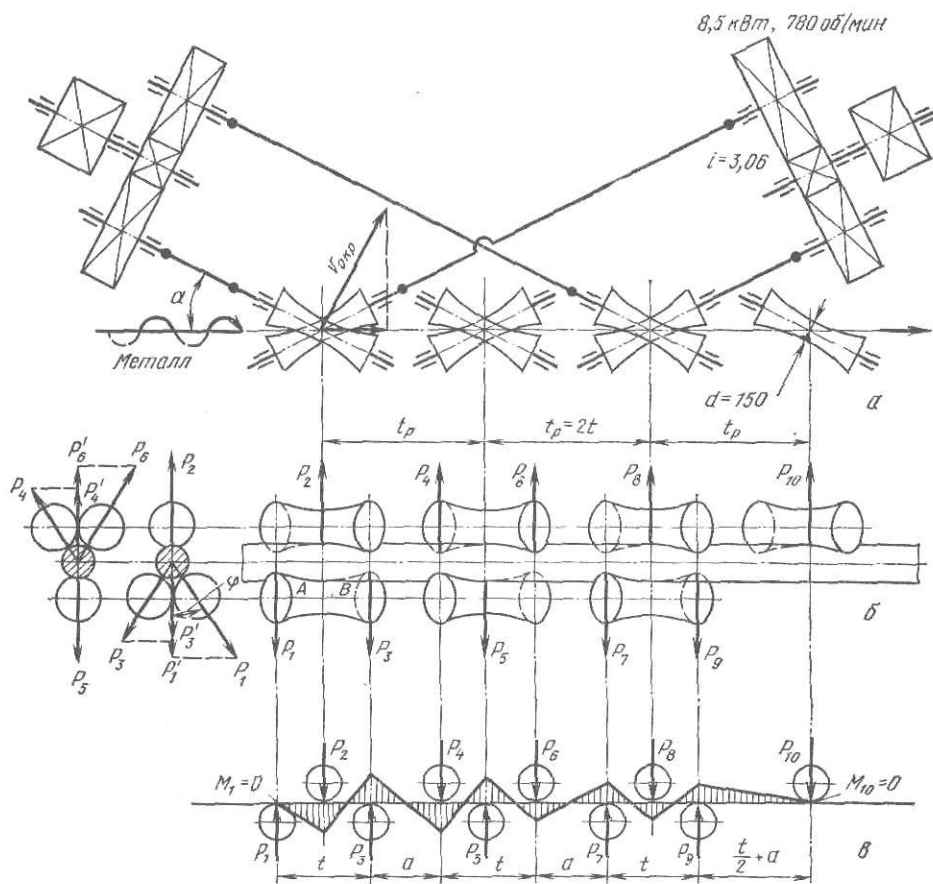


Рис. IX.12. Правильная машина с косорасположенными гиперболическими роликами: а — схема машины; б — схема действия усилий на ролики; в — эквивалентная схема действия усилий и моментов изгиба при правке круглого профиля

Методика определения усилия на ролики

Как известно из курса аналитической геометрии, однополостный гиперболоид обладает следующим свойством: прямая линия, направленная под углом к его оси, является образующей, т. е. всеми своими точками касается поверхности гиперболоида.

При правке круглых профилей, имеющих кривизну по длине и некоторую, хотя бы незначительную, эллипсоидность сечения, соприкосновение профиля с гиперболическим роликом не будет прямолинейным в первых парах роликов; при идеальной правке прямолинейность профиля можно достичь только в последних роликах.

Предположим, что правка (изгиб) в каждый данный момент времени при вращении круглого профиля осуществляется согласно схеме, приведенной на рис. IX.12, б, т. е. равнодействующие контактных давлений расположены в середине и по краям роликов. В каждой паре ро-

ликов средние по длине бочки усилия направлены вертикально, а крайние — под некоторым углом φ к вертикали, определяемыми точками контакта металла с роликом по краям. В таком случае расчетная схема правки (изгиба) круглого профиля между косорасположенными гиперболоидными валками (рис. IX.12, в) будет аналогична рассмотренной выше обычной схеме правки в многороликовой правильной машине с цилиндрическими роликами, оси которых параллельны.

Составим уравнения моментов изгиба (смотря налево) для вертикальных сил P_2, P_5, P_8 и P_{10} и проекций вертикальных сил $P'_1, P'_3, P'_4, P'_6, P'_7, P'_9$, имея в виду, что $P'_i = P_i \cos \varphi$ и расстояния между силами не являются кратными шагу t :

$$\begin{aligned} P'_1 t/2 &= +M_2; & P'_1 t - P_2 t/2 &= -M_3; \\ P'_1 (t+a) - P_2 (t/2+a) + P'_3 a &= +M_4; \\ P'_1 (3t/2+a) - P_2 (t+a) + P'_3 (t/2+a) - P'_4 t/2 &= -M_5; \\ P'_1 &= \frac{2}{t} M_2; & P_2 &= \frac{2}{t} (2M_2 + M_3); \\ P'_3 &= \frac{2}{t} \left[M_2 + \left(1 + \frac{t}{2a}\right) M_3 + \frac{t}{2a} M_4 \right]; \\ P'_4 &= \frac{2}{t} \left[\frac{t}{2a} M_3 + \left(1 + \frac{t}{2a}\right) M_4 + M_5 \right]; \\ P_5 &= \frac{2}{t} (M_4 + 2M_5 + M_6); & P_6 &= \frac{2}{t} \left[M_5 + \left(1 + \frac{t}{2a}\right) M_6 + \frac{t}{2a} M_7 \right]; \\ P'_7 &= \frac{2}{t} \left[\frac{t}{2a} M_6 + \left(1 + \frac{t}{2a}\right) M_7 + M_8 \right]; & P_8 &= \frac{2}{t} (M_7 + 2M_8 + M_9). \end{aligned}$$

Составим уравнения изгиба для сил справа (смотря направо):

$$\begin{aligned} P_{10} \left(\frac{t}{2} + a \right) &= +M_9; & P_{10} &= \frac{2}{t} \left(\frac{t}{t+2a} M_9 \right); \\ P_{10} (t+a) - P'_9 a &= -M_8; & P'_9 &= \frac{2}{t} \left[M_8 + \frac{2(t+a)}{t+2a} M_9 \right]. \end{aligned}$$

Очевидно, что сумма вертикальных сил на верхний ряд роликов равна сумме вертикальных сил на нижний ряд роликов:

$$\begin{aligned} P'_в &= P_2 + P'_4 + P'_6 + P_8 + P_{10} = P'_н = P'_1 + P'_3 + P_5 + P'_7 + P'_9; \\ P'_в &= P'_н = \frac{4}{t} \left[M_2 + M_5 + M_8 + \frac{t+2a}{4a} (M_3 + M_4 + \right. \\ &\quad \left. + M_6 + M_7) + \frac{t+a}{t+2a} M_9 \right]. \end{aligned} \quad (\text{IX.44})$$

Дальнейший расчет аналогичен изложенному выше для листоправильной многороликовой машины.

Пример 51. Определить усилия на ролики и мощность правки для случая холодной правки круглой стали диаметром $d=32$ мм на машине конструкции СКМЗ (см. рис. IX.12, а). Материал круглых профилей — сталь 50Г с пределом текучести $\sigma_T=400$ Н/мм².

Дано: $t=a=200$ мм; $t_p=2t=400$ мм; $D=150$ мм.

1. Суммарное вертикальное усилие на верхние (или нижние) ролики определяем по формуле (IX.44)

$$P'_в = P'_н = \frac{4}{t} \left[M_2 + M_5 + M_8 + \frac{3}{4} (M_3 + M_4 + M_6 + M_7) + \frac{2}{3} M_9 \right]. \quad (\text{IX.45})$$

Интенсивная правка проката осуществляется только двумя первыми парами роликов; для этих роликов можно принять, что металл между ними деформируется (изгибается) пластически по всему сечению и момент изгиба равен произведению предела текучести на пластический момент сопротивления сечения W_n . Так как последний равен удвоенному статическому моменту полусечения круга S относительно оси, проходящей через центр тяжести круга, то, используя уравнение окружности $x^2+y^2=r^2$

и принимая ординату центра тяжести $y_c = y/2$ для элементарной вертикальной площадки $dF = y dx$, расположенной в полусечении, получим

$$W_{\Pi} = 2S = 2 \int_0^r y_c dF = 2 \int_0^r \frac{y}{2} y dx = \int_0^r y^2 dx = \int_{-r}^r (r^2 - x^2) dx = \frac{4}{3} r^3 = \frac{d^3}{6};$$

$$S = \frac{1}{2} F y_c = \frac{d^3}{12}; \quad y_c = \frac{2d^3}{12F} = \frac{2d^3 \cdot 4}{12\pi d^2} = \frac{2}{3} \frac{d}{\pi}.$$

Таким образом, для первых двух пар роликов имеем ($M_1 = 0$, так как под силой P_1 изгиба нет)

$$M_2 = M_3 = M_4 = M_5 = \sigma_T W_{\Pi} = \sigma_T \frac{d^3}{6}. \quad (IX.46)$$

Под остальными роликами (начиная от сечения под силой P'_6) металл изгибается и правится, испытывая только максимальные упругие деформации (до площадки текучести на диаграмме растяжения); принимая в этом случае предел упругости равным пределу текучести ($\sigma_e \approx \sigma_T$) и момент сопротивления круга — упругому изгибу

$$W_y = \pi d^3 / 32 \approx d^3 / 10,$$

получим

$$M_y = M_6 = M_7 = M_8 = M_9 = \sigma_T W_y \approx \sigma_T d^3 / 10. \quad (IX.47)$$

Так как пластический момент сопротивления сечения круга в $\frac{W_{\Pi}}{W_y} = \frac{d^3/6}{d^3/10} = 1,7$ раза больше упругого, то из формул (IX.46) и (IX.47) следует, что пластический момент изгиба круга также в 1,7 раза больше упругого момента изгиба.

Подставляя значения моментов пластического и упругого изгиба в формулу (IX.45), получим величины соответствующих вертикальных усилий на верхний (или нижний) ряд роликов (при $t_p = 2t$, см. рис. IX.12, а и б):

$$P'_B = P'_H = \frac{1}{t} \left(14M_{\Pi} + \frac{38}{3} M_y \right) \approx 7,2 \sigma_T \frac{d^3}{t_p}. \quad (IX.48)$$

Таким образом, усилие на ролики пропорционально кубу диаметра выправляемого круга и обратно пропорционально шагу между роликами. Отсюда следует, что для уменьшения усилия на ролики (и, соответственно, габаритов и массы правильной машины) желательно увеличивать шаг между роликами. Однако увеличение шага между роликами ухудшает качество правки, что потребует увеличения числа пар роликов. Поэтому при конструировании правильных машин этот параметр принимают на основании практических данных по эксплуатации машин различного типа, дающих наилучшее качество правки. В частности, хорошими показателями обладает рассматриваемая семироликовая машина конструкции СКМЗ для указанного выше сортамента круглых профилей и труб. Для правки профилей и труб диаметром 100—200 мм (соответственно) принимают пятироликовые машины с диаметром роликов 250—350 мм и шагом $t_p = 1000$ —1200 мм. Подставляя заданные значения σ_s , d и t_p получим

$$P'_B = P'_H = 7,2 \cdot 400 \frac{32^3}{400} = 234 \cdot 10^3 \text{ Н} = 234 \text{ кН}.$$

Это вертикальное усилие действует на станину (несущие колонны) машины.

2. Рассчитываем усилия на ролики и прочность роликов. Подставляя значения M_{Π} и M_y по формулам (IX.46) и (IX.47), $a \approx t$ и $t = 200$ мм, получим усилия на ролики (в кН):

$$P'_1 = \frac{2}{t} M_{\Pi} = \sigma_T \frac{d^3}{3t} = 22,0; \quad P'_2 = P'_3 = P'_4 = \frac{6}{t} M_{\Pi} = \sigma_T \frac{d^3}{t} = 66,0;$$

$$P'_5 = \frac{2}{t} (3M_{\Pi} + M_y) = \frac{6}{5} \sigma_T \frac{d^3}{t} = 72,0; \quad P'_6 = \frac{2}{t} (M_{\Pi} + 2M_y) =$$

$$= \frac{11}{15} \sigma_T \frac{d^3}{t} = 48,0;$$

$$P'_7 = \frac{6}{t} M_y = \frac{6}{10} \sigma_T \frac{d^3}{t} = 49,0; \quad P'_8 = \frac{8}{t} M_y = \frac{8}{10} \sigma_T \frac{d^3}{t} = 52,5;$$

$$P'_9 = \frac{14}{3t} M_y = \frac{7}{15} \sigma_T \frac{d^3}{t} = 31,0; \quad P'_{10} = \frac{2}{3t} M_y = \frac{1}{15} \sigma_T \frac{d^3}{t} = 4,5.$$

Сумма этих усилий равна $P'_B + P'_H$; согласно формулам (IX.44) и (IX.43):

$$P'_B + P'_H = 14,4 \sigma_T \frac{d^3}{t_p} = 936 \text{ кН}; \quad P'_B = P'_H = 468 \text{ кН}.$$

Вертикальное усилие на верхний ролик средней пары будет максимальным:

$$P'_4 + P'_6 = \left(1 + \frac{11}{15}\right) \sigma_T d^3/6 = 66 + 48 = 114 \text{ кН.}$$

Кроме вертикальных, на ролики будут действовать горизонтальные усилия в точках *A* и *B*. Угол φ между плоскостью изгиба металла и радиальной плоскостью приложения контактных сил *P* определяем графически: $\varphi = 25^\circ$. Тогда

$$X_4 = P'_4 \operatorname{tg} \varphi = 66 \cdot 0,466 = 30,5 \text{ кН}; \quad X_6 = P'_6 \operatorname{tg} \varphi = 48 \cdot 0,466 = 22,4 \text{ кН.}$$

При расстоянии между опорами в подшипниках ролика $l = 300$ мм и расстоянии го-чек *A* и *B* от опор, равном 50 мм, найдем опорные реакции в вертикальной плоскости

$$R_{A1} = (P'_4 \cdot 250 + P'_6 \cdot 50)/300 = 62,3 \text{ кН}; \quad R_{B1} = \frac{P'_4 \cdot 50 + P'_6 \cdot 250}{300} = 52,1 \text{ кН};$$

опорные реакции в горизонтальной плоскости (учитывая разное направление сил X_4 и X_6)

$$R_{A2} = (X_4 \cdot 250 - X_6 \cdot 50)/300 = 21,5 \text{ кН}; \quad R_{B2} = (X_4 \cdot 50 - X_6 \cdot 250)/300 = -13,4 \text{ кН.}$$

Результирующие опорные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} = 66 \text{ кН}; \quad R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2} = 52,5 \text{ кН.}$$

Напряжение изгиба в сечении галтели шейки на расстоянии 35 мм от опоры при диаметре шейки вала $d = 60$ мм

$$\sigma = R_A \cdot 35 / (0,1 d^3) = 112 \text{ МПа.}$$

Для вала, изготовленного из стали марки 40Х, напряжение допустимо. Определим также напряжение в середине верхнего ролика первой пары:

$$\sigma_{из} = \frac{P_2 l}{4W} = \frac{66 \cdot 10^3 \cdot 300}{4 \cdot 0,1 \cdot 150^3} = 145 \text{ МПа.}$$

С учетом напряжений кручения результирующее напряжение будет около 170 МПа, что считаем допустимым для ролика, изготовленного из стали марки 9ХС.

3. Мощность правки (пластической деформации металла при правке) определяем по формуле (IX.43)

$$N_{пр} = \frac{\sigma_T}{2E} v F k_{деф},$$

где $k_{деф}$ — коэффициент работы пластической деформации; для случая правки круглых профилей и труб $k_{деф} = 3 \div 5$ (в зависимости от интенсивности правки). Принимая $k_{деф} = 5$ и $v = 1,5$ м/с, получим (при $F = \pi d^2/4 = 800$ мм²)

$$N_{пр} = \frac{400^2}{2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^5} \cdot 1500 \cdot 800 \cdot 5 = 2,35 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{с}} = 2,35 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{с}} = 2,35 \text{ кВт.}$$

Считаем, что сумма результирующих реакций в опорах роликов, имеющих нагрузки по краям, равна сумме радиальных усилий. Тогда сумма опорных реакций всех семи роликов будет равна

$$\Sigma (R_A + R_B) = (P_2 + P_5 + P_8 + P_{10}) + (P'_1 + P'_3 + P'_4 + P'_6 + P'_7 + P'_9) \cdot \cos \varphi = 495 \text{ кН.}$$

Мощность потерь на трение в подшипниках опор всех роликов

$$N_{подш} = M_{тр} \omega = \Sigma (R_A + R_B) \mu \frac{d_{п}}{2} \omega.$$

Угловая скорость ролика

$$\omega = v/R = 2v/D = 2 \cdot 1,5/0,15 = 20 \text{ 1/с.}$$

Принимая для опор на подшипниках качения $\mu = 0,005$ и средний диаметр трения в подшипнике $d_{п} = 100$ мм = 0,1 м, получим

$$N_{подш} = 2,43 \text{ кВт.}$$

Мощность потерь на трение качения роликов по круглой заготовке; принимая плечо трения $m = 0,8$ мм = 0,0008 м (с учетом возможного проскальзывания по контакту роликов с металлом), получим

$$N_{нач} = \Sigma (R_A + R_B) m \omega = 7,8 \text{ кВт.}$$

Суммарная мощность потерь на трение в правильной машине (без учета потерь в приводе)

$$N_{тр} = 2,43 + 7,8 = 10,23 \text{ кВт.}$$

Таким образом, мощность потерь на трение в машине в $10,2/2,4=4,4$ раза больше мощности собственно правки (деформации) металла. Суммарная мощность, потребляемая правильной машинной (с учетом к.п.д. привода — редуктора и шпинделей $\eta=0,92$)

$$N = (N_{пр} + N_{тр}) / \eta = 13,6 \text{ кВт.}$$

Установленные два двигателя мощностью $2 \times 8,5 = 17$ кВт удовлетворяют условиям работы машины. Имея исходные значения усилия, моментов и мощности, необходимо затем выполнить расчет станины, подшипников, шпинделей и редуктора.

Глава X.

ОБОРУДОВАНИЕ ПОТОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЛИНИЙ

1. Агрегаты и станы для волочения и калибровки проката и труб *

Теория расчета параметров процесса волочения и калибровки

Технический процесс обработки металлов давлением — волочение применяется в качестве технологической операции при производстве изделий небольшого сечения и большой длины (проволоки, прутков, труб), при этом степень деформации за один проход может достигать больших значений ($\lambda = 1,7 \div 2,3$). Волочение с небольшими степенями деформации ($\lambda = 1,05 \div 1,1$) применяют для повышения точности размеров по диаметру и получения гладкой поверхности готового профиля; в этом случае процесс волочения называется калибровкой. С этой целью калибровка применяется также для повышения качества прутков и труб большего сечения после горячей прокатки.

Для осуществления процесса волочения передний конец исходной круглой заготовки заостряют на специальном устройстве, вставляют в волоку (из твердого сплава или алмаза), имеющую коническое отверстие, захватывают зажимным механизмом и протягивают заготовку через волоку. При этом площадь сечения круглого прутка уменьшается, а длина увеличивается, т. е. вытяжка $\lambda > 1$ (рис. X.1, а).

От других процессов обработки давлением (прокатки, прессования,ковки, штамповки) волочение отличается тем, что процесс деформации металла в волоке осуществляется только за счет приложения растягивающего усилия непосредственно к выходящему из волоки готовому профилю; отсюда следует, что возможная степень деформации при волочении ограничивается прочностью выходящего из волоки переднего конца прутка (профиля); с целью недопущения искажения формы сечения и обрывов выходящего профиля напряжения в нем σ_1 (в сечении выхода) не должны превышать предела упругости (т. е. должны быть ниже предела текучести металла σ_T).

Величина напряжения волочения σ_1 определяется сопротивлением деформации металла в волоке, которое увеличивается с повышением контактного трения, степени деформации, и прочности (предела текучести) деформируемого металла.

При прокатке захват металла и продвижение в зоне деформации при обжатии его вращающимися приводными валками возможны только при наличии контактного трения; значит трение необходимо, но его следует уменьшить, так как оно увеличивает давление на валки (см. с. 28).

Процесс волочения возможен без наличия контактного трения в волоке, так как деформация металла осуществляется путем приложения тянущего усилия непосредственно к выходящему из волоки металлу. Поэтому при волочении трение является весьма отрицательным фактором (так как оно вызывает повышение усилия волочения, расхода

* Написано совместно с М. А. Королевым.

энергии и износа волоки) и его влияние необходимо снижать путем применения лучших сортов смазки и улучшения подвода смазки непосредственно в зону деформации (т.е. на контактную поверхность волоки).

Волочение применяют главным образом в холодном состоянии деформируемого металла. Хотя сопротивление деформации горячего металла значительно ниже, чем холодного, но при волочении одновремен-

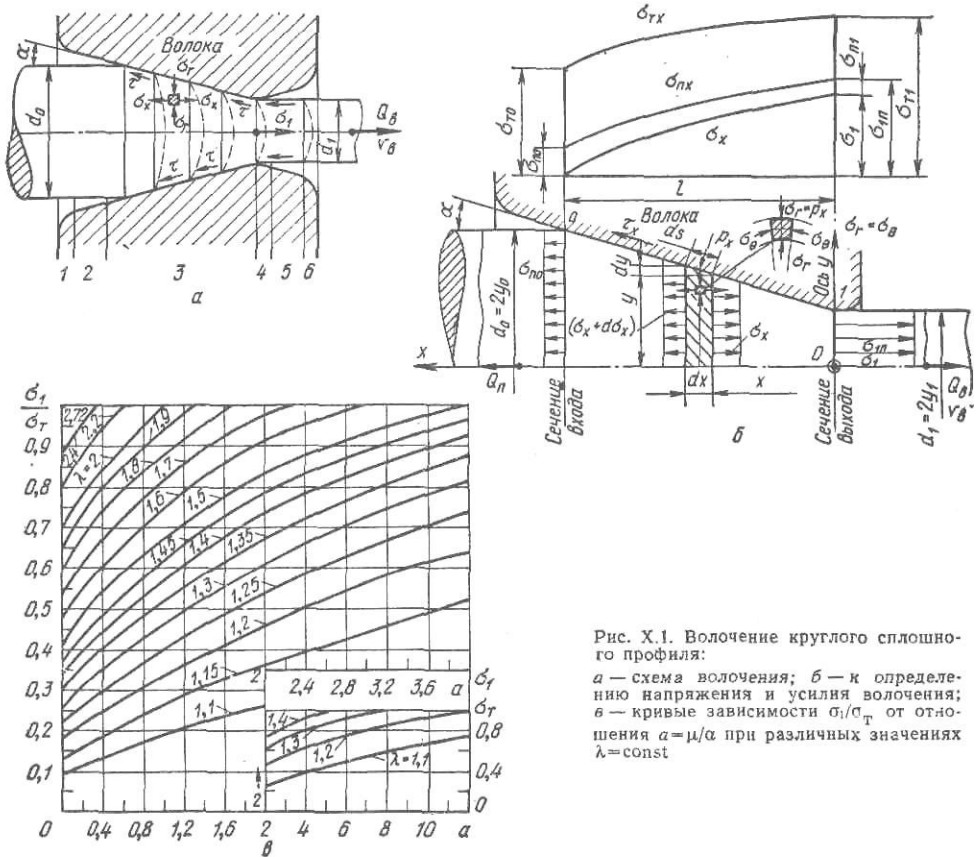


Рис. X.1. Волочение круглого сплошного профиля:
 а — схема волочения; б — к определенную напряжения и усилия волочения;
 в — кривые зависимости σ_r/σ_t от отношения $\alpha = \mu/\alpha$ при различных значениях $\lambda = \text{const}$

но понижается прочность выходящего из волоки профиля, что не позволяет вести процесс горячего волочения с повышенными степенями деформации ($\lambda > 1,5$), когда требуются большие тянущие усилия на выходном конце прутка; кроме того на поверхности нагретого металла имеется окалина, что повышает коэффициент контактного трения (увеличивает необходимое усилие волочения) и ухудшает качество металла после волочения.

Волочение с нагревом (теплое волочение, $\sim 200 \div 700^\circ\text{C}$) применяют только при обработке этим способом труднодеформируемых металлов и сплавов.

При волочении металл деформируется в волоке неравномерно: ввиду тормозящего действия контактного трения внутренние слои металла деформируются сильнее, поэтому исходное прямое вертикальное сечение приобретает выпуклую форму по мере продвижения к выходному сечению волоки (см. рис. X.1, а).

Схема напряженного состояния каждой точки в объеме деформируемого металла является осесимметричной (для круглого сплошного сечения) разноименной: напряжение растяжения по горизонтали σ_x (создаваемое тянущим усилием волочения на выходном конце) и два равных напряжения сжатия — радиальное и тангенциальное (огра-

ное), т. е. $\sigma_r = \sigma_0$ поэтому уравнение пластичности имеет вид (см. рис. X.1, а, б).

$$\sigma_r + \sigma_x = \sigma_T = \text{const.} \quad (\text{X.1})$$

При волочении тонкой проволоки применяют противонапряжение, т. е. прикладывают усилие растяжения к заднему концу проволоки. Из уравнения (X.1) следует, что при увеличении σ_x должно уменьшиться σ_r , т. е. радиальное (нормальное) давление на волоку, что способствует уменьшению износа поверхности волоки. Однако усилие противонапряжения имеет то же направление, что и контактные силы трения, поэтому результирующее тянущее усилие волочения должно быть увеличено. Если повышение усилия волочения нежелательно (ввиду повышения напряжения растяжения σ_1 выходящего конца и возможности его обрыва), то необходимо уменьшить степень деформации (вытяжку) за данный проход, что является отрицательным фактором применения противонапряжения.

При волочении усилие, необходимое для деформации металла в волоке, прикладывается непосредственно к выходящему из волоки прутку, т. е. это усилие определяет протекание самого процесса деформации и необходимую величину степени деформации. Отсюда следует, что правильное определение величины усилия волочения как функции многочисленных параметров приобретает большое значение для обеспечения рационального технологического процесса волочения.

В изложенной ниже методике теоретического анализа технических процессов волочения при интегрировании дифференциальных уравнений приняты усредненные значения некоторых параметров что не снижает требуемую на практике точность расчетов напряжения и усилия волочения.

Волочение круглого сплошного профиля

Канал волоки по длине можно разделить на шесть участков (см. рис. X.1, а): 1 — входная воронка; 2 — смазочный конус; 3 — рабочий конус; 4 — калибрующий цилиндрический участок; 5 — обратный входной конус и б — выходная воронка. Назначение участка 4 — калибровка (сглаживание без обжатия) по диаметру сечения выходящего готового профиля, поэтому его влияние на пластическую деформацию в рабочем конусе не учитываем. По выходе из волоки металл восстанавливает свои упругие свойства, диаметр профиля увеличивается (незначительно), поэтому на калибрующем участке 4 появляются контактные силы трения, направленные против движения металла. На преодоление этих контактных сил трения требуется дополнительная затрата энергии при волочении, что необходимо учитывать путем увеличения (на 5—10 %) усилия волочения, подсчитанного по приведенным ниже расчетным теоретическим формулам.

Теоретическая методика определения усилия волочения аналогична методике определения усилия на валки при прокатке, однако имеется различие механических схем деформации и формул уравнения пластичности (см. с. 40).

Рассмотрим этот вопрос для основного процесса волочения металла круглого сплошного сечения (проволоки, прутка, штанги), подвергаемого волочению через волоку, имеющую угол конуса 2α (рис. X.1. б). Параметры волочения: $d_0 = 2y_0$ — диаметр прутка до волочения; $d_1 = 2y_1$ — диаметр после волочения; степени деформации при волочении:

вытяжка

$$\lambda = F_0/F_1 = (d_0/d_1)^2 = (y_0/y_1)^2; \quad (\text{X.2})$$

относительное обжатие сечения

$$\varepsilon = (F_0 - F_1)/F_0 = 1 - 1/\lambda = (\lambda - 1)/\lambda;$$

так как при волочении $\alpha = 3 \div 10^\circ$, принимаем $\sin \alpha \approx \text{tg } \alpha = dy/dx \approx \alpha$; коэффициент контактного трения μ ; $\mu/\alpha \approx 1$.

Начало координат расположим на оси сечения выхода металла из во­локи. Неравномерность деформации по вертикальным сечениям не учи­тываем, т. е. принимаем, что напряжения σ_x в этих сечениях распре­делены равномерно; σ_n — натяжение противонатяжения во входом сече­нии; σ_1 — рабочее (допустимое) растягивающее напряжение волочения в выходном сечении.

Рассмотрим условия равновесия всех сил, действующих на бесконеч­но малый объем металла, имеющий протяженность dx в зоне деформа­ции, проектируя эти силы на ось x .

На элемент конической поверхности длиной $ds = dx/\cos \alpha$ действуют на металл со стороны волокна сжимающие нормальные силы $p_x ds$ и си­лы трения $dT = \tau ds = \mu p_x ds$; проекция этих сил на горизонталь (при $dx = dy/\alpha$)

$$p_x \frac{dx}{\cos \alpha} \sin \alpha + \mu p_x \frac{dx}{\cos \alpha} \cos \alpha \approx p_x \left(1 + \frac{\mu}{\alpha}\right) dy.$$

Эти внешние удельные силы действуют по всей окружности среднего радиуса $r_{cp} = y_{cp} = y + dy/2$, поэтому результирующее горизонтальное усилие будет равно

$$\Sigma(dP_x + dT_x) \approx 2\pi(1 + \mu/\alpha)p_x y dy.$$

Уравнение пластичности (X.1) при $\sigma_r = p_x \cos \alpha \approx p_x$ принимаем в следующем виде: $p_x = \sigma_T - \sigma_x$, где σ_T — среднее сопротивление деформации (средний предел текучести деформируемого металла с учетом упрочне­ния), т. е. $\sigma_T = (\sigma_{T0} + \sigma_{T1})/2$; получим

$$\Sigma(dP_x + dT_x) = 2\pi(1 + \mu/\alpha)(\sigma_T - \sigma_x) y dy.$$

Разность внутренних горизонтальных растягивающих сил, действующих на вертикальный элемент шириной dx , равна

$$\Sigma dQ_x = -\sigma_x \pi y^2 + (\sigma_x + d\sigma_x) \pi (y + dy)^2 \approx \pi(d\sigma_x y^2 + 2\sigma_x y dy).$$

Уравнение равновесия всех горизонтальных сил

$$\Sigma X = d\sigma_x y + 2(1 + \mu/\alpha)\sigma_T dy - 2(\mu/\alpha)\sigma_x dy = 0.$$

Решение дифференциального уравнения:

$$\int \frac{d\sigma_x}{\sigma_x - \left(1 + \frac{\alpha}{\mu}\right)\sigma_T} = 2 \frac{\mu}{\alpha} \int \frac{dy}{y};$$

$$\ln \left[\sigma_x - \left(1 + \frac{\alpha}{\mu}\right)\sigma_T \right] = 2 \frac{\mu}{\alpha} \ln y + \ln C = \ln [(y^{2\mu/\alpha})C];$$

$$\sigma_x = (1 + \alpha/\mu)\sigma_T + (y^{2\mu/\alpha})C.$$

Для входного сечения $x=l$, $y=y_0$, $\sigma_x = \sigma_n$ (противонатяжение), поэтому постоянная интегрирования $C = \sigma_n - (1 + \alpha/\mu)\sigma_T 1/y_0^{2\mu/\alpha}$, и формула для σ_x в любом сечении x в общем виде будет (см. рис. X.1, б)

$$\sigma_x = \sigma_T (1 + \alpha/\mu) \left[1 - 1/\lambda_x^{\mu/\alpha}\right], \quad (X.3)$$

где обозначено $\lambda_x = (y_0/y)^2 > 1$.

Для сечения выхода $x=0$, $y=y_1$, $\lambda_x = \lambda = (d_0/d_1)^2$ и растягивающее рабочее напряжение волочения будет равно:

$$\sigma_{1п} = \sigma_T (1 + \alpha/\mu) \left[1 - 1/\lambda^{\mu/\alpha}\right] + \sigma_n (1/\lambda^{\mu/\alpha}); \quad (X.3a)$$

б) при волочении без противонатяжения

$$\sigma_1 = \sigma_T [(1 + a)/a] (1 - 1/\lambda^a); \quad a = \mu/\alpha, \quad (X.3б)$$

т. е. меньше, чем при волочении с противонатяжением на величину $\sigma_n/\lambda^a < \sigma_n$.

Представим формулу (X.3б) в следующем виде

$$\sigma_1/\sigma_T = (\lambda^a + a\lambda^a - 1 - a)/a\lambda^a. \quad (X.3в)$$

Степень деформации — вытяжка определяется по формуле (при $d_0 = d_{0в} = 2s = d_1 - d_{1в}$) (рис. X.3).

$$\lambda = \frac{F_0}{F_1} = \frac{d_0^2 - d_{0в}^2}{d_1^2 - d_{1в}^2} = \frac{d_0 + d_{0в}}{d_1 + d_{1в}} \frac{d_0 - d_{0в}}{d_1 - d_{1в}} = \frac{d_{0ср}}{d_{1ср}} \frac{s}{s} = \frac{d_{0ср}}{d_{1ср}}. \quad (X.6)$$

Напряженное состояние элементарного объема трубы шириной dx является менее благоприятным для деформации металла по оси x , чем при деформации сплошного круглого сечения (см. рис. X.1,б), так как радиальное напряжение сжатия на внутренней свободной поверхности

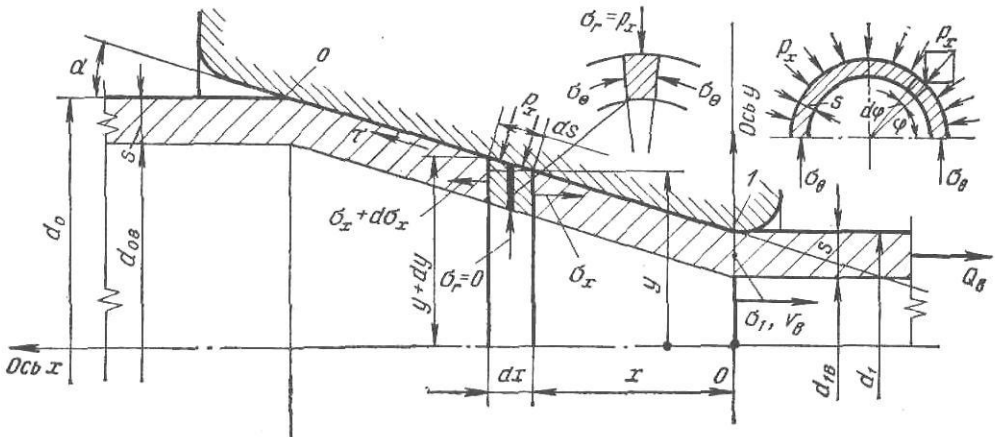


Рис. X.3. К определению горизонтального растягивающего напряжения σ_x при безоправочном волочении трубы

трубы равно нулю ($\sigma_{rв} = 0$), а окружное напряжение сжатия σ_θ является максимальным, поэтому в данном случае уравнения пластичности (X.1) можно применить в следующем виде

$$\sigma_\theta + \sigma_x = \sigma_T = \text{const}. \quad (X.1a)$$

Соотношение между σ_θ и p_x определим, рассматривая условие равновесия полукольца единичной длины по оси x

$$2\sigma_\theta s = 2 \int_0^{\pi/2} p_x r d\varphi \sin \varphi = 2p_x r; \quad p_x / \sigma_\theta = s / r_{ср};$$

поэтому

$$p_x = \frac{s}{r_{ср}} \sigma_\theta \approx \frac{s}{y_{ср}} (\sigma_T - \sigma_x). \quad (X.16)$$

Определим напряжения и усилие волочения трубы; по аналогии с волочением круглого сплошного профиля (см. рис. X.1, б) составим уравнение равновесия горизонтальных сил, действующих на элемент шириной dx на расстоянии x от выхода (см. рис. X.3)

$$\Sigma(dP_x + dT_x) = 2\pi(1 + \mu/\alpha) p_x y dy = 2\pi(1 + \mu/\alpha) (\sigma_T - \sigma_x) \frac{s}{y_{ср}} y dy;$$

$$\Sigma dQ_x = -\sigma_x \pi [y^2 - (y-s)^2] + (\sigma_x + d\sigma_x) \pi [(y+dy)^2 - [(y+dy) - s]^2] = 2\pi\sigma_x s dy + 2\pi d\sigma_x s (y-s/2);$$

$$\Sigma X = d\sigma_x y_{ср} + (1 + \mu/\alpha) \sigma_T (y/y_{ср}) dy - \sigma_x [(1 + \mu/\alpha) (y/y_{ср}) - 1] dy = 0.$$

Так как $y = y_{ср} + s/2$, $dy = dy_{ср}$, $(y/y_{ср}) \approx 1$ (в последних двух членах), получим

$$\int \frac{d\sigma_x}{\sigma_x - (1 + \alpha/\mu) \sigma_T} = \frac{\mu}{\alpha} \int \frac{dy_{ср}}{y_{ср}};$$

$$\ln \left[\sigma_x - \left(1 + \frac{\alpha}{\mu}\right) \sigma_T \right] = \frac{\mu}{\alpha} \ln y_{ср} + \ln C = \ln (C y_{ср}^{\mu/\alpha});$$

$$\sigma_x = (1 + \alpha/\mu)\sigma_T + Cy_{cp}^{\mu/\alpha}$$

Для сечения входа $x=l$, $y_{cp}=y_0-s/2$, $\sigma_x=0$ (волочение без противонапряжения), поэтому $C = -(1 + \alpha/\mu)\sigma_T [1/(y_{0cp})^{\mu/\alpha}]$ и уравнения для определения σ_x в сечении x будет иметь вид

$$\sigma_x = (1 + \alpha/\mu)\sigma_T [1 - (y_{cp}/y_{0cp})^{\mu/\alpha}] \quad (X.7)$$

Для сечения выхода $x=0$, $y_{cp}=y_{1cp}=y_1-s/2$, $y_{1cp}/y_{0cp}=d_{1cp}/d_{0cp}=1/\lambda$ (см. формулу (X.6), поэтому рабочее напряжение и усилие волочения будут равны

$$\sigma_1 = \sigma_T \left(\frac{1+a}{a} \right) \left(1 - \frac{1}{\lambda^a} \right); \quad a = \frac{\mu}{\alpha}; \quad (X.7a)$$

$$Q_B = \sigma_1 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_{1B}^2) = \sigma_1 \pi s d_{1cp} = \sigma_1 \pi s (d_1 - s)$$

Таким образом, формула (X.7a) аналогична формуле (X.3б) для волочения круглого сплошного профиля.

Однако из сравнения (X.7a) и (X.3б) следует, что вытяжки λ для этих двух процессов волочения определяются по различным формулам (X.2) и (X.6), что надо иметь в виду при пользовании кривыми, приведенными на рис. X.1, в).

Очевидно, что при $\mu/\alpha = \text{const}$ напряжения волочения σ_1 одинаковые, когда вытяжка λ_k при волочении круглого сплошного профиля равна вытяжке λ_T при волочении трубы

$$\lambda = \lambda_k = (d_0/d_1)^2 = \lambda_T = (d_{0cp}/d_{1cp}),$$

т. е. равные напряжения волочения достигаются тогда, когда отношение $(d_0/d_1)_k$ меньше отношения $(d_{0cp}/d_{1cp})_T$ в $\sqrt{\lambda_T}$ раз. Например при $\lambda_T=1,5$ отношение $(d_0/d_1)_k$ в 1,22 раза меньше отношения $(d_{0cp}/d_{1cp})_T$.

II. *Волочение на короткой неподвижной оправке* (см. рис. X.2, б). Труба протягивается через кольцевую щель между волокой и закрепленной (неподвижной) цилиндрической оправкой, при этом уменьшаются толщина стенки, а также (в меньшей степени) наружный и внутренний диаметры трубы.

Недостатки этого процесса:

а) так как длина закрепленного (слева на рис. X.2, б) стержня с оправкой практически может быть небольшой (8—12 м), то длина протягиваемой трубы также будет ограниченной;

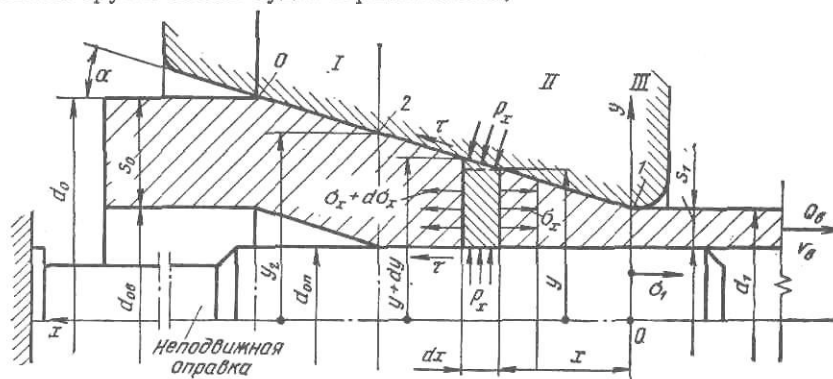


Рис. X.4. К определению напряжения σ_x при волочении трубы на короткой неподвижной оправке

б) при обжатии на неподвижной оправке контактные силы трения действуют против направления волочения не только по наружному диаметру, но и по внутреннему, что вызывает увеличение необходимого усилия волочения и ограничивает применение больших степеней деформации (обычно $\lambda < 1,6$).

Зона деформации состоит из двух участков (рис. X.4): I, на котором происходит уменьшение диаметра трубы (редуцирование) без измене-

ния толщины стенки (как при безоправочном волочении, см. рис. X.3); *II*, на котором труба протягивается через кольцевую суживающуюся щель между волокой и оправкой, при этом происходит уменьшение диаметра и толщины стенки трубы. На цилиндрическом выходном пояске волоки *III* готовая труба калибруется по наружному диаметру (без обжатия).

Общая вытяжка при волочении на короткой оправке

$$\lambda_0 = \lambda_{02}\lambda_{21} = \frac{d_0 - s_0}{d_1 - s_1} \frac{s_0}{s_1} = \frac{d_{0cp}}{d_{1cp}} \frac{s_0}{s_1}. \quad (X.8)$$

На практике зазор между внутренним диаметром исходной трубы (заготовки) и диаметром оправки незначительный, поэтому можно принимать $\lambda_{02} \approx 1$ и $\lambda_{21} = \lambda_0$. Определим напряжения волочения.

На участке *I* редуцирования трубы по диаметру напряжение σ_x будет определяться уравнением (X.7); по окончании редуцирования на границе участков *I* и *II* напряжение σ_x будет характеризоваться формулой (X.7a), в которую надо представить вытяжку $\lambda_{0,2}$ по формуле (X.8).

На участке *II* обжатия трубы механическая схема деформации такая же, как и при волочении круглого сплошного профиля, поэтому уравнением пластичности принимаем, согласно формуле (X.1) при $\sigma_r \approx \rho_x$, в виде $\rho_x - \sigma_x = \sigma_T = \text{const}$; $\rho_x = \sigma_T - \sigma_x$.

Определим напряжение волочения на участке *II*.

На контактной поверхности трубы с волокой (см. рис. X.4)

$$\Sigma(dP_x + dT_x) = 2\pi(1 + \mu/\alpha)(\sigma_T - \sigma_x) y dy.$$

На контактной поверхности трубы с оправкой

$$\Sigma dT_x = 2\pi \frac{\mu}{\alpha} \rho_x y_{оп} dy = 2\pi \frac{\mu}{\alpha} (\sigma_T - \sigma_x) m y dy,$$

где принято $m = y_{оп}/y = (y - s_x)/y \approx 1 - 2s_{cp}/d_{cp} = \text{const}$. Суммарные внешние силы, действующие влево по оси *x*

$$\Sigma(dP_x + dT_x) = 2\pi(1 + a)(\sigma_T - \sigma_x) y dy; \quad (1 + a) = [1 + (1 + m)\mu/\alpha].$$

Разность внутренних горизонтальных сил, действующих на вертикальный элемент шириной *dx*

$$\begin{aligned} \Sigma dQ_x &= -\pi \sigma_x (y^2 - y_{оп}^2) + \pi (\sigma_x + d\sigma_x) [(y + dy)^2 - y_{оп}^2] = \\ &= 2\pi \sigma_x y dy + 2\pi d\sigma_x [(y^2 - y_{оп}^2)/2]. \end{aligned}$$

Дифференциальное уравнение равновесия горизонтальных сил

$$d\sigma_x + 2(1 + a)\sigma_T \frac{y dy}{y^2 - y_{оп}^2} - 2a\sigma_x \frac{y dy}{y^2 - y_{оп}^2} = 0,$$

представим в следующем виде

$$\int \frac{d\sigma_x}{\sigma_x - \left(1 + \frac{1}{a}\right)\sigma_T} = 2a \int \frac{y dy}{y^2 - y_{оп}^2};$$

$$\ln \left[\sigma_x - \left(1 + \frac{1}{a}\right)\sigma_T \right] = a \ln (y^2 - y_{оп}^2) + \ln C = \ln [C(y^2 - y_{оп}^2)^a];$$

$$\sigma_x = \sigma_T \left(1 + \frac{1}{a}\right) + C(y^2 - y_{оп}^2)^a.$$

Для сечения 2 на границе участков *I* и *II* при $x=l$, $y=y_2$ напряжение $\sigma_x = \sigma_2$ определяется по формуле (X.7); постоянная интегрирования будет равна

$$C = [\sigma_2 - (1 + 1/a)\sigma_T] 1/(y_2^2 - y_{оп}^2)^a,$$

и формула для определения напряжения σ_x в любом сечении *x* участка *II* будет иметь следующий вид

$$\sigma_x = \sigma_T \left(1 + \frac{1}{a}\right) \left[1 - \left(\frac{y^2 - y_{оп}^2}{y_2^2 - y_{оп}^2} \right)^a \right] + \sigma_2 \left(\frac{y^2 - y_{оп}^2}{y_2^2 - y_{оп}^2} \right)^a. \quad (X.9)$$

Для сечения выхода $x=0$, $y=y_1$, $\sigma_x=\sigma_1$ получим

$$\sigma_1 = \sigma_T \left(1 + \frac{1}{a}\right) \left[1 - \left(\frac{y_1^2 - y_{\text{оп}}^2}{y_2^2 - y_{\text{оп}}^2}\right)^a\right] + \sigma_2 \left(\frac{y_1^2 - y_{\text{оп}}^2}{y_2^2 - y_{\text{оп}}^2}\right)^a. \quad (\text{X.9a})$$

Согласно формуле (X.8)

$$(y_1^2 - y_{\text{оп}}^2)/(y_2^2 - y_{\text{оп}}^2) = 1/\lambda_{21},$$

поэтому в окончательном виде формула (X.9a) будет иметь вид

$$\sigma_1 = \sigma_T \left(\frac{1+a}{a}\right) \left[1 - \frac{1}{\lambda_{21}^a}\right] + \sigma_2 \frac{1}{\lambda_{21}^a}. \quad (\text{X.10})$$

Как указано выше $\lambda_{21} \approx \lambda_0$, $y_{2\text{ср}}/y_{0\text{ср}} \approx 1$ [см. формулу (X.7)], поэтому $\sigma_2 \approx 0$; рабочее напряжение и усилие волочения (тяговое усилие) можно определять по формулам

$$\sigma_1 = \sigma_T \left(\frac{1+a}{a}\right) \left[1 - \frac{1}{\lambda_0^a}\right]; \quad a = (1+m) \frac{\mu}{\alpha}; \quad (\text{X.10a})$$

$$Q_B = \sigma_1 \frac{\pi}{4} (d_1^3 - d_{1в}^3) = \sigma_1 \pi d_{1\text{ср}} s_1. \quad (\text{X.11})$$

Формула (X.10a) по своей структуре аналогична формуле (X.36) при волочении круглого сплошного профиля, но вытяжки λ_0 определяются по различным формулам (X.2) и (X.8). Поясним значение параметра a . Так как

$$m = y_{\text{оп}}/y = (y - s_x)/y = 1 - s_x/y \approx 1 - 2s_{\text{ср}}/d_{\text{ср}},$$

то параметр a можно представить в следующем виде

$$a = 2 \frac{\mu}{\alpha} \left(1 - \frac{s_{\text{ср}}}{d_{\text{ср}}}\right); \quad s_{\text{ср}} = \frac{s_0 + s_1}{2}; \quad d_{\text{ср}} = \frac{d_0 + d_1}{2}. \quad (\text{X.12})$$

Согласно сортаменту холоднодеформированных труб (холоднокатанных и холоднотянутых, ГОСТ 8734-75) для труб диаметром до 50 мм отношения $d_{\text{ср}}/s_{\text{ср}} = 4 \div 20$ и $s_{\text{ср}}/d_{\text{ср}} = 0,25 \div 0,05$. Поэтому при $\mu/\alpha = 0 \div 2$ получим

$$a = 2\mu/\alpha [1 - (0,05 \div 0,25)] \approx 0 \div 4.$$

При пользовании кривыми, приведенными на рис. (X.1, в), надо иметь в виду, что при $\mu/\alpha = \text{const}$ с уменьшением отношения $s_{\text{ср}}/d_{\text{ср}}$ (увеличением отношения $d_{\text{ср}}/s_{\text{ср}}$, т. е. при волочении более тонкостенных труб) параметр увеличивается, а значит увеличивается напряжение волочения. Например, для $\mu/\alpha = 1$ и $s_{\text{ср}}/d_{\text{ср}} = 0,2$ и $0,05$ $a = 1,6$ и $1,9$ по формуле (X.10a) или по кривой на рис. (X.1, в) для $\lambda = 1,6$ получим, соответственно, $\sigma_1/\sigma_T = 0,86$ и $0,9$, т. е. с увеличением тонкостенности трубы напряжение волочения повышается (незначительно).

III. Волочение на длинной движущейся цилиндрической оправке. (см. рис. X.2, в). Волочение на движущейся длинной оправке аналогично волочению на корсткой оправке: зона деформации состоит из участков I и II и при волочении достигается уменьшение диаметра и толщины стенки трубы (рис. X.5). Однако волочение на длинной оправке имеет следующее преимущество: оправка закреплена (зажата) вместе с передним концом трубы, поэтому скорость оправки равна скорости выходящей из волоки трубы. В зоне деформации на участке II горизонтальная скорость течения металла меньше скорости выходящей из волоки трубы (с оправкой), поэтому на внутренней поверхности контакта деформируемой трубы с оправкой силы трения действуют на металл по направлению его движения («отставание» металла), а на наружной поверхности контакта деформируемой трубы с волокой силы трения действуют против направления волочения (как на рис. X.4, металл «опережает» неподвижную волоку). Таким образом контактные силы трения направлены противоположно, что способствует уменьшению усилия волочения и повышению степени деформации (до $\lambda = 1,8 \div 2,3$).

Очевидно, что напряжение волочения можно определять по формуле (X.10a), в которой в параметре a вместо $(1+m)$ необходимо подставить $(1-m)$, тогда

$$a = (1 - m) \frac{\mu}{\alpha} = 2 \frac{\mu}{\alpha} \frac{s_{cp}}{d_{cp}} \approx 0 \div 1. \quad (X.12a)$$

Например, для рассмотренного выше примера при $\mu/\alpha=1$ и $s_{cp}/d_{cp}=0,2$ и $0,05$, $a=0,4$ и $0,1$ при $\lambda=1,6$ и $1,9$ по формуле (X.10a) или по кривой на рис. (X.1, в) получим, соответственно, $\sigma_1/\sigma_T=0,6$ и $0,5$.

Таким образом: 1) напряжение волочения ниже в среднем в 1,4—1,8 раза, чем в предыдущем случае; значит при волочении на длинной

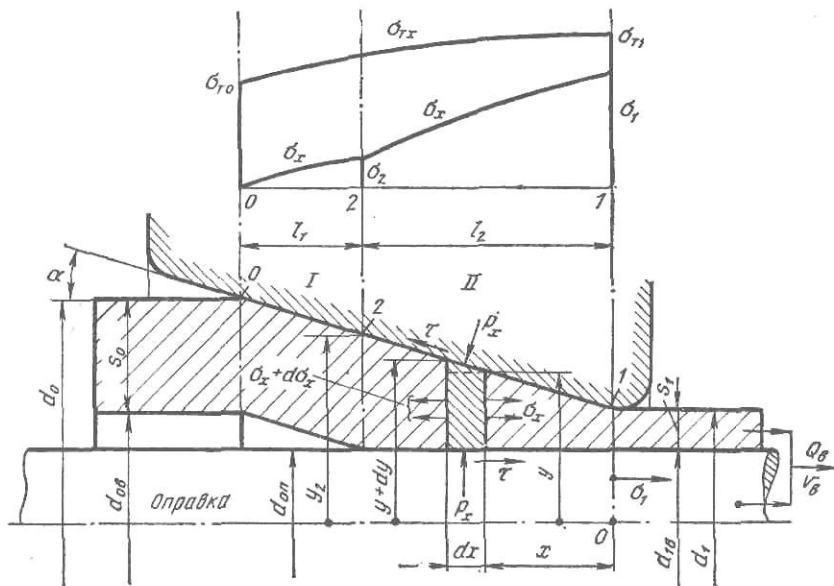


Рис. X.5. К определению напряжения σ_x при волочении трубы на длинной движущейся оправке

подвижной оправке вытяжка может быть увеличена до $\lambda=2,2$, при этом получим: $\sigma_1/\sigma_T=0,94$ и $0,84$; 2) с уменьшением толщины стенки трубы (отношения s_{cp}/d_{cp}) напряжение волочения уменьшается, а не увеличивается, как при волочении на короткой оправке.

Однако ввиду возможности пробуксовки оправки в трубе в зоне деформации для определения усилия волочения (тягового усилия) на практике рекомендуется вести расчет по формулам (X.10a) и (X.11) волочения на короткой оправке.

IV. *Волочение на «плавающей» конической оправке* (см. рис. X.2, г). Способ применяется для волочения стальных труб диаметром до 50 мм и труб из цветных металлов диаметром до 70 мм; он является единственным, который позволяет осуществлять процесс волочения «из бунта в бунт», т. е. разматывать трубу из бунта и после волочения сматывать на барабан готовую длинную (100 м и более) трубу в бунт; для исключения искажения (овализации) при наматывании трубы применяют барабаны большого диаметра (до 3 м).

С целью лучшей самоустановки (центрирования) короткой конусной оправки по оси трубы максимальный диаметр конуса оправки принимают равным внутреннему диаметру исходной (до волочения) трубы (зазор не более 0,5 мм). Поэтому в зоне деформации нет участка I редуцирования трубы только по диаметру (см. рис. X.3), а на участке II осуществляется редуцирование (уменьшение) толщины стенки и диаметра трубы. Вытяжка определяется по формуле (X.8) и практически она равна $\lambda_T=1,3-1,5$.

Введем следующие обозначения: $\alpha_b = \alpha = 10-15^\circ$; угол конической оправки $\beta = 8-13^\circ$; $\beta/\alpha = n < 1$ (на практике угол оправки определяют из соотношения $\beta/\alpha \approx s_1/s_0 \approx 0,8-0,9$); текущие значения ординат волокна и оправки — y и y_{on} ; $y_{on}/y = m < 1 \approx const$; $dy_{on} = m dy$ [см. ниже формулу (X.13г)];

$$dy/dx \approx \alpha; \quad dy_{on}/dx \approx m\alpha.$$

Из рассмотрения рис. X.6 видно, что горизонтальные проекции нормальных удельных сил dP , действующих на элемент dx со стороны волокна и оправки, направлены в противоположные стороны, что способствует уменьшению усилия волочения.

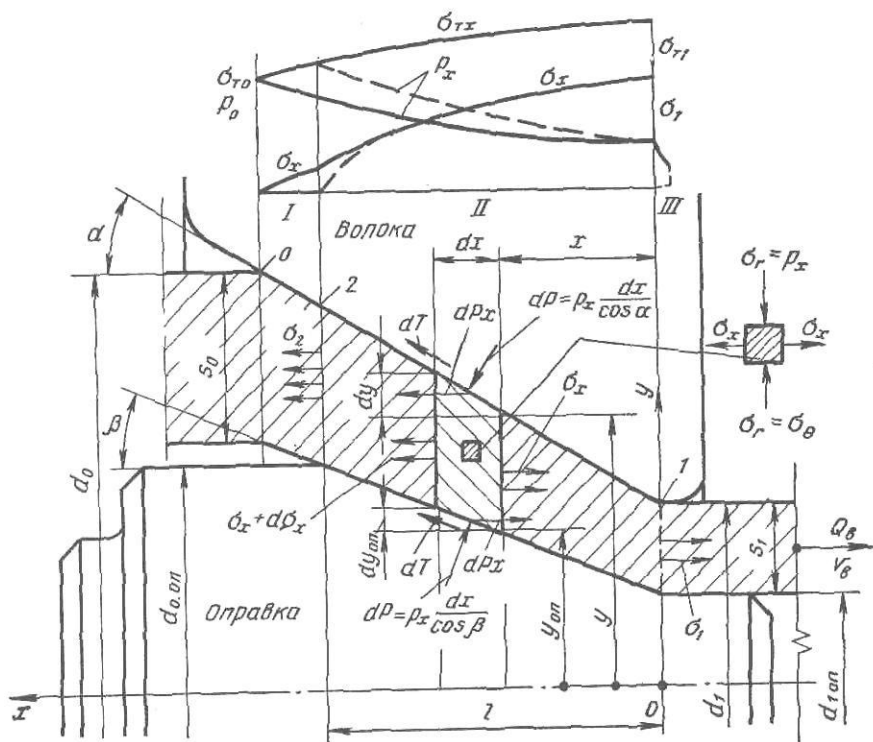


Рис. X.6. К определению напряжения σ_x при волочении трубы на конической самоустанавливающейся («плавающей») оправке

Рассмотрим условия равновесия (устойчивости) конической оправки (как твердого тела) внутри трубы. На оправку действуют внешние силы со стороны деформируемого металла: P — сила, направленная перпендикулярно образующей оправки, и T — сила трения. Горизонтальные проекции сил направлены противоположно: P_x — влево и T_x — вправо, (противоположно указанным на рис. X.6), причем для устойчивого положения оправки внутри трубы необходимо, чтобы $T_x > P_x$, т. е.

$$\mu_{on} P \cos \beta > P \sin \beta; \quad \mu_{on} > \operatorname{tg} \beta; \quad \mu_{on} > \beta.$$

Так как $\beta < \alpha$, $\beta/\alpha = n < 1$ ($\approx 0,9$), то $\mu_{on} > n\alpha$; $\mu_{on}/\alpha > 0,9$. Таким образом коэффициент трения по поверхности контакта оправки с трубой обязательно должен быть больше $n\alpha$, т. е. практически больше коэффициента трения в контакте трубы с волоком (смазка в контакте трубы с волоком обязательна для уменьшения тягового усилия волочения и повышения вытяжки λ , а качественная смазка внутренней поверхности трубы и оправки не требуется, так как она уменьшает устойчивость оправки в трубе; небольшое повышение коэффициента трения на внутренней поверхности трубы не вызовет существенного повышения напряжения и усилия волочения).

Определим напряжение волочения.

Составим условия равновесия всех горизонтальных сил, действующих на бесконечно-малый кольцевой элемент металла шириной $dx = dy/\alpha$:

а) от внешних сил, действующих на площадки $ds = dx/\cos \alpha$ и $ds_{оп} = dx/\cos \beta$

$$\Sigma dP_x = p_x ds \sin \alpha 2\pi (y + dy/2) - p_x ds_{оп} \sin \beta 2\pi (y_{оп} + dy_{оп}/2) = 2\pi p_x (1 - mn) y dy;$$

$$\Sigma dT_x = \mu p_x \frac{dx}{\cos \alpha} \cos \alpha 2\pi \left(y + \frac{dy}{2} \right) + \mu_{оп} p_x \frac{dx}{\cos \beta} \cos \beta 2\pi \left(y_{оп} + \frac{dy_{оп}}{2} \right) = 2\pi p_x \frac{\mu}{\alpha} (1 + m) y dy;$$

$$\Sigma (dP_x + dT_x) = 2\pi p_x [(1 - mn) + \mu/\alpha (1 + m)] y dy; (\mu_{оп} \approx \mu);$$

б) от внутренних сил

$$\Sigma dQ = -\sigma_x \pi (y^2 - y_{оп}^2) + (\sigma_x + d\sigma_x) \pi [(y + dy)^2 - (y_{оп} + dy_{оп})^2] = 2\pi \sigma_x (1 - m^2) y dy + 2\pi d\sigma_x [(1 - m^2)/2] y^2.$$

Принимая уравнение пластичности в виде $\sigma_y \approx p_x = \sigma_T - \sigma_x$, получим уравнение равновесия горизонтальных сил

$$d\sigma_x - 2a \left[\sigma_x - \left(\frac{1+a}{a} \right) \sigma_T \right] \frac{dy}{y} = 0, \quad (X.13)$$

где обозначено

$$a = \frac{\mu}{\alpha} b.$$

Решение дифференциального уравнения (X.13):

$$\int \frac{d\sigma_x}{\sigma_x - \left(\frac{1+a}{a} \right) \sigma_T} = 2a \int \frac{dy}{y};$$

$$\ln \left[\sigma_x - \left(\frac{1+a}{a} \right) \sigma_T \right] = 2a \ln y + \ln C = \ln [C (y^{2a})];$$

$$\sigma_x = \frac{1+a}{a} \sigma_T + C y^{2a}.$$

В сечении входа при $x=l$, $y=y_0=d_0/2$, $\sigma_x=0$, поэтому

$$C = - \frac{1+a}{a} \sigma_T \frac{1}{y_0^{2a}} \text{ и формула для } \sigma_x \text{ будет иметь вид}$$

$$\sigma_x = \frac{1+a}{a} \sigma_T \left[1 - \left(\frac{y}{y_0} \right)^{2a} \right]. \quad (X.13a)$$

Для сечения выхода $x=0$, $y=y_1=d_1/2$, $\sigma_x=\sigma_1$, получим формулу для определения напряжения волочения

$$\sigma_1/\sigma_T = (1 + 1/a) \sigma_T [1 - [(d_1/d_0)^2]^a]. \quad (X.13b)$$

Эта формула по своей структуре аналогична формуле (X.3б) для волочения круглого сплошного профиля, однако величины параметров a в этих формулах различные; кроме того $(d_0/d_1)^2 = \lambda_k$ — является вытяжкой при волочении круглого сплошного профиля, значение которой отличается от вытяжки трубы, определяемой по формуле (X.8).

Поясним значение параметров a и b в формуле (X.13):

$$m = y_{оп}/y = (y - s_x)/y = 1 - s_x/y \approx 1 - 2s_{ср}/d_{ср};$$

$$d_{ср} = (d_0 + d_1)/2; \quad b = d_{ср}/2s_{ср}; \quad a = (\mu/\alpha) b = 1/2 \cdot \mu/\alpha \cdot d_{ср}/s_{ср}. \quad (X.13в)$$

Согласно формуле (X.13б) при $\lambda_k = (d_0/d_1)^2 = \text{const}$ с увеличением параметра a , т. е. с повышением отношения $d_{ср}/s_{ср}$ (увеличением тонко-

Определим напряжение волочения.

Составим условия равновесия всех горизонтальных сил, действующих на бесконечно-малый кольцевой элемент металла шириной $dx = dy/\alpha$:

а) от внешних сил, действующих на площадки $ds = dx/\cos \alpha$ и $ds_{\text{он}} = dx/\cos \beta$

$$\Sigma dP_x = p_x ds \sin \alpha 2\pi (y + dy/2) - p_x ds_{\text{он}} \sin \beta 2\pi (y_{\text{он}} + dy_{\text{он}}/2) = 2\pi p_x (1 - mn) y dy;$$

$$\Sigma dT_x = \mu p_x \frac{dx}{\cos \alpha} \cos \alpha 2\pi \left(y + \frac{dy}{2} \right) + \mu_{\text{он}} p_x \frac{dx}{\cos \beta} \cos \beta 2\pi \left(y_{\text{он}} + \frac{dy_{\text{он}}}{2} \right) = 2\pi p_x \frac{\mu}{\alpha} (1 + m) y dy;$$

$$\Sigma (dP_x + dT_x) = 2\pi p_x [(1 - mn) + \mu/\alpha (1 + m)] y dy; \quad (\mu_{\text{он}} \approx \mu);$$

б) от внутренних сил

$$\Sigma dQ = -\sigma_x \pi (y^2 - y_{\text{он}}^2) + (\sigma_x + d\sigma_x) \pi [(y + dy)^2 - (y_{\text{он}} + dy_{\text{он}})^2] = 2\pi \sigma_x (1 - m^2) y dy + 2\pi d\sigma_x [(1 - m^2)/2] y^2.$$

Принимая уравнение пластичности в виде $\sigma_x \approx p_x = \sigma_T - \sigma_x$, получим уравнение равновесия горизонтальных сил

$$d\sigma_x - 2a \left[\sigma_x - \left(\frac{1+a}{a} \right) \sigma_T \right] \frac{dy}{y} = 0, \quad (\text{X.13})$$

где обозначено

$$a = \frac{\mu}{\alpha} b.$$

Решение дифференциального уравнения (X.13):

$$\int \frac{d\sigma_x}{\sigma_x - \left(\frac{1+a}{a} \right) \sigma_T} = 2a \int \frac{dy}{y};$$

$$\ln \left[\sigma_x - \left(\frac{1+a}{a} \right) \sigma_T \right] = 2a \ln y + \ln C = \ln [C (y^{2a})];$$

$$\sigma_x = \frac{1+a}{a} \sigma_T + C y^{2a}.$$

В сечении входа при $x=l$, $y=y_0=d_0/2$, $\sigma_x=0$, поэтому

$$C = -\frac{1+a}{a} \sigma_T \frac{1}{y_0^{2a}} \text{ и формула для } \sigma_x \text{ будет иметь вид}$$

$$\sigma_x = \frac{1+a}{a} \sigma_T \left[1 - \left(\frac{y}{y_0} \right)^{2a} \right]. \quad (\text{X.13a})$$

Для сечения выхода $x=0$, $y=y_1=d_1/2$, $\sigma_x=\sigma_1$, получим формулу для определения напряжения волочения

$$\sigma_1/\sigma_T = (1 + 1/a) \sigma_T \left[1 - [(d_1/d_0)^{2a}] \right]. \quad (\text{X.13б})$$

Эта формула по своей структуре аналогична формуле (X.36) для волочения круглого сплошного профиля, однако величины параметров a в этих формулах различные; кроме того $(d_0/d_1)^2 = \lambda_k$ — является вытяжкой при волочении круглого сплошного профиля, значение которой отличается от вытяжки трубы, определяемой по формуле (X.8).

Поясним значение параметров a и b в формуле (X.13):

$$m = y_{\text{он}}/y = (y - s_x)/y = 1 - s_x/y \approx 1 - 2s_{\text{ср}}/d_{\text{ср}};$$

$$d_{\text{ср}} = (d_0 + d_1)/2; \quad b = d_{\text{ср}}/2s_{\text{ср}}; \quad a = (\mu/\alpha) b = 1/2 \cdot \mu/\alpha \cdot d_{\text{ср}}/s_{\text{ср}}. \quad (\text{X.13в})$$

Согласно формуле (X.13б) при $\lambda_k = (d_0/d_1)^2 = \text{const}$ с увеличением параметра a , т. е. с повышением отношения $d_{\text{ср}}/s_{\text{ср}}$ (увеличением тонко-

стенности» трубы) рабочее напряжение волочения увеличивается (см. рис. X.1, в).

Для $\mu/\alpha=1$ и $d_{cp}/s_{cp}=4\div 25$ получим $a=2\div 12$ (см. график в правом нижнем углу на рис. X.1, в).

На основании изложенного выше можно сделать следующие выводы:

1. При волочении круглых сплошных профилей рабочее напряжение волочения зависит только от одного параметра — отношения коэффициента трения к углу волоки μ/α (при вытяжке $\lambda=\text{const}$). Степень повышения напряжения волочения уменьшается при увеличении μ/α .
2. При волочении трубы рабочее напряжение волочения зависит, кроме того, от относительной толщины стенки трубы s_0/d_0 и s_1/d_1 (или s_{cp}/d_{cp}).
3. Структура расчетных формул для определения рабочего напряжения волочения является идентичной для всех технических способов волочения.
4. Наиболее благоприятной механической схемой деформации является схема волочения на длинной движущейся оправке; возможная степень деформации достигает значений $\lambda=2\div 2,3$.
5. При волочении на короткой закрепленной оправке и при безоправочном волочении вытяжка не превышает $\lambda=1,5\div 1,6$.
6. С целью снижения рабочего напряжения волочения и возможности повышения за счет этого степени деформации необходимо уменьшить параметр μ/α , что возможно как уменьшением коэффициента контактного трения, так и увеличением угла конуса волоки 2α .

На практике уменьшение μ достигается путем повышения качества смазки, вводимой на контактную поверхность, повышения твердости и качества поверхности (шлифовки, полировки) рабочего инструмента (волоки и оправки), а также обеспечения жидкостного трения и применения ультразвуковых колебаний в зоне деформации (при волочении тонкой проволоки). Увеличение угла α влечет за собой следующие отрицательные стороны: усиливается (облегчается) вытеснение (отгон) смазки из контактной зоны деформации, повышается износ поверхности волоки, увеличивается скорость деформации металла и неравномерность деформации (ввиду более резкого поворота волокон металла при входе в волоку и выходе из волоки). На практике применяют следующие оптимальные значения углов конуса волоки: при волочении тончайшей и тонкой проволоки $2\alpha=6-12^\circ$; при волочении круглых прутков и труб $2\alpha=16-24^\circ$.

Пример 52. Определить напряжения и усилия волочения при следующих значениях $\mu/\alpha=0,5; 1,0$ и $1,5$.

1. Волочение круглого сплошного профиля.

Согласно формуле (X.36) рабочее напряжение волочения зависит от двух параметров: отношения $\mu/\alpha=a$ и отношения d_0/d_1 (так как $\lambda=(d_0/d_1)^2$, т.е. не зависит от величины каждого члена, входящего в эти отношения (μ, α, d_0 и d_1). Определим напряжения волочения для одного значения отношения $d_0/d_1=1,3$ т.е. $\lambda=1,69$ и $\varepsilon=0,41$ (41 %):

а) напряжение σ_1 при волочении без противонапряжения согласно формуле (X.36) или графику на рис. (X.1, в):

$$\sigma_1/\sigma_T = 0,69; 0,81 \text{ и } 0,91;$$

б) напряжения $\sigma_{1п}$ при волочении с противонапряжением $n_n=\sigma_n/\sigma_T=0,1$, $n_n/\lambda=0,059$; согласно формуле (X.3а)

$$\sigma_{1п}/\sigma_T = 0,749; 0,869 \text{ и } 0,959.$$

При волочении проволоки из высокоуглеродистой стали $\sigma_{T, cp}=1000$ МПа диаметром $d_1=1$ мм максимальное усилие волочения $Q_{вп}=0,785\cdot 0,959\cdot 1=0,75$ кН; при $v_n=10$ м/с $N_n=7,5$ кВт. При волочении проволоки из углеродистой стали $\sigma_{T, cp}=500$ МПа диаметром 10 мм при скорости волочения (без противонапряжения) $v_n=5$ м/с получим: $Q_n=-0,785\cdot 100\cdot 0,91\cdot 0,5=36$ кН, $N_n=180$ кВт.

2. Волочение трубы.

Напряжение и усилие волочения зависят не только от отношения диаметров, но и от толщины стенки трубы.

Оправку применяют для уменьшения толщины стенки трубы при волочении, что позволяет увеличить вытяжку до 1,7—2,3. При безоправочном волочении толщина стенки практически остается неизменной, а редуцирование трубы только по диаметру позволяет иметь небольшие вытяжки ($\lambda<1,5$) [см. формулу (X.86) и (X.6)]. Устройство для безоправочного волочения является весьма простым, обладает большой жесткостью

(см. рис. X.2, а), поэтому этот способ применяют в качестве конечной операции волочения с целью получения готового профиля с точным диаметром и сечением.

Волочение на длинной оправке, как более производительное ($\lambda=1,9-2,3$), применяют в качестве первой операции волочения исходной трубы (заготовки).

Рассмотрим маршрут волочения исходной трубы (заготовки) $d_0=52$ мм, $s_0=4$ мм, $d_{0cp}=48$ мм при последовательном волочении одним из трех способов:

а) волочение на длинной оправке.

Принимаем $\lambda=2,3$, $\varepsilon=0,57$; тогда согласно формуле (X.86) получим:

$d_{1cp}=42$ мм; $s_1=2$ мм; $d_1=44$ мм; $s_{cp}=3$ мм; $d_{cp}=48$ мм; $s_{cp}/d_{cp}=0,0625$; $a=2\mu/\alpha \times \times s_{cp}/d_{cp}=0,0625$; $0,125$; $0,1875$ (см. формулу (X.12а)).

По формуле (X.10а) или непосредственно по графику на рис. (X.1, в) получим $\sigma_1/\sigma_T=0,87$; $0,89$; $0,915$. Максимальное усилие волочения при $\sigma_{T,cp}=500$ МПа = $=0,5$ кН/мм²; $Q_B=\pi \cdot 42,2 \cdot 0,915 \cdot 0,5=120$ кН; при $v_B=1$ м/с $N_B=120$ кВт;

б) волочение на короткой оправке.

Дано: $d_0=44$ мм; $s_0=2$ мм; $d_{0cp}=42$ мм (см. п. а); принимаем $\lambda=1,6$; тогда согласно формуле (X.8) получим: $s_1=1,5$ мм; $d_{cp}=35$ мм; $d_1=36,5$ мм; $s_{cp}=1,75$ мм; $d_{cp}=40,25$ мм; $s_{cp}/d_{cp}=0,0435$; $1-s_{cp}/d_{cp}=0,9565$; $a=2\mu/\alpha \cdot 0,9565=0,9565$; $1,913$; $2,87$.

По формуле (X.7а) или по графику на рис. (X.1, в) при $\sigma_{T,cp}=\text{const}$ получим: $\sigma_1/\sigma_T=0,74$; $0,90$; $0,98$; $Q_B=\pi \cdot 35 \cdot 1,5 \cdot 0,98 \cdot 0,5=82$ кН; $N_B=82,1=82$ кВт;

в) безоправочное волочение. Дано: $d_0=36,5$ мм; $s_0=1,5$ мм; $d_{0cp}=35$ мм; принимаем: $s_1=s_0=1,5$ мм; $d_{1cp}=26,5$ мм; $d_1=28$ мм; согласно формуле (X.6) $\lambda=1,32$, $\varepsilon=0,242$. По формуле (X.7а) или по графику на рис. (X.1, в) для $a=\mu/\alpha$ находим: $\sigma_1/\sigma_T=0,36$; $0,45$; $0,53$. $Q_B=\pi \cdot 26,5 \cdot 1,5 \cdot 0,53 \cdot 0,5=33,3$ кН; $N_B=33,3 \cdot 1=33,3$ кВт.

3. Волочение трубы на «плавающей» оправке.

Дано: исходная труба — $d_0=30$ мм; $s_0=3$ мм; $d_{0cp}=27$ мм; готовая труба — $d_1=26$ мм; $s_1=2,4$ мм; $d_{1cp}=23,6$ мм; $\lambda_T=27/23,6 \cdot 3/12,4=1,43$.

Определяем: $\lambda=\lambda_K=(d_0/d_1)^2=1,33$; $s_{cp}=2,7$ мм; $d_{cp}=28$ мм; $d_{cp}/s_{cp}=10,37$; по формуле (X.13в) при $\mu/\alpha=1$ $a=5,185$. По формуле (X.13б) или по графику на рис. (X.1, в) находим: $\sigma_1/\sigma_T=0,92$.

Агрегаты и станы для волочения проволоки и труб

Современными станами многократного волочения проволоки являются бесплетевые (прямоточные) станы, работающие с противонатяжением и без скольжения. Противонатяжение уменьшает износ волюки, при этом повышается качество (точность сечения) проволоки при высокой скорости волочения (до 30 м/с и более). На каждый барабан наматывается 6—10 витков проволоки, что необходимо для появления силы трения, достаточной для создания противонатяжения при протягивании проволоки непосредственно через волюку последующим барабаном. Регулирование противонатяжения (при исключении возможности скольжения витков по барабану) достигается путем применения индивидуального привода каждого барабана электродвигателем постоянного тока, который допускает плавное и простое регулирование частоты вращения в широком диапазоне. Применение регулируемого противонатяжения (от 10 до 30 % от усилия волочения) особенно эффективно при волочении высокопрочной и нержавеющей проволоки и проволоки фасонного сечения, при котором с целью уменьшения износа волюки применяются небольшие обжатия (вытяжки).

В цехах для производства проволоки применяют автоматизированные поточные агрегаты, в которых совмещены операции: а) механического удаления окалины с травильными агрегатами; б) механического удаления окалины с волочильными станами; в) многониточного волочения с отпуском и покрытием тонкой проволоки (лужение, изоляция).

На рис. X.7 представлен агрегат для непрерывного многократного волочения проволоки при высокой скорости. Для обеспечения процесса «бесконечного» волочения стан работает в автоматическом режиме: на приемном столе установлены два бунта исходной катанки; разматывание проволоки для подачи ее на волочение осуществляется изнутри невращающегося первого бунта 1, что позволяет сваривать встык задний конец проволоки с передним концом второго бунта. Сдвоенное намоточное устройство предназначено для намотки готовой проволоки на одну из двух шпурль 9 без останковки стана.

Техническая характеристика стана: диаметр исходной катанки 9—11 мм; диаметр готовой проволоки 1,6—3,0 мм; максимальное число протяжек 11; средняя кинематическая вытяжка 1,25; максимальная скорость волочения 40 м/с; мощность электропривода 230 кВт.

Для обеспечения работы при ускорении и замедлении стана установлены регулятор скорости 2 и блок-накопитель 3 с достаточным запасом проволоки. За последним тянущим волоочильным блоком 4 имеется ролик 5 для измерения длины готовой проволоки. Петле-регуляторы 6, 10, установленные перед двухшпунной моталкой, предназначены для поддержания постоянного натяжения проволоки, регулирования частоты вращения электродвигателя моталки по мере увеличения диаметра бунта при наматывании готовой проволоки на шпулю и для регулирования петли в период подачи проволоки с заполненной шпули на пустую. Раскладчик проволоки перемещается вдоль шпули шаговым электродвигателем. При заполнении одной шпули 9 счетчик витков подает команду на резку проволоки и направление ее роликами 7 на другую моталку. Загрузка моталки пустыми шпулями и удаление заполненных шпун осуществляется тележкой 8 с двумя люльками; одна люлька подает пустую шпулю, другая принимает заполненную шпулю. Стан имеет встроенную в его корпусе самостоятельную систему смазки и охлаждения.

Современными станами для волочения труб являются двухцепные волоочильные станины (рис. X.8), которые по сравнению с одноцепными имеют следующие существенные преимущества:

1) ось волочения совпадает с осью станин 1, 3 стана, поэтому длинные балки станины не испытывают продольный изгиб от усилия волочения через цепь и тяговую тележку, и станина может быть более жесткой;

2) волоочильная тележка имеет неизменное (постоянное) шарнирное соединение с боковыми цепями 2, что исключает необходимость применения крюка для периодического соединения тележки с цепью. Для равномерной нагрузки цепей они соединены с тележкой при помощи коромысла 7. Тяговый контур цепи — те-

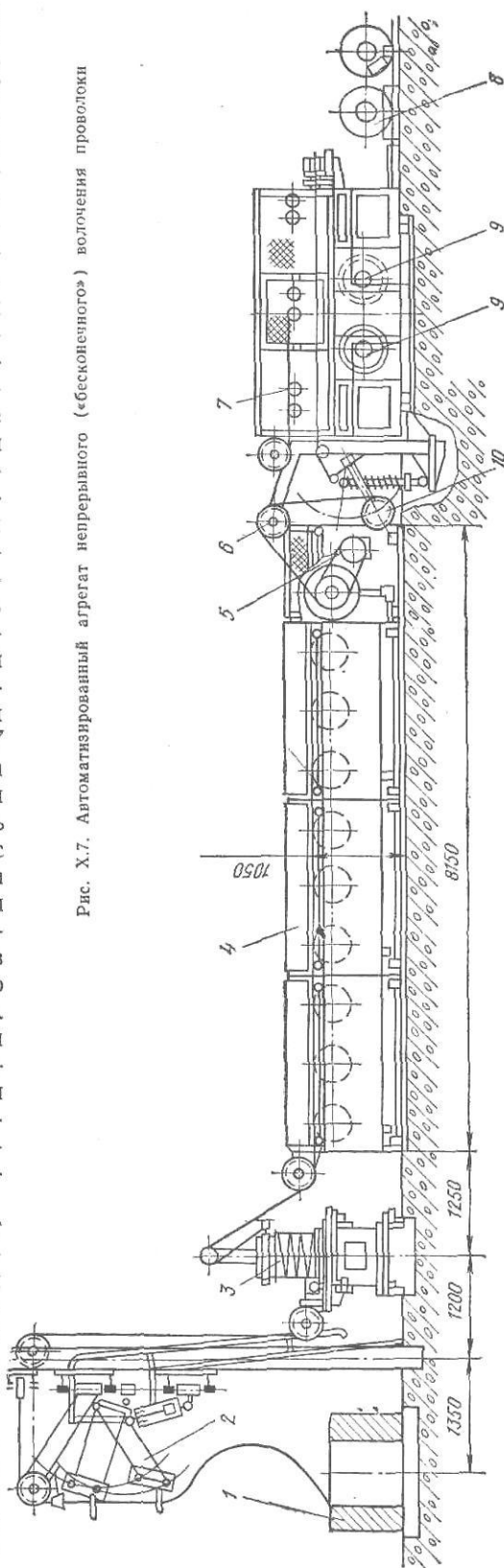


Рис. X.7. Автоматизированный агрегат непрерывного («бесконечного») волочения проволоки

лежка 4 имеет реверсивный привод от электродвигателя 9 постоянного тока через редуктор 10 с ведущими звездочками 11, что позволяет исключить механизм возврата тележки, имеющейся на одноцепных станах;

3) пространство между цепями является свободным и после протяжки готовые трубы падают вниз и по наклонному склuzu 6 направляются в карман или на боковой транспортер. Дорожки 8 для тележки и направления цепей смонтированы в стойках 5, имеющих Г-образную (открытую) форму для размещения склизов 6;

4) каждая цепь нагружена только половиной усилия волочения, в результате чего можно применять цепи с небольшим шагом и звездочки с большим числом зубьев, что способствует более равномерному движе-

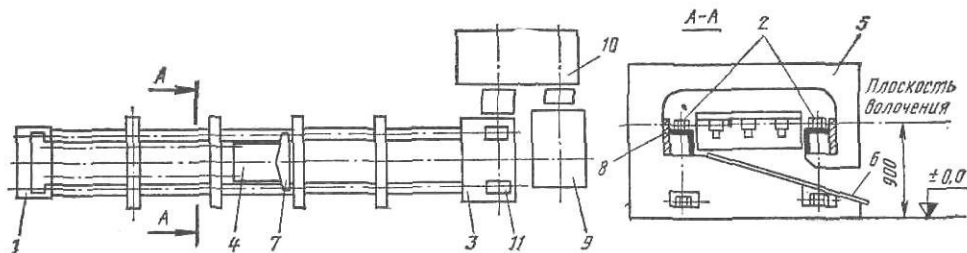


Рис. X.8. Схема труболовильного стана с двумя боковыми цепями

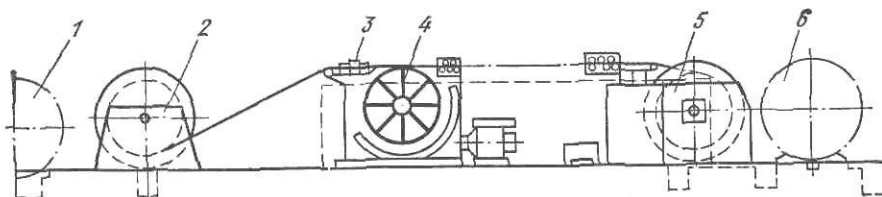


Рис. X.9. Схема стана барабанного типа для бухтового волочения труб

нию тележки и получению более качественной поверхности труб при волочении.

Двухцепные станы предназначены для одностороннего и многостороннего волочения труб; усилие волочения до 1500 кН, полезная длина хода тележки до 60 м, скорость волочения до 2,5 м/с.

Барабанные труболовильные станы предназначены для волочения длинных труб «из бунта в бунт», поэтому коэффициент использования такого стана выше, чем для прямолинейного волочения отдельных коротких труб.

Усилие волочения 100—200 кН, скорость волочения для труб из цветных металлов до 20 м/с, для стальных труб до 5 м/с. Диаметр труб (соответственно) 80 и 50 мм; диаметр барабана до 3 м.

На рис. X.9 дана схема барабанного стана для волочения труб. Исходные бунты труб на шпулях 1 устанавливаются на размотчике 2; в передний отогнутый конец трубы вставляется плавающая оправка, обжимается передний конец трубы, который задается в волоку 3 и на тянущий барабан 4. На барабан наматывается несколько витков для обеспечения момента трения, необходимого для создания усилия волочения трубы через волоку. Далее труба через правильные ролики поступает на моталку 5 со шпулей, в которой закрепляется передний конец трубы. Привод размотчика, тянущего барабана и моталки — от электродвигателей постоянного тока.

По окончании намотки шпуля 6 направляется по боковому транспортеру к размотчику 2, если требуется повторная протяжка, или на отдельную поточную линию, состоящую из размотчика, ролик-правильной машины (для исправления овальности намотанной трубы), калибровочного стана прямолинейного волочения, ножниц для резки трубы на мерные длины и машины для обвязки и упаковки пачек готовых труб.

2. Рольганги

Для транспортирования прокатываемого металла к прокатному стану, задачи металла в валки, приема его из валков и передвижения к вспомогательным машинам (ножницам, пилам, правильным машинам и т. д.) служат рольганги. Современные прокатные станы характеризуются поточным технологическим процессом обработки металла, поэтому общая длина рольгангов весьма значительна, а масса их иногда достигает 20—30 % от массы механического оборудования всего прокатного стана.

По своему назначению рольганги разделяют на рабочие и транспортные. Рабочими называют рольганги, расположенные непосредственно у рабочей клетки стана и служащие для задачи прокатываемого металла в валки и приема его валков. Транспортными называют все остальные рольганги, установленные перед рабочей клетью и за ней и связывающие между собой отдельные вспомогательные машины и устройства стана.

По своей конструкции рольганги выполняют с групповым и индивидуальным приводом роликов и с холостыми роликами.

При групповом приводе роликов одна секция рольганга, состоящая из 4—10 роликов и более, приводится от одного электродвигателя через конические или цилиндрические шестерни и трансмиссионные валы. Групповой привод применяют только для рольгангов, работающих в тяжелых условиях, например подводящих рольгангов блюмингов.

При индивидуальном приводе каждый ролик (или два) данной секции рольганга приводится от отдельного электродвигателя. Рольганги с индивидуальным приводом проще в изготовлении и эксплуатации. Их широко применяют в качестве транспортных рольгангов для передвижения металла, длина которого после прокатки значительна, а также в качестве первых роликов рабочих рольгангов у обжимных станов.

Рольганги с холостыми роликами применяют как транспортные; их располагают с небольшим уклоном к горизонтали и перемещение металла по ним происходит под действием сил собственной тяжести, поэтому эти рольганги называют также гравитационными. В некоторых случаях (например, для удлинения раскатных рольгангов) уклон делают в обратную сторону для создания подъема («горки») с целью замедления скорости транспортируемого металла.

Ролики рольгангов изготавливают цельноковаными, литыми или из труб.

С передней и задней сторон клетей блюмингов и слябингов находятся рольганги, которые служат для подачи слитков к прокатным валкам, перемещения прокатываемой полосы во время прокатки, транспортирования прокатанной полосы к ножницам и блюмов или слябов от ножниц на склад. В соответствии с выполняемыми операциями различают рольганги: приемный, рабочие и транспортные.

Приемный рольганг принимает слиток от слитковоза и передает на подводящий рольганг, который транспортирует его к рабочему рольгангу перед клетью. Первые ролики этого рольганга принимают на себя удары при опрокидывании на них слитков, и поэтому их делают цельноковаными.

Часто по образующей их бочки выполняют продольное рифление, что способствует лучшему сцеплению со слитком.

На рис. X.10 представлен ролик приемного рольганга слябинга 1150 конструкции НКМЗ. Рольганг состоит из двух секций с четырьмя и тремя роликами. Каждая секция снабжена приводом от электродвигателя мощностью 45 кВт (575 об/мин) через редуктор с передаточным числом $i=9,44$, промежуточные цилиндрические шестерни и шпиндели (типа удлиненных зубчатых муфт.) Ролики смонтированы на конических роликовых подшипниках. Для восприятия больших ударных нагрузок при

подаче слитка массой до 28 т на рольганг не слитковозом, а непосредственно колодезным клещевым краном предусмотрена амортизация опор роликов при помощи тарельчатых пружин.

Рабочие рольганги обжимных станов (блужингов и слябингов) работают в весьма тяжелых условиях: их ролики подвергаются ударам во время кантовки и также при выходе слитка из валков. Груп-

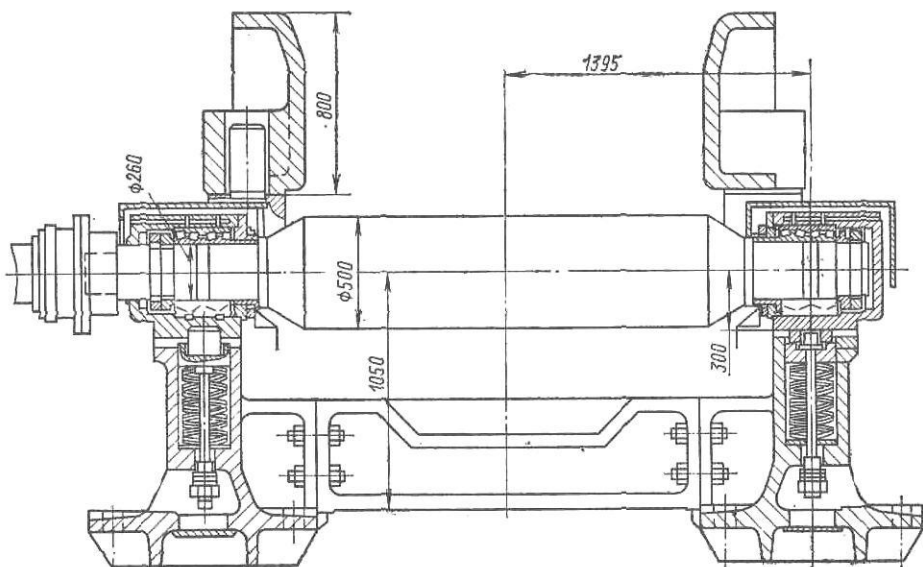


Рис. X.10. Ролик приемного рольганга слябинга 1150 с пружинными амортизаторами под подшипниковыми опорами

повой привод роликов рольганга с коническими шестернями в этих условиях на практике оказался совершенно неработоспособным.

На новых блужингах и слябингах применяют два вида рабочих рольгангов: 1) все ролики (8—10 шт.) рольганга имеют индивидуальный привод от отдельных расположенных сбоку тихоходных электродвигателей. Вращение передается через зубчатые муфты с удлиненным валом. Такой рольганг требует установки большого числа двигателей повышенной мощности (для надежного привода каждого ролика) и, кроме того, больших площадей для размещения этих двигателей перед рабочей клетью и за ней; 2) первые два-три ролика, расположенных рядом со станинными роликами, имеют индивидуальный привод, а остальные 6—8 роликов — групповой привод от отдельного редуктора с цилиндрическими шестернями и зубчатые муфты удлиненного типа. Привод рольганга второго типа занимает меньшие площади, суммарная мощность электродвигателей меньше и, кроме того, при прокатке относительно коротких слитков в первых проходах можно включать только первые ролики с индивидуальными приводами, групповой привод включается только при последующих проходах, когда длина прокатываемого металла становится большой (>5 м).

На рис. X.11 показан рабочий рольганг блужинга 1300 конструкции УЗТМ.

Рабочий рольганг состоит из восьми роликов. Первые два ролика имеют индивидуальный привод от электродвигателей постоянного тока мощностью 135/43 кВт (470/150 об/мин, $PВ=100\%$) через зубчатые муфты удлиненного типа; максимальная окружная скорость роликов 3,9 м/с. Остальные шесть роликов имеют групповой привод от электродвигателя типа МПС 5400—1000 мощностью 200 кВт (500 об/мин, $PВ=100\%$) через редуктор ($i=82/38 \cdot 49/25=4,24$) и паразитные промежуточные шестерни ($z=37$); окружная скорость роликов 3,1 м/с. Все ролики цельнокованые, диаметр 500 мм, длина бочки 2800 мм, установ-

лены на двухрядных сферических роликоподшипниках, хорошо воспринимающих динамические нагрузки на ролики и их прогиб. Смазка редуктора жидкая, проточная; зубчатых муфт — жидкая, заливная; подшипников роликов рольганга — густая.

Транспортные рольганги (подводящие и отводящие) обжимных станов снабжены групповым приводом аналогичного вида, но отличаются облегченной конструкцией, так как они транспортируют длинную полосу (блюм, сляб) и нагрузка, приходящаяся на один ролик, меньше. На всех транспортных рольгангах сделаны боковые направляющие стальные линейки, предназначенные для направления движущейся полосы.

Рольганги с индивидуальным приводом роликов применяют для транспортировки проката большой длины (полос, толстых листов, заготовок, профилей и т. д.), когда нагрузка от массы металла, приходящаяся на каждый ролик, невелика. В отличие от рольгангов с групповым приводом рольганги с индивидуальным приводом имеют очень простую конструкцию. Каждый ролик установлен на отдельной раме и может быть легко заменен; из типовых роликов-блоков можно составить рольганг любой длины с любым шагом роликов. Для привода роликов применяют асинхронные рольганговые двигатели в двух исполнениях: обычные с лапами и фланцевые. Если необходимо регулировать скорость рольгангов, для питания этих двигателей применяют преобразователи частоты (10—60 Гц).

На рис. X.12 приведены примеры конструкций роликов с индивидуальным приводом. Обычно ролики изготавливают из труб, к которым приваривают концевые ступицы, насаживаемые на вал; иногда концы труб обжимают для цапф. Опоры роликов устанавливают на конические роликоподшипники или (с неприводной стороны) на подшипники с витыми роликами. Рамы для роликов отливают из чугуна марки СЧ15—32 или для тяжелых рольгангов из стали 30Л. В случае привода ролика через промежуточную шестеренную пару последнюю монтируют в самом корпусе опоры ролика.

На сортовых станах применяют также рольганги с приводом роликов от электродвигателей через обычный карданный автомобильный вал. Лапы двигателя расположены на плите ниже уровня ролика, поэтому над электродвигателями рольганга может быть расположен транспортер (шлеппер) для перемещения проката.

Расчет роликов рольгангов

Основными параметрами рольгангов являются: диаметр роликов d , длина бочки и шаг между роликами. С целью снижения массы рольганга и уменьшения мощности привода диаметр роликов целесообразно брать наименьшими, насколько позволяет прочность самого ролика. Длину бочки роликов принимают: для рабочих рольгангов — равной длине бочки валков, для транспортных рольгангов — на 150—200 мм больше ширины транспортируемой полосы (или ширины уложенных в ряд не-

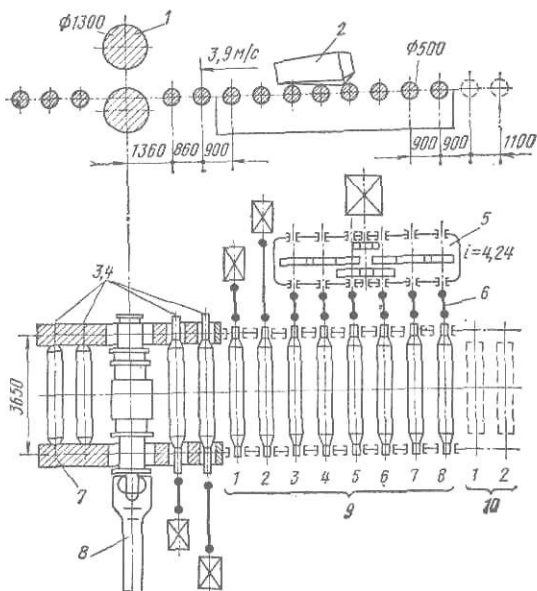


Рис. X.11. Рабочий рольганг блюминга 1300 конструкции УЗТМ:

1 — валки; 2 — слиток; 3, 4 — стальные ролики; 5 — редуктор; 6 — зубчатые шпиндели (муфты); 7 — стальные рабочей клетки; 8 — универсальные шпиндели от главных электродвигателей; 9 — рабочий рольганг; 10 — раскатной рольганг

скольких профилей, заготовок). Шаг роликов выбирают из условия, что металл должен лежать не менее чем на двух роликах, однако он не должен быть очень большим, иначе металл будет прогибаться.

Скорость вращения роликов рабочих рольгангов должна быть на 10—15 % выше скорости выходящего из валков металла, а у транспорт-

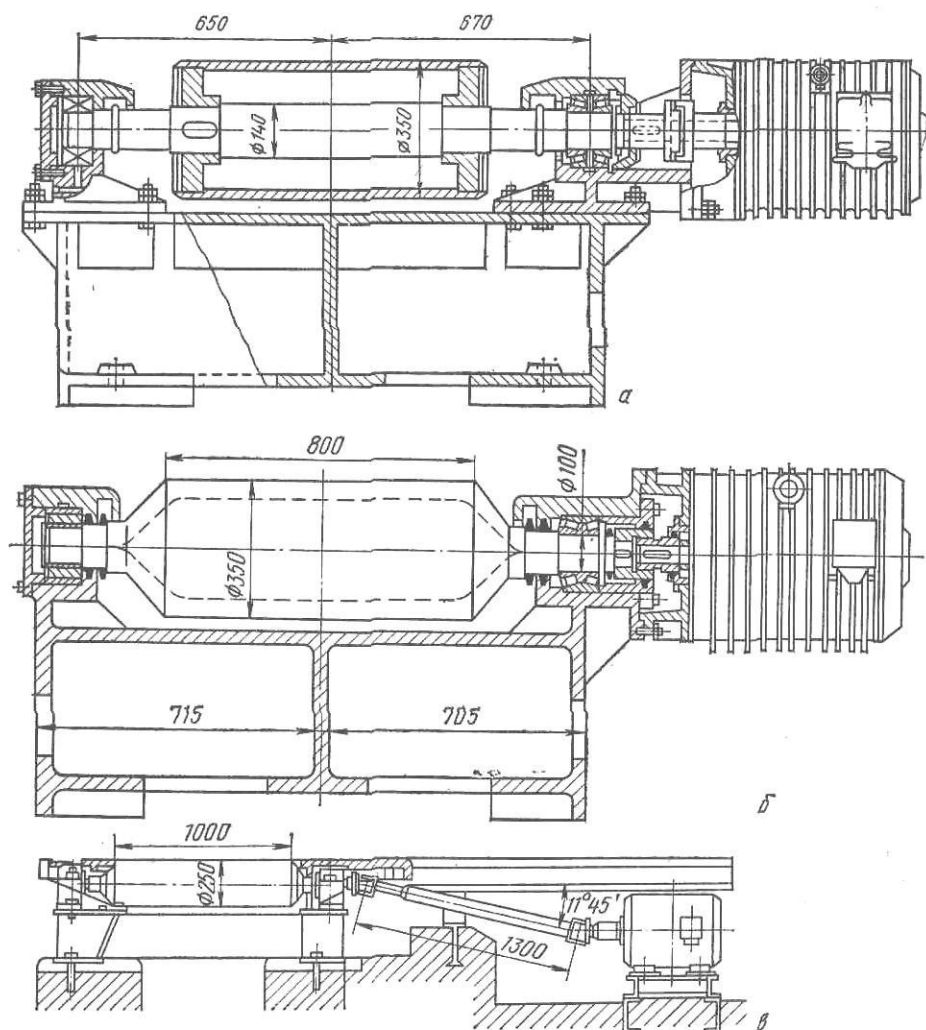


Рис. X.12. Ролики с индивидуальным приводом:

а — от фланцевого электродвигателя через гибкую муфту; б — от фланцевого электродвигателя через зубчатую муфту; в — от электродвигателя через карданный шпindel.

ных рольгангов она принимается в зависимости от типа и назначения стана и характера выполняемых технологических операций. Например, для подводящих рольгангов блюминга, транспортирующих тяжелые слитки, скорость равна 1,5—2 м/с, а у отводящих за непрерывным широкополосным станом горячей прокатки — до 20 м/с.

Момент и мощность привода роликов рольганга определяют с учетом трех факторов:

а) потерь на трение в подшипниках при передвижении металла по рольгангу:

$$M_{\text{тр}} = (Q + nG) \mu_n d_n / 2; \quad (\text{X.14})$$

б) возможного буксования роликов по металлу при случайном упоре металла в препятствие, например в направляющие линейки, установленные по длине рольганга:

$$M_{\text{бук}} = Q \mu_0 d / 2. \quad (\text{X.15})$$

Эти моменты составляют статическую (неизменяющую, постоянную при $\omega = \text{const}$) нагрузку привода: $M_{\text{ст}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{бук}}$;

в) возможности транспортирования металла с ускорением, для чего к роликам необходимо приложить динамический момент

$$M_{\text{дин}} = J\varepsilon = J \frac{d\omega}{dt} \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (\text{X.16})$$

В формулах обозначено:

Q — вес транспортируемого металла (при индивидуальном приводе каждого ролика от отдельного электродвигателя Q — вес металла, приходящийся на один ролик); G — вес самого ролика; n — число роликов, приводимых от одного электродвигателя; d — диаметр бочки ролика; $d_{\text{п}}$ — диаметр трения в подшипниковых опорах ролика; $\mu_{\text{п}}$ — коэффициент трения в подшипниках ролика; для роликовых подшипников $\mu_{\text{п}} = 0,005 - 0,008$; $\mu_{\text{б}}$ — коэффициент трения ролика при буксовании: по горячему металлу $\mu_{\text{б}} = 0,3$; по холодному $\mu_{\text{б}} = 0,15 - 0,2$; J — момент инерции масс m , вращающихся с ускорением, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$J = mR_i^2 = mD_i^2/4; \quad (\text{X.17})$$

D_i — диаметр инерции вращающейся детали; для детали, имеющей форму цилиндра, $R_i = r/\sqrt{2} \approx 0,7r$; $D_i = 2R_i \approx 1,4r$, здесь r — наружный радиус цилиндра; $\varepsilon = d\omega/dt$ — угловое ускорение вращающейся массы, $1/\text{с}^2$ (рад/с). Выражение mD_i^2 называется маховым моментом вращающейся массы.

При ускорении вращения роликов рольганга находящийся на них металл движется с ускорением поступательно. Для приведения момента инерции поступательно движущегося металла к оси вращения ролика будем считать, что масса металла приложена в точке (по образующей) на окружности ролика. Тогда динамический момент для разгона (движения с ускорением) самих роликов и находящегося на них металла будет равен, $\text{кН} \cdot \text{м}$

$$M_{\text{дин}} = (J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) \varepsilon = 1/4 [n(m_{\text{р}} D_{\text{р}}^2) + m_{\text{м}} d^2] \varepsilon, \quad (\text{X.18})$$

где $m_{\text{р}}$ и $m_{\text{м}}$ — масса ролика и металла.

Если задано не угловое ускорение роликов ε , а ускорение поступательно движущегося по ним (без пробуксовки) металла j , то при пользовании формулой надо иметь в виду следующее соотношение (при $v = \omega r$):

$$j = dv/dt = (d\omega/dt)r = \varepsilon r; \quad \varepsilon = j/r = 2j/d,$$

где j выражено $\text{м}/\text{с}^2$; d в м ; ε в $1/\text{с}^2$.

Для того чтобы заставить металл двигаться по роликам рольганга с ускорением, ролики должны преодолеть силу инерции металла, равную, Н

$$I_{\text{мет}} = m_{\text{м}} j.$$

Но при движении металла по роликам (без проскальзывания) сила инерции не может быть больше силы трения между роликом и металлом, равной $F_{\text{тр}} = \mu Q = \mu m_{\text{м}} g$. т. е. $I_{\text{мет}} \leq F_{\text{тр}}$ или

$$j \leq \mu g = 9,8\mu. \quad (\text{X.19})$$

Отсюда следует, что максимальное ускорение металла на роликах рольганга не может быть больше произведения коэффициента трения ролика по металлу на ускорение силы тяжести.

При $\mu = \mu_{\text{б}}$ получим: для холодного металла $j = 0,15 \cdot 9,8 \approx 1,5 \text{ м}/\text{с}^2$; для горячего металла $j = 0,3 \cdot 9,8 \approx 3,0 \text{ м}/\text{с}^2$.

Таким образом, суммарный момент привода n роликов рольганга будет равен, $\text{кН} \cdot \text{м}$

$$M_{\text{рол}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}. \quad (\text{X.20})$$

Мощность, требующаяся для вращения роликов рольганга, кВт

$$N_{\text{рол}} = M_{\text{рол}} \omega_p, \quad (\text{X.21})$$

где ω_p — угловая скорость вращения роликов, 1/с. Мощность электродвигателя для привода роликов

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{рол}}/\eta, \quad (\text{X.22})$$

где η — к. п. д. передачи от двигателя к роликам. Окончательный выбор мощности двигателя необходимо проводить с учетом характера работы рольганга (длительный, кратковременный, повторно-кратковременный), т. е. с учетом не только допустимой кратковременной перегрузки двигателя по моменту, но также и с учетом допустимого его нагрева по среднеквадратичному току (моменту).

Расчет ролика рабочего рольганга на прочность

Ролик постоянного сечения на жестких опорах. При кантовке центр тяжести слитка (блюда, сляба) опускается на величину h . В конце падения слитка, т. е. в момент соприкосновения его с роликом рольганга, живая сила (кинетическая энергия) его падения равна, Дж

$$E_0 = m_m v_0^2/2 = Qh, \quad (\text{X.23})$$

где $v_0 = \sqrt{2gh}$ — скорость падения слитка, (м/с), в момент соприкосновения его с роликом; m_m и Q — масса, кг, и вес, Н, металла (слитка), приходящиеся на один ролик.

После удара слитка о ролик часть энергии удара будет израсходована на пластическую деформацию (смятие) слитка, а слиток вместе с роликом будут далее двигаться со скоростью v_1 , так как ролик будет упруго изгибаться.

Из курса сопротивления материалов известно, что при подсчете прогиба балки постоянного сечения для учета влияния массы (веса) самой балки надо к действующему в середине балки грузу прибавить половину (точнее 17/35) массы (веса) самой балки. Таким образом, живая сила системы слиток — ролик после удара слитка будет равна, Дж

$$E_y = \frac{m_m + k_1 m_p}{2} v_1^2, \quad (\text{X.24})$$

где $k_1 \approx 0,5$ — коэффициент приведения массы ролика к массе слитка.

Эта энергия переходит в потенциальную энергию упругой деформации ролика и его опор. Очевидно, что разность $E_0 - E_y$ есть энергия, израсходованная на пластическую деформацию (смятие слитка).

В уравнении неизвестной является скорость системы v_1 после удара. Определим ее из закона сохранения количества движения: количество движения системы до удара равно количеству движения ее после удара $m_m v_0 = (m_m + k_2 m_p) v_1$, откуда

$$v_1 = v_0 \frac{1}{1 + k_2 m_p/m_m}, \quad (\text{X.25})$$

где $k_2 = 0,625$ (точнее 5/8) — коэффициент приведения скорости ролика к скорости металла.

Подставляя это значение v_1 , получим

$$E_y = E_0 \frac{1 + k_1 m_p/m_m}{(1 + k_2 m_p/m_m)^2} \approx E_0 \frac{1}{1 + k_2 m_p/m_m}, \quad (\text{X.26})$$

Из рассмотрения этой формулы следует, что энергия системы после удара тем больше, чем меньше отношение массы ролика к массе слитка (металла). Если, например, $m_p = 1/2 m_m$, то получим $E_y \approx 0,8 E_0$, т. е. 80 % энергии удара будет восприниматься роликом и его опорами и только 20 % энергии будет потеряно на смятие слитка. Отсюда следует, что при изгибе ролика в нем будут возникать значительные напряжения.

Ролики рольганга обычно устанавливают на жестких опорах (на подшипниках качения), поэтому можно считать, что кинетическая энергия E_y полностью переходит в потенциальную энергию прогиба толь-

ко самого ролика, т. е. деформацией опор можно пренебречь. Представляя ролик в виде двухопорной балки постоянного сечения, получим, что потенциальная энергия его прогиба равна половине произведения динамической силы удара на величину прогиба, т. е.

$$U = Pf/2. \quad (X.27)$$

Опыты показывают, что деформация двухопорной балки при ударной нагрузке протекает так же, как и при статической, т. е. прогиб пропорционален действующей силе

$$f = Pl^3/(48EJ), \quad (X.28)$$

поэтому потенциальная энергия ролика при ударе будет

$$U = Pl^3/(96EJ), \quad (X.29)$$

где l — длина между опорами балки; EJ — жесткость балки.

Приравнявая кинетическую энергию [уравнение (X.26)] потенциальной, т. е. $E_{\text{д}} = U$, получим формулу для определения динамической силы удара:

$$P = k_{\text{дин}} Q, \quad (X.30)$$

где динамический коэффициент

$$k_{\text{дин}} = \sqrt{96EJ \frac{h}{l^3} \frac{Q + k_1 G}{(Q + k_2 G)^2}} \approx 9,8 \sqrt{\frac{EJh}{l^3 (Q + k_2 G)}}. \quad (X.31)$$

Как показывают расчеты, для роликов рабочих рольгангов $k_{\text{дин}} = 25 \div 50$; отсюда следует, что динамическое усилие на ролик рабочего рольганга в 25—30 раз больше веса падающего слитка.

Напряжения изгиба в ролике будут равны: в середине бочки

$$\sigma_6 = M_{\text{из}}/W_6 = Pl/(4W_6) = Pl/(0,4d^3); \quad (X.32)$$

в шейке на расстоянии c от середины опоры

$$\sigma_{\text{ш}} = (P/2)c/W_{\text{ш}} = Pc/0,2d_{\text{ш}}^3, \quad (X.33)$$

где $d_{\text{ш}}$ — диаметр шейки (у галтели).

Ролик переменного сечения на жестких опорах. Конструктивно ролик рольганга представляет собой двухопорную балку не постоянного (как было принято выше), а переменного сечения (рис. X.13).

С целью учета влияния различной жесткости цапф и промежуточных участков между цапфами и бочкой ролика представим ролик трехступенчатым, как показано на рис. X.13. Определим потенциальную энергию прогиба такой трехступенчатой балки:

$$U = 2 \int_0^{l/2} \frac{M_x^2 dx}{2EJ} = \frac{1}{E} \left\{ \frac{1}{J_c} \int_0^c \left(\frac{P}{2} x\right)^2 dx + \frac{1}{J_b} \int_c^b \left(\frac{P}{2} x\right)^2 dx + \frac{1}{J} \int_b^{l/2} \left(\frac{P}{2} x\right)^2 dx \right\}; \quad (X.34)$$

$$U = \frac{Pl^3}{96EJ} \alpha,$$

где обозначено:

$$\alpha = [1 + (2b/l)^3 (k_b - 1) + (2c/l)^3 (k_c - k_b)] > 1;$$

$$k_b = J/J_b > 1; \quad k_c = J/J_c > 1.$$

Очевидно, что потенциальная энергия ступенчатой балки больше, чем балки постоянного сечения, так как больше прогиб первой при том же диаметре бочки ролика.

В формуле (X.31) выражение для динамического коэффициента принимает следующий вид:

$$k_{\text{дин}} = \sqrt{96EJ \frac{h}{\alpha l^3} \frac{Q + k_1 G}{(Q + k_2 G)^2}} \approx 9,8 \sqrt{\frac{EJh}{\alpha l^3 (Q + k_2 G)}} \quad (\text{X.35})$$

Для балки переменного сечения, представленной на рис. X.13, согласно более точным подсчетам, следует принимать значения коэффициентов приведения $k_1 = 0,55$ и $k_2 = 0,7$.

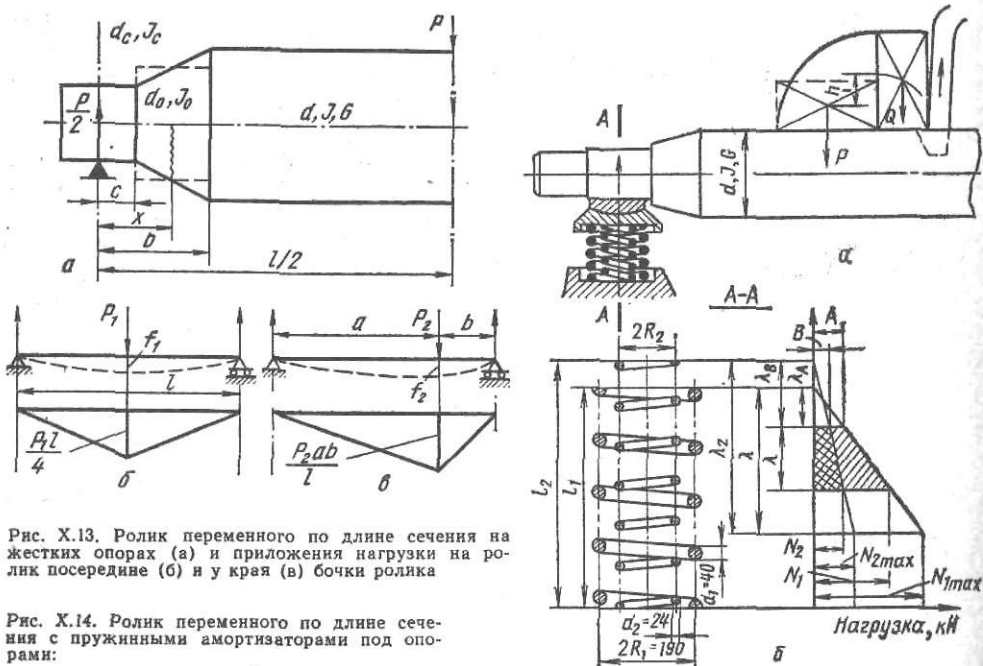


Рис. X.13. Ролик переменного по длине сечения на жестких опорах (а) и приложения нагрузки на ролик посередине (б) и у края (в) бочки ролика

Рис. X.14. Ролик переменного по длине сечения с пружинными амортизаторами под опорами:

а — схема нагружения; б — пружина опоры

Рассмотрим теперь, как изменится величина динамической силы P , если кантовка (удар) слитка происходит не посередине, а у края бочки ролика.

Можно считать, что кинетическая энергия системы слиток — ролик не зависит от того, в каком месте по длине ролика осуществляется удар (т. е. падение слитка на ролик).

Потенциальную энергию прогиба ролика приравняем кинетической, поэтому можем написать:

при ударе посередине бочки

$$f_1 = \frac{2U}{P_1} = \frac{P_1 l^3}{48EJ} \alpha;$$

при ударе у края бочки

$$f_2 = \frac{2U}{P_2} = \frac{P_2 (ab)^2}{3EJl} \alpha,$$

при $U = \text{const}$ для обоих случаев $P_1 f_1 = P_2 f_2$, поэтому получим

$$P_2 = P_1 \frac{l^2}{4ab} = P_1 \frac{1}{4(1-a/l)a/l} \quad (\text{X.36})$$

Так как $a/l > 1/2$, то знаменатель всегда < 1 , т. е. при кантовке у края бочки усилие будет больше, чем в случае кантовки посередине бочки.

Ролик переменного сечения на подпружиненных опорах. Практика показывает, что ролики рабочего рольганга и станинные ролики, установленные на жестких опорах, часто разрушаются (ломаются по шейке или по бочке).

С целью уменьшения динамической нагрузки при ударе и повышения прочности на новых обжимных станах ролики рабочего рольганга и ста-

нинные ролики устанавливаются на подпружиненных опорах под цапфами (амортизаторах) (рис. X.14). В этом случае общая потенциальная энергия системы ролик — пружинные опоры будет равна сумме энергий ролика U_1 и пружинных опор U_2 :

$$U = U_1 + U_2. \quad (X.37)$$

Потенциальная энергия ролика определяется по формуле (XI.16). Потенциальную энергию пружинных опор представим в следующем виде (вывод см. ниже):

$$U_2 = \beta P^2 - \gamma. \quad (X.38)$$

При определении кинетической энергии системы слиток — ролик по формуле (X.26) можно принимать коэффициенты приведения масс и скорости $k_1 = k_2 = 1$, так как скорость системы после удара значительно отличается от скорости падения слитка в момент удара v_0 и деформации ролика мала по сравнению с деформацией пружинных опор.

Приравняв кинетическую энергию системы ролик — слиток правой части формулы (X.26) суммарной потенциальной энергии системы ролик — пружинные опоры по формулам (X.24) и (X.38), получим уравнение для определения динамической нагрузки на ролик, имеющий пружинные опоры,

$$P = k_{\text{пр}} Q, \quad (X.39)$$

где коэффициент динамичности для пружинных опор равен

$$k_{\text{пр}} \approx 9,8 \sqrt{\frac{EJ \left(\frac{h}{Q+G} + \frac{\gamma}{Q^2} \right)}{\alpha I^3 + 96EJ\beta}}; \quad (X.40)$$

здесь характеристические коэффициенты пружин

$$\beta = \frac{1}{2G_{\text{пр}}} \frac{R_1^3 n_1}{r_1^4 + r_1^4 \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^3};$$

$$\gamma = \beta \left(\frac{G_{\text{пр}} r_1^4}{R_1^3 n_1} \right)^2 \left[\lambda_A + \lambda_B \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^4 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^3 \frac{n_1}{n_2} \right]^2;$$

α — см. формулу (X.34).

Анализ формулы (X.40) показывает, что коэффициент динамичности пружинных опор в 5—8 раз меньше коэффициента динамичности жестких опор [$k_{\text{пр}} < k_{\text{дин}}$, см. формулу (X.31)], что подтверждает целесообразность применения пружинных опор на первых роликах приемного и рабочего рольгангов и станинных роликах.

Пример 53. Определить момент и мощность электродвигателя индивидуального привода ролика транспортного рольганга между первой и второй непрерывными группами клеток заготовочного стана 850/700/500.

Из последней клетки первой группы стана выходит заготовка длиной до 65 м, сечением 150×150 мм и весом до 72 кН со скоростью 1,48 м/с. Рольганг имеет 49 роликов с шагом 1500 мм; каждый ролик приводится от отдельного электродвигателя переменного тока типа АР14-16; максимальный момент двигателя 280 Н·м; частота вращения 375 об/мин; двигатель соединен с роликом одноступенчатым цилиндрическим редуктором с передаточным числом $i=4,41$ (рис. X.15).

1. Принимаем, что заготовка наибольшего веса и наименьшей длины при транспортировании по рольгангу лежит на пяти роликах; $d=350$ мм; $d_{\text{п}}=180$ мм; $\mu_{\text{п}}=0,008$; вес ролика 4 кН. По формулам (X.14) и (X.15) находим момент на шейке приводного ролика из условия возможного буксования ролика по горячему металлу ($\mu_{\text{с}}=0,3$):

$$M_{\text{сг}} = (72/5 + 4) 0,008 \cdot 0,18/2 + 72/5 \cdot 0,3 \cdot 0,35/2 = 0,76 \text{ кН·м.}$$

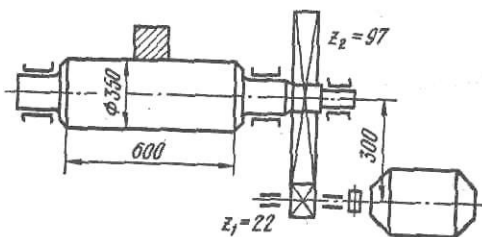


Рис. X.15. К расчету ролика рольганга

Рольганг работает при постоянной скорости, поэтому динамический момент на ускорение металла равен нулю.

Момент ролика, приведенный к валу двигателя:

$$M_{\text{пр}} = 0,76 / (4,41 \cdot 0,95) = 0,18 \text{ кН} \cdot \text{м} = 180 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

значит, выбранный электродвигатель удовлетворяет длительному режиму работы ролика рольганга.

Пример 54. Определить динамическую нагрузку на ролик при кантовке слитка и прочность ролика рабочего рольганга блюминга 1000. Ролик установлен на жестких опорах. Размеры ролика: цапфа — $d_c = 20,5$ см; $c = 7,4$ см; $J_c = \frac{\pi}{64} d_c^4 = 8650 \text{ см}^4$; коническая часть (заменяем средней по диаметру цилиндрической) — $d_n = 31$ см; $J_n = \frac{\pi}{64} d_n^4 =$

$$= 45200 \text{ см}^4; \text{ бочка } d = 40 \text{ см}; J = \frac{\pi}{64} d^4 = 125500 \text{ см}^4; b = 55 \text{ см}; l = 330 \text{ см}. \text{ Вес ролика } G = 30 \text{ кН}, m_p = 3000 \text{ кг}; \text{ вес кантуемого слитка } 60 \text{ кН}. \text{ Слиток при кантовке падает на два ролика, поэтому на каждый ролик приходится половина веса слитка } Q = 30 \text{ кН}; m_m = 3000 \text{ кг}. \text{ При кантовке центр тяжести слитка понижается на } h = 30 \text{ см}. \text{ Скорость падения центра тяжести в момент соприкосновения слитка с роликом } v_0 = \sqrt{2gh} =$$

$= \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,3} = 2,4 \text{ м/с}$ (см. рис. X.14, а).

1. Коэффициент α в формуле потенциальной энергии ролика (X.34)

$$k_b = 125\,500 / 45\,200 = 2,8; k_c = 125\,500 / 8650 = 14,5;$$

$$\alpha = 1 + (2,55 / 330)^2 \cdot 1,8 + (2,7,4 / 330)^2 \cdot 11,7 = 1,07.$$

2. Коэффициент динамичности определяем по формуле (X.35) (левая часть). Принимаем для стального ролика $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

$$k_{\text{дин}} = \sqrt{96 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 125\,500 \frac{30}{1,07 \cdot 330^3} \frac{(30 + 0,55 \cdot 30) 10^3}{(30 + 0,7 \cdot 30)^2 10^6}} = 59.$$

3. Динамическая нагрузка на ролик при кантовке слитка по формуле (X.30)

$$P = 59 \cdot 30 = 1770 \text{ кН}.$$

4. Напряжение изгиба в галтеле шейки (цапфы) ролика по формуле (X.33)

$$\sigma = \frac{Pc}{2 \cdot 0,1 d_c^3} = \frac{177 \cdot 10^4 \cdot 7,4}{2 \cdot 0,1 \cdot 20,5^3} = 7750 \text{ Н/см}^2 = 77,5 \text{ МПа}.$$

5. Напряжение изгиба в середине бочки ролика по формуле (X.32)

$$\sigma = \frac{Pl}{4 \cdot 0,1 d^3} = \frac{177 \cdot 10^4 \cdot 330}{4 \cdot 0,1 \cdot 40^3} = 22\,500 \text{ Н/см}^2 = 225 \text{ МПа}.$$

6. Динамическая нагрузка на ролик при кантовке слитка у края бочки на расстоянии 50 см от середины, т. е. при $a = 165 + 50 = 215$ см и $a/l = 0,65$; согласно рис. X.13 и формуле (X.36):

$$P_2 = 1770 \frac{1}{4(1 - 0,65)0,65} = 1920 \text{ кН}.$$

7. Напряжение в бочке ролика в сечении приложения удара

$$M_{\text{из}} = P_2 \frac{ab}{l} = P_2 \frac{a}{l} (l - a) = P_2 a \left(1 - \frac{a}{l}\right);$$

$$M_{\text{из}} = 1920 \cdot 2,15 (1 - 0,65) = 1460 \text{ кН} \cdot \text{м} = 1,46 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$\sigma = \frac{1,46}{0,1 \cdot 0,4^3} = 230 \text{ МПа}.$$

Ролик изготовлен из ковanej стали марки 40X, для которой $\sigma_b = 750 \text{ МПа}$. Таким образом, запас прочности составит $n = 750 / 230 = 3,25$, что ниже допустимого (четырёх-пятикратного, без учета коэффициента усталостной прочности).

Рекомендации: необходимо увеличить диаметр бочки роликов до $d = 500$ мм или цапфы ролика установить на пружинных опорах для снижения динамической нагрузки на ролик при кантовке.

Пример 55. Определить динамическую нагрузку на ролик рабочего рольганга при кантовке слитка и прочность ролика. Данные те же, что и в примере 54.

Каждая цапфа ролика установлена на пружинной опоре (см. рис. X.14, а); конструктивно опора состоит из четырех спиральных пружин — двух наружных и двух внутренних (расположенных в двух секциях), имеющих следующую характеристику (см. рис. X.14, б); число рабочих витков $n_1 = 3,5$ и $n_2 = 6,5$ соответственно; материал пружин: сталь марки 60С2, модуль сдвига $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

1. Максимальное усилие сжатия пружин

$$N_{1\max} = \lambda_1 \frac{Gr_1^4}{4R_1^3 n_1} = 8 \frac{8 \cdot 10^6 \cdot 2^4}{4 \cdot 5,7^3 \cdot 3,5} = 86 \text{ кН};$$

$$N_{2\max} = \lambda_2 \frac{Gr_2^4}{4R_2^3 n_2} = 9 \frac{8 \cdot 10^6 \cdot 1,2^4}{4 \cdot 9,5^3 \cdot 6,5} = 31 \text{ кН}.$$

2. Пружины предварительно сжаты на $\lambda_A = 32$ и $\lambda_B = 42$ мм. Усилия предварительного сжатия

$$A = \lambda_A \frac{Gr_1^4}{4R_1^3 n_1} = 34,4 \text{ кН};$$

$$B = \lambda_B \frac{Gr_2^4}{4R_2^3 n_2} = 14,5 \text{ кН}.$$

3. Потенциальная энергия двух пружин (одна секция) при ударе слитка о ролик роляганга (площади заштрихованных эюр)

$$U_c = \lambda \left(\frac{N_2 + B}{2} \right) + \lambda \left(\frac{N_1 + A}{2} \right) = \frac{\lambda}{2} (N_c + A + B),$$

где λ — деформация опоры (пружин) при ударе; $N_c = N_1 + N_2$ — усилия на пружины одной секции при ударе.

Суммарное усилие на все пружины двух опор ролика (четыре секции) при ударе эквивалентной фиктивной статической нагрузки на ролик, заменяющий действие удара падающего слитка: $P = 4N_c$, поэтому получим (для двух пружин одной секции)

$$U_c = \lambda/8 [P + 4(A + B)].$$

4. Из характеристики пружин следует, что

$$\lambda = \alpha_1 (N_1 - A) = \alpha_2 (N_2 - B),$$

где обозначено:

$$\alpha_1 = 4R_1^3 n_1 / (Gr_1^4); \quad \alpha_2 = 4R_2^3 n_2 / (Gr_2^4).$$

Так как $N_1 + N_2 = N_c = P/4$, то при совместном решении получим

$$N_1 = \frac{P}{4} \frac{1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} + \frac{\frac{\alpha_1}{\alpha_2} A - B}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}; \quad N_2 = P/4 - N_1;$$

$$\lambda = \frac{1}{4} \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} [P - 4(A + B)];$$

$$U_c = \frac{1}{32} \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} [P^2 - 16(A + B)^2].$$

5. Полная потенциальная энергия пружинных опор ролика (четыре секции)

$$U_2 = 4U_c = \frac{1}{8} \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} [P^2 - 16(A + B)^2], \quad (\text{X.41})$$

или, как представлено выше $U_2 = \beta P^2 - \gamma$, где значения коэффициентов β и γ приведены выше [см. формулы (X.34) и (X.40)].

6. Определяем коэффициент динамичности пружинных опор по формуле (X.40): $\alpha = 1,07$ (см. пример 54);

$$\beta = \frac{1}{2 \cdot 8 \cdot 10^6} \frac{9,5^3 \cdot 3,5}{2^4 + 1,2^4 \left(\frac{3,5}{6,5} \right) \left(\frac{9,5}{5,7} \right)^3} = 9 \cdot 10^{-6} \text{ см/Н};$$

$$\gamma = 9 \cdot 10^{-6} \left(\frac{8 \cdot 10^6 \cdot 2^4}{9,5^3 \cdot 3,6} \right)^2 \left[3,2 + 4,2 \left(\frac{1,2}{2} \right)^4 \left(\frac{9,5}{5,7} \right)^3 \left(\frac{3,5}{6,5} \right)^2 \right]^2 = 33 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$k_{\text{нр}} = 9,8 \sqrt{2,1 \cdot 10^7 \cdot 125 \cdot 500 \frac{\frac{30}{60000} + \frac{33 \cdot 10^4}{9 \cdot 10^6}}{1,07 \cdot 330^3 + 96 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 125 \cdot 500 \cdot 9 \cdot 10^{-6}}} = 9,6.$$

7. Нагрузку на ролик при ударе слитка определяем по формуле (X.39)

$$P = 9,6 \cdot 30 = 288 \text{ кН}.$$

Таким образом, по сравнению с жесткими опорами (см. пример 54) нагрузка и коэффициент динамичности уменьшились в $59/9,6=6,2$ раза; в такой же степени уменьшились напряжения в шейке и в бочке ролика, т. е. прочность ролика увеличилась в 6 раз.

Вместо спиральных пружин в опорах первых роликов приемных и рабочих рольгангов и станинных роликов на новых крупных блюмингах и слябингах применяют также плоские (тарельчатые) пружины в форме вогнутых и выпуклых дисков; такие пружинные амортизаторы обладают большой жесткостью при небольших габаритах. Методика расчета таких амортизаторов аналогична изложенной выше (см. рис. X.10).

3. Кантователи

Манипулятор предназначен для передвижения металла по роликам рабочего рольганга параллельно их бочке с целью последующего правильного направления металла в валки (или их калибры). Одновременно с этим линейки манипулятора выпрямляют прокатываемую полосу (блюм, сляб, заготовку), если она искривилась при прокатке. Манипуляторы применяют только при прокатке слитков и относительно толстой заготовки и полосы, т. е. на блюмингах, слябингах, рельсобалочных и крупносортовых станах и на толстолистовых станах.

Кантователи в линиях прокатки служат для поворота (кантовки) прокатываемой полосы (слитка, блюма, заготовки, профиля) относительно ее продольной оси на 90° перед задачей в следующий калибр валков для обеспечения равномерного обжатия металла по всему сечению. Такие кантователи применяют на блюмингах, слябингах, рельсобалочных и сортовых станах.

Кантователи блюминга (слябинга)

Манипуляторы установлены с передней и задней сторон рабочей клетки. Каждый манипулятор снабжен двумя массивными стальными литыми линейками (массой 15—40 т каждая), установленными по бокам рабочего рольганга и передвигаемыми при помощи длинных штанг с зубчатыми рейками. Передние и задние линейки как со стороны привода валков, так и со стороны привода роликов рабочих рольгангов попарно приводятся от общего электродвигателя при помощи зубчатых шестерен, находящихся в зацеплении с рейками. Таким образом, левые или правые линейки передвигаются одновременно. Кроме того, левые и правые линейки могут одновременно передвигаться навстречу одна другой и «зажимать» металл либо удаляться одна от другой. Металл, направленный в валки передней парой линеек, с другой стороны клетки принимается задней парой линеек и затем передвигается ими к следующему калибру валков. Средняя штанга с зубчатой рейкой соединена с валом кантователя и приводится от электродвигателя.

На блюмингах и слябингах применяют кантователи крюкового типа, принцип действия которых заключается в следующем (рис. X.16, а): в линейке манипулятора 1 (со стороны привода) предусмотрены направляющие пазы (обычно четыре или пять), в которых могут вертикально передвигаться кантующие крюки 2; подъем и опускание крюков осуществляются поворотом рычага 3, шарнирно соединенные с крюками. Вал D со своими подшипниками смонтирован на линейке манипулятора 1 и поворачивается при ходе штанги 4 влево. При кантовке крюки 2 поднимаются вверх, захватывают нижнюю часть слитка (блюма) и поворачивают (опрокидывают, кантуют) его относительно нижнего левого ребра; с целью уменьшения динамического удара о ролики рольганга слиток кантуется на левую линейку, которая при этом отодвигается.

Штанга кантователя 4 с зубчатой рейкой 5 приводится в движение от двух механизмов, кинематически воздействующих на одну реечную шестерню 6, являющуюся планетарной шестерней специального, так называемого дифференциально-планетарного редуктора. Когда передвигается правая линейка манипулятора, одновременно вращается шестерня 8 и перемещается штанга 4 кантователя, т. е. планетарная шестерня 7 должна при этом вращаться с той же скоростью, что и шестерня 8.

Для кантовки слитка (блюма) необходимо повернуть вал D с крю-

ками кантователя. Поворот вала осуществляется движением вперед штанги 4 с рейкой при вращении планетарной шестерни; в данном случае это вращение сообщается шатуно-кривошипным механизмом 9, 10, приводимым электродвигателем мощностью 200 кВт (500 об/мин, $\eta_{\text{ПВ}}=100\%$). При включении этого электродвигателя и повороте кри-

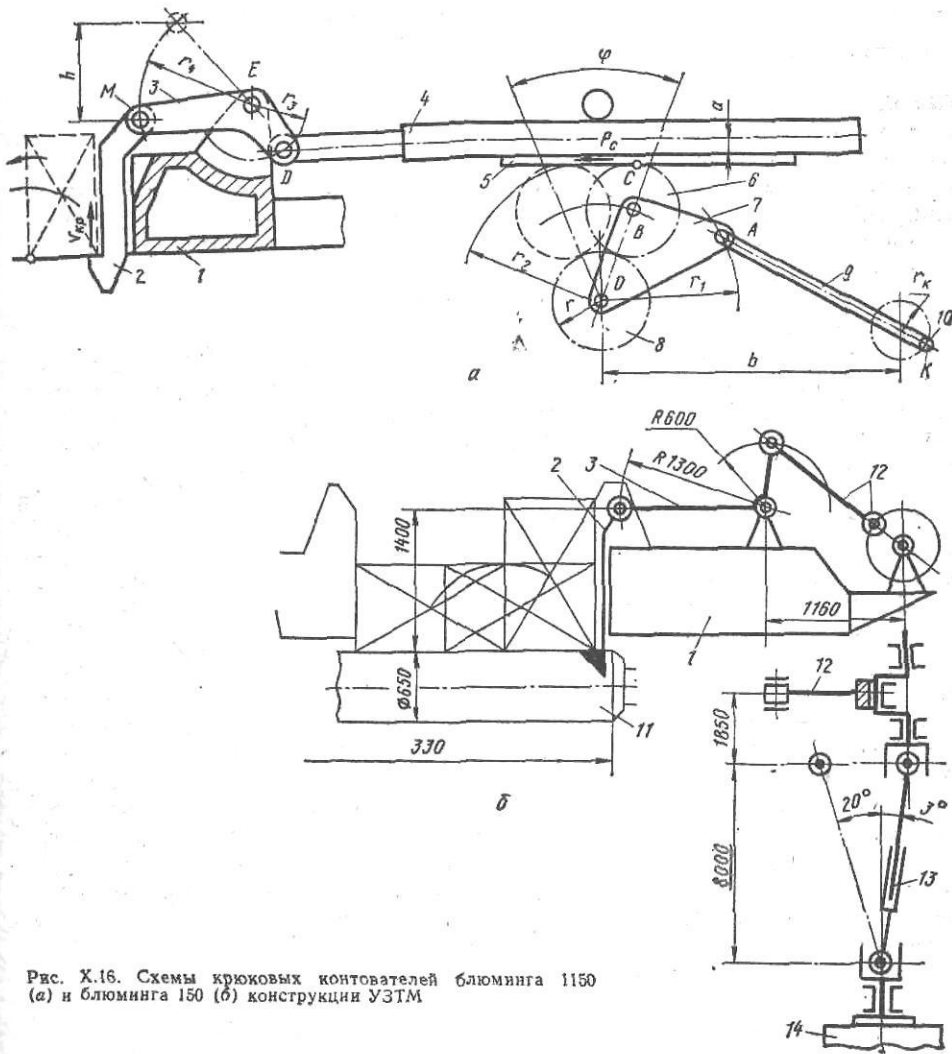


Рис. X.16. Схемы крюковых кантователей блюминга 1150 (а) и блюминга 150 (б) конструкции УЗТМ

вошипа K шатун поворачивает корпус редуктора 7 влево; при этом планетарная шестерня станет ведущей и при обкатывании по нижней шестерне она заставит рейку и штангу кантователя двигаться вперед (влево) т.е. поворачивать вал кантователя. После кантовки крюки кантователя при подъеме в верхнее положение полностью заходят в продольный паз в линейке, благодаря чему линейкой можно передвигать слиток (блюм) по рольгангу, не дожидаясь опускания крюков в нижнее положение; последняя операция (опускание крюков) совмещается затем с временем паузы между пропусками металла через валки.

На рис. X.16, б представлена новая схема кантователя блюминга 1500 конструкции УЗТМ.

Кантовка слитков массой до 21 т осуществляется четырьмя крюками 2 кантователя, рычаг 3 которого поворачивается кривошипно-шатунным механизмом 12, приводимым от электродвигателя 14 постоянного

тока мощностью 200 кВт (25 об/мин) при помощи длинного телескопического шпинделя 13 с шарнирами на подшипниках качения. Кантователь и кривошипно-шатунный механизм установлены на линейке манипулятора 1 и перемещаются при прокатке вместе с ней. Электродвигатель расположен на фундаменте вблизи рамы рольганга. Конструкция шпинделя длиной между шарнирами 8000 мм позволяет иметь угол наклона в горизонтальной плоскости до 20° , что обеспечивает возможность независимого передвижения линейки манипулятора на 3300 мм вдоль бочки роликов 11 рольганга. Достоинством кантователя является исключение из его привода сложного дифференциального редуктора (см. рис. X.16, а).

Пример 56. Определить скорости и усилия в звеньях кантователя (см. рис. X.16, а).

1. Угловая частота вращения кривошипа K . Так как кантовка металла осуществляется за 0,5 оборота кривошипа (при повороте вала на 180°), то при заданной длительности кантовки $t_k = 1$ с получим

$$t_k = 1/2 (60/n_k); \quad n_k = 30/t_k = 30 \text{ об/мин.}$$

а) Угол поворота рамки дифференциала B при повороте кривошипа на 180° (рис. X.17)

$$c = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{41^2 + 294,4^2} = 298 \text{ см; } l_1 = l - r_k = 251 - 16,25 = 234,75 \text{ см;}$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{R_1^2 + c^2 - l_1^2}{2R_1 c} = \frac{100^2 + 298^2 - 234,75^2}{2 \cdot 100 \cdot 298} = 0,733; \quad \alpha_1 = 42^\circ 50';$$

$$l_2 = l + r_k = 251 + 16,25 = 267,25 \text{ см;}$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{R_1^2 + c^2 - l_2^2}{2R_1 c} = 0,46; \quad \alpha_2 = 62^\circ 37';$$

$$\varphi = \alpha_2 - \alpha_1 = 19^\circ 47'.$$

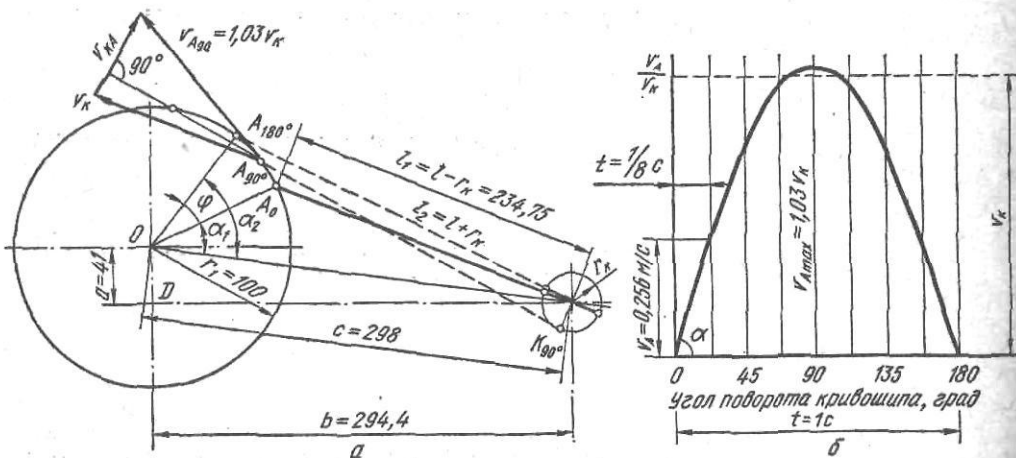


Рис. X.17. Графоаналитическое определение скоростей кривошипно-шатунного механизма поворота рамки дифференциала (а) и график отношения скоростей (б)

б. Графическим способом определяем скорость точки A шатуна (являющейся одновременно осью пальца рамки дифференциала), принимая постоянными угловую n_k и линейную v_k скорости кривошипа. При повороте кривошипа на 90° максимальная скорость точки A будет $v_A \approx 1,03v_k$, где

$$v_k = 2\pi r_k n_k / 60 = 0,51 \text{ м/с;}$$

радиус кривошипа $r_k = 16,25$ см.

2. Высота и скорость подъема крюка кантователя и скорость рейки

$$h = \frac{r_4}{r_3} \left(2r_2 \sin \frac{\varphi}{2} + r\varphi \right) = \frac{120}{63} \left(2 \cdot 3 \cdot 37,8 \cdot \sin \frac{19^\circ 47'}{2} + 0,344 \cdot 37,8 \right) = 99 \text{ см,}$$

где $r_2 = (r + 2r) = 3r$; $r = 37,8$ см; $r_3 = 63$ см; $r_4 = 120$ см; $\varphi = (\pi/180)\varphi^\circ = 0,344$. Принимая

во внимание кинематику планетарной передачи (рамки дифференциала) и соотношение плеч рычагов, получим скорость подъема крюка

$$v_{кр} = r_4/r_3 (4r/r_1) v_A.$$

Максимальная скорость подъема крюка при v_{Amax}

$$v_{кр. max} = \frac{120}{63} \left(4 \frac{37,8}{100} \right) 1,03 \cdot 0,51 = 1,48 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость крюка за время кантовки при подъеме крюка на высоту h

$$v_{кр. ср} = h/t_k = 0,99 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость движения штанги с зубчатой рейкой (точек C и D)

$$v_C = \frac{r_3}{r_4} v_{кр. ср} = \frac{63}{120} \cdot 0,99 = 0,525 \text{ м/с.}$$

3. Усилия в звеньях механизма кантователя.

Шарнир M . Масса четырех крюков кантователя $m_{кр} = 2000$ кг. Принимаем, что при кантовке крюки воспринимают половину массы слитка (металл) $m_m = 3000$ кг. Ускорение точки A рамки дифференциала

$$j_A = dv_A/dt = \operatorname{tg} \alpha = 0,256/1/8 = 2,05 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки M при кантовке

$$j_M = \frac{r_4}{r_3} \left(4 \frac{r}{r_1} \right) j_A = \frac{120}{63} \left(4 \frac{37,8}{100} \right) 2,05 = 5,8 \text{ м/с}^2.$$

Динамическое усилие на крюки при подъеме слитка

$$P_{дин} = (m_{кр} + m_m) j_M = (2000 + 3000) 5,8 = 29 \text{ кН.}$$

Суммарное вертикальное усилие в шарнире M

$$P_M = Q_M + G_{кр} + P_{дин} = 30 + 20 + 29 = 79 \text{ кН.}$$

Шарнир D . Горизонтальное усилие, необходимое для поворота рычагов и подъема крюков при кантовке:

$$P_D = \frac{r_4}{r_3} P_M = \frac{120}{63} 79 = 150 \text{ кН.}$$

Шарнир C . Горизонтальное усилие на рейке в момент кантовки с учетом потерь в шарнирах M , E , D и C ($\eta = 0,96^4 = 0,86$)

$$P_C = P_D/\eta = 175 \text{ кН.}$$

Шарнир A . Окружное усилие в шарнире A шатуна (рамки дифференциала) определим из условия равенства мощностей в шарнирах A и C , т. е.

$$P_A = P_C \frac{v_C}{v_A} = P_C \left(4 \frac{r}{r_1} \right) = 175 \left(4 \frac{37,8}{100} \right) = 265 \text{ кН,}$$

$$\text{где } v_C = (4r/r_1) v_A.$$

4. Усилия в шатуне и в шарнире кривошипа K .

Графически определяем усилие вдоль шатуна $P_{ш}$ и усилия в шарнире K (радиальные P_r и касательные P_t) при повороте рамки дифференциала на угол φ и кривошипа на угол $0-180^\circ$ (см. рис. X.17). При повороте кривошипа на 0° (исходное положение) $P_{ш0} = P_B/\cos \varphi \cdot 1/\eta = 265/0,88 \cdot 1/0,9 = 335 \text{ кН}$

$$P_{r0} = P_{ш0}; P_{t0} = 0.$$

При повороте кривошипа на 90°

$$P_{ш90} = P_B (v_B/v_A) 1/\eta = 265 (1,03) 1/0,9 = 310 \text{ кН}; P_{r90} = P_{ш90}; P_{t90} = 0.$$

Определяем эти усилия при других значениях угла поворота кривошипа и строим график (рис. X.18, б).

Расчеты на прочность. Зная усилия, действующие в шарнирах, проводим затем поверочные расчеты на прочность этих шарниров и всех звеньев механизма кантователя (эти расчеты здесь не приводим). Реечную штангу необходимо проверить на устойчивость при продольном изгибе при эксцентричном приложении усилия в шарнире C .

Штанга имеет сечение двутавровой балки: $F = 178 \text{ см}^2$; $J_x = 32800 \text{ см}^4$; $J_y = 9000 \text{ см}^4$; $W_x = 1985 \text{ м}^3$; радиус инерции сечения штанги

$$i_{min} = \sqrt{J_y/F} = 7,1 \text{ см.}$$

Напряжение сжатия в штанге $\sigma = P_C a/W_x + P_C/F = 175 \cdot 10^3 \cdot 26,5/1985 + 175 \cdot 10^3/178 = 3300 \text{ Н/см}^2 = 33 \text{ МПа,}$

где $a=265$ мм — расстояние от центра тяжести сечения штанги до направления действия силы P_c .

Проверка на устойчивость штанги $l/i = L_{шт}/i_{min} = 580/7,1 = 81 < 100$,

где $L_{шт}$ — длина штанги (см. рис. X.16, а).

Допускаемое напряжение на устойчивость $[\sigma]_y = \gamma[\sigma]_{сж}$,

где $[\sigma]_{сж}$ — допускаемое напряжение на сжатие; для стали марки Ст3 $[\sigma]_{сж} = 140$ МПа.

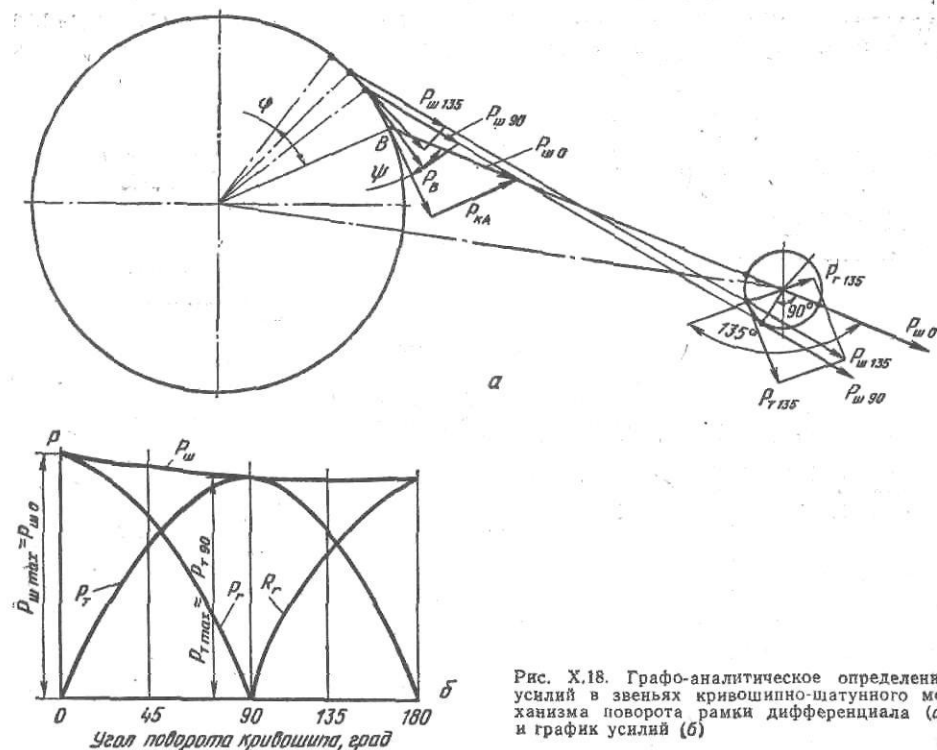


Рис. X.18. Графо-аналитическое определение усилий в звеньях кривошипно-шатунного механизма поворота рамки дифференциала (а) и график усилий (б)

При гибкости $l/i=81$ коэффициент $\gamma \approx 0,75$, поэтому $[\sigma]_y = 0,75 \cdot 140 = 105$ МПа.

Действительное напряжение по поперечному сечению штанги $\sigma = P_c/F = 175 \cdot 10^3 / 17800 = 9,8$ МПа, $\sigma \ll [\sigma]_y$.

4. Толкатели и упоры

Для подачи заготовок с загрузочных боковых решеток (стеллажей) на печные рольганги, загрузки металла в печь, продвижения его по поду печи и выдачи из печи, для подачи металла на холодильники и штабелирующие столы и т. д. применяют толкатели, выталкиватели и сталкиватели различной конструкции.

На рис. X.19 показан сдвоенный печной толкатель усилием 1470 кН, установленный у торца нагревательных печей непрерывного широкополосного стана 2500 конструкции НКЗМ.

Толкатель предназначен для загрузки очередного сляба с подводящего рольганга в печь, а также для продвижения по глассажным трубам всех слябов, нагреваемых в печи, и выдачи при этом с другого торца печи нагретого сляба на отводящий рольганг для транспортирования его к черновому окалиноломателю стана. Масса сляба до 6,8 т, сечение $115 \times 1500 - 200 \times 1600$ мм, длина 2,5 и 5,0 м.

При загрузке в печь коротких слябов (2,5 м) в два ряда ($2 \times 2,5 = 5$ м) каждая штанга толкателя может работать самостоятельно. Разъединение привода штанг осуществляется при помощи пневматического цилиндра и распепной зубчатой муфты. Сдвоенный толкатель приводится от двух электродвигателей постоянного тока мощностью по 72 кВт при помощи редуктора ($i=61,8$) и зубчатых реек. Скорость толкания: вперед 0,2 м/с, при обратном ходе 0,4 м/с. Толкающие упоры на перед-

них концах реечных штанг закреплены шарнирно, поэтому при обратном ходе штанг слябы могут перемещаться по рольгангу.

Усилие толкателя P , кН (реечного, рычажного, гидравлического, фрикционного) определяют по формуле

$$P = Q\mu, \quad (X.42)$$

где Q — вес передвигаемого металла, кН; μ — коэффициент трения при передвижении металла, принимаемый равным для горячего металла 0,4—0,6; для холодного металла 0,25—0,35.

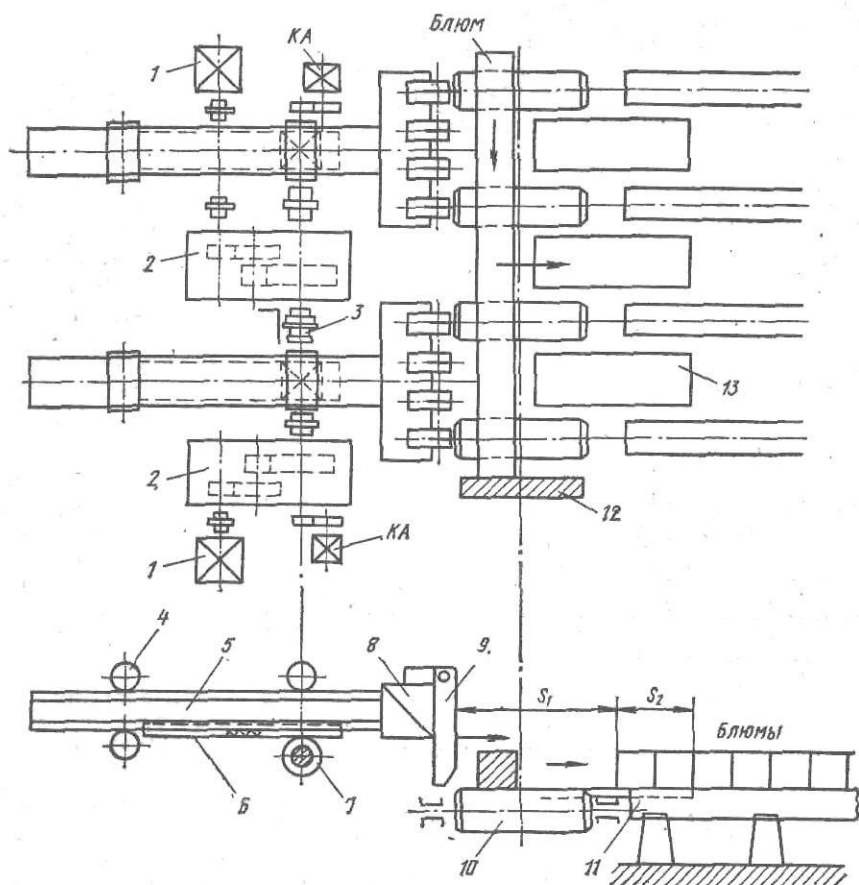


Рис. X.19. Схема двойного сталкивателя блюмов:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — расцепная зубчатая муфта; 4 — направляющие ролики; 5 — штанга; 6 — зубчатая рейка; 7 — приводная шестерня; 8 — головка штанги; 9 — шарнирные пальцы-упоры; 10 — ролик рольганга; 11 — балки холодильника-стеллажа; 12 — опускающийся упор; 13 — направляющие плиты

Мощность электродвигателей (кВт) для привода толкателя можно определить по формуле

$$N = Pv/(\eta k_n), \quad (X.43)$$

где v — скорость проталкивания металла, м/с; k_n — допустимый коэффициент перегрузки двигателя; η — к. п. д. привода.

Скорость передвижения металла толкателями принимают равной 0,1—0,3 м/с. Для привода толкателей и сталкивателей устанавливают двигатели постоянного тока, что позволяет скорость обратного (холодного) хода увеличить в 1,5—2 раза по сравнению со скоростью рабочего хода и тем самым сокращать время одного хода толкателя.

Для остановки металла, движущегося по рольгангу, в определенном месте (например, против окна загрузки в печь, у холодильника и т. д.) применяют упоры, которые устанавливают между двумя роликами роль-

ганга (ниже уровня роликов). При получении импульса упор поднимается выше уровня роликов рольганга и тем самым преграждает путь движению металла.

Обычно упор представляет собой массивную плиту, опирающуюся внизу на пружинные амортизаторы. Подъем плиты осуществляется при помощи пневматического или электрического привода.

На рис. X.20 показан упор с пневматическим приводом на энергию удара 10 кДж.

Упорная стальная плита 4 воспринимает удар движущегося металла; живая сила удара поглощается упругой деформацией самой плиты и четырьмя пружинными амортизаторами 5. Очевидно, что чем больше масса плиты, тем меньшая доля живой силы удара будет передаваться пружинам и тем точнее будет остановлен металл на рольганге.

Упор рассчитан на остановку сляба массой до 7,5 т при движении его по рольгангу со скоростью до 2,5 м/с. Подъем плиты происходит под действием пневматического цилиндра 4.

Пример 57. Выполнить расчет реечного сдвоенного сталкивателя блюмов, установленного за ножицами блюминга и предназначенного для сталкивания блюмов с рольгангами на холодильнике, откуда блюмы снимаются пратцен-краном и передаются на стеллажи склада.

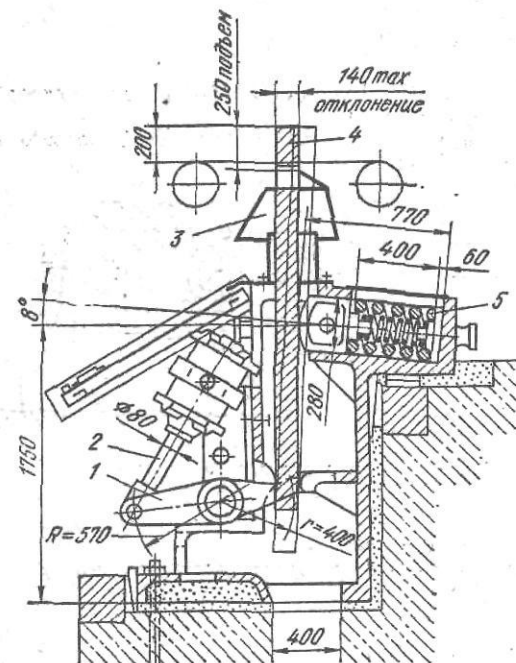


Рис. X.20. Упор в линии рольганга с пневматическим подъемом и пружинным амортизатором:

1 — рычаг; 2 — шток поршня пневмоцилиндра; 3 — защитный кожух; 4 — упорный щит; 5 — пружинный амортизатор

Дано: ритм работы — при сталкивании тяжелых блюмов $n=6$ ходов в минуту, максимальный вес ряда блюмов на холодильнике, проталкиваемых толкателем по бакам холодильника, $Q=2000$ кН; коэффициент трения при проталкивании $\mu=0,5$; рабочий ход штанг при проталкивании каждого отдельного блюма $s_1=2700$ мм; скорость при этом $v_1=0,6$ м/с; рабочий ход штанг при передвижении всего ряда блюмов $s_2=300$ мм; скорость при этом $v_2=0,2$ м/с, скорость обратного хода $v_3=0,8$ м/с.

1. Проверяем время (длительность) заданного ритма — 6 сталкиваний в минуту:

$$t = \left(\frac{s_1}{v_1} + \frac{s_2}{v_2} + \frac{s_1 + s_2}{v_3} \right) n = \left(\frac{2,7}{0,6} + \frac{0,3}{0,2} + \frac{3}{0,8} \right) 6 = 58,5 \text{ с.}$$

Таким образом заданный ритм обеспечивается.

2. Усилие сталкивания на одну рейку определяем по формуле (X.42)

$$P = 1/2 Q \mu = 2000/2 \cdot 0,5 = 500 \text{ кН.}$$

3. Максимальную мощность сталкивания на рейке найдем по формуле (X.43)

$$N_p = P v_2 = 500 \cdot 0,2 = 100 \text{ кН} \cdot \text{м/с} = 100 \text{ кВт.}$$

Для привода каждой рейки установлен электродвигатель постоянного тока мощностью 60 кВт (665 об/мин). Электродвигатель допускает двойную кратковременную перегрузку. Между двигателем и зубчатой рейкой установлен двухступенчатый редуктор с общим передаточным числом $i=23,5$.

4. Максимальный крутящий момент на валу шестерни, приводящий зубчатую рейку: диаметр начальной окружности шестерни $d_{н.о}=450$ мм, к. п. д. реечного зацепления $\eta=0,92$

$$M_{кр} = P \frac{d_{н.о}}{2\eta} = 500 \frac{0,45}{2 \cdot 0,92} = 122 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Проверка прочности зубьев шестерни, находящейся в зацеплении с рейкой;

напряжение сдвига в поверхностном слое (при ширине шестерни $b=400$ мм)

$$\tau = 200 \sqrt{\frac{M_{кр}}{bd_{н.о}^2}} = 200 \sqrt{\frac{122 \cdot 10^6}{400 \cdot 450^2}} = 250 \text{ МПа};$$

напряжение изгиба у основания зуба (при модуле $m=30$ мм)

$$\sigma = \frac{0,32P\psi}{ymb \cos 20^\circ} = \frac{0,32 \cdot 500\,000 \cdot 1,6}{0,11 \cdot 30 \cdot 400 \cdot 0,94} = 210 \text{ МПа}.$$

Шестерня изготовлена из ковanej легированной стали марки 40ХНА, для которой $\sigma_s=500$ МПа и допустимое напряжение $[\sigma]=250$ МПа).

Между шестерней и редуктором установлен зубчатая муфта № 13, способная передавать максимальный крутящий момент 150 кН·м.

На свободном конце вала шестерни установлен командоаппарат для ограничения хода штанги вперед-назад и для переключения скорости вращения электродвигателя.

Имея исходные данные (P, M, N), необходимо затем выполнить расчет редуктора и расчет реечной штанги (поперечной головки — балки, упорных пальцев с шарнирами, балки-штанги и направляющих роликов).

Пример 58. Выполнить расчет стационарного пружинного упора (буфера), установленного в конце отводящего рольганга и предназначенного для остановки сляба массой 5000 кг, движущегося по рольгангу со скоростью $v=2$ м/с.

Упор состоит из двух пружин, расположенных в расточках массивного литого корпуса, установленного на фундаменте (рис. X.21).

1. Кинетическая энергия движущегося сляба

$$E = mv^2/2 = 5000 \cdot 4/2 = 10000 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2) \cdot \text{м} = 10 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

2. Пренебрегая деформацией корпуса (рамы) упора, будем считать, что живая сила (кинетическая энергия) сляба при ударе целиком превращается в потенциальную энергию сжатия двух пружин, выражающуюся формулой

$$U = 2(\lambda_1^2 - \lambda_0^2)z/2, \quad (X.44)$$

где λ_0 — предварительное поджатие пружины; λ_1 — осадка пружины после удара; z — жесткость пружины.

Характеристика пружины: диаметр проволоки $d=30$ мм; средний диаметр пружины $D_{ср}=130$ мм; число рабочих витков $n=18$; $\lambda_0=30$ мм; $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

Жесткость пружины

$$z = \frac{Gd^4}{8D_{ср}^3 n} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 30^4}{8 \cdot 130^3 \cdot 18} = 203 \text{ Н/мм}. \quad (X.45)$$

3. Осадка пружины после удара, принимая $E=U$:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{E}{z} + \lambda_0^2} = \sqrt{\frac{10 \cdot 10^6}{203} + 30^2} = 224 \text{ мм}.$$

Осадка пружины в результате удара

$$\lambda_{уд} = \lambda_1 - \lambda_0 = 196 \text{ мм}.$$

При высоте пружины в свободном состоянии $H=800$ мм и в сжатом состоянии $18d=540$ мм возможная осадка пружины $800-540=260$ мм; таким образом, при осадке 224 мм энергия удара будет погашена полностью.

4. Осевая нагрузка на каждую пружину в конце удара

$$P = z\lambda = 203 \cdot 224 = 46 \text{ кН}.$$

Напряжение в витках пружины

$$\tau = \frac{8PD_{ср}}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 46000 \cdot 130}{\pi \cdot 30^3} = 71 \text{ МПа}.$$

Пружина изготовлена из стали 60С2, $[\tau]=80$ МПа.

Пример 59. Рассчитать передвижной упор за ножницами блюминга. При резании на ножницах длинной прокатанной полосы (блюда, сляба, заготовки, профилей, толстых листов) для фиксации переднего конца проката на определенном расстоянии от плоскости резания и получения при резании мерной длины проката (например, в пределах 2—10 м) за ножницами устанавливают передвижные упоры. Конструктивно

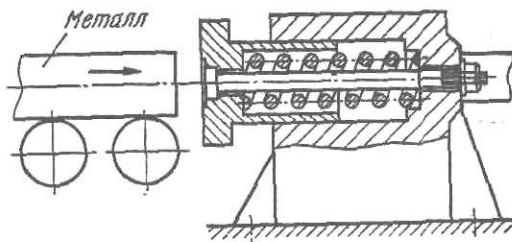


Рис. X.21. К расчету стационарного упора

упор представляет собой ползун с консольным хоботом (упором), перемещающийся по прямоугольной или круглой балке над рольгангом за ножницами. После каждого резания хобот упора поднимается вверх для пропуска проката, транспортируемого рольгангом к уборочным устройствам.

При ударе движущегося по рольгангу металла об упор возникает значительная динамическая сила, которая должна быть принята во внимание при разработке конструкции упора.

1. Рассмотрим методику определения этой силы P (рис. X.22). При движении проката массой m по рольгангу со скоростью v_0 его кинетическая энергия (живая сила) равна

$$E_0 = mv_0^2/2.$$

При ударе о неподвижный упор часть этой энергии будет израсходована на пластическую деформацию (смятие) торца проката. Остальная часть, равна

$$E_1 = mv_1^2/2,$$

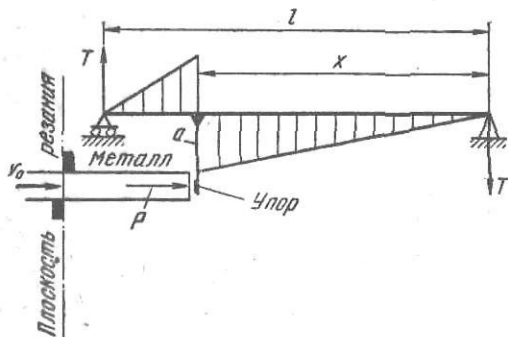


Рис. X.22. К расчету упора за ножницами блюминга

где v_1 — скорость металла и упора в момент после удара, вызовет упругую деформацию балки (упругой деформацией хобота упора пренебрегаем): продольную от силы P и поперечную от переменного по длине балки изгибающего момента M , вызванного эксцентричным приложением силы P .

Примем, что упругая продольная деформация балки (сжатие, растяжение) поглощает только часть живой силы бьющего металла после удара, соответствующую некоторой части общей массы движущегося металла m_1 ; живая сила остальной части массы бьющего металла m_2 будет создавать поперечный изгиб балки, т. е.

$$E_1 = m_1 v_1^2/2 + m_2 v_2^2/2 = E_1' + E_2'. \quad (X.46)$$

Потенциальная энергия упругой продольной деформации балки на величину Δl

$$U_1 = P\Delta l/2 = P/2 \cdot Pl/(EF) = P^2 l/(2EF), \quad (X.47)$$

где F — площадь поперечного сечения балки; E — модуль упругости материала балки. Потенциальная энергия изгиба балки

$$U_2 = \frac{1}{2EJ} \int_0^l M^2 dx;$$

$$U_2 = \int_0^x \frac{(Tx)^2 dx}{2EJ} + \int_0^l \frac{[T(l-x)]^2 dx}{2EJ} = \frac{T^2 l^3}{6EJ} \left[1 - 3 \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \right].$$

Реакции в опорах T выразим через P :

$$Tl = Pa; \quad T = Pa/l,$$

тогда получим

$$U_2 = \frac{P^2 l^3}{96EJ} \alpha;$$

$$\alpha = \left(4 \frac{a}{l} \right)^2 \left[1 - 3 \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \right]. \quad (X.48)$$

где J — момент инерции сечения балки; x — расстояние от задней опоры до места закрепления хобота упора на балке, соответствующее минимальной мерной длине проката при резании на ножницах; a — плечо силы P .

Первый член в формуле (X.48) равнозначен потенциальной энергии прогиба двухопорной балки, нагруженной силой P в середине. Приравнявая $E_1' = U_1$ и $E_2' = U_2$, получим

$$v_1^2 = 2U_1/m_1 = 2U_2/m_2, \quad (X.49)$$

откуда находим (при $m_1 + m_2 = m$)

$$m_1 = m \frac{U_1}{U_1 + U_2}, \quad m_2 = m \frac{U_2}{U_1 + U_2}. \quad (X.50)$$

Для определения скорости v_1 воспользуемся уравнением сохранения количества движения:

$$mv_0 = m_3 v_1 + m_2 (v_0 - v_1),$$

$$\text{откуда } v_1 = v_0 \frac{m - m_2}{m_3 - m_2}, \quad (\text{X.51})$$

где m_3 — масса балки.

Приравняв первое из уравнений (X.49) квадрату правой части уравнения (X.51), получим

$$P = \frac{m_1 v_0}{m_3 - m_2} \sqrt{m_1 \frac{EF}{l}}. \quad (\text{X.52})$$

2. Определим динамическую силу удара бьюма массой 6000 кг об упор за ножницами блюминга.

Дано: скорость движения бьюма $v_0 = 2 \text{ м/с} = 200 \text{ см/с}$; балка прямоугольная $h = 60 \text{ см}$; $b = 30 \text{ см}$; $F = 1800 \text{ см}^2$; $J = 54 \cdot 10^4 \text{ см}^4$; $m_3 = 15 \cdot 10^3 \text{ кг}$; $l = 10 \text{ м} = 1000 \text{ см}$; $a = 150 \text{ см}$; $x = 800 \text{ см}$.

1. По формулам (X.47) и (X.48) находим

$$U_1 = \frac{P^2 1000}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 1800} = \frac{P^2}{75,6 \cdot 10^6} \text{ Н} \cdot \text{см};$$

$$\alpha = \left(4 \frac{150}{1000} \right)^2 \left[1 - \frac{3,8}{10} \left(1 - \frac{8}{10} \right) \right] = 0,187;$$

$$U_2 = \frac{P^2 1000^3 \cdot 0,187}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 54 \cdot 10^4} = \frac{P^2}{5,8 \cdot 10^6} \text{ Н} \cdot \text{см}; \quad \frac{U_2}{U_1} \approx 13.$$

Таким образом, потенциальная энергия изгиба в 13 раз больше потенциальной энергии продольной деформации балки.

2. По формулам (X.50) находим:

$$m_1 = m \frac{1}{1 + \frac{U_2}{U_1}} = m \frac{1}{1 + 13} = \frac{m}{14};$$

$$m_2 = m \frac{1}{1 + \frac{U_1}{U_2}} = \frac{13}{14} m.$$

3. По формуле (X.52) находим силу P при $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, $F = 0,18 \text{ м}^2$ и $l = 10 \text{ м}$:

$$P = \frac{6}{14 \left(15 - \frac{13}{14} \cdot 6 \right)} \cdot 2 \sqrt{\frac{6000}{14} \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,18}{10}} = 1 \cdot 10^5 \text{ Н} = 100 \text{ кН}.$$

4. Опорная реакция

$$T = 100 \frac{1,5}{10} = 15 \text{ кН}.$$

Полученные усилия необходимо принять во внимание при расчете на прочность хобота упора и задней опоры балки.

5. Транспортёры

Для перемещения металла в процессе прокатки, отделки и охлаждения применяют транспортёры и холодильники различных типов и конструкций.

Для перемещения заготовок и крупносортовых профилей металла поперек цеха (от подводящего рольганга к отводящему, к уборочному карману или в соседний пролет цеха) применяют канатные или цепные транспортёры, называемые шлепперами. Шлепперы во многих случаях выполняют функцию и охлаждения металла, поэтому их называют в этом случае шлепперными холодильниками.

Канатный шлеппер (рис. X.24) состоит из 6—8 канатов, натянутых между рядом приводных барабанов и рядом натяжных блоков. На всех канатах в один ряд закреплены шлепперные тележки с упорными пальцами. При ходе тележек вперед упорные пальцы перемещают металл от рольганга к другому рольгангу. При обратном ходе тележек пальцы «утапливаются» и проходят под металлом. Конструкция многих

шлепเปอร์ных тележек позволяет поднимать пальцы в любом месте между ролгангами и перемещать сколько угодно заготовок или профилей по рельсовому настилу (стеллажу) между канатами.

При непрерывной реверсивной работе со скоростью перемещения тележек 1—2 м/с канатный шлеппер обеспечивает большую маневренность и позволяет накапливать на стеллаже и перемещать большое количество металла при одновременном его охлаждении.

Перемещение металла по настилу стеллажей и холодильников, оборудованных канатным шлеппером, осуществляется, как указано выше, тележками, прикрепленными к канатам и скользящими по рельсовым дорожкам.

Цепной шлеппер применяют для тех же целей, что и канатный. Цепи более теплоустойчивы при перемещении горячего металла, чем канаты, однако нормально они могут работать с натяжением их звездочками только в одну сторону, поэтому цепные шлепперы являются неревверсивными и менее маневренными.

В отличие от цепных шлепперов, цепи которых передвигают металл по неподвижному настилу (из плит или рельсов), цепные транспортеры непосредственно воспринимают массу перемещаемого металла своими цепями, т. е. металл лежит на цепях, а не скользит по настилу.

Пример 60. Выполнить поворочный расчет цепного транспортера блюминга. После прокатки на блюминге (слябинге) блюм (сляб), имеющий длину 15—25 м, поступает на ножницы для резки на мерные длины (2—8 м). На ножницах от головной и хвостовой частей блюма отрезаются куски металла, имеющие расслоение и внутренние дефекты от усадочной рыхлости слитка. Обрезки сталкиваются вниз (под ролганг) за ножницами и по наклонному желобу поступают на цепной скребковый транспортер, расположенный поперек пролета цеха ниже уровня пола. Выходная ветвь транспортера поднимается вверх в соседнем скрапном пролете; здесь обрезки подают с транспортера на специальную железнодорожную платформу, охлаждаются водой и затем направляются в мартеновский цех на переплавку (рис. X.23).

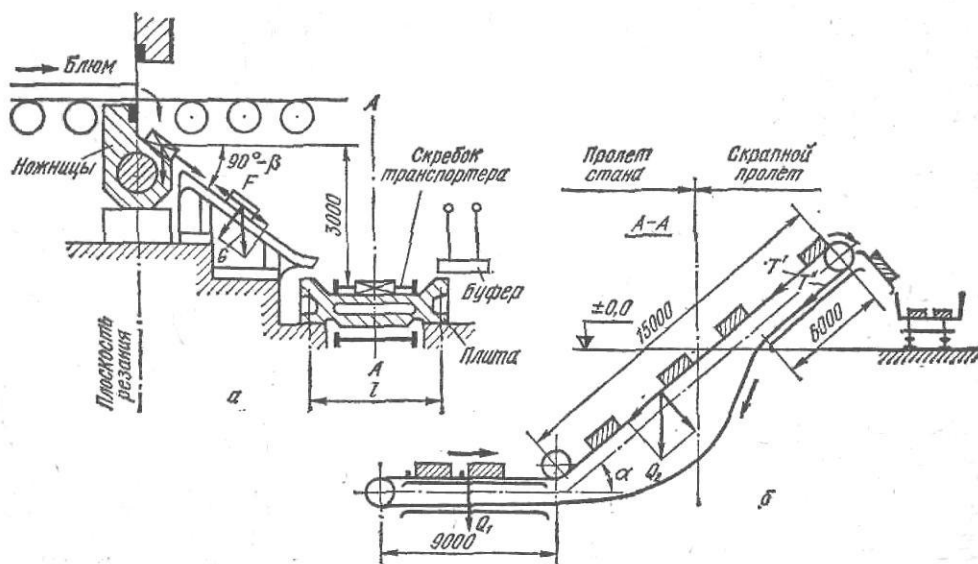


Рис. X.23. К расчету цепного транспортера для уборки горячих обрезков от ножниц блюминга: а — наклонный желоб; б — транспортер

Общая масса обрезков составляет 8—12 % от массы прокатываемых на стане слитков; при производительности обжимного стана 500—600 т/ч от ножниц необходимо убрать 50—60 т/ч обрезков. Таким образом, транспортер является весьма ответственным агрегатом обжимного стана и конструкция его должна обладать большей надежностью, соответствующей непрерывному режиму работы одновременно со станом и ножницами.

Дано: вес цепи со скребками $G=300$ кН; вес транспортируемых обрезков: на горизонтальной части транспортера $Q=60$ кН; на наклонной $Q_2=140$ кН; всего $Q=2000$ кН.

1. Натяжение ведущей ветви транспортера.
Усилие, необходимое для перемещения обрезков на горизонтальном участке (рис. X.23, б):

$$T_1 = Q_1 \mu_1 = 60 \cdot 0,5 = 30 \text{ кН},$$

где $\mu = 0,5$ — коэффициенты трения горячих обрезков о направляющие плиты. Усилие, необходимое для перемещения обрезков на наклонном участке:

$$T_2 = Q_2 \sin \alpha + \mu_1 Q_2 \cos \alpha = Q_2 (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha) = \\ = 140 (\sin 35^\circ + 0,5 \cos 35^\circ) = 137 \text{ кН}.$$

Усилие, необходимое для перемещения самих цепей на горизонтальном участке (нижние и верхние ветви):

$$T_3 = 300 \frac{9}{15 + 9} 0,2 = 22 \text{ кН},$$

где $\mu_2 = 0,2$ — коэффициент трения скребков и цепей о направляющие. То же, на наклонном участке

$$T_4 = \frac{300}{2} \frac{15}{15 + 9} (\sin 35^\circ + 0,2 \cos 35^\circ) = 66 \text{ кН}.$$

Суммарное натяжение ведущей ветви двух цепей

$$T' = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = 255 \text{ кН}.$$

2. Натяжение ведомой ветви транспортера.

Усилие натяжения, создаваемое наклонной частью, скользящей по направляющим:

$$T_5 = \frac{G}{2} \frac{6}{15 + 9} (\sin \alpha - \mu_2 \cos \alpha) = 15 \text{ кН}.$$

То же, для свободно провисающей части

$$T_6 \approx \frac{G}{2} \frac{15 - 6}{15 + 9} \sin \alpha \approx 32 \text{ кН}.$$

Суммарное натяжение

$$T'' = T_5 + T_6 = 47 \text{ кН}.$$

3. Крутящий момент на валу верхних ведущих звездочек

$$M_{з.в} = \frac{T' - T''}{\eta} \frac{d_{н.о}}{2} + \frac{T' + T''}{\eta} \mu_3 \frac{d_{ш}}{2} = \frac{208 \cdot 0,96}{0,9 \cdot 2} + \\ + \frac{302 \cdot 0,1 \cdot 0,26}{0,9 \cdot 2} = 112 + 4 = 116 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где η — к. п. д., учитывающий потери на трение в шарнирах цепи и в зацеплении звездочек с цепями; $d_{н.о}$ — диаметр начальной окружности звездочки ($d_{н.о} = 970$ мм); $d_{ш}$ — диаметр шейки (цапфы) вала звездочек ($d_{ш} = 260$ мм); $\mu_3 = 0,1$ — коэффициент трения в подшипниках вала звездочек.

Вал ведущих звездочек приводится от электродвигателя мощностью 45 кВт (575 об/мин) через цилиндрический четырехступенчатый редуктор с передаточным числом $i = 205$. Крутящий момент вала звездочек, приведенный к валу электродвигателя:

$$M_{пр} = \frac{M_{з.в}}{i \eta^4} = \frac{116}{205 \cdot 0,98^4} = 0,62 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Номинальный момент электродвигателя

$$M_{н} = 9,56 \frac{45}{575} = 0,76 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Таким образом, $M_{н} > M_{пр}$.

Затем следует выполнить расчет редуктора и расчеты на прочность цепи и вала ведущих звездочек.

4. Определим динамическую силу, возникающую при падении обрезка на опорную плиту горизонтального участка транспортера. Вес обрезка $G = 10$ кН; $\beta = 30^\circ$; $h = 3$ м. Живая сила падающего обрезка (при $\mu = 0,4$)

$$E_0 = Gh - A_{тр} = Gh - \mu G \frac{h}{\sin \beta} = 9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Кинетическую энергию системы обрезков — опорная плита определим при весе плиты $Q = 80$ кН:

$$E_y \approx E_0 \frac{1}{1 + \frac{Q}{G}} = 1 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Опорную плиту представляем в виде двухопорной балки, для которой потенциальная энергия от фиктивной нагрузки, заменяющей действие удара, выражается формулой (X.29). При $l=3$ м, $E=2,1 \cdot 10^8$ кПа и $J=0,015$ м⁴ получим

$$U = \frac{P^2 l^3}{96EJ} = \frac{P^2}{0,11 \cdot 10^8} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Приравняв $E_p = U$, получим

$$P = \sqrt{0,11 \cdot 10^8} = 3300 \text{ кН}.$$

Напряжение в сечении А—А плиты при $W=50000$ см³

$$\sigma = \frac{Pl}{4W} = \frac{3300 \cdot 10^3 \cdot 300}{4 \cdot 50000} = 50 \text{ МПа}.$$

Для уменьшения действия удара обрезка над плитой подвешен маятник (буфер) с грузом на конце.

Пример 61. Выполнить расчет канатного транспортера (шлеппера) для перемещения горячих заготовок с отводящего рольганга за первой группой непрерывного заготовочного стана на боковой (обводной) рольганг перед ножницами,

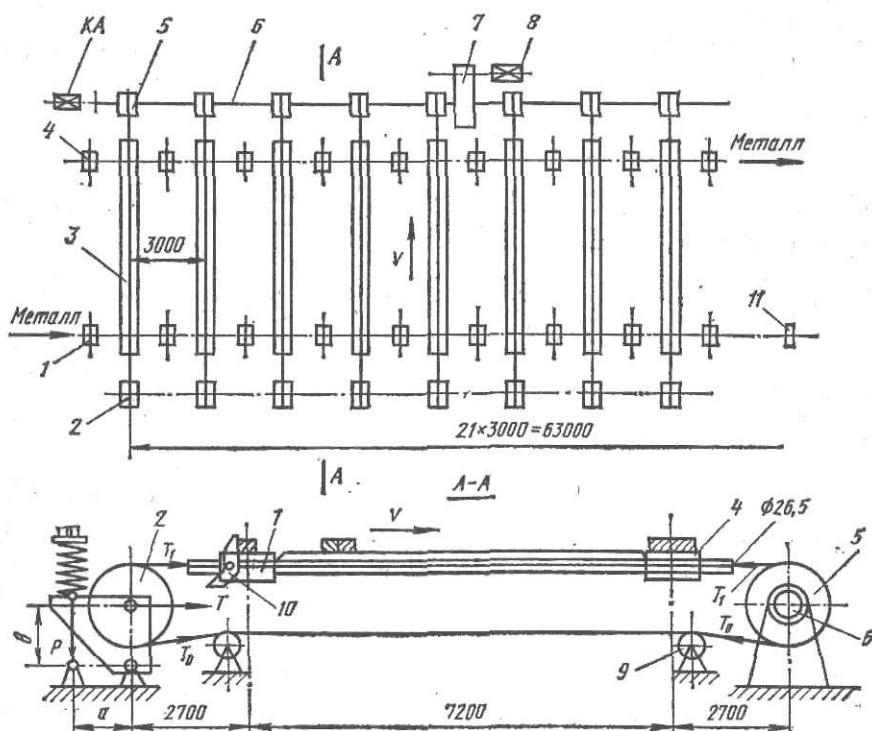


Рис. X.24. К расчету канатного шлеппера:

1 — подводный рольганг; 2 — натяжные блоки; 3 — рельсовый направляющий настел; 4 — отводящий рольганг; 5 — приводные блоки (бараны); 6 — приводной трансмиссионный вал; 7 — редуктор; 8 — электродвигатель; 9 — опорный ролик; 10 — шлепперная тележка с упорным пальцем; 11 — опускающийся упор в конце рольганга; KA — командоаппарат

Дано: три заготовки сечением 120×120 мм, длиной 62 м, весом 72 кН каждая передвигаются одновременно; скорость передвижения $v=1,3$ м/с, число канатных шлепперных тележек $n=22$, шаг между ними 3000 мм; длина (ширина) шлеппера $(22-1)3=63$ м; коэффициент трения скольжения горячего металла по направляющим рельсам $\mu=0,4$ (рис. X.24).

1. Усилие натяжения канатов, необходимое для передвижения трех заготовок:

$$Q = 3 \cdot 72 \cdot 0,4 = 86,4 \text{ кН}.$$

Принимаем, что ввиду неравномерной вытяжки канатов только четыре шлепперные тележки одновременно соприкасаются с металлом и передвигают его. Усилие на каждом канате $Q_1=21,6$ кН.

2. Натяжение каната создается (воспринимается) пружиной на шарнирной опоре натяжного блока. Устанавливаем пружину: диаметр витка $d=30$ мм; средний диаметр пружины $D_{ср}=130$ мм; число рабочих витков $n=8$; высота пружины в свободном состоянии $H=350$ мм. При максимальном допусаемом напряжении кручения для мате-

риала пружины (сталь 65 Г) $[\tau] = 350$ МПа пружина способна воспринимать (создавать при затяжке) усилие

$$P_{\max} = \frac{\pi a^3}{8D_{\text{ср}}} [\tau] = \frac{\pi \cdot 30^3}{8 \cdot 130} 350 = 28,6 \text{ кН.}$$

Так как потери от изгиба каната при огибании блока малы, то можно считать, что натяжения набегающей и сбегающей ветвей каната равны между собой, т.е. $T_1 = T_0$. Тогда при равенстве плеч $a = b$ максимальное усилие на ось натяжного блока будет $T = T_0 + T_1 = P_{\max} = 28,6$ кН. По ГОСТ 3070—76 выбираем канат типа 6×19+1с (шесть прядей по 19 проволок на одной сердцевине) диаметром $d_k = 26,5$ мм; вес 1 м каната $q = 25$ Н/м = 0,025 Н/мм. При $T_0 = 14,3$ кН и расстоянии между приводным и натяжным блоками $l = 12,6$ м максимальная стрела провеса нижнего каната

$$f = \frac{ql^2}{8T_0} = \frac{0,025 \cdot 12600^2}{8 \cdot 14300} = 35 \text{ мм.}$$

Для уменьшения свободного провеса каната и увеличения угла обхвата блоков для нижней ветви каната устанавливаем опорные (направляющие) ролики.

3. Определим статический момент на валу приводных блоков (барабанов), необходимый для привода канатов всех 22 шлепперных тележек; диаметр приводных барабанов $D_6 = 1000$ мм:

а) момент, необходимый для транспортировки трех заготовок четырьмя шлепперными тележками:

$$M_1 = Q \frac{D_6}{2} = 86,4 \frac{1}{2} = 43,2 \text{ кН·м;}$$

б) момент, необходимый для перемещения $(22-4) = 18$ шлепперных тележек, не соприкасающихся с металлом; вес каждой тележки 250 Н:

$$M_2 = 18 \cdot 250 \frac{1}{2} = 2,25 \text{ кН·м;}$$

в) момент трения в осях вращения всех натяжных блоков, установленных на подшипниках качения; $d_{\text{тр}} = 160$ мм; $\mu = 0,005$:

$$M_3 = 22 \cdot 28,6 \cdot 0,005 \frac{0,16}{2} = 0,25 \text{ кН·м;}$$

г) момент трения в подшипниках вала приводных блоков (барабанов); $d_{\text{тр}} = 220$ мм:

$$M_4 = 18 \cdot 28,6 \cdot 0,005 \frac{0,22}{2} = 0,3 \text{ кН·м;}$$

д) то же, от четырех ведущих шлепперных тележек:

$$M_5 = 4 (28,6 + 21,6) 0,005 \frac{0,22}{2} = 0,1 \text{ кН·м.}$$

Суммарный статический момент на приводном валу

$$M = \Sigma M = 46,1 \text{ кН·м.}$$

4. Статический момент, приведенный к валу электродвигателя при передаточном числе редуктора $i = 23,4$ и $\eta = 0,9$:

$$M_{\text{пр}} = \frac{46,1}{23,4 \cdot 0,9} = 2,2 \text{ кН·м.}$$

5. Для привода шлеппера установлены два электродвигателя переменного тока, передающие момент через два редуктора на один общий вал приводных блоков (барабанов); мощность каждого электродвигателя 60 кВт (577 об/мин); номинальный момент двух электродвигателей

$$M_{\text{н}} = 9,56 \frac{2 \cdot 60}{577} = 2,03 \text{ кН·м.}$$

Электродвигатели допускают перегрузку $k = 1,5$. При скорости передвижения металла $v = 1,3$ м/с = const угловая скорость ведущих барабанов $\omega_6 = 2v/D_6 = 2,6$ 1/с. Угловая скорость электродвигателя $\omega_{\text{дв}} = (\pi/30)n_{\text{дв}} = 60$ 1/с; передаточное число редуктора

$$i = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_6} = 23,4.$$

6. Расчет каната на срок службы (количество повторных перегибов до разрушения):

а) напряжение изгиба в канате

$$\sigma_{\text{из}} = \beta E \frac{d}{D_6} = 0,074 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \frac{1,7}{1000} = 26 \text{ Н/мм}^2,$$

где β — коэффициент структуры каната, выбранного по ГОСТ; $d=1,7$ мм — диаметр проволоки в канате; D_6 — диаметр приводного барабана;

б) среднее напряжение на разрыв в ведущем канате при площади поперечного сечения всех проволок в канате $F=259$ мм²

$$\sigma_p = \frac{T_0 + Q_I}{F} = \frac{14,3 + 21,6}{259} 10^3 = 138 \text{ Н/мм}^2;$$

в) коэффициент долговечности каната определяем по формуле

$$b = A/100 \sqrt[3]{\sigma_p/10k},$$

где $A=120$ — коэффициент, зависящий от структуры каната и материала канавки блока;

$$k = D_6/d_k = 1000/26,5 = 38;$$

$$b = 120/100 \sqrt[3]{138/10 \cdot 38} = 0,86.$$

г) число повторных перегибов каната при коэффициенте работоспособности его $C=8 \cdot 10^5$ (по каталогу)

$$z = C/b^4 = 14,5 \cdot 10^5;$$

д) канат имеет два перегиба (на двух блоках) и работает при 30 включениях шлепера в час. Число перегибов каната в час $n=2 \cdot 30=60$. Число часов работы каната до разрушения

$$h = z/n = 14,5 \cdot 10^5/60 = 24500 \text{ ч,}$$

т. е. около четырех лет эксплуатации.

Далее необходимо провести расчет блоков приводного трансмиссионного вала и редуктора.

6. Моталки

Моталки применяют для сматывания прокатанного металла в рулоны и бунты.

На современных высокоскоростных (20—40 м/с) станах холодной прокатки применяют моталки с безредукторным приводом барабана непосредственно от электродвигателя большой мощности.

На рис. X.25, а дан разрез по барабану моталки конструкции ВНИИ-метмаша для непрерывного четырехклетевого стана холодной прокатки 2500.

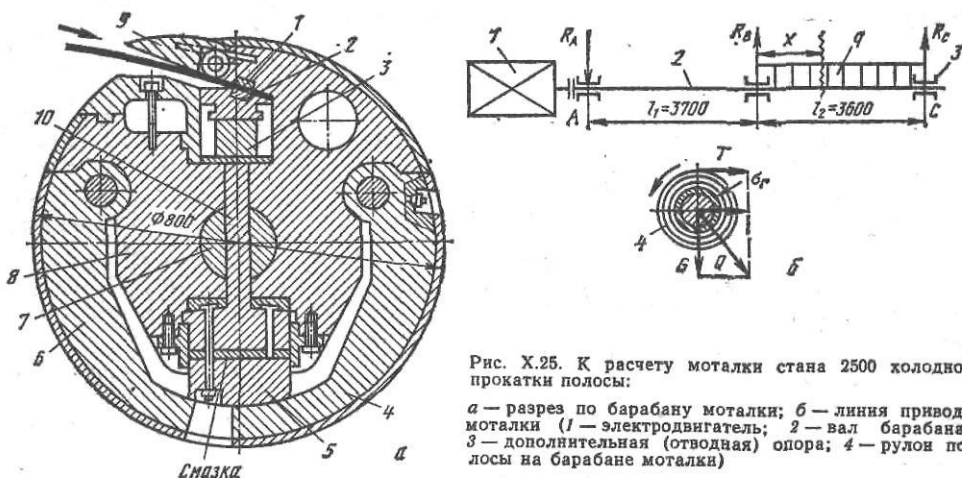


Рис. X.25. К расчету моталки стана 2500 холодной прокатки полосы:

а — разрез по барабану моталки; б — линия привода моталки (1 — электродвигатель; 2 — вал барабана; 3 — дополнительная (отводная) опора; 4 — рулон полосы на барабане моталки)

Зажим переднего конца полосы губками 1 и 2 и разжатие сегментов 6 и 4 осуществляются одним пружинно-гидравлическим устройством, воздействующим на шток 7 и ползунок 10, последний перемещает верхний клин 3 и зажимает полосу губками; в то же время происходит раздвижение сегментов 4 и 6 клином 5. При обратном ходе штока с ползуном зажим полосы освобождается и сегменты сближаются (перед съ-

мом рулона с барабана моталки). Козырек 9 предназначен для облегчения ввода переднего конца полосы в губки и закрытия щели при наматывании полосы на барабан моталки.

При наматывании рулона массой 15—25 т с натяжением полосы 100—150 кН барабан 8 моталки испытывает большие напряжения, поэтому он должен быть прочным и жестким. С этой целью при конструировании необходимо стремиться увеличивать внутреннее сечение тела барабана и по возможности уменьшить сечение сегментов (не снижая их жесткости) при заданном наружном диаметре барабана.

Как было указано выше, для получения качественной полосы (равномерной толщины по ширине и длине) процесс холодной прокатки и сматывания прокатанной полосы в рулон должен быть устойчивым, т. е. натяжение полосы T и скорость ее должны быть при этом постоянными ($T = \text{const}$; $v = \text{const}$). Отсюда следует, что мощность на барабане моталки при сматывании полосы в рулон с натяжением будет также постоянной:

$$N_{\text{нат}} = Tv = \text{const}. \quad (\text{X.53})$$

Так как в процессе наматывания полосы при $T = \text{const}$ радиус рулона увеличивается, то очевидно, момент на барабане будет переменным:

$$M_{\text{нат}} = TR = Tv/\omega, \quad (\text{X.54})$$

где R и ω — текущие (переменные) значения радиуса рулона и угловой скорости барабана моталки.

Таким образом, электрическая схема автоматизации процесса смотки полосы в рулон должна обеспечивать непрерывное уменьшение угловой скорости барабана моталки по мере увеличения радиуса рулона.

При сматывании в рулон прямолинейная полоса изгибается по радиусу, равному радиусу рулона, и при этом все ее поперечные сечения испытывают упруго-пластический изгиб. Момент упруго-пластического изгиба равен

$$M_{y,z} = \sigma_t (W_{\Pi} - 1/2W_z),$$

где W_z — момент сопротивления половины упругой зоны, имеющей высоту z от нейтральной линии сечения полосы (см. с. 300).

Момент изгиба полосы действует в той же плоскости, что и момент натяжения полосы, поэтому по правилам механики можно считать, что он приложен к валу барабана-моталки.

Для совершения работы изгиба полосы от барабана моталки (т. е. от электродвигателя ее привода) потребуется затрата дополнительной мощности.

Ввиду того, что точно определить значения z и W_z не представляется возможным, при определении дополнительной мощности двигателя моталки примем (с некоторым запасом), что при сматывании в рулон полоса испытывает пластический изгиб по всему сечению, т. е. $W_z = 0$; тогда

$$M_{y,z} \approx M_{\Pi} = M_{\text{из}} = \sigma_t W_{\Pi} = \sigma_t \frac{bh^3}{4}; \quad N_{\text{из}} = M_{\text{из}} \omega = M_{\text{из}} \frac{v}{R},$$

где R — минимальное значение радиуса рулона, равное радиусу барабана моталки.

Мощность электродвигателя привода моталки можно определить по формуле

$$N_{\text{дв}} = (N_{\text{нат}} + N_{\text{из}})/\eta, \quad (\text{X.55})$$

где η — к. п. д. привода.

При определении $N_{\text{нат}}$, согласно формуле (X.53), следует учитывать наибольшее натяжение

$$T = \sigma_n bh, \quad (\text{X.56})$$

где σ_n — удельное натяжение полосы, МПа; b и h — ширина и толщина полосы, мм.

Для получения устойчивого процесса холодной прокатки и наматывания полосы на барабан моталки на практике стремятся работать с большими удельными натяжениями. Однако из-за опасения обрыва полосы (при наличии мелких трещин-концентраторов на ее боковых кромках) это натяжение не допускают свыше $0,5-0,8\sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала полосы (с учетом наклепа ее при холодной прокатке). Обычно принимают: при прокатке и сматывании в рулон полосы толщиной до 1 мм $\sigma_n = 0,3-0,8\sigma_T$; толщиной более 1 мм $\sigma_n = 0,2-0,4\sigma_T$.

Пример 62. Выполнить расчет моталки четырехвалкового стана 2500 для холодной прокатки полосы.

Дано: минимальная толщина полосы $h = 0,6$ мм; максимальная ширина полосы $b = 2350$ мм; скорость прокатки (сматывания полосы в рулон) $v = 21$ м/с; предел текучести материала полосы $\sigma_T = 320$ МПа; радиус барабана моталки 400 мм (см. рис. X.25, б).

1. Натяжение полосы, принимая $\sigma_n = 0,335\sigma_T = 107$ МПа;

$$T = \sigma_n bh = 160 \text{ кН.}$$

2. Мощность на барабане моталки для сматывания полосы в рулон при натяжении полосы T

$$N_{\text{нат}} = Tv = 160 \cdot 21 = 3360 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{с}} = 3360 \text{ кВт.}$$

3. Мощность на барабане моталки, требуемая для пластического изгиба полосы:

$$W_{\text{из}} = \frac{2350 \cdot 0,6^2}{4} = 211,5 \text{ мм}^2; \quad \omega = \frac{2v}{D} = \frac{2 \cdot 21}{0,8} = 51 \text{ 1/с;}$$

$$M_{\text{из}} = M_{\text{изв}} = 320 \cdot 211,5 = 68 \text{ кН} \cdot \text{мм} = 0,068 \text{ кН} \cdot \text{м;}$$

$$N_{\text{изв}} = M_{\text{изв}} \omega = 0,068 \cdot 51 \approx 3,5 \text{ кВт.}$$

Таким образом, при сматывании в рулон тонкой полосы ($h = 0,6$ мм) дополнительная мощность на пластический изгиб ее вокруг барабана моталки незначительная и составляет только около 0,1 % от мощности натяжения. Однако следует отметить, что мощность изгиба может быть значительной при сматывании в рулон толстой полосы. Например, при $h = 4$ мм получим $N_{\text{изв}} = 30$ кВт при $\omega = 10$ 1/с.

4. Потребная мощность электродвигателя при $\eta = 0,95$

$$N_{\text{дв}} = (3360 + 3,5) / 0,95 = 3600 \text{ кВт.}$$

Для привода моталки установлен двигатель постоянного тока мощностью 3800 кВт (500 об/мин).

5. Рассчитаем на прочность вал барабана моталки. Дано: вес рулона 250 кН; вес барабана моталки 120 кН; суммарный вес, действующий вниз, $250 + 120 = 370$ кН. Принимаем, что натяжение полосы $T = 160$ кН направлено горизонтально; тогда результирующая нагрузка, действующая на барабан моталки:

$$Q = \sqrt{370^2 + 160^2} \approx 400 \text{ кН.}$$

Считаем, что поворотная опора плотно прилегает к концу консольного вала барабана моталки и воспринимает опорную реакцию; тогда расчетная схема может быть представлена в виде трехопорной балки с распределенной нагрузкой $q = Q/l_2 = 400/3,6 = 110$ кН/м.

Применяя уравнение трех моментов, получим

$$2M_n (l_n + l_{n+1}) = -6\omega_{n+1} \frac{b_{n+1}}{l_{n+1}};$$

$$l_n = l_1; \quad l_{n+1} = l_2; \quad b_{n+1} = l_2/2; \quad \text{моментная площадь } \omega_{n+1} = \omega_2 = \frac{2}{3} \frac{ql_2^2}{8} l_2, \text{ поэтому}$$

$$2M_B (l_1 + l_2) = -ql_2^3/4;$$

$$M_B = -\frac{ql_2^3}{8(l_1 + l_2)} = \frac{110 \cdot 3,6^3}{8(3,7 + 3,6)} = -88 \text{ кН} \cdot \text{м;}$$

$$R_A = -\frac{M_B}{l_1} = -\frac{88}{3,7} = -23,8 \text{ кН;}$$

$$R_C = \frac{ql_2}{2} + \frac{M_B}{l_2} = \frac{110 \cdot 3,6}{2} - \frac{88}{3,6} = 173,7 \text{ кН;}$$

$$R_B = ql_2 + R_A - R_C = 110 \cdot 3,6 + 23,8 - 173,7 = 246,1 \text{ кН.}$$

Момент изгиба в любом сечении x

$$M_x = R_C x - \frac{qx}{2} x = R_C x - \frac{qx^2}{2}.$$

Для нахождения максимума приравняем производную нулю:

$$R_C - qx = 0; \quad x = R_C/q = 173,7/110 = 1,57 \text{ м};$$

$$M_{\max} = 173,7 \cdot 1,57 - \frac{110 \cdot 1,57^2}{2} = 110 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Момент сопротивления сечения вала барабана в пролете l_2

$$W_{\text{из}} = 0,1d_{\text{ср}}^3 \approx 0,1 \cdot 400^3 = 6,4 \cdot 10^6 \text{ мм}^3,$$

где $d=400$ мм — средний (условный) диаметр вала в сечении $x=1,57$ м, имеющем сложную конфигурацию.

Напряжение изгиба в сечении $x=1,57$ м при $k_\sigma = 4,5$

$$\sigma = 4,5 \frac{110 \cdot 10^6}{6,4 \cdot 10^6} = 77 \text{ МПа}.$$

Максимальный крутящий момент на валу барабана моталки, равный номинальному моменту электродвигателя (при $i=1$):

$$M_{\text{кр}} = 9,56 \frac{N}{n} = 9,56 \frac{3800}{500} = 72,5 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Напряжение кручения в этом сечении при $W_{\text{кр}}=2W_{\text{из}}$ и $k_\tau = 2,3$

$$\tau = 2,3 \frac{72,5 \cdot 10^6}{2 \cdot 6,4 \cdot 10^6} = 13 \text{ МПа}.$$

Результирующее напряжение

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{77^2 + 3 \cdot 13^2} = 80 \text{ МПа}.$$

Вал изготовлен из ковanej стали марки 35ХНВ, для которой $\sigma_B=1000$ МПа; запас прочности составляет

$$n = 1000/80 = 12,5.$$

Рассмотрим случай, когда дополнительная (поворотная) опора недостаточно плотно прилегает к концу вала барабана, т.е. барабан моталки является консольным. Напряжение изгиба у опоры вала будет (при $d \approx 700$ мм и $k_\sigma = 2$)

$$M_{\text{из}} = ql_2 \frac{l_2}{2} = \frac{ql_2^2}{2} = \frac{110 \cdot 3,6^2}{2} = 715 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\sigma = 2 \frac{715 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 700^3} = 41 \text{ МПа};$$

допускаемое напряжение $[\sigma] = 200$ МПа.

6. Определим радиальное давление сжатия барабана моталки при наматывании полосы с натяжением T по формуле

$$\sigma_r = \frac{\sigma_H}{2} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_3} \right)^2 \right] \ln \frac{\left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 - \left(\frac{r_1}{r_3} \right)^2}{1 - \left(\frac{r_1}{r_3} \right)^2},$$

где r_1 — радиус вала барабана моталки, равный ~ 250 мм; r_2 — максимальный радиус рулона, равный 900 мм; r_3 — радиус барабана моталки, равный 400 мм;

$$\left(\frac{r_1}{r_3} \right)^2 = 0,39; \quad \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 = 5,06; \quad \ln \frac{5,06 - 0,39}{1 - 0,39} = \ln 7,7 = 2,05;$$

$$\sigma_r = \frac{107}{2} (1 - 0,39) 2,05 = 65 \text{ МПа}.$$

7. Перспективы развития прокатных станов

Для того, чтобы машина была современна более продолжительный срок, она должна обладать возможно большей новизной выполняемого ею рабочего процесса и более высокими технико-экономическими показателями по сравнению с тем, которые достигнуты на машинах этого назначения в мировой практике.

В то же время по своему научно-техническому уровню как машины, так и агрегаты

в целом должны быть совершенней своих предшественников. Для преодоления этих творческих трудностей особенно необходимо тщательное изучение в условиях эксплуатации и ремонта ранее созданного оборудования. Иными словами, металлургические цехи, где установлены и работают новейшие металлургические машины и агрегаты, должны служить исходной базой для конструкторских замыслов.

Потребность в прокатном оборудовании продолжает расти и объясняется тем, что прокатка из всех способов обработки металлов пользуется наибольшим распространением вследствие непрерывности процесса, высокой производительности и возможности получения изделий самой разнообразной формы и улучшенного качества. Прокатные изделия как из стали, так и из цветных металлов (листы, полосы, ленты, различные сортовые профили, трубы, заготовки деталей машин) являются наиболее экономичным продуктом — конечным для металлургических предприятий и исходным в машиностроении, строительстве и других отраслях народного хозяйства.

Анализ структуры себестоимости различных видов стального проката свидетельствует, что 80—95 % затрат приходится на исходный металл, т. е. слитки, и только 5—20 % составляют расходы по переделу стальных слитков и заготовок в готовую продукцию. Доля затрат по переделу в прокат слитков из цветных металлов еще меньше.

Из этих цифр следует, что проблема снижения общегосударственных трудов и материальных затрат по производству проката должна прежде всего решаться в направлении экономии металла, в результате улучшения его физических и механических свойств и производства таких видов проката, которые давали бы возможность снижать конструктивную и технологическую металлоемкость машин, строительных конструкций и других металлопотребляющих объектов.

Поэтому необходимо одновременно с увеличением объемов производства металлов значительно улучшить качество и расширить сортамент продукции черной металлургии. За счет повышения качества металлоизделий можно существенно снизить удельный расход стали и этим уменьшить капитальные затраты, необходимые для удовлетворения нашей страны металлом.

Особенно большими возможностями повышения качества металлопродукции обладает производство проката. Из числа основных направлений в развитии производства экономичных видов проката и труб следует выделить четыре:

1. Повышение точности размеров прокатываемых профилей и труб, т. е. снижение допустимого поля допусков на размеры профиля.

2. Придание профилю проката и трубы формы, обеспечивающей наилучшее использование металла как в самой конструкции, так и в процессе ее изготовления.

3. Повышение качества металла термическим или термомеханическим упрочнением.

4. Нанесение специальных покрытий на прокат и трубы для придания поверхности требуемых физико-химических свойств и главным образом для защиты их от коррозии.

Эффективность процесса непрерывного литья слябов, блюмов или другой заготовки для ее последующей прокатки общеизвестна. Но эта эффективность еще более возрастает при объединении процесса литья с прокаткой в одном агрегате или стане. Применение этого технологического процесса для получения проката непрерывным методом из жидкого металла открывает большие перспективы в деле повышения эффективности металлургического производства.

При такой технологии удается использовать первичную теплоту слитка для его деформации, исключить промежуточный склад металла и достичь полной непрерывности в процессе литья и прокатки, что обеспечит резкое повышение производительности труда.

Современные конструкции и системы регулирования прокатных станов позволяют значительно повысить точность прокатываемых изделий, т. е. уменьшить поле допусков по сравнению с действующими стандартами.

Основные способы точности повышения прокатки:

1) применение возможно более стабильного температурного режима прокатки; при этом следует учитывать, что изменение температуры прокатки вдвойне влияет на точность размеров прокатываемого профиля. Если, допустим, температура выхода металла оказалась завышенной, то размер профиля уменьшается за счет большей температурной усадки и снижения упругой деформации рабочей клетки;

2) повышение жесткости рабочих клеток с целью снижения разницы в упругой деформации клетки в результате неизбежного изменения усилий, действующих на валки при прокатке;

3) применение систем автоматического регулирования межвалкового расстояния в зависимости от показаний измерителя профиля или усилий на валки;

4) автоматическое регулирование натяжения металла в процессе прокатки или полное его устранение (у непрерывных станов горячей прокатки).

Одним из экономичных видов проката является листовая или широкополосовая, особенно холоднокатаная.

Из листового проката можно изготавливать весьма легкие и самые разнообразные штампованные и сварные конструкции. Применением сварных конструкций из листового проката вместо стальных отливок достигается уменьшение их массы в среднем на 30—50 %. Сварные трубы и многие другие профили, изготавливаемые из полосового проката, как правило, удается выполнять более тонкостенными по сравнению с горячекатаными, и их применение взамен последних снижает расход металла на 10—15 %.

В последующие годы ожидается дальнейший рост потребления в СССР листового и полосового проката в особенности холоднокатаного. Поэтому одной из главнейших задач станостроения в ближайшем будущем следует считать усиленное строительство полосовых и листовых станов для горячей и, главным образом, холодной прокатки.

Экономические расчеты свидетельствуют, что наиболее эффективными для производства листов из стали являются широкополосовые непрерывные или полунепрерывные станы, которые по сравнению со станами других типов выгоднее как по эксплуатационным расходам, так и по первоначальным удельным затратам. Это объясняется меньшим расходным коэффициентом, большей производительностью стана, а следовательно, и труда, меньшей массой оборудования, приходящейся на единицу выпускаемой продукции, и другими факторами.

Новые широкополосовые станы надо строить, коренным образом усовершенствуя их конструкцию по сравнению с действующими станами; возможно и целесообразно применение скоростей выхода металла из валков 30—35 м/с и выше с водяным охлаждением полосы в чистой группе; относительная масса полосы на 1 м ширины рулона должна составлять около 30—35 т/м. Для прокатки полос шириной 2 м слябы при толщине 250—300 мм должны иметь длину около 15—20 м и массу 60—70 т; рекомендуется включать в черновую группу реверсивную клетку с мощными вертикальными валками и две—три непрерывно расположенные клетки с эджерами; чистовая группа должна состоять из 8 клеток; рабочие клетки должны иметь месдозы и автоматическую гидравлическую установку валков с противозгибом, работающую с помощью компьютера.

Полосовые станы для холодной прокатки стали и цветных металлов должны в первую очередь характеризоваться повышенной точностью прокатываемых листов и меньшей толщиной.

Решение этой задачи потребует осуществления ряда мер, главнейшими из которых являются:

- 1) повышение точности обработки валков, особенно опорных, у которых эксцентриситет, несмотря на их большой диаметр (1,5 м), должен быть сведен к минимуму (0,02 мм);

- 2) переход на напряженные конструкции рабочих клеток, исключающих влияние упругой деформации, станин и нажимных механизмов;

- 3) применение быстродействующих гидравлических регуляторов межвалкового расстояния (толщины), оснащенных индукционными измерителями перемещения с точностью до 2 мкм.

Основным направлением развития сортовых станов следует считать освоение производства новых, тонкостенных и других профилей, позволяющих потребителю экономнее расходовать металл.

К таким профилям относится широкополочная балка с параллельными полками. Ее применение вместо обычных двутавровых балок дает возможность уменьшить массу металлоконструкций в среднем на 7—10%. Этими балками благодаря большому моменту инерции можно заменить многие виды составных балок. Кроме того, благодаря широким полкам они являются удобным профилем для колонн зданий, что существенно сокращает расходы на изготовление и монтаж металлоконструкций.

Металлические трубы необходимы почти во всех отраслях народного хозяйства, но размеры и качество их различны. Например, в машиностроении они требуются как элементы самой конструкции, а также для гидравлических, смазочных, пневматических и других систем. Трубы определенного сортамента и качества особенно нужны в нефтяной и газовой промышленности. Интенсивное развитие коммунального и жилищного строительства потребовало увеличить выпуск труб для водопроводов, отопительных систем и газопроводов.

Сочетание многообразия различных требований, предъявляемых к металлическим трубам, и технологических процессов с интенсивным развитием объемов производства труб выдвигает эту отрасль технологии металлов и обслуживающую ее отрасль металлургического машиностроения в ряд наиболее интересных областей инженерного творчества.

Станы для обработки сортового металла в холодном состоянии. К этой группе относятся станы для производства гнутых профилей, сортовые станы холодной прокатки и волочильные станы как для калибровки, так и для производства холоднотянутой проволоки, и других профилей.

Применение гнутых, холоднотянутых и калиброванных профилей, т. е. профилей, подвергнутых так называемому четвертому переделу, вместо горячекатаных, позволит сэкономить до 30—40% металла и существенно снизить затраты труда при использовании этих профилей в машиностроении. Поэтому развитию производства этих профилей намечено уделить большее внимание, чем производству горячекатаного сортового металла.

Нанесение различных покрытий на прокат и трубы для придания поверхности требуемых физико-химических свойств и главным образом для защиты от коррозии с каждым годом получает все большее распространение.

В связи с большой эффективностью применения во многих отраслях народного хозяйства проката с нанесенными защитными покрытиями в СССР на ближайшие годы намечено развитие производства этого вида проката более ускоренными темпами по сравнению с металлопродукцией других видов. При этом большое внимание будет уделено развитию производства проката с полимерным и различными новыми видами покрытий как металлическими, так и неметаллическими.

Чем сложнее рабочий процесс, выполняемый агрегатом, больше производительность и размеры агрегата, тем более необходима автоматизация.

На современных листовых станах, например, скорость прокатки достигает 40—50 м/с, а на проволочных станах она еще больше (60—70 м/с). При таких скоростях прокатки не только очень трудно, но и невозможно управлять процессом вручную. Не-

избежные неточности управления могут привести к большим потерям прокатываемого металла: ведь за 1 с выходит из стана 15—60 м проката.

Таким образом, управлять современным металлургическим оборудованием должны автоматические системы, способные устанавливать наиболее выгодный режим работы агрегатов и поддерживать требуемые параметры с целью получения продукции высокого качества.

Рекомендательный библиографический список

Основной

Грозов Н. П. Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1978. 360 с.

Королев А. А. Механическое оборудование прокатных цехов черной и цветной металлургии. Изд. 3-е М.: Металлургия, 1976. 544 с.

Королев А. А. Прокатные станы и оборудование прокатных цехов. Атлас. Изд. 2-е, М.: Металлургия, 1981. 200 с.

Машины и агрегаты металлургических цехов. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката./Целиков А. И., Полухин П. И., Королев А. А., Эюзин В. И. и др. М.: Металлургия, 1981. 576 с.

Прокатное производство./Полухин П. И., Федосов Н. М., Королев А. А., Матвеева Ю. М./М.: Металлургия. 1982. 696 с.

Дополнительный

Барабашкин В. П., Заяц И. Л., Тетельбаум П. И. Отделка проката на поточных линиях. М.: Металлургия, 1972. 256 с.

Вердерецкий В. А., Глейбер А. З., Никитин А. С. Трубопрокатные станы. М.: Металлургия, 1983. 253 с.

Гольштейн В. С., Мороховский К. К. Гидро- и пневмоприводы оборудования прокатных цехов. М.: Металлургия, 1978. 220 с.

Глазков В. С. Машины непрерывного транспорта прокатных станов. М.: Металлургия, 1979. 247 с.

Гедык П. К., Калашников М. И. Смазка металлургического оборудования. М.: Металлургия, 1971. 275 с.

Гуляев Г. И., Ившин П. Н., Ерекин И. Н. Технология непрерывной безоправочной прокатки труб. М.: Металлургия, 1975. 264 с.

Гребеник В. М., Цапко В. К. Надежность металлургического оборудования. Справочное издание. М.: Металлургия, 1980. 343 с.

Днестровский Н. З., Берин И. Ш. Производство медной и алюминиевой проволоки. М.: Металлургия, 1975. 200 с.

Ерманок М. З., Ватрушин Л. С. Волочение цветных металлов. М.: Металлургия, 1982. 248 с.

Жадан В. Т. и др. Отделка и термическая обработка легированного сортового проката. М.: Металлургия, 1979. 370 с.

Зарапин Ю. Л., Попов В. Д., Чиченев Н. А. Стали и сплавы в металлургическом машиностроении. М.: Металлургия, 1980. 144 с.

Иванченко Ф. К., Красношапка В. А. Динамика металлургических машин. М.: Металлургия, 1983. 294 с.

Колмогоров В. Л., Орлов С. И., Колмогоров Г. П. Гидродинамическая подача смазки. М.: Металлургия, 1975. 255 с.

Когос А. М. Механическое оборудование волоочильных и лентопрокатных цехов. М.: Металлургия, 1980. 310 с.

Крупин А. В., Линецкий Ю. Л., Зарапин М. И. Вакуумные прокатные станы. М.: Металлургия, 1973. 231 с.

Литовченко Н. В. Станы и технология прокатки листовой стали. М.: Металлургия, 1979. 271 с.

Лямбах Р. В., Шишкинский В. И. Автоматизация технологических процессов холодной прокатки листов. М.: Металлургия, 1981. 263 с.

Механическое оборудование цехов холодной прокатки/Под ред. Химича Г. Л. М.: Машиностроение, 1972. 535 с.

Плахтин В. Д. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин: Учебник для вузов. М.: Металлургия, 1983. 414 с.

Полухин В. П. Математическое моделирование и расчет на ЭВМ листовых прокатных станов. М.: Металлургия, 1972. 574 с.

Паршин В. С., Фотов А. А., Алешин В. А. Холодные волочения труб. М.: Металлургия, 1979. 240 с.

Праздников А. В., Егоров В. С., Гринберг С. Д. и др. Автоматизация непрерывных мелкосортных станов. М.: Металлургия, 1975. 216 с.

Щербицкий З. И. Оборудование для волочения труб. М.: Металлургия, 1977. 192 с.

Роспасиенко В. И. Средства для зачистки проката. М.: Металлургия, 1975. 216 с.

Седуш В. Я. Надежность, ремонт и монтаж металлургического оборудования. Киев: Высшая школа, 1982. 263 с.

- Савин Г. А. Волочение труб. М.: Metallургия, 1982. 160 с.
- ✓ Стефанович В. Л. Автоматизация непрерывных и полунепрерывных широкополосных станов горячей прокатки. М.: Metallургия, 1973. 207 с.
- Смирнов В. В., Яковлев Р. Л. Механика приводов прокатных станов. М.: Metallургия, 1978. 210 с.
- Справочник по отделке сортового проката М.: Metallургия, 1978. 255 с.
- Третьяков А. В., Зюзин В. И. Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением. М.: Metallургия, 1973. 224 с.
- Третьяков А. В., Гарбер Э. А., Даулетбаев Г. Г. Расчет и исследования прокатных валков. М.: Metallургия, 1976. 256 с.
- Третьяков А. В. Дрессировка и качество тонкого листа. М.: Metallургия, 1977. 231 с.
- Фомин Г. Г., Дубейковский А. В., Гринчук И. С. Механизация и автоматизация широкополосных станов горячей прокатки. М.: Metallургия, 1979. 231 с.
- Целиков А. И., Никитин Г. С., Рокотян С. Е. Теория продольной прокатки. М.: Metallургия, 1980. 319 с.
- Целиков А. И., Зюзин В. И. Современное развитие прокатных станов. М.: Metallургия, 1972. 396 с.

Приложение

Государственные стандарты на марки стали и цветных металлов (сплавов) для машиностроения

- ГОСТ 380—71 Сталь углеродистая обыкновенного качества. Группы А, Б, В, (например, Ст0; Ст3; ВСт5сп; ВСт6пс).
- ГОСТ 1050—74 Сталь углеродистая качественная конструкционная (горячекатаная и ковчаная) (марки: 08, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 60Г, 70Г, 05кп, 08пс, 15кп, 20пс (марганец $\Gamma \approx 1\%$)).
- ГОСТ 4543—71 Сталь легированная конструкционная (категории: качественная, высококачественная (А) и особовысококачественная). Марки: 15Х, 40Х, 40Г, 30Г2, 18ХГ, 35ХГ2, 35ХГФ, 30ХМА, 30ХЗМФ, 15ХВ, 50ХВ, 50ХН, 12ХНЗА, 20ХНЗА, 30ХГН, 38ХНЗМА, 20ХН2М, 30ХН2МФА, 38Х2Ю, 38ХС.
- ГОСТ 5632—72 Стали высоколегированные и сплавы (например марки: 20Х13, 25Х13Н2, 95Х18, 12Х18Н9, 12Х18Н12Т, 15Х5М, 12Х8ВФ).
- ГОСТ 1435—74 Сталь инструментальная углеродистая (марки: У7—У13, содержащие 07—1,3 % углерода).
- ГОСТ 5950—73 Сталь инструментальная легированная (например, марки: 13Х, 9ХФ, ХГС, Х12, 9Х5ВФ, Х12ВМ, 5ХНМ, 4ХВ2С, 6ХВГ).
- ГОСТ 14959—79 Сталь рессорно-пружинная. Марки: 65, 60Г, 55ГС, 60С2А, 50ХГ, 60СГА, 50ХФА, 60С2ХА.
- ГОСТ 2176—77 Отливки из высококачественной стали со специальными свойствами. Группы I, II, III (общего, ответственного и особоответственного назначения). Например, марки: коррозионно-стойкие отливки — 20Х5МЛ, 20Х13Л, 20Х8ВЛ, 10Х18Н9Л; жаропрочные отливки — 20Х12ВНМФЛ, 35Х18Н24С2Л; жаростойкие отливки — 40Х9С2Л, 15Х23Н18Л; износостойкие отливки — 110ГВЛ, 130Г14ХМФАЛ
- ГОСТ 10702—78 Сталь качественная углеродистая и легированная для холодного выдавливания и высадки. Марки, например, 08, 50, 40Х, 20Г, 20Г2, 38ХС, 12ХН, 40ХН, 15ХФ, 15ХМ, 30ХМА, 30ХГСА, 38ХГНМ, 12ХНЗА.
- ГОСТ 15527—70 Механические свойства латуней, обрабатываемых давлением (марки: Л68, Л62, ЛМц58—2, ЛС59—1; ЛЖМц59—1—1; ЛЖС58—1—1).
- ГОСТ 17711—72 Механические свойства литейных латуней (марки: ЛА67—2,5; ЛАЖМц55—3—1; ЛС59—1Л).
- ГОСТ 5017—74 Механические свойства оловянных бронз, обрабатываемых давлением (марки: БрОФ6, 5—0, 15; БрОФ4—0,25; БрОЦ4—3).
- ГОСТ 493—79 Механические характеристики безоловянистых бронз (марки: БрАМц9—2; БрАЖ9—4; БрАЖ9—4Л, БрАЖМц10—3—1,5; БрАЖН10—4—4Л; БрКМц3—1; БрКН1—3).
- ГОСТ 1761—70 Механические свойства литейных оловянистых бронз (марки: БрОЦСН3—7—5—1; БрОС16—5).
- ГОСТ 2685—76 Алюминиевые литейные сплавы (марки: АЛ8, АЛ27, АЛ29, АЛ4, АЛ4В).
- ГОСТ 4784—74 Алюминиевые деформируемые сплавы (марки: Д—16; АК8; Д6; АК6, АВ, АМГ; АМц; АД1).
- ГОСТ 132—74 Оловянистые и свинцовые баббиты (марки: Б88; Б83; БН; Б16, БС6).

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Аккумулятор воздушный 147
— грузовой 146
- Баюкова формула 45
- Валки:
прокатные 99
— материал 101
— напряжения 102
— опорные 99
— параметры 99
— прогиб 105
— противоизгиб 172
— прочность 102
— рабочие 99
— расчет 102, 103
— смена 148
— сплющивание 32
— уравнивание грузовое 144
— — гидравлическое 145
— условие захвата металла 29
- шестеренные 193
- Винты нажимные 138
- Волочение:
агрегат 338
круглого сплошного профиля 327
способы 325
станы 329, 340
труб 329
— безоправочное 329
— на длинной оправке 333
— — короткой оправке 331
- Вытяжка 27
- Гайка нажимная 139
- Генкина опыт 15
- Герца контактная задача 32
- Губера — Генки — Мизеса теория 17
- Гука уравнение 17
- Давление:
гидростатическое 21
измерение 59
контактное 104
при неравномерной деформации 46
— прокатке сортовых профилей 57
— равномерной деформации 46
среднее 43, 49
- Деформация:
горячая 24
контактная 104
логарифмическая 16
неравномерная 46
пластическая 5, 20
скорость 37
сопротивление 16
схемы 21
упругая 5
холодная 22
- Диаграмма нагрузочная 85
— растяжения 6
- Дрессировка 74
- Дуга захвата 28, 31
- Зацепление зубчатое:
расчет 191
шевронное 194
эвольвентное 193
- Зона:
внешняя 56
деформации 26
— длина 31
опережения 34
отставания 34
прилипания 47
- Зюзяна В. И. и Третьякова А. В. формула 35
- Изгиб:
пластический 298
упругий 296
упруго-пластический 299
- Калибровка 325
- Кантователь 352
- Кель:
рабочая 161
— жесткость 167
— расчет 166
— станина 153
шестеренная 190
— расчет 199
- Клин масляный 117
- Константа упругости 33
- Королева А. А. формулы 36, 44, 49, 53, 54
- Коэффициент:
деформации 26
плеча 45
полезного действия 38, 83
проникновения пластической деформации 299
термомеханический 25
трения 30, 37
- Манипулятор 352
- Машина:
листоправильная 295
— растяжная 311
сортоправильная 315
трубоправильная 321
- Месдоза:
гидравлическая 59
с датчиками сопротивления 60
электрическая 60
- Механизмы:
нажимные 134
передаточные 98
смены валков 148
- Модуль сдвига 107
— упругости 32, 107
- Момент:
динамический 84
изгибающий 102
инерции массы 84
опрокидывающий 166
приведенный 83
сил трения 83
среднеквадратичный 86, 97
- Мора круг напряжений 9, 13
- Моталка 366
- Муфта 186
- Наклеп 22
— критический 23
- Напряжение:
касательное 6, 11, 13, 19
контактное 104
нормальное 11, 19
- Ножницы:
гидравлические 226
гильотинные 227
дисковые 238
для горячей резки 286
летучие барабанные 252
— консольно-барабанные 292
— кривошипно-шатунные 265
— маятниковые 290
с гидравлическим прижимом 223
— с дуговым верхним ножом 235
— механическим прижимом 217
— параллельными ножами 212
— — с нижним резом 213

- с поступательным движением ножей 293
- эксцентриковым валом 215
- Ньютона закон 117
- Ньютона — Рейнольдса закон 119
- Обжатие 27
- Опережение 35
- метод кернов 36
- Оправка 331
- Пилы дисковые 248
- — расчет 250
- Пластометр 25
- Плоскость скольжения 6
- Подушки валков 115
- Подшипники:
 - жидкостного трения 116
 - — гидродинамические 122
 - — гидростатические 122
 - — гидростатодинамически
 - — грузоподъемность 120
 - качения 125
 - напрессовка 128
 - скольжения 115
 - уплотнение 130
- Предел текучести 7
- Прокатка:
 - бесслитковая 175
 - агрегат 180
 - в вакууме 179
 - момент 45, 56, 78, 80
 - мощность 78
 - на многовалковом стане 74
 - стане с валками неравномерного диаметра 69
 - — с холостым валком 65
 - планетарная 176
 - полосы с натяжением 71
 - простой процесс 64
- Пуассона коэффициент 33
- Разнотолщинность продольная 167
- поперечная 171
- Разрушение 21
- Редуктор 190
- конструкция 195
- Рекристаллизация 24
- диаграмма 23
- Ролики:
 - гиперболоидные 320
 - планетарные 175
 - профилированные 315
 - цилиндрические 301
 - опорные 306
 - рабочие 306
- Рольганги:
 - рабочие 342
 - транспортные 343
- Сечение нейтральное 34
- Сжатие линейное 7
- по двум перпендикулярным направлениям 8
- Станы прокатные:
 - вакуумный 179
 - главная линия 98
 - многовалковый 74
 - непрерывный 174
 - планетарный 175
 - с валками неравномерного диаметра 69
 - с холостым валком 65
- Состояние напряженное:
 - линейное 15
 - объемное 12, 16
 - плоское 15
 - схема 14, 15
- Тензомер стержневой 60
- Толкатели 356
- Томленова формула 57
- Транспортеры 361
- Трение:
 - граничное 118
 - жидкостное 117
 - сухое 116
- Треска и Сан-Венана теория 9
- Угол захвата 28
- нейтральный 35
- Упоры 358
- Усилия:
 - волочения 326
 - правки 301
 - резания 213, 239
- Уширение 33
- абсолютное 36
- Целикова А. И. формула 44, 80, 106, 157, 206
- Шарниры 185, 187
- Шлеппер канатный 361
- цепной 362
- Шпindelь 181
- расчет 187
- Экелунда формула 37
- Экелунда — Павлова формула 35
- Электродвигатель главный 99
- Энергетическое уравнение 18
- Энергия, расход 81
- Эпора давлений 41, 51
- скоростей 33

сталика - сталь 25 А