

KÖVETŐGÖRGŐS VEZÉRPÁLYÁS MECHANIZMUS VIZSGÁLATA

ANALYSIS OF A CYLINDRICAL ROLLER FOLLOWER CAM MECHANISM

Nagy Lajos, tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

ABSTRACT

The goal of this paper is to present a new state-of-the-art pinion-engaging mechanism for starter motors. The pinion-engaging mechanism is a cam follower mechanism which contains the following parts: dc servo motor, rotational to translational transducer and the drive pinion. The rotational to translational transducer can be realized by designing a cylindrical roller follower mechanism. The paper presents a simple dynamic model of the achieved construction.

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszékén kifejlesztésre került egy új technikai elvű indítómotor kapcsolómechanizmus. A kapcsolómechanizmus feladata, hogy az indítómotor hajtó-fogaskerekét a belsőégésű motor főtengelyére szerelt fogaskoszorúval kapcsolatba hozza. Korábban egy lineáris elektromágneses aktuátor emelőkaros mechanizmuson keresztül valósította meg. Az új kapcsolómechanizmus egy forgóhaladó mozgásátalakítót tartalmaz, amely egy axiális követőgörgős vezérpályás mechanizmus [1]. A cikkben bemutatásra kerül a mechanizmus kinematikai és dinamikai vizsgálata. A kinematikai vizsgálatokhoz a [4], [6] művek szolgálták alapul.

A vezérpályás mechanizmusok speciális kialakítású alkatrészek, amelyek állandó és közvetlen kapcsolatban vannak az ún. kapcsolódó taggal. Ezen mechanizmusok tervezése és alkalmazása a számítógépek és a korszerű CAD/CAM rendszerek megjelenésének köszönhetően folyamatosan fejlődik [2]. Osztályozásuk többféle szempont, pl. a kapcsolódótag alakja (lapos, félgömbfejű, görgős, stb.), a kapcsolódótag mozgása (forgó, translációs), a bütöktest típusa (radiális pl.

külső, ill. belső felületű vezértárcsa, axiális pl. hornyos, bordás bütökhenger) szerint lehetséges [2-6].

A mechanizmusok jellemzésére leggyakrabban a mozgás diagramot alkalmazzák, amelyben a kapcsolódó tag (hajtott elem) mozgásfüggvényét ábrázolják a mechanizmus szögelfordulásának függvényében. Mozgásfüggvényen a munkát végző elem idő, vagy valamilyen mozgásjellemző (pl. a hajtótengely elfordulási szöge) függvényében végzendő mozgására vonatkozó előírásokat értjük. A kapcsolódó tag mozgása általában matematikai (trigonometrikus, polinom, illetve spline) függvénnyel leírható. A mozgás a hajtó tagról a hajtott tagra egy átviteli függvénnyel írható le:

$$s(t) = f(\Theta(t)), \quad (1)$$

ahol s a mechanizmus kihajtó tagjának az elmozdulás függvénye, f az átviteli függvény, Θ a mechanizmus szögelfordulása.

Az (1) egyenlet idő szerinti differenciálással megkapjuk a kihajtó tag sebességét:

$$v(t) = \dot{s}(t) = f'(\Theta)\dot{\Theta}(t), \quad (2)$$

illetve a (2) összefüggés további differenciálásával a gyorsulást:

$$a(t) = \ddot{s}(t) = f''(\Theta)\dot{\Theta}^2(t) + f'(\Theta)\ddot{\Theta}(t), \quad (3)$$

ahol f , f' és f'' rendre a nulladrendű, elsőrendű és másodrendű átviteli függvények.

A mechanizmusok kinematikai vizsgálatánál gyakran a mozgástörvény normált alakjait alkalmazzuk, azaz a kihajtó tag mindenkor s hajtójellemzőjét az $s_{max}=s$ legnagyobb értékre vonatkoztatjuk. Ennek egysége 1 és kielégíti a következő határfeltételeket [4],[6]:

$$f(0)=0 \text{ és } f(1)=1. \quad (4)$$

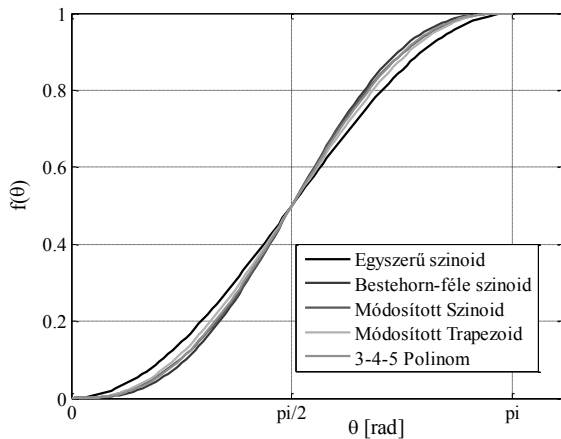
Szakaszos mozgásnál a csatlakozó pontokban az alábbi peremfeltételeknek kell teljesülni:

$$f'(0)=f'(1)=0. \quad (5)$$

A kihajtó tag lökés-, vagy ütésmentes biztosítása érdekében a teljesülnie kell a következő feltételeknek:

$$f''(0)=f''(1)=0. \quad (6)$$

Normált átviteli függvényként polinom és trigonometriai függvényeket alkalmazunk. A leggyakrabban alkalmazott normált átviteli függvényeket az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra: Nulladrendű normált átviteli függvények

Az új kapcsolómechanizmusnál alkalmazott vezérpálya görbe szabványos átviteli függvénye (3-4-5) ötödfokú polinom:

$$f(\Theta)=10\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^3-15\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^4+6\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^5, \quad (7)$$

ahol γ a maximális elfordulási szög.

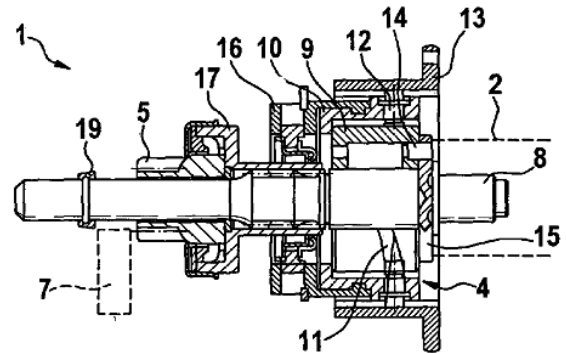
A (7) összefüggés alapján a kihajtótag elmozdulás függvénye:

$$s(\Theta)=h_2\left[10\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^3-15\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^4+6\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^5\right] \quad (8)$$

ahol h_2 a megengedett maximális elmozdulás.

3. AZ ÚJ KAPCSOLÓMECHANIZMUS

Az új kapcsolómechanizmus szerkezeti vázlatát mutatja a 2. ábra.



2. ábra: Az új kapcsolómechanizmus vázlata [1]

Egy DC szervó motor (ábrán nem jelölt) rugalmas tengelykapcsolón (2) keresztül forgatja meg a mechanizmus bemenő tengelyét (8). A bemenő tengelyen (8) fejes csapszeggel (14) menesztett a hornyos bütökhenger (9) a vezérpályával (11). A 2 darab követőgörgő (12) egymással szemben helyezkedik el és a vezetődobban (10) szilárdan illesztett. A követőgörgők (12) alsó része a hornyos bütökhengerhez (9), felső része pedig az axiális megvezetést biztosító hornyos kialakítású házba (13) kapcsolódik. A szabadonfutóval (17) egybeépített fogaskerékegység (5) axiális elmozdulását a vezetődobhoz (10) rögzített, két félből álló tányér (16) és rögzítő gyűrű (ábrán nem számozott) segítségével biztosítja. A szervó motor 180°-os elfordulásakor a hajtás rugalmas tengelykapcsolón (2), a bemenő tengelyen (8) keresztül jut el a hornyos bütökhenger vezérpályájára (11). A vezérpályához (11) kapcsolódó görgők (14) a vezetődobot (10) tengelyirányú mozgásra kényszerítik a ház (13) hornyaiba kapcsolódó görgők (12) segítségével. A mechanikus kapcsolat révén a szabadonfutóval (17) egybeépített fogaskerék (5) a kimenő tengely (8) ferde fogazású evolvens profilú bordás tengelyrészén keresztül haladó-elforduló mozgást végez. A fogaskerék-kapcsolat megszüntetése a szervó motor ellentétes irányú 180°-os elfordításával biztosítható.

4. MECHANIKAI MODELL

A mechanikai modell egyenleteit a másodfajú Lagrange-féle mozgásegyenlet segítségével állítjuk elő [7], [8]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_i} = Q_i \quad \text{ahol } i=1,2, \quad (9)$$

$$q_1 = s; q_2 = x_2; \dot{q}_1 = \dot{s}; \dot{q}_2 = \dot{x}_2$$

ahol, x_2 a hajtó-fogaskerék elmozdulása.

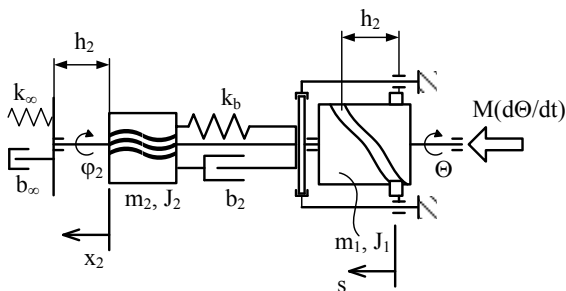
Az alkalmazott mechanikai modellt a 3. ábra szemlélteti. A Lagrange függvényt a T^* kiegészítő kinetikai és a V potenciális energiával fogalmazzuk meg:

$$\mathcal{L} = T^* - V. \quad (10)$$

A kiegészítő kinetikai energia a 3. ábra jelöléseivel az alábbi alakban írható fel:

$$T^* = \frac{1}{2} \left[m_1 \left(\frac{ds}{d\Theta} \right)^2 + J_1 \right] \dot{\Theta}^2 + \frac{1}{2} \left[m_2 + \frac{J_2}{(r_0 \operatorname{tg}(90^\circ - \beta))^2} \right] \dot{x}_2^2, \quad (11)$$

ahol m_1 a mechanizmus tömege, J_1 a mechanizmus tehetetlenségi nyomatéka, m_2 a hajtó fogaskerék tömege, J_2 a hajtó-fogaskerék tehetetlenségi nyomatéka, r_0 a hajtó-fogaskerék osztókör sugara, β a hajtó-fogaskerék evolvens profilú bordás agyrészének a ferdeségi szöge.



3. ábra: Mechanikai modell

A potenciális energia:

$$V_{pot} = \frac{1}{2} k_b (x_2 - s(\Theta))^2, \quad (12)$$

ahol k_b a hajtó-fogaskerékhez kapcsolódó rúg merevsége.

A nem konzervatív erők virtuális munkája:

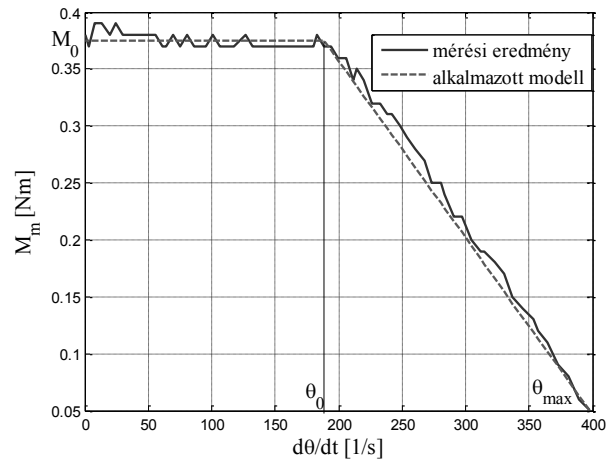
$$\delta \bar{W}_{nc} = M(\dot{\Theta}) \delta \Theta - b_2 \left(\dot{x}_2 - \frac{ds}{d\Theta} \dot{\Theta} \right) \left(\delta x_2 - \frac{ds}{d\Theta} \delta \Theta \right), \quad (13)$$

ahol b_2 csillapítási tényező, $M(\dot{\Theta})$ az alkalmazott szervó motor nyomaték-szögsebesség karakterisztikája, amelyet méréssel határoztunk meg (4. ábra).

A 4. ábra alapján a szervó motor nyomaték karakterisztikájának leírásához az alábbi függvényközelítést alkalmaztuk:

$$M(\dot{\Theta}) = \begin{cases} M_0 & \text{ha } \dot{\Theta} < \dot{\Theta}_0 \\ M_0 - a(\dot{\Theta}_0 - \dot{\Theta}) & \text{ha } \dot{\Theta} \geq \dot{\Theta}_0 \end{cases}. \quad (14)$$

$$\text{ahol } a = \frac{M_0}{(\dot{\Theta}_{\max} - \dot{\Theta}_0)}$$



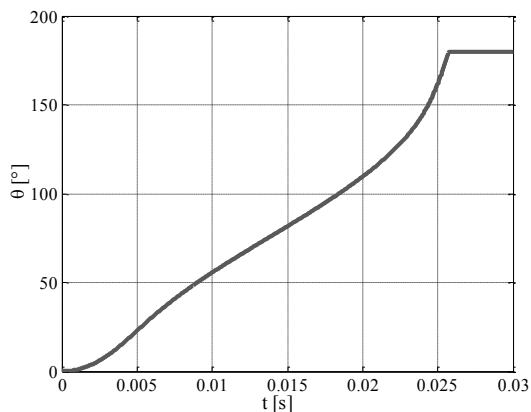
4. ábra: Az alkalmazott szervomotor nyomaték-szögsebesség karakterisztikája

A (11), (12) összefüggéseket behelyettesítve (10)-be, majd (9)-be és tekintettel (8), (13), (14) kifejezésekre, a következő differenciál egyenletrendszert kapjuk:

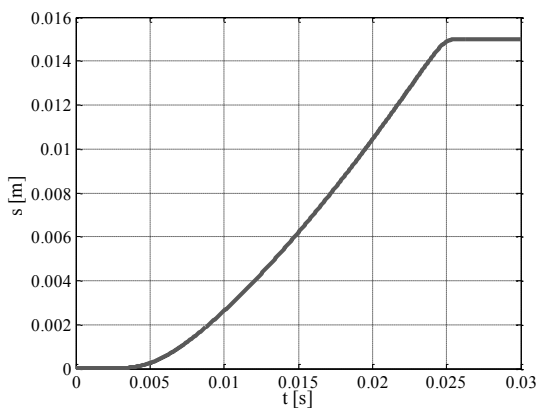
$$\begin{aligned} & \left[m_1 s'^2 + J_1 \right] \ddot{\Theta} + m_1 s' s'' \dot{\Theta}^2 \\ & + b_2 (-\dot{x}_2 + s' \dot{\Theta}) s' \\ & + k_b (-x_2 + s) s' = M(\dot{\Theta}) \end{aligned}, \quad (15a)$$

$$\left[m_2 + \frac{J_2}{(r_0 \operatorname{tg}(90^\circ - \beta))^2} \right] \ddot{x}_2 + b_2 (\dot{x}_2 - s' \dot{\Theta}) + k_b (x_2 - s) = 0 \quad (15b)$$

A (15a), (15b) egyenleteket Runge-Kutta módszerrel, Matlab környezetben oldottuk meg. Az 5. ábrán látható a mechanizmus szögelfordulása az idő függvényében. A 6. és 7. ábra a kihajtó tag és a hajtó-fogaskerék elmozdulás függvényét mutatják.



5. ábra: A mechanizmus szögelfordulás-idő függvénye

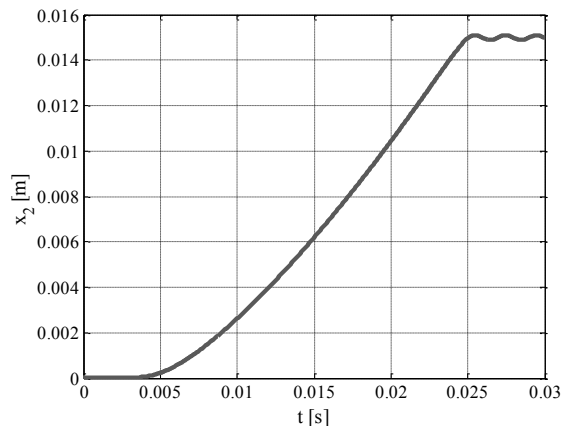


6. ábra: A kihajtó tag elmozdulása

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben bemutatásra került egy új indítómotor kapcsolómechanizmus, és annak kinematikai és dinamikai vizsgálata. A kapcsolómechanizmus egy követőrgős vezérpályás mechanizmus, amelynek funkciója a forgó-haladó mozgás átalakítás. A megvalósított vezérpálya görbe átviteli függvényére egy ötödfokú polinomot

alkalmaztunk, amely kinematikai és dinamikai szempontból kedvező viselkedést mutat.



7. ábra: A hajtó-fogaskerék elmozdulása

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

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

IRODALOM

- [1] Jakab, E.- Nagy, L. - Lénárt, J.- Fischer, M.: Starter für eine Brennkraftmaschine, DE 10 2010 064 352 A1, szabadalmi oltalom, 2012.
- [2] Rothbart, H. A.: Cam Design Handbook, New York, McGraw-Hill, 2004.
- [3] Norton, R. L.: Cam Design and Manufacturing Handbook, New York, Industrial Press, 2002.
- [4] Volmer, J: Büttykös mechanizmusok, Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1980.
- [5] Chen, F. Y.: Mechanics and Design of Cam Mechanism, Pergamon Press, New York, 1982.
- [6] Velezdi, Gy.: Nagysebességű váltópályás mechanizmusok vizsgálóberendezése, Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1987.
- [7] Preumont, A.: Mechatronics, Dynamics of Electromechanical and Piezoelectric Systems, Springer, 2006.
- [8] Janschek, K.: Mechatronic Systems Design, Methods, Models, Concepts, Springer, 2012.