



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM  
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR  
PATTANTYÚS-ÁBRAHÁM GÉZA DOKTORI ISKOLA

# **PNEUMATIKUS RENDSZEREK DINAMIKÁJÁNAK ÉS BEÁLLÁSI PONTOSÁGÁNAK JAVÍTÁSA**

**PhD tézisfüzet**

készítette:

**Czmerk András József**

okleveles gépészmérnök

Témavezető: Korondi Péter PhD, DSc.

Mechatronika, Optika és Gépészeti Informatika Tanszék

BUDAPEST, 2015.



## Jelölésjegyzék

### Latin betűkkel

$A_A$	[m <sup>2</sup> ]	dugattyú keresztmetszet
$A_d$	[m <sup>2</sup> ]	dugattyúrúd keresztmetszet
$F$	[N]	erő
$i$	[-]	töltési fok
$l$	[m]	munkahenger lökethossz
$p_A, p_B$	[Pa]	kamranyomások
$p_F$	[Pa]	kamrák dugattyúfelületre vonatkoztatott nyomáskülönbsége
$p_{krit}$	[-]	kritikus nyomásviszony ( $p_{krit} = 0,528$ )
$q_m$	[kg/s]	tömegáram
$r$	[-]	felületi arány
$t$	[s]	idő
$t_I$	[s]	kamra töltési idő
$T$	[s]	kamra töltés és ürítés ciklusideje
$u$	[V]	szelep vezérlő jel feszültség
$V_A, V_B$	[m <sup>3</sup> ]	kamrák térfogata
$x$	[m]	dugattyú pozíció
$\dot{x}$	[m/s]	sebesség
$\ddot{x}$	[m/s <sup>2</sup> ]	gyorsulás

### Görög betűkkel

$\alpha^+, \alpha^-$	[-]	átfolyási tényező töltésre (+), és leszellőzésre (-)
$\Gamma$	[-]	dimenziótlantított nyomás
$\kappa$	[-]	adiabatikus kitevő
$\Psi$	[-]	átömlési tényező
$\Theta$	[-]	töltési arány
$\Theta_{PWM}$	[-]	szelepvezérlő jel kitöltési tényező

## Bevezetés

A pneumatikus rendszerek munkavégző egységének nem csak két végpontban történő pozicionálása a 80-as évek második fele óta folyamatosan kutatott terület. Az ilyen, általánosan szervopneumatikusnak nevezett rendszerek szabályozó algoritmusai kiemelt figyelemnek örvendenek, hiszen a pneumatikus rendszerek sajátosságai folytán a robosztus szabályozó alkalmazása kiemelten fontos. Ennek megfelelően az utóbbi időben számos, a robosztus szabályozások fejlesztésében sikeres kutatócsoport tűzte ki tevékenységének céljául a szervopneumatikus rendszerek vizsgálatát, egyúttal igazolva algoritmusuk hatékonyságát. Ezzel egyidejűleg a pneumatikus rendszerek alkotóelemeinek elemzése, azok működésének megismerése, vizsgálata és a konklúziók levonása háttérbe szorult, holott a mérőrendszerek fejlődésével a szervopneumatikus rendszerek több aspektusból is hatékonyan elemezhetővé váltak. Ezekkel az eszközökkel és módszerekkel a rendszer pozicionálását és dinamikáját befolyásoló hasznos megállapítások tehetők. Röviden: nem csak a szabályozás minőségének javítása lehet cél, hanem a szakaszban rejlő tartalékok felkutatása is.

Kutatásaim ennek megfelelően a pneumatikus rendszerek modellezése, az egyes jellemzők közötti összefüggések feltárása felé irányultak. Modellezéssel illusztrált vizsgálataim rámutattak, hogy a kamrák nyomása a pozicionálás pozíciótartó tulajdonságára meghatározó fontosságú.

A pneumatikus rendszerek a működtetés szempontjából alapvetően két csoportba sorolhatók. A munkahenger két kamráját egy közös, valamint két egymástól függetlenül állítható szeleppel működtethetjük. Míg utóbbi esetben épp a független működtetésből fakadóan, a rendelkezésre álló tápnyomástól függően, mindkét kamrában tetszőleges nyomásérték hozható létre, addig az iparban szintén előszeretettel alkalmazott, „egy szervoszelepes kivitelnél” ez nem megvalósítható. Vizsgálataim az ilyen egyetlen, mindkét kamrát kiszolgáló szervoszelep működésére irányultak, mégpedig azzal a céllal, hogy a működtetés során létrehozható maximális nyomást meghatározva következtethessenek a pneumatikus rendszer merevségére, annak külső erőhatásokkal szembeni pozíciótartó

képességére. Egyértelművé vált, hogy a vizsgált eljárás a munkahenger esetleges szivárgásának kompenzálása esetében is hatékony.

A pneumatikus rendszer munkahenger kamráinak egy szelepes működtetésére további vizsgálatokat folytattam. Ennek eredményeképpen explicit alakú összefüggést állítottam fel a szelepet vezérlő jel kitöltési tényezője és a kamrákban felépülő állandósult nyomásérték – egyúttal a kamrák által a dugattyúra kifejtendő erő – között. A levezetést általánosítottam dugattyúrudas munkahengerek esetére is. Az így létrehozott modell segítségével a munkahenger által kifejtendő erő ismeretében meghatározható a szelep vezérlő jele. A szelepet működtető jel kitöltési tényezőjét meghatározva, a rendszerben irányító jelként is hatékony beavatkozás érhető el (input shaping szabályozás). A dolgozat eredményei ezen túl modellreferenciás és egyéb nemlineáris összetett szabályozási módok esetében is hasznosíthatók.

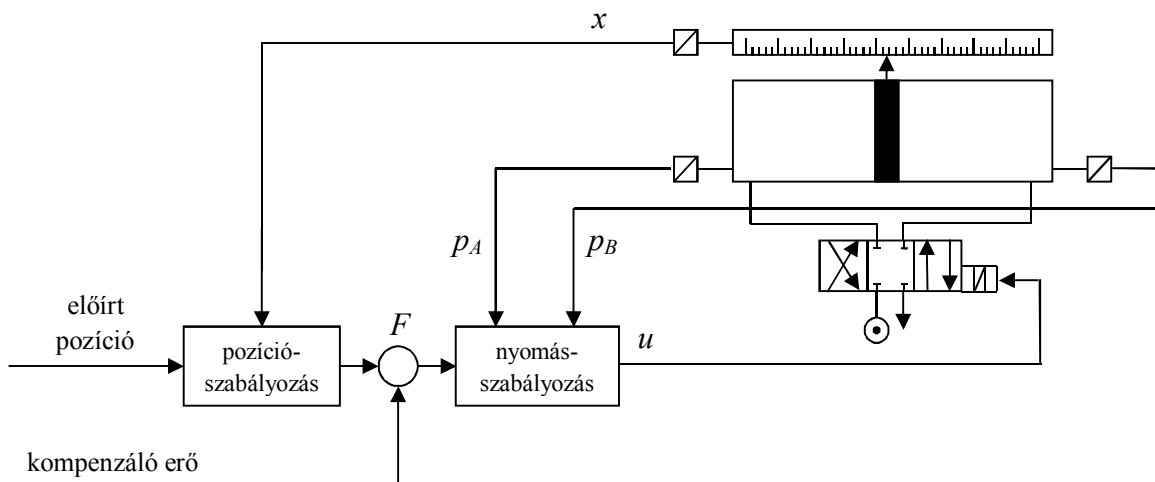
A kamrák nyomásának felügyelete nem csak a pozíciótartás során fontos, hanem a dugattyú mozgatása közben, a kitűzött pozíció elérésének folyamata során is meghatározó jelentőségű.

## **Pneumatikus rendszerek jellemzői, felépítése**

A pneumatikus rendszerek sűrített levegővel működtetett egyenes vonalú vagy forgó mozgás létrehozására képes beavatkozó elemek. Számos előnyös tulajdonságuknak köszönhetően az ipari szerelő-, és mozgatórendszerek fontos építőelemei. Amennyiben valóban flexibilis automatizált rendszerről beszélünk, a pneumatikus rendszerek csoportjából a pneumatikus szervorendszerek kínálnak megoldást, amelyeknél a szervó megnevezéssel történő megkülönböztetés a munkahengerben mozgást végző elemnek – rendszerint dugattyúnak – működtetésében rejlik. A szervopneumatikus eszközök az iparban elterjedten alkalmazott pneumatikus rendszerektől annyiban térnek el, hogy e rendszerek esetében a munkahenger dugattyújának pozicionálása nem csak a dugattyú löketének két végpontjára korlátozódik, hanem a jellemző pontossági határokon belül a két végpont között is tetszőleges pozíció felvételére képesek.

## Szervopneumatikus rendszerek modellezése

A pneumatikus rendszer két legfontosabb eleme a munkahenger és annak kamráit sűrített levegővel ellátó szelep vagy szelepek. Az 1. ábra egy dugattyúrúd nélküli munkahenger kamráinak töltését és leszellőzését lehetővé tévő egyetlen arányos szelepes kialakítást ábrázolja. A szabályozó számára a visszacsatolást a dugattyú elmozdulásának ( $x$ ) és kamra nyomásainak ( $p_A$ ,  $p_B$ ) távadói szolgáltatják. Az ábrázolt esetben a szabályozás az ábrának megfelelő esetben decentralizált módon történik, azaz a külső pozíció-szabályozási körön belül a nyomások szabályozását ellátó belső szabályozókör található (1. ábra).



1. ábra Szervopneumatikus rendszer működtetése egyetlen arányos szeleppel

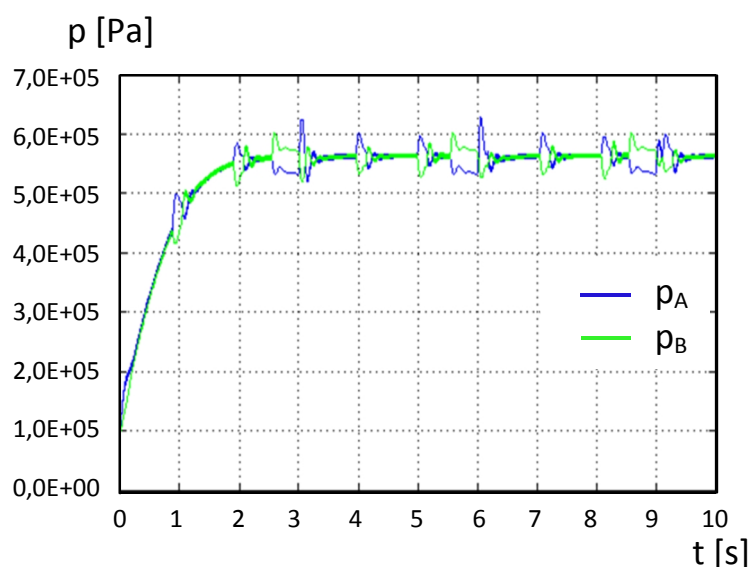
## Állandósult kamranyomások meghatározása

Egy rendszer dinamikai tulajdonságaiban a merevsége kiemelten fontos szerepet játszik, hiszen többek között ez a jellemző határozza meg, hogy adott pozícióban tartás esetén a rendszer mennyire képes ellenállni a gerjesztő erőhatásoknak és zavaroknak. A mechanikus mozgásátalakítóval (fogaskerék-hajtómű, fogasszíjas hajtás, csigahajtás, stb.) ellátott rendszerekkel vagy akár a hidraulikus munkahengerrel ellentétben – ahogyan az értekezés pneumatikus rendszer merevségét leíró fejezetében bemutatásra került – a pneumatikus

rendszerek alacsony merevségük miatt kiemelt jelentőségűek. Egyúttal felmerül a kérdés, hogy a kialakuló kamranyomások befolyásolhatók-e a szelepek töltéleszellőzési időarányával, viszonylag rövid időciklusú beavatkozások esetén?

Ez a működtetés a kamrák nyomását – merevségét – fenntartva a szivárgás okozta nyomásvesztést is hatékonyan kompenzálja. Elsősorban a dugattyúrúd nélküli munkahengerek kamrái típusától függően szivárognak, a kamrák nyomása a szelep lezárt állapota esetén is esik, ami mind a pozícióban tartás, mind a kifejtett erő tartása szempontjából hátrányos. Sok esetben, elsősorban arányos szelepek használatakor magának a szelepnek a szivárgási veszteségeivel is számolni kell. Ez természetesen káros a pozíció tartására, hiszen a kamranyomások aszimmetrikus változását és előbb-utóbb a dugattyú elmozdulását okozza. Ennek elkerülése érdekében lehetőleg még a dugattyú elmozdulása előtt a kamranyomások korrigálására, a szeleppel történő beavatkozásra van szükség.

A pneumatikus rendszerek egyszzelepes működtetése esetén – legyen az általános kivitelű elektromágnessel működtetett vagy arányos szelep – a munkahenger dugattyújának terheletlen működtetése során a dugattyú felvett pozíciójától függetlenül a kamrák nyomása egy jellemző nyomásérték körül ingadozik (2. ábra), az elemzés a működtetés tömegáramainak felírásával lehetséges.



2. ábra Munkahenger kamráinak abszolút nyomása az idő függvényében

## Tömegáramok meghatározása

Az egy szelepes konstrukció esetében ugyan nem lehet mindkét kamra nyomását egyszerre növelni vagy csökkenteni, azonban a működés során az elérhető kamranyomások felírhatók. Egy szelep periodikus jellel történő működtetése során az állandósult nyomás egy periódus időtartamára meghatározható. Ennek feltétele, hogy a kamrában (ebben az értelemben egy tartályban) a töltési és az ürítési anyagmennyiségek, azaz a be- és kiáramló részecskék tömege egy cikluson belül egyező legyen. A töltés folyamatát „+”, a leszellőzést „-” felső index jelöli. A ciklus időarányai „A” kamra esetében:  $t_1$  a töltési,  $T-t_1$  a leszellőzési, míg „B” kamra esetében  $T-t_1$  jelenti a töltési, míg  $t_1$  a leszellőzési időtartamot.

$$q_{mA}^+ \cdot t_1 - q_{mA}^- \cdot (T - t_1) = 0$$

$$q_{mB}^+ \cdot (T - t_1) - q_{mB}^- \cdot t_1 = 0$$

A szelep tömegáramai az ideális fúvóka modell segítségével írhatók fel. A felírás során definiálásra került az  $i$  töltési fok mint szelep konstrukciós jellemző, valamint a  $\theta$  töltési arány mint üzemeltetési jellemző. A tömegáram összefüggésekben szereplő átömlési tényezők kapcsos függvénye az összefüggés inverz számítását aránytalanul megnehezíti, ezért azt kellő pontossággal közelítő összefüggés került felírásra. Az általános felíráshoz definiálásra került  $\Gamma_A$  dimenzióatlanított nyomás.

## A szelepvezérlő jel kitöltési tényezőjének meghatározása a terhelés ismeretében dugattyúrúd nélküli munkahengerekre

A rendszer viselkedésének leírása mellett fontos, hogy adott, mérhető terhelő erő ismeretében megállapítható legyen, a kifejtendő erőhöz mekkora töltési arány alkalmazása szükséges. A munkahengerrel kifejtendő erő kamranyomásokra történő



visszaszámításával lehetőség nyílik az ehhez az erőhöz tartozó töltési arányon keresztül a szelepvezérlő jel meghatározására. A  $\Theta$  töltési arány vizsgálatával ezúttal nem a szelep geometriai alakajátosságainak, hanem kapcsoltságának hatása kerül elemzésre. A cél a  $\Theta$  töltési arány lehetőleg zárt alakú kifejezése  $\Gamma_F$  dimenziótlanított nyomáskülönbség függvényében. A megfelelő alakú felíráshoz a tangens hiperbolikus függvénnyel felírt állandósult dimenziótlanított kamranyomások exponenciális tagokra bontásával lehet eljutni.

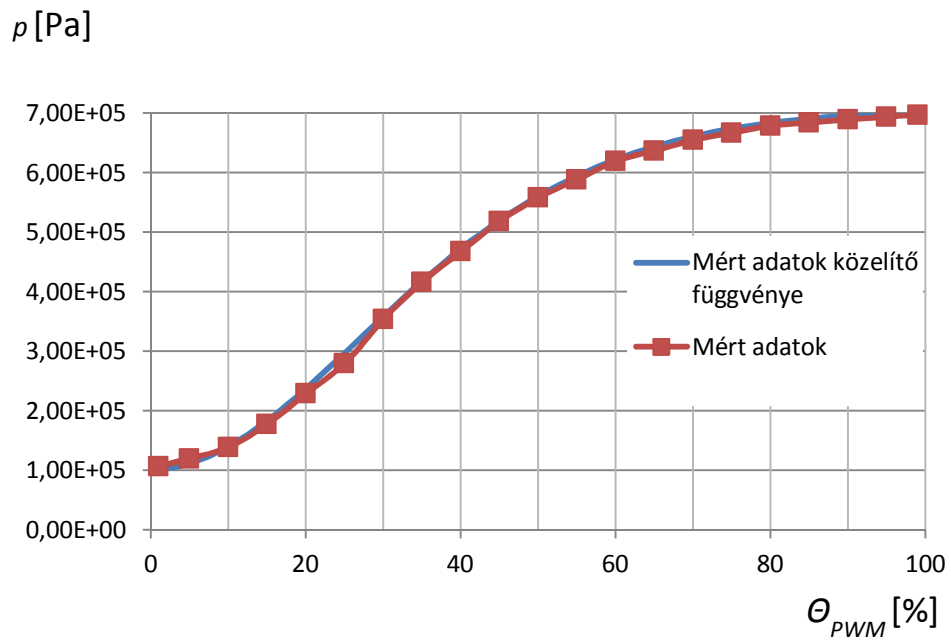
## **Szelepvezérlő jel kitöltési tényező meghatározása a terhelés ismeretében dugattyúrudas munkahengerek esetében**

Az ipari alkalmazásokban a pneumatikus munkahengerek családjának nagyobb részét képezik a dugattyúrudas munkahengerek. A dugattyúrudas munkahengerek által kifejtendő  $F$  erőhöz tartozó  $\Theta_{PWM}$  kitöltési tényező számítása visszavezethető a dugattyúrúd nélküli munkahengerek hasonló eljárására. A számításhoz be kell vezetni a dugattyúrúd keresztmetszetével csökkentett dugattyúfelületnek a teljes dugattyúfelülethez viszonyított arányát, amellyel a dugattyúrúd oldali kamra nyomása dugattyúrúd nélküli felületre vonatkoztatható. Az átalakítás segítségével  $\Theta_{PWM}$  kitöltési tényező a kifejtendő  $F$  erő ismeretében zárt alakban kifejezhető.

## **Mérési eredmények**

A periodikus vezérlőjel kapcsolgatással működtetett szelepet ideális fűvóka modelljével közelítve az állandósult nyomásértékeket leíró összefüggések paraméterei a mérési eredmények alapján pontosíthatók. A mérések Festo MPYE-5-1/8 LF-010B tolattyús arányos szelep különböző frekvenciájú és kitöltési tényezőjű méréseivel zajlottak. A szelep működtetése közben a szeleptest éleinél bekövetkező szivárgás során a magasabb nyomású kamrából az alacsonyabb nyomású kamra felé ereszt át levegőt. A mért értékek elméleti értékektől való eltérése a paraméterek

pontosítását igényli (3. ábra). A mért értékekre legkisebb négyzetek módszerével illesztett görbe paraméterei:  $a=0,87$ ,  $b=0,60$ .



3. ábra Mért állandósult kamranyomás és közelítő függvénye a  $\Theta_{PWM}$  kitöltési tényező függvényében (a mérés  $f=10\text{Hz}$ -es vezérlőjel frekvencia eredményeit ábrázolja)

# Tézisek

## 1. Tézis

Az ideális fúvóka modell közelítő összefüggését felhasználva, a munkahenger kamráinak állandósult, dimenziótalanított nyomásértékei ( $\Gamma_A$ ,  $\Gamma_B$ ) kétparaméteres zárt alakú összefüggéssel közelíthetők a szelep  $i$  töltési fokának (konstrukciós jellemző) és  $\Theta$  töltési arányának (üzemeltetési jellemző) függvényében:

$$\Gamma_A = \frac{1}{2} \cdot th[a_0 \cdot \ln(\Theta \cdot i) + b_0] + \frac{1}{2}$$
$$\Gamma_B = \frac{1}{2} \cdot th\left[a_0 \cdot \ln\left(\frac{1}{\Theta} \cdot i\right) + b_0\right] + \frac{1}{2}$$

ahol az  $a_0$  és  $b_0$  konstansok a  $p_S$  tápnyomás és a  $p_R$  leszellőző nyomás függvényében:

$$a_0 = 1 + c \cdot (p_S - p_R)$$
$$b_0 = d \cdot (p_S - p_R)$$

és ahol az együtthatók szivárgásmentes rendszer és  $i=1$  töltési fokú szelep esetén a legkisebb négyzetek módszerével meghatározva:

$$c = 3,78 \cdot 10^{-7} [1/\text{Pa}], d = 1,23 \cdot 10^{-6} [1/\text{Pa}].$$

Az állandósult kamranyomásokat pedig a dimenziótalanított nyomásokból kifejezhetők:

$$p_A = \Gamma_A \cdot (p_S - p_R) + p_R$$
$$p_B = \Gamma_B \cdot (p_S - p_R) + p_R$$

A tézishoz vonatkozó irodalom: [1-8] [12-14]

## 2. Tézis

Az 1. tézisben közölt dimenziótalanított állandósult kamranyomások ( $\Gamma_A, \Gamma_B$ ) az  $i$  töltési foktól függetleníthetők, az állandósult dimenziótalanított kamranyomások pedig a  $\Theta$  töltési arányára visszavezethetők:

$$\Gamma_A = \frac{1}{2} \cdot th[a \cdot \ln(\Theta) + b] + \frac{1}{2}$$
$$\Gamma_B = \frac{1}{2} \cdot th\left[a \cdot \ln\left(\frac{1}{\Theta}\right) + b\right] + \frac{1}{2}$$

ahol  $a$  és  $b$  az adott szelepre jellemző, alábbiak szerinti konstansok:

$$a = a_0$$
$$b = a_0 \cdot \ln(i) + b_0$$

A tézishez vonatkozó irodalom: [1-8] [12-14]

## 3. Tézis

A dugattyúrúd nélküli munkahenger működtetéséhez szükséges állandósult nyomáskülönbséget biztosító  $\Theta$  töltési arány a  $\Gamma_F$  dimenziótalanított nyomáskülönbségből az alábbi összefüggéssel zárt alakban kifejezhető:

$$\Theta = \sqrt[2a]{\frac{(e^{4 \cdot b} + 1) \cdot \Gamma_F + \sqrt{(e^{4 \cdot b} - 1)^2 \cdot \Gamma_F^2 + 4 \cdot e^{4 \cdot b}}}{2 \cdot e^{2 \cdot b} \cdot (1 - \Gamma_F)}}$$

ahol  $\Gamma_F$  dimenziótalanított nyomáskülönbség,  $\Gamma_F = \Gamma_A - \Gamma_B$ ,  $a$  és  $b$  pedig a 2. tézisben szereplő konstansok.

A tézishez vonatkozó irodalom: [2] [4] [9] [11]

**4. Tézis** A dugattyúrudas munkahenger működtetéséhez szükséges, a dugattyú eltérő aktív felületeit figyelembe vevő állandósult nyomáskülönbséget biztosító  $\theta$  töltési arány a  $\Gamma_F$  dimenziótanított nyomáskülönbségből az alábbi összefüggéssel zárt alakban kifejezhető:

$$\theta = \frac{2a \sqrt{e^{4b}(\Gamma_F + r - 1) + \Gamma_F + \sqrt{(e^{4b}(\Gamma_F + r - 1) + \Gamma_F)^2 - 4e^{4b} \cdot (\Gamma_F - 1) \cdot (\Gamma_F + r)}}}{2e^{2 \cdot b} \cdot (1 - \Gamma_F)}$$

ahol az  $r$  felületi arány a dugattyúrúd keresztmetszetével csökkentett dugattyúfelületnek a teljes dugattyúfelülethez viszonyított arányát fejezi ki:

$$r = \frac{A_A - A_d}{A_A}$$

ahol  $A_A$  a munkahenger dugattyújának keresztmetszete,  $A_d$  a dugattyúrúd keresztmetszete,  $a$  és  $b$  pedig a 2. tézisben szereplő konstansok.

A tézishez vonatkozó irodalom: [2] [4] [9] [11]

## Tézisekhez kapcsolódó publikációk

### Folyóiratcikkek

- [1] K. Széll and A. Czmerk, "Linear identification of a servo-pneumatic system," RECENT INNOVATIONS IN MECHATRONICS, pp. 1-7, (accepted to be published in 2015.)
- [2] A. Czmerk, "Increasing of Stiffness of Double-acting Pneumatic Cylinder," ANALECTA, pp. 1-5, 2015 (accepted to be published in 2015.)
- [3] K. Széll, A. Czmerk and Z. Péntek, "Egy szervopneumatikus rendszer identifikációja és szabályozása távoktatáshoz," DEBRECENI MŰSZAKI KÖZLEMÉNYEK, vol. 13, no. 2, pp. 41-48, 2014.
- [4] K. Széll, A. Czmerk and P. Korondi, "Friction with Hysteresis Loop Modeled by Tensor Product," AUTOMATIKA, vol. 55, no. 4, pp. 463-473, 2014.
- [5] László Valenta, János Halas, András Czmerk, László Molnár "Silicon-elastomer-based sensor for measuring tire load." TIRE TECHNOLOGY INTERNATIONAL-ANNUAL 1: pp. 14-18. (2010)
- [6] Molnár László, Czmerk András "Model linearization of servopneumatic system." MŰSZAKI SZEMLE 38: pp. 267-270. (2007)
- [7] Molnár L, Czmerk A "Pneumatikus munkahenger dinamikája." MAGYAR ELEKTRONIKA 2006:(12) pp. 39-40. (2006)
- [8] A. Huba, L. Molnár, A. Czmerk, T. Fischl "Dynamic Analysis of Silicone Elastomers." MATERIALS SCIENCE FORUM 473: pp. 85-90. (2005)

### Konferencia kiadványban megjelent cikkek

- [9] Z. Péntek, K. Széll and A. Czmerk, "Szervopneumatikus rendszer lineáris modellidentifikációja," in Proceedings of ARES'14, Budapest, BUTE, 2014, pp. 71-75.
- [10] A. Czmerk, K. Széll and P. Korondi, "Development of a servo-pneumatic system in distant learning," in *Proceedings of CERiS'13 - Workshop on Cognitive and Eto-Robotics in iSpace*, Budapest, BUTE Department of Mechatronics, Optics and Mechanical Engineering Informatics, 2013, pp. 50-54.
- [11] T. Szabó, A. Czmerk "Sliding mode control model of a nonlinear pneumatic system." In: 53rd IWK. Ilmenau, Németország, 2008.09.08-2008.09.12. Ilmenau: pp. 415-416. (ISBN: 978-3-938843-37-6)

- [12] Dr László Molnár, András Czmerk "Linearization of a servopneumatic system with modified pid controller." In: Penninger A, Kullmann L (szerk.) Proceedings of the Fifth Conference on Mechanical Engineering, GÉPÉSZET 2006. Budapest, Magyarország, 2006.05.25-2006.05.26.
- [13] András Czmerk "Dynamics of a servopneumatic drive." In: VII. International PhD Workshop. Gliwice, Lengyelország, 2005.10.22-2005.10.25. pp. 343-346.
- [14] Molnár L, Czmerk A "A pneumatikus hajtás tulajdonságai és dinamikai modellje." In: OGÉT 2004.: XII. Országos Gépészeti Találkozó. Csíksomlyó, Románia, 2004.04.22-2004.04.25. Kolozsvár: Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, pp. 208-212.