

# Elektrohidraulikus szelepvezérlés dinamikai vizsgálata

## Dynamic analysis of electrohydraulic valvetrain systems

NYERGES Ádám

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépjárműtechnológia Tanszék  
Magyarország, 1111 Budapest, Stoczek utca 6.

[www.gjt.bme.hu](http://www.gjt.bme.hu)

+3614632380, [nyerges.adam@kjk.bme.hu](mailto:nyerges.adam@kjk.bme.hu)

### Abstract

*One typical opportunity for controlling modern Otto engines is the continuously variable valvetrain system. The operation of the electrohydraulic valvetrain system is significantly affected by the air content of the engine oil due to its compressibility. It is advisable to start the feasibility of the valvetrain system with simulation tools. This paper presents the dynamic processes in an electrohydraulic valvetrain system with a six-state model. It also provides aspects for system design.*

**Keywords:** electrohydraulic valvetrain system, dynamic simulation, engine control, gas exchange, Miller cycle.

### Kivonat

*A korszerű Otto motorok irányításának egyik lehetősége a folyamatosan változtatható szelepvezérlés. Az elektrohidraulikus szelepvezérlési rendszer működésére jelentős hatással van a motorolaj levegőtartalma az összenyomhatósága miatt. A szelepvezérlési rendszer megvalósíthatóságát szimulációs eszközökkel célszerű elkezdeni. Jelen cikk egy hat állapotváltozós modellel mutatja be az elektrohidraulikus szelepvezérlési rendszerben végbemenő dinamikus folyamatokat. Emellett támpontokat ad a rendszer tervezésére.*

**Kulcsszavak:** elektrohidraulikus szelepvezérlés, dinamikai szimuláció, motorirányítás, töltetcsere, Miller ciklus.

## 1. BEVEZETÉS

Van-e jövője a belsőégésű, szikragyújtású motoroknak? Hol van az optimum a robosztus és egyszerű, valamint a jó hatásfokra kihegyezett, bonyolult motorok között? Napjaink motor és hajtáslánc fejlesztése ezekre a kérdésekre keresi a választ. A következő évtizedben várhatóan meg is kapjuk, melyre nagy hatással lesznek a környezetvédelmi előírások is [1,2].

A belsőégésű motorok hatásfokának három fő fejlesztési területe mindig is az égésfolyamat, a töltetcsere és a súrlódási veszteségek csökkentése volt. A hengeren belüli fejlesztéseknél a gyorsabb és tisztább égésfolyamat a cél, akár mindez alternatív, megújuló tüzelőanyagokkal megvalósítva [3]. A töltetcsere fejlesztések esetén a cél a motor teljes üzemtartományában a volumetrikus hatásfok javítása, a fojtási veszteségek csökkentése [4,5].

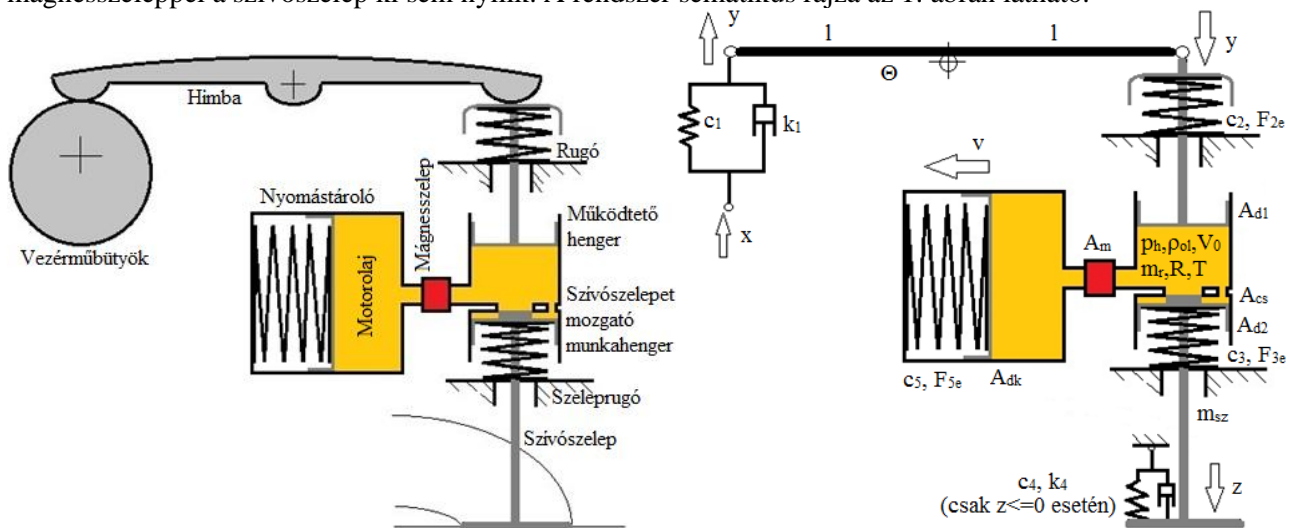
A négyütemű motorokban a szelepvezérlés feladat sokrétű. Hagyományos motoroknál, fix szelepvezérléssel, a motor karakterét be lehet hangolni a szelepnyitások beállításával. Később, a diszkrét, változtatható szelepvezérlési rendszerekkel a magas volumetrikus hatásfokú tartományt nagyobb fordulatszám tartományra ki lehetett terjeszteni. A korszerű szelepvezérlési rendszerek folyamatosan változtathatók, segítségükkel a fojtószelep is kiváltható például alternatív körfolyamatok megvalósításával (Atkinson- és Miller-ciklus). A szívószelep korai vagy késői zárásával ugyan fojtási veszteségek nélkül csökkenteni lehet a hengerbe jutó töltet mennyiségét, viszont részterhelésen így is veszteséget jelent a kisebb sűrítési végnyomás. Ezt csak változtatható kompresszióviszonyú motorral lehet kiküszöbölni [6,7].

A jelen cikkben vizsgált elektrohidraulikus szelepvezérléssel folytonosan változtatható, korai szívószelep zárást lehet megvalósítani. Ilyen rendszer szériagyártásban van több mint tíz éve [7,8].

## 2. DINAMIKAI RENDSZER BEMUTATÁSA

Az elektrohidraulikus szelepvezérlési rendszert egy vezérműtengely bütyök működteti. A működés elve lényegében megegyezik a dízel keverékképzéseknél alkalmazott adagolóporlasztós megoldásokkal. Itt megjegyzendő, hogy a még korszerűbb, teljesen elektronikus szelepvezérlési rendszer működési elve pedig hasonló a közös nyomócsöves befecskendező rendszerekével.

A vezérmű bütyök egy mechanizmuson keresztül egy hidraulikus hengert működtet, mely motorolajjal van feltöltve (a motor olajszivattyúja táplálja a rendszert). A működtető henger egy csatornán keresztül össze van kötve egy munkahengerrel, mely a motor szívószelepét nyitja. Az eddig bemutatott rendszer (ha a motorolajat összenyomhatatlannak tekintjük) még nem különbözik a hagyományos szelepvezérlésektől – főleg ha figyelembe vesszük a széleskörűen alkalmazott hidraulikus szelephézag kiegyenlítést is. A működtető- és a munkahenger csatornája ugyanakkor rendelkezik egy mágnesszeleppel szabályozott leágazással egy hidraulikus akkumulátorba (nyomástárolóba). A mágnesszelep segítségével bármikor le lehet csökkenteni a szívószelepet nyitó nyomást, azaz bármikor be lehet zárni a szívószelepet – vagy akár folytonosan nyitott mágnesszeleppel a szívószelep ki sem nyílik. A rendszer sémájának rajza az 1. ábrán látható.



1. ábra. Az elektrohidraulikus szelepvezérlés egyszerűsített modellje és az alkalmazott jelölések

A motor működése közben a motorolajban mindig légbuborékok jelennek meg. Ez szabályozatlan esetben akár 10 V/V% is lehet. Olaj-levegő leválasztással ez jelentősen csökkenthető. A habos motorolaj viszont már nem tekinthető összenyomhatatlan közegnek, ami egy ilyen gyors működésű dinamikai rendszerben jelentős pontatlanságokhoz vezethet. A rendszer másik kritikus tulajdonsága, hogy a szívószelepet zárás előtt fékezni kell a szeleplék túlzott ütősszerű, fárasztó terhelésének elkerülése miatt. Ezt a célt szolgálja a szívószelep munkahenger dugattyútetőjének kialakítása és a kettős beömlőcsatorna. A szívószelep közel zárt állapotában csak a kisebb csatorna keresztmetszete szabad, azaz ilyenkor a hidraulikus fojtás lassítja a szívószelep mozgását.

Az elektrohidraulikus szelepvezérlés folyamatosan változtatható módon négy féle szelepnyitási módot tesz lehetővé. Ezek közül az első a teljes szelepnyitás, amikor a mágnesszelep folyamatosan zárva van. Ilyenkor a hengereken keresztül a vezérműbütyök közvetlenül működteti a szelepet, pontatlanságot a korábban említett összenyomható légbuborékok okozhatnak. A mágnesszelep szelepemelés közbeni nyitásával korai szívószelep zárás lehet megvalósítani. Ennek az üzemmódnak a célja részterhelésen a motor gázcsere veszteségeinek csökkentése, azaz fojtószelep mentesítése. A harmadik megvalósítható szelepnyitási mód a késői szívószelep nyitás (és egyben zárás). Ilyenkor a mágnesszelep a szelepemelés elején nyitva van, az emelési fázis alatt kell bezárni. Így a szívóütem alatt egy kis magasságú szelepnyitás jön létre. Ezzel az üzemmóddal megszüntethető a hengeröblítés, így a belső kipufogógáz visszavezetés könnyebben szabályozható. Végül, az utolsó mód a kettős szelepnyitás, ami a második és a harmadik mód alkalmazása egy szívóütemben. Kettős nyitással nő a hengertöltet turbulenciája, emiatt pedig csökkenthető a kopogó égésfolyamat kockázata.

A dinamikai modell három mechanikai (himba, nyomástároló dugattyúja, szívószelep) és három pneumatikus (működtető henger, nyomástároló, szívószelep munkahenger) állapotváltozót tartalmaz. A rendszer gerjesztése a szelepvezérlést működtető vezérműbütyök nyitása.

### 3. ALKALMAZOTT MEGMARADÁSI EGYENLETEK

Az egyenletekben alkalmazott jelöléseket az 1. táblázat tartalmazza.

A mechanikai állapotok az impulzusmegmaradás elvén alapulnak. Ezek általános alakjai (1) translációs mozgás, (2) pedig forgó mozgás esetére.

$$\dot{z} = a_{sz} = \frac{1}{m_{sz}} \sum_{i=1}^n F_i \quad (1)$$

$$\ddot{\varphi} = \varepsilon_h = \frac{1}{\theta_h} \sum_{i=1}^n M_i = \frac{1}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i l = \frac{l}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i \quad (2)$$

A himba mozgására pozitív irányban a vezérműbütök-kontaktus rugalmassága és csillapítása hat. Ellenkező irányba a működtető henger nyomása és az ezt alaphelyzetben tartó tekercsrugó fordítja. Ezekből kiindulva a **himba egyenlete** a következőképpen adódik:

$$\ddot{y} = \frac{l^2}{\theta_h} [c_1(x - y) + k_1(\dot{x} - \dot{y}) - A_{d1}(p_1 - p_0) - c_2y - F_{2e}] \quad (3)$$

A szívószelep mozgására a munkahenger nyomása és a szeleprugó hat. Zárt szívószelep esetén pedig a szeleptányér-szelepülék kontaktus rugalmassága is csillapítása is részt vesz az erő egyensúlyban. A **szívószelep egyenlete** (4) alakban jön ki kiemelt szívószelep esetére. (5) figyelembe veszi a kontaktus rugalmasságát és csillapítását, ha a szívószelep a szelepülékkel érintkezik.

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{sz}} [A_{d2(p2)}(p_2 - p_0) + A_{d2(p1)}(p_1 - p_0) - c_3z - F_{3e}] \quad (4)$$

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{sz}} [A_{d2(p2)}(p_2 - p_0) + A_{d2(p1)}(p_1 - p_0) - c_3z - F_{3e} - c_4z - k_4\dot{z}] \quad (5)$$

A nyomástároló dugattyúra két irányból hat erő: a hidraulikus rendszer nyomásából és a dugattyút előfeszítő tekercsrugó felől. Ennek megfelelően a **nyomástároló dugattyú egyenlete** (6) formájában adódik.

$$\ddot{v} = \frac{1}{m_d} [A_{dk}(p_k - p_0) - c_5v - F_{5e}] \quad (6)$$

A hidraulikus közegek egyenleteinél figyelembe kell venni a motorolaj és a levegő tulajdonságait egyaránt. Így a nyomást figyelembe vevő egyenletek esetén pneumatikus összefüggéseket kell felírni. A nyomás megváltozása (7) egyenlettel becsülhető az ideális gáztörvényből kiindulva, annak idő szerinti deriváltját felírva izoterm állapotváltozást feltételezve:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dm}{dt} \frac{RT}{V} - \frac{dV}{dt} \frac{p}{V} = \frac{1}{V} \left( \frac{dm}{dt} RT - \frac{dV}{dt} p \right) \quad (7)$$

(7)-ben az egyes tagok behelyettesítésére a szívószelep munkahengerbe átömlő közeg (8), levegő (9) és motorolaj (10) tömegárama, Bernoulli egyenlete alapján:

$$\dot{m}_{kev} = \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev}(p_h - p_0)} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{lev} = m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev}(p_h - p_0)} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{ol} = (1 - m_r) [\alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev}(p_h - p_0)}] \quad (10)$$

A munkahengerekben lévő levegő térfogatváltozása (11)-gyel becsülhető a dugattyúk pozíciójából (általánosan s) és a kiáramló motorolaj tömegáramából:

$$\frac{dV}{dt} = -sA_d + \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \quad (11)$$

A levegő térfogata a munkahengerben (12)-vel becsülhető:

$$V_{lev} = V_0 - A_d S - \frac{(1-m_r)(V_0 - A_d S) \rho_{kev}}{\rho_{ol}} \quad (12)$$

Ha (7)-be behelyettesítjük a (8)-(12) összefüggéseket, akkor a **működtető henger egyenlete** (13):

$$\dot{p}_1 = \frac{1}{[V_{01} - A_{d1} y] \left(1 - \frac{(m_r - 1) \rho_{kev1}}{\rho_{ol}}\right)} \left\{ -[m_r \alpha A_m \sqrt{2 \rho_{kev1} (p_1 - p_k)} + m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2 \rho_{kev1} (p_1 - p_2)}] RT - \left[ -A_{d1} \dot{y} + \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_1 \right\} \quad (13)$$

A **szívószelep munkahenger egyenlete** (14) azonos elvek mentés felépítve:

$$\dot{p}_2 = \frac{1}{[V_{02} + A_{d2} z] \left(1 - \frac{(m_r - 1) \rho_{kev1}}{\rho_{ol}}\right)} \left\{ \dot{m}_{kev1,2} RT - \left[ A_{d1} \dot{y} - \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_2 \right\} \quad (14)$$

Végül pedig a **nyomástároló henger egyenlete** (15) szintén hasonló elven:

$$\dot{p}_k = \frac{1}{[V_{0k} + A_{dk} z] \left(1 - \frac{(m_r - 1) \rho_{kev1}}{\rho_{ol}}\right)} \left\{ \dot{m}_{kev1,k} RT - \left[ A_{dk} \dot{y} - \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_k \right\} \quad (15)$$

#### 4. KIEGÉSZÍTŐ EGYENLETEK

A Bernoulli egyenletekhez szükség van a keverék sűrűségére, mely (16)-tal becsülhető:

$$\rho_{kev} = \frac{1}{\frac{m_r}{\rho_{lev}} + \frac{1-m_r}{\rho_{ol}}}, \text{ melyben } \rho_{lev} = \frac{p_h}{RT} \quad (16)$$

Az egyenletekben a levegő tömegaránya került felhasználásra. A gyakorlatban viszont a levegőtartalom V/V%-át szokás említeni. A két mennyiség között az összefüggés (17).

$$m_r = V_{r0} \frac{\rho_{lev}}{\rho_{kev}} \quad (17)$$

A cikkben alkalmazott modell paraméterei

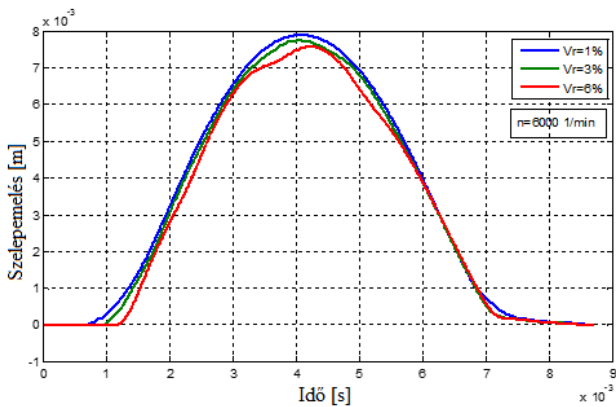
1. táblázat

A <sub>cs</sub>	Szívószelep munkahengere felé menő kiömlőcsatornák összkeresztmetszete	m <sub>kev1,k</sub>	Nyomástároló irányába haladó tömegáram
A <sub>d1</sub>	Működtető henger dugattyújának felülete	m <sub>r</sub>	Levegő-motorolaj tömegarány
A <sub>d2</sub>	Szívószelep munkahenger dugattyújának felülete (p1 és p2 az egyes csatornák alá eső dugattyú felület)	m <sub>sz</sub>	Szívószelep tömege
A <sub>dk</sub>	Nyomástároló munkahenger dugattyújának felülete	p <sub>0</sub>	Környezeti nyomás
A <sub>m</sub>	Mágnesszelep felé vezető kiömlőcsatorna keresztmetszete	p <sub>1</sub>	Működtető hengerben uralkodó nyomás
c <sub>1</sub>	Vezérműbütők és a himba közötti kontaktus merevsége	p <sub>2</sub>	Szívószelep munkahengerében uralkodó nyomás
c <sub>2</sub>	Himbát alaphelyzetben tartó rugó merevsége	p <sub>k</sub>	Nyomástárolóban uralkodó nyomás
c <sub>3</sub>	Szeleprugó merevsége	R	Levegő gázállandója
c <sub>4</sub>	Szelepülék merevsége	T	Levegő hőmérséklete
c <sub>5</sub>	Rugó merevsége	v	Nyomástároló dugattyú pozíciója
F <sub>2e</sub>	Himbát alaphelyzetben tartó rugó előfeszítése	V <sub>01</sub>	Működtető henger térfogata alaphelyzetben
F <sub>3e</sub>	Szeleprugó előfeszítése	V <sub>02</sub>	Szívószelep munkahenger térfogata alaphelyzetben
F <sub>5e</sub>	Rugó előfeszítettsége	V <sub>0k</sub>	Nyomástároló henger térfogata alaphelyzetben
k <sub>1</sub>	Vezérműbütők és a himba közötti kontaktus csillapítása	x	Vezérműbütők gerjesztése
k <sub>4</sub>	Szelepülék csillapítása	y	Himba végpontjainak pozíciója (elfordulás elhanyagolva)
l	Himba karjainak hossza	z	Szívószelep pozíciója
m <sub>d</sub>	Dugattyú tömege	α	Hidraulikus rendszer kontrakciós tényezője
m <sub>h</sub>	Himba tömege	θ	Himba tehetetlenségi nyomatéka
m <sub>kev1,2</sub>	Szívószelep munkahenger irányába haladó tömegáram	ρ <sub>ol</sub>	Motorolaj sűrűsége

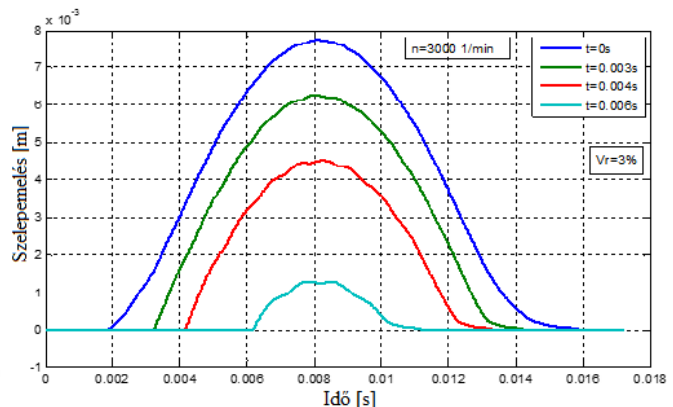
## 5. EREDMÉNYEK

A 2. ábrán a teljes szelepnyitás látható 6000 1/min fordulatszámon három féle motorolaj levegőtartalom mellett. 1% levegőtartalom kicsinek minősíthető, 3% átlagosnak, 6% pedig nagy. Az ábrán látható, hogy 1-6V/V% levegőtartalomig hogyan teszi pontatlanná a szelepnyitást a motorolaj habosodása. Az eredmények alapján 3V/V%-nál magasabb levegőtartalmat nem célszerű megengedni a szimulációs modell beállított geometriai paramétereinek esetén, mivel jelentősen változik a szelepnyitás időzítése és a szívószelep lengése fél milliméteres nagyságrendbe esik. Teljes szelepnyitás esetén a szívószelep zárási sebességét még a vezérműbűtyök határozza meg, nagy levegőtartalom esetén viszont a hidraulikus fojtás itt is megvédi az alkatrészeket a korai tönkremeneteltől.

A 3. ábrán a késői szívószelep nyitás látható 3000 1/min fordulatszámon különböző mágnesszelep időzítési beállításokkal. A mágnesszelep zárásnak a beállításával akár ciklusról ciklusra különböző szelepnyitásokat meg lehet valósítani. A szívószelep záraskor mindegyik esetben látható, hogy a hidraulikus fojtás az utolsó fázisban meghatározza a szívószelep sebességét.

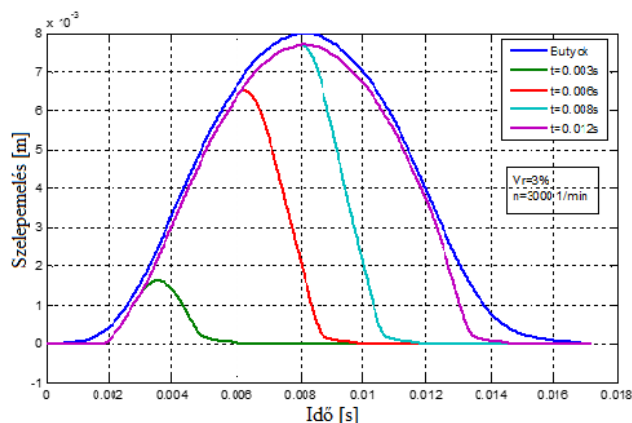


2. ábra. A teljes szelepnyitás különböző üzemi állapotokban

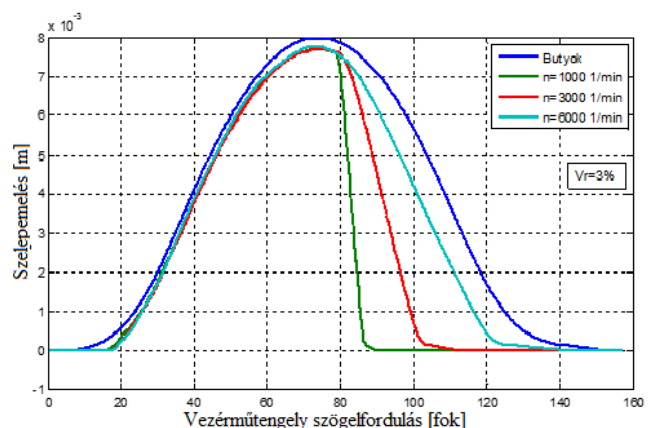


3. ábra. A késői szelepnyitás különböző üzemi állapotokban

A 4. és az 5. ábrán a korai szívószelep zárás szemléletes eredményei láthatók. A 4. ábrán 3000 1/min és 3%-os levegőtartalom eseteit ábrázolja különböző mágnesszelep meghúzási időpontokkal. A mágnesszelep működtetésének az időpontja meghatározza a szívószelep zárási időpontját. A két érték között az összefüggés nem lineáris. A szimulációs vizsgálatok arra is alkalmasak, hogy előzetesen megvizsgáljuk a motor elektronikus vezérlésének a hangolását. Ez azért is fontos, mert a szelepszárás folyamata időben állandó jellegű, viszont ez a fordulatszám függvényében eltérő szelepnyitásokat eredményez. Ezt ábrázolja az 5. ábra, ahol különböző fordulatszámokon, azonos mágnesszelep vezérléssel szimulált szelepnyitási görbék láthatók a főtengely szögelfordulásának a függvényében.



4. ábra. A korai szívószelep zárás különböző üzemi állapotokban az idő függvényében

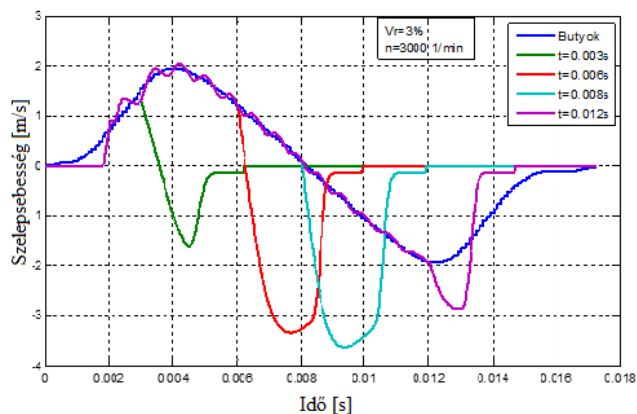


5. ábra. A korai szívószelep zárás a főtengely pozíció függvényében

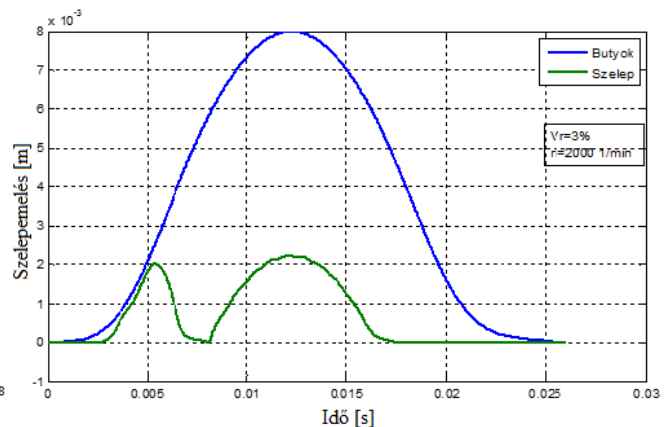
A 6. ábra a szívószelep sebességét ábrázolja az idő függvényében korai szívószelep zárás esetére. A szimulációs beállítások megegyeznek a 4. ábrán látható beállításokkal, azaz összetartozó eredményeket

láthatunk. A szívószelep zárásakor a megengedhető szelepsebesség 0,15m/s-ra lett beállítva a szimulációk során. A görbéken megfigyelhető, hogy ez az érték a beállított csatorna keresztmetszetekkel precízen megvalósítható, nem függ a mágnesszelep működtetés időpontjától, a fordulatszámától és a motorolaj levegőtartalmától sem.

Végül, a 7. ábra a kettős szelepnyitásra mutat egy példát. Látható, hogy ebben az esetben lényegesen alacsonyabbra lehet csak megemelni a szívószelepet, mivel a vezérműbűtyök emelési fázisába egy szelepszárás is be kell iktatni.



6. ábra. A teljes szelepnyitás különböző üzemi állapotokban



7. ábra. A késői szelepnyitás különböző üzemi állapotokban

## 6. ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatás célja az elektrohidraulikus szelepvezérlési rendszer közönséges differenciálegyenletekkel történő modellezhetőségének a vizsgálata volt.

A modellépítés során figyelembe kellett venni néhány gyakorlati szempontot: a motorolaj természetes habosodását és a szívószelep zárásakor bekövetkező ütősszerű igénybevételt. Előbbi jelenségre a modell alapján le is lehet vonni a következtetést: a motorolaj levegőtartalmát korlátozni szükséges, mert jelentősen pontatlanná teszi a szelepvezérlést. Utóbbi követelményt pedig a szívószelep zárásakor hidraulikus fékezésével lehet megvalósítani.

A cikkben bemutatott modell 6 állapotváltozóval rendelkezik, ebből három a mechanikai, három másik pedig hidraulikus részre lett felírva. A rendszer gerjesztése a vezérműbűtyök nyitási profilja. A cikk fő célja a terjedelmi követelmények miatt elsősorban a modellépítés bemutatása volt, ezért nem tartalmazza a paraméterek beállított értékeit.

Összességében látható, hogy a bemutatott modellel és differenciálegyenletekkel az elektrohidraulikus szelepvezérlési rendszer megvalósíthatósága alátámasztható és a méretezés kezdeti lépései elvégezhetőek.

## IRODALMI HIVATKOZÁSOK

- [1] United Nations Global technical regulation No. 19; 25 August 2017
- [2] Zöldy M., Csete M., Kolozsi P. P., Bordás P., Török Á. (2021) *Cognitive Sustainability*, In *Cognitive Sustainability* 2022.03.03 online first, <https://doi.org/10.55343/CogSust.7>
- [3] Virt M., Zöldy M., Granovitter G., Bárdos Á., Nyerges Á. *Multi-pulse Ballistic Injection: a novel method for improving Low Temperature Combustion with early injection timings*, ENERGIES Energy and Combustion Science Paper: 1214559 (2021)
- [4] Péter T., Lakatos I., Szauter F. and Pup D. *Complex analysis of vehicle and environment dynamics*, 2016 12th IEEE/ASME MESA, 2016, pp. 1-7, doi: 10.1109/MESA.2016.7587112
- [5] Haas, M. et al.: *UniAir - a fully variable valve train for Gasoline and Diesel Engines*. SIA Conference on Variable Valve Actuation, Reuil-Malmaison, 2006
- [6] Bernard, L. et al.: *Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem MultiAir-Verfahren*. In: MTZ 70 (2009), Nr. 12, S. 892 ff.
- [7] Haas, M., Rauch, M. *Electro-Hydraulic Fully Variable Valve Train System*. ATZ Autotechnol 10, 38–43 (2010). <https://doi.org/10.1007/BF03247163>
- [8] Dudás A. *Fiat Multiair*. Autótechnika 2009/10 <https://autotechnika.hu/cikkek/motor-eroatvitel/8429/flat-multiair>