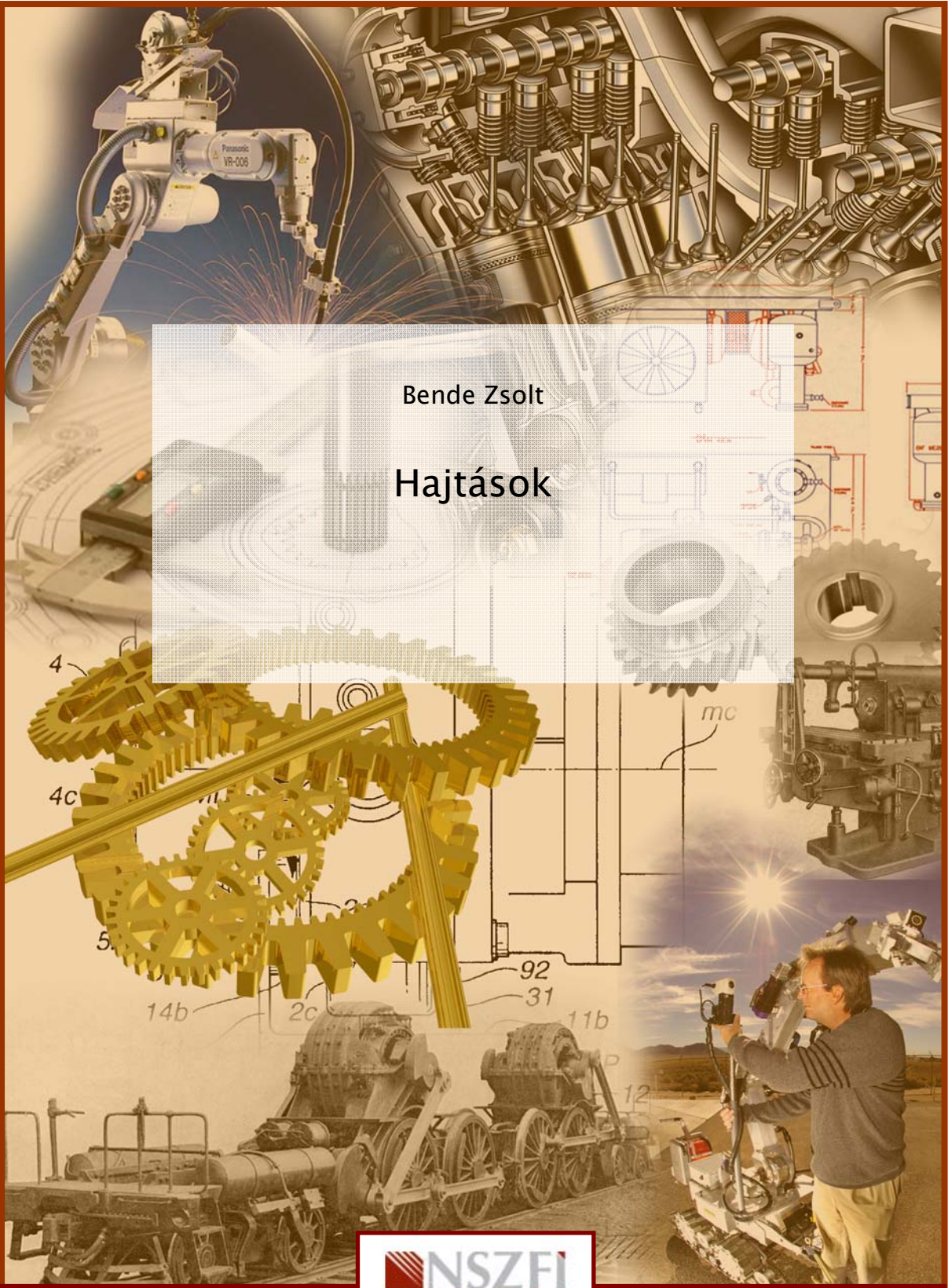




Bende Zsolt

Hajtások

 **NSZFI**
NEMZETI SZAKKÉPZÉSI
ÉS FELNŐTTKÉPZÉSI INTÉZET

A követelménymodul megnevezése:

Általános gépészeti technológiai feladatok II. (forgácsoló)

A követelménymodul száma: 0227-06 A tartomelem azonosító száma és célcsoportja: SzT-006-50

HAJTÁSOK

ESETFELVETÉS – MUNKAHELYZET

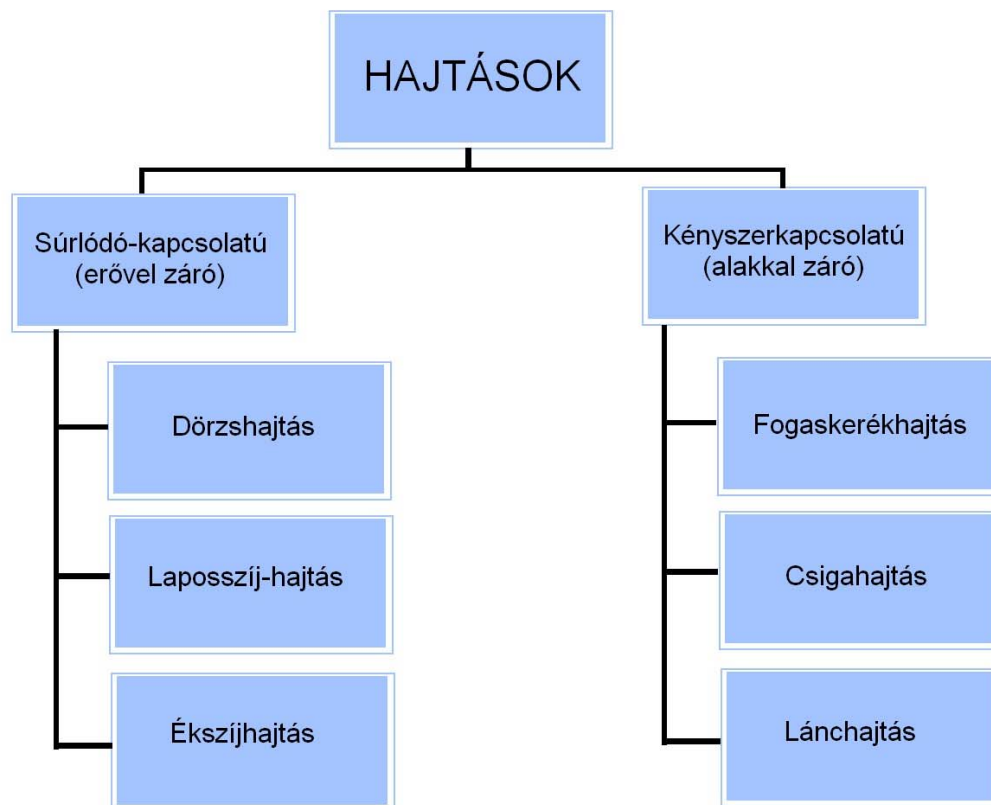
Adva van egy tengely, amit villamos motorral kell meghajtani. nem elegendő azonban a két szerkezet egyszerű összekötése, mert a tengelyen más nyomaték, fordulatszám, mozgás szükséges, mint amit a motor lead.

Hogyan lehetséges a motor és a tengely összekötése, ha adott a távolság a szerkezetek között? Milyen gépelemeket kell kiválasztani a feladat megoldásához? A lehetséges megoldások közül melyiknek mi az előnye, és mi a hátránya? Milyen szempontok alapján választhatjuk ki az optimális megoldást?

SZAKMAI INFORMÁCIÓTARTALOM

HAJTÁSOK

A tengelyek között olyan kapcsolatot létesítő egységet, amely a forgatónyomaték egyszerű átvitelén kívül azt változtatni is tudja, hajtóműnek nevezzük. A hajtóműveken belül a különböző viszonylagos helyzetű tengelyek közötti kapcsolatot megvalósító, összetartozó elempár a hajtás.



1. ábra. A forgatónyomatékot átszármaztató mechanikus hajtások felosztása

A mechanikus hajtásokat a forgatónyomaték átszármaztatásának módja szerint két fő csoportba osztjuk:

- Súrlódó kapcsolatú hajtásoknak nevezzük azokat a hajtásokat, amelyeknél csak az összeszorított felületek közt ébredő súrlódó-erőnek van hajtónyomatékot adó összetevője. A nyomatékátvitelt a súrlódó erő biztosítja, ha ennél nagyobb az átvihető nyomaték, akkor az elemek megcsúsznak, a hajtás zárása megszűnik ezért az ilyen szerkezeteket erővel záró hajtásnak is szokták hívni.
- Kényszerkapcsolatú vagy más néven alakkal záró hajtásoknak nevezzük azokat a hajtásokat, amelyeknél a hajtás elemek egymáshoz illeszkedő felületek alakja biztosítja az átvitelt, azaz az összeszorított felületekre merőleges erőnek mindig van hajtónyomatékot adó összetevője.

SZÍJHAJTÁS

A forgómozgás átvitelének egyik leggyakrabban alkalmazott módja a szíjhajtás. Előnyös tulajdonsága, hogy a mozgás meglehetősen zajtalanul és sima járással vihető át, aránylag nagy tengelytávolságok között is. A nyomatékátvitel viszonylag rugalmas közvetítőelem segítségével és zömében erőzárással történik, így pontos kinematikai kapcsolatra nem alkalmas. Ott alkalmazható, ahol a tengelyek forgásaiban esetleg beálló kisebb eltérések nagyobb zavart nem okoznak. Ez az eltérés előnyös is lehet, mert túlterhelés esetén a szíj megcsúszik, és ezzel a kapcsolódó gépeket védi törés ellen. Általában érzéketlenek a gyártási pontatlanságokra és rezgéscsökkentő hatásuk is van; karbantartásuk egyszerű, kenést nem igényelnek. A szíjhajtás hatásfoka jó (90–98%), de a centrifugális erő lelazíthatja a szíjat, ezért általában csak kis és közepes fordulatszámokon használható.

1. Laposszíjhajtás

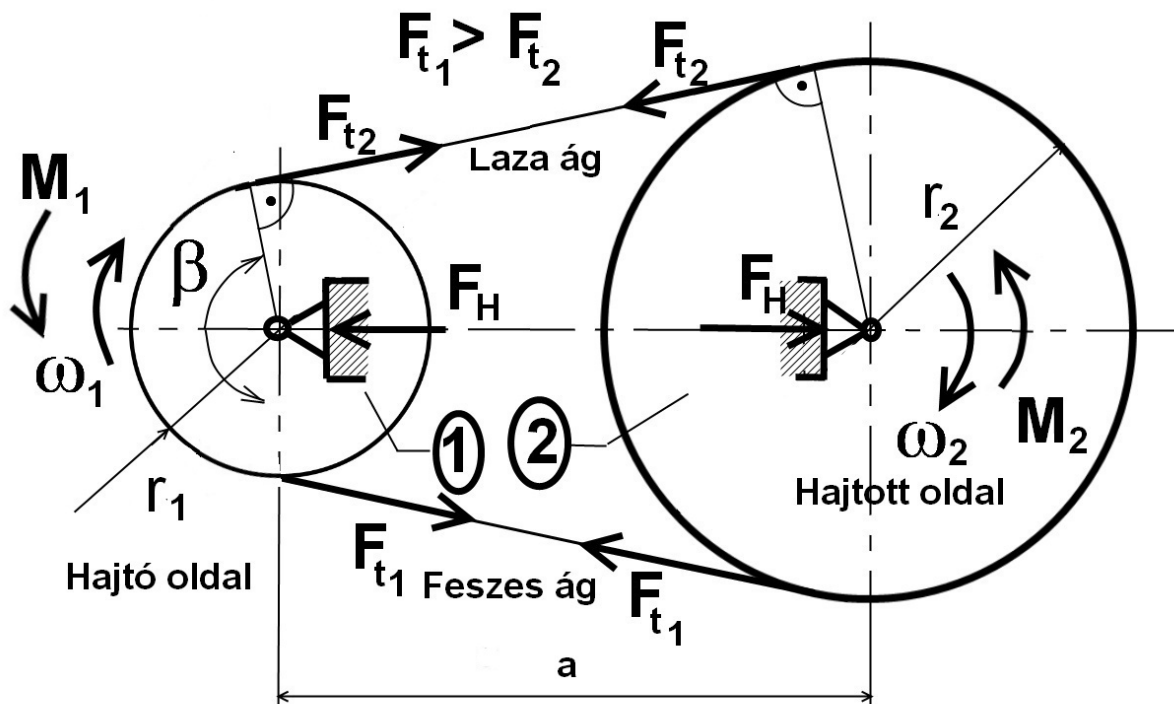
A szíjtárcsák között kifeszített és végtelenített laposszíj erőzárással biztosítja a tengelyek közötti teljesítmény-, nyomaték-, szögsebesség átvitelt. Az erőzárást a szíj és a tárcsa között fellépő súrlódási erő biztosítja.

Napjainkban már kevésbé alkalmazott hajtási forma. Általában nagyobb tengelytávolságok esetében, illetve csak viszonylag kis teljesítmények átvitelére alkalmazzák.

A hajtás áttételét a szíjtárcsák átmérőinek viszonya határozza meg. Az így megválasztott két tárcsára – az átmérők és a tengelytáv alapján meghatározott hosszúságban – végtelenített szíjat helyeznek, amelyet az átviteli nyomaték alapján meghatározott erővel előfeszítene. A szíj régebben kizárólag bőrből, manapság pedig különböző műanyagokból készül.

A nyitott szíjhajtás jellemzői

Az általában használt elrendezés szerint, terheletlen állapotban a szíjágak a két tárcsa külső érintőjeként helyezkednek el. A nyitott szíjhajtás esetében a két tárcsa forgásértelme megegyezik. (A gyakorlatban a szíj rugalmassága miatt mindig fellép a szíjcsúszás, azaz a szlip jelensége, aminek következtében a hajtott tárcsa kerületi sebessége kicsit kisebb, mint a hajtó tárcsáé.)



2. ábra. A nyitott szíjhajtás jellemzői

Ahol:

- M_1 – a hajtó tárcsán bevitt nyomaték
- M_2 – a hajtott tárcsán levehető nyomaték
- F_{t1} – a feszes ágban a szíjra ható erő
- F_{t2} – a laza ágban a szíjra ható erő
- F_H – a tárcsa csapágyazását terhelő erő
- F_C – a szíjat terhelő centrifugális erő
- a – a hajtás tengelytávolsága
- r_1 – a hajtó tárcsa sugara
- r_2 – a hajtott tárcsa sugara
- ω_1 – hajtó tárcsa szögsebessége
- ω_2 – hajtott tárcsa szögsebessége

Áttétel (i): A hajtó tárcsa és hajtott tárcsa szögsebességének aránya.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{v_1}{r_1}}{\frac{v_2}{r_2}}$$

Amikor a szíj sebessége megegyezik a tárcsák kerületi sebességével (csúszásmentes átvitel) az áttétel:

$$\text{ha } v_1 = v_2, \text{ akkor } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{v_1}{r_1}}{\frac{v_2}{r_2}} = \frac{r_2}{r_1}$$

Gyorsító áttétel megvalósításához ($i < 1$) $\frac{r_2}{r_1} < 1$, tehát $r_2 < r_1$ arányban, lassító áttétel megvalósításához pedig ($i > 1$) $\frac{r_2}{r_1} > 1$, tehát $r_2 > r_1$ arányban szükséges a tárcsaátmérőket megválasztani.

Egyensúlyi helyzetben a meghajtó tengelyen betáplált nyomaték (M_1) megegyezik az meghajtó kerék kerületén, a szíjban ébredő erők által létrehozott nyomatékkal:

$$M_1 = F_{t1} \times r_1 - F_{t2} \times r_1 = (F_{t1} - F_{t2}) \times r_1$$

A meghajtott tengelyen mérhető nyomaték (M_2) megegyezik az meghajtott kerék kerületén, a szíjban ébredő erők által létrehozott nyomatékkal:

$$M_2 = F_{t1} \times r_2 - F_{t2} \times r_2 = (F_{t1} - F_{t2}) \times r_2$$

amiből:

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{(F_{t1} - F_{t2}) \times r_2}{(F_{t1} - F_{t2}) \times r_1} = \frac{r_2}{r_1} = i \rightarrow M_2 = M_1 \times i$$

Azaz a meghajtó tengelyen bevitt nyomaték az áttétellel arányosan növekedve (lassító áttétel), vagy csökkenve (gyorsító áttétel) jelentkezik a meghajtó tengelyen.

A szíjhajtás tervezésének kiindulásaként legtöbbször a szükséges teljesítmény, vagy a rendelkezésre álló motor teljesítménye ismert.

Az átvendő teljesítményből (P) első lépésként a szíjban ébredő kerületi erőt (F_k) szükséges meghatározni.

$$P = M_1 \times \omega_1 = F_k \times r_1 \times \omega_1 \rightarrow F_k = \frac{P}{r_1 \times \omega_1}$$

Másrészről az ábra alapján a kerületi erő felírható a szíjban ébredő erők különbségeként:

$$F_k = F_{t1} - F_{t2}$$

A szíjban ébredő ellentétes irányú erők (F_{t1}, F_{t2}) aránya, az ún. feszültségviszony (ϵ):

$$\varepsilon = \frac{F_{t1}}{F_{t2}}$$

A kerületi erő és a feszültségviszony összefüggéseiből a szíjban ébredő erők kifejezhetők:

$$\varepsilon = \frac{F_{t1}}{F_{t2}} \rightarrow F_{t1} = F_{t2} \times \varepsilon$$

$$F_k = F_{t1} - F_{t2} \rightarrow \left[F_{t2} = F_k \frac{1}{\varepsilon - 1} \right], \text{ illetve } \left[F_{t1} = F_k \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right]$$

Az így megkapott érték azonban nem veszi figyelembe, hogy a tárcsák forgása miatt a szíjat centrifugális erő F_C is terheli, így a tényleges terhelő erők:

$$\left[\text{tényleges } F_{t2} = F_k \frac{1}{\varepsilon - 1} + F_C \right], \text{ illetve } \left[\text{tényleges } F_{t1} = F_k \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + F_C \right]$$

A tárcsák csapágyazására ható erő (F_H) számításánál figyelembe véve, hogy a centrifugális erő a csapágyazásra nem jelent terhelést, és az egyszerűbb számítás érdekében a szíjágakat párhuzamosnak tekintve:

$$F_H = F_{t1} + F_{t2} = F_k \frac{1}{\varepsilon - 1} + F_k \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} = F_k \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} \rightarrow \frac{F_k}{F_H} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} = \varphi$$

ahol: φ – az ún. áthúzási fok, értéke mindig kisebb mint 1

A csapágyazást tehát F_H erőre kell méretezni.

A szíj méretezése:

A szíjat a teljesítmény átviteléből, a centrifugális erőből és a hajlításból eredő igénybevételekre szükséges méretezni. A szíjak kiválasztása, illetve ellenőrzése a katalógus adatai alapján történik. Az egységnyi szélességű szíj által átvihető kerületi erő alapján méretezünk.

$$\frac{F_k}{b} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left(\sigma_{\text{meg}} - E \times \frac{\delta}{d_1} - \rho \times v^2 \right) \times \delta = k$$

Mivel k ismert, ezért

$$b = \frac{F_k}{k}$$

A szíj minden egyes körülfordulása a tárcsák számától függő számú hajtógató igénybevételt jelent a szíjra. Az anyag kifáradása miatt a szíj csak korlátozott számú hajtogatást visel el, ezért ellenőrizni kell a szíjfrekvenciát (f_h) a megengedett értékre ($f_{h\text{meg}}$).

$$f_h = \frac{z_t}{T} = \frac{z_t}{\frac{L}{v}} = \frac{v \times z_t}{L} \leq f_{h\text{meg}}$$

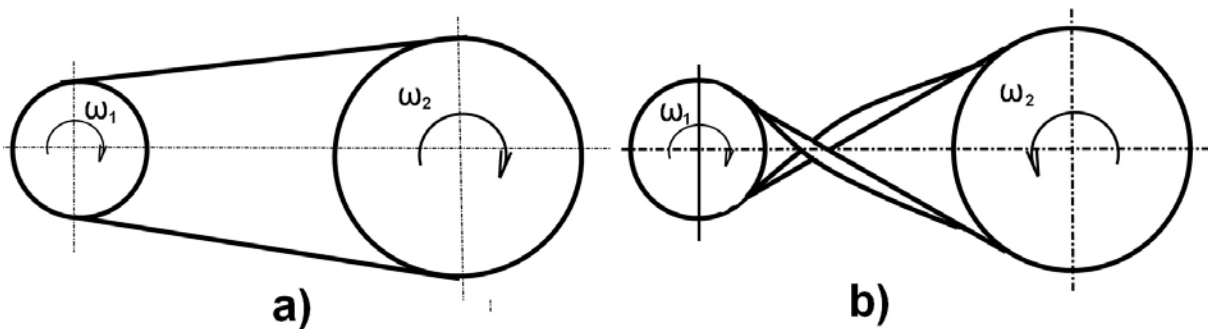
ahol:

- f_h : időegységre jutó hajtogatások száma
- z_t : tárcsák száma
- T : a szíj egy pontjának körbefutási ideje
- L : szíj hossza

A laposszíjhajtás elrendezése

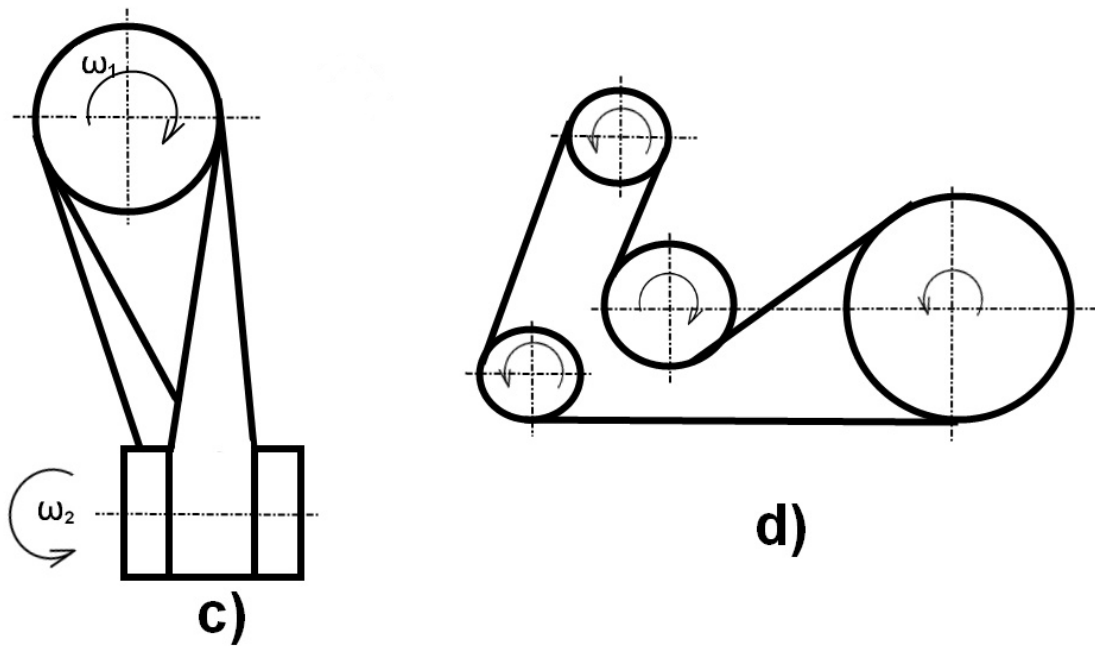
A szíj és a tárcsák különböző elrendezéseivel, illetve a tárcsák számának megváltoztatásával megvalósítható:

- A tárcsák forgásiránya azonos, vagy ellentétes



3. ábra. Nyitott (a) és kereszthajtás (b)

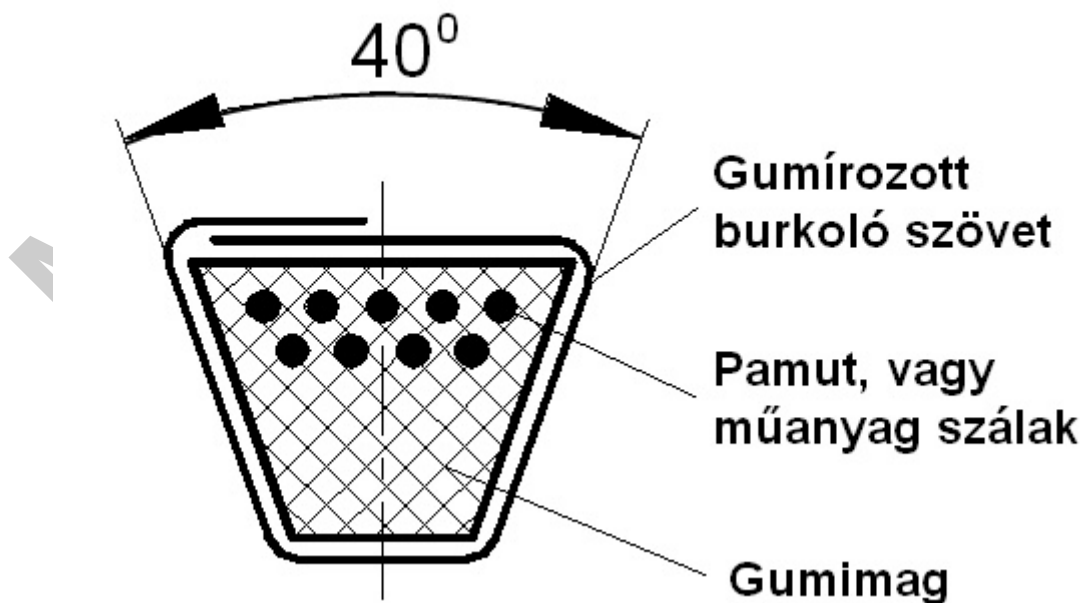
- A tárcsák tengelyeinek relatív helyzete párhuzamos, vagy kitérő legyen



4. ábra. Kitérő tengelyű (c) és a terelősgörgős (d) hajtás

2. Ékszíjhajtás

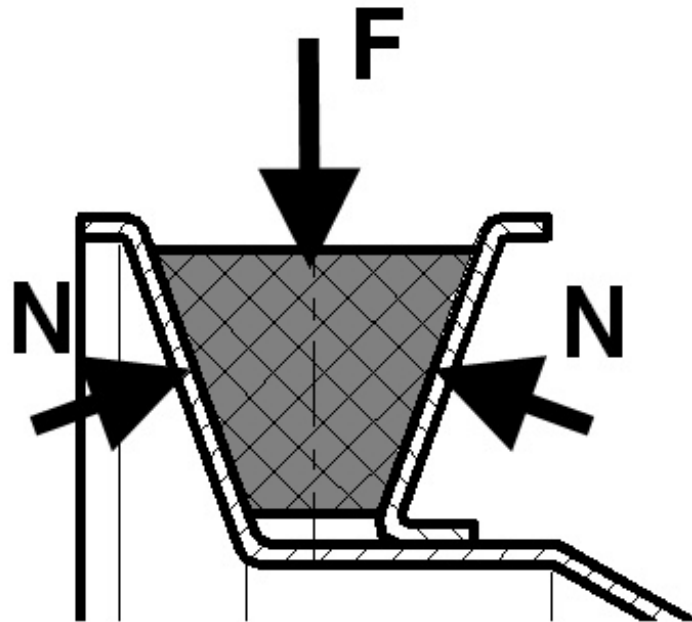
Erőzáras hajtás, ahol a tengelyek közötti teljesítmény-, nyomaték-, szögsebesség átvitelt ékszíj és ékszíjtárcsa biztosítja. A nyomatékátvitelhez szükséges kerületi erőt súrlódási erő biztosítja.



5. ábra. Az ékszíj kialakítása

Az ékszíjhajtás jellemzői az ékhatás kivételével hasonlóak a laposszíjhatáséhoz.

Az ékhatás következtében a látszólagos súrlódási tényező (μ'):



$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}}$$

6. ábra. Az ékhatás

Ugyanakkora nyomatékátvitelt biztosító súrlódási erő létrehozásához, az ékhatás miatt, sokkal kisebb szíjfeszítés szükséges, mint a laposszíjak esetén, ami a csökkenti a csapágyszorítás terhelését.

Az ékszíjhajtás előnyei:

- Különböző jellemzőkkel (méret, anyag stb.) rendelkező szíjak katalógus alapján kiválasztható.
- Az ékhatás miatt kisebb a csapágyszorítást terhelő radiális erő, a tengelyhúzás.
- Nyugodt, zajtalan járás.
- Jó hatásfok (98%).
- A tárcsa kialakítása lehetővé teszi, több ékszíj használatát, ezáltal nagyobb nyomatékok átvitelét.

Hátrányai:

- Az ékszíjtárcsa kialakítása bonyolultabb.
- Egy hajtásban több szíj alkalmazása során, a szíjhosszúságok tűrési határon belüli eltérése esetén is különböző terhelés éri az egyes szíjakat.

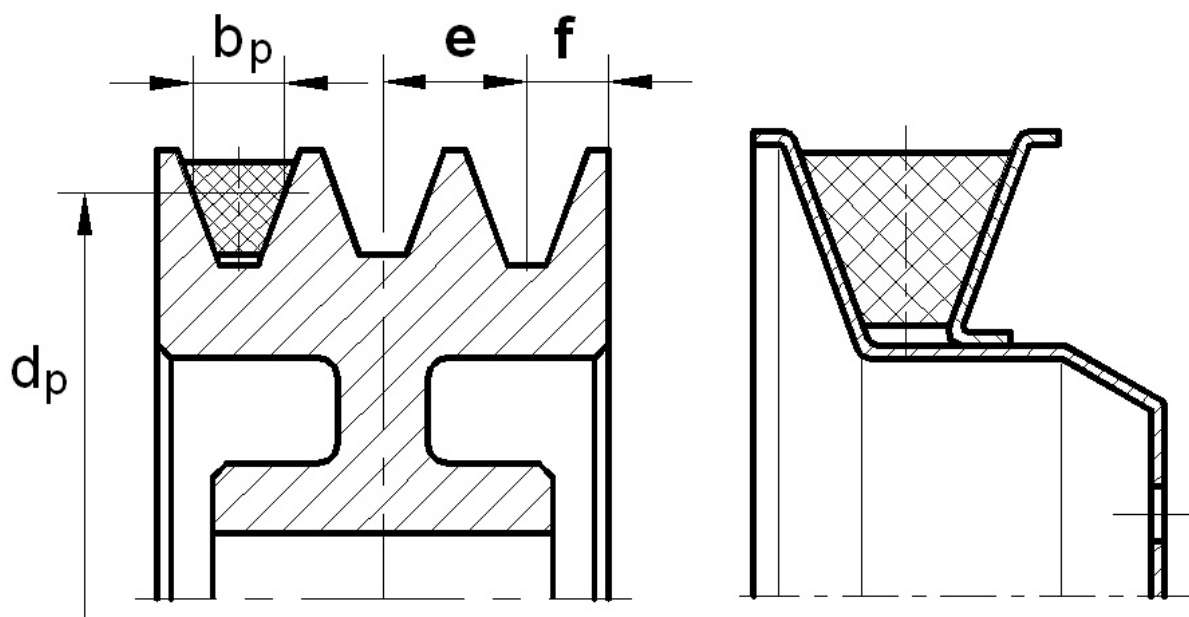
- Savakra és lúgokra és a magas hőmérsékletre érzékeny.
- A szíj fokozott igénybevételének elkerülése érdekében, a forgástengelyeknek tökéletesen párhuzamosnak, a hornyoknak pedig pontosan megmunkáltnak kell lenniük.

Az ékszíjtárcsák szerkezeti kialakítása

Az ékszíjtárcsák anyaga elsősorban öntöttvas, acél, könnyűfém, illetve fémötvözet, bármilyen más anyag (pl. műanyag), amely az előírt méretek és üzemi feltételek megvalósítását lehetővé teszi. Nagy sorozatok esetén acéllemezről hegesztéssel, illetve sajtolással is készítenek ékszíjtárcsát.

Az ékszíz sohasem érintkezik a tárcsán kialakított horony aljával, hanem annak oldallapjaira fekszik fel. Ezeknek a felületeknek nagyon jó felületminőséggel megmunkáltnak kell lenniük.

A horony szélessége a tárcsán kisebb az ékszíz szélességénél, illetve az ékszíz kb. 40 fokos ékszögéhez képest a horony ékszöge kisebb kb. 38° .



7. ábra. Öntött és forgácsolt, hegesztett ékszíjtárcsák

LÁNCHAJTÁS

Olyan kényszerhajtás (alakzáró hajtás), ahol a teljesítményátvitel lánc és lánckerék által valósul meg. A lánc csuklósan csatlakozó láncszakaszokból áll. Önmagába záródó, azaz végtelenített vonóelem. A lánckerék egy fogazott tárcsa, a fogak profilját körívek határolják.

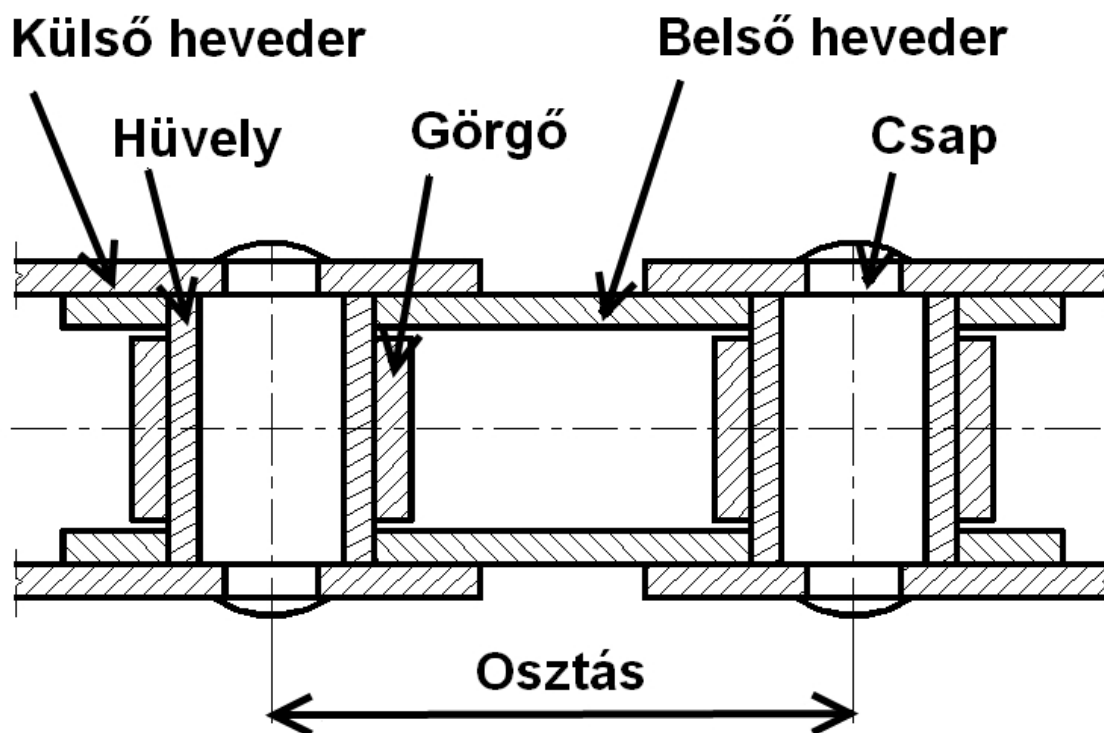
Előnyei:

- Nagy teljesítmény vihető át kis lán sebesség esetén is.
- Az előfeszítés értéke kicsi, ami csökkenti a csapágyazás terhelését.

- Nagy tengelytáv lehetséges.
- Változó irányú dinamikus terhelésre is alkalmazható.
- Több hajtott lánckerék is lehet.
- Kis szélesség.
- Nedvességre, hőre kevésbé érzékeny, mint a szíj.
- Jó hatásfok (98%).

Hátrányai:

- A lánckerekeket pontosan egy síkba kell beállítani.
- A hajtott lánckerék sebessége ingadozik.
- Élettartama kicsi.
- Szennyeződésekre érzékeny.
- Nagy súly.
- Zajos.
- A lánc hossz- és keresztirányban is belenghet.



8. ábra. A lánc kialakítása



9. ábra. Láncszerkezet

A lánc élettartama és kopása nagymértékben függ a kenéstől. Általában olajkenést alkalmazunk. Láncot bezsírozni csak leszerelt és megtisztított állapotban szabad. Ekkor felmelegített folyékony zsírban kell tartani, amíg a lánc felveszi a zsír hőmérsékletét.

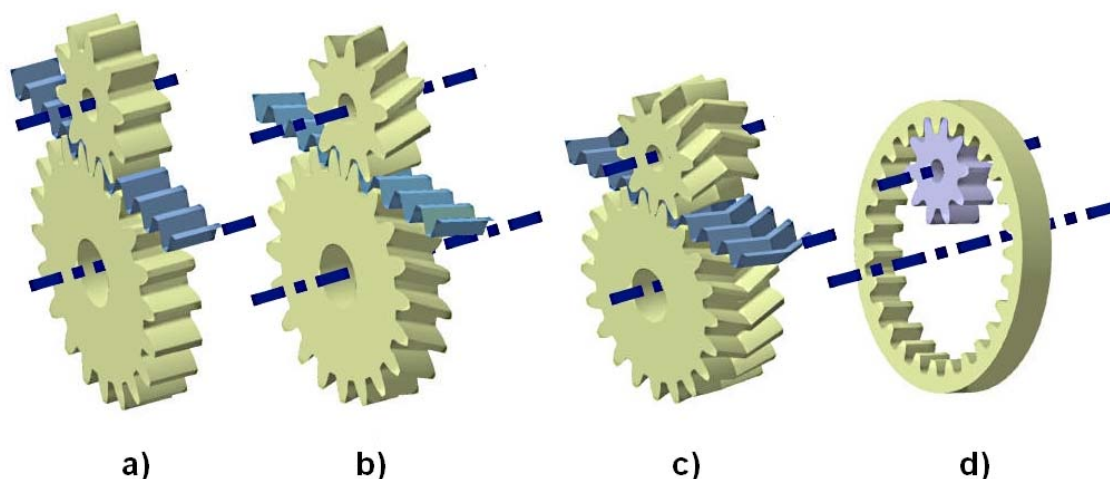
FOGASKEREKES HAJTÁSOK

A mozgásátvitel egyik legelterjedtebb eszköze a fogaskerék-hajtás. Fogaskerék–fogaskerék, illetve fogaskerék–fogasléc kapcsolatok alkalmasak forgó és egyenes vonalú mozgások irányváltással, irányváltás nélküli átszármaztatására. A mozgásátvitel fogazatok kapcsolódásával, alakzárással történik, ezért pontos sebesség- és nyomatékátvitel valósítható meg.

A fogaskerék hajtás osztályozása

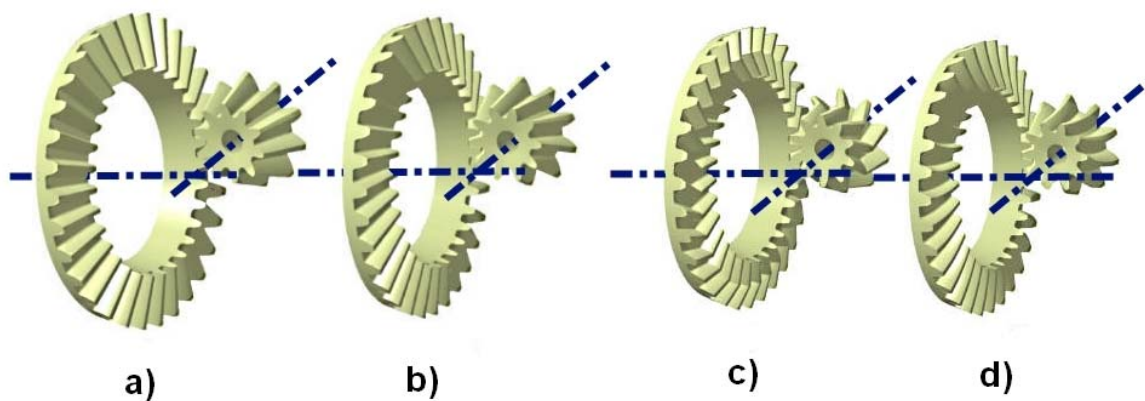
Az egymással kapcsolódó fogaskerekek tengelyvonalainak egymáshoz viszonyított helyzete szerint megkülönböztethetünk párhuzamos, metsződő és kitérő helyzetű tengelyvonalú hajtásokat.

A párhuzamos helyzetű tengelyek közötti kapcsolat megvalósítható egyenes-, ferde- vagy nyílfogazatú hengeres fogaskerekkel, illetve – mint végtelen nagy sugarú hengeres kerék – fogasléccel. A fogazat lehet külső vagy belső.



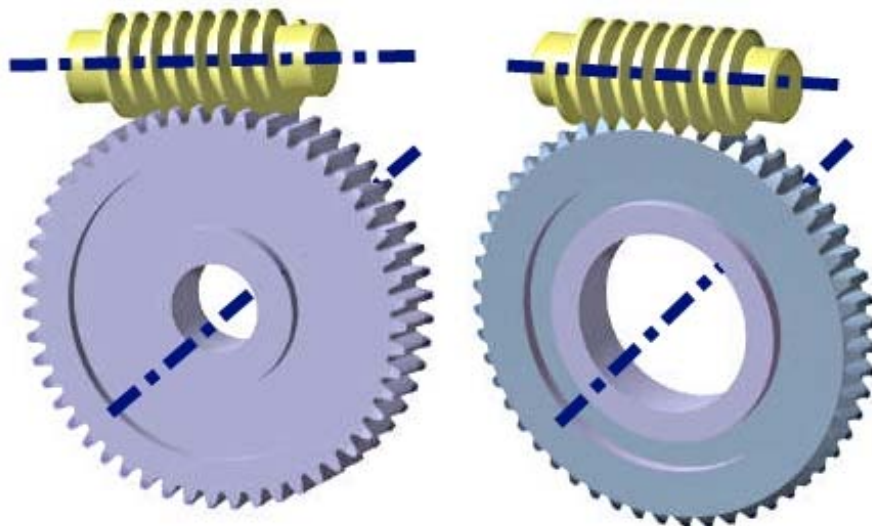
10. ábra. a) egyenes-, b) ferde-, c) nyílfogazatú külső, és d) belső fogazatú hengeres fogaskerék kapcsolat

Metsződő tengelyek kapcsolatát leggyakrabban kúpos fogaskerekkel hozzák létre, melyek fogazata általában egyenes, ferde, nyíl vagy ívelt. A metsződő tengelyek által bezárt szög 90° , de ettől eltérő is lehet.



11. ábra. a) egyenes-, b) ferde-, c) nyíl- és d) ívelt kúpfogaskerék kapcsolat

Kitérő tengelyek közötti hajtások megoldására csavarkerékpár, illetve nagy áttételek biztosítása esetén hengeres csigából és csigakerékből álló csigahajtás alkalmazható.



12. ábra. Csiga-csigakerék kapcsolat

Belső fogazat

Előnyei:

- kis helyszükséglet
- jó hatásfok
- nagy teherbírás
- bolygókerékes hajtóműben való felhasználhatóság

hátrányai:

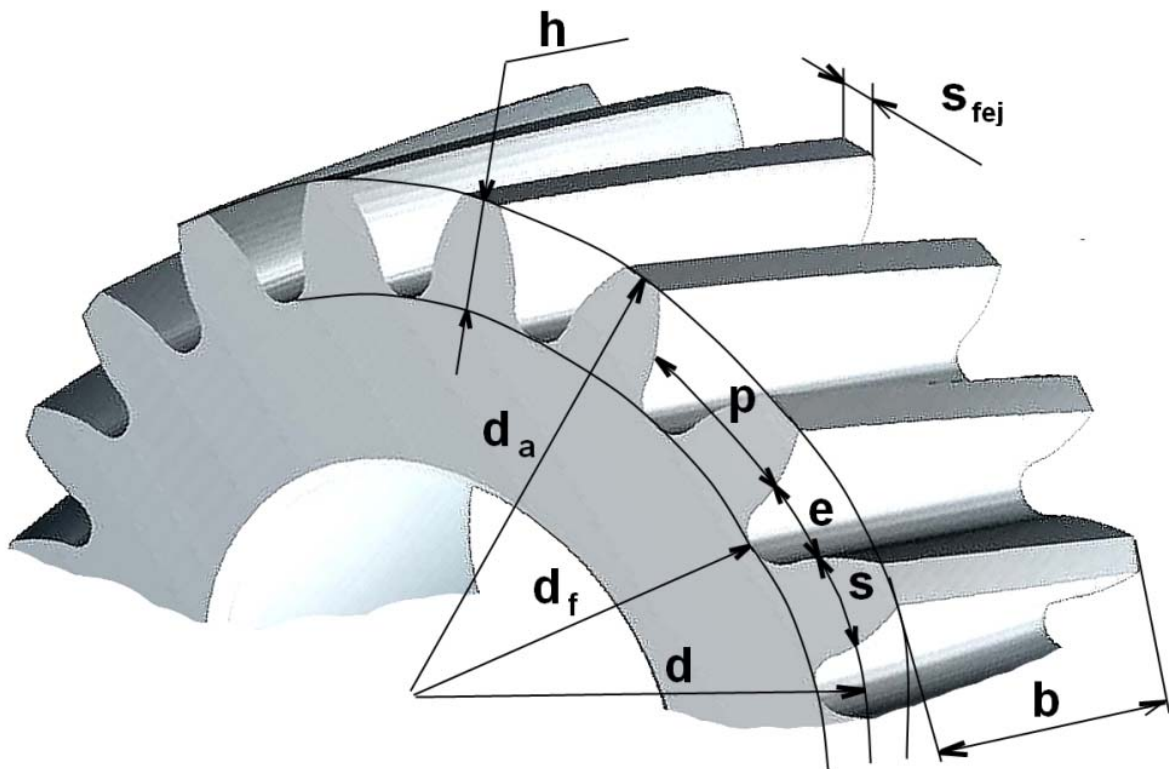
- csak fogaskerék alakú szerszámmal gyártható
- többféle interferenciára is hajlamos
- nagyobb a kapcsolódó kerek alámetszési határfogszáma
- a kiskerék tengelye nem lehet átmenő, ezért csak egy oldalról csapágyazható

A ferde fogazatú hengereskerek fogainak alakját olyan ferdefogú fogasléc határozza meg, amelynek a fogirányvonala β szöget zár be a fogaskerek forgástengelyének irányával. A kialakított fogak fogirányvonala lényegében csavarvonal, amely lehet jobb- vagy balhajlású. A kapcsolódó kerek fogainak természetesen ellentétes hajlásúaknak kell lenniük. A fogirányvonal érintője és az osztóhenger alkotója által bezárt szöget foghajlásszögnek nevezzük.

A ferde fogazat előnye a kapcsolódás és a terhelés átadás folyamatossága, ami csökkenti a dinamikus hatásokat, ezért jellemzően nagyobb kerületi sebességeknél alkalmazzák. További előny, hogy a tengelytáv nemcsak a modulnak és a fogszámnak, hanem a fogferdeségnek is a függvénye, ezért a β szög változtatásával kívánt tengelytáv valósítható meg. Előnytelen viszont, hogy a fogak ferdeségének következményeként a csapágyazást axiális erő is terheli.

A fogaskerek felépítése, elemei

A fogaskerek közti alakkal záró – kényszer – kapcsolatot az egymástól egyenlő távolságra elhelyezkedő fogak hozzák létre.



13. ábra. Fogaskerék geometriája

- d – osztókörátmérő
- d_a – fejkörátmérő
- d_f – lábkörátmérő
- p – osztás
- e – fogárokszélesség
- h – teljes fogmagasság
- h_a – fogfejmagasság
- h_f – foglábmagasság

A geometriai számításoknál alapadat a fogaskerek fogszáma és a modul.

A két kerék fogszámainak hányadosa a fogszámviszony (u): $u = \frac{z_2}{z_1}$ (z_2 – a nagyobb, z_1

pedig a kisebb kerék fogszáma, tehát $u > 1$)

A modul az egyenes fogazat osztásának és a π -nek a hányadosa: $m = \frac{p}{\pi}$

Az elemi fogazatú fogaskerek legfontosabb adatainak számítását a táblázat tartalmazza

Osztókör átmérő	$d = mz$
Fejmagasság	$h_a = h_a^* \times m$ (h_a^* fejmagasságtényező értéke általában 1)
Fejhézag	$c = c^* \times m$ (c^* fejhézag tényező értéke szabványosan 0,25; de lehet ennél nagyobb (0,35) is)
Lábmagasság	$h_f = h_a + c = h_a^* \times m + 0,15m = (h_a^* \times 1,15)m$
Teljes fogmagasság	$h_w = 2h_a = 2m$
Fejkör átmérő	$d_a = (d + 2h_a)m = m \times z + 2h_a^* \times m = m \times (z + 2h_a^*)$
Lábkör átmérő	$d_f = z \times m - 2h_f = m(z - 2 - 2c^*)$
Tengelytávolság	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$
Teljes fogmagasság	$h_w = 2h_a = 2m$

Fentiek alapján ismeretlen modulú elemi fogazású fogaskerék moduljának meghatározása az osztókör átmérő megmérése, illetve a fogszám megszámlálása után a

$$d = mz \rightarrow m = \frac{d}{z}$$

képletbe való helyettesítéssel megvalósítható.

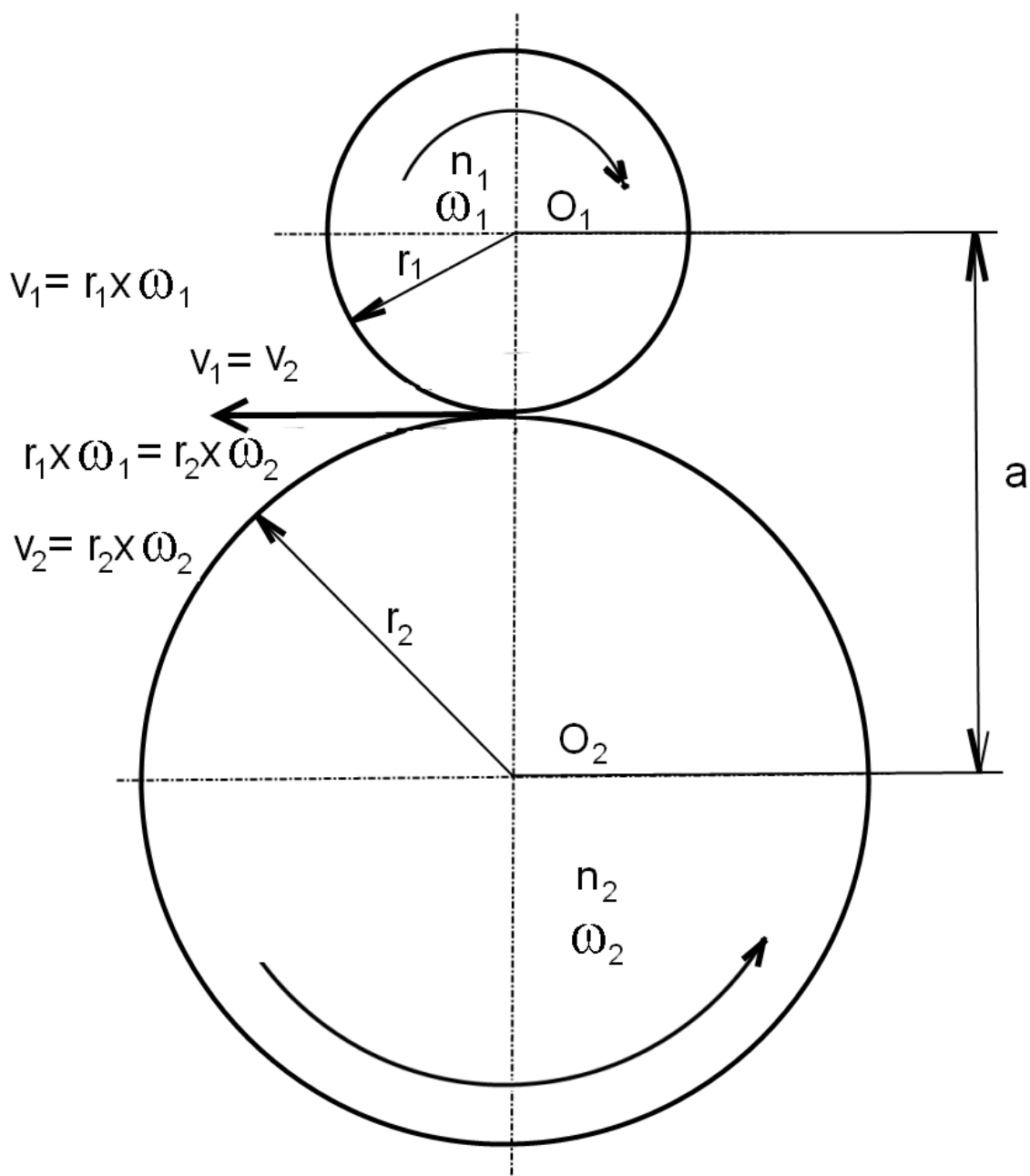
Elemi fogazású fogaskerékáttétel esetén, pedig ha megmérjük a tengelytávolságot, illetve a kerek fogszámát megszámláljuk, akkor a

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

Képlet alapján a modul meghatározható.

Az áttétel és fogszámviszony fogalma

A kényszerkapcsolat jellegéből fakadóan a különböző fordulatszámmal, szögsebességgel forgó fogaskerekek kapcsolódási pontjában azonos kerületi sebességgel kell haladniuk, ez egyben a csúszásmentes gördülés feltétele. ($v_1 = v_2$)



14. ábra. A fogaskerék kapcsolat sebességviszonyai

A csúszásmentes gördülés feltétele

- $n_{1,2}$ – a fordulatszám
- $v_{1,2}$ – kerületi sebesség
- $\omega_{1,2}$ – szögsebesség
- $r_{1,2}$ – gördülőkör sugara

Az áttétel (i): $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ valamint $v_1 = v_2 = r_1 \times \omega_1 = r_2 \times \omega_2 \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = i$

Az áttétel:

- lassító áttétel esetén: $i > 1$,
- gyorsító áttétel esetén: $i < 1$.

Az áttétel állandósága

A fogaskerékpár fogazatainak kapcsolódásakor alapvető feltétele, hogy a szögsebességek hányadosa (ω_1 / ω_2) vagyis az áttétel (i) folyamatosan állandó legyen, ellenkező esetben káros rezgések keletkezhetnek, amelyek nemcsak a megfelelő átvitelt akadályozza, de a fogaskerek és a hajtómű időelőtti tönkremenetelét is okozhatják. Ezt a fogak alakjának kell biztosítani. Ezt az alakot evolvens görbével biztosítják, amit egy körön (az alapkörön) csúszásmentesen legördített érintőegyenesnek a pontjai írnak le.

Nagy fogszámviszony esetén az elemi fogazat kapcsolódása romlik, mert minél nagyobb a fogszámviszony (u), annál kisebb a kiskerék profilgörbületi sugara, ami a fogfelületi teherbírás szempontjából kritikus lehet. A kapcsolódás javítása érdekében a kiskeréken pozitív, a nagykeréken pedig ugyanakkora negatív profileltolást alkalmaztak a tengelytáv változtatása nélkül. Ezzel ún. kompenzált fogazat alakítható ki, amely nagy fogszámviszony mellett is képes biztosítani a szükséges fogfelületi teherbírást.

A kompenzált fogazat számítása a profileltolás-tényező meghatározása után az alábbi összefüggésekkel végezhető.

Profileltolás viszonya	$x_1 + x_2 = 0$
Osztókör átmérő	$d = mz$
Fejkör átmérő	$d_a = (z + 2 \pm 2x)m$
Lábkör átmérő	$(z - 2 - 2c_a^* \pm 2x)m$
Elemi tengelytáv	$a = r_1 + r_2 = (z_1 + z_2) \frac{m}{2}$

Az elemi fogazat hátrányainak kiküszöbölése érdekében alkalmazott további megoldás az ún. általános fogazat. A kapcsolódás javítása érdekében az egyik, vagy mindkét fogaskeréknél itt is profileltolást alkalmaznak, de itt a profileltolás-tényezők nem azonosak és ellentétes előjelűek. Ez a tengelytávolság megváltozását is jelenti, de az evolvens fogazat előnye, hogy a tengelytáv bizonyos határokon belül tetszőlegesen változtatható anélkül, hogy a fogszámokon, a modulon változtatni kellene.

Elemi tengelytáv	$a = r_1 + r_2 = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{\cos \alpha} = \frac{z_1 + z_2}{2} m$
Általános tengelytáv	$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{\cos \alpha_w} = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$
Általános kapcsolószög összefüggés	$a \cos \alpha = a_w \cos \alpha_w$
Gördülőköri osztás	$p_w = \frac{2r_w \pi}{z}$
Tengelytávnövekmény tényező	$y = \frac{a_w - a}{m}$
Első kerék gördülőkör átmérő	$d_{w1} = 2a_w \frac{1}{i+1}$
Második kerék gördülőkör átmérő	$d_{w2} = 2a_w \frac{i}{i+1}$
Fejcsonkítási tényező	$g = \sum x - y$
Fejkör átmérő	$d_a = mz + 2m(1 + x - g)$
Lábkör átmérő	$d_f = mz - 2m(1 - x - c_a^*)$
Alapkör átmérő	$d_b = d_w \cos \alpha_w = d \cos \alpha$

A fogaskerek ábrázolása

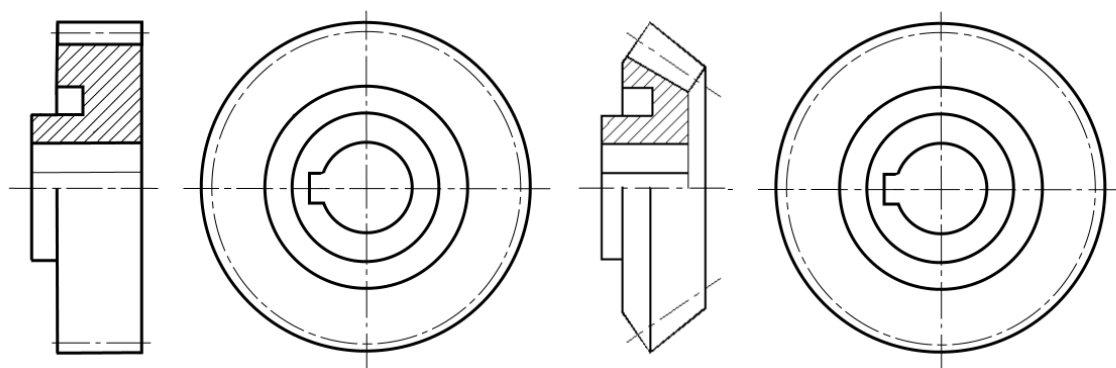
A fogaskerek ábrázolási módjait az MSZ EN ISO 2203:1999 Műszaki rajzok. Fogaskerek ábrázolása (ISO 2203:1973) szabvány írja elő.

Bármely szabvány alkalmazása előtt első teendő annak ellenőrzése, hogy érvényben van-e.

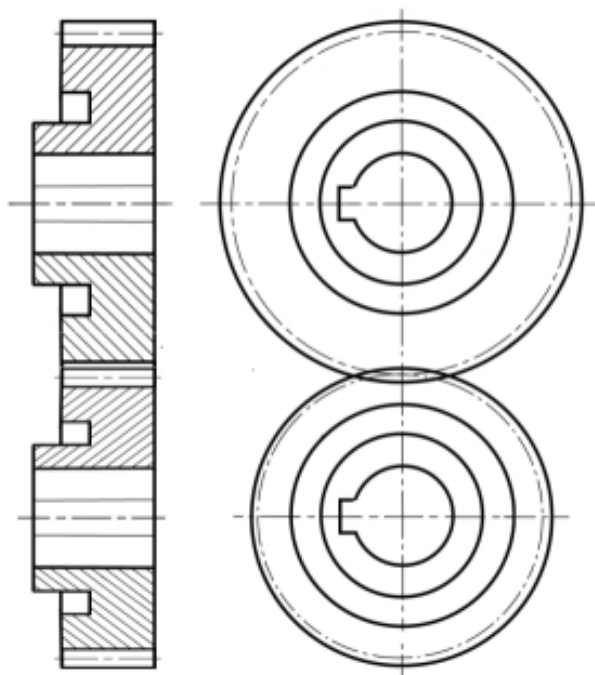
A fejkör vonala metszetben és nézetben egyaránt folytonos vastag vonal (ez egyben a fogaskerék kontúrvonala is); az osztókör (gördülőkör) vonala metszetben és nézetben egyaránt vékony pontvonal; a lábkör vonala metszetben folytonos vastag vonal, nézetben pedig nem rajzoljuk meg.

Metszetben a fogakat sohasem vonalkázzuk!

Terjedelmi okok miatt az ábrázolást csak néhány példán keresztül mutatjuk be.



15. ábra. Egyenes fogazású hengeres és kúpos fogaskerék félnézet-félmetszeti ábrázolása

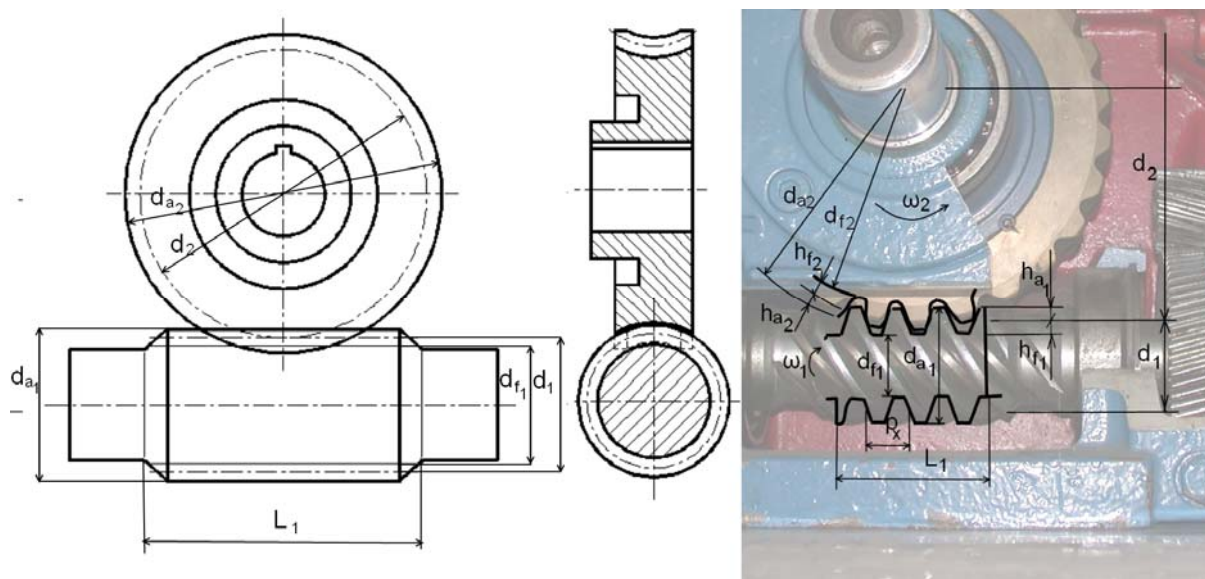


16. ábra. Kapcsolódó fogaskerekek metszetben

A CSIGAHAJTÁS

A csigahajtást nagy áttételek megvalósítására használjuk. A hajtás tengelyei kitérőek. A gyakorlatban a legelterjedtebb a hengeres csigahajtó-pár.

A csiga és csigakerék kapcsolódása a csigakerék homlokmetsetében egyenes profilú (archimedesi) csiga esetén a fogasléc-fogaskerék kapcsolódással azonos.



17. ábra. Csigahajtás

A csiga előírt metosztása (elvileg) tetszőleges átmérőjű orsón megvalósítható. Az átmérőt a gyakorlatban az igénybevételnek megfelelően kell megállapítani a szabványban meghatározott átmérőhányados figyelembevételével.

Készítenek csigát változó menetemelkedéssel is (duplex csiga) pontos mozgás átvitel érdekében, ahol lehetőség van a csiga és csigakerék közötti foghézag beállítására és utánállítására.

Előny:

- nagy áttétel valósítható meg
- önzáró kapcsolat

Hátrány:

- A csigahajtópár érintkezési felületén igen nagy relatív csúszás alakul ki, ezért nagy a súrlódási veszteség (kicsi a hatásfok) és a
- kopás, különösen nagy áttétel (kis menetemelkedés) esetén.

TANULÁSIRÁNYÍTÓ

Hasonlítsa össze a szíjhajtások és a fogaskerék-hajtások előnyeit és hátrányait! Milyen feltételek mellett előnyösebb a szíjhajtás?

Hasonlítsa össze a lánchajtások és a csigahajtások előnyeit és hátrányait!

Tanulmányozza a 3.2 ábrát! Jegyezze meg az ott alkalmazott jelöléseket, és azok értelmezését!

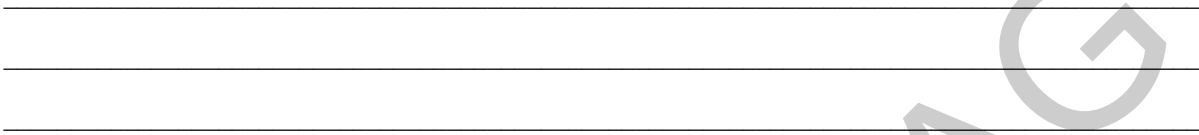
Tanulmányozza a fogaskerek ábrázolásának szabályait, majd készítsen fogaskerék rajzot nézetben, metszetben, illetve félnézet-félmetszetben!

Rajzoljon (szabadkézzel) a műszaki ábrázolás szabályainak megfelelően egy csiga-csigakerék kapcsolódást.

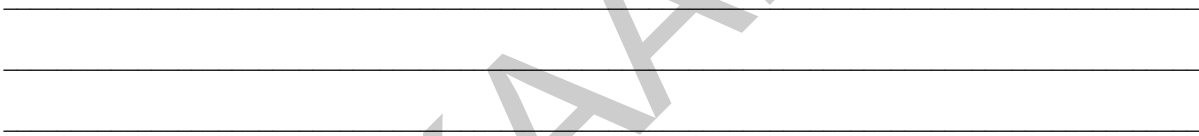
Tanulmányozza a láncajtásnál leírtakat, illetve rajzokat! Egy kerékpár láncajtásán azonosítsa a hajtás elemeit, illetve figyelje meg a gyakorlati kialakításukat!

ÖNELLENŐRZŐ FELADATOK**1. feladat**

Írjon legalább két példát a súrlódó kapcsolatú (erővel záró) hajtásokra!

**2. feladat**

Írjon legalább két példát a kényszer kapcsolatú (alakkal záró) hajtásokra!

**3. feladat**

Szabadkézi vázlattal rajzoljon olyan laposszínhajtás elrendezést, amellyel:

- a) a hajtó és hajtott tengely forgásiránya ellentétes,
- b) a hajtó és a hajtott tengely kitérő helyzetű!



HAJTÁSOK

4. feladat

Írjon 3–3 példát az ékszíjhajtás előnyeire és hátrányaira!

5. feladat

Írjon példákat a lánchajtás előnyeire és hátrányaira!

MEGOLDÁSOK

1. feladat

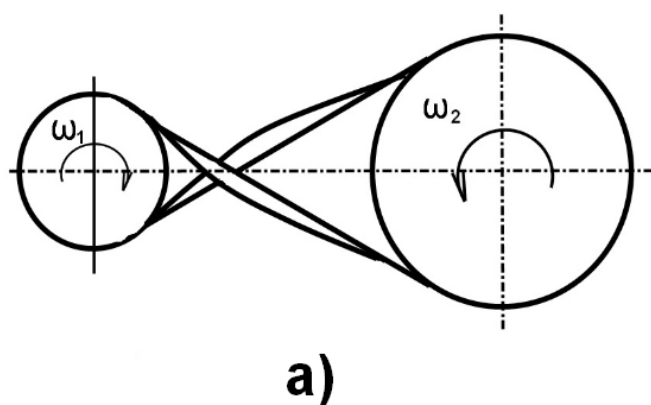
Súrlódó kapcsolatú (erővel záró) hajtások: pl. ékszíjhajtás, laposszíjhajtás, dörzshajtás.

2. feladat

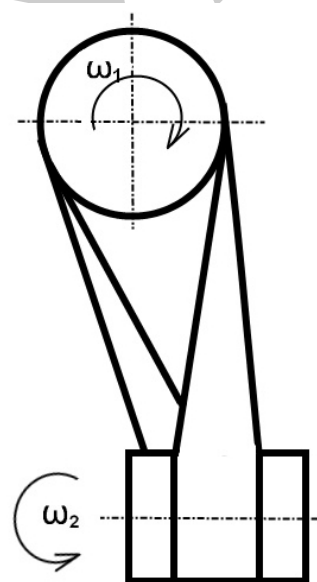
Kényszer kapcsolatú (alakkal záró) hajtások: pl. lánc hajtás, fogaskerék hajtás, csigahajtás.

3. feladat

Szabadkézi vázlat



a)



b)

18. ábra.

4. feladat

Az ékszíjhajtás előnyei: Különböző jellemzőkkel (méret, anyag stb.) rendelkező szíjak katalógus alapján kiválasztható. Az ékhatás miatt kisebb a csapágyazást terhelő radiális erő, a tengelyhúzás. Nyugodt, zajtalan járás. Jó hatásfok. A tárcsa kialakítása lehetővé teszi, több ékszín használatát, ezáltal nagyobb nyomatékok átvitelét

Hátrányai: Az ékszíjtárcsa kialakítása bonyolultabb. Egy hajtásban több szíj alkalmazása során, a szíjhosszúságok tűrési határon belüli eltérése esetén is különböző terhelés éri az egyes szíjakat. Savakra és lúgokra és a magas hőmérsékletre érzékeny. A szíj fokozott igénybevételének elkerülése érdekében, a forgástengelyeknek tökéletesen párhuzamosnak, a hornyoknak pedig pontosan megmunkáltkak kell lenniük.

5. feladat

A lánchajtás előnyei: Nagy teljesítmény vihető át kis lánsebesség esetén is. Az előfeszítés értéke kicsi, ami a csökkenti a csapágyazás terhelését. Nagy tengelytáv lehetséges. Változó irányú dinamikus terhelésre is alkalmazható. Több hajtott lánckerék is lehet. Kis szélesség. Nedvességre, hőre kevésbé érzékeny, mint a szíj. Jó hatásfok.

Hátrányai: A lánckerekeket pontosan egy síkba kell beállítani. A hajtott lánckerék sebessége ingadozik. Élettartama kicsi. Szennyeződésekre érzékeny. Nagy súly. Zajos. A lánc hossz- és keresztirányban is belenghet.

IRODALOMJEGYZÉK

FELHASZNÁLT IRODALOM

Dr. Terplán Zénó: Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest, 2006.

R. Thibaut: Gépelemek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1973.

MSZ EN ISO 5456-2:2000 Műszaki rajzok. Vetítési módszerek. 2. rész: Merőleges vetítések (ISO 5456-2:1996)

MSZ EN ISO 5456-3:2000 Műszaki rajzok. Vetítési módszerek. 3. rész: Axonometrikus ábrázolás (ISO 5456-3:1996)

MSZ EN ISO 5456-4:2002 Műszaki rajzok. Vetítési módszerek. 4. rész: Középpontos vetítés (ISO 5456-4:1996)

A(z) 0227-06 modul 006-os szakmai tankönyvi tartalomeleme
felhasználható az alábbi szakképesítésekhez:

A szakképesítés OKJ azonosító száma:	A szakképesítés megnevezése
54 521 01 0000 00 00	Gépgyártástechnológiai technikus
33 521 08 0000 00 00	Szerszámkészítő
31 521 02 0000 00 00	CNC-forgácsoló
31 521 09 1000 00 00	Gépi forgácsoló
31 521 09 0100 31 01	Esztorgályos
31 521 09 0100 31 02	Fogazó
31 521 09 0100 31 03	Fűrészipari szerszámmélező
31 521 09 0100 31 04	Köszörűs
31 521 09 0100 31 05	Marós

A szakmai tankönyvi tartalomelem feldolgozásához ajánlott óraszám:
10 óra

MUNKANYAG

A kiadvány az Új Magyarország Fejlesztési Terv
TÁMOP 2.2.1 08/1–2008–0002 „A képzés minőségének és tartalmának
fejlesztése” keretében készült.

A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap
társfinanszírozásával valósul meg.

Kiadja a Nemzeti Szakképzési és Felnőttképzési Intézet
1085 Budapest, Baross u. 52.
Telefon: (1) 210–1065, Fax: (1) 210–1063

Felelős kiadó:
Nagy László főigazgató