

## Лекція 1.1. (О,Т та АДВ гр. ЗАТК-21)

### Тема: Типові механічні передачі в металообробному технологічному обладнанні

#### План

1. Згальні відомості про типові механічні передачі.
2. Приклади типових механічних передач та їх характеристики.

#### 4.1. Згальні відомості про типові механічні передачі

**Механічною передачею (МП)** називають механізм, що передає рух від одного елемента, що називається *ведучим* (початковим, джерелом руху, іноді позначається цифрою 1, літерними символами *вч.* тощо) до іншого елемента, що називається *веденим* (кінцевим, споживачем руху, іноді позначається цифрою 2 та більшою, літерними символами *вн.* тощо) або перетворює один вид руху в інший, наприклад, обертальний рух в поступальний тощо.

**Механічними передачами** називаються механізми, що передають енергію від двигуна до виконавчого органу машини, як правило, з перетворенням швидкостей, сил і моментів, а іноді характеру і закону руху. Вони призначені для узгодження виду, параметрів руху і розташування двигуна і виконавчого органу, коли швидкості руху робочих органів машини відрізняються від швидкостей стандартних двигунів, тобто робочий орган вимагає крутний момент більший або менший, ніж на валу двигуна. В окремих випадках потрібно також змінити просторову орієнтацію елементів передачі.

За способом передачі руху від провідної ланки до веденої розрізняють передачі:

- **тертям** : з безпосереднім контактом - фрикційні, з гнучкою зв'язком - ремінні;
- **зачіпленням** : з безпосереднім контактом - зубчасті, черв'ячні, з гнучким зв'язком - ланцюгові.

Кожна МП характеризується так званим *передатним відношенням*  $i$ , тобто числом, що показує в скільки разів частота обертання веденого елемента  $n_{2(вн)}$  більша або менша частоти обертання ведучого елемента  $n_{1(вч)}$ :

$$i = n_{2(вн)} / n_{1(вч)} = n_{вих} / n_{вх}.$$

Тут  $i$  – передатне відношення МП;

$n_{2(вн)}$  – частота обертання веденого вала,  $хв^{-1}$ ,  $с^{-1}$ , об/хв.;

$n_{1(вч)}$  – частота обертання ведучого вала,  $хв^{-1}$ ,  $с^{-1}$ , об/хв.

Величина, обернена передатному відношенню, називається *передатним числом*  $u$ :

$$u = 1/i = n_{1(вч)} / n_{2(вн)} = n_{вх} / n_{вих}.$$

Для передач: - понижувальних  $i < 1$ ,  $u > 1$ ;

- підвищувальних  $i > 1$ ,  $u < 1$ .

При цьому *типовими МП* в металорізальних верстатах в іншому основному та допоміжному технологічному обладнанні машино та приладобудівних виробництв є наступні:

1. пасові (ремінні - РП) передачі (ПП);
2. ланцюгові передачі (ЛП);
3. зубчасті передачі (ЗП);
4. черв'ячні передачі (ЧП);
5. рейкові передачі (РП);
6. гвинтові передачі (ГП).

Доречно наголосити, що загалом до ЗП входять також ЧП, РП та ГП

(передачі поз. 3-6 розглядаються на наступній лекції).

## 4.2. Приклади типових механічних передач та їх характеристики.

Нижче представлені основні схеми та характеристики перерахованих вище типових МП, що далеко не повних їх переліком за конструкцією та характеристиками.

### 4.2.1. Пасові (ремінні - РП) передачі

#### 4.2.1.1. Загальна характеристика ПП

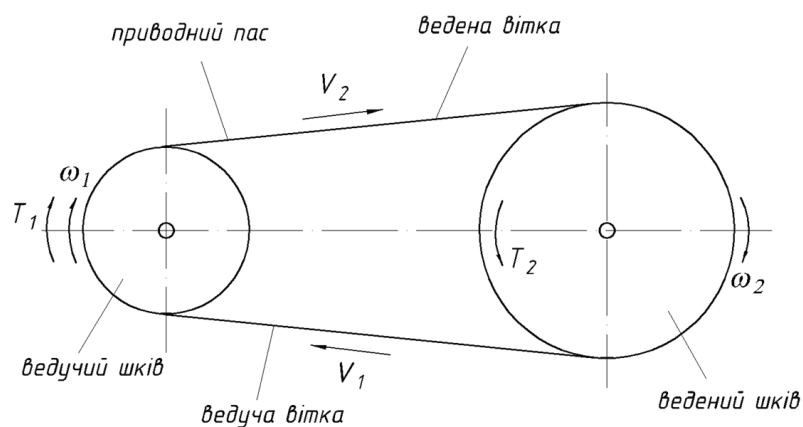


Рис. 4.1. Загальний вигляд ПП

Передача енергії в ПП виконується за рахунок сил тертя між пасом і шківками. Пас попередньо натягується. Попередній натяг – за рахунок пружного розтягу паса під час одягання на шківки, або за допомогою застосування спеціальних натяжних пристроїв.

Параметри передачі:  $P \leq 50$  кВт;  $i \leq 5 \dots 6$ ;  $V \leq 30$  м/с. Найвигідніше  $i \leq 4$ . В спеціальних швидкохідних передачах  $V = 50 \dots 100$  м/с.

К.К.Д.  $\eta = 0.90 \dots 0.97$ , враховує проковзування пасів відносно поверхні шківків.

Передатне відношення ПП

$$i = (n_2/n_1) \eta_{\text{пп}} = (d_1/d_2) \eta_{\text{пп}}$$

*Переваги:*

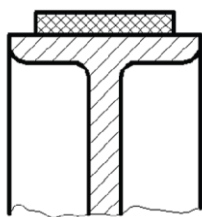
1. Простота конструкції і обслуговування.
2. Можливість передачі руху на значні відстані (до 10 метрів).
3. Плавність, безшумність роботи.
4. Запобігання різкому перевантаженню внаслідок пружності паса і можливості проковзування паса на шківках.

*Недоліки:*

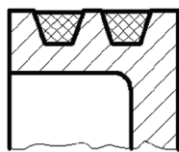
1. Великі габарити.
2. Несталість передатного відношення.
3. Підвищене навантаження валів та опор через великий попередній натяг паса.
4. Низька довговічність пасів (1000-5000 годин)

**Класифікація пасових передач за:**

- формою поперечного перерізу паса (рис. 4.2);
- розміщенням валів (рис. 4.3).



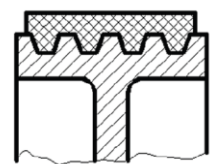
Плоскопасова



Клинопасова



Круглопасова



З поліклиновим пасом



З зубчастим пасом (відноситься не до фрикційних передач)

Рис.4.2. Класифікація ПП за формою поперечного перерізу паса

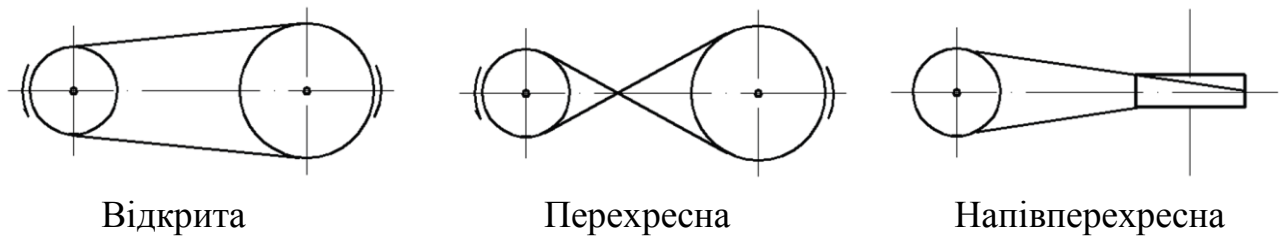


Рис. 4.3. Класифікація ПП за розміщенням валів

#### 4.2.1.2. Конструкція елементів пасових передач

##### 4.2.1.2.1. Приводні паси

Вимоги до матеріалу пасів: - висока тягова здатність (достатнє зчеплення зі шківом);  
 - міцність;  
 - стійкість проти спрацювання;  
 - довговічність;  
 - низька вартість.

*Плоскі паси:* гумотканинні, бавовняні суцільно тканні, шкіряні, синтетичні:

- а) *гумо тканинні* відзначаються високою міцністю і довговічністю. Найбільш поширені типу А;
- б) *бавовняні суцільноткані* - виготовляються з бавовняної пряжі у кілька шарів, просочені розчином з озокериту або бітуму. Дешеві, але поступаються міцністю і довговічністю гумо тканинним;
- в) *шкіряні* – із різних смуг шкіри, склеюються спеціальним клеєм або зшиваються. Висока тягова здатність, міцність, висока вартість, використовуються рідко;
- г) *синтетичні* – перспективні. Клинові паси виготовляються за стандартом з різними розмірами перерізів: О, А, Б, В, Г, Д, Е.

*Круглі паси:* гумотканинні, бавовняні, шкіряні, капронові. Низька несівна (несуча) здатність, використовуються в приладах.

##### 4.2.1.2.2. Шків

Матеріали шківів: - чавун (лиття) при  $V \leq 35$  м/с;  
 - сталь (штампівка, прокат, литво, зварні) при  $V \leq 40$  м/с;  
 - алюмінієві сплави (литво) – для швидкохідних передач;  
 - пластмаса (текстоліт) – для швидкохідних передач.

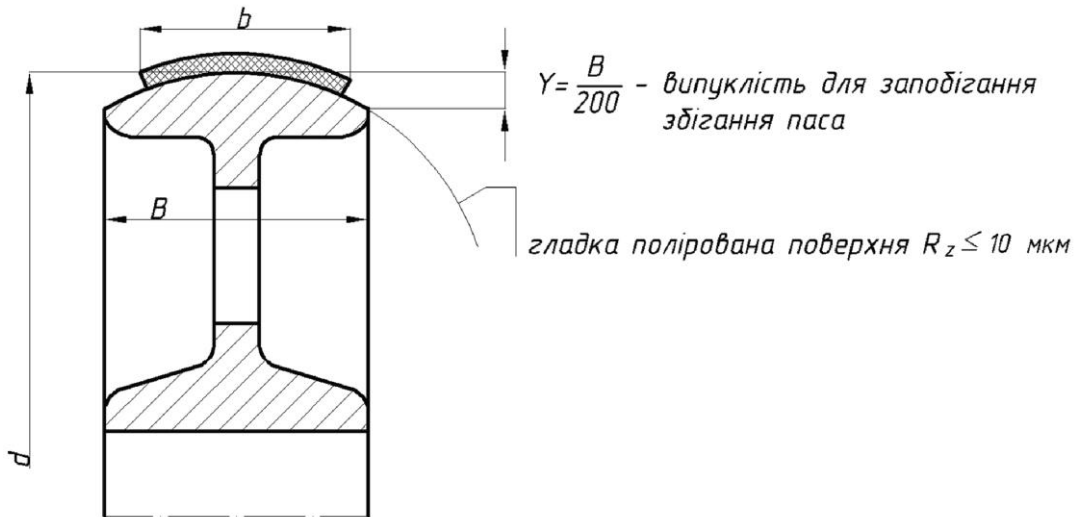


Рис. 4.4. Шків для плоскостасових передач

$B = 1.1b + (5 \dots 8)$  мм

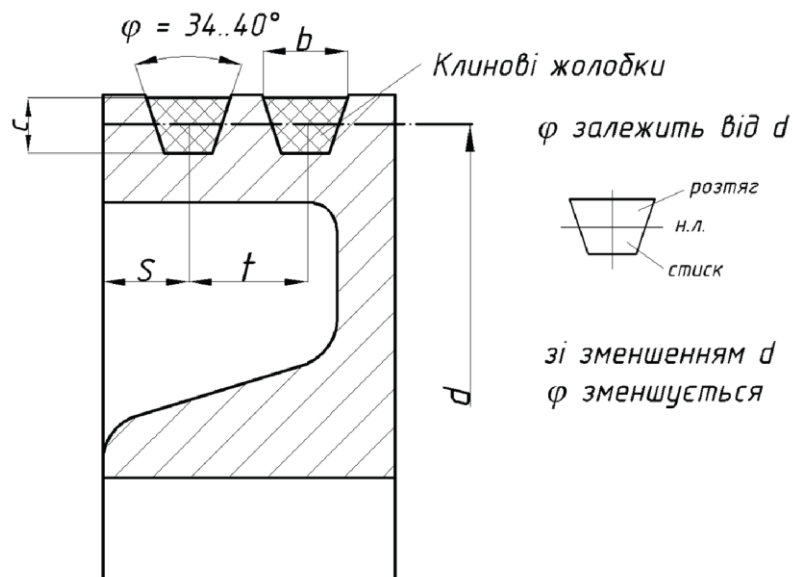


Рис. 4.5. Шків для клинових пасів (профіль стандартизований)

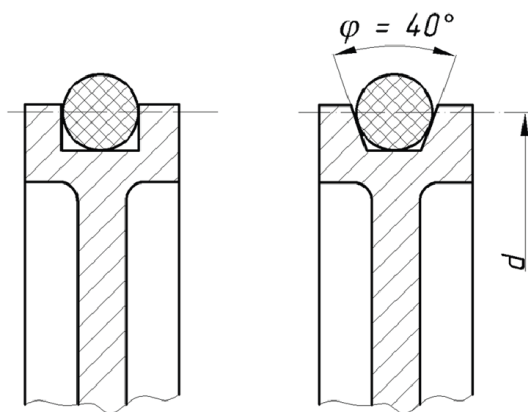


Рис. 4.6. Шківи для круглих пасів

#### 4.2.1.2.2. Натяжні пристрої ПП

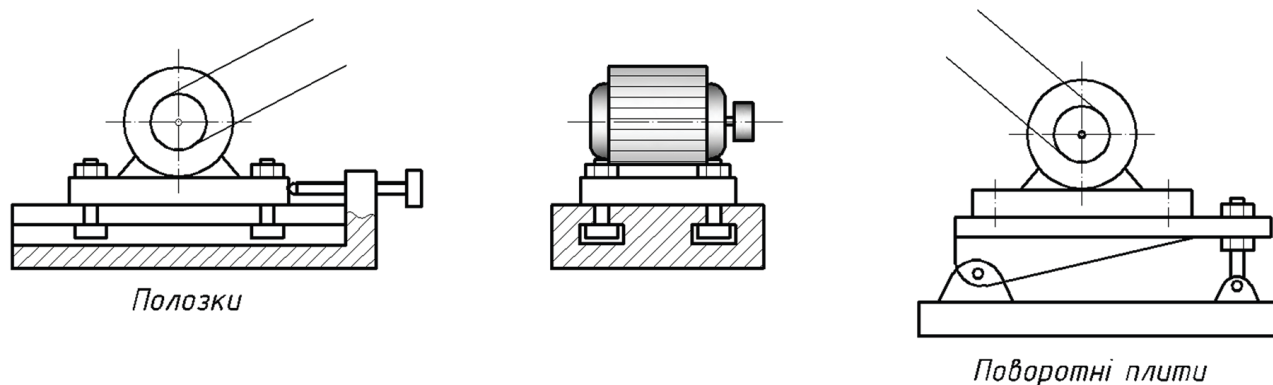


Рис. 4.7. Види натяжних пристроїв в ПП

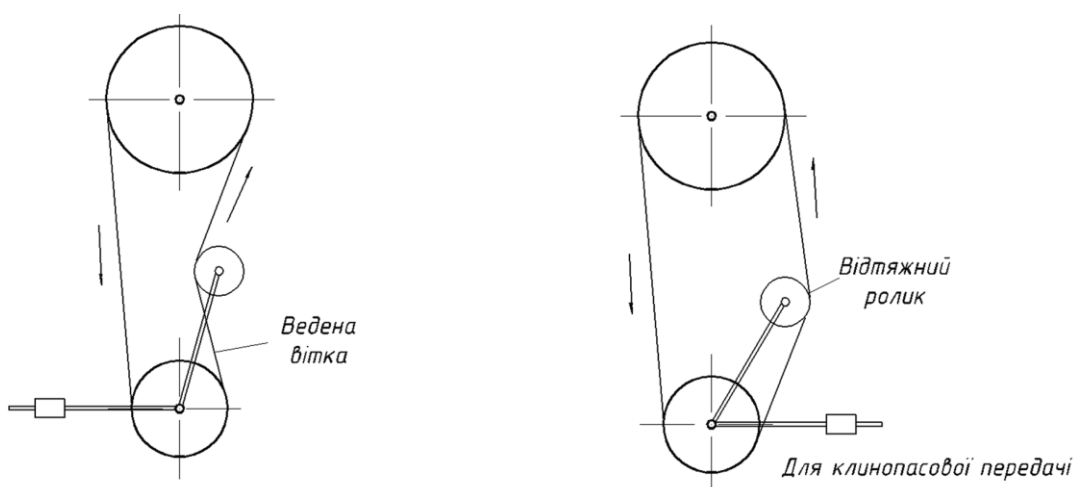


Рис. 4.8. Натягування пасу за допомогою натяжних і відтяжних роликів

#### 4.2.1.2.3. Пружне ковзання пасу

Позначимо:  $\alpha_1, \alpha_2$  – кути обхвату;

$F_1, F_2$  – сили натягу ведучої і веденої віток.

Коли передача не працює, натяг в обох вітках однаковий. Під час роботи передачі сила натягу у ведучій вітці зростає, у веденій - зменшується,  $F_1 > F_2$ . В результаті видовження ведучої вітки стає більшим, чим видовження веденої. Тому в напрямку руху пасу на ведучому шківі пас скорочується, а на веденому шківі видовжується, проковзуючи на шківях. Але ковзання пасу відбувається не на всій дузі обхвату  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ , а тільки на деякій частині цих дуг –  $\beta_1$  і  $\beta_2$ , які називаються *дугами ковзання*.

Дуга ковзання завжди розміщена з боку збігання пасу зі шківя, а дуга спокою – з боку набігання пасу. На дузі спокою швидкість точок пасу і шківя збігаються, тобто ковзання не відбувається.

У ненавантаженій передачі ( $F_1 = F_2 = 0$ ) ковзання відсутнє і дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження дуги ковзання збільшуються. Коли дуга ковзання досягає всієї дузі обхвату, починається буксування пасу. Буксування починається на шківі з меншим кутом обхвату.

Відносне пружне ковзання  $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ , де  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – відносне видовження ведучої і веденої віток:

$$\varepsilon_1 = \sigma_1 / E = F_1 / EA; \quad \varepsilon_2 = \sigma_2 / E = F_2 / EA,$$

$A$  – площа поперечного перерізу паса;  $E$  – модуль пружності паса. Звідси  $\varepsilon = (F_1 - F_2) / EA$ .

#### 4.2.1.2.4. Кінематика ПП

Оскільки  $F_1 > F_2$ , видовження ведучої вітки більше, чим веденої. В напрямку руху паса на ведучому шківі пас скорочується, а на веденому – видовжується, проковзуючи на шківях. В результаті колова швидкість точок на ободі шківів  $V_1 > V_2$ .

Коефіцієнт пружного ковзання можна виразити через швидкості  $V_1$  та  $V_2$ :

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1.$$

Звідси зв'язок між коловими швидкостями шківів запишеться так

$$V_2 = V_1 (1 - \varepsilon).$$

Передатне число ПП  $u = (\omega_1 / \omega_2)$ .

Оскільки кутові швидкості шківів 1 та 2 тобто  $\omega_1 = 2V_1 / d_1$ ,  $\omega_2 = 2V_2 / d_2$ .

Отримаємо  $u = V_1 d_2 / V_2 d_1$ . Остаточню  $u = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon))$ .

### 4.2.2. Ланцюгові передачі (ЛП)

#### 4.2.2.1. Загальна характеристика

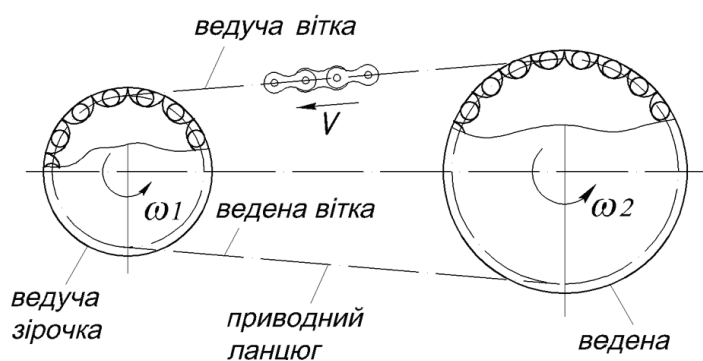


Рис. 4.9. Ланцюгова передача

Обертний рух передається за рахунок зачеплення ланцюга із зубцями зірочок. ЛП відноситься до передач з гнучким зв'язком.

Параметри передач:

- звичайної  $V \leq 15$  м/с при  $P \leq 100$  кВт,  $i \leq 10$ ;  $\eta = 0.96 - 0.97$ ;
- у спеціальних приводах  $V \leq 35$  м/с при  $P \leq 2000$  кВт.

*Переваги:*

- дозволяє передавати рух на значні відстані;
- габаритні розміри менші, ніж у пасової передачі;
- сталість середнього за один оберт передатного відношення;
- можливість передачі руху одним ланцюгом кільком валам.

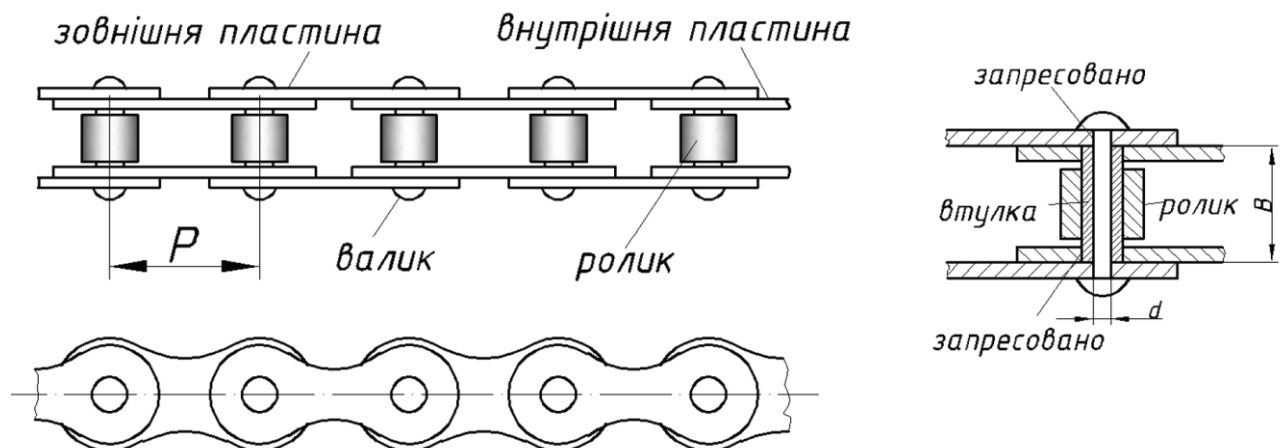
*Недоліки:*

- витягування ланцюга через спрацювання шарнірів;
- ослаблення натягу; необхідність застосування механізмів для регулювання натягу;
- нерівномірність руху ланцюг і пов'язані з цим динамічні явища;
- підвищений шум;
- низька кінематична точність при реверсуванні;
- необхідність безперервного догляду, змащування.

*Класифікація:* за типом ланцюга: із роликів ланцюгом.;  
із втулковим ланцюгом;  
із зубчастим ланцюгом.

**4.2.2.2. Деталі ланцюгових передач**

**4.2.2.2.1. Ланцюги**



*Рис. 4.10. Ланцюг*



Основні параметри ланцюга:  $P$  – крок;

$A = Bd$  – опорна поверхня шарніра.

Роликові ланцюги: - однорядні (1ПР) ;

- чотирирядні (4ПР).

Втулкові ланцюги: - без роликів;

- легкі;

- дешеві;

- але менш стійкі проти спрацювання.

Зубчасті ланцюги - допускають більш високі швидкості порівняно з роликівими;

- більш плавно передають рух;

- безшумні;

- мають підвищену надійність;

- однак мають більшу масу,

- складніші у виготовленні;

- дорожчі.

Застосовуються обмежено.

Матеріали: - пластини: сталь 40, 45, 50, 30ХН3А, загартування HRC 32...44;

- влики, втулки, ролики: цементовані сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, загартування HRC 45...65.

#### 4.2.2.2.2. Зірочки

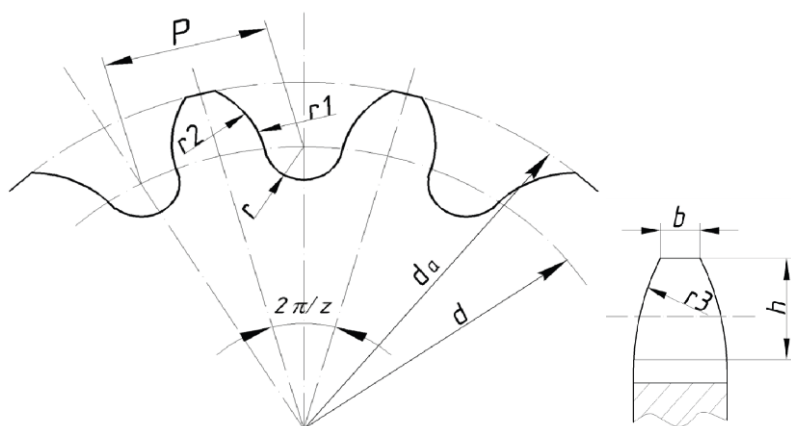


Рис. 4.11. Креслення профіля зірочки

Параметри зірочок: -  $P$ - крок;

- $z$  – кількість зубців (для подальших розрахунків  $z_1$  та  $z_2$  – відповідно кількість зубів на ведучій та веденій зірочках);
- $d$  – діаметра ділительного кола  $d=P/\sin(\pi/z)$ ;
- $d_a$  – зовнішній діаметр (діаметр вершин зубців)

Профілюють зірочки за стандартом.

Матеріали: сталь 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, (HRC 45...55) або сталь 15, 20Х, 12ХН3А (цементация, HRC 55...60).

#### 4.2.2.2.3. Кінематика передачі

Оскільки коливання швидкості ланцюга невеликі (1...2% ), то розрахунок передач проводять по середній швидкості ланцюга. За 1 оберт зірочки ланцюг переміщається на величину, рівну периметру багатогранника  $Pz_1$ . Звідси

$$V_1 = n_1 z_1 P = (\omega_1 / 2 \pi) z_1 P \text{ – на ведучій зірочці;}$$

$$V_2 = n_2 z_2 P = (\omega_2 / 2 \pi) z_2 P \text{ – на веденій зірочці.}$$

Швидкість ланцюга на обох зірочках однакова

$$(\omega_1 / 2 \pi) z_1 P = (\omega_2 / 2 \pi) z_2 P.$$

Звідси

$$i = \omega_2 / \omega_1 = z_1 / z_2; u = z_1 / z_2.$$