



M Ű E G Y E T E M 1 7 8 2

**BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
DOKTORI TÉZISFÜZETEI**

GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR DOKTORI TANÁCSA

Írta:

Nguyen Quang Hung
Okleveles gépészmérnök

SÚRLÓDÓ TENGELYKAPCSOLÓK DINAMIKAI MODELLEZÉSE

című témakörből
amellyel a Ph.D. fokozat elnyerésére pályázik

Témavezető:
Dr. Tóth Sándor PhD
Gépelemek Tanszék

Budapest
2007.

1. Kutatások előzménye

Mechanikus hajtásláncnak nevezzük a motor – hajtómű – munkagépből, mechanikai energiát előállító – vezető – és felhasználó elemekből álló rendszereket. Mivel a munkagép energiaszükséglete és a motor által jó hatásfokkal előállítható mechanikai energia között akár mozgási sebesség, akár mozgásforma szerint is jelentős eltérés lehet, ezért a hajtóműnek át kell alakítani a mechanikai energiát, a munkagép igényeihez illesztve azt.

A hajtáslánc áttételének megváltoztatása, az energiafolyam útjának megszakítása vagy összekapcsolása céljából tengelykapcsolókat alkalmaznak, amelyek fő funkciója a teljesítmény vezetése mellett, a hajtás mozgásállapotának szabályozása is feladata. A leggyakoribb tengelykapcsoló típus erre a célra a súrlódó tengelykapcsoló. A szabályozási funkciót a tengelykapcsoló megcsúszási nyomatékának irányított megváltoztatásával lehet megvalósítani.

Alkalmazási terület szerint a legátfogóbb legalaposabb kutatások a járműipar területén fedezhetők fel, ahol annak ellenére, hogy az energiafolyam illesztésénél a folytonos szabályozás lenne a legjobb megoldás, mégis széles körben lépcsőzetesen változtatható áttételű fogaskerekes hajtóműveket alkalmaznak elsősorban a jó mechanikai hatásfok, a nagy terhelhetőség és a megbízható működés miatt.

A lépcsőzetes áttételek közötti átmenetet, a sebesség-váltást tengelykapcsolók, több szabadságfokú hajtóművekben, mint például a bolygóműves sebességváltókban, tengelykapcsolók és fékek működtetésével valósítják meg. A sebességváltás során az energiafolyam útvonala változik meg, az induló áttételnek megfelelő útvonalról a céláttételnek megfelelő útvonalra kerül. A „közlekedési rendőr” szerepét a tengelykapcsolók és fékek töltik be, elzárva és megnyitva az energiafolyam útját.

A tengelykapcsolóknak három különböző üzemállapota létezik:

1. Teljesen nyitott állapot
2. Csúszási állapot
3. Teljesen zárt állapot

Az első két állapot valójában egynek tekinthető, mert ebben az állapotban a tengelykapcsoló nyomatéka a működtető mechanizmus által kifejtett szorítóerőtől és súrlódási tényezőtől függ, míg a 3. állapotban a tengelykapcsoló nyomatékát a hajtáslánc pillanatnyi terhelés és gyorsulásállapota határozza meg. A továbbiakban ezért két állapotot különböztetünk meg, a csúszási állapotot és a merev tengelykapcsoló állapotot.

A csúszási állapotot tribológiai kutatási módszerekkel számos kutató [2]-[28] elemezte. Feltárták a bekapcsolási folyamat kezdeti, folyadéksúrlódási állapotának törvényszerűségeit mind elméleti, mind kísérleti módszerekkel [2], [3] és [4]. A kísérleti munkához szinte szabványosnak tekinthető SAE#2 vizsgálóberendezést használtak [3], amellyel a tengelykapcsoló kapcsolási karakterisztikájának, amely alatt a tengelykapcsoló súrlódási nyomatékának időfüggvényét értjük, kísérleti ellenőrzését végezték el. Az elméleti kutatások területén kezdetben a matematikai módszerek domináltak, így az adott instacioner áramlástan feladatra felírt Reynolds egyenlet módosított formáinak megoldása, napjainkban előtérbe kerültek a számítógépes numerikus módszerek, amelyekkel egyre több sajátosságot – így a felületi hullámosságot [3] vagy akár a súrlódó felületeket tagoló olajvezető hornyok hatását is elemezni tudták [4]. A tengelykapcsolókban használt súrlódó anyagok olajos környezetben másként viselkednek különböző olajáteresztő képesség mellett. Ez a jellemző a kapcsolási karakterisztikát döntően befolyásolja.

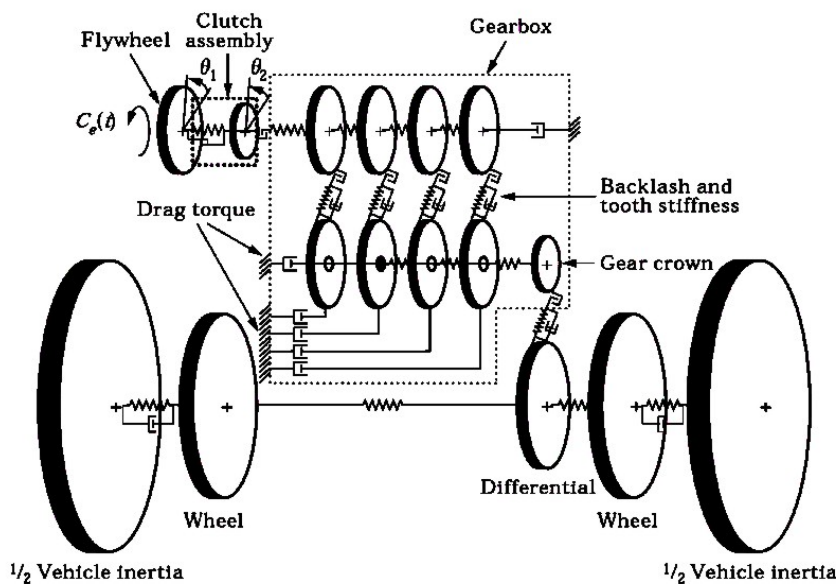
Vegyes súrlódási állapotban a súrlódási tényező kísérleti meghatározása a leglényegesebb kutatási irány. El-Sherbiny és Newcomb [2] ajánlása szerint a súrlódási tényező mind az

olajhőmérsékletnek, mind a relatív szögsebességnek a függvénye. Más kutatók megelégednek a súrlódási tényező sebesség függésével. Saját méréseink szerint, amelyet papíralapú súrlódó tárcsákon a BME Gépszerkezettani Intézetének laboratóriumában végeztünk [s5], a súrlódási tényező sebességfüggését nem, viszont a hőmérsékletfüggését sikerült kimutatni. A tengelykapcsolók irányíthatósága érdekében a súrlódó anyagok kutatásának egyik kérdése olyan anyagösszetételek és szerkezet előállítás, amelynél a súrlódási tényező széles tartományban közel állandó.

Összefoglalva az elvégzett és publikált tribológiai kutatások eredményei fontosak a tengelykapcsolók méretezése szempontjából, azonban nyilvánvalóan nem elegendők, mert a tengelykapcsoló viselkedését és igénybevételét csak a teljes hajtásrendszerrel együtt lehet modellezni. A teljes hajtásrendszer modellezésében a tengelykapcsoló is egy elem, amelynek felépítésében fontos tényező a megcsúszási határnyomaték. A tribológiai kutatások ennek a kiszámításához adnak módszert és adatokat.

A tengelykapcsolók terhelését teljesen zárt állapotban a hajtásrendszer, a beépítési környezet pillanatnyi terhelés és gyorsulásállapota határozza meg, míg csúszási állapotban a tengelykapcsoló diktál: a környezetének két oldalára a csúszási nyomatékát közli. A tengelykapcsolókat tartalmazó hajtásrendszereket ezért különválasztva vizsgálják, megkülönböztetve a csúszó és zárt tengelykapcsoló állapotot. A rendszert leíró mozgásegyenletek cseréjével követhető hajtásrendszer mozgásállapota [29],[31], azonban ez a kiszámítási algoritmusok felépítésénél egyediséget jelent. Az egyenletek cseréjével nem valósítható meg az átmeneti állapotok vizsgálata, amely pedig éppen azért kiemelt jelentőségű, mert itt lépnek fel azok a gerjesztések, amelyek jelentős gyorsulás és terhelésingadozást okoznak.

A hajtásrendszerek vizsgálata és fejlesztése napjainkban számítógépes szimulációval történik. A hajtásrendszert kis szakaszokból álló elemekre bontják, majd ezek egymáshoz kapcsolásával építik fel a rendszert. Az egyszerűbb hajtáselemek, mint a tengelyek, fogaskerekes kapcsolatok, forgó tárcsák, vonóelemek torziós vagy lineáris rugóként, forgó vagy haladó tömegeként esetenként sebességfüggő csillapítási tagokkal kiegészítve jelennek meg a rendszerben (1. ábra).

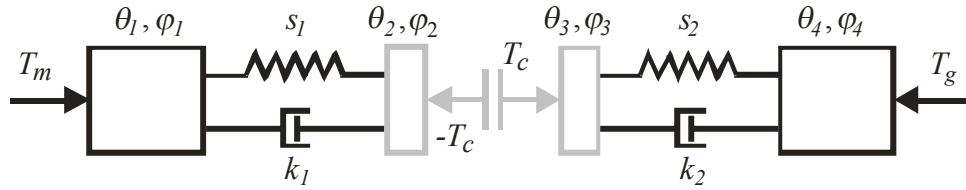


$C_e(t)$ motor nyomaték,
 Flywheel - lendkerék,
 Clutch assembly - tengelykapcsoló egység,
 Gearbox - hajtómű
 Backlash and tooth stiffness foghézag és fogmerevség,
 Gear crown - tányér fogaskerék,
 Differential - kiegyenlítőmű,
 Wheel - járműkerék,
 $\frac{1}{2}$ Vehicle inertia - Jármű tehetlenségi nyomaték fele,
 Drag torque - súrlódási nyomaték

1. ábra. Jármű dinamikai modellje [36]

A tengelykapcsoló egység modellezése teljesen zárt állapotban, mint az 1. ábra is mutatja, Coulomb súrlódásos csillapítással rendelkező torziós rugóból és forgó tömegeből épül fel. A tengelykapcsoló ebben az állapotában csak akkor válik érvényessé, ha a csúszási állapot megszűnt. A csúszási állapot modellezésére ez a modell nem alkalmas.

Crowther és Zhang [41] torziós véges elemes és nem lineáris numerikus modellezési módszert dolgozott ki járművek hajtásláncának dinamikai vizsgálatára. A súrlódó tengelykapcsolók modellezésére a 2. ábra szerinti megoldást javasolták. A tengelykapcsoló modellje, amelyet az ábrán szürke színnel tüntettem fel, két forgó tömegeből és egy csúszó tagból áll. A csúszó tag nyomatéka Coulomb súrlódási törvényének felel meg: csúszás esetén a súrlódási nyomatékkal egyezik meg, egyébként a terhelő nyomatékkal egyenlő.



2. ábra. Tengelykapcsoló modellje [41] szerint

T nyomaték, θ tehetetlenségi nyomaték, φ szögelfordulás, s rugómerevség, k csillapítási tényező
Indexek: m motor, c tengelykapcsoló, g hajtott gép

Mozgásegyenletek a 2. ábrán látható hajtáslánc szakaszra:

$$T_m - \theta_1 \ddot{\varphi}_1 - s_1(\varphi_1 - \varphi_2) - k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0, \quad (1)$$

$$s_1(\varphi_1 - \varphi_2) + k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \theta_2 \ddot{\varphi}_2 - T_c = 0, \quad (2)$$

$$T_c - \theta_3 \ddot{\varphi}_3 - s_2(\varphi_3 - \varphi_4) - k_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) = 0, \quad (3)$$

$$s_2(\varphi_3 - \varphi_4) + k_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - \theta_4 \ddot{\varphi}_4 - T_g = 0, \quad (4)$$

ahol a fent pont jelzés az idő szerinti első-, fent két pont az idő szerinti második deriváltat jelenti..

A tengelykapcsoló T_c nyomatékára minden időlépésben szükség van. Csúszáskor a tengelykapcsoló működtető mechanizmusa által leadott szorítóerő és a súrlódási tényező ismeretében ki is számítható, tehát ismertnek tekinthető. Zárt helyzetben Crowther és Zhang iterációs közelítő módszert javasol. Felhasználva az előző időlépésben számított szögsebességeket, megoldják az egyenleteket a T_c egy megközelítő értékével (T_{INT}).

Az átvitt nyomaték a 2-es koordinátára írt egyenlet segítségével:

$$T_{INT} = -\theta_2 \ddot{\varphi}_{2(t-1)} + k_1(\varphi_{1(t)} - \varphi_{2(t)}) + c_1(\dot{\varphi}_{1(t)} - \dot{\varphi}_{2(t)}) \quad (5)$$

a 3-as koordinátára írt egyenlet segítségével:

$$T_{INT} = \theta_3 \ddot{\varphi}_{3(t-1)} + k_2(\varphi_{3(t)} - \varphi_{4(t)}) + c_2(\dot{\varphi}_{3(t)} - \dot{\varphi}_{4(t)}) \quad (6)$$

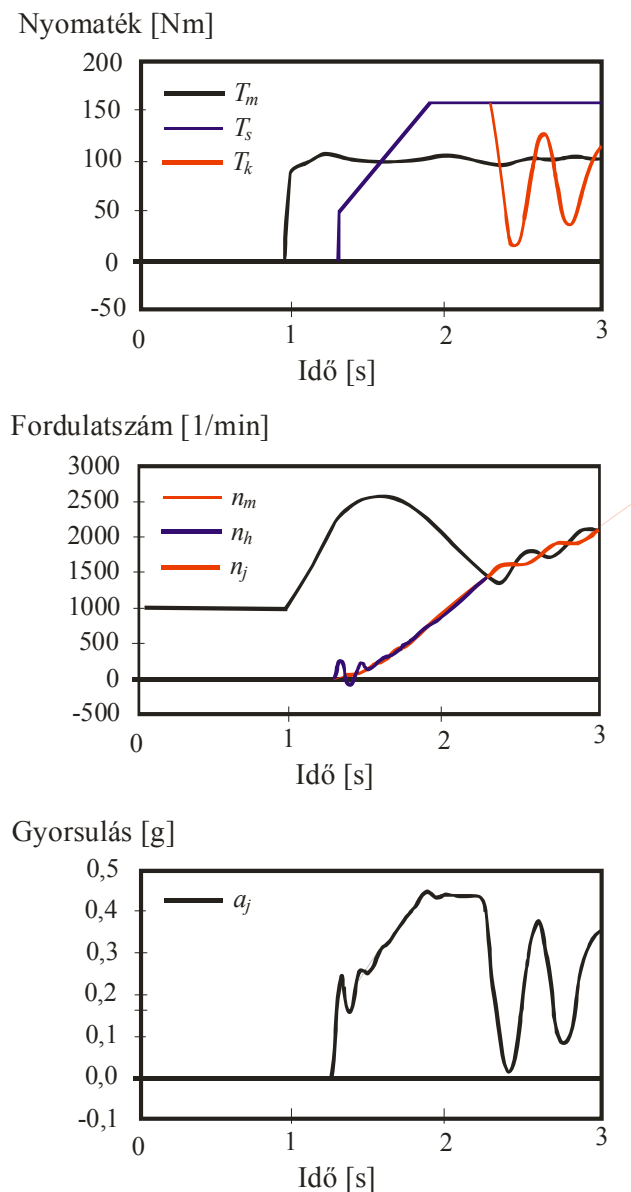
Az (5) és (6)-ból kapott értékek átlagolásával:

$$T_{INT} = \frac{\theta_3 \ddot{\varphi}_{3(t-1)} - \theta_2 \ddot{\varphi}_{2(t-1)} + k_1(\varphi_{1(t)} - \varphi_{2(t)}) + c_1(\dot{\varphi}_{1(t)} - \dot{\varphi}_{2(t)}) + k_2(\varphi_{3(t)} - \varphi_{4(t)}) + c_2(\dot{\varphi}_{3(t)} - \dot{\varphi}_{4(t)})}{2}, \quad (7)$$

ahol az indexben szereplő $(t-1)$ a t időpont előtti időlépést jelenti.

A számítási módszer bizonytalan abban a környezetben, ahol T_{INT} határozza meg a rendszer állapotát. Az időlépték csökkenése alapvetően fontos annak érdekében, hogy a számított értékek különbsége minimális legyen. Ezen túlmenően szükség van egy állapotfigyelő algoritmusra, amely jelzi a csúszási állapot megszűnését, vagy bekövetkezését.

A csúszási állapot megszűnésekor jelentős nyomatéklengésre lehet számítani. Fischer és Salecker tanulmányában rámutatott erre a jelenségre [30]. A 3. ábra tanulsága szerint a hajtó n_m és hajtott n_j fordulatszám átmetsződésekor az addig együttfutó T_m és T_k nyomatékfüggvény szétválik, a T_k csillapodó lengése következik be.

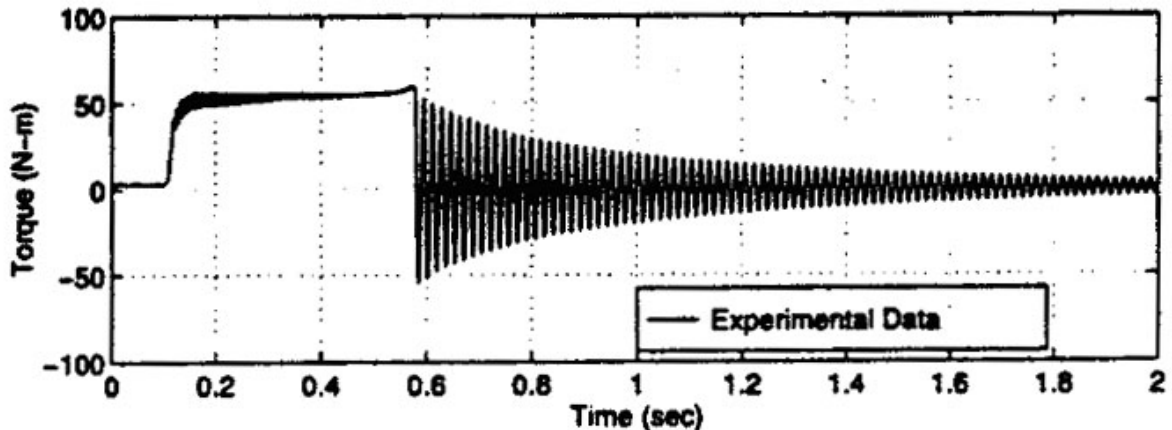


3. ábra. Kapcsolási diagramok [30]

T nyomaték, n fordulatszám, a gyorsulás

Indexek: m motor, s csúszási nyomaték, k tengelykapcsoló nyomaték, h hajtómű, j jármű

A csúszás megszűnésekor jelentkező lengéseket Berger E. és szerzőtársai mérésel is meghatározták [8]. A 4. ábrán a mérési eredményekből is látszik, hogy egy forgó tömeg nullára lassítását végezték közel állandó 50 Nm súrlódási (fék-) nyomatékkal.



4. ábra. Mért nyomatékfüggvény [8]

Torque – nyomaték, Time – idő, Experimental Data – kísérleti adatok

A leálláskor jelentkező nyomatéklengések leírására is alkalmas tengelykapcsoló dinamikai modellt az általam fellelt és áttanulmányozott szakirodalmi forrásokban nem találtam.

2. Célkitűzések, elért eredmények

A változó mozgásegyenletekkel való modellezés alapfeltevése, hogy a hajtásrendszert külön kell vizsgálni attól függően, hogy az egyes tengelykapcsolók éppen a csúszási vagy zárási állapotban vannak-e. A hajtásláncok dinamikai elemzéséhez, annyi dinamikai modell szükséges, ahány csúszási-zárási állapot létezik. A mozgásegyenletek felírása ilyen módon csak egyedi megoldás lehet, különböző topológiai elrendezésű rendszerek szimulációjára különböző számítási algoritmust kell felállítani egyedi módon. Könnyen belátható, hogy n darab tengelykapcsoló esetén az elvileg lehetséges modellek száma 2^n , mivel kapcsolónként két modell lehetséges.

Hagyományos módon egy hajtáslánc szimulációját végrehajtó számítógépi programnak tehát mindig tartalmaznia kell egy megfigyelő algoritmust, amely rögzíti a kapcsolók pillanatnyi csúszási-zárási állapotát és a kapcsolók állapotváltozásait a szögsebességek és a nyomatékkapacitás alapján, jelet ad a számítást végző algoritmusnak, hogy mely mozgásegyenletek szerint kell végrehajtani a számítást [29], [31], [32]. A szimulációs módszer fejlődésének kezdeti szakaszában a számítógépi programokat egyedi módon készítették, kézzel felírt mozgásegyenletek alapján. Az ipari igények növekedése vetette fel, hogyan lehet megalkotni olyan szimulációs rendszert, amellyel a hajtásláncok modellje hasonlóan a véges elemek módszeréhez gyorsan felépíthető a rendszerben rendelkezésre álló blokkyszerű elemekből, a szimulációt végző mérnöknek ne kelljen foglalkozni az elemek belső viselkedésével, olyan részletekkel, mint az egyedi megfigyelő- és az egyedi számítási algoritmusok.

Célul tűztem ki olyan eljárások, módszerek kidolgozását, amelyek segítségével egyszerűbb, átláthatóbb szimulációs programot lehet elkészíteni kevesebb programozási hibalehetőséggel. Az eljárások kulcseleme a súrlódó tengelykapcsoló modellezése, ezért disszertációm-ban ennek kiemelkedő hangsúlyt szenteltem. Alkalmas tengelykapcsoló modellel ugyanis megtakarítható mind a mozgásegyenletek egyedi felírása, mind a tengelykapcsolók állapotfigyelése.

Kutatómunkám kezdeti fázisában a meglévő számítási - modellezési eljárások hatékonyságának javításával is foglalkoztam. Disszertációm-ban az itt elért, általam tézis értékűnek ítélt eredményeimről is beszámolok (2.1.-2.2 fejezet).

2.1. Változó mozgásegyenletek mátrixgenerálással

Olyan eljárást dolgoztam ki, amely a változó mozgásegyenletek automatikus generálását lehetővé teszi. Az eljáráshoz az alábbi tételt állítottam fel:

A tengelykapcsoló egységek és az állandó áttételű hajtások bármilyen topológia szerint összekapcsolt rendszerének behajtó és kihajtó tengelyére a mozgásegyenletek a következő alakban felírhatók:

$$\dot{\omega}_1 = a_1 T_1 + b_1 T_2 + \underline{c}_1^* T_s \quad (8)$$

$$\dot{\omega}_2 = a_2 T_1 + b_2 T_2 + \underline{c}_2^* T_s \quad (9)$$

ahol az 1-es ill. a 2-es index a behajtó ill. a kihajtó tengelyre utal, a “*” jel a vektor transzformáltját jelenti, T_s a nyomaték-kapacitási vektor, a , b paraméterek, \underline{c} paramétereket tartalmazó vektor. A paraméterek a tengelykapcsoló-állapotoktól függenek. Tengelykapcsoló állapot: csúsztási vagy zárt állapot.

A tételt teljes indukcióval bizonyítottam. A tétel lehetővé tette a hajtásrendszer általam definiált tengelykapcsoló egységekből való felépítését és a mozgásegyenletek automatikus generálását.

2.2. Számítások változatlan mozgásegyenletekkel

Legtöbb hajtáslánc egy vagy két rétegvonallal kinematikailag meghatározott alrendszerre bontható, amelyek mozgásállapotának leírására egyetlen tengelyük szögsebességének ismerete elegendő.

Az 5. ábrán egy automata sebességváltó vázlatja szerepel a [42] tanulmányból. Ez a hajtómű látszólagos bonyolultsága ellenére is csak két rétegű.

A mozgásegyenletek:

$$\dot{\omega}_1 = A_1 + \sum_{i=1}^n a_{1i} T_{ci} \quad (10)$$

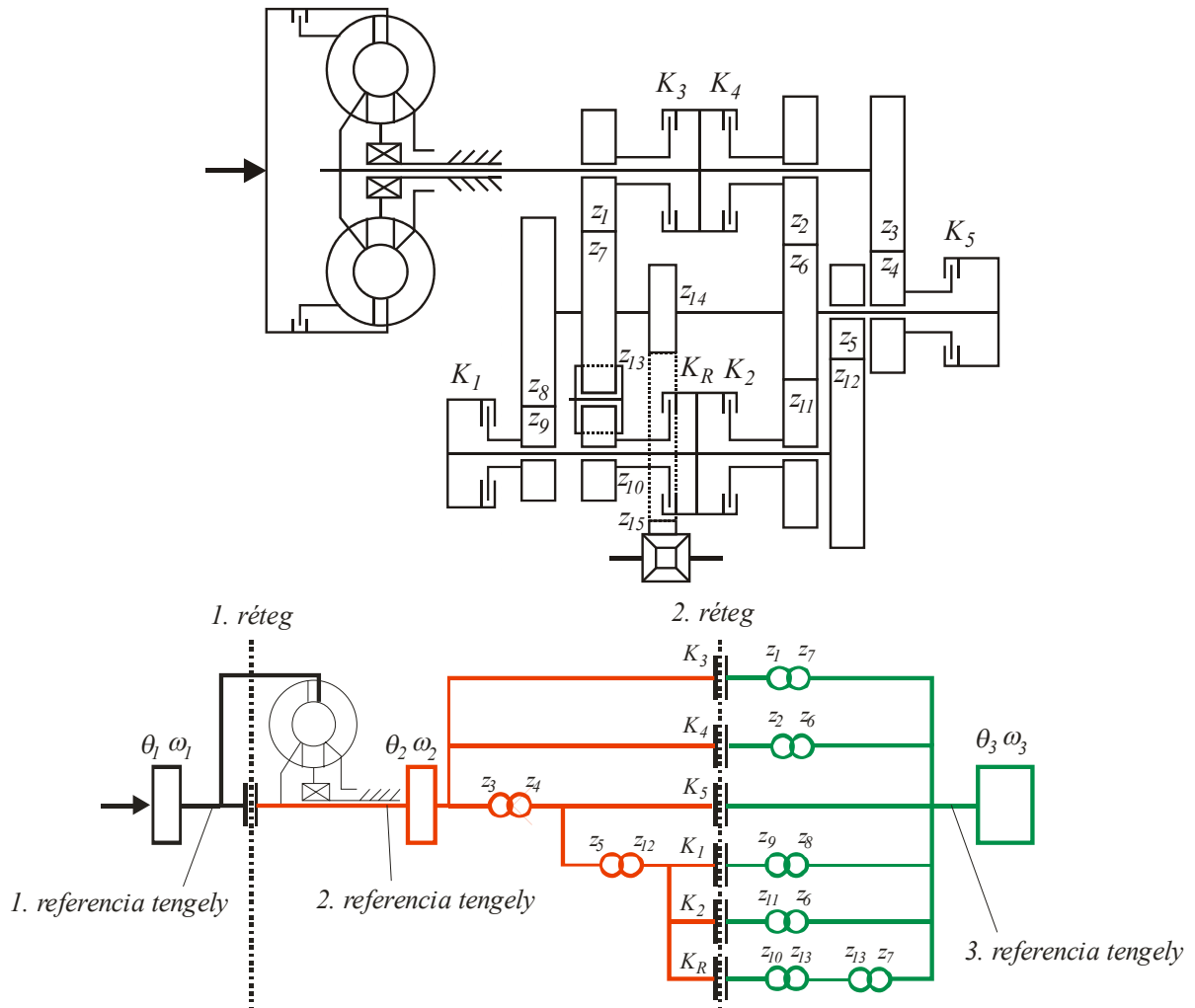
$$\dot{\omega}_2 = A_2 + \sum_{i=1}^n a_{2i} T_{ci} \quad (11)$$

$$\dot{\omega}_3 = A_3 + \sum_{i=1}^n a_{3i} T_{ci} \quad (12)$$

ahol az a_{1i} , a_{2i} és a_{3i} állandók, T_{ci} az i -edik tengelykapcsoló nyomaték, amely lehet a T_{si} csúsztási-, vagy ismeretlen T_{zi} zárt tengelykapcsoló nyomaték.

Az egyenletrendszer lineáris tulajdonsága miatt az ismeretlen T_{zi} zárt tengelykapcsoló nyomaték(ok) az általam javasolt metszéspont-módszerrel meghatározható(k). Ezzel a szöggyorsulások változatlanul a (10)-(12) egyenletekből számíthatók ki.

A metszéspont-módszer előnye, hogy a számítási folyamat átláthatóbb, mint a hagyományos módszeré. A számításokhoz ugyanazokat az összefüggéseket használhatjuk, mind a tengelykapcsolók nyitott, mind lehetséges zárt állapotában. A tengelykapcsoló állapotokat meghatározó algoritmus változatlanul szükséges maradt.



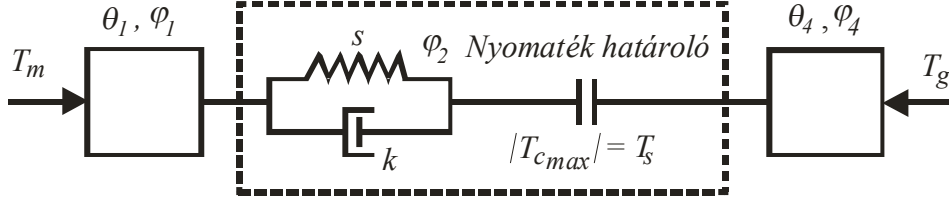
5. ábra. Kétrétegű hajtáslánc (W5A 180 típusú sebességváltó)

2.3. Integrált tengelykapcsoló modell

Kiindulva Crowther és Zhang [41] 2. ábrán bemutatott modelljéből, a tengelykapcsoló zárási állapotában a rendszer szabadságfoka eggyel csökkent, a tengelykapcsoló nyomatékot meghatározó szerepe eltűnik. A (2) és (3) egyenlet továbbra is érvényes marad, de ismeretlen a tengelykapcsoló nyomaték, mivel a rendszer környezete határozza az átvívő nyomatékot (5) vagy a (6) egyenlettel. Ha a tengelykapcsoló tárcsáinak a tehetetlenségét elhanyagoljuk, akkor a tengelykapcsoló nyomaték mindig egyenlő a tengelyek csavaró nyomatékával.

Mivel a tengelykapcsoló nyomatéka nem lépheti át a megcsúszási nyomatékhatárt, szükség van egy modellbeli nyomatékhatároló tagra, amelynek az átvihető nyomatéka az időfüggő nyomaték-kapacitással egyenlő.

Az általam javasolt un. integrált tengelykapcsoló modellt a 6. ábra mutatja, ahol k a tengelyek, fogaskerekek és esetleges tangenciális rugók rugalmasságára jellemző redukált torziós rúgó, a T_s a tengelykapcsoló időfüggő csúszási nyomatéka, és c az elemek belső és külső súrlódására jellemző redukált csillapítási tényező.



6. ábra. Integrált tengelykapcsoló modell

Ilyen szemléletben a rendszer változatlanul két szabadságfokú. Mozgásegyenletei:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{T_m - T_c}{\theta_1} \quad (13)$$

$$\ddot{\varphi}_4 = \frac{T_c - T_g}{\theta_4} \quad (14)$$

Zárási állapotban ($\dot{\varphi}_2 \equiv \dot{\varphi}_4$) fennáll a következő egyenlet:

$$T_c(t) = s\varphi(t) + k(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4), \quad (15)$$

ahol
$$\varphi(t) = \varphi_0 + \int_{t-\Delta t}^t (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4) dt, \quad (16)$$

$$|T_c| \leq T_{s(t)},$$

$t-\Delta t$ a t időpont előtti időlépés.

φ_0 a torziós rugó kezdeti szögfordulása, φ a torziós rugó pillanatnyi szögelfordulása:

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 \quad (17)$$

A zárási állapot feltétele akkor szűnik meg, ha a T_c kapcsoló nyomaték eléri az T_s megcsúszási határt, a tengelykapcsoló csúszási állapotba kerül.

Csúszási állapotban a kapcsoló nyomaték egyenlő a csúszási nyomatékkal, előjelét a relatív szögsebesség határozza meg:

$$T_c = \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4)T_s(t) \quad (18)$$

Képzeltben a torziós rugót felhúzzák a csúszási nyomatékkal, a pillanatnyi φ szögelfordulása:

$$\varphi = \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4) \frac{T_s(t)}{s}. \quad (19)$$

A csúszási állapot feltétele akkor bomlik fel, ha

$$\varphi_0 = \text{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4) \frac{T_s(t)}{s} \quad (20)$$

kezdeti szögelfordulással a (15) összefüggés olyan nyomatékot ad, amelynek abszolút értéke kisebb, mint $T_s(t)$ nyomaték-kapacitás.

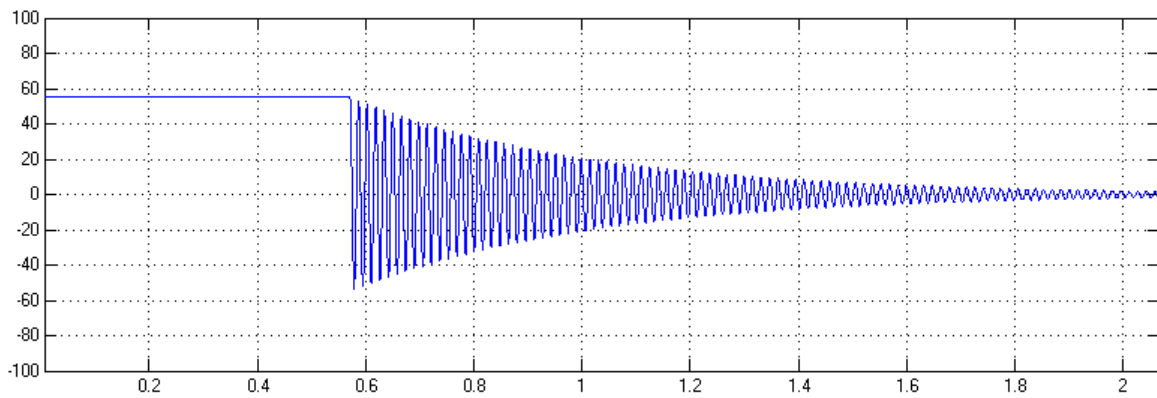
Az általam megalkotott 6. ábra szerinti modellel össze tudjuk zárni a tengelykapcsolót egy különálló integrált tengelykapcsoló elem algoritmusba, egy képzelt fekete dobozba, amelynek φ az egyetlen állapotváltozója, és T_s nyomaték-kapacitás az üzemi állapotot képviselő paramétere. A modell felhasználásával eltűnik a bonyolult tengelykapcsoló állapotvizsgáló algoritmus, amely a 2.1. és 2.2. pontban ismertetett eljárások szükségszerű eleme. A modell

felépítése miatt különösen alkalmas objektumorientált számítógépes programokban való felhasználásra.

Megjegyzem, hogy az integrált tengelykapcsoló modell fékekre is használható, amelyek $\varphi_4 = 0$ esetnek felelnek meg. Rámutatok arra is, hogy a modell $T_s = \infty$ behelyettesítésével csillapítással rendelkező rugalmas tengelyszakasz, illetve rugalmas tengelykapcsoló modelljéhez vezet, amelyet széles körben használnak dinamikai rendszerek elemzése során [32],[35], [41].

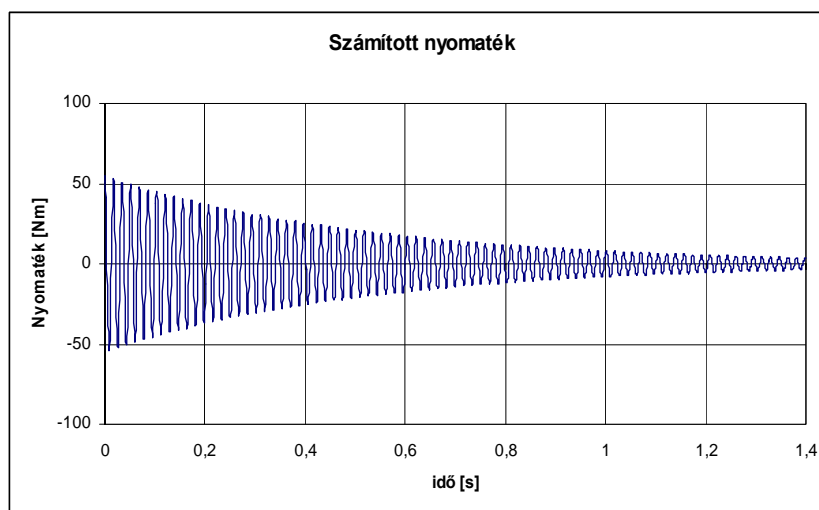
2.4. Kísérleti vizsgálatok

Az előző fejezetben vázlatosan ismertetett kutatási eredmények kísérleti alátámasztására a [8] tanulmány 4.ábra szerinti mérési eredményei is használhatók. A tanulmányban használt mérőberendezés dinamikai modelljét felépítve, a dinamikai modellben az integrált tengelykapcsoló modellt felhasználva a 7. ábra szerinti diagramot kaptuk, amely szinte tökéletesen egyezik a 4. ábra szerinti mérési diagrammal.



7. ábra. Szimulációs eredmények az integrált tengelykapcsoló modellel

A dinamikai rendszer egyszerűsége lehetővé tette a feladat analitikus megoldását is. A felállított másodrendű inhomogén differenciálegyenletet megoldottam. A kapott nyomatékfüggvényt az idő függvényében ábrázolva a 8. ábra szerinti diagramot kapjuk, amely szintén egyez-

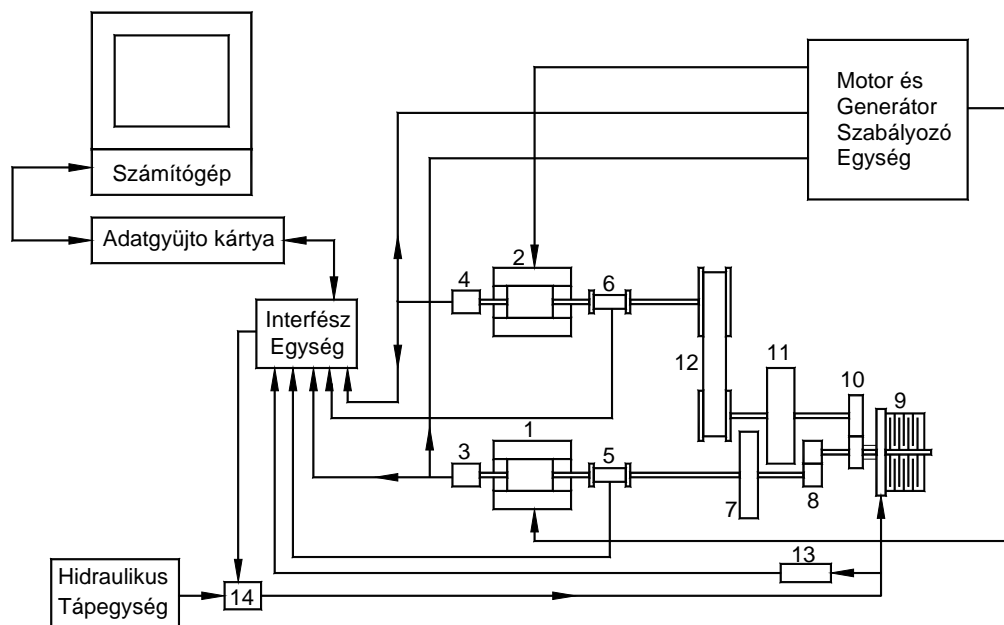


8. ábra. Analitikusan számított nyomatékfüggvény a tengelykapcsoló zárása után

zést mutat mind a 4. ábrán szereplő mérési, mind a 8. ábrán szereplő dinamikai szimulációval, az integrált tengelykapcsoló modell felhasználásával kapott diagrammal. Ezzel az integrált tengelykapcsoló modell jóságát kétségbevonhatatlanul igazoltnak tekinthetjük.

Az integrált tengelykapcsoló modell összetett rendszerben való viselkedését a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépszerkezettani Intézet hajtástechnikai laboratóriumában felállított mérőberendezésen végzett mérések eredményeinek és a teljes mérőberendezés komplex szimulációjából kapott eredmények összehasonlításával mutatom be. A komplex jelzőre azért van szükség, mert a mechanikai rendszer dinamikai szimulációval párhuzamosan az elektromos szabályozási rendszer szimulációját is el kellett végezniem.

A mérőberendezés egy különleges hajtáslánc, amelynek megtervezése az intézet munkatársainak kollektív munkája, a 9. ábrán látható elvi vázlaton. Az elvi vázlaton a főbb részegységeket folyó sorszámozással láttam el. Az egyedi tervezésű hajtóműbe beépített (9) tengelykapcsoló behajtó oldalát egy háromfázisú, fordulatszám szabályozott (1) indukciós motor hajtja az 1,0 áttételű (8) fogaskerékpáron át. A tengelykapcsoló kihajtó tengelyét a hajtó motorral azonos típusú, de fékként működő (2) generátor fékezi a (12) fogas szíjon és (10) fogaskerékpáron keresztül. A tengelykapcsoló hidraulikus működtetésű, vagyis a súrlódó lemezeket hidraulikus munkahengerrel szorítjuk össze. Az olaj a hidraulikus tápegységből egy elektronikus vezérlésű (14) proporcionális szelepen keresztül jut a munkahenger csonkjához. A tengelykapcsoló belső alkatrészeihez kenőanyagként a hidraulikus tápegység egy másik szivattyúja jutatja az olajat a tengelykapcsoló belső kenő furatrendszerén keresztül.

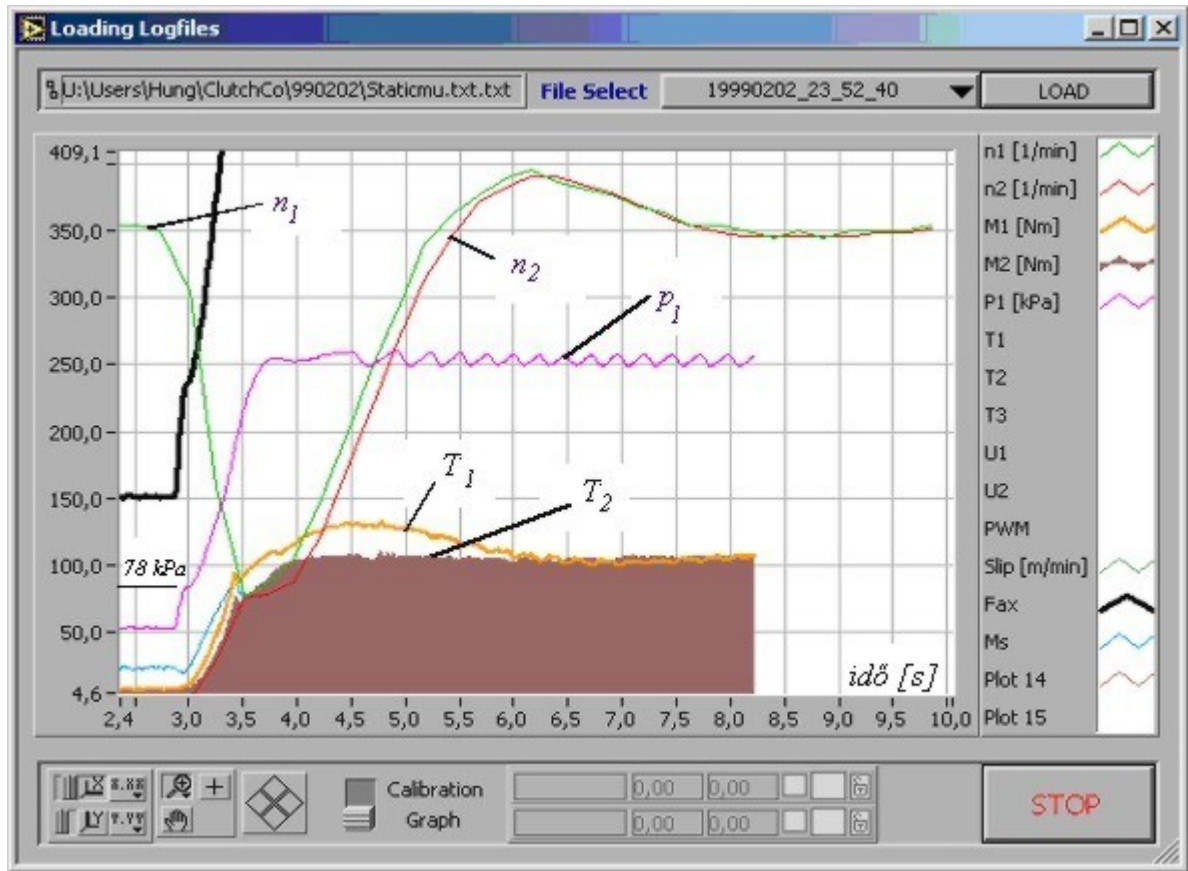


9.ábra. A mérőberendezés elvi vázlata

1: Hajtó motor, 2: Fékező generátor, 3: Szögadó a hajtó tengelyen, 4: Szögadó a fékező tengelyen, 5: Nyomatékmérő a hajtó tengelyen, 6: Nyomatékmérő a fékező tengelyen, 7: 1-es lendkerék a hajtó tengelyen, 8: Fogaskerékpár, 9: Hidraulikus működtetésű tengelykapcsoló egység, 10: Fogaskerékpár, 11: 2-es lendkerék 12: Fogasszíj, 13: Elektronikus nyomás érzékelő, 14: Elektronikus vezérlésű proporcionális hidraulikus szelep.

A berendezéssel több különféle mérést végeztünk. Ezek egy része a súrlódó anyag tulajdonságainak, így különösen a súrlódási tényező hőmérséklet, illetve sebességfüggését hivatott meghatározni. Másik része, amelyek tematikáját én állítottam össze a tengelykapcsoló modell helyességének vizsgálatára szolgált. Ezek során a hajtó motort beállított fordulatszámra felpör-

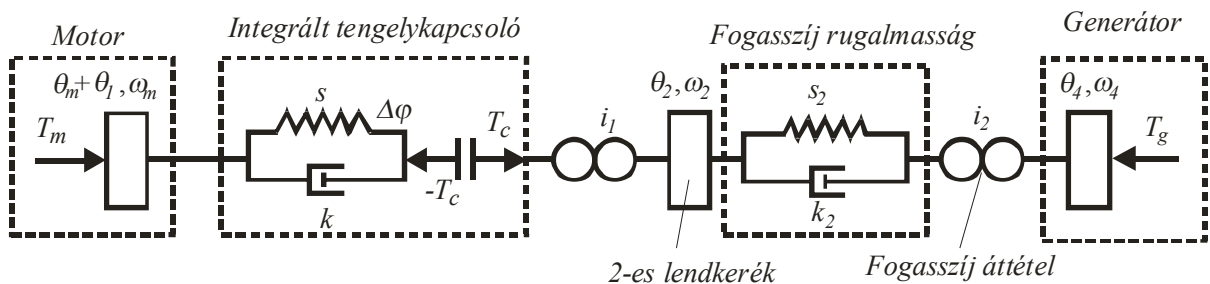
gettük, majd a súrlódó tengelykapcsolót zártuk. A motor fordulatszáma lecsökkent, a hajtott generátor fordulatszáma megnőtt. A két fordulatszám találkozása után a rendszer valamennyi eleme együtt gyorsult a beállított fordulatszámra a beállított nyomatékterhelés mellett. A mérési eredményeket a 10. ábrán szemléltetem.



10. ábra. Mérési eredmények

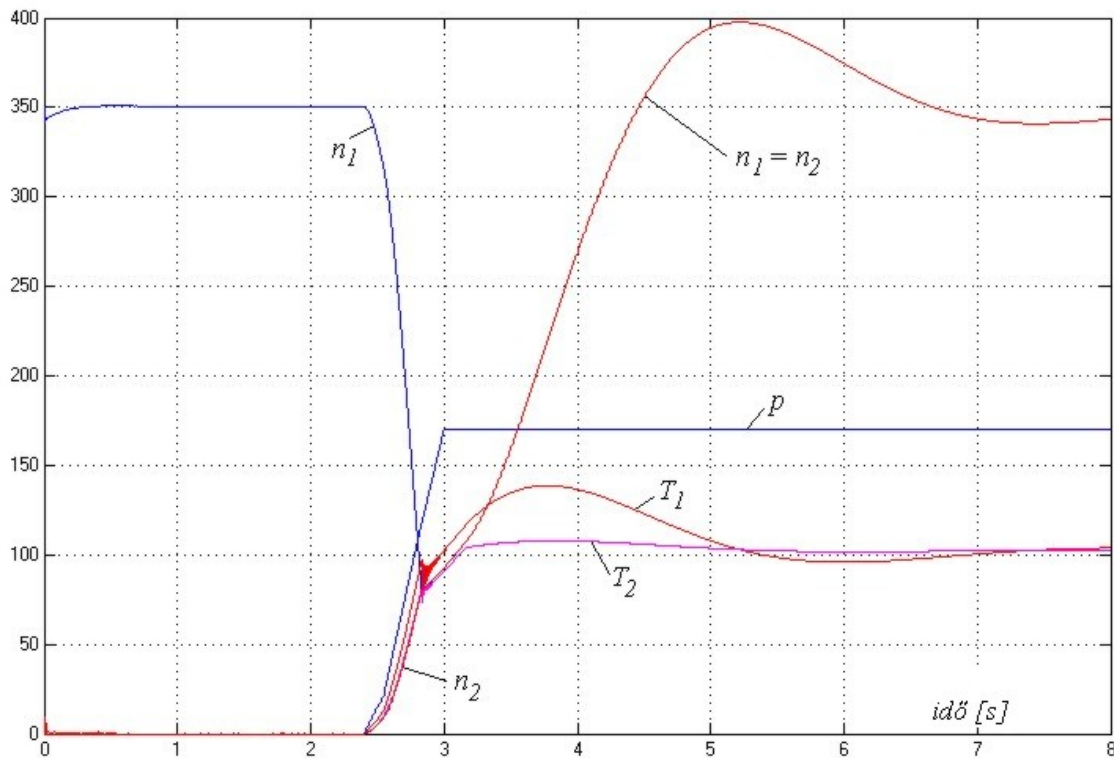
n_1 a behajtó tengely fordulatszáma [1/min], n_2 a kihajtó tengely fordulatszáma [1/min],
 T_1 a behajtó oldalon mért nyomaték [Nm], T_2 a kihajtó oldalon mért nyomaték [Nm],
 p_1 a mért működtető olajnyomás [kPa].

A mérőberendezés dinamikai modelljét az integrált tengelykapcsoló modell felhasználásával építettem fel 11. ábra szerint. A modellben a valóságos viszonyokhoz képest egyszerűsítéseket hajtottam végre, tehetetlenségi nyomatékok összevonásával, illetve bizonyos nagy merevségű szakaszok tökéletesen merevként modellezésével. Mint a mérési és a szimulációs eredmények összehasonlítása mutatja, az elhanyagolások megengedhetők, annál is inkább, mert az acél tengelyek merevsége és a hajtósíj merevsége között nagyságrendi eltérés van.



11. ábra. A mérőberendezés dinamikai modellje

A dinamikai szimulációt a MathWorks SIMULINK programjának felhasználásával végeztem el. A kapott eredményeket a 12. ábra mutatja.



12.ábra. Szimuláció eredményei.

n_1 a behajtó tengely fordulatszáma [1/min], n_2 a kihajtó tengely fordulatszáma [1/min],
 T_1 a behajtó oldalon mért nyomaték [Nm], T_2 a kihajtó oldalon mért nyomaték [Nm],
 p a működtető olajnyomás [kPa].

A mért és számított diagramokat összehasonlítva megállapítható, hogy a szimuláció eredményei szinte teljesen megegyeznek a mért eredményekkel, ami igazolja a modell helyességét és a módszer alkalmasságát a további kutatásokban.

3. Alkalmazási és továbbfejlesztési lehetőségek

Az általam megalkotott integrált tengelykapcsoló-modellt számos esetben alkalmaztuk közötti járművek hajtásrendszerének dinamikai szimulációjára konkrét megbízás alapján. Ezek konkrét bemutatására ipari érdekek miatt természetesen nincs lehetőségem. A probléma áthidalására járműkatalógusban illetve ipari szabadalomban leírt szerkezeteket választottam alkalmazási példaként.

A szimulációval kapott fordulatszám diagramok jól követik a hasonló kategóriájú járművek sebességváltáskor mért diagramjait, azaz az integrált tengelykapcsoló modell ezen alkalmazásoknál is használható.

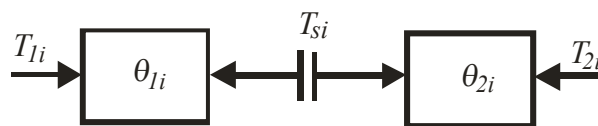
A bolygóműves sebességváltók szimulációjával kapott eredményeink igazolják a tengelykapcsoló modell alkalmasságát fékek esetére is.

Továbbfejlesztési lehetőségként az alkalmazások kibővítését lehet elsősorban figyelembe venni. A mechanikus hajtásláncok terhelése alkalmazási területtől függően, de a járműiparban mindenképpen, jelentősen változhat. A sebességváltáskor tehát, amely a motor és a tengelykapcsolók illetve fékek összehangolt működtetését jelenti, minden egyes terhelési állapotra más és más váltási stratégiát kell kidolgozni.

Az integrált tengelykapcsoló modell algoritmizálási hatékonyságának köszönhetően lehetőség van a váltási helyzet előzetes értékelésére és az adott helyzethez legjobban illeszkedő váltási stratégia kiválasztására a hajtáslánc szimultán üzemelése mellett.

4. Tézisek

1. A hajtásláncok tengelykapcsolóinak beépítésénél alapelemként az ábra szerinti elemi tengelykapcsoló egységet definiálok. Az elemi tengelykapcsoló egységek soros, vagy párhuzamos kapcsolásával a hajtásláncok felépíthetők akár ezek közvetlen kapcsolata, vagy velük sorba-kapcsolt áttételeket reprezentáló elemekkel.



Az elemi tengelykapcsoló egységek és az állandó áttételű hajtások bármilyen topológia szerint összekapcsolt rendszerének behajtó és kihajtó tengelyére a mozgásegyenletek a következő alakban felírhatók [s1]:

$$\dot{\omega}_1 = a_1 T_1 + b_1 T_2 + \underline{c}_1^* T_s,$$

$$\dot{\omega}_2 = a_2 T_1 + b_2 T_2 + \underline{c}_2^* T_s,$$

ahol $\dot{\omega}$ a szöggyorsulás, T a nyomaték, a, b konstansok, \underline{c} konstansokat tartalmazó vektor, T_s a csúszási nyomaték vektor, az 1-es és a 2-es index a behajtó ill. a kihajtó tengelyre utal, a “*” jel a vektor transzponáltját jelenti.

2. Tengelykapcsolós sebességváltós hajtásláncok összekapcsolt tengelykapcsolói által átvitt kapcsoló nyomaték ismeretlen értékének meghatározására metszéspont módszert dolgoztam ki, amely a tengelykapcsoló nyomaték rendszermozgásra való lineáris hatásán alapul.
3. Tengelykapcsolós sebességváltós hajtásláncok dinamikai modellezésére gyorsulási mátrix módszert dolgoztam ki, amellyel a rendszer mozgását leíró egyenletek automatikusan generálhatók. [s1]
4. Matematikailag zárt új dinamikai tengelykapcsoló-modellt alkottam, amely képes leírni a tengelykapcsoló valamennyi üzemállapotát: a csúszási- és zárási állapotot, ezek átmenetét. A modell radikálisan leegyszerűsíti a hajtásláncok dinamikai modellezését azzal, hogy használatakor nem szükséges a tengelykapcsoló üzemállapotokat figyelő algoritmus. [s2], [s3], [s4]
5. Az általam megalkotott modell alkalmas mechanikus sebességváltós járművek hajtásláncjának dinamikai modellezésére beleértve a bolygóműves sebességváltók fékjeinek modellezését is. [s2]

5. A tézispontokhoz kapcsolódó saját közlemények

- s.1. Nguyen Quang Hung: Súrlódó tengelykapcsolók forgótömeges dinamikai modellje a hajtásláncok szimulációjában. *Járművek, Építőipari és Mezőgazdasági Gépek*, 1998, 322–329 o.
- s.2. Nguyen Quang Hung: Dynamic modelling of friction clutches and application of this model in simulation of drive systems. *Periodica Politechnica, Mech. Eng.* 42/2, 169 – 180 pp.
- s.3. Nguyen Quang Hung: Dynamic modelling of friction clutches applied for simulation of drive systems. *Gépészet' 98 Konferencia*, 1998, 361 –366 o.
- s.4. Nguyen Quang Hung: Új tengelykapcsoló modell sebességváltók dinamikai szimulációjához. *Járművek, Építőipari és Mezőgazdasági Gépek*, 1998, 13-18 o.

6. További saját publikációk

Nemzetközi konferencia-kiadványban megjelent idegen nyelvű előadások

- s.5. Dr Tóth S - Nguyen Quang Hung: Test rig to investigate friction clutches. The 8-TH Symposium on mechanisms and mechanical transmissions, 19-22 october 2000, Timisoara – Romania, Vol II. 283-290 pp.

Magyar nyelvű folyóiratcikkek

- s.6. Nguyen Quang Hung: Súrlódó betét vizsgáló berendezés dinamikai szimulációja alkalmazva a rugalmas tengelykapcsoló modellt. *GÉP*, LII. évfolyam, *Géptervezők és Termékfejlesztők XVII. Országos Szemináriuma*, 2001/10-11., 43-48 o.

Magyar nyelvű konferencia-előadások

- s.7. Nguyen Quang Hung: Súrlódó betét vizsgáló berendezés dinamikai szimulációja alkalmazva a rugalmas tengelykapcsoló modellt. *Géptervezők és Termékfejlesztők XVII. Országos Szemináriuma*, 2001.nov.8-9., Miskolci Egyetem.

7. Irodalom

1. **Dr. Terplán Zénó - Nagy Géza - Herczeg István**, 'Mechanikus tengelykapcsolók'. *Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1966.*
2. **El-Sherbiny, M. G., and Newcomb, T. P.**, 'Numerical Simulation of the Engagement Characteristics of a Wet Clutch', *Oil- Immersed Brakes and Clutches, 1977, Mechanical Engineering Publications Limited for the Institute of Mechanical Engineers, New York.*
3. **Natsumeda, S., and Miyoshi, T.**, 'Numerical Simulation of Engagement of Paper Based Wet Clutch Facing', *Journal of Tribology, 1979, Vol. 116., pp. 232-237.*
4. **Berger, Edward J. (Univ of Cincinnati), Sadeghi, F., Krousgrill, Charles M.**, 'Finite Element Modeling of Engagement of Rough and Grooved Wet Clutches', *Journal of Tribology, Jan 1996, Vol.118, pp 137-146.*
5. **Risbet, A., Vogel, P, Crolet, M. H., and Nicholas, D.**, 'Engagement of Automobile Clutches: Experiments and Theory', *1982, Proceedings of 9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp. 159-182.*
6. **Fish, R.**, 'Using the SAE#2 Machine to Evaluate Wet Clutch Drag Losses', *SAE International 910803, 1991.*
7. **Miyoshi, T.**, 'Friction Characteristics of a Paper-Based Friction Materials', *Japanese Journal of Tribology, 1991. Vol. 36, pp. 1385-1390.*
8. **Berger, Edward J. (Univ. of Cincinnati); Sadeghi, F., Krousgrill Charles M** 'Torque transmission characteristics of automatic transmission wet clutches: Experimental results and numerical comparison', *Tribology Transactions, v 40, n 4, Oct, 1997, p 539-548*
9. **Kragelszkij - Mihin**, 'Gépszerkezetek súrlódás- és kopásszámítása'. *Műszaki Könyvkiadó, 1987.*
10. **Anderson, A. E.**, 'Friction and wear of paper type wet friction elements', *SAE Paper 720521, National Automobile Engineering Meeting, May, 1972.*
11. **Froslic, L. E., Milek, T., and Smith, E.W.**, 'Automatic Transmission Friction Elements', *1973, Design Practices-Passenger Car Automatic Transmissions, Society of Automotive Engineers, Inc., New York.*
12. **Smith, G. R., Ross, W. D., Silbert, P.L., and Herndon, W. B.**, 'Putting Automatic Transmission Clutch Friction Researchers on Speaking Terms', *1973, Design Practices- Passenger Car Automatic Transmissions, Society of Automotive Engineers, Inc. New York.*
13. **Jullien, A., Berthier, Y., Mcnard, D., and Meurisse, M. H.**, 'Behavior of Wet Clutches Operating Under Continuous Running Conditions with a New Carbon Based Material', *Proc. 17th Leed-Lyon Symposium: Vehicle Tribology, 1991, pp. 303-312.*

14. **Wu, H.**, 'Squeeze Film Behavior of Porous Annular Discs', *Journal of Lubrication Technology*, 1970, Vol. 92, pp. 593-596.
15. **Wu, H.**, 'The Squeeze Film Between Rotating Porous Annular Plates', *Wear*, 1971, Vol. 18, pp. 461- 470.
16. **Wu, H.**, 'An analysis of the Engagement of Wet Clutch Plates', *Wear*, 1973, Vol. 24, pp. 23-33.
17. **Wu, H.**, 'A review of Porous Squeeze Films', *Wear*, 1978, Vol. 47, No. 2, pp. 371-385.
18. **Ting, L. L.**, 'Engagement Behavior of Lubricated Porous Annular Disks, Part I: Consolidating Contact Phase- Poroelastic Effects', *Wear*, 1975, Vol. 34, pp. 159-1172.
19. **Ting, L. L.**, 'Engagement Behavior of Lubricated Porous Annular Disks, Part II: Consolidating Contact Phase- Poroelastic Effects', *Wear*, 1975, Vol. 34, pp. 173-182.
20. **Bear, J.**, 'Dynamic of Fluids in Porous Media', *Elsevier, New York*, 1972.
21. **Prakash, J.**, and **Vij, S. K.**, 'Effect of Velocity Slip on the Squeeze Film Between Rotating Porous Annular Discs', *Wear*, 1976, Vol. 38, pp. 77-85.
22. **Patir, N.**, and **Cheng, H. S.**, 'An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication', *Journal of Lubrication Technology*, 1979. Vol. 100, pp.12-17.
23. **Patir, N.**, and **Cheng, H. S.**, 'Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces', *Journal of Lubrication Technology*, 1979, Vol. 101, pp.220-229.
24. **Dowson D.**, 'A Generalized Reynolds Equation for Fluid-film Lubrication', *Int. J. Mech. Sci. Pergamon Press Ltd.* 1962. Vol.4, pp 159-170.
25. **Zadrodzki, P.**, 'Numerical Analysis of Temperature Fields and Thermal Stresses in the Friction Discs of a Multidisc Wet Clutch', *Wear*, 1985, Vol. 47, No. 2, pp 255-271.
26. **Zadrodzki, P.**, 'Analysis of Thermo mechanical Phenomena in Multidisc Clutches and Brakes', *Wear*, 1990, Vol. 140, pp. 291-308.
27. **Mansuori, M.**, **Holgerson, M.**, **Khonsari, M.M.**, **Aung, W.**, 'Thermal and dynamic characterization of wet clutch engagement with provision for drive Torque', *Journal of Tribology*, v 123, n 2, April, 2001, pp. 313-323
28. **Gao Hong** (Oakland University, Dept. of Mechanical Eng.); **Barber Gary C.**, 'Engagement of a rough, lubricated and grooved disk clutch with a porous deformable paper-based friction material', *Tribology Transactions*, V.45, N.4, October, 2002, pp. 464-470
29. **Friederich Kraft**, 'Zugkraftschaltungen in automatischen Fahrzeuggetrieben', *Diss. Universitöt Karlsruhe.* 1972.

30. **Dr. Techn. R. Fischer** und **Dr. Ing. M. Salecker**, 'Strategien zur Kupplungsansteuerung', *VDI Berichte*, 1996. pp. 269-276.
31. **Sándor Tóth**, 'Die dynamische simulation der planetenbetriebenen, automatischen wechselgetriebe', *Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng. Vol. 40, No. 1*, pp. 15-29, 1996.
32. **Jo Han-Sang**, **Park Yeong-II**, **Lee Jang-Moo**; **Jang Wook-Jin**; **Park, Jin-Ho**; **Lim, Won-Sik**; 'Study on the improvement of the shift characteristics for the passenger car automatic transmission', *International Journal of Vehicle Design*, v 23, n 3-4, 2000, pp. 307-328
33. **Kulkarni Manish**, **Shim Taehyun**, **Zhang Yi**, 'Shift dynamic and control of dual-clutch transmissions', *ScienceDirect – Mechanism and Machine Theory. Vol. 42. Feb. 2007. pp. 168-182.*
34. **Jacobson B.**, **Berglund, S.**, 'Optimization of Gearbox Ratios Using Techniques for Dynamic Systems', *SAE International 952604*, 1995.
35. **Hwang Sheng-Jiaw**, **Chen Jer-Shi**, **Liu Li**, **Ling Ching-Chung**, 'Modeling and simulation of a powertrain-vehicle system with automatic transmission', *International Journal of Vehicle Design*, V.23, N.1-2, 2000, pp. 145-159
36. **Couderc Ph.**, **Callenaere J.**, **Hagopian J. Der**, **Ferraris G.**, 'Vehicle driveline dynamic behaviour: experiment and simulation', *Journal of Sound and Vibration 218 (1) (1998) pp. 133-157.*
37. **Ishihara T.** and **Emory R.I.** 'Torque converter as vibration damper and its transient characteristics'. *SAE Technical Paper No. 660368. (1966)*
38. **Tsanganides M. C.** and **Tobler W.E.** 'Dynamic behavior of a torque converter with centrifugal bypass clutch' *SAE Technical Paper No. 850461. (1985)*
39. **Park, Y.I.** 'A study on shifting transients of automotive power transmissions' *PhD Thesis. Seoul National University, Seoul, 1991.*
40. **Lim, W.S.** 'A study on the analysis/design of a torque converter and analysis of the dynamic characteristics of automatic transmissions.' *PhD Thesis. Seoul National University, Seoul, 1995.*
41. **Crowther A. R.**, **Zhang N.**, 'Torsional finite elements and nonlinear numerical modeling in vehicle powertrain dynamics', *Journal of Sound and Vibration 284, 2005, pp. 825-849.*
42. **Hillenbrand, H.** 'Das neue 5-Gang-automatikgetriebe W5A 180 für die neu A-Klasse von Mercedes' *VDI Berichte 1393 Getriebe in Fahrzeugen '98*
43. **Halász Sándor**, '**Automatizált villamos hajtások**', *Tankönyvkiadó, Bp., 1989.*
44. **Steihilper, W.-Sauer, B.** '**Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2**' *Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006*
45. '**Offenlegungsschrift**' DE 4017961 A1, BRD DEUTSCHES PATENTAMT