

Ékszíj- és lánchajtás számítása

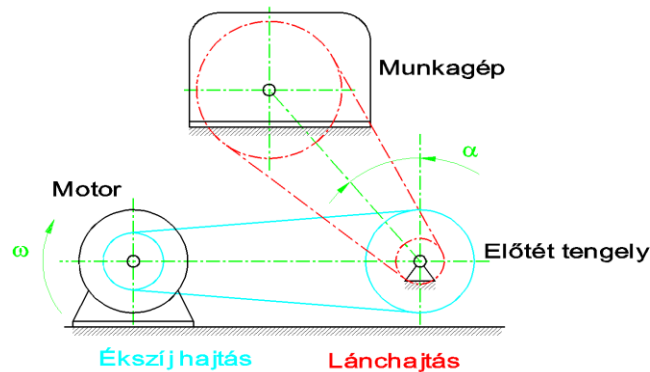
Összeállította:

Németh Géza adjunktus

Némethné Nándori Zénáb tanszéki mérnök

Miskolc, 2019. február 22.

Villamos motorról **ékszíjhajtás** segítségével egy előtét tengelyt hajtunk meg, melyről **görgőslánc hajtás** adja tovább a teljesítményt a munkagépnek. A kétlépcsős hajtás elrendezése az ábra szerinti, a lánchajtás szöghelyzetét a függőleges iránytól mérjük. A feladat célja az ékszíjhajtás és a görgős lánchajtás számításának begyakorlása.



Adatok:

A háromfázisú kalickás motor [1]

- jele 200LB2
- névleges teljesítménye $P = 37 \text{ kW} = 37 \cdot 10^3 \text{ W}$
- névleges fordulatszáma $n = 2965 \text{ min}^{-1} = 49,17 \text{ s}^{-1}$
- tömege $m = 258 \text{ kg}$

A hajtások áttételei

- ékszíjhajtás $i_e = 2$
- lánchajtás $i_l = 3$

A hajtások elrendezése

- ékszíjhajtásé vízszintes
- lánchajtásé $\alpha = 30^\circ$ (a függőlegestől)

1. Az ékszíjhajtás számítása [2]

A hagyományos normál ékszíjakat (Y, Z, A, B, C, D és E jelű keresztmetszetekkel) még gyártják, de új hajtások tervezéséhez már nem ajánlják. Helyettük az SP sorozat elemeit fogjuk használni, melyek nagyteljesítményű ékszíjak. SPZ, SPA, SPB és SPC jelű keresztmetszetekkel készülnek a DIN 7753 illetve ISO 4184 szabványoknak megfelelően. Nagyon sok gyártó ajánlja termékeit és a szíjak kiválasztására a számító eljárásait. A számítások lényegében megegyeznek, mi most az OPTIBELT módszerét fogjuk követni [2].

Korlátozások:

- $d_{p2max} = 450 \text{ mm}$ a hajtott tárcsa átmérője
 $z_{max} = 5$ az ékszíjak száma

A számítás lépései:

1. Tudjuk, hogy a hajtásban az erőgép egy háromfázisú kalickás AC (alternating current) villamos motor. Tudjuk azt is, hogy a munkagép bemenő tengelyén

$$n_{\text{munkagép}} = \frac{n_{\text{motor}}}{i_{\text{ékszíjhajtás}} \cdot i_{\text{lánchajtás}}} = \frac{2965 \text{ min}^{-1}}{2 \cdot 3} = 494 \text{ min}^{-1}$$

fordulatszám jelentkezik. A teljesítményt állandónak tekinthetjük a teljes hajtásláncban, a jó hatásfokú hajtások miatt.

Válasszuk meg a munkagépet a fordulatszám és teljesítmény alapján: pl. legyen ez egy szállítószalag, mely napi két műszakban mészkövet szállít.

2. Válasszuk meg az ékszíjhajtás üzemi tényezőjét a [2] segédlet p75 (75. oldala) alapján: $c_2 = 1,2$. Egy kötőrő gép esetén nagyobb értéket választhatnánk.
3. A szükséges szíjkeresztmetszet előzetes megválasztását p80 felső ábrája alapján végezzük. A kis tárcsa majd' háromszáz fordulatára és az üzemi tényezőnek megfelelően növelt negyvenöt kilowattos teljesítmény figyelembevételével az SPA jelű szíjkeresztmetszetet választjuk, ennek fő jellemzőit a p8 oldalon találjuk.
4. Az ékszíjtárcsák átmérőit p99 táblázata alapján választjuk. Az egy szíjjal átvihető teljesítmény a bemenő fordulatszám, a kis tárcsa átmérője és egy áttételtől függő hozzáadott érték (teljesítménypótlék) függvénye. Az ékszíjhajtás kettes áttétele miatt a hajtó tárcsa legfeljebb 225mm átmérőjű lehet. Ha ezt választjuk, illetve a szabványos 224 mm-t, akkor várhatóan három ékszíjjal megoldhatjuk a feladatot. Válasszunk ennél kisebbet, a 180 mm átmérőjűt. Ebben az esetben egy szíjjal a táblázat szerint $13,43\text{kW} + 1,1\text{kW} = 14,5\text{kW}$ teljesítményt hordozhat egy szíj, és várhatóan három vagy négy szíjjal megoldhatjuk a feladatot. Pontos választ csak akkor tudunk adni, ha már ismerjük az ún. átfogási szöveget (azt a 180 foknál kisebb szögtartományt, melyen a kistárcsával érintkeznek a szíjak, lásd a p73 ábráját), illetve a szíjak hosszát, mert az ezeket figyelembe vevő c_1 és c_3 tényezőket egyelőre még nem választottuk meg.
5. $d_{p1} = 180\text{mm}$ kistárcsa átmérőhöz $d_{p2} = 355\text{mm}$ nagytárcsa átmérőt választunk, mert bár az ékszíjhajtás előírt kettes áttétele 360 mm-t adna, a tárcsaátmérők szabványosak, ezek közül a megfelelőt a p68-ról választottuk.
6. A a tengelytávolságra, ha egyéb feltétel nincs előírva, szabadon választhatjuk a $0,7(d_{p1} + d_{p2})$ és $2(d_{p1} + d_{p2})$ tartományban. Nagy áttételek esetén kerüljük a kisebb értékeket, mert jelentősen lecsökkenhet a β átfogási szög. Legyen most $a = 600\text{mm}$.
7. A szíjhosszúságot két ívhossz és két egyenes (érintő) szakasz összege adja. A p73 ábrája szerint $\alpha = \arcsin\left(\frac{d_{p2} - d_{p1}}{2a}\right)$ és $\beta = 180^\circ - 2\alpha = \dots \approx 163^\circ$. (Ekkor p74 táblázatából az átfogási szögtől függő tényező $c_1 = 0,99$.) Ezek figyelembe vételével

$$L_p = \beta \frac{\pi}{180^\circ} \frac{d_{p1}}{2} + (360^\circ - \beta) \frac{\pi}{180^\circ} \frac{d_{p2}}{2} + 2a \cdot \cos\alpha = \dots \approx 2810\text{mm}$$

p76 szerint $L_p = 2800\text{mm}$ szabványos hosszúságú szíjat választunk, és ugyanebből a táblázatból $c_3 = 1,02$ értékéhez is hozzájutunk. A tengelytávolság lecsökken $a = 595\text{mm}$ -re. A tengelytávolság állíthatósága p83 ábrája és p82 felső táblázata szerint $x = 35\text{mm}$ a távolításhoz (feszítéshez) és $y = 20\text{mm}$ közelítés a könnyű szereléshez

8. A szükséges – az előzetes értéknél pontosabb eredményt adó – szíjszám

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N c_1 c_3}$$

szerint számolható, ahol p99 oldal táblázatából $P_N = 13,43\text{kW} + 1,1\text{kW} = 14,53\text{kW}$

$z = 3,026 \approx 3$. Valóban megfelelő a választott szíjtárcsákhoz és szíjkeresztmetszethez az előzetesen becsült számú szíj. (3,3-es értéknél már biztosan felfelé kerekítünk!)

9. A szíjsebesség $v = d_{p1}\pi n = 180\text{mm} \cdot \pi \cdot 49,17\text{s}^{-1} = 27,8\text{ms}^{-1}$. Ez a sebesség kisebb, mint a p8 szerint megengedett 42ms^{-1} , így megfelel. Elegendő a tárcsák statikus kiegyensúlyozása.

10. A szíj hajlítgatási frekvenciája nem lehet nagyobb 100s^{-1} -nál, így ezt is ellenőrizzük.

$$f_b = \frac{z_t \cdot v}{L_p} = \frac{2 \cdot 27,8\text{ms}^{-1}}{2,8\text{m}} = 19,9\text{s}^{-1}$$

megfelel, így a szíjak kifáradás szempontjából is megfelelnek.

11. A kerületi erő

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{37 \cdot 10^3\text{W}}{27,8\text{ms}^{-1}} = 1333\text{N}$$

12. A szükséges előfeszítő erő, ami a tengelyeket is terhelni fogja

$H = (2 \dots 2,2)F_t$. Erre a nagymértékű csúszások elkerülése végett van szükség. A túlzott előfeszítő erő viszont feleslegesen terheli a csapágycsuklókat.

$$H = 2 \cdot F_t \approx 2700\text{N}.$$

13. A számítások eredményét foglaljuk össze: szíjkeresztmetszet, szíjhossz, szíjak száma, tárcsák átmérői, a tárcsák további méretei a hajtott tárcsa szabadkézi alkatrészrajzához és a tengelyeket terhelő erő. A szíjtárcsák anyaga EN-GJL-200, p50 szerint, és statikusan ki vannak egyensúlyozva.

2. A görgőslánc hajtás számítása [3]

A görgőslánccok és a hozzájuk való lánckerekek ugyancsak szabványos gépelemek, és ezeket is nagyon sok gyártó ajánlja. Az ékszíjhajtással ellentétben a lánchajtás alakzáró, pontos kinematikai áttételt valósít meg és teljesítményhajtásokban inkább a kisebb sebességekhez ajánlható, a nagy tömegű elkerülése végett. A DIN 8187 szerinti hajtólánccok ma is főleg hüvelyk rendszerűek. A 12B-2 lánccel jelentése: a British Standard-nek megfelelő kétsoros görgőslánc, 12/16 hüvelyk, azaz P=19,05 mm lánccsúszással.

A lánccsúszást és a további számításokat az IWIS cég útmutatója [3] alapján végezzük.

A számítás lépései:

1. A kis lánckerék fordulatszáma

$$n_{\text{kis_lánckerék}} = \frac{n_{\text{motor}}}{i_{\text{ékszíjhajtás}}} = \frac{2950\text{min}^{-1}}{2} = 1475\text{min}^{-1} = 24,6\text{s}^{-1}$$

2. A lánccsúszás megválasztása a p31 ábrája szerint: 16B-3 jelű (három soros) lánccsúszás. E lánccsúszás jellemzői p12 szerint

$$\begin{aligned} p &= 25,4\text{mm} && \text{lánccsúszás} \\ A &= 632\text{mm}^2 && \text{a lánccsúszás vetülete (} A = b_2 \cdot d_2 \text{)} \\ F_B &= 220\text{kN} && \text{a lánccsúszás terhelése} \\ m_1 &= 8\text{kg/m} && \text{a lánccsúszás tömege} \end{aligned}$$

3. Számítjuk a lánckerekek osztókör átmérőit p16 szerint, és a lánccsúszás sebességét.

$$\begin{aligned} d_1 &= 154,32\text{mm}, && d_2 = 431,08\text{mm}, \\ v &= d_1 \cdot \pi \cdot n = \dots = 0,15432\text{m} \cdot \pi \cdot 24,6\text{s}^{-1} = 12\text{ms}^{-1} \end{aligned}$$

4. Válasszuk meg

- a hajtó lánckerék fogszámát: $z_1 = 19$,
- a tengelytávolságot: $a = 40p \approx 1016\text{mm}$
- a lökéstényezőt a hajtás ismeretében p27 szerint: $Y = 1,5$
(ömlesztett anyagot továbbító szállítószalag)
- tiszta, zárt környezetet és merülő olajkenést tételezünk fel p29 és p33 szerint.

5. p33 szerint számítjuk a módosító tényezőket, melyek szorzata $f_G = 1,25$. A tervezési teljesítmény $P_D = f_G P = \dots \approx 46 kW$
6. Visszatérünk a p31 ábrájára, mely szerint az előzetesen választott háromsoros lánc megfelelő választásnak bizonyult.
7. A láncban ébredő kerületi erő

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{37 \cdot 10^3 W}{12 m s^{-1}} = \dots = 3,1 kN$$

8. A tömegerekből adódó összetevő

$$F_{cf} = m_1 \cdot v^2 = 8 \frac{kg}{m} \cdot \left(12 \frac{m}{s}\right)^2 = 1,15 kN$$

9. A teljes láncerő

$$F_{max} = F_t + F_{cf} = \dots = 4,25 kN$$

10. A láncsapon kialakuló nyomás

$$p = \frac{F_{max}}{A} = \frac{4250 N}{632 mm^2} = 6,7 MPa$$

11. A láncsapon megengedett nyomás a p35 szerinti $p_v = 20,3 MPa$ és $\lambda = 0,9$, továbbá a p33 szerinti $f_5 = 1$ szerint, a p34 képletével

$$p_{meg} = \frac{p_v \cdot \lambda}{f_5} = \frac{20,3 MPa \cdot 0,9}{1} = 18,3 MPa$$

12. Az előbbiek szerint $p < p_{meg}$, így a lánc felületi nyomás szempontjából megfelel.

13. Statikus szakadási biztonsági tényező $n_{st} = \frac{F_B}{F_{max}} = \dots = 51,7$

14. Dinamikus szakadási biztonsági tényező $n_d = \frac{F_B}{Y \cdot F_{max}} = \dots = 34,5$

15. $n_{st \min} = 7$, $n_{d \min} = 5$. Mivel mindkét biztonsági tényező nagyobb a megengedettnél, ezért a lánc a szakítóterhelés szempontjából is megfelel.

16. A lánc túlméretezett, mert valószínűleg kétsoros lánc is megfelelne felületi nyomás szempontjából. Ezért ezt az ellenőrző számítást még el kell végeznünk.

17. Ki kell számolni a lánc tagok számát is. Először kiszámoljuk a lánc hosszát a szíjhajtásnál bemutatott módon, majd a láncosztás ismeretében jutunk a keresett jellemzőhöz, melyet páros számra kerekítünk.

18. A tengelyeket terhelő láncerő $F_{max} \approx 3,9 kN$ lesz.

19. Összegyűjtjük a lánc hajtás legfontosabb jellemzőit és elkészítjük a hajtó lánckerék alkatrészrajzát.

20. A villamos motor forgásirányát úgy választjuk meg, hogy az alsó ág legyen a feszesebb, a lánchajtás elrendezési szöge pedig az ábrán jelzett α szög $30 \dots 150^\circ$ -os tartományába essen, hogy a felső ág legyen a húzott, p52-nek megfelelően.

7. Irodalom

- [1] MS villanymotor katalógus, Elérhetősége: https://www.motor-systems.hu/downloads/ms_villanymotor_katalogus.pdf, 23p., Letöltés időpontja: 20190222., (Ajánlott oldalak: p5, 8, 11-13, 17.)
- [2] OPTIBELT Technical Manual, V-Belt Drives, Elérhetősége: <https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/keilriemen/Optibelt-TM-v-belt-drives.pdf>, Letöltés időpontja: 2019. 02.22., pdf, 184p. (Ajánlott oldalak: p8, 27, 48-52, 57-76, 80, 82-83, 85-88, 98-101, 145-146, 150-151, 157-160, 162-163, 166-171, 173-174, 180.)
- [3] IWIS Handbook for Chain Engineering, Design and Construction, Examples of Calculation, Elérhetősége: <https://www.iwis.com/as-handbook/iwis-handbook-for-chain-engineering-design-and-construction.pdf>, Letöltés időpontja: 2019. 02.22., 88p. (Ajánlott oldalak: p12, 16-41, 52, 56-57.)
- [5] Péter J., Géptervezés alapjai, Miskolci Egyetemi Kiadó, Miskolc, 2008, 402p.