

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет механіко-технологічний
Кафедра обробка металів тиском та спецтехнологій

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ З КУРСУ «КОВАЛЬСЬКО-ШТАМПУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ»

для студентів спеціальності 6.050502 «Обладнання та технології пластичного формування
конструкцій машинобудування» напряму підготовки «Інженерна механіка»,
131 «Прикладна механіка»

Затверджено на засіданні кафедри
«Обробка металів тиском
та спецтехнології»
(протокол № 6 від 21.03.2018 р.)

Методичні вказівки до виконання практичних робіт з курсу «Ковальсько-штампувальне обладнання»: для студентів спеціальності 6.050502 «Обладнання та технології пластичного формування конструкцій машинобудування» напряму підготовки «Інженерна механіка», 131 «Прикладна механіка» / [уклад. : О. Ф. Сіса] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. обробки металів тиском та спецтехнологій. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 52 с.

Затверджено на засіданні кафедри
«Обробка металів тиском
та спецтехнологій»
(протокол № 6 від 21.03.2018 р.)

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ З КУРСУ «КОВАЛЬСЬКО-ШТАМПУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ»

для студентів спеціальності 6.050502 «Обладнання та технології пластичного формування конструкцій машинобудування» напряму підготовки «Інженерна механіка»,
131 «Прикладна механіка»

Укладач: О. Ф. Сіса, доцент кафедри ОМТ та СТ, кандидат технічних наук

Рецензент: В.М. Боков професор, кандидат технічних наук

За редакцією укладача

Підписано до друку 29.09.2018. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк різнографічний. Гарнітура "Times New Roman". Зам. № 16339/18. Тираж 40 прим.
Видавництво "Поліум", 25006, м. Кропивницький, а/с-1/42, polium@list.ru
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавничої справи
ДК № 593 від 13.09.2001 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. КІНЕМАТИЧНИЙ, СИЛОВИЙ І ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК КРИВОШИПНОГО ПРЕСА.....	5
1.1. Розробка кінематичної схеми кривошипного преса.....	5
1.2. Кінематичний розрахунок преса.....	6
1.3. Силовий розрахунок і умова міцності кривошипного преса.....	8
1.4. Енергетичний розрахунок привода кривошипного преса.....	26
2. РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА.....	32
2.1. Визначення розмірів робочого і зворотнього циліндрів преса.....	32
2.2. Розрахунок основних параметрів привода гідравлічного преса.....	39
ЛІТЕРАТУРА.....	44
ДОДАТКИ.....	45

ВСТУП

Розвиток сучасного машинобудування вимагало створення теорії проектування, яка охоплювала увесь процес конструювання ковальсько-штампувальних машин з використанням систем автоматизованого проектування. На передній план висувається виробництво автоматизованого ресурсозберігаючого устаткування, роботизованих комплексів, автоматичних штампувальних ліній з програшним керуванням, яке потребує сучасне проектування з застосуванням нових теорій та методів розрахунку.

Для забезпечення високої продуктивності і надійності обладнання велике значення має правильний вибір схеми і компоновки штампувальної машини, точне виконання проектувальних і перевірочних розрахунків її деталей і вузлів. Вихідним документом для проектування ковальсько-штампувальної машини є технічне завдання, призначення і мета розробки обладнання, область її застосування, технічні вимоги, очікувані економічні показники. Основні параметри вибираються на підставі вимог технологічного процесу і досвіду експлуатації найбільш прогресивного обладнання подібного типу. Дуже важливим при цьому є характер зміни робочих навантажень на робочій ланці (повзуні, рухомої траверси, бойку). Вибір кінематичних схем обладнання, вузлів та конструкції приймається використовуючи раціональний досвід промисловості в проектуванні аналогічних ковальсько-штампувальних машин.

Практичні заняття по курсу "Ковальсько-штампувальне обладнання" необхідні для придбання студентами спеціальності спеціальності 6.050502 «Обладнання та технології пластичного формування конструкцій машинобудування» напряму підготовки «Інженерна механіка», 131 «Прикладна механіка» навиків в проведенні розрахунків ковальсько-штампувальних машин з використанням обчислювальної техніки, підготовки до виконання курсового проектування.

У методичних вказівках викладена методика кінематичного, силового і енергетичного розрахунку кривошипного преса, розрахунку приводу гідравлічного преса із застосуванням програмованого мікрокалькулятора (ПК) БЗ-34, або програми «Калькуляторы 3000» (К3000) – емулятор і симулятор калькуляторів, таких як БЗ-34, МК-61, МК-52 та інших. Програма «Калькуляторы 3000» (К3000) працює на операційних системах Windows 95, 98, ME, NT, 2000, XP, 2003, Vista, 2008, 7, 8. Інтеграція обчислень розрахунку ковальсько-штампувальної машини з САПР-системами виконується за допомоги системи комп'ютерної алгебри Mathcad. Приведені основні розрахункові формули, довідкові дані, посилання на літературні джерела і програми для розрахунку параметрів найбільш поширених видів ковальсько-штампувальних машин.

1. КІНЕМАТИЧНИЙ, СИЛОВИЙ І ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК КРИВОШИПНОГО ПРЕСА

Початковими даними для виконання завдання КПО-І є основний параметри і розміри, регламентовані ГОСТом для даного типорозміру машини і приведені в додатку 1. Завдання КПО-1 включає наступне:

- складання кінематичної схеми кривошипного преса;
- визначення кінематичних параметрів преса: переміщення, швидкості і прискорення повзуна з використанням ПМК БЗ-34;
- розрахунок зусиль, що допускаються міцністю головного валу і тихохідної зубчатої передачі, за допомогою ПМК БЗ-34;
- побудова графіка зусиль по повзунові, основних деталей, що допускаються міцністю, преса;
- енергетичний розрахунок приводу кривошипного преса із застосуванням ПМК БЗ-34.

1.1. Розробка кінематичної схеми кривошипного преса

У сучасних кривошипних пресах загальне передаточне число приводу змінюється в широких межах: $2 < i < 250$. До лівої області вказаного діапазону примикають автомати з самоподаванням, а до правої – могутні листоштампувальні преси для глибокої витяжки, що здійснюють 3-4 ходи в хвилину. Загальне передаточне число приводу визначають по формулі:

$$i = \frac{n_e}{n_x} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n, \quad (1.1)$$

де n_e – частота обертання валу електродвигуна, об/хв; n_x – число подвійних ходів повзуна в хвилину; $i_1 \dots i_n$ – значення передаточних чисел окремих передач, що входять в загальну схему приводу кривошипного преса.

Значення передаточних чисел вибирають з табл. 1.1.

Звичайне співвідношення між передаточними числами зубчатих передач в багатоступінчатому приводі має вигляд:

$$i_\delta < i_n < i_T, \quad (1.2)$$

де i_δ, i_n, i_T – передавальне число відповідно швидкохідній, проміжної і тихохідної зубчатих передач.

При виборі передавального числа зубчатої передачі не слід приймати його рівним цілому числу, оскільки інакше відбувається навантаження і максимальний знос одних і тих же зубів колеса і шестерні у момент виконання технологічної операції.

Кінематична схема приводу кривошипного преса визначається його технологічним призначенням, числом подвійних ходів і номінальним зусиллям. При її розробці слід проаналізувати принципові кінематичні схеми існуючих аналогічних кривошипних машин, приведені в [1, с.77–78; 2, с.178–184; 3, с.145–150; 5, с.152–156].

При цьому номінальну частоту обертання електродвигуна з урахуванням ковзання порядку 4% приймають: $n_e=1440$ об/хв. при синхронній частоті $n_o =1500$ об/хв. і $n_e = 960$ об/хв. при $n_o =1000$ об/хв.

Таблиця 1.1

Значення передаточних чисел передач, що рекомендуються, в приводі кривошипного преса [2; 4]

№ п/п	Тип приводу та передачі	Передаточне число
1	Клинопасова передача	
	у швидкохідному пресі з одноступінчатим приводом	6,9...10,6
	то ж з двоступінчатим приводом	2,5... 4,5
	в тихохідному пресі з багатоступінчатим приводом	3,0... 7,02
2	Одностороння зубчата передача	
	тихохідна в триступінчатому приводі	5,5...12,1
	то ж в чотириступінчастому приводі	4,7...7,7
	швидкохідна	3,5...5,1
3	Двостороння зубчата передача	
	тихохідна в триступінчатому приводі	9,6...11,1
	те ж в чотириступінчастому приводі	4,8...7,5
	швидкохідна	3,3...6,5

1.2. Кінематичний розрахунок преса

У кривошипному пресі, що має центральний кривошипно-повзунний механізм, переміщення повзуна визначають по формулі:

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (1.3)$$

де R – радіус ведучого кривошипа, мм; α - кут повороту ведучого кривошипа, град.;

λ – коефіцієнт довжини шатуна, рівний відношенню радіусу ведучого кривошипа до довжини шатуна.

Швидкість повзуна обчислюють по залежності:

$$V = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (1.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання ведучого кривошипа, 1/с;

Прискорення повзуна визначає по виразу:

$$j = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos \alpha), \quad (1.5)$$

У приведені формули підставляють початкові дані і обчислюють переміщення, швидкість і прискорення повзуна для декількох положень головного валу, наприклад при $\alpha=10^\circ$ і $\alpha=30^\circ$, що дозволяє перевірити результати подальшого розрахунку за допомогою мікрокалькулятора.

Програму для розрахунку переміщення, швидкості і прискорення повзуна кривошипного преса (табл. 1.2) вводять в програмну пам'ять ПМК БЗ-34 шляхом натиснення клавіш "В/0", "F", "ПРГ" і клавіш команд програми відповідно до їх адрес, одночасно перевіряючи правильність введення програми за допомогою код команд. Після закінчення набору програми мікрокалькулятор переводять в режим "Автоматична робота" клавішами "F", "АВТ", набирають по черзі значення всіх чисел, що вводяться в пам'ять, на індикаторі і записують їх за допомогою клавіш "П" і клавіші відповідного елемента пам'яті.

Таблиця 1.2

Програма розрахунку переміщення, швидкості та прискорення повзуна преса

Адреса команди	Натискуємо клавіші	Код команди	Адреса команди	Натискуємо клавіші	Код команди
00	1	01	27	+	10
01	ИП1	61	28	ИП3	63
02	2	02	29	ИП5	65
03	x	12	30	x	12
04	П6	46	31	П7	47
05	$F \cos$	1Г	32	x	12
06	-	11	33	С/П	50
07	4	04	34	ИП6	66
08	÷	13	35	$F \cos$	1Г
09	ИП4	64	36	ИП4	64
10	x	12	37	x	12
11	ИП1	61	38	ИП1	61
12	$F \cos$	1Г	39	$F \cos$	1Г
13	+	11	40	+	10
14	1	01	41	ИП7	67
15	+	10	42	ИП5	65
16	ИП№ ₂	63	43	x	12
17	x	12	44	x	12
18	С/П	50	45	/-/	OL
19	ИП6	66	46	С/П	50
20	$F \sin$	1С	47	ИП1	61
21	2	02	48	ИП3	63
22	÷	13	49	+	10
23	ИП4	64	50	П1	41
24	x	12	51	БП	51
25	ИП1	61	52	00	00
26	$F \sin$	1С			

Розподілення комірок пам'яті:

$\alpha_0 \rightarrow П1$; $\Delta\alpha \rightarrow П2$; $R \rightarrow П3$; $\lambda \rightarrow П4$, $\omega \rightarrow П5$.

Розрахунок починають натисненням клавіш "В/0", "С/П" . Після обчислення першого розрахункового параметра - переміщення повзуна S – мікрокалькулятора зупиняється. Під час зупинки з індикатора записують значення переміщення повзуна в табл. 1.3 і натискають клавішу "С/П". При наступних двох зупинках ПМК на індикаторі з'являються значення швидкості V і прискорення повзуна j які також заносять в табл. 1.3. Всі ці три значення переміщення, швидкості і прискорення відповідають одному куту повороту головного валу $\alpha=0^\circ$. Після подальшого пуску мікрокалькулятора обчислюються кінематичні параметри S , V , j при наступному куту повороту головного валу, наприклад, при $\alpha=10^\circ$. Продовжувати розрахунок після кожної зупинки слід натисненням клавіші "С/П".

Розрахунок проводять при кутах повороту головного валу від 0° до 180° через 10° . По отриманих результатах необхідно побудувати графіки залежності переміщення, швидкості і прискорення повзуна кривошипного преса від кута повороту його головного валу $S = f(\alpha)$, $V = f(\alpha)$, $j = f(\alpha)$ з вказівкою масштабу по осях координат.

Таблиця 1.3

Залежність переміщення, швидкості і прискорення повзуна від кута повороту головного валу

Величина	α , град						
	0	10	20	30	...	170	180
S ,мм							
V , мм/с							
j ,мм/с ²							

1.3. Силевий розрахунок і умова міцності кривошипного преса

Розміри головного валу орієнтовно визначають, виходячи з номінального зусилля преса P , МП, по табл. 1.4. При цьому розміри отримують в міліметрах. Отримані результати округляють до найближчого значення з ряду переважних чисел по СТ СЕВ 514-77 [6, с.8–12] і вибирають матеріал валу. Для головних валів універсальних кривошипних пресів застосовують сталь 45 нормалізовану, таку, що має межу витривалості при вигині $\sigma_{-1n} = 280$ МПа, а для головних валів відповідальних машин – сталь 40ХН поліпшувану з межею витривалості $\sigma_{-1n} = 400$ МПа.

Приведене плече сили в реальному механізмі визначають як суму приведених ідеального плеча і плеча тертя:

$$m_k = m_k^n + m_k^f, \quad (1.6)$$

У разі центрального кривошипно-повзунного механізму ідеальне приведенне відносне плече сили знаходять по формулі:

$$m_{\kappa}^n = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (1.7)$$

Для двухстоякового кривошипного преса з центральним кривошипно-ползунним механізмом і верхнім розташуванням головного валу приведене відносне плече тертя:

$$m_{\kappa}^f = 0.5 f [(1 + \lambda) d_A + \lambda d_B + d_0], \quad (1.8)$$

де f – коефіцієнт тертя, що має наступні значення: для рідкого мастила $f=0,03...0,04$; для густого мастила $f=0,05...0,06$;

d_A, d_B, d_0 – діаметр відповідно шатунної шийки головного валу (великої головки шатуна), малої головки шатуна, опорної шийки головного валу, мм;

Таблиця 1.4

Орієнтовні співвідношення розмірів головних валів [1;3 – 5]

Розмір	Тип валу кривошипного преса				
	Кривошипний	Одноколі-нчастий	Двоколі-нчастий	Ексцентри-ковий	Вісь шестеренно-ексцентрико-вого приводу
Діаметр опорної шийки d_0	визнач побудов ою	$P_H \leq 2MH$ $d_0 = 140\sqrt{P_H}$ $P_H > 2MH$ $d_0 = 120\sqrt{P_H} + 0.6$	$P_H \leq 1,6MH$ $d_0 = 140\sqrt{P_H}$ $P_H > 1,6MH$ $d_0 = 90\sqrt{P_H} + 3$	$d_0 = 103\sqrt{P_H} + 1$	$d_0 = 25P_H + 100$
Діаметр шатунної шийки d_A	$1.15\sqrt{P_H}$	$1,5d_0$	$1,35d_0$	визначено побудовою	визначено побудовою
Діаметр малої головки шатуна d_B	d_A	d_0	d_0	$(1,0...1,2)d_0$	d_0
Довжина опорної шийки l_0	$(0,6...1,5)d_0$	$2d_0$	$1,9d_0$	$1,85d_0$	$(1,0...1,5)d_0$
Довжина шатунної шийки $l_{ш}$	-	$1,5d_0$	$1,3d_0$	$0,85d_0$	$1,25d_0$
Довжина шатунної шийки включаючи бокові щоки l_{κ}	-	$2,8d_0$	$2,5d_0$	-	-
Радіус заокруглень r	$0,05d_0$	$0,08d_0$	$0,08d_0$	$0,1d_0$	$0,12d_0$

Для одностоякового кривошипного преса [3, с.138, мал. 63]

$$m_k^f = 0.5f \left[(1 + \lambda)d_A + \lambda d_B + \left(1 + \frac{l_2}{l_3} \right) d_{01} + \frac{l_2}{l_3} d_{02} \right], \quad (1.9)$$

де d_{01}, d_{02} – діаметр відповідно першої опорної шийки кривошипного валу, розташованої біля шатуна, і другої, розташованої біля маховика або зубчатого колеса, мм; l_2, l_3 – відстань відповідно від шатуна до першої опорної шийки і між опорними шийками кривошипного валу, мм.

Програма для розрахунку приведенного плеча сили m_k двохстоякового кривошипного преса приведена в табл. 1.5, а одностоякового преса – в табл. 1.6. Отримані дані заносять в табл. 1.7 і будують графік залежності приведенного плеча від кута повороту головного валу про (при зміні останнього від 0° до 90°) з вказівкою масштабу по осях координат.

Таблиця 1.5

Програма для обчислення приведенного плеча сили двухстоякового пресу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	1	01	19	$F \sin$	1С
01	ИП4	64	20	ИП4	64
02	+	10	21	x	12
03	ИП5	65	22	2	02
04	x	12	23	÷	13
05	ИП4	64	24	ИП1	61
06	ИП6	66	25	$F \sin$	1С
07	x	12	26	+	10
08	+	10	27	ИП3	63
09	ИП7	67	28	x	12
10	+	10	29	ИП0	60
11	ИП8	68	30	+	10
12	x	12	31	С/П	50
13	2	02	32	ИП1	61
14	÷	13	33	ИП2	62
15	П0	40	34	+	10
16	ИП1	61	35	П1	41
17	2	02	36	БП	51
18	x	12	37	16	16

Розподілення комірок пам'яті:

$\alpha_0 \rightarrow П1$; $\Delta\alpha \rightarrow П2$; $R \rightarrow П3$; $\lambda \rightarrow П4$,

$d_A \rightarrow П5$, $d_B \rightarrow П6$, $d_0 \rightarrow П7$, $f \rightarrow П8$.

Таблиця 1.6

Програма для обчислення приведенного плеча сили однокривошипного пресу з кривошипним валом

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	1	01	25	÷	13
01	ИП4	64	26	ПС	4С
02	+	10	27	ИП1	61
03	ИП5	65	28	2	02
04	х	12	29	х	12
05	ИП4	64	30	$F \sin$	1С
06	ИП6	66	31	ИП4	64
07	х	12	32	х	12
08	+	10	33	2	02
09	ИП9	69	34	÷	13
10	ИП0	60	35	ИП1	61
11	÷	13	36	$F \sin$	1С
12	ПВ	41	37	+	10
13	1	01	38	ИП3	63
14	+	10	39	х	12
15	ИП7	67	40	ИПС	6С
16	х	12	41	+	10
17	+	10	42	С/П	50
18	ИПВ	6L	43	ИП1	61
19	ИП8	68	44	ИП2	62
20	х	12	45	+	10
21	+	10	46	П1	41
22	ИПА	6-	47	БП	51
23	х	12	48	29	29
24	2	02			

Розподілення комірок пам'яті:

$\alpha_0 \rightarrow П1$; $\Delta\alpha \rightarrow П2$; $R \rightarrow П3$; $\lambda \rightarrow П4$, $d_A \rightarrow П5$,

$d_B \rightarrow П6$, $d_{01} \rightarrow П7$, $d_{02} \rightarrow П8$, $l_2 \rightarrow П9$, $l_3 \rightarrow П0$, $f \rightarrow ПА$.

Таблиця 1.7

Залежність приведенного плеча сили і зусиль, що допускаються міцність головного валу і зубчатої передачі, від кута повороту головного валу

α , град	0	10	20	30	...	80	90
m_k , мм							
P_δ^{B-B}							

Зусилля на повзуні, що допускається міцністю головного валу, обчислюють залежно від його розрахункової схеми по виразах, приведених в додатку I [3, с.355–362].

Кривошипний вал

Формула для визначення зусилля, перетину В-В кривошипного валу [4, с.138, табл. 4], що допускається міцністю, має вигляд:

$$P_{\sigma}^{B-B} = \frac{0,2d^3 \sigma_{-1n}}{n\kappa^3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^B l_{ш} + \Phi_{\tau}^B m_{\kappa}}}, \quad (1.10)$$

де P_{σ}^{B-B} – зусилля, що допускається, по міцності перетину В-В кривошипного валу, d – діаметр кривошипа /шипа/ в перетині В-В мм; σ_{-1n} – межа витривалості при вигині гладкого зразка при знаковмінному циклі, МПа; n – коефіцієнт запасу міцності; для універсальних пресів $n = 1,3$; для пресів-автоматів $n = 1,7 \dots 2$; κ_e – коефіцієнт еквівалентного навантаження; для універсальних пресів $\kappa_e = 0,8$; для пресів-автоматів $\kappa_e = 1,0$; $\Phi_{\sigma}^B, \Phi_{\tau}^B$ – константа міцності в перетині В-В, яку вибирають по графіках відповідно при вигині [1, с.55, мал. 2.18, а, в; 3, с.137, мал. 62, а, в] і при крученні [1, с.55, мал. 2.18, б, г; 3, с.137, мал. 62, б, г]; $l_{ш}$ – довжина шатунової шийки кривошипного валу, мм.

Після обчислення вручну значень зусилля, що допускається, при декількох кутах повороту головного валу, наприклад, при $\alpha = 10^\circ$ і $\alpha = 30^\circ$ програму вводять (табл. 1.8) в ПМК БЗ-34 разом з початковими даними і визначають P_{σ} по міцності перетину В-В кривошипного валу при кутах його повороту від 0 до 90° через 10° . Набутих значень зусилля заносять в табл. 1.7 і будують графік залежності $P_{\sigma}^{B-B} = f(\alpha)$ з вказівкою масштабу по осях координат.

Одноколінчастий вал

Формула для визначення зусилля, перетину В-В одноколінчастого валу [3, с.356, мал. 61 і 65], що допускається міцністю, у разі $S > d$, має вид:

$$P_{\sigma}^{B-B} = \frac{0,2d_e^3 \sigma_{-1n}}{n\kappa_e \sqrt{\Phi_{\tau}^B (m_{\kappa} + 0,17d_0)}}, \quad (1.11)$$

Програму для обчислення зусилля, що допускається, по міцності одноколінчастого валу (табл. 1.9) вводять в ПМК БЗ-34, розраховують, заносять результати в табл. 1.7 і будують графік залежності $P_{\sigma}^{B-B} = f(\alpha)$.

Двохколінчастий вал

Програму для визначення допустимого зусилля на міцність двухколінчастого валу (табл. 1.10) записують в пам'ять ПМК БЗ-34, обчислюють та заносять результати до табл. 1.7, будують графік залежності $P_{\delta}^{B-B} = f(\alpha)$.

Таблиця 1.8

Програма для розрахунку зусилля, що допускаються міцністю кривошипного валу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	3	03	22	$F \sin$	1С
01	ИП9	69	23	+	10
02	Fx^y	24	24	ИП3	63
03	ИП6	66	25	x	12
04	x	12	26	ИП5	65
05	0	00	27	+	10
06	,	0-	28	Fx^2	22
07	2	02	29	ИПА	6-
08	x	12	30	x	12
09	ИП7	67	31	ИПВ	6L
10	÷	13	32	ИПС	6С
11	ИП8	68	33	Fx^2	22
12	÷	13	34	x	12
13	ИП1	61	35	+	10
14	2	02	36	$F\sqrt{\quad}$	21
15	x	12	37	÷	13
16	$F \sin$	1С	38	С/П	50
17	ИП4	64	39	ИП1	61
18	x	12	40	ИП2	62
19	2	02	41	+	10
20	÷	13	42	П1	41
21	ИП1	61	43	БП	51
			44	00	00

Розподілення комірок пам'яті:

$\alpha_0 \rightarrow П1$; $\Delta\alpha \rightarrow П2$; $R \rightarrow П3$; $\lambda \rightarrow П4$, $m_{\kappa}^f \rightarrow П5$,

$\sigma_{-lu} \rightarrow П6$, $n \rightarrow П7$, $\kappa_{\gamma} \rightarrow П8$, $d \rightarrow П9$, $\Phi_{\tau}^B \rightarrow ПА$, $\Phi_{\sigma}^B \rightarrow ПВ$, $l_{lu} \rightarrow ПС$.

Формула для розрахунку зусилля, перетину В-В двухколінчастого валу, що допускається міцністю, на двох опорах з одностороннім зубчатим приводом [3, с.361], має вигляд:

$$P_{\delta}^{B-B} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1n}}{n\kappa^3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^B \left[0,062l_0 - \frac{m_{\kappa} \sin(\delta + \alpha_{iu})}{R_{\kappa} \cos \alpha_{iu}} (l_1 + 0,88l_0) \right]^2 + \Phi_{\tau}^B 0,25m_{\kappa}^2}}, \quad (1.12)$$

де l_0 – довжина опорної шийки валу, мм; δ – встановлений кут шестерні, град; вимірюють по кресленню або приймають рівним $70...75^{\circ}$ або $250...255^{\circ}$ [2,с.115]; α_{iu} – кут зачеплення; $\alpha_{iu}=15...20^{\circ}$; R_{κ} – радіус початкового кола зубчатого колеса, мм; l_1 – половина довжини консольної частини валу, на якій закріплено зубчате колесо, мм.

Таблиця 1.9

Програма для розрахунку зусилля, що допускаються міцністю одноколінчастого та ексцентрикового валу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	3	03	23	÷	13
01	ИП9	69	24	ИП1	61
02	Fx^y	24	25	$F \sin$	1С
03	ИП6	66	26	+	10
04	x	12	27	ИП3	63
05	0	00	28	x	12
06	,	0-	29	ИП5	65
07	2	02	30	+	10
08	x	12	31	ИП9	69
09	ИП7	67	32	0	00
10	÷	13	33	,	0-
11	ИП8	68	34	1	01
12	÷	13	35	7	07
13	ИПА	6-	36	x	12
14	$F\sqrt{\quad}$	21	37	+	10
15	÷	13	38	÷	13
16	ИП1	61	39	С/П	50
17	2	02	40	ИП1	61
18	x	12	41	ИП2	62
19	$F \sin$	1С	42	+	10
20	ИП4	64	43	П1	41
21	x	12	44	БП	51
22	2	02	45	00	00

Розподілення комірок пам'яті:

$\alpha_0 \rightarrow П1$; $\Delta\alpha \rightarrow П2$; $R \rightarrow П3$; $\lambda \rightarrow П4$, $m_{\kappa}^f \rightarrow П5$,
 $\sigma_{-iu} \rightarrow П6$, $n \rightarrow П7$, $\kappa_{\gamma} \rightarrow П8$, $d \rightarrow П9$, $\Phi_{\tau}^B \rightarrow ПA$.

Таблиця 1.10

Програма для розрахунку зусилля, що допускаються міцністю одно та двохколінчастого валу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	ИП1	61	24	ИП9	69	48	÷	13
01	2	02	25	+	10	49	$F\sqrt{\quad}$	21
02	x	12	26	x	12	50	ИП8	68
03	$F \sin$	1C	27	ИПО	60	51	x	12
04	ИП4	64	28	0	00	52	$F \frac{1}{X}$	23
05	x	12	29	,	0-	53	ИП6	66
06	2	02	30	0	00	54	Fx^2	22
07	÷	13	31	6	06	55	ИП6	66
08	ИП1	61	32	2	02	56	x	12
09	$F \sin$	1C	33	x	12	57	x	12
10	+	10	34	$\frac{\quad}{xy}$	14	58	0	00
11	ИП3	63	35	-	11	59	,	0-
12	x	12	36	Fx^2	22	60	1	01
13	ИП5	65	37	ИПВ	6L	61	x	12
14	+	10	38	x	12	62	ИП7	67
15	ПД	4Г	39	ИПД	6Г	63	x	12
16	ИПС	6C	40	Fx^2	22	64	С/П	50
17	x	12	41	0	00	65	ИП1	61
18	ИПО	60	42	,	0-	66	ИП2	62
19	0	00	43	2	02	67	+	10
20	,	0-	44	5	05	68	П1	41
21	8	08	45	x	12	69	БП	51
22	8	08	46	ИПА	6-	70	00	00
23	x	12	47	x	12			

Розподілення комірок пам'яті:

$$\begin{aligned} \alpha_0 &\rightarrow П1; \Delta\alpha \rightarrow П2; R \rightarrow П3; \lambda \rightarrow П4, m_k^f \rightarrow П5, \\ d_0 &\rightarrow П6, \sigma_{-lu} \rightarrow П7, n \cdot \kappa_e \rightarrow П8, l_1 \rightarrow П9, l_0 \rightarrow П0, \\ \Phi_\tau^B &\rightarrow ПА, \Phi_\sigma^B \rightarrow ПВ, \frac{\sin(\delta + \alpha_{lu})}{R_k \cos \alpha_{lu}} \rightarrow ПС. \end{aligned}$$

Ексцентриковий вал

Формула для обчислення зусилля, перерізу В-В ексцентрикового валу [3, с.143, мал. 68], що допускається міцністю, має вигляд:

$$P_o^{B-B} = \frac{0,2d_e^3 \sigma_{-lu}}{n\kappa_s \sqrt{\Phi_\tau^B (m_k + 0,17d_0)}}, \quad (1.13)$$

Програму для розрахунку зусилля, що допускається, по міцності ексцентрикового валу (табл. 1.9) вводять в ПМК БЗ-34 разом з початковими даними, виконують її і записують результати в табл. 1.7. За цими даними будують графік залежності $P_{\delta}^{B-B} = f(\alpha)$ з вказівкою масштабу по осях координат.

Односторонній шестерне-ексцентриковий привід

Формула для визначення зусилля, що допускається міцністю вісі між опорного одностороннього шестерне-ексцентрикового приводу [3, с.360], має вигляд:

$$P_{\delta}^{E-E} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk^3\sqrt{\Phi_{\sigma}^E} \left[\frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} \cdot \frac{l_2 + 0,0125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] (0,125l_0 + l_1)}, \quad (1.14)$$

де d_0 – діаметр осі, на якій обертається шестерня-ексцентрик, мм; Φ_{σ}^E – константа міцності при вигині в перетині Е-Е; l_0 – довжина частини осі, закріпленої в станині, мм; l_1, l_2 – половина ширини відповідно ексцентрика, на якому встановлена велика головка шатуна і зубчатого колеса, виконаного як одне ціле з ексцентриком, мм; l_k – повна ширина шестерні-ексцентрика, мм.

Програму для знаходження зусилля, що допускається, по міцності осі одностороннього шестерне-ексцентрикового приводу (табл. 1.11) записують в пам'ять ПМК БЗ-34, проводять обчислення, заносючи набутих значень сили в табл. 1.7, і викреслюють графік залежності $P_{\delta}^{B-B} = f(\alpha)$.

Двосторонній шестерне-ексцентриковий привід

Формула для обчислення зусилля, що допускаються міцністю осі між опорного двостороннього шестерне-ексцентрикового приводу [3, с.142, мал. 67], має вигляд:

$$P_{\delta}^{E-E} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk^3\sqrt{\Phi_{\sigma}^E} \left(\frac{l_0}{16} + \frac{l_{uu}}{4} \right) \left[1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} \right]}, \quad (1.15)$$

де l_{uu} – довжина опорної частини шестерні-ексцентрика, мм.

Програму для визначення зусилля, що допускається, по міцності осі двостороннього шестерне-ексцентрикового приводу (табл. 1.12) вводять в ПМК БЗ-34, виконують розрахунок, фіксуючи результати в табл. 1.7, і будують графік $P_{\delta}^{B-B} = f(\alpha)$.

Тихохідна зубчата передача

Розміри зубчатої передачі орієнтовно обчислюють по емпіричних залежностях, приведених в табл. 1.13.

Таблиця 1.11

Програма для розрахунку зусилля, що допускаються міцністю валу одностороннього шестерне-ексцентрикового приводу

Адреса	Клавiші	Код	Адреса	Клавiші	Код	Адреса	Клавiші	Код
00	ИП1	61	31	5	05	62	2	02
01	2	02	32	x	12	63	5	05
02	x	12	33	ИПВ	6L	64	x	12
03	$F \sin$	1C	34	+	10	65	ИПС	6C
04	ИП4	65	35	÷	13	66	+	10
05	x	12	36	x	12	67	x	12
06	2	02	37	ИПА	6-	68	ИП9	69
07	÷	13	38	0	00	69	$F\sqrt{\quad}$	21
08	ИП1	61	39	,	0-	70	x	12
09	$F \sin$	1C	40	1	01	71	ИП8	68
10	+	10	41	2	02	72	x	12
11	ИП3	63	42	5	05	73	$F \frac{1}{X}$	23
12	x	12	43	x	12	74	ИП6	66
13	ИП5	65	44	ИПС	6C	75	Fx^2	22
14	+	10	45	-	11	76	ИП6	66
15	ИП0	60	46	ИПВ	6L	77	x	12
16	x	12	47	+	10	78	x	12
17	ИПА	6-	48	ИПД	6-	79	0	00
18	0	00	49	0	00	80	,	0-
19	,	0-	50	,	0-	81	2	02
20	0	00	51	2	02	82	x	12
21	1	01	52	5	05	83	ИП7	67
22	2	02	53	x	12	84	x	12
23	5	05	54	ИПВ	6L	85	С/П	50
24	x	12	55	+	10	86	ИП1	61
25	ИПД	6Г	56	÷	13	87	ИП2	62
26	+	10	57	+	10	88	+	10
27	ИПА	6-	58	ИПА	6-	89	П1	41
28	0	00	59	0	00	90	БП	51
29	,	0-	60	,	0-	91	00	00
30	2	02	61	1	01			

Розподілення комірок пам'яті:

$\alpha_0 \rightarrow П1$; $\Delta\alpha \rightarrow П2$; $R \rightarrow П3$; $\lambda \rightarrow П4$; $m_\kappa^f \rightarrow П5$;

$d_0 \rightarrow П6$; $\sigma_{-1u} \rightarrow П7$; $n \cdot \kappa_e \rightarrow П8$; $\Phi_\sigma^E \rightarrow П9$; $\frac{\sin(\delta + \alpha_u)}{R_k \cos \alpha_u} \rightarrow П10$;

$l_0 \rightarrow ПА$; $l_\kappa \rightarrow ПВ$; $l_1 \rightarrow ПС$; $l_2 \rightarrow ПД$.

Великі значення в співвідношеннях розмірів, що рекомендуються, відносяться до пресів менших зусиль. Решта геометричних параметрів циліндрових зубчатих коліс (ширина обода, товщина маточини і т.п.) визначають по [3, додаток 3, с.364]. Набутого значення модуля зачеплення округляють до найближчого стандартного по СТ СЕВ 310-76 (табл. 1.14), причому перший ряд модулів слід віддавати перевазі другому.

Число зубів шестерні приймають: для гаряче штампувальних пресів $Z_u=19...22$, для горизонтально-кувальних машин $Z_u=14...19$, для тихохідної передачі листоштампувальних пресів $Z_u=14...16$, для проміжної $Z_u=16...20$ і для швидкохідної передачі $Z_u=15...25$.

Зубчатий привід головного валу виконують одно- або двостороннім. Останній застосовують для зменшення передаточного крутного моменту шляхом його розділення на дві частини. Тихохідні зубчаті передачі при окружних швидкостях, менших 4 м/с, виконують, в основному, прямозубими. Косозубі колеса (с кутом нахилу зубів 20°) встановлюють тільки в двосторонньому приводі, причому напрям нахилу зубів повинен бути різним для усунення осьових зусиль, що діють на опори валів. При великих окружних швидкостях для зменшення шуму і габаритних розмірів передачі швидкохідні зубчаті пари виконують шевронними (с кутом нахилу зубів 30°). Після вибору типу зубчатих коліс перевіряють їх допустиму окружну швидкість, яка не повинна перевищувати дані, приведені в табл. 1.15.

Таблиця 1.12

Програма для розрахунку зусиль, що допускаються міцністю валу двохстоякового шестерне-ексцентрикового приводу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	3	03	30	x	12
01	ИП6	66	31	2	02
02	Fx^y	24	32	÷	13
03	0	00	33	ИП1	61
04	,	0-	34	$F \sin$	1C
05	2	02	35	+	10
06	x	12	36	ИП3	63
07	ИП7	67	37	x	12
08	x	12	38	ИП5	65
09	ИП8	68	39	+	10
10	÷	13	40	ИПВ	6L
11	ИП9	69	41	ИПС	6C
12	$F\sqrt{\quad}$	21	42	+	10
13	÷	13	43	$F \sin$	1C
14	ИП0	60	44	x	12
15	1	01	45	ИПС	6C
16	6	06	46	$F \cos$	1Г
17	÷	13	47	÷	13
18	ИПА	6-	48	ИПА	6Г
19	4	04	49	÷	13
20	÷	13	50	1	01
21	+	10	51	+	10
22	÷	13	52	÷	13
23	П6	46	53	с/п	50
24	ИП6	66	54	ИП1	61
25	ИП1	61	55	ИП2	62
26	2	02	56	+	10
27	x	12	57	П1	41
28	$F \sin$	1C	58	БП	51
29	ИП4	64	59	24	24

Розподілення комірок пам'яті:

$\alpha_0 \rightarrow П1$; $\Delta\alpha \rightarrow П2$; $R \rightarrow П3$; $\lambda \rightarrow П4$, $m_{\kappa}^f \rightarrow П5$,

$d_0 \rightarrow П6$, $\sigma_{-lu} \rightarrow П7$, $\kappa_3 \cdot n \rightarrow П8$, $\Phi_{\sigma}^E \rightarrow П9$, $l_0 \rightarrow П0$;

$l_{uu} \rightarrow ПА$; $\delta \rightarrow ПВ$; $\alpha_i \rightarrow ПС$; $R_r \rightarrow ПД$.

Таблиця 1.13

Основні розміри зубчатих передач кривошипних пресів [3;4]

Параметри зубчатих передач	З одностороннім зубчастим зачепленням				З двостороннім приводом			
	Однокри- вошипний прес	КГШП	ГКМ	Однокрив ошипний прес	Назва зубчатої передачі			
	тихохідна передача			Швидко- хідна передача	тихохідна	проміжна	Швидко- хідна	
Модуль зачеплення m_H	$(0,09...0,1)d_0$	$(0,06...0,08)d_0$	$(0,06...0,09)d_0$	$(0,06...0,07)d_0$	$(0,05...0,08)d_0$	$(0,04...0,07)d_0$	$(0,04...0,07)d_0$	
Ширина зубчатого колеса ϵ_k	$(10...13)m_H$	$(10...13)m_H$	$(10...13)m_H$	$(10...13)m_H$	$(10...13)m_H$	$(10...13)m_H$	$(10...13)m_H$	
Ширина зуба шестерні $\epsilon_{ш}$	$\epsilon_{ш} = \epsilon_k + 25\text{мм}$				$\epsilon_{ш} = \epsilon_k + 25\text{мм}$			
Передаточне число	6...8	3,8...4,5	3,5...6	2,5...4,5	5...8	3...4	2,5...6	
Число зубів	Колеса	90...115	70...100	60...90	80...90	70...120	40...60	35...90
	шесте- рні	13...21	20...27	13...15	17...21	13...15	14...15	14...20

Таблиця 1.14

Модулі зачеплення по СТ СЕВ 310-76, мм

1-й ряд	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5
1-й ряд	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0	25,0	32,0
2-й ряд	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	36,0

Допустимий крутний момент $M_{кп}$, що передається відкритою зубчатою передачею, визначають виходячи з пластичної деформації зубів, що допускається, по формулі, Н·м:

$$M_{кп} = \left(\frac{[\sigma_k]_{max}}{10CC_1 \cos \beta} \right)^2 \cdot \left(\frac{Z_k^2 m_H^2 B_k}{\kappa_n (i+1)} \right), \quad (1.16)$$

де $[\sigma_k]_{max}$ – нормальна контактна напруга, що допускається, з урахуванням деякої пластичної деформації зубів; вибирають з табл. 1.16 менше значення для колеса або шестерні, МПа; С – коефіцієнт, що враховує модуль пружності

матеріалу зубчатого колеса і шестерні; $C = 2140$ для сталі по сталі, $C=1670$ для сталі по чавуну, $C=1400$ для чавуну по чавуну і $C= 580$ для текстоліту по сталі; C_1 – коефіцієнт, що враховує кут зачеплення і кут нахилу зубів [3, с.168; 4, с.176];

Таблиця 1.15

Окружні швидкості зубчатих передач кривошипних пресів [4]

Зубчата передача	Вид передачі	Значення окружної швидкості, м/с	
		граничні	середні
Одностороння	Тихохідна пара	0,9...3,5	2,4
	Швидкохідна пара	4,6...5,7	5,3
Двостороння	Тихохідна пара	0,7...3,3	1,6
		Для чавунних коліс	
	Швидкохідна пара	3,1...4,4	4,1
		Для сталевих коліс	
		5,5...6,2	5,7

Таблиця 1.16

Механічні властивості матеріалів зубчатих передач кривошипних пресів [1;3]

Матеріал	Механічні властивості				ψ_σ	Контактні напруження	
	σ_B	σ_T	σ_{-1u}	НВ		$[\sigma_k]$	$[\sigma_k]_{max}$
	МПа						
Чавун СЧ25	250	-	130	170...241	0,65	430	860
Чавун СЧ30	300	-	150	170...241	0,65	510	1020
Сталі:							
35Л /н/	500	280	230	150	0,1	560	1180
45Л /н/	550	320	250	170	0,1	640	1340
30ГЛ /п/	620	400	300	250	0,1	800	1680
45ГЛ /п/	650	330	300	190	0,1	660	1380
35ХГСЛ	700	350	320	200	0,2	700	1470
35ХНЛ	500	300	320	160	0,2	600	1260
45 /н/	600	340	280	170...220	0,1	680	1430
45 /п/	750...900	420	330	220...250	0,1	840	1760
45 /пз/	-	-	-	40	0,1	1040	1800
40Х /п/	800...1000	450	360	230...260	0,2	900	1900
40Х /пз/	-	-	-	40	0,2	1040	1800
40ХН /п/	850	600	360	230...260	0,2	1200	2000
ШХ15	600...750	380	350	200	0,2	760	1600
30ХГТ /пз/	750...950	2000	-	55	0,2	1200	1900
Текстоліт	80...100	-	70	35	-	80	160

β – кут нахилу лінії зуба, $\beta = 10...12^\circ$ для косозубого колеса; $\beta = 20^\circ$ для двох коліс на одному валу і $\beta = 30^\circ$ для шевронного колеса 30° ; Z_k – число зубів колеса; m_n – нормальний модуль зачеплення, мм; b_k – ширина зуба колеса, мм; κ_n – коефіцієнт навантаження при розрахунку по допустимим пластичних деформаціях поверхонь зубів:

$$\kappa_k = \kappa_{1n} \kappa_2 \kappa_4, \quad (1.17)$$

κ_{1n} – коефіцієнт перевантаження, який приймається рівним 1,3 для ковальсько-штапувальних машин, забезпечених запобіжником; κ_2 – коефіцієнт концентрації навантаження, що становить при твердості зубчатих коліс НВ < 350 для відкритих передач $\kappa_2 = 1$, для закритих передач $\kappa_2 = 1.15$, а при НВ ≥ 350 і симетричному розташуванні коліс щодо опор $\kappa_2 = 1,1$; при несиметричному або консольному розташуванні коліс $\kappa_2 = 1,3$ [3, табл. 22; 4, табл. 21]; κ_4 – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні із-за його неточностей (табл. 1.17); i – передаточне число зубчатої передачі.

Допустимий крутний момент M_{KK} , що передається закритою зубчатою передачею, обчислюють виходячи з межі витривалості поверхні зубів на контактну міцність по формулі, Н·м:

$$M_{KK} = \left(\frac{[\sigma_K]}{10CC_1 \cos \beta} \right)^2 \cdot \left(\frac{Z_k^2 m_n^2 B_k}{\kappa_k (i+1)} \right), \quad (1.18)$$

$[\sigma_K]$ – нормальна контактна напруга, що допускається, виходячи з втомленої міцності поверхні зубів, МПа (см. табл. 1.16); κ_k – коефіцієнт навантаження при розрахунку на втомну міцність поверхні зубів:

$$\kappa_k = \kappa_1 \kappa_2 \kappa_{3k} \kappa_4, \quad (1.19)$$

κ_1 – коефіцієнт перевантаження, при розрахунку на втому приймається $\kappa_1 = 1$; κ_{3k} – коефіцієнт еквівалентного навантаження, що враховує змінність режиму роботи і розрахунковий термін служби коліс [3, табл. 18, 19; 4, табл. 23–25]; вибирають κ_{3k} залежно від числа вантажень:

Число вантажень колеса за хвилину	40	60	80	100	120	140	160	180
Коефіцієнт κ_{3k}	0,6	0,65	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0

Таблиця 1.17

Коефіцієнт динамічного навантаження κ_4 [3]

Степінь точності передачі	Твердість поверхні колеса	Окружна швидкість зачеплення, м/с			
		1	1...3	3...8*	8...12
Для прямозубих коліс					
6-а нефланкована	До 350	1,0	1,1	1,2	-
	Понад 350	1,0	1,1	1,2	-
6-а нефланкована або 7-а нефланкована	До 350	1,0	1,2	1,4	-
	Понад 350	1,0	1,2	1,3	-
7-а нефланкована або 8-а нефланкована	До 350	1,1	1,3	1,5	-
	Понад 350	1,0	1,3	1,4	-
8-а нефланкована	До 350	1,2	1,5	-	-
	Понад 350	1,1	1,4	-	-
Для косозубих та шевронних коліс					
6-а нефланкована	До 350	1,0	1,0	1,0	1,1
	Понад 350	1,0	1,0	1,0	1,0
6-а нефланкована або 7-а нефланкована	До 350	1,0	1,0	1,1	1,2
	Понад 350	1,0	1,0	1,0	1,1
7-а нефланкована або 8-а нефланкована	До 350	1,0	1,0	1,1	1,2
	Понад 350	1,0	1,0	1,0	1,1
8-а нефланкована	До 350	1,0	1,1	1,3	1,4
	Понад 350	1,0	1,1	1,2	1,3

* Застосування прямозубих зубчатих коліс з окружною швидкістю більше 4 м/с не рекомендується, а понад 6 м/с не допускається.

Допустимий крутний момент $M_{ку}$, що передається колесом, визначають виходячи з втомної міцності зубів колеса на вигин по формулі, Н·м:

$$M_{ку} = \frac{Y_k m_H^2 Z_k \beta_k \kappa_e [\sigma_{-1u}]}{340 \kappa_u (1 + \varphi') \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta}, \quad (1.20)$$

де Y_k – коефіцієнт форми зуба колеса [3, с.172, табл. 24]; $[\sigma_{-1u}]$ – межа витривалості матеріалу колеса при вигині і симетричному циклі, МПа (см. табл. 1.16); κ_e – коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття і становить $\kappa_e=1$ для прямозубих коліс і $\kappa_e=1,3$ для косозубих і шевронних коліс;
 κ_u – коефіцієнт навантаження при вигині:

$$\kappa_u = \kappa_1 \kappa_2 \kappa_{3u} \kappa_4, \quad (1.21)$$

κ_{3u} – коефіцієнт еквівалентного навантаження при вигині [3, с.159; 4, с.184]; для зубчатих коліс пресів-автоматів $\kappa_{3u}=1$, а для зубчатих коліс універсальних кривошипних пресів κ_{3u} визначають залежно від числа вантажень:

Число вантажень колеса в хвилину	1	5	10	20	30	40	50	60
Коефіцієнт κ_{zu}	0,6	0,75	0,81	0,88	0,92	0,95	0,97	1,0

φ' – коефіцієнт, що враховує вантаження передачі моментом, зворотним по знаку робочому моменту, що передається муфтою; $\varphi'=0$ для тихохідних передач пресів з муфтою включення і гальмом, розташованими на головному валу; $\varphi'=0,15$ для тихохідних і проміжних зубчатих передач пресів з муфтою і гальмом, розташованими на приймальному валу; $\varphi'=0,25$ для швидкохідних зубчатих передач [3, с.174]; Φ_σ – коефіцієнт, залежний від масштабного чинника:

$$\Phi_\sigma = \Phi_{\sigma_0} + \psi_\sigma, \quad (1.23)$$

Φ_{σ_0} – коефіцієнт, що враховує концентрацію напруги і масштабний чинник (табл. 1.18); ψ_σ – коефіцієнт, залежний від межі втоми матеріалу зубчатої передачі (n_u табл. 1.16); n_u – коефіцієнт запасу міцності щодо межі витривалості при вигині у разі нереверсивного навантаження [3, табл. 17б]; при реверсивному навантаженні (для паразитних шестерень) величину [n_u] збільшують в 1,5 разу.

Таблиця 1.18

Значення коефіцієнта Φ_{σ_0} для зубів коліс, виготовлених методом обкатки* [3]

Межа міцності зубчатого колеса σ_B , МПа	Число зубів Z_k	Модуль зачеплення, мм										
		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
Стального 1000	30	2,0	2,15	2,3	2,5	2,7	2,8	2,95	3,05	3,15	3,2	
	30	1,8	1,85	2,1	2,25	2,35	2,45	2,5	2,6	2,7	2,75	
800...1000	30	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,3	2,4	2,45	2,5	2,6	
	30	1,78	1,9	2,0	2,1	2,2	2,15	2,3	2,35	2,4	2,4	
600...800	30	1,8	1,9	1,95	2,1	2,15	2,25	2,3	2,35	2,3	2,3	
	30	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,15	2,2	2,25	2,3	2,3	
600	30	1,7	1,8	1,9	2,0	2,0	2,15	2,2	2,3	2,35	2,4	
	30	1,7	1,75	1,85	1,9	1,95	2,05	2,1	2,15	2,2	2,25	
Чавунного	30	1,85	2,1	2,25	2,4	2,5	2,6	-	-	-	-	

* Для зубів коліс, виготовлених методом копіювання, значення коефіцієнтів слід збільшити на 20%.

Допустимий крутний момент, що передається зубчатою передачею, виходячи з втомної міцності зубів шестерні на вигин, Н·м:

$$M_{ку} = \frac{Y_u m_H^2 Z_k \sigma_{-1u} \kappa_e [\sigma_{-1u}]}{340 \kappa_u (1 + \varphi') \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta}, \quad (1.24)$$

Таблиця 1.19

Програма для розрахунку зусилля, що допускаються міцністю тихохідної зубчатої передачі

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	ИП1	61	27	ИП7	67	54	x	12
01	Fx^2	22	28	÷	13	55	$F \sin$	1С
02	ИП2	62	29	-	11	56	ИПС	6С
03	x	12	30	$Fx < 0$	5С	57	x	12
04	ИП4	64	31	43	43	58	2	02
05	x	12	32	FBx	0	59	÷	13
06	ИП5	65	33	+	10	60	ИПА	6-
07	÷	13	34	ИП5	65	61	$F \sin$	1С
08	П5	45	35	-	11	62	+	10
09	ИП1	61	36	$Fx < 0$	5С	63	ИПД	6Г
10	Fx^2	22	37	51	51	64	x	12
11	ИП2	62	38	FBx	0	65	ИПО	60
12	Fx^2	22	39	+	10	66	+	10
13	x	12	40	П5	45	67	П4	44
14	ИП3	63	41	БП	51	68	÷	13
15	x	12	42	52	52	69	n	
16	ИП8	68	43	FBx	0	70	,	0-
17	Fx^2	22	44	ИП5	65	71	n	
18	x	12	45	+	11	72	x	12
19	ИП9	69	46	$Fx < 0$	5С	73	с/п	50
20	÷	13	47	51	51	74	ИПА	6-
21	ИП1	61	48	FBx	0	75	ИПВ	6L
22	Fx^2	22	49	+	10	76	+	10
23	ИП2	62	50	П5	45	77	ПА	4-
24	x	12	51	ИП5	65	78	БП	51
25	ИП6	66	52	ИПА	6-	79	51	51
26	x	12	53	2	02			

Розподілення комірок пам'яті:

$$m_H \rightarrow П1 ; Z_\kappa \rightarrow П2 ; v_\kappa \rightarrow П3 ; Y_{ui} v_{ui} [\sigma_{-1u}]_{ui} \kappa_\epsilon \rightarrow П4 ;$$

$$340\kappa_u (1 + \varphi') \Phi_{\sigma_{ui}} [n_u]_{ui} \cos \beta \rightarrow П5 ; Y_\kappa v_\kappa \kappa_\epsilon [\sigma_{-1u}] \rightarrow П6 ;$$

$$340\kappa_u (1 + \varphi') \Phi_{\sigma_{\kappa}} [n_u]_\kappa \cos \beta \rightarrow П7 ; \frac{[\sigma_\kappa]_{max}}{10CC_1 \cos \beta} \rightarrow П8 ; \kappa_n (i + 1) \rightarrow П9 ;$$

$$m_\kappa^f \rightarrow П0 ; \alpha \rightarrow ПА ; \Delta \alpha \rightarrow ПВ ; \lambda \rightarrow ПС ; R \rightarrow ПД .$$

Даний вираз аналогічно попередньому, але значення Y_k , e_{iu} і $[\sigma_{-iu}]$, Φ_σ , $[n_u]$ приймають для шестерні.

Для відкритої зубчатої передачі проводять розрахунок, виходячи з пластичної деформації, що допускається, і втомної міцності зубів колеса і шестерні на вигин, а для закритої – з контактної міцності поверхні зубів і втомної міцності на вигин [1, с.79]. З отриманих значень крутять моментів, що допускаються, вибирають найменші M_k , по якому визначають зусилля на повзуніві, що допускається міцністю тихохідної зубчатої передачі:

$$P_o^3 = n' \frac{M_k}{m_k}, \quad (1.25)$$

де n' – коефіцієнт, що враховує кількість тихохідних зубчатих коліс в приводі преса і число точок підвіски повзуна [3, с.178] $n'=1,0$ для одно- і двохкривошипних пресів з одностороннім зубчатим приводом; $n'=1,5$ для двохкривошипних пресів з двостороннім зубчатим або шестерне-ексцентриковим приводом; $n'=2,0$ для однокривошипних пресів з двостороннім приводом; $n'=3,0$ для чотирьохкривошипних пресів.

Після вибору значень коефіцієнтів і підстановки всіх даних в приведені формули обчислюють вручну допустиме зусилля P_o^3 , при декількох кутах повороту головного валу, наприклад при $\alpha=10^\circ$ і $\alpha=30^\circ$. Потім вводять програму (табл. 1.19) в ПМК БЗ-34 і визначають зусилля на повзуніві преса, що допускається міцністю тихохідної зубчатої передачі, при кутах її повороту разом з головним валом від 0° до 90° через 10° . Дана програма призначена для розрахунку як відкритою, так і закритою зубчатою передачі.

Обчислені значення зусилля записують в табл. 1.7 і будують графік залежності $P_o^3 = f(\alpha)$ з вказівкою масштабу по осях координат.

Графіки зусиль на повзуніві, що допускаються міцністю головного валу і тихохідної зубчатої передачі, накладають один на одного. Потім через точку, відповідну номінальному зусиллю преса, проводять горизонталь до перетину з найближчою кривою. При цьому заштрихований контур буде графіком зусиль на повзуніві, деталей, що допускаються міцністю, преса.

Вертикаль, опущена з точки перетину на вісь абсцис, відсікає номінальний кут повороту головного валу α_n . Графік технологічної операції, вироблюваної на даному пресі, повинен бути розташований усередині графіка зусиль, що допускаються, не перетинаючи його ні в одній точці [1, с.83, мал. 4.4].

1.4. Енергетичний розрахунок приводу кривошипного преса

Електричний привід кривошипного преса працює в умовах пікових навантажень. Крутий момент на головному валу преса під час виконання технологічної операції зазвичай у декілька разів перевищує крутий момент, під час х.х. Це приводить до необхідності застосування у приводі преса маховика, частина кінетичної енергії якого віддається за рахунок зменшення його частоти обертання при робочому ході і знов заповнюється шляхом

збільшення частоти обертання до номінальної в період частини циклу, що залишилася. В результаті відбувається вирівнювання навантаження двигуна і зменшення його настановної потужності в 6-10 разів [3].

Важливість розрахунку параметрів системи "електродвигун-маховик" особливо зросла останнім часом у зв'язку із значним збільшенням швидкохідності сучасних машин, потужності двигунів і вибором оптимальної енергоємності приводу. Відповідно до методики ЦБКМ розрахунку приводу з маховиком потужність електродвигуна вибирають по середній активній роботі за цикл з деяким запасом, а момент інерції махових мас, включаючи і маховик, визначають по надмірній роботі. Допустиму нерівномірність обертання маховика при цьому отримують розрахунковим шляхом за допомогою даних, приведених в табл. 1.20.

Таблиця 1.20

Залежність ковзання і коефіцієнта запасу потужності двигуна від реального числа ходів повзуна преса

Параметри	Реальне число ходів повзуна в хвилину		
	До 15	15...50	Понад 50
Рекомендоване значення ковзання двигуна	0,12...0,08	0,08...0,04	0,04...0,02
Коефіцієнт запасу потужності двигуна	1,2	1,3	1,4...1,6
Відношення номінального та критичного ковзання	0,85	0,90	0,95

Час циклу визначають по формулі, сек.:

$$t_{\text{ц}} = \frac{60}{n_x \cdot p}, \quad (1.26)$$

де p – коефіцієнт використання числа ходів;

n – число одиночних ходів повзуна преса в хвилину; n_x – номінальне число ходів повзуна преса в хвилину, коли один хід слідує безпосередньо за іншим. Номінальне число ходів указують в паспорті преса.

У режимі безперервних ходів коефіцієнт використання числа ходів рівний одиниці, а при одиночних ходах з включенням муфти протягом кожного циклу – менше одиниці.

Загальна витрата енергії за цикл $A_{\text{ц}}$, приведена до валу двигуна:

$$A_{\text{ц}} = A_p + A_x + \frac{A_m}{\eta_m}, \quad (1.27)$$

Де A_p, A_x – витрати енергії відповідно при робочому ході та за час х.х., Дж:

$$A_{xx} = 2450 \cdot P_n \cdot \sqrt{P_n}, \quad (1.28)$$

де P_n – номінальне зусилля преса, МН; A_m – витрати енергії на включення муфти і розгін ведених частин приводу, Дж (табл. 1.21); η_m – ККД передач від

валу муфти до валу електродвигуна (табл. 1.22). Витрати енергії при робочому ході знаходять з виразу:

$$A_p = \frac{A_o + A_T + A_y}{\eta_0}, \quad (1.29)$$

де A_o – корисна робота пластичної деформації (ідеальна робота технологічної операції), Дж:

$$A_o = \kappa_{TO} P_H S, \quad (1.29)$$

κ_{TO} – коефіцієнт повноти технологічної операції [5, о.142-143, табл. 5.1];

P_H – номінальне зусилля преса, кН; S – величина повного ходу повзуна, мм; A_T – втрати на тертя у виконавчому механізмі за період робочого ходу, Дж (табл. 1.21); A_y – втрати енергії на пружну деформацію системи прес-штамп і при виконанні технологічної операції, Дж (табл. 1.21); η_0 – загальний ККД всіх передач від головного валу до валу електродвигуна (табл. 1.22).

Викладена методика дозволяє набути приблизних значень складових енергетичного балансу приводу преса з достатнім ступенем точності для завдання КПО-01. Точніше витрати енергії при робочому ході A_p визначають шляхом планометрування графіка крутних моментів $M_\kappa = f(\alpha)$ [3, с.97], який будують на підставі типового графіка робочих навантажень [1, с.128-129, мал. 7.1 і 7.2], характеристики жорсткості преса [1, с.132, табл. 7.2] і приведеного плеча сили $m_\kappa = f(\alpha)$. Витрата енергії на включення муфти і розгін ведених частин A_m точно встановлюють розрахунком по формулі [1, с.130]:

$$A_m = (1,1 \dots 1,3) I_B \omega_m^2, \quad (1.30)$$

де I_B – момент інерції всіх деталей веденої частини приводу, приведений до валу муфти, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, ω_m – кутова швидкість валу муфти, 1/с. Розрахункова потужність електродвигуна, кВт:

$$N_p = \frac{\kappa A_u}{1000 t_u}, \quad (1.31)$$

де κ – коефіцієнт запасу потужності двигуна (см. табл. 1.20).

Таблиця 1.21

Орієнтовні дані по структурі енергетичного балансу кривошипних пресів

Тип преса	A_o	A_T	A_y	A_m	всього
універсальні одно- і двостоякові	1	0,9	0,15	0,55	2,6
однокривошипні закриті	1	0,75	0,2	0,35	2,3
двохкривошипні	1	0,65	0,35	0,7	2,7
гарячештампувальні	1	1	0,9	0,4	3,3

ККД передач в приводі кривошипного преса [9]

№ п/п	Вид передачі	Тип підшипників	
		кочення	ковзання
1	Клинопасова	0,98	0,95
2	Закрита зубчата	0,98	0,96
3	Відкрита зубчата	0,98	0,94

Коефіцієнт запасу потужності залежить від швидкості преса, для якого підбирається електродвигун. Чим більше число використовуваних ходів pn_x , тим менше час x_x , протягом якого відновлюється частота обертання електродвигуна і маховика. Отже значення номінального ковзання двигуна повинне бути нижче. Але чим менше ковзання, тим нижче здібність електродвигуна до перевантаження і тим більше повинен бути коефіцієнт запасу потужності.

По розрахунковому значенню N_p вибирають потужність асинхронного двигуна трифазного струму з короткозамкнутим ротором [8, с.7–10, табл. 1] або з підвищеним ковзанням [8, с.12–13, табл. 3]. Вибір типу двигуна серії 4А здійснюють в такій послідовності: виходячи з синхронної частоти обертання, приведеної в завданні, приймають електродвигун необхідної потужності, рівної або декілька що перевищує розрахункову. Далі визначають номінальне ковзання вибраного двигуна, яке повинне відповідати значенню ковзання з табл. 1.20.

Потужність асинхронного двигуна з фазним ротором при роботі на штучній характеристиці обчислюють із співвідношення

$$N_\delta = \kappa_\delta N_p = \frac{n_H}{n_\delta} \cdot \sqrt{\frac{n_H}{n_\delta}}, \quad (1.32)$$

де κ_δ – коефіцієнт, що враховує зменшення фактичної потужності двигуна з фазним ротором при роботі на штучній характеристиці із-за втрат а додатковому опорі і погіршення вентиляції при зниженій частоті обертання; n_H – номінальна частота обертання електродвигуна з фазним ротором при роботі на природній механічній характеристиці, об/хв.

$$n_H = n_0(1 - S_H), \quad (1.33)$$

n_0 – синхронна частота обертання, узята з довідника, об/хв;

S_H – номінальне ковзання двигуна при роботі на природній механічній характеристиці, вибране з довідника; n_δ – частота обертання електродвигуна з фазним ротором при роботі на штучній механічній характеристиці, об/хв

$$n_\delta = n_0(1 - S_\delta), \quad (1.34)$$

S_δ – тривале допустиме ковзання двигуна з фазним ротором при роботі на штучній механічній характеристиці, вибране по методиці ЦБКМ з табл. 1.20

По потужності N_δ вибирають асинхронний двигун з фазним ротором серії 4АК найближчої великої потужності [7, с.58-62, табл. 2.7, 2.8; 8, с.14, табл. 4].

Коефіцієнт нерівномірності δ обертання маховика визначають таким чином:

$$\delta = 2 \cdot \kappa \cdot \varepsilon \cdot (S + S_y), \quad (1.35)$$

де ε – коефіцієнт, залежний від співвідношення між номінальним і критичним ковзанням двигуна (див. табл. 1.20/) S – ковзання електродвигуна, вибране по методиці ЦБКМ (див. табл. 1.20); S_y – пружне прослизання ременів клинопасової передачі приймається рівним 0,01.

Коефіцієнт нерівномірності обертання маховика завжди менше одиниці [1, с.136, табл. 7.3]. Чим вище коефіцієнт використання ходів преса p , тим менше значення коефіцієнта δ . Для таких пресів момент інерції махових мас повинен бути збільшений у зв'язку із зменшенням часу $x.x.$ і зниженням можливостей для розгону маховика після здійснення робочого ходу. В межах даного типу пресів менші значення коефіцієнта нерівномірності ходу δ відповідають машинам з великим номінальним числом ходів.

Сумарний момент інерції приводу, приведений до валу маховика $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$I = \kappa_\phi \cdot \frac{A_p}{\omega_m^2 \cdot \delta}, \quad (1.36)$$

де κ_ϕ – коефіцієнт, що враховує форму графіка навантаження; ω_m – кутова швидкість маховика, $1/\text{с}$.

Оскільки реальне навантаження преса не миттєве, а розтягнуте в часі, зменшення частоти обертання маховика відбувається при повороті головного валу на кут α_p відповідний виконанню технологічної операції. Рекомендований момент інерції приводу для однопікового графіка навантаження в режимі безперервних ходів при $p=1$ повинен бути зменшений, а коефіцієнт обчислюють за формулою:

$$\kappa_\phi = 1 - \frac{\alpha_p}{360^\circ}, \quad (1.37)$$

При роботі в режимі одиночних ходів слід врахувати фактичний двох піковий графік навантаження, що збільшує потрібний момент інерції із-за витрати енергії на включення муфти. В цьому випадку коефіцієнт κ_ϕ визначають по співвідношенню ЦБКМ:

$$\kappa_\phi = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p}{360^\circ} \cdot P\right)^2 + (2 - 6 \cdot P + 3 \cdot P^2) \cdot \frac{A_m}{A_p} + \left(\frac{A_m}{A_p}\right)^2}, \quad (1.38)$$

Момент інерції маховика I_m рівний різниці розрахованого сумарного моменту інерції I моменту інерції всіх деталей приводу, що обертаються. У більшості кривошипних машин з муфтою в маховику частка маховика в сумарному моменті інерції приводу складає 97...99% [1]. Лише у кривошипних гарячештампувальних пресах момент інерції маховика рівний 70...75% загального моменту інерції, а в крупних листоштампувальних пресах і ГКМ – 85...90% [2, с.169].

Таблиця 1.23

Програма для енергетичного розрахунку приводу кривошипного пресу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	6	06	33	$F\sqrt{\quad}$	21	66	ПВ	41
01	0	00	34	ИПД	6Г	67	х	12
02	ИП1	61	35	х	12	68	1	01
03	÷	13	36	ИПА	6-	69	ИП2	62
04	ИП6	66	37	\overline{xy}	14	70	ИП9	69
05	х	12	38	-	11	71	х	12
06	ИП3	63	39	$F_x \geq 0$	59	72	-	11
07	ИП4	64	40	16	16	73	F_x^2	22
08	+	10	41	FB_x	0	74	+	10
09	ИП5	65	42	ПД	4Г	75	ИПВ	6L
10	+	10	43	ИП2	62	76	F_x^2	22
11	ИП7	67	44	1	01	77	+	10
12	х	12	45	-	11	78	$F\sqrt{\quad}$	21
13	\overline{xy}	14	46	$F_x = 0$	5E	79	ПВ	4L
14	÷	13	47	53	53	80	ИПС	6C
15	ПД	4Г	48	4	04	81	0	00
16	С/П	50	49	ИП9	69	82	,	0-
17	ИП1	61	50	-	11	83	0	00
18	1	01	51	БП	51	84	1	01
19	5	05	52	79	79	85	+	10
20	-	11	53	2	02	86	ИП7	67
21	$F_x < 0$	5C	54	ИП2	62	87	х	12
22	43	43	55	6	06	88	ИП8	68
23	3	03	56	х	12	89	х	12
24	↑	0E	57	-	11	90	ПС	4C
25	1	01	58	ИП2	62	91	÷	13
26	ИПВ	6L	59	F_x^2	22	92	ИП3	63
27	-	11	60	3	03	93	х	12
28	1	01	61	х	12	94	ИП0	60
29	ИПС	6C	62	+	10	95	F_x^2	22
30	-	11	63	ИП5	65	96	÷	13
31	÷	13	64	ИП3	63	97	С/П	50
32	F_x^y	24	65	÷	13			

Розподілення комірок пам'яті:

 $pn_x \rightarrow П1$; $p \rightarrow П2$; $A_p \rightarrow П3$; $A_x \rightarrow П4$; $\frac{A_m}{\eta_m} \rightarrow П5$; $1000 \rightarrow П6$; $k \rightarrow П7$; $2\varepsilon \rightarrow П8$; $\frac{\alpha_p^0}{360^\circ} \rightarrow П9$; $\omega_m \rightarrow П0$.Ввід даних після першої зупинки ПМК: $N_H \rightarrow ПА$; $S_H \rightarrow ПВ$; $S_\delta \rightarrow ПС$.

Момент інерції маховика I_m рівний різниці розрахованого сумарного моменту інерції I моменту інерції всіх деталей приводу, що обертаються. У більшості кривошипних машин з муфтою в маховику частка маховика в сумарному моменті інерції приводу складає 97...99% [1]. Лише у кривошипних гарячештампувальних пресах момент інерції маховика рівний 70...75% загального моменту інерції, а в крупних листоштампувальних пресах і ГKM – 85...90% [2, с.169].

Після енергетичного розрахунку приводу преса по викладеній методиці ЦБКМ і вибору типу електродвигуна по довіднику вводять програму (табл. 1.23) в програмований мікрокалькулятор БЗ-34 і проводять перевірочний розрахунок. При першій зупинці ПМК на індикаторі з'явиться розрахункове значення потужності N_p , по якій підбирають двигун. У елементи пам'яті мікрокалькулятора вводять додаткові дані: у комірку ПА – номінальну потужність N_H , а в комірку ПВ – номінальне ковзання електродвигуна S_H , вибрані по довіднику, в комірку ПС заносять значення ковзання, що рекомендується, S по методиці ЦБКМ, узяті з табл. 1.20. Натискають клавішу "С/П". Якщо після другої зупинки калькулятора на табло індикатора з'являється негативне значення, то потрібно підібрати по довіднику наступний електродвигун найближчої більшої потужності і ввести в комірки ПА і ПВ його дані. Натиснувши клавішу "С/П", пускають ПМК на рахунок. У разі правильного вибору двигуна після наступної зупинки мікрокалькулятора на його індикаторі висвічується значення моменту інерції приводу I , приведеного до валу маховика. З комірок пам'яті А, В, С і Д викликають значення номінальної потужності двигуна N_H , коефіцієнта форми графіка навантаження κ_ϕ коефіцієнта нерівномірності ходу δ і розрахунковій потужності N_p для запису в табл. 1.24.

Таблиця 1.24

Таблиця даних енергетичного розрахунку

Зупинка ПМК	Величина на індикаторі	Записати в комірки пам'яті		
1	N_p , кВт	$N_H \rightarrow ПА$	$S_H \rightarrow ПВ$	$S_\phi \rightarrow ПС$
Числове значення				
2	$\Delta N = N_H - N_\phi$, кВт	$N_H \rightarrow ПА$	$S_H \rightarrow ПВ$	$S_\phi \rightarrow ПС$
Числове значення				
3	I , кг·м ²	Викликати із комірок пам'яті $ИПА \rightarrow N_H$, $ИПВ \rightarrow \kappa_\phi$, $ИПС \rightarrow \delta$, $ИПД \rightarrow N_p$		
Числове значення				

На завершення енергетичного розрахунку приводу кривошипного преса визначають допустимий час розгону маховика при первинному пуску електродвигуна:

$$t_p = \frac{1.2 \cdot I_m \cdot n_m^2}{100000 \cdot N_H}, \quad (1.39)$$

де I_m – момент інерції маховика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, n_m – частота обертання маховика, об/хв.; N_H – номінальна потужність електродвигуна, кВт.

Фактичний час розгону не повинен перевищувати 8...10 сек. для асинхронних двигунів з короткозамкнутим ротором та 15...18 сек. - для двигунів з підвищеним ковзанням. При збільшеному часі розгону збільшують потужність електродвигуна або зменшують момент інерції маховика.

2. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА

Початковими даними для виконання завдання КПО-2 є значення зусилля і ходу гідравлічного преса, тип гідроприводу і продуктивність при типовій операції. Ці дані приведені в додатку 2. Завдання КПО-2 включає наступне:

- розробку гідравлічної схеми приводу преса і опис принципу її роботи [1, с.280–282; 2, с.243–253; 10, с.214–216; 11, с. 142–153, 170–172];
- визначення площі поперечного перетину і товщини стінки робочого і поворотного циліндрів гідравлічного преса з допомогою ПМК БЗ-34;
- розрахунок основних параметрів приводу із застосуванням програмованого мікрокалькулятора ВЗ-34;
- побудова графіків навантаження, швидкості і циклової діаграми гідропресу [1, с.257; 10, с.90; 11, с.8].

2.1. Визначення розмірів робочого і поворотного циліндрів преса

Для знаходження основних розмірів циліндрів викреслюють розрахункову схему гідравлічного преса [12, с.25, мал. 13] з вказівкою всіх сил, що діють на рухомі частини під час робочого ходу і зворотного х.х. Площу поперечного перетину циліндрів визначають, вирішуючи рівняння рівноваги всіх сил при робочому і зворотному неодруженому русі рухомих частин [12, с.23–30].

Для гідравлічного преса з плунжерними циліндрами і станиною колонного типу площу поперечного перетину робочого плунжера обчислюють за формулою, мм^2 :

$$F_1 = \frac{P_H}{q} \cdot \frac{p_1(1-4\mu_2\gamma_2)(1-\alpha+\mu_3\beta)+p_2(1+4\mu_2\gamma_2)(\delta+\alpha)}{p_1^2(1-4\mu_1\gamma_1)(1-4\mu_2\gamma_2)+p_2^2(1+4\mu_2\gamma_2)(1+4\mu_1\gamma_1)}, \quad (2.1)$$

де P_H – номінальне зусилля гідропресу, Н; q – кількість робочих циліндрів; p_1 – номінальний тиск робочої рідини, МПа, яке приймають [2, с.357]:

$$p_1 = (0.20...0.22)[\sigma], \quad (2.2)$$

$[\sigma]$ – напруга, що допускається, для матеріалу циліндра; для сталевих литих циліндрів $[\sigma] = 80...100$ МПа; для кованих циліндрів із сталі із змістом 0,30...0,35% вуглецю $[\sigma] = 110...150$ МПа, а із сталі із змістом 1,5...2,0% нікелю $[\sigma] = 150...180$ МПа; μ_1, μ_2 – коефіцієнт тертя в ущільненнях відповідно робочого і поворотного циліндрів [13, с.45, табл. 3]; μ_3 – коефіцієнт тертя в направляючих: при хорошому мастилі $\mu_3 = 0,12$; при слабкому мастилі $\mu_3 = 0,17$ [14, с.52]; γ_1, γ_2 – відношення висоти ущільнення до діаметру плунжера відповідно для робочого і поворотного циліндрів [12, с.29, табл. 2]; α – відношення сили тяжіння рухомих частин до номінального зусилля преса: для кувальних гідропресів – $\alpha = 0,005...0,010$, для штампувальних – $\alpha = 0,01...0,02$; β – коефіцієнт, залежний від ексцентричності додатку навантаження; для гідропресів із станиною колонного типу $\beta_{\max} = 0.4$; p_2 – тиск рідини в поворотному циліндрі при ході рухомих частин вниз і в робочому циліндрі при зворотному ході, МПа; при з'єднанні циліндра з відкритим баком $p_2 = 0,1...0,2$ МПа, з наповнювальним баком $p_2 = 0,4...0,8$ МПа, при установці на зливній магістралі підпірного клапана $p_2 = 1,5...2,0$ МПа; δ – коефіцієнт, що характеризує необхідне зусилля преса при зворотному ході: при штампуванні днищ і глибокій витяжці $\delta = 0,10...0,15$; при глибокій прошивці $\delta = 0,25$; при куванні і гарячому штампуванні $\delta = 0$ при витискуванні, вирубці і пробивці $\delta = 0,10$.

Площу поперечного перетину поворотного плунжера визначають із залежності:

$$F_2 = \frac{P_H}{r} \cdot \frac{p_1(1-4\mu_1\gamma_1)(\delta+\alpha) + p_2(1+4\mu_1\gamma_1)(1-\alpha+\mu_3\beta)}{p_1^2(1-4\mu_1\gamma_1)(1-4\mu_2\gamma_2) + p_2^2(1+4\mu_2\gamma_2)(1+4\mu_1\gamma_1)}, \quad (2.3)$$

де r – кількість поворотних циліндрів.

Для гідравлічного преса з циліндром поршневого типу:

діаметр штока, мм:

$$d_{ш} = \frac{\sqrt{[\pi\mu_1 b_1 (p_1 - p_{II})]^2 - \pi(p_1 + p_2) P_H (2\alpha + \delta - \mu_3\beta - 1) - \pi\mu_1 b_1 (p_1 - p_{II})}}{0.5\pi(p_1 + p_2)}, \quad (2.4)$$

Таблиця 2.1

Число поршневих кілець залежно від діаметру поршня і тиску

Тиск, МПа	Діаметр поршня, мм					
	40...50	60...90	100...130	140...180	250...300	300...350
0,64	2	3	3	3	3	3
1,0	3		4	4	4	4
2,0		4		5	5	5
3,5		4	5	5	5	6

Таблиця 2.2

Програма розрахунку розмірів циліндру плунжерного типу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	ИП1	61	33	ИП6	66	66	0	00
01	0	00	34	x	12	67	+	10
02	,	0-	35	П4	44	68	С/П	50
03	2	02	36	+	10	69	ИП1	61
04	1	01	37	÷	13	70	ИП1	61
05	x	12	38	ПС	4С	71	3	03
06	С/П	50	39	ИПО	60	72	$F\sqrt{\quad}$	21
07	ИПО	60	40	ИП6	66	73	ИПО	60
08	ИП4	64	41	ИП9	69	74	x	12
09	ИП8	68	42	x	12	75	-	11
10	x	12	43	x	12	76	÷	13
11	x	12	44	ИП3	63	77	$F\sqrt{\quad}$	21
12	ИП3	63	45	ИП7	67	78	П3	43
13	ИП5	65	46	ИП8	68	79	ИП5	65
14	ИП9	69	47	x	12	80	x	12
15	x	12	48	+	10	81	С/П	50
16	x	12	49	+	10	82	ИПС	6С
17	+	10	50	ИП2	62	83	4	04
18	ИП2	62	51	ИПВ	6L	84	x	12
19	ИПА	6-	52	÷	13	85	$F\pi$	20
20	÷	13	53	x	12	86	÷	13
21	x	12	54	ИП4	64	87	$F\sqrt{\quad}$	21
22	ИП3	63	55	ИП5	65	88	С/П	50
23	Fx^2	22	56	-	11	89	ИПС	6С
24	ИП5	65	57	÷	13	90	1	01
25	ИП7	67	58	4	04	91	5	05
26	x	12	59	x	12	92	+	10
27	x	12	60	$F\pi$	20	93	С/П	50
28	П5	45	61	÷	13	94	ИПД	6Г
29	ИПО	60	62	$F\sqrt{\quad}$	21	95	ИП3	63
30	Fx^2	22	63	С/П	50	96	x	12
31	ИП4	64	64	ИП4	64	97	С/П	50
32	x	12	65	1	01			

Розподілення комірок пам'яті:

 $[\sigma] \rightarrow П1$; $P_H \rightarrow П2$; $p_2 \rightarrow П3$; $1-4\mu_2\gamma_2 \rightarrow П4$; $1+4\mu_2\gamma_2 \rightarrow П5$; $1-4\mu_1\gamma_1 \rightarrow П6$; $1+4\mu_1\gamma_1 \rightarrow П7$; $1-\alpha + \mu_3\beta \rightarrow П8$; $\delta + \alpha \rightarrow П9$;

$q \rightarrow ПА ; r \rightarrow ПВ .$

- діаметр поршня, мм:

$$D_{II} = \frac{\pi\mu_2 b_2 (Zp_k + p_1) + \sqrt{[\pi\mu_2 b_2 (Zp_k + p_1)]^2 - \pi(p_1 - p_2)[0.25\pi p_2 d_w^2 - \pi\mu_1 b_1 p_2 d_w + P_H(\alpha - \mu_3\beta - 1)]}}{0.5\pi(p_1 - p_2)}$$

де μ_1, μ_2 – коефіцієнт тертя в ущільненнях відповідно штока і поршня [13, с.45, табл. 3]; b_1, b_2 – ширина ущільнень відповідно штока і поршня, мм; ширину набивних і манжетів ущільнень вибирають з [11, с.70-78, табл. 23–27], а ширину поршневих кілець приймають рівними $(0,12...0,08)D_{II}$ [14, с.56]; p_H – тиск рідини в нижній (штоковій) порожнині при робочому ході рухомих частин, МПа; у разі установки на зливній магістралі підпірного клапана $p_H = 1.5...2.0$ МПа, за відсутності підпірного клапана $p_H = p_2$; p_2 – тиск рідини у верхній (без штоковій) порожнині при зворотному х.х. рухомих частин, МПа; Z – число поршневих кілець (табл. 2.1); зазвичай $Z=2...8$ [14]; p_k – тиск від сил пружності поршневого кільця; $p_k = 0,1...0,2$ МПа.

Таблиця 2.3

Результати розрахунку з допомогою ПМК циліндра плунжерного типу

Зупинки	1	2	3	4	5	6	7
Величина на індикаторі	Номінальний тиск робочої рідини p_1 , МПа	Діаметр зворотного плунжера d_{II} , мм	Внутрішній діаметр зворотного циліндру d_B , мм	Зовнішній діаметр зворотного циліндру d_H , мм	Діаметр робочого плунжера D_{II} , мм	Внутрішній діаметр робочого циліндру D_B , мм	Зовнішній діаметр робочого циліндру D_H , мм
Розрахункове значення							
Прийняте значення по ГОСТу							
Адресний реєстр	0	4	5	-	С	Д	-

Внутрішній діаметр циліндра приймають на 10...15 мм більше діаметру плунжера, а зовнішній діаметр обчислюють таким чином [11, с.85]:

$$D_H = D_B \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - p_1 \sqrt{3}}}, \quad (2.6)$$

де D_H, D_B – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри циліндра, мм.

Таблиця 2.4

Програма розрахунку розмірів циліндру плунжерного типу

Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код	Адреса	Клавіші	Код
00	ИП1	61	32	ИПВ	6L	64	ПД	4Г
01	0	00	33	-	11	65	x	12
02	,	0-	34	ИПС	6С	66	ИП0	60
03	2	02	35	÷	13	67	ИП9	69
04	1	01	36	2	02	68	+	10
05	x	12	37	x	12	69	ИП5	65
06	С/П	50	38	С/П	50	70	x	12
07	ИП0	60	39	ИПА	6-	71	ПС	4С
08	ИПА	6-	40	Fx^2	22	72	Fx^2	22
09	-	11	41	$F\pi$	20	73	$\frac{xy}{x}$	14
10	ИП4	64	42	x	12	74	-	11
11	x	12	43	ИП3	63	75	$F\sqrt{\quad}$	21
12	ПВ	4L	44	x	12	76	ИПС	6С
13	Fx^2	22	45	4	04	77	+	10
14	ИП6	66	46	÷	13	78	ИПД	6Г
15	2	02	47	ИП3	63	79	÷	13
16	x	12	48	ИП9	69	80	2	02
17	ИП7	67	49	ИПА	6-	81	x	12
18	+	10	50	x	12	82	с/п	50
19	ИП8	68	51	x	12	83	ИП1	61
20	-	11	52	-	11	84	ИП1	61
21	ИП2	62	53	ИП6	66	85	3	03
22	x	12	54	ИП8	68	86	$F\sqrt{\quad}$	21
23	ИП0	60	55	-	11	87	ИП0	60
24	ИП3	63	56	ИП2	62	88	x	12
25	+	10	57	x	12	89	-	11
26	$F\pi$	20	58	+	10	90	÷	13
27	x	12	59	ИП0	60	91	$F\sqrt{\quad}$	21
28	ПС	4С	60	ИП3	63	92	ИПВ	6L
29	x	12	61	-	11	93	x	12
30	-	11	62	$F\pi$	20	94	С/П	50
31	$F\sqrt{\quad}$	21	63	x	12			

Розподілення комірок пам'яті:

 $[\sigma] \rightarrow П1$; $P_H \rightarrow П2$; $p_2 \rightarrow П3$; $\pi\mu_1 b_1 \rightarrow П4$; $\pi\mu_2 b_2 \rightarrow П5$; $\alpha \rightarrow П6$; $\delta \rightarrow П7$; $1 + \mu_3 \beta \rightarrow П8$; $Zp_k \rightarrow П9$; $p_{II} \rightarrow ПА$.

На підставі розрахункового значення діаметру вибирають найближче більше значення з ряду нормальних діаметрів по ГОСТ 12447-80: 40; /45/; 50; /56/; 63; /70/; 80; /90/; 100; /110/; 125; /140/; 160; /180/; 200; /220/; 250; /280/; 320; /360/; 400; /450/; 500; /560/; 630; /710/; 800; /900/; 1000 мм.

Після визначення розмірів циліндра по приведених формулах вводять програму і початкові дані в ПМК БЗ-34, проводячи перевірочний розрахунок. У разі циліндра плунжерного типу використовують програму, представлену в табл. 2.2, а результати розрахунку заносять а табл. 2.3. Для розрахунку циліндра поршневого типу застосовують програму, представлену в табл. 2.4, а результати розрахунку фіксують в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Результати розрахунку за допомогою ПМК циліндра поршневого типу

Зупинки	1	2	3	4
Величина на індикаторі	Номінальний тиск робочої рідини p_1 , МПа	Діаметр штока $d_{ш}$, мм	Внутрішній діаметр робочого циліндру D_B , мм	Зовнішній діаметр робочого циліндру D_H , мм
Розрахункове значення				
Прийняте значення по ГОСТу				
Адресний реєстр	0	A	B	-

В процесі виконання програми після кожної зупинки мікрокалькулятора отримані розрахункові дані наводить у відповідність із стандартними значеннями і заносять в елементи пам'яті (адресні реєстри), вказані в табл. 2.3 або 2.5. Так, значення номінального тиску робочої рідини вибирають рівним найближчому значенню з ряду тиску по ГОСТ 12445-80:

1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;
32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100; 125; 160; 200; 250 МПа.

Діаметри робочого і поворотного плунжерів, а також штока поршня, округляють у більшу сторону відповідно до того, що рекомендується поряд лінійних розмірів по СТ СЕВ 514-77 [6, с. 11, табл. 4].

2.2. Розрахунок основних параметрів приводу гідравлічного преса

Тип гідравлічного приводу визначається джерелом рідини високого тиску, що живить прес під час робочого ходу. Розрізняють наступні найбільш типи гідроприводу, що часто застосовуються:

1. насосний привід (НП) з постійною продуктивністю;
2. насосний привід із ступінчастою регульованою продуктивністю (НПСП);
3. насосний привід з плавно регульованою продуктивністю (НППП);
4. насосно-маховий привід (НМЛ);
5. насосно-акумуляторний привід (НАП);
6. мультиплікаторний привід.

Залежно від типу гідравлічного приводу розрізняються швидкісні характеристики гідропресів [1, с.258, табл. 20.2] і їх технологічне призначення. Найбільш поширені типові графіки навантажень пресів приведені [1, с.128-129, мал. 7.1 і 7.2].

Насосний привід з постійною продуктивністю

При розрахунку НП з постійною продуктивністю, системою наповнення і прискореним $x.x$. визначають продуктивність і настановну потужність насоса, вибирають по довідниках відповідний типорозмір насоса і приводять його технічну характеристику, будують графік зміни основних параметрів приводу протягом технологічного циклу, обчислюють і підбирають електродвигун по методу еквівалентних середніх втрат [13, с.47–51]. Розрахунок наповнювальної системи виконують відповідно до методики, викладеної в [11, с.97–100].

Насосний привід із ступінчастою регульованою продуктивністю

Привід із ступенями продуктивності і тиску (НПСП) дозволяє поліпшити використання установчої потужності насосів і електродвигуна за рахунок подачі робочої рідини в циліндр преса від двох насосів різних характеристик [11, с.151, мал. 85,а]; подачі робочої рідини від одного насоса в декілька циліндрів [11, с.131–132] або в один циліндр спеціальної конструкції [11, с. 136, мал. 75].

Для даного типу приводу графік зміни тиску розбивають на ділянки, визначають продуктивність насосів на кожному ступені тиску, швидкість рухомих частин, настановну потужність приводу [13, с.51–52] і потужність електродвигуна по методу еквівалентних втрат.

Насосний привід з плавно регульованою продуктивністю (НППП)

У приводі НППП встановлюють один насос з безперервно регульованою продуктивністю за допомогою пружини [2, с.252, мал. 6.22]. Розрахунок полягає у визначенні максимальної і настановної потужності насоса [13, с.52–54], обчисленні потужності електродвигуна методом еквівалентних втрат.

Насосно-маховий привід (НМП)

При розрахунку НМП знаходять, настановну потужність насоса і електродвигуна, момент інерції маховика [13, с.54–56]. Для визначення роботи деформації металу застосовують ступінь заповнення силового графіка φ [10, с.93; 11, с.29], рівну відношенню роботи деформації до добутку $P_H S_p$. Ступінь заповнення φ для технологічних операцій, що найчастіше зустрічаються, виконуються на гідравлічних пресах, має наступні значення:

Холодне видавлювання	0,7...0,8
Холодне калібрування (чеканка)	0,6...0,7
Гаряче видавлювання	0,3...0,4
Гаряче штампування	0,1...0,2
Вирубка /пробивка/	0,5...0,6
Витяжка листового металу	0,4...0,5
Гнуття з підкарбовуванням	0,2...0,3

Насосно-акумуляторний привід (НАП)

Для розрахунку НАП складають розрахункові схеми роботи гідравлічного преса під час робочого, прямого і зворотного х.х. і вирішують рівняння руху рухомих частин преса спільно з рівнянням Бернуллі [13, с.56–61]. Після цього визначають робочий об'єм акумулятора, продуктивність і настановну потужність насоса, а також електродвигуна [13, с.61-62].

Мультиплікаторний привід

При застосуванні насоса, що створює невелике (до 10 МПа) тиск, його підвищують в 2...4 разу за допомогою гідравлічного мультиплікатора [1, с.151, рис.85,б]. З умови рівності зусилля, що діє на рухомих частину мультиплікатора, знаходять тиск робочої рідини на його виході, МПа:

$$p_m = \eta_m \left(\frac{D_m}{d_m} \right)^2 \cdot p_H, \quad (2.7)$$

де η_m – механічний ККД гідравлічного мультиплікатора, $\eta_m \approx 0,95$ [11, с.91]; D_m , d_m – діаметр плунжера мультиплікатора відповідно низького і високого тиску, мм; p_H – тиск рідини, що створюється насосом, МПа.

Хід робочого плунжера преса, відповідний одному ходу мультиплікатора

$$S_1 = \eta_0 \left(\frac{d_m}{D_{II}} \right)^2 \cdot h, \quad (2.8)$$

де η_0 – об'ємний ККД системи високого тиску, що приймається рівним 0,90...0,95; D_{II} – діаметр робочого плунжера (поршня) преса, мм; h – хід мультиплікатора, мм.

Кількість рідини, що подається мультиплікатором в циліндр преса

$$q_m = \eta_0 \left(\frac{d_m}{D_m} \right)^2 \cdot q_H, \quad (2.9)$$

де q_H – подача насоса, мм³/с;

Швидкість робочого плунжера (поршня) в випадку приводу його від мультиплікатора, мм/с:

$$V_{II} = 1.273\eta_0 \frac{d_m^2}{D_m^2 D_{II}^2} q_H, \quad (2.10)$$

Розрахунок мультиплікаторного приводу, що включає насос і гідравлічний мультиплікатор [10, с.167], проводять в такій же послідовності, як і для насосного приводу [13, с.47–50].

Після розрахунку кожного типу гідроприводу обчислюють час циклу [1, с.258, табл. 20.2] і будують циклову діаграму зміни основних параметрів приводу: тиск p , подачі Q , швидкості V рухомих частин і потужності, що розвивається, протягом технологічного циклу [13, с.50, мал. 20].

В цілях підвищення продуктивності гідравлічного преса збільшують швидкість х.х. рухомих частин шляхом підвищення тиску в наповнювальній системі, збільшення маси рухомих частин, установки прискорювального плунжера [1, с.280; 11, с.142, мал. 79] або застосування додаткових насосів великої подачі і низького тиску [11, с.126]. Проте при надмірному збільшенні маси рухомих частин зростаюча швидкість х.х. перешкоджає повному заповненню порожнини циліндра робочою рідиною. В цьому випадку в лінії поворотних циліндрів встановлюють підпірний клапан, що є комбінацією зворотного і запобіжного клапанів [1, с.280, мал. 21.14,в; 11, с.144, рис.80].

При виборі потужності електродвигуна для приводу гідравлічних пресів розрізняють два режими його роботи: тривалий з постійним навантаженням і тривалий із змінним навантаженням. По першому режиму вибирають електродвигуни для насосно-аккумуляторного приводу, а по другому – для насосного і мультиплікаторного приводу. Потужність електричного двигуна, що працює в тривалому режимі із змінним навантаженням, вибирають по методу еквівалентних (середніх) втрат:

$$\Delta N_{\text{екв}} = \frac{\Delta N_x t_x + \Delta N_p t_p + \Delta N_B t_B + \Delta N_T t_T}{t_x + t_p + t_B + t_T} \leq \Delta N_H, \quad (2.11)$$

де ΔN_x – втрати в електродвигуні при прямому х.х. гідравлічного преса, кВт,

$$\Delta N_x = N_x(1 - \eta_x), \quad (2.12)$$

N_x – потужність, що розвивається двигуном при прямому холостому ході, кВт;
 η_x – ККД електродвигуна при навантаженні, відповідному прямому х.х.;
 $\Delta N_p, \Delta N_B, \Delta N_T$ – втрати в електродвигуні відповідно при робочому ході гідропресу, зворотному х.х. і під час технологічної паузи, кВт; t_x, t_p, t_B, t_T – час відповідно прямого х.х., робочого ходу, зворотного х.х. і технологічної паузи, с.; ΔN_H – втрати в електродвигуні при роботі з номінальним навантаженням, кВт,

$$\Delta N_H = N_H(1 - \eta_H), \quad (2.13)$$

η_H – ККД електродвигуна при номінальному навантаженні [7, с.27–36].

Таблиця 2.6

Програма для вибору потужності електродвигуна з допомогою методу еквівалентних втрат

Адреса	Клавiшi	Код	Адреса	Клавiшi	Код	Адреса	Клавiшi	Код
00	ИП1	61	21	1	01	42	ИП8	68
01	ИП2	62	22	ИПВ	6L	43	x	12
02	+	10	23	-	11	44	+	10
03	ИП3	63	24	ИП2	62	45	ИП5	65
04	+	10	25	x	12	46	ИП6	66
05	ИП4	64	26	ИП6	66	47	+	10
06	+	10	27	x	12	48	ИП3	63
07	4	04	28	+	10	49	+	10
08	÷	13	29	1	01	50	ИП8	68
09	1	01	30	ИПС	6C	51	+	10
10	,	0-	31	-	11	52	÷	13
11	2	02	32	ИП3	63	53	1	01
12	x	12	33	x	12	54	ИП0	60
13	С/П	50	34	ИП7	67	55	-	11
14	1	01	35	x	12	56	ИП9	69
15	ИПА	6-	36	+	10	57	x	12
16	-	11	37	1	01	58	\overline{xy}	14
17	ИП1	61	38	ИПД	6Г	59	-	11
18	x	12	39	-	11	60	$Fx \geq 0$	59
19	ИП5	65	40	ИП4	64	61	13	13
20	x	12	41	x	12	62	С/П	50

Первинне розподілення комірок пам'яті:

$N_x \rightarrow П1$; $N_p \rightarrow П2$; $N_B \rightarrow П3$; $N_T \rightarrow П4$;

$t_x \rightarrow П5$; $t_p \rightarrow П6$; $t_B \rightarrow П7$; $t_T \rightarrow П8$;

Введення даних після зупинки ПМК:

$N_H \rightarrow П9$; $\eta_0 \rightarrow П0$; $\eta_x \rightarrow ПА$; $\eta_p \rightarrow ПВ$;

$\eta_B \rightarrow ПС$; $\eta_T \rightarrow ПД$.

Після вибору електродвигуна [7, табл. 2.1–2.4; 8, с.7–14, табл. 1–4] по методу еквівалентних втрат вводять програму (табл. 2.6) і початкові дані в програмований мікрокалькулятор БЗ-34, проводячи перевірочний розрахунок. При першій зупинці ПМК на індикаторі з'явиться розрахункове значення потужності, по якому підбирають відповідний типоразмер двигуна. Для цього двигуна будують графік залежності його ККД від відносного навантаження $\eta = f(N/N_H)$, виходячи з даних, приведених в [7, с.27–36].

У комірки пам'яті мікрокалькулятора заносять наступні дані: у комірку 9 – номінальну потужність, вибраного двигуна N_H , в комірку 0 – КПД двигуна при номінальному навантаженні η_H , у комірки А, В, С і Д – КПД двигуна відповідно при прямому *x.x.* η_x , робочому ході η_p , зворотному *x.x.* η_B і під час технологічної паузи η_T . Натискають клавішу «С/П». Якщо після другої зупинки ПМК на табло індикатора з'являється позитивне крокове значення або нуль, двигун вибраний правильно, якщо негативне – то потужність двигуна недостатня для приводу гідравлічного преса. В цьому випадку слід вибрати по довіднику наступний електродвигун найближчої більшої потужності, ввести в комірки пам'яті 9, 0, А, В, С і Д його дані і повторити розрахунок, натиснувши клавішу «С/П». Так продовжують підбір двигуна до тих пір, поки на індикаторі не з'явиться позитивне значення числа або нуль.

На закінчення роблять висновок про зниження енергоємності приводу завдяки ступінчастому або плавному регулюванню продуктивності насосів, установці маховика і тому подібне.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кузнечно-штамповочное оборудование А.Н.Банкетов, Ю.А.Бочаров, Н.С. Добринский и др.; Под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н. Ланского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 575 с.
2. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование: Прессы. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Вища шк., 1981. – 376 с.
3. Ланской Е.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов / Е.Н. Ланской, А.Р. Банкетов. – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с.
4. Ровинский Г.Н., Злотников С.Л. Листоштамповочные механические прессы. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
5. Кривошипные кузнечно-прессовые машины /В.И. Власов, А.Я. Борзыкин, И.К. Букин-Батырѐв и др.; Под ред. В.И. Власова, – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
6. Зенкин А.С, Петко И.В. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Техніка, 1984. – 312 с.
7. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник /А.Э. Кравчик, М.М. Шлаф, В.И. Афонин и др. – М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с.
8. Электрооборудование кузнечно-прессовых машин: Справочник /В.Е. Стоколов, Г.С. Усышкин, В.Н. Степанов и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 304 с.
9. Приводы машин: Справочник /В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков и др. /Под ред. В.В. Длоугого. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.
10. Бочаров Ю.Я., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. – М.: Высш. шк., 1969. – 248 с.
11. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. – М.: Машиностроение, 1975. – 222 с.
12. Низков А.А. Гидропрессовые установки: Конспект лекций. – Киев, 1961. – 137 с.
13. Пукалов В.П., Запорожченко В.С. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу "Кузнечно-штамповочное оборудование" для студентов специальности 0503. – Кировоград: КИСХМ, 1983. – 80 с.
14. Воронин В.Г. Гидравлические прессы с безаккумуляторным маслонасосным приводом: Справоч. пособие. – М.: Машиностроение, 1974 – 160 с.
15. Рей Р.И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы кривошипные. / Р.И. Рей, С.С. Монятовский. – Луганск: СНУ, 2000. – 216 с.
16. Эксплуатация и обслуживание оборудования и технологической оснастки для листовой штамповки / под ред. Л.И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1984. – 304 с.
17. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів / Запоріжжя: ЗНТУ, 2008. – 301 с.

ДОДАТКИ

Додаток А. Вихідні дані для кінематичного, силового і енергетичного розрахунку кривошипно-пресової машини

Таблиця А.1

Вихідні дані для виконання завдання КПО-1

№ вар.	Тип пресу	Номінальне зусилля P_H , МН	Число ходів за хвилину n_x	Частота обертання ефектродвигуна n_0 , об/хв	Хід повзуна S , мм	Коефіцієнт довжини шатуна λ	Коефіцієнт використання ходів P	Привід	Головний вал	Тип зубчатої передачі	Типова операція
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Відкритий однокривошипний	0,025	200	1500	30	0,065	1,0	Одноступінчастий	Одноколінчастий	-	Вирубання
2		0,025	200	1000	36	0,085	0,7	Одноступінчастий	Кривошипний	-	Гнуття
3		0,063	180	1500	45	0,07	0,8	Одноступінчастий	Кривошипний	-	Вирубання
4		0,063	180	1000	50	0,08	0,5	Одноступінчастий	Одноколінчастий	-	Витягування
5		0,1	180	1500	50	0,075	0,6	Одноступінчастий	Кривошипний	-	Гнуття
6		0,1	180	1000	63	0,085	0,9	Одноступінчастий	Кривошипний	-	Вирубання зі збільш. ходом
7		0,16	160	1500	55	0,065	0,4	Двоступінчастий односторонній	Кривошипний	Відкрита	Витягування
8		0,16	160	1000	71	0,075	0,7	Одноступінчастий	Колінчастий	-	Гнуття
9		0,25	160	1000	65	0,07	0,9	Одноступінчастий	Ексцентрик	-	Вирубання
10		0,25	75	1000	80	0,09	0,8	Двоступінчастий односторонній	Кривошипний	Відкрита	Гнуття
11		0,25	160	1500	80	0,08	1,0	Одноступінчастий	Колінчастий	-	Вирубання зі збільш. ходом
12		0,4	140	1000	80	0,08	1,5	Одноступінчастий	Кривошипний	-	Витягування
13		0,4	71	1500	90	0,09	0,8	Двоступінчастий односторонній	Колінчастий	Закрита	Вирубання
14		0,63	63	1500	100	0,065	0,7	Двоступінчастий односторонній	Кривошипний	Відкрита	Гнуття
15		0,63	125	1000	100	0,075	0,9	Одноступінчастий	Ексцентрик	-	Вирубання зі збільш. ходом
16		1,0	95	1500	130	0,065	0,6	Двоступінчастий односторонній	Колінчастий	Закрита	Гнуття

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
17		1,0	95	1000	130	0,075	0,7	Одноступінчастий	Кривошипний	-	Вирубання	
18		1,0	56	1000	130	0,085	0,4	Двоступінчастий двосторонній	Ексцентриковий	Відкрита	Витягування	
19	Відкритий двокривошипний	0,4	63	1000	63	0,09	0,6	Двоступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Закрита	Витягування	
20		0,4	80	1500	80	0,145	0,9	Двоступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Відкрита	Вирубання	
21		0,63	63	1000	100	0,085	0,8	Двоступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Закрита	Гнуття	
22		0,63	50	1500	160	0,17	1,0	Двоступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Відкрита	Вирубання зі збільш. ходом	
23		1,0	63	1000	100	0,1	0,7	Двоступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Закрита	Вирубання	
24		1,0	40	1500	200	0,155	0,5	Трьохступінчастий односторонній	Шестернеексцентриковий	Відкрита	Витягування	
25		1,6	50	1000	125	0,125	0,6	Двоступінчастий односторонній	Шестернеексцентриковий	Закрита	Гнуття	
26		1,6	32	1500	250	0,175	0,9	Трьохступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Відкрита	Вирубання зі збільш. ходом	
27		2,5	40	1000	125	0,095	0,8	Двоступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Закрита	Вирубання	
28		2,5	32	1500	250	0,15	0,4	Трьохступінчастий односторонній	Шестернеексцентриковий	Відкрита	Витягування	
29		4,0	32	1000	160	0,11	0,7	Трьохступінчастий двухсторонній	Шестернеексцентриковий	Закрита	Гнуття	
30		4,0	25	1000	320	0,16	0,8	Трьохступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Відкрита	Вирубання зі збільш. ходом	
31			1,6	25	1500	320	0,172	1,0	Трьохступінчастий односторонній	Шестернеексцентриковий	Відкрита	Вирубання зі збільш. ходом
32			1,6	40	1000	250	0,125	0,7	Двоступінчастий односторонній	Ексцентриковий	Закрита	Обрізання задирки

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
33	Закритий одно- кривош- и-пний	1,6	40	1000	250	0,125	0,7	Двоступін- частий односторон- ній	Ексцентри- ковий	Закрита	Обрізання задирки
34		2,0	40	1000	160	0,11	0,8	Двоступін- частий односторон- ній	Шестерне- ексцентри- ковий	Відкрита	Гнуття
35		2,0	25	1000	320	0,16	0,5	Двоступін- частий двосторонній	Шестерне- ексцентри- ковий	Закрита	Витягування
36		2,5	20	1500	400	0,155	0,8	Трьохступін- частий двосторонній	Шестерне- ексцентри- ковий	Закрита	Вирубубання зі збільш. ходом
37		2,5	32	1000	200	0,085	0,9	Двоступін- частий односторон- ній	Колінчас- тий	Відкрита	Вирубубання
38		2,5	32	1500	320	0,095	0,6	Двоступін- частий односторон- ній	Ексцентри- ковий	Відкрита	Обрізання задирки
39		3,15	32	1000	200	0,095	0,4	Двоступін- частий односторон- ній	Шестерне- ексцентри- ковий	Закрита	Витягування
40		3,15	20	1000	400	0,145	0,7	Двоступін- частий двосторонній	Колінчас- тий	Відкрита	Вирубубання зі збільш. ходом
41		4,0	25	1500	250	0,105	0,6	Двоступін- частий односторон- ній	Шестерне- ексцентри- ковий	Закрита	Гнуття
42		4,0	16	1500	500	0,175	0,3	Трьохступін- частий односторон- ній	Колінчас- тий	Відкрита	Витягування
43		4,0	25	1000	400	0,105	0,5	Двоступін- частий двосторонній	Ексцентри- ковий	Закрита	Обрізання задирки
44		5,0	25	1000	250	0,125	0,6	Двоступін- частий односторон- ній	Шестерне- ексцентри- ковий	Відкрита	Вирубубання
45		5,0	16	1500	500	0,165	0,4	Трьохступін- частий двосторонній	Шестерне- ексцентри- ковий	Закрита	Витягування
46		6,3	20	1000	320	0,115	0,7	Двоступін- частий двосторонній	Колінчас- тий	Відкрита	Гнуття
47		6,3	12	1500	630	0,18	0,9	Трьохступін- частий односторонній	Шестерне- ексцентри- ковий	Закрита	Вирубубання зі збільш. ходом
48		6,3	20	1500	630	0,115	0,5	Двоступін- частий двосторонній	Шестерне- ексцентри- ковий	Відкрита	Обрізання задирки

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
49		8,0	20	1000	320	0,09	0,7	Двоступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Вирубвання
50		8,0	12	1500	630	0,17	0,4	Трьохступінчастий двосторонній	Колінчастий	Відкрита	Витягування
51		10,0	16	1000	400	0,12	0,6	Трьохступінчастий односторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Гнуття
52		10,0	10	1500	800	0,15	0,8	Чотириступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання зі збільш. ходом
53		10,0	16	1500	500	0,1	0,4	Трьохступінчастий двосторонній	Колінчастий	Закрита	Обрізання задирки
54		12,5	16	1000	400	0,1	0,6	Трьохступінчастий двосторонній	Ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання
55		12,5	10	1500	800	0,14	0,3	Чотириступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Витягування
57		1,0	40	1500	250	0,15	0,8	Двоступінчастий односторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Гнуття
58		1,6	32	1500	200	0,11	0,7	Трьохступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання
59		1,6	32	1000	320	0,175	1,0	Двоступінчастий односторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Вирубвання зі збільш. ходом
60		2,0	32	1000	200	0,12	0,5	Двоступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Гнуття
61		2,0	32	1500	320	0,145	0,6	Трьохступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Закрита	Витягування
62		2,5	25	1500	200	0,085	0,8	Трьохступінчастий односторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання
63		2,5	25	1000	400	0,16	0,9	Двоступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Вирубвання зі збільш. ходом
64		3,15	25	1500	400	0,18	0,6	Трьохступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Відкрита	Гнуття
65		4,0	20	1000	250	0,125	0,5	Двоступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Витягування
66		5,0	20	1500	500	0,155	0,8	Чотириступінчастий односторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання зі збільш. ходом

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
67		6,3	20	1500	320	0,09	0,9	Трьохступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Вирубвання
68		8,0	20	1000	630	0,17	0,7	Трьохступінчастий односторонній	Двоколінчастий	Відкрита	Гнуття
69		10,0	16	1500	710	0,14	0,3	Чотириступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Витягування
70		12,5	16	1000	400	0,115	0,5	Трьохступінчастий односторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання
71		16,0	16	1000	710	0,165	0,6	Трьохступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Гнуття
72		20,0	12	1500	800	0,135	0,7	Чотириступінчастий односторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання зі збільш. ходом
73		25,0	12	1000	500	0,095	0,4	Чотириступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Закрита	Витягування
74		31,5	12	1500	500	0,105	0,6	Чотириступінчастий двосторонній	Шестерне-ексцентриковий	Відкрита	Вирубвання
75	КГШП	6,3	90	1500	200	0,175	0,3	Двоступінчастий односторонній	Ексцентриковий	Закрита	Гаряче видавлювання
76		10,0	80	1000	250	0,16	0,4	Двоступінчастий односторонній	Ексцентриковий	Відкрита	Гаряче штампування
77		16,0	75	1000	300	0,145	0,2	Двоступінчастий односторонній	Ексцентриковий	Закрита	Гаряче видавлювання
78		25,0	60	1500	350	0,15	0,4	Трьохступінчастий односторонній	Ексцентриковий	Відкрита	Гаряче штампування
79		40,0	50	1500	400	0,17	0,2	Трьохступінчастий односторонній	Ексцентриковий	Закрита	Гаряче видавлювання
80		63,0	40	1000	460	0,14	0,3	Трьохступінчастий односторонній	Ексцентриковий	Відкрита	Гаряче штампування

Вивідні дані для виконання завдання КПО-2

№ вар.	Зусилля пресу P_H , МН	Тип гідроприводу	Тип циліндру	Матеріал циліндру	Повний хід, мм	Робочий хід, мм	Холостий хід	Відношення	Типова операція
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1,0	НАП	Плунжерний	Сталь 35Л	200	50	Прискорений	0,10	Холодне видавлювання
2	1,6	НАП	Плунжерний	Сталь 45	300	65	Нормальний	0,08	Вирубання
3	2,0	НАП	Плунжерний	Сталь 35Л	400	80	Повільний	0,06	Витягання
4	2,5	НАП	Плунжерний	Сталь 45	500	100	Нормальний	0,04	Гаряче видавлювання
5	4,0	НАП	Плунжерний	Сталь 35Л	600	120	Прискорений	0,02	Гнуття
6	5,0	НАП	Плунжерний	Сталь 45	700	140	Нормальний	0,01	Гаряче штампування
7	6,3	Мультиполікаторний	Плунжерний	Сталь40ХН	800	160	Повільний	0,50	Холодне видавлювання
8	8,0	НАП	Плунжерний	Сталь40ХН	1000	200	Нормальний	0,03	Витягання
9	1,0	НАП	Поршневий	Сталь 35Л	200	50	Прискорений	0,05	Вирубання
10	1,6	НП	Поршневий	Сталь 45	300	65	Повільний	0,60	Гаряче видавлювання
11	2,0	НАП	Поршневий	Сталь 35Л	400	80	Нормальний	0,07	Гнуття
12	2,5	НАП	Поршневий	Сталь 45	500	100	Прискорений	0,09	Гаряче штампування
13	4,0	НП	Поршневий	Сталь40ХН	600	120	Нормальний	0,07	Витягання
14	5,0	Мультиполікаторний	Поршневий	Сталь 45	700	140	Повільний	0,40	Гнуття
15	6,3	НАП	Поршневий	Сталь40ХН	800	160	Нормальний	0,01	Калібрування
16	8,0	Мультиполікаторний	Поршневий	Сталь40ХН	1000	200	Прискорений	0,30	Гаряче видавлювання
17	1,0	НАП		Сталь 45	200	50	Повільний	0,02	Холодне видавлювання
18	1,6	Мультиполікаторний	Плунжерний	Сталь 45	300	65	Нормальний	0,20	Калібрування
19	2,0	НП	Поршневий	Сталь 35Л	400	80	Прискорений	0,40	Гаряче штампування
20	2,5	НП	Поршневий	Сталь 45	500	100	Прискорений	0,60	Вирубання
21	4,0	НП	Поршневий	Сталь 35Л	600	120	Прискорений	0,80	Гаряче видавлювання
22	5,0	НП	Поршневий	Сталь 45	700	140	Прискорений	0,95	Гнуття
23	6,3	НП	Поршневий	Сталь40ХН	800	160	Прискорений	0,85	Витягання
24	8,0	НП	Поршневий	Сталь40ХН	1000	200	Прискорений	0,75	Калібрування
25	1,0	НП	Плунжерний	Сталь 35Л	200	50	Прискорений	0,65	Холодне видавлювання
26	1,6	НП	Плунжерний	Сталь 35Л	300	65	Прискорений	0,55	Вирубання
27	2,0	НП	Плунжерний	Сталь 45	400	80	Прискорений	0,45	Гаряче штампування
28	2,5	НП	Плунжерний	Сталь40ХН	500	100	Прискорений	0,90	Витягання
29	4,0	НП	Плунжерний	Сталь 45	600	120	Прискорений	0,80	Калібрування
30	5,0	НП	Плунжерний	Сталь40ХН	700	140	Прискорений	0,70	Гаряче видавлювання
31	6,3	НП	Плунжерний	Сталь 45	800	160	Прискорений	0,60	Гнуття
32	8,0	НП	Плунжерний	Сталь40ХН	1000	200	Прискорений	0,50	Холодне видавлювання

ДЛЯ ПОДАТОК

Підписано до друку 29.09.2018. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк різнографічний. Гарнітура "Times New Roman". Зам. № 16339/18. Тираж 40 прим.
Видавництво "Поліум", 25006, м. Кропивницький, а/с-1/42, polium@list.ru
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавничої справи
ДК № 593 від 13.09.2001 р.