

ДОНЧО ПЕТКОВ
ЧЕДОМИР КРСТЕВ и ВАНЧО АРСОВ

**МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ
СО МЕХАНИКА**

III година

МАШИНСКА СТРУКА
машински техничар

Автори:

Дончо Петков
Чедомир Крстев
Ванчо Арсов

Рецензенти:

Проф. д-р Мицкова Ирена-претседател
Дипл. маш.инж Сенесов Петруш - член
Дипл. маш.инж Јорданов Драган - член

Илустрации:

Дончо Петков

Лектор:

Бранка Арсовска

Издавач:

Министерство за образование и наука за Република Македонија

Печати:

Графички центар довел, Скопје

Тираж: 248

Со одлука бр.22-1386/1 од 14.06.2012 на Националната комисија за учебници, се одобрува употреба на учебникот

CIP- Каталогизација во публикација

Национална и универзитетска библиотека „Св. Климент Охридски“, Скопје

Машински елементи со механика за III година машинска струка : машински техничар /
Дончо Петков, Чедомир Крстев и Ванчо Арсов

Министерство за образование и наука на Република Македонија, 2012

Физички опис 118 стр. : илустр. ; 26 см

ISBN 978-608-226-352-6

ПРЕДГОВОР

Учебникот „Машински елементи со механика“ е наменет за учениците од III година-машинска струка профил машински техничар кои според Наставниот план го изучуваат овој наставен предмет.

Учебникот е работен според програмските содржини дадени во Наставниот план и програма за овој предмет изработен од Бирото за развој на образованието при Министерството за образование и наука на Република Македонија.

Во учебникот се обработени области од Техничката механика и од Машинските елементи, поради што обемот на содржините е сведен на неопходниот минимум за да учениците од оваа возраст ги стекнат основните знаења од овие области, а кој им се неопходни за понатамошно проучување на други предмети од оваа струка.

Во учебникот покрај текстуални содржини се дадени и голем број на слики, задачи и прашања кои учениците при читањето на содржините ќе ги поттикнуваат на активно учење како самостојно така и во групи. При изготвувањето на учебникот се трудеме да ги сочуваме основните критериуми и правила за изготвување на современ учебник за средно училиште.

Авторите

1. КИНЕМАТИКА НА ДВИЖЕЊЕ

1.1 ВИДОВИ ДВИЖЕЊЕ

Поимот движење може да се разгледува од повеќе аспекти. Поради тоа овде при разгледувањето на видовите движење ќе тргнеме од дефинирање на апсолутното движење.

За едно тело ќе речеме дека се движи ако ја менува својата положба во однос на телата што го опкружуваат, во спротивно телото ќе мирува. Од тука можеме да заклучиме дека за дефинирање на состојбата на движење или мирување на едно тело, потребно е друго тело кое би го нарекле референтно тело.

Движењето кое ќе го констатираме во однос на неподвижно референтно тело се нарекува **апсолутно движење**. Доколку движењето го разгледуваме во однос на друго подвижно референтно тело тоа ќе биде **релативно движење**.

Овде би можеле да напоменеме дека сепак ако ја разгледуваме целокупната вселена, вака воведените поими нема да соодветствуваат на научните достигнувања, бидејќи во вселената не постои тело кое е во апсолутно мирување. Ако ја земеме Земјата за неподвижно референтно тело веднаш ќе се навратиме на фактот дека таа се движи во однос на Сонцето. Според тоа во природата нема апсолутно мирување ниту апсолутно движење, но има само релативно мирување и релативно движење.

За поедноставно решавање на практичните проблеми како неподвижно референтно тело се зема Земјата, за која замислуваме дека мирува. Со оваа претпоставка сите движења во однос на Земјата би биле апсолутни движења, а сите тела кои не се движат во однос на Земјата би имале апсолутно мирување.

При проучување на кинематските проблеми потребно е телата кои се движат да ги претставуваме во некој од координатните системи. Бидејќи во овој текст станува збор само за основните движења на точката, ќе го користиме рамнинскиот декартов правоаголен систем.

При своето движење точката опишува замислена или видлива патна линија која се нарекува **траекторија**.

Во зависност од траекторијата што ја опишува точката можеме да разликуваме два основни вида на движења, и тоа:

- праволиниско движење и
- криволиниско движење.

За да можеме да ги класифицираме поимите за разните видови на движења, најпрвин ќе дефинираме неколку основни поими.

Растојанието што точката (телото) ќе го измине по патната линија за одреден временски интервал се нарекува пат и се обележува со s (од латинскиот збор *spacium* што значи пат).

При движењето точката за да го помине бараното растојание по траекторијата за одреден временски интервал треба да се движи со некоја брзина. Од тука брзината можеме да ја дефинираме како однос помеѓу изминатиот пат и времето за кое тој пат ќе биде изминат.

Промената пак на брзината во даден временски интервал ни го претставува забрзувањето.

Во зависност од брзината со која се движи точката праволиниското движење повторно можеме да го групираме во две основни групи, и тоа:

- рамномерно праволиниско движење и
- променливо праволиниско движење.

Рамномерно праволиниско движење ќе имаме кога подвижната точка, која се движи по права патна линија, за еднакви временски интервали поминува еднакви патишта.

Понатаму можеме да извршиме класификација на променливото праволиниско движење, кое може да биде:

- нерамномерно променливо праволиниско движење и
- рамномерно променливо праволиниско движење.

Кај нерамномерно променливото праволиниско движење брзината се менува произволно, односно во секој нареден ист временски интервал забрзувањето добива различна (произволна) вредност.

Кај рамномерно променливото праволиниско движење брзината се менува рамномерно, односно за секој нареден ист временски интервал вредноста на брзината се менува за константен износ.

Во зависност од тоа дали се зголемува брзината или пак таа се смалува рамномерно променливото праволиниско движење може да биде:

- рамномерно забрзано праволиниско движење и
- рамномерно забавено праволиниско движење.

Кај првиот вид движење брзината постојано се зголемува, а кај вториот постојано опаѓа сè до застанување и тоа за константни вредности за исти временски интервали.

Криволиниското движење може да има најразлични траектории и тоа од траектории кои би соодветствувале со некои од геометриските криви (парабола, хипербола, елипса, кружница итн.) па се до произволни криви линии.

Во овој текст ние ќе се задржиме само на наједноставното криволиниско движење, а тоа е кружното движење. Класификацијата на кружното движење би била слична како кај праволиниското, односно во зависност од промената на брзината во единица време (забрзување) тоа би можело да биде:

- рамномерно кружно движење и
- променливо кружно движење.

Во зависност од тоа дали се зголемува брзината или пак таа се смалува рамномерно променливото кружно движење може да биде:

- рамномерно забрзано кружно движење и
- рамномерно забавено кружно движење.

Дефинирањето на поедините поими и кај кружното движење е слично како кај праволиниското со тоа што треба да водиме сметка дека траекторијата ни е кружница и дека ќе се јават и други компоненти на патот, како што се брзината и забрзувањето за кои ќе зборуваме во понатамошниот текст.

Контролни прашања:

1. Што претставува апсолутно, а што релативно движење?
2. Како се нарекува главната линија на подвижната точка?
3. Како можеме да го класифицираме праволиниското движење?
4. Како ги дефинираме поедините видови на праволиниско движење?
5. Како можеме да го класифицираме кружното движење?
6. Како ги дефинираме поедините видови на кружно движење?

1.2 ОСНОВНИ И ИЗВЕДЕНИ ГОЛЕМИНИ И НИВНИ МЕРНИ ЕДИНИЦИ

Во Меѓународниот систем на мерни единици **SI** дадени се основните мерни единици кои се применуваат во целиот свет, а тоа се:

Табела 1 Основни мерни единици во SI			
р.б.	големина	единица	ознака
1.	Должина	метар	<i>m</i>
2.	Маса	килограм	<i>kg</i>
3.	Време	секунда	<i>s</i>
4.	Температура	келвин	<i>K</i>
5.	Јачина на струја	ампер	<i>A</i>
6.	Јачина на светлина	кандела	<i>cd</i>
7.	Количество на супстанција	мол	<i>mol</i>

Од овие големини во механиката и во машинските елементи најчесто се користат должината, масата и времето поради што овде ќе бидат споменати големините и мерните единици кои се изведени од нив, а се едни од најупотребуваните во машинството.

Површината ја обележуваме со ***A***, а ја мериме во метри квадратни [***m*²**].

Волуменот го обележуваме со ***V***, а го мериме во метри кубни [***m*³**]. Истата мерна единица ја користиме и за отпорните моменти на инерција, а ги означуваме со ***W***. За моментите на инерција ја користиме ознаката ***I***, а ги мериме во единица за должина на четврти степен, односно [***m*⁴**].

Брзината ни го претставува изминатиот пат во единица време, од каде единица за брзина би била метар во секунда : $v = \frac{s}{t} \left[\frac{m}{s} \right]$

Забрзувањето е промена на брзината во единица време, па изведената единица за забрзување е метар во секунда на квадрат; $\left[\frac{m}{s^2} \right]$.

За аголната брзина **ω** изведена единица е $\left[\frac{rad}{s} \right]$, а за аголното забрзување е **α** $\left[\frac{rad}{s^2} \right]$.

Силата ја означуваме со ***F***, а изведената единица њутн се добива како:

$$1N = 1 \frac{kg}{m \cdot s^2}.$$

Моќта претставува извршена работа во единица време, ја означуваме со ***P***, а изведената единица ват е еднаква на: $1W = 1 \frac{J}{s} = \frac{N \cdot m}{s}$.

Од изведените единици овде ќе го спомнеме уште напрегањето кое претставува сила која дејствува на единица површина, а изведената единица е $\frac{N}{m^2}$.

Со додавање на префиксот пред името, односно ознаката на единицата, се формира мултипл или дел од дадената единица. Бројните вредности на префиксите и нивните ознаки се наведени во следната табела:

Табела 2		Префикси кои се користат за добивање поголеми и помали единици					
р.б	префикс кој се става пред единицата	озн. на преф.	вредн. на преф.	р.б	префикс кој се става пред единицата	озн. на преф.	вредн. на преф.
	поголеми				помали		
1	екса	<i>E</i>	10^{18}	1	деци	<i>d</i>	10^{-1}
2	пета	<i>P</i>	10^{15}	2	центи	<i>c</i>	10^{-2}
3	тера	<i>T</i>	10^{12}	3	мили	<i>m</i>	10^{-3}
4	гига	<i>G</i>	10^9	4	микро	μ	10^{-6}
5	мега	<i>M</i>	10^6	5	нано	<i>n</i>	10^{-9}
6	кило	<i>k</i>	10^3	6	пико	<i>p</i>	10^{-12}
7	хекто	<i>h</i>	10^2	7	фемто	<i>f</i>	10^{-15}
8	дека	<i>da</i>	10^1	8	ато	<i>a</i>	10^{-18}

Контролни прашања:

- 1. Кои се основни големини и нивни мерни единици во SI системот?*
- 2. Кои од изведените големини и нивни мерни единици најчесто се користат во машинството?*
- 3. Со кои префикси се означуваат поголемите и помалите мерни единици од основните?*

1.3 ЗАКОНИТОСТИ НА ПРАВОЛИНИСКОТО ДВИЖЕЊЕ

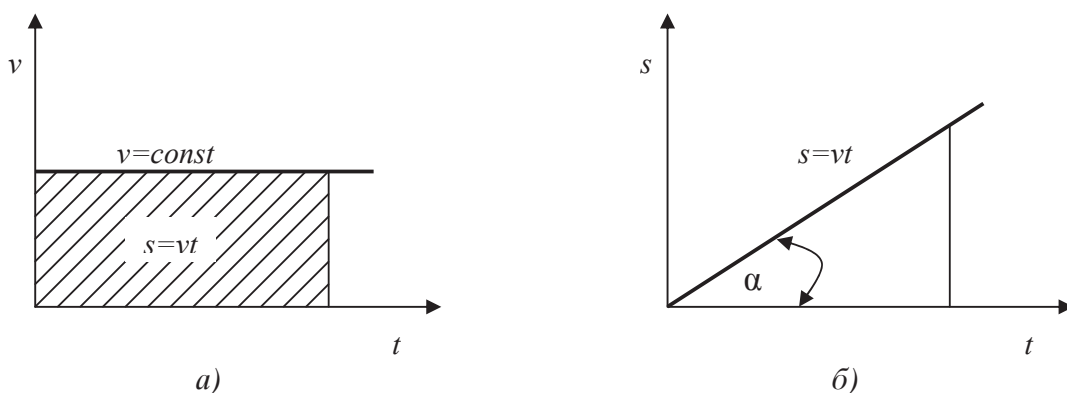
1.3.1 Рамномерно праволиниско движење

Кај рамномерното праволиниско движење брзината има константна вредност, односно: $v = \frac{s}{t} = \text{const}$, а од тука можат да се добијат законот за патот $s = v \cdot t$ или пак времето за кое подвижната точка би изминала одреден пат со константна брзина $t = \frac{s}{v}$.

Кинематичките равенки за рамномерно праволиниско движење $v = \frac{s}{t}$; $s = v \cdot t$ и $t = \frac{s}{v}$ можат да се претстават и графички во вид на дијаграми кои се нарекуваат **кинематички дијаграми**.

На слика 1.1 а) даден е кинематичкиот дијаграм (v, t) од кој се гледа зависноста на брзината од времето. Од овој дијаграм може да се одреди и изминатиот пат за одредено време. Патот, во одреден размер, е претставен со шрафираната површина заградена со дијаграмот (v, t) и координатните оски.

Кинематскиот дијаграм (s, t) е претставен на слика 1.1 б), и од него може да се види зависноста на патот s , од времето t , а исто така може да се определи и брзината за рамномерно праволиниско движење $v = \text{tg}\alpha = \frac{s}{t}$.



Сл 1.1 Кинематски дијаграми за рамномерно праволиниско движење

Кинематските дијаграми се употребуваат за графичко решавање на голем број задачи во кинематиката.

Пример:

Од точките A и B , оддалечени меѓусебе со растојание $s=70 \text{ km}$, истовремено тргнуваат мотор и велосипед еден кон друг. Моторот тргне од точката A и се движел со рамномерна брзина $v_1=60 \text{ km/h}$, а велосипедистот тргне од точката B и се движел со брзина $v_2=10 \text{ km/h}$. По аналитички и графички пати да се пресметта во колку време ќе се среќнаат и на кое растојание од точката A .

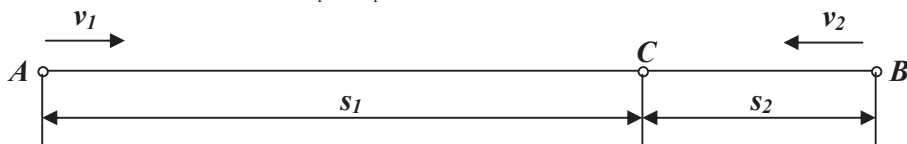
Решение:

а) Аналитички – Бидејќи моторот и велосипедот тргнале истовремено, во состојба на движење ќе се наоѓаат исто време t , по кое време ќе се сретнат. Тргувајќи од фактот дека нивните поединечни патишта s_1 и s_2 го даваат вкупното растојание помеѓу точките A и B ќе имаме:

$$s = s_1 + s_2 = v_1 \cdot t + v_2 \cdot t = t(v_1 + v_2) \quad \text{од каде следува} \quad t = \frac{s}{v_1 + v_2} = \frac{70}{60 + 10} = 1 \text{ h}$$

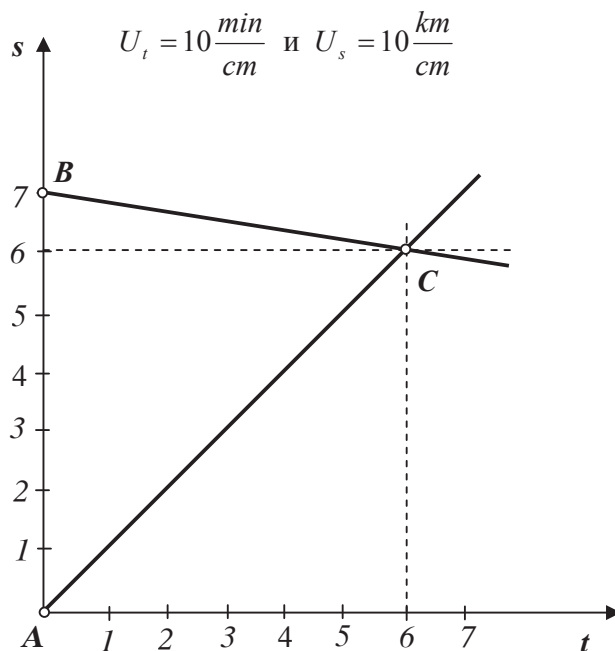
Растојанието на кое ќе се сретнат од точката A ќе биде:

$$s_1 = v_1 \cdot t = 60 \cdot 1 = 60 \text{ km}$$



Сл.1.2 Пати на моторот и велосипедот

б) Графички – најпрвин ги цртаме кинематичките дијаграми на моторот и велосипедот во заеднички координатен систем A, s, t со размерен коефициент:



Сл.1.3 Кинематички дијаграми на моторот и велосипедот

Ако координатниот почеток го земеме во точката A , тогаш правата \overline{AC} го дава дијаграмот на моторот што минува низ точката A и точката C . Дијаграмот на велосипедот е претставен со правата \overline{BC} и минува низ точките B и C . Времето по кое ќе се сретнат и изминатиот пат за тоа време е претставено со координатите на точката C , односно:

$$t = 6\text{cm} \cdot 10 \frac{\text{min}}{\text{cm}} = 60\text{min} = 1\text{h}$$

$$s_1 = 6\text{cm} \cdot 10 \frac{\text{km}}{\text{cm}} = 60\text{km}$$

Контролни прашања и задачи:

1. Кои закони/осици се јавуваат кај рамномерното праволиниско движење?
2. Што претставуваат кинематичките дијаграми?
3. Од метална плоча со ширина $a = 288\text{mm}$ и должина $b = 1000\text{mm}$ потребно е да се симне тенок слој со помош на рендисалка чиј нож е широк $c = 16\text{mm}$. За кое време ќе биде симнат слојот ако ножот се движи праволиниски, со рамномерна брзина $v = 200\text{mm/s}$?

За колку време ќе се намали обработката на плочата ако брзината на поврзаниот (разниот) од се зголеми двапати?

4. Колку време ќе биде обработен мост со должина 200m , ако преку него поминува воз со должина 300m и со брзина $v = 80\text{km/h}$?
5. Од метална плоча со димензии $a = 320\text{mm}$, $b = 1200\text{mm}$ потребно е да се симне тенок слој со помош на рендисалка чиј нож е широк $c = 16\text{mm}$. За кое време ќе биде симнат слојот ако брзината на работниот од $v = 240\text{m/s}$, а на поврзаниот $v_1 = 400\text{m/s}$?
6. Од две железнички станици кои меѓу себе се оддалечени на растојание од 80km истовремено еден кон друг иргнуваат два воза. По колку време ќе се среќаат и на кое растојание од станицата I ако брзината на првиот воз е 60km/h , а брзината на вториот воз е 70km/h ? (решението да се изведе графички и аналитички).
7. Од точките A и B оддалечени меѓу себе на растојание од 30km , иргнуваат истовремено пешак и велосипедист, пешакот иргна од точката A и се движи со брзина 4km/h , а велосипедистот иргна од точката B и се движи со брзина 10km/h . Да се пресмета аналитички и графички по колку време ќе се среќаат и на кое растојание од точката A .

1.3.2 Рамномерно променливо праволиниско движење

Рамномерно променливото праволиниско движење се карактеризира со константно зголемување (смалување) на брзината во секој нареден ист интервал. Оваа константна промена на брзината всушност ни го претставува забрзувањето $a = \text{const}$.

Законот за брзината, односно зависноста на брзината од времето за рамномерното забрзано праволиниско движење го има следниот облик

$$v = v_0 + a \cdot t \left[\frac{m}{s} \right], \text{ а законот на патот ќе биде } s = v_0 \cdot t + \frac{a \cdot t^2}{2} [m]. \text{ Почетната}$$

брзина v_0 , брзината v , константното забрзување a и изминатиот пат по траекторијата s се во тесна меѓусебна зависност и таа зависност може да биде изразена во следниот облик: $v^2 - v_0^2 = 2 \cdot a \cdot s$.

Во случај кога подвижната точка го почне своето движење од состојба на мирување (почетната брзина $v_0 = 0$), кинематичките равенки за рамномерното забрзано праволиниско движење го имаат следниот облик:

$$a = \text{const} \left[\frac{m}{s^2} \right]; \quad v = a \cdot t \left[\frac{m}{s} \right]; \quad s = \frac{a \cdot t^2}{2} [m]; \quad v^2 = 2 \cdot a \cdot s$$

Кај рамномерно забавеното движење имаме константно намалување на брзината на подвижната точка. Ова намалување на брзината во текот на движењето го нарекуваме забавување, а кинематичките изрази го имаат следниот облик:

$$-a = \text{const} \left[\frac{m}{s^2} \right]; \quad v = v_0 - a \cdot t \left[\frac{m}{s} \right]; \quad s = v_0 \cdot t - \frac{a \cdot t^2}{2} [m]; \quad v^2 - v_0^2 = 2 \cdot a \cdot s$$

Поради намалувањето на брзината по некое време подвижната точка ќе застане, па можеме да го определиме и времето за кое ќе застане точката и патот што ќе го измине за тоа време:

$$v = v_0 - a \cdot t_k = 0 \Rightarrow t_k = \frac{v_0}{a} [s]; \quad v^2 - v_0^2 = -2 \cdot a \cdot s_k \Rightarrow s_k = \frac{v_0^2}{2 \cdot a} [m]$$

Сите досега изведени формули за рамномерно забрзано и за рамномерно забавено праволиниско движење можат да се изразат со заеднички равенки на следниот начин:

$$\pm a = \text{const} \left[\frac{m}{s^2} \right]; \quad v = v_0 \pm a \cdot t \left[\frac{m}{s} \right]; \quad s = v_0 \cdot t \pm \frac{a \cdot t^2}{2} [m]; \quad v^2 - v_0^2 = \pm 2 \cdot a \cdot s$$

Кинематичките равенки за рамномерно променливото праволиниско движење можат да се изразат и графички преку кинематички дијаграми.

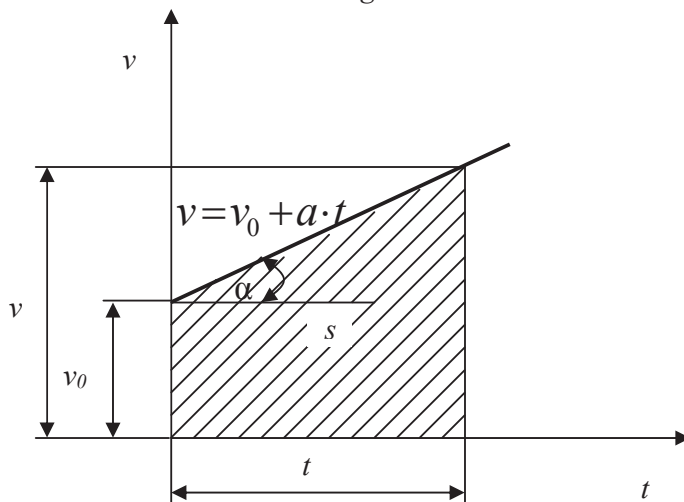
На слика 1.4.б) даден е дијаграмот (a, t) на рамномерно забрзаното движење и тој претставува права која е паралелна со апсисата. Шрафираната површина е ограничена со хоризонталната права и координатните оски, во одреден размер ја дава моменталната брзина v на рамномерното забрзано движење без почетна брзина.

На слика 1.4.а) претставен е дијаграмот (v, t) за рамномерно забрзано движење со почетна брзина v_0 . Освен зависноста на брзината v од времето t , во овој дијаграм од шрафираната површина можеме да го определиме изминатиот пат s во соодветен размер, како и забрзувањето a на следниот начин:

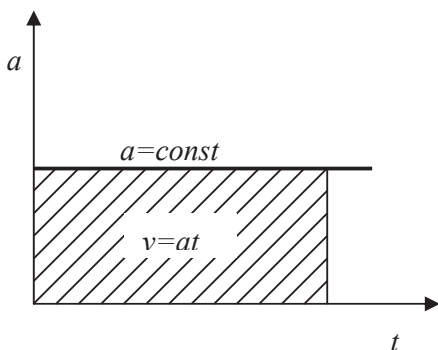
$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{v - v_0}{t} = \frac{\Delta v}{t} = a$$

Дијаграмот на слика 1.4.в) ни ја претставува зависноста на патот s од времето t при рамномерно забрзано движење без почетна брзина. Од овој дијаграм може да се определи и вредноста за брзината v , ако во произволна точка M се повлече тангентата. Во ваков случај вредноста за брзината v во произволната точка M ќе биде:

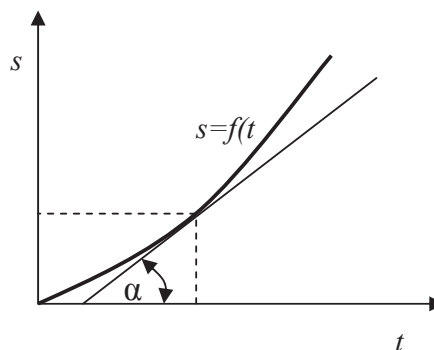
$$v = \operatorname{tg}\alpha$$



а



б)



в)

Сл 1.4 Кинематски дијаграми за рамномерно забрзано праволиниско движење

Пример:

Од состојба на мирување една точка почнува да се движи со забрзување $a=2 \text{ m/s}^2$. Колкава брзина ќе има оваа точка по 12 s и колкав пат ќе измине за тоа време?

Решение:

Бидејќи точката движењето го започнува без почетна брзина, брзината по 12 секунди ќе биде: $v = a \cdot t = 2 \cdot 12 = 24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, а патот што точката ќе

го измине за тоа време ќе биде: $s = \frac{a \cdot t^2}{2} = \frac{2 \cdot 12^2}{2} = 144 \text{ m}$

Контролни прашања и задачи:

1. Кои закони се јавуваат кај рамномерното забрзано праволиниско движење?
2. Која е разликата кај рамномерно променливо праволиниско движење со почетна брзина и без почетна брзина?
3. По што се разликуваат законите кај рамномерното забрзано и рамномерното забавено праволиниско движење?
4. Кои карактеристики ги имаат кинематските дијаграми за рамномерно променливо праволиниско движење?
5. Точка со почетна брзина $v_0=2 \text{ m/s}$ почнува да се движи со забрзување $a=0,3 \text{ m/s}^2$. Колкава ќе биде брзината по време од 8 s и колкав пат ќе измине точката за тоа време?
6. Еден воз се движи со константна брзина $v=72 \text{ km/h}$. Во еден момент машинозачот почнува да кочи, при што возот почнува да ја губи брзината, т.е. да се движи рамномерно забавено со забавување $a=0,4 \text{ m/s}^2$.

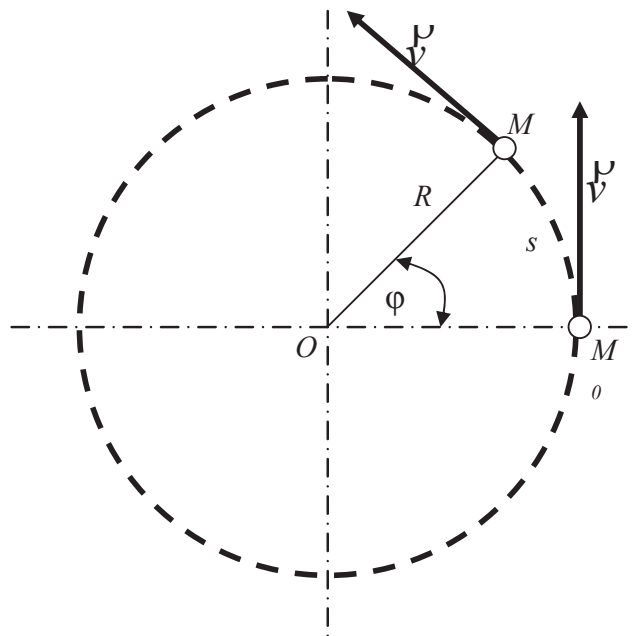
По колку време возот ќе застане и колкав пат ќе измине од моментот на кочењето до моментот на застанувањето?

7. Две точки тргнуваат истовремено од едно место и се движат во една насока. Првата има почетна брзина $v_0 = 90 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ и се движи рамномерно забавено со забавување $a_1 = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Втората почнува да се движи од состојба на мирување со забрзување $a_2 = 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ за време $t=5\text{s}$, а потоа продолжува да се движи рамномерно со резултантната брзина. По графички пат да се пресмета времето по кое двете точки ќе имаат една брзина.

1.4 ОБЕМНА И АГОЛНА БРЗИНА И НИВНАТА ЗАВИСНОСТ КАЈ КРУЖНОТО ДВИЖЕЊЕ

Кружното движење е таков вид на движење при кое траекторијата (патната линија) на подвижната точка е кружница. Кружното движење го претставува најпростото криволиниско движење, но и најчесто се среќава во техничката пракса.

Рамномерното кружно движење е таков вид на движење при кое подвижната точка се движи по кружница со константна брзина (слика 1.5).



Сл.1.5 Траекторија на подвижната точка M

Кај рамномерното кружно движење обемната брзина е константна и лежи на тангентата која е повлечена на патната линија од подвижната точка.

Изминатиот пат по лакот (обемот) на кружната патна линија во единица време се нарекува **обемна** или **линиска** (периферна) брзина. Ако подвижната точка се движи по кружница со радиус R и за време t измине пат $\overline{M_0M} = s$ тогаш обемната брзина, според дефиницијата ќе биде:

$v = \frac{s}{t}$, а како што е познато од математика должината на лакот можеме да ја пресметаме како производ од радиусот и аголот изразен во радијани, со што ќе добиеме:

$$\overline{M_0M} = s = R \cdot \varphi \quad v = \frac{R \cdot \varphi}{t}$$

Во техничката пракса бројот на вртежи најчесто се изразува преку бројот на вртежи n , што ќе ги направи подвижната точка за време од една минута ($n \left[\frac{vr}{\min} \right]$ односно $\left[\frac{1}{\min} \right]$). Ако подвижната точка направи еден вртеж, изминатиот пат е еднаков со периметарот на кругот односно $s = 2R\pi$. Ако точката направи n вртежи во една минута тогаш патот што ќе го измине таа ќе биде $s = 2 \cdot R \cdot \pi \cdot n$, а обемната брзина:

$$v = \frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Аголот што го опишува радиусот на подвижната точка изразен во радијани во единица време се нарекува **аголна брзина**.

Аголната брзина, слично како и обемната, може да се изрази преку бројот на вртежи во една минута. За едно завртување на подвижната точка радиусот ќе опише агол $\varphi = 2\pi$ радијани, а за една минута агол $\varphi = 2\pi \cdot n$ радијани. Според дефиницијата за аголна брзина ќе имаме:

$$\omega = \frac{\varphi}{t} = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} \left[\frac{rad}{s} \right] \left[\frac{1}{s} \right] [s^{-1}]$$

Аголната брзина кај рамномерното кружно движење е константна и зависи само од минутниот број на вртежи, за разлика од обемната која покрај тоа што зависи од минутниот број на вртежи зависи и од оддалеченоста на подвижната точка до центарот на кругот.

Зависноста помеѓу обемната и аголната брзина може да се определи на следниот начин: $v = R \frac{\varphi}{t}$ каде $\frac{\varphi}{t} = \omega$. Со замена на оваа вредност нивната врска ќе го има следниот конечен облик:

$$v = R \cdot \omega \left[\frac{m}{s} \right]$$

Пример:

Замавник со полуречник 0,25 m се врти рамномерно околу својата оск. Обемната брзина на точките од венците е еднаква на 2 m/s. Колкав број на вртежи во секунда прави замавникот?

Решение:

Од формулата за определување на брзината $v = R \cdot \omega = R \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$ го изразуваме n , а тоа ќе ни го даде бројот на вртежи во секунда, односно:

$$n = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{2}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25} = 1,27 [s^{-1}]$$

Контролни прашања и задачи:

1. Како ја дефинираме обемната брзина?
2. Што претставува аголната брзина?
3. Која е меѓусебната зависност на аголната и обемната брзина?
4. Едно колело со дијаметар 860mm треба да се обработи на струг. Да се одредат бројот на вртежи во минути на стругот и тоа така што брзината на режење да не премине вредност од 20 m/min.
5. Со помош на дучалка треба да се направи дучка со дијаметар од 1000mm, а нејзината длабочина треба да изнесува 250mm. При тоа обемната брзина на свделот од дучалката е $v = 0,15 \frac{m}{s}$, а поместот на свделот е 0,2mm при секој вртеж.
а) Колкав е минутиот број на вртежи на свделот?
б) Колку време треба да трае дучењето?

1.5 ЗАКОНИТОСТИ НА РАМНОМЕРНО ПРОМЕНЛИВО КРУЖНО ДВИЖЕЊЕ

Кај рамномерно променливото кружно движење аголната брзина во секој следен временски интервал рамномерно се менува за одреден износ. Од тука можеме да кажеме дека аголното забрзување претставува промена на аголната брзина во единица време. Единица за аголното забрзување според дефиницијата е $\left[\frac{rad}{s^2} \right] [s^{-2}]$ и во општ случај изнесува:

$$\alpha = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1}$$

Кај рамномерно променливото кружно движење главни кинематички големини се: изминатиот агол φ , аголната брзина ω и аголното забрзување α . Сите овие големини се во тесна меѓусебна врска, а нивната зависност може да се одреди на сличен начин како кај рамномерно променливото праволиниско движење.

За рамномерно забрзано кружно движење пресметките можат да се вршат со помош на следните изрази:

$$\alpha = const \left[\frac{rad}{s^2} \right]; \quad \omega = \omega_0 + \alpha \cdot t \left[\frac{rad}{s} \right]; \quad \varphi = \omega_0 \cdot t + \frac{\alpha \cdot t^2}{2} [rad];$$
$$\omega^2 - \omega_0^2 = 2 \cdot \alpha \cdot \varphi$$

Кај рамномерно забавеното движење ги имаме истите изрази со тоа што пред аголното забрзување се јавува негативен знак:

$$-\alpha = \text{const} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]; \quad \omega = \omega_0 - \alpha \cdot t \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]; \quad \varphi = \omega_0 \cdot t - \frac{\alpha \cdot t^2}{2} \left[\text{rad} \right];$$

$$\omega^2 - \omega_0^2 = -2 \cdot \alpha \cdot \varphi$$

Општите формули за рамномерно променливото кружно движење можат да бидат претставени во следниот облик:

$$\pm \alpha = \text{const} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]; \quad \omega = \omega_0 \pm \alpha \cdot t \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]; \quad \varphi = \omega_0 \cdot t \pm \frac{\alpha \cdot t^2}{2} \left[\text{rad} \right];$$

$$\omega^2 - \omega_0^2 = \pm 2 \cdot \alpha \cdot \varphi$$

Рамномерно забрзаното кружно движење може да биде и без почетна аголна брзина ($\omega_0 = 0$) при што ќе ги имаме следните изрази:

$$\alpha = \text{const} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]; \quad \omega = \alpha \cdot t \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]; \quad \varphi = \frac{\alpha \cdot t^2}{2} \left[\text{rad} \right]; \quad \omega^2 = 2 \cdot \alpha \cdot \varphi$$

Рамномерно забавеното кружно движење секогаш има почетна аголна брзина и кај него можеме да го определиме времето на застанување според изразот $t_k = \frac{\omega_0}{\alpha}$.

Средниот број на вртежи ќе го добиеме како геометриска средина меѓу почетниот број на вртежи во минута и бројот на вртежи во минута на крајот од движењето, односно:

$$n_s = \frac{n_0 \pm n}{2}$$

Слично може да се добие и средната аголна брзина, односно:

$$\omega_s = \frac{\omega_0 \pm \omega}{2}$$

Вкупниот број на вртежи што ќе го направи подвижната точка N за време t се одредува со помош на средниот минутен број на вртежи, или ако вкупниот агол кој го изминала подвижната точка φ_{vk} се подели со аголот за едно завртување $\varphi = 2\pi$.

$$N = \frac{n_s \cdot t}{60} = \frac{\varphi}{2\pi}$$

Освен аголните кинематички елементи кај рамномерно променливото кружно движење се јавуваат и обемни односно линиски елементи. Тоа се изминатиот пат по обемот на кругот s , обемната брзина v и тангенцијалното забрзување a_t .

Општите обемни кинематички елементи кај рамномерно променливото кружно движење се дадени со следните изрази:

$$\pm a_t = \text{const} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]; \quad v = v_0 \pm a_t \cdot t \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]; \quad s = v_0 \cdot t \pm \frac{a_t \cdot t^2}{2} \left[\text{m} \right]; \quad v^2 - v_0^2 = \pm 2 \cdot a_t \cdot s$$

Доколку не постои почетна аголна брзина кинематичките изрази ќе го имаат следниот облик:

$$a_t = \text{const} \left[\frac{m}{s^2} \right]; \quad v = a_t \cdot t \left[\frac{m}{s} \right]; \quad s = \frac{a_t \cdot t^2}{2} [m]; \quad v^2 = 2 \cdot a_t \cdot s$$

Помеѓу тангенцијалното забрзување и аголното забрзување кај рамномерно променливото кружно движење постои тесна зависност до која може да дојдеме на следниот начин:

$$v = a_t \cdot t \Rightarrow a_t = \frac{v}{t} = \frac{R \cdot \omega}{t} \text{ бидејќи } \frac{\omega}{t} = \alpha \text{ ќе добиеме}$$

$$a_t = R \cdot \alpha$$

Пример:

Една точка се движи рамномерно забрзано по кружна патица линија при што бројот на вртежи се зголемува од $n_1=15$ вртежи во секунда на $n_2=25$ вртежи во секунда за време од 30s. Колкаво аголно забрзување ќе досигне и колку вртежи ќе направи за тоа време?

Решение:

Од изразот $\alpha = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1}$ и со замена $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ ќе добиеме:

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2 - 2 \cdot \pi \cdot n_1}{t_2 - t_1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 25 - 2 \cdot 3,14 \cdot 15}{30} = 2,09 [\text{rad} / \text{s}^{-2}]$$

$$t_1 = 0 \text{ s и } t_2 = 30 \text{ s}$$

Вкупниот број на вртежи ќе го добиеме како производ од средниот број на вртежи и времето на вртење на точката односно:

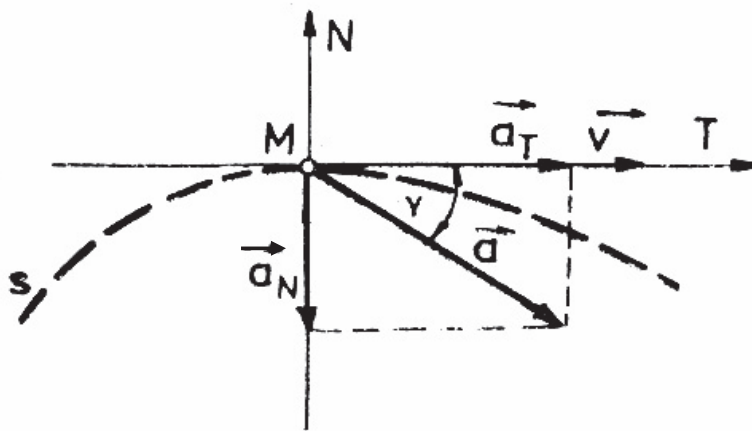
$$N = n_s \cdot t_2 = \frac{n_1 + n_2}{2} \cdot t_2 = \frac{15 + 25}{2} \cdot 30 = 600 \text{ вртежи.}$$

Контролни прашања и задачи:

1. Која единица се користи за аголното забрзување?
2. Кои се главни кинематички големини кај кружното движење?
3. Како се определува средниот број на вртежи кај рамномерно променливото кружно движење?
4. Како може да се одреди вкупниот број на вртежи на едно тело кое врши кружно движење?
5. Цилиндричното точило од сопијба на мирување заочнува да врши рамномерно забрзано кружно движење и по 10 минути од почетокот на движењето тоа досигнува 180 вртежи во минути. Колку вкупно вртежи ќе направи точило за шест 10 минути?
6. Во моментот кога ќе се исклучи моторот од авионот порелерот се врти со 1000 вртежи во минути. По колку време ќе заспане порелерот, ако движењето биде рамномерно забавено со забавување $0,5 \text{ rad/s}^2$?

1.6 ТАНГЕНЦИЈАЛНО, НОРМАЛНО И ТОТАЛНО ЗАБРЗУВАЊЕ

Векторот на забрзувањето кој е претставен во природен координатен систем кај криволиниското движење лежи во вдлабната страна од патната линија, а ја има насоката на движењето на подвижна точка (слика 1.6), а можеме да го разложиме на две компоненти. Едната компонента е во правец на тангентата повлечена кон кривата на движење на подвижната точка, а во разгледуваната положба. Втората компонента е во правец на нормалата.



Сл.1.6 Тангенцијално и нормално забрзување

Интензитетите на тангенцијалното и нормалното забрзување можеме да ги определиме на следниот начин:

$$a_t = a \cdot \cos \gamma$$

$$a_n = a \cdot \sin \gamma$$

Забрзувањето a_t што лежи на тангентата се нарекува тангенцијано забрзување.

Забрзувањето a_n што лежи на нормалата се нарекува нормално забрзување, а бидејќи секогаш е насочено кон центарот на кривината од патната линија, познато е уште под името центрипетално забрзување.

Забрзувањето a се вика тотално (вкупно) забрзување или, едноставно, забрзување, а тангенцијалното и нормалното забрзување уште се познати под името природни компоненти на тоталното забрзување.

Бидејќи забрзувањето во општ случај претставува промена на брзината во единица време, можеме да го констатираме следново:

- тоталното забрзување a предизвикува промена и на интензитетот и на правецот на брзината;
- тангенцијалното забрзувања a_t има ист правец со правецот на обемната брзина и предизвикува промена само на интензитетот на обемната брзина;
- нормалното забрзување a_n има правец кој е нормален на правецот на обемната брзина и предизвикува промена само на правецот на обемната брзина.

Од сите криволиниски движења наједноставно е кружното движење и затоа кај овој вид движење најбрзо се доаѓа до изразите за нормалното и тангенцијалното забрзување.

Кај рамномерното кружно движење интензитетот на обемната брзина има константна вредност, а постојано се менува само нејзиниот правец. Според тоа, тангенцијалното забрзување кај рамномерното кружно движење ќе биде еднакво на нула, а како резултат на промена на правецот на брзината се јавува само нормалното забрзување кое истовремено е и тотално забрзување ($a_n = a$).

Интензитетот на нормалното забрзување може да се одреди на следниот начин:

$$a_n = \frac{v^2}{R} = \frac{(R \cdot \omega)^2}{R} = R \cdot \omega^2 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

што значи дека интензитетот на нормалното забрзување кај рамномерното кружно движење е еднаков на количникот од обемната брзина на квадрат и радиусот на кружната патна линија и е со константна вредност во текот на движењето.

Правецот на нормалното забрзување лежи на радиусот од кружната патна линија и е насочен кон центарот на кругот.

Кај рамномерно променливо кружно движење се менува и интензитетот и правецот на брзината, па според тоа, кај овој вид движење се јавува и тангенцијално и нормално забрзување.

Тангенцијалното забрзување a_t лежи на правецот на обемната брзина и влијае на промената на нејзиниот интензитет.

Интензитетот на тангенцијалното забрзување кај рамномерно променливото кружно движење ќе го пресметаме со следниот израз:

$$a_t = R \cdot \alpha$$

односно интензитетот на тангенцијалното забрзување е еднаков на производот од радиусот на патната линија и аголот забрзување.

Тангенцијалното забрзување a_t кај рамномерно променливото кружно движење има константна вредност, бидејќи и полупречникот R и аголот забрзување алфа се константни.

Нормалното забрзување a_n кај рамномерно променливото кружно движење е променливо бидејќи аголната брзина се менува со текот на движењето. Ова промена влијае и на промената на тоталното забрзување, кое според питагоровата теорема е дадено со изразот :

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2} = \sqrt{R^2 \cdot \alpha^2 + (R \cdot \omega^2)^2} = R \sqrt{\alpha^2 + \omega^4}$$

Правецот на тоталното забрзување е даден со аголот гама што векторот на тоталното забрзување го зафаќа радиусот R , чиј тангенс изнесува:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{a_t}{a_n} = \frac{\alpha}{\omega^2}$$

Насоката на тоталното забрзување, како што споменавме, секогаш е кон вдлабнатата страна на кривината од патната линија.

Забелешка: Сите формули за тангенцијално, нормално и појттално забрзување изведени за кружноо движење важат и за кое и да било криволиниско движење, но месно радиусоо на кругоо R кај ише движења ќе фигурира радиусоо на кривинаа ρ , кој е константен само од една до друга превојна точка на криваа иаина линија.

Пример:

Едно тркало со полупречник $r=1\text{m}$, во време $t=360$ секунди од почетокоо на рамномерно забрзано вртење достигнува $n=3,5$ вртежи во секунда. Да се пресметат обемната брзина, нормалното забрзување и тангенцијалното забрзување што ќе ги достигнат точките од венцоо за време t .

Решение:

- обемната брзина ја добиваме како производ од полупречникот на тркалото и аголната брзина:

$$v = r \cdot \omega = r \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 1 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 3,5 = 21,98 [m/s]$$

- нормалното забрзување го пресметуваме на следниот начин:

$$a_n = r \cdot \omega^2 = r \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2 = 1 \cdot (2 \cdot 3,14 \cdot 3,5)^2 = 483,12 [m/s^2]$$

- за пресметка на тангенцијалното забрзување потребно е да се определи аголната брзина:

$$a_t = r \cdot \alpha$$

од $\omega = \omega_0 + \alpha \cdot t$, а бидејќи ω_0 е еднакво на нула следеува:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3,5}{360} = 0,061 [rad/s^2]$$

$$a_t = r \cdot \alpha = 1 \cdot 0,061 = 0,061 [m/s^2]$$

Контролни прашања и задачи:

1. Како можеме да ги определиме интензитетите на тангенцијалното и нормалното забрзување?
2. Кои промени ги предизвикува нормалното забрзување при кружноо движење?
3. Кои промени ги предизвикува тангенцијалното забрзување при кружноо движење?
4. Како наједноставно се определува вредноста за појтталноо забрзување?
5. Тркало со дијаметар од 2 метри од состојба на мирување започнува да се движи рамномерно забрзано и во 10 секунди периферната брзина на најоддалечените точки изнесува 50 метри во секунда. Колку изнесува појтталноо забрзување на точките од венцоо во време од 35 секунди?

2. ОСНОВИ НА КОНСТРУИРАЊЕТО

2.1 ОСНОВНИ ПОИМИ ПРИ ПРОЕКТИРАЊЕТО И КОНСТРУИРАЊЕТО

Изработката на одреден дел, подсклоп, склоп или цела конструкција е комплексна проблематика која започнува многу порано од непосредната изработка на производот. Таа опфаќа повеќе фази кои се познати како проектирање, конструирање, реконструирање и изработка на техничка документација.

Проектирањето е претходна фаза на конструирањето и претставува сестрана анализа на сите економски, технолошки, технички и експлоатациони фактори кои мора да ги задоволува производот. Тоа значи дека на секоја конструкција и претходи идеен проект во којшто треба да бидат опфатени многу елементи од кои најважни се следниве:

- пласманот на производите;
- намена на конструкцијата, подсклоповите, склоповите и нивата функција;
- материјалните и кадровските потреби за остварување на конструкцијата;
- одржување и сервисирање на производите и сл.

Со тоа се одредуваат појдовните елементи за понатамошната конструктивна разработка на производот.

Конструирањето претставува конкретна разработка на машинските елементи и делови - давање на обликот и димензиите според дадените услови во идејниот проект или условите одредени на друг начин.

Реконструирањето претставува делумна промена на конструкцијата, односно промена на функционалноста на одредени машински елементи и делови и нивната повторна конструкција според променетите услови.

Денес, во машиноградбата главно преовладува реконструирањето, односно адаптирање и усовршување на постојните конструктивни решенија.

Техничката документација е документ во кој се содржани сите елементи кои се разработувани во текот на конструирањето: задачата, анализи, технички опис, пресметки и технички цртежи.

Потоа, врз основа на техничката документација се изработува технолошка документација со што започнува непосредната реализација на производот.

Контролни прашања:

- 1. Што се подразбира под поимот проектирање?*
- 2. За што служи конструирањето?*
- 3. Која е разликата помеѓу конструирањето и реконструирањето?*
- 4. Зошто е неопходно да се изработи техничка документација за секој проект?*

2.2 ПОСТАПКА НА ПРОЕКТИРАЊЕТО

Како секоја друга активност и работата врз реализацијата на одредена конструкција ќе биде поефикасна и поуспешна ако се одвива со некој однапред утврден редослед. Зависно од сложеноста на конструкцијата знаењата и искуствата на реализаторот, редоследот на работата ќе биде повеќе или помалку детализиран.

Во зависност од факторите кои ја определуваат конструкцијата како и барањето да се добие најдобро решение, може да се констатира дека при работата се јавуваат некои општи законитости, и тоа:

- во суштината на секоја задача се содржани сите можни решенија;
- во секое посебно решение се јавуваат комбинации од различни конструктивни и функционални елементи;
- во секое решение има недостатоци, чијшто број може да се сведе на одреден минимум, но не и сосема да се отстранат;
- решението со најмал број недостатоци го усвојуваме како оптимално.

Овие законитости определуваат на кој начин ќе се реализира одредена конструктивна задача. Нормално е дека овие законитости диктираат одреден редослед којшто ќе треба да биде решен.

Секое проектирање треба да почне од задачата за која се изработува проектот, а подоцна и конструкцијата. Бидејќи во практиката задачите се добиваат на различни начини (од купувачот, од производниот план на претпријатието и сл.) и реализацијата на задачата ќе биде различна.

Составувачот на задачата, кој ги поставувал основните барања врз идната конструкција, често пати не ги познава и не води доволно сметка за сите елементи коишто влијаат на обемот и трошоците на производството. Во тој случај се добива некомплетна задача.

Меѓутоа има случаи кога задачата е поставена од страна на стручњак за тоа подрачје па тогаш добиваме задача разработена до најситни детали. Но сепак, најчесто се случува да се добијат куси и општи

формулации на задачите, па затоа проектантот неопходно е да одговори на ред прашања, и тоа:

- Што се бара во задачата?
- Што е наполно јасно ?
- Што не е кажано во задачата, а е неопходно да се каже?

За секој нејасен проблем потребно е да се формулира писмено прашање на кое веднаш или по одредено време треба да се бара адекватен одговор.

Кога веќе сме ја одредиле суштината на задачата, може да се пристапи кон изработка на основната скица, во којашто се содржани сите можни решенија. Оваа скица треба да биде текстуално и шематски формулирана така што да може да одговори на следниве барања:

- да биде почетна точка за барање на оптимално решение ;
- да претставува јадро на поставената задача и да ги содржи основните карактеристики на идната конструкција;
- да овозможува поставување на доволен број конструктивни решенија, неопходни за сите можни варијанти;
- да дава упатство на сите решенија на задачата меѓу кои се наоѓа и оптималното решение
- секоја задача може да има само една основна скица, додека пак една основна скица може да се примени за повеќе слични задачи.

Формулирањето на основната скица треба да создаде солидна основа за сите понатамошни елементи во задачата. Потоа од основната скица се изработуваат повеќе работни скици. Кај деловите со посложена конструкцијата и посложени функционални барања, работните скици се подобруваат со анализа и отстранување на грешките и недостатоци кај работните скици.

Контролни прашања:

1. На кои закони и основи треба да се придржуваме при проектирањето?
2. Што треба да има во предвид проектантот пред да започне со проектирањето?
3. Која е крајната цел на проектирањето?

2.3 ПОСТАПКА НА КОНСТРУИРАЊЕТО

Конструирањето е всушност давање на дефинитивниот облик и димензиите на деловите што се конструираат. За да се изврши таа работа се придружуваме кон одреден редослед кој ќе овозможи опфаќање на сите услови кои влијаат на дефинитивното обликување и димензионирање, водејќи сметка за меѓусебната поврзаност и условеноста на фазите при конструирањето. Можеме да ги утврдиме следните фази за успешно конструирање:

- Прифаќање на оптимална работна скица;
- Одредување на оптоварувањата на конструкцијата;
- Одредување на критички пресеци;
- Дефинирање на напрегањата и напоните во критички пресеци;
- Избор на материјалот;
- Димензионирање;
- Одредување на конечните мерки на димензионираните пресеци;
- Обликување на машинските елементи и делови и
- Изработка на техничка документација.

Секоја од овие фази е со посебно значење за успехот на конструирањето. Затоа во понатамошниот текст подетално ќе се задржиме на некои од нив. Овде ќе ја изнесеме само содржината на секоја фаза за да се добие општ увид во целата проблематика.

- Оптималната работна скица се добива со проектирање на конструкцијата и со неа е одреден приближниот облик на делот. Кај едноставните машински елементи и делови за кои не се врши проектирање приближниот облик го одредуваме според постојните конструктивни решенија, водејќи сметка за факторите и условите кои влијаат на конструкцијата;
- Одредувањето на оптоварувањата ги опфаќа следниве елементи: распоред, правец, насока и нападна точка на надворешните сили, рамнина во која се јавуваат моменти на силите и спреговите од силите, карактерот на оптоварувањата (мирни, еднонасочно променливи, наизменично променливи, ударни) и сл.
- Кога веќе е определен приближниот облик на делот и распоредот на оптоварувањата, можеме да определиме во кои места може да дојде до трајна деформација или разорување на материјалот. Бидејќи при конструирањето вршиме димензионирање или проверување на димензиите, потребно е да ја знаеме површината на пресекот на тие места, па затоа нив ги нарекуваме критични или опасни пресеци;
- Следниот чекор ни е определувањето на напрегањата кои ќе владеат во критичните пресеци, а нив ги определуваме врз основа на оптоварувањата кои ќе се јават во критичните или опасни пресеци;

- Значењето на правилниот избор на материјалот е многу важно, како од економски така и од технолошки аспект. За конструирањето важно е да се одредат или познаваат механичките својства на избраниот материјал, за да може да се изврши успешно димензионирање.
- Димензионирањето на некој дел претставува постапка за одредување на неговите мерки (димензии) со кои тој ќе може да издржи одредено оптоварување, ако притоа е познат материјалот од кој ќе се изработува, односно неговите механички својства.
- Пресметаните димензии многу ретко во практиката се користат со онаа големина со која се пресметани. Конструктивните ограничувања, функционалните барања и барањата за заменливост на деловите, наложуваат пресметаните мерки да се сменат во конечни, според одредени услови. Во тој поглед најважно е да се почитуваат стандардите и да се одредат толеранциите на деловите кои се склопуваат.
- Дефинитивното обликување на конструкцијата и нејзините делови е завршна фаза на конструирањето и претставува синтеза на сите фактори, кои на еден или друг начин влијаат врз обликот или димензиите на конструкцијата. При обиколување на деловите треба да се обрне внимание на оние димензии кои конструктивно се определуваат како и влијанието на обработката и изработката врз обликот на одделни делови.
- Откако е изработено конструктивното решение на некоја машина, направа и слично, заради побрза и поефикасна изработка и полесна експлоатација, треба да се изработи техничка документација.

Главна содржина на техничката документација се техничките цртежи, за нив е зборувано во техничкото цртање, затоа овде ќе се задржиме на останатите документи што ги содржи техничката документација.

Целокупната документација која е потребна за изработка и експлоатација на една конструкција е содржана во елаборатот на конструкцијата. Според тоа елаборатот треба да содржи:

1. најразлични анализи кои се вршени пред и во текот на конструирањето ;
2. технички опис на конструкцијата;
3. пресметка на критичните пресеци на деловите и пресметка на функционалните и други карактеристики на конструкцијата;
4. технички цртежи
5. проспекти и сл.

Елабораторот се подврзува во корици со А4 формат по овој редослед:

1. Насловна страница.
2. Задача.
3. Анализи.
4. Технички опис.
5. Пресметки.
6. Цртежи и друга техничка документација.

Насловната страница се испишува на посебен лист хартија и треба да содржи име на фирмата, наслов на конструкцијата, име и презиме на конструкторот и место и датум на изработката на елабораторот.

Во елабораторот мора да се стави оригинална задача според која е изработен. Покрај задачата тука спаѓаат и сите писмени упатства кои се дадени пред почетокот или во текот на изработката на елабораторот.

За посложени конструкции, производи со подолгорачен карактер и слично, потребни се технички анализи на конструкцијата, потоа економски анализи на пазарот и сл. Сите тие анализи спаѓаат во елабораторот за конструкцијата.

Во техничкиот опис доаѓаат податоците кои даваат увид во функцијата, својствата, употребната вредност, експлоатацијата и одржувањето на конструкцијата. Покрај тоа техничкиот опис треба да даде основа за изработка на рекламни и пропагандни проспекти.

Сите пресметки на конструкцијата се испишуваат на посебни листови. Секој лист треба да има рамка, а просторот надвор од неа се дели на два дела. Во поголемиот дел се испишуваат пресметките, а во помалиот десен дел добиените резултати.

Веќе рековме дека техничкиот цртеж е основно средство со кое се користи реализаторот на конструкцијата - работникот. Затоа од точноста и прегледноста на цртежот зависи и ефикасноста на производството.

Техничките цртежи можат да бидат склопни и работилнички цртежи на поедините елементи и детали од конструкцијата.

Контролни прашања:

- 1. Што се постигнува со конструирањето?*
- 2. На кој редослед при конструирањето е пожелно да се придржуваме за да се изведе конструкцијата?*
- 3. Што треба да содржи елаборацијата на конструкцијата?*
- 4. Како треба да се приложи елаборацијата за конструкцијата?*

2.4 РЕДОСЛЕД И СОДРЖИНА НА РЕКОНСТРУИРАЊЕТО

Реконструирањето има за цел приспособување на конструкцијата, односно нејзината функција според променетите или новите барања, како што се:

1. Промена или проширување на намената;
2. Примена на нови научни достигнувања;
3. Смалување на тежината или цената;
4. Зголемување на капацитет и сл.

Од погоре изнесеното се гледа дека реконструирањето на одреден начин ги синтетизира елементите на проектирањето и конструирањето. Затоа и редоседот на реконструирањето ќе биде комбинација од редоследот на реконструирањето и конструирањето и би можеле да се придржуваме на следните препораки:

1. Прочување на постојната конструкција;
2. Прочување на поставените услови за реконструкцијата,
3. Одредување на обемот на реконструкцијата;
4. Одредување на конструктивните ограничувања;
5. Реализација на промените;
6. Изработка на техничка и друга документација за реконструкцијата.

Со анализата на постојаната конструкција се добиваат основните податоци за реконструкцијата: функционалноста, капацитетот, оптоварувањата и сл. Истовремено се откриваат евентуални недостатоци кои во времето на конструирањето и изработката на соодветната конструкција не можеле да бидат отстранети. Покрај отстранувањето на евентуалните недостатоци во првичната конструкција, реконструкцијата треба да ги опфати и промените кои произлегуваат од поставените услови за реконструкцијата.

Ваквите анализи, односно добиените резултати со неа треба да послужат како основа за одредување на обемот на реконструкцијата.

Паралелно со утврдување на обемот на реконструкцијата треба да се утврдат конструктивните ограничувања, односно:

- што мора да остане непроменето;
- како тоа ќе влијае врз планираните измени.

Со вака одредените услови за реконструкцијата може да се пристапи кон реализација на промените.

Со анализа на извршените промени треба да се покаже дали со реконструкцијата се задоволени поставените услови. Секако, извршените промени нема да се анализираат изолирано туку ќе се анализира новата конструкција со извршените промени.

Ако анализата покаже дека се задоволени поставените услови за реконструкција, може да се пристапи кон изработка на техничка и друга документација, а потоа кон изработка на самата конструкција.

Контролни прашања:

- 1. Зошто се врши реконструирањето?*
- 2. По кој редослед се врши реконструирањето?*
- 3. Зошто се наведуваат конструктивните ограничувања?*
- 4. Дали треба да се направи анализа на изведената реконструкција?*

2.5 ОБЛИКУВАЊЕ НА МАШИНСКИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

При обликување на машината или на нејзините елементи треба добро да се познава нејзината функција, опслужување и одржување, како и материјалот од кој ќе биде изработена.

Меѓутоа, изработката и обработката на машинските елементи поставува низа ограничувања во поглед на формата и димензиите на одделни делови така што понекогаш најдоброто конструктивно решение не е воедно и најдоброто технолошко решение. Во некои случаи кога при конструирањето на некој производ не се води доволно сметка за неговата изработка и обарботка, може да се случи тој да не може да се изработи со постојниот машински парк, или пак изработката на предвиденото решение многу да го поскочи производството.

Поради тоа, овде накратко ќе се задржиме на обликувањето на машинските елементи и делови условено со можностите на поедини видови обработки.

2.5.1 Обликување на леани делови

Леењето е една од најважните обработки на машинските делови, особено во сериското производство и на деловите со посложен облик. Затоа потребно е да се знае што се случува со материјалите при леењето, кои се карактеристиките на леаните делови, како се однесуваат различни материјали при леењето и кои грешки најчесто се јавуваат при неговата примена.

Процесот на леењето се завршува кога растопената и излеана маса во калапи ќе се излади на собна температура (приближно 20⁰C). Најважно за конструкторот е тоа што растопената маса при ладењето се собира. Степенот на собирањето при ладењето на леаните делови зависи од видот на материјалот и се различни за различни видови на материјали, па поради тоа неговите вредности нема да ги наведуваме.

Како последица на собирањето на материјалот при ладењето на одливките можат да се појават шуплини во внатрешноста, пукнатини во надворешните слоеви и зголемени напони и деформации во одредени делови од одливките. Главна причина за појавата на овие штетни појави е различниот степен на собирање на материјалот поради различната дебелина на сидовите на одливките.

Најефикасен технолошки зафат за отстранување на шуплините во одливките е поставување на поголем додаток за ладење (инка), на оние места каде што има натрупување на материјалот. Ако сакаме конструктивно да ги избегнеме недостатоците на леаните делови, тогаш треба да се настојува да се конструираат деловите со приближно еднакви дебелини, или пак ако тоа не е можно, тогаш преминот од еден во друг пресек да биде постепено за да се избегне натрупување на материјалот.

Рибрата за зајакнување кај одливките се препорачуваат поради смалување на пресеците, поради спречување на искривувањето на тенките долги и широки сидови. Дебелината на овие ребра секогаш е помала од дебелината на сидот што го зајакнува и кај надворешните површини изнесува 80%, а кај внатрешните 60% од дебелината на сидот со кој се изработуваат.

Леенењето во песок е оправдано кога се работи за мали серии. За поголеми серии (најмалку 1000 до 2000 парчиња) економски е оправдано леене во кокили.

Леене под притисок се применува за изработка на делови со помали димензии, кои главно се изработуваат од легури на олово, цинк, алуминиум, магнезиум, калај и бакар. Најекономично е кога се изработуваат поголем број парчиња (најмалку 2000 до 4000 парчиња).

2.5.2 Обликување на делови со ковање и пресување

Ковањето и пресувањето претставуваат начини на обработка на деловите без симнување на струганици, обично во топла состојба. Ковањето може да биде:

1. **Слободно ковање** кога обликот на деловите се добива со рачна или механичка обработка со чекан, при што мерките се оценуваат од око.
2. **Ковање во калап** претставува обликување во едноделен или дводелен калап, најчесто механички при што обликот и мерките зависат од калапот.
3. **Ковањето или валањето во валци** се користи за добивање на разни полупроизводи чиј облик се определува со профилот на валците.

За ковање како материјал се користат разни полупроизводи: валани или влечени профили, лимови, ленти и блокови, најчесто од јаглородни или нисколегирани челици. За одговорни делови можат да се користат и високо легирани челици. Најголема предност на кованите делови во однос на другите обработени на друг начин, е нивната жилавост. Таа се постигнува со набивање на материјалот и насочување на правецот на влакната во правец на обликот на делот, а не со прекинување на напонските влакна како кај обработката со симнување на струганица.

Освен тоа со ковањето може да се постигне штедење на материјалот во споредба со обработката со симнување на струганици и штедење на времето и производни издатоци во споредба со леењето.

Кај ковањето, слично како кај леењето, може да се појават некои пукнатини како последица на напоните настанати со нагло ладење на материјалот. За да не дојде до тоа, треба да се придружуваме кон следниве правила: да се избегнуваат нагли премини, остри агли, големи отвори, зарези, да се овозможи рамномерен распоред на материјалот во опасните пресеци и сл.

Големите отковки кои дополнително се обработуваат со симнување на струганици, треба да имаат доволно материјал не само за ковањето туку и за дополнително собирање на материјалот, неточноста на обработката и за отпадоците кои настануваат при ковањето и изгорувањето.

Правецот на влакната на материјалот е од решавачко значење за издржливоста на делот. Затоа влакната секогаш треба да бидат насочени во правецот на главните напони. Кај посебно оптоварени делови се пропишува и правецот на влакната.

Сето ова што беше кажано за ковањето, важи и за пресувањето. Разликата е во тоа што пресувањето исклучиво се изведува во калапи.

Контролни прашања:

- 1. Од што зависи обликувањето на машинските елементи?*
- 2. На што треба да се внимава при обликување на леани делови?*
- 3. Како може да се изведе обликување на машинските елементи со пластична деформација?*

3. ПРЕНОСНИЦИ ЗА МОЌ

3.1 ОПШТИ ПОИМИ ЗА ПРЕНОСНИЦИ

За да се разбере улогата на преносниците, појдовна точка ќе ни бидат вратилата. Основната задача на вратилата е да пренесуваат вртежен момент кај машините, меѓутоа за да успеат да го пренесуваат вртежниот момент вратилата мораат да имаат некаква меѓусебна врска.

Поврзувањето помеѓу вратилата и овозможувањето на пренесување на вртежниот момент од едно вратило до друго е овозможено со преносните елементи, кои претставуваат основни машински елементи за пренесување на моќноста.

За да биде појасна потребата од преносните елементи за пренесување на моќноста ќе ја претставиме врска помеѓу погонската и работната машина (слика 3.1).



Сл.3.1 Шематски приказ на врска помеѓу погонската и работната машина

Како погонска машина можеме да земеме било кој вид на машина која ќе создава вртежен момент (мотор со внатрешно согорување, електромотор и сл.). Бројот на вртежи и вртежниот момент, кој ќе го добиеме со претворање на другите видови енергија во механичка работа во работната машина, најчесто не одговара на потребниот број на вртежи и вртежниот момент кој ни е неопходен за правилно функционирање на работната машина.

Поради тоа најчесто е потребно да се обезбеди намалување на бројот на вртежи со истовремено зголемување на вртежниот момент. Ако се навратиме на изразот за определување на вртежниот момент $M_t = 159155 \frac{P}{n} [Nmm]$, ќе забележиме дека тоа е лесно изводливо, односно со зголемување на бројот на вртежи се смалува вртежниот момент и обратно, со смалување на бројот на вртежи се зголемува вртежниот момент.

Според гореизнесеното можеме да заклучиме дека основната функција на преносниците е да обезбедат пренесување на вртежниот момент со истовремена промена на преносниот однос.

Од тука може да се заклучи дека една од основните карактеристики на преносниците е нивниот преносен однос кој ја претставува промената на бројот на вртежи или аголната брзина на погонското во однос на работното вратило.

За пресметување на преносниот однос можат да се користат различни индекси и имиња, но овде ќе ги усвоиме следниве ознаки:

- i – преносен однос;
- индексот “1” и непарните броеви ќе се однесуваат на погонското вратило;
- индексот “2” и парните броеви ќе се однесуваат на гонетото вратило.

Со придржување до овие ознаки преносниот однос можеме да го пресметаме на следниот начин:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

каде што:

- ω - ни ја претставува аголната брзина на соодветното вратило;
- n - го заменува бројот на вртежи на погонското или гонетото вратило во зависност од индексот кој го има;
- d – пречник на преносниот елемент, а неговиот индекс зависи од неговата местопожба.

Преносниот однос кај повеќекратните преносници може да се определи со множење на поединечните преносни односи, односно:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n$$

Степенот на искористување исто така претставува една од основните карактеристики на преносниците. Тој ни покажува колкави се загубите што се јавуваат во текот на експлоатацијата на преносникот, а пресметката на степенот на искористување е заснована на односот помеѓу моќноста што ќе ја добиеме на излезното вратило од преносникот и онаа моќност што ја доведуваме на влезното вратило:

$$\eta_p = \frac{P_2}{P_1}, \text{ односно } \eta_p = \frac{P_{izl}}{P_{vl}}$$

Друга важна карактеристика кај преносниците е и вртежниот момент што го пренесува, а неговата вредност може да се определи ако се познати пренесуваната моќност и бројот на вртежи што ги има соодветното вратило со помош на следниот израз:

$$M_t = 159155 \frac{P}{n} [Nmm]$$

P - моќност во kW

n – број на вртежи во секунда

Кога ни е познат вртежниот момент и пречникот на преносниот елемент лесно се определува и пренесуваната тангенцијална сила со помош на изразот:

$$F_t = 318310 \frac{P}{n \cdot d} [N]$$

каде што d го претставува пречникот на преносниот елемент.

Лесно може да се дојде и до вредноста за излезниот вртежен момент од преносникот, како производ од влезниот вртежен момент, степенот на искористување и преносниот однос:

$$M_{izl} = M_{vl} \cdot \eta_p \cdot i$$

Од последниот израз може да се заклучи дека за да добиеме поголем излезен вртежен момент, потребно е да имаме што е можно поголем степен на искористување и поголема вредност за преносниот однос. Се разбира дека поголемиот преносен однос го смалува бројот на вртежите на излезното вратило.

Ќе нагласиме уште дека за пресметка на преносниците не се зема номиналната моќност на погонската машина, туку пресметките се вршат според меродавната моќност P која се добива како производ од номиналната моќност P_n и погонскиот фактор K_A :

$$P = P_n \cdot K_A$$

Вредностите за погонскиот фактор зависат од видот на погонската и работната машина, од видот на преносникот, времето на дневна експлоатација и слично и се движат во доста широк дијапазон, а за конкретни пресметки вредностите се земаат од соодветни таблици (види табела 3 и 4).

Таблела 3	Степени на опг. за работна машина	Вредности на погонскиот фактор K_a											
Преносник		Погонска машина											
		Електромотори				Турбини повеќе цилиндрични клипни мотори				Едноцилиндрични клипни мотори			
		Дневно користење во часови											
		0,5	3	8	24	0,5	3	8	24	0,5	3	8	24
Цил.и конусни запченици и фриц. тркала	I	0,5	0,8	1,0	1,25	0,8	1,0	1,25	1,5	1,0	1,25	1,5	1,75
	II	0,8	1,0	1,25	1,5	1,0	1,25	1,5	1,75	1,25	1,5	1,75	2,0
	III	1,25	1,5	1,75	2,0	1,5	1,75	2,0	2,25	1,75	2,0	2,25	2,5
Полжавести и синцирски преносници	I	0,5	0,75	1,0	1,25	0,7	0,95	1,2	1,45	0,85	1,1	1,35	1,6
	II	0,7	0,95	1,2	1,45	0,85	1,1	1,35	1,6	1,0	1,25	1,50	1,75
	III	1,0	1,25	1,5	1,75	1,2	1,45	1,7	1,95	1,35	1,6	1,85	2,1
Ременски преносници	I	0,5	0,75	1,0	1,25	0,65	0,9	1,15	1,4	0,75	1,0	1,25	1,5
	II	0,65	0,9	1,15	1,4	0,75	1,0	1,25	1,5	0,9	1,15	1,4	1,65
	III	0,9	1,15	1,4	1,65	1,0	1,25	1,5	1,75	1,1	1,35	1,6	1,85

Степените на оптоварување за работната машина се објаснети во табела 4.

Табела 4	Работни машини според оптоварувањето	
Работна машина	Степен на оптовар.	
Мали удари: електрични генератори, турбомашини, вентилатори, центрифугални компресори, уреди за помошното движење кај алатните машини, лесни дигалки и сл.	I	
Умерени удари: клипни машини со повеќе клипови, главно движење на алатните машини, дигалки и сл	II	
Големи удари: ножици за ламарина, ексцентар-преси, машини за валање, дробилки и други земјоделски машини	III	

Контролни прашања:

1. Која е улогата на преносниците?
2. Како се пресметува вртежниот момент?
3. Што претставува и како се определува преносниот однос?
4. Што претставува и како се определува степенот на искористување?
5. Како се определува меродавната моќност?

3.2 ВИДОВИ ПРЕНОСНИЦИ

Врската помеѓу влезното (погонското) и излезното (работното) вратило може да се оствари на повеќе начини, па според тоа може да ја направиме и следната класификација:

- механички преносници;
- електротехнички преносници;
- хидраулични преносници и
- пневматски преносници.

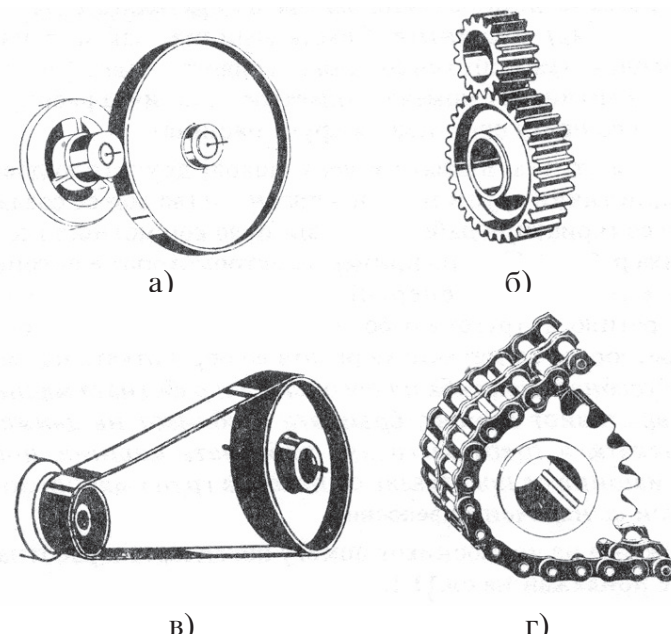
Предмет на изучување во овој текст ќе бидат само механичките преносници, бидејќи тие влегуваат во општите машински елементи. Другите видови на преносници се изучуваат во соодветните дисциплини.

За да може да одговори на својата задача, секој преносник треба да има најмалку две вратила, на коишто цврсто се заглавени (најчесто пресувани и заклинети) преносните елементи. Преносните елементи се тие кои всушност вршат предавање на вртежниот момент од едното вратило до другото со истовремено менување на преносниот однос, односно бројот на вртежи и вртежниот момент.

Механичките пренесувачи на моќ можеме да ги поделиме на две групи и тоа:

- директни преносници и
- индиректни (посредни) преносници.

Кај директните преносници (слика 3.2. а и б) потребни се најмалку два преносни елемента (запченици или фрикциони тркала), додека кај посредните преносници покрај преносните елементи (ременици или синџирници) кои се наглавени на вратилата, потребни се и посредни тела, ремени (слика 3.2 в) или синџири (слика 3.2 г).



Сл. 3.2. Механички преносници на моќ

Вратилата од преносниците се потпираат на соодветни лежишта, а со вратилата на погонската и работната машина се спојуваат со спојници.

Во зависност од принципот на пренесување на движењето може да се поделат на:

- преносници со триење, каде спаѓаат фрикционите тркала и ременските преносници и
- преносници со назабување, а тоа се запчестите и синџирестите преносници.

Според преносниот однос, преносниците можат да се изведат со константен преносен однос и со променлив преносен однос (фрикциони и ременски варијатори).

Кој вид на преносник ќе се примени во конструкцијата зависи од барањата што се поставуваат пред преносникот, а кој вид на преносник најмногу ќе одговара зависи од предностите и недостатоците кои ги има, а кои ќе бидат изложени во продолжение.

Контролни прашања:

1. *Како се класифицираат преносниците за моќност?*
2. *Како се врши пренесувањето на моќноста со механичките преносници?*
3. *Што е карактеристично за директните преносници?*
4. *Што е карактеристично за посредните преносници?*

3.3 МАТЕРИЈАЛИ ЗА ИЗРАБОТКА НА ПРЕНОСНИЦИТЕ

Преносниците можат да се изработуваат од најразлични материјали, во зависност од нивната намена. Иако материјалот од кој ќе се изработува преносниот елемент зависи од неговата намена, сепак овде ќе ги разгледаме материјалите од кои треба да се изработуваат преносните елементи кај секој вид посебно.

За избор на материјалот од кој ќе се изработуваат преносни елементи за пренесување на силата преку директен допир на тријните тркала (**фрикциони преносници**) потребно е да се изберат такви материјали кои ќе ги задоволуваат следните својства:

- голема постојаност на абење;
- голем коефициент на триење со што се намалува нормалната сила за притискање на двете тркала едно кон друго;
- голем модул на еластичност со што се избегнуваат пластичните деформации;
- мал коефициент на внатрешно триење, кој ќе го смали загревањето на тријните тркала и
- мала хигроскопичност.

Како комбинации на материјали кои би се користеле за изработка на тркала за фрикциони преносници овде ќе ги споменеме:

- кален челик по кален челик;
- сив лив по сив лив;
- сив лив по челик;
- челик по текстолит;
- челик по фибер и
- други неметални материјали, како што се гума, гумирано платно и дрво по челик.

Бидејќи посебно во овој учебник не се обработени фрикционите преносници, овде ќе спомнеме само дека тие можат да се применуваат за вратила чишто оски на симетрија меѓусебно се паралелни, се сечат или пак се разминуваат.

Друг вид на преносници коишто го пренесуваат вртежниот момент со триење се **ременските преносници**. Бидејќи се работи за посредни преносници, посебно ќе го наведеме материјалот за ремените и за ремениците.

Во зависност од видот на ременот тие можат да се изработуваат од кожа, ткаенина, челична лента, армирана гума и сл.

Ремениците околу кој се префрла ременот можат да бидат изработени од: алуминиумски легури, сив лив, месинг, бронза, пресуван челичен лим, а за посебни намени можаат да се изработуваат и од дрво.

Други посредни преносници се **верижните (синцирести)** преносници. Елементите за пренесување на моќноста (синцирите и синцирниците) можат да се изработуваат од челик, челичен или сив лив.

Зависно од намената, **запчениците** можат да бидат изработени од разни метални и неметални материјали. Кој материјал ќе се примени за запченикот зависи од многу фактори во прв ред од брзината и оптоварувањата што се пренесуваат.

За полесно оптоварени и бавноодни запченици се употребува сивиот лив. Леаните запченици најчесто се леат со готов облик на запците, бидејќи при леењето се создава тврда кора. Запчениците со необработени запци се погодни за работа во нечисти простории (простории со прав, влага и други нечистотии). За поголеми оптоварувања леаните запченици се изработуваат од челичен лив.

Во општото машинство најприменуван материјал за запченици е челикот. За средни и големи оптоварувања и средни обемни брзини може да задоволи конструктивниот јаглороден челик, додека за многу големи оптоварувања и големи брзини се употребува легиран челик со дополнителна термичка обработка. Бидејќи поквалитетните челици се поскапи, а оптоварувањата и триењето се јавува кај запците, запчениците се изработуваат од два дела: венцот од квалитетен легиран челик, а спиците и главината од конструктивен челик, од сив лив или од челичен лив.

За специјални цели, каде што нема големи оптоварувања, запчениците се изработуваат уште и од леана бронза, од алуминска бронза или од месниг.

Заради ублажувањето на звукот, во текот на работата можно е едниот запченик да биде од неметални материјали. Бидејќи помалиот запченик е пооптоварен и неговите запци почесто доаѓаат во спрега, по правило од неметални материјали се изработува поголемиот запченик. За одредени цели и двата спрегнати запченика се изработуваат од неметални материјали. Од неметалните материјали за запчениците се применуваат: дрвото, пресуваната кожа, пластичните маси, бакелитот, новотексот и др. Запчениците од неметални материјали не се погодни за големи брзини и големи оптоварувања.

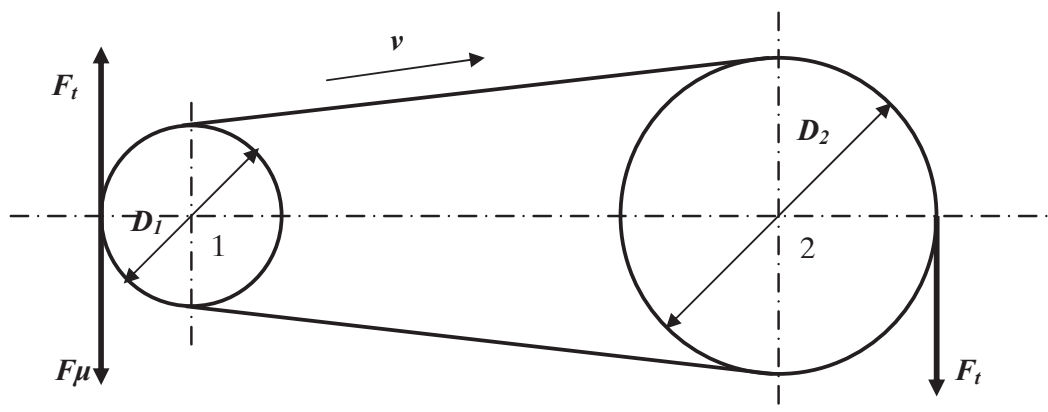
При изборот на материјалот треба да се води сметка, во прв ред за фабричките податоци за својствата на одредени материјали, особено за нивната цврстина и обработливост.

Контролни прашања:

- 1. Од што зависи изборот на материјалите за преносниците?*
- 2. Кои карактеристики треба да ги имаат материјалите за изработка на фриксионите преносници?*
- 3. Од кои материјали се изработуваат ремениите?*
- 4. Кои материјали се користат за изработка на ремениците?*
- 5. Од кои материјали се изработуваат елементите за синхронските преносници?*
- 6. Кои материјали се користат за изработка на запчениците?*

3.4 ГЕОМЕТРИСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ РЕМЕНСКИТЕ ПРЕНОСНИЦИ

Ременскиот преносник спаѓа во групата посредни преносници, а е составен од најмалку две тркала (погонски и гонет ременик) поврзани помеѓу себе со затегнат ремен (слика 3.3.). Пренесувањето на вртежниот момент од погонското тркало (погонски ременик) на ременот и понатаму од ременот на гонетото тркало (гонет ременик) се остварува благодарение на отпорот против лизгање помеѓу допирните површини на ременот и ремениците. Потребната сила на притисок меѓу нив се остварува со соодветно претходно затегнување на ременот. При поголеми преоптоварувања доаѓа до пролизгување на ременот по ременикот, со што другите елементи на вратилото се заштитуваат од несакани последици. Пролизгувањето на ременот по ременикот зависи уште и од обвивниот агол α , состојбата на допирните површини (суви или мокри, мазни или рапави), од периферната брзина и др.



Сл. 3.3. Шемајски приказ на ременски преносник

За пренесување на вртежниот момент помеѓу двете ременици неопходно е силата на триење F_{μ} помеѓу ременот и ремениците да биде поголема од пренесуваната тангенцијална сила F_t , односно:

$$F_{\mu} \geq F_t$$

Имајќи го во предвид овој услов лесно можеме да дојдеме до вредноста за затегнување на ременот, т.е. вредноста за нормалната сила F_n .

$$F_{\mu} = \mu \cdot F_n \Rightarrow F_n = \frac{F_{\mu}}{\mu} = \frac{F_t}{\mu}$$

каде што μ го претставува коефициентот на триење.

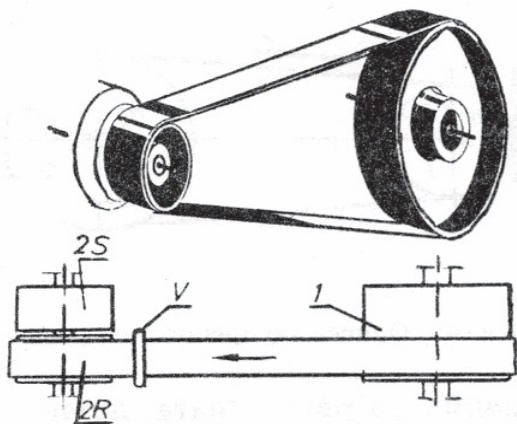
Во пракса може да се јави пролизгување помеѓу допирните површини од ременот и ременицата, па поради тоа при определување на вредноста на силата на притегнување на ременот треба да се земе коефициентот на сигурност против лизгање S_μ по што би добиле:

$$F_n = S_\mu \frac{F_t}{\mu} [N]$$

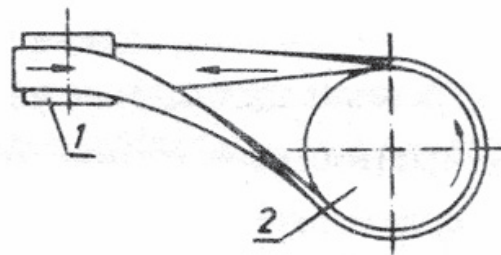
Елементите на ременските преносници се релативно едноставни. Се изведуваат како отворени преносници без куќиште и немаат потреба од подмачкување. Со нив може да се пренесува вртежниот момент помеѓу доста оддалечени вратила. Со нив може да се оствари истонасочно или противнасочно вртење на споените ременици, доколку ременот е вкрстен. Имаат мирна работа бидејќи ременот како главен елемент на преносникот поседува голема еластичност. Поради пролизгувањето на ременот по ременикот во текот на работата овие преносници немаат постојан преносен однос.

Во зависност од меѓусебната положба на ремениците и положбата на ременот постојат повеќе видови на ременски преносници, и тоа:

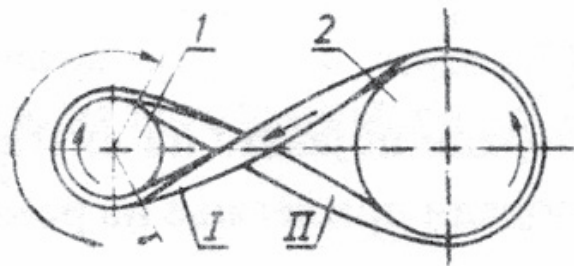
- отворен ременски преносник (слика 3.4), кој може да биде обичен и со една јалова ременица;
- полувкрстен ременски преносник (слика 3.5), кој се применува за непаралелни вратила;
- вкрстен ременски преносник (слика 3.6), кој има поголем опфатен агол, со тоа и можност за пренесување на поголеми вртежни моменти, а двете ременици ќе се вртат во спротивни насоки;
- ременски преносник со ременица за притегање (слика 3.7), со што се зголемува опфатниот агол и притиснатата сила и
- ременски варијатори (3.11 и 3.12) кои ќе бидат посебно обработени.



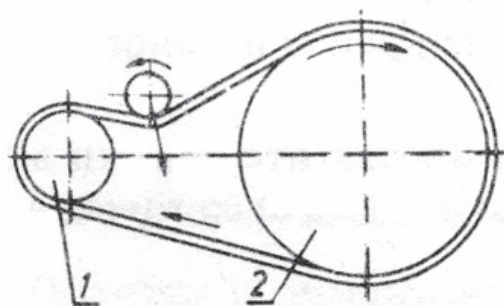
Сл.3.4. Отворен ременски преносник



Сл. 3.5. Полуvcрcтeн ременски преносник

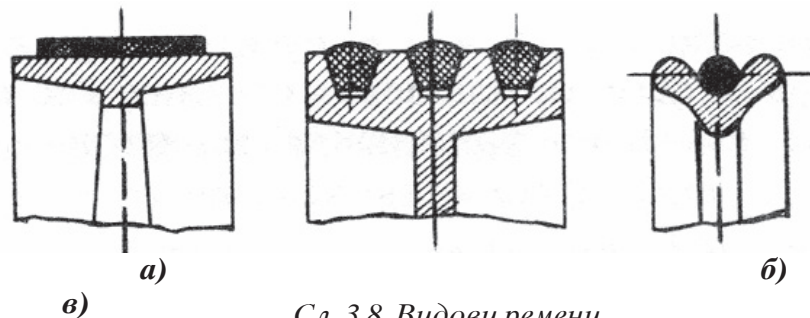


Сл. 3.6 Вкрстѝен ременски преносник



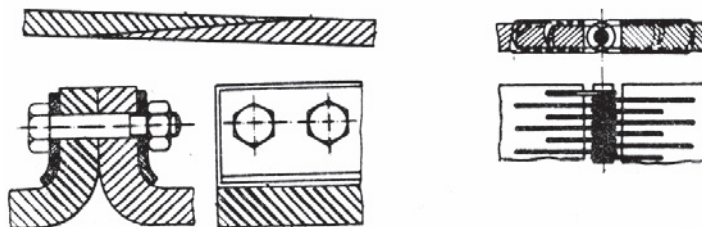
Сл. 3.7 Ременски преносник со ременица за прѝидегање

Ремените кои се користат кај ременските преносници можат да бидат со различен напречен пресек според што можеме да разликуваме плоскати ремени (слика 3.8.а), клинести (трапезни) ремени (слика 3.8.б) и кружни ремени (слика 3.8.в).



Сл. 3.8 Видови ремени

Плоскатите ремени се изработуваат од кожа, ткаенина, или челична лента. Нивната изработка е евтѝна и едноставна, но недостаток им е што може да пренесуваат помала моќност во однос на трапезните и потребата од поврзување на нивните краевѝ. Поврзувањето на краевите на ременот може да се изврши со лепење, со чичен зглоб, со завртки (слика 3.9) итн.

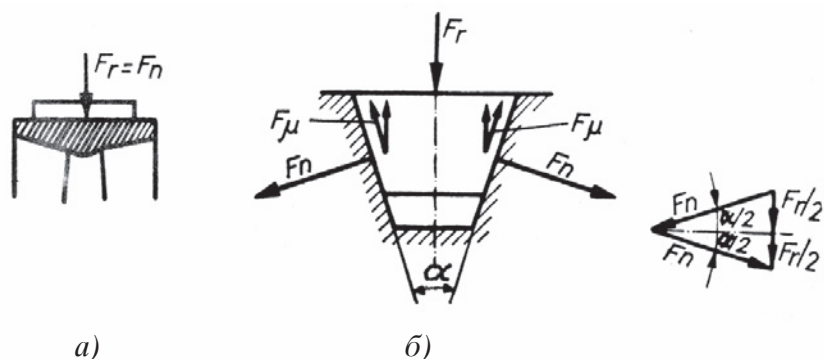


Сл. 3.9 Поврзување на краевѝте од плоскајѝиот ремен

Клинестиот ремен се изработува од армирана гума како бескраен (со сврзани краевѝ), а напречниот пресек му е трапезоиден, поради што го нарекуваме и трапезен ремен. Поради клинестиот облик при иста сила на притегнување (радијална сила F_r) со клинестиот ремен се остварува

поголема притисна сила F_n во однос на плоскатиот ремен, а со тоа и пренос на поголема моќност.

Сето ова можеме да го илустрираме на следниот начин (слика 3.10):



Сл.3.10 Сили на прилегување кај плоскати (а) и кај клинест ремен (б)

Кај плоскатиот ремен нормалната притисна сила е еднаква со радијалната.

$$F_{np} = F_n = F_r$$

а кај клинестниот ремен ќе имаме:

$$F_{nk} = 2F_n; \quad \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{F_r/2}{F_n} \Rightarrow F_n = \frac{F_r}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}$$

$$F_{nk} = \frac{F_r}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad \text{од тука можеме да заклучиме дека } F_{nk} > F_{np}$$

Кружниот ремен најчесто се изработува од кожа, а се применува за мали моќности.

Ремениците се состојат од главина, венец и диск или спици со кои тие се поврзуваат.

Венецот на ременицата за плоскати ремен се изработува нешто поширок од ширината на ременот, а на средината е испакнат за да не дојде до испаѓање на ременот. Кај големите ширини на ремениците венецот во средината е зарамнет, а на краевите закосен за да не дојде до преголемо издолжување на ременот.

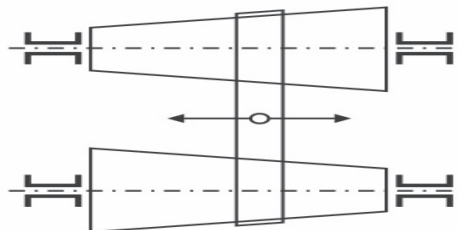
На венецот за клинестни ремени се изработуваат жлебови со ист таков облик. Овие жлебови се изработуваат со поголема длабочина од висината на ременот, за да не се допира ременот на дното од жлебот на ременицата (слика 3.10.б). Доколку клинестниот ремен се допира на дното од ременицата, тој ќе се однесува исто како плоскати ремен.

Ремениците и ремениците се стандардизирани машински елементи.

3.4.1 Функција и примена на ременските варијатори

Практичните потреби наложуваат преносните односи кај преносниците во машините да се менуваат во одреден дијапазон, а во зависност од променетите работни услови. Промената на преносните односи може да биде степенеста и континуирана. За континуирано менување на преносниот однос се користат варијаторите. Тие можат да бидат директни фрикциони варијатори кога фрикционите тркала се допираат едни со други и индиректни (посредни), како што е случај со ременските варијатори, кај кои преку ремениците се префрла соодветен ремен.

Ременските варијатори може да се изработат со плоскати и со клинести ремени. Варијаторите со плоскат ремен се состојат од два порабени спротивно насочени конусни валјака, меѓусебно споени со релативно тесен и затегнат плоскат ремен. Со посебен уред ременот може да се поместува во правец на оските на ротација. На тој начин, ременот ги поврзува ремениците на места со различни пречници со што континуирано можат да се постигнуваат различни преносни односи. Аглите на конусните валјаци за ваквите варијатори се мали, поради што дијапазонот на промена на преносниот однос е мал и можат да пренесуваат само мали моќности.



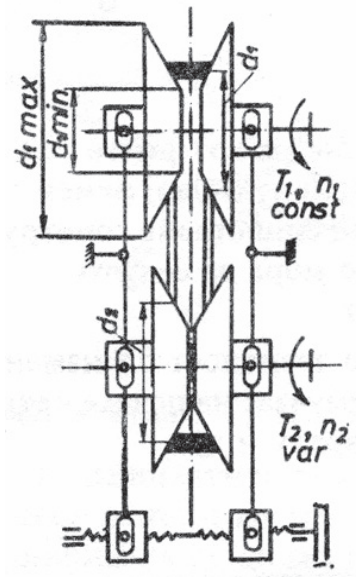
Сл. 3.11 Шема на ременски варијатор со плоскај ремен

Кај ременските варијатори со клинест ремен промената на преносниот однос се постигнува на тој начин што едниот или двата ременика со посебен уред се аксијално разглобливи на две конусни плочи, што можат да се приближуваат една кон друга или да се оддалечуваат една од друга. Тоа овозможува во секој момент клинестниот ремен да ги допира ремениците по различни пречници, со што се остварува променлив преносен однос.

Постојат повеќе конструктивни решенија за поместување на конусните плочи. Може да биде разглоблив само едниот ременик (обично погонскиот), при што се менува меѓусебното растојание. Поради тоа со разни конструктивни решенија мора да се обезбеди поместливост на моторот за да се регулира меѓусебното растојание.

Во случај ако е потребен поширок дијапазон на регулација на преносниот однос, се употребуваат ременски варијатори со клинест ремен

кај кои се разглобливи двете ременици. Кај ваквите варијатори меѓуоскиното растојание е константно. Во двата случаја може да се применуваат ременици кои се отвораат само на едната страна или пак ременици кои се разглобливи на двете страни.



Сл. 3.12. Шема на ременски варијатор со клинест ремен

Контролни прашања:

1. Од што се состојат ременските преносници?
2. Кој услов треба да биде задоволен за да се овозможи пренесување на вртежниот момент кај ременските преносници?
3. Какви видови на ременски преносници постојат во зависност од меѓусебната положба на ремениците и ременот?
4. Што е карактеристично за ременските преносници со плоскиот ремен?
5. Што е карактеристично за ременските преносници со клинест ремен?
6. Од што се состојат ремениците?
7. Која е улогата на ременските варијатори?
8. Како функционираат ременските варијатори со плоскиот ремен?
9. Како функционираат ременските варијатори со клинест ремен?

3.5 КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ РЕМЕНСКИТЕ ПРЕНОСНИЦИ

Како што спомнавме погоре пренесувањето на вртежните моменти кај ременските преносници се врши со најмалку две ременици преку кој е префрлен ремен. Ваквите ременски преносници ги нарекуваме прости или едноставни ременски преносници. Меѓутоа, вртежниот момент со ременски преносник може да се пренесува и со помош на повеќе ременици и во тој случај станува збор за сложен ременски преносник.

Преносниот однос кај простиот ременски преносник (слика 3.3) можеме да го определиме тргнувајќи од вредностите за обемните брзини на погонската ременица 1 $v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \left(\frac{m}{s} \right)$.

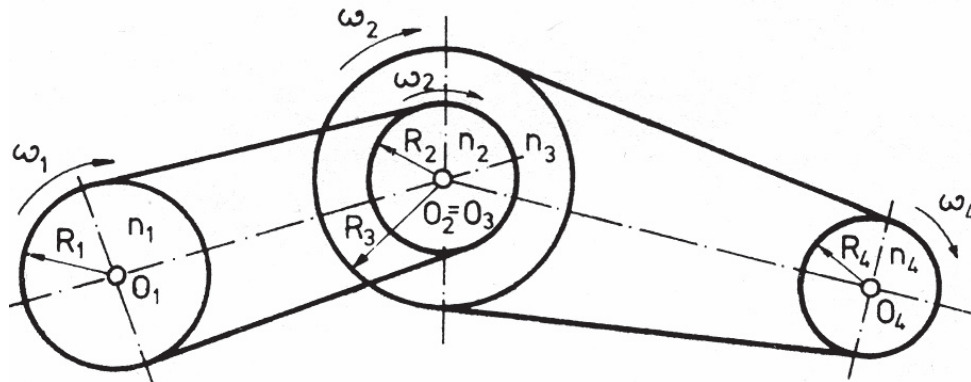
Пренесувањето на вртежниот момент кај ременските преносници се врши преку силата на триење која овозможува обемната брзина од погонската ременица да се пренесе на ременот со ист интензитет, а на другиот крај истиот интензитет на обемната брзина да биде пренесен на гонетата ременица 2 односно $v_1 = v = v_2$.

Вредноста за обемната брзина на гонетата ременица можеме да ја пресметаме како: $v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} \left(\frac{m}{s} \right)$.

Бидејќи имаме еднакви леви страни во горните изрази следува дека ќе бидат еднакви и десните од каде добиваме:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} = v_2 \text{ од каде следува } \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{R_2}{R_1} = i$$

Во пракса скоро секогаш се јавува минимално пролизгување помеѓу ременот и ремениците, кое пролизгување можеме да го земеме преку факторот на лизгањето ξ чии вредности се движат околу 0,98, па конечно за преносниот однос изразен преку пречниците ќе добиеме: $i = \frac{D_2}{\xi \cdot D_1}$



Сл. 3.13 Сложен ременски преносник

На слика 3.13 даден е сложен ременски преносник кој е составен од два пара ременици. Вкупниот преносен однос кај ваквиот ременски преносник можеме да го определиме со множење на поединечните преносни односи т.е.

$$i = i_1 \cdot i_2$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{\xi \cdot D_1}; \quad i_2 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{\xi \cdot D_3}$$

Бидејќи $n_2 = n_3$, преносниот однос за ваквиот сложен ременски преносник пресметан преку бројот на вртежите ќе биде: $i = \frac{n_1}{n_4}$

Истата вредност за преносниот однос ќе ја добиеме и ако ни се познати пречниците на поедините ременици, односно $i = \frac{D_2 \cdot D_4}{\xi^2 \cdot D_1 \cdot D_3}$

Во горните изрази со D се обележани пречниците, а со n броевите на вртежи на соодветните ременици.

Пример 1:

Водечката (погонската) ременица од еден прости ременски преносител има полупречник $R_1 = 50\text{cm}$, а се врти со помош на електромотор кој врти $n_1 = 1200\text{vr/min}$.

Да се пресмета полупречникот на гонетата ременица R_2 , за да се заврти со $n_2 = 800\text{vr/min}$. Колкав е преносниот однос?

Решение:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1200}{800} = 1,5$$

Од друга страна преносниот однос можеме да го изразиме преку полупречниците на ремениците:

$$i = \frac{R_2}{R_1} \text{ од каде следува дека } R_2 = R_1 \cdot i = 50 \cdot 1,5 = 75\text{cm}$$

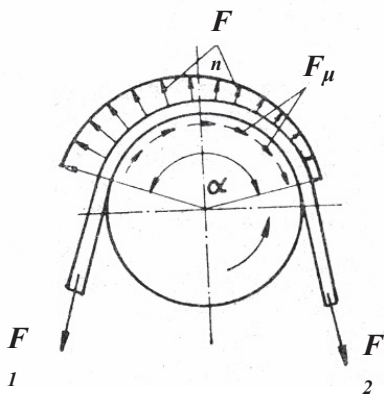
Контролни прашања и задачи:

1. Која е разликата помеѓу простиот и сложениот ременски преносник?
2. Сложениот ременски преносник се состои од два пара ременици (слика 3.13), чии полупречници се: $R_1 = 30\text{cm}$, $R_2 = 20\text{cm}$, $R_3 = 50\text{cm}$, $R_4 = 15\text{cm}$. Ако првиот ременик се врти со $n_1 = 900\text{vr/min}$, да се пресмета минутиот број на обрти на четвртиот ременик и вкупниот преносен однос.
3. Даден е прост ременски преносник со димензии на ремениците $R_1=60\text{ cm}$ и $R_2=20\text{ cm}$. Да се пресмета преносниот однос и потребниот број на вртежи на погонскиот ременик, ја работниот ременик да се врти со 400vr/min .
4. Една дучалка добива погон од електричен мотор со помош на ременски преносник. Електричниот мотор се врти со 900vr/min , а пречникот на неговиот ременик има 200 mm . Пречникот на ременикот од дучалката има 300 mm . Колкав минутиен број на вртежи ќе има свредлото од дучалката?

3.6 СИЛИ ВО ПЛОСНАТИОТ РЕМЕН

Ако околу цилиндрична површина се префли еластичен елемент (слика 3.14), тогаш помеѓу силите во неговите два крака (земајќи го предвид и триењето помеѓу цилиндричната површина и еластичниот елемент) постои следниот однос:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \quad \text{односно} \quad F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$



Сл. 3.14 Сили кај ременскиот преносник

Овој услов е изведен за неподвижна цилиндрична површина, но доволно точно може да се примени и за подвижен ременик кај кој во влечниот крак дејствува силата F_1 , а во слободниот крак силата F_2 . Разликата на овие две сили при работата на ременскиот преносник ја дава тангенцијалната сила, односно:

$$F_t = F_1 - F_2$$

Од друга страна да не дојде до лизгање на ременот во текот на работата треба да биде исполнет условот:

$$F_\mu \geq F_t$$

Тоа значи дека најголемата сила во влечниот и слободен огранок ќе се појави во моментот кога тангенцијалната сила ќе биде еднаква со силата на триење, па вредностите за силите F_1 и F_2 можеме да ги добиеме на следниов начин:

$$F_{t \max} = F_1 - \frac{F_1}{e^{\mu\alpha}} \Rightarrow F_1 = F_{t \max} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$F_{t \max} = F_2 \cdot e^{\mu\alpha} - F_2 \Rightarrow F_2 = F_{t \max} \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

каде што:

$F_{t \max}$ -е максималната тангенцијална сила;

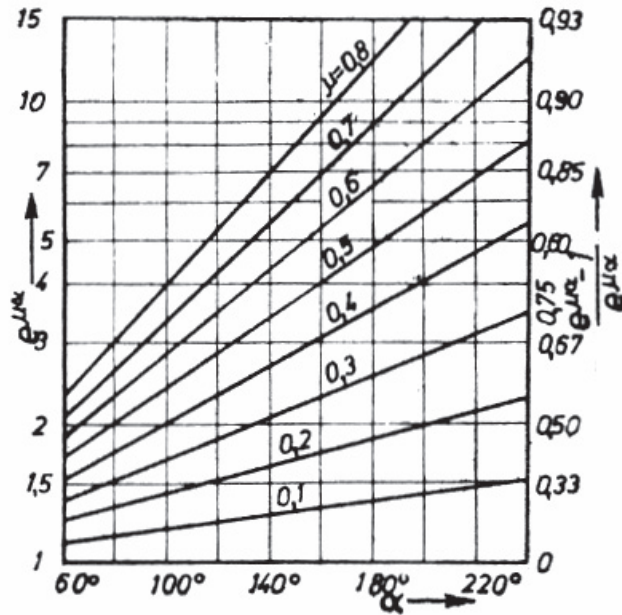
α -опфатен агол на помалиот ременик;

μ -коэффициент на триење кој зависи од материјалот од кој се изработени ременот и ременицата (види табела 5);

e -основа на природните логаритми.

Табела 5	Коефициент на триење во зависност од материјалот од кој се изработени ременот и ременицата				
Вид на ременот	Материјал на венецот на ременикот				
	хартија	дрво	челик	сив лив	сив лив замастен
кожен, норм.штавен	0,35	0,3	0,25	0,25	0,12
кожен, минер.штавен	0,5	0,45	0,4	0,4	0,2
гумиран, текстилен	0,35	0,32	0,3	0,3	-
текстилен, памучен	0,28	0,25	0,22	0,22	0,1
текст.пам.шиен.	0,25	0,23	0,2	0,2	0,1
Текст.со волн.осн.	0,45	0,4	0,35	0,35	0,15

За да не се врши пресметување со $e^{\mu\alpha}$ потребните вредности можат да се отчитаат од следниот дијаграм во зависност од коефициентот на триење μ и опфатниот агол α .



Веќе рековме дека за работа на ременскиот пренос е потребно ременот да биде притиснат врз ремениците, односно ременот да биде затегнат со некоја сила на претходно притегање. Оваа сила на претходно притегање е резултанта на силите во двата огранока на ременот:

$$2F_p = F_1 + F_2 \Rightarrow F_p = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

Силите во ограноците на ременот во состојба на мирување меѓусебно се еднакви, а во текот на работата меѓу нив владее односот $F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\alpha}$, па вредноста за силата на притегање ќе ја има следната вредност:

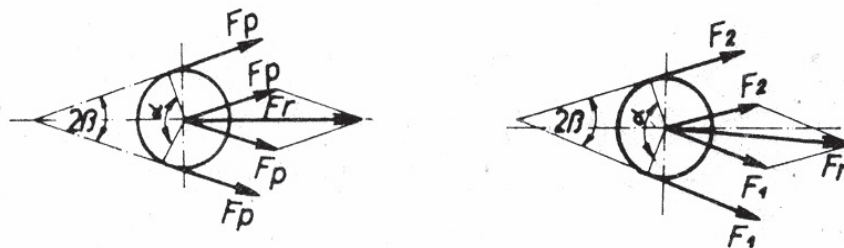
$$F_p = \frac{F_{i \max} \cdot e^{\mu\alpha} + 1}{2 \cdot e^{\mu\alpha} - 1}$$

Силата на претходно притегање, покрај притискањето на ременот врз рамениците, ги оптоварува и вратилата, а преку нив и лежиштата на коишто се потпрени. Според тоа, при мирување и паралелни ограноци (ист погонски и гонет ременик $i=1$), силата што го оптоварува вратилото ќе биде:

$$F_r = 2F_p = F_1 + F_2$$

За преносен однос ($i \neq 1$) при мирување силата на претходно притегање (слика 3.14), односно силата што дејствува врз вратилата ќе биде:

$$F_r = 2F_p \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$



Сл. 3.15 Сили на претходно притегање при мирување (а) и сили врз вратило при работа (б)

Како што видовме, при работата на преноскиот силата во влечниот огранок станува поголема од силата во слободниот огранок, поради што резултантата на овие две сили (слика 3.15) не се совпаѓа со оската на ременскиот преносник. Меѓутоа, и во тој случај со доволна точност може да се користи формулата за определување на силата што дејствува на вратилото при мирување, бидејќи отстапувањето на правецот на резултантата е незначително.

Конечниот израз за пресметување на силата на претходно притегање ќе го добиеме ако го воведеме степенот на сигурност против лизгањето и место максималната тангенцијална сила ја ставиме работната тангенцијална сила.

$$F_p = S_\mu \cdot \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

Како последица на оптоварувањето и специфичната положба на ременот во текот на неговата работа се јавуваат следниве напони:

- Напон на истегнување од силите кои дејствуваат во ременот, односно силата на претходно притегање и силата во огранокот;
- Напон на истегнување кој настанува од центрифугалната сила и е еднаков во двата огранока на ременот. Центрифугалната сила се јавува како последица од кружното движење на делот од ременот што се наоѓа околу ременикот.
- При напрегањето на свиткување најнапрегнати се крајните влакна од ременот. Поради тоа напонот на свиткување ќе биде поголем за подебели ремени и поголема свитканост (помали ременици);
- Кај полувкрстени и вкрстени ремени се јавува и напон на усукување;
- Бидејќи ременот постојано се свиткува и се исправува во текот на работата, тој е изложен и на динамичко напрегање. Поради тоа, покрај максималниот напон врз издржливоста на ременот влијае и динамичката јакост за одреден број промени.

Брзината на ременот битно влијае врз јакоста на ременот. Онаа брзина на ременот при која се пренесува најголема моќност по единица површина на ременот се вика оптимална брзина.

3.6.1 Пресметка на плоскатиот ремен

Начинот на пресметка на плоскатиот ремен ќе биде објаснет и разработен преку решавање на еден конкретен пример.

Пример:

Да се проектира отворен ременски преносник со плоскай ремен во хоризонтална положба за пренесување на моќ $P_1=5,5 \text{ kW}$ од електрикомотор чиј број на вртежи изнесува $n_1=2000 \text{ min}^{-1}$ на работна машина со мали удари која треба да има $n_2=1000 \text{ min}^{-1}$, а работи 8 часа дневно. Меѓуоскиното растојание е 1 m , а другите елементи се по избор.

Решение:

1. Избор на тип на ремен: Од табела 6 избираме еластичен еднослоен ремен, квалитет **G** со $\delta=3 \text{ mm}$.

2. Геометриска пресметка: Оптималната обемна брзина ја усвојуваме да биде $v=40 \text{ m/s}$, а вредноста за пречникот на погонската ременицата ќе ја добиеме на следниот начин:

$$\text{Од } v = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \text{ следува } D_1 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 40}{3,14 \cdot 2000} = 0,382 \text{ m}$$

Усвојуваме $D_1=400 \text{ mm}$ па со овој пречник свитканоста ќе биде:

$$\frac{D_1}{\delta} = \frac{400}{3} = 133,3 > 25 = \left(\frac{D_1}{\delta} \right)_{\min}$$

Пречникот на работната ременица ќе биде:

$$D_2 = \xi \cdot i \cdot D_1 = \xi \cdot \frac{n_1}{n_2} \cdot D_1 = 0,98 \cdot \frac{2000}{1000} \cdot 400 = 784 \text{ mm} \text{ усвојуваме } D_2=800 \text{ mm}$$

Опфатниот агол за отворен ременски преносник ќе го добиеме од изразот:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ = 180^\circ - \frac{800 - 400}{1000} 60^\circ = 156^\circ > 150^\circ = \alpha_{I \min}$$

Должината на ременот ќе ја пресметаме на следниот начин:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 1000 + \frac{3,14}{2} (800 + 400) + \frac{(800 - 400)^2}{4 \cdot 1000}$$

$$L=3924 \text{ mm} \text{ усвојуваме } L=4000 \text{ mm}$$

3. Пресметка на ширината на ременот: За да може да се пресмета ширината на ременот потребно е најпрвин да се определат неколку фактори. Нивното определување ќе го покажеме во продолжение.

➤ Фактор на опфатниот агол:

$$K_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha) = 1 - 0,003(180 - 156) = 0,928$$

➤ Фактор на брзината:

$$K_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 40^2 = 0,4$$

➤ Факторот на ускување K_θ го усвојуваме од табела 7 и неговата вредност за отворен ременски преносник со притегнувачки ременик изнесува $K_\theta=0,95$

Материјал		Технички карактеристики на материјалите за плоскатице ремени															
		Главни димензии			Механички карактеристики			Дозволен вредности									
		дебел. δ -mm	широч. b -mm	ρ $\frac{kNs^2}{m^4}$	E	E _s	σ_M	μ	κ	ω	σ_d	D_i/δ min	f_s $s^{-1}max$	v m/s max	v $^{\circ}C$		
Кожа		Ор.на	слоеви														
Стандарден калитет. озн. F или S	1	3-7	20-600	1-	250	50	25	0,3+V/100 влакната кон реманот =0,2+V/100 влакната од најгорешна стр.	2,7	30	3,9	5	40	35			
Еластична ознакаG	2	8-12	-1800	0,95	350	40	30		2,9						4,4	40	35
Високо еластична ознакаHG	3	14-20	-1800	0,9	450	60	30		3,1						4,4	50	45
Гума со памучни влакна	3-7	0,7	20-300	1,2	350-1200	50	45-60	0,5	3,9	30	30-20	40	70				
Балата со памучни вл.	3-8	0,6	20-300	1,25	900-1500	50	50-65	0,5	4,4	25	9-6 9-6	40	40				
Балата со јажиња		4 или 5	60-270	1,35	1350	30	55-70	0,5	5,5	20	30-20 10-5	40	40				
Гумираи текстил				1,35	80-120		37-44		2,3-2,7	10		30	30	70			
Импрегир. вешт. свила		2-18		1-		40	50	0,35	3,9	25	40	30					
Со волнена основа				1,07			30		1,7-1,9	15		30					
Со памучна основа		4-12		1,3	30-60	40	30-50	0,3	2-2,2	15		50	70				
Основа од камилски вл.	3-6	1,8		1,15	450	40	30-40	0,3				50	70				
Бесконежна ткаенина		0,4-12	10-2000	0,9		40	>100	0,3				60	70				
Extremultus A ремени	1-2	0,5	10-250	1,2+	550-650	200	200	=0,3+V/100			80	100	60				
B ремени	1-2	0,7	-500	c/δ					20	90	80						
C ремени	1-4	0,9	-750						330	1000							
Челична лента облога од плута		0,6 - 1,1	20-250	7,8	2,1 · 10 ⁵	1500	1500	0,25					45				

Табела 7		Фактор на видот и положбата на ременскиот преносник K_0		
Вид на преносникот	Агол на наклонот на ременскиот преносник спрема хоризонталата			
	0-60°	60-80°	80-90°	
Отворен со самозатегнување	1	1	1	
Отворен со притегнувачки ременик	0,95	0,9	0,85	
Отворен со повремено затегнување	0,95	0,85	0,75	
Вкрстен и полувкрстен	0,9	0,8	0,7	
Полувкрстен со спроводни ременици	0,7 - 0,8			

➤ Од табела 6 се усвојуваат и вредностите за

$$\kappa = 2,9 \frac{N}{mm^2} \text{ и } \omega = 30 \frac{N}{mm^2}$$

Земајќи ги во предвид овие податоци дозволиениот напон ќе биде:

$$\sigma_{kd} = \left(\kappa - \omega \frac{\delta}{D_1} \right) \cdot K_\alpha \cdot K_v \cdot K_0 = \left(2,9 - 30 \frac{3}{400} \right) 0,928 \cdot 0,4 \cdot 0,95 = 0,94 \frac{N}{mm^2}$$

За да се пресмета ширината на ременот потребно е да ја пресметаме вредноста за тангенцијалната сила. Имајќи ја во предвид вредноста за погонскиот фактор $K_a=1$ што ја земаме од табела 3 за дадените работни услови, тангенцијалната сила ќе ја пресметаме на следниот начин:

$$F_t = 19,1 \frac{P \cdot K_a \cdot 10^6}{n_1 \cdot D_1} = 19,1 \frac{5,5 \cdot 1 \cdot 10^6}{2000 \cdot 400} = 131,31N$$

Конечно ширината на ременот ќе ја пресметаме од следниот израз:

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot \sigma_{kd}} = \frac{131,31}{3 \cdot 0,94} = 46,56mm \text{ од каде според табела 8 се усвојува стандардна ширина } b=50mm.$$

Вредноста за опфатниот агол за вкрстениот ременски преносник можеме да ја пресметаме според следниот израз: $\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ$, додека пак вредноста за полувкрстениот ременски преносник според:

$$\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_1}{a} 60^\circ$$

Должината на ременот за полувкрстен ременски преносник се пресметува со истиот израз како за отворен ременски преносник, а за полувкрстен ременски преносник според следниот израз:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{2 \cdot a}$$

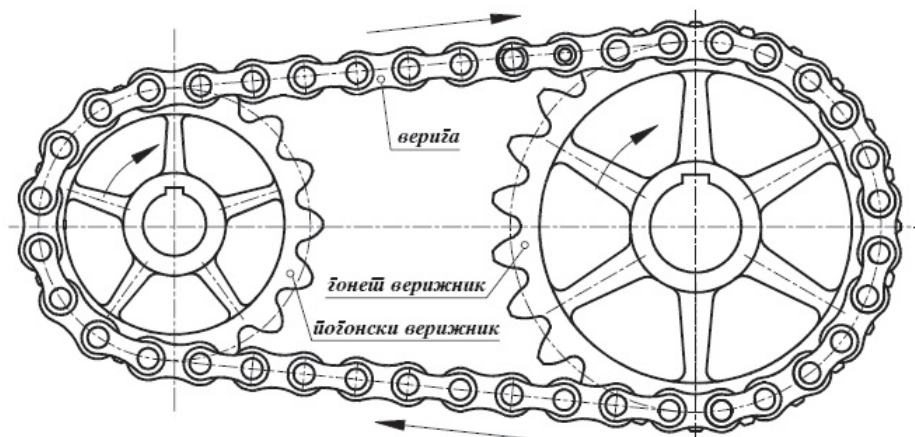
Табела 8		Стандардни вредности на широчинитена плоскатите ремени и ременици									
Широчина во <i>m</i> на	Ремен <i>b</i>	0,016	0,02	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,071	0,08	0,9
	Ременица <i>B</i>	0,02	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,071	0,08	0,09	0,1
Деб. на ремен.δ во <i>mm</i>	Кожа	3			3,5			4,0			4,5
	Текст.-гум.	3 - 4,5 - 6 - 7,5									
	Памуч.	4,5 за <i>b</i> = 0,032 до 0,1m									
	Волнен	6									
Широчина во <i>m</i> на	Ремен <i>b</i>	0,1	0,112	0,125	0,14	0,16	0,18	0,2	0,224	0,25	0,28
	Ременица <i>B</i>	0,112	0,125	0,14	0,16	0,18	0,2	0,224	0,25	0,28	0,315
Деб. на ремен.δ во <i>mm</i>	Кожа	4,5	(7,5)	5	(9)	5,5		(9,5)			
	Текст.-гум.	9					5 - 6 - 7,5 - 9				
	Памуч.	6,5 за <i>b</i> = 0,032 до 0,25 m									
	Волнен	9					11				
Широчина во <i>m</i> на	Ременот <i>b</i>	0,315	0,355	0,4	0,45	0,5		0,6	0,7	0,8	
	Ременица <i>B</i>	0,355	0,4	0,45	0,5	0,56 и 0,63					
Деб. на ремен.δ во <i>mm</i>	Текстил-гум.	10,5			-	12	-	13,5			
	Волнен	11									

Контролни прашања и задачи:

1. Кои сили се јавуваат во плоскастиот ремен?
2. Како се определува силата на преходно прилегање?
3. Кои напон се јавуваат во ременот?
4. Која е оптималната брзина на ременот?
5. Да се проектира отворен вкрстен преносник со плоскасти ремен за пренесување на моќ $P_1=6 \text{ kW}$ од едноцилиндричен клиен мотор чиј број на вртежи изнесува $n_1=2200 \text{ min}^{-1}$ на работната машина со мали удари која треба да има $n_2=950 \text{ min}^{-1}$, а работи 8 часа дневно. Меѓуоскиното растојание е 1 m, а другите елементи се по избор.

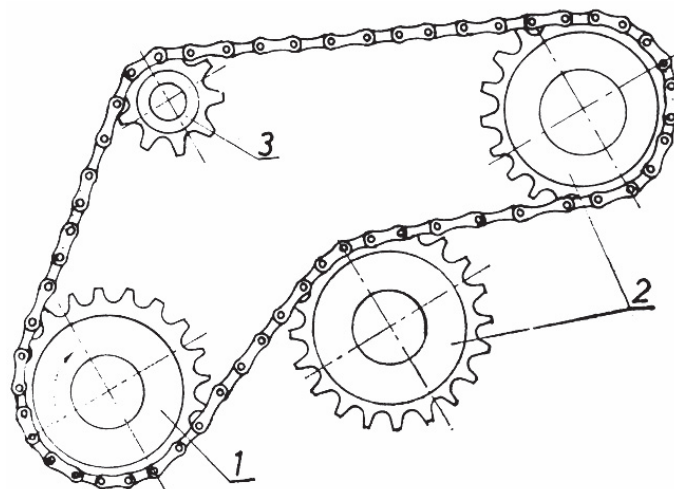
3.7 ГЕОМЕТРИСКИ И КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ СИНЦИРСКИТЕ ПРЕНОСНИЦИ

Синцирските преносници спаѓаат во групата посредни запчести преносници што вртежниот момент од едното на другото вратило го пренесуваат посредно со помош на синцир (верига). Тие се состојат од два или повеќе синцирници преку кој е префрлен синцир. На слика 3.16 е прикажан синцирест преносник со два синцирника од кои едниот е погонски, а другиот гонет.



Сл. 3.16 Шема на синцирски преносник

За разлика од ременските, кај синцирестите преносници лизгањето е оневозможено бидејќи кај нив постојат запци што навлегуваат во елементите на синцирот, при што движењето е принудно, слично како кај запчестите преносници, но за разлика од нив посредно преку синцирот. Како ременските така и верижните преносници може да се изведуваат со еден затегнувачки синцирник (слика 3.17), при што тој може да биде поставен од внатрешната или од надворешната страна на синцирот, или, пак, со два затегнувачки синцирника што се поставуваат од надворешната или едниот од надворешната, а другиот од внатрешната страна на веригата. Затегнувањето на веригата може да биде изведено уште и со пружини или хидраулично.



Сл.3.17. Синџирски преносник со синџирник за припиѓање 1) игогонски синџирник, 2) гонетни синџирници, 3) синџирник за припиѓање

Во однос на кинематските големини како карактеристика кај синџирските преносници можеме да ја спомнеме нерамномерноста на обемената брзина во определени граници, при константна аголна брзина. Ваквата периодична нерамномерност на брзината зависи од бројот на зашци на синџирникот и е поголема при помал број зашци, т.е. при поголем чекор и се нарекува **полигонски ефект** на синџирникот.

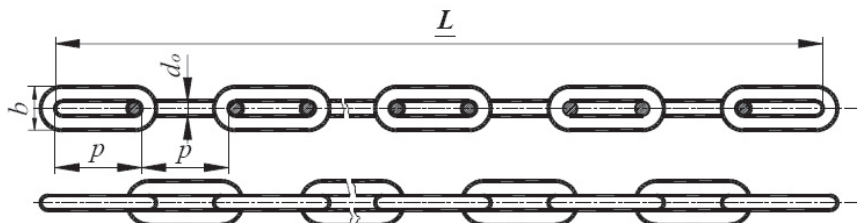
Преносниот однос кај верижните преносници се пресметува на сличен начин како кај ременските преносници, со тоа што неговата вредност можеме да ја добиеме ако ни се познати броевите на зашците z_1 и z_2 на спрегнатите синџирници, односно:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

3.7.1 Синџири (вериги)

Најосновната класификација на синџирите можеме да ја направиме во две групи и тоа:

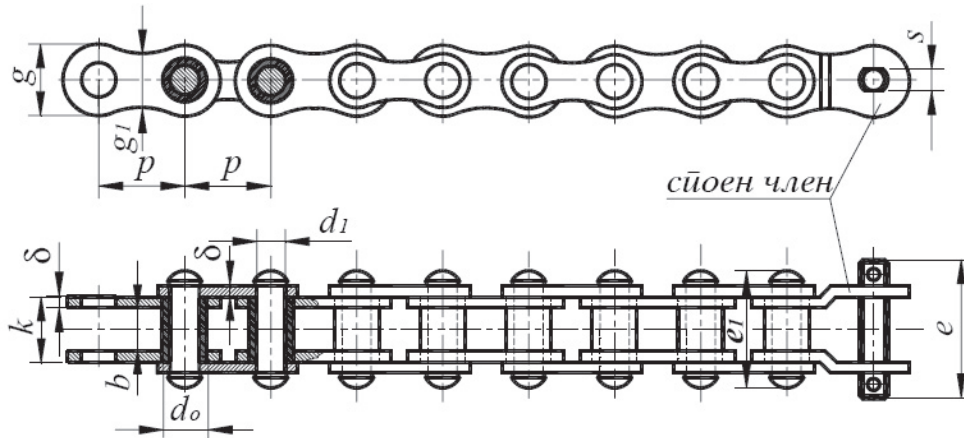
- обични синџири и
- зглобни синџири.



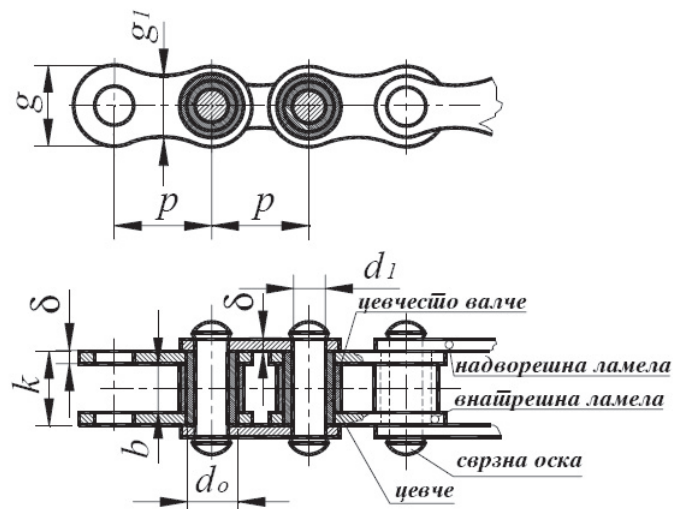
Сл.3.18. Обични синџири

Обичните синцири (слика 3.18) се применуваат, главно, кај средствата за дигање товар и елеваторите. Тие се едноставни и робусни и имаат кружен напречен пресек на алките така што можат да скршнуваат во кој и да е правец што им дава особена предност во однос на зглобните вериги.

Според формата на одделните членови и врската на нивните зглобови, се разликуваат зглобни синцири со сврзни оски (слика 3.19), со цевчиња (слика 3.20) и со зашци (слика 3.22).



Сл. 3.19. Зглобни синцири со сврзни оски

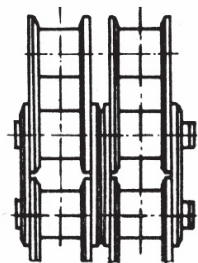


Сл. 3.20. Зглобни синцири со цевчиња

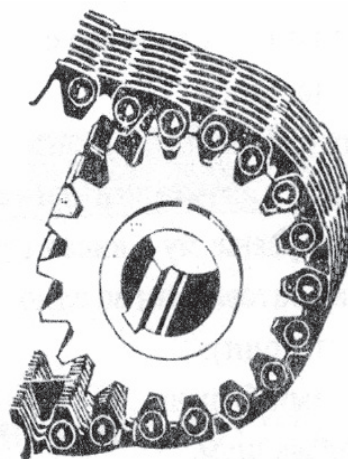
На горните слики со p е означен чекорот на синцирот, додека другите ознаки ги претставуваат останатите геометриски карактеристики на синцирот.

Наједноставни и најефтини се зглобните синцири со сврзни оски од кои се развиени сите други видови зглобни синцири што се применуваат денес.

Комплет од две надворешни и две внатрешни ламели еднакви по форма и зглобно поврзани со оските, една сврзна оска и, евентуално, едно цевчесто валче сочинуваат еден член на синцирот.



Сл. 3.21. Зглобен двореден синцир



Сл. 3.22 Зглобен зајчестѝ синцир

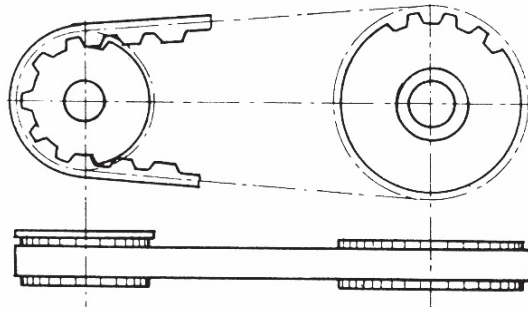
Зглобните синцири покрај изведбата како едноредни, за поголеми оптоварувања можат да се сретнат и како дворедни (слика 3.21) и троредни, во зависност од оптоварувањата што треба да ги пренесуваат.

За пренос на поголеми оптоварувања се применуваат зглобните зачести синцири (слика 3.22). Овие синцири се составени од снопови, ламели од по два зашци и преносот на силата од синцирникот се врши директно на снопот на ламели, а не на оскичката.

За сврзување на краевите на синцирите се користат посебни членови, а нивната изведба зависи од бројот на членови што ги има во синцирот, односно дали бројот на членови е парен или непарен.

Зглобните синцири се стандардизирани и во техничката документација се наведуваат: бројот на редови на синцирот, чекорот на членките, внатрешната ширина, бројот на членките или должината на синцирот во метри.

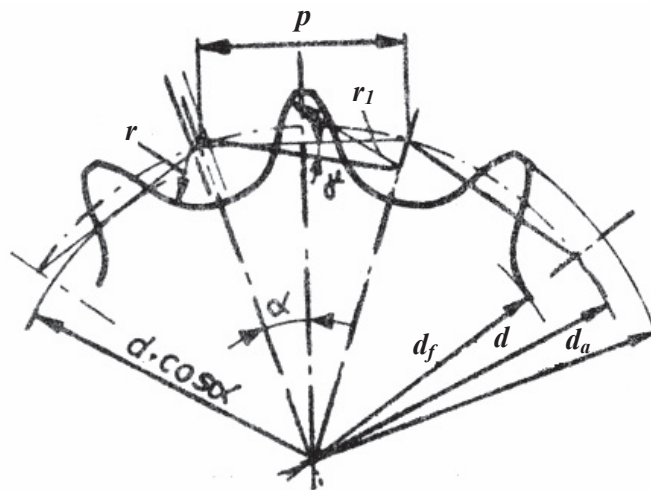
Според начинот на функционирање во групата на верижни преносници можеме да го споменеме и преносникот со назабен ремен (слика 3.23).



Сл. 3.23 Преносник со назабен ремен

3.7.2 Синџирници (верижници)

По својата конструкција синџирниците се слични со останатите преносни елементи, односно се состојат од од главина и венец, меѓусебно поврзани најчесто со диск. За разлика од ремениците венецот кај синџирниците е назабен т.е. се состои од зашци и меѓузабја (слика 3.24).



Сл. 3.24 Конструкција на профилот на зашциите на синџирниците

Профилот на зашците треба да овозможи непречено влегување и излегување на сврзните елементи на синџирот од меѓузабјето на синџирникот. Зашците кај синџирниците за зглобните синџири се изработуваат така што долниот дел на меѓузабјето да има облик на полукруг со пречник кој одговара на пречникот од сврзните оски (цевчиња).

Бидејќи зашците од синџирниците имаат позајакнато дно, кај нив скоро секогаш е меродавна јачината на бочните страни кои се изложени на површински притисок.

3.7.3 Избор и пресметка на геометриски и кинематски големини кај синџирскиот пренос

Појдовни големини за пресметка на синџирските преносници се: моќта и бројот на вртежи на погонскиот мотор, преносниот однос како и меѓуоскиното растојание.

Видот, моќноста и бројот на вртежите на погонската машина се избираат во зависност од работните услови, односно според потребите на работната машина.

Преносниот однос за овој вид на преносници се препорачува да биде до 8, а во исклучителни случаи тој може да се движи до 15.

Меѓуоскиното растојание зависи од растојанието помеѓу погонската и работната машина и како најпогодни вредности се покажале меѓуоскини растојанија $a = (30 \div 50)p$, а како гранични случаи ги имаме $a_{\max} = 80 \cdot p$ и $a_{\min} = 0,6 \cdot (d_1 + d_2) + (30 \div 60)$ [mm].

Бројот на зашците на погонскиот синџирник се избира според големината на преносниот однос и видот на синџирот (табела 9). Притоа треба да се води сметка бројот на зашците на погонскиот синџирник да не биде помал од $17 \div 23$ зашца за $n_1 < 1000 \text{ min}^{-1}$ и $25 \div 35$ зашца за $n_1 > 1000 \text{ min}^{-1}$.

Табела 9	Број на зашците на погонскиот синџирник z_1					
Вид на синџир	Преносен однос i					
	2	2÷3	3÷4	4÷5	5÷6	> 6
Синџир со валјачиња	27 - 31	25 - 27	23 - 25	21 - 23	17 - 21	15 - 17
Синџир со зашци	32 - 35	30 - 32	27 - 30	23 - 27	19 - 23	17 - 19

Големината на синџирот изразена преку чекорот p се избира во зависност од избраниот број на зашците на погонскиот синџирник и брзината на синџирот изразена преку бројот на вртежи во секунда на погонскиот синџир (табела 10). Вредностите за бројот на вртежи дадени во табела 10 за синџири изработени од челик за подобрување можат да бидат поголеми за 25%.

Бројот на зашците на гонетиот синџирник не смее да биде многу голем и се добива врз основа на преносниот однос, односно:

$$z_2 = i \cdot z_1,$$

а се препорачува: $z_2 \leq 90$ зашци, а исклучително може да достигне $z_{2\max} = 120$ зашци.

Пречниците на делителните кругови на синџирниците, а врз основа на слика 3.24 изнесуваат:

$$d = \frac{P}{\sin \alpha}, \quad d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)}, \quad d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)}.$$

Бројот на членовите на синцирот се пресметува во зависност од меѓуоскиното растојание и чекорот на синцирот:

$$m = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a'}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a'}$$

каде што a' е зададено или ориентационо пресметано меѓуоскино растојание ($a' = (30 - 50) \cdot p$). Бројот на членовите треба да биде цел и по можност парен број.

Должина на синцирот можеме да ја пресметаме по следниот израз:

$$L = p \cdot m$$

Конечната вредност за меѓуоскиното растојание ќе ја добиеме со заокружување на бројот на членовите на цел и евентуално на парен број, па таа ќе се промени и ќе изнесува:

$$a = \frac{p}{8} \left[2 \cdot m - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot m - z_1 - z_2)^2 - \kappa (z_2 - z_1)^2} \right]$$

Вредностите за κ се земаат од табела 11.

Табела 10		Чекор p во зависност од z_1 и n_1						
Вид на синцир	z_1	$p(mm)$						
		12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	50,8
		$n_1 [vrt/s]$						
Синцири со валјачиња	15	38,3	31,7	22,5	19,2	16,7	13,3	10
	19	40	33,3	24,2	20	17,5	14,2	10,9
	23	41,7	35	25	20,9	16,7	15	10,9
	27	42,5	35,9	25,9	21,7	16,7	15	11,7
	30	43,3	36,7	26,7	21,7	16,7	15	11,7
Синцири со зашци	17 - 35	55	44,2	36,7	27,5	21,7		

Табела 11		Пресметани вредности на факторот κ , според DIN 8195									
$\frac{m - z_1}{z_2 - z_1}$	κ	$\frac{m - z_1}{z_2 - z_1}$	κ	$\frac{m - z_1}{z_2 - z_1}$	κ	$\frac{m - z_1}{z_2 - z_1}$	κ	$\frac{m - z_1}{z_2 - z_1}$	κ	$\frac{m - z_1}{z_2 - z_1}$	κ
12	0,8106	4	0,8110	2,3	0,8127	1,37	0,8215	1,25	0,8270	1,13	0,8372
11	0,8106	3,8	0,8111	2,2	0,8130	1,36	0,8219	1,24	0,8276	1,12	0,8387
10	0,8107	3,6	0,8112	2,1	0,8134	1,35	0,8222	1,23	0,8282	1,11	0,8405
9	0,8107	3,4	0,8113	2	0,8138	1,34	0,8226	1,22	0,8280	1,1	0,8425
8	0,8107	3,2	0,8114	1,9	0,8143	1,33	0,8230	1,21	0,8205	1,09	0,8448
7	0,8108	3	0,8115	1,8	0,8150	1,32	0,8234	1,2	0,8302	1,08	0,8474
6	0,8108	2,9	0,8116	1,7	0,8158	1,31	0,8238	1,19	0,8310	1,07	0,8503
5	0,8109	2,8	0,8118	1,6	0,8170	1,3	0,8243	1,18	0,8318	1,06	0,8537
4,8	0,8109	2,7	0,8119	1,5	0,8185	1,29	0,8248	1,17	0,8326	1,058	0,8544
4,6	0,8109	2,6	0,8121	1,4	0,8207	1,28	0,8253	1,16	0,8336	1,056	0,8551
4,4	0,8110	2,5	0,8123	1,39	0,8209	1,27	0,8258	1,15	0,8346	1,054	0,8559
4,2	0,8110	2,4	0,8125	1,38	0,8212	1,26	0,8264	1,14	0,8358	1,052	0,8567

Пример:

Да се пресметат синцирски преносник каде вртежниот момент се пренесува со синцир со валјачиња ако се дадени следниите работни услови: моќноста $P=15kW$, бројот на вртежи $n_1=25$ вртежи во секунда и преносниот однос $i=5$.

Решение:

- Од табела 9 се усвојува бројот на запки $z_1=23$ запки, а бројот на запки $z_2 = i \cdot z_1 = 5 \cdot 23 = 115$ запки;
- Врз основа на бројот на вртежи $n_1=25$ вртежи во секунда и бројот на запки $z_1=23$ запки од табела 10 се усвојува чекорот $p=19,05 mm$;
- Пречниците на синцирниците ќе ги пресметаме на следниот начин:

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{23}\right)} = 139,9mm = 0,14m$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{115}\right)} = 697,42 = 0,7m$$

- Бројот на членовите на синцирот ќе биде:

$$m = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a'}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a'}$$

$$a' = 40 \cdot 19,05 = 762mm$$

$$m = \frac{23 + 115}{2} + \frac{2 \cdot 762}{19,05} + \left(\frac{115 - 23}{2 \cdot 3,14}\right)^2 \cdot \frac{19,05}{762} = 154$$

- Должина на синцирот можеме да ја пресметаме на следниот начин:
 $L = p \cdot m = 19,05 \cdot 154 = 2993,7mm$

- Конечната вредност за меѓуоскиното растојание ќе ја добиеме од следниот израз:

$$a = \frac{p}{8} \left[2 \cdot m - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot m - z_1 - z_2)^2 - \kappa(z_2 - z_1)^2} \right]$$

Врз основа на пресметаната вредност $\frac{m - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{154 - 23}{115 - 23} = 1,42$ од

табела 11 го избираме факторот $\kappa=0,8185$

$$a = \frac{19,05}{8} \left[2 \cdot 154 - 23 - 115 + \sqrt{(2 \cdot 154 - 23 - 115)^2 - 0,8185 \cdot (115 - 23)^2} \right] = 757,78mm$$

Контролни прашања:

1. Како се пренесува вртежниот момент кај синџирскиот преносници?
2. Како можат да се групираат синџирскиот преносници?
3. Од што се состојат обичните синџири?
4. Какви можат да бидат зглобните синџири?
5. Од што се состојат зглобните синџири со цевчиња?
6. Од што се состојат зглобните зајчески синџири?
7. Од што се состојат синџирниците?
8. Како може да го пресметаме преносниот однос кај синџирскиот преносници?
9. Како се определуваат кинематскиот и геометрискиот големини кај синџирскиот преносници?
10. Преку синџирски преносник со влаци се пренесува моќност од $P=20 \text{ kW}$. Бројот на вртежи на водениот синџирник е $n_1=12$ вртежи во секунда, а преносниот однос е $i=4,5$. Да се пресметат геометрискиот и кинематскиот карактеристики на преносникот.

3.8 ПРЕДНОСТИ И НЕДОСТАТОЦИ НА РЕМЕНСКИТЕ И ВЕРИЖНИТЕ ПРЕНОСНИЦИ

Ременските и верижните преносници спаѓаат во групата на посредни преносници, односно нема директен допир помеѓу преносните елементи, туку преку нив треба да биде префрлен некој посреден елемент (ремен или синџир).

Овде ќе ги наведеме нивните карактеристики за да може да се избере соодветниот посреден преносник:

- двата вида на посредни преносници можат да се применат за значителни меѓуоскини растојанија;
- кај ременските преносници имаме тивка и безшумна работа, додека кај синџирските тоа не е случај;
- ударните оптоварувања кои можат да се јават во текот на експлоатацијата можат да се ублажат или елиминираат со ременските преносници (поради можноста за пролизгување), додека при вакви оптоварувања кај синџирските преносници може да дојде до оштетување на целата конструкција или нејзини поединечни елементи;
- ременските преносници се поевтини и не бараат посебно одржување;

- една од најважните карактеристики, што ја имаат ременските преносници и што доста често се користи во практиката, е можноста за нивна примена како ременски варијатори;
- верижните преносници пак овозможуваат пренесување на поголеми оптоварувања, а со тоа и поголеми вртежни моменти;
- степенот на искористување е доста висок кај синцирските преносници ($\eta = 0,97 - 0,99$), додека кај ременските преносници поради пролизгувањето помеѓу тријните површини вредноста на степенот на искористување е помала;
- преносниот однос кај синцирските преносници е константен, додека кај ременските тој може да варира во зависност од пролизгувањето;
- оптоварувањата кои се јавуваат на вратилата на кои се поставени преносните елементи се многу пооптоварени кај ременските преносници бидејќи кај нив е потребно да се јави доволно голема притисна сила помеѓу ременот и ременицата која треба да овозможи силата на триење да има вредност која ќе обезбеди сигурно пренесување на вртежниот момент.

Овде беа наведени дел од карактеристиките на ременските и синцирските преносници кои можат да послужат за избор на видот на посредниот преносник за понесодговорни цели.

Контролни прашања:

1. Кои предности ги имаат ременските преносници?
2. Кои предности ги имаат синцирските преносници?

3.9 ЗАПЧЕСТИ ПРЕНОСНИЦИ

Предностите кои ги имаат запчестите над другите видови механички преносници биле согледани уште од дамнешни времиња. Тие биле применувани уште во времето на Архимед (220 година пр.н.е.) за црепење вода, кај механизмите на ветерниците, кај подвижните мостови, кај тврдините, а подоцна и кај часовниците.

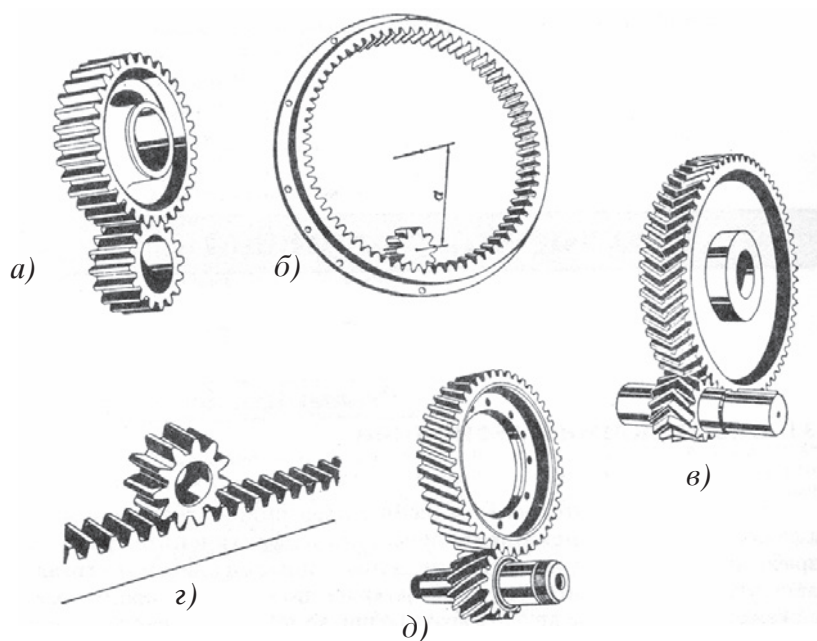
Назабувањето на запчениците (назабен венец) било предмет на постојано проучување, особено по појавата на првите машини па се до ден денешен. Во практика ретко се сретнува машина во која нема запченици, почнувајќи од најмалите (како што се часовниците), преку најсложените алатни машини и возила како друмски, шински или воздушни, па сè до современите вселенски летала.

Запчестите преносници спаѓаат во групата непосредни преносници кои вртежниот момент M_{11} од погонското го пренесуваат принудно, најчесто со зголемена вредност M_{12} на гонетото тркало, без лизгање, со помош на назабување по нивната површина.

3.9.1 Видови запчести преносници

Запчениците со кои се пренесува вртежниот момент обично и ги нарекуваме погонски и гонет запченик и се применуваат кога е потребно да се постигне постојан преносен однос i .

За паралелни вратила запчестите преносници се изведуваат како: цилиндрични, надворешно спрегнати запчести парови (слика 3.25 а, в и д), како внатрешно спрегнати запченици (слика 3.25 б). или пак како допир помеѓу надворешно назабен запченик и запчеста летва (слика 3.25 г).

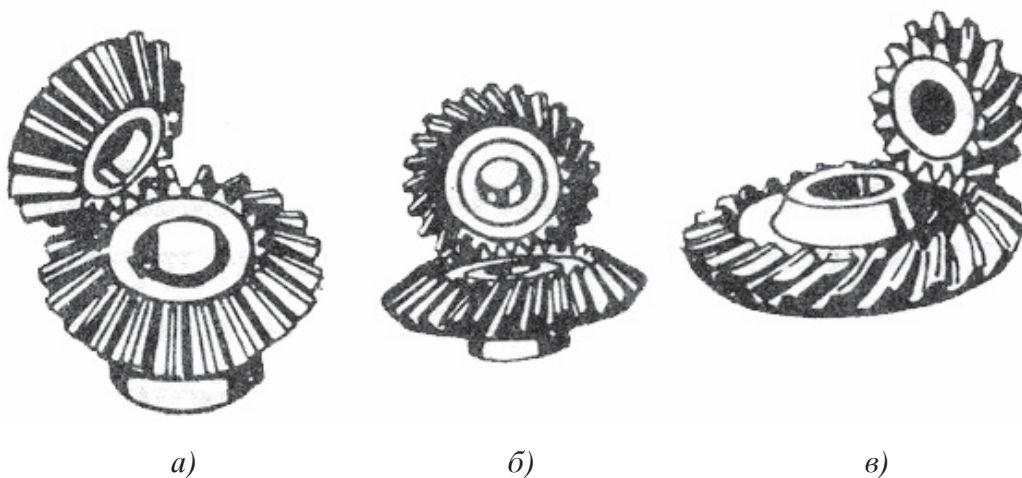


Сл. 3.25. Цилиндрични запчести парови

Запците кај овие запченици можат да се изведат како прави, коси и стреловидни, што може да се забележи и од сликата 3.25.

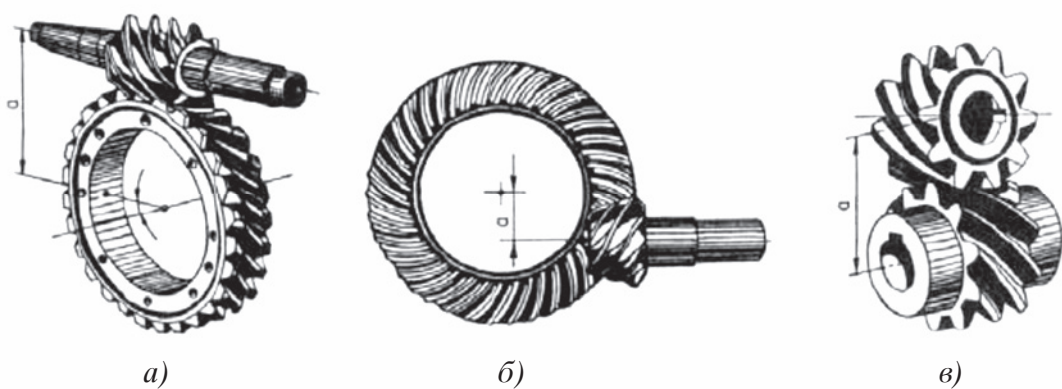
Двата запченика кај надворешниот запчест пар се назабени од надворешната страна, а кај внатрешниот пар големиот запченик е назабен од внатрешната, а малиот од надворешната страна на тркалото.

За вратила кои се сечат, запчестите преносници се изведуваат со конусни запченици со прави (слика 3.26.a), коси (слика 3.26.б) или криви запки (слика 3.26.в).



Сл. 3.26. Конусни зачестни парови

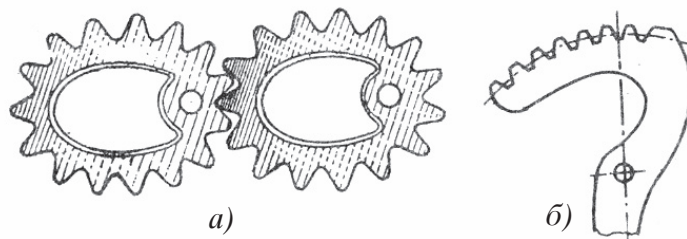
На вратила кои се разминуваат се поставуваат запчестите парови кои се познати како хиперболоидни (слика 3.27).



Сл. 3.27. Хиперболоидни зачестни парови

Хиперболоидните запчести преносници од своја страна можат да бидат поделени во три групи и тоа: полжавести запчести парови (слика 3.27.a), хипоидни запчести парови (слика 3.27.б) и цилиндрични запчести парови со еволвентно-хеликоидни запки (слика 3.27.в).

Запчениците, покрај тоа што можат да се јават со кружен облик, во пракса можат да се сретнат и како запченици со некружен облик, односно како елиптични (слика 3.28. а) или секторски (слика 3.28. б).



Сл. 3.28. Запченици со некружен облик

3.9.2 Начин на функционирање на запчестите преносници

Основната намена на запчестите преносници, впрочем како и на сите видови преносници за моќ, е да овозможат пренесување на вртежниот момент со што е можно помали загуби.

За остварување на оваа цел по обемот на запчениците се изработуваат запци и меѓузубја со што тие можат да функционираат без да се доведува во прашање притисна сила помеѓу нив.

Запчест пар претставува механизам составен од два запченика со чие спрегање (навлегување на запците од едниот во меѓузубјата на другиот запченик и обратно) се врши претворање на едно кружно движење во друго, кружно или праволиниско движење (или обратно) под услов меѓусебниот однос на брзините да се менува по однапред одреден закон, меѓуоскиното растојание и меѓуоскиниот агол да останат непроменети.

Во зависност од тоа како влијае запчестиот пар на промената на преносниот однос запчестите преносници можат да се изведат како:

- редуктори;
- мултипликатори.

Кај редукторите преносниот однос е поголем од единица и тие го смалуваат бројот на вртежи на гонетото вратило, а истовремено овозможуваат зголемување на вртежниот момент. Мултипликаторите имаат спротивна улога и се користат во случаи кога не се бараат големи вртежни моменти, а сакаме да оствариме големи брзини (како на пример петтата брзина кај автомобилите).

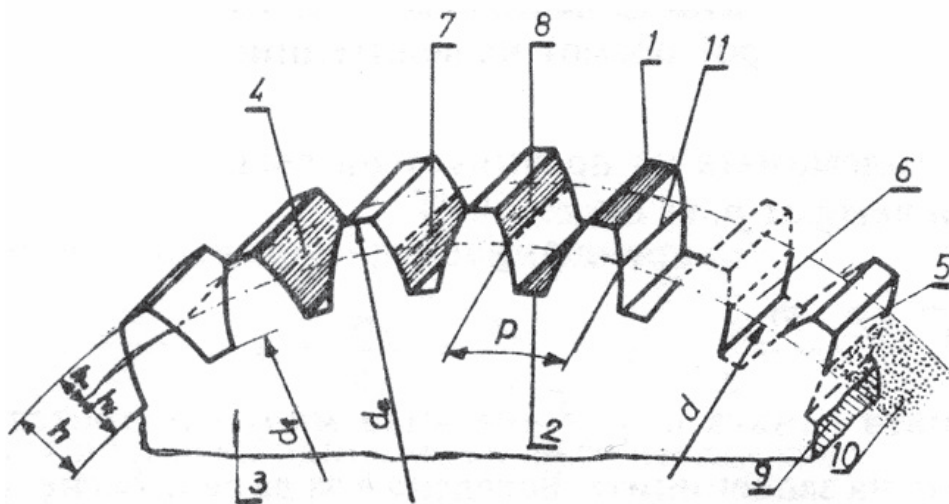
Кај спрегнатите запченици од запчестиот пар се разликуваат погонски и гонет запченик, а според големината можеме да ги именуваме и како мал и голем запченик. При означувањето на запчениците најчесто непарните броеви се користат како индекси за малиот запченик, а парните за големиот, што не мора да биде правило.

За да може да ја остваруваат својата функција, кај телото на запчениците најчесто треба да постојат главина и назабен венец, а тие

меѓусебно се поврзуваат со диск или спици. Кај назабениот венец се разликуваат заштите и меѓузубјата.

За дефинирање на другите големини кои можат да се разликуваат кај запчениците ќе ни послужи слика 3.29.

Заштите по својата висина се ограничени со темена површина, а меѓузубјата по длабочина, со подножна површина. Делителната површина го дели забецот на два дела и тоа глава на забецот-пomeѓу делителната и темената површина и нога на забецот-пomeѓу делителната и подножната површина. Површината на забецот помеѓу темената и подножната површина се вика страна (бок) на забецот.



Сл. 3.29. Делови на зашченикот и зашчениците

На еден зашченик можат да се разликуваат следните делови, а се означени на слика 3.29:

- темена површина (1);
- подножна површина(2);
- предна челна површина на зашченикот(3);
- бочна страна (бок) на забецот(4);
- глава на забецот(5);
- нога на забецот(6);
- страна на ногата на забецот(7);
- страна на главата на забецот(8);
- тело на зашченикот(9);
- делителна површина (10) и
- странична линија (11).

Наместо овие просторни површини, при проучување на заштите се зема во предвид профилот на заштите што се добива со пресек на цилиндричните зашченици со која било рамнина нормална на оската на зашченикот, а кај конусните зашченици со било која топка со средиште во врвот на конусот.

Во пресек на споменатата рамнина (односно топка) и темената, делителната или подножната површина се добиваат соодветно:

- темен круг со пречник d_a ;
- делителен круг со пречник d и
- подножен круг со пречник d_f .

На подножната површина “поставени” се “ z ” запки на еднакво меѓусебно растојание “ p ” чекор на заштите. Бидејќи бројот на заштите мора да биде цел број, обемот на делителниот круг е составен од “ z ” чекори.

Според тоа големината на пречникот на делителниот круг за број на запки “ z ” и чекор “ p ” може да ја добиеме на следниот начин:

$$d \cdot \pi = z \cdot p \text{ од каде } d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m$$

Воведената ознака $m = \frac{p}{\pi}$ се вика модул и претставува важна карактеристика на запчениците. Модулот е стандардизиран и е воведен за да се избегне пресметување со π .

Вредностите за модулот се стандардизирани и нивните големини се земаат од таблица (табела 12). Интензитетите за модулот се заокружуваат на првата поголема вредност од пресметаната, при што треба да се тежнее да се избираат од првиот степен на приоритет.

Бидејќи на изработениот запченик тешко можеме да го измериме делителниот пречник, а лесно можеме да го определиме бројот на заштите и темениот пречник, за определување на вредноста на модулот се користи изразот $m = \frac{d_a}{z+2} [mm]$.

Табела 12		Димензии на модулот во mm									
Степен на приоритет	I	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00	
	II	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,50	4,50	5,50		
	III			3,25	3,75	6,50					
	I	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0	50,0	
	II	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28,0	36,0	45,0	

Преносниот однос кај запчестите преносници можеме да го пресметаме и како однос на бројот на запки на гонетиот и погонскиот запченик.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

каде што со ω е означена аголната брзина, со n бројот на вртежи, со d делителните пречници и со z бројот на заштите на запчениците, додека индексот 1 се однесува на погонскиот запченик, а индексот 2 на гонетиот запченик.

Пример:

Да се определи модулот на зајченник со 21 забец чиј времен пречник изнесува $d_a=115$ mm.

Решение:

Вредноста за модулот ја определуваме според изразот:

$$m = \frac{d_a}{z+2} = \frac{115}{21+3} = 5[\text{mm}]$$

Од добиената вредност, а имајќи ја во предвид табела 12 можеме да забележиме дека се работи за стандарден модул.

За вежбање избирајте различни вредности за пречниците d_a и d , како и за бројот на зайци z и стандардизирајте ги на стандардниите вредности според табела 12.

3.9.3 Намена на запчестите преносници

Запчестите преносници се едни од најприменуваните преносници, благодарение на предностите кои ги имаат пред другите преносници.

Со нив можаат да се пренеуваат сили и моќности од најмали вредности па се до огромни вредности. Во продолжение ќе бидат наведени најважните карактеристики на запчестите преносници од кои може да се види можноста за нивната огромна примена:

- можат да се применат за широк дијапазон на вртежни моменти и броеви на вртежи;
- оптоварувањето на вратилата и нивните лежишта од запчениците е минимално;
- степенот на искористувањето кај нив е доста висок и при добра и прецизна изработка неговата вредност достигнува до $\eta=0,99$;
- со соодветен избор на материјлот, изработка, избор на димензиите, доброто подмачкување и при затворена изведба, нивниот век на траење е многу долг;
- имаат константна вредност на преносниот однос и сигурност во работата.

Постојат и други предности пред другите преносници, но се разбира дека и кај овој вид на преносници се јавуваат одредени недостатоци меѓу кои се и:

- сложената изработка и монтажа на запчениците, со што и нивната цена е повисока;
- голем шум и вибрации при работата, особено при неточна изработка и монтажа;
- недоволна сигурност од кршење и површинско оштетување на запците, поради тоа што кај нив нема пролизгување и сл.

Цилиндричните запченици со коси запци работат потивко од оние со прави запци, а нивна негативна страна е што ги оптоваруваат вратилата и со аксијални сили, при што е потребно вградување на радиаксијално лежиште во едниот потпирач на вратилото.

Конусните запчести парови со прави запци се применуваат за споредни цели, т.е. за мали брзини и оптоварувања, додека за одговорни намени се користат конусните запченици со криви запци како на пример кај автомобилските диференцијали.

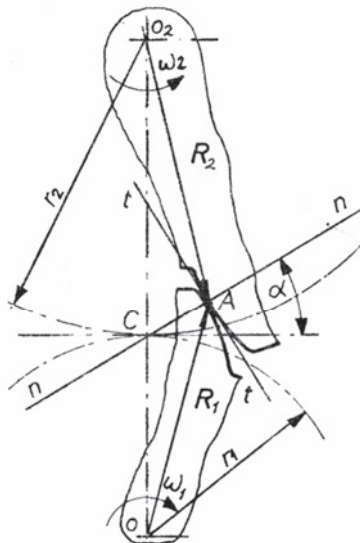
Преносниците со цилиндрични запченици се применуваат како за мали исто така и за средни и поголеми вредности на моќноста, а конусните обично за средни и мали моќности.

Контролни прашања:

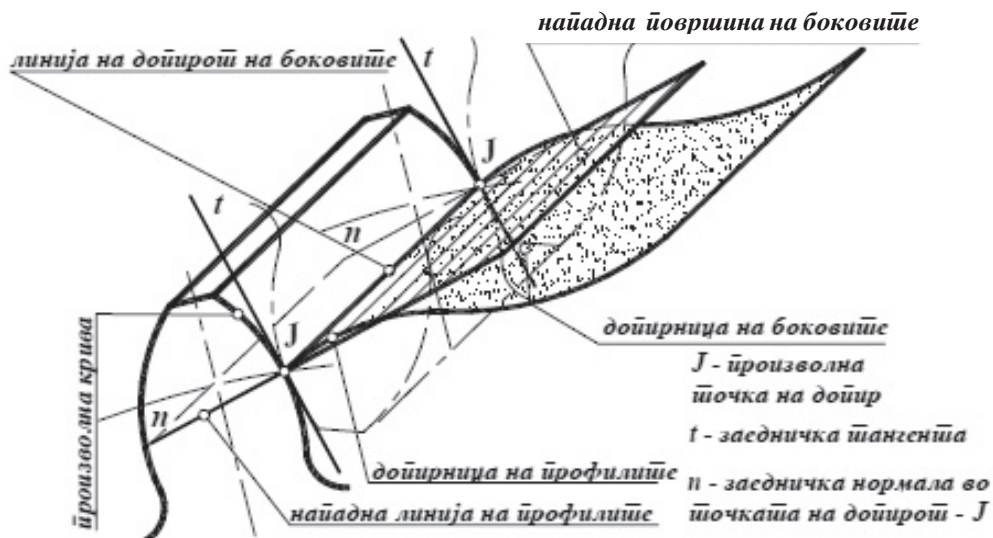
- 1. Кои предности ги имаат зачестените преносници?*
- 2. Како можат да се класифицираат цилиндричните заченици?*
- 3. Какви можат да бидат зачестите кај конусните заченици?*
- 4. Како се класифицираат хиперболоидните заченици?*
- 5. Како функционираат зачестените преносници?*
- 6. По што се разликуваат редукиорите и мултипликаторите?*
- 7. Од што се состојат зачениците и што можеме да разликуваме на нив?*
- 8. Кои се основните пречници на зачениците?*
- 9. Кои предности и недостатоци ги имаат зачестените преносници во однос на другите видови преносници?*

3.10 ВИДОВИ НА ЗАБУВАЊА ЗА ЗАПЧЕСТИ ПРЕНОСНИЦИ

Спрегнатите запченици пренесуваат вртежен момент со непосреден контакт на активните бокови на спрегнатите запчи. При тоа, основен кинематички услов е преносниот однос да биде константен.



Сл.3.30 Основно правило на зайчењето



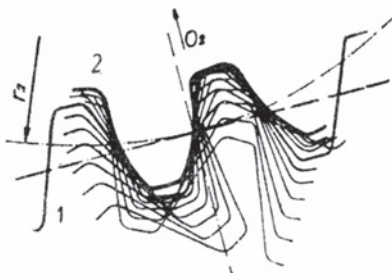
Сл.3.31 Дојирница на профилиите и на боковите на зайциите во ојшии случај

За да се задоволи основниот кинематички услов, боковите на заштите, односно нивните профили треба да бидат криви кај кои заедничката нормала во која и да било точка на допир секогаш ќе минува низ кинематичкиот пол, низ точката C (слика 3.30). Тоа е таканареченото главно правило на спрегнување кај заштите парови.

На слика 3.31 е прикажана таканаречената допирница на профилите (крива линија), како и допирницата на боковите (крива површина) на спрегнатите зашци, во општ случај кога профилот на заштите претставува произволна крива линија.

Обликот на допирницата зависи од избраната форма на профилот, односно бокот на забецот, а нејзината поставеност зависи од насоките на вртење на зашчениците.

Обликот на активниот дел на профилот на едниот зашченик може да се избере сосема произволно, на што одговара соодветна допирница, но обликот на профилот на забецот од спрегнатиот зашченик е напoлно дефиниран од кинематските услови на едниот зашченик во однос на другиот.



Сл. 3.32 Илустрација на втората интерпретација на основното правило на назабувањето

Ако е зададен профилот на заштите на едниот зашченик и кинематските услови, тогаш профилот на заштите на другиот спрегнат зашченик ќе го добиеме на тој начин што ќе обезбедиме тркалање без лизгање на допирните кругови и при тоа ќе ги обележуваме последователните положби на првиот зашченик (слика 3.32).

Од тука произлегува втората интерпретација на основното правило на зашчењето што може да се искаже на следниот начин:

Активните делови на профилите на заштите на спрегнатите зашченици претставуваат еден во однос на друг, обвојници (анвелопи) коишто во секој момент се допираат во некоја друга точка.

Врз основа на оваа правило се засновува и изработката на зашчениците по таканаречениот метод на релативно тркалање со помош на зашчеста летва.

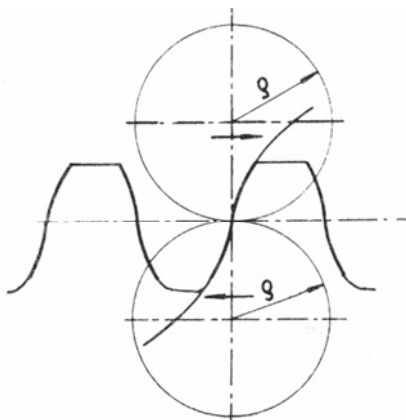
Во најопшт случај, за профил на заштите може да се употребат сите криви што го задоволуваат главното правило на спрегнувањето. Од многуте такви криви практично значење имаат само циклоидните криви т.е. кривите што настануваат со заемно тркалање, без лизгање на круг по круг или круг по права линија или пак обратно и еволвентната крива.

Циклоидата може да се јави во три форми, и тоа:

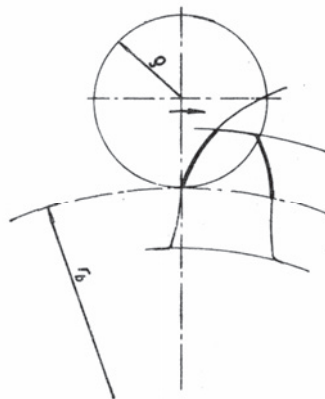
- вистинска или ортоциклоида;
- епициклоида и

➤ хипоциклоида.

Ортоциклоидата (вистинска циклоида) е траекторија на точката C од подвижниот круг којшто без лизгање се тркала по неподвижната права линија. Оваа крива се користи за одредување на профилот на заштите од назабената летва (слика 3.33).



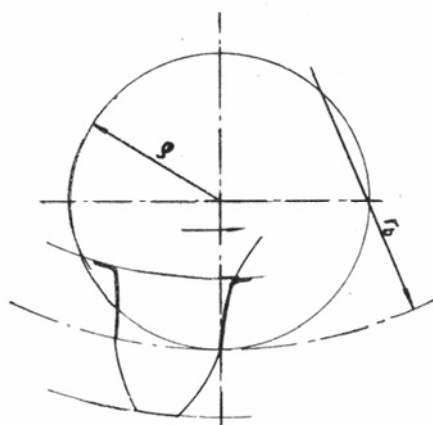
Сл. 3.33 Ортоциклоида



Сл. 3.34 Епициклоида

Епициклоидата претставува траекторија на точката C ако кругот на кој му припаѓа таа точка се тркала од надворешната страна на неподвижен круг. Почетокот на оваа крива линија се користи за одредување на профилот на главата на забецот (слика 3.34).

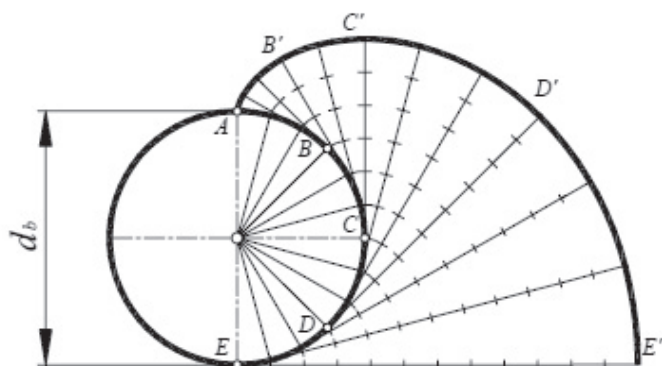
Хипоциклоидата се добива кога подвижниот круг се движи по внатрешната страна на неподвижниот круг. Почетокот од оваа крива го образува профилот на ногата на забецот (слика 3.35).



Сл. 3.35 Хипоциклоида

Циклоидните зашци имаат предност пред другите во поглед на доброто спрегнување, поради што се применуваат прецизните преносници (како што се саатните и другите механизми) и во поглед на избегнувањето на заглавувањето, односно потсекувањето на ногата на забецот кај запчениците со мал број на зашци. Ограничувањето на овој профил е тоа што при промена на основното растојание немаат правилно спрегнување и што се посложени за изработка поради дводелноста на профилот.

Секоја точка од една права линија, што без лизгање се тркала по даден круг, изведува линија што се нарекува кружна еволвента или едноставно - еволвента. Денес како профил на заштите кај запчениците се применува, главно, еволвентата, што може да се сфати и како крива линија што ја опишува секоја точка од затегнат конец што се одмотува од котур (макара) со пречник d_b (слика 3.36).

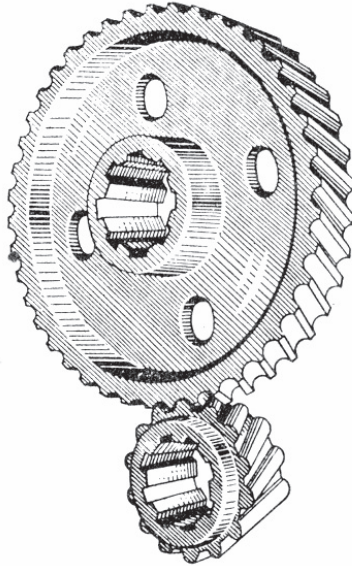


Сл. 3.36 Еволвентна

Како се зголемува основниот круг и кривината кај еволвентата се намалува. Кога вредноста за пречникот на основниот круг ќе стане бескрајна, еволвентата ќе биде права. Поради тоа профилот на еволвентните зашци кај назабената летва е права линија.

Во општото машинство најчесто профилот на заштите е еволвентен. Еволвентните запченици се лесни за изработка и лесно се постигнува потребната прецизност, а при монтажата и во текот на работата не се осетливи на промената на меѓуоскиното растојание.

Во пракса, покрај циклоидните и еволвентните запченици можат да се сретнат и таканаречените *WN* запченици. Нивниот профил е обично во вид на кружен лак (слика 3.37).



Сл.3.37 Зайченици со лачен профил на зайциите

Овој вид на запченици можат да издржат поголеми оптоварувања, меѓутоа се осетливи на промената на меѓуоскиното растојание и создаваат поголем шум при работата.

За разлика од правецот на заедничката нормала (n) во допирната точка на двата активни профила на запците, во правецот на заедничката тангента (t) компонентите на брзините на погонскиот и гонетиот запченик не се исти, па затоа доаѓа до лизгање што се манифестира со триење и евентуално затоплување на запчениците.

Во почетокот на спрегнувањето допирната точка на погонскиот забец е во неговото подножје и напредува кон темето, а на гонетиот допирната точка се наоѓа во темето и напредува кон подножјето.

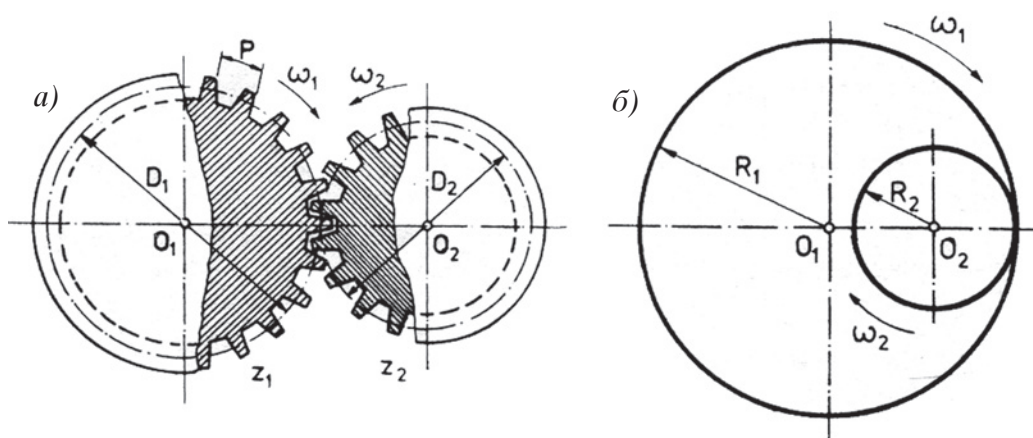
Контролни прашања:

1. Како гласи основното правило на спрегнување кај зайческите парови?
2. Како гласи втората интерференција на основното правило на зайчењето?
3. Кои криви линии најчесто се користат за изработка на профилите на зайциите?
4. Кои видови циклоиди се користат за изработка на профилите на зайциите?
5. Кои предности и недостатоци ги имаат циклоидните и еволуентните назабувања едни во однос на други?
6. Што е карактеристично за WN зайчениците?

3.11 КИНЕМАТИКА НА ЦИЛИНДРИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ

Запчестите преносници можат да се изведат најмалку со два запченика, но во склоп на еден преносник можат да бидат поставени и повеќе запченици. Во зависност од тоа можеме да разликуваме прости (составени од два запченика) преносници и сложени преносници.

Простиот запчест пренос се остварува со два спрегнати запченика. Запчениците со надворешен зафат на запците се вртат во спротивна насока (слика 3.38.a), а запчениците со внатрешен зафат во иста насока (слика 3.38.б).



Сл.3.38 Простиот запчест преносник

За прикажаниот прост запчест пренос од слика 3.38.a), претпоставуваме дека запченикот со дијаметар на основниот круг D_1 е погонски, а запченикот со дијаметар на основниот круг D_2 гонет или работен.

Погонскиот запченик е со број на зацци z_1 и број на вртежи во минута n_1 , а бројот на зацци за гонетиот запченик е z_2 и број на вртежи во минута n_2 , па вредноста за преносниот однос можеме да ја пресметаме од овие големини на следниот начин:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

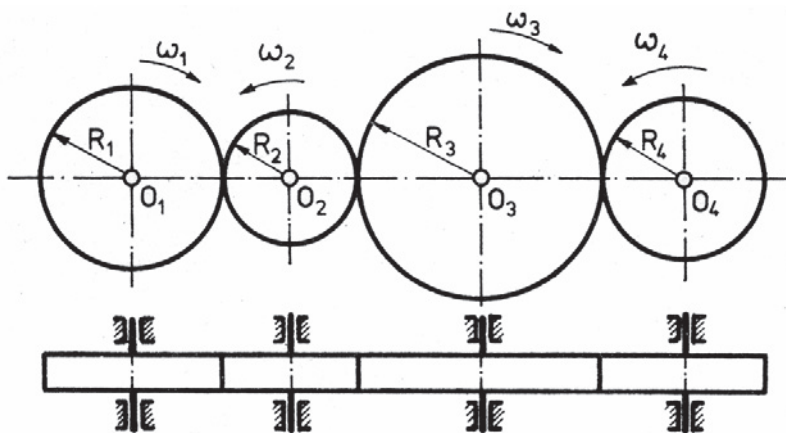
Обемните брзини се определуваат како производ од растојанието до разгледуваната точка и аголната брзина што ја има соодветниот запченик, односно:

$$v = r \cdot \omega \left[\frac{m}{s} \right]$$

Запчениците кај сложените запчести преносници можат да бидат поставени сериски (редно) и паралелно. За илустрација овде ќе го покажеме определувањето на вкупниот преносен однос за двата случаја.

Кај сериски поставените запченици првиот запченик го нарекуваме погонски, последниот запченик е работен, а запчениците кои се наоѓаат помеѓу нив се вметнати или меѓузапченици.

На слика 3.39 е прикажан еден сложен запчест преносник со четири сериски поставени запченици.



Сл. 3.39 Запчест преносник со сериски поставени запченици

Вкупниот преносен однос се определува како производ од преносните односи на одделните парови на запченици, односно:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$$

Преносните односи на одделните парови на запченици се добиваат како:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad i_2 = \frac{n_2}{n_3} = \frac{z_3}{z_2}, \quad i_3 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_4}{z_3}$$

Од тука може да се добие вредноста за вкупниот преносен однос на следниот начин:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

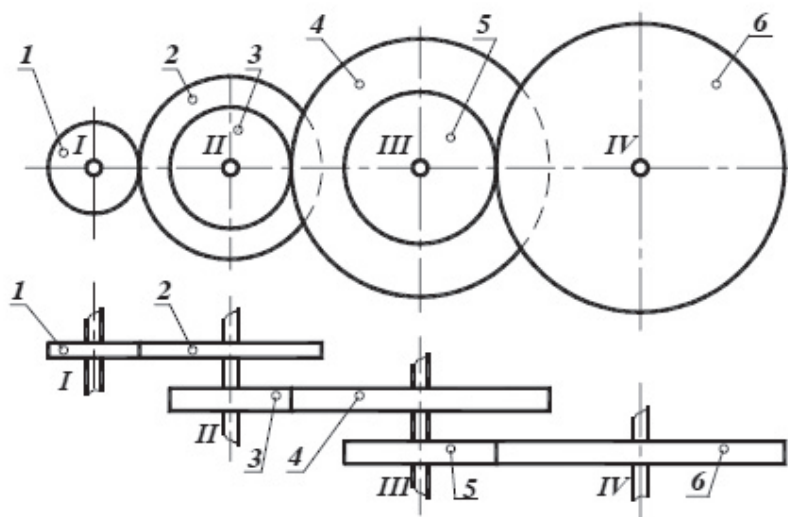
$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_4}{z_1}$$

Од последниот израз се гледа дека преносниот однос кај сериски поставените запченици зависи само од минутниот број на вртежи на погонскиот и работниот запченик, односно од бројот на зашпи на погонскиот и работниот запченик. Вметнатите запченици не влијаат на вредноста на преносниот однос, но се ставаат за да го исполнат растојанието помеѓу погонската и работната оска или пак да ја обезбедат потребната насока на вртење.

Од слика 3.39 може да се забележи дека при парен број на запченици насоките на вртење на погонскиот и работниот запченик се спротивни, а за непарен број на запченици тие ќе имаат иста насока на вртење.

Обемните брзини кај овој вид на запчести преносници се меѓусебно еднакви, а се разликуваат само аголните брзини.

На слика 3.40 претставен е еден запчест преносник со паралелно поставени запчести парови.



Сл. 3.40 Запчест преносник со паралелно поставени запчести парови

Исто како во претходниот случај, вкупниот преносен однос ќе го пресметаме како производ од преносните односи на одделните запчести парови:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$$

Преносните односи на одделните парови на запченици со паралелна поставеност се добиваат како:

$$i_1 = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{z_2}{z_1}, \quad i_2 = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{z_4}{z_3}, \quad i_3 = \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{z_6}{z_5}$$

Од тука може да се добие вредноста за вкупниот преносен однос на следниот начин:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = \frac{n_I}{n_{II}} \cdot \frac{n_{II}}{n_{III}} \cdot \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}$$

$$i = \frac{n_I}{n_{IV}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}$$

Вкупниот преносен однос кај запчестите преносници чии запчести парови се паралелно наредени се добива од вредностите за броевите на вртежи за првиот и последниот запченик. Ако вредноста на преносниот однос ја определуваме врз основа на броевите на запци, тогаш треба да го знаеме бројот на запци за секој запченик.

Вредностите за обемните брзини кај вака поставените запчести парови се разликуваат во секој запчест пар.

Пример:

Преносникој со еден пар сирегнајни зајченици има 20 зајци на йогонскиот зајченик и се врти со 25 вртежи во секунда. Колкав број на зајци треба да има гонетниот зајченик за да се врти со 20 вртежи во секунда (слика 3.38. а)?

Решение:

Најпрвин го определуваме преносниот однос врз основа на дадените броеви на вртежи, односно: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{25}{20} = 1,25$. Бидејќи преносниот однос

преку бројот на запци е еднаков на: $i = \frac{z_2}{z_1}$, за бројот на запци z_2 ќе добиеме:

$$z_2 = i \cdot z_1 = 1,25 \cdot 20 = 25 \text{ запци}$$

Контролни прашања:

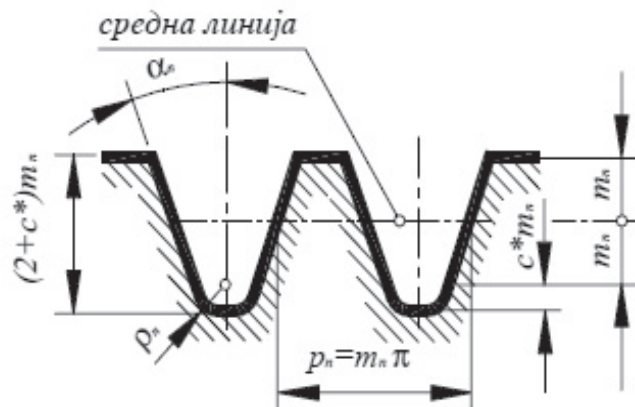
- 1. Како се определува преносниот однос на просјаните зајчест пренос?*
- 2. Колкава е вредноста за обемната брзина на периферијата од зајчениците кај просјаните зајчест преносник?*
- 3. Како се определува преносниот однос кај сериски поврзаните зајченици од зајчестите преносници?*
- 4. Како се определува преносниот однос кај паралелно поставените зајчест парови на зајчестите преносници?*
- 5. Сложениот зајчест преносник е составен од четири зајченика распоредени како на слика 3.29 со броеви на зајци $z_1=32$ зајца, $z_2=24$ зајца, $z_3=42$ зајца и $z_4=20$ зајца. Да се определи вкупниот преносен однос.*

3.12 ГЕОМЕТРИСКИ И КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ ЦИЛИНДРИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ СО ПРАВИ ЗАПЦИ

Како што спомнавме погоре, еволвентата преминува во права линија кога центарот на основниот круг се наоѓа во бесконечност. Оваа права е нормална на допирницата.

Забецот со праволиниски профил лесно и прецизно може да се изработи. Затоа ваквиот профил на запците е усвоен како стандарден профил како за изработка така и за проучување на обликот на запците.

Стандардниот профил на запците лежи во рамнина нормална на бочните линии на запците од основната запчеста летва (слика 3.41).



Сл. 3.41 Мерки кај стандардниот профил

Линијата што праволинискиот дел на профилот на запците од основната запчеста летва го дели на два еднакви дела се нарекува средна линија. Карактеристично за средната линија е и тоа што дебелината на забецот и ширината на меѓузабјето кај неа се еднакви.

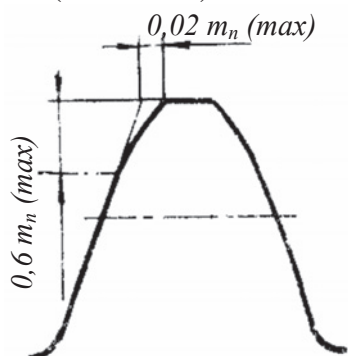
Кај стандардниот профил на запченикот можат да се разликуваат следните големини:

- $p_n = m_n \cdot \pi$ - чекор на стандардниот профил;
- $h_n = 2m_n \cdot u_n$ - висина на праволинискиот дел на стандардниот профил;
- $c_n \cdot m_n$ - висина на заоблениот дел на стандардниот профил;
- $\rho_n = \frac{m_n \cdot c_n}{1 - \sin \alpha}$ - радиус на заоблување.

Како стандардна вредност за аголот на наклонот на стандардниот профил се зема $\alpha = 20^\circ$, факторот на висина на праволинискиот дел обично

се зема дека е еднаков на еден, а додека за факторот на висина на заоблениот дел се зема вредност $c_n = 0,1 - 0,3$.

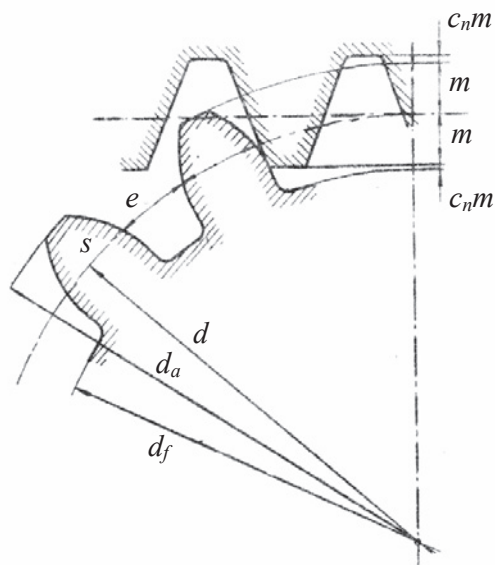
Во случај на потреба, стандардниот профил може да се корегира само на главата од забецот (слика 3.42).



Сл.3.42 Корекција на стандардниот профил

Кај цилиндричните заченици со прави зашци профилот на основната зачеста летва се поклопува со стандардниот профил, па и вредностите за аголот на наклон, за модулот и за факторите на висина на праволинискиот и заоблениот дел ќе бидат исти.

Со спрегнување на зачестата летва со стандарден профил и цилиндричен заченик со прави зашци можат да се добијат димензиите на спрегнатиот заченик (слика 3.43):



Сл.3.43 Одредување на димензиите на заченикот преку зачестата летва

Пречникот на делителниот круг е:

$$d = m \cdot z$$

Пречникот на подножниот круг треба да биде помал за две висини на ногата на забецот од пречникот на делителниот круг. Вредноста за факторот на висина на заоблениот дел обично се зема 0,2 со што може да се добие вредноста за висината на ногата на забецот:

$$h_f = m + c_n \cdot m = m + 0,2m = 1,2m$$

Вредноста на пречникот на подножниот круг ја добиваме како:

$$d_f = d - 2h_f = d - 2 \cdot 1,2m = d - 2,4m$$

Главата на забецот на запченикот се изработува со иста вредност како и главата на забецот на стандардниот профил:

$$h_a = u \cdot m = 1 \cdot m$$

Вредноста на пречникот на темениот круг ќе биде:

$$d_a = d + 2h_a = d + 2 \cdot m$$

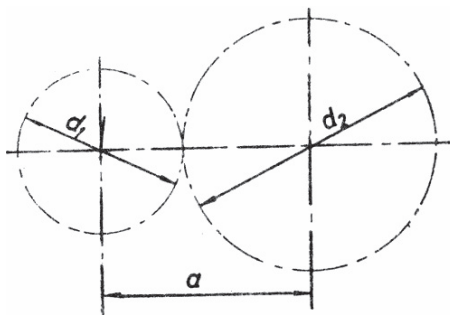
Бидејќи делителниот цилиндар од запченикот се тркала по средната линија од основната запчеста летва без лизгање и кај него лачната дебелина на забецот и лачната широчина на меѓузубјето на делителниот круг ќе бидат еднакви (слика 3.43):

$$e = s = \frac{p}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2}$$

Основното растојание се определува како збир од радиусите на делителните кругови на запчениците (слика 3.44):

$$a = r_1 + r_2 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot z_1 + m \cdot z_2}{2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2)$$

Од горниот израз можеме да заклучиме дека меѓуоскиното растојание ќе го добиеме и како производ на збирот на броевите на заштите и половина од модулот.



Сл.3.42 Основно растојание кај надворешно назабен заштитен пар

3.12.1 Запчести преносници со внатрешно назабување

Простиот внатрешен запчест пар се состои од еден голем внатрешно назабен и еден мал надворешно назабен запченик (слика 3.38.б). Како сложени преносници ваквите парови се нарекуваат планетарни и се состојат од еден голем внатрешно назабен и повеќе мали надворешно назабени запченици.

Еволвентниот профил на внатрешниот забец настанува на ист начин како и на надворешниот, со таа разлика што кај внатрешно назабените венци на запчениците како активен дел на профилот се користи конкавната (вдлабнатата) страна на еволвентата. Според тоа, во спрега се конвексен (надворешно назабен венец) со конкавен (вдлабнат) дел од еволвентата (внатрешно назабен венец).

Како резултат на ваквото спрегнување доаѓа до пониски притисоци на боковите од спрегнатите запци, подобро подмачкување, поголем степен на спрегнување на профилите, што доведува до помирна работа.

Внатрешните парови имаат помали габаритни димензии од надворешните запчести парови. Насоката на вртење кај внатрешните запчести парови е иста и на погонскиот и на гонетиот запченик. При ист бој запци на погонскиот и гонетиот запченик ($z_1 = z_2$) внатрешниот запчест пар преминува во запчеста спојница, што наоѓа голема примена во машинството.

Опасноста од заглавување кај преносниците со внатрешно назабување, во споредба со надворешно назабените преносници е поголема, што се отстранува со соодветно скратување на главата на забецот или со соодветно поместување на профилот. Во текот на изработката на внатрешно назабениот венец се појавуваат тешкотии, особено ако се работи за коси, а уште повеќе за стрелести запци.

И покрај овие недостатоци и тешкотии во изработката, цилиндричните внатрешни запчести парови се изработуваат во разни димензии и наоѓаат сè поголема примена во машинството.

Посебна примена и значење имаат во изработката на планетарните преносници, а во последно време и кај диференцијалните преносници

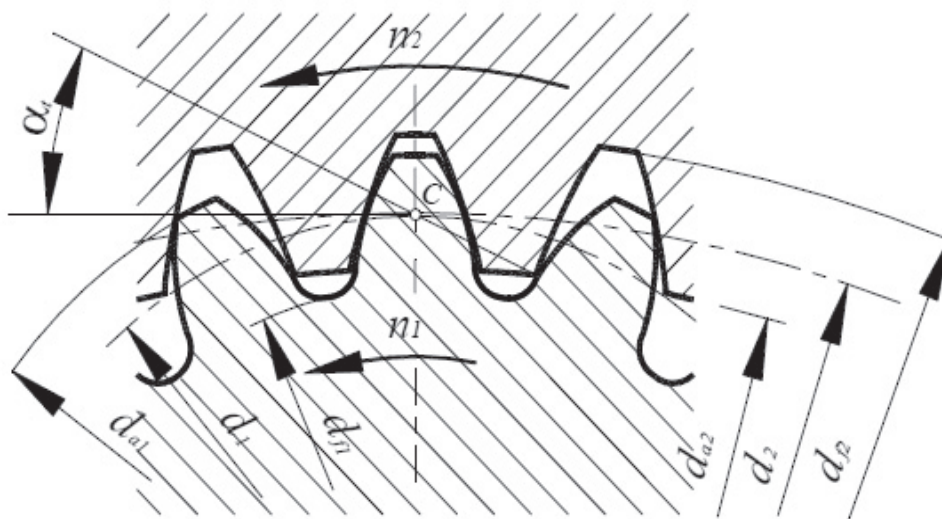
Речиси редовно работат како редуктори, а ретко како мултипликатори. Со внатрешните запчести парови се совладуваат поголеми преносни односи отколку со надворешните.

Малиот запченик е надворешно назабен па неговите димензии се одредуваат по истите формули како и кај надворешниот запчест пар. Димензиите на главата и ногата на запците од внатрешно назабениот запченик се одредуваат на истиот начин како кај надворешно назабените запченици, а вредностите за пречниците и меѓуоскиното растојание се одредуваат на следниот начин (слика 3.45):

$$d_{f2} = d_2 + 2h_f = d_2 + 2 \cdot 1,2m = d_2 + 2,4m$$

$$d_{a2} = d_2 - 2h_a = d_2 + 2 \cdot m$$

$$a = r_2 - r_1 = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{m \cdot z_2 - m \cdot z_1}{2} = \frac{m}{2} (z_2 - z_1)$$



Сл.3.45 Внатрешно назабен цилиндричен зајчестий пар

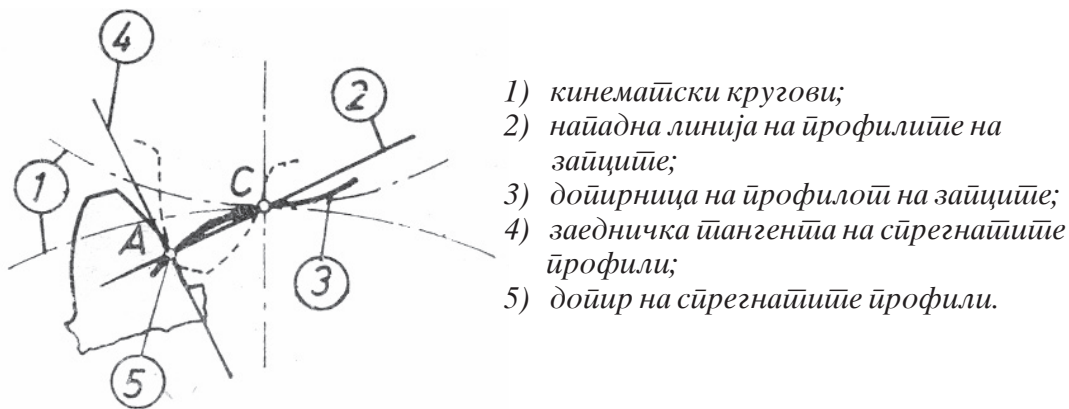
Како што може да се забележи од последниот израз меѓуоскиното растојание претставува разлика од полупречниците на зачченикот со внатрешно назабување и зачченикот со надворешно назабување, а може да се пресмета и како производ од разликата на броевите на зачците на двата зачченика и половина од модулот.

Контролни прашања:

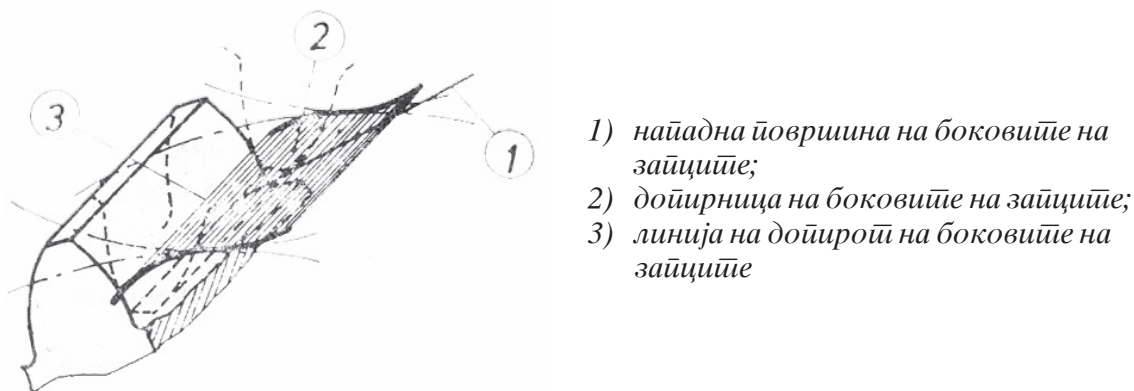
1. Што претставува средната линија на зачестийата левва?
2. Како се определува пречникот на делителниот круг кај цилиндричните зачченици со прави зачци?
3. Како се определуваат висините на ногата и на главата на забецот?
4. Како се пресметува пречникот на темениот круг кај цилиндричните зачченици со прави зачци?
5. Како се пресметува пречникот на подножниот круг кај цилиндричните зачченици со прави зачци?
6. Колкава е вредноста за меѓуоскино растојание кај надворешно назабениите зачестийи парови?
7. Во што е разликата на определување на вредностите за темениите и подножните пречници кај внатрешно и кај надворешно назабениите зачестийи парови?
8. Како се определува меѓуоскиното растојание кај внатрешно назабениите зачестийи парови?

3.12.2 Допирница, активна должина на допирницата и степен на спрегањето

Влегувајќи во зафат погонскиот запченик со долниот крај од активниот дел на профилот се допира со врвот од профилот на гонетиот запченик. Вртејќи се точката на допирот на спрегнатите профили се приближува кон врвот на забецот на гонетиот запченик, истовремено помесувајќи се во насоката на вртењето. Тоа геометриско место (патека) на допирот на двата спрегнати профили во текот на целиот период на спрегањето, разгледувано во однос на неподвижен координатен систем поставен низ оските на вртењето, се вика допирница на профилите на заштите и во општ случај е крива линија (слика 3.46). Ако наместо допирните точки на профилите се разгледуваат допирните линии на боковите на заштите, во општ случај ќе се добие некоја крива површина која се нарекува допирница на боковите на заштите (слика 3.47).

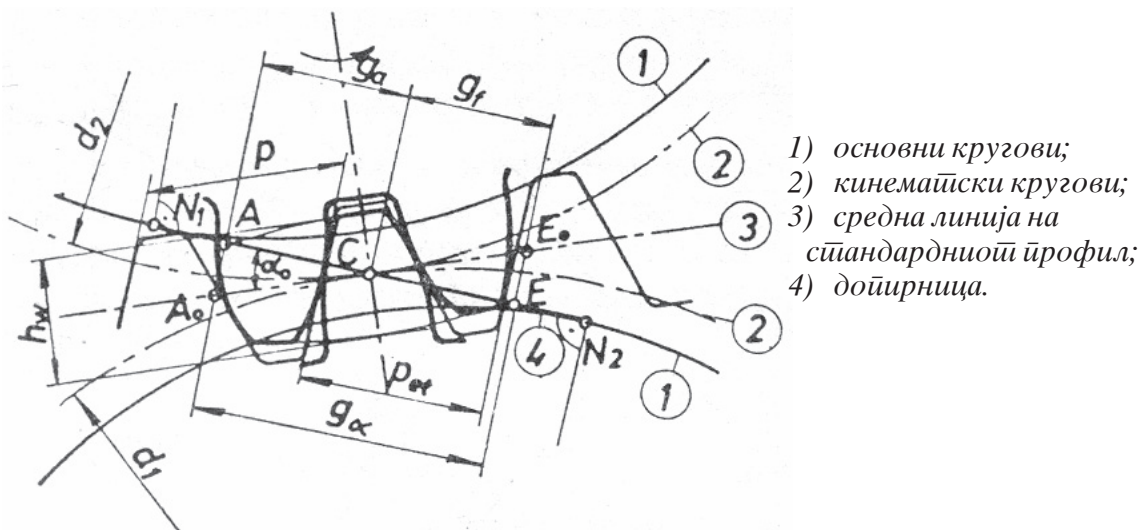


Сл.3.46 Допирница на профилите на заштите



Сл.3.47 Допирница на боковите на заштите

Кај еволвентните профили на заштите допирницата е права линија. Ова својство дава бројни предности на еволвентните зашченици во однос на другите, па затоа тие и најчесто се употребуваат. Бидејќи оваа права линија е нормална на профилот на забецот, таа се поклопува со заедничката нормала на спрегнатите профили N_1N_2 (слика 3.48). Меѓутоа, целата оваа права не се користи како допирница во текот на спрегнувањето на заштите туку само оној нејзин дел по којшто се врши допир на двата профила од почетокот до крајот на спрегањето \overline{AE} . Според тоа, овој дел од допирницата се нарекува нејзин активен дел и е ограничен со пресечните точки на темените кругови со допирницата.

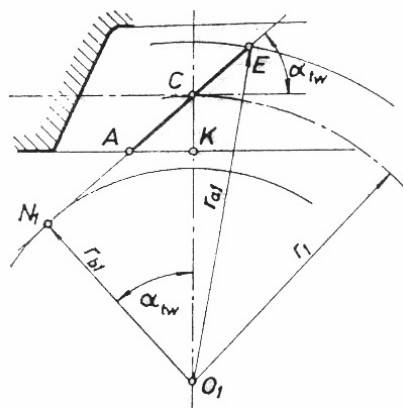


Сл.3.48 Дојирница кај еволвентни зашченици

Активната должина на допирницата се обележува со g_α , а се разликуваат уште активен дел на допирницата на главата на забецот g_a , и активен дел на допирницата на ногата на забецот g_f .

Активниот дел на допирницата при спрегнување на зашченик и назабена летва можеме да го определиме на следниот начин, а според слика

$$3.49: g_\alpha = \overline{AE} = \overline{AC} + \overline{CE} = \frac{CK}{\sin \alpha_{tw}} + \overline{EN_1} - \overline{N_1C} = \frac{u \cdot m}{\sin \alpha_{tw}} + \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \cdot \sin \alpha_{tw}$$



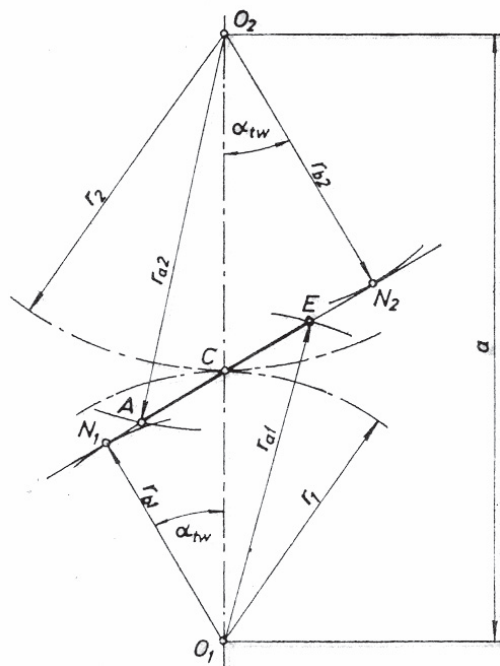
Сл.3.49 Активна должина на дојирницата при спрегнување на зашченик и назабена летва

Определувањето на активниот дел на допирницата при спрегнување на два надворешно назабени запченици можеме да го направиме на следниот начин (слика 3.50):

$$g_{\alpha} = \overline{AE} = \overline{AC} + \overline{CE} = \overline{AN_2} - \overline{N_2C} + \overline{EN_1} - \overline{N_1C}$$

$$g_{\alpha} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \cdot \sin \alpha_{tw} + \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \cdot \sin \alpha_{tw} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - a \cdot \sin \alpha_{tw}$$

Со α_{tw} е означен аголот на допирницата.



Сл.3.50 Активна должина на допирницата кај надворешен зајченски пар

На патеката на допирната точка на профилите по активниот дел на допирницата одговара лак на спрегнување на профилите, како патека на таа точка по кинематскиот круг. Значи, лакот на спрегнување на профилите q_{α} е лак од кинематскиот круг што одговара на аголот на спрегнување на профилите φ_{α} , за кој се завртува запченикот во текот на допирањето на еден пар спрегнати профили, до моментот на допир на последната точка на активниот дел на профилот на запците, односно:

$$q_{\alpha} = r \cdot \varphi_{\alpha}, \text{ од каде се добива аголот на спрегнувањето } \varphi_{\alpha} = \frac{q_{\alpha}}{r} \text{ (слика 3.51)}$$

Ако се знае овој лак лесно може да се определи и лакот на спрегнување по основниот круг: $g_{\alpha} = r_b \cdot \varphi_{\alpha}$, а од тука можеме да го добиеме

$$\text{аголот на спрегнувањето преку основниот круг } \varphi_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{r_b}.$$

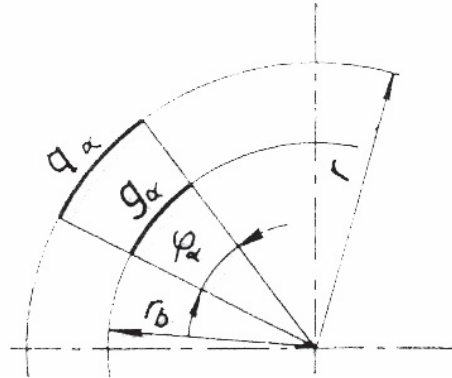
Со изедначување на горните изрази ќе добиеме:

$$\varphi_{\alpha} = \frac{q_{\alpha}}{r} = \frac{g_{\alpha}}{r_b} \text{ од каде следува } q_{\alpha} = r \cdot \frac{g_{\alpha}}{r_b}$$

Од слика 3.50 се гледа дека $r = \frac{r_b}{\cos \alpha_{nv}}$ па со замена во горниот израз

ќе добиеме:

$$q_\alpha = \frac{r_b}{\cos \alpha_{nv}} \cdot \frac{g_\alpha}{r_b} = \frac{g_\alpha}{\cos \alpha_{nv}}$$



Сл.3.51 Дојирни лакови

За да се обезбеди континуирано вртење на запчениците, допирниот лак q_α треба да биде најмалку еднаков на чекорот на тој пречник. Тоа значи дека кога ќе излезе едниот пар запци од спрегата во истиот момент треба да се вклучи наредниот пар. Тоа би било можно само во идеален случај кога чекорот на запците би бил апсолутно точно изработен и кога запците би биле идеално крути тела. Тоа во практиката не е можно, па затоа допирниот лак мора да биде поголем од чекорот на тој пречник. Со други зборови, новиот пар спрегнати профили мора да дојде во допир пред крајот на допирниот период на веќе спрегнатите профили.

Односот помеѓу допирниот лак и чекорот се нарекува степен на спрегнување на профилите и се обележува со ε_α . Анализирајќи го погоре изнесеното може да се заклучи дека степенот на спрегнувањето на профилите во идеален случај е еднаков на единица, а во стварноста секогаш е поголем од единица, односно:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{q_\alpha}{p} = \frac{g_\alpha}{p \cdot \cos \alpha_{nv}} > 1$$

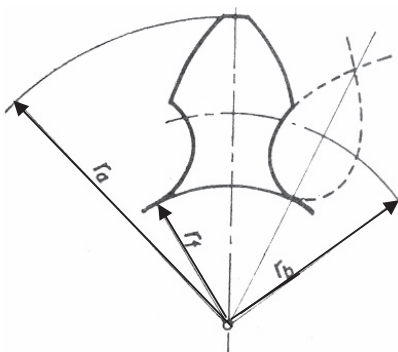
Запчениците редовно се изработуваат со степен на спрегнувањето помеѓу 1 и 2, што значи дека на почетокот и на крајот од допирниот период во спрега се наоѓаат два пара запци, а во средината само еден пар. Ако $\varepsilon_\alpha = 2$ или повеќе, значи дека исто толку пара запци истовремено се во допир. Ваквото спрегнување овозможува многу помирна работа на запчениците, но поради технички и конструктивни причини е тешко изводливо. Најмалата дозволена вредност на степенот на спрегнувањето изнесува $\varepsilon_{\alpha \min} = 1,2$, а ретко $\varepsilon_{\alpha \min} = 1,1$. Практично степенот на спрегнување кај цилиндричните запченици со прави запци ε_α се движи од 1,4 до 1,8.

Контролни прашања:

1. Што претставува допирницата на профилиите на зајциите?
2. Како се определува активната должина на допирницата?
3. Што претставува лакот на спрегнување?
4. Како се определува лакот на спрегнување?
5. Како се определува степенот на спрегнување кај цилиндричните зајченици со прави зајци?

3.12.3 Граничен број на заштите и заглавување на зачениците

Спрегнатите профили од заштите на зачениците се допираат по активниот дел на допирницата. Во текот на спрегнувањето допирната точка се оддалечува од оската на едниот и се доближува до оската на другиот заченик. Таа исто така се движи по профилиите на спрегнатите зашчи, од главата кон ногата на едниот и во обратна насока на другиот. Според тоа, теориски допирот може да се оствари до точките N_1 и N_2 , со кои допирницата ги тангира основните кругови. Ако темените кругови ја пресечат допирницата надвор од овие точки, една иста точка на едниот профил би требало два пати да дојде во допир со разни точки од другиот профил. Додека првиот допир, односно допирот помеѓу точките N_1 и N_2 е правилен, бидејќи двата профила имаат заедничка тангента, вториот допир не е правилен, бидејќи профилиите се сечат и немаат заедничка тангента. Оваа појава на преклопување на патеките на активниот дел на спрегнатите профили се нарекува интерференција. Се разбира дека тоа не е можно да се случи кај готови заченици, бидејќи тие се крути тела и не можат да продраат едно во друго. Во тој случај едноставно би настанало заглавување на зачениците додека при изработката на зачениците, алатот со кој се изработува профилот ја потсекува ногата на забецот и го ослабува (слика 3.52). Краен случај на правилно спрегнување е кога точката А ќе се поклопи со точката N_1 . Ваквиот заченик се вика граничен заченик, а неговиот број на зашчи граничен број зашчи.



Сл.3.52 Потсекување на ногата на забецот

Граничниот број зашци за изработка на запченици со метод на релативно тркалање, односно со алат во облик на запченик се добива ако се ограничи максималната големина на темениот круг и на тој начин се спречи продирањето на едниот профил во другиот. Граничниот број на зашци кај ваквите запченици изнесува $z_g = z_1 = z_2 = 12,3$ зашци.

Тоа значи дека двата запченика се на границата на потсекување кога имаат ист број зашци, приближно 12 зашци.

Денес мошне често запчениците се изработуваат со прав запчест алат односно алат во облик на запчеста летва или во облик на полжавесто глодало. За изработка на запченици со таков алат граничниот број на зашци изнесува: $z_g = 17,1 \approx 17$ зашци.

Вака добиениот граничен број на зашци е чисто теоретска величина. Кај готовите запченици дозволено е зашците да бидат незначително потсечени, така што тоа нема да влијае врз јакоста на коренот на зашците и врз степенот на спрегнување на профилите. Во тој случај дозволеениот граничен број на зашци изнесува: $z'_g = z_g - 3$ зашци.

Контролни прашања:

- 1. Поради што може да дојде до заглавување на запчениците?*
- 2. Што претставува граничен број на зашци?*
- 3. Колку изнесува граничниот број на зашци?*

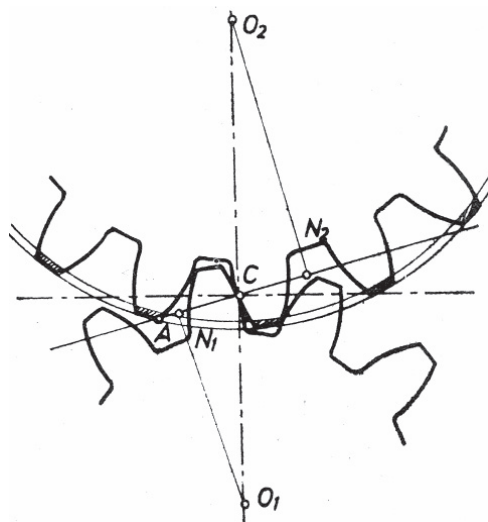
3.12.4 Избегнување на заглавувањето на запчениците

За да се избегне заглавувањето на запчениците при нивната работа и ослабување на ногата на забецот при неговата изработка, треба да се извршат промени на оние големини од спрегнатите профили кои доведуваат до оваа појава. Врз основа на тоа заглавувањето на запчениците може да се избегне на следниве начини:

- со намалување висината на забецот на големиот запченик;
- со зголемување на аголот на наклонот на профилот на основната запчеста летва;
- со изработка на двомодулни запченици и
- со поместување на профилот на основната запчеста летва.

До заглавување на запчениците доаѓа кога темениот круг ќе ја пресече допирницата надвор од точката N_1 (слика 3.53). **Со смалување на темениот круг ќе се смали и висината на забецот.** Со тоа ќе се обезбеди темениот круг да ја сече допирницата во точката N_1 или повнатре, а тоа ни е потребниот услов да биде избегнато заглавувањето. Со оваа постапка се

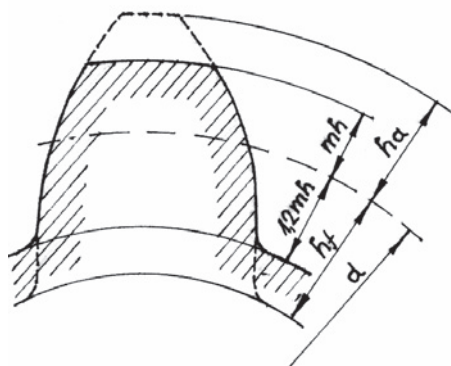
намалува активната должина на допирницата, а со тоа и степенот на спрегањето.



Сл.3.53 Ојсџранување на заглавувањето со намалување на висинајта на забеџот на големиот зајченик

Со наголемување на аголот на наклонот на профилот на основната зачеста летва ќе се добијат помал граничен број на зашци. Тоа значи дека при помал број на зашци на малиот заченик нема да дојде до заглавување на зачениците и ослабување на ногата на зашците. И оваа постапка за последица ги има истите недостатоци како што се намалена активна должина на допирницата, а со тоа и степенот на спрегањето. Покрај тоа, бидејќи алатите се стандардизирани за $\alpha_n=20^\circ$, за изработка на овие заченици ќе бидат потребни посебни алати.

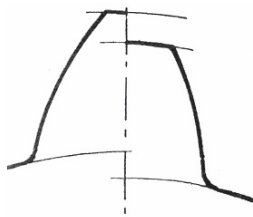
Опасноста од потсекување на ногата на зашците може да се избегне и со промена на одделни димензии на зашците на спрегнатите заченици. При тоа се задржува аголот на стандардниот профил $\alpha_n=20^\circ$, а се намалува височината на главата h_a и височината на ногата на забеџот h_f (слика 3.54).



Сл.3.54 Двомодулен зајченик

Назабувањето се изведува со алат запчеста летва, чиј чекор одговара на еден - обично стандарден модул, а височината на запците на друг помал модул. При тоа се избира $h_a = m_h$ и $h_f = 1,2m_h$. **Вака добиениот запченик се нарекува двомодулен запченик.** Од сликата се гледа дека висината на запците кај овие запченици е помала од нормалните, со што значително се намалува степенот на спрегнување на профилите. Покрај тоа овие запченици предизвикуваат и поголем шум и побрзо се абат.

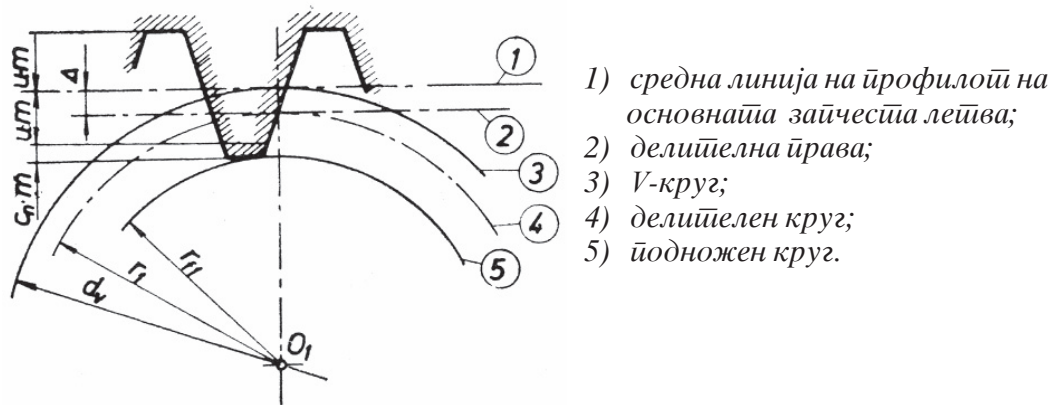
Од погоре изнесеното може да се заклучи дека сите споменати решенија имаат значителни недостатоци, па затоа опасноста од потсекување денес редовно се отстранува со поместување на профилот на запците на основната запчеста летва. Видовме дека основната запчеста летва ги одредува димензиите на запченикот, па затоа може да се користи и како алат со истиот облик за изработка на запците. Притоа, потсекнувањето ќе се избегне ако запчестата летва при обработка на надворешно назабени запченици се помести одалечувајќи се од центарот на обработуваниот запченик (позитивно поместување). Кај внатрешно назабените запченици позитивно поместување претставува поместување на основната запчеста летва кон центарот на обработуваниот запченик. Со позитивното поместување дебелината на забецот се зголемува, а тој станува поширок, бидејќи профилот се добива од погорниот дел на еволвентата (слика 3.55).



Сл.3.55 Поместување на профилот на основната запчеста летва

Покрај ваквото поместување на алатот за отстранување на потсекувањето, често пати е потребна изработка на запченици со поместен профил од конструктивни причини како што е пропишано меѓускино растојание и сл., при што поместувањето може да биде и негативно.

Со поместување на профилот на основната запчеста летва, средната линија на профилот е оддалечена од делителниот круг на запченикот за $\Delta = x \cdot m_n$ каде што x е коефициент на поместувањето на профилот, а m_n нормалниот модул.



Сл.3.56 Зайчесті пар со поместен профил

Наместо делителниот круг, средната линија на профилот допира по еден нов круг наречен V круг, чиј пречник според слика 3.56 изнесува:
 $d_v = d + 2 \cdot x \cdot m_n$

Контролни прашања:

1. На кои начини може да се избегне заглавувањето на зайченициите?
2. Кои карактеристики ги имаат поединиите начини на избегнување на заглавувањето на зайченициите?

3.12.5 Видови запчести парови со поместен профил на запците

Како причини за изработка на запченици со поместен профил ги споменавме отстранувањето на потсекување на ногата на забецот (интерференцијата) и зголемувањето на издржливоста на запците и приспособување кон некое однапред зададено меѓускино растојание. Освен тоа со поместувањето на профилот се постигнува уште и следново:

- подобрување на кинематски односи на запците на спрегнатите запченици со примена на позитивното поместување и
- воспоставување на подобар однос помеѓу лизгањето и абењето на запците со соодветно поместување на профилот на запците на малиот и големиот запченик.

При изборот на коефициентот на поместување на профилот на запците треба да се води сметка за двете крајни граници, и тоа: да не дојде до потсекување на ногата на забецот (x_{min}) и да не се добие шилест забец,

односно дебелината на забецот на темениот круг да биде поголема од нула. За стандарден профил, граничните вредности на коефициентот на поместувањето на профилот, дадени се во таблицата 13.

Табела 13		Гранични вредности на коефициентот за поместувањето на профилот на основната запчеста летва, чиј нормален профил одговара на стандардниот профил по			
Број на зашци z	X_{\min}		X_{\max}		
	Теоретски вредности (без никакво потсекување)	Практички вредности (со мала подносиливо потсекување)	Вредности кај кој дебелината на забецот на темениот круг е :		
	$z_g = \frac{17-z}{17}$	$z'_g = \frac{14-z}{17}$	$s_a = 0,2m_n$	$s_a=0$	
7	0,590	0,47	-	0,49	
8	0,530	0,45	-	0,56	
9	0,475	0,40	0,40	0,63	
10	0,415	0,35	0,45	0,70	
11	0,355	0,30	0,50	0,76	
12	0,298	0,25	0,56	0,82	
13	0,240	0,20	0,62	0,87	
14	0,181	0,15	0,68	0,93	
15	0,126	0,10	0,72	0,98	
16	0,064	0,05	0,76	1,03	
17	0,006	0,00	0,80	1,08	
18	-0,053	0,12	0,84	1,13	
19	-0,111	0,18	0,87	1,17	
20	-0,180	0,24	0,90	1,20	

Сите запчести парови со оглед на збирот на поместувањето се поделени во следните групи:

- Нулти запчести парови;
- VO - запчести парови и
- V - запчести парови.

Нулти запчести парови се оние запчести парови кои се составени од два запченика без поместен профил. Запчениците од ова група ја имаат таа предност што можат да се спрегнуваат со друг запченик со кој било број на зашци и ист модул, како што е случај кај изменливите групи запченици кај алатните машини. Бидејќи кај овие запченици не се врши поместување на профилот, нивниот број на зашци мора да биде поголем од граничниот број на зашци.

Ако два спрегнати запченика се изработат со исто поместување, но едниот (обично малиот) со позитивно поместување, а другиот со негативно се добиваат **VO - запчести парови**. Поради ваквиот однос на поместувањата овие запчести парови не се погодни за запченици со ист број на зашци, бидејќи она што ќе се добие на едниот запченик ќе се изгуби на другиот. Затоа овие запчести парови се применуваат кај преносниците кај кои е потребно да се одржи непроменето меѓуоскино растојание (како при

нулите запчести парови), а големот запченик има поголем број запци. Недостаток на овие запченици во практичната примена е тоа што не се разменливи.

V - запчестите парови се составени од запченици со поместени профили, чијашто сума на коефициентите на поместувањето е различна од нула. Кај овие парови малиот и големиот запченик можат да се зајакнуваат (со позитивно поместување) независно еден од друг. Поради тоа, запчестите парови од овој вид се среќаваат кај автомобилските менувачи на брзините, кај локомотивските преносници и кај сите други машини и редуктори наменети за големи и променливи оптоварувања. Со овие запчести парови може да се постигне потребното меѓускино растојание со стандарден модул, што е особено случај кај затворените градбени единици.

Специјален случај V - запчестите парови се **VO5 - запчести парови**, кај кои двата запченика се со исто позитивно поместување. Овие запчести парови се применуваат за непропишано меѓускино растојание и кога се бара поголема носивост. За распоредување на вредноста за вкупниот коефициент на поместувањето постојат повеќе препораки меѓу кои и

$$\text{следнава: } \frac{x_1}{x_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

И за други случаи постојат повеќе формули и дијаграми, при што изборот на коефициентите на поместувањето на профилите се врши спред следниве општи законитости:

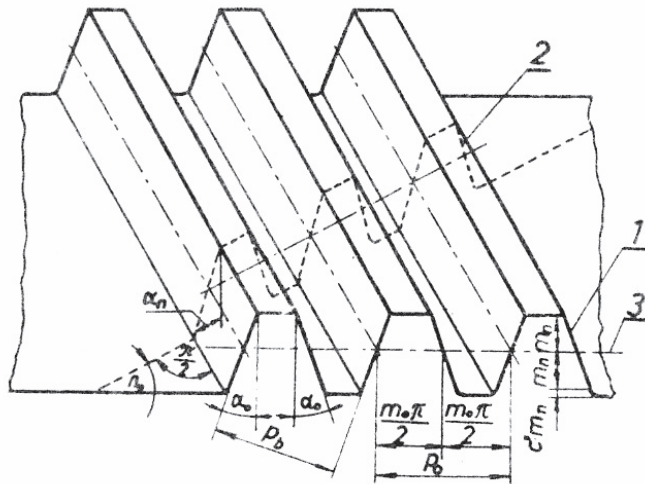
За помирна работа, поповолни кинематски односи и поголем степен на спрегањето се избираат помали вредности, а зо зголемување на носивоста на забецот се земаат поголеми позитивни вредности на коефициентот на поместувањето на профилот.

Контролни прашања:

- 1. Што се постигнува со поместување на профилиите на зајциите?*
- 2. Како се поделени зајчестииите парови врз основа на збирот на поместувањето?*
- 3. Кои карактеристики ги имаат одделниите илтови зајчестии парови?*

3.13 ГЕОМЕТРИСКИ И КИНЕМАТСКИ ГОЛЕМИНИ КАЈ ЦИЛИНДРИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ СО КОСИ ЗАПЦИ

Геометриските големини на цилиндричните запченици со коси запци се дефинирани со соодветна основна запчеста летва со коси запци. Димензиите на оваа летва се одредени со профилот добиен со пресек нормален на оската на вртење (челен пресек), а кој зависи од стандардниот профил којшто се добива со пресек нормален на рабната линија на забецот (слика 3.57).



Сл.3.57 Основна запчеста летва со коси запци

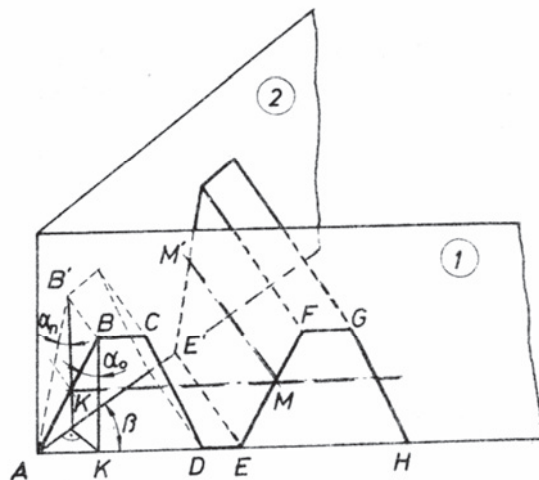
За определување на врската помеѓу димензиите на профилот во челниот пресек и димензиите на стандардниот профил ќе се послужи́ме со слика 3.58.

Висината на запците е иста во кој и да било пресек, па од сликата со помош на тригонометриски изрази ќе добиеме:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_0 &= \frac{\overline{AK}}{\overline{BK}} ; \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{\overline{AK'}}{\overline{BK'}} \\ \overline{BK} &= \frac{\overline{AK}}{\operatorname{tg} \alpha_0} ; \overline{BK'} = \frac{\overline{AK'}}{\operatorname{tg} \alpha_n} \\ \frac{\overline{AK}}{\operatorname{tg} \alpha_0} &= \frac{\overline{AK'}}{\operatorname{tg} \alpha_n} \\ \cos \beta_0 &= \frac{\overline{AK'}}{\overline{AK}} \Rightarrow \overline{AK'} = \overline{AK} \cos \beta_0 \end{aligned}$$

$$\frac{\overline{AK}}{tg\alpha_0} = \frac{\overline{AK} \cdot \cos\beta_0}{tg\alpha_n} \Rightarrow tg\alpha_0 = \frac{tg\alpha_n}{\cos\beta_0}$$

$$m_0 = \frac{m_n}{\cos\beta_0}$$



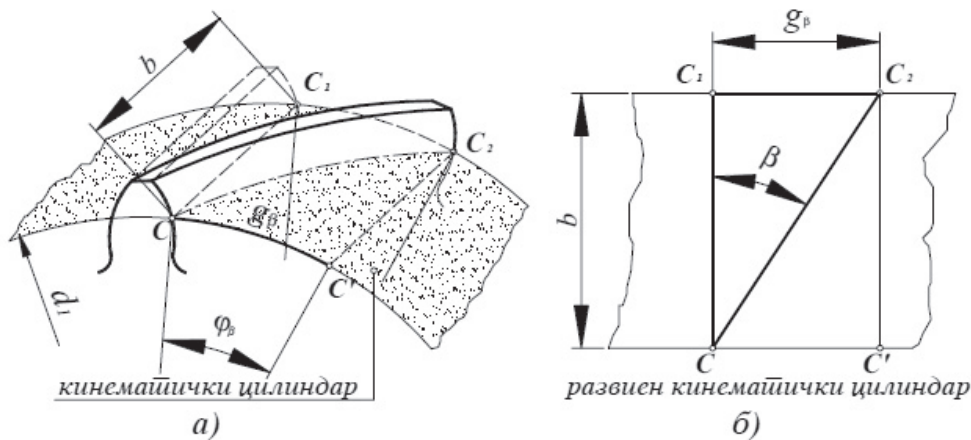
Сл.3.58 Врска помеѓу димензиите на профилот во челниот пресек (1) и димензиите на стандардниот профил (2)

Од горните изрази може да заклучиме дека за да ги добиеме поедините големини во челниот пресек потребно е стандардните вредности да ги поделиме со косинус од аголот на косина на заците ($\cos\beta_0$).

Ознаките кај основната зачеста летва во челниот пресек се со индекс “0”, а кај спрегнатите заченици тие носат индекс “t”, па според тоа можеме да ги напишеме следните изрази за цилиндрични заченици со коси заци.

$$m_t = m_0 = \frac{m_n}{\cos\beta_0}; \quad tg\alpha_t = tg\alpha_0 = \frac{tg\alpha_n}{\cos\beta_0}$$

На слика 3.59 а) со испрекинати линии е прикажан забец на цилиндричен заченик со прави заци ($\beta = 0^\circ$), а со полна линија заченик со коси заци ($\beta \neq 0^\circ$), при што височината на забецот h и пречниците на двата заченика се еднакви. На слика 3.59 б) е прикажан кинематичкиот цилиндар во развиена форма од каде што се гледа горенаведената вредност на лакот на бочната линија на косиот забец. Допирен лак на бочната линија на забецот ($g_\beta = \overline{C_1C_2} = \overline{CC'}$) е лак на кинематичкиот круг што одговара на аголот на завртувањето на профилот од предната и профилот од задната челна рамнина - β .



Сл.3.59 Лак на бочнаџа линија од забецот

Геометриските големини на цилиндричните запченици со коси запци ќе се пресметуваат по истите формули како геометриските големини на цилиндричните запченици со прави запци, со тоа што ќе се земе во предвид и аголот на косината “ β ” притоа водејќи сметка за поедините големини во челниот пресек.

3.13.1 Степен на спрегнување кај цилиндричните запченици со коси запци

Сето она што беше речено за допирницата, активниот дел на допирницата и лакот на спрегнувањето кај цилиндричните запченици со прави запци важи и кај цилиндричните запченици со коси запци. Бидејќи кај цилиндричните запченици со коси запци линијата на допирот не останува паралелна со оските на вртење туку со нив заклопува агол, сите точки по должината на бокот на завецот не го почнуваат и не го завршуваат допирањето истовремено. Поради таквиот тек на допирот, кај цилиндричните запченици со коси запци се јавува и лакот на спрегнувањето на бочните линии g_β (слика 3.59). Тој се пресметува како проекција на бочната линија на забецот во челната рамнина: $g_\beta = b \cdot \text{tg}\beta$ каде што b ја претставува ширината на запченикот.

Покрај степенот на спрегање кој е определен кај цилиндричните запченици со прави запци, кај цилиндричните запченици со коси запци постои уште еден, дополнителен степен на спрегнување на бочните линии. Тој се определува на следниот начин:

$$\varepsilon_\beta = \frac{g_\beta}{p_t} = \frac{b \cdot \text{tg}\beta}{p_t} = \frac{b \cdot \text{tg}\beta \cdot \cos\beta}{m_n \cdot \pi} = \frac{b \cdot \sin\beta}{m_n \cdot \pi}$$

На тој начин кај цилиндричните запченици со коси запци степенот на спрегнување на боковите ќе биде збир од степенот на спрегнување на профилите и степенот на спрегнување на бочните линии:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

Ваквиот зголем степен на спрегнување се манифестира со помирна работа и поголема носивост на цилиндричните запченици со коси запци.

3.13.2 Споредба на цилиндричните запченици со прави и со коси запци

Како што веќе е објаснето, кај запчениците со прави запци линијата на допирот на боковите е паралелна со оските на вртење на спрегнатите запченици така што допирањето започнува истовремено по целата должина на запците, а истовремено и завршува. Поради тоа и најмалото отстапување на чекорот на запците предизвикува удари и нерамномерна работа.

Бидејќи кај запчениците со коси запци линијата на допирот на боковите на запците е наклонета спрема оските на вртење на запчениците, допирањето настанува постепено. Така на пример, допирот на еден пар запци започнува со допир на точка од подножјето на погонскиот и точка од темето на гонетиот забец во предната, а завршува со допир на некоја точка од главата на погонскиот и точка од подножјето на гонетиот забец во задната челна површина.

Поради тоа отстапувањето на чекорот на запците влијае помалку врз работата на запчениците, ударите се послаби и нивната работа е помирна и потивка. Поради закосувањето на запците должината на допирот на спрегнатите запци е поголема во однос на онаа кај запчениците со прави запци, па затоа за исти димензии запчениците со коси запци покажуваат поголема издржливост.

Запчениците со коси запци се погодни и за поголеми брзини, а и за совладување на поголеми преносни односи и за помалите брзини може да достигнат вредност и до $i = 15$.

Главен недостаток на запчениците со коси запци е појавата на аксијална сила која дополнително ги оптоварува вратилата и лежиштата, при што е потребно поблиското лежиште да ја преземе и да ја пренесе кон подлогата оваа аксијална сила. Овој недостаток може да се избегне со примена на стрелести запци, но таквото решение е значително потешко за изработка, а со тоа и поскапо.

За најтешките услови на работа (крајно високи брзини и оптоварувања) во предвид доаѓаат исклучиво запчестите парови со коси, а често и со стрелести запци. Поради полесна изработка, запчениците со стрелести запци се изведуваат со жлеб по целиот назабен венец меѓу надесно и налево наклонетите запци.

Пример 1: Да се определат модулот на цилиндричен заченик со прави зајци чиј шпо делителен пречник е 264mm, а бројот на зајци му е 44.

Решение:

- Вредноста за делителниот пречник ќе ја определеме од следниот израз:

$$d = z \cdot m \Rightarrow m = \frac{d}{z} = \frac{264}{44} = 6 \text{ mm}$$

Пример 2: Да се пресметат пречниците на делителните кругови од цилиндричен зачест пар со надворешно назабување ако меѓускино растојание изнесува $L=450 \text{ mm}$, а преносниот однос 3,5.

Решение:

- Делителниот пречник за погонскиот заченик можеме да го пресметаме од следниве зависимости:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \Rightarrow d_1 + d_2 = 2L \quad \text{и} \quad i = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_2 = i \cdot d_1$$

со замена на вредноста за d_2 ќе добиеме:

$$d_1 + i \cdot d_1 = 2 \cdot L \quad \text{од каде се добива} \quad d_1 = \frac{2 \cdot L}{1 + i} = \frac{2 \cdot 450}{1 + 3,5} = 200 \text{ mm}.$$

- Делителниот пречник на гонетиот заченик ќе биде:

$$d_2 = i \cdot d_1 = 3,5 \cdot 200 = 700 \text{ mm}$$

Пример 3: Помеѓу погонската и работната машина поставен е зачест преносник со цилиндрични заченици со прави зајци со модул $m = 4 \text{ mm}$. Погонската машина прави $n_1 = 770 \text{ min}^{-1}$, а работната машина $n_2 = 250 \text{ min}^{-1}$. Колкави се геометриските мерки на преносникот ако $z_1 = 21$ зајци?

Решение:

- Врз основа на дадените броеви на вртежи го определуваме преносниот однос:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{770}{250} = 3,08$$

- Бројот на зајци на гонетиот заченик ќе биде:

$$z_2 = i \cdot z_1 = 3,08 \cdot 21 = 64,68 \quad \text{усвојуваме} \quad z_2 = 65 \text{ зајци}$$

- Вистинскиот преносен однос ќе биде:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{65}{21} = 3,09$$

- Пречниците на делителните кругови ќе ги пресметаме со множење на модулот и бројот на зајци на соодветните заченици:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 21 = 84 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 65 = 260 \text{ mm}$$

- Пречниците на подножните кругови ќе бидат:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 84 - 2,4 \cdot 4 = 74,4 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 260 - 2,4 \cdot 4 = 250,4 \text{ mm}$$

- Пречниците на темените кругови ќе бидат:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 84 + 2 \cdot 4 = 92mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 260 + 2 \cdot 4 = 268mm$$

- Меѓуоскиното растојание го определуваме од производот помеѓу модулот и полузбирот на броевите на запци за двата запченика:

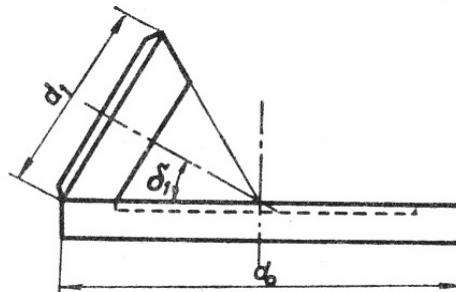
$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{4}{2}(21 + 65) = 172mm$$

Контролни прашања и задачи:

1. Како се доаѓа до зависноста димензиите на профилот во челниот пресек и димензиите на стандардниот профил кај цилиндричните заченици со коси зајци?
2. Што претставува доирниот лак на бочната линија?
3. Како се пресметуваат геометриските големини на цилиндричните заченици со коси зајци?
4. Како се определува степенот на сирегнување кај цилиндричните заченици со коси зајци?
5. Кои разлики можат да се издвојат помеѓу цилиндричните заченици со прави и со коси зајци?
6. Да се пресметат геометриските мерки на цилиндричен зачесен пар со прави зајци ако бројот на зајци на погонскиот заченик е $z_1=19$ зајци, преносниот однос е $i=3,1$ и модулот $m=5mm$.
7. Да се пресметат геометриските мерки на заченициот од пример 3, ако итне се изработат со коси зајци со агол $\beta=10^\circ$.

3.14 КОНУСНИ ЗАПЧЕНИЦИ

Како и кај фрикционите тркала, за вратилата чишто оски се сечат се применуваат конусни запченици (слика 3.60). Според видот на запците, тие можат да бидат со прави, со коси и со криви запци или, пак, поретко назабавени според Вилдхабер-Новиков.



Сл. 3.60 Конусен рамнински пар

За одредување на геометриски големини и овде е потребно да постои некој запченик со едноставен облик како назабавената летва за цилиндричните запченици, кој ќе може да се спрега и со едниот и со другиот конусен запченик од спрегата. Таков запченик се добива кога аголот на некој конусен запченик ќе порасне до 90° , со што ќе добиеме рамен конусен пар (слика 3.60). Таквиот рамен запченик се вика основна запчеста плоча.

Врската помеѓу основните геометриски големини на основната запчеста плоча и спрегнатиот запченик се гледа од слика 3.60:

$$d_0 = \frac{d_{e1}}{\sin \delta_1}; \quad mz_0 = \frac{mz_1}{\sin \delta_1}$$

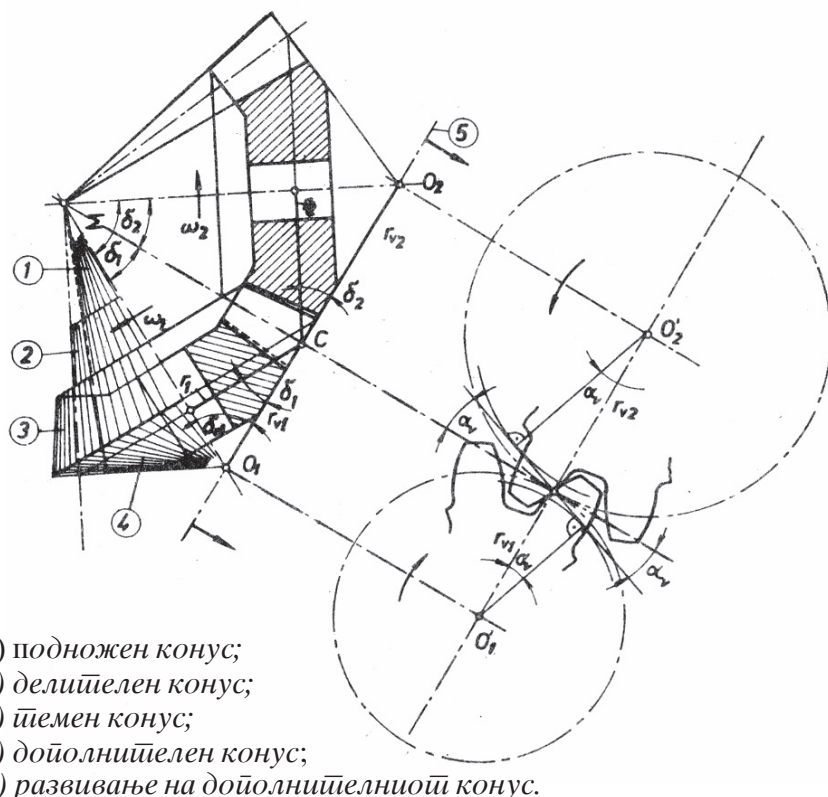
$$z_0 = \frac{z_1}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{\sin \delta_1}$$

Овде z_0 е бројот на запците на основната запчеста плоча.

Веќе рековме дека профилот на запците на конусните запченици се добива со пресек на која и да било топка со средиште во пресечната точка на оските на запчениците. Затоа и спрегањето на конусните парови треба да се анализира на површината на топка.

Бидејќи обликот на запците се менува одејќи кон врвот на конусот, се менуваат сите геометриски големини. Затоа, при пресметката на геометриските големини на конусните запченици, просторниот проблем се сведува на рамнински со воведување на дополнителниот конус чии изводници се нормални на изводниците на кинематскиот (допирниот) конус (слика 3.61). Кога конусниот запченик премине во запчеста плоча дополнителниот конус ќе добие облик на цилиндар.

Ако дополнителните конуси на двата спрегнати запченици се развијат во рамнина, се добиваат два спрегнати кружни сектори кои претворени во запченици го создаваат т.н. еквивалентен цилиндричен запчест пар, чиј профил на запците одговара приближно на профилот на запците на набљудуваниот запчест пар во соодветниот пресек.



- 1) подножен конус;
- 2) делителен конус;
- 3) шемел конус;
- 4) дојолниелен конус;
- 5) развивање на дојолниелниот конус.

Сл.3.61 Геометриски големини на конусниот зајчест пар

Според слика 3.61 радиусот на кинематскиот круг на еквивалентниот запченик изнесува: $r_v = \frac{r}{\cos \delta}$, а оттука бројот на запците на еквивалентниот

запченик (еквивалентен број на знаци) ќе биде: $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$

Делителните кругови се добиваат во пресекот на делителниот конус и која и да било рамнина нормална на оската на ротација. За нив важат односите што важеа и за цилиндрични запченици:

$$d_1 \cdot \pi = z_1 \cdot p; \quad d_2 \cdot \pi = z_2 \cdot p; \quad \Rightarrow \quad \frac{p}{\pi} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} = m$$

Каде што “ m ” е модул на конусниот запчест пар изразен на делителниот круг.

Конусното растојание “ R_e ” е должина на изводницата на кинематскиот конус мерена од врвот на конусот до набљудуваната точка. Според тоа, надворешното конусно растојание ќе биде (слика 3.62):

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}$$

каде што со d_{e1} и со d_{e2} се означени надворешните делителни пречници на спрегнатите конусни запченици, а со δ_1 и со δ_2 аглите на делителните конуси од конусните запченици соодветно.

Преносниот однос на конусните парови се изразува со големините дадени за цилиндрични запчести парови:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2$$

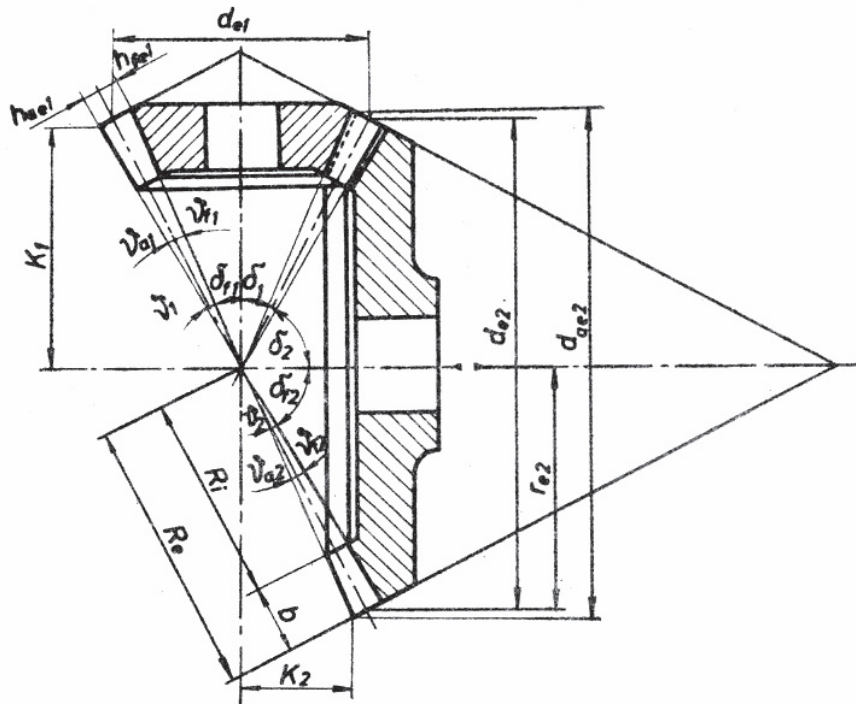
Висината на запците и нејзината поделба на висината на главата " h_{ae} " и висината на ногата " h_{fe} " на забецот зависи од начинот на изработката на запците. Од тие висини ќе зависат големините на аглите " ν " и пречниците на подножните и теменитите кругови. Според слика 3.62 ќе добиеме:

$$\operatorname{tg} \nu_f = \frac{h_{ae}}{R_e}$$

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \nu_{f2}; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \nu_{f1}$$

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \nu_{f1}; \quad \delta_{f2} = \delta_2 - \nu_{f2}$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$$



Сл.3.62 Геометриски големини на конусниите запченици

Другите кинематски и геометриски големини на конусните парови зависат, во прв ред, од начинот на изработката, па секоја фирма пропишува свои формули за пресметка.

Пример: Да се пресметат геометриските мерки потребни за изработка на малиот конусен заченик со среден модул $m_m=6$ mm, со $z_1=17$ зајци, а кој треба да биде сирегнај со заченик со $z_2=43$ зајци. Факторот на ширинаа треба да биде $\kappa=0,6$. (Ознаките во примерот се според слика 3.62)

Решение:

➤ Преносниот однос ќе биде:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{17} = 2,53$$

➤ Аглиите на делителните конуси ќе ги пресметаме од следните изрази:
 $tg\delta_2 = u = 2,53 \Rightarrow \delta_2 = 68,43 \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 21,57$

➤ Вредностите за средните пречници на делителните конуси се добиваат на следниот начин:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 6 \cdot 17 = 102mm \quad \text{и} \quad d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 6 \cdot 43 = 258mm$$

➤ Ширината на заченикот се добива со множење на факторот на ширината и средниот пречник на малиот заченик:

$$b = \kappa \cdot d_{m1} = 0,6 \cdot 102 = 61,2 \approx 60mm$$

➤ Модулот во челниот пресек се добива од следниот израз:

$$m_t = m_m + \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z_1} = 6 + \frac{60 \cdot \sin 21,57}{17} = 7,925mm$$

➤ Пречниците на надворешните делителни кругови ќе бидат:

$$d_{e1} = m_t \cdot z_1 = 7,295 \cdot 17 = 124mm \quad \text{и} \quad d_{e2} = m_t \cdot z_2 = 7,295 \cdot 43 = 312,5mm$$

➤ Висината на зачестите за заченици изработени по Глизон ќе бидат:

$$h_{e1} = h_{e2} = h_e = 2,188 \cdot 7,295 = 15,94mm$$

$$h_{ae2} = \left(0,54 + \frac{0,46}{i}\right) \cdot m_t = \left(0,54 + \frac{0,46}{2,53}\right) \cdot 7,295 = 5,25mm$$

$$h_{ae1} = 2 \cdot m_t - h_{ae2} = 2 \cdot 7,295 - 5,25 = 9,34mm$$

$$h_{f'e1} = h_{e1} - h_{ae1} = 15,94 - 9,34 = 6,6mm$$

$$h_{f'e2} = h_{e2} - h_{ae2} = 15,94 - 5,25 = 10,69mm$$

➤ Пречниците на надворешните темени кругови ќе ги пресметаме по следните изрази:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1 = 124 + 2 \cdot 9,34 \cdot \cos 21,57 = 141,37mm$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2 = 312,5 + 2 \cdot 5,25 \cdot \cos 68,43 = 316,36mm$$

➤ Конусното растојание изнесува:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{124}{2 \cdot \sin 21,57} = 168,64 \text{ mm}$$

➤ Агол на ногата на гонетиот запченик изнесува:

$$\operatorname{tg} \nu_{f2} = \frac{h_{fe2}}{R_e} = \frac{10,69}{168,34} = 0,0635$$

$$\nu_{f2} = 3,63$$

➤ Агол на темениот конус на малиот запченик меродавен за изработка на телото на запченикот:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \nu_{f2} = 21,57 + 3,63 = 25,2$$

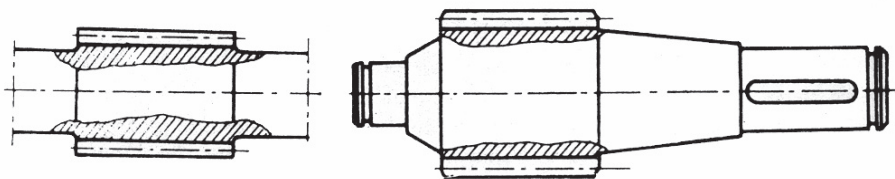
Контролни прашања:

- 1. Како се добива основниџа зајчесиџа џлоча?*
- 2. Шџо џреџсиџавува еквиваленџниоџ цилиндричен зајчесиџ џар?*
- 3. Шџо џреџсиџавува и како се оџределува конусноџо расџојание?*
- 4. Како се џресмеџувааџ џоединиџе геомеџриски големини на конусниџе зајченици?*

3.15 КОНСТРУКТИВНИ ИЗВЕДБИ НА ЗАПЧЕНИЦИТЕ

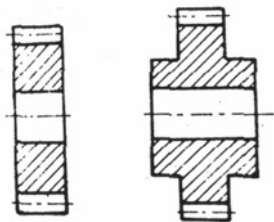
Конструкцијата на телото на запченикот зависи во прв ред од неговата големина (како меродавна мерка обично се зема делителниот круг), потоа од материјалот, технологијата на изработка и намена.

Кога пречникот на подножниот круг на запченикот е помал од $1,6 \cdot d_v$, каде што d_v е пречникот на вратилото, тогаш запченикот се изработува заедно со вратилото или поточно на телото на вратилото се изработуваат запци (слика 3.63).

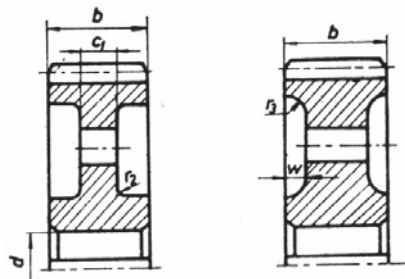


Сл. 3.63 Запченици изработени заедно со вратилото

Кај малите запченици каде што односот на делителниот круг и отворот за главината е помал од 3, телата се прават полни и главината обично изостанува (слика 3.64). Такви запченици се прават со отсекување на валан материјал (пречник до 200 mm) или евентуално од лeаните трупи (за помали оптоварувања).



Сл.3.64 Запченици изработени со сџужење од полно ѓарче

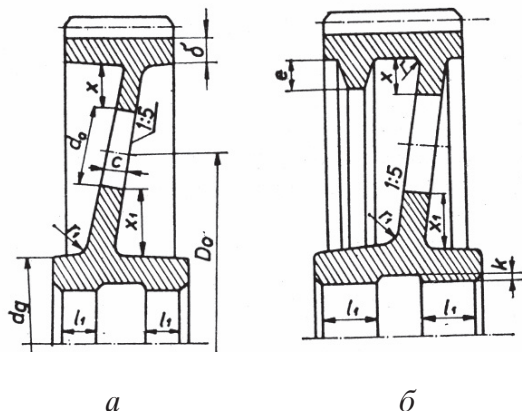


Сл.3.65 Ковани запченици

За многу оптоварени запченици телото на запченикот се изработува со ковање во калап или без него. Кованите запченици се изработуваат со диск без ребра за укротување и со пречник до 900 mm. Конструктивната изведба на овие запченици е дадена на слика 3.65.

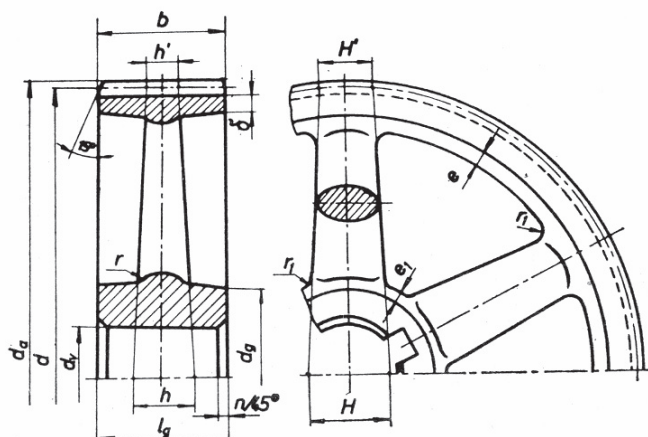
Лeаните запченици со пречник $d < 400$ mm се изработуваат со прав диск, а за пречници поголеми од 400 mm со кос диск. За нормална ширина на венцот овие запченици се изработуваат без зајакнување на венцот (слика

3.66 а), а за поголеми ширини, со зајакнување на венцот преку едно вратешно ребро (слика 3.66 б).



Сл.3.66 Леани зајченици со диск

За зачченици со пречник кој е поголем од $500mm$ леаните зачченици се изработуваат со спици, со што се смалува тежината и се искористува материјалот (слика3.67). Спиците се изработуваат со разни облици на напречниот пресек, а напрегнати се на свиткување.

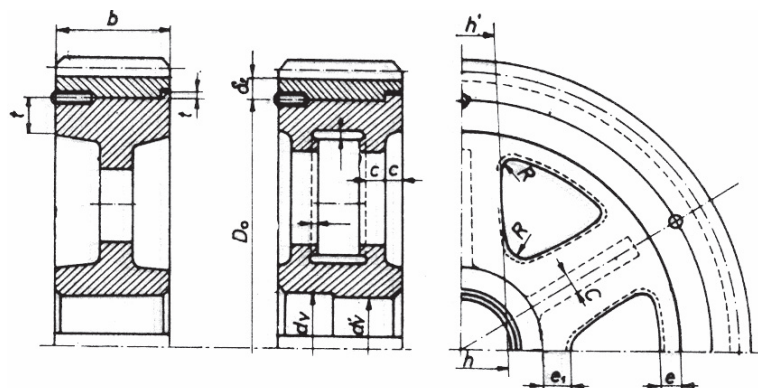


Сл. 3.67 Леани зајченици со спици

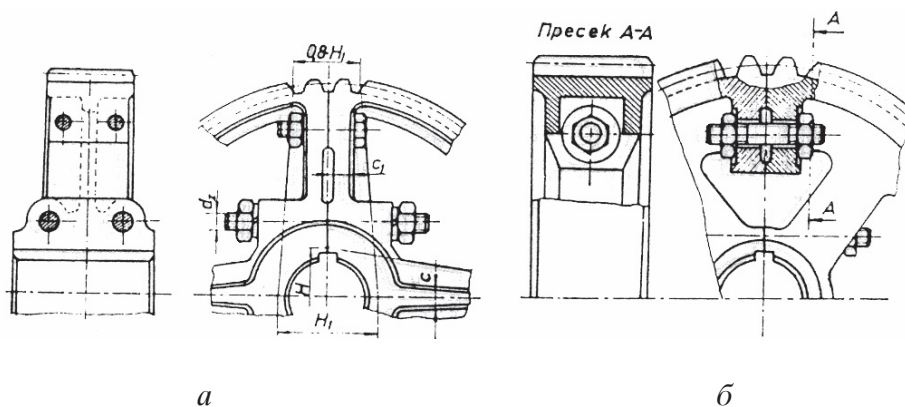
Бидејќи за големи оптоварувања заччениците треба да се изработуваат од квалитетен материјал, големите тешко оптоварени зачченици се изработуваат како дводелни и тоа венцот и зачците од легиран челик којшто се навлекува на телото од сив лив. Ваквите изведби (слика 3.68) се применуваат кога пречникот на зачченикот е поголем од $600mm$.

За многу големи пречници ($d > 1500 mm$) заччениците се изработуваат од два дела поради полесно транспортирање. При леање на овие зачченици, на местото на спојување се оставаат тенки одливки, кои по леањето се кршат и потоа двата дела меѓусебно се спојуваат на одреден начин, најчесто со завртки и навртки, па потоа целиот зачченик се обработува. Обработениот зачченик се демонтира и по транспортирањето се монтира на

лице место. Бројот на заштите на овие запченици мора да биде парен број за да се овозможи соединување од двете страни во средината на меѓузубјето. Бројот на спиците исто така треба да биде парен број, а соединувањето може да се изведе по средината на спиците (слика 3.69 а) или помеѓу спиците (слика 3.69 б).



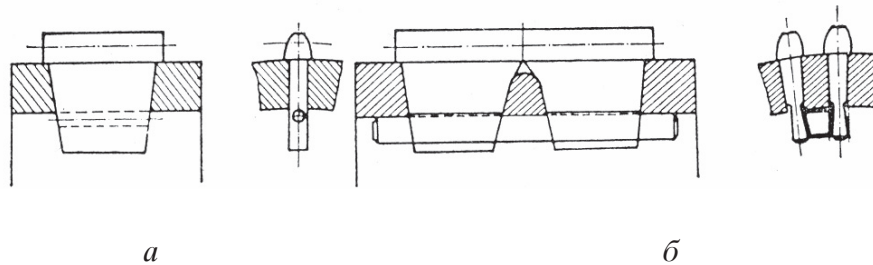
Сл. 3.68 Дводелни зајченици



Сл. 3.69 Дводелни леани зајченици

Неметални запченици или само заштите од неметалните материјали, по правило се изработуваат само таму каде што е потребно да се отстрани шумот при работата, а при тоа не се пренесуваат големи вртежни моменти.

За големи запченици и мали оптоварувања, каде што непрецизноста на работата не игра важна улога, се применуваат запченици со леано тело по чија периферија се поставени дрвени зашци (слика 3.70 а). За поголеми ширини на запченикот $b > 200 \text{ mm}$ се применуваат два или повеќе реда зашци (слика 3.70 б).



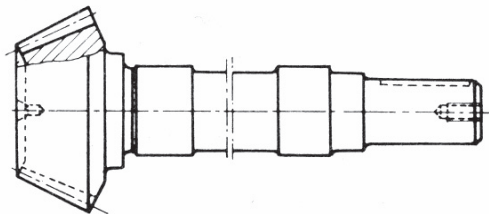
Сл. 3.70 Зайченици со дрвени зайци

Во поново време се повеќе се применуваат запченици од пластични материјали. Од пластичните материјали за запченици се употребуваат: пенопинст, полиамиди, капрон, текстолит, пластични маси врз база на дрво, синтетички смоли и др. Од сите овие најчесто се применува капронот.

Пластични маси во однос на челикот имаат 5 до 10 пати помала јакост, 5 до 6 пати помала специфична тежина и 60 до 200 пати полоша топлотна проводливост. За да не дојде до заглавување на пластичните запченици поради еластичност на запците, треба да се предвиди 1,5 пати поголем бочен зјај во односот на челичните запченици.

Обликот и конструкцијата на конусните запченици зависат од големината и намената на запченикот, како и од применетиот материјал.

Малиот конусен запченик тешко може да се наглавува на вратилото, па редовно се изработува заедно со него (слика 3.71) и тоа најчесто од квалитетен челик (челик за цементација, за подобрување и сл).



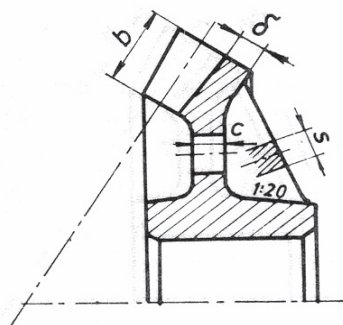
Сл. 3.71 Конусен зайчени изработен заедно со вратишто

Обликот на телото на големиот запченик може да се добие со ковеење, со леење и со заварување, а дополнително со маханичка обработка се обликува отвор во главината и обликот и димензиите на венецот на којшто ќе се изработуваат запците.

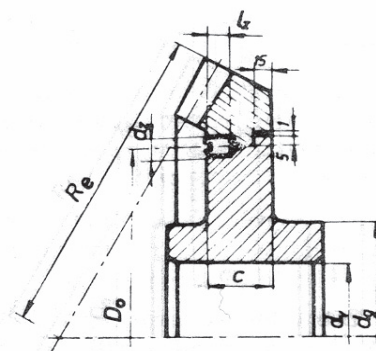
Леаните запченици се изработуваат во големи серии и за поголеми пречници. За пречници поголеми од 300 mm се изработуваат со диск (слика 3.72), а за пречници поголеми од 400 mm со спици (слика 3.74).

За големи пречници на високооптоварени конусни запченици економски е оправдано запчениците да се изработуваат од два дела. Телото да се изработи со леење, а на него да се навлече венец од легиран челик (слика 3.73).

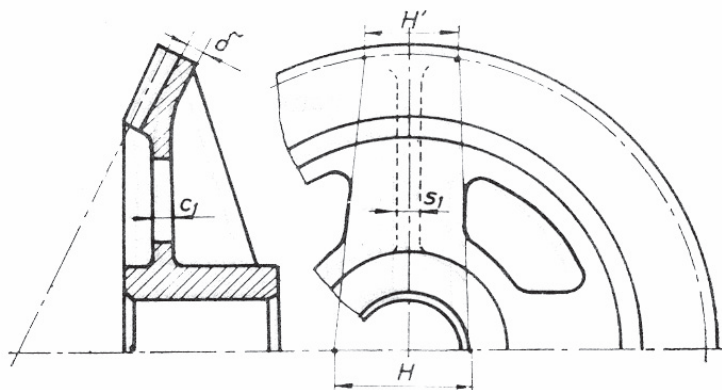
Кованите конусни запченици се изработуваат за пречници поголеми од 500 mm, а ако главината е со пречник поголем од 200 mm потребни се два клина.



Сл. 3.72 Леан конусен зајченк со диск



Сл. 3.73 Леан конусен зајченк со навлечен венец



Сл. 3.74 Леан конусен зајченк со сјици

Контролни прашања:

1. Како се изработуваат зајчениците со мали пречници?
2. Кои зајченици се изработуваат со ковање?
3. Во кои случаи се користат сјиците за поврзување на венците и главината на зајчениците?
4. Зошто некои зајченици се изработуваат како дводелни?
5. Која е улогата на дрвениите зајченици?
6. Кои неметални материјали се користат за изработка на зајченици?
7. Како се изработуваат конусните зајченици?

КОРИСТЕНА ЛИТЕРАТУРА

- Антун Мирковиќ-Елементи Стројева, Загреб 1960.
- Владимир Димитриоски-Кинематика и динамика, Скопје 1988;
- Димитар Стамболиев-Машински Елементи II, (книга 2), Скопје 1986;
- Димитар Стамболиев-Машински Елементи II, (книга 3), Скопје 1986;
- Димитар Стамболиев-Машински Елементи II, (книга 4), Скопје 1987;
- Душан Витас и Милан Трбојевиќ - Машински елементи III, Белград, 1986;
- Емилија Грнарова-Ветацокоска Механика II (Кинематика), Скопје 1988;
- Климент Тримчев - Машински елементи, Скопје 2001;
- Лазар Русов-Механика II (Кинематика), Белград 1985;
- Цветко Смилевски - Машински елементи 1, Скопје, 1992;
- Цветко Смилевски - Машински елементи 2, Скопје, 1993;

СОДРЖИНА

Предговор	3
1. Кинематика на движење	5
1.1 Видови движења	5
1.2 Основни и изведени големини и нивни мерни единици	8
1.3 Законитости на прволиниското движење	10
1.3.1 Рамномерно праволиниско движење	10
1.3.2 Рамномерно променливо праволиниско движење	13
1.4 Обемна и аголна брзина и нивна зависност кај кружното движење	16
1.5 Законитости на рамномерното променливо кружно движење	18
1.6 Тангенцијално, нормално и тотално забрзување	21
2. Основи на конструирањето	24
2.1 Основни поими при проектирањето и конструирањето	24
2.2 Постапка на проектирањето	25
2.3 Постапка на конструирањето	27
2.4 Редослед и содржина на реконструирањето	30
2.5 Обликување на машинските елементи	31
2.5.1 Обликување на леани делови	31
2.5.2 Обликување на делови со ковање и пресување	32
3. Преносници за моќ	34
3.1 Општи поими за преносниците	34
3.2 Видови преносници	38
3.3 Материјали за изработка на преносниците	40
3.4 Геометриски големини кај ременските преносници	42
3.4.1 Функција и примена на ременските варијатори	46
3.5 Кинематски големини кај ременските преносници	48
3.6 Сили во плоснатиот ремен	50
3.6.1 Пресметка на плоснатиот ремен	54
3.7 Геометриски и кинематски големини кај синџирските преносници	58
3.7.1 Синџири (вериги)	59
3.7.2 Синџирници (верижници)	62
3.7.3 Избор и пресметка на геометриски и кинематски големини кај синџирскиот пренос	63
3.8 Предности и недостатоци на ременските и верижните преносници	66
3.9 Запчести преносници	68
3.9.1 Видови запчести преносници	68
3.9.2 Начин на функционирање на запчестите преносници	70
3.9.3 Намена на запчестите преносници	73
3.10 Видови назабувања за запчестите преносници	75
3.11 Кинематика на цилиндричните преносници	80

3.12	Геометриски и кинематски големини кај цилиндричните запченици со прави запци	84
3.12.1	Запчести преносници со внатрешно назабување	87
3.12.2	Допирница, активна должина на допирницата и степен на спрегањето	89
3.12.3	Граничен број на запците и заглавување на запчениците	93
3.12.4	Избегнување на заглавувањето на запчениците	94
3.12.5	Видови запчести парови со поместен профил на запците	97
3.13	Геометриски и кинематски големини кај цилиндричните запченици со коси запци	100
3.13.1	Степен на спрегнување кај цилиндрични запченици со коси запци	102
3.13.2	Споредба на цилиндричните запченици со прави и со коси запци	103
3.14	Конусни запченици	106
3.15	Конструктивни изведби на запчениците	111
	Користена литература	116