

Захист обладнання від вібрацій і ударів

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Під час перехідних процесів діючі в лініях передач механізмів навантаження, як правило, значно відрізняються від статичних і енергійних навантажень за своєю величиною і характером змінення. Це пояснюється пружними коливаннями систем, часто супроводжуваними роботою багатьох механізмів і машин при їх динамічному навантаженні. Через коливання відбувається більша частка руйнувань деталей (утомлююче руйнування).

Привод будь-якої машини складається із зосереджених мас (наприклад, ротора двигуна, гальмових шківів, рухомих частин робочого органу і інш.), з'єднаних між собою валами, муфтами, зубчастими і іншими видами передач. Всі ці з'єднуючі елементи, якими б жорсткими не здавались на перший погляд, володіють пружними властивостями. Тому під дією зовнішніх навантажень вони деформуються (в межах пружності) і зосереджені маси здійснюють, крім основного обертового руху, крутильні коливання, які через їх незначну амплітуду називають малими. Фізична сутність крутильних коливань полягає в тому, що зосереджені маси обертаються з різними миттєвими швидкостями і кожна з них в деякі моменти часу випереджає або відстає від сусідньої. В зв'язку з цим ділянки валів закручуються і розкручуються відповідно збільшенню чи зменшенню моментів сил пружності відносно середнього крутного момента, що передається валом.

Моменти сил пружності в деяких випадках можуть бути настільки більшими, що в декілька разів перевищують статичні і інерційні навантаження, а це дуже небезпечно з погляду міцності найбільш напружених деталей і вузлів. Крім того, негативний вплив на міцність учиняє циклічність навантаження (викликає утомлююче руйнування). Тому при розробці і розрахунках тяжконавантажених машин (тяжких кранів, прокатних станів, вагоноперекидачів, поворотних платформ, печей, міксерів, конверторів і т.п.) необхідно урахувати сили пружності і характер їх змінення в часі.

Слід також підкреслити, що реальна система має, як правило, зазори в передачах, в зв'язку з чим величина динамічних навантажень ще більше зростає.

Часто зустрічаються і механічні системи з лінійним навантаженням (різноманітні ресорні підвіски, демпфери, канатні і рейкові передачі, штанги і т.п.).

Особливо небезпечним є явище резонансу, яке при певних умовах може привести до повного руйнування навіть величезних споруд (наприклад, різноманітних будівель і мостів), не говорячи вже про машини і механізми. Але воно стає можливим лише тоді, коли співпадають частоти вимушених і власних коливань системи.

Величину амплітуди коливань A_{max} можна визначити за формулою:

$$A_{max} = \frac{A_{cm}}{1 - p^2 / p_0^2},$$

де A_{cm} - відхилення системи під дією статичних сил;

p - частота вимушених коливань;

p_0 - частота власних коливань.

Власна частота коливань це є частота коливань об'єкта, виведеного із стану рівноваги короткочасною зовнішньою дією (одиничний сигнал). Вона залежить від пружних і інерційних властивостей тіла і визначається за формулами :

при поступальних коливаннях

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}, \quad p_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}, \quad p_0 = 2\pi f_0;$$

при крутильних коливаннях

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{I}}, \quad p_0 = \sqrt{\frac{C}{I}}, \quad p_0 = 2\pi f_0;$$

де m - маса тіла;

I - момент інерції тіла;

C - жорсткість зв'язків.

Таким чином, запобігти виникненню резонансу можна шляхом підбору жорсткості системи C , а іноді маси m чи момента інерції I , щоб частота власних і вимушених коливань не співпадали. Проте в окремих вібраційних машинах і пристроях, навпаки, ці частоти наближують одна до іншої.

З методикою розрахунків динаміки механічних систем можна ознайомитись в роботах [26, 48].

2. ДЕМПФЕРНО-АМОРТИЗАЦІЙНІ ЕЛЕМЕНТИ ЗАХИСНИХ СИСТЕМ

Найефективнішим поглиначем енергії коливань є сили опору різної природи (сили сухого і в'язкого тертя, опір коченню, опір рідинних і газових середовищ і т.д.). Проте демпфер повинен мати не тільки поглинаючі властивості, а й пружні. Тобто, при зіткненні об'єкта, що підлягає демпфіруванню, з демпфером об'єкт має рухатись в попередньому напрямку на певну відстань, долаючи наростаючий опір. При цьому чим більшою буде ця відстань, тим меншим буде інерційне навантаження на демпфер. Адже при збільшенні відстані гальмування збільшиться час гальмування і отже зменшиться прискорення.

2.1. Пристрої на базі металевих пружин

Тарілкові пружини

Серед відомих пружних елементів, деформація яких супроводжується значними силами тертя, є тарілкові пружини Бельвілля.

Пружини мають вигляд тарілки без дна (рис. 4.1). Відношення діаметрів

тарілок D_1/D_2 складає 1,5...3, кут підйому твірної конуса – 2...60. На пружини встановлено стандартизовані ряди по зовнішнім діаметрам від 8 до 400 мм (ГОСТ 3057-90). Товщина стандартизованих пружин – від 0,3 до 20 мм, висота внутрішнього конуса $S_3 = 0,25...10$ мм, сприймає зусилля F_3 до $7,5 \cdot 10^5$ Н.

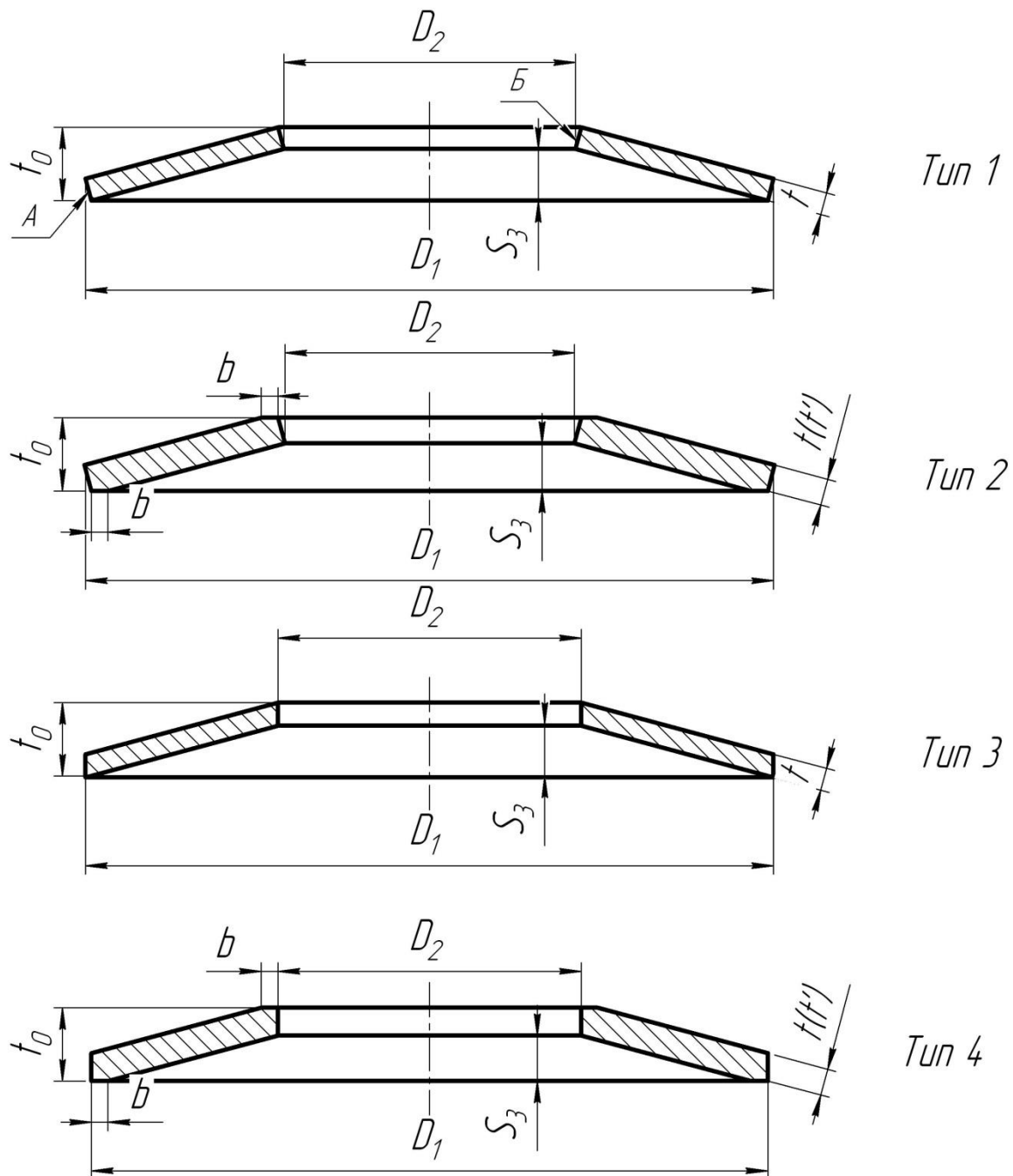


Рисунок 4.1

Тарілкові пружини

За ступенем точності пружини поділяються на пружини нормальної точності, отримані штамповкою без механічної обробки (тип Н), і пружини підвищеної точності, отримані штамповкою з механічною обробкою поверхні обрізу (тип П).

За видом навантаження тарілкові пружини поділяють на класи:

Клас I – циклічне навантаження, попередня деформація – $0,2S_z$, робоча деформація – не більше $0,6S_z$, витривалість в циклах – $2 \cdot 10^6$;

Клас II – статичне і циклічне навантаження, попередня деформація – $0,2S_z$, робоча деформація – не більше $0,8S_z$, витривалість в циклах – 10^4 .

За виконанням пружини поділяють на типи:

1 - пружини з похилими пружками по зовнішньому і внутрішньому діаметрах;

2 - пружини з похилими пружками по зовнішньому і внутрішньому діаметрах і опорними площинами при товщині пружин більше 1,0 мм;

3 - пружини з паралельними пружками по зовнішньому і внутрішньому діаметрах;

4 - пружини з паралельними пружками по зовнішньому і внутрішньому діаметрах і опорними площинами при товщині пружин більше 1,0 мм.

Пружини типів 3 і 4 виготовляються тільки при погодженні з виробником.

Основним матеріалом тарілкових пружин слугує сталь 60С2А. Допускається також виготовлення пружин із сталей 60С2, 51ХФА, 65С2ВА, 70С2ХА із листового і штабового прокату, які за своїми якостями не нижчі сталі 60С2А. Для підвищення несучої здатності пружини обтискують до повного розпрямлення.

Пружини з листів товщиною більше 6 мм штампуються в гарячому стані, в той час як при товщині менше 6 мм штампування може здійснюватись без нагріву.

Термообробка пружин складається з гартування і відпускання. При

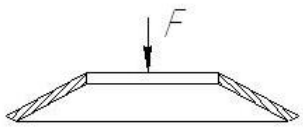
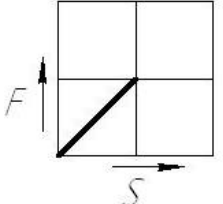
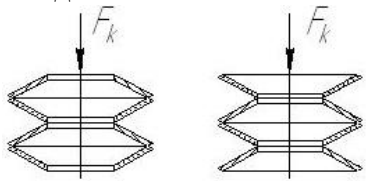
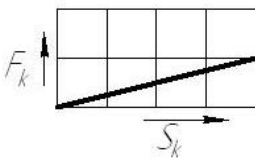
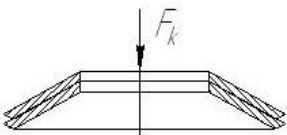
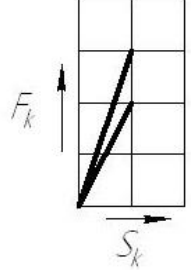
гартуванні пружини нагріваються в печах до 800...830° С з витримкою при цій температурі на протязі 5...30 хвилин в залежності від розмірів пружин. Охолоджуються пружини, як правило, в маслі, а пружини значної товщини – у воді.

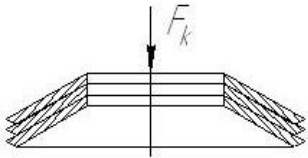
Пружини, що піддавались термообробці, повинні мати однорідну мілкозернисту структуру при HRC 47...48.

Для підвищення піддатливості тарілкові пружини застосовують у вигляді комплекту послідовно установлених тарілок (послідовна зборка) (див. табл. 4.1.), а при необхідності отримання більшої жорсткості (при недостатній жорсткості однієї тарілки) виконують паралельну зборку.

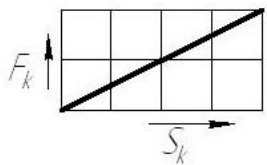
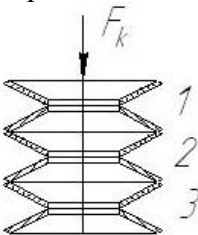
Таблиця 4.1

Схеми зборки і параметри тарілкових пружин

Схема зборки	Параметри комплекту	Вид характеристики
1	2	3
Одиночна 	$F_3; S_3; l_0$ F_3 - найбільший робочий тиск; S_3 - деформація при F_3	
Послідовна 	$F_k = F_3; S_k = z \cdot S_3; l_{ok} = l_0 \cdot z;$ $\Delta l_{ok} = \Delta l_0 \cdot z$ $\Delta l_0, \Delta l_{ok}$ - допускаємі від-хилення; S - деформація	
Паралельна: 1. Двопаралельна  2. Трипаралельна	$F_k = k \cdot F_3 \cdot z_1$ $S_k = S_3$ $l_{ok} = l_0 + (z_1 - 1) \cdot t$ $\Delta l_{ok} = \Delta l_0 + \Delta t(z_1 - 1)$ $K = 1,06$ при 2-х пар. зб; $K = 1,09$ при 3-х пар. зб; z_1 - кільк. пружин при паралельній зборці	

		
---	--	--

Продовження табл. 4.1

1	2	3
Паралельно-послідовна 	$F_k = k \cdot F_3 \cdot z_l$ $S_k = z \cdot S_3$ $l_{ок} = z[l_0 + (z_l - 1) \cdot t]$ z - кільк. пружин при послідовній зборці	
Пружини різної товщини 	$F_k = F_3$ $S_k = \sum_{i=1}^z S_3$ $l_{ок} = \sum_{i=1}^z l_{0i}$ $\Delta l_{ок} = \sum_{i=1}^z \Delta l_{0i}$	

В деяких випадках виникає необхідність в змішаній зборці, тобто в послідовно-паралельній установці пружин. Для отримання ступінчатої характеристики використовуються пакети з тарілок різної жорсткості. При цьому належить урахувати, що лінійну характеристику мають пружини при $S_3/t \leq 0,6$, в противному випадку характеристика буде нелінійною.

У більшості випадків пружини збираються в комплекти шляхом центрування їх на стрижнях. В цьому випадку величина одностороннього зазору між направляючим стрижнем і внутрішнім діаметром D_2 пружини при зборці їх в комплекти має складати 2 – 3 % від мінімального розміру D_2 .

Кількість пружин в комплекті для забезпечення їх рівномірної деформації рекомендується підбирати таким чином, щоб висота комплекту у вільному стані не перевищувала $3,0 D_1$.

В зв'язку зі складністю точних розрахунків і спеціальної технології виготовлення, вимагаючої спеціального оснащення, тарілкові пружини звичайно підбирають по таблицям стандарту у вигляді готових виробів. В таблицях Б.1 і Б.2 (додаток Б) наведені характеристики повного ряду пружин, бо в технічній літературі обмежуються коротким наведенням номенклатури цих пружин.

Ширина опорних площин, допуски соосності діаметрів D_1 і D_2 , допуски паралельності опорних площин і допустимий зазор між опорною площиною і контрольною плитою мають відповідати вимогам, представленим в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Найменування параметра	Значення параметра для D_1 (D_2), мм							
	до 10	від 10 до 30	від 30 до 50	від 50 до 80	від 80 до 125	від 125 до 180	від 180 до 250	вище 250
Ширина опорної площини:								
b_{min}	-	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
b_{max}	-	0,6	1,0	1,4	1,6	2,0	2,4	3,0
Допуск соосності діаметрів D_1 і D_2 не більше	-	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Допуск паралельності опорних площин, не більше	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
Зазор між опорною площиною і контрольною плитою, не більше	-	0,10	0,15	0,15	0,20	0,20	0,30	0,40

Приклади умовного позначення тарілкових пружин:

Тарілкова пружина класу I, типу 1, 2-ої групи точності з розмірами D_1
 $= 50$ мм, $D_2 = 20$ мм, $t = 1,8$ мм, $S = 1,4$ мм, з покриттям Хім. Окс. прм.,
 працюючій при температурі до 50°C .

Пружина тарілкова I-1-2-50×20×1,8×1,4 Хім. Окс. прм.

ГОСТ 3057-90.

Те ж, без покриття:

Пружина тарілкова I-1-2-50×20×1,8×1,4 ГОСТ 3057-90.

Те ж, при температурі вище 50°C , наприклад при максимальній робочій температурі 100°C :

Пружина тарілкова I-1-2-50×20×1,8×1,4 – 100°C

Хім. Окс. прм. ГОСТ 3057-90.

При використанні в розробках тарілкових пружин, якщо неможливо придбати готові вироби, доцільно скористуватись табличними даними при розробці креслень на виготовлення власних пружин. Проте слід притримуватись наступних технічних вимог:

1. Твердість матеріалів готових пружин має відповідати 46...52 HRC по ГОСТ 8.064 чи 420-512 HB по ГОСТ 9012.

2. Параметр шорсткості механічно оброблених поверхонь $R_a \leq 6,3$ мкм по ГОСТ 2789. Параметр шорсткості поверхонь А і Б (рис. 4.1) для пружин 3-ї групи точності $R_a \leq 25$ мкм по ГОСТ 2789.

3. На поверхні пружин не допускаються тріщини, раковини, розшарування, ржа, слід роз'їдання, електроопіки.

Допускається усувати дефекти шляхом пологого зачищення, глибина якого не повинна перевищувати половину поля допуску на товщину пружини, відлічуючи від фактичного розміру. В місцях зачищення не допускаються різні переходи. Параметр шорсткості зачищеної поверхні R_a має бути не більше 6,3 мкм по ГОСТ 2789.

Пологе зачищення слід здійснювати після заневолювання, що призначається для підвищення несучої здатності пружини.

Враховуючи виникнення пластичних деформацій після стискання пружини до повного випрямлення при заневолюванні, висота пружини-заготівки має бути дещо більша за висоту пружини за кресленням.

Очищення пружин травленням не допускається.

4. На поверхні пружини допускаються мілкі забоїни, окремі риси, подряпини, сліди від інструменту, якщо їх глибина не перевищує половини поля допуску на товщину, відлічуючи від фактичного розміру.

5. Допуск на товщину має відповідати табличним даним (табл. 4.3).

6. Допуски на зовнішній і внутрішній діаметри мають відповідати вказаним в

табл. 4.4.

7. Допуски по висоті пружини у вільному стані мають відповідати вказаним в табл. 4.5.

8. Вирубку заготовок із листа чи штаби товщиною до 3,5 мм рекомендується проводити в холодному стані, а товщиною вище 3,5 мм і до 10 мм – в гарячому стані. При товщині листа більше 10 мм виготовлення заготовок допускається виконувати газовою чи іншими методами різки з наступною механічною обробкою по зовнішньому і внутрішньому діаметрам.

Таблиця 4.3

Товщина $t (t')$, мм	Допуск на товщину для груп точності		
До 0,6	-	-	IT11
Від 0,6 до 1,0	-	-	IT12
Від 1,0 до 1,5	-	IT11	IT13
Від 1,5 до 2,0	-	IT12	IT14
Від 2,0 до 3,0	-	IT13	IT14
Від 3,0 до 6,0	IT12	IT13	IT15
Від 6,0 до 10,0	IT13	IT14	IT16
Більше 10	IT13	IT15	IT16

Таблиця 4.4

Група точності	Допуск	
	на зовнішній діаметр	на внутрішній діаметр
1	h13	H13
2	h14	H14
3	h15	H15

Таблиця 4.5

Товщина t (t'), мм	Допуск по висоті l_0 при відношенні S_3/t					
	від 0,3 до 0,6			вище 0,6		
	Група точності					
	1	2	3	1	2	3
Від 0,3 до 1,0	-	-	js13	-	-	js14
Від 1,0 до 1,5	-	js14	js14	-	js15	js15
Від 1,5 до 2,0	-	js14	js15	-	js15	js16
Від 2,0 до 3,0	-	js15	js16	-	js16	js17

Від 3,0 до 6,0	js15	js16	js16	js16	js16	js17
Від 6,0 до 10	js16	js16	js17	js17	js17	$\pm 1,10$
Вище 10	js16	js16	js17	js17	$\pm 1,1$	$\pm 1,35$

9. Формування конуса пружин товщиною менше 8 мм рекомендується виконувати в холодному стані, а товщиною більше 8 мм – в гарячому стані чи в холодному після відпалу.

10. При відсутності прокату необхідної товщини допускається доведення розмірів листового прокату по товщині підкаткою, шліфуванням чи токарною обробкою.

11. Після штамповки пружини обов'язково піддають гартуванню і відпуску.

12. Пружини, що працюють при температурі вище 50°C, слід піддавати гарячому заневоленню при температурі, перевищуючій робочу на 30-50°C. Максимально допустима температура нагріву при гарячому заневолюванні має бути нижче температури відпуску на 30°.

Тривалість заневолювання має бути не менше 12 годин.

Пружини з захисними покриттями (нікель, цинк, хром, кадмій і інш.) піддають прогріванню при температурі 180-240° С протягом 1-ї години, а також заневолюванню не менше ніж на 24 години незалежно від того, піддавались вони заневолюванню до покриття чи ні.

Наведені вище детальні й обширні відомості про тарілкові пружини у випадках неможливості придбати готові вироби дають можливість розробити і виготовити в обмежених умовах виробництва достатньо якісні пружини. Але слід приділяти при цьому особливу увагу термообробці, що остаточно визначає пружні властивості виробу і його надійність.

Якщо ж вимагається спроектувати пружину, яка за своїми розмірами суттєво відрізняється від стандартних, то можна скористатись наближеною методикою, викладеною в роботі [3].

Підбирають пружини по заданому зусиллю і осадці, виходячи з допустимої осадки: при статичному навантаженні, рівній $0,8S_3$, при динамічному – до

0,6S₃.

При використанні пружин в якості демпферів для підвищення ефективності демпфірування між опорними площинами тарілок установлюють плоскі шайби, відносно яких і ковзають пружки пружин.

Приклад використання тарілкових пружин як захисних засобів.

На початку експлуатації найбільшої в Європі печі ДСП-200 місткістю 200т, що була запроваджена на заводі «Красный Октябрь» (м. Волгоград, Росія), відбувались часті поломки опорно-поворотної частини вани (рис. 4.2),

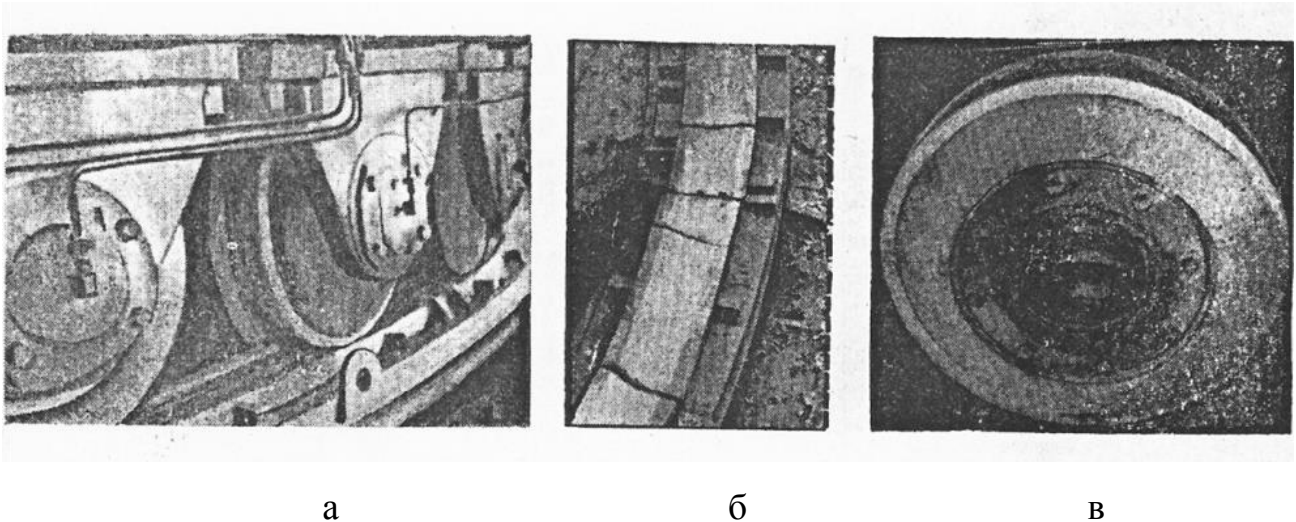


Рисунок 4.2

Фрагмент опорно поворотної частини (а), зруйнована кругова рейка (б) і зруйнований коток (в)

що взагалі поставило під сумнів спроможність СРСР створювати крупногабаритні електросталеплавильні печі. І це вже було не тільки гострою технічною, а й політичною проблемою. На прохання розробників печі і керівництва міністерства кафедра МО ЗДІА провела експериментальні дослідження, які показали, що причиною руйнування була нерівномірність розподілення навантаження (загальна маса вани з шихтою – 620 т) між сімома котками. Так, установлено, що при обертанні печі окремі ролики замість розрахункового навантаження 80 т сприймають навантаження від 160 до 200 т

(рис. 4.3), в той же час як інші котки не навантаженні.

Для усунення цих недоліків кафедрою було запропоновано замінити жорсткі роликоопори на підпружинені роликоопори. В якості пружних елементів використали тарілкові пружини, які, крім сприйняття великих навантажень, відрізняються від інших видів пружин високою компактністю, що дало можливість без особливих труднощів і при незначних фінансових витратах вирішити цю проблему. Адже, як видно з рисунка, запровадження запропонованих роликоопор дозволило практично повністю вирівняти навантаження між роликами (заштриховане поле). Завдяки високій ефективнос-

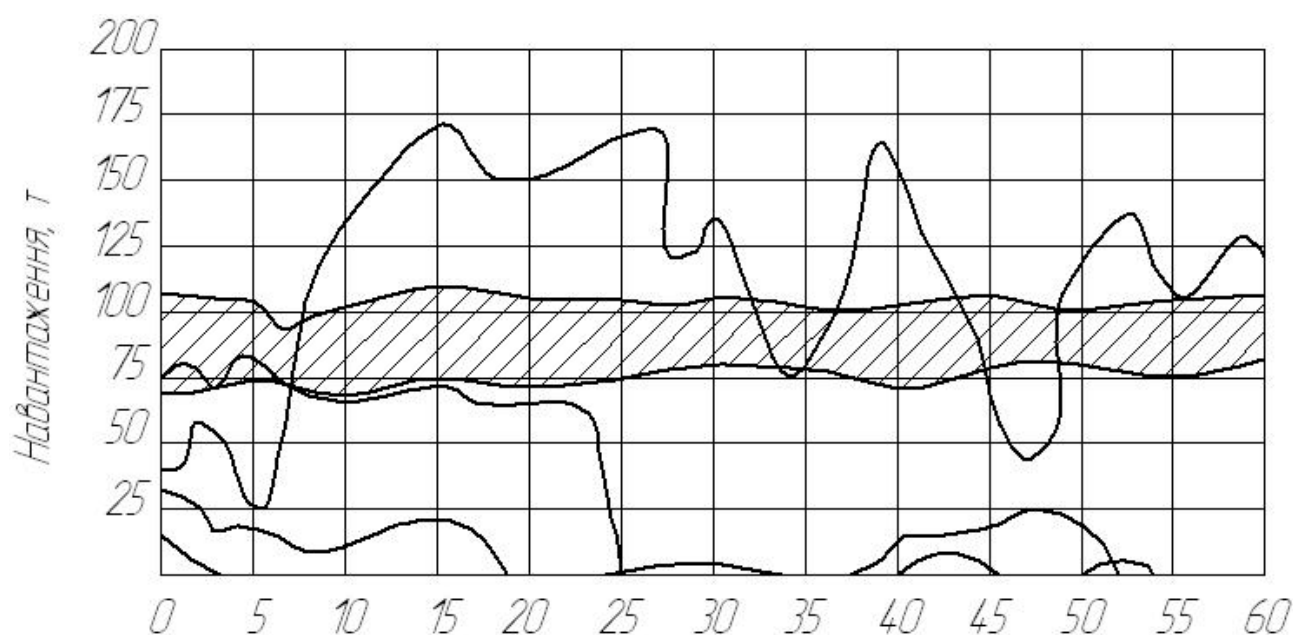


Рисунок 4.3

Графіки розподілення навантаження між котками

ті розробки вона була прийнята для запровадження в серії наступних печей ДСП-200.

Іншим прикладом високоефективного застосування тарілкових пружин може слугувати розробка і запровадження демпферних пристроїв на першій в СРСР надпотужній печі ДСП-50, що була установлена на заводі «Дніпроспецсталь».

Надпотужність печей цього класу визначають не розміри і не місткість, а значно більша потужність пічних трансформаторів в порівнянні зі звичайними. Тобто, такі печі працюють при значно більшому струмі, що супроводжується

інтенсивними електродинамічними силами взаємодії між сусідніми фазами. Причому при переході на максимальну потужність ця взаємодія була настільки сильною, що починали руйнуватись електроди і елементи електродотримачів. Таким чином, піч не могла працювати на повній потужності. Для вирішення цієї проблеми кафедрою МО були розроблені демпферні пристрої у вигляді підпружинених роликів, виконуючих функцію направляючих елементів стійки електродотримача. Цей захід дозволив суттєво гасити коливання електродотримачів і, отже, надав можливість працювати печі на оптимальнім режимі.

Проте сфера застосування тарілкових пружин не обмежується електросталеплавильними печами і студенти мають широкі можливості для творчої роботи щодо використання незвичайних особливостей тарілкових пружин щодо захисту і удосконалення механічних об'єктів і систем.

Кільцеві пружини

Ще більш ефективними стосовно поглинання динамічних навантажень коливальних систем є маловідомі кільцеві пружини (рис. 4.4, а).

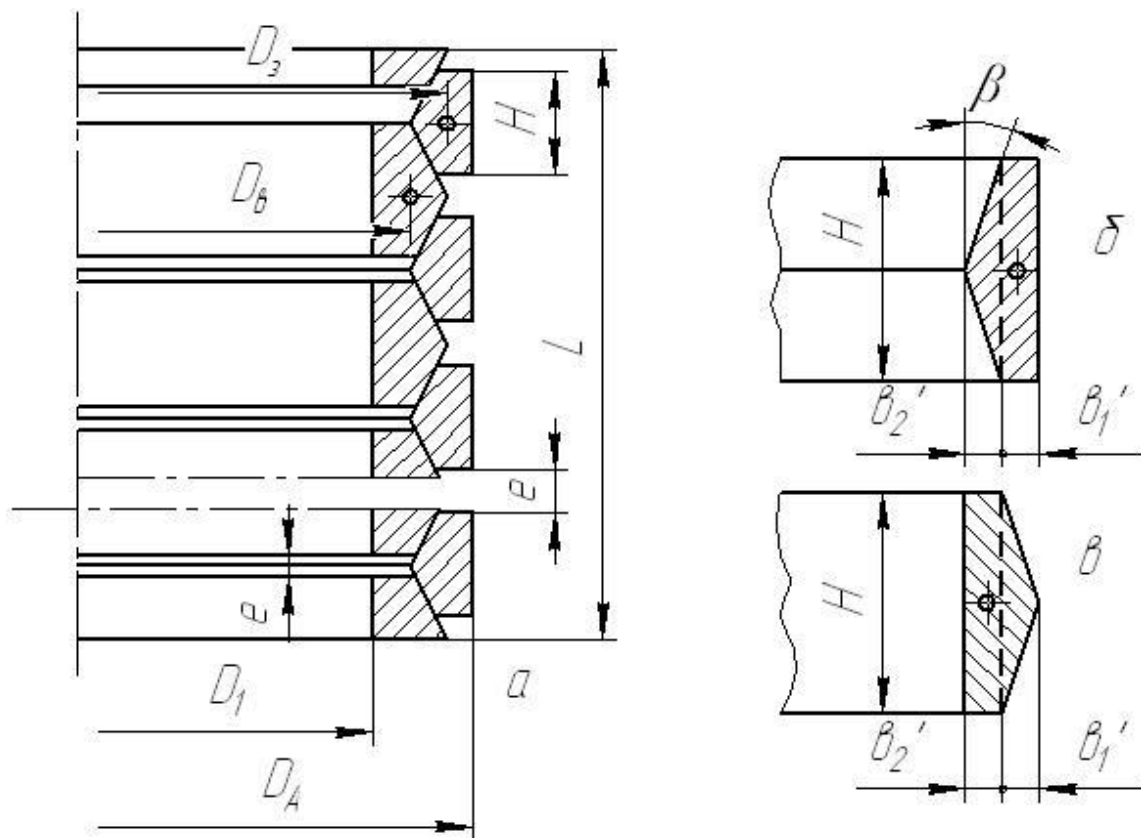


Рисунок 4.4

Поздовжній переріз кільцевої пружини (а) і переріз зовнішнього (б) і внутрішнього (в) кілець

Кільцеві пружини складаються з внутрішніх і зовнішніх кілець поперечного перерізу спеціальної форми, які спираються один на одного своїми конусними поверхнями. Кільця вальцюються по необхідному профілю, а потім проходять термічну обробку.

При їх виготовленні рекомендується слідкувати за тим, щоб вони не коробились. В цьому відношенні доцільно виконувати кільця зі стінками приблизно-рівної товщини, роблячи їх з неробочої сторони ввігнутими (рис. 4.4, б).

Осьове зусилля, сприймаєме пружиною, створює на поверхнях спряження кілець великі сили тиску (ефект клина), під дією яких зовнішні кільця розтягуються, а внутрішні – стискаються. При цьому, незважаючи на значні сили тертя, перешкоджаючі відносному ковзанню, останні всуваються один в одного, за рахунок чого загальна висота пружини скорочується.

Оскільки кут конусності β більше кута тертя φ ($\operatorname{tg} \varphi = f$), де $f \approx 0,1 \dots 0,16$ - коефіцієнт тертя ковзання, внутрішні сили пружності при розвантаженні пружини, долаючи опір, знову відновлюють її розміри.

Характеристика пружини зображена на рис. 4.5. Процес навантаження показано прямою ОА. Для даної пружини зовнішнє зусилля зрівноважується силами тиску і силами тертя. При відсутності сил тертя характеристика йшла б приблизно так, як показано на рисунку пунктиром ОС.

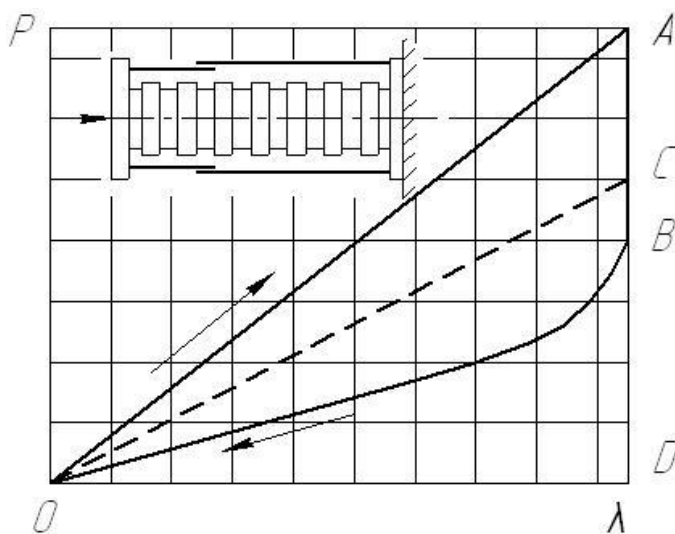


Рисунок 4.5

Характеристика кільцевої пружини

Процес розвантаження розкладається на два етапи. Спочатку (пряма АВ) при зменшенні навантаження від P_{max} до P_b внутрішні сили пружності стримуються силами тертя. Потім при значному зменшенні зовнішньої сили внутрішні сили пружності, все ще зберігаючи найбільше значення, здатні подолати тертя. Вони повертають кільця у вихідне положення (лінія ВО). Площа ОАСВО являє собою роботу сил тертя, що перейшла в тепло.

В залежності від змащення і підгонки кілець одного до іншого робота сил тертя складає приблизно 60...70% від повної роботи, здійснюємої при навантаженні пружини (площа ОАСBDO).

Така надзвичайно висока амортизаційна властивість кільцевих пружин тертя висуває їх на перше місце серед інших буферних пружин, в якості яких вони використовуються (на важковагових залізничних складах, в шасі літаків і т.і.), не зважаючи на деяку складність їх виготовлення.

Розрахунки кільцевих пружин

Кільця, складаючи пружину, працюють на розтягнення (зовнішні кільця) і стискання (внутрішні). Напруження визначають за формулами:

для внутрішніх кілець

$$\sigma_B = \frac{P_{max}}{\pi F_B \operatorname{tg}(\beta + \varphi)};$$

для зовнішніх кілець

$$\sigma_3 = \frac{P_{max}}{\pi F_3 \operatorname{tg}(\beta + \varphi)},$$

де P_{max} - максимальне зусилля, що діє на пружини;

F_B, F_3 - площі поперечних перерізів внутрішнього і зовнішнього кілець;

φ - кут тертя; β - кут конусності.

Осьове переміщення λ торців пружини, складеної з n кілець (двоє з них торцеві – однобічні чи повні, але працюючі одною стороною),

$$\lambda = \frac{(n-1)P}{2\pi E \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \left[\frac{D_B}{F_B} + \frac{D_3}{F_3} \right],$$

де D_B, D_3 – діаметри осьових ліній кілець;

E – модуль пружності ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа).

Якщо внутрішні і зовнішні кільця мають однакові поперечні перерізи ($F_B = F_3$),

то

$$\lambda = \frac{2(n-1)P}{\pi EH \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \cdot \frac{D_A + D_1}{D_A - D_1},$$

H – висота одного кільця;

D_A – зовнішній діаметр кільцевої пружини;

D_1 – внутрішній діаметр пружини.

Енергія, поглинаєма пружиною за один цикл навантаження-розвантаження,

$$T = \zeta \frac{P \cdot \lambda}{2}.$$

Приймають $\zeta = 0,6 \dots 0,7$.

При конструюванні кільцевих пружин рекомендується керуватись приблизно наступними співвідношеннями:

$$\operatorname{tg} \beta \approx 0,25 \dots 0,3; \quad \beta = 14 \dots 17^\circ;$$

$$\frac{H}{D_A} = \frac{1}{6} \dots \frac{1}{5}; \quad \frac{B_{cp}}{H} \approx \frac{1}{5} \dots \frac{1}{3},$$

B_{cp} - середня товщина кілець.

Таким чином, задавшись тим чи іншим параметром, можна вирахувати кожний з них.

Відлік діаметрів D_3 і D_B розпочинається з центрів поперечних перерізів кілець (рис. 4.4, б, в) і їх можна визначити за формулами:

$$D_3 = D_A - \frac{b_1(\frac{1}{3}b_1 + b_2) + b_2^2}{b_1 + 2b_2};$$

$$D_B = D_1 - \frac{b'_1(\frac{1}{3}b'_1 + b'_2) + b'^2_2}{b'_1 + 2b'_2}.$$

Параметри b_1 , b'_1 , а також b_2 , b'_2 , можуть бути рівними між собою.

Зазор e між двома послідовно поставленими зовнішніми (чи між внутрішніми) кільцями в гранично стисненій пружині не повинен бути менше 1,0 мм. Краще робити зазор дещо більшим, особливо для кілець великого діаметра.

Загальна довжина розвантаженої пружини (при однобічних торцевих кільцях)

$$L = \frac{(n-1)}{2}(H + e) + \lambda_{max},$$

де n - загальна кількість кілець.

Потужні кільцеві пружини можуть бути складені з двох пружин, розташованих концентрично одна в іншій.

Для зменшення жорсткості можна виготовляти кільця з коритоподібним перерізом (рис. 4.5).

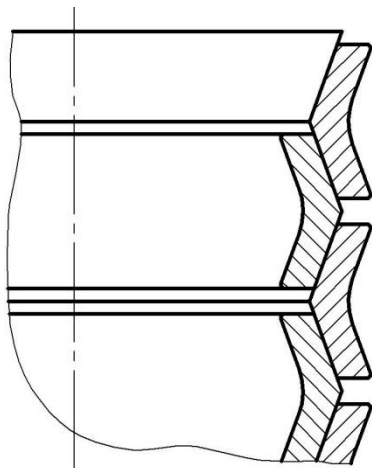


Рисунок 4.5

Кільця пружини з коритоподібним перерізом

Зустрічаються також випадки, коли необхідно, щоб пружина на початку стискання мала меншу жорсткість, а потім – більшу. В цьому випадку

внутрішні кільця розрізаються поздовж осі на певну висоту. Таким чином, спочатку внутрішні кільця працюють на згин як поршневі кільця, поки шлиці не закриються. Замкнувшись, кільця розпочинають працювати на стискання. В цей час пружина стає більш жорсткою, а її характеристика отримує злом.

Розрізні кільця таких пружин рекомендується виготовляти з перемінним перерізом, що наближається за формою до бруса рівного опору на згин.

Щоб мати уявлення про силові можливості кільцевих пружин наведемо приклад стосовно конкретної пружини з діаметрами $D_A = 48,9$ мм, $D_I = 42,85$ мм і з переміщенням на один елемент $\lambda = 0,79$ мм:

Максимальні напруження, МПа – $\sigma_3 = 902$, $\sigma_B = 1108$;

Найбільше навантаження без урахування тертя, кН – $P = 1224,85$;

Найбільше навантаження з урахуванням тертя, кН – $P = 1959,37$.

Як виходить з наведених цифр навіть невелика за розмірами пружина спроможна сприймати надзвичайно великі навантаження, що є неможливим для інших пружин подібних розмірів. Та ж тарілкова пружина діаметром 50 мм сприймає зусилля лише в 18 кН при максимальній деформації 1,0 мм.

Таким чином, завдяки цим перевагам кільцеві пружини можуть знайти широке застосування в студентських розробках. Наприклад, в якості поглиначів енергії кінцевих упорів різноманітних машин поступальної дії, гасителів пружних коливань лінійних і обертальних динамічних систем, амортизаторів і т.і.

На рис. 4.6 показана принципіальна схема одного із можливих рішень стосовно захисту машин обертальної дії від пружних коливань і ударних навантажень.

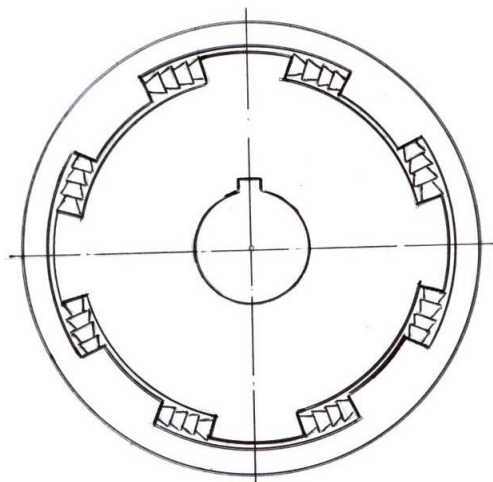


Рисунок 4.6

Така схема може застосовуватись в муфтах, зубчастих колесах, шпінделях і т.і. Тут головним є те, щоб крутний момент в обох напрямках обертання передавався через комплекти пружин. Як для зубчастого колеса, то ступиця і зубчастий вінець мають виконуватись роздільними частинами, з'єднаними між собою на посадці з певним зазором (наприклад, $H9/f8$).

2.2. Пристрої на базі неметалевих пружних елементів

Гумові і гумово-металеві елементи

Серед цієї групи надзвичайно широкого поширення набули гумові і гумово-металеві елементи. Якщо в тарілкових і, тим більш, в кільцевих пружинах гасіння вібраційних і ударних навантажень відбувається головним чином за рахунок зовнішніх потужних сил тертя, то в цих елементах це відбувається переважно завдяки внутрішньому тертю матеріалу (гуми). Тому в порівнянні з тарілковими і кільцевими пружинами вони мають значно нижчі демпфіруючі властивості. В той же час в порівнянні зі звичайними гвинтовими пружинами вони мають більш високі демпфіруючі властивості, здатні акумулювати більшу кількість енергії на одиницю маси, ніж пружинна сталь (до 10 разів).

Гумово-металеві з'єднання, що утворюються надійним кріпленням (латунуванням, склеюванням лайконатом та інш.) гуми з металом, застосовуються в металургійних машинах в якості:

- опорних і упорних амортизаторів барабанних змішувачів шихти, молоткових і роторних дробарок, віброживильників дільниць шихтоподачі, деяких складових трубних станів і т.і.;
- пружних елементів для пристроїв, що передають крутні моменти (ролики рольгангів з індивідуальним приводом,

шпінделі дротових і мілкосортних станів і т.п.);

- гумово-металевих шарнірів важелів з обмеженим кутом повороту механізмів подачі станів холодної прокатки труб.

Гума амортизаторів, працюючих на стискання із зсувом, повинна задовольняти таким вимогам:

Границя міцності при розтягненні, МПа –	не менше 15
Відносне подовження при розриванні, % –	не менше 400-450
Залишкове подовження після розриву, % –	не більше 20
Твердість по ТМ-2, умовн. од. –	35-45
Утомлююча міцність (стискання на 50% 500 циклів навантаження за 1 хв.), тис. циклів –	не менше 400

Міцність кріплення гуми з металом на відрив, МПа – не менше 40.

В гумово-металевих з'єднаннях, передаючих крутні моменти, границя міцності при розтягненні гуми має бути підвищена до 20 МПа, утомлююча міцність при 50 % деформації на стискання – до 500 тис. циклів. Твердість по ТМ-2 має складати $\approx 45...50$ одиниць. Відносне і залишкове подовження можуть бути в тих же межах.

В таблиці 4.6 приведені розрахункові схеми і формули для наближеного визначення напружень і переміщень для гумових пружних елементів.

Матеріал елементів – технічна гума з границею міцності $\sigma_B \geq 8,0$ МПа, модуль зсуву $G = 5,0...9,0$ МПа.

В якості амортизаторів частіш використовуються пружні елементи 5 (таблиця 4.6). Для цього випадку розрахункове зусилля P можна визначити за формулою:

$$P = \frac{f}{h} \pi G r^2 \left(3 + \frac{\pi r^2}{4h^2} \right).$$

Детальна методика розрахунків викладена в роботі [Биргер А.И. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. –

702 с.].

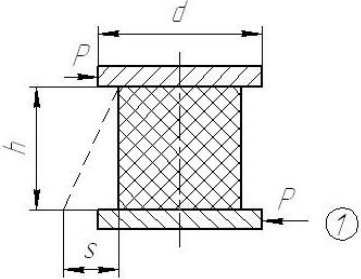
Серед амортизаторів з застосуванням гуми на особливу увагу заслуговують амортизатори удару, в яких гума працює в умовах складного напруженого стану. В одному з них використовується розпір клинів гумою при об'ємному стисканні (рис. 4.7).

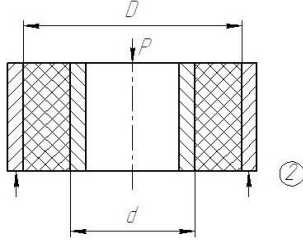
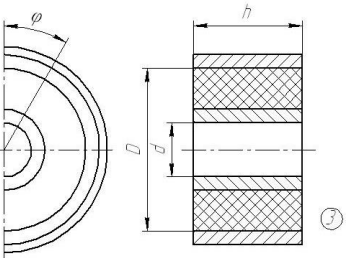
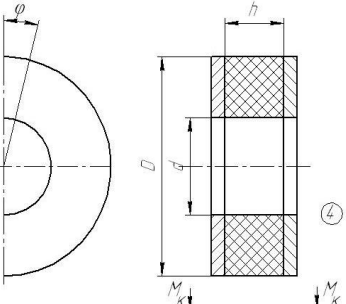
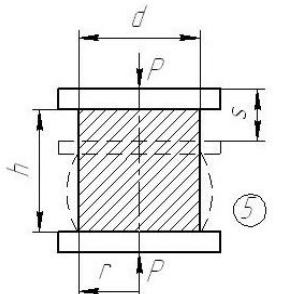
В склад амортизатора входять натискна плита 1, верхній 2 і нижній 6 пружні елементи, гумовий блок 3, клини 4 і корпус 5. Принцип його дії полягає в тому, що одночасно деформуються (але не на однакову величину) пружні елементи і гумовий блок. А коли останній, стиснувшись до певної межі, розпочне давити на клини, притискуючи їх до стінок корпусу, між поверхнями клинів і корпусу з'являються сили тертя, що вкупі з внутрішнім тертям в блоці створить умови для високоефективного поглинання енергії удару.

Вкрай позитивним цього технічного рішення є те, що воно може забезпечувати поступове гальмування об'єкта, який підлягає амортизації, через можливість застосування пружних елементів зі значною деформацією (наприклад, спіральних пружин). В той же час в кінці гальмування в дію остаточно вступає потужний гаситель (гумовий блок + сили тертя), який має гасити пружні коливання.

Таблиця 4.6

До розрахунків гумових пружних елементів

Розрахункова схема елемента	Напруження	Переміщення	Допустимі напруження, МПа	
			статич.	динам.
	$\tau = \frac{P}{F} = \frac{4P}{\pi d^2},$ <p>F – площа</p>	$s = h \operatorname{tg} \left(\frac{P}{GF} \right)$	1,5	0,4

	$\tau = \frac{P}{F} = \frac{2P}{\pi(D + d)h}$				$s = \frac{P \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{2\pi G \cdot k}$				
$\frac{s}{D - d}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5			
k	1	0,93	0,89	0,84	0,81	0,8			
	$\tau = \frac{2M_k}{\pi d^2 h}$				$\varphi = \frac{M_k}{\pi h G \left(\frac{1}{d^2} - \frac{1}{D^2} \right)}$			2,0	7,0
	$\tau = 5,1 \frac{M_k D}{(D^4 - d^4)}$				$\varphi \approx 10,2 \frac{M_k}{G(D^4 - d^4)}$				
	$\sigma = \frac{P}{F}$				$s = \frac{P \cdot h}{6,5GF}$			3,0	1,0

Примітка. Допускаємі напруження для гумових елементів пружних муфт $[\sigma] = 2,0$ МПа.

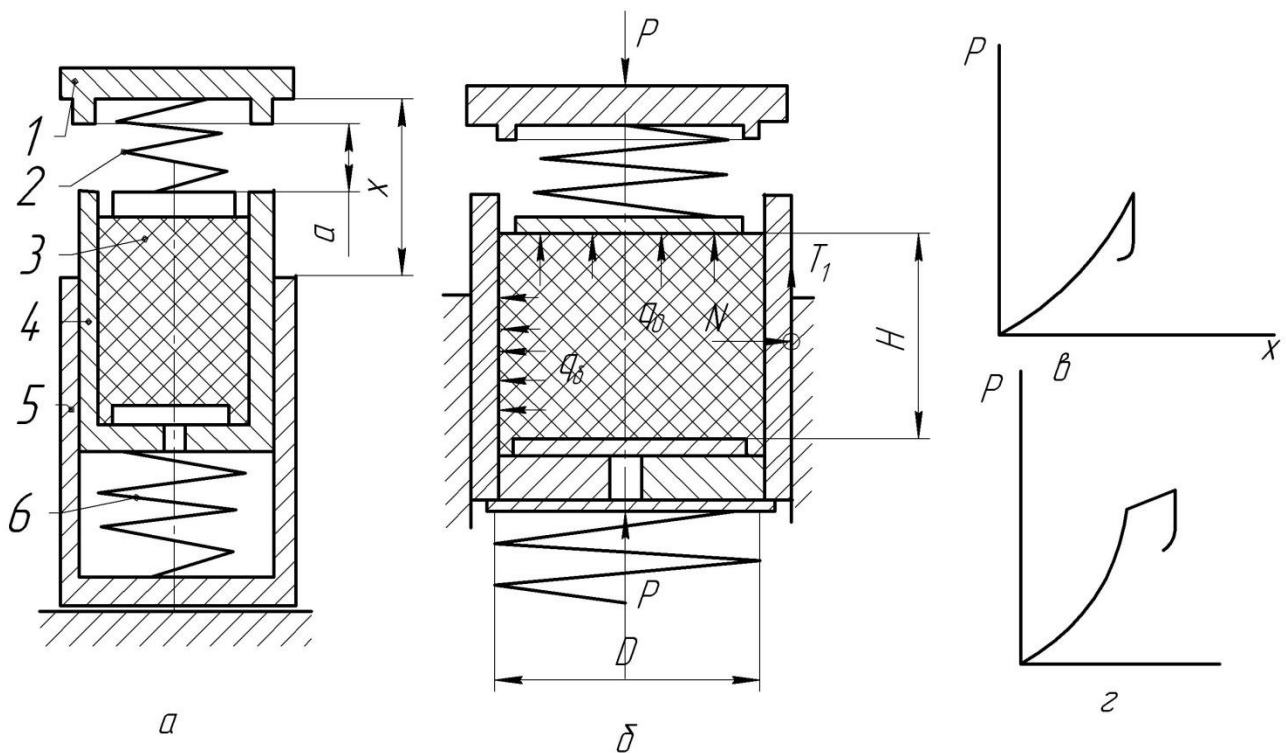


Рисунок 4.7

Амортизатор комбінований

Як видно із схеми (рис. 4.7, б), при стисканні верхнього епрутного елемента 2 на опорній поверхні циліндричного блоку 3 створюється питомий тиск q_0 , який можна визначити за формулою (Ю.В. Ігнатенко, Л.Є. Віницький):

$$q_0 = P / F_{on}, \quad (4.1)$$

де F_{on} - площа опорної поверхні гумового блоку.

На бокову поверхню клинів 4 буде діяти тиск q_b , який притискує клини до поверхні корпусу 5 з силою N , рівною

$$N = q_b \cdot F_{mc}, \quad (4.2)$$

де F_{mc} - площа стискання бокової поверхні гумового блоку.

На поверхнях контакту клинів з корпусом виникають сили тертя T , перешкоджаючи переміщенню клинів.

Коефіцієнт передачі ψ , рівний відношенню сили P до зусилля стискання нижнього пружного елемента 6, визначається рівнянням

$$\psi = \frac{1 + f^2}{1 - 2 \frac{k}{\Phi} f}, \quad (4.3)$$

де f - коефіцієнт тертя клина об корпус;

Φ - коефіцієнт форми гумового блоку,

$$\Phi = \frac{F_{on}}{F_{mc}};$$

k - коефіцієнт, який залежить від пружних властивостей гуми,

$$k = \frac{q_{\delta}}{q_o}.$$

При величині $2(k / \Phi) \cdot f < 1$ амортизатор має ввігнуту силову характеристику $P = \varphi(x)$, якою володіють гумові і пружинно-фрикційні амортизатори удару (рис. 4.7, в). Пружні ж властивості гуми при об'ємному стисканні дозволяють отримати випуклу силову характеристику (рис. 4.7, г).

Із рівняння (4.3) виходить, що при величині $2(k / \Phi) \cdot f > 1$ коефіцієнт передачі стремить до безкінечності ($\psi \rightarrow \infty$), тобто при стисканні пружного елемента 2 клини будуть перебувати у стані спокою доти, поки не буде вибрано зазор α . Тоді натискна плита 1 передасть зусилля безпосередньо на клини, які почнуть переміщатись при постійній силі розпору N .

Змінюючи коефіцієнт форми Φ гумового блоку, можна отримати необхідну

силову характеристику (якщо в цьому виникне необхідність).

Оскільки розрахункові залежності і дані про механічні властивості гуми при складних видах деформації відсутні, то Ю.В. Ігнатенко і Л.Є. Віницький, як вони пишуть, зробили спробу визначити деякі залежності об'ємного стискання гуми в амортизаторах удару. Тому, наведемо їх методику в тому вигляді, в якому вона подана в статті цих авторів.

При всебічному стисканні об'єм блоку зменшується без змінення його форми. Припускається, що в цьому випадку гума поводить себе як пружне тіло. Тоді відносні деформації пружного тіла можна визначити за допомогою відомих рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= -\frac{\sigma_x}{E} + \mu \frac{\sigma_y}{E} + \mu \frac{\sigma_z}{E}, \\ \varepsilon_y &= -\frac{\sigma_y}{E} + \mu \frac{\sigma_x}{E} + \mu \frac{\sigma_z}{E}, \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

де μ - коефіцієнт Пуассона;

E - модуль пружності;

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ - напруження в трьох площинах (рис. 4.8).

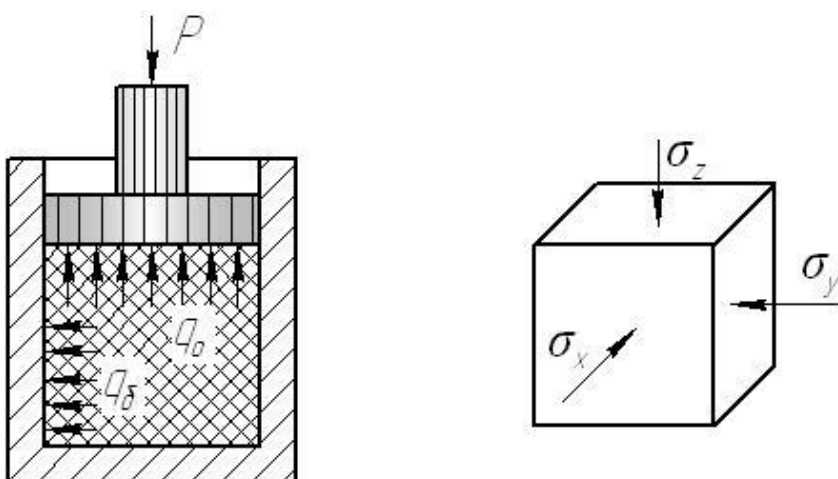


Рисунок 4.8

Розрахункова схема гумового елемента при об'ємному стисканні

При достатньо жорсткому корпусі можна прийняти

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = 0$$

Тоді отримаємо

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\sigma_x}{E} + \mu \frac{\sigma_y}{E} + \mu \frac{\sigma_z}{E} &= 0, \\ -\frac{\sigma_y}{E} + \mu \frac{\sigma_x}{E} + \mu \frac{\sigma_z}{E} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

Розв'язуючи разом рівняння (3.5), отримаємо

$$\sigma_x = \sigma_y, \quad \sigma_x = \frac{\mu}{1-\mu} \sigma_z \quad \text{чи} \quad q_6 = \frac{\mu}{1-\mu} q_0. \quad (4.6)$$

Коефіцієнт Пуассона μ зв'язаний з модулями пружності першого й другого роду відношенням

$$E = 2G(\mu + 1) \quad \text{чи} \quad \mu = \frac{E}{2G} - 1. \quad (4.7)$$

Проте, по суті, коефіцієнт μ не є коефіцієнтом Пуассона, бо рівняння (4.4) теорії пружності справедливі для деформацій малих в порівнянні з вихідним об'ємом.

Всі величини (E , G , μ) залежать від твердості гуми. Із збільшенням твердості E і G збільшуються, а μ зменшується (табл. 4.7).

Таблиця 4.7

Основні механічні характеристики гуми

Твердість по ТМ-2	Еластичність по відскоку	E , МПа	G , МПа	μ
38-42	46-50	1,4	4,7	0,495
50-52	44-48	2,4	8,1	0,48
60-65	35-38	3,7	12,6	0,47

Більш конкретні значення μ можна отримати з графіка (рис. 4.9), побудованого на основі експериментальних даних вищезгаданими авторами.

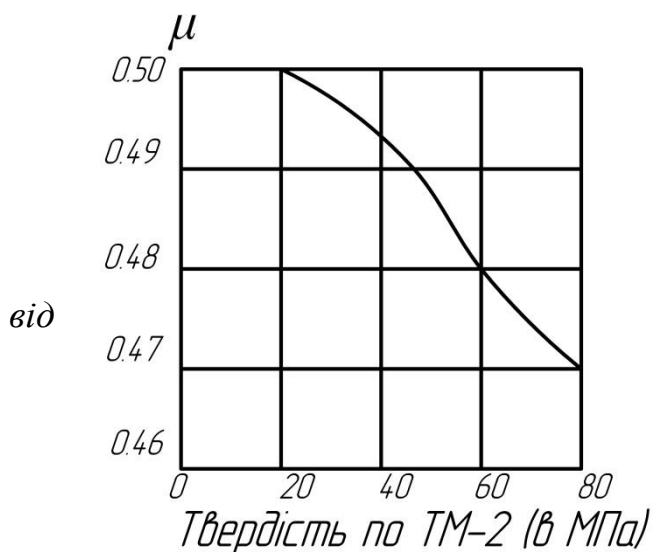


Рисунок 4.9

*Залежність коефіцієнта Пуассона
твердості гуми*

Залежність модулів E і G (в МПа) від твердості гуми запропоновано визначати за формулами:

$$E = 0,344 \cdot e^{0,035m}, \quad G = 0,11 \cdot e^{0,035m}, \quad (4.8)$$

де m – твердість гуми;

$e = 2,718$ – основа натурального логарифма.

Підставивши значення E і G в рівняння (4.7), можна отримати вираз для визначення коефіцієнта μ .

Проте ці залежності отримані лише на експериментальних дослідженнях єдиного зразка діаметром 60 мм і висотою 75 мм. Тому тут відкриваються широкі можливості для проведення подальших досліджень. До того ж тут цікаво з точки зору практики співставити ефективність застосування замість гуми інших елементів і матеріалів, що може слугувати темою не тільки магістерської, а й кандидатської дисертації. Серед матеріалів особливий інтерес становить поліуретан.

Поліуретан і поліуретанові вироби

Сьогодні до поліуретанів (ПУ) відносять різноманітний клас полімерів, інколи сильно відрізняючихся хімічною природою, будовою ланцюга і властивостями, але незмінно містячих групи NHSSO.

Поліуретани є універсальним матеріалом: на їх основі виготовляють еластичні, напівжорсткі і жорсткі матеріали. ПУ перероблюють практично усіма існуючими технологічними методами: екструзією (видавлювання пластичної маси через звужений отвір), пресуванням, литтям, заливанням на стандартному обладнанні. На їх основі отримують всі відомі типи полімерних матеріалів і виробів: наповнені, арміровані, вспінені, ламініровані, листові, у вигляді плит, блоків, профілей, панелей, волокон, плівок. Вироби із ПУ можуть бути як прозорі, так і забарвлені в різноманітні кольори.

Поліуретанові еластоміри характеризуються високими значеннями міцності і опору надриву (роздиранню), зносостійкістю, стійкістю проти набухання в різних мастилах і розчинниках. Поєднання високої еластичності з широким діапазоном твердості визначає високі експлуатаційні властивості виробів на їх основі.

Особливістю поліуретанів є виключно високі фізико-механічні властивості, по деяким параметрам перевершуючих не тільки всі типи гуми, каучуків, але й метали. Поліуретан надає виробам такі корисні властивості, які недосяжні для звичайної гуми. По-перше, це підвищене значення твердості, що дозволяє застосовувати ПУ для виробів, працюючих з особливо сильним механічним навантаженням, наприклад, для валів холодної прокатки чи гнуття сталей. По-друге, неперевершена зносостійкість і абразивна стійкість. Литтєві ПУ перевершують гуми, пластики і метали по своїй абразивній стійкості в декілька разів. По-третє, границя деформації при розриванні складає не менше 350 %. Все це забезпечує надзвичайне значення міцності (до 50 МПа).

Литтєва технологія формування деталей дозволяє отримувати вироби практично будь-якої форми і розмірів, недоступних для формування гумових виробів.

Найбільш широке застосування в промисловості отримали литтєві поліуретанові еластomers, з яких виготовляють як крупногабаритні вироби, так і вироби середніх розмірів, надійність яких в 6-7 разів більше, чим шин з вуглецевоводонепроникних каучуків; деталі пристроїв для транспортування абразивного шламу, флотаційних установок, гідроциклонів і трубопроводів. Литтєві ПУ еластomers використовують також для отримання приводних ременів, конвеєрних стрічок, різновидних ущільнюючих деталей, деталей машин, валиків, подшипників ковзання, тяжконавантажених колес, демпферів, амортизаторів, муфт, ущільнюючих елементів, футеровки і т.і. Є приклади намірів застосування ПУ в шпінделях прокатних станів (проміжні вставки).

Одним із різновидів ПУ є двокомпонентний поліуретан ДУОТАН (Duothan), що являє собою двокомпонентну поліуретанову систему гарячого затвердіння на базі складних поліефірів і МДІ (модифікований дифенілметандіізоціонат) з твердістю в діапазоні 45-94 за Шором (шкала А).

Результати експериментальних досліджень по визначенню фізико-механічних властивостей «Дуотана» наведено в табл. 4.8 (співставляються з показниками гуми).

Таблиця 4.8

Найменування фізико-механічних показників	Гума «ИТП-1357»	ДУОТАН QA965
Твердість за Шором (шкала А)	60-65	69-70
Модуль пружності при 100 % деформації, МПа	12	29
Модуль пружності при 300 % деформації, МПа	Не витримує	67
Границя міцності при розриві, МПа	11,5	31,2
Подовження при розриві, %	300	523
Опір роздиранню, метод С, Н/мм	2,0 МПа	5,8 МПа
Змінення маси при впливі агресивного середовища СЖР-7, %	35	5,98
Температурна границя крихкості, °С	+50, -50	+120, -70
Коефіцієнт морозостійкості по еластичному відновленню після стискування при -50°С	0,2	0,45
Ударна в'язкість, %	-	42
Абразивна стійкість, Шабер Н.22. Знос маси за 1000 циклів при навантаженні 10,0 Н, мгр	-	11

Типові ж фізико-механічні характеристики поліуретану ДУОТАН наведено в таблиці 4.9.

Об'ємна густина ПУ лежить в межах 1,1 – 1,2 г/см³.

Таблиця 4.9

Найменування досліджень і методики вимірів	Марка затвердителів								
	QA 945	QA 950	QA 960	QA 965	QA 970	QA 980	QA 985	QA 990	QA 995
Твердість за Шором, шкала А (ASTM D-2240)	45	50	60	65	70	80	85	90	95
Ударна в'язкість (%) (ASTM D-2632)	65	60	50	40	38	36	35	34	30
Модуль пружності (МПа) при розтягненні 100 % (ASTM D-412)	1,1	1,4	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,5	10,0
Модуль пружності (МПа) при розтягненні 300 % (ASTM D-412)	18	25	-	-	-	-	-	-	-

З іншими марками поліуретанів та взагалі з полімерами можна ознайомитись в роботах Григор'єва Г.Г. «Полимерные материалы» і Кацнельсона М.Ю., Балаева Г.А. «Полимерные материалы».

Більш детально зупинемось на розгляді еластомірних пружин, що можуть бути виготовлені на замовлення. Так, наприклад, ТОВ «Сага» (Москва, www.vibroorg.ru) пропонує готові вироби з розмірами, вказаними в табл. 4.10. Для виготовлення пружин використовуються два типи еластомірів: 295 – на основі хлоропренового каучуку (CR), Urelast – на основі збагаченого поліуретану (PUR) з високою стійкістю до динамічних навантажень.

Таблиця 4.10

Еластомірні пружини

Зовнішній діаметр, мм	Внутрішній діаметр, мм	Висота, мм	295 DIN 9835CR Номер замовлення	URELAST 90 DIN 9835 PUR Номер замовлення
1	2	3	4	5
16	6,5	12	1612 CR	1612 U 90
16	6,5	16	1616 CR	1616 U 90
16	6,5	20	1620 CR	1620 U 90
16	6,5	25	1625 CR	1625 U 90
20	8,5	16	2016 CR	2016 U 90

20	8,5	20	2020 CR	2020 U 90
20	8,5	25	2025 CR	2025 U 90
20	8,5	32	2032 CR	2032 U 90
25	10,5	20	2520 CR	2520 U 90
25	10,5	25	2525 CR	2525 U 90
25	10,5	32	2532 CR	2532 U 90
25	10,5	40	2540 CR	2540 U 90

Продовження табл. 4.10

32	13,5	32	3232 CR	2540 U 90
32	13,5	40	3240 CR	3232 U 90
32	13,5	50	3250 CR	3240 U 90
32	13,5	63	3263 CR	3250 U 90
40	13,5	32	4032 CR	3263 U 90
40	13,5	40	4040 CR	4032 U 90
40	13,5	50	4050 CR	4040 U 90
40	13,5	63	4063 CR	4050 U 90
40	13,5	80	4080 CR	4063 U 90
50	17	32	5032 CR	4080 U 90
50	17	40	5040 CR	5032 U 90
50	17	50	5050 CR	5040 U 90
50	17	63	5063 CR	5050 U 90
50	17	80	5080 CR	5063 U 90
50	17	100	50100 CR	5080 U 90
63	17	32	6332 CR	50100 U 90
63	17	40	6340 CR	6332 U 90
63	17	50	6350 CR	6340 U 90
63	17	63	6363 CR	6350 U 90
63	17	80	6380 CR	6363 U 90
63	17	100	63100 CR	6380 U 90
63	17	125	63125 CR	63100 U 90
80	21	32	8032 CR	63125 U 90
80	21	40	8040 CR	8032 U 90
80	21	50	8050 CR	8040 U 90
80	21	63	8063 CR	8050 U 90
80	21	80	8080 CR	8063 U 90
80	21	100	80100 CR	8080 U 90
80	21	125	80125 CR	80100 U 90
100	21	32	10032 CR	80125 U 90
100	21	40	10040 CR	10032 U 90
100	21	50	10050 CR	10040 U 90
100	21	63	10063 CR	10050 U 90
100	21	80	10080 CR	10063 U 90
100	21	100	100100 CR	10080 U 90
100	21	125	100125 CR	100100 U 90
125	27	32	12532 CR	100125 U 90
125	27	40	12540 CR	12532 U 90
125	27	50	12550 CR	12540 U 90
125	27	63	12563 CR	12550 U 90
125	27	80	12580 CR	12563 U 90
125	27	100	125100 CR	12580 U 90
125	27	125	125125 CR	125100 U 90
125	27	160	125160 CR	125125 U 90
				125160 U 90

Номер замовлення складається з розмірів зовнішнього діаметра і висоти пружини в мм і шифру матеріалу. Пружини являють собою порожнистий

циліндр звичайної форми (рис. 4.10).

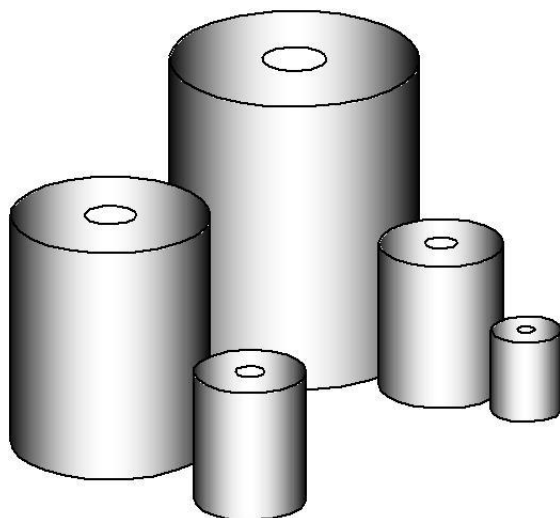


Рисунок 4.10

Еластомірні пружини

Пружини типів U90 (Urelast 90 Shore A) і CR(295-70 Shore A), як видно з таблиці, мають однакові розміри, але дещо різняться силовими характеристиками і пружними властивостями. Так, наприклад, пружина 125160U90 допускає навантаження при деформації 50 мм понад 150000 Н, пружина 125160CR створює опір в 35000 Н, а границя її деформації складає понад 65 мм. Тобто, пружини останнього типу мають меншу жорсткість (приблизно в три рази).

На рис. 4.11 – 4.18 показано залежність зусиль F в Ньютонах від деформації для одиничних пружин Urelast90 Шор А: 2016U90, 2020U90, 2025U90, 2032U90 (рис. 4.11); 3232U90, 3240U90, 3250U90, 3263U90 (рис. 4.12); 4032U90, 4040U90, 4050U90, 4063U90, 4080U90 (рис. 4.13); 5032U90, 5040U90, 5050U90, 5063U90, 5080U90, 50100U90 (рис. 4.14); 6332U90, 6340U90, 6350U90, 6363U90, 6380U90, 63100U90, 63125U90 (рис. 4.15); 8032U90, 8040U90, 8050U90, 8063U90, 8080U90, 80100U90, 80125U90 (рис. 4.16); 10032U90, 10040U90, 10050U90, 10063U90, 10080U90, 100100U90, 100125U90 (рис. 4.17); 12532U90, 12540U90, 12550U90, 12563U90, 12580U90, 125100U90, 125125U90, 125160U90 (рис. 4.18).

Максимально допустиме стискання пружин при частоті ходу 400 за хвилину складає 8 % від початкової висоти. Наприклад, для пружини висотою 100 мм максимальне стискання дорівнює 8 мм. Причиною такого обмеження є ефект «внутрішнього розігріву» пружини, який виникає внаслідок перетворення частки зусилля стискання в теплову енергію. При цьому кількість виниклої теплової енергії має бути обов'язково меншою, ніж кількість тепла, яке випромінюється пружиною, бо в протилежному випадку перегрів пружини приведе до її руйнування. При малих частотах стискання пружини допускають значно більші деформації, які показано на графіках. Небезпечність руйнування чи «блокування» таких пружин, як у металевих пружин, повністю відсутня. Пружини мають отримати попереднє напруження з метою забезпечення на протязі усього терміну їх експлуатації номінального навантаження. При цьому величина попереднього напруження має бути більшою за величину усадки (втрати ходу на 2 %). Наприклад, для пружини Urelast 90 висотою 100 мм рекомендуєма величина попереднього напруження складає 10 % (8 % + 2 %), тобто 10 мм. Величина усадки пружин визначається по табл. 4.11.

Пружини Urelast 90 при максимальному динамічному стисканні у 30 % витримують не менше 2 млн. навантажуючих циклів, а при меншому стисканні – значно більше.

При установленні пружин мають витримуватись певні умови. Максимальне розширення пружини, наприклад, діаметром 32 мм при 8 % стискання складає 35 мм. Тому установочне місце пружини повине мати діаметр 40 мм. Відсоток розширення пружин приблизно дорівнює одному відсотку її стискання. Наприклад, для пружини 100×100 при 30 % стисканні її діаметр розшириться до 130 мм. Коефіцієнт розширення пружин можна визначити за допомогою діаграми (рис. 4.19).

При значних динамічних навантаженнях рекомендується вибирати пружини, розраховані на навантаження, які перевищують ефективне навантаження (воно забезпечується технологічним обладнанням) на величину визначеного коефіцієнта. Він складає для: Urelast 90 Шор-1,3; Urelast

80 Шоп-1,2; 295-1,1.

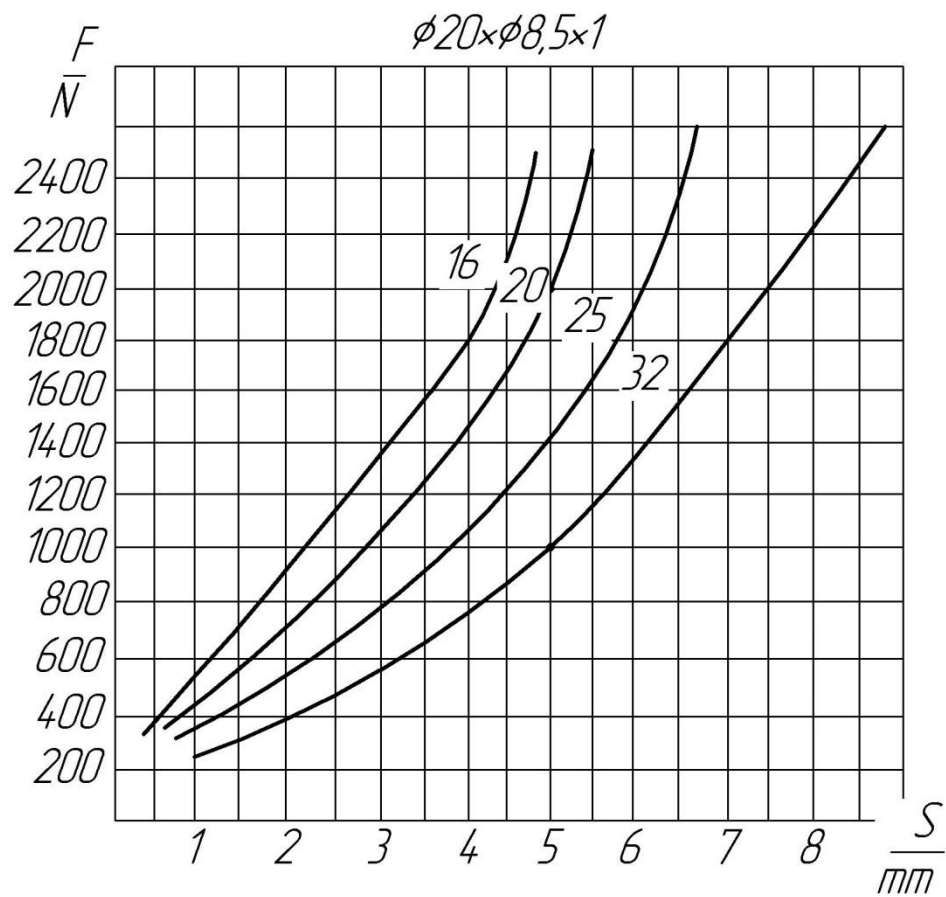


Рисунок 4.11

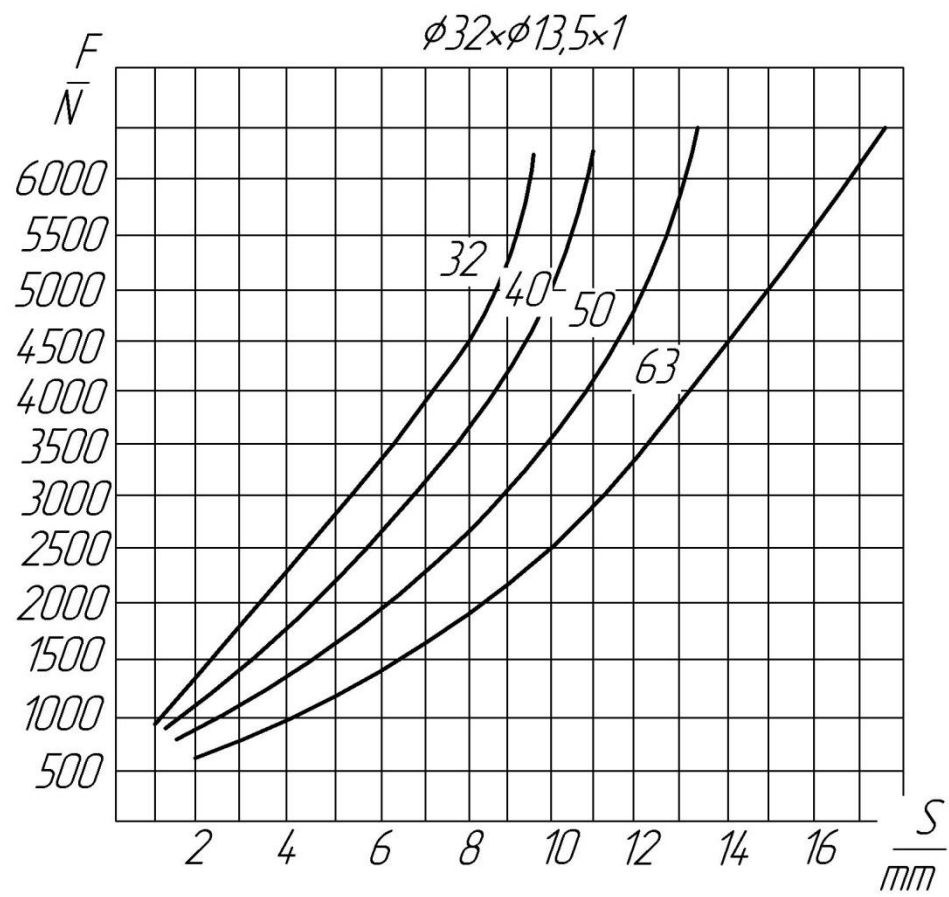


Рисунок 4.12

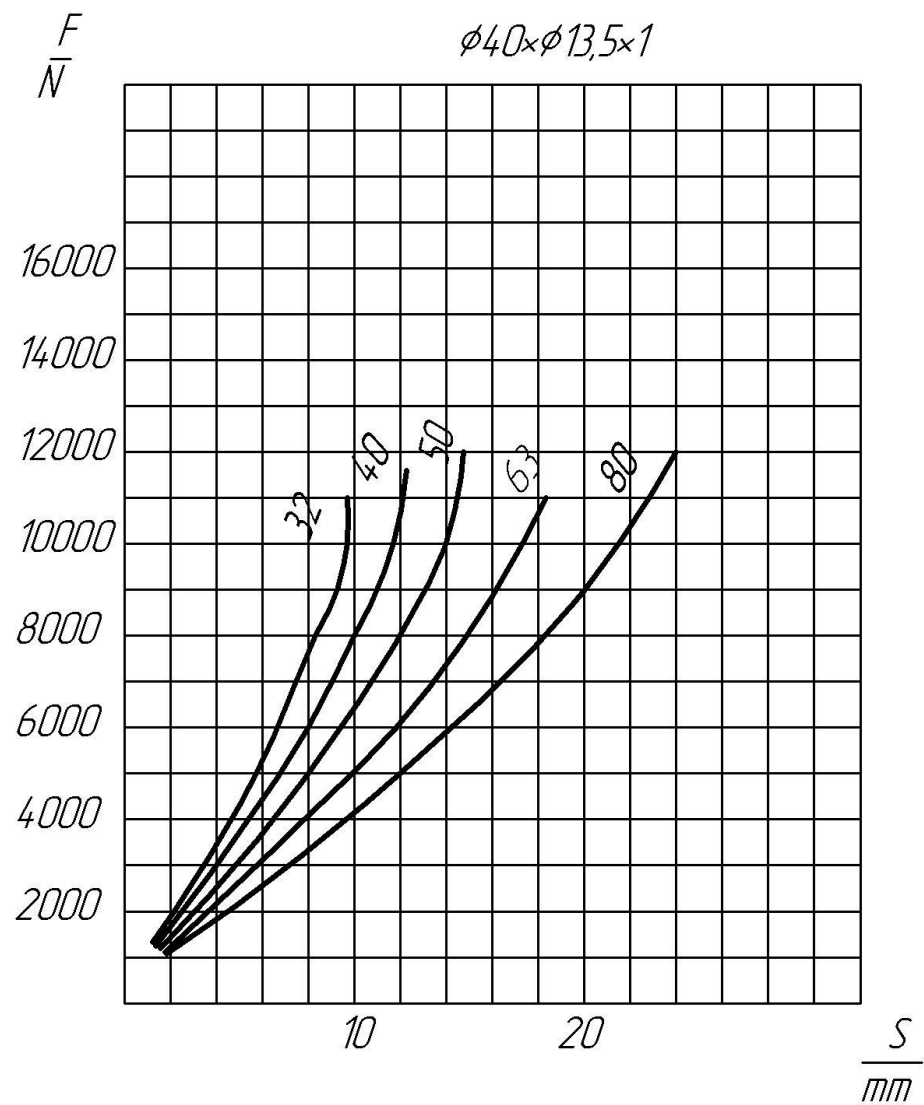


Рисунок 4.13

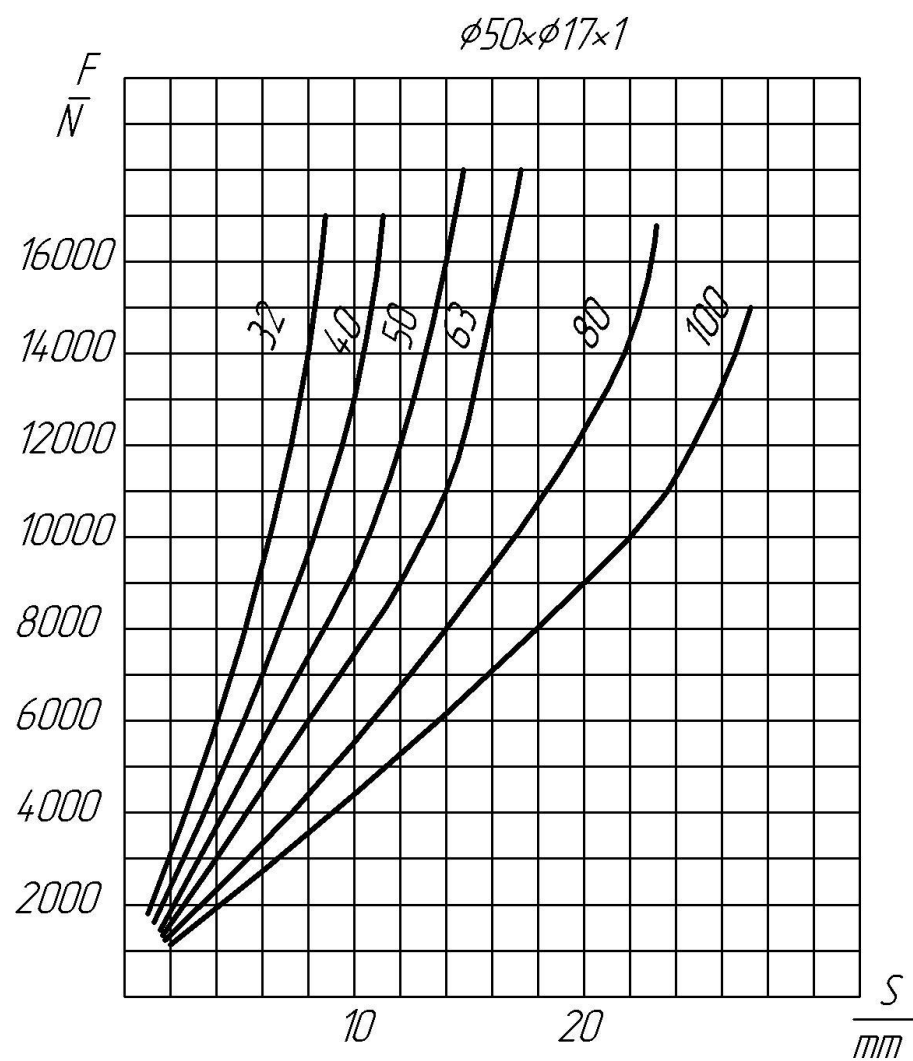


Рисунок 4.14

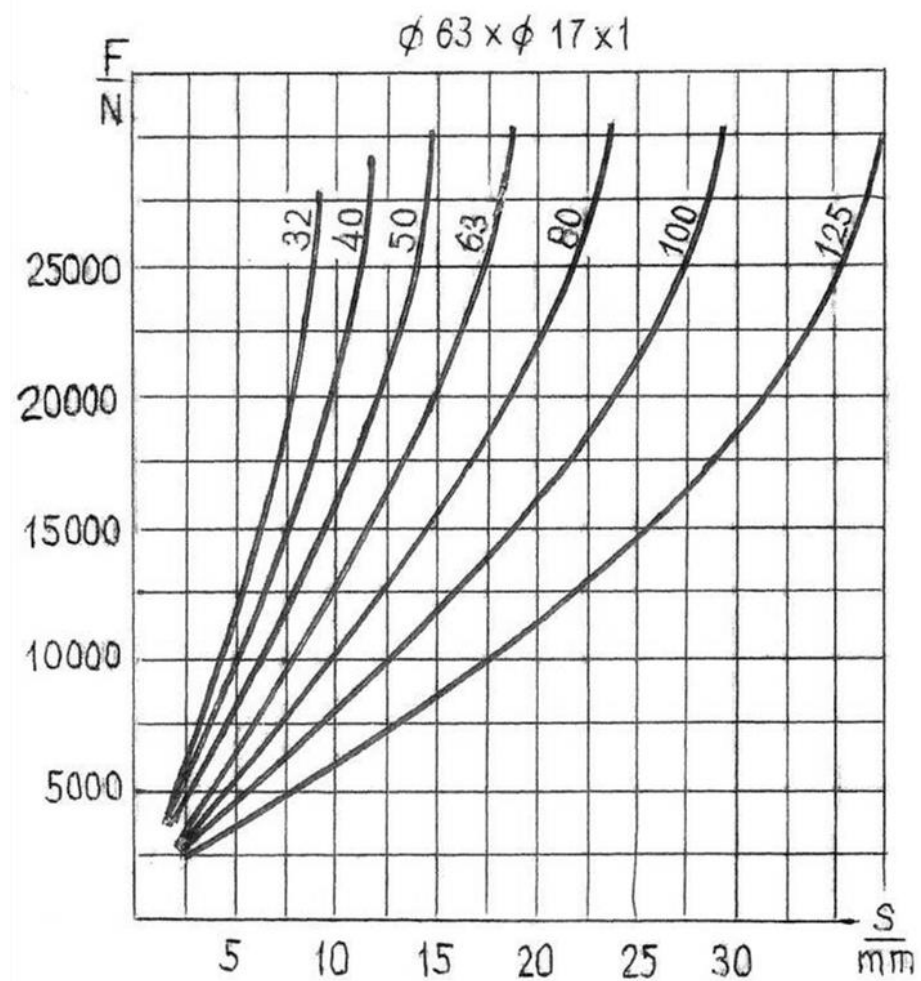


Рисунок 4.15

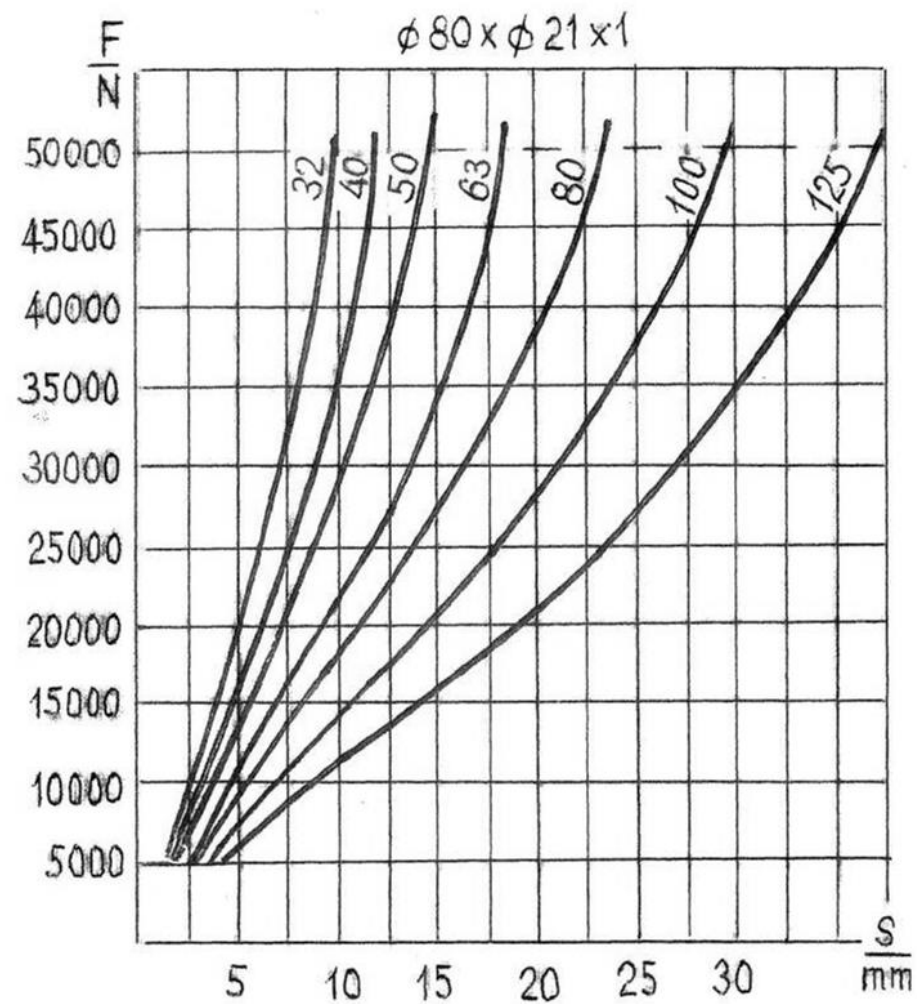


Рисунок 4.16

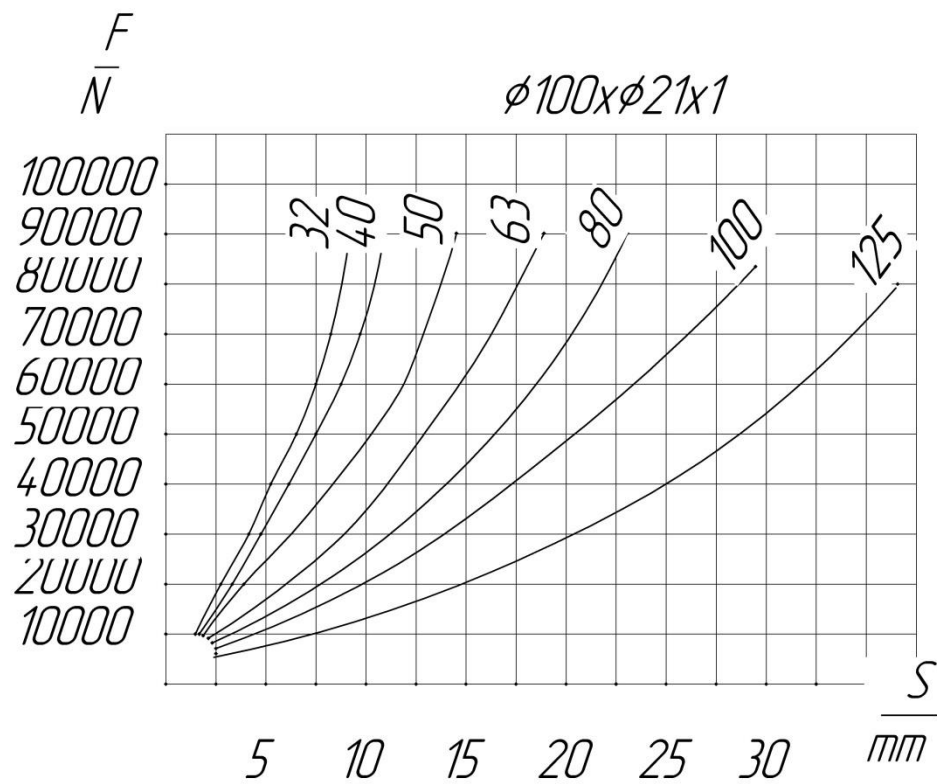


Рисунок 4.17

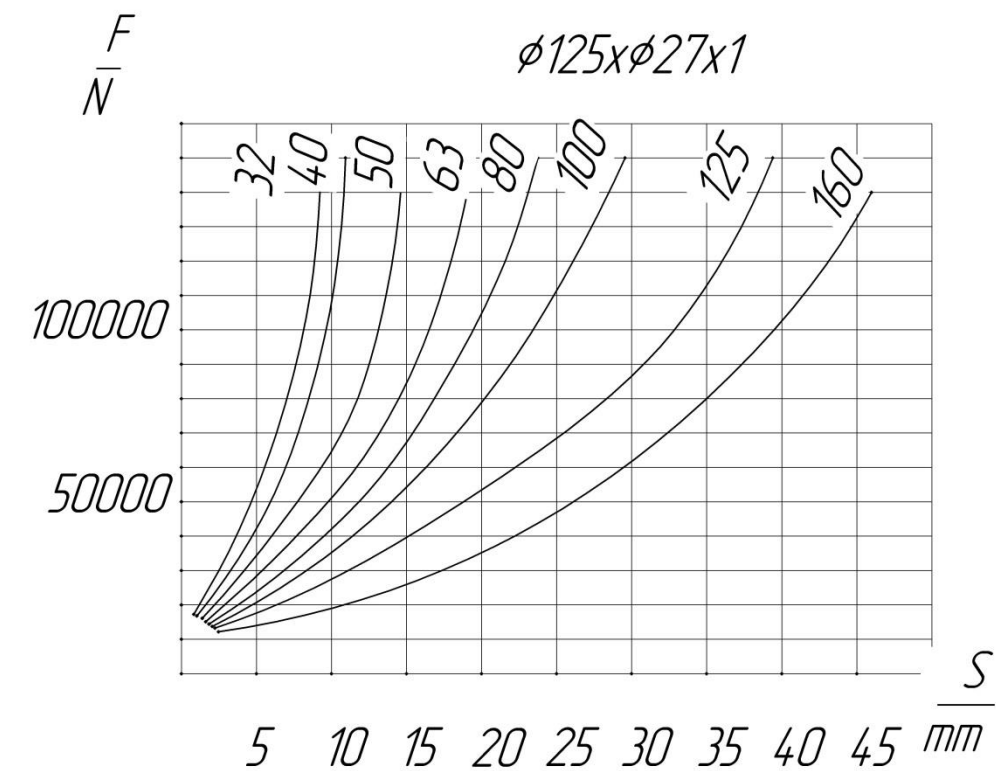


Рисунок 4.18

Таблиця 4.11

Параметри	295 хлоропреновий каучук	Urelast Поліуретановий каучук	
	70 Шор А	80 Шор А	90 Шор А
Максимальний хід пружини S , %	40	35	30
Усадка пружини S_s від початкової висоти (втрата ходу), %	3...5	5...7	5...8

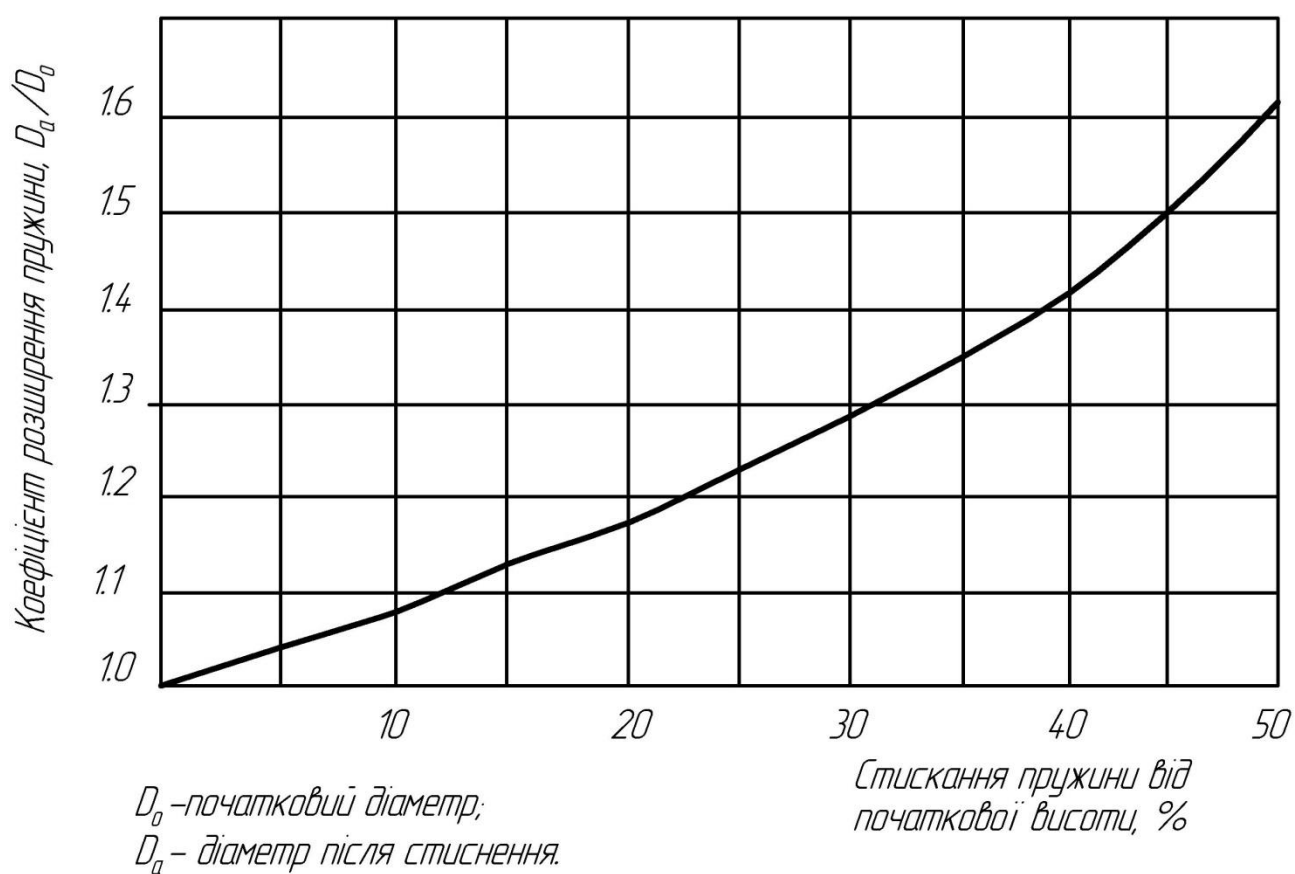


Рисунок 4.19

Допуски на розміри пружин відповідають нормам МЗDIN 7715, а допуски на жорсткість Шор А – нормам DIN 9835. В таблиці 4.12 наведено допуски на розміри, які будуть дійсними при температурі не вищою за $+200^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 4.12

Номінальні розміри, мм	Допустимі відхилення, мм	
	по зовнішньому і внутрішньому діаметрах, \pm	по висоті, \pm
до 6,3	0,25	0,4
вище 6,3 і до 10	0,3	0,5
вище 10 і до 16	0,4	0,6
вище 16 і до 25	0,5	0,8
вище 25 і до 40	0,6	1,0
вище 40 і до 63	0,8	1,3
вище 63 і до 100	1,0	1,6
вище 100 і до 160	1,3	2,0

Для усунення поздовжнього вигину ствола пружин рекомендується застосовувати направляючі елементи, в якості яких можуть слугувати направляючі пальці (DIN 9835), що являють собою стрижні з різьбленням на одному з кінців. Причому діаметр циліндричної частини стрижня є дещо більшим за діаметр різьблення, що створює упор при загвинчуванні стрижня в кріпільну основу пристрою (рис. 4.20).

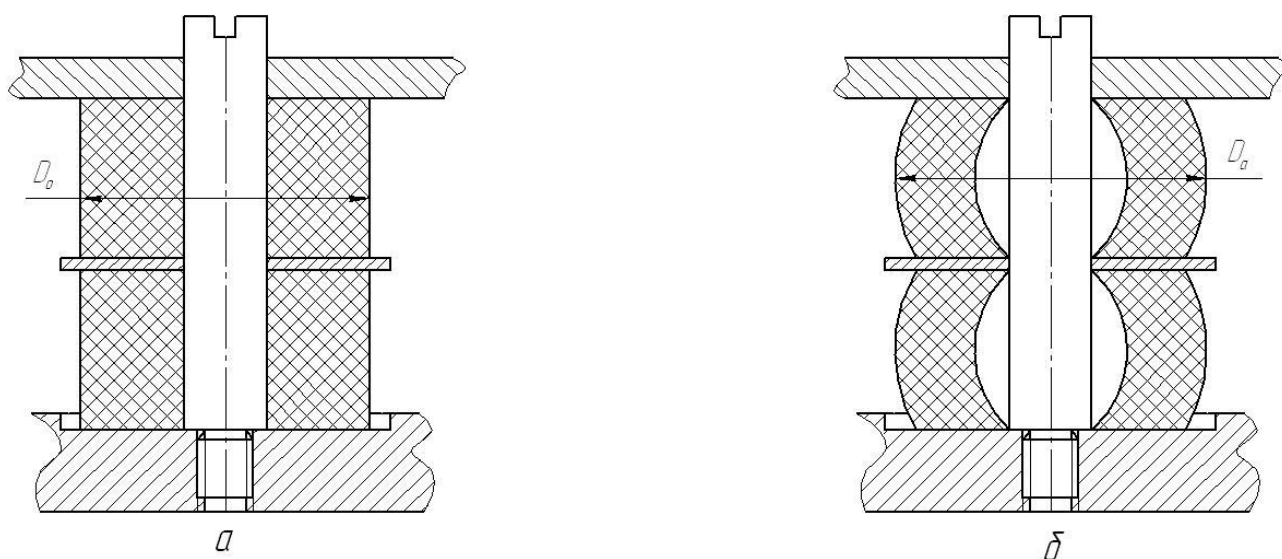


Рисунок 4.20

Для забезпечення більшого ходу пружини установлюються пакетом (тобто, послідовно одна на іншу). При цьому рекомендується розділяти одну пружину від іншої проміжковими дисками.

На рисунку 4.20 показано пакет з двох пружин в початковому стані (а) і в

стиснутому стані (б).

Перед введенням пружин в експлуатацію пружини слід декілька разів (до 10х) напружити і розслабити. Всі діаграми (рис. 4.11 – 4.18) являють десятий навантажувальний цикл.

Приклад вибору пружини

Нехай задано такі критерії:

тип пружини – Urelast 90 Шор А;

орієнтовне зусилля – 12000 Н;

робочий хід пружини – 12 мм;

режим роботи – значні динамічні навантаження.

За параметрами зусилля і робочого ходу можна установити, що таким вимогам може відповідати пружина 5063U90 (рис. 4.14).

З урахуванням запасу ходу визначаємо шукане зусилля

$$P_{ш} = 12000 \times 1,3 = 15600 \text{ Н},$$

де 1,3 – коефіцієнт для пружин Urelast 90, дозволяючий вибрати пружину, розраховану на динамічні навантаження, які мають перевищувати ефективне навантаження, що забезпечується технологічним обладнанням.

Далі визначаємо ефективний хід (усадку). Згідно з табл. 4.11 усадка (втрата ходу) для пружин Urelast 90 складає 5...8 % від висоти пружини. Приймаємо 8 %. При цьому усадка складатиме близько 5 мм. Тоді повний хід буде 12+5=17 мм.

Згідно з діаграмою (рис. 4.14) при такому ході пружини зусилля деформації складатиме близько 15000 Н.

Вибрана пружина при ході 17 мм деформується (стискається) приблизно на 27 % (тобто, $63 \times 17 : 100 = 26,984$ %). Таким чином вимога щодо максимального ходу 30 % витримується (табл. 4.11), витримується також умова і стосовно частоти ходу (рис. 4.21).

Визначаємо розміри установочного місця. Коефіцієнт розширення при

27

% деформації згідно з графіком (рис. 4.19) складає 1,26. Тоді максимальний діаметр стиснутої пружини буде дорівнювати $50 \times 1,26 = 63$ мм. В цьому

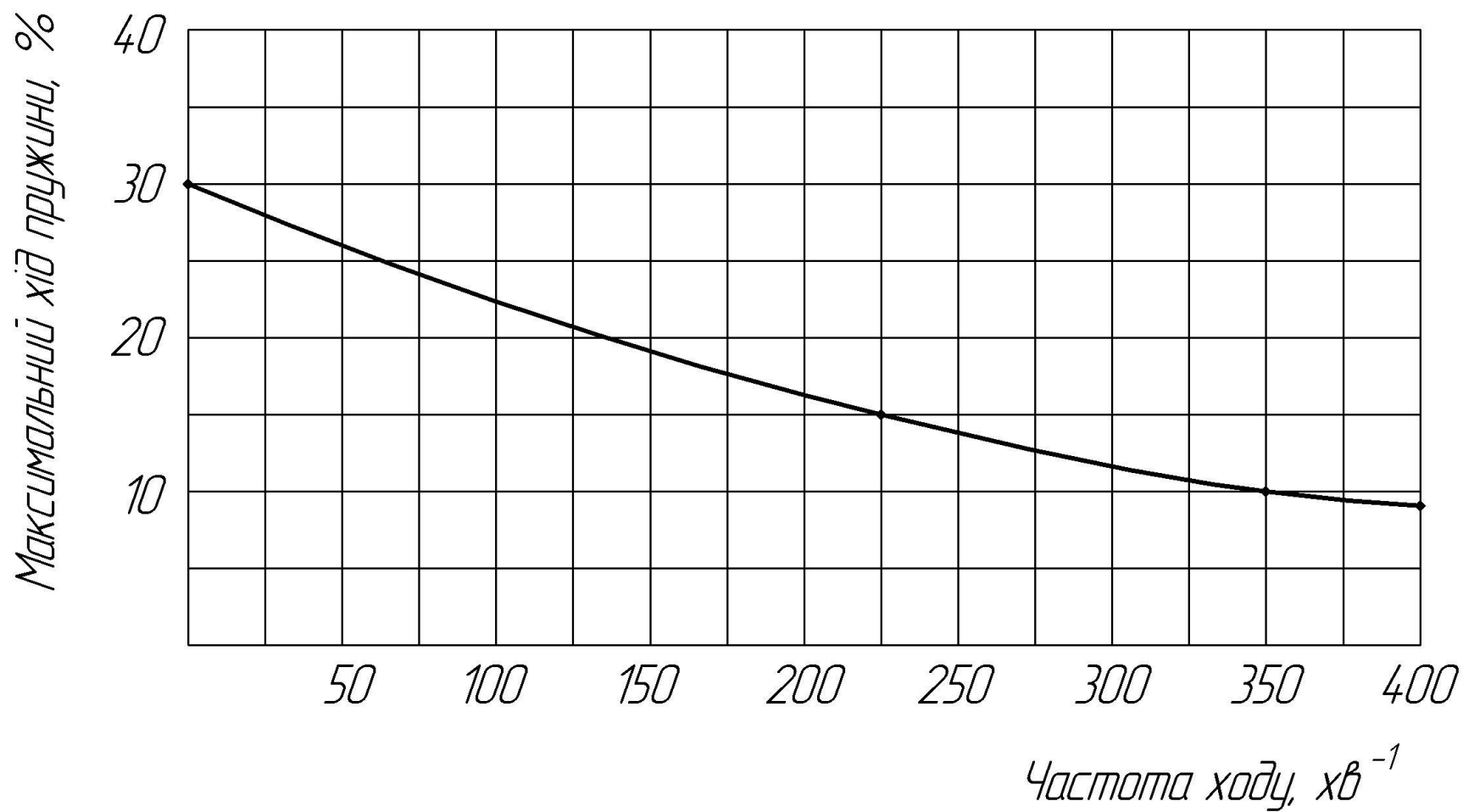


Рисунок 4.21

Графік залежності максимального ходу пружини від частоти ходу

випадку діаметр установочного місця з урахуванням страховочного простору має бути не меншим 65 мм.

Якщо ж частота ходу значно більша, то така пружина вже буде непридатною для використання. Розглянемо випадок, коли частота ходу складає 100 хв^{-1} . Згідно з діаграмою (рис. 4.21) максимальний хід пружини не повинен перевищувати приблизно 22 %. Аналізуючи графіки (рис. 4.11 – 4.18), приходимо до висновку, що може підійти пружина 63100 U 90 (рис. 4.15). Її усадка при 8% деформації складатиме 8 мм. Тоді повний хід буде $8+12 = 20$ мм. А це разом створить деформацію пружини в 20 %, що буде меншою за допустиму деформацію в 22 %. Установочне місце визначається таким же чином, як було зроблено вище.

Підбір пружин може супроводжуватись застосуванням пакету пружин з їх паралельним чи послідовним розташуванням. При цьому слід пам'ятати, що при паралельній установці загальна жорсткість зростає, а при послідовній – зменшується.

Поліуретанові пружини можна застосовувати і в інших варіантах. Наприклад, як це показано на рис. 4.7. На цей рахунок відкриваються надзвичайно широкі можливості для необмежених досліджень. Адже питання дослідження поведінки поліуретану при його стисканні в обмеженому просторі залишається нині відкритим.

І не обов'язково досліджувати саме ці пружини. Можна, наприклад, для компенсації динамічних навантажень використовувати прямокутні звичайні пластини в якості прокладок. Кафедра на цей рахунок має певний досвід. Так, доцент Тарасов В.К. при участі студентів розробив і запровадив на електродотримачах дугових електросталеплавильних печей демпферні поліуретанові пристрої механізмів переміщення електродів. Оскільки на той час не було відомостей про механічні властивості поліуретану, то виникла необхідність їх експериментального визначення.

При цьому було встановлено, що при 30 % деформації на стискання (тобто відносне змінення висоти $\varepsilon = 0,3$) допустиме напруження $[\sigma]$ складає 10,9 МПа.

А при цих умовах модуль пружності поліуретану

$$E = \frac{[\sigma]}{0,3} = \frac{10,9}{0,3} = 36,33 \text{ МПа.}$$

Якщо ж виходити з характеристики пружин (рис. 4.11 – 4.18) і тих самих умов, то модуль пружності матеріалу пружин Urelast 90 дорівнює 35,63 МПа. Таким чином, значення модулів в обох випадках співпадають.

Приклад використання поліуретанових елементів в якості гасителів коливань у вигляді прокладок показано на рис. 4.22 (винахід а.с. № 1102059, кл. Н05В7110), на якому зображено опорний вузол електродотримача дугової сталеплавильної печі. Опорний вузол містить рухома колонку 1 прямокутного перерізу з прямокутними направляючими 2 коробчатого перерізу, здвоєні поперечні ролики 3 з опорною віссю 4, наділені хвостовиками 5 квадратного профілю, до яких примикають пружні елементи – поліуретанові прокладки 6, металеві прокладки 7 і натискні болти 8, фігурний загальний корпус 9, шарнір 10, вісь 11 з квадратною частиною, поздовжній ролик 13 з сферичним роликотрестером 14. До квадратної частини 12 осі примикають пружні елементи 15, металева прокладка 16 і притискний болт 17.

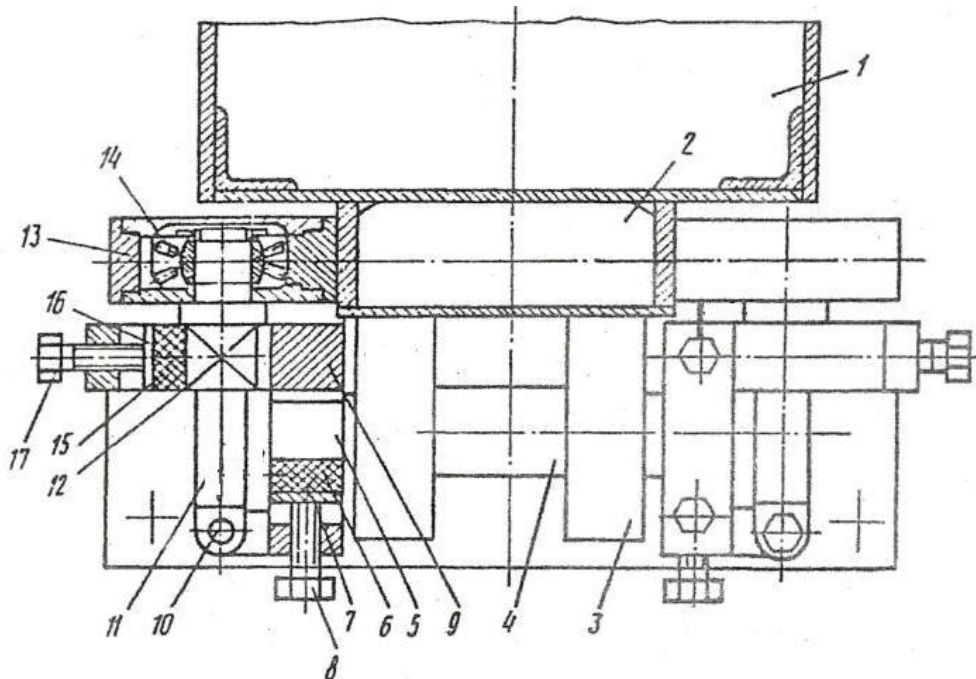


Рисунок 4.22

Поліуретановий захист електродотримачів від динамічних навантажень

При виникненні горизонтальних чи вертикальних коливань електрода, а отже і колони, вони передаються відповідно на поздовжні чи поперечні ролики. За рахунок деформації пружних елементів відбувається гасіння коливань.

Для опорного вузла печі ДСП 25Н2 вибрано пружні елементи з розмірами $60 \times 80 \times 25$ мм, площа поверхні яких складає 4800 мм^2 . При цьому максимальне напруження при деформації 20 %, що відповідає 5 мм, складає $\sigma = P / F = 50000 \text{ Н} / 0,0048 \text{ м}^2 = 10416666,7 \text{ Н/м}^2 = 10,417 \text{ МПа}$.

Застосування поліуретанових елементів дозволило значно поліпшити роботу механізмів переміщення електродів за рахунок гасіння коливань електродів і електродотримачів в цілому, що виникають внаслідок впливу електродинамічних сил. А це в свою чергу дозволило скоротити витрати електроенергії і електродів.

Але це технічне рішення не є кінцевим. Тому тут можна відшукувати більш ефективні рішення як з застосуванням металевих поглиначів енергії, так і неметалевих, або й комбінованих.

2.3. Динамічні демпферно-амортизаційні пристрої

Крім демпферно-амортизаційних пристроїв з використанням тарілкових пружин і неметалевих елементів вченими кафедри металургійного обладнання ЗДІА розроблено низку динамічних пристроїв. В них поглинання динамічних навантажень відбувається за рахунок ударної і третьової дії кулькових тіл, розташованих в камерах спеціальної геометрії, а також за рахунок створення протиінерційних сил.

Кожна із конструкцій кріпиться до рухомої частини об'єкту, що піддається впливу динамічних навантажень.

Зупинемось лише на опису останніх технічних рішень (на рівні винаходів) для гасіння коливань електродотримачів дугових електропечей, що виникають внаслідок взаємодії електродинамічних сил.

Ці пристрої досить ефективні в своїй роботі (підтверджено експериментальними дослідженнями), хоча і не набули до цього часу широкого поширення. Тому вони

можуть слугувати об'єктами для курсового і дипломного проектування, а також для досліджень магістрантів.

На рис. 4.23 показано гаситель (винахід а.с. № 624394, кл. H05B7/10) (вигляд зверху), в якому камера виконана у вигляді дугоподібного циліндра 5. Гаситель кріпиться на кінці рукава електродотримача 1 до головки 2 електрода 3 за допомогою горизонтального шарніра 16 і двох пар накладок 8 з регулюючими болтами.

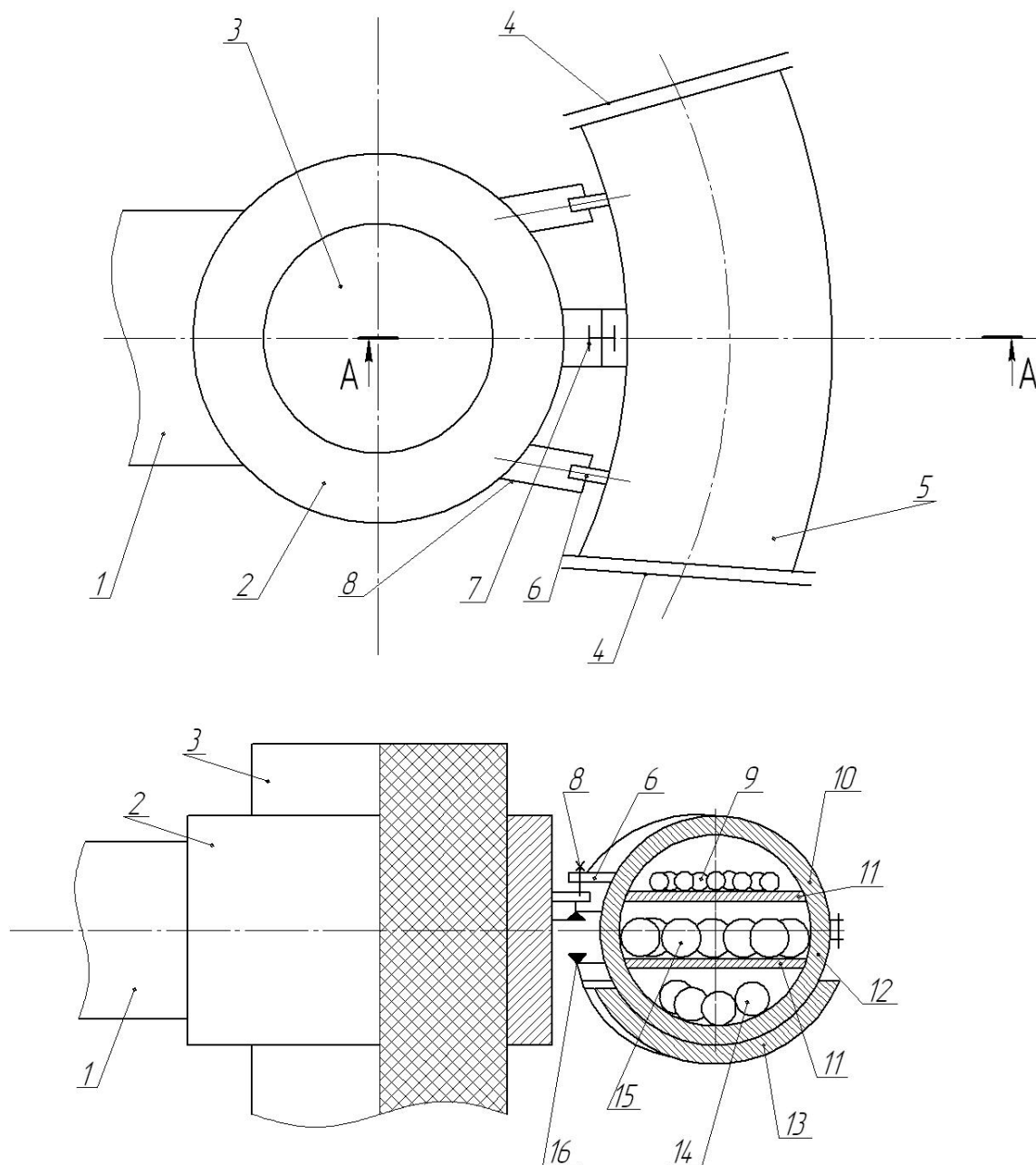


Рисунок 4.23

Гаситель ударної дії

Гаситель являє собою частину тора, що складається з двох секцій: верхньої 10 і нижньої 12. Всередині сектор поділено декількома паралельними полицями 11 у вертикальній площині, на кожній з яких розташовані в один рядок тіла кочення 9, 14, 15 різних розмірів. Причому вони розташовуються з деякими зазорами від бокової стінки. Знизу гаситель захищено тепловим екраном 13.

При виникненні коливань електрода 3 через взаємодію фаз печі (електродинамічні сили) відбувається переміщення гасителя на величину амплітуди, наприклад, за часовою стрілкою. При цьому тіла кочення 9, 14, 15 перекочуються в зворотньому напрямку із швидкістю, меншою за швидкість переміщення корпусу через виникнення сил інерції, завдяки чому енергія коливань витрачається на роботу тертя між тілами кочення і противоімпульс від удару рухомої маси в внутрішню стінку фланцю 4 (на рис. нижній). Ураховуючи наявність різних зазорів для кожної з горизонтальних полиць, характер гасіння буде мати нелінійну залежність, при якій втрати енергії різко зростають зі зростанням амплітуди коливань. В зв'язку з цим суттєво підвищується ефективність пристрою. А використання куль різного діаметра і різних зазорів для кожної горизонтальної полиці дозволяє підбирати їх параметри для підвищення ефективності гасіння коливань при зміні їх амплітуди.

На рис. 4.24 показана інша конструкція гасителя з пакетним розміщенням куль (винахід а. с. № 1184112, кл. H05B7/10). Як і в першому випадку пристрій кріпиться до затискної голівки 1 електрода 2. Пристрій містить накладки 3, 6, кришки 4, трубки 5, в яких розташовуються кульки 7, регулювальні елементи 8, 9, гребінку 11.

Гасіння динамічних навантажень, як і в попередньому випадку, відбувається за рахунок тертя кульок і ударяння їх в торці камер.

Виконання гасителя у вигляді пакета труб, розташованих по вертикалі в декілька рядків і укладених щільно, дозволяє суттєво зменшити його габарити і досягти високої ефективності.

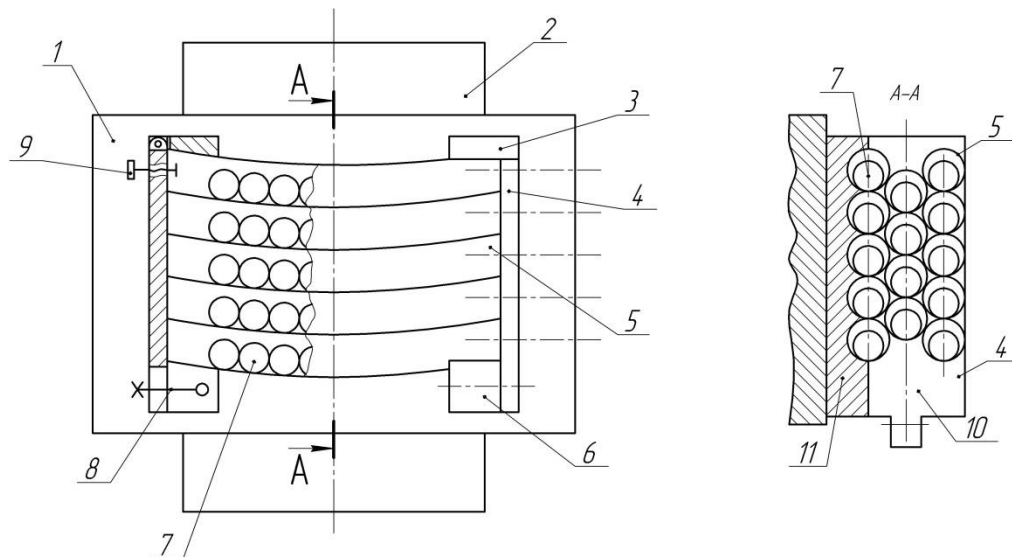


Рисунок 4.24

Пристрій з пакетним розміщенням демпферних елементів

Особливістю гасителя є те, що труби виконуються вігнутими у вертикальній площині, що підтримує кулі в симетричному порядку, тобто, вони при спокійному стані електродотримача розташовуються симетрично по відношенню до осі електрода.

Для визначення розміру вигину труб слід розглядати максимально допустимий кут між вертикальною віссю гасителя і радіальною лінією відхилення кулі від положення рівноваги.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\Delta}{R},$$

де Δ - величина зазору в гасителі;

R - радіус вигину труби.

Для повернення кулі після відхилення від положення рівноваги у вихідне положення необхідно витримувати наступні умови. Момент сил від сили тяжіння кулі M_g має бути рівним чи більшим від момента сил тертя кочення $M_{тр}$ кулі по трубі, тобто

$$M_g \geq M_{тр} \quad \text{чи} \quad G \sin \varphi \cdot \frac{d}{2} \geq G \cos \varphi \cdot \mu.$$

Звідки виходить, що

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2\mu}{d},$$

де G - сила тяжіння кулі;

μ - коефіцієнт тертя кочення;

d - діаметр кулі.

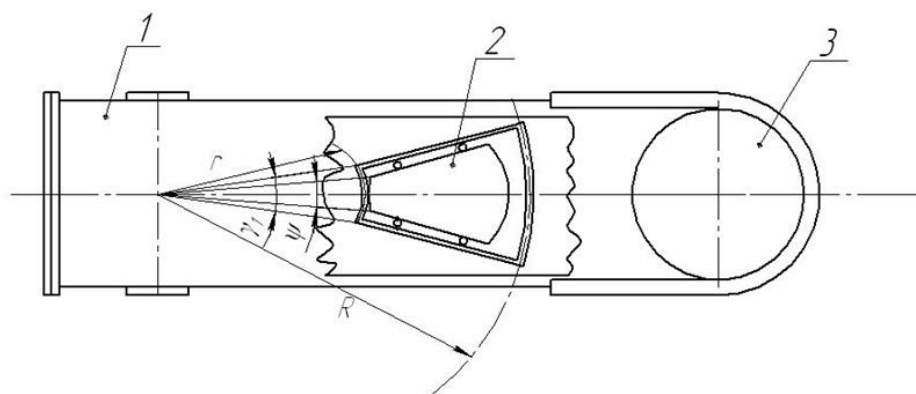
Виходячи з першого і останнього виразів знаходимо величину радіуса

$$R = \frac{\Delta \cdot d}{2\mu}.$$

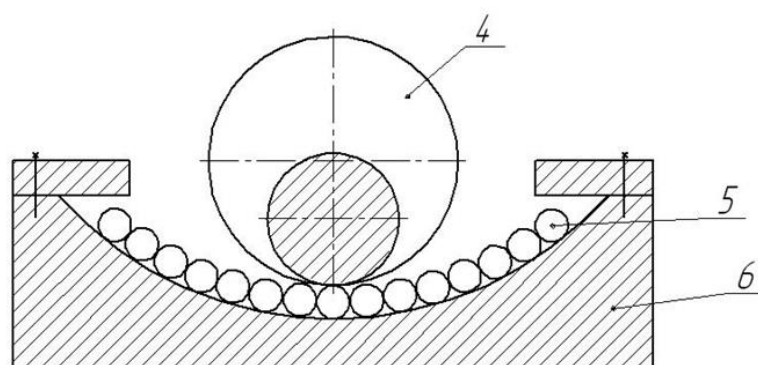
Конструктивну відмінність від попередніх зразків має гаситель (винахід а.с. № 1346884, кл. H05B7/10), показаний на рис. 4.25. На противагу вищезгаданим цей гаситель 2 (рис. 4.25, а) розташовується на рукаві 1 (або в рукаві) електродотримача. Поперечний переріз гасителя показано на рис. 4.25, б, а поздовжній – на рис. 4.25, в.

Інерційна маса 4 гасителя виконана у вигляді усіченого конуса, вершина якого розташована на пересіченні осей стійки і рукава і з сферичними торцями. Вона спирається на декілька рядків кульок (наприклад, на два) 5, розташованих в радіальних пазах 8 конусоподібної направляючої 6 з дугоподібними боковими гранями 7, що слугують в якості упорів.

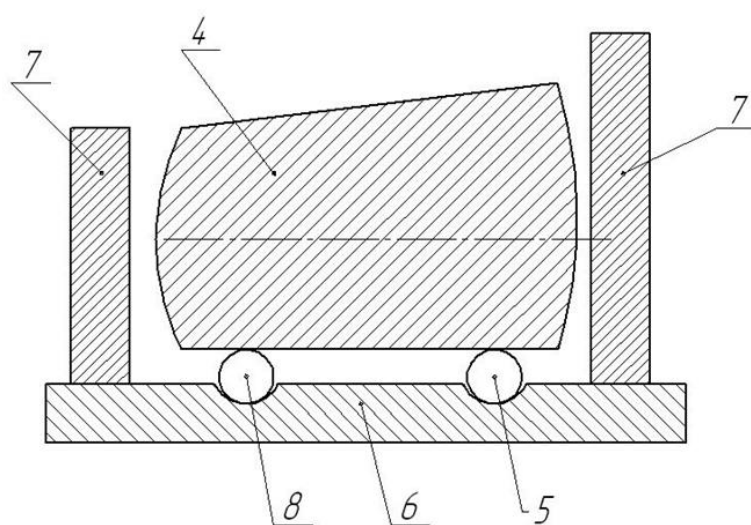
При виникненні горизонтальних коливань електрода 3 і відповідно рукава 1 створюються крутильні коливання останнього відносно вертикальної осі стійки електродотримача. При цьому інерційна маса 4 перекочується в супротивну рукаву сторону по кулькам 5, що обертаються в пазах 8 конусоподібної направляючої 6. Зміщення інерційної маси по поздовжній осі стримується дугоподібними боковими гранями направляючої 7. Кінетична енергія інерційної маси компенсує коливання рукава електродотримача.



a



b



b

Рисунок 4.25

Комбінований гаситель

Виконання інерційної маси у вигляді усіченого конічного тіла і направляючих з конусною поверхнею і загальною вершиною конуса на пересіченні осей рукава і стійки дозволяє зменшити опір перекочуванню інерційної маси в площині коливань відносно осі стійки, тобто осі скручування. При цьому, як вважається, суттєво підвищується чутливість гасителя.

Виконання опорних направляючих інерційної маси у вигляді радіальних пазів, заповнених кульками, дозволяє в декілька разів зменшити коефіцієнт опору переміщенню інерційної маси, що, на погляд авторів, підвищує ефективність гасіння коливань за рахунок збільшення кінетичної енергії інерційної маси. А підвищенню кінетичної енергії сприяють сферичні торці інерційної маси і дугоподібні бокові грані.

Серед наведених гасителів вигідно відрізняється гаситель, показаний на рис. 4.23, що має достатньо просту конструкцію при достатньо високій ефективності. Наведемо методику його розрахунків. Розрахункова схема гасителя показана на рис. 4.26. Математичний опис являє собою систему диференціальних нелінійних рівнянь, рішення яких спряжено із значними припущеннями, а дослідження на діючому обладнанні не виправдовується виробничими витратами. Тому на підґрунті постулірованого положення теорії подібності і аналізу розмірностей про дві системи, які ведуть себе подібним чином (якщо витримується геометрична, кінетична і динамічна подібність), вченими кафедри МО ЗДІА зроблена спроба побудови і дослідження математичної моделі гасителя.

Система диференціальних рівнянь, описуючих динаміку моделі, отримана із відомих рівнянь Лагранжа

$$\left. \begin{aligned} J_1 \varphi_1'' + C_1 \varphi_1 + 2m_2 r_2^2 \varphi_3'' \varphi_3' \eta + m_2 g r^2 \varphi_2' \eta + k \varphi_3' &= 0; \\ J_2 \varphi_3'' + 2m_2 r_2^2 \varphi_3'' \eta + m_2 g r_2 \varphi_3' \eta + k \varphi_3' &= J_2 \varphi_2'', \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

де $J_1 = m_1 \cdot r_1^2$, $J_2 = m_2 r_2^2$ - моменти інерції мас, кг·м²;

$\varphi_3 = \varphi_2 - \varphi_1$, рад.;

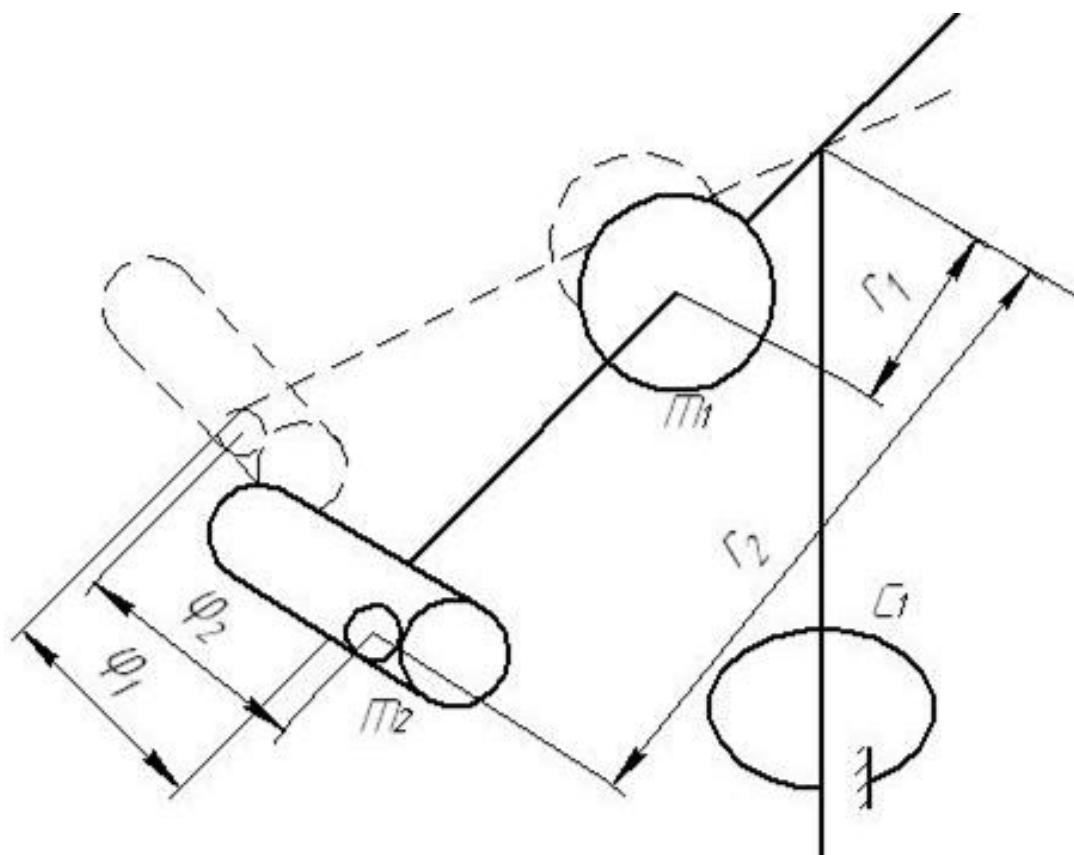


Рисунок 4.26

Розрахункова схема гасителя

m_1, m_2 - маси, кг;

r_1, r_2 - радіуси інерції, м;

η - коефіцієнт тертя кочення, м;

C_1 - жорсткість пружного елемента моделі (електродотримача), Н·м;

k - коефіцієнт взаємодії.

Приводимо систему рівнянь (4.9) до безрозмірного вигляду, позначивши

$$\varphi_n = \varphi_0 \varphi'_n, \quad t = t_0 t'.$$

Внаслідок цього отримаємо

$$\left. \begin{aligned} & \frac{d_2 \varphi'_1}{dt'^2} + \frac{C_1 \varphi_1}{J_1} + \frac{2m_2 r_2^2 \eta}{J_1} \cdot \frac{d^2 \varphi'_3}{dt'^2} \cdot \frac{d\varphi'_3}{dt'} + \frac{m_2 g h}{J_1} \frac{d\varphi'_3}{dt'} + \\ & + \frac{k}{J_1} \frac{d\varphi'_3}{dt'} = 0; \\ & \frac{d_2 \varphi'_3}{dt_1'^2} + \frac{2m_2 r_2^2 \eta}{J_2} \cdot \frac{d^2 \varphi'_3}{dt'^2} \cdot \frac{d\varphi'_3}{dt'} + \frac{m_2 g r_2 \eta}{J_2} \frac{d\varphi'_3}{dt'} + \\ & + \frac{k}{J_2} \frac{d\varphi'_3}{dt} = \frac{d_2 \varphi'_2}{dt'^2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.10)$$

Допустивши, що в реальному об'єкті і в моделі фізична природа тертя однакова, зводимо систему двох рівнянь (4.10) до одного

$$\frac{d_2 \varphi'_1}{dt'^2} - \frac{d^2 \varphi'_3}{dt'^3} + \frac{C_1}{J_1} \varphi'_1 + \frac{J_2}{J_1} \frac{d^2 \varphi'_3}{dt'^3} - \frac{J_2}{J_1} \frac{d^2 \varphi'_3}{d'^3 t'^3} = 0 \quad (4.11)$$

Прийнявши, що в реальному об'єкті $\varphi_1 \approx \varphi_2$, отримаємо

$$\frac{d_2 \varphi'_1}{dt'^2} + \frac{C_1 J_2}{J_1 (J_2 + J_1)} \varphi'_1 = 0, \quad (4.12)$$

де $C_1 J_2 / [C J_1 (J_2 + J_1)] = \pi$ - критерій подібності.

Прийнявши критерії подібності для двох процесів і замінивши характерні значення φ_0 , отримаємо

$$\varphi \cdot \frac{C_1 J_2}{J_1 (J_2 + J_1)} = \bar{\varphi} \frac{\bar{C}_1 \bar{J}_2}{\bar{J}_1 (\bar{J}_2 + \bar{J}_1)}. \quad (4.13)$$

Звідки

$$\varphi = \frac{\bar{C}_1 \bar{J}_2}{\bar{J}_1 (\bar{J}_2 + \bar{J}_1)} \cdot \frac{J_1 (J_2 + J_1)}{C_1 J_2} \bar{\varphi}, \quad (4.14)$$

де \bar{C}_1 - жорсткість пружної ланки моделі, Н·м;

\bar{J} - моменти інерції моделі.

Ураховуючи, що в реальній конструкції недоцільне використання гасителя з масою більше 300-400 кг через значне утяжеління електродотримача, приймаємо допущення

$$J_2 = (0,1 \dots 0,08) J_1. \quad (4.15)$$

Тоді умова моделювання запишеться

$$\varphi = \frac{\bar{C}_1}{\bar{J}_1} \cdot \frac{J_1}{C_1} \cdot \bar{\varphi}. \quad (4.16)$$

Крім того відомо, що власна частота коливань електродотримача дугових електропечей перебуває в межах 2...4 Гц. Тому отримаємо

$$\varphi = \frac{1}{4 \dots 16} \cdot \frac{\bar{C}_1}{\bar{J}_1} \cdot \bar{\varphi} \quad \text{чи} \quad \varphi = (0,0625 \dots 0,25) \frac{\bar{C}_1}{\bar{J}_1} \bar{\varphi}. \quad (4.17)$$

Таким чином, вирази (4.15) і (4.17) являють умови побудови моделі.

Ці математичні викладки можуть дати підставу студентам на науковому підґрунті проводити розробку гасителів, враховуючи конкретні параметри механізмів переміщення електродів дугових електропечей. В той же час тут розкриваються широкі можливості для широких досліджень як для магістрантів, так і аспірантів.

Найбільш простими у виготовленні і в той же час достатньо ефективними є інерційні каткові гасителі. Можливості використання таких гасителів для демпфірування коливань системи електродотримача можуть бути розширені при забезпеченні компенсуючої реакції гасителя в широкому діапазоні частот збудження, що має місце при роботі дугової електропечі. Це досягається, зокрема, застосуванням в якості гасителів неізохронних елементів, маючи можливість

прилаштовувати частоту усіх рухів до частоти збудження. Суттєвою неізохронністю володіють, наприклад, елементи, здатні здійснювати обкочування замкнених поверхней: циліндр в циліндричній порожнині, куля в циліндричній або сферичній порожнині, кільце, надіте на стрижень і т. інш.

Прикріплення таких елементів до коливальної конструкції призводить до того, що здійснюємих ними рух обкочування синхронізується з зовнішнім збудником. При цьому періодична реакція, що створюється коливальним елементом, протидіє зовнішньому збудженню.

На рис. 4.27 показано різноманітні типи інерційних каткових гасителів. Кожний з них має корпус 1 (в даному випадку порожнистий), який жорстко прикріплюється до рукава (зовні чи всередині). В гасителі (рис. 4.27, а), коток виконано у вигляді суцільного циліндра 2, а в гасителі (рис. 4.27, б) – у вигляді порожнистого циліндра 3. Гаситель (рис. 4.27, в) має двоє котків: порожнистий 3 і суцільний 2. Порожнистий коток 3 гасителя (рис. 4.27, г) заповнюється до певних меж кульками 4.

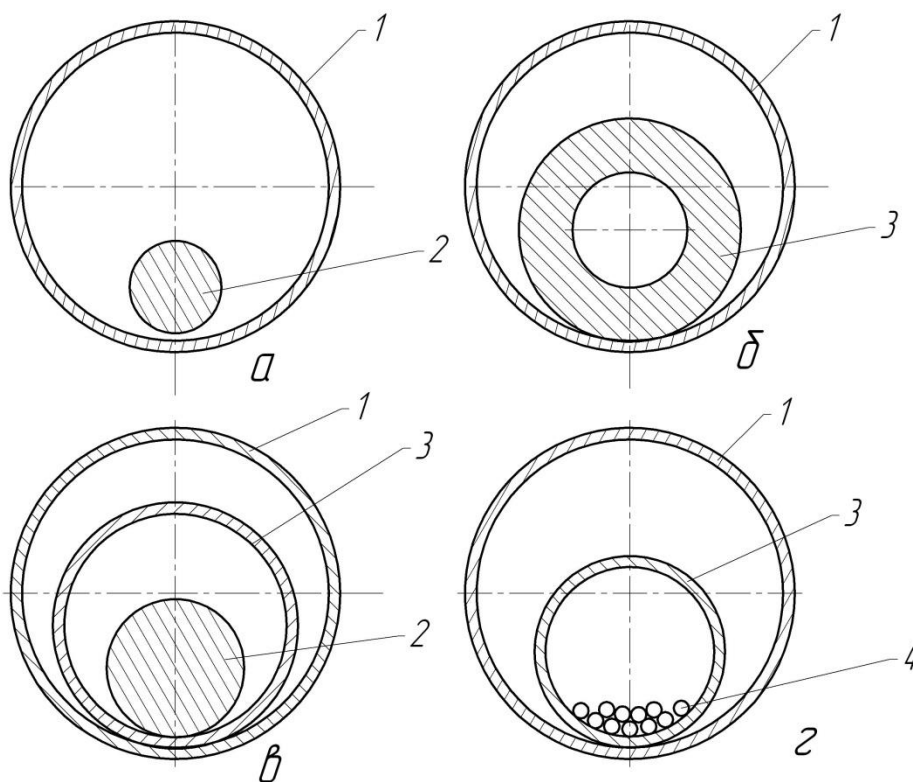


Рисунок 4.27

Каткові гасителі

Розробка гасителів для конкретного об'єкта (в даному випадку для дугової електропечі) має спиратись на відповідну методику досліджень і розрахунків. Для цього розглянемо гаситель (наприклад, гаситель, показаний на рис. 4.27, а), як систему твердих тіл, що складається з демпфіруючого тіла з масою m_1 , яке збуджується гармонійною силою

$$P(t) = a \cdot \sin(pt + \alpha),$$

і циліндра (гасителя) з масою m_2 і радіусом R_2 , розташованим в циліндричній порожнині з радіусом R_1 (рис. 4.28).

Для опису руху цієї системи введено нерухомий базис $OXYZ$.

Несуче тіло з'єднано з базисом $OXYZ$ пружним зв'язком – пружиною з жорсткістю C . Положення несучого тіла в цьому базисі задається переміщенням x_1 . Орієнтацію вагомого тіла відносно центра циліндричної порожнини O_1 несучого тіла визначаємо кутом ψ_2 (рис. 4.29).

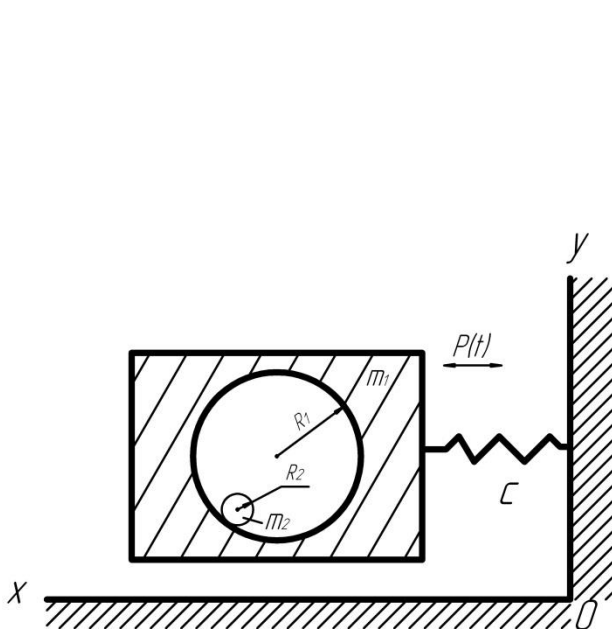


Рисунок 4.28

Схема динамічного гасіння поперечних коливань електро-

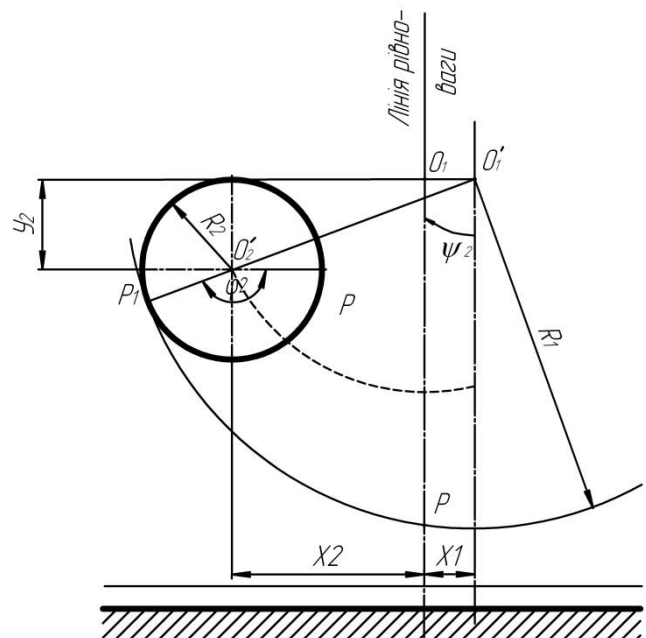


Рисунок 4.29

Розрахункова схема

дотримача

Для складання диференціальних рівнянь, що описують дану систему, застосуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad (i = 1, 2, \dots). \quad (4.18)$$

В якості узагальнених координат вибираємо переміщення x_1 , кут ψ_2 відхилення центра циліндра O_2 відносно центра O_1 і кут φ_2 повороту гасителя відносно центра O_2 (рис. 4.29).

Далі складаємо вираз для кінетичної енергії системи T , як суму кінетичних енергій несучого і несеного тіл:

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} + \frac{J_2 \varphi_2^2}{2}, \quad (4.19)$$

де $J_2 = m_2 z^2$ - момент інерції циліндра відносно горизонтальної осі, що проходить через точку O_2 ;

v_2 - швидкість центра O_2 .

Знаходимо значення v_2 , для чого складаємо рівняння:

$$\begin{aligned} x_1 + x_2 &= (R_1 - R_2) \sin \psi_2; & x_2 &= (R_1 - R_2) \sin \psi_2 - x_1; \\ y_2 &= (R_1 - R_2) (1 - \cos \psi_2); & \dot{x}_2 &= (R_1 - R_2) \dot{\psi}_2 \cos \psi_2 - \dot{x}_1; \\ \dot{x}_2 &= \dot{x}_1^2 + (R_1 - R_2)^2 \dot{\psi}_2^2 \cos^2 \psi_2 - 2 \dot{x}_1 \dot{\psi}_2 (R_1 - R_2) \cos \psi_2; \\ \dot{y} &= (R_1 - R_2) (1 + \sin \psi_2) \dot{\psi}_2; & \dot{y}^2 &= (R_1 - R_2)^2 \sin^2 \psi_2 \cdot \dot{\psi}_2^2; \\ v_2^2 &= \dot{x}_1^2 + \sin^2 \psi_2 (R_1 - R_2)^2 \cdot \dot{\psi}_2^2 - 2 \dot{x}_1 \dot{\psi}_2 (R_1 - R_2) \cos \psi_2. \end{aligned}$$

Остаточно рівняння (4.19) буде мати вигляд

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2}{2} ([\dot{x}_1 - (R_1 - R_2) \dot{\psi}_2 \cos \psi_2]^2 + \\ &+ (R_1 - R_2)^2 \dot{\psi}_2^2 \sin^2 \psi_2) + \frac{m_2 r^2 \dot{\varphi}_2^2}{2}; \\ T &= \frac{m_1 + m_2}{2} \dot{x}_1^2 - m_2 (R_1 - R_2) \dot{x}_1 \dot{\psi}_2 \cos \psi_2 + \\ &+ \frac{m_2}{2} [(R_1 - R_2)^2 \dot{\psi}_2^2 + r^2 \dot{\varphi}_2^2]. \end{aligned} \right\} \quad (4.20)$$

Тут $r = D_2 / \sqrt{2}$ - радіус інерції котка.

Потенціальна енергія системи

$$\Pi = \frac{cx_1^2}{2} + m_2 q (R_1 - R_2) (1 - \cos \psi_2). \quad (4.21)$$

Функції Лагранжа і її похідні

$$\begin{aligned} L = T - \Pi &= \frac{m_1 + m_2}{2} \dot{x}_1^2 - m_2 (R_1 - R_2) \dot{x}_1 \dot{\psi}_2 \cos \psi_2 + \\ &+ \frac{m_2}{2} [(R_1 - R_2)^2 \dot{\psi}_2^2 + r^2 \dot{\varphi}_2^2] - \frac{cx_1^2}{2} - m_2 q (R_1 - R_2) (1 - \cos \psi_2); \end{aligned} \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_1} = (m_1 + m_2) \dot{x}_1 - m_2 (R_1 - R_2) \dot{\psi}_2 \cos \psi_2;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_1} \right) = (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 - m_2 (R_1 - R_2) (\ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 - \dot{\psi}_2^2 \sin \psi_2);$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial L}{\partial \psi_2} &= -m_2(R_1 - R_2)\dot{x}_1 \cos \psi_2 + m_2(R_1 - R_2)^2 \dot{\psi}_2; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}_2} \right) &= -m_2(R_1 - R_2)\ddot{x}_1 \cos \psi_2 + m_2(R_1 - R_2)\dot{x}_1 \dot{\psi}_2 \sin \psi_2 + \\ &+ m_2(R_1 - R_2)^2 \ddot{\psi}_2;\end{aligned}\quad (4.23)$$

$$\begin{aligned}-\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}_2} &= m_2 r^2 \ddot{\phi}_2; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}_2} \right) &= m_2 r^2 \ddot{\phi}_2;\end{aligned}\quad (4.24)$$

$$\frac{\partial L}{\partial x_1} = -cx_1;\quad (4.25)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \psi_2} = m_2(R_1 - R_2)\dot{x}_1 \dot{\psi}_2 \cdot \sin \psi_2 - m_2 q(R_1 - R_2) \sin \psi_2;\quad (4.26)$$

$$-\frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0.\quad (4.27)$$

Знаходимо узагальнені сили. Якщо координаті x_1 надати прирощення δx_x , то несуче тіло здійснює елементарне переміщення по осі OX . Елементарна робота при такому переміщенні буде

$$\delta A_1 = P(t) \delta x_1.$$

$$\text{Отже } Q_{x_1} = P(t) = a \cdot \sin(pt + \alpha).$$

Таким же шляхом, враховуючи що при зміні кута ψ_2 циліндр здійснює поворот навколо осі O_1Z_1 , а при зміні кута φ_2 - навколо осі O_2Z_2 , знайдемо

$$Q_{\psi_2} = -F_2 R_1; \quad Q_{\varphi_2} = F_2 R_2,$$

F_2 - сила тертя кочення без ковзання.

Підставивши всі вираховані величини в рівняння (4.18), отримаємо:

$$(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 - m_2(R_1 - R_2)(\ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 - \dot{\psi}_2^2 \sin \psi_2) + cx_1 = a \cdot \sin(pt + \alpha); \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} & -m_2(R_1 - R_2)\ddot{x}_1 \cos \psi_2 + m_2(R_1 - R_2)\dot{x}_1 \dot{\psi}_2 \sin \psi_2 + m_2(R_1 - R_2)^2 \ddot{\psi}_2 - \\ & -m_2(R_1 - R_2)\dot{x}_1 \dot{\psi}_2 \sin \psi_2 + m_2 q(R_1 - R_2) \sin \psi_2 = -F_2 R_1; \end{aligned} \quad (4.29)$$

$$m_2 r^2 \ddot{\psi}_2 \frac{R_1}{R_2} = F_2 R_2. \quad (4.30)$$

Із рівняння (4.30) знаходимо

$$F_2 = m_2 r^2 \ddot{\psi}_2 \frac{R_1}{R_2}$$

і підставляємо це значення в (4.29).

Остаточно отримаємо диференціальне рівняння руху системи:

$$(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 - m_2(R_1 - R_2)(\ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 - \dot{\psi}_2^2 \sin \psi_2) + cx_1 - a \cdot \sin(pt + \alpha) = 0; \quad (4.31)$$

$$\begin{aligned} & -m_2(R_1 - R_2)\ddot{x}_1 \cos \psi_2 + \ddot{\psi}_2 m_2 \left[(R_1 - R_2)^2 + \frac{R_1}{R_2} r^2 \right] + \\ & + m_2 q(R_1 - R_2) \sin \psi_2 = 0 \end{aligned} \quad (4.32)$$

Для вирішення цієї задачі доцільно використовувати ЕОМ. Для цього на кафедрі

розроблена відповідна програма.