

A golyósoros hajtómű energetikai viselkedésének elméleti vizsgálata matematikai modellezéssel

Theoretical investigation of the energetic behavior of the roller gearing gearbox with mathematical modelling

Dr. Polák József

Széchenyi István University, 9026 Győr, Egyetem tér 1. Hungary

(Tel: 06 96 503-311; e-mail: polakj@ga.sze.hu)

Absztrakt: A témához kapcsolódó korábbi cikkekben a golyósoros hajtómű energetikai vizsgálatát mutattuk be a golyó- pálya kapcsolatánál kialakuló súrlódási jelenségek vizsgálatán keresztül. A téma azért újszerű, mert a vizsgált hajtómű egy olyan magyar találmány, amelynek az energetikai vizsgálatával még senki sem foglalkozott. A vizsgálat folyamán létrehoztunk egy analitikus elvek alapján felépített matematikai modellt, amely segítségével elemezhetővé válik a hajtómű energetikai viselkedése. A matematikai modell felépítése folyamán a golyóscsapágyak és a golyósorsós hajtások esetén alkalmazott elvek és modellek lettek megfelelő módon átalakítva és alkalmazva.

Ebben a cikkben a vizsgálat a teljes hajtóműre kiterjed, tehát a golyó- pálya kapcsolaton kívüli veszteségek pl. csapágy súrlódási-, tömitéssúrlódási-, olajkavarási-, légekavarási-, stb. veszteségek is figyelembe lettek véve a modell felépítésekor. Ezáltal megpróbáljuk elvi síkon feltárni a hajtómű teljes határfok mezőjét a teljes működési tartományán, ezzel is közelebb kerülve ahhoz a távlati célunkhoz, hogy megalkossunk egy olyan matematikai modellt, amely segítségével a hajtómű modell implementálható lesz egy adott gépjármű, motor-hajtómű-jármű együttes energetikai optimalizálási algoritmusába.

Kulcsszavak: fizikai modell, matematikai modell, hajtómű, energetikai optimalizálás,

Abstract: In my previous articles related to the topic, I presented the energetic investigation of the roller gearing gearbox through the investigation of the friction phenomena that develop at the ball-track connection. The topic is novel because the examined gear unit is a Hungarian invention whose energy analysis has not yet been studied. During the investigation, I created a mathematical model based on analytical principles, with the help of which I analyze the energetic behavior of the gearbox. During the construction of the mathematical model, the principles and models used in the case of ball bearings and ball screw drives were appropriately

transformed and applied.

In this article, the test covers the entire gearbox, so the losses outside the ball-track connection, e.g. bearing friction, seal friction, oil turbulence, air turbulence, etc. losses were also taken into account when constructing the model. In this way, I will try to theoretically explore the field of the total efficiency of the gearbox over its entire operating range, thus getting closer to our long-term goal of creating a mathematical model, with the help of which the engine model can be implemented for the energy optimization of a specific vehicle, motor- propulsion unit-vehicle combination algorithm.

Keywords: physical model, mathematical model, ball-track connection, energy optimization

Bevezetés

Napjainkban a fenntartható közúti közlekedés egyik legjelentősebb kutatási iránya a villamos járművek fejlesztésének széleskörű kiterjesztése. Egy magyar szabadalomnak köszönhetően az elektromotorok és a járműkerekek fordulatszáma közötti különbségkompenzálására alkalmas, gördülőelemes hajtómű kutatására nyílt lehetőségünk [1]. Geometriai szempontból vizsgálva a gördülőelemes hajtómű tengelyelrendezése és áttétele nagy variabilitást mutat, tehát szinte bármilyen konstrukció (áttétel, geometriai elrendezés) megvalósítására alkalmas. A hajtómű energetikai vizsgálatát megelőzi a hajtómű szilárdsági méretezése, amelyet az előtervezés során már figyelembe kell venni, mivel hiába optimális energetikai szempontból egy hajtómű, hogy ha szilárdsági szempontból nem biztosítható annak megfelelő élettartama. A szilárdsági méretezés első lépéseként olyan analitikus méretezési eljárásokat vizsgáltunk meg és alkalmaztunk, amelyek segítségével elfogadható pontosságú gyors szilárdsági méretezést tudunk elvégezni [2].

A cikkben a golyósoros hajtómű energetikai vizsgálatát mutatjuk be a hajtóműben kialakuló összes veszteség figyelembevételével, amely lehetővé teszi a valós körülmények között üzemelő hajtómű energetikai viselkedésének elfogadható pontosságú becslését a teljes működési tartományában. A műszaki életben, azon belül is a járműiparban alkalmazott hajtóművek esetén komoly jelentőséggel bír a hajtóművek energetikai viselkedése, amely jellemzően a hajtómű veszteségforrásainak feltárását, és nagyságuknak a meghatározását jelenti. A villamos hajtású járművek esetén ez különösen fontos, mivel ezek a veszteségek jelentős hatást gyakorolnak a jármű hatótávolságára, ezért is van nagy jelentősége annak, hogy

egy villamos hajtású járműkonstrukció kialakításánál alkalmaznak-e hajtóművet, vagy nem, és ha alkalmaznak, akkor annak milyen paraméterekkel kell rendelkeznie.

A hajtómű modellezése

A hajtómű fizikai modelljének felállítása

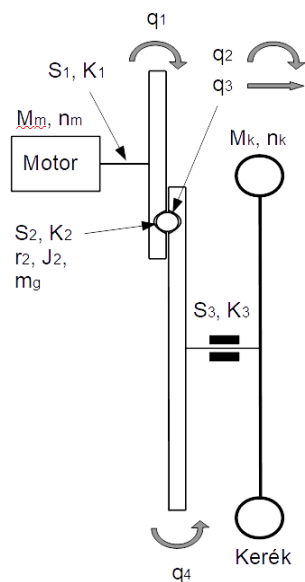
A fizikai modell létrehozásához részben meg kell határozni, hogy a modell mit és milyen feltételek mellett foglal magába, ezek a paraméterek a következők [3]:

- a járművet hajtó villamosmotor nyomatékát (behajtó nyomaték) és fordulatszámát,
- a golyósoros hajtóművet: ideálisanmerev golyó- pálya kapcsolattal (2. ábra), a golyó tömegével, a golyó rugalmas viselkedésével (mint közvetítő elem a két tárcsa között), rugalmas tengelyekkel és a veszteségforrásokkal,
- és a jármű vonóerő igényéből adódó terhelő nyomatékot (kihajtó nyomaték) (M_k) és a kihajtótengely fordulátát (n_k).

Mivel a golyósoros hajtómű esetén nagyszámú elrendezési változat valósítható meg, ezért a fizikai modell létrehozásához a párhuzamos tengelyű elrendezést választottuk, amelynek a 3D-s modellje a következő ábrán látható (1. ábra)



1. ábra: A fizikai modell alapjául szolgáló párhuzamos tengelyű elrendezés 3D-s modellje



2. ábra: A golyósoros hajtómű fizikai modellje

A hajtómű matematikai modelljének felépítése

Ahhoz, hogy a hajtómű Euler-Lagrange egyenletét fel lehessen állítani, meg kell határozni a hajtómű mozgási energiáját (E), potenciális energiáját (U) és disszipációs függvényét (D) leíró összefüggéseket [2, 3].

Mivel a hajtómű összes veszteségnyomatéka ($M_{\Sigma v}$) a disszipációs függvényben lett meghatározva, ezért a parciális deriváltja a következő formába hozható:

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{q}} = \frac{\partial f_D(\underline{\phi}, \mathbf{Q}(t), \dot{x}, \mathbf{F}(t))}{\partial \dot{q}} = M_{\Sigma v} \quad (1)$$

Az összefüggésből látható, hogy a deriválás eredménye a hajtómű összes veszteségnyomatéka, amely a veszteségtagok összegeként adható meg a következő alakban:

$$M_{\Sigma v} = M_{csu_v} + M_{gv} + M_{csv} + M_{ov} + M_{lv} + M_{tv} \quad (2)$$

- $M_{\Sigma v}$: a hajtómű összes veszteségnyomatéka,
- $M_{csu,v}$: a golyó és a pálya csúszósúrlódási veszteségnyomatéka,
- M_{gv} : a golyó és a pálya gördülősúrlódási veszteségnyomatéka,
- M_{csv} : a csapágyazás veszteségnyomatéka,
- M_{okv} : az olajkavarás veszteségnyomatéka,
- M_{lv} : a légkavarás veszteségnyomatéka,
- M_{tv} : a tömítéssúrlódás veszteségnyomatéka.

A hajtómű mozgási egyenletének a teljes meghatározásához, bevezetésre került egy új paraméter, amely a belső áttétel. Ez megmutatja a behajtótárcsa és a golyó közötti kapcsolatot, ami a golyó mozgásának egyértelmű leírásához szükséges. A belső áttétel megmutatja, hogy a behajtó tárcsa egy fordulatára a közvetítő golyó hány fordulatot tesz meg. A belső áttétel (i_{1g}) meghatározása elméletben a hajtótárcsa fordulatszámának (n_1) és a golyó fordulatszámának (n_g) a hányadosaként határozható meg:

$$i_{1g} = \frac{n_1}{n_g} \quad (3)$$

A belső áttétel meghatározásával már pontosan meghatározhatjuk a golyó mozgásviszonyait a hajtómű mozgásegyenletében.

A kapott eredményeket összegezve határozható meg a hajtómű mozgásegyenlete, amely a következő formában adható meg:

$$\ddot{\varphi} \cdot (J_1 + J_2 \cdot \frac{1}{i_{1g}^2} + J_3 \cdot \frac{1}{i_{1g}^2}) + \ddot{x} \cdot m_g + M_{\Sigma v} + 0 = Q(t) \quad (4)$$

A mozgásegyenlet ismeretében a modell mind kvázistacioner esetekben (meghatározott munkapontokon), mind dinamikusan (lassulási és gyorsulási szakaszokban) vizsgálhatóvá és elemezhetővé válik.

A hajtóműmodellben alkalmazott veszteségmodellek kiválasztása

A veszteségmodellek kiválasztásánál és alkalmazásánál a következő szempontok lettek figyelembe véve:

- A modell segítségével a hajtómű energetikailag modellezhetővé válik, ez a lépés a tervezés első lépése, amelynek segítségével meghatározzuk a hajtóműnek azokat a tervezési paramétereit, amelyek hatással vannak a hajtómű belső veszteségeire és ezáltal a jármű összes veszteségeire.
- Mivel ez az előtervezés fázisába tartozik, ezért sok esetben még nem ismerhető pontosan az összes paraméter, így egy sok paramétert tartalmazó modell alkalmazása sok bizonytalanságot és hibalehetőséget rejt magában, amely a tervezés, kiválasztás előrehaladtával rossz megoldásokhoz és eredményekhez vezet.
- A modell bonyolultságával növekszik a számítás számítógép- és időigénye.

A golyó pálya kapcsolatban kialakuló súrlódási erők és nyomatékok [4]

A teljes tangenciális erő a hajtótárcsa golyó- pálya kapcsolatában a gördülési irányú tangenciális kontakt erők algebrai összege:

$$F_1 = \frac{M_{c1} + M_{c2} + M_{er1} + M_{er2} + M_b}{d_w} + F_{r1} + F_{r2} + \frac{(F_{r1} + F_{r2}) \cdot d_w \cdot \cos \alpha}{d_m} + \frac{F_b}{2} \quad (5)$$

A hajtótárcsa golyó- pálya kapcsolatában generálódott súrlódási nyomaték:

$$M_{S1} = F_1 \cdot R_1 \quad (6)$$

ahol az R_1 a golyó- pálya kapcsolat gördülési sugara, amit a következő összefüggéssel lehet meghatározni:

$$R_1 = \frac{d_{m1}}{2} + \frac{d_w \cdot \cos \alpha}{2} \quad (7)$$

ahol a d_{m1} a hajtótárcsa horony sugarának középértéke az x-y síkban

A teljes súrlódási nyomaték n [db] golyó esetén a terhelés alatt álló golyók súrlódási nyomatékának az összegeként határozható meg:

$$M_{S1} = \sum_{i=1}^n M_{S1i} \quad (8)$$

A teljes tangenciális erő a hajtott tárcsa golyó- pálya kapcsolatában a gördülési irányú tangenciális kontakt erők algebrai összege:

$$F_2 = \frac{M_{c1} + M_{c2} + M_{er1} + M_{er2} + M_b}{d_w} + F_{r1} + F_{r2} - \frac{(F_{r1} + F_{r2}) \cdot d_w \cdot \cos \alpha}{d_m} + \frac{F_b}{2} \quad (9)$$

A hajtott tárcsa golyó- pálya kapcsolatában generálódott súrlódási nyomaték:

$$M_{S2} = F_2 \cdot R_2 \quad (10)$$

ahol az R_2 a golyó- pálya kapcsolat gördülési sugara amit a következő összefüggéssel lehet meghatározni:

$$R_2 = \frac{d_{m2}}{2} + \frac{d_w \cdot \cos \alpha}{2} \quad (11)$$

ahol a d_{m2} a hajtott tárcsa horony sugarának középértéke az x-y síkban.

A teljes súrlódási nyomaték n [db] golyó esetén a terhelés alatt álló golyók súrlódási nyomatékának az összegeként határozható meg:

$$M_{S2} = \sum_{i=1}^n M_{S2i} \quad (12)$$

Így a golyó pálya kapcsolatnál kialakuló teljes veszteség nyomaték a hajtótárcsa-golyó és a golyó- hajtott tárcsa kapcsolatnál kialakuló veszteség nyomatékok összege:

$$M_{gv} = M_{S1} + M_{S2} \quad (13)$$

A kiválasztott csapágyvesztés-modell

A csapágy az előtervezési fázisban megfelelő pontossággal méretezhető és ezáltal kiválasztható, így bonyolultabb modellek megfelelő pontosságú alkalmazását is lehetővé teszi, ezért a csapágymodell kiválasztásakor szempont volt, hogy olyan modellt alkalmazzunk, amely a csapágyak veszteségeit megfelelő pontossággal írja le és veszi figyelembe. A lehetséges megoldások közül a választásunk az SKF modelljére esett [5].

Az SKF a megfelelő tényezőket figyelembe véve határozta meg a csapágyak összes súrlódási veszteségnyomatékát, amelyet az alábbi egyenletben (14)-ben fogalmaztak meg:

$$M_{csv} = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (14)$$

A kiválasztott olajkavarási veszteségi modell

Az olajkavarási veszteségek számítására számos eljárás létezik, melyeknek közös problémája esetünkben, hogy az adott hajtóműnél pontosan ismerni kell a geometriai kialakítást és a kenési rendszert, ezek az információk azonban az előtervezési fázisban még nem állnak a rendelkezésünkre. Annak érdekében, hogy ezt a veszteségformát ne hanyagoljuk el, de ne legyen szükség pontatlan előbecslésekre, Niemann [6] összefüggését választottuk.

Tárcsa alakú alkatrészek esetén közelítőleg a következő összefüggéssel határozható meg az olajkavarási veszteség [7]:

$$P_0 = \frac{b \cdot b_m \cdot v^2}{2,72 \cdot 10^6} \quad (15)$$

Amelynek az ismeretében, már meghatározható az olajkavarási veszteségi nyomaték:

$$M_{okv} = \frac{P_0}{\omega_i} \quad (16)$$

Kiválasztott légekavarási veszteségi modell

A légekavarási veszteség modell kiválasztása esetén is hasonló problémával kellett szembenéznünk, mint az olajkavarási veszteség esetén, ezért egy olyan modellt választottunk, amely viszonylag könnyen számíthatóvá teszi a veszteséget kevés tényező alkalmazásával. Anderson és Loewenthal helikopterturbinák tesztelése során mért tárcsasúrlódás-vizsgálatok eredményei alapján írta fel a légellenállásból eredő teljesítményveszteség számítására alkalmas alábbi összefüggését [8]; az összefüggés megalkotásakor 0,9 kg/l kenőanyag-sűrűséggel és a 66 °C-os levegő sűrűségével és viszkozitásával számoltak és figyelembe vették a helikopter hajtóművében kialakuló levegő-olaj keverék arányát:

$$P_{l1} = 1,16 \cdot 10^{-8} \cdot \left(1 + 4,6 \cdot \frac{\mu}{d_1}\right) \cdot n^{2,8} d_1^{4,6} \cdot (0,028 \cdot \mu + 0,019)^{0,2} \quad (17)$$

[Á1] megjegyzést írt: Az enter törölve legyen és helyette CTRL+SHIFT+SPACE

$$P_{l2} = 1,16 \cdot 10^{-8} \cdot \left(1 + 4,6 \cdot \frac{v}{d_2}\right) \cdot \left(\frac{n}{i}\right)^{4,6} \cdot d_2 \cdot (0,028 \cdot \mu + 0,019)^{0,2} \quad (18)$$

Mivel ebben az esetben is veszteség teljesítményt számoltunk, ezért ezt veszteségi nyomatékká kell átszámítani, amely minden munkaponton a munkaponthoz tartozó szögsebesség osztásával történik a következő összefüggések alapján, külön a hajtótárcsa (19) és külön a hajtott tárcsa esetére (20):

$$M_{lkv1} = \frac{P_{l1}}{\omega_i} \quad (19)$$

$$M_{lkv2} = \frac{P_{l2}}{\omega_i / i} \quad (20)$$

Majd ezt követően a két veszteségi nyomatékot összegezzük:

$$M_{lkv} = M_{lkv1} + M_{lkv2} \quad (21)$$

A kiválasztott tömítésúrlódási veszteségi modell

A hajtóművek tömítettsége a működésük folyamán kulcsfontosságú, mivel kétféle módon is hatással van a hajtóművek élettartamára: részben megakadályozza a kenőanyag eltávozását a rendszerből és ezáltal elősegíti a folyamatos kenés meglétét, részben pedig a hajtóművön kívül tartja a szennyeződések, megakadályozva a káros idegen anyagok bejutását. A hajtómű tömítettségének a kialakítására többféle megoldás létezik, mivel azonban az előtervezési fázisban ez még pontosan nem meghatározott, ezért figyelembevételére egy egyszerű becslésre alkalmas összefüggést választottunk [9]:

$$P_t = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_t \cdot n_t \quad (22)$$

A kapott veszteségi teljesítményt ebben az esetben is nyomatékká kell alakítani, hogy a hajtómű modellben felhasználható legyen a kapott eredmény:

$$M_{tsv} = \frac{P_t}{\omega_i} \quad (23)$$

A hajtóműmodell felépítése

A modell felépítésénél jól látható, hogy a veszteségi források közül van olyan, amely terhelés függő és van olyan, amely sebesség függő (3. ábra).

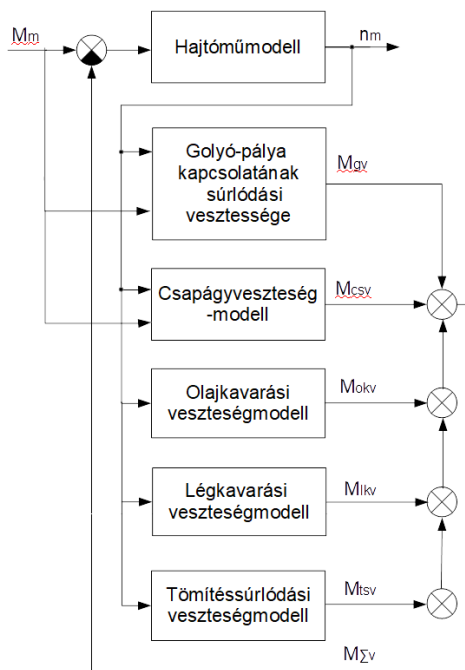
A felállított modell egy kvázistacioner modell amelynek a megoldása iterációs módszerrel történik. Ez alapján a nyomatéki egyensúly felírható a következő összefüggéssel, ahol látható, hogy a motor által kifejtett nyomatéknak fedeznie kell a vonóerőből ébredő nyomatékigény és

a hajtómű belső veszteségyomatékának az összegét:

$$M_m = M_{hl} + M_v \quad (24)$$

Mivel a hajtómű veszteségei függenek a motor nyomatéktól és a sebességétől, ezért implicit formában tudjuk a szükséges motornyomatékot leíró egyenletet megadni:

$$M_m = M_{hl}(M_m, \omega) + M_v \quad (25)$$



3. ábra: A hajtóműmodell felépítése

A futtatás eredménye

A hajtómű modell segítségével végzett futtatás során feltételeztünk egy kistömegű városi villamos autót, amelynek a keréken kialakuló vonóerőből származó nyomaték értékét vettük alapul a számítások során, és kb. 70 km/h végsebességet feltételezve határoztuk meg a hozzá tartozó kerék fordulatszámot, így ezeknek az értékét a következő tartományokban határoztuk meg:

- $M_k=0 \dots 90 \text{ Nm}$,
- $n_k=0 \dots 500 \text{ 1/min}$.

A vizsgálat elvégzésekor külön vizsgáltuk a terhelésfüggő és a sebességfüggő veszteségek változását, mégpedig úgy, hogy a:

- terhelésfüggő veszteségek vizsgálata esetén a kerék fordulatszámot konstans értéken tartottuk ($n_k=200 \text{ 1/min}$), míg a kerék nyomatékot ($M_k=0 \dots 90 \text{ Nm}$) változtattuk a megadott értékek között,
- a sebességfüggő veszteségek vizsgálata esetén a kerék nyomatékot konstans értéken tartottuk ($M_k=40 \text{ Nm}$), míg a kerék fordulatszámát a megadott értékek között változtattuk ($n_k=0 \dots 500 \text{ 1/min}$).

A hajtómű két fontos alap paraméterét a golyóátmérőt ($d=6\text{mm}$) és az áttételt ($i=10$) állandó értéken hagytuk, majd a futtatás után kapott értékeket összefoglaltuk két táblázatba.

Az első táblázat a terhelés függő veszteségek értékeit mutatja a vizsgált terhelési pontokon (1. Táblázat), a második táblázat, pedig a sebesség függő veszteségeket mutatja a különböző vizsgálati fordulatszámokon (2. Táblázat).

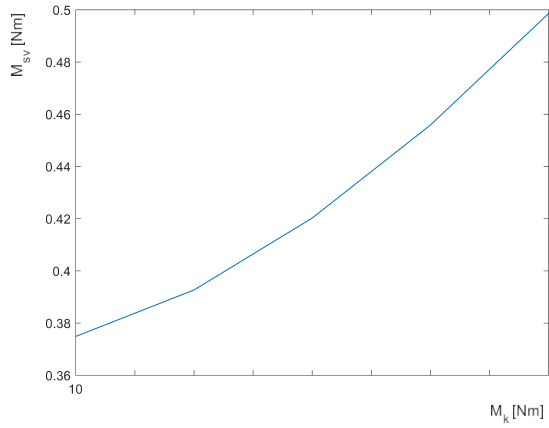
1. táblázat: A veszteségek alakulása a terhelő nyomaték változásával

Veszteségek	10 Nm	30 Nm	50 Nm	70 Nm	90 Nm
M_{gv}	0.37492	0.392690156	0.42024084	0.4558394	0.4985634
M_{sv}	0.004406	0.004406	0.004406	0.0044060	0.0044060
M_{okv}	0.5304178	0.5304178	0.5304178	0.5304178	0.5304178
M_{ikv}	$2.220895 \cdot 10^{-5}$	$2.22089 \cdot 10^{-5}$	$2.22089 \cdot 10^{-5}$	$2.22089 \cdot 10^{-5}$	$2.22089 \cdot 10^{-5}$
M_{csv}	0.00696012	0.00696013	0.00696014	0.00696015	0.00696015

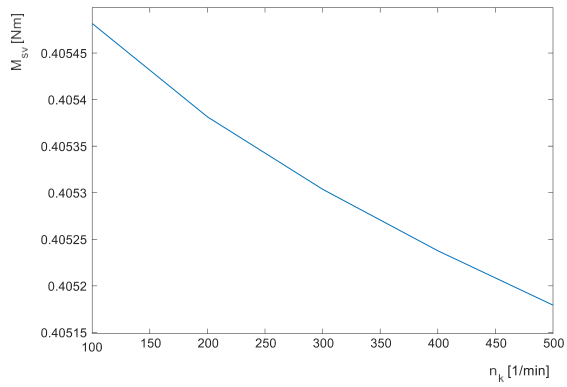
2. táblázat: A veszteségek alakulása a kerékfordulat változásával

Veszteségek	100 rpm	200 rpm	300 rpm	400 rpm	500 rpm
M_{gv}	0.4054816	0.4053814	0.4053036	0.40523762	0.40517915
M_{sv}	0.00440604	0.00440604	0.00440604	0.00440604	0.00440604
M_{ovk}	0.3750620256	0.5304178	0.649626484	0.750124	0.83866418
M_{ikv}	$6.377847 \cdot 10^{-6}$	$2.22089 \cdot 10^{-5}$	$4.60778 \cdot 10^{-5}$	$7.73360 \cdot 10^{-5}$	$1.155633 \cdot 10^{-4}$
M_{csv}	0.00696013	0.006960139	0.0069601400	0.00696014	0.00696014

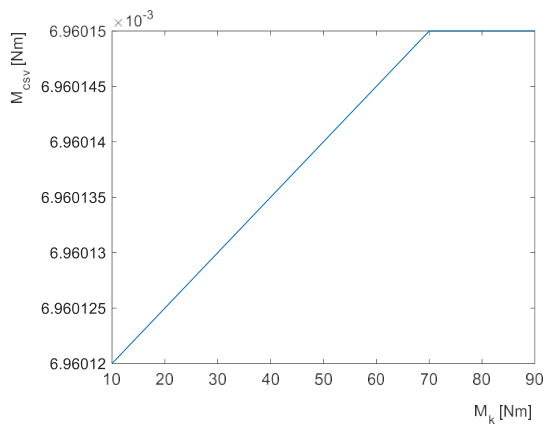
A kapott eredmények táblázatos összefoglalását követően diagramokban is ábrázoltuk őket, ezzel láthatóvá téve az egyes veszteségi nyomatékok változásának a jellegét (4. ábra 5. ábra 6. ábra 7. ábra 8. ábra 9. ábra 10. ábra). Azoknál a veszteségforrásoknál, ahol mind a terhelésnek, mind a sebességnek van hatása a veszteségi nyomatéokra, ott mind a két esetet külön ábrázoltuk.



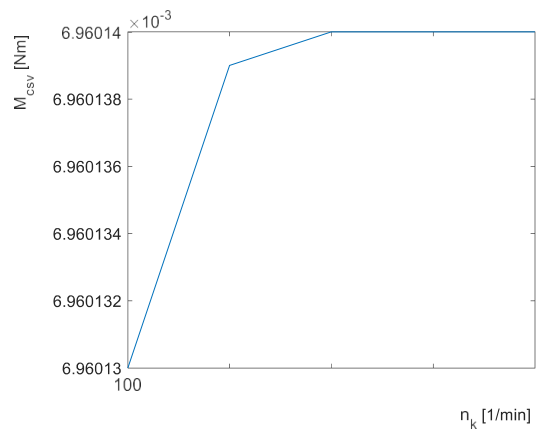
4. ábra: A golyó pálya kapcsolatban kialakuló terhelés függő súrlódási veszteség nyomaték



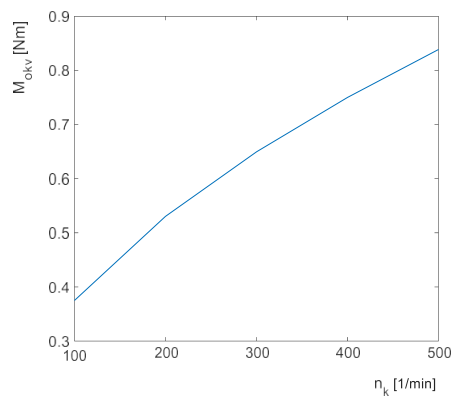
5. ábra: A golyó pálya kapcsolatban kialakuló sebesség függő súrlódási veszteségi nyomaték



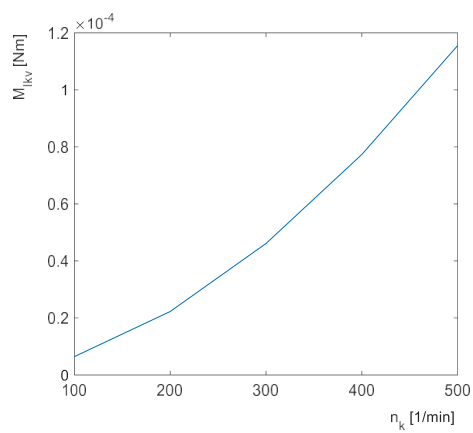
6. ábra: A csapágyakban kialakuló terhelésfüggő veszteségi nyomaték



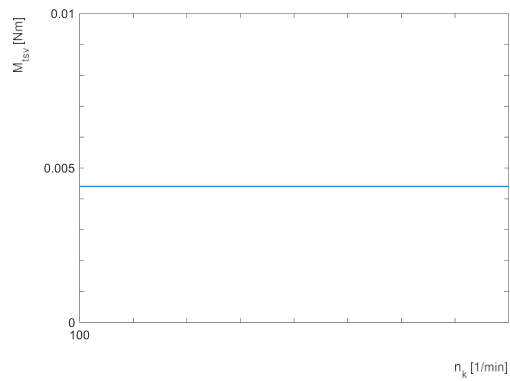
7. ábra: A csapágyakban kialakuló sebességfüggő veszteségi nyomaték



8. ábra: Az olajkavarási veszteség nyomaték alakulása a teljes működési tartományban



9. ábra: A légkavarási veszteség nyomaték alakulása a teljes működési tartományban



10. ábra: A tömítés súrlódási veszteségyomaték veszteség nyomaték alakulása a teljes működési tartományban

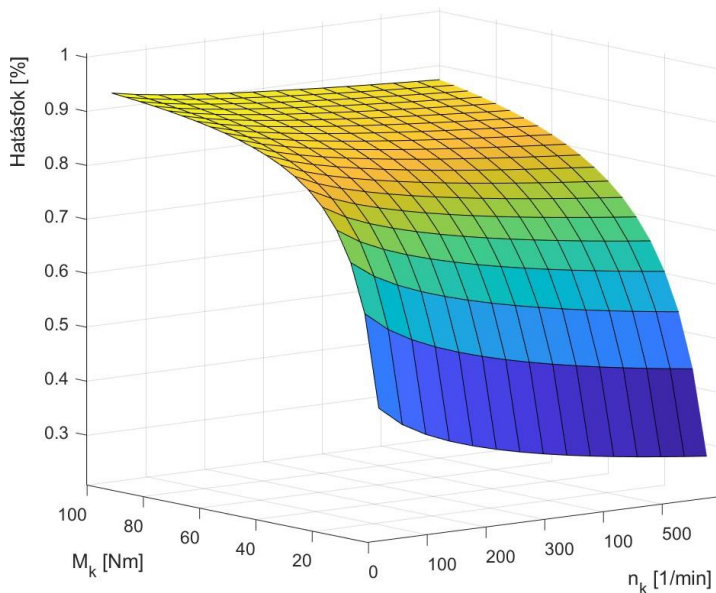
A hajtómű hatásfoka a modell alapján

Az egyes veszteségforrások meghatározását követően már megadható a hajtómű energetikai viselkedése a teljes működési tartományban az alábbi általános összefüggéssel:

$$\eta = \frac{P_{be_i} - P_{\Sigma v_i}}{P_{be_i}} \quad (26)$$

Mivel viszont az adott vizsgálatnál a veszteségi nyomatékokkal számoltunk, ezért azok segítségével is meghatározható a hajtómű hatásfoka a teljes működési tartományon a következő összefüggéssel:

$$\eta = \frac{M_{mot} - M_{\Sigma v}}{M_{mot}} \quad (27)$$



11. ábra: A hajtómű hatásfok mezője a teljes működési tartományon ($M_k=0 \dots 100 \text{ Nm}$, $n_k=0 \dots 600 \text{ 1/min.}$)

Összefoglalás

A cikkben bemutatott vizsgálati eljárás segítségével sikerült egy olyan matematikai modellt létrehozni, amely segítségével egy új típusú hajtómű esetén megállapíthatjuk a hajtómű energetikai viselkedését és ez által már a tervezési fázisban modellezni tudjuk a hajtómű jellemző energetikai tulajdonságait.

A hajtómű mozgási egyenletének a felállításával a hajtómű vizsgálhatóvá válik a stacioner (munkaponti) és az instacioner (gyorsítás, fékezés) állapotokban.

A korábban végzett paraméter érzékenység vizsgálatok segítségével, és az azóta megalkotott matematikai modell alkalmazásával, a hajtómű önmagában, és egy megadott motor-hajtómű-jármű együttesbe beépítve is optimalizálhatóvá válik.

Köszönetnyilvánítás

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

Irodalomjegyzék

- [1] Őri Péter, Nagy András, Gördülőelemes hajtómű elektromos járművekben történő alkalmazásának kutatása (témabemutató), IFFK 2016, Budapest, 2016
- [2] Őri Péter, Dr. Polák József, A golyósoros hajtómű részegységeinek statikai és dinamikai sajátosságainak a kutatása a szilárdsági méretezés meghatározása érdekében, XIII. IFFK 2019, Budapest, 2019
- [3] József Polák, István Lakatos EXAMINATION OF DRIVE LINE MATHEMATICAL MODEL MACHINE DESIGN 8:(1) pp. 33-36. (2016)
- [4] Polák, József, Investigation of the ball-track connection of a roller gearing gearbox, I 12th IEEE International Conference on Cognitive Infocommunications (CogInfoCom 2021): Proceedings. (2021) ISBN:9781665424950; 9781665424943 pp. 551-556
- [5] SKF General catalogue, 6000/IHU, 2008 június
- [6] Niemann, G., Winter, H.: Maschinenelemente, Bd. 1-3, Springer Verlag, Berlin / Heidelberg / New York, 1989
- [7] Erney György: Fogaskerekek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983
- [8] John J. Coy, Dennis P. Townsend, Erwin V. Zaretsky: Gearing, NASA Reference Publication 1152, AVSCOM Technical Report 84-C-15, 1985
- [9] R. Martins, J. Seabra, Ch. Seyfert, R. Luther, A. Igartua and A. Brito: Power Loss in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable Ester vs. Mineral oil, Tribology and Interface Engineering Series, Volume 48, 2005, pp. 421-430