

3.2 Szíjhajtások

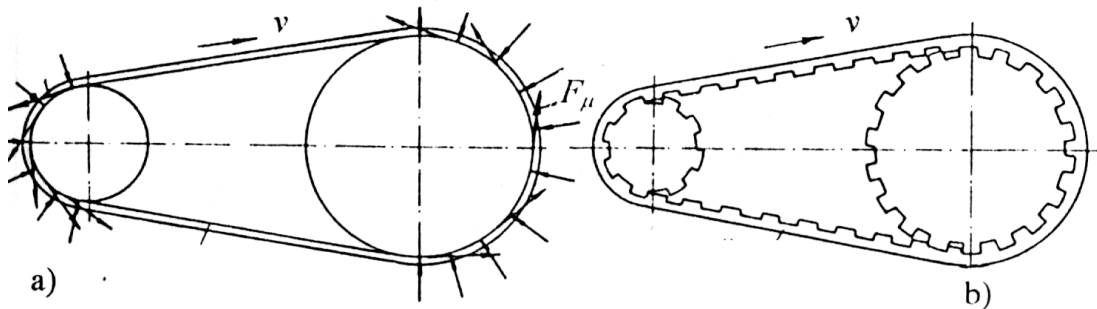
3.2.1 Alapismeretek és a szíjhajtások felosztása

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 megrúghat, 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: megrúghás 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 kiterő 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):

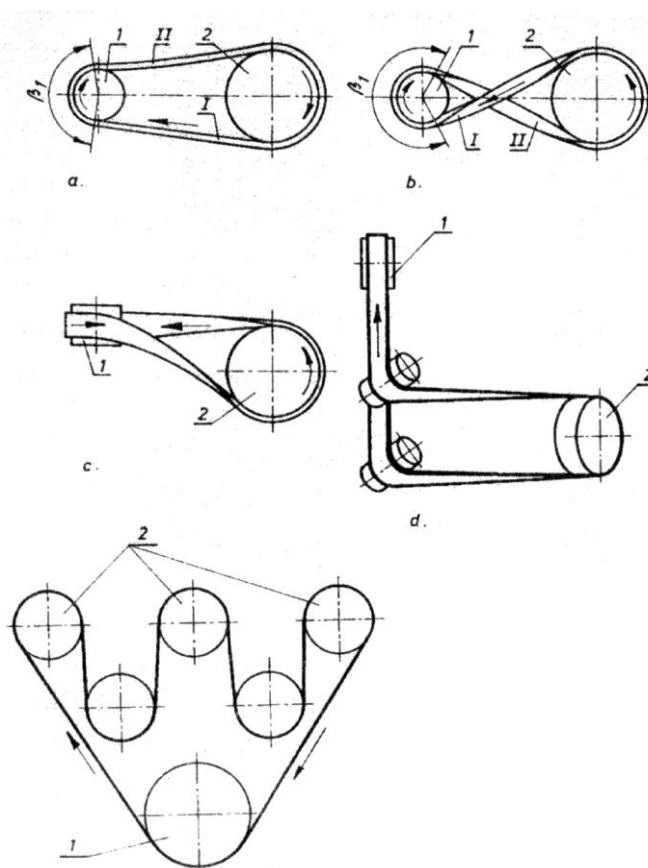
Nyitott szíjhajtás (3-8 (a) ábra) ahol a forgásirány a hajtó és a hajtott szíjtárcsán megegyezik. Helyzete lehet vízszintes, függőleges vagy ferde.

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.

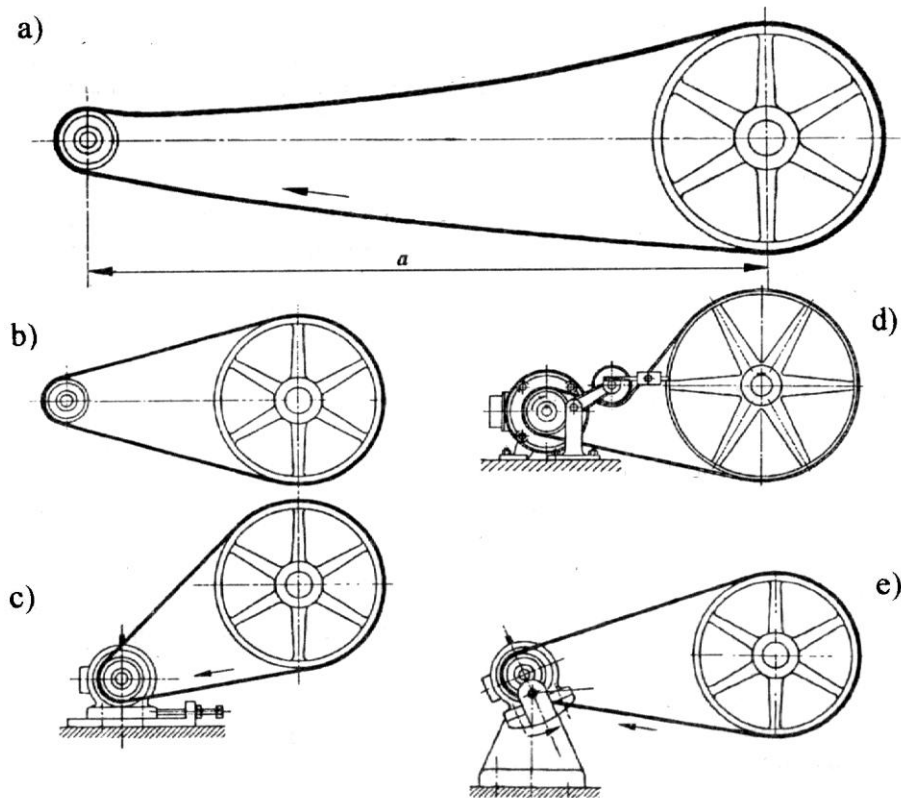


3-8. ábra. Szíjtárcsák elrendezése

3.2.2. Szíjfeszítés

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 forgatónyomatékokat 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]

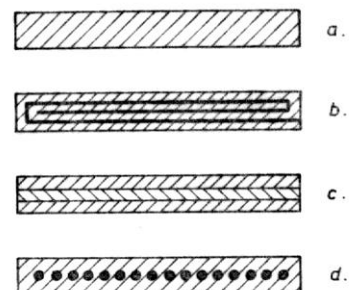
3.2.3. A szíjak szelvényei és szíjanyagok

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)

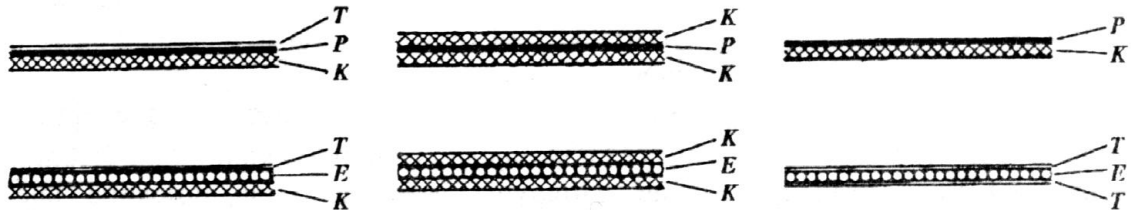


3-10 ábra. Lapos szíjak szelvényei. a) egyszerű, egy anyagból készült szíj, b) textilbetétes gumi-szíj, c) többréteges szíj, d) kordbetétes szíj.

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 szíjak, amelyeket szövessel 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 szíjak korszerű megoldást képeznek, alkalmazásuk mind gyakoribb, így a többi szíjfajtát 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 szíjmegoldások. 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 szíjak 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 szíjak „extremultus” néven ismertek.

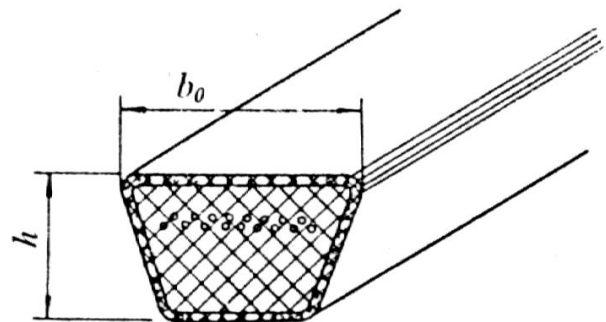
3.2.3.2 Ékszíjak

Szelvényük trapéz alakú (ill. ékalakú, innen kapták az elnevezésüket). Ékszíjagnál a működő felületek a szíj oldafelületei, amelyek a szíjtárcsa 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 szíjoldalak ellenállóságát növeli (3-12 ábra).

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

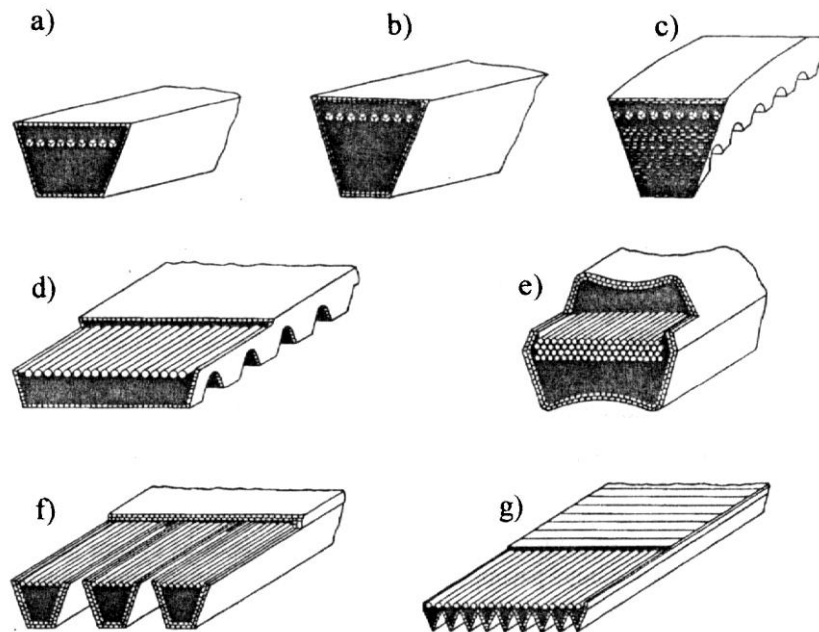
- a normálszíj (jelzésük Y, Z, A, B, C, D, E), amelynél $b_0/h \approx 1,6$;
- a keskenyszíj (jelzésük SPZ, SPA, SPB, SPC) ennél a $b_0/h \approx 1,2$.

Mindkét típus szelvénszöge $\alpha = 40^\circ$, ami megátolja a szíj beszorulását (beékelődését) a szíjtárcsák hornyaiba. Az ékszíjak szelvényméretei és hosszuk szabványban rögzített (lásd a segédletben).



3-12 ábra. Az ékszíj szelvénye

A normál szelvényű szíjak vastagsága kisebb és kedvezőtlen üzemfeltételek mellett nagy teljesítményekhez vannak előlátva. A keskeny szíjak 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.

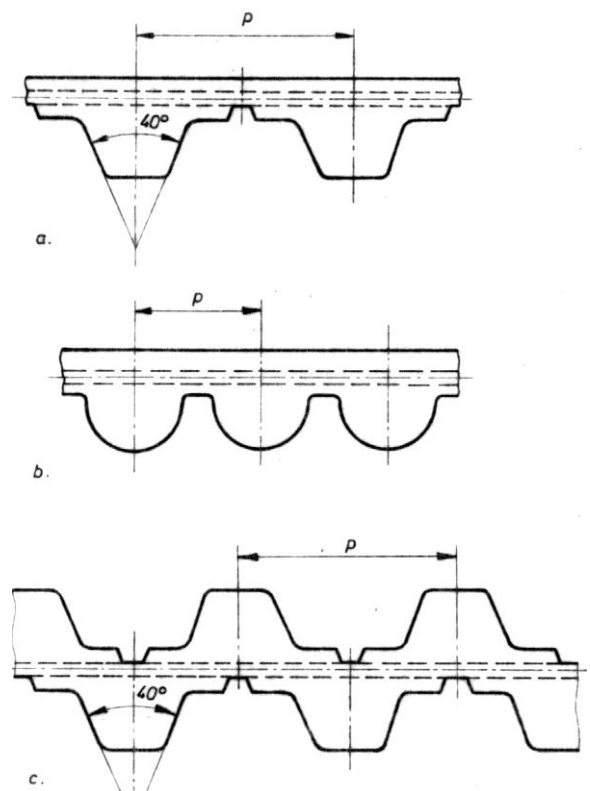
A legfontosabb paramétere a fogazott szíjnak az osztás p , amelynek állandónak kell lenni.

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 szíj képezik. A kerületi sebességek a szíjjal körülvevett szíjtárcsákon azonosak. 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: $a=(0,7 \dots 2) \cdot (d_1+d_2)$.

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

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

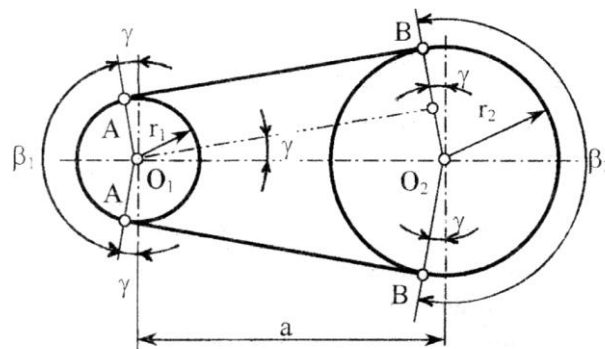
A szíjág ferdeségi szöge: $\sin \gamma = \frac{r_2 - r_1}{a}$

Az előzetes szíjhossz (belső): $L_p = 2a \cdot \cos \gamma + (r_1 \cdot \beta_1 + r_2 \cdot \beta_2) \frac{\pi}{180}$

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

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

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

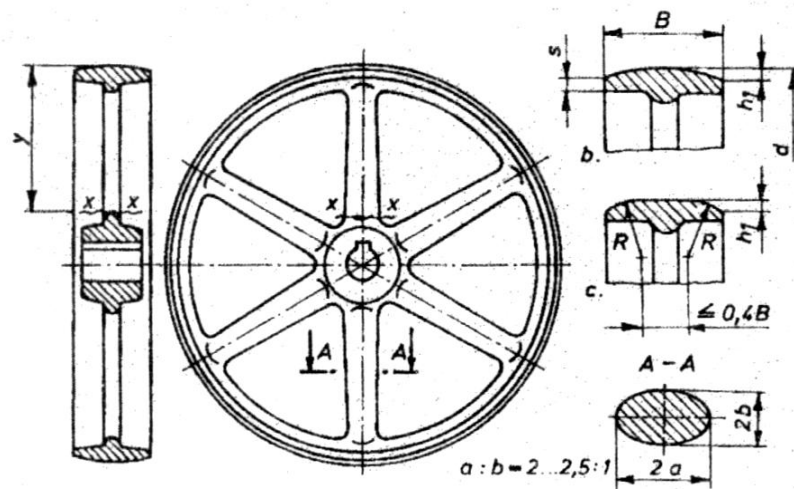


3-15 ábra. A nyitott szíjhajtás vázlata.

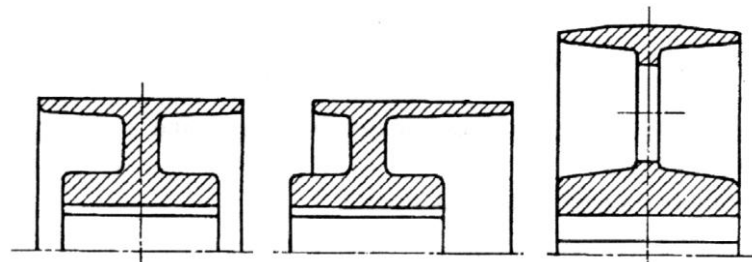
3.2.4.2. Szíjtárcsák lapos szíjakkal

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).



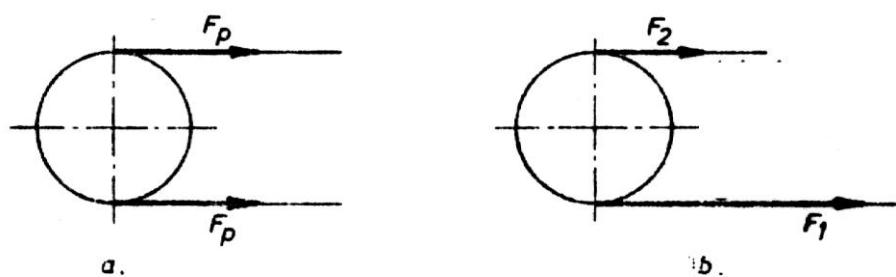
3-16 ábra. Öntött szíjtárcsa.[4]



3-17 ábra. Szíjtárcsák egy darabból [2]

3.2.4.3. A szíjhajtás erőjátéka

A forgatónyomaték közlése súrlódóerővel történik, minek létrehozásához a szíj előfeszítése 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:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\beta}$$

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

$$F_1 = \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} S_\mu C_A F_t, \text{ illetve } F_2 = \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} S_\mu C_A F_t.$$

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

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

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

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

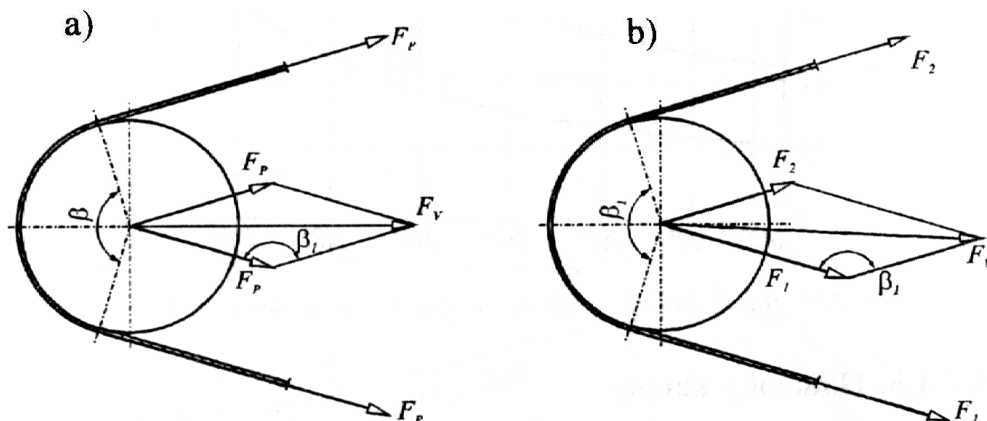
ahol: ρ -a szíj sűrűsége (kg/m^3); A -a szíjszelvény felülete (m^2); v - kerületi sebesség (m/s).

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:

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 \cdot F_2 \cos\beta_1}$$

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:

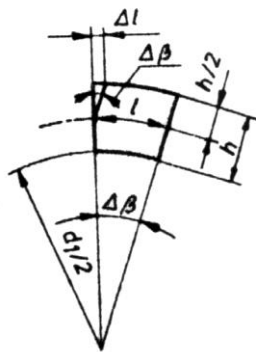
- Húzófeszültség a szíjágakban uralkodó erők hatására folytán:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A};$$

- Húzófeszültség a centrifugális erő folytán:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \rho \cdot v^2$$

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



$$\sigma_h = \varepsilon \cdot E = E \cdot \frac{h}{d}$$

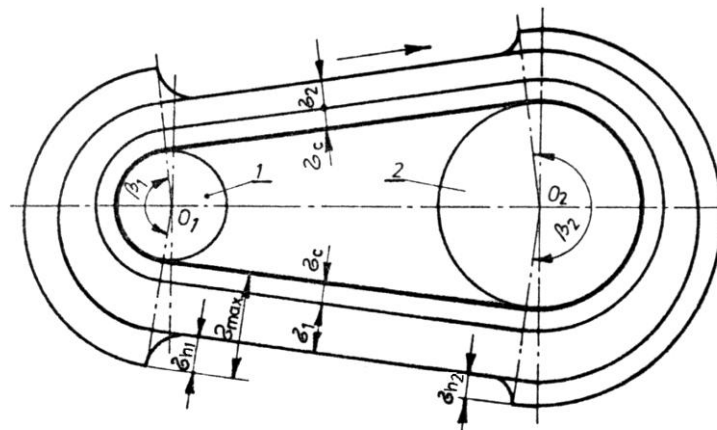
$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\frac{h}{2} \cdot \Delta\beta}{\left(\frac{d}{2} + \frac{h}{2}\right) \cdot \Delta\beta} = \frac{h}{d+h} \approx \frac{h}{d}$$

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:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{h1}$$

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

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_{N0} . 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 található.

3-1 táblázat. Dinamikus szíjszilárdság

Szíjtípus	σ_{N0} N/mm ²	N_0	m
Közönséges bőrszíj	2...3	10^7	5
Hajlékony bőrszíji	3...6	10^7	5
Pamutszövetrel 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_{N0} helyett valamilyen más σ_{\max} feszültségnek van kitéve, a feszültségváltkozás számát, amelynél bekövetkezik a szíj meghibásodása, a következő összefüggésből kapjuk:

$$\sigma_{\max}^m \cdot N = \sigma_{N0}^m \cdot N_0, \text{ innen } N = N_0 \left(\frac{\sigma_{N0}}{\sigma_{\max}} \right)^m$$

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:

$$3600 \cdot L_h \cdot f_s = N_0 \left(\frac{\sigma_{N0}}{\sigma_{\max}} \right)^m, \Rightarrow L_h = \frac{N_0}{3600 \cdot f_s} \left(\frac{\sigma_{N0}}{\sigma_{\max}} \right)^m$$

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.

$$L_h = c_s c_{RN} \frac{N_0}{3600 \cdot f_s} \left(\frac{\sigma_{N0}}{\sigma_{\max}} \right)^m.$$

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

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 $\sigma_1/\sigma_{h1}=2...2,5$ viszonyzámnál; Nagyobb értékek a kisebb $\sigma_1/\sigma_{h1}=0,5...1$ viszonyzámnál							

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:

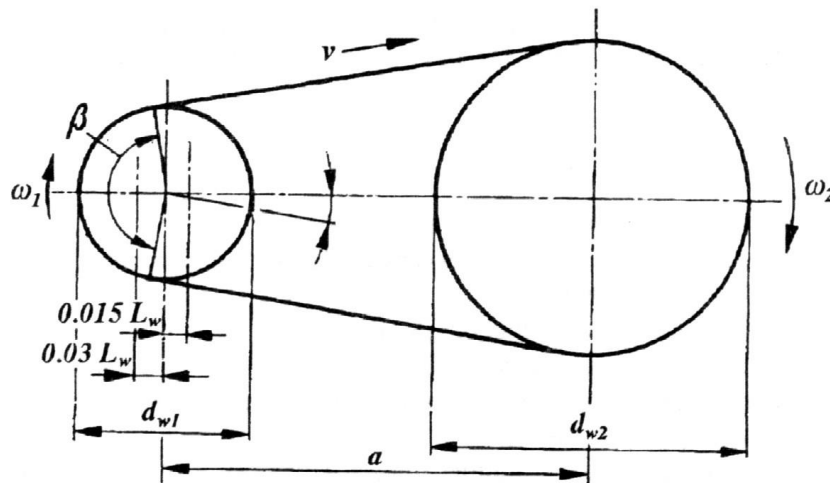
$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u$$

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 vázlatja [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:

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

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

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

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:

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

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

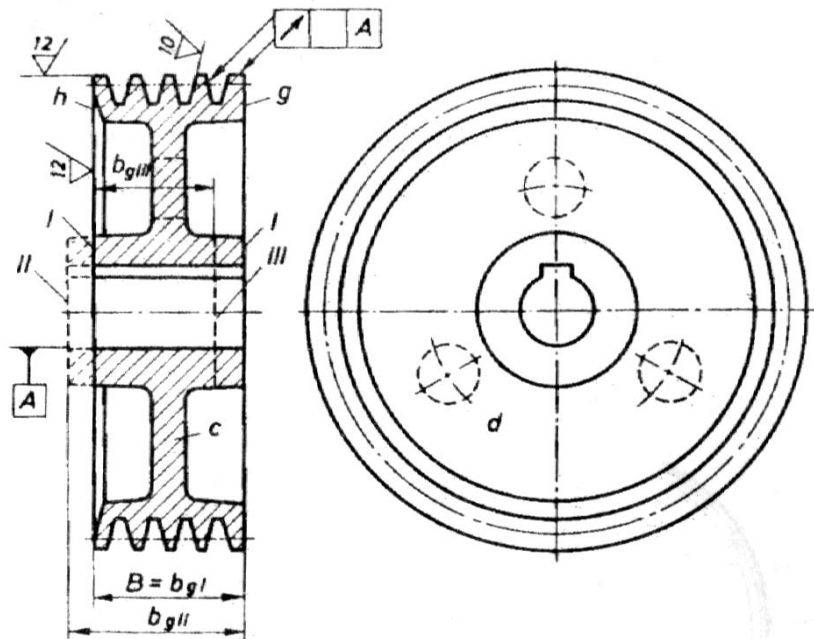
Ahol h_w – a neutrális és a külső réteg közötti távolság.

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 ismertetett megoldásokat alkalmazzák. A kiegyensúlyozás igénye is megegyezik a lapos szíjtárcsákkal. 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



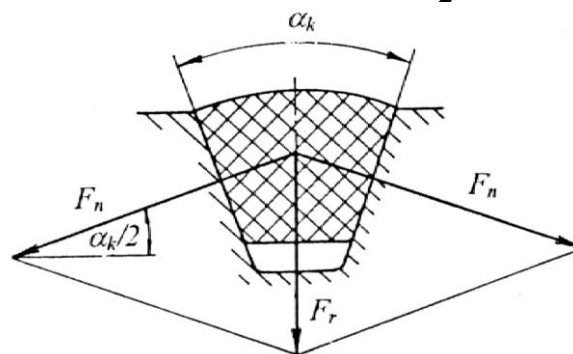
3-23 ábra. Többhornyú, öntött ékszíjtárcsa [4]

3.2.5.3. Az ékszíjhajtás erőjátéka

Az ékszíj és az ékszíjtárcsa érintkezése a horonyoldalakon történik (3-24 ábra). A szíj ék alakúságának 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:
$$F_\mu = 2 \cdot \mu \cdot F_n = \mu \cdot \frac{F_r}{\sin \frac{\alpha_k}{2}}$$



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 súrlódásszögnél, mert ellenkező esetben a szíj beszorulhat a hornyokba. Ebből kiindulva és $\mu=0,3$ súrlódástényező értékből adódik, hogy a horonyszögnek 33° -nál nagyobbak kell lennie.

A szíj szelvényyszöge $\alpha=40^\circ$, de hajlításkor 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 $\alpha_k=32 \dots 38^\circ$ -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 laposszíjakkal lefektetett képleteket használjuk azzal, hogy az ékszíjhajtásnál jelentkező, a nagyobb normálerő következtében, megnövelt súrlódóerőt a súrlódástényező megfelelő növelésével vesszük figyelembe, azaz a laposszíjakkal alkalmazott μ érték helyett μ' lesz. Ezt a következő elemzés teszi lehetővé:

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

A horonyszög α_k fentebb ismertetett 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 ($\sigma_h = E h/d_w$), 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 ékszíjakkal.

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 hajlítgatási 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 segédletben).

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. Fogazott szíjhajtások

A forgónyomaték közlése a szíj fogainak és a fogazott szíj-tárcsák kapcsolódásával történik, ezért a szíj feszítés iránti igény megszűnik. A fogaknak köszönhetően pontos áttételt valósítanak meg. A fogazottszíj 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.

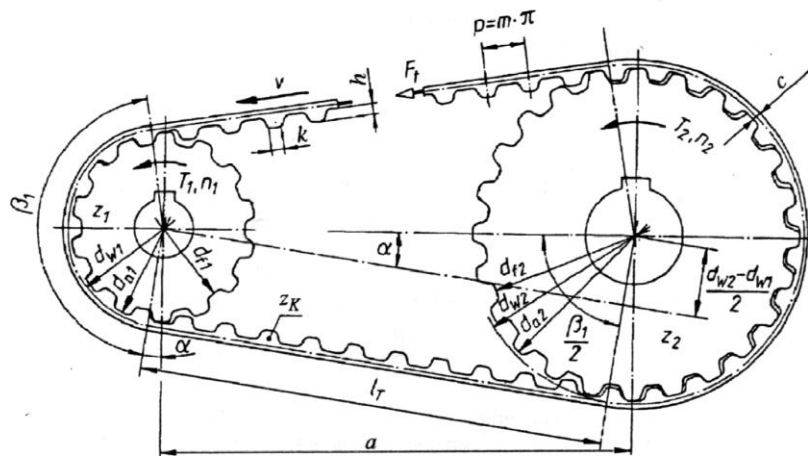
3.2.6.1 A hajtómű méretei

A fogazott szíjhajtások áttétele meghatározható úgy is, mint a z_2 nagy tárcsa-fogszaám és a z_1 kis tárcsa-fogszaám viszonya:

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

A legnagyobb kinematikai áttétel fogazott szíjhajtásnál $u=10$ ($u=i$ 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 fogazott szíjhajtás alapvető méretei. [2]

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

Az osztás alapján számítható a modul: $\frac{p}{\pi} = m$, 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 fogszaámok, az osztásvonal és a fejkör közti távolság c , a modul m , a szíjtárcsák fogmagassága H , és egyéb szükséges adat a fogazottszíjhajtás méretezéséhez és számításokhoz a 3-3 táblázatban van megadva, 40° -os trapéz alakú fogazathoz. A táblázatban megadott legkisebb fogszaámok 3000 ford/min fordulatszámig érvényesek. Ennél nagyobb fordulatszámoknál a fogszaámok 30 %-kal növelendők.

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

A fölvetett tengelytáv alapján a szíj előzetes hossza kiszámítható

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

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

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

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

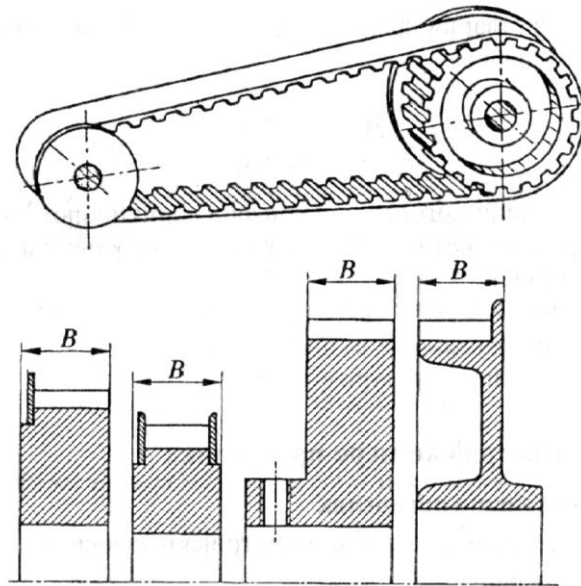
A fogazott szíjat kevésbé kell feszíteni, mint az ékszíjat. A szíjtárcsa elmozdulásának nagysága, amit biztosítani kell, legalább $0,01 L_w$.

3-3 táblázat. Fogazott szíjhajtások jellemző méretei és adatai

Típus	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. Fogazott szíjtárcsa-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 fogazott szíj 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

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot \beta_1}{2\pi}$$

β_1 – átfogási szög radiánban

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

A tengelyt terhelő erő fogazott szíjhajtásnál 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 fogazott szíj fajlagos teljesítménye

Típ	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
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
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						