



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR
GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK

VEZÉRMŰLÁNC HAJTÁS HATÁSFOKÁNAK NÖVELÉSE

OTDK DOLGOZAT

HOFFMAN LÁSZLÓ

*BME, Gépészmérnöki kar
Géptervező MSc II. évfolyam*

KONZULENSEK:

DR. HORÁK PÉTER

TANSZÉKVEZETŐ HELYETTES, EGYETEMI DOCENS

FÁBIÁN CSABA

PHD HALLGATÓ

A dolgozat bemutatását a TÁMOP - 4.2.2.B-10/1--2010-0009 "Új tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" című program támogatta.

2012

TARTALOMJEGYZÉK

A DOLGOZATBAN SZEREPLŐ JELÖLÉSEK.....	4
A DOLGOZATBAN SZEREPLŐ RÖVIDÍTÉSEK.....	5
1. BEVEZETÉS.....	6
2. IRODALOM ÁTTEKINTÉS	7
2.1. A SZELEPEK VEZÉRLÉSE	7
2.2. A VEZÉRMŰTENGELY MEGHAJTÁSA	8
2.2.1. Homlokfogaskerekes hajtás	9
2.2.2. Királytengelyhajtás	10
2.2.3. Fogasszíjhajtás	11
2.2.4. Vezérműlánc hajtás	14
2.3. VEZÉRMŰLÁNC HAJTÁSOK TULAJDONSÁGAI.....	17
2.3.1. A dinamikus hatások	17
2.3.2. A láncfeszítő és vezető rendszer	19
2.3.3. A lánc kopása.....	20
2.3.4. Teljesítményvesztés.....	21
3. CÉLKITŰZÉS.....	23
4. KÍSÉRLETEK.....	25
4.1. KÍSÉRLETEK CÉLJA ÉS MENETE	25
4.1.1. A főtengely csavaró lengéseinek mérése.....	27
4.2. MÉRÉSTECHNIKA, JELFELDOLGOZÁS ÉS KIÉRTÉKELÉS.....	30
4.2.1. Rotációs lézervibrométer.....	30
4.2.2. Mérési jelek feldolgozása	31
4.3. MÉRÉSI EREDMÉNYEK	33
4.3.1. Üresjárat mérés	33
4.3.2. Terheléses mérés.....	34
5. TÖBBTEST-SZIMULÁCIÓ	37
5.1. A VEZÉRMŰLÁNC HAJTÁS TTS MODELLJE	37
5.2. A MODELL BEÁLLÍTÁSA	38
5.3. A CSAVARÓ LENGÉSEK MODELLEZÉSE.....	40
5.3.1. A láncfeszítés csökkentése	41
5.3.2. A célfüggvény és a kritériumok	42
5.3.3. A minimális láncfeszítés meghatározása	43
5.3.4. Eredmények	43
6. ÖSSZEFOGLALÁS.....	49

7.	IRODALOMJEGYZÉK.....	51
8.	ÁBRAJEGYZÉK.....	53
9.	KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS.....	54
10.	MELLÉKLETEK.....	55

A DOLGOZATBAN SZEREPLŐ JELÖLÉSEK

d	[m]	interferométerek távolsága
f_A	[Hz]	„A” kerületi pont Doppler frekvenciája
f_B	[Hz]	„B” kerületi pont Doppler frekvenciája
$f_{\text{össz}}$	[Hz]	összfrekvencia
$F_{\text{kerületi}}$	[N]	gumiabroncs kerületén fellépő kerületi erő
F_{lanc}	[N]	a vezérműláncban ébredő húzóerő
i_{diff}	[-]	differenciálómű áttétele
$i_{\text{össz}}$	[-]	összáttétel
$i_{\text{váltó}}$	[-]	nyomatékvált áttétele
$M_{0B(\text{mérés})}$	[Nm]	főtengely forgatónyomatéka (mérés alapján)
$M_{0B\text{opt.}}$	[Nm]	főtengely forgatónyomaték optimalizálást követően
$M_{0\text{kip.}}$	[Nm]	kipufogószelep oldali vezérműtengely nyomaték
$M_{0\text{szív.}}$	[Nm]	szívószelep oldali vezérműtengely nyomaték
M_{motor}	[Nm]	motor főtengelyének forgatónyomatéka
M_{stac}	[Nm]	behajtó nyomaték stacioner része
M_{transz}	[Nm]	féltengely forgatónyomatéka
n	[1/min]	motorfordulatszám
n_{be}	[1/min]	bemenő (főtengely) fordulatszám
p	[bar]	hidraulikus láncfeszítő olajnyomása
P_{0B}	[W]	bemenő teljesítmény
P_{0K}	[W]	kimenő teljesítmény
$R_{\text{kerék}}$	[N]	gumiabroncs sugara
$\eta_{\text{ered.}}$	[-]	optimalizálás előtti vezérműlánc hajtás hatásfoka
$\eta_{\text{opt.}}$	[-]	optimalizálás utáni vezérműlánc hajtás hatásfoka
$\Delta\eta$	[-]	hatásfok növekedés
$\Delta\varphi$	[°]	csavaró lengés szöge
$\Delta\varphi_{1,5}$	[°]	munkaütem frekvenciánál fellépő szögamplitúdó
$\Delta\varphi_3$	[°]	tömegető frekvenciánál fellépő szögamplitúdó
λ	[m]	a lézervény hullámhossza
$\mu_{\text{ sín-lánc}}$	[-]	sín és a lánc közötti kontaktsúrlódás
ω	[rad/s]	szögsebesség
ω_B	[rad/s]	bemenő (főtengely) szögsebesség

ω_{din}	[rad/s]	főtengelyen jelentkező dinamikus szögsebességváltozás
ω_K	[rad/s]	kimenő (vezérműtengely) szögsebesség

A DOLGOZATBAN SZEREPLŐ RÖVIDÍTÉSEK

FFT	gyors Fourier-transzformáció (Fast Fourier Transform)
CAE	számítógép segített mérnöki tervezés (Computer Aided Engineering)
TTS	többtest-szimuláció
OHC	Felül vezérelt, felül szelepel (Over Head Camshaft)
DOHC	Felül vezérelt, felül szelepel, dupla vezérműtengellyel (Double Overhead Camshaft)
OHV	Alul vezérelt, felül szelepel (Over Head Valves)

1. Bevezetés

A szigorodó környezetvédelmi előírások nagy hatással vannak termelési-, gyártási folyamatokra, ami alól a gépjárműipar, a gépjárműgyártás sem kivétel. A szabályozó rendeleteknek, előírásoknak való megfelelés, az egyre szigorodó emissziós határértékek, amelyek évről- évre kevesebb károsanyag-kibocsátást engedélyeznek, egyre nagyobb kihívások elé állítja az autóipart is. Napjainkban a megengedett legnagyobb átlagos CO₂ kibocsátás (2012. év) 130g/km személygépkocsik esetében. A jövőben továbbra is szigorítások várhatóak, az Európai Gépjárműgyártók Egyesülete (ACEA) irányelvei alapján 2020-ig 95g/km-re, 2025-ig 70g/km-re kell korlátozni a szén-dioxid emissziót a belsőégésű motorokkal hajtott személygépkocsiknál. [18]

A gyártóknak az előírások teljesítése érdekében a lehetséges összes fejlesztési lehetőséget mérlegelni kell. A fejlesztések és az innováció több részterületre oszlik, amelyek együttesen eredményeznek környezetkímélőbb és jobb hatásfokú technológiát. A kipufogógáz kezelés, a járműtömeg csökkentés, a motorfeltöltés, a súrlódások csökkentése és a nagynyomású befecskendezés mind hozzájárul a célok eléréséhez. Az alternatív üzemanyagok alkalmazása, hidrogén-, hibrid-, elektromotorok szélesebb körű megjelenése is többek közt ezt a célt szolgálja. [19]

A belső égésű motoroknál a teljesítmény növelése és a fogyasztás, valamint a károsanyag kibocsátás csökkentése mellett fontos fejlesztési szempont a karbantartás-mentesség is. Ez a motorvezérlés fejlesztésében is megfigyelhető, aminek következtében a különböző vezérműhajtások közül a vezérműlánc hajtás aránya napjainkban növekvő tendenciát mutat. A vezérműlánc hajtás egyik előnye a karbantartás-mentesség, hátrányai közé tartotik azonban a többi vezérműhajtáshoz viszonyítottan alacsony hatásfok.

Dolgozatom célja egy a vezérműlánc hajtások hatásfokának javítására kidolgozott módszer bemutatása és ennek alkalmazása egy meghatározott esetben, különböző stacionárius és dinamikus terhelő hatások figyelembevételével. Ez a módszer a vezérműlánc hajtásban ébredő súrlódás csökkentése által a motor energiafelhasználásának a csökkentését célozza meg. A mechanikai hatásfok növelésével csökken a fogyasztás és a károsanyag-kibocsátás. [4]

2. Irodalom áttekintés

A négyütemű belsőégésű motorokban a forgómozgás szinkronizálása a főtengely és a vezérműtengely illetve vezérműtengelyek között, többféle módon történhet. Egy adott motor vezérműhajtásának kiválasztásánál különböző szempontokat figyelembe kell venni. A hajtás kialakításánál döntő szerepet játszik a gépszerkezet jellege: így a tengelyek távolsága és elhelyezése, a vezérműtengelyek száma és közvetve a szelepvezérlés módja is. Emellett mérlegelni kell a motorral szemben támasztott követelményeket, pl. üzemének jellegét és időtartamát, valamint a gyártott darabszámot is.

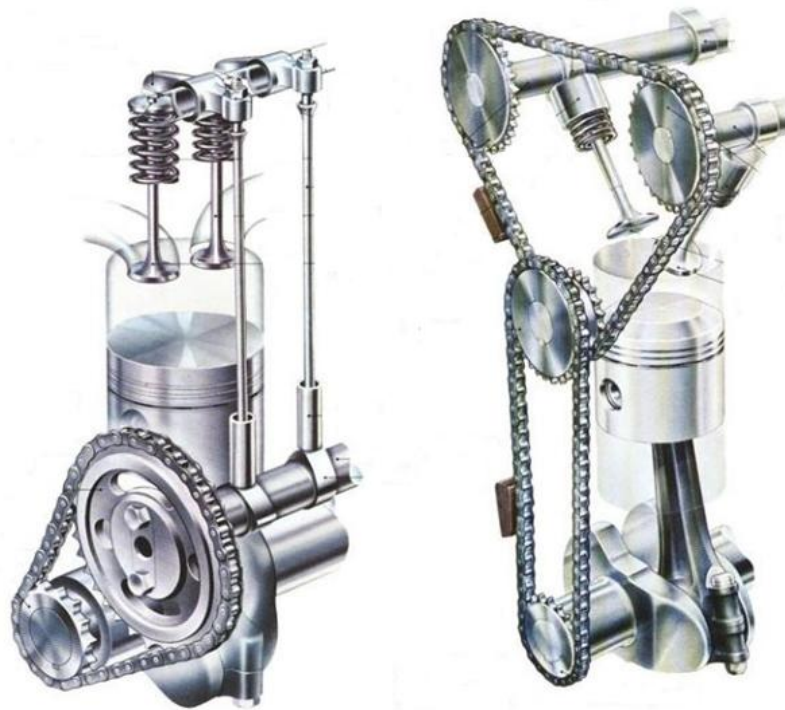
2.1. A szelepek vezérlése

A szelepek periodikus nyitását illetve zárását, a töltetcsere folyamatot a vezérműtengely, vezérműtengelyek alkalmazásával valósítják meg. A szelepek nyitását vezérlő bütykök, a szelepek zárását pedig szeleprugók végzik. [3,4,6]

A vezérműtengely és a főtengely egymáshoz képesti elhelyezése és az áttétel megvalósítása (4 -ütemű motoroknál az áttétel 1:2) miatt különböző szelepvezérlések alakultak ki, amelyek különböző vezérműtengely meghajtásokat eredményeztek. A korszerű motorok felül szelepeltek. A szelepműködtető rendszerek két fő vezérlési módját különböztetjük meg napjainkban elterjedt négyütemű motorok körében:

- a) A vezérműtengely a főtengely közelében helyezkedik el, tehát a szelepek alatt elhelyezkedő vezérműtengely tolórudak és himbák segítségével működteti a szelepeket (OHV). Alul vezérelt, felül szelepelt a motor. A helykihasználás ugyan jó, de a vezérlés többletsúlya miatt nagy a teljesítményvesztés. A tolórudak igénybevétele miatt, ami rendszerint nyomás, a kihajlás és a kifáradás, a meghibásodás lehetősége nagy. (1. ábra) [3,4]
- b) A vezérműtengely a hengerfejben van elhelyezve, így a szelepekhez képest felülről történik a vezérlés csészés szelepemelő, himba vagy lengőhimba közvetítésével (OHC). Ez a vezérlés kedvezőbb és megbízhatóbb, mint az OHV vezérlés, mert motor teljesítményéből nem kell a tolórudak többlettömegének a mozgatására fordítani. (1. ábra) [3,4]

Napjainkban gyakori a változó szelepvezérlés, amely a vezérlés fázisbeli eltolásával, a szelepnyitási és - zárási idő megváltoztatásával lehetővé teszi, hogy szélesebb fordulatszám tartományban működjön optimálisan a motor.



1. ábra Alul vezérelt, felül szeleptelt motor (bal) és felül vezérelt, felül szeleptelt motor, dupla vezérműtengellyel (jobb) történő szelepvezérlése

2.2. A vezérműtengely meghajtása

A vezérműtengely meghajtásának szerkezeti megoldását nagyban befolyásolja a tengelyek elhelyezése egymáshoz képest. Napjainkban a személygépkocsik motorjainak többsége felülvezérelt (OHC, DOHC), ahol vezérműtengelyek a hengerek felett helyezkednek el. A vezérműhajtás kialakításánál szerkezeti követelmény a nagy tengelytávolság áthidalása. Az egyéb, a járműre és gyártásra, szervizelésre jellemző szempontokat is tekintve erre a célra a legalkalmasabbak az alakkal záró vonóelemes hajtások. Emiatt a modern személygépkocsik motorjaiban szinte kizárólag vezérműláncot vagy fogazott szíjas hajtást alkalmaznak. Fogaskerékes hajtását napjainkban már egyre kevesebb gyártó épít be a vezérműtengely meghajtására, főképp felülvezérelt motorok esetében. [2,7]

A vezérmű hajtásoknak, kivittől függetlenül, teljesíteni kell bizonyos alapkövetelményeket. [11]

Alapkövetelmények:

- a hosszú élettartam (vezérműszíj hajtásnál: ~80.000.-100.000 km; vezérműlánc hajtásnál: a motor élettartamával megegyező),
- az üzemelés során csekély elhasználódás ill. kopás,
- a vezérlés/vezérlési idő egzakt megvalósítása.

Az alapkövetelmények mellett pedig a szintkövetelményeket a lehető legmagasabb szinten teljesíteni.

Szintkövetelmények:

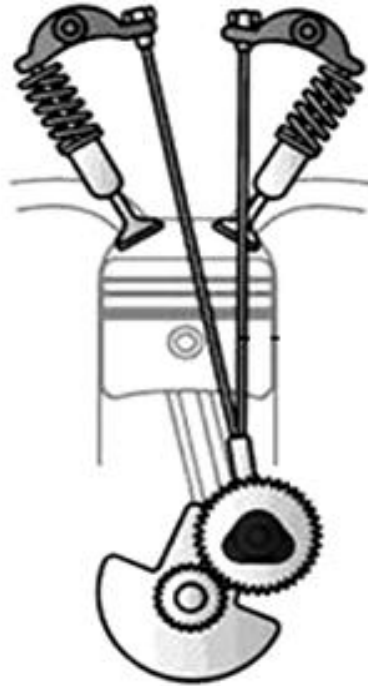
- alacsony teljesítményvesztés
- kismértékű üzemi zajhatás
- kis beépítési térfogat
- alacsony gyártási és karbantartási költségek
- kis tömegű rendszer

A főtengely és vezérműtengely szinkronizálás megvalósításának a lehetőségei:

2.2.1. Homlokfogaskerekes hajtás

A homlokfogaskerekes hajtásnál, mivel rendszerint alulvezérelt motoroknál alkalmazzák, a vezérműtengely a főtengely közelében helyezkedik el, így a távolság a két tengely között viszonylag kicsi. Hengerfejen elhelyezkedő vezérműtengelyeknél a nagy távolságok miatt ritkán alkalmazzák, mert a közvetítő kerek ágyazása bonyolult, továbbá a hengertömbön és a hengerfejen ágyazott kerek foghézaga nehezen állítható, mivel a tengelytávolság a hengerfejtömítés terhelés alatti vastagságától is függ. Homlok-fogaskerekes hajtás ezért főként nagy lökettérfogatú dízelmotorokban vagy motorkerékpárokból fordul elő. Napjainkban a fogaskerekes vezérlés visszaszorulóban van a magas előállítási költségek és a nehéz beállíthatóság miatt. (1. táblázat)

A fogaskerek rendszerint ferde fogazásúak, amelyek csendes futást eredményeznek. A hajtás karbantartást nem, viszont kenést igényel. Alulvezérelt esetben a szelepek mozgathatóságához tolórudak szükségesek, amelyek jelentős többlettömeget jelentenek. Nagy fordulatszámúak a tömegek, ami miatt megnőhet a vezérlési hiba. A rudazat élettartamát a pulzáló nyomó igénybevitel korlátozza. (2. ábra) [1, 8]



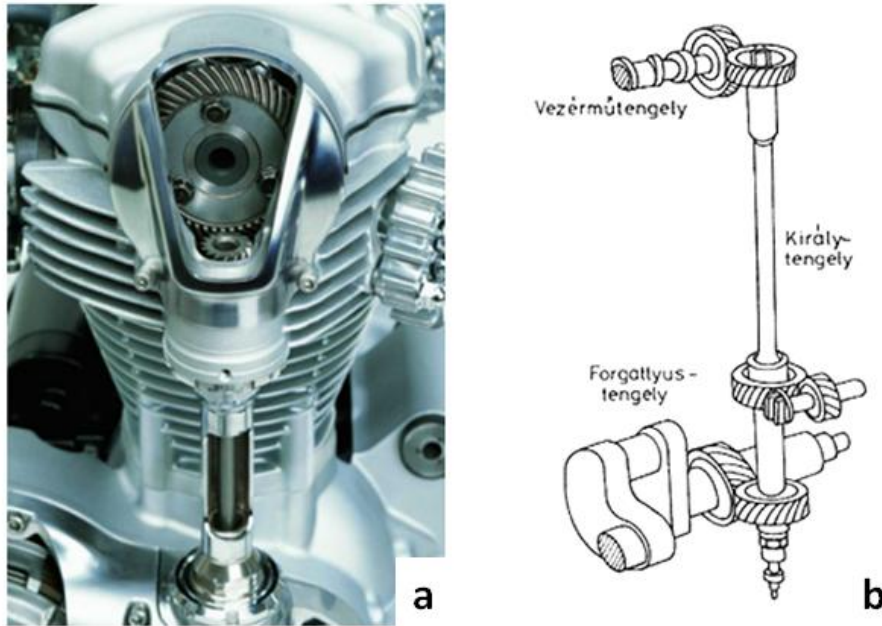
2. ábra A homlokfogaskerekes vezérműhajtás elvi ábrája

Előnyök	Hátrányok
- nagy teljesítmény átvitelre képes - csendes futás - magas hatásfok	- bonyolult ágyazás - drága - nehéz beállíthatóság - tolórudak kifáradása, kopása - hajtásrendszer nagy tömegű - kenést igényel

1. táblázat A homlokfogaskerekes vezérműhajtás előnyei és hátrányai

2.2.2. Királytengelyhajtás

A vezérműtengely meghajtása egy közbülső tengellyel, úgynevezett királytengellyel történik. A tengely mindkét végén elhelyezkedő kúp- vagy csavarkerekek adják át a forgómozgást a főtengelyről a vezérműtengelyre. Bár a helyigény szempontjából kedvezőbb, mint a homlokkerekes hajtás, számos hátránnyal rendelkezik. A foghézag beállítása és a kopás miatti utánállítás bonyolult. A tengely hőtágulása, a bonyolult csapágyazás és a jelentős előállítási költségek miatt csak motorkerékpárokból, versenymotorokban találkozunk ezzel a megoldási móddal. (3. ábra),(2. táblázat) [2,8]



3. ábra a.) Kawasaki W800 motorkerékpár királytengelyes vezérműhajtása; b.) a hajtás elvi vázlata

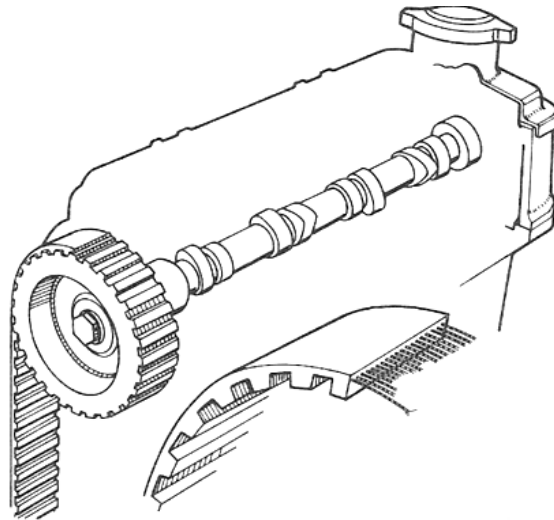
Előnyök	Hátrányok
- nagy teljesítmény átvitelére képes - csendes futás - kis helyigény - magas hatásfok	- bonyolult ágyazás - drága - nehéz beállíthatóság (foghézag) - hőtágulásra érzékeny - kenést igényel

2. táblázat A királytengelyes vezérműhajtás előnyei és hátrányai

2.2.3. Fogasszíjhajtás

Fogazott szíjas hajtással szerelik az európai gépjárműmotorok mintegy 50%-át. [20] Szíjhajtást többnyire a felül elhelyezett vezérműtengelyeknél alkalmaznak. A fogasszíz alakzáró, így csúszásmentes forgómozgás átvitelt képes megvalósítani. A fém- és üvegszállal erősített poliamid szíjak nagy hajlíthatósággal és nagy ellenálló képességgel rendelkeznek a hosszirányú húzással szemben. A fogasszíjat rendszerint a vezérműhajtásba épített görgők feszítik elő

A magas piaci részesedéshez a szíjhajtás előnyei: az egyszerűsége, a szíz rugalmassága, nagy hajlékonysága, a hajtásban keletkező csekély súrlódás, a halk futás, kenést nem igénylő tulajdonsága vezettek. (3. táblázat)



4. ábra Fogazott szíjas hajtás rajza, fém- és üvegszál erősítésű fogasszíjjal

Olyan motoroknál, ahol nagyok a dinamikus terhelések (pl. Dieselmotorok), fogazott szíj nem mindig jöhet szóba, mert nem teljesülnek a magas szilárdságtani követelmények. A szíjhajtás korlátozott hőmérséklettartományban működik ($-30^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$).. (4. és 5. ábra)

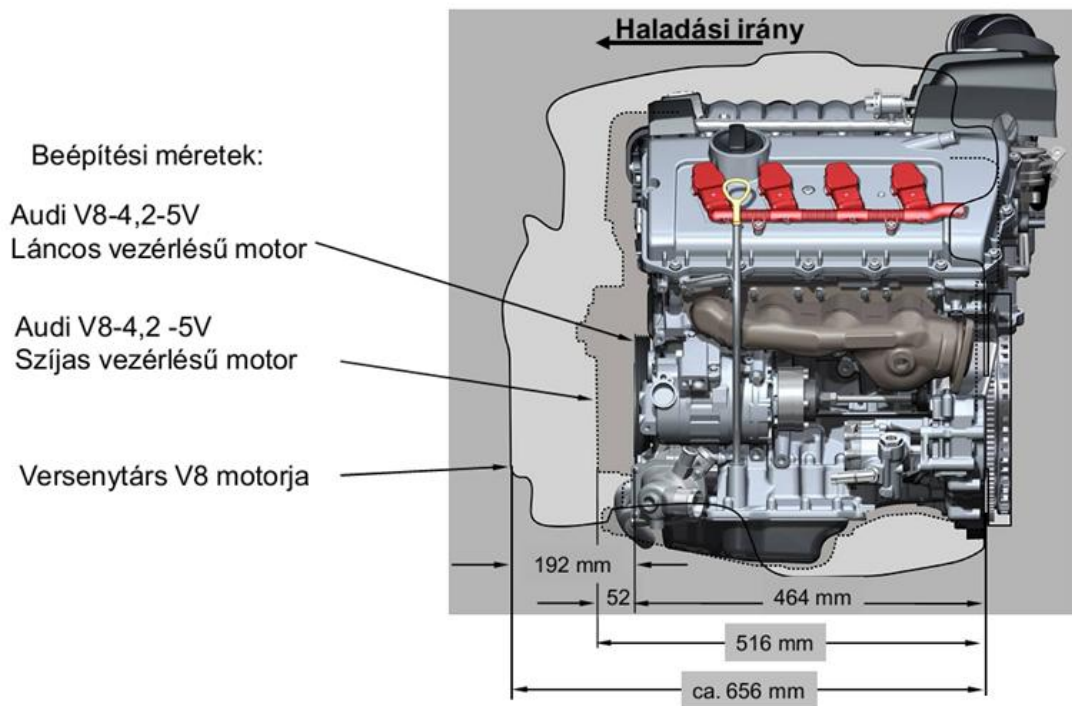
A szíjhajtással vezérelt motorok helyigénye nagyobb, mint a vezérműláncal szerelt versenytársaké. (6. ábra) [2,9]



5. ábra Egy AUDI V-motor fogazott szíjas vezérműhajtása

Előnyök	Hátrányok
- nagyfokú hajlíthatóság - csendes futás - egyszerűség - kenést nem igényel	- korlátozott hőmérsékletek között alkalmazható - láncajtáshoz viszonyított nagyobb helyigény - karbantartás, időszakos csere - feszítőrendszer szükséges - jelentős karbantartási költségek

3. táblázat A fogasszíjas vezérműhajtás előnyei és hátrányai

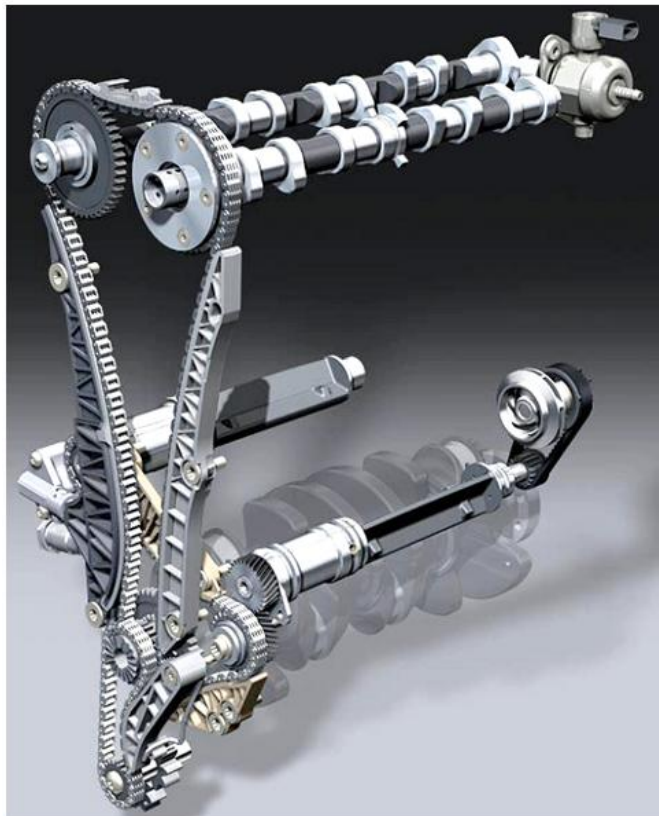


6. ábra Egy motor befoglaló méretei különböző vezérműhajtással (Audi)

2.2.4. Vezérműlánc hajtás

Az utóbbi évtizedben a láncajtások fejlesztése, a segédberendezésekkel együtt (olajpumpa, vízpumpa, befecskendezés) kiemelt helyen szerepeltek. Ez a fordulat figyelhető meg különösen a közép- és felsőkategóriás személygépkocsiknál. Tekintettel a növekvő teljesítményigényre, helyigényre (6. ábra), gyártási-, karbantartási költségekre, a láncajtás a szíjhajtások és a fogaskerékes hajtások között helyezkedik el. Az utóbbi években a láncajtások előretörték a nagy terhelhetőség, a karbantartás mentesség és mindenekelőtt a motor élettartamára történő megfelelése miatt, visszaszorítva a fogazott szíjakat, különösen a nagy teljesítményű dízelmotorokban. (7. ábra)

Nagy előnye a láncajtásoknak a hosszú élettartam. A láncajtások tervezésénél a hajtás élettartamát a motor élettartamához illesztik, tehát a tulajdonosnak egy karbantartást nem igénylő vezérműhajtás áll a rendelkezésére.



7. ábra Audi 1,8 L turbómotor vezérműlánc hajtása

Láncajtással, ellentétben a homlokkerékes hajtással, nagy távolságok hidalhatóak át könnyen és alacsonyabb költséggel. Előnye továbbá az is, hogy egy láncajtással több lánckereket is hajthatunk. Így adódik a lehetőség, hogy a vezérműtengelyek mellett pl. az

olajszivattyút is erről a hajtásról üzemeltetjük. A lánc hajtás rugalmassága révén képes az ütközési energiát csillapítani rugalmas tengelykapcsoló nélkül, ami fogaskerekes hajtásoknál elengedhetetlen. [2,9,10]

A lánc hajtás hátránya ként kell megemlíteni a korábban említett hajtásmegoldásokhoz képest alacsonyabb hatásfokot ($\eta = 50 \dots 60\%$). A teljesítményvesztéseket a lánc és a vezető- illetve feszítősín közötti csúszási súrlódás okozza. A lánc hajtás kenést igényel. A hajtás hátránya a lánc típusától függő zajhatás is, amelyet a lánc szem lánc kerékre való ráfutásának végbemenő ütközési jelenség okoz. A poligon hatás kis fogszámú lánc kerékek esetén a lánc hajtás egyenetlen futását okozza, amelyet speciális lánc hevederekkel lehet redukálni. [14,23] (4. táblázat)

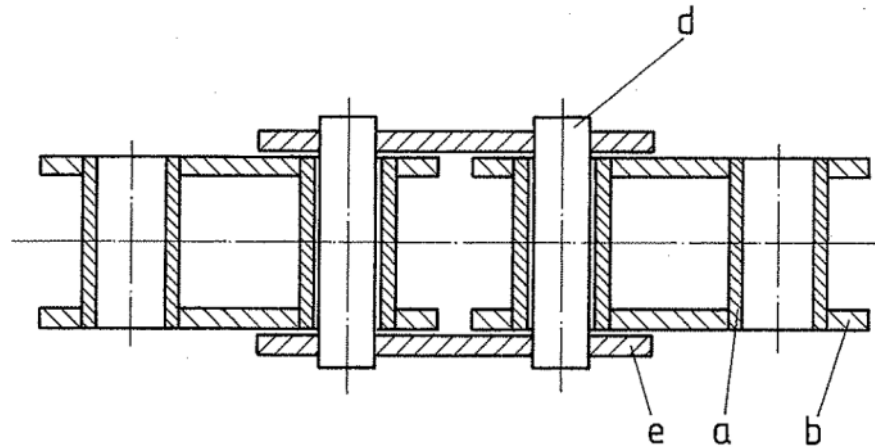
Előnyök	Hátrányok
- karbantartást nem igényel - több segédberendezés egyidejű meghajtása lehetséges - egyszerűség - fogaskerekes hajtásokhoz képest olcsóbb - nagy teljesítmény átvitelre képes - hosszú élettartam - kis beépítési méret	- alacsonyabb hatásfok (súrlódási veszteségek) - zajhatás - dinamikus hatások (poligon hatás, lánc lengések) - kenést igényel

4. táblázat Vezérműlánc hajtás előnyei és hátrányai

A fejezetben ismertetem a vezérműhajtásokban leggyakrabban alkalmazott lánc típusokat. [10,22]

2.2.4.1. Hüvelyes láncok (DIN 8154)

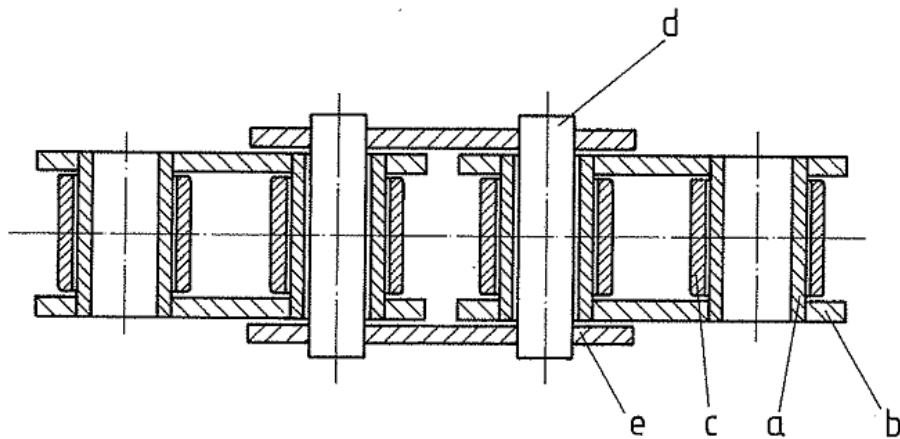
Hüvelyes láncokat a gyakorlatban 15-20 m/s sebességig alkalmaznak. A belső hevederek furatába sajtolják a hüvelyeket, a külső hevederekhez a csapokat rögzítik szoros illesztéssel (8. ábra). A hüvelybe illesztett csap felületi nyomása kicsi, mivel a felfekvő felületek nagyobbak, mint az egyszerű csapos láncoknál, ezáltal nagyobb terhelések átadására képes. A csapok anyaga többnyire betétedzett C15, a hevederek ötvöztelen E355 acélból készülnek. Mivel a hüvelyek azonos felülete érintkezik a lánc kerékkel, ezért a hüvelyek palástján egyoldalú kopással kell számolni. A lánc hajtás élettartamát a lánc szemeken belüli kopás határolja be, amely szintén egyoldalú mivel a lánc csak húzásra terhelhető. A vezérműláncok kopás következtébeni megnyúlása nem haladhatja meg a 0,3%... 0,5%-ot, amely ahhoz szükséges, hogy a vezérlési hiba a tűréshatáron belül maradjon. [5,1]



8. ábra A hüvelyes lánc felépítése (a - hüvely, b - belső heveder, c - külső heveder, d - csapszeg)

2.2.4.2. Görgőslánc (DIN 8187)

A görgőslánc az egyik legelterjedtebben használt lánc típus a hajtástechnikában. A hüvelyes láncokkal megegyező felépítésűek, annyi eltéréssel, hogy a hüvelyekre kívülről görgő van szerelve (9. ábra). A görgő és a hüvely között kialakuló olajfilm csillapító hatású és zajtalanabb futást eredményez. Görgős láncokkal akár 35 m/s láncsebesség is megvalósítható. A görgők legördülnek a fogfelületen, ezáltal a lánc és a lánckerék kopása csekély, a lökéseket jól csillapítja és a terhelés is egyenletesen oszlik el. Azonos osztás esetén a görgőslánc csapjai kisebb átmérőjűek, mint a hüvelyes láncnál, ezért a görgősláncnak kisebb a húzómerevsége, ami hatással van a vezérműhajtás dinamikájára. [5,1]

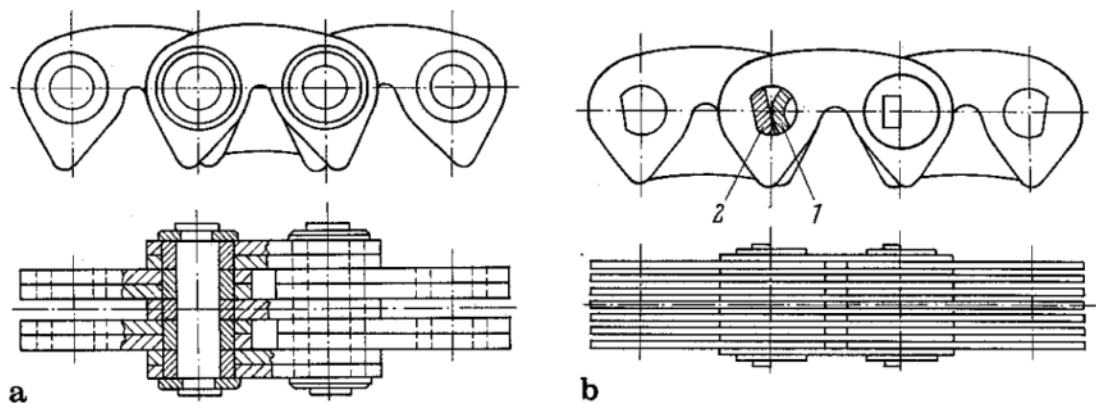


9. ábra A görgőslánc felépítése (a - hüvely, b - belső heveder, c - görgő, d – csapszeg, e – külső heveder)

2.2.4.3. Fogasláncok (DIN 8190)

A fogas láncok annyiban különböznek az előbbieken említett típusoktól, hogy a szemek kétfogú lemezekből épülnek fel. Az adott ferdeséggel rendelkező lemezek támaszkodnak fel a lánckerék fogoldalára. A lánc lánckeréken való oldalirányú elcsúszását vezetőhevederek akadályozzák meg. Nagy előnye ennek a lánc típusnak, hogy kopás esetén az osztások egyenletesen növekednek ugyan, de a felületi felfekvés a fogfelületen megmarad.

A fogas láncok csendesek, nagy sebességgel futnak (~ 40 m/s). A fogaslác hajtások érzékenyek a lánckerék gyártási és szerelési hibáira. Leggyakoribb kivitelű a csapos, betéthüvelyes és a mérlegcsuklós fogas lánc. (10. ábra) [5,1]



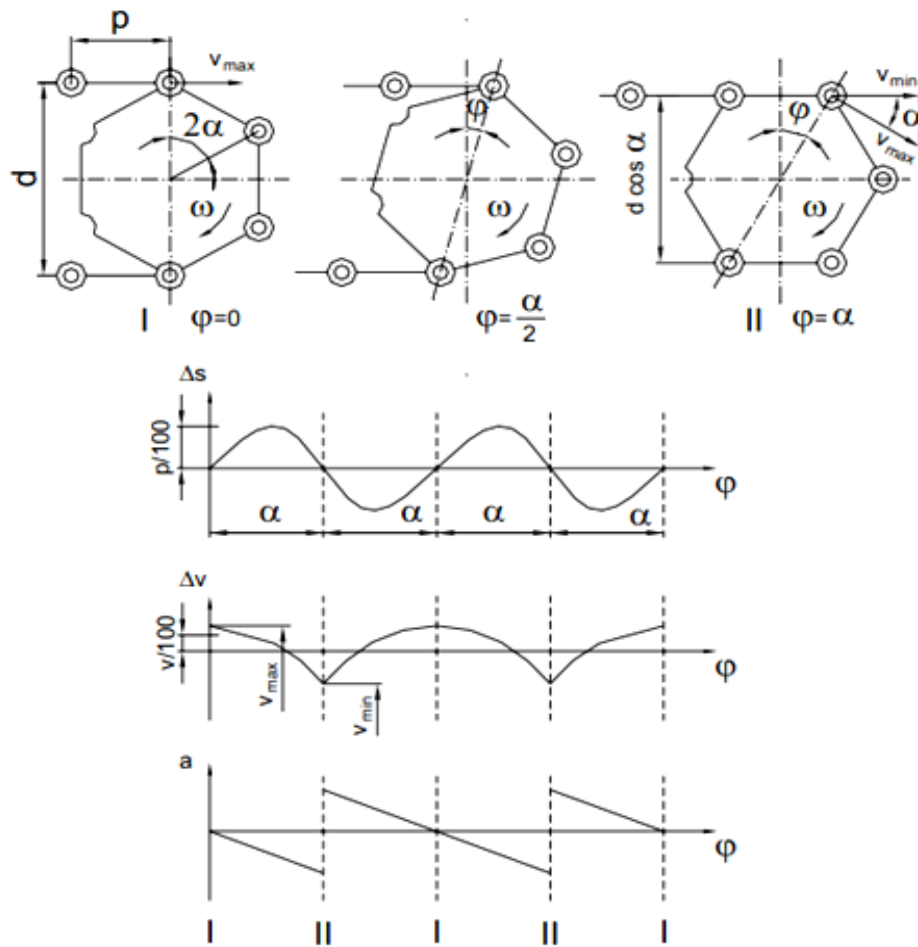
10. ábra A csapos (a) és a mérlegcsuklós (b) fogaslác

2.3. Vezérműlánc hajtások tulajdonságai

A vezérműlánc hajtások megfelelő tervezéséhez és üzemeltetéséhez elengedhetetlen a fellépő igénybevételek, dinamikus terhelések, lengések megértése és azoknak figyelembe vétele.

2.3.1. A dinamikus hatások

A vezérműhajtásokra ható dinamikus igénybevételeket külső és belső gerjesztésű lengésekre lehet osztani. Külső gerjesztések a belsőégésű motor működéséből adódó, a főtengelyen fellépő csavaró lengések, valamint a szelepvezérlés mechanikájából származó, periodikusan változó forgatónyomaték a vezérműtengelyeken. Amennyiben a vezérműlánc a motor segédberendezéseit is hajtja (pl. olajszivattyú), ezeknek dinamikus hatásait is figyelembe kell venni.

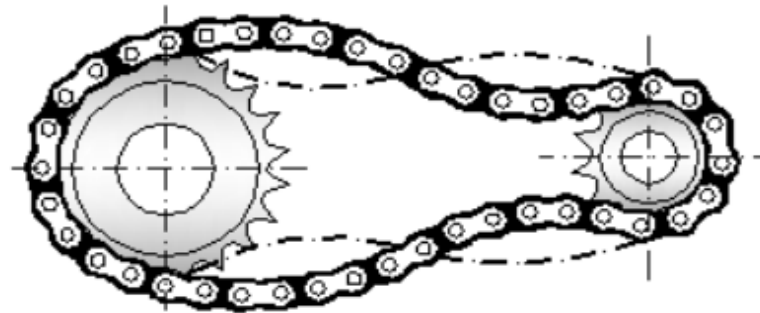


11. ábra Poligonhatás láncajtásnál [22]

A láncajtás egyik belső gerjesztését okozza a poligonhatás (11. ábra), amely a láncban ébredő húzóerő lengését és zajhatást kelt. A láncajtás tényleges áttétele a fogszámok által meghatározott közepes áttétel körül ingadozik, ezt nevezzük poligonhatásnak. Az ingadozás a fordulatszám és a fogszám szorzatával arányos. A láncág egyenetlenül mozog, ugyanis a láncsukló gördülősugara változik. A hatás annál nagyobb, minél nagyobb az osztás értéke és minél kisebb a fogszám értéke. A poligonhatás akkor jelentős, ha a lánckerék fogszáma 16 alatt van. Amennyiben a fogszám 20-nál nagyobb, az egyenetlenség mértéke kisebb mint 1%.

A dinamikus hatások következtében a lánc szabad szakaszai hosszirányban (longitudinálisan) és keresztirányban (transzverzálisan) lengenek (12. ábra). A longitudinális lengések a változó húzóerő miatt lépnek fel. Amennyiben a lánc a lánckerék közelében transzverzálisan leng, előfordulhat, hogy a lánc átugrik, amely a motorra nézve végleges

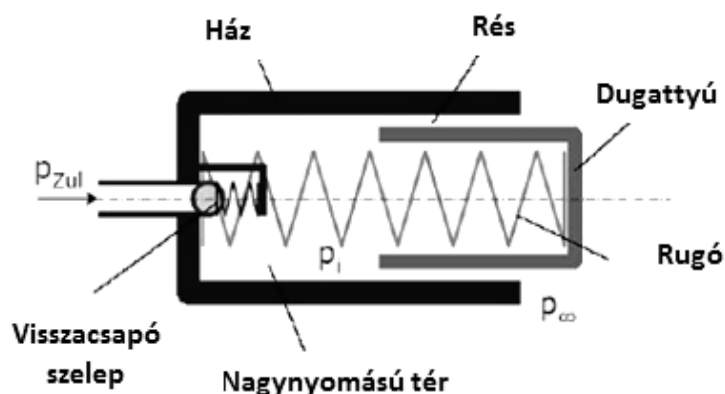
következményekkel járhat. Ezért a transzverzális lengéseket a vezérműhajtás láncfeszítő rendszer csillapítja. [9,22]



12. ábra Transzverzális lengések láncajtásnál

2.3.2. A láncfeszítő és vezető rendszer

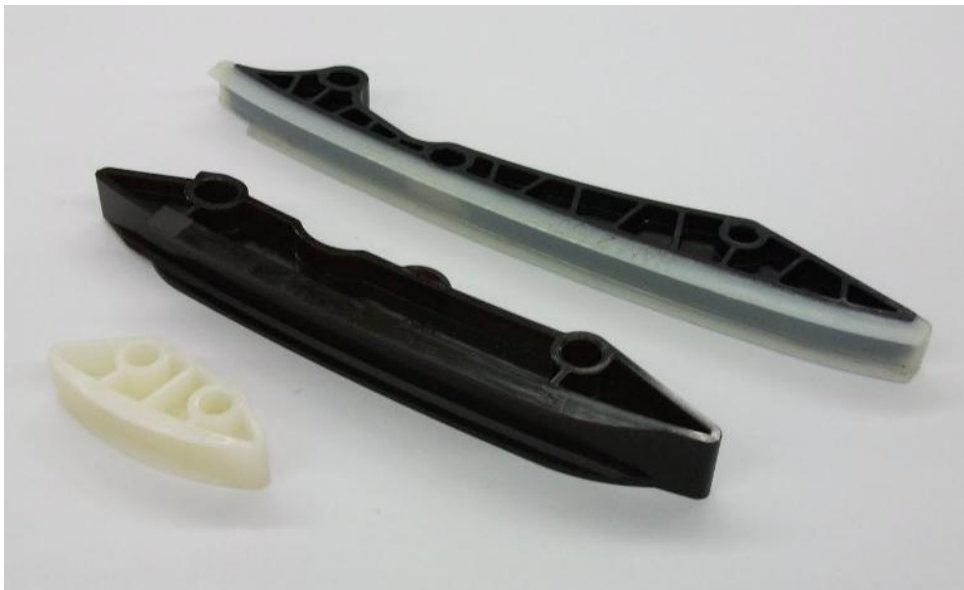
A mai motorok vezérműhajtásainál a lengések csillapítására, a lánc előfeszítésére és láncnyúlások kompenzálására hidraulikus láncfeszítőt alkalmaznak. A láncfeszítő beállítása, a csillapítási viselkedése a láncajtás dinamikus tulajdonságait jelentősen befolyásolja. A láncfeszítő egy feszítő sítot nyom hozzá a láncághoz. A nyomóerőt a feszítőelemben található nyomórugó és a hidraulikus dugattyú együttesen eredményezi. A rugó funkciója a kellő láncfeszítés biztosítása a motor indításakor. A részkiszorításos típusú láncfeszítőnél egy visszacsapó szelepen keresztül áramlik az olaj a nagynyomású térbe. A rugó és a nagynyomású térben kialakuló nyomás miatt a dugattyú előre mozog. Ha a visszacsapó szelep golyójára ható záró irányú erők összege nagyobb, mint a tápnyomásból eredő erő, akkor visszacsapó szelep zárva van, az olaj a nagynyomású térből a dugattyú és a ház között található résen kiáramlik (13. ábra) [10]



13. ábra Hidraulikus láncfeszítő elvi vázlata [12]

Léteznek más elven működő hidraulikus láncfeszítők is, ahol a dugattyúban kialakuló nyomásviszonyokat egy nyomáshatároló szelep vagy egy fojtás korlátozza. A láncfeszítő részét képezi egy nyomórugó is, amely a motor indításakor a szükséges láncfeszítést biztosítja. [13]

A feszítősín mellett a láncágban megtalálható egy vezetősín is. Korábbi személygépkocsiknál előfordult még tisztán mechanikus láncfeszítő is, azonban napjainkban hidraulikus-mechanikus kivitelű feszítőket építenek be, mivel ezek nagyobb mértékű csillapítással rendelkeznek. A vezető- és feszítősínek anyaga rendszerint műszaki polimer, gyakran poliamid. (14. ábra). [21]



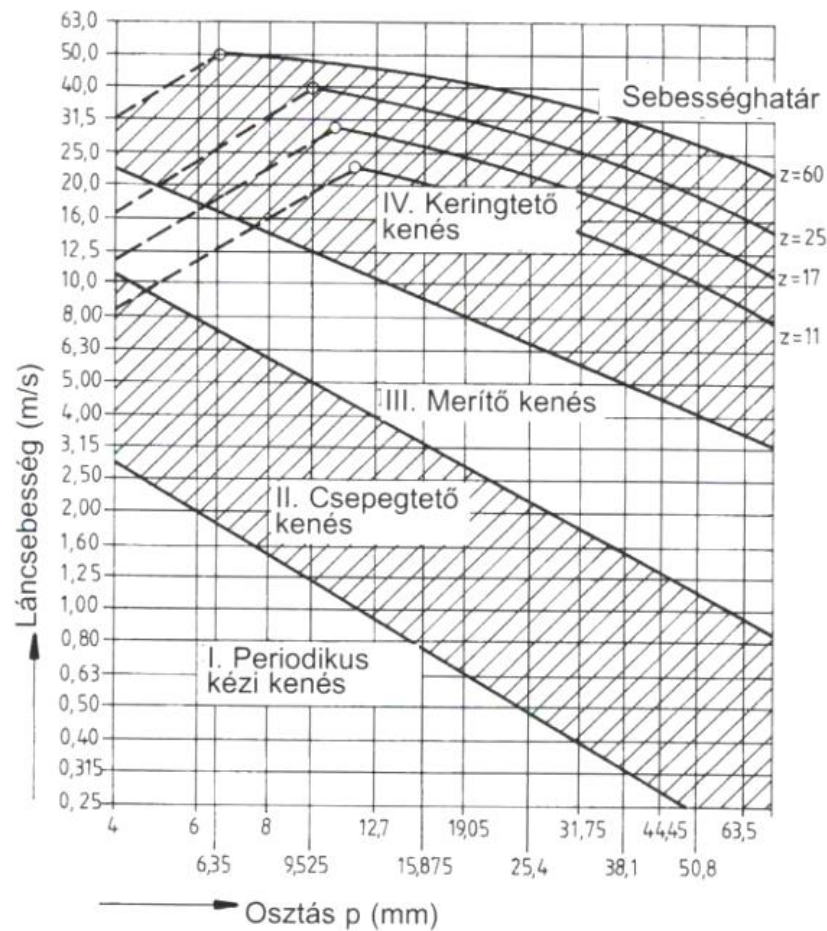
14. ábra Vezető- és feszítősín

2.3.3. A lánc kopása

Vezérműláncoknál a megengedett maximális megnyúlás, a már említett 0,3... 0,5%. A határérték, a vezérlési idő megengedett maximális eltéréséből ered. A láncnyúlás főként a láncsuklók kopásából ered. Az üzem kezdeti fázisában erős kopás (nagyobb kopássebesség) jellemző, későbbiekben a kopássebesség kisebb.

A kopást befolyásolja a láncban ébredő erő, a csuklók kinematikája, a csuklófelületek nagysága, a kenés formája és a kapcsolódó alkatrészek anyaga. A lánckopással fellépő hossznövekedés csökkentése végett a fémláncoknak állandó kenést kell biztosítani. Az olajkenés (15. ábra) történhet különböző módokon: merülő olajozással, ahol a lánc egy olajkádban fut, csepegtető olajozással a külső és belső hevederekre, vagy keringető olajozással, ami a leghatékonyabb eljárás. A kenés formája függ az üzemelési viszonyoktól (láncsebesség, hajtás elrendezése, lánc típus). A kenés célja a kopás elkerülése mellett a

hatások és az élettartam növelése, továbbá a megfelelő korrózióvédelem és a hőelvezetés. [1,5,22]



15. ábra Kenési ajánlások láncajtáshoz a láncosztás és a láncsebesség függvényében [22]

2.3.4. Teljesítményvesztés

A hatásfokot nagymértékben befolyásoló tényező a hajtásban keletkező súrlódás és ezzel együtt a súrlódási veszteség. A súrlódást befolyásolja a láncvezetés, a feszítő- és vezetősínek kialakítása, a lánc be- és kilépése a lánckerekeken, a közvetlen kontaktsúrlódás az elemek között, a feszítőerő maga. További fontos faktorok a lánc tömeg, a lánc típus és a láncfeszítők helyzete is. [8]

A vezérműlánc hajtásokban a legnagyobb súrlódási veszteségteljesítmény a lánc és a vezető- illetve a feszítősínek között keletkezik, mert a feszítő-rendszer csúszó kapcsolatokon keresztül adja át az erőt a láncnak. A vezérműhajtás és a szelepvezérlés együttes teljesítményigényéből kb. 20%-ot a sín-lánc kapcsolatban keletkező súrlódás teszi ki. [16]

A sínek és a lánc közötti súrlódás csökkentésére több lehetőség nyílik. Ezek alapvetően abban különböznek egymástól, hogy a működő súrlódási együttható vagy az

érintkező felületek közötti erő csökkentését célozzák meg. A súrlódási együtthatót befolyásolják az érintkező felületek anyagai és felületi minőségei. Kutatások megállapították, hogy a felületi érdesség javításával csökkenthető a vezérműlánc hajtás súrlódásból eredő teljesítményvesztése. [17]

A súrlódó felületek közötti érintkezési erőt a vezérműlánc hajtás esetében a láncfeszítő erő határozza meg. A láncfeszítés szükségességét és célját tárgyaltuk a 2.3.2 fejezetben. A láncfeszítés mértékét a mai motorokban a hidraulikus láncfeszítő működésének megfelelően az olajnyomás határozza meg, amelyet a motor által hajtott olajszivattyú hoz létre és egy meghatározott nyomásra beállított nyomáshatároló szelep szabályoz le általában 4... 5 bar értékre. Ez az olajnyomás a motor kenéséhez szükséges, de a vezérműlánc előfeszítéséhez a közelmúlt kutatási eredményei szerint túlzott mértékű és nagy teljesítményvesztést okoz. [15]

3. Célkitűzés

Az irodalmi áttekintésben említett okok miatt a személygépkocsi motorok vezérmű hajtásainál a lánc hajtás, a szíjhajtás mellett a leggyakrabban alkalmazott hajtástechnika. A gyártók egyéni igényeik költségelemzések és hagyományok alapján döntenek el, hogy melyik hajtásmódszert alkalmazzák. A lánc hajtás terjedése a gondozásmentesség felértékelődése és egyéb előnyös tulajdonságok miatt növekvő tendenciát mutat.

A lánc hajtások üzemelése során fellépő káros lengések elkerülése miatt a lánc hajtásokat előfeszítetten kell üzemeltetni. A lánc feszítés miatt a hajtásban jelentős súrlódási veszteségek keletkeznek, ezáltal a vezérmű hajtások teljesítményvesztései nagyobbak, mint a fogasszíjhajtások esetében.

A dolgozat célja, hogy a vezérmű hajtásokban keletkező súrlódás csökkentésére egy megoldási lehetőséget mutasson. Korábbi kutatások bebizonyították, hogy a lánc feszítés nagysága közvetlenül befolyásolja a veszteségek nagyságát. Jelen dolgozatban a lánc feszítő erő minimalizálása a cél, a főtengelyen fellépő csavaró lengések figyelembevétele mellett. A lehető legkisebb mértékű lánc feszítés mellett a biztonságos üzemelést fenn kell tartani. A biztonságos üzemelés alapkövetelménye, hogy a láncban ébredő húzóerő nem csökkenhet le nullára. Mivel a célok megvalósításához egymásnak részben ellentmondó intézkedésekre van szükség, a lánc feszítés megengedhető legkisebb szintre való csökkentése optimalizálási feladat.

Az üzemben lévő vezérmű hajtásban a lánc húzó erejének kísérleti meghatározása csak nagyon nehezen kivitelezhető, ezért a kutatás során egy kombinációs módszert alkalmazunk, amely kísérleti és elméleti lépésekből áll.

A Kaiserslauterni Műszaki Egyetem Gépelemek és Hajtástechnika Tanszékén egy kutatás keretében felépült egy vizsgálóberendezés és egy többtest-szimulációs modell, amelyekkel az eddigiekben lehetőség nyílt egy adott vezérmű hajtás vizsgálatára. A vizsgálatok tárgyát képezte a vezérmű hajtás hatásfokának növelése a vezérműtengelyen fellépő lengések figyelembevételével. A mérési eredmények alapján parametrizált modell alkalmas a lánc feszítő erő és a lánc hajtás hatásfoka közötti összefüggés vizsgálatára. A szimulációs eredmények azt mutatják, hogy a többtest-szimulációban a lánc feszítő erő csökkentésével az adott vezérmű hajtás hatásfoka 10... 25 %-kal növelhető.

Jelen dolgozat célja, hogy ezt a módszert továbbfejlessze, ami által lehetővé válik nemcsak a szelepek működtetéséből, hanem a motorban lezajló folyamatok következtében keletkező dinamikus hatások vizsgálata

A munka központi része a többtest-szimulációs modell bővítése, amelynek célja a főtengely csavaró lengéseinek a figyelembe vétele a láncfeszítő erő csökkentésénél. Sor kerül az adott vezérműlánc hajtásba épített láncfeszítő továbbfejlesztett modelljének illesztésére. A vezérműhajtás TTS-modelljének paraméterezéséhez mérési eredmények szükségesek, amelyek meghatározása szintén a dolgozat részét képezi. A láncfeszítő erő csökkentésének módszerét stacionárius munkapontok vizsgálatára alkalmazom (állandó terhelés és motorfordulatszám). Zárásaként bemutatom a láncfeszítés csökkentésében rejlő fejlesztési lehetőséget és értékeljük az alkalmazott módszert.

4. Kísérletek

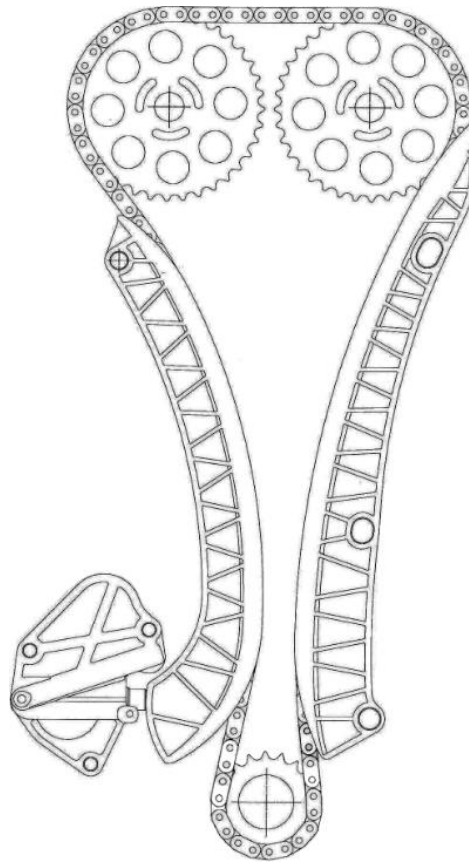
A kísérletek, mérések elvégzését napjaink mérnöki gyakorlatában a szimulációs megoldások részben kiváltották. A kutatók, mérnökök mindjobban próbálják a vizsgálatok jellegét a szimulációk – a virtuális modelleken elvégzett mérések – irányába eltolni, többek között a kísérletek magas költségei miatt. A vizsgált rendszer leképezéséhez, a modellezéshez sok esetben elengedhetetlen a vizsgálathoz szükséges információk (paraméterek, peremfeltételek) mérési úton történő meghatározása. A szimulációs modell validálásához, a modell leképezési pontosságának vizsgálatához és javításához is szükségesek a mérések, kísérletek eredményei.

4.1. Kísérletek célja és menete

A vezérműlánc hajtás TTS-modelljének bővítéséhez szükséges a főtengely csavaró lengés, szög-amplitúdóinak ($\Delta\varphi$) meghatározása méréssel a gépjármű valós üzemében. Mivel a szögamplitúdók a motor fordulatszámától és terhelésétől függenek, a kísérletek során ezeket a motor mind terheletlen, mind terhelt állapotában meghatároztuk különböző motor fordulatszámokhoz tartozóan.

A kísérletek célja a modell paraméterezéséhez szükséges adatok meghatározása. Ennek megfelelően a mérés célja a csavaró lengések amplitúdóinak meghatározása a motornyomaték és fordulatszám függvényében. Későbbiekben ezeket az eredményeket integráljuk a modellbe, amely által lehetővé válik a főtengelyről a vezérműhajtásra átadódó csavaró lengések leképezése a többtest-szimulációban.

A kísérleteket egy Volkswagen Polo 1.2-12V N9 típusú, háromhengeres, benzinüzemű motorral szerelt személygépkocsin végeztük (5. táblázat), amely gépjármű a vizsgálni kívánt vezérműlánc hajtással rendelkezik (16. ábra). Adódott a lehetőség, hogy a szükséges paramétereket a gépjárművön kimérjük.



16. ábra Volkswagen Polo 1.2-12V N9 vezérműlánc hajtásának elvi ábrája

Típus	Volkswagen
Modell	Polo IV (9N)
Modifikáció	1.2 i 12V (64 LE)
Ajtók száma	3
Teljesítmény	64 LE (47 KW)
Végsebesség	162 km/h
Lökettérfogat	1198 ccm
Max. motorfordulatszám	5400 1/min
Max. motor forgatónyomaték	112 (3000 1/min) Nm
Önsúly	1010 kg.

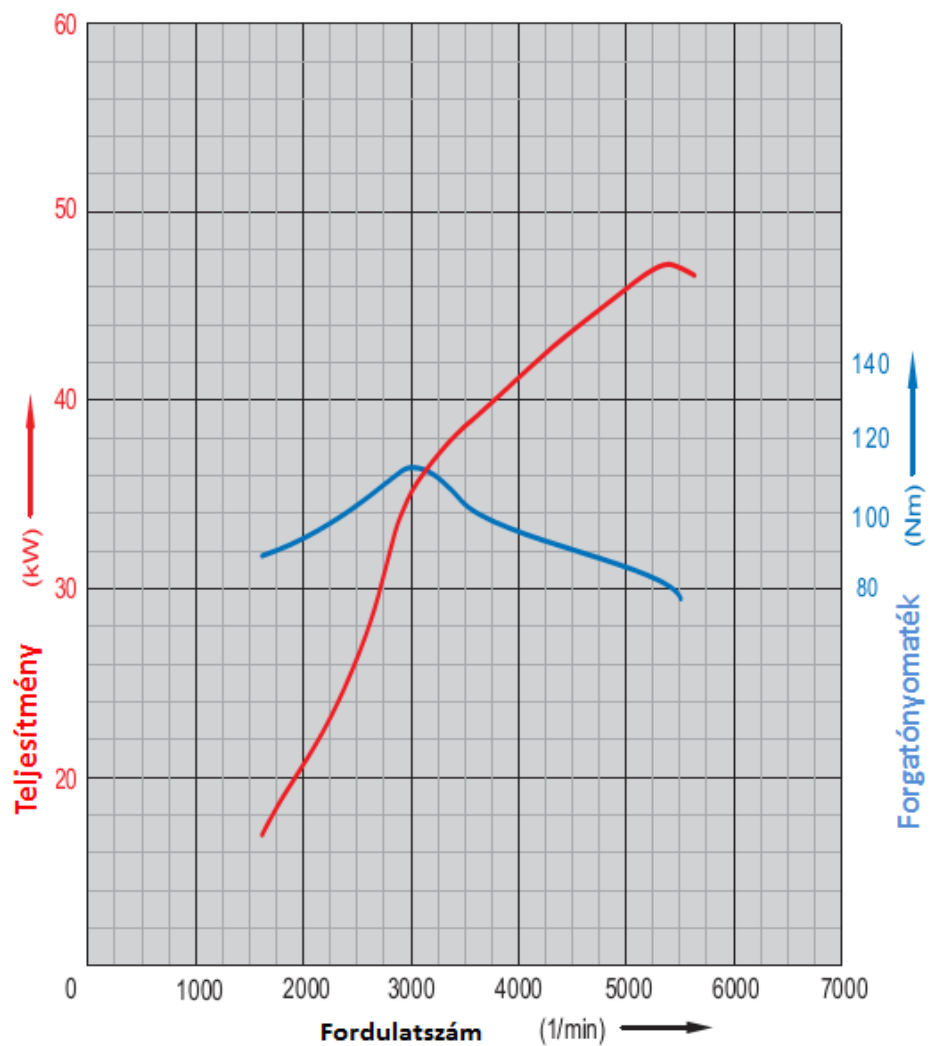
5. táblázat A VW Polo 1.2-12V N9 típusú személygépkocsi főbb adatai

A méréseket két részre bonthatjuk:

- üresjárat mérés (19. ábra)
- terheléses mérés (20. ábra)

A csavaró lengések szögamplitúdóinak terhelt motorállapotbeli méréséhez szükséges meghatározni, hogy milyen terhelési szinteket kívánunk beállítani. A lengéseket három lépcsőben mértük: 25%, 50% és 100% terhelés mellett, 1500...5500 1/min fordulatszám tartományban 500 1/min lépésekkel. A személygépkocsi teljesítménygörbéje

alapján (17. ábra) elkészítettem a mérési tervet (I. sz. melléklet), amely alapján a terhelési fokozatoknak megfelelően nyomatékértékeket beállítottuk.



17. ábra A VW Polo 1.2 12V AZQ típusú motor teljesítmény- és nyomatékgörbéje [25]

4.1.1. A főtengely csavaró lengéseinek mérése

A főtengelyen fellépő csavaró lengéseket a motor üresjáratú és terhelt állapotában mértük. Ehhez szükség volt a fordulatszám pontos és stabil beállításához, amelyet a gázpedál helyzetbeállításával oldottam meg. A gázpedálra egy szerkezetet készítettem, amelynek segítségével a pedálállás pontosan és tartósan beállítható. A berendezés egy keret, amely közrefogja a pedált, és a keretben elhelyezett mozgatóorsóval állítható a kívánt szöghelyzet, közvetve a fordulatszám. (18. ábra)



18. ábra A gázipedált állító szerkezet

Az üresjáratú mérések során a gázipedál állásával a motorfordulatszámot állítottuk és az állványra rögzített lézer-vibrométerrel mértük a főtengelyen jelentkező csavaró lengéseket. (19. ábra)



19. ábra Az üresjáratú mérés

A terheléses méréseket egy görgős fékpadon végeztük, ahol a terhelő nyomatékot egy potenciométerrel állítottuk be, miközben a fordulatszámot gázpedál állásával tartottuk a kívánt értéken. A munkapont beállítása után elindítottuk a mérést, amely munkapontonként néhány percet vett igénybe a kiértékeléshez elegendő mennyiségű mérési adat rögzítéséhez.

A mérés során a görgők fékező ereje, tehát az autó hajtott kerekein fellépő kerületi erő nagyságát tudtuk változtatni. A kerékátmérő és kerületi erő nagyságából meghatározható a féltengelyeken fellépő csavaró nyomaték. A differenciálmű és a nyomatékváltó áttételeiből a főtengelyen jelentkező nyomatékok, motor nyomatékok, meghatározhatóak. (4.5 egyenlet)

$$F_{kerületi} \cdot R_{kerék} = M_{transz} \quad (4.1)$$

$$M_{transz} = i_{össz} \cdot M_{motor} \quad (4.2)$$

$$i_{össz} = i_{diff} \cdot i_{váltó} \quad (4.3)$$

$$M_{motor} = \frac{F_{kerületi} \cdot R_{kerék}}{i_{diff} \cdot i_{váltó}} \quad (4.4)$$

A terhelési szinteknek megfelelően a nyomaték értékek egyszerűen beállíthatóak. A mérőpad és a gépjármű a 20. ábrán látható.

A mérés során egy nagyteljesítményű légfűvót alkalmaztunk, ami a menetszél általi hűtést pótolta. A mérések nem csak az üzemanyag, hanem az amortizáció (gumikopás) miatt is költségesek.



20. ábra A VW Polo motornyomatékának fékpadai mérése

4.2. Méréstechnika, jelfeldolgozás és kiértékelés

A mérés során olyan méréstechnikát kell alkalmaznunk, amellyel kellő pontossággal és felbontással tudjuk a főtengely csavaró lengéseit detektálni és feldolgozni. A felhasznált mérőberendezés egy rotációs lézervibrométer, a hozzá tartozó mérőerősítő, és az adatfeldolgozásra és rögzítésre használt számítógép. A rotációs lézervibrométer hengeres alkatrészek forgómozgásának mérésére alkalmas a $-7000...+11000$ 1/min fordulatszám- és max. 60000 °/s szögsebességtartományban, amely a tervezett mérésekhez megfelelő. A lézervibrométeres méréshez szükséges a mérendő forgó alkatrészen egy fényvisszaverő hengeres felület, amelyre a mérőfej a tengely irányára merőlegesen (normálirányban) sugároz. A főtengely forgómozgását ezért az arra mereven rögzített szíjtárcsán vizsgáltam, amelyre fényvisszaverő fóliát ragasztottam. A szíjtárcsán keresztül történik a segédberendezések (vízszivattyú, generátor) meghajtása, így adódott a lehetőség, hogy a tárcsa mozgásállapotát rögzítsük, mivel közvetlenül a főtengelymozgást mutatja.

4.2.1. Rotációs lézervibrométer

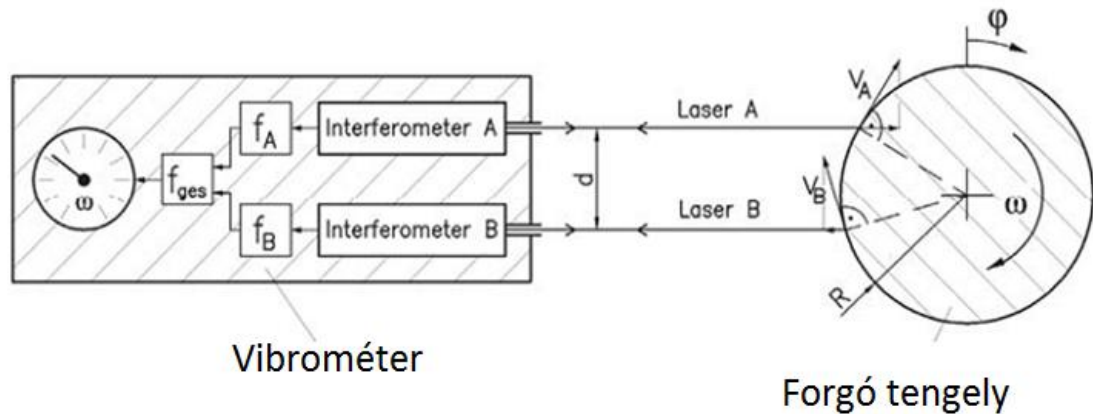
Az alkalmazott mérőberendezés a Polytec cég által gyártott rotációs lézer- vibrométer. A készülék statikus állványra van rögzítve. A mérőfejre merőlegesen elhelyezkedő forgó tengelyen egy visszaverő fóliát kell alkalmazni, hogy a mérőfej a visszaverődő lézernyalábot detektálni tudja (21. ábra).

Az egymástól d távolságokra elhelyezett interferométer segítségével a rotációs felületen a tangenciális sebességek meghatározhatóak. Az f_a és f_b Doppler- frekvencia előáll, és a 4.1. egyenlet alapján a $f_{össz}$ frekvenciából a szögsebesség, szögelfordulás meghatározható.

$$f_{össz} = f_A + f_B = \frac{2 \cdot d \cdot \omega}{\lambda}, \quad (4.5)$$

ahol λ a lézerfény hullámhossza, d az interferométerek távolsága.

A vibrométer a kerületi sebességekből a szögsebességet határozza meg, ebből számolja a fordulatszámot és a szöget integrálással.



21. ábra Polytec lézer- vibrométer elvi ábrája [24]

4.2.2. Mérési jelek feldolgozása

A mérési jelek digitalizálása egy ún. mérőkártyával és a mérőerősítőhöz kapcsolt számítógép segítségével történt (22. ábra). A rotációs lézervibrométer segítségével mért adatokat a mérőerősítő feszültség formájában adta ki ($\pm 10^\circ = \pm 10V$), amelyet a digitalizálás után számítógépen rögzítettünk és dolgoztunk fel. Ennek a megoldására a National Instruments cég DasyLab szoftverét alkalmaztuk, amelyben el lett készítve egy mérőprogram.



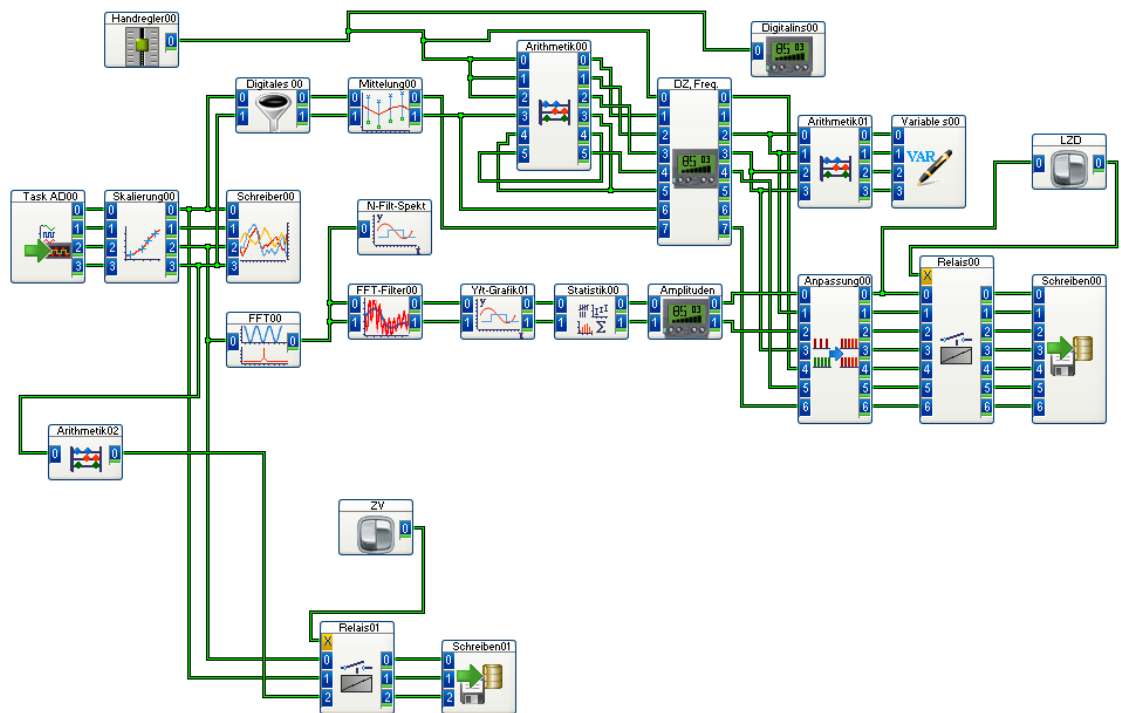
22. ábra Az összekapcsolt mérőberendezés

A mérőprogram blokkdiagramja a 23. ábrán látható. A mérőprogram fő részei a jelbeolvasás, a mértékegység-illesztés, a mérési jel mentése időtartományban, a gyors Fourier-transzformáció, az amplitúdók meghatározása, a stacioner mérési adatok és frekvenciák meghatározása valamint az így kiértékelt mérési adatok mentése. A csavaró lengéseket az

időtartományból az FFT- transzformáció segítségével helyeztük át frekvenciatartományba, majd az amplitúdók meghatározásához sávós szűrőket alkalmaztunk. A szűrők beállításához a határfrekvenciákat a mérőprogram a motorfordulatszámából határozta meg.

A mérőprogramban a motorfordulatszámából származtatott 1,5-szeres és 3-szoros frekvenciákhoz tartozó szögamplitúdó értékeket határoztuk meg. Az 1,5-szeres felharmonikus a munkaütemből adódik, mivel négyütemű motoroknál minden második főtengely körülforduláskor van csak munkaütem, háromhengeres motoroknál ez a 1,5-szeres felharmonikusnál van. A 3-szoros felharmonikus a tömegegyéből adódik, az említett hengersizám miatt.

A mérőprogrammal minden mérésnél rögzítettünk a főtengely lengéseinek időbeni lefutásából 3...4 s időtartamú szakaszt. Ennek hosszát a mentett adat mennyisége határozta be, a mintavételezési frekvencia 10kHz volt. Az FFT-analízissel meghatározott adatokból minden mérésnél 100...120 blokkot rögzítettünk. Egy FFT-blokk az adott mérési jelből 4096 minta feldolgozásával készült. A szögamplitúdók kiértékeléséhez a mérési adatokból az FFT-eredmények középértékét használtuk fel.



23. ábra A mérőprogram blokkdiagramja

4.3. Mérési eredmények

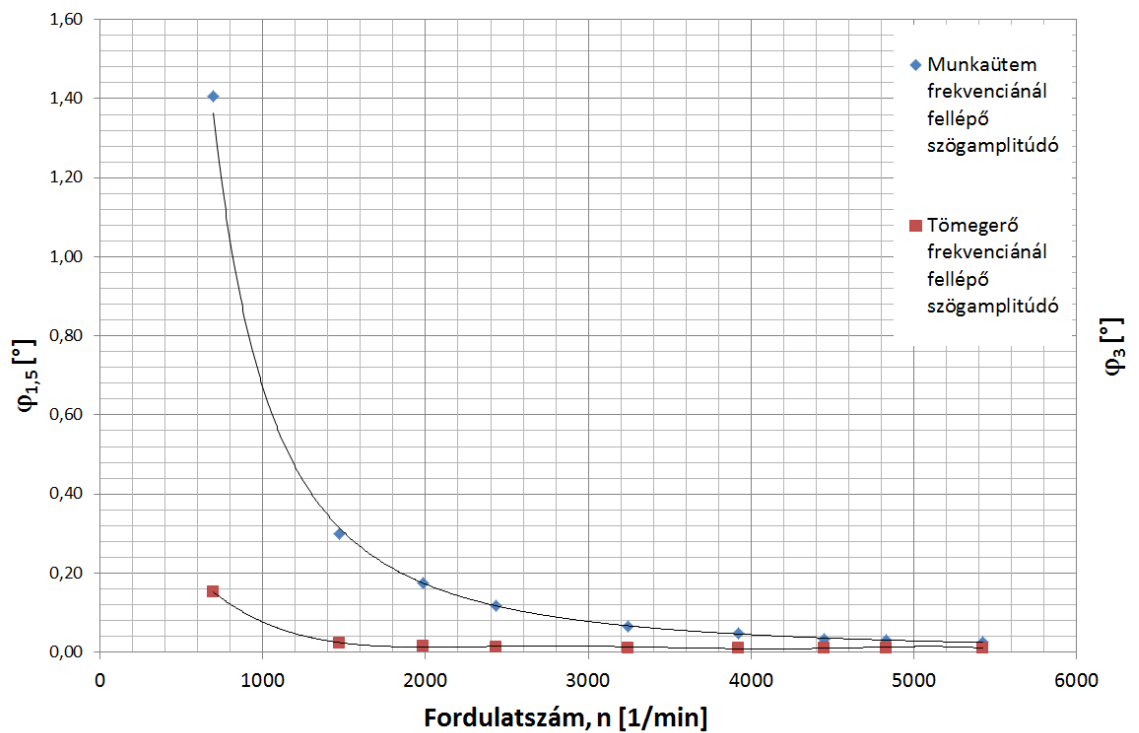
4.3.1. Üresjárat mérés

Az üresjárat mérés során a fordulatszámot állítottuk a gázpedál szöghelyzetének változtatásával, a motor terheletlen állapotban üzemelt. (19. ábra)

A mérési eredményekből (6. táblázat) látható, miként változik a fordulatszám növelésével a csavaró lengések nagysága. Minden munkapontban három mérési sorozatot végeztünk. Látható, hogy a tömegelő frekvenciánál fellépő szögamplitúdók a munkaütem frekvenciához tartozó szögamplitúdókhoz képest kis fordulatszámok esetén alacsonyok, míg ez az arány magasabb fordulatszám-tartományban csökken. A tendencia viszont megegyezik mindkét lengéstípusnál, melyet a 24. ábra szemléltet.

$\Delta\varphi_{1,5}$ [°]	$\Delta\varphi_3$ [°]	Fordulatszám [1/min]
1,407	0,153	696
0,301	0,023	1470
0,175	0,015	1984
0,118	0,014	2435
0,065	0,011	3245
0,049	0,011	3925
0,032	0,010	4452
0,030	0,012	4831
0,026	0,010	5422

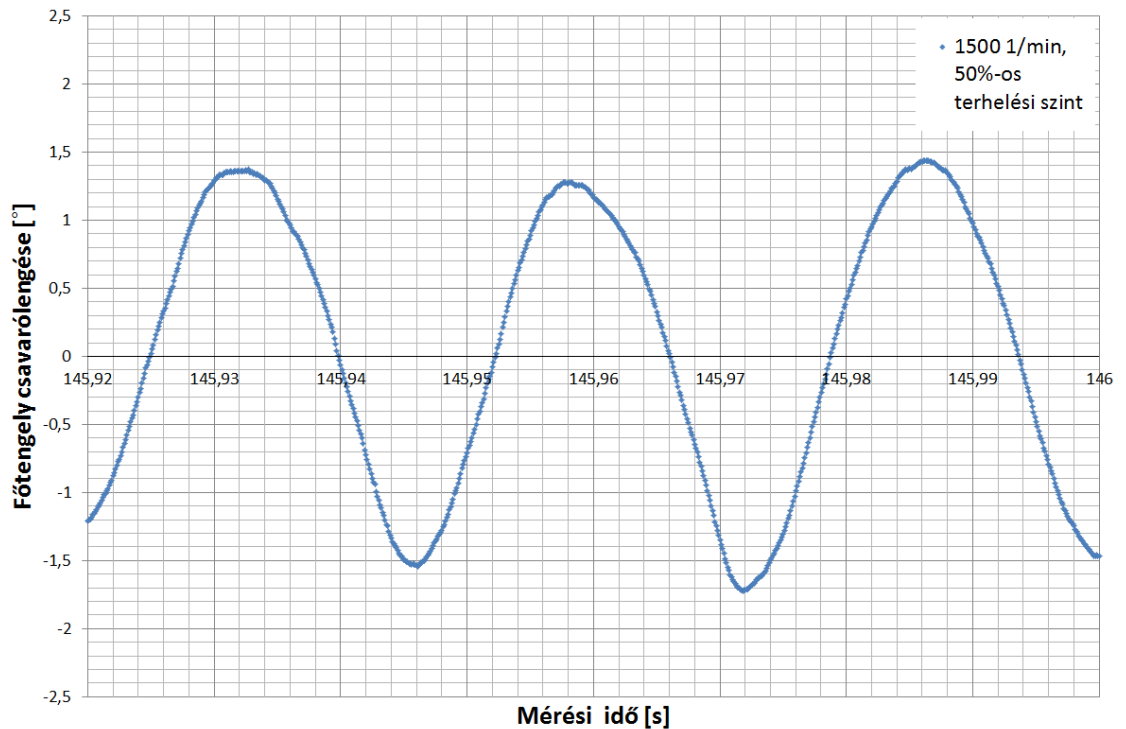
6. táblázat A csavaró lengések szögamplitúdói üresjáratban



24. ábra A $\Delta\varphi_{1,5}$ és $\Delta\varphi_3$ szögamplitúdók ábrázolása üresjáratú mérésnél

4.3.2. Terheléssel mérés

A csavaró lengések időbeni lefutását 1500 1/min fordulat és 50%-os terhelési szint mellett a 25. ábra mutatja. Látható hogy a lengések időbeni lefutása szinuszos jellegű. A jelleg megállapítása azért fontos, mert a szimulációba a későbbiekben a főtengely mozgáshoz, ez alapján tudjuk hozzárendelni.



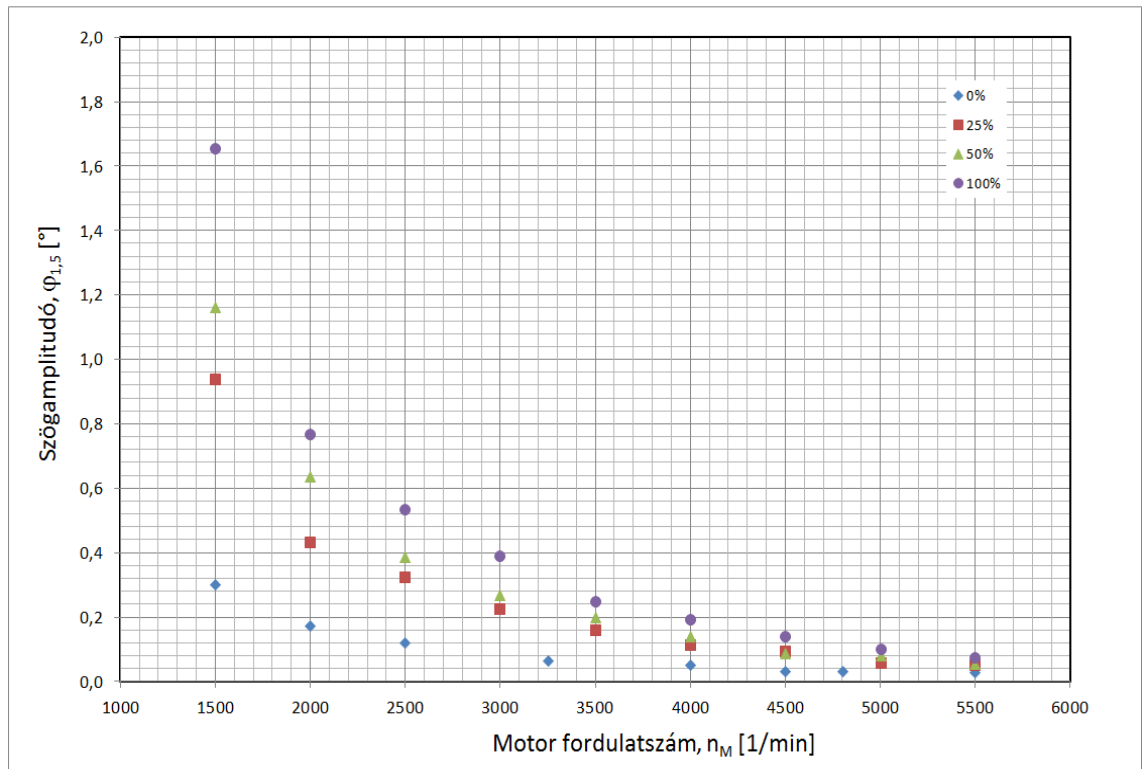
25. ábra A főtengely csavaró lengéseinek időbeni lefutása 1500 1/min és 50%-os terhelési szint mellett

A mérési jeleket a 4.2.2 fejezetben ismertetett módon dolgoztuk fel és értékeltük ki. A kiértékelés során minden munkaponthoz meghatároztam a szögamplitúdó ($\Delta\varphi_{1,5}; \Delta\varphi_3$) értékeket.

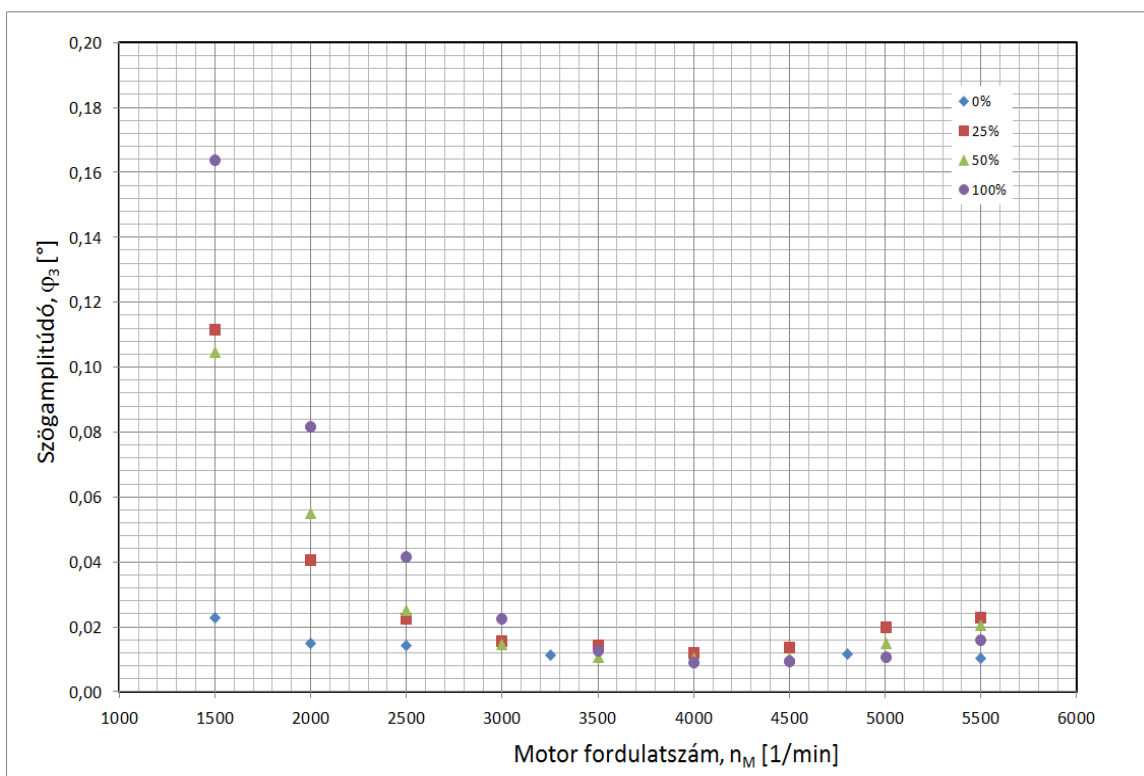
A 26. ábrán megfigyelhető, hogy a fordulatszám növelésével a munkautem frekvenciájából származó amplitúdók csökkennek. A lengések a terheléssel viszont fordított arányban vannak. Nagyobb terhelési szinteken a lengések nagyobbak, ami várható is volt, mivel nagy terheléseknél a dugattyúra ható erők is nagyobbak. Az ábrákon a mérési eredmények átlagai vannak feltüntetve egyes fordulatszámokhoz tartozóan.

A 27. ábrán a tömegérők frekvenciájához tartozó szögamplitúdók láthatóak, amelyek az üresjárat méréshez hasonlóan, jóval kisebbek, mint a munkautem frekvenciájához tartozó lengések. A szögamplitúdók a fordulatszám növelésével közel exponenciálisan csökkennek, $\Delta\varphi_3$ szögeknél figyelhető meg kismértékű emelkedés a felső fordulatszám tartományban.

A szimulációhoz a $\Delta\varphi_{1,5}$ amplitúdókat használjuk csak fel, mivel (27. ábra) $\Delta\varphi_3$ értékek elhanyagolhatóan kicsik.



26. ábra A $\Delta\varphi_{1,5}$ szögamplitúdó értékek a terhelés függvényében



27. ábra A $\Delta\varphi_3$ szögamplitúdó értékek a terhelés függvényében

5. Többtest-szimuláció

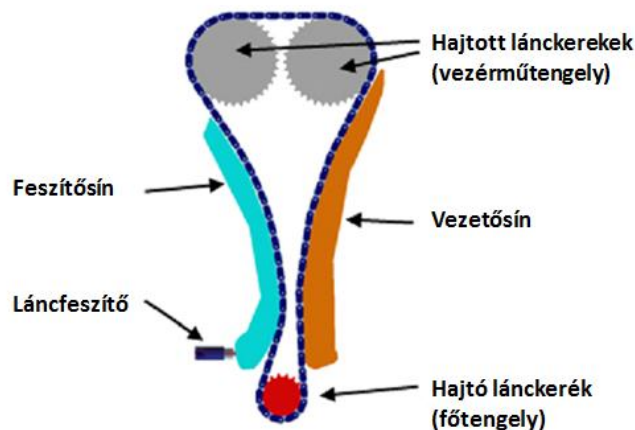
A számítógéppel segített mérnöki munka (CAE) kiváló példáját mutatja az alkalmazott többtest-dinamikai szimuláció.

A vezérműlánc hajtást az MEGT tanszék által alkalmazott RecurDyn többtest-dinamikai szoftver segítségével vizsgáltam. A kiindulási modellt a rendelkezésemre bocsájtották, amellyel korábban már több disszertáció és diplomamunka kapcsán foglalkoztak. A TTS-modellt a csavaró lengések integrálhatóságának megfelelően továbbfejlesztettem és paramétereztem.

A TDK dolgozat első lépéseken elsajátítottam a szoftver használatához szükséges ismereteket, hogy a későbbiekben a modellezési, beállítási problémákat és a szimulációk kiértékelését hatékonyan el tudjam végezni. Ezután megismerkedtem a vezérműhajtás modelljével, amelynek felépítését és működését a következő fejezetben ismertetem.

5.1. A vezérműlánc hajtás TTS modellje

A dinamikai vizsgálatok alapjául szolgáló vezérműlánc hajtás modelljének felépítése a 28. ábrán látható.



28. ábra A vezérműlánc hajtás TTS modellje

Amint a valós vezérműhajtás, a szimulációs modell is a lánckerekek, a vezérműlánc és a feszítőrendszer modelljeiből épül fel. Mindhárom lánckerék ideális siklócsapággal ágyazott. A vezérműtengelyen fellépő, korábban mérésekkel meghatározott forgatónyomatékok ezek lánckerekeire vannak rákapcsolva, amelyek a szelepek működtetéséből eredő erőket képviselik. A főtengety lánckerékén megadott fogómozgás

hajtja meg a láncot és rajta keresztül a vezérműtengelyeken elhelyezett lánckerekeket. A lánc előfeszítettségéről a feszítősín és a láncfeszítő egység gondoskodik. A láncfeszítő egység TTS-modellje az MEGT tanszék fejlesztőmunkájának eredménye.

Az üzemelési viselkedés szimulációjához a főtengely lánckereket hajtjuk kezdetben állandó szögsebességgel, későbbiekben pedig a csavaró lengések figyelembevételével. A modellhez fejlesztett feszítő paraméterei széles körben változtathatók (környezeti nyomás, olajnyomás, viszkozitása és sűrűsége, stb.).

A feszítő- és a vezetősínek merevtestként lettek modellezve, hogy a számítási idő megfelelően kezelhető legyen és az MEGT tanszék tapasztalatai azt mutatják, hogy a sínek rugalmas modellezése nem eredményez jobb leképezési pontosságot.

5.2. A modell beállítása

A modell megismerése utáni első lépés volt a láncfeszítő egység aktuális TTS-modelljének a beillesztése. Ennek során a láncfeszítő hengerét mereven rögzítettem a környezethez, a dugattyú felfekvő felületét pedig „Surface to Surface” típusú kapcsolattal illesztettem a feszítősínhez.

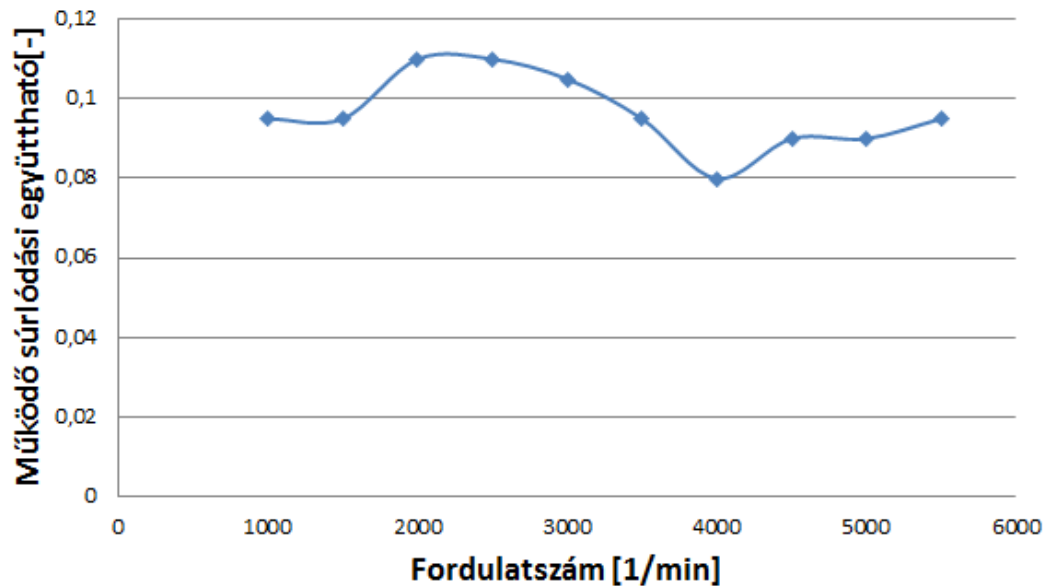
A következő lépés a lánc-sín kapcsolatok működő súrlódási együtthatójának meghatározása volt különböző fordulatszámoknál. Ezeket egy erre a célra korábban már sikerrel alkalmazott paramétertanulmány segítségével határoztam. (7. táblázat)

Behajtó (főtengely) fordulatszám	Lánc- sín kontaktsúrlódási együttható
[1/min]	[-]
1000	0,095
1500	0,095
2000	0,11
2500	0,11
3000	0,105
3500	0,095
4000	0,08
4500	0,09
5000	0,09
5500	0,095

7. táblázat A különböző fordulatszámokhoz tartozó sín és lánc közti kontaktsúrlódás

A 29. ábrán látható, hogy egy, a siklócsapágyaknál megismert súrlódási viselkedéshez hasonló jelleg - amelyet a Stribeck- diagramból ismerhetünk - figyelhető meg a lánc és a sín

között is. Alacsony láncsebességnél egy magasabb súrlódási érték figyelhető meg, amely a sebesség növelésével csökken egy minimum értékig, és a magasabb láncsebesség tartományban a növekedés kisebb meredekséggel történik.



29. ábra A működő súrlódási együttható változása a sín-lánc kapcsolatban

A modell beállítási és paraméterezési tulajdonságainak a lehetősége meghatározza, hogy milyen széles spektrumon tudunk vizsgálatokat végrehajtani. Egy összetett rendszernél, amilyen a vezérműlánc hajtás TTS modellje is, fontos, hogy kísérleti úton nem megmérhető paramétereket kellő pontossággal meg tudjuk szimulációs úton határozni. Sok esetben a gyártó információk sem állnak rendelkezésre bizonyos paraméterekről, illetve vonatkozó szakirodalmi ajánlás sem található. Ezekben az esetekben fontos a paraméterek vizsgálata, paramétertanulmány készítése, amely segítségével szimulációs úton határozhatjuk meg az egyes elemek mechanikai, anyagi jellemzőit.

Paramétervizsgálattal határoztam meg, az 5.1 fejezetben bemutatott sín és lánc közti kontaktsúrlódási értékeket. A mérési eredményeket felhasználva, az egyes fordulatszámokhoz így módon meghatározható a súrlódási tényező mértéke. Az adott változót addig keresve, amíg a szimulációs eredmények, adott hibahatáron belül megegyeznek a mérési eredményekkel. A szimulációs úton meghatározott stacioner behajtó nyomatékoknál $\pm 0,05$ Nm maximális eltérést engedtünk meg a mérési eredményekhez képest.

Az eredményekből látszik, hogy a súrlódási tényező változtatásával sikerült 2%-os eltéréssel a mérési eredményeket reprodukálni. (8. táblázat)

Fordulatszám	M_{stac} (Mérési eredmények)	M_{stac} (Szimulációs eredmények)	Eltérés		μ Lánc- Sín
[1/min]	Nm	Nm	Nm	%	[-]
1000	3,4029	3,4050	-0,0021	-0,061	0,095
1500	2,7786	2,7760	0,0026	0,093	0,095
2000	2,4817	2,4480	0,0337	1,378	0,11
2500	2,3835	2,3880	-0,0045	-0,187	0,11
3000	2,3782	2,3760	0,0022	0,091	0,105
3500	2,3339	2,3180	0,0159	0,687	0,095
4000	2,3969	2,4110	-0,0141	-0,584	0,08
4500	2,5242	2,5260	-0,0018	-0,073	0,09
5000	2,7752	2,7840	-0,0088	-0,318	0,09
5500	2,7588	2,7420	0,0168	0,614	0,095

8. táblázat A meghatározott kontaktsúrlódás hatása a szimulációs eredményekre

Az előzőkben leírtakhoz hasonlóan korábban is több paraméter meghatározása történt paramétertanulmány segítségével, amelyeknek az eredményeit felhasználtam a szimuláció során. A modell főbb paraméterei a fordulatszám, vezérműtengelyek stacioner és dinamikus nyomatéka ill. nyomatéki amplitúdói, súrlódási együtthatók, láncon belüli merevség, csillapítás, feszítő elem tulajdonságai, geometria paraméterek.

5.3. A csavaró lengések modellezése

A munkám fő feladata a 4.1.1 fejezetben ismertetett mérési eredmények modellbe való illesztése volt. A modell a korábbiakban állandó sebességű főtengelyforgással volt beállítva. A valóságban azonban a gépjárművek főtengelyének forgása nem egyenletes. A főtengelyen fellépnek csavaró lengések, amelyek a fordulatszám és a terhelés függvényében változnak.

A csavaró lengéseket szögamplitúdóinak a nagyságát mozgásegyenlet segítségével kapcsoltuk össze a főtengely forgómozgását leíró egyenlettel. A főtengely szögsebességének leírása:

$$\omega_B(t) = \omega_{B0} + \omega_{din} \quad (5.6)$$

$$\omega_{B0} = n_{be} \cdot 2 \cdot \pi \quad (5.7)$$

$$\omega_{din} = \Delta\varphi_{1,5} \cdot \omega_{1,5} \cdot \cos(\omega_{1,5} \cdot t) \quad (5.8)$$

$$\omega_{1,5} = n_B \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot \pi \quad (5.9)$$

A modellben a vezérműtengely nyomatékok stacioner részei paraméterként megadhatóak, mivel ezeket korábban már megmérték, a dinamikus részeket pedig spline függvénnyel definiálva adtuk meg, így a fáziseltolás is megadható, a csavaró lengések fázisa

hozzaigazítható a modellhez. A modellezés során szükség volt a főtengely tehetetlenségi nyomatékának a megadására is. A behajtó lánckerékre került rá „Fixed” kapcsolattal egy henger, amelynek tehetetlenségi nyomatéka megegyezett a főtengely és rajta lévő alkatrészek tehetetlenségi nyomatékával (becsült adatok alapján: $0,16 \text{ kgm}^2$).

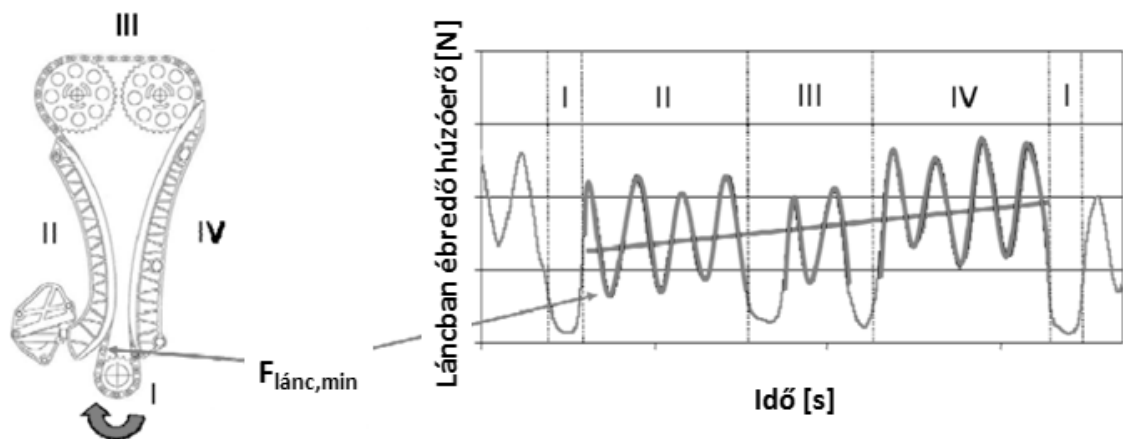
5.3.1. A láncfeszítés csökkentése

Korábbi kutatások bebizonyították, hogy a láncfeszítés nagysága közvetlenül befolyásolja a veszteségek mértékét. Az egyre nagyobb teljesítményű személyautók esetén, pár százalékos határfokjavulás is jelentős megtakarításokat eredményezhet.

A vezérműlánc hajtással szerelt motoroknál a láncot előfeszítetten kell üzemeltetni, hogy a káros lengések elkerülhetők legyenek. A lengések a lánc túlgrását is eredményezhetik, amelyek a vezérlés szempontjából nem megengedhető, mivel a vezérlés, illetve a motor tönkremeneteléhez vezethet.

A láncban ébredő húzóerő meghatározása mérési úton nehezen kivitelezhető, ezért szimulációs úton határozzuk meg. A kellő modellezési biztonsághoz szükséges a paraméterek pontos ismerete.

A vezérműlánc hajtás vizsgálata során megállapítható, hogy a vezérműlánc húzóereje a láncfeszítő felőli oldalon (feszített ág) a kisebb, ezért ennek a résznek a minimumát kell meghatároznunk a kritériumok és premfeltételek figyelembevételével.



30. ábra A láncban ébredő húzóerő változásának időbeli lefutása [15]

A 30. ábrán látható diagram mutatja a láncban ébredő húzóerő változását a vezérműlánc egy körülfordulása alatt. Látható, hogy a II. jelű szektorban, amikor a kijelölt láncszem a főtengely lánckerék után érkezik a feszítősinhez, jelentkeznek a legkisebb láncerők. Amikor a lánc fogárokban van a lánckeréken ott gyakorlatilag nulla a láncerő, mivel

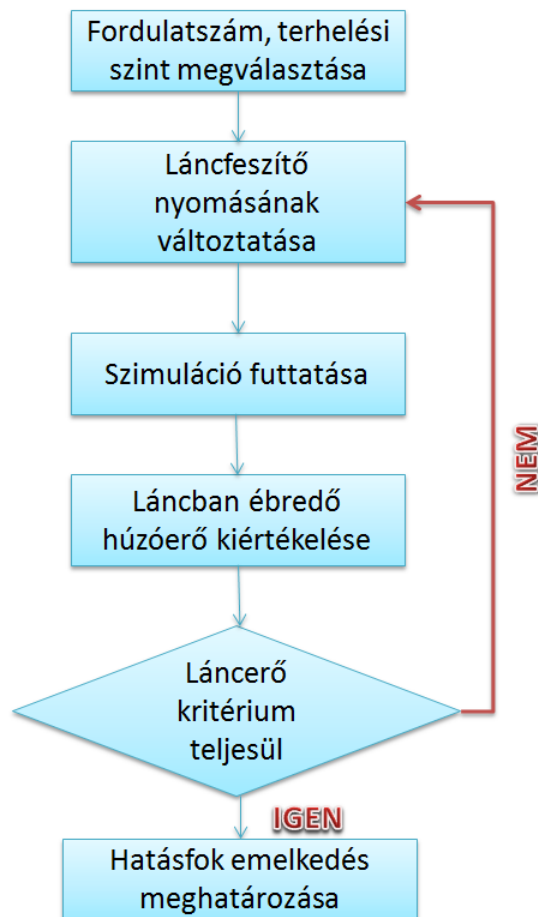
nem a vizsgált láncszem végzi a húzást, hanem a mögötte lévő még éppen szabad láncszem. Emiatt a minimális lánc húzóerő kiértékelésnél a II. jelű tartományt vesszük figyelembe.

A láncban ébredő húzóerőket meghatároztam különböző fordulatszámokon, a vizsgált terhelési esetekben, amelynek a részletezését a 5.3.3 fejezetben ismertetem.

5.3.2. A célfüggvény és a kritériumok

A célunk a láncban ébredő húzóerő minimumának, illetve az ehhez tartozó láncfeszítő egység nyomásminimumának a meghatározása. Kritérium, hogy a láncerő sohasem csökkenhet zérus alá. A szimuláció során a minimum húzóerőt 10 N nagyságban határoztuk meg, hogy a vezérlés kellő biztonsággal rendelkezzen a dinamikus hatásokkal szemben.

Minden munkapontonál a 31. ábrán algoritmust végeztem el, így meghatározható az egyes munkapontokban elérhető hatások növekedés.



31. ábra Az optimalizálási feladat folyamatábrája

5.3.3. A minimális láncfeszítés meghatározása

A megengedhető legkisebb láncfeszítés meghatározását a vezérműlánc hajtásban általam kiválasztott munkapontjainál végeztem el. Ezeket alkotta egy alacsony, egy közepes és egy magas fordulatszám 1500, 3500, 5500 1/min, valamint ezek mindegyikénél 0, 50, 100% terhelés. A hidraulikus láncfeszítőt tápláló olajnyomást 1-5 bar tartomány között állítottam 1 bar lépésekben.

A minimum értékeket a láncfeszítő sín felőli láncágban vizsgáltam, mivel az előzőekben leírtak miatt, ott alakul ki a legkisebb láncerő.

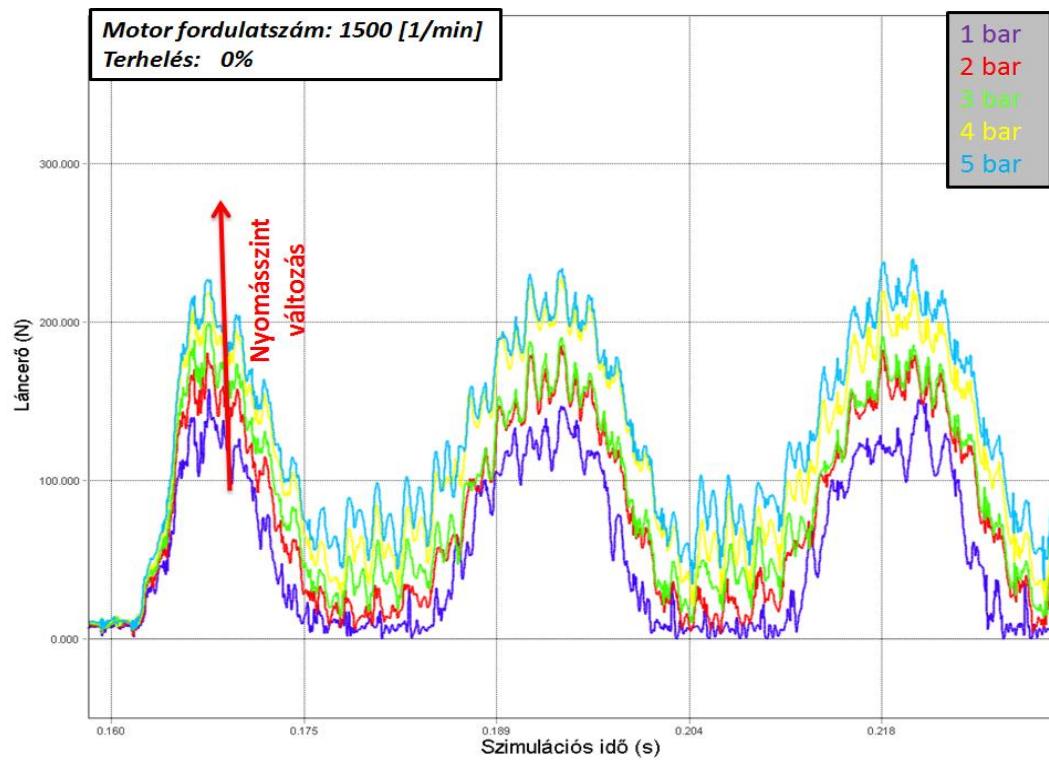
5.3.4. Eredmények

A láncerő meghatározásához minden vizsgálni kíván fordulatszámon, különböző terhelési szinteken végeztem el a szimulációkat a teljes nyomástartományt lefedve. Az eredmények produkálását megelőzte a paraméterek változtatása miatt, több mint 200 szimulációs számítás. A szimulációk számítási idő szükséglete meghaladta a 250 órát, azonban ezeknek az elvégzése szükséges volt ahhoz, hogy a modell viselkedését meg tudjuk állapítani.

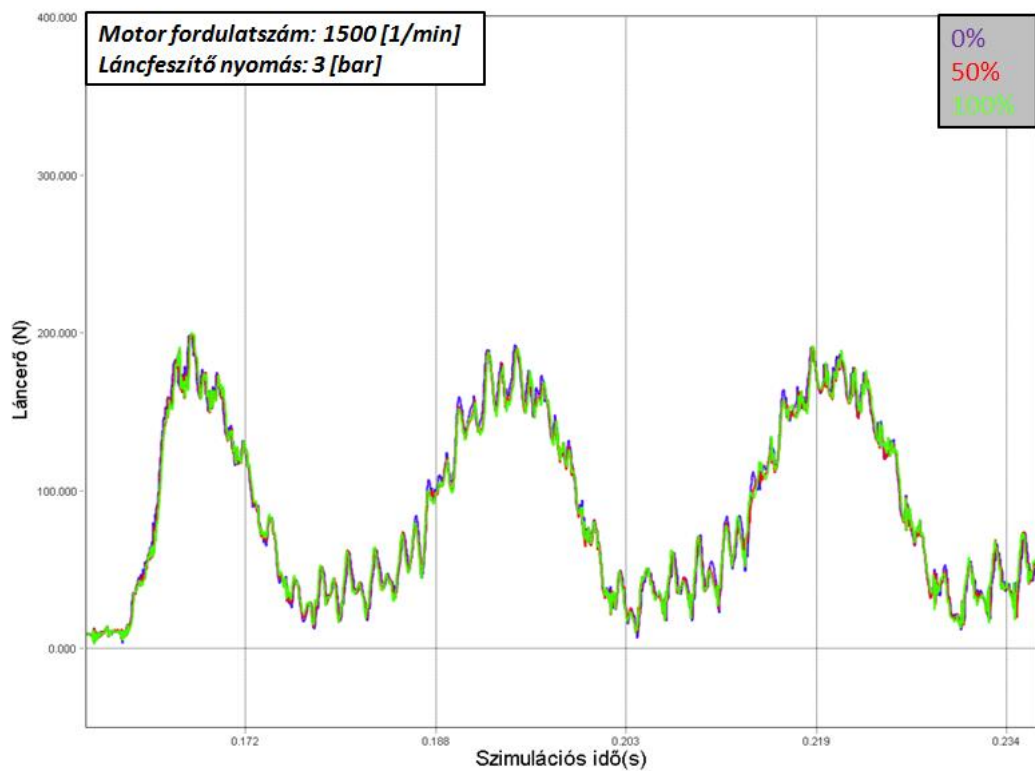
A láncfeszítő egység nyomásbeállításának a hatása jól látható a 32. ábrán, ahol a nyomás növekedésével a láncban ébredő húzóerő emelkedik. Látható, hogy 1500 1/min fordulatszámnál 1-2 bar nyomásnál a láncerő több helyen is zérus, amely nem megengedhető. Az értékelés során azt a nyomásszintet határoztuk meg minimálisan megengedhető értéknek, ahol a korábbiakban említett okok miatt legalább 10 N ébred.

Adott fordulatszám és nyomás mellett a láncban ébredő húzóerő nagysága független a terhelési szinttől (33. ábra). Közel azonos láncerő- lefutás tapasztalható a különböző terhelési szintek mellett. Az azonos láncerő lefutásokat az okozza, hogy a főtengely szögamplitúdói kicsik és a főtengely által a láncerőben keltett lengés ellenfázisban van a vezérműtengelyek által keltett lengéssel. Az eredmények helyességének értékeléséhez készítettem egy szimulációt, amelyben a terhelési szinteknél jelentkező szögamplitúdóknál nagyobb értékeket alkalmaztam. (II. sz. melléklet.)

Az elemzéseket a többi fordulatszámon, terhelési és nyomás szinten is elvégeztük, és a tendencia megegyezett a 32. és a 33. ábrákon tapasztaltakkal.



32. ábra A láncban ébredő húzóerő változása a láncfeszítő sín mentén a láncfeszítő nyomásának változtatása mellett (1500 1/min)



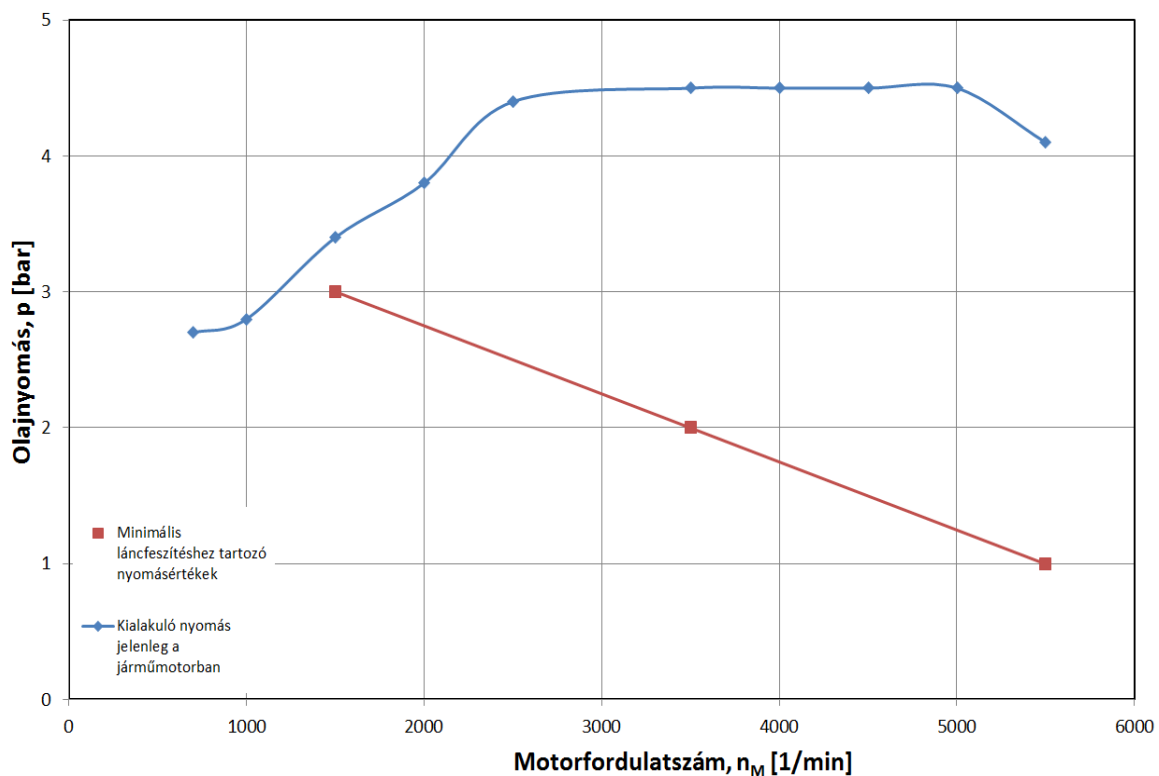
33. ábra A láncban ébredő húzóerő változása a láncfeszítő sín mentén különböző terhelési szintek mellett (1500 1/min)

Az említett módon minden vizsgált fordulatszámhoz meghatároztam a minimális láncfeszítés nagyságát. A három fordulatszám tartományhoz tartozó nyomásértékeket a 9. táblázat tartalmazza.

Fordulatszám [1/min]	Terhelés %	Minimális nyomáshoz tartozó min. láncerő
1500	0	$P = 4\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 15,63\text{ N}$
	50	$P = 3\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 10,03\text{ N}$
	100	$P = 3\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 10,54\text{ N}$
3500	0	$P = 2\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 12,26\text{ N}$
	50	$P = 2\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 11,55\text{ N}$
	100	$P = 2\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 13,39\text{ N}$
5500	0	$P = 1\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 25,82\text{ N}$
	50	$P = 1\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 33,79\text{ N}$
	100	$P = 1\text{bar}$, $F_{\text{lanc}} = 33,24\text{ N}$

9. táblázat A különböző fordulatszámokhoz és terhelési szintekhez tartozó minimális nyomásértékek

A fordulatszám növelésével a láncfeszítő nyomása fokozatosan csökkenthető. A 9. táblázatban a nyomás a középső- felső fordulatszám tartományban 4,5 bar körül alakul. A biztonságos üzemeléshez azonban elegendő ebben a tartományban 1-2 bar nagyságú nyomás is, 5500 1/min fordulathoz pedig a láncfeszítőbe épített rugó által kifejtett nyomás is elegendő. (34. ábra)



34. ábra Az olajnyomás a fordulatszám függvényében, eredeti és az optimalizált állapot esetében

Fordulatszám	Terhelés	Főtengely nyomaték ($p=5\text{bar}$)	Főtengely nyomaték ($p_{\min}$)	Minimális nyomáshoz tartozó min. láncerő	Vezérműtengely nyomaték	
n [1/min]	%	$M_{OB(\text{mérés})}$	$M_{OB\text{opt.}}$		$M_{0\text{szív.}}$	$M_{0\text{kép.}}$
1500	0	2,779	2,5073	$P=4\text{bar}, F_{\text{lanc}}=15,63\text{ N}$	1,2179	2,3119
	50	2,779	2,4465	$P=3\text{bar}, F_{\text{lanc}}=10,03\text{ N}$	1,2179	2,3119
	100	2,779	2,4532	$P=3\text{bar}, F_{\text{lanc}}=10,54\text{ N}$	1,2179	2,3119
3500	0	2,334	1,8446	$P=2\text{bar}, F_{\text{lanc}}=12,26\text{ N}$	1,0669	1,4370
	50	2,334	1,842	$P=2\text{bar}, F_{\text{lanc}}=11,55\text{ N}$	1,0669	1,4370
	100	2,334	1,8463	$P=2\text{bar}, F_{\text{lanc}}=13,39\text{ N}$	1,0669	1,4370
5500	0	2,759	2,6455	$P=1\text{bar}, F_{\text{lanc}}=25,82\text{ N}$	1,1915	1,7877
	50	2,759	2,6434	$P=1\text{bar}, F_{\text{lanc}}=33,79\text{ N}$	1,1915	1,7877
	100	2,759	2,6486	$P=1\text{bar}, F_{\text{lanc}}=33,24\text{ N}$	1,1915	1,7877

10. táblázat Összefoglaló táblázat I. rész

Fordulatszám	Terhelés	Hatásfok (eredeti állap.)	Hatásfok (optimalizált állap.)	$\Delta\eta$	
n [1/min]	%	$\eta_{\text{ered.}}$	$\eta_{\text{opt.}}$	abs.	%
1500	0	63,5189	70,3917	6,87	10,82
	50	63,5189	72,1410	8,62	13,57
	100	63,5189	71,9440	8,43	13,26
3500	0	53,6411	67,8706	14,23	26,53
	50	53,6411	67,9664	14,33	26,71
	100	53,6411	67,8081	14,17	26,41
5500	0	53,9955	56,3084	2,31	4,28
	50	53,9955	56,3532	2,36	4,37
	100	53,9955	56,2425	2,25	4,16

11. táblázat Összefoglaló táblázat II. rész

A megmért főtengely és vezérműtengely nyomatékok ismeretében (10. táblázat), a szimulációs eredmények felhasználásával az egyes üzemállapotokhoz tartozó hatásfokok meghatározhatóak.

$$P_{0B} = M_{0B} \cdot \omega_B = M_{0B} \cdot 2\pi \cdot n_{be} \quad (5.10)$$

$$P_{0K} = M_{0K} \cdot \omega_s = (M_{0szív} + M_{0kip}) \cdot 2\pi \cdot \frac{n_{be}}{2} \quad (5.11)$$

$$\eta = \frac{P_{0B}}{P_{0K}} = \frac{(M_{0szív} + M_{0kip}) \cdot \pi \cdot n_{be}}{M_{0B} \cdot 2\pi \cdot n_{be}} = \frac{M_{0szív} + M_{0kip}}{M_{0B} \cdot 2} \quad (5.12)$$

Az 5.8 egyenlet alapján meghatározott hatásfok értékeket a 11. táblázatban foglaltam össze.

A táblázatból megállapítható, hogy alacsony fordulatszámokon, nem lehet jelentős mértékben csökkenteni a hidraulikus láncfeszítő nyomását. Azonban így is 6-8% körüli hatásfok növekedés érhető el. A 3500 1/min fordulatszám környékén a nyomásértékek csökkentésével a főtengelynyomatékok jelentős mértékben csökkennek, így a hatásfok növekedés 14% körül mozog. A felső fordulatszám tartományban a hidraulikus láncfeszítő tápnyomása minimálisra csökkenthető. A vezérműlánc hajtás megbízható működését már a beépített rugó is garantálja. A főtengely nyomatékok kis mértékben csökkennek, ezáltal pár százalékos hatásfok növekedés ebben a tartományban is megvalósítható.

A vizsgált fordulatszámoknál átlagosan 7-8% hatásfoknövelés valósítható meg, amely személygépkocsi motorokat tekintve jó eredménynek mondható, mivel egy folyamatosan fejlesztés alatt álló termékről beszélünk, amelyeknél hosszú évtizedek fejlesztési eredményeit integrálják a motorba. A megvalósításhoz a hidraulikus feszítőegységben kialakuló nyomást

kell a leírtak alapján szabályozni. A folyamat teljes leírásához szükséges a teljes fordulatszám tartományon a vizsgálatokat elvégezni, sokkal finomabb osztással. Az így kinyert adatok alapján a láncfeszítő szabályozási programja leírható.

A láncfeszítés csökkentésében rejlő optimalizálási lehetőségek kiaknázásának többféle gyakorlati alkalmazásában elképzelhető módja lehet. A műszaki szempontból legelegánsabb, de ugyanakkor a legköltségesebb mód egy szabályozó egység beépítése, amely a motor minden munkapontjában a lehető legkisebb láncfeszítést állítja be. Egyszerűbb megoldás olyan berendezés beépítése, amely a fordulatszám és/vagy a terhelés függvényében fokozatosan vezérli a láncfeszítő erőt. A gyakorlati alkalmazás mikéntjének meghatározása több szempont mérlegelését igényli, amely figyelembe veszi a költségeket, az üzemanyag megtakarítást és a károsanyag kibocsátás csökkentését.

6. Összefoglalás

A TDK munka kapcsán a Kaiserslauterni Műszaki Egyetem Gépelemek és Hajtástechnika Tanszékén egy aktuális kutatási feladatba sikerült bekapcsolódnom, amelynek részeként egy a vezérműlánc hajtások hatásfoknövelésére hivatott módszer fejlesztésében és értékelésében vettem részt. Ennek során a vezérműlánc hajtás TTS-modelljének mérési eredményekre alapuló fejlesztését végeztem el, illetve részt vettem az ehhez szükséges mérések elvégzésében.

A munka első, kísérleti részében a többtest-dinamikai szimuláció elvégzéséhez szükséges méréseket végeztük el. Ennek keretében egy adott személyautó motorjának a főtengelyén fellépő csavaró lengések mértékét határoztuk meg a különböző üzemállapotokhoz tartozóan. A mérési eredményeket a későbbiekben integráltam a TTS-modellbe.

A munka elméleti részeként sikerült egy olyan szimulációs modellt megalkotni, amellyel vizsgálható a vezérműlánc hajtásban a láncfeszítő erő hatásokra gyakorolt hatása, illetve meghatározható a legkisebb megengedhető láncfeszítő erő mértéke a motor főtengelyén fellépő csavaró lengések figyelembevételével.

A modellel így a kritériumok figyelembe vétele mellett meghatározhatóvá váltak az egyes fordulatszámokhoz tartozó minimálisan szükséges nyomásértékek a láncfeszítő egységben. A láncban ébredő húzóerő sosem csökken egy minimális, biztonságos üzemeltetéshez szükséges szint alá. A szimulációk elvégzését követően sikerült a rendszer teljesítményvesztéseit csökkenteni. Az elvégzett szimulációk eredményei alapján elmondható, hogy a fordulatszám növelésével folyamatosan csökkenthető a láncfeszítőben szükséges nyomás nagysága. A bemutatott módszerrel az általam vizsgált üzemi tartományban átlagosan 8% hatásfok növekedés érhető el a vezérműhajtásban.

A célkitűzésben megfogalmazott elvárásokat sikerült teljesíteni és létrehozni egy olyan modellt, amelyben a vizsgált vezérműlánc hajtás különböző üzemi állapotai komplexen vizsgálhatóak. Fontos megjegyezni, hogy a modell leképezési pontosságának javításához további mérések elvégzése szükséges, azonban a fejlesztési potenciál az elkészített dolgozat alapján is belátható.

Ha kitekintünk a magyarországi személygépkocsi állományra, és a vezérműlánc hajtással vezérelt típusokat vesszük, rövid számolás után belátható, ha átlagosan 8%-kal sikerül a hatásfokot javítani a vezérműhajtásban, az jelentős mértékű üzemanyag megtakarítást illetve károsanyag kibocsátás csökkenést eredményez. A javítás több mint 4

millió liter üzemanyag megtakarítást jelentene magyarországi viszonylatban évente és az ehhez tartozó 10000 tonna CO₂ emisszió csökkentést. A számok ismeretében könnyen belátható, hogy milyen nagy jelentőséggel bír kismértékű hatásfoknövelés a személygépkocsik esetében.

7. Irodalomjegyzék

Nyomtatott irodalom:

1. Dr. Zsáry Á.: Gépelemek II, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2000
2. Dr. Dezsényi Gy.: Belsőégésű motorok tervezése is vizsgálata, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1999
3. Dr. Vas A.: Belsőégésű motorok szerkezete és működése, Szaktudás Kiadó Ház, Budapest, 2005
4. Gál P.: Belsőégésű motorok töltetcsere vezérlő szerkezeteiben lejátszódó súrlódási folyamatok elemzése. Ph.D. értekezés, Budapest, 2005
5. Berents R.: Láncoskönyv, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1999
6. Basshuysen R.: Motortechnik Lexikon, Vieweg Verlag, 2004
7. Köhler E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg Verlag, 2002
8. Grohe H.: Otto- und Dieselmotoren, Vogel Fachbuch, 1995
9. Mettig H.: Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren, De Gruyter Verlag, 1973
10. Matek W.: Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung, Viewegs Fachbücher der Technik, 2001
11. Lach R.: Dynamisches Betriebsverhalten von Steuerkettentrieben in Verbrennungsmotoren, Doktori Disszertáció, 1999
12. Nicola, A.; Sauer, B.: Ermittlung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Kettentrieben. VDI-Berichte, Band 1968, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2006.
13. Ginzinger, L.; Günther, W.; Schneider, M.; Ulbrich, H.: Kettenspanner als Beispiel für Design-to-cost im Automobilbau. Motortechnische Zeitschrift, 3/2011, 220--225.
14. Tiemann, C.; Steffens, C.; Wedowski, S.; Walter, R.; Schulte, H.; Di Giacomo, T.: Zahnriemen vs. Kette - Studie zum CO₂-Sparpotenzial im Steuertrieb. Motortechnische Zeitschrift, 2009
15. Fabian, Cs.; Sauer B.: Energy-Efficiency Improvement of Timing Chain Drives. 18th International Colloquium Tribology, Ostfildern bei Stuttgart, 2012
16. El-Mahmoud, M.A.; Ishikim, S.; Kubota, A.: Vergleich der Reibungsverluste zwischen Zahnriemen und Kettentrieb. VDI-Berichte Band 1758, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003.
17. Kamiyama, E., Yamada, D.: Study of Low Friction Engine, 2001, 450--50

Elektronikus irodalom:

18. EG 443/2009 rendelet (www.eur-lex.europa.eu, 2012.06.)
19. Technikai Fejlesztés Jelentés, Audi Hungaria Motor Kft., 2011 (belső forrás)
20. <http://www.kfz-betrieb.vogel.de/fahrzeug-technik/articles/151495/> 2012.08.
21. Ebert S.: Untersuchungen zur Spannerkraft als Faktor für den Energieverlust im Kettentrieb, Antriebstechnik 2009
22. Dr. Horák P.: Gépelemek előadásanyag, 2012
23. Dr. Prodán M.: Új láncgeneráció dízelmotorok vezérműhajtásához, Autótechnika, 2006/12
24. Anleitung und Technische Daten Rotations-Vibrometer OFV-4000, Kézikönyv
25. VW Selbststudienprogramm 260, Die 1,2l 3-Zylinder-Ottomotoren, Szervízkönyv

8. Ábrajegyzék

1. ábra Alul vezérelt, felül szelepel motor (bal) és felül vezérelt, felül szelepel motor, dupla vezérműtengellyel (jobb) történő szelepvezérlése.....	8
2. ábra A homlokfogaskerékes vezérműhajtás elvi ábrája	10
3. ábra a.) Kawasaki W800 motorkerékpár királytengelyes vezérműhajtása; b.) a hajtás elvi vázlata.....	11
4. ábra Fogazott szíjas hajtás rajza, fém- és üvegszál erősítésű fogasszíjjal	12
5. ábra Egy AUDI V-motor fogazott szíjas vezérműhajtása	12
6. ábra Egy motor befoglaló méretei különböző vezérműhajtással (Audi).....	13
7. ábra Audi 1,8 L turbómotor vezérműlánc hajtása.....	14
8. ábra A hüvelyes lánc felépítése (a - hüvely, b - belső heveder, c - külső heveder, d - csapszeg).....	16
9. ábra A görgőslánc felépítése (a - hüvely, b - belső heveder, c - görgő, d – csapszeg, e – külső heveder).....	16
10. ábra A csapos (a) és a mérlegcsuklós (b) fogaslánc	17
11. ábra Polygonhajtás lánc hajtásnál [22].....	18
12. ábra Transzverzális lengések lánc hajtásnál	19
13. ábra Hidraulikus láncfeszítő elvi vázlata [12]	19
14. ábra Vezető- és feszítősinék	20
15. ábra Kenési ajánlások lánc hajtáshoz a láncosztás és a láncsebesség függvényében [22]	21
16. ábra Volkswagen Polo 1.2-12V N9 vezérműlánc hajtásának elvi ábrája	26
17. ábra A VW Polo 1.2 12V AZQ típusú motor teljesítmény- és nyomatékgörbéje [25].....	27
18. ábra A gázpedáلت állító szerkezet	28
19. ábra Az üresjárat mérés.....	28
20. ábra A VW Polo motornyomatékának fékpadi mérése	29
21. ábra Polytec lézer- vibrométer elvi ábrája [24].....	31
22. ábra Az összekapcsolt mérőberendezés	31
23. ábra A mérőprogram blokkdiagramja	32
24. ábra A $\Delta\varphi_{1,5}$ és $\Delta\varphi_3$ szögamplitúdók ábrázolása üresjárat mérésnél.....	34
25. ábra A főtengely csavaró lengéseinek időbeni lefutása 1500 1/min és 50%-os terhelési szint mellett.....	35
26. ábra A $\Delta\varphi_{1,5}$ szögamplitúdó értékek a terhelés függvényében.....	36
27. ábra A $\Delta\varphi_3$ szögamplitúdó értékek a terhelés függvényében.....	36
28. ábra A vezérműlánc hajtás TTS modellje	37
29. ábra A működő súrlódási együttható változása a sín-lánc kapcsolatban	39
30. ábra A láncban ébredő húzóerő változásának időbeli lefutása [15]	41
31. ábra Az optimalizálási feladat folyamatábrája.....	42
32. ábra A láncban ébredő húzóerő változása a láncfeszítő sín mentén a láncfeszítő nyomásának változtatása mellett (1500 1/min).....	44
33. ábra A láncban ébredő húzóerő változása a láncfeszítő sín mentén különböző terhelési szintek mellett (1500 1/min).....	44
34. ábra Az olajnyomás a fordulatszám függvényében, eredeti és az optimalizált állapot esetében	46

9. Köszönetnyilvánítás

Szeretném megköszönni a Kaiserslauterni Műszaki Egyetem Gépelemek és Hajtástechnika Tanszékének, hogy a dolgozatom témáját szolgáltató kutatási feladatba bekapcsolódhattam.

Elsősorban konzulensemnek Fábián Csabának tartozom köszönettel, aki szakmai hozzáértésével és tájékozottságával segítette a munkámat. Köszönöm segítőkész támogatását és dolgozatom alapos és kritikus átnézését.

Szeretném megköszönni a MEGT Tanszék valamennyi munkatársának a dolgozatom elkészítésben nyújtott segítségüket, külön köszönöm Alexander Bugrovnak szimulációs feladataim elvégzéséhez nyújtott támogatását.

Köszönettel tartozom dr. Horák Péternek szakmai tanácsaiért és segítőkészségéért.

Köszönetemet és tiszteletemet fejezem ki mindenkinek, aki a dolgozatom elkészítéséhez hozzájárult!

10. Mellékletek

- I. Mérési terv a terheléses mérésekhez
- II. Nagymértékű csavaró lengések a főtengelyen

Melléklet I.

Mérési terv VW Polo 1.2 12V AZQ fékpadi méréséhez

Fékpad nyomatékának beállítása a különböző terhelési esetekben

Mérőszemélyzet:

Fábián Csaba

Hoffman László

Mérés helye, ideje:

TU Kaiserslautern, 2012.06.22.

63. Épület - Labor

Motor forgatónyomaték

	100%	50%	20%
Fordulatszám [1/min]	Nyomaték [Nm]		
1500	86	43	17,2
2000	92	46	18,4
2500	102	51	20,4
3000	112	56	22,4
3500	102	51	20,4
4000	95	47,5	19
4500	90	45	18
5000	85	42,5	17
5500	78	39	15,6

Sebességváltó áttételei

i [-]	Fokozat
3,4	1
1,955	2
1,281	3
0,927	4
0,74	5

Motor forgatónyomaték adott sebességfokozatokban

100%-os terhelés mellett

Fordulatszám [1/min]	1. Fokozat	2. Fokozat	3. Fokozat	4. Fokozat	5. Fokozat
1500	292	168	110	80	64
2000	313	180	118	85	68
2500	347	199	131	95	75
3000	381	219	143	104	83
3500	347	199	131	95	75
4000	323	186	122	88	70
4500	306	176	115	83	67
5000	289	166	109	79	63
5500	265	152	100	72	58

Nyomaték [Nm]

50%-os terhelés mellett

Fordulatszám [1/min]	1. Fokozat	2. Fokozat	3. Fokozat	4. Fokozat	5. Fokozat
1500	146	84	55	40	32
2000	156	90	59	43	34
2500	173	100	65	47	38
3000	190	109	72	52	41
3500	173	100	65	47	38
4000	162	93	61	44	35
4500	153	88	58	42	33
5000	145	83	54	39	31
5500	133	76	50	36	29

Nyomaték [Nm]

20%-os terhelés mellett

Fordulatszám [1/min]	1. Fokozat	2. Fokozat	3. Fokozat	4. Fokozat	5. Fokozat
1500	58	34	22	16	13
2000	63	36	24	17	14
2500	69	40	26	19	15
3000	76	44	29	21	17
3500	69	40	26	19	15
4000	65	37	24	18	14
4500	61	35	23	17	13
5000	58	33	22	16	13
5500	53	30	20	14	12

Nyomaték [Nm]

A méréseket 2. sebességfokozatban végeztük el!

Melléklet II.

A vezérműlánc hajtásban keletkező láncerő nagysága különböző szögamplitúdók mellett.

