

BME GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK
BME DEPARTMENT OF MACHINE AND PRODUCT DESIGN

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Gépészmérnöki Kar

Gép- és Terméktervezés Tanszék

Kardos Szilárd

Sűrített levegővel működő járműhajtás optimalizálása

Szakdolgozat

Konzulensek:

Szűcs János, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék

Keszler Gábor, Bosch Rexroth Kft.

Budapest, 2013

Feladat kiírás:

Értékelőlap:

Tartalomjegyzék

1.	Jelölésjegyzék.....	7
2.	Bevezetés.....	9
3.	Vállalat bemutatása	10
3.1	Bosch Rexroth Magyarországon	10
3.2	Magyarországi Mérőföldkövek	10
4.	Irodalom Kutatás	12
4.1	Légajtású autók története napjainkig	12
4.2	Légajtású autók típusai	12
4.3	Mérőföldkövek a légajtású motorok történelmében	13
4.4	Verseny bemutatása	15
4.5	Versenyszámok szabályai	16
4.6	Pneumobilok hajtásának szerkezeti felépítése.....	19
4.7	Pneumobil motorok	19
4.7.1	Hajtások összehasonlítása	23
4.8	Pneumatikus vezérlések.....	24
4.8.1	Pneumatikus elemek összehasonlítása	25
5.	Feladat pontosítása	26
5.1	A járművel szemben támasztott követelmények	26
5.2	Pneumatikus rendszerrel szemben támasztott követelmények.....	27
5.3	Pneumatikus rendszerrel szemben támasztott követelmények.....	28
6.	Pneumatikus rendszer tervezése.....	29
6.1	Korábbi pneumatika bemutatása	29
6.2	Az új pneumatikus rendszer tervezése.....	31
6.2.1	Vészstop	34
6.2.2	Motorvezérlő szelepek	36
6.2.3	Proporcionális nyomásszabályozó szelep	37

6.2.4	Munkahengerek	38
6.2.5	Pneumatika csövek	38
6.2.6	Puffer kör.....	38
6.3	A kapcsolásban rejlő előnyök, újdonságok összegzése.....	39
6.4	Működés	41
6.5	Üzem módok.....	44
7.	Pneumatikus rendszer beépítése az autóba.....	45
8.	Mérési sorozat	49
8.1	Mérési sorozat gyorsulási illetve ügyességi versenyszám.....	50
8.2	Mérési sorozat távolsági futamra.....	51
8.3	Mérések Kiértékelése	52
8.3.1	1. mérési sorozat	52
9.	Hajtáslánc optimális áttétel tartományának meghatározása.....	55
9.1	Pneumatikus munkahenger matematikai modellje	58
9.1.1	A munkahengerek paramétereinek meghatározása	60
9.1.2	Terhelés paramétereinek meghatározása.....	63
9.2	Munkahenger teljesítménye a terhelés függvényében.....	63
9.3	Áttétel meghatározása.....	65
10.	Továbbfejlesztési javaslatok	69
11.	Összefoglalás.....	70
12.	Summary	71
	Irodalomjegyzék.....	72
	Melléklet.....	74
	Köszönetnyilvánítás	85
	Nyilatkozat	86

1. Jelölésjegyzék

d_1	1db munkahenger dugattyúrúd átmérője	mm
d_2	2db munkahenger dugattyúrúd átmérője	mm
D_1	1db munkahenger dugattyúátmérője	mm
D_2	2db munkahenger dugattyúátmérője	mm
d_{fk1}	feltöltés átmérője	mm
d_{fk2}	leszellőzés átmérője	mm
r_f	fogaskerék osztókör sugara	mm
$R_{kerék}$	hátsókerék gumiköpenyének sugara	mm
A_1	dugattyú oldali felülete	mm^2
A_2	dugattyúrúd oldali felülete	mm^2
A_f	fojtás keresztmetszete	mm^2
A_D	dugattyú keresztmetszete	mm^2
$A_{rúd}$	dugattyúrúd keresztmetszete	mm^2
A_{fk1}	feltöltés fojtási keresztmetszete	mm^2
A_{fk2}	leszellőzés fojtási keresztmetszete	mm^2
V_1	dugattyú oldali térfogat	mm^3
V_{10}	dugattyú oldali térfogat, ha $x=0$	mm^3
V_2	dugattyúrúd oldali térfogat	mm^3
V_{20}	dugattyúrúd oldali térfogat, ha $x=0$	mm^3
m_{be}	feltöltés tömegárama	kg
$\dot{m}_{be}$	feltöltés tömegáram sebessége	kg/s
m_g	dugattyú terhelése	kg
$\dot{m}_{ki}$	leszellőzés tömegáram sebessége	kg/s
m_{red}	autó tömege a munkahengerre redukálva	kg
$m_{valós}$	autó valós tömege	kg
$m_{hátsó}$	hátsó kerék terhelése	kg
$\ddot{x}$	dugattyú gyorsulása	m/s^2
a_D	dugattyú gyorsulása	m/s^2
$a_{autó}$	jármű gyorsulása	m/s^2
a_{max}	jármű maximális gyorsulása	m/s^2
$\dot{x}$	dugattyú sebessége	m/s

F_D	dugattyú erő	N
F_s	kerékre ható súrlódási erő	N
$F_{kerék}$	kereket hajtó erő	N
F'_e	dugattyú erő	N
P_1	dugattyú oldali nyomás	Pa
$\dot{P}_{1pol}$	dugattyú oldali politropikus nyomásváltozás	Pa/s
P_2	dugattyúrúd oldali nyomás	Pa
$\dot{P}_{2pol}$	dugattyúrúd oldali politropikus nyomásváltozás	Pa/s
P_{at}	légköri nyomás	Pa
T_e	beáramló levegő hőmérséklete	$^{\circ}K$
T_2	2. térrész hőmérséklete	$^{\circ}K$
n_1	politropikus együttható	-
R	egyetemes gázállandó	$J/mol \cdot K$
x	dugattyú által megtett út	m
μ_f	átfolyási tényező	-
ψ	feltöltés átömlési tényezője	-
ψ'	leszellőzés átömlési tényezője	-
χ	adiabatikus kitevő	-
μ	súrlódási tényező	-
g	nehézségi gyorsulás	m/s^2
$i_{valós}$	megvalósítható áttétel	-
$i_{\ddot{o}}$	összáttétel	-
i_{opt}	optimális összáttétel	-
$i_{váltó}$	váltó áttétele	-
$i_{lánc}$	láncajtás áttétele	-
i_{NuV}	agyváltó áttétele	-

2. Bevezetés

A felsőoktatásban résztvevő hallgatók számára fontos, hogy az egyetemen tanultakat gyakorlatban is kipróbálhassák, ezáltal növelve szakmai tudásukat. Erre adnak megfelelő lehetőséget a tanulmányi versenyek, ahol különböző témakörökben komoly mérnöki teljesítményt igénylő feladatok teljesítésével mérhetik fel tudásukat a jelentkezők.

Mivel napjaink egyik meghatározó problémája az energiakérdés, ezért számos tanulmányi verseny központi témája az alternatív hajtások és a megújuló energiaforrások. Ilyen verseny a Bosch Rexroth Pneumatika Kft. által rendezett Pneumobil is, amelyen a versenyző hallgatók sűrített nitrogénnel hajtott járművekkel mérhetik össze tudásukat.

A verseny célja, hogy a leendő mérnökök bepillantást nyerjenek a pneumatika rejtelmeibe és megismerjék a pneumatikus elemek alternatív felhasználási lehetőségeit. Továbbá a járművek tervezése és gyártása során számos olyan feladattal kerülnek szembe a versenyzők, amelyeket a későbbiekben kamatoztatni tudnak, mint például a futómű, a váz és a hajtáslánc tervezése.

A Műszakik pneumobil team hagyományait folytatva az idei Pneumobil versenyre is nevezett. A csapat tagjaként a szakdolgozatom témájának az idei jármű hajtásának optimalizálását választottam.

A jármű hajtása három fő egységből, a pneumatikus rendszerből, a motorból és a hajtásláncból áll.

A szakdolgozatom elsősorban pneumatikus rendszerrel foglalkozik, melynek elsődleges feladata, hogy a tartályból a motorba juttassa az üzemanyagként szolgáló sűrített gázt, ezért fontos, hogy a rendszer minél nagyobb légáteresztéssel rendelkezzen és minél kisebb nyomáseséssel juttassa el a sűrített gázt a motorba.

3. Vállalat bemutatása

3.1 Bosch Rexroth Magyarországon [1]

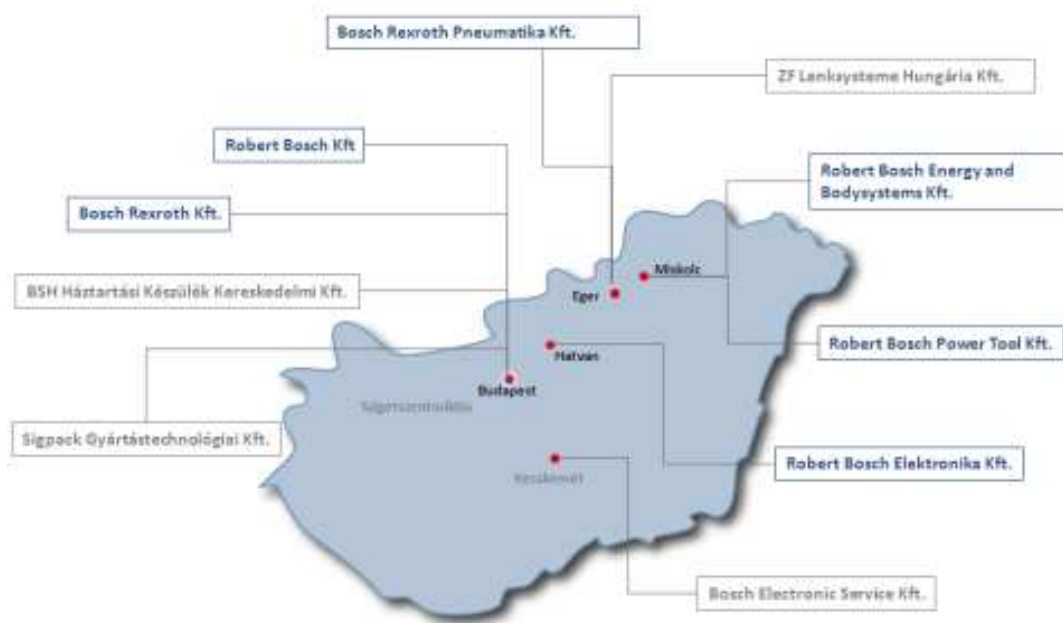
A Bosch 1899 óta van jelen Magyarországon. Az 1991-ben újjáalapított regionális kereskedelmi kft.-ből mára jelentős vállalat-csoport, Magyarország második legnagyobb külföldi ipari munkaadójává fejlődött ki. A Bosch csoporthoz tartozó vállalatok Budapesten több telephelyen, Hatvanban, Miskolcon, Egerben és Szigetszentmiklóson találhatók meg. Az egyes gyártó, kereskedelmi és fejlesztési egységekhez kiterjedt kereskedő és szervizhálózat azonban a teljes országot lefedi. A kereskedelmi üzletágak nemcsak Magyarország, hanem az Adria régió többi országának tevékenységét is koordinálják.

Hazánkban a 11 leányvállalattal rendelkező cég beruházásai elérték az 50 millió eurót, kutatás-fejlesztésre 36 millió eurót fordítottak 2009-ben. A Bosch csoport magyarországi forgalma 389 millió euróra nőtt, mialatt a Bosch teljes forgalma – amelybe beletartoznak a saját vállalatai között folytatott kereskedelmi tevékenységek is – 1122 millió euró lett. A vállalat a jövőben is az innovációra helyezi a hangsúlyt: a K+F tevékenység 2010-ben is kiemelt terület lesz, sőt a 2010. január 1-jén közel 6000 főt főállásban foglalkoztató cégcsoport további 1000 munkahely megteremtését tervezi.

3.2 Magyarországi Mérföldkövek [1]

- 1898. október Robert Bosch megbízza Dénes Ede mérnököt a Bosch-termékek értékesítésével az Osztrák-Magyar Monarchiában
- 1918. Robert Bosch megalakítja magyarországi lerakatát a Bosch Róbert Kft.-t, melynek központja Budapesten a Vas u. 16-ban volt, a céget Hugo Borst és Gottlob Honold jegyzik, helyi vezetők: Bródy Artur és Ster József
- 1928. A Budapest V. Váci út 22-26 alatti üzem- és központi épületbe történt átköltözést követően a 65 főt foglalkoztató cég teljesen önállóvá vált a bécsi területi központtól
- 1929-36. között Magyarországon 16, 1942-ig 28 Bosch Szolgálat (szerviz) létesült
- 1944. július 2. Az első súlyos háborús bombatalálatok
- 1946. június 19-én a Bosch Róbert Kft.-t hadizsákmányként a szovjet megszálló hatóságok lefoglalják

- 1952. október 31. államosítás az új cégnév: Budapesti Autóvillamossági Felszerelések Gyára
- 1991. Robert Bosch Kft. megalapítása
- 1994. A BSH Kft. a Bosch und Siemens Hausgeräte GmbH 100%-os tulajdonú leányvállalatának alapítása
- 1997. A Robert Bosch GmbH. és a japán Tanashin Denki Co.Ltd. megalapítja a Digital Disc Drives Kft.-t kecskeméti központtal
- 1998. A Robert Bosch GmbH. Hatvanban új leányvállalatot alapít Robert Bosch Elektronikai Gyártó Kft. néven
- 2000. A Bosch Budapesti Fejlesztési Központ alapítása
- 2001. július 23-án a Bosch Rexroth Hajtás- és Vezérléstechnika Kft. cégbírósági bejegyzésével a korábban Mannesmann Rexroth érdekeltségű cég a Bosch magyarországi csoportjához tartozik.
- 2001. novemberben a Robert Bosch Power Tool Kft. megalakulása Miskolcon
- 2003. A Robert Bosch Energy and Body Systems Kft. megalakulása
- 2010. június 23-án elindult a Bosch csoport miskolci gyárának bővítése egy 6,5 milliárd forintos beruházás keretén belül



3.1. ábra Bosch csoport magyarországi telephelyei [2]

4. Irodalom Kutatás

4.1 Léghajtású autók története napjainkig [3]

A léghajtású mozdonyoknak fél évszázadig, az előnyeinek köszönhetően (egyszerűség, biztonság, gazdaságosság és tisztaság), meghatározó szerepe volt a közlekedésben. A léghajtású motorokat a mindennapi használatban először a nagyvárosok közlekedésében használták 1880-as és az 1890-es években. New York városában egy lakóház méretű 1500 lóerős kompresszor állomás látta el a szállításra használt légmozdonyokat. A léghajtású bányavonatokat rendszeresen készítettek gőzgépeket gyártó vállalatok, amelyeknek az 1930-as és 40-es évekig nem volt elektromos- vagy belsőégésű motorral ellátott konkurenciája, mert zárt és gázos környezetben üzemelésük veszélyes volt. A légmotor fogalma 1931 (ebben az évben halt meg William Lawrence Saunders az Ingersoll-Rand vezérigazgatója), és a második világháború vége között eltűnt a mérnöki kézikönyvekből, mivel a tökéletesített gázmotorok és az olcsó üzemanyag megalapozta az olajipar erejét.

1970-es években, az olajválság idején, újra komolyabb érdeklődés mutatkozott a léghajtású autók iránt, ezért mára több száz szabadalmat jegyeznek hagyományos, hibrid, zártkörű léghajtású motorokból illetve számos megoldás van a meglévő belső égésű motorok léghajtásúvá alakítására.

4.2 Léghajtású autók típusai [4]

- *Hagyományos sűrített levegős autó:* 75 vagy kevesebb megtett kilométer után tölteni kell nagynyomású levegővel a tartályait, amelyek jelentős mérettel rendelkeznek. Az autó lényegesen nehezebb feltöltve, mint üres tartállyal
- *Hibrid sűrített levegős autók* sűrített levegős és belsőégésű motorral is rendelkeznek. A belsőégésű motor egy kompresszort hajt, és a kerekeket a légmotor hajtja. Nincs szükség a nagyméretű nyomástartó tartályokra, mivel az elektromos hibridekhez hasonlóan üzemanyag tartállyal rendelkeznek. A belső égésű motor által termelt hővel növelni lehet a légmotor hatásfokát.
- *Zárt ciklusú léghajtású autók* a légmotorból kipufogó levegőt felfogják, és újra sűrítik. Mivel a levegő nem expandál légköri nyomásra, kisebb méretű kompresszor is

elégendő az újra sűrítéshez. A szabad hatótávú léghajtású autók általában részben zárt ciklusúak, mivel a kipufogó levegő csak egy részét komprimálják újra.

- *Átalakított léghajtású autók* esetén meglévő belsőégésű motorokat alakítják át úgy, hogy sűrített levegővel működjenek.

- *Szabad hatótávú autókat*, néha önellátó vagy megnövelt hatótávú légautónak is nevezik, amelyek saját kompresszorral rendelkeznek. A sűrített levegővel hajtott autók e típusánál a kompresszor az üzemelés nagy része alatt működik, kivétel ez alól például az indítás

4.3 Mérföldkövek a léghajtású motorok történelmében [4]

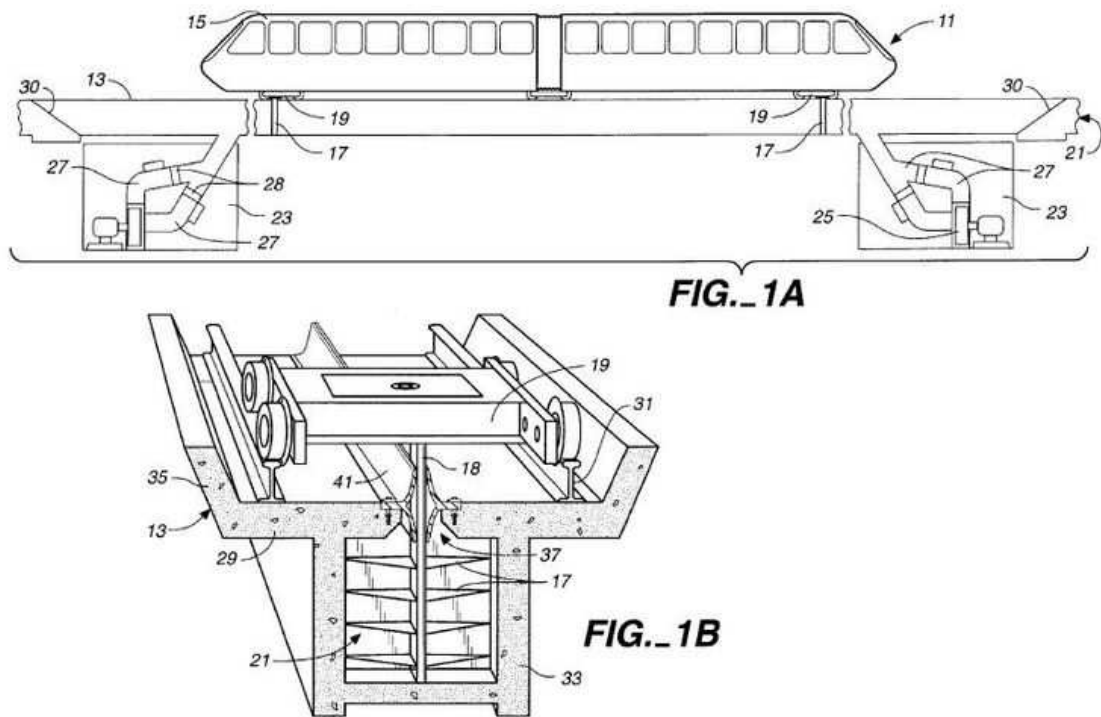
- 1863 *Plongeur* az első motoros hajtású tengeralattjáró (Korábbi típusok emberi erővel voltak hajtva), amely sűrített levegővel működött
- 1880-2010 Első pneumatikus vasút megépítése
- 1886-1900 Mekarski sűrített levegős mozdonya
- 1892-1900 Robert Hardie sűrített levegős mozdonya
- 1896-1900 Hoadley-Knight sűrített levegős mozdonya
- 1896-1930 H. K. Porter összetett sűrített levegős mozdonya
- 1912 – 1930 Európai három lépcsős sűrített levegős mozdony
- 1930 Első diesel-léghajtású hibrid mozdony, Németország

Napjaink jelentős sűrített levegős technológiai a közlekedésben:

- MDI sűrített levegős járművei. Guy Negre által vezetett MDI vállalat 1996-ban fejlesztette ki első sűrített levegős járművét. 2007-ben a Tata Motors-al együttműködve elkezdték a OneCAT (4.1. ábra) fantázia névre hallgató jármű fejlesztését. Az első darabok 2009-ben készültek el. [5]
- Aeromovel Global Corp. által fejlesztett pneumatikus vasút [6]. Jakartában egy 3,2km-es vonalon a vállalat vonatai 24 éve szállítanak utasokat. Porto alegre-ben egy kísérleti szakaszt 1983-ban építettek, de a 2014 Futball világbajnokság alkalmával egy második szakaszt 2013-ban adnak át.
- Első diesel-sűrített levegős hibrid motor. [7] A PSA csoport és a Bosch által fejlesztett hibrid, amely a Hibrid Air fantázianevet kapta. A vállalat honlapja szerint 2.9l/100 km-es üzemanyag fogyasztásra képes az aktuális fejlesztés.



4.1. ábra. MDI OneCAT [8]



U.S. Patent
Dec. 8, 1998
Sheet 1 of 5
5,845,582

4.2. ábra Aeromovel pneumatikus vasút koncepciója [9]



4.3. ábra PSA csoport sűrített levegő-diesel hibridje [7]

4.4 Verseny bemutatása [10], [11]

Az első verseny megrendezésére, a magyarországi Rexroth vállalatok közös szervezésében 2008 májusában került sor, a Bosch Rexroth Pneumatika Kft. udvarán. A verseny szülőatyjai Bolyki Ferenc, Fülep Richárd, Tamás Endre, Avar József és Szabó László, a fent említett vállalatoknál dolgozó mérnökök, egy olyan műszaki rendezvényt szerettek volna életre hívni, ahol a leendő mérnököknek lehetőségük nyílik a pneumatika rejtelmeibe bepillantást nyerni, valamint megismerni az Egerben gyártott termékek alternatív alkalmazási lehetőségeit. Így született meg a Pneumobil verseny gondolata.

2008-ban 18 csapat indult a versenyen, akik közül a Debreceni Egyetem mérnökpalántái teljesítettek a legjobban. A versenyen dobogós helyezést ért még el a Kecskeméti Főiskola, a Miskolci Egyetem, a Nyugat-magyarországi Egyetem, a Szent István Egyetem, a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem valamint a Budapesti Műszaki Főiskola csapata is.

2009-ben a versenyző csapatok száma megközelítőleg a kétszeresére nőtt (32), sőt már a határainkon túlról is érkeztek vállalkozó szellemű hallgatók. A küzdelem helyszíne az Érsekkert lett, ahol a nagyközönség előtt mérkőztek meg a csapatok immár három kategóriában: távolsági, gyorsasági és gyorsulási futamban. A II. versenyen ismét a debreceniek győztek, Török Zoltán, csapatkapitány vezetésével.

2010-ben, a III. Nemzetközi Rexroth Pneumobil Versenyre már 35 csapat nevezett, akik közül szoros versenyben harmadik alkalommal is a Debreceni Széllovagok vitték el a pálmát.

A 2011-es verseny számos érdekességgel szolgált. Ekkor indult a legtöbb csapat (38) és megdőlt szinte minden rekord. Egy új versenyszám és számos új csapat is bemutatkozott. A végső küzdelem azonban a két nagy rivális között dőlt el, akik közül 2011-ben a Gyalogkakukk bizonyult jobbnak.

A tavalyi versenyen minden eddiginél több, 41 csapat állt rajthoz. A jubileumi döntőben, első ízben Seniorok is indulhattak,. 2012-ben közkívánatra új versenyszám is megrendezésre került. A Senior kategóriában csak azok a már végzett hallgatók indulhattak, akik az előző évi versenyek valamelyikén már részt vettek és korábbi járműüket – amennyiben az megfelelt a 2012-es versenykiírásnak – egykori alma materük rendelkezésükre bocsátotta.

A résztvevő csapatok az V. Pneumobil versenyen öt kategóriában mérhették össze tudásukat és ügyességüket. A Rexroth Legjobb Pneumobilja 2012 címet ezúttal a szegedi MK Laren csapat tudhatja magáénak.

A 2013-ban meghirdetett VI. Nemzetközi Rexroth Pneumobil Versenyt a rendező vállalatok ez évben először egy új, kiegészítő versenyszámmal hirdetik meg a pályázó csapatok részére: kiegészítő vezérlési, adatgyűjtési és megjelenítési feladat formájában.

Az egri Bosch Rexroth Pneumatika Kft., valamint a budapesti Bosch Rexroth Kft. az ipari tendenciáknak megfelelően a villamos vezérlési, megjelenítési és táv-beavatkozási megoldások megismertetése érdekében hirdeti meg a versenyszámot.

Az elkészített „járművek” a hosszú távú versenyszám során kapnak lehetőséget bizonyítani a működő megoldásukat a gyakorlatban is.

4.5 Versenyszámok szabályai [12]

Műszaki értékelés:

A versenyfeladatnak ez a pontja két részből áll:

1. Dokumentáció kidolgozása, elemigény összeállítása.

Az erre a pontra adható maximum pontszám adja a Műszaki értékelés pontjainak a 25 % -t.

2. A kész jármű értékelése műszaki és innovációs szempontból.

Az erre a pontra adható maximum pontszám adja a Műszaki értékelés pontjainak a 75 % -t. Ehhez a részhez tartozik a „Biztonsági átvétel” eredménye is.

Hosszútávú futam:

A futam célja: Egy feltöltött palackkal a legnagyobb távolságot megtenni

A pálya tervezett hossza: ~580 méter.

A futam lebonyolítása: A rajtsávba a kiadott rajtsorrend alapján kell felsorakozni majd innen a versenybírók jelzésére, lehet elstartolni. A pálya nyomvonalát követve kell megtenni annyi kört, amíg a töltet el nem fogy. A versenyszám alatt kötelező sofőrváltást kell végrehajtani (3 alkalommal) amely a pálya nyomvonalától eltérően az erre a célra kialakított „pitstop” zónában történik.

A futam szabályai:

- A rajtsorrendtől való eltéréssel **egyszer** lehet élni, ez **5 rajthelyes hátrasorolást** jelent. Aki nem tud a második lehetőséggel sem elrajtolni, annak **nincs lehetősége a versenyszámot teljesíteni.**

- Az elért távolság a jármű elejének legkülső pontjától van mérve
- Maximális üzemi nyomás: 10 bar
- Kötelező minimum átlagsebesség: **15 km/h**, ami a megtett összes egész körre vonatkozik
- Az átlagsebesség egy körön belül nem kötelező, mivel az átlag számít
- Az utolsó tört kör átlagsebessége nem számít, lehet menni lassan is, ha nem fut át a célvonalon, akkor nem számít bele az átlagsebességbe
- Figyelem! Minden befejezett kör beleszámít az átlagsebességbe
 - Amely csapat átlagsebessége nem éri el a 15 km/h értéket, de meghaladja a 14,5 km/h-t, csak büntetés kiszabása után lehet érvényesíteni az eredményét.
 - a büntetés mértéke 500 m levonás az elért eredményből
 - aki 14,5 km/h alatt teljesíti a versenyszámot annak nem értékelhető a futama
- **Minimum 2 km megtétele kötelező!**
- Minimum három váltáskötelező!
 - Váltásnak minősül, ha a megadott pálya szakaszon a jármű megáll, vezetőt cserél, elindul
 - Addig áll, amíg a csapattárs kiszáll, bukósisakot átad, felvesz, övet becsatol
 - Az első váltás már lehet az első körben

- Két váltás között minimum 1 kör megtétele kötelező
- A váltás ideje bele számít az átlagsebességbe

Ügyességi futam:

A versenyszám célja: az akadályokkal nehezített pályaszakaszt a legrövidebb idő alatt teljesíteni.

A pálya tervezett hossza: ~250 méter.

A futam lebonyolítása: A rajtsávba a kiadott rajtsorrend alapján kell felsorakozni majd innen a versenybírók jelzésére, lehet elstartolni. A versenypályán egyszerre egy jármű tartózkodik és az újabb rajtoltatás, csak akkor indul, ha az előző versenyző befejezi a versenyszámot és elhagyja a pályát. A pálya nyomvonalát követve kell 2 kört megtenni a legrövidebb idő alatt. Értékelésre a két kör megtételéhez szükséges idő kerül.

A futam szabályai:

- A versenyszám alatt mindennemű megállás beleszámít a köridőbe.
- Repülő rajt a boxutcából felgyorsulva.
- A két köridő összege az elért eredmény.
- Maximális üzemi nyomás: 10 bar.

Gyorsulási futam:

A versenyszám célja: A megadott pályaszakaszt a legrövidebb idő alatt megtenni

A pálya tervezett hossza: ~ 220 méter.

A futam lebonyolítása: A rajtsávba a kiadott rajtsorrend alapján párosával kell felsorakozni majd innen a rajtlámpa jelzésére, lehet elstartolni. A versenypályán a saját versenysávból tilos áttérni az „ellenfél” sávjába. A pálya nyomvonalát követve kell a versenyszakaszt megtenni, majd célba érkezés után a bírók jelzései alapján lelassítani.

A futam szabályai:

- Hogy melyik csapat melyik oldalon indul pénzfeldobással lesz sorsolva
- A legjobb idő a nyertes
- Max. sebességet is mérünk (utolsó 5m)
- Start lámpa működése
- Minden sárga lámpa kigyullad (felkészülés)
- 3 sec-en belül kigyullad a zöld lámpa is (start)
- A reakció idő beleszámít
- Kiugrást figyeljük (negatív reakció idő)
 - Aki kiugrott vagy nem indul el, kiesik
- Maximális üzemi nyomás: 10 bar.

4.6 Pneumobilok hajtásának szerkezeti felépítése

A pneumobilok hajtása jellemzően két nagyobb egységre bontható, pneumatikus rendszerre és az erőátvitelre. A pneumatikus rendszer elsődleges feladata a sűrített gáz biztonságos eljuttatása a motorhoz, illetve annak a vezérlése. A pneumatikus rendszer a következő részegységekből épül fel: tartály, pneumatikus vezérlés, szelepek vezérlése

Az erőátvitel feladata, hogy a sűrített gáz által végzett munkát mechanikai munkává alakítsa és azt forgó mozgássá alakítva hajtja a járművet. Az erőátvitel a következő részegységekből épül fel: Motor, váltó, kerék

4.7 Pneumobil motorok

Mivel a verseny szabályzata szerint az autó hajtásához kizárólag a Bosch Rexroth PRA típusú kétoldali működésű pneumatikus munkahengereit használhatjuk, ezért a jármű hajtásának tervezésénél lényeges feladat a munkahengerek lineáris mozgásának forgó mozgássá alakítása. A gyakorlatban ezen feladat megoldására leggyakrabban a következő mechanizmusokat alkalmazzák:

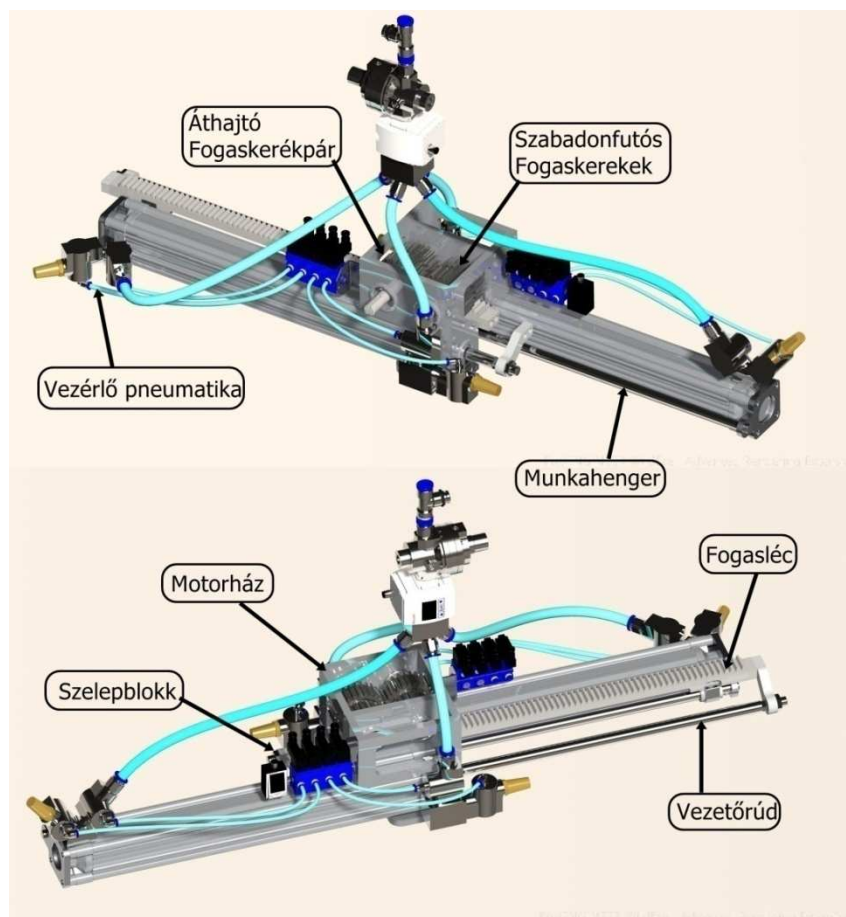
- Forgattyús tengely
- Fogasléc-fogaskerék-hajtás
- Karos hajtás
- Láncos hajtás

A *forgattyús tengelyes* megoldás a belsőégésű motoroknál használt dugattyú-főtengely mechanizmusára hasonlít (4.4. ábra). Különbség azonban, hogy nincs dugattyúrúd, ugyanis a munkahenger egyik végét egy csappal rögzítik a vázhoz, amely körül el tud fordulni. Használják közvetlenül és közvetve hajtott motorként is. Közvetlen hajtás esetén a forgattyús tengely (vagy tárcsa) a kerekre van szerelve áttétel nélkül.



4.4. ábra. Forgattyús tengelyes hajtás

A fogasléc-fogaskerék mechanizmusnál a munkahenger, vagy munkahengerek, a fogaslécet vonszolják, amely így alternáló mozgást végez (4.5. ábra). A fogaslécra két fogaskerék csatlakozik, amelyek szabadonfutón keresztül adják át a teljesítményt a kihajtó tengelyre, így egy fogaskerék csak az egyik irányba forogva ad le teljesítményt, másik irányban szabadon elfordul. A két fogaskerék kihajtását össze kell hangolni, erre jellemzően áthajtó fogaskereket vagy lánckereket használnak.



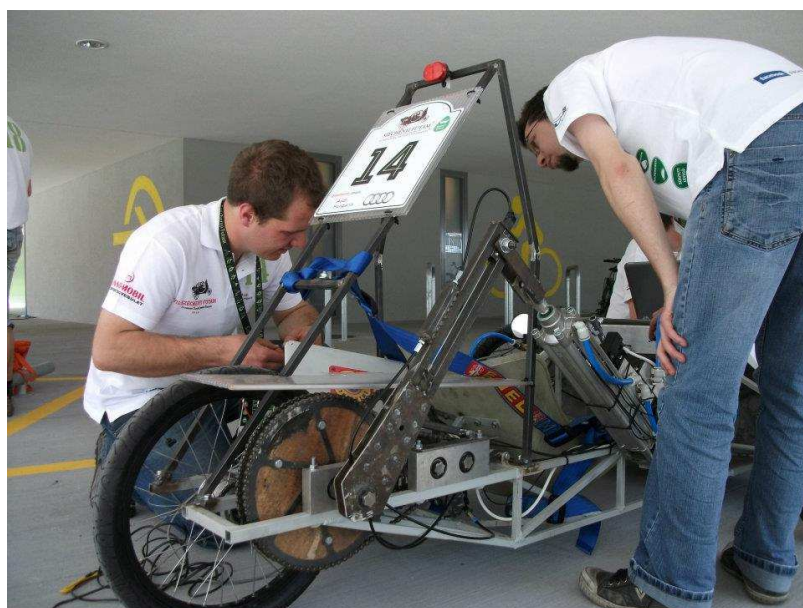
4.5. ábra. Fogasléc-fogaskerék-hajtás

Láncos hajtásnál a munkahenger/ek egy láncot vonszolnak, amely lánckerekeket hajt meg (4.6. ábra). Ebben az esetben is a lánckerekek szabadonfutón keresztül csatlakoznak a kihajtó tengelyre, így hasonlóan a fogasléc-fogaskerék-hajtáshoz egy-egy lánckerék csak meghatározott forgásirányban ad át teljesítményt.



4.6. ábra. Láncos hajtás

Karos hajtásnál a munkahenger egy jelentős méretű karon keresztül hajt két lánckereket, amelyek forgása láncos hajtással és szabadonfutóval van azonos forgásirányba állítva (4.7. ábra). A hajtókarban egy villanymotorral hajtott menetes orsó segítségével állítható be a munkahenger erőkarjának nagysága, így állítható fokozatmentesen az áttétel.



4.7. ábra. Karos hajtás

4.7.1 Hajtások összehasonlítása

Megoldás	Értékelés
Forgattyús tengelyes hajtás	+ motorban nem szükséges szabadonfutót használni (elég csak a kerékagyban) + egyenletesebb járású motor + kevesebb az alternáló tömeg - munkahenger nyomásának jelentős része a forgattyús tengelyt illetve a támasztó csapágynyakat terheli - kedvezőtlen hatásfok - nagy helyigény - nagy lökethossz esetén nehezen alkalmazható
Fogasléc-fogaskerék-hajtás	+ kedvező hatásfok + nagy löketű munkahengereket egyszerűen lehet alkalmazni + kedvező helyigény - jelentős alternáló tömeg - egyenetlen hajtás - szabadonfutó beépítése szükséges a motorban - fogaskerék-hajtásból adódó járulékos erők
Láncos hajtás	+ kedvező hatásfok + nagy löketű munkahengereket egyszerűen lehet alkalmazni + kedvező helyigény + kevesebb alternáló tömeg - lánc nyúlása problémát okozhat - csak a húzott lánc visz át nyomatékot - lánc-hajtásból származó járulékos erők
Karos hajtás	+ forgattyús tengelyhez képest jobb hatásfok + fokozatmentes váltás a motorban egyszerűen megoldható - váltás lassú - jelentős helyigény - szabadonfutó használata szükséges - jelentős alternáló tömeg

4.8 Pneumatikus vezérlések

Hogy a jármű minél jobban használja fel a rendelkezésre álló hajtóanyagot, és minél gyorsabban töltse fel a munkahengereket, a pneumatikus vezérlést nagy körültekintéssel kell megtervezni. Továbbá lényeges szempont, hogy különböző futamokra eltérő vezérlést tegyen lehetővé.

A munkahengerek vezérlésére jellemzően három fajta szelepet alkalmaznak a versenyeken. Ezek a 3/2-es és az 5/2-es útszelep illetve a vezérelt visszacsapó szelep. Ezek közül értelemszerűen a legnagyobb áteresztéssel rendelkező típusok terjedtek el. Vezérelt visszacsapó szeleppel működtetett munkahengerek esetén, a pneumatika tervezése során figyelembe kell venni a vezérlő útszelepeket is. A vezérlő jel továbbítására kisebb méretű útszelepek is elegendőek. A pneumatikus elemek adatai a következő táblázatban láthatóak.

Szelep típus	Méret [mm]	Tömeg [kg]	Áteresztés [Nl/min]	Ár [Eur/db]
CD12 3/2	74x40x142.3	0.71	4000	190.14
CD12 5/2	74x40x172.3	0.86	4100	254.64
NR02 1. + 579 3/2	56x41.5x66 23x44.3x61	0.335 0.056	3000	81.73 57.75
NR02 2. + 579 3/2	50x101x100 23x44.3x61	0.52 0.056	5800	166.3 57.75

1. táblázat. Pneumatikus elemek adatai

4.8.1 Pneumatikus elemek összehasonlítása

Szelep típus	Értékelés
CD12 3/2	+ jó áteresztés + közvetlenül a munkahenger csatlakozására szerelhető - munkahengerenként 2db szükséges - nagy méret - nagy tömeg - kevesebb vezérlést tesz lehetővé - drága
CD12 5/2	+Jó áteresztés +munkahengerenként 1db elegendő - nem szerelhető közvetlenül a munkahenger csatlakozására - nagy tömeg - nagy méret - kevesebb vezérlést tesz lehetővé
NR02 1. + 579 3/2	+ kis helyigény + kisebb tömeg + közvetlenül a munkahenger csatlakozására szerelhető + további elemekkel kiegészítve több vezérlés valósítható meg - munkahengerenként 2db - kisebb áteresztés
NR02 2. + 579 3/2	+ kiváló áteresztés + közvetlenül a munkahenger csatlakozására szerelhető + további elemekkel kiegészítve több vezérlés valósítható meg - munkahengerenként 2db - nagy helyigény - drága

5. Feladat pontosítása

Feladatom a Bosch Rexroth Pneumobil versenyére készülő jármű pneumatikus vezérlésének tervezése és optimalizálása, amely a korábbi rendszerhez képest nagyobb áteresztéssel rendelkezik, illetve a különböző versenyszámokra eltérő motorvezérlést tesz lehetővé.

A Pneumobil versenybizottsága idén első alkalommal hirdette meg a telemetria versenyszámot, amellyel a mérések során könnyen kezelhető nagy mennyiségű adatot tudunk gyűjteni, megkönnyítve ezzel a pneumatikus rendszer optimalizálását.

5.1 A járművel szemben támasztott követelmények [13]

A verseny műszaki leírása az alábbi pontokon túl tartalmaz egyéb feltételeket is. Az alábbi feltételek a pneumatikus rendszerre és a hajtásra vonatkozó feltételek lényegesebb pontjai.

- A jármű megengedett hosszúsága max. 2,5m és szélessége max. 1,7m..
- A vázszerkezetnek biztosítania kell a palack és a reduktor mechanikai védelmét, vagyis azokat a vázszerkezeten belül kell elhelyezni.
- A járműre nem szükséges zárt karosszériát építeni, de a vezetőt a hajtómű mozgó alkatrészeitől egy védőfallal kell elválasztani.
- A sűrített levegő nyomási energiáját a Rexroth pneumatikus hengereivel és vezérlő szelepeinek felhasználásával kell mechanikai munkává átalakítani.
- A járművön csak egy motor alkalmazható, amely egy mechanikai egységet alkot. (egy kihajtó főtengely van) A motor működése közben a főtengelyt forgató munkahengereket a hajtáslánc megváltoztatása nélkül, csak pneumatikus (elektropneumatikus) kapcsolással lehet leválasztani.
- A hajtáslánc felépítését tekintve szabadon tervezhető: direkt, ill. áttételezett hajtásként.
- A hajtásláncnak kötelező szabadonfutóval és/vagy tengelykapcsolóval rendelkeznie
- Az energiaforrás egy darab sűrített levegős palack (űrtartalom 10 liter, névleges nyomás 200 bar). A palack nyomáscsökkentővel van ellátva.
- A palack műszaki adatai:
 - Mérete: palackátmérő 140 mm, teljes hossza 900 mm
 - A nyomáscsökkentő típusa: Messer FC-2000

5.2 Pneumatikus rendszerrel szemben támasztott követelmények

- A pneumatikus elemeket autóban a pilóta, a palack, az elektronika és a hajtáslánc mellett kell elhelyezni.
- Nagyobb áteresztéssel rendelkezzen, mint az előző rendszer.
- Legyen szivárgásmentes, illetve tartalmazzon vész-stop kört, amely a teljes rendszer légtelenítésére szolgál, és ezt a pilóta könnyen érje el.
- Az üzemi nyomás maximumát, 10bar -t, viseljen el.
- Az új pneumatikus rendszer tegye lehetővé a különböző üzemmódok programozását illetve beállítását.
- A pilóta kapjon visszajelzést a rendszer állapotáról (nyomások a rendszerben)
- Ne terhelje túl a motort

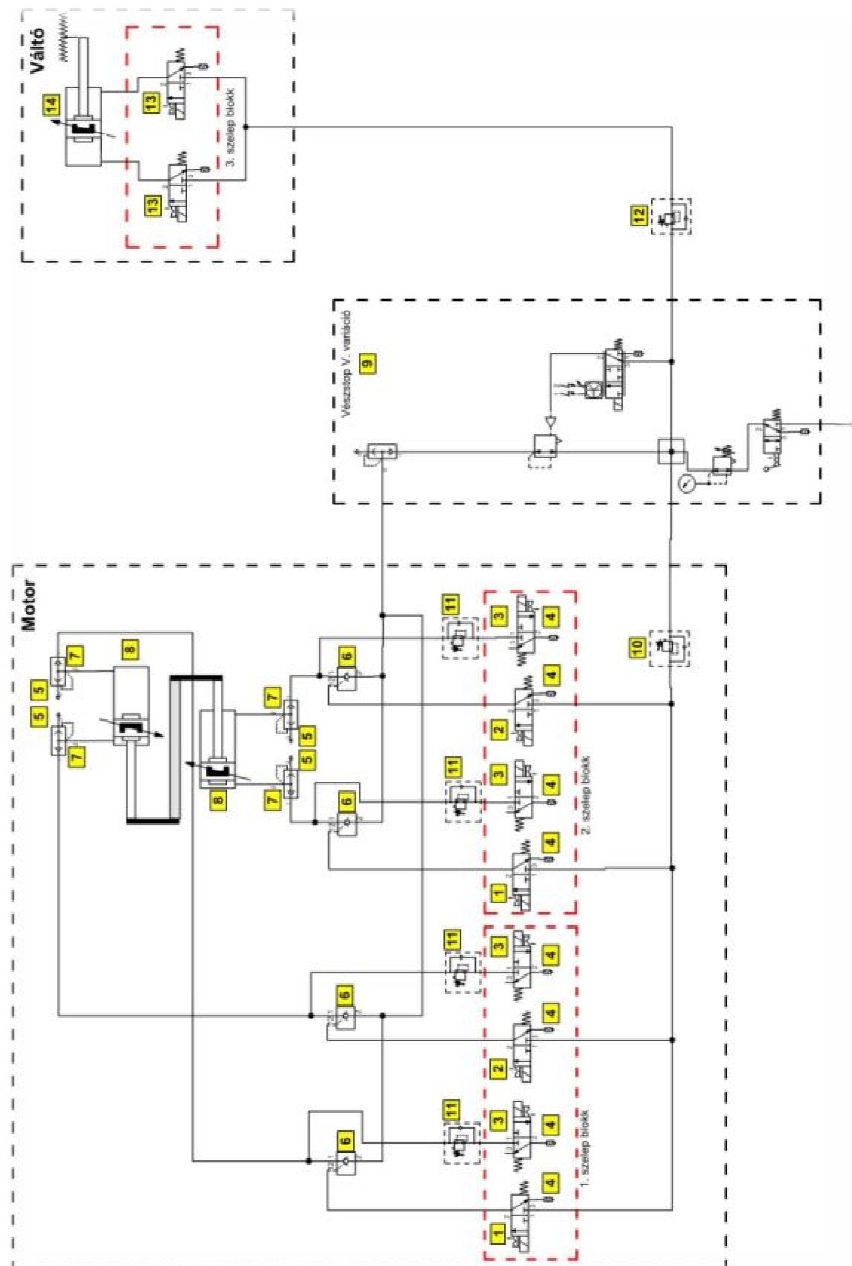
5.3 Pneumatikus rendszerrel szemben támasztott követelmények

	Alapkövetelmény	Szintkövetelmény	Óhaj
Geometria	- 4,25m ² maximális alapterületű járműben kell elhelyezni	- 2m ² alapterületű autóba is elférjen a rendszer. - A pneumatikus csövek minél kevesebb törést és ívet tartalmazzanak	- 16mm átmérőjű pneumatikus csövek alkalmazása
Kinematika	- Jellemző térfogatáram: $\dot{V} = 800 \text{ Nl/min}$	- Puffer használata esetén a térfogatáram legalább: $\dot{V} = 2000 \text{ Nl/min}$	
Erők	- A rendszer maximális nyomása: 10bar		
Energia	- 10l-es 200bar nyomású sűrített nitrogén gázpalack (200kJ)		
Anyag	- A pneumatikus csövek anyaga: PUN		
Jel	- Vezérlő jelek zavar nélküli továbbítása	- Pilótának a lényeges paraméterek kijelzése	
Gyártás	- Kereskedelembe kapható szabványos elemek maximalizálása		
Szerelés	- A palackot akadálymentesen lehessen csatlakoztatni a rendszerre - A pilótának legyen rálátása a nyomáscsökkentő szelepre	- Minden elemet rögzíteni kell a vázhoz vagy a munkahengerhez	- Műszaki értékelés során a zsűri könnyedén szemrevételezhesse a rendszert
Szállítás	- A járművel együtt szállítva		
Üzemeltetés	- Környezeti hatásokkal szemben ellenálló - Alacsony hőmérsékleten is megbízhatóan működjön	- Vész stop körrel leállítható vezérlés és leszellőztethető munkahengerek - Túlnyomás elleni védelem	
Karbantartás	- Ne igényeljen jelentős karbantartást		

6. Pneumatikus rendszer tervezése

6.1 Korábbi pneumatika bemutatása

Hagyományokat folytatva az új pneumatikus rendszer tervezése során az előző jármű rendszerét vettem alapul. Az előző autót egy fogasléces-fogaskerék-hajtás elvén működő motor hajtotta, és a vezérlése alapja a 3/2-es szelepekkel vezérelt visszacsapó szelepek.



6.1. ábra. 2011-es autó pneumatikus kapcsolása

A 2011-es autó vezérlése a 6.1. ábraán látható, amely a következő elemekből épült fel.

- Vezérlés:
 - 8x 3/2-es szelep 579-es sorozat
 - 4x NR02 Vezérelt visszacsapó szelep
 - 1x Nyomásszabályozó szelep G1/4"
 - 4x Gyorslégtelenítő, 573 sorozat
 - 1x NL2-RGS pneumatikus műk. nyomásszabályozó szelep
- Vészstop kör:
 - 1x NL2 3/2 elzáró szelep 1/4"
 - 1x NL2 nyomás szabályozó 1/4"
 - 1x Gyorslégtelenítő 1/4"
- Váltó:
 - 1x Munkahenger
 - 2x 3/2es szelep
- Motor:
 - 2x PRA kétoldali működésű munkahenger 63x250mm

Ezzel a rendszerrel a következő vezérléseket használták:

- Nyomás felfutás nélkül egy henger működtetve
- Nyomás felfutás nélkül két henger működtetve
- Nyomás felfutással egy henger működtetve
- Nyomás felfutással két henger működtetve
- Részleges munkahenger feltöltés (expanzió)

Ahogy az a 4.7.1 fejezetben olvasható, fogasléc-fogaskerékhajtás elvén működő pneumatikus motornak a gyenge pontja a szabadonfutó. A korábbi versenyeken sok problémát okozott, annak ellenére, hogy a konstrukció nagyon ígéretes, ezt mi sem bizonyítja jobban, hogy 2012-es Pneumobil versenyen, a kvalifikációs futamon az első helyet szerezte meg az autó.

A 2013-as autó tervezése során a szabadonfutó által okozott problémák kiküszöbölése meghatározó feladat volt. Mivel a motor teljes áttervezésére nem volt elegendő időnk, ezért a meglévő szabadonfutót használtuk. Korábbi tapasztalataink szerint a szabadonfutó a ráeső nyomatótkot képes átvinni a kihajtó tengelyre. Azt tapasztaltuk, hogy a fogasléc gyors

irányváltása okozza a problémát, mivel fogaskerekekre szerelt szabadonfutónak nincs elég ideje zárni, így megcsúszva nem visz át nyomatékot. Továbbá a gyakori irányváltások miatt a szabadonfutónak nem kedveztek a 250mm-es lökettel rendelkező munkahengerek sem.

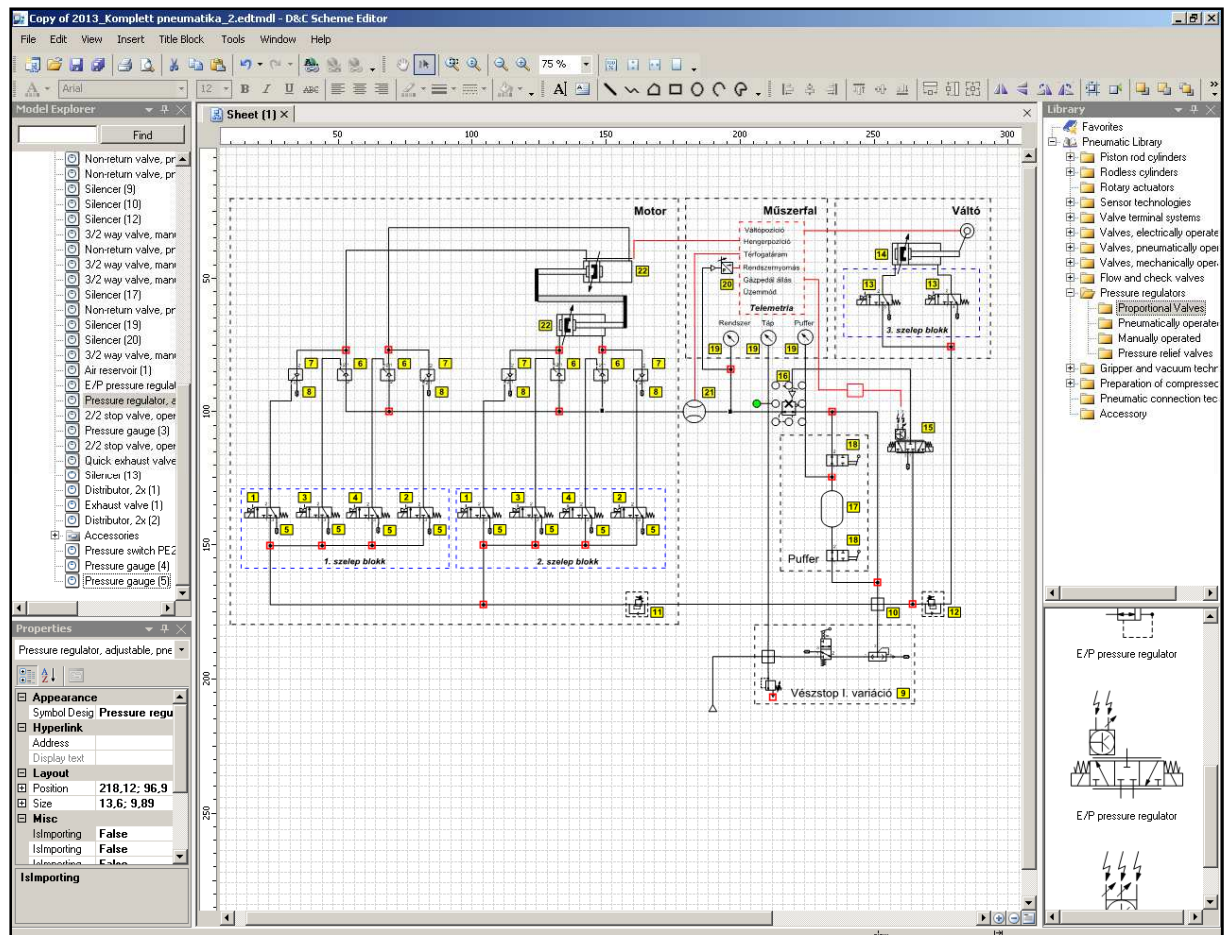
A következő megoldások alkalmazásától várjuk, hogy a szabadonfutó megfelelő működését:

- *Szabadonfutó felújítása:* mivel az előző autót sokáig használták nem megfelelően működő szabadonfutóval, várható volt, hogy alkatrészei tönkrementek.
- *Nagyobb löketű munkahengerek alkalmazása:* Nagyobb löketnek köszönhetően a jármű egységnyi távolságot kevesebb lökettel tesz meg, ezzel kímélve a szabadonfutót.
- *Proporcionális szelep alkalmazása:* Ennek a szelepnek a segítségével programozható a nyomás felfutása, így lágyabb irányváltást tesz lehetővé.
- *Légrugós üzemmód:* Nagyobb löketű munkahengerek használata esetén, kisebb löketűekhez képest, a dugattyú sebessége lényegesen megnőhet, emellett a mozgó tömeg is nagyobb. Hogy az irányváltásoknál fellépő gyorsulások és a tehetetlen tömeg mozgási energiája ne károsítsa a szabadonfutót, a leszellőző ágat lezárjuk mielőtt a dugattyú elérné a véghelyzetet. Miután elzártuk a leszellőzést a hengertérben megnövekedő nyomás fékezi a dugattyút. Ehhez a megoldáshoz pontos időzítés szükséges, de csökkentheti a fogyasztást, illetve lágyabbá tehető a motor járása.

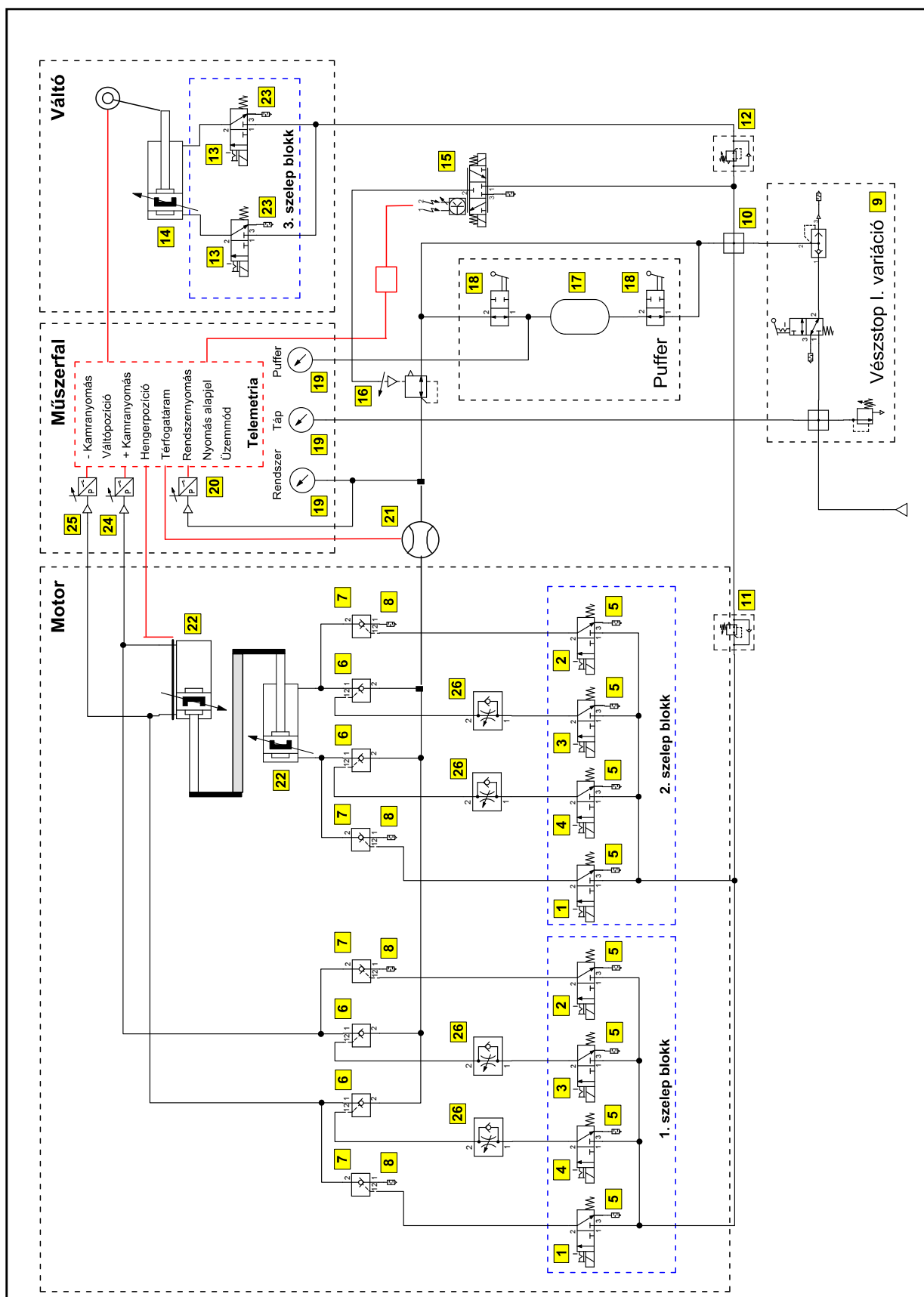
A 2013-as versenykiírásban a korábbi évekhez képest új nagyobb áteresztéssel rendelkező pneumatikus elemek is használhatóak, ezért a pneumatika tervezése során a megfelelő elemek kiválasztása is feladatomból volt.

6.2 Az új pneumatikus rendszer tervezése

A 2013-as Pneumobilunk pneumatikájának tervét a D&C Scheme Editor-ban terveztem meg (6.2. ábra), amely letölthető a Bosch Rexroth honlapjáról. A tervezés során ügyeltem a rendezett vonalvezetésre az átlátható kapcsolási rajz érdekében. Az elemeket tételszámmal láttam el, továbbá a fő egységeket pl. motor, váltó stb. blokkokba foglaltuk a könnyebb beazonosíthatóság érdekében. A kapcsolási rajzon helyet kaptak a műszerfalán elhelyezkedő elemek, beleértve a telemetria számára továbbítandó jelek is.



6.2. ábra D&C Scheme Editor



6.3. ábra 2013-as évi pneumobil kapcsolási rajza

Az új pneumatikus rendszer a következő elemekből épül fel:

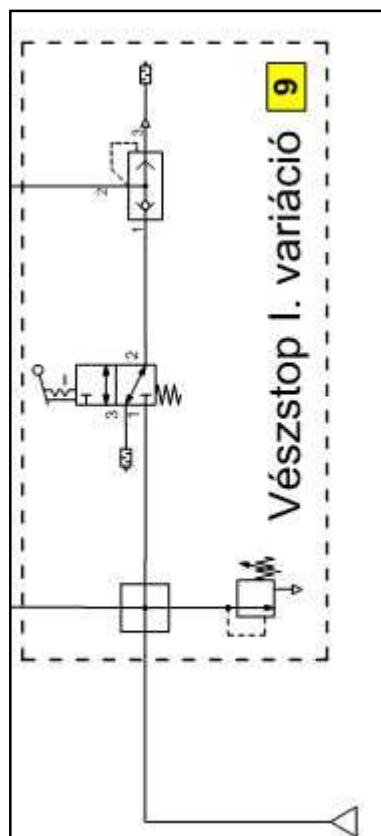
- Vezérlés:
 - 8db 3/2-es szelep
 - 8db NR02 Vezérelt visszacsapó szelep
 - 1db Nyomásszabályozó szelep G1/4"
 - 1db PR1-RGP pneumatikus műk. nyomásszabályozó szelep
- Vészstop kör:
 - 1db NL2 3/2 elzáró szelep 3/8"
 - 1db Gyorslégtelenítő szelep 3/8"
- Váltó:
 - 1db Munkahenger
 - 2db 3/2es szelep
- Motor:
 - 2db PRA kétoldali működésű munkahenger, 63x500mm
- Puffer
 - 1db Tartály 20l
 - 2db kézi vezérlésű 2/2-es szelep

Az előző pneumatikus rendszert a következő képen módosítottuk:

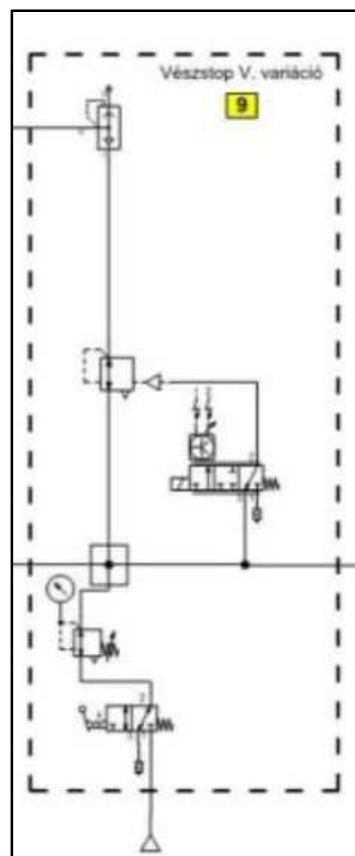
- A vészstop körbe nem tettünk nyomásszabályozót
- A motornál a gyorslégtelenítőket helyettesítettük vezérelt visszacsapó szelepekkel
- Újabb típusú, nagyobb áteresztéssel rendelkező szelepek használata
- A lehető legnagyobb lökettel rendelkező munkahengereket alkalmaztuk
- Bekötöttünk egy puffer kört

6.2.1 Vészstop

Az előző vészstop kört lecseréltük egy egyszerűbb és nagyobb áteresztésű variációra. Az előző vezérlés az 6.4. ábra. Új vészstop kör 6.5. ábra és az új a 6.4. ábraán látható. Az új vezérlésből kihagytuk a nyomásszabályozó szelepet, amely jelentős nyomáscsökkenést okoz. Továbbá a 10mm átmérőjű műanyag tömlő helyett 12mm átmérőjű tömlőket és a 1/4"-os csatlakozású szelepek helyett 3/8"-os csatlakozással rendelkező szelepeket használtunk, amelyek nagyobb áteresztéssel bírnak.



6.4. ábra. Új vészstop kör



6.5. ábra. Korábbi vészstop

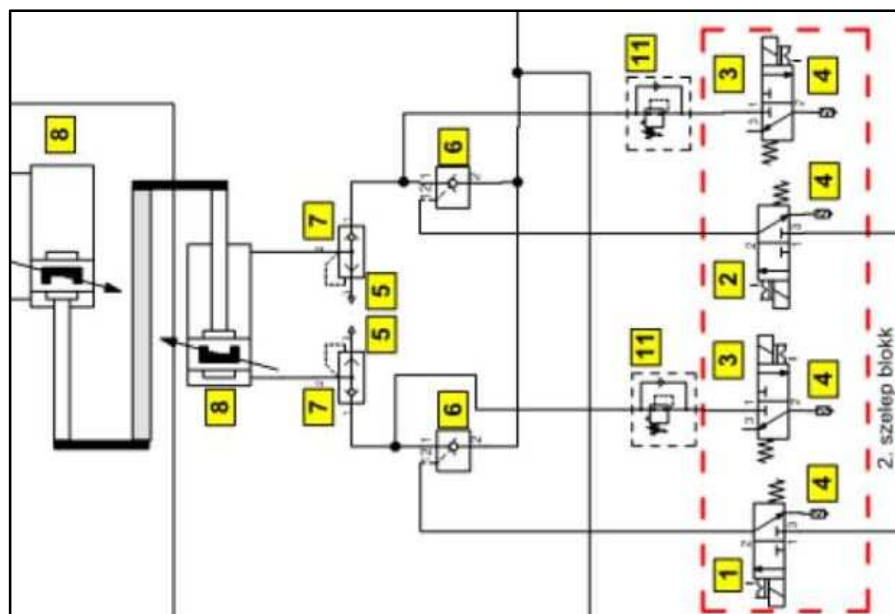
A két vészstop közötti különbség az alábbi 2. táblázat látható, amelynek eredményeit a Bosch Rexroth honlapján található Flow Calculator programjával számoltam ki. Ezzel a módosítással az nyomásesés a rendszeren $1,24\text{bar}$ -ral csökken, így tehát ez az egység $0,61\text{bar}$ nyomásesés okoz.

VÉSZSTOPKÖR I. egy üzemi nyomás beállítható, 1/4"-os elemek, cső átm 10x1,25.						2011			
Nyomásveszteséget okozó elemek	Kódszám	db	p1 (bar)	p2(bar)	Qnévl.(NI/min) p1=6bar, p2=5bar	delta p(bar) p1 - p2 1000 NI/min légáramnál	nyomásesés %	C (l/s*bar)	
Műanyagtömlő PU 10x1,25	1820712035	2,5m	10	9,47	1055	0,53	18	4,046	
NL2 3/2 elzárószelep 1/4"	0821300901	1	9,47	9,39	2800	0,08	3	9,511	
NL2 nyomásszabályozó 1/4" 0,5-10bar	0821302400	1	9,39	8,29	1500	1,1	39	3,943	
Gyorslégtelenítő szelep 1/4"	5735040100	1	8,29	7,83	1200	0,46	16	4,13	
Műanyagtömlő PU 10x1,25	1820712035	2,5m	7,83	7,15	1055	0,68	24	4,046	
						Nyomásesés=	2,85bar	" C" eredő=	2,526
								Qmax (NI/min)=	1667
VÉSZSTOPKÖR I. max üzemi nyomás biztonsági szeleppel védve, 3/8"-os elemek, cső átm 12x1,5.						2012			
Nyomásveszteséget okozó elemek	Kódszám	db	p1 (bar)	p2(bar)	Qnévl.(NI/min) p1=6bar, p2=5bar	delta p(bar) p1 - p2 1000 NI/min légáramnál	nyomásesés %	C (l/s*bar)	
Műanyagtömlő PU 12x1,5	1820712034	2,5m	10	9,79	1669	0,21	34	6,284	
NL2 3/2 elzárószelep 3/8"	0821300903	1	9,79	9,72	2800	0,07	12	9,511	
Gyorslégtelenítő szelep 3/8"	5735040200	1	9,72	9,61	2300	0,11	18	7,828	
Műanyagtömlő PU 12x1,5	1820712034	2,5m	9,61	9,39	1669	0,22	36	6,284	
						Nyomásesés=	0,61bar	" C" eredő=	4,449
								Qmax (NI/min)=	2936
A C-tényező a max átfolyást (Qmax) adja meg különböző (p1)bemeneti nyomásokra a következő képlet szerint: $Q_{max} = C \times (p1+1)$									

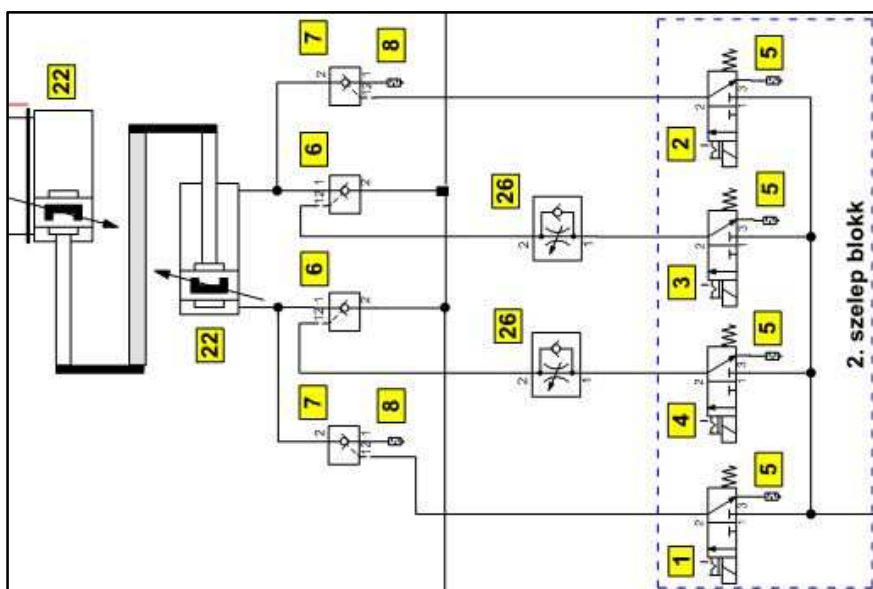
2. táblázat

6.2.2 Motorvezérlő szelepek

A motor vezérlésére, a már korábban jól teljesítő, 3/2-es szelepekkel vezérelt visszacsapó szelepeket használtunk. A 6.6. ábraán látható 2011-es motorvezérlésnél a leszellőzés egy gyorslégtelenítőn keresztül valósult meg, a vezérelt visszacsapó szelepeknek a feltöltése a feladata. Az új motor vezérlésnél, amely a 6.7. ábraán látható, a feltöltő és leszellőző ágra is vezérelt visszacsapó szelepet kötöttünk. Ezt a megoldással oldható meg a *légrugós üzemmód*. Az új szelepek között több típus is megfelelő áteresztéssel rendelkezik, de a korlátozott beépítési méretek miatt, csak két visszacsapó szelep közül választhatunk. Ezek a Rexroth 534 005 3000 és a Rexroth 082 100 3042. E két szelep közül a Rexroth 534 005 3000 típusú szelepet választottuk, mivel ennek az áteresztése *700NI/perccel* nagyobb, mint a másik típusú visszacsapó szelepnek. (A szelepek



6.6. ábra. Korábbi vezérlés



6.7. ábra. Új vezérlés

6.2.3 Proporcionális nyomásszabályozó szelep

A korábbi NL2-RGS nyomásszabályozó szelepet, melynek áteresztése 1500l/perc, lecseréltük egy nagyobb áteresztésű, 5600l/perc, PR1-RGP típusú nyomásszabályozó szelepre.

6.2.4 Munkahengerek

Ahogy arra már a fejezet elején utaltam a szabadonfutó megfelelő működése érdekében, a korábbi *250mm* löketű kétoldali működésű PRA típusú munkahengereket lecseréltük a verseny szabályzata által megengedett maximális, azaz *500mm* löketű munkahengerekre. Az dugattyú átmérő maradt *63mm*, mivel annak növelésével az egész hajtáslánc áttervezésre szorulna.

A hosszabb löketű munkahengerek előnyösek továbbá a távolsági versenyre, ugyanis a korábbi versenyek tapasztalatai alapján állítható, hogy a hosszabb löketű munkahengerekkel szerelt motorok jobban teljesítenek ebben a versenyszámban, de erre vonatkozó méréseink nincsenek.

6.2.5 Pneumatika csövek

Az előző jármű pneumatikus rendszerénél főként *12mm-es* műanyag tömlőket használtak, ezeket ahol lehetett lecseréltük *16mm* átmérőjű csövekre ezzel is csökkentve a rendszeren fellépő nyomáscsökkenést.

A vezérlő ágakban változatlanul *6mm* átmérőjű csöveket használtunk.

6.2.6 Puffer kör

Az idei autó pneumatikus rendszerébe egy puffer ágot is bekötöttünk, aminek köszönhetően ki tudjuk használni a nagyobb áteresztéssel rendelkező pneumatikus elemeket. Ugyanis a palackra csatlakozó nyomáscsökkentő (reduktor) jelentős fojtást jelent a rendszerben, mivel az áteresztése maximum *1200NI/perc* (átlagosan *800NI/perc*), tehát puffer nélkül egy nagy áteresztésű pneumatikus rendszer kihasználatlan maradna. Mivel a verseny szabályzata lehetővé teszi, hogy közvetlenül a futam előtt a puffertartályokat feltöltsék, így mikor a futamok alatt megnő a motor gázfogyasztása pótolható a pufferben tárolt üzemi nyomású gázzal.

Mivel a távolsági futamon nincs akkora gázfogyasztása a motornak, hogy a puffer használatát indokolná, továbbá meddő térfogatot jelentene, ezért a puffertartályt kézi működtetésű 2/2-es szeleppel lehet feltölteni a palackról és szintén 2/2-es szeleppel lehet rákapcsolni a pneumatikus rendszerre.

A pneumatikus rendszer tervezése során fontos meghatározni a puffertartály méretét. Ennek meghatározásához tudnunk kell a motor gázfogyasztását illetve a nyomáscsökkentőn átáramló térfogatáramot. Mivel ezen értékek pontos meghatározásához nem volt kapacitásunk, így puffertartálynak egy *20l-es* szódás ballont alakítottunk át.

6.3 A kapcsolásban rejlő előnyök, újdonságok összegzése.

(A sárgával kiemelt számok a 6.3. ábraán látható új pneumatikus rendszer elemeit jelölik.)

Hengerenként elhelyezett kettő-kettő vezérelt visszacsapó szelep [6], [7] végzi tulajdonképpen a szelep munkáját. E szelepek helyett lehetne kettő-kettő 2/2-es vagy 3/2-es illetve 5/2-es szelepeket is alkalmazni. A katalógusban nem találtunk megfelelő 2/2-es szelepet. A CD12-es sorozatú 3/2-es illetve az 5/2-es szelepek térfogatárama megfelelő lenne (4000 NI/min), de a tömege minimum a kétszerese, mint a vezérelt visszacsapóé. A jobb térfogatáram-tömeg arány, a kompaktabb beépítési lehetőség, az olcsóbb és egyszerűbb szelepkonstrukció, illetve a korábbi években alkalmazott egyedi vezérlési módunk továbbfejlesztése miatt maradtunk a vezérelt visszacsapó mellett.

A 2011-es és a 2012-es években hengerenként kettő NR02-es sorozatú vezérelt visszacsapókat használtuk, az idei évben hengerenként négy nagyobb térfogatáramú NR02-es sorozatú vezérelt visszacsapókat [6], [7] építettünk be. Ezzel a megoldással meg tudjuk spórolni a korábbi években alkalmazott gyorslégtelenítő és nyomáscsökkentő szelepeket. Az újonnan beépített vezérelt visszacsapókat [7] a „vezérelt leszellőző” funkció mellett légrugóként is tudjuk majd alkalmazni, ha azokat a dugattyú véghelyzetének elérése előtt már bezárjuk. Előzetes számításaink alapján erre szükség is lehet, mert az új pneumatikus rendszer 10 bar esetén több mint 5600 NI/min-el tudja feltölteni a kettő 63-as hengert. További tesztelendő, de előnyösen kihasználható lehetőség, hogy a légrugó terében 10 bar fölött a töltőági vezérelt visszacsapó [6] kinyit és a megnövekedett nyomás hatására visszatöltünk a rendszerbe. A légrugót főként a gyorsasági versenyszámban kívánjuk használni segítve a lineáris motort a holtponton történő áthaladáskor.

A vezérelt visszacsapókat a kicsi, olcsó, egyszerű felépítésű, műanyag házaz 579-es sorozatú alaphelyzetben zárt 3/2-es elektropneumatikus szelepekkel vezéreljük. Ezeken a vezérlő elemeken már nem kell nagy térfogatáramnak keresztülmennie. Ezért esett erre a kicsi, összefűzhető szelepcsaládra a választásunk. Mivel ezek a szelepek a műanyag házaz kivitelnek köszönhetően csak kis nyomáson üzemelhetnek ($p_{\max} = 7$ bar), nyomáscsökkentő elemmel [11] célszerű a rájuk eső nyomást korlátozni. Az előző évek tapasztalatai alapján ezek a szelepek elegendőnek bizonyultak a vezérelt visszacsapók működtetésére. Az előttük elhelyezett nyomáscsökkentővel a vezérlés levegőigényét minimálisra tudtuk csökkenteni. Azt tapasztaltuk, hogy nagyon kis nyomáson (akár 0,5-1 bar) is jól működik a kapcsolat, szemben egyéb korábbi szelepekkel megvalósított vezérléseinkkel.

A pneumatikus rendszer az 1-es számú vészstop variációt tartalmazza [9]. Ez a legegyszerűbb változat, de ennek a legnagyobb a térfogatárama. A korábban sikeresen alkalmazott proporcionális nyomásszabályozós rendszerünkben lecseréljük a NL2-RGS sorozatú pneumatikus működtetésű nyomásszabályozót a nagyobb térfogatáramú PR1-RGP sorozatúra [16]. A 2013-as jármű pneumatikus kapcsolásban ezt az elemet már a töltőági vezérelt visszacsapók [6] és a puffer ill. a puffert megkerülő ág közé építjük be.

A versenyen alkalmazott Messer nitrogén reduktorok áteresztése 8 bar ellennyomás esetén átlagosan kb. 800 Nl/min. Nagyobb palacknyomási tartományban, illetve kisebb ellennyomás esetén, ettől az értéktől nagyobb átlagos áteresztés is elérhető. Viszont ezek az értékek sem tudják fedezni a rendszerre tervezett maximális áteresztést. Ezért a rendszerbe a 2013-as évre beépítettünk egy puffert is [17]. A puffert nem használjuk minden versenyszámban, ezért azt szükség esetén kizárhatjuk a töltőágból kettő darab 2/2-es szelep segítségével [18].

A jármű hajtásrendszeréhez tartozik egy ötsebességű szekvenciális sebességváltó. A váltót a gyors működtetés érdekében pneumatikus munkahengerrel [14] lehet működtetni. A váltás kettő darab 3/2-es szeleppel [13] valósítható meg programból vagy manuálisan a kormányon elhelyezkedő nyomógombok segítségével.

A 2011-es és a 2012-es években 250mm-es lökethosszú munkahengert alkalmaztunk, amit idén 500mm-esre cserélünk. Így a szabadonfutók irányváltásának számát, illetve az irányváltásokra fordított időt is a felére csökkentjük.

A megtervezett pneumatikus rendszerünk előnye, hogy az általunk ismert – a kettős expanziós rendszer kivételével az – összes eddig alkalmazott pneumatikus rendszer-üzemmódban üzemeltethető (teljes feltöltés változtatható nyomásszinten, részfeltöltés-expanzió változtatható nyomásszinten és változtatható töltöttségi szinten, pufferről történő töltésrásegítés, egy és kéthengeres üzem mód). Újdonságként a 2013-as rendszerünk alkalmas a lérugóval segített irányváltás megvalósítására, ami a lineáris hajtás holtpontokon történő áthaladásában segíthet. A telemetria számára mérjük és számítjuk a rendszer működési paramétereit így ebben az egy rendszerben összehasonlíthatóvá válnak a különböző, eddig alkalmazott pneumobil üzem módok.

A pneumatikus rendszer elemeinek nyomásszintjei (táp-, puffer- és rendszernyomás) manométereken [19] keresztül kerülnek kijelzésre a jármű műszerfalán. A rendszerbe beépítésre kerül egy rendszernyomást mérő szenzor [20], egy dugattyú oldali (+) [24], egy dugattyúrúd oldali (-) kamranyomást mérő szenzor [25] és egy térfogatáram mérő [21] is. Ezen értékek a műszerfalon történő kijelzésen kívül a telemetria számára kerülnek beépítésre.

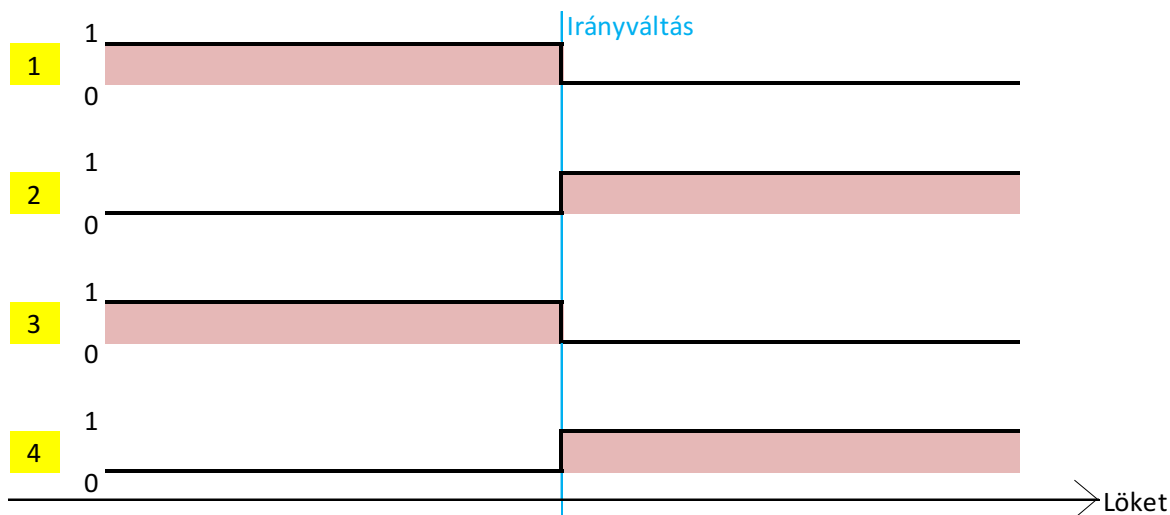
Az elágazások, a csatlakozások, a csőhosszúságok kialakítása és a megfelelő légáteresztések kiválasztása kulcsfontosságú. Ezért a jármű pneumatikus kapcsolási rendszerét igyekeztünk úgy kialakítani, hogy a jármű hajtásáért felelős sűrített levegő minél kisebb ellenálláson menjen keresztül.

6.4 Működés

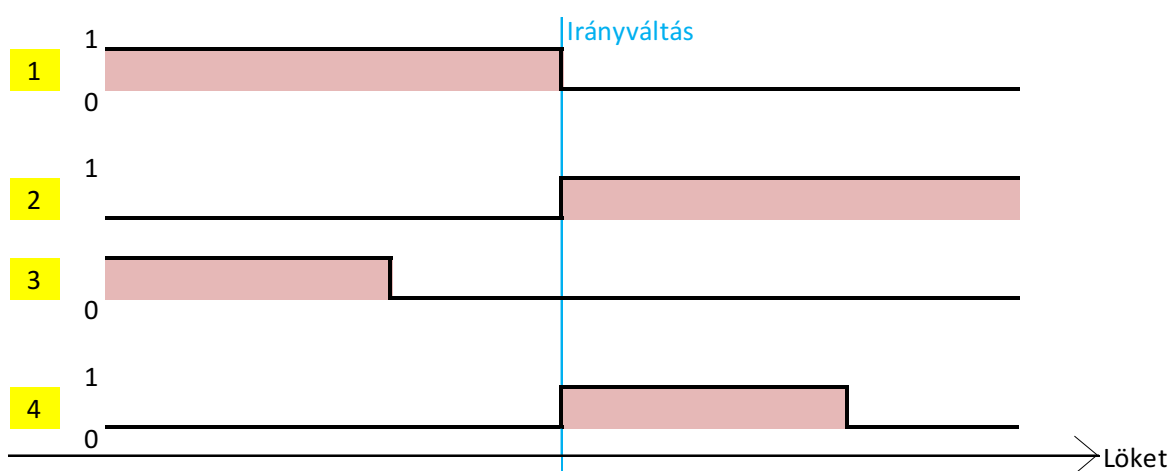
A tartályban lévő nagynyomású levegő a reduktoron keresztül jut az 1. számú vészstop variációhoz [9]. A vészstop után egy kereszt csatlakozó található [4] melynek egyenes ága a munkahengerek irányába oldalsó ágai a vezérlőszelepek és a proporcionális szelephez, ill. váltó pneumatika irányába vezetnek. Ezen oldalágak a működtető elemeknek megfelelő különböző nyomásszintre állíthatók a nyomáscsökkentő szelepek segítségével [11] [12]. A kereszt csatlakozó [4] egyenes ága kettő irányba ágazik szét, a puffer és a puffert megkerülő ágra. A puffer [17] kettő darab 2/2-es szelep segítségével [18] kapcsolható be illetve zárható ki a rendszerből. A puffer nyomásszintjét egy manométer [19] jeleníti meg a műszerfalon. A rendszer töltőnyomása a pneumatikus működtetésű nyomásszabályozón [16] keresztül jut el a munkahengerek [22] töltő vezérelt visszacsapó szelepekhez [6]. A rendszer töltőágának nyomásszintjét egy proporcionális szelep [15] segítségével tudjuk szabályozni.

A munkahengerek [22] töltése a töltőági vezérelt visszacsapó szeleppel [6] míg a leszellőztetése a leszellőztető ági vezérelt visszacsapó szeleppel [7] valósítható meg (6.8. ábra). Ebben az esetben a vezérlő szelepblokk (1-es, vagy 2-es, vagy 1-es és 2-es) 3/2-es alaphelyzetben zárt szelepeit párban kell egyszerre működtetni. Vagy a párosokat [2] és [4] vagy a páratlanokat [1] és [3], attól függően, hogy melyik irányba szeretnénk a munkahengereket [22] működtetni. A párok közül a kisebb szám [1] illetve [2] mindig a leszellőztető ági vezérelt visszacsapó szelepet [7], még a nagyobb szám [3] illetve [4] mindig a töltő ági vezérelt visszacsapó szelepet [6] vezérli.

Expanziós üzemmódban a munkahenger dugattyújának meghatározott pozíciójában a töltő ági vezérelt visszacsapó szelepeket [6] kell lezárni, a munkahenger [22] működési iránytól függően a megfelelő 3/2-es vezérlő szelepek [3] vagy [4] kikapcsolásával (6.9. ábra). Ebben az üzemmódban a munkahenger mozgási irányába eső (átellenes kamra) leszellőztető ági vezérelt visszacsapó szelepeknek [7] nyitva kell lenniük azaz, a megfelelő 3/2-es vezérlő szelepeket [1] vagy [2] be kell kapcsolni.

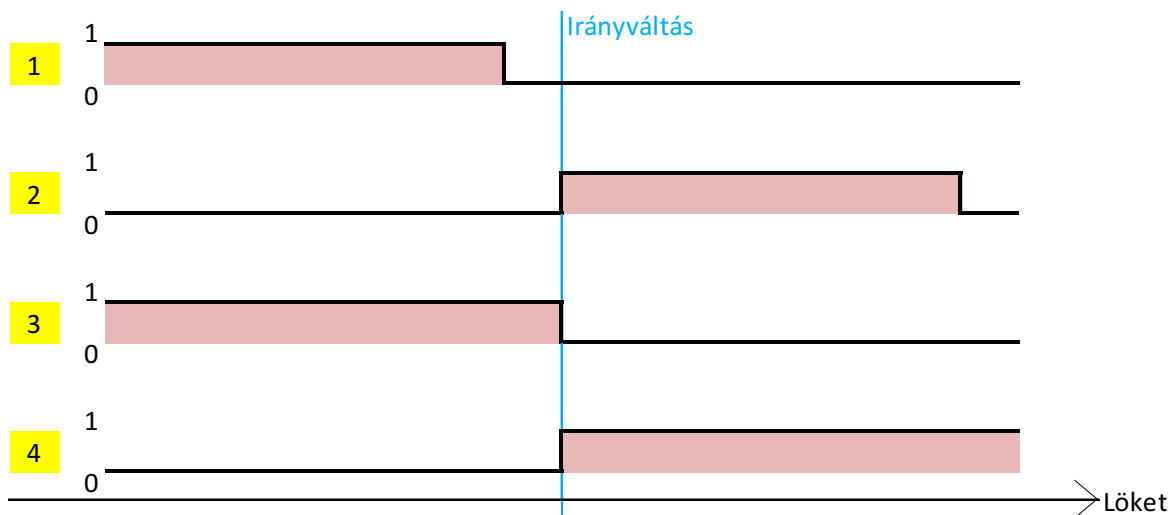


6.8. ábra. Teljes töltésű üzemmód ütemdiagramja egy henger esetében



6.9. ábra. Expanziós üzemmód ütemdiagramja egy henger esetében

Légrugós irányváltó üzemmódban a munkahenger dugattyújának meghatározott – a szélső helyzet előtti – pozíciójában a leszellőző ági vezérelt visszacsapó szelepeket [7] le kell lezárni, a munkahenger [22] működési iránytól függően a megfelelő 3/2-es vezérlő szelepek [1] vagy [2] kikapcsolásával (6.10. ábra).



6.10. ábra Teljes töltésű légrugós üzemmód ütemdiagramja egy henger esetében

A zárt leszellőző ágakban így elkezd növekedni a nyomás, amelynek hatására a munkahenger dugattyúja lassulni fog. A tesztelések során meghatározott sebesség értéknél a folyamat során használt töltőági vezérelt visszacsapó szelepeket [6] el kell zárni, illetve ehhez a munkahenger csatlakozóhoz tartozó (korábban töltött ágat) le kell szellőztetni a megfelelő leszellőztető ági vezérelt visszacsapó szelep [7] nyitásával, majd az átellenes munkahenger csatlakozóhoz tartozó töltőági vezérelt visszacsapó szelepeket [6] ki kell nyitni.

6.5 Üzem módok

Annak köszönhetően, hogy a munkahenger [22] mindkét csatlakozóját lehetőségünk van táplevegővel, vagy lezárással, vagy leszellőztetéssel ellátni, hat különböző alap üzemmódot tudunk megvalósítani. Mivel a töltőnyomás a proporcionális szelep [15] és a pneumatikus működtetésű nyomásszabályozó [16] segítségével könnyedén állítható, ezért az alap üzemmódokat különböző nyomásszinteken is meg tudjuk valósítani.

Alap üzemmódok:

1. Mindkét henger teljes feltöltéses üzemmódban működik. Egyik oldalt leszellőztetjük, másikat megtápláljuk. Természetesen a két munkahengernél a leszellőztetés és a táplálás más-más oldalon valósul meg.
2. Az 1-es üzemmódtól eltérően az egyik munkahenger mindkét csatlakozóját leszellőztetjük, ekkor csak egy munkahenger hajt pozitív és negatív irányban is.
3. Az 1-es üzemmódot használjuk kiegészítve légrugós irányváltó üzemmóddal.
4. A 2-es üzemmódot használjuk kiegészítve légrugós irányváltó üzemmóddal.
5. A munkahengereket csak egy bizonyos löketig tápláljuk meg, utána a táplevegőt lezárjuk, és a betöltött levegőt expandáltatjuk.
6. Az 5-ös üzemmód egy hengeres változatban.

7. Pneumatikus rendszer beépítése az autóba

A rendszer megtervezése után feladatom volt annak összeállítása és beépítése a járműbe. A beépítés során a következő követelményeknek kellett megfelelni:

- Minden elemet a vázra vagy a munkahengerekre kell rögzíteni
- Pilóta kapjon visszajelzést a rendszer állapotáról
- Minél kisebb nyomáseséssel rendelkezzen a rendszer
- A palack könnyedén ki illetve behelyezhető legyen
- A vészstop kört könnyedén elérje a pilóta, de kívülről is könnyedén lekapcsolható legyen a rendszer
- A pilóta elérje a puffertartály nyitó szelepét
- Telemetria elemeinek is helyet kell biztosítani

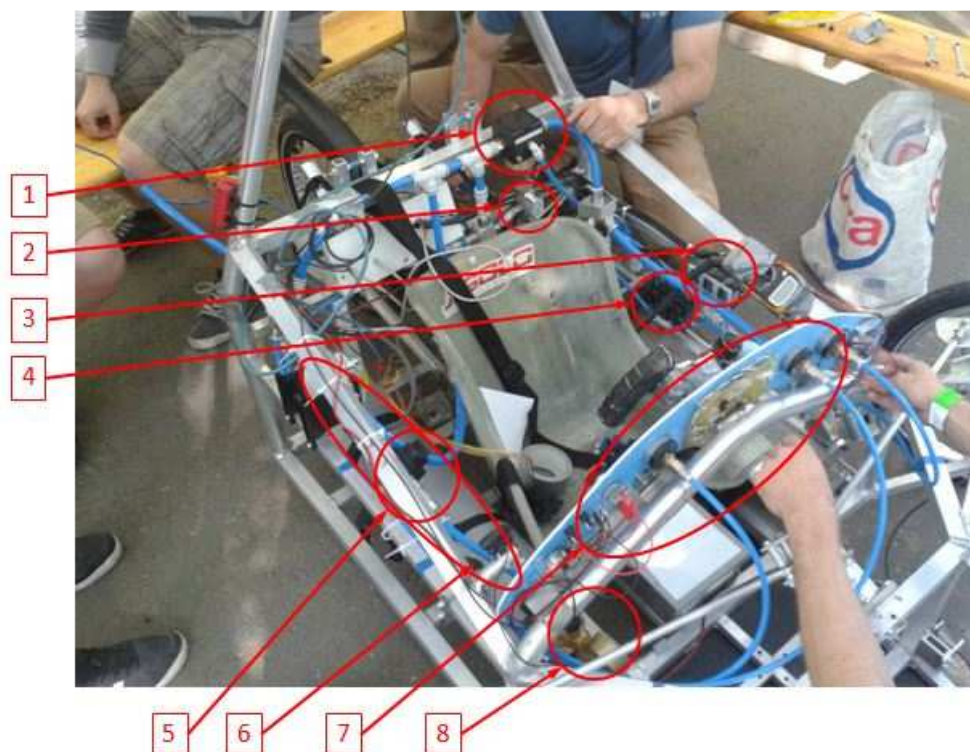
A pneumatikus rendszer a követelményeknek megfelelő beépítése a 7.1. ábra-7.2. ábra-7.3. ábraán látható, míg 7.4. ábraán a palack kivételének iránya látható. A palack a menetirányhoz képest a pilóta jobb oldalára került, amelyet nyomáscsökkentővel előre kell behelyezni és egészen az első hídig kell betolni. Így a pilóta rálát a nyomáscsökkentőn lévő nyomásmérőkre, illetve a vészstop kört közvetlenül a nyomáscsökkentő után lehet kötni tehát az elzáró szelep is könnyen elérhető.

A vészstop kör után két ágra osztjuk a rendszert, a puffert és a fő ágra. A Puffertartály a pilóta mögött, a vázon kívül van rögzítve. A puffertartálynyitó szelepét úgy helyeztük el, hogy a pilóta a jobb könyökével szükség esetén be tudja kapcsolni.

A fő ág szintén a pilóta mögött van elhelyezve, de a vázon belül, így könnyedén és kevés töréssel juttatható el a sűrített gáz a pilóta bal oldalán elhelyezett motorhoz. A fő ágban a következő elem a proporcionális nyomásszabályozó szelep, de ez előtt még egy leágazás található, amelyre a nyomáscsökkentő szelepen keresztül csatlakoznak a vezérlő 3/2-es szelepek. A 3/2-es vezérlő szelepek két blokkban felfűzve a motor fogaskerék házának két oldalára vannak felszerelve, így közel kerültek a munkahenger csatlakozásán található vezérelt visszacsapó szelepekhez.

A proporcionális szelep a vezérelt visszacsapó szelepekkel, egy egyedi gyártású ötfuratos elosztótömbön keresztül csatlakozik. Ez az elosztó úgy lett tervezve, hogy a lehető legkisebb töréssel kösse össze az öt furatot.

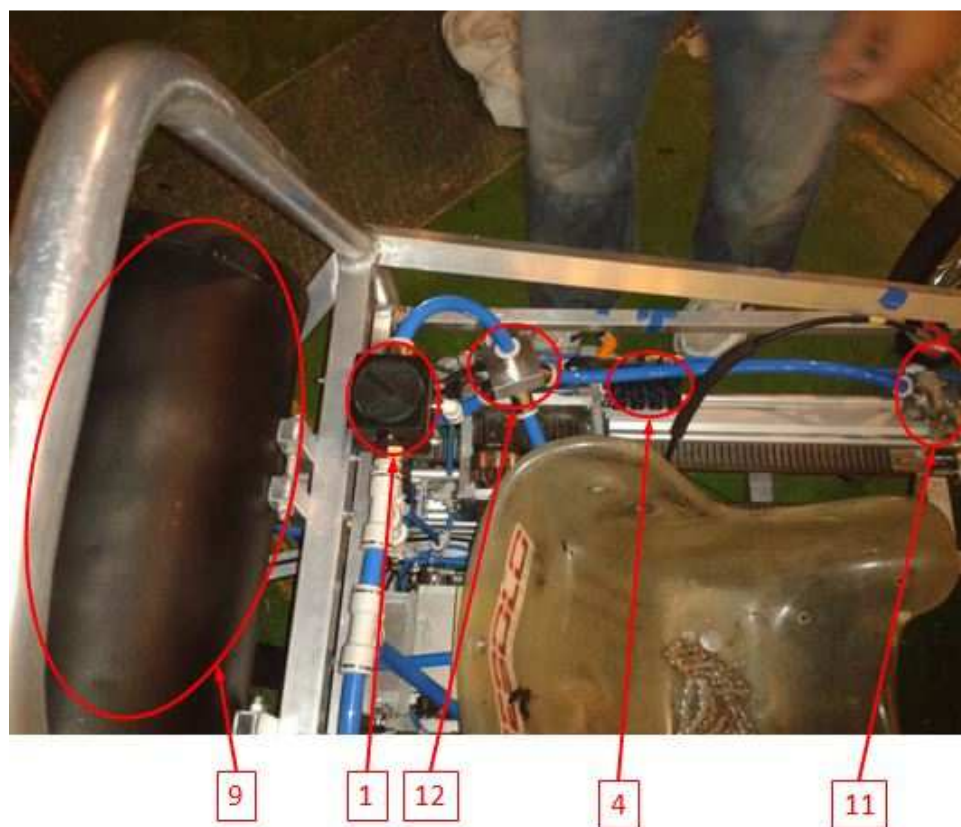
A munkahengerek furataira, egy háromfuratos elosztótömbön keresztül, két-két vezérelt visszacsapó szelep csatlakozik, amelyek vezérlő ága a blokkba fűzött 3/2-es vezérlő szelepekkel van összekötve.



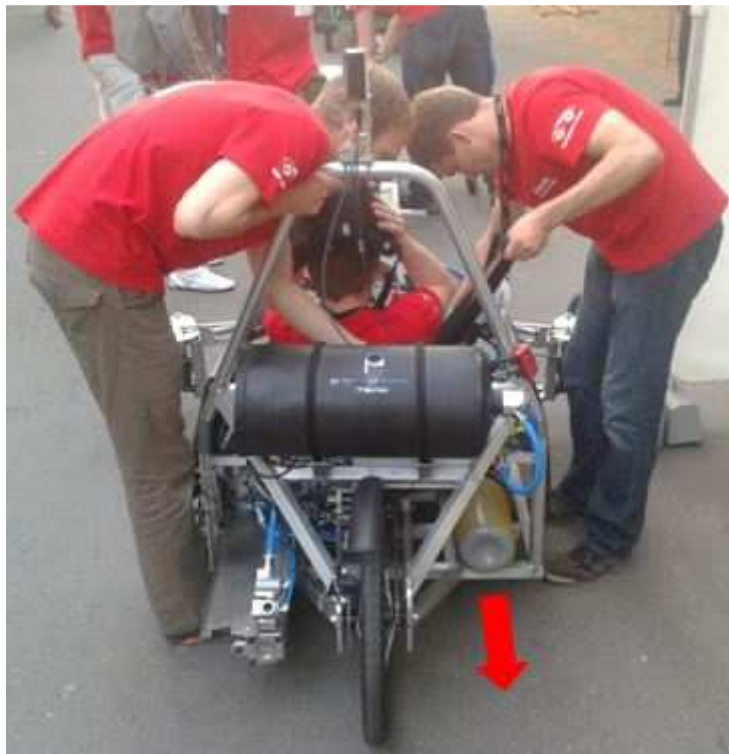
7.1. ábra. Beépített pneumatikus rendszer 1.



7.2. ábra. Beépített pneumatikus rendszer 2.



7.3. ábra Beépített pneumatikus rendszer 3.



7.4. ábra. A palack kivételének iránya

- 1) Proporcionális nyomásszabályozó szelep
- 2) Nyomáscsökkentő szelep
- 3) Nyomásmérő szenzorok telemetriához
- 4) Vezérlő szelepblokk
- 5) Vészstop kör
- 6) Palack
- 7) Műszerfal
- 8) Nyomáscsökkentő (reduktor)
- 9) Puffertartály
- 10) Motor
- 11) Vezérelt visszacsapó szelepek
- 12) Elosztó tömb

8. Mérési sorozat

Hogy a pneumobilunk minden versenyszámban a lehető legjobban teljesítsen, ezért az optimális beállításokat mérésekkel szeretnénk meghatározni. A mérések során nagyban megkönnyítette a munkánkat, hogy az idei versenyre első ízben kiírt telemetria versenyen a mi csapatunk is elindulhatott. Ennek köszönhetően lehetővé vált a pneumatikus rendszer részletesebb mérése. A telemetria segítségével nagymennyiségű adatot tudtunk rögzíteni jól kezelhető formában. A mérések során a következő adatokat rögzítettük:

- Idő
- Nyomás közvetlenül a palack nyomáscsökkentője után
- Nyomás a belső munkahenger két munkaterében
- Térfogatáram
- Jármű gyorsulása
- Jármű sebessége
- Megtett út
- Munkahenger pozíció
- Gázpedál állása

Hogy a vizsgált paramétereket megbízhatóan össze lehessen hasonlítani, biztosítani kell, hogy más változók ne befolyásolják a mérést. Ezért a mérések során a következők szerint jártunk el:

- ugyanaz a pilóta végezze a méréseket
- ugyanazon a szakaszon
- megegyező üzemmód használata egy méréssorozaton belül
- ha nem az áttétel a vizsgált paraméter, akkor ne váltsunk mérések között
- az autó minden versenyen használt alkatrészt tartalmazzon
- induláskor a munkahenger az egyik véghelyzetében álljon
- a méréseket a versenyen használható maximális nyomáson (10bar) végezzük
- puffer használata esetén a tartály minden esetben legyen teljesen feltöltve
- teljes gáz adás gyorsulási mérés esetén
- induláskor először állóra fékezni a kerekeket, majd teljes gázadás és a fék oldásával indulás
- egyes mérések között megvárni, míg a lehűlt nyomáscsökkentő újra felmelegszik

8.1 Mérési sorozat gyorsulási illetve ügyességi versenyszám

Mivel a gyorsulási és ügyességi versenyszámon a vezérlést tekintve hasonló beállításokkal kell rendelkeznie a járműnek, így ezekre a futamokra azonos mérési sorozatot állítottam össze. Ezeken a futamokon az adott távolságot kell leggyorsabban megtenni, ezért a jármű gyorsulását és végsebességét szeretnénk növelni

A következő feltételeket vizsgáljuk:

1. Puffertartály hatása a pneumatikus rendszerre
2. Rajtoláshoz ideális áttétel vizsgálata
3. Legnagyobb végsebesség
4. „Légrugó” hatása

1. mérési sorozat

Célja: Összehasonlítani a puffertartály nélküli és a puffertartállyal kapcsolt pneumatikus rendszert. Meghatározni mikor optimális a puffertartály nyitása.

Elvégzendő mérések: Egy kiválasztott áttétellel (célszerűen a legnagyobb áttétellel) ellenőrző mérés elvégzése, azaz puffertartály nélküli indulás mérése.

Az ellenőrző méréssel megegyező áttétellel mérni a különböző időpontban kinyitott puffertartályt. Első mérés induláskor nyitott puffer tartállyal majd mérésenként egyre több löket megtétele után nyitni a puffertartályt.

Kiértékelés: Mért adatokból a nyomások és a gyorsulások változása kiértékelendő.

2. mérési sorozat

Célja: A rajtoláshoz optimális áttétel meghatározás.

Elvégzendő mérések: Különböző áttételek mellett megvizsgálni mikor legnagyobb a jármű gyorsulása 20 méteres szakaszon. Az első mérés legnagyobb áttétel indul, majd mérésenként csökkenő áttétel.

Kiértékelés: Gyorsulás-áttétel függvény elkészítése.

3. mérési sorozat

Célja: Meghatározni a maximális sebességhez tartozó áttételt

Elvégzendő mérések: Különböző áttételeket használva megmérni az autó végsebességét. A legnagyobb áttételtől a legkisebb felé haladva mérni. Kevesebb gázfogyasztás érdekében, indulásnál lehet kisebb áttételt használni vagy emberi erővel meglökni a járművet. Mérésnek vége, ha a sebesség állandósul, illetve ha elfogy a hajtóanyag.

Kiértékelés: Végsebesség-áttétel függvény elkészítése.

4. mérési sorozat

Célja: Légrugó hatásának vizsgálata. Meghatározni melyik időpillanatban optimális a leszellőzést elzárni.

Elvégzendő mérések: Az első mérés „légrugó” nélkül végezzük egy választott áttétel mellett, majd mérésenként a dugattyú felütközése előtt a leszellőzést egyre korábban elzárni.

Kiértékelés: Vizsgálni, hogy a motor munkahengerei milyen gyorsan tesznek meg egy löketet. Löketidő-elzárás függvény készítése.

8.2 Mérési sorozat távolsági futamra

A távolsági futamon az egy feltöltéssel kell minél hosszabb távolságot megtenni. Mivel a szabályok szerint legalább 15km/h átlagsebességet kell elérni a megtett távolság alatt, ezért értelemszerűen a mérés célja, hogy erre a sebességtartományra keressünk optimális áttételt. Hogy a sűrített gázból minél több energiát kinyerjünk a munkahenger hengertere egy löket alatt csak részlegesen van feltöltve, így a gáz expanziója végez munkát. A mérések során a 15km/h-s sebesség tartásához éppen szükséges feltöltés meghatározására a cél.

A következő feltételek vizsgáljuk:

5. Autóra ható fékező erő mérése
6. Expanziós üzemmód vizsgálata

5. mérési sorozat

Célja: Megvizsgálni, hogy a megkövetelt 15km/h-s sebességnél mekkora fékező erő hat az autóra.

Elvégzendő mérés: A járművet 15km/h vagy a fölé gyorsítani akár emberi erővel, majd gyorsítás nélkül gurulni, amíg az autó eléri a 14km/h-t.

Kiértékelés: Az autó ismert tömegéből és a mért gyorsulásból következtethetünk a fékező erőre.

6. mérési sorozat

Célja: Expanziós üzemmódnál használt részleges hengertér feltöltés vizsgálata. Adott áttétel mellett mekkora feltöltésre van szükség, hogy a 15km/h-s sebességet tartsa az autó.

Elvégzendő mérések: A járművet 15km/h-ra gyorsítani, és a beállított áttétel mellett mérni a sebesség tartásához szükséges feltöltés mértékét. A legnagyobb áttétellel kezdve mérésenként csökkenő áttétellel mérni.

Kiértékelés: Áttétel-feltöltés függvény készítése, amelyből meghatározható a fajlagos hajtóanyag fogyasztás.

8.3 Mérések Kiértékelése

Sajnos a mérések kiértékelés problémákba ütközött, ugyanis a verseny előtti napon a pneumatikus rendszert vezérlő elektronika javíthatatlanul meghibásodott. Az új vezérlés elkészítésére a társaimnak egy éjszaka állt rendelkezésére. Ennyi idő alatt azonban csak a legalapvetőbb, programot sikerült megírni. Így a program nem tartalmazza a „légrugót” és az expanziós üzemmódot.

Továbbá a telemetria rendszeren érezhető volt, hogy még nem kiforrott rendszer, így itt is problémákba ütköztünk. A WIFI kommunikáció, illetve a térfogatáram mérő és az általunk használt gyorsulásmérő sem működött megfelelően.

A mérések végzésében a korlátozott számban rendelkezésünkre álló gázpalack is hátráltatta a munkánkat. Végül a verseny után az 1. mérési sorozatot elvégeztük, azonban a mért adatokat kiértékelve újabb vezérlési problémát találtunk.

8.3.1 1. mérési sorozat

A fejezet elején részletezett méréseket az alábbi beállításokkal végeztük el.

- Pilóta tömege: *70kg*
- Autó tömege: *85kg*
- Összáttétel: *1,8*
- Rendszernyomás: *10bar*
- Hőmérséklet: *18°C*

A mérés kiértékelése:

A két mérés nyomás-idő grafiokonja a következő oldalon látható. A puffertartály nélküli mérés a 8.1. ábraán, a nyitott puffer tartállyal rajtolás 8.2. ábraán látható. A puffertartály nélküli mérésen látható, hogy a rendszer nyomás már az első löket indulása után *8,338bar-ról* hirtelen *2,47bar-ra* esik le, tehát a nyomáscsökkentőn átersztése annyira lefojtja a pneumatikus rendszert, hogy az már az indulás első löketeit sem tudja megfelelően feltölteni. A harmadik löket után a hengertérben a maximális nyomás *2bar* fölé nem emelkedik.

A másik mérés grafiikonján szemmel látható a különbség. A rendszer nyomásesése lényegesen kevesebb az előző méréshez képest (*8,454bar-ról 6,048bar-ra*). És a munkahenger maximális nyomása a teljes mérés alatt *2bar* felett maradt.

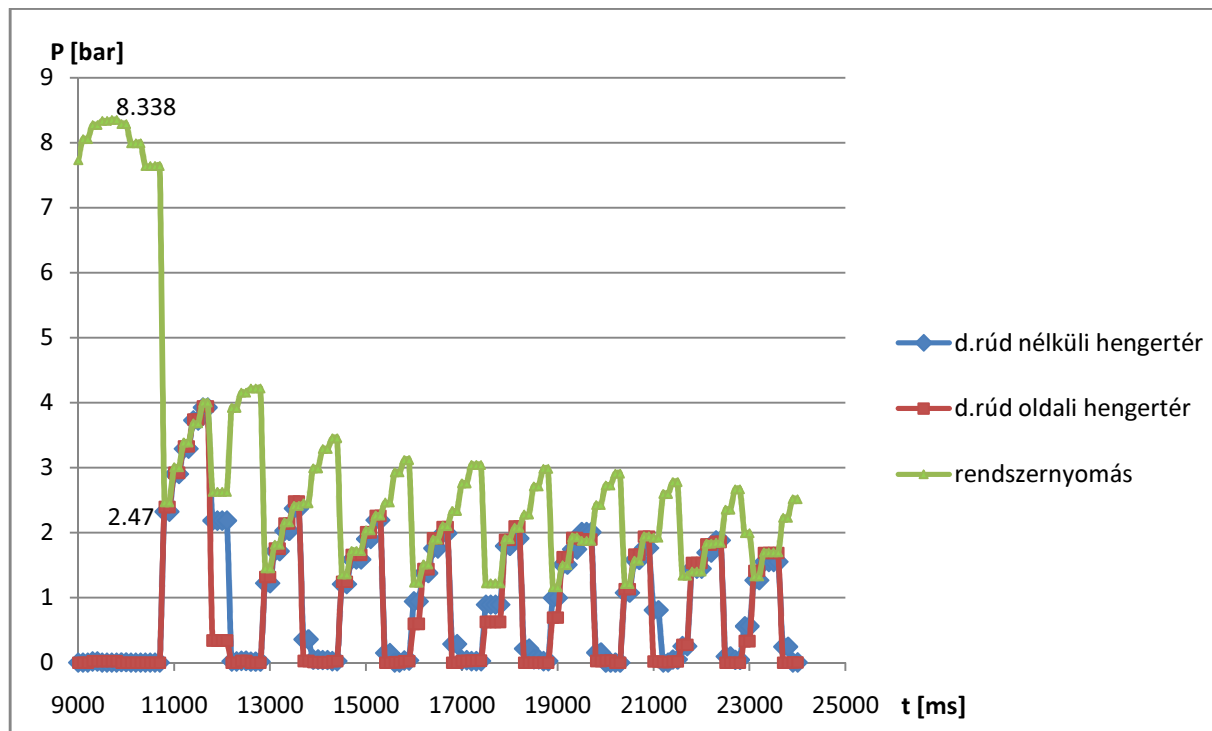
Mivel a gyorsulás mérő nem megbízható adatokat rögzített, az átlaggyorsulás értékét a rögzített legnagyobb sebesség és az ehhez szükséges idő értékéből számoltam ki. Az első mérésre az átlaggyorsulás értéke $1,089 \text{ m/s}^2$ a második mérésre $2,1 \text{ m/s}^2$ gyorsulás értéket számoltam, tehát a puffertartállyal való indulás esetén lényegesen növelhető a kezdeti gyorsulás.

A két grafikonon azonban megfigyelhető, hogy a vezérlés nincs jól beállítva. A dugattyúrúd nélküli (kék) és a dugattyúrúd oldali (piros) hengertér nyomása közel azonos értékeket vesz fel ugyanabban az időpillanatban, tehát a vezérlés vagy mind a két oldalt egyidőben tölti fel vagy egyidőben szellőzteti le. Ennek ellenére azért működött az autó, mert a másik munkahenger megfelelően volt vezérelve.

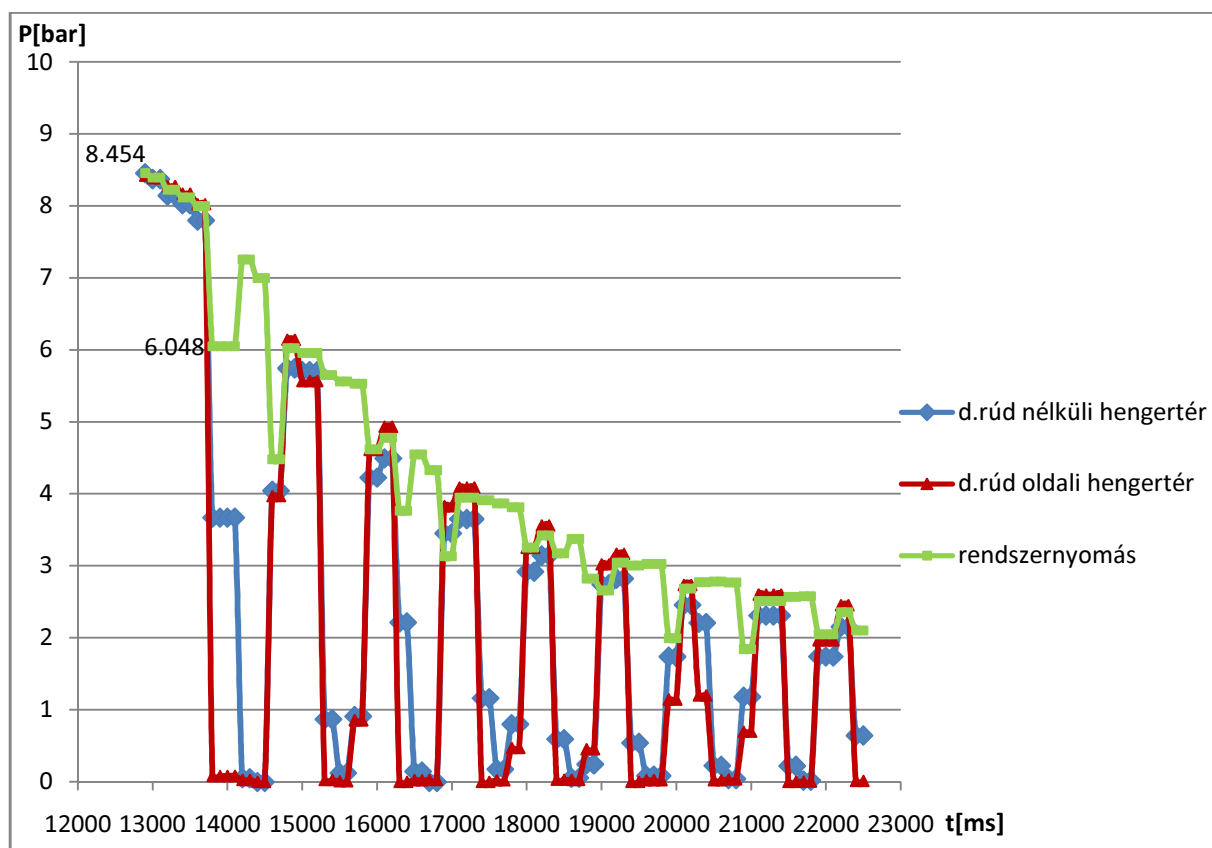
Az vezérlés hibái miatt ezekből a mérésekből végleges következtetést nem lehet levonni, de jól szemlélteti a puffer tartály előnyeit, illetve ennek a mérésnek köszönhetően a motor lényeges hibáját sikerült kijavítani.

A mérésekből következtethetünk a teljes pneumatikus rendszer nyomáscsökkenésére, melynek értéke $\sim 1,6 \text{ bar}$. Mivel a nyomáscsökkentőn beállított 10 bar -os nyomásról a rendszer maximális nyomása $\sim 8,4 \text{ bar}$ -ra csökkent.

Javított vezérléssel való mérésre az idő hiánya miatt egyelőre nem került sor, és további méréseket az elektronika meghibásodása miatt nem végeztünk.



8.1. ábra. Puffertartály nélküli rajtolás



8.2. ábra. Nyitott puffertartállyal rajtolás

9. Hajtáslánc optimális áttétel tartományának meghatározása

A pneumobilok motorjai jellemzően nagy nyomatékú alacsony fordulatszámon működő motorok, emiatt jellemzően egy gyorsító áttételen keresztül adják át a nyomatékot a kerekekre. A mi motorunk maximális fordulatszáma körülbelül *130ford./perc*, és maximális nyomatéka *235Nm*, de az alternáló mozgás miatt a kihajtó tengely fordulatszáma és nyomatéka löketenként ingadozik.

A 2011-es autóban egy Suzuki RM85 típusú motor váltóján keresztül hajtották meg a 26"-os hátsó kereket. Mivel a motor váltója alapvetően lassító áttételre van tervezve (kivétel ez alól az 5. sebesség) ezért fordítva szerelték be, azaz a pneumatikus motor hajtja a váltó eredeti kihajtó tengelyét és a behajtó tengelyre szerelt lánckeréken keresztül lánchajtással hajtja a hátsó kereket.

Mint már azt korábban említettem az idei jármű hajtása, a 2011-es autó módosított hajtása. A motorban végzett módosítások mellett a következő változtatásokat hajtottuk végre hajtásláncon:

- 26"-os hátsó kerék helyett 20"-os kerekék használata
- A hajtott lánckerék módosítása
- Fallbrook NuVinci 360 típusú fokozatmentes agyváltó hátsó kerékbe szerelése

A kerék méretét konstrukciós okokból csökkentettük. Mivel így a kerék tengelye közelebb kerülhet a bukókerethez, ezáltal csökken a hátsó felfüggesztés elemeinek hossza, amelyeket így kisebb a hajlító nyomaték terhel (ez problémát okozott a korábbi autónál).

Mivel a Suzuki RM85-ös váltóval nem vagy csak igen nehezen lehet terhelés alatt váltani, ezért döntöttünk a fokozatmentes agyváltó használata mellett. A Suzuki RM85-ös váltót az idő hiánya miatt nem vettük ki a hajtásláncból, hanem egy sebességbe állítva lánchajtáson keresztül hajtjuk a fokozatmentes agyváltót. Ezzel a hajtáslánccal nagyobb áttétel tartományt tudunk használni, mivel futamok között a korábbi váltó fokozatait tudjuk állítani és futam közben használható a fokozatmentes agyváltó.

A motor és a hajtáslánc elemei a következő paraméterekkel rendelkeznek:

○ *Motor*

- Maximális nyomaték *235Nm*
- Maximális fordulatszám *130ford/perc*
- Fogaskerék osztókör átmérő *36mm*

○ *Suzuki RM85 váltó*

Fokozat	1.	2.	3.	4.	5.
Áttétel	1.1	0.95	0.81	0.68	0.56

3. táblázat. Fokozatok áttételei fordított hajtással

○ *Lánchajtás*

- Hajtó lánckerék fogszáma *22*
- Hajtott lánckerék fogszáma *20*
- Áttétel *0.909*

○ *Fallbrok NuVinci 360 [14]*

- Áttétel tartomány: *0,5... 1,8*

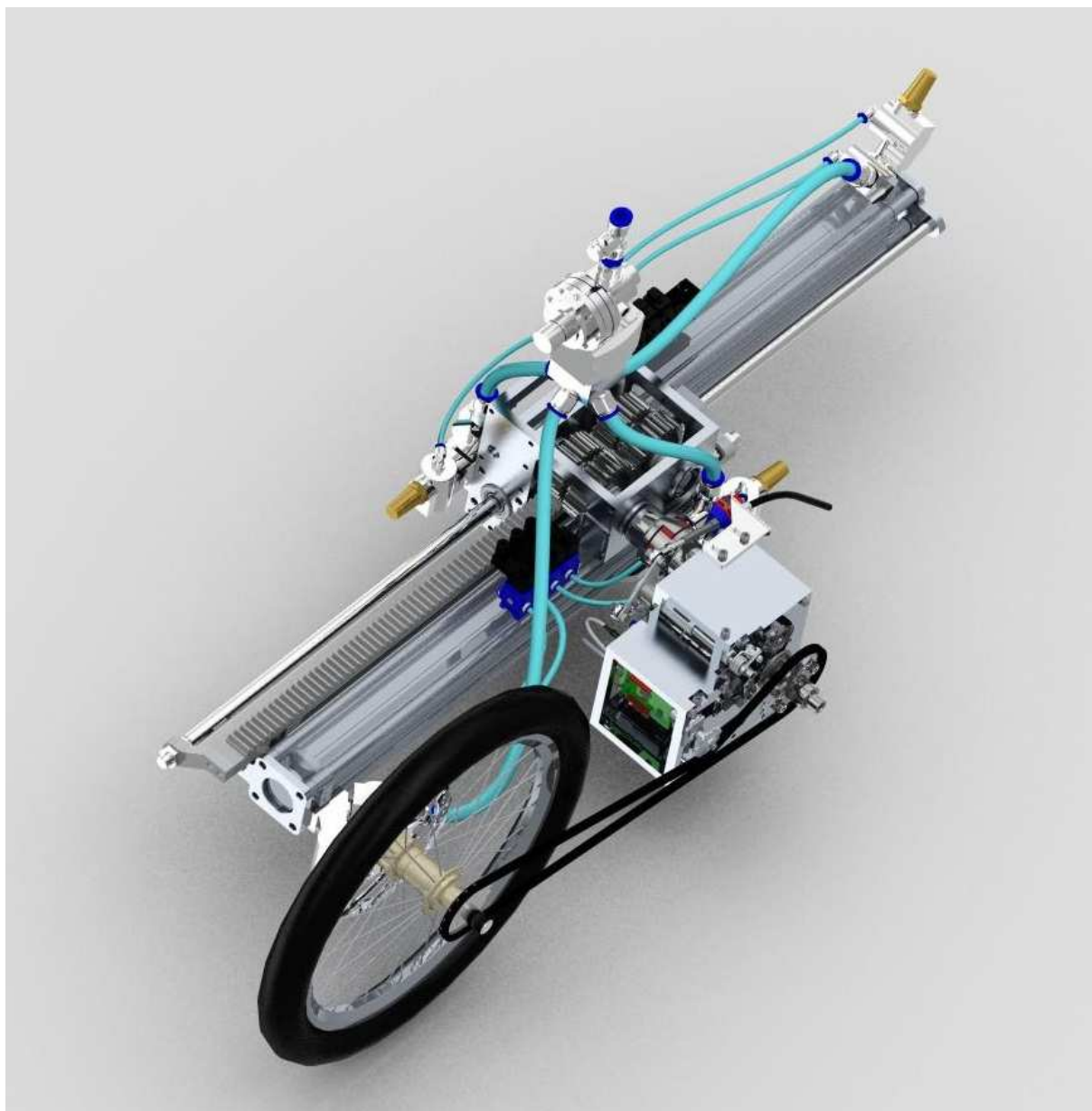
○ *Hajtott kerék*

- Sugár *254mm*
- Terhelése *62kg*
- Gumi/aszfalt sűr. tényezője *0,9 [15]*

○ *Autó*

- Autó tömege pilótával együtt *155kg*

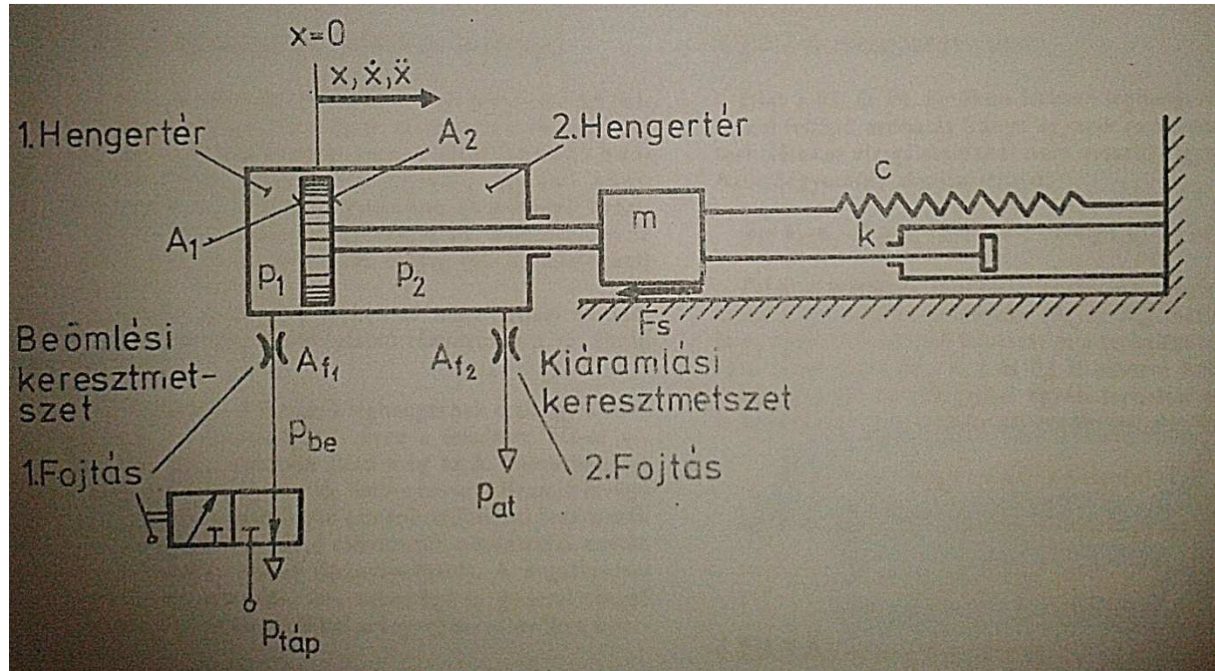
Annak érdekében, hogy meghatározzuk az optimális áttétel tartományt megvizsgáltuk a munkahenger karakterisztikáját. Ennek megkönnyítése érdekében elkészítettük egy munkahenger matematikai modelljét. A matematikai modellt programozását csapattársam, Kovács Imre, készítette egy korábbi házi feladatához [16]. A modellt National Instruments LabVIEW programjában készítette. Én feladatom, hogy ennek a programnak a felhasználásával meghatározzam a munkahengerek terhelés függvényében leadott teljesítményét.



9.1. ábra. Hajtáslánc agyváltó nélkül.

9.1 Pneumatikus munkahenger matematikai modellje [17]

A 9.2. ábraán látható a munkahenger matematikai modellje, ami alapján a csapattársam elkészítette a munkahenger szimulációját.



9.2. ábra. Egyoldali működésű munkahenger matematikai modellje [17]

A szimulációhoz felhasznált képletek (levezetése nélkül) a következők:

- A mozgásegyenlet

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_g} \cdot (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_e')$$
(10.1.)

- Nyomás változása az 1. hengertérben

$$p_1 = P_1 - P_{at}$$
(10.2.)

$$\dot{P}_{1_{pol}} = \frac{n_1}{V_1} \cdot (d\dot{m}_{be} \cdot R \cdot T_e - P_1 \cdot A_1 \cdot \dot{x})$$
(10.3.)

$$V_1 = V_{10} - A_1 \cdot x$$
(10.4.)

$$m_{be} = \mu_f \cdot P_e \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_e}} \cdot \psi$$
(10.5.)

$$\psi = \sqrt{\frac{\chi}{\chi - 1} \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_e} \right)^{\frac{2}{\chi}} \cdot \left(\frac{P_1}{P_e} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]}$$
(10.6.)

$$\text{ha } P_1/P_e > 0,528, \quad \text{akkor } \psi = 0,484$$

- Nyomás változása az 2. hengertérben

$$p_2 = P_2 - P_{at} \quad (10.7.)$$

$$\dot{P}_{2pol} = \frac{n_2}{V_2} \cdot (P_2 \cdot A_2 \cdot \dot{x} - d\dot{m}_{ki} \cdot R \cdot T_2) \quad (10.8.)$$

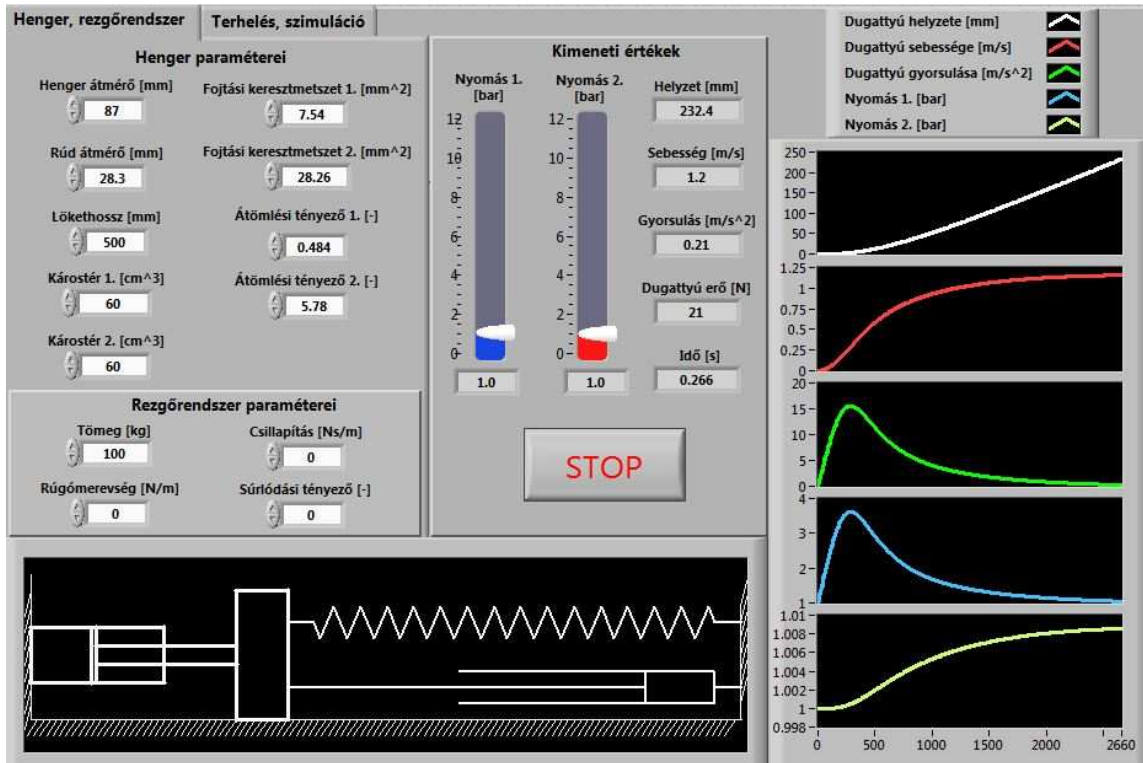
$$V_2 = V_{20} - A_2 \cdot x \quad (10.9.)$$

$$m_{ki} = \mu_f \cdot P_{at} \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{\chi}{R \cdot T_2}} \cdot \psi' \quad (10.10.)$$

$$ha \ P_2/P_{at} \geq 1,885, akkor \ \psi' = 0,578 \cdot \frac{P_2}{P_{at}} \quad (10.11.)$$

$$ha \ P_2/P_{at} \geq 1,885, akkor \ \psi' = \sqrt{\frac{2}{\chi - 1} \cdot \left(\frac{P_2}{P_{at}}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_{at}}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1\right]} \quad (10.12.)$$

A fenti egyenletek alapján elkészített program kezelőfelülete a 9.3. ábraán látható. A programban megadható a munkahenger és a terhelés paraméterei, amelyek egyszer kiszámolt állandó értékek. Változóként a rezgőrendszer paraméterei közül a tömeget használtam fel ezzel szimulálva a munkahenger terhelését, a csillapítást, a súrlódási tényezőt és a rugómerevséget elhanyagoltam.



9.3. ábra. Program kezelőfelülete

9.1.1 A munkahengerek paramétereinek meghatározása

Hengerátmérő

A motorunkban két darab 63mm átmérőjű munkahengert használunk. Mivel a szimuláció egy hengerrel működik, ezért ki kell számítani, hogy mekkora átmérőjű egy darab munkahenger felel meg két 63mm átmérőjű munkahengernek.

Két 63mm átmérőjű munkahenger keresztmetszete:

$$A_D = \frac{D_2^2 \cdot \pi}{4} + \frac{(D_2^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4} = \frac{63^2 \cdot \pi}{4} + \frac{(63^2 - 20^2) \cdot \pi}{4} \quad (10.13.)$$

$$A_D = 5920,3 \text{ mm}^2$$

Azonos felülettel rendelkező egy darab munkahenger átmérője:

$$A_D = \frac{D_1^2 \cdot \pi}{4} \Rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{A_D \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{5920,3 \cdot 4}{\pi}} \quad (10.14.)$$

$$D_1 = 86,84 \text{ mm} \approx 87 \text{ mm}$$

Dugattyúrúd átmérő

A dugattyúrúd átmérőjét hasonlóan a hengerátmérő számításához határoztam meg. A 63-as munkahengerek dugattyúrúdjának átmérője 20mm.

Két 20mm átmérőjű dugattyúrúd keresztmetszete:

$$A_{rúd} = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2 = \frac{20^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2 = 628 \text{ mm}^2 \quad (10.15.)$$

Azonos felülettel rendelkező egy darab munkahenger rúd átmérője:

$$A_{rúd} = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \Rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{A_{rúd} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{628 \cdot 4}{\pi}} \quad (10.16.)$$

$$d_1 = 28,28 \text{ mm} \approx 28,3 \text{ mm}$$

Lökethossz

A lökethossz megegyezik az eredeti munkahengerek löketével, azaz 500mm.

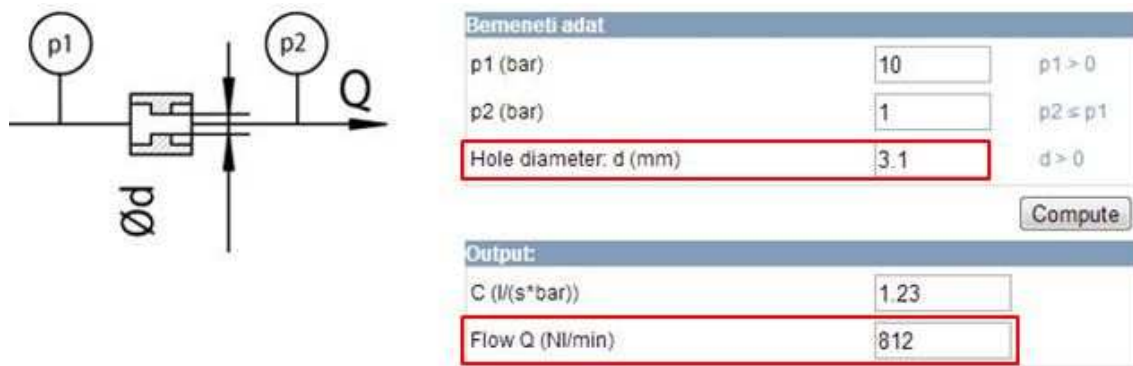
Káros tér

A káros tér értékét csak becsülni tudjuk, erre vonatkozó adatunk nincs. Tapasztalatok alapján csak a jelentős, több száz cm^3 -es, káros térfogat változtatja jelentősen a szimuláció eredményeit. Becsült értéke mindkét esetben 60 cm^3 .

Fojtási keresztmetszet

A kezelőfelületen az 1-es fojtási keresztmetszet a töltő ág paramétere a 2-es a leszellőzés paramétere.

Ahogy már a 6.2.6 pontban említettem a nyomáscsökkentő térfogatárama határozza meg az egész rendszer térfogatáramát, ha nincsen puffertartály bekötve a rendszerben. A nyomáscsökkentő átlagos áteresztése 800NI/perc , tehát akkora fojtási keresztmetszetet kell megválasztani, amely ekkora áteresztéssel rendelkezik. Ennek az értéknek a meghatározásához a Bosch Rexroth honlapján található Flow circular hole Calculator-t [18] használtam, amely alapján $3,1\text{mm}$ átmérőjű furat rendelkezik 812NI/perc áteresztéssel.

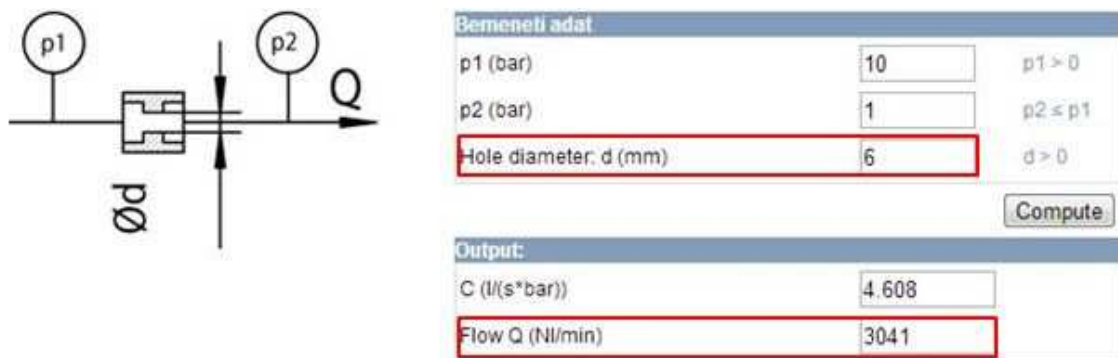


9.4. ábra. 1. Fojtási keresztmetszet átmérője

Tehát a töltő ág fojtási keresztmetszete:

$$A_{fk1} = \frac{d_{fk1}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{3,1^2 \cdot \pi}{4} = 7,54\text{mm}^2 \quad (10.17.)$$

A leszellőző ág fojtási keresztmetszetét az előzőhöz hasonlóan készítettem el azzal a különbséggel, hogy ebben az esetben a vezérelt visszacsapó határozza meg az áteresztést, amelynek értéke 3000NI/perc . A Flow circular hole Calculator alapján 6mm -es furat rendelkezik 3041NI/perc -es áteresztéssel.



9.5. ábra. 2. Fojtási keresztmetszet átmérője

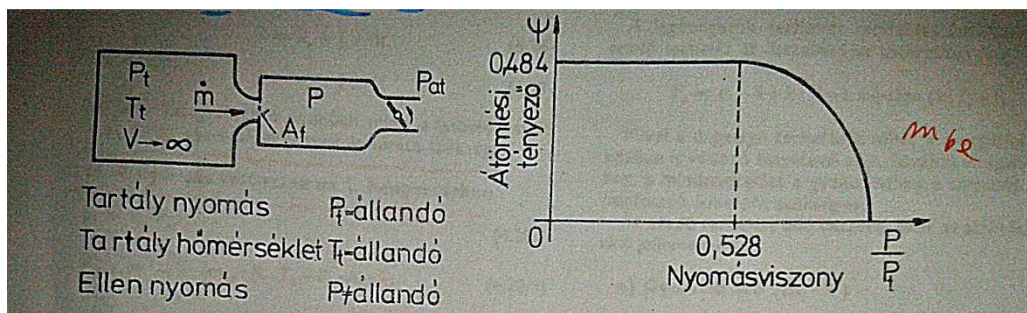
Tehát a leszellőző ág fojtási keresztmetszete:

$$A_{fk2} = \frac{d_{fk2}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{6^2 \cdot \pi}{4} = 28,26 \text{ mm}^2 \quad (10.18.)$$

Átömlési tényező

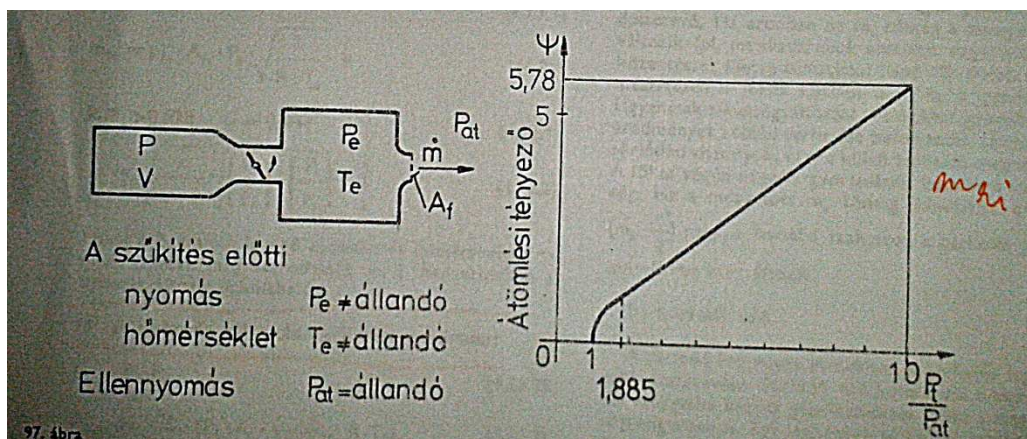
Az átömlési tényező értéke feltöltés közben folyamatosan változik, ezért mindkét esetben a kezdeti értékkel közelítettem.

A töltő ág átömlési tényezőjét a 9.6. ábra alapján számoltam ki. A tartály nyomását (P_t) 10bar-nak és az ellennyomást (P) 1bar-nak feltételeztem. Látható, hogy a P/P_t hányados kisebb, mint 0,528, tehát az átömlési tényező értéke 0,484.



9.6. ábra. Töltő ág átömlési tényezője [17]

A leszellőző ág átömlési tényezőjét a 9.7. ábra alapján határoztam meg. A szűkítés előtti nyomás (P_e) értékét 10bar-nak és az ellennyomást (P_{at}) 1bar-nak feltételeztem. Így a $P_e/P_{at} = 10$, ezért a leszellőző ág átömlési tényezőjének értéke 5,78.



9.7. ábra. Leszellőző ág átömlési tényezője [17]

9.1.2 Terhelés paramétereinek meghatározása

Az előzőekben taglalt munkahenger paraméterek beállítása után a terhelés paramétereit a 9.8. ábra szerint határoztam meg.

Terhelés paramétere

Tartály nyomás [bar]	Külső hőm. [°C]
10	20
Tartály hőm. [°C]	Kezdeti nyomás 1. [bar]
20	1
Külső nyomás [bar]	Kezdeti nyomás 2. [bar]
1	1

9.8. ábra. Terhelés paramétere

9.2 Munkahenger teljesítménye a terhelés függvényében

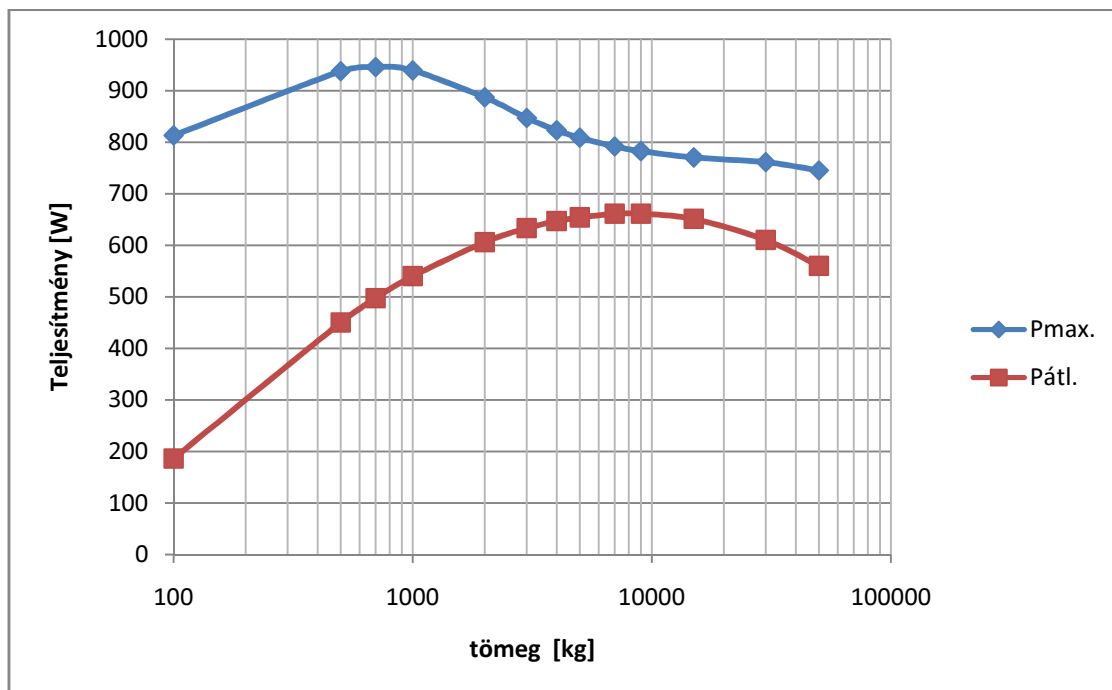
A program paramétereinek beállítása után a szimulációt különböző tömeg értékekkel indítottam el. A szimuláció mintavételezése ideje 0,0001 másodperc, ami alatt a következő értékeket rögzíti:

- Idő
- Elmozdulás
- Sebesség
- Gyorsulás
- Töltő ág nyomása
- Leszellőző ág nyomása
- Dugattyú erő

A szimuláció végén a program egy fájlban menti a számításokat, ami Microsoft Excel programmal feldolgozható. A dugattyú pillanatnyi teljesítménye meghatározható a pillanatnyi sebesség a pillanatnyi dugattyú erő szorzatából. A 4. táblázatban, illetve a 9.9. ábraán növekvő terhelések függvényében 4. táblázat látható az átlag és a maximális teljesítmény.

Tömeg [kg]	Pmax [W]	Pátlag [W]
100	813	186
500	937.6	450
700	945.7	497.1
1000	939.3	540
2000	887	606
3000	847	633
4000	823	647
5000	808.5	654
7000	791.6	661
9000	782.6	661
15000	770.2	651
30000	761	610
50000	745	560

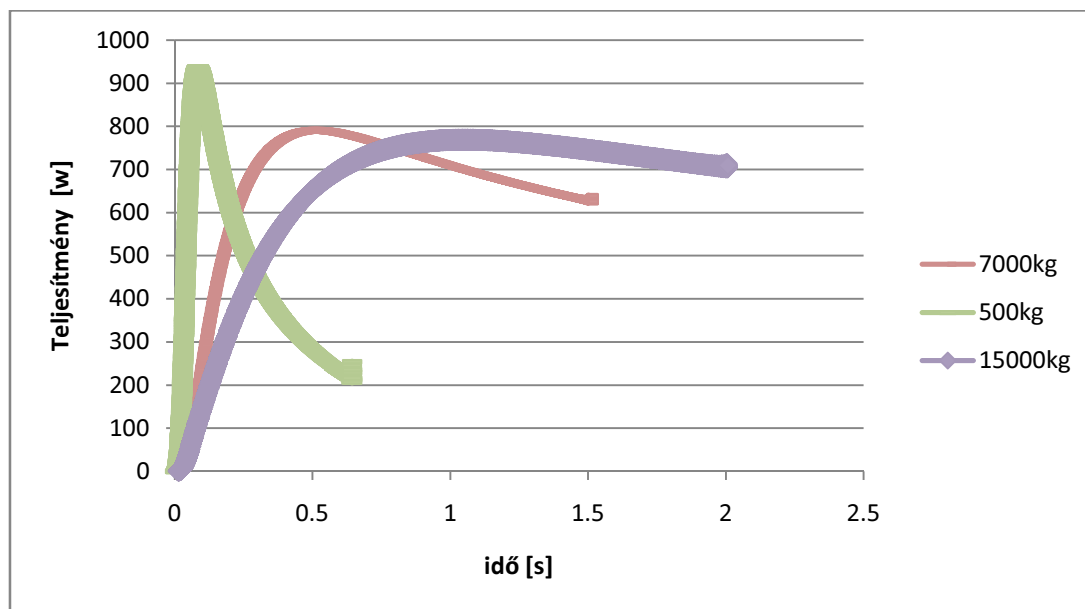
4. táblázat. Átlag és maximális teljesítmény



9.9. ábra. Terhelés-teljesítmény függvénye.

A 9.9. ábraán jól látható, hogy a maximális teljesítmény alacsony terhelésnél jelentkezik, de az átlagteljesítmény értéke elmarad a nagyobb terhelési esetek átlagteljesítményétől. Továbbá látható, hogy a terhelést egyre növelve eljutunk arra a pontra, amin túl csökken az átlagteljesítmény értéke.

9.10. ábraán látható, hogy egyes terhelési esetek teljesítmény-idő függvénye jelentősen eltér egymástól. Alacsony, 500kg-os terhelés esetén a teljesítmény hirtelen megnövekszik, de hamar visszaesik alacsony értékre. Ennek a viszonylag kicsi áteresztéssel rendelkező töltő ági fojtás az oka. Mivel a teljesítmény a dugattyúerő és a sebesség függvénye, ezért a kezdetben hirtelen felgyorsuló dugattyú kellően nagy erőt tud kifejteni, de ahogy egyre nagyobb lesz a dugattyú sebessége a töltő ág nem tudja feltölteni a munkahengert, ezért lecsökken a nyomás, tehát a dugattyú erő is lecsökken.



9.10. ábra. Teljesítmény-idő függvénye

9.3 Áttétel meghatározása

Az áttétel tartományt úgy kell beállítani, hogy elkerüljük a munkahengerek alacsony illetve a túl nagy terhelését. A 9.9. ábraán látható, hogy 2000kg-os terhelés mellett a maximális teljesítmény és az átlagteljesítmény is magas értéket vesz fel, ezért a legnagyobb áttétel értékét úgy választottam meg, hogy induláskor ennek megfelelő terhelés érje a munkahengereket.

A hajtáslánc egyenleteit felírva kifejezhető a szükséges áttétel.

Dugattyú gyorsulása:

$$a_D = \frac{F_D}{m_{red}} \quad (10.19.)$$

Kerékre ható, az autót gyorsító erő:

$$\frac{F_D \cdot r_f \cdot i_{\ddot{o}}}{R_{kerék}} = F_{kerék} \quad (10.20.)$$

Autó gyorsulása:

$$a_{autó} = \frac{F_{kerék}}{m_{autó}} \quad (10.21.)$$

A gyorsulások közötti összefüggés:

$$a_{autó} = \frac{a_D \cdot R_{kerék}}{r_f \cdot i_{\ddot{o}}} \quad (10.22.)$$

Az előbbi egyenletek összevonva megkapjuk a következő egyenletet:

$$\frac{a_D \cdot m_{red} \cdot r_f \cdot i_{\ddot{o}}}{R_{kerék}} = \frac{m_{autó} \cdot a_D \cdot R_{kerék}}{r_f \cdot i_{\ddot{o}}} \quad (10.23.)$$

Az összátételt kifejezve a következő egyenletet kapjuk, amelybe a fejezet elején meghatározott mennyiségek behelyettesíthetők:

$$\sqrt{\frac{m_{autó} \cdot R_{kerék}^2}{m_{red} \cdot r_f^2}} = i_{\ddot{o}} \quad (10.24.)$$

$$\sqrt{\frac{155kg \cdot 0.254^2m}{2000 \cdot 0.036^2m}} = i_{\ddot{o}}$$

$$\mathbf{i_{\ddot{o}} = 1,964}$$

A meglévő hajtáslánccal megvalósítható legnagyobb áttétel:

$$i_{valós} = i_{váltó} \cdot i_{lánc} \cdot i_{NuV} \quad (10.25.)$$

$$i_{valós} = 1,1 \cdot 0,909 \cdot 1,8$$

$$\mathbf{i_{valós} \approx 1,8}$$

A meglévő hajtáslánc legnagyobb összátétel értéke 1,8. A számolt áttételt a lánckerekek változtatásával egyszerűen el lehetne érni, azonban kifejezve a kerékre ható gyorsító erőt látható, hogy a kerék már a megcsúszna, így nem érdemes a tovább növelni az áttételt.

$$F_{kerék} = \frac{F_D \cdot r_{fk} \cdot i_{valós}}{R_{kerék}} \quad (10.26.)$$

$$F_{kerék} = \frac{5032N \cdot 0,036m \cdot 1,8}{0,254m}$$

$$F_{kerék} = 1283N$$

$$F_s = \mu \cdot m_{hátsó} \cdot g \quad (10.27.)$$

$$F_s = 0,9 \cdot 62kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_s = 547N$$

$$F_s < F_{kerék} \quad (10.28.)$$

Ezt igazolja a következő kép is (9.11. ábra), amit a legnagyobb áttételi fokozatba kapcsolt rajtolás után készítettünk. Ahogy azt a szimuláció eredményi is mutatták, a kerék löketváltásoknál csúszik meg, mivel alacsony terhelésnél ekkor hirtelen megnő a munkahengerek teljesítménye (9.10. ábra).



9.11. ábra. Megcsúszás nyomai induláskor

Hogy az megcsúszást elkerüljük, az áttéte úgy kell módosítani, hogy a kerékre ható erő a súrlódási erőnél kisebb legyen. Az 10.26.–os egyenletből kifejezhető az optimális összátétel, ha a kerékre ható erőt a súrlódási erővel helyettesítjük.

$$i_{opt} = \frac{F_s \cdot R_{kerék}}{F_D \cdot r_{fk}} \quad (10.29.)$$

$$i_{opt} = \frac{547N \cdot 0,254}{5032 \cdot 0,036}$$

$$i_{opt} = 0,767$$

A számolásom során, mivel nem ismertük pontosan az autó súlypontját, nem vettem figyelembe a gyorsítás során fellépő átterhelődést, amelynek hatására a hátsó kerékre nagyobb terhelés jutna, ezáltal nagyobb súrlódási erő ébredne a hátsó keréken. Továbbá a számolt áttétel értékét maximális erő esetén számoltam, ami még induláskor sem lép fel egy teljes löket alatt.

A számolt áttétel a meglévő hajtáslánccal többféleképpen is megvalósítható, de a legkedvezőbb, ha a Suzuki RM85-ös váltót 4-es fokozatba kapcsolva indulunk el, így a fokozatmentes váltóval nagyobb tartományban tudjuk csökkenteni az áttételt.

Fokozat	Legnagyobb áttétel	Legkisebb áttétel
1.	1.8	0.5
2.	1.554	0.432
3.	1.325	0.368
4.	1.113	0.039
5.	0.916	0.254

5. táblázat. Fokozatonkénti összátételek

A súrlódási erővel számolva az autó legnagyobb pillanatnyi gyorsulása

$$a_{max} = \frac{F_s}{m_{autó}} = \frac{547N}{155kg} \quad (10.30.)$$

$$a_{max} = 3,53 \text{ m/s}^2$$

Ez az érték a 8. fejezetben mért $2,1 \text{ m/s}^2$ -os értéket meghaladja, azonban a szimulációból kapott gyorsulás két munkahengerre vonatkozó érték.

10. Továbbfejlesztési javaslatok

Mivel az általam tervezett pneumatikus rendszer elektronikus vezérlésű ezért a különböző üzemmódok programjai is megtervezendők. A különböző üzemmódok elkészülése után mérésekkel meghatározható egyes versenyszámok optimális beállítása.

A pneumatikus rendszer továbbfejlesztéseként egy hőcserélő bekötését szeretnénk megvizsgálni, mivel a palackból a nyomáscsökkentőn keresztül távozó gáz hőmérséklete jelentősen lecsökken.

A hajtáslánc továbbfejlesztéseként megvizsgáljuk a Suzuki RM85-ös váltó két szabadságfokú bolygóművel való helyettesítését.

Végül szeretnénk egy részletesebb pneumatikus szimulációt készíteni, amely tartalmazza a puffertartályt, így meghatározható lehetne az optimális puffer mérete. Továbbá a pneumatikus szimuláció és a hajtáslánc szimulációjának összekötésével jobban megismernénk a motor karakterisztikáját, illetve könnyen vizsgálható lenne az autó paramétereinek változtatása milyen hatással van az egész rendszerre. Hogy a szimuláció minél jobban közelítsen a valósághoz szükséges a peremfeltételek pontosabb ismerete, amelyeket meghatározásához szintén mérések szükségesek.

11. Összefoglalás

Feladatom a 2013-as Pneumobil versenyre készülő léghajtású jármű pneumatikus rendszerének megépítése és optimalizálása. Legfőbb szempont az előző rendszer áteresztésének növelése, illetve további üzemmódok megvalósítása volt. A pneumatikus rendszer tervezés során figyelembe kellett vennem a 2013-as Pneumobil versenyszabályzatának előírásait, amely jelentősen befolyásolta a rendszer beépítésének elrendezését. Emellett a pneumatikus rendszer beépítésére korlátozott hely állt rendelkezésre, és ez jelentősen lecsökkentette a szelep választékot.

Az irodalomkutatás során a léghajtású járművek történetét mutattam be egészen napjainkig. Továbbá a Pneumobil versenyen látott különböző lég motor kialakítások és a vezérléshez használt pneumatikus szelepek összehasonlítását végeztem el. Ezek utána a versenyszabályzat elvárásait szem előtt tartva elkészítettem a pneumatikus rendszer követelményjegyzéket. A következő lépésben a 2011-es pneumatikus rendszert alapul véve elkészítettem a 2013-as rendszert. A módosításokat kisebb egységekre bontva mutattam be.

Miután megterveztem a pneumatikus vezérlést beépítettem az új autóba. Beépítés során figyelembe vettem a versenyszabályzat előírásait, illetve helyet kellett biztosítanom a telemetria elemeinek.

Feladatom volt továbbá, mérések végzése és részletes dokumentálása. Feladat e része az elektronika tönkremenetele miatt nem teljes, de a telemetria segítségével így is hasznos adatokat sikerült rögzíteni a mérések során. A vezérlés egy hibáját e mérések kiértékelés után fedeztünk fel.

A mérési eredményeket felhasználva és egy szimuláció segítségével meghatároztam a légmotor különböző terhelésen leadott teljesítményét. Ezek után kiszámoltam a rajtolás optimális áttételét, amelyet összevetve a mérésekkel megfelelőnek mondható.

Végül a pneumobilunk továbbfejlesztésére tettem javaslatot.

12. Summary

My task was to build and optimize the pneumatic system of an air car which was built for the Pneumobil 2013 competition. The main aspect was to increase the flow rate of the previous pneumatic system and to make possibility for other control modes. During pneumatic system design I have to take the Pneumobil 2013 competition rule's regulations into consideration, which significantly affect the system's installation layout. Moreover limited space was available to build in the pneumatic system and this greatly reduced the variety of pneumatic valves.

In literature research the history of air powered vehicles is shown to present days. Furthermore I made a comparison of different air engine designs and different pneumatic valves used for system control. After that the list of requirements was set up to meet the expectations of the competition rules. In the next step the new pneumatic system was designed based on the old system.

After designing the system it was built in the new car. During build in the regulations of competition rules were taken into consideration and also space had to be provided for the telemetry components.

In addition my task was to make well detailed measurements. This part of my thesis is not completed because of the failure of the electronic system, but by means of telemetry we recorded valuable data during measurements. One fault of the control unit was discovered after evaluating these recorded data.

Using measurement result and by the help of a simulation I determined the power output of the air engine on different load cases. After that I calculated the optimal gear-ratio for starting which compared to measurements it can be stated that it is appropriate.

Finally, propositions for further improvements were given.

Irodalomjegyzék

1. Bosch csoport története Magyarországon
hu.wikipedia.org/wiki/Bosch_csoport
2. Bosch Rexroth Magyarországi telephelyek
[/http://www.bosch-career.com](http://www.bosch-career.com)
3. Sűrített levegős autók története
www.aircarfactories.com
4. **Khan, Ghazi A.** *E-Villages of Tomorrow: With Economic Freedom Package*. 2012.
5. www.mdi.lu
6. www.aeromovel.com
7. PSA sűrített levegős-hibrid koncepció
www.psa-peugeot-citroen.com
8. www.mdi.lu/english/oneflowair.php
9. **Carlos Antonio Campani, Oskar Hans Wolfgang Coester.** *Slot sealing system for a pneumatic transportation system guideway*. Szabadalom: US5845582 A, 1998.
www.google.com/patents/US5845582
10. Bosch Rexroth Pneumobil története
www.pneumobil.hu/bemutakozas/tortenet
11. Bosch Rexroth Pneumobil 2013 telemetria versenykiírás
www.pneumobil.hu/pneumobil_2013/versenykiiras/versenykiiras telemetria
12. Bosch Rexroth Pneumobil 2013 vesenyszabályzat
www.pneumobil.hu/pneumobil_2013/versenykiiras/versenyszabalyzat
13. Bosch Rexroth Pneumobil 2013 műszaki leírás
www.pneumobil.hu/pneumobil_2013/versenykiiras/a_feladat_muszaki_leirasa.
14. Fallbrook NuVinci 360 Technical Manual
www.fallbrooktech.com
15. **Csaba, Simon Vilmos - Kozma Mihály - Molnár László - Karsai Géza - Nguyen Huy Hoang - Király.** *Gépelemek 2. hely nélk.* : Műegyetemi kiadó, 2008.
16. **Imre, Kovács.** *Pneumatikus munkahenger vizsgálata (Számítógépes modellezés, szimuláció házi feladat)*. 2012.
17. **J., Dr. Elek I. - Hudáky.** *Az ipari pneumatika alapjai* . hely nélk. : INTERPRESS Kiadó, 1979.

18. Flow circular calculator

www.rexrothpneumatics.com

Melléklet

1. CD12 sorozatú 5711100300 típusú 3/2-es útszelep adatlapja

3/2-way valve, Series CD12

► Qn = 4000 l/min ► pipe connection ► compressed air connection output: G 1/2 ► suitable for ATEX



00124180

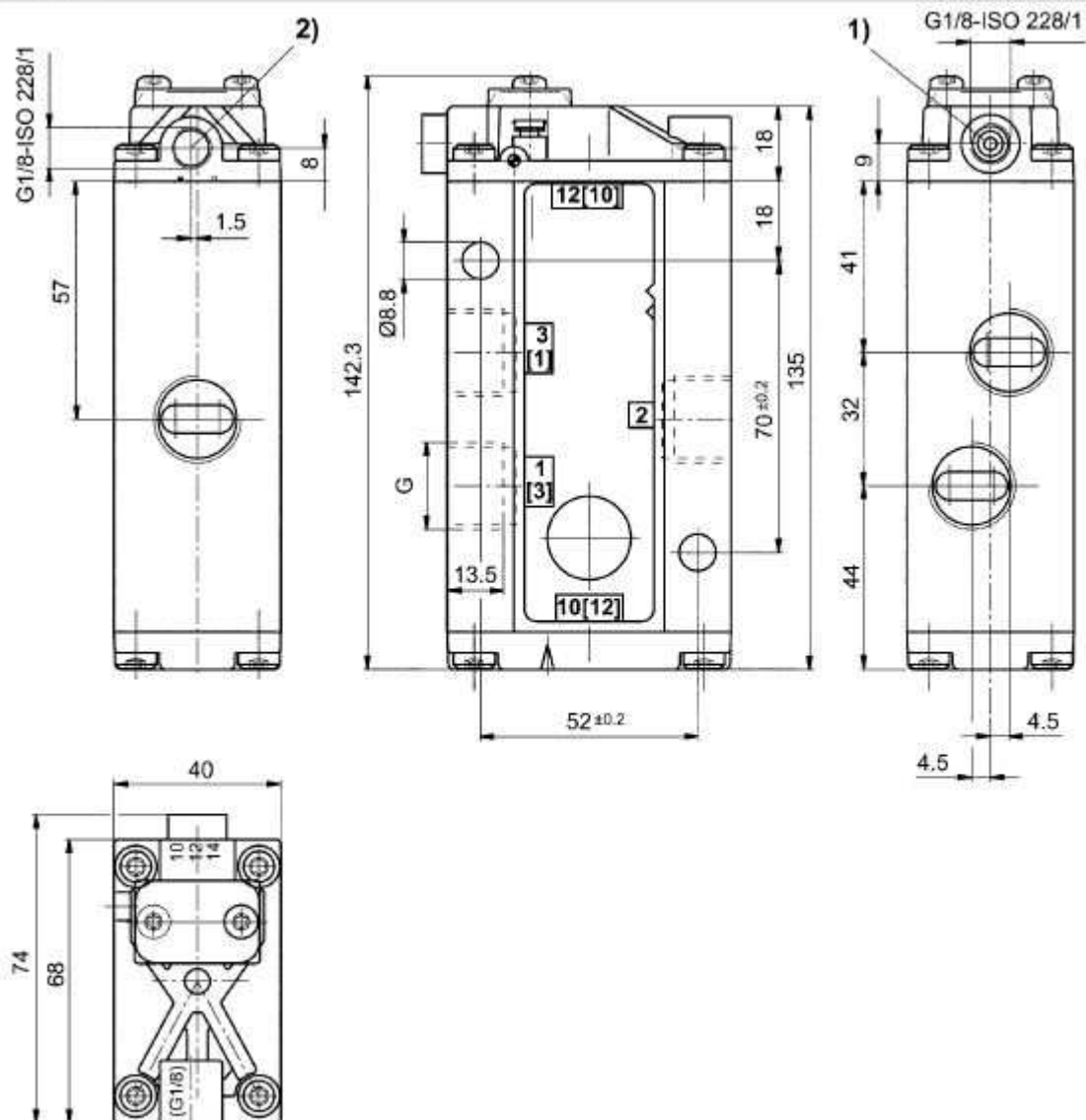
Version	Spool valve, zero overlap
Sealing principle	soft sealing
Working pressure min./max.	-0.95 bar / 16 bar
Control pressure min./max.	2 bar / 10 bar
Ambient temperature min./max.	-25 °C / +70 °C
Medium temperature min./max.	-25 °C / +70 °C
Medium	Compressed air
Max. particle size	50 µm
Oil content of compressed air	0 mg/m³ - 1 mg/m³
Materials:	
Housing	Aluminum; Polyamide, fiber-glass reinforced
Seals	Acrylonitrile Butadiene Rubber; Polyurethane

Technical Remarks

- The pressure dew point must be at least 15 °C under ambient and medium temperature and may not exceed 3 °C.
- The oil content of air pressure must remain constant during the life cycle.
- Use only the approved oils from Bosch Rexroth, see chapter „Technical information“.

		Compressed air connection				Flow rate value			Weight	Part No.
		Input	Output	Exhaust	Pilot connection	Qn	Qn 1►2	Qn 2►3		
									[l/min]	[kg]
	NO/NC	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/8	4000	4000	4000	0.71	5711100300
Nominal flow Qn at 6 bar and Δp = 1 bar										

Dimensions



- 1) Port 12/10
- 2) vent port of piston

0071_318

2. CD12 sorozatú 5711001100 típusú 5/2-es útszelep adatlapja

5/2-way valve, Series CD12

► Qn = 4100 l/min ► pipe connection ► compressed air connection output: G 1/2 ► suitable for ATEX



00154767

Version	Spool valve, zero overlap
Sealing principle	soft sealing
Working pressure min./max.	-0.95 bar / 16 bar
Control pressure min./max.	2 bar / 10 bar
Ambient temperature min./max.	See table below
Medium temperature min./max.	See table below
Medium	Compressed air
Max. particle size	50 µm
Oil content of compressed air	0 mg/m³ - 1 mg/m³
Materials:	
Housing	Aluminum; Polyamide, fiber-glass reinforced
Seals	Acrylonitrile Butadiene Rubber; Polyurethane

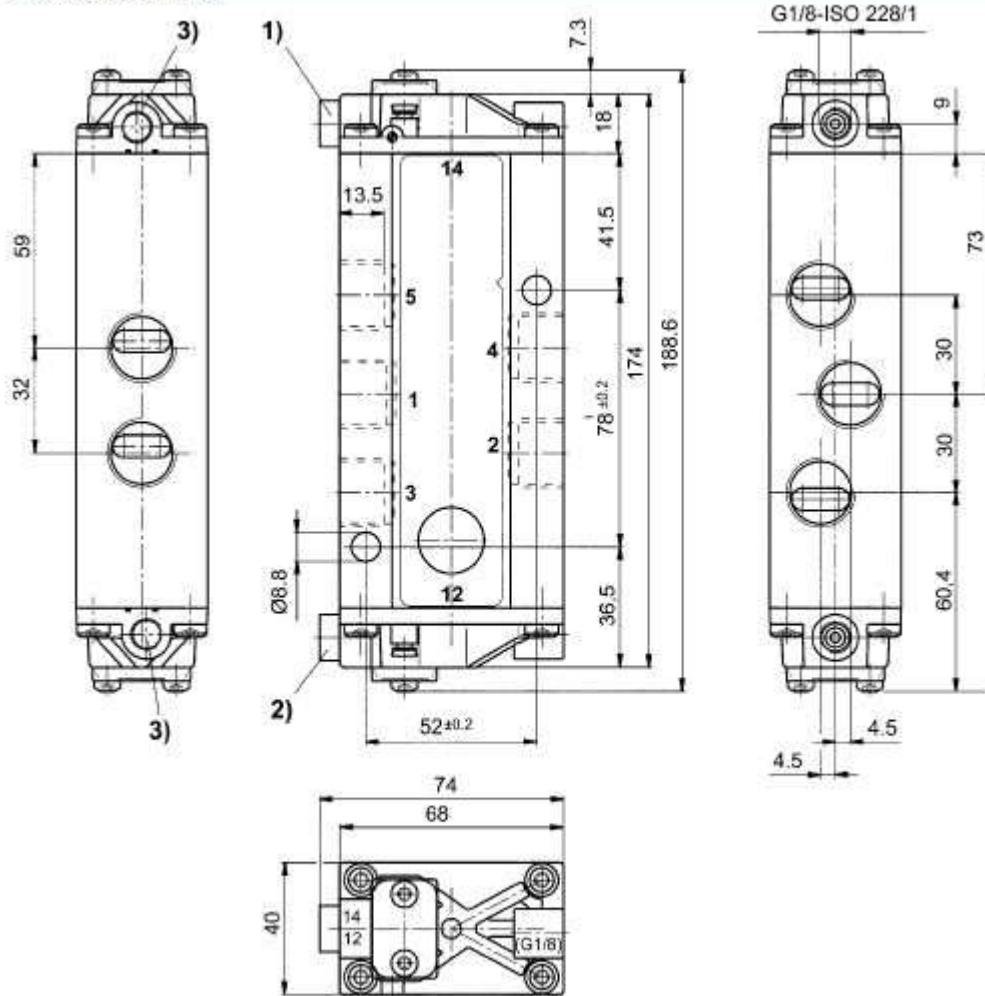
Technical Remarks

- The pressure dew point must be at least 15 °C under ambient and medium temperature and may not exceed 3 °C.
- The oil content of air pressure must remain constant during the life cycle.
- Use only the approved oils from Bosch Rexroth, see chapter „Technical information“.

	Compressed air connection				Flow rate value			Ambient temperature min./max.	Medium temperature min./max.		Part No.
	Input	Output	Exhaust	Pilot connection	Qn	Qn 1►2	Qn 2►3				
					[l/min]					[kg]	
	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/8	4100	4100	4100	-25 °C / +70 °C	-25 °C / +70 °C	0.86	5711000100
	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/8	4100	4100	4100	-15 °C / +70 °C	-15 °C / +70 °C	0.86	5711000300
	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/8	4100	4100	4100	-25 °C / +70 °C	-25 °C / +70 °C	0.86	5711001100

Nominal flow Qn at 6 bar and Δp = 1 bar

Dimensions, double air pilot



- 1) Port 14
- 2) Port 12
- 3) Port without function

1071_006

3. NR02 sorozatú 5340053000 típusú vezérelt visszacsapó szelep adatlapja

Vezérelt visszacsapó szelep, Sorozat NR02

► Qn = 550 - 3000 l/min ► Belső menet - Külső menet ► Vezetékbe építhető



5340-021

Építési mód

Üzemi nyomás min./max.

Környezeti hőmérséklet min./max.

Közeghőmérséklet min./max.

Közeg

Nyersanyag:

Ház

Tömítések

Ülékes szelep

3 bar / 10 bar

-25°C / +80°C

-10°C / +60°C

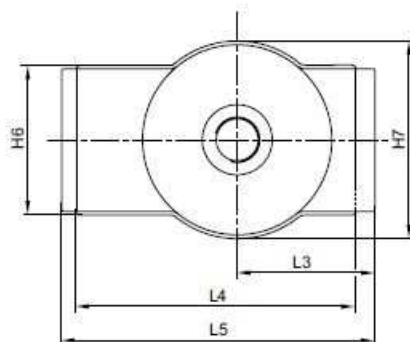
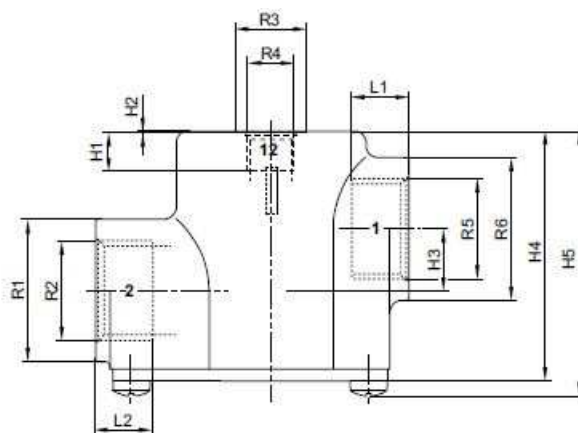
Sűrített levegő

Nyomásozott öntéshévíz

Akrilnitril-butadién-kaucsuk

	Csatlakozás 1	Csatlakozás 2	Csatlakozás 12	Qn 1 - 2 [l/min]	Súly [kg]	ábra	Rendelési szám
	G 1/8	R 1/8	G 1/8	550	0,132	Fig. 1	5340050010
	G 1/4	R 1/4	Ø 8x1	1000	0,132	Fig. 2	5340051000
	G 1/4	R 1/4	G 1/8	1000	0,132	Fig. 3	5340051010
	G 1/2	G 1/2	G 1/8	3000	0,335	Fig. 4	5340053000

Qn Névleges légáteresztés, 6 bar-nál és Δp = 1 bar esetén



00120241

Rendelési szám	R1	R2	R3	R4	R5	R6	L1	L2	L3	L4	L5	H1
5340053000	30	G1/2	15	G1/8	G1/2	30	12	12	29	59	66	8
Rendelési szám	H2	H3	H4	H5	H6	H7						
5340053000	0,3	13	52,5	56	31,5	41,5						

4. NR02 sorozatú 0821003042 típusú vezérelt visszacsapó szelep adatlapja

Vezérelt visszacsapó szelep, Sorozat NR02

► Qn = 480 - 5800 l/min ► Belső menet - Belső menet ► Vezetékbe építhető



00109488_1

Építési mód
Üzemi nyomás min/max
Környezeti hőmérséklet min./max.
Közeghőmérséklet min./max.
Közeg

Ülékes szelep
1 bar / 12 bar
-10 °C / +60 °C
-10 °C / +60 °C
Sűrített levegő

Nyersanyag:
Tömítések

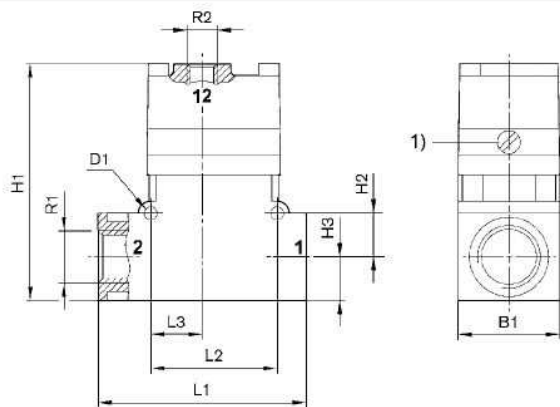
Akrilnitril-butadien-kaucsuk

	Csatlakozás 1	Csatlakozás 2	Csatlakozás 12	Qn 1 → 2 [l/min]	Qn 2 → 1 [l/min]	Súly [kg]	ábra	Rendelési szám
	G 1/8	G 1/8		480	400	0,099	Fig. 1	0821003025
	G 1/4	G 1/4		510	400	0,099	Fig. 1	0821003026
	G 3/8	G 3/8		2200	2200	0,23	Fig. 2	0821003027
	G 3/8	G 3/8	G 1/8	2400	2100	0,23	Fig. 4	0821003042
	G 3/4	G 3/4		4600	4500	0,52	Fig. 3	0821003029
	G 1/2	G 1/2		2300	2200	0,23	Fig. 2	0821003028
	G 1	G 1		5800	4800	0,52	Fig. 3	0821003030

Vezérelt visszacsapó szelep, Sorozat NR02

► Qn = 480 - 5800 l/min ► Belső menet - Belső menet ► Vezetékbe építhető

Méretetek, Fig. 4



00109136

1) Kézi segédműködtetés

Rendelési szám	R1	R2	Ø D1	L1	L2	L3	H1	H2	H3	B1		
0821003042	G 3/8	G 1/8	4,3	72	44	18	82	15	15	35		

5. 579 sorozatú 3/2-es útszelep adatlapja

3/2-way valve, Series 579

► Qn = 600 - 850 l/min ► pipe connection ► compressed air connection output: Ø 8x1 ► Can be assembled into blocks



R07L368

Version	Poppet valve
Sealing principle	soft sealing
Blocking principle	Plate principle
Working pressure min./max.	0.5 bar / 8 bar
Control pressure min./max.	2 bar / --
Ambient temperature min./max.	-15 °C / +60 °C
Medium temperature min./max.	-15 °C / +60 °C
Medium	Compressed air
Max. particle size	5 µm
Oil content of compressed air	0 mg/m³ - 1 mg/m³
Materials:	
Housing	Polyamide
Seals	Acrylonitrile Butadiene Rubber

Technical Remarks

- The pressure dew point must be at least 15 °C under ambient and medium temperature and may not exceed 3 °C.
- The oil content of air pressure must remain constant during the life cycle.
- Use only the approved oils from Bosch Rexroth, see chapter „Technical information“.

	Blocking principle		Compressed air connection		Flow rate value	Weight	Note	Part No.
			Output	Pilot connection	Qn			
					[l/min]	[kg]		
	Inlet valve					0.06		5790800000
	Stacking valve	NC	Ø 8x1	Ø 4	850	0.056	1)	5791600000
	End valve					0.062		5792600000
	Inlet valve					0.06		5790800010
	Stacking valve	NO	Ø 8x1	Ø 4	600	0.057	1)	5791600010
	End valve					0.058		5792600010

1) Control pressure in port 12 must be greater than pressure in port 1
Nominal flow Qn at 6 bar and Δp = 1 bar

6. PR1-RGP sorozat 0821302165 típusú proporcionális nyomásszabályozó adatlapja

Precíziós nyomásszabályozó szelep, Sorozat PR1-RGP

► G 1/2 ► Qn=5600 l/min ► Működtetés: pneumatikus



0211302165

Beszereleési helyzet	Tetszőleges
Üzemi nyomás min/max	0,5 bar / 16 bar
Közeg	Sűrített levegő
Közeghőmérséklet min./max.	-35 °C / +60 °C
Környezeti hőmérséklet min./max.	-35 °C / +60 °C
Szabályozótípus	Membrános nyomásszabályzó
Szabályozó funkció	szekunder leszellőzéssel
Szabályozási tartomány min/max	0,05 bar / 10 bar
Tápcsatorna	Egyoldali
Vezérlőnyomás, max	10 bar
Max. Sajátlevegő-felhasználás	6 l/min
Nyersanyag:	Nyomásos öntéses cink
Ház	Kloroprén-kaucsuk
Tömítések	

Műszaki megjegyzések

- „A sűrített levegő harmatpontjának a környezeti és a közeghőmérséklet alatt 15 °C-kal és min +3 °C-nak kell lennie. „
- Másodlagos leszellőzés (< 10 mbar a beállított nyomás fölött)
- Javasolt előszűrés: 0,01 µm

	Csatlakozás	Qn	Súly	Rendelési szám
		[l/min]	[kg]	
	G 1/2	5600	1,25	0821302165
Sajátlevegő-felhasználás a szabályozási tartománytól függően Qn névleges légáteresztés 6 bar másodlagos nyomás és Δp = 1 bar esetén				

7. NL2-RGS sorozat 0821302408 típusú proporcionális nyomásszabályozó adatlapja

Pressure regulator, Series NL2-RGS

► G 1/4 ► Qn=2000 l/min ► Activation: mechanical ► with continuous pressure supply



00100000

Mounting orientation	Any
Working pressure min./max.	0.5 bar / 16 bar
Medium	Compressed air
Medium temperature min./max.	-10 °C / +60 °C
Ambient temperature min./max.	-10 °C / +60 °C
Regulator type	Diaphragm-type pressure regulator, Can be assembled into blocks
Regulator function	with relieving air exhaust
Adjustment range min./max.	See table below
Pressure supply	double
Materials:	
Housing	Die cast zinc
Front plate	Acrylonitrile butadiene styrene
Seals	Acrylonitrile Butadiene Rubber

Technical Remarks

- The pressure dew point must be at least 15 °C under ambient and medium temperature and may not exceed 3 °C.
- Recommended pre-filtering: 5 µm

	Port	Qn	Adjustment range min. - max..	Weight	Part No.
		[l/min]	[bar]	[kg]	
	G 1/4	2000	0.1 - 3	0.325	0821302411
			0.2 - 6		0821302409
			0.5 - 10		0821302408
nominal flow Qn with secondary pressure 6 bar at Δp = 1 bar Max. pressure gauge Ø in blocked state [mm]: 40					

6. TECHNICAL DATA

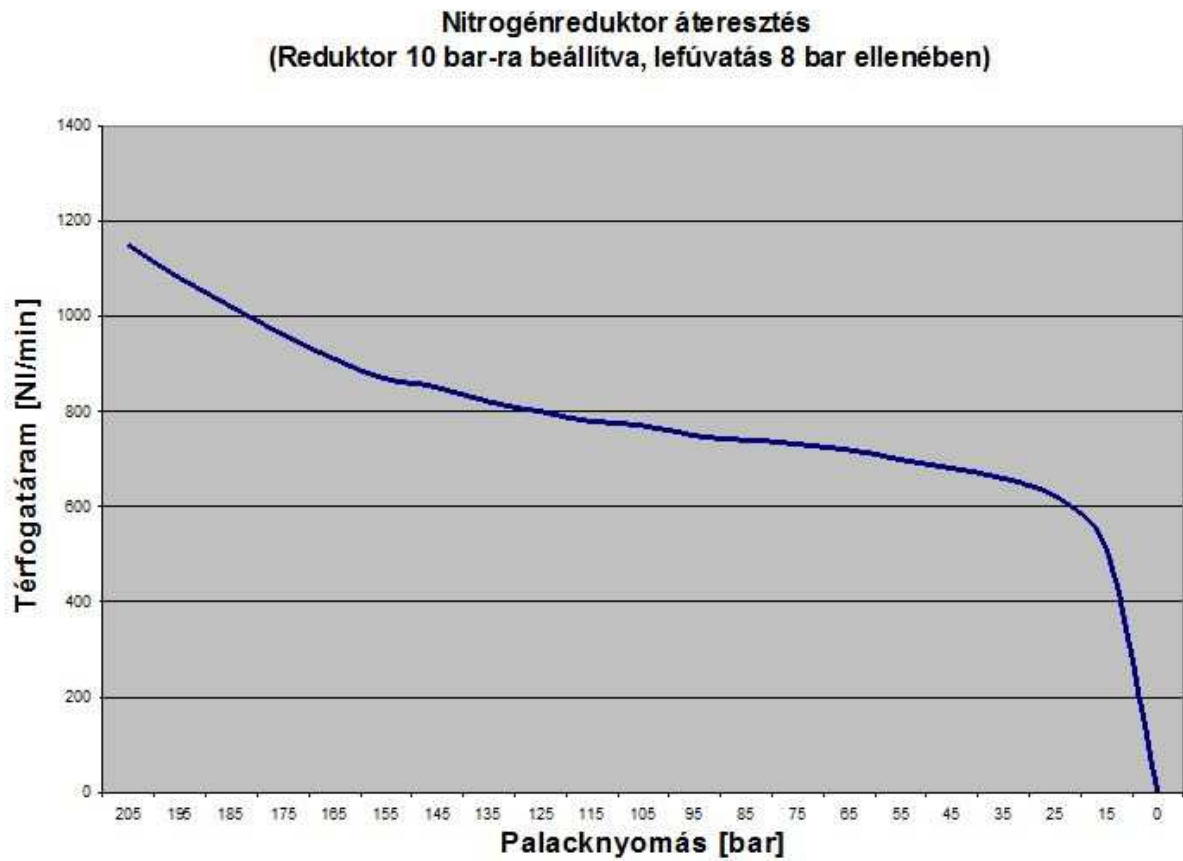


N360 Specifications

Hub Colors	Silver or Black
Spoke Configurations	32 or 36 Hole
Brake Configurations	Disc, Rim or Roller
Speed Ratio	Infinitely Variable within Ratio Range
Ratio Range	360% Nominal (0.5 Underdrive to 1.8 Overdrive)
Shifting	Variable Twist Grip, 3/4 Turn
Drop-Out Width	135 mm, Horizontal or Vertical
Axle Length	183 mm
Axle Threads	M10x1
Chainline	49.0 ± 0.5 mm
Beltline	45.5 ± 0.5 mm
Sprockets	16-22 Tooth Supported (standard 9-spline, not included)
Sprocket Ratio	1.8:1 Minimum (16/29, 17/31, 18/33, 19/35, 20/36, 21/38, 22/40, larger front chainrings can be used without exception)
Spoke Flange Diameter	125.0 mm
Center to Left Spoke Flange	26.0 mm
Center to Right Spoke Flange	26.0 mm

EN

9. Messer FC-2000 nyomáscsökkentő áteresztése 8 bar ellennyomáson



10. CD melléklet

- Felhasznált katalógusok
- Szimulációhoz használt program bemutatása és forrása
- Megtervezett pneumatikus rendszer pdf formátumban
- Szakdolgozat elektronikus formátumban (pdf)
- Mérések és a szimuláció adatai Excel formátumban

Köszönetnyilvánítás

Megragadnám az alkalmat, hogy köszönetet mondjak mindazon személyeknek, akik nagyban hozzájárultak szakdolgozatom megvalósulásához.

Elsősorban Bosch Rexroth Kft.-nek és a verseny szervezőinek, amiért létrehozták és hat éve folyamatosan megrendezik a Pneumobil versenyt.

Köszönöm tanszéki konzulensemnek, Szűcs Jánosnak és a csapat mentortanárának, Farkas Zsoltnak, hogy tanácsaikkal, tapasztalataikkal és szaktudásukkal segítették munkámat.

Köszönöm csapattársaimnak, Péntek Zsigmondnak, Kovács Imrének, Szabados Istvánnak, Ihász Dánielnek és Koletics Ádámnak, hogy az autónk építésében velem tartottak

Végül, de nem utolsó sorban köszönetet szeretnék mondani egész családomnak, hogy mindig mellettem álltak és támogattak.

Nyilatkozat

a

szakdolgozat/diplomaterv beadásához

Alulírott *Kardos Szilárd* a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Karának *gépészmérnök* szakos végzős hallgatója nyilatkozom, hogy a *Sűrített levegővel működő járműhajtás optimalizálása* címmel a 2013. évben írt és bírálatra, valamint védeésre beadott dolgozatom/diplomamunkám saját munkám eredménye, amelynek elkészítése során a felhasznált irodalmat a szerzői jogi szabályoknak megfelelően kezeltem (a szükséges lábjegyzet/ végjegyzet hivatkozásokat, valamint az ábrák hivatkozását megfelelően helyeztem el).

Budapest, 2013. május 10.

.....

A hallgató aláírása (Neptun kód)