



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gépészmérnöki kar



Pneumatikus motor tervezése és vezérlése
PNEUMOBIL járműbe

SZAKDOLGOZAT



Témavezető:

Dr. Szabó Tibor
mestertanár

Készítette:

Himes Ádám



Konzulens:

Dr. Sütő Zoltán
egyetemi docens

Mechatronikai mérnök alapszak
Integrated Engineering szakirány

Budapest, 2012

TARTALOMJEGYZÉK

1	BEVEZETÉS	4
2	INTRODUCTION	5
3	ÁLTALÁNOS CÉLKITŰZÉS, VERSENYISMERTETŐ.....	7
3.1	Feladat műszaki részletei.....	7
3.2	Verseny körülmények.....	9
3.3	Irodalomkutatás	10
3.4	Megvalósítási elképzelések	12
4	MUNKAHENGEREK TÖLTÉSI MÓDJÁNAK ELEMZÉSE	14
4.1	Teli töltés / expanzió összevetése.....	15
4.2	Átszellőztetés.....	17
4.3	Kiválasztott töltési mód.....	19
5	MUNKAHENGER, SZELEP ÉS EGYÉB PNEUMATIKUS ELEMEEK	
	MÉRETÉNEK KIVÁLASZTÁSA.....	20
5.1	Hengerválasztás, áttételek	20
5.2	Motor adatainak számítása	22
5.3	Szelep paramétereinek számítása	22
5.4	Puffertartály méretezése	23
5.5	Hőcserélő.....	25
6	MOTOR PNEUMATIKUS KAPCSOLÁSÁNAK MEGTERVEZÉSE.....	27
6.1	Biztonsági berendezések.....	27
6.2	Szelep kiválasztás	27
6.3	Szelepek kapcsolása	30
6.4	Váltó munkahenger és szelepválasztás.....	31
6.5	Pneumatikus kapcsolási rajz.....	32
6.6	Pneumatikus elemlista	33

7	VÁLTÓMŰ ÉS SEBESSÉGFOKOZAT ÁTTÉTELEK KIVÁLASZTÁSA.....	34
7.1	Fokozatok kiválasztása	35
7.2	Indítófokozat.....	36
7.3	Hajtáslánc áttételezése	37
8	VEZÉRLŐ ELEKTRONIKA TERVEZÉSE	39
8.1	Rendszer felépítése	39
8.2	Szükséges paraméterek.....	41
8.3	Naplózás	41
8.4	Vezérlési üzemmódok	42
9	EREDMÉNYEK.....	45
9.1	Megépített rendszer	45
9.2	Bemérési tapasztalatok	46
9.3	Verseny eredmények	47
10	IRODALOMJEGYZÉK.....	48
11	MELLÉKLETEK.....	48

Grafikonjegyzék

1. grafikon: Messer nyomáscsökkentő karakterisztikája	9
2. grafikon: Munkahenger nyomásának alakulása	15
3. grafikon: Ideális gáz fojtása [5]	25

Táblázatjegyzék

1. táblázat: Átszellőztető munkahenger töltési mód	18
2. táblázat: Pneumatikus elemlista.....	33
3. táblázat: Autóváltó áttételei	35
4. táblázat: Hajtáslánc áttételei	37

Ábrajegyzék

1. ábra: Gőzgépek forgattyús mechanizmusa [8]	10
2. ábra: Fogasléc-fogaskerék kapcsolat [8]	11
3. ábra: 5/3-as szelep (alapesetben zárt)	29
4. ábra: 3/2-es szelep	29
5. ábra: 5/3-as szelep (alapesetben leszellőző)	31
6. ábra: Pneumatikus kapcsolási rajz	32
7. ábra: Hajtásrendszer kinetikai vázlata	37
8. ábra: Vezérlő szoftver folyamatábrája	44

Képjegyzék

1. kép: Elsődleges hajtómű	13
2. kép: Munkahenger beépítése	13
3. kép: Puffertartályok elhelyezése	24
4. kép: Az átalakított autóváltó	34
5. kép: Váltó fogaskerekei	34
6. kép: Vezérlő elektronika kezelőfelülete	39
7. kép: Megépített pneumatikus rendszer és fejlesztés alatt álló elektronikája	45
8. kép: Elkészült jármű „Kakukktójás” verseny közben	47
9. kép: Eredményhirdetés - távolsági futam 2. helyezés	47

1 BEVEZETÉS

A Bosch Rexroth Kft. immáron 5. éve hirdette meg országos műszaki tervezési, és konstrukciós versenyét, a Pneumobil 2012-t. Az eddigi évekhez hasonlóan idén is képviselve a fő támogatónkat, a Mechatronika, Optika és Gépészeti Informatika Tanszéket, részben új négyfős csapatunk jelentkezett a versenyre.

A pályázat magába foglalta egy olyan pilóta irányította pneumatikusan hajtott jármű tervezését és kivitelezését, amely a rendelkezésre bocsátott erőforrás – sűrített levegővel töltött tartály - energiáját szélsőséges igények mellett is nagy hatékonysággal használja fel. A kész jármű 2012 májusában az ország egyéb (és néhány külföldi) műszaki felsőfokú intézményeiből jött csapatok autóival versenyzett. A versenyre nevező 45 csapat közül járművünk távolsági kategóriában 2. helyezést ért el.

A csapat négytagú, a jármű megépítése közös munka volt. A szakdolgozat lényege azon részmunkák kiemelése, amelyeket én találtam ki, illetve fejlesztettem, kiviteleztem.

Jelen dolgozat magába foglalja a jármű pneumatikus rendszerének és vezérlésének ismertetését, valamint a tervezés pontos menetének leírását. A meghajtás kialakítási módjának meghatározása az én feladatom volt. Bemutatom, hogy milyen elgondolások alapján dolgoztam ki a választott lehetséges variációkat, és ezek közül hogyan döntöttem. A tervezés során különböző irodalomkutatásokat készítettem, melyek eredményei nagymértékben hozzájárultak a végleges járműhöz. A helyesnek tartott verzió kidolgozása során, csapattársaimmal együtt, 3D-s tervezőprogrammal (SolidWorks) modelleztünk, végeelem módszerrel szimuláltuk a várható viselkedést.

Az üzemi folyamatok irányítását, a kezelőszervek beavatkozó jeleinek feldolgozását egy saját fejlesztésű mikrokontrolleres rendszer végzi. Bemutatom az elektronikával szemben támasztott követelményeket, az implementálandó üzemi folyamatokat.

A részletes tervek után következett a szükséges alkatrészek beszerzése illetve legyártása. Az autót, megépítése után, éles körülmények közepette – versenyen – is teszteltük.

A vezérlő elektronika a verseny alatt sikerrel szerepelt, de a járműépítésre rendelkezésre állt idő rövidnek bizonyult ahhoz, hogy minden elképzelésemet megvalósíthassam az elektronika megépítése során. Éppen ezért, a jövőbe tekintve az elektronika fejlesztése tovább zajlik, az MSc-s tanulmányaim során folytatni szeretném, így annak részletes felépítéséről és kivitelezéséről későbbi publikációmban olvashatnak majd.

2 INTRODUCTION

The Bosch Rexroth Ltd is organizing a national engineering design and construction competition, the “Pneumobile 2012” every year, since 2008. As we did previously, this year we also represented our main sponsor the Mechatronics, Optics and Engineering Informatics Department. Our partly new four-member group joined the race.

The project included the design and the construction of a pilot controlled pneumatically powered vehicle, that uses the available resources – tank filled with compressed air – really efficiently even under extreme conditions. In May 2012 the constructed vehicle was racing against other cars built by teams coming from the country’s (and some international) technical institutions of higher education. Our vehicle finished in the 2nd place from the registered 45 teams in the long range category.

Building the vehicle was teamwork. The aim of this document is to highlight the parts that I found out, designed, and built.

This Final Project describes the vehicle's pneumatic system and control, and the detailed steps of the planning process. My job was to design the drive system. I show how I developed the selected possible variations, and how I decided which one to use. The design was created using a variety of literary studies, which contributed greatly to the final vehicle. During the development of the deemed right version, with my teammates we used 3D planning software (SolidWorks), simulated the expected behavior using Finite Element Method.

The control of the operational processes, and the signal processing from intervening controls are performed by an own developed microcontroller system. I show the requirements for electronics, implementable operating processes.

The detailed design was followed by the acquisition of the necessary components and the manufacturing. After the construction, the car was tested also in the race.

The control electronics worked successfully during the race, but the time available building the vehicle proved to be short to realize all my ideas for the construction of electronics. Therefore, in the future, further development of the electronics will take place during my studies in the MSc course. You can read about it later in my publication.

3 ÁLTALÁNOS CÉLKITŰZÉS, VERSENYISMERTETŐ

3.1 Feladat műszaki részletei

3.1.1 Általános feltételek

A feladat egy olyan „pneumatikus jármű” – *PNEUMOBIL* – tervezése és elkészítése, amely a sűrített levegő energiáját alkalmazva, pneumatikus vezérlő és végrehajtó elemek felhasználásával viszi át a nyomatékot a hajtott kerekre. A járműnek egy fő vezetővel a fedélzetén kell teljesíteni a versenyszámokat.

3.1.2 Motor

- a) A sűrített levegő nyomási energiáját a Rexroth pneumatikus hengereivel és vezérlő szelepeinek felhasználásával kell mechanikai munkává átalakítani.
- b) Maximálisan felhasználható hengerek: 4 darab (max. D=100 mm-es méretig, katalógus szerinti szabványos lökettel).
- c) 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.
- d) A motort úgy kell beépíteni, hogy **a külső szemlélő láthassa annak felépítését**, vagy átlátszó burkolat alkalmazható. [...]
- g) A vezérlés lehet elektropneumatikus is; ebben az esetben az előírt feszültség: 24V DC.
- h) Az elektromos vezérlő egységet, PLC-t a nedvesség (eső) ellen védeni kell, ezért az ilyen részegységeket IP54 szigetelési osztályú, legalább egy oldalán átlátszó dobozban kell elhelyezni.
- i) Amennyiben csapat a jármű hajtás-vezérlését PLC alapú vezérléssel kívánja megoldani, úgy egy alap PLC konfigurációs csomagot tudunk biztosítani. A versenyen az IndraControl L10 típusú PLC-n túl más típus alkalmazását nem engedélyezzük!

3.1.3 Külső energia bevitel

- a) A rendszerben lévő levegő hőcserélőn keresztül a külső környezeti hővel, ill. a környezeti levegő beszívásával és hozzákeverésével melegíthető. A melegítés a versenyszámok előtt, a palack felhelyezése után megengedett. A hőcserélő lehet szabad vagy kényszerített áramlású. Kényszerített áramlás esetén a „ventillátort” csak a palack energiájával lehet meghajtani. Levegő beszívása esetén a szívó-nyomó rész is csak a palack energiájával működhet.
- b) A verseny folyamán a jármű hajtásához egyéb energia, ill. hőenergia használata más formában (az „5.a” pontban leírtak kivételével), vagy emberi erő alkalmazása nem megengedett (kivéve a vezérléshez használt akkumulátor).

3.1.4 Üzemanyagtartály

- a) Az energiaforrás egy darab sűrített levegős palack (űrtartalom 10 liter, névleges nyomás 200 bar). A palack nyomáscsökkentővel van ellátva.
- b) A palackot a vázszerkezethez kell rögzíteni, és biztosítani kell kicsúszás ellen is. A reduktort úgy kell elhelyezni, hogy borulásnál, fizikai útakadállynál vagy egyéb sérülésveszély esetén védve legyen. A palack rögzítésére a „gumipók” nem engedélyezett módszer.
- c) A palack műszaki adatai:
 - Mérete: **A pontos adatokat később közöljük!**
 - A nyomáscsökkentő típusa: Messer FC-2000
 - A nyomáscsökkentő csatlakozása: Gyorscsatlakozó, amely 10 mm-es külső átmérőjű műanyag csövet fogad

3.1.5 Rexroth elemek

- a) A sűrített levegő nyomási energiáját mechanikai munkává alakítását a Rexroth pneumatikus hengereivel és vezérlő szelepeinek felhasználásával kell megoldani.
- b) A rendszerhez csak a Rexroth által gyártott és a verseny honlapján közzétett elemek használhatók fel.
- c) A jármű rendelkezhet a hajtásrendszeren kívül más pneumatikával működtetett funkcióval is. Ebben az esetben az elemek finanszírozásáról külön megállapodás szükséges.

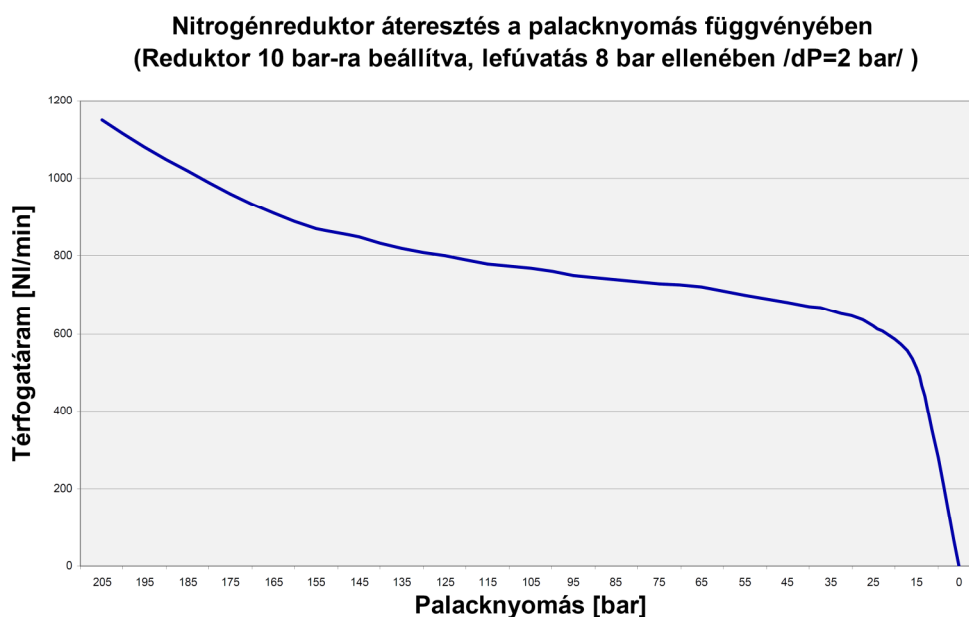
3.2 Verseny körülmények

A verseny 3 futamból áll, minden versenyszámhoz 1 palack levegő áll rendelkezésre:

- Takarékos: Cél a legnagyobb táv megtétele az adott levegővel
- Ügyességi: Leggyorsabb körök futása (2 mért kör)
- Gyorsulási: Rövid szakasz megtétele álló helyzetből, minél hamarabb

A takarékos futamon egyértelműen az a cél, hogy a rendelkezésre álló levegő mennyiségét minél hatékonyabban felhasználjuk, és a lehető legnagyobb munkát nyerjük ki belőle.

A gyorsulási versenyen nem szokott problémát jelenteni a rendelkezésre álló levegő mennyisége, hanem a reduktor áteresztő képessége kerül előtérbe. A versenyen kizárólag a szabályzat szerinti Messer nyomáscsökkentőt lehet használni, melynek karakterisztikája, annak mellékelt adatlapjából másolva, az 1. grafikonon látható.



1. grafikon: Messer nyomáscsökkentő karakterisztikája

A grafikonról leolvasható, hogy nagyjából 800Nl/perc-es légáramot tud szolgáltatni, melynek eredményeképp előbb van vége a versenyszámnak, mint hogy a palack tartalma kiürülne. A rendelkezésre álló bőséges levegő mennyiség ellenére ebben a versenyszámban is takarékoskodni kell a levegővel, elvégre, ha pazaroljuk, azzal csökken a hasznos térfogatáram, ezzel együtt pedig a teljesítmény is.

Az ügyességi versenyszámban a két üzemmód (takarékos / maximális teljesítmény) közti optimumot kell megtalálni, cél a lehető legnagyobb teljesítménnyel teljesíteni az adott távolságot, ügyelve arra, hogy a levegő ne fogyjon el idő előtt.

Ezek alapján, a jármű motorjának tervezése során egyértelműen a hatásfokot kell előtérbe helyezni.

3.3 Irodalomkutatás

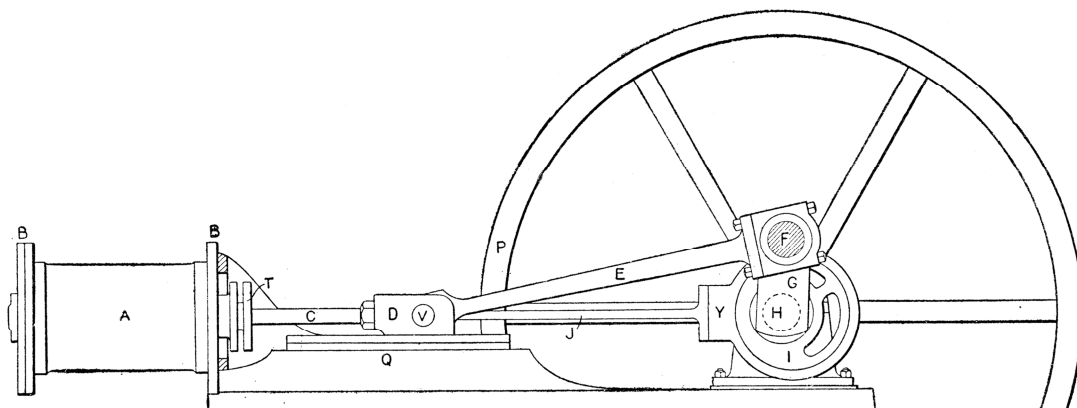
A pneumatika alapjai egészen a gőzgépekig nyúlnak vissza. Ott a fejlesztett nagynyomású gőz feszítőerejét hasznosították, és alakították át mechanikai munkává. A rendelkezésre álló Rexroth dugattyúrúd-hengerekhez hasonlóan, akkoriban is dugattyús gépeket készítettek, így azok működésének megismerése hozzásegíthet a megfelelő pneumatikus motor megépítéséhez.

A lineáris mozgás forgóvá alakítására az alábbi módszerek alkalmazása a legelterjedtebb:

- forgattyús mechanizmus - gőzgépeknél alkalmazott
- fogasléc-fogasív kapcsolat (egyenirányítani kell)

3.3.1 Forgattyús mechanizmus

A dugattyúrúd egyenes megvezetéséről egy keresztfej gondoskodik. Annak a dugattyúval ellentétes végén egy csapágycsoport helyezkedik el, melyen keresztül a dugattyúrúd a hajtórudat mozgatja. A hajtórúd másik vége a forgattyún keresztül forgatja a forgattyús tengelyt és így a dugattyú haladó mozgását forgó mozgássá alakítja. Felépítését az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra: Gőzgépek forgattyús mechanizmusa [8]

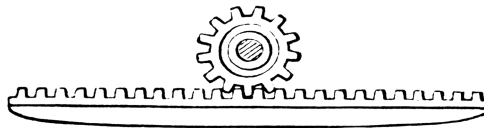
A forgattyúnak két holtpontja van, amely pozíciókban nem tud erőt kifejteni. A holtponton történő átlendülést leggyakrabban lengő tömegekkel oldják meg. Egyes szerkezeteknél több hengert is alkalmaznak, hogy a gőzgép a forgattyús tengely bármely helyzetében el tudjon indulni. Ilyekor a forgattyúkat egymáshoz képest (180° /dugattyúk számával) elékelik.

A gőzgépek esetében egy további forgattyú mozgatja a tolattyút vagy szelepeket, melyek a gőz be- és kiáramlását vezérlik. Általában egy reverzáló mechanizmuson keresztül, mely a forgásirány megváltoztatását teszi lehetővé.

A későbbi évek során többszörös expanziójú gőzgépeket alakítottak ki, ahol a kazánból kiáramló gőz egyre nagyobb átmérőjű hengereken haladt keresztül mielőtt a szabadba vagy a kondenzátorba távozott volna. Erről részletesebb információk a „Munkahengerek töltési módjának elemzése” című fejezetben olvashatóak.

3.3.2 Fogasléc-fogasív kapcsolat

Ezek a mozgás-átalakítók a fogasléc egyenes vonalú mozgást alakítják át forgó mozgássá (lásd 2. ábra). Ilyen átalakítókkal találkozunk például a járművek kormányművénel, ahol ennek ellenkező üzeme működik: a kormánykerék forgató mozgását alakítjuk egyenes vonalú mozgássá.



2. ábra: Fogasléc-fogaskerék kapcsolat [8]

Előnye a forgattyús mechanizmushoz képest, hogy kisebb a csapágyak által felemésztett energiaveszteség, és nincs szükség lengőtömegekre.

Hátrányként hozható fel, hogy az így kapott forgómozgást még egyenirányítani kell. Ez például szabadonfutók beépítésével és valamilyen irányváltó áttétel segítségével valósítható meg.

3.3.3 Forgómotor, mint alternatíva

Az iparban sűrített levegős hajtásokra forgómotort alkalmaznak, melynek hatásfoka kedvezőbb. Jelen esetben, a versenyszabályok kötöttsége miatt, ezek használatától el kell tekintenem.

3.4 Megvalósítási elképzelések

A mechanikai veszteségek csökkentése érdekében lineárisan alternáló motorra esett a választásom, mert kerülni szeretném a nagy lengő tömegeket, a felesleges csapágyreakciókat, illetve minimalizálni az irányváltások számát. A forgattyús mechanizmus lehetőségét elvettem, mert túl sok energiát emésztene fel a csapágyreakciók, valamint a lengőtömegek megnehezítik a stabil szerkezet megalkotását.

A nagyteljesítményű jármű egyik lényeges részegysége az erős és megbízható hajtáslánc kiépítése. A tervezésnél törekedtünk arra is, hogy egyszerű és kompakt hajtóművet építsünk, ipari alkatrészekből készítve, mely várhatóan eleget tesz elvárásainknak.

Ezt egészíti ki egy váltómű, mely egy láncáttétellel a kerékre viszi át a hajtást. A váltómű építéskor egy 5 sebességes manuális autóváltóból indultunk ki, amit egy indítófokozattal ellátott 2 sebességes automataváltóvá alakítunk át.

A jármű hőtani folyamatainak kontrollálását valamint az automatizált sebességváltást egy általam tervezett mikrokontrolleres rendszer végzi, aminek nyomás, elmozdulás, sebesség és sebességfokozat visszacsatolása is van a rendszerről.

3.4.1 Konstrukciós irányelvek

- A rendszerben a lehető legnagyobb nyomással dolgozunk, mert az egyes elemek nyomásesése független az üzemi nyomástól, így arányaiban ekkor a leggazdaságosabb az üzemeltetés
- A hengereket egy intelligens vezérlő tölti, minimalizálva a leszellőztetett veszteségeket
- A csövek hosszát minimálisra tervezzük
- A holtter minimalizálásához a szelepet közvetlenül munkahengerre csatlakoztatjuk
- Kihasználjuk a puffertároló nyújtotta előnyöket
- Nagy hengereket kiszolgáló elektropneumatikus szelepeket alkalmazunk
- A lineáris mozgást áttétellel gyorsítjuk, a hajtáslánc nyomatékainak csökkentése érdekében
- Erős, gyors és egyszerű automataváltót használunk

3.4.2 Elsődleges hajtómű



1. kép: Elsődleges hajtómű

A hengerek párhuzamosan működve egy közös rudazatot hajtanak alternálva. A rudazat egy lineáris csapágyazással megvezetett fogaslécet hajt. A lineáris mozgást a fogasléccel kapcsolódó fogaskerek segítségével alakítjuk forgó mozgássá, melyek közös tengelyen helyezkednek el egy-egy szabadonfutóra szerelt fogaskerékkel. Ezen fogaskerek egyike egyben a váltó behajtó fogaskereke is. A szabadonfutók váltott ütemben szolgáltatják a hajtást a váltó tengelyére. A két fázis össze- és a váltó behajtása a szabadonfutóra szerelt fogaskerékkel került megoldásra, így a váltó tengelye egyenirányított forgást végez. Felépítése a 1. képen látható.

Fontos a szabadonfutóra jutó nyomadék csökkentése, ezért a lehető legkisebb fogaskereket alkalmaztuk a fogasléccel való összekötésben. A két párhuzamosan beépített munkahenger akkora erő kifejtésére képes, hogy tönkretetheti a szerkezetet, ezért a hajtásrendszer hosszú távú üzembiztos működése, csak nagy fordulatszámok mellett biztosítható.

A motor a 2. képen látható módon került beépítésre. A váznak aktív elemét képezi, így minimalizálva a váz tömegét. Vázhoz való rögzítése csavarokkal történik. A hengerek együttes működését az összekötő elem biztosítja, amely egyben a fogasléccel való kapcsolatot is megteremti.



2. kép: Munkahenger beépítése

4 MUNKAHENGEREK TÖLTÉSI MÓDJÁNAK ELEMZÉSE

Alapvető filozófiám a tartály energiájának minél hatékonyabb kihasználása. A rendszerben a lehető legnagyobb nyomással célszerű dolgozni, mert az egyes elemek nyomásesése független az üzemi nyomástól, így arányaiban ekkor a leggazdaságosabb az üzemeltetés.

A dugattyúk töltésének elterjedt módjai:

- teli töltés
- expanszió
- átszellőztetés (többszörös expanszió)

A **teli töltés** módszer a legelterjedtebb, mert ennek megvalósításánál a vezérlés kialakítása a legegyszerűbb. Ebben az esetben a munkahengereket maximális üzemi nyomással töltik, míg az el nem éri a véghelyzetét. Ez akár mechanikus vezérlésű szelepekkel is kivitelezhető. A löket végén a kamrában felgyülemlett levegő leszellőztetésre kerül, és az ellenkező kamra töltésnek indul. Az üzemmód további előnye az egyenletes erő kifejtés, mely ipari keretek között sokszor fontosabb a gazdaságos üzemeltetésnél, így az tovább növeli a mód népszerűségét.

Expanszió esetében a munkahengereket csak egy adott határig töltjük levegővel, majd hagyjuk a gázt expandálni. Így a leszellőztetett levegő alacsony nyomása miatt, kicsi a leszellőztetésből adódó veszteség, jobban kihasználja levegő energiáját. A tervezéshez ezt a módozatot választottam. A határt az éppen rendelkezésre álló nyomás függvényében úgy határozom meg, hogy expanszió végén a dugattyú nyomása, annak véghelyzetbe juttatásához szükséges minimális erő kifejtésére képes legyen. A minimális erő kifejtés beállításához a minimális üzemi nyomás biztosítására törekszem, amely a munkahengerek adatlapja alapján 1,5 bar.

A lehető legnagyobb teljesítmény eléréséhez fel kell tudni használni a rendelkezésre álló maximális térfogatáramot. Expansziót alkalmazva ehhez nagyobb munkahengerekre van szükség, mert a nyomás csökkenésből adódó eredő erő, így a mozgás során végzett munka arányaiban kevesebb lesz. A nagy henger alkalmazása a jármű tömegének növekedésével jár, ezért érdemes kiszámolni mennyivel hatékonyabb ez a módszer, megéri-e.

4.1 Teli töltés / expanzió összevetése

A maximális üzemi nyomás a munkahengerek adatlapja, illetve a versenyszabályzat alapján 10 bar. Maximális térfogatáram esetén a pneumatikus elemek nyomáseséséből adódóan a munkahenger tényleges nyomása ennél jelentősen kisebb, ezért a számítások során 8 bar relatív nyomással számoltam.

Adatok: (abszolút nyomásokkal)

$$\kappa = 1,4$$

$$p_{be} = 9 \text{ [bar]}$$

$$p_{le} = 2,5 \text{ [bar]}$$

$$p_{légkör} = 1 \text{ [bar]}$$

Expand-határ: (1)

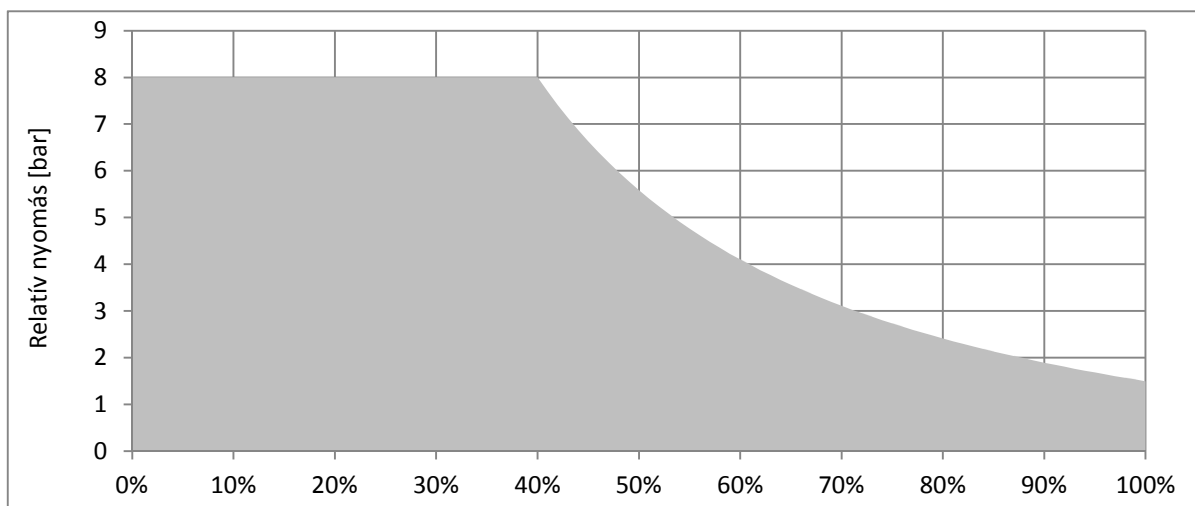
$$D = \frac{V_{be}}{V_{henger}} = \left(\frac{p_{le}}{p_{be}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{2,5}{9} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 40\%$$

Ebben az esetben a végzett munka 2 részből tevődik össze:

W_1 - Izobár munkavégzés

W_2 - Adiabatikus expanzió (jó közelítéssel)

A munkahengerben alakuló nyomás az alábbi 2. grafikonon látható.



2. grafikon: Munkahenger nyomásának alakulása

Számítások:

$$W_1 = p_{be} \cdot V_{be} = p_{be} \cdot D \cdot V_{hengger} \quad (2)$$

$$W_2 = \int_{V_{be}}^{V_{hengger}} p \cdot dV = \int_{V_{be}}^{V_{hengger}} p_{be} \cdot \left(\frac{V_{be}}{V}\right)^\kappa \cdot dV = \left[p_{be} \cdot \frac{V \cdot \left(\frac{V_{be}}{V}\right)^\kappa}{1 - \kappa} \right]_{V_{be}}^{V_{hengger}} \quad (3)$$

$$W_2 = p_{be} \cdot \frac{D^\kappa - D}{1 - \kappa} \cdot V_{hengger} \quad (4)$$

$$W = W_1 + W_2 - p_{légkör} \cdot V_{hengger} \quad (5)$$

$$\frac{W}{V_{hengger}} = p_{be} \cdot D + p_{be} \cdot \frac{D^\kappa - D}{1 - \kappa} - p_{légkör} = 5,36 \quad (6)$$

Ezzel szemben ugyan ezt a levegő mennyiséget izobár munkavégzésre fordítva (egy kisebb henger tele töltésével) a kapott fajlagos munka mindössze:

$$\frac{W}{V_{hengger}} = (p_{be} - p_{légkör}) \cdot D = 8 \cdot 0,4 = 3,2 \quad (7)$$

Tehát expanzióval a levegő-felhasználás hatásfoka **1,68-szoros**, megéri a nagyobb hengereket választani.

Ha eltekintünk a munkahengerek súrlódásának leküzdéséhez szükséges minimális nyomástól, és légköri nyomásig expandálunk, akkor az elérhető legnagyobb fajlagos munka:

$$D' = \frac{V_{be}}{V_{hengger}} = \left(\frac{p_{légkör}}{p_{be}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{1}{9}\right)^{\frac{1}{1,4}} = 21\% \quad (8)$$

$$\frac{W}{V_{hengger}} = \left(p_{be} \cdot D' + p_{be} \cdot \frac{D'^\kappa - D'}{1 - \kappa} - p_{légkör} \right) \cdot \frac{D}{D'} = 5,87 \quad (9)$$

$$\eta = \frac{5,36}{5,87} = 91\% \quad (10)$$

1,5 bar relatív nyomás leszellőztetése esetén tehát 9%-os a veszteség.

4.2 Átszellőztetés

Ezt a módszert a gőzgépeknél alkalmazták először. A többszörös expanziójú gőzgépnek több (általában három), egyre nagyobb átmérőjű hengere van. A kazánból a gőzt először a legkisebb átmérőjű hengerbe vezetik. Miután itt munkát végzett és nyomása lecsökkent, a dugattyú kitolja a gőzt egy kamrába, ahonnan a második, nagyobb hengerbe jut. Ott a gőz a munkavégzés során tovább expandál, majd az előzőhöz hasonlóan tovább halad egy még nagyobb hengerbe vagy távozik a szabadba / kondenzátorba.

A módszer használatával azt a maradék levegőt is ki tudnám használni, ami az egyszeres expanzió esetében a munkahenger súrlódásának leküzdésére kell, és egyáltalán nem lenne leszellőztetett levegő. Ehhez egy segéd-munkahengert alkalmaznék, amely maximális üzemi nyomással van töltve, ellenkamrájából pedig átszellőztetném a kimért levegőt a fő-munkahengerekbe. A hengerek arányát úgy választanám meg, hogy az átszellőztetett levegő expanziója végén, közel légköri nyomás maradjon a fő-munkahengerben. A szelepek vezérlését, munkahengerek töltési módjait az 1. táblázat tartalmazza. A fő-munkahenger súrlódási erejének leküzdését, véghelyzetbe jutását a segéd-munkahenger biztosítaná, melynek dugattyúrúdja fix összeköttetésben áll a fő-munkahengerével.

A kapcsolat további előnye, hogy fokozatmentes pneumatikus váltóként is üzemel. Különböző töltési módokat alkalmazva, lineárisan variálható a munkahenger hasznos keresztmetszete, így bizonyos határok között bármilyen dugattyúsebesség esetén felhasználható a rendelkezésre álló maximális térfogatáram, biztosítva ezzel a maximális teljesítményt. (Bár ennek a pneumobilban nem vennénk különösebb hasznát, mert a szabadonfutásnak köszönhetően nem szükséges a hengerek folyamatos mozgatása. A térfogatáram eltárolható egy puffertartályban, és csak adott időközönként kerül betöltésre).

Sebesség-tartomány [m/s]		Leszell. veszt. [%]	P_{max}	Töltési mód leírása	Szemléltetés
min	max				
0	0,20	22	nem	Munkahengerek töltése együtt 60%-os határig (efölött túl nagy lenne a leszellőztetett veszteség)	
0,20	0,30	9-22	igen	Munkahengerek töltése együtt 40-60%-os határok között dugattyúsebesség alapján	
0,30	0,35	8-9	igen	Nagy munkahenger töltése 40%-os, kis munkahenger töltése 0-40% között (nagy munkahenger biztosítja a kicsi mozgását)	
0,35	0,35	0	igen	Üzem mód váltás, átállás átszellőztetés üzemmódba: kis munkahenger tele töltése, nagy 25%-ig (expenzió végén légköri nyomás)	
0,35	0,65	0-8	igen	Kis munkahenger kétirányú töltése, nagy töltése 0-15%-ig, majd kicsi töltése tovább, leszellőző ágának összekötése a nagy töltési oldalával (átszellőzés, rátöltéssel)	
0,65	0,85	0	igen	Kis munkahenger töltése 85-100% között + átszellőzés. Amikor a nagy munkahengerben a nyomás légkörre expandál szelepek nyitása a vákuum elkerülése végett.	

1. táblázat: Átszellőztető munkahenger töltési mód

A kapcsolás hátránya, hogy a segéd-munkahenger hasznos munkát nem végez, ráadásul további súrlódási veszteséget generál. A munkahengerek súrlódási ereje hozzávetőlegesen a névleges nyomás által kifejtett erő 10%-a.

$$W_{súrl} = 0,1 \cdot F_{névl} \cdot s = 0,1 \cdot p_{névl} \cdot A \cdot l = \frac{p_{névl}}{10} \cdot V_{kishenger} \quad (11)$$

$$V_{kishenger} = D' \cdot V_{henger} \quad (12)$$

$D' = 21\%$ – a rendelkezésre álló munkahenger méretek miatt viszont 25%-al számolok.

$$\frac{W_{súrl}}{V_{henger}} = \frac{p_{névl}}{10} \cdot D'' = 0,25 \quad (13)$$

$$\eta = \frac{5,87 - 0,25}{5,87} = 96\% \quad (14)$$

Összevetve az expandáltatással járó veszteséggel: 4% vs. 9%

4.3 Kiválasztott töltési mód

Az átszellőztetéssel tehát hozzávetőlegesen 5%-ot tudnék spórolni, viszont figyelembe véve a plusz munkahenger tömegét, nehézkes mechanikai beszerelését és az elbonyolított vezérlését, nem célszerű ezt alkalmazni. Reményem szerint, a munkahengert az előírtnál alacsonyabb nyomáson is el lehet juttatni a véghelyzetig, tekintve, hogy mire lecsökken a nyomás, már mozgásban lesz a rendszer és a lengő tömegek is – kis mértékben – segítik a dugattyú mozgását.

A munkahengereket tehát a rendelkezésre álló nyomástól függően adott határig fogom tölteni, majd magára hagyva a rendszert, véghelyzetig expandáltatni. Ehhez az üzemmódhoz szükség lesz egy kellően nagy puffertartályra, amely biztosítja a szükséges térfogatáramot a henger gyors feltöltéséhez. A tartály a szükséges levegő mennyiségét, az expandálás, illetve véghelyzetben történő várakozás ideje alatt nyeri a reduktorból.

5 MUNKAHENGGER, SZELEP ÉS EGYÉB PNEUMATIKUS ELEMEEK MÉRETÉNEK KIVÁLASZTÁSA

5.1 Hengerválasztás, áttételek

A rendelkezésre álló térfogatáram értéke a reduktor adatlapjából kinyerhető.

Átlagos értéke 8 bar üzemi nyomáson számolva: $\dot{V} = 1,67 [l/s]$

(1. grafikon: Messer nyomáscsökkentő karakterisztikája alapján)

A maximálisan elérhető dugattyúsebesség tapasztalatok alapján 0,7 m/s. A dinamikus súrlódási veszteségek csökkentése céljából ezt a határértéket 0,6 m/s-nak választottam. Így a szükséges minimális dugattyú keresztmetszet:

$$A = \frac{\dot{V}}{v \cdot D} = \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 0,4} = 6958 [mm^2] \quad (15)$$

A versenyszabály értelmében választható munkahengerek a következő átmérőkkel rendelkeznek: 32 / 40 / 50 / 63 / 80 / 100 mm. Lökötük pedig 25 és 500 mm közötti fix értékűek lehetnek.

A számítás alapján egy 100 mm-es átmérőjű munkahenger már megfelelő lenne a célra, ha kellően sok sebességfokozatunk van, és a motort mindig közel maximális „fordulatszám” járátjuk. Ugyanakkor a terv minél kevesebb sebességfokozattal átfogni a kívánt sebességtartományt és biztosítani a kellő gyorsító erőt, kihasználva a maximális térfogat áramot. Ezt legkevesebb két fokozattal tudjuk megvalósítani.

A **második fokozat** összátételét a maximális kerék kerületi sebesség és maximális dugattyúsebesség hányadosa adja:

$$s_2 = \frac{v_{kerék_max}}{v_{dugattyú_max}} \quad (16)$$

Minimális dugattyúsebesség a rendelkezésre álló térfogatáramot felhasználva:

$$v_{dugattyú_min} = \frac{\dot{V}}{A \cdot D} \quad (17)$$

Ebből adódóan a 2. fokozat minimális kerék-sebessége:

$$v_{kerék_s2_min} = \frac{\dot{V} \cdot s_2}{A \cdot D} \quad (18)$$

Az **első fokozat** áttételét a dugattyú által kifejtett maximális erő / kívánt gyorsító erő hányados szabja meg:

$$s_1 = \frac{F_{dugattyú}}{F_{gyorsító}} = \frac{A \cdot p_{max}}{F_{gyorsító}} \quad (19)$$

Ebből adódóan az 1. fokozat maximális kerék sebessége:

$$v_{kerék_s1_max} = v_{dugattyú_max} \cdot s_1 = v_{dugattyú_max} \cdot \frac{A \cdot p_{max}}{F_{gyorsító}} \quad (20)$$

Az optimális váltás érdekében teljesülni kell, hogy:

$$v_{kerék_s1_max} \geq v_{kerék_s2_min} \quad (21)$$

$$v_{dugattyú_max} \cdot \frac{A \cdot p_{max}}{F_{gyorsító}} = \frac{\dot{V}}{A \cdot D} \cdot \frac{v_{kerék_max}}{v_{dugattyú_max}} \quad (22)$$

$$A = \sqrt{\frac{\dot{V}}{D} \cdot \frac{v_{kerék_max}}{v_{dugattyú_max}^2} \cdot \frac{F_{gyorsító}}{p_{max}}} \quad (23)$$

Behelyettesítve a következő adatokat:

$$\dot{V} = 800 [Nl/perc] = 1,67 [l/s]$$

$$D = 40 [\%]$$

$$v_{kerék_max} = 50 [km/h]$$

$$v_{dugattyú_max} = 0,6 [m/s]$$

$$F_{gyorsító} = 1,5 [kN]$$

$$p_{max} = 10 [bar]$$

A munkahenger átmérőjére adódik: $A = 15528 [mm^2]$

Ehhez legközelebb a **2 db 100 mm-es átmérőjű munkahenger** áll, melyek felülete 15708/14726 mm². Ez ugyan duplája annak, ami a térfogatáram felhasználásához szükséges lenne, mégis ezt választom, mert így elegendő a kétsebességes váltó alkalmazása.

A lengőtömegek gyakorta irányváltásából származó veszteségek minimalizálása miatt a legnagyobb elérhető, **500 mm-es lökethosszú** hengert választom. A hosszú henger további előnye, hogy pontosabban lehet beállítani az adott expand-határig való töltést.

Az új felület alapján kiszámolva az áttételeket:

$$s_1 = \frac{A \cdot p_{max}}{F_{gyorsító}} = \frac{152 \cdot 10}{1,5} \cdot 10^{-2} = 10,13 \quad (24)$$

$$s_2 = \frac{v_{kerék_max}}{v_{dugattyú_max}} = \frac{50/3,6}{0,6} = 23,15 \quad (25)$$

5.2 Motor adatainak számítása

Lökettérfogat:

$$V_{motor} = A \cdot l = 15708 \cdot 500 = 7854 [cm^3] \quad (26)$$

Maximális dugattyúerő:

$$F_{dugattyú_max} = A \cdot p_{max} = 15,7 [kN] \quad (27)$$

Minimális dugattyúsebesség, ahol maximális a teljesítmény:

$$v_{dugattyú_min} = \frac{\dot{V}}{A \cdot D} = \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{15708 \cdot 10^{-6} \cdot 0,4} = 0,266 [m/s] \quad (28)$$

Motor főtengelyének maximális fordulatszáma:

$$f = \frac{v_{dugattyú_max}}{d_{fogaskerék} \cdot \pi} = \frac{0,6}{0,0375 \cdot \pi} = 5,09 \left[\frac{1}{s} \right] = 306 \left[\frac{ford}{perc} \right] \quad (29)$$

Motor főtengelyének nyomatéka:

$$M_{főtengely} = F_{dugattyú_max} \cdot \frac{d_{fogaskerék}}{2} = 15,7 \cdot \frac{37,5}{2} = 294 [Nm] \quad (30)$$

5.3 Szelep paramétereinek számítása

Nagy dugattyú sebességnél viszonylag rövid idő áll rendelkezésre a hengerek töltésére, ezért nagy térfogatáramra van szükség.

Levegővel feltöltendő lökettérfogat:

$$V = A \cdot l \cdot D = 157 \cdot 50 \cdot 0,4 = 3140 [cm^3] = 3,14 [liter] \quad (31)$$

Rendelkezésre álló idő maximális dugattyúsebességnél:

$$t = \frac{l \cdot D}{v} = \frac{0,5 \cdot 0,4}{0,6} = 0,33 [s] \quad (32)$$

Térfogatáram normálliterben 8 bar nyomáson számolva:

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \cdot p = \frac{3,14}{0,33} \cdot 8 = 76,12 \left[\frac{Nl}{s} \right] = 4567 \left[\frac{Nl}{perc} \right] \quad (33)$$

Tehát hengerenként 2284 Nl/perc-es szelepekre van szükség, ilyen szelepet kell választani.

5.4 Puffertartály méretezése

A hengerek adott határig történő töltéséhez rövid ideig, nagy légáramra van szükség. A reduktor légárama azonban korlátos, így ezt a levegőmennyiséget egy puffertartályból szolgáltatjuk. Amíg a gáz expandál a munkahengerben, illetve véghelyzetben áll, addig a reduktor pótolni tudja a pufferből felhasznált levegőmennyiséget.

A minimális tartály méretének számításához feltételezem, hogy a reduktor és a puffer közti elemek nyomásesése maximális légáram esetén 0,5 bar, így a puffer, töltés előtti nyomása 9,5 bar. A munkahengereket legalább 8 bar nyomáson szeretném üzemeltetni, számolva a szelepek 1 bar nyomásesésével, a puffer nyomása nem csökkenhet 9 bar alá a hengertöltés alatt.

Adatok: (abszolút nyomásokkal)

$$p_1 = 10,5 [bar]$$

$$p_2 = 10 [bar]$$

$$p_{tölt} = 9 [bar]$$

$$V_{tölt} = 3,14 [l] = 28,26 [Nl]$$

$$t_{tölt} = 0,33 [s]$$

$$\dot{V}_{reduktor} = 800 [Nl/perc] = 13,33 [Nl/s]$$

Reduktor által szolgáltatott levegőmennyiség a töltés ideje alatt:

$$V_{red} = \dot{V}_{reduktor} \cdot t_{tölt} = 4,44 [Nl] \quad (34)$$

Puffertartály szükséges térfogata:

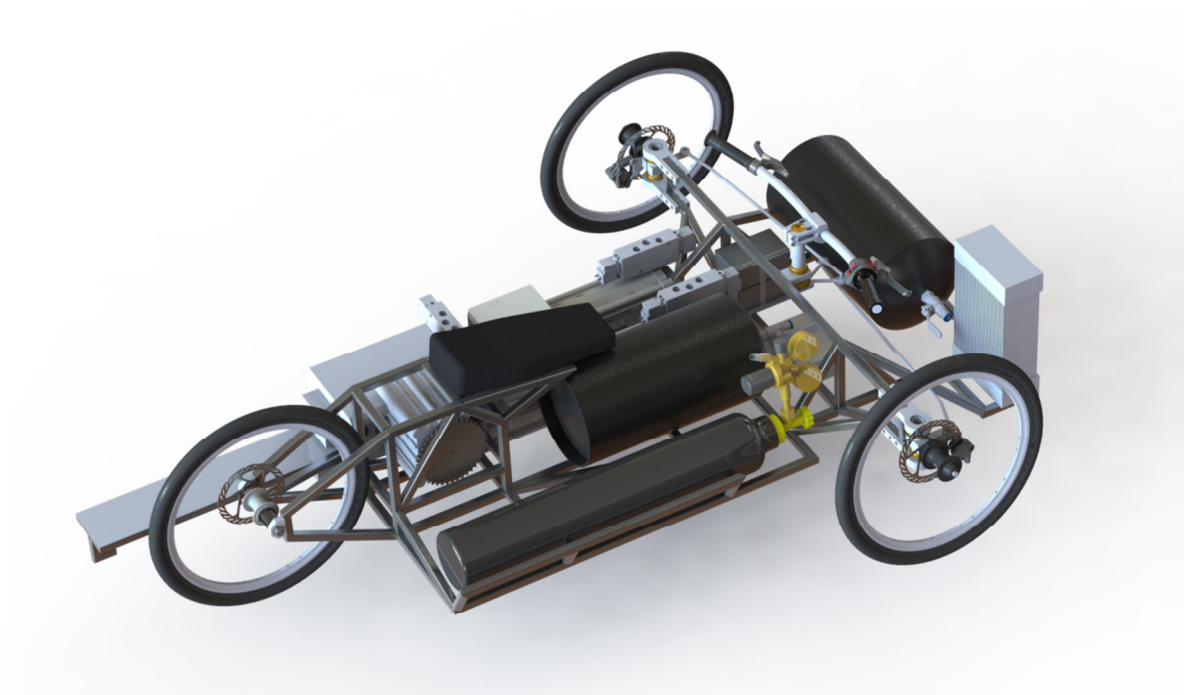
$$V_{puffer} = \frac{V_{tölt} - V_{red}}{p_1 - p_2} = 47,6 [l] \quad (35)$$

A nagy puffertartály további előnye, hogy gyorsulási és ügyességi versenyeken további teljesítmény tartalékot rejt magában. Kanyar vagy célegyenes előtt, a nagy fogyasztású hengerek gyakori töltésével, lemeríthetjük a puffert 5-8 bar nyomásig, hiszen a manőverezés ideje alatt vissza tud töltődni.

Hátrányként említhető, hogy feltöltésekor elveszítjük a reduktor karakterisztikájából adódó, kezdetben jelentősen nagyobb térfogatáramot, valamint nagyobb a pufferben maradt, alacsony nyomása miatt fel nem használható levegőmennyiség energiavesztése.

Távolsági futamon, lassabban jár a munkahenger, több levegő áramlik át a reduktoron a hengertöltés ideje alatt, ezért ehhez a versenyszámhoz kisebb puffertartály is elegendő. A módosított paraméterekkel újraszámolva 30 liter.

A járműre **két darab** egyenként **25 literes** alumínium **tartály** kerül elhelyezésre a 3. képen látható módon, melyek egy-egy kézi működtetésű csappal leválaszthatóak a pneumatikus rendszerből.

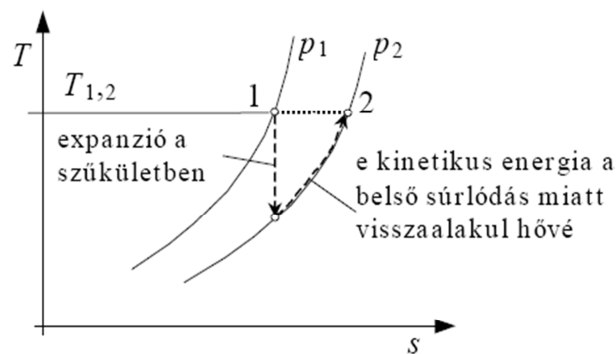


3. kép: Puffertartályok elhelyezése

5.5 Hőcserélő

A gyors és dinamikus működésű pneumatikus járműhöz elengedhetetlen, hogy a lehető legtöbb gázt vegyük ki a rendelkezésre álló tartályból és azt a legnagyobb hatásfokkal alakítsuk át mechanikai munkává.

A tartályból való kiáramlás során a gáz azonban egy fojtáson áramlik keresztül, aminek köszönhetően hőmérséklete rohamosan lecsökken. Ideális gáz esetén hasznos munkavégzés nélküli adiabatikus expanzió történne, ahol a kinetikus energia megváltozása elhanyagolható (lásd 3. grafikon)



3. grafikon: Ideális gáz fojtása [5]

Esetünkben azonban a levegő nem tekinthető ideális gáznak ugyanis az adott közeg kritikus hőmérsékletének (levegő = -140°C) ötszöröse alatt Joule-Thomson effektusnak köszönhetően fojtás esetén hőmérséklet csökkenés tapasztalható.

A rendszer és a környezeti hőmérséklet különbségéből adódó hőáramlást szeretnénk segíteni egy hőcserélő tervezésével és így hatékonyabb pneumatikus rendszert építeni.

Követelmények:

- Nagy felület a jó hőcsere érdekében
- Kis áramlási ellenállás
- Lehető legkisebb tömeg
- Üzemi nyomás elviselése

Távolsági futamon, a hengereink teljesítményéhez képesti lassú haladási sebesség miatt, csak ritkán van szükség töltésre. Töltés ideje alatt viszont nagy légáramra van szükség, így a levegő nagy sebességgel áramlik át a hőcserélőn, és nincs elegendő ideje a hőközlésre. Ezen időtartam növelése érdekében, egy fojtást helyezünk el a hőcserélővel sorosan, korlátozva annak légáramát. A puffertartály önmagában is képes elegendő levegőt biztosítani a hengerek egyszeri töltéséhez, így ez nem korlátozza a pneumatikus motor működését. Ügyességi és gyorsulási versenyeken, ahol szükség van a maximális teljesítményre, a fojtást egy csap segítségével rövidre zárjuk.

A követelményeknek megfelelő hőcserélőt még kutatjuk.

6 MOTOR PNEUMATIKUS KAPCSOLÁSÁNAK MEGTERVEZÉSE

6.1 Biztonsági berendezések

A jármű számára a levegőt a nagynyomású tartály szolgáltatja. A reduktor kimenete egy vész-stop biztonsági egységbe torkollik, ami elengedhetetlen a biztonságos járműhöz. A vész-stop kör a versenyszabályzat által megkövetelt elemekből áll: egy nyomáshatároló biztonsági szelep (nyitó nyomása 10 bar), valamint egy 3/2-es kézi működtetésű elzáró szelep gyorslégtelenítővel, a rendszer gyors leszellőztetéséhez.

A következőkben alkalmazott alkatrészelem számozások a 32. oldalon található pneumatikus kapcsolási rajzon (6. ábra) azonosíthatók be.

Az üzemi nyomású levegő először a 140 jelzésű fojtáson halad keresztül, melyet a 150 jelű 2/2-es csappal ki lehet iktatni. Ezt követően a hőcserélőn keresztül a puffertartályokba kerül. A puffertartályok szintén leválaszthatóak a rendszerből a 80 jelű 3/2-es csapokkal.

6.2 Szelep kiválasztás

A pneumatikus rendszert digitális jellel szeretném vezérelni, ezért olyan szelepet kell keresni, amivel ez megvalósítható. A megfelelő típus kiválasztásához piackutatást végeztem.

Pneumatikus szelepek osztályozása működtetés szerint:

- Mechanikus/kézi
- Pneumatikus
- Elektromos
- Elektropneumatikus

Digitális vezérlésről lévén szó csak az elektromos, elektropneumatikus szelepek jöhetnek szóba. Amennyiben ezek között nincs kellően nagy légáteresztésű, egy második, nagy légáteresztésű pneumatikus szelepet kapcsolva egy kisebb elektromossal, a térfogatáram megnövelhető. Ez azonban a pneumatikus kapcsolás bonyolultságát és időkésleltetését is növeli.

Az elektromos szelep hátránya, hogy a nagy szelep mozgatásához szükséges erők kifejtéséhez nagy tekercsre van szükség, mely nagy fizikai mérettel, áramfogyasztással és hőfejlesztéssel jár. Ezért csak kis légáteresztésű szelepek körében elterjedtek.

Az elektropneumatikus lényegében egy kisebb elektromos és egy hozzá kapcsolt pneumatikus vezérlésű szelepből tevődik össze, egy egységet alkotva, mely a kitűzött feladat megvalósítására a legalkalmasabb.

Mint azt korábban kiszámoltam ~2300 liter/perc-es térfogatáramot biztosító szelepre van szükségem. A versenyszervező cég kínálatát tekintve az alábbi lehetőségek adóttak:

Sorozat	liter/perc
CD04	900
CD07	900-1400
TC15	1100-1500
CD12	3600-4100

A kívánt térfogatáramot csak a CD12-es piacon kapható legnagyobb szelep teljesíti, így abból a szériából kell típust választanom.

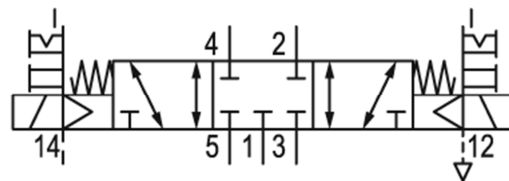
A munkahengerek egyes kamráit – az expandálás megvalósításához – tudni kell:

- tölteni
- zárva tartani
- leszellőztetni

Az alaphelyzetben zárt 5/3-as szelepek (lásd 3. ábra) erre a célra vannak kitalálva, így elsőként azok használatát preferálom.

5/3-as szelep paraméterei (R412000127):

Üzemi nyomás:	3-10 bar
Sűrített levegő csatlakozás:	G 1/2
Térfogatáram:	3800 l/perc
Üzemi feszültség:	24 V
Teljesítmény felvétel:	2,1 W
Bekapcsolási idő:	37 ms
Kikapcsolási idő:	97 ms

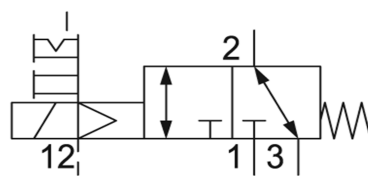


3. ábra: 5/3-as szelep (alapesetben zárt)

Látható, hogy a kikapcsolás ideje a rugós visszatérítés miatt számottevően nagy. A pontos expand-határig történő töltés megvalósításához a szelepnek minél gyorsabban kellene nyitott állapotból zártba váltania. Nagy dugattyúsebesség mellett, ez a közel 100ms-os késleltetés, a pontos vezérlés érdekében, nem engedhető meg. Ezért utána néztem a 3/2-es szelepnek is (4. ábra).

3/2-es szelep paraméterei (5724560220):

Üzemi nyomás:	3-10 bar
Sűrített levegő csatlakozás:	G 1/2
Térfogatáram:	4100 l/perc
Üzemi feszültség:	24 V
Teljesítmény felvétel:	2,1 W
Bekapcsolási idő:	34 ms
Kikapcsolási idő:	? ms



4. ábra: 3/2-es szelep

A bekapcsolási ideje nem több, sőt még kicsit gyorsabb is, a kikapcsolási idejéről viszont nem találtam információt. Feltételezem, hogy az is kevesebb, mint az 5/3-asé.

A 3/2-es szeleppel meg lehet tenni, hogy nem az 1-es, hanem a 3-as bemenetére kötöm a táplevegőt, az 1-est ledugózom, így nyitott alaphelyzetet érve el. Ebben az esetben a levegő elzárási ideje a szelep bekapcsolási idejével egyezik meg, mely 3x gyorsabb működést eredményez az 5/3-as szeleppel szemben. Ahhoz, hogy ez a kapcsolás így működhessen, külön vezérlőlevegő csatlakozással rendelkező szelepet kell alkalmazni, mert az 1-es bemenetén nem lesz tápnyomás.

Egy ilyen kiválasztott szeleppel még nem megoldott a munkahengerek vezérlése, mert csak tölteni és lezárni tudjuk a táplevegőt, ezért az egyes kamrák leszellőztetéséhez további 3/2-es szelepekre van szükség.

6.3 Szelepek kapcsolása

A két munkahenger mechanikailag egy rendszert alkot, így pneumatikus oldalról is közösen kell vezérelni azokat, nehogy befeszüljenek. Munkahengerenként 2300 liter/perces légáram biztosítására van szükség, így a mindkét hengert egy ilyen szelep már nem tudja ellátni megfelelő mennyiségű levegővel. Sajnos nagyobb, pneumatikus vezérlésű típusban sem elérhető, így két darabot fogok alkalmazni, mind pneumatikusan, mind pedig elektromosan, párhuzamosan kötve. A munkahengerek kivezetéseire tehát összesen 4 db 5724560220 rendelési számú 3/2-es szelep kerül elhelyezésre, melyek a 6. ábra 30-as jelzésű elemeit képezik.

A pneumatikus közösítés azonos vezérlőjel esetén elhagyható lenne, de a szelep meghibásodása miatt befeszülő rendszer tönkretenné a lineáris hajtómű csapágyazását. A hengerek azonos kamrái ezért a 20-as jelzésű elosztókon keresztül összeköttetésben állnak.

A táplevegő elzárásáért felelős, előzőekkel megegyező szelepből (6. ábra 40-es eleme) is hengerenként külön darabra van szükség a térfogatáram biztosításához. Egyidejűleg a hengernek csak az egyik kamráját töltjük, másik vége leszellőztetésre kerül, így egy ilyen szeleppel, és egy elosztóval (6. ábra 50-es eleme) megoldható a munkahengerek tápellátása.

6.4 Váltó munkahenger és szelepválasztás

A váltó működtetéséért felelős munkahenger kiválasztásánál, a megfelelő erő kifejtése és a könnyű mechanikai beszerelés játszott fontos szerepet.

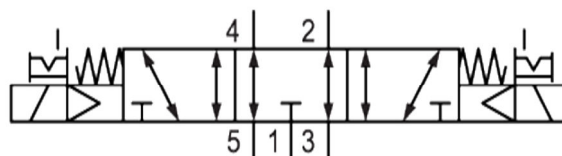
A váltótengelybe, melyet tengelyirányban kell mozgatni a sebességváltáshoz, maximum M6-os menet fúrható. Az MNI dugattyú sorozat legkisebb tagja M6-os végű dugattyúrúddal rendelkezik, dugattyú átmérője pedig 16 mm. Egy másik, rendelkezésre álló munkahenger segítségével kimértem, hogy mekkora erő szükséges a váltáshoz. Ezt a nyomás folyamatos növelésével értem el, és azt tapasztaltam/számítottam, hogy az említett MNI sorozat 16-os hengere már 6 bar-on is elegendő erőt fog kifejteni, megfelel elvárásaimnak.

A tengely két véghelyzete között 20 mm van. Ebből kiindulva a 25 mm-es lökettű henger is elegendő lenne. A tengely viszont egy furatban található, ami miatt a dugattyú rúdját 15 mm-el meg kellene hosszabbítani. A következő méret, mely ennek eleget tesz, 50 mm-es lökettű. A váltó mellett van hely, nem jelent problémát a jobban kilógó hosszabb munkahenger, így választásom erre az 50 mm-esre esett. A választott típus tehát: 5777410220

Vezérlésével kapcsolatban nincsenek komoly elvárások. A tengelyt el kell mozdítania, majd a pozíciót elérve a nyomás akár le is vehető, mivel egy golyós, rugós mechanizmus a helyén tartja azt. Ez a vezérlés egyetlen alaphelyzetben leszellőző 5/3-as szeleppel (5. ábra) megvalósítható. Nagy térfogatáramra sincs szükség, így a megfelelő levegőcsatlakozással rendelkező CD04-es sorozat 5777410220-as szelepét választottam (6. ábra 120-as eleme).

5/3-as szelep a váltóhoz: (5777410220)

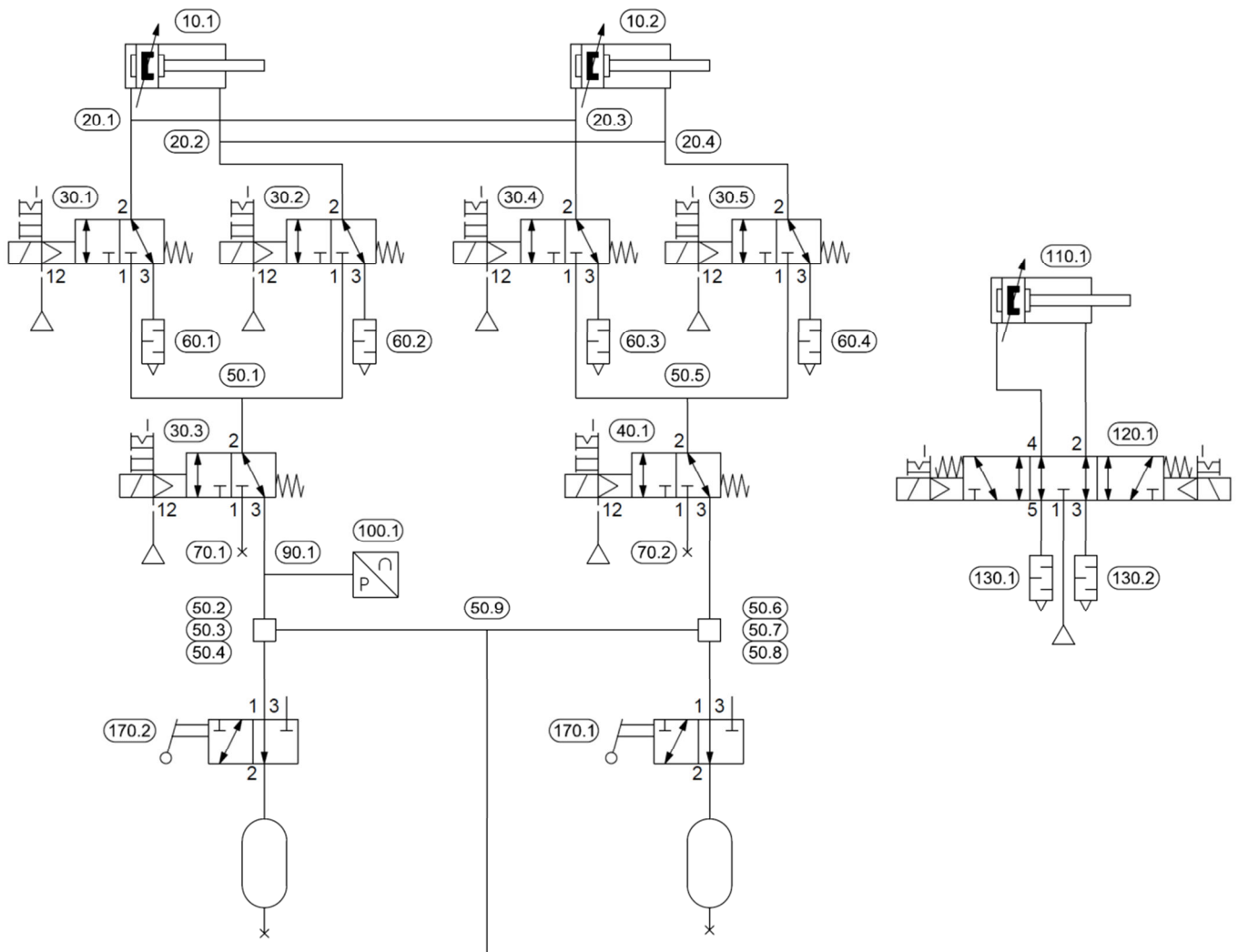
Üzemi nyomás:	3,5-10 bar
Sűrített levegő csatlakozás:	G 1/8
Térfogatáram:	900 l/perc
Üzemi feszültség:	24 V
Teljesítmény felvétel:	4,8 W
Bekapcsolási idő:	12 ms
Kikapcsolási idő:	27 ms



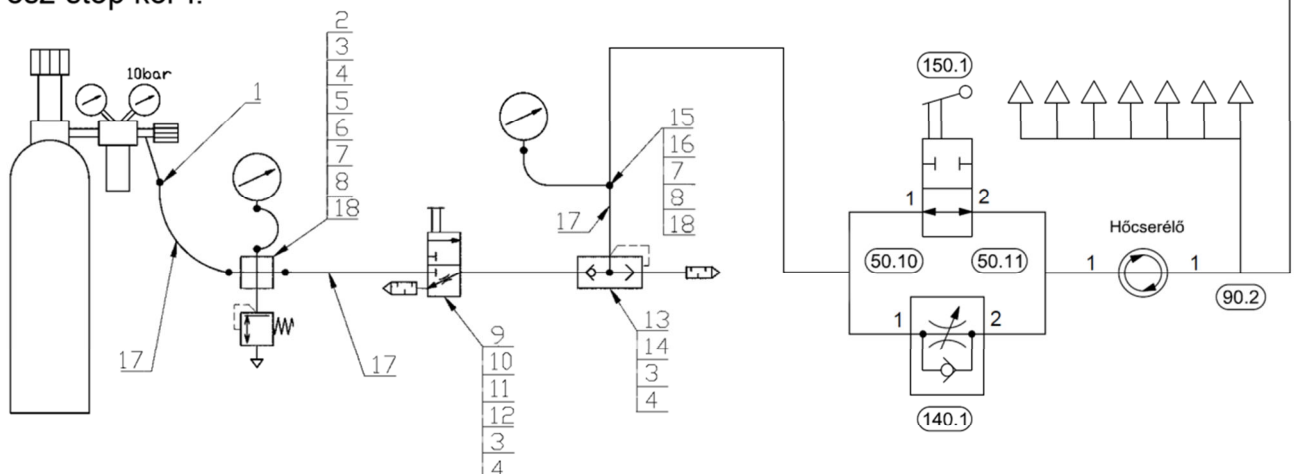
5. ábra: 5/3-as szelep (alapesetben leszellőző)

6.5 Pneumatikus kapcsolási rajz

Az előzőekben leírt elképzelések alapján elkészített kapcsolási rajz az alábbi ábrán látható:



Vész-stop kör I.



6. ábra: Pneumatikus kapcsolási rajz

6.6 Pneumatikus elemlista

Az előzőekben megtervezett kapcsolás legfontosabb elemeinek kód- és darabszámait a következő táblázat foglalja össze:

2. táblázat: Pneumatikus elemlista

Tételszám	Megnevezés	Kódszám	Darab
10	Fő munkahenger	822125011	2
30,40	CD12 3/2-es szelep	5724560220	6
110	Váltó munkahenger	822332503	1
120	CD04 5/3-as szelep	5777410220	1
140	Fojtás	R412005458	1
150	Csap 2/2	3520323500	1
170	Csap 3/2	3520343100	2

7 VÁLTÓMŰ ÉS SEBESSÉGFOKOZAT ÁTTÉTELEK KIVÁLASZTÁSA

Koncepciójában olyan váltóművet akarunk, ami erős, gyors, egyszerű, megbízható, könnyen vezérelhető. A gyors váltás legkönnyebben akkor oldható meg, ha nincsen nyomaték a hajtásláncon, tehát abban az időintervallumban, amikor a henger véghelyzetben megáll és az ellenkező ütemre vált. Ekkor, mivel a hajtáslánc áll, olyan váltóműre van szükségünk, ami bármilyen pozícióban állva, egyből be tud váltani a kívánt sebességbe.

Áttekintve az általunk elérhető forrásokat, egy autéváltó (4. kép) átalakítása mellett döntöttünk, ami felépítéséből következően teljesíti ezt a követelményt. Fokozatváltását egy pneumatikus munkahenger végzi, ami számunkra elegendő gyorsasággal képes váltani. Két sebességfokozatot alkalmazva elegendő a két véghelyzetbe vezérelni, míg több fokozat esetén, a váltó üresbe tételét is meg kellene oldani, ami pneumatikusan nehezen kivitelezhető.

A hengerválasztásból kifolyólag elegendő két sebességfokozat, viszont a gyorsulási futamon előnyt jelentene egy további indítófokozat is, amit csak az indulásnál használunk. Az autéváltó felépítésének (5. kép) köszönhetően ez is könnyen kialakítható. Elindulás előtt a váltó munkahengerét kézzel állítjuk középre, üresbe téve ezzel, és rögzítjük a starter fokozatot.



4. kép: Az átalakított autéváltó



5. kép: Váltó fogaskerekei

7.1 Fokozatok kiválasztása

A pneumatikus munkahenger maximális sebessége tapasztalatok alapján 0,7 m/s. Ezért a legnagyobb sebességfokozatot úgy választottuk meg, hogy ennél kicsit lassabb, 0,6 m/s-os dugattyú sebességnél érjük el az 50 km/h-t. A beinjektált gáz teljesítményét alapul véve, ezt a sebességet már nem valószínű, hogy át tudjuk lépni, de a lehetőséget meghagyom.

Korábban kiszámolt adatok, összátételek (s_1 , s_2) és a váltónk áttétel arányai a 3. táblázat alapján:

$$v_{kerék_{s2_{max}}} = 50 [km/h]$$

$$v_{dugattyú_{min}} = 0,266[m/s]$$

$$F_{dugattyú_{max}} = 15,7[kN]$$

$$\left. \begin{array}{l} s_1 = 10,13 \\ s_2 = 23,15 \end{array} \right\} s_{21} = \frac{s_2}{s_1} = 2,29$$

3. táblázat: Autóváltó áttételei

k_1	0,26
k_2	0,45
k_3	0,70
k_4	0,97
k_5	1,19

A váltó felépítéséből adódóan, az egyszerű válthatóság érdekében, a két állandó sebességfokozatot úgy kell kiválasztani, hogy azok fizikailag egymás mellett legyenek. Lehetőségeink 1-2 / 3-4 / 5-6. A legnagyobb ugrás az 1-2 sebességfokozatok között van, azt célszerű alkalmazni. Ha fordítva kötjük be a váltót (behajtó és kihajtó tengelyek felcserélésével), akkor lehetőségünk van az 5. fokozatot használni indító fokozatnak, és lehet az állandó fokozatunk az 1-es és 2-es sebesség.

Ezek áttételi aránya:

$$k_{21} = \frac{k_2}{k_1} = \frac{0,45}{0,26} = 1,73 \quad (36)$$

Mivel ez kevesebb, mint a tervezett, kisebb lesz a gyorsító erőnk az 1-es, állandó fokozatban, cserébe viszont nagyobb lesz a két fokozat közösen lefedett sebességtartománya.

Módosult gyorsító erő 1-es fokozatban:

$$F_1 = F_{dugattyú_{max}} \cdot \frac{k_{21}}{s_2} = 15,7 \cdot \frac{1,73}{23,15} = 1,17 [kN] \quad (37)$$

Tekintve, hogy van egy indító fokozatunk, ez a csökkenés nem okoz nagy hátrányt. Amit még érdemes megvizsgálni, hogy így mekkora lesz az a sebesség, ami fölött a jármű fel tudja használni a reduktorból rendelkezésre álló teljes légáramot. Ez a minimális sebesség:

$$v_{kerék_{s1_min_új}} = v_{dugattyú_min} \cdot \frac{s_2}{k_{21}} = 0,266 \cdot \frac{23,15}{1,73} = 3,56 \left[\frac{m}{s} \right] = 12,8 \left[\frac{km}{h} \right] \quad (38)$$

Ennek az ügyességi futamon van jelentősége, a visszafordító után, ahol a jármű sebessége jelentősen lecsökken, és nem lesz lehetőségünk visszakapcsolni az indítófokozatot. Ez természetesen egy elméleti határ, 10 km/h-nál is még 80%-os a teljesítménye, amit az expand-határ ideiglenes növelésével korrigálhatunk (amennyiben szükségét érezzük, de ez növeli a leszellőztetett veszteségeket).

7.2 Indítófokozat

Indítófokozathoz szükség van egy, az előzőeknél jóval kisebb áttételű fokozatra. Ha fordítva használjuk az autóváltót, és a kihajtó tengelyen hajtunk be, akkor az eredetileg 5. fokozat lesz a legkisebb.

Ez esetben a legnagyobb áttétel aránya:

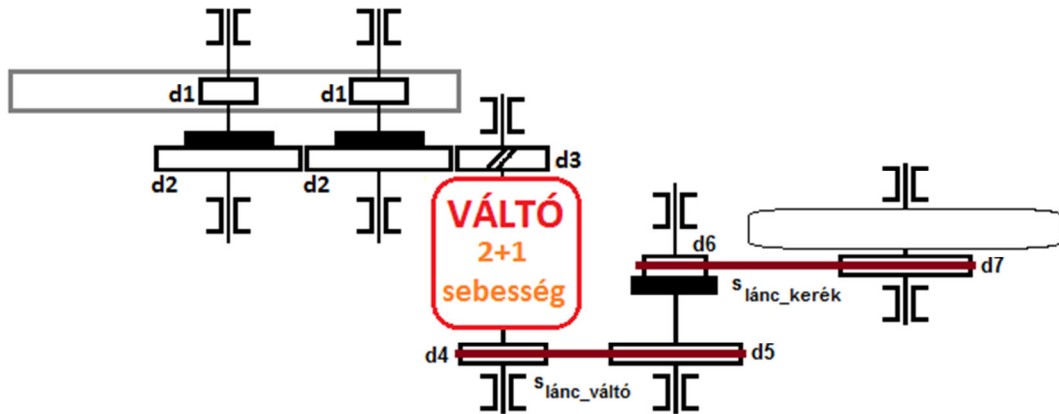
$$k_{51} = \frac{k_5}{k_1} = \frac{1,19}{0,26} = 4,58 \quad (39)$$

Módosult gyorsító erő indítófokozatban:

$$F_0 = F_{dugattyú_max} \cdot \frac{k_{51}}{s_2} = 15,7 \cdot \frac{4,58}{23,15} = 3,10 [kN] \quad (40)$$

7.3 Hajtáslánc áttételezése

Az erőátviteli rendszer kialakítását az alábbi sematikus 7. ábra szemlélteti:



7. ábra: Hajtásrendszer kinetikai vázlata

Ismert, hogy mekkora összátételre van szükségünk a kerék kerületi sebessége, illetve a dugattyúsebesség között (második fokozat esetén s_2 -re). Ebből meghatározhatóak a hajtáslánc közbelső áttételei. Ehhez össze kell hasonlítani a forgómozgás-lineáris mozgás közti átalakítások sugarait/átmérőit. Így a hajtáslánc belső áttételére adódik:

$$s_{\text{hajtáslánc}} = s_2 \cdot \frac{d_1}{d_{\text{kerék}}} = 23,15 \cdot \frac{37,5}{527} = 1,65 \quad (41)$$

Váltó behajtása és főtengely közötti áttétel:

$$s_{\text{behajtás}} = \frac{d_2}{d_3} = \frac{z_2}{z_3} = \frac{46}{18} = 2,56 \quad (42)$$

A váltó 2+1 sebességű, áttételi arányait a következő 4. táblázat tartalmazza:

4. táblázat: Hajtáslánc áttételei

Fokozat	Áttételi arány
Indító fokozat	0,837
1. fokozat	2,210
2. fokozat	3,818

Váltó áttétele legnagyobb fokozatban:

$$s_{váltó} = \frac{1}{k_1} = 3,82 \quad (43)$$

Így a láncsal megvalósítandó áttétel:

$$s_{láncok} = \frac{s_{hajtáslánc}}{s_{behajtás} \cdot s_{váltó}} = \frac{1,65}{2,56 \cdot 3,82} = 0,169 \quad (44)$$

Hátsókerék szabadonfutóját terhelő nyomaték:

$$M_{hátsó_kerék} = F_0 \cdot \frac{d_{kerék}}{2} = 3,1 \cdot \frac{527}{2} = 817 [Nm] \quad (45)$$

Ilyen nagy nyomatékot egy kerékpár szabadonfutó már nem visel el, ezért az áttétel megvalósítására, kétfokozatú láncos áttételt alkalmazunk, és a szabadonfutót a két lánc között helyezzük el. A kerékre célszerű minél nagyobb átmérőjű lánckereket helyezni, a láncra ható erő csökkentése végett.

Kereket hajtó lánc igénybevétele:

$$F_{lánc_kerék} = M_{hátsó_kerék} / \frac{d_7}{2} = \frac{817}{0,9} = 9,08 [kN] \quad (46)$$

A nagy igénybevétel miatt itt inkább motorláncot alkalmazunk. Az áttételt pedig a lehető legkisebbre választottam a szabadonfutó kímélése miatt. Ezek áttétele:

$$s_{lánc_kerék} = \frac{d_7}{d_6} = \frac{z_7}{z_6} = \frac{14}{42} = 0,333 \quad (47)$$

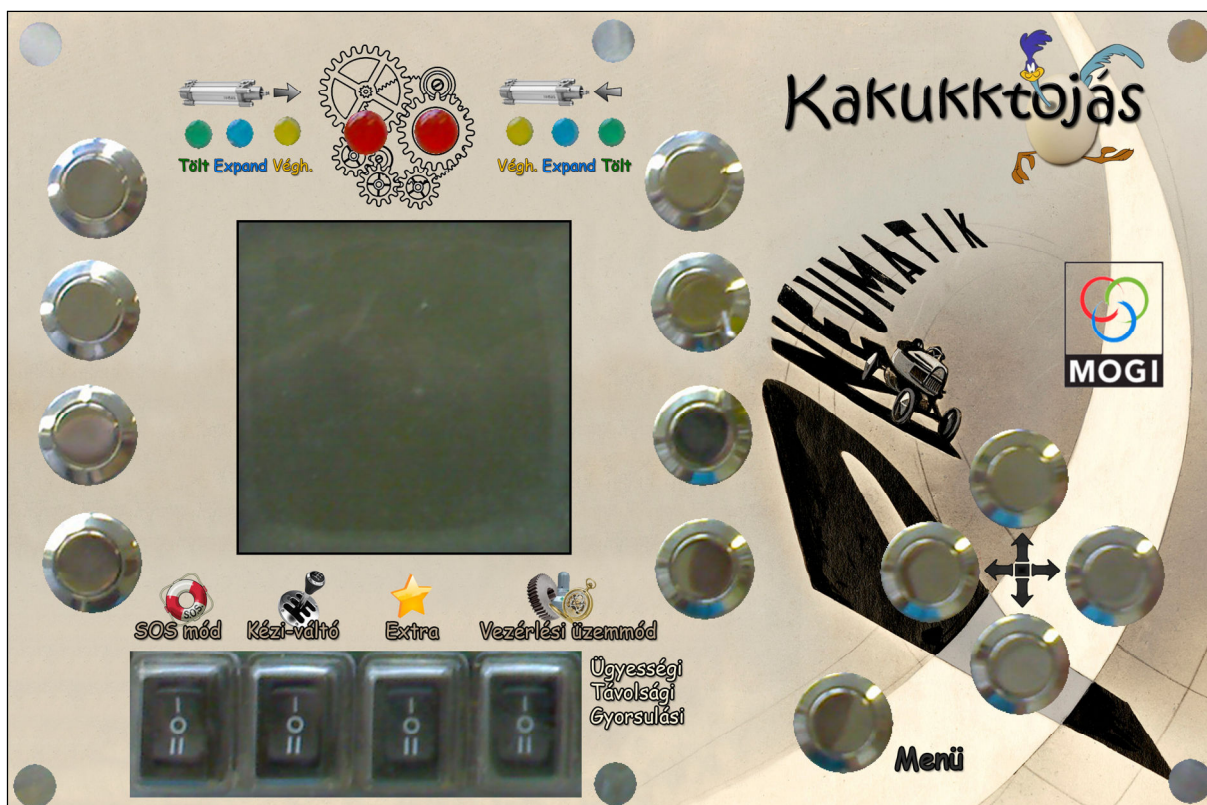
Váltóból kihajtó lánc áttétele:

$$s_{lánc_váltó} = \frac{s_{láncok}}{s_{lánc_kerék}} = \frac{0,169}{0,333} = 0,508 \quad (48)$$

Ehhez a választott lánckerek: 18 illetve 36 fogú kerékpáralkatrész.

8 VEZÉRLŐ ELEKTRONIKA TERVEZÉSE

8.1 Rendszer felépítése



6. kép: Vezérlő elektronika kezelőfelülete

A jármű hőtani folyamatainak szabályzásáról, naplózásáról, automata váltás megvalósításáról, és a vezetővel való kapcsolattartásról egy saját fejlesztésű mikrokontrolleres beágyazott rendszer gondoskodik (6. kép). Ez alól kivételt képez a grafikus kijelzéshez tartozó modul, melyet csapattársam: Komancsik Norbert készített. A naplózás kivitelezése is közösen megoldott feladat. Ezekről „HMI and data logging system of a concept vehicle” című szakdolgozatában olvashatnak.

A RISC processzor illesztett és erősített kimenetei révén az elektronikai egység képes az elektropneumatikus szelepek vezérlésére.

A rendszernek több visszacsatolása is van:

- A dugattyú elmozdulását a hengerekre szerelt mágneses elven működő analóg útdó detektálja. Ez az információ teszi lehetővé az előre definiált hőtani folyamatok futtatását, segítségével számítható a megtett löketek száma, és a fogyasztás. Az időegységre vetített elmozdulásból számítható a motor sebessége, ami alapján beállítható a sebességváltó fokozata.
- A dugattyúpozíció pontos pozíciójának korrigálása érdekében mágneses helyzetérzékelők is felszerelésre kerülnek a két véghelyzetbe.
- Egy másik szenzor a puffertartály nyomását méri, melynek köszönhetően pontosan tudható van-e elegendő levegőmennyiség a hengerek bizonyos határig történő feltöltéséhez, kívánt nyomásérték mellett. A nyomásmérő segítségével korrigálható az expand-határ pontos értéke úgy, hogy minden esetben a minimálisan szükséges nyomást legyen leszellőztetve.
- A hőtani számítások pontosítása érdekében mérhető a hőcserélő be- illetve kimeneti gáz hőmérséklete.
- Hátsókerékre felszerelt mágneses helyzetérzékelők a jármű sebességének meghatározásához.
- Váltó véghelyzet érzékelői, melyek segítségével elkerülhető, hogy váltás közben, idő előtt kapcsolja rá a terhelést a vezérlő.
- Gázkarba épített analóg szenzor, amellyel a vezető az elektronika tudtára tudja hozni az elérni kívánt gyorsítás mértékét.
- Kapcsolók, nyomógombok melyekkel az üzemmódok kiválasztása valósítható meg.
- Akkumulátor felügyelet (feszültség, áram mérés)
- Külső hőmérséklet, fényerő

Az elektronikának olyan kezelőfelülettel kell rendelkeznie, melyről a vezető több úton is kaphat visszajelzést a rendszer állapotáról. Verseny közben a LED-ekből és grafikus kijelzőből álló megjelenítőn tájékozódhat a vezérlésről, annak üzemmódjáról, jármű sebességéről, becsült hátralévő üzemanyag mennyiségről, puffertartályban tárolt levegőtartalekről és egyéb üzemi paraméterekről.

8.2 Szükséges paraméterek

Az elektronikának fel kell tudnia dolgozni a felsorolt szenzorok jeleit, és azokból a vezérléshez szükséges, valamint a pilóta tájékoztatására szolgáló paramétereket meghatározni:

- mérendő a bekapcsolás óta eltelt idő
- üzemmód választás
- aktuális sebességfokozat
- szelepek vezérlési állapota
- dugattyú pozíció
- dugattyú sebesség
- dugattyú megtett löketek száma
- aktuális löketre számolt expand-határ
- kerék által megtett út
- kerék sebesség
- akkumulátorok feszültsége
- akkumulátor árama
- akkumulátorból kivett energia (mAh-ban)
- puffertartály/munkahenger kamra nyomása
- puffertartály levegőkészlete (%-ban)
- elhasznált levegőmennyiség

8.3 Naplózás

Az így meghatározott paramétereket későbbi kiértékelések, és a jármű továbbfejlesztése céljából el kell tudnia tárolni valamilyen adathordozón, olyan formátumban, mely számítógépen feldolgozható.

Kétféle naplózási esemény van:

1. Kerék forgásával kapcsolatos esemény:

Kiváltásának okai:

- kerék mágnes elhaladt az érzékelő előtt
- sebességfokozat váltás történt

Eltárolandó adatok:

- bekapcsolás óta eltelt idő
- kerék által megtett út
- kerék sebesség
- aktuális sebességfokozat

2. Dugattyú mozgásával összefüggő esemény:

Kiváltásának okai:

- a dugattyú véghelyzetbe érkezik / elindul onnan
- a dugattyú mozgásban van, és 10%-al elmozdult az előző esemény óta

Eltárolandó adatok:

- bekapcsolás óta eltelt idő
- dugattyú megtett löketek száma
- dugattyú pozíció
- aktuális löketre számolt expand-határ
- dugattyú sebesség
- puffertartály/munkahenger kamra nyomása

8.4 Vezérlési üzemmódok

A kormányon található kapcsoló tömbbel legyen lehetséges a különböző üzemmódokhoz való szoftverrész kiválasztása. Ezek pusztán beállításra szolgálnak, nem menet közbeni manipulációra.

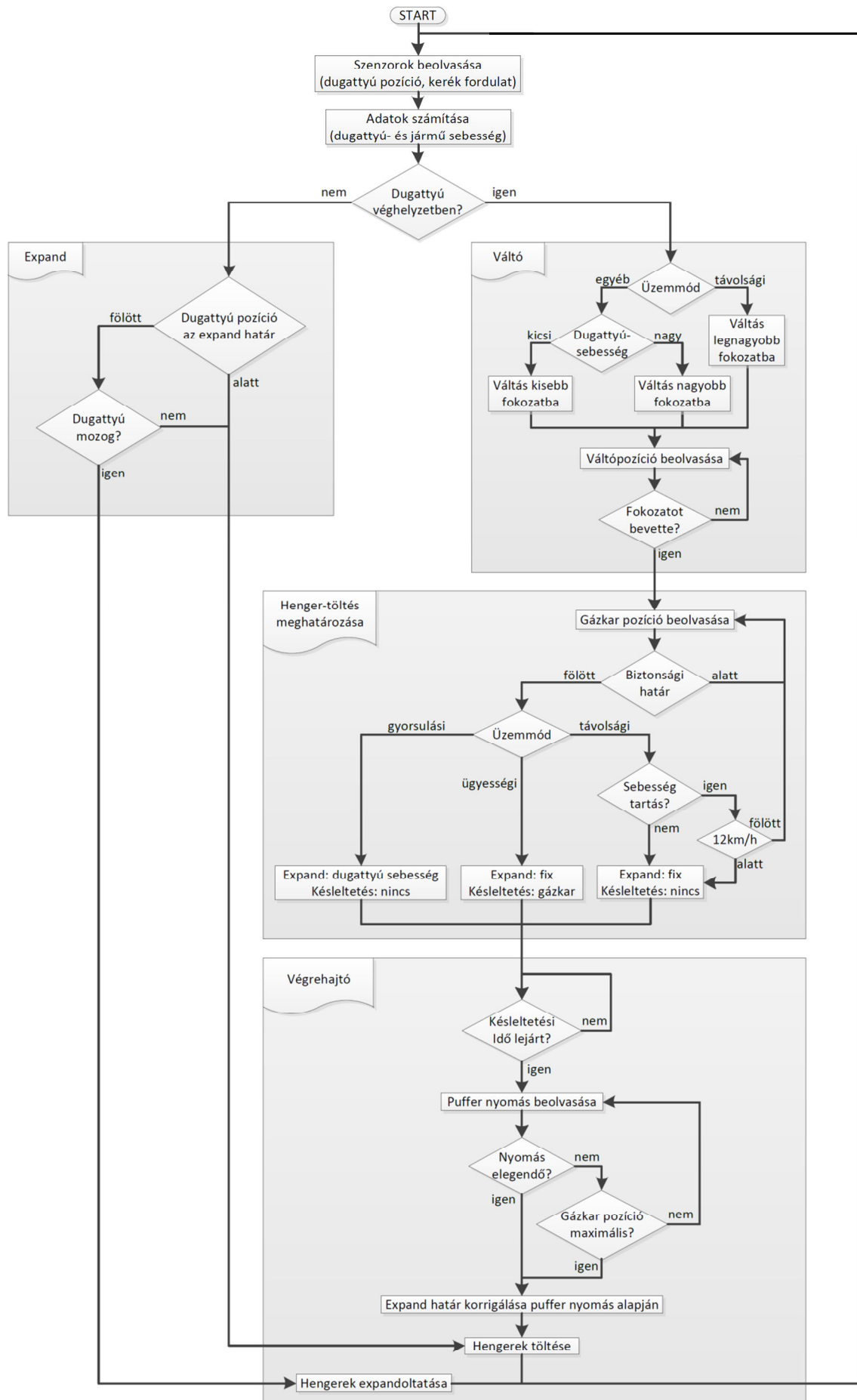
Választható üzemmódok:

Gyorsulási: A program a gázkar elmozdulásának függvényében egy adott biztonsági határérték fölött indítja el a motort az esetleges kiugrás elkerülése miatt. A határértéket átlépve elindul a gyorsulási futamra írt speciális szoftver. Induláskor 70%-ig tölti a hengereket a nagyobb teljesítmény érdekében (tovább tölteni már túl nagy pazarlás lenne, felemésztené a puffertartály energiáját), majd fokozatosan csökkenti a töltéshatárt, még nagyobb sebességen a töltések közti ismétlési időt, a dugattyú sebességének függvényében. Ezzel biztosítja a rendelkezésre álló légáram maximális felhasználását. Úgy ütemezze, hogy a verseny végére a pufferben tárolt tartalékokat is felhasználja. Gyorsulás során figyelje a dugattyú sebességét, és adott értéket átlépve második sebességfokozatba kapcsoljon.

Ügyességi: A motorvezérlés hasonló a gyorsulási futaméhoz, de ez esetben a hengereket mindig a leggazdaságosabb mértékig töltjük. A program ez esetben a gázkar elmozdulásának függvényében a hengerek töltése közti szüneteket változtatja, így határozva meg a jármű átlagos teljesítményét. Maximális gázkar pozíció esetén a hengerek töltésének határa átmenetileg megnövelhető, aminek eredményeként rövidtávon a pufferben tárolt levegőt felhasználva további teljesítmény nyerhető ki. A sebességfokozatot itt is automatikusan kapcsolgatja az elektronika.

Takarékos: A nagy hengerből adódóan takarékos üzemmódban ritkán történik töltés, ezért a gázkar nyomógombként üzemel, egy biztonsági határértéket átlépve egyet töltson a hengerekbe. Ezen üzemmódban nincs sebességváltás, végig a legnagyobb fokozatot használjuk. A puffertartály nyomását is végig maximális értéken tartjuk, hogy a levegő energiáját minél jobban kihasználjuk. A kijelzőn ezúttal megjelenítésre kerüljön a verseny indításától számított átlagsebesség függetlenül attól, hogy megy-e a jármű vagy áll, segítve ezzel a vezetőt a megfelelő sebesség megválasztásában. A pilótának lehetősége van használni a sebesség tartó funkciót is, mely esetben a gázkar folyamatos húzásával, az elektronika időzíti a hengerek töltését, és tartja a 12 km/h-s sebességet. Ez az a sebesség ugyanis, amit a távolsági versenyen – mint minimum átlagsebességet – tartani kell.

A megvalósítandó vezérlési folyamat lépéseit a következő oldalon található 8. ábra mutatja.



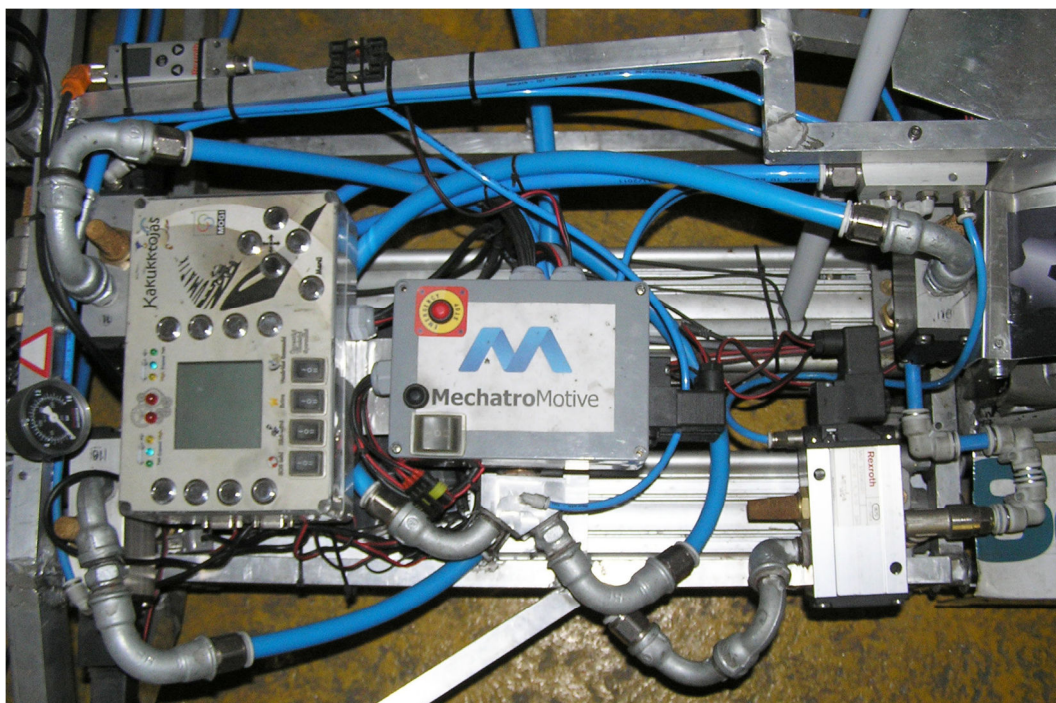
8. ábra: Vezérlő szoftver folyamatábrája

9 EREDMÉNYEK

9.1 Megépített rendszer

Az így megtervezett pneumatikus motor csapattársaim segítségével megépítésre került, melyet a versenyre szánt „Kakukktojás” név alatt futó pneumobil járművünkbe építettünk be. A jármű pneumatikus motorja és a hozzá tartozó vezérlő szerek a 7. képen láthatók.

A vezérlő elektronika a verseny alatt sikerrel szerepelt, de a járműépítésre rendelkezésre állt idő rövidnek bizonyult ahhoz, hogy minden elképzelésemet megvalósíthassam az elektronika megépítése során. Éppen ezért, a jövőbe tekintve az elektronika fejlesztése tovább zajlik, az MSc-s tanulmányaim során folytatni szeretném, így annak részletes felépítéséről és kivitelezéséről későbbi publikációmban olvashatnak majd.



7. kép: Megépített pneumatikus rendszer és fejlesztés alatt álló elektronikája

9.2 Bemérési tapasztalatok

9.2.1 Útadó szenzor

Ha a szenzor érzékeli a mágnesset, a vártak megfelelően annak mozgását gyorsan képes követni. Mágnes hiányában viszont, beáll egyik véghelyzetébe, és onnan csak stabil jel esetén tér ki. Digitális oszcilloszkóp segítségével sikerült kimérni, hogy ha a mágneses munkahenger túl gyorsan érkezik a mérőterébe, akkor annak jelét instabilnak veszi, és kimenetét nem változtatja meg. Sajnos ez elég nagy hátrányt jelent, mert bizonyos dugattyúsebesség felett csak félútig követhető nyomon és szabályozható a dugattyú mozgása. Ez a jelenség nagy sebességeknél teli töltést fog eredményezni, ha az expand-határ nagyobb, mint 50% (alacsony nyomáson előfordulhat), mely jelentős veszteségeket okoz. Ebből a szenzortípusból nagyobb, amely a teljes löketet lefedné, sajnos nem kapható, más megoldást kell keresni.

9.2.2 Üzem módok

A hosszú löket által egy töltés alatt végzett nagy mennyiségű munkából fakadóan a teljesítményt finoman szabályozni nem lehet. Emiatt az ügyességi üzemmódban tervezett időkésleltetések és a távolsági futam tempomat funkciója feleslegessé válik, mert ennél sokkal fontosabb tényezők (versenypályán elhelyezett akadályok, kanyarok, ellenfelek járműveinek helyzete) szabják meg mikor és hányszor érdemes tölteni a munkahengerekbe. A gázkar egyszeri meghúzásával egy töltési ciklus hajtódjon végre, folyamatos húzása esetén, a többi töltési kritérium teljesülése után, folyamatosan hajtson.

Ezen okból kifolyólag a gyorsulási szoftver is egyszerűsödik: Elegendő az első löketet túltölteni, a másodiktól kezdve munkapontban üzemeltethető a rendszer.

9.2.3 Indító fokozat

Olyan nagy nyomaték kifejtésére képes, melyet a legvastagabb kerékpár gumibroncs sem képes átvinni az aszfaltra. Első sebességfokozatban is már nagyon tapadáshatáron van, és hozza a kívánt gyorsulást, így nincs szükség az indító fokozatra. Mind mechanikailag, mind szoftveresen kiiktatható.

9.3 Verseny eredmények

A verseny 2012. május 11-én kezdődött gépátvétellel, majd ünnepélyes megnyitóval az egri Dobó téren. Ez egyben az első kihívás is volt a járművek számára, ugyanis oda már önerőből kellett eljutniuk, utcai körülmények között.

A versenyfutamok másnap kerültek megtartásra. Járművünk 2. helyezést ért el távolsági futamon, és elnyerte a közönség díjat. A másik két versenykategóriában sajnos komoly mechanika problémáink adódtak, így nem sikerült hozni a kívánt teljesítményt.



8. kép: Elkészült jármű „Kakukktójás” verseny közben



9. kép: Eredményhirdetés - távolsági futam 2. helyezés

10 IRODALOMJEGYZÉK

- [1] H. Meixner - R. Kobler: Bevezetés a pneumatikába
Kiadó: Budapest, Kohó- és Gépipari Tudományos Informatikai és Ipargazdasági
Központ, 1979
- [2] Dr. Komondy Zoltán: Gőzgépek, gőz és gázturbinák
Kiadó: Budapest, Tankönyvkiadó Vállalat, 1953
- [3] Pattantyús Á. Géza: Pattantyús Gépész- és Villamosmérnökök Kézikönyve
Kiadó: Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1961
- [4] Pattantyús Á. Géza: A gépek üzemtana
Kiadó: Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1983
- [5] Dr. Környey Tamás: Termodinamika
Kiadó: Budapest, Műegyetemi Kiadó, 2005
- [6] Dr. Lajos Tamás: Áramlástan alapjai
Kiadó: Budapest, Műegyetemi Kiadó, 2004
- [7] Chris Stacey: Practical Pneumatics
Kiadó: London, Arnold, 1998
- [8] <http://etc.usf.edu/clipart/>
Oldal megtekintése: 2012.11.30.

11 MELLÉKLETEK

- Feladat műszaki részletezése
- Messer nyomáscsökkentő adatlapja
- Alkalmazott elektropneumatikus szelepek adatlapja