

# **РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ**

**Методичний посібник для виконання курсового проекту  
з деталей машин**

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	5
1 Вибір перерізу клинового паса та діаметра ведучого шківів.....	5
2 Геометричні розрахунки передачі.....	6
3 Визначення числа пасів в передачі.....	8
4 Зусилля в передачі.....	9
5 Габаритні розміри шківів.....	10
6 Вибір раціонального рішення.....	10
7 Діапазон регулювання міжосьової відстані.....	12
8 Конструктивне оформлення елементів передачі .....	13
Література.....	14
Додаток А – Вибір типу перерізу паса.....	15
Додаток Б – Розміри та інші довідкові дані клинових пасів по ГОСТ 1284.1-80.....	16
Додаток В - Номінальна потужність, що передається одним пасом...17	
Додаток Г – Корегуючі коефіцієнти.....	21
Додаток Д - Коефіцієнти числа пасів і режиму роботи.....	22

## ВСТУП

Клинові приводні паси нормальних перерізів, які випускаються вітчизняною промисловістю із розмірами ГОСТ 1284.1-80, мають позначення типорозмірів перерізів: О; А; Б; В; Г; Д і Е. Паси виробництва країн Європи позначають відповідно літерами: Z; А; В; С; D; E, EO.

Клинопасові передачі застосовуються в приводах різноманітних машин у діапазоні потужностей 0,06...80 кВт на один пас. Як правило, ці передачі швидкохідні, тому в багатоступінчатих приводах пасова передача займає звичайно місце швидкохідної ступені – для передачі руху від двигуна до редукторів, коробок передач і т.п. Але при великих швидкостях відцентрові сили негативно впливають на роботоздатність передачі, тому верхня межа швидкості клинопасової передачі 25...30 м/с (менші значення для пасів О, А, Б, В).

Рекомендоване передаточне відношення клинопасової передачі становить 2...4 (максимум 8), але треба зважати на те, що при збільшенні передаточного відношення зменшується кут обхвату меншого шківів і, як наслідок, знижується тягова спроможність передачі. Крім того при конструюванні багатоступінчастого привода великі значення передаточного числа пасової передачі часто заважають досягати співрозмірності складових елементів привода.

Проектування клинопасової передачі являє собою типовий приклад вирішення задачі конструювання механічного привода із використанням стандартних виробів (клинових пасів та шківів). При одних і тих же вихідних даних може бути отримано декілька варіантів передачі, які відрізняються габаритами, вартістю виготовлення й експлуатації, тощо. Для реалізації цієї задачі, як правило, провадиться варіантний розрахунок у якому паралельно визначаються параметри кожного варіанта конструктивного рішення і конструктор, користуючись відповідними критеріями, вибирає найбільш раціональний результат.

Методичний посібник складено на основі ГОСТ 1284.3-80, у якому підбір пасів провадиться на основі комплексного розрахунку, що враховує і тягову спроможність передачі, і ресурс роботи пасів.

Для полегшення користування методичним посібником методика, що викладена у ньому, супроводжується вирішенням типового прикладу із підстановкою конкретних числових значень. При оформленні розрахунково-пояснювальної записки курсового проекту слід приводити у ній розрахунок тільки одного із варіантів, а результати розрахунків інших варіантів оформити по зразку таблиці 1.

## РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Задача розрахунку: Визначити основні параметри клинопасової передачі привода дробарки

Вихідні дані: - потужність на ведучому валу  $P_1 = 7,4$  кВт  
- частота обертання ведучого шківів  $n_1 = 2900$  хв<sup>-1</sup>  
- обертаючий момент на ведучому шківі  $T_1 = 24,4$  Н·м  
- передаточне відношення передачі  $i_{п} = 2,8$

Режим роботи: привод від електродвигуна перемінного струму 4A112M2, короткочасні перевантаження 270 %, робота в дві зміни

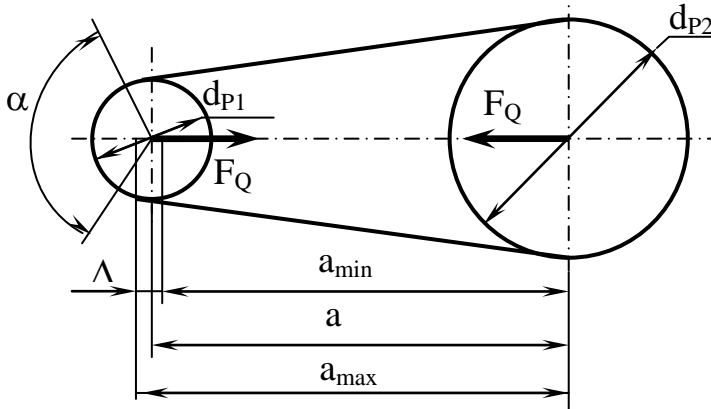


Рисунок 1 – Розрахункова схема клинопасової передачі

### Розрахунок

#### 1 Вибір перерізу клинового паса та діаметра ведучого шківів

1.1 Типорозмір перерізу клинового паса вибирається по графіку додатка А в залежності від потужності, що передається та кутової швидкості ведучого шківів.

Так при  $P_1=7,4$  кВт і  $n_1 = 2900$  хв<sup>-1</sup> рекомендовано застосовувати пас типу А.

1.2 Орієнтовно розрахунковий діаметр меншого шківів вичислюють по формулі М.А.Саверіна в залежності від значення крутного моменту на шківі:

$$d_{\delta 1} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1}. \quad (1)$$

Для прикладу, що розглядається:

$$d_{\rho 1} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{24,4} = 151 \dots 185 \text{ мм}.$$

Для проведення варіантного розрахунку передачі по додатку А знаходимо стандартні значення розрахункових діаметрів шківів, які входять в цей діапазон (160 і 180 мм). Ураховуючи, що при менших діаметрах шківів габарити передачі зменшуються, приймаємо ще три варіанти передачі із шківками діаметром 100, 125 і 140 мм. Слід пам'ятати, що для кожного типорозміру паса існує мінімальне значення розрахункового діаметра шківка  $d_{\text{Д1}}^{\text{min}}$  (дивися додаток Б) і приймати шків діаметром менше цього значення не допускається.

Як правило, кількість варіантів розрахунку приймається в межах 3...5 варіантів. Таким чином провадимо розрахунок 5 варіантів передачі з ведучими шківками діаметром 100, 125, 140, 160 і 180 мм. Ці значення заносимо в таблицю 1.

1.3 Колова швидкість на ведучому шківі, м/с.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{P1}} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad , \quad (2)$$

де  $n_1$ - частота обертання шківка,  $\text{хв}^{-1}$ .

При швидкості  $V_1 > 30$  м/с розрахунок по даному варіанту можна не продовжувати.

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 2900}{60 \cdot 1000} = 19,0 \text{ м/с.}$$

2 Геометричні розрахунки передачі

2.1 Розрахунковий діаметр веденого шківка:

$$d_{\text{Д2}} = d_{\text{P1}} \cdot i_1 \quad . \quad (3)$$

Згідно значення розрахункового діаметра приймається найближче стандартне значення (додаток А) і заноситься в таблицю 1.

$$d_{\text{Д2}} = 125 \cdot 2,8 = 350 \text{ мм.}$$

Найближче стандартне значення  $d_{\text{P2}} = 355$  мм.

2.2 Фактичне передаточне відношення:

$$z_{i0} = \frac{d_{\text{Д2}}}{d_{\text{P1}} (1 - \xi)} \quad , \quad (4)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт пружного ковзання,  $\xi = 0,01 \dots 0,02$  [1];

$$z_{i0} = \frac{355}{125 (1 - 0,01)} = 2,87 \quad .$$

Відхилення передаточного відношення від заданого:

$$\Delta U = \frac{i_{\text{r}}^{\text{д}} - i_{\text{r}}}{i_{\text{r}}} \cdot 100\% = \frac{2,87 - 2,8}{2,8} \cdot 100\% = 2,45\% .$$

При відхиленні понад  $\pm 5\%$  від заданого передаточного відношення допускається приймати нестандартні значення розрахункового діаметра більшого шківa.

### 2.3 Міжосьова відстань

Якщо клинопасова передача, що проектується, призначена для модернізації вже існуючої машини, або коли проектування провадиться після ескізного компоновання конструкції, для якої призначена пасова передача (тобто для випадків коли передачу треба "вписати" у вже існуючу конструкцію), попереднє значення міжосьової відстані визначається конкретними розмірами цієї конструкції.

Якщо ж розміри міжосьової відстані нічим особливо не лімітуються, то її значення приймається із умови достатньої величини кута обхвату малого шківa по співвідношенню:

$$\hat{a}' = \hat{E}_a \cdot d_{\text{D2}}, \quad (5)$$

де  $K_a$  - коефіцієнт міжосьової відстані, який залежить від значення передаточного відношення (додаток Б).

Для випадку, що розглядається, попередня міжосьова відстань

$$a' = d_{\text{P2}}, \text{ тобто } a' = 355 \text{ мм.}$$

2.4 Попереднє значення розрахункової довжини паса визначають по формулі:

$$L_{\text{D}}' = 2a' + w + \frac{y}{a'}, \quad (6)$$

$$\text{де } w = 0,5 \cdot \pi(d_{\text{P1}} + d_{\text{P2}}), \quad y = \frac{(d_{\text{P2}} - d_{\text{P1}})^2}{4}.$$

Для прикладу розрахунку, що розглядається:

$$w = 0,5 \cdot 3,14(125 + 355) = 754 \text{ мм} \quad y = \frac{(355 - 125)^2}{4} = 13225 \text{ мм}^2;$$

$$L_{\text{D}}' = 2 \cdot 355 + 754 + \frac{13225}{355} = 1501,25 \text{ мм.}$$

Із додатку Б приймаються найближчі розрахункові довжини пасів згідно ГОСТ 1284.1-80. При необхідності можуть бути використані розрахункові довжини пасів, які приведено в дужках.

Приймаємо  $L_D = 1500$  мм.

2.5 Міжосьова відстань уточнюється по формулі:

$$a_0 = 0,25 \left[ L_P - w + \sqrt{(L_P - w)^2 - 8y} \right]. \quad (7)$$

$$a_0 = 0,25 \left[ 1500 - 754 + \sqrt{(1500 - 754)^2 - 8 \cdot 13225} \right] = 354,3 \text{ мм}$$

2.6 Кут обхвату меншого шківa

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_1 - d_2}{a_0}. \quad (8)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{355 - 125}{354,3} = 143^\circ.$$

3 Визначення числа пасів в передачі

3.1 Номінальна потужність, яка передається одним пасом, залежить від типорозміру перерізу паса, кутової швидкості, розрахункового діаметра меншого шківa і передаточного числа.

У додатку В наведено номінальні потужності, які передаються одним пасом базової довжини, при спокійному навантаженні, роботі в одну зміну та передаточному відношенні  $i_n = 1$ . По додатку В для перерізу А знаходимо значення номінальної потужності та заносимо в таблицю 1.

3.2 Розрахункова потужність, яка передається одним пасом, визначається по формулі:

$$P_P = P_{OH} \frac{C_\alpha \cdot C_L \cdot C_i}{C_P} \quad (9)$$

де  $C_\alpha$  - коефіцієнт кута обхвату, (додаток Г),  $C_\alpha = 0,9$  ;

$C_L$  - коефіцієнт довжини паса, (додаток Г),  $C_L = 0,98$  ;

$C_i$  - коефіцієнт передаточного відношення, (дод. Г),  $C_i = 1,14$ ;

$C_P$  - коефіцієнт режиму роботи, (додаток Д),  $C_P = 1,5$  .

$$P_P = 3,1 \frac{0,9 \cdot 0,98 \cdot 1,14}{1,5} = 2,03 \text{ кВт}$$

3.3 Попереднє число пасів:

$$Z_{iD} = \frac{P_1}{P_P} \quad (10)$$
$$Z_{iD} = \frac{7,4}{2,03} = 3,64 \text{ .}$$

3.4 Число пасів з урахуванням нерівномірності навантаження пасів комплекту

$$Z_D = \frac{Z_{iD}}{\tilde{N}_Z} \quad (11)$$

де  $C_Z$  - коефіцієнт числа пасів у комплекті (додаток Д),  $C_Z = 0,9$  .

$$Z_D = \frac{3,64}{0,9} = 4,044 \text{ .}$$

При значенні  $Z_P > 8$  подальші розрахунки варіанта недоцільні. Розрахункове число пасів округляємо до цілого числа  $Z = 4$  .

3.5 Завантаження пасів передачі:

$$S = \frac{Z_P}{Z} \cdot 100\% \quad (12)$$
$$S = \frac{4,044}{4} \cdot 100\% = 101.1\% \text{ .}$$

Допускається завантаження пасів до 115%.

4 Зусилля в передачі

4.1 Зусилля попереднього натягу гілки паса

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_P \cdot C_L}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_i} + \Theta \cdot V^2 \quad , \quad (13)$$

де  $\Theta$  - коефіцієнт, що враховує вплив відцентрових сил (додаток Б),  $\Theta = 0,1$  .

$V$  - швидкість паса, дорівнює швидкості ведучого шківів:

$$F_0 = \frac{850 \cdot 7,4 \cdot 1,5 \cdot 0,98}{4 \cdot 19 \cdot 0,9 \cdot 1,14} + 0,1 \cdot 19^2 = 154,7 \text{ Н.}$$



4.2 Сила, що діє на вали передачі:

$$F_Q = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1 / 2) . \quad (14)$$

$$F_Q = 2 \cdot 154,7 \cdot 4 \cdot \sin(143 / 2) = 1173,6 \text{ Н.}$$

5 Габаритні розміри шківів

5.1 Ширина шківа:

$$\hat{A} = 2s + t (Z-1) . \quad (15)$$

$$\hat{A} = 2 \cdot 10 + 16 (4-1) = 68 \text{ мм.}$$

5.2 Зовнішній діаметр шківа:

$$d_e = d_p + 2c . \quad (16)$$

$$d_{e1} = 125 + 2 \cdot 3,5 = 132 \text{ мм.}$$

$$d_{e1} = 355 + 2 \cdot 3,5 = 362 \text{ мм.}$$

6 Вибір раціонального рішення

Для вибору раціонального рішення необхідно визначити вартість виготовлення передачі для всіх її варіантів. Вартість передачі складається з вартості окремих її елементів: а) пасів; б) шківів; в) натяжного пристрою; г) огороження та інших частин передачі.

Визначити вартість натяжного пристрою, огороження, шківів можна лише при робочому проектуванні передачі. Для орієнтовного порівняння вартості по варіантах розрахунку можна обмежитися ціною комплекту пасів.

6.1 Вартість комплекту пасів передачі:

$$\ddot{O} = L_p \cdot Z \cdot k , \quad (17)$$

де  $L_p$  - розрахункова стандартна довжина паса;

$k$  - вартість одного метра паса, грн/м (додаток Б).

$$\ddot{O} = 1,5 \cdot 4 \cdot 0,33 = 1,98 \text{ грн.}$$

Таблиця 1 – Результати розрахунку клинопасової передачі

Позначення параметра	Розмірність	Результати розрахунку по варіантах				
		100	125	140	160	180
$d_{P1}$	мм	100	125	140	160	180
$V_1$	м/с	15,2	19,0	21,3	24,3	27,4
$d_{P2}$	мм	280	355	400	450	500
$i_\phi$	-	2,84	2,88	2,90	2,86	2,82
$a`$	мм	280	355	400	450	500
$L`_P$	мм	1185,8	1501,24	1690,48	1904,9	2119,34
$L_P$	мм	1180	1500	1800	1900	2120
$a$	мм	276,9	354,3	457,4	447,4	500,3
$\alpha_1$	град	143	143	147,6	143,1	143,5
$P_{OH}$	кВт	2,08	3,03	3,54	4,1	4,7
$C_\alpha$	-	0,9	0,9	0,91	0,9	0,9
$C_L$	-	0,92	0,98	1,01	1,02	1,04
$C_i$	-	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
$C_P$	-	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$P_P$	кВт	1,31	2,03	2,47	2,86	3,34
$Z_{np}$	шт	5,65	3,64	3,0	2,58	2,22
$C_Z$	-	0,9	0,92	0,95	0,95	0,95
$Z_P$	шт	6,26	3,96	3,16	2,72	2,33
$Z$	шт	6	4	3	3	3
$S$	%	104,3	98,4	105,2	90,7	77,8
$F_O$	Н	115,9	154,7	189,2	187,7	191,4
$F_Q$	Н	1318,4	1173,6	1090	1068,2	1090,6
$B$	мм	100	84	52	52	52
$d_{e1}$	мм	107	132	147	167	187
$d_{e2}$	мм	287	362	407	457	507
$\Pi$	грн	23,4	19,8	17,8	18,8	21,0

При виборі раціонального рішення слід враховувати габарити передачі, число пасів, відсоток завантаження передачі, зусилля попереднього натягу, силу тиску пасів на вал, вартість комплекту пасів.

З варіантів, що розглядаються, найбільш сприятливе рішення дає варіант 3, який при малому числі пасів ( $Z = 3$ ) має порівняно невеликі габарити ( $a = 457$  мм), забезпечує мінімальне зусилля тиску на вал ( $F_Q = 1090$  Н), найменшу вартість пасів ( $\Pi = 17,8$  грн). Паси в передачі дещо перевантажені, але це перевантаження знаходиться в допустимих межах ( $S < 115\%$ ).

### 7 Діапазон регулювання міжосьової відстані

Згідно [2], для компенсації відхилень від номіналу по довжині паса, його подовження під час експлуатації, а також для зручності монтажу нових пасів при їх заміні, у передачі слід передбачити регулювання міжосьової відстані.

Найменше значення міжосьової відстані встановлюється в залежності від довжини паса і повинне відповідати розрахунковій довжині, яку зменшено на 2% при  $L_P < 2$  м, або на 1% при  $L_P > 2$  м, тобто:

$$\begin{aligned} L_{P \min} &= 0,98 L_P \text{ при } L_P \leq 2 \text{ м} , \\ L_{P \min} &= 0,99 L_P \text{ при } L_P > 2 \text{ м} \end{aligned} \quad (18)$$

Найбільше значення міжосьової відстані встановлюється із розрахунку довжини паса, яку збільшено на 5.5%, тобто:

$$L_{P \max} = 1.055 L_P \quad (19)$$

По формулі (7) визначається значення максимальної і мінімальної міжосьової відстані, які відповідають максимальному і мінімальному значенню розрахункової довжини паса, а діапазон регулювання міжосьової відстані буде дорівнювати:

$$\Delta a = a_{\max} - a_{\min} \quad (20)$$

Таким чином для варіанта, який вибрано:

$$L_{P \min} = 0,98 \cdot 1800 = 1764 \text{ мм}$$

$$L_{P \max} = 1,055 \cdot 1800 = 1899 \text{ мм}$$

$$w = 0,5 \cdot 3,14 (140 + 400) = 848 \text{ мм}$$

$$y = \frac{(400 - 140)^2}{4} = 16900 \text{ мм}^2$$

$$a_{\phi} = 0,25 \left[ 1754 - 848 + \sqrt{(1764 - 848)^2 - 8 \cdot 16900} \right] = 438,7 \approx 439 \text{ мм}$$

$$a_{\phi} = 0,25 \left[ 1899 - 848 + \sqrt{(1899 - 848)^2 - 8 \cdot 16900} \right] = 508,9 \approx 509 \text{ мм}$$

$$\Delta a = 509 - 439 = 70 \text{ мм}$$

Натяжний пристрій передачі повинен забезпечити діапазон регулювання не менш ніж 70 мм.

**Примітка:** Наступний підрозділ не є обов'язковим при розрахунку клинопасової передачі і може приводитися в розрахунково-пояснювальній записці курсового проекту з ДМ згідно з індивідуальним завданням на проектування, або за вимогою керівника проекту.

## 8 Конструктивне оформлення елементів передачі

8.1 Користуючись рекомендаціями [3 с. 260-264] вибрати матеріал та спосіб виготовлення шківів, розробити ескізи шківів (бажано у масштабі 1:1) із зазначенням необхідних розмірів. Діаметр отвору під вал можна орієнтовно визначити по формулі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_K}} \quad (19)$$

де  $T$  - обертаючий момент на шківі, Н мм;

$[\tau]_K$  - допустимі напруження кручення,  $[\tau]_K = 15 \dots 25$  МПа

Довжина маточини шківа приймається попередньо

$$l_{\text{ш}} \approx (1,5 \dots 2,0)d \quad (20)$$

8.2 Спосіб закріплення шківів на валах приймається у відповідності з рекомендаціями рисунків 20.1 і 20.2 [3] зображується на окремих ескізах або безпосередньо на ескізах шківів.

8.3 Ураховуючи загальну схему приводу та дані завдання на курсовий проект (кут нахилу передачі), а також рекомендації [3 с. 264-272], вибрати спосіб натягу пасів, дати його короткий опис і привести схематичне зображення натяжного пристрою.

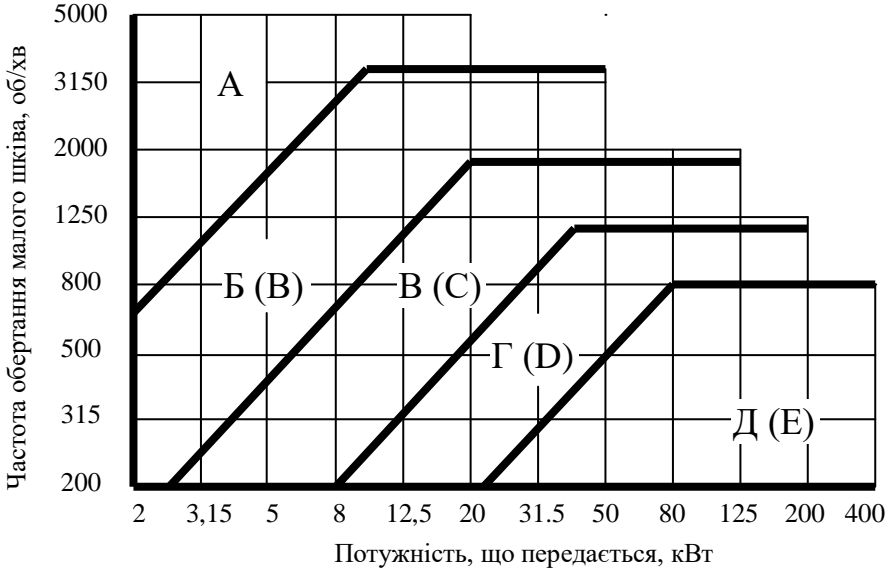
Висновок: Для приводу дробарки прийнято клинопасову передачу з трьома пасами А-1900 Ш ГОСТ 1284.1-80 – ГОСТ 1284.3-80.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Методические указания по расчету клиноремennых передач. Для студентов заочного факультета по специальности 1509 – "Механизация сельского хозяйства", Мелитополь, МИМСХ, 1986.
2. ГОСТ 1284.1-80 (СТ СЭВ 4481-84) – ГОСТ 1284.3-80 (СТ СЭВ 4982-85) Ремни приводные клиновые нормальных сечений: -М.: Изд-во стандартов, 1987.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. –М.: Высшая школа, 1985.

Додаток А  
(довідковий)

Вибір типорозміру клинового паса та розміри шківів



Примітка: При потужності  $P_1 < 2,0$  кВт приймаються паса перерізу О (Z)

Рисунок А1 - Вибір типорозміру клинового паса

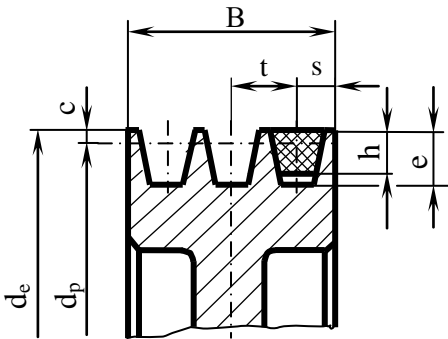


Рисунок А2 – Ескіз шківів для клинових пасів

Таблиця А1 – Розміри канавок шківів по ГОСТ 1284.1-80

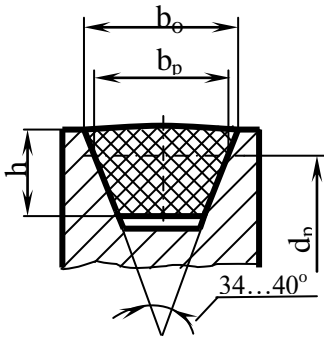
Тип паса	Розміри канавок, мм			
	c	e	t	s
О	2,5	10	12	8
А	3,5	12,5	16	10
Б	5	16	20	12,5
В	6	21	26	17
Г	8,5	28,5	37,5	24
Д	10	34	44,5	29
Е	12,5	43	58	38

Розрахункові діаметри  $d_p$ , мм шківів для клинових пасів:

63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 680; 710; 800; 900; 1000

**Додаток Б**  
**(довідковий)**

Розміри та інші довідкові дані клинових пасів по ГОСТ 1284.1-80



- $b_o$  – ширина більшої основи перерізу паса;
- $b_p$  - розрахункова ширина перерізу паса;
- $h$  - висота перерізу паса;
- $L_p$  - розрахункова довжина паса;
- $A$  - площа перерізу паса;
- $k$  - вартість 1 м паса;
- $d_p^{\min}$  - мінімальний розрахунковий діаметр шківів
- $\Theta$  - коефіцієнт впливу відцентрових зусиль

Рисунок Б1 – Основні розміри перетину паса

Таблиця Б1 – Розміри клинових пасів по ГОСТ 1284.1-80

Тип паса	Довідкові дані								
	$b_o$ , мм	$b_p$ , мм	$h$ , мм	$L_p^{\min}$ , мм	$L_p^{\max}$ , мм	$d_p^{\min}$ , мм	$A$ , мм <sup>2</sup>	$k$ , грн/м	$\Theta$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup>
О	10	8,5	6	400	2600	63	47	2,6	0,06
А	13	11	8	560	4000	90	81	3,3	0,10
Б	17	14	10,5	800	6300	125	138	5,2	0,18
В	22	19	13,5	1800	10000	200	200	7,3	0,30
Г	32	27	19	3150	15000	315	476	12,9	0,60
Д	38	32	23,5	4500	18000	500	692	17,8	0,90
Е	50	42	30	6300	18000	800	1170	20,6	1,52

Стандартний ряд значень розрахункової довжини паса  $L_p$ , мм

400	(425)	450	(475)	500	(530)	560	(600)	630	(670)
710	(750)	800	(850)	900	(950)	1000	(1060)	1120	(1180)
1250	(1320)	1400	(1500)	1600	(1700)	1800	(1900)	2000	(2120)
2240	(2360)	2500	(2650)	2800	(3000)	3150	(3350)	3550	(3750)
4000	(4250)	4500	(4750)	5000	(5300)	5600	(6000)	6300	(6700)
7100	(7500)	8000	(8500)	9000	(9500)	10000	(106000)	11200	(11800)

Таблиця Б2 - Коефіцієнт міжосьової відстані

Передаточне відношення	1	2	3	4	5	6 і більш
Коефіцієнт $K_a$	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Додаток В  
(довідковий)

Номінальна потужність, що передається одним пасом

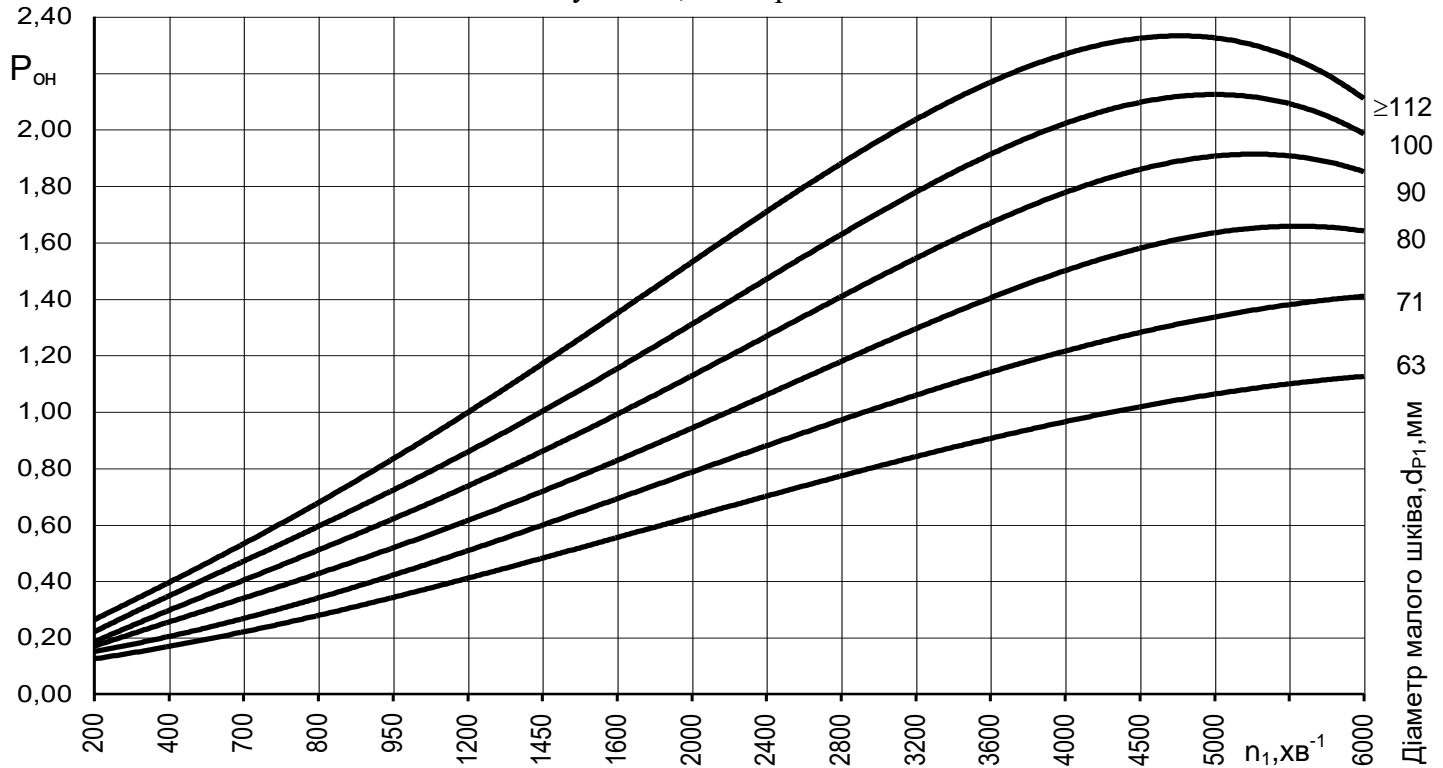


Рисунок В1 - Номінальна потужність ( $P_{он}$ , кВт), що передається одним пасом перерізу О (Z) при  $L_p = 1320$  мм та  $i_{п} = 1$



### Продовження додатка В

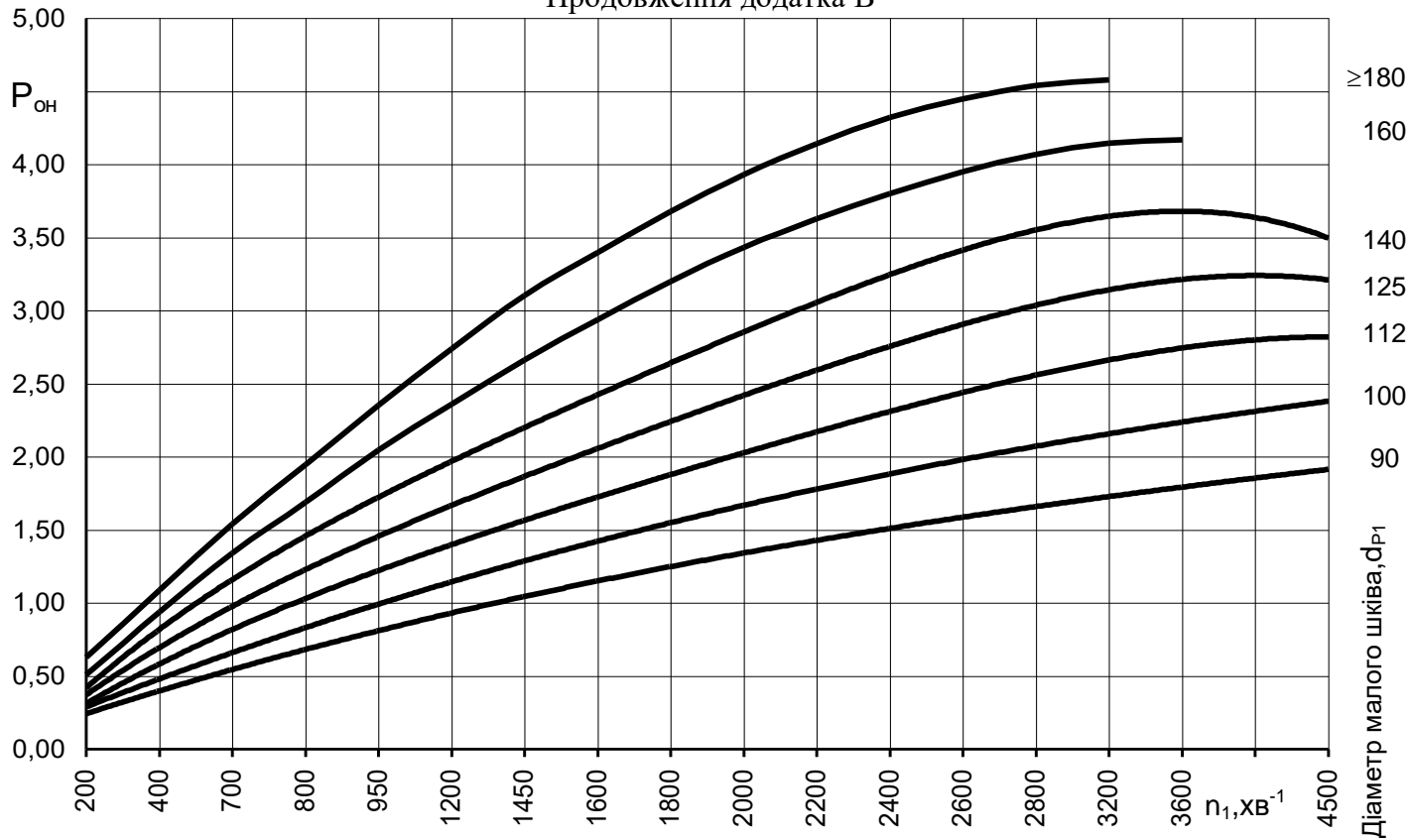


Рисунок В2 - Номінальна потужність ( $P_{он}$ , кВт), що передається одним пасом перерізу А при  $L_p = 1700$  мм та  $i_n = 1$

### Продовження додатка В

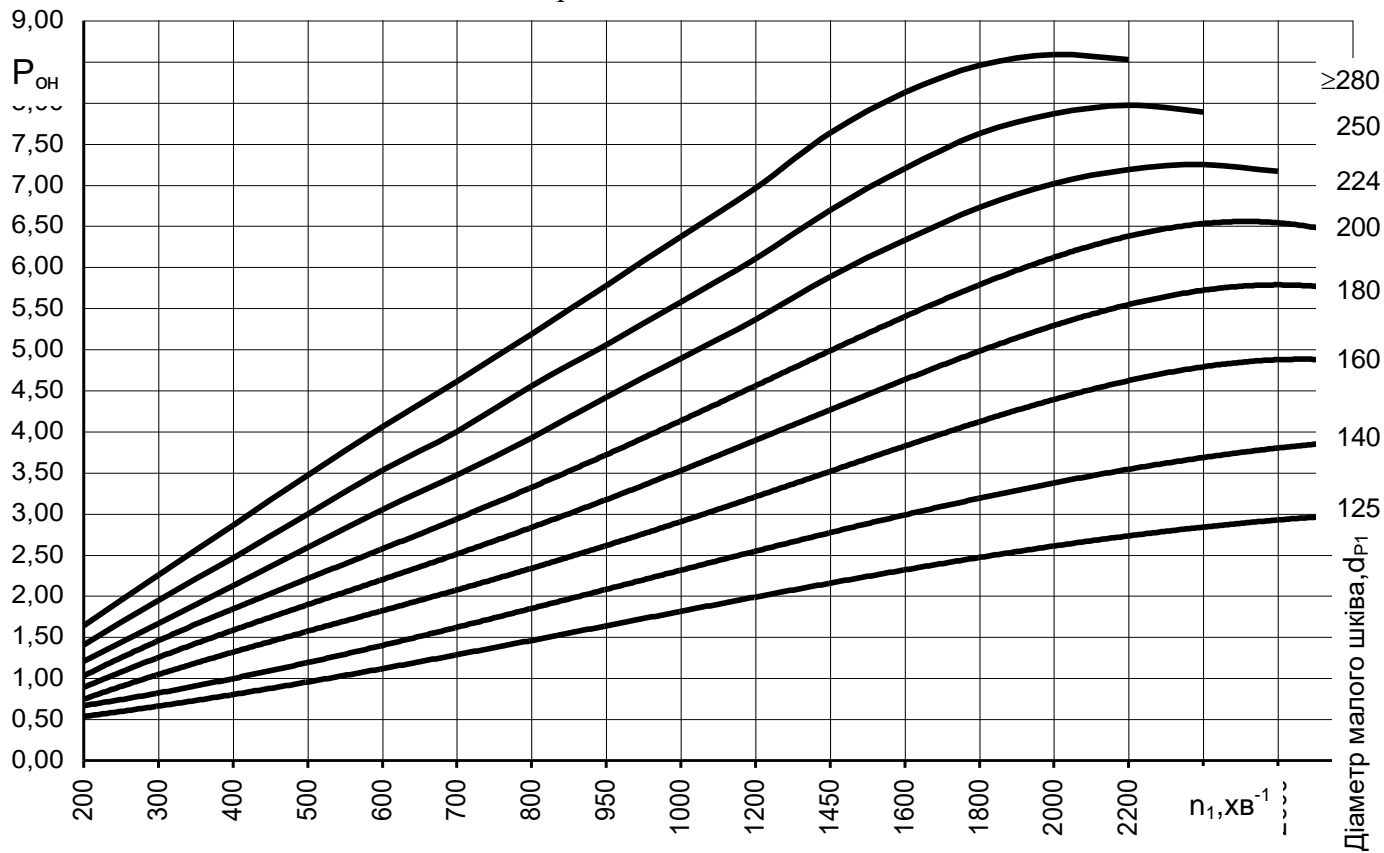


Рисунок В3 - Номінальна потужність ( $P_{он}$ , кВт), що передається одним пасом перерізу Б при  $L_p = 2240$  мм та  $i_n = 1$

### Продовження додатка В

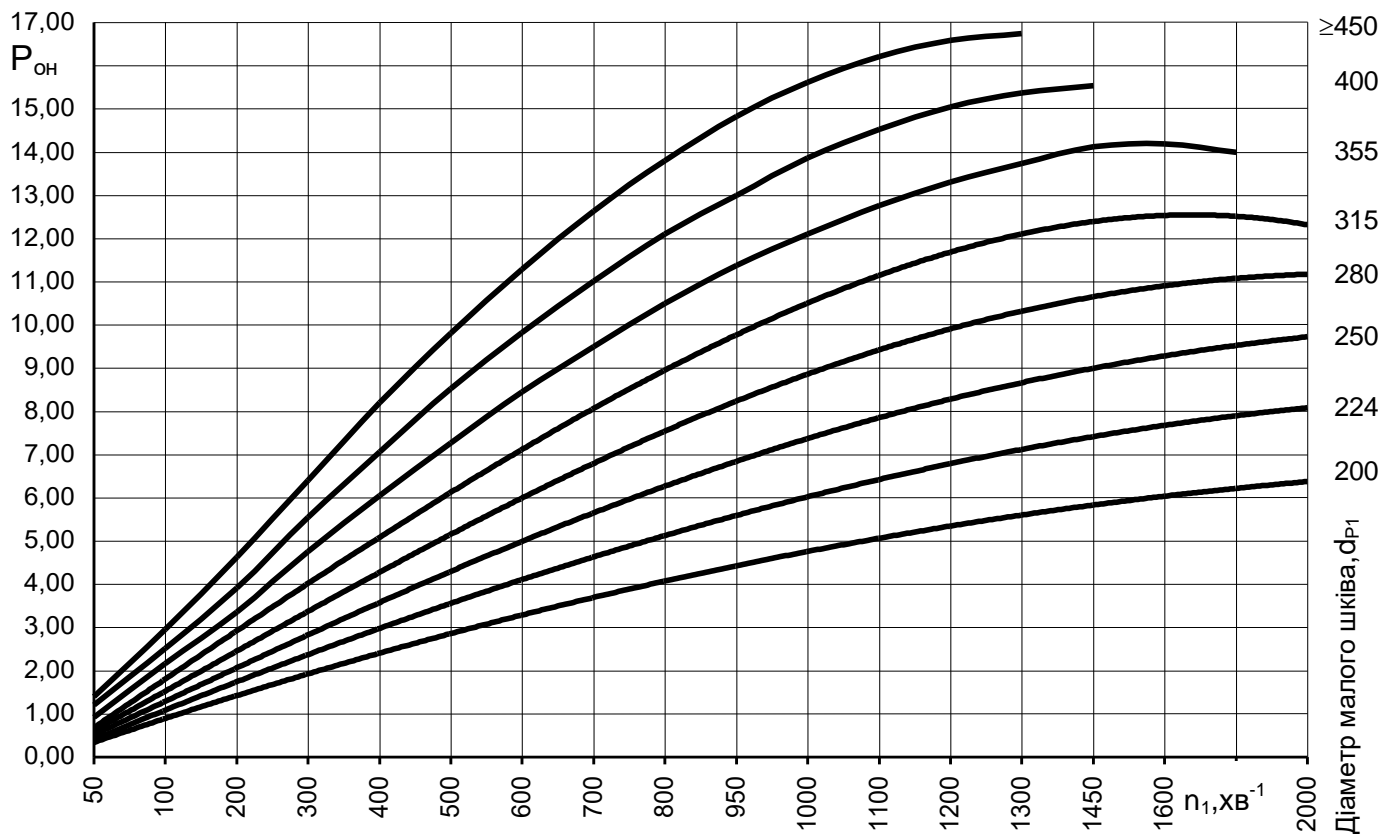


Рисунок В4 - Номінальна потужність ( $P_{\text{он}}$ , кВт), що передається одним пасом перерізу В при  $L_p = 3750$  мм та  $i_{\text{п}} = 1$

Додаток Г  
(довідковий)  
Корегуючі коефіцієнти

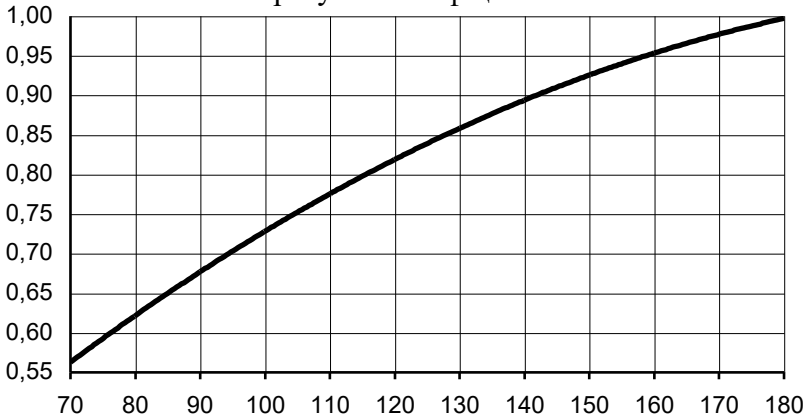


Рисунок Г1 - Залежність коефіцієнту  $C_\alpha$  від кута обхвату

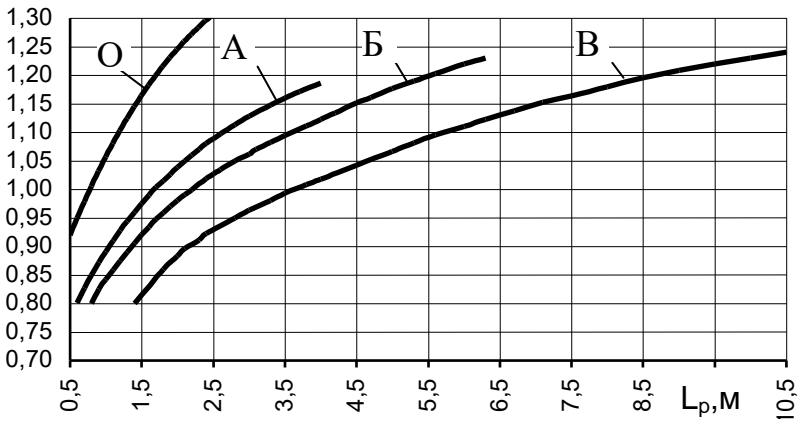


Рисунок Г2 - Залежність коефіцієнту  $C_L$  від довжини паса

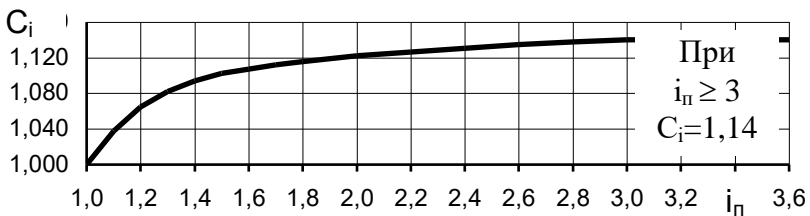


Рисунок Г3 - Залежність коефіцієнта  $C_i$  від передаточного відношення

Додаток Д  
(довідковий)  
Коефіцієнт числа пасів

Число пасів у комплекті	2...3	4...6	більше 6
Коефіцієнт $C_Z$	0,95	0,90	0,85

Коефіцієнт режиму роботи  $C_P$

Режим роботи	Характер навантаження	Вид приводного двигуна								
		А			Б			В		
		Число змін роботи пасів								
		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Легкий	I (120%)	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Середній	II (150%)	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Важкий	III (200%)	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Дуже важкий	IV (300%)	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

**Примітка:** 1. При застосуванні натяжного ролика зовні контуру або на ведучій гілці передачі коефіцієнт  $C_P$  збільшити на 0,1  
2. При реверсуванні, частих вмиканнях  $C_P$  збільшити на 0,1

**У таблиці прийнято позначення:**

А – електродвигун перемінного струму загальнопромислового застосування; електродвигун постійного струму шунтовий; турбіна.

Б - електродвигун постійного струму компаундний; двигун внутрішнього згоряння з частотою обертання більше 600 об/хв.

В - електродвигун перемінного струму з підвищеним пусковим моментом; електродвигун постійного струму серієсний; двигун внутрішнього згоряння з частотою обертання менше 600 об/хв.

**Характер навантаження I** Спокійне навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 120% від номінального.

**Типи машин:** Верстати з безперервним процесом різання: токарні, свердлильні, шліфувальні; легкі вентилятори; насоси і компресори відцентрові та ротаційні; стрічкові; транспортери віялки; сепаратори; легкі грохоти; машини для очищення зерна та ін.

**Характер навантаження II** Помірні коливання навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 150% від номінального.

**Типи машин:** Верстати фрезерні, зубофрезерні та револьверні; поліграфічні машини; електричні генератори; поршневі насоси і компресори з трьома і більше циліндрами; вентилятори і повітродувки; ланцюгові транспортери, елеватори; дискові пилки для дерева; трансмісії; машини для прядильної, паперової, харчової промисловості; важкі грохоти; обертові печі та ін.

**Характер навантаження III** Значні коливання навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 200% від номінального.

**Типи машин:** Верстати стругальні, довбальні, зубодовбальні, деревообробні; насоси і компресори з одним або двома циліндрами; вентилятори і повітродувки важкого типу; транспортери гвинтові, шкребкові; дезінтегратори; преси гвинтові ексцентрикові з відносно важким маховиком; ткацькі машини; машини для очистки бавовни; машини для пресування та брикетування кормів та ін.

**Характер навантаження IV** Ударне та різко нерівномірне навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 300% від номінального.

**Типи машин:** Підйомники; екскаватори; драги; преси гвинтові та ексцентрикові з відносно легким маховиком; ножиці; молоти; бігуни; глином'ялки; млини кульові, жорнові, вальцеві; дробарки; лісопильні рами та ін.