



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem
Szent István Campus
Gépészmérnök Szak

Pneumatikus anyagmozgató és kiegyensúlyozó rendszer
tervezése

Belső konzulens:	Dr. Földi László egyetemi docens
Külső konzulens:	Kalmár Kristóf termelési mérnökség csoportvezető
Készítette:	Brenn Dávid J4TJT1 levelező tagozat
Intézet/Tanszék:	Műszaki intézet

Gödöllő
2023

MŰSZAKI INTÉZET
GÉPIPARI AUTOMATIZÁLÁSI SZAKMÉRNÖK

DIPLOMADOLGOZAT

feladatlap

Brenn Dávid (J4ZIT1)

részére

A diplomadolgozat címe:

Pneumatikus anyagmozgató és kiegyensúlyozó rendszer tervezése

Feladatkiírás:

Bevezetés, Szakirodalom feldolgozása, Probléma bemutatása, Elektropneumatikus emelőberendezés tervezése: koncepció kidolgozása, követelmények megfogalmazása, biztonsági rendszer tervezése és értékelése, elemek kiválasztása, a vezérlés tervezése, szimulációja, dokumentáció, Gazdasági számítás, Összefoglalás

Közreműködő tanszék: Mechatronika

Külső konzulens: Kalmár Kristóf, termelési mérnökség csoportvezető, Festo-AM Kft.

Belső konzulens: Dr. Földi László, egyetemi docens, MATE, Műszaki Intézet

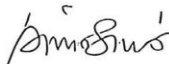
Beadási határidő: 2023. november 06.

Gödöllő, 2023. szeptember 04.

Jóváhagyom



(tanszékvezető)



(szakfelelős)

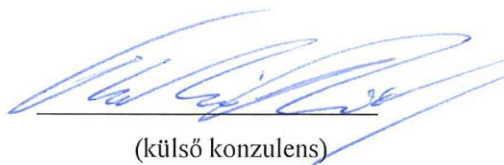
Átvettem



(hallgató)

A dolgozat készítőjének külső konzulense nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon megjelent.

Gödöllő, 2023. 11 hó 13 nap



(külső konzulens)

Tartalom

1.	Bevezetés.....	7
1.1.	Téma jelentősége	7
1.2.	Célkitűzés.....	8
2.	Szakirodalom feldolgozása	9
2.1.	Levegő, mint munkavégző közeg	9
2.2.	A pneumatikus rendszer elemei	10
2.2.1.	Levegőelőkészítő egységek	11
2.2.2.	Irányító készülékek, szelepek	13
2.2.3.	Pneumatikus végrehajtók.....	15
2.3.	Pneumatikus proporcionáló rendszer	18
2.3.1.	Arányos útszelep felépítése és működése.....	18
2.3.2.	Szabályozási kör működése.....	19
2.4.	Nyomásvezérelt és pozícióvezérelt emelőberendezés összehasonlítása.....	20
2.4.1.	SMC ajánlata pneumatikus kiegyensúlyozó rendszer megvalósításához.....	20
2.4.2.	FESTO ajánlata pneumatikus kiegyensúlyozó rendszer megvalósításához ...	21
2.4.3.	A bemutatott rendszerek előnyei és hátrányai	22
2.5.	Gépbiztonság.....	23
2.5.1.	Kockázatbecslés és kockázatok csökkentésének lehetőségei	25
2.5.2.	Alrendszerek biztonsági szintjének meghatározása	25
3.	Berendezéssel szemben támasztott követelmények	29
4.	Emelőrendszer méretezése	31
4.1.	Proporcionális szelep kiválasztása	31
4.2.	Munkahenger méretezése és kiválasztása	32
4.3.	Levegőelőkészítő kiválasztása	36
4.4.	Fojtó-visszacsapó szelep kiválasztása.....	37

5.	Az arányos pneumatikus rendszer szimulációja.....	38
5.1.	Szimulációs modell bemutatása	38
5.2.	Alapbeállítás	41
5.3.	Proporcionális szelep levegőáteresztő képességének vizsgálata	44
5.4.	A hengerfedél és a dugattyú találkozásánál fellépő dinamikus igénybevételek csökkentése.....	46
5.5.	Terhelés változásának hatásának vizsgálat	47
6.	Munkadarab megfogásának tervezése.....	48
6.1.	Megfogás típusának kiválasztása	48
6.2.	Vákuumrendszer méretezése	50
6.2.1.	Vákuumkorong kiválasztása.....	50
6.2.2.	Vákuumgenerátor kiválasztása	54
6.2.3.	Gazdasági értékelése a generátoroknak.....	57
6.3.	A megfogás további pneumatikus elemeinek kiválasztása.....	60
7.	Pneumatikus vezérlőkör biztonságtechnikai elemzése	62
7.1.	Emelőgép működésének leírása és szükséges teljesítményszint meghatározása...	62
7.2.	SSB biztonsági funkció megtervezése	63
8.	Összefoglalás.....	66
9.	Summary	68
10.	Nyilatkozat.....	69
11.	Irodalomjegyzék	72
12.	Mellékletek	74

1. Bevezetés

Ebben a fejezetben bemutatom a szakdolgozatomban tárgyalt problémát és annak jelentőségét.

1.1. Téma jelentősége

Az emberiség történetében mindig fontos szerepet játszott az eszközök használata, amelyek a mindennapi életünket megkönnyítette. Már az ősember is arra törekedett, hogy prédáját a legkisebb erőbefektetéssel tudja elejteni, valamint azt később feldolgozni. A szakóca használatával jelentős fizikai erőt tudott neki megtakarítani, így ezt a felszabaduló teljesítményt számára más hasznos tevékenységre tudta fordítani.

A fejlettségi szint növekedésével az eszközök is egyre fejlettebbek lettek, amikkel hatékonyabban tudták az emberek a mindennapi tevékenységüket elvégezni. Az állati és emberi erőforrás kiváltása az első ipari forradalomban kezdődött el. A gőzgépek megjelenésével akár nehéz fizikai munkákat is ki tudtak részben vagy egészben váltani. Az új találmányoknak, valamint a tőkepiac kialakulásának köszönhetően a kezdetleges automatizáció is megjelent a termékek előállításánál. A gyártás folyamat automatizációjával már nem csak a dolgozók fizikai terheit akarták csökkenteni, hanem a humán erőforrást részben kiváltani. Ezzel a lépéssel a nagytőkés réteg jelentős gazdasági előnyre tudott szert tenni a versenytársaival szemben, mivel termékét gyorsabban és olcsóbban tudta előállítani.

Napjainkban a tömegtermelés és az automatizáció kéz a kézben jár, és a pénzügyileg fenttartható termelési folyamatoknak az alappillérei. Ugyan a XXI. században egyre nagyobb teret hódít a fejlett gépi látás, valamint a tanuló algoritmusok használata a gyártó berendezésekben, de a tömegtermelésben előfordulhatnak olyan gyártási lépések, amelyek bonyolultsága, vagy fokozott veszélyessége miatt, nem lehet, vagy csak részben lehet automatizálni.

Az autógyártásnál a végső összeszerelési műveletek túlnyomó többségét ember végzi, mivel a procedura során nagyfokú pontosság szükséges. A nyolc órában végzett precíz fizikai munka, illetve a monotonitás nagyban nehezíti a munkavállaló tűrőképességét. Az előző okok miatt a folyamatoknak a többségét részben gépesítették, hogy a munkavégzés körülményeit megkönnyítsék. A gépesítés történhet pneumatikus vagy elektromos berendezésekkel, de akár ilyen könnyítésnek lehet tekinteni, egy mechanikai elven működő exoskeletont is, amely

ergonómiaiilag nem optimális szerelési folyamat során segít a dolgozónak a végtagok tartásában.

A nagytömegű autóalkatrészek, mint például a műszarfal vagy az ajtó mozgatása sem nyers emberi erővel történik már. Az emelésben leggyakrabban pneumatikus emelőberendezéseket használnak, amelyeknek emelési magasságát a felhasználó határozza meg, és ha szükséges korrekciót hajt végre. Ezeknél a műveleteknél az emberi látás és döntésképeség még mindig pontosabb és szükségesebb, mint a teljes automatizációnak köszönhető pénzmegtakarítás.

1.2. Célkitűzés

Munkám célja egy autóiparban használt, ember által irányított, arányos pneumatikus emelőberendezésnek a függőleges mozgatásáért felelős, sűrített levegő körének és ezt a rendszert érintő biztonsági funkcióinak tervezése. A tervezési folyamatot megelőzően áttekintem, milyen szükséges pneumatikus elemekből épül fel egy ilyen rendszer, illetve a gyártók ehhez milyen konstrukciót ajánlanak. A szakirodalom és az ajánlások figyelembevételével kiválasztott pneumatikus komponensekből felépített emelőrendszert ezután számítógépes szimulációval ellenőrizni fogom. A szimulációval megvizsgálom, hogy az egyes változók, hogyan hatnak a rendszer működésére, és ezek alapján javaslatot fogok tenni a pneumatikus kör beállítására. Ezek után megvizsgálom milyen megfogási metódusok vannak jelenleg az iparban, és a peremfeltételek figyelembevételével megtervezem a teher megfogását. A szakdolgozat utolsó részében megnézem, hogy a berendezés pneumatikus körét érintő berendezések és funkciók milyen hatással vannak az emelő biztonságos működésére.

2. Szakirodalom feldolgozása

2.1. Levegő, mint munkavégző közeg

A levegő az egyik legrégebben használt energiaforrás, amelyet az emberiség már évezredek óta használ. Kezdetben a területi nyomáskülönbségek miatt kialakult levegőmozgást (szél) használták ki eszközök, gépek mozgatására, mint például a vitorláshajó, vagy szélmalom. Az idő előrehaladtával felismerték, hogy a levegő összenyomásával energiát lehet eltárolni, és ezt akár egy későbbi időpontban, akár más helyen fel tudják használni. A sűrített levegőt először az ókorban alkalmazták Görögországban katapultok működtetésére [1].

Ma a köznyelvben használt pneumatika szó is ebből a korszakból származtatható. A szó két részre osztható. Az első fele a pneuma, amely levegőt jelent, míg a szó második fele a kinima a mozgást, mozgatást. Habár a sűrített levegő az egyik legrégebben használt munkavégző közeg, a 20. század közepéig csak bizonyos területeken terjedt el (bányászat, építőipar, vasúti légfékek). Az 1950-es években, a modernkori automatizálás hajnalán kezdték el jobban kutatni a sűrített levegő hasznosíthatóságát az iparban. A kutatásoknak köszönhetően az iparban robbanás-szerűen növekedett azon alkalmazások száma, amelyek sűrített levegőt használnak fel az egyes gépelemek mozgatásához [2].

A sűrített levegő használatának számos előnyös tulajdonsága van:

- a levegő szinte bárhol korlátok nélkül elérhető,
- a sűrített levegő könnyen szállítható csővezetéseken keresztül, akár nagyobb távolságokra is (akár több kilométer),
- a komprimált levegő könnyen tárolható tartályokban akár huzamosabb ideig,
- tűz- és robbanásveszélyes területeken is alkalmazható,
- relatív széles hőmérséklettartományban alkalmazható, illetve viszonylag érzéketlen a hőmérséklet ingadozásra,
- a sűrített levegőt felhasználó gépépítő elemek egyszerű felépítésű, és relatív alacsony a bekerülési költségük,
- a pneumatikus berendezések túlterhelés hatására nem mennek tönkre,
- a komprimált közeg szivárgása esetén a környezetet nem szennyezi.

A számos előny mellett hátrányok is felmerülnek ezen közeg alkalmazása során, amelyet figyelembe kell venni a pneumatikus berendezés tervezésénél és üzemeltetésénél. A két legfőbb hátrány a levegő összenyomhatósága, valamint a rendszer üzemeltetési költsége. A gázhalmazállapotban lévő részecskék külső behatás következtében megváltoztatják térbeli pozíciójukat, egymáshoz közeledhetnek vagy távolodhatnak. A részecskék közötti gyenge kölcsönhatás miatt a pneumatikai rendszer merevsége alacsonynak tekinthető. Külső terhelés hatására egy pneumatikus munkahenger dugattyújának pozíciója megváltozhat, a terhelés mértékétől függően. Az üzemelési költség legnagyobb hányadát a sűrített levegő előállítása teszi ki. Komprimálás során jelentős hő keletkezik, amely a folyamat során nem hasznosul, emiatt a levegőkompresszorok hatékonysága nem túl kedvező [3, 4].

2.2. A pneumatikus rendszer elemei

A folyamat mindig a sűrített levegő előállításával kezdődik, ezt kompresszorok segítségével érik el. Ma az iparban leggyakrabban csúszólapátos berendezéseket alkalmaznak. Pneumatikában a sűrített levegőnek a nyomását mindig a környezeti levegő túlnyomásaként adjuk meg. Ennek a túlnyomásnak a mértékét kategóriákba szokták sorolni, illetve ezek alapján használják különböző felhasználási területeken [4]:

- kis nyomású tartomány $<0,2$ bar,
- normál nyomású tartomány $0,2-2$ bar,
- nagy nyomású tartomány $2-16$ bar,
- igen nagy nyomás >16 bar.

Az ipari automatizálásban a nagy nyomású tartományban működnek leggyakrabban a pneumatikus készülékek. A komprimálás után a sűrített levegőt tartályokban tárolják, amíg az felhasználásra nem kerülnek. A felhasználási hely és a közeg sűrítése leggyakrabban nem egy helyen történik. A két helyszín között levegővezetékeken keresztül történik a szállítás.

A pneumatikus rendszer további elemei már a felhasználás közvetlen közelében helyezkednek el. Ezek az elemek az alábbi csoportokba sorolhatóak [4]:

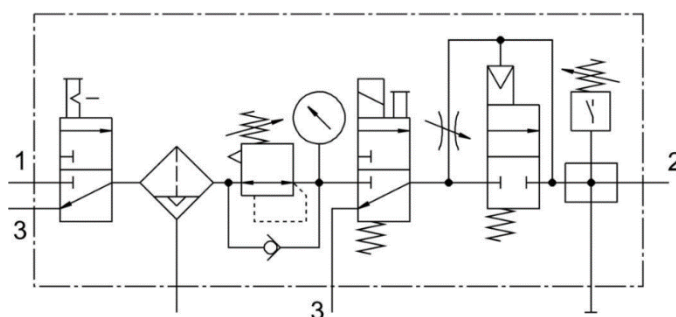
- levegő előkészítő egységek,
- irányító készülékek,

- munkavégző készülékek,

A következőkben részletesen is ismertetem az egyes típusokat.

2.2.1. Levegőelőkészítő egységek

Minden sűrített levegővel működő berendezés levegő bemenetén egy levegőelőkészítő egység (1. ábra) található. Feladata a kompresszorból távozó levegő tisztítása, nyomásának szabályozása, illetve szükség esetén a megfelelő kenéssel történő ellátása.



1. ábra: Előkészítő egység felépítése [5]

A pneumatikus rendszert ellátó levegő elégséges minőségét a rendszer egyes alkotóelemeinek adatlapjában határozzák meg. A komponensek adatlapjai tartalmazzák, hogy azt milyen nyomástartományban kell üzemeltetni, szükséges-e a kenésnek az utánpótlása a berendezés életciklusa során, illetve a munkavégző közegben lévő szennyeződések maximálisan megengedett mennyiségét és milyenségét. Ilyen szennyeződés lehet a levegőben található nedvesség, szilárd szennyezőanyag, és a kompresszorból távozó olajtartalom. Ezen három szennyező minőségi osztályokba történő sorolása az ISO 8573-as szabvány alapján történik. A szabvány meghatározza, hogy a különböző típusú szennyeződéseknek a mértéke milyen fokozatú minőségi osztályba sorolható. A berendezések adatlapjaiban ezek a csoportok vannak szennyező típusonként megadva [4].

A levegőelőkészítő egység fenti feladatok ellátásának érdekében különböző egységekből tevődik össze. Ezeknek az egységeknek a legfontosabb, és állandó tagja a nyomásszabályozó. Ennek a részegységnek a feladata, hogy az üzemi táplevegő nyomását a készülék utáni

tér részben szabályozza, leredukálja. A nyomástartomány mellett, a szabályozó kiválasztásánál fontos szempont a berendezésnek a levegőáteresztő képessége. Ezt a gyártók térfogatáramban szokták megadni, és azért, hogy a piac teljes területét lefedjék, a levegőelőkészítő egységeket különböző raszter méretben szokták gyártani [4].

A levegő szilárd szennyeződéseinek kiszűrésének érdekében szűrőbetéteket alkalmaznak. Ezeket a szűrőbetéteket általában a szabályozók alatt beépített tartályokban helyezkednek el, és ezeken a porózus anyagokon megy keresztül a munkavégző közeg. A porózus anyag nem csak a szilárd, hanem a nedves szennyeződések (például levegőben lévő olaj) is meg tudja „kötni”. Legtöbb alkalmazásnál a szűrő-szabályozó egységben 40 μm -es szűrőbetétet helyeznek el, de ha szükséges 5 vagy akár 0,001 μm -es betétet is tudnak alkalmazni [4].

A levegő nedvességtartalmát két módszerrel is tudják csökkenteni, függően, hogy mi a berendezés specifikációjában lévő követelmény, illetve, hogy a kompresszorból távozó levegőnek mekkora nedvességtartalma. Magas nedvességtartalom esetén a membrános vagy adszorpciós levegőszárítót használnak. Kisebb nedvesség esetén a szűrő-szabályozó egységnek alsó tartályában található pörgető segítségével választják le a közegben található nedvességet. A készülékbe belépő levegőt cirkulációs pályára kényszerítik a beépülő segédelemmel, ezáltal a levegő nedvességtartalma kicsapódik a tartály oldalára, és a kondenzátum a berendezés aljára összegyűlik. A kondenzátumot manuálisan vagy automata berendezésekkel távolítják el gyűjtőedényből [4].

A sűrített levegőben lévő olaj nem csak szennyező lehet, hanem segédanyag is. A közeghez hozzáadott speciális olaj a rendszerben lévő mozgó alkatrészek kenésére szolgálhat. Ennek szükségességét a pneumatikus elemek adatlapja tartalmazza. Ha nem ír elő az adatlap olajozott levegő szükségességét, akkor nem szabad segédanyagot használni, mivel az alkatrészek közötti gyári kenőanyagot kioldhatja, és ez a berendezés károsodását, a tervezett élettartam előtti meghibásodásához vezethet [4].

A levegőelőkészítő egység nem csak a fenti célokra szolgáló részeket tartalmazhatja. Az automatizált berendezés specifikációjától függően tartalmazhat akár kézi, pneumatikus vagy elektromos kapcsolású szelepeket is. Ezeknek a berendezéseknek a típusait a következő alfejezetben fogom bemutatni és részletezni [4].

2.2.2. Irányító készülékek, szelepek

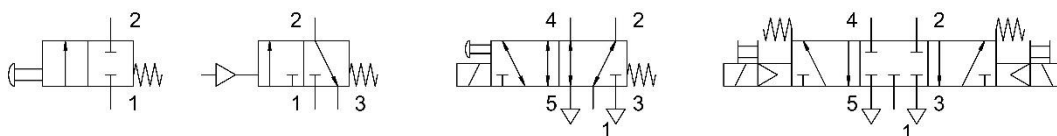
Irányító készülékek elsősorban a pneumatikus körben lévő komponensek közötti levegőirányt szabályozzák. Ezekben a készülékekben, valamilyen külső jel hatására (mechanikai, pneumatikus, elektromos), a mozgó szeleptest megváltoztatja az aktuális pozícióját, ezzel a munkavégző közeg irányát is befolyásolni tudja. Az irányítóelemeket funkciójuk alapján öt csoportba sorolhatóak [4, 6]:

- útszelepek
- záró szelepek
- nyomásirányítók
- áramirányítók
- elzáró szelepek.

A legelterjedtebb szeleptípusok esetében a mozgórész fix pozíciókat tud csak felvenni, ezáltal készülékeken lévő kimenteket teljesen nyitja vagy zárja. Vannak szeleptípusok, amelyeknél a villamos jel nagysága befolyásolni tudja a szeleptest pozícióját. Ezt a típust a 2.3 fejezetben fogom részletesen is bemutatni.

A 2. ábrán látható néhány irányítókészülék sematikus rajza. A rajzon feltüntetik a berendezés kimeneteinek, a pozícióinak száma, illetve a működtetési módjuk. Az ábrán sorrendben a következő szelepek láthatóak:

- 2/2-es kézi működtetésű monostabil szelep,
- 3/2-es pneumatikusan vezérelt monostabil szelep,
- 5/2-es elektromosan vezérelt monostabil szelep, amely kézzel is működtethető,
- 5/3-as elektromosan vezérelt monostabil szelep, amely kézzel is működtethető.



2.ábra: Pneumatikus szelepek néhány típusa

Pneumatikus vezérlés esetén a szelepdugattyút általában közvetlenül vezéreljük. Ez azt jelenti, hogy a vezérlőkörből érkező levegő kontaktust alakít ki a mozgó résszel, ezáltal elmozgatja azt

az ellentétes pozícióba. Mivel közvetlen a vezérlés, ezért nagyon fontos a vezérlőkör nyomásértéke. Nem megfelelő, alacsony nyomásérték esetén megtörténhet, hogy a pozícióváltás nem fog végbemenni, az 1-es bementen érkező magasabb nyomású levegő ellentart a vezérlőnyomásnak. Az ilyen típusú berendezések adatlapban rendszerint megadják a vezérlőkör szükséges specifikációját. Pneumatikus elővezérlésű szelepek az elektronika térnyerésével ugyan hátérbe szorultak, de még midig előszeretettel használnak olyan megoldások esetén, ahol biztonságtechnikai megfontolásból nem lehet használni elektromos berendezéseket (szikraképződés veszélye) [4, 6].

Mechanikus kivitelnél a mozgatás történhet közvetlenül és közvetetten, ez nagyban függ a szelep méretétől, és a szelep megengedett maximális nyomásértékétől. Közvetlen vezérlést alkalmaznak kisebb méretű szelepek, illetve tápnyomásértékek esetében, mivel itt még az emberi erőfelfejtés elegendő a szelep átmozdításához. Nagyobb szelepek esetében már közvetett vezérlést alkalmaznak. Ez azt jelenti, hogy a szelepház úgy van kialakítva, hogy az 1-es bemeneten érkező levegőt egy kis átmérőjű járaton elvezetik a dugattyú oldalához. Az elvezető járatba egy kisebb szelepet szerelnek be, és közvetlenül ezt a szelepet működteti a felhasználó. A segédszelep a segédlevegő útját megnyitja, és ezzel a szelepdugattyú átvált [4, 6].

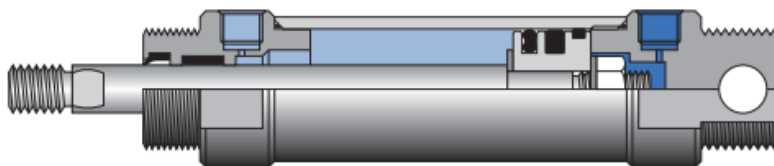
Elektromos működtetés esetében a szelep egyik, vagy mindkét oldalára elektromágneseket helyeznek el, és ezek segítségével irányítják közvetetten a pozícióváltást. A kézi működtetéshez hasonlóan itt is a szelepházban kialakított megcsapolás segítségével működtetik a mozgó részt. A két működtetési mód annyiban különbözik, hogy a segédszelepet nem külső mechanikai behatás mozgatja, hanem a tekercs mágneses tere. A közvetett vezérlésre azért van szükség, mert nagyobb szelepek esetében a mozgó rész manipulációjához nagyon nagy elektromágnesekre lenne szükség, amelyeknek az energiafelvétele jelentősen megterhelné az elektromos vezérlőkört, valamint fizikailag is sokkal több helyet foglalnának el [4, 6].

Az irányító készülékek működési módját és felhasználási területeit nem csak a működtetés határozza meg, hanem a mozgó dugattyú felépítése is. Ez alapján megkülönböztetünk üléses és tolattyús kivitelűt. Felhasználó szempontjából tekintve a legkardinalisabb funkcionális feltételeket az üléses dugattyú teljesíti. A geometriai kivitelnek köszönhetően, ezeknél a konstrukcióknál a résvesztesség közelít a nullához, valamint a közegben lévő szennyeződésekre sem annyira érzékeny a zárófelület. Nagy hátránya az üléses szelepeknek, hogy csak egyszerűbb kivitelű szelepek (2/2-es) alakíthatóak ki költséghatékonyan. A bonyolultabb

kialakítású szelepek tolattyús dugattyúval vannak ellátva. A tolattyús kialakításnak köszönhetően elméletileg bármilyen konstrukciójú szelepvezérlés előállítható [4, 6].

2.2.3. Pneumatikus végrehajtók

Ezeknek a berendezéseknek a feladata a sűrített levegő energiájának átalakítása egyenesvonalú-, vagy forgó mozgássá. Ebbe a csoportba tartoznak a munkahengerek, valamint a légmotorok. A munkahengereknek számtalan kialakítási megoldása létezik. Az iparban megkülönböztetünk dugattyúrudas és dugattyúrúd nélküli, egy- vagy kettősműködésű, illetve egyoldali vagy kétoldali munkahengereket. A következőkben, a témában releváns, dugattyúrúddal rendelkező, kettősműködésű, egyoldali munkahengerek (3. ábra) sajátosságait fogom részletezni [4, 7].



3. ábra: Dugattyúrudas, kétszeres működésű pneumatikus munkahenger keresztmetszeti rajza [7]

A dugattyúrúddal rendelkező munkahengerek esetében a dugattyúra ható energia egy dugattyúrúd segítségével jut el a mozgatandó alkatrészekhez. A dugattyú felülete és a kamrában uralkodó nyomás határozza meg, hogy mekkora erőt tud kifejteni a rúd a manipulálandó tárgyra. A 3. ábrát jobban megvizsgálva látható, hogy a dugattyú kamrák felőli felülete különbözik. Pozitív irányú (a dugattyúrúd kifelé mozog a hengerből) mozgás esetén nagyobb erő hat a tengelyre, mint visszafele mozgásnál. Ezt a felületi különbséget számításba szokták venni rendszerméretezés során, a gyártók az adatlapokban feltüntetik az egyes irányokban elérhető maximális tolóerőt. A kereskedelemben lehet kapni olyan munkahengereket, amelyeknél ez a geometriai különbség kompenzálva van, tehát mind a két oldali mozgás esetében azonos erő kifejtés lehet elérni [4, 7].

Kettős működés esetén a dugattyú mindkét oldalán hengerkamrához sűrített levegőt lehet kapcsolni, így a pozitív és a negatív irányú mozgás esetén is lehet szabályozni a dugattyúrúd mozgását, illetve erő kifejtését. Egyszeres működés esetén a hengerben egy rugó van

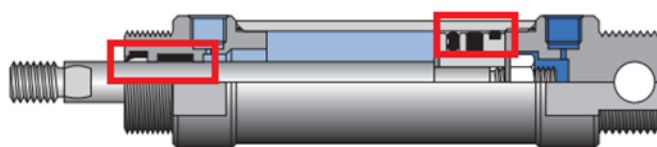
elhelyezve, amely a dugattyúrúd egyik oldali manipulációját végzi. Ekkor a rugóerő hat közvetlenül a dugattyú mozgására [7].

A pneumatikus munkahengerek a működtető levegő nyomásától függően relatív nagy terhet képesek manipulálni, viszonylag magas sebességgel. Ebből adódóan a dugattyú véghelyeztetében, a hengerfedélre történő felütközés során, a dugattyúrúd mozgási energiája átalakul ütközési energiává, amely energiát a henger két ütköző alkatrészének kell elnyelnie. A kinetikus energiát a löket végén valamilyen eljárással csökkenteni kell mivel, ha ennek mértéke a kritikus szint felett van, akkor az a munkahenger tönkremenetelét is okozhatja. Nagyobb munkahengereknél a kinetikus energia csillapítására légpárnát használnak, melyet a dugattyútérben a levegő nyomásának megnövelésével és leszellőztetésének fojtásával alakítanak ki. Kisebb munkahengerek esetében gyakori megoldás a löketvégén elhelyezett rugalmas csillapítások alkalmazása, illetve hengerbe beépített fojtók, amely a kamrából távozó levegő térfogatáramát szabályozzák. A pneumatikus véghelyzet-csillapítást mindig az alkalmazásnak megfelelően kell beállítani, amely függ a mozgítás során fellépő axiális terhelésektől, valamint a dugattyúrúd sebességétől. A nem megfelelően beállított csillapítás esetén előfordulhat, hogy a ciklikus dinamikus terhelés miatt, a munkahenger fedelét tartó csavarok elgyengülnek, ami a berendezés tervezett előtti tönkremenetelét okozhatja [6, 7].

A dinamikus terhelések mellett statikus jellegű terhelések is érik a dugattyúrúdat. A méretezés során figyelembe kell venni mind a radiális és axiális irányú terheléseket is. Axiális irányú terhelés a dugattyúrúd kihajlását tudja okozni. Adott függőleges terhelés mellett van egy kritikus dugattyúhossz/ dugattyúrúd arány, amely még ellenállni tud az ilyen irányú igénybevételnek. Túl nagy axiális terhelés, vagy nem megfelelően megválasztott hengergeometria esetén a dugattyúrúd kihajolhat a henger középvonalából, ami a berendezés azonnali tönkremenetelét tudja okozni. Radiális terhelésekkel szemben kevésbé ellenállóak a munkahengerek, mivel dugattyúrúd csak egy rövid részen van megtámasztva a hengerfedélben. Magas radiális terhelés nem minden esetben okoz azonnali tönkremenetel, mivel ilyen esetben általában a tömítések deformálódnak el. A tömítések geometriájának megváltozása a dugattyú tömítetlenségét okozza, és ezáltal szivárgások alakulhatnak ki a rendszerben [6, 7].

A dugattyú mozgásának dinamikáját jelentősen befolyásolja a mozgó alkatrészek közötti súrlódás mértéke. A 4. ábrán is látható, hogy a középső rész megtámasztásánál súrlódás lép fel a hengerfal, hengerfedél és a mozgó alkatrész között. A fellépő súrlódás mindig akadályozza a

dugattyúrúd az elindulásában, illetve a mozgásában. Kis dugattyúsebesség elérésnek érdekében előfordulhat olyan eset, hogy az alacsony kamranyomás miatt, nem alakul ki akkora erő a dugattyú felületén, hogy legyőzze az ellentétes irányú tapadási súrlódási erőt. Ekkor a dugattyúrúd nem hozható mozgásba. A komponensek között fellépő túl magas súrlódási tényező egy másik jelenséget is elő tud idézni a munkahenger mozgása során, ez az akadozó csúszás. Ennél az esetnél a munkahenger már mozgásban van, viszont a sebessége a kritikus szint alatt van, és dugattyúrúd felülete lokálisan feltapad az előrehaladás során. A feltapadás addig tart, ameddig a kamranyomás meg nem növekszik annyira, hogy a dugattyúrúd ismét előrébb tolja. Ez a rendszerbe nem tervezett, dinamikus ütések tud okozni. Az akadozó csúszás megszüntetésnek érdekében a gyártók olyan anyagpárosításokat, speciális tömítéseket, illetve csúsztatóanyagokat használnak, amelyek csökkentik a súrlódást [7].



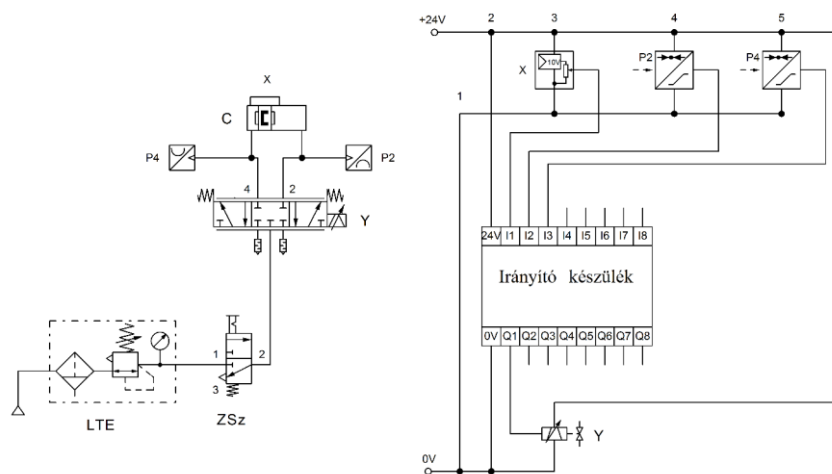
4.ábra: Súrlódási pontok a mozgó és az álló rész között [7]

Egy pneumatikus rendszer beállításánál nagyon fontos szempont az egyes komponensek sebessége. Munkahengerek esetében a dugattyúrúd mozgásállapotát a henger geometriája, a sűrített levegő nyomása, illetve a közeg térfogatárama tudja befolyásolni. A három felsorolt hatás közül a térfogatáramot tudjuk legegyszerűbben változtatni. Erre a célra a munkahenger levegőkivezetései után elhelyezett fojtó-visszacsapó szelepeket szoktak elhelyezni. Ez a pneumatikus berendezés tartalmaz egy fojtót, amellyel az eszközön átfolyó levegő térfogatáramát lehet beállítani, illetve tartalmaz egy visszacsapó szelepet, amely a közeg visszaáramlását akadályozza meg. Munkahengerek esetében szekunder vezérlést szoktak kialakítani, tehát a kamrából távozó levegőt manipulálják [7].

2.3. Pneumatikus proporcionáló rendszer

Sokféle proporcionális vezérlés létezik a pneumatikában. Az elnevezésüket onnan kapták, hogy milyen fizikai paraméter vizsgálatával, valamint szabályozásával módosítják a rendszer működését. Egy dugattyú pozíciójának pontos beállításához többnyire arányos útszelepeket használnak. Az 5. ábrán látható egy ilyen szabályozás pneumatikus és elektromos felépítése. A rendszer a következő elemeket tartalmazza, amelyeket a továbbiakban részletesen is be fogom mutatni [3]:

- levegő előkészítő tápegység,
- útírányító szelep(ek) (hagyományos útszelepek vagy arányos útszelep),
- munkahenger,
- érzékelő: útdó (bizonyos szabályozási algoritmusoknál nyomásszenzorok is),
- logikai irányító készülék.



5. ábra: Pneumatikus proporcionáló rendszer felépítése és az irányításának elektromos kapcsolása [3]

2.3.1. Arányos útszelep felépítése és működése

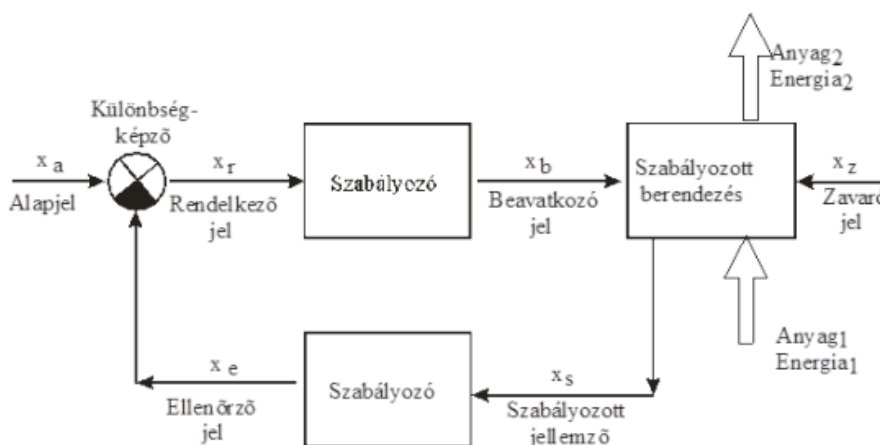
Az arányos útszelep felépítést tekintve általában egy 5/3-as, középállásban zárt, monostabil szelep, amelynek belsejében egy tolattyú vezérli a levegő útját. Ezek a szeleptípusok speciális elektropneumatikus irányító készülékek, amelyeknél a tekercsek nem csak 2 vagy 3 fix pozícióba tudja a mozgórészt rögzíteni. Ezt a működési módot úgy lehet elérni, hogy a villamos jel nagysága és a dugattyú pozíciója között kapcsolat jön létre. Az elektromos jel

változtatásának mértékével arányos a szelep elmozdulása, ezért is nevezik ezeket arányos berendezéseknek. A pneumatikus útszelepek általában 0 és 10 V közötti elektromos jelet tudnak feldolgozni, és neutrális helyzetben 5 V-os esetén vannak [8].

Az 5/3-as szelepek kialakítási módjuknak köszönhetően a csatlakozók nyitása és zárása nem független egymástól. Ez a függőség a mozgó rész geometriai kialakítása és a tolattyú vezérelt pozíciója miatt van, a 2-es és 4-es kimeneteken a térfogatáramok ideális esetben megegyeznek, csak az irányuk lesz ellentétes. Ennek a működésnek köszönhetően nem csak a munkahenger pontos pozícióját lehet ezzel beállítani, hanem a munkahenger gyorsulását és sebességét is befolyásolni lehet a löketút teljes hosszán [8].

2.3.2. Szabályozási kör működése

Szabályozásról (6. ábra) akkor beszélünk, amikor a végrehajtott folyamatunkról történik visszacsatolás a zárt hurok elejére. A szabályozott jellemző értéke folyamatosan monitorozva van, szabályozó az alapjellel folyamatosan összehasonlítja. Eltérés esetén a szabályozó egy beavatkozó jellel befolyásolja a rendszer aktuális működését. A beavatkozó jel mindig olyan mértékű, amilyen a két jel közötti eltérés nagysága [9, 10].



6. ábra: Szabályozó kör folyamatábrája [9]

A fenti szabályozókör a következők szerint működik arányos pozicionálás esetén. Egy emelőberendezést tekintve az alapjel az az érték, amelyet a felhasználó beállít a kívánt magasságként. Az alapjel jelen felhasználást nézve 0 és 10 V közötti feszültségérték. A munkahenger pozícióját egy lineáris útmérő, úgynevezett enkóder továbbítja a szabályozó felé.

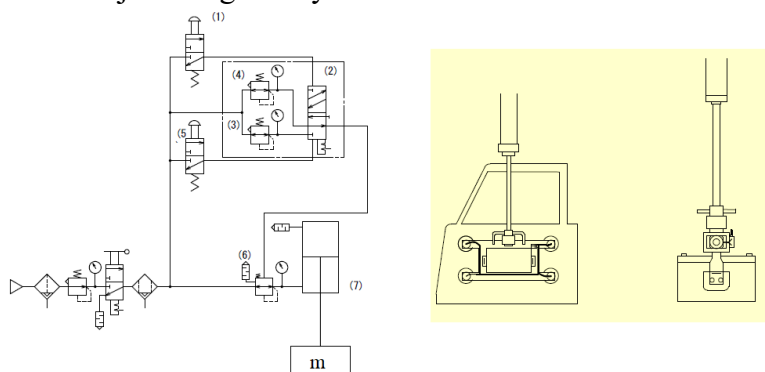
A kontroller (általában PID vagy státusz) feladata, hogy a két jelet feldolgozza, különbséget képezzen, és a beállított paramétereket figyelembevéve a dugattyú valós pozíciója elérje a kívánt értéket. Ha a beállított és a valós érték nem azonos, akkor a szabályozó egy beavatkozó jelet küld a szelep mágnestekercse felé, amely a jel mértékének megfelelően nyitja vagy zárja a szelep egyes kimeneteit [10].

2.4. Nyomásvezérelt és pozícióvezérelt emelőberendezés összehasonlítása

Az irodalomkutatás eddig részében bemutattam, hogy egy pneumatikus rendszer milyen elemekből épül fel, illetve egy propocionális szeleppel működtetett munkahenger megvalósításához milyen egyéb elektronikai berendezésekre van szükségünk. Ebben az alfejezetben a pneumatikus emelőberendezések gyakorlati megvalósítását mutatom be. A továbbiakban a két legnagyobb, pneumatikai berendezések gyártójának, az SMC-nek és a Festo-nak az ajánlását fogom bemutatni és összehasonlítani, hogy ők milyen konstrukciót javasolnak egyensúlyozó pneumatikus emelőberendezések esetén.

2.4.1. SMC ajánlata pneumatikus kiegyensúlyozó rendszer megvalósításához [11]

A Japán központú SMC a katalógusában többféle esetet is számba vesz, a 7. ábrán látható megvalósítás esetén egyféle teher emelése megengedett. A felépítést nézve két részre bontható a rendszer, egy irányítóra és egy szabályozóra. Az irányító rész két mechanikus működtetésű, nyomógombos 3/2-es útszelepből (1; 5), két nyomásszabályozóból (3; 4), és egy a mechanikus szelepek által vezérelt 5/2-es pneumatikus elővezérlésű szelepből (2) áll. A szabályozó részt a 6-os jelölésű precíziós nyomásszabályozó szelep látja el, amelynek nyomásvezérlését a 5/2-es szelep biztosítja. A vízszintesen pozícionált munkahengernek csak az alsó kamráján van levegőellátás, felső kamrájában légköri nyomás van.

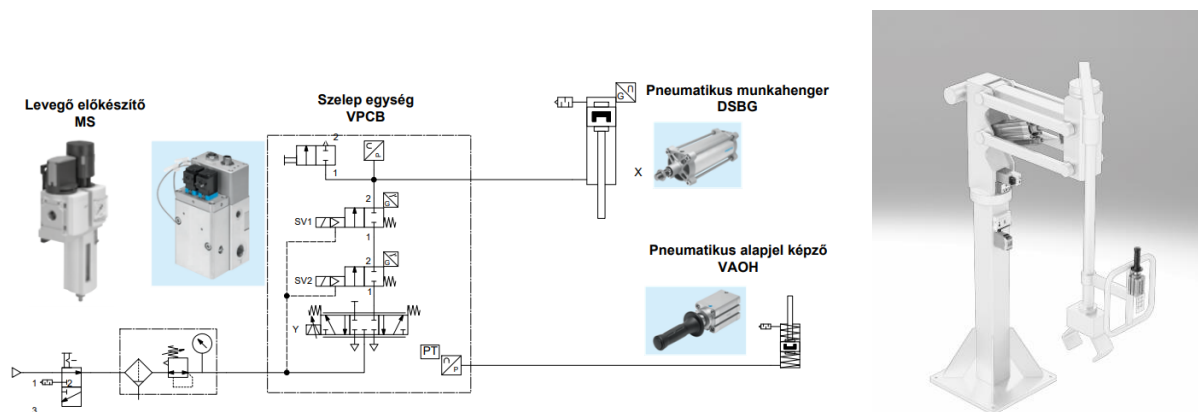


7. ábra: Az emelőrendszer pneumatikus felépítése az SMC ajánlása szerint [11]

Működési elvét tekintve a rendszer nyomásvezérelt. A felfelé és a lefelé mozgatásnak is van egy nyomásértéke, amelyet a 3-as és 4-es szelepekkel lehet beállítani előre. A negatív irányú mozgatáshoz magasabb, míg a kifelé történő mozgatáshoz kisebb nyomásérték tartozik. A nyomógombos szelepekkel 2-es jelölésű szelepet lehet vezérelni, és ezzel a munkahenger működésének irányát lehet befolyásolni. A 6-os szelep úgy szabályozza az alsó kamra nyomását, amilyen nyomásérték érkezik az 5/2-es szelep felől.

2.4.2. FESTO ajánlata pneumatikus kiegyensúlyozó rendszer megvalósításához [12]

A Festo emelési célra egy komplett pneumatikus készletet (YHBP) ajánl (8. ábra). A rendszer elektropneumatikus elemekből épül fel, amely arányos útszeleppel biztosítja a teher pontos mozgását. A rendszer lelke egy VPCV elnevezésű szelepegység, amely tartalmazza az arányos útszelepet, valamint kettő darab 2/2-es útszelepet, amely túl magas kamranyomás esetén lép működésbe.



8. ábra: Az emelőrendszer pneumatikus felépítése a FESTO ajánlása szerint [12]

A teher emelését egy függőleges elhelyezkedésű, DSBC nevű munkahenger végzi, amely csak az alsó kamrán keresztül van irányítva, a felső kamrában légköri nyomás van. A henger dugattyúpozícióját közvetetten egy másik munkahenger méri (DNCL-32), amelybe közvetlenül be van építve egy útmérő szenzor. Az útmérő szenzor a szabályozásnak küldi tovább a munkahenger valós pozícióját, és dolgozza fel azt.

A kezelőszemély a teher magasságát egy speciális kézi működtetésű munkahengerrel tudja állítani. A VAOH nevű munkahenger dugattyújának mindkét oldalán rugó található. A felső

kivezetése a légkör felé van elvezetve, még az alsó kamrája egy nyomásmérő szenzorba van bekötve, amely a VPCB egységben van benne. A VAOH munkahenger dugattyújának mozgatásával az alsó kamrában a nyomás megváltozik, amelyet a szenzor érzékel. A kézi dugattyú aktuális pozíciója meghatároz egy nyomásértéket, amelyhez a szabályozás egy DSBC dugattyúpozíciót társít. A megfelelő pozíció eléréséhez a szabályozó nyitja az arányos útszelepet, és a beállított változók segítségével tökszik a kívánt magasság eléréséhez.

2.4.3. *A bemutatott rendszerek előnyei és hátrányai*

Az SMC által ajánlott rendszer előnye, hogy csak pneumatikus elemeket tartalmaz, így olyan helyeken is használható, ahol az elektromos szikra képződése robbanást okozhat. Emellett a rendszer túlterhelés ellen védett. A megengedettnél nagyobb terhelés esetén a rendszer nem mozgatja tovább a terhet, a munkahenger túlnyomása 6-os jelölésű (7. ábra) nyomásszabályozó szelepen keresztül távozik.

A rendszernek több hátránya is van, amely alapvetően a tisztán pneumatikus működés, illetve a dugattyúkamarák közötti szabályozáskülönbség miatt van. A bonyolult felépítésű pneumatikus rendszer egyszerűsíthető, ha megengedhető lenne az elektronika használata. Elektromos jelek használata esetén a tisztán pneumatikus szelepek kiválthatóak lennének egy proporcionális nyomásszabályozó szeleppel. Az új proporcionális szelep esetén nem lenne szükség a pneumatikus irányító részre, ezt két elektromos kezelőgomb ki tudná váltani.

A sűrített levegő sajátossága, hogy összenyomható. Ez a fizikai jelenség jelentősen befolyásolhatja egy függőleges, külső súllyal terhelt munkahenger nyomással történő pozícionálását. Az összenyomhatóság miatt a nyomásnövekedés nem egyenesen arányos a teher emelkedésével. Ez egyrészt késleltetni tudja a pozícióváltást, valamint hirtelen sebességváltozások is felléphetnek folyamat során

A munkahenger dugattyúja csak egyik kamra felől van vezérelve. Lefele mozgatás esetén a dugattyúra csak a külső súlyterhelés hat, emiatt a felfelé és a lefele mozgás között dinamikai különbségek léphetnek fel. A kétkamrás vezérlés esetén ugyan szükséges lenne a szabályozókör megduplázására (kettő proporcionális nyomásszabályozó szelep), de a le és a felfele történő mozgások esetén a mozgásdinamikai különbségek kiegyenlítődnének.

A terhelés megváltoztatására érzékeny. Tömegnövekedés vagy csökkenés esetén a rendszert felépítő nyomáshatároló szelepeket újra be kéne állítani az új munkapontra. Emellett a

munkahenger dugattyúja más sebességgel fog mozogni terheletlenül, amely nem annyira optimális a felhasználó szemszögéből.

A német vállalat által kínált megoldás az elektropneumatikus berendezéseknek köszönhetően jóval egyszerűbb felépítésű, kevesebb komponensből épül fel. Az YHBP elnevezésű készletnél a magasság közvetlenül van mérve enkóder segítségével, így arányos útszeleppel könnyen és pontosan szabályozható a rendszer. Mivel jelen esetben nem a nyomás van közvetlenül szabályozva, így a mozgatási sebességek könnyebben beállíthatóak.

A másik rendszerhez hasonlóan itt is csak az alsó kamra van közvetlenül vezérelve. Ennél a rendszernél is fennállhat a mozgásirányok közötti különbségek, viszont az elektromos szabályozásnak köszönhetően, jobban kézben lehet tartani a lefele történő mozgást az alsó kamrából eltávozó levegő térfogatáramának szabályozásával.

Terhelésfüggőség nagyban függ a szabályozás típusától. A munkapont függő PID szabályozás esetén a rendszerben történő változások jelentősen tudják befolyásolni a dugattyú mozgásának viselkedését. Terhelés növekedés vagy csökkenés esetén előfordulhat, hogy a szabályozás nem a megfelelően irányítja a rendszert, a túllendülések, rezonanciák alakulhatnak ki a pozíciószabályozás során. Státusz kontrollor esetében a külső terhelés változása kevésbé befolyásolja a berendezés viselkedését.

A két rendszert összehasonlítva látható, hogy az arányos útszeleppel ellátott megvalósítás előnyösebbnek bizonyul rugalmassága és pozíció vezérlésének köszönhetően. Az emelőrendszer kidolgozása során ezt a modellt fogom alapul venni, és törekszem a rendszer hátrányaira valamilyen megoldást találni.

2.5. Gépbiztonság

Az Európai Unió területén forgalomba hozott berendezéseknek meg kell felelnie a gépekről szóló 2006/42/EK irányelv szabványosított követelményeinek. A gépeknek már az első üzembe helyezés során meg kell felelniük biztonsági követelményeknek, ezért a tervezés során nagyon fontos, hogy nagy figyelmet fordítsunk a gépdirektívák megfelelőségére [13].

A géptervezés során már elemezni szükséges a lehetséges kockázatokat, amelyek felmerülhetnek a gép használata közben. Ehhez kockázatértékeléseket kell elvégezni, amelynek folyamatát szabványok írják le. A kockázatértékelés olyan logikus, lépések sorrendje, amelyek

lehetővé teszik a kockázatok szisztematikus elemzését és értékelését. Az így kapott eredményeket figyelembe kell venni tervezés során. A kockázatértékelést védőintézkedések követnek, amelyeknek megvalósításával nem szabad, hogy újabb veszélyek jelenjenek meg a gép használata közben. Ha keletkeznek ilyen veszélyek, akkor azok elhárításáról is gondoskodni kell. Ezt az iterációs folyamatot el kell végezni minden veszélyre, minden egyes használati körülmény között [13].

Géptervezés során a következő típusú veszélyeket kell számításba venni [13, 14]:

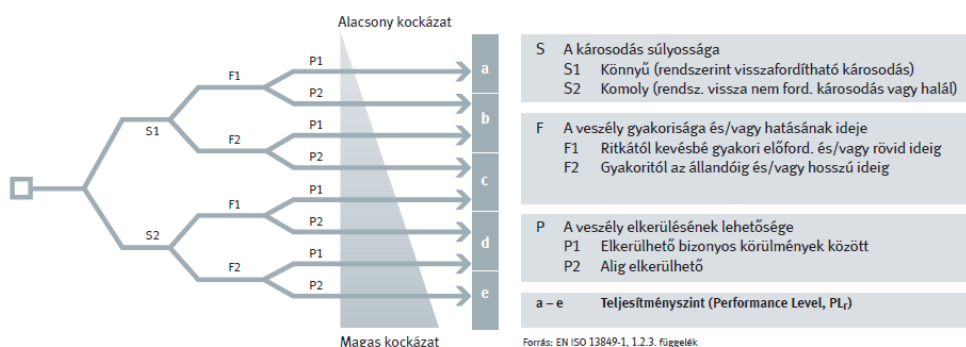
- mechanikus veszélyek (9. ábra),
- villamos veszélyek,
- hőhatás okozta veszélyek,
- zaj okozta veszélyek,
- rezgések okozta veszélyek,
- sugárzás okozta veszélyek,
- ergonómiai alapelvek figyelmen kívül hagyása miatt bekövetkező veszélyek,
- elcsúszás, botlás és leesés okozta veszélyek,
- a gép alkalmazási környezetével összefüggő veszélyek.



9. ábra: Gépek működése közben előforduló mechanikus veszélyforrások

2.5.1. Kockázatbecslés és kockázatok csökkentésének lehetőségei

Fel kell mérni minden veszélytípus esetén milyen kockázattal járnak. Az értékelés a bekövetkező kár mértékét és előfordulási valószínűségűt veszi számba (10. ábra). A folyamat eredménye a PLr érték (Required Performance Level), amely a teljesítendő biztonsági szintet jelent. A kockázatokat akkor csökkentettük megfelelően, ha az elért kockázati szint (PL) nagyobb vagy egyenlő a kívánt kockázati szintnél [13, 14].



10. ábra: Szükséges teljesítményszint meghatározása (PLr) kockázatértékelési gráffal

Ha a PLr érték magasabb, mint a PL, akkor a kockázat túl magas. A kockázat csökkentésének érdekében intézkedésekre van szükség, amely során egy három lépéses ellenőrzőfolyamatot végzünk el [13, 14]:

1. integrált biztonságot adó intézkedések: megfelelő technológia és tervezési elv,
2. műszaki óvintézkedések és kiegészítő védőintézkedések,
3. felhasználó tájékoztatása, oktatása.

2.5.2. Alrendszerek biztonsági szintjének meghatározása

Az adott biztonsági funkció (SF) ellátását az alatta definiált alrendszerek (SB) végzik. Ilyen alrendszerek lehetnek pl: biztonsági relék; biztonsági vezérlők; a funkciók működtetéséhez használt nyomógombok; pneumatikus végrehajtó elemek. Ezeknek az alrendszereknek a biztonsági szintje különböző jellemzőktől függ [13, 14]:

- a rendszer struktúrája (CAT),
- az alrendszert felépítő készülékek megbízhatóságától (B_{10}),
- diagnosztikai hibafelismeréstől (DC),

- ellenállás a közös ok miatti hibákkal szemben (CCF).

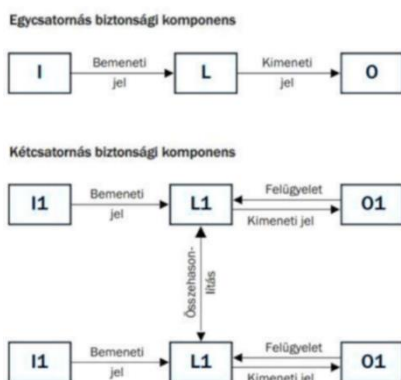
Egy berendezés B_{10} értékén, vagyis a készülék megbízhatóságán azt értjük, hogy egy bizonyos ciklusszám elérése esetén a készülékek 10%-a meghibásodik. Ha nő a B_{10} értéke, akkor a komponens megbízhatósága növekszik, tehát a meghibásodás veszélye egy valószínűtlenebb. Ezt az értéket általában a gyártók a termékek adatlapjain feltüntetik, ha nem akkor az MSZ EN ISO 13849-1 szabvány alapján kell meghatározni a komponenshez tartozó állandót [13].

A komponensek veszélyes meghibásodásának időpontja nagyban függ a felhasználás módjától. Ilyen tényezőként lehet megemlíteni az átlagos működési időt, vagy az éves kapcsolási számot. Ezt a két tényezőt veszi figyelembe az MTTF érték, amely a meghibásodásig eltelt átlagos időt fejezi ki. A számított MTTF idő szerint három csoportra lehet felosztani a gépkomponenseket (1. táblázat):

1. táblázat: MTTF értékek felosztása [13]

Megnevezés	Tartomány
alacsony	$3 \text{ év} \leq \text{MTTFd} < 10 \text{ év}$
közepes	$10 \text{ év} \leq \text{MTTFd} < 30 \text{ év}$
magas	$30 \text{ év} \leq \text{MTTFd} < 100 \text{ év}$

Gépek biztonságtechnikai rendszereinek megtervezése során mindig törekedni kell a redundanciára, vagyis a biztonságtechnikai funkciók több csatornán, párhuzamosan lehessen végrehajtani (11. ábra). Ezzel technikával csökkenteni lehet a biztonsági komponensek hibaérzékenységét. Lehetőség van, hogy a két csatorna különböző felépítésű legyen például az egyiket tisztán elektromos, míg a redundáns párját tisztán pneumatikus komponensek alkotják.



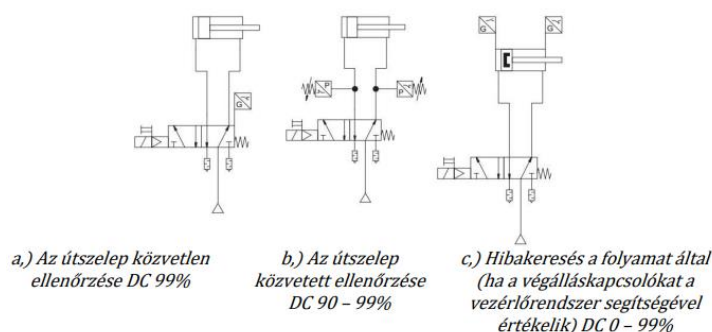
11. ábra: Egy- és kétszatornás biztonsági körök [13]

A modernkori gépek egyik fontos elvart, képessége, hogy a működésük során fellépő hibát mikor és hogyan tudják detektálni. Ezeket általában a gyártás során beépített diagnosztikai eszközökkel, eljárásokkal hajtják végre, mint például kölcsönös felügyelet, áram- és feszültségfelügyelet, vagy éppen a watchdog funkciók. Nem minden hiba deríthető fel, ezért meg kell határozni a hibafelismerés mértékét. A diagnosztikai lefedettségi ráta (DC) a veszélyes hibák felismerési képességének mértéke. Az ISO 13849-1 szabvány intézkedésekre tesz javaslatot, és mennyiségileg fejezi ki a DC-t (2. táblázat) [13].

2. táblázat: DC érték tartományba sorolása az ISO 13849-1 szabvány alapján [13]

Megnevezés	Tartomány
nincs	$DC < 60 \%$
alacsony	$60 \% \leq DC < 90 \%$
közepes	$90 \% \leq DC < 99 \%$
magas	$99 \% \leq DC$

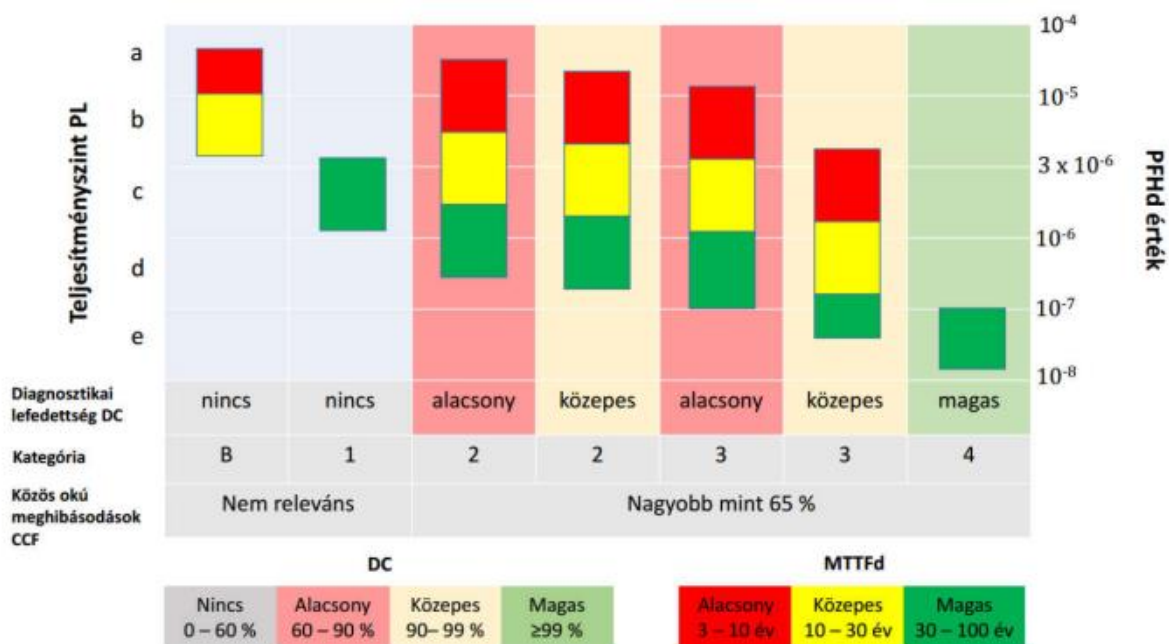
A 12. ábrán a 3/2-es pneumatikus, monostabil szelep diagnosztikájának a kiépítési lehetőségeit láthatjuk. Az a.) esetben a gyártó egy induktív érzékelővel látta el, amely a tolattyú helyzetét vizsgálja. Ezzel a módszerrel az útszelep közvetlenül van vizsgálva, így a DC érték 99%. A b.) esetben a két kimeneten fellépő nyomást vizsgáljuk külön-külön egy-egy nyomásmérő szenzor segítségével. Mivel itt már közvetett mérési módszerről beszélünk így a DC érték is lecsökkenhet. A c.) megvalósításánál közvetlenül a munkahenger kamranyomásai vannak detektálva, és ezekből következtetünk a szelep viselkedésére [13].



12. ábra: 3/2-es útszelep DC értéke különböző kialakítások esetén [13]

A külső hatások (pl. feszültség szint, túl magas hőmérséklet) egyszerre tehetik használhatatlanná az azonos komponenseket, bármilyen ritka is azok meghibásodása, vagy bármilyen jól is tesztelik azokat. Ezeket a közös módra visszavezethető meghibásodásokat mindig kerülni kell (CCF). Akkor beszélhetünk közös módú meghibásodásról, amikor például a zavaró hatás miatt mindkét csatorna egyszerre hibásodik meg. A CCF elleni intézkedések értékelése az ISO 13849-1 szabványban található „F” mellékletben szereplő pontrendszer alapján történik [13].

Az előzőekben részletezett értékek meghatározása után tudjuk az alrendszerünk PL értékét meghatározni (13.ábra). Jól megfigyelhető, hogy E teljesítményszint csak és kizárólag 99%-os diagnosztikai lefedettségű ráta és magas MTTF értéke esetében érhető csak el.



13. ábra: Alrendszer teljesítményszintjeinek követelményei [13]

3. Berendezéssel szemben támasztott követelmények

Munkám során az emelőberendezés függőleges mozgatásáért felelős pneumatikus kört és a hozzá tartozó biztonsági elemeket fogom megtervezni, így a követelmények összeírásánál csak erre a konstrukciós részre fogok összpontosítani.

A berendezés fő feladata egy autó ajtó mozgatása a tárolóhelytől az autó karosszériáig, vagyis az összeszerelés helyéig. A berendezés irányítását emberi munkaerő fogja végezni, aki másodlagos szabályozási körként fog viselkedni a rendszerben. Az emberi beavatkozás fogja az előírt emelési, illetve fogja beállítani az emelő valós magasságát.

Geometria:

- egyszerű és kompakt felépítésű,
- könnyű kezelhetőség,
- átlátható kezelőfelület,
- könnyű karbantarthatóság,
- emelési tartomány nincs fixen megadva, viszont úgy kell meghatározni, hogy a gépkezelőnek ne legyen megterhelő a 8 órás géphasználat,
- a kezelőpanel a mozgatandó teherrel együtt mozogjon,
- a megfogást úgy kell kialakítani, hogy az a mozgatandó teher felületét ne rongálja meg a mozgatás során,
- a kialakításnál figyelembe kell venni az ergonómiai szempontokat.

Terhelések:

- mozgatandó teher tömege (autó ajtó) 45kg, a teher mozgatásához szükséges gépváz súlya 55 kg, így összesen 100kg-os a rendszer külső terhelése,
- a megfogást úgy kell kialakítani, hogy az autó ajtót nagy biztonsággal tudja a berendezés mozgatni, és a 4 m/s^2 -es relatív gyorsulás esetén se szűnjön meg a kapcsolat.

Kinematika:

- a biztonságos mozgatás érdekében a dugattyú maximális sebessége $0,35 \text{ m/s}$ lehet mind a két irányba,
- a terhet érő maximális relatív függőleges gyorsulás $2,5 \text{ m/s}^2$ lehet,

-
- csak lineáris mozgás engedett meg ennek a géprésznek, torziós mozgást nem végezhet,
 - törekedni kell, hogy a felfelé és a lefelé történő mozgatas hasonló dinamikával történjen.

Energia és biztonság:

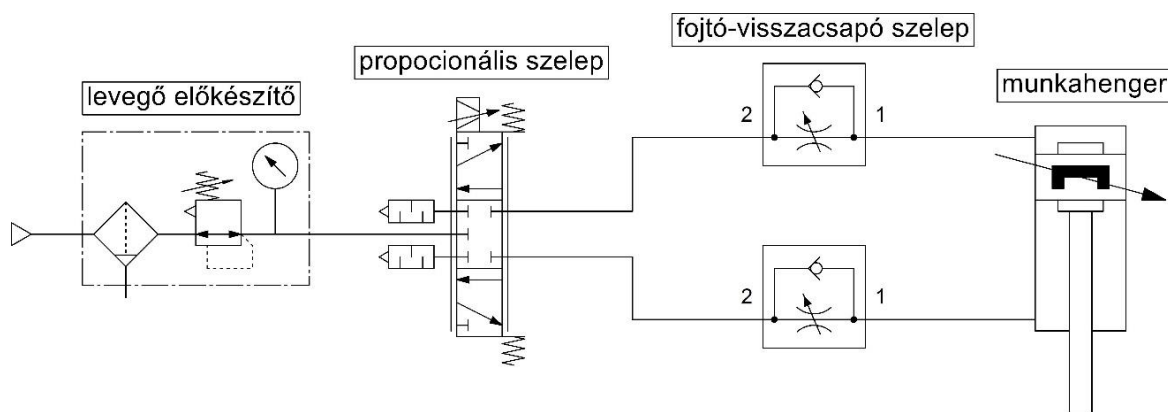
- pneumatikus és elektromos tápellátás is használható,
- elektromos tápellátás 100-240V-AC, 50-60Hz,
- az alkalmazási helyen elérhető pneumatikus tápnyomás értéke 16 bar,
- a vészstop megnyomása esetén a berendezés a mozgatandó terhet ne eressze el,
- a berendezés teljes légtelenítését kézzel is el lehessen végezni,
- feleljen meg a vonatkozó előírt szabványoknak, rendeleteknek, irányelveknek.

Költségek:

- rövid ciklusidő szem előtt tartása a sebességek maximalizálásával,
- pontos pozicionálás, a személyzetnek minél kevesebbszer kelljen beavatkoznia a szabályozó rendszerbe,
- minimális energiaszükséglet,
- felhasznált humán erőforrás minimalizálása.

4. Emelőrendszer méretezése

Ebben a fejezetben a berendezés emelési funkciójában résztvevő elemeknek a méretezését és kiválasztását fogom bemutatni, csak a közvetlenül az emelési funkcióhoz tartozó egységeket tartalmazza. A más feladatokat (pl.: biztonságtechnika) ellátó berendezések kiválasztását a munkám további részeiben fogom taglalni. Az elemeket a Festo cégcsoport által gyártott, és a katalógusban megtalálható, pneumatikus berendezések közül választottam ki. Az előzetes irodalomkutatás alapján az emelőrendszer fő pneumatikus elemei és elrendezése a 14. ábrán látható.



14. ábra: Emelőrendszer fő pneumatikus elemei

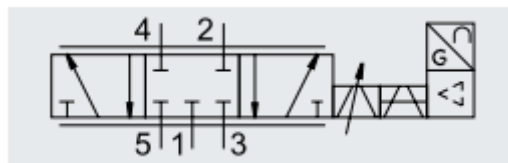
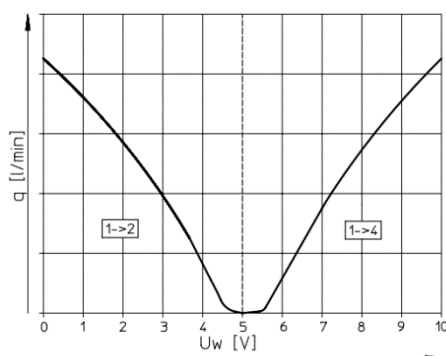
Az irodalomkutatásban említettem, hogy a proporcionális szeleppel közvetetten térfogatáramot befolyásolunk, tehát fojtó-visszacsapó szelep elméletileg nem lenne szükséges a rendszerbe. A fojtó-visszacsapó szelepek itt a rendszer finomhangolására szolgálnak, illetve a két mozgásirány dinamikai különbségének kiegyenlítésére.

4.1. Proporcionális szelep kiválasztása

Az irodalomkutatás összefoglalásában említettem, hogy többféle proporcionális szelep is kapható, amelyeknek a szabályozása különböző fizikai paraméterek mérésével történik. Függőleges tehermozgatás esetén a legoptimálisabb szeleptípus erre a feladatra a proporcionális útszelep. A Festo portfóliójából a MPYE elnevezésű szelepet választottam ki. A gyártó leírása szerint ez a típusú proporcionális útszelep egy szabályozott körtolattyús szelep, amely analóg módon vezérelhető. Az 5/3-as szelep pozícióvezérelt csúszkával rendelkezik, amelynek köszönhetően egy pozícióvezérlő és egy útmérő szenzor segítségével precíz pneumatikus

pozícionáló rendszer építhető ki. Az MPYE szelepet 100, 350, 700, 1400 és 2000 l/min-es névleges áramlási sebességekkel lehet beszerezni, illetve a szelep 0 és 10 bar közötti bemeneti nyomáson használható. A konkrét típus kiválasztását a szimuláció után fogom elvégezni. A szelep 0-10V között vezérel, a következők szerint (15. ábra):

- 0 V esetén a szelep teljesen nyitott az 1-2 kivezetések között,
- 0 és 5 V közötti kimeneti jel esetén az 1-2 kivezetések között tud a levegő átáramlani a feszültségértékkel arányosan,
- 5V-nál van a szelep neutrális helyzete, ekkor az összes kimenet zárva van,
- 5 és 10 V között az 1-4 kivezetések között tud a levegő átáramlani a feszültségértékkel arányosan,
- 10V esetén a szelep teljesen nyitott az 1-4 kivezetések között.



15. ábra: MPYE szelep felépítése, és dugattyújának helyzete a feszültség függvényében [15]

4.2. Munkahenger méretezése és kiválasztása

Első lépésben meg kell határozni, milyen típusú erők lépnek fel a munkahenger működése közben. Mivel a munkahenger függőlegesen helyezkedik el, illetve a teher súlypontja feltételezhetően a munkahenger dugattyúrúdjának középvonalában helyezkedik el, ezért az oldalirányú terheléseket jelen számítás során nem veszem figyelembe, a továbbiakban csak a tengelyirányú igénybevétellel számolok. Oldalirányú terhelhetőséget lehet javítani a munkahengerrel párhuzamosan elhelyezett lineáris vezetőrudakkal (Festo FEN, FENG), amelyek nem csak a terhelhetőséget növelik, hanem az elfordulását is gátolja a berendezés emeléséért felelős részének.

A függőleges igénybevételt két részre lehet osztani, statikusra és dinamikusra. Statikus igénybevételről beszélünk akkor, amikor a dugattyúrúd a terhet nem mozgatja, tehát a sebessége nulla. Dugattyúrúd mozgása során kinematikus energiával rendelkezik, amely energia a hengerfedél és a dugattyú érintkezése során (a véghelyzetekben) ütközési energiává alakul át. Ezt az ütközi energiát lehet csökkenteni megfelelően beállított fojtásokkal.

Statikus terhelés számítása során figyelembe kell venni a mozgatandó terhet, illetve a dugattyúrúddhoz csatlakozó emelő egységet. Ezeknek a súlyát az előzetes specifikációban 100 kg-nak van meghatározva. A statikus terhelésének kiszámítása (1) a munkahengernek:

$$F_m = m \times g \times S = 100 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 3 = 2943 \text{ N} \quad (1)$$

ahol F_m : munkahenger terhelése [N]

m : terhelő tömeg [kg]

g : nehézségi gyorsulás [m/s^2]

S : biztonsági tényező [-]

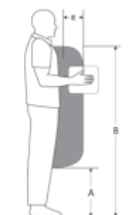
Ehhez a terheléshez még hozzáadódik a dugattyú és a dugattyúrúdnak a súlya, viszont ezeknek a nagyságát a dugattyú hosszának meghatározása és a típus kiválasztása után lehetséges.

A dugattyúrúd hossza meghatározza, hogy milyen mértékben lehet emelni, illetve süllyeszteni a mozgatandó tárgyat. A berendezés specifikációjatartalmazza, hogy a kezelőpanel a teherrel együtt mozog. A berendezést használó személynek le kell követnie a panel mozgását napi 8 órában, így a tervezés során kardinális szempont az ergonómiai szempontok figyelembevétele. A cél, hogy a kezelőszemélynek ne legyen megterhelő a berendezés használata, hiszen mint a munkám elején említettem, ezek az emelő rendszerek az emberi munka megkönnyítését szolgálják.

Mivel minden ember más testfelépítésű (magasság, az ízületi csuklók relatív elhelyezkedése a testen, fizikai erőnlét), így nem lehet ergonómiailag olyan berendezést tervezni, amely minden felhasználó számára ideális lenne. A fenti probléma miatt, az ergonómiával foglalkozó tanulmányok, cégek ajánlásokat adnak ki, amelyek a berendezések tervezése során nagy segítség lehet a szakembereknek. Az ajánlások (16. ábra) szerint, a legideálisabb mozgástartomány a talajtól számítva 76 cm és 127 cm között van (C és D közötti távolság). A fentiek alapján, ideálisan a mozgó munkahengernek a hossza is ennek a távolsággal kéne

megegyeznie. A határok kitolásának érdekében a maximális emelési magasságot az ideális zónán kívül határoztam meg, így az ajánlás szerint a legmagasabb emelési magasságot, 152 cm-ben határoztam meg (B és C közötti távolság). Tehát a munkahenger löketének maximális hossza 76 cm.

Maximális emelési tartomány



Optimális emelési tartomány



Kritérium	Méret	Leírás
A. Megengedett zóna alja	min. 51 cm	Minimális magasság
B. Megengedett zóna teteje	max. 152 cm	Maximális magasság
C. Optimális zóna alja	min. 76 cm	Min. magasság az optimális zónában
D. Optimális zóna teteje	max. 127 cm	Max. magasság az optimális zónában
E. Távolság a test és kézfej között	max. 25 cm	Optimális távolság a testtől

16. ábra: Ergonómiailag javasolt emelési tartományok [16]

A dinamikus terhelés ellenőrzése előtt ki kell választani a munkahengert, mivel ennek elvégzéséhez szükségünk van a pneumatikus elem adatlapjában található specifikációkra. A munkavégző pneumatikus berendezést a DSBC elnevezésű henger családból választottam ki, mivel ez a kategória rendelkezik olyan típussal (L1-es típus), amelyet kifejezetten pneumatikus egyensúlyozó berendezéshez javasolnak. A DSBC-L1 munkahenger, a gyártó adatlapja szerint, speciális futási karakterisztikával rendelkezik. A mozgó elemek súrlódása optimalizálva van, és maximálisan 12 bar-os levegőnyomásig használható. A csökkentett súrlódási tényezőnek köszönhetően, a dugattyúrúd indulása során, illetve alacsony dugattyú mozgási sebesség esetén kisebb mértékben jelentkezik az akadozó csúszás jelensége. Ez a tulajdonság pontosabb útszabályozást eredményezhet.

A 3. táblázatban összefoglaltam a DSBC-L1 családhoz tartozó munkahengerek elméleti kifejtett erőket, illetve a véghelyzetben maximálisan megengedhető ütközési energiát. Ez a két tulajdonsága a munkahengernek határozza meg a mozgatható teher mértékét, illetve a löketvégi

maximálisan megengedhető mozgási sebességet. Az előzetes specifikációkban leírt 45 kg-os ajtó, illetve az 55kg-os tartószerkezet tömegéből származó terhelés (981 N), a 63 mm-es és annál nagyobb dugattyúátmérővel rendelkező munkahengerek megfelelnek a gyártó adatlapja alapján terhelés szempontjából.

3. táblázat: A munkahengerek elméleti erő kifejtésük, és megengedett maximális ütközési energiájuk véghelyzetben [17]

Munkahenger jellemzők	Dugattyú átmérő [mm]						
	32	40	50	63	80	100	125
elméleti erő 6 bar-on, kifelé mozgás[N]	483	754	1178	1870	3016	4172	7363
elméleti erő 6 bar-on, befele mozgás [N]	415	633	990	1682	2721	4418	6681
maximális ütközési energia véghelyzetben [J]	0,1	0,2	0,3	0,4	0,9	1,25	1,65
dugattyú és a 760 mm-es dugattyúrúd tömege [kg]	0,8	1,4	2,3	2,3	3,8	4,0	7,1

Fontos szempont a munkahenger kiválasztása során a löketvégi maximális sebesség. Ennek a fizikai paraméternek a megfelelő méretezése biztosítja, hogy a hengerfedél ne sérüljön, ezzel a munkahenger élettartalma ne csökkenjen. A löketvégi maximális sebességet a következő képlet (2) alapján számítottam ki:

$$V_m = \sqrt{\frac{2 \times E}{m_1 + m_2}} \quad (2)$$

, ahol V_m : maximálisan megengedett sebesség a löket végén [m/s]

E: maximális ütközési energia véghelyzetben [J]

m_1 : mozgatandó teher tömege [kg]

m_2 : dugattyú és a dugattyúrúd tömege [kg]

Az így kapott eredményeket a 4. táblázatban foglaltam össze. A számított maximális megengedett löketvégi sebesség mindegyik átmérőnél kisebb, mint az előzetesen meghatározott maximális sebesség (0,35 m/s). A löketvégi sebességet csökkenteni lehet a munkahengerben kialakított csillapításokkal, így a két végpont közötti maximálisan megengedhető sebesség nem

korlátozódik be. A másik lehetséges megoldás a löketvégi maximális sebesség, a méretezés során figyelmen kívül hagyásához, hogyha a dugattyú mozgástartománya nem egyezik meg a henger hosszával, vagyis a felütközés előtt néhány mm-rel a megállítjuk az emelést vagy süllyesztést. Ezt arányos pneumatikus vezérléssel, mechanikus elemek felhasználása nélkül, könnyen el tudjuk érni úgy, hogy az alapjel jeltartományát megfelelően választjuk meg. Ezeknek a lehetőségeknek a vizsgálatát a pneumatikus rendszer szimulációjával fogom elvégezni.

4. táblázat: A dugattyú tömeg és maximális megengedett löketvégi sebességek

Számított értékek	Dugattyú átmérő [mm]						
	32	40	50	63	80	100	125
dugattyú és a dugattyúrúd tömege [kg]	0,8	1,4	2,3	2,3	3,8	4,0	7,1
maximálisan megengedett sebesség a löket végén [m/s]	0,045	0,063	0,077	0,088	0,132	0,155	0,176

Dinamikus tulajdonságait tekintve egyik munkahenger típus sem felel meg az előírt sebesség követelményeknek, viszont az előzőekben leírt megelőző intézkedéseket figyelembe véve ez az terhelés akár teljesen meg is szüntethető. A munkahenger végső kiválasztása során végül csak a statikus terhelést vettem figyelembe. A munkám további részében a 100 mm dugattyú átmérőjű DSBC-L1 típusú munkahengerrel fogok dolgozni.

4.3. Levegőelőkészítő kiválasztása

Az irodalomkutatás során taglaltam, hogy miért nagyon fontos a pneumatikus rendszerek esetén a munkavégző közeg megfelelő előkészítése. Proporcionális szelepek esetén nem elégséges az ISO 8573-1:2010-es szabvány szerint meghatározott, általános pneumatikus termékek esetén gyakran alkalmazott 7:4:4-es levegőminőség. Az MPYE típusú szelepnél a gyártó 6:4:4-es minőséget ír elő (kisebb mennyiségű szilárd szennyező a levegőben), mivel az arányos útszelep szelepdugattyúja és háza közötti egyenletes futás nagyon fontos a pontos működéshez. Nagyobb méretű szilárd szennyeződés esetén a szelep pontossága és élettartalma jelentősen romolhat. A Festo a termék katalógusában 5 µm-es szűrőbetétellátott előkészítő egységet ajánl ehhez. A szűrési teljesítményt, az arányos szelep maximális levegőmennyiség áteresztő képességét (max. 2000 l/min), és a nyomástartományt figyelembe véve, választásom

végül a MS6-LFR-3/8-D7-CRM-AS típusú levegőelőkészítőre esett. A berendezés fontosabb jellemzőit az 5. táblázatban gyűjtöttem össze.

5. táblázat: A kiválasztott levegőelőkészítő tulajdonságai

Jellemző	Érték
Üzemi nyomás [bar]	0,8-20
Nyomásszabályozó-tartomány [bar]	0,5-12
Normál névleges átfolyás [l/min]	3500
Szűrőfinomság [μm]	5
Pneumatikus csatlakozás	G3/8

4.4. Fojtó-visszacsapó szelep kiválasztása

Fojtó-visszacsapó szelep segítségével a munkahenger dugattyújának a sebességét lehet beállítani úgy, hogy a rajta átáramló levegő mennyiségét szabályozzuk. Mint már említettem az arányos szelepek alkalmazásánál nem szükséges ilyen berendezés beiktatása a pneumatikus rendszerben, mivel a proporcionális szelep már a működési mechanizmusából adódóan tud térfogatáramot szabályozni. Ez a szeleptípus a rendszer utólagos beállításához, finomhangolásához szükséges.

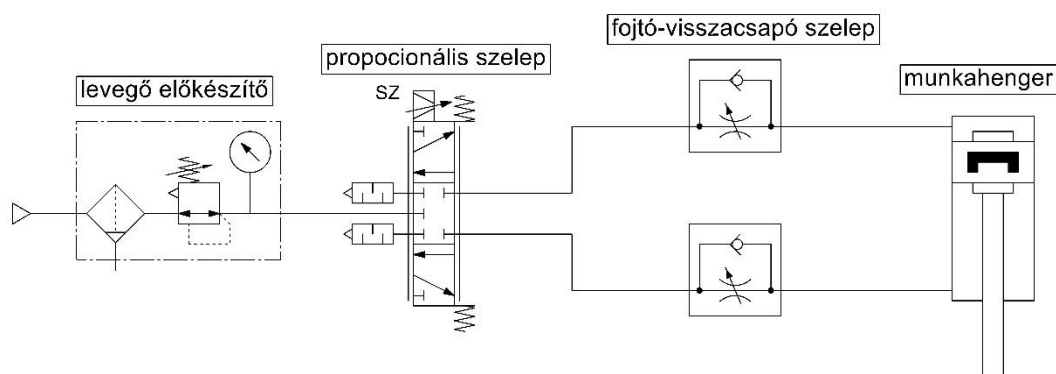
Kettős működési munkahengerek esetében a munkahenger mindkét oldalának megtáplálásához szoktak kiépíteni ilyen típusú szelepeket, még hozzá olyan módon, hogy az a kamrából távozó levegő mennyiségét kontrolálja (szekunder szabályozás). A fojtó-visszacsapó szelepeknek GR-3/4 elnevezésű szelepet választottam, amelyet a csőrendszerbe lehet elhelyezni. A normál névleges térfogatáram fojtásirányban 3300 l/min, míg a normál névleges térfogatáram visszacsapó irányban 4800 l/min. A szelep túlméretezésével a célom az volt, hogy ne ennek a berendezésnek áteresztőképessége legyen a szűk keresztmetszete a rendszernek, a végső maximális térfogatáramot a proporcionális szelep mérete határozza meg.

5. Az arányos pneumatikus rendszer szimulációja

A szimulációkat a FluidSim 5 elnevezésű programmal végeztem el, amely pneumatikus és elektropneumatikus rendszerek modellezésére is alkalmas. A szimuláció során az előző fejezetben kiválasztott pneumatikus berendezéseket használtam fel, és a proporcionális szelep térfogatáramának, a terhelés nagyságának, illetve a mozgás végpozícióinak változását vizsgáltam.

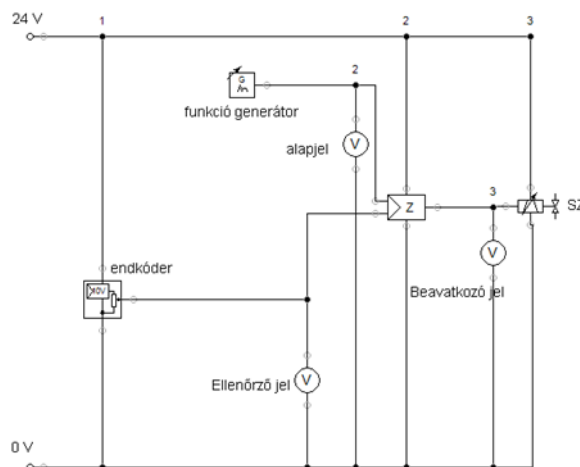
5.1. Szimulációs modell bemutatása

A 17. ábrán látható a modellezett rendszer. A pneumatikus kör egy levegő előkészítőből, egy proporcionális szelepből, kettő szekunder vezérlésű fojtó-visszacsapó szelepből és egy munkahengerből áll.



17. ábra: Emelőrendszer fő pneumatikus elemei

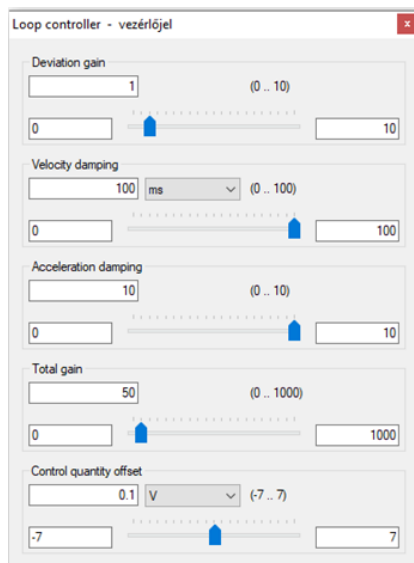
Az elektromos kör négy fő elemből áll (18. ábra). A funkció generátor szolgáltatja az alapjelet, és ez helyettesíti a gépkezelő által beállított, kívánt hengerpozíciót. Az alapjelet 0 és 10 V között kell beállítani, mivel e két határérték között fogja majd tudni feldolgozni a feszültséget a szabályozó. A generált jelet megpróbáltam úgy beállítani, hogy az minél jobban közelítsen a valósághoz. A valóságban a gépkezelő két nyomógombbal szabályozza a dugattyú emelkedését és süllyedését. A nyomógombok által létrehozott elektromos jel az idő függvényében változik, mely arányos a nyomógombok megnyomásának időtartamával. Ezt próbáltam meg úgy lemodellezni, hogy feszültségváltozás mértéke a dugattyúmozgás maximálisan megengedett sebességgel legyen arányos.



18. ábra: Emelőrendszer fő pneumatikus elemei

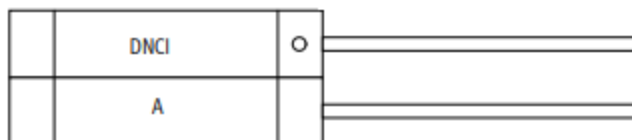
Szabályozó berendezésnek státusz kontrollert használtam, mivel ezzel a típusú kontrollerral, a szabályozott rendszer stabilitását könnyebben el lehet érni pozíciószabályozás esetén. PID szabályozóval összehasonlítva a státusz kontrollert kevésbé munkapont függő, tehát a külső változások esetén is tudja garantálni a rendszer stabilitását. A kontrollert tényezőit a vizsgálat során nem változtattam, mivel ezek módosításával jelentősen megnőtt volna a változók mennyisége, így a figyelem átkerült volna a pneumatikus rendszerről az elektromos körre. A kontrollert konstansait úgy állítottam be a szimulációk előtt, hogy a dugattyú pozíciójában ne legyen nagyobb túllendülés a beállított érték elérése körül, illetve a rendszer stabilitása se legyen veszélyben. A szabályozó által leadott beavatkozó jelet, úgy kell beállítani, hogy a szelep elektromágnes a berendezés specifikációjában leírtak szerint tudja tolatyút szabályozni. Jelen esetben 0 és 10 V közötti feszültségjelet szolgáltat a státusz kontrollert a szelep felé. A szabályozó beállított konstansai a 19. ábrán láthatóak.

Az enkóder a munkahenger dugattyújának pozícióját érzékeli. A berendezés 0 és 10 V között ad le feszültség jelet, a 0 V a dugattyú legfelső, míg a 10 V dugattyú legalsó helyzetének felel meg. A két szélsőérték közötti feszültség arányos a munkahenger pozíciójával.



19. ábra: Szabályozó beállított konstansai

Ennek a feladatnak (munkahenger pozíciójának mérése) az elvégzéséhez egy speciális kialakítású encodert választottam. Egy DNCI-32 típusú munkahengert választottam erre a célra, amely egy útmérő szenzorral van gyárilag ellátva. Ezek a munkahengerek relatív kis dugattyúútmérővel rendelkeznek, így ezek jelen alkalmazásnál, nem használhatóak közvetlenül teher mozgására. A gyártó a termék adatlapjában megemlíti, hogy ezeket a berendezéseket lehetséges úgy beépíteni, hogy egy másik munkahenger pozícióját mérjék közvetetten. Ekkor a két munkahenger egymással párhuzamosan van rendezve (20. ábra), és sűrített levegőellátás csak a munkát végző hengerre van csatlakoztatva, a mérést végző henger pneumatikus csatlakozási lehetőségei szabadon vannak hagyva. A beszerelés orientációjának köszönhetően a dugattyúrudak végei folyamatosan azonos vonalban lesznek, így a DCNI kalibrált pozíciója meg fog egyezni a munkavégző pozíciójával. Ennek az elrendezésnek további előnye, hogy a mérést végző munkahenger az emelőberendezést oldalról erőterhelésekkel szemben merevebbé teszi (kihajlás), illetve munkahenger által mozgatott gépegység is védve van a torziós behatásokkal szemben.



20. ábra: DCNI és DSBC-L1 munkahenger elhelyezkedése

5.2. Alapbeállítás

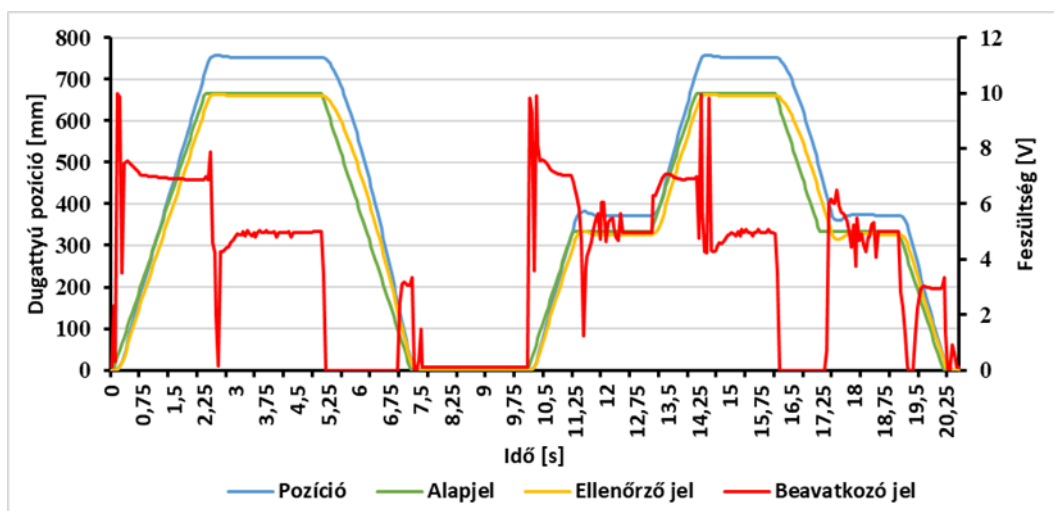
A 6. táblázatban összefoglaltam milyen paramétereket használtam a szimuláció jelen szakaszában. A későbbi szimulációkat ezzel az alapbeállítással fogom majd összehasonlítani, és kiértékelni, hogy egyes paraméterek, hogyan hatottak a rendszer viselkedésére. Az alapjel lefutása 0 és 10 V között állítottam be, tehát a dugattyúmozgás két szélsőértéke a dugattyúfedél belső oldalának felel meg.

6. táblázat: A szimuláció során használt alapbeállítások

Beállított jellemző	Érték
táplevegő nyomása [bar]	10
proporcionális szelep térfogatárama [l/min]	2000
fojtó-visszacsap szelep fojtásának mértéke [%]	100
külső terhelés nagysága [kg]	100
Alapjel fajtája	0-10V

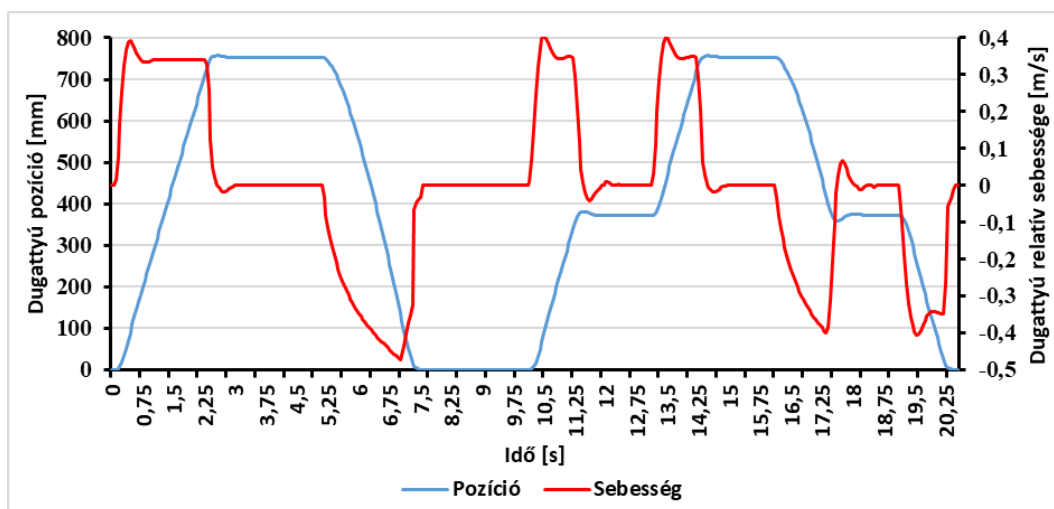
A 21. ábrán a dugattyú pozíciója és a jelek feszültségértékei láthatóak az idő függvényében. Jól megfigyelhető, hogy az ellenőrzőjel az alapjelhez képest néhány tized másodperces késében van, illetve a dugattyú felfele mozgásakor az ellenőrzőjelnek a dinamikája különbözik, mint a lefele mozgásnál. Ez a jelenség levegő összenyomhatósága miatt jelentkezhet, mivel a munkavégző közegnek felfele mozgás esetén nagyobb terhet kell mozgatnia, illetve az emelkedés kezdeti szakaszában tömörül a levegő. A dugattyú valós maximális pozíciója 757 mm, tehát nem éri el a munkahenger lenti végpontját. A szabályozásban van egy kisebb mértékű túllendülés, 757 mm-ről 754 mm-re vezérli vissza a mozgást, és ezen a konstans értéken tartja. A 3 mm-es túllendülés nem csak a két véghelyzet közötti mozgásnál figyelhető meg, hanem az 5 V-ra beállított alapjelértéknél is. A túllendülés mértéke valószínűleg csökkenthető a szabályozási paraméterek precízebb meghatározásával. A piros beavatkozási jelekből jól látható, hogy a szelep a munkahenger véghelyzeteiben álló dugattyú esetében is

apróbb mozgásokat végez (5 V-tól eltérő feszültségértékek), feltehetően a munkaközeg összenyomódását próbálja kompenzálni, és így a beállított értéken tartani a dugattyút.



21. ábra: Jelek feszültségértékei az idő függvényében

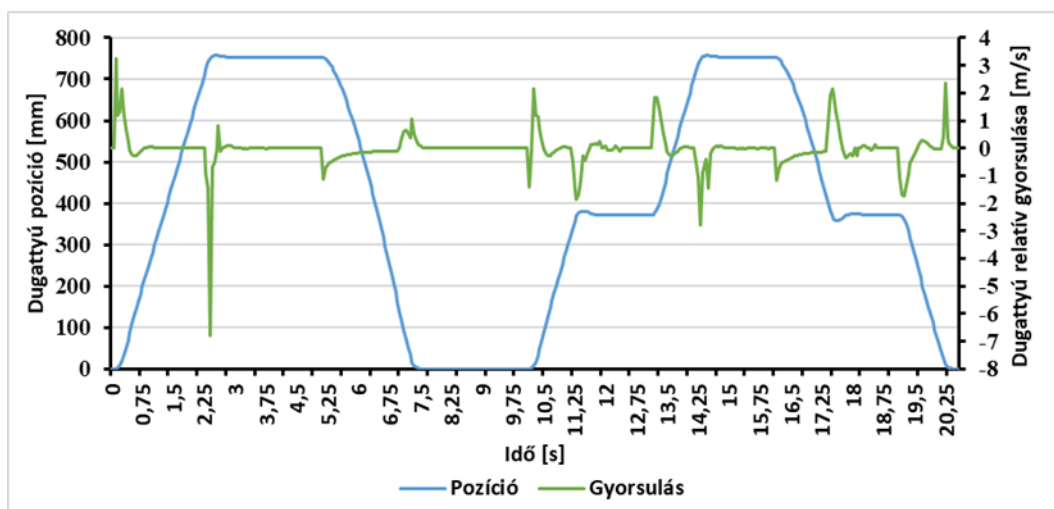
Ha a dugattyú relatív sebességét és a pozícióját hasonlítjuk össze (22. ábra), akkor jól megfigyelhető, hogy a dugattyú le és felfele mozgásának sebességprofilja eltérő. A dugattyú kifelé mozgása esetén a sebesség egyenletesen növekszik. Befele mozgás esetén a sebesség növekedése nem egyenletes, hanem exponenciálisan növekszik. Az eltérést a mozgatandó terhelés nagyságának különbsége okozhatja. A pozitív irányú mozgásnál a terhelésre a nehézségi erő a mozgással egyirányba hat, amíg a negatív irányú mozgás esetén a munkavégző közegnek ezt a terhelést is le kell győznie. A dugattyú maximális sebessége 0,45 m/s, amely nagyobb, mint a



22. ábra: Dugattyú relatív sebessége és pozíciója az idő függvényében

specifikációkban foglaltak (0,35 m/s), illetve mint a hengerfedél felütközés esetén maximálisan megengedett sebesség értéke (0,155 m/s), így erre a problémára majd megoldást kell találni.

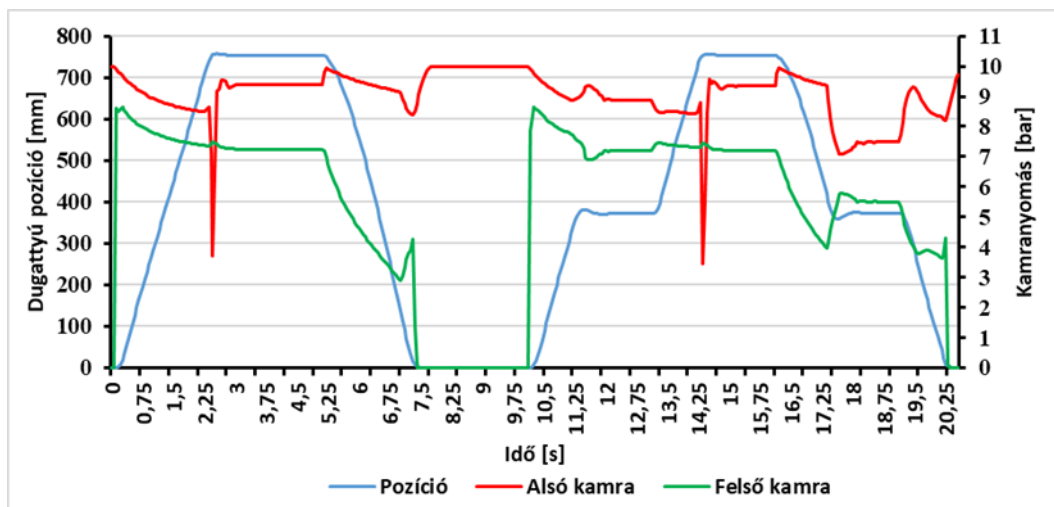
A relatív gyorsulás kiértékelésénél megfigyelhető (23. ábra), hogy a dugattyú véghelyezeteiben a lassulás nagyobb, mint más pozíciókban, elérheti akár a 7 m/s^2 relatív gyorsulást is. A dugattyú mozgásának kezdetekor, illetve köztes végpontokban lévő pozíciók elérésénél a gyorsulás a $2,5 \text{ m/s}^2$ éri el.



23. ábra: Dugattyú pozíciója és relatív gyorsulása az idő függvényében

A 24. ábrán a munkahenger két kamrájának nyomását, és a dugattyú pozíciójának lefutását láthatjuk az idő függvényében. A stacionárius állapotban a két nyomásgörbe közötti eltérés ($\sim 2,5\text{-}3 \text{ bar}$) a függőleges terhelés miatt alakul ki. Jól megfigyelhető, hogy a legfelső helyzetben a felső kamrában lévő nyomás nulla, tehát ebből a térből teljes egészéből távozni tudott a sűrített levegő, a dugattyú a fedélen felütközött. Legalsó pozícióban az alsó kamra nyomásértékeinél ez a jelenség nem figyelhető meg. A pirossal jelölt görbe 7 és 10 bar között mozog két kivétellel, amikor a munkahenger eléri az alsó pozíciót a nyomás hirtelen lecsökken 3,5 barra, majd ezután visszaugrik 9 bar környéki értékre. Ez a hirtelen nyomásugrás akár befolyásolhatja a pozíció túllendülését is az előírt érték környezetében.

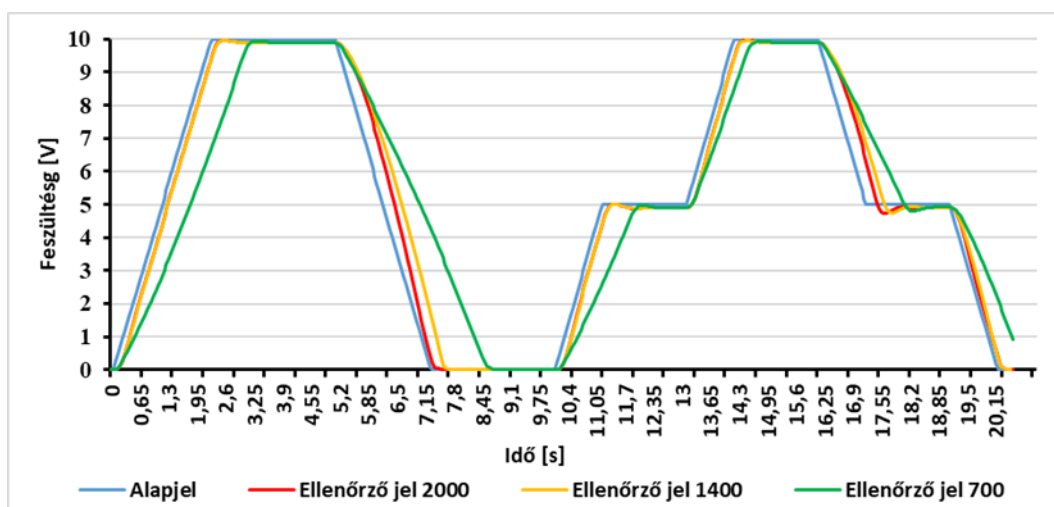
A pillanatnyi nyomás és pozícióértékek között, a szimuláció alapján, nem lehet kapcsolatot kimutatni. Ez azt jelenti, hogy nyomásszabályozó proporcionális szeleppel ezt az alkalmazási megoldást nem lehetett volna kivitelezni.



24. ábra: Dugattyú pozíciója, és a két kamrájában fellépő nyomás az idő függvényében

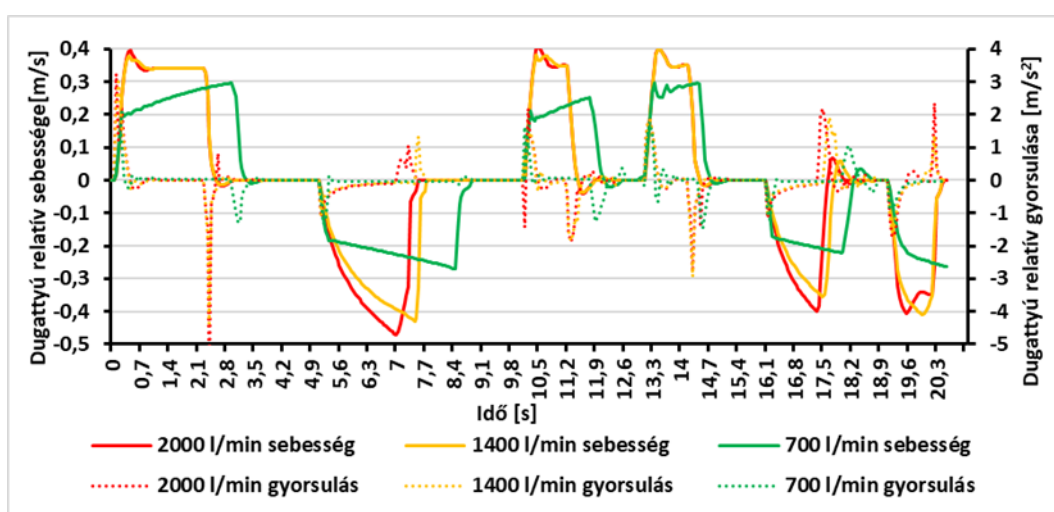
5.3. Proporcionális szelep levegőáteresztő képességének vizsgálata

A proporcionális szelep méretének csökkentésével a munkahenger lassabban éri el az előírt pozícióját (25. ábra). Az alapjel és a különböző térfogatáramú szelepek ellenőrzőjeleinek ábrázolásából látszik, hogy a 2000-es és az 1400-as térfogatárú szelep pozitív irányú mozgása esetén a dugattyú mozgásának dinamikája megegyezik, jelentősebb eltérés nem látható. A dugattyú alaphelyzetbe történő visszamozgása esetén, áteresztőképesség csökkenésével, az alapjeltől való lemaradás növekszik. A 700-as szelep esetén mind a ki-, illetve a dugattyú bemenetel esetén a késés jelentős, az előírt értéket 1,5-2 sec lemaradással tudja csak lekövetni az ellenőrzőjel.



25. ábra: Dugattyú mozgásállapota különböző nyomásokon az idő függvényében

A 26. ábrán a sebességek és gyorsulások vannak összefoglalva. A sebesség és a gyorsulás csúcsok értékei alacsonyabbak a szelepméret csökkentésével. A legkisebb szelepméret esetén a maximálisan elérhető sebesség nem éri el az előírt maximális sebességét a berendezésnek (0,35 m/s). Megfigyelhető továbbá, hogy 700 l/min-es térfogatáramnál a sebességprofil változik. A pozitív és a negatív irány esetén is, a hirtelen ugrás után lineárisan növekszik a sebesség szemben a másik két típussal, amelyeknél a dugattyú visszamozgásánál a sebesség exponenciális jelleget mutat.



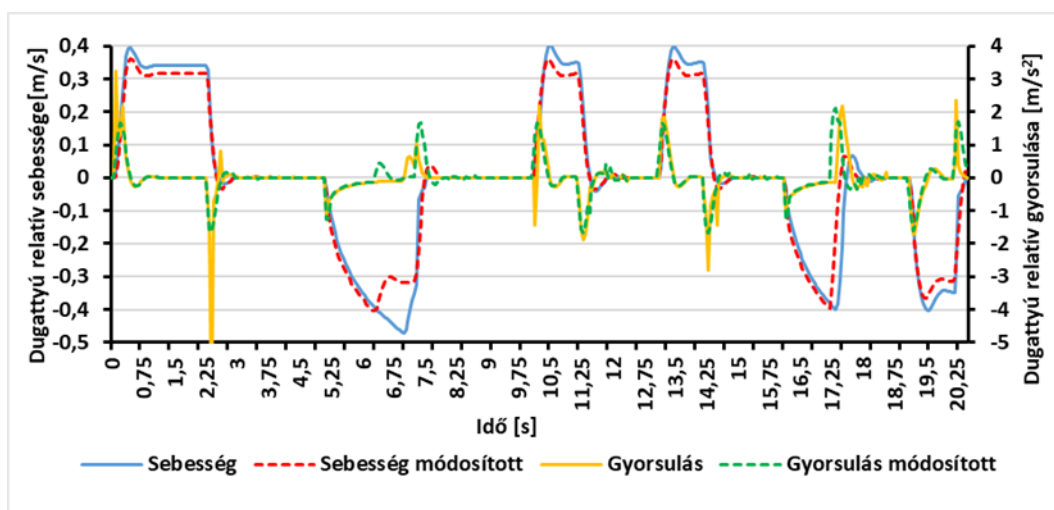
25. ábra: Dugattyú relatív sebessége és gyorsulása különböző nyomásokon az idő függvényében

Az arányos szelep áteresztőképessége jelentősen befolyásolja a munkahenger mozgásának dinamikáját. A térfogatáram csökkenésével az alsó és felső kamrában lévő levegő viselkedése közelít egymáshoz. Ez egy viszonylagos pozitív hatása az alacsony térfogatáramnak, hiszen a le és a felfelé mozgatott tömeg mozgásprofilja megegyezik, viszont a munkahenger dugattyújának maximálisan elérhető sebessége csökken. A maximálisan elérhető sebessége, valamint a jelentős ellenőrzőjel késés miatt a 700-as szelep már nem alkalmazható megfelelően az emelőberendezésben. Végző választásom a 2000 l/min-es szelepre esett, mivel ez a szeleptípus tudja legkisebb késéssel lekövetni az alapjelet, ami kulcsfontosságú a berendezés pontos és gyors működéséhez. Az emelőrendszer dinamikus jellemzőinek végző karakterisztikáját a munkahenger előtt lévő fojtó-visszacsapó szelepekkel lehet majd véglegesen beállítani.

5.4. A hengerfedél és a dugattyú találkozásánál fellépő dinamikus igénybevételek csökkentése

A munkahenger kiválasztásánál említettem, hogy igénybevételek számításánál fontos szempont a dugattyú mozgástartományának határán fellépő dinamikus hatások, így például a löket végi sebesség. Az xy. táblázatban lévő számolt adatok és az kapott szimulációs eredményeket összehasonlítva megállapítható, hogy löketvégi sebességfeltételnek egyik munkahenger sem felel meg. Ennek a hatásnak a mérséklését a szabályozás módosításával próbáltam elérni. Az eredetileg 0 és 10 V között működő alapjelet módosítottam úgy, hogy a feszültségtartomány mindkét végén csökkentettem a mozgásteret. Ez azt jelenti, hogy az alapjel 0,5 és 9,5 V között korlátozódik. Az új szélsőértékek hatására a dugattyú elméleti mozgástartománya 0-760 mm-ről 38-722 mm közé csökkent.

A 27. ábrán ábrázoltam az eredeti és a módosított alapjellel elvégzett szimuláció eredményeit. A kapott eredmények alapján ez a módosítás eredményesnek bizonyult, a gyorsuláscsúcsok maximális értékei csökkentek. A felső véghelyzethez közeledő dugattyú gyorsulása csökkent a legjobban. A sebességprofilok jelentősebben nem különböznek egymástól. Mivel a dugattyú működési tartománya le lett korlátozva az elektromos szabályozás módosítása által, így a munkahenger hosszát meg kell hosszabbítani ahhoz, hogy az berendezés az eredeti magasságok között tudjon működni. Így a munkahenger hossza a 760mm-ről 832 mm-re növekszik.

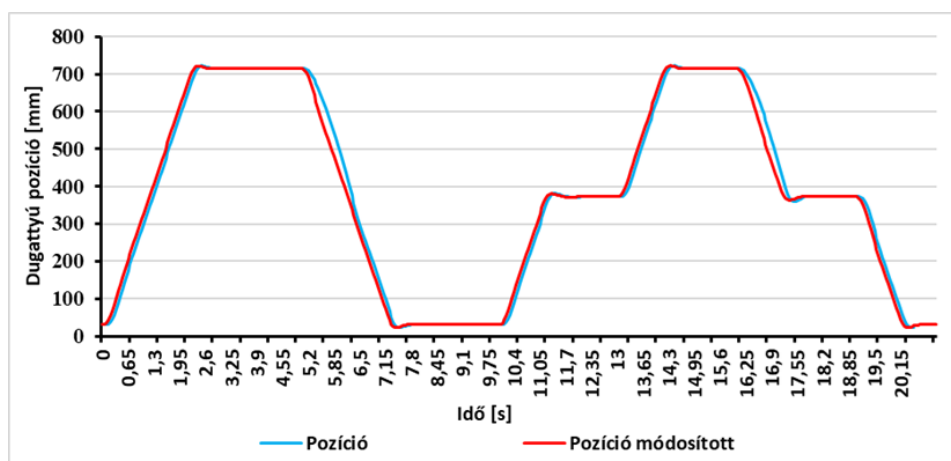


27. ábra: Dugattyú relatív sebessége és gyorsulása az idő függvényében

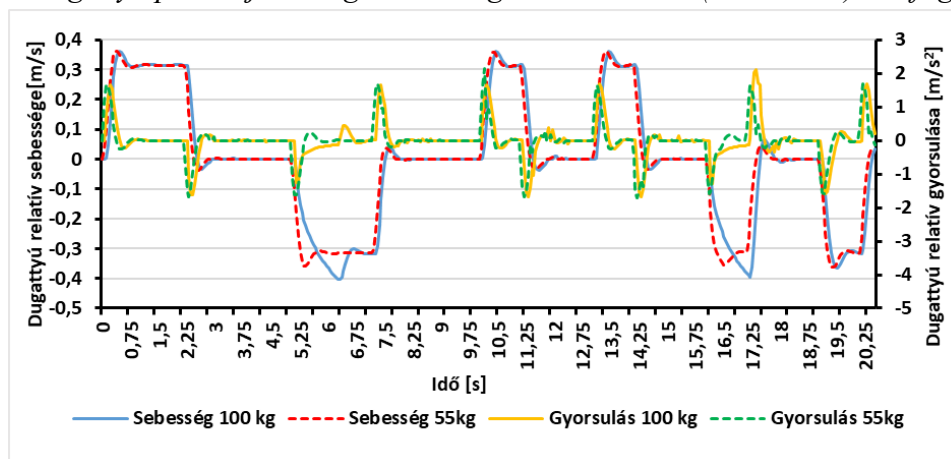
5.5. Terhelés változásának hatásának vizsgálat

A mozgás történhet teherrel és teher nélkül is. Az emelést befolyásoló egyes paraméterek akkor vannak a leoptimalisabban beállítva, ha a berendezés a két üzemállapotában, a mozgások dinamikája megegyezik. Az eddig szimulációkat 100 kg-os terhelés mellett végeztem el. A 100 kg az autó ajtó, valamint az emelőberendezés azon vázrésze, amelyet a munkahenger a manipuláció során mozgat. A terhelés nélkül a berendezésnek 55 kg súlyt kell mozgatni.

A két üzemállapot szimulációs eredményei láthatóak a 28. és a 29. ábrán. Nagyobb eltérést a tömegkülönbség nem okozott, minimális differencia látható sebességeknél a negatív irányú mozgás esetében. A kisebb terhelésnél mind a ki-, illetve a befele történő dugattyúmozgás esetén megfigyelhető, hogy a lineárisan növekszik.



28. ábra: Dugattyú pozíciója 100kg-os és 55kg-os terhelésnél (módosított) idő függvényében



29. ábra: Dugattyú relatív sebessége és gyorsulása 100 kg-os és 55 kg-os terhelésnél idő függvényében

6. Munkadarab megfogásának tervezése

Ebben a fejezetben a megvizsgáltam, hogy az iparban melyen típusú megfogásokat alkalmaznak leggyakrabban tárgyak megfogásához és manipulációjához. Az különböző típusokat összehasonlítottam, és a legalkalmasabb megfogást méreteztem az igénybevételek figyelembevételével.

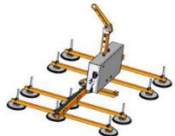
6.1. Megfogás típusának kiválasztása

Emelő berendezések megfogó egységének kivitelezésére sokféle módszerrel találkozhatunk az iparban. A megfogás tervezésénél figyelembe kell venni a teher súlyát, geometriáját (befoglaló méretek, felületek görbületei, súlypont), a mozgatandó tárgy anyagát, illetve, hogy a termék felülete mennyire érzékeny a szállítás közbeni sérülésekre.

A 7. táblázatban összegyűjtöttem az iparban leggyakrabban alkalmazott megfogási típusokat, és különböző szempontok szerint osztályoztam is azokat. A mozgatandó teherrel, illetve a mozgatásával kapcsolatban a következő feltételeket, igényeket kell figyelembe venni a megfogás kiválasztásánál:

- az ajtó geometriájára nem jellemző a síkfelület, a felületét nagy sugarú ívek jellemzik,
- az anyaga nem mágnesezhető,
- minden felülete látszó felület, így az nem sérülhet,
- a felülete nem tartalmaz olajszármazékokat, illetve egyéb csúsztatószerkeket,
- a gép kezelőjének tapasztalatától jelentősebben ne függjön a megfogás minősége,
- az autó ajtó rögzítésének felépülése és oldása gyorsan történjen meg, mivel a szerelési művelet költséghatékonyági szempontjából nagyon fontos a rövid ciklusidő

7. táblázat: Megfogási típusok előnyei és hátrányai

Megfogás típusa	Előny	Hátrány	Illusztráció
emelőhorog	- egyszerű megfogás - gyorsan felépíthető és oldható megfogás - teher anyagminősége nem befolyásolja a megfogást - gyors mozgításokra is képes a rögzítése kioldásának veszélye nélkül	- emelőszem használata szükséges, amelynek a csatlakozását a teherbe bele kell építeni - bonyolult geometria esetén több emelőszem szükséges, amely lassíthatja a rögzítési folyamatot	
heveder kötözéses	- bármilyen geometriájú termék mozgatható vele, amelynek a súlypontja ismert - teher anyagminősége nem befolyásolja a megfogást - tárgy felületét nem rongálja	- nagyban épít a kötözést végző személyzet tapasztalatára - a megfogás felépítése és kioldása időigényes - mozgítás sebessége korlátozott	
mágneses	- egyszerű megfogás - gyorsan felépíthető és oldható a rögzítése - gyors mozgításokra is képes a rögzítése kioldásának veszélye nélkül	- csak mágnesezhető alapanyagú tárgyak mozgatható - geometriai korlát, csak sík vagy hengeres geometria - a tárgy felülete sérülhet	
vákuumos megfogás	- a mozgatandó teher anyagtípusa nem befolyásolja a megfogás minőségét - gyorsan felépíthető és oldható a rögzítése	- geometriai korlát, a megfogás konkrét geometriához van tervezve - teher felülete befolyásolni tudja a megfogás minőségét - mozgítás sebessége korlátozott	
külső geometria szorításán alapuló	- teher anyagminősége és típusa nem befolyásolja a megfogást - gyorsan felépíthető és oldható a rögzítése	- a teher felületét rongálhatja - korlátozottan mozgatható vékonyfalú, üreges termékek - geometriai korlát, a megfogás konkrét geometriához van tervezve	

A kiválasztás során elsődleges szempontként vettem figyelembe, hogy a tárgy felülete nem sérülhet, illetve a rögzítés gyors felépülését és oldását. A megfogási típusokat, illetve az ajtó mozgatásával szembeni követelményeket figyelembe véve a vákuumos megfogást választottam, mivel ennél a típusú megfogásnál mind a két fajsúlyos szempont egyszerre teljesül.

6.2. Vákuumrendszer méretezése

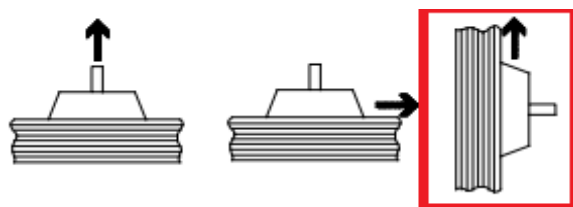
6.2.1. Vákuumkorong kiválasztása

A vákuumrendszer két legfontosabb eleme a vákuumgenerátor, amely sűrített levegő segítségével légköri nyomás alatti nyomást állít elő, valamint a vákuumtappancs, amely a termék közvetlen megfogásáért felelős. A vákuumrendszer méretezését a Festo által összeállított tervezési segédlet alapján végeztem el.

Első lépésben meg kell határozni, hogy az emelés során mekkora terhelés éri a megfogó rendszert. Az erő meghatározásánál figyelembe kell venni az emelési irányt, valamint a megfogó és a mozgatandó tárgy egymáshoz viszonyított helyzetét. A tervezési segédlet megkülönböztet három különböző megfogási irányt (30. ábra):

- a vákuum szívókorong vízszintesen helyezkedik el, de az emelési irány vertikális
- a vákuum szívókorong vízszintesen helyezkedik el, és az emelési irány is vízszintes
- a vákuum szívókorong függőlegesen helyezkedik el, és az emelési irány is vertikális

Jelen esetben a megfogó tappancs vertikálisan helyezkedik el az ajtóhoz képest, illetve függőlegesen fölfelé és lefelé fogja majd mozgatni a terhet.



30. ábra: Vákuumkorong elhelyezésének lehetőségei [18]

A harmadik elhelyezkedési lehetőség esetén a következő képletet (3) kell használni a szükséges emelési erő kiszámításához:

$$F_H = \left(\frac{m}{\mu}\right) \times (g + a) \times S = \left(\frac{45 \text{ kg}}{0,5}\right) \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \times 3 = 3728,7 \text{ N} \quad (3)$$

, ahol F_H : elméleti szükséges tartóerő [N]

μ : súrlódási tényező [-] (tiszt, száraz fém felület esetén 0,5)

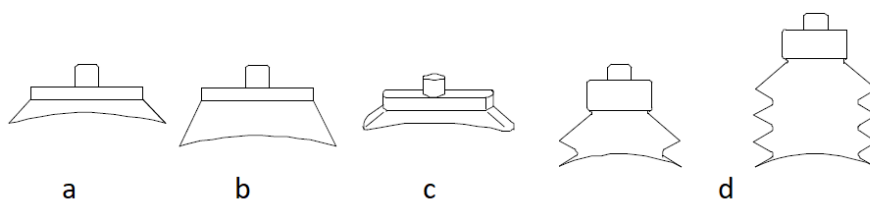
g : nehézségi gyorsulás [m/s^2]

a : a teher abszolút gyorsulása [m/s^2]

S : biztonsági tényező [-] (kritikus emelési funkció esetén 2 feletti érték az ajánlott).

A képlet alapján a szükséges tartóerő nagysága 3728,7 N. Ezt az erőt kell kifejeznie a vákuum szívókorongoknak az ajtóra szállítás közben. A következő lépésben meg kell határozni, hogy milyen típusú, és mennyi vákuumkorong szükséges ennek az erőnek a felépítéséhez. Az ilyen típusú (vákuumos) megfogás esetén a legideálisabb eset, amikor a munkadarab felülete sima, illetve a szállítandó tárgy felülete és a szívókorong felülete egymással párhuzamos. Az ilyen ideális esetek a gyakorlatban nagyon ritkán megvalósíthatók, ezért a kereskedelmi forgalomban sokféle megfogó tappancs megtalálható, amelyek anyagukban, illetve geometriájukban különböznek egymástól. Geometria szempontjából a Festo négy nagy kategóriára osztja a vákuumkorong termékeit, illetve ezekhez más és más felhasználási területet ajánl (31.ábra):

- kerek, normál mélységű (standard kialakítás) (a): lapos, vagy kissé hullámos felületekhez, mint például fémlemezek, kartonok
- kerek, extra mély (b): kerek, vagy jelentősen hullámos felületű termékekhez
- ovális kialakítású (c): Keskeny, hosszúkas munkadarabokhoz, mint például profilok és csövek
- kerek, harmonika kialakítású (d): legszélesebb felhasználási kör, nagy oldalferdeségű felületekhez, rugalmas munkadarabokhoz, amelyeknek a felületük akár kerek vagy hullámos is lehet.



31. ábra: Különböző kialakítású vákuumkorongok [18]

A 8. táblázatban összefoglaltam, hogy a Festo ESS termékcsaládjába tartozó korongok elméleti tartóereje, hogyan változik a geometria függvényében. A táblázatban jól látható, hogy a külső átmérő növekedésével az elméleti tartóerő növekszik, illetve típusonként az azonos átmérőhöz tartozó erők csökkennek a vákuumkorong bonyolultságával. Az előzetesen számolt elméleti tartóerő alapján látható, hogy az ajtó rögzítéséhez több megfogó is szükséges. A megfogók számának növelésével a megfogáshoz szükséges felület is növekszik, amely típus kiválasztása során peremfeltételként kell majd kezelni, a későbbi számítások során figyelembe kell majd venni.

8. táblázat: Vákuumkorongok elméleti tartóereje és a megfogók térfogata [19]

	ESS-S (standard kivitel)		ESS-E (mélyített kivitel)		ESS-B (harmonika kivitel)			ESS-O (ovál kivitel)	
átm. [mm]	elméleti tartóerő [N]	megfogó térfogata [cm ³]	elméleti tartóerő [N]	megfogó térfogata [cm ³]	elméleti tartóerő [N]	megfogó térfogata [cm ³]	méret [mm]	elméleti tartóerő [N]	megfogó térfogata [cm ³]
50	105,8	2,387	60	115	72,6	14,23	8x30	10,9	0,376
60	166,1	3,953	62,5	130	-	-	10x30	15,2	0,35
80	309,7	19,312	148,5	216	213,6	63,9	15x45	32	1,57
100	503,6	29,779	254,5	351	-	-	20x60	62,8	3,69
150	900	173,826	-	-	-	-	25x75	92,5	6,7
200	1610	245,454	-	-	-	-	30x90	134,4	10,17

A különböző geometriák közül végül az ESS-S megnevezésű (kerek, normál mélységű) tappancsot választottam, mivel az autó ajtó geometriája jól behatárolható, felülete simának tekinthető. A termék rendelkezik olyan felületekkel, amelyekhez a standard megfogó is párhuzamosan fel tud feküdni. További előnye a standard típusnak, a többi típushoz képest, hogy adott emelőerőhöz kisebb megfogó térfogat tartozik. Ez a tulajdonság majd a vákuumgenerátor kiválasztásánál lesz majd előnyös szempont, mivel kisebb teljesítményű berendezés is elegendő lesz egységnyi tartóerő előállításához. A kisebb teljesítményű

berendezés mellett, a vákuum előállításához szükséges sűrített levegő mennyisége is kisebb lesz, amivel energiát lehet megtakarítani.

9. táblázat: Számított értékek összefoglalása

Típus	Elméleti tartóerő [N]	Térfogat [cm ³]	Érintkező felület [mm ²]	Szükséges mennyiség (kerekítve) [db]	Összesített tartóerő [N]	Összesített érintkező felület [mm ²]	Összesített térfogat [cm ³]
ESS-S 80	309,7	19,312	5024	13	4026,1	65312	251,1
ESS-S 100	503,6	29,779	7850	8	4028,8	62800	238,2
ESS-S 150	900	173,826	17663	5	4500	88313	869,1
ESS-S 200	1610	245,454	31400	3	4830	94200	736,4

Ahhoz, hogy a vákuumgenerátort ki lehessen választani, szükséges még a tappancsokat és a generátort összekötő pneumatikus rendszer (korongok csatlakozója, összekötő csövek) méreteire is, mivel ezeknek az elemeknek a geometriája is terhelni fogja a rendszert. Az xy. táblázatban vannak összefoglalva az adatlapi, valamint a számított értékek. A csőátmérők kiválasztásánál figyelembe vettem a katalógusban található csatlakozó típusát és méretét, illetve a csövek hosszainak számításánál a vákuumkorongok számát. Ha a 9. és a 10. táblázatot összehasonlítjuk, akkor jól láthatjuk, hogy a rendszer vákuum szükségletét főként a tappancsok méretei és száma határozzák meg. A rendszer többi részének a vákuum szükséglete több nagyságrenddel kisebb, mint a megfogóké.

10. táblázat: Vákuumrendszer egyéb elemeinek vákuumterhelése

Típus	Csatlakozó térfogata HCL [cm ³]	Csatlakozók szükséges térfogata [cm ³]	Csőhossz [mm]	Csőátmérő [mm]	Csőtérfogat [cm ³]	Rendszer össztérfogata [l]
ESS-S 80	6,06	78,78	200	6	100,5	0,430
ESS-S 100	6,06	48,48	200	6	100,5	0,387
ESS-S 150	16,97	84,84	100	8	102,1	1,056
ESS-S 200	16,97	50,91	100	8	102,1	0,889

A számítások alapján végül az ESS-S 100 elnevezésű konstrukciót választottam, mivel a főbb követelményeknek ez felelt meg a legjobban. Ennél az opciónál van a rendszernek a legkisebb légfelhasználása, valamint a tapadókorongok összesített érintkező felületének nagysága is itt a legkisebb.

6.2.2. Vákuumgenerátor kiválasztása

A vákuumgenerátorok között meg lehet különböztetni folyamatos és szakaszos üzemmódú berendezéseket (32. ábra). A folyamatos üzemmódú berendezések vákuum előállítása során folyamatosan használnak fel sűrített levegőt, még azután is, hogy a megfelelő nagyságú vákuum felépült a megfogó és a mozgatandó tárgy között. A folyamatos levegőfelhasználás jelentős költséggel jár. Ezzel szemben a szakaszos üzemi berendezésekkel jelentősebb költségmegtakarítás érhető el, mivel a megfelelő vákuumszint felépülése után nem használ fel a generátor sűrített levegőt. A berendezésbe beépített nyomásmérő szenzor érzékeli a vákuumszintet, és ha a beállított értéket eléri a rendszer, akkor a beépített 2/2-es szelep lezár. A szelep akkor nyit ki újra, ha a kívánt vákuumszint alá esik a szívóhatás, és utánpótlás szükséges a rendszerbe. A generátorok beszerzési költségeit tekintve egy szakaszos üzemi berendezés, akár több nagyságrendileg is nagyobb lehet, mint egy egyszerű felépítésű folyamatos működésű generátornak, viszont ez a költségtöbblet többszörösen megtérülhet a berendezés élettartama során, a kisebb légszükségletnek köszönhetően.



32.ábra: Folyamatos és szakaszos üzemi vákuumgenerátor [18]

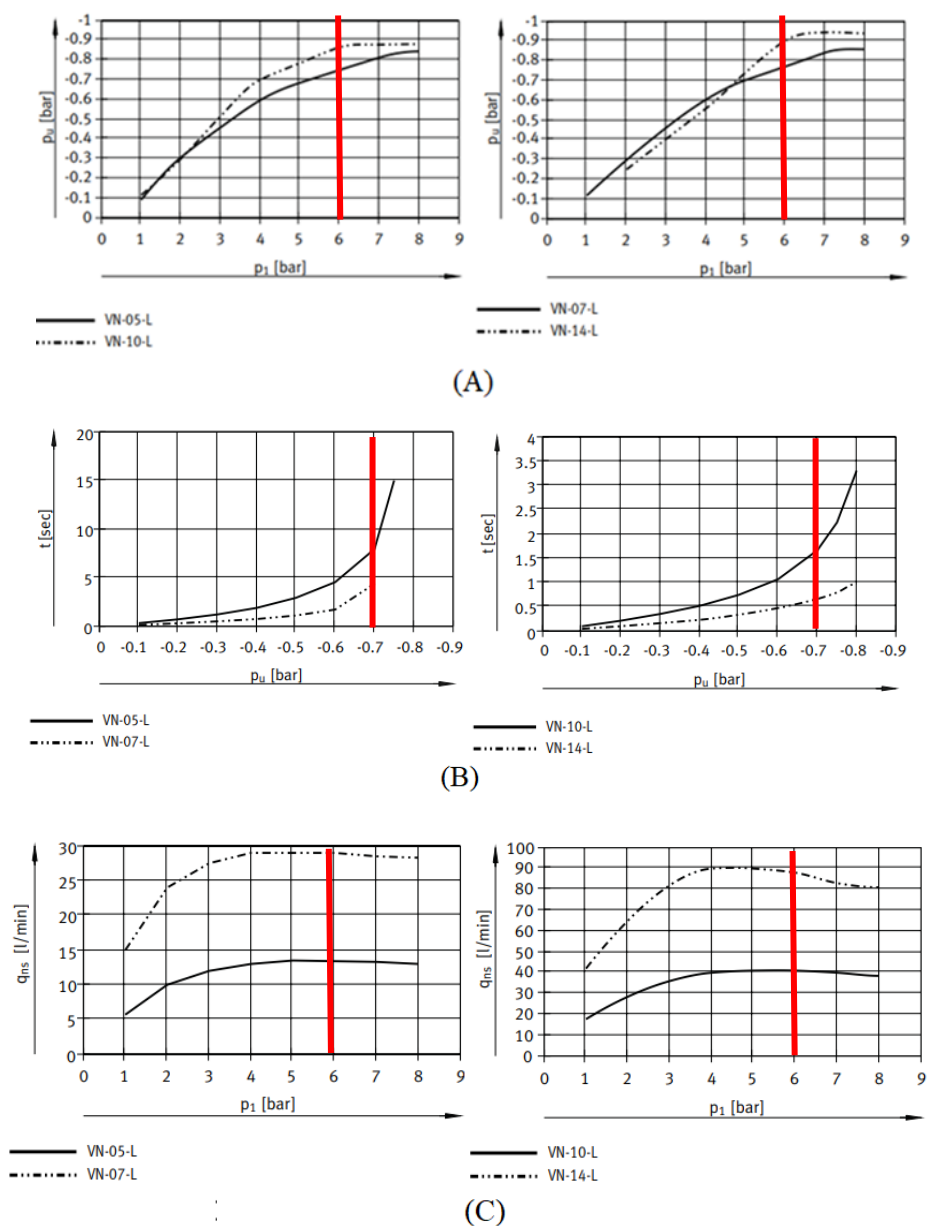
A kiválasztás első részében egy szakaszos, és egy folyamatos üzemi generátort választottam ki. Ekkor az elsődleges szempont az volt, hogy a ciklusidő a lehető legrövidebb legyen, tehát az előírt vákuum fel- és leépítése minél gyorsabban megtörténjen. A kiválasztás második szakaszában ezt a két generátor típust fogom összehasonlítani költségek szempontjából, és ezek után választottam ki a végleges megoldást. A 11. táblázatban összefoglaltam a fontosabb adatokat, amelyek befolyásolják a berendezés típusának eldöntését.

11. táblázat: Vákuumrendszer főbb paraméterei

Jellemző	Érték
minimális vákuumérték a megfelelő emelőerő eléréséhez	-0,7 bar
a rendszer összesített vákuumigénye	0,238 l
maximálisan megengedett idő, amely vákuum felépüléséhez szükséges	1 s

A vákuum előállító egységeket megkülönböztetik aszerint, hogy magas vákuumra, vagy magas szívótérfogatra van méretezve. Magas vákuumnál a berendezések úgy vannak megtervezve, hogy adott tápnyomás (és továbbá cél, hogy ez a tápnyomás a lehető legalacsonyabb legyen) mellett a berendezés 2-es kimenetén a lehető legnagyobb vákuumérték jöjjön létre. Magas szívóértékű berendezések alkalmazásánál a ciklusidő minimalizálása a cél. Ennél a típusnál a fő szempont, hogy 1 l vákuumot, előírt vákuumérték mellett, a lehető leggyorsabban elő lehessen állítani. Mivel előzetesen célként tűztem ki a ciklusidő minimalizálását, ezért a továbbiakban csak a magas szívóértékkel rendelkező berendezéseket fogom vizsgálni (Festo jelölés esetén az L jelölésű generátorok).

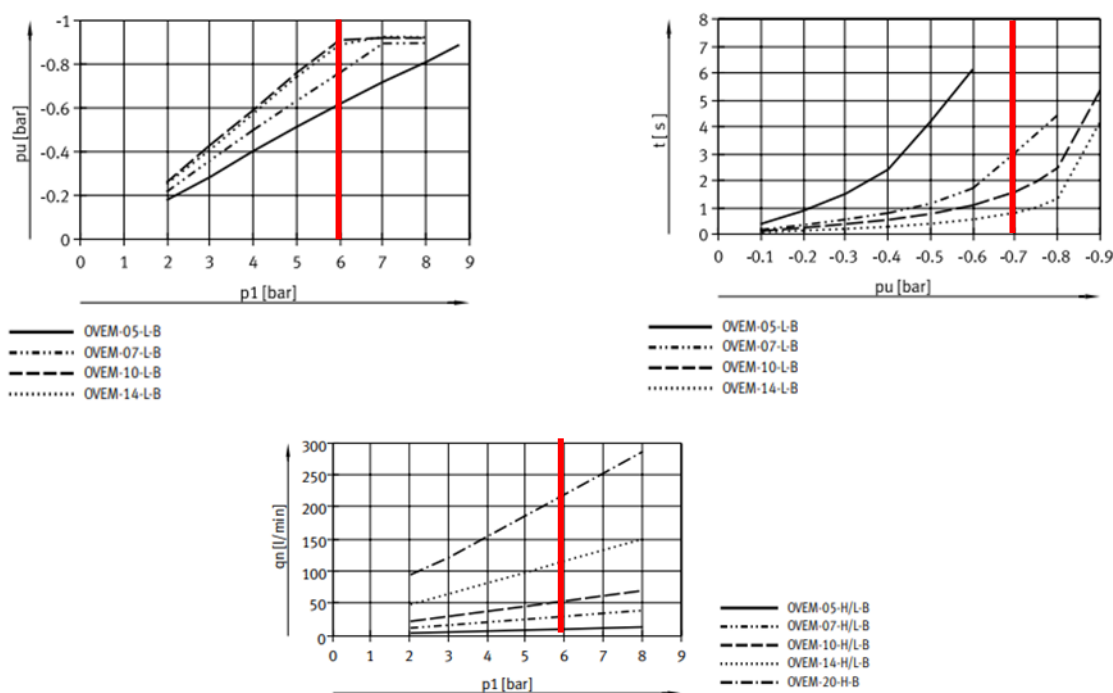
A 33. ábrán a folyamatos üzemmódú L típusú generátorok jellemzői látható. A B jelölésű diagram 6 bar-os táplevegővel előállított vákuumra vonatkozik. Jól látható, hogy az 5-ös vákuumfűvókával ellátott generátor 6 bar-on nem tudja elérni biztonsággal a -0,7 bar-os vákuumértéket, így ez nem felel meg az előzetes feltételeknek. A vákuumfűvóka méretének növelésével az előírt értéket a generátor időben hamarabb éri el, illetve a vákuum előállításához szükséges sűrített levegő felhasználása is növekszik. Az előírt vákuumértéket a VN-14-L típusú berendezés éri el a leghamarabb, a 0,238 l-es rendszerben 0,15 s alatt. Végső választásom a VN-10-L generátorra esett, hiába lassabb a levegő evakuációs ideje. A berendezés ugyan lassabb (0,375 s), de még ez is a kívánt időlimiten belül található. A választásom végül a kisebb levegőfelhasználás miatt esett erre, a VN-14-L-es típus 88 l/min, míg a 10-L-es típusnak 40 l/min a légfelhasználása.



33. ábra: Folyamatos üzemmódú vákuumgenerátor képességei [20]

A 34. ábrán a szakaszos üzemmódú L típusú generátorok jellemzői látható. A jobb felső és az alsó diagramok 6 bar-os táplevegővel előállított vákuumra vonatkozik. Itt is hasonló jelenség figyelhető meg, mint a folyamatos generátoroknál, hogy a vákuumfűvőka méretek növekedésével az egységnyi vákuum előállítás ideje csökken, viszont a légfelhasználása növekszik. Az idő kritériumot az 5-L típusú berendezésen kívül mindegyik generátor tudja teljesíteni, viszont a 7-L típusnál 6 bar-on nincs meg a megfelelő vákuum tartalék (-0,8 bar-ig

tud vákuumot előállítani), amellyel biztonságosan üzemeltethető lenne a rendszer. A választásom itt az OVEM-10-L berendezésre esett. Ugyan az egyel nagyobb berendezés (14-L) gyorsabban éri el a vákuumértéket, de a levegőfelhasználása kétszer nagyobb, mint a 10-L esetében.



34. ábra: Szakaszos üzemű vákuumgenerátor képességei [21]

6.2.3. Gazdasági értékelése a generátoroknak

A 12. táblázatban összefoglaltam az összes szükséges adatot és paramétert, ami szükséges a további gazdasági számításokhoz. A berendezések költségeit tekintve az OVEM berendezés jelentősen drágább, mint a folyamatos vákuumgenerátor, és az ehhez szükséges 2/2-es szelep, amely a vákuum megszüntetéséért felelős (a VN berendezésben nincs beépített 2/2-es szelep). A gazdasági számításokat 1 évre vonatkozóan számítottam ki. Az emelőberendezés hétköznaponként napi 24 órában lesz használva, így 1 év alatt felhasznált vákuumciklusok száma 120.480 db/év.

12. táblázat: Gazdasági számításhoz felhasznált adatok

Jellemző	Érték
levegő előállítás költsége	0,052 Eur/m ³
2/2-es szelep beszerzési költsége	36,61 Eur
VN-10-L beszerzési költsége	64,79 Eur
OVEM-10-L beszerzési költsége	352,69 Eur
VN-10-L légfelhasználása	40 l/min
OVEM-10-L légfelhasználása	50 l/min
a vákuumrendszer előírt értékének eléréséhez szükséges idő VN-10-L esetében	0,375 s
a vákuumrendszer előírt értékének eléréséhez szükséges idő OVEM-10-L esetében	0,375 s
vákuumrendszer használatának időtartama szerelési ciklusonként	50 sec
szerelési ciklus időtartalma (ajtó megfogástól- ajtó megfogásig)	60 sec
egy műszakra (8 óra) jutó vákuumciklusok száma	480 db
egy évre jutó műszakok száma	251 nap

A számítási módszer innen a két generátortípus esetén kettévál. A folyamatos üzemnél a vákuumrendszer folyamatosan használja a táplevegőt a vákuum előállításához, így ennél a típusnál az egész vákuumciklus idejét használni kell. A vákuumrendszer használatának időtartalmán azt az intervallumot értem, amely az ajtó megfogásától egészen az ajtó elengedéséig tart. Mivel a vákuum nem csak a teher A-ból B pontba történő mozgatásáig tart, hanem az ajtót addig szükséges tartani, ameddig az operátor az ajtót az autó karizériájához nem rögzíti, így ez megfogási folyamat a teljes szerelési ciklus jelentős részét lefedi. Folyamatos üzem esetén az éves sűrített levegő felhasználásnak költsége (4):

$$C_F = N_{a,v} \times T_{C,F} \times Q_F \times C = 120.480 \text{ db} \times \frac{50 \text{ sec}}{60} \times \frac{40 \frac{1}{\text{min}}}{1000} \times 0,052 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3} = 208,83 \text{ Eur} \quad (4)$$

, ahol C_F : a folyamatos üzemű generátor éves levegő felhasználásának költsége [Eur]

$N_{a,v}$: vákuumciklusok száma 1 évben [db]

$T_{C,F}$: vákuumciklus időtartalma folyamatos üzem esetén [min]

Q_F : folyamatos üzemű generátor légfelhasználása percenként [l/min]

C : sűrített levegő előállításának költsége [m³/Eur].

Szakaszos üzem esetén csak a vákuum felépüléséig eltelt idővel kell számolni, mivel a előírt vákuum érték elérése után a berendezésben található 2/2-es szelep lezár és csak akkor nyitja ki újra, ha például vákuum utánpótlás szükséges a rendszerben található szivárgások miatt. A számítás során 15%-os szivárgásértékkel számoltam. Szakaszos üzem esetén az éves sűrített levegő felhasználásnak költsége (5):

$$C_{SZ} = N_{a,v} \times T_{C,SZ} \times W \times Q_{SZ} \times C =$$

$$120.480 \text{ db} \times \frac{0,375 \text{ sec}}{60} \times 1,15 \times \frac{50 \frac{1}{\text{min}}}{1000} \times 0,052 \frac{\text{Eur}}{\text{m}^3} = 2,25 \text{ Eur} \quad (5)$$

, ahol C_{SZ} : a szakaszos üzemű generátor éves levegő felhasználásának költsége [Eur]

$N_{a,v}$: vákuumciklusok száma 1 évben [db]

$T_{C,F}$: vákuumciklus időtartalma szakaszos üzem esetén [min]

Q_{SZ} : szakaszos üzemű generátor légfelhasználása percenként [l/min]

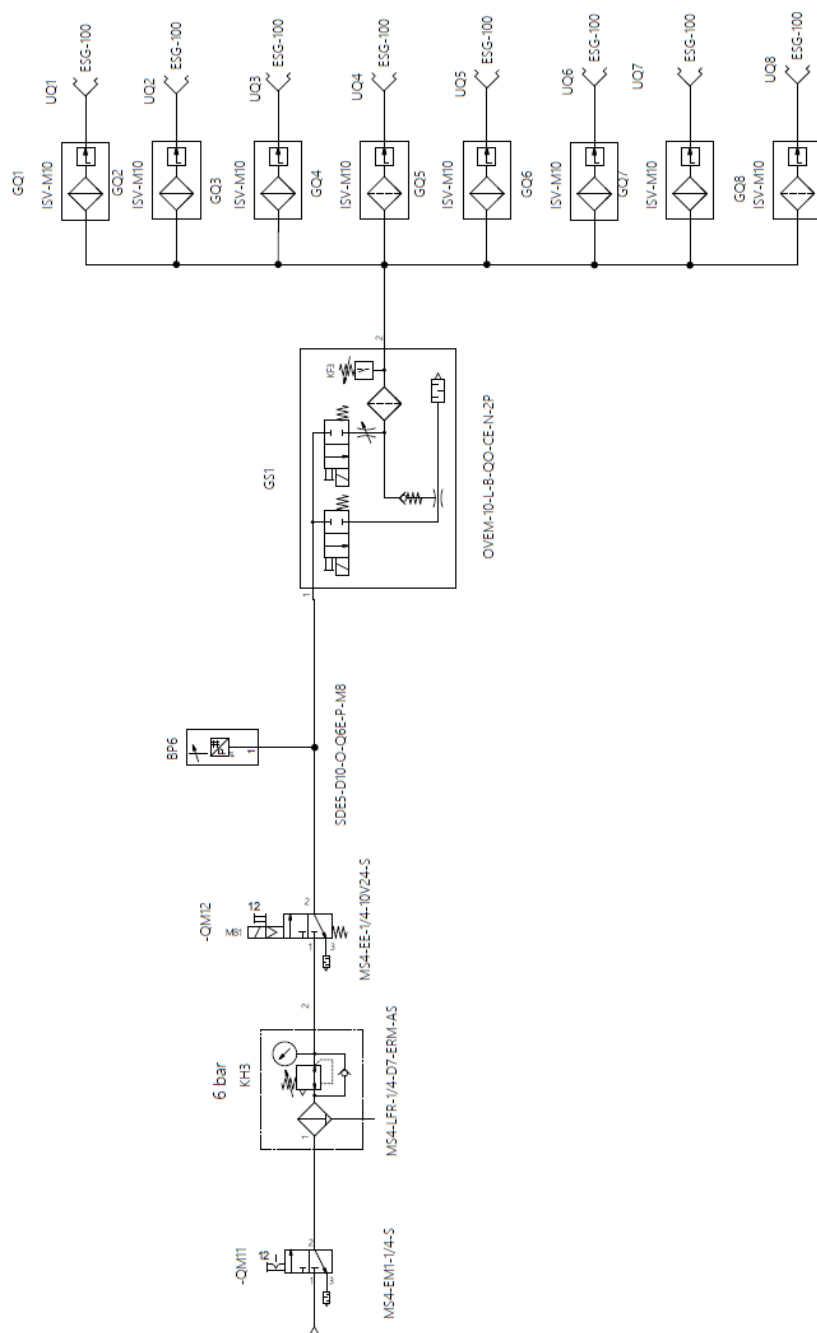
C : sűrített levegő előállításának költsége [m³/Eur]

Számításokból jól látható, hogy az OVEM generátor levegőfelhasználása jóval alacsonyabb a VN generátorénál, levegőfelhasználás költségét tekintve két nagyságrenddel alacsonyabb. Az OVEM generátornak ugyan magasabbak a bekerülési költsége, viszont ez a deficit, a szakaszos üzemmódjának köszönhetően, másfél éven belül megtérül. A fenti számítások alapján végül az OVEM-10-L típusú vákuumgenerátort választottam.

6.3. A megfogás további pneumatikus elemeinek kiválasztása

Biztonságtechnikai szempontból fontos, hogy a vákuum rendszer a tápellátó rendszerről le lehessen választani, valamint légteleníteni lehessen. Ez a két funkció elvégezhető 3/2-es alaphelyzetben zárt, monostabil szelep segítségével. Ebből a szeleptípusból két, funkcionálisan különbözőt is beépítettem. Az elektromos működtetésű bekapcsoló szelepet az emelőberendezés logikai egységéről lehet vezérelni, tehát a gépet használó személy a kezelőpanelről is meg tudja szüntetni az ág levegőellátását. A kézi működtetésű elzárószelep a karbantartások esetében lehet használatos, amikor a karbantartó személyzet biztosan meg akar győződni arról, hogy a rendszer nincs nyomás alatt. Az előírt légnyomásszint ellenőrzésének érdekében egy nyomásmérő szenzort (SDE5) is beépítettem a folyamatba, amely megfelelő nyomásszint esetén jelet tud küldeni a gépnek.

A vákuumos megfogás esetén az egyik leggyakoribb hibaok a tappancsok felületi sérülése, szakadása. Ilyen típusú hiba esetén a vákuumrendszer nem tud megfelelően mértékben felépülni, mivel azt, a szivárgás akadályozza. Egy vákuumrendszeren belül használt több tapadókorong esetében ez hibajelenség fokozottan fennáll. A hiba kiküszöbölésére a tappancsok mindegyike után közvetlenül felszerelnek vákuum biztonsági szelepeket. Ezek a szelepek úgy vannak kialakítva, hogy a vákuumkorong nem megfelelő zárása, tönkremenetele esetén lezárjanak, így megakadályozzák a vákuumszivárgást, és ezzel biztosítják, hogy a kellő emelőerő felépüljön. Erre a feladatra a katalógusból az ISV-M10 szelepet választottam ki. A 35. ábrán megtervezett vákuumkör látható a más beépített ISV-M10-es szelepekkel.



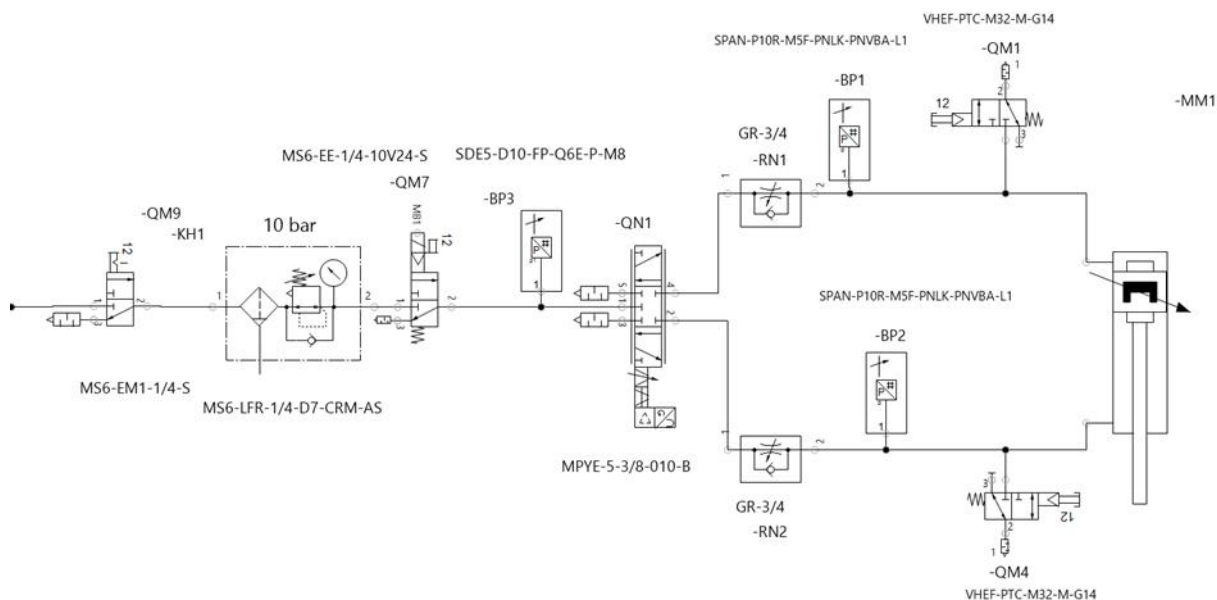
35. ábra: Megtervezett vákuumkör pneumatikus kapcsolási rajza

7. Pneumatikus vezérlőkör biztonságtechnikai elemzése

Ebben a fejezetben ez eddig megtervezett pneumatikus vezérlőkör kockázatelemzését fogom elvégezni. Az emelőgép legveszélyesebb meghibásodási esetét fogom a feladat során kirészelezní.

7.1. Emelőgép működésének leírása és szükséges teljesítményszint meghatározása

Az emelőgép magasságát a gépet használó operátor vezérli két gomb (le és fel) segítségével. A gombok megnyomásának időtartama határozza meg, hogy a gép mennyi ideig emeli, vagy süllyeszti a terhet. A gombok által kiadott elektromos jel feldolgozásra kerül a PLC-ben. Az enkódertől és a magasságállító gomboktól jövő jelet a logikai vezérlés feldolgozza, és a beállított értékeknek megfelelően vezérlő jelet küld proporcionális szelepnek (36. ábra). A szelep a dugattyú mozgatásával a kimeneteinek távozó levegő nagyságával szabályozza a munkahenger pozícióját.

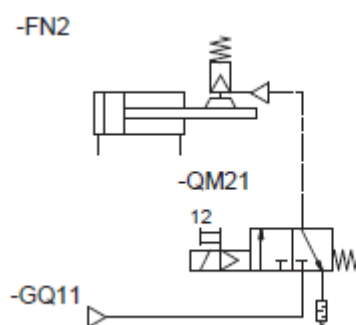


36. ábra: A berendezés pneumatikus vezérlőköre

Az emelőgép szempontjából a legveszélyesebb meghibásodás, amikor a terhelést mozgó munkahenger meghibásodik, vagy a pneumatikus rendszerből a munkavégző közeg szivárog és az alsó kamrában nem marad sűrített levegő. Mivel a munkahenger függőlegesen helyezkedik el, az alsó kamrából elszökő levegő miatt, a gravitáció a dugattyúrúdát elkezd lefele mozgatni. Ez a hibajelenség nagyon veszélyes mivel, ha éppen üzem közben történik meg teher emelése közben, akkor ez emberi élet épségét is tudja veszélyeztetni.

Szükséges teljesítményszintnek D (PLr D) szintet határoztam meg, mivel ez a baleseti szituáció komoly vissza nem fordítható károsodást vagy halált tud okozni a kezelőszemélyben (S1), a veszély csak ritkán fordulhat elő (F1), és a veszély alig elkerülhető (P2), mivel a túlnyomás tartja egy adott magasságban a dugattyúrúdát.

Jelenleg ezt a teljesítményszintet nem éri el a berendezés, mivel D biztonsági szint esetén a rendszernek legalább 2 csatornásnak kell lennie, illetve a külső kényszer miatti lefele mozgást jelenleg semmilyen mechanikai megfogás, ütköző nem gátolja. A rendszert egy SSB (Safe stopping and blocking) típusú védelemmel kell ellátni (37. ábra), amely egy dugattyúrúd mechanikus megfogását biztosítja rendellenes mozgás esetén.



37. ábra: SSB védelem sematikus rajza [14]

7.2. SSB biztonsági funkció megtervezése

A mechanikus megfogásként a Festo-tól egy DACS 25 A-S típusú féket és megfogó választottam. A berendezés pneumatikusan működtetett, a sűrített levegő beépített rugó ellen dolgozik, amely mozgatja a megfogó pofát. Táplevegő megszűnése esetén a benne található pofa megállítja és megtartja az általa közrefogott dugattyút. A készülék közvetlenül van diagnosztizálva egy beépített szenzor segítségével, ami a pofa helyzetét érzékeli (DC 90-99%).

Az MPYE proporcionális szelep szintén rendelkezik DC 90-99%-os képességgel, mivel az általam kiválasztott típus rendelkezik beépített szenzorral, amely folyamatosan vizsgálja a dugattyú helyzetét.

A fék pneumatikus köré teljesen független a vezérlő körtől, így itt is szükség van külön levegőelőkészítőegységre, és elektromos engedélyeztető szelepre (3/2-es szelep). Mivel ez a kör teljesen független a vezérlőkörben található proporcionális szelep működésétől, így a D teljesítményhez szükséges legalább 2 csatornás biztonsági előírásnak megfelel az új kialakítás. A 13. táblázatban a két alrendszert felépítő pneumatikus építőelemek biztonságtechnikai szempontból releváns paramétereit szedtem össze.

13. táblázat: *Pneumatikus elemek biztonságtechnikai értékei*

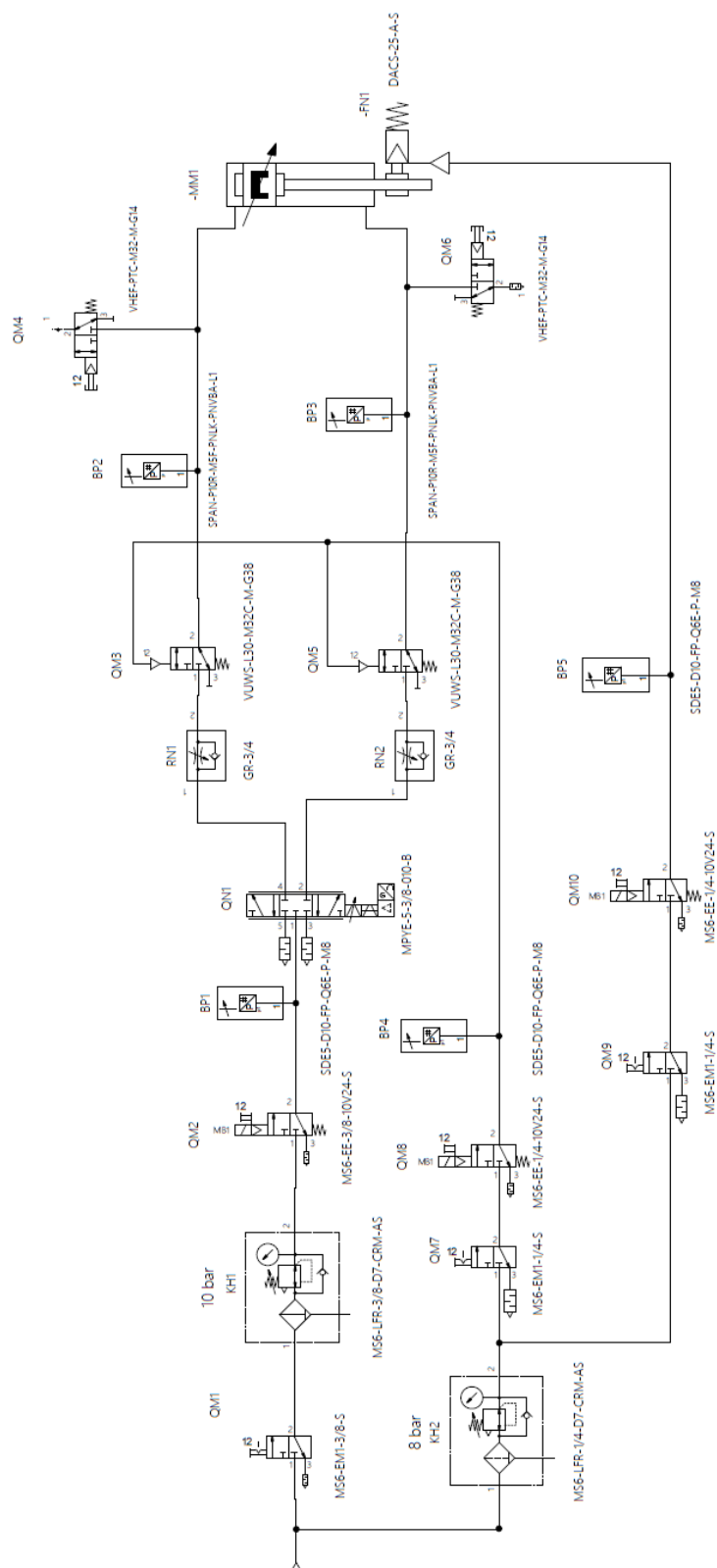
Típus és jellemző	Mennyiség
MPYE szelep-B ₁₀	400 millió ciklus
DACS fék- B ₁₀	20 millió ciklus
DNCI-32 enkóder- MTTF szenzor	4761 év
DNCI-32 enkóder- B ₁₀ munkahenger	20.000.000 ciklus
MS6-EE-1/2 engedélyező szelep- B ₁₀	350.000 ciklus

A számítások során úgy vettem, hogy a biztonsági rendszer minden műszak elején kell ellenőriznie a géphasználónak a vészgomb megnyomásával. Így az éves ellenőrzések száma $n_{op} = 753$ db/év. Az MTTF értéket a következő képlet alapján lehet kiszámolni:

$$MTTF = \frac{B_{10}}{0,1 \times n_{op}} \quad (6)$$

Így a DACS fék esetében az MTTF érték 265.604 év az MS6-EE-1/2 MTTF értéke 4648 év lett. A csatorna teljes eredője is megfelel a magas MTTF értéknek. A beépített biztonsági rendszer megfelel az előzetesen meghatározott D teljesítményszintnek.

36. ábra: *A berendezés pneumatikus vezérlőköre*



37. ábra: A berendezés pneumatikus vezérlőköre és biztonsági köre

8. Összefoglalás

Munkám során egy arányos szabályozási elven működő pneumatikus emelőberendezés sűrített levegővel vezérelt rendszerének tervezésével foglalkoztam. A konstrukció megtervezése előtt, a rendelkezésre álló szakirodalmak alapján összegyűjtöttem milyen elemekből épül fel egy pneumatikus rendszer és ezek kiválasztásánál milyen szempontokat kell figyelemmel tartani. A sűrített levegővel működő berendezések megismerése után, a proporcionális szelepeket és azok elektromos szabályozását is részleteztem. Ismertettem milyen berendezésekből áll, illetve milyen feltételei vannak egy megfelelően működő, elektro-pneumatikus szabályozásnak.

Miután megismertem az arányos szabályozással kapcsolatos főbb szempontokat, összehasonlítottam két pneumatikai berendezéseket gyártó cég ajánlását, amely ajánlások emelési feladatra lettek kidolgozva. A két cég más-más szabályozási elven működő emelőberendezés felépítését mutatta be. A működési mechanizmus ismertetése után, összehasonlítottam a két pneumatikus rendszert. A tervezés során a feltételrendszernek leginkább megfelelő konstrukciót (proporcionális útszabályozó szelep) vettem alapul, és később ennek a hátrányos tulajdonságait próbáltam kiküszöbölni.

A tervezés első lépéseként a pneumatikus elemeket választottam ki, majd az ezekkel az elemekkel felépített rendszeren pneumatikus szimulációt hajtottam végre, a Fluidsim 5 elnevezésű program segítségével. A szimuláció során megvizsgáltam, hogy bizonyos paraméterek változtatása milyen hatással vannak a rendszer viselkedésére. Az eredmények alapján kimondható, hogy az általam elvégzett jobbítások hatékonyan tudták javítani a pneumatikus szabályozás viselkedését. A munkahenger kétoldalról történő pneumatikus megtáplálása, valamint státusz kontrollal alkalmazása mellett a munkahenger mozgása teherfüggetlenné vált, valamint a le és felfelé történő mozgások dinamikája is közelítettek egymáshoz.

Az autó ajtó megfogásához vákuumos rendszert választottam. A rendszer méretezése mellett, a berendezések kiválasztásakor, figyelembe vettem a gazdaságosságos üzemeltetést is, ezért esett a választásom egy szakaszos üzemű vákuumgenerátorra. A gazdasági számítások azt mutatták, hogy ez a típusú vákuumgenerátor bekerülési költsége 1,5 év alatt megtérül.

A munkám legvégén összegyűjtöttem azokat a potenciális veszélyforrásokat, amelyek ezen gépegység működése közben előfordulhatnak. A veszélyforrások azonosítása után a pneumatikus rendszeremet úgy módosítottam, hogy ezen veszélyek teljesen megszűnjenek, vagy ne okozzanak sérülést a felhasználó számára.

A téma kidolgozása során sikerült részleteiben is jobban megismerni egy arányos pneumatikus rendszer elemeit, és azok működését. A méretezési folyamat során megtapasztaltam, hogyan kell funkcionálisan méretezni a különféle pneumatikai berendezéseket úgy, hogy a rendszer megfelelően tudjon működni.

9. Summary

In the course of my work, I designed the electro-pneumatic system of an automotive proportional pneumatic balancing system. By studying the literature, I learned about the components of the proportional pneumatic system and the key properties of the components.

After reviewing of the literature, I looked at what kind of system FESTO and SMC (pneumatic company) recommend. After comparison, I decided to use a proportional directional control valve. I used pneumatic simulation to check the operation of the system which I had designed. The results show that the dynamic behaviour of the system has improved due to my improvements.

I chose a vacuum system to hold the load, with all components selected by sizing. I used economic calculations to check the payback time of the vacuum generator which I chose.

At the end of my work, I looked at the hazards that can occur when using the equipment. After the analysis, I modified the pneumatic circuit so that the hazards would not cause major injuries.

10. Nyilatkozat

NYILATKOZAT

a szakdolgozat nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: Brenn Dávid
A Hallgató Neptun kódja: J4ZJT1
A dolgozat címe: Pneumatikus anyagmozgató és kiegyensúlyozó rendszer
tervezése
A megjelenés éve: 2023
A tanszék neve: Műszaki Intézet

Kijelentem, hogy az általam benyújtott szakdolgozat egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, s az irodalomjegyzékben szerepeltettem.

Ha a fenti nyilatkozattal valótlan állítottam, tudomásul veszem, hogy a Záróvizsga-bizottság a záróvizsgából kizár és a záróvizsgát csak új dolgozat készítése után tehetek.

A leadott dolgozat, mely PDF dokumentum, szerkesztését nem, megtekintését és nyomtatását engedélyezem.

Tudomásul veszem, hogy az általam készített dolgozatra, mint szellemi alkotás felhasználására, hasznosítására a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem mindenkor szellemi tulajdonkezelési szabályzatában megfogalmazottak érvényesek.

Tudomásul veszem, hogy dolgozatom elektronikus változata feltöltésre kerül a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem könyvtári repozitori rendszerébe.

Kelt: 2023 év 11 hó 43 nap

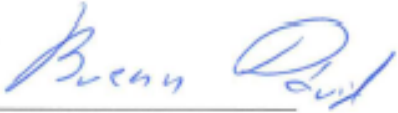

Hallgató aláírása

NYILATKOZAT

Alulírott BREUN DAVID, a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem, SZENT ISTVÁN Campus, GÉPESZMÉRVÉN szak nappali/levelező* tagozat végzős hallgatója nyilatkozom, hogy a dolgozat saját munkám, melynek elkészítése során a felhasznált irodalmat korrekt módon, a jogi és etikai szabályok betartásával kezeltem. Hozzájárulok ahhoz, hogy Záródolgozatom/Szakdolgozatom/Diplomadolgozatom egyoldalas összefoglalója felkerüljön az Egyetem honlapjára és hogy a digitális verzióban (pdf formátumban) leadott dolgozatom elérhető legyen a témát vezető Tanszéken/Intézetben, illetve az Egyetem központi nyilvántartásában, a jogi és etikai szabályok teljes körű betartása mellett.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem*

Kelt: 2023 év 11 hó 13 nap


Hallgató

NYILATKOZAT

A dolgozat készítőjének konzulense nyilatkozom arról, hogy a Záródolgozatot/Szakdolgozatot/Diplomadolgozatot áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A Záródolgozatot/Szakdolgozatot/Diplomadolgozatot záróvizsgán történő védésre javaslom / nem javaslom*.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem*

Kelt: 2023 év 11 hó 13 nap


Belső konzulens

**KONZULTÁCIÓS
NYILATKOZAT**

A BRENN DÁVID (név) (hallgató Neptun azonosítója: F4ZFJA) konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a szakdolgozatot¹ áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A záródolgozatot/szakdolgozatot/diplomadolgozatot/portfóliót a záróvizsgán történő védelemre javaslom / nem javaslom².

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem³

Kelt: 2023 év 11 hó 13 nap



Belső konzulens

11. Irodalomjegyzék

- [1] <https://airmonitor.hu/pneumatika/>, 2023.11.01..
- [2] <https://www.pneumatika-oktatas.hu/mi-a-pneumatika/>, 2023.11.01.
- [3] D. M. S. E., Pneumatikus lineáris hajtások energiahatékony pozíciószabályozása, Szent István Egyetem, PhD tézis, Gödöllő, 2019.
- [4] Raptis D., Pneumatika-elektropneumatika-rendszertechnika, Nyugat-magyarországi Egyetem Kiadó, 2015.
- [5] https://www.festo.com/hu/hu/e/megoldasok/iparagak/autoipar/autoipari-beszallitok-tier-1-beszallitok-id_5627/, 2023.11.01..
- [6] B. P., *Pneumatic Drives*, Springer, 2007.
- [7] SMC, *Az ipari automatizálás alapjai*, 2021.
- [8] Czmerk A. J., *Pneumatikus rendszerek dinamikájának és beállási pontosságának javítása, PhD értekezés*, Budapest: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, 2007.
- [9] Dr. Nemes J., *Irányítástechnika*, Nyugat-magyarországi Egyetem, 2012.
- [10] Krivts I. L. és Krejnin G.V., *Pneumatic Actuating System for Automatic Equipment*, Taylor & Francis, 2006.
- [11] SMC, *All air balancing system (gyártói ajánlás)*.
- [12] Festo, *Balancer kits YHBP (gyártói katalógus)*.
- [13] Dr. Földi L. J. és Berencsi B., *Ipari gépek CE jelölése és biztonsága az EU-s és hazai szabályozás tükrében*, Budapest: Magyar Mérnöki Kamara, 2022.
- [14] Festo, *Guideline for functional safety, Pneumatic and electric solutions*.

-
- [15] Festo, *Proportional directional control valves MPYE* (gyártói katalógus).
 - [16] M. Anderson, *Ergonomics Training Manuals*, Valent BioSciences.
 - [17] Festo, *Standards-based cylinders DSBC, ISO 15552* (gyártói katalógus).
 - [18] Festo, *Basic principles of vacuum technology, brief overview* (gyártói ajánlás).
 - [19] Festo, *Suction cups with connector ESS/Suction cups without connector ESV* (gyártói katalógus).
 - [20] Festo, *Vacuum generators VN* (gyártói katalógus).
 - [21] Festo, *Vacuum generators OVEM* (gyártói katalógus).

12. Mellékletek