



DUGATTYÚS FÉKNYERGEK KINETIKÁJA

Doktori (PhD-) értekezés

Horváth Ádám Tamás

Gödöllő
2016

A doktori iskola

Megnevezése: Műszaki Tudományi Doktori Iskola

Tudományága: Agrárműszaki tudomány

Vezetője: Dr. Farkas István
egyetemi tanár, DSc
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

Témavezető: Dr. Kalácska Gábor
egyetemi tanár, DSc
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar
Gépipari Technológiai Intézet

Társ-témavezető: Dr. Oldal István,
egyetemi docens, PhD
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar
Mechanikai és Géptani Intézet

.....
az iskolavezető jóváhagyása

.....
a témavezető jóváhagyása

TARTALOM JEGYZÉK

1. BEVEZETÉS ÉS CÉLKITŰZÉS.....	5
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS	7
2.1. A fékekről általában	7
2.1.1. A gépjárművek fékrendszerei	7
2.1.2. A dobfék	11
2.1.3. A tárcsafék	14
2.2. A tárcsafékek főbb elemeinek bemutatása	18
2.2.1. A féknyergék.....	18
2.2.2. A féktárcsák.....	21
2.2.3. A fékbetét.....	23
2.2.4. A dugattyú	27
2.2.5. A fékfolyadék	28
2.3. A szakirodalomi áttekintés összefoglaló értékelése	30
3. ANYAG ÉS MÓDSZER.....	31
3.1. A fékszerkezet elemeinek anyagtulajdonságai	31
3.2. A fékrendszer vizsgálata során használt modellek és ellenőrzésük	32
3.3. A féknyereg modelljének létrehozása és ellenőrzése	33
3.4. A féknyeregben alkalmazott dugattyúk modelljének létrehozása és ellenőrzése	39
3.5. Az optimális dugattyúátmérők meghatározásához létrehozott modell	47
4. EREDMÉNYEK	53
4.1. A féknyereg megengedhető kinyílásának meghatározása	53
4.2. Optimális dugattyúgeometria meghatározása	58
4.2.1. Optimális dugattyú falvastagság meghatározása	58
4.2.2. Dugattyú homlokfelület optimális helyzetének meghatározása	67
4.3. Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározása	70
4.4. Új tudományos eredmények	76
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK.....	77
6. ÖSSZEFOGLALÁS	79
7. SUMMARY	81
8. MELLÉKLETEK	83
M.1. Irodalomjegyzék	83
M.2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk	88
M.3. Féknyereg kinyílása adott keresztmetszetben	89
9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS.....	91
10. ACKNOWLEDGEMENTS	91

1. BEVEZETÉS ÉS CÉLKITŰZÉS

Mai életünk elképzelhetetlen lenne gépjárművek nélkül, amelyeket az élet minden területén használunk. Sokan gépjárművel mennek munkába vagy bevásárolni, esetleg a családdal kirándulni. Sokszor a gépjárművek munkaeszközök, amelyek segítségével képesek vagyunk mobilan közlekedni az országban (szervizszolgáltatás) vagy adott dolgokat szállítani. A gépjárművekkel kapcsolatos statisztikák azt mutatják, hogy egyre több gépjárművet gyártunk. 2001-től 2007-ig folyamatosan növekedett a gyártott gépjárművek száma, majd a gazdasági válság hatására 73 millióról 2009-re 62 millióra csökkent számuk. A válság után ismét egyre több gépjármű hagyta el a gyárat, 2014-ben közel 90 millió gépjármű készült, amelyből 68 millió volt a személygépjármű és 22 millió a kereskedelmi jármű (www.statista.com). Ezeknek a gépjárműveknek mindegyike rendelkezik valamilyen fékberendezéssel, ami elengedhetetlen a biztonságos közlekedéshez. A fékszerkezetek összetett rendszerek, amelyek számos alkatrészből állnak, és amelyek működését sok tényező befolyásolja. A személygépkocsiknál leggyakrabban kétfajta fékszerkezet található (dobfék, tárcsafék), ahol az elsőtengelyen tárcsafékeket használnak, míg a hátsótengelyeken dobfékek találhatóak. Újabb gépkocsiknál a dobfékek hátrányos tulajdonságai miatt már a hátsótengelyeken is tárcsafékeket alkalmaznak, amelyek egyik előnye, hogy jobban elvezetik a fékezés során keletkezett többlet hőt, így stabilabb működést tesznek lehetővé.

A tárcsafékek elterjedése és alkalmazása a személygépjárműveken, tehergépjárműveken és a mezőgazdasági gépeken ösztönzi a fékekkel kapcsolatos kutatásokat, amelyek a fékek egyes szegmenseinek jobb megismerését célozzák. A kutatások iránya az adott szerkezet optimális működésének meghatározása, ahol különböző módszerek segítségével vizsgálják a fékszerkezeteket. Általában az élettartam vagy a teljesítmény növelése a cél. A felhasználási terület jelentősen befolyásolja a fékszerkezetek kialakítását, ahol az igényeknek megfelelően más és más követelményeknek kell megfelelni. A közúti gépjárművek esetében, ahol kisebb terhelés éri a gépjármű fékszerkezetét ott a megbízhatóságot és az élettartamot határozzák meg célként. A nagy teljesítményű autókban a teljesítmény maximalizálás és a tömegcsökkentés a főbb kutatási területek. A tárcsafékek elterjedése miatt a vizsgálatok többsége ennek a fékszerkezetnek a jobb megismerésére törekszik. A kutatások nagy része a fékszerkezetek hőtani és tribológiai viselkedésével foglalkozik, ahol az eltérő súrlódóanyagok jellemzőit vizsgálják nagy hőmérsékleten. Ezeknek a kutatásoknak a célja, hogy olyan anyagokat használjanak, amelyek alkalmazásával a súrlódási tényező értéke nagy hőmérsékleten sem változik meg jelentősen. A hőtani vizsgálatok másik célja, hogy olyan modelleket készítsenek, amelyek a valóságnak megfelelően mutatják az adott szerkezetet. További tribológiai kutatások a kopással foglalkoznak, de a súrlódó elemek kopásának vizsgálatán túl a súrlódó elemek viselkedését (például: stick-slip) is megpróbálják leírni.

A fékszerkezetek egyes elemeinek, jellemzőinek meghatározásához számos módszert használnak. Sokszor valós méréseket végeznek (nyomaték, súrlódási tényező, hőmérséklet, stb.), máskor modellek segítségével laboratóriumi körülmények között vizsgálják a jellemzők változását. Ma nap a kutatások során jelentős szerep jut a számítógépes szoftvereknek, amelyek segítségével, a valós körülmények modellezésével, numerikus módszerek segítségével képesek vagyunk több konstrukciót is modellezni és összehasonlítani. A fékszerkezetek vizsgálatánál is gyakran használunk a különböző programokat, amelyek alkalmasak a hőtani, mechanikai stb. vizsgálatokra.

Célkitűzések

Kutatásom célja, hogy a gépjárművek fékszerkezetével kapcsolatban olyan tényezőket határozzak meg, amelyek a későbbiekben segíthetik a fékszerkezetek optimalizálását és teljesítménynövelését.

1. Első lépésként megvizsgálom a féknyereg deformációját, hogy meghatározzak egy olyan konstrukciós pontot, amely definiálja a megengedhető deformáció mértékét, azaz, hogy milyen merevségűnek kell lennie egy féknyeregnek. Kutatásom során több elemből álló féknyeret vizsgálok, ahol az egyes elemeket csavarok segítségével rögzítem egymáshoz. A féknyereg deformációjának szempontjából vizsgálom a csavarok előfeszítésének hatását is.

2. A féknyereg mellett a dugattyúk geometriájával kapcsolatban keresem azokat a változókat, amelyek alkalmasak a dugattyúk geometriájának optimalizálásához. Vizsgálom a szükséges dugattyú-falvastagságot, és eltérő konstrukciók esetén meghatározom a dugattyú homloklapfelületének optimális helyzetét.

3. Az optimális dugattyúgeometria után keresem a négydugattyús féknyeregben alkalmazott dugattyúk optimális átmérőarányát, hogy a fékbetét súrlódófelületén egyenletes nyomáeloszlás alakuljon ki, annak érdekében hogy növelni tudjam a fékszerkezet hatékonyságát és növelni tudjam a súrlódó elemek élettartamát.

2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

Az értekezésemnek ebben a fejezetében áttekintem a hazai és nemzetközi szakirodalmat, amely segítségével bemutatom a gépjárművek fékrendszereit és a hozzá kapcsolódó területek kutatási eredményeit. Ismertetem a tárcsafékek főbb elemeit és azok jellemzőit, amelyek változtatásával hatékonyabb és nagyobb teljesítményű fékrendszereket lehet létrehozni.

2.1. A fékekről általában

A napjainkban használt gépek többségében található olyan elem, ami a működés során valamilyen mozgást végez. A legtöbbször az ilyen berendezésekben található valamilyen fékberendezés vagy kialakul valamiféle fékező hatás, ami a mozgás irányával ellentétesen hat. A szakirodalom szerint a fékrendszerek feladata, hogy a mozgásban lévő járművek, berendezések, gépek sebességét csökkentsék, leállítsák, rögzítsék, illetve mozgását szabályozzák (Szendrő, 2007). A fizikai hatáselv alapján többféle féket különböztethetünk meg:

- mechanikus,
- hidraulikus, pneumatikus,
- és villamos működtetésűeket. (Szabó, 2012).

Mechanikus fékekről akkor beszélünk, ha a mozgási energia nagyobb része hővé alakul, a kisebbik része pedig a kopás során emésztődik fel, így lassítva a gépjárművet. A mechanikus fékek alkalmasak a gépjármű rögzítésére is. A hidraulikus és pneumatikus fékeknél az áramló közeg valamilyen fojtáson keresztül áramlik át, ami lassíthatja a berendezést (az energia ebben az esetben is hővé alakul), de megállítani vagy rögzíteni nem tudja azt. Az elektromos fékek legelterjedtebb változata az örvényáramú fék, de használnak még szinkron- vagy aszinkronfékeket is. Az elektromos fékek alkalmasak az eszközök lassítására vagy szabályozására, de megállításukra nem képesek.

A három különböző elven működő fék közül a gépjárműiparban a mechanikus és az elektromos fékek terjedtek el leginkább. Biztonságtechnikai okokból a gépjárműveket elsősorban mechanikus fékekkel látják el, mert ezek a fékek képesek nagy lassulások létrehozására, továbbá a gépjármű rögzítésére is alkalmasak. Az elektromos fékek elsősorban energia-visszanyerő rendszerek (Richardson, 2013), amelyek nem képesek vészfékezést megvalósítani és rögzítésre sem alkalmasak. Munkám során a gépjárművek mechanikus fékeinek vizsgálatával foglalkoztam, ezért a következő fejezetekben a gépjárműveken alkalmazott mechanikus fékeket mutatom be.

2.1.1. A gépjárművek fékrendszerei

A gépjárműveknél alkalmazott fékberendezések olyan eszközök, amelyek az egyes járművek lassítására, megállítására és rögzítésére szolgálnak. A fékrendszer a vagyon- és az emberi élet védelmének szempontjából a gépjármű egyik legfontosabb részegysége (Hohmann, et al., 1999), mivel fékszerkezet hiányában nem valósítható meg a biztonságos közlekedés.

A mechanikus fékek a súrlódás elvén működnek, vagyis a működés során a gépkocsi mozgási energiáját termikus energiává alakítják át. (Holmberg, et al., 2012) Az így keletkezett hőenergia részben a fékszerkezetben és a környező alkatrészekben halmozódik fel, részben pedig a környezeti levegőnek adódik át. A fékszerkezet körül áramló levegő útját úgy kell meghatározni, hogy az áramló levegő a lehető legtöbb hőt vegye fel, és ezáltal hűtse a fékszerkezetet. A fékszerkezetek hűtésében a környező alkatrészek is részt vesznek, de túlzott hőterhelésnél károsodhatnak az alkatrészek, és csökkenhet az élettartamuk (például: fékfolyadék, csapágy stb.)

A hagyományosnak tekinthető mechanikus fékek mellett kiegészítésként a gépjárműveket már generátorokkal, villanymotorokkal is felszerelhetik, így a jármű mozgási energiája fékezés közben nem csak hővé alakul, hanem az akkumulátorok töltésére is szolgál. Az így eltárolt energiát

később fel lehet használni a gépjárművek gyorsítására különösen a városi közlekedésben, így csökkentve a belső égésű motorok környezetkárosító hatását. Az energia-visszanyerő rendszerek ellenére a gépjármű mozgási energiáját elsősorban a súrlódó rendszer emészti fel, amiben két, megfelelően kialakított alkatrészpárt (például a fékbetét/fékpofát és a féktárcsát/fékdobot) erősen egymáshoz nyomunk, és az így létrejövő súrlódási erő lassítja a kerekeket. A fékszerkezetek által létrehozott fékezési nyomaték úgy jön létre, hogy a súrlódó alkatrészpár egyik eleme rögzítve van (fékbetét/fékpofa), míg a másik alkatrész a kerékkal együtt forog (féktárcsa/fékdob): 1. ábra (Bohner, et al, 2003).



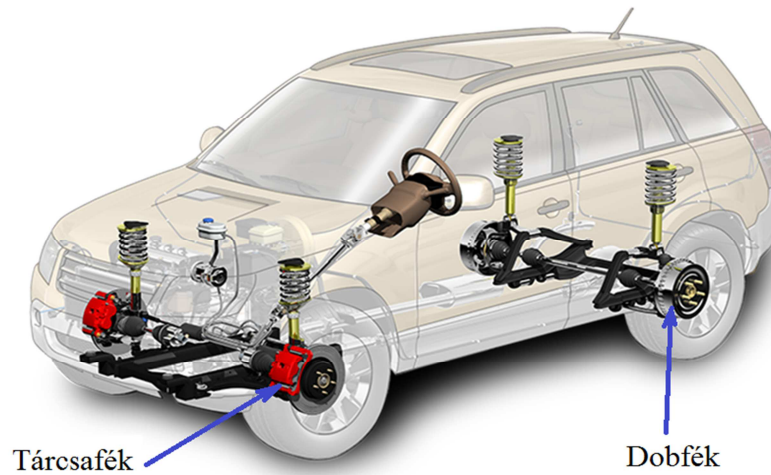
1. ábra A tárcsafékek felépítése (www.ferrari-collection.net/f430/1.html)

A fékek csoportosítását többféleképpen tehetjük meg. Egyik esetben használatuk szerint beszélhetünk üzemi, biztonsági, rögzítő és tartósan működtethető lassító fékberendezésről, ahol az üzemi fékberendezések feladata a gépjármű sebességének csökkentése adott körülmények között egészen a megállásig. Az üzemi fékek hibája esetén a biztonsági fékek alkalmasak arra, hogy lassítsák, illetve megállítsák a járművet. A rögzítőfékek a leállított jármű elgurulását akadályozzák meg, míg a tartósan működtethető fékberendezések feladata, hogy hosszan tartó fékezésnél a gépjármű sebességét állandó értéken tartsák.

A fékrendszereket erőforrás szerint is csoportosítjuk, vagyis lehetnek izomerővel működtetett, segédenergiát hasznosító és külső energiát hasznosító fékberendezések. Az első esetben a kezelő személy működteti a berendezést, a második esetben az izomerő mellett más forrásból származó segédenergia segítségével működtethető a fékrendszer. A harmadik esetben a fékpedállal csak vezéreljük a külső energiaforrás által előállított fékerőt. (Bohner, et al, 2003) (Sidó, 1976)

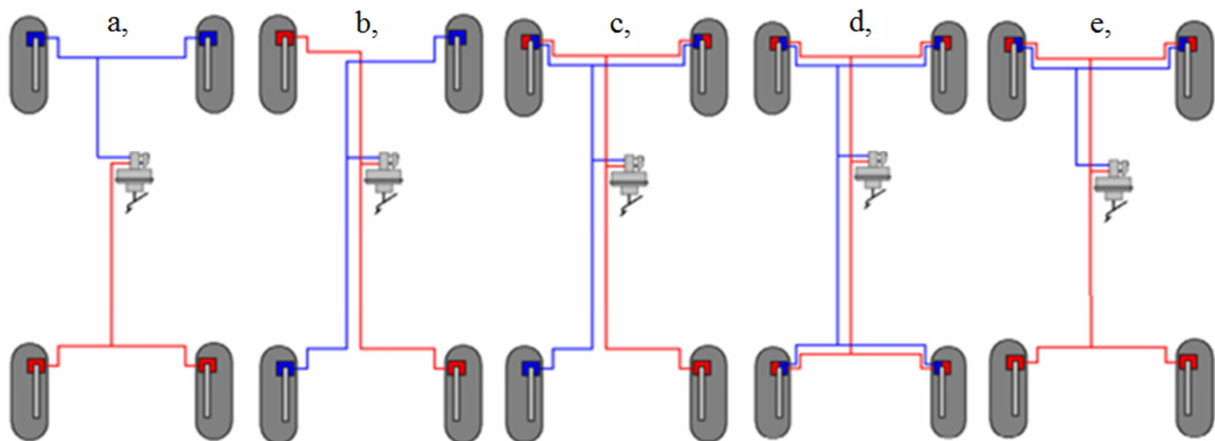
A létrehozott fékezőerőt három különböző típusú erőátviteli rendszer segítségével tudjuk eljuttatni a fékekhez. Az egyik ilyen a mechanikus erőátviteli rendszer, ami rudakból vagy Bowden-huzalokból áll. A másik erőátviteli rendszer hidraulikus elven működik, vagyis a létrehozott fékerőt folyadék segítségével juttatjuk el a fékszerkezethez. A harmadik esetben az erőátviteli közeg a levegő; ezt nehézgépjárművek és pótkocsiknál használják. (Heyen, et al., 1995)

A mai személygépkocsikban legelterjedtebben hidraulikus elven működő tárcsafékeket és/vagy dobfékeket használnak (2. ábra), amelyek biztonsági szempontból többkörös rendszerek.



2. ábra Gépkocsiban alkalmazott tárcsa-, illetve dobfék
(<http://affinityautomotive.com/service/prevent-maintenance/power-brakes/>)

Biztonsági és praktikussági szempontok miatt a kétkörös rendszerek terjedtek el, amelyet nemzetközi előírás is rögzít (ENSZ EGB 13. Sz, 2010). A hidraulikus kétkörös rendszerek kialakításukat tekintve lehetnek TT, K, LL, HT, vagy HH elrendezésűek. A TT elrendezésnél az első- és a hátsótengely egy-egy önálló fékkört alkot (3/a ábra), a K elrendezésnél egy-egy első kerék és a vele átlósan szemben lévő hátsó kerék alkot egy fékkört (3/b ábra). Az LL kialakításnál az első tengely és az egyik hátsó kerék alkot egy fékkört (3/c ábra) HH elrendezésnél két ugyanolyan fékkör van kialakítva, vagyis az első- és a hátsótengelyek tartoznak egy fékkörbe, ami kétszer van beépítve (3/d ábra). A HT kialakításnál egyik fékkörben van az első és a hátsó tengely, a másik fékkörbe csak az első tengelyen lévő kerekek tartoznak (3/e ábra). (Bohner, et al, 2003). Az így kialakított hidraulikus körök biztosítják, hogy a létrehozott fékerő eljusson a fékekhez, amelyek lassítják a járművet.



3 ábra. Kétkörös, hidraulikus fékrendszerek felépítése

A fékszerkezetek kutatásának egyik területe a működési késedelem csökkentése és az egyes elemek működési hatékonyságának növelése annak érdekében, hogy a gépjármű lassítása és megállítása a lehető legjobb legyen.

A fékrendszerek fejlesztésénél figyelembe kell venni, hogy a fékezés során két helyen alakul ki súrlódásos kapcsolat. Az egyik a kerék és a talaj között létrejövő súrlódás. A kerék és a talaj között annál nagyobb a súrlódási erő, minél nagyobb a kerekekre jutó terhelés, és minél nagyobb a

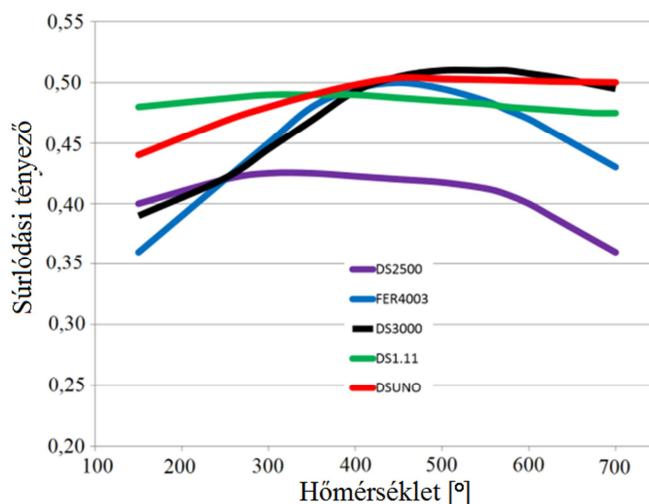
talajsúrlódás tényezője. A súrlódási tényező értékét jelentősen befolyásolja az útburkolat minősége és az azon lévő anyagok (pl.: por, sár, eső, hó, jég, olajfolt stb.), valamint a gumiabroncs kopottsági állapota és légnyomása (Sidó, 1976). Az 1. táblázat az egyes úttípusok súrlódási tényező értékeit mutatja.

1. táblázat Súrlódási tényező különböző úttípusokon (Sidó, 1976)

	Súrlódási tényező
Beton	0,6–1,0
Nagykockakő (új)	0,6–0,9
Makadám (jó állapotú)	0,6–0,9
Kiskockakő	0,5–0,8
Aszfalt	0,4–0,8

A táblázatban szereplő értékek száraz útburkolatra vonatkoznak, míg nedves útviszonyok között a súrlódási tényező értékek 20-25%-kal csökkennek (Dalla, et al. 2004). Jeges útburkolatnál a súrlódási tényező értéke 0,1–0,2 közé csökken.

A másik esetben a fékbetét/fékpofa és a féktárcsa/fékdob között jön létre súrlódásos kapcsolat. A fékbetét/fékpofa és a féktárcsa/fékdob között a súrlódási tényező értéke 0,3–0,55. A Ferodo Racing által adott felhasználásra (közúti használat, versenypályán használatos) gyártott fékbetéteknél a súrlódási tényező értéke 0,35 és 0,52 között van (Ferodo Racing, 2012–2013) (4. ábra). A súrlódási tényező értékét a fékszerkezetek anyagpárosításával és kialakításával is lehet növelni.



4. ábra Különböző fékbetét és acél féktárcsák közötti súrlódási tényező értéke a hőmérséklet függvényében (Ferodo Racing, 2012–2013)

A fékezés során két helyen kialakuló súrlódásos kapcsolat hatással van a gépjármű lassulására. A fékezés során a gépjármű vezetője a fékpedál lenyomásával működésbe hozza a fékszerkezetet, amely lassítja a kereket. A létrehozott fékerő (F_f) nagysága függ a működtető erőtől és a súrlódó elemek közötti súrlódási tényezőtől. A fékerő a féktárcsa méretétől (r_t) függően hozza létre a fékkezonyomatékot (M_f):

$$M_f = F_f \cdot r_t. \quad (1)$$

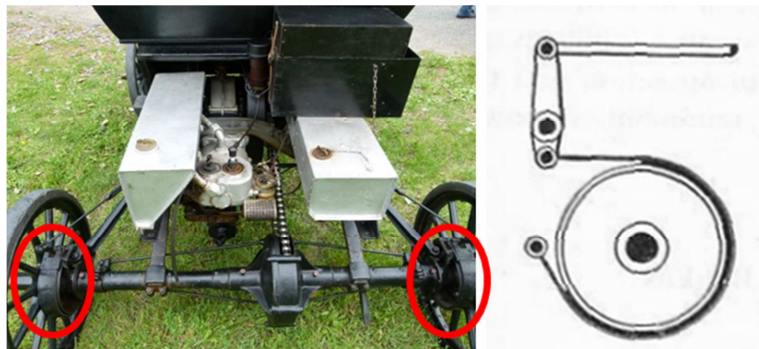
A fékezónyomaték és a kerék sugarának (r_k) segítségével meghatározható az az erő (F_s), amely lassítja a gépjárművet. A gépjárművet lassító erő nagyságát befolyásolja az útburkolat minősége és szennyezettsége, azaz, hogy mekkora a súrlódási tényező az útburkolat és a kerék (abroncs) között:

$$F_s = \frac{M_f}{r_k}. \quad (2)$$

A fékszerkezetek jobb megismerése érdekében a következő fejezetben bemutatom a gépjárművekben használt tárcsaféket és dobféket.

2.1.2. A dobfék

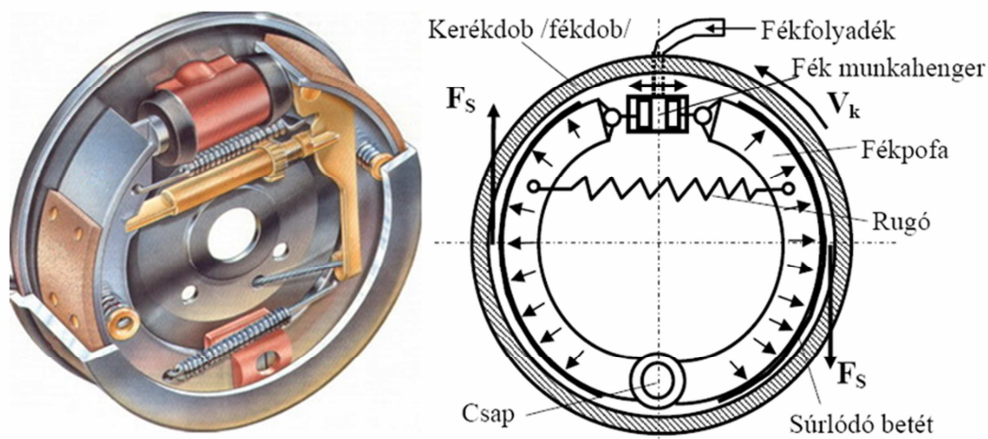
A gépjárműveknél az első hatékony és biztonságos fékek a dobfékek voltak, amelyeket elterjedten használtak egyszerű felépítésük miatt. (Szöcs. et al, 1997) 1902-ben Ransom E. Olds (Mohd, 2008) fejlesztette ki a dobfékek elődjét (szalagfék), ahol a hátsótengelyre erősített egy dob (5. ábra). Fékezéskor egy acélöv rászorításával történt a tengelyen lévő dob fékezése, amely a kerékkel együtt forgott.



5. ábra Az 1903 Oldsmobile Model R Curved Dash Runabout és fékszerkezete

Ez a megoldás gyorsan elterjedt, és 1904-re már szinte minden gépjármű szalagfékkel volt felszerelve. Ennek a kialakításnak a hátrányai, hogy nagy terhelésnél a keletkezett hő hatására a szíj kitégult, továbbá az időjárás okozta szennyeződésekkel szemben nem volt ellenálló, így hamar elkoszolódott, és nem biztosította a megfelelő fékhatást. A külső szennyeződésekkel szembeni védelem érdekében később belső pofás féket (dobfék) kezdték el használni a szalagfékek helyett. Ezt a fékkialakítást elterjedten használták, sőt még manapság is elterjedten használják tehergépjárműveken.

A dobfékek főbb elemei közé tartozik a fékdob, a fékpofák, a tartólemez és a működtetőszervezet (pl.: munkahenger); 6. ábra. (Valasek és Gál, 2003) (Hohmann, et al., 1999)



6. ábra A dobfék felépítése (<http://www.vilaglex.hu/Fizika/Html/Fek.htm>)
(<https://hu.wikipedia.org/wiki/Dobf%C3%A9k>)

A terheléstől függően a fékdob anyaga lehet öntöttvas, acélöntvény, esetleg alumíniumöntvény. (Szabó, 2012) A fékdob menet közben a kerékkal együtt forog, míg a fékpofák tartólemezen vannak rögzítve. A belsőpofás dobfékek egy kis részt leszámítva zárt rendszernek tekinthetők. Ennek előnye, hogy kevésbé érzékeny a külső szennyeződésekre, hátránya viszont, hogy a fékezés során keletkezett kopási részek a doban maradnak és csökkentik a fékpofák és a fékdob közötti súrlódási tényező értékét, amely kisebb fékhatást eredményez. (Szócs, et al, 1997). Fékezésnél a feszítőszerkezet a fékdob belső falához nyomja a fékpofákat, amely a súrlódás révén lassítják a gépjárművet. A fékdobnak a megfelelő működés érdekében biztosítani kell a megfelelő szilárdságot, mert fékezés közben összetett igénybevétel hat rá (csavarás, hajlítás, húzás). (Szócs, et al, 1997)

A dobfékek belsőpofás kivitelűek, bizonyos kialakításoknál önerősítő vagy szervohatással rendelkeznek. Hátrányuk, hogy rossz a hőleadásuk, ezért hosszan tartó fékezéskor a fékdob felmelegszik, ami jelentősen befolyásolja a fékhatást. Ennek oka, hogy a hőmérséklet hatására deformálódik a fékdob (magnövekedett átmérő), és fékezésnél a fékpofa felfekvése nem lesz egyenletes a dob súrlódófelületére, ráadásul a súrlódási tényező értéke is csökken nagyobb hőmérsékleten. Ez a két hatás együttesen csökkenti a dobfékek teljesítményét, ami hosszabb fékutat eredményez. További hátrány, hogy a nagyobb hőterhelésnél repedések keletkezhetnek rajta, amelyek csökkentik a dob élettartamát. A hő okozta káros hatások csökkentése érdekében hűtőbordákat helyeznek el a dob külső felületén, amely így növeli a hőleadást a környező levegő irányába (7. ábra).

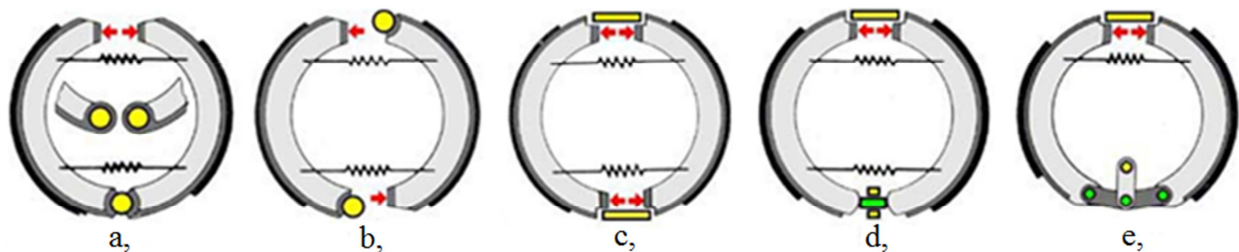


7. ábra Dobféken kialakított hűtőbordák (www.retrorides.proboards.com/thread/171785/peepes)

A dobfékekben alkalmazott fékpofák két részből tevődnek össze. Az egyik a súrlódó anyag, a másik az ezt hordozó elem. A súrlódó anyagot szegecseléssel vagy ragasztással rögzítik a hordozó anyagon. A ragasztásos rögzítés előnyösebb, mert ebben az esetben a fékezés során létrejövő terhelés egyenletesebben oszlik meg, továbbá hosszabb ideig használható az így gyártott fékpofa, mert szegecselt esetben a szegecsfejek magassága csökkenti a súrlódó anyag vastagságát. A szegecses rögzítés másik hátránya, hogy a szegecsfejekhez kialakított furatok csökkentik a súrlódó felület mértékét (Szöcs, et al, 1997), ami csökkenti a dobfékek teljesítményét.

A fékpofák beépítési módja meghatározza, hogy egy adott fékpofa miként fog viselkedni a fékdobban. Beszélhetünk fel- és lefutópofáról, amelyek más-más fékezőnyomatékokat hoznak létre megegyező fékerő mellett. Ugyanakkora működtetőerő mellett a felfutó fékpofákkal nagyobb fékezőnyomaték valósítható meg. Ha a fékszerkezet fel- és lefutópofával van szerelve, akkor gondoskodni kell az egyenletes betétkopásról. Ennek egyik lehetséges megoldása, ha a felfutó fékpofákat kisebb erővel nyomjuk a fékdobhoz.

A dobfékeknek öt alakításuk ismert a felfüggesztéstől és az erőjátéktól függően. Létezik szimplex fék, duplex fék, duo-duplex fék, duo-szervofék és szervofék. A szimplex fékeknek a két fékpofa szimmetrikusan van elhelyezve, így előre- és hátramenetben is egy fel- és egy lefutó fékpofája van (8/a ábra). A duplex fék fékpofái középpontosan szimmetrikusan vannak elhelyezve, ennek megfelelően előremenetben két felfutó pofája van, míg hátramenetben két lefutó pofával rendelkezik (8/b ábra). A duo-duplex kialakításnál két, kettős működésű munkahengert alkalmaznak, így érhető el, hogy a szerkezet mindkét irányba duplex fékként viselkedjen, vagyis két felfutópofával szerelték fel (8/c ábra). A duo-szervofékek mindkét irányba azonosan viselkednek, azaz előre- és hátramenetben is felfutó jellegű lesz a működésük (8/d ábra). A szervofékek működése – kialakításuknak köszönhetően – előremenetben a duo-szervofékhez hasonlít, míg hátramenetben a szimplex fékeknek megfelelően viselkedik (8/e ábra).



8. ábra Dobfék kialakítások: a) szimplex, b) duplex, c) duo-duplex, d) duo-szervo, e) szervo
(www.lezo.hu/szerkezettan/futomuvek/fek/tipusok/tipusok.html)

A különböző kialakítású dobfékeket el kell látni utánállító szerkezettel, amely lehet kézi vagy automatikus szerkezet. Az utánállító szerkezettel csökkenthető a kopás által létrejövő működési hézag. A megnövekedett hézag azt eredményezi, hogy nő a szerkezet késedelmi ideje, és előfordulhat, hogy a fék nem működtethető, mert a fékpofa nem érintkezik a nagyobb hőmérséklet hatására kitágult fékdobbal.

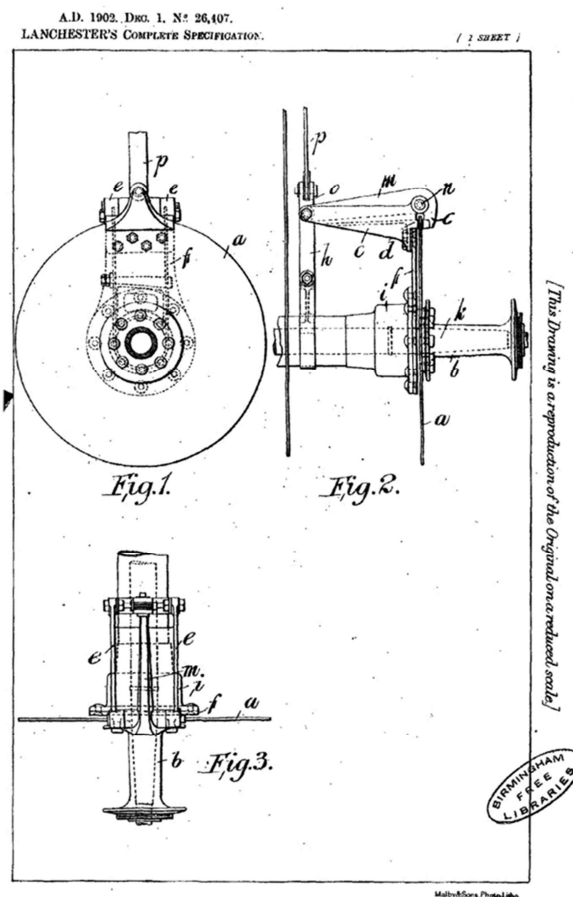
Az előzőekben bemutatott dobfékek használata a korábbiakban elterjedt volt, de hátrányai miatt nem tudnak megfelelni a jelen kor gépjárműveivel szemben támasztott elvárásoknak. A technika fejlődésével egyre nagyobb teljesítményű gépjárműveket alkottak, amelyekhez a teljesítménynek megfelelő fékrendszerek váltak szükségessé. A változó követelményeknek megfelelően új fék-konstrukciót kezdtek el alkalmazni. A modernebb gépjárműveken alkalmazott tárcsafékek segítségével kiküszöbölhetővé váltak a nagyobb hőmérsékletből, utánállításból, forgásiránytól függő fék teljesítmény-különbségekből adódó problémák, és sikerült csökkenteni a rugózatlan tömeget.

Így a mai gépkocsik már tárcsafékkal vannak felszerelve, amelyeket a következő fejezetben mutatok be.

2.1.3. A tárcsafék

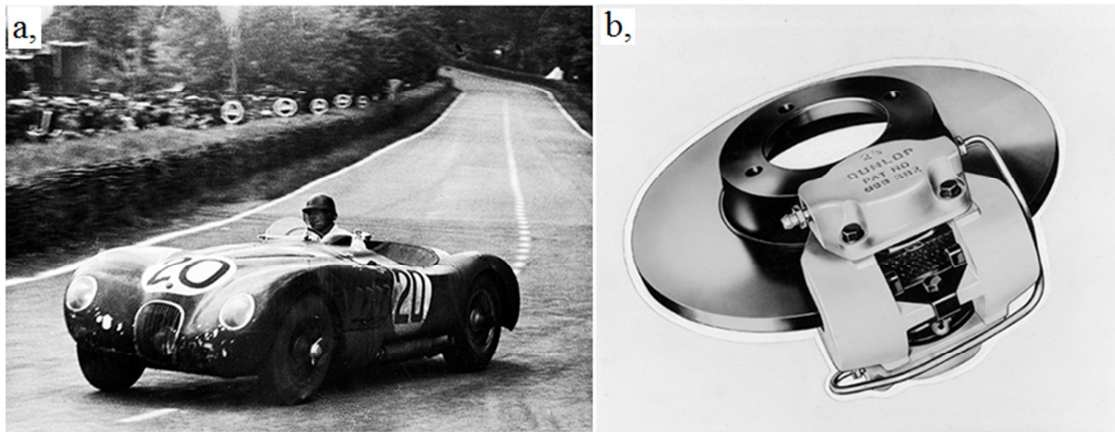
A mai személygépkocsiknál általában tárcsafékeket alkalmaznak, amelyek megfelelnek a törvényi előírásoknak és a vevői követelményeknek. A tárcsafékek hatékonyabb működést tesznek lehetővé haladási iránytól függetlenül, és a súrlódás során keletkezett hőmennyiséget jobban eloszlatják, mint a dobfékek.

A tárcsafék a dobféket váltotta fel. Európában az 1950-es években terjedt el, míg az Egyesült Államokban csak 1973-tól alkalmazták szériában. A tárcsaféket, ami egy féktárcsából és egy kezdetleges féknyeregéből állt, William Lanchester szabadalmaztatta 1902-ben. (9. ábra)



9. ábra Lanchester szabadalma (1902)

A Lanchester által kifejlesztett tárcsafék kellemetlen csikorgó hangot adott, ezt a problémát Herbert Froad oldotta meg, amikor azbeszttel vonta be a súrlódóbetéteket. Az első, tárcsafékekkel szerelt sorozatgyártású autók 1950-ben jöttek le a gyártósorról. Az első ilyen autóként a Crosley Hotshot-ot szokták emlegetni (a fékrendszert Goodyear tervezte), de alapfelszereltségként valójában a Chrysler Crown Imperial-ban (1949) jelent meg. (www.edubilla.com/invention/disk-brake/) Ezek a fékrendszerek hidraulikus elven működtek, amely elvet 1918-ban Malcolm Loughheed fejlesztett ki, és az ezen alapuló első fékszerkezetet elsőként 1921-ben a Dusenbergtől alkalmazták. Az első, megbízható tárcsaféket Dunlop gyártotta, s elsőként a Jaguar C-type-on alkalmazták (1952) (10. ábra).



10. ábra A Jaguar C-type (a) és tárcsaféke (b) (www.jaguarheritage.com/t/history_1950)

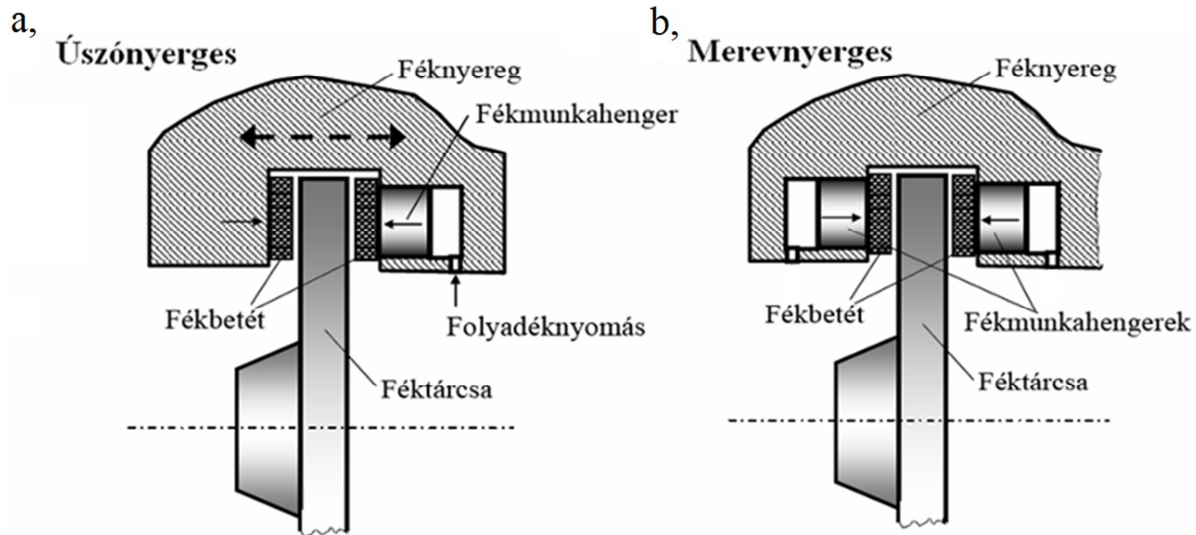
A későbbiekben gyártott gépkocsik esetében elterjedten használták a tárcsafékeket előnyös tulajdonságaik miatt. A féktárcsákat elsősorban a gépjárművek elsőtengelyén használták, mivel korábban ezeket a fékeket nem lehetett rögzítőfékként használni. A ma használatos közúti gépjárműveken már nem csak az első-, hanem a hátsótengelyen is tárcsafékeket használnak, hogy nagyobb fékerőt biztosítsanak a gépjárműnek. Manapság nem csak a közúti gépjárműveken alkalmaznak tárcsafékeket, hanem egyes mezőgazdasági gépeken is. Több traktor esetében alkalmaznak tárcsafékeket a gépek lassításához, hogy biztosítsák a biztonságos közlekedést (11. ábra).



11. ábra A JCB 3200-as traktor és fékrendszere (3000 Series XTRA Fastrac,(2009), JCB)

A tárcsafékek legnagyobb előnye a jobb hőelvezetés, ahol hosszan tartó fékezés során a súrlódási tényező értéke elhanyagolható mértékben változik, annak ellenére, hogy helyileg nagyobb hőmérséklet alakul ki (Adamowicz és Grzes, 2011) (Mackin, et al., 2002). A kialakult nagyobb hőmérséklet hatására a hidraulikus rendszerben buborékképződés alakulhat ki (levegős lesz a fék), ami megnövelheti a fékpedál holtjátékát. A tárcsafékeknek további hátránya, hogy önerősítő hatás nem alakul ki, mint a dobfékeknel, és kis felületen hozzák létre a fékezőnyomatékot, ezért nagyobb erővel kell a betétet a tárcsához nyomni a megfelelő fékhatás érdekében. A nagyobb normálerő szükségessége miatt fékrásegítő berendezéseket alkalmaznak, amelyek növelik a sofőr által létrehozott erőt. A tárcsafékek előnye, hogy működésük során automatikusan végzik a fékbetétek kopása miatt szükséges utánállítást. Továbbá a féktárcsák forgómozgása miatt kialakuló centrifugális erő a súrlódás során keletkezett anyagrészecskéket és szennyeződésekkel eltávolítja a rendszerből, így biztosítva a megfelelő tribológiai környezetet.

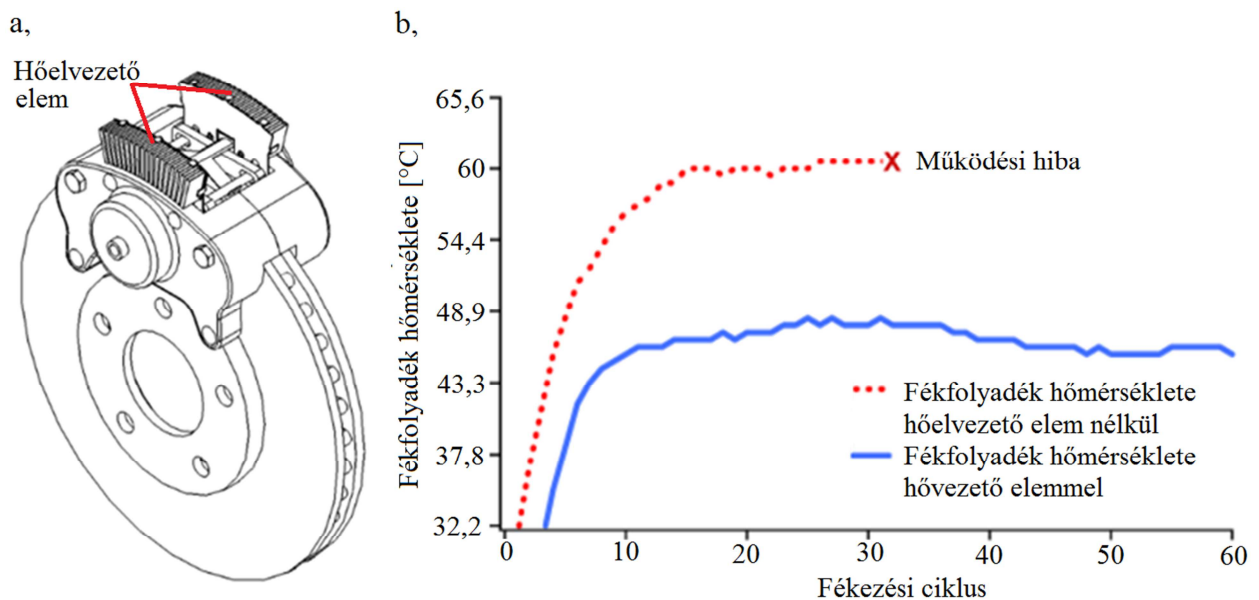
A tárcsafék-kialakításoknak több típusa terjedt el. A gépkocsikon úszó- és merevnyerges kialakítást használnak (12. ábra). A mezőgazdaságban használt traktorokon lamellás és merevnyerges tárcsafékeket használnak, míg motorkerékpárokon előfordul, hogy billenőnyerges tárcsafékeket alkalmaznak. A továbbiakban a gépjárműveken használatos úszónyerges és merevnyerges fék-szerkezetekkel fogok foglalkozni.



12. ábra Az úszónyerges és merevnyerges tárcsafék vázlat
(http://www.kepzesevolucioja.hu/dmdocuments/4ap/13_0675_013_101215.pdf)

Az úszónyerges tárcsafékek általában egy munkahengerrel vannak szerelve, amely csak az egyik oldalról nyomja a fékbetétet a féktárcsához. Az így létrejövő reakcióerő eltolja a féknyereg mozgó részét, amely a kereten elcsúszva a féktárcsának nyomja a másik oldalon lévő fékbetétet is. Ennek a kialakításnak köszönhetően a fékfolyadék kevésbé melegszik, mivel ebben az esetben csak egy dugattyú viszi át a fékezés során keletkezett hőt a fékfolyadékba. Hátránya, hogy a fékmunkahengernél lévő fékbetét hamarabb elkopik, mint a másik oldalon lévő fékbetét, ezáltal csökken a fékbetétek csereideje. A legtöbbször ezeket a fékszerkezeteket a hagyományos, közúti forgalomban használt személyautókon alkalmazzák, ahol kisebb fékteljesítményre van szükség, és az egyes elemek igénybevétele is kisebb.

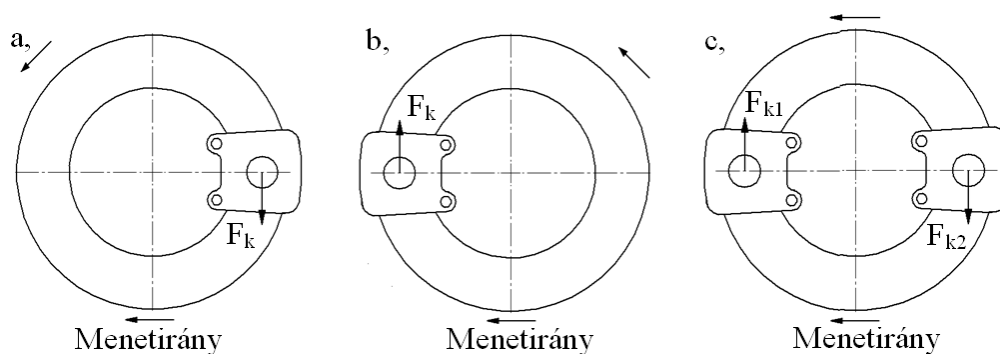
A merevnyerges tárcsafékek kialakításukat tekintve lehetnek két- és több munkahengeres kialakításúak (2, 4, 6, 8 dugattyús féknyerges). Ebben az esetben a fékfolyadék fékezéskor a két oldalon lévő egy-egy betétet a dugattyúk segítségével a féktárcsához nyomja. A merevnyerges kialakításnál a fékfolyadék jobban melegszik, mert a két oldalon lévő dugattyúk nagyobb felületet biztosítanak a hőátadásnak. (Bohner, et al, 2003) A fékfolyadékok hővel szembeni védelmét különböző hőszigetelő anyagok segítségével lehet növelni, illetve olyan hőelvezető elemek alkalmazásával, amelyek elvezetik a keletkezett hőt a dugattyú és a fékbetét érintkezési helyéről (13. ábra). (Boyle, 2013)



13. ábra Féknyergeren alkalmazott hőelvezető elem: a) hővezető elem helye a féknyergeren, b) hővezető elem hatása a fékfolyadék hőmérsékletére
(www.fourproducts.com/reference/Installation_Pamphlet_HD_CoolShims.pdf)

A merevnyerges tárcsafék előnye, hogy a két fékbetét egyszerre kopik, így a fékbetétek cseréje egyszerre történik, továbbá az úszónyerges tárcsafékekhez képest a fékbetétek cseréje hosszabb idő után következik be. A négy-, hat-, nyolcdugattyús merevnyerges tárcsafékekben alkalmazott dugattyúk különböző átmérőjűek, melynek célja, hogy biztosítsa a megfelelő fékteljesítményt. Ez a kialakítás egyenletesebb nyomáseloszlást tesz lehetővé a fékbetét súrlódófelületén, ami növeli a fékbetét hatásfokát, és egyenletesebb betétkopást tesz lehetővé. (Szócs, et al, 1997)

A tárcsafékek esetében a féknyergék elhelyezésére különböző lehetőségek vannak: elhelyezhetőek a tengelycsonk mögé vagy elé, illetve szimmetrikusan. A tengelycsonk mögé szerelt féknyergnél a szerkezetre ható erő (F_k) csak kisebb mértékben terhelik a tengelycsonkot, illetve a csapágyazást (14/a ábra). Ezzel a kialakítással növelhetjük az egyes alkatrészek élettartamát, ezért ezt az elhelyezést használják a leggyakrabban. Ha a féknyereg a tengelycsonk előtt van, akkor nagyobb igénybevétel éri a tengelycsonkot és a csapágyakat, ezért ezt a megoldást kevésbé használják (14/b ábra). A két, egymással szemben elhelyezett féknyereg esetében a legkedvezőbb az erőhatás (F_{k1} , F_{k2}) (14/c ábra). Dinamikailag ez a megoldás a legjobb, de a kerekenkénti két féknyereg felszerelése jelentős költséggel jár, (Szócs, et al, 1997) és jelentősen növeli a rugózatlan tömeg nagyságát.

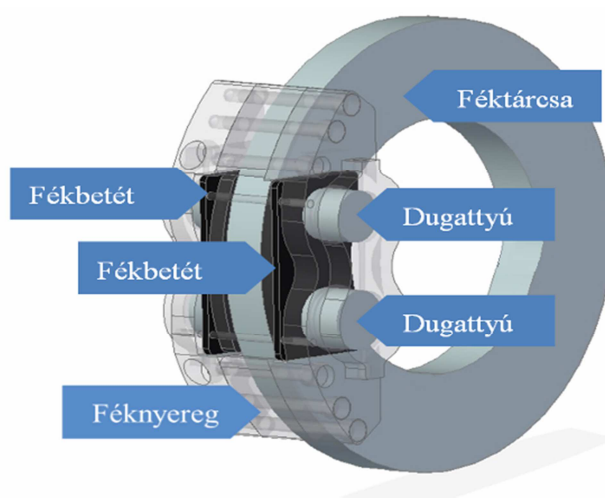


14. ábra A féknyereg elhelyezésének lehetőségei és a tárcsára ható súrlódási (kerületi) erő (F_k)

Kutatásom során a tárcsafékek vizsgálatával foglalkoztam, mert a nagy teljesítményű tárcsafékek az élet minden területén megtalálhatóak. A gépkocsikon már nem csak az első-, de a hátsótengelyeken is tárcsafékek vannak. A következő fejezetekben bemutatom a tárcsafékek fontosabb elemeit.

2.2. A tárcsafékek főbb elemeinek bemutatása

Az előzőekben bemutatott tárcsafékek több elemből épülnek fel, amelyeknek meghatározott feladatuk van. A tárcsafékek főbb elemei a következők: féknyereg, dugattyú/dugattyúk, fékbetét, féktárcsa (15. ábra). A gépjárműveken alkalmazott tárcsafékek egyik súrlódó eleme forog, míg a másik súrlódó eleme rögzítve van. A tárcsafékekben a tárcsa a kerékkel együtt forog, a féknyereg, benne a dugattyúk és a fékbetét a csonkállványhoz van rögzítve. Fékezéskor a féknyeregben lévő fékfolyadék hatására a dugattyúk a féktárcsához nyomják a fékbetétet. A fékbetét és a féktárcsa súrlódása lassítja a gépjárművet.

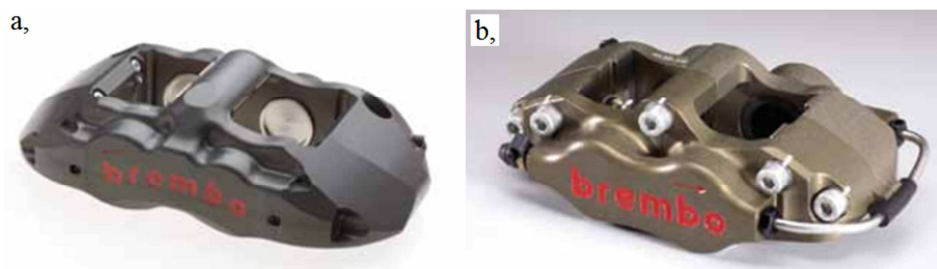


15. ábra Tárcsafékek elemei: féknyereg, féktárcsa, fékbetét, dugattyú

Látható, hogy a fékezéshez számos elem szükséges, és ezen elemek pontos ismerete elengedhetetlen a fékszerkezetek működésének megértése szempontjából. A következő fejezetekben a tárcsafékek egyes elemeit mutatom be.

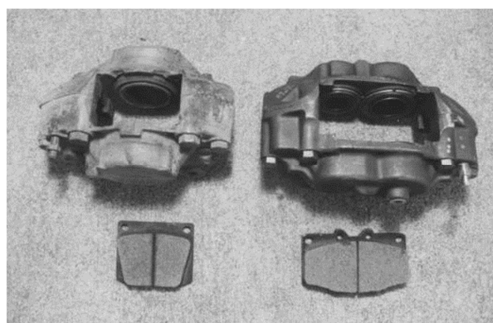
2.2.1. A féknyergek

A gépjárműveken használt féknyergek kialakításukat tekintve sokfélék lehetnek. Anyagukat tekintve a féknyergek készülhetnek öntöttvasból, alumíniumötvözetből és magnéziumötvözetből. A acélöntvényeket általában közúti járműveken alkalmazzák, míg a kisebb tömegű alumíniumötvözet és magnéziumötvözet féknyergeket a nagyobb teljesítményű és nagyobb sebességű autókön alkalmazzák, ahol fontos követelmény a kis tömeg. A közúti forgalomban használt gépjárművek fékszerkezetével szemben a 6/1990. (IV. 12.) KöHÉM-rendelet (közlekedési szabályzat) fogalmaz meg elvárásokat, ám arra vonatkozóan, hogy milyen tömegűnek kell lennie a fékszerkezetnek, nem tartalmaz előírást. A nagy teljesítményű autókönál fontos, hogy a fékszerkezetek tömege minél kisebb legyen, továbbá, hogy a féknyereg megfelelő merevséggel rendelkezzen (Sergent, 2014). A nagy rugózatlan tömeg esetén akadályvételekor (kátyú, bukkanó) a rugók nem képesek az útra szorítani a kereket, és amíg nem jön létre az út-kerék kapcsolat, az autó irányíthatatlan. Minél kisebb a rugózatlan tömeg nagysága, annál rövidebb ideig van a kerék a levegőben, így növelhető a gépjármű irányíthatósága. A rugózatlan tömeg csökkentése érdekében alumínium- és magnéziumötvözetből készült féknyergeket alkalmaznak, amelyek kialakításukat tekintve készülhetnek egy darabból, illetve több darabból. (Brembo Racing) (16. ábra)



16. ábra Különböző féknyereg kialakítások: a) Egy darabból készült féknyereg, b) több darabból készült féknyereg (Brembo Racing)

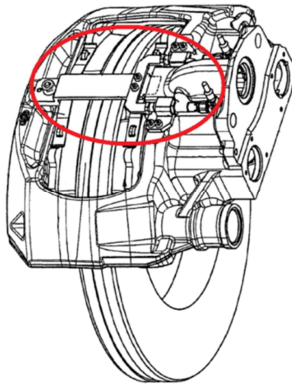
A féknyeregek általában öntéssel készülnek, de előfordul, hogy forgácsolással állítják őket elő. Öntéssel általában az egy darabból készült féknyeregeket készítik, míg a több darabból készült, szerelhető féknyeregeket öntéssel és forgácsolással készítik. A szerelt féknyeregekben nagy szilárdságú csavarok kötik össze az egyes darabokat. A forgácsolással készült féknyeregek előnye, hogy gazdaságosan lehet egy adott féktárcsaátmérőhöz készíteni, ahol a féknyeregben használt fékbetét optimálisan illeszkedik a féktárcsához (féktárcsa és a fékbetét azonos átmérőn helyezkednek el). Ezek a féknyeregek egyedi gyártásban is készülhetnek. Tömeggyártásnál öntéssel készítik a féknyeregeket, amelyek több hasonló átmérőjű féktárcsával is összeszerelhetőek. Ezeknek hátránya, hogy nem optimális a féknyereg kialakítása a különböző féktárcsákhoz, mivel sok esetben a féktárcsa átmérője nem illeszkedik megfelelően a féknyeregben használt fékbetétek „átmérőjéhez”. A nagy teljesítményű gépjárműveknél a nagyobb fékhatás miatt hosszú fékbetéteket alkalmaznak, amelyeket a hagyományos autókban használt, oldalankénti egy dugattyúval nem lehet megfelelően működtetni. A megfelelő fékterjesztmény érdekében oldalanként több dugattyút alkalmaznak (2, 3, 4) (AP Racing), amely biztosítja az egyenletes kopást a fékbetétek súrlódó felületén (17. ábra).



17. ábra Oldalankénti egy- és többdugattyús féknyereg (<http://www.vtr.org/maintain/brake-conversion.shtml>)

A fékszerkezetben alkalmazott fékbetét hossza határozza meg, hogy hány dugattyút kell alkalmazni a féknyeregben. Minél nagyobb a súrlódófelület a féktárcsa és a fékbetét között, annál nagyobb fékterjesztmény érhető el. A féktárcsák átmérőjét nem lehet tetszőlegesen növelni, mivel a kerék méretei meghatározzák, hogy mekkora fékszerkezet (féktárcsa, féknyereg) alkalmazható az adott járművön. A fékterjesztményt úgy növelik, hogy a fékbetétek hosszát növelik, amely így nagyobb felületet eredményez. A működés során a féknyereg a hidraulikus nyomás hatására kinyílik, amelynek mértéke függ a féknyereg anyagától, terhelésétől és a kialakításától. A féknyereg kinyílásának meghatározásához Dukart és szerzőtársai (Dukart, et al., 2010), továbbá Baumgartner és szerzőtársai szabadalmaztattak egy mérőrendszert (Baumgartner, et al., 2011). (18. ábra) Ezeket a mérőrendszereket a fékezés közben létrejövő erő meghatározásához használják. A

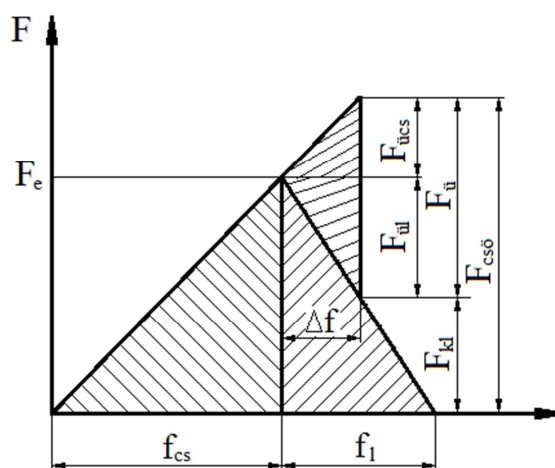
mérőrendszerek a féknyereg két felének elmozdulásából határozzák meg a féknyeret terhelő erőt.



18. ábra A féknyereg két felének elmozdulására használt mérőrendszer, amely a féknyereg két felét terhelő erő meghatározásához alkalmaznak (Baumgartner, et al., 2011)

Egy darabból készült féknyereg esetén annak anyaga és geometriája határozza meg a deformáció mértékét, míg szerelt féknyergeknél a féknyeregben alkalmazott csavarok is befolyásolják azt. Fontos kiemelni, hogy a kinyílás mértéke nem csak a csavar méretétől és anyagától, hanem annak előfeszítésétől is függ.

A csavar és a közrefogott elemek (féknyereg két oldala, közdarab) a csavar meghúzás előtt terheletlenek. A csavar meghúzásakor a csavar megnyúlik (f_{cs}), míg a közrefogott elemek összenyomódnak (f_1), így hozva létre a csavarban az előfeszítő erőt (F_e). A csavarok erőhatásábráját a csavar és a köztes elemek rugókarakterisztikájának egyesítésével kapjuk. (19. ábra)



19. ábra A csavarkötés erőhatásábrája (Szendrő P., 2007)

Az ábra azt az esetet mutatja, amikor a terhelés (üzemi erő) iránya a csavar tengelyirányával megegyezik (ez a ritkán fordul elő a gyakorlatban). Terhelés (F_{ii}) hatására az előfeszített csavar tovább nyúlik (Δf), míg a köztes elemek összenyomása csökken (Δf). A terhelés hatására a közrefogott elemeket összeszorító erő (F_{ki}) a következőképpen változik (3):

$$F_{kl} = F_e - F_{\ddot{u}l} , \quad (3)$$

ahol a $F_{\ddot{u}l}$ az üzemi erő a köztes elemek tehermentesülését okozó része.

A csavart terhelő összes erő ($F_{cs\ddot{o}}$) is megváltozik a terhelés hatására (4):

$$F_{cs\ddot{o}} = F_{kl} + F_{\ddot{u}} = F_e + F_{\ddot{u}cs} , \quad (4)$$

ahol $F_{\ddot{u}cs}$ az üzemi erő a csavart pótlólagosan terhelő része (Szendrő, 2007).

A csavarok kiválasztásánál figyelembe kell venni a csavar szükséges előfeszítését, a szerkezet terhelését és ennek megfelelően kell a csavart kiválasztani. Minden csavarnál adott a maximális meghúzási nyomaték és előfeszítés, amelyet szabványban rögzítenek. A csavarok előfeszítése függ a csavar anyagától, a csavar és az ellendarab közti súrlódási tényezőtől, illetve a csavar me-
netemelkedésétől (2. táblázat).

2. táblázat A féknyeregcsavar előfeszítésének ajánlott értékei (Kamax, 2006, DIN 13)

Csavar tí- pusa	Anyag- jelölés	Súrlódási tényező				
		0,08	0,1	0,12	0,16	0,2
M10×1,0	10.9	51,7 kN	50,6 kN	49,5 kN	47 kN	44,4 kN
M10×1,25	10.9	48,6 kN	47,5 kN	46,4 kN	44kN	41,4 kN
M10×1,50	10.9	45,6 kN	44,5 kN	43,4 kN	41 kN	38,6 kN

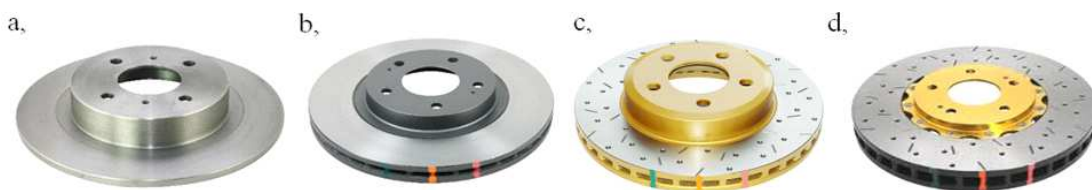
A féknyeregben alkalmazott csavarok meghúzási nyomatéka által létrejövő csavar-előfeszítés befolyásolja a féknyereg alakját, ami a működés során hatással van a fékszerkezetre.

2.2.2. A féktárcsák

A tárcsafékeknel a fékezőnyomatékat két fékbetét és a féktárcsa hozza létre kerekenként. A féktárcsa a kerékkal együtt forog, és a féktárcsa lassításával együtt a kereket is lassítják, így fékezve a gépjárművet. A mai gépjárművekben alkalmazott féktárcsáknak különböző követelményeknek kell megfelelniük. Más terhelés hat egy közúton használt gépjármű féktárcsájára (20/a ábra), más egy versenysportban és más egy mezőgazdasági gépen használt féktárcsára. A közúti gépjárművek esetében kisebb teljesítmény szükséges, ezek olyan fékberendezések, ahol a hőterhelés nem veszi igénybe a féktárcsákat, emellett a gyártása sem költséges. A nagyobb teljesítményű autók-nál a fékek teljesítményét is növelni kellett. A féktárcsa és a fékbetét közé jutó finom szennye-ződések csökkenthetik a tárcsafékek teljesítményét, mivel a centrifugális erő ellenére sem távoznak a rendszerből. A finom por megakadályozza, hogy a fékbetét és a féktárcsa tisztán súrlódjon egymáson. A fékbetét és a féktárcsa között a por úgy viselkedik, mintha golyók lennének, így tulajdonképpen egyfajta csapágyazásnak tekinthető, ami jelentősen csökkentheti a fék teljesítményt. A finom részecskék összegyűjtésére számos megoldást alkalmaznak. Az egyik megoldás, hogy hornyokat helyeznek el a féktárcsa súrlódó felületén (20/c ábra), amely fékezés során összegyűjti a levált részecskéket, amelyek csökkentik a fék teljesítményt. Az így összegyűjtött finom részecskék a centrifugális erő hatására kikerülnek a rendszerből, így biztosítva, hogy a rendszer folyamatosan és megfelelően működjön. A részecskék eltávolításának egy másik módja, hogy furatokat helyeznek el a féktárcsán. A furatok szerepe megegyezik a hornyok szerepével, vagyis összegyűjti a fékezés során leváló részecskéket, amelyek a fékbetét és a féktárcsa kö-zé szorulhatnak (20/c ábra). A másik, bár kisebb jelentőségű előnye a furattal ellátott féktárcsáknak, hogy a furatok révén nagyobb a hőleadó felület, és így a rendszer hatékonyabban tudja át-

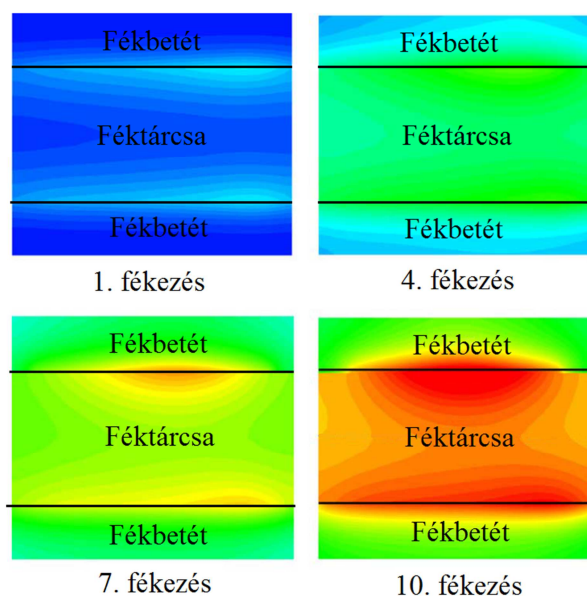
adni a környezetnek a keletkezett többlethőt, továbbá az áramló levegő is jobban át tudja járni a féktárcsát.

Az előzőekből is látszik, hogy a fékszerkezetek teljesítményét egy másik kölcsönhatás is befolyásolja. Ez a másik hatás a fékezés során keletkező többlethő, amely negatívan befolyásolja a fék teljesítményt (csökken a súrlódási tényező értéke). A fékrendszer működésének hatékonyabbá tétele érdekében különböző megoldásokat alkalmaznak, hogy a hőátadást minél hatékonyabbá tegyék. Az egyik ilyen megoldás, hogy olyan bordákat helyeznek el a féktárcsán, amik növelik a hőleadó felületet és biztosítják a folyamatos légáramot, ami hatékonyabban tudja elszállítani a felmelegedett levegőt. (20/b ábra) A másik megoldás, hogy az acél féktárcsa közepét alumínium ötvözetű középre cserélik, ami jobban elvezeti a fékezés során keletkező hőt, így csökkentve a súrlódó felület hőmérsékletét. (20/d ábra)



20. ábra Eltérő kialakítású féktárcsák: a) hagyományos féktárcsa, b) hűtőjáratokkal ellátott féktárcsa, c) furatokkal és hornyokkal ellátott féktárcsák, d) Ötvözött alumíniumközéppel ellátott féktárcsa (http://www.n1-racing.com/brand_detail.html?brand=m6Y)

Többen foglalkoztak azzal, hogy megállapítsák a fékezés során keletkező hőmennyiség nagyságát. (Neis, et al., 2010) (Neis, et al., 2011) (Adamowicz. és Grzes, 2011); (Adamowicz és Grzes, 2013) (Belhocine és Bouchetara, 2012) (Kuciej, 2011) Gyakran végeeselemes szimuláció segítségével határozták meg a hő terjedését az egyes súrlódó elemekben. (Choi és Lee, 2004) (21. ábra).



21. ábra Féktárcsa és a fékbetét hőképe többszöri fékezés során (Choi J. és Lee I., 2004)

A fékezés során keletkező többlethő és annak terjedése mellett azt is vizsgálták, hogy a keletkezett többlethő és annak ingadozása ismételt fékezés során milyen hatással volt a fékszerkezet egyes elemeire. Mackin T. J. és mások vizsgálták (2002), hogy milyen repedések alakulnak ki a

féktárcsa felületén és annak belsejében az ismételt fékezés hatására. A mai kutatások nem csak a repedéseket vizsgálják, hanem a repedéseket okozó feszültségeket is a különböző kialakítású féktárcsákon. (Yildiz és Duzgun, 2010) (Ripley és Kirstein, 2006)

Nagy teljesítményű autóknál már ezek a konstrukciós megoldások nem elegendők a működés során keletkező hő elvezetésére, ezért más, nagy hőmérsékleteknek is ellenálló anyagokat fejlesztettek ki (karbon-kerámia féktárcsa, fékbetét). Elsősorban a versenysportban, de a hagyományos közúti gépjárműveknél is találkozhatunk karbon-kerámia féktárcsákkal. A nagy teljesítményű fékszerkezetekben fékezésnél keletkező többlethő elvezetéséhez már nem elegendő a hőleadó felület megnövelése és a megfelelő légáramlatok kialakítása. Ahhoz, hogy a nagyobb hőmérsékletek mellett biztosított legyen a nagyobb fék teljesítmény, új anyagokat kellett alkalmazni. A tárcsafékekkel az öntöttvas féktárcsákat felváltották a karbon-kerámia féktárcsák, amelyek 1000°C-ig használhatóak (Zhuan, et al., 2008), (Stadler, et al., 2008) (Stadler, et al., 2012). A megfelelő szilárdságot a szénszálak adják, míg a kerámia részecskék biztosítják a keménységet és a kopásállóságot. További előnye a karbon-kerámia féktárcsáknak, hogy azonos méretek esetén tömegük harmada az öntöttvas féktárcsáénak, így csökkenthető a rugózatlan tömeg nagysága, ami könnyebb vezethetőséget eredményez, és növeli egyes alkatrészek élettartamát. A karbon-kerámia féktárcsák viselkedésével és jellemzőivel Yuan Wang, Houzheng Wu, Jayashree Bijwe, N. Aranganathan stb. és Li Zhuan, Xiao Peng stb. foglalkozott. (Yuan és Houzheng, 2012), (Bijwe, et al., 2012) (Zhuan, et al., 2008) Ezek a féktárcsák még nem terjedtek el a hétköznapi használatban, mivel áruk többszöröse a hagyományos öntöttvas féktárcsáénak.

A mai kutatások során számos területet érintenek a féktárcsák viselkedésével kapcsolatban, ahol vizsgálják a féktárcsák hőterhelését, a fékezés során kialakuló feszültségviszonyt és deformációt, továbbá vizsgálják a féktárcsák anyagának viselkedését hőtani és vibrációs szempontból.

2.2.3. A fékbetét

A fékrendszerekben alkalmazott egyik súrlódó alkatrész az előzőekben bemutatott féktárcsa, míg a másik súrlódó elem a fékbetét. A fékbetétek a féknyergeren keresztül kapcsolódnak a csonkállványhoz, ahol megfelelően vannak rögzítve.

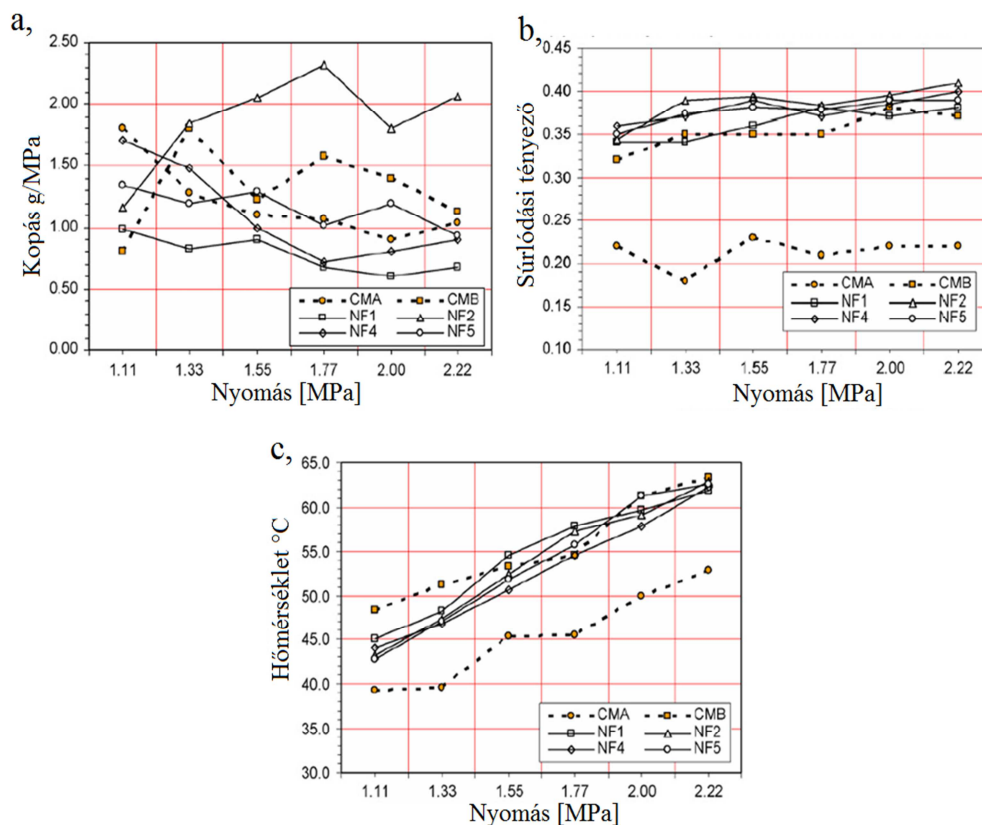
A fékbetétek a súrlódó (frikciós) anyagok közé tartoznak, amelyeknek a feladata a súrlódás növelése, állandó magas szinten tartása és stabilizálása. A súrlódó anyagok célja a súrlódási erő által létrehozni azt a fékezőerőt, amely lassítja, megállítja, illetve rögzíti a berendezést vagy járművet. Ezen anyagokkal szembeni követelmény, hogy állandó nagyságú súrlódási tényezőjük, megfelelő hőállóságuk, kopásállóságuk legyen. (Kozma, 2001) Mindezeket túl a nagy szilárdság és a minimális abrázió hatás is alapvető elvárás az irányukban.

A fékezés során a fékbetétekről anyagrészek válnak le, aminek oka a mechanikai és termikus igénybevétel. A fékezés során a fékbetéteket két kopási folyamat jellemzi: az egyik az adhéziós kopás, míg a másik az abráziós kopás. Tökéletesen tiszta felületeknél kialakulhat adhézió, ahol a felületek érintkezésekor a felületi atomok kölcsönhatásba lépnek egymással. A két felület egymáson való elmozdulása során az adhéziós kötés elnyíródik, de általában ez nem a két felület határán történik, hanem a kisebb szilárdságú anyag belsejében. Az adhéziós kopást több tényező is befolyásolhatja. Ilyen hatás lehet az oxidáció, ami akadályozza az ismételt anyagátvitelt, valamint méretnövekedéssel és feszültségkoncentrációval jár, amelyek elősegítik a kopási részecske leválását. (Kozma, 2001)

A súrlódóbetét másik felületkárosító folyamata az abráziós kopás, ahol a felületen lévő érdességcsúcsok behatolnak a lágyabb ellenfelületbe, és azt képlékenyen alakítják, karcolják és forgácsolják. A leválasztott anyagrészek mérete függ a két anyag keménységétől és a csúcs alakjától. (Kozma M. 2001) A fékezés során leválasztott anyagrészek csökkentik a fék teljesítményt, mert a fékbetét „elcsúszik” a kis részecskéken, és nem teszi lehetővé a tiszta érintkezést a fékbetét és féktárcsa között.

A megfelelő súrlódási viszonyok kialakításához a járműveken alkalmazott fékbetéteket különböző komponensekből alakítják ki. A fékbetétek súrlódó anyaga tehát kompozitnak tekinthető (társított anyag), ahol az alapmátrixban erősítőszálak találhatók. (Forányi, 2002) (Zsidai, 2005) A kompozit fékbetétek a következő komponenseket tartalmazzák: erősítő szálakat (15–30%), súrlódást irányító anyagot (30–50%), kenőanyagot (5–10%), töltőanyagot (10–20%), és kötőanyagot (9–15%). (Kozma, 2001) A mechanikai szilárdságot az erősítő szálak adják. Kezdetben azbesztszálakat használtak, mert nagy súrlódási tényezőt tudtak elérni, ami nagy hőmérsékleten is stabil volt (Blau, 2001). Az azbeszt egészségkárosító hatása miatt (Ibhadode és Dagwa, 2008) ma már fém-, üveg-, műanyag- és kerámiaszálakat használnak, amelyek tulajdonságai meggyeznek az azbesztével, de nem károsítják az egészséget. A súrlódást módosító és töltőanyagok karbonátokat, szilikátokat, fémoxidokat, grafitot, kréport stb. használnak. Kötőanyagok hőre keményedő műanyagokat alkalmaznak, ami lehet fenol- vagy krezolgyanta, butadién-sztirol (SBR), butadién-nitril kaucsuk (NBR) vagy poliimid.

A fékbetétek összetétele attól függően változik, hogy milyen követelményeknek kell megfelelniük, vagyis az összetevők változtatásával más-más tulajdonságú (kopás, súrlódási tényező, hőmérséklet) anyagot tudunk létrehozni (22. ábra). (Österel, et al., 2010) (Gurunath és Bijwe, 2007) (El-Tayeb és Liew, 2008) (El-Tayeb és Liew, 2009); (Matejka, et al., 2010)

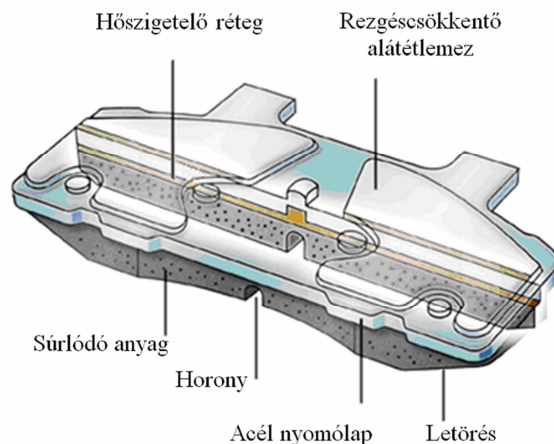


22. ábra EL-Tayeb és Liew (2009) által vizsgált különböző fékbetétanyagok eltérő tulajdonságai, ahol a CMA, CMB, NF1, NF2, NF3, NF4 eltérő fékbetét anyagokat jelölnek

A fékbetétek súrlódó anyagainak a következő követelményeknek kell megfelelniük. A megfelelő fékteljesítmény miatt kellően nagy súrlódási tényezővel kell rendelkezniük, amelynek értéke 0,3–0,5 között kell lennie. Továbbá el kell viselniük a súrlódás során keletkező nagy hőterhelést (kb. 700°C) (Ferodo Racing, 2012–2013), amely nem befolyásolhatja jelentősen a súrlódási tényező értékét.

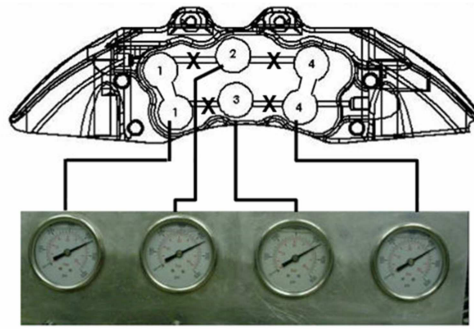
A fékbetétek súrlódó anyagának a termikus igénybevételek mellett megfelelő nyomó- illetve nyírószilárdsággal kell rendelkezniük, ellen kell állniuk a szennyeződéseknek, a korróziónak valamint érzéketlennek kell lenniük a páratartalomra és az időjárási körülményekre. (Eriksson, et al., 2002)

A fékbetéteknek nem csak a súrlódó anyagra vonatkozó követelményeknek kell megfelelni, hanem a fékbetétnek, mint rendszernek meg kell akadályoznia, hogy a keletkezett hőmennyiség továbbadódjon a dugattyúknak és a dugattyúkon keresztül a fékfolyadéknak, amelyben a nagy hőmérséklet hatására elindulhat a buborékképződés. A hő továbbterjedésének megakadályozása mellett biztosítani kell, hogy a fékbetétről és a féktárcsáról levált részecskék ne csökkentsék a fékhatást és a káros rezgések elnyelését. (Yoon, et al., 2012) (Cao, et al., 2003) (Oberst, et al., 2013) (Hetzler és Willner, 2012) A megfelelő fékterhelési és optimális kopás eléréséhez biztosítani kell az egyenletes nyomáseloszlást a súrlódófelületeknél. A felsorolt különböző követelmények kielégítése érdekében a fékbetétet több elemből állítják össze. Ilyen elem a nyomólap, amely biztosítja az egyenletes nyomáseloszlást. A nyomólap és a súrlódó anyag között egy olyan anyag található, amely gátolja a fékezés során keletkező hő továbbadását. Ennek eredménye, hogy kisebb hőterhelés éri a féknyeret, és csak kis mértékben befolyásolja a mechanikai tulajdonságait. Mindezekon túlmenően csökkenti a fékfolyadékok hőterhelését is, amelyben így nem keletkeznek a fékrendszer működésére károsan ható gőzbuborékok. A fékezés során levált részecskék összegyűjtésére hornyokat alakítanak ki a fékbetét felületén, amelyek összegyűjtik a részecskéket, így biztosítva, hogy a fékbetét közvetlenül érintkezzen a féktárcsával. A káros rezgések megszüntetése érdekében letöréseket alakítanak ki a fékbetét felületén, továbbá egy rezgés-csillapító lappal látják el, ami a betét nyomólapja és a féknyereg dugattyúi között helyezkedik el, és csökkenti azokat a káros rezgéseket, amelyek átadódhatnak a fékrendszernek. Ezeknek a megoldásoknak a megvalósítását a 23. ábra szemlélteti.



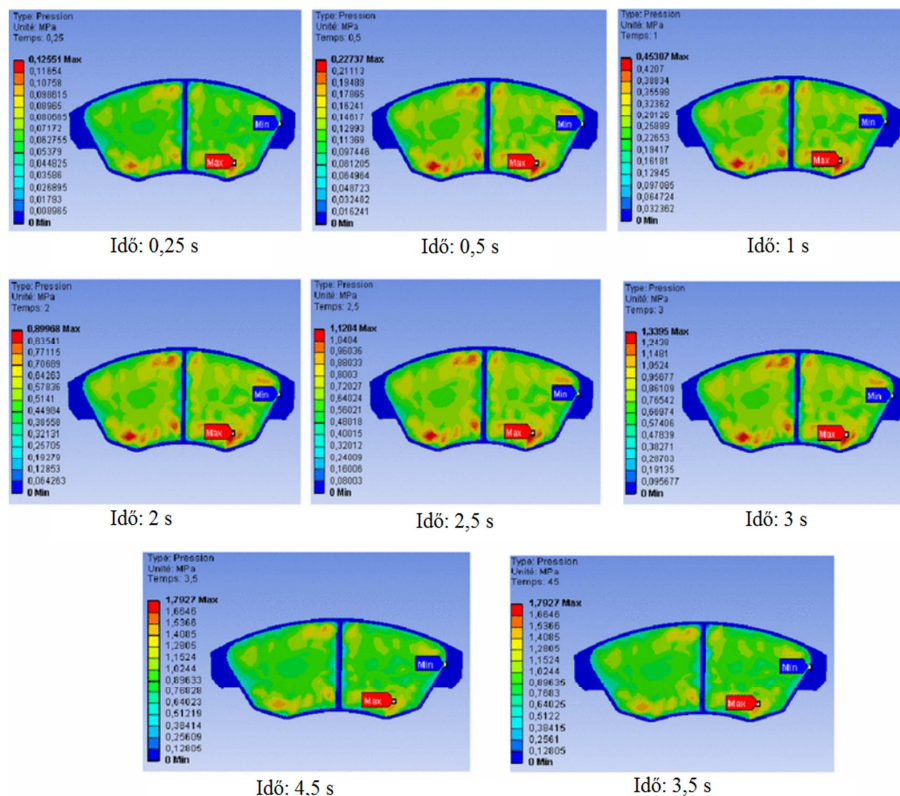
23. ábra Fékbetét elemei (http://rangeroverdoctor.com/cart/images/Performance_plus.jpg)

A megfelelő súrlódó anyag kiválasztása mellett a fékszerkezet konstrukciójának segítségével is optimalizálni lehet a fékbetét üzemi körülményeit. Fieldhouse és mások a kutatásaik során normál- (Fieldhouse J. D., et al., 2006) és többdugattyús féknyereg (Fieldhouse J. D., et al., 2007) (Fieldhouse J. D., et al., 2008) esetén is vizsgálták, hogy a fékbetét nyomásközéppont-változtatásával hogyan változik a fékezés során a zajhatás (frekvencia) (24. ábra). A kutatás során megállapították, hogy az optimális nyomásközéppont nem a fékbetét közepén található.



24. ábra Fékbetét nyomásközéppontjának meghatározása a zajcsökkentés érdekében (Fieldhouse, et al., 2008)

A fékszerkezetek optimális működése szempontjából nem csak az optimális nyomásközéppont meghatározása fontos vibrációs szempontból, hanem az egyenletes nyomáseloszlás létrehozása a fékbetét súrlódófelületén, így biztosítva az egyenletes kopást és a maximális teljesítményt. Belhocine és mások vizsgálták, hogy a féktárcsa forgási sebessége és a féknyereg kialakítása hogyan befolyásolja a nyomáseloszlást a fékbetét súrlódófelületén. (Belhocine, et al., 2013) Az eredmények alapján meghatározták a nyomáseloszlást a fékbetét súrlódófelületén, de nem vették figyelembe a dugattyúkat és azok hatását, mivel a terhelő nyomást a fékbetét nyomólapjának teljes felületén definiálták. (25. ábra)



25. ábra A fékbetét súrlódófelületén kialakuló nyomáseloszlás a fékezés során (Belhocine, et al., 2013)

A kutatás során a fékbetét acél lapjának teljes felületén definiálták a nyomást, és nem vették figyelembe a dugattyúk geometriáját. Söderberg és mások úszónyerges tárcsaféknél vizsgálták a fékbetét és a féktárcsa közötti nyomáseloszlást, amely szabályozásával befolyásolni tudták a ko-

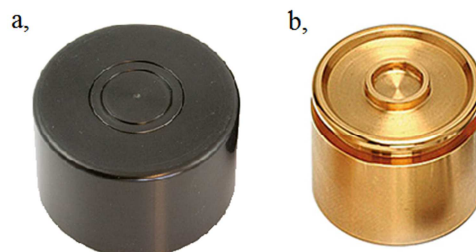
pást (Söderberg és Andersson, 2009). Az általuk vizsgált fékbetétet egy dugattyú nyomta a féktárcsához. Ez a konstrukció megegyezik a hétköznapiokban használt berendezésekkel, de nem vizsgálja a több dugattyú esetében kialakuló nyomáseloszlást a fékbetéten.

A fékbetétekkel kapcsolatban látható, hogy számos kutatás vizsgálja a súrlódó anyagok viselkedését, hogy megállapítsák, miként változik a súrlódási tényező értéke a hőmérséklet hatására különböző anyagoknál. Továbbá úgy próbálják növelni a fékszerkezetek teljesítményét, hogy meghatározzák az optimális nyomásközéppontot, és egyenletes nyomáseloszlást hoznak létre a fékbetét súrlódófelületén.

2.2.4. A dugattyú

Az előző fejezetekben bemutatam a tárcsafék két legfontosabb elemét, a súrlódó elempárt: a féktárcsát és a fékbetétet. A két súrlódó elem (fékbetét, féktárcsa) hozza létre a fékezőnyomatékot, ahol a fékbetéteket nyomjuk hozzá a féktárcsához. A fékbetétek mozgását és a féktárcsához nyomását a féknyeregben lévő dugattyúk végzik. Látható, hogy a megfelelő dugattyúk nélkül nem jön létre megfelelő fékhatás.

A témában hidraulikus fékekkel foglalkoztam, ezért a hidraulikus rendszerben alkalmazott dugattyúkat vizsgáltam. A féknyergekben – kialakítástól függően – egy vagy több dugattyú van, amelyek geometriája gépjárműtípusonként eltér egymástól (www.frenkit.es/docs/caliper.pdf). A hidraulikus fékszerkezetekben alkalmazott dugattyúknál két konstrukciót alkalmaznak a tömítőgyűrű helyzetének megfelelően. Az egyik esetben a tömítőgyűrű a féknyeregben van (26/a ábra), a másik esetben pedig a dugattyúban (26/b ábra). Mindkét kialakításnak megvannak az előnyei és a hátrányai, ezért azt, hogy egy adott féknyeregben melyiket alkalmazzák, az elérni kívánt teljesítmény és a gyártási költségek határozzák meg.



26. ábra Dugattyúk kialakítása a tömítőgyűrű helyzetének megfelelően: a) tömítőgyűrű a féknyeregben, b) tömítőgyűrű a dugattyúban. (www.rallynuts.com/motorsport-ancillaries/ap-racing-piston-162-x-257-aluminium., www.elise-shop.com/ap-racing-front-caliper-piston)

Amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, akkor a hidraulikus nyomás nem csak a dugattyú homloklapfelületére hat, hanem a dugattyú palástján is nyomást fejt ki, amely hatással van a dugattyú oldalfalának deformációjára. Abban az esetben, ha a tömítőgyűrű a dugattyúban van, a hidraulikus nyomás csak a dugattyú homloklapfelületére hat, és nem fejt ki nyomást a dugattyú oldalfalára. A hidraulikus nyomás és annak hiánya hatással van a dugattyú viselkedésére a fékezés során. A dugattyúk viselkedését még befolyásolhatják a külső szennyeződések, amelyekre jobban érzékeny az a konstrukció, ahol a tömítőgyűrű a dugattyúban van, mert ennél a kialakításnál a szennyeződések bejuthatnak a féknyereg furataiba. A bejutott szennyeződések növelik a kopást, és oxidációt okozhatnak. Amikor a tömítés a féknyeregben van, a szennyeződések és a nedvesség nem képes bejutni a féknyereg furata és a dugattyú közé. A szennyeződések és a nedvesség káros hatásainak csökkentése érdekében rugalmas elemeket (porvédőt) használnak a féknyereg és dugattyú között.

A dugattyúk számát az adott gépjármű szükséges fékteljesítménye határozza meg. (Jansen Competition, 2006/2007) Olyan esetekben, amikor nincs szükség nagy fékteljesítményre, akkor egydugattyús, úszónyerges féket használnak, ahol a teljesítmény a fő szempont (sportautók), ott nagyobb fékszerkezetek kellene, amelyekben általában több dugattyút alkalmaznak. A több dugattyú alkalmas a „hosszabb” fékbetét optimális működtetésére, ahol a súrlódófelületen létrejövő nyomáeloszlás egyenletes. A fékteljesítmény mellett fontos szempont a fékszerkezet tömege, amely befolyásolhatja a gépjármű irányíthatóságát. A nagy teljesítményű fékszerkezet több dugattyúval rendelkezik, ahol a dugattyúk számának növelése befolyásolja a rugózatlan tömeg nagyságát, ezért érdemes olyan konstrukciót választani, ami a legkisebb tömeget eredményezi. Toda és szerzőtársai a tömegcsökkentés miatt optimalizálták a falvastagságot, ahol megállapították a külső és belső átmérők arányát, ami nem lehet nagyobb 0,85-nél. (Toda, et al., 2013) A geometria (falvastagság) mellett az anyagválasztással is lehet csökkenteni a dugattyúk tömegét: Alamin és szerzőtársai a tömegcsökkentés érdekében olyan dugattyút szabadalmaztattak, amely akrilnitril-butadén-sztirolból készült. (Alamin és Roszman, 2013) Látható, hogy a féknyeregben lévő dugattyúk esetében számos lehetőség van a rugózatlan tömeg csökkentésére, amelyekkel több kutatás is foglalkozik.

A dugattyúkkal kapcsolatban számos szabadalom található, amelyek a kialakítás segítségével segítik a rendszer működését. Sokszor fejlesztenek ki olyan konstrukciókat, amelyeknél a dugattyúporvédő helyzetét és elrendezését optimalizálják. (Yosida és Taruki, 2013) Más kutatások a dugattyúk kialakítását vizsgálják. Xiao egy olyan konstrukciót vizsgált és határozott meg, ahol a tárcsafékeket nem csak menet közben lehet használni lassításra, hanem rögzítésre is alkalmasak. A dugattyú és a féknyereg konstrukciót úgy alakították ki, hogy a dugattyú helyzete változtatható, és így álló helyzetben is létrehozható szorítóerő. (Xiao, 2013 a) (Xiao, 2013 b)

A kutatások rávilágítanak arra, hogy a dugattyúk is fontos elemei a fékszerkezetnek. Látható, hogy a féknyereg dugattyúival kapcsolatban is számos kutatás folyik, amely a geometriára és a felhasznált anyagokra koncentrál. A dugattyúkkal kapcsolatos szabadalmak tartalmaznak ugyan néhány változót és konstrukciós megoldást, de adott esetben az okokat nem magyarázzák.

2.2.5. A fékfolyadék

A mai gépjárművekben a leggyakrabban hidraulikus rendszert használnak, amelyek szerepe a fékerő továbbítása a pedáltól a fékberendezésig. A hidraulikus fékrendszerekbe speciális tulajdonságú folyadékokat töltenek, amelyeknek a következő követelményeknek kell megfelelniük. A fékfolyadék nem tartalmazhat vizet, mert az korróziót okozhat a fékrendszerben, továbbá a víz forráspontja kicsi, ezért nagy hőmérsékleten gőzbuborék képződéséhez vezet, amely növeli a fékrendszer holtjátékát és a fékút hosszát. A fékfolyadéknak nagy forrás- és lobbanáspontú folyadéknak kell lennie. A nagy forráspont (200–300°C) biztosítja, hogy nagy üzemi hőmérsékleten nem keletkeznek gőzbuborékok, míg a nagy lobbanáspont azt jelenti, hogy a folyadék nem gyúlékony. A fékfolyadékoknak érzéketlennek kell lenniük az időjárási körülményekre, és kis hőmérsékleten (–40 és –65°C között) sem dermedhetnek meg. Továbbá nagy hőmérsékleten és nagy nyomáson is megfelelő kenést kell biztosítani az alkatrészeknek. A használt folyadék nem károsíthatja a fékberendezés különböző elemeit, vagyis nem okozhat korróziót, és nem oldhatja vagy duzzaszthatja a gumiból készült alkatrészeket. A fékfolyadékoknak meg kell őrizniük fizikai és kémiai tulajdonságaikat hosszabb hevítés, hűtés, tartós tárolás és üzemi körülmények esetén. (Sidó, 1976)

Az előzőekben felsorolt követelményeknek megfelelnek a ma használatos folyadékok, amiket többnyire szintetikus (nem természetes nyersanyagbázisú) alapanyagokból gyártanak. A gépjárművekben alkalmazott fékfolyadékok általában alkoholalapúak (glikol- és glikoléter- keverékek), amikhez különleges adalékokat kevernek. A fékfolyadékokkal szemben követelmény, hogy keverhetőek legyenek más fékfolyadékokkal. Ezeknek az alkoholalapú folyadékoknak meg kell felelniük a SAE J1703 szabványnak, amely előírja, hogy mennyi lehet a száraz és a nedves for-

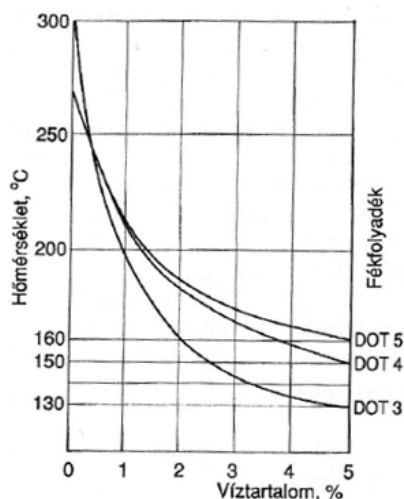
rás pont, milyen viszkozitással kell rendelkeznie a fékfolyadéknek -40°C és $+100^{\circ}\text{C}$ -on, és előírásokat tartalmaz arra vonatkozóan, hogy milyenek lehetnek a folyadék párolgási jellemzői. (Szócs, et al, 1997)

A SAE J1703 szabványnak megfelelően az Amerikai Közlekedési Minisztérium (DOT) különböző osztályokba sorolta a fékfolyadékokat, így beszélhetünk DOT 3, DOT 4 és DOT 5 típusú fékfolyadékokról (SAE J1703), amelyeknek más és más az összetétele, és emiatt a különböző fékfolyadékoknak eltérő lesz a száraz és a nedves forráspontja. (3. táblázat) (Bohner, et al, 2003)

3. táblázat Fékfolyadék kategóriák (Valasek és Gál, 2003)

	Összetétel	Száraz forráspont ($^{\circ}\text{C}$)	Nedves forráspont ($^{\circ}\text{C}$)
DOT 3	Polietilén-glikol	205	140
DOT 4	Polietilén-glikol	230	155
DOT 5	Szilikonolaj	260	180
DOT 5.1	Polietilén-glikol	270	191

A fékfolyadékok száraz forráspontja az az érték, amit akkor mérhetünk, amikor a fékfolyadék még új (nem tartalmaz vizet). Minél nagyobb a DOT szám, annál nagyobb hőmérsékleten alkalmazható az adott folyadék. A fékfolyadékok higroszkóposak, ami azt jelenti, hogy vízmegkötő tulajdonságúak, azaz megkötik a levegő nedvességét. Ennek köszönhetően növekszik a folyadék víztartalma, ezzel pedig csökken a forráspontja; ezt a forráspontot nevezük nedves forráspontnak. A fékfolyadékok forráspontjának értéke azért fontos, mert hosszan tartó fékezésnél a fékfolyadék felforrhat, buborékok keletkezhetnek, így növelve a rendszer holtjátékát és csökkentve a fékhatást. A 27. ábrából látszik, hogy az egyes fékfolyadéktípusoknál milyen összefüggés áll fenn a hőmérséklet és a víztartalom között. Az ábra azt is mutatja, hogy adott fékfolyadéknál hogyan változik a fékfolyadék forráspontja a víztartalom függvényében.



27. ábra Fékfolyadékok víztartalom-hőmérséklet diagramja (Valasek és Gál, 2003)

A fékfolyadékokkal szemben elvárás, hogy a nedves forráspont 3,5% víztartalomnál lehetőleg ne legyen kisebb, mint $140-165^{\circ}\text{C}$. A fékfolyadék két év alatt kb. 3% vizet vesz fel, ezért rendszeres időközönként, 1–2 évenként cserélni kell. Használt fékfolyadékot nem szabad utántöltésre használni, de fáradt olajhoz sem keverhető, speciális hulladék anyagként külön kell kezelni. (Magyar közlöny 184. szám, (2012))

A fékfolyadékok kiválasztásánál fontos szempont a fékezés során keletkezett hő nagysága. A fékteljesítmény érdekében megfelelő folyadékot kell választani, és olyan fékrendszert kell tervezni, ahol működés során nem alakul ki olyan hőmérséklet, ami meghaladja az adott anyagra jellemző forráspontot. Olyan esetben, amikor a keletkezett hőmérséklet meghaladja a megengedett értéket, biztosítani kell a fékrendszer megfelelő hűtését.

Az előzőekben bemutatott fékfolyadékoknál látható, hogy a levegő nedvességtartalma károsan befolyásolja a fékfolyadék hővel szembeni ellenállását. A fékszerkezetek tervezésénél figyelembe kell venni, hogy a fékezés során keletkezett hő ne haladja meg a fékfolyadékra vonatkozó forráspontot, mert a nem megfelelően működő fékfolyadék balesethez vezethet.

2.3. A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése

Az előző fejezetek alapján megállapítható, hogy a fékszerkezetekkel kapcsolatos kutatások számos területre kiterjednek. A kutatások során a fékszerkezetek minden főbb elemével kapcsolatban született műszaki leírás vagy kutatás, amely az egyes elemek viselkedését és jellemzőit vizsgálta üzemi körülmények között. A kiterjedt szakirodalom ellenére vannak olyan területek, amelyeket nem, vagy nem megfelelő mélységben vizsgáltak. A meglévő szakirodalommal kapcsolatban a következő észrevételeim vannak.

1. Manapság a fékekkel kapcsolatos kutatások elsősorban a féktárcsa és a fékbetétek kapcsolatára összpontosítanak, és azzal kapcsolatban fogalmaznak meg eredményeket. A kutatások során vizsgálják, hogy milyen súrlódási tényező jön létre a féktárcsa és a fékbetét között különböző anyagok párosítása során. Az anyagok optimalizálása mellett meghatározzák, hogy miként változik a súrlódási tényező értéke a hőmérséklet hatására, de a vizsgálatok során nem kutatott terület a fékbetét és a féktárcsa környezete. A fékezés során deformálódott féknyereg hatással van a dugattyú/dugattyúk helyzetére, amelyek a fékbetétet a féktárcsához nyomják. A kutatások során nem veszik figyelembe, hogy a féknyereg deformációja milyen mértékben változtatja meg a fékbetét súrlódófelületének nyomáeloszlását, ahol kritikus esetben a dugattyú nem teljes felületével nyomja a fékbetétet. A féknyergek deformációjával kapcsolatban nem található eredmény, amely meghatározná, hogy szerelhető féknyeregnél a csavarok milyen hatással vannak a deformációra.

2. A féknyeregben lévő dugattyúkkal kapcsolatban több kutatás és szabadalom is található, azonban kevés ad átfogó képet a dugattyúk viselkedéséről üzemi körülmények között. A fékezés során a hidraulikus rendszer nem csak a féknyergekre van hatással, hanem a dugattyúkra is. A hidraulikus nyomás hatására a dugattyúk geometriája megváltozik, és kritikus esetben a dugattyú oly mértékű deformációt szenved, hogy az befolyásolja a féknyereg hatékony működését. A féknyergekben alkalmazott dugattyúknak több típusa van: az egyik típus, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben, a másik típus, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van. A dugattyú tömítőgyűrűjének helyzetével és annak hatásaival kapcsolatban nem található szakirodalom, amely bemutatná a dugattyú oldalfalának deformációját a két konstrukció esetében. Továbbá nem vizsgált terület a dugattyú homlokfelületének hatása a dugattyú oldalfalának deformációjára.

3. A fékszerkezetekkel kapcsolatban fellelhető néhány kutatás, amely egy adott konstrukciónál vizsgálja a fékbetétek optimális nyomásközéppontját vibrációs szempontból. A többdugattyús féknyergeknél nem vizsgált terület, hogy hogyan alakul a súrlódófelület nyomáeloszlása eltérő dugattyúátmérők alkalmazása esetén. Számos kutatásban egyszerűsített modelleket használnak, amelyekben nem veszik figyelembe a dugattyúk geometriáját. A vizsgálat során vagy egy ronggal helyettesítik a dugattyút, vagy semmilyen formában nem modellezik a dugattyúkat, és a fékbetét teljes felületén definiálják a dugattyúk által létrehozott nyomást. A szakirodalomban nem található eredmény azzal kapcsolatban, hogy milyen átmérőjű dugattyúk alkalmazhatók többdugattyús féknyergeknél, és az azok által létrehozott nyomás hogyan alakul a súrlódófelületen. Továbbá nem található semmilyen módszer az egyes konstrukciók összehasonlításához, amely alapján meghatározható lenne egy optimális dugattyúátmérő-arány négy dugattyús féknyergek esetén (oldalankénti két dugattyú).

3. ANYAG ÉS MÓDSZER

Ebben a fejezetben mutatom be a vizsgálatok során alkalmazott végeselemes modelleket és azok ellenőrzésére szolgáló méréseket. Létrehoztam egy 3D-s modellt a féknyereg kinyílásának vizsgálatához, a dugattyú oldalfala deformációjának ellenőrzése érdekében pedig 2D-s tengelyszimmetrikus modellt alkalmaztam. Az optimális dugattyúátmérő-arány meghatározásához egy egyszerűsített modellt használtam. A modellek jóságát mérésekkel igazoltam.

3.1. A fékszerkezet elemeinek anyagtulajdonságai

A gépjárműveknél egy adott alkatrész (féknyereg, féktárcsa, fékbetét, dugattyú) anyagát az adott feladatnak megfelelően határozzák meg. Fontos, hogy olyan alkatrészek alkossák a futóművet, amelyek a megfelelő szilárdság mellett a kis tömeget is biztosítani tudják. A gépjárművek rugózatlan tömege a gépjármű irányíthatóságát befolyásolja, ezért sokszor alumíniumötvözetből készült féknyereget alkalmaznak, hogy az adott gépjármű akadályvétel után is irányítható maradjon. A 7075T6-os ötvözött alumíniumot jó szilárdsági tulajdonságai miatt a repülőgépiparban és gépjárműiparban használik. Számos esetben ezt az ötvözetet alkalmazzák a féknyereg anyagának, amelynek jellemzőit a 4. táblázat tartalmazza. Az általam vizsgált féknyereg több elemből áll, az egyes elemek M10-es 10.9-es acél csavarokkal vannak összefogva, amely jellemzői szintén az 4. táblázatban vannak.

4. táblázat Féknyereg elemeinek anyagjellemzői (CRP MECCANICA, Aluminium 7075T6; 7075T651, (Thor, 2013))

Mechanikai tulajdonságok	Alumínium, 7075T6	M10 10.9 acélsavar
Folyáshatár	503 MPa	940 MPa
Rugalmassági modulus	71,7 GPa	220 GPa
Poisson-tényező	0,33	0,3

A tárcsafékeknel fontos alkatrész a dugattyú (dugattyúk), amely a fékbetétet a féktárcsához nyomja. A nagy teljesítményű gépjárműveknél kettő-, négy-, hat-, nyolcdugattyús féknyereget alkalmaznak, amelyek anyagának a féknyereghez hasonlóan kis tömeggel és nagy szilárdsággal kell rendelkezniük. A féknyeregben használt dugattyúk növelik a gépjármű rugózatlan tömegének nagyságát – főleg akkor, ha több darab van belőle. Az irodalomkutatás alapján megállapítottam, hogy többféle anyagot használnak, melyek közül a leggyakoribbakat kiválasztottam (alumíniumötvözet, titánötvözet, acél). A kiválasztott dugattyúanyagok jellemzőit a 5. táblázat tartalmazza.

5. táblázat A féknyeregben használható dugattyúk anyagjellemzői (Ansys Workbench V11)

Fizikai és mechanikai tulajdonságok	Alumíniumötvözet (AlZn4.5Mg1)	Acél (S235JRH)	Titánötvözet (Ti6Al4V)
Sűrűség	2770 kg/m ³	7850 kg/m ³	4620 kg/m ³
Folyáshatár	280 MPa	251 MPa	930 MPa
Rugalmassági modulus	71 GPa	210 GPa	96 GPa
Poisson-tényező	0,33	0,3	0,36

A fékszerkezetek két legfontosabb eleme a súrlódó elempár. Az elempár egyik tagja a fékbetét, amely további két fő részből tevődik össze. Az egyik a fékbetét nyomólapja, melynek célja, hogy a dugattyúk kisebb felületen történő erőátadását nagyobb felületen adja tovább, ezzel biztosítva

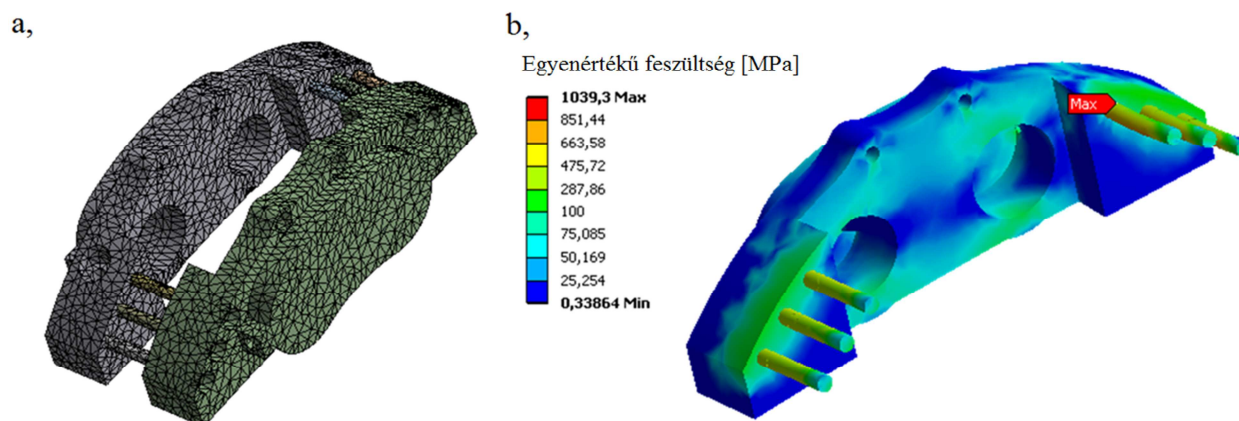
egyenletesebb nyomáeloszlást. A fékbetét másik része a súrlódó anyag, amely a féktárcsával súrlódva fejt ki a fékerőt, ezzel lassítva vagy megállítva a gépjárművet. A súrlódó elempár másik eleme a féktárcsa, amely az utcai járműveknél szürkeöntöttvasból készül. A súrlódó elemekre vonatkozó anyagjellemzők a 6. táblázatban láthatóak. A vizsgálat során a fékbetétek anyagjellemzőit J. Choi és I. Lee és A. Belhocine és M. Bouchetara cikkei (Choi és Lee, 2004) (Belhocine és Bouchetara, 2012) alapján határoztam meg.

6. táblázat A fékbetét (súrlódó anyag, nyomólap), féktárcsa anyagainak anyagjellemzői

Mechanikai tulajdonságok	Súrlódóanyag	Fékbetét nyomólapja	Féktárcsa
Rugalmasági modulus [GPa]	1	210	110
Poisson-tényező	0,25	0,3	0,28

3.2. A fékrendszer vizsgálata során használt modellek és ellenőrzésük

A technológia fejlődésével számos olyan eszköz alkalmazható, amelyek segítségével olyan jelenségeket is megfigyelhetnek a kutatók, amelyeket korábban nem voltak képesek. A kutatások során sokszor alkalmaznak szimulációs szoftvereket (Váradi és Horváth, 2008), amelyek segítségével több tényező hatását tudják vizsgálni anélkül, hogy minden egyes változtatásnál új prototípust kellene létrehozni. Kutatásom során végelelemes szoftvert is alkalmaztam, hogy meghatározzam a féknyereg egyes elemeinek deformációját üzemi körülmények között. A szimulációs szoftverek olyan problémák megoldásában használhatóak, amelyek matematikai összefüggésekkel leírhatóak. (Csuka, 2009) A végelelemes módszer (VEM) a legelterjedtebb a gyakorlatban és a kutatásban is, angol rövidítéssel FEM (Finite Element Method) (Bagyinszki és Bitay, 2007), amellyel ellenőrizhető a különböző szerkezetek deformációja, feszültségállapota, hőterjedése stb. (28. ábra)



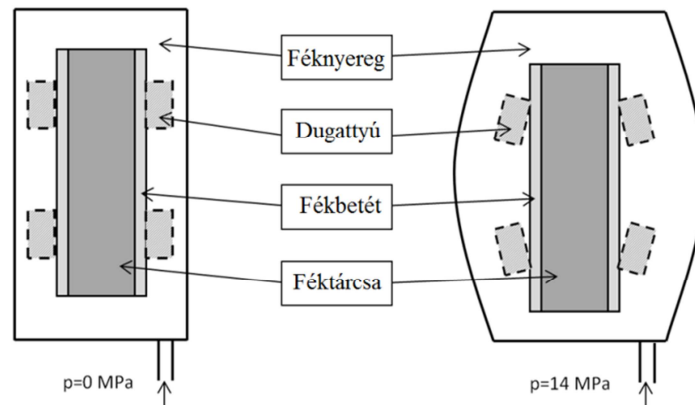
28. ábra A féknyereg végelelem-modell: a) alkatrészek hálózása; b, az egyenértékű feszültség eloszlása

A szimulációs programok használatánál figyelembe kell venni, hogy a valós körülményeket nem lehet teljes mértékben modellezni. Kutatások során bevett módszer, hogy egyszerűsítéseket alkalmaznak. A modell egyszerűsítését úgy kell elvégezni, hogy a vizsgálat szempontjából az eredmények megfelelőek legyenek, ezért vizsgálataim során számos esetben végeztem ellenőrző méréseket annak érdekében, hogy igazoljam a modellem jóságát.

A modellek validálása után a tényezők változtatásával több különböző konstrukciót és hatást tudtam ellenőrizni. A különböző vizsgálati modelleket és bemeneti értékeket a következő fejezetben mutatom be.

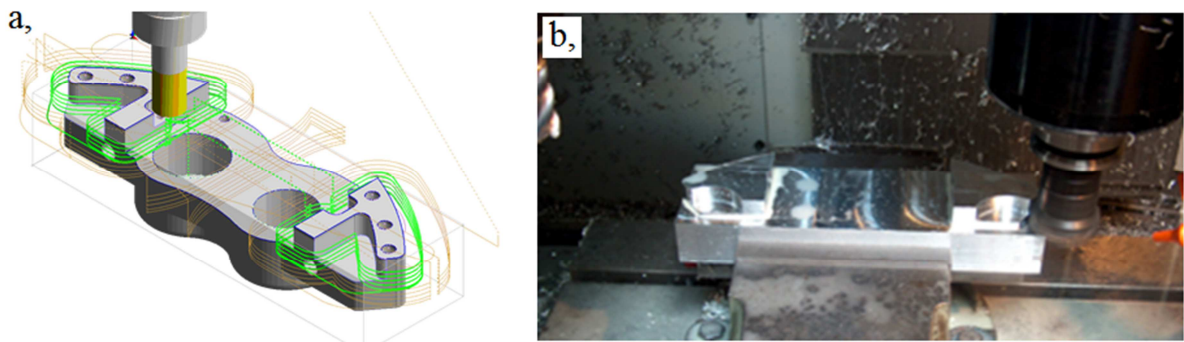
3.3. A féknyereg modelljének létrehozása és ellenőrzése

A vizsgálat során egy háromtengelyes megmunkálógépen elkészített, szerelhető féknyerget végeztem vizsgálatot. Meghatároztam a féknyereg kinyílását üzemi terhelésnél, továbbá a csavarok hatását a féknyereg kinyílására. A féknyereg kinyílását a két oldalban kialakuló nyomás okozza. Minél nagyobb a nyomás, annál nagyobb mértékben nyílik ki a féknyereg. Az általam vizsgált féknyereg egy négydugattyús féknyereg volt ahol a dugattyúk átmérője 44,5 mm és 38,1 mm volt. A 29. ábrán látható vázlat mutatja a féknyereg kinyílását nyomásnövekedés esetén.



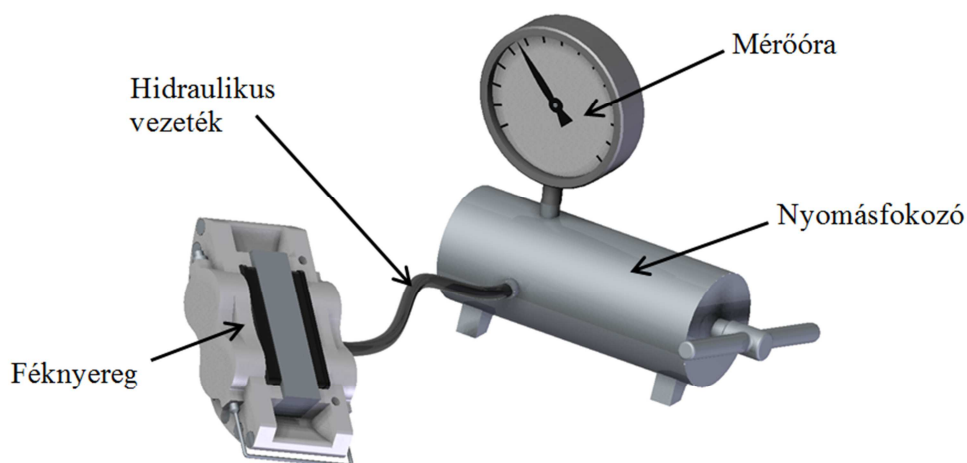
29. ábra Nyomás hatására deformálódott féknyereg

A vizsgálatokhoz terveztem egy féknyeret CAD programban, amelyet CAM program segítségével legyártottam egy háromtengelyes megmunkáló gépen. (30. ábra) Ezzel biztosítottam azt, hogy a végső elemes vizsgálat során alkalmazott modell geometriája megegyezzen a valós mérés során használt féknyereg geometriájával.



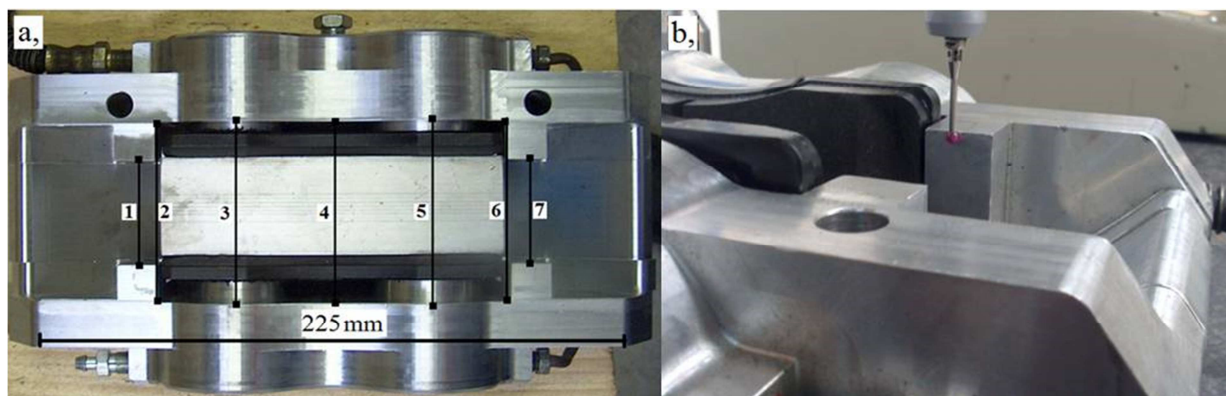
30. ábra A féknyereg gyártása: a) CAM modellje, b) gyártás háromtengelyes megmunkálógépen

A legyártott féknyereg deformációjának méréséhez összeállítottam egy mérőrendszert. A mérőrendszer a valóságos hidraulikus fékrendszerhez hasonlóan működik, ahol a fékfolyadék a közvetítő közeg. A mérőrendszer áll egy nyomásfokozóból, mérőórából, hidraulikavezetékből és a vizsgálandó féknyeregből (31. ábra).



31. ábra A vizsgálat során összeállított mérőrendszer egyes elemei

A szimuláció során meghatározott nyomásértékeknel koordináta-mérőgép segítségével meghatároztam a féknyereg kinyílását 7 keresztmetszetben (32/a ábra). A mérés Mitutoyo BH-504 típusú koordináta-mérőgépen történt. (www.cmmsales.co.uk/cmmsales/machines/Mitutoyo%20BH504.htm) A megfelelő pontosság érdekében a mérőgép asztala és gerendái márványból készültek, ahol a tengelyek elmozdulását légcsapágyak segítségével biztosították. A z tengely – mely a mérőfejet tartja – kerámiából készült. A féknyereg egyes pontjainak elmozdulását klimatizált helyiségben mértem, ahol a méréshez szükséges hőmérséklet 21–23°C között volt. A mérőgép pontossága $\pm 0,01$ mm. Az elmozdulás méréséhez egy 20 mm hosszú $\varnothing 3$ mm-es rubinfejű tapintót választottam, ennek segítségével mértem a féknyereg deformációját terhelés hatására. (32/b ábra) A féknyereg egyes pontjainak elmozdulását ebben a fejezetben kinyílásnak nevezem.



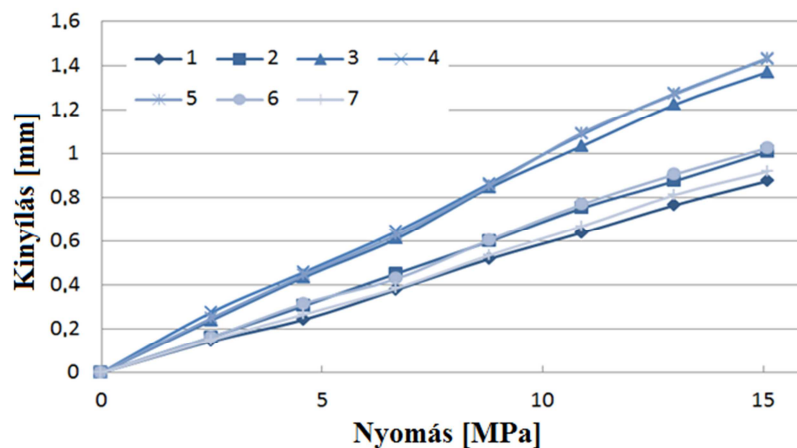
32. ábra Féknyereg kinyílásának vizsgálata: a) A féknyereg vizsgált keresztmetszetei; b) koordináta-mérőgépen történő mérés

A féknyereg kinyílásának mérését háromszor végeztem el minden nyomásértéken, hogy megfelelő adathalmaz álljon rendelkezésemre. A 7. táblázat a vizsgálat során használt üzemi nyomásokat mutatja. A fékezés során kialakuló nyomás nagyságát előzetesen egy Subaru Impreza WRX gépjárművön vizsgáltuk, ahol a nyomásértékek 0–5 MPa között voltak. Mivel a fékrendszerek élet- és vagyónbiztonság szempontjából fontosak, a vizsgálat során megközelítőleg háromszoros biztonsági tényezőt alkalmazva, 15,1 MPa-os üzemi nyomást alkalmaztam.

7. táblázat A mérés során alkalmazott terhelési lépcsők és alkalmazott nyomások

Terhelési lépcsők	Alkalmazott nyomások
1	0 MPa
2	2,5 MPa
3	4,6 MPa
4	6,7 MPa
5	8,8 MPa
6	10,9 MPa
7	13 MPa
8	15,1 MPa

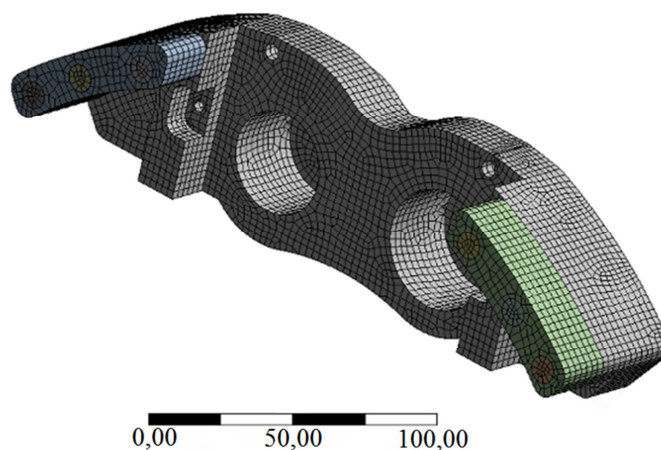
A három mérés statisztikai értékeléséből határoztam meg az egyes keresztmetszetek átlagos kinyílását, amelynek mértéke a 33. ábrán látható.



33. ábra A különböző nyomáson mért kinyílás a vizsgált keresztmetszetekben

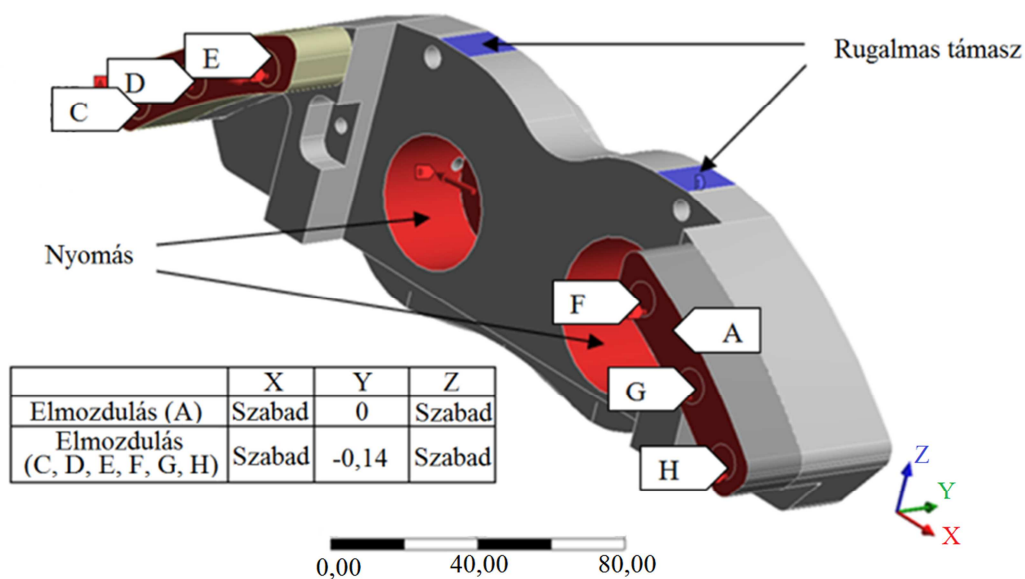
A 33. ábrából látszik, hogy a legnagyobb kinyílás nem a nyereg közepén jön létre, hanem az 5. keresztmetszetben, 44,5 mm átmérőjű dugattyúnál.

A mérésekhez használt féknyereg CAD-modelljét használtam a végeselemes vizsgálat során. A vizsgálat során alkalmazott modell egy fél féknyereg volt, mivel a féknyereg tükörszimmetrikus, így csak a féknyereg egyik oldalát modelleztem. Ahhoz, hogy a végeselemes analízist el tudjam végezni, az egyes alkatrészek végeselem-modelljét kell létrehozni, azaz be kell hálózni minden elemet. A hálózás során 20 csomópontos hexagonális elemeket alkalmaztam, amelyek elemmérete 3 mm volt. A modell 9 részének (fél féknyereg, 2 db közdarab, 6 db csavar) hálózása során 42 711 elemet kaptam, ami 149 833 csomópontot eredményezett (34. ábra). Ebben az esetben ez az elemméret sűrű hálózásnak tekinthető, amely biztosítja a pontos eredményt.



34. ábra A vizsgált féknyereg végeelem-modelljének létrehozása (hálózás)

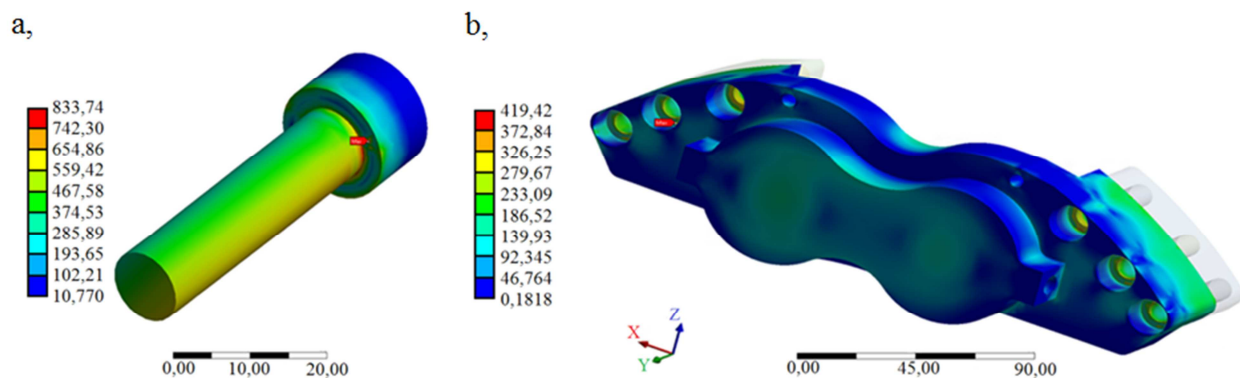
A valós körülményeknek megfelelően a VE- (végelem-) programban meg kellett határozni a féknyereg különböző kényszereit (35. ábra), a terheléseket és az egyes elemek közötti kapcsolatot. A szimmetria biztosítása miatt a közdarab szimmetriasíkjában lévő felületeinek y irányú elmozdulását korlátoztam, x és z irányban szabadon elmozdulhattak. A féknyereg összerakásánál biztosítani kell, hogy a szerkezet csavarjai a működés során ne lazuljanak ki, ezért az összefogó csavarokra előírt meghúzási nyomatékkal kell meghúzni, amely előfeszíti a csavarokat. A csavarok előfeszítését úgy modelleztem a végelem-programban, hogy a csavarok szimmetriasíkjában lévő felületeit y irányban $-0,14$ mm-rel elmozdítottam. Ez az elmozdulás átlagosan 40 kN előfeszítést jelent, ami megfelel a 10.9-es csavarok szabvány (MSZ EN 20898-7:1998) szerinti előfeszítésének. A többi irányban (x , z) szabadon elmozdulhatnak a síkok. A modell térbeli stabilitását rugalmas kényszer segítségével biztosítottam, amelynek értéke 10 N/mm³ volt, ami nem befolyásolja az eredményeket. Az így meghatározott kényszerek a vizsgálat szempontjából a valóságnak megfelelő körülményeket írják le. A nyomás a féknyeregben a dugattyúk számára kialakított furatokban hat. A féknyereg deformációját a mérés során vizsgált nyomásértékeken határoztam meg.



35. ábra A fékbetét kényszerei és terhelései a modellen

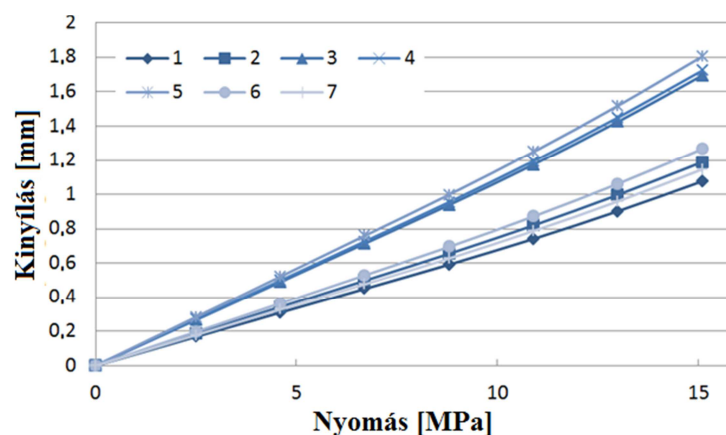
Az általam használt modell 9 részből állt, ahol meg kellett adni az egyes részek közötti kapcsolatot. A csavarok feje és a fél féknyereg között ragasztásos kapcsolat van, ami azt eredményezi, hogy az összeragasztott felületek egymáshoz képest nem képesek elmozdulni. A közdarabok és a féknyereg között súrlódásos kapcsolatot definiáltam, a súrlódási tényező értéke 0,1.

A VE-programban alkalmazott nyomásértékeknél vizsgáltam az egyes részegységekben keletkező feszültségviszonyokat és a féknyereg kinyílását. A szimuláció során a féknyereg egyes elemeit és a csavarokat is folyáshatárra ellenőriztem. A legnagyobb feszültség a csavarokban keletkezett, amelynek értéke 833,74 MPa volt, ami nem haladta meg a csavar anyagára jellemző 940 MPa folyáshatárt (36/a ábra). Az alumíniumötvözet féknyeregben keletkezett feszültség legnagyobb értéke 419,42 MPa volt, amely alatt maradt a 503 MPa-os folyáshatárnak (36/b ábra).



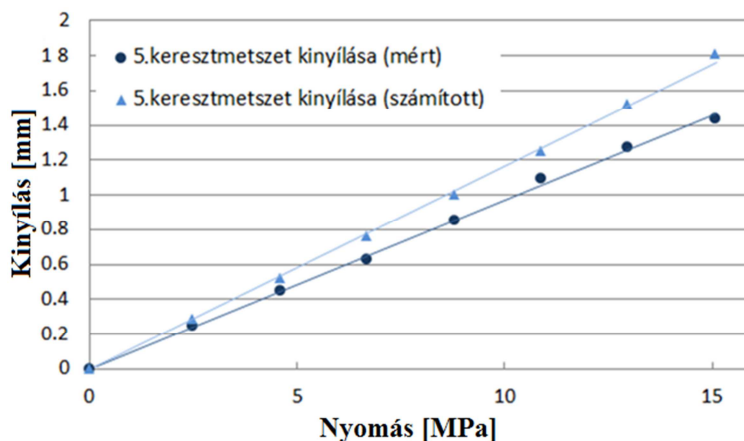
36. ábra A féknyereg elemeiben kapott feszültség: a) a csavarok esetében kapott legnagyobb feszültség; b) a féknyeregben kapott legnagyobb feszültség

A féknyereg kinyílásának meghatározásánál 7 keresztmetszetben határoztam meg a féknyereg adott pontjainak elmozdulását. A szimuláció során kapott eredményeket a 37. ábrán mutatom be. A legnagyobb kinyílás a 32. ábrán megjelölt 5. keresztmetszetben tapasztalható, amely a 44,5 mm átmérőjű dugattyúnál található, a későbbiekben ezt a keresztmetszetet hívom jellemző keresztmetszetnek.



37. ábra A VE-modell 1-7. keresztmetszeteinél számított kinyílás

A szimuláció és valóságos mérések után összehasonlítottam a kapott eredményeket, hogy mekkora mértékben térnek el egymástól az elméleti úton meghatározott anyagjellemzők (műszaki táblázatok) a mért anyagjellemzőktől. Először összehasonlítottam a jellemző keresztmetszetben kapott eredményeket, amelyeket a 38. ábrán mutatok be.



38. ábra Az 5. keresztmetszetben kapott kinyílás (mért, számított)

Meghatároztam a mérési pontokra illesztett egyenesek függvényét (5) és a számított (szimulációs) eredményekre illesztett egyenes függvényét (6), hogy megállapítsam az egyenes meredekségét:

$$y(x) = 0,0971 x, R^2 = 0,9984, \quad (5)$$

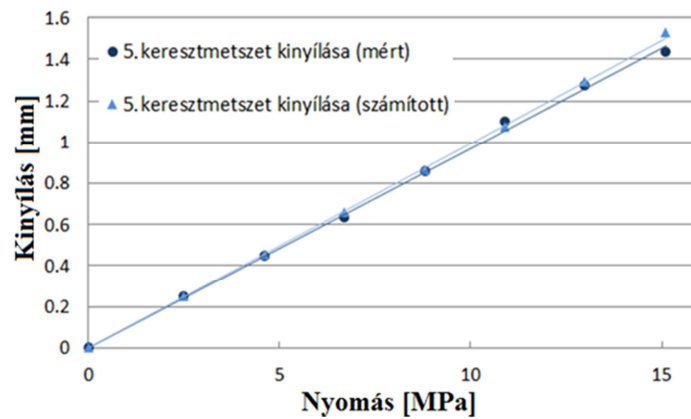
$$y(x) = 0,1166 x, R^2 = 0,9985. \quad (6)$$

A többi keresztmetszetben is megvizsgáltam a valós és a szimulációs eredmények közötti különbségeket, és meghatároztam az egyenesek meredeksége közötti eltéréseket (8. táblázat)

8. táblázat A féknyereg kinyílása során kapott függvények meredekségei

Vizsgált keresztmetszet	Mérés során kapott függvénymeredekség	Szimuláció során kapott függvénymeredekség	Százalékos különbség [%]
1.	0,0583	0,0693	18,86
2.	0,0676	0,0766	13,31
3.	0,0934	0,1095	17,23
4.	0,0975	0,1114	14,25
5.	0,0971	0,1166	20,08
6.	0,0698	0,0816	16,90
7.	0,0611	0,0737	20,62

Látható, hogy a valós és a szimulációs eredmények eltérnek egymástól. Ahhoz, hogy a szimulációban kapott eredmények megfeleljenek a valóságnak, meg kell változtatnom a bemeneti értékeket. A féknyereg és a csavarok anyagjellemzőinek változtatásával értem el, hogy az 5. keresztmetszetben a valós és számított elmozdulás mértéke megegyezik. Az alumíniumötvözet és az acélcsvár rugalmassági modulusát több lépésben változtattam. A féknyereg identifikációját a jellemző keresztmetszet kinyílásának egyezéséig folytattam (39. ábra).



39. ábra Identifikált kinyílás az 5. Keresztmetszetben

Az ábrán látható, hogy a mért és a szimulációban kapott kinyílás mértéke megegyezik. A pontokra illesztett egyenesek egyenletei a következők (7 mérési pontokra illesztett egyenes függvénye, 8 szimulációs eredményekre illesztett egyenes függvénye):

$$y(x) = 0,0971 x, R^2 = 0,9984 \quad (7)$$

$$y(x) = 0,0995 x, R^2 = 0,9996 \quad (8)$$

A különböző nyomásokon a keresztmetszetekben kapott eredményekre illesztett egyenesek meredekségét és azok eltérését a 9. táblázat mutatja.

9. táblázat A féknyereg kinyílása során kapott pontokra illesztett függvények meredekségei

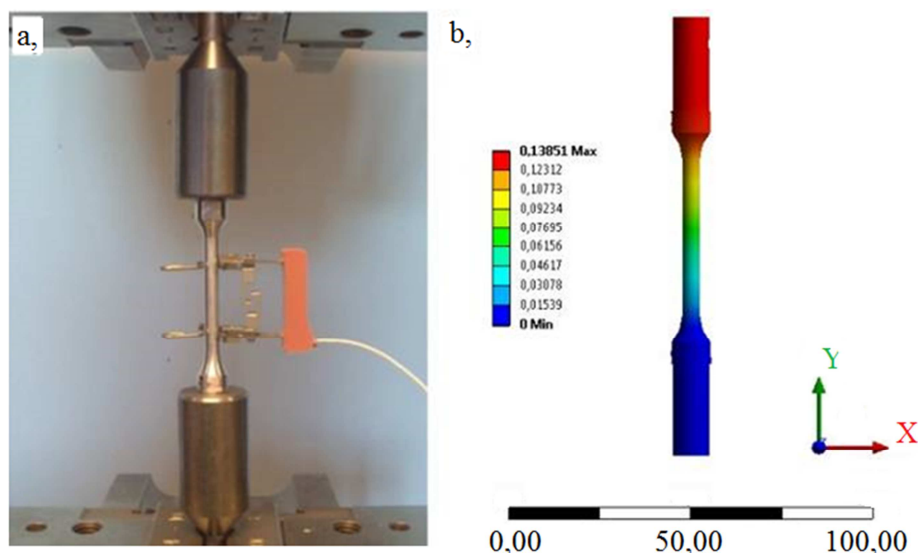
Vizsgált keresztmetszet	Mérés során kapott függvénymeredekség	Szimuláció során kapott függvénymeredekség	Százalékos különbség [%]
1.	0,0583	0,059	1,20
2.	0,0676	0,0649	3,99
3.	0,0934	0,0935	0,10
4.	0,0975	0,0951	2,46
5.	0,0971	0,0995	2,47
6.	0,0698	0,0694	0,57
7.	0,0611	0,0627	2,61

A táblázatból látszik, hogy az identifikált modell kinyílása megegyezik a valóságban mért értékekkel. A legnagyobb eltérés a 2. keresztmetszetben található, amely 3,99%-kal tér el a valóságban mért deformációtól. Az eredmények azt mutatják, hogy a féknyereg deformációját (függvények meredeksége) jelentősen befolyásolják az alumíniumelemek és a csavarok anyagjellemzői. A megfelelő anyagmodell létrehozásához az alumíniumötvözet rugalmassági modulusát 82,4 GPa-ra változtattam, míg a M10 10.9 acélsavarok rugalmassági modulusát 253 GPa-ra változtattam. A megfelelő anyagjellemzők választásával a modell a valóságnak megfelelően viselkedik, így a további kutatások során az identifikáció során meghatározott értékeket használtam.

3.4. A féknyeregben alkalmazott dugattyúk modelljének létrehozása és ellenőrzése

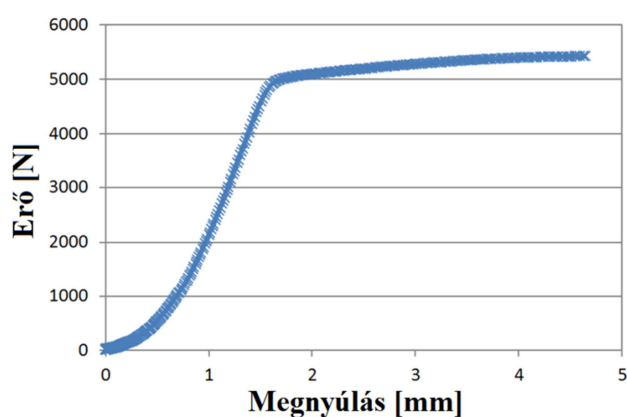
A féknyereg anyagjellemzőinek meghatározása után a féknyeregben lévő dugattyúk vizsgálatával foglalkoztam. A dugattyúk oldalfal deformációjának (vizsgált pontok elmozdulásának) meghatározásához végelelemes vizsgálatot végeztem. A végelelem-modellek bemeneti értékeinek

(anyagjellemzők) megadásánál tapasztalt bizonytalanságok kiküszöbölése miatt szakítóvizsgálatot végeztem. Az anyagjellemzőinek ellenőrzésére Zwick Roell Z100 szakítógépet használtam. A gép maximális terhelhetősége 10 kN, a vizsgálati sebesség 0,0005–300 mm/perc között állítható be. (Zwick Roell, 2011) Arányos próbatestenen (40/a ábra) határoztam meg az alumínium AlZn4.5Mg1-ös anyag rugalmasági modulusát 1500–3500 N terhelés között, amit szakítógépen és szimulációs szoftverben is modelleztem(40/b ábra).



40. ábra Anyagjellemzők összehasonlítása: a) AlZn4.5Mg1 alumínium szakítóvizsgálata és b) szimulációja

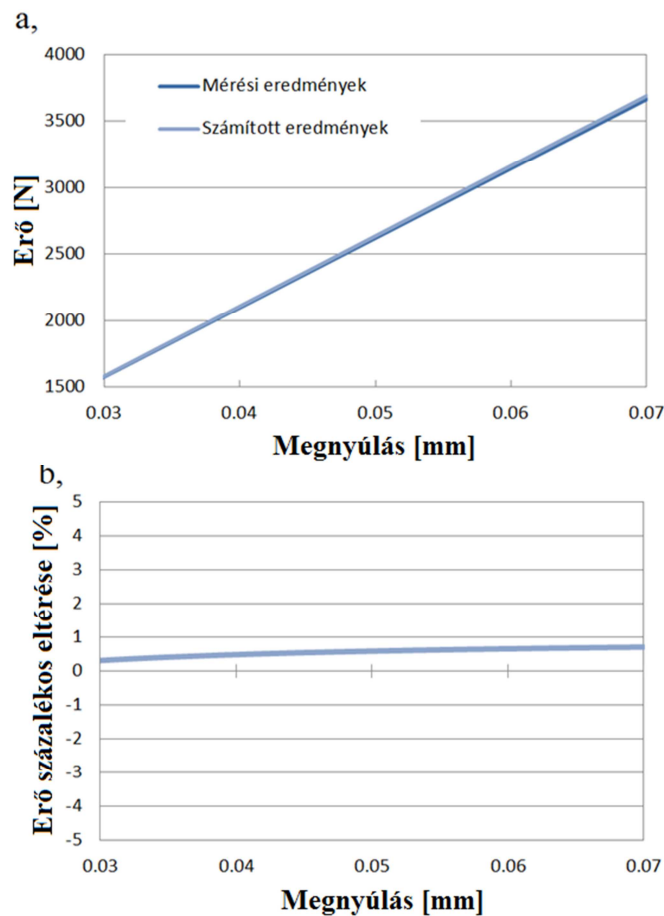
A szakítóvizsgálat során kapott szakítódiagram a 41. ábrán látható, aminek a kezdőszakasza jól láthatóan nem lineáris, így egy állandóval csak önkényesen kiválasztott tartományban írható le, átlagos meredekségként. A vizsgálat során ötször mértem meg az alumíniumötvözetet, amelyek esetében 65,06 GPa-os rugalmassági moduluszt kaptam a vizsgált tartományban (1500-4000 N között).



41. ábra Alumínium AlZn4.5Mg1 szakítódiagramja

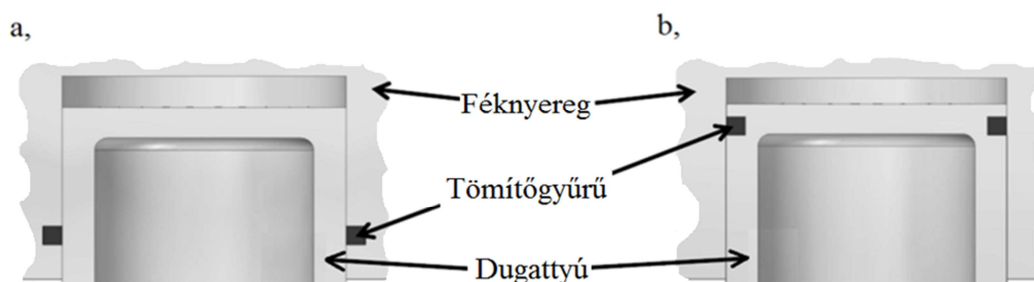
A szakítóvizsgálat és a szimuláció során kapott eredményeket a 42/a ábra mutatja. Látható, hogy mindkét esetben hasonló megnyúlást kaptunk 1500–3500 N közötti terhelésnél. A 42/b ábrán látható, hogy a vizsgált tartományban a szakítóvizsgálat során kapott eredmény és a szimuláció

során kapott eredmények eltérése nem haladja meg az 1 %-ot. A további vizsgálatok során a korábban bemutatott anyagjellemzőket használom, mint bemeneti értékek.



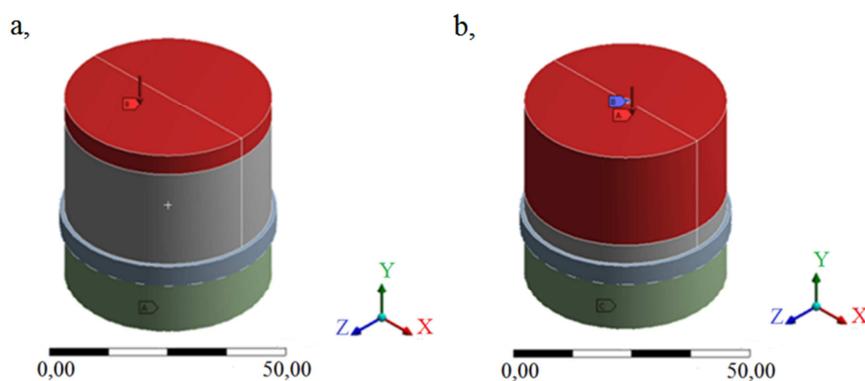
42. ábra Eredmények összehasonlítása: a) a szakítóvizsgálati eredményekből számított és mért megnyúlás; b) a számított és mért értékek közötti eltérés

A különböző anyagú dugattyúk és azok kialakításának összehasonlítását végeसेlemes programban végeztem el úgy, hogy a hőmérséklet-változást elhanyagoltam. A vizsgálat során céltom csak a dugattyú viselkedésének leírása hidraulikus nyomás hatására, ezért a programban egy egyszerűsített modellt használtam, amely a vizsgálat szempontjából megfelelő eredményt adott. A vizsgálat során forgásszimmetrikus 2D modellt alkalmaztam. A dugattyú kialakítása alapján két esetet vizsgáltam. Az egyik, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben található, így a nyomás nem csak a dugattyú homloklapján hat, hanem a palástfelületen is (43/a ábra). A másik esetben a tömítőgyűrű a dugattyú végén helyezkedik el, vagyis a nyomás a dugattyú homloklapján hat, és csak kis részben a palást felületen (43/b ábra).



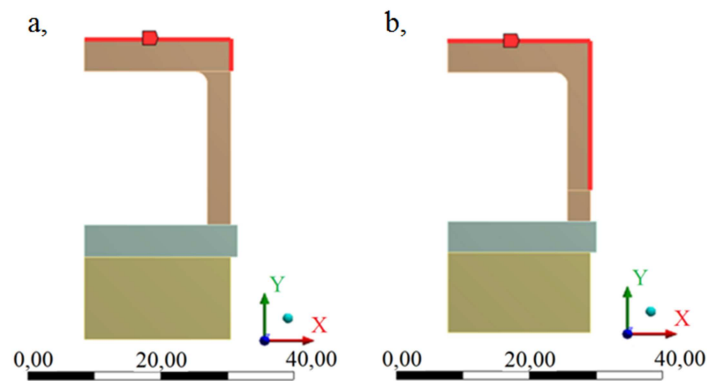
43. ábra A tömítőgyűrűk helyzete a dugattyúvizsgálatok során: a) Féknnyeregben történő tömítés (Seal ring in caliper) SIC), b) dugattyún történő tömítés (Seal ring in piston SIP)

A megfelelő eredmények biztosítása érdekében többféle módon ellenőriztem a 2D tengelyszimmetrikus modell pontosságát. Az egyik esetben a végeses elemes programban két módon modelleztem a féknnyeregben lévő dugattyút. Az egyik esetben 3D modellt alkalmaztam, a másik esetben 2D tengelyszimmetrikus modellt hoztam létre. Mindkét modellezésnél ugyanazokat a méreteket alkalmaztam. A két modellnél ugyanazokat a peremfeltételeket különböző módon kell biztosítani, amely az eltérő modellezésből adódik. A 3D-s modellnél a fékbetét súrlódófelületén rögzített kényszert alkalmaztam, míg a 2D-s modellnél a súrlódófelület elmozdulását y irányban korlátoztam. A 3D-s modellnél szükség volt rugalmas kényszer alkalmazására a statikailag határozott megtámasztás miatt. Ennek a kényszernek az alkalmazása nem befolyásolja az eredményt, csak a program lefutásához szükséges. A dugattyú tetején 2 mm átmérőjű körön definiáltam a rugalmas kényszert, ami a vizsgált felületre (dugattyú oldalfala) nincs hatással. A 2D-s modellnél a feltételeknek megfelelően a szimmetriatengelyen lévő pontok x irányú elmozdulását megakadályoztam. Mindkét esetben a tömítőgyűrű pozíciójának függvényében határoztuk meg a dugattyú azon felületeit, ahol a 15 MPa nyomás hat a rendszerre. A 44. ábra a 3D-s modellt és a terhelő nyomás helyét mutatja, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van (SIP).



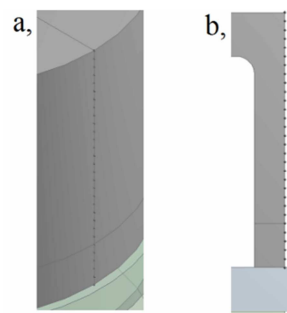
44. ábra 3D modellen definiált nyomás a tömítőgyűrű helyzetének függvényében

A 45. ábrán a 2D-s modellt és a terhelőnyomás helyét láthatjuk abban az esetben, amikor a tömítőgyűrű a féknnyeregben van.



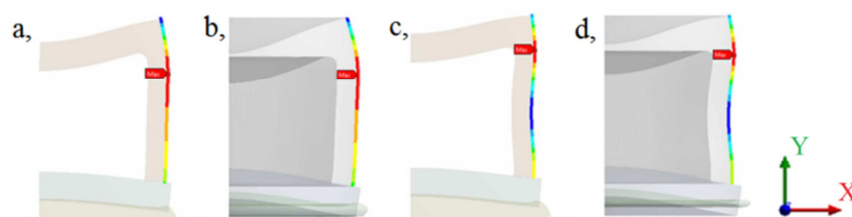
45. ábra A 2D modellen definiált nyomás a tömítőgyűrű helyzetének függvényében

A dugattyúk deformációjának meghatározásához 30 pontot vettem fel a dugattyú oldalfala mentén (46. ábra), amely a vizsgálat szempontjából megfelelő eredményt adja, annak érdekében, hogy összehasonlítsam eltérő konstrukciók oldalfaldeformációját.



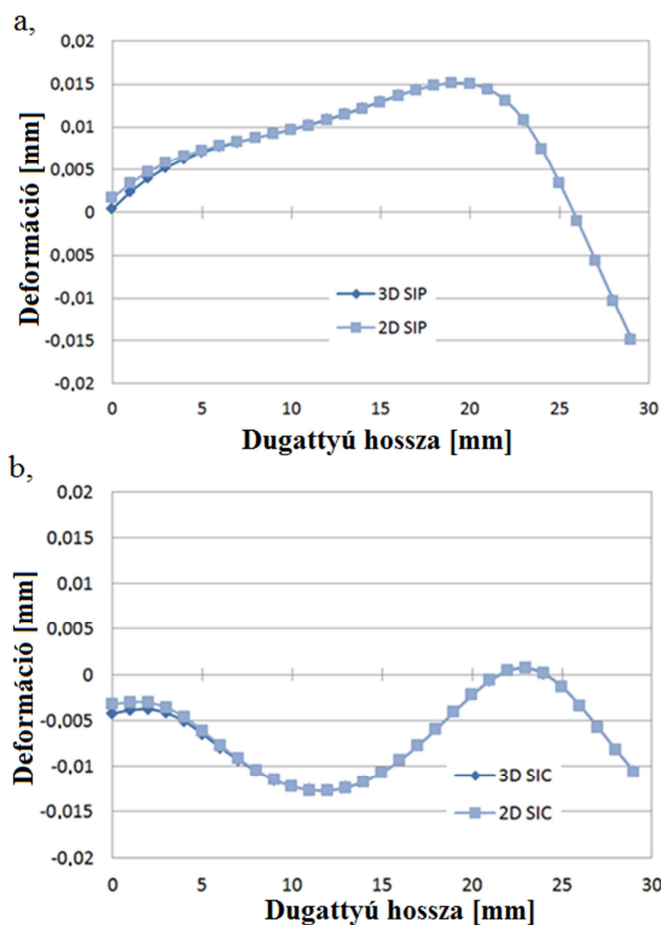
46. ábra A különböző modelleken meghatározott vizsgálati pontok

A deformáció meghatározásához a modellben lévő elemeket (dugattyú, fékbetét) be kell hálózni. A 3D modell hálózása során 6574 elemet kaptam (25 749 csomópont), míg a 2D-s modellnél 306 elemet (1 079 csomópont). A dugattyú oldalfalán felvett pontok alapján meghatároztam, hogy 15 MPa terhelés mellett (ez háromszoros biztonsági tényezőt jelent) mekkora lett a dugattyú oldalfalának x irányú deformációja a 2D és a 3D esetben. A vizsgálat során mindkét modellnél meghatároztam a deformációt a tömítőgyűrű függvényében. A dugattyú oldalfal deformációjának meghatározása fontos jellemző, mert túl nagy deformációk esetén a dugattyú beszorul a féknyeregbe, és nem képes a fékbetétet megfelelő mértékben a féktárcsához nyomni, ezáltal nem jön létre a megfelelő fékezónyomaték. A 47. ábra az eltérő konstrukcióknál kapott oldalfal deformációkat mutatja. Az 47/a ábra a 2D modellel számított deformációt mutatja, míg a 47/b ábra a 3D modellel számított deformációt, amikor a tömítés a dugattyúban van. A 47/c és 47/d ábrákon ugyanazokat a deformációkat ábrázoltam a második konstrukció esetében, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van.



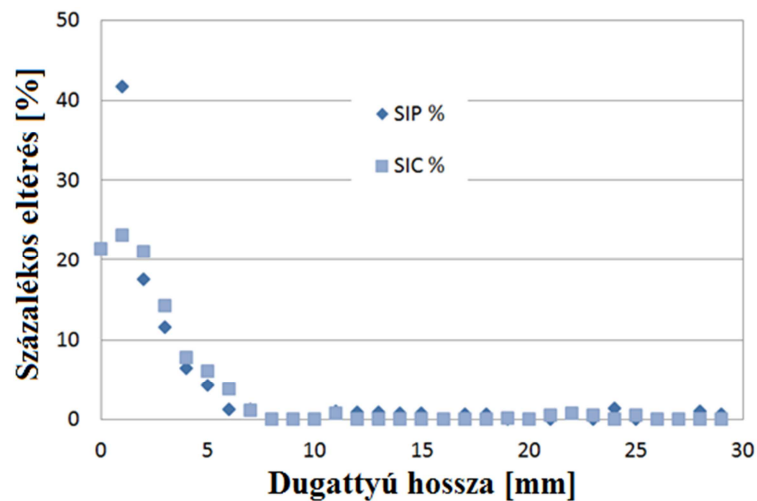
47. ábra A dugattyú oldalfalának deformációja a 2D (a és c) és 3D (b és d) modell esetében

A 48/a ábrán látható a dugattyú oldalfala mentén kialakuló deformáció x irányban, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van. A 48/b ábra a dugattyúoldalfal deformációját mutatja, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van.



48. ábra A dugattyú oldalfalának x irányú deformációja;
a) a tömítés a dugattyúban van, b) a tömítés a féknyeregben van

A féknyeregben használatos dugattyúk deformációjának ellenőrzése a fékrendszer biztonságos működése szempontjából elengedhetetlen. A dugattyú megfelelő működése érdekében nem engedhető, hogy a dugattyú x irányú deformációja pozitív legyen, ugyanis ekkor a dugattyú beszorul a féknyeregbe. A kritikus pontban, ahol legnagyobb a pozitív x irányú deformáció a 2D-s és 3D-s modell is hasonló eredményt adott, a tömítőgyűrű pozícióját vizsgálva (SIP, SIC). Nincs számottevő különbség a két modellezés deformációs eredményei között. Mindkét esetben a 3D modellnél tapasztaltam nagyobb értékeket. A vizsgálat során meghatároztam, hogy adott pontokban mekkora eltérést mutatkozik az egyes pontok összehasonlításánál. A 49. ábra azt mutatja, hogy a tömítőgyűrű helyzet függvényében (SIP, SIC) mekkora eltérés a 2D és 3D modellezés során az adott pontban.



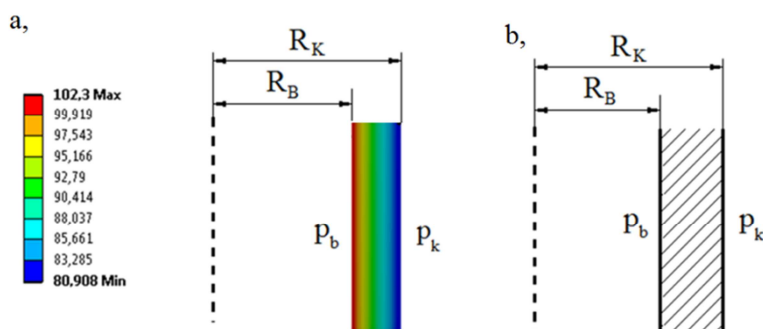
49. ábra A két modell esetében kapott deformációk százalékos eltérése a dugattyú oldalfala mentén

A vizsgálat megmutatta, hogy a kritikus helyen (ahol legnagyobb pozitív x irányú a deformáció) a két modellnél elhanyagolható különbség tapasztalható. A 2D és 3D eredmények különbsége $\pm 2\%$ között van. A kritikus helyen hasonló eredményeket kaptam a két eltérő modellezés során, ezért a további vizsgálatokhoz használható a 2D tengelyszimmetrikus modell, amelynek számítási ideje is jóval kevesebb, mint a 3D modelle, és a vizsgálat szempontjából megfelelő eredményt adott. A legnagyobb különbség a fékbetét és a féknyereg találkozási pontjánál állapítható meg. Ebben az esetben nagy a relatív hiba értéke, mert a dugattyú és a fékbetét találkozásánál 0 közeli értéket kaptam a deformációra, ami százalékos eltérésben nagy hibát ad. Az abszolút hiba ebben a tartományban is kicsi, továbbá ez a deformáció nincs hatással a fékszerkezet működésére, ezért eltekintek tőle.

A 2D-s tengelyszimmetrikus modell helyességét analitikus számítással is igazoltam. Létrehoztam egy tengelyszimmetrikus modellt, ahol egy egyszerű vastagfalúcső esetében vizsgáltam a maximális feszültséget 15 MPa-os külső nyomás esetén. A szimulációnál (50/a ábra) és a számításnál (50/b ábra) is a külső átmérő 44 mm ($R_K=22$ mm), míg a belső átmérő 37 mm ($R_B=18,5$ mm). A szimuláció során kapott legnagyobb feszültség 102,3 MPa. A külső nyomás $p_k = 15$ MPa, a belső nyomás $p_b = 0$ MPa. A számítás során is ugyan azt az eredményt kaptam. A maximális feszültséget Mohr szerint határoztam meg (9):

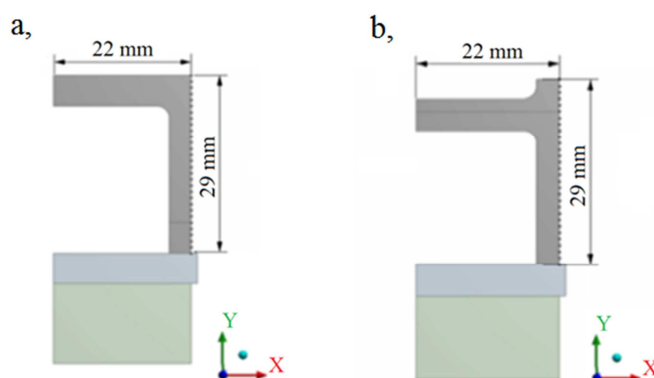
$$\sigma_{\text{red max}} = 2b = 2 \frac{p_k - p_b}{1 - \left(\frac{R_B}{R_K}\right)^2} = 2 \frac{0 - 15}{1 - \left(\frac{18,5}{22}\right)^2} = 102,45 \text{ MPa} . \quad (9)$$

Mind a két esetben ugyan azt az eredményt kaptam, ezért a továbbiakban a 2D-s tengelyszimmetrikus modellt használom a vizsgálataimhoz.



50. ábra Vastagfalú cső 2D-s tengelyszimmetrikus modelljének ellenőrzése: a) szimuláció, b) számítás (p_k = külső nyomás, p_b = belső nyomás, R_B = belső átmérő, R_K = külső átmérő)

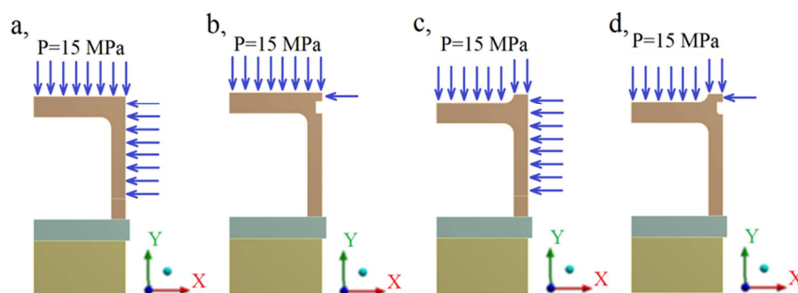
A vizsgálat során meghatároztam a dugattyú oldalfalának deformációját a falvastagság függvényében és a homlokfelület helyzetének függvényében. Mind a két vizsgálatnál megegyeztek a dugattyúk befoglaló méretei (51. ábra). A dugattyú hossza 29 mm, míg a külső átmérője 44 mm (sugár 22 mm). A modellezés során a fékbetét két részből tevődik össze. Az egyik a nyomólap, ami elosztja a dugattyú által létrehozott nyomást. A másik a súrlódóanyag, amely érintkezik a féktárcsával fékezéskor.



51. ábra Dugattyúvizsgálat során alkalmazott 2D modellek az oldalfal meghatározása során a) deformáció meghatározása a falvastagság függvényében; b) a deformáció meghatározása a homlokfelület helyzetének függvényében

A geometria elkészítése után behálóztam az egyes alkatrészeket. Az alkatrészek hálózása után meghatároztam a külső kényszereket és a terheléseket. A 2D tengelyszimmetrikus modellezés miatt a forgástengelyre eső élek elmozdulását x irányban korlátoztam, míg y irányba szabadon elmozdulhatott. A fékbetét súrlódófelületének elmozdulását y irányban korlátoztam, míg x irányba szabadon elmozdulhatott. A dugattyúvizsgálat során a féknyereg-vizsgálatoknál 15 MPa-os terhelőnyomást alkalmaztam, amivel biztosítottam a háromszoros biztonsági tényezőt.

A szimuláció során a tömítőgyűrű helyzetének megfelelően határoztam meg azokat a felületeket, ahol a hidraulikus fékfolyadék nyomást fejt ki a dugattyúra. Az 52. ábrán láthatóak azok a modellek, ahol a deformációt a falvastagság függvényében vizsgáltam. Az 52/a ábra azt a konstrukciót mutatja, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, így a hidraulikus nyomás a dugattyú homlokfala mellett az oldalfalra is hatással van. Az 52/b ábrán az az eset látható, ahol a tömítőgyűrű a dugattyúban van, és a hidraulikus nyomás a homlokfelületre koncentrálódik. Az 52/c és 52/d ábrán az a modell látható, ahol az oldalfal deformációját a homlokfelület függvényében határoztam meg. Az 52/c ábra esetén a tömítőgyűrű a féknyeregben van, az 52/d ábrán a tömítőgyűrű a dugattyúban van.

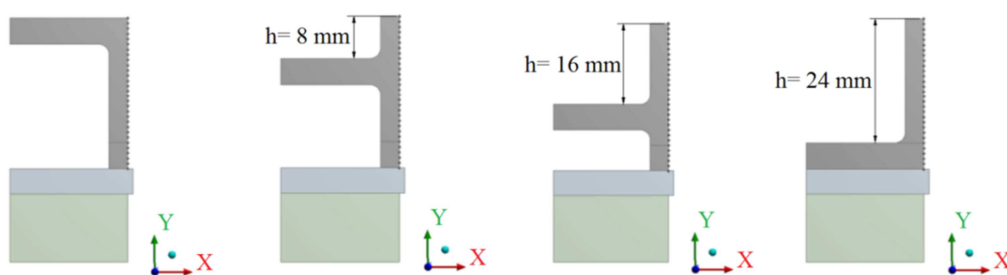


52. ábra A különböző vizsgálatok során meghatározott felületek, ahol hat a hidraulikus nyomás

A kényszerek és a terhelés mellett meg kellett határozni az egyes elemek közötti kapcsolatokat is. A fékbetét súrlódórétege és nyomólapja között a valóságnak megfelelően ragasztásos kapcsolat van definiálva. A fékbetét nyomólapja és a dugattyú között súrlódásos kapcsolat került meghatározásra, ahol a súrlódási tényező értéke 0,1. A vizsgálat során meghatároztam az egyes kialakításoknál a dugattyú oldalfalának deformációját (30 pontban).

Amikor a dugattyú oldalfalának deformációját vizsgáltam a falvastagság függvényében, az egyszerűsített modellen csak a falvastagságot változtattam. A vizsgálat során 0,5 mm falvastagságtól 0,5 mm-enként növeltem a falvastagságot a tömör dugattyúig. A különböző falvastagságú dugattyúk esetében eltérő elemszámokat kaptam. A 0,5 mm falvastagságú dugattyúknál megközelítőleg 300 elem adódott, ami nagyjából 1000 csomópontot eredményezett. Tömör dugattyúnál 420 elemet és 1400 csomópontot kaptam.

A vizsgálat során a dugattyú homloklapjának helyzetét változtattam, a dugattyú falvastagságát állandónak vettem (falvastagság 3,5 mm). A homloklap vastagsága 5 mm, amelynek helyzetét dugattyú tetejétől az aljáig milliméterenként változtattam, hogy megvizsgáljam, miként befolyásolja a dugattyú oldalfalának deformációját (53. ábra).



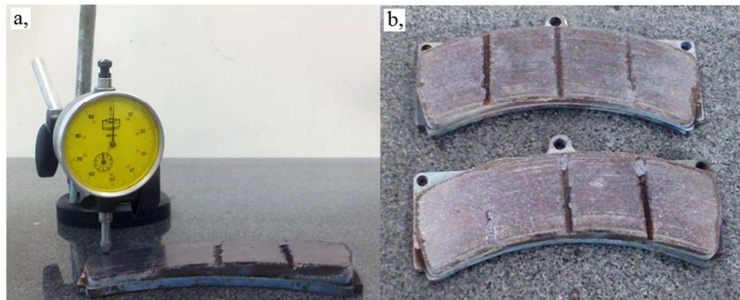
53. ábra A dugattyú homloklapjának helyzete (h) a dugattyú tetejétől

3.5. Az optimális dugattyúátmérők meghatározásához létrehozott modell

A fékberendezetekkel kapcsolatban bemutattam a féknyereg és a hozzá kapcsolódó dugattyúk vizsgálatához szükséges módszereket. A továbbiakban egy olyan modellt hoztam létre, amely alkalmas a fékbetét súrlódófelületének vizsgálatára, annak érdekében, hogy egyenletes nyomáseloszlás alakuljon ki. A vizsgálat célja, hogy eltérő súrlódási tényezők mellett meghatározza az optimális dugattyúátmérőket, amellyel biztosítani lehet az egyenletes nyomáseloszlást és ezáltal az egyenletesebb kopást.

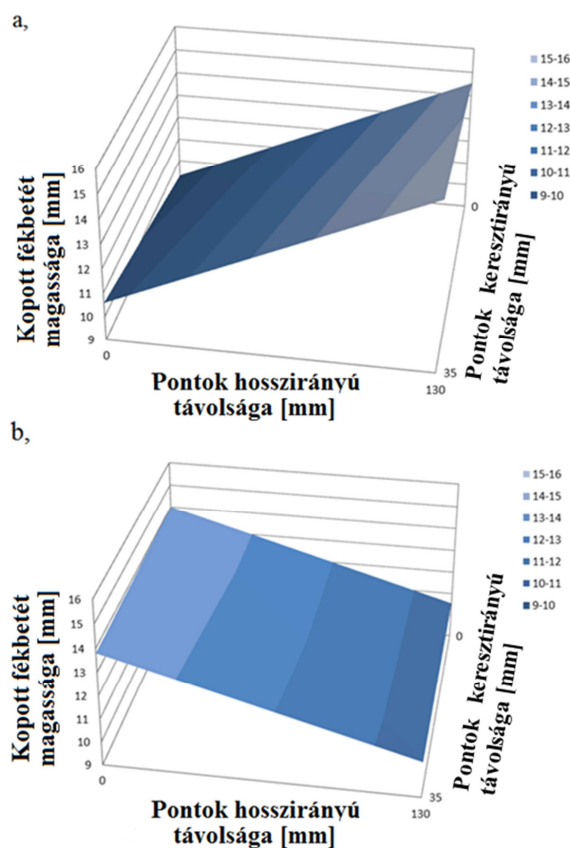
Valós mérések igazolták (54/a ábra), hogy nem megfelelő dugattyúátmérők alkalmazása során a fékbetét ferdén kopik, ami csökkenti a fékbetét élettartamát. A 54/b ábra olyan fékbetétet mutat, amely a nem megfelelően kiválasztott dugattyúátmérők miatt ferdén kopott. A vizsgálat során

egy Mitsubishi EVO 9 gépjárművel megközelítőleg 200 km-t tettem meg, száraz körülmények között. A vizsgálat során felcseréltem a gépjármű jobb és baloldali féknyergét, így megvizsgálva az optimálistól eltérő dugattyúk pozícióját, ahol a nagyobb dugattyú a forgásirány szerinti első helyen, míg a kisebb dugattyúk a forgásirány szerinti 2 illetve 3 helyen található.



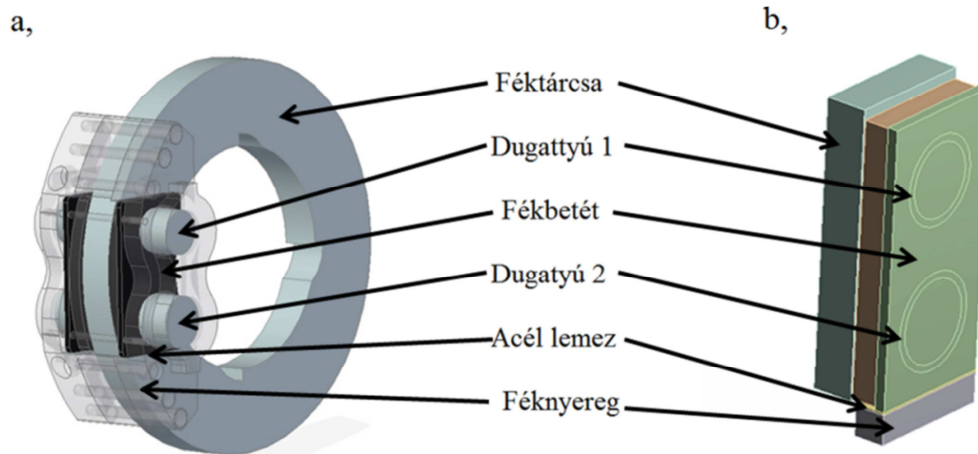
54. ábra A fékbetét vizsgálata: a) fékbetét kopásának mérése, b) Ferdén kopott fékbetétek

A mérés során meghatároztam, hogy milyen mértékű kopást szenvedett a féknyeregben lévő egyik és másik fékbetét. A fékbetétek elhelyezkedésétől függően más szögben koptak a fékbetétek a terhelés hatására. Abban az esetben, amikor a fékbetét a külső oldalon van (kerék felőli oldal), a féknyereg kinyílása nagyobb, a fékbetét kopása egyenlőtlenebb (55/a, ábra). Abban az esetben, amikor a fékbetét a csonkállvány felőli oldalon van (féknyereg belső fele), a féknyereg kinyílása kisebb, ezért ott a fékbetét kopása egyenletesebb (55/b ábra).



55. ábra Adott fékbetétnél megváltozott geometria mérése: a, féknyereg külső felén lévő fékbetét; b, féknyereg belső felén lévő fékbetét

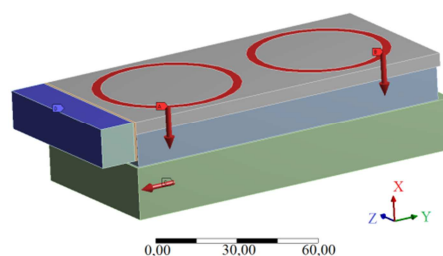
A négydugattyús féknyereg optimális dugattyúátmérő-arányának meghatározására egyszerűsített modellt alkalmaztam, amely nem egy komplex fékrendszert vizsgál, hanem annak csak egy részét. (56/a ábra) A modellben csak a fékbetét és annak környezetét vizsgáltam: féktárcsa, féktárcsa, féknyereg kopásálló lemez, dugattyúk (56/b ábra). A dugattyúknál megkülönböztettem a forgásirány szerinti első (Dugattyú 1, D1) és utolsó dugattyút (Dugattyú 2, D2).



56. ábra Egyszerűsített modell: a) a vizsgált rész helyzete a teljes modellhez képest, b) a vizsgálat során használt modell

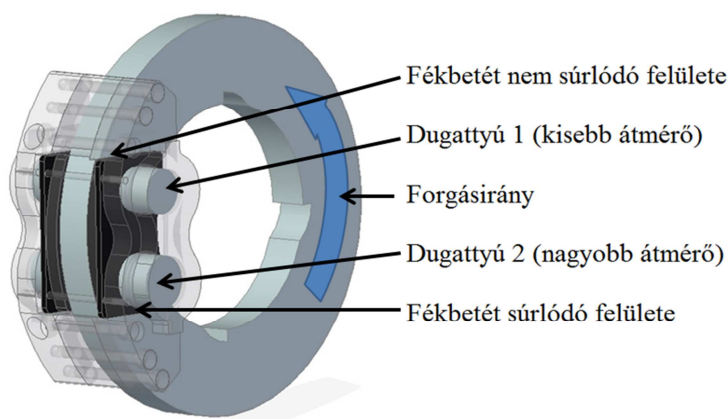
A vizsgálat során egyszerűsítettem a fékbetét geometriáját, és egy általános modellt vizsgáltam. A vizsgálat során alkalmazott fékbetét súrlódófelülete 63×130 mm volt, míg a súrlódó réteg vastagsága 13 mm. A modellezés során egy új (nem kopott) fékbetétet alkalmaztam, hogy meghatározzam kezdeti állapotban az optimális dugattyúátmérőt. A fékbetét nyomólapjának mérete 65×132 mm volt, vastagsága 5 mm.

A vizsgálati modellben alkalmazott fékbetétet két dugattyú nyomta a féktárcsához. A modellben a dugattyúknak csak a felfekvő felületét modelleztem, amelyek nyomásközéppontja a fékbetét hosszának 25%-ánál, illetve 75%-ánál volt. Így az első dugattyú a fékbetét nyomólapjának szélétől 33 mm-re található, és a két dugattyú közötti távolság 66 mm volt. A dugattyúk nyomásközéppontja a fékbetét nyomólapjának hosszanti szimmetriatengelyén helyezkedett el. A vizsgálat során 15 MPa terhelőnyomást alkalmaztam. A vizsgálat során modellezett dugattyúk falvastagsága 3,5 mm volt. A féktárcsa mozgásának hatását úgy modelleztem, hogy a féktárcsa egyszerűsített modelljének alsó síkján definiáltam a féknyereg irányába mutató elmozdulást; az elmozdulás értéke 1 mm volt (57. ábra).



57. ábra A modellezés során alkalmazott kényszerek és terhelések

A két dugattyú átmérőjének arányát változtattam, hogy meghatározzam az optimális konstrukciót, ahol a fékbetét egyenletesen kopik, és így hosszabb élettartam érhető el. A féknyeregben alkalmazott dugattyúk átmérői eltérnek egymástól, ami abból adódhat, hogy fékezés során a fékbetét egyik fele súrlódik a féknyeregben lévő acéllemezen, míg a fékbetét másik fele nem érintkezik a féknyereggel. Ennek oka, hogy a forgó féktárcsa a féknyereghez nyomja a fékbetét egyik felét, míg a másik fele nem érintkezik a környező alkatrészekkel. Az egyenletes kopás biztosítása érdekében a forgásirány szerinti utolsó dugattyú átmérője nagyobb, hogy a fékezéshez szükséges erő mellett a súrlódási erőt is kompenzálni tudja (58. ábra).



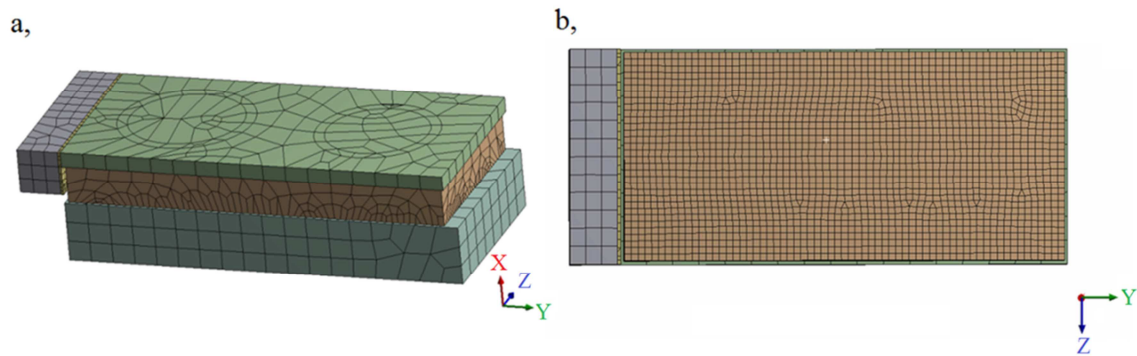
58. ábra A dugattyú átmérők különbségének oka a fékbetét nyomólapjának súrlódása a féknyereg kopásálló lemezén

A vizsgálat során eltérő dugattyúpárosítást alkalmaztam, ahol a forgásirány szerinti első dugattyúk átmérőjét (D1) állandónak vettem, a forgásirány szerinti utolsó dugattyú (D2) átmérőjét változtattam (10. táblázat). A szimuláció során 32 mm és 44 mm átmérő között vizsgáltam a forgásirány szerinti első dugattyú átmérőjét, míg a forgásirány szerinti utolsó dugattyúk átmérőjét 32 mm és 64 mm között változtattam. A dugattyú átmérőket azért 32 és 64 mm között vizsgáltam, mert a 64 mm átmérőjű dugattyú majdnem teljes szélességében lefedi a fékbetétet, míg 32 mm-nél kisebb dugattyúknál már olyan kicsi a dugattyú által nyomott felület, hogy a tovább csökkentett dugattyúátmérő esetén már nem lehet jó fékteljesítményt elérni.

10. táblázat A modellben meghatározott dugattyúpárosítások

D1 átmérő	Forgás irányszerinti utolsó dugattyú átmérője (D2) [mm]																
	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
32	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
34		34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
36			36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
38				38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
40					40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
42						42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
44							44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64

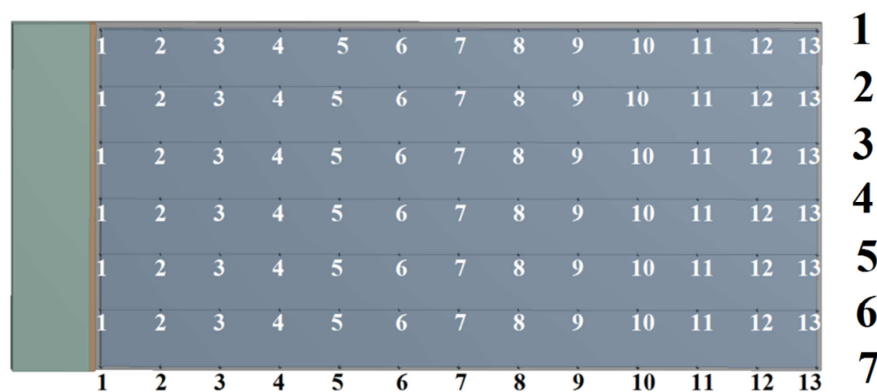
A szimuláció során hexagonális hálózást használtam a teljes modellen (59/a ábra). A fékbetét súrlódófelületének hálózásánál az elemméret 2 mm volt, hogy a vizsgált területen pontosabb eredményt kapjak (59/b ábra). A modell hálózása után 10 898 elemet kaptam, ami 35 535 csomópontot jelent.



59. ábra Vizsgált modell elemeinek hálózása: a) a modellezés során használt hálózás, b) a 2 mm-es elemméretet a vizsgált felületen (fékbetét súrlódófelülete)

A vizsgálat során meghatároztam az egyes elemek kapcsolatát. A fékbetét két része (acél nyomólap, súrlódóanyag), a féknyereg és a kopásálló lemez között ragasztásos kapcsolat van. A modellben két helyen definiáltam súrlódásos kapcsolatot. A fékezés során a fékbetét és a féktárcsa között súrlódásos kapcsolat van, ahol a modellezés során 0,4-es súrlódási tényezőt alkalmaztam, amelyet Yaoqing és mások kutatásai alapján határoztam meg (W. Yaoqing, et al., 2014). A másik olyan hely, ahol két felület súrlódik, az a fékbetét nyomólapja és a féknyeregben lévő kopásálló lemez között jön létre. A vizsgálat során meghatároztam, hogy a fékbetét és a kopásálló lemez közti súrlódási tényező változása (amit befolyásol a korrózió, külső szennyeződések, kopástermékek stb.) milyen hatással van az optimális dugattyúátmérő-arányra. A három eltérő súrlódási tényező hatását vizsgáltam. Az első esetben a súrlódási tényező $\mu = 0,1$ volt, a második esetben $\mu = 0,15$, a harmadik esetben $\mu = 0,2$.

A kutatás során nem vizsgáltam, hogy milyen tényezők hatására változik a fékbetét és a féknyereg lemeze közt a súrlódási tényező. A fékbetét hossza mentén több esetben (7 vonal mentén) vizsgáltam a nyomáeloszlást, és adott konstrukciónál ezeket az eredményeket hasonlítottam össze. Vonalanként 13 pontban határoztam meg a nyomást (60. ábra) különböző dugattyúátméroknel és eltérő súrlódási tényezők esetében (fékbetét és a féktárcsa között).



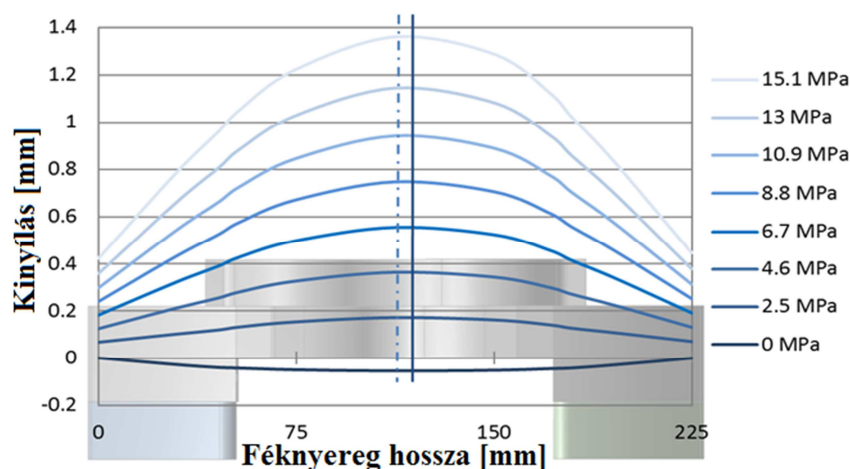
60. ábra Az optimalizálás során vizsgált pontok (7 hosszanti vonal mentén 13 pontban) a fékbetét súrlódófelületén

4. EREDMÉNYEK

Az előzőekben bemutatott modellek segítségével meghatároztam a féknyereg megengedhető deformációját, majd eltérő konstrukciónál kerestem az optimális dugattyúgeometriát, hogy megállapítsam, melyik esetben a legkisebb a dugattyú oldalfalának deformációja. A következő fejezetben a vizsgálatok során kapott eredményeket mutatom be.

4.1. A féknyereg megengedhető kinyílásának meghatározása

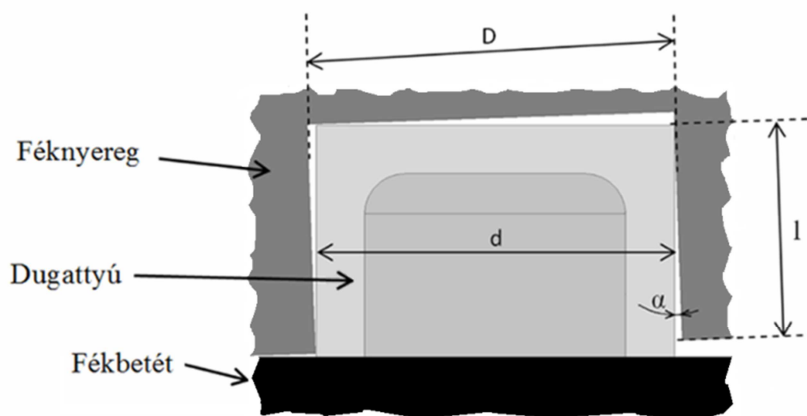
A féknyereg vizsgálata során identifikáltam a modelleket. Az identifikáció során meg tudtam határozni azokat az anyagjellemzőket, melyek mellett a modellek megfelelően közelítik a valóságot. A korrigált anyagjellemzők használatával megvizsgáltam, hogy milyen mértékű a féknyereg deformációja különböző nyomásokon (61. ábra). Az ábrán látható, hogy a vizsgált nyomásértékeken mekkora a féknyereg teljes hosszban számított kinyílása a vizsgált pontokban.



61. ábra. A féknyereg teljes hossza mentén meghatározott aszimmetrikus kinyílás (a maximális kinyílás a 44,5 mm átmérőjű dugattyú fele tolódott, folytonos vonal)

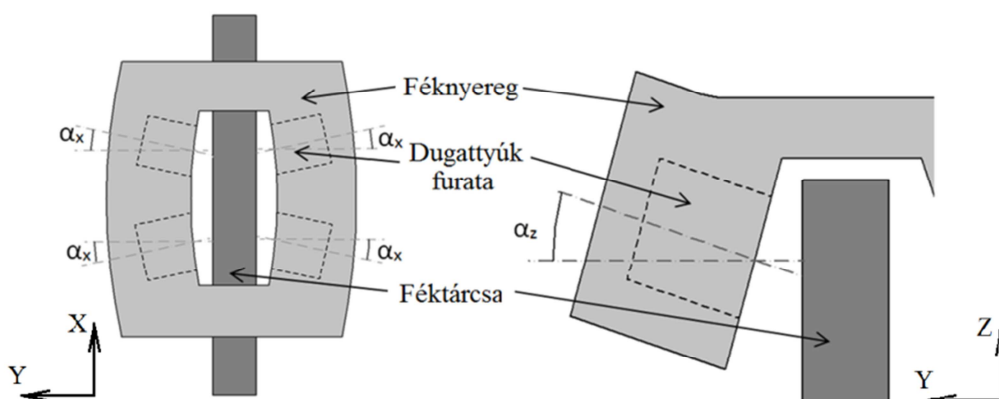
A különböző pontokban vizsgált elmozdulásértékeket megvizsgálva megfigyelhető, hogy a féknyeregben használt eltérő átmérőjű dugattyúk milyen hatással vannak a kinyílásra. A 61. ábrán látható, hogy az eltérő dugattyúátmérők aszimmetrikus kinyílást eredményeznek (szaggatott vonal jelzi a szimetria tengelyt, míg a folytonos vonal a kinyílás maximális értékét). A 44,5 mm átmérőjű dugattyú környezetében nagyobb a kinyílás, mint a 38,1 mm átmérőjű dugattyú környezetében. A 61. ábrán az is megfigyelhető, hogy a terheletlen állapotban a féknyereg két fele nem párhuzamos egymással. A mért keresztmetszetek távolsága kisebb a csavarok előfeszítése miatt. Terhelés hatására a működés során kiegyenlítődik a csavar-előfeszítés által kialakult negatív kinyílás, a két oldal előbb párhuzamos, majd domború lesz, az üzemi nyomás hatására. A terhelés megszűnése után a féknyereg visszatér eredeti helyzetébe.

A féknyereg negatív és pozitív irányú kinyílása hatással van a féknyereg működésére és a fékbetét élettartamára. A féknyereg kinyílása megváltoztatja a féknyeregben lévő dugattyúfuratok szögét (62. ábra), amely kritikus esetben a dugattyú optimális helyzetét is megváltoztatja.



62. ábra A féknyeregben lévő dugattyúfuratok szögváltozása a féknyereg deformációjának hatására

A dugattyúk szögváltozása egyenlőtlen nyomáseloszlást eredményez a fékbetét súrlódófelületén, ami csökkenti a fékterjesztményt, és egyenetlen kopást eredményez. Ahhoz, hogy meg tudjam határozni, hogy az általam készített féknyereg kinyílása és az ebből származó féknyeregben lévő dugattyúfuratok-szögváltozás megfelelő-e, meg kellett vizsgálnom, hogy adott irányban milyen mértékű a szögváltozás. A furatok szögváltozását x és z irányban vizsgáltam (63. ábra).

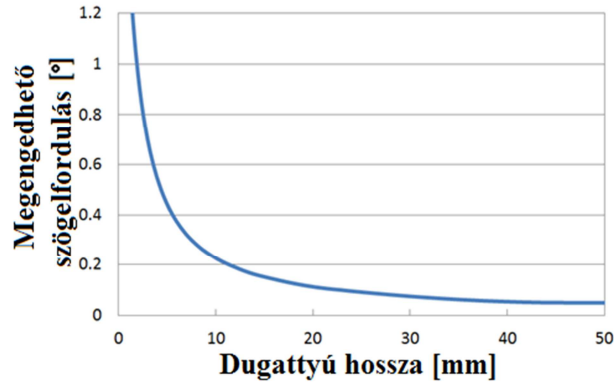


63 ábra. A dugattyúk szögelfordulása x és z irányba

A megengedhető féknyereg kinyílás mértékét az határozza meg, hogy adott deformáció mellett a dugattyú helyzete a működés során megváltozik-e vagy sem. A szögváltozás megengedhető mértékét az befolyásolja, hogy milyen hézaggal illesztjük egymásba a dugattyúkat és a féknyeret, illetve milyen mélyen helyezkedik el a dugattyú a furatban. A (10) összefüggés mutatja meg a kapcsolatot a szög, az átmérők és a hossz között:

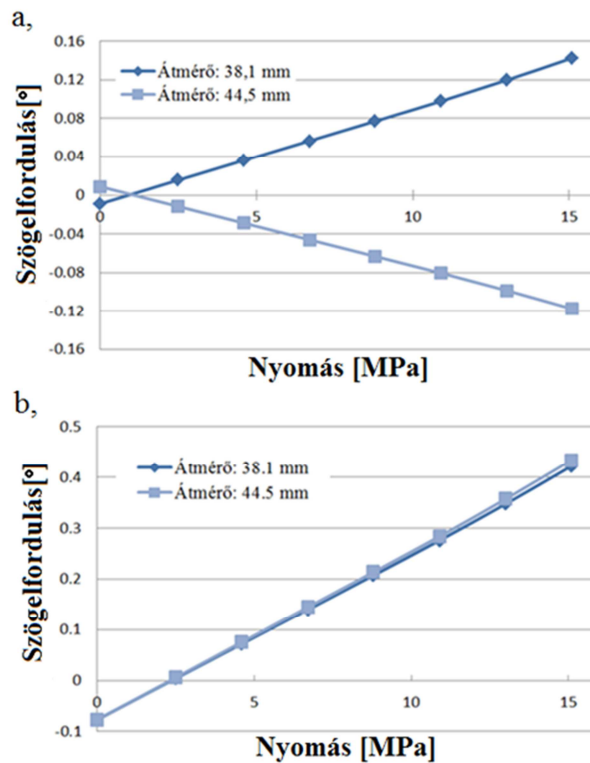
$$\sin \alpha \cdot l = D - \frac{d}{\cos \alpha} \quad (10)$$

ahol α a féknyeregben lévő dugattyúfuratok középvonalának szöge, l a dugattyú féknyereg furatban lévő hossza mm-ben, D a furatátmérő mm-ben, d a dugattyú átmérője mm-ben. Az összefüggés segítségével meghatározható, hogy 0,04 mm játéknál mennyi a megengedhető szögelfordulása a dugattyúnak féknyeregben lévő hossz függvényében (64. ábra).



64. ábra Megengedhető szögelfordulás a hossz függvényében 0,04 mm hézaggal

Az ábrán látható, hogy minél mélyebben van a dugattyú a furatban, annál kisebb deformáció engedhető meg. A vizsgálat szempontjából legrosszabb eset, amikor a fékbetét teljesen új. A fékbetét kopásával a dugattyú egyre kijebb csúszik a furatból, és egyre nagyobb szögváltozás engedhető meg. Az identifikált modell segítségével meghatároztam, hogy az általam vizsgált modellnél mekkora a furatok szögváltozása x irányban (65/a ábra) és z irányban (65/b ábra).

65. ábra A furatok szögváltozása a féknyeregben 1) x irányba és 2) z irányban

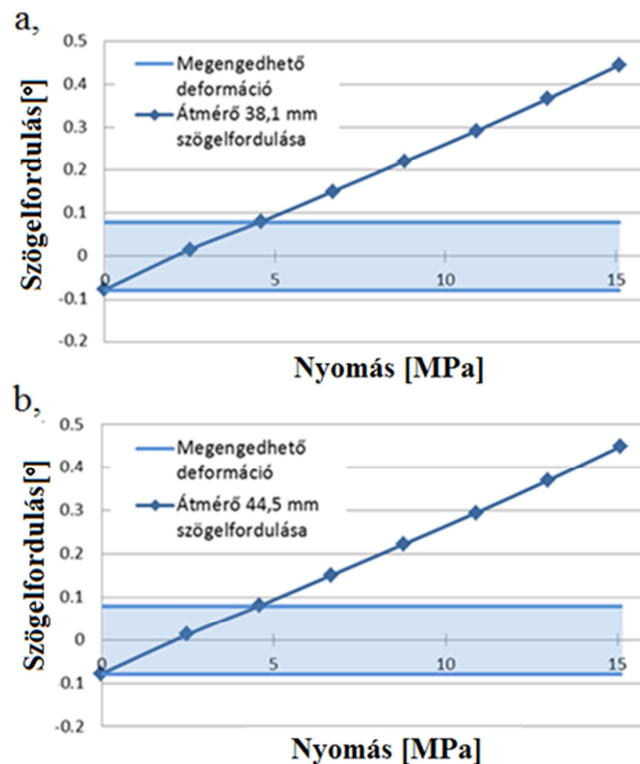
Látható, hogy a csavar-előfeszítés hatással van a dugattyúk szöghelyzetére, mert terheletlen állapotban a furatok elfordulnak egy adott szöggel. Terhelés hatására ez a kezdeti kinyílás kiegyenlítődik, majd a kezdeti iránnyal ellentétes irányba változik a szöghelyzet. Az 61. ábrán látható aszimmetrikus kinyílás az 65. ábrán is megfigyelhető, ahol az x irányú elmozdulásnál eltérő mértékben változik a 38,1 mm és 44,5 mm átmérőjű dugattyúfuratok helyzete, a z irányú szögváltozás pedig megegyezik mind a két dugattyúfuratnál.

Az x és z irányú elmozdulásokból a (11) összefüggés segítségével meghatározható, hogy mekkora az abszolút szögváltozás a két dugattyúnál:

$$\alpha = \arccos \frac{\sqrt{x^2+z^2}}{s}, \quad (11)$$

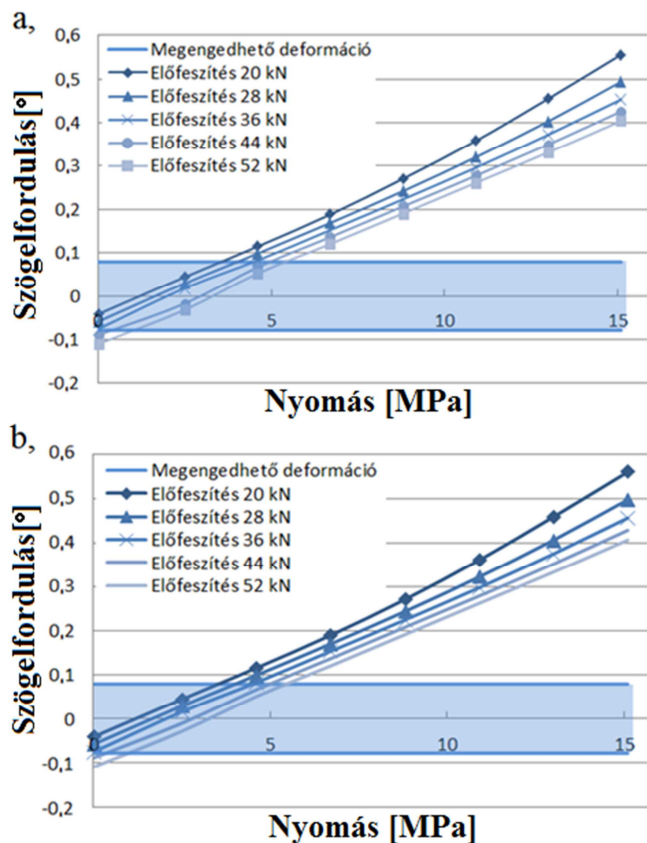
ahol α a furatok középvonalának szöge, s a furat mélysége mm-ben, x a x irányú elmozdulás mm-ben, z a z irányú elmozdulás mm-ben.

Az általam vizsgált féknyereg 29 mm mély furatokkal készült. A 66. ábra mutatja a csavarok előfeszítéséből és a terhelésből adódó furatok középvonalának szögelfordulását. A 66. ábra alapján megállapítható, hogy a csavarok előfeszítése terheletlen állapotban nagymértékű negatív kinyírást okoz, és 4,56 MPa terhelésnél mind a két féknyeregben lévő dugattyúfuratnál a féknyereg kinyírása meghaladja a féknyereg megengedhető kinyírást.



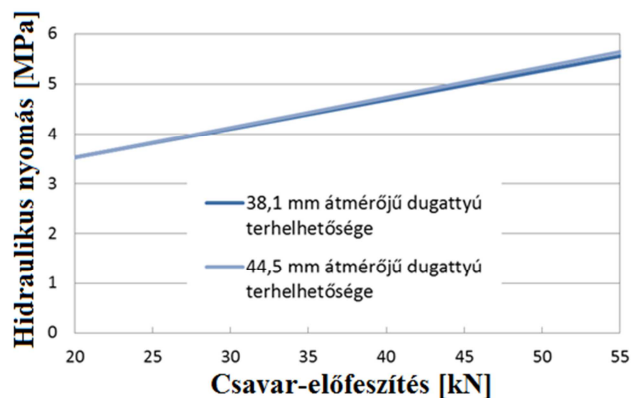
66. ábra A dugattyú furatának megengedhető kinyírása az általam vizsgált modell esetében

Látható, hogy a csavarok előfeszítése hatással van a féknyereg kinyíráására. A 66. ábra alapján megállapítható, hogy mekkora üzemi nyomásnál haladja meg a féknyereg kinyírása (azon belül a furatok szögelfordulása) a megengedhető értéket, amikor a furatok kimozdítják optimális helyzetükből a dugattyúkat. A továbbiakban megvizsgáltam, hogy a különböző csavaroknál és eltérő súrlódási tényezőket feltételezve az előírt meghúzási nyomatékból adódó előfeszítés milyen hatással van a féknyereg deformációjára. A vizsgálat során a csavarok előfeszítése 20 kN és 52 kN között változott, amely megfelel az M10 10.9 csavarok szabványos előfeszítésének. A 67/a ábra a 38,1 mm átmérőjű dugattyúnál mutatja a féknyereg dugattyúfuratának szögelfordulását eltérő csavar-előfeszítéseknél. A 67/b ábra a 44,5 mm átmérőjű dugattyú esetén mutatja a féknyereg dugattyúfuratának szögelfordulását eltérő csavar-előfeszítésekre.



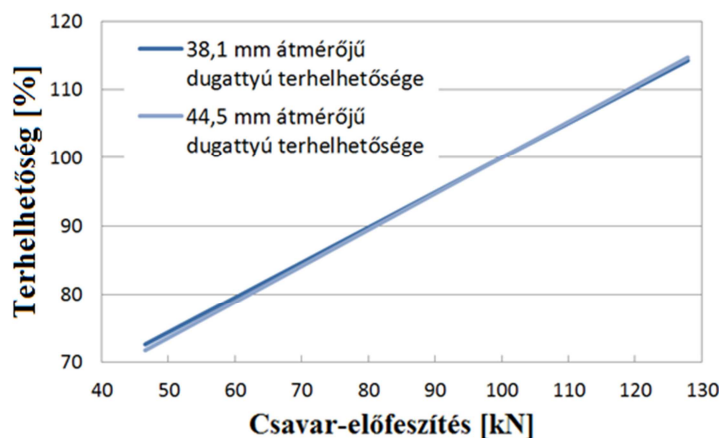
67. ábra Dugattyúfuratok szögelfordulása a csavar-előfeszítés hatására: a) a 38,1 mm átmérőjű dugattyú deformációja; b) a 44,5 mm átmérőjű dugattyú a deformációja

A 67. ábra alapján megállapítható, hogy a csavarok előfeszítése kihat a féknyereg terhelhetőségére, vagyis milyen terheléseknél lesz kritikus a féknyereg dugattyúfuratainak szögelfordulása. Minél nagyobb a csavar-előfeszítés, annál nagyobb nyomás alkalmazható a fékrendszerben. A csavar előfeszítése addig növelhető, ameddig a féknyeregben lévő dugattyúfuratok szögelfordulása nem haladja meg a megengedhető szögelfordulást terheletlen állapotban, illetve amíg a terhelés hatására a csavar folyáshatárát nem haladja meg a keletkezett feszültség. A 68. ábra azt mutatja meg, hogy a csavar-előfeszítés növelésével mekkora terhelhetőség-növekedés érhető el a féknyereg esetében.



68. ábra A féknyereg terhelhetősége a csavar-előfeszítésének függvényében

A diagram alapján megállapítható, hogy a féknyereg terhelhetősége 0,6 MPa nyomással növekszik 10 kN-onként. Százalékosan kifejezve, ha 10%-kal változtatom a csavarok előfeszítését, akkor a féknyereg terhelhetősége átlagosan 5,2%-kal változik (69. ábra).



69. ábra A féknyereg terhelhetősége a csavar-előfeszítés függvényében

A vizsgálat során megállapítottam, hogy a féknyereg terhelhetősége növelhető a csavar-előfeszítés növelésével mindaddig, amíg terheletlen állapotban a furatok szögelfordulása nem haladja meg a megengedhető szögelfordulást. Abban az esetben, amikor a szögelfordulás terheletlen állapotban meghaladja a megengedhető szögelfordulás mértékét, a fékbetéten kis üzemi nyomáson ferde kopás következik be. Az optimális csavar-előfeszítő erő az, amikor terheletlen állapotban a szögelfordulás éppen nem haladja meg a megengedhető szögelfordulás mértékét.

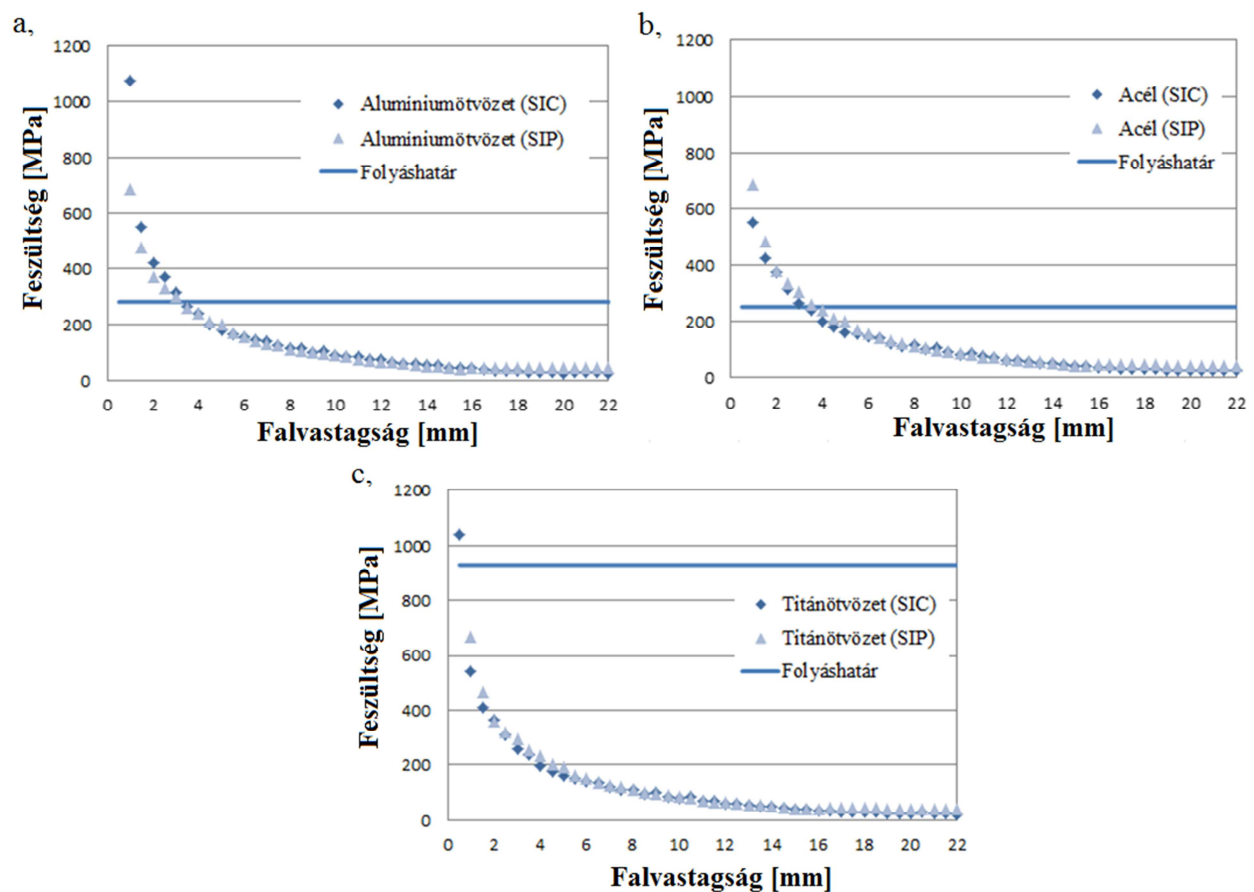
4.2. Optimális dugattyúgeometria meghatározása

4.2.1 Optimális dugattyú falvastagság meghatározása

A fékrendszerek megfelelő működése szempontjából nem csak a féknyereg káros kinyílását kell kerülni, hanem olyan dugattyúkat kell alkalmazni, amelyek az üzemi nyomás hatására sem szenvednek nagymértékű deformációt, amely káros lehet a rendszer működésére.

A dugattyú furathelyzetének meghatározása után megvizsgáltam, hogy terhelt állapotban milyen feszültségállapot alakul ki a dugattyúban és a hidraulikus nyomás hatására milyen mértékű deformációt szenved a dugattyú oldalfala. A vizsgálat során a tömítőgyűrű helyzetének hatását is vizsgáltam a deformációra.

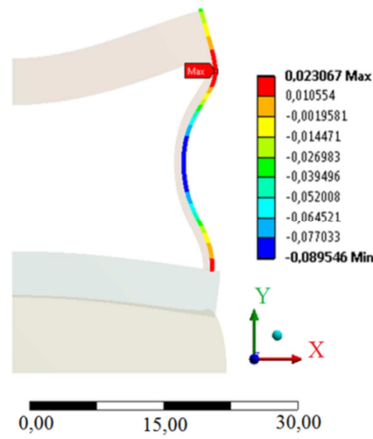
Az egyes dugattyúknál a terhelés hatására (15 MPa) kialakuló feszültségértékeket jelentősen befolyásolja a tömítőgyűrű helyzete és a dugattyú falvastagsága. Az eredmények azt mutatják, hogy kis falvastagságnál, ha a tömítőgyűrű a féknyeregben van, akkor a feszültség értékek kétszer akkorák (0,5 mm-es falvastagságnál), mint amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van elhelyezve. A dugattyú-falvastagságok növelésével a feszültségek kiegyenlítődnek, és a folyáshatár közelében a két esetben hasonló eredményt kaptam. A 70. ábra mutatja, hogy adott anyagnál mely falvastagságoknál haladja meg a feszültség az anyagra jellemző folyáshatárt.



70. ábra Adott esetben kialakult feszültségek a falvastagság függvényében: a) ötvözött alumínium, b) acél, c) ötvözött titán

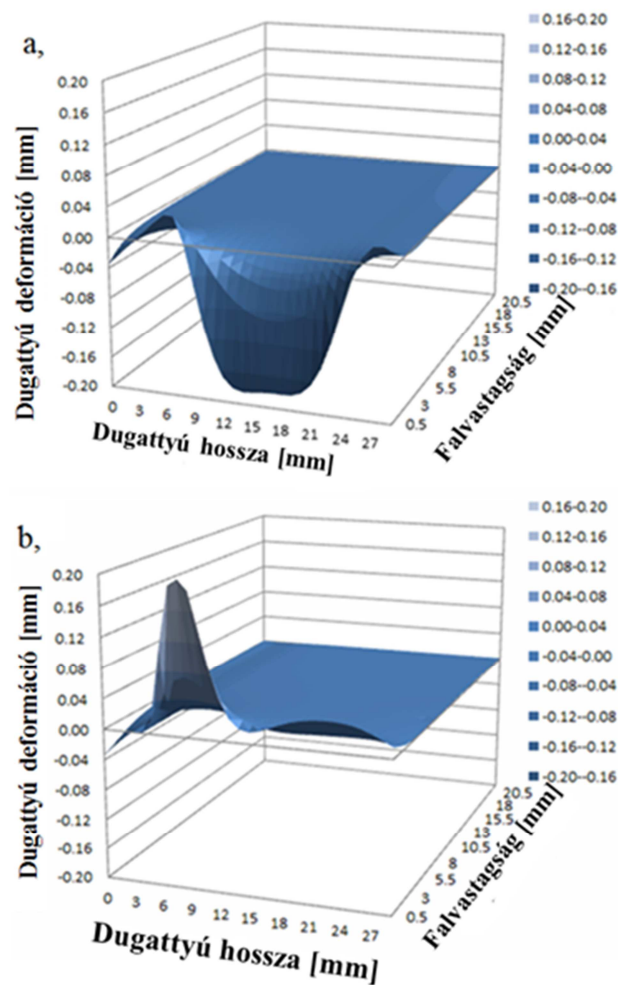
Az 70. ábrán látható, hogy a falvastagság növelésével nem tapasztalunk jelentős eltérést sem a féknyeregben, sem a dugattyúban történő tömítés esetén. A diagramokból látszik, hogy kis falvastagságoknál a feszültség majdnem minden konstrukciónál meghaladja az adott anyagra jellemző folyáshatárt. Az eredmények alapján megállapítható, hogy alumíniumötvözet (AlZn4.5Mg1) dugattyúknál, ha a féknyeregben van a tömítőgyűrű, akkor 2,82 mm falvastagságú dugattyút kell alkalmazni ($\sigma = 280$ MPa), ha a tömítőgyűrű a dugattyún van, akkor 3,18 mm falvastagságú dugattyút kell alkalmazni ($\sigma = 280$ MPa). Acél (S235JRH) dugattyúknál, ha a féknyeregben van a tömítés, akkor 3,19 mm falvastagságú dugattyút kell alkalmazni ($\sigma = 251$ MPa). Abban az esetben, ha a tömítés a dugattyún van, akkor 3,71 mm falvastagságú dugattyút kell alkalmazni ($\sigma = 251$ MPa). Títánötvözet (Ti6Al4V) dugattyúnál, ha a tömítés a féknyeregben van, akkor 0,54 mm falvastagságú dugattyút alkalmazhatunk ($\sigma = 930$ MPa), ha a tömítőgyűrű a dugattyún van, akkor 0,88 mm falvastagságú dugattyú is megfelelő ($\sigma = 930$ MPa). Az előzőekben meghatározott eredmények 44 mm átmérőjű és 29 mm hosszú dugattyú esetén igazak.

A feszültségek meghatározása után a szimuláció segítségével meghatároztam a dugattyúk oldalfalának deformációját terhelés hatására. Az első esetben a dugattyú homlok- és palástfelületén is hat az üzemi nyomás, míg a második esetben az üzemi nyomás a homlokfelületen és csak részben a palástfelületen hat. A dugattyú oldalfal-deformációjának (71. ábra) meghatározása a biztonságos működés szempontjából fontos, mert egyes konstrukciók csökkentik a fékszerkezet hatékonyságát, kritikus esetben működésképtelenséget okoznak.



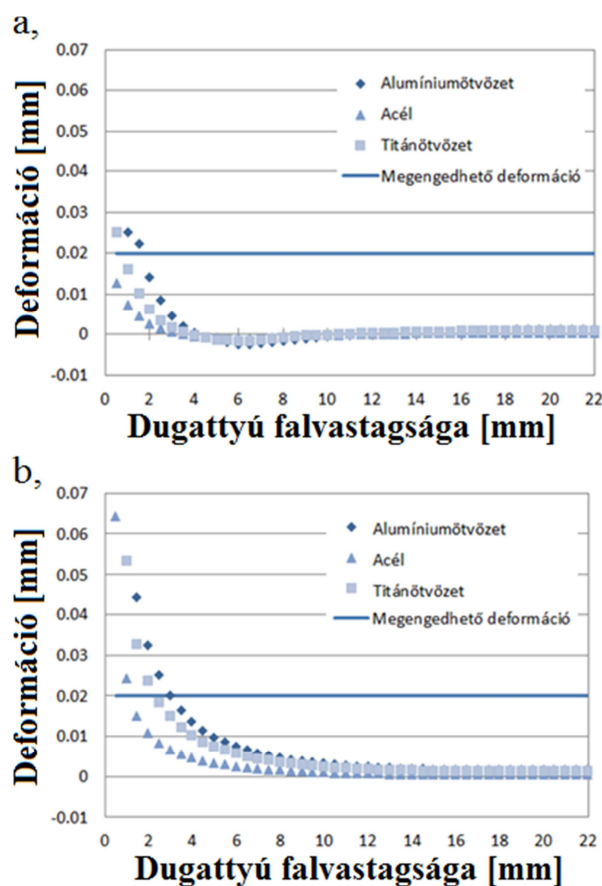
71. ábra Alumíniumötvözet dugattyú oldalfalának deformációja 1 mm-es dugattyúfal esetében (a képen látott deformáció 5-szörös nagyításban látható)

A 72. ábra azt mutatja, hogy a falvastagság függvényében hogyan deformálódik a dugattyú az oldalfal teljes hosszában, amikor a tömítőgyűrűk különböző helyen (SIP, SIC) vannak.



72. ábra A dugattyú oldalfalának deformációja a falvastagság függvényében: a) amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, b) a tömítőgyűrű a dugattyúban van (dugattyúátmérő 44 mm)

A 72/a ábrán látható, hogy kis falvastagságoknál az oldalfalára ható nyomás (15 MPa) a dugattyú belseje felé nyomja a dugattyú oldalfalát, jelentős deformációt hozva létre (negatív irányú deformáció). A falvastagság növelésével csökken a dugattyú oldalfal-deformációjának mértéke, tömör dugattyúnál a deformáció elhanyagolható. A 72/b. ábrán látható, hogy a dugattyú oldalfalának deformációja kedvezőtlen irányba történik (pozitív irányú deformáció), vagyis a dugattyú oldalfala és a furat között terhelés hatására csökken az illesztési hézag. Ebben az esetben is csökken az oldalfal deformációja a falvastagság növelésével. Tömör dugattyúnál itt sem tapasztalható jelentős deformáció. A terhelés hatására a dugattyúk deformációjának megengedhető mértékét az határozza meg, hogy milyen illesztést alkalmazunk a dugattyú és annak furata között. Műszaki gyakorlatban az ilyen esetekben 0.04 mm-es különbség van a furat és a dugattyú között (Carvill J., 1993), ami H7/g6 illesztésnek felel meg. A 73/a ábrán látható, hogy falvastagság függvényében milyen mértékben deformálódik a dugattyú oldalfala, ha a tömítés a féknyeregben van. A 73/b ábrán látható, hogyha a dugattyúban van a tömítés, akkor milyen mértékű lesz a dugattyú oldalfalának deformációja. Az ábrán 0,04 mm illesztéssel szerelt dugattyúk megengedhető oldalankénti deformációja van jelölve, ami oldalanként 0,02 mm-t jelent. Ez az illesztés 44 mm átmérőjű dugattyú alkalmazásánál áll fenn.

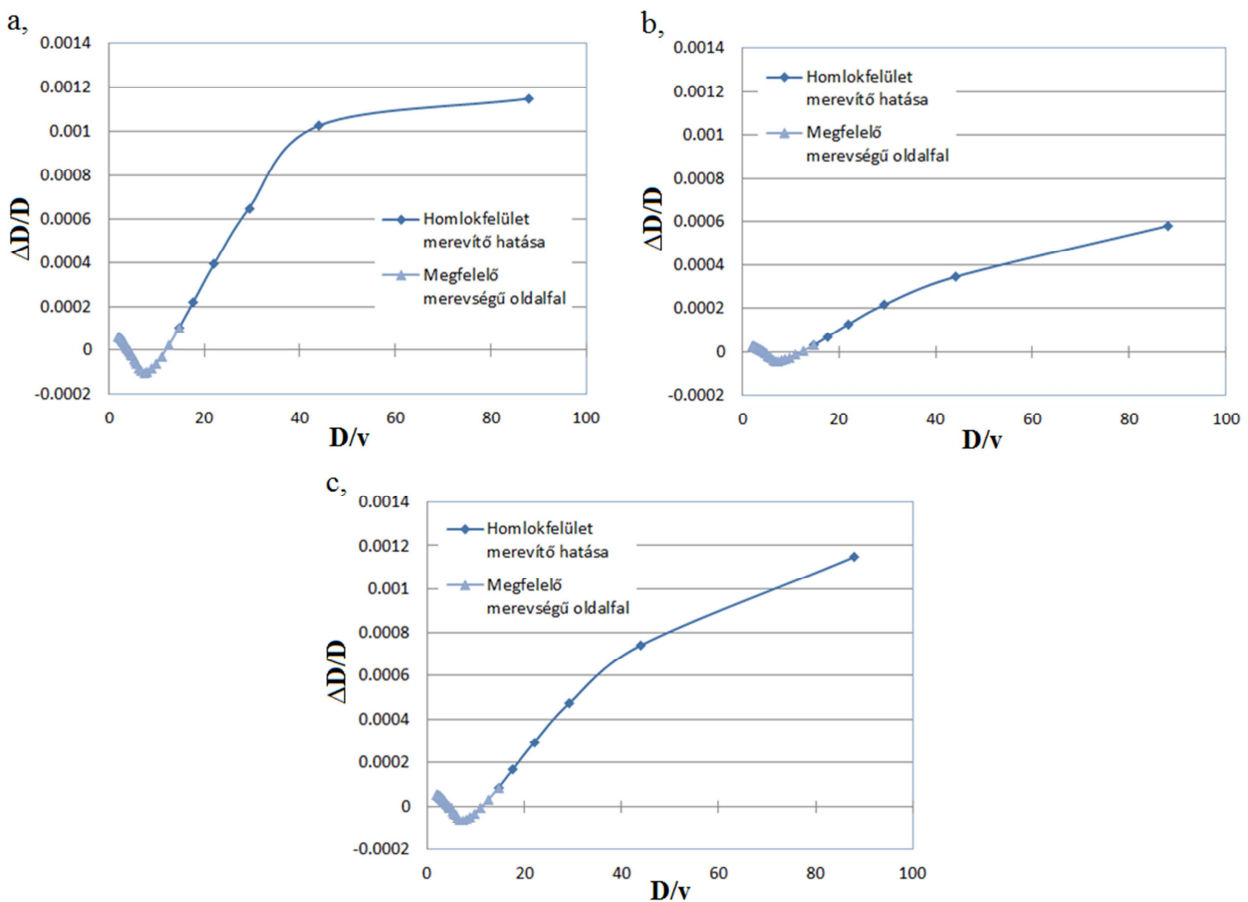


73. ábra A dugattyúk oldalfalának legnagyobb deformációja: a) tömítés a féknyeregben van, b) tömítés a dugattyún van

A 73/a ábrán látszik, hogy ha a tömítés a féknyeregben van, akkor alumíniumötvözetnél 1,19 mm (deformáció = 0,02 mm), acéldugattyúnál 0,15 mm (deformáció = 0,02 mm), míg titánötvözetnél 0,80 mm (deformáció = 0,02 mm) falvastagságú dugattyút kell alkalmazni, hogy a deformáció értéke ne haladja meg az illesztési hézag mértékét. Abban az esetben, ha a tömítés a dugattyúban van (73/b ábra), akkor alumíniumötvözetnél 3,12 mm (deformáció = 0,02 mm), acélnál 1,38 mm (deformáció = 0,02 mm), míg titánötvözet dugattyúnál 2,38 mm (deformáció = 0,02

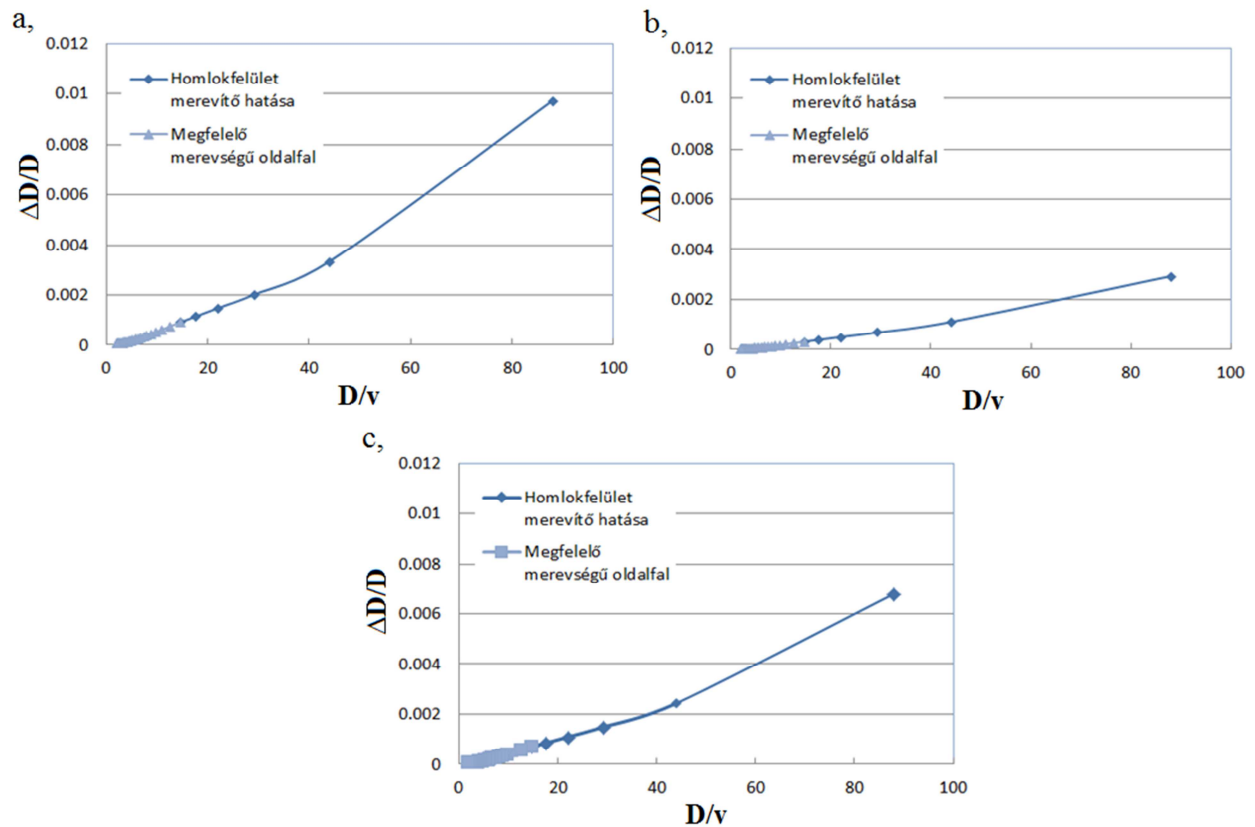
mm) falvastagságú dugattyút kell alkalmazni. Az előzőekben meghatározott falvastagságok azt a minimális vastagságot jelölik, amikor a dugattyú éppen beszorul a furatba. Az eredmények 44 mm átmérőjű és 29 mm hosszú dugattyú esetén értendők.

A deformációvizsgálat során meghatároztam, hogy milyen falvastagságoknál megfelelő a dugattyú oldalfalmerevsége (kis deformáció), és milyen falvastagságoknál hangsúlyosabb a homlokfelület merevítőhatása, továbbá, hogy a dugattyú oldalfalának deformációja milyen mértékben változik a falvastagság függvényében. Mindkét konstrukció mindhárom anyagánál meghatározható egy határgörbe, amely alapján megállapítható, hogy milyen falvastagságoknál megfelelő a dugattyú oldalfalának merevsége, és mikor jellemző a dugattyú homlokfalának merevítőhatása. A 68. ábra azt mutatja, hogyan változik a dugattyú deformációja a falvastagság függvényében, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van. A kutatás során létrehoztam a $\Delta D/D$ és a D/v viszonyszámot, ahol ΔD a deformálódott átmérő, D az eredeti átmérő, v pedig a falvastagság. A 74/a ábra alumíniumötvözet, a 74/b ábra acél, a 74/c ábra titánötvözet esetén mutatja a deformáció és a falvastagság összefüggését.



74. ábra A dugattyú oldalfalának merevsége, ha tömítőgyűrű a féknyeregben van: a) alumínium-ötvözet, b) acél, c) titánötvözet

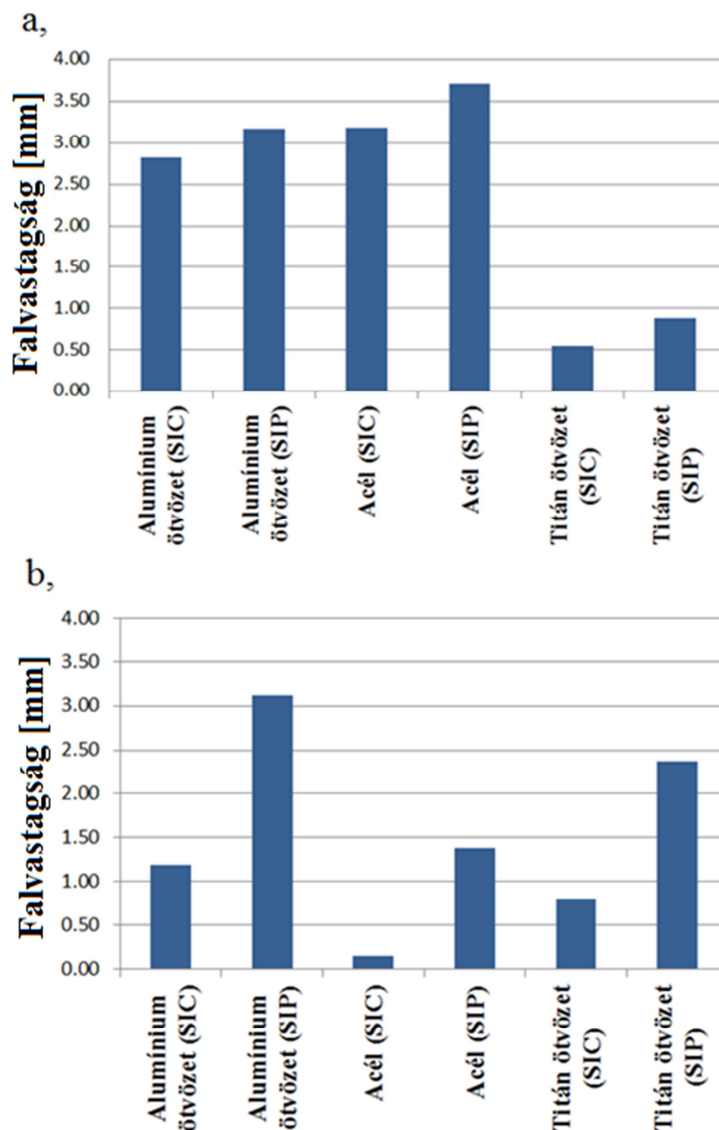
A 75. ábra azt az esetet mutatja, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van (a, ötvözött alumínium; b, acél; c, ötvözött titán).



75. ábra A dugattyú oldalfalának merevsége, ha tömítőgyűrű a dugattyúban van: a) alumínium-ötvözet, b) acél, c) titánötvözet

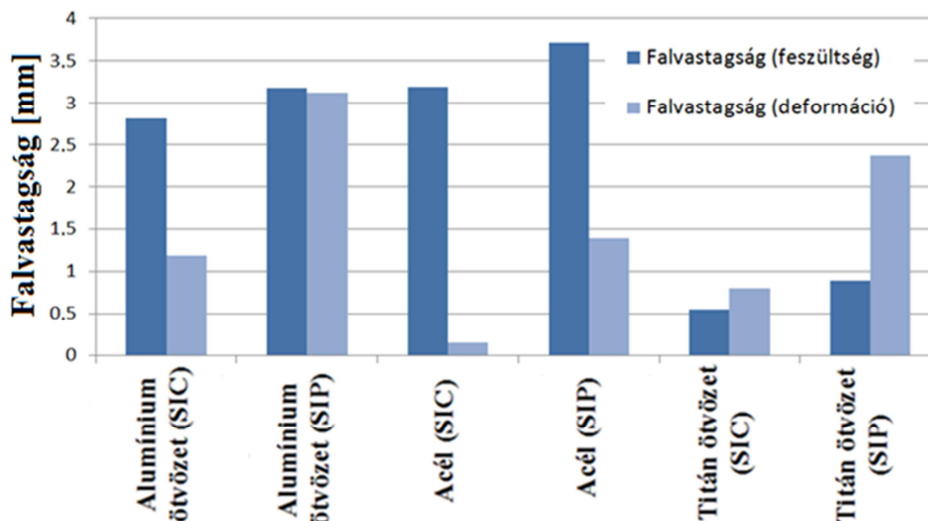
Az ábrán látható görbéknek két elkülöníthető szakasza van. A különböző viselkedés két különböző hatás dominanciáját jelzi. A két szakasz két függvénnyel közelíthető. A két függvény illeszkedési pontjában található az átmeneti pont, ahol a falvastagság csökkenésével az oldalfal merevsége relatíve lecsökken, és a homlokfelület merevítőhatása egyre jobban kezd érvényesülni. A függvények alapján megállapítható, hogy minden esetben megközelítőleg 3 mm-nél kisebb falvastagságnál lesz meghatározóbb a dugattyú homlokfelületének merevítő hatása.

A feszültségek és deformációk vizsgálata után meghatároztam, hogy mely tényezők befolyásolják meg a szükséges falvastagságot. A 76/a ábra azt mutatja, hogy adott anyagnál és konstrukciónál a feszültség függvényében milyen falvastagságú dugattyút kell alkalmazni. A 76/b ábra azt mutatja, hogy 0,04 mm illesztésnél (dugattyúátmérő: 44 mm) a különböző konstrukciónál milyen falvastagságú dugattyúkat alkalmazunk.



76. ábra Szükséges falvastagságok meghatározása: a) feszültségekből adódó legkisebb falvastagság; b) oldalfal deformációjából adódó legkisebb falvastagság (Seal in caliper = SIC, Seal in piston = SIP)

A 77. ábrán látható, hogy a feszültségre és a deformációra kapott eredmények alapján melyik az a legkisebb falvastagság, amelyet alkalmazhatok a dugattyúk esetében. Legtöbbször a falvastagság szempontjából a feszültségértékek a meghatározóak. A legnagyobb eltérés a feszültség- és a deformációértékek által meghatározott falvastagságok között az acéldugattyúknál tapasztalható. A titánötvözet dugattyúknál tapasztalható az, hogy inkább a deformáció értéke határozza meg a dugattyúk falvastagságát.



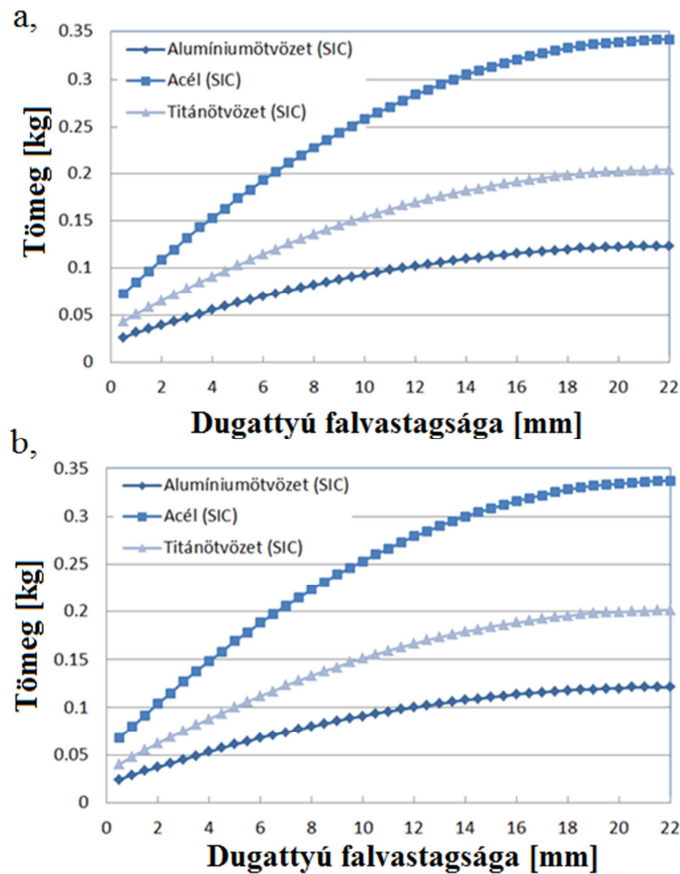
77. ábra A különböző anyagú és konstrukciójú dugattyúk esetén meghatározott szükséges falvastagságok feszültségi és deformációs kritériumok alapján

A 11. táblázat azt mutatja, hogy adott konstrukciónál melyik a legkisebb falvastagság, ami használható a dugattyúknál.

11. táblázat Adott konstrukció esetében alkalmazható legkisebb falvastagságok

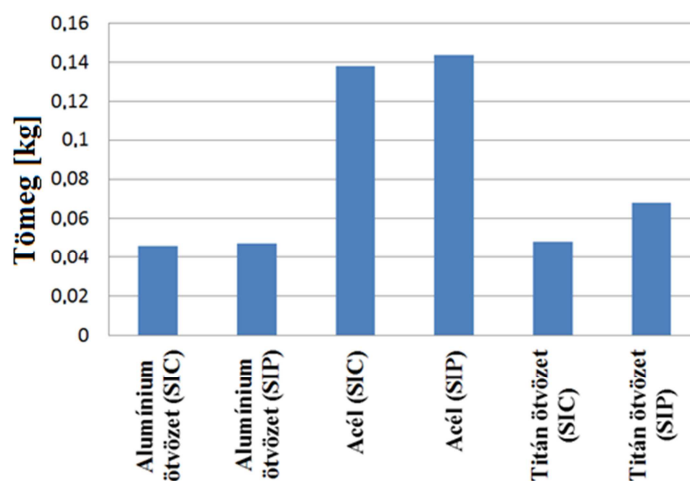
	Tömítőgyűrű a féknyeregben (SIC)	Tömítőgyűrű a dugattyúban (SIP)
Alumíniumötvözet (AlZn4.5Mg1)	2,82 mm	3,18 mm
Acél (S235JRH)	3,19 mm	3,71 mm
Titánötvözet (Ti6Al4V)	0,80 mm	2,38 mm

A vizsgálat során fontos szempont volt, hogy a tömeg a lehető legkisebb legyen. Ezért a különböző anyagú dugattyúkra meghatároztam, hogy a falvastagság függvényében hogyan változik a dugattyúk tömege. A 78/a ábra azt az esetet mutatja, amikor a tömítés a féknyeregben van, a 78/b ábra esetén a tömítés a dugattyúban van. Ebben az esetben a dugattyúban lévő horony elhanyagolható mértékben csökkenti a dugattyú tömegét.



78. ábra A különböző anyagú dugattyúk tömege a falvastagság függvényében: a) Tömítés a féknyeregben van, b) Tömítés a dugattyúban van

A 79. ábra az előzőekben meghatározott szükséges falvastagsághoz tartozó dugattyútömegeket mutatja, ahol megfigyelhető, hogy a rugózatlan tömeg szempontjából az ötvözött alumíniumból készült dugattyú a leginkább megfelelő.



79. ábra Az optimális falvastagsághoz tartozó tömegek az eltérő anyagoknál és különböző konstrukcióknál

Látható, hogy az acéldugattyúk tömege a legnagyobb (féknyeregben történő tömítésnél: 0,138 kg, míg dugattyún történő tömítésnél: 0,144 kg). Az alumínium- és titánötvözetből készült, op-

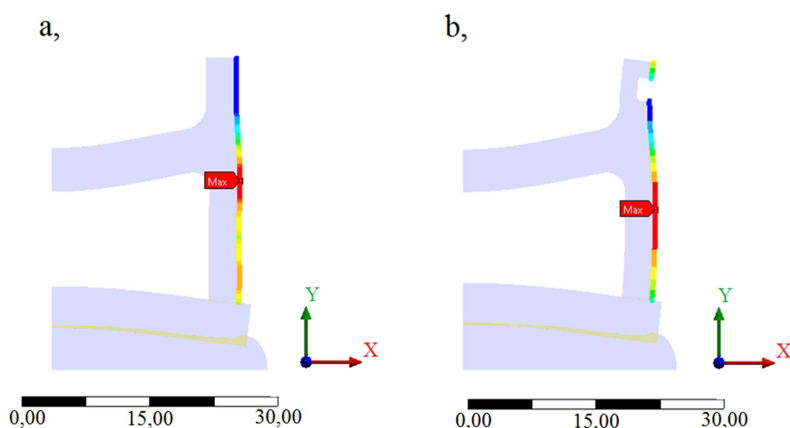
timális falvastagságú dugattyúk tömegei hasonlóak. Titánötvözetből készült dugattyúknál, ha a nyeregben van a tömítés, akkor a tömeg 0,048 kg, ha a dugattyúban van a tömítés, akkor 0,068 kg. A legkisebb tömeg úgy érhető el, ha alumíniumötvözet dugattyúkat alkalmazunk (féknyeregben van a tömítés: 0,046 kg, dugattyúban van a tömítés: 0,047 kg). Alumíniumötvözet dugattyú esetében akkor érhető el a legkisebb tömeg, ha a tömítés a féknyeregben van, így csökkenthető a gépjármű rugózatlan tömege. (12. táblázat)

12. táblázat Adott konstrukció esetében alkalmazható legkisebb falvastagságok

	Tömítőgyűrű a féknyeregben (SIC)	Tömítőgyűrű a dugattyúban (SIP)
Alumíniumötvözet (AlZn4.5Mg1)	0,046 kg	0,047 kg
Acél (S235JRH)	0,138 kg	0,144 kg
Titánötvözet (Ti6Al4V)	0,048 kg	0,068 kg

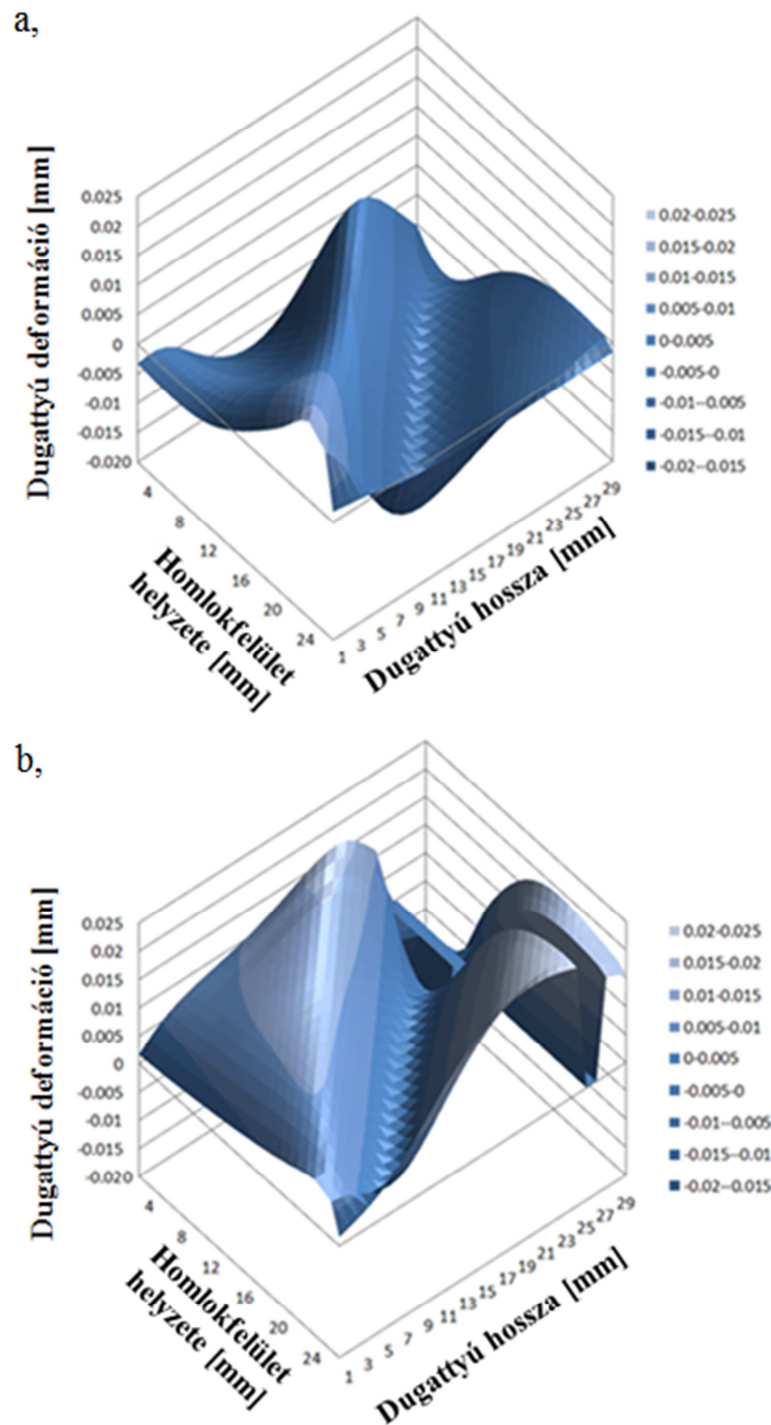
4.2.2 Dugattyú homloklapfelület optimális helyzetének meghatározása

Az előzőekben megvizsgált paraméterek alapján meghatároztam, hogy a tömeg szempontjából az ötvözött alumínium dugattyú alkalmazása ideális, hogy a rugózatlan tömeget csökkentsem. Az előző vizsgálat alapján megállapítható, hogy a dugattyú anyagának az alumíniumötvözet a megfelelő, ezért a további vizsgálatok során alumíniumdugattyút használok, ahol vizsgálom a dugattyú homloklapfelületének helyzetét a dugattyúoldalfal deformációjának függvényében. A vizsgálat során 3,5 mm falvastagságot és 5 mm vastag homloklapfelületet használtam. A dugattyú homloklapfelületének vizsgálata során a két vizsgálatnál (SIP, SIC) kapott eredmények eltérnek egymástól. A 80. ábra ugyanannak a dugattyúnak a deformációját mutatja a két esetben (az ábrák ötszörös nagyításban mutatják a deformációt). A képen látható dugattyú kialakításnál a dugattyú homloklapfelülete 8 mm-re (h) van a dugattyú tetejétől.



80. ábra A dugattyú oldalfalának deformációja, amikor a homloklapfelület 8 mm-re (h) van a dugattyú tetejétől; a) Tömítőgyűrű a féknyeregben (SIC), b) tömítőgyűrű a dugattyúban (SIP)

A dugattyú vizsgált pontjai elmozdulásának mértékét minden esetben megvizsgáltam, és a kapott értékeket diagramban ábrázoltam. A 81/a ábra a dugattyú oldalfalának deformációját mutatja abban az esetben, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van. A másik esetben, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van, a deformáció mértéke nő, és másképpen deformálódik a dugattyú oldalfala (81/b ábra).

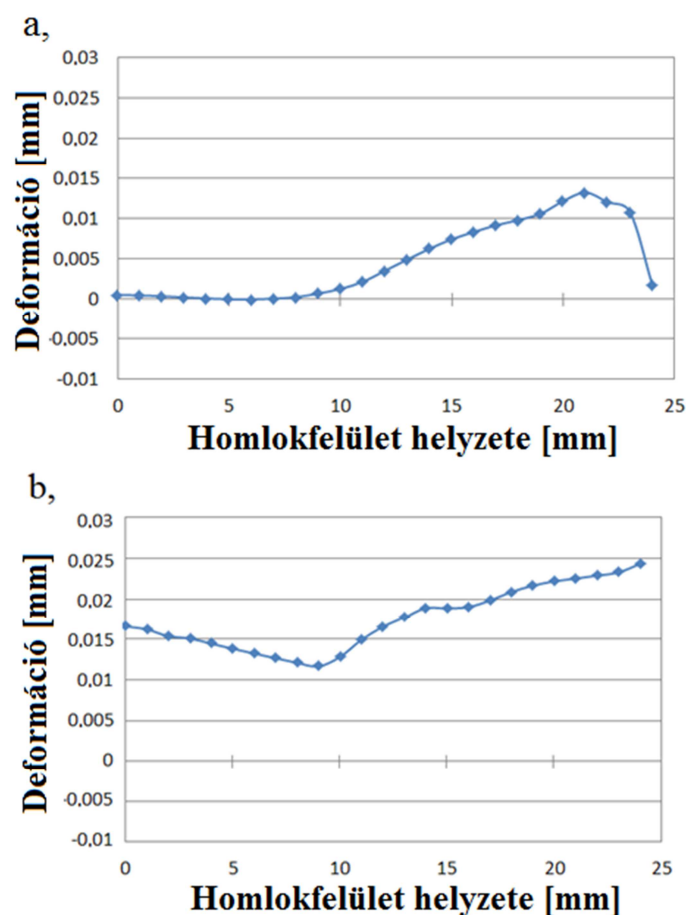


81. ábra A dugattyú oldalfalának deformációja eltérő geometria esetén: a) tömítőgyűrű a féknyeregben van (SIC); b) tömítőgyűrű a dugattyúban van (SIP)

Megvizsgáltam a dugattyúkban keletkezett feszültségeket, de a maximális feszültség egyik esetben sem haladta meg az alumíniumötvözetre jellemző 280 MPa folyáshatárt.

Az eredmények alapján megállapítható, hogy a dugattyúgeometria és a tömítőgyűrű helyzete befolyásolja a dugattyú alakját és a deformáció mértékét terhelés hatására. A dugattyú geometriájának változtatásával minimalizálni lehet a dugattyú oldalfalának deformációját, ami biztonságosabb működést tesz lehetővé, mivel csökkenti annak lehetőségét, hogy a működés során deformálódott dugattyú beszoruljon a féknyeregbe. A vizsgált két konstrukciónál (SIP, SIC) optimalizálni lehet a dugattyú deformációját. Minden esetben meghatároztam a kritikus keresztmetszetet

(ahol a legnagyobb a pozitív x irányú deformáció) és az adott pontok elmozdulását, hogy megtaláljam az optimális dugattyúgeometriát. A 82. ábrán látható az egyes dugattyúgeometriáknál kapott legnagyobb deformációk értéke. Amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, a homloklfelület teljes felületével nyomja a fékbetétet, vagy annak környezetében van, a fékbetét jelentősen befolyásolja a deformáció maximális értékét. Ez a kialakítás nem optimális, ezért a továbbiakban eltekintek ennek vizsgálatától. Az adott konstrukciónál kapott értékek alapján meghatározható egy optimális dugattyúgeometria, ahol a deformáció a legkisebb. A 82/a ábra alapján meghatározható, hogy a legkisebb deformációt abban az esetben kapjuk, ha a homloklfelület $h = 5,6$ mm-re van a dugattyú tetejétől, ennél a konstrukciónál gyakorlatilag nincs pozitív x irányú deformáció (0.000 mm). Abban az esetben, ha a tömítőgyűrű a dugattyúban van (SIP) a deformációértékek nagyobbak (82/b. ábra). Ennél a kialakításnál is létezik egy optimum, ahol a legkisebb a dugattyú oldalfalának deformációja, és megállapítható, hogy a fékbetét kisebb hatással van a deformációra. Az optimális geometriánál a dugattyú homloklfelülete $h = 8,7$ mm-re van a dugattyú tetejétől, ahol a deformáció 0,012 mm.

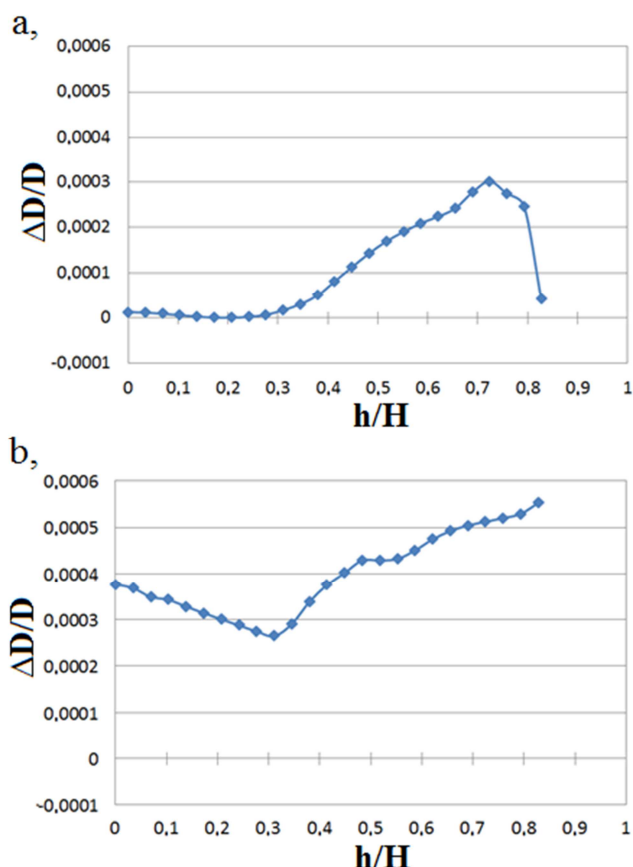


82. ábra Különböző dugattyúkonstrukciók esetében kapott x irányú deformáció: a) tömítés a féknyeregben (SIC); b) tömítés a dugattyúban (SIP)

Az eredmények alapján megállapítható, hogy mindkét konstrukciónál (SIC, SIP) található egy optimum, ahol a legkisebb a dugattyú oldalfalának deformációja. Amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, akkor a nyomás kedvezően hat a deformációra, mert a dugattyú középpontja felé nyomja a dugattyú oldalfalát, vagyis növeli a furat és a dugattyú közti távolságot. A másik esetben nincs ilyen hatás, ott célszerű úgy elhelyezni a dugattyú homloklfelületét, hogy az nagyjából a dugattyúhossz egyharmadánál legyen, így csökkentve a dugattyú oldalfalának hordósodását. A tömítőgyűrű elhelyezkedésének két esetét összehasonlítva, kisebb deformációs értékeket kapunk,

ha a tömítőgyűrűt a féknyeregben helyezük el, mert ennél a kialakításnál a hidraulikus rendszer nyomása hat a dugattyú oldalfalára is.

A vizsgálatok alapján megállapítható, hogy a legkisebb deformációt eltérő konstrukciónál kaptam a tömítőgyűrű helyzetének függvényében. Abban az esetben, ha a tömítőgyűrű a féknyeregben van, akkor a legkisebb a dugattyú oldalfalának deformációja, ha homlokfelület a dugattyú hosszának 20%-ánál van (83/a ábra). Abban az esetben, ha a tömítőgyűrű a dugattyúban van, akkor a legkisebb a deformáció, ha a homlokfelület a dugattyú hosszának 30%-ánál van (83/b ábra).



83. ábra. A dugattyú homlokfelülete optimális helyzetének meghatározása: a) tömítőgyűrű a féknyeregben van, b) tömítőgyűrű a dugattyúban van

Összegzésként elmondható, hogy az optimális dugattyúkonstrukciót jelentősen befolyásolja a fékszerkezetben alkalmazott tömítőgyűrű helyzete. A dugattyú homlokfelületének optimális helyzetét a dugattyú oldalfalának deformációja határozza meg (legkisebb deformáció).

4.3. Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározása

Az előzőekben meghatároztam a féknyereg megengedhető kinyílását, majd meghatároztam a rugózatlan tömeg szempontjából a megfelelő dugattyúanyagot és annak geometriáját. A továbbiakban a fékbetéttel és a fékbetét működésének optimalizálásával foglalkoztam.

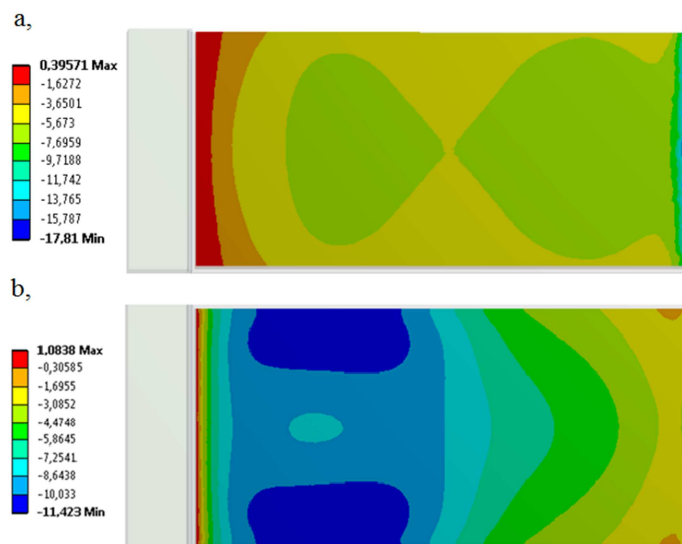
A fékbetéteknél az a cél, hogy a fékbetét súrlódófelületén kialakuló nyomáseloszlás minél egyenletesebb legyen, annak érdekében, hogy a legnagyobb teljesítményt tudjuk kihozni egy adott konstrukcióból, továbbá, hogy növeljük a fékbetét élettartamát (egyenletes kopás). A fékbetétek élettartam növelésének az egyik lehetséges módja, hogy olyan súrlódóanyagokat alkalmazunk, amelyek biztosítják a megfelelő súrlódási tényezőt, és csak kismértékben kopnak.

A másik eset, amikor olyan konstrukciót hozunk létre, ahol biztosítjuk a fékbetétek egyenletes kopását. A fékbetétek élettartama szempontjából fontos a fékbetét egyenletesen kopása, ezért úgy kell meghatározni a féknyeregben lévő dugattyúk geometriáját, hogy azok egyenletes nyomáseloszlást hozzanak létre a fékbetét súrlódófelületén.

A 84/a ábrán a $D1 = 44$ mm (forgás szerinti első dugattyú) és $D2 = 44$ mm (forgásirány szerinti második dugattyú) átmérőjű dugattyúk által létrehozott nyomáseloszlás látható, a 84/b ábrán a $D1 = 64$ mm és $D2 = 34$ mm átmérőjű dugattyúk által létrehozott nyomáseloszlás látható, ahol a fékbetét és a féknyereg közti súrlódási tényező értéke 0,15. Látható, hogy különböző konstrukcióknál más a fékbetét súrlódófelületének nyomáseloszlása.

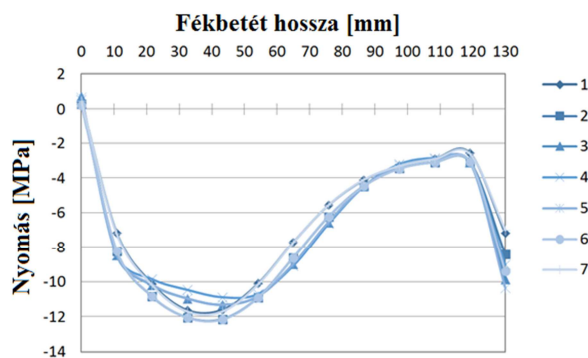
A vizsgálatok során megállapítható, hogy kis átmérőjű dugattyúknál a fékbetét szélei kisebb mértékben vesznek részt a fékezőnyomaték létrehozásában. Amikor a dugattyú átmérője nagy, abban az esetben a dugattyú középső része nem fejt ki elegendő nyomást, ezzel ellentétben a fékbetét szélén kialakuló nyomás nagyobb, mint középen. A dugattyú átmérője hatással van a fékbetét súrlódófelületén kialakuló nyomásra, és a rosszul megválasztott dugattyúátmérők nem megfelelő kopást eredményeznek, ami csökkenti a fékbetét elvárható élettartamát.

A következőkben egy négydugattyús féknyeregnél kerestem azt az optimális dugattyúátmérő-arányt, amely nem okoz ferde fékbetétkopást, vagyis a fékbetétek felületét közel azonos erővel nyomja a két-két dugattyú.



84. ábra Különböző dugattyúátmérőknél kapott nyomáseloszlás a fékbetét súrlódófelületén: a) azonos (44 mm) átmérőjű dugattyúknál kialakuló nyomáseloszlás, b) eltérő (64 mm és 32 mm) átmérőjű dugattyúknál kialakuló nyomáseloszlás

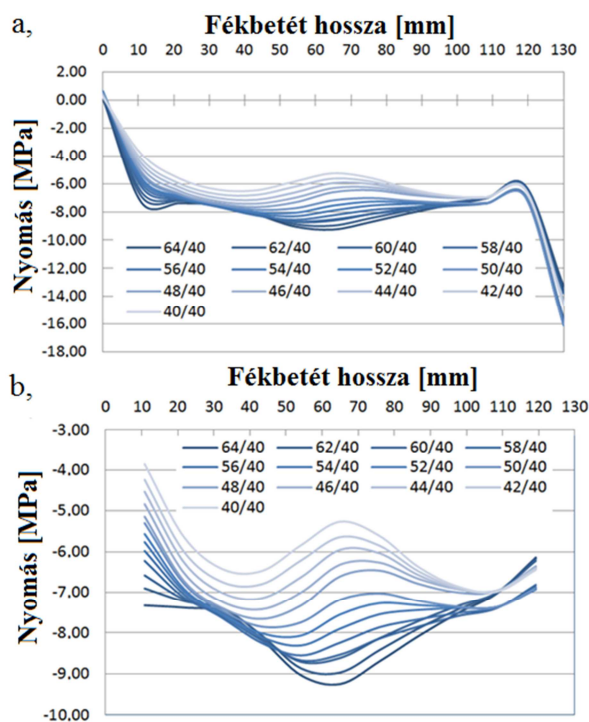
Különböző dugattyúátmérők és súrlódási tényezők alkalmazásánál meghatároztam a fékbetét súrlódófelületén adott vonalak mentén kialakuló nyomásokat, hogy definiáljam az optimális dugattyúátmérő-arányt. A vizsgálat során hét vonal mentén vizsgáltam a nyomáseloszlást (85. ábra).



85. ábra Fékbetét súrlódófelületén kialakuló nyomáseloszlás a vizsgált 7 vonal mentén 64 mm és 32 mm átmérőjű dugattyú esetén

A 85. ábrán az összes vizsgált eloszlás azonos jelleget mutat, így bármelyik vizsgálata a teljes felületet reprezentálja, a szimmetria miatt a jellemző leírásra a szimmetriatengely menti eloszlást választottam. A középvonal mentén kialakuló nyomáseloszlás vizsgálata elegendő volt, hogy meghatározzam a fékbetét és a féknyereg közötti súrlódási tényező hatását az optimális dugattyúátmérekre.

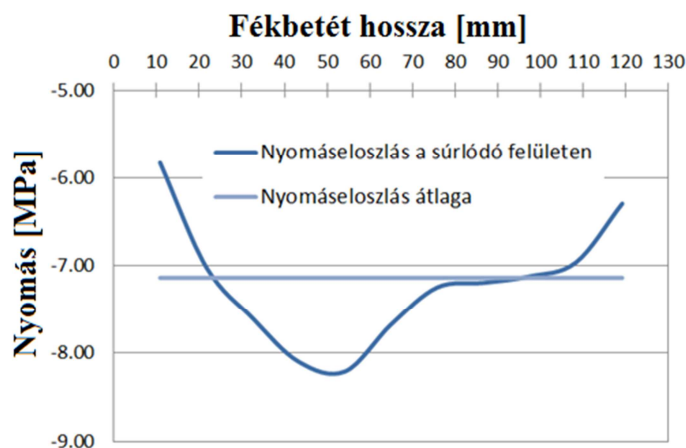
A kutatás során vizsgáltam annak hatását, hogy hogyan változik az optimális dugattyúátmérő-arány, ha a fékbetét és a féknyereg között eltérő súrlódási tényező értékek alakulnak ki. A 86/a ábrán a forgás szerinti első dugattyú átmérője (D1) 40 mm, míg a forgásirány szerinti utolsó dugattyú átmérőjét (D2) 40 mm és 64 mm között változtattam. A súrlódási tényező 0,15 volt. A vizsgálat során a fékbetét két végén kapott eredményeket elhagytam, aminek oka, hogy a modellezés során az élhatás torzítja az eredményeket (13 pont). A dugattyúátmérők optimalizálását a belső pontok nyomáseloszlása alapján végeztem el (11 pontban) (86/b ábra).



86. ábra A fékbetét súrlódófelületének középvonala mentén kialakuló nyomáseloszlás: a) 13 pont esetén kapott nyomáseloszlás, b) 11 pont esetén kapott nyomáseloszlás

Az eredmények alapján jól látható, hogy különböző dugattyúk alkalmazásánál eltérő nyomáseloszlás alakul ki a fékbetét súrlódófelületének középvonala mentén. Továbbá az is megfigyelhető, hogy nagy átmérőjű dugattyúknál a dugattyú közepénél kisebb nyomás tapasztalható.

A középvonal mentén meghatározott nyomásértékek összehasonlítása érdekében meghatároztam egy jósági tényezőt. A jósági tényező az adott konstrukció nyomásátlagához képest határozza meg az egyes konstrukciók pontjainál kapott nyomásértékek szórását (87. ábra).



87. ábra A fékbetét felületén létrejövő nyomás és az adott pontokban esetében kapott nyomásértékek átlaga

A (12) képlet segítségével meghatározható, hogy mely dugattyú-párosításoknál a legkisebb az átlagtól való eltérés. A képlet segítségével meghatározzuk a relatív szórást (Borsa, 2011):

$$V = \frac{s}{\bar{x}}, \quad (12)$$

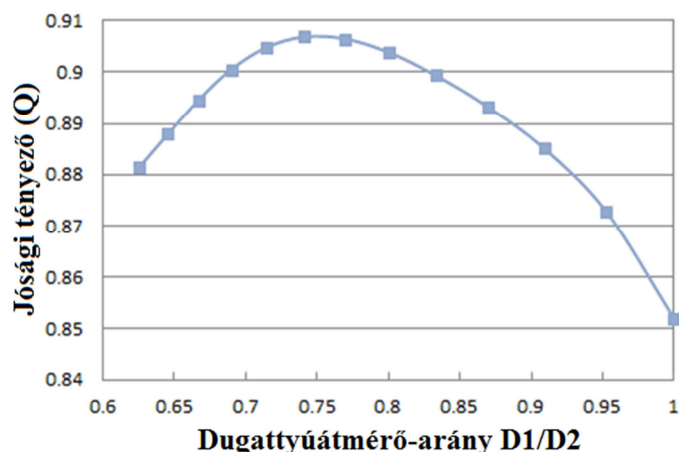
ahol V a relatív szórás, s a vizsgált pontokban kapott nyomásértékek szórása, \bar{x} a vizsgált pontokban kapott nyomások átlaga.

A relatív szórás segítségével meghatároztam az adott konstrukció jósági tényezőjét, amelyet a (13) képlet segítségével lehet kiszámítani:

$$Q = 1 - \frac{s}{\bar{x}}, \quad (13)$$

ahol Q a jósági tényező, s a vizsgált pontokban kapott nyomásértékek szórása, \bar{x} a vizsgált pontokban kapott nyomások átlaga.

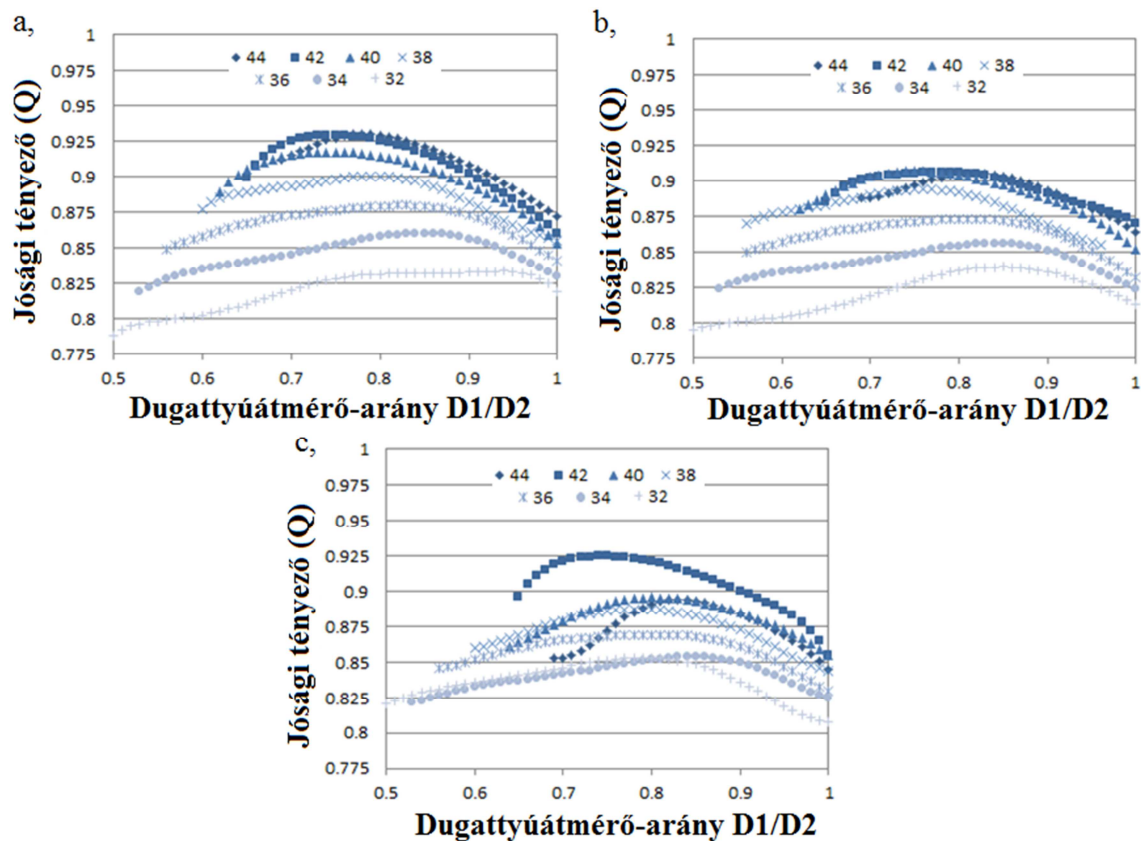
Minden dugattyúpárosításnál meghatároztam a jósági tényezőt. A 88. ábra azt mutatja, hogy ha a forgásirány szerinti első dugattyú átmérője 40 mm, akkor miként változik a jósági tényező a másik dugattyú átmérőjének változása esetén. A diagram a jósági tényező változását mutatja a dugattyúátmérők arányában ($D1/D2$).



88. ábra A jósági tényező változása a dugattyúátmérő-arány változásánál

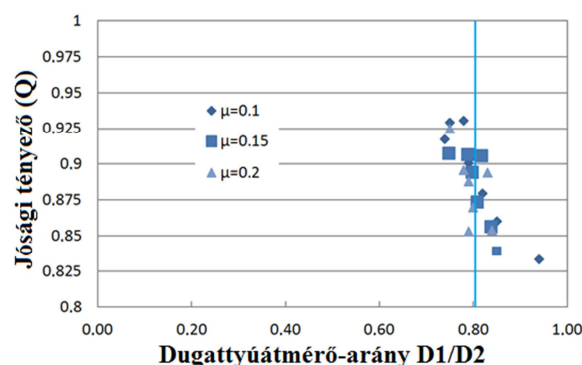
A 89. ábrán a $\mu = 0,1$, $\mu = 0,15$ és $\mu = 0,2$ súrlódási tényezőnél kapott jósági tényezőket ábrázoltam. Súrlódási tényezőtől függetlenül mind a három esetben hasonló eredményt kaptam. Látható, hogy minden dugattyúpárosításnál meghatározható egy optimum, ahol kedvezőbb a nyomáseloszlás, vagyis a jósági tényező a legnagyobb. Az összehasonlítás során megállapítható egy olyan konstrukció, amely az adott súrlódási tényező (fékbetét/féknyereg) mellett a legjobb nyomáseloszlást biztosítja a közép vonal mentén.

Kutatásom során azt vizsgáltam, hogy a fékbetét és a féknyereg közötti súrlódási tényező milyen hatással van egy négydugattyús féknyeregnél a dugattyúátmérő-arányra. A jósági tényező segítségével meghatároztam, hogy adott súrlódási tényezőnél milyen dugattyúpárosítás mellett érhető el a legkedvezőbb nyomáseloszlás a súrlódó felületeknél, azaz milyen esetekben volt a legnagyobb a jósági tényező értéke. Abban az esetben, amikor a súrlódási tényező 0,1, az optimális dugattyúátmérők $D1 = 44$ mm és $D2 = 58$ mm (jósági tényező: 0,93; dugattyúátmérő-arány: 0,78), ha a súrlódási tényező 0,15, akkor az ideális dugattyúátmérők $D1 = 40$ mm és $D2 = 52$ mm (jósági tényező: 0,91; dugattyúátmérő-arány: 0,75). 0,2 esetén $D1 = 54$ mm és $D2 = 42$ mm (jósági tényező: 0,92; dugattyúátmérő-arány: 0,75).



89. ábra Eltérő súrlódási tényezők esetén (fékbetét és a féknyereg között) kapott jóság tényezők különböző dugattyú párosításoknál: a) $\mu = 0,1$; b) $\mu = 0,15$; c) $\mu = 0,2$

Az összes esetben kapott optimális konstrukciót megvizsgálva megállapítható, hogy a fékbetét és a féknyereg között kialakuló súrlódási tényező értékek lényegesen nem befolyásolják az alkalmazandó dugattyúátmérő-arányát. A 90. ábrában az eltérő súrlódási tényezőknél kapott optimum pontokat ábrázoltam (legnagyobb jóság tényező). Az eltérő dugattyú párosításoknál adott súrlódási tényezőknél ($\mu = 0,1$; $\mu = 0,15$; $\mu = 0,2$) meghatározott optimum pontok esetében az átlagos dugattyúátmérő-arány 0,805 (90. ábra), amely esetben az optimum pontok többsége beleesik a szórásba.



90. ábra Különböző konstrukcióknál és súrlódási tényezőknél (fékbetét és a féknyereg között) kapott optimum pontok (legnagyobb jóság tényező) által meghatározott optimális dugattyúátmérő-arány

Az eredmények alapján megállapítható, hogy a fékbetét és a féknyereg lemeze közötti súrlódási tényező változása jelentősen nem befolyásolja az optimális dugattyúátmérő-arányt.

Négydugattyús féknyeregnél célszerű olyan dugattyúpárosítást alkalmazni, ahol a dugattyúátmérő-arány 0,805, mivel ebben az esetben a fékbetét és a féknyereg közötti súrlódási tényező változásánál is optimálisnak tekinthető a fékbetét kopása.

4.4. Új tudományos eredmények

Kutatómunkám során nagy teljesítményű gépjárművek fékszerkezetével foglalkoztam, ahol olyan tényezőket definiáltam, amelyek új tudományos eredményként segítik a mérnöki tervezés és optimalizálás gyakorlatát. Végeselemmodelles számításaim rendszerét gyakorlati mérésekkel identifikáltam és validáltam. Az új tudományos eredményeim a következők:

1. Féknyereg megengedhető kinyílásának meghatározása

Bizonyítottam, hogy a merevnyerges tárcsafékek esetében létezik egy olyan terhelhetőségi határ, amelynél a féknyereg deformációja kibillentí a dugattyúkat optimális helyzetükből (a dugattyú nem teljes felületével nyomja a fékbetétet), ezáltal csökken a fékterheltség. Továbbá megállapítottam, hogy a terhelhetőséget a féknyeregben használt csavarok előfeszítése lineárisan növeli, mindaddig, amíg terheletlen állapotban a féknyereg nem mozdítja ki a dugattyúkat optimális helyzetükből.

2. Optimális dugattyú falvastagság meghatározása

Megállapítottam, hogy a tömítőgyűrű helyzetétől (tömítőgyűrű a dugattyúban vagy a féknyeregben van) és dugattyú anyagától függetlenül a dugattyúoldalfalnál definiálható egy olyan határfalvastagság (nem tömör dugattyúk esetén), amikor az oldalfal merevségére még nincs hatással a dugattyú homloklapfelülete.

3. Dugattyú homloklapfelület optimális helyzetének meghatározása

Igazoltam, hogy 0,16-os falvastagság-sugár arány alkalmazása esetén a dugattyú homloklapfelületének optimális helyzete függ a tömítőgyűrű konstrukciós elhelyezésétől (tömítőgyűrű a dugattyúban vagy a féknyeregben van). Ha a tömítőgyűrű a nyeregben van, a homloklapfelület optimális helyzete a magasság 20%-ánál adódott. Ha viszont a tömítőgyűrű a dugattyúban van, a homloklapfelület optimális helyzete a magasság 30%-ánál van.

4. Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározásának módszere

Megállapítottam, hogy a fékbetéten létrejövő, a dugattyúk okozta nyomáseloszlás jósága független a féknyereg és a fékbetét közti súrlódási tényezőtől a $\mu = 0,1-0,2$ intervallum esetén. Meghatározható négydugattyús fékeknél egy optimális dugattyúátmérő-arány, amely a különböző súrlódási tényezők esetében is helytálló. Adott dugattyútávolsághoz (dugattyúk nyomásközéppontja a fékbetét hosszának 25%-ánál illetve 75%-ánál vannak) tartozó dugattyúarány optimalizálásához bevezettem a jósági tényezőt és kidolgoztam annak számítását:

$$Q = 1 - \frac{s}{\bar{x}},$$

ahol Q a jósági tényező, s a vizsgált pontokban kapott nyomásértékek szórása, \bar{x} a vizsgált pontokban kapott nyomások átlaga.

5. Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározása

Kísérletekkel és számítással igazoltam 32 mm és 64 mm közé eső átmérőjű dugattyúkra, ahol a dugattyúk nyomásközéppontja a fékbetét hosszának 25%-ánál illetve 75%-ánál van, hogy négydugattyús féknyeregeknél az optimális nyomáseloszlás szempontjából ideális átmérőarány 0,805.

5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

Kutatásom alapján olyan eredményekre jutottam tárcsafék-szerkezetekkel kapcsolatban, amelyek segítségével optimalizálni lehet a fékszerkezetek működését, más esetekben növelhető a fékszerkezet teljesítménye. A fékszerkezetek vizsgálata egy összetett probléma, amelynek a munkám során csak egy bizonyos részét vizsgáltam. Az általam végzett kutatás során létrehozott féknyereg-dugattyú modellek és a fékbetét optimalizálásához használt modellek alkalmasak általános következtetések levonására.

Vizsgálataim során megállapítottam, hogy a féknyereg deformációjának van egy megengedhető mértéke (deformáció nem befolyásolja a dugattyú-fékbetét kapcsolatot), amelyet szerelhető féknyereg-nél befolyásolni lehet a féknyeregben alkalmazott csavarok segítségével. A csavar-előfeszítés növelésével a féknyereg megengedhető deformációjának mértéke növelhető, amely nagyobb fékterhelést tesz lehetővé, mivel nagyobb üzemi nyomás hozható létre a fékszerkezetben.

Kutatásom másik területe a dugattyúk geometriájával foglalkozott, hogy egy olyan dugattyúgeometriát hozzak létre, amely nagyobb üzemi nyomások mellett is biztonságosan működik (optimális falvastagság). A vizsgálataim bizonyították, hogy a tömítőgyűrű helyzete befolyásolja a dugattyú optimális geometriáját (minimális deformáció). A dugattyúgeometria optimalizálásánál figyelembe kell venni a tömítőgyűrű helyzetét, és ennek függvényében kell meghatározni a homlokfelület helyzetét, hogy csökkenthető legyen a dugattyú oldalfalának deformációja.

Kutatásom harmadik területénél meghatároztam egy új fékbetétnél az optimális dugattyú-átmérőt (eltérő körülmények esetén), amely biztosítja, hogy a fékbetét súrlódófelületén egyenletes legyen a nyomáeloszlás, és ezáltal a fékterhelés és a fékbetét élettartam is növelhető. Az eredmények alapján meghatároztam az optimális dugattyúátmérő-arányt négydugattyús féknyereg esetén.

Kutatásom során sikerült olyan tervezési tényezőket meghatároznom, amelyek segítségével optimalizálni lehet a fékszerkezet egyes elemeinek geometriáját (féknyereg, dugattyú), hogy a működés során a lehető legnagyobb teljesítményt lehessen létrehozni, anélkül, hogy a jelentősen csökkenne az egyes elemek élettartama, vagy hogy terhelés hatására üzemzavar lépjen fel.

A kutatás során létrehozott modellek továbbfejleszthetőek és létrehozhatóak olyan modellek, amelyek több üzemi körülményt vesznek figyelembe. Munkám során nem vizsgáltam az egyes elemek hőterhelését, amelyek kis mértékben megváltoztathatják az eredményeket, de az általam használt modellek alkalmasak a további tényezők változtatásának ellenőrzésére.

Munkám során a féknyeret és annak szűk környezetét vizsgáltam (féknyereg, dugattyú, fékbetét), de ezek a modellek tovább bővíthetőek, ahol figyelembe vehető a féktárcsa, illetve az egész futómű (lengéscsillapító, stabilizátorok, csonkállvány) deformációja. A modellek bővítésével pontosíthatóak az általam kapott modellek eredményei. A dugattyúátmérő-arány optimális meghatározása során megállapítottam, hogy a féknyereg és a fékbetét között kialakuló súrlódási tényező nem befolyásolja az optimális dugattyúátmérő-arányt, de az általam meghatározott átmérőarány értéke pontosítható, ha a nyomáeloszlást a fékbetét teljes felületén meghatározzuk. Ezek a vizsgálatok új fékbetétek esetén adnak pontos eredményt, de a későbbiekben érdemes megvizsgálni, hogy a fékbetét kopása során miként változik az adott konstrukció jósági tényezője, és az miként befolyásolja az optimális dugattyúátmérő-arányt.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

DUGATTYÚS FÉKNYEREGEK KINETIKÁJA

A biztonságos közlekedés szempontjából elengedhetetlen, hogy a gépjárművek olyan fékrendszerrel rendelkezzenek, amely alkalmas az adott eszköz (gépkocsi, teherautó, mezőgazdasági gép, stb.) biztonságos lassítására, illetve rögzítésére. A jobb üzemi jellemzők (teljesítmény, hővel szembeni ellenállás, stb.) miatt a nagy teljesítményű járműveken tárcsafékeket alkalmaznak. A tárcsafékek bonyolult rendszerek, amelyekben több elem található (féknyereg, féktárcsa, fékbetét, dugattyú, fékfolyadék). A tárcsafékek abban az esetben adják le a legnagyobb teljesítményt, ha az egyes elemek együttes működése megfelelő.

Kutatásom célja az volt, hogy a fék szerkezet egyes elemeinek vizsgálatával és azok viselkedésének meghatározásával további ismereteket szerezzek a fékek működéséről, amelyek segítségével optimális működés valósítható meg, attól függően, hogy a teljesítmény vagy az élettartam növelése a cél. Egy négydugattyús, szerelhető (több darabból álló) féknyereg egyes elemeit vizsgáltam, ahol elemeztem a féknyereg, mint befoglaló keret viselkedést üzemi terhelés esetén. Meghatároztam a féknyereg deformációjának hatását a dugattyúfuratok helyzetére. Megállapítottam, hogy a dugattyú és a dugattyú furatainak helyzete meghatározza a féknyereg megengedhető deformációját, amely addig elfogadható, amíg a dugattyú képes egyenletesen felfeküdni a fékbetét felületén. Vagyis a féknyereg deformációjából adódóan a furatok nem mozdítják ki a dugattyúkat optimális helyzetükből. A vizsgálataim során meghatároztam, hogy a féknyeregben lévő csavarok által létrehozott előfeszítő erő, milyen hatással van a féknyereg terhelésére, illetve terhelés állapotban. Megállapítottam, hogy a megfelelően megválasztott csavarok segítségével növelhető a féknyereg terhelhetősége (10 %-kal növelem a csavarok előfeszítését, akkor a féknyereg terhelhetősége átlagosan 5,2 %-kal növekszik), vagyis a fékezés során létrejövő hidraulikus nyomás okozta deformáció kompenzálható a csavar anyagával és előfeszítettségével.

A kutatásom során nem csak a féknyereg deformációját vizsgáltam, hanem a féknyeregben lévő dugattyúk viselkedését is üzemi nyomás hatására. A fékezés során a dugattyúk nyomják a fékbetétet a féktárcsához, ahol az üzemi nyomás hatására deformálódik a dugattyú oldalfala (szoknyája). Kritikus esetben a dugattyúk olyan mértékű deformációt szenvednek, hogy beszorulhatnak a féknyereg furataiba, ami miatt nem tudják létrehozni a szükséges fékerőt. Meghatároztam, hogy 3 mm falvastagság felett tekinthető merevnek a dugattyú oldalfala. Kisebb falvastagságoknál érvényesül jobban a dugattyú homloklapjának merevítő hatása. Vizsgálataimból kitűnik, hogy a dugattyú homloklapjának optimális helyzete a tömítőgyűrű helyzetének függvényében változik. Abban az esetben, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van a homlok felület ideális helyzete 5,6 mm-re van a dugattyú tetejétől, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van a homloklapjának optimális helyzete 8,7 mm-re van a dugattyú tetejétől. Abban az esetben, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, a hidraulikusnyomás hatással van a dugattyú oldalfal deformációjára, a másik esetben, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van, nem jön létre a dugattyú oldalfalán nyomás. Ez a hatás befolyásolja a dugattyú oldalfaljának deformációját és a homloklapjának optimális helyzetét.

Kutatásom harmadik területe a fékbetétek kopásának optimalizálása volt, ahol megvizsgáltam, hogy a négydugattyús féknyeregnél milyen dugattyúátmérő-arányok esetében lesz ideális a nyomáseloszlás a fékbetét súrlódófelületén. A vizsgálataim során több dugattyú párosításnál vizsgáltam a nyomáseloszlást eltérő súrlódási tényezőknél ($\mu=0,1$; $\mu=0,15$, $\mu=0,2$) a féknyereg és a fékbetét között. Megállapítottam, hogy a súrlódási tényezőtől függetlenül minden esetben hasonló dugattyúátmérő-arányt kaptam, azaz a fékbetét és a féknyereg közötti súrlódási tényező értéke nem befolyásolja az optimális dugattyúátmérő-arányt. Megállapítottam, hogy az optimális dugattyúátmérő arány 0,805 ($D1/D2$).

7. SUMMARY

KINETICS OF DISC BRAKE CALIPER

Braking system is important in automobiles (cars, trucks, agricultural machines) as it regulates the speed of a vehicle.

In high performance vehicles, disc brakes are used because their working property is better than that of drum brakes. The disc brake is a complex system with several parts within (caliper, disc, brake disc, pistons, brake fluid). If these parts function and co-operate with each other in an efficient way the performance of the brake system will be higher.

The target of this study is to examine the different parts of the brake system in order to define the behaviour of parts and to define some parameters that will be used in its design. These parameters will be used to optimize geometry and material of the parts to find the best solution to increase performance and lifetime. In this study, four piston caliper – consisting of several parts – was examined. Caliper's deformation was examined when hydraulic pressure is applied on the system. Deformation of piston cylinders was also investigated for its influence on the performance of the system. If deformation of piston cylinder is too large, the piston's position changes and it does not push the brake pad with full surface. The effect of preloading condition of bolts inside the caliper were analysed with varying hydraulic pressure. This study showed that the higher preload of bolts elevated the stress level in the caliper (10 % increase of preload of bolts elevated the stress level in the caliper with 5.2 %). That means the preload of bolts compensated the caliper deformation caused by the hydraulic pressure.

Furthermore, the deformation in the piston wall due to the applied pressure was scrutinized. In the course of application of the brake, piston comes in contact with the brake pad and hence to the brake disc. The walls of piston are deformed and in critical cases, the piston adheres inside the caliper because of its high deformation and performance of brake system diminishes. The wall thickness of the piston was studied. It could be inferred that stiffening effect was observed at the wall thickness less than 3 mm. Position of top face depends on the sealing ring position. If the sealing ring is in caliper, the optimal position of the top face is 5.6 mm to the top, when the sealing ring is in the piston the optimal position of top face is 8.7 mm to the top. When the sealing ring is in caliper, the hydraulic pressure affects the wall's deformation; in the other case this effect cannot be experienced. This effect influences the optimal wall thickness and the top face position.

The third part of this research is focused on the optimal wear of the brake pad, where optimal diameter ratio of pistons was defined. In case of four piston caliper, optimal diameter ratio provides a constant pressure distribution across the friction surface. Different diameter ratios were examined when friction coefficient differs between caliper and brake pad ($\mu=0.1$; $\mu=0.15$, $\mu=0.2$). The diameter ratio does not change when friction coefficient varies and hence friction coefficient does not affect the optimal diameter ratio of pistons. The optimal diameter ratio is 0.805 ($D1/D2$, where $D1$ is the first piston according to a direction of rotation, $D2$ is the second pistons according to a direction of rotation).

8. MELLÉKLETEK

M.1. Irodalomjegyzék

1. 6/1990. (iv. 12.) Köhém: Közúti járművek forgalomba helyezésének és forgalomban tartásának műszaki feltételei
2. ADAMOWICZ A., GRZES P. (2011): Influence of convective cooling on a brake temperature distribution during repetitive braking, *Applied Thermal Engineering* 31, pp. 2177-2185
3. ADAMOWICZ A., GRZES P. (2013), Three-dimensional FE model for calculation of temperature of a thermosensitive disc, *Applied Thermal Engineering* 50, Issue 1, pp. 572-581
4. ALAMIN A., ROSZMAN E. (2013): Brake pad actuating device for use with e.g. vehicle, has internal wall located in piston separating pockets of piston, where piston is made of moldable plastic and adapted to be used as brake piston, US Patent, US 20130092488 A1
5. ANSYS WORKBENCH V11
6. AP RACING, Brake calipers (2014)
7. BAGYINSZKI GY., BITAY E. (2007): Bevezetés az anyagtechnológiák informatikájába. Erdélyi Múzeum-Egyesület: Kolozsvár, 93-96 o.
8. BAUMGARTNER J., GEISLER S. PITZING S. (2011), Disc Brake, Knorr-Bremse, Patent Number: US 2011/0005872 A1
9. BELHOCINE A., BOUCHETARA M. (2012): Thermo mechanical modelling of dry contacts in automotive disc brake, *International Journal of Thermal Sciences* 60, pp. 161-170
10. BELHOCINE A., RAHIM A., BAKAR A., BOUCHETARA M. (2013): Structural and Contact Analysis of Disc Brake Assembly during Single Stop Braking Event, *Transaction on control and mechanical system*, Vol. 2, No. 11., pp. 390-397
11. BIJWE J., ARANGANATHAN N., SHARMA S., DUREJA N., KUMAR R., (2012): Nano-abrasives in friction materials-influence on tribological properties, *Wear* 296, pp. 693-701
12. BLAU P; J. (2001): Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives, Oak Ridge National Laboratory, pp. 6-7
13. BOHNER, GSCHIEDLE, LEYER, PICHLER, SAIER, SCHMIDT, SIEGEAMAYER, ZWICKEL (2003): Gépjárműszerkezetek, Műszaki Könyvkiadó: Budapest
14. BORSA B. (2011): Elemi matematikai statisztika mezőgazdasági alkalmazásokkal VM Mezőgazdasági Gépesítési Intéze, 83 o.
15. BOYLE B. L. (2013): Heat transfer preventer for brake system, has convection plates that are connected to and extend from body portion which includes one or more unitary attachment devices for attachment to piston, brake pad, shim or their combination, US 20130146409-A1
16. BREMBO RACING, Catalogue (2012)
17. CAO Q., FRISWELL M. I., OUYANG H., MOTTERSHEAD J. E., JAMES S. (2003): Car Disc Brake Squeal: Theoretical and Experimental Study, *Materials Science Forum* Vols. 440-441, pp. 269-276
18. CARVILL J. (1993): *Mechanical Engineers Data Handbook*, pp. 217

19. CHOI J., LEE I., (2004): Finite element analysis of transient thermoelastic behaviors in disk brakes, *Wear* 257, pp. 47-58
20. CRP MECCANICA, Aluminium 7075T6; 7075T651
21. CSUKA A. (2009): Irányított energiájú fegyverek hullámjelenségeinek modellezése és számítógépes szimulációja, Repüléstudományi konferencia Szolnok, 1-12 o.
22. DALLA VALLE P., LAMBOURN R. F., VINER H. E. (2004): Contaminated Road Surfacing – Friction Testing Phase I. Transport Research Laboratory Project Report PR/CSN/05/04, United Kingdom
23. DIN 13: Kötőelemek mechanikai tulajdonságai
24. DUKART A., FOITZIK B., GOETZELMANN B., NAGEL W., VOLLERT H. (2010): Brake caliper for disc brake, Patent Number:WO2010034640-A1
25. EL-TAYEB N.S.M., LIEW K.W. (2008): Effect of water spray on friction and wear behaviour of noncommercial and commercial brake pad materials, *Journal of materials processing technology*, pp. 135–144
26. EL-TAYEB N.S.M., LIEW K.W. (2009): On the dry and wet sliding performance of potentially new frictional brake pad materials for automotive industry, *Wear*, pp. 275-287
27. ENSZ EGB 13. Sz (2010)
28. ERIKSSON M., BERGMAN F., JACOBSON S. (2002): On the nature of tribological contact in automotive brakes, *Wear* 252, pp. 26-36
29. FERODO RACING (2012-2013): Car racing, Brake pads
30. FIELDHOUSE J. D., ASHRAF N., TALBOT C., PASQUET T., PUJOL F., REJDYCH G. (2006): Measurement of the Dynamic Center of Pressure of a Brake Pad During a Braking Operation, SAE, *International Journal of Passenger Cars- Mechanical Systems*, pp. 201-210
31. FIELDHOUSE J. D., ASHRAF N., TALBOT C. (2007): An Investigation of the Pad/Disc Dynamic Centre of Pressure using a 12 Piston Opposed Caliper, SAE Technical Paper pp. 1-10
32. FIELDHOUSE J. D., ASHRAF N., TALBOT C. (2008): The Measurement and Analysis of the Disc/Pad Interface Dynamic Centre of Pressure and its Influence on Brake Noise. SAE, *International Journal of Passenger Cars- Mechanical Systems*, pp. 736-745
33. FORÁNYI F. (2002): Erősített polimer-fém csúszópárok teherbírásának vizsgálata, Diplomamunka, Budapest: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar 22-25 o.
34. GURUNATH P.V., BIJWE J. (2007): Friction and wear studies on brake-pad materials based on newly developed resin, *Wear* 263, pp. 1212–1219
35. HETZLER H., WILLNER K. (2012): On the influence of contact tribology on brake squeal, *Tribology International* 46, pp. 237–246
36. HEYEN J., KÖRPRICH E., PHOLE K., (1995): Karosszéria és gépjárműipari szakismertek, B+V lap- és könyvkiadó kft., Magyar mediprint szakkiadó kft., 122 o.
37. HOHMANN C., SCHIFFNER K., OERTER K., REESE H. (1999): Contact analysis for drum brakes and disc brakes using ADINA, *Computers and Structures* 72, pp. 185-198
38. HOLMBERG K., ANDERSSON P., ERDEMIR A. (2012): Global energy consumption due to friction in passenger cars, *Tribology International*, pp. 221-234

39. <http://affinityautomotive.com/service/prevent-maintenance/power-brakes/> (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
40. http://rangeroverdoctor.com/cart/images/Performance_plus.jpg (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
41. <http://retrorides.proboards.com/thread/171785/pet-peeves> (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
42. <http://www.edubilla.com/invention/disk-brake/> (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
43. <http://www.ferrari-collection.net/f430/1.html> (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
44. http://www.n1-racing.com/brand_detail.html?brand=m6Y (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
45. <http://www.rallynuts.com/motorsport-ancillaries/ap-racing-piston-162-x-257-aluminium> (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
46. <http://www.vtr.org/maintain/brake-conversion.shtml> (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
47. <https://hu.wikipedia.org/wiki/Dobf%C3%A9k> (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
48. IBHADODE A. O. A., DAGWA I. M., (2008): Development of Asbestos-Free Friction Lining Material from Palm Kernel Shell, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering
49. JANSSEN COMPETITION, 2006/2007: Alkatrész katalógus
50. JCB (2009), 3000 Series XTRA Fastrac
51. KAMAX (2006): Bolt and screw compendium
52. KOZMA M. (2001): Tribológia, Műegyetemi Kiadó
53. KUCIEJ M. (2011): The thermal problem of friction during braking for a three-element tribosystem with a composite pad, International Communications in Heat and Mass Transfer 38, 1322–1329 p.
54. LANCHESTER F. W. (1902): Improvements in the brake mechanism of power-propelled road vehicles, G. B. Patent No. 26407
55. MACKIN T. J., NOE S. C., BALL K.J., BEDELL B.C., BIM-MERLE D.P., BINGAMAN M.C., BOMLENY D.M., CHEMLIR G.J., CLAYTON D.B., EVANS H.A., GAU R., HART J.L., KARNEY J.S., KIPLE B.P., KALUGA R.C., KUNG P., LAW A. K., LIM D., MEREMA R.C., MILLER B.M., MILLER T.R., NIELSON T.J., O'SHEA T.M., OLSON M.T., PADILLA H.A., PENNER B.W., PENNY C., PETERSON R.P., POLIDORO V.C., RAGHU A., RESOR B.R., ROBINSON B.J., SCHAMBACH D., SNYDER B.D., TOM E., TSCHANTZ R.R., WALKER B.M., WASIELEWSKI K.E. K.E., WEBB T.R., WISE S.A., YANG R.S., ZIMMERMAN R.S. (2002): Thermal cracking in disc brakes, Engineering Failure Analysis, Vol. 9. Issue 1. Pp. 63-76
56. MAGYAR KÖZLÖNY 184. Szám, (2012): Speciális hulladékok kezelése
57. MATEJKA V., LU Y., JIAO L., HUANG L., MARTYNKOVA G. S., TOMASEK V. (2010): Effects of silicon carbide particle sizes on friction-wear properties of friction composites designed for car brake lining applications, Tribology International, Vol. 43, Issues 1-2, pp. 144-151
58. MOHD A. B. (2008): Developement of brake system model for educational purpose, Faculty of Mechanical Engineering Universiti Malaysia Pahang, pp. 3
59. MSZ EN 20898-7:1998: Kötőelemek mechanikai tulajdonságai

60. MSZ EN ISO 4136:2013
61. NEIS P. D., KRUIZE G. A. S., FERREIRA N. F. (2010): Relation between the Temperature of the disc measured with thermocouple and by thermography using a reduced scale dynamometer, ABCM Symposium Series in Mechatronics Vol. 4, pp. 907-913
62. NEIS P.D., FERREIRA N.F., LORINI F.J. (2011): Contribution to perform high temperature tests (fading) on a laboratory-scale tribometer, *Wear* 271, pp. 2660-2664
63. OBERST S., LAI J.C.S., MARBURG S. (2013): Guidelines for numerical vibration and acoustic analysis of disc brake squeal using simple models of brake systems, *Journal of Sound and Vibration* 332, pp. 2284–2299
64. ÖSTEREL W., PRIETZEL C., KLOß H., DMITRIEV A.I. (2010): Ont he role of copper in brake friction materials, *Tribology International*, pp. 2317-2326
65. RICHARDSON D. B. (2013): Electric vehicles and the electric grid: A review of modeling approaches, Impacts, and renewable energy integration, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 19, pp. 247-254
66. RIPLEY M. I., KIRSTEIN O., (2006): Residual stresses in a cast iron automotive brake disc rotor, *Physica B* 385–386, pp. 604–606
67. SAE J1703: Fékfolyadékokra vonatkozó nemzetközi szabvány
68. SERGENT N., VOVERIS J. (2014): Design optimization of an opposed piston brake caliper, *Engineering optimization*, Vol 46, Issue: 11, pp. 1520-1537
69. SIDÓ F. (1976): Autók fékberendezései, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
70. SÖDERBERG A., ANDERSSON S. (2009): Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software, *Wear* 267, pp. 2243–2251
71. STADLER Z., KRNEL K., KOSMAC T. (2008): Friction and wear of sintered metallic brake linings on a C/C-SiC composite brake disc, *Wear* 265, pp. 278–285
72. STADLER Z., KRNEL K., KOVAC J., KOSMAC T. (2012): Tribochemical reactions on sliding surface of the sintered metallic brake linings against SiC ceramic brake disk, *Wear* 292–293, pp. 232–238
73. SZABÓ I. (2012), Gépelemek, Tankönyvmester Kiadó, Budapest
74. SZENDRŐ P. (szerk.) (2007), Gépelemek, Mezőgazda Kiadó
75. SZŐCS K., KŐFALUSI P., NÉMET S. (1997): Fékrendszerek, Maróti-Godai Könyvkiadó Kft.
76. THOR D. (2013): Establishing fatigue properties of ultra high strength steel bolt materials, Chalmers
77. TODA M., TAKAYAMA T., ASHIKAWA J., ITO M. (2013): Lightweight hollow piston for disk brake and method of manufacturing the same , JP2011000234341
78. VALASEK I., GÁL P. (2003): Járműtribológia. Tribotechnik Kft.: Budapest 138-147 o.
79. Váradi K., Horváth Imre, (2008), Gépészeti tervezést támogató technológiák, Műegyetemi kiadó
80. www.cmmsales.co.uk/cmmsales/machines/mitutoyo%20bh504.htm (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
81. www.elise-shop.com/ap-racing-front-caliper-pistons-pair-all-models-2-pot-calipers-p-354089.html (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)

82. www.fourproducts.com/reference/Installation_Pamphlet_HD_CoolShims.pdf (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
83. www.frenkit.es/docs/caliper.pdf (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
84. www.jaguarheritage.com/t/history_1950 (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
85. www.kepzesevolucioja.hu/dmdocuments/4ap/20_2205_tartalomelem_003_munkaanyag_100331.pdf (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
86. www.lezo.hu/szerkezettan/futomuvek/fek/tipusok/tipusok.html (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
87. www.vilaglex.hu/Fizika/Html/Fek.htm (Lekérdezés időpontja: 2015.10.29.)
88. XIAO B. (2013 a): Brake caliper piston, has piston cavity whose bottom part is extended with groove, and piston main body plated on surface of chromium-plating layer, where thickness of chromium-plating layer is about in certain range, Patent Number(s): CN203248704-U
89. XIAO B. (2013 b): Brake caliper piston, has two slots arranged from top to bottom parts of piston cavity, and piston main body formed with surface of chromium-plating layer whose thickness is formed about certain range, Patent Number(s): CN203248705-U
90. YAOQING W., HONGYUN J., YUNLONG L., ZHENGJIA J., SHUEN H. (2014): Simulation of Temperature Distribution in Disk Brake Considering a Real Brake Pad Wear, *Tribology Letters*, Vol. 56, Issue 2, pp. 205–213
91. YILDIZ Y., DUZGUN M. (2010): Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method, *International Journal of Automotive Technology*, pp. 133-138
92. YOON S.W., SHIN M. W., LEE W. G., JANG H. (2012): Effect of surface contact conditions on the stick–slip behavior of brake friction material, *Wear* 294–295, pp. 305–312
93. YOSHIDA K., TARUI K. (2015): Piston for disk brake apparatus, has front-end of convex shaped portion that is formed so that distance from central axis passing through cross-sectional center of sliding face and boot arrangement unit becomes larger, Patent Number(s) JP2015031369-A
94. YUAN W., HOUZHENG W. (2012): Microstructure of friction surface developed on carbon fibre reinforced carbon–silicon carbide (Cf/C–SiC), *Journal of the European Ceramic Society* 32, pp. 3509–3519
95. ZHUAN L., PENG X., XIANG X., SU-HUA Z., (2008): Tribological characteristics of C/C–SiC braking composites under dry and wet conditions, *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, pp. 1071-1075
96. ZWICK ROELL (2011): Instruction manual for materials testing machines BT1-FB100TN
97. ZSIDAI L. (2005): Műszaki polimerek tribológiai kutatása különböző rendszerekben, PhD-értekezés, Gödöllő: Szent István Egyetem, Műszaki Tudományi Doktori Iskola, 15-21 o.

M.2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk*Lektorált cikk idegen nyelven:*

1. **Horváth, Á.**; Csik, Z.; Sukumaran, J.; Neis, P.; Andó, M. (2012), Development of brake caliper for rally-car, Sustainable Construction and Design, vol. 3, issue 3, pp. 191-198, ISSN 2032-7471
2. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2014), Thermal analysis of caliper's pistons in terms of brake fluid warming in finite element software, Mechanical Engineering Letters, pp. 136-142, ISSN 2060-3789
3. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015) Multiparameter optimalization of brake piston, Sustainable Construction and Design vol. 6, issues 2, pp. 1-8, ISSN 2032-7471
4. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., (2015) Optimal piston's diameter ratio in four piston caliper, Hungarian Agricultural Engineering N° 27, pp. 27-30, ISSN 0864-7410
5. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015) The effect of the position of pistons of piston's circular top face onto the deformation of the piston's wall, Mechanical Engineering Letters, pp. 122-130, ISSN 2060-3789

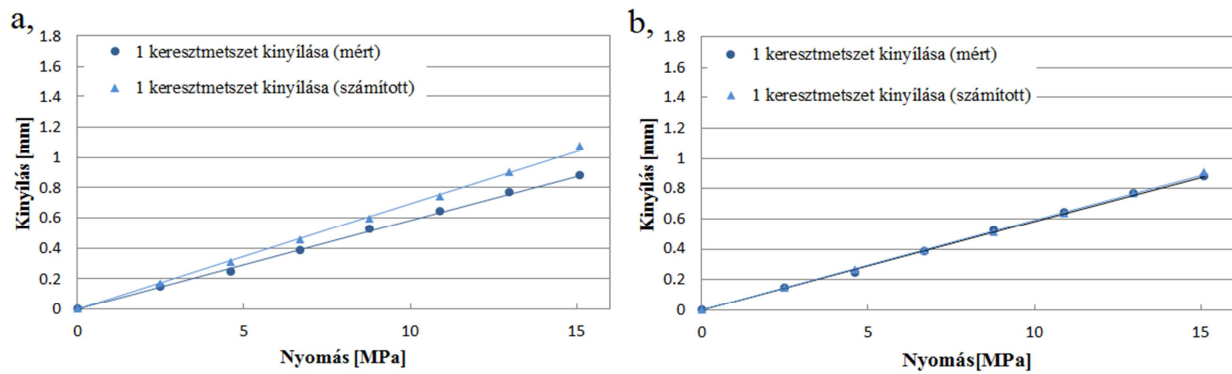
Lektorált cikk magyar nyelven:

1. **Horváth Á.**, Kalácska G., Oldal I., (2015) Traktorokban alkalmazott tárcsás fékek dugattyúinak konstrukciós vizsgálata, Mezőgazdasági technika, 2-4. o.
2. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015), Féknyereghez használt ötvözt alumínium (7075T6) rugalmassági modulusa VEM vizsgálatokhoz, Anyagok világa, 2. szám, pp. 1-8. o., ISSN 1586-0140
3. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015), Csavarok előfeszítésének hatása a féknyereg deformációjára és terhelhetőségére, Gép, 5-6. sz., 61-64. o. ISSN 0016-8572

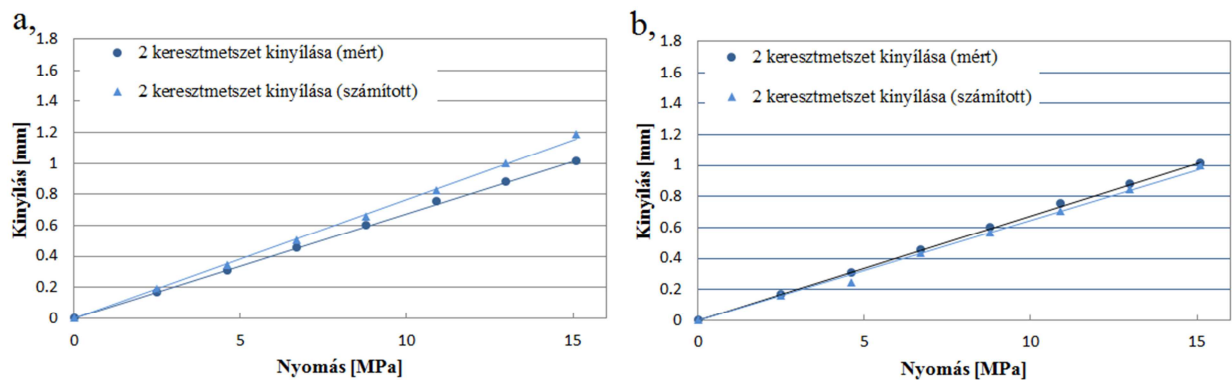
Idegen nyelvű konferencia kiadvány:

1. **Horváth Á.**, Andó M., Oldal I., (2013), Compared the cast and machined caliper deformation, In: Szerkesztő: Proceedings of the International Scientific Conference on Advances in Mechanical Engineering, Debrecen, Október 10-11, Dátum, pp. 58-63.
2. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., (2015) Modelling possibilities of pistons in brake caliper, International Multidisciplinary Conference, Baia Mare – Nyíregyháza, Május 20-22, pp.73-76, ISBN 978-615-5545-51-1
3. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015), The rigidity of the wall of pistons in relation to the wall thickness, Proceedings of TEAM 2015, Belgrád, Október 15-16, pp. 252-255, ISBN 978 - 86 -7083 - 877 - 2

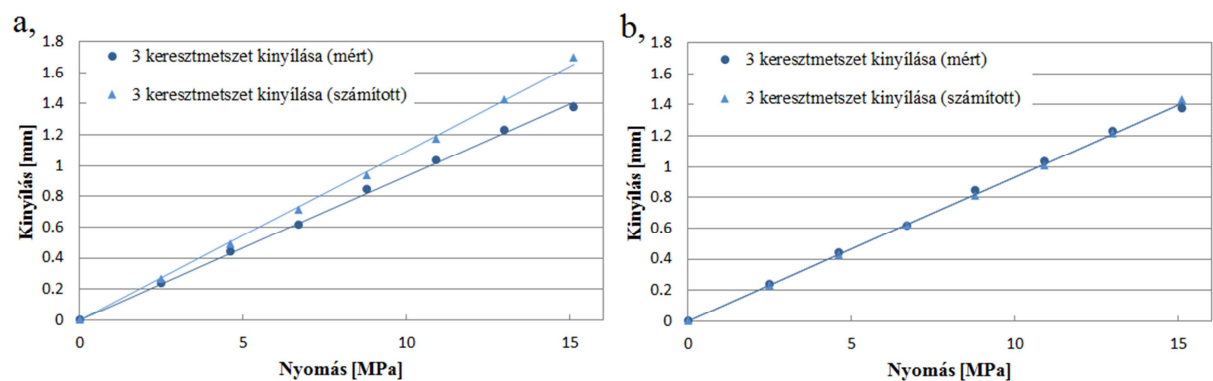
M.3. Féknyereg kinyílása adott keresztmetszetben



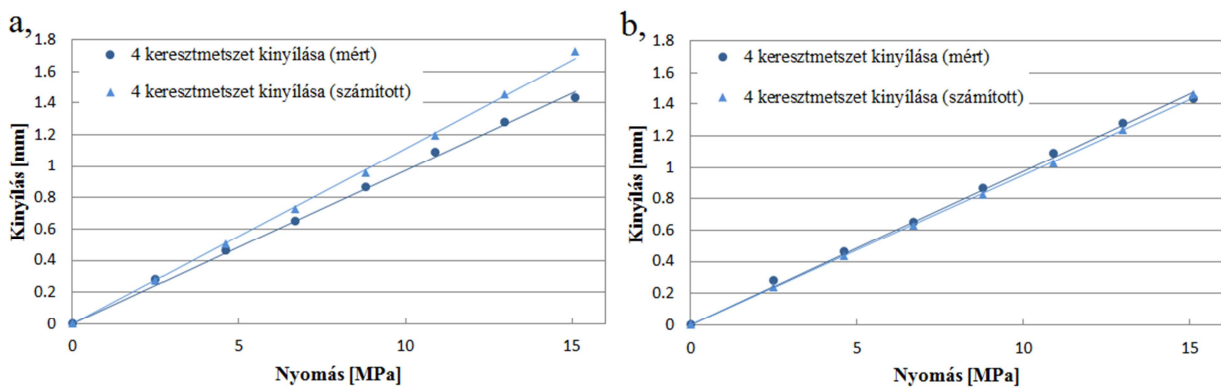
M.3. 1 ábra: 1 keresztmetszetben kapott kinyílás összehasonlítása: a) kezdeti modell; b) validált modell



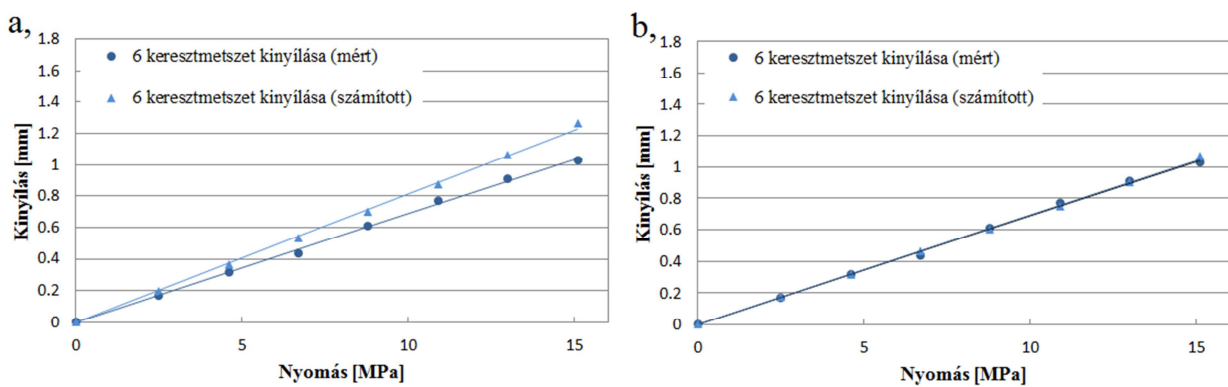
M.3. 2 ábra: 2 keresztmetszetben kapott kinyílás összehasonlítása: a) kezdeti modell; b) validált modell



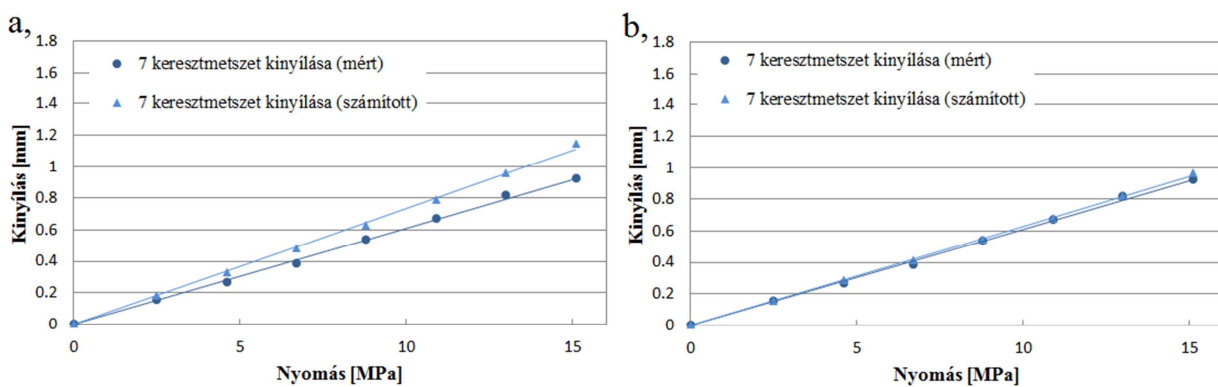
M.3. 3 ábra: 3 keresztmetszetben kapott kinyílás összehasonlítása: a) kezdeti modell; b) validált modell



M.3. 4 ábra: 4 keresztmetszetben kapott kinyílás összehasonlítása: a) kezdeti modell; b) validált modell



M.3. 5 ábra: 6 keresztmetszetben kapott kinyílás összehasonlítása: a) kezdeti modell; b) validált modell



M.3. 6 ábra: 7 keresztmetszetben kapott kinyílás összehasonlítása: a) kezdeti modell; b) validált modell

9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnék köszönetet mondani témavezetőimnek, Dr. Kalácska Gábornak, Dr. Oldal Istvánnak, hogy a doktori disszertációm elkészítése során mindvégig támogattak, és tanácsaikkal segítettek munkámat. Továbbá szeretném megköszönni Dr. Andó Mátyásnak, hogy elindított az úton, és arra inspirált, hogy bővítssem ismereteimet a műszaki tudományos területen. Szeretném megköszönni a Szent István Egyetem, Gépipari Technológiai Intézet összes dolgozójának, hogy mindvégig támogattak és segítettek a doktori disszertációm elkészítésében. Szeretném megköszönni Csík Zoltánnak, a Gépész Tuning Kft. ügyvezetőjének a szakmai támogatást, és hogy biztosította a mérésekhez szükséges technikai feltételeket.

Köszönöm a családomnak, hogy lehetővé tették, hogy szakmai ismereteimet tovább bővíthessem a doktori képzésben. Köszönöm a sok türelmet, támogatást és beszélgetéseket, amelyek hozzájárultak ahhoz, hogy jobb emberré és szakemberré váljak.

10. ACKNOWLEDGEMENTS

Here I'd express my thanks to Prof. Patrick de Baets, Laboratory Soete, University Gent, Belgium, for his co-operative support and advices he gave me during my research work.