

РОЗДІЛ 14.

ГІДРОПРИВОДИ З ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ ТА ЇХ РОЗРАХУНОК

У техніці ці приводи отримали вельми широке поширення в різних механізмах і машинах і призначаються, в основному, для виконання двох функцій: повернення у вихідне положення поршнів гідроциліндрів односторонньої дії і створення зусилля затиску в утримуючих пристроях, наприклад, в електродотримачах електричних печей та їх установок.

Одним з основних елементів, що визначає надійність і працездатність механізму в цілому, є пружина. Здебільшого використовуються пружини стиснення двох типів: кручені та тарілчасті.

1. ВИТІ ПРУЖИНИ СТИСНЕННЯ

Основне застосування знайшли пружини з круглого дроту завдяки їх найменшій вартості і у зв'язку з тим, що витки круглого перерізу краще за інших працюють на кручення.

Основними матеріалами для пружин служать високовуглецеві сталі (У9А ... У12А), сталі леговані кремнієм (60С2А), марганцем (65Г), хромом, ванадієм, нікелем (50ХГА, 50ХФА, 65С2ВА та ін.). Вуглецеві і кремнієві сталі володіють невисокою прожарюваністю і тому застосовуються для пружин малих перерізів. Марганцеві сталі мають більшу прожарюваність, але чутливі до перегріву при загартуванні. Хромомарганцеві, хромованадієві і хромокремнемарганцеві сталі мають високу міцність при дії змінних напружень і застосовуються для пружин відповідального призначення.

Заготовками для пружин є дрiт. Дрiт виготовляють наступних діаметрів: 0.5; 0.55; 0.63; 0.7; 0.8; 0.9; 1.0; 1.1; 1.2; 1.5; 1.6; 1.8; 2.0; 2.5; 2.8; 3.0; 3.2; 3.5; 3.8; 4.0; 4.2; 4.5; 4.8; 5.0; 5.5; 6.0; 6.2; 6.5; 7.0; 7.5; 8.0; 8.5; 9.0; 10; 10.5; 11; 12; 13; 14 мм і за трьома основними класами: нормальної міцності III, підвищеної міцності II і високої міцності I.

Пружини із дроту діаметром до 8 ... 10 мм виготовляють холодною навивкою переважно з дроту, що пройшов термообробку, і після навивки піддають тільки відпустці (410-520°). Пружини великих перерізів навивають у гарячому стані, а потім гартують (820-870°). Межі міцності сталевого пружинного дроту діаметром до 12 мм наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6. Межі міцності сталеві пружинної проволочки

Діаметр дроту d , мм	Межі міцності при розтягуванні σ_B (МПа), для проволочи класів		
	III	II	I
1	2	3	4
Менше 1.0	2 250 - 1 870*	2 700 - 2 250	3 100 - 2 700
1 - 1.5	1870 - 1650	2250 - 2020	2700 - 2350
1.5 - 2.0	1650 - 1600	2020 - 1950	2350 - 2150
2.0 - 3.0	1600 - 1470	1950 - 1800	2150 - 1850
3.0 - 4.0	1470 - 1320	1800 - 1620	1850 - 1720
4.0 - 5.0	1320 - 1250	1620 - 1520	1720 - 1570
5.0 - 6.0	1250 - 1200	1520 - 1470	1570 - 1500
6.0 - 7.0	1200 - 1120	1470 - 1350	-
7.0 - 8.0	1120 - 1100	1350 - 1300	-
8.0 - 9.0	1100 - 1000	1300 - 1250	-
9.0 - 10	1000 - 950	1250 - 1200	-
10 - 12	950 - 850	1200 - 1100	-

* із збільшенням d приймається менше значення σ_B

Пружини статичної, обмежено-кратної дії що піддаються напруженням з коефіцієнтами циклу, що незначно відрізняються від одиниці, піддають пластичному деформуванню, званого заневоленням.

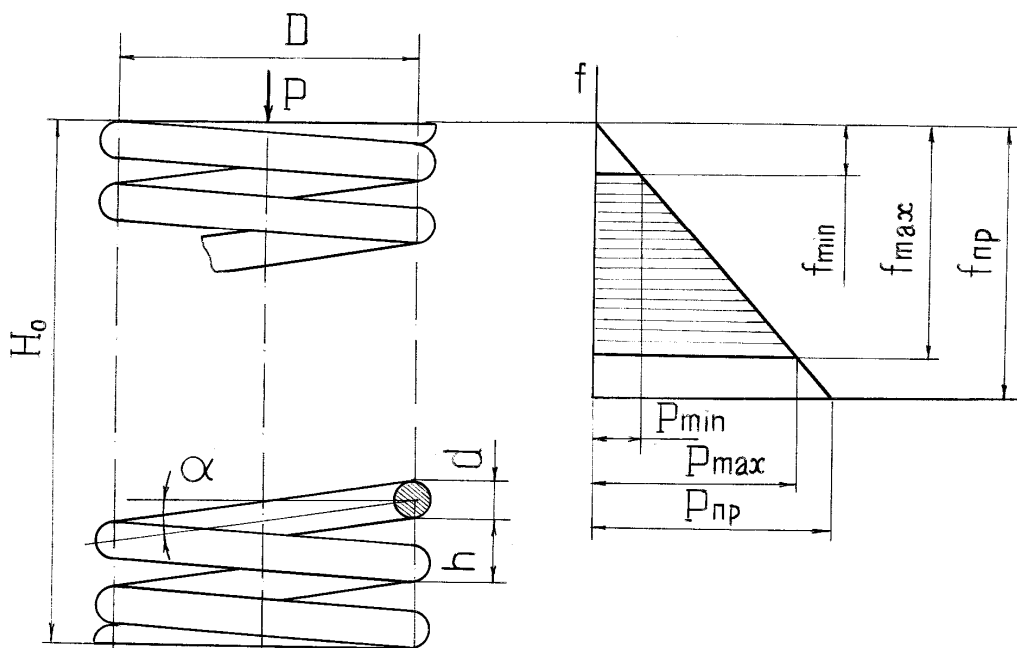


Рисунок 2.45. Розрахункова схема крученої пружини

Розрахунок пружин

Виті циліндричні пружини стиснення мають такі основні параметри (рис. 2.45):

- d - діаметр витків(дроту) пружини;
- D - середній діаметр пружини;
- $D_n = D + d$ - зовнішній діаметр пружини;

C = **D/d** - індекс пружини;
h - крок витків у ненавантаженій пружині;
 α - кут підйому витків ($\text{tg}\alpha = h/\pi D$);
H₀ - висота ненавантаженої пружини;
z - кількість витків пружини;
L - довжина дроту для виготовлення пружини.

Податливість циліндричних пружин пропорційна їх індексу **C**. Чим менший індекс пружини, тим важче навивати пружину. На практиці зазвичай використовують пружини з індексом **C** = 4. . . 12. Залежно від діаметра дроту рекомендуються такі значення індексу:

d, мм	≤ 2.5	3 - 5	6 - 12
C	5 - 12	4 - 10	4 - 9

Збільшуючи індекс пружини певної жорсткості, можна зменшити довжину пружини шляхом збільшення її діаметра, а, зменшуючи індекс, можна зменшити діаметр шляхом збільшення довжини пружини.

Щоб уникнути втрати стійкості висота пружин стиснення у вільному стані **H₀** обмежується співвідношенням **H₀/D = 3**, якщо не передбачені спеціальні напрямні (стрижень або склянка). За наявності напрямних це відношення можна збільшити до 5. Торці пружини шліфуються.

При розрахунку задаються зовнішнім навантаженням **P** та величиною осідання (деформації) пружини. Необхідно визначити діаметр дроту **d**, діаметр пружини **D**, кількість витків **z**, висоту пружини **H₃** при максимальній деформації, висоту пружини **H₀** у вільному стані, висоту пружини **H₁** при попередній деформації, розгорнуту довжину пружини **L**.

Під дією основної сили (рис. 2.45) матеріал пружини сприймає складну деформацію кручення і зрізу під дією крутного моменту **M_к = P · D/2** і сили, що перерізує **P**. Нехтуючи кривизною дроту і, припускаючи рівномірний розподіл напруги зрізу по поперечному перерізу, найбільше дотичне напруження приблизно можна визначити за формулою:

$$\tau = \tau_{\max} + \tau_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{р}}} + \frac{P}{F} = \frac{8PD}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2}. \quad (2.66)$$

Так як напруження кручення в **2C** разів більше напруження зрізу, то у формулі для τ напруження зрізу $\tau_{\text{ср}}$ та вплив кривизни витків можна врахувати коефіцієнтом $K = (4C + 2)/(4C - 3)$:

$$\tau = \frac{8PD}{\pi d^3} K \text{ или } \tau = \frac{8PD}{\pi d^3} K \leq K[\tau]. \quad (2.67)$$

Враховуючи що $D/d = C$, з цієї формули отримаємо вираз визначення діаметра дроту:

$$d \geq \sqrt[3]{8PD \cdot K / (\pi \cdot [\tau])}. \quad (2.68)$$

Допустиме напруження для пружин залежать від матеріалу пружини, характеру зміни навантаження, діаметра дроту і ступеня відповідальності пружини. Циліндричні кручені пружини відповідального призначення виготовляють у більшості випадків з дроту підвищеної і високої міцності (див. табл. 2.6). Для таких статично навантажених пружин допустимі напруження приймають $[\tau]_c = 0.5\sigma_b$. Якщо ж діаметр дроту більший 12 мм (включно до 50 мм), то можна прийняти такі значення напружень, що допускаються $[\tau]_c$ (МПа): 480 (1-й клас дроту); 880 (2-й клас); 1050 (3-й клас).

Якщо пружина сприймає змінні навантаження, то напруження, що допускаються, слід вибирати за умовами попередження втомного руйнування. У цьому випадку рекомендується приймати $[\tau] = [\tau]_c \cdot K_1$, де K_1 - коефіцієнт довговічності (таблиця 2.7), що залежить від числа циклів $N_{\text{ц}}$ навантаження пружини за весь період її служби та коефіцієнта асиметрії циклів $R = \tau_{\text{max}} / \tau_{\text{min}}$.

Таблиця 2.7. Коефіцієнти довговічності пружини

R	Значення K_1 при кількості циклів навантажень					
	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6	10^7
0	1	0.85	0.68	0.50	0.42	0.40
0.25	1	0.90	0.74	0.60	0.50	0.50
0.50	1	0.92	0.80	0.68	0.61	0.60
0.75	1	0.96	0.90	0.83	0.80	0.80

Знайдене значення діаметра d заокруглюють до найближчого значення діаметра стандартного ряду діаметрів (див. вище).

Середній, зовнішній та внутрішній діаметри пружини

$$D = C \cdot d; \quad D_{\text{н}} = D + d; \quad D_{\text{в}} = D - d.$$

Осьову деформацію пружини під дією навантаження можна знайти як добуток кута закручування витків пружини і середнього діаметра пружини D :

$$f = 0.5D \cdot \theta = 8PD^2z / (Gd^4) = 8PC^3 \cdot z / (Cd), \quad (2.69)$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа - модуль пружності 2-го роду (зсуву) для сталі (для сталей 65,70, 55ГС, 65Г - $G = 8,3 \cdot 10^4$ МПа).

Відношення навантаження до осьової пружної деформації пружини є жорсткістю пружини:

$$K = P / f = Gdf / (8C^3z). \quad (2.70)$$

Кількість робочих витків пружини визначається за формулою:

$$z = \frac{G \cdot d \cdot f}{8P \cdot C^3}. \quad (2.71)$$

Повна кількість витків

$$z_1 = z + z_2, \quad (2.72)$$

де z_2 - кількість опорних витків (приймають $z_2 = 1.5 \dots 2$).

Крок пружини у вільному стані

$$h = d + f / z + s, \quad (2.73)$$

де $s = 0.1d$ - гарантований зазор.

Висота пружини при повному стисканні

$$H_3 = (z_1 - 0.5) \cdot d. \quad (2.74)$$

Висота пружини у вільному стані

$$H_0 = H_3 + z(h - d). \quad (2.75)$$

Висота при попередньому стисканні

$$H_1 = H_0 - f_{пр}. \quad (2.76)$$

Довжина заготівлі дроту для виготовлення пружини

$$L = \pi Dz / \cos \alpha \text{ или } L \approx 3.2D \cdot z_1 \text{ (мм)}. \quad (2.77)$$

Маса пружини, кг

$$m \approx 19.25 \cdot 10^{-6} D \cdot d^2 \cdot z_1. \quad (2.78)$$

У деяких випадках доцільніше вибрати пружини промислового виготовлення, параметри яких встановлені стандартизованими рядами. Ці пружини є якіснішими за всіма показниками, т. я. їх виготовляють спеціалізовані підприємства. Дані про пружини наводяться в довідковій літературі (наприклад, у 3-х томному довіднику конструктора-машинобудівника В.І. Анур'єва).

2. ТАРЕЛЬЧАСТІ ПРУЖИНИ

Тарільчасті пружини використовуються при великих навантаженнях, коли потрібен розвинення пружиною великого зусилля при порівняно невеликому осаді (деформації). Вони мають вигляд тарілки без донця (рис. 2.46). Відношення діаметрів тарілок D/d складає 1.5...3, кут підйому твірної конуса 2...6°. На пружини встановлені стандартизовані ряди по зовнішніх діаметрах від 28 до 300 мм. Товщина пружин $s=1.5...20$ мм, висота внутрішнього конуса $f_3 = 0.8...9$ мм, зусилля, що сприймається $P = 5 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^5$ Н·м.

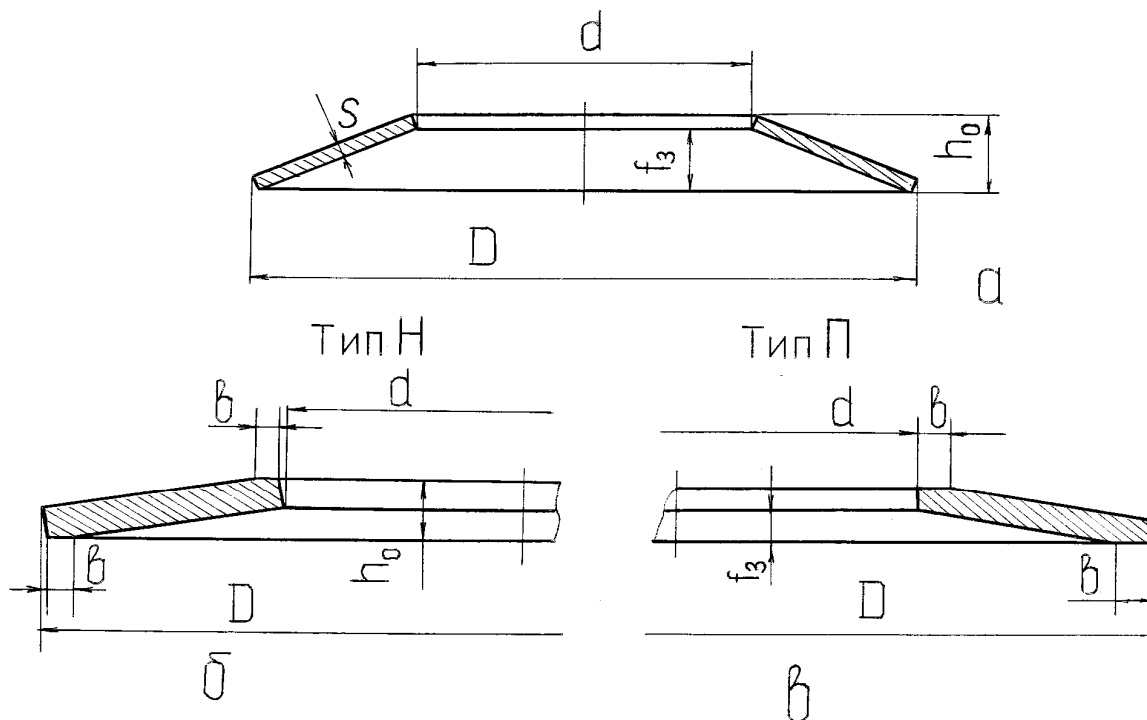


Рисунок 2.46. Тарільчасті пружини

За ступенем точності пружини поділяються на пружини нормальної точності, отримані штампуванням без механічної обробки (тип Н, рис. 2.46, а, б), і пружини підвищеної точності, отримані штампуванням з механічною обробкою поверхні обрізу (тип П, рис. 2.46, в).

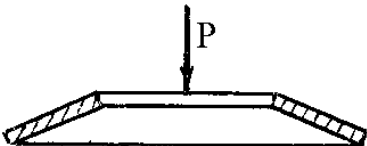
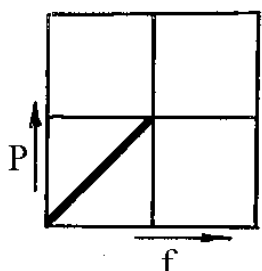
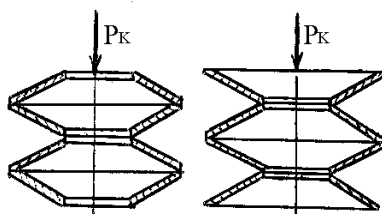
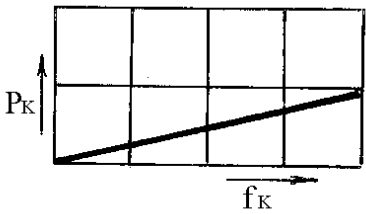
По виконанню пружини поділяються на типи: з похилими кромками; з похилими кромками та опорними площинами (при товщині пружини $s > 10$ мм).

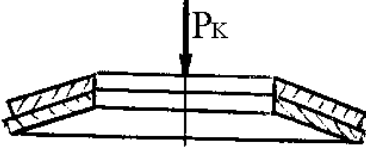
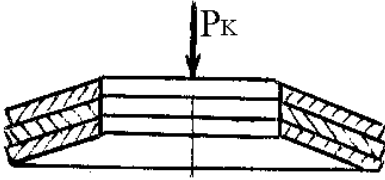
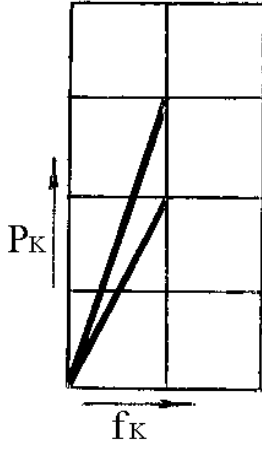
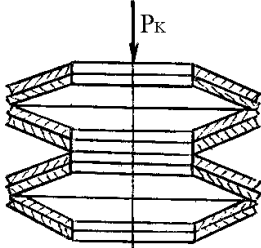
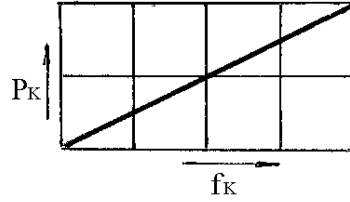
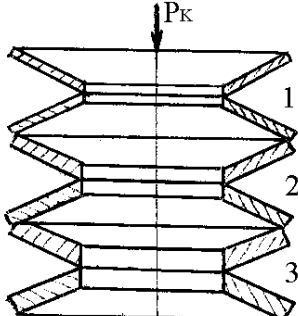
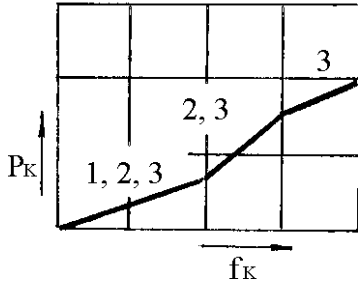
жини більше 3.0 мм). Залежно від характеристики розрізняють пружини великої жорсткості ($f_3/s \leq 0.6$) та малої жорсткості ($0.6 < f_3/s \leq 1.5$), а за умовами роботи – пружини статичної дії - С; динамічної - Д; багаторазової - М.

Основним матеріалом тарілчастих пружин є сталь 60С2А. Допускається також виготовлення пружин зі сталей 60С2, 50ХФА, 65С2ВА, 70С3А з листового та штабового прокату, які за своїми якостями не нижче стали 60С2А. Для підвищення несучої здатності пружини обтискають до повного розпрямлення.

Пружини термічно обробляють та захищають від корозії. Для підвищення податливості тарілчасті пружини застосовують у вигляді комплекту послідовно встановлених тарілок (послідовне складання) (див. табл. 2.8), а при необхідності отримання більшої жорсткості (при недостатній жорсткості однієї тарілки) використовують паралельну збірку. У деяких випадках виникає необхідність у змішаному складанні, тобто. у послідовно-паралельній установці пружин. Для отримання ступінчастої характеристики використовуються пакети з тарілок різної жорсткості. При цьому слід враховувати, що лінійну характеристику мають пружини при $f_3/S \leq 0.6$, в іншому випадку характеристика буде нелінійною.

Таблиця 2.8. Схеми складання та параметри тарілчастих пружин

Схема складання	Параметри комплекту	Вид характеристики
1	2	3
<p>Поодинокі</p> 	<p>$P_3; f_3; h_0$ P_3 - найбільший робочий тиск; f_3 - деформація при P_3</p>	
<p>Послідовна</p> 	<p>$P_k = P_3; f_k = z \cdot f_3; h_{ок} = h_0 \cdot z;$ $\Delta h_{ок} = \Delta h_0 \cdot z$ $\Delta h_0, \Delta h_{ок}$ - допустимі відхилення; f - деформація.</p>	

1	2	3
<p>Паралельна: 1.2-х паралельна</p>  <p>2.3-х паралельна</p> 	$P_k = K \cdot P_3 \cdot z_1$ $f_k = f_3$ $h_{ок} = h_0 + (z_1 - 1) \cdot S$ $\Delta h_{ок} = \Delta h_0 + \Delta S(z_1 - 1)$ $K = 1.06 \text{ при 2-х пар. ск.};$ $K = 1.09 \text{ при 3-х пар. ск.};$ $z_1 - \text{кількість пружин при паралельному складанні.}$	
<p>Паралельно-послідовна</p> 	$P_k = K \cdot P_3 \cdot z_1$ $f_k = z \cdot f_3$ $h_{ок} = z[h_0 + (z_1 - 1) \cdot S]$ $z - \text{кількість пружин при послідовному складанні.}$	
<p>Пружини різної товщини</p> 	$P_k = P_3$ $f_k = \sum_{i=1}^z f_3$ $h_{ок} = \sum_{i=1}^z h_{oi}$ $\Delta h_{ок} = \sum_{i=1}^z \Delta h_{oi}$	

Найчастіше пружини збираються в комплекти шляхом центрування їх на стрижнях. У цьому випадку величина одностороннього зазору між напрямним стрижнем і внутрішнім діаметром d пружини при складанні їх в комплекті повинна становити 2 - 3% від мінімального розміру d .

Кількість пружин у комплекті для забезпечення їх рівномірної деформації рекомендується підбирати таким чином, щоб висота комплекту у вільному стані не перевищувала $3.0D$.

У зв'язку зі складністю точного розрахунку і спеціальної технології виготовлення, що вимагає спеціального оснащення, тарілчасті пружини зазвичай підбирають за таблицями стандарту у вигляді го-

тових виробів. У таблиці 2.9 наведено характеристики вибіркового ряду пружин.

Таблиця 2.9. Характеристики тарілчастих пружин

<i>D</i> , мм	<i>d</i> , мм	<i>S</i> , мм	<i>f</i> _з , мм	<i>h</i> ₀ , мм	Зусилля (<i>KH</i>) при прогині		
					<i>f</i> _з	0.8 <i>f</i> _з	0.65 <i>f</i> _з
1	2	3	4	5	6	7	8
28	12	1.5	0.8	2.3	5.0	4.1	3.5
30	15	1.0	1.0	2.0	1.7	1.5	1.4
30	15	2.0	0.6	2.6	8.3	6.7	5.5
35	15	1.5	1.0	2.5	3.8	3.3	2.8
35	20	2.0	0.8	2.8	9.0	7.2	6.0
40	20	2.0	1.0	3.0	7.3	6.2	5.2
40	25	2.5	0.8	3.3	5.0	12.0	9.9
45	20	2.2	1.1	3.3	7.7	6.5	5.4
45	25	2.5	1.0	3.5	2.5	10	8.4
45	25	3.0	1.0	4.0	22.0	17.5	14.5
50	20	2.2	1.3	3.5	7.3	6.1	5.1
50	30	3.0	1.0	4.0	18.5	15.0	12.5
55	25	2.0	1.5	3.5	5.5	4.8	4.1
55	24	3.0	1.4	4.4	17.0	14.0	11.5
55	25	2.5	1.5	4.0	10.5	9.0	7.6
60	20	2.5	1.5	4.0	8.3	7.0	5.8
60	26	3.8	1.4	5.2	29.0	23.0	19.0
60	30	3.0	1.5	4.5	16.0	13.5	11.5
60	30	3.5	1.5	5.0	26.0	21.0	17.5
65	30	2.5	2.0	4.5	10.2	8.8	7.6
65	32	3.0	1.5	4.5	14.0	11.0	9.5
65	35	3.5	1.5	5.0	23.0	19.0	15.5
70	30	2.0	2.5	4.5	5.4	5.1	4.8
70	28	3.8	1.8	5.6	26.0	21.0	17.5
70	40	4.0	1.5	5.5	31.0	25.0	21.0
80	40	2.0	3.0	5.0	5.5	5.5	5.3
80	32	7.0	1.0	8.0	69.0	55.0	45.0
80	40	4.0	2.0	6.0	28.0	23.0	19.5
80	50	5.0	1.5	6.5	51.0	41.0	34.0
90	25	5.0	2.0	7.0	38.0	31.0	25.0
90	26	4.5	2.2	6.7	30.0	25.0	21.0
90	32	4.0	2.3	6.3	23.0	19.0	16.0
90	40	4.5	2.5	7.0	38.0	31.0	26.0
90	50	5.0	2.0	7.0	48.0	39.0	32.0
90	50	6.0	2.0	8.0	83.0	67.0	55.0
100	36	4.8	2.5	7.3	35.0	28.0	24.0
100	40	6.0	2.2	8.2	61.0	49.0	41.0
100	40	4.0	3.0	7.0	24.5	21.0	18.5
100	50	5.0	2.5	7.5	45.0	36.0	30.0
100	50	6.0	2.5	8.5	76.0	62.0	52.0
100	50	2.5	3.5	6.0	7.8	7.4	7.4
100	60	7.0	2.0	9.0	115.0	92.0	75.0
110	50	5.0	3.0	8.0	42.0	34.0	29.0
110	60	7.0	2.5	9.5	105.0	86.0	71.0
----	---	---	---	---	---	--	--
300	100	20	5	25	540.0	490.0	360.0

При проектуванні пружини, якщо неможливо придбати готовий виріб, слід дотримуватися розмірів, встановлених для стандартних пружин. Якщо ж потрібно спроектувати пружину, яка за своїми розмірами істотно відрізняється від стандартних, можна скористатися наближеною методикою, викладеною в джерелі [23].

Крім виконання суто силових функцій тарілчасті пружини можуть активно демпфувати і гасити енергію удару (значно ефективніше, ніж кручені пружини). Це пов'язано з тим, що в процесі деформування відбувається ковзання опорних кромки пружин, що призводить до виникнення значних за величиною сил тертя, які поглинають енергію удару або вібрації. Для підвищення ефективності демпфування між опорними поверхнями тарілок встановлюють плоскі шайби, відносно яких і ковзають кромки пружин.

Підбирають пружини по заданому зусиллю та осаді, виходять з допустимого осадку: при статичному навантаженні, що дорівнює $0.8f_3$, при динамічному – до $0.65f_3$.

3. ГІДРОПРУЖИННІ ПРИВОДИ

Найбільш відповідальними серед гідропружинних механізмів є механізми затискання електродів промислових електропечей. Механізми затискання призначені для надійного утримання електрода та підведення до нього електричного струму.

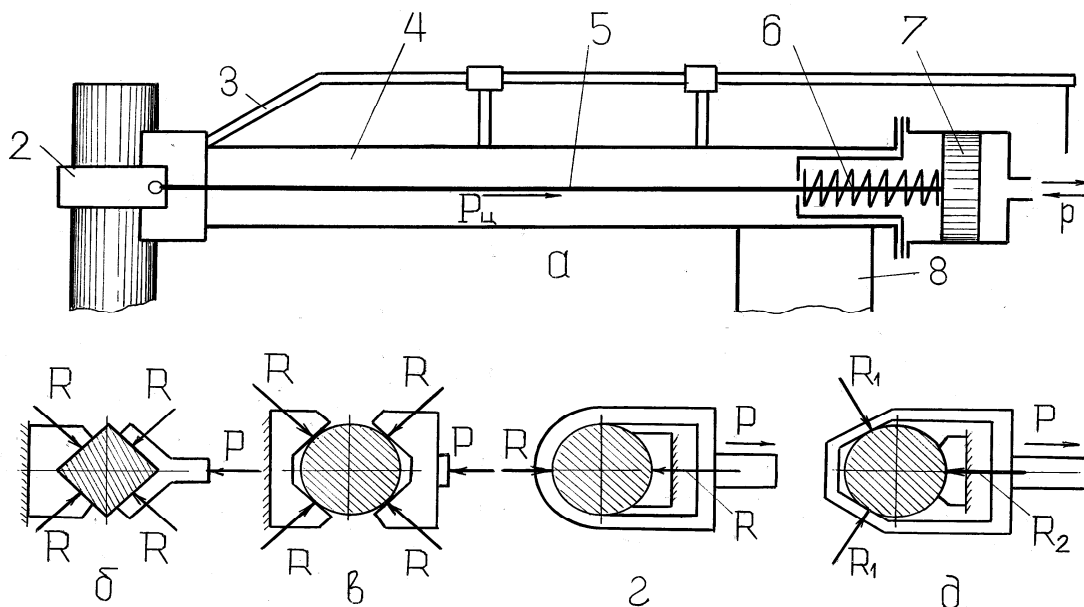


Рисунок 2.47. Схеми механізму затиску (а) та затискачів (б-д)

На *рис. 2.47,а* показана схема електродотримача консольного типу дугової електропечі, що включає в себе рухливу стійку 8, порожнистий рукав 4, затискач 2, утримує електрод 1, струмопідвід 3, гідропружинний привід, що складається з пакета пружин 6 і гідроциліндра 7 і тяги із затискною колодкою затиску 2.

У цьому випадку, як і в інших механізмах затиску, затискання електрода здійснюється тільки під дією зусилля пакета пружин, а розтискання - за допомогою гідроприводу. Таке рішення викликано необхідністю гарантованого утримання електрода в разі поломки гідроциліндра або при аварійному відключенні джерела енергії.

У ряді випадків у зв'язок між затискачем і приводом вводять важільну систему з різноплечими важелями, що дозволяє зменшити зусилля на приводі і завдяки цьому замість гідроциліндрів застосувати пневмоциліндри.

На *рис. 2.47 б-д* показані різні схеми затискачів для електродів квадратного і круглого перерізів.

Для надійного утримання електрода в затиску необхідно виконати умову:

$$F_{\text{тр}} = \kappa \cdot Q, \quad (2.79)$$

де $F_{\text{тр}}$ - сила тертя між електродом і притискними площинами затискача;

Q - вага електрода (максимальна);

$\kappa = 1.3 \dots 1.5$ - коефіцієнт запасу по зусиллю затиску.

Відповідно до розрахункових схем (*б, в*) сила тертя

$$F_{\text{тр}} = 2R \cdot \mu_1 + 2R \cdot \mu_2 = 2R(\mu_1 + \mu_2),$$

де μ_1, μ_2 - коефіцієнти тертя між електродом і струмопідвідною мідною поверхнею ($\mu_1 = 0.12$) і нетокопідвідною сталеву поверхнею ($\mu_2 = 0.15$);

R - реакції в опорних площинах (нормальні зусилля).

Тоді зусилля у штанзі, необхідне створення відповідних величин реакцій,

$$P = 2R \cdot \sin \alpha = \frac{\kappa \cdot Q}{\mu_1 + \mu_2} \cdot \sin \alpha. \quad (2.80)$$

Якщо ж $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, то вираз (2.80) матиме вигляд

$$P = \frac{\kappa \cdot Q}{2\mu} \cdot \sin \alpha. \quad (2.81)$$

Для схеми (з) зусилля у штанзі

$$P = \frac{\kappa \cdot Q}{\mu_1 + \mu_2}, \quad (2.82)$$

та для схеми (д)

$$P = \frac{\kappa \cdot Q}{\frac{\mu_2}{\sin \alpha} + \mu_1}. \quad (2.83)$$

Як видно з наведених виразів, найменше зусилля у штанзі потрібно для схем (б, в) найбільше – для схеми (з). Однак повноцінне струмопідведення з чотириплощинним затискачем може бути забезпечене тільки для квадратних або прямокутних електродів. Такі електроди використовуються, як правило, тільки в електрошлакових печах і являють собою металеву сплавлювану заготовку. У електродувих печах використовуються виключно вугільні або графітовані електроди круглого перерізу. У цьому випадку доцільно використовувати схему затиску (д), яка за величиною необхідного зусилля в штанзі займає проміжне положення.

Знаючи величину зусилля у штанзі P , приступають до розрахунку чи підбору пружин. При цьому необхідно знати величину додаткової деформації пружини, яку вона повинна отримати при розтисканні електрода за допомогою гідро- або пневмоприводу. Зазвичай приймають зазор між затискною площиною і електродом не менше 10 мм на бік. Таким чином, гідро- або пневмопривод повинен розраховуватися не за величиною зусилля в штанзі P , а за величиною зусилля в пружині при її додатковій деформації (див. нижче).

На руднотермічних печах, як правило, використовуються безконсольні електродотримачі (рис. 2.48, а). Вони складаються з гідропідйомника (механізму переміщення електрода) і механізму перепуску електрода, призначеного для поздовжнього зміщення електрода щодо затискачів з метою компенсації згоряння електрода в процесі плавки.

Гідропідйомник містить два або три плунжерних гідроциліндра 3, нерухомі плунжери, які спираються на сферичні підп'ятники 8, і несучу траверсу 2.

Механізм перепуску включає нижнє 4 і верхнє 5 затискні кільця з затискними гідропружинними буксами 6. Верхнє кільце 5 спирається на нижнє 4 через короткоходові поршневі гідроциліндри 7.

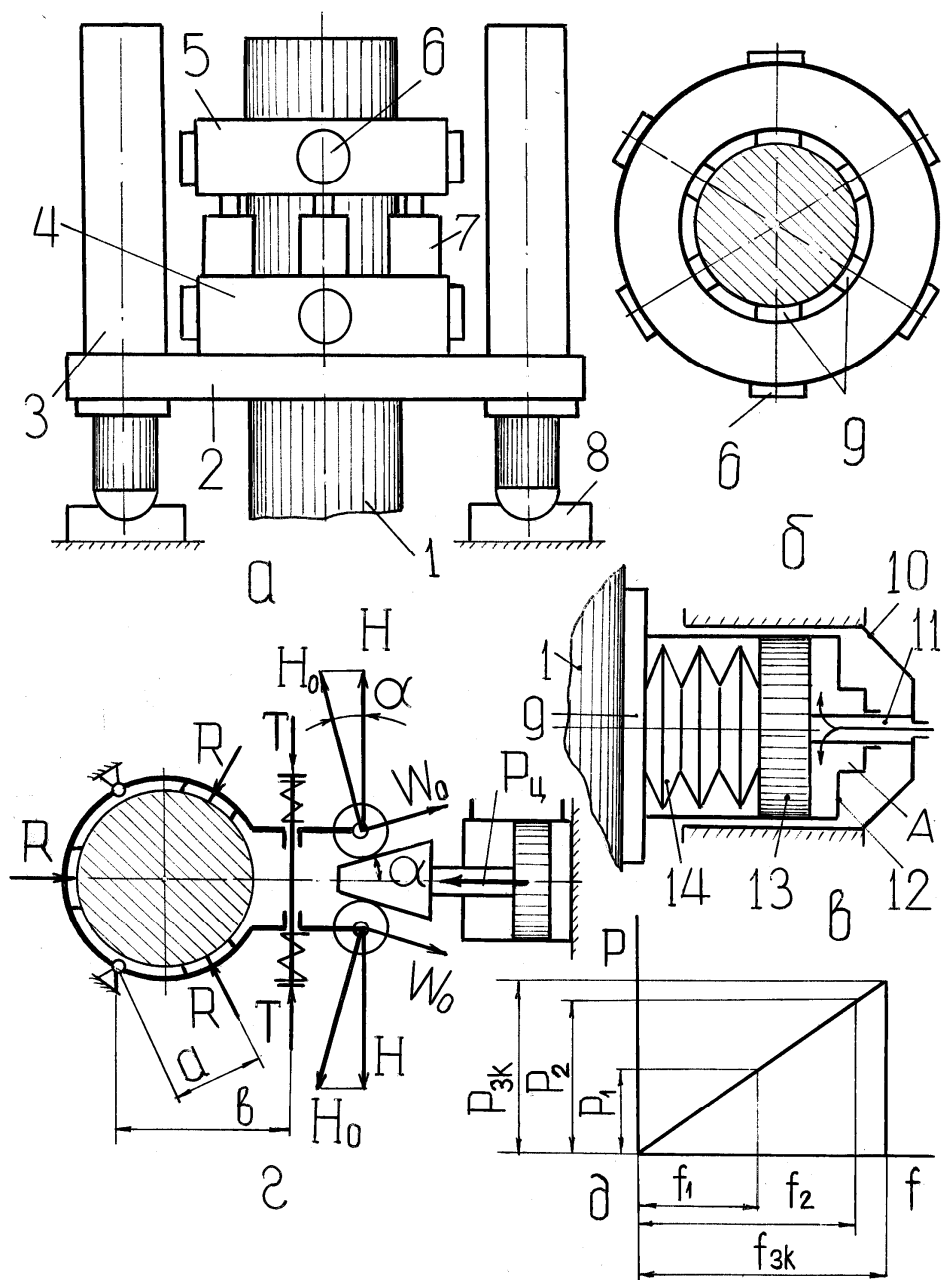


Рисунок 2.48. Схеми механізмів переміщення електрода (а), затискного кільця (б), букси (в), кліщового затиску (г) та характеристика робочих пружин (д)

Кожне затискаюче кільце (б) містить 6 - 8 букс (в). Букса має рухомий 12 і нерухомий 10 циліндри. У рухомому циліндрі розміщується пакет тарілчастих пружин 14, що впливають на затискну плиту (щок) 9, і нерухомий поршень 13 з порожнистим штоком 11, через який до поршня подається робоча рідина під тиском (або відводиться через нього на злив). Для рівномірного прилягання плит до поверхні електрода 1 вони підвішуються шарнірно до зварного корпусу затискного кільця, а між пакетом пружин і плитою встановлюється сферична п'я-

та. При затисканні електрода порожнина А з'єднується зі зливом, а при розтисканні - з джерелом тиску. В останньому випадку рухома частина 12 циліндра зміщується відносно нерухомого поршня, додатково стискаючи пакет пружин.

Необхідне зусилля затискання електрода визначається таким же чином, як і для наведених вище випадків, і становить для однієї букси

$$P = \frac{\kappa \cdot Q}{z \cdot \eta}, \quad (2.84)$$

де z - кількість затискних букс.

При уточнених розрахунках зусилля обчислюється з урахуванням сил тертя в натискному струмопідвідному кільці (на малюнку не показано).

На ряді печей малої та середньої потужності замість затискних кілець використовуються затискачі кліщового типу (рис. 2.48, з). Затискання електрода тут здійснюється також за допомогою кручених або тарілчастих пружин, що стягують з необхідним зусиллям рицини. Розтискання електрода проводиться за допомогою клину, що розсуває через ролики рицини затискача. Завдяки клину з'являється можливість застосовувати малогабаритні гідроциліндри, і навіть пневмоциліндри, хоча діаметр поршня циліндрів у цьому випадку перевищує 300 мм.

Нормальне зусилля (реакцію) R можна визначити за формулою:

$$R = \frac{\kappa \cdot Q}{3\mu}$$

Зусилля в пакеті пружин, необхідне створення нормальних зусиль необхідної величини, можна знайти шляхом складання рівняння моментів сил щодо шарніра O . Тоді $T = R \cdot a/b$.

Приймають $H = T$, тому що фактично ролики розміщуються від точки O на такій же відстані, як і пружини (для наочності зображення ролики на малюнку зміщені вправо).

Для знаходження зусилля $P_{\text{ц}}$, яке необхідно докласти з боку циліндра до клину, щоб створити необхідний нормальний тиск $H_{\text{оmax}}$ у роликах для подолання зусилля T у пружинах при розкритті затиску, розглянемо рівняння статички $\sum P_x = 0$. Тоді отримаємо:

$$P_{\text{ц}} = 2(W_0 \cdot \cos \alpha - H_{\text{оmax}} \cdot \sin \alpha),$$

де $W_0 = H_{\text{оmax}} \cdot w$ - зусилля опору пересування клину;

$w = (\mu_2 d + 2\kappa_2) / D$ - коефіцієнт опору (тяги);

D, d - зовнішній діаметр та діаметр цапфи ролика;

μ_2, κ_2 - коефіцієнти тертя ковзання та кочення;

α - половинний кут клина;

$H_{0\max} = H_0 + \Delta H_0$ - максимальний нормальний тиск, що діє на клин;

$\Delta H_0 = \Delta T / \cos \alpha$ - збільшення величини нормального тиску внаслідок додаткової деформації пружин при розтисканні електрода;

ΔT - приріст зусилля у пружинах.

Для знаходження ΔT і, відтак, ΔH_0 необхідно побудувати графік $P = F(f)$ (рис. 2.48, д). На графіку $P_1 = T$ - робоче зусилля пружини (пакета пружин), необхідне для затискання електрода, f_1 - робоча деформація пружини (пакет пружин). Задаючись величиною додаткової деформації чи деформації пружин f_2 , відповідних повному розкриттю затискних поверхонь затискача, за графіком знаходять зусилля $P_2 = T + \Delta T$, а потім і $H_{0\max} = (T + \Delta T) / \cos \alpha$. При цьому зусилля P_2 не повинно перевищувати зусиль P_3 , відповідного деформації f_3 .

Корисну площу циліндра визначають за формулою:

$$S_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{ц}}}{p \cdot \eta} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

де p - робочий тиск у циліндрі;

$\eta = 0,9$ – ККД циліндра;

$K_1 = K_2 = 1.05 \dots 1.1$ - коефіцієнти, що враховують тертя у напрямній тязі пружин і шарнірах ричин (кліщовин).

Обчисливши корисну площу, визначають діаметр поршня циліндра (див. розділ 6).

4. СИЛЬФОННІ І СИЛЬФОННО-ПРУЖИННІ ГІДРОПРИВОДИ

Металеві сильфони набули широкого поширення в приладобудуванні як пружні чутливі елементи в приладах різного призначення. Їх почали використовувати для виконання функцій компенсаторів теплових розширень трубопроводів, роздільників середовищ, герметичних ущільнювачів і т. д.

Останнім часом робляться спроби використовувати їх як силові двигуни поступального руху при невеликих переміщеннях (не більше 100 мм). Особливо важливе застосування сильфонів у тих випадках, де потрібна висока герметичність і теплостійкість, т. я. у сильфонах відсутні ущільнення і вони можуть працювати на воді. Виготовляються сильфони з кольорових сплавів та високоякісних марок сталей.

Сильфони являють собою осесиметричну трубчасту гофровану оболонку (рис. 2.49). Завдяки особливостям геометричної форми, сильфони здатні здійснювати значні переміщення під дією тиску. За конструкцією вони поділяються на безшовні, цільнотягнуті і зварені.

Безшовні цільнотягнуті сильфони

Ці сильфони для їхнього приготування потребують спеціального обладнання. Одним із способів виготовлення є гідростатичний, при якому в тонкостінну трубу, герметично закриту по торцях і забезпечену каркасом з роз'ємних кілець підвищеної жорсткості, подається робоча рідина під високим тиском. У результаті пластичної деформації метал видавлюється між кілець, утворюючи на поверхні труби гофри з кроком T , що відповідає кроку розташування кілець каркаса. Останнім часом для силових сильфонів при їх виготовленні використовуються нероз'ємні кільця, які після виготовлення сильфона залишаються як їхній зміцнювальний каркас.

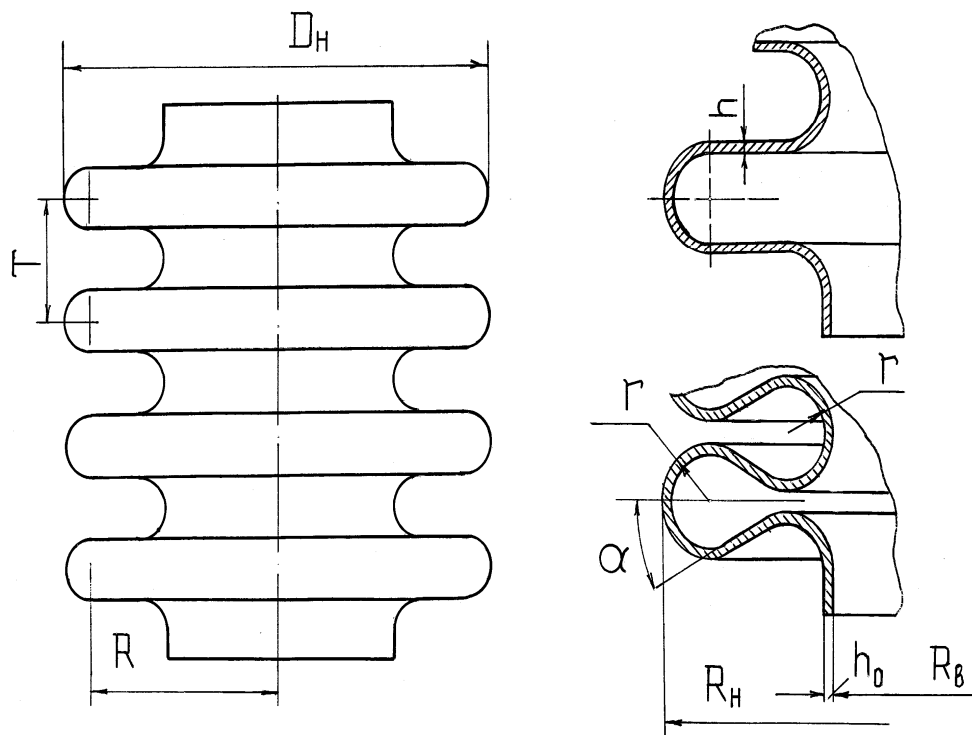


Рисунок 2.49. Цільнотягнуті сильфони

Так як сильфони отримали найширше застосування в приладобудуванні в якості відповідальних приладів, то ця обставина спричинила істотне ускладнення методів розрахунку сильфонів, спрямованих на забезпечення їх високоточних характеристик. Найбільш повно методи розрахунків наведені у роботі [24].

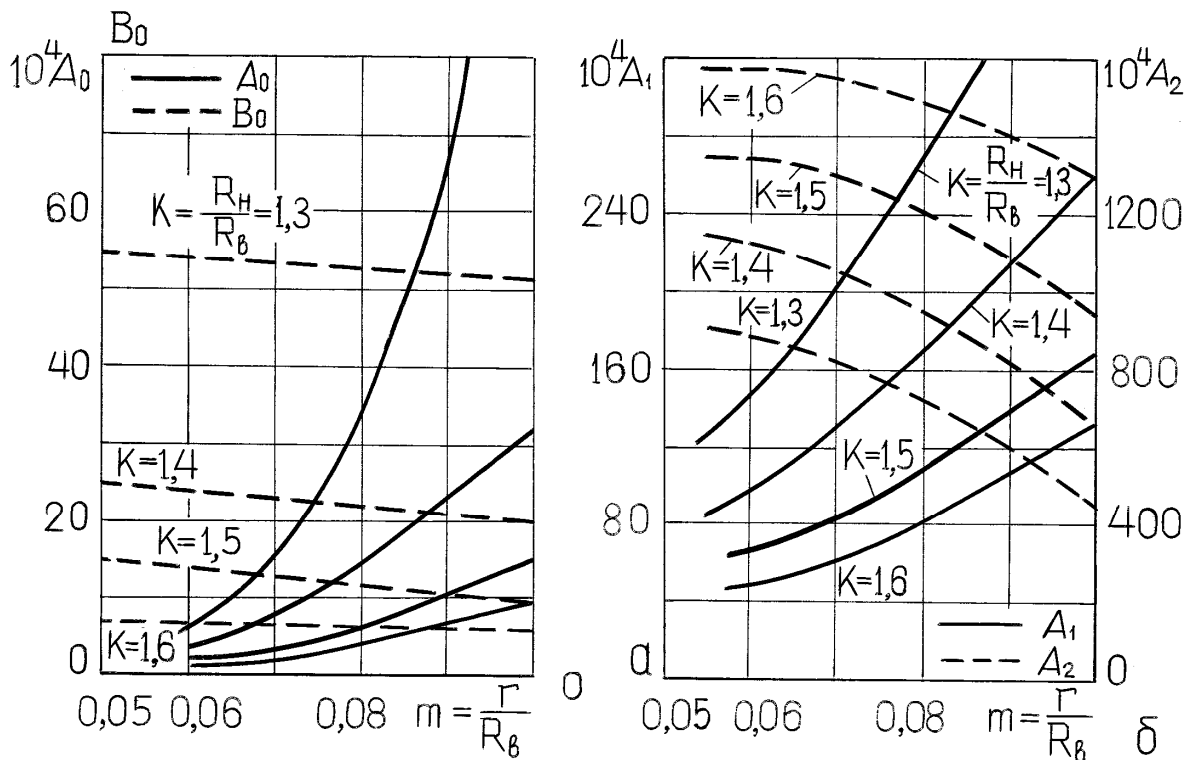


Рисунок 2.50. До визначення коефіцієнтів B_0 , A_0 (а) та A_1 , A_2 , (б) при розрахунку цільнотягнутих сільфонів

Взаємозв'язок між переміщенням безшовного сільфону f і тиском p робочої рідини всередині сільфона може бути представлений наступним виразом:

$$f = p \cdot S_{\text{эф}} \cdot \frac{1 - \nu^2}{E \cdot h_0} \cdot \frac{n}{A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B_0 h_0^2 / R_B^2}, \quad (2.85)$$

де R_B - внутрішній радіус сільфона;

n - число робочих гофр;

h_0 - товщина стінки сільфона;

A_0, B_0, A_1, A_2 - коефіцієнти, що залежать від геометричних параметрів сільфона, що визначаються за графіками (рис. 2.50, а, б);

$\alpha = \frac{4r - T}{2(R_H - R_B - 2r)}$ - кут нахилу складки гофри;

r - радіус гофр;

T - крок гофр;

$S_{\text{эф}} = p \cdot \pi \left(\frac{R_H + R_B}{2} \right)^2$ - ефективна площа;

ν - коефіцієнт Пуассона;

E - модуль пружності.

Слід врахувати, що цей вираз відображає здатність переміщення сільфона під дією внутрішнього тиску, при якому гофри сільфона будуть відчувати пружні деформації при передачі силових навантажень.

При використанні сільфона як силовий орган величина його переміщення повинна обмежуватися за допомогою упорів. Так, наприклад, цільнотягнуті сільфони з товщиною гофрів 1 мм і зовнішнім діаметром 280 мм при армуванні сталевими кільцями діаметром перерізу 15 мм здатні витримувати тиск 4 МПа і більше. Аналогічним чином виконані компенсатори трубопроводів типу КВО-2 та КВУ-2 (Гайдамак К.М. Монтаж обладнання загального призначення та технологічних трубопроводів: Підручник. - М. Вищ. школа. 1981р. - 222 с.).

Зварні сільфони

В останні роки почали широко використовуватися зварні сільфони, гофри яких можуть мати різноманітну форму. Такі сільфон зварюються з окремих плоских (рис. 2.51, а) або фігурних штампованих (рис. 2.51, б - е) мембран. Вони поділяються на сільфони "симетричного профілю" (рис. 2.51, а - в) і сільфони зі "гофрами, що складаються" (рис. 2.51, г, д). Останні особливо ефективно працюють в умовах стиснення і здатні витримувати великі навантаження при навантаженні зовнішнім тиском.

Оскільки при виготовленні зварних сільфонів матеріал не зазнає великих пластичних деформацій (маються на увазі сільфони з фігурними мембранами), як при формуванні цільнотягнутих сільфонів, то і вибір матеріалу для зварних сільфонів менш обмежений. Найчастіше для сільфонів використовуються нержавіючі марки сталі у вигляді листів або смуг завтовшки 1 мм. Співвідношення зовнішнього R_n та внутрішнього R_v радіусів і число гофрів можуть бути будь-якими. Зварні сільфони можуть виготовлятися з дуже дрібним кроком, який у стислому стані у "сильних" сільфонів може доходити до розміру, що дорівнює подвійній товщині листа.

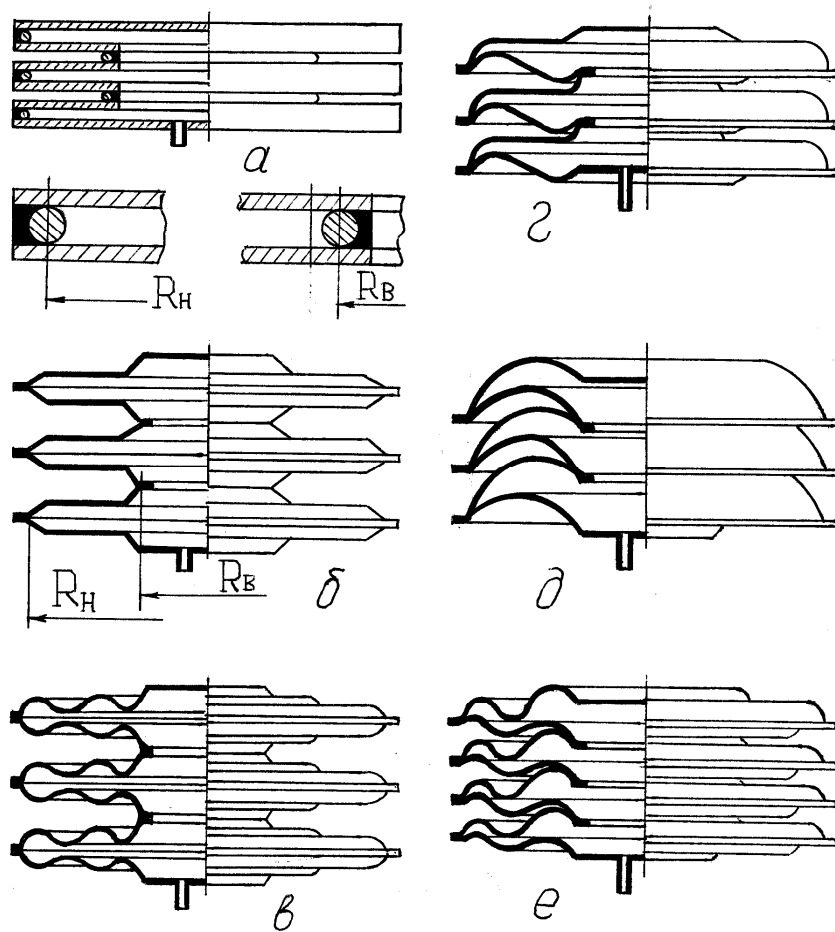


Рисунок 2.51. Типи зварних сільфонів

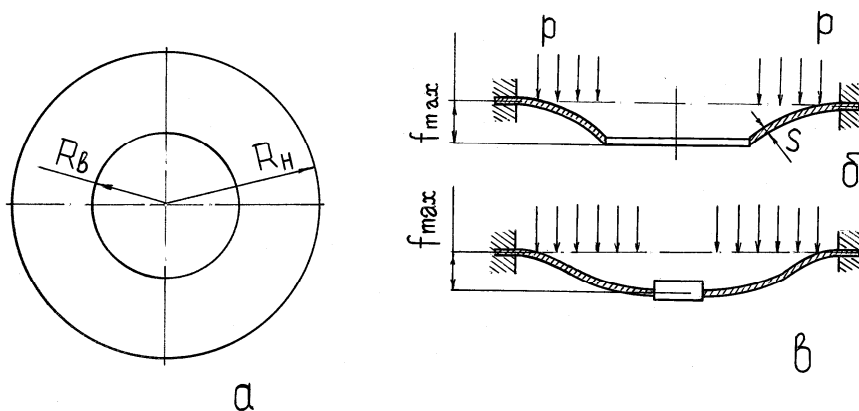


Рисунок 2.52. До розрахунку сільфона з плоскими гофрами

Найбільш простими в конструктивному виконанні є сільфони з плоскими мембранами. У водночас вони допускають менші переміщення проти сільфонами, що з фігурних мембран. У пресі більш висвітлено практику виготовлення таких сільфонів. Для підвищення міцності зварних швів між мембранами прокладають кільця з дроту діаметром, рівним двом та більше товщин мембрани. Спочатку зварю-

ються попарно мембрани сусідніх гофр по внутрішньому діаметру, а потім проварюються шви по зовнішньому діаметру всіх гофр.

При розрахунку сифону його мембрану можна розглядати як круглу плоску пластину з концентричним отвором (рис. 2.52, а, б), зовнішній край якої спертий і защемлений. До неї прикладено рівномірне навантаження p по поверхні $\pi \cdot (R_H^2 - R_B^2)$.

Максимальний радіальний напрямок напружень по зовнішньому краю пластинки може бути визначений за формулою:

$$\sigma_{R_{\max}} = \frac{3p}{4s^2} \left[R_H^2 - 2R_B^2 + \frac{R_B^4(m-1) - 4R_B^4(m+1) \ln \frac{R_H}{R_B} + R_H^2 R_B^2 (m+1)}{R_H^2(m-1) + R_B^2(m+1)} \right], \quad (2.86)$$

де s - товщина мембрани;

$m = 1/\nu$;

ν - коефіцієнт Пуассона.

Максимальний тангенціальний напрямок напруги по внутрішньому краю пластинки

$$\sigma_{R_{\max}} = -\frac{3p(m^2 - 1)}{4ms^2} \left[\frac{R_H^4 - R_B^4 - 4R_H^2 R_B^2 \ln \frac{R_H}{R_B}}{R_H^2(m-1) + R_B^2(m+1)} \right]. \quad (2.87)$$

Знак "-" вказує на те, що у верхньому шарі пластини виникають напруження стиснення.

Максимальний вертикальний прогин

$$f_{\max} = \frac{3p(m^2 - 1)}{16m^2 E s} \left\{ \begin{aligned} & R_H^4 + 5R_B^4 - 6R_H^2 R_B^2 + 8R_B^4 \cdot \ln \frac{R_H}{R_B} + \\ & \frac{[8R_B^6(m+1) - 4R_H^2 R_B^4(m+3) + 4R_H^4 R_B^2(m+1)] \ln \frac{R_H}{R_B}}{R_H^2(m-1) + R_B^2(m+1)} \\ & - \frac{16R_H^2 R_B^4(m+1) \left(\ln \frac{R_H}{R_B} \right)^2 - 4R_H^2 R_B^4 + 2R_H^4 R_B^2(m+1) - 2R_B^6(m-1)}{R_H^2(m-1) + R_B^2(m-1)} \end{aligned} \right\} \quad (2.88)$$

Слід звернути увагу, що ці формули виведені з урахуванням таких розмірностей: лінійні розміри в **см**; тиск у **кг/см²**; модуль пружності **кг/см²**.

Якщо ж розглядати мембрану як круглу плоску пластинку із зовнішнім опертим і защемленим краєм і внутрішнім защемленим краєм, то σ_{Rmax} і f_{max} слід визначати за формулами:

$$\sigma'_{Rmax} = \frac{3p}{4s^2} \left[(R_H^2 - 3R_B^2) + \frac{4R_B^4}{R_H^2 - R_B^2} \left(\ln \frac{R_H}{R_B} \right) \right] \quad (2.89)$$

(по зовнішньому краю);

$$\sigma''_{Rmax} = -\frac{3p}{4s^2} \left[(R_H^2 + R_B^2) - \frac{4R_H^2 R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \left(\ln \frac{R_H}{R_B} \right) \right] \quad (2.90)$$

(по внутрішньому краю);

$$f_{max} = \frac{3p(m^2 - 1)}{16m^2 Es^2} \left[R_H^4 + 3R_B^4 - 4R_H^2 R_B^2 - 4R_H^2 R_B^2 \ln \frac{R_H}{R_B} + \frac{16R_H^2 R_B^4}{R_H^2 - R_B^2} \left(\ln \frac{R_H}{R_B} \right)^2 \right]. \quad (2.91)$$

Однак при користуванні формулами (2.86 - 2.91) слід враховувати те, що вони, як і формула (2.81), відображають стан мембрани під впливом тиску робочої рідини та не враховують протидію зовнішнього зусилля. У реальних же умовах хід сильфона і, отже, пружна деформація мембран, як правило, обмежуються упором, а на сильфон діє зустрічна сила, рівномірно розподілена по опорній поверхні упору, площа якої може дорівнювати площі концентричного отвору мембрани. Тобто в реальних умовах мембрани можуть відчувати менші деформації і напруги. Незважаючи на це, наведені вище формули дають можливість оцінити межі пружної деформації гофр сильфона і з'ясувати величину тиску, що витрачається на подолання сил пружних деформацій.

Для спрощення аналізу виразу (2.89-2.91) запишемо як

$$\sigma'_{Rmax} = \frac{3p}{4s^2} \cdot A; \quad (2.92)$$

$$\sigma''_{Rmax} = -\frac{3p}{4s^2} \cdot B; \quad (2.93)$$

$$f_{max} = \frac{3p(m^2 - 1)}{16m^2 Es^2} \cdot C \quad (2.94)$$

Вирішивши вираз (2.94) щодо **p**, отримаємо

$$p = \frac{16 \cdot f_{\max} \cdot m^2 \cdot E \cdot s^2}{3(m^2 - 1) \cdot C} \quad (2.95)$$

Підставивши (2.95) (2.92, 2.93), отримаємо рівняння, що зв'язують напруження $\sigma_{R\max}'$, $\sigma_{R\max}''$, f_{\max} ,

$$\sigma_{R\max}' = \frac{4 \cdot f_{\max} \cdot m^2 \cdot E \cdot A}{(m^2 - 1) \cdot C}; \quad \sigma_{R\max}'' = -\frac{4 \cdot f_{\max} \cdot m^2 \cdot E \cdot B}{(m^2 - 1) \cdot C} \quad (2.96)$$

Аналогічно можна перетворити і вирази (2.86 – 2.88).

Робоча величина деформації окремої рухомої мембрани буде

$$f_p = \frac{H_p}{n},$$

де H_p - робочий хід сильфона;

n - кількість мембран, що деформуються.

Задаючись величиною f_p , визначають задовільні значення напружень, зіставляючи їх з допустимими. Якщо при потрібній величині H_p будуть надмірні величини напружень у мембранах, то слід збільшити їх кількість, забезпечивши тим самим необхідну величину f_p мембран.

При використанні сильфонів як захисні кожухи (наприклад, гвинтів натискних пристроїв прокатних станів та ін.) розрахунок ведуть, задаючись величиною необхідного ходу сильфона. При цьому виходять з умов розтягування або стиснення сильфона зовнішньоім навантаженням.