

FOGASKEREKES HAJTÓMŰVEK ÁTVITELI HIBÁJA ÉS DINAMIKAI MODELLJEI AKUSZTIKAI VIZSGÁLATOKHOZ

TRANSMISSION ERROR AND DINAMIC MODELLS OF GEAR DRIVES TO ACOUSTICAL ANALYSIS

Sarka Ferenc, Tóbis Zsolt*, Prof. Dr. Döbröczöni Ádám**

ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben bemutatjuk a fogaskerekes hajtóművek vizsgálatának egy irányvonalát, mely az átviteli hiba mérésén alapul. Definiálásra kerül az átviteli hiba fogalma. Bemutatjuk a hajtóművek dinamikai modelljeit. Végezetül összefüggést mutatunk egy hajtómű várható zajszintjének meghatározására

ABSTRACT

In this paper, we show one direction of gear drive investigations, which based on measurement of the transmission error. The concept of the transmission error will be defined. We show dynamic models of gear drives. At the end we show computing equation to predict the noise level of a gear drive.

1. BEVEZETÉS

A fogaskerekes hajtóművek összetett szerkezetek. A fogaskerekeken kívül több más gépelem is megtalálható bennük, mint tengelyek, csapágycsukások, tömítések, stb. A hajtóművek akusztikai vizsgálatához nem elegendő ismerni a fogaskerekek viselkedését, hanem szükségünk van a többi elem dinamikai viselkedésének ismeretére is. A mérnöki gyakorlatban sok problémát modellek segítségével vizsgálunk és oldunk meg. A fogaskerekes hajtóművek akusztikai vizsgálatához is léteznek modellek – dinamikai modellek – melyek segítségünkre lehetnek a vizsgálatok elvégzésében.

2. ÁTVITELI HIBA [1]

Fogaskerekes hajtóművekben a leggyakrabban evolvens profilú fogaskerekeket használunk, függetlenül attól, hogy hengeres vagy kúp kerekekről, egyenes, ferde vagy ívelt fogazatról lenne szó. Az evolvens profil széleskörű felhasználást lehetővé teszi, hogy a tengelytávolság kismértékű hibáira érzéketlen állandó hajtást biztosít; az érintkezési erők eredője állandó és az érintkezésből származó erő, mindig ugyanabba az irányba mutat; egy evolvens profilú kerék képes összekapcsolódni különböző fogszámú másik, szintén evolvens profilú kerékkel.

Gyártása egyszerűnek mondható és ugyanaz a szerszám használható különböző fogszámú kerekek gyártásához.

Ha a fogaskerekeket tökéletesen merevnek tekintjük és elhagyunk minden nemű geometriai hibát, a hajtás tökéletesen továbbítaná a forgó mozgást. Ez azt eredményezné, hogy az állandó bemenő fordulatszám, módosítás után is állandó fordulatszámként jelenne meg a kihajtó tengelyen. Ha a súrlódás jelenlététől is eltekintünk, akkor az ilyen ideális hajtás mindenféle veszteség nélkül továbbítaná a forgatónyomatékokat. A fordulatszámhoz hasonlóan a bemenő állandó forgatónyomaték, módosítás után állandó kimenő forgatónyomatékként jelenik meg. Mivel ilyen feltételek mellett nincs jelen erő módosítás, ezért sem zaj sem rezgés nem alakul ki. Természetesen ez csak egy idealizált állapot, ami a valóságban nem létezik. A valóságban a fogaskerekek tartalmaznak geometriai hibákat és súrlódás is van kapcsolódás közben. Deformációk is megjelennek. Ebből következően a fogaskerékhajtások zajt és rezgéseket keltenek. A kialakuló zaj és rezgés minden esetben problémát jelent az átvitel szempontjából. Amennyiben jelen van zaj vagy rezgés a hajtómű működése során, akkor átviteli hibával is találkozunk. *Welbourn* megfogalmazása szerint az átviteli hiba a következő: „A hajtott kerék aktuális pozíciója és a hajtott kerék azon pozíciója közti különbség, melyet akkor foglalna el, ha tökéletesen kapcsolódna a fogaskerékhajtás.”

Az átviteli hiba oka lehet deformáció/lehajlás, geometriai hiba vagy geometriai módosítás.

Deformáció/lehajlás:

- a fogkapcsolódás közbeni fogdeformáció (Hertz),
- fogak elhajlása,
- nyers fogaskerék elhajlásai, eltérései,
- tengelyek lehajlása,
- csapágycsukások és a hajtóműház rugalmasságai.

Geometriai hibák:

- evolvens beállítás eltérés,
- evolvens alaktól való eltérés,
- menetemelkedés eltérés (csiga),

- menetemelkedés alakhi eltérés (csiga),
- fogirány hiba,
- osztáshiba,
- élettartam,
- csapágy pozíciójának hibája a házban.

Geometriai módosítások:

- fogdomborítás,
- fogferdeségi szög módosítása,
- foglenyesés,
- fogfej és fogláb módosítás

A hajtóművek vizsgálata több terhelési állapotban is elvégezhető. Kicsi vagy nagy fordulatszám, terheléssel, vagy terhelés nélkül (1. táblázat).

1. táblázat. Terhelési és sebességi állapotok hajtóműhiba meghatározásánál

		Terhelés	
		kis	nagy
Sebesség	kis	Statikus, terhelés nélküli	Statikus, terheléssel
	nagy	Dinamikus, terheletlen	Dinamikus, terheléssel

Az átviteli hiba mérését általában terheletlen statikus állapotban érdemes mérni. Ekkor ugyanis a terhelés nem fedi el a gyártási hibákat és azok jól mérhetők. Az ilyen vizsgálati állapotot fogaskerékpárok minősítésére is alkalmazzák.

Dinamikus átviteli hiba vizsgálatok a fogaskerekeknek a hajtóműházba beépítve kell lenniük. Ez a fajta vizsgálat adja a legátfogóbb képet egy adott hajtómű zaj és rezgés terén mutatott viselkedésének.

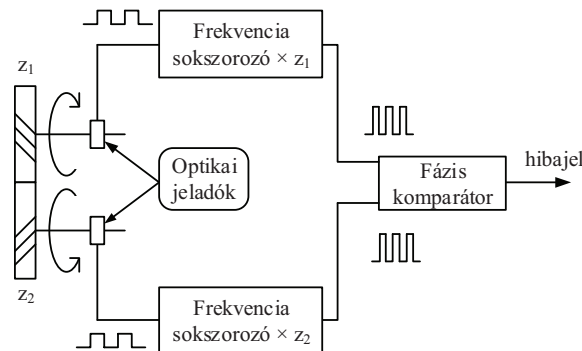
3. AZ ÁTVITELI HIBA MÉRÉSE

Fogaskerekes hajtóművek átviteli hibájának mérése gyakran optikai jeladók felhasználásával történik. A használt optikai érzékelők néhány ezer impulzust képesek adni a fogaskerék egy-egy körülfordulása alatt. Mindkét tengelyen elhelyezésre kerül egy-egy jeladó. A hajtóműre (fogaskerékpárra) vonatkozó átviteli hibát a két jeladó által szolgáltatott jel összevetéséből lehet meghatározni. 1. ábra

További lehetőség az átviteli hiba mérésére a torziós gyorsulások meghatározása mindkét tengelyen. A két tengelyen mért gyorsulások különbségét felhasználva és korrigálva az

áttétellel, kétszeres integrálás után juthatunk az átviteli hibához.

Kereskedelmi forgalomban kaphatók olyan berendezések, melyekkel a hajtóművek átviteli hibája mérhető. Ezek döntő többsége csak statikus állapotban, terheletlen állapotban való mérésekhez használható.



1. ábra Átviteli hiba mérésére alkalmas berendezés tipikus felépítése [4]

Ennek oka lehet, hogy ha nem a majdani beépítési körülményeknek megfelelő állapotban működik a vizsgálatunk, akkor fenntartásokkal fogadható eredményt szűrhetünk le egy dinamikus terhelt környezetben működő hajtóműről.

Smith egy átviteli hiba mérésére alkalmas moduláris rendszer felépítését írta le 1988-as publikációjában [5]. Az általa leírt rendszer optikai jeladókból, frekvencia szorzóból, frekvencia osztóból, fázis komparátorból és szűrő elemekből állt. Leírása szerint a fázis sokszorozót, vagy a fázis osztót úgy kell megválasztani, hogy azok, ugyanannyi impulzust adjanak minden körülfordulásra, mindkét jeladóból valamelyik kereket kiválasztva. Az így módosított jeleket a fázis komparátor hasonlítja össze. A hibajel szűréssel állítható elő. Az ily módon felépített rendszer előnye, hogy széles fordulatszám tartományban használható. A tartomány 1-es percnkénti fordulatszámától 1000-es percnkénti fordulatszámig terjed. A felső határt a jeladók mechanikai korlátja adja és a fellépő torziós rezgések 1500Hz körüli frekvenciája. [5]

Természetesen az üzemi körülmények közötti átviteli hiba mérésére is készültek mérő rendszerek. Houser és Wesley egy olyan rendszert állított fel, melyben a fogaskerekek az üzemi terhelésen és fordulatszámokon működnek [6]. Az átviteli hiba mérésére alkalmas fogaskerekek minősítésére is. Hengeres kerekek

minősítése ritkábban, míg kúp kerékpárok esetén gyakran használt eljárás. Ennek oka, hogy a kúpkerekeket párosítva gyártják, míg a hengeres kerekeket nem, ott az elemek szabadon cserélhetők. Van lehetőség egyedülálló kerék átviteli hibájának mérésére is. Ilyenkor a fogaskerék kapcsolat másik elemét egy mesterkerék biztosítja. A fogaskerekeken jelenlévő hibák más-más átviteli hibát eredményeznek ha a mesterkerékkel kapcsolódnak, és más ha, egymással kapcsolódnak. Adott esetben növekedést és csökkenést is tapasztalhatunk az átviteli hiba mértékében. Ennek oka, hogy a hibák adott esetben egymás ellen is hathatnak, így csökkentve az átviteli hiba nagyságát.

Az átviteli hiba, számításal történő meghatározására is vannak törekvések. A kialakult elméletek figyelembe veszik a fogak rugalmasságát, módosításait vagy adott esetben a jelen lévő hibákat. A számítási módszerek számítógépes programok segítségével szolgáltatnak eredményeket.

A kapott eredmények jól használhatók lehetnek:

- a fogaskerekek moduljának, kapcsoló szögének vagy kapcsolószámának meghatározásánál,
- fog módosítás meghatározásánál, mint például fogdomborítás, foglenyesés,
- különböző gyártási hibák által okozott fogaskerék zaj és rezgés keletkezésének vizsgálatánál
- bemenő adatot szolgáltatassanak a hajtóművek dinamikai modelljeihez további számítások elvégzéséhez. [2]

4. HAJTÓMŰ MODELLEK [2]

Az 1920-as években jelent meg az első nagyon egyszerű hajtómű modell. Ez a modell csak a fogaskerék kapcsolódás dinamikai vizsgálatát szolgálta. Az első koncentrált mennyiségeket - mint tömeg, rugóállandó, csillapítás - használó modell megjelenése az 1950-es évekre tehető. A bonyolult, sok paramétert vizsgáló modellek bonyolult végeeselemes módszer felhasználásához vezetnek.

5. KONCENTRÁLT PARAMÉTEREKEN ALAPULÓ HAJTÓMŰ MODELLEK

1988-ban *Özguven* és *Houser* szerzőpáros által a fogaskerék dinamikában használt matematikai modellekről szóló publikációjukban [3] öt fő csoportba sorolták az addig létrehozott modelleket.

5.1. Egyszerű dinamikai modell

A kezdeti tanulmányok eredményei kerülnek besorolásra ebbe a csoportba. A dinamikus összetevő - melyet az ide sorolt modellek használnak - a fogtő feszültség számítási formulái által meghatározott. A tanulmányokban empirikus és félempirikus megközelítésekkel találkozhatunk.

5.2. Fog kapcsolódást figyelembe vevő modellek

Sok tanulmány foglalkozik olyan hajtómű modellel, melyben az egyetlen energiatároló elem a fogak merevségéből származik. A tengelye, csapágyak rugalmas viselkedése elhanyagolásra kerül. Ezek a rendszerek egyszabadságfokú rendszerek, tömegekből és rugóból felépítve. Ezen modellek kialakításuk tekintetében átfedést mutatnak az első csoporttal. Sok esetben használatuk egyetlen célja, meghatározni a fogaskerékre jellemző dinamikai faktort.

5.3. Modellek fogaskerekek dinamikai viselkedésére

Az ide sorolható modellekben már több szerkezeti elem kerül megjelenítésre. A modell már tartalmazza a tengelyek torziós rugalmasságát, a tengelyek és csapágyak kapcsolóvonal mentén értelmezett járulékos-vagy mellék rugalmasságát is.

5.4. Fogaskerékkel ellátott forgórészek dinamikai vizsgálatára

Ezekben a modellekben figyelembe vételre kerülnek a fogaskereket hordozó tengelyek transzverzális rezgései.

5.5. Modell torziós rezgések vizsgálatához

Az előző két csoport figyelembe vette a fogak merevségét, rugalmasságát. Vannak azonban olyan modellek is melyek a fogak fent említett tulajdonságait teljesen elhanyagolják. Az ilyen módon kialakított modellek teljesen merev fogaskerekekkel dolgoznak és az őket hordozó tengelyen értelmezik a torziós jelenségeket.

6. TELJES HAJTÓMŰVEK DINAMIKAI MODELLEI

Teljes hajtóművek modelljének létrehozására több elmélet is létezik. A modellek célja, hogy felhasználásukkal meghatározzuk a várható fogaskerék zajt. Az elméletek végeeselemes módszert és számítógépes algoritmusokat alkalmaznak. A modellek az autópárhuzamban és a

vasúti közlekedésben használatos hajtóművek kísérleti vizsgálatai alapján jöttek létre.

7. VÁRHATÓ ZAJ MEGHATÁROZÁSA ÖSSZEFÜGGÉSEK ALAPJÁN

Egy fogaskerékes hajtómű zajának várható értékére Kato [7] a következő egyenletet határozta meg (1):

$$L = \frac{20(1 - \tan(\beta/2)) \cdot \sqrt[8]{u}}{f_v \cdot \sqrt[4]{\varepsilon_\alpha}} + 20 \cdot \log W \quad (1)$$

ahol:

- L: A kialakuló zajszint a hajtóműtől 1 méterre,
- β : fogferdeségi szög,
- u: áttétel,
- ε_α : kapcsolószám,
- W: továbbított teljesítmény LE-ben,
- f_v : sebesség faktor (JIS-B1702 szerint)

Masuda [8] ehhez képest egy módosított egyenletet javasol a keletkező zaj előjelzésére. A sebesség faktort javasolja megváltoztatni az AGMA ajánlására és ezzel figyelembe venni a dinamikai hatásokat. A változtatást a (2)-es összefüggés mutatja.

$$f_{v0} = \sqrt{5,56 / (5,56 + \sqrt{v})} \quad (2)$$

Ennek felhasználásával az új egyenlet (3):

$$L = \frac{20(1 - \tan(\beta/2)) \cdot \sqrt[8]{u}}{\sqrt[4]{\varepsilon_\alpha}} \sqrt{\frac{5,56 + \sqrt{v}}{5,56}} + \quad (3)$$

$$+ 20 \cdot \log W + 20 \log \tilde{X}$$

ahol:

- L: A kialakuló zajszint a hajtóműtől 1 méterre,
- β : fogferdeségi szög,
- u: áttétel,
- ε_α : kapcsolószám,
- W: továbbított teljesítmény kW-ban,
- v: kapcsolóvonal sebesség, m/s-ban,
- X: rezgés elmozdulás amplitúdója, statikus lehajlás alapján normalizálva egyszerű dinamikai modell használatával.

Az (1), (3) összefüggések összehasonlításra kerültek kísérleti eredményekkel. Az összefüggés és a kísérleti eredmények jó egyezést mutatnak.

8. IRODALOM

- [1]: Welbourn D. B.: Fundamental Knowledge of Gear Noise – A Survey. Noise And Vibration of Eng. and Trans. I Mech E, Cranfield, UK, 1979, pp9-14
- [2]: Mats Åkerblom: Gear Noise And Vibration – A Literature Survey, 2011 Trita-MMK, ISSN 1400-1179; 2001:11.
- [3]: Özgüven H. N. – Houser D. R. : Mathematical Models in Gear Dynamics – A Review. Journal of Sound and Vibration (1988) pp381-311
- [4]: Sweeney P. J.: Transmission error measurement and analysis. 1995
- [5]: Smith J. D.: A Modular System for Transmission Measurement, 1988, 133/88 IMechE
- [6]: Houser D. R. – Wesley G.: Methods for Measuring Gear Transmission Error Under Load and at Operating Speeds. SAE Technical Paper 852273
- [7]: Kato S. – Yonekura K. – Omori T.: Analytical Procedure for Gear Tooth Contact on Automobile Transmission Gear Noise. C382/043 IMechE. 1989.
- [8]: Masuda T. – Abe T. – Hattori K.: Prediction of Gear Noise Considering the Influence The Tooth Flank Finishing Method. Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design. Vol. 108. Jan 1986 pp 95-100.

9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikkben ismertetett kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva a TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002 jelű projekt részeként – az Új Széchenyi Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

*ME., Gép-és Terméktervezési Tanszék