

Kutatás szakmai zárójelentése

Térbeli fogazott hajtások tribológiai rendszerének modellezése és vizsgálata

OTKA azonosító: K 62875

Összeállította:

Dr. Horák Péter
vezető kutató
BME Gép- és Terméktervezés Tanszék

Budapest, 2011. március 4.

A kutatási szerződés megvalósításában részt vevők

A kutatási szerződés tudományos részének megvalósításában a vezető kutatón kívül Dr. Bercsey Tibor, Farkas Zsolt, Dr. Krisch Róbert, Magyar Balázs, Groma István vettek részt, az adminisztrációban Pók Lászlóné, a kísérleti vizsgálatokban Ladunga Károly segítette a munkát. A kutatási szerződésben szereplő Majzik Richárd nem kezdett hozzá PhD ösztöndíjas tanulmányaihoz, így helyette Magyar Balázst vontuk be a projekt megvalósításába 2007-ben, amelyről az aktuális részjelentésben az OTKA-t tájékoztattuk.

A részt vevő kutatók közül Groma István és Magyar Balázs PhD hallgatók doktori témája - témavezetőik Dr. Bercsey Tibor és Dr. Horák Péter segítségével - közvetlenül kapcsolódott a projekt célkitűzéseikhez. Dr. Krisch Róbert és Farkas Zsolt a projektben végzett kutatómunkájuk során szerzett tapasztalataikat az érintkezési viszonyok modellezése, illetve a dinamikai szimuláció területén, saját, a kutatási szerződéshez közvetlenül nem kötődő PhD témájuk kidolgozásához hasznosították. Ezen kívül egyes részfeladatok kidolgozását egyetemi hallgatók munkái is segítették.

Költségterv, illetve projektzárás módosítása

A költségterv tekintetében jelentősebb, engedélyezést igénylő költségátcsoportosítás csak a kutatás záróévében, 2010-ben történt, melyet az OTKA Kollégium jóváhagyott. A költségátcsoportosítás célja, a kutatás jelentős eredményeinek publikálása volt a Münchenben megrendezett nemzetközi hajtástechnikai konferencián.

A kutatás időtartama a szerződés szerint 4 év, melyet 9 hónappal a vezető kutató kérésére az OTKA Kollégium meghosszabbított, így a kutatás 2010. október 31-én zárult.

Eredmények közzélése

Tekintettel arra, hogy a kísérleti vizsgálatokat a német partnerintézetnél csak 2010-ben tudtuk lefolytatni, ezen eredmények publikálása még részben folyamatban van, ezért a kutatási jelentés terjedelme túllépi a javasolt 5-7 oldalt, de nem haladja meg a maximum 25 oldalt.

1 benyújtott (Groma István) és 1 előkészületben lévő (Magyar Balázs) PhD értekezés
4 db. idegen nyelvű lektorált folyóirat cikk
12 db. magyar nyelvű folyóirat cikk
9 db. idegen nyelvű konferencia előadás
(lásd közlemények listája)

Az eddig még nem közölt kutatási eredményeket, különös tekintettel a vegyessúrlódási állapot modellezésére az ASME Journal of Tribology és a Tribologie und Schmierungstechnik c. szakfolyóiratokban kerülnek publikálásra 2011-ben.

A fenti impakt faktoros nemzetközi folyóiratokban való publikálás, illetve az előkészületben lévő PhD dolgozat védelme a projekt lezárása után 2 éven belül várható. Ezért a vezető kutató szeretne élni a lehetőséggel és tisztelettel kéri az OTKA Kollégiumot, hogy a jelentésben foglaltak alapján született minősítést kiegészítő eljárásban később módosítsa, figyelembe véve a később megjelent közleményeket.

Előzmények, a kutatások állása a projekt kezdetekor

A térbeli fogaskerekek pontossági kérdéseivel alapvetően kevés publikáció foglalkozik, a kevés kivételt orosz mérnökök munkái adják [8]. A szerkezetek pontosságával foglalkozó művek egyik korai példánya az orosz Sz. T. Zuckerman tanulmánya, ami gyártási-, szerelési- és a rugalmas alakváltozással járó hibák vizsgálatával foglalkozik [24]. A kinematika módszer alkalmazásának lehetősége térbeli fogazatok hibáinak vizsgálatához V. A. Siskov cikkeiben merül fel [25]. Kúpkerékek pontossági kérdéseivel N. I. Kolcsin írásaiban találkozunk [22]. A hengeres fogaskerekek fogazási hibaanalízisének modern módszertanához német kutatók is nagyban hozzájárultak, a teljesség igénye nélkül megemlítjük G. Berndt, W. Höfler, E. Hultsch, W. Dreyhaupt, W. Beyer és R. Wittekopf ide tartozó munkáit [21, 20, 27, 26]. A Gépgyártás-technológia modern felfogásával, a technológia és a minőség kapcsolatával, összefüggéseinek bemutatásával és az MKGS rendszer két elemzésével találkozunk többek között Dudás Illés átfogó szakkönyvében [19], valamint Szegh Imre összefoglaló jegyzetében [23].

A térbeli fogazott hajtások tribológiai kutatása hosszú múltra tekint vissza, az alábbiakban a teljesség igénye nélkül egy rövid áttekintést adunk azon művekről, melyek a mi vizsgálatainknak is kiinduló pontjául szolgáltak. Niemann 1942-ben megjelent iskolateremtő művében [1] a csigahajtópárok tribológiai viszonyainak modellezéséhez az érintkezési vonal egyes pontjaiban egymással párhuzamos tengelyű hengerpárokat használt. A későbbiekben számos kutató indult ki ebből a közelítésből. Predki [2] egy paraméter tanulmányt mutat be a hengeres csigahajtások érintkezési és tribológiai viszonyairól. Bouché a TEHD elmélet alapján kidolgozott egy számítási eljárást a csigahajtások fogsúrlódásának meghatározására [3]. Wiśniewski munkájában [4] a fogazatok között kialakuló kenőfilmvastagság számításánál az EHD kenélmélet mind a négy Johnson által definiált [5] területét figyelembe vette. Sharif és társai a modern szimuláció lehetőségeit felhasználva vizsgálták a csigahajtások érintkezési és kenési viszonyait ugyancsak a TEHD elmélet alkalmazásával. [6,7]

A kutatás célkitűzései

Az ipari fejlődés megkívánja az egyre pontosabb, jobb hatásfokú és nagyobb teherbírású hajtóművek kifejlesztését és előállítását, amelynek egyik feltétele, hogy – lehetőség szerint – a gyártás során a fogazat minél jobban megközelítse a matematikailag egzakt formát. A korábbi kutatások elsősorban, vagy az ideális fogazat tulajdonságainak vizsgálatával, vagy a gyártási elv elégtelenségéből adódó determinisztikus alakhibákkal foglalkoztak, vagyis a gyártás, ill. felhasználás során adódó sztochasztikus alakeltéréseket, alakváltozásokat csak kvalitatív módon (tűrések definiálása) vették figyelembe.

A gyártási korlátok, nehézségek miatt a matematikai értelemben meghatározott geometria csak közelítőleg igaz egy megmunkált fogazatra. A kutatás egyik célkitűzése egy olyan matematikai modell megalkotása, amely alkalmas az ilyen eltérések kezelésére és jól integrálódik napjaink számítógépes tervező és mérő rendszereinek alapmodelljéhez.

A hajtópárok tribológiai viszonyainak feltárásához szükséges azok tényleges érintkezési viszonyainak a vizsgálata rugalmas testek feltételezésével, amely szintén megfelelő szimulációs modell megalkotását igényli. A nagy terhelésű hajtópárok esetében a hőfejlődés, illetve a hőmérséklet változás hatásának a figyelembe vétele is mindenképpen szükséges a kenési viszonyok számításakor. Ezért kidolgozandó a térbeli fogazott hajtópárok termo-elaszto-hidrodinamiai (TEHD) kenélmélet szerinti szimulációs modellje. A TEHD

szimulációs modellt ki kell egészíteni a felületek érdességi viszonyainak modellezésével is, mivel a vizsgálat tárgyát képező hajtópárok gyakran vegyes súrlódási állapotban üzemelnek.

A kapcsolódó fogazatok merevségének, illetve csillapításának meghatározása szükséges a dinamikai szimulációhoz, melynek célja a külső és belső gerjesztő hatások által létrejövő rezgések feltárása, illetve megfelelő intézkedésekkel azok csökkentése.

A kutatás munkamódszere, közreműködő partnerek

A kutatás egyrészt a térbeli fogazott hajtópárok numerikus modellezéséből és számítógépes szimulációból, másrészt valós hajtópárokon végzett kísérleti vizsgálatokból állt.

A kísérleti vizsgálatokhoz 6 db. 100-es tengelytávú, különböző áttételű ZK típusú csigahajtópárt használtunk, melyet a Fogaskerékgyár Kft.-től vásároltunk. A hajtópárok gyártási pontossága kétprofilos legördítő vizsgálatból állt rendelkezésre, melyet a gyártó végzett. A hajtópárok felületi érdességét az Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar laboratóriumában mérték meg. Egy kiválasztott hajtópár 3D digitalizálással előállított modelljét az R-Design Kft. segítségével állítottuk elő.

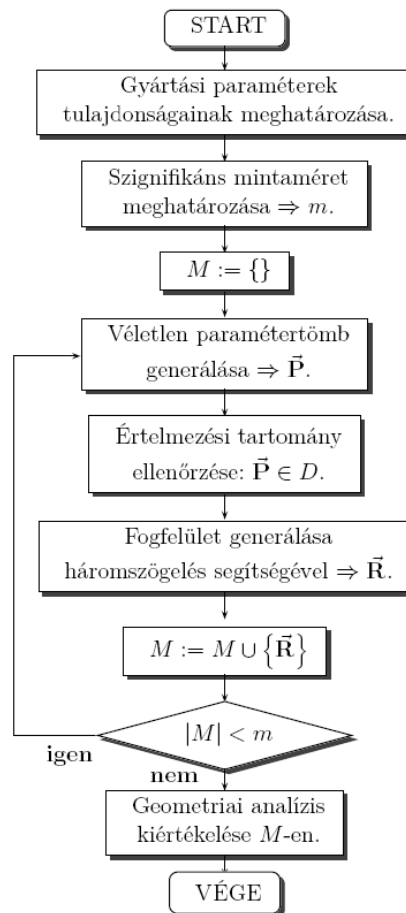
A csigahajtópárok kísérleti vizsgálatait a BME Gép- és Terméktervezés Tanszéke és a TU Kaiserslautern Gépelemek és Hajtástechnika Tanszéke között több évtizede fennálló kutatási együttműködés keretében végeztük a német partnerintézet laboratóriumában felépített vizsgálóberendezésen. A külföldi kutatómunkának a személyi költségeit egy 2 éves futamidejű DAAD-MÖB pályázat is támogatta.

A kutatás résztvevői ezúton is szeretnék köszönetüket kifejezni a kutatást támogató partnereknek.

Az elért eredmények bemutatása

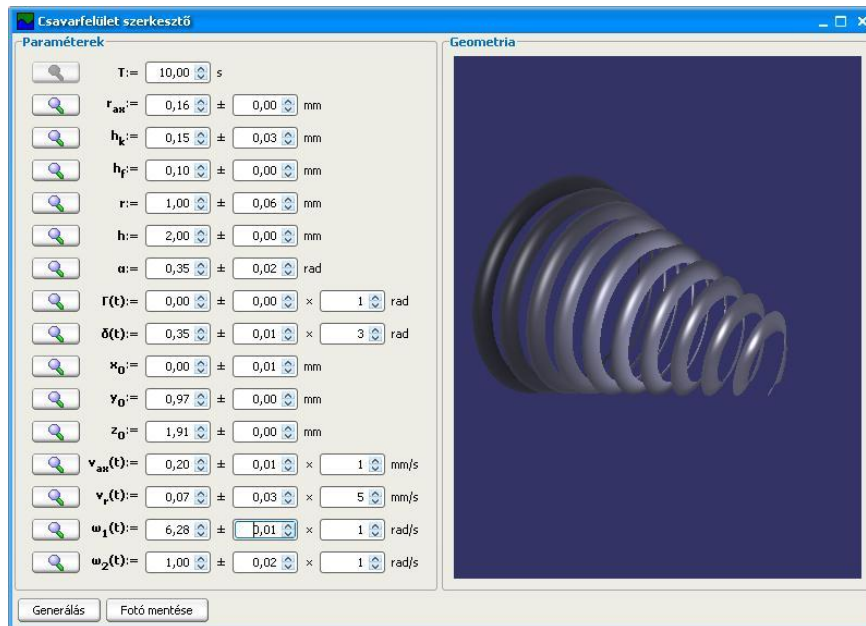
A fogazott hajtópárok valószínűségi gyártásgeometriája területén elért eredmények (Groma István, Dr. Bercsey Tibor)

A kidolgozott valószínűségi gyártásgeometrián alapuló megközelítés segítségével vizsgálhatóvá válnak a síkbeli- és térbeli hajtópárok megmunkálásból fakadó hibái, pontatlanságai. Az újszerű módszertan lehetővé teszi a megmunkált munkadarab valóságosabb geometriai tulajdonságainak (pl. kapcsolódási viszonyok, tribológiai sajátosságok, szilárdságtani, hőtani tulajdonságok) statisztikai eszközökre alapozott értékelését.



1. ábra. A valószínűségi gyártásgeometria elemzéséhez kidolgozott általános algoritmus folyamatábrája

A térbeli fogazatok, így a csavarfelületek gyártásgeometriáját leíró, a kinematikai módszeren alapuló általános leképezési modellt alkalmasan kiegészítve az alakítási mechanizmus és a származtató felület hibatagjaival, a csavarfelület és a térbeli fogazatok valószínűségi gyártásgeometriája szimulálható a kidolgozott véges, véletlen mintát előállító számítógépes program segítségével. A véges mintán a csavarfelület hibái koordinátageometriai módszerekkel kiadódnak, amelyek lehetővé teszik ismert beállítási pontossággal rendelkező alakítási mechanizmus esetén a fogfelület geometriájára vonatkozó, megbízható statisztikai becslést.

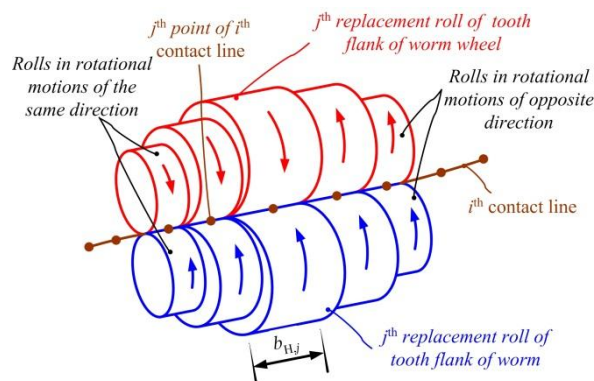


2. ábra. A gyártási paraméterek tulajdonságait vezérlő, valamint a valószínűségi csavarfelületet előállító szoftver

Az így kapott felület haszna nem csupán a vizuális megjelenés, hanem az, hogy geometriai analízis végezhető rajta, így a csavarfelületet jellemző mérések itt koordinátageometriai számításokkal helyettesíthetők.

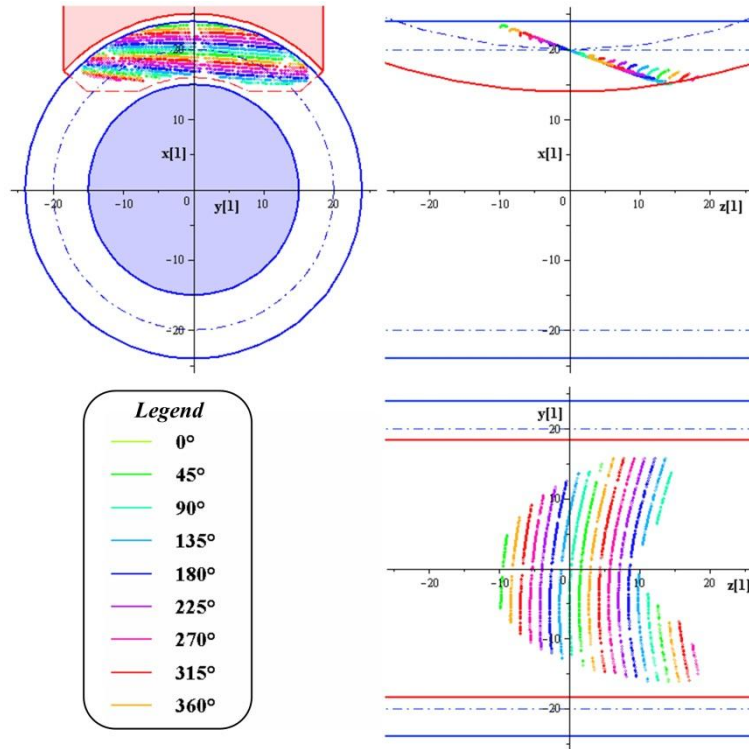
A fogazott hajtópárok tribológiai vizsgálata területén elért eredmények (Magyar Balázs, Dr. Horák Péter)

A fogkapcsolódás folyamán a csiga és a kerék elméletileg vonalak mentén érintkeznek egymással. Egy érintkezési vonal két érintkezési pontja között a fogfelületeket olyan hengerpárokkal lehet helyettesíteni, amelyek sugara a fogfelületek redukált görbületi sugarával egyezik meg, a hengerek pedig az adott érintkezési pontra érvényes sebességgel vagy összeforognak vagy pedig elforognak egymástól. Minél kisebb a hengerek magassága (b_H), azaz két számolt érintkezési pont közötti távolság, annál pontosabb leírását kapjuk az érintkező felületeknek. Ezt a gondolati modellt a 3. ábra mutatja be. Ezen Niemantól [1] származó közelítést eredményesen alkalmazta Predki [2] és Bouché [3] is.



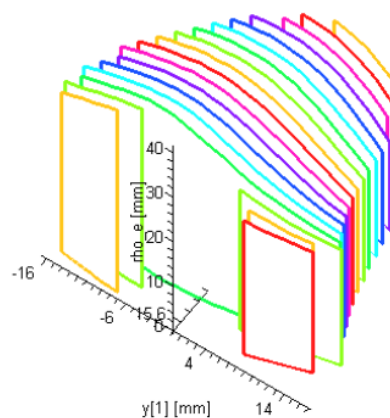
3. ábra. A kapcsolódó fogazatok görbületi és sebességviszonyainak modellezése hengerpárokkal

A csigahajtópárok tribológiai viszonyainak meghatározásához szükséges az érintkezési vonalak ismerete. A csiga egyes elfordulási helyzeteihez tartozó érintkezési vonalak pontjai a fogkapcsolódás alaptörvényének numerikus megoldásával határozhatóak meg. A 4. ábra a vizsgált ZK típusú $i=40$ áttételű hajtópár esetére mutatja be különböző kapcsolódási helyzetekben az érintkezési vonalakát.

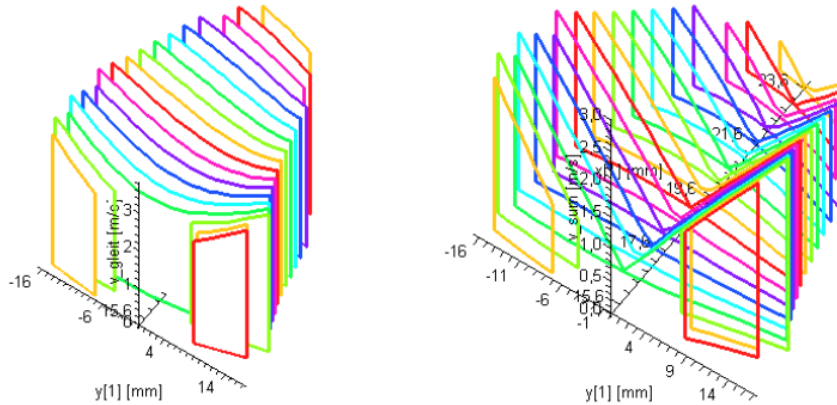


4. ábra. Számított érintkezési vonalak a házhoz rögzített koordináta rendszerben

A 5. ábra a redukált normálgörbület változását reprezentálja az érintkezési vonalak mentén, míg az 6. ábra a csúszási- és a hidrodinamikailag hatásos sebesség változását mutatja be.

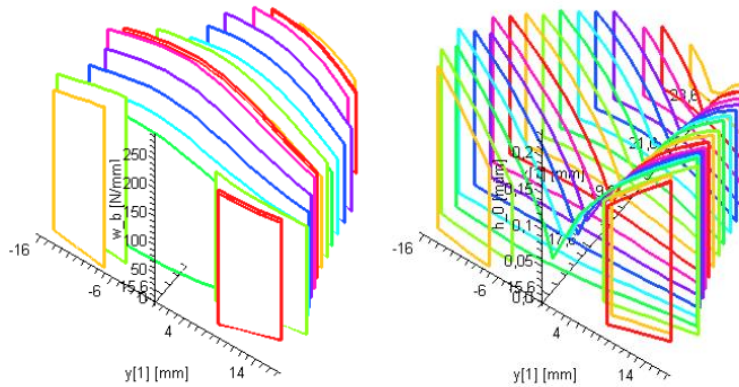


5. ábra. Redukált görbületi sugár változása a pillanatnyi érintkezési vonalak mentén



6. ábra. A csúszási és s hidrodinamikailag hatásos sebesség változása a pillanatnyi érintkezési vonalak mentén

A 7. ábra a vonalmenti terhelést és a h_0 kenőrésméret változását mutatja be.



7. ábra. A vonalmenti terhelés w_b és a h_0 kenőrés méret változása a pillanatnyi érintkezési vonalak mentén

A minimális kenőfilm vastagságot (h_{\min}) az egyes hengerpárok között a Venner által felírt egyenlet [9] segítségével határoztuk meg. Ez az egyenlet a Johnson által definiált [5] mind a négy EHD tartományban pontos értéket ad. Az egyenlet a következő alakban írható fel:

$$H_{\min} = \left[0,99 \cdot M^{-1/8} \cdot L^{3/4} \cdot t^r + 2,05 \cdot M^{-1/5} \cdot r^{s/r} + 2,45 \cdot M^{-1} \cdot s \right]^{1/s}$$

$$t = 1 - \exp -3,5 \cdot M^{1/8} \cdot L^{-1/4}$$

$$r = \exp 1 - 3 / L + 4$$

$$s = 3 - \exp -1 / 2 \cdot M$$

Ahol H, L és M a Moes által definiált dimenziótlán EHD paraméterek [9]. Az így meghatározott minimális isotherm kenőfilm méretet megszorozva 1,2-vel és a Murch és

Wilson által bevezetett korrekciós tényezővel [10] megkapjuk a központi nem isotherm kenőrésméretet (h_0).

A súrlódási tényező értékének felvételével a terhelés és a sebességállapot ismeretében a hengerek között fejlődő hő meghatározható. Így egy a Fourier-féle hővezetési egyenlet megoldásán alapuló analitikus eljárással, a csiga és a csigakerék fogfelület hőmérsékletének ismeretében, a hőmérséklet eloszlás a kenőrésemben meghatározható. A súrlódási tényezőt jelen esetben a DIN 3996 [11] alapján határoztuk meg.

Az energia egyenlet segítségével a kenőzés hossza mentén az egyes pontokban meghatározható a hőmérsékletváltozás. Az energiaegyenlet a hőátadással a csiga és a csigakerék felé ill. felől, a hővezetéssel a kenőfilmben áramló, valamint a folyadék nyírása és összenyomódása révén keletkező hőáramok komponenseit veszi figyelembe. Az energia egyenlet a következő alakban írható fel:

$$-\underbrace{\lambda_{c1} \cdot \frac{\partial \vartheta_1}{\partial y_1}}_{\text{conduction of heat}} - \underbrace{\lambda_{c2} \cdot \frac{\partial \vartheta_2}{\partial y_2}}_{\text{conduction of heat}} - \underbrace{\rho_F \cdot c_{p,F} \cdot h_0 \cdot v_h \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x}}_{\text{convection of fluid}} + \underbrace{\eta_e \cdot \frac{v_r^2}{h_0}}_{\text{shear of fluid}} + \underbrace{\rho_F \cdot \frac{\partial v}{\partial \vartheta} \cdot \vartheta \cdot h_0 \cdot v_h \cdot \frac{dp}{dx}}_{\text{compression of fluid}} = 0$$

1=worm shaft, 2= worm wheel

A fenti egyenletben a kompresszióból származó hőmérsékletváltozást, melyet igen gyakran el szoktak hanyagolni, az aacheni IME-ben mérések alapján meghatározott egyenlettel vettük figyelembe [12].

Az energia egyenletben szereplő effektív viszkozitást (η_e) Rodermund egyenletnek a kenőzés magassága mentén való integrálásával kaphatjuk meg. A Rodermund egyenlet a kenőanyag viszkozitásának hőmérséklet és nyomás függését veszi figyelembe és az alábbi alakot ölti [13]:

$$\ln\left(\frac{\eta \cdot p, \vartheta}{A}\right) = \frac{B}{C + \vartheta} \cdot \left(\frac{p - p_0}{F} + 1\right)^{\left(\frac{D+E \cdot B}{C+\vartheta}\right)}$$

A falhőmérsékletek ismeretében, ha felvesszük a kenőfilm hőmérsékletprofilját a kenőzésben, ill. egy kiinduló közepes kenőzés hőmérsékletet, amely a fogkapcsolatba való belépéskor az olajfürdő hőmérsékletével azonos, akkor az energiaegyenlet alapján meghatározható a hőmérsékletváltozás és az abszolút hőmérséklet a kenőzésben. Néhány iterációs lépéssel a pontos értékhez juthatunk.

A fellépő folyadéksúrlódást az Eyring-féle anyagmodell [14] felhasználásával, a kenőfilm vastagság (h_0), a csúszási sebességek (v_{rx} , v_{rz}) és az effektív viszkozitás (η_e) ismeretében az alábbi módon lehet meghatározni:

$$\tau_{EHD} = \sqrt{\left(\tau_{Ey} \cdot \operatorname{arsinh}\left(\frac{\eta_e \cdot v_{rx}}{\tau_{Ey} \cdot h_0}\right)\right)^2 + \left(\tau_{Ey} \cdot \operatorname{arsinh}\left(\frac{\eta_e \cdot v_{rz}}{\tau_{Ey} \cdot h_0}\right)\right)^2}$$

Az egyenletet integrálva a belépési felülete mentén megkapjuk a folyadéksúrlódásból származó súrlódó erőt:

$$F_{R,EHD} = \int_A \tau_{EHD} \cdot dA$$

A csigahajtópárok érintkezésekor vegyesúrlódási állapot uralkodik, azaz egyszerre van jelen száraz- és folyadéksúrlódás. A súrlódási tényező meghatározásához megfelelő arányban kell figyelembe venni a két súrlódási tényezőt:

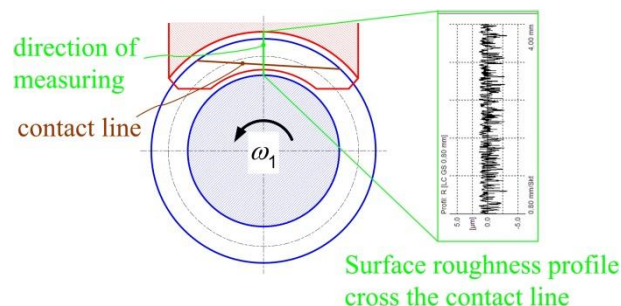
$$\mu_{\text{mixed}} = \psi \cdot \mu_{\text{dry}} + (1 - \psi) \cdot \mu_{\text{EHD}}$$

A csigahajtás fogfelülete között kialakuló szárazsúrlódás nagyságára Bouché ad meg mérésből származó értékeket [3].

Az egyes súrlódási tényezőket súlyozó függvény (ψ) meghatározása nem egyszerű. Tallin vezetett be egy dimenziótlan kenőfilm paramétert (λ), amely a központi kenőfilm vastagság és az érintkező felületek simasági mérőszámainak négyzetösszegéből vont négyzetgyökének hányadosaként határozható meg:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$$

Sok kutató abból a feltételezésből indul ki, ha $\lambda \leq 1$ akkor száraz súrlódás, ha $\lambda \geq 3$, akkor folyadéksúrlódás uralkodik a felületek között, s közöttük pedig arányosan osztják fel a súrlódási tényezőt. Jelen esetben ez nem helytálló, hiszen ez a konkrét csigánál tiszta szárazsúrlódást és intenzív kopást jelezne előre, amit a kísérletek nem igazolnak. [11] csak a csiga érdességét veszi figyelembe a számításoknál, abból kiindulva, hogy a bejáratás folyamán a keményre edzett csiga utánmunkálja a lágy bronzból készült kereket, s a vele azonos struktúrájú profilt alakít ki. További problémát jelent, hogy bár nincsen a csigahajtópárok felületi érdesség mérésére ajánlás, azt hasonlóan a hengeres- és kúpkerékhez a fogmagasság mentén szokták elvégezni [15] (8. ábra). Így arról kaphatunk információt milyen keresztmetszetű árkokban siklanak az érdesség csúcsok. Éppen ezért az érintkezési vonalak irányában végzett érdesség mérés eredményeiből, minden kivitelezésbeli nehézsége ellenére, helytállóbb következtetéseket lehetne levonni a súrlódási viszonyokra nézve.

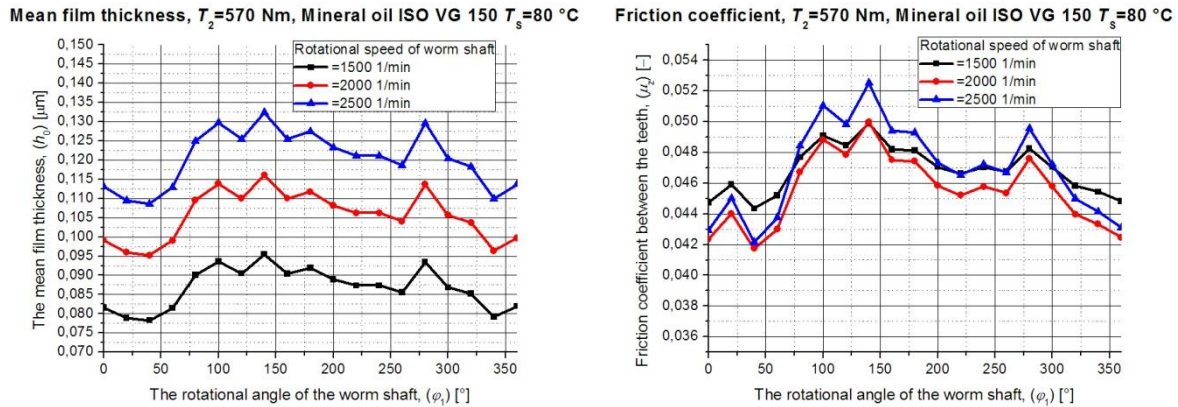


8. ábra. A felületi érdesség mérési iránya az érintkezési vonalhoz viszonyítva

Jelen esetben a súlyfüggvény (ψ) meghatározása egy a csapágyakra kidolgozott módszer segítségével történt [16], oly módon, hogy a dimenziótlan kenőfilm paraméter (λ) meghatározásakor csak a csiga redukált érdességi csúcs magasság (R_{pk}) értékét vettük figyelembe. A súlyfüggvény egyenlete a következő:

$$\psi = \exp(-0,9 \cdot \lambda)$$

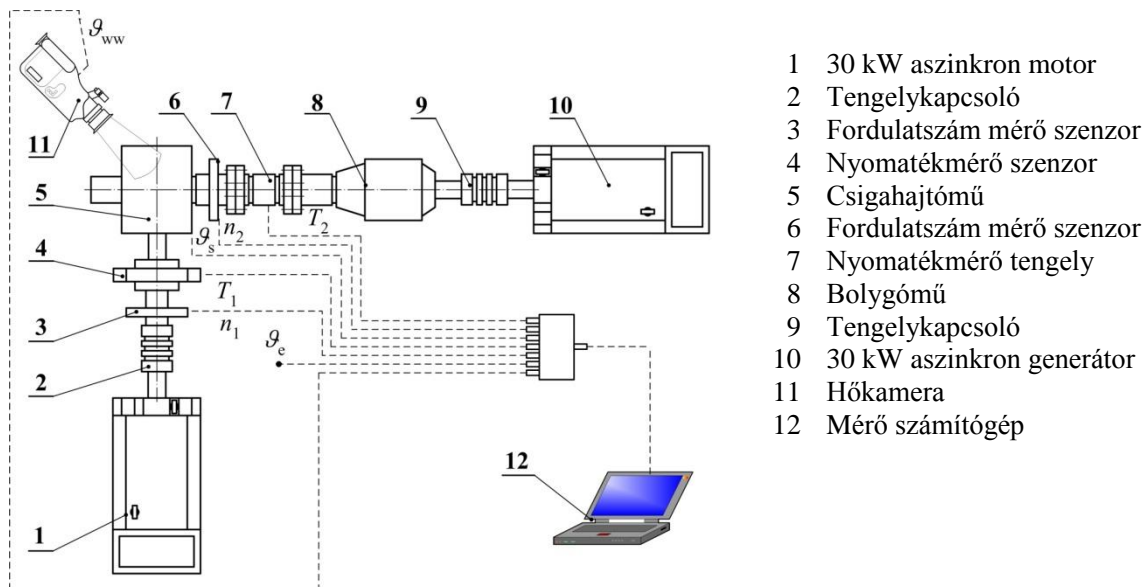
Az ilyen módon szimuláció segítségével meghatározott fogsúrlódási tényező értékét a 9. ábra mutatja $T_2=570$ Nm terhelés mellett, 3 különböző fordulatszámnál. Látható, hogy a csiga különböző elfordulási szögeihez eltérő átlagos fogsúrlódás tartozik.



9. ábra. A számított kenőfilm vastagság és súrlódási tényező változása különböző behajtó fordulatszámok esetén a csigatengely szögelfordulásának függvényében

Kísérleti vizsgálatok

A TU Kaiserslautern Gépelemek és Hajtástechnika Tanszék hajtástechnikai laboratóriumában egy mérőpad került felépítésre a csigahajtások hatásfokának vizsgálatához. A mérőpadot a 10. és 11. ábra mutatja be.



10. ábra. A vizsgálóberendezés elvi felépítése

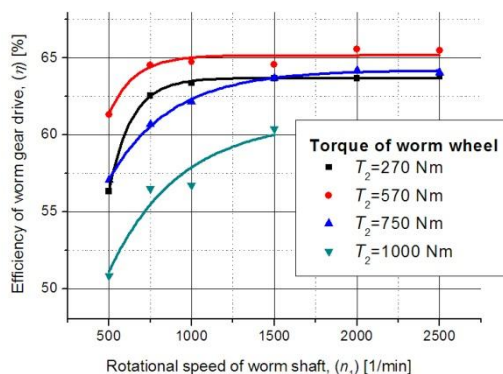


11. ábra. A felépített hajtástechnikai vizsgálóberendezés fényképe és a mérés közben termokamerával készült felvétel a vizsgált hajtóműről

Egy 30 kW névleges teljesítményű villanymotorral (1) lett a vizsgált csigahajtómű (5) meghajtva. A hajtómű előtt és után nyomatékérő szenzorokkal mértük a behajtó (4) és kihajtó nyomatékot (7), ill. fordulatszám szenzorokkal a bemenő (3) és kimenő (6) fordulatszámot. A fékezés előtti visszagyorsításról egy bolygómű (8) gondoskodott, a fékezés ugyancsak egy 30 kW névleges teljesítményű aszinkron motorral (10) történt. A tengelyeket a behajtó és kihajtó oldalon kiegyenlítő tengelykapcsolók kötötték össze (2, 9). A mérések alatt termokamera (11) rögzítette a csigakerék hőmérséklet állapotát. A villanymotorok vezérléséről és a mért adatok feldolgozásáról számítógép gondoskodott (12).

A vizsgálatok során a hajtópárt 4 nyomatékterhelés mellett ($T_2=270, 570, 750$ és 1000 Nm) 6 fordulatszámon vizsgáltuk ($n_1=500, 750, 1000, 1500, 2000$ és 2500 1/min). Kenőanyagként a gyártó által ajánlott ISO VG 150 viszkozitású osztályú adalékolt ásványolajat használtuk fel. Az olajfürdő a csigát pontosan ellepte, hőmérséklete $T_5=80$ °C-ra lett beállítva. Az egyes terhelési pontokban mért hatásfok értékeket (η) és a standard eltérést (σ) a 12. ábra adja meg.

Efficiency of worm gear drive, Mineral oil ISO VG 150 $T_5=80$ °C



n_1 [1/min]	$T_2=270$ Nm		$T_2=570$ Nm		$T_2=750$ Nm		$T_2=1000$ Nm	
	η [%]	σ [%]	η [%]	σ [%]	η [%]	σ [%]	η [%]	σ [%]
500	56,32	1,49	61,33	1,05	57,07	1,19	50,84	0,83
750	62,56	0,92	64,55	0,92	60,69	0,65	56,49	0,45
1000	63,36	1,18	64,74	0,83	62,16	0,53	56,72	0,51
1500	63,69	1,07	64,58	0,78	63,72	0,49	60,38	0,44
2000	63,68	1,07	65,57	0,83	64,21	0,48		
2500	63,8	1,01	65,5	0,88	64,06	0,6		

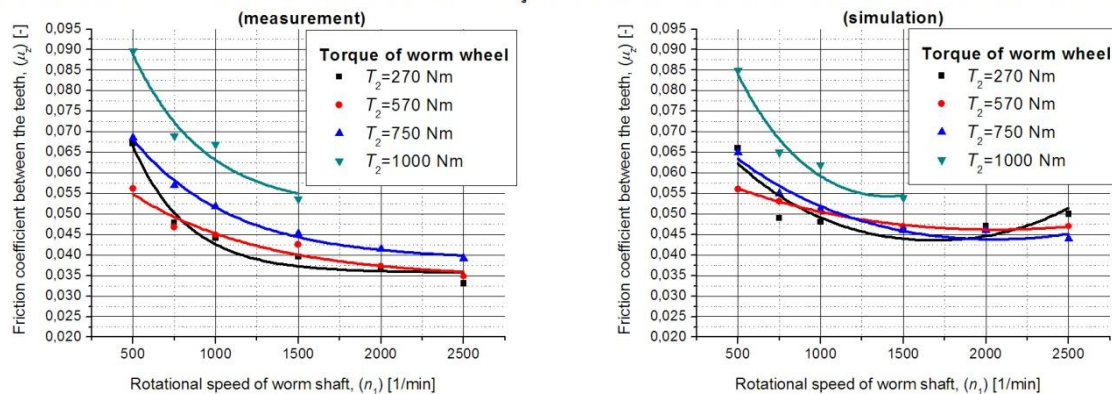
12. ábra. A vizsgált hajtómű mért hatásfoka a behajtó fordulatszám függvényében, különböző terhelési szinteken

Mint az látható a legjobb hatásfokot a névleges terhelésnek megfelelő $T_2=570$ Nm-es terhelő nyomatéknál értük el. Fél és másfélszeres terhelésnél a hatásfok valamivel alacsonyabb,

mint névleges terhelés esetén. Kétszeres terhelésnél pedig a legnagyobb különbség a 10 %-ot is eléri.

A hatásfok mérés adatait felhasználva az előző pontban leírt számítási eljárás segítségével meghatároztuk a mért közepes fogsúrlódási tényezőt. Ezt a különböző terhelési pontokban 13. a. ábra mutatja be. Mint az látható alacsonyabb fordulatszámok esetén a $T_2=570$ Nm-es terhelésnél, nagyobb fordulatszámok esetén a $T_2=270$ Nm-es terhelésnél kaptuk a legkisebb fogsúrlódási tényezőt. A $T_2=1000$ Nm-es nyomatékkerheléshez jelentősen nagyobb fogsúrlódás tartozott. A mért fogsúrlódási tényezők $\mu_2=0,033\pm 0,09$ között változtak. Ezek az értékek, figyelembe véve a jelentős felületi érdességet és a kenőolaj alacsony viszkozitását, reálisak, s az irodalomban szereplő $\mu_2=0,02\pm 0,05$ adatokkal is összevethetőek. A mérési pontokra illesztett görbék lefutása is egyezik az elvárttal. A 13. b. ábra a leírt szimulációs eljárással számolt fogazati hatásfokokat mutatja azonos peremfeltételek mellett. Mint az látható, kis fordulatszámok esetén a szimuláció alul, nagyobb fordulatszámok esetén pedig felülbecsli a mérési eredményeket. Ennek oka valószínűleg a súrlódási tényezők nem megfelelő felosztásában keresendő. A számítási eljárás továbbfejlesztésének fontos lépése lesz egy olyan súlyfüggvény meghatározása, amely a számolt központi kenőfilm vastagság, az elmozdulás irányában mért felületi érdesség és felületi mikrokeménység mérés eredményei alapján állapítja meg, a valóságot jobban közelítő módon, a száraz- és folyadékfogsúrlódás felosztásának arányát.

Friction coefficient between the teeth, Mineral oil ISO VG 150 $T_s=80$ °C Friction coefficient between the teeth, Mineral oil ISO VG 150 $T_s=80$ °C



a.)

b.)

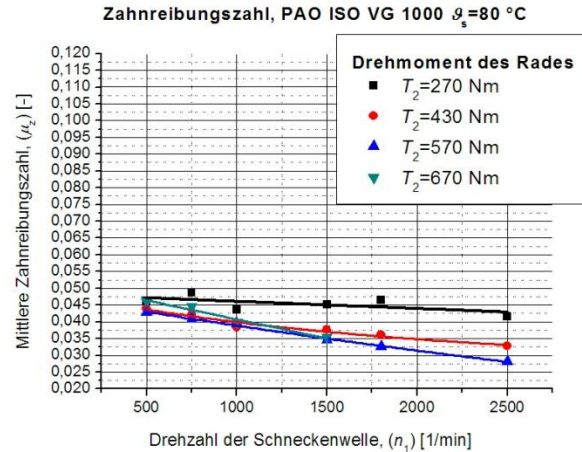
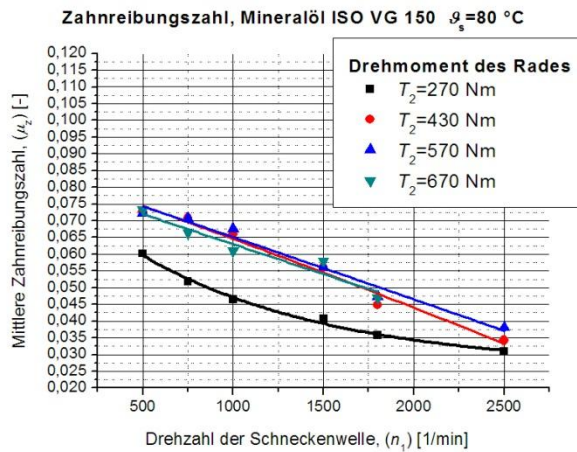
13. ábra. A fogsúrlódási tényező mért a.) és számított értékei b.) a behajtó fordulatszám függvényében, különböző terhelési szinteken

Kísérleti vizsgálatok különböző olajokkal

Az elvégzett kísérleti vizsgálatok alkalmasak egyrészt a fogsúrlódási tényező, másrészt pedig a hajtópár dinamikai szimulációjához szükséges csillapításának meghatározására.

Annak érdekében, hogy az olajviszkozitás befolyásoló hatását kimutathassuk a vizsgálatokhoz egy kis viszkozitású (ISO VG 150) ásványolajat és egy nagyon nagy viszkozitású (ISO VG 1000) szintetikus olajat (PAO) használtunk. A méréshez ezúttal a 20,5-ös áttételű, 100 mm-es tengelytávú hajtópár építettük be.

A mérési eredményeket az ásványolaj esetén a 14. a. , a nagy viszkozitású szintetikus olaj esetén a 14.b. ábra mutatja be.



a.)

b.)

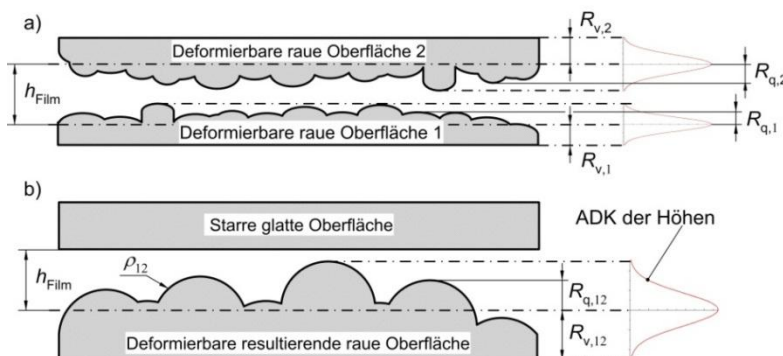
14. ábra. A fogsúrlódási tényező ásványolaj a.) és szintetikus olaj (PAO) esetén b.) a behajtó fordulatszám függvényében, különböző terhelési szinteken

A vizsgálatok alapján megállapítható, a szintetikus olaj alkalmazásával lényegesen kisebb a fogsúrlódási tényező. A hajtómű összehatásfoka ugyanakkor nem javul jelentősebb mértékben, ugyanis a kisebb fogsúrlódási veszteséghez a nagyobb viszkozitású szintetikus olaj esetén nagyobb olajkeverési veszteség adódik. A szintetikus olaj alkalmazása inkább csak akkor indokolt, amikor a hajtóművet állandóan, szünet nélkül nagy terheléssel üzemeltetjük.

A fogfelületek érdességi viszonyainak figyelembe vétele

Mivel a nagy terhelésű fogazott hajtópárok, különösen a csigahajtópárok gyakran vegyesúrlódási állapotban üzemelnek, ezért szükséges a felületi érdességi csúcsok összenyomódásából származó szilárdtest érintkezés meghatározása, amelyből származó nyomás és a TEHD kenőfilmből származó folyadéknyomás összege egyenlő a fogazatra ható külső terheléssel.

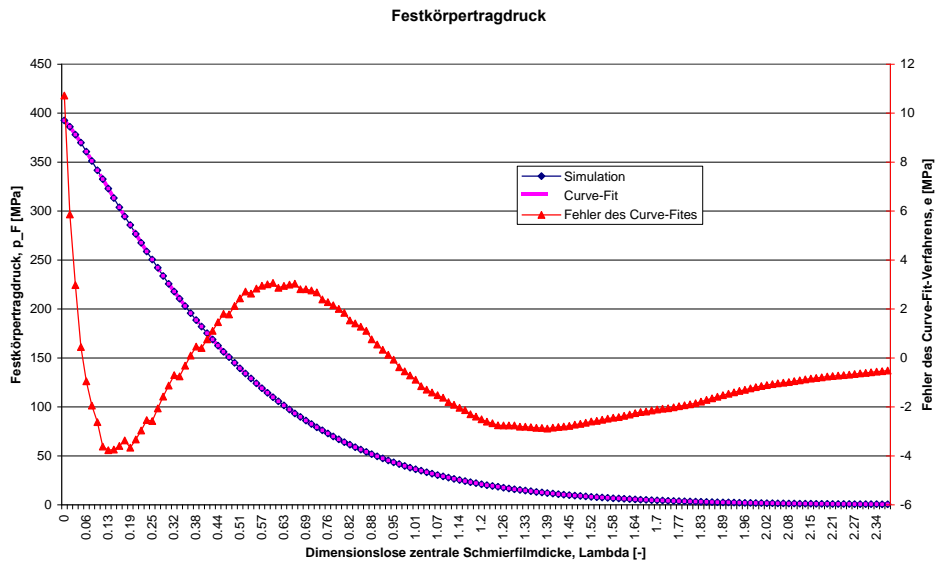
Az egyes súrlódási tényezőket súlyozó függvény (ψ) a korábbiakban ismertetett meghatározása helyett pontosabb, a felületi érdességet modellező szimulációs modell került kidolgozásra. Greenwood és Williamson [18] a felület érdességi viszonyait azonos görbületi sugarú gömbsüvegekkel modellezte, sztochasztikus magasságeloszlást feltételezve. Két érintkező érdes felület modellezését célszerű egy tökéletesen sík és a vele érintkező redukált érdességű felületi modellre visszavezetni (15. ábra)



15. ábra. Az érdes felületek érintkezési viszonyainak szimulációjához használt modellek

A kidolgozott szimulációs modell lehetővé teszi a szilárdtest érintkezésből származó nyomás meghatározását a dimenzió nélküli kenőfilvastagság Λ függvényében (16. ábra).

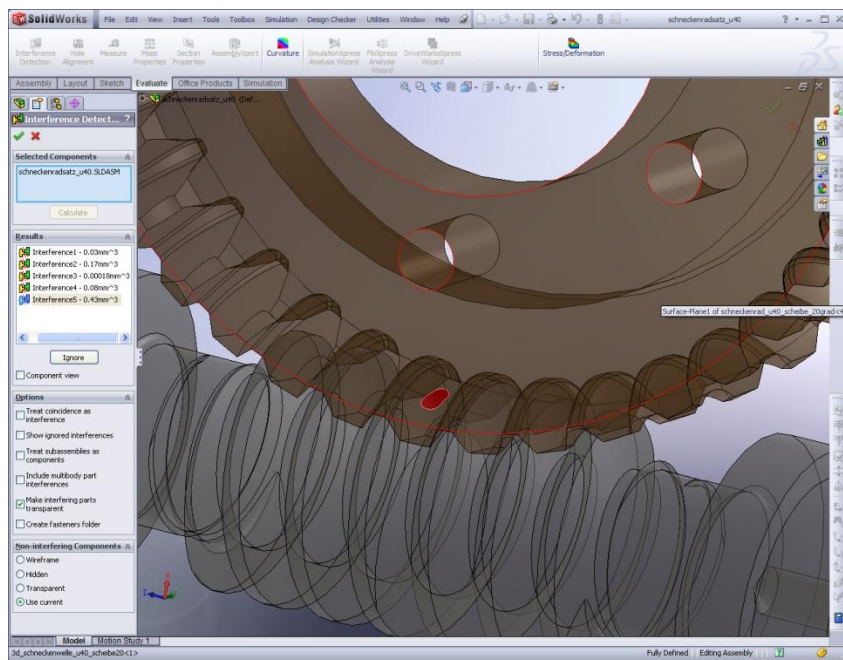
$$\Lambda = \frac{h_{\text{Film}}}{R_{q,12}}$$



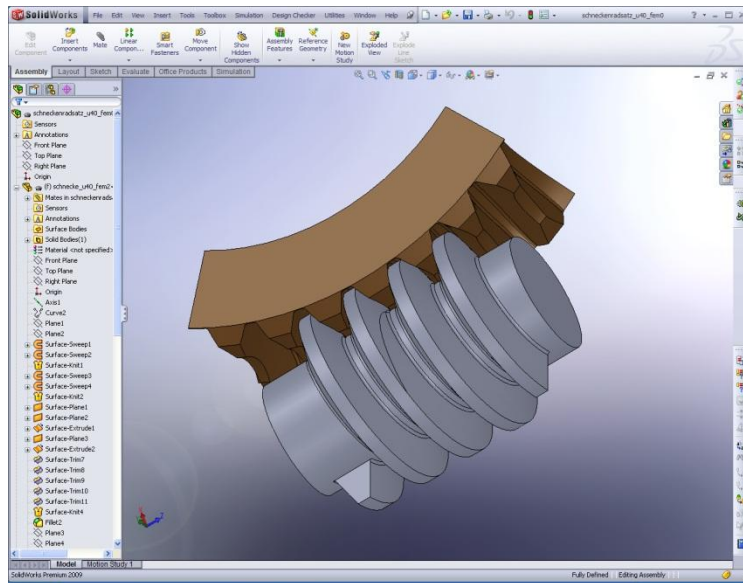
16. ábra. Szilárdtest nyomás a dimenzió nélküli kenőfilvastagság függvényében

A csigahajtópárok érintkezési viszonyainak numerikus vizsgálatai

A kapcsolódó csiga-csigakerék érintkezési viszonyainak modellezéséhez, amely a kialakuló érintkezési feszültség és a fogazati merevség meghatározása miatt lényeges, elkészült a csiga-csigakerék 3D-s CAD modellje Solid Works programrendszerben.

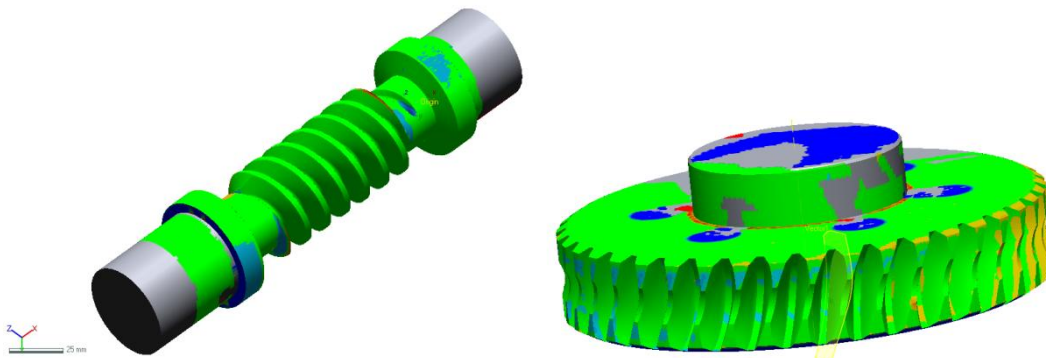


17. ábra. A csigahajtópár CAD modellje



18. ábra. A végeselemes szimulációhoz használható egyszerűsített CAD modell

Tekintettel arra, hogy a CAD modellezés során, ideális, gyártási hibáktól mentes fogfelületeket tételeztünk fel, ezért elkészítettük a legyártott hajtópár CAD modelljeit is Reverse Engineering technika (3D szkennelés és a pontfelhő visszamodellezése) segítségével, hogy a CAD modell helyességét igazolni tudjuk.



19. ábra. A csiga és csigakerék CAD modellje Reverse Engineering módszerrel előállítva

A valós hajtópár rekonstrukciójával előállított modellt összehasonlítva az ideálissal megállapítható, hogy a fogazat érintkezési viszonyainak modellezését jelentősen befolyásoló különbség nincs, így erre a célra az ideális geometriai viszonyok feltételezésével készült modell is alkalmas.

Az így elkészített modellek érintkezési viszonyainak a végeselemes módszerrel való vizsgálatai valamint a dinamikai szimulációk a projekt zárása után is folytatódtak, melyek eredményeiről a 2 éven belül tervezett további közleményekben számolunk be.

Az eredmények hasznosíthatósága, új kutatási irányok felvetése

A fogazott hajtópárok tribológiai rendszerének vizsgálataiból származó eredmények felhasználhatók mind kedvezőbb hatásfokú hajtópárok fejlesztéséhez, mind pedig a hajtóművek dinamikai viszonyainak további vizsgálataihoz rezgések, illetve a zaj csökkentése érdekében.

Ezen túlmenően a valószínűségi gyártásgeometria segítségével a síkbeli és térbeli fogazatok gyártási hibái, amennyiben ismertek az alakító mechanizmus és a származtató felület hibatagjai, koordinátageometriai módszerekkel vizsgálhatók, illetve statisztikailag becsülhetők, így helyettesítve a csavarfelület időigényes minősítő méréseit.

A jelentésben hivatkozott szakirodalom:

- [1] Niemann, G.: Schneckengetriebe mit flüssiger Reibung. Berlin: VDI-Verlag 1942
- [2] Predki W.: Hertzsche Drücke, Schmierpalthöhen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben. Bochum: LMG 1982
- [3] Bouché B.: Reibungszahlen von Schneckengetriebeverzahnungen im Mischreibungsgebiet. Bochum: LMG 1991
- [4] Wiśniewski M.: Auswirkung der Material-, Betriebs- und geometrischen Kennwerte auf die Schmierfilmbildung zwischen Zahnflanken eines Schneckengetriebes. Stuttgart: IMG 1997
- [5] Johnson K.L.: Regimes of Elastohydrodynamic Lubrication. Journal Mechanical Engineering Science 12 (1970) 1 pp. 9-16
- [6] Sharif K.J., Kong S., Evans H.P., Snidle R.W.: Contact and Elastohydrodynamic Analysis of Worm Gears Part 1: Theoretical Formulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 215 (2001) 7 pp. 817-830
- [7] Sharif K.J., Kong S., Evans H.P., Snidle R.W.: Contact and Elastohydrodynamic Analysis of Worm Gears Part 2: Results. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 215 (2001) 7 pp. 831-846
- [8] Litvin F.L., Fuentes A.: Gear Geometry and Applied Theory. Cambridge: University Press 2004
- [9] Venner C.H.: Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems. Twente: Enschede 1991
- [10] Murch L.E., Wilson W.R.D.: A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis. Transaction of the ASME (1975) 4 pp. 212-216
- [11] E DIN 3996:2005-08 Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen. Beuth-Verlag: Berlin 2005
- [12] Gold P.W., Schmidt A., Loos J., Aßmann C.: Viskosität-Druck-Koeffizienten von mineralischen und synthetischen Schmierölen. Tribologie und Schmierungstechnik 48 (2001) 1 pp. 40-48
- [13] Rodermund H.: Extrapolierende Berechnung des Viskositätsverlaufes unter hohen Drücken. Tribologie und Schmierungstechnik 27 (1980) 1 pp. 3-5
- [14] Johnson K.L., Tevaarwerk J.L.: Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films. Proc. R. Soc. Lond. A. 356 (1977) pp. 215-236
- [15] VDI/VDE 2615:2006-08 Surface roughness measurement of cylindrical gears and bevel gears by means on stylus-type instruments. Beuth-Verlag: Berlin 2006
- [16] Zhou, R.S., Hoepfich, M.R.: Torque of Tapered Roller Bearings. ASME Journal of Tribology, Vol. 113 (1991) pp. 590-597
- [17] Nass U.: Tragfähigkeitssteigerung von Schneckengetrieben durch Optimierung der Schneckenradbronze. Bochum: LMGK 1995

- [18] Greenwood, J.A.; Williamson, J.B.P.: Contact of Nominally Flat Surfaces. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. Vol. 295, pp. 300-319. 1966.
- [19] Dudás Illés: Gépgyártás-technológia I. Miskolc, 2002, Miskolci Egyetem.
- [20] E. Hultsch: 30 Jahre registrierende Zeiss-Jena Evolventenprüfgeräte für Präzisionsmessungen. Jenaer Rundschau, 14. évf. (1969), 290–295. o.
- [21] Georg Berndt: Grundlagen für die Messung von Stirnzahnrädern. Berlin, 1935, Springer.
- [22] N. I. Kolcsin: Analitičeski rasčet ploskih i prostranstvennyh zacepleni. Moszkva, 1949, Mashgiz.
- [23] Szegh Imre: Gyártástervezés. Budapest, 1996, Muegyetemi Kiadó.
- [24] Sz. T. Zuckerman: Točnye mehanizmy. Moszkva, 1941, Oborongiz.
- [25] V. A. Siskov: Vlinie pogrexnoste sborki qervqno peredaqi na plavnostzacepleni. Stanki i instrument, 10. évf. (1959).
- [26] W. Beyer – R. Wittekopf: Messdaten digital erfassen und rechnerunterstützt auswerten bei Verzahnungen. In Maschinenmarkt 83 (konferenciaanyag). 1977, 1614–1616. o.
- [27] W. Dreyhaupt: Oberflächenprüfung von Zahnflanken. Werkstatt und Betrieb, 109. évf. (1976), 381–388. o.