

10. РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ І ГАЛЬМ

10.1 Передумови розрахунку

Розрахунок муфт і гальм кривошипних пресів є важливою частиною розрахунків преса, тому що від правильності вибору параметрів системи вмикання залежать значною мірою як загальні параметри працездатності преса, так і умови роботи багатьох вузлів і систем, насамперед привода.

Розрахунок муфт, гальм і системи керування варто робити спільно, тому що деякі параметри цих вузлів взаємозалежні.

Розрахунку систему вмикання повинні передувати загальний розрахунок і компоновання привода преса, тобто повинні бути визначені:

- структура привода преса;
- максимальний крутильний момент, на головному валу;
- передатні відносини всіх передач;
- розміри головного вала;
- розміри прийомних і проміжних валів;
- розміри зубчастих коліс;
- розміри клиноремінної передачі;
- потужність двигуна і момент інерції маховика;
- місце розташування муфти і гальма і т. д.

Для муфт і гальм виконують проектувальний чи перевірочний розрахунок.

При *проектувальному* розрахунку на підставі початкових даних визначають параметри системи вмикання. Проектувальний розрахунок виконується при проектуванні нових пресів, чи модернізації існуючих, коли відсутні аналоги чи дані для попереднього вибору параметрів.

При *перевірочному* розрахунку визначають ступінь досконалості системи вмикання, шляхом розрахунку передбачуваних експлуатаційних параметрів системи при заданих розмірах елементів. При необхідності, уточнюються початкові дані і розрахунок повторюється. Перевірочний розрахунок може бути спрощеним і уточненим. При спрощеному розрахунку вузол оцінюється по

середнім значенням параметрів тертя, при уточненому – з урахуванням реальних умов навантаження.

Тип розрахунку при курсовому проектуванні встановлюється за узгодженням з керівником проекту.

10.2 Проектувальний розрахунок муфти і гальма

10.2.1. Вибір типу муфти і гальма

Муфти і гальма кривошипних пресів є відповідальними вузлами від яких в значній мірі залежить працездатність і ефективність роботи преса. До них ставлять високі вимоги, задоволення яких повинно забезпечуватись при виборі типу вузла. Основні вимоги наступні:

- надійність і безпечність роботи, котрі заключаються в гарантованому вмиканні і вимиканні, виключенню самовільного вмикання;
- швидкість спрацювання і легкість керування;
- довговічність і ремонтпригодність.

В дійсний час в сучасних пресах використовують багато різноманітних конструкцій муфт і гальм. Найбільше розповсюдження отримали фрикційні дискові муфти і гальма з пневматичним приводом.

Стрічкові і колодочні гальма сьогодні в системах вмикання кривошипних пресів практично не використовуються і тут не розглядаються.

В залежності від способу забезпечення взаємодії муфти і гальма розподіляються на роздільні и жорстко заблоковані. В перших вузлах взаємодія забезпечується системою керування, в другому – жорстким кінематичним зв'язком між муфтою і гальмом. В залежності від розташування опор вала муфти вони діляться на консольні і між опорні.

Вибір схеми муфти і гальма залежить від багатьох факторів, головними з яких є:

- тип привода преса и форма станини;
- габаритні розміри маховика и фрикційного вузла;
- зручність обслуговування і ремонту;
- місце установки вузла;

- вимоги техніки безпеки;
- особливості експлуатації преса заданого технологічного призначення і др.

При виборі схеми компоновки слід враховувати, що консольне розташування вузла значно полегшує його обслуговування. Однак для крупних пресів необхідно розвантажувати вал від ваги муфти. При між опорному розташуванні вузла обслуговування ускладнюється, однак забезпечується більш точна установка вала, покращуються умови роботи передач, підвищується безпечність в разі поломок.

Спеціальні конструкції вузлів дозволяють вирішувати деякі конструктивні питання. Наприклад, використання металевої діафрагми, дозволяє позбавитися від шліцьового з'єднання ведучих дисків і зносу манжет.

Жорстко заблоковані муфти і гальма слід використовувати тільки в швидкохідних пресах (число вмикань більше 60 в хвилину). Такі вузли мають один пневматичний циліндр, що зменшує металоємкість вузла і інерційність ведених частин. Підведення стислого повітря в них виконується через отвір в валу, що вимагає ретельного контролю за станом ущільнень.

Важливим питанням при проектуванні системи вмикання є вибір місця установки муфти і гальма. Великі габаритні розміри вузлів, які залежать від крутильного моменту и значні витрати енергії на вмикання, зростаючі з збільшенням швидкості обертання, являються суперечними факторами, які потребують ретельного аналізу.

10.2.2. Вибір матеріалу пари тертя

Вибір фрикційного матеріалу залежить від умов експлуатації фрикційного вузла, типу преса й інших факторів. При легких умовах роботи (невелике число оборотів вала і невелике число включень) будь-який матеріал працює задовільно. Тяжкі умови роботи (великі листоштампувальні преси, КГШП, ГKM і ін.) вимагають ретельного вибору матеріалу, тому що від цього в значній мірі залежить працездатність, надійність і довговічність вузла.

Фрикційні матеріали, що використовуються в сучасному пресовому будівництві діляться на три групи: м'які, напівм'які і тверді.

М'які матеріали (63–7–67, 8–45–62 і др.) задовільно працюють при великих ударних навантаженнях і використовуються в дискових вузлах крупних пресів. Тверді матеріали (ретинакс ФК16Л, ФК24А і др.) в останній час використовують рідко із-за великої хрупкості і розтріскування при роботі. Найбільше розповсюдження отримали напівм'які матеріали (143–63, 143–66, козід і др.), які маючи високі експлуатаційні характеристики, відрізняються постійністю параметрів при змінах температури и тиску.

Орієнтовані рекомендації з вибору фрикційних матеріалів приведені в табл. 10.1.

Таблиця 10.1 Рекомендації з вибору фрикційних матеріалів

Тип преса	P_n , МН	Місто установки вузла		
		Головний вал	Приймальний вал з числом оборотів в хвилину	
			≤ 300	> 300
Листоштампувальні, карбувальні преси, гільйотинні ножиці, прес-ножиці	До 1,25	Любі	Любі	143–66, ретинакс, козід
	Більше 1,6	—	8–45–62, 143–66	143–66, козід
КШГП, ГKM, преси для холодного видавлювання	До 4	Феродо, 143–66	Феродо, ретинакс	143–66, ретинакс
	Більше 5	Феродо, 143–66, 8–45–62	143–66, ретинакс	—
Автомати і преси, працюючі в режимі безперервних ходів	Любі	Ретинакс чи 143–66		

Фрикційні елементи муфт і гальм виконуються у виді вставок чи накладок. Застосування вставок є досить ефективним напрямком зниження металоємності вузла, зменшення трудомісткості обслуговування. Однак для великих пресів їхнє застосування обмежується високими ударними навантаженнями в період вмикання і невисокою міцністю. Необхідно враховувати, що застосування вставок виправдане тільки для тих вузлів, у яких їхня заміна не вимагає значного розбирання вузла, що забезпечується далеко не завжди.

Для нормальної роботи фрикційного вузла необхідно правильно вибрати матеріал протитіла. Найчастіше диски виготовляють зі сталі Ст5 чи сталі Ст3. У вузлах великих пресів застосовують чавун СЧ 21 чи СЧ 24. Для зменшення зносу фрикційних матеріалів рекомендується абразивна обробка і накатування робочих поверхонь дисків.

Розміри фрикційних накладок визначаються розрахунком. Товщина накладок дорівнює 10 мм. Основні розміри деяких вставок, застосовуваних у муфтах і гальмах, приведені в табл.10.2, а на рис. 10.1 показана їх форма.

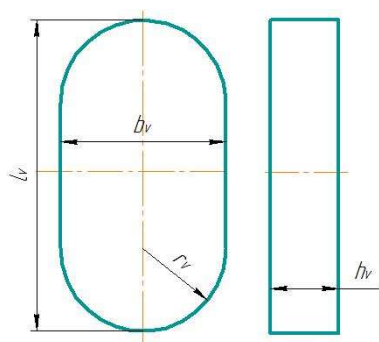


Рис. 10.1. Розміри овальних вставок

Таблиця 10.2 Основні розміри вставок

Форма	Марка	Матеріал	F_B , см ²	Розміри, см				
				h_B	l_B	b_B	r_B	d_B
Овал	УД-1414	Ретинакс ФК16Л, ФК24А	81,6	3,5	11	9	4,5	—
	УД-1602		135,6	4,0	17	9	4,5	—
	УД-1830		58,3	4,0	11	6	3,0	—
	УД-1830А	8-45-62	58,3	4,0	11	6	3,0	—
	УД-1602А		135,6	4,0	17	9	4,5	—
	УА 3135	143-63	18,6	2,0	5,5	4	2,0	—
	УА 3141		37,3	2,0	7,5	6	3,0	—
	МН-1303	ФК24А	18,6	2,2	5,5	4	2,0	—
			37,3	2,6	7,5	6	3,0	—
			81,6	3,2	11,0	9	4,5	—
			221,7	3,6	18,0	15	7,5	—
	55x30x20	63-7-67	14,5	2,0	5,5	3	1,5	—
	75x40x30		22,5	3,0	7,5	4	2,0	—
	110x60x40		58,3	4,0	11,0	6	3,0	—
	150x80x40		104,0	4,0	15,0	8	4,0	—
	200x110x50		194,0	5,0	20,0	11	5,5	—
Круг	УД-1303	ФК24А, 143-66	50,3	3	—	—	—	8
			95,0	4	—	—	—	11

Характеристики фрикційних матеріалів приведені в табл. 10.3.

Таблиця 10.3 Параметри фрикційних матеріалів

Параметр	Матеріал				
	Феродо	ФК2 4А	143–66	8–45–62	63–7–67
Допустимий тиск на контакт $[q]$, МПа	0,6	1,8	1,5	1,2	1,3
Приведений фактичний тиск q_f , МПа	–	1...1,2	0,6	0,5	0,4
Критична поверхнева температура $[v]$, 0С	150	190	190	160	170
Коефіцієнт тертя μ :					
для муфти	0,34	0,35	0,42	0,38	0,4
для гальма	0,34	0,32	0,42	0,42	0,44

У таблицях 10.4 і 10.5 приведені основні параметри фрикційних вузлів, що рекомендуються.

Таблиця 10.4 Параметри фрикційної пари тертя

Фрикційний матеріал	Число оборотів вала муфти n_m в хвилину	Робочий тиск q , МПа		$k_{вз}$	δ
		муфта	гальмо		
Вставки	До 180	0,8...1,2	0,5...0,7	0,42	0,50
	180...400	0,6...1,0	0,4...0,6	0,52	0,52
	Більше 400	0,5...0,8	0,3...0,4	0,58	0,55
Накладки	До 180	0,6...0,9	0,4...0,6	1	0,45
	180...400	0,4...0,7	0,3...0,5		0,47
	Більше 400	0,3...0,5	0,2...0,3		0,50

Примітка: більші значення тиску приймаються для пресів зусиллям до 2 МН, менші – для пресів зусиллям понад 4 МН.

Таблиця 10.5 Вибір коефіцієнта форми δ_f

Форма матеріалу		$\delta=B/R_{cp}$		
		до 0,4	0,4...0,6	більше 0,6
Накладки		1,02	1,03	1,04
Однорядне розташування вставок	овальні	1,1	1,11	1,12
	круглі	1,11	1,12	1,13

Примітка: при дворядному розташуванні вставок з перекриттям коефіцієнт форми дорівнює 1,1; без перекриття – 1,17.

У таблицях 10.4 і 10.5 позначено:

$k_{вз}$ – коефіцієнт взаємного перекриття; для вузлів з накладками $k_{вз}=1$, для вузлів з дискретним контактом

$$k_{вз} = \frac{m_b F_b}{\pi(R_n^2 - R_{вн}^2)};$$

m_b – кількість вставок;

F_b – площа поверхні тертя одної вставки;

R_b – зовнішній радіус кільця тертя;

$R_{вн}$ – внутрішній радіус кільця тертя;

δ – відносна ширина кільця тертя,

$$\delta = \frac{B}{R_{ср}};$$

B – ширина кільця тертя $B = R_n - R_{вн}$;

$R_{ср}$ – середній радіус тертя $R_{ср} = 0,5(R_n + R_{вн})$;

δ_ϕ – коефіцієнт форми поверхні тертя.

$$\delta_\phi = \sqrt{1 + 0,25\delta}.$$

10.2.3. Розрахунковий момент муфти

Основною вимогою, пропонованим до муфт, є передача ними максимального моменту, що крутить, необхідного для здійснення технологічних операцій.

При відомому максимальному моменті, що крутить, на головному валу від технологічного навантаження M_{max} , розрахунковий момент муфти дорівнює

$$M_{мр} = k_m \frac{M_{max}}{i_m \eta_m}, \quad (10.1)$$

де k_m – показник моменту муфти; для пресів-автоматів показник приймається рівним $k_m = 1$, для універсальних пресів визначається по табл. 10.6;

i_m – передатне відношення між валом муфти и головним валом; якщо муфта встановлена на головному валу, то $i_m = 1$;

η_m – ккд передач між валом муфти и головним валом.

Якщо фрикційна муфта вмикання використовується в приводі преса і як запобіжник від перевантаження, то значення показника, що рекомендується, варто збільшити на 10 %.

Таблиця 10.6 Показник моменту муфти k_m

Тип преса	Число оборотів вала муфти n_m у хвилину	
	більше 200	до 120
Для розподільних операцій	1,0	1,1
Для листового штампування:		
• преси простої дії	1,1	1,2
• витяжні преси	1,15	1,25
Для гарячого штампування	1,05	1,1
Для холодного об'ємного штампування:		
• преси для видавлювання	1,12	1,25
• карбувальні преси	1,1	1,15

10.2.4. Розрахунковий момент гальма

Розрахунковий момент гальма визначається з умови повної зупинки відомих частин привода і ГВМу за визначений кут повороту кривошипного вала φ_T (град) – називаного кутом гальмування

$$M_{\text{тр}} = \frac{0,314 k_m J_2 n_m n_n}{\varphi_m}, \quad (10.2)$$

де k_T – показник моменту гальма, задається в залежності від числа оборотів вала гальма по табл. 10.7;

J_2 – приведений момент інерції ведених частин приводу;

n_m – число оборотів вала муфти і гальма;

n_n – номінальне число ходів повзуна в хвилину.

Таблиця 10.7 Допоміжні коефіцієнти для розрахунку гальма

Число оборотів вала гальма n_m у хвилину	Орієнтоване співвідношення $R_{\text{ср.т}}/R_{\text{ср.м}}$	Показник моменту гальма k_T
Більше 350	1,0	1,40
180...350	0,9	1,45
100...180	0,8	1,55
Менше 100	0,7	1,65

Примітка: $R_{\text{ср.м}}$ – середній радіус поверхні тертя муфти; $R_{\text{ср.т}}$ – середній радіус поверхні тертя гальма.

Для тихохідних пресів ($n_n < 20$ хід/хв) кут гальмування визначається по формулі $\varphi_t = 0,7n_n$. Для пресів, при роботі яких потрібно забезпечити час аварійної зупинки за визначений час $t_{\text{ав}}$, кут гальмування визначається по формулі

$$\varphi_t < 1,5n_n t_{\text{ав}}. \quad (10.3)$$

Час спрацьовування пневматичної системи гальма при відключенні дорівнює

$$t_{\text{ав}} = [t_{\text{ав}}] - t_{\text{кл}},$$

де $t_{\text{кл}}$ – час спрацьовування повітророзподільного клапана, приймається по табл. 10.8.

$[t_{\text{ав}}]$ – припустимий час аварійного відключення, визначається по табл. 10.9;

Кут гальмування φ_t (град) в будь-якому випадку не повинний перевищувати 15° повороту головного вала.

Таблиця 10.8 Орієнтувальні дані часу спрацювання повітророзподільного клапана $t_{\text{кл}}$ в секундах

Діаметр умовного проходу D_y , мм	Повітророзподільні клапани з сервоприводом		Керовані повітряні головки			
			з пневмоприводом		з сервоприводом	
	1	2	1	2	1	2
15	0,05	0,03	—	—	—	—
20	0,07	0,03	—	—	—	—
25	0,08	0,04	—	—	—	—
32	0,10	0,05	0,08	0,05	0,10	0,07
40	—	—	0,12	0,06	0,14	0,09
50	—	—	0,15	0,07	0,18	0,10
70	—	—	0,18	0,08	0,21	0,11
80	—	—	0,20	0,09	0,25	0,12

Примітка: У таблиці позначено: 1 – звичайні; 2 – швидкодіючі пристрої.

10.2.5. Визначення середнього радіуса тертя

Середній радіус поверхні тертя визначається з умови передачі розрахункового моменту, що крутить.

$$R_{\text{ср}} = 54,3 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{рас}}}{\mu \delta_{\text{ф}} t q \delta k_{\text{вз}}}}, \text{ см.} \quad (10.4)$$

де $M_{\text{рас}}$ – розрахунковий момент муфти (10.1) чи гальма (10.2) в МН·м.

Число поверхонь тертя t залежить від конструкції і типу фрикційного матеріалу чи муфти гальма. Параметри тертя q , $k_{\text{вз}}$, δ , $\delta_{\text{ф}}$ вибираються відповідно по табл. 10.4 і табл. 10.5.

У разі потреби забезпечення заданого терміну служби фрикційних елементів середній радіус визначається по формулі

$$R_{\text{ср}} = 41,8 \sqrt{N \cdot 10^{-12} \frac{J_{\text{л}} J_{\text{з}} n_{\text{м}}^2 a_{\text{R}}}{h^* \delta k_{\text{вз}} t}}, \text{ см.} \quad (10.5)$$

Число циклів вмикання N рекомендується приймати не менш $(3 \dots 7) \cdot 10^6$.

Таблиця 10.9 Орієнтовані дані часу відключення

Тип преса	$[t_{\text{ав}}], \text{ с}$	
	1	2
Для розподільних операцій:		
• ножиці листові	0,14...0,18	0,18...0,22
• преси для різки заготовок	0,25...0,30	0,25...0,30
• преси обрізні	0,20...0,26	0,30...0,35
Для листового штампування:		
• відкриті одно кривошипні зусиллям до 1 МН	0,14...0,18	0,20...0,24
• відкриті одно і двох кривошипні зусиллям більше 1 МН	0,20...0,24	0,18...0,22
• преси закриті одно кривошипні	0,26...0,30	0,30...0,35
• преси закриті двох і чотирьох кривошипні	0,30...0,35	0,32...0,38
• автомати	—	0,12...0,18
Для гарячого штампування	0,25...0,30	0,25...0,30
Для холодного об'ємного штампування:		
• преси для видавлювання	0,26...0,30	0,30...0,35
• карбувальні преси	0,20...0,24	0,26...0,30
• автомати	—	0,16...0,20

Примітка: Менші значення приймаються для пресів з числом ходів n_n понад 120 у хвилину, більші – для пресів з n_n менше 40 ходів у хвилину.

У таблиці 10.9 позначено:

1. Розташування пристроїв, що включають, на бічних чи стійках на передній панелі;

2. Розташування пристроїв, що включають, на виносному пульті.

Момент інерції веденої частини привода на цій стадії проектного розрахунку невідомий, тому його визначають по емпіричній формулі

$$J_2 = \gamma_m J_{np} \cdot \quad (10.6)$$

де γ_m – відносний момент інерції ведених частин муфти, рівний 1,7...2,8, причому більші значення приймаються для менших оборотів вала муфти;

J_{np} – приведений момент інерції веденої частини привода без деталей муфти і гальма.

Допоміжний коефіцієнт a_R при розрахунку гальма приймається рівним 1,5, а при розрахунку муфти вибирається по таблиці 10.10.

Лінійна інтенсивність зносу J_L фрикційного матеріалу визначається по рис. 10.2. Для фередо приймається $J_L = 0,3$ мкм см²/Дж.

Величина ресурсу на знос h^* (см) залежить від типу фрикційних елементів: для вставок, що плавають, $h^* = 0,5 \dots 0,8$ см; для нерухомих вставок $h^* = 0,6m$, см; для суцільного контакту $h^* = 0,6h_n m$, де h_n – товщина накладки (звичайно $h_n \leq 3$ см); m – число поверхонь тертя.

Таблиця 10.10 Величина коефіцієнта a_R для муфти

Тип преса	Коефіцієнт a_R в залежності від числа обертів вала муфти в хвилину		
	до 100	100-250	за 250
Листоштампувальні преси зусиллям:			
• до 1 МН	1,2	1,15	1,1
• 1,2–6 МН	1,4	1,3	1,2
• більше 6 МН	–	1,6	1,3
Преси для об'ємного штампування зусиллям:			
• до 4 МН	1,5	1,3	1,2
• більше 4 МН	1,9	1,5	1,2

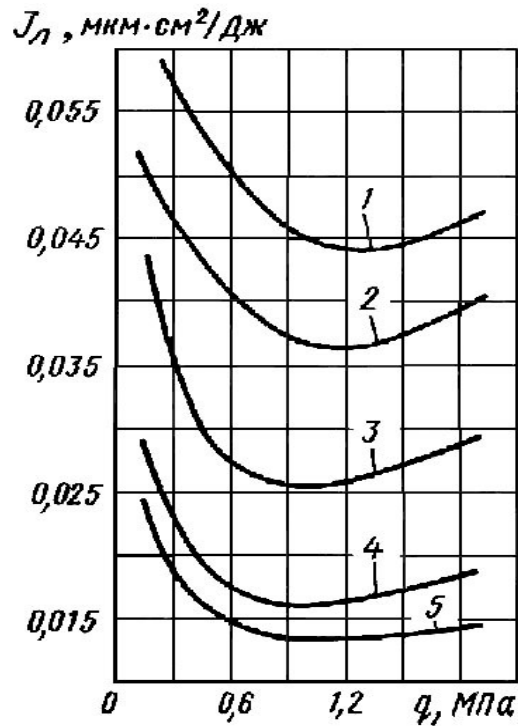


Рис. 10.2. Залежність лінійного зносу від тиску

1 – козід; 2 – ФК24А; 3 – 143–66; 4 – 8–45–62; 5 – 63–7–67

З двох значень середнього радіуса, знайденого по формулах (10.4) та (10.5), приймається більше. Якщо розрахунковий радіус R_{cp} , визначений по другій умові, більш ніж у 1,6 рази перевершує радіус R_{cp} по першій умові, то доцільне застосування фрикційних матеріалів з більш низькими значеннями фактичного тиску q , обраного по табл. 10.4. Якщо використання інших матеріалів не дає бажаних результатів, то муфту і гальмо варто установити на більш тихохідний вал.

10.2.6. Визначення параметрів тертя

Для вузлів із суцільним контактом зовнішній і внутрішній радіуси рівні:

$$R_n = R_{cp}(1 + 0,5\delta), R_{вн} = R_{cp}(1 - 0,5\delta). \quad (10.7)$$

Отримані значення округляються до найближчого розміру сортаменту на фрикційні накладки, уточнюють параметри R_{cp} і B по формулах

$$R_{cp} = 0,5(R_n + R_{вн}), B = R_n - R_{вн},$$

і визначається дійсна площа тертя

$$F_{тр} = \pi t(R_n^2 - R_{вн}^2). \quad (10.8)$$

Радіуси поверхні тертя вузлів з дискретним контактом залежить від співвідношення ширини кільця тертя B до довжини вставки l_b .

Ширина кільця тертя дорівнює $B = \delta R_{\text{ср}}$. Довжина вставки l_b визначається по табл. 10.2. Якщо довжина l_b більш ніж на 20...25 % відрізняється від величини B , те необхідно зробити перерахунок $k_{\text{вз}}$ по формулі $k_{\text{вз}} = \delta \frac{B}{l_b}$.

У залежності від відношення B/l_b визначається розташування вставок:

- при $B/l_b = 0,9 \dots 1,1$ приймається однорядне розташування;
- при $B/l_b = 1,55 \dots 1,9$ приймається дворядне розташування з перекриттям;
- при $B/l_b = 2,2 \dots 2,4$ приймається дворядне розташування без перекриття;

При виборі схеми розташування необхідно враховувати, що дворядне розташування вставок з перекриттям забезпечує коефіцієнт взаємного перекриття $k_{\text{вз}}$ менше 0,38...0,4.

Число вставок m_b визначається з умови забезпечення заданого тиску на поверхні тертя

$$m_b \geq \frac{2\pi}{F_g} R_{\text{ср}} B k_{\text{вз}} \quad (10.9)$$

і уточнюється за умовою розміщення:

- овальні вставки при однорядному розташуванні

$$m_b \leq \frac{2\pi(R_{\text{вн}} + r_g)}{l_g + \Delta_g}; \quad (10.10)$$

- круглі вставки при однорядному розташуванні

$$m_b \leq \frac{2\pi \cdot R_{\text{ср}}}{d_g + \Delta_g}; \quad (10.11)$$

- овальні вставки при дворядному розташуванні з перекриттям

$$m_b \leq \frac{2\pi(R_{\text{вн}} + r_g)}{l_g + \Delta l}; \quad (10.12)$$

- круглі вставки при дворядному розташуванні з перекриттям

$$m_b \leq \frac{2\pi}{d_g + 20} (R_{\text{ср}} - 0,5d_g). \quad (10.13)$$

де $\Delta l = 10$ мм при $B/l_b = 1,9$; $\Delta l = 15$ мм при $B/l_b = 1,8$; $\Delta l = 20$ мм при $B/l_b = 1,7$; $\Delta l = 30$ мм при $B/l_b = 1,55$;

Δ_b – перемичка між вставками $\Delta_b = 25 \dots 30$ мм.

У формулах (10.11) і (10.13) позначено: d_b, r_b – відповідно діаметр і радіус круглої вставки; усі розміри приведені в мм.

Кількість вставок у верхньому m_{bb} і нижньому m_{bh} ряду приймається рівним:

- для дворядного розташування з перекриттям

$$m_{bb} = m_{bh} = 0,5m_b;$$

- для дворядного розташування без перекриття

$$m_{bb} = 1,5m_{bh} \text{ і } m_b = 2,5m_{bh}.$$

Після визначення кількості вставок визначаються зовнішній і внутрішній радіуси тертя:

для однорядного розташування

$$R_n = R_{cp} + 0,5l_g, R_{bh} = R_{cp} - 0,5l_g;$$

для дворядного розташування

$$R_n = R_{cp} + 0,5B, R_{bh} = R_{cp} - 0,5B.$$

Отримані значення радіусів R_n і R_b округляються до чисел, кратних 5, уточнюється середній радіус тертя R_{cp} і ширина кільця тертя B .

Потім визначається сумарна площа тертя:

$$F_{тр} = mm_g F_g, \quad (10.14)$$

і уточнюється значення коефіцієнта взаємного перекриття:

$$k_{вз} = \frac{m_g F_g}{\pi(R_n^2 - R_{bh}^2)}. \quad (10.15)$$

10.2.7. Визначення товщини дисків

Товщина веденого диска h_d залежить від типу фрикційних елементів.

Для муфт і гальм з накладками товщина диска з умови забезпечення достатньої твердості приймається $h_d > (0,06 \dots 0,11)B$. Менші значення приймаються для муфт при $B > 350$ мм, більші значення – для муфт при $B < 100$ мм.

Для муфт із вставками товщина диска визначається виходячи з розрахунку вставки на бічне зминання: для суцільних вставок – по матеріалі вставки, для комбінованих вставок – по матеріалі бандажа чи обойми

$$h_{\text{дв}} = \frac{k_{\sigma} k_{\partial} k_{\epsilon} k_{\text{об}} M_{\text{рас}}}{\psi_1 l_{\epsilon} R_{\text{ср}} m_{\epsilon} [\sigma_{\text{см}}]}, \quad (10.16)$$

Напруга $[\sigma_{\text{см}}]$ приймається для матеріалу, що контактує з веденим диском – для суцільних вставок це матеріал вставки, для комбінованої вставки – матеріал бандажа. Коефіцієнт ширини вставки ψ_1 і напруга зминання, що допускаються, $[\sigma_{\text{см}}]$ приведені в табл. 10.11. Значення коефіцієнтів, що характеризують якість поверхні вікна диска $k_{\text{об}}$, динамічності навантаження $k_{\text{д}}$, максимальні напруги k_{σ} , характер роботи вставки $k_{\text{в}}$ зазначені в табл. 10.12.

Таблиця 10.11 Допустимі напруження зминання $[\sigma_{\text{см}}]$ і коефіцієнт ширини вставки ψ_1

Матеріал вставки чи бандажа	$[\sigma_{\text{см}}]$, МПа	ψ_1
ФК16Л	10	0,8
ФК24А	12	
Козід і 143-66	11	0,9
8-45-62, 63-7-67	12	
Алюміній	21	1,0
Сталь Ст5 і 35	без термообробки	
	з термообробкою	

Таблиця 10.12 Коефіцієнти, що враховують умови роботи вставок

Коефіцієнти	З'єднання			
	нерухоме	рухоме при n_m , об/хв.		
		до 80	80–250	за 250
Динамічності навантаження k_d	1,1	1,2	1,3	1,4
Якості поверхні $k_{об}$ при:				
• шліфуванні	1,0			
• фрезеруванні	1,25	1,3	1,4	1,5
• обдиранні	1,7	1,8	1,9	2,0
Характеру роботи вставки k_v	1,0	1,3		
Максимальної напруги k_{σ} в залежності від точності обробки вікна				
• 8 квалітет точності	1,0	1,6		
• 10 квалітет точності		1,8		
• 12 квалітет точності		2,0		

У будь-якому випадку товщина диска з вставками повинна бути більше $(0,06 \dots 0,11)B$. Більші значення приймаються для вузлів меншого габаритного розміру. Якщо товщина диска, визначена за умовою (10.16) більше $(0,2 \dots 0,3)B$, рекомендується застосовувати литі фігурні диски чи комбіновані вставки. Товщина перемичок $h_{\text{пд}}$ литих дисків приймається рівною $h_{\text{пд}} = (0,07 \dots 0,08)B$.

Товщина ведучого диска h_1 встановлюється в залежності від його конструктивного виконання, умов теплопередачі з поверхні тертя. Щоб забезпечити необхідну жорсткість диска, його товщина повинна бути:

- для натискного диска

$$h_n > (0,14 \dots 0,16)B;$$

- для опорного чи проміжного диска без ребер

$$h_{\text{оп1}} > (0,1 \dots 0,12)B;$$

- для опорного диска з ребрами

$$h_{\text{оп2}} > (0,16 \dots 0,18)B.$$

10.2.8 Визначення параметрів вставок

Основні розміри суцільних вставок приведені в табл. 10.2.

Оскільки весь комплект вставок повинний бути оброблений по розмірі h_v , розрахунковий розмір $h_{\text{вр}}$ повинний бути менше розміру h_v , приведеного в табл. 10.2.

Мінімальна ширина бандажа для комбінованих вставок визначається також, як і для нерухомого контакту, по формулі

$$h_{\text{об}} = \frac{k_{\text{об}} M_{\text{рас}}}{\psi_1 l_g R_{\text{ср}} m_g [\sigma_{\text{см}}]}. \quad (10.17)$$

де $[\sigma_{\text{см}}]$ приймається для вставки, а значення коефіцієнтів $k_{\text{об}}$ і ψ_1 приведені в табл. 10.11 і табл. 11.12.

Необхідно витримувати наступні умови:

- для рухливих вставок

$$h_{\text{д}}/h_g > 0,6 \dots 0,7;$$

- для нерухомих вставок

$$h_{об}/h_г > 0,52.$$

де менші значення приймаються для еластичних матеріалів (козід, 143–66), а більші – для твердих (ретинакс).

Після визначення розмірів $h_в$, $h_д$, $h_{об}$, знаходять величину ресурсу на знос h^* , значення якого залежить від типу фрикційного матеріалу і схеми вузла:

- для одно дискових муфт і гальм із вставками, що плавають

$$h^* = h_г - h_д - (\Delta + \Delta_1);$$

- для однодискових муфт і гальм з комбінованими вставками

$$h^* = h_г - h_д - 2\Delta_1;$$

- для муфт і гальм з нерухомими вставками

$$h^* = (h_г - h_{об} - \Delta_1)t;$$

- для муфт і гальм із приклепаними накладками

$$h^* = (h_з - 2)t;$$

- для муфт і гальм із приклеєними накладками

$$h^* = 0,7h_нт.$$

Тут позначено:

Δ і Δ_1 – зазор між ведучим і веденим дисками до і після зносу;

$h_нт$ – товщина накладки;

$h_з$ – глибина отвору під голівку заклепки, звичайно $h_з=0,7h_нт$;

t – число поверхонь тертя.

Зазори Δ і Δ_1 залежать від габаритів вузла і рівні: $\Delta=2\dots3$ мм; $\Delta_1=1\dots2$ мм.

10.2.9. Визначення розмірів пневматичного циліндру

Розміри силового пневматичного циліндру муфти визначаються з умови створення розрахункового активного натискного зусилля на поверхні тертя.

Площа поршня силового пневматичного циліндру

$$F_{пм} = \frac{kM_{мр}}{(p_p - p_c)\mu\delta_\phi mR_{ср}}, \quad (10.18)$$

де p_p , p_c – відповідно, розрахунковий тиск стиснутого повітря в ресивері (магістралі) і тиск стиснутого повітря, необхідні для подолання сил затягування

відвідних пружин муфти і сил тертя в манжетах і шліцах; тиски вибираються по табл. 10.13;

k – поправочний коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в манжетах поршня, $k = 1,05 \dots 1,1$.

Таблиця 10.13 Розрахунковий тиск стиснутого повітря

Номінальне зусилля преса, МН	p_p , МПа	Номінальне число ходів n_n , хв ⁻¹	p_c , МПа
До 1	0,3...0,35	До 30	0,03
1–8	0,4...0,5	30–60	0,035
10–25	0,5...0,55	60–120	0,045
Більше 25	0,7...0,9	Більше 120	0,055

Площа поршня пневматичного циліндру гальма дорівнює

$$F_{\text{пт}} = \frac{1,3M_{\text{тр}}}{p_p R_{\text{пр}}}, \quad (10.19)$$

де $R_{\text{пр}}$ – приведений радіус тертя, розрахований по формулах:

- для одно дискових гальм із вставками

$$R_{\text{пр}} = \frac{1,94R_{\text{ср}}\mu\delta_\phi}{1+(\mu\delta_\phi)^2}, \quad (10.20)$$

- для гальм з накладками

$$R_{\text{пр}} = \frac{R_{\text{ср}}m\mu\delta_\phi}{1+1,2\mu_1\delta_\phi\mu t}. \quad (10.21)$$

У формулах (10.20)–(10.21) позначено:

μ – коефіцієнт тертя руху, обраний по табл. 10.3.

μ_1 – коефіцієнт тертя в шліцах веденого диска, приймається для гальм з напрямком диска по шліцах $\mu_1 = 0,1 \dots 0,12$; для гальм з напрямком дисків по пальцях $\mu_1 = 0,07 \dots 0,09$.

δ_ϕ – коефіцієнт форми поверхні тертя, вибирається по таблиці 10.5.

При суцільному поршні його діаметр буде

$$D_n = 1,13\sqrt{F_n}. \quad (10.22)$$

При кільцевому поршні і заданому внутрішньому діаметрі d_n , зовнішній діаметр буде дорівнює

$$D_n = \sqrt{1,27F_n + d_n^2}, \quad (10.23)$$

а при заданому зовнішньому діаметрі внутрішній діаметр буде дорівнює

$$d_n = \sqrt{D_n^2 - 1,27F_n}. \quad (10.24)$$

Для надійної роботи гальма розрахунковий тиск p_p рекомендується приймати меншим, чим для муфти, тобто

$$p_p = (0,3 \dots 0,35) \text{ МПа.}$$

Повний хід поршня визначається з виразу

$$h_n = h_o^* + (2 \dots 3) \text{ мм.}$$

Ресурс на знос між двома регулюваннями h_o^* для нерегульованих муфт і гальм дорівнює загальному ресурсу на знос h^* ; для регульованих вузлів – (4...8) мм.

Бажано величину h_o^* приймати кратною h^* з коефіцієнтом кратності 2 - 4.

10.2.10. Розрахунок відвідних пружин муфти

Зусилля затягування однієї пружини (муфта виключена) дорівнює

$$P_z = \frac{p_{сF_{пм}}}{z_{пр}}. \quad (10.25)$$

Число пружин $z_{пр}$ вибирається конструктивно і рівним 6, 9, 12, 16, 18 і т. д.

Розрахунковим зусиллям пружини муфти є зусилля, що розвивається у включеній муфті з урахуванням допустимого зносу між регулюваннями (хід поршня в см)

$$P_{раб} = P_z \frac{1,33h_n}{h_n - 0,1}. \quad (10.26)$$

Діаметр дроту визначається по формулі

$$d = 0,182 \sqrt{\frac{c_{пр} P_{раб}}{[\tau]}}. \quad (10.27)$$

Індекс пружини $c_{пр}$ задають не менше 4. Напряга крутіння, що допускається, $[\tau]$ приймається 400 МПа для сталі 65Г (дріт діаметром 0,3...8 мм) і 590 МПа для сталі 60С2 (дріт діаметром 5...42 мм).

Мінімальне число робочих витків пружини (хід поршня в см)

$$i_{пр} = \frac{d_{пр} h_n}{D_{пр}^2 [\tau]} \cdot 10^5. \quad (10.28)$$

Середній діаметр пружини

$$D_{пр} = c_{пр} i_{пр}. \quad (10.29)$$

Максимальна деформація пружини при розрахунковому зусиллі

$$\lambda_{\text{раб}} = \frac{D_{\text{пр}}^2 [\tau] i_{\text{пр}}}{25500 d_{\text{пр}}}. \quad (10.30)$$

Крок пружини у вільному стані

$$t_{\text{пр}} = \frac{1,2 \lambda_{\text{раб}} + i_{\text{пр}} d_{\text{пр}}}{i_{\text{пр}}}. \quad (10.31)$$

Довжина пружини у вільному стані

$$L_{\text{св}} = t_{\text{пр}} i_{\text{пр}} + d_{\text{пр}}. \quad (10.32)$$

Довжина пружини при розрахунковому зусиллі

$$L_{\text{раб}} = L_{\text{св}} - \lambda_{\text{раб}}. \quad (10.33)$$

Деформація пружини при зусиллі затягування

$$\lambda_3 = \lambda_3 - h_n. \quad (10.34)$$

Довжина пружини при зусиллі затягування

$$L_3 = L_{\text{св}} - \lambda_3 \quad (10.35)$$

10.2.11 Розрахунок пружин гальма

Робоче зусилля затягування однієї пружини гальма дорівнює

$$P_3 = \frac{1,1 M_{\text{тр}}}{R_{\text{пр}} z_{\text{пр}}}. \quad (10.36)$$

Число пружин гальма встановлюється по конструктивних розуміннях.

Приведений радіус визначається по формулах (10.20) чи (10.21).

Розрахункове зусилля однієї пружини (гальмо вимкнуте)

$$P_{\text{раб}} = P_3 \left(1 + \frac{0,5}{h_o^*} \right). \quad (10.37)$$

Подальший розрахунок пружин гальма виконується по формулах (10.27)–(10.35) для муфти з деякими змінами. У формулі (10.28) чисельник помножується на коефіцієнт 1,7. У формулі (10.34) замість складової h_n приймають значення 3,0 мм.

10.3. Перевірочний розрахунок муфти

10.3.1. Розрахунковий момент муфти

Розрахунковий момент муфти визначається по формулі (10.1), у якій показник моменту муфти визначається по формулі

$$k_m = \beta_m k_{оп} k_n, \quad (10.38)$$

де β_m – коефіцієнт запасу зчеплення муфти, $\beta_m = 1,1 \dots 1,2$;

$k_{оп}$ – коефіцієнт, що враховує характер наростання моменту, що крутить, у залежності від типу технологічної операції;

k_n – коефіцієнт, що враховує вплив зниження тиску стиснутого повітря в системі пневмокерування.

Для кривошипних пресів, експлуатація яких виключає стопоріння повзуна (преси для розділових операцій, витяжні преси, ножиці), пресів-автоматів, а також для пресів, обладнаних запобіжниками від перевантаження по зусиллю, коефіцієнт $k_{оп}$ приймається рівним 1. Для пресів, при роботі яких можливо стопоріння повзуна (КГШП, ГKM, карбувальні преси), а також пресів, у яких муфта виконує функції запобіжника від перевантаження коефіцієнт $k_{оп}$ вибирається по таблиці 10.14.

Коефіцієнт k_n , що враховує падіння тиску для пресів-автоматів і для машин, що працюють у режимі безупинних ходів, приймається рівним одиниці. Для універсальних пресів приймається $k_n = 1,1 \dots 1,3$, причому більші значення вибираються для пресів з меншим відношенням обсягу ресивера до обсягу циліндрів муфти і гальма.

При розрахунку коефіцієнта k_m необхідно враховувати призначення й особливості роботи муфти в приводі преса. З одного боку, муфта вмикання повинна забезпечувати нормальну передачу моменту, що крутить, а з іншого боку – виконувати функції запобіжника по моменті, що крутить. Вибір завищеного значення показника (іноді спрощено думають $k_m = \beta_m$) приводить до збільшення габаритів муфти і позбавляє її одного з найважливіших властивостей – запобіжника від перевантаження. При виборі заниженого значення показника муфти робота привода стає нестабільною, збільшується імовірність заклинювання.

Таблиця 10.14 Коефіцієнт технологічного навантаження преса $k_{оп}$

Назва технологічної операції	Число ходів повзуна в хвилину		
	до 30	30...80	за 80
Вирубка, обрізка, різка прокату	0,77	0,75	0,72
Формовка, отбортовка	0,96	0,93	0,88
Об'ємне штампування	0,83	0,80	0,77
Витяжка, різка на гільйотинних ножицях	0,95	0,92	0,87
Чеканка и калібровка	0,90	0,88	0,86

10.3.2. Тиск на поверхнях тертя

Для нормальної роботи фрикційного матеріалу повинна дотримуватися умова

$$q_m = \frac{M_{\text{мр}}}{\mu F_{\text{тр}} R_{\text{ср}} \delta_{\phi}} \leq [q]. \quad (10.39)$$

Питомий тиск, що допускається, $[q]$ і коефіцієнт тертя μ вибираються по таблиці 10.3. Коефіцієнт форми поверхні тертя δ_{ϕ} для двухрядного розташування вставок без перекриття визначається по формулі

$$\delta_{\phi} = \frac{3m_{\text{вв}} - m_{\text{вн}}}{m_{\text{вв}} + m_{\text{вн}}}. \quad (10.40)$$

Для всіх інших форм поверхні тертя коефіцієнт δ_{ϕ} вибирається по табл. 10.5

Середній радіус тертя визначається по формулі

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_n + R_g}{2}. \quad (10.41)$$

Сумарна площа тертя дорівнює:

- для вузлів із вставками

$$F_{\text{тр}} = m m_g F_g; \quad (10.42)$$

- для вузлів з накладками

$$F_{\text{тр}} = \pi m (R_n^2 - R_g^2). \quad (10.43)$$

10.3.3. Розрахунковий тиск стиснутого повітря

Для стійкої роботи привода преса без значних перевантажень необхідно забезпечити

$$p_{\partial} = \frac{Q_{\text{сум}}}{F_n} \approx p_p. \quad (10.44)$$

Повне натискне зусилля визначається з вираження

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{акт}} + Q_{\text{пр}} + Q_{\text{тр}}. \quad (10.45)$$

Активне натискне зусилля

$$Q_{\text{акт}} = \frac{F_{\text{тр}} q_m}{m}. \quad (10.46)$$

Сумарне зусилля відвідних пружин

$$Q_{\text{пр}} = P_{\text{раб}} z_{\text{пр}}, \quad (10.47)$$

де зусилля пружини $P_{\text{раб}}$ відповідає стиску пружини при включеній муфті.

При відомих розмірах пружини зусилля $P_{\text{раб}}$, необхідне для її стиску на величину $\lambda_{\text{раб}}$, визначається по формулі

$$P_{\text{раб}} = \frac{\lambda_{\text{раб}} G d^4}{8 D_0^3 i_{\text{пр}}}, \quad (10.48)$$

де G – модуль зрушення ($G = 8,0 \cdot 10^4$ Н/мм²);

d – діаметр дроту пружини;

D_0 – середній діаметр пружини;

$i_{\text{пр}}$ – кількість робочих витків пружини.

Величина стиску пружини $\lambda_{\text{рас}}$ визначається зі складального креслення вузла, що перевіряється.

Зусилля для подолання тертя в манжетах для пневмоциліндрів з гумовими діафрагмами приймається рівним нулю, для пневмоциліндрів з манжетами – визначається по формулі

$$Q_{\text{тр}} = \pi \mu_0 z_0 (D_n b_n + d_v b_v) (p_p + 0,1). \quad (10.49)$$

Коефіцієнт тертя в манжетах μ_0 приймається рівним 0,08...0,1. Діаметри поршня пневматичного циліндру D_n і d_v визначаються по компоновальному кресленню муфти, ширина зовнішньої b_n і внутрішньої b_v манжети встановлюється по стандартах на ущільнення.

Число манжет для коміркових і шевронних манжет $z_0 = 1$, для шнурової набивки $z_0 = 2$.

Значення тиску повітря p_p , що рекомендується, приведено в таблиці 10.13. Через коливання тиску повітря в цеховій магістралі розрахунковий тиск може

значно відрізнятися від рекомендується по таблиці 10.13. У таких випадках необхідно визначати коефіцієнт запасу зчеплення (див. далі).

10.3.4. Перевірка пружин муфти

Швидкість відключення муфти забезпечується при оптимальній швидкості виходу повітря з пневматичного циліндра муфти, тобто при виконанні умови

$$\frac{P_{\text{раб}}z_{\text{пр}} + Q_{\text{тр}}}{F_{\text{пм}}} \geq p_c. \quad (10.50)$$

Тиск p_c , необхідний для статичного подолання сил опору руху поршня, визначається по таблиці 10.13.

Необхідна довговічність пружин забезпечується за умови

$$\frac{P_z}{P_{\text{раб}}} \geq 0,75, \quad (10.51)$$

де P_z і $P_{\text{раб}}$ – відповідно зусилля стиску пружини у виключеному і включеному станах муфти.

Зусилля стиску пружини у виключеному стані муфти визначається по формулі (10.47), де величина стиску λ_z менше $\lambda_{\text{раб}}$ на величину ходу поршня.

10.3.5. Перевірка кріпильних болтів

Зусилля, що діє на кріпильні болти кришок підшипників маховика, визначається по формулі

$$P_{61} = 1,25 \frac{p_c F_{\text{пм}}}{z_6}. \quad (10.52)$$

Зусилля, що діє на болти кріплення кришки муфти, визначається по формулі

$$P_{62} = 1,25 \frac{p_d F_{\text{пм}}}{z_6}. \quad (10.53)$$

Число болтів приймається рівним 6, 8, 12 і т.д. При розрахунку болтового з'єднання матеріалом для болтів вибирається сталь Ст3 чи сталь 45. Часто конструктивно замість болтів застосовують шпильки, тоді розрахунок з'єднання ведеться з урахуванням міцності матеріалу маточини маховика (чавун чи сталеве лиття). Розрахунок міцності болтового чи шпилькового з'єднання виконується по

відомих формулах з курсу «Деталі машин». Діаметр різьби болтів можна визначити по табл. 10.15.

Таблиця 7.15 Максимальне зусилля допустиме різьбою болтів муфти, Н

Діаметр різьби, мм	Маточина стальна лита		Маточина чавунна
	Матеріал болтів		
	Сталь Ст3	Сталь 45	
6	750	1200	450
8	1400	2200	800
10	2400	3800	1400
12	3600	5800	2100
16	7500	12000	4500
20	14000	24000	8000
22	19000	32000	11000
27	33000	53000	20000
30	45000	74000	28000
36	70000	110000	42000

10.3.6. Перевірка вставок і шліців на зминання

Максимальна напруга зминання на бічній поверхні вставок знаходиться по формулах:

- для овальних вставок

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{k_d k_\sigma k_{\text{об}} M_{\text{мр}}}{(l_\sigma - b_\sigma) h_d m_\sigma R_{\text{ср}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad (10.54)$$

- для круглих вставок

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{k_d k_\sigma k_{\text{об}} k_\sigma M_{\text{мр}}}{d_\sigma h_d m_\sigma R_{\text{ср}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (10.55)$$

Напруга зминання, що допускається, $[\sigma_{\text{см}}]$ визначається по таблиці 10.11. Значення коефіцієнтів, що характеризують якість поверхні вікна диска $k_{\text{об}}$, динамічності навантаження k_d , максимальні напруги k_σ , характер роботи вставки k_σ зазначені в табл. 10.12.

Перевірка шліців на зминання виконується по формулі

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{a k_d k_{\text{об}} M_{\text{мр}}}{\psi k_{\text{тр}} z_{\text{ш}} b_{\text{ш}} h_{\text{ш}} R_{\text{ш}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (10.56)$$

Напруга зминання, що допускається, $[\sigma_{\text{см}}]$ для бічних поверхонь шліців рекомендується приймати рівним 15...20 МПа для поверхонь без термообробки і 20...35 МПа для термооброблених (сталь Ст.5 чи сталь 35). Коефіцієнт a для

ведених дисків приймається рівним 2,5; для ведучих – 1,25. Коефіцієнт $k_{тр}$ дорівнює числу поверхонь тертя m для ведених дисків и $(0,5m + 1)$ – для ведучих.

Середні радіуси шліців ведучих чи ведених дисків $R_{ш}$, ширина $b_{ш}$, висота $h_{ш}$, число шліців зш визначаються по кресленнях вузла.

Коефіцієнт ψ приймається рівним:

- для ведених дисків $\psi = 1$;
- для опорних чи натискних дисків при
 $m = 2 \quad \psi = 0,5$;
 $m = 4 \quad \psi = 0,25$;
 $m = 6 \quad \psi = 0,16$;
- для проміжних дисків при
 $m = 4 \quad \psi = 0,5$;
 $m = 6 \quad \psi = 0,33$.

10.3.7. Визначення коефіцієнта запасу зчеплення

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення β_m визначається як відношення активного зусилля пневматичного циліндру при різних тисках повітря до розрахункового

$$\beta_m = \frac{p_d F_n - Q_{пр} - Q_{тр}}{p_p F_n - Q_{пр} - Q_{тр}}. \quad (10.57)$$

Для декількох значень робочого тиску повітря в інтервалі $(0,7 \dots 1,3) p_p$ визначається коефіцієнт запасу зчеплення β_m і будується графік що допустимого навантаження муфти в координатах $[p_d, \beta_m]$. На графіку відзначаються зона навантаження, у якій не забезпечується передача робочого моменту ($\beta_m < 1$), зона не стійкої передачі робочого моменту ($\beta_m = 1 \dots 1,15$) і зона стійкої передачі робочого моменту ($\beta_m > 1,15$). Графік приводиться в розрахунково-пояснювальній записці, а в паспорті преса вказується мінімальний тиск повітря, при якому забезпечується передача розрахункового моменту.

10.4. Перевірочний розрахунок гальма

10.4.1. Розрахунковий момент гальма

Розрахунковий момент гальма визначається по формулі (10.2). Показник моменту гальма k_T залежить від відносного часу вмикання. На цій стадії він може

прийматися рівним 1,35 при установці гальма на бистрохідному валу і 1,5 – при установці на тихохідному валу.

10.4.2. Тиск на тертьових поверхнях

Для нормальної роботи фрикційного матеріалу гальма повинне бути витримане умова

$$q_m = \frac{Q_{\text{акт}} m}{F_{\text{тр}}} \leq [q]. \quad (10.58)$$

Тиск, що допускається, $[q]$ вибирається по табл. 10.3.

Активне натискне зусилля дорівнює

$$Q_{\text{акт}} = P_{\text{раб}} z_{\text{пр}} - Q_{\text{тр}}. \quad (10.59)$$

Тут $z_{\text{пр}}$ – число пружин.

Сила тертя в манжетах визначається по формулі

$$Q_{\text{тр}} = 0,8\pi\mu_0(D_n b_n + D_{\text{вн}} b_{\text{вн}})z_m(p_p + 0,1), \quad (10.60)$$

де μ_0 – коефіцієнт тертя в манжетах, приймається рівним $\mu_0 = 0,08 \dots 0,1$;

$D_n, b_n, D_{\text{вн}}, b_{\text{вн}}$ – відповідно діаметр і ширина зовнішніх і внутрішніх манжет;

z_m – число манжет;

p_p – розрахунковий тиск стислого повітря, вибирається по табл. 10.13.

Зусилля затягування $P_{\text{раб}}$ однієї пружини відповідає стиску пружини у включеному стані гальма. Величина зусилля визначається по формулі (10.47), значення стиску пружини в робочому стані визначається зі складального креслення вузла.

Сумарна площа тертя визначається по формулах (10.6) чи (10.11).

10.4.3. Умова забезпечення заданого кута гальмування

Заданий кут гальмування забезпечується при виконанні умови

$$P_\phi = \frac{M_{\text{тр}}}{R_{\text{пр}} z_{\text{пр}}} \leq P_z. \quad (10.61)$$

Приведений радіус тертя $R_{\text{пр}}$ визначається в залежності від типу гальма по формулах (10.19) чи (10.20).

Робоче зусилля пружини $P_{\text{раб}}$ визначається по формулі (10.47) для розмірів, які визначаються з креслення вузла.

Якщо фактичне зусилля $P_{\text{ф}}$ пружини недостатньо для забезпечення заданого кута гальмування, то необхідно зробити перерахунок пружин гальма відповідно до рекомендацій з розрахунку пружин гальма при проектувальному розрахунку.

Якщо розрахункове зусилля пружини $P_{\text{ф}}$ значно менше зусилля $P_{\text{раб}}$, створюваного обраною для гальма пружиною, то необхідно уточнити фактичне значення моменту тертя гальма

$$M_{\text{тф}} = P_{\text{з}} z_{\text{пр}} R_{\text{пр}} . \quad (10.62)$$

10.4.4. Дійсний кут гальмування

Дійсний кут гальмування визначається по формулі

$$\phi_{\text{тд}} = \frac{0,314 k_{\text{т}} J_2 n_{\text{м}} n_{\text{н}}}{M_{\text{тф}}} \leq \phi_{\text{т}} . \quad (10.63)$$

Уточнене значення показника моменту гальма $k_{\text{т}}$ визначається по табл. 10.16 у залежності від приведенного відносного часу $\tau_{\text{в}}$.

Таблиця 10.16 Показник моменту гальма $k_{\text{т}}$

Відносний час $\tau_{\text{в}}$	Показник моменту гальма $k_{\text{т}}$
До 0,4	1,2
0,4...0,6	1,3
0,6...0,8	1,4
0,8...1,2	1,5
1,2...1,4	1,6
Більше 1,4	1,7

Відносний час вмикання $\tau_{\text{в}}$ знаходиться по рис. 10.4 у залежності від величини приведенного відносного часу τ^* , рівного:

- для муфт

$$\tau^* = \frac{3,3 \cdot 10^{-6} (h_{\text{н}} + 0,1) F_{\text{н}} M_{\text{м.р.}}}{\xi_{\text{нм}} f_{\text{нм}} J_2 n_{\text{м}}} ; \quad (10.64)$$

- для гальм

$$\tau^* = \frac{6,4 \cdot 10^{-6} V_{\text{то}} M_{\text{т.р.}}}{\xi_{\text{от}} f_{\text{от}} J_2 n_m}. \quad (10.65)$$

де $\xi_{\text{нм}}$, $\xi_{\text{от}}$ – відповідно, приведені коефіцієнти витрати для трубопроводів ланцюга наповнення муфти і ланцюги спорожнювання гальма (див. нижче);

$f_{\text{нм}}$, $f_{\text{от}}$ – відповідно, площа прохідного перетину ланцюгів наповнення й спорожнювання порожнини гальма, см^2 (див. в наступному розділі);

$V_{\text{то}}$ – обсяг шкідливого простору циліндра гальма, см^3 .

В формулі (10.63) хід поршня $h_{\text{п}}$ и площа поршня $F_{\text{п}}$ приймаються, відповідно в см и см^2 .

При виборі оптимальних значень параметрів фрикційного вузла для гальм $\tau_{\text{в}} = 0,4 \dots 0,6$; для муфт, установлених на головному валу $\tau_{\text{в}} = 1,4 \dots 1,6$; для муфт, установлених на прийомному валу $\tau_{\text{в}} = 0,4 \dots 0,6$.

Якщо дійсний кут гальмування $\varphi_{\text{тд}}$ більше розрахункового кута $\varphi_{\text{т}}$, то необхідно вибрати інші параметри пружин гальма і перетини трубопроводів.

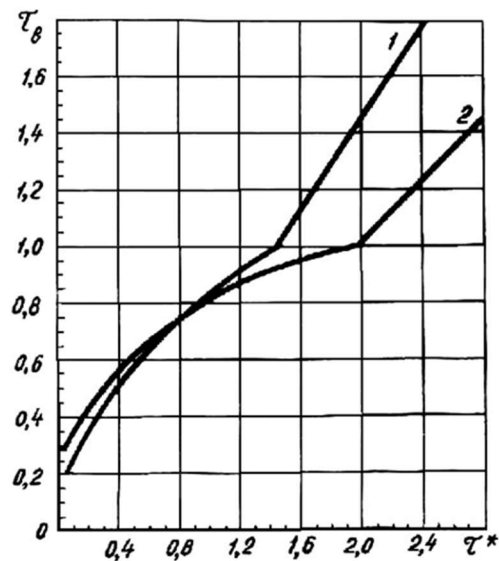


Рис. 10.4. Визначення відносного часу вмикання

1 – гальмо; 2 – муфта.

10.4.5. Перевірка пружин гальма на довговічність

Довговічність пружин гальма забезпечується, якщо дотримується умова

$$\frac{P_z}{P_{\text{раб}}} \geq 0,75. \quad (10.66)$$

де P_z , $P_{\text{раб}}$ – відповідно зусилля стиску пружини у включеному і у виключеному станах гальма. Зусилля $P_{\text{раб}}$ визначається по формулі (10.47) для затягнутої пружини, зжатої додатково на величину переміщення поршню.

10.4.6. Перевірка тиску за умовою розгальмовування

Розгальмовування гальма забезпечується при виконанні умови

$$p_p F_n \geq P_{\text{рас}} z_{\text{пр}} + Q_{\text{тр}}. \quad (10.67)$$

Робочий тиск p_p стиснутого повітря в гальмі приймається менше тиску, необхідного для муфти, але не більш 0,35 МПа.

10.4.7. Перевірка вставок і шліців на зминання

Перевірка вставок і шліців гальма виконується у випадку, якщо параметри вставок і шліцевих з'єднань гальма менше аналогічних параметрів муфти. Розрахунок виконується по розрахунковому фактичному моменті гальма $M_{\text{ф}}$. Порядок розрахунку приведений у п. 10.3.6.

10.5. Перевірка муфт і гальм на працездатність

Працездатність фрикційного вузла оцінюється по величині показника зносу

$$K = \frac{A_{\text{тр}} n_{\text{вк}} k_{\text{вз}}}{F_{\text{тр}}} \leq [K], \quad \text{Нм/см}^2 \text{ хв}, \quad (10.68)$$

де $A_{\text{тр}}$ – робота тертя за одне вмикання вузла

$$A_{\text{тр}} = a J_2 n_{\text{м}(m)}^2;$$

a – коефіцієнт, що враховує тип вузла; для муфт $a = 5,8 \cdot 10^{-3}$, для гальм $a = 5,2 \cdot 10^{-3}$;

J_2 – момент інерції ведених частин привода;

$n_{\text{м}}$ – число оборотів у хвилину вала чи муфти гальма;

$n_{\text{вк}}$ – число вмикань вузла в хвилину;

$k_{\text{вз}}$ – коефіцієнт взаємного перекриття (див. п. 10.2.6);

$F_{\text{тр}}$ – сумарна площа поверхні тертя.

Припустимий показник зносу вузла визначається по формулі

$$[K] = \frac{[v]}{\frac{2,2\theta_{\max}}{n_{\text{BK}}} \sqrt{\frac{M_{\text{M}(m)p}}{J_2 n_{\text{M}(m)}} + \frac{4,7}{S_{\text{ox}}(1+b_v V_{\text{cp}})}}}, \quad (10.69)$$

де $[v]$ – максимально припустима поверхнева температура, обирається по таблиці 7.3;

$\theta_{\max}$ – максимальна відносна поверхнева температура, визначається по табл. 10.17;

S_{ox} – приведений коефіцієнт поверхні охолодження, вибирається по табл. 10.18;

b_v – приведений коефіцієнт, що враховує вентиляційний ефект, вибирається по табл. 10.19;

V_{cp} – лінійна швидкість обертання ведучого диска на середньому радіусі R_{cp} , м/с

$$V_{\text{cp}} = \frac{\pi n_{\text{M}(m)}}{30} R_{\text{cp}}.$$

Якщо в результаті розрахунків дійсний показник зносу K більше припустимого то необхідно зробити перерахунок фрикційного вузла, задаючи меншими значеннями коефіцієнта взаємного перекриття $k_{\text{вз}}$ і тиску q , а також передбачити поліпшені умови відводу тепла від поверхонь тертя.

Таблиця 10.17 Максимальна відносна температура $\theta_{\max}$

Вузол	$\tau_{\text{в}}$	Відносна температура $\theta_{\max}$ в °C при $k_{\text{вз}}$ рівному				
		0,3	0,4	0,5	0,6	1
Муфта	<0,4	1,72	1,57	1,47	1,30	1,04
	0,4...0,6	1,58	1,44	1,36	1,20	0,95
	0,6...0,8	1,44	1,32	1,25	1,10	0,85
	0,8...1,0	1,30	1,20	1,14	0,98	0,75
	>1,0	1,25	1,16	1,10	0,95	0,73
Гальмо	<0,6	1,72	1,57	1,47	1,30	1,04
	0,6...1,0	1,6	1,46	1,38	1,22	0,97
	>1,0	1,5	1,38	1,30	1,15	0,90

Примітка: відносний час $\tau_{\text{в}}$ визначається по формулам (10.62) чи (10.63)

Таблиця 10.18 Приведений коефіцієнт поверхневого охолодження S_{ox}

Вузол	Особливості конструкції дисків	
	Оребрені зовнішні, порожні внутрішні	Неоребрені зовнішні, суцільні внутрішні
3 вставки, при $m = 2$	2,50	2,20
3 накладками, при $m = 2$	2,05	1,68
$m = 4$	1,78	1,08
$m = 6$	1,68	0,88
$m = 8$	1,64	0,78

Таблиця 10.19 Приведений коефіцієнт вентиляційного ефекту b_v

=Вузол	Диски з ребрами	Диски без ребер
Муфта	0,08...0,09	0,05...0,06
Гальмо без вентилятора	0,02...0,03	0,01...0,02
Гальмо з вентилятором	0,05...0,06	0,03...0,04

10.6. Визначення приведенного терміну служби фрикційних матеріалів

Термін служби фрикційних елементів визначається по формулі

$$T = \frac{0,95 \cdot 10^{-4} N}{n_{\text{см}} k_1 k_2 n_{\text{вк}}} \geq (6 \dots 8), \text{ міс.} \quad (10.70)$$

де N – число циклів навантаження до повного зносу фрикційних елементів (бажано не менш $7 \cdot 10^6$)

$$N = \frac{10^6 h^* F_{\text{тр}}}{J_{\text{л}} b_q A_{\text{тр}}}, \quad (10.71)$$

$n_{\text{см}}$ – число змін роботи преса;

k_1 – коефіцієнт, що враховує простой устаткування, зв'язані з ремонтом і переналагодженням оснащення, вибирається по табл.10.20;

Таблиця 10.20 Коефіцієнт простою обладнання k_1

Тип преса	Номінальне зусилля, МН				
	До 1,0	1...4	4...6	6...10	За 10
Універсальні листоштампувальні	0,90	0,86	0,82	0,79	0,75
Обрізні	0,92	0,88	0,84	0,81	0,77
Витяжні	—	0,75	0,65	0,60	0,55
Згинальні	0,93	0,89	0,85	0,82	0,78
КГШП	—	—	0,83	0,80	0,75
ГКМ	—	0,88	0,83	0,80	0,75
Прес-ножиці	0,95	0,91	0,87	0,84	0,80
Гільйотині ножиці	0,96	0,92	0,88	0,88	0,84
Спеціалізовані	0,97	0,95	0,93	0,91	0,81

k_2 – коефіцієнт, що враховує використання преса протягом заданого часу з різною частотою включень; Значення коефіцієнта k_2 вибирається по табл. 10.21;

h^* – загальний ресурс на знос (див. п. 10.2.8), см;

$J_{\text{л}}$ – лінійна інтенсивність зносу, визначається по рис. 10.2 у залежності від типу матеріалу і питомого тиску на поверхні q ;

b_q – відносний показник інтенсивності зносу, визначається по рис. 10.5 і 10.6 у залежності від відносного часу вмикання (див. п. 10.4.3) і співвідношення приведенного фактичного тиску q_f і реального тиску q ; тиск q_f вибирається по табл. 10.3, а тиск q визначається по формулах (10.38) чи (10.56);

$F_{тр}$ – площа поверхні тертя, $см^2$.

Таблиця 10.21 Коефіцієнт частоти використання устаткування k_2

Приведений термін служби в місяцях	Спеціальні машини	Універсальні преси
До 4	0,90	0,80
4...12	0,70	0,60
Більше 12	0,65	0,55

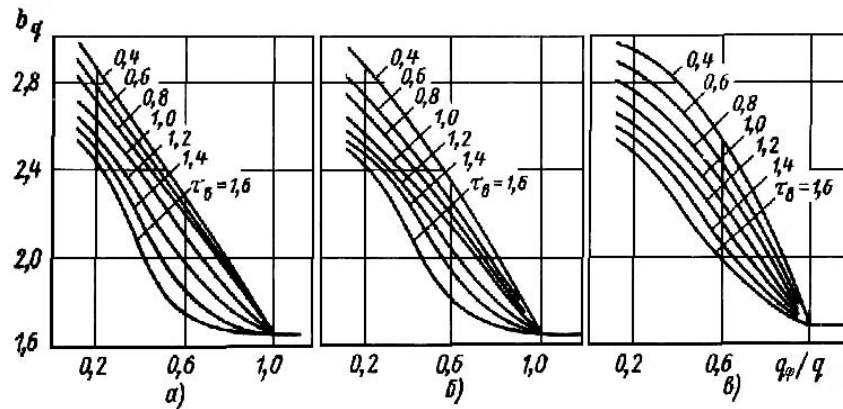


Рис. 10.5. Залежність відносного показника інтенсивності зносу фрикційних матеріалів для дискових муфт

a – для м'яких; $б$ – для напівм'яких; $в$ – для твердих

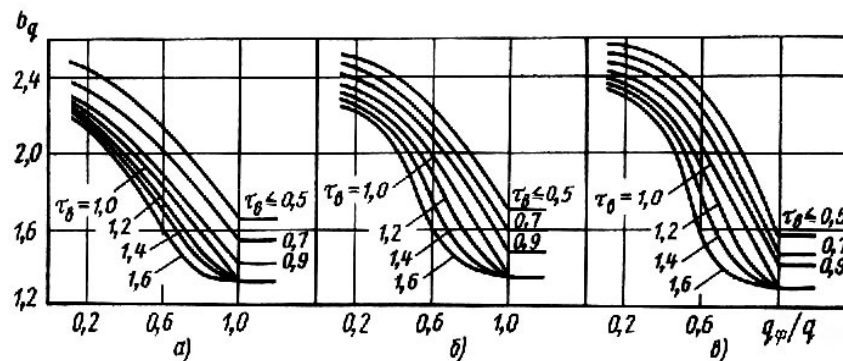


Рис. 10.6. Залежність відносного показника інтенсивності зносу фрикційних матеріалів для дискових гальм

a – для м'яких; $б$ – для напівм'яких; $в$ – для твердих