



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar

Gépjárművek Tanszék

Pneumatikus fékrendszer szimulációja MATLAB/Simulink környezetben

TDK dolgozat

Készítette: Baldauf András, gépészmérnök szak (BSc)

Konzulens: Hankovszki Zoltán PhD hallgató

2011. november

Tartalomjegyzék

1	Bevezetés	4
1.1	Jármű szimuláció.....	4
1.2	Járműbiztonság.....	5
2	Főbb aktív biztonsági rendszerek légfék esetén	7
2.1	Anti-lock Braking System (ABS)	7
2.2	Anti Spin Regulator (ASR).....	8
2.3	Electronic Braking System (EBS)	9
3	Modell	10
3.1	A modellalkotás céljai	10
3.2	Fizikai modellek.....	11
3.2.1	Tömegáramok	11
3.2.2	Nyomások	13
3.3	Komponensek	17
3.3.1	Cső.....	17
3.3.2	T-elosztó	18
3.3.3	Légtartály	19
3.3.4	Áteresztő szelep.....	19
3.3.5	Visszacsapó szelep.....	20
3.3.6	Kompresszor	20
3.3.7	Levegő előkészítő egység.....	22
3.3.8	Fékpédál	23
3.3.9	Rögzítőfék-szelep.....	25
3.3.10	Fékerő-módosító	26
3.3.11	Fékkamra	28

3.3.12	Kétutas szelep.....	30
3.3.13	Mágnesszelep	31
3.3.14	ABS szelep.....	33
3.3.15	EBS szelep.....	35
3.3.16	Relészelep	38
4	Komplett konfigurációk.....	39
4.1	Fékrendszer beillesztése egy szimulációba	39
4.2	Felhasználói felület.....	40
4.3	Kéttengelyes fékrendszer ABS szeleppel.....	43
4.4	Kéttengelyes fékrendszer EBS szeleppel.....	45
5	Validáció	47
5.1	Statikus állapot.....	48
5.2	Tranziens állapot.....	49
5.3	ABS mód tesztelése	51
6	Tovább lépés	53
7	Irodalomjegyzék.....	54

1 Bevezetés

1.1 Jármű szimuláció

Napjainkban egyre élesedik a verseny a személyautó és haszongépjármű piacon. Az elmúlt évtizedekben megfigyelhető a fejlesztési periódusok folyamatos csökkenése: a korábbi évtizedekben 8-9 év telt el 2 generációváltás között, ma ez az időtartam 5-6 évre csökkent. Ehhez párosul a ma már szinte kötelezőnek számító modellfrissítés a modell életének felénél.

Ebben a szituációban következett be a gazdasági válság, mely még jobban fokozta a versenyhelyzetet az autóiparban. Emellett – többek közt pont a válság miatt – a fogyasztói igények is változáson mentek keresztül: előtérbe kerültek a kisebb, gazdaságosabb járművek.

Kijelenthető az is, hogy a technológia fejlődésével tendenciaszerűen növekedik a járművek teljesítménye (lásd 1. táblázat), az áruszállítók is egyre közelebb kerülnek mind kényelemben, mind utazási sebességben személyszállító társaikhoz. Ezzel egyidejűleg egyre magasabb elvárásokat támasztanak a vásárlók a biztonság és a kényelem terén is.

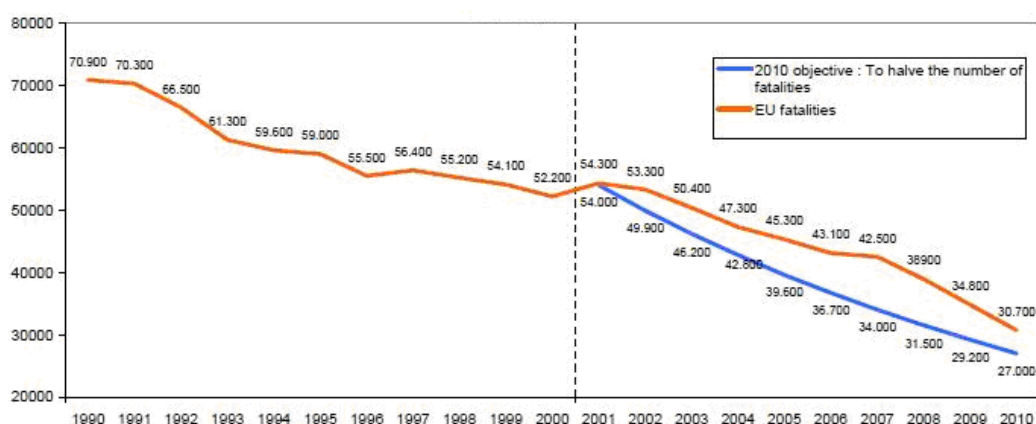
Év/Generáció	Motor	Súly	Kerékméret
1974 / Mk1	1,5l 70le	805kg	155 SR 13
1983 / Mk2	1,6l 74le	870kg	175/70 R13
1991 / Mk3	1,6l 75le	960kg	175/70 R13
1997 / Mk4	1,6l 105le	1142kg	195/65 R15
2003 / Mk5	1,6l 115le	1184kg	195/65 R15
2009 / Mk6	1,4l 120le	1270kg	195/65 R15

1. táblázat: Volkswagen Golf egymás utáni generációi, azonos modellváltozat adatai – folyamatos növekedésben a járművek súlya (a biztonsági követelmények miatt), teljesítménye (a menetdinamikai elvárások miatt), és a gumibroncsok mérete (jobb tapadás a nagyobb tömeg és kanyarsebességek miatt)

A fenti trendek rákényszerítik az autógyárakat a fejlesztés költségének csökkentésére azonos innovációs elvárások mellett. Egy kézenfekvő lehetőség erre számítógépes szimulációk használata. A számítástechnikai eszközök sebessége ugrásszerűen fejlődött az elmúlt évtizedekben, és a fejlődés sebessége előreláthatólag a közeljövőben is hasonló nagyságú marad, ez lehetővé teszi egyre komplexebb járműmodellek létrehozását, így egyre több funkció tesztelhető virtuális környezetben. Ezek a modellek rengeteg különböző beállítás, változtatás vizsgálatát teszik lehetővé viszonylag rövid idő alatt. Amellett, hogy a tesztelési lehetőségek száma így jelentősen bővül, nagy előnye továbbá, hogy a mérések bármikor könnyen reprodukálhatóak. Ugyan a valós tesztek elvégzése megkerülhetetlen, hiszen a modellt validálni kell, de ezen tesztek száma jelentősen csökkenthető, ami a fent említett fejlesztési időre van nagy befolyással. Emellett természetesen a költségek is jelentősen alacsonyabbak a szimulációs modell használata esetén.

1.2 Járműbiztonság

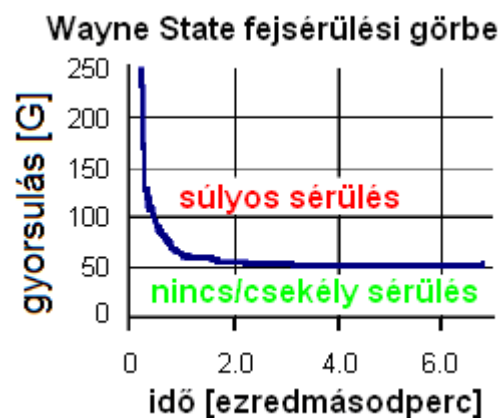
A 2001. évben a jelenlegi 27 EU tagország útjain 54 302 ember hunyt el közlekedési balesetben [1]. Ez az elrettentő szám cselekvésre készítette az EU döntéshozóit, melynek eredménye 2001-ben kiadott Fehér könyv a közlekedésről. Ebben a dokumentumban célszámokat határoztak meg, mely szerint – többek között – a halálos áldozatok számát 2010-re a 2001-s érték felére, évi 27 000 főre kell csökkenteni [2].



1 ábra: A balesetben elhunytak számának alakulása. A kék görbe mutatja a célszámot, a narancs pedig a valós adatokat [2]

Ez az irányelv komoly nyomást helyezett a járműgyártókra. A járművekben használt biztonsági rendszereket a működési elv alapján két csoportba lehet sorolni: aktív és passzív. A passzív rendszerek célja, hogy egy baleset bekövetkezése esetén minél jobban enyhítse az utasok által elszenvedett sérülést (tipikusan ilyen például a biztonsági öv, a légzsák vagy a jármű energiaelnyelő gyűrődési zónája). Ezzel szemben az aktív rendszerek abban nyújtanak segítséget, hogy a járművezető el tudja kerülni a balesetet.

A passzív rendszerek fejlesztése manapság egyre inkább fizikai korlátokba ütközik. Egy baleset során a jármű sebessége a másodperc töredéke alatt csökken az utazósebességről nullára. Így még ha a gyűrődési zóna a teljes ütközési energiát elnyelné, pusztán maga a lassulás is komoly sérüléseket okoz. Kutatások szerint maximum 50 G-s lassulást képes tartósan elviselni a szervezet maradandó károsodás nélkül (2. ábra)



2. ábra: Fejsérülési kockázatokat ábrázoló görbe [3]

Emellett a passzív rendszerek erősítése jellemzően a jármű tömegének növekedésével is jár (1. táblázat, bár a biztonság miatti robusztusság-növelés csak az egyik faktor, az átlag tömeg többek között kényelmi okok miatt is nő, az azonos kategóriájú járművek belső tere és így a mérete is nőtt az utóbbi évtizedekben). Ennek egyrészt menetdinamikai szempontból is előnytelen hatása van, mivel nagyobb tömegek mozgathatásához nagyobb erők szükségesek, mely hirtelen irányváltásokkor, vagy egy fellépő oszcillációnál gondot okozhat. Ráadásul a tömeg növelésével értelemszerűen növekedik a

fogyasztás, és a károsanyag-kibocsátás, nehezebbé téve az amúgy is szigorú EU szabályok teljesítését.

Mindezen okokból kifolyólag – bár a passzív rendszerek továbbra is fontosak maradnak – mindinkább előtérbe kerül az aktív rendszerek fejlesztése.

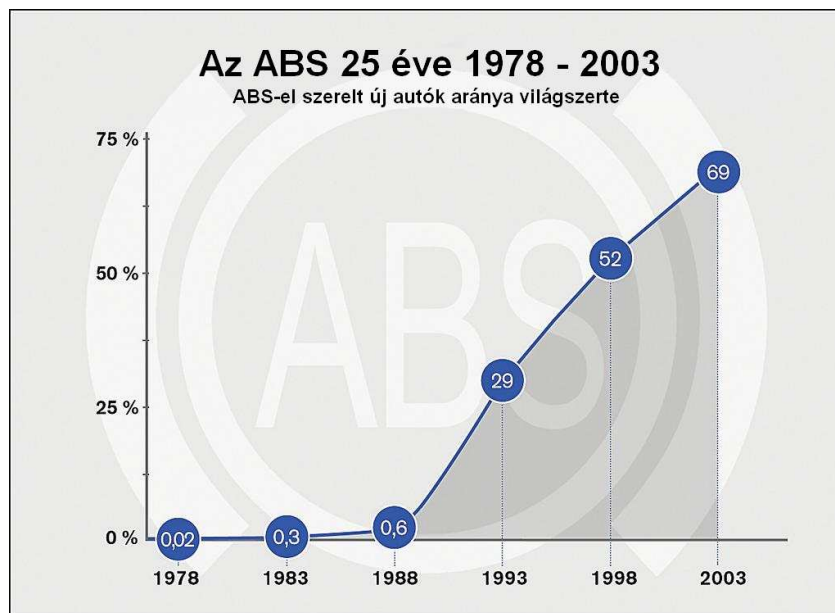
2 Főbb aktív biztonsági rendszerek légfék esetén

2.1 Anti-lock Braking System (ABS)

A kerekek blokkolása vészfékezés esetén biztonsági szempontból több ok miatt is nemkívánatos. Egyrészt ha elkezd csúszni a kerék, a vezető gyakorlatilag elveszti az uralmát a jármű felett, hiszen nem tudja annak mozgását kormányzással befolyásolni – mivel a nagymértékű hosszirányú csúszás jelentősen csökkenti a keresztirányú erőátadási lehetőségeket. Emellett csúszáskor a talaj és a kerék között fellépő (fékező) erő alacsonyabb a maximálisan átvihető erőnél (ezeknek a jelenségeknek az okait [4] tárgyalja részletesen).

Ez a felismerés egészen korán megszületett, már a 1930-s években születtek szabadalmak a kerekek sebességének (illetve a csúszásának) szabályzására [5]. Technológia okokból ezek a korai konstrukciók azonban nem voltak sem elég megbízhatóak, sem elég pontosak. A digitális korszak beköszöntével azonban megjelentek azok a szenzorok és elektronikus egységek, amelyek már elég gyorsan és precízen dolgozták fel a szükséges adatokat. A szenzorok mérik a jármű kerekeinek fordulatszámát, és azok viszonya alapján az elektronikai egység eldönti szükséges-e a beavatkozás. Ha igen, akkor bekapcsolnak az ABS egység mágnesszelepei és megakadályozzák a kerekekre kerülő fékezónyomaték növekedését (az ABS szelep részletes működéséért lásd 3.3.14).

A sorozatgyártás a 70-s években kezdődött meg, 1978-ban az S osztályú Mercedest már lehetett ABS-sel rendelni [6]. A drága technológia miatt azonban ez az eszköz egészen a 90-s évekig kizárólag a prémiumkategóriás autók sajátja volt.



3. ábra: ABS-el szerelt autók aránya az idő előrehaladtával [6]

Az áttörés egyrészt a korábban kifejtett fejlesztési versenynek, valamint a technológia felfutásának köszönhető: a sorozatszám növekedésével csökkent a darabköltség, így ma már a legtöbb személyautó alapfelszereltségéhez tartozik a blokkolásgátló.

Jellemző, hogy a haszongépjárművekkel szemben magasabbak a biztonsági előírások, hiszen ezek a járművek átlagosan jóval nagyobb távot tesznek meg élettartamuk során, valamint egy esetleges baleset esetén jóval nagyobb a keletkező személy és anyagi kár, mint személygépjárművek esetén. Emiatt 2002-től minden forgalomba állított haszonjárművet fel kell szerelni blokkolásgátlóval [5].

2.2 Anti Spin Regulator (ASR)

Az ABS miatt feldolgozott keréksebességeket más célokra is fel lehet használni. Nem csak az jelent problémát, ha valamelyik kerék sebessége hirtelen lecsökken – ami azt jelentheti, hogy blokkol a kerék –, hanem az is, ha ugrásszerűen megnő. Ez akkor fordulhat elő, ha a hajtott kerék kipörög. Ezen szituáció egyrészt veszélyes, hiszen csökkenti a jármű irányíthatóságát, másrészt gazdaságtalan, lévén növeli a fogyasztást és az abroncs kopását.

Extrém esetben, ha a hajtott tengely terhelése nagyon alacsony és/vagy csúszós az út, a járművel el sem lehet indulni.

Ennek kiküszöbölésére született meg a kipörgés gátló (ASR). Két lehetőség van a keréksebesség csökkentésére: csökkentjük a hajtónyomatékokat, vagy elkezdjük fékezni a hajtott kereket. Az első megoldás a motorvezérlő elektronika feladata és független magától a fékrendszertől, az csak adatkommunikációs úton közli kérelmét a motorvezérlővel. A második lehetőség, ha az ABS elektronika parancsot ad az ASR szelep megnyitására, és így – anélkül hogy a sofőr rálépne a fékpedálra – megnöveli a nyomást a fékkamrákban. Ennek a részletezésére a 4.3 pontban térek ki.

2.3 Electronic Braking System (EBS)

Az elektronikus információátvitelnek számos előnye van a mechanikus vagy pneumatikus jelátvitellel szemben: jóval gyorsabb, valamint kevesebb energiát igényel a működésbe hozása. Ezt felismerve már a 80-s években bemutatták az ún. drive-by-wire koncepciót [7]. Ennek lényege, hogy a sofőr, és a fizikailag beavatkozó egységek (kormányzás, fékrendszer, motor, hajtáslánc) közötti kapcsolat teljes mértékben elektronikusan működik.

Bár ennek a teljes megvalósítása még ma is fejlődik, de sok előrelépés történt. Már 1985-ben bemutatták az első haszongépjárműveken használható brake-by-wire rendszert [7], 1993-ban pedig már – igaz kis példányszámban – sorozatgyártásra került, manapság pedig egyre nagyobb arányban szerelnek új járműveket EBS-l. Biztonsági okok miatt haszongépjárműveknél a kizárólag elektronikus vezérlésű fékrendszer még nem engedélyezett, kötelező a pneumatikus biztonsági kör beépítése.

A rendszer lényege, hogy a fékpedáltól az EBS egységig elektronikusan folyik a kommunikáció. Az EBS egység elektronikája pedig egyrészt a sofőr igénye alapján, a kerékfordulatszámokat figyelembe véve a mágnesszelepeket működtetve (lásd 3.3.15) beállítja a fékkamrák nyomását. Az egyik előnye ennek a rendszernek, hogy a sofőr lassítási szándéka gyorsabban jut el a

fékkamrákig, így csökken a fékút. Emellett a kipörgés gátló és a blokkolásgátló egy egységbe integrálható, így az egész rendszer kompaktabb.

3 Modell

3.1 A modellalkotás céljai

A Knorr-Bremse vállalatánál 2010 nyarán kezdtem el dolgozni egy pneumatikus fékrendszer modellen. A cégen belül többek közt a bevezetőben kifejtett okok miatt általánosan elterjedt a szimulációk alkalmazása a legkülönbözőbb fejlesztések tesztelésére. Így igény nyílt egy sokrétűen használható, flexibilis fékrendszer-csomag készítésére. A gyakorlatban ez kettős igényt jelent: egyrészt a fékrendszer jellemzően egy komplex jármű szimuláció része. Ilyenkor a hangsúly nem magán a fékrendszeren van, az csak egy eszköz, amivel a felhasználó egyéb, számára releváns dolgokat tesztelhet egy reális környezetben. Ennek megfelelően szükség van olyan kész konfigurációkra, amelyek könnyedén, akár a fékrendszer részletes ismerete nélkül is beilleszthetők az említett környezetbe. Ebből a célból lettek létrehozva a leggyakrabban előforduló rendszerek "kulcsrakész" modelljei, melyeken csak a legfőbb, könnyen értelmezhető és hozzáférhető paraméterek állíthatók (pld. fékkamra mérete, fék hatásfok, rendszernyomás stb.).

Azonban a haszongépjárművek, autóbuszok piacán az adott fékrendszert jelentősen alakítják a gyártói igények, aminek eredménye a rendkívül nagyszámú különböző konfiguráció. A jármű lehet 2, de akár 6 tengelyes, melyek közül bármelyik lehet hajtott. Lehet szerelni az egyes tengelyeket ABS, EBS, kipörgés-gátló rendszerekkel vagy a nélkül, lehet mechanikus vagy pneumatikus fékerőelosztót használni, lehet légrugót beépíteni, ami szintén a fékrendszer pneumatikáját használja. A lehetőségek száma szinte végtelen, ezért nem lehet cél minden elképzelhető konfiguráció elkészítése. Ehelyett egy modulcsomag elkészítésére esett a döntés. Ennek a lényege, hogy a valóságban önálló egységek (pld. levegő előkészítő, fékpedál, stb.) és összekötő elemek (csövek) egyenként kerültek modellezésre. Így a felhasználó a modell részletes ismerete nélkül is képes összeállítani bármilyen általa

elképzelt rendszert. Ráadásul ilyenkor az egyes egységek fizikai paraméterei külön-külön is megadhatóak.

A modellt a MATLAB program Simulink csomagjának segítségével készítettem. Ennek a programnak előnyei közé tartozik, hogy egy könnyen kezelhető grafikus felületen keresztül történik a programozás, így viszonylag kevesebb programozói tapasztalatot igényel, és gyorsan felépíthetők illetve változtathatóak, tesztelhetőek a modellek. Továbbá mivel a szoftver képes a modellből - többek közt - C-programkódot generálni, ezért sokféle környezettel kompatibilis.

A program lehetőséget biztosít különböző megoldók használatára. Ezeknek közös jellemzője, hogy mindegyik diszkrét pontokban számolja ki a megadott egyenleteket, és e pontok között akár interpolál is. Mivel digitális rendszerről van szó, ezért a modell nem csak idő, hanem adattartományban is diszkrét értékeket ad vissza. Választható, hogy a lépésköz (2 diszkrét időpont között eltelt idő) változó vagy fix legyen. Mivel a cél egy olyan szimuláció létrehozása volt, ami egyrészt használható ún. hardware-in-the-loop (melyek során valós hardverekkel kell a szimulált egységnek együttműködnie) szimulációkhoz, másrészt pedig számítási kapacitásigény szempontból is megfelelő kellett, hogy legyen, ezért egy fix, 1 ms lépésközű Euler-megoldót választottam. Ezen lépésköz előnye a gyors futásidő, hátránya viszont, hogy ha a modellezett rendszer sajátfrekvenciája túl magas, akkor a szimuláció elkezdhet "oszcillálni".

3.2 Fizikai modellek

3.2.1 Tömegáramok

Mivel a szimuláció a fent említett okokból moduláris jellegű, a pneumatikai lánc folytonossága kritikus kérdés. A cél az, hogy a nyomásterjedés a rendszerben mindenféle konfiguráció esetén kielégítse az energia-megmaradás és a kontinuitás törvényét. Ez a gyakorlatban úgy lett megoldva, hogy minden egységet fojtások által összekötött légkamrák hálózatának tekintünk. A fojtásokon átfolyó pillanatnyi tömegáram a következő egyenlettel írható le [8]:

$$\dot{m} = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \quad (1)$$

Ahol:

- $\dot{m}$ tömegáram [kg/s]
- ρ sűrűség [kg/m³]
- α kontrakciós tényező [-]
- A fojtás keresztmetszete [m²]
- v áramlás sebessége [m/s]

Itt két állandó paraméter (kontrakciós tényező, keresztmetszet) és két időben változó paraméter szerepel. Az áramlási sebesség a következő képlet alapján került számításra:

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T \cdot \left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (2)$$

Ahol:

- κ adiabatikus kitevő [-]
- R gázállandó [J/kg/K]
- p_{be} bemeneti tartály nyomása [Pa]
- p_{ki} kimeneti tartály nyomása [Pa]

Utóbbi képlet addig érvényes, amíg az áramlás sebessége el nem éri a lokális hangsebességet. Ennél magasabb nem lehet az áramlás sebessége, ezért ha a nyomásviszony a kritikushoz magasabb, akkor a fenti képlet (3) szerint módosul:

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T \cdot \Pi^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (3)$$

Ahol:

$$\Pi = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (4)$$

A sűrűség pedig:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (5)$$

Visszahelyettesítve (2)-t és (5)-t (1)-be:

$$\dot{m} = \alpha \cdot A \cdot \frac{p_{be}}{R \cdot T} \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T \cdot \left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}} \quad (6)$$

3.2.2 Nyomások

A kamrák szimulációjánál a következőket feltételeztem (a szimuláció céljaival összhangban):

- A hőmérséklet és nyomáseloszlás egyenletes a teljes térfogaton
- A gáz fizikai tulajdonságai, mint pl. a gázállandó vagy fajhő minden nyomáson és hőmérsékleten állandó
- A teret ideális gáz tölti ki
- A kamra felületén hőátadás van a környezet felé
- A kamra térfogata állandó

Mint említettem, a szimulációval szemben támasztott egyik követelmény a kontinuitás törvényének kielégítése. Ennek megfelelően a kamrákban levő tömeg mindig egyenlő kell, hogy legyen a kezdeti tömeg, valamint a ki- és beáramló tömegek összegével:

$$m = m_0 + \int \sum \dot{m}_{be} dt - \int \sum \dot{m}_{ki} dt \quad (7)$$

A másik elvárás pedig az energia-megmaradás törvényének szem előtt tartása. A fent említett közelítéseket figyelembe véve a kamra energiaváltozása a következő képlettel írható le [9]:

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{m}_{be} \cdot h_{be} - \sum \dot{m}_{ki} \cdot h_{ki} + \dot{Q} \quad (8)$$

Ahol a hőáram és az entalpia:

$$\dot{Q} = A_{kamra} \cdot k \cdot (T_k - T_{körny}) \quad (9)$$

$$h = c_v \cdot T \quad (10)$$

Felhasználva a belső energia és a nyomás közti összefüggést [9]:

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_k} \cdot \left(\sum \dot{m}_{be} \cdot T_{be} - \sum \dot{m}_{ki} \cdot T_{ki} \right) + \frac{\kappa - 1}{V_k} \dot{Q} \quad (11)$$

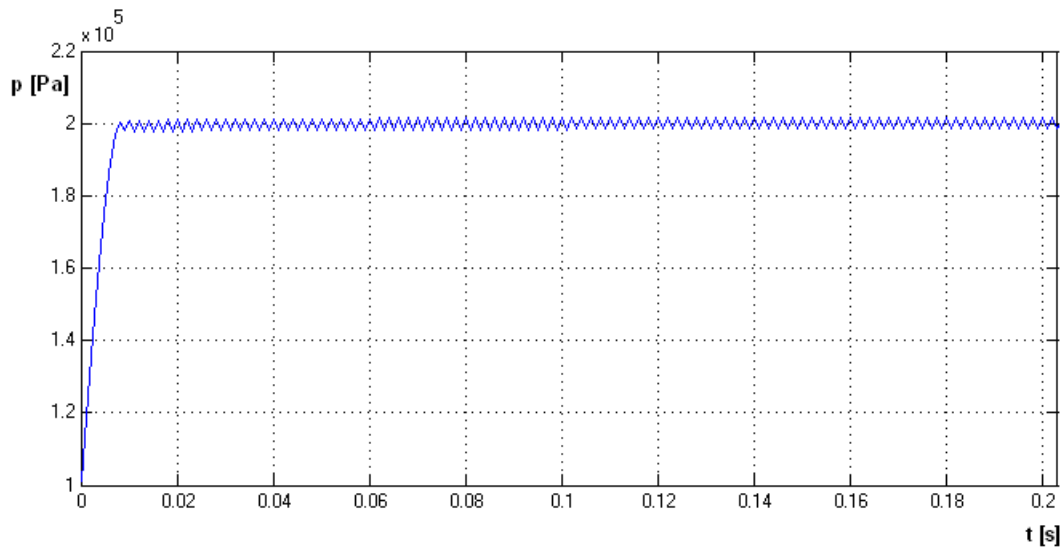
Ahol:

- p_k : kamranyomás [Pa]
- V_k : kamra térfogat [m^3]
- A_k : kamra felület [m^2]
- T_k : kamrahőmérséklet [K]
- $T_{körny}$: környezeti hőmérséklet [K]
- m_0 : kezdeti tömeg [kg]
- $\dot{m}_{be}$: beáramló tömegáram [kg/s]
- $\dot{m}_{ki}$: kiáramló tömegáram [kg/s]
- T_{be} : beáramló tömeg hőmérséklete [K]
- T_{ki} : kiáramló tömeg hőmérséklete [K]

A nyomás és a tömeg ismeretében – felhasználva, hogy a térfogatot állandónak feltételezzük – a kamra hőmérséklete az általános gáztörvényből nyerhető ki:

$$T_k = \frac{p_k \cdot V_k}{m \cdot R} \quad (12)$$

Mint azt a 3.1 fejezetben kifejtettem, az 1 milliszekundumos lépésköz egyik hátránya az oszcillációra való érzékenység azon egyes rendszerek esetén melyek a modellezett légfékrendszerekben előfordulhatnak. Ez sajnos bizonyos paramétertartomány esetén a fenti egyenleteknél problémaként merül fel. Például ha egy darab egy méter hosszú, egy centiméter belső átmérőjű csövet összenyitunk 2 bar környezeti nyomással, akkor a cső nyomása a következőképpen alakul:



4. ábra: A kamra nyomásának (p) alakulása az idő (t) függvényében

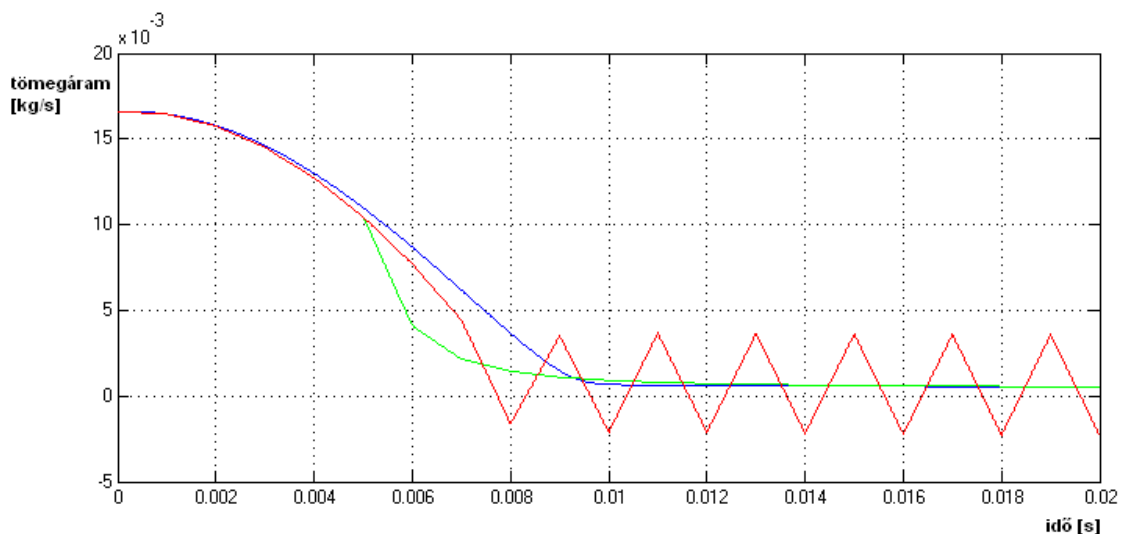
Ezen oszcilláció kialakulásának oka a már említett fix lépésközű megoldó, amely csak diszkrét időpontokban számolja ki az egyenletek értékét, a pontok között pedig lineárisan interpolál. Azonban a valóság folytonos és nemlineáris, (6) alapján a tömegáram folyamatosan csökken, ahogy a nyomáskülönbség csökken. Ezt imitálendő, bevezettem egy, a nyomáskülönbségtől függő paramétert (6)-ba:

$$\dot{m} = f(\Delta p) \cdot \alpha \cdot A \cdot \frac{p_{be}}{R \cdot T} \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T \cdot \left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (13)$$

Ahol $f(\Delta p)$:

$$f(\Delta p) = \begin{cases} 1 & \text{ha } p_{\text{határ}} < \Delta p \\ \frac{\Delta p}{p_{\text{határ}}} & \text{ha } -p_{\text{határ}} < \Delta p < p_{\text{határ}} \\ -1 & \text{ha } -p_{\text{határ}} > \Delta p \end{cases} \quad (14)$$

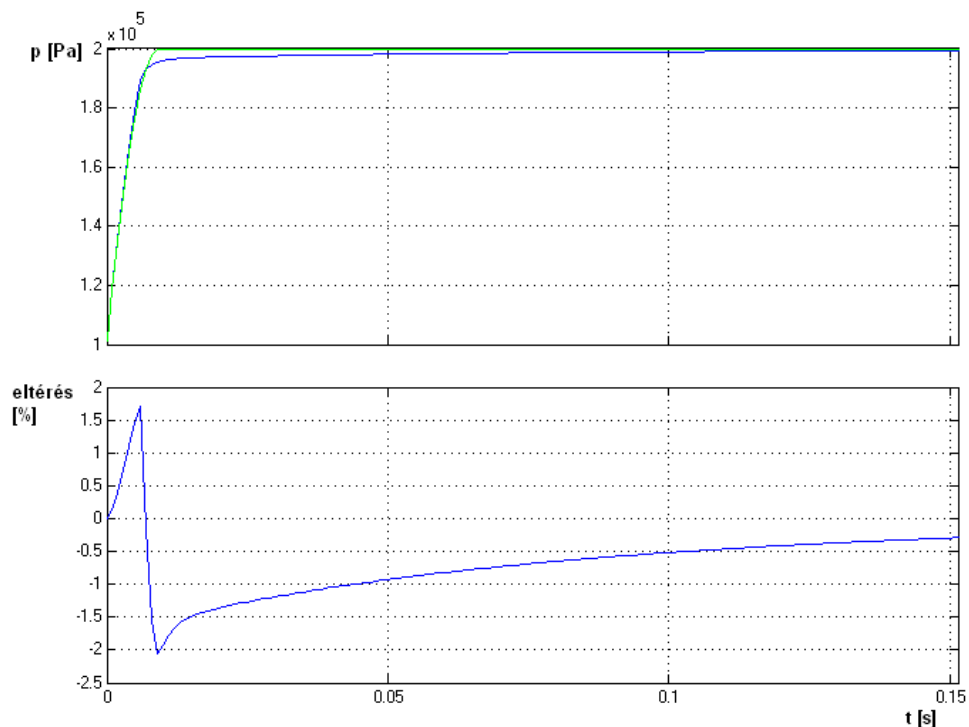
Ahol $p_{\text{határ}}$ egy hangolható paraméter. Megfelelő $p_{\text{határ}}$ paramétert használva, az így kapott egyenlettel a valósághoz közelebbi eredményt kaphatunk:



5. ábra: A kék görbe a (pontosnak tekinthető) kis lépésközű megoldás, a piros a nagy lépésközű megoldás a (6) egyenlet alapján, a zöld görbe pedig a nagy lépésközű megoldás (13) alapján

Mint látszik, ezt a segédparamétert használva megakadályozható az oszcillálás, és a modell képes egy stabil értékre történő beállásra (ahogy az a valóságban is történik). Ennek természetesen ára van: a szimuláció tranziens karakterisztikája kevésbé dinamikus, mint a valós (mivel a paraméter kvázi csökkenti a tömegáram értékét, ezért csak hosszabb idő alatt alakul ki az egyensúlyi helyzet).

Azt, hogy ez mekkora hibát okoz, ugyanezen az egyszerű szituáción vizsgáltam, az eredmények a következő ábrán láthatóak:



6. ábra: A felső grafikon mutatja a nyomások alakulását. A zöld a kis lépésközü, pontosnak tekinthető eredmény, a kék a közelítés. A kettő eltérését mutatja az alsó grafikon.

A fenti grafikonon a zöld görbe a nyomásfelfutás 10^{-6} -s lépésközzel (6) egyenlet alapján, a kék görbe pedig 10^{-3} -s lépésközzel (7) alapján. Az alsó grafikonon a kettő közötti eltérés látható százalékban. Figyelembe véve, hogy már (6) felírásakor is éltünk egyszerűsítésekkel, ez a 2 százalékos eltérés elfogadható cserébe a három nagyságrenddel nagyobb lépésközüért. Ráadásul a $p_{\text{határ}}$ paraméter további hangolásával van lehetőség ennek csökkentésére. Meg kell jegyezni, hogy e paraméter ideális értéke függ a tartályok fizikai paraméterétől és a nyomásváltozás dinamikájától is, így ezt a paramétert minden helyzetben külön kell beállítani. Körülbelül 2-3 százalék nagyságrendű hiba a legkisebb, amit kis tapasztalattal még viszonylag kevés próbálkozással el lehet érni.

3.3 Komponensek

3.3.1 Cső

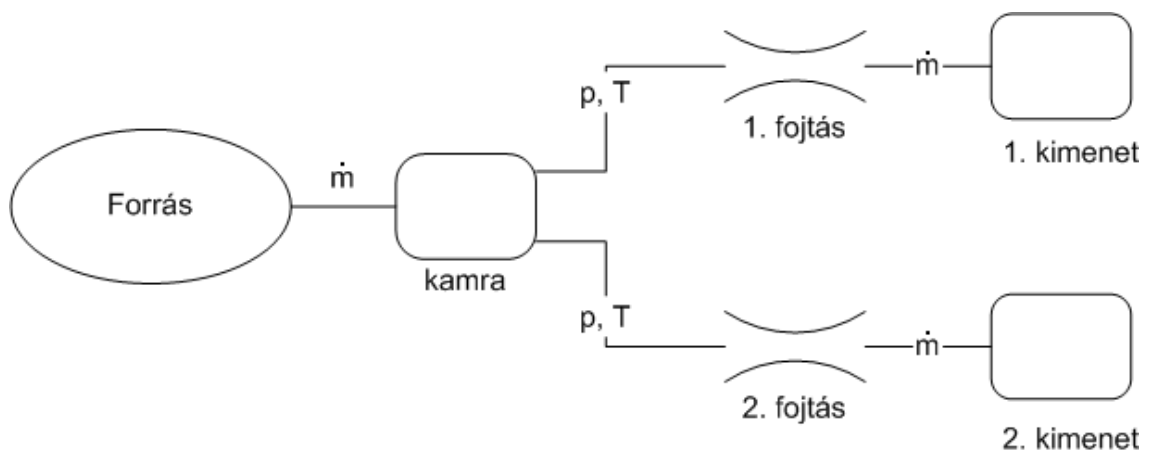
Az egyik legalapvetőbb szimulálandó alkatrész a különböző egységeket összekötő csövek. A haszongépjárművek nagy méretei miatt a sűrített levegőt

viszonylag hosszú szakaszokon kell szállítani a fékpedáltól a leghátsó tengelyeken levő fékkamrákig, így a csővezeték hosszának hatása a nyomásterjedési sebességre korántsem elhanyagolható.

Mivel a cső a 3.2.2 pontban részletezett kamra egy speciális esete (mindig pontosan egy kimenete és egy bemenete van), ezért a nyomások és hőmérsékletek számítása is a (7)-(12) egyenletek alapján történik. A különbség annyi, hogy a paraméterezést könnyítendő a felhasználói felületen nem a cső térfogatát, hanem a hosszát és átmérőjét kell megadni (mely természetesen meghatározza a térfogatot).

3.3.2 T-elosztó

Egy másik alapvető összekötő egység az ún. T-elosztó, azaz egy elágazás a csővezetékben. Ennek modellje a 3.2 pontban részletezett elemi modellek egymás után követésével történt:



7. ábra: A T-elosztó blokkdiagramja

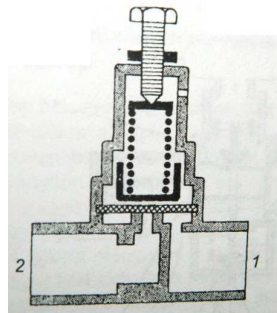
Azaz az elosztó egy darab egy bemenetű és két kimenetű kamra, ahol a bemeneti tömegáram jellemzően egy cső kimeneti tömegárama. A kamra nyomását és hőmérsékletét a (7)-(12), a kimenő tömegáramokat pedig a (13) egyenletek határozzák meg.

3.3.3 Légtartály

A légtartály gyakorlatilag teljesen megfeleltethető a 3.2.2 fejezetben részletezett kamrának, így a légtartály nyomások is a (7)–(12) egyenletek alapján számolhatóak.

3.3.4 Áteresztő szelep

Különböző prioritású és szerepű légtartályokkal szerelt sűrített levegős rendszerekben gyakran alkalmaznak áteresztő szelepet. Jellemzője, hogy a sűrített levegő áramlását csak a nyitónyomás elérése után teszi lehetővé. Ha a bemeneti nyomás a zárónyomás alá csökken, megszűnik az összeköttetés [5].

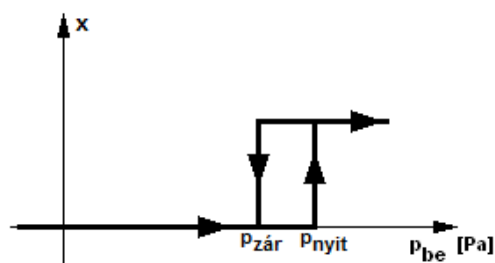


8. ábra: Az áteresztő szelep keresztmetszete [5]

Az áteresztő szelepen átfolyó tömegáramot (1) alapján a következő egyenlet írja le:

$$\dot{m} = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \cdot x \quad (15)$$

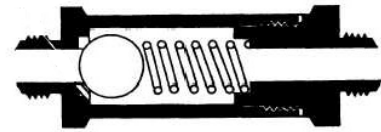
Ahol x a szelep nyitott vagy zárt állapotát mutatja (értéke 0 vagy 1 lehet). x értéke a bemeneti nyomás függvényében:



9. ábra: Az áteresztő szelep állapotai

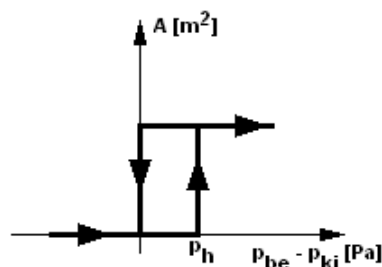
3.3.5 Visszacsapó szelep

A visszacsapó szelep egy olyan elemi pneumatikai egység, melynek célja, hogy megakadályozza a levegő visszaáramlását.



10. ábra: A szelep keresztmetszete

Sokféle konstrukció létezik, az egyik legegyszerűbb és leggyakoribb egy rugóhoz rögzített golyó, mint azt a 10. ábra mutatja. A szelepen átfolyó tömegáramot (13) írja le. A különbség abban rejlik a 3.2.1 fejezetben leírt fojtáshoz képest, hogy a visszacsapó szelep modelljében az áteresztési keresztmetszet (A) nem konstans, hanem a kimenő és bemenő nyomás különbségével arányos. Ha ez az érték negatív (azaz a kimenő oldalon nagyobb a nyomás, mint a bemenőn), akkor a keresztmetszet zérus (és így a tömegáram is). Ellenkező esetben A megegyezik a csőátmérőből (ami egy megadandó paraméter) számítható keresztmetszettel. Megakadályozandó a szelep „csattogását” amikor a kimenő és bejövő nyomás közel egyforma, a modellezett kapcsoló paraméterezhető hiszterézissel rendelkezik (ez a jelenség – például a sűrűlódásnak köszönhetően – a valódi szelepeknél is fellép). Mindez grafikusán:



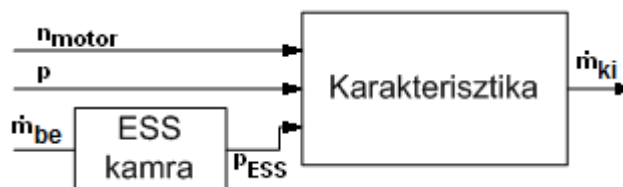
11. ábra: Ha a kimeneten levő nyomás meghaladja a bemeneten levőt, akkor a szelep bezár. Ahhoz, hogy újra kinyisson, a bemenő nyomásnak legalább p_h -val (ami állítható paraméter) meg kell haladnia a kimenőt.

3.3.6 Kompresszor

A kompresszor feladata, hogy a környezeti levegőből előállítsa a rendszer működéséhez szükséges sűrített levegőt. Ez az elem a valóságban egy bonyolult mechanikai eszköz, azonban a fékrendszer szempontjából a kompresszorban fellépő erők, illetve magának a kompresszornak az állapota

nem releváns. Emiatt, az igényelt számítási kapacitás csökkentésének érdekében a kompresszor egy karakterisztikával van helyettesítve. Így a kompresszorból kilépő tömegáram három változó értékétől függ: a motor aktuális fordulatszámától (mivel az hajtja a kompresszort is), a kompresszor után csatolt egységben uralkodó nyomástól (ez jellemzően a levegő előkészítő egység), valamint az ún. ESS nyomástól. Az ESS kifejezés az Energy Saving Systems kifejezés rövidítése. Lényege, hogy a levegő előkészítő egység nyomása vissza van vezetve a kompresszor egy kamrájába (ESS kamra). Ha az itteni nyomás elér egy bizonyos szintet, akkor egy membrán lezárja a kompresszor kivezetését, és megszűnik a tömegáram a kompresszor és az utána kapcsolt egység között. Ez a valós kompresszornál azért fontos, mert így a kompresszor üresjáratba kerül, és jóval kevesebb energiát vesz le a hajtótengelyről, ezzel üzemanyagot spórolva. A szimuláció szempontjából azért nem hanyagoljuk el ezt a tulajdonságot, mert az közvetlen hatással van a tömegáramra. A karakterisztika értékéhez egy, korábban a Knorr-Bremsénél elvégzett mérést vettem alapul.

A kompresszor működési ábrája:



12. ábra: A modellezett kompresszor diagramja

Ahol:

- n_{motor} : motorfordulatszám
- $\dot{m}_{be}$: ESS kamrába folyó tömegáram
- p : A kompresszor után kapcsolt egységben uralkodó nyomás
- $\dot{m}_{ki}$: A kompresszor által kibocsátott tömegáram

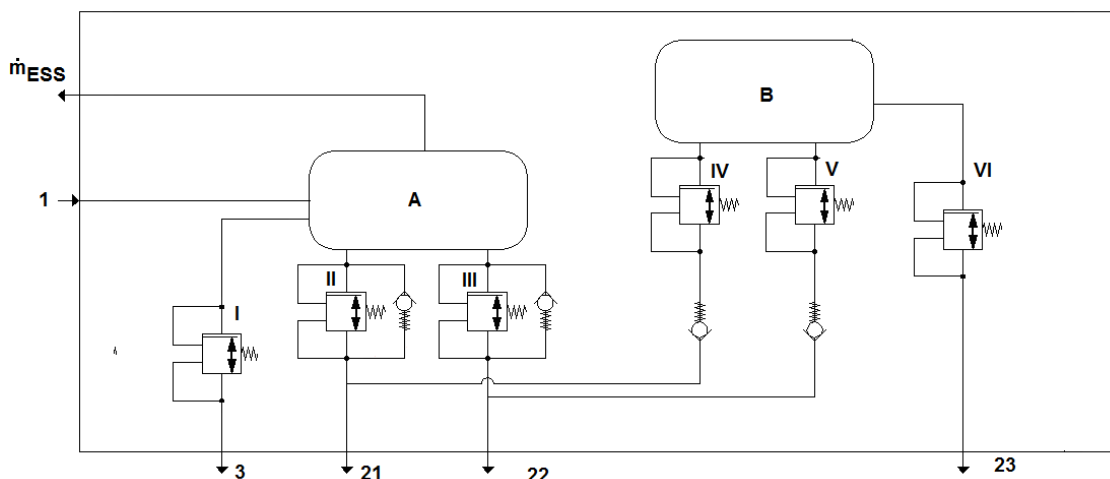
3.3.7 Levegő előkészítő egység

A légkörből beszívott levegő páratartalma, valamint a kompresszor kenéséhez használt olaj szűrés nélkül egyaránt bejut a rendszerbe. A lerakódott szennyeződések csökkentik a rendszer kapacitását, a kondenzvíz pedig egyrészt fokozza a korróziót, másrészt fagypont alatti hőmérsékletnél fellép a fagyásveszély, ami szerencsétlen esetben akár fékkör működésképtelenségét okozhatja. Ezen okokból szükséges a sűrített levegő átvezetése egy légszűrő és egy légszárító egységen.

Egy másik fontos – és kötelező - biztonsági berendezés a négykörös védőselep. Ennek célja, hogy az első és a hátsó fékkör töltése egymástól független legyen, így valamelyik kör sérülése esetén is még képes lesz a megállásra a jármű.

Tömeg- és költségcsökkentési okokból a fenti eszközök az újabb rendszerekben egy, kompakt egységet alkotnak, ez így történt a modellezésnél is. Mivel a levegő előkészítő szárítási és szűrési hatásfoka nem érdekes a szimuláció szempontjából (ráadásul homogén, száraz levegőre vannak felírva az egyenletek), ezért ez egy egyszerű fojtásként lett figyelembe véve.

A modellezett egység kapcsolási rajza:



13. ábra: 21 és 22 a két üzemi fékkör, 23 a rögzítő fékkör, 1 a táp, 3 pedig a lefújócsonk

Mint a kapcsolásból látható, ahogy a kompresszor elkezd tölni az A kamrát, egy idő után kinyit a II és III áteresztő-szelep, és az üzemi-fék-kör elkezd

töltődni. A rögzítőfék-kör felé nyíló IV és V áteresztő-szelepek csak akkor kezdenek el töltődni, ha az üzemi fékkörök már elérték IV-V nyitónyomását. Ez a rendszer biztosítja, hogy valamely főfékkör sérülése esetén a másik kör tölthető legyen az áteresztő-szelep nyitónyomásáig.

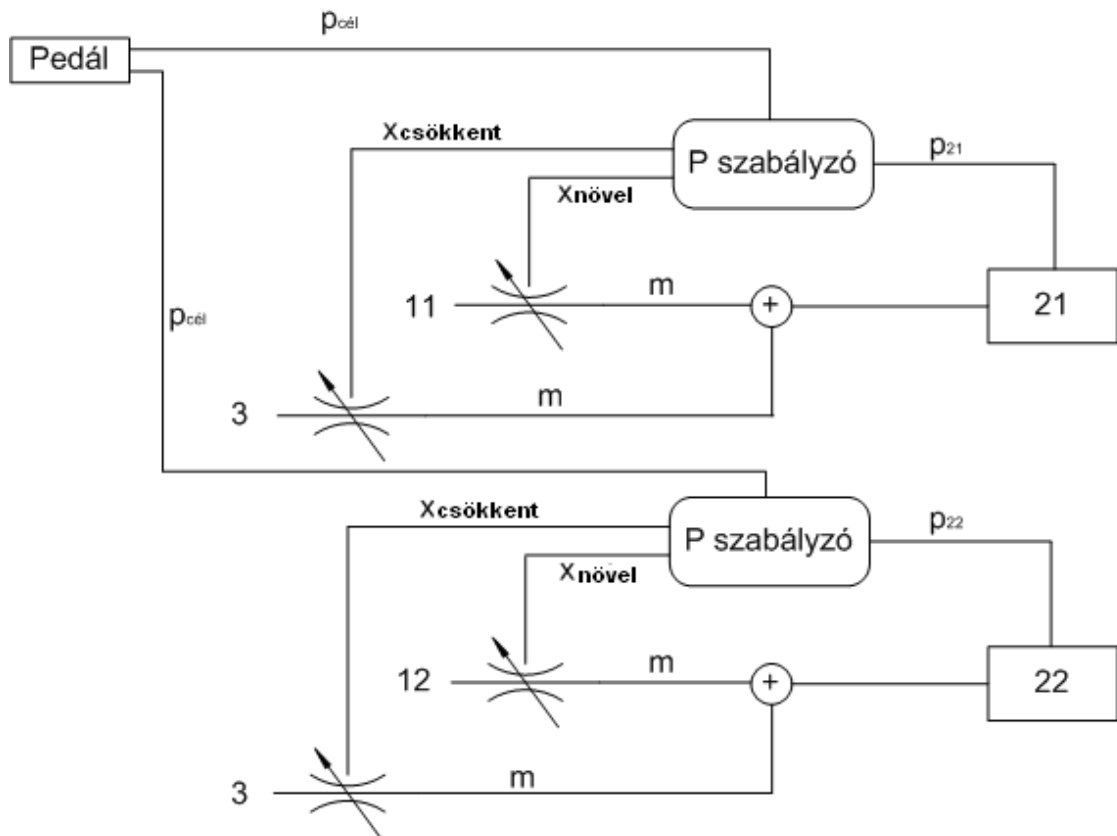
3.3.8 Fékpedál

A pedálszelep feladata, hogy a sofőr által vezérelt fékpedál pozíciójával arányos nyomást vezéreljen ki a fékkamrákba. A rendszerben egy kétkörös pedálszelep került modellezésre, melynek működési elve a 14. ábra alapján látható. A 2 üzemi fék légtartályból a 11-s és 12-s csatlakozókhoz érkezik a sűrített levegő. A 21-s és 22-s csatlakozókon halad tovább a fékkamrák felé, fékoldáskor pedig a 3-s kimeneten a légkörbe távozik. A működés részletes leírásától eltekintek ([5]-ben megtalálható), de az látható, hogy egy összetett mechanikai rendszerről van szó relatíve nagy merevségű rugókkal és kis tömegekkel. Ezen rendszer modellezése egyrészt számításigényes, másrészt pedig az adott lépésköz mellett felmerül a 3.2.2 fejezetben említett oszcilláció veszélye.

Ezt figyelembe véve a pedálszelepet megvizsgálva ki lettek emelve a működés szempontjából legfontosabb tulajdonságok:

- A pedálpozícióval arányos célnyomás
- A két fékkör függetlensége (ha az egyik kör megsérül, az nincs hatással a másikra)

Mivel az a szerkezet gyakorlatilag egy arányos (P) szabályzás mechanikus úton történő megvalósítása, ezért a modellben is egy ilyen szabályzóval lett helyettesítve a dugattyúk elmozdulásának számítása. A modell felépítése:



14. ábra: Fékpedál blokkdiagramja

A fékpedál egyik szükséges paramétere a pedál-karakterisztika, mely célnyomásokat rendel minden pedál-pozícióhoz. A szabályzó e célnyomás, és a 21-s (ill. 22-s) kimeneten megjelenő nyomás különbségével arányosan szabályozza a fojtások keresztmetszetét, melyek a tápbemenetet (és így a tartálynymást) illetve a környezetet kötik össze a kimenetekkel. A táp (11, 12) felőli fojtásokon átmenő tömegáramot a következő egyenlet írja le:

$$m = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \cdot x_{\text{növel}} \quad (16)$$

A környezet felé nyíló (nyomáscsökkentő) fojtásokon pedig a következő:

$$m = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \cdot x_{\text{csökkentl}} \quad (17)$$

Ahol az (1) egyenlethez képest az $x_{\text{növel}}$ és $x_{\text{csökkent}}$ az új mennyiség, melyet a P szabályzó határoz meg a következő módon a 21-es kimenet esetére példaként:

$$x_{\text{növel}} = \begin{cases} 1 & \text{ha } p_{\text{cél}} - p_{21} > p_{\text{határ}} \\ \frac{p_{21} - p_{\text{cél}}}{p_{\text{határ}}} & \text{ha } 0 < p_{\text{cél}} - p_{21} < p_{\text{határ}} \\ 0 & \text{ha } p_{\text{cél}} - p_{21} < 0 \end{cases} \quad (18)$$

$$x_{\text{csökkent}} = \begin{cases} 1 & \text{ha } p_{21} - p_{\text{cél}} > p_{\text{határ}} \\ \frac{p_{21} - p_{\text{cél}}}{p_{\text{határ}}} & \text{ha } 0 < p_{21} - p_{\text{cél}} < p_{\text{határ}} \\ 0 & \text{ha } p_{21} - p_{\text{cél}} < 0 \end{cases} \quad (19)$$

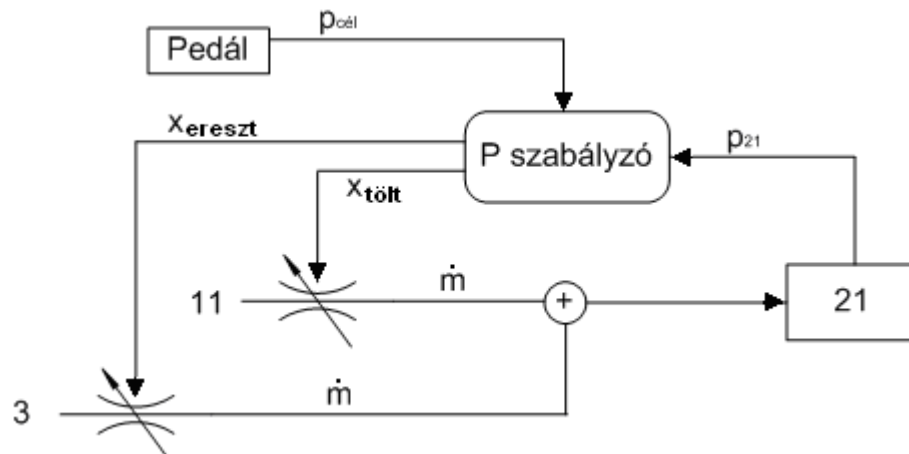
Ahol $p_{\text{határ}}$ a szabályzó erősítését befolyásolja. Mint a függvényből látszik, ha a célnyomás jóval nagyobb az aktuálisnál, akkor a töltőszelep teljesen „kinyílik”. Ha a különbség eme állítható paraméter alá esik, akkor a szelep fokozatosan „bezár”. Eközben a nyomáscsökkentő szelep végig zárva van. Ha csökkentjük a bemenő pedálpozíció értékét (azaz a célnyomást), és így a célnyomás az aktuális kimeneti nyomás (p_{21}) alá esik, akkor a nyomásnövelő szelep zár be ($x_{\text{növel}}$ 0-ra esik), és a nyomáscsökkentő szelep nyílik ki fokozatosan (ha elég nagy a különbség, akkor teljesen). A másik (22-s kimenetre kapcsolt) fékkör szabályzása ugyanilyen módon történik, csak a megadott karakterisztikában különböznek.

Ezen egyszerűsített modellezés nagy előnye egyrészt természetesen a csekély futásidő, másrészt pedig, hogy a karakterisztika felvétele után (mely viszonylag egyszerűen mérhető, lásd 5.1) viszonylag nagy (legalábbis a jelen modell céljainak megfelelő) pontosságú. Hátránya, hogy a pedálszelep fizikai paraméterei (rugómerevségek, dugattyú tömegek stb.) az említett karakterisztikán keresztül, indirekt módon vannak csak figyelembe véve, így pusztán e paraméterek ismeretében nem jósolható meg a karakterisztika. Mivel a gyakorlatban sokkal egyszerűbb a karakterisztikát mérni (amit ráadásul sokszor a gyártók is rendelkezésre bocsátanak) mint a belső alkatrészek tulajdonságait, ezért ez egy mindenképpen elfogadható kompromisszum.

3.3.9 Rögzítőfék-szelep

A rögzítőfék-szelep feladata, hogy a sofőr által igényelt nyomást kivezérelje a rögzítőfék-kamra felé. Azaz, a kézifék-kar állás által meghatározott nyomást kell beállítania a szelep után kapcsolt egységen. Ez, akárcsak a pedálszelepnél, a gyakorlatban egy mechanikai úton, rugókkal és dugattyúkkal megvalósított proporcionális szabályzóval történik. A mechanika működésének

jellemzésétől itt is eltekintek ([5] részletes leírást ad), mivel a szerkezetet itt is egy proporcionális szabályzóval helyettesítettem. Ezen szelep modellezése ugyanúgy történt, mint a pedálszelepé, így ugyanazon egyenletek írják le a működését is ((18)-(20)), és itt is szükséges egy karpozíció - kivezérelt nyomás karakterisztika. A fő különbség az, hogy itt csak egy kör táplálása szükséges, így a blokkdiagram is egyszerűsödik:

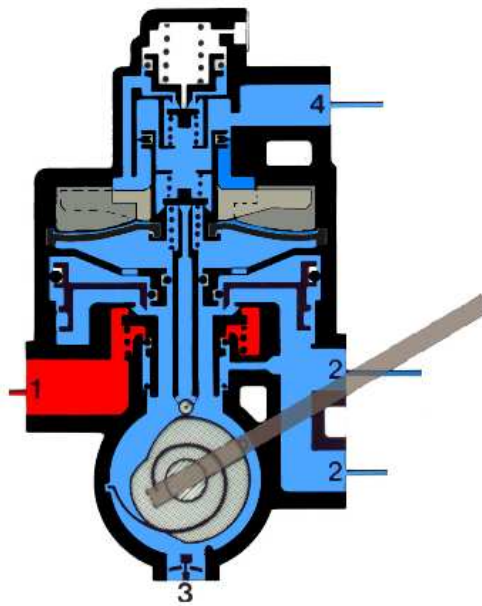


15. ábra: Kézifékszelep blokkdiagramja

3.3.10 Fékerő-módosító

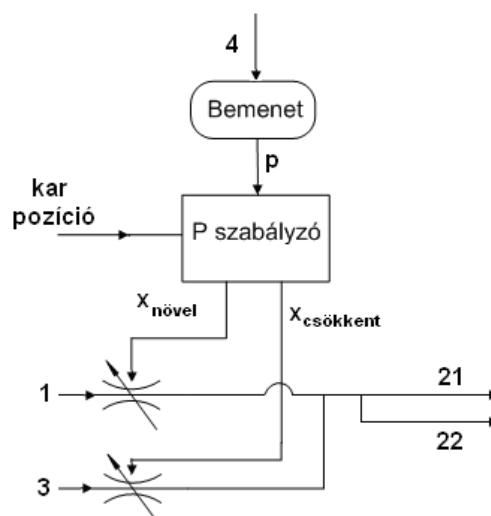
A haszongépjárművek egyik sajátos tulajdonsága, hogy az első és hátsó tengelyek terhelésének aránya jelentősen eltér üres és megrakodott állapotban. Mivel a talajnak átadható fékezőerő arányos a tengelyterheléssel [4], ezért ez sok kellemetlen következménnyel jár. Egyrészt biztonsági szempontból aggályos, ha a hátsó tengely alul vagy túlfékezett, másrészt pedig gazdasági szempontból is az előnyös, ha a fékszerkezeteket azonos hő és mechanikai terhelés éri (így élettartamuk közel azonos lehet az első és hátsó tengelyeken).

Többek közt e célból születettek meg a különböző fékerő-módosítók, melyek a tengelyterhelés függvényében szabályozzák a hátsó tengely(ek)re jutó fékezőnyomatékokat. Ennek többféle változata is létezik, ebben a dolgozatban a mechanikus kerül részletezésre. Az egység keresztmetszetét a 16. ábra mutatja:



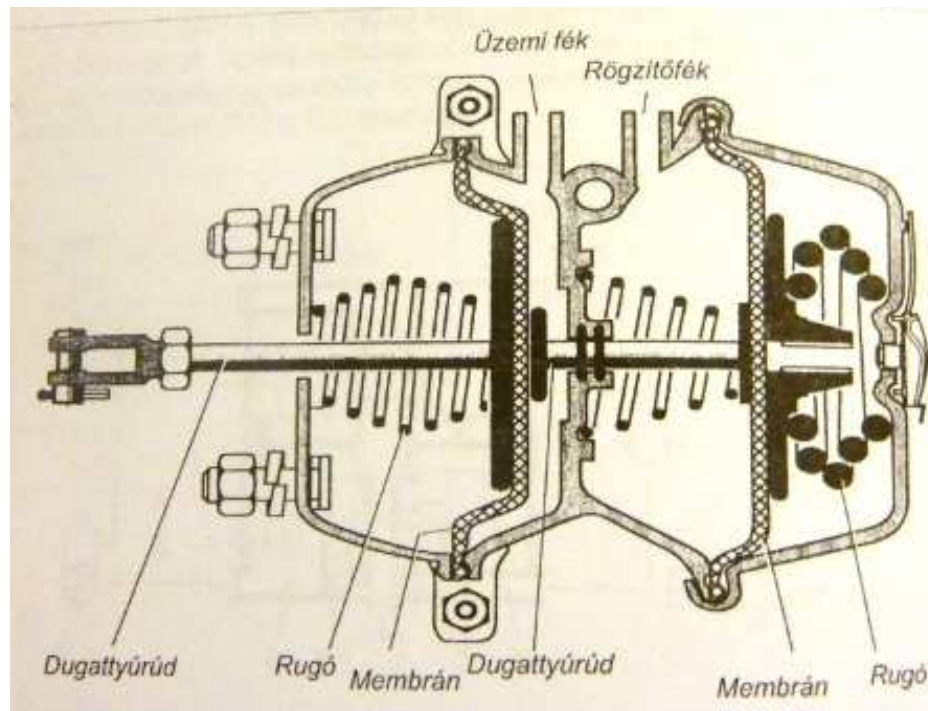
16. ábra: Valós mechanikus fékerő-módosító keresztmetszete

Maga a fékerő-módosító a járműfelépítményhez van rögzítve, az ábrán látható kar vége pedig egy rudazaton keresztül a futóműhöz. Emiatt terhelten és terheletlen esetben más pozícióban van a kar (hiszen a rugók összenyomódása miatt változik a felépítmény és a futómű távolsága), és így a karhoz rögzített tárcsa (lásd 16. ábra) különböző helyzete miatt változik a rugók előfeszítése is, ezzel változtatva a kivezérelt nyomást. Mint látszik, gyakorlatilag ez is egy P szabályzó, akárcsak a pedál- vagy a kézifékszelep esetében, és így a modellezés is hasonlóan történt:



17. ábra: Fékerő-módosító blokkdiagramja

3.3.11 Fékkamra



18. ábra: Fékkamra keresztmetszete [5]

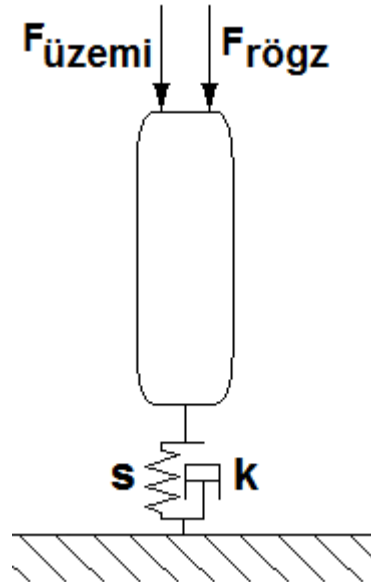
A fenti ábrán egy úgynevezett kombinált munkahengeres fékkamra látható. A rögzítő fékkamra és az üzemi fékkamra nyomása is ugyanazt a dugattyút működteti. Mint az ábrán látszik, az üzemi fékkamra akkor működteti a dugattyút, ha nyomás alatt van. Ezzel szemben a rögzítő-kamrában a rugó nyomná le a dugattyút a nyomás ellenében. Menethelyzetben a rögzítő-kamra nyomás alatt van, ezzel ellentartva a rugónak (így ha pld. sokáig parkoló helyzetben van a jármű, és a légtartályok leeresztenek, akkor a rögzítőfékek behúznak).

Mint látható a modell két részre bontható: egyrészt van egy pneumatikai (a kamrában levő nyomások meghatározása), illetve egy mechanikai feladat (a dugattyú és a féktárcsa között fellépő erő). A fékkamrák és a 3.2.2 pontban részletezett elemi kamramodell között mindösszesen annyi a különbség, hogy a fékkamrák térfogata nem állandó:

$$V_{\text{üzemi}} = V_{0\text{üzemi}} - x_D \cdot A \quad (20)$$

$$V_{\text{rögzítő}} = V_{0\text{rögzítő}} - x_D \cdot A \quad (21)$$

Ahol $V_{üzemi}$ illetve $V_{rögzítő}$ a kamrák $x_D=0$ pozícióhoz tartozó térfogata (x_D a dugattyú elmozdulása). A dugattyú és a féktárcsa közötti ütközést egy nagy merevségű rugalmas ütközésként is modellezhetők:



19. ábra: Ahol s a féktárcsa merevsége, k pedig a csillapítása

A dugattyú mozgására felírható Newton második egyenlete:

$$a_D = \frac{\sum F}{m_D} \quad (22)$$

$$v_D = \int a_D dt \quad (23)$$

$$x_D = \int v_D dt \quad (24)$$

Ahol m_D a mozgó alkatrész tömege, a_D , v_D és x_D pedig a gyorsulás, a sebesség és a pozíció.

A dugattyúra ható erők:

$$\sum F = F_{üzemi} + F_{rögz} - s \cdot x_D - k \cdot x_D \quad (25)$$

$$F_{üzemi} = p_{üzemi} \cdot A \quad (26)$$

$$F_{rögz} = p_{rögz} \cdot A \quad (27)$$

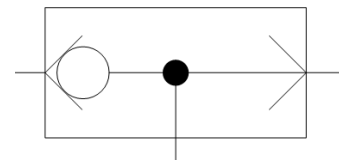
Ahol $p_{üzemi}$ és $p_{rögz}$ az üzemi és a fékkamra nyomása, A pedig a membrán keresztmetszete.

A rendszer magas sajátfrekvenciája miatt (az acél merevsége nagyon magas, a dugattyú tömeg pedig viszonylag csekély) a Simulinkbe beépített integrátor használatakor stabilitási gondok léptek fel (mint azt a 3.2.2 pontban kifejtettem, az 1ms-s Euler megoldóval a magas sajátfrekvenciájú rendszerek modellezése problémás lehet), ezért e helyett egy kézi készítésű integrátort használtam, melyről [11] ír részletesebben. Lényege egy előrecsatolt integrálási metódus mely magában foglalja az alkalmazott lineáris másodfokú differenciálegyenlet paramétereit is, ilyen módon az egyes számítási lépések során az integrátorok kimenete alapján visszacsatolásra kerülő értékek már az integrálás elvégzésekor is figyelembe vételre kerülnek (nem csak utána), így azonos lépésköz mellett jóval nagyobb frekvenciájú differenciálegyenletek számítása lehetséges.

Abban az esetben, ha csak üzemi fékkamra van (pld. az első tengelyen), akkor a fent leírt modell annyiban módosul, hogy nincs rögzítőfék-kamra, és így a dugattyúra is csak az üzemi fékkamra nyomása hat.

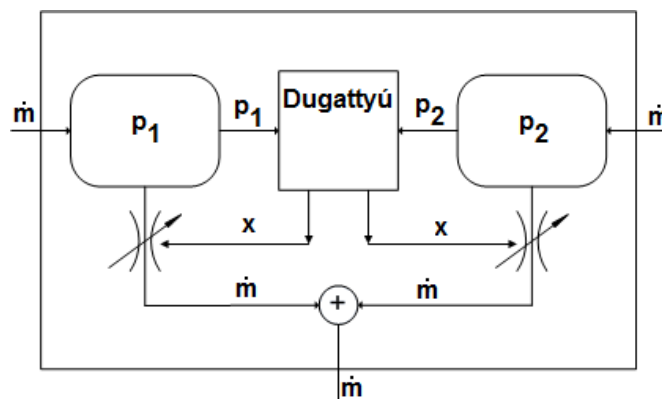
3.3.12 Kétutas szelep

A kétutas szelep két bemenettel, és egy kimenettel rendelkezik. Mint a működési ábrán látható (20. ábra), a nagyobb nyomású bemenet a szelepből levő dugattyú elmozdításával lezárja a másik bemenetet.



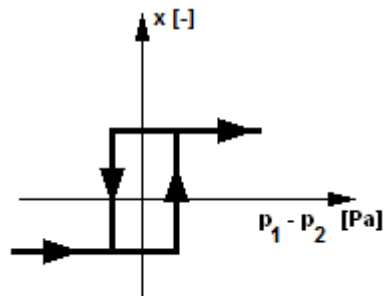
20. ábra: Kétutas szelep

Ez a következőképp került modellezésre:



21. ábra: A modellezett kétutas szelep blokkdiagramja

A kamrák nyomása a (7)-(12) egyenletekből következik. A dugattyú pozíciójának értékét a következő függvény írja le:

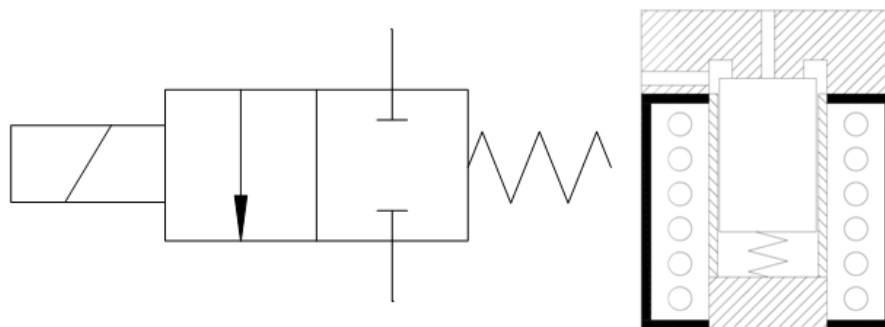


22. ábra: A dugattyú állapota a nyomások függvényében. Ha $x=1$ akkor a p_2 bemenet van zárva (p_1 nyitva), ha pedig $x=-1$ akkor fordítva

Ha $p_1 > p_2$, akkor a dugattyú felütközik a jobb oldali bementre (20. ábra), lezárva azt. Fordított esetben a bal oldali bemenet zárul. Zárt bemeneten a tömegáram zérus, a nyitott bemeneten fellépőt pedig az (1) írja le. Ez a szelep is hiszterézissel működik.

3.3.13 Mágnesszelep

Mind az ABS, mind az EBS egység egyik fő egysége a vezérelhető mágnesszelep. Ez a gyakorlatban egy egyszerű 2/2-s feszültség vezérelt útszelep:



23. ábra: Balra a mágnesszelep pneumatikus jelölése, jobbra pedig egy sematikus keresztmetszet

A valóságban a kapcsolójel kiadása és a tényleges átkapcsolás között késleltetés van. Ráadásul a mágnesszelep nem mindig valamelyik végpozíciót foglalja el, hanem a feszültség nagyságának függvényében köztes, félig nyitott állások is lehetségesek. Emiatt szükséges a mágnesszelepre kapcsolt

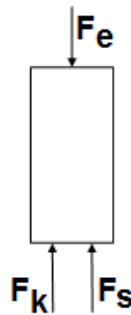
feszültség és a mozgásállapot közötti kapcsolat részletes vizsgálata. A mágnesszelepre felírva Newton második egyenletét:

$$a_{sz} = \frac{\sum F}{m_{sz}} \quad (28)$$

$$v_{sz} = \int a_{sz} dt \quad (29)$$

$$x_{sz} = \int v_{sz} dt \quad (30)$$

Ahol m_{sz} a mozgó alkatrész tömege, a_{sz} , v_{sz} és x_{sz} pedig a gyorsulás, a sebesség és a pozíció. A mágnesszelepre ható erők (melyeknek összege F):



24. ábra: F_e a mágneses tér által kifejtett erő, F_k és F_s pedig az előfeszítő rugó merevségéből és csillapításából eredő erő

Az elektromos gerjesztésből származó erő [10]:

$$F_E = \frac{N^2 I^2}{\mu_0 A_M \cdot 2R_\Sigma^2} \quad (31)$$

Ahol:

- N : tekercsszám [-]
- I : áramerősség [A]
- μ_0 : mágneses permeabilitás [H/m]
- A_M : mágneses keresztmetszet [m²]
- R_Σ : mágneses hurok ellenállása [ohm]

A tekercsen folyó áramerősséget leíró differenciálegyenlet [10]:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{U - I \cdot R_m + \frac{N^2}{R_\Sigma \cdot \mu_0 \cdot A_M}}{\frac{N^2}{R_\Sigma}} \quad (32)$$

Ahol U a tekercsre kapcsolt feszültség, R_M pedig a szolenoid mágneses ellenállása. A tekercsre ható erők összegezve:

$$\sum F = F_E - s \cdot x_{sz} - k \cdot v_{sz} \quad (33)$$

Ahol k a mágneset feszítő rugó csillapítása, s pedig az ellenállása. Emellett feltételezzük, hogy a szelep tökéletesen rugalmatlanul ütközik a végtelen tömegűnek tekintett falnak, így a szelep pozíciója kizárólag 0 és x_{max} között lehet, ahol x_{max} a lökethossz.

A mágnesszelepen átmenő tömegáram:

$$\dot{m} = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \cdot \frac{x_{sz}}{x_{max}} \quad (34)$$

3.3.14 ABS szelep

Az ABS szelep feladata, - a 2.1 pontban részletezett okok miatt – hogy megakadályozza a kerekek blokkolását, mely akkor következik be, ha a kerekekre túl nagy fékezőnyomaték kerül, azaz túl nagy lesz a fékkamrákban a nyomás. A gyakorlatban ez azt jelenti, hogy a kerekre szerelt kerékssebesség-szenzorok adatait folyamatosan feldolgozza egy számítógépes logika, és eldönti, hogy van-e szükség

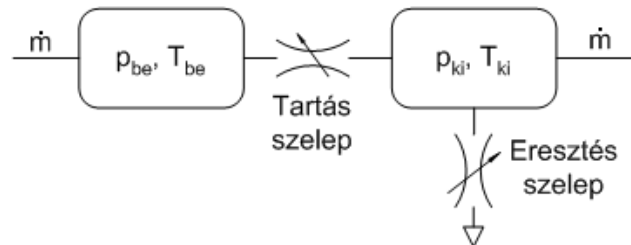


25. ábra: ABS modul

beavatkozásra. Egyértelmű a helyzet például, ha csak a hátsótengelyen levő kerekek sebessége csökken nullára, míg az első kerekek forognak, hiszen ez csak akkor fordulhat elő, ha a jármű hátulja már csúszik. Hasonlóan, ha egy kerék lassulásának értéke meghaladja a $8-9 \text{ m/s}^2$ -t, akkor is kijelenthető, hogy

túlfékezett (és blokkolni fog), hiszen haszongépjárműveknél ennél nagyobb lassulás csak extrém körülmények között érhető el.

A modellezett ABS szelep egy bemeneti és egy kimeneti kamrából, valamint 2 mágnesszelepből áll:



26. ábra: ABS szelep blokkdiagramja

Ahol a kamrák nyomása a (7)-(11) alapján kerül számításra, a szelepeken átmenő tömegáram pedig az alábbi képlettel írható le:

$$\dot{m} = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \cdot x \quad (35)$$

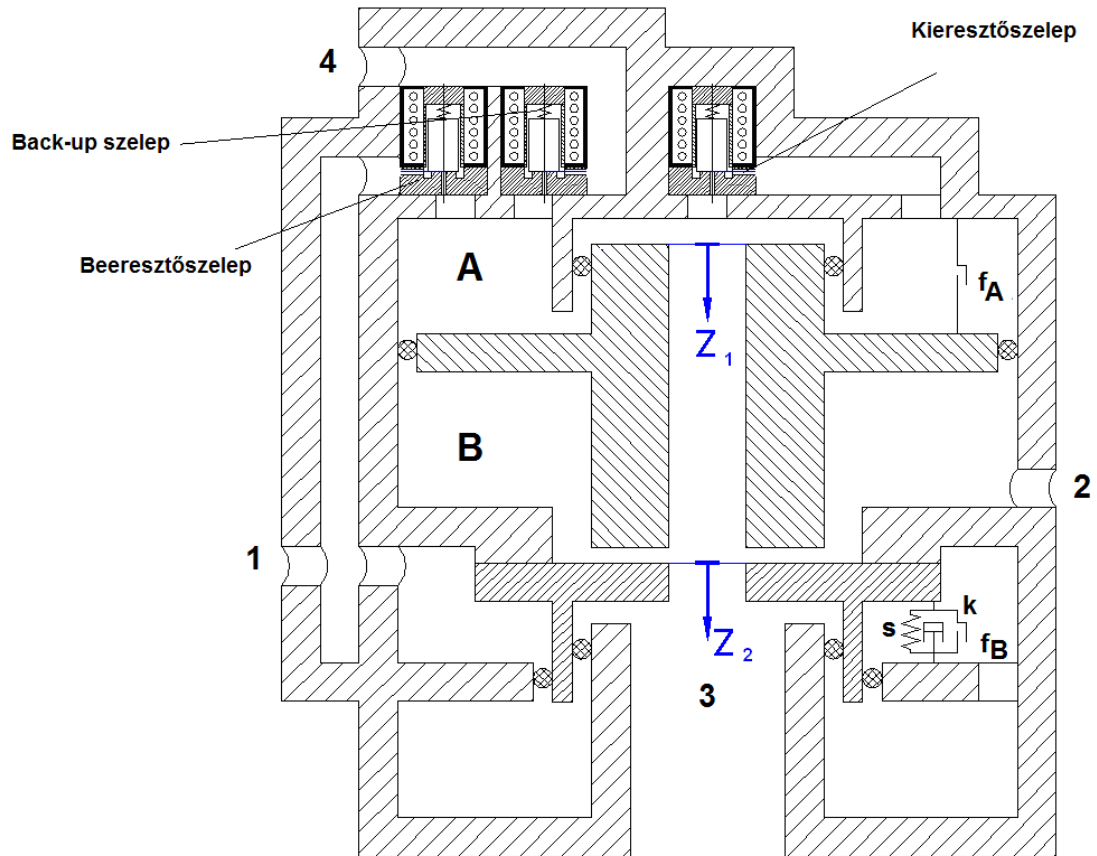
Ahol x a mágnesszelep elmozdulása (lásd 3.3.13).

Mint látható, az ABS egységben 2 mágnesszelep van, melyeket az említett logika vezérel. A szeleppozíciók alapján 3 féle üzemmód létezik:

- **nyomásnövelés:** Ez az üzemmód van használatban, ha nincs ABS beavatkozás (azaz egyik mágnesszelep nincs gerjesztve): ilyenkor a sűrített levegő szabadon áramlik az ABS szelepen a fékkamrák felé
- **nyomástartás:** Ha a logika azt állapítja meg, hogy a féknyomás további növelése blokkoláshoz vezetne, akkor gerjesztést ad a tartás szelepre, mely ekkor lezár (és megszűnik a tömegáram a bemenet és kimenet között). Ilyenkor a kamrákban a nyomás állandó marad.
- **nyomáscsökkentés:** Ha a blokkolás csak úgy kerülhető el (vagy szüntethető meg), ha csökken a kamrákban a nyomás. Ilyenkor mindkét szelep gerjesztést kap. Egyrészt lezárul az ABS egység bemenete, másrészt pedig kinyílik - az alaphelyzetben zárt – nyomáscsökkentő szelep, összekötve a kimenetet a légköri nyomással.

3.3.15 EBS szelep

Az EBS szelep egy sematikus keresztmetszete:



27. ábra Az EBS szelep sematikus keresztmetszete

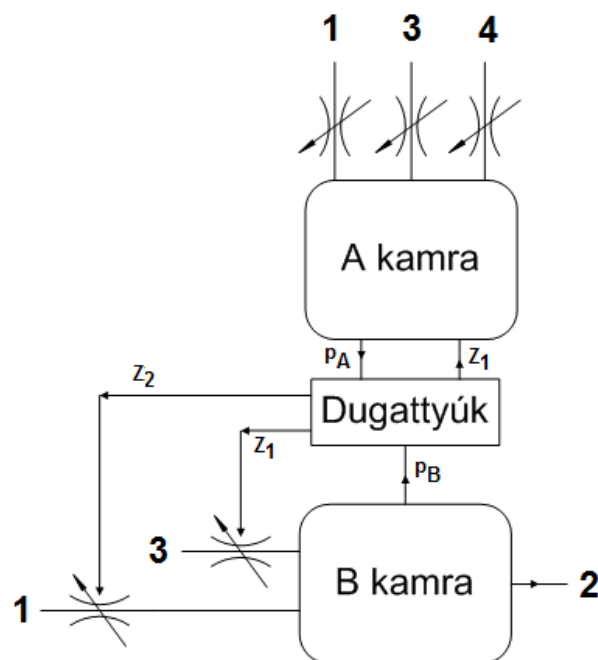
Ahol:

- z_1 : felső dugattyú elmozdulása ($z_1=0$ a dugattyú legfelső pozíciója)
- z_2 : alsó dugattyú elmozdulása ($z_2=0$ a dugattyú legfelső pozíciója)
- f_A, f_B : a dugattyúk és a fal közötti súrlódási tényező
- s, k : az előfeszítő rugó merevsége és csillapítása
- 1: energiabevezetés
- 2: energiaelvezetés
- 3: lefúvócsonk
- 4: vezérlőjel

Normál üzemmódban a „back-up” szelep (az ábrán a középső) zárva van, és az elektronika a beeresztőszelep (az ábrán bal oldali) és a kieresztőszelep (jobb oldalt) nyitásával-zárásával állítja be a kívánt nyomást az A kamrában. Ha itt nő a nyomás, akkor a felső dugattyú elmozdul lefelé. Ahogy tolja lefelé az alsó dugattyút, megnyílik az összeköttetés a táp és a B kamra között, így ott is elkezd nőni a nyomás. Ha a B kamrában nagyobb lesz a nyomás mint az A-ban, akkor a felső dugattyú felfelé kezd el mozogni. Mivel az alsó dugattyú felütközik, ezért elválik a kettő egymástól és a B kamra összeköttetésbe kerül a környezettel, így lecsökken a túlnyomás, így végül az A kamra és a B kamra nyomása meg fog egyezni. Mivel az energiakivezetés a B kamrából történik (a fékkamrák felé), ezért a fékkamrákban is ez a nyomás fog megjelenni.

Meghibásodás esetén a ki- és beeresztőszelep bezár, és kinyílik a „back-up” szelep. Ilyenkor az A kamrában a 4-ből jövő vezérlőnyomás jelenik meg, így ilyenkor is a sofőr kontrollálja, mennyire van fékezve a jármű.

A modellezett EBS szelep:



28. ábra: Az EBS blokkdiagramja. A jelölések megegyeznek az előző ábrán levőkkel.

Az A kamra és a B kamra nyomását az elemi kamramodell egyenletei ((7)-(12)) írják le. Az egyetlen különbség, hogy az A kamra térfogata nem konstans, hanem Z_1 függvénye:

$$V_A = z_1 \cdot A_A \quad (36)$$

Ahol A_A az A kamra keresztmetszete.

Az A -ba csatlakozó mágnesszelepek tömegáramát (34) írja le, a B -be befolyó tömegáramokat a következő egyenletek:

$$\dot{m} = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \cdot \frac{z_1}{z_{1\max}} \quad (36)$$

ill.

$$\dot{m} = \rho \cdot \alpha \cdot A \cdot v \cdot \frac{z_2}{z_{2\max}} \quad (37)$$

Ahol $z_{1\max}$ és $z_{2\max}$ a dugattyúk maximális elmozdulása (így pld. $z_1/z_{1\max}$ mindig egy 0 és 1 közötti érték). A felső dugattyú mozgásállapotát Newton második törvénye alapján írtam fel:

$$a_1 = \frac{\sum F}{m} \quad (38)$$

$$v_1 = \int a_1 dt \quad (39)$$

$$z_1 = \int v_1 dt \quad (40)$$

Ahol a mechanikában megszokott jelölésekkel F a dugattyúra ható erők összege, m a dugattyú tömege, a a gyorsulás, v pedig a sebesség. A dugattyúk egymásnak illetve a falnak ütközése mind olyan helyzet, amikor egy nagyon kis tömeg ütközik egy nagy merevségű felületnek. Ennek modellezése mint 3.3.11 pontban kifejtettem megoldható, de számításigényes. Mivel itt a szimuláció szempontjából nem érdekes, hogy mekkora belső erők hatnak a dugattyúk és a falak között, ezért két fontos egyszerűsítést tettem:

- minden ütközés tökéletesen rugalmatlan

- a falak végtelen tömegűek, így a dugattyúk pozíciója nem lehet kisebb $z_1=z_2=0$ -nál, és nem lehet nagyobb z_{1max} ill. z_{2max} -nál.

Ezeket a feltételezéseket használva kétféle állapot képzelhető el:

$$z_1 \leq z_{diff} \quad (41)$$

Ahol z_{diff} a távolság a két dugattyú között $z_1=z_2=0$ esetben. Azaz a fenti feltétel teljesülése a felső dugattyú még nem éri el az alsót. Ilyenkor $z_2=0$, és a (38)-(40) egyenletekbe behelyettesítendő értékek:

$$m = m_1 \quad (42)$$

$$F = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_A - v_1 \cdot f_B \quad (43)$$

A másik állapot, ha:

$$z_1 \geq z_{diff} \quad (44)$$

Azaz a felső dugattyú nekiütközött az alsónak, és (a tökéletesen rugalmatlan ütközés miatt) együtt mozognak. Ilyenkor (38)-(39) egyenletekben szereplő értékek:

$$m = m_1 + m_2 \quad (45)$$

$$F = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_A - v_1 \cdot f_A - v_2 \cdot (f_B + k) - z_2 \cdot s \quad (46)$$

Mivel a két dugattyú együtt mozog, ezért:

$$v_2 = v_1 \quad (47)$$

$$z_2 = z_1 - z_{diff} \quad (48)$$

3.3.16 Relészelep

Általánosságban elmondható, hogy minél kisebb a fékrendszer térfogata, annál kisebb a fékezés késedeleme és a sűrítettlevegő-felhasználás [5]. Emiatt lehet ideális bizonyos esetekben ideális a relészelep használata. Ennek szerkezete nagyon hasonló az EBS szelepéhez, a különbség annyi, hogy hiányoznak a mágnesszelepek, és az A kamrának (27. ábra) egyetlen bemenete van, a vezérlőjel. Mivel a relészelepet a fékkamrákhoz közel helyezik el, így csak a

relészelep és a fékkamra közötti távolságon kell vastagabb csöveket használni, a pedál és a relészelep közötti (hosszabb) szakaszon elég a kisebb átmérő is.

Az említett okokból a relészelep modellje megegyezik az EBS modelljével, azzal a különbséggel, hogy a "back-up" szelep helyett egy állandó keresztmetszetű fojtás van (3.2.1), a kieresztő és beeresztő-szelep pedig nincs beépítve.



29. ábra: Relészelep

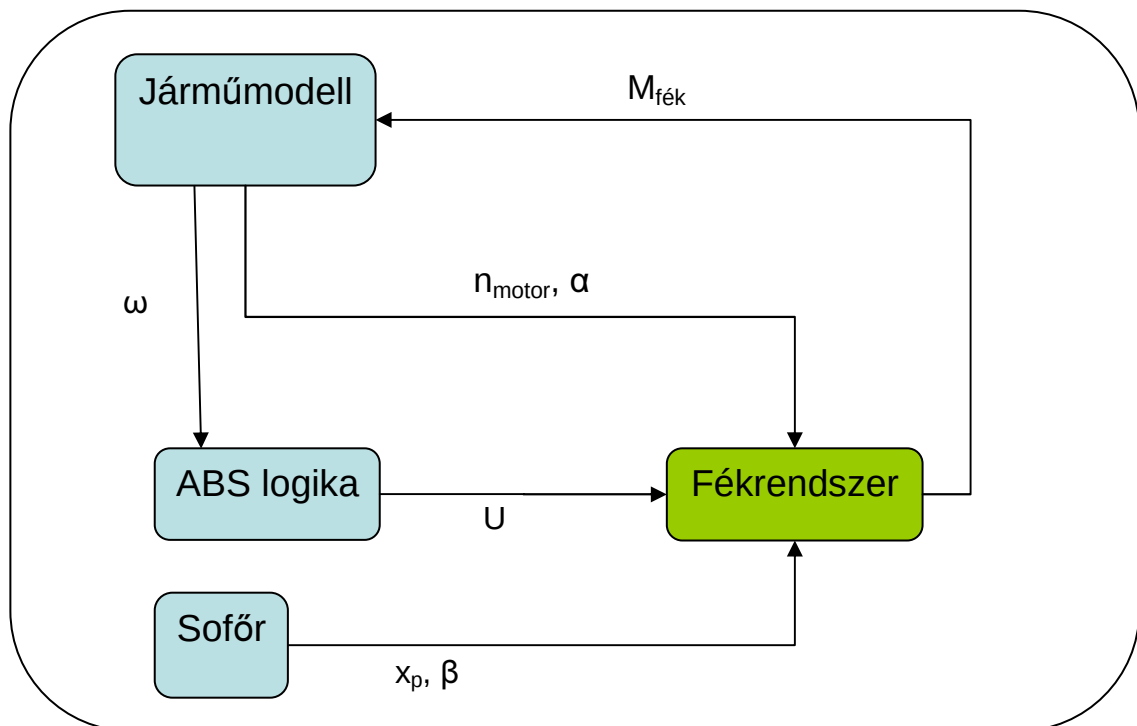
4 Komplet konfigurációk

4.1 Fékrendszer beillesztése egy szimulációba

Egy jármű fékrendszere, bár sok szempontból önálló egységként értelmezhető, azonban a valóságban mégiscsak egy része a járműnek, és kölcsönhatásban van a többi részegységgel. Összefoglalva a komponenseknél részletezett információkat, a fékrendszernek a következő bemenetekre van szüksége:

- fékpedál-állás (x_p)
- rögzítőfék-állás (β)
- ABS/EBS szelepparancsok (U)
- Motorfordulatszám (n_{motor})
- fékerő-módosító kar pozíciója (α)

Az első kettő értékét vagy a felhasználó adja meg közvetlenül, vagy egy sofőrmodell generálja bizonyos paraméterek (útmeredekség, sebességhatár stb.) függvényében. A szelepparancsokat a valóságban egy elektronikus egység adja, a jármű mozgásállapotának függvényében (lásd 3.3.14 és 3.3.15). A motorfordulatszámot (mely a kompresszorhoz kell, lásd 3.3.6), a fékerő-módosító kar pozícióját, valamint az elektronikus egység által igényelt szenzoradatokat pedig egy járműmodell szolgáltatja. A modellek közötti kapcsolatháló:



30. ábra: A fékrendszer kapcsolata a szimulációs környezettel

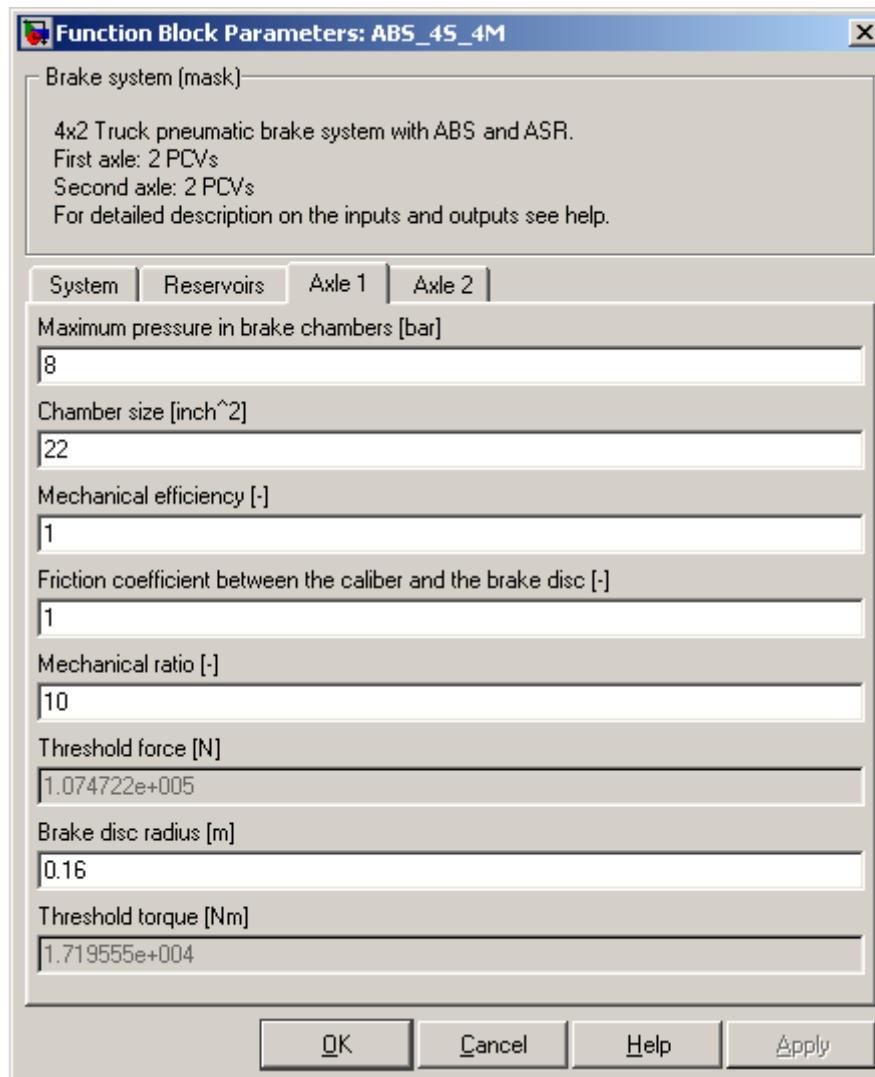
Az ábrán alkalmazott és korábban nem részletezett jelölések:

- ω : keréfordulatszám
- $M_{fék}$: fékezőnyomaték

A Knorr-Bremse Fékrendszerek kft-nél mind egy járműmodell, mind egy MATLAB-ba implementált ABS (és EBS) logika a rendelkezésemre állt, így a teljes rendszert tudtam tesztelni, ennek eredményei az 5.3 pontban olvashatóak (a sofőrmódel helyett a fékigényt manuálisan adtam meg a tesztekénél).

4.2 Felhasználói felület

Mint azt korábban kifejtettem (3.1), a komponensek elkészítése után számos kész rendszer is elkészítésre került. Ezeknek a modelleknek a fő előnye – mely egyben a hátránya is -, hogy a paraméterezésük jóval korlátozottabb. A 31. ábra mutatja egy modell interfészének egy részletét:



31. ábra: A felhasználói interfész

Mint látható, csak olyan alapvető paraméterek állíthatóak, mint a:

- fékkamra maximális nyomása (maximum pressure in brake chambers),
- a fékkamra mérete (chamber size),
- a fék hatásfok (mechanical efficiency),
- a súrlódási tényező a féktárcsa és a fékpofa között (friction coefficient),
- a fékátvitel (mechanical ratio),
- a féktárcsa sugara (brake disc radius)

Ezek olyan paraméterek, amelyek a különböző katalógusokból könnyen kikereshetőek. Emellett a felhasználó kap egy visszajelzést, hogy az adott

paraméterekkel körülbelül mekkora maximális féknyomaték (threshold torque) léphet fel teljes fékezés esetén. Ezen becslés képlete a következő:

$$M = p \cdot A \cdot \mu \cdot i \cdot \frac{d}{2} \cdot 10^5 \cdot 0,0254 \quad (49)$$

Ahol:

- M: A maximális nyomaték [Nm]
- p: Maximális kamranyomás [bar]
- A: Kamra felület [“]
- μ : Súrlódási tényező [-]
- η : Fékhatásfok [-]
- i: Fékáttétel [-]
- d: Féktárcsa átmérője [m]

Mivel a katalógusokban általában sem a kamrafelület, sem a maximális nyomás nem SI-ben van megadva, hanem bárban illetve négyzetinchben, ezért szükségesek az egyenlet végén a konstans szorzók.

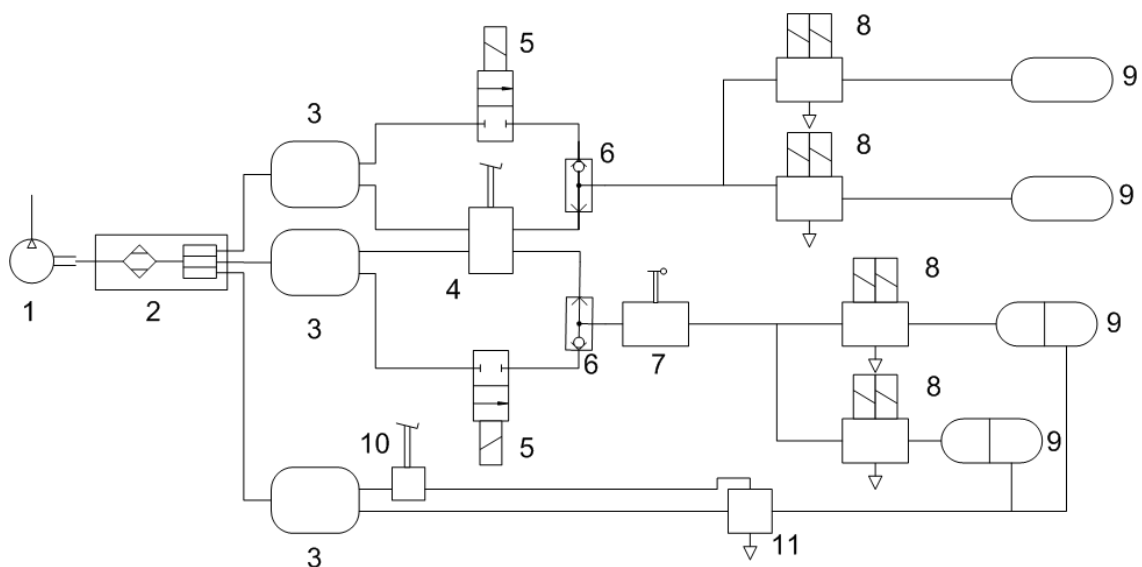
Az interfész többi fülén is hasonló jellegű paraméterek vihetők be, mint például a légtartályok térfogata, maximális nyomása, illetve a környezeti állandók. Így a rendszer alapvető jellemzői a légfékrendszerek alapos ismerete nélkül is gyorsan és könnyen megadhatóak.

Azonban mint látszik, ezek a paraméterek alapvetően a rendszer statikus jellemzőit befolyásolják. A nyomásterjedés sebességére a komponensek között, azaz a rendszer dinamikájára természetesen rengeteg paraméter van hatással, többek között az adott komponens belső méretei, vagy a komponensek közötti csövek hossza illetve átmérője. A kész konfigurációknál ezek értéke nem változtatható, alapbeállításként egy átlagos érték lett megadva.

Összefoglalva, mint az várható volt, a paraméterek számának jelentős csökkentésével jóval gyorsabb és egyszerűbb a rendszer beállítása, de cserébe le kell mondani a rendszer dinamikájának finomhangolásáról.

4.3 Kéttengelyes fékrendszer ABS szeleppel

A kéttengelyes haszongépjárművek egy jelentős szeletet képeznek a piacon. Így a tesztekhez (lásd 5.) használt IVECO Eurocargo E120 teherautó is kéttengelyes és ABS alapú fékrendszerrel rendelkezik, így ennek a rendszernek térek ki részletesen a felépítésére. A szimulált rendszer kapcsolása látható az ábrán:



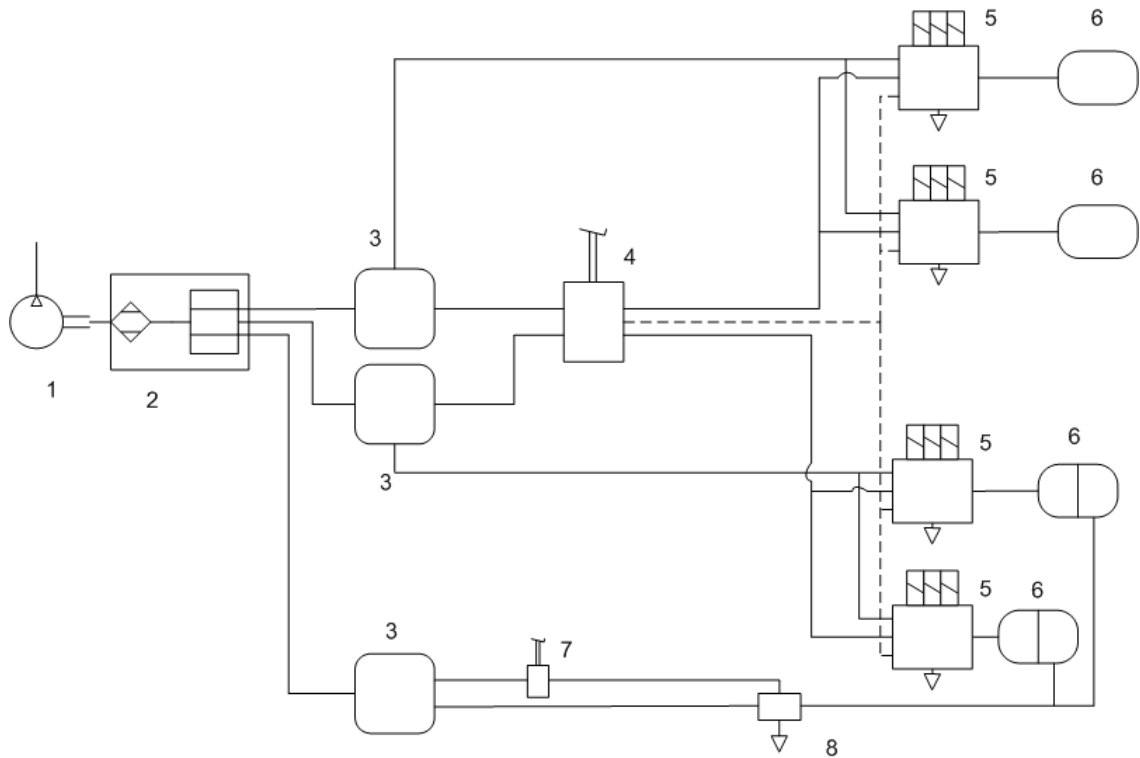
Ahol:

- 1: Kompresszor
- 2: Levegő-előkészítő
- 3: Légtartályok
- 4: Fékpedálszelep
- 5: ASR szelepek
- 6: Kétutas szelep
- 7: Fékerőelosztó

- 8: ABS szelep
- 9: Fékkamra
- 10: Kézifékszelep
- 11: Relészelep

Működés közben a kompresszor beszívja a levegőt a környezetből, ami továbbáramlik a levegő-előkészítőbe. A levegő-előkészítő a kívánt feltöltési sorrend függvényében tölti a 3 légtartályt (az egyik az első üzemi-, a másik a második üzemi-, a harmadik tartály pedig a rögzítő fékkört látja el táplevegővel). A tartályból – normál üzem esetén – a fékpedál-szelep eresztí a kívánt nyomást tovább az ABS szelepekhez (illetve a hátsó fékkör esetében először a fékerő-módosítóhoz, majd onnan az ABS szelepekhez). Az ABS szelep a szelepparancsok függvényében (3.3.14) pedig töltés módban továbbítja ezt a fékkamrákba. Nyomástartás vagy nyomáscsökkentés módban a működés a 3.3.14 pontban kifejtettek szerint történik. Ezt a normál üzemmódot változtatja meg, ha bekapcsol az ASR szelep. Ez valójában egy egyszerű mágnesszelep, mely vagy nyitott, vagy zárt állapotban van, az (ABS logika) által ráadott jel függvényében. A zárt a normál üzemmód: ilyenkor a kétutas szelep ASR szelep felőli oldalán a légköri nyomás jelenik meg, aminél a fékpedál felőli oldal nyomása nem lehet kisebb, így a fékpedál által szabályozott nyomás kerül továbbításra. Azonban ha az ASR szelep bekapcsol (kinyit), akkor gyakorlatilag összeköti a légtartályt a kétutas szeleppel. Ebben az esetben ez a nyomás továbbítódik az ABS szelepek felé, és így a fékkamrák felé is (befékezve ezzel a kipörgő kerekeket).

4.4 Kéttengelyes fékrendszer EBS szeleppel



32. ábra: 2 tengelyes EBS-I szerelt fékrendszer blokkdiagramja. A folyamatos vonal a pneumatikus, a szaggatott az elektromos jel útját jelöli

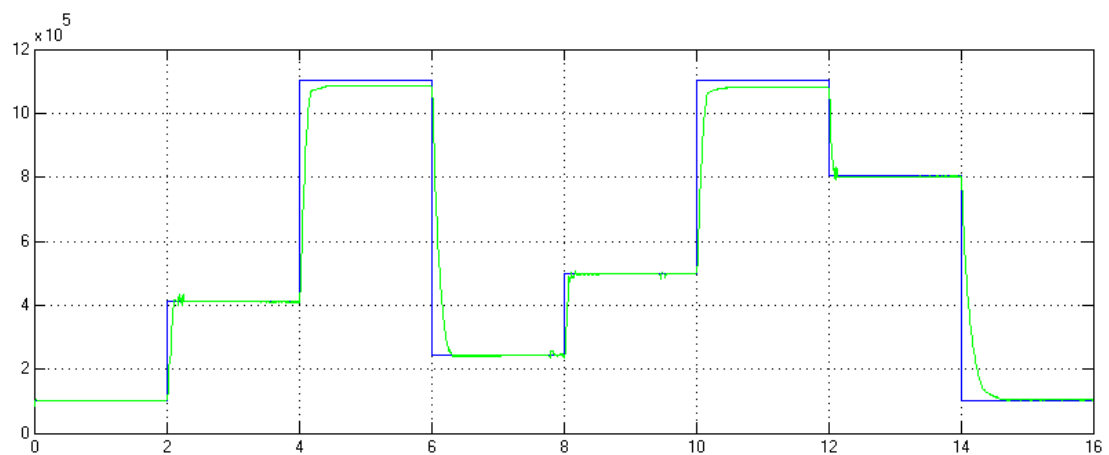
Ahol:

- 1: Kompresszor
- 2: Levegő-előkészítő
- 3: Légtartályok
- 4: Fékpedálszelep
- 5: EBS szelepek
- 6: Fékkamrák
- 7: Kézifékszelep
- 8: Relészelep

Az egyik fő különbség az ABS-I szerelt rendszerrel szemben, hogy a kipörgésgátló szerepét is az EBS modul látja el. Emellett normál üzemmódban

a vezérlés csak az EBS modul és a fékkamrák között pneumatikus, a pedál és az EBS szelep között elektromos (szemben a 4.3 pontban jellemzett rendszerrel, ahol a jelátvitel mindvégig pneumatikus), így a rendszer válaszüzeje rövidebb.

A blokkdiagramon jellemzett rendszer önmagában használhatatlan az EBS logika nélkül, mely a szelepeket vezérli (ennek szerepét 3.3.15 pontban taglaltam). A Knorr-Bremse rendelkezéseimre bocsátott egy MATLAB-ba implementált kódot, ezt felhasználva tudtam tesztelni a szimulációt, ennek eredményei láthatóak a következő ábrán:



33. ábra: A kék görbe a sofőr által kívánt nyomás, a zöld görbe pedig a fékkamrák nyomása az idő függvényében

Mint látható a logika által szabályozott szelepműködések hatására a kamrákban az igényelt nyomás alakul ki.

5 Validáció

Mint azt a bevezetőben kifejtettem, bár a szimulációk egyre nagyobb tért hódítanak a járműiparban, azonban a valós mérések elvégzése megkerülhetetlen az eredmények reális értékeléséhez. Egy modell felépítése során egyrészt sokszor történik intuitív döntéshozás, emellett a különböző egyszerűsítések elhanyagolások szerepe külön-külön ugyan becsülhető, de ezek együttes hatását egy ilyen komplex rendszernél már nehéz átlátni. Emiatt egyrészt a mérés egyik célja a szimuláció pontosságának meghatározása, másrészt pedig – a mért és szimulált görbék jellegének összehasonlításával – a modell elvi helyességének ellenőrzése.

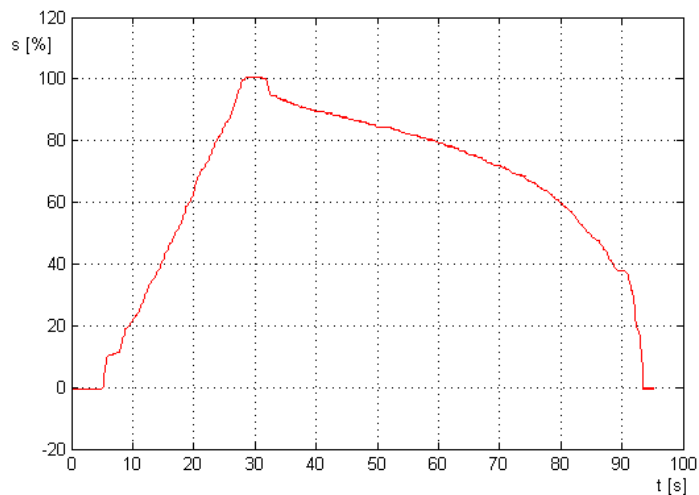
A mérések egy IVECO Eurocargo E120 típusú 2 tengelyes, ABS-el és kipörgés gátlóval szerelt járművel készültek. A tesztek során rögzítésre került az aktuális pedálállás, a fékpedál kimenetén jelentkező nyomások, a fékkamrák nyomásai, a légtartályok nyomásai, valamint az ABS szelepeinek állapota.



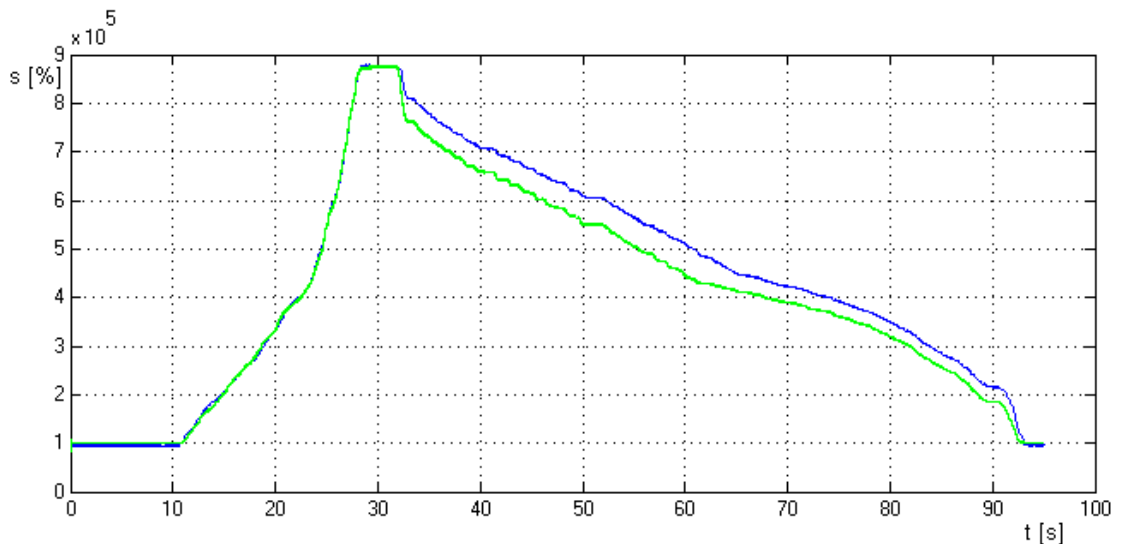
34. ábra: A mérésekhez használt jármű

5.1 Statikus állapot

Az első mérés során a fékpedált fokozatosan (~20 másodperc alatt) teljesen benyomtuk, majd szintén fokozatosan (1 perc alatt) leeresztettük. A cél egyrészt a fékpedál karakterisztikájának felvétele volt a mérések alapján, másrészt pedig a szimuláció statikus viselkedésének vizsgálata a teljes nyomástartományon.



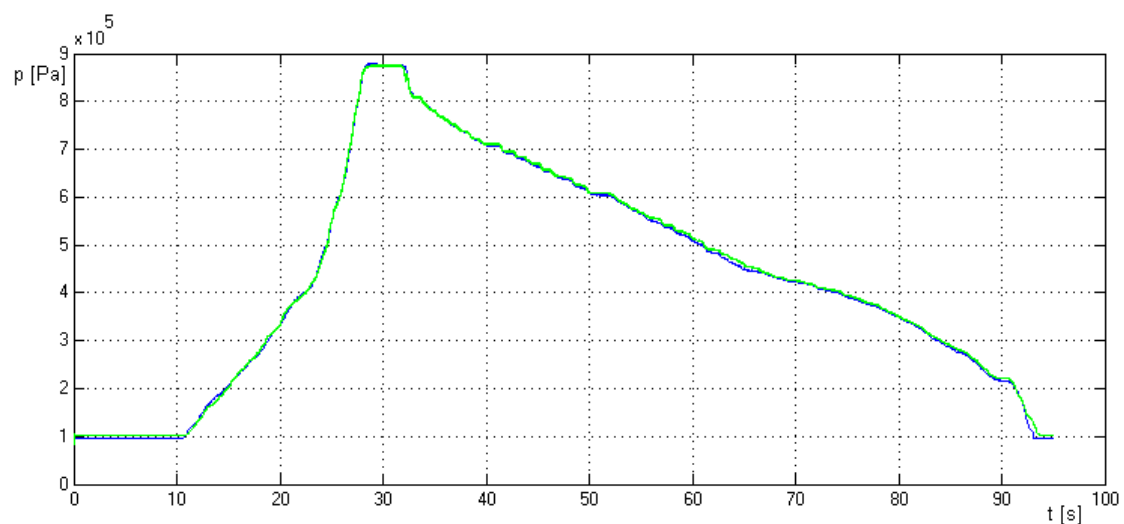
35. ábra: A pedálállás a mérés során. A 100% a teljes benyomás, a 0 % a teljes kiengedés



36. ábra A fékkamrák nyomása az idő függvényében. A zöld görbe a szimulált, a kék a mért eredmény

Ennél a szimulációnál a szimulált fékpedál karakterisztika-paraméterét a mért görbe felfutó szakasza alapján kalibráltam be. Mint látható, amíg növekedett a

nyomás, nagyon pontos eredményeket hozott a szimuláció, de a csökkenő szakaszban fellépett egy folytonos eltérés. Ha a karakterisztikát a mért eredmények leszálló ága alapján kalibrálom, akkor az eredmény is fordított lesz: nyomáscsökkentéskor (kielégítően) pontos eredményeket adott a szimuláció, és növekedéskor volt jelentős eltérés. Ennek a valószínűsíthető oka, hogy az IVECO-ban levő fékpedál jelentős hiszterézissel rendelkezik, mely eredetileg nem került modellezésre (mivel valószínűleg kopás következménye). Azonban mivel az eltérés viszonylag nagyra mondható, és az orvoslása nem csökkenti számottevően a futási időt, ezért beépítettem a szimulált fékpedálba egy modult, ami hiszterézissel terheli a bejövő fékpedál-pozíció jelet. A hiszterézis nagysága paraméterként állítható. A módosított modellel kapott eredményt mutatja a következő ábra:

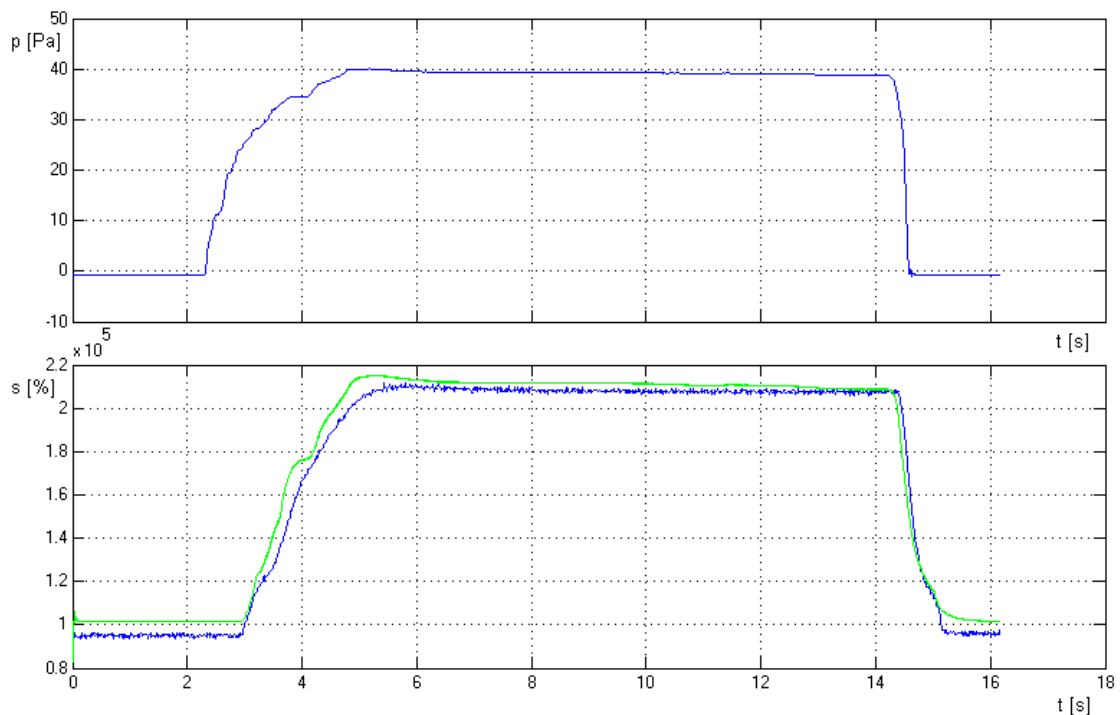


37. ábra: Fékcamra-nyomások az idő függvényében. A kék a mért, a zöld a szimulált görbe
Mint látható, ha a hiszterézist is figyelembe vesszük a modellezés során, akkor a szimuláció nagyon jól közelíti a valóságot statikus helyzetben.

5.2 Tranziens állapot

Valós forgalmi szituációkban előfordulhat, hogy hirtelen fékezésre van szükség. Ilyenkor egyrészt a fékpedál pozíciója is gyorsan változik, másrészt, pedig ha az ABS szelepek működésbe lépnek, akkor a fékcamrákban magas a nyomás változásának intenzitása. Emiatt nem elégséges a statikus állapot vizsgálata, a rendszer tranziens vizsgálata szintén megkerülhetetlen a szimuláció

értékeléséhez. Ehhez egy egyszerű impulzus-szerű fékezés lett elvégezve több pedálállásnál is, ennek eredményei láthatóak a következőkben:

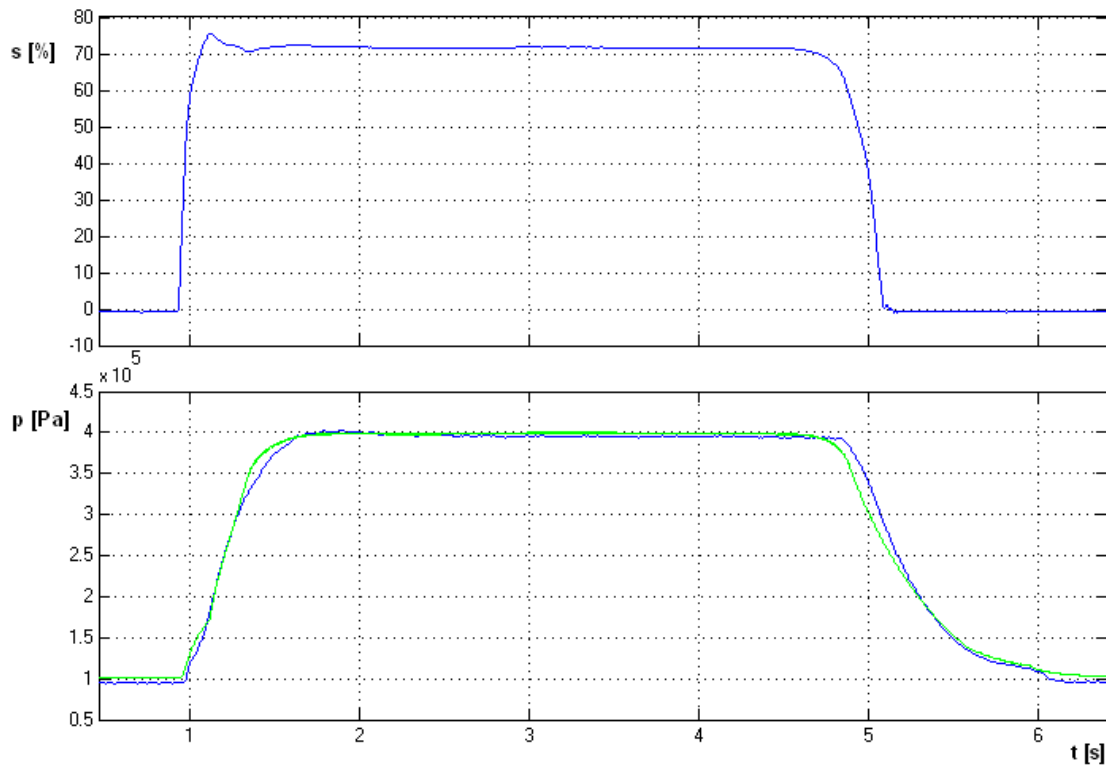


38. ábra: A felső görbe a pedálállást, az alsó pedig a nyomást a fékkamrákban. A kék a mért eredmény, a zöld pedig a szimulált

Mint a képen látható, a mért és szimulált eredmények görbéje jellegében nagyon hasonló. Észrevehető azonban, hogy a szimuláció dinamikusabban, "közvetlenebbül" válaszol a fékpedál jelre, ennek köszönhető a negyedik másodpercben a nyomásnövekedés megtorpanása. A valóságban többek közt a mérőrendszer tehetetlensége miatt ilyen rövid ingadozások a fékezésben, mint ami a felső görbén a negyedik másodpercben látható, nem jelennek meg a fékkamra nyomásában. Az, hogy a szimulációban ez mégis megjelenik, annak köszönhető, hogy a szimulált rendszer paraméterei csak közelítik a valós értékeket, mivel nem állt rendelkezésre a jármű fékrendszerének összes csőhossza, csőátmérője, nem beszélve a kontrakciós tényezőkről. Azonban azt a következtetést le lehet vonni, hogy a szimuláció legalább olyan dinamikus viselkedésre képes, mint a valós rendszer. Ez azért fontos észrevétel, mert a 3.2.2 pontban részletezett módszerrel is csak egy bizonyos sajátfrekvencia alatt lehetséges a lépésköz nagysága miatti oszcillációk elkerülése. Itt azonban

a pontosabb eredményekhez pont, hogy a rendszer fojtása, pld. a csőátmérők csökkentésére lenne szükség, ami a rendszer sajátfrekvenciáját is csökkenti.

Ugyanez az impulzusteszt más nyomásokon is el lett végezve:

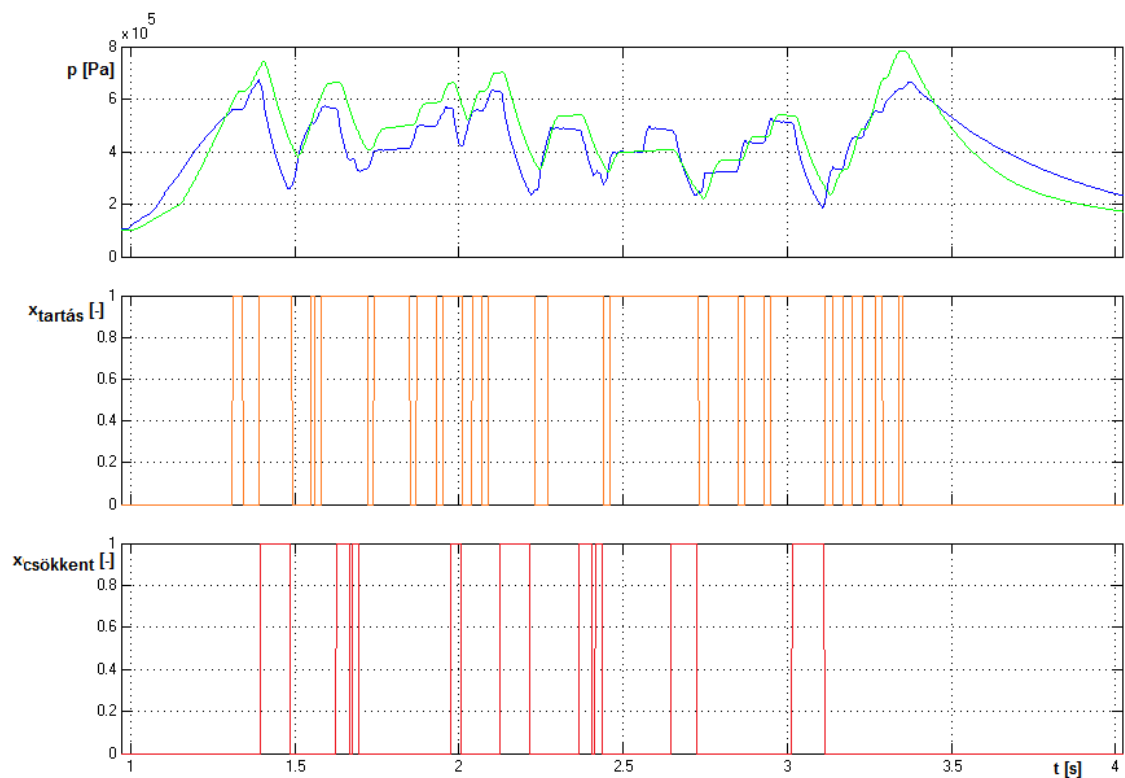


39. ábra: A felső diagramon a pedálpozíció látható, az alsón pedig késsel a mért, zöld színnel pedig a szimulált értékek

Itt is megfigyelhető, hogy a szimulált eredmények valamennyivel hamarabb állnak be a statikus értékre, de jellegükben hasonlóak a görbék.

5.3 ABS mód tesztelése

A fenti tesztek során az ABS mindvégig passzív maradt. Mivel lehetőség volt a mágnesszelepek státuszának mérésére, ezért olyan fékezéseket is végeztünk, amikor ABS beavatkozás történt. A szimulációra bemenetként ráadva a lement szelepstátuszokat összehasonlítható a nyomásalakulás:



40. ábra: A kamra nyomások alakulása, valamint a szelepállapotok az idő függvényében

A legfelső diagramon a zöld a szimulált, a kék pedig a mért nyomás. A középső diagram a nyomástartó szelep, az alsó pedig a nyomáscsökkentő szelep (3.3.14) állapotát mutatja (ha az érték 1, akkor gerjesztett, ha 0 akkor nem). Mint látható a fékezés során többnyire nyomástartás üzemmód van megszakítva 1-1 nyomáscsökkentéssel vagy növeléssel.

A szimulált eredmények karakterisztikájukban egyértelműen követik a mért eredményeket. Az egyetlen eltérés valamivel 2,5 másodperc után látható: a szimulált eredményekben itt állandó a nyomás, míg a mért értékeknél egy rövid növekedés látható. Azonban ha megnézzük a szelepek állapotát, itt végig nyomástartás van. Azaz valószínűleg a valóságban volt egy rövid nyomásnövelő szakasz, de ez a szelepállapot mérési hiba miatt nem lett rögzítve (és mivel ez lett megadva bemenő adatnak a szimulációhoz, ezért van ott is eltérés a valóságtól). Ezt a mérési hibát leszámítva a modellezett ABS képes volt a valós karakterisztika produkálására.

6 Tovább lépés

A bemutatottak alapján a modell képes együttműködni – a rendelkezésemre álló – ABS és EBS logikákkal, valamint a valóshoz hasonló karakterisztikát produkál, de mindenképp további tesztek szükségesek akár járművön, akár tesztpadon.

Az elvégzett mérések során részletesen jelenleg csak a rendszer végkimenetét vizsgáltuk, ami nem ad információkat az egyes alkatrészek modelljeinek eredményeiről vagy hibáiról. Ez azért is különösen fontos lenne, mert a felhasználó tetszőlegesen állíthat magának össze komplett vagy részkonfigurációkat, így az alkatrészeknek nem csak a rendszer részeként, hanem önállóan is megbízhatóan és pontosan kell működniük. A részletesebb mérések alapján az is eldönthető, hogy az adott egységben használt modell részletessége (ill. számítási kapacitás igénye) arányban áll-e a modell pontosságával. Az egyes részegységek darabonkénti validálása mindenképpen további célomként szerepel, jelenleg külső okok miatt nem tudtam még ezt elvégezni.

Emellett a modell bővítése is további célként merülhet fel: például a légrugós felfüggesztéssel rendelkező járművek légrugói is a fékrendszer által biztosított sűrített levegőt használják, így hatással vannak a légtartályban uralkodó nyomásra.

7 Irodalomjegyzék

- [1] CARE (Community database on Accidents on the Roads in Europe), Road safety evolution, 2011 május
- [2] White paper: European transport policy for 2010, COM(2001) 370, September 2001
- [3] Vincze-Pap S.: Emberi tűrésértékek, biomechanika (1. rész), Járművek, 2001/10. szám, Budapest, 275-277. old.
- [4] Hans Pacejka: Tyre and vehicle dynamics, kiadó, év
- [5] Kőfalusi Pál, Dr. Szócs Károly, Dr. Varga Ferenc: Fékrendszerek, Maróti Könyvkereskedés és Kiadó, 2002
- [6] Bosch Sajtóinformációk - A Bosch ABS blokkolásgátló 25 éve - az innovációtól a szériafelszerelésig:
<http://www.bosch.hu/sajto/presstext.phtml?id=185>
- [7] von Glasner, Christian, Micke, Sigmar: Driver assistance systems, Status 2010
- [8] Lajos Tamás: Áramlástan, Műegyetemi kiadó, 2000
- [9] Jászay Tamás: Műszaki hőtan, Műszaki Kiadó, 2000 Budapest
- [10] Dr. Nagy István. Dr. Megyeri János – Analóg elektronika, Műegyetemi kiadó, 1996
- [11] Baldauf András, Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, Dr. Palkovics László: Légfékrendszer szimulációja fix lépésközzel, A jövő járműve magazin, 2011/1-2