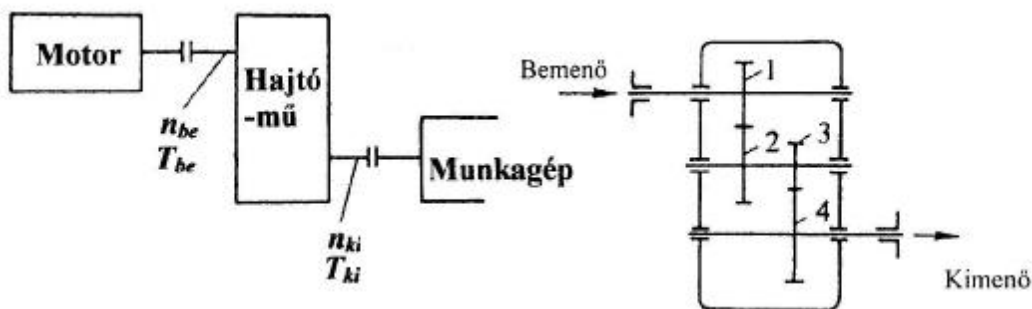


3. MECHANIKUS HAJTÁSOK

Különböző munkagépek (járművek, daruk, szállítószalagok, keverők stb.) meghajtásához meghajtógépeket használnak, leggyakrabban villanymotorokat, belsőégésű motorokat és turbinákat. Általános jellemzői a felsorolt motoroknak, hogy gazdaságosan csak relatív nagy fordulatszámmal és kis forgatónyomatékkal üzemelnek. Másfelől a munkagépek rendszerint kisebb fordulatszámmal és nagy forgatónyomatékokat igényelnek. Ezért a motor és a munkagép közé rendszerint egy hajtóművet iktatnak amelynek az a feladata, hogy a motor fordulatszámát a munkagép igényeihez alakítsa (3-1 ábra). Leggyakrabban a motor fordulatszámát csökkenteni kell, és ebben az esetben a hajtóművet reduktornak nevezzük. Sokkal ritkábban van igény a fordulatszám növelésére, és ilyenkor gyorsító hajtóművet (multiplikátort) használunk.



3-1 ábra. A hajtómű helyzete [1]

A hajtómű bemenő tengelye a motorral, a kimenő tengelye pedig a munkagéppel van összekötve, közvetlenül vagy tengelykapcsoló segítségével. Mechanikus hajtóműveknél a bemenő és a kimenő tengelyek kapcsolata mechanikai elven, a hajtás főelemein keresztül valósul meg. Minden hajtómű tartalmaz legalább egy pár főelemet, melyek közül az egyik a hajtó, a másik a hajtott elem. A szükséges fordulatszám módosítás sokszor nem valósítható meg egy hajtásfokozattal (egy pár főelemmel), ilyenkor többfokozatú hajtóművet alkalmaznak amely lehet kétfokozatú, háromfokozatú stb. (3-1 ábra). A mechanikus hajtások az energia ill. forgatónyomaték és szögsebesség közlését két alapvető módon végzik: alakjukkal vagy súrlódással. A hajtás történhet a hajtó és a hajtott elem közvetlen érintkezésével vagy közvetítőelem (szíj, lánc) segítségével. A mechanikus hajtóművek alapvető típusai a következők:

- Dörzshajtások, amelyeknél a hajtás közvetlen érintkezéssel, az érintkezési felületen jelentkező súrlódó erővel történik
- Fogaskerekes hajtások, amelyeknél a hajtás a fogak alakjával, közvetlen érintkezéssel történik
- Szíjhajtások, amelyeknél a hajtás különböző szelvényű szíj közvetítésével történik. A hajtás megvalósítása lehet súrlódással vagy alakkal (fogazott szíj).
- Lánc hajtások, amelyeknél a hajtás lánc közvetítésével, alakkal történik.

A bemenő és a kimenő fordulatszámok viszonya a hajtómű áttétele (módosítása):

$$i = \frac{n_{be}}{n_{ki}} \quad \text{vagy a szögsebességekkel kifejezve} \quad i = \frac{w_{be}}{w_{ki}} .$$

A fordulatszám és a szögsebesség közötti összefüggés : $w = 2p \cdot n$,

ha n másodpercenkénti fordulatszám, vagy $w = \frac{p \cdot n}{30}$

ha n percenkénti fordulatszám.

Többfokozatú hajtóműveknél az áttételt az egyes fokozatok szorzata adja

$$i = i_{1/2} \cdot i_{3/4} \mathbf{K}$$

Az olyan hajtóműveket, amelyeknél több áttétel, azaz több előre meghatározott kimenő fordulatszám is megvalósítható, változatlan bemenő fordulatszám mellett, sebességváltóknak nevezzük. Azokat a sebességváltókat, amelyeknél a kimenő fordulatszám bizonyos határok között fokozat nélkül változtatható, variátoroknak nevezzük.

A hajtómű hatásfoka a bemenőtengelyen felvett és a kimenőtengelyen leadott teljesítmény viszonya. Mindig egynél kisebb, mert a felvett teljesítmény egy része a hajtóműben jelentkező súrlódás miatt hővé alakul.

$$h = \frac{P_{ki}}{P_{be}} = \frac{P_{be} - P_V}{P_{be}} = 1 - \frac{P_V}{P_{be}}, \quad P_V - \text{teljesítmény veszteség}$$

Ha több hajtómű van sorba kötve, akkor az összhatásfok az egyes hajtóművek hatásfokának szorzataként számítandó

$$h = h_1 \cdot h_2 \cdot h_3 \dots$$

A P teljesítménnyel megvalósítható forgatónyomaték a következő kifejezéssel számítható:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

A kimenő forgatónyomaték T_{ki} és a bemenő forgatónyomaték T_{be} viszonya:

$$\frac{T_{ki}}{T_{be}} = \frac{\frac{P_{ki}}{\omega_{ki}}}{\frac{P_{be}}{\omega_{be}}} = \frac{P_{ki}}{P_{be}} \cdot \frac{\omega_{be}}{\omega_{ki}} = h \cdot i, \quad \text{ebből következik} \quad T_{ki} = i \cdot h \cdot T_{be}$$

Könnyen megállapítható, hogy ha $i > 1$ (lassító hajtás) a kimenő forgatónyomaték nagyobb lesz a bemenőnél, ill. ha $i < 1$ (gyorsító hajtás) a kimenő forgatónyomaték kisebb lesz a bemenőnél.

3.1 Dörzshajtások

3.1.1 Dörzshajtás alapjai és kinematikája

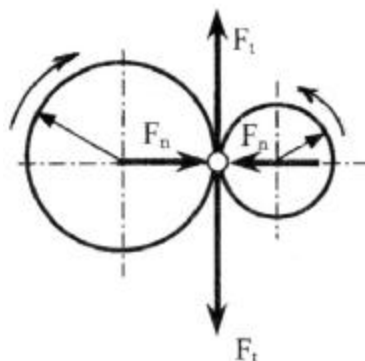
A forgatónyomaték közlése a dörzskerekek közvetlen érintkezésével, a kerek egymáshoz nyomásból eredő normálerő hatására létrejövő, súrlódóerő által történik. A kerületi erő értéke, amellyel a hajtókerék a hajtottat mozgatja, megegyezik a súrlódóerővel, amely értéke a dörzsfelületeken jelentkező μ súrlódástényezőtől és az érintkezési pontban ható normálerő F_n nagyságától függ.

$$F_m = m \cdot F_n$$

A csúszás elkerülésének érdekében teljesülni kell a következő feltételnek: $F_t < m \cdot F_n$

F_t a nyomatékátvitelhez szükséges kerületi erő (3-2 ábra).

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad \text{ahol } d_1 \text{ és } d_2 \text{ a hajtó és hajtott kerékátmérők.}$$



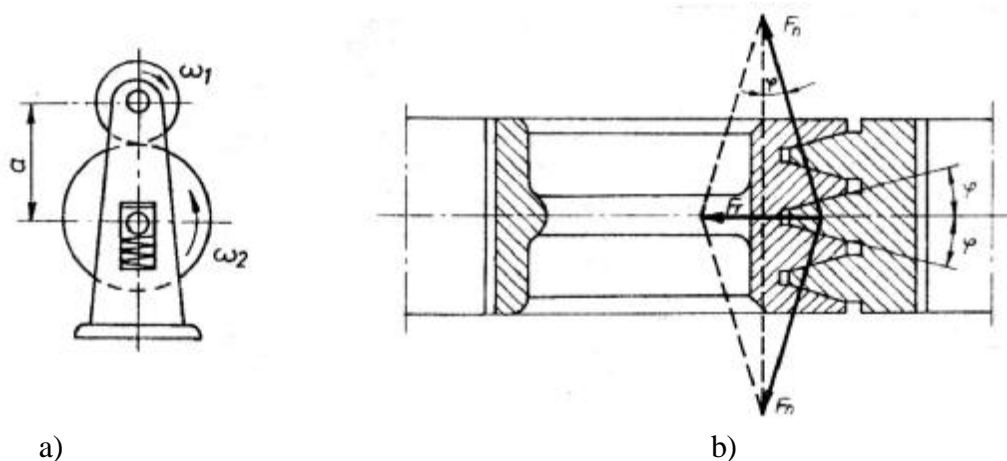
3-2. Dörzskerekek erőjátéka

Az érintkezésfelületek súrlódástényezője a kerek anyaga mellett más tényezőktől is függ (nedvesség, szennyeződések, stb), ezért a szükséges kerületi erő megvalósulása érdekében megcsúszás elleni biztonsági tényezőt S_μ vezetünk be:

$$m \cdot F_n = S_\mu \cdot F_t, \quad \text{innen} \quad F_n = S_\mu \cdot \frac{F_t}{m}$$

Az F_n erő sugárirányban hat és értéke jóval nagyobb a kerületi erőnél (hasznos erő), ezért jelentősen terheli a tengelyt és a csapágyakat. A kerületi erő értékének megnövekedése (pl. túlterhelés miatt) csúszáshoz vezet.

A dörzshajtások felosztása több szempontból végezhető. A tengelyek helyzete szerint lehetnek párhuzamos tengelyűek – hengeres kerek (5-3 ábra) és egymást metsző tengelyűek – kúpkerek. A munkafelületek kialakítása szerint lehetnek hornyolt vagy sima munkafelületűek. A hornyolt munkafelület előnye, hogy azonos kerületi erő megvalósításához kisebb normálerő szükséges. Az áttétel jellege szerint lehetnek állandó áttételű hajtások vagy változó áttételű hajtások – variátorok. Itt meg kell említeni, hogy az állandó áttételű hajtásoknál az áttétel csak feltételesen állandó ui. a dörzshajtásoknál mindig van bizonyos csúszás az érintkezési felületeken.

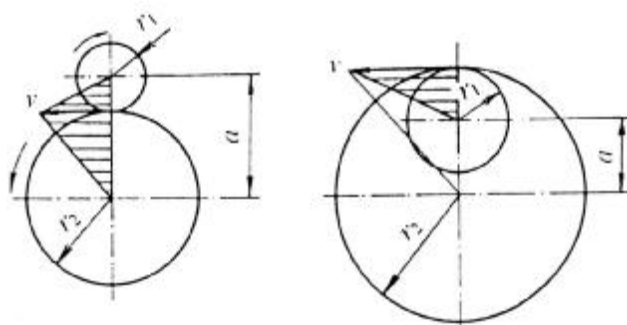


5-3 ábra Hengeres dörzshajtóművek a) sima; b) hornyolt munkafelülettel. [4]

Hengeres kerekknél az érintkezés lehet külső vagy belső felületen (3-4 ábra). Ha a kerek csúszásmentesen gördülnek, akkor a kerületi sebességük azonos

$$v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2$$

Az áttétel: $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = r_2 / r_1$;



3-4. Külső és belső hengeres dörzskerékpár

A tengelytáv külső hengeres kerekknél $a = r_1 + r_2$

Míg belsőkapcsolódásnál $a = r_1 - r_2$

Adott tengelytáv és áttétel esetében kiszámíthatók a kerek sugarai, külső kapcsolódásnál

$$r_2 = u \cdot r_1, \quad a = r_1 + u \cdot r_1 = r_1 \cdot (1 + u), \quad \text{innen} \quad r_1 = \frac{a}{u + 1}$$

belső kapcsolódásnál:

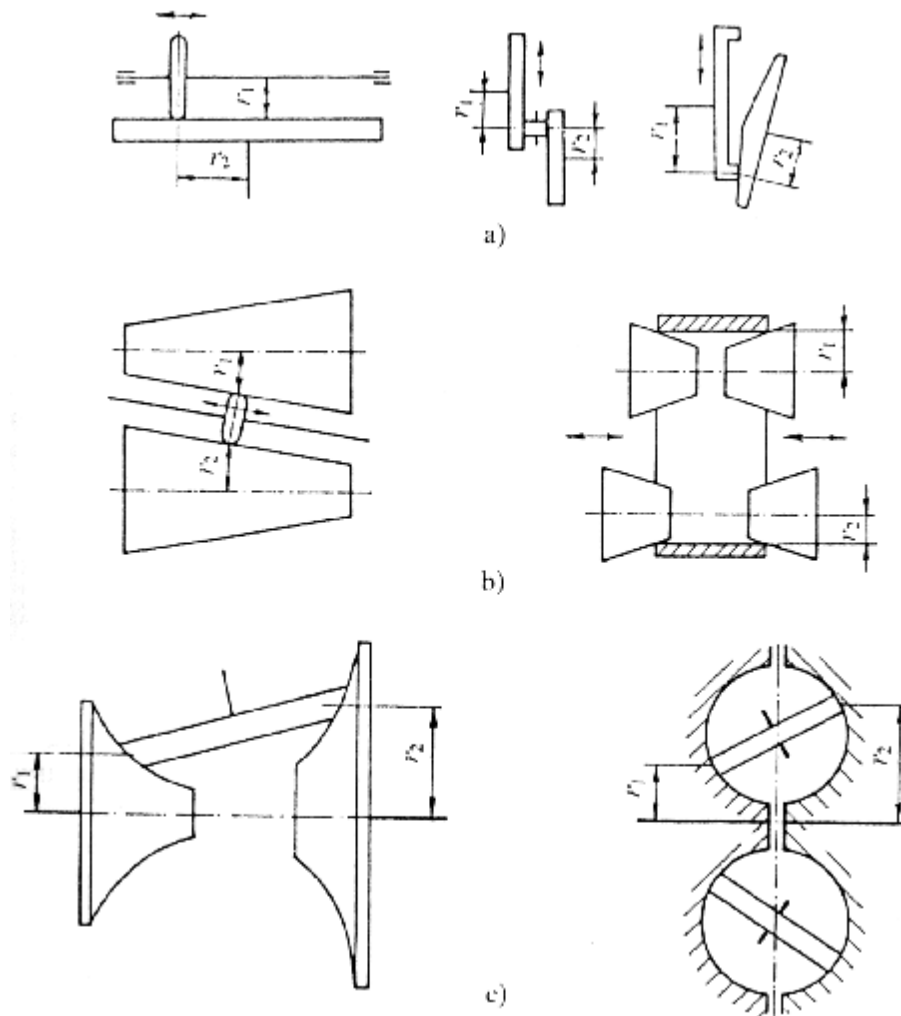
$$r_2 = u \cdot r_1, \quad a = u \cdot r_1 - r_1 = r_1 \cdot (u - 1) \quad \text{innen} \quad r_1 = \frac{a}{u - 1}$$

A dörzshajtásokat a gyakorlatban legtöbbször variátoroknál alkalmazzák. Az áttétel ill. a kimenő fordulatszám megváltoztatását az érintkezés helyének ill. sugarának a változtatásával érik el. Sokféle megoldás van amelyek két szempontból csoportosíthatók. Az érintkezési felület alakja szerint három csoportot különböztetünk meg: a) tárcsás variátorok, b) kúphengeres variátorok, c) tórusz vagy

globoid szerű érintkező felületekkel (3-5 ábra). Az érintkezés helyének változtatása szerint két alapvető megoldás van: (1) a hajtó és a hajtott tengely helyzete változik, az érintkezés közvetlen, (2) a hajtó és a hajtott dörzskerék érintkezése közvetítő görgővel valósul meg és az érintkezés helyének változtatása a közvetítő görgő helyének változásával megy végbe.

Fontos jellemzője a variátoroknak a szabályozási tartomány, amely a legnagyobb és a legkisebb megvalósítható fordulatszám viszonya

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$$



3-5 ábra. Néhány variátortípus vázlata.[1]

3.1.2. Dörzshajtások méretezése és élettartama

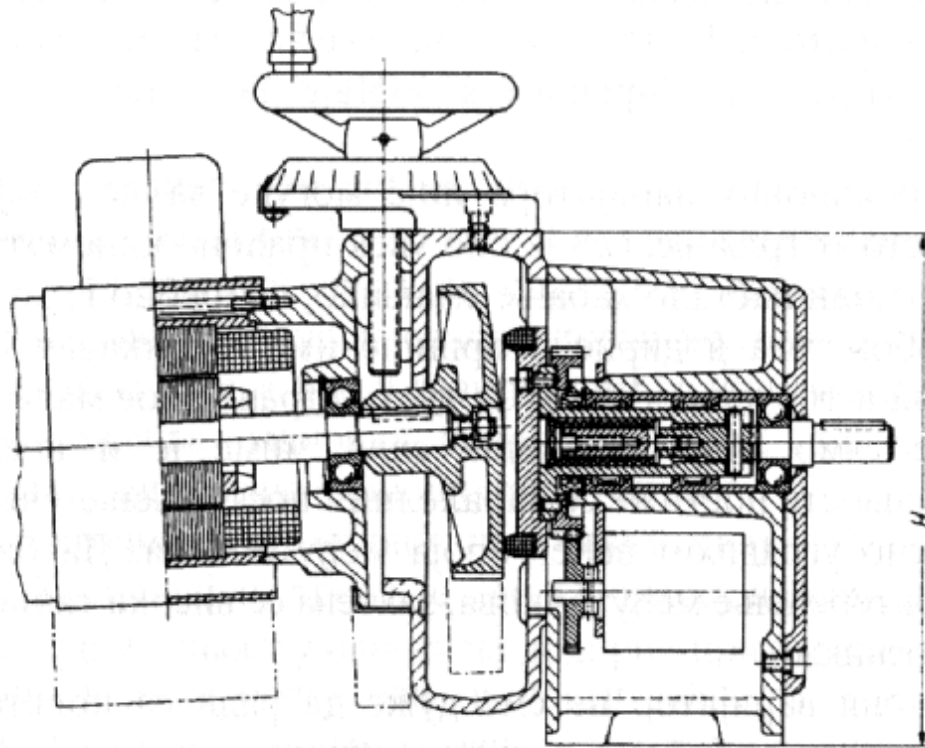
A dörzsfelületek teherbírását elsősorban az F_n normálerő okozta felszíni nyomás határozza meg, amelyet a Herz-féle képlettel számolhatunk. A kerek görbülése folytán az érintkezési vonal állandóan változik és minden fordulatonál egy terhelési ciklus megy végbe. Ennek következtében a dörzskerék hosszabb működése után anyagfáradás állhat be (gödrösödés). Ezért a működő felszíni nyomás értéke a megengedettnél kisebb kell, hogy legyen.

Hengeres kerek esetében a Herz-feszültség számítását az alábbi képlettel végezzük:

$$p_{\max} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot r}} \leq p_{\text{meg}}, \text{ ahol}$$

$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ ekvivalens rugalmassági modulus, míg az E_1 és E_2 a kerekek anyagának rugalmassági modulusa;

$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ ekvivalens görbületi sugár, ahol a ρ_1 és ρ_2 a működő felületek görbületi sugarai. A mínusz előjelet belsőkapcsolódásnál kell alkalmazni. Sima működő felületű hengeres kerékpároknál: $\rho_1=r_1$ $\rho_2=r_2$



3-6. Tárcsás variátor szerkezete. [2]

Az élettartam dörzshajtóműveknél az érintkező felületek kopásintenzitásától függ. A megfelelő anyagválasztásnak lehetővé kell tenni a dörzshajtómű minél hosszabb és megbízható működését. A dörzsanyagokkal szembeni követelmények sok esetben egymással ellentétesek, ezért kompromisszumos megoldásra kel törekedni. A legfontosabb követelmények:

- Nagy rugalmassági modulus, hogy az érintkezési felületek deformációja minél kisebb legyen
- Nagy megengedett felszíni nyomás
- kopásállóság
- nagy súrlódástényező, hogy a szükséges kerületi erő minél kisebb normálerővel megvalósítható legyen

A gyakorlatban leggyakrabban az alábbi anyagpárosításokat alkalmazzák:

- edzett acél - edzett acél,
- öntöttvas –öntöttvas,
- gumi – acél (vagy öntöttvas),
- műanyag – acél (vagy öntöttvas).

3.2 Szíjhajtások

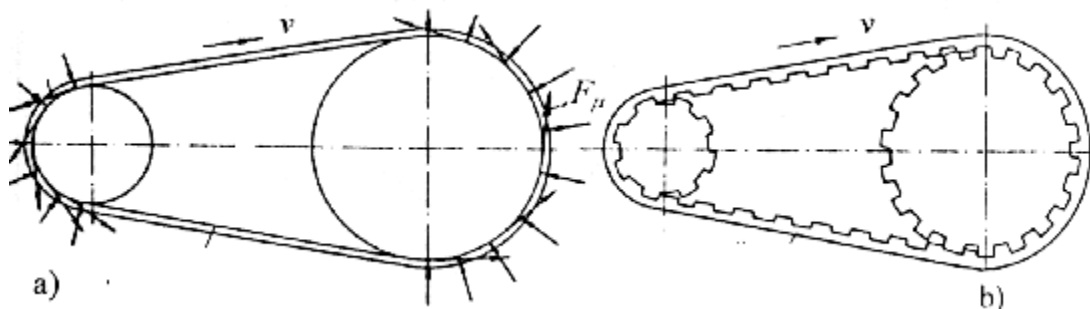
3.2.1 Alapismeretek és a szíjhajtások felosztása

A szíjhajtások lehetővé teszik teljesítmény ill. forgatónyomaték és forgómozgás közlését, amikor a tengelyek egymástól relatív nagy távolságban vannak, egy rugalmas közvetítő segítségével, amely összeköti a két főelemet (szíjtárcsát). A forgatónyomaték közlése súrlódással vagy fogakkal történik (3-7 ábra). Amikor a mozgás közlése súrlódással valósul meg, a szíjat elő kell feszíteni, aminek folytán normál nyomóerő jelentkezik a szíjtárcsa palástján, amely F_{μ} súrlódóerőt hoz létre. A súrlódóerő értéke a forgatónyomatékhoz szükséges kerületi erőnél nagyobb kell hogy legyen:

$$F_{\mu} > F_t; \quad F_t = 2T_1/d_1$$

A hajtott szíjtárcsán kifejtett forgatónyomaték: $T_2 = F_t \cdot d_2 / 2$.

Az előfeszítési erő jelentősen terheli a tengelyt és a csapágyakat, ami az egyik hátránya a szíjhajtásnak.



5-10 ábra. A mozgás közlése szíjhajtásnál: a) súrlódással, b) fogakkal [1]

A rugalmas közvetítőnek köszönhetően a mozgásközlés rugalmas, de állandóan jelen van egy rugalmassági csúszás. Ez mellett túlterhelésnél a szíj megcsúszhat, ez egyben túlterhelés elleni biztosítás is lehet, de egyben az állandó áttétel megvalósítását is bizonytalanná teszi.

A szíjhajtás jó tulajdonságához sorolható: nagy tengelytávoknál is lehetővé teszi a mozgás közlését, zajtalan és nyugodt működés, ütés- és rezgéscsillapítás, egyszerű gyártás és szerelés, viszonylag kis költségek, a berendezés védelme túlterhelésnél.

A szíjhajtás hátrányai: megcsúszás lehetősége, viszonylag nagy helyigény, a tengely viszonylag nagy terhelése, a szíj nyúlása, érzékeny a nedvességre és a zsírokra, a szíj viszonylag rövid élettartama.

A fogakkal történő mozgásközlésnél néhány hátránya a súrlódással történő mozgásközlésnek kiküszöbölhető. Biztosított az állandó áttétel a mozgásközlés rugalmassága mellett. Nem szükséges előfeszítés ill. csak oly mértékben szükséges, hogy a fogak ne ugorjanak át.

A szíjhajtások felosztása a szíjszelvények alakján alapul.

Lapos szíjhajtások. A mozgásközlés súrlódással történik, lehetővé teszik a teljesítményközlést viszonylag nagy tengelytávoknál, alkalmazható kitérő tengelyeknél is, nagy kerületi sebességeknél is működőképesek, több tengely egyidejű hajtására is alkalmasak.

Ékszíjhajtások. A mozgásközlés súrlódással történik. Nagyobb áttételt tesznek lehetővé, közepes teljesítményeknél alkalmazzák.

Fogas-szíjhajtások. A mozgás és teljesítményközlés fogakkal történik. Állandó áttételt valósítanak meg. Nagy kerületi sebességek is megengedettek.

A szíjtárcsák illetve a tengelyek elrendezése szerint a szíjhajtás lehet (5-8 ábra):

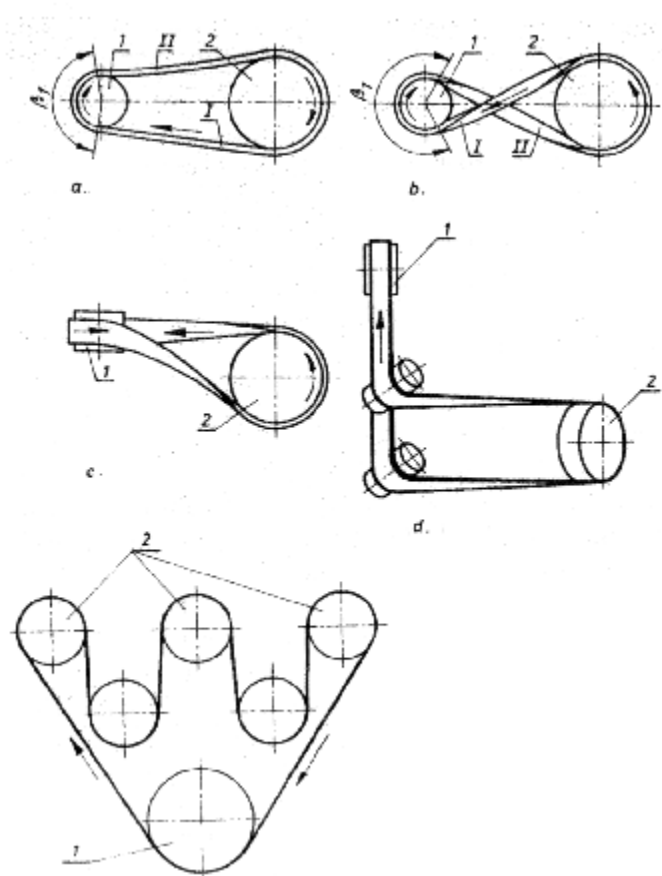
Nyitott szíjhajtás (3-8 (a) ábra) ahol a forgásirány a hajtó és a hajtott szíjtárcsán megegyezik. Helyzete lehet vízszintes, függőleges vagy ferde.

Keresztezett szíjhajtást (3-8 (b) ábra) akkor alkalmaznak, ha a hajtó és a hajtott tárcsa forgásiránya különböző. A húzó és a laza ág közötti súrlódás miatt fennáll a szíj sérülésének veszélye, ezért csak kivételesen alkalmazzák.

Félkereszt-szíjhajtást (3-8 (c) ábra) kitérő tengelyeknél használnak, csak laposszíjakkal alkalmazható. A szíj terhelése fokozott, ami az élettartamát rövidíti.

Fordítógörgős-szíjhajtást (3-8 (d) ábra) a tengelyek tetszőleges elhelyezkedésénél használnak. Csak lapos, esetleg fogazott szíjnál alkalmazható.

Több tengely egyidejű meghajtása (5-11 (d) ábra), amikor egy hajtótengely van a többi pedig hajtott tengely.

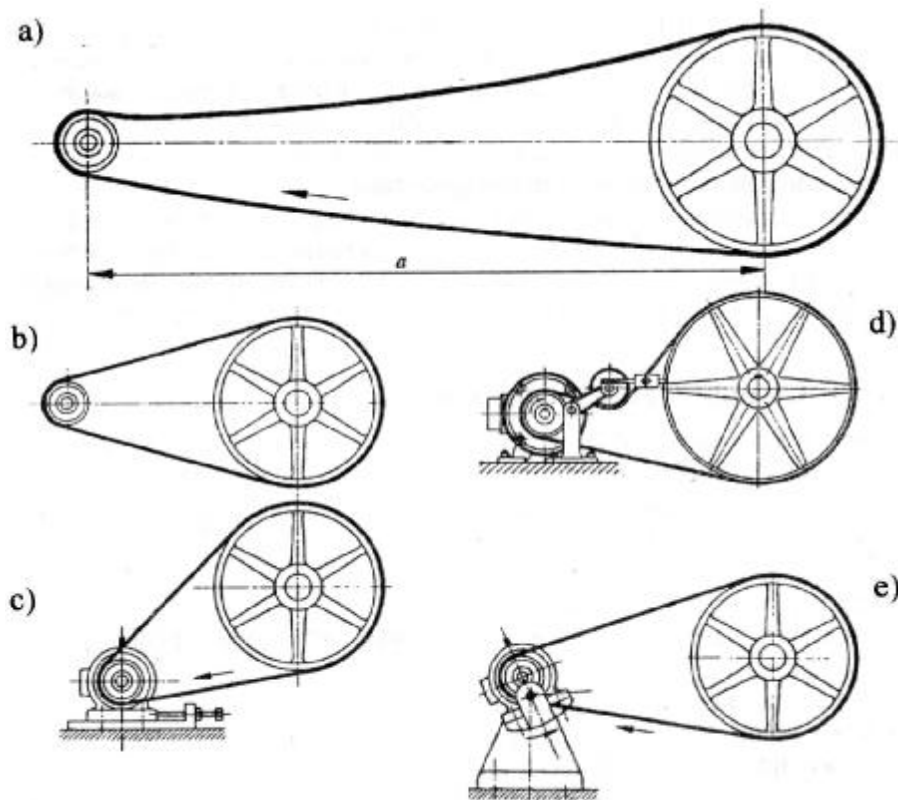


3-8. ábra. Szíjtárcsák elrendezése

3.2.2. Szíj feszítés

A szükséges súrlódóerő létrehozásához, a szíjtárcsák és a szíj között nyomóerőt szíjfeszítéssel hozzuk létre. Az lenne ideális ha a nyomóerő arányosan változna a kerületi erővel, de ez nehezen megvalósítható. A gyakorlatban több szíjfeszítő-megoldás is alkalmazást nyert (3-9 ábra):

- **A szíj súlyával** (3-9 (a) ábra) végezhető az előfeszítés nagy tengelytávoknál ($a > 5m$), amikor a normálerő a szíjtárcsán a szíj súlya által jön létre.
- **A szíj rugalmas nyújtásával** (3-9 (b) ábra) amikor a tengelytáv növelésével rugalmasan megnyújtjuk a szíjat. Egy idő után viszont a rugalmas nyúlás tartós lesz, ezért időnként a tengelytáv további növelése szükséges, amit legtöbbször úgy oldunk meg, hogy a villanymotort, a hajtótárcsával együtt megfelelő vezetékben csavarral vagy menetorsóval elmozdítunk majd újból a talpazathoz rögzítjük (3-9 (c) ábra).
- **Feszítőtárcsával** (3-9 (d) ábra). A feszítőtárcsa a szíj külső felületén hat és súly vagy rugó segítségével feszíti. A feszítőerő értéke közel állandó, de a szíjhajlítgatás növelése miatt annak élettartama csökken.
- **A villanymotor csuklós függesztésével** (3-9 (e) ábra) a motor forgása egy reaktív forgatónyomatékot hoz létre amely a szíjat feszíti. A feszítőerő a szíjban arányos a forgatónyomatékkal és ezáltal annak automatikus szabályozása valósul meg.



3-9 ábra. Szíjfeszítés: a) a szíj súlyával; b,c) a szíj rugalmas nyújtásával, d) feszítőtárcsával, e) a motor csuklós függesztésével [2]

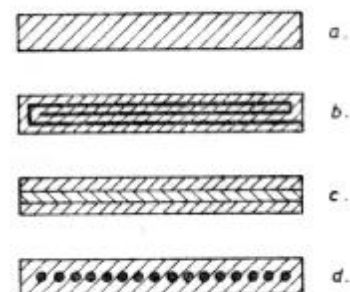
3.2.3. A szíjak szelvényei és szíjanyagok

A szíjanyagok iránti követelmények a következők:

- jó tapadás a szíj és a tárcsa között, ill. nagy súrlódástényező
- elegendő hajlíthatóság
- jó dinamikus szilárdság
- környezeti hatásokkal szembeni ellenállás (nedvesség, zsírok, szennyeződés)

3.2.3.1 Lapos szíjak

A lapos szíjak szelvénye téglalap, melynek a szélességhez viszonyítva kis vastagsága van. Készülhetnek egy vagy több anyagból (3-10 ábra)



3-10 ábra. Lapos szíjak szelvényei. a) egyszerű, egy anyagból készült szíj, b) textilbetétes gumi-szíj, c) többréteges szíj, d) kordbetétes szíj.

Bőrszíjak hajlékonysága jó, nyúlásnak és kopásnak jól ellenállnak, de érzékenyek a porra és a zsírokra. Leggyakrabban marhabőrből készül. A szíj végtelenítése ragasztással, varrással vagy különleges fémkapcsokkal történik.

A textilszíjak csoportjába tartoznak mindazok a síjak, amelyeket szövással állítanak elő. A szálak lehetnek szerves (pamut, állati szőrzet, természetes selyem) és szintetikus (cellulóz alapú műanyagszálak, nylon és perlon) anyagok. A textilszíjakat, műanyagszíjak kivételével, rendszerint olajjal, gyantával vagy valamilyen műanyaggal impregnálják. Legtöbbször végtelenített formában gyártják. Fajsúlyuk a bőrszíjakénál nagyobb, így a működésüknél jelentős centrifugális erő lép föl.

A többréteges síjak korszerű megoldást képeznek, alkalmazásuk mind gyakoribb, így a többi síjfajtát kiszorítják a használatból. A különböző, rendkívül jó résztulajdonságokkal rendelkező (szilárdság, súrlódástényező, külsőhatásokkal szembeni ellenállás) anyagrétegeket ragasztással vagy egyéb eljárással egyesítik (3-11 ábra).



3-11 ábra. Többréteges síjmegoldások. Jelzések: T-textil műanyag borítással, P-poliamid, K-bőr, E-poliészter szálak.

A középső, húzóréteg poliészter szálakból készül. A belső réteg bőr vagy gumiborítású textil, amelyeknek jó a tapadása. A külső védőréteg olyan anyagból készül, amely a külső hatásoknak ellenáll (nedvesség, por, zsírok).

A többréteges síjak működés közben rendkívül jól viselkednek. Kis nyúlás, nagy súrlódástényező ($\mu=0,3-0,6$), elenyésző rugalmassági csúszás, nagyon jó hatásfok ($\eta=0,98$). A nagy szilárdság és kopásállóság, hosszú élettartamot és nagy teherbírást tesznek lehetővé (60KW/cm^{-ig}). Különösen nagy kerületi sebességeknél alkalmazzák (60, esetenként 120 m/s).

Mivel képesek extrém sebességek mellett működni, nagy a terhelhetőségük, ezek a síjak „extremultus” néven ismertek.

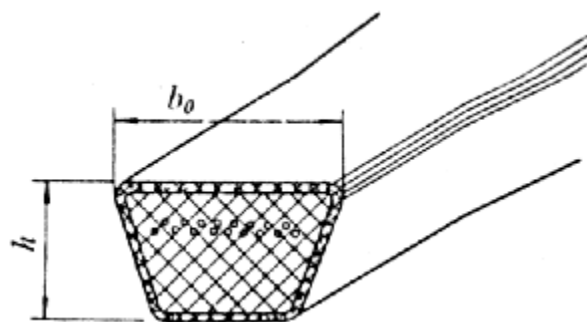
3.2.3.2 Ékszíjak

Szelvényük trapéz alakú (ill. ékalakú, innen kapták az elnevezésüket). Ékszíjknál a működő felületek a síj oldalfelületei, amelyek a síjtárcsa megfelelő horonyoldalaival érintkeznek. Anyaga textilszálakkal vagy műanyagszálakkal (kordokkal) armirozott gumi. A kordok egy vagy több sorban helyezkednek el és a húzószálakat képezik. Az ékszíjak gumival vagy műanyaggal impregnált szövettel vannak beborítva, egy vagy több rétegben, ami a síjoldalal ellenállóságát növeli (3-12 ábra).

Több kifejlesztett és alkalmazott szerkezeti megoldás van (3.13 ábra), melyek közül a leggyakrabban alkalmazottak:

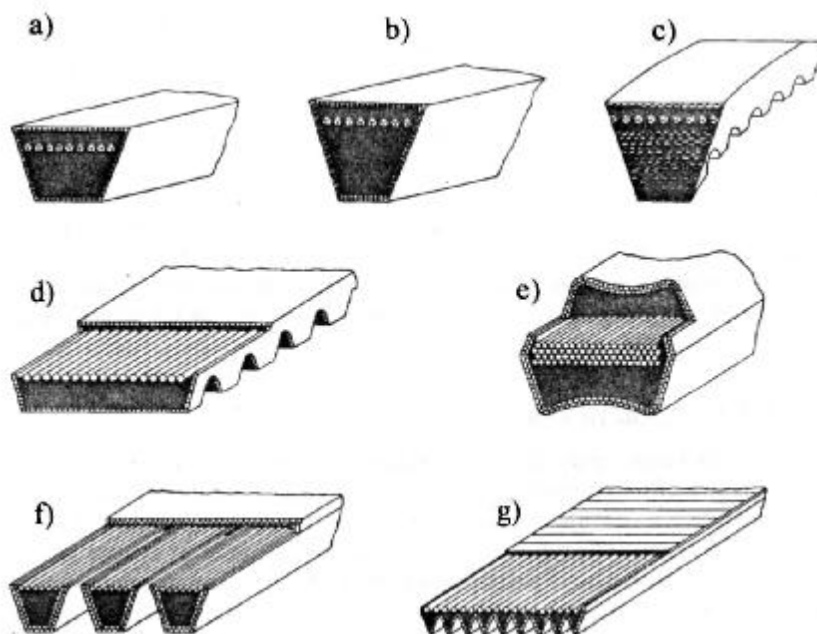
- a normálsíj (jelzésük Y, Z, A, B, C, D, E), amelynél $b_0/h \approx 1,6$;
- a keskenysíj (jelzésük SPZ, SPA, SPB, SPC) ennél a $b_0/h \approx 1,2$.

Mindkét típus szelvényyszöge $\alpha = 40^\circ$, ami megakadályozza a síj beszorulását (beékelődését) a síjtárcsák hornyaiba. Az ékszíjak szelvényméretei és hosszuk szabványban rögzített (lásd a segédletben).



3-12 ábra. Az ékszíj szelvénye

A normál szelvényű síjak vastagsága kisebb és kedvezőtlen üzemfeltételek mellett nagy teljesítményekhez vannak előlátva. A keskeny síjak lehetővé teszik a nagyobb teljesítmény közlését kisebb hajtóműszélességgel, de a szélességhez viszonyított nagy vastagságuk miatt érzékenyek a hajlításra és a kedvezőtlen üzemfeltételekre.



3-13 ábra. Ékszíjak szerkezeti megoldásai: a) normál, b) keskeny, c) keskeny, belül fogazott, d) széles, belül fogazott, e) kétoldalas, f) külsőfelületen egybekötött, g) poly V szíj [2]

3.2.3.3 Fogazott szíjak

A fogazott szíj a forgatónyomaték közlését alakjával végzi. A belső oldalon egyforma osztással fogak vannak kialakítva, amelyek közé a szíjtárcsa fogai jönnek, és ilyen kapcsolódással történik a mozgás és forgatónyomaték közlése. A szíj húzóelemét a teljes szélességén található acél huzalok képezik amelyek szintetikus kaucsuk vagy poliuretán borítással vannak ellátva. A belső oldalon elhelyezkedő fogak poliamidszövet védőréteggel vannak bevonva, alakjuk lehet trapéz vagy félkör (3-14 ábra). Bonyolult hajtóműveknél amikor a kapcsolódást a szíj mindkét oldalán meg kell valósítani, két oldalon fogazott szíjat alkalmaznak.

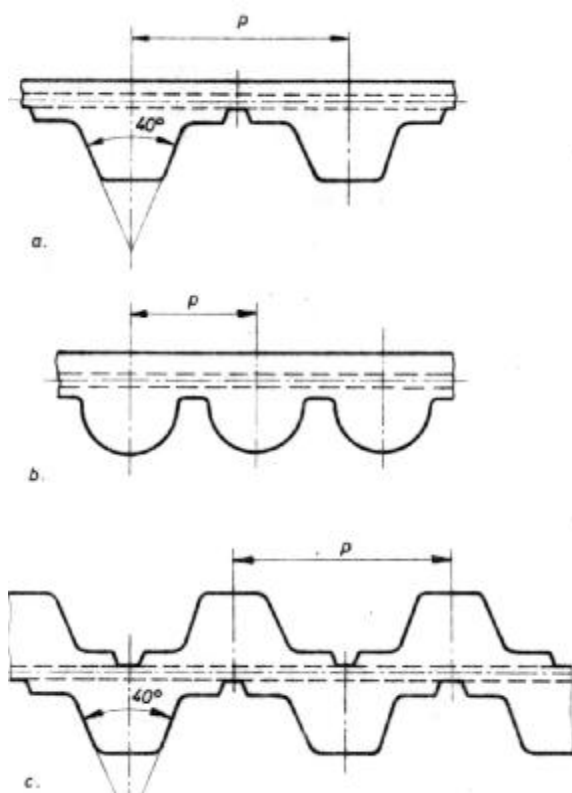
A legfontosabb paramétere a fogazott szíjnak az osztás p , amelynek állandónak kell lenni.

A lapos és ékszíjakkal szemben a fogazott szíj előnyei a következők:

- Pontos áttétel ($u = \text{const.}$)
- Jó hatásfok ($\eta = 0,99$)
- Előfeszítés nem szükséges, így a tengely és a csapágyak terhelése kisebb

Hátrányai:

- A szíjtárcsák gyártása drágább és bonyolultabb
- Idegen test behatolása a fogak átugrását idézheti elő
- Nem nyújt túlterhelés elleni védelmet



3-14 ábra. Fogazott szíjak alakjai: a) trapéz alakú fogakkal, b) félkör alakú fogakkal, c) kétoldali fogakkal

3.2.4. Laposszíz-hajtások

A laposszíz-hajtások a szíjtárcsák működő felületeinek egyszerűségével tűnnek ki. Alkalmazhatók különösen nagy kerületi sebességnél is (60 m/s, esetenként 120 m/s -ig). Nagy terheléseknél nagyon nagy előfeszítést igényelnek, ami a tengely és a csapágyak nagy terheléséhez vezet.

3.2.4.1. A hajtómű méretei

A szíjhajtást legalább két szíjtárcsa és az ezeken elhelyezett szíz képezik. A kerületi sebességek a szíjjal körülvevett szíjtárcsákon azonos. Ebből kiindulva határozható meg az áttétel, illetve az áttétel ismeretében a tárcsaátmérők meghatározhatók.

A kiválasztott szíjszelvénytől függően a kistárcsa átmérő fölvehető. A nagy tárcsa átmérőt a szükséges áttétel alapján számoljuk, a várható csúszást a csúszástényezővel vesszük figyelembe, $\xi_k=0,985$:

- Amikor lassító hajtást alkalmazunk: $d_2=d_1 \cdot u \cdot \xi_k$
- Amikor gyorsító hajtást alkalmazunk: $d_2=d_1 \cdot u / \xi_k$

Ha nincs valamilyen megkötés akkor a tengelytávot a következő ajánlás alapján vesszük föl: $a=(0,7 \dots 2) (d_1+d_2)$.

Szíjhajtásnál alapvetően nyitott szíjhajtást alkalmaznak. Egyszerű kifejezésekkel az 3-15 ábra szerint meghatározhatók a szíjhajtás jellemző méretei és szögei.

Az átfogási szögek: $\beta_1=180^\circ-2\gamma$, $\beta_2=180^\circ+2\gamma$,

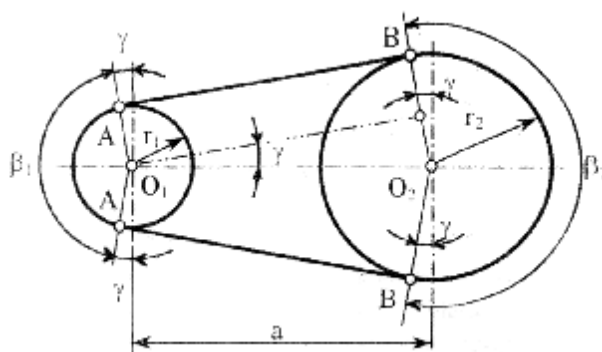
A szíjág ferdeségi szöge: $\sin g = \frac{r_2 - r_1}{a}$

Az előzetes szíjhossz (belső): $L_p = 2a \cdot \cos g + (r_1 \cdot b_1 + r_2 \cdot b_2) \frac{p}{180}$

$$L_p = 2a \cdot \cos g + p(r_1 + r_2) + 2g(r_2 - r_1) \frac{p}{180}$$

Az így kapott hosszat össze kell hangolni a gyártók által kínált L szíjhosszakkal. A kiválasztott valós szíjhossz alapján számoljuk az ennek megfelelő tengelytávot:

$$a = \frac{L - p(r_1 + r_2) - 2g(r_2 - r_1)p / 180}{2 \cos g}$$



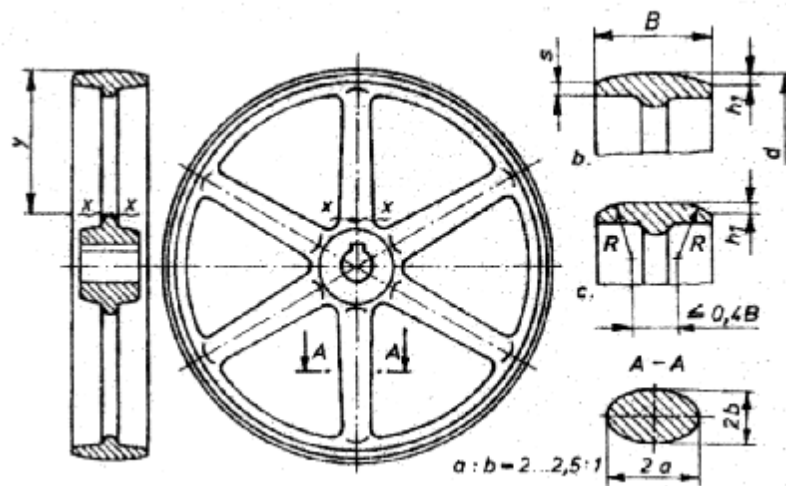
3-15 ábra. A nyitott szíjhajtás vázlata.

3.2.4.2. Szíjtárcsák lapos szíjakkal

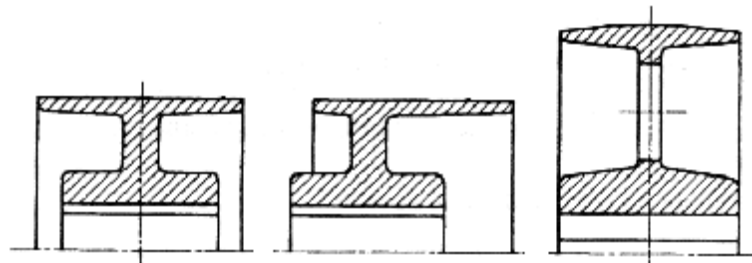
A szíjtárcsákat leggyakrabban öntöttvasból, acélöntvényből, acélból és könnyűfémekből készítik. A szíjtárcsák főméretei szabványosítva vannak. A szíjtárcsák szerkezeti részei a koszorú, az agy, és nagyobb méretű tárcsáknál a küllők. A koszorú működő felülete lehet hengeres az egész szélességen, csak középen hengeres, és ívelt (3-16 ábra). Általában csak a nagy tárcsa készül ívelt koszorúval, de amikor a kerületi sebesség meghaladja a 25 m/s értéket, mindkét tárcsát íveltre kell készíteni.

A szíjtárcsákat 25 m/s kerületi sebesség alatt elegendő statikusan kiegyensúlyozni, ez felett pedig statikus és dinamikus kiegyensúlyozást kell végezni. A kis tárcsát tömör anyagból esztergálják. A 355 mm-nél kisebb tárcsáknál a koszorú és az agy egybe vannak (3-17 ábra). Az ennél nagyobb szíjtárcsákhoz öntött vagy hegesztett előgyártmányt készítenek. Hegesztett szíjtárcsáknál az agy és a

koszorú bordákkal megerősített lemezzel vannak egybekötve. Öntött tárcsáknál a koszorú és az agy kapcsolatát küllők biztosítják. A küllők ellipszis szelvényűek és az agytól a koszorú felé keskenyednek. Hajlításnak vannak kitéve és a szilárdsági ellenőrzésüket az x-x metszetben kell elvégezni (3-16 ábra).



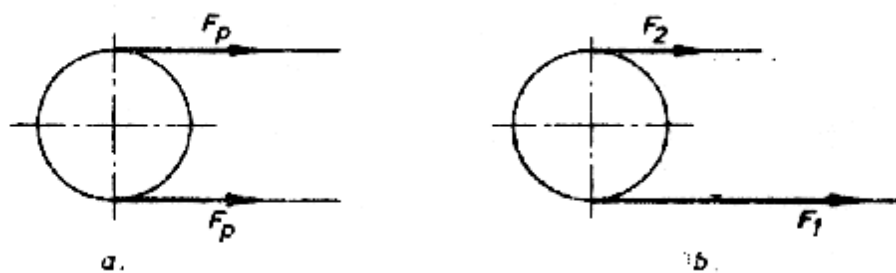
3-16 ábra. Öntött szíjtárcsa.[4]



3-17 ábra. Szíjtárcsák egy darabból [2]

3.2.4.3. A szíjhajtás erőjátéka

A forgatónyomaték közlése súrlódóerővel történik, minek létrehozásához a szíjelőfeszítése szükséges. Eközben mindkét ágban azonos nagyságú F_p előfeszítő erő ébred (3-18 ábra). Az üzemeltetés alatt a húzó ágban az erő megnövekszik F_1 , míg a laza ágban lecsökken F_2 .



3-18 ábra. Szíjágakban uralkodó erők a) előfeszítésnél, b) üzemelés közben

Az erők összege üzemeltetés előtt és közben állandó

$$F_1 + F_2 = 2F_p$$

A szíjágakban uralkodó erők különbsége képezi a kerületi erőt: $F_1 - F_2 = F_t$

A biztonság érdekében, hogy a szíj csúszásmentesen átviszi a szükséges nyomatékot, a kerületi erőt egy C_A üzemtényezővel és az S_μ megcsúszás elleni biztonságtényezővel megszorozzuk

$$F_1 - F_2 = F_t C_A S_\mu$$

A C_A , üzemtényező (külső dinamikus erőhatások) értékei a segédletben megtalálhatók.

Az F_1 , F_2 , és F_p erők meghatározásához három egyenletre van szükség. Ebből kettő áll rendelkezésre, a harmadik a szíj egyensúlyfeltételéből írható fel, amelyet elsőnek Euler fektetett le. Ezt itt levezetés nélkül a következő alakban fogadjuk el:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{mb}$$

ahol: e a természetes logaritmus alapja;
 μ a súrlódástényező
 β átfogási szög a kistárcsán

Az $F_1 - F_2 = F_t C_A S_\mu$ behelyettesítés után

$$F_1 = \frac{e^{mb}}{e^{mb} - 1} S_m C_A F_t, \text{ illetve } F_2 = \frac{1}{e^{mb} - 1} S_m C_A F_t.$$

A szükséges előfeszítő erőt az $F_1 + F_2 = 2F_p$ egyenletből kapjuk meg

$$F_p = \frac{S_m C_A F_t}{2} \cdot \frac{e^{mb} + 1}{e^{mb} - 1} = \frac{S_m C_A F_t}{2j}$$

Ennél az elemzésnél figyelmen kívül hagytuk a centrifugális erőt, amely a szíjtárcsákon átfutó szíjra gyakorol hatást és a szíjat a tárcsától elválasztani igyekszik.

$$F_c = r \cdot A \cdot v^2$$

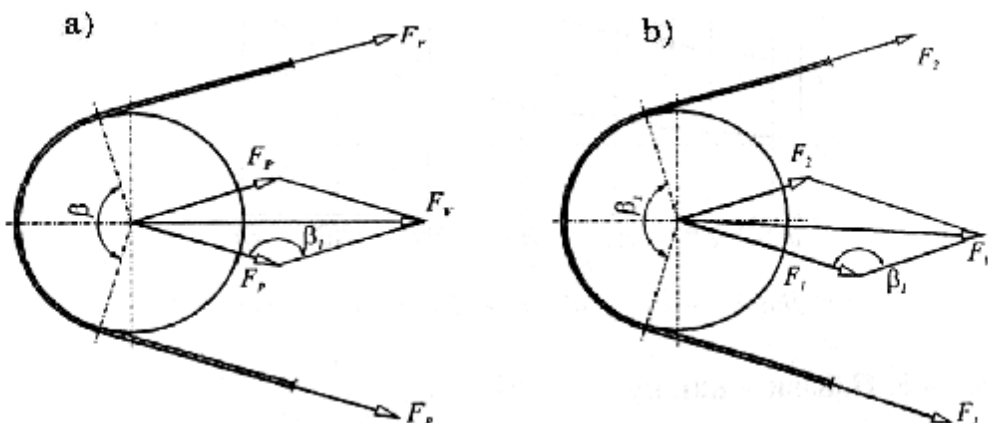
ahol: ρ -a szíj sűrűsége (kg/m^3); A -a szíjszelvény felülete (m^2); v - kerületi sebesség (m/s).

Ha bevezetjük a szíj egységnyi hosszra eső tömegét: $k = \rho A$, $F_c = kv^2$

A centrifugális erő hatását, amely a szíj és a tárcsa közötti nyomás csökkenését irányozza, nagyobb előfeszítéssel lehet ellensúlyozni. Az F_c értékével az előfeszítő erőt meg kell növelni.

A tengelyterhelés a szíjágakban uralkodó erőktől ered. Az előfeszítés után, üzemen kívüli állapotban az F_R eredőerőt az 3-19 (a) ábra szerint határozzuk meg:

$$F_R = 2 F_p \sin(\beta/2)$$



3-19 ábra. A tengely terhelése. a) üzemelés előtt, b) üzemelés közben

Üzemelés közben az eredőerő 3-19 (b) ábra:

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 \cdot F_2 \cos b_1}$$

Ennek az erőnek a hatásvonala kissé eltér a tárcsák középpontját összekötő egyenestől, de ez elhanyagolható a tengelyek méretezésénél.

3.2.4.4 A szíj igénybevétele

Az üzemeltetés folyamán az F_1 , F_2 és az F_c erők a szíj húzóigénybevételnek teszik ki a szíjat. Ez mellett a tárcsákon való áthaladáskor a szíj hajlítói igénybevételnek is ki van téve. Az igénybevételek hatására a szíjban megfelelő feszültségek ébrednek:

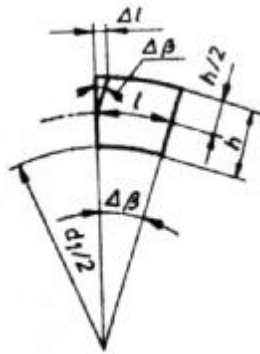
- Húzófeszültség a szíjágakban uralkodó erők hatására:

$$s_1 = \frac{F_1}{A}; \quad s_2 = \frac{F_2}{A};$$

- Húzófeszültség a centrifugális erő folytán:

$$s_c = \frac{F_c}{A} = r \cdot v^2$$

- A hajlítófeszültséget, amely a tárcsákon való áthaladáskor jelentkezik, a Hook törvény alapján számoljuk (3-20 ábra):



$$s_h = e \cdot E = E \cdot \frac{h}{d}$$

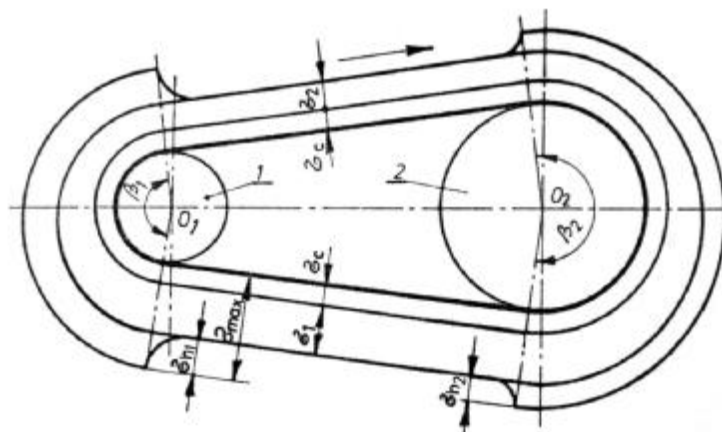
$$e = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\frac{h}{2} \cdot \Delta \beta}{\left(\frac{d}{2} + \frac{h}{2}\right) \cdot \Delta \beta} = \frac{h}{d+h} \approx \frac{h}{d}$$

ahol: E- rugalmassági modulus, ε- dilatáció, h- a szíj vastagsága, d- szíjtárcsa-átmérő, l- neutrális szál hossza, Δl- a legtávolabbi szál nyúlása.

3-20 ábra. Elemi szíjrészecske alakváltozása

A dilatáció ill. a feszültség képletének elemzésével megállapítható, hogy a hajlítófeszültség értéke nagyobb lesz a szíj kistárcsán való áthaladásakor.

A szíj menti feszültségeloszlást mutatja be a 3-21 ábra.



3-21. Feszültségeloszlás [4]

A legnagyobb feszültség a szíj külső rétegében a húzóágban jelentkezik a kistárcsán való áthaladásakor:

$$s_{\max} = s_1 + s_c + s_{h1}$$

$$s_{\max} = \frac{F_1}{A} + r v^2 + E \frac{h}{d_1}$$

A hajlítófeszültség változása a legkifejezettebb, mivel értéke nullától a maximális értékig változik, valahányszor a szíj áthalad a szíjtárcsán. A hajlítások száma a szíj egy körbejárásánál megegyezik a tárcsák számával (x), a körbejárások számát egy időegység alatt pedig a szíjsebesség (v) és a szíjhossz (L) hányadosa adja.

A hajlítgatási frekvencia:

$$f_s = \frac{x \cdot v}{L} \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

A szíj élettartama az állandó kopás és elhasználódás, a viszonylag alacsony szíjanyag-szilárdság miatt viszonylag rövid. A kifejezett és gyakori feszültségváltozás a szíj fáradásához vezet. Az a σ_{\max} feszültségérték, amely N_0 feszültségváltozás után a szíj fáradásához (szakadásához) vezet, a szíj dinamikus szilárdsága σ_{N_0} . Ezt a szilárdságértéket laboratóriumi kísérletek útján kapták, laboratóriumi feltételek mellett ($u=1$, $d_1=d_2=d_{\min}$). A dinamikus szíjszilárdság értékei néhány szíjtípusnál a 3-1 táblázatban találhatók.

3-1 táblázat. Dinamikus szíjszilárdság

Szíjtípus	σ_{N_0} N/mm ²	N_0	m
Közönséges bőrszíj	2...3	10^7	5
Hajlékony bőrszíj	3...6	10^7	5
Pamutszövettel armírozott gumiszíj	6...9 7,5	10^7	4,5...7,5 6
Textilszíj (pamut)	3...4	10^7	4,2...8
Többrétegű szíj poliamid húzóréteggel	50...80	10^7	12...14
Ékszíj	6...9 7,5	10^7	6...11 8

Amikor a szíj σ_{N_0} helyett valamilyen más σ_{\max} feszültségnek van kitéve, a feszültségváltakozás számát, amelynél bekövetkezik a szíj meghibásodása, a következő összefüggésből kapjuk:

$$s_{\max}^m \cdot N = s_{N_0}^m \cdot N_0, \text{ innen } N = N_0 \left(\frac{s_{N_0}}{s_{\max}} \right)^m$$

Ha a szíj élettartama L_h órákban van megadva, az ennek megfelelő hajlítgatási szám

$$n_{\Sigma} = 3600 \cdot L_h \cdot f_s$$

Az n_{Σ} és N kiegyenlítésével megkapjuk a szíj élettartamát órákban:

$$3600 \cdot L_h \cdot f_s = N_0 \left(\frac{s_{N_0}}{s_{\max}} \right)^m, \Rightarrow L_h = \frac{N_0}{3600 \cdot f_s} \left(\frac{s_{N_0}}{s_{\max}} \right)^m$$

Mivel ez a kifejezés a laboratóriumi feltételek melletti kivizsgálásnak felel meg, a konkrét üzemi feltételekhez ezt módosítani kell. Ezt a c_s hajlítási tényezővel, amely az áttételt veszi figyelembe, és a c_{RN} terheléstényezővel, amely az üzemelés közbeni terhelésváltozást veszi figyelembe, amennyiben az időnként kisebb számításba bevitt értéknél.

$$L_h = c_s c_{RN} \frac{N_0}{3600 \cdot f_s} \left(\frac{s_{N_0}}{s_{\max}} \right)^m$$

c_{RN} értékét 1 és 1,8 között lehet felvenni. Kisebbs értékeket amikor a maximális forgatónyomaték részesedése nagyobb és fordítva. A hajlítástényező értékei a 3-2 táblázatban találhatók.

3-2 táblázat. A c_s hajlítástényező

u	1,25	1,4	1,6	1,8	2	3	4
Lapos szíj	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Ékszíj ¹⁾	1,3...1,6	1,4...1,8	1,5...1,9	1,6...1,95	1,7...2	1,8...2	1,9...2
1) Kisebb értékek a nagyobb $\sigma_1/\sigma_{s1}=2...2,5$ viszonyzámmal; Nagyobb értékek a kisebb $\sigma_1/\sigma_{s1}=0,5...1$ viszonyzámmal							

3.2.5. Ékszíjhajtások

3.2.5.1. A hajtómű méretei

Először a kistárcsa átmérőjét kell fölvenni d_{w1} a kiválasztott szíjszelvénytől függően. A nagy tárcsa átmérőjét a kívánt áttételtől számoljuk, ha a csúszást elhanyagoljuk:

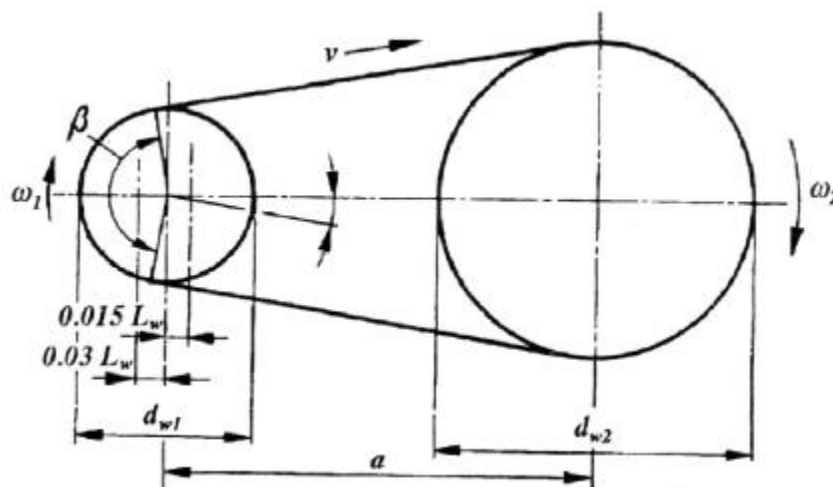
$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u$$

Ahol: d_{w2} és d_{w1} a gördülőkörök, amelyek mérvadóak a kinematikai paraméterek számításánál. A kinematikai áttétel ékszíjhajtásoknál $u \leq 10$.

Ha nincs más megkötés, akkor a tengelytávot az alábbi összefüggéssel kapott határok közt kell felvenni:

$$a = (0,7...2) (d_{w1} + d_{w2}).$$

A 3-22 ábrának megfelelően a jellemző szögek és méretek egyszerű mértani összefüggésekkel meghatározhatók:



3-22 ábra. Az ékszíjhajtás vázlata [2]

Az átfogó szögei: $\beta_1 = 180^\circ - 2\gamma$, $\beta_2 = 180^\circ + 2\gamma$,

A szíjág hajlásszöge: $\sin \gamma = \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a}$

A szíj neutrális rétegének előzetes hossza:

$$L_p = 2a \cdot \cos g + \frac{p}{2} (d_{w1} + d_{w2}) + g (d_{w2} - d_{w1}) \frac{p}{180}$$

Ezt a hosszat egyeztetni kell a szabványos hosszakkal L_w , melyeket a szíjgyártó cégek kínálnak. A kiválasztott szabványos hosszaknak új tengelytáv felel meg:

$$a = \frac{L_w - \frac{p}{2} (d_{w1} + d_{w2}) - g (d_{w2} - d_{w1}) \frac{p}{180}}{2 \cos g}$$

A keskeny ékszíjknál a neutrális szál hossza L_w van szabványosítva, míg a normálszíjknál a szíj belső hossza L_i .

A kapcsolat a külső, ill. belső hossz és a neutrális hossz között:

$$L_s = L_w + 2\pi \cdot h_w$$

$$L_i = L_w - 2\pi \cdot (h - h_w)$$

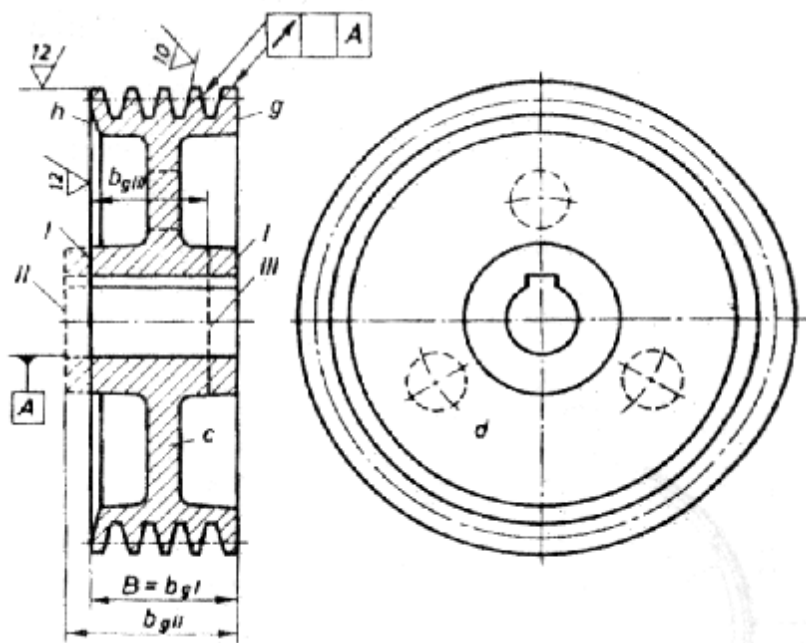
Ahol h_w – a neutrális és a külső réteg közötti távolság.

A beépítés és a szíj feszítés érdekében szükséges, hogy a kistárcsa elmozdítható legyen, oly módon, hogy a tengelytáv $0,015L_w$ nagysággal csökkenthető és $0,03L_w$ értékkel növelhető legyen.

3.2.5.2. Ékszíjtárcsák

Az ékszíjtárcsák alakja az ékszíjak alakjához alakul, hornyokkal vannak ellátva, amelyekbe az ékszíj illeszkedik bele. A koszorú alakja és méretei is szabványosítva vannak, a szíjszelvénytől és szíjak számától függenek (lásd a segédletben). A koszorú és az agy kapcsolatára a lapos szíjtárcsáknál ismert megoldásokat alkalmazzák. A kiegyensúlyozás igénye is megegyezik a lapos szíj-hajtásokkal. A szíjtárcsák leggyakrabban öntöttvasból, acélöntvényből vagy könnyűfémekből készülnek (3-23 ábra). A befejező, forgácsoló megmunkálásnál ügyelni kell a horonyoldalak érdességére, mert nagy érdesség esetében a szíj kopása és elhasználódása intenzív lesz. Tömeggyártásánál (járműipar) a szíjtárcsák készíthetők lemezalakítással is, úgy, hogy mélyhúzással elkészítik a két féltárcsát és ezeket hegesztéssel egyesítik.

A szíjszelvények, szíjtárcsák szabványos méretei, valamint a számítás menete a segédletben van részletesen bemutatva



3-23 ábra. Többhornyú, öntött ékszíjtárcsa [4]

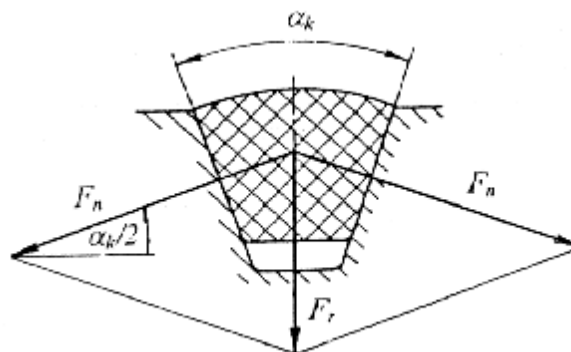
3.2.5.3. Az ékszíjhajtás erőjátéka

Az ékszíj és az ékszíjtárcsa érintkezése a horonyoldalakon történik (3-24 ábra). A szíj ékalakúságának köszönhetően, a normálerő az érintkezési felületeken jóval nagyobb a radiális erőnél és a horony mindkét oldalán jelen van. Ezáltal a lapos szíjhajtásokat jellemző nagy előfeszítő erő itt jelentősen lecsökken. A horonyoldalakon ható normálerő értéke

$$F_n = \frac{F_r}{2 \sin(\alpha_k / 2)}$$

A súrlódóerő összértéke pedig:

$$F_m = 2 \cdot m \cdot F_n = m \cdot \frac{F_r}{\sin \frac{\alpha_k}{2}}$$



3-24. Az érintkezési felületekre ható erők

A normálerő és ezzel a súrlódóerő nagyobb lesz kisebb α_k szögek estében. Viszont ennek a szögnek nagyobbak kell lennie a súrlódásslögnél, mert ellenkező esetben a szíj beszorulhat a hornyokba. Ebből kiindulva és $\mu=0,3$ súrlódástényező értékből adódik, hogy a horonyszögnek 33° -nál nagyobb-nak kell lennie.

A szíj szelvényyszöge $\alpha=40^\circ$, de hajlításnál a szíj felső rétege nyúlik az alsó pedig zsugorodik, ezáltal a trapéz hosszabb alapja rövidül, a rövid pedig növekszik ami az eredeti szelvényyszög csökkenéséhez vezet. Ez oknál fogva a szíjtárcsákat $\alpha_k=32\dots38^\circ$ -os horonyszöggel készítik. A szíj alakja nagyobb mértékben változik, amikor a hajlítás sugara kicsi, ezért kisebb horonyszögeket alkalmaznak kis átmérőjű tárcsáknál.

Az ékszíj ágaiban ébredő erők meghatározásához, a laposszíjagnál lefektetett képleteket használjuk azzal, hogy az ékszíjhajtásnál jelentkező, a nagyobb normálerő következtében, megnövelt súrlódóerőt a súrlódástényező megfelelő növelésével vesszük figyelembe, azaz a laposszíjagnál alkalmazott μ érték helyett μ' lesz. Ezt a következő elemzés teszi lehetővé:

$$m' F_r = m' 2 F_n ; \quad m' \cdot F_r = m \cdot \frac{F_r}{\sin \frac{\alpha_k}{2}}, \quad \text{innen} \quad m' = \frac{m}{\sin \frac{\alpha_k}{2}}$$

A horonyszög α_k fentebb ismertett értékeire $\mu=0,3$ esetében, a $\mu' \approx 1$. Ebből látható, hogy azonos értékű kerületi erő létrehozásához a laposszíjakhoz viszonyítva elegendő háromszor kisebb előfeszítő erő.

Az ékszíjban ébredő feszültség számításánál is hasonló módon járunk el, a megfelelő helyekre μ helyett μ' kerül.

A hajlítófeszültség ($\sigma_n = E h/d_w$), az ékszíj nagyobb vastagsága miatt kifejezettebb, emiatt különösen ügyelni kell arra, hogy a kistárcsa átmérőjének megválasztásakor a gyártók által minden szelvényhez megadott minimális átmérőre vonatkozó javaslatot betartsuk.

3.2.5.3. Az ékszíj kiválasztása

A normál ékszíjak univerzálisan alkalmazhatók az általános gépészetben és a nehéziparban. A keskeny ékszíjak azonos szíjszélesség mellett a normál szíjakhoz viszonyítva nagyobb teherbírásúak, de a tárcsaátmérők is nagyobbak a keskeny ékszíjagnál.

Az ékszíjgyártók a szíjak terhelhetőségét a P_0 teljesítmény formájában adják meg (a táblázatok a segédletben megtalálhatók), amelyet egy szíj meghatározott laboratóriumi körülmények között elbír.

Ezeket az adatokat az

áttétel $u=1$

átfogási szögek $\beta_1 = \beta_2 = 180^\circ$

napi üzemórák száma 10

egyenletes terhelés

meghatározott hajlítási frekvencia

Azt a P_1 teljesítményt, amelyet a szíj valós üzemi feltételek mellett közölni tud, úgy kapjuk, hogy a P_0 értékét megfelelő módosító tényezőkkel megszorozzuk:

$$P_1 = P_0 \cdot c_\beta \cdot c_u \cdot c_f \cdot c_h \cdot c_{\sigma R}$$

ahol:

- c_β átfogásiszög-tényező
- c_u áttételtényező. Ezzel azt vesszük figyelembe, hogy $u > 1$ áttételnél a nagytárcsán kisebb hajlítófeszültség jelentkezik és ezáltal a szíj teherbírása növekszik.
- c_f hajlítgatásfrekvencia-tényező. Amikor a szíjhossz nagyobb, a kerületi sebessége pedig kisebb, a hajlítgatás gyakorisága is kisebb. A szíj sebessége a P_0 teljesítmény meghatározásánál már figyelembe lett véve, így ez a tényező csak a szíjhossztól függ, ezért szíjhossz-tényezőnek is nevezik.
- c_h üzemóra-tényező. Ha a napi üzemórák száma meghaladja a 10 órát, a gumi öregedése gyorsabbá válik. Ezt kisebb szíjterheléssel kell egyensúlyozni.
- $c_{\sigma R}$ terhelésváltozás-tényező. Ha a szíjhajtás névleges terhelése, amellyel a számítást végezzük, csak időnként jelentkezik, és egyébként a szíjhajtás ennél kisebb terheléssel üzemel, akkor a teherbírás értéke növelhető. A terheléstényező értékét $c_{\sigma R} = 1 \dots 1,5$ között kell választani. A nagyobb értékeket akkor választjuk, ha a maximális forgatónyomaték részesedése a hajtómű élettartama alatt kicsi.

A szíjhajtással közlendő teljesítmény $P \cdot C_A$ kisebb kell hogy legyen az ékszíjakkal átvihető összteljesítménynél:

$$P \cdot C_A \leq z \cdot P_0 \cdot c_\beta \cdot c_u \cdot c_f \cdot c_h \cdot c_{\sigma R}$$

Innen kiszámítható a szíjak szükséges száma:

$$z = \frac{P \cdot C_A}{P_0 \cdot c_\beta \cdot c_u \cdot c_f \cdot c_h \cdot c_{\sigma R}}$$

Az így kapott értéket egész számra kell kerekíteni. Itt szemelőt kell tartani azt a tényt, hogy az egyes szíjak hossza valamelyest különbözik, ami a terhelés eloszlást rontja és ezáltal a szíjhajtás élettartamát csökkenti. Ezért 30 kW teljesítményig a szíjak száma nem kellene, hogy meghaladja a négyet, illetve 30 kW fölött a hatot.

Az ékszíjszelvény nagyságának a kiválasztását megfelelő diagram alapján kell elvégezni (lásd a ségédletben).

A kiválasztott szelvény végleges elfogadása csak a szíjhossz, a szíjak száma, a feszültség alapján meghatározható élettartam kiszámítása és értékelése után történik. Ha a várható élettartam nem elegendő, akkor a számítást nagyobb szíjszelvényvel vagy a szíjak számának növelésével meg kell ismételni. Ezt addig ismételjük amíg eljutunk a megfelelő megoldáshoz.

3.2.6. Fogazotszíj-hajtások

A forgónyomaték közlése a szíj fogainak és a fogazotszíj-tárcsák kapcsolódásával történik, ezért a szíjfeszítés iránti igény megszűnik. A fogaknak köszönhetően pontos áttételt valósítanak meg. A fogazotszíj vastagsága és fajlagos tömege viszonylag kicsi, a hajlékonysága viszont nagy és ez alkalmassá teszi nagy kerületi sebességek esetében is (kis teljesítményeknél 80 m/s, nagy teljesítményeknél 40 m/s). Kis szíjtárcsa-átmérők engedhetők meg és ez kompakt hajtóművek készítését teszi lehetővé.

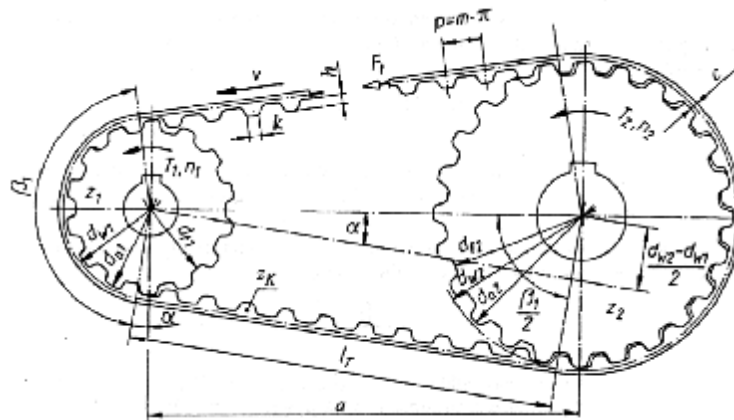
3.2.6.1 A hajtómű méretei

A fogazotszíj-hajtások áttétele meghatározható úgy is, mint a z_2 nagytárcsa-fogszám és a z_1 kistárcsa-fogszám viszonya:

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

A legnagyobb kinematikai áttétel fogazottsíj-hajtásnál $u=10$ ($u=i$ lassító hajtásnál ill. $u=1/i$ gyorsító hajtásnál).

A szíj és a szíjtárcsák méretének meghatározásánál alapvető paraméter a fogazatosztás p (3-25 ábra).



3-25 ábra. A fogazottsíjhajtás alapvető méretei. [2]

A fogazatosztás két szomszédos azonos nevű elemének (profiljának) egymás közötti távolsága.

Az osztás alapján számítható a modul: $\frac{p}{p} = m$, aminek alapján a tárcsák átmérőjét határozzuk meg.

A gördülőkör átmérője d_w az osztásvonallal van meghatározva és nagyobb a d_a fejkörnél.

$$d_w = m \cdot z; \quad d_a = d_w - 2c; \quad d_f = d_a - 2H$$

A fogsók, az osztásvonal és a fejkör közti távolság c , a modul m , a szíjtárcsák fogmagassága H , és egyéb szükséges adat a fogazottsíjhajtás méretezéséhez és számításokhoz a 3-3 táblázatban van megadva, 40° -os trapéz alakú fogazathoz. A táblázatban megadott legkisebb fogsók 3000 ford/min fordulatszámig érvényesek. Ennél nagyobb fordulatszámoknál a fogsók 30 %-kal növeledők.

A tengelytáv határértékei: $a = (0,5 \dots 2)(d_{w1} + d_{w2})$.

A fölvevett tengelytáv alapján a szíj előzetes hossza kiszámítható

$$L_{wr} = 2a \cdot \cos a + \frac{p}{2}(d_{w1} + d_{w2}) + a(d_{w2} - d_{w1}) \frac{p}{180}$$

ahol: $a = \arcsin \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a}$

Az így kapott szíjhossz alapján számítható a szíj előzetes fogszáma:

$$z_{kr} = \frac{L_{wr}}{p}$$

Ennek alapján a 3-3 táblázat segítségével kiválasztható a szíj valós fogszáma z_k és ezután a szíj valós hosszát ki tudjuk számolni:

$$L_w = z_k \cdot p$$

A szíj valós hosszának megfelelő új tengelytáv

$$a = \frac{L_w - \frac{p}{2}(d_{w1} + d_{w2}) - a(d_{w2} - d_{w1}) \frac{p}{180}}{2 \cos a}$$

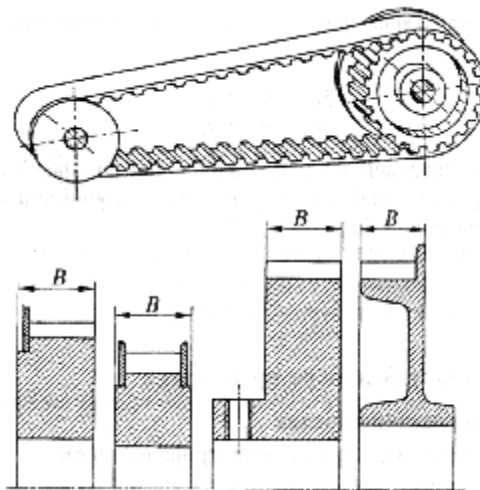
A fogazott szíjat kevésbé kell feszíteni mint az ékszíjat. A szíjtárcsa elmozdulásának nagysága amit biztosítani kell, legalább $0,01 L_w$.

3-3 táblázat. Fogazotszín-hajtások jellemző méretei és adatai

Tip	p mm	m mm	k mm	H mm	h mm	γ	c mm	z_{\min}	F_N N/cm	P_{\max} kW				
T2,5	2,5	0,796	1,0	1,3	0,7	40°	0,27	12	100	0,5				
T5	5	1,592	1,8	2,2	1,2		0,42	10	360	2				
T10	10	3,183	3,5	4,5	2,5		0,92	12	720	20				
T20	20	6,366	6,5	8,0	5,0		1,42	15	1600	>20				
Szabv. szíjszélességek b, és megfelelő tárcsaszélesség B [mm]														
T2,5		T5		T10		T20								
b	B	b	B	b	B	b	B							
4	8	6	11	16	21	32	38							
6	10	10	15	25	30	50	56							
10	14	16	21	32	37	75	81							
		25	30	50	56	100	108							
Szabványos szíjhosszak $L_k = z_k \cdot p$														
T2,5	$z_k =$	48	64	80	98	106	114	132	152	168	192	200	240	312
T5	$z_k =$	82	92	118	124	150	163	172	188	220				
T10	$z_k =$	63	66	84	98	121	124	125	132	135	142	161	188	478
T20	$z_k =$	73	89	94	130	155	181							

3.2.6.2 Szíjtárcsák kialakítása

A fogazott szíjtárcsák rendszerint egy oldalgyűrűvel vannak ellátva, mégpedig a hajtó és a hajtott tárcsák ellentétes oldalain, vagy két oldalgyűrű van egy tárcsán, aminek az a feladata, hogy megakadályozza a szíj leesését a szíjtárcsáról. Néhány szerkezeti megoldás a 3-26. ábrán látható.



3-26. ábra. Fogazotszíjtárcsa-kialakítások [2]

A tárcsák anyaga alumíniumötvözet, acél vagy acélöntvény mart fogazat esetében. Hőre lágyuló műanyagok közül leginkább poliamidot alkalmaznak. Nagysorozat- és tömeggyártásnál fröccsöntéssel készítik.

3.2.6.3 A fogazotszín kiválasztása

A szíjtípus kiválasztása a szíj maximális terhelhetősége P_{\max} alapján történik (3-3. táblázat), abból kiindulva, hogy a szíjhajtással közlendő teljesítmény P , a maximálisnál kisebb legyen. A tárcsák fogszámát a $z_1 > z_{\min}$, föltételből, ill. az áttételből határozzuk meg $z_2 = i \cdot z_1$.

A szíj szélességét a fajlagos teljesítményből lehet kiszámolni:

$$b = \frac{P \cdot C_A}{z_0 \cdot P_N} \text{ [cm]}$$

ahol:

P – a szíjhajtás névleges teljesítménye W ,

C_A - üzemtényező,

P_N – a szíj fajlagos teljesítménye W/cm (3-4. táblázat),

z_0 - a kapcsolódó fogak száma a kistárcsán

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot b_1}{2p}$$

β_1 - átfogásiszög radiánban

Az így kapott szélességet az első nagyobb szabványos értékre kell kerekíteni a 3-3 táblázat szerint.

A tengelyt terhelő erő fogazotszíj-hajtásnál a következő képlet szerint határozható meg:

$$F_R = 1,5 \cdot C_A \cdot F_t$$

ahol:

$F_t = 2T_1/d_{w1}$ – a húzóágban ható erő

A teherbírás ellenőrzését egy meghatározott szíjhajtás esetén, a húzóágban ébredő erő és a szíjra jellemző fajlagos erő F_N összehasonlításával végezzük (3-3 táblázat):

$$C_A \cdot F_t \leq F_N \cdot b$$

3-4. táblázat A fogazotszíj fajlagos teljesítménye

Tip	z_1	P_N W/cm amikor n_1 min ⁻¹											
		100	300	600	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
T2,5	10	0,33	1,0	2,0	2,9	4,4	5,9	7,2	8,9	10,5	11,9	12,4	12,6
	15	0,48	1,45	2,9	4,5	6,8	8,9	11,4	13,6	15,5	16,6	17,8	18,3
	20	0,68	2,1	4,1	6,2	9,5	12,5	15,2	19,0	21,8	23,9	25,8	26,7
	30	1,00	3,0	6,0	9,0	14,0	18,6	23,3	28,0	31,1	34,0	36,2	37,3
	40	1,30	4,0	8,0	12,5	18,8	25,0	30,0	37,5	42,8	50,0	53,7	55,3
T5	10	1	4	8	12	18	22	31	39	44	51	57	63
	15	2	6	12	19	27	34	48	59	68	78	87	96
	20	3	9	16	26	37	46	64	79	92	105	118	130
	30	5	13	25	39	55	70	97	120	139	159	178	196
	40	6	17	33	52	74	94	130	161	186	213	238	263
	50	8	22	42	65	93	117	163	202	233	268	299	330
T10	12	7	20	37	57	80	99	133	160	186	210	225	242
	15	9	26	47	72	101	125	168	202	235	265	284	306
	20	12	34	64	97	135	168	226	273	317	357	383	412
	30	19	52	97	146	205	255	342	413	480	540	580	624
	40	25	70	129	194	275	341	458	553	643	724	777	836
	50	31	88	162	246	345	428	575	694	807	908	974	
T20	12	15	36	96	171	238	328	404	527	608	689	741	
	15	20	49	129	230	319	441	543	709	814	926		
	20	30	73	195	347	482	666	820	1071	1235			
	30	40	98	261	465	646	891	1098	1433				
	40	50	123	328	582	809	1116	1375					
	50	60	148	394	700	972	1341	1652					