

LINEÁRIS ELŐTOLÓ HAJTÁSOK TERVEZÉSE

DESIGN OF LINEAR POSITIONING FEED DRIVE

Jakab Endre a műszaki tudomány kandidátusa, ME, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

ABSTRACT

Different solutions of NC linear positioning feed drive systems are widely used in modern equipments. Mechatronic Engineering BSc and MSc programs at University of Miskolc include subjects in which the applications of the drive systems are presented for various industrial solutions and also their design.

1. ELŐZMÉNYEK

A mechatronikai berendezéseken gyakran alkalmaznak elektromechanikus kinematikai láncokat, kinematikai hajtásokat és korszerű mozgás átalakító szerkezeteket. A Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszékén a lineáris előtoló hajtások tervezéséhez az [1] tananyagot dolgoztuk ki. Célunk az volt, hogy a hallgatók ellenőrző, méretező számítások alapján gyakorolják a kinematikai hajtásláncokhoz szükséges mechanikai építőelemek és egységek, valamint a villamos motorok szakszerű és felelősségteljes kiválasztását, specifikálását a gyártók katalógusaiból. Cél az is, hogy egyedi tervezést is végezzenek, és a rendszert elektronikus katalógusok CAD rajzainak felhasználásával meg is rajzolják. A tananyag kidolgozásában szakmai ismereteink és tapasztalataink mellett a [2] szakirodalomra, a [3-6] elektronikus katalógusok információira, és bevált ipari megoldásokra támaszkodtunk.

2. KÖVETELMÉNYEK

A különböző követelmények halmazából a mechatronikai berendezés pontosságára vonatkozó fontos követelmények elemei pl. a [2] irodalom 5. fejezetében megtalálhatók.

A mai motorok és szabályozóik jó dinamikai tulajdonságokkal rendelkeznek, amelyeknek kihasználhatóságát gyakran a mechanikai rendszer tulajdonságai korlátozzák. A mechanikai elemek kialakítása, megválasztása szempontjából lényeges a megengedhető átviteli hiba nagysága. Tudni kell mely hiba (kinematikai, geometriai, statikus/dinamikus, hő) gyakorolja a legnagyobb hatást a technológia (pl. megmunkálás, szerelés) eredményére, továbbá mi függ a kinematikai

hajtás felépítésétől, a terhelés típusától? A rendszer kialakításánál, tervezésénél arra is ügyelni kell, hogy a lehetséges gerjesztő frekvenciák távol legyenek a rezonancia frekvenciáktól.

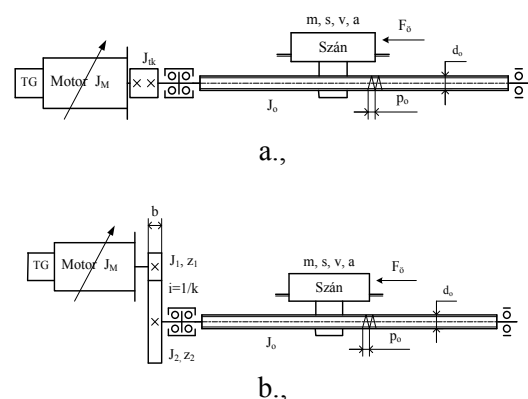
3. KINEMATIKAI HAJTÁSLÁNCOK

3.1. Golyósorsós hajtások, hajtáslánc optimalása

A mechatronikai berendezésekben többféle kinematikai hajtást alkalmaznak. Ezek közül először a CNC szerszámgépeken széles körben használt golyósorsó-anya párral működtetett megoldásokat tekintjük át. Az orsó-anya pár megfelelő pontossággal és merevséggel kell, hogy biztosítsa a követelményeket. Az alkalmazás előnyei:

- A szerkezet hézagmentesíthető, különböző mértékben előfeszíthető, továbbá nagy tengelyirányú merevség biztosítható,
- az orsó-anya pár hatásfoka jó ($\eta=0,85-0,95$), a gördülő felületeken fellépő súrlódás kicsi,
- nem lép fel az akadósúslip (stick-slip),
- kedvező átviteli tényezője (A_o) van.

A szánmozgató golyósorsó meghajtása a motortól a 3.1. ábra szerint történhet közvetlenül, egytengelyűen, vagy közvetetten fogaskerékpár, vagy fogas-szín hajtás közbeiktatásával (3.1.a 3.1.b ábrák).



3.1. ábra. Golyósorsós szánmozgatás

A golyósorsók csapágyazása az elmozdulási hosszától függően különböző lehet, pl. kisebb úthosszaknál a golyósorsó egyoldali csapágyazása elegendő. Nagyobb elmozdulások orsóit a

feladatnak megfelelően, eltérő kétoldali csapágyazásokkal alakíthatják ki. Például a 3.1. ábra megoldásaiban a motoroldalon radiális-axiális, az orsó végén axiális elmozdulást biztosító radiális csapágyazás található. A golyósorsó gyártási, hő alakváltozás okozta hibái igény esetén szoftveresen kompenzálhatók. A részletes levezetéseket és a számításokat mellőzve a 3.1. ábra szerinti modelleknél a motor tengelyére redukált tehetetlenségi nyomatékok rendre:

$$J_{M,red} = J_M + J_{tk} + J_o + m\left(\frac{p_o}{2\pi}\right)^2, \quad (3.1)$$

$$J_{M,red} = J_M + J_1 + k^2(J_2 + J_o + J_m), \quad (3.2)$$

$$J_m = m\left(\frac{p_o}{2\pi}\right)^2 = mA_o^2. \quad (3.3)$$

Az egyenletekben alkalmazott jelölések:

m	(kg)	a szán tömege,
p _o	(m)	golyósorsó menetemelkedése,
J _{M,red}	(kgm ²)	motor tengelyére redukált összes másodrendű tehetetlenségi nyomaték,
J _M	(kgm ²)	motor tehetetlenségi nyomaték,
J _{tk}	(kgm ²)	tk. tehetetlenségi nyomatéka,
J _o	(kgm ²)	orsó tehetetlenségi nyomatéka,
J _{1,J₂}	(kg m ²)	a hajtó és hajtott fogaskerék másodrendű tehetetlenségi nyomatéka,
J _m	(kgm ²)	redukált tehetetlenségi nyomaték,
s, v, a	(mm, mm/s, mm/s ²)	a szán elmozdulása, sebessége, gyorsulása.
k	(-)	hajtóviszony (k=1/i),
A _o	(m ²)	átviteli tényező.

Közvetlen orsó-anya hajtásnál elmaradnak a közvetítő elemek okozta hibák, ugyanakkor számolni kell a motor-tengelykapcsoló-orsó egytengelyűségi hibáival. Az egylépcsős hajtással kombinált orsó-anya szánmozgatás megkívánt pontosságát a fogaskerékpár hézagmentesítésével, vagy hézagmentes fogas-szíj hajtással lehet biztosítani. Ugyanakkor a (3.2)-ből látható, hogy a hajtott részeknek a motor tengelyére k²-el redukált tehetetlenségi nyomatéka kedvező. A (3.3) összefüggés jól mutatja a menetes orsó kedvező átviteli tulajdonságát az **m** tömeg szempontjából, ezért is használják gyakran és régóta ezt a mozgásátalakító típust.

A motor-golyósorsós hajtás mechanikai, elektromechanikai építőegységeinek kiválasztása egy adott feladatra pl. a [2] szerint elvégezhető. Ez magába foglalja a megfelelő fordulatszámú

motor statikus és dinamikus nyomatékának meghatározását, az *optimális átmérőjű és menetemelkedésű golyósorsó* meghatározására, a szabványos elem párok kiválasztására. A tervezés közvetett hajtási láncnál kiterjed az *optimális hajtóviszony* meghatározására is. Közvetett hajtásnál a 3.1.b ábra alapján például írható, hogy:

$$\frac{d\dot{s}}{dk} = 0 \text{ és } \frac{d\dot{s}}{dp_o} = 0 \quad (3.4)$$

Menetemelkedés szempontjából optimális megoldás:

$$p_{o,opt,gy} = \sqrt{\frac{J_{hajtó} \frac{1}{k^2} + J_2 + J_o}{\frac{m}{(2 \cdot \pi)^2}}} \quad (3.5)$$

Gyorsítás szempontjából optimális hajtóviszony érték:

$$k_{opt,gy} = \sqrt{\frac{J_{hajtó}}{J_{hajtott}}} = \sqrt{\frac{J_M + J_1}{J_2 + J_o + m\left(\frac{p_o}{2\pi}\right)^2}} \quad (3.6)$$

Közvetlen hajtásnál a menetemelkedés optimumot határozzuk meg. A (3.7)-ben a J_f=J_M+J_{tk}+J_o:

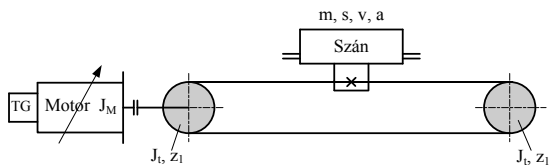
$$p_{o,opt,gy} = 2 \cdot \pi \sqrt{\frac{J_f}{m}}, \quad (3.7)$$

A további kinematikai hajtási láncokból, a motor/tengelykapcsoló, vagy fogaskerék/fogas-szíj/szán hajtásláncot vizsgáljuk részletesebben.

3.2. Fogas-szíj hajtás, hajtáslánc optimalása

A 3.2. ábra szerinti hézagmentes hajtástípus számos ipari technológiai berendezésnél megtalálható. A hézagmentes fogas-szíj hajtás erő- és alakzáró vonóelemes hajtás, amely egyesíti a laposszíj-hajtás és a lánchajtás előnyeit. Előnye a nagy sebességű, zajmentes és pontos mozgatás lehetősége, ami különösen kis szán tömegeknél, és kis redukált tehetetlenségi nyomatékoknál mutatkozik meg. A motortengelyre redukált tehetetlenségi nyomaték (3.8) összefüggésében az újabb jelölések:

J_t (kgm²) szíjtárcsa tehetetlenségi nyomatéka,
d (mm) két azonos szíjtárcsa átmérő (a szíj tömegét itt elhanyagoltuk).



3.2. ábra. Motor/fogas-szíz/szán kinematikai lánc

$$J_{M,red} = J_M + 2 \cdot J_t + J_m = J_M + 2 \cdot J_t + m \frac{d^2}{4} \quad (3.8)$$

Közvetlen szíjhajtásnál az *optimálás* a szíjtárcsa d átmérőjének meghatározására redukálódik. A 3.2. ábra alapján felírható a (3.9) egyenlet, ahol \ddot{s} , $\ddot{\varphi}_M$, M_{gy} rendre a szán gyorsulása, a motor szöggyorsulása és gyorsító nyomatéka. A $d \ddot{s} / dd$ differenciálás alapján a (3.10) végeredményt kapjuk.

$$\ddot{s} = \frac{d}{2} \ddot{\varphi}_M = \frac{d}{2} \frac{M_{gy}}{J_{M,red}} = \frac{d \cdot M_{gy}}{2(J_M + 2 \cdot J_t + m \frac{d^2}{4})} \quad (3.9)$$

$$d_{opt} = 2 \sqrt{\frac{J_M + 2 \cdot J_t}{m}} \quad (3.10)$$

Amennyiben a motor és a párhuzamos ágú fogas-szíz hajtás közötti hajtáslánban még egy k lassító hajtóviszonyú előtét hajtás is található, akkor az optimálás a szíjtárcsák d átmérőjére és az előtét k hajtóviszonyára irányul. A (3.9) egyenlethez hasonlóan felírható, hogy:

$$\ddot{s} = k \frac{d}{2} \ddot{\varphi}_M = k \frac{d}{2} \frac{M_{gy}}{J_{M,red}} = k \frac{d}{2} \frac{M_{gy}}{(J_{hajtó} + k^2 J_{hajtott})} \quad (3.11)$$

ahol a $J_{hajtó}$ és a $J_{hajtott}$ az alábbi:

$$J_{hajtó} = J_M + J_1, \quad J_{hajtott} = J_2 + 2 \cdot J_t + m \frac{d^2}{4}.$$

Közvetett fogas-szíz hajtásnál a $d \ddot{s} / dd$ összefüggés alapján a (3.12), a $d \ddot{s} / dk$ összefüggés alapján a (3.13) végeredmény adódik. A fogas-szíz hajtás szabványos elemei valamely gyártó katalógusából kiválaszthatók. A teljesítmény átvitel és a zaj szempontjából igen beváltak a HTD (High Torque Drive) fogas-szíz hajtások, amelyeknek szíjjai egy- és kétoldali fogazatúak lehetnek.

$$d_{opt} = 2 \sqrt{\frac{J_{hajtó} \frac{1}{k^2} + J_2 + 2 \cdot J_t}{m}} \quad (3.12)$$

$$k_{opt,gy} = \sqrt{\frac{J_{hajtó}}{J_{hajtott}}} \quad (3.13)$$

4. MOTORKIVÁLASZTÁS

Válasszunk motort a fogas-szíz hajtáshoz. A kiválasztás első lépéseként a szerkezet előzetes műszaki terveit kell elkészíteni, amelyekből a tömegek, tehetetlenségi nyomatékok, a kinematikai viszonyok jó közelítéssel meghatározhatók. A motor szükséges paramétereit elsősorban a terhelések típusai, a nyomaték és időtényezők (pl. gyorsítási idő), a fordulatszám igény (technológiai és gyorsjárat) és a redukált tehetetlenségi nyomatékok nagysága határozzák meg. A motor az üzemeltetéstől függően kiválasztható:

- statikus és dinamikus,
- csak statikus,
- csak dinamikus terhelésre.

Példák hozhatók az ipar különböző területeiről, mint pl. a szerszámgépek kinematikai hajtásai, beültető gépek szánmozgatásai. Válasszunk motort katalógusból az összetett esetre. A kiválasztás kezdeti paramétereit a számított statikus terhelés (4.1) és a gyorsmeneti sebességhez szükséges maximális fordulatszám (4.2), természetesen a technológiai fordulatszám tartományt is figyelembe véve.

$$\begin{aligned} M_{M,névl} &\geq M_{terh} = M_{st}, \\ F_{\sigma,st} &= F_{tech} + F_{súrl} + G, \\ M_{st} &= \frac{1}{\eta_{mech}} \frac{d}{2} F_{\sigma,st}. \end{aligned} \quad (4.1)$$

A (4.1) egyenletben alkalmazott jelölések:

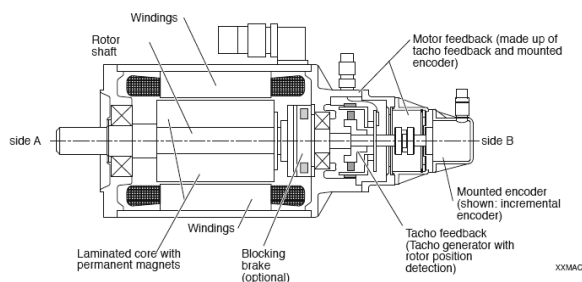
$M_{M,névl}$	(Nm) motor névleges nyomatéka,
$M_{terh} = M_{st}$	(Nm) statikus nyomaték,
$F_{\sigma,st}$	(N) eredő statikus terhelés,
F_{tech}	(N) technológiai terhelés,
$F_{súrl}$	(N) súrlódó erő (μG),
G	(N) súlyerő (vízszintesen elhanyagolható),
η_{mech}	(-) mechanikai hatásfok,
d	(mm) tárcsa középtárcsák.

$$n_{M,max} \geq n_{M,gyors} = \frac{1}{k} \frac{v_{gyors}}{p_o}, \quad \text{ahol} \quad (4.2)$$

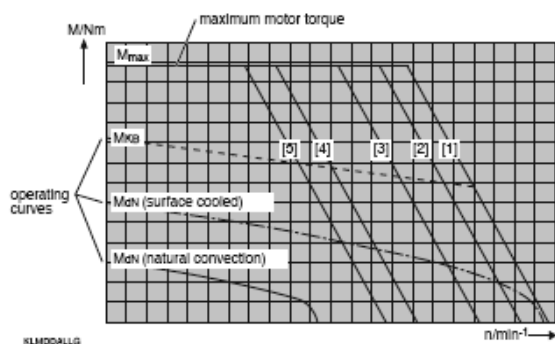
A (4.2) egyenletben alkalmazott jelölések:

- $n_{M,max}$ (f/min) a motor maximális fordulata,
 $n_{M,gyors}$ (f/min) a motor gyorsmeneti fordulata,
 v_{gyors} (m/min) a szán gyorsmeneti sebessége.

A számított paraméterek alapján szervomotort választunk pl. a [3] szerinti katalógusból. A 4.1. ábrán látható, hogy a motor végéhez különböző mérőeszközök csatlakoztathatók.



4.1. ábra: MAC AC szervomotor felépítése



4.2. ábra: Fordulatszám-nyomaték határdiagramok

A 4.2. ábra a [3] szerinti AC szervomotorok $M(n)$ határgörbéit szemlélteti az üzemmódoktól függő tartományokkal és határokkal. Az [1]-[5] jelű, különböző $M(n)$ határdiagramok eltérő feltételekre vonatkoznak, például az [1]-[3] esetekben a tápegység, [4]-[5]-nél a tachogenerátor eltérő típusa határozza meg az $M(n)$ menetet és a sarokpontokat. A kiválasztott motort *dinamikus teherbírásra* ellenőrizzük. A rövid idejű dinamikus terhelésnél, azaz a szán tömegének gyorsításakor, lassításakor lényegesen nagyobb nyomatékok szükségesek, mint a technológiai terhelésnél, amit a szervomotorok adatai is visszatükröznek. Ennek a célja az, hogy a mozgatott szán gyorsítási sebességére való felfutása, és a technológiai műveleti pozícióba érés előtti lassítás minél rövid idő alatt megtörténjen.

A gyorsításkor szükséges $M_{M,max}$ motor-nyomatékot a redukált M_{gy} gyorsító és az $M_{súrl}$ súrlódó nyomaték határozza meg a hatásfok figyelembe vételével (4.3). Az M_{gy} gyorsító nyomaték a (4.4) szerint írható fel és számítható ki. A $J_{M,red}$ például a (3.12)-ből meghatározható, az ω_{max} motor adat. A t_{gy} felvételével (variálásával) pedig az ε előáll. A kiszámított $M_{M,max}$ értékkel ellenőrizhető, hogy a kiválasztott motor $M_{Mot,max}$ maximális nyomatéka ettől nagyobb-e? Szükség esetén a korrekciók elvégezhetők.

$$M_{M,max} = \frac{1}{\eta_{mech}} (M_{gy} + M_{súrl}), \quad (4.3)$$

$$M_{gy} = J_{M,red} \cdot \varepsilon = J_{M,red} \frac{\omega_{max}}{t_{gy}}. \quad (4.4)$$

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben közöltek ipari feladatok megoldásánál, továbbá az oktatásban egyaránt jól felhasználhatók.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében az Európai Unió támogatásával, Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

6. IRODALOM

- [1] JAKAB, E. – NAGY, L.: Lineáris előtoló, pozicionáló hajtások tervezése, Elektronikus jegyzet, Miskolc, 2012, p. 62
 [2] M. WECK–CH. BRECHER: Werkzeugmaschinen, Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose, Springer 2006
 [3] www.boschrexroth.com Online Kataloge (Precision Ball Screw Assemblies, **Servomotoren**, etc.)/
 [4] www.emtc.hu/files/pdf/EZGC3-5hun.pdf
 [5] www.szimikron.com/pros/goly_hun.pdf
 [6] EXCEL CSEPEL Szerszámgépgyártó Kft., Katalógus és rajz adattár 2012.