



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar

- MTA Doktori Értekezés –

Energiahatékonyságnövelő- és emissziócsökkentő megoldások fejlesztése közúti járművek számára

Development of on-road vehicle energy efficiency and emission decreasing solutions

Írta:

Dr. Zöldy Máté

aki a Magyar Tudományos Akadémia doktora címre pályázik

A

Magyar Tudományos Akadémia

Műszaki Tudományok Osztálya (VI.)

Közlekedéstudományi és Járműtudományi Bizottságában

Budapest

2021

TARTALOMJEGYZÉK

1. Bevezetés	9
2. Belsőégésű motorok továbbfejlesztése	12
3. Kompressziógyújtású motor tüzelőanyagának reformulázása.....	35
4. Alternatív tüzelőanyagok.....	45
5. Hibrid járművek fogyasztásának és újratöltésének előrebecslése	80
6. Összefoglalás, új tudományos eredmények	87
7. Eredmények gyakorlati alkalmazhatósága	93
Felhasznált irodalom, publikációim jegyzéke.....	94

ÁBRAJEGYZÉK

1. ábra: Mérőrendszer sematikus rajza	16
2. ábra: Az LPG tömegaránya az LPG – gázolaj keverékben	17
3. ábra: A fajlagos fogyasztás LPG + gázolaj és gázolaj hajtóanyagoknál 100% motorterhelésnél a motor fordulatszáma függvényében.....	17
4. ábra: A mért füstérték a terhelési tényező függvényében.....	18
5. ábra: A fajlagos füstérték a terhelési tényező függvényében	19
6. ábra: A füstgáz CO-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében	19
7. ábra: A füstgáz fajlagos CO-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében	19
8. ábra: A füstgáz HC-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében.....	20
9. ábra: A füstgáz fajlagos HC-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében	20
10. ábra: A füstgáz NO _x -tartalmának változása a terhelési tényező függvényében.....	20
11. ábra: A füstgáz fajlagos NO _x -tartalmának változása a terhelési tényező függvényében	20
12. ábra: Indikátordiagram nyomásváltozása a főtengely szögelfordulása függvényében.....	21
13. ábra: Az égési csúcsnyomások változása a motor terhelési tényezőjének függvényében	21
14. ábra: A kutatómotor töltetcsere rendszerének tervezett kialakítása.....	25
15. ábra: A WHSC munkapontok [9]	27
16. ábra: A WHTC munkapontok [25].....	27
17. ábra: A visszavezetethető magas nyomású kipufogógáz tömegarányának maximuma a hengertöltetben kipufogófékes támogatással a terhelés függvényében.....	28
18. ábra: Az égésgüggvény változása a töltet kipufogógáz tartalma függvényében (1380 1/min, 75Nm)	28
19. ábra: A feltöltőnyomás, a NO _x emisszió és a fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 1/min, 150Nm)	29
20. ábra: Az O ₂ és a NO _x koncentrációk változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1380 1/min, 150Nm).....	29
21. ábra: A NO _x emisszió a szívóoldali O ₂ koncentráció függvényében (1540 1/min, 150Nm).....	30
22. ábra: A mért és a számolt fajlagos fogyasztás abszolút eltérése (1380 1/min, 300Nm).....	31
23. ábra: A fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 1/min, 300Nm).....	32
24. ábra: A fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 1/min, 150Nm).....	32
25. ábra: A feltöltőnyomás változása a szívóoldali O ₂ koncentráció függvényében (1380 1/min, 300Nm).....	32
26. ábra: Az effektív fajlagos fogyasztás változása különböző EGR módokkal a NO _x koncentráció függvényében (1380 1/min, 150Nm)	32
27. ábra: Személyautó (balra) és haszongépjármű jellemző használati tartománya a fordulatszám- nyomaték síkon [49].....	37
28. ábra: Egyszerűsített finomítói gázolaj értéklánc.....	39
29. ábra: Az üzemanyag sűrűség és a súrlódáscsökkentő adalék hatása az üzemanyagfogyasztásra a motorfordulatszám függvényben.....	43
30. ábra: A különböző üzemanyagokkal való fogyasztás összehasonlítása	43
31. ábra: CO ₂ kibocsátás összevetés 1600 1/min fordulatszámmal.....	44
32. ábra: CO ₂ kibocsátás összevetés 2250 1/min fordulatszámmal.....	44
33. ábra: Gázolaj-etanol keverék sűrűsége	48
34. ábra: Gázolaj-etanol keverék fűtőértéke.....	48
35. ábra: Fajlagos energiafogyasztási diagram.....	49
36. ábra: Az effektív hatásfok alakulása teljes terhelésnél	49
37. ábra: Gázolaj-etanol keverék szén-, hidrogén- és oxigéntartalma (tömeg %).....	51
38. ábra: 1 kg gázolaj-etanol keverék égésekor keletkező szén-dioxid és víz.....	51

39. ábra: Az égéstermék fajlagos CO ₂ -tartalma (gázolaj = 100%).....	51
40. ábra: A légviszony növekedése az etanolhányad függvényében	53
41. ábra: A motorba bevitt hőmennyiség.....	53
42. ábra: Fajlagos NO _x -kibocsátás az etanolhányad függvényében	54
43. ábra: Fajlagos CO-kibocsátás az etanolhányad függvényében.....	54
44. ábra: Fajlagos HC-kibocsátás az etanolhányad függvényében.....	54
45. ábra: Fajlagos részecske-kibocsátás az etanolhányad függvényében	54
46. ábra: Viskozitás mérési eredmények	60
47. ábra: Mért viszkozitás értékek és a szabványban előírtak összevetése	60
48. ábra: Cetánszám mérési eredmények	62
49. ábra: Etanol arány változásának hatása a cetánszámra 5% biodízel aránynál	62
50. ábra: Biodízel arány változásának hatása a cetánszámra 7,5% etanol tartalomnál.....	63
51. ábra: A vizsgálati motor főbb jellemzői	64
52. ábra: Teljes terheléses mérés fajlagos fogyasztás és teljesítmény eredmények	65
53. ábra: Emisszió mérő rendszer felépítése [9].....	65
54. ábra: Károsanyag kibocsátások változása I.	66
55. ábra: Károsanyag kibocsátások változása II.	66
56. ábra: Butanol hatása a keverék viszkozitására.....	70
57. ábra: Butanol bekeverés hatása a lobbanáspontra	70
58. ábra: Butanolbekeverés hatása a keverék cetánszámára.....	71
59. ábra: Injektor elkokszolódás mérési eredmények.....	72
60. ábra: Fogyasztásmérési ciklus paraméterei	73
61. ábra: Butanol és gázolaj bekeverés hatása a keverék viszkozitására.....	76
62. ábra: Butanol-HVO-gázolaj keverékek lobbanáspontja	77
63. ábra: Butanol-HVO-gázolaj keverékek cetánszáma.....	77
64. ábra: Butanol-HVO-Gázolaj keverékek hidegszűrhetőségi adatai	78
65. ábra: Butanol-HVO-Gázolaj keverékek kenőképessége.....	78
66. ábra: Butanol-HVO-Gázolaj keverékek sűrűsége	78
67. ábra: A tesztpálya a szimulációhoz	85
68. ábra: Energia fogyasztás szimulációk eredményei	85

TÁBLAJEGYZÉK

1. táblázat: Az LPG-dízel rendszerek vizsgálathoz használt motor jellemző műszaki adatai	15
2. táblázat: A HP és LP EGR előnyei és hátrányai	24
3. táblázat A vizsgált motor paraméterei	26
4. táblázat: WHSC munkapontok és a vizsgált munkapontok	28
5. táblázat: Üzemanyag-fogyasztásra ható motorreleváns tényezők a szakirodalom alapján	37
6. táblázat: Gázolaj tipikus összetevői (Riazi 2013).....	39
7. táblázat: Hidrogénezett gázolaj sűrűségoptimalizálása	41
8. táblázat: Tesztüzemanyagok kémiai tulajdonságai.....	41
9. táblázat: Mérőmotor paraméterei.....	42
10. táblázat: Mérési jellemzők.....	42
11. táblázat: Mérési pontok	42
12. táblázat: A mérési eredmények statisztikai értékelése.....	43
13. táblázat Költségek és károsanyag-kibocsátás alakulása	47
14. táblázat: Gázolaj és etanol főbb jellemzői	48
15. táblázat: Motorhajtóanyagok jellemzői	50
16. táblázat: Vizsgált keverékek összetétele.....	57
17. táblázat: Elvégzendő és elvégzett mérések száma mérési pontonként	59
18. táblázat: Mért kinematikus viszkozitási értékek.....	60
19. táblázat: Kenőképesség vizsgálati eredmények.....	61
20. táblázat: Minták összetétele	65
21. táblázat: Butanol motorfékpadi mérések mérőmotorja.....	72
22. táblázat: Befecskendező elköszolódás vizsgálat paraméterei.....	72
23. táblázat: Üzemanyag fogyasztási eredmények butanol-gázolaj keverékekkel motorfékpadon.....	73
24. táblázat: Tesztjármű adatai a butanol-gázolaj fogyasztástesztekhez	73
25. táblázat: Üzemanyag fogyasztási eredmények butanol-gázolaj keverékekkel tesztjárműben.....	74
26. táblázat: A jármű üzemanyag-fogyasztásának fő befolyásolói.....	84

RÖVIDÍTÉSJEGYZÉK

BNEF – Bloomberg New Energy Finance
CACC - együttműködő adaptív sebességszabályozó
CAV - csatlakoztatott és autonóm járművek
CFPP - hidegszűrhetőségi határhőmérséklet
CN - cetánszám
CNG – Compressed natural gas – sűrített földgáz
CO - szénmonoxid
CO₂ – szén-dioxid
CR - Common Rail – közös nyomócsöves befecskendezés
ECE R 49 - Economic Commission for Europe 49. számú tesztciklusa
EGR - Exhaust Gas Recycling – kipufogógáz visszavezetés
ENSZ EGB R.49 - Egyesült Nemzetek Európai Gazdasági Bizottságának 49. számú előírása
ENSZ EGB R.96 - Egyesült Nemzetek Európai Gazdasági Bizottságának 96. számú előírása
EPA - Környezetvédelmi Ügynökség
HC – Hydro-Carbon – szénhidrogén emisszió
HDD – high density diesel, nagy sűrűségű dízel
HFRR - High Frequency Reciprocating Rig
HP EGR - magas nyomású kipufogógáz visszavezetésnek
HVO - hidrogénezett növényi olaj
K - fajlagos füstérték
LDD – low density diesel, alacsony sűrűségű dízel
LP EGR - alacsony nyomású kipufogógáz visszavezetésnek
LP MEB - alacsony nyomású kipufogógáz visszavezetés kipufogófékkal
LPG - liquified petroleum gas, azaz cseppfolyósított finomítói gáz
NEDC - New European Driving Cycle
NO – nitrogén-monoxid
NO₂ – nitrogén-dioxid
NO_x - nitrogén-oxidok
OPEC - Organization of the Petroleum Exporting Countries
PAH -policiklusos aromás szénhidrogének
PB - propán-bután
RME - repceolaj-metilészter
SO₂ - kén-dioxid
TDI – Turbodiesel direct injection
THC - elégetlen szénhidrogén
VNT- Variable Nozzle Turbine
WHSC - World Harmonized Stationary Cycle
WHTC - World Harmonized Transient Cycle
WWFC - World Wide Fuel Charter

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A rendelkezésemre álló kutatóműhely a BME Gépjárműtechnológiai Tanszéke volt.

Köszönöm Dr. Szalay Zsoltnak, a BME Gépjárműtechnológiai Tanszék tanszékvezető egyetemi docensének támogatását.

Külön köszönöm támogató segítségét, kutató munkám szakmai illetve emberi támogatását és értekezésemmel kapcsolatban előzetesen megfogalmazott értékes észrevételeit Prof. Dr. Bokor József, Prof. Dr. Gáspár Péter akadémikusnak, Prof. Dr. Tánzos Lászlóné és Prof. Dr. Kövesné Gilicze Éva professzorasszonynak, Prof. Dr. Timár András professzor úrnak, Prof. Dr. Holló Péter kutató-professzornak, Prof. Dr. Gáspár László professzor emeritusnak, Dr. Holló András egyetemi docens úrnak, Dr. Lengyel Antal főiskolai tanár úrnak, Dr. Bereczky Ákos Ph.D. egyetemi docens úrnak, Dr. Barabás István docens úrnak, Dr. Emőd István címzetes egyetemi tanár úrnak és Dr. Hanula Barna dékán úrnak.

Köszönöm feleségemnek Annának, gyermekeimnek Borinak, Benedeknek, Máténak, Daninak és Magdusnak, barátaimnak és munkatársaimnak a türelmet és a nyugodt, alkotó légkör megteremtését.

Budapest. 2021. március 1.

NYILATKOZAT

Alulírott Zöldy Máté kijelentem, hogy ezt a doktori értekezést magam készítettem, és abban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan részt, amelyet szó szerint, vagy azonos tartalomban, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával megjelöltem.

Dolgozatomban a szó szerinti idézetet idézőjelek között ferde szedéssel jelöltem. A vastag szedés a fontosabb gondolatok kiemelését szolgálják.

Budapest, 2021. március 1.

ELŐSZÓ

A XXI. század egyik nagy technológiai kihívása, hogy a növekvő energiaigény mellett hogyan tudjuk az energiát minél hatékonyabban és minél kevésbé környezetterhelő módon előállítani és felhasználni, ezzel hozzájárulva a saját, a környezetünk, a következő nemzedékek és az egész Föld ökoszisztémájának egyensúlyban tartásához. Tudományos és szakmai munkásságom a közlekedéshez, azon belül is a járművekhez köt. Ez az az eszköz számomra, amelyen keresztül megpróbálhatok hozzájárulni a fentiekhez. Kutatásaim fókuszja energiahatékonyságnövelő- és emissziócsökkentő megoldások fejlesztése közúti járművek számára.

Bár az elektromobilitás térnyerése a szabályozási környezet és a fejlődő technológia támogatásával egyre gyorsul, de a jelenlegi ismereteink szerint a következő három-négy évtizedben és különösen a nagyméretű járműveknél, hosszú utakon a távolsági áruszállításban nem várható a teljes térhódítása. A hatékonyságnövelés és a környezetterhelés csökkentésének a szükségessége azonban igazolja, hogy az általam kutatott területek és azok eredményeinek van és lesz felhasználási területük: mint például különleges motorhajtóanyagok, amelyek alacsony fogyasztásra és kibocsátásra fókuszálnak, a bioüzemanyagok bekeverése vagy a járművek fogyasztásának és újra töltésének új megoldásai.

A kutatói munkámat folyamatosan két szempontnak rendeltem alá. Egyrészt a kapcsolódó ipari kihívások megoldását, a megoldás támogatását kerestem, másrészt pedig követve a nemzetközi irányvonalakat azokban igyekeztem szerepet vállalni és bizonyos területen kiemelkedő teljesítményt felmutatni. Ez a kettős megközelítés segíti a szerintem igen fontos szempont teljesülését, hogy a kutatói munkámnak a lehető legnagyobb ipari relevanciája lehessen, valós akadályok feloldására irányuljon az aktuálisan elérhető legjobb eszközökkel.

PREFACE

One of the great technological challenges of the 21st century is how to use energy more efficiently and in a more environmentally friendly way, with increasing energy demand, helping to keep the balance of our own ecosystem, our next generations, and the Earth's ecosystem. My scientific and professional work is related to transport, especially vehicles. This is a tool for me to try to contribute to the above. My research focuses on the development of energy efficiency and emission reduction solutions for road vehicles.

Although electro-mobility is gaining momentum with the support of the regulatory environment and advancing technology, it is currently not known that full-scale penetration is expected over the long decades, especially for large vehicles. However, the need to increase efficiency and reduce the burden on the environment justifies that the areas I research and their results have and will have their uses: such as specialty gasoils that focus on low fuel consumption and emissions, blending biofuels or managing vehicle consumption and refueling. In my dissertation I present my new achievements in the main areas of my research: engine development opportunities, primarily in the field of second gaseous fuel injection systems and exhaust aftertreatment solutions.

I constantly subordinated my research work to two aspects. On the one hand, I sought to solve the related industrial challenges or support them to be solved, and on the other hand, following international tendencies, I tried to play a role in them and to show some outstanding performance in the area. This dual approach helps to achieve what I consider to be a very important aspect, in order to maximize the relevance of my research work to industry, and to address real barriers by using the best tools available today.

1. BEVEZETÉS

1.1 Motiváció

A gépjárművek hatékonyságának növelése a járműtechnika hőskorától kezdve központi szereppel bír, hiszen a minél nagyobb hatótáv, a magasabb végsebesség és a dinamikus vezethetőség a használhatóság fő mozgatórugói. Az első évek, illetve évtizedek mai szemmel nézve nüanszyi előrelépéseket jelentettek, ugyanakkor ezek a lépések alapozták meg a belsőégésű motorok és a járműtechnológia fejlődésének irányát jó 150 évre. A környezetvédelmi szempontok később jelentek meg, de szerepük egyre inkább erősödött és mára már az egyik legerősebb hajtóerőt jelentik a járművek fejlesztése mögött. Az üzemi hatékonyság növelésének egyik kiemelkedő eszköze a belsőégésű motorok fejlesztése, illetve ezek hajtóanyagainak folyamatos fejlesztése. Ez volt az egyik fő fejlesztési irány az ezredforduló környékén. A feltöltött motorok a megújuló és továbbfejlesztett tüzelőanyagok határainak elérése után az elektromobilizáció és az autonóm közlekedés az irány, amely tovább gördíti a járművek hatékonysága és a környezetterhelés vezette fejlesztéseket.

Tudományos munkásságom és szakmai életutam a fedélzeti technológiák megismeréséről, továbbfejlesztéséről és a tudás továbbadásáról szól. Már az egyetemi tanulmányaim alatt demonstrátorként dolgozva, több országos TDK díjjal elismert kutatást végeztem, amelynek fókuszában a megújuló tüzelőanyagok, elsősorban a bioetanol állt. Az egyetemi tanulmányaim végén Németországban, a Dr. Hanula Barna vezette Dr Schrick GmbH-nál, majd pedig a Ford kölni fejlesztőközpontjában dolgozhattam - belsőégésű motor fejlesztőként - a feltöltött benzinmotorok továbbfejlesztésében. A BME-n kutatásaimban a korábbi egyetemi tématerületem kiegészült egy harmadik tüzelőanyaggal, így a bioetanol-biodízel-gázolaj hármaskeverékek alkalmazásának műszaki, környezetvédelmi és gazdasági kérdéseivel foglalkoztam. Később az olajiparban tüzelőanyag fejlesztőként, projektvezetőként, majd az ütemezési rendszer vezetőjeként volt feladatomban a lehető leghatékonyabb tüzelőanyagok fejlesztése és az ellátási lánc optimalizálása. Ennek az időszaknak az eredménye egy egyedi előállítású, nehéztehergépjárművek számára kifejlesztett, a gépjárművek hatékonyabb tüzelőanyagfelhasználását lehetővé tévő tüzelőanyag. A korábbi, alternatív tüzelőanyagok alkalmazástechnikájára épülő kutatásaimat is tovább folytattam: foglalkoztam speciális biodízelek alkalmazhatóságával, butanol-gázolaj keverékek fejlesztésével. Az ipari munkáim mellett aktívan bekapcsolódtam az oktatásba a Széchenyi István Egyetemen, a Nyíregyházi Főiskolán illetve Egyetemen és alma materemben a BME Közlekedés- és Járműmérnöki Karán. A tüzelőanyag fejlesztés után éltem a lehetőséggel, hogy újra belsőégésű motorok fejlesztésével, illetve az önvezető járművek hatékonyságra és környezetterhelésre gyakorolt hatásával foglalkozzak. Kutatásaim során több PhD témavezetést is vállaltam, jelenlegi és végzett Ph.D. hallgatóim egyrészt a dízelmotorok NO_x kibocsátásának csökkentését kutatják, másrészt az autonóm hibrid járművek környezeti hatásainak csökkentésével és tesztelési eljárások kifejlesztését kutatja.

A fentieknek megfelelően a munkám általános célkitűzése az energiahatékonyság növelése és a környezetterhelés csökkentésére közúti gépjárművek esetén, különös tekintettel a hajtóanyagokra, a motortechnológiára és az önvezető technológiákra. Ezen belül az alábbi rész-célkitűzéseket fogalmaztam meg:

- 1) Alternatív tüzelőanyagok, mint az energiahatékonyság növelésének és a környezetterhelés csökkentésének eszközei
- 2) Hagyományos, fosszilis tüzelőanyagok továbbfejlesztése, mint az energiahatékonyság növelésének és a környezetterhelés csökkentésének eszköze

3) Belsőégésű motorok továbbfejlesztése, mint az energiahatékonyság növelésének és a környezetterhelés csökkentésének eszköze

4) Hibrid járművek fogyasztásának előrebecslése

1.2 A téma aktualitása

Bár már a múlt század hetvenes éve óta tudományos számítások támasztják alá, hogy a kőolajkincs maximum 50 évre elegendő, mégiscsak az utolsó évtizedekben kezdődött meg az autógyártásban egy jelentős átalakulás. Ennek mozgatórugói között az egyik az olajkincs végeessége, a fejlett országok, mindenekelőtt Európa és Japán nyersanyagokhoz való hozzáféréseinek korlátai, az európai autógyárak Egyesült Államokbeli terjeszkedése kapcsán felszínre került dízelbotrány, a szigorodó környezetvédelmi előírások és a mobilitással szemben új elvárásokkal jelentkező fiatal generációk. Ezek a hatások az autógyártásban négy nagy fejlődési tendenciában jelennek meg: alternatív energiahordozók alkalmazásában, a hibrid és elektromos mobilitás előretörésében, a járműmegosztásban és az önvezető járműtechnika fejlődésében.

A Nemzetközi Energiaügynökség 2018-as elemzése [1] alapján az elemző intézetek (Shell, BNEF, OPEC) reális scenárióiban az új autók között az elektromos hajtással rendelkező személygépkocsik részaránya 2050-re várhatóan az új autó értékesítések harmada-fele között lesz. Figyelembe véve az autópiacon lassú átforgási sebességét, ez azt jelenti, hogy a személygépkocsi park nagyjából 70%-a még fosszilis vagy ahhoz nagyon hasonló üzemanyagot fog használni. Ezek ismeretében a kutatásaim során vizsgált üzemanyagok illetve belsőégésű motorok továbbfejlesztése piacilag alátámasztott.

Az emissziós előírások szigorodása is afelé mutat, hogy szükséges a meglévő rendszerek továbbfejlesztése. Az általam kutatott területek egy irányba mutatnak az egyre szigorodó európai szén-dioxid elvárásokkal. A legújabb szabályozások előírják [2] 2020-tól a 95 g/kWh flottakibocsátást a személygépkocsi gyártóknak, amelynek egyik támogató eszköze lehet az üzemanyag oldali szén-dioxid kibocsátás csökkenés. Mértékadó, 2019-ben készült előrejelzések alapján [3] a hosszútávú áruszállításban, az iparban és mezőgazdaságban illetve a hajózásban a jelenlegi technológiákkal rövidtávon nem várható áttérés más energiahordozókra, a gázolaj könnyű kezelhetősége és nagy energiasűrűsége miatt. Ezen gazdasági alágazatok óriási energiaigénye miatt, minden kis emissziós csökkentés, hatékonyság növelés illetve fogyasztás-csökkentés nagyon nagy hatású. A következő évtizedekben, a fenti környezetben minden százalékos üzemanyag megtakarításnak, emisszió csökkentésnek nemzetgazdasági jelentősége van, amelynek az általam kutatott a járműmotorok, továbbfejlesztett hagyományos és alternatív üzemanyagok illetve a fogyasztás és utántöltés előrebecslés a szerves részét alkotják.

1.3 Az értekezés felépítése

Ezt az értekezést a Magyar Tudományos Akadémiának nyújtottam be, a "Magyar Tudományos Akadémia Doktora" címére történő pályázatomban részeként. Az értekezés összefoglalja a járműmérnöki területen végzett kutatási eredményeimet. Az eredményeket a 2., a 3., a 4. és az 5. fejezetben mutatom be, a 6. fejezet pedig az új tudományos eredményeimet foglalja össze. A 7. fejezet kitér a kutatói munkám eredményeinek gyakorlati alkalmazhatóságáról. A 2. fejezet a belsőégésű motorok továbbfejlesztése területén végzett kutatásaimat, mint az energiahatékonyság növelésének és a környezetterhelés csökkentésének eszközeit taglalja. Ezen belül vizsgáltam a kompressziógyújtású motorok utánkezelő rendszerének fejlesztését, és kettős tüzelőanyagú szikragyújtású motor fejlesztését. A 3. fejezet a hagyományos, fosszilis tüzelőanyagok továbbfejlesztését, mint az energiahatékonyság növelésének és a környezetterhelés csökkentésének eszközeit ismerteti, ezen belül kiemelendő a kompressziógyújtású motor üzemanyagának reformulázása alacsonyabb környezetterhelés és kisebb fogyasztás céljából. A 4. fejezet az alternatív tüzelőanyagok, mint az

energiahatékonyság növelésének és a környezetterhelés csökkentésének eszközeit írja le, külön kitérve az eljárások fejlődésére, melynek részeként több kettes és hármas keverék vizsgálatából származó eredményeimet foglaltam össze. Az 5. fejezet az önvezető jármű technológiák, mint az energiahatékonyság növelésének és a környezetterhelés csökkentésének eszközeivel foglalkozik. A 6. fejezet az új tudományos eredményeket foglalja össze, illetve kutatási eredményeim várható hasznosíthatóságát vázolja fel. A vizsgálatokhoz a motorhajtóanyag, illetve a belsőégésű motorok fejlesztése területén az általánosan elfogadott, a jelenlegi nemzetközi gyakorlatnak megfelelő motorfékpadi méréseket végeztem el, amelyeket több esetben analitikai vizsgálatokkal, statisztikai modellekkel és validált szimulációkkal, illetve járműves mérésekkel egészítettem ki és ellenőriztem.

2. BELSŐÉGÉSŰ MOTOROK TOVÁBBFEJLESZTÉSE

A belsőégésű motorok a XIX. század óta mobilitásunk kulcsai. Az elmúlt 150 évben sokat fejlődtek és bár sok szempontból megkérdőjeleződik egyeduralkodásuk, a közeljövőben teljesen nem fognak eltűnni a járműhajtásokból. Ezért is fontos, hogy mind motorteknikai, mind alkalmazástechnikai oldalról újabb és újabb területeken fejlesszük a belsőégésű motorokat, növelve hatékonyságukat és csökkentve környezeti terhelésüket. A dízelbotrány miatt szigorodó előírások miatt a terület kutatása különösen fontos. A kutatásaimból két területet emelek ki: a PB (propán-bután) gáz / LPG (liquified petroleum gas, azaz cseppfolyósított finomítói gáz) alkalmazhatóságának eredményeit, a kipufogógáz menedzsment területén folytatott kutatásokra alapozott megállapításaimat.

2.1 Kettős tüzelőanyagú kompressziógyújtású motor fejlesztése

A megjelent szakmai anyagok elemzése alapján vizsgálatom egy közös nyomócsöves (Common Rail- CR) hajtóanyag-ellátó rendszerű turbófeltöltéses, EGR (Exhaust Gas Recycling – kipufogógáz visszavezetés) szeleppel működő négyhengeres motoron, hogy a gáz-gázolaj hajtóanyag összetétel hogyan hasznosítható és milyen változásokat eredményez a motor leadott teljesítményében és a füstgáz összetételében. A vizsgálatok elvégzésénél a vegyes üzemmódhoz szükséges átalakító készüléket gyártók szakmai tapasztalatait felhasználva végeztem motorfékpadi méréseket, ugyanazon terhelési viszonyoknál gázolajra és gázolaj - LPG-gáz különböző összetételénél. Az elvégzett mérések eredményei alapján értékeltem ennek az üzemmódnak az eredményét, s megállapításokat tettem a gázolaj - LPG vegyes hajtóanyag használatára, a füstgázösszetétel, a fogyasztás és a motor működése tekintetében.

Az EU számos előírás és tervezet keretében korlátozza a személygépjárművek [15], a könnyű haszongépjárművek [17] és a tehergépjárművek széndioxid kibocsátását. Továbbá jelentős csökkentést ír elő 2020-ra a motorhajtóanyagok életciklusra vonatkoztatott széndioxid kibocsátására is a 2009-ben kiadott Üzemanyag Direktívában [18]. Ezen irányelv alkalmazásánál előnyt élveznek a hagyományos kőolaj alapú motorhajtóanyagoknál kisebb szén és nagyobb hidrogén tartalmú fosszilis gázok (LPG, CNG). Ezért több országban – Németországban, Ausztriában és Magyarországon is – felvetődött az a gondolat, hogy a haszonjárművek üzemeltetési költségei és a fenti környezetvédelmi szempontok miatt a dízelmotorok gázolaj hajtóanyagát valamilyen részarányban LPG-vel kellene helyettesíteni, amelynek motorüzemi használata az említett országokban jelenleg nem engedélyezett.

Az alkalmazás lehetőségének vizsgálatával számos szakirodalmi munka foglalkozik [6][7][8]. A gázolaj – LPG keverékű motorhajtóanyagot több kutató tanulmányozta az összetétel motorüzemi optimalizálása során, ezen vizsgálatok eredményei azonban nem mindenben megegyezők.

Ezek a kísérletek elsősorban a kibocsátott füstgázok összetételének elemzésére irányulnak. Több utalás található a lejátszódó motorikus körfolyamat égési nyomásviszonyainak elemzésére is. Ezeket a szakirodalmi utalásokat a végzett kísérleti munkám alapján tekintetem. A felhasznált szakirodalmak vizsgálatai kiterjedtek a gázolaj – LPG összetételű motorüzemekre, a különböző részarányú LPG használatára, illetve az LPG-én belül a propán és bután arányokra [6]. Az LPG és gázolaj különböző fűtőértéke miatt a mért motoroknál a fogyasztási jellemzőket nem tömegben fejezték ki az elvégzett munkára, hanem hőegységre vetítették. A vizsgált szakirodalmakban az alkalmazott kísérletek motorjaira a közvetlen befecskendezés, az osztatlan égéstér és 1 vagy 4 hengeres kivitel volt a jellemző. A gázolaj – LPG keverékű hajtóanyagokban az

LPG részarányt a $g_{LPG} \frac{m_{LPG}}{m_{go} + m_{LPG}}$ összefüggéssel határozták meg, amiből következik, hogy a hőbevitel

szempontjából domináns fűtőérték meghatározása a $H_{i_{kev}} = g_{go} \cdot H_{i_{go}} + g_{LPG} \cdot H_{i_{LPG}}$ összefüggés szerint történt [12].

A különböző szakirodalmi helyeken egymástól függetlenül hasonló motorokon elvégzett kísérletek eredményei alapján a füstgáz összetevőire az alábbiakat állapították meg:

A szénhidrogén (HC) kibocsátás tekintetében [9] végzett mérések alapján a HC-emisszió a standard gázolaj üzemmódhoz viszonyítva a vizsgált motornál 1200-2200 1/min tartományban teljes motorterhelésnél mindig kisebb volt, mint a gázolaj – LPG keveréknél. A mérési eredmények szerint teljes terhelésnél a fordulatszám növekedésével a HC-kibocsátás csökkenő tendenciájú, amely nem csak a gázolajra, hanem a gázolaj – LPG keverékekre is igaz. A vizsgálatban a keverék LPG-tartalma a gázolaj üzemmódhoz viszonyítva 5-10-15-20% volt, amelyek HC-kibocsátása 5-15%-kal magasabb volt. Hasonló mérési eredmények ismeretesek [4], amikor állandó fordulatszámánál különböző részterheléseknél vizsgálták a HC-kibocsátást csak gázolaj és csak LPG hajtóanyagoknál. Az ismertetett mérési eredmények alapján a motor részterhelésénél 3-5-ször nagyobb a különbség, amely a terhelési tényező növekedésével a kiegyenlítődés irányába tendált. A mérések eredményei szerint 100%-os motorterhelésnél az LPG üzemmód HC-kibocsátása 20-30%-kal nagyobb gázolajos üzemmódhoz viszonyítva. Az LPG-nek a levegővel való keveredése érdekében végzett kísérletek [12] szerint is az előzőekhez hasonló eredményeket kaptak a terhelés és a fordulatszám függvényében.

Dízelmotorok üzemében fontos a kipufogógáz szénmonoxid (CO) tartalma is. Ennek a gázösszetevőnek a mennyisége utal a motorban lejátszódó égési folyamatok minőségére. A különböző szakirodalmak [4] [13] a motor által kibocsátott kezeletlen füstgázoknál a terhelés növekedésével mutat csak csökkenő eltérést egy-egy adott gázolaj – LPG összetételnél. A különbség a tiszta gázolaj üzemmódhoz viszonyítva 1000-3000 ppm-mel nagyobb. A CO-kibocsátás tiszta gázolaj üzemmód esetén a motor terhelési viszonyainak növekedésével növekvő tendenciájú (1500 ppm-ről 2000 ppm-re), gázolaj – LPG üzemmódnál csökkenő tendenciájú (3500 ppm-ről 2000-2500 ppm-re). A mérések [4] szerint még 100%-os motorterhelésnél is nagy a különbség, amit az LPG jelenléte okoz. Megállapítható, hogy a gázolaj és az LPG együttes üzemi alkalmazása rontja a motorikus égés minőségét.

A dízelmotor üzemének egyik, a környezet szempontjából káros gázkibocsátása a nitrogén-oxidok (NO_x), amelyek a motorikus égés oxigén többletének és az égési hőmérséklet növekedésének eredményeként jönnek létre. Kellemetlen és tartós környezeti hatásai miatt célszerű ennek a kibocsátási tényezőnek a minél alacsonyabb szinten való tartása. A szakirodalmi utalások [5] azt mutatják, hogy a kibocsátás mennyisége a motor terhelésének növekedésével hajtóanyagtól függetlenül exponenciális növekszik. Ennek oka, hogy a terhelés növelése a motorban lejátszódó folyamat hőmérsékletét emeli, így fokozva az NO_x-képződést. Erre utalnak a [4] [6] [13] [14] szakirodalomban megjelent megállapítások is. A szakirodalmi eredmények között nem található megfelelő adatok arra vonatkozóan, hogy állandó rész- és teljes terhelés mellett a fordulatszám függvényében milyen kibocsátással üzemelhetnek a motorok. A gázolaj és LPG különböző tömegrészarányú keverékeinél állandó fordulatszámánál a terhelés növekedésével az NO_x 50-150 ppm-től 300-450 ppm-re nő exponenciálisan. A mérési adatok [10] [11] alapján az LPG – gázolaj összetételű hajtóanyagoknál az LPG-n belüli propántartalom-csökkenés kedvezően befolyásolja a NO_x képződését. Ebben a szakirodalomban közölt mérések szerint az LPG 30%-os propán és 70%-os bután összetételénél a terheléstől függetlenül az átlagos kibocsátási különbség 1/3 arányú a 100%-os bután tartalomhoz és a tiszta gázolajhoz viszonyítva, vagyis megállapítható, hogy a butántartalom kedvező hatást gyakorol a NO_x-kibocsátásra.

A füstölés vagy füstérték is rendkívül kedvezőtlen alkotója a dízelmotorok kibocsátásának. A tökéletlen égés szilárd állapotú égésterméke a korom, amely a levegőben diszpergálva okozza a dízelmotor legkedvezőtlenebb szennyező hatását [15]. A N.K. Miller Jothi [4] és más szerzők is arra utalnak, hogy a motorterhelés növekedésével különösen a gázolajnál 3-7-szeres a füstkibocsátás-növekedés. Ezzel szemben tiszta LPG

üzemű Diesel-motornál ez az érték 2-4-szeres nagyságú. A gázolaj és az LPG üzemmód közötti különbség [4] [5] 20%-os motorterhelésnél a $K = 0,5 - 0,1 = 0,4 \text{ m}^{-1}$, míg 100%-os motorterhelésnél a $K = 3,5 - 0,6 = 2,9 \text{ m}^{-1}$ -re adódik a mérések szerint. A bemutatott adatokból egyértelműen következik, hogy a motorok füstkibocsátását a gázolaj-LPG hajtóanyagok keveréke hol kedvezően, hol kedvezőtlenül befolyásolja. Ennek számszerűsítését az általunk vizsgált szakirodalmak nem tartalmazzák, ezért pontos értékek nem lelhetők fel. Több szakirodalom [8] [9] utalást tesz a terhelés és a füstgáz hőmérséklet kapcsolatára. Az említett irodalmak alapján megállapítható, hogy a teljes LPG üzemmódban a terheléstől függetlenül 50-100°C-kal alacsonyabb a füstgáz-hőmérséklet a gázolajhoz viszonyítva, ami a füstérték és NO_x kibocsátás szempontjából kedvezőbb motorüzemet eredményez.

A kipufogógáz összetételének alakulásában fontos szerepe van az égésfolyamatnak. Több szakirodalomban található a gázolaj – LPG vegyes hajtóanyagú üzemmód motorikus körfolyamatának elemzése a forgattyús tengely szögelfordulásának függvényében [5] [7] [8] [9] [10]. A felsorolt szakirodalmakban bemutatott indikátordiagramok nyomáslefutási görbéi megerősítik, hogy a dízelmotorokban lejátszódó égési folyamat eltérő az LPG-nél és a gázolajnál. A különböző hajtóanyag-mixtúrákra (gázolaj, gázolaj + 50% LPG; gázolaj + 40% LPG) [9] megállapították, hogy a beállított gázolaj befecskendezéshez viszonyítva meghatározhatatlan a gáz égési nyomásváltozás nagysága, kezdete és lefolyásának módja. Az idézett szakirodalmak mindegyikében megtalálható, hogy a vegyes üzemmódban alapvetően az eltérő égésmódok dominálnak, amik eltérő nyomásnövekedési sebességet, gyulladásí késedelmet hoznak létre. Ennek eredményeit mutatják a motor égéstermékek összetevőinek jelentős növekedései, a szénmonoxid, a NO_x és az elégetlen szénhidrogén kibocsátása. A maximális égési nyomás és a nyomásnövekedési sebesség csökkenése a gázolajhoz viszonyítva terheléstől függetlenül eléri a 10-15%-os, illetve 1,5-2,5 bar/főtengely értékeket, ami akarva akaratlanul a motorikus körfolyamat hőhasznosulását rontja. Ennek következményeként jelenítik meg a szakirodalmak [4] [7] [9]) az effektív hatásfok szélsőértékeit gázolajra és LPG-re, aminek eredményeként 10-20%-kal is csökkenhetnek az effektív hatásfok-értékek. A gázolaj – LPG összetételű motorhajtóanyaggal kapcsolatos szakirodalmi ismeretekből megállapítható, hogy egy meglévő motor üzemének átalakítása nem mindig hoz egyértelmű eredményeket. A keverék összetételén belül az LPG gáznak a motorikus tulajdonságát az oktánszám határozza meg, amiből adódóan a dízelmotorok nagy kompresszió-viszonya miatti égéslefolyás nem javítja kellően a dízelmotorban lejátszódó égési viszonyokat [15].

Összefoglalva, a témában eddig végzett vizsgálatok hagyományos dízel befecskendezésekkel történtek. Napjaink dízelmotorjai a változtatható nagynyomású és több periódusú hajtóanyagellátó rendszerekkel szereltek. Ezen Common-Rail rendszerek ilyen keveréküzemű dízel-LPG vizsgálatai nem mindenben ismertek. Az alternatív hajtóanyagok alkalmazását széleskörű kísérleti és gazdasági eredményekkel lehet előkészíteni. A munkám során az elérhető LPG-dízel rendszereken elvégzett mérésekkel vizsgáltam meg az alábbi hipotéziseket:

Hipotézis I: Az utólagosan felszerelt LPG adagoló rendszerek áttételes illesztése a motorvezérlő rendszerhez nem elégséges az LPG-dízel rendszerek jobb üzemelési tulajdonságainak eléréséhez. Az LPG gázolajnál rosszabb cetánszáma és magasabb égéshőmérséklete rontja az égés minőségét, ezáltal növeli füstgáz, HC, CO, és NO_x tartalmát.

Vizsgálataimban egy Common-Rail rendszerű motoron végeztem méréseket, s igyekeztem választ adni a motor meglévő szabályozási rendszerének, környezeti kibocsátásainak és motor üzemi jellemzőinek változására a tiszta gázolaj és az LPG – gázolaj motorüzemben.

2.1.1 A mérési módszer és eszközei

A megvizsgált szakirodalmak mérései mind hagyományos, közvetlen befecskendezésű dízelmotorokkal történtek. Vizsgálataink arra irányultak, hogy lehetséges-e a vegyes üzemmód megvalósítása Common-Rail

rendszerű hajtóanyag-ellátás esetén, ezért méréseimhez az 1. táblázat szerinti műszaki adatokkal rendelkező motort alkalmaztam [ZM2].

1. táblázat: Az LPG-dízel rendszerek vizsgálathoz használt motor jellemző műszaki adatai

Jellemzők	Adatok
Névleges motorteljesítménye:	104 kW (139 LE)/2200 f/min
Legnagyobb nyomatéka:	480 Nm/1600 f/min
Feltöltési rendszere:	Változó geometriájú turbófeltöltés, visszahűtött levegő bevezetés, EGR, maximális feltöltési nyomás 1,3 bar
Hengerelrendezése:	4 hengeres álló soros kivitelű, nedves perselyes megoldás
Henger/löket méretek:	Ø 106 mm L = 127 mm
Lökettérfogata:	4,5 l
Kompresszióviszony:	19,0:1
Környezetvédelmi megfelelése:	TIER 3 követelmények kielégítése
Befecskendező rendszer:	Common-Rail, 1975 bar kétfázisú befecskendezéssel
Levegőellátó rendszere:	függő elhelyezésű szelepek 2-2 szívó- és kipufogószelep
Hűtési rendszere:	Kétvízkörös, termosztát szabályozású, 82-95°C hőmérsékletű

A fékteremben kialakított mérőrendszer felépítését az 1. ábra mutatja. A mérési folyamat kialakításnál a használt gázadagoló készülékek kiegészítő eszközként lettek felszerelve, amelyek működtetését a motor elektronikájától független vezérlőelektronika végezte. Az LPG gázadagoló vezérlőelektronikák működtető alapjeleket a motor főtengelyének fordulatszámától és a gázpedál-állás helyzetét jelző szenzorról vettük a gyártó útmutatása szerint.

A motor munkafolyamatába bevitt gázmennyiséget a fordulatszám alapján előre meghatározott mennyiségben a teljesítmény és/vagy a fordulatszám függvényében adagolta, így a motorba bevitt gázolaj – LPG arány állandó értéken tartása nem vagy csak nagyon korlátozott feltételek között volt megvalósítható. A teljesítmény függvényében való adagolást a gázpedál jeladó állása jelentette. A motor 100 – 75 – 50 – 25%-os terhelési tényezőjénél a teljesítmény, nyomaték, fajlagos fogyasztás és a füstgáz összetételének (füstérték, CO₂, CO, NO_x, HC) mérése történt.

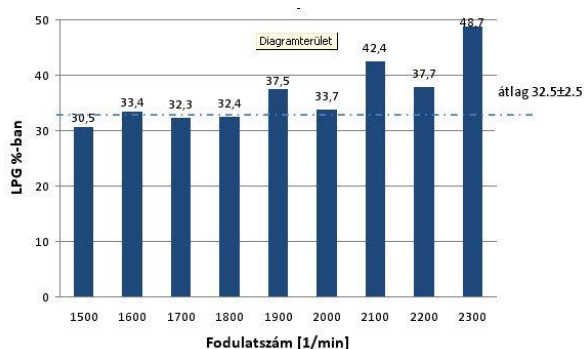
A teljes terhelés melletti fordulatszám jelleggörbe felvételénél a mérési pontok adatait a leszabályozási fordulatszámától (2300 f/min) 50 f/min csökkentve egészen 1500 f/min-ig határoztam meg. Az 50 f/min fordulatszám különbségek beállítását az örvényáramú motorfékpad vezérlőautomatikája végezte. A terhelési tényező alapján az egyes fordulatszámokhoz meghatároztuk a fékpadnál automatikusan beállítható terhelő nyomatékot. Az így beállított és állandósult munkapontban gázolaj üzemmódnál tömegméréssel állapítottuk meg a fajlagos fogyasztás értékeit.

2.1.2 A mérési eredmények értékelése

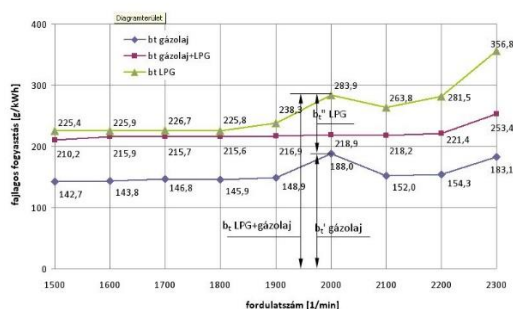
A háromféle gázbefecskendező berendezés és a motor elektronikus vezérlőkészülékei között kommunikáció csak egy berendezésnél volt. Az LPG gázadagoló készülékek üzem közbeni szabályozása – a kapcsolat módjától függetlenül – nem tették lehetővé a gázolaj és LPG arány pontos szabályozását, ezért az eredményeknél a pontos arány nem mindig volt állandó. Az elfogadható állandóságú keverési arányt az egyes mérési fordulatszámoknál egyedi beállítással kellett eszközölni. Ettől függetlenül az értékelés eredményei megmutatják, hogy egy gázolaj üzemre tervezett dízelmotor üzemének átállítása gázolaj – LPG üzemmódra milyen változásokat eredményez a motor füstgáz összetételében, a fajlagos fogyasztásban, illetve a motorban lejátszódó égésben. Az értékelést a motor fajlagos fogyasztása és a füstgáz mért jellemzőinek összehasonlításával végezzük el, ahol a mért értékek teljesítmény egységre vetítettek.

2.1.3 A fajlagos fogyasztási jellemzők elemzése

A három gázadagoló készülék közül a motor elektronikus vezérlésével összekötött gázvezérlővel a 2. ábra szerinti gázolaj – LPG állandó aránya volt beállítható, míg négy fordulatszám (1900, 2100, 2200, 2300 f/min) az átlag szórás kétszeresét meghaladó mértékben volt eltérés, ami 95%-os valószínűségi szinten mutatja a gázolaj – LPG arány állandóságát. A tiszta gázolajjal és a gázolaj – LPG ilyen összetételű keverékével 100% motorterhelésnél végzett mérésekből számított fajlagos fogyasztások alakulását a 3. ábra mutatja.



2. ábra: Az LPG tömegaránya az LPG – gázolaj keverékben



3. ábra: A fajlagos fogyasztás LPG + gázolaj és gázolaj hajtóanyagoknál 100% motorterhelésnél a motor fordulatszáma függvényében

Jól látható, hogy a tiszta gázolaj üzem esetén a fajlagos fogyasztás jelleggörbéje egy szabályos üzemmódot mutat. Ezzel szemben a gázolaj – LPG üzemmódban a motor az 1900-2100 f/min fordulatszám-tartományban – ahol állandó teljesítményt kell biztosítani – nem tudja megtartani a gázolaj üzemmódra jellemző működési módot. Mind a motor, mind az LPG adagoló vezérlő elektronika beavatkozik és megváltoztatja a fajlagos fogyasztási viszonyokat. A külön mért gázolaj és LPG fogyasztási értékekből a számított fajlagos fogyasztást a 3. ábra láthatóan gázolajra átszámítva mutatom be. A gázolajra való átszámítást a fűtőértékek arányában végeztem az alábbiak szerint:

$$b''_{LPG} = \frac{m_{LPG}}{P_{mért}} \cdot \frac{H_{i,LPG}}{H_{i,gázolaj}} \quad (1)$$

ahol, b''_{LPG} - az LPG részarány fajlagos fogyasztása gázolajban kifejezve;

m_{LPG} - a mérési időre eső LPG fogyasztás

$P_{m\acute{e}rt}$ - a f\acute{e}kpadai m\acute{e}r\acute{e}s teljes\acute{ı}tm\acute{e}nye

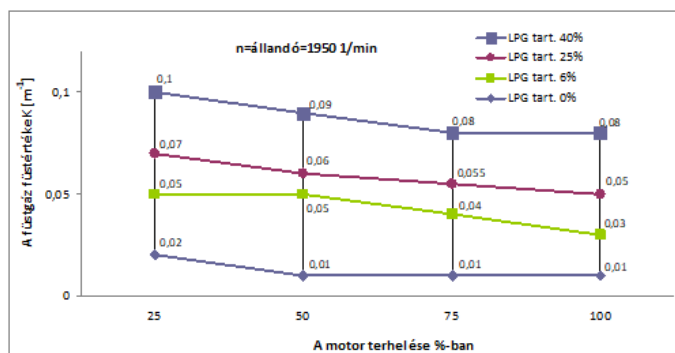
$H_{i,LPG}$ - az LPG m\acute{e}rt f\acute{u}t\acute{o}\acute{e}rt\acute{e}ke

$H_{i,g\acute{a}zolja}j$ - a g\acute{a}zolja j m\acute{e}rt f\acute{u}t\acute{o}\acute{e}rt\acute{e}ke

Az ism\acute{e}tl\acute{e}ssel elv\acute{e}gzett m\acute{e}r\acute{e}s\acute{e}k eredm\acute{e}nyei alapján az 1500-1900 1/min fordulatsz\acute{a}m-tartom\acute{a}nyban 5,0 g/kWh \pm 2,0%-kal, m\acute{ı}g a 2000-2200 1/min fordulatsz\acute{a}m-tartom\acute{a}nyban 16,5 g/kWh \pm 6%-kal magasabbak. A bemutatott fajlagos fogyaszt\acute{a}si viszonyok a m\acute{a}sik k\acute{e}t g\acute{a}zadagol\acute{o} k\acute{e}sz\acute{u}l\acute{e}kn\acute{e}l m\acute{e}g sz\acute{e}ls\acute{o}s\acute{e}gesebb eredm\acute{e}nyeket mutatnak. Jellemz\acute{o}j\acute{u}k a m\acute{e}g sz\acute{e}ls\acute{o}s\acute{e}gesebb be\acute{a}ll\acute{ı}t\acute{o}d\acute{a}sa az LPG-nek a kever\acute{e}ken bel\acute{u}l, amely az \acute{o}sszehasonl\acute{ı}that\acute{o}s\acute{a}got nem teszi lehet\acute{o}v\acute{e}. A vizsg\acute{a}lati eredm\acute{e}nyek alapján meg\acute{a}llap\acute{ı}that\acute{o}, hogy az LPG-nek a g\acute{a}zolja j motor\acute{u}zemm\acute{o}dba val\acute{o} bevitele nem eredm\acute{e}nyez fajlagos fogyaszt\acute{a}s cs\acute{o}kken\acute{e}st, alkalmaz\acute{a}sa a motor szab\acute{a}lyoz\acute{a}st\acute{a}t ingadoz\acute{o}v\acute{a} teszi. Ezek a g\acute{a}zolja j – LPG kever\acute{e}k \acute{e}g\acute{e}si viszonyaival f\acute{u}ggnek \acute{o}ssze, amelyet j\acute{o}l bizony\acute{ı}tanak a f\acute{u}stg\acute{a}z \acute{o}sszet\acute{e}tel\acute{e}nek elemz\acute{e}s\acute{e}b\acute{o}l kapott eredm\acute{e}nyek.

2.1.4 A f\acute{u}stg\acute{a}z \acute{o}sszetev\acute{o}k elemz\acute{e}se

A d\acute{ı}zelmotorok f\acute{u}stg\acute{a}z\acute{a}nak egyik fontos jellemz\acute{o}je a f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}k. A m\acute{e}r\acute{e}si eredm\acute{e}nyek k\acute{o}z\acute{u}l a 4. \acute{a}bra az 1950 1/min fordulatsz\acute{a}mon mutatjuk be a motor 25 – 50 – 75 – 100%-os terhel\acute{e}si t\acute{e}nyez\acute{o}j\acute{e}n\acute{e}l k\acute{u}l\acute{o}nb\acute{o}z\acute{o} LPG r\acute{e}szar\acute{a}ny\acute{u} hajt\acute{o}anyag\acute{n}al a m\acute{e}rt f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}keket.



4. \acute{a}bra: A m\acute{e}rt f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}k a terhel\acute{e}si t\acute{e}nyez\acute{o} f\acute{u}ggv\acute{e}ny\acute{e}ben

Meg\acute{a}llap\acute{ı}that\acute{o}, hogy a hajt\acute{o}anyag LPG-tartalm\acute{a}nak n\acute{o}veked\acute{e}se a f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}k n\acute{o}veked\acute{e}st\acute{e}t eredm\acute{e}nyezte. A terhel\acute{e}si t\acute{e}nyez\acute{o} n\acute{o}veked\acute{e}se a f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}k cs\acute{o}kken\acute{e}st\acute{e}t eredm\acute{e}nyezte. A nomin\acute{a}lisan m\acute{e}rt f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}k azonban nem fejezi ki kell\acute{o}en, hogy milyen hat\acute{a}st eredm\acute{e}nyez a motor mindenkor\acute{i} terhel\acute{e}si \acute{a}llapota. Ennek bemutat\acute{a}st\acute{a}ra k\acute{e}peztem az 1 kW teljes\acute{ı}tm\acute{e}nyre \acute{e}s\acute{o} f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}ket – a fajlagos f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}k (K) – a k\acute{o}vetkez\acute{o} \acute{o}sszef\acute{u}gg\acute{e}s alapján:

$$K' = \frac{K_{m\acute{e}rt}}{P_{m\acute{e}rt}} \left[\frac{1}{mkW} \right] \quad (2)$$

Az \acute{ı}gy kisz\acute{a}m\acute{ı}tott fajlagos f\acute{u}st\acute{e}rt\acute{e}k l\acute{a}that\acute{o} a motor terhel\acute{e}si f\acute{u}ggv\acute{e}ny\acute{e}ben az 5. \acute{A}br\acute{a}n.



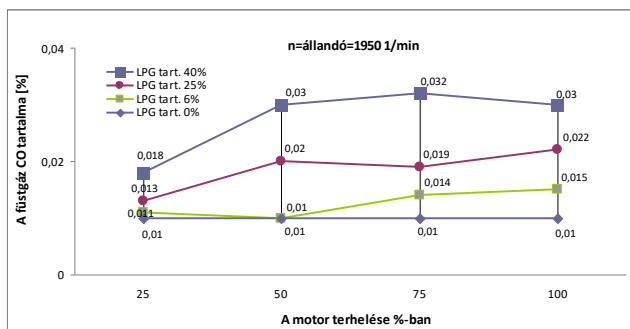
5. ábra: A fajlagos füstérték a terhelési tényező függvényében

Az 5. ábra: A fajlagos füstérték a terhelési tényező függvényében alapján megállapítható, hogy a hajtóanyag LPG arányának növelése, valamint a terhelési tényező csökkenése növeli a fajlagos füstértéket, ami a motorikus folyamatban lejátszódó égési folyamat tökéletlenségéből adódik [ZM61]. A koromképződést kifejező füstölést az alacsony égési hőmérséklet segíti, ami arra utal, hogy a levegővel együtt bevezetett LPG nem javítja a Common-Rail rendszerű befecskendezésnél az égési feltételeket. A mérések alapján meghatároztam a LPG tartalom, a terhelés és a fajlagos füstérték közötti összefüggést (3. egyenlet):

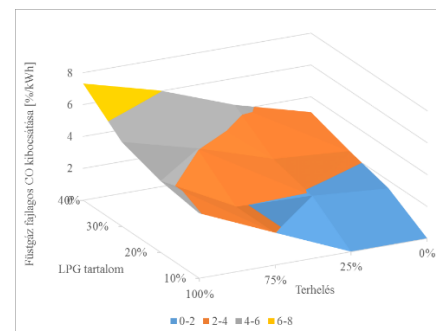
$$F_{fajl} = 0,458 \cdot X_{LPG} - 0,207 \cdot Y_{load} + 15,72 \quad (3)$$

ahol F_{fajl} a fajlagos füstölés, X_{LPG} a keverék LPG részaránya térfogatszázalékban kifejezve, Y_{load} pedig a motor terhelése százalékosan.

A motorban lejátszódó égés minőségére jellemző a füstgáz CO-tartalma. A 6. ábrán és 7. ábrán látható, hogy a tiszta gázolaj üzem módhoz viszonyítva az LPG-tartalom növelésével jelentősen növekszik a kibocsátott CO-tartalom.



6. ábra: A füstgáz CO-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében

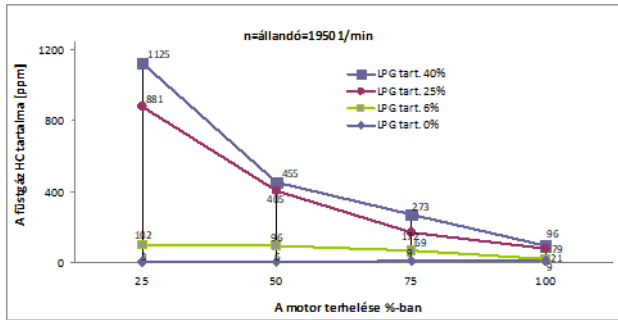


7. ábra: A füstgáz fajlagos CO-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében

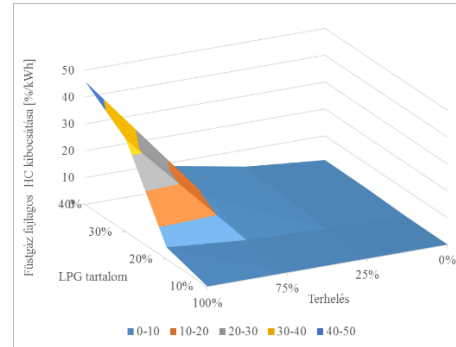
A füstgáz összetételén belül a CO-tartalom a terhelési tényezőtől függően (1,2 – 3)-szorosára növekedett a tiszta gázolaj üzemhez képest (6. ábra), de a növekedés trendje a terhelés növekedésével mérséklődik. A mérséklődést jól mutatja a teljesítményegységre vetített CO-tartalom (7. ábra), amely szerint a terheléstől függetlenül a gázolaj üzem módhoz viszonyítva ugyanúgy fennáll a (1,2 – 3)-szoros arány, de a terhelés növekedése csökkenő jelleget eredményez. Mindezek arra utalnak, hogy a motorikus égés a terhelés csökkenésével alacsonyabb hőmérsékleteken játszódik le, aminek eredménye a nagyobb arányú tökéletlen égéstermék keletkezése. A mérések alapján meghatároztam a LPG tartalom, a terhelés és a fajlagos CO kibocsátás közötti összefüggést (4. egyenlet):

$$CO_{fajl} = 0,087 \cdot X_{LPG} + 0,035 \cdot Y_{load} - 0,346 \quad (4),$$

ahol CO_{fajl} a fajlagos füstölés, X_{LPG} a keverék LPG részaránya térfogatszázalékban kifejezve, Y_{load} pedig a motor terhelése százalékosan.



8. ábra: A füstgáz HC-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében

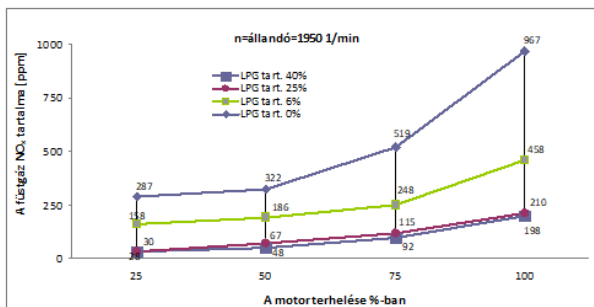


9. ábra: A füstgáz fajlagos HC-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében

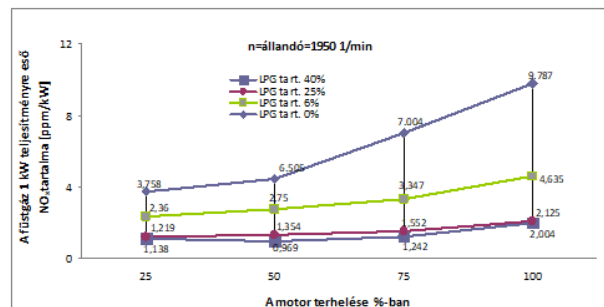
A füstgáz összetétel elemzésénél megvizsgáltam az elégetlen szénhidrogén (HC) tartalmat is. A 8. ábra szerint a gázolaj üzemmódohoz viszonyítva az LPG adagolás növelésével (30-400)-szoros kibocsátási értékeket mértem 5%-os terhelési tényezőnél, amelyek aránya a terhelési viszonyok növelésével (3-10)-szeres értékre csökkentek. Ennek magyarázatát a gázolaj és az LPG motorikus égési tulajdonságainak eltérésevel lehet indokolni. Az LPG 490-510 °C gyulladási hőmérsékletével szemben a gázolajé 300 °C körül van, ezért a nagy LPG részarányú keverékben jelentősen megnövekszik az öngyulladás hőmérséklete, és az égés kezdete a felső holtpont környezetében jön létre [ZM61], az égés pedig áthúzódik a felső holtpont utánra, aminek eredményeként növekszik meg az elégetlen szénhidrogén-kibocsátás. Jól lekövethető ez a folyamat a fajlagos HC-kibocsátásnál is (9. ábra). Megítélésem szerint a részterhelések okozta alacsony motorkörfolyamati hőmérsékletek okozzák az alacsony terhelési viszonyok magas HC-kibocsátását. A magyarázatot teljes mértékben igazolják a látható trendek és adatok. A mérések alapján meghatároztam a LPG tartalom, a terhelés 0-75% között és a fajlagos CO kibocsátás közötti összefüggést (5. egyenlet):

$$HC_{fajl} = -10,05 \cdot X_{LPG} + 0,474 \cdot Y_{load} + 0,155 \quad (5),$$

ahol HC_{fajl} a fajlagos füstölés, X_{LPG} a keverék LPG részaránya térfogatszázalékban kifejezve, Y_{load} pedig a motor terhelése százalékosan.



10. ábra: A füstgáz NO_x-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében



11. ábra: A füstgáz fajlagos NO_x-tartalmának változása a terhelési tényező függvényében

A mérési eredmények alapján a motor terheletlen állapotában a magas szénhidrogén (HC) tartalom alacsony lánghőmérséklet mellett alakul ki. Az így kialakult alacsonyabb hőmérsékletű égés nem kedvez a NO_x

kialakulásának [ZM14]. Az NO_x mért adatai a füstgázon belül a motor terhelésének függvényében a láthatók (10. ábra), amelyekről megállapíthatók, hogy a terhelési tényező okozta nagyobb munkaközeg hőmérséklet és LPG részarány kedvez a NO_x képződésének.

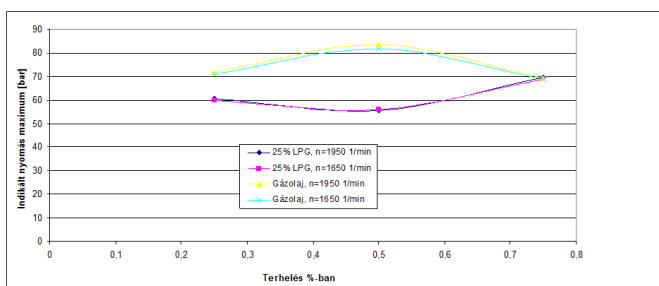
Az NO_x keletkezést megvizsgálva a teljesítményegységre vetítve (11. ábra) bizonyíthatóan befolyásolja a keletkezett mennyiséget azáltal, hogy az LPG nagyobb gyulladási hőmérséklete miatt az égés jelentősen áttolódik az expanzió ütemére, növelve ezzel az expanziós folyamat hőmérsékletét, ami javítja a NO_x képződés feltételeit. A vizsgálati eredmények egyértelműsítik, hogy a motor terhelési tényezőjének növekedése minden hajtóanyagnál többszörösére növeli a NO_x kibocsátást, de a növekedés sebessége a gázolajhoz adagolt LPG hajtóanyagnál (1,5 – 3)-szoros, míg adott terhelési viszonyoknál – a gázolajhoz adagolt LPG mennyiségétől függően – (1,5 – 4,5)-ször nagyobb kibocsátást eredményez. A mérések alapján meghatároztam a LPG tartalom, a terhelés 0-75% között és a fajlagos NO_x kibocsátás közötti összefüggést (6. egyenlet):

$$NO_{xfajl} = -0,05 \cdot X_{LPG} + 0,049 \cdot Y_{load} + 1,37 \quad (6),$$

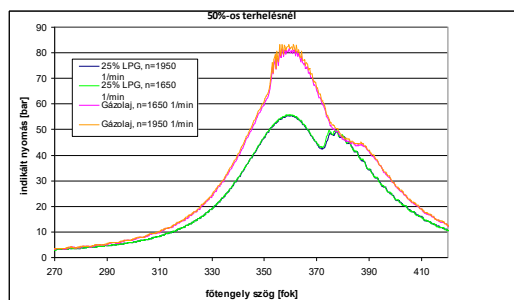
ahol NO_{xfajl} a fajlagos füstölés, X_{LPG} a keverék LPG részaránya térfogatszázalékban kifejezve, Y_{load} pedig a motor terhelése százalékosan.

Az égési viszonyok elemzéséhez végeztem indikálási vizsgálatokat, amelyek mérési adatai közül elemzésemhez kiemelem az 1950 és 1650 1/min fordulatszám on végzett mérések eredményeit tiszta gázolaj üzemmódnál és 25% LPG tartalmú gázolaj-LPG üzemmódnál különböző terhelési tényezők mellett. Az 50 %-os részterhelésnél felvett kiterített indikátor diagramokat mutatja a 14. ábra, amelyen jól látható, hogy a tiszta gázolaj üzemmódnál az égési végnyomásoknál nem, vagy alig tehető különbség az 1950 és az 1650 1/min fordulatszám esetén.

Ugyanazon az ábrán ábrázolt 25 % LPG tartalmú hajtóanyagnál az égési végnyomás értéke mintegy 15 bárral kisebb, s az expanzió ütemében még utóégés is tapasztalható. Az ábra kétfajta üzemmódjából egyértelműen látható, hogy a nyomásváltozási görbe alatti terület a tiszta gázolaj üzemmódban jóval nagyobb, ami annak következménye, hogy az LPG – gázolaj üzemmódban jelentős mennyiségű elégetlen égéstermék (HC) keletkezik. A vizsgálatban a gázolaj 42,42 MJ/kg, míg az LPG 45,30 MJ/kg fűtőértékű volt. Ha a fűtőértékek egyenértékűen vizsgáljuk az égésben résztvevő keverék hajtóanyagot, akkor annak az égésekor felszabadítható hőből 5%-kal nagyobb munkamennyiségnek kellett volna felszabadulni. Jól látható, hogy az LPG a más gyulladási hőmérséklete miatt LPG – gázolaj vegyes üzemmódban jelentősen rontja az égési folyamatot, amit a kibocsátott füstgáz-összetevők változásai is egyértelműen alátámasztanak (12. ábra, 13. ábra):



12. ábra: Indikátordiagram nyomásváltozása a főtelegly szögelfordulása függvényében



13. ábra: Az égési csúcshőmérséklet változása a motor terhelési tényezőjének függvényében

A vizsgált fordulatszámokon és LPG – gázolaj összetételnél a terhelési tényező növekedésével az indikátordiagramok szerint az égési végnyomás különbsége csökkenő. Ennek magyarázata, hogy a terhelési tényező növekedésével bevitt dózisok égésénél növekszik a motorkörfolyamatra jellemző hőmérséklet, ami miatt az LPG-nek javulnak az égési feltételei. Megállapítható, hogy különböző LPG – gázolaj arányú és gázolaj üzemmódban a terhelési tényező növekedése az égési csúcsnyomás kiegyenlítését segíti elő. Ennek magyarázatát a terhelési tényező növekedésével összefüggő adagnagyság növelése és a motor hengertéri hőmérséklet növekedése okozza, mivel javulnak az LPG égési feltételei. Így a gázolaj és az LPG – gázolaj keverékű hajtóanyag égési viszonyi és égési végnyomásai is kiegyenlítettebbé válnak.

2.1.5 Megállapításaim az LPG rendszerek dízelmotoron való alkalmazhatóságáról

A többszöri ismétléssel Common-Rail rendszerű hajtóanyag-ellátó rendszerű motornál több fajta adagolórendszerrel, LPG – gázolaj keverékű hajtóanyaggal elvégzett mérések eredményeit az alábbiak szerint lehet összefoglalni a kezdeti feltevésekre reflektálva:

1. A vizsgált LPG adagoló készülékek vezérlő elektronikája csak közvetetten illeszkedik az elektronikus motorvezérléshez, ezért a gázadagolás szabályozottsága nem eredményezi a terhelés függvényében állandó összetételű LPG – gázolaj keveréket. A gyártók által megadott gázpedálállás és a fordulatszámjelek nem elegendőek a keverék minőségi szabályozásához. Fontos lenne egy ilyen vegyes üzemmódban a motor és a gázadagoló szabályzó elektronikájának összehangolt kommunikációja. Kísérleti eredményeimből megállapítható, hogy egy pontos szabályozású dízelmotor (Common-Rail rendszer) üzemébe az erre a célra gyártott LPG adagolók vizsgált kialakítási módjai nem megfelelőek.
2. A Common-Rail rendszer több ciklusú hajtóanyag bejuttatása az égési folyamat gyors megindulását hozza létre, ami a gázolaj égésénél kevés károsanyag-kibocsátást eredményez. Ennek oka a gázolaj alacsonyabb gyulladási hőmérsékletével magyarázható. Ezzel szemben az LPG gyulladási hőmérséklete 150-200 °C-kal magasabb, cetánszáma sokkal rosszabb a gázolajnál, ami az égési folyamat későbbi megindulását eredményezi, vagyis az LPG és a gázolaj üzemben a keverékben eltérő égések jönnek létre. Az eltérő égési folyamatok eredményeit jól tükrözi a 13. ábrán látható indikátordiagram égési csúcsnyomásának különbsége. Az égési csúcsnyomások különbsége a terhelési tényező csökkenésével növekszik, ami az LPG-gázrész későbbi gyulladásával magyarázható. Az így lejátszódó égés nagymértékben áttevődik a felső holtpont utánra, s az égés lelassulásához vezet. Ennek eredményeként növekszik a füstgáz elégtelen HC-értéke.
3. A nagyarányú elégtelen HC és CO-képződést a hajtóanyag hőmérsékletei (LPG 490-510 °C, gázolaj 300-330 °C) okozzák. Az alacsonyabb részterhelésnél a motor alacsonyabb hőmérsékleti viszonyai miatt az LPG-gáz optimális fulladási feltételei nem biztosítottak, ezért megítélésem alapján az LPG-ből több elégtelen HC kerül a füstgázba, illetve tökéletlen égésterméként nő a CO-kibocsátás.
4. A NO_x keletkezés alapvető feltétele a magas hőmérséklet. A mérési eredmények alapján megállapítható, hogy a részterheléseknél alacsonyabb munkaközeg hőmérsékletek vannak, ezért a NO_x értékeknek alacsonyabbnak kell lenni. Ezek a feltételek az LPG – gázolaj üzemmódu motoroknál látható módon teljesülnek, vagyis a motor terhelési tényezőjének növekedésével számolni lehet a jelentős NO_x növekedéssel.
5. A motorüzem hajtóanyag-hasznosulásának egyik legfontosabb mutatója a fajlagos fogyasztás. 100%-os motorterhelésnél méréseink szerint 5-15% növekedése jön létre, ami a keverék tökéletlen égésére utal.

Tézis I.: Az elvégzett mérések és értékelések alapján megállapítom, hogy a vizsgált utólagosan felszerelt LPG rendszerekkel nem elérhetőek el a dízelnél jobb égési tulajdonságok. Az LPG károsanyag kibocsátásra gyakorolt hatására, a 10-40 tf% tartományban, az alábbi matematikai összefüggéseket fogalmaztam meg a 3, 4, 5 és 6. egyenletek alapján:

$$\bar{\epsilon}_{LPG-D} = \bar{x}_{LPG} + \bar{y}_{load} + \bar{p}_{ref} \quad (7)$$

ahol

$\bar{\epsilon}_{LPG-D}$: az LPG-dízel keverék emissziós tulajdonság mátrixa

\bar{x}_{LPG} : az LPG bekeverés hatását leíró vektor

\bar{y}_{load} : a terhelés hatását leíró vektor

\bar{p} : az alapgázolaj adott emissziós tulajdonságát leíró konstans

2.2 Kompressziógyújtású motorok utánkezelő rendszerének fejlesztése

Az emissziós korlátozások egyre szigorodnak, ezeknek a teljesítése pedig egyre komplexebb felépítésű belső égésű motorok kifejlesztését igényli. Az Euro VI előírás életbe lépése után a tehergépjárműveknél, a jövőbeli előírásoknál pedig további korlátozások várhatók [19]. Korszerű dízelmotorok kipufogógáza elsősorban két lényeges károsanyagot tartalmaz: szilárd részecskéket és NO_x-ot. A két károsanyag együttes csökkentése nehéz feladat, mivel keletkezésük egymással kontraproduktív [20]. A károsanyagok mennyiségét alapvetően kétféleképpen csökkenthetjük motoroldalon. Az első lehetőség a motorikus károsanyag csökkentés. Ez azt jelenti, hogy az égésfolyamat megváltoztatása révén a hengerből kiáramló kipufogógáz csökkentett károsanyag mennyiséget tartalmaz [21]. A másik lehetőség a kipufogógáz utókezelése, ilyenkor különböző elvű szűrőkkel és katalizátorokkal érjük el a károsanyagok mennyiségének csökkentését [22]. A motorgyártásban manapság a kettő kombinálása jellemző. A jobb égésfolyamathoz a motorkonstrukció megváltoztatása általában nagyobb tudásbázist, több kutatást és tapasztalatot igényel.

A motorikus károsanyagkibocsátás csökkentésének egyik fajtája a kipufogógáz-visszavezetés (EGR). Kipufogógáz-visszavezetéssel nagymértékben csökkenthető a motorikus NO_x emisszió, bizonyos üzemiállapotokban pedig a fajlagos fogyasztás, így a CO₂ kibocsátás is. Az égéstérben az inert kipufogógáz megnöveli a töltet hőkapacitását, ezáltal lecsökkenti az égési hőmérsékletet. Ez pedig csökkenti a termikus úton való NO_x keletkezését.

Alapvetően kétféle módon lehetséges a motorba a kipufogógáz visszajuttatása: belső és külső visszavezetéssel [ZM49]. Belső EGR esetén a szelepvezérlés megfelelő hangolásával lehet benn tartani, vagy visszaengedni a kipufogógázt a hengerbe. Előnye, hogy gyors, hátránya viszont, hogy a kipufogógáz nem hűthető. Kutatásaimban csak a külső EGR rendszerekkel foglalkoztam. A külső EGR rendszer a motor kipufogócsatornáiból egy csővel vezeti vissza a kipufogógázt a szívócsatornába. A visszavezetett kipufogógáz mennyisége általában egy fojtószeleppel szabályozható, maximális mennyiségét azonban meghatározza a kipufogó és a szívó oldal közötti nyomáskülönbség. A motor szívó- és/vagy a kipufogó rendszerében további fojtószelepek és kipufogófékek elhelyezésével tovább növelhető a kipufogógáz mennyisége. Egy turbófeltöltésű belső égésű motoron kétféle külső EGR rendszer alkalmazható, ezek az alacsony (LP) és a magas (HP) nyomású kipufogógáz visszavezetések. Az alacsony és magas nyomású EGR rendszerek kombinálásával, valamint a rásegítő fojtószelepek alkalmazásával nagy szabadságfokot lehet elérni a hengerbe jutó közeg összetételének szabályozásában.

2.2.1 Alacsony- és magas nyomású kipufogógáz visszavezetés

Egy turbófeltöltésű motoron kétféle külső EGR rendszer alkalmazható. A turbófeltöltő magas nyomású oldalán lévő EGR-t magas nyomású kipufogógáz visszavezetésnek (HP EGR), az alacsony nyomású oldalán lévő pedig alacsony nyomású kipufogógáz visszavezetésnek (LP EGR) nevezzük. Természetesen mindkét rendszernek vannak előnyei és hátrányai, ezeket részletesen összefoglalja a 2. táblázat. A HP EGR legfontosabb előnye, hogy kicsi a reakcióideje, mivel sokkal rövidebb utat kell megtennie a visszavezetett kipufogógáznak. Az LP EGR-rel viszont az összes kipufogógáz munkát végez a turbinában, ezért LP EGR-rel a motor effektív hatásfoka általában magasabb.

A két rendszer együttes alkalmazása esetén az rendszerek előnyei kiegészíthetik egymást [ZM24]. Erre jó példa egy tranziens ciklus, ahol hirtelen megnő a motor terhelése. A tranziens kezdetén a HP EGR kis reakcióidőt biztosít a NO_x kibocsátás alacsony tartására. Később az LP EGR átveszi a szerepét a magasabb feltöltőnyomás megtartása és a jobb effektív hatásfok elérése érdekében.

A gyártásban lévő korszerű dízelmotoroknál a kettős EGR rendszer alkalmazása még nem jellemző. Elsősorban kisebb teljesítményű személygépjármű dízelmotoroknál jelent meg eddig ([23],[24]). A kettős EGR rendszerek hatásvizsgálatáról már található cikkek ([25],[26],[27]). A nagy arányú kipufogógáz visszavezetés alacsony és magas nyomáson egyaránt eddig még nem képezte kutatások tárgyát.

Hipotézis II: Mérések és szimuláció alapján egyértelmű sorrend állítható föl az EGR rendszerek között az üzemanyagfogyasztásra gyakorolt hatásuk alapján.

2. táblázat: A HP és LP EGR előnyei és hátrányai

HP EGR	LP EGR
gyors reakcióidő, tranzienseknél kedvező	stacioner üzemállapotokban kedvezőbb, a turbinában az összes kipufogógáz munkát végezhet, nagyobb feltöltőnyomás
rövidebb idő áll rendelkezésre a kipufogógáznak a levegővel történő elkeveredésére	a kondenzvíz kárt tehet a kompresszor lapátmozgásában
nagy teljesítményigénynél a kompresszor jobb hatásfokú üzemállapotba vihető, azaz csökkenthető a fajlagos fogyasztás	alacsonyabb fajlagos fogyasztás a HP EGR-nél a magasabb feltöltőnyomás miatt

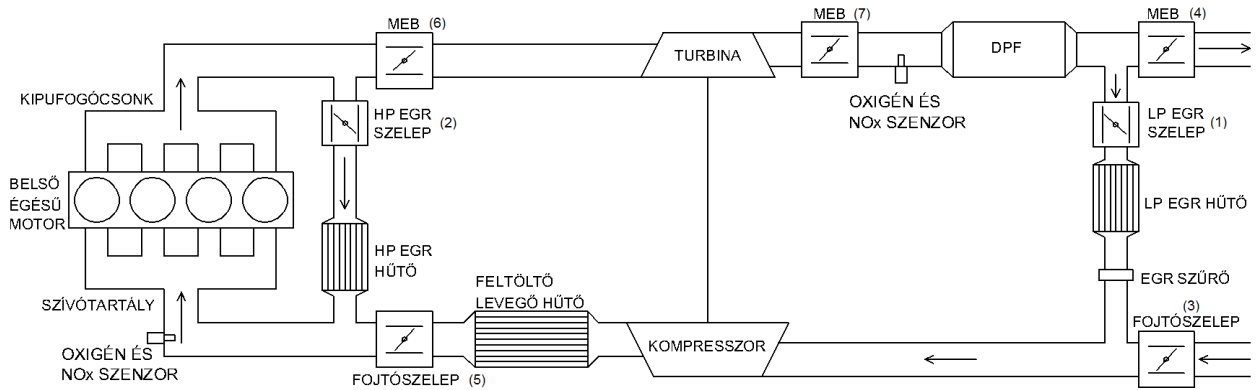
2.2.2 Motormodell

A belső égésű motorokban lezajló folyamatok számítását az összetettségük miatt numerikus szimulációkkal célszerű elvégezni. A dízelmotor modellje GT-Suite (Gamma Technologies [28]) környezetben került felépítésre.

A motor szívó- és kipufogócsatornáiban hét fojtószelepet lehet elhelyezni, melyek a visszavezetett kipufogógáz mennyiségét szabályozhatják:

- LP EGR szelep (1),
- HP EGR szelep (2),
- alacsony nyomású szívóoldali fojtószelep (3),
- alacsony nyomású kipufogófék (4),
- magas nyomású szívóoldali fojtószelep (5),
- magas nyomású kipufogófék a turbina előtt (6),
- alacsony nyomású kipufogófék a turbina után (a HP EGR-t támogatja) (7).

Ezek a 14. ábrán lévő sematikus rajzon is megtalálhatók.



14. ábra: A kutatómotor töltetcsere rendszerének tervezett kialakítása

A HP EGR támogatását végző kipufogófék elhelyezését célszerű megvizsgálni a turbina előtt és után is. A turbina előtti kipufogófék VNT-ként (Variable Nozzle Turbine) is funkcionál. Viszont a turbina után általában könnyebb beépíteni a kipufogóféket, és a turbina hatékonyságának is kedvezhet a rövidebb csatorna hossz a kipufogószelepek és a turbina között.

A szimulációs modellben a visszavezetett kipufogógáz tömegaránya a hengertöltetben kétféleképpen számolható [ZM23]:

- a tömegáramokból:

$$x_{EGR_ratio} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}} \approx \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air}} = \frac{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{LPL}}{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{LPL} + \dot{m}_{air}} \quad (8)$$

$$x_{EGR_ratio} = \frac{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{LPL}}{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{LPL} + \dot{m}_{air}} \quad (9)$$

$$x_{HPL_ratio} = \frac{\dot{m}_{HPL}}{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{air}} \quad (10)$$

$$x_{LPL_ratio} = \frac{\dot{m}_{LPL}}{\dot{m}_{LPL} + \dot{m}_{air}} \quad (11)$$

- a szívó- és kipufogóoldali O₂ koncentrációkból:

$$x_{EGR_ratio} = \frac{c_{O_2fresh_air} - c_{O_2intake}}{c_{O_2fresh_air} - c_{O_2exhaust}} \quad (12)$$

2.2.3 Felhasznált eszközök

A modell validáló méréseit egy közepes méretű haszonjármű motoron végeztem. A motor jellemzőit mutatja be a 3. táblázat:

3. táblázat A vizsgált motor paraméterei

Konstrukció:	Soros, 4 hengeres turbódízel
Maximális teljesítmény:	125kW (2500 1/min)
Maximális nyomaték:	600Nm (1200-1600 1/min)
Lökettérfogat:	3,9l
Lökét/furat arány:	1,176
Kompresszióviszony:	17,3
Befecskendezőrendszer:	Közvetlen befecskendezés, common rail
Maximális feltöltőnyomás:	2,5bar

A motor rendelkezik HP EGR rendszerrel és turbina utáni magas nyomású kipufogófékkal. A szívóoldalon a kompresszor után és a kipufogócsatorna alacsony nyomású szakaszán egy-egy O₂ és NO_x szenzor található. A visszavezetett kipufogógáz mennyiségének aránya ezeknek a jeleknek a segítségével becsülhető:

- az O₂ koncentrációkból:

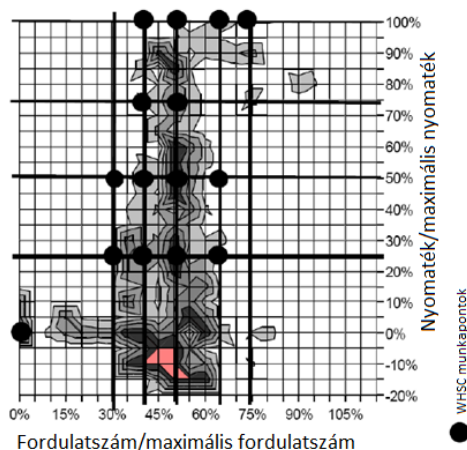
$$x_{EGR_ratio} = \frac{c_{O_2_fresh_air} - c_{O_2_intake}}{c_{O_2_fresh_air} - c_{O_2_exhaust}} \quad (13)$$

- és a NO_x koncentrációkból:

$$x_{EGR_ratio} = \frac{c_{NO_fresh_air} - c_{NO_intake}}{c_{NO_fresh_air} - c_{NO_exhaust}} \approx \frac{c_{NO_intake}}{c_{NO_exhaust}} \quad (14)$$

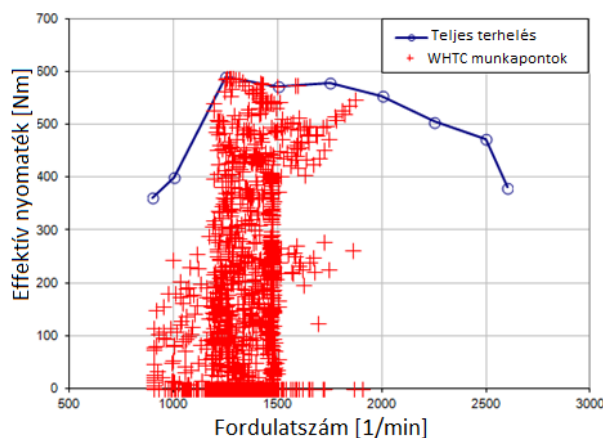
A szívó- és kipufogócsatornáknak a nyomás és a hőmérséklet a turbófeltöltő előtt és után, valamint a feltöltőlevegő hűtő után is mérhető. Az égéstérben a nyomás nagy frekvenciájú mintavételezéssel szintén mérhető, azaz a hengerben végbemenő munkafolyamat indikálható. A hengernyomás alakulásából az égés- és a hőfelszabadulás függvény becsülhető, ez bemenő adat a motorszimulációs validáláshoz. További mérhető jel a motor tüzelőanyag fogyasztása.

Manapság a belső égésű motorok fejlesztésekor a leghangsúlyosabb követelmények az emissziós előírások [ZM19]. A CO₂ és károsanyag kibocsátást rendeletekben rögzített ciklusokban kell mérni. Jelenleg az EURO VI előírások szerinti haszonjárművekre vonatkozó menetciklusok a WHTC (World Harmonized Transient Cycle) és a WHSC (World Harmonized Stationary Cycle). A WHTC tranziens ciklusokban, a WHSC stationer munkapontokban méri a károsanyag kibocsátást [19].



15. ábra: A WHSC munkapontok [9]

A vizsgált munkapontok a WHSC munkapontokkal együtt a 4. táblázatban találhatóak. A munkapontok túlnyomó többsége 1600 1/min-es fordulatszám alatt van (16. ábra), akárcsak a WHTC ciklus esetében. Ezért a WHSC munkapontok közül 30 és 40%-os fordulatszám (1380 és 1540 1/min) fedi le legjobban a WHTC ciklus üzemtartományát is.



16. ábra: A WHTC munkapontok [25]

A kipufogógáz visszavezetés csökkenti az égésfolyamat légviszonyát (aminek a minimuma a füsttár). Alacsony terhelésű munkapontokban a légviszony magas, ezért elsősorban ebben az üzemtartományban lehet hatásosan nagy mennyiségű kipufogógázt visszavezetni. Jelen szakaszban kisebb nyomatékú munkapontok mérési eredményei kerülnek kiértékelésre, és éppen ezért kiválasztásra került a 12,5 %-os, 75 Nm-es terhelés is. Amint a 4. táblázatban is látható, összesen hét munkapontban zajlottak le a mérések, mindegyikben 4-6 különböző visszavezetett kipufogógáz mennyiséggel.

A mérés menete a hét munkapontban:

- EGR nélküli munkapont mérése a kipufogófék teljesen nyitott állapotában,
- mérés teljesen nyitott HP EGR szeleppel és teljesen nyitott kipufogófékkal,
- további munkapontok mérése a kipufogófék fokozatos zárásával. Az egyes munkapontokat a szívóoldali O_2 koncentráció egyenletes csökkentésével állítottuk be.

A motormodell validálásához tisztában kell lenni a mérőrendszerben lévő lehetséges pontatlanságokkal. A motormodell validálásánál a pontosabban mérhető mennyiségek kis hibáját szigorúbban kell megkövetelni [ZM6].

4. táblázat: WHSC munkapontok és a vizsgált munkapontok

Terhelés	Nyomaték (Nm)						
100%	600			X	X	X	X
75%	450		X	X	X		
50%	300		XX	XX	X	X	
25%	150		XX	XX	X	X	
12.5%	75		X	X			
0%	0	X					
Fordulatszám (1/min)		900	1380	1540	1700	1940	2100
Fordulatszám (%)		0%	30%	40%	50%	65%	75%

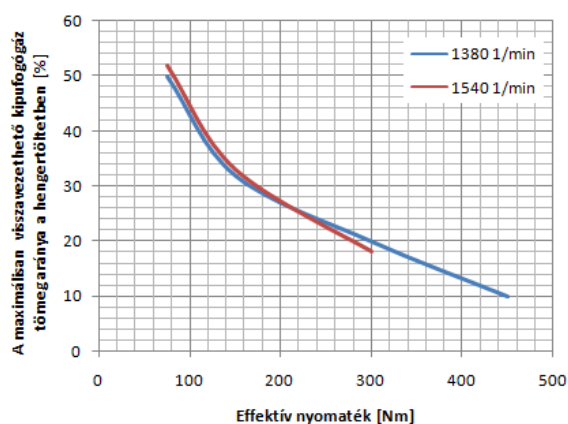
X WHSC munkapontok
 X Vizsgált munkapontok

A hengernyomás indikálás, valamint a szívó- és kipufogó csatornában történő nyomásmérés pontossága elegendőnek bizonyult. Előbbi az égésfolyamat pontos modellezéséhez, utóbbi a turbófeltöltő munkapontjának és a gáztömegáramok becsléséhez fontos. A tüzelőanyag fogyasztás mérő berendezés pontosságát szintén elfogadtuk.

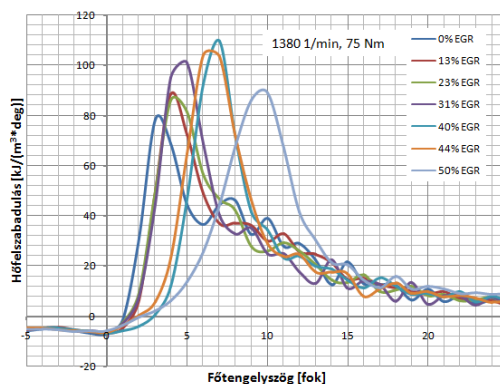
Az O₂ koncentráció mérés nagy mennyiségű EGR esetén pontosabb, mivel ilyenkor nagyobb az eltérés a levegő O₂ koncentrációjától. A visszavezetett tömegáram arányának a számításakor a különbségüket kell venni, ami ha túl kicsi, akkor pontatlan lehet a végeredmény. A NO_x koncentráció mérés kis mennyiségű EGR esetén pontosabb. Nagy mennyiségű EGR esetén a kipufogógáz NO_x tartalma nagyon lecsökken, ennek mérése természetesen pontatlanabb lehet.

2.2.4 Mérési eredmények

A mérési eredményeken keresztül fontos tapasztalatok is megszerezhetők a nagy nyomású kipufogógáz visszavezetés hatásairól. Látható (17. ábra), hogy a terhelés függvényében hogyan változik a hengerbe jutó maximálisan visszavezethető kipufogógáz tömegaránya (kipufogófékes támogatással). Nagy terhelésen a légviszony közelít a füsttárhoz, így ezekben a munkapontokban csak kis mennyiségű a kipufogógáz visszavezetés lehetséges (ami még tovább csökkentené a légviszonyt). Alacsony terhelésen a befecskendezett tüzelőanyag dózis kicsi, az égésfolyamat légviszonya magas. Ilyen munkapontokban a visszavezethető kipufogógáz aránya akár 50% fölé is növelhető.

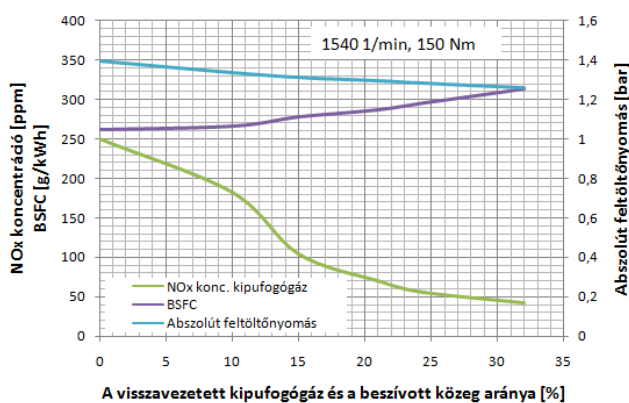


17. ábra: A visszavezethető magas nyomású kipufogógáz tömegarányának maximuma a hengertöltetben kipufogófékes támogatással a terhelés függvényében

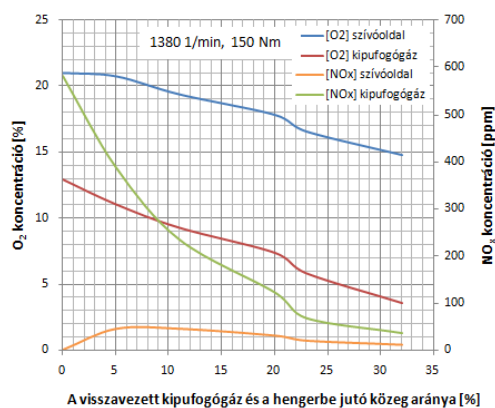


18. ábra: Az égésfüggvény változása a töltet kipufogógáz tartalma függvényében (1380 1/min, 75Nm)

A modell validálása szempontjából fontos mérési eredmény volt a hengernyomás indikálása, amiből a hőfelszabadulás valamint az égésfüggvény is becsülhető. A 18. ábra egy alacsony terhelésű munkapontot égési folyamatait elemzi, hogy hogyan változik a hőfelszabadulás az égéstérben megjelenő kipufogógáz hatására. Az égés súlypontja későbbre tolódik akár 7 főtengelyfokkal is, és az égés időtartama is hosszabbá válik. Ez rontja a motor indikált hatásfokát és így a fajlagos fogyasztását is. Emellett a lágyabb égésfolyamat miatt az égészaj csökkent. Az égés súlypontjának későbbre tolódása a befecskendezés időpontjának a módosításával kompenzálható.



19. ábra: A feltöltőnyomás, a NO_x emisszió és a fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 1/min, 150Nm)

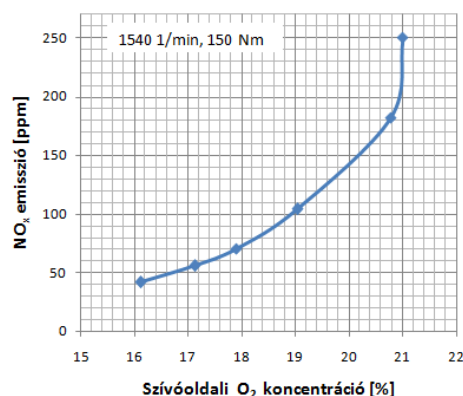


20. ábra: Az O₂ és a NO_x koncentrációk változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1380 1/min, 150Nm)

A fajlagos fogyasztás, a feltöltőnyomás és a kipufogógáz NO_x koncentrációja látható egy kiválasztott munkapontban (19. ábra). Jellemzően a diagram minden munkapontban hasonló. A kipufogógáz arányának a növelésével a feltöltőnyomás csökkenő tendenciát mutat (átlagosan 0,1-0,2 bar csökkenés tapasztalható). Ez annak köszönhető, hogy a HP EGR a turbina tömegáramát csökkenti, azaz a turbófeltöltő kevesebb energiát tud nyerni a kipufogógázból. A megváltozott égésfolyamat és a csökkenő feltöltőnyomás egyaránt oka annak, hogy a fajlagos fogyasztás nő. Nagy arányú HP EGR-nél ez akár a 20%-ot is elérheti. A NO_x koncentráció csökkenése a leglátványosabb. A bemutatott munkapontban a kipufogógáz visszavezetés hatására az eredeti koncentráció 16%-ára csökken. Ez szintén az égésfolyamat megváltozásának köszönhető. A befecskendezési időpont korrigálása esetén a csökkenés nem lenne ilyen mértékű. Mivel a NO_x és a szilárd részecske képződés egymással kontraproduktív folyamat, a NO_x emisszió csökkenésében elért kedvező eredményt árnyalhatja a részecske emisszió növekedése.

Az O₂ és NO_x jelek változásai figyelhetők meg, a szívóoldali O₂ koncentráció a visszavezetett kipufogógáz miatt csökken). A kipufogógáz O₂ koncentrációja összefüggésben áll az égés légviszonyával, csökkenő tendenciája azt jelzi, hogy a légviszony a kipufogógáz visszavezetéssel csökken. Egy adott terhelésen a maximális visszavezethető kipufogógáz tömegáramhoz közel 0%-os kipufogógáz O₂ koncentráció tartozik, ilyenkor az égésfolyamat légviszonya sztöchiometrikus. A kipufogógáz NO_x koncentrációja az előbbihez hasonlóan is nagymértékű csökkenést mutat (20. ábra). A szívóoldali NO_x koncentráció egy darabig növekszik, majd csökken.

Kipufogógáz visszavezetéssel a szívóoldali O₂ koncentráció és a NO_x emisszió is csökken, a két folyamat egymással összefügg. Így a szívóoldali O₂ koncentráció szabályozásával áttételesen kontrollálható a NO_x kibocsátás, ezért célszerű megvizsgálni a köztük lévő kapcsolatot. Látható hogy a szívóoldali O₂ koncentráció függvényében a NO_x koncentráció progresszíven növekedik (21. ábra):



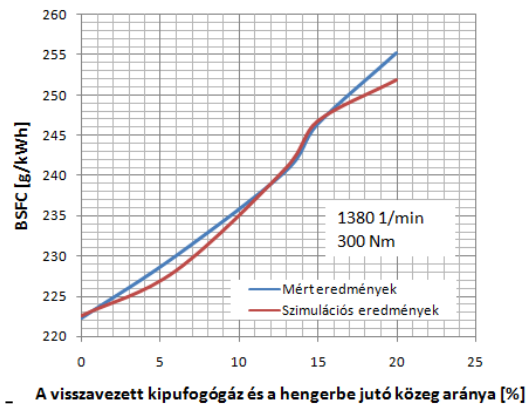
21. ábra: A NO_x emisszió a szívóoldali O₂ koncentráció függvényében (1540 l/min, 150Nm)

2.2.5 A motormodell validálása és a szimulációs beállítások

A szimulációs motormodell validációs mérései magas nyomású kipufogógáz visszavezetéssel történtek. A szimulációs modellben ugyanezekkel a peremfeltételekkel kell minél pontosabb eredményeket produkálni. A jelentősebb validáló jelek, melyek alapvetően meghatározzák a mért jelek és a szimulációs számítások közötti pontosságot, a következők:

- A hőfelszabadulás- és égésfüggvények az indikált hengernyomásból számíthatók. A visszavezetett kipufogógáz jelentősen megváltoztatja az égésfolyamatot. Az égésfüggvény elsősorban a hengerben lévő közeg összetételétől és annak a hőmérsékletétől függ, a nyomástól kevésbé. Ezért lehet ugyanazon égésfüggvényeket használni bármely EGR rendszer alkalmazása esetén. A modellben a szívóoldali O₂ koncentráció határozza meg az égésfüggvényt. A munkapontok beállításakor viszont a hengerbe jutó közegben a visszavezetett kipufogógáz aránya azonos volt a méréseknél, valamint a szimulációknál.
- A kompresszor utáni és a turbina előtti nyomások pontos beállításával a turbófeltöltő munkapontja becsülhető. Ezek nagy mértékben meghatározzák a motor indikált hatásfokát, így a fajlagos fogyasztását is. Minél pontosabb ezeknek a nyomásoknak a közelítése, annál pontosabb a tömegáramok becslése is. Ehhez természetesen fontos, hogy a csőszakaszok kontrakciója is pontos legyen.
- A tüzelőanyag fogyasztás (és így az effektív fajlagos fogyasztás) pontos becslése mellett, hogy egy fontos végeredmény, ellenőrzésként szolgál az előbbi két paraméter beállításának a pontosságáról. Ehhez fontos követelmény, hogy a motor súrlódási veszteségei is megfelelő pontossággal legyenek modellezve.
- A kipufogógáz, valamint a beszívott közeg (levegő és kipufogógáz keveréke) O₂ és NO_x koncentrációja elsősorban ellenőrzési célokat szolgált a validációban.

A szimulációs modellben a visszavezetett kipufogógáz mennyiségének szabályozása a tömegáramok meghatározása alapján történt. Ez biztosította a leggyorsabb szabályozási időt és a legjobb pontosságot. Ezután következett a turbina utáni kipufogófék által támogatott HP EGR szimulációja. A modell finomhangolása után megfelelő pontosságú szimulációs eredményeket adott (a relatív hiba sehol sem nagyobb 5%-nál), így a modell validáltnak tekinthető. Egy példa látható a számolt és a mért eredmények illeszkedésére, itt a legnagyobb relatív hiba 1,1%-os értékű (22. ábra):



22. ábra: A mért és a számolt fajlagos fogyasztás abszolút eltérése (1380 l/min, 300Nm)

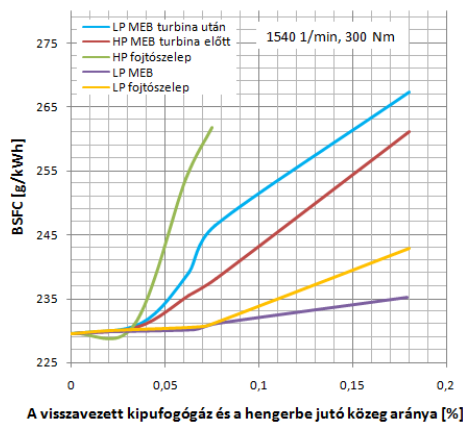
A predikciós szimulációk során a következő kipufogógáz visszavezetési módok kerültek kiértékelésre:

- HP EGR szimulációja:
 - a turbina utáni alacsony nyomású kipufogófékkal támogatva,
 - a turbina előtti magas nyomású kipufogófékkal támogatva,
 - szívóoldali magas nyomású fojtószeleppel támogatva,
- LP EGR szimulációja:
 - alacsony nyomású kipufogófékkal támogatva,
 - alacsony nyomású szívóoldali fojtószeleppel támogatva.

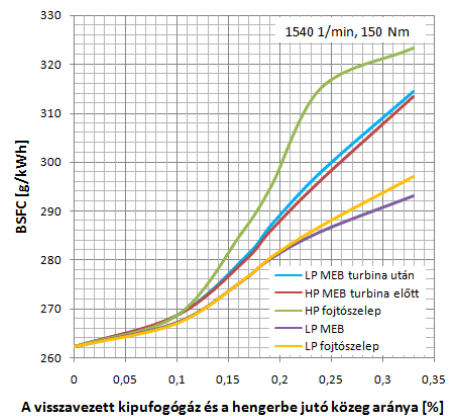
2.2.6 HP és LP EGR együttes hatásvizsgálata

Az eredmények kiértékelésénél a legfontosabb szempont a különböző kipufogógáz visszavezetési módok összehasonlítása volt. A motormodell azonos alapbeállításai miatt a pontosság EGR módok között várhatóan nagyobb az egyes eredmények abszolút pontosságánál.

A motor működési jellemzői közül a fajlagos fogyasztás változásának vizsgálata a leginkább reprezentatív. A 23. ábra és a 24. ábra két különböző munkapontban láthatók az egyes EGR módokhoz tartozó fajlagos fogyasztás görbék. A visszavezetett kipufogógáz tömegáramának a növekedésével a fajlagos fogyasztás minden esetben növekszik, de a növekedések mértéke nagy eltérést mutat. Az alacsony nyomású kipufogógáz visszavezetés az előzetes várakozásnak megfelelően minden esetben alacsonyabb fogyasztást nyújt a magas nyomásúnál. Ez az eltérés a terheléssel arányosan 2-3%-ról 10-14%-ra növekszik. Minden munkapontban megfigyelhető, hogy a szívó- vagy kipufogóoldali rásegítő fojtószelepek közül mindig a kipufogófékekkel lehet alacsonyabb fajlagos fogyasztást elérni. Kipufogófékek alkalmazásával a turbina nyomásviszonya csökken, a kipufogógáz kisebb munkát végez a járókeréken, a kompresszornak pedig nem kell főlegesen munkát végeznie. Az eltérés LP EGR esetén maximum 2-4% (ennyivel alacsonyabb a fajlagos fogyasztás kipufogófékkal a szívóoldali fojtáshoz képest).



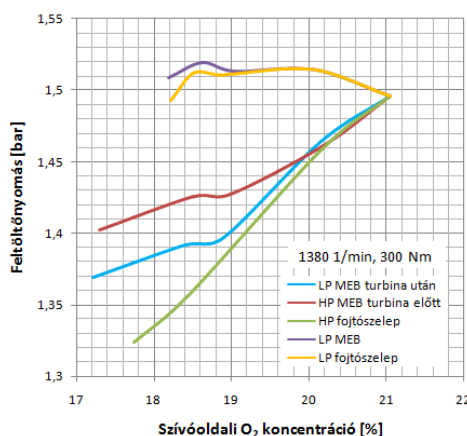
23. ábra: A fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 1/min, 300Nm)



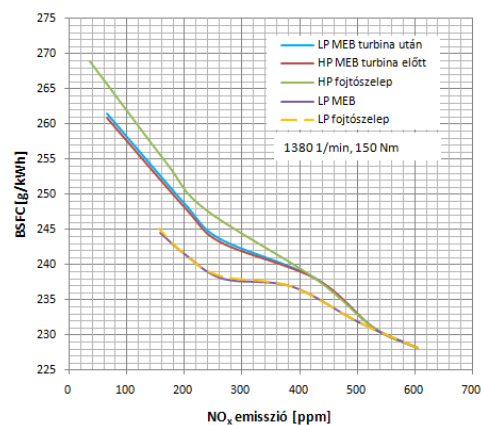
24. ábra: A fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 1/min, 150Nm)

HP EGR alkalmazása esetén ugyanezen eltérés nagyobb, 4-6% is lehetséges. A terhelés növekedésével a különbség növekszik. Alacsony terhelésen a különbségek elhanyagolhatóan kicsik. A HP EGR rendszernél érdemes megvizsgálni, hogy a turbina előtt vagy után célszerűbb-e elhelyezni a kipufogóféket. Az eredmények alapján a turbina előtti elhelyezés kedvezőbb, 2-3% fogyasztáscsökkenés érhető el vele. A turbina előtti kipufogófék egyébként VNT-ként működik, azaz javítja a turbina nyomásviszonyát.

A szívóoldali fojtószelep támogatású HP EGR-sel nem lehetett tovább növelni a visszavezetett kipufogógáz tömegáramát (25.1 ábra). A turbófeltöltő munkapontjának eltolódása oly mértékben rontotta a motor indikált hatásfokát, hogy a kipufogógáz O_2 tartalma már 7,5%-os visszavezetett kipufogógáz tömegarányánál is lényegében nullára csökkent. Az eltéréseket vizsgálva kijelenthető, hogy a fajlagos fogyasztás szempontjából az LP és a HP EGR között mindig nagyobb a differencia, mint a különböző rásegítőszelepek alkalmazása között (25.2. ábra).



25.1 ábra: A feltöltőnyomás változása a szívóoldali O_2 koncentráció függvényében (1380 1/min, 300Nm)



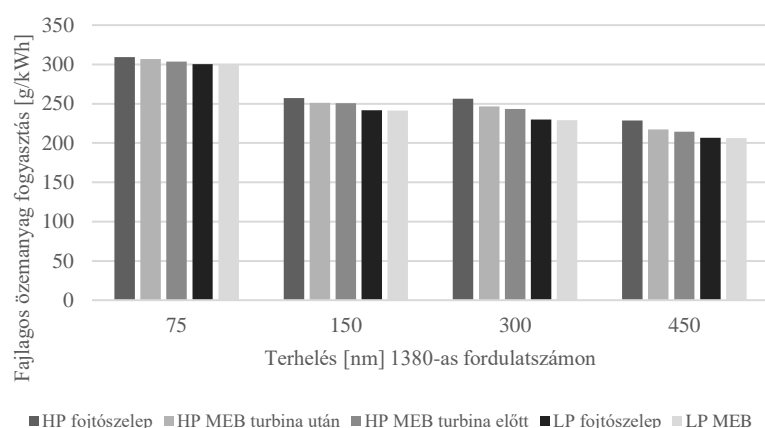
25.2. ábra: Az effektív fajlagos fogyasztás változása különböző EGR módokkal a NO_x koncentráció függvényében (1380 1/min, 150Nm)

A fajlagos fogyasztást ábrázoló diagramokon megfigyelhető még, hogy a hengerbe jutó töltetben milyen arányú kipufogógáz mennyiség volt elérhető csak az EGR szelepek alkalmazásával. A kipufogófékes és a fojtószelepes görbék ott kezdenek el egymástól eltérni, ahol már csupán az EGR szeleppel nem lehetett tovább növelni a visszavezetett kipufogógáz tömegáramát. Az eredményeket eddig a visszavezetett kipufogógáz és

hengerbe jutó töltet arányának a függvényében vizsgáltuk. A tömegáramok aránya jól szemlélteti a hatásokat, azonban célszerű megvizsgálni egy másik szempontból is az eredményeket. A hőfelszabadulás és a károsanyag kibocsátás elsősorban a hengerben lévő közeg összetételétől és hőmérsékletétől függ. Az EGR és a rásegítőszelvények nemcsak a tömegáramokat szabályozzák, hanem a gázösszetételeket is. A gyakorlatban ráadásul a gázösszetétel mérése általában könnyebb a tömegáram mérésénél. Mindezek miatt célszerű a korábbi eredményeket a szívóoldali O_2 koncentráció függvényében is megvizsgálni (25.2. ábra). Fajlagos fogyasztás szempontjából természetesen ugyanaz a sorrend kapható a különböző EGR módokra. Azonos szívóoldali O_2 koncentráció eléréséhez az alacsonyabb fajlagos fogyasztású EGR módok esetén nagyobb visszavezetett kipufogógáz tömegáramot kell biztosítani. Az alacsonyabb fajlagos fogyasztás a jobb égésfolyamatnak és a turbófeltöltővel való jobb együttműködésnek köszönhető. Nagyobb feltöltőnyomás esetén a fajlagos fogyasztás alacsonyabb, emiatt pedig a kipufogógáz O_2 koncentrációja nagyobb. Nagyobb O_2 tartalmú kipufogógáz visszavezetésével pedig nehezebb csökkenteni a szívóoldali O_2 koncentrációt, ami egyébként a fő cél.

A fogyasztásnövekedésnek az égésfolyamat megváltozása mellett a legfőbb oka a feltöltőnyomás csökkenése. Ez elsősorban a magas nyomású kipufogógáz visszavezetésre jellemző (25.2. ábra). Ez a legfőbb oka a LP EGR előnyének stacioner munkapontokban az HP EGR-rel szemben. Az alacsony nyomású kipufogógáz visszavezetésénél kis mértékben még növekedhet is a feltöltőnyomás. A későbbre tolódó és elhúzódnó égésfolyamat növeli a kipufogógázok hőmérsékletét, ami nagyobb turbina nyomásviszonyt eredményezhet. A feltöltőnyomás megváltozása szempontjából is ugyanaz a sorrend állítható fel a különböző EGR módokra, mint a korábbiakban. Alacsony terhelésen a feltöltőnyomás nem jelentős. A terhelés csökkenésével a különbség a HP és LP EGR rendszer között szintén csökken, nagyon alacsony terhelésen lényegében el is tűnik.

Az emissziós előírások többek között az NO_x emissziót is limitálják. A különböző NO_x csökkentő eljárások között a fogyasztás növelő hatásuk tesz különbséget. Megfigyelhető az egyik jellemző munkapontban (1380 1/min, 150Nm), hogy a kipufogógáz NO_x koncentrációja mekkora mértékű fajlagos fogyasztás növekedés árán csökkenthető. Az LP EGR és a HP EGR között itt is jelentős eltérés tapasztalható (25.2. ábra).



26. ábra Kipufogógáz visszavezetések sorrendje a fogyasztásra gyakorolt hatás szempontjából

Összesítve az eredményeket megállapítottam, hogy a vizsgált EGR módozatok között, a jármű tipikus működési tartományában, egyértelmű sorrend állapítható meg a fogyasztásra és ezen keresztül a szén-dioxid emisszióra gyakorolt hatásra. A 26. ábrából egyértelműen megállapítható a vizsgált megoldások hatása az üzemanyagfogyasztás szempontjából. Tudva azt a tényt, hogy az autógyárakra nagy nyomás nehezedik a szén-

dioxid emisszió flottaszintű csökkentésére, így megállapítom, hogy a legkedvezőbb az alacsony nyomású visszavezetés kipufogófékkal (LP MEB) majd rendre az alacsony nyomású szívóoldali fojtószeleppel támogatva (LP fojtószelep), a turbina előtti magas nyomású kipufogófékkal támogatva (HP MEB turbina előtt), a turbina utáni alacsony nyomású kipufogófékkal támogatva (HP MEB turbina után) és a szívóoldali magas nyomású fojtószeleppel támogatva (HP fojtószelep).

2.2.7 Megállapítások

A kutatás célja az alacsony és magas nyomású kipufogógáz visszavezetés összehasonlítása volt stacioner munkapontokban egy 4 literes turbótöltésű dízelmotoron. A két visszavezetési mód tömegáramát szívóoldali fojtószelepekkel és kipufogófékekkel lehetett fokozni. Így összesen 5 féle EGR mód vizsgálható meg, illetve hasonlítható össze. Az eredményeket egy szimulációs motormodell adta. A motormodell validálása mérési eredmények alapján történt. Az eredmények célja, hogy képet adjon a különböző EGR módok hatásáról a motor munkafolyamatában, valamint hogy bemutassa, hogy a motor üzemi jellemzői szempontjából mely fojtószelep vagy kipufogófék a kedvezőbb választás.

Kipufogógáz visszavezetéssel a belső égésű motor égésfolyamata és töltetcsereje is megváltozik (utóbbi esetben a turbófeltöltő és a belső égésű motor együttműködése változik meg). A szimulációs modellben az égésfolyamat definiálása mért adatok alapján történt.

Tézis II: Stacioner munkapontokban a különböző EGR módok között fajlagos fogyasztás szempontjából az alábbi sorrendet állítom fel a kipufogógáz visszavezetési technológiák között közepes terhelési tartományon:

- **1. LP MEB (az LP EGR-t támogatja) – legalacsonyabb fajlagos fogyasztás,**
- **2. LP fojtószelep,**
- **3. HP MEB a turbina előtt,**
- **4. LP MEB a turbina után,**
- **5. HP fojtószelep – legmagasabb fajlagos fogyasztás.**

Az alacsony nyomású EGR stacioner munkapontokban a vártak megfelelően mindig alacsonyabb fajlagos fogyasztást nyújtott. A kipufogófék minden esetben jobb választásnak bizonyult a szívóoldal fojtásánál.

A változások okai a megváltozott égésfolyamatban és töltetcsereben keresendők. Az égésfolyamat megváltozása már önmagában is a töltetcsere megváltozását idézi elő. Az égésfolyamat főként a hengerbe jutó közeg összetételétől és hőmérsékletétől függ, ezek viszont függetlenek a kipufogógáz visszavezetés módjától.

A különböző EGR rendszerekkel elért fajlagos fogyasztás eredmények csökkenthetők még a befecskendezési időpont megváltoztatásával. Korábbi befecskendezéssel az EGR-es égés késedelme korrigálható, így tovább csökkenthető a fogyasztás. A jövőben célszerű lesz még a megváltozott égésfolyamatnak a szilárd részecske emissziójára gyakorolt hatását is megvizsgálni. A gyors reakcióideje miatt a dízelmotorokon szükség van HP EGR rendszerre. Tranziens ciklusoknál az LP EGR rendszer lassú reakcióideje nem tudja kellően alacsonyan tartani a NO_x emissziót. Kettős EGR rendszer alkalmazása esetén az előnyök így éppen kiegészítik egymást. Ilyen komplex rendszernek a szabályozása további kutatási lehetőségeket rejt.

3. KOMPRESSZIÓGYÚJTÁSÚ MOTOR TÜZELŐANYAGÁNAK REFORMULÁZÁSA

A dízelbotrány az évtized közepén felhívta a figyelmet a dízelmotorok környezeti terhelésére. Az első hullámban nem volt kizárható az sem, hogy a gyártóknak le kell állítaniuk a dízelüzemű járművek forgalmazását, de később realisabb forgatókönyv valósult meg: a dízel kibocsátás további csökkentése szükséges. Ennek az iránynak a fő oka az, hogy mindaddig, amíg az egyéni személyközlekedés egy része visszaterelhető benzinmotorokra, hibridekre vagy akár akkumulátoros elektromos járművekre, az iparban és az áruszállításban a gázolaj kiváltása ezeken a módokon nem megoldható. Sok lehetőség van a dízelmotorok kibocsátásának csökkentésére: a motorok technológiai fejlesztése, utókezelő berendezések alkalmazása, speciális folyadékok alkalmazása, mint az Ad-Blue vagy az üzemanyag-összetétel módosítása. Ebben a kutatási munkában az utolsó opciót vizsgáltam, hogyan lehet az üzemanyag-összetételt megváltoztatni az üzemanyag-fogyasztás és az üzemanyag-kibocsátás jellemzőinek javítása érdekében.

3.1 Gázolajok újra formulázása

A XXI. század elején a globális felmelegedés és a dízel botrány növekvő hatásai miatt egyre nagyobb hangsúlyt fektettek arra a fejlesztők, hogy hogyan lehet csökkenteni a kompressziós gyújtású motorok környezeti terhelését és párhuzamosan növelni az üzemanyag-hatékonyságot. Mivel az ásványolaj alapú dízelüzemanyaggal üzemelő kompressziós gyújtású motorok a legjobb üzemanyag-takarékossággal rendelkeznek, és a legnagyobb mértékben járulnak hozzá az üzemanyag-fogyasztáshoz, a dízel üzemanyag újra tervezése a kibocsátás csökkentése és az üzemanyag-hatékonyság javítása érdekében érdekes kutatási terület [38,42].

Zannis és mtsai [47] kutatásai, amely elsősorban a kibocsátás-kezelési szempontokra összpontosít, a gázolajban az aromás szénhidrogéneket, kéntartalmat, szerves cetánszámot, szénhidrogének molekulaszervezetét, fűtőértékét, viszkozitását, sűrűség és desztillációs jellemzők kémiai szerkezetét vizsgálja. Az eredmények azt mutatják, hogy a tüzelőanyag-kibocsátásra gyakorolt tüzelőanyag-jellemzők kombinálódnak a motor típusával és a motor üzemi állapotával is.

A jelentéseikben Pickett [40] és Kook [34] a folyadékfázis behatolására, a gőz behatolására és a gyújtási késleltetésre vonatkozó tüzelőanyag-volatilitás vizsgálatával kapcsolatos eredményeket mutatják be. A vizsgálatok azt eredményezték, hogy a gyújtási késleltetés magasabb korrelációt mutat a cetánszámmal, mint az üzemanyag illékonysága. A tüzelőanyag-fogyasztás és a motorparaméterektől való függőség modellezése Wu munkájában [45] bemutatottak szerint örténik.

Magaril tanulmánya [36] meghatározza a sűrűséget az üzemanyag-fogyasztással és a kibocsátási paraméterekkel kapcsolatos tüzelőanyagok kulcsparamétereként. A jelentés megállapítja, hogy a dízel sűrűség növekedése nemcsak a környezetre, hanem a működési jellemzőkre is negatív hatással van. A megnövekedett sűrűségű gázolaj a motor széndioxid növekedéséhez vezethet, ami kedvezőtlenül befolyásolhatja a vezetési teljesítményt és a növekvő környezeti szennyezést. A kutatás során komplex módszert dolgoztak ki az üzemanyag-sűrűség csökkentésére. A javasolt megoldás a finomítói technológia változtatása: főként a benzin és a dízel desztilláció arányát és hőmérséklet-tartományát módosítja adalékanyagok segítségével és a bután benzinben való elkeverésével. További lépésként környezetvédelmi adót javasolnak, amely lehetővé teszi, hogy a szabályzók közvetlen hatással legyenek a lepárlási folyamatra, figyelembe véve a sűrűség minimális szükségességét egy adott minőségi kategóriában [36]. Lee kutatási jelentése [35], egy hengerrel ellátott kompresszió gyújtású motor vizsgálatát mutatja be magas hőmérsékletű és nagynyomású kamra segítségével,

hogy teszteljék az üzemanyag jellemző hatását a befecskendezésre, a keverék képződésére és az égési folyamatra. Nyilvánvalóvá vált, hogy az üzemanyag jellemzői a kipufogógáz-kibocsátás szabályozásának és a további hatékonyság optimalizálásának kulcsfontosságú paraméterei. A kutatás fő módszere az volt, hogy összehasonlították a könnyű és az átlagos dízel elpárolgatás jellemzőit egy nagy sebességű kamera használatával. Ezt követően egy hengeres motoros mérést végeztek az égési jellemzők és a kibocsátásra gyakorolt hatásának vizsgálata céljából. A könnyű dízel és a normál dízel keverék képződésének összehasonlítása azt mutatta, hogy a könnyű dízel keverék képződése gyorsabb. Ennek a jelenségnek a fő oka a végforrpon, a viszkozitás, a sűrűség és a felületi feszültség fizikai jellemzői. A motorpadi teszt eredményei azt mutatták, hogy a kibocsátott füst mennyisége alacsonyabb volt, és nem követte az egyéb kibocsátások növekedése.

Zoufis jelentése [48] négy különböző dízelüzemanyag-tulajdonsággal kapcsolatos vizsgálatot mutat be az üzemanyag-fogyasztás és a személygépkocsiban kipróbált kipufogógáz-kibocsátás tekintetében. A jármű motorja Euro5 kibocsátási osztály előírásait teljesíti, EGR (kipufogógáz-visszavezetés) szeleppel, oxidációs katalizátorral és részecskeszűrővel rendelkezik. A kutatás eredményei egyértelműen jelzik az üzemanyag-sűrűség és az üzemanyag-takarékosság közötti függvényt. Az üzemanyag-sűrűség 820 kg/m^3 -ról 860 kg/m^3 -re való emelkedését követte az üzemanyag-fogyasztás 3%-os csökkenése a NEDC (New European Driving Cycle) és 3,4% a WLTC (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycles) esetében. Megvizsgálták a biodízel hatását az üzemanyag-fogyasztásra is, és ez volt a második legnagyobb hozzájárulás. A fő oka az üzemanyag oxigéntartalmának növelése a biodízel arányának növekedésével. A PAH (policiklusos aromás szénhidrogének) és a cetánszám között elhanyagolható, vagy nem volt összefüggés.

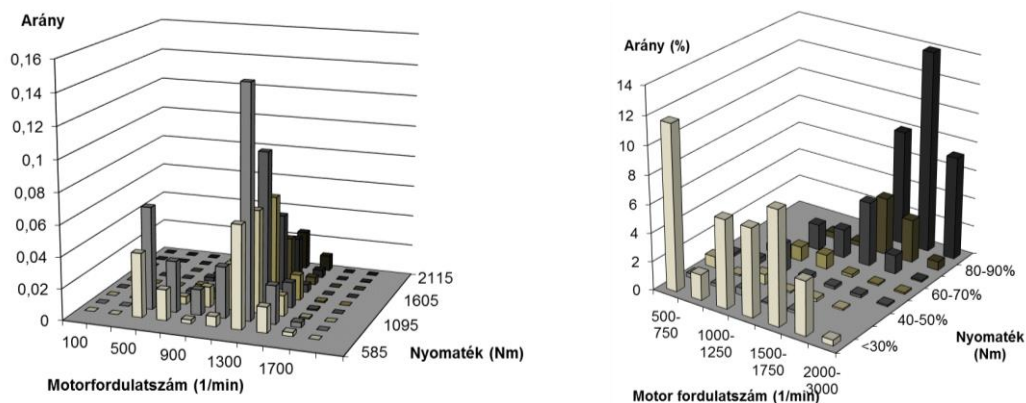
A belsőégésű motorok súrlódása az üzemanyag-takarékosság fontos befolyásolója [30]. Főként a kenőanyagok súrlódáscsökkentő hatásáról folytak vizsgálatok. A kutatások azt mutatják [39, 46], hogy a dugattyú és a henger közötti súrlódás a motor veszteségeinek legalább 20%-áért felelős, ezért a súrlódási veszteségek csökkentésére tett erőfeszítések azonnali hatást gyakorolnak a motor hatékonyságára és az üzemanyag-fogyasztásra. A járművizsgálatok [39] megerősítették, hogy egyértelmű a kapcsolat súrlódás és a személygépkocsi üzemanyag-takarékossága között. Nehéz tehergépjármű üzemanyag-fogyasztási tesztet hajtottak végre [46], és az optimalizált súrlódás 2% -os javulást eredményezett az üzemanyag-fogyasztás terén. A súrlódási veszteségek mérési módszereire összpontosító tanulmány [41] szerint a kenőanyagok és az adalékanyagok megfelelő kiválasztása döntő tényező a motorok súrlódási veszteségeinek minimalizálására. A kenőanyagok fogyasztásra gyakorolt hatását elemeztem és erre mérési módszert fejlesztettem ki [ZM9].

5. táblázat: Üzemanyag-fogyasztásra ható motorreleváns tényezők a szakirodalom alapján

Irodalmi forrás	Vizsgált üzemanyag paraméterek	Releváns paraméterek
Zannis et al [47]	fűtőérték, aromás összetétel, kéntartalom, viszkozitás, szénhidrogén-összetétel, cetánszám, sűrűség, desztillációs tulajdonságok	sűrűség
Pickett et al [40] Kook & Pickett [34]	gyújtási késleltetés, illékonyosság, gőz behatolás, cetánszám	cetánszám
Magaril [36]	sűrűség	sűrűség
Lee et al [35]	forráspont, sűrűség, viszkozitás, felületi feszültség	sűrűség
Zoufis [48]	sűrűség, FAME tartalom, cetánszám, aromás tartalom	sűrűség, FAME / oxigenát tartalom
Park et al [39]	súrlódás (olaj)	súrlódás
Yamamoto et al [46]	súrlódás (olaj),	súrlódás
Barabás et al [30]	belső motorsúrlódás	súrlódás

Az 5. táblázat az irodalmi áttekintés összefoglalását tartalmazza. A legtöbb irodalom több dízel paramétert és azok üzemanyag-fogyasztásra és kibocsátásra gyakorolt hatását vizsgálta. Összefoglalva megállapítható, hogy a dízel sűrűsége és súrlódása a két fő tényező. A szakirodalmi áttekintés alapján a következő feltevést fogalmaztam meg.

Hipotézis III: A gázolajban a sűrűség és a súrlódás-módosítók optimalizált mennyiségének köszönhetően csökkenthető a motor dízel fogyasztása és így a szén-dioxid kibocsátása.



26. ábra: Személyautó (balra) és haszongépjármű jellemző használati tartománya a fordulatszám-nyomaték síkon

A sűrűdés-csökkentési potenciál, minél nagyobb egy motor, annál jelentősebb [ZM54]. Ennek oka, hogy a nagyobb motorokban nagyobbak a sűrűdési felületek, így nagyobb a beavatkozási lehetőség. A használati motorok sokkal nagyobbak, mint a személyautó motorok, a dugattyú átmérője például a személyautómotorokénak akár másfélszerese is lehet. A sűrűdési felületek a méret növekedése alapján nagyobbak. Ez nagyobb sűrűdés-csökkentést tesz lehetővé az üzemanyag pontos formulálásával és adalékolásával [ZM13]. A másik lehetőség az eltérő használatban keresendő. A használati motorok, különösen a távolsági áruszállításban az autópályán egymás mögött gyakorlatilag fix munkapontban használják a motort [ZM41]. A 26. ábra azt mutatja, hogy a személygépkocsi-motorokat általában nagyon különböző vezetési körülmények között használják. Ezzel ellentétben a nagy teljesítményű motorok jellemzően elsősorban jó lokalizálható nyomaték és motorfordulatszám tartományban használhatók.

3.2 Mérések irányainak meghatározása

Az irodalmi áttekintés alapján a kutatásom két fő paraméterre összpontosult: sűrűség és sűrűdés-módosítók.

A dízelüzemanyag sűrűségének határait az EN 590 szabvány határozza meg, amely meghatározza a sűrűség minimális és maximális értékét, nevezetesen 820 kg/m^3 és 845 kg/m^3 között kell legyen a gázolaj sűrűsége. Bizonyos esetekben a szabvány lehetővé teszi a könnyebb dízel használatát: extra téli tulajdonságokkal sűrűsége elérheti a 810 kg/m^3 -es szintet is [32, 44]. Vizsgálataimban alapértékként egy $833\text{-}835 \text{ kg/m}^3$ sűrűségű, tipikus európai dízelmotorral számoltam. A World Wide Fuel Charter [44], az autópályai gyártók javaslata lehetővé teszi, hogy -30°C -on is üzemképes gázolaj sűrűségének a minimális értéke akár 800 kg/m^3 legyen.

A tömeggyártású kompresszió gyújtású motorokat általában a szabványos gázolaj sűrűségi szintre állítják be, amely meghatározza a befecskendezett üzemanyag mennyiségét. A kibocsátást szabályozó rendszerek, mint például a kipufogógáz-visszavezetés (EGR) aránya vagy a befecskendezett mennyiség egy vezérlőparaméter, amely az üzemanyag-sűrűség eltérése esetén például nem optimális EGR-sebességet eredményezhet egy adott terhelési- és sebességpontonál, és ennek következtében negatív hatással lehet a kibocsátott szennyezőanyagokra [31, 44].

A sűrűdés kezelése az alkatrészek érintkező felületein kiemelten fontos a motor és az üzemanyag-kezelő rendszer védelmében. A gázolaj rendszer szivattyúi nem rendelkeznek külső kenőrendszerrel a legtöbb esetben, a sűrűdésüket gázolajjal kezelik a megfelelő működés érdekében. A kéntelenítési folyamatok a finomítóknál párhuzamosan csökkentik a dízel keverő komponensek szintjét, amelyek biztosítják az üzemanyag természetes kenőképességét. Ez azt jelenti, hogy a tüzelőanyag kéntartalmának csökkenésével csökken a kenőképesség. Ez a jelenség kenőanyag-tisztító adalékok felhasználásával kezelhető [37].

A dízelüzemanyagok sűrűsége leginkább a finomítóban vagy a kereskedési helyszínen végzett keverési folyamatban módosítható. A legtöbb esetben a dízelt különböző keverőkomponensekből, leggyakrabban négy-hat komponensből keverik össze, és a keverés során akár 8-12 adalékanyagot is hozzáadnak a szabványban lévő követelmények eléréséhez. A dízel sűrűsége megváltoztatásának fő lehetősége a fő komponensek arányának megváltoztatása, ha ez más paraméterek szempontjából lehetséges, vagy módosítható a dízel keverő komponensek sűrűsége. A legtöbb esetben a dízel fő összetevője egy kéntelenített középdesztillátum, amely különböző magas kéntartalmú, könnyebb és nehezebb alapanyagok keveréke. Ennek alapján a dízel-kéntelenítő egységek nyersanyag-aránya változtatása és a működési paraméterek - a hőmérséklet és a nyomás - módosítása a legjobb eszköz a végső dízel sűrűség beállítására [ZM3].

3.3 Sűrűség optimalizálása gyártás során

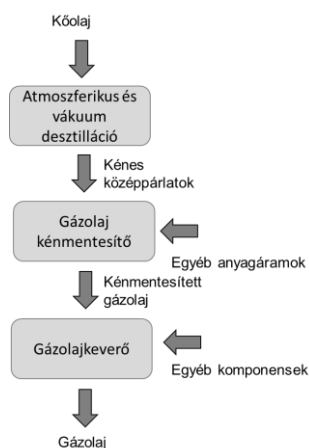
Alapvetésnek abból indultam ki, hogy a gázolaj gyártás és keverés forrásai állandóak, összességük nem változik. Ha a teljes gázolaj portfóliót egészében kezeltem, a könnyű és nehéz belépő anyagáramok összege nem változik. A gázolaj gyártó üzemegységek bemeneteinek változatlanul kell maradniuk, hogy a finomító teljes egyensúlya ne boruljon föl. Az optimalizálás a dízel alapanyagok nehéz és könnyű részén belül történhet. Ebben az esetben a nagy sűrűségű dízel (HDD – high density diesel) és az alacsony sűrűségű dízel (LDD – low density diesel) sűrűsége közötti különbség a mennyiségük arányától függ. Az adalékok további fogyasztáscsökkentő hatását ehhez kell majd hozzászámolni.

A számítások szerint a két gázolaj között a legnagyobb sűrűségkülönbség akkor érhető el, ha a teljes készletet körülbelül 33 % -os HDD és 67 % LDD-ként osztják meg. Más szavakkal ez azt jelenti, hogy ha a legnagyobb sűrűséget szeretnénk elérni, akkor az LDD sűrűségét csökkenteni kell, amire az EN 590 szabvány teret enged.

6. táblázat: Gázolaj tipikus

hidrogénezett könnyű olajok	7
Biokomponensek	6
Kénmentesített középpárlat	82
Kokszolói könnyű gázolaj	5

A dízel üzemanyag gyártása gázolajkeverő-üzemben keveréssel és adalékolással történik. A 6. táblázatban bemutatott fő dízel keverőkomponenst általában a gázolaj hidrogénező üzemben állítják elő. Ez a komponens részarány a végtermékben akár a 80 százalékot is elérheti. A gázolaj hidrogénező üzemegységek felelősek a kéntelenítésért is. A tipikus finomítói fő gázolaj áramot az 27. ábra mutatja. A nyersanyag és a feldolgozási paraméterek meghatározzák a termék minőségét.



27. ábra: Egyszerűsített finomítói gázolaj értéklánc

Ha a sűrűség vagy a végtermék bármely más paraméterét meg kell változtatni, két lehetőség van: a gázolajkeverőegységen belül, vagy mivel a kénmentesített gázolaj a legmagasabb arányú keverőkomponens, az ezt előállító hidrogénező/kénmentesítő üzem paramétereinek a módosítása. A kutatási projekt arra irányult, hogy hogyan lehet megváltoztatni a kénmentesített gázolaj sűrűségét, miközben a többi paramétert az EN 590 szabvány határain belül tartjuk. A megnövelt sűrűségű kénmentesített gázolaj a keverőüzemben teszi lehetővé a végtermék sűrűségének növelését.

3.4 Gázolaj keverési kísérletek

Egy átlagos receptet használtam a gázolaj sűrűség-optimalizálási potenciáljának meghatározására. Ennek alapján új recept került összeállításra a lehető legmagasabb sűrűségű termék elérésére. Az EN 590 dízel szabvány 845 kg/m^3 értéket tesz lehetővé, de a mérési ismételhetőség¹ alapján és a mérési bizonytalanságok alapján $0,3 \text{ kg/m}^3$ sűrűség tartalékot kell alkalmazni. Így legfeljebb $844,7 \text{ kg/m}^3$ sűrűséget szabad megcélozni a keverőegységben.

A dízel keverési folyamat során több feldolgozóegységből származó finomítói közvetítő termékáramot keverik össze az adalékokkal, hogy különböző minőségű dízeltermékeket állítsanak elő. A keverés arányát a rendelkezésre álló finomítói termékáramok minősége, mennyiségi és költségtényezője, továbbá a végső termékek piaci kereslete és piaci ára határozza meg. A finomítóban a dízel keverési komponensáram tipikus száma 4-6 (Riazi, 2013). Ezek a komponensfolyamok jellemzően a következők:

- Kénmentesített középpárlat desztillációs egységekből,
- Hidrogénezett könnyű olajok,
- Kokszolói könnyűgázolaj,
- Hidrokrakkolt dízelmotorok a hidrokrakkoló bemenetekből (ha vannak),
- Biokomponensek.

Mivel a biokomponensek, tipikusan különböző forrásalapú metilészterek (biodízelek) a keverés szempontjából állandó minőségűek, a kokszolói könnyű gázolaj és a hidrogénezett könnyű olajok pedig viszonylag alacsony részarányal rendelkeznek a végső keverékben, a hidrogénezett, kénmentesített gázolaj lehetséges keverési összetevő, amellyel lehetséges a végtermék sűrűségének befolyásolása.

A hidrogénező/kénmentesítő egységek lehetőségeinek ellenőrzése során a következő opciókat határoztam meg, amelyek lehetővé tették a hidrogénezett dízelek sűrűségének növelését a végső dízeltermék esetében: a reaktor hőmérséklete, a dízel-benzin vágás aránya és a változó bemeneti alapanyag adagolási arány.

A reaktorhőmérséklet növelése pozitív hatással van a termékek kéntartalmára (csökkenti azt), és párhuzamosan, ahogy az aromás telítettség növekszik, a sűrűség hasonló arányban csökken. A vizsgálati eredmények szerint 1 ppm kéntartalom csökkenést 2 kg/m^3 sűrűségcsökkenés követ. Mivel a gázolaj európai kéntartalma 10 ppm-ben van maximalizálva, a reaktor hőmérséklete nem a legjobb eszköz a sűrűség növelésére.

A dízel és a benzin frakció közötti vágás optimalizálása technikailag korlátozva van a gázolaj-lobbanáspont által. Túl sok benzin komponens a gázolajban alacsonyra húzza le annak a lobbanáspontját, így szabványon kívülre kerül. A dízel arány csökkenése lehetséges, hogy pozitív hatással van a benzin térfogatára, de növeli a sűrűségét is.

Az üzem alapanyagarány-optimalizálása során a nehéz bemenetek arányának növelésekor, a végtermék sűrűség-növekedése várható. Ez az opciót választottam ki, mint a legígéretesebb lehetőség a további tesztekhez.

¹ vizsgálat ismételhető, ha az eszköz pontos, kicsi a mérés relatív hibája, a mért értékek szórása. Vagyis feltételezhető a torzítatlanság. Az ismételhetőség a precizitás azon fajtája, amely ismételhető körülmények között elvégzett kísérletekre vonatkozik, vagyis mértéke kifejezhető pl. azonos módszerrel, azonos anyagon, azonos műszerrel, azonos kezelő által azonos laboratóriumban különböző időpontban végzett meghatározások eredményei közötti szórással.

7. táblázat: Hidrogénezett gázolaj sűrűségoptimalizálása

kénes nehéz gázolaj	%	51,2	51,2	51,2
kisnyomású hidrokrakkolói gázolaj	%	36,6	39,0	37,2
kokszolói gázolaj	%	11,6	9,2	9,2
FCC könnyű olaj	%	3,0	3,0	4,8
sűrűség @°C15	kg/m ³	835,1	837,0	838,4

Ahogy a 7. táblázat mutatja, a kénes nehéz gázolaj részeinek, arányának megváltoztatása, főként a krakkoló üzemből származó alapanyag arányának növelése, mérhető és visszaigazolt módja a kimenő dízel sűrűség növelésének. A vizsgálati eredmények alapján megállapítható, hogy 1 % -os növekedése 1,5 kg/m³ sűrűsége növekedést eredményez.

A dízelmotorok fontos jellemzője a sűrűség vagy kenőképesség, amely befolyásolhatja az üzemanyag-fogyasztást. A dízel kenőképességét az EN 590 Diesel szabvány szerint HFRR (High Frequency Reciprocating Rig) méri. A kenőképességet javító, illetve a sűrűsége csökkentő adalékanyag, egy réteget képez a sűrűsége felületek között. A sűrűsége-módosítók jellemzően egy teljesítmény-adaléksomagban találhatóak.

8. táblázat: Tesztüzemanyagok kémiai tulajdonságai

	Gázolaj 1	Gázolaj 2	Gázolaj 3	Gázolaj 4
Leírás	alap	növelt sűrűség	növelt sűrűség + 1x sűrűsége- csökkentő	növelt sűrűség + 2x sűrűsége- csökkentő
Sűrűség @15°C [kg/m ³]	834,3	843,9	841,4	842,8
Cetánszám IQT	52	52	52	52
Monoaromások [m%]	23,05	24,11	23,84	23,42
Diaromások [m%]	2,86	3,44	3,42	2,76
Poliaromások [m%]	0,26	0,32	1,61	0,22
Összes aromás [m%]	26,17	27,87	28,87	26,40
Olaj térfogat [ml]	41,20	41,50	40,00	39,00
Víz térfogat [ml]	38,00	37,60	37,30	39,60
Oxidációs stabilitás [h]	>50	>50	>50	>50
HFRR [µm]	221	205	208	196

A 8. táblázat [ZM3] áttekintést nyújt a vizsgált üzemanyagok főbb kémiai jellemzőiről. Az 1. tüzelőanyag az alapdízel, amelynek átlagos dízel-sűrűsége (ez jellemzően 835 kg/m³ Európában [ZM14]) és sűrűsége-módosító adalékot nem tartalmaz. A 2. tüzelőanyag a megnövelt sűrűségű minta volt, a felső sűrűség határ közelében, amit a szabvány megenged (azaz a dízel maximális sűrűsége 845 kg/m³) sűrűsége-csökkentő adalék nélkül, hogy tisztán a sűrűsége-hatást mutassa meg az üzemanyag-fogyasztásra. A 3. tüzelőanyag egy nagyobb sűrűségű minta és 600 ppm sűrűsége-módosító adalékot tartalmaz, végül a 4. tüzelőanyag egy nagy sűrűségű és megduplázódott sűrűsége-módosító arányú minta (1200 ppm).

3.5 Mérőrendszer

9. táblázat: Mérőmotor paraméterei

Konstrukció	soros, 4 hengeres, turbófeltöltött motor
Maximális teljesítmény	104 kW (2400 1/min)
Maximális nyomaték:	480 Nm (1600 1/min)
Lökettérfogat:	4500 cm ³
Löket/furat arány	1,176
Kompresszióviszony	19,0
Befecskendező rendszer	közvetlen, közösnyomócsöves

A kipufogógáz kibocsátását AVL Dicom berendezéssel mértük, amely képes meghatározni a szén-monoxidot térfogatszázalékban, lambdát, szén-dioxidot térfogatszázalékban, HC tartalmat ppm-ben, oxigéntartalmat V/V%-ban és K értéket. A 10. táblázat mutatja a legfontosabb mérési jellemzőket:

10. táblázat: Mérési jellemzők

Mérés típusa	Ismételhetőség
Üzemanyag fogyasztás	+/- 0.5%
Páratartalom	+/- 3%
Hűtővíz hőmérséklet	+/- 1°C
Mérések száma az egyes pontokban	5
CO	0,01 % Vol.
CO2	0,1 % Vol.
HC	1 ppm
K	0,01 m ⁻¹

11. táblázat: Mérési pontok

ECE R 49 módszertan szerint				
Nr.	Motor ford.sz.	Terhelés	Teljesítmény	terhelési faktor
1.	800	-	-	0,25/3
2.	1600	10	8	0,08
3.	1600	25	20	0,08
4.	1600	50	40	0,08
5.	1600	75	60	0,08
6.	1600	100	80	0,08
7.	800	-	-	0,25/3
8.	2350	100	10	0,1
9.	2350	75	25	0,02
10.	2350	50	50	0,02
11.	2350	25	75	0,02
12.	2350	10	100	0,02
13.	800	-	-	0,25/3

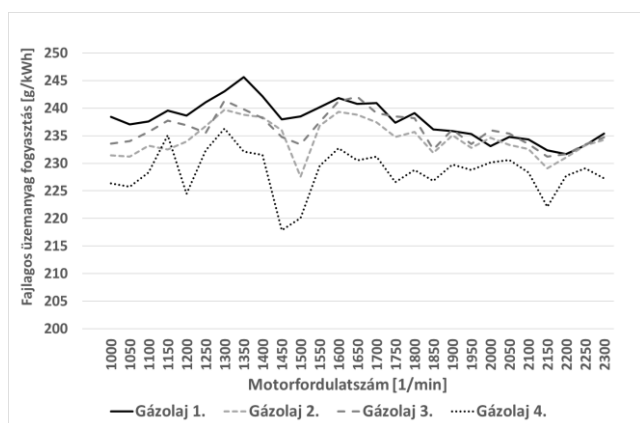
A mérés bizonytalansága a skála legkisebb osztásának a fele. A méréseket az ECE R 49 szerint végeztem, 13 pontot mérve. A mérési pontokat a 11. táblázat tartalmazza.

3.6 Motorfékpadi mérések eredményei

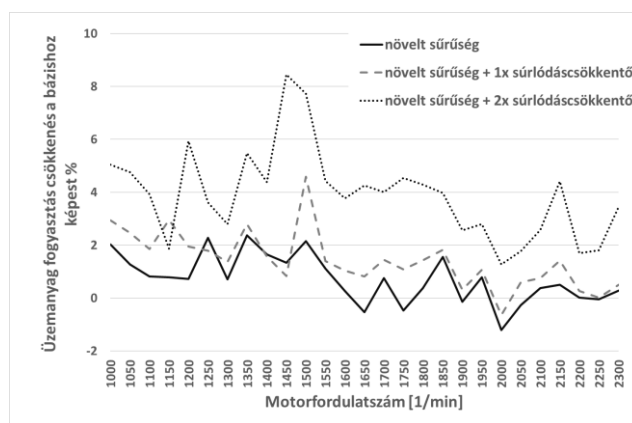
A teljes terheléses mérések eredményeinek összehasonlítottam (28. ábra és 29. ábra). Először teljes terhelési beállításokkal mértem a kiindulási üzemanyagot. Az üzemanyag-fogyasztással kapcsolatos paramétereket,

mint a beszívott levegő és a tüzelőanyag hőmérséklete, a páratartalom, az üzemanyag és a levegőnyomás állandó értéken tartottam az összehasonlítás során. A számítások során kisebb eltéréseket tapasztaltam, azonban az összehasonlíthatóság végett az összes eredményt 25 °C-ra kompenzáltuk az ISO 3046-1: 2002E és az ISO 15550: 2002E szerint.

A tesztelt tüzelőanyagokat ugyanolyan teljesítményszinttel mértem, hogy összehasonlítható eredményeket kapjak.



28. ábra: Az üzemanyag sűrűség és a sűrűdás-csökkentő adalék hatása az üzemanyagfogyasztásra a motorfordulatszám függvényében



29. ábra: A különböző üzemanyagokkal való fogyasztás összehasonlítása

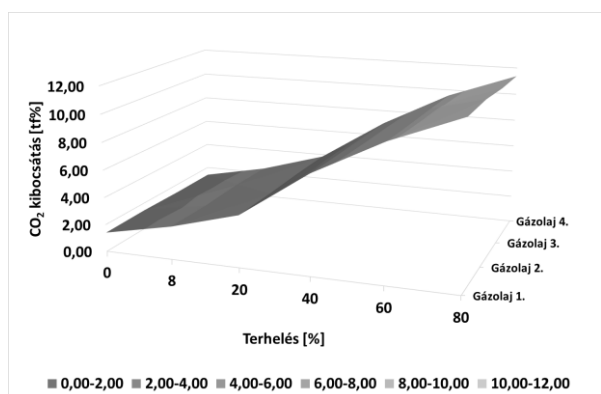
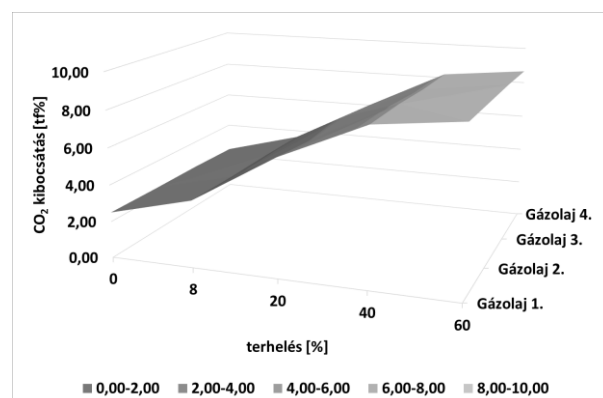
Ahogy látható (28. ábra), a 834-ről 844 kg/m³-re, 10 kg/m³-rel növekvő sűrűség, kb. 1% -os üzemanyag-fogyasztás csökkenést okoz. Ennek oka ugyanabban a befecskendezett térfogatban lévő nagyobb energia-tartalom. Ez a dízel maximális sűrűség értéke a jelenlegi jogszabályok szerint. A gázolaj fogyasztás további javítása a sűrűdés csökkentésével kezelhető. A sűrűdés-módosító adalékok alkalmazásával tovább lehet csökkenteni az üzemanyag-fogyasztást. A sűrűdés-módosító adalék dupla mennyiségű adagolásával további üzemanyag-takarékossági csökkenés érhető el, melynek mértéke akár 3,5-4 % is lehet az alapdízelhez képest a 29. ábra szerint. A statisztikai elemzés megerősíti ezeket az eredményeket a 12. táblázatban bemutatottak alapján.

12. táblázat: A mérési eredmények statisztikai értékelése

	gázolaj 1	gázolaj 2	gázolaj 3	gázolaj 4
BSFC [g/kWh]	237,9	236,1	234,5	228,5
eltérés	100%	99,3%	99,3%	96,1%

Ezek az eredmények azt a hipotézisemet igazolják, hogy a dízel receptek átalakításával csökkenthető a járművek tüzelőanyag-fogyasztása. Az eredmények statisztikai elemzése megerősítette a várt átlagértékeket.

A keverékek emissziós összehasonlítása azt mutatta, hogy a CO₂-kibocsátás a várt módon követte az üzemanyag-fogyasztást. A 30. ábra a szén-dioxid kibocsátás eredményeit mutatja 1660 fordulat/perc és a 31. ábra 2250 fordulat/percnél különböző terheléseknél:

30. ábra: CO₂ kibocsátás összevetés 1600 1/min fordulatszámánál31. ábra: CO₂ kibocsátás összevetés 2250 1/min fordulatszámánál

A CO₂-kibocsátás hasonló csökkenést mutat, mint az üzemanyag-fogyasztás, ez előfeltevéseknek megfelelően. A motorterhelés hatása jóval magasabb volt a vizsgált üzemanyagok összetételéhez képest. Ez a hatás sokkal erősebb más emissziós komponensek esetében, mint a HC, CO és K érték. Különböző keverékhatások ezekben az esetekben elhanyagolhatóak voltak.

3.7 Megállapítások

A gázolaj receptúrájának hatását a gázolajjal üzemeltetett motor, illetve a gépjármű fogyasztására irányuló vizsgáló kutatásaim során a szakirodalom alapján a gázolaj sűrűségének és súrlódáscsökkentő adalékolásának a hatását vizsgáltam meg. Mérésekkel igazoltam, hogy ezen két tényező mentén a gázolaj fogyasztást csökkenteni lehet a tényezők körültekintő kiválasztásával.

Tézis III: Mérésekkel igazoltam, hogy a sűrűség és a súrlódás-módosítók optimalizált mennyiségének optimális alakításával a motor gázolaj fogyasztását csökkenteni lehet. A mérési eredmények alapján egy optimalizált gázolaj várható fogyasztása a sűrűség és súrlódáscsökkentő adalékok mennyiségének ismeretében a következőképpen írható le:

$$B_{opt\ go} = B_{alap\ go} * \begin{bmatrix} \frac{D_{opt\ go}}{D_{alap\ go}} & 0 \\ 0 & S_{ad} \end{bmatrix} \quad (15)$$

összefüggéssel, ahol $B_{opt\ go}$ a fogyasztás optimalizált gázolajjal, $D_{opt\ go}$ az optimalizált gázolaj sűrűsége, $D_{alap\ go}$ az alap gázolaj sűrűsége, S_{ad} pedig az adalék súrlódás csökkentő hatása.

A motorvizsgálatok eredményei alapján megállapítható, hogy az tüzelőanyag-sűrűség növelése és súrlódásának javítása értékes eszközök a jármű üzemanyag-fogyasztásának és párhuzamos szén-dioxid-kibocsátásának csökkentésére. Az egyéb kibocsátásokat sokkal jobban befolyásolja a motor futási paraméterei, mint az üzemanyag összetétele.

4. ALTERNATÍV TÜZELŐANYAGOK

Bár a ma alternatívnak tekintett üzemanyagokat már a belsőégésű motorok születésekor számon tartották, mint lehetséges hajtóanyagot, de a kőolajalapú nyersanyagok alacsony ára és nagy mennyisége miatt ezek legfeljebb, mint rövid időszakokra és földrajzilag korlátozottan fordultak elő a motorteknika történetében. Hosszú időn keresztül csak akkor alkalmaztak alternatív üzemanyagokat a motorokban tüzelőanyagként, ha nyersanyaghiány lépett fel. Az első olajválság adta meg a kezdeti lökést a kutatásoknak, mikor is a hetvenes évek közepén több ország is rádöbbsent, hogy mennyire függ az importált kőolajtól. Az elmúlt évtizedekben a szakembereket foglalkoztatta a gondolat, hogy miként lehet a biomasszából, hulladékból üzemanyagot előállítani a kőolajalapú motorhajtóanyagok helyettesítésére. Ez a folyamat erősödött föl az elmúlt 30 évben, amikor szabályozói oldalról elindult a bioüzemanyagok bekeverésének a támogatása. A felhasználhatóság területén még sok kérdés nyitott, ezeket célozták meg a kutatásaim, különösen a nagyobb mennyiségben eladott gázolajra fókuszálva.

4.1 Etanol alkalmazásának bemutatása, mérése és értékelése kompresszióújítású motorban

4.1.1 Fosszilis hajtóanyagok helyettesítési kérdései

A kőolajalapú tüzelőanyagkészletek kimerülésével, illetve a fokozódó környezeti terheléssel jó eséllyel veheti fel a küzdelmet a bioetanol is. Az emberiség számára rendelkezésre álló hagyományos tüzelő- és tüzelőanyagkészlet (olaj, szén, földgáz) véges, a különféle becslések szerint a készletek 50–150 év múlva egyszerűen elfogynak. A helyettesítésükre használt egyéb energiaforrások többsége viszont környezeti károkat okozhat, így a fosszilis készletek kimerülésével – a szakemberek szerint – ma a növényi hajtóanyagoknak van a legnagyobb esélyük az energiapiacra a kőolajalapú motorhajtóanyagok részleges helyettesítésére. A biotüzelőanyagoknak ugyanis az évről évre megújuló növényi biomassza a nyersanyaguk, s felhasználásuk során a környezet terhelése is kisebb mértékű a fosszilis rokonokénál.

A bioetanol egy szerves vegyület: az etil-alkohol, képlete: C_2H_5OH . Az etanol – melyet bioetanolnak akkor nevezünk, ha növényi anyagokból állítjuk elő, s csak ez utóbbi esetben jöhet szóba, mint megújuló nyersanyag – legegyszerűbben cukor tartalmú növényi anyagok erjesztésével állítható elő. A nyersanyag lehet búza, kukorica, de lehet például kukoricaszár, csutka vagy krumplihéj is, vagyis előállítása az egyik lehetőség lehet a biohulladék hasznosítására. Az átalakítási metódust már régóta ismerik, de ebből motorok hajtására nagyobb mennyiségeket csak a II. világháború előtt és alatt használtak. Ezután az olcsó motorbenzin hamar kiszorította a bioetanol és a más növényi alapú motorhajtóanyagokat az tüzelőanyag-ellátásból, és csak az olajválság éveit, majd a környezet ölomterhelésének csökkentésére irányuló rendszabályok terelték ismét a figyelmet a bioalkoholra, mint motorhajtó anyagra.

4.1.2 Etanol dízelmotorban

A dízelmotorok hajtóanyagainak számos követelménynek kell megfelelniük. Ezek egy részét többé vagy kevésbé ki lehet elégíteni a hajtóanyag megfelelő kémiai összetételével, más részük (ilyen a kis zajterhelés, a kis károsanyag-kibocsátás, stb.) csak a motorkonstrukcióval kölcsönhatásban realizálható [59, 60, 61].

A dízelmotorok hajtására szolgáló anyagokkal szemben támasztott fontosabb általános és speciális követelmények a következők [53, 54]:

A hajtóanyag legyen

- alkalmas energiaátadásra a dízelmotor működési körülményei között,
- könnyen kinyerhető, illetőleg előállítható,

- kinyeréskor, illetőleg előállításakor minimális károsanyag-kibocsátású,
- elegendő mennyiségű és viszonylag állandó minőségű,
- nagy energia tartalmú,
- kis illékonyágú,
- szükséges mértékű elpárolgási tulajdonságú,
- könnyen szivattyúzható,
- megfelelő viszkozitású,
- megfelelő kenőképességű,
- hőmérséklettel szemben ellenálló,
- kémiai ellenálló képességű,
- kenőanyagokkal összeférhető,
- könnyen kezelhető (tárolás, szétosztás, kiskereskedelmi forgalmazás),
- olcsó a többi hajtóanyaghoz képest.
- ne legyen kellemetlen szagú égéstermék,
- ne legyenek szennyezők és korróziókeltők sem az égéstermék, sem a visszamaradó hajtóanyag-komponensek, ezek ne koptassák a hengereket, illetőleg más motorelemeket,
- ne legyen mérgező (gyártása, elosztása, felhasználása),
- kipufogógáza ne legyen az élőlényeket és a környezetet károsító hatású, illetőleg a lehető legkisebb mértékben.

A dízelmotor feltalálása óta működtetésére több alkalmas anyagot fedeztek fel, illetőleg javasoltak. A technika jelenlegi állása szerint ezek lehetnek mind a hagyományos, mind pedig az azoktól eltérő, ún. alternatív hajtóanyagok.

Dízelmotorban az alkoholok – kis (10 alatti) cetánszámuk miatt – nem égethetők olyan egyszerűen el, mint Otto-motorban. Az Otto-motorral ellentétben nem várható a termikus hatásfok jelentős javulása sem [49]. Ennek ellenére az alkoholok alkalmazása dízelmotorban, releváns megoldás lehet, mert

- az alkoholüzem kevésbé szennyezi a környezetet (füstmentesen ég, a részecske-kibocsátás gyakorlatilag nulla és az NO_x és részecske mennyisége kisebb),
- az üvegházhatást növelő szén-dioxid kibocsátása kevesebb,
- világszerte igény van a kőolaj kurrens közepes szénatomszámú frakcióinak helyettesítésére, és
- dízelmotoros haszonjárműveknél a zárt járműparkok (pl. a városi közlekedési vállalat autóbuszai) alkoholos üzemeltetése kisebb infrastrukturális ráfordításokkal megoldható.

Az NO_x-emisszió csökkenését a dízelmotorban nemcsak az alkoholok nagy párolgáshője és ez által a hengertöltet kisebb hőmérséklete eredményezi, hanem a kipufogógáz-visszavezetés megnövekedett lehetősége is. Ennek, valamint az alkoholmolekulák oxigéntartalmának köszönhető korommentes égés az Otto-motorokéval teszi összehasonlíthatóvá az alkoholüzemű dízelmotorok részecske-kibocsátását [50].

Az etanol-gázolajüzemű motorok a következő koncepciók valamelyikével valósíthatók meg:

- tiszta etanol motorhajtóanyag, nagymennyiségű, 10-15 V/V%-nyi gyulladási hajlam javító (cetánszám-növelő) és egyéb tulajdonságú adalékkal, szerkezetileg változatlan motorban (Braziliában megvalósított koncepció),
- tiszta etanol motorhajtóanyag átalakított dízelmotorban, az etanol gyulladását szikra, izzógyertya vagy izzófej indítja el,

- kettős hajtóanyagú motor, amelyben az etanol gyulladását kis, állandó mennyiségű (10-15 V/V%) gázolaj (gyújtódózis) befecskendezése indítja el (motoronként két adagolószivattyú, hengerenként két porlasztófűvőka,
- a turbótöltő után, a sűrített levegőbe beporlasztott 20...25V/V%-nyi etanol,
- etanol-gázolaj keverék motorhajtóanyag, szerkezetileg gyakorlatilag változatlan motorban.

A szakirodalom alapján a következő hipotézist fogalmazom meg:

Hipotézis IV: Etanol dízelmotorban való alkalmazása során csökkenthető a motor szén-dioxid, a nitrogén oxidok és a korom emissziója.

13. táblázat *Költségek és károsanyag-kibocsátás alakulása*

szempont, alkalmazás	Bioetanol felhasználási lehetőségei dízelmotorban					
	keverék emulgeátor nélkül	keverék emulgeátorral	keverék alkohol- beporlasztás	keverék kettős befecskendezés	szikragyújtási motorra alakítás	alkohol gyulladásjavító adalékkal
Költségek						
átalakítási költségek	0	0	++	++	++	0
adalékanyag költség	0	+	0	0	0	++
Károsanyag-kibocsátás						
részterhelés, CO ₂ *	-	-	-	--	--	--
NO _x	0	0	--	---	---	0
CO	0	0	+	0	+	+
CH	++	+	+	0	+	---
részecske	-	-	---	---	----	----
teljes terhelés, CO ₂ *	--	--	--	---	---	---
NO _x	0	0	--	---	---	--
CO	+	--	+	0	+	--
CH	++	+	+	0	+	---
részecske	-	--	---	---	----	----

Jelölések:

---- sokkal kisebb,
 --- jelentősen kisebb,
 -- kisebb,
 - valamivel kisebb,

0 nem változik,
 + kissé nagyobb,
 ++ nagyobb

*Az etanol kisebb széntartalma (az etanolé 52 tömeg %, a gázolaj 86 tömeg %-ához képest) csökkenti a bruttó CO₂ kibocsátást. Ugyancsak fontos, hogy a bioetanol elégetéséből származó széndioxid nem növeli a légköri CO₂ mennyiségét, ugyanis csak annyi CO₂ kerül vissza a levegőbe, amelyet a növények a fotoszintézis során megkötöttek.

4.1.3 Etanol bekeverésének hatása a motor hatékonyságára

A számításokhoz szükséges tüzelőanyag-adatokat az üzemanyagok minőségi bizonyítványai biztosították. Összegzésüket az 14. táblázat mutatja.

14. táblázat: Gázolaj és etanol főbb jellemzői

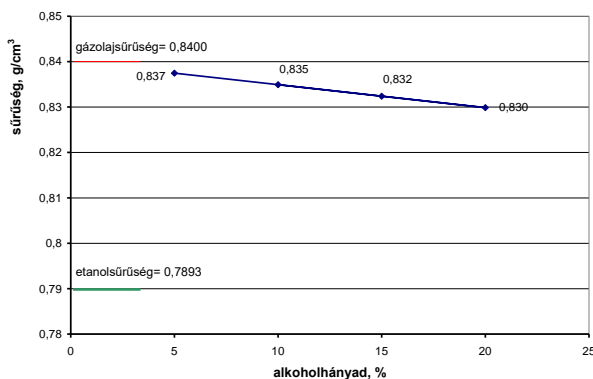
Tüzelőanyag	Gázolaj MSZ EN 590:2000	Etanol MSZ-08-1601/3- 87
Összeg-, ill. szerkezeti képlet	C14,5H30	C2H5OH
Széntartalom, tömeg %	86	52
Hidrogéntartalom, tömeg %	14	13
oxigéntartalom, tömeg %		35
Moltömeg, kg/kmol	204	46,07
H/C atomarány	2,7	3,0
Forráspont 1,013 bar-on, °C		78,3
Sűrűség cseppfolyós fázisban 20 °C-on, kg/m ³	840	790
Lobbanáspont, °C	66	12
Gyulladási hőmérséklet, °C		425
Alsó fűtőérték, MJ/kg	42,5	26,8

Sűrűség

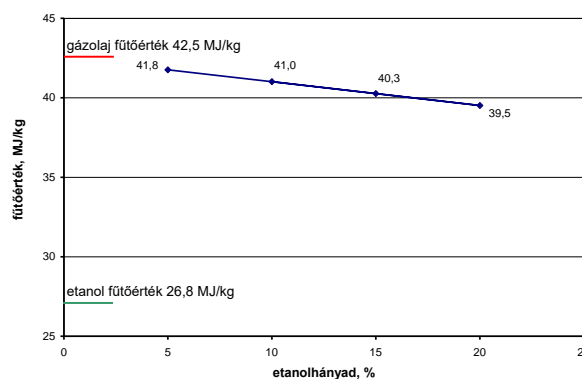
A 14. táblázat adataival számolva az x % etanolt tartalmazó keverék sűrűsége

$$\rho_{EX} = (1 - x/100) \cdot 0,85 \cdot \rho_g + x/100 \cdot \rho_e \quad (16)$$

Diagramban ábrázolva az egyenletet a 32. ábra szemlélteti:



32. ábra: Gázolaj-etanol keverék sűrűsége



33. ábra: Gázolaj-etanol keverék fűtőértéke

Fűtőérték

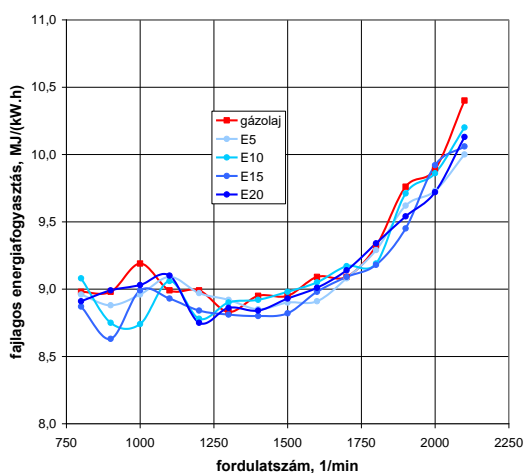
A 14. Táblázat adataival számolva az x v/v% etanolt tartalmazó keverék fűtőértéke

$$H_{EX} = \frac{(1 - x/100) \cdot \rho_g \cdot H_g + (x/100) \cdot \rho_e \cdot H_e}{\rho_{EX}} \quad (17)$$

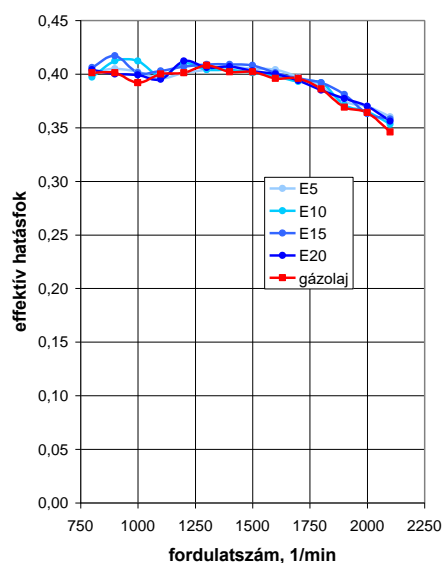
Az egyenletet diagramban a 33. ábra ábrázolja.

Általánosan megállapítható, hogy minden 5 V/V%-os etanoltartalom-növekedés közelítőleg 2 E/E%-os energiatartalom-csökkenéssel jár. Amennyiben az etanol mellett biodízel adalékot is alkalmazunk, további fűtőérték csökkenés gyakorlatilag nem következik be, mivel a biodízel fűtőértéke csak 1...3 E/E%-kal kisebb, mint a gázolajé [ZM14].

Az égés jóságáról a tüzelőanyag fűtőértékét is figyelembe vevő, energiaegységben kifejezett (MJ/(kW·h)) fajlagos fogyasztás (34. ábra) nyújt reális képet. Ebből egyértelműen látható, hogy a gázolaj-etanol keverékekkel működő motor kissé jobban hasznosítja a bevezetett tüzelőanyag energiáját, azaz alacsonyabb a fogyasztás a keverékekkel. Ez feltehetőleg az etanol viszonylag nagy oxigéntartalmának köszönhető, mértéke átlagosan a tüzelőanyag etanoltartalmától függetlenül kb. 0,8...1,6 % [ZM38].



34. ábra: Fajlagos energiafogyasztási diagram



35. ábra: Az effektív hatásfok alakulása teljes terhelésnél

Ugyanezt szemlélteti a 35. ábra. A gázolajjal és gázolaj-etanol keverékekkel hajtott motor effektív hatásfokának összehasonlítása is: a gázolaj-etanol keverékekkel hajtott motor effektív hatásfoka átlagosan 0,8...1,6 %-kal jobb, mint gázolajjal.

4.1.4 Etanol bekeverésének hatása a környezetkárosító anyagok emissziójára

Az etanol adalék - az etanol oxigéntartalmának köszönhetően - a gázolajban egyenletesen eloszlott oxigénforrás többletnek tekinthető, így az oxidációs reakciók konverziós hatásfoka várhatóan jelentősen javul.

A részecske- és koromkibocsátás csökkenése etanol hatására egyértelműen és számos esetben bizonyított. Természetesen a károsanyag-kibocsátás mértéke számos egyéb hatás függvénye is, pl. a motor terhelése, motor állapota stb. [52].

A vizsgálati eredmények nem olyan egyértelműek, mint a korom esetében, de a közlemények túlnyomó többsége 10 V/V% etanol tartalmú keverék esetén 15...20 %-os szén-monoxid-emisszió csökkenésről számolnak be [54].

Gázolaj-etanol keverékek használatakor a szénhidrogén-kibocsátás közel 100 %-os növekedéséről számolnak be, de még ezek a megnövekedett értékek is nagyságrenddel a megengedett határérték alatt maradnak. A

növekedés főtömege etanol, acetaldehid és ecetsav. Az aldehid különösen veszélyes környezetvédelmi szempontból, mivel a fotokémiai szmog egyik alkotóeleme és a fotokémiai oxidánsok képződésének kiinduló vegyülete [55]. Ezek a vegyületek azonban egy oxidációs katalizátorral viszonylag könnyen széndioxidá és vízzé oxidálhatók.

Amennyiben az etanol okozta cetánszám-csökkenést kompenzáljuk, a nitrogénoxid emisszió nem változik lényegesen az e-dízel használatakor [56]. A kéntartalomtól mentes etanol az etanolhányadtól függően csökkenti a tüzelőanyag kéntartalmát – és ily módon a kipufogógázokban lévő kénvegyületek mennyiségét. A gyulladáspont és a robbanási határkoncentrációk ismerete különösen fontos az tüzelőanyag szállítása, tárolása és felhasználása szempontjából. Az etanol bekeverése még kis koncentrációban is alapvetően megváltoztatja a dízelolaj tulajdonságait, amely az 15. táblázatban látható.

15. táblázat: Motorhajtóanyagok jellemzői

Jellemzők	Gázolaj	Etanol	Benzin
Gőznyomás 37,8 °C-on, kPa	0,3	17	60
Lobbanáspont, °C	64	13	- 40
Öngyulladási hőmérséklet, °C	230	366	300
Éghetőségi, robbanási határok, tf. %	0,6...5,6	3,3...19	1,4...7,6
Éghetőségi határokhoz tartozó hőmérsékletek, °C	64 ⇒ 150	13 ⇒ 42	-40 ⇒ -18

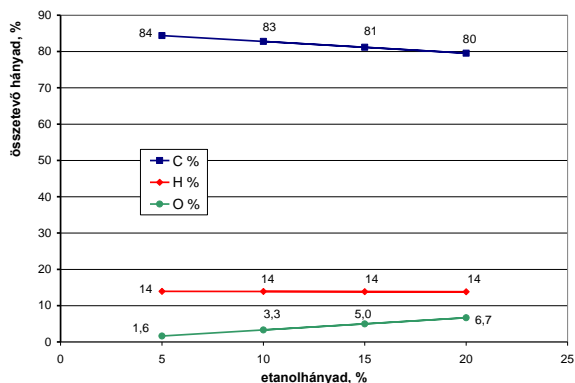
A gyulladási vizsgálatok 10 V/V%, 15 V/V% és 20 V/V% etanol tartalmú gázolaj-etanol keverékeknél azt mutatták, hogy az etanol koncentrációjától függetlenül a lobbanáspont kb. 12 °C-nak, míg a felső gyulladási hőmérséklet 42 °C-nak adódott. Ezekből az adatokból nyilvánvaló, hogy a keverék gyulladási tulajdonságait nem a gázolaj, hanem az etanol határozza meg, az etanolhányadtól függetlenül. A gázolaj-etanol keverékek használatakor egészen más biztonsági előírásokat (a gázolajnál szokásosnál lényegesen szigorúbbakat) kell betartani, mint a tiszta gázolaj esetén. A 15. táblázat adataival számolva x V/V% etanolt tartalmazó keverék szén-, hidrogén- és oxigéntartalma (m/m%):

$$C_{EX} = \frac{(1-x/100) \cdot \rho_g \cdot C_g + (x/100) \cdot \rho_e \cdot C_e}{\rho_{EX}} \quad (18)$$

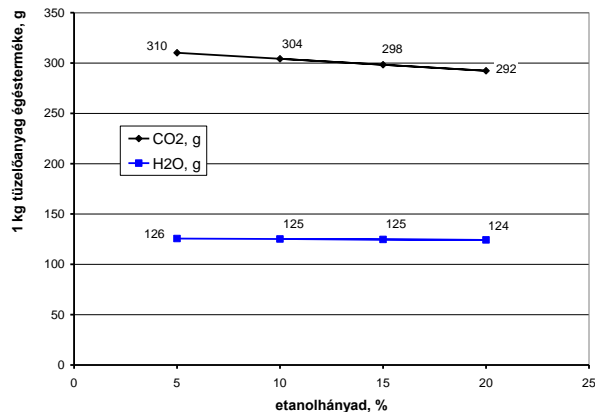
$$H_{EX} = \frac{(1-x/100) \cdot \rho_g \cdot H_g + (x/100) \cdot \rho_e \cdot H_e}{\rho_{EX}} \quad (19)$$

$$O_{EX} = \frac{(x/100) \cdot \rho_e \cdot O_e}{\rho_{EX}} \quad (20)$$

Az összetevők m/m %-át ábrázoljuk (36. ábra):



36. ábra: Gázolaj-etanol keverék szén-, hidrogén- és oxigéntartalma (tömeg %)



37. ábra: 1 kg gázolaj-etanol keverék égésekor keletkező szén-dioxid és víz

A 15. táblázat adataival végzett sztöchiometriai számítások alapján 100 g

- gázolaj égésekor

$86\% \text{ C} \rightarrow 86 \text{ g C} \rightarrow 316 \text{ g CO}_2$ és

$14\% \text{ H} \rightarrow 14 \text{ g H} \rightarrow 126 \text{ g H}_2\text{O}$ keletkezik,

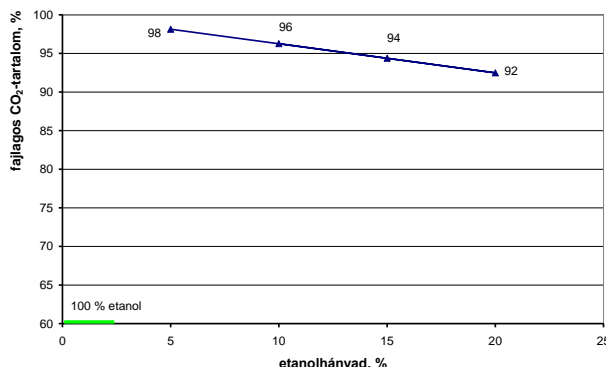
- etanol égésekor

$52\% \text{ C} \rightarrow 52 \text{ g C} \rightarrow 191 \text{ g CO}_2$ és

$13\% \text{ H} \rightarrow 13 \text{ g H} \rightarrow 117 \text{ g H}_2\text{O}$ keletkezik,

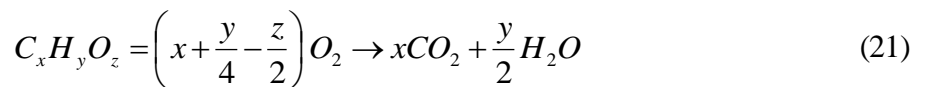
1 kg x m/m% etanolt tartalmazó gázolaj-etanol keverék égésekor keletkező szén-dioxid és víz mennyisége grammokban kifejezve (37. ábra). Egységnyi tömegű

- gázolaj égésekor keletkező széndioxidtömeget 100 %-nak véve
- etanol égésekor 60 %-nyi,
- x % etanol tartalmú gázolaj-etanol keverék égésekor keletkező szén-dioxid tömeghányadot a 38. ábra szemlélteti.



38. ábra: Az égéstermék fajlagos CO₂-tartalma (gázolaj = 100%)

A sztöchiometrikus levegőszükségletet a reakcióhoz szükséges oxigén mennyiségéből számíthatjuk [ZM39]. Ennek mennyiségét az alábbi egyenletek alapján számolhatjuk. A szénhidrogének égési egyenlete általában:



az etanol jellemzőit behelyettesítve:

$$O_{20} = C_2H_5OH = \left(2 + \frac{6}{4} - \frac{1}{2} \right) O_2 = 3 \text{ kmol } O_2/\text{kmol etanol} \quad (22)$$

a gázolaj jellemzőit behelyettesítve:

$$O_{20} = C_{14,5}H_{30} = \left(14,5 + \frac{30}{4} - \frac{0}{2} \right) O_2 = 22 \text{ kmol } O_2/\text{kmol gázolaj} \quad (23)$$

A sztöchiometrikus oxigénszükségletből a levegő összetételének ($N_2/O_2 = 0,79/0,21$) ismeretében az elméleti levegőarány számítható:

etanol elégetésekor

$$K_{LO} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{20} = 4,76 \cdot O_{20} = 4,76 \cdot 3 = 14,28 \text{ kmol levegő/kmol etanol} \quad (24)$$

gázolaj égésekor

$$K_{LO} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{20} = 4,76 \cdot O_{20} = 4,76 \cdot 22 = 104,72 \text{ kmol levegő/kmol gázolaj} \quad (25)$$

Ezekben az egyenletekben

K_{LO} az elméleti levegőarány (az 1 kmol tüzelőanyag sztöchiometrikus körülmények közötti elégetéséhez szükséges levegő kmolban kifejezve) kmol/kg-ban kifejezve.

Ennél a számításnál is a 14. táblázatból vett a tüzelőanyag alkotó részarányokból indultam ki.

Ezekkel az adatokkal (az etanol nem tartalmaz ként, a gázolaj kéntartalma 260 mg/kg, azaz 0,026 %, tehát elhanyagolható):

$$O_{20} = \frac{c}{12,01} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,06} - \frac{o}{32,00} = \frac{0,52}{12,01} + \frac{0,13}{4,032} - \frac{0,35}{32,00} =$$

$$= 0,0646 \text{ kmol } O_2/\text{kg etanol, és} \quad (26)$$

$$O_{20} = \frac{c}{12,01} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,06} - \frac{o}{32,00} = \frac{0,86}{12,01} + \frac{0,13}{4,032} =$$

$$= 0,1038 \text{ kmol } O_2/\text{kg gázolaj.} \quad (27)$$

Az eredményekből az elméleti levegőarány

$$K_{LO} = 4,76 \cdot O_{20} = 4,76 \cdot 0,0646 = 0,3075 \text{ kmol levegő/kg etanol, és} \quad (28)$$

$$K_{LO} = 4,76 \cdot O_{20} = 4,76 \cdot 0,1038 = 0,4943 \text{ kmol levegő/kg gázolaj.} \quad (29)$$

kg/kg-ban kifejezve

A tüzelőanyag – esetemben etanol, illetve gázolaj – egy kg tömegére vonatkoztatott elméleti levegőaránya kg-ban kifejezve:

$$K_{LO} = 137,8 \cdot O_{20} = 8,90 \text{ kg levegő/kg etanol, és} \quad (30)$$

$$K_{LO} = 137,8 \cdot O_{20} = 14,31 \text{ kg levegő/kg gázolaj.} \quad (31)$$

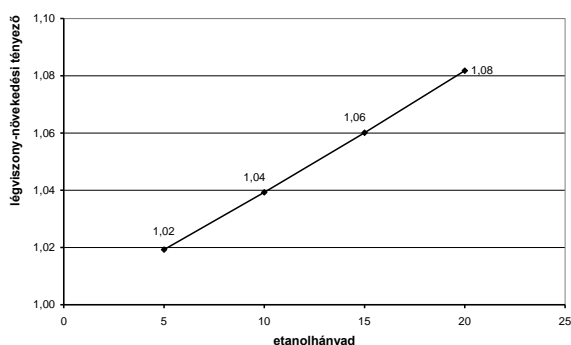
Ez a jellemző – a szöchiometrikus levegőszükséglet és az elméleti levegőarány – fontos adat a tüzelőanyag-levegő keverék légviszonyának meghatározásához.

$$\lambda = \frac{O_2}{O_{20}} = \frac{K_L}{K_{L0}}, \quad (32)$$

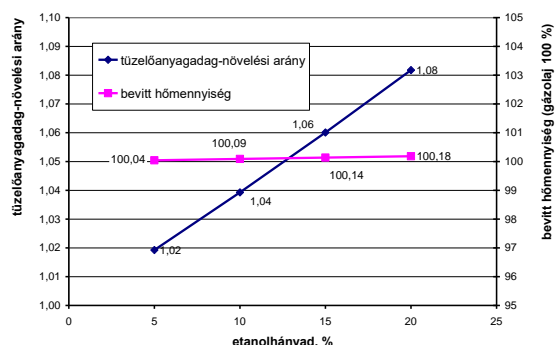
azaz a beszívott levegő mennyisége az égéshez elméletileg szükséges levegőmennyiséghez viszonyítva.

Az etanol-gázolaj keverék tüzelőanyagok égésfolyamatának tanulmányozásakor nagyjelentőségű az etanol és a gázolaj egymástól jelentősen eltérő elméleti levegőaránya.

Az alkohol lényegesen kisebb elméleti levegőaránya következtében adott gázolajüzemre beállított motorban (beszívott levegőmennyiség és befecskendezett tüzelőanyag-adag változatlan) a keverék légviszonya etanol és gázolaj-etanol keveréküzemben nagyobb lesz. A növekedés mértékét a 39. ábra mutatja.



39. ábra: A légviszony növekedése az etanolhányad függvényében



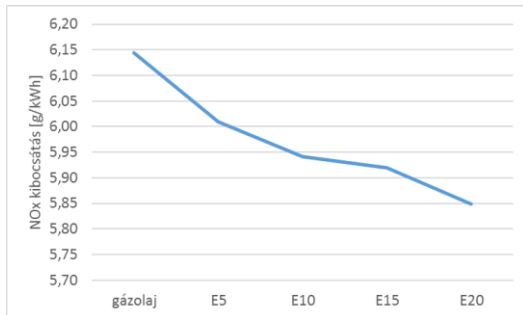
40. ábra: A motorba bevitt hőmennyiség

A nagyobb légviszony lehetővé teszi, hogy a befecskendezett tüzelőanyag-mennyiséget a megnövekedett légviszonynak megfelelően addig növeljem, amíg ugyanaz a légviszony valósul meg, mint amekkora gázolajüzemben volt. Számításaim szerint ezzel a többlet-tüzelőanyaggal jó közelítéssel kompenzálható az etanol kisebb fűtőértéke (vagyis pl. a 15 %-os etanol-gázolaj keverékkel üzemelő motorba, 6 %-kal megnövelt tüzelőanyag-adaggal kb. ugyanannyi hőmennyiség vihető be, mint gázolajjal (40. ábra)). Ez azt is jelenti, hogy – ha a másodlagos jelenségektől eltekintek – az etanol-gázolaj üzemű motor teljesítménye azonos lehet a gázolajjal üzemelő motor teljesítményével. Arra a kérdésre azonban, hogy a lokális károsanyag-kibocsátás hogyan alakul, csak mérések alapján adható válasz.

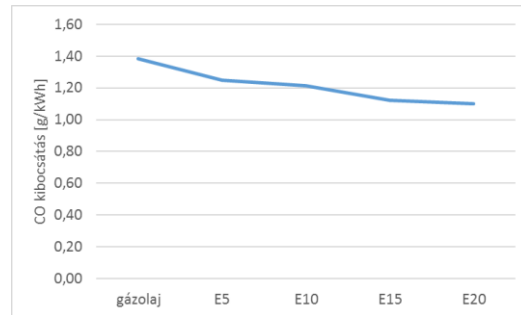
4.1.5 Megállapítások az etanol-gázolaj keverékek emisszióra gyakorolt hatásáról

Az etanol hozzákeverésének a hatása szemléletesen kimutatható, ha az ENSZ EGB 49 és ENSZ EGB 96 mérések előírás szerinti súlyozott eredmények gázolajos üzemű eredményekhez viszonyított fajlagos eltéréseit

az etanolhányad függvényében ábrázolom. A következő megállapítások 800-1600 fordulatszám tartományban érvényesek a mérési ciklusok pontjaiban.



41. ábra: Fajlagos NO_x-kibocsátás az etanolhányad függvényében



42. ábra: Fajlagos CO-kibocsátás az etanolhányad függvényében

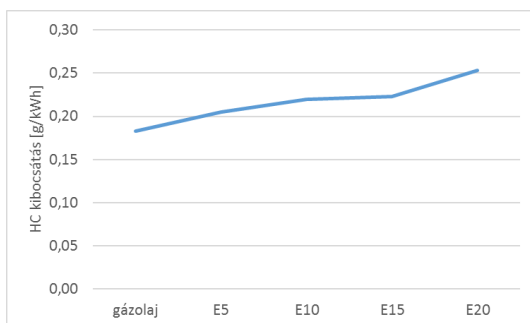
A nitrogénoxidok kibocsátását az etanol hozzákeverése csökkenti (41. ábra). A csökkenés mértékét az etanol tartalom függvényében az általam meghatározott képlet adja meg:

$$EtOHD_{NOx} = -0,07 Y_{EtOH} + 6,2 \quad (33)$$

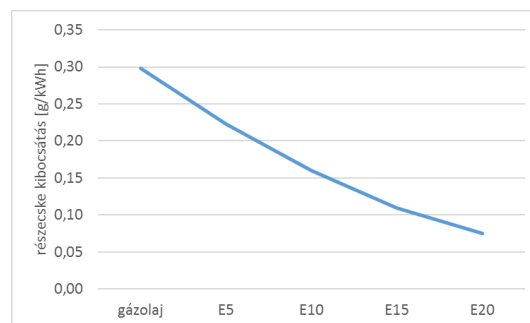
ahol $EtOHD_{NOx}$ a keletkező nitrogénoxid emisszió, Y_{EtOH} pedig a keverék etanol tartalma tf%-ban.

A 42. ábra ismerteti a CO-kibocsátás alakulását. A CO emisszió alakulását az etanoltartalom függvényében a vizsgált tartományban a következő, általam meghatározott (34) képlet mutatja meg

$$EtOHD_{CO} = -0,07 Y_{EtOH} + 1,4 \quad (34)$$



43. ábra: Fajlagos HC-kibocsátás az etanolhányad függvényében



44. ábra: Fajlagos részecske-kibocsátás az etanolhányad függvényében

A szénhidrogén kibocsátás a romló égési körülmények miatt enyhén növekszik az általam megállapított összefüggés alapján:

$$EtOHD_{HC} = 0,02 Y_{EtOH} + 0,17 \quad (35)$$

ahol $EtOHD_{HC}$ a keverék HC emissziója g/kWh-ban, Y_{EtOH} pedig a keverék etanol tartalma tf%-ban. A 36 egyenletben határoztam meg az összefüggést a keverék etanol tartalma és a részecskeemisszió között:

$$EtOHD_r = 0,06 Y_{EtOH} + 0,34 \quad (36),$$

ahol $EtOHD_r$ a keverék részecske emissziója g/kWh-ban, Y_{EtOH} pedig a keverék etanol tartalma tf%-ban.

4.1.6 Az etanol-gázolaj emulziók vizsgálatának értékelése

A kutatásaim alapján összeségében megállapíthatom, hogy az etanol alkalmazása kompressziógyújtású motorokban, a gázolaj kiegészítő hajtóanyagként segíthet növelni az energiafüggetlenséget és csökkenteni a károsanyag kibocsátást. Az etanol, mint keverőkomponens csökkenő hatással van a szén-dioxid, a nitrogén oxidok és a korom emisszióra.

Tézis IV: Számításokkal és mérésekkel igazoltam, hogy az etanol bekeverése a gázolajba pozitív hatással van a motor emissziójára és a következő összefüggés alapján csökkenti a károsanyag kibocsátást a 0-20 tf% etanolt tartalmazó keverékeknél:

$$\bar{\varepsilon} = \bar{\varepsilon}_g + \bar{\rho} \quad (37)$$

ahol

$\bar{\varepsilon}$: a keverék kibocsátás mátrixa

$\bar{\varepsilon}_g$: az alapgázolaj kibocsátás vektora

$\bar{\rho}$: az etanol bekeverés hatását leíró vektor

$$\begin{pmatrix} 6,2 \\ 1,4 \\ 0,17 \\ 0,34 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ -0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,02 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,06 \cdot Y_{EtOH} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 6,2 - 0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ 1,4 - 0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,17 + 0,02 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,34 + 0,06 \cdot Y_{EtOH} \end{pmatrix} \quad (38)$$

Emulzióban azonban nehéz tartani a gázolajjal, ezért a keverékek eltarthatósága vizsgálandó terület. Az etanol-gázolaj emulziók előnyei és jellemzői sokban hasonlítanak az etanol-gázolaj oldatokhoz. A legnagyobb eltérés, hogy az emulzióknál emulzióképzőt kell használni, amely növeli a keverék víztűrő képességét. Az emulziók fő hátránya is ezekben az adalékokban rejlik; drágák és rosszak a fizikai tulajdonságaik alacsony hőmérsékleten. Az emulziók viszkozitása alacsony hőmérsékleten megnő, megközelítőleg az etanol mennyiségével azonos mennyiségű emulzióképző szükséges.

A stabil emulziók szokványos tüzelőanyag-szivattyúval és befecskendező fűvókával használhatóak. Az instabil emulzió üzemeltetési problémákat okozhat, ez esetben a vezetékeket ki kell üríteni a motor leállítása után.

Általánosságban elmondható, hogy az etanol-gázolaj emulzió csökkenti az NO_x kibocsátást. Ennek oka, hogy az alkohol, bár cetánszám csökkentő hatású, ami pedig nagyobb gyúlési késedelmet okoz, de az alacsonyabb hőmérsékleten beinduló párolgás hűti az égésteret és ez csökkenti a NO_x emissziót. A CH emisszióról elmondható, hogy nő dízel-etanol emulziós üzemben. A CO-kibocsátás változatlan, kivéve teljes terhelésnél, ahol csökken az emisszió csakúgy, mint a füst-kibocsátás. A kénoxid emisszió az etanol részarányának megfelelően csökken [60].

Az etanol-gázolaj keverékek használatának előnye elsősorban a csökkenő emisszió és a növekvő megújuló részarány. A műszaki és a gazdaságossági szempontok értékelése alapján megállapítható, hogy az etanol dízelmotor tüzelőanyagként való felhasználási lehetőségei közül a korlátozott mennyiségű etanol és a gázolaj keveréke (mikroemulzió) a legkedvezőbb.

Összességében az etanol a gázolaj környezetkárosító hatását kedvező irányban befolyásolja.

Hangsúlyozandó, hogy az etanol-gázolaj keverék tűzveszélyességi szintje a benzinével azonos. Ez a gázolajnál megszokottnál képest más előírásokat, fokozott odafigyelést igényel.

4.2 Etanol-biodízel-gázolaj hármaskverékek műszaki, környezetvédelmi és gazdasági vizsgálata és értékelése

Az etanollal folytatott kísérletek egyik eredménye volt, hogy bár motorikus alkalmazását tekintve előnyös, ugyanakkor emulzióban nehezen tartható a gázolajjal. A kutatásaim következő lépcsője erre irányult: milyen hármaskverékekben lehet ez etanolt a gázolajjal keverékekben tartani. A kutatásaim ezen fejezetében a bioetanol - biodízel - gázolaj keverékek motorikus alkalmazásának műszaki, gazdasági és környezetvédelmi szempontjait vizsgálom. Összeállítottam tüzelőanyag keverékeket, kémiai-fizikai vizsgálat alá vettem őket, megvizsgáltam az égésfolyamatukat, mértem a károsanyag kibocsátásukat, monetarizáltam az alkalmazásukból eredő környezetterhelést és felhasználásuk gazdasági elemzését készítettem el [ZM14].

4.2.1 Szakirodalmi elemzés

Aydin és Ilkilic vizsgálatában [60] az etanolt adalékanyagként használják annak vizsgálatára, hogy bekeverhető-e biodízel magasabb arányban a gázolajba. A kereskedelmi forgalomban kapható, 20 tf% biodízel tartalmú gázolajat hasonlítottak össze 80% biodízel 20% etanollal elegyítve. A vizsgálat 4 hengeres, 4 ütemű közvetlen befecskendezésű dízelmotorban zajlott. A vizsgálat kiterjedt az motor nyomatékára, teljesítményére, a fék fajlagos tüzelőanyag-fogyasztására, a fék hőhatására, kipufogógázra a gáz hőmérséklete, CO, CO₂, NO_x és SO₂ emissziókra. A kísérleti eredmények azt mutatták, hogy a kompressziós gyújtású motor teljesítménye javult a biodízel-etanol felhasználásával. Ezen felül a kipufogógáz-kibocsátás a bioetanol-dízel alkalmazása esetén csökkent.

Euro 5 minőségű gázolaj, tiszta biodízel és biodízel-gázolaj keverve 5%, 10% és 15% etanollal vagy metanollal tesztekről 4 hengeres, közvetlen befecskendezéssel teszteltük dízelmotorban végzett tesztekről számolnak be [61]. A kísérleteket stacioner motorállapotokban hajtották végre. A kapott eredmények alapján és az Euro 5 dízelüzemhez képest a kevert üzemanyagok vezethetnek NO illetve NO_x csökkentésére, a részecske kibocsátás szempontjából a biodízel – metanol keverékekkel hatékonyabbak, mint a biodízel – etanol keverékek. A részecskecsökkentés sokkal hatékonyabb, ha az alkohol mennyisége növekszik a keverékekben. Nagy alkohol tartalom a keverékekben csökkenti továbbá a HC- és a CO-kibocsátást.

Megvizsgálták a dízel – biodízel – etanol keverékek tulajdonságait különböző tisztaságú etanolokkal [62]. Megállapították, hogy bár a biodízel tulajdonságai közel álltak a gázolaj szabványos tulajdonságaihoz, azonban az etanolt tartalmazó keverékek a szabvány által meghatározott tulajdonságoktól jelentősen eltértek. A nagy cetánszámú biodízel kompenzálni tudja az etanol okozta cetánszám csökkenést. 10% -nál kevesebb etanolt tartalmazó keverékek fűtőértéke nem különbözött szignifikánsan a gázolajétól. Ami a keverékekből származó kibocsátások során azt találták, hogy CO és HC jelentősen csökkent nagy motorterhelés mellett, míg NO_x megnövekedett a gázolajhoz képest. Ezeket a tényeket figyelembe véve egy 80% dízel keverék, 15% biodízel és 5% etanol volt a legmegfelelőbb arány, amely termék tulajdonságai elfogadhatóak voltak.

Kutatási eredmények fókuszálnak a gázolaj-biodízel-etanol keverékek emissziójának alakulására [63]. Motorfékpadai mérésekkel határozták meg a kibocsátások alakulását, különös tekintettel a CO, CO₂, NO_x, HC és füst mennyiségére. A fajlagos fogyasztásban növekedése alacsonyabb motorterhelés mellett legfeljebb 32,4%-kal csökkent a mérések, a termikus hatásfok 21,7%-os csökkenésével kísérve. A szén-monoxid-kibocsátás csökkent, különösen nagy terhelések esetén, míg legfeljebb 59% -kal a megnövekedett CO₂-kibocsátás. Az NO_x-kibocsátás enyhén növekedett, különösen rész- és teljes terhelések esetén A HC és a füst kibocsátása az összes terhelési ciklusban csökken a vizsgálatok során.

Egy cikk [64] mutatja be a mérések eredményeit egy 4 ütemű, 4 hengeres, közvetlen befecskendezésű dízelmotoron, amelyben gázolaj, repceolaj és etanol 2,5 tf% -a, 5 tf % és 7,5 tf % keverékeit vizsgálták. Ennek

a tanulmányban az az célja, hogy megvizsgálja az etanol és a biodízel hatását, fajlagos középnyomásra, a fajlagos fogyasztásra, a termikus hatásfokra és kibocsátása összetételére beleértve az NO, NO₂, NO_x, CO, CO₂, HC és füst kibocsátást. Az etanol növelése a keverékben csökkenő mértékben befolyásolja a keverék viszkozitását. A biokomponensek aránya negatívan befolyásolja az üzemanyag-fogyasztást és a középnyomást.

Egy részletes elemzés mutatja be [65] az etanol-gázolaj-biodízel keverékek motorfékpadi karakterisztikáit egy 18 kW teljesítményű négyütemű D21A1 dízelmotoron. A mezőgazdasági járműves tesztek során a keverékek pozitív hatást gyakoroltak a jármű dinamikai tulajdonságaira. A traktor üzemanyagrendszerébe az alapüzemanyag biodízel 30% biodízelt tartalmazott és ehhez lett további 5 t^o% etanol bekeverve. A tapasztalatok szerint ekkora mennyiségű etanol nem befolyásolta jelentősen a dízelmotor működését a kísérleti tartományban. A mérések során az üzemanyag-fogyasztás ~ 2% -os növekedést mutatott az etanol mentes üzemanyaghoz képest. A kibocsátások közül a PM drasztikus csökkenése (40%) volt megfigyelhető, a HC (25%) és CO (6%) kibocsátás is csökkent teljes terheléses üzemben, amely jellegzetes üzemmód mezőgazdasági célú eszközöknél. A javasolt etanol-gázolaj-biodízel keverék NO_x-kibocsátása mutatott tendenciát 4% -ra való csökkenésre az etanol mentes üzemanyaghoz képest.

A szakirodalom áttekintése után a következő kutatási hipotézist fogalmaztam meg.

Hipotézis V: Az etanol-biodízel-gázolaj hármaskverékekben az etanol és a biodízel hátrányos tulajdonságai kiegyenlítik egymást, a hármaskverékek megfelelnek a gázolajra vonatkozó szabvány és releváns előírásainak, miközben összeségében csökkentik a keverék károsanyag kibocsátását a gázolajhoz képest.

4.2.2 Mérés menete

A vizsgálataim során az alábbi hajtóanyagokat alkalmaztam: kereskedelmi forgalomban kapható gázolaj, repceolaj-metilészter (biodízel, RME) és növényi alkohol (bioetanol), illetve ezek keverékei, amelyeket a 16. táblázat mutat be.

A cetánszám, a kenőképesség és a viszkozitás meghatározása a hármaskverékeknel fontos feladat, mert ezek igen nagy hatással bírnak az égésfolyamatra és a hajtóanyag alkalmazhatóságára. Ha a gázolajhoz hasonló égést szeretnénk elérni, akkor fontos, hogy a keverékeink teljesítsék a gázolajra előírt viszkozitási és cetánszám szabványokat.

A viszkozitás mérését az MSZ EN ISO3104:1996-os szabvány szerint végeztem el. A mérést elvégeztem tiszta gázolajjal, tiszta etanollal és tiszta biodízellel, majd pedig keverékekkel. Minden mérési pontban legalább 6 mérést végeztem, majd pedig az eredményeket átlagoltam.

16. táblázat: Vizsgált keverékek összetétele

	bioetanol [V/V%]	biodízel [V/V%]	gázolaj [V/V%]
minta1	10	10	80
minta2	5	5	90
minta3	2,5	7,5	90
minta4	7,5	2,5	90
minta5	5	7,5	87,5

minta6	2,5	5	92,5
minta7	2,5	2,5	95
minta8	2	4	94
minta9	4	8	88

A kenőképeséget a vonatkozó ISO 12156 szabvány szerint vizsgáltam. A kenőképeség vizsgálatát referencia gázolajon, biodízelen és előre kiválasztott, a többi mérés alapján ígéretesnek tartott 4 mintával végeztem el.

A cetánszám meghatározását az MSZ EN ISO 5165:1999 szabvány szerint végeztem. A bioetanol - biodízel - gázolaj keverékek méréseit egyhengeres CFR F-5-ös cetánszámmérő motoron hajtottam végre. Az egyes mérések eredményeit a szükséges korrekció után hasonlítottam össze. Az egyes keverékek mérése során mindig legalább 3 mérést végeztem el, majd ezeket átlagolva határoztam meg az adott keverék összetételre jellemző értékeket. A méréseket több mintával végeztem, melyek összetételét a későbbi mérések esetében a már megismert eredmények ismeretében változtattam.

Az emisszió mérést minden esetben a fékpadhoz kapcsolt emisszió mérő berendezéssel végeztem el, ennek során meghatároztam a különböző összetételű keverékek NO_x, CO, CH, CO₂ és részecske kibocsátását. A füstgáz összetétel meghatározásánál a referencia gázolaj mellett kilenc keverék hatását vizsgáltam meg.

A fenti mérésorozatok alapján kiválasztott két keverékkel és referencia gázolajjal teljes terheléses méréseket végeztem motorfékpadon Audi 1,9 TDI motoron. Mértém a keverékek hatását a motor teljesítményére és a hajtóanyag fogyasztására. Minden mérésorozatot háromszor végeztem el. Minden mérési pontot négyszer mértem meg, kétszer növekvő, kétszer pedig csökkenő fordulatszámmal.

Az emissziós eredmények monetarizálása során az egyes keverékek kibocsátásának változását vizsgáltam a referencia gázolaj kibocsátásához képest egyenlő teljesítményértéken. A monetarizálás során EU kutatások eredményei alapján meghatároztam a közúti közlekedés külső költségeit, amelyekből számítható volt az egyes kibocsátott komponensekre eső költség.

A kibocsátás okozta költségváltozásból (költség többlet, illetve jellemző megtakarítás) és az alkalmazási költségekből (átállítás, volumetrikus eltérésekből adódó költségek, árkülönbségből adódó tételek) meghatározható volt az egyes keverékek bevezetésének költség-haszon viszonya.

A mérések során az egyes mérésorozatokhoz tartozó mérésszámot a következők alapján állapítottam meg. Ismeretlen eloszlású alapsokaság esetén a Csebisev egyenletek alapján a mintanagyság a következőképpen számítható:

$$P\left(\bar{x} - k \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} < \mu < \bar{x} + k \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}}\right) \geq 1 - \alpha \quad (39)$$

Egyszerű véletlen kiválasztás esetén a (39) formula a következőkre egyszerűsödik:

$$P(\bar{x} - \Delta < M(x) < \bar{x} + \Delta) = 1 - \alpha \quad (40)$$

A (40) egyenletet átrendezve kapjuk a kívánt pontosság eléréshez szükséges mintaszámot:

$$n = \frac{t^2 \cdot s_k^2}{\Delta^2} \quad (41)$$

Ahol:

n – a szükséges mintanagyság

t – valószínűségi paraméter

s_k – korrigált empirikus szórás

Δ – pontossági tartomány

A (4.27) képlet alapján az elvégzett mérések száma vizsgálható a megfelelő szórás tartomány szempontjából. Ennek értékeléséhez a szakirodalom alapján állapítottam meg, hogy mekkora szórás tartományok elfogadhatóak az egyes vizsgált paramétereknél az egyes mérési pontokban egy hajtóanyaggal. Az eredményeket mutatja be az 5.5 táblázat.

17. táblázat: Elvégzendő és elvégzett mérések száma mérési pontonként

		S_{tap}	$S_{\text{szám}}$	t	d	n [db]
viszkozitás	mm ² /s	0,08	0,040	1,96	0,05	6
kenőképesség	mm/m	0,04	0,040	1,96	0,05	6
cetánszám	CN	0,03	0,031	1,96	0,05	10
teljesítmény	kW	0,05	0,049	1,96	0,05	4
emisszió	g/kW	0,05	0,031	1,96	0,05	10

Az 17. táblázatban a (41) képlet alapján látszik, hogy az „Sszám” az elvégzett mérésszámból számított szórásérték minden esetben kisebb a szakirodalomban feltüntetett szórásértékeknél, „stap”-nál, ami a mérés statisztikai robusztusságát jellemzi. Ez alapján a méréseim eredményét statisztikailag elfogadhatónak találtam.

4.2.3 Viszkozitás mérése

A mérés során a vizsgált tüzelőanyagokat kapillárisokba helyeztem el. A kapillárisok egy fűthető olajtérben kerültek elhelyezésre. Mindegyik kapilláris kalibrálva volt. Minden tüzelőanyaggal minden pontban legalább 5 mérést végeztem az MSZ EN ISO3104:1996-os szabvány szerint. Egy hőmérsékleten elvégeztem a méréseket, majd változtattam a hőmérsékletet. A vizsgált hőmérsékletek sorrendben a következők voltak: 30 °C, 40 °C, 60 °C, 80 °C és 100 °C.

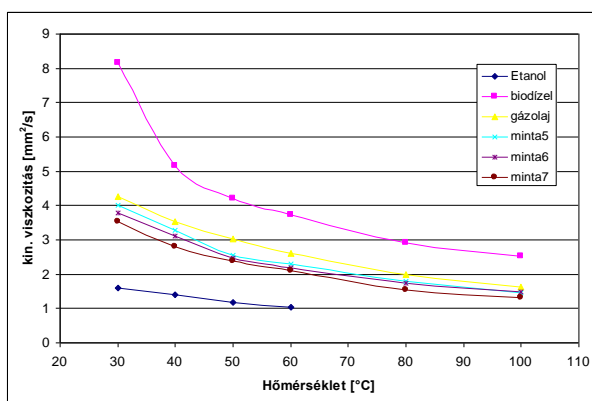
A mérés során hat tüzelőanyagot vizsgáltam meg: bioetanolt, biodízelt és a gázolajat, illetve ennek a háromnak különböző összetételű keverékét (minta5, minta6 és minta7). A biodízel részaránya a mintákban 2,5-7,5V/V% között változott, az etanolé 2,5-5V/V% között.

A 45. ábra mutatja be a mérési eredményeket. A diagramon jól látható, hogy etanollal csak a kisebb hőmérsékletű három pontban végeztem méréseket. Ennek oka, hogy az etanol 74 °C körül elkezdett forni. Ekkor az etanol tartalmú kapillárisal nem folytattam a mérést, azt az olajfürdőből eltávolítottam.

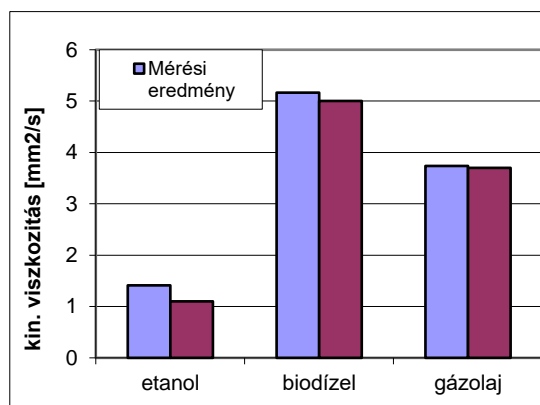
A 18. táblázat mutatja a mérési eredményeket:

18. táblázat: Mért kinematikus viszkozitási értékek

Hőmérséklet [°C]		30	40	50	60	80	100
Mért anyag							
Etanol	[mm ² /s]	1,59	1,41	1,18	1,04	-	-
biodízel	[mm ² /s]	8,16	5,17	4,20	3,73	2,91	2,51
gázolaj	[mm ² /s]	4,25	3,54	3,03	2,61	2	1,63
minta5 [e5 bd7,5 g87,5]	[mm ² /s]	4,55	3,36	2,73	2,29	1,79	1,46
minta6 [e2,5 bd5 g92,5]	[mm ² /s]	4,12	3,10	2,53	2,11	1,75	1,5
minta7 [e2,5 bd2,5 g95]	[mm ² /s]	3,66	2,83	2,31	1,91	1,53	1,33



45. ábra: Viszkozitás mérési eredmények



46. ábra: Mért viszkozitás értékek és a szabványban előírtak összevetése

A keverékek viszkozitása jól közelíti a mérések alapján a gázolaj viszkozitását, vagyis a biodízel nagyobb viszkozitása kompenzálja a bioetanol kisebb viszkozitását. A mérés során a hőmérséklet emelkedésével a tüzelőanyagok viszkozitása csökkent. Ez a szakirodalom alapján előre várható volt [9]. A biodízel viszkozitása csökkent leginkább. A mérések alapján a biodízel viszkozitása és hőmérséklete közötti összefüggést az alábbi (42) egyenlettel közelíthetjük:

$$\eta_{\text{biodízel}} = -3,5746 \ln(T) + 7,9175 \quad (42)$$

A viszkozitás számítására a következő képletet határoztam meg, amely a 30 °C - 60 °C közötti tartományban érvényes:

$$\eta_{\text{kev}} = (2 \cdot n_e \cdot \eta_e + 3 \cdot n_{bd} \cdot \eta_{bd} + n_g \cdot \eta_g + 0,71) \cdot 0,91 \quad (43)$$

Mely képletben:

η_{kev} – keverék viszkozitása

n_i – az egyes alkotók részaránya, e-etanol, bd-biodízel, g-gázolaj

η_i – az egyes alkotók viszkozitása, rendre e-etanol, bd-biodízel, g-gázolaj

A keverékeket úgy választottam ki, hogy szobahőmérsékleten egyik sem vált szét, viszont volt, ami zavaros maradt. Ezeknél megfigyelhető volt, hogy a hőmérséklet növelésekor a komponensek jobban keveredtek, s a korábban zavaros keverék kitisztult. Ez annak a további vizsgálatát veti fel, hogy a tüzelőanyag hőmérséklet növelése milyen hatást gyakorol a motor üzemére. Összességében nem feltétlen előnyös a tüzelőanyag-keverék hőmérsékletének növelése, mert az csökkenti a hőelvonási képességet, ami a NO_x emisszió emelkedéséhez járulhat hozzá. Ennek további vizsgálata szükséges motorfékpadon.

A három bázis tüzelőanyag mérési eredményeit a szabványban előírtakhoz hasonlítja az 46. ábra. Mindhárom esetben meghaladták a mért értékek a szabványban előírt maximális értéket (46. ábra). Ennek mértéke az etanolnál 28%, a biodízelnél 3% a gázolajnál pedig 1% alatt marad. Az eltérés elsődleges oka a mérési pontatlanságokban keresendő. Az etanolnál tapasztalható nagyobb eltérés arra vezethető vissza, hogy a másik két tüzelőanyagnál a szabvány felső határértékével történt az összevetés, az etanolnál nem egy sáv, hanem egy érték szerepel a szabványban.

A keverékek 40°C-on a gázolaj szabványában megadott 2,15-3,7-es viszkozitás értékek közé estek.

4.2.4 Kenőképesség vizsgálata

A mérést az MSZ ISO 12156-1:1999 szabvány szerint végeztem el, amely a HFRR (High Frequency Reciprocating Rig) módszert alkalmaz, azaz nagyfrekvenciás koptató berendezéssel határozza meg a vizsgált hajtóanyagok kenőképességét.

A mérési eredményeket mutatja az 19. táblázat:

19. táblázat: Kenőképesség vizsgálati eredmények

	gázolaj	etanol	biodízel	Kenőképesség (mikron/mm)
gázolaj	100	0	0	324
minta1	80	10	10	279
minta5	87,5	5	7,5	269
minta8	94	2	4	221
minta9	88	4	8	232
biodízel	0	0	100	218

A mérés elve a következő: A hajtóanyag minta egy tárolóba kerül elhelyezésre a teszt ideje alatt, állandó hőmérsékleten. Egy acél golyót függőlegesen nem enged elmozdulni a tartószerkezet, vízszintesen pedig egy acéllemez terheli. A mérő golyó állandó frekvenciájú és löketű oszcilláló mozgást végez, a lemez felülete pedig teljesen be van borítva a vizsgálandó folyadékkal. A lemez és a golyó anyaga meghatározott, emellett állandó a hőmérséklet, a terhelés, a frekvencia és a lökethossz is. A korrigált kopásnyom mutatja meg a vizsgált anyag kenési tulajdonságait.

A mérési eredmények igazolták a várakozásaimat. A biodízel kenőképessége sokkal jobb, mint a gázolajé [ZM1]. A háromkomponensű hajtóanyag minták kenőképessége romlik ha, növekszik az alkohol részaránya. Kenőképesség szempontjából a vizsgált minták nem kritikusak a motor szempontjából. Fontos azonban, hogy amennyiben a minták szétváltnak, akkor a kenőképesség a szétvált alkotók szerint eltérő lehet. A gázolaj kenőképességére korrigált kopási bemaeródás átmérője 60 °C-on az MSZ ISO 12156-1 legfeljebb 460 µm lehet. A MOL Nyrt. a szabványkövetelményeken túlmenően belső gyártási előírásaként a kiszállításra kerülő gázolajoknál: előírja a 400 µm alatti HFRR értéket. A mért hajtóanyagok teljesítik ezt a feltételt.

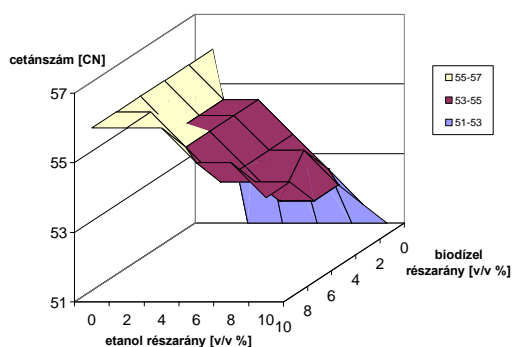
4.2.5 Cetánszám meghatározása

A vizsgálatokat egy CFR F-5-ös dízel tüzelőanyagok cetánszámát meghatározó eljáráshoz kifejlesztett berendezésen, egy egyhengeres, négyütemű, dízel-körfolyamatú belsőégésű motoron végeztem. A motor kialakításánál elsődleges szempont volt, hogy a gázolaj minták gyulladási tulajdonságait laboratóriumi körülmények között lehessen vizsgálni.

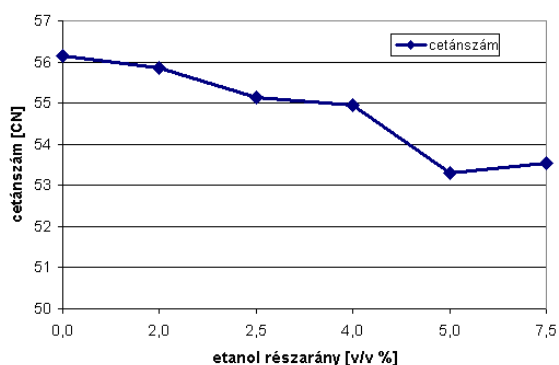
A fogyasztásnak nagy jelentősége van a mérés szempontjából, és a szabvány rendelkezik annak pontos beállításáról (13 ml/min). Az előbefecskendezési idő állíthatósága szintén fontos kritériuma a mérésnek. A befecskendező-szögállító mű (ezen keresztül az előbefecskendezés) egy mikrométeres kézikerékkel állítható be a szintén előírt 13 főtengely fokos előbefecskendezési értékre. A mérési pontosság és a reprodukálhatóság² meglehetősen sok külső paramétertől függ, ezért az ASTM szabvány jól körül határolja a motor üzemeltetési viszonyait. Ezáltal válik mérhetővé a különbség két dízel tüzelőanyag között. A vizsgálat több mérési nappól állt, az egyes mérési napokon gázolajjal referenciaméréseket végeztem. Az egyes keverékek mérése során mindig legalább 3 mérés történt, majd ezeket átlagolva kaptam meg az adott keverék összetételre jellemző mért mennyiséget. Ezek az átlagolt eredmények képzik az összevetés alapját. Több mintával végeztem méréseket. A mért minták összetételét a későbbi mérések esetében a már megismert eredmények ismeretében változtattam.

A munka során gázolajjal és eltérő összetételű mintákkal végeztem méréseket. A mérés célja az volt, hogy megállapítsam, hogyan változik a tüzelőanyag keverék cetánszáma annak hatására, ha kis cetánszámú etanol és nagy cetánszámú biodízel keverek a gázolajhoz. Az alapfelvetésem az volt, hogy a biodízel nagy cetánszáma kompenzálja az etanol igen kis cetánszámát. Így a keverék cetánszáma nem csökken a dízelmotorokban kívánatos 51 CN alá, hanem a gázolaj cetánszámának közelében marad. A keverékben a biodízel kompenzálni fogja az etanol kis cetánszámát. A két megújuló tüzelőanyag részarányában pedig az üvegház releváns CO₂ kibocsátás kisebb lesz. A keverék fűtőértéke azonban csökken, mert mindkét hozzáadott komponens fűtőértéke kisebb.

A mérések során összesen négy gázolajjal referencia mérésorozatot végeztem el. Ezek átlagát tekintettem a referenciaeredmények, melyhez a különböző minták eredményeit hasonlítottam. A mintákban az etanol, illetve a biodízel részaránya 2,5% és 10% között változott. Végeztem egy mérésorozatot tiszta biodízellel is.



47. ábra: Cetánszám mérési eredmények



48. ábra: Etanol arány változásának hatása a cetánszámra 5% biodízel aránynál

² A reprodukálhatóság a precizitás azon fajtája, amely megismételhető körülmények között elvégzett kísérletekre vonatkozik, vagyis pl. azonos módszerrel, különböző anyagon, különböző műszerrel, különböző kezelők által azonos laboratóriumban végzett meghatározások közötti szórással fejezhető ki.

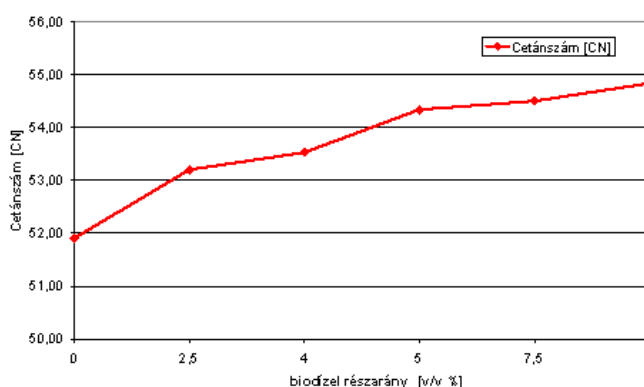
A mérés eredményeit az 47. ábra mutatja be. A gázolaj mérések átlaga a referenciaérték, melyhez a keverékek eredményeit hasonlítottam. Ez a pont a 0-0 pont fölött látható az ábrán, értéke 56 CN. Az ábrán látható, hogy a keverékek cetánszáma alatta marad a referencia gázolajénak. A biodízel cetánszáma 56, megegyezik a referenciafolyadék cetánszámával, így a biodízel részaránya nem befolyásolja a keverék cetánszámát. A cetánszám az etanol tartalom függvényében csökken. 4 V/V%-os etanol tartalomnál csökken a cetánszám egy egységnyit. A vizsgált tartományban az etanol okozta csökkenést jól kompenzálja a biodízel, a cetánszám seholy sem kerül az előírt 51 CN alá [ZM15].

Az 48. ábra mutatja be az etanol tartalom változásának hatását állandó biodízel tartalom mellett. Az etanol tartalom növekedésével a minta gázolaj tartalma megegyezően csökkent. Az etanol részarány hatása a cetánszámra az alábbi (44)-es egyenlettel írható le:

$$CN_{ebdg} = CN_{bdg} - 0,59n_e \quad (44)$$

ahol CN_{ebdg} – a vizsgált etanol-biodízel-gázolaj keverék számított cetánszáma; CN_{bdg} – 0% etanol tartalmú keverék cetánszáma; n_e – etanol részaránya a keverékben. Az egyenlettel a 0-10 %-os biodízel tartományban 2%-os szórással számítható a keverék cetánszáma a bioetanol tartalomtól függően.

Az (5.6) alapján elmondható, hogy egy százaléknyi etanol tartalom növekedés 0,6 CN csökkenést okoz változatlan biodízel és arányosan csökkenő gázolaj tartalom mellett.



49. ábra: Biodízel arány változásának hatása a cetánszámra 7,5% etanol tartalomnál

Az 49. ábra mutatja meg a biodízel arány változásának hatását a keverék cetánszámára, konstans etanol tartalom mellett. Az etanol tartalom okozta cetánszámcsökkenést – a tiszta gázolaj cetánszáma 56 CN, és ez csökken le 52 CN-re biodízel nélkül – a biodízel tartalom növelése kompenzálja. A biodízel részarány növekedése az alábbi egyenlettel (45) írható le:

$$CN_{ebdg} = CN_{eg} + 0,55n_{bd} \quad (45)$$

ahol CN_{ebdg} – a vizsgált etanol-biodízel-gázolaj keverék számított cetánszáma; CN_{eg} – 0% biodízelt tartalmazó keverék cetánszáma; n_{bd} – biodízel részaránya a keverékben. A (45) értelmében egységnyi biodízel aránynövekedés a keverékben 0,55 CN növekedést okozott. Az egyenlettel a 0-10 %-os bioetanol tartományban 4,5%-os szórással számítható a keverék cetánszáma a biodízel tartalomtól függően.

A bioetanol okozta 0,6 CN csökkenés jól kompenzálható a biodízel okozta 0,55 CN növekedéssel. A cetánszám vizsgálat alapján, ha a cetánszám szinten tartása a cél, célszerű a két komponenst egy az egyben keverni a gázolajhoz.

4.2.6 Teljesítmény és fogyasztás

A keverékekből a többi mérés alapján kiválasztott kettővel és referencia gázolajjal teljes terheléses vizsgálatokat végeztem egy négyhengeres közvetlen befecskendezéses feltöltött motoron. A mérések célja a keverékekkel járatott motor teljesítményének és fogyasztásának egymáshoz, illetve a gázolajhoz hasonlítása volt.

50. ábra: A vizsgálati motor főbb jellemzői

motor gyártmánya	AUDI
össz lökettérfogat	1896 cm ³
hengerszám	4
henger elrendezés	soros, álló
névleges teljesítmény	66 kW (90 LE) 4000 1/min
maximális nyomaték	202 Nm 1900 1/min
keverékképzés	közvetlen befecskendezés, elektromosan vezérelt adagoló elosztóval
sűrítési viszony	19,5:1

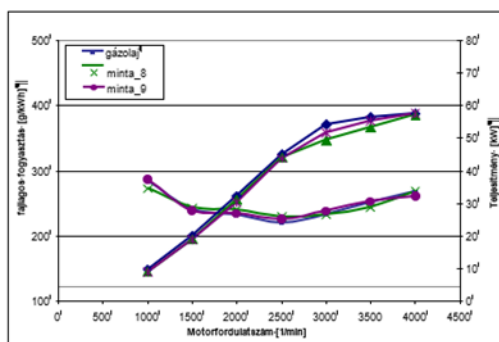
A méréseket először gázolajjal végeztem el. A motor bemelegítése után a kiválasztott nyolc mérési ponton mértem, a kisebb fordulatszámoktól a nagyok felé haladva. Ezután a nagy fordulatszámoktól, a 4000 1/min mérési ponttól újra elvégeztem a méréseket. A mérés reprodukálhatóságának ellenőrzéseképpen ezek után még egy méréssorozatot hajtottam végre. Hasonló elvet követtem a két hajtóanyag keverék mérése során is. A két vizsgált keverék összetétele a következő volt:

minta_7 – 2 V/V% bioetanol, 4 V/V% biodízel, 94 V/V% gázolaj

minta_8 – 4 V/V% bioetanol, 8 V/V% biodízel, 88 V/V% gázolaj

A mérések után meghatároztam a motor teljesítményét és a fajlagos tüzelőanyag fogyasztását (52. ábra). A mérési eredmények alapján elmondható, hogy a minta_7 keverékkel a motor teljesítménye, körülbelül azonos fogyasztás mellett 5%-kal csökkent. Ennél nagyobb a teljesítmény csökkenése a maximális nyomatékhoz tartozó teljesítmény értékek környékén, ahol eléri 8%-ot is. A minta_8 keverékkel a motor teljesítménye 4%-kal maradt el a gázolajjal üzemeltetett motor teljesítményétől. Hasonlóan a minta_7 keverék használatához, ennél is a maximális nyomaték fordulatszám környékén következett be ennél nagyobb, 6%-os, teljesítménycsökkenés.

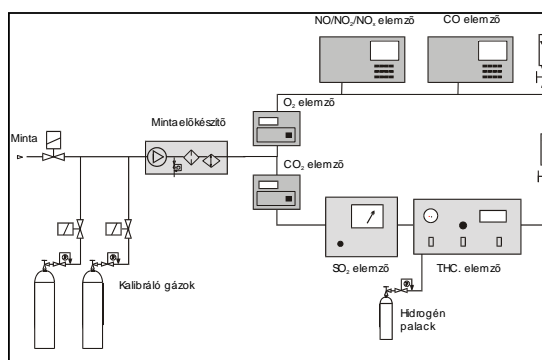
A mérések alapján megállapítható, hogy a keverékkel üzemeltetett gázolajra optimált motor kisebb teljesítményt ad le, mint gázolajjal való üzemeltetés esetén. A csökkenés kalkulálható, hiszen a megújuló hajtóanyagok kisebb fűtőértékűek. A teljesítmény csökkenés azonban nem arányos a fűtőérték különbséggel. A minta_7 esetében az ebből adódó elméleti teljesítmény csökkenés 1,6%-os, a minta_8 esetében 3,2%. A csökkenést az alábbi tények támasztják alá: A vizsgált motorok gázolajos beállításokkal üzemeltek. A kisebb teljesítmény oka az eltérő – nem optimális – égésfolyamatban rejlik. Az etanolnak és a biodízelnak eltér a gyulladási késedelme a gázolajétól, így előégés következik be. Az etanol kis gyulladási késedelme okozza ezt az előégést, amely elnyújtja az égésfolyamatot. A korábbi égéskezdet hosszabb égést okoz, megnöveli a diffúz égés hosszát, ami a maximális nyomás és így az elérhető hasznos teljesítmény csökkenését okozza. A fajlagos fogyasztás nem változott jelentősen a mérések során. Ennek oka, hogy a motor gázolajos beállításokkal üzemelt [ZM7].



51. ábra: Teljes terheléses mérés fajlagos fogyasztás és teljesítmény eredmények

4.2.7 Károsanyag kibocsátás mérése

A minta, illetve a rendszer kalibrálásához szükséges minta gázok elektromágneses szelepeken keresztül a minta előkészítő egységbe kerülnek. Ennek a feladata minta nyomás szabályozása, szállítása a gázelemzőkhöz, szűrése és hűtése és a kondenzátum leválasztása. A minta ezután kerül a mérőtoronyba itt az optimális elosztás érdekében két szakaszra osztjuk. Egyik ág az O_2 elemzőn halad keresztül, ebből az ágból szívja el a koncentráció méréshez szükséges mintát a $NO/NO_2/NO_x$ valamint a CO elemző. A másik ág először a CO_2 elemzőn, utána a SO_2 elemzőn majd az elégetlen szénhidrogén (THC) elemzőn halad keresztül. Mind két ág térfogatáramának ellenőrzésére egy-egy rotaméter szolgál (52. ábra):

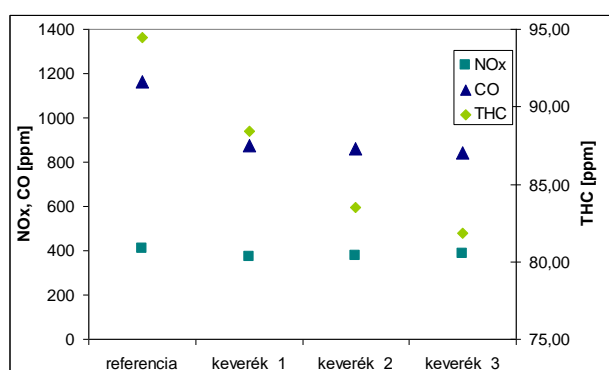


52. ábra: Emisszió mérő rendszer felépítése [9]

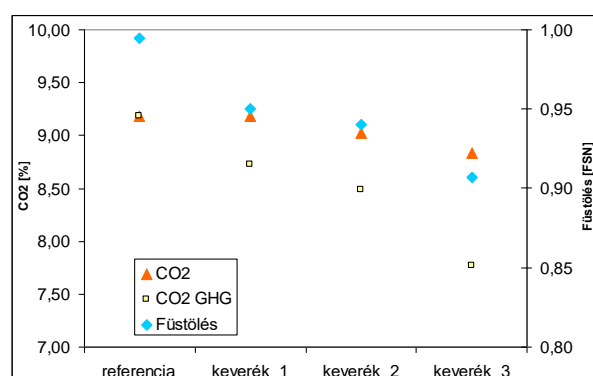
Az előzetes ismereteim alapján várható volt, hogy az emissziók jellemzően csökkenni fognak. Az alábbiakban a kibocsátott gáz változását mutatom be a keverék összetétele függvényében. Az egyes eltérő összetételű keverékeket a referencia tüzelőanyaghoz hasonlítom, amely gázolaj volt. Az egyes minták összetételét mutatja meg az 20. táblázat. Az első keverék a megújuló összetevőjű kiinduló keverék. Az egyes és a kettes keverék aránya az etanol teljes emulzióban tartásának elősegítésre tartalmaz kétszeres mennyiségű biodízelt.

20. táblázat: Minták összetétele

	keverék_1	keverék_2	keverék_3
etanol	2%	4%	2,5%
biodízelt	4%	8%	2,5%
gázolaj	94%	88%	95%



53. ábra: Károsanyag kibocsátások változása I.



54. ábra: Károsanyag kibocsátások változása II.

Az elemzés során hat emissziót mértem és vizsgáltam meg: a szénhidrogén (THC), a nitrogén oxidok (NO_x), a szén-monoxid (CO), a kén-dioxid (SO₂), a szén-dioxid (CO₂), illetve a korom emissziót.

Az 53. ábra és az 54. ábra szemlélteti a károsanyag kibocsátás változásokat. A szénhidrogén emisszió a megújuló részarány növekedésével csökkent. Ez minden valószínűség szerint az etanol részarányának köszönhető, amely rövidebb szénláncú, nagyobb oxigén tartalmú, így elégetésekor kevesebb szénhidrogén keletkezik. A vizsgált kibocsátott szennyező anyagok közül az egyik legérdekesebb a nitrogén kibocsátás alakulása volt. A tiszta biodízel ugyanis mintegy 10%-kal növeli a nitrogén-oxidok mennyiségét, míg az etanol jelentősen csökkenti azt. A vizsgált keverékeknel is látható ez a hatás. Az etanol bekeverése megközelítőleg a részarányának kétszeresével javítja az NO_x emissziót egyforma biodízel-bioetanol részarány esetén. Azonban, ha a biodízel részarányát növeljük, a kibocsátott nitrogén-oxidok mennyisége lassú növekedésnek indul. Azonban így is alatta marad a gázolaj kibocsátásainak.

A szén-monoxid kibocsátást vizsgálva megállapítható, hogy az emittált szennyező gázok mennyisége a vizsgálat alatt mérséklődött. Ez minden bizonnyal a biodízel CO-kibocsátás csökkentő hatásának köszönhető, mert az etanol alkalmazása nem fogja vissza ennyire egyértelműen ezt az emissziót. A kibocsátott szén-monoxid mennyisége a növekvő megújuló részarányal folyamatosan csökkent.

Az SO₂ emisszió a várakozásoknak megfelelően kevesebb lett, hiszen a megújuló hajtóanyagok kénmentesek, így részarányuk növekedésével csökken a kén emisszió. A gázolajok kéntartalmának folyamatos mérséklése miatt, ez a tendencia bár megmarad, de egyre kevésbé lesz kimutatható.

Az enyhébb füstölés is összefügg a keverék megújuló részarányával. A látható visszaesés (54. ábra) várható volt, annak ismeretében, hogy mind az etanol, mind pedig a biodízel adagolása csökkenti a füstölést. A nitrogén-oxid emisszió és a füstölés párhuzamos redukálása a dízelmotoroknál kulcskérdés, mert motorikusan csak egymás rovására csökkenthetők. A vizsgált keverékek egyszerre csökkentik a NO_x és a részecske emissziót.

A szén-dioxid emisszió csökkenése is összefüggést mutat a megújuló részarányal. Ez a mérleg tovább javul, ha a megújuló hányadnak megfelelő szén-dioxid kibocsátást is figyelembe vesszük [ZM29]. A diagrammon ez is ábrázolásra került a CO₂ GHG (Green House Gas) pontokkal. Ezekről leolvasható, hogy a megújuló eredetű hajtóanyagok a részarányuknál nagyobb mértékben járulnak hozzá az üvegházhatású szén-dioxid kibocsátás visszaszorításához.

4.2.8 Externális költségek

A hármas keverékek externális költségeinek kiszámításakor támaszkodtam a bioetanol-gázolaj keverékek számításaira. Az ott elvégzett számítások elvének megfelelően a biodízelt is elvégeztem a számításokat. Ezeket a számításokat - ezek etanollal kapcsolatos számításokkal megegyező számítási módja és szorosan a kutatásomhoz nem tartozó volta miatt - nem ismertetem.

A számítások a következő, általam kidolgozott, képletben foglalhatóak össze:

$$C_{jkm_k} = \sum \left(K_k \cdot \frac{C_{kl}}{Q_{sz}} \cdot r \cdot \frac{\frac{1}{L_i}}{\sum_1^n \frac{1}{L_i}} \right) \cdot n_{jm} \cdot \eta_{jm} \quad (46)$$

$C_{jkm,k}$ - szennyező externális költségcsökkenés egy járműkm-re vonatkoztatva „k” keverék összetételénél
 K_k - „k” összetételű keverékre jellemző kibocsátás változás a referencia hajtóanyaghoz képest

$C_{k,l}$ - Közúti közlekedés által okozott levegőszennyezés költsége

Q_{sz} - Szállítási teljesítmény

r - dollár / forint átlagárfolyam a számítás évében

η_{jm} - jármű jellemző kihasználtsági tényezője

n_{jm} - jármű által megtett út [jmkm]

L_i - i. komponensre vonatkozó kibocsátási határérték

A hármas keverékek vizsgálatakor a korábbi bioetanol (forrás) és a biodízel nyersanyagbázissal kapcsolatos számításokat (forrás) használom kiindulópontnak. A két számítás alapján látszik, hogy egész Magyarországon maximum 8% biodízelt, illetve akár 20% alkoholt is hozzá lehet keverni a gázolajhoz, a nyersanyagbázis vizsgálata alapján.

A táblázatban látható, hogy mekkora vetésterületek, illetve hozamok szükségesek az egyes legvalószínűbb nyersanyag terményeknél a különböző összetételű hajtóanyagok előállításához.

A korábban bemutatott adatok alapján a nyersanyagbázis határa a 8%-os biodízel határnál található. Az egyben tarthatósági szempontok alapján ez 4 V/V% bioetanol alkalmazását teszi lehetővé akkor, ha nem használunk emulgeátort.

4.2.9 Megállapítások

Kutatómunkám eredményeit összegezve az alábbiakban foglalható össze az eredményeim:

Tézis V: Mérésekkel és számításokkal igazoltam, hogy a vizsgált bioetanol-biodízel-gázolaj keverékek teljesítik a gázolajra vonatkozó viszkozitás, cetánszám és kenőképesség előírásokat. A hármaskeverékek

viszkozitása a

$$\eta_{kev} = (2 \cdot n_e \cdot \eta_e + 3 \cdot n_{bd} \cdot \eta_{bd} + n_g \cdot \eta_g + 0,71) \cdot 0,91 \quad (43)$$

képlettel, cetánszáma a

$$CN_{ebdg} = CN_{bdg} - 0,59n_e \quad (45)$$

képlettel számítható.

A hármaskeverékek emissziócsökkentő hatását a következő általam meghatározott képlet mutatja be:

$$C_{jkm_k} = \sum \left(K_k \cdot \frac{C_{kl}}{Q_{sz}} \cdot r \cdot \frac{\frac{1}{L_i}}{\sum_1^n \frac{1}{L_i}} \right) \cdot n_{jm} \cdot \eta_{jm} \quad (46)$$

ahol,

K_k – „k” összetételű keverékre jellemző kibocsátás változás a referencia hajtóanyaghoz képest

C_{kl} - Közúti közlekedés által okozott levegőszennyezés költsége

Q_{sz} - Szállítási teljesítmény

r – dollár / forint átlagárfolyam a számítás évében

η_{jm} – jármű jellemző kihasználtsági tényezője

n_{jm} - jármű által megtett út [jmkkm]

L_i – i. komponensre vonatkozó kibocsátási határérték

4.3 Butanol alkalmazásának bemutatása, mérése és értékelése kompressziógyújtású motorban

Az etanol-gázolaj, illetve az etanol-biodízel-gázolaj keverékekkel végzett kutatások után a figyelmem a magasabb rendű alkoholok felé fordult. Bár a hármaskeverék egy elfogadható megoldást jelentett, de az alkohol előnyeit érdemesnek tartottam további vizsgálat tárgyává tenni. Az etanol után, mint eggyel magasabb rendű alkohol, a butanol üzemanyagként való alkalmazhatóságát kezdtem vizsgálni.

4.3.1 Szakirodalmi elemzés

A szakirodalom alapján, különböző kísérleteket végeztek korábban különböző butanol-dízel keverékekkel. A legtöbb ilyen vizsgálatot egyhengeres motorokon [68,69,70,71] végezték, tesztmotorokon [67] és egy tesztjárművön [66]. A tesztek során megvizsgálták a butanol hatását a kibocsátásra és a motor kihasználtságára. A bemutatott mérések az égés analitikai vizsgálatára és a releváns paraméterek kezelésére, illetve a tesztmotorral végzett mérések eredményei alapján a butanol hasznosságára összpontosítottak.

A vizsgálatok alacsony koncentrációjú butanol keverékekre irányultak, számos keveréket tartalmaztak, az 5 tf% butanol-tartalomtól [67,68] és 40 V/V%-ig [68,69], a vizsgált tüzelőanyagok nagy része 10-20 V/V% butanolt tartalmazott.

A BP-DuPont bioüzemanyag-adatlap [71] összefoglalja a butanol, mint üzemanyagkeverő komponens fő jellemzőit. A kompresszió gyújtású motorokban való alkalmazhatóság szempontjából előnyös az a tényező, hogy magasabb az energia-sűrűsége, mint az etanolé, a dízel energiasűrűségének 80% -a. A butanol további előnyös tulajdonsága, hogy kevésbé illékony, mint az etanol. Nem olyan maró hatású, ezért nincs nagyobb probléma a nagyobb koncentrációknál az érzékeny alkatrészekkel, mint például az alumínium vagy a polimer alkatőrészek korróziója az üzemanyagrendszerekben és az adagolórendszerekben. Kevésbé hidroszkopikus, így csővezetéken keresztül szállítható. Ezenkívül az izobutanol és a dízel üzemanyag keverékei hosszú ideig fenntartják a stabilitást, fázisszétválás nélkül.

A Karabektas és a Hosoz [67] szívó- négyütemű közvetlen befecskendezésű dízelmotorban tesztelte a butanol, teljes terhelés mellett, 1200 és 2800 fordulat/perc tartományban, 200 fordulat/perc lépésenként. A vizsgálati eredmények azt mutatják, hogy a 10% izobutanolt tartalmazó keverékeknel a csúcsteljesítmény enyhén, míg a 15 és 20% izobutanolt tartalmazó keverékekben jelentősen csökken. A keverékekben az izobutanoltartalommal arányosan növekszik a fajlagos üzemanyag-fogyasztás. Bár a dízelüzemanyag a legmagasabb fékhő-hatékonyságot eredményezi, a 10% izobutanolt tartalmazó keverék enyhe hatékonyság javulását eredményez a nagy motorfordulatszámok mellett.

Al-Hasan és az Al-Momany [69] egyhengeres, négyütemű kompresszió gyújtású motoron végzett méréseket. A 375 és 625 közötti fordulatszám tartományban vizsgáldtak, különböző terhelések mellett, 10, 20, 30 és 40% v / v izobutanol-dízel üzemanyag keverékekkel. A vizsgált paraméterek között szerepel a levegő-üzemanyag arány, a kipufogógáz hőmérséklete, a fékteljesítmény és a fajlagos üzemanyag-fogyasztás. A kísérleti eredmények azt mutatják, hogy a levegő-üzemanyag arány, a kipufogógáz hőmérséklete, az elérhető maximális teljesítmény csökkent, és a fajlagos üzemanyag-fogyasztás az izobutanol hozzáadásával nőtt a dízelüzemanyaghoz képest. A kapott eredmények azt is jelzik, hogy a motor teljesítmény-paraméterei, ha 30% izobutanolt használnak üzemanyag-keverékben, jobbak, mint a 40% izobutanol használatánál.

J. Smith [70] megjegyzi, hogy a butanol látens hője majdnem megegyezik az oktán látens hőjével. A butanol gyakorlatilag bármilyen koncentrációban keverhető dízel üzemanyaggal. Nem különül el vízzel keverve, vagy hűtéssel. Továbbá nem változtatja meg jelentősen a dízel üzemanyag cetánszámát. Butanol hozzákeverése alacsony hőmérsékleten javítja a keverék hidegtulajdonságait.

Laza és munkatársai [72,73] repceolaj és butanol keverékekkel végzett vizsgálatokat. Megállapították, hogy az 1% izobutanol átlagosan 0,8% -kal csökkenti a keverék cetánszámát. Az alacsonyabb cetánszám miatt az égési késedelem nőtt. Feltételezésük az volt, hogy a butanol egyik fő előnye, hogy az a minták viszkozitását a részarányánál nagyobb százalékkal csökkentette. Ez jobb szivattyúzási képességet jelent a dízel üzemanyag-szivattyúban. A cetánszám alacsonyabb alkoholtartalommal csökken. A fajlagos üzemanyag-fogyasztás a butanol hozzáadásával nő. Az alkohol-üzemanyagok oxigént tartalmaznak, így javul az égés, de az alacsonyabb fűtőérték miatt a teljesítmény csökken a dízelhez képest, így az alkoholok nagy mennyiségben történő alkalmazása nem kedvező [68].

A butanol hatását a hideg áramlási tulajdonságokra is vizsgálták J. L. Smith és mtsai. [70], akik megállapítják, hogy a keverék megszilárdulási hőmérséklete butanol hozzáadásával csökken, és alacsonyabb hőmérsékleten nem különül el. Azt is kimondják, hogy a butanol a legkevésbé valószínűsíthetően okoz indítási nehézségeket vagy problémákat, ha felmelegszik.

A szakirodalomban publikált eredményeket összegezve a következő hipotézist fogalmaztam meg a butanol dízelmotorban való felhasználása kapcsán:

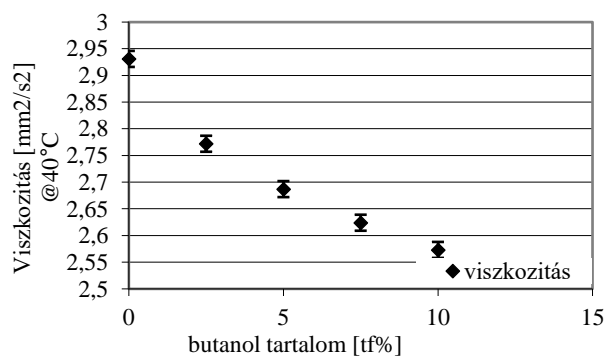
Hipotézis VI: A butanol, mint magasabb rendű alkohol előnyösen alkalmazható dízelmotorban üzemanyag keverő komponensként, a keverékek égési tulajdonságai megfelelnek a gázolajszabvány előírásainak.

4.3.2 Analitikai eredmények a butanol-dízel keverékekkel

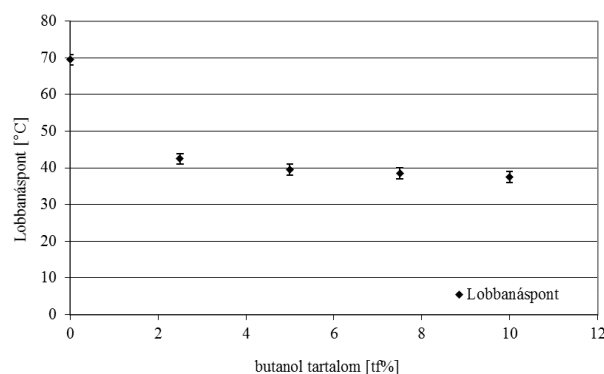
4.3.2.1 Viskozitás

A viszkozitás mérését az EN ISO 3104 szerint végeztem [74]. Ez a szabvány úgy határozza meg a folyékony kőolajtermékek kinematikai viszkozitásának mérésére szolgáló eljárást, hogy az a folyadék térfogatának a gravitáció alatt történő áramlását a kalibrált üvegkapilláris viszkoziméterrel méri. A dinamikus viszkozitás a

mért kinematikus viszkozitásnak a folyadék sűrűségével való szorzásával érhető el. A szabvány mérési elve az, hogy mérjük a rögzített folyadékmennyiséget, amely a gravitáció alatt áramlik a kalibrált viszkoziméter kapillárisán keresztül egy reprodukálható hajtófej alatt és egy bizonyos és szorosan szabályozott hőmérsékleten. A kinematikus viszkozitás a mért áramlási idő és a viszkoziméter kalibrációs állandójának eredménye. A vizsgálati üzemanyaggal végzett vizsgálat megismételhetősége $0,005 \text{ mm}^2/\text{s}^2$, a reprodukálhatóság $0,003 \text{ mm}^2/\text{s}^2$ a vizsgálati tartományban.



55. ábra: Butanol hatása a keverék viszkozitására



56. ábra: Butanol bekeverés hatása a lobbanáspontra

A butanol hatását a keverék viszkozitására az 55. ábra mutatja be. A butanol arányának 1 V/V%-os növelése 1,2%-kal kisebb viszkozitást eredményezett. A vizsgálati tartományban a viszkozitáscsökkenés közel lineáris, és az alábbi (47) egyenlet segítségével írtam le [ZM20]:

$$V_{blend} = -0,0346X_b + V_d \quad (47)$$

ahol a V_{blend} a keverék viszkozitása, X_b a butanol térfogataránya a keverékben, V_d a referencia gázolaj viszkozitása.

A felhasználhatóság szempontjából a bemutatott eredmény azt jelenti, hogy a butanol keverés kis mértékben csökkenti a keverék viszkozitását a vizsgált keverési arányokban. A keverékek viszkozitási paraméterei miatt dízelmotor-üzemanyagként használhatók.

4.3.2.2 Lobbanáspont

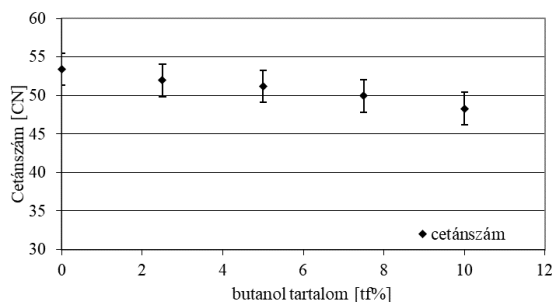
A méréseket a prEN ISO/FDIS 2719 szerint végeztem. A vizsgált anyagot a Pensky-Martens tesztszészébe helyezzük, és folyamatosan melegítve biztosítjuk a stabil hőmérséklet-emelkedést. A lobbanáspont a vizsgált minta legalacsonyabb lobbanási hőmérséklete, ahol a gyújtóforrás alkalmazása miatt a vizsgált anyag gőze meggyullad és eloszlik a folyadék felszínén. A kapott adatokat normalizáltam. A vizsgálati üzemanyaggal végzett vizsgálat ismételhetősége $1,16 \text{ °C}$, a reprodukálhatóság $2,86 \text{ °C}$ a vizsgálati tartományban.

A butanol csökkenti a keverék lobbanáspontját a látható 40 °C -os szintre (56. ábra). Ez a szabványban előírt minimum 55 °C alatt van [76]. Ez a szállítás, illetve a logisztika szempontjából kritikus csökkenés, mivel ez azt jelenti, hogy a butanol-dízel keverékeket gyúlékonyként kell kezelni, a benzinhoz hasonlóan. Ez megköveteli a dízel ellátási láncok biztonsági berendezéseinek frissítését, vagy az új keveréket a benzin ellátási láncban kell szállítani [ZM22].

4.3.2.3 Cetánszám

Mivel a butanol alacsonyabb cetánszámmal rendelkezik, mint a dízel, ezért a keverék cetánszáma (CN) várhatóan kisebb lesz, mint az alapgázolaj cetánszáma. A vizsgálatokat az EN ISO 5165 [77] szerint végeztem.

Ez a szabvány a kompressziós gyújtású motorok üzemanyag-besorolását a cetánszám tetszőleges skálája alapján határozza meg, egy szabványos, egyhengeres, négyütemű motor, változó sűrítési viszonyal és közvetett üzemanyag-befecskendezéssel. A cetánszám a kompresszió gyújtású motorok üzemanyaga gyújtási jellemzőinek mértékét mutatja. A szabvány a nulla cetánszámtól a 100 CN-ig terjedő skálán alkalmazható, de a tipikus tesztelés 30 és 65 CN között van. Ezt a vizsgálatot nem hagyományos tüzelőanyagok, például szintetikus anyagok, növényi olajok stb. esetében is végre lehet hajtani.



57. ábra: *Butanol bekeverésének hatása a keverék cetánszámára*

A vizsgálati üzemanyaggal végzett vizsgálat ismételhetősége 0,9-1 CN, a reprodukálhatóság a vizsgált tartományban 3,8-4,8 CN. Az eredmények azt mutatták (57. ábra), hogy egy százalékos butanol 0,5 CN-ponttal csökkenti a CN-keverékeket. A csökkentő hatást az alábbi egyenlet segítségével lehet leírni:

$$CN_{blend} = -0.4908 X_b + CN_d \quad (48)$$

ahol a CN_{blend} a keverék cetánszáma, X_b a CN-t tartalmazó butanol térfogati hányadosa a CN_d pedig referencia-üzemanyag cetánszáma. Az F-teszt megerősítette, hogy a cetánszám és a butanol-tartalom között lineáris kapcsolat áll fenn $\alpha = 0,05$ szignifikancia szinten 99,94 % -os valószínűséggel. Az üzemanyag-keverés során ez a CN-csökkentő hatás azt eredményezi, hogy magas CN-dízelüzemanyagnak kell lennie, amelyet alap-üzemanyagként vagy CN-javító adalékként kell használni a standard értékek tartására.

4.3.2.4 Hidegszűrhetőségi határhőmérséklet

A CFPP (hidegszűrhetőségi határhőmérséklet) a legmagasabb hőmérséklet, amelyen egy adott üzemanyagmennyiség egy szabványosított szűrőberendezésen keresztül meghatározott időn belül áthalad szabványosított körülmények között. A CFPP-mérést az EN 116 [78] írja le, amely megadja a dízel és a háztartási fűtőanyagok CFPP-jének meghatározására szolgáló módszert kézi vagy automatizált tesztberendezéssel.

A keverékben lévő butanol százalékos arányának növekedése nem okoz drámai változásokat az alap üzemanyag hidegszűrhetőségi hőmérsékletében. Kismértékű javulás észlelhető (a referencia-üzemanyag -13 °C-os CFPP-je és 10 V/V% butanollal eléri a -15 °C-ot), azonban a mérési hiba tartományba esik (4 °C). Az F-teszt megerősítette, hogy a CFPP és a butanol-tartalom közötti kapcsolat lineáris, $\alpha = 0,05$ szignifikancia szinten, 98,46% -os valószínűséggel. A gyakorlatban ez azt jelenti, hogy a fosszilis dízelbe keverendő butanol kis mértékben javít a hidegindítás képességein, így csökkenthető a hideg áramlásjavító adalékanyagok mennyisége. Más komponensek keverhetők a butanollal a gyengébb hidegindítási képességekkel, és a közös hatás a keverési sebesség függvénye lesz.

4.3.3 Motorfékpadi mérések eredményei

A méréseket egy PSA XUD 9 A/L, soros négyhengeres, négyütemű, 1,9 literes szívómotoron végeztük. A 21. táblázat mutatja be a mérőmotor legfontosabb paramétereit. A motor egy AVL 160 motorfékpadra lett állítva, amely az AVL rendszeren alapuló adatgyűjtő rendszerrel van felszerelve.

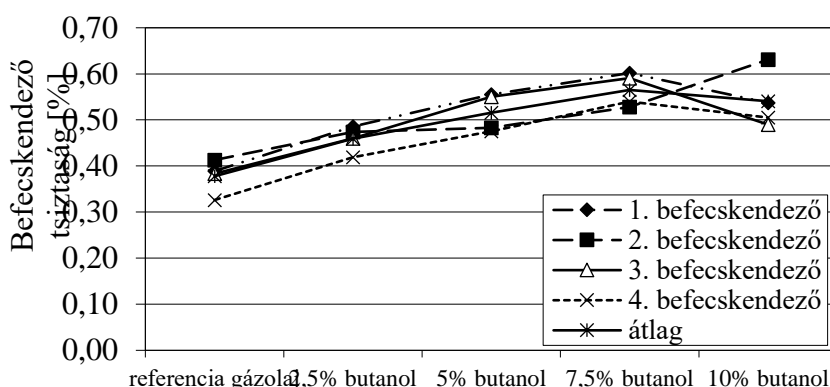
21. táblázat: *Butanol motorfékpadi mérések mérőmotorja*

Motorkód	D9BPTC 500815 1V626
Lökettérfogat	1,9 liter
Befecskendező rendszer	Roto Diesel DCP R 84 43 B910A
Befecskendező test	Lucas LCR 67307
Befecskendező fűvóka	Lucas RDNO SDC 6850
Gyújtási sorrend	1,3,4,2

22. táblázat: *Befecskendező elkokszolódás vizsgálat paramétereit*

időtartam	10 óra
üzemanyag igény	kb 60 liter
motorolaj előírás	10W50
motorfordulatszám	3000 1/min, állandó
terhelés	18,2 kW (58,1 Nm), áll.
pillangószelep állás	változó
befecskendezési idő	állandó, 18° BTDC

A CEC F-23-A-01 eljárás szerint [79] tesztek végeztem dízelmotor befecskendező fűvókák elkokszolódásának mérésére. A motort 10 órán keresztül ciklikus körülmények között üzemeltettem. Ennek az eljárásnak az a célja, hogy olyan eszközt biztosítson, amely megkülönbözteti a különböző befecskendező fűvókák kokszoló hajlamait. Ezt úgy határozzuk meg, hogy a befecskendező fűvóka levegőáramát a vizsgálat előtt és után mérjük. A motor felmelegedése három szakaszból áll: 5 perc, üresjárat sebesség, terhelés nélkül, 10 perc, 2000 fordulat/perc, 34 Nm nyomaték, 10 perc, 3000 fordulat/perc, 50 Nm nyomatékkal. A befecskendezés időzítése a vizsgálat alatt állandó volt.



58. ábra: *Injektor elkokszolódás mérési eredmények*

Az eredmények azt mutatták, hogy az üzemanyagban a növekvő butanol növeli az injektor tisztaságát 7,5 V/V%-ig. Az eredmény 10 V/V% -os butanollal azt mutatja, hogy a butanol befecskendező feltisztító képessége véges hatású. A butanol injektor feltisztító hatása a következő (49)-as matematikai formulával közelíthető:

$$IC = 0,027x_b + 0,378 \quad (49)$$

ahol IC az injektor tisztaság, x_b pedig a keverék butanol tartalma.

Ugyanezt az XUD-9 motort használtuk az üzemanyag-fogyasztás vizsgálatához. Közvetlenül a bemelegítés után a következő házon belüli vizsgálati ciklust 80-szor futtattuk, így a teljes tesztidő 8 óra és 7,5 perc volt. A befecskendezés időzítése állandó volt az üzemanyag-fogyasztás teszt során.

59. ábra: Fogyasztásmérési ciklus paramétereit

állapot	Motorfordulatszám	Nyomaték	Időtartam
	(1/min)	(Nm)	(s)
1	1200 ± 30	10 ± 2	80
2	3000 ± 30	50 ± 2	75
3	1300 ± 30	35 ± 2	80
4	1850 ± 30	50 ± 2	90

Az egyes szakaszok fogyasztási eredményeit átlagoltuk, és minden egyes keverékre kiszámítottuk az átlagos átlagot. Az általános tendenciák és az üzemanyag-fogyasztás adatai esetében az eredmények tendenciái azonosak voltak, így ez az egyszerűsítés megtörténhetett. A tüzelőanyag-fogyasztási eredmények azt mutatják, hogy a kis butanol tartalmú keverékek (2,5 V/V% és 5 V/V%) jobb üzemanyag-fogyasztást eredményeznek. Alapja a butanol különböző égési jellemzői, amelyek lehetővé teszik a korábbi égést. A butanol elkezd az égést, mint fáklya, és ez a keverék hatékonyabb égését jelzi. Ez csökkenti az alapdízel gyújtási késleltetését. Ez hatékonyabb üzemanyag-fogyasztást eredményez: a becslt és a mért üzemanyag-fogyasztás 2,5 V/V% - os keveréke közötti különbség több mint 2%. A nagyobb butanol tartalmú keverékek nem kompenzálhatják ugyanezzel az alkoholos komponens alacsonyabb fűtési értékét.

23. táblázat: Üzemanyag fogyasztási eredmények butanol-gázolaj keverékekkel motorfékpadon

	átlagos üzemanyag fogyasztás [kg/h]	elméleti fűtőérték [kJ/Kg]		
referencia gázolaj	5,75	100,00%	43 000	100,00%
2,5% butanol	5,70	99,23%	42 825	99,59%
5% butanol	5,74	99,98%	42 650	99,19%
7,5% butanol	5,80	100,99%	42 475	98,78%
10% butanol	5,86	102,06%	42 300	98,37%

4.3.4 Járműves mérési eredmények

A gépjármű üzemanyag-fogyasztási vizsgálatát a motorpad tesztvizsgálatának ellenőrzésére végeztem. A közép-európai piac reprezentatív járművének egy személyautót választottunk: az Opel Astra Caravan. Ez 1,7 literes közös nyomócsöves közvetlen befecskendező motorral rendelkezik. A vizsgálati jármű adatai az 24. táblázatban láthatók.

24. táblázat: Tesztjármű adatai a butanol-gázolaj fogyasztástesztekhez

lökettérfogat	1686 cm ³	üzemanyag	gázolaj
kompresszióviszony	18,4	teljesítmény	59 kW/5600
hengerek/szelepek hengerenkénti száma	4/4	nyomaték	170/4000

A jármű az üzemanyag cserék után 500 km-es tesztutat tett, hogy az új üzemanyag a teljes üzemanyagrendszerben legyen. Az üzemanyag-fogyasztás méréseit a 70 km/h járműsebességnél, 5. fokozatban végeztem. A jármű fogyasztási eredményének tendenciája megegyezett a motorfékpadon végzett méréssel. Az 5 V/V% butanol, amely üzemanyag-fogyasztást tartalmaz, ugyanolyan szinten van, mint a referencia-üzemanyag referenciafogyasztása. A 10 V/V% butanolt tartalmazó keverék 2% -kal magasabb üzemanyag fogyasztást eredményez. Ez is megegyezik a fékpad eredményekkel.

25. táblázat: Üzemanyag fogyasztási eredmények butanol-gázolaj keverékekkel tesztjárműben

Üzemanyag	motor ford.	jm sebesség	Fajlagos üzemanyag fogyasztás		Üzemanyag fogyasztás	
	l/min	km/h	g/kWh	%	kg/h	%
referencia gázolaj	1670	70,1	329,6		3,06	
5 tf% butanol	1667	70	330,4	100,2%	3,07	100,3%
10 tf% butanol	1667	70,1	335,8	101,9%	3,12	102,7%

4.3.5 Butanol-gázolaj keverékekkel végzett mérésekkel kapcsolatos megállapítások

Az alacsony butanolkeverékek (legfeljebb 5 V/V% butanoltartalom) jó választásnak bizonyulnak a dízelmotorban való hasznosításában: a keverékek cetánszám értékei megfelelnek a szabványnak és közel azonos üzemanyag-fogyasztási szintet tesznek lehetővé, mint a referencia gázolaj, ami mellett az injektor tisztasága rendkívüli javulásával jár.

Tézis VI: Számításokkal és mérésekkel megállapítottam, hogy a kis butanol tartalmú keverékek (legfeljebb 5 V/V% butanoltartalom) jó választásnak bizonyulnak a dízelmotorban való hasznosításában: a keverékek cetánszám értékei megfelelnek a szabványnak és közel azonos üzemanyag-fogyasztási szintet tesznek lehetővé, mint a referencia gázolaj, ami mellett az injektor tisztaságának rendkívüli javulásával is együtt jár.

A butanol bekeverés viszkozításra gyakorolt hatása a vizsgálati tartományban a következő egyenlettel írtam le:

$$V_{blend} = -0,0346X_b + V_d \quad (47)$$

ahol a V_{blend} a keverék viszkozitása, X_b a butanol térfogataránya a keverékben, V_d a referencia gázolaj viszkozitása.

A butanolnak a keverék cetánszámra gyakorolt hatása a következő egyenlettel írtam le:

$$CN_{blend} = -0.4908X_b + CN_d \quad (48)$$

ahol a CN_{blend} a keverék cetánszáma, X_b a CN-t tartalmazó butanol térfogati hányadosa a CN_d pedig referencia-üzemanyag cetánszáma.

A butanol injektor feltisztító hatása a következő matematikai formulával közelítettem:

$$IC = 0,027x_b + 0,378 \quad (49)$$

ahol IC az injektor tisztaság, x_b pedig a keverék butanol tartalma.

A kutatás során kimutattam, hogy a butanol, mint dízel kiegészítő hajtóanyag nagyon előnyös lehet, ha a lobbaspont-csökkentés nehézségeit kezelni lehet a logisztikai láncban.

4.4 Butanol-Hidrogénezett növényi olaj - gázolaj hármaskeverékek kémiai tulajdonságainak értékelése üzemanyagként való felhasználás szempontjából

A korábbi kutatásaimra építve, az egyre szigorodó biobekeverési szabályozás által is támogatva [ZM31] kezdtem el foglalkozni a butanol-hidrogénezett növényi olaj (HVO) – gázolaj hármaskeverékekkel. Az analógia hasonló az etanol-biodízel-gázolaj keverékekkel kapcsolatos vizsgálatokhoz: a gázolajhoz egy alkoholt és egy alternatív gázolajhelyettesítőt kevertem, hogy az előnyös tulajdonságokat kihasználjam, a gyengeségeket pedig kompenzálni próbáljam.

A szakirodalomban a vizsgálatok jellemzően a tiszta, kis koncentrációjú butanol keverékekre összpontosítottak, számos keveréket tartalmaztak, az 5v / v% butanol-tartalomtól [93], [67] 40v / v% -ig [66], [69] A tesztelt üzemanyagok 10-20 v / v% butanolt tartalmaztak. A HVO tulajdonságait [80] mutatja be, kiemelve magas cetánszámát és nagyon jó téli hidegtulajdonságait.

Laza [72], [73] repceolaj és butanol keverékekkel vizsgált, amely hasonló az én koncepciómhoz. Megállapították, hogy az 1% izobutanol átlagosan 0,8% -kal csökkenti a keverék cetánszámát. Az alacsonyabb cetánszám miatt az égés késleltetett. Feltételezhető, hogy a butanol egyik fő előnye, hogy a minták viszkozitása az alkoholtartalmú adalékanyagok nagyobb százalékaival csökken. Ez jobb szivattyúzási képességet jelent a dízel üzemanyag-szivattyúban. Mivel a cetánszám a magasabb alkoholtartalommal csökken, a régebbi dízelmotorokban akár 10% -os alkoholtartalom is bevezethető. A butanol - hidrogénezett növényi olaj - dízel keverékekkel végzett vizsgálatok jellemzően a motoron belüli viselkedésre összpontosítanak [81], [82] illetve [84].

A szakirodalom elemzése alapján a következő hipotézist fogalmaztam meg a hidrogénezett növényi olaj – butanol – gázolaj keverékekkel kapcsolatban:

Hipotézis VII: A hidrogénezett növényi olaj (HVO) és butanol keverőkomponensek ellensúlyozzák egymás hatását a keverékben, így olyan keverék hozható létre, amely a teljesíti a gázolaj égési tulajdonságai felé támasztott elvárásokat.

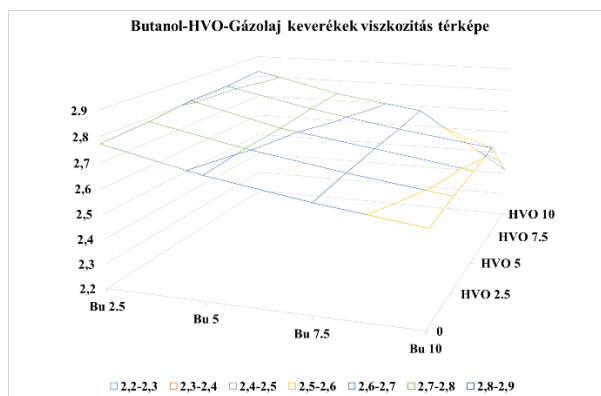
A különböző keverékek elégetésének jobb megértése érdekében az volt a célom, hogy először térképezzük fel a keverékeket, és ezeket később felhasználjuk az égési elemzés során [ZM51]. A mélyebb elemzés nemcsak a gyújtás és a motor alkalmazásának releváns. A kutatás e fázisában a butanol-HVO-dízel keverékek legjelentősebb égési és kezelési paramétereit mértem. A 20 vizsgált jellemző között a viszkozitás, a cetánszám, a CFPP és a lobbanáspont volt a legfontosabb tényező a motor alkalmazásában. A keverékek koncentrációját egyrészt a butanol-dízel keverékekkel végzett korábbi kísérletek alapján választottam ki [ZM4]. A mért keverékek és a keverékek kódjait az 5.15. táblázat mutatja be.

5.15. Táblázat Mért keverékek összetétele

Butanol tartalom / HVO tartalom	0 tf%	2,5 tf%	5 tf%	7,5 tf%	10 tf%
0 tf%	A	B	C	D	E
2,5 tf%		F	G	H	I
5 tf%		J	K	L	M
7,5 tf%		N	O	P	Q
10 tf%		R	S	V	W

4.4.1 Viszkózitás

A viszkozitás mérését az EN ISO 3104 szerint végeztem [76]. Ez a szabvány a folyékony kőolaj alapú termékek, mind a statikus mind kinematikai viszkozitásának meghatározására vonatkozó előírást írja le. A kinematikus viszkozitás a mért áramlási idő és a viszkoziméter kalibrációs állandójának eredménye. A vizsgálati tüzelőanyagokkal végzett vizsgálat megismételhetősége $0,004 \text{ mm}^2/\text{s}^2$, a reprodukálhatóság $0,003 \text{ mm}^2 / \text{s}^2$ a vizsgálati tartományban.



60. ábra: Butanol és gázolaj bekeverés hatása a keverék viszkozitására

A butanol és a HVO hatását a keverék viszkozitására az 60. ábra mutatja be. A bal szélső ábra mérési eredményeket, a jobb szélső ábra pedig a legjobb illesztést mutatja be. Az illesztés a Levenberg-Marquardt féle legkisebb négyzetek módszerével került meghatározásra. Az illesztés alapján megállapítható, hogy a vizsgálati tartományban (0-10 V/V% HVO és 0-10 V/V% Butanol) 1,4 %-kal csökkent a viszkozitás 1 % butanol bekeverésénél. Amint az várható volt, a viszkozitás közel semleges a HVO keverésnél. A vizsgálati tartományban a viszkozitáscsökkenés közel lineáris, és az (50) egyenlet írja le:

$$Visc_{blend} = -0,03 * X_{Bu} + 0,01 * Y_{HVO} + Visc_{ref} \quad (50)$$

ahol a $Visc_{blend}$ a vizsgált keverék viszkozitásának felel meg, az X_{Bu} a butanol térfogati arányát képviseli, és a Y_{HVO} a HVO térfogati arányában marad a keverékben. A $Visc_{ref}$ a referencia-üzemanyag viszkozitása. Hasznosítási szempontból az eredmény azt mutatja, hogy a butanol és a HVO összekeverése enyhe, csökkenő hatást gyakorol a keverék viszkozitására vizsgált arányokban. A keverékek viszkozitási paramétereit miatt kompressziós gyújtású motor hajtóanyagként használhatók.

4.4.2 Lobbanáspont

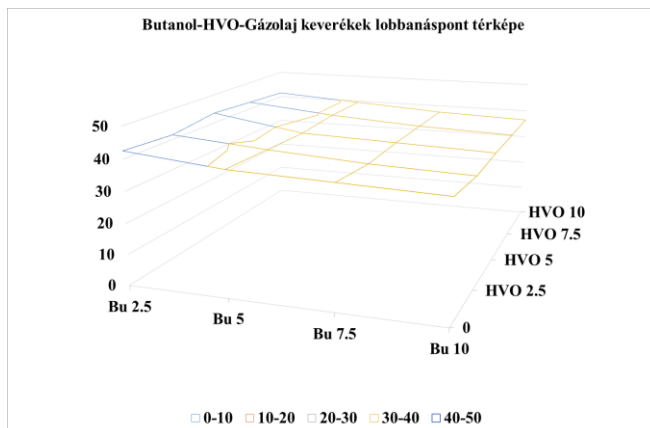
A méréseket a prEN ISO / FDIS 2719 előírásainak megfelelően végeztem. A lobbanáspont a vizsgálati minta legalacsonyabb hőmérséklete, 101,3 kPa barometrikus nyomásnak megfelelően korrigálva, amelyenél a gyújtóforrás alkalmazása a minta gőzét eredményezi.

A használt üzemanyagokkal való ismételhetőség vizsgálata $1,27 \text{ }^\circ\text{C}$, a reprodukálhatóság $2,76 \text{ }^\circ\text{C}$ a vizsgálati tartományban. A hármas keverék lobbanáspontját a (51) egyenlettel lehet leírni:

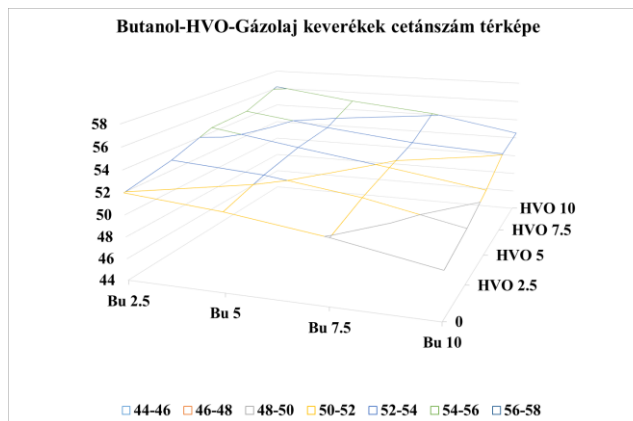
$$FP_{blend} = -0,77 * X_{Bu} + 0,05 * Y_{HVO} + FP_{ref} \quad (51),$$

ahol az FP_{blend} a vizsgált keverék $^\circ\text{C}$ -ban kifejezett lobbanáspontját jelenti, az X_{Bu} a butanol volumetrikus részarányát mutatja, és a Y_{HVO} a HVO térfogati arányában marad a keverékben. Az FP_{ref} a referencia-üzemanyag lobbanáspontja. A butanol keverése csökkenti a keverék lobbanáspontját körülbelül $40 \text{ }^\circ\text{C}$ -ra,

amint az a 2. ábrán látható. Ez a szabványos minimum 55 °C alatt van [75]. Ez a csökkenés kritikus a szállítás / logisztika szempontjából, mivel azt jelenti, hogy a butanol-dízel keverékeket gyúlékony anyagként kell kezelni, mint például a benzint [ZM19].



61. ábra: Butanol-HVO-gázolaj keverékek lobbanáspontja



62. ábra: Butanol-HVO-gázolaj keverékek cetánszáma

4.4.3 Cetánszám

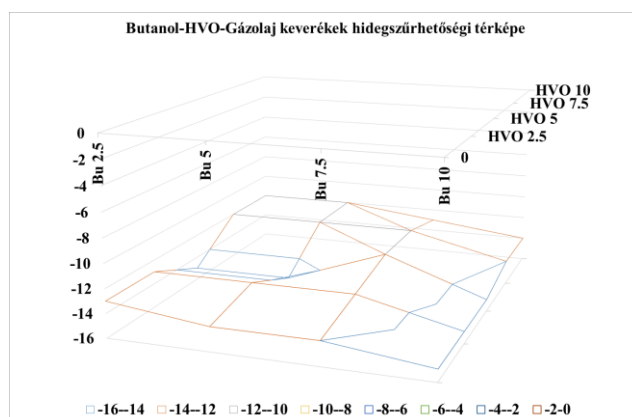
A cetánszám (CN) egy olyan tulajdonság, ahol a butanol és a HVO várható hatása kompenzálhatja egymást. Mivel a butanol alacsonyabb cetánszámmal rendelkezik, mint a dízel, és a HVO cetánszáma sokkal nagyobb, a keverék cetánszám változása várhatóan az arányoktól függ. A vizsgálatokat az EN ISO 5165 [77] szabvány szerint végeztem. A bemutatott eredmények (61. ábra) tendenciái alapján egy százalékos butanol 0,5 CN-ponttal csökkenti a CN-keverékeket. A vizsgálati eredmények megerősítették, hogy a cetánszámok lineáris jellemzőkként kezelhetők a dízel keverés során: a HVO-tartalom minden 1% -os növekedése a CN keverékét 0,4 CN átlaggal növelte. A csökkentő hatást az 52 egyenlet mutatja meg:

$$CN_{blend} = -0.47 * X_{Bu} + 0.40 * Y_{HVO} + CN_{ref} \quad (52)$$

ahol a CN_{blend} a vizsgált keverék cetánszáma, az X_{Bu} a butanol volumetrikus részaránya, és a Y_{HVO} a HVO térfogati aránya a keverékben. A CN_{ref} a referencia-üzemanyag cetánszáma. Az üzemanyag-keverés során ez a CN-csökkentő hatás azt sugallja, hogy magas CN-dízelüzemanyagot használnak, amelyet alapüzemanyagként vagy CN-javító adalékanyagként alkalmaznak a standard értékek tartására [85].

4.4.4 Hidegszűrhetőségi határhőmérséklet

A CFPP (Hidegszűrhetőségi határhőmérséklet) az üzemanyagok hidegindíthatóságának szabványos, összehasonlító és minősítő mérése [78]. Ezeknél a keverékeknél is hasonlóan folytak a mérések, mint tiszta butanol esetében.



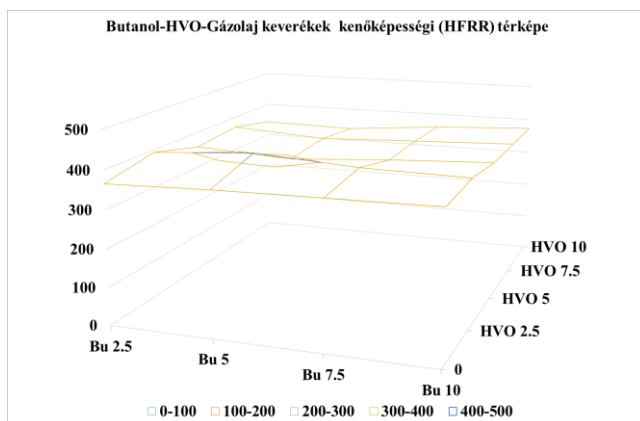
63. ábra: Butanol-HVO-Gázolaj keverékek hidegszűrhetőségi adatai

Butanol hozzáadása a Bu-HVO-Gázolaj keverékhez enyhe javulást okoz a hidegszűrhetőségi határértékben: a -13 °C -ról -15 °C -ig CFPP szint a 63. ábra szerint 10% butanollal. Mivel a keverékekben használt HVO CFPP-je egy kicsit volt alacsonyabb, mint a bázisüzemanyag (-12 °C), az eredményekben lineáris karakterisztika volt látható. Ez azt jelenti, hogy az extra jó téli tulajdonságokkal rendelkező HVO-nak lehetősége van a keverékek téli képességeinek javítására. Gyakorlati szempontból ez azt jelenti, hogy a fosszilis dízelbe keveredő butanol kis mértékben javítja a hidegtulajdonságokat, így csökkenthető a hidegfolyásjavító adalékanyagok mennyisége.

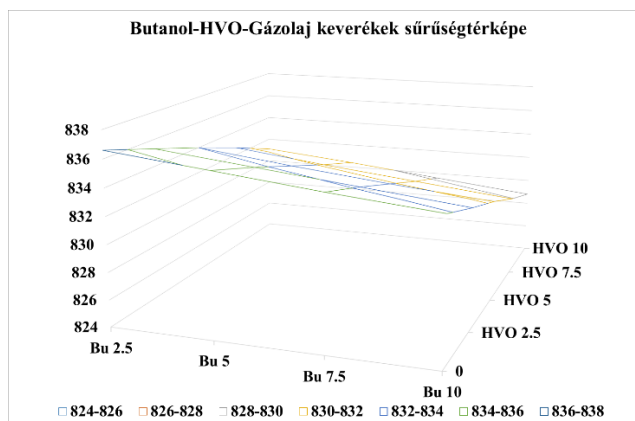
4.4.5 Kenőképesség

A HFRR tesztet az ISO 12156-1: 2016 szerint végeztem. A teszt során a cél a tiszta és adalékolt dízel üzemanyagok kenőképességének értékelése volt. A szabvány két eljárást határoz meg a 60 °C -os golyós kopáshegesztés mérésére 200 g terheléssel és 75 percig. Az "A" módszer digitális fényképezőgépek számára készült, a "B" módszer pedig vizuális megfigyelésre készül [96].

A butanol molekulák bekeverése közel 40% -kal csökkentette az alapdízel kenőképességét. A butanol további adagolása további csökkenő hatást fejt ki, de nem volt olyan drámai: a keverék négyszer több butanollal (2,5 v/v% -ról 10 v/v% -ra növe) csak hozzávetőleg további 6% HFRR csökkenést okoz. A HVO hozzáadása a keverékekhez az 5.30. ábrán látható, néhány HVO-tartalmú keverék, mint a HVO5, enyhén javult a HFRR érték a legtöbb butanol-keverék esetében, míg mások, mint a HVO2.5 és HVO 7.5 keverékeknél fordított hatás volt megfigyelhető. A mérés ismételhősége azonban $63\text{ }\mu\text{m}$, a reprodukálhatóság pedig $102\text{ }\mu\text{m}$, és az említett különbségek ezen a tartományon belül vannak.



64. ábra: Butanol-HVO-Gázolaj keverékek kenőképessége



65. ábra: Butanol-HVO-Gázolaj keverékek sűrűsége

4.4.6 Sűrűség

A sűrűségméréseket az ISO12185 teszt szerint végeztem. A sűrűség elsődlegesen befolyásolja az üzemanyagok energiataralmát, és ezáltal az üzemanyag-fogyasztást. A sűrűség-mérések eredményeként a vártnál lineárisan változott a butanol és a hidrogénezett növényi olaj komponensek sűrűsége és keverési térfogata. Ezeket az eredményeket az 65. ábra [kg/m³]-ban mutatja be. A keverés hatására bekövetkező sűrűségváltozást a következő egyenlet írja le:

$$Dens_{blend} = -0,32 * X_{Bu} + 0,55 * Y_{HVO} + Dens_{ref} \quad (53)$$

ahol a $Dens_{blend}$ a vizsgált keverékek sűrűségét jelenti, az X_{Bu} a butanol térfogati aránya, és a Y_{HVO} a HVO térfogati arányában marad a keverékben. A $Dens_{ref}$ a referencia-üzemanyag sűrűsége.

4.4.7 Megállapítások a butanol-HVO-gázolaj keverékekről

Tézis VII: A méréseim alapján a vizsgálati tartományban (0-10 V/V% HVO és 0-10 V/V% Butanol) lévő keverékekre a következő tulajdonságokra az alábbi matematikai összefüggéseket fogalmaztam meg az 50, 51, 52 és 53 egyenletek alapján:

$$\bar{\epsilon}_{HVO-Bu-G} = \bar{x}_{Bu} + \bar{y}_{HVO} + \bar{p}_{ref} \quad (54)$$

ahol

$\bar{\epsilon}_{HVO-Bu-G}$: a keverék tulajdonság mátrixa

\bar{x}_{Bu} : a butanol bekeverés hatását leíró vektor

\bar{y}_{HVO} : a hidrogénezett növényi olaj bekeverés hatását leíró vektor

\bar{p} : az alapgázolaj tulajdonság vektora

A kémiai paraméterek vizsgálata alapján megállapítható, hogy a motorkritikus jellemzők szempontjából a butanol-hidrogénezett növényi olaj-dízel keverékek valós opciót jelentenek a gázolaj egy részének kiváltására. A HVO és a butanol ellensúlyozza az alap üzemanyag kritikus paramétereire gyakorolt hatásokat. Az eredmények visszaigazolják a keverés előtti elvárásaimat. A butanol-tartalom 1% -os növekedése kb. a viszkozitás 1,4% -os csökkenését okozza, ugyanakkor a viszkozitás közel semleges a HVO keverésnél. Eredményeim szerint a lobbanáspont változás az egyetlen szempont, ahol a keverékeket a normál dízeltől eltérő módon kell kezelni. A butanol keverése csökkenti a keverék lobbanáspontját körülbelül 40 °C-ra. Egy százalékos butanol 0,5 CN-ponttal csökkenti a CN-keverékeket. A vizsgálati eredmények megerősítették, hogy a cetánszám lineáris jellemzőként kezelhető a dízel keverés során: a HVO-tartalom minden 1% -os növekedése a CN keverékét 0,4 CN átlaggal növelte. További butanol hozzáadása a Bu-HVO-Di keverékhez: enyhe javulás volt észlelhető a -13 °C-tól -15 °C-ig terjedő CFPP-szinttől 10% butanollal. Ezek az eredmények azonban a mérési hiba tartományába esnek. A keverékek sűrűsége enyhén csökkenő tendenciát mutatott a megújuló alkatrészek növekedésével.

A mérések alapján meghatároztam azokat az egyenleteket, amelyekkel a keverékek sűrűsége, lobbanáspontja, cetánszáma, viszkozitása számítható a keverőkomponensek vonatkozó értékeiből.

Vizsgálataim azt mutatták meg, hogy a butanol-HVO-dízel keverékek dízel alternatívaként történő hasznosítása nagyon hasznos megoldás lehet, ha a lobbanáspont-csökkenés problémái a logisztikai láncban kezelhetők.

5 HIBRID JÁRMŰVEK FOGYASZTÁSÁNAK ÉS ÚJRATÖLTÉSÉNEK ELŐREBECSLÉSE

Kutatásom területem a jármű energia menedzsmentjének és az önvezető autózásnak a határterülete, s jelenleg nincs a kutatások fókuszában. Az autóiipar a hagyományosnak nevezett belső égésű motorral hajtott személygépjárművekről lassan a hibrid (köznapi értelmében elektromos hajtás és belsőégésű motor összehangolt használata), illetve a tisztán elektromos hajtás felé fordul [ZM53]. Manapság az elektromos autózás fő alkalmazási területe a városi közlekedés, mert a hatótáv és az üzemanyaggal való utántöltés korlátai miatt itt lehet valós alternatíva. Gondolni kell azonban a nagyobb távot rövid idő alatt megtenni szándékozókra is, számukra a hibrid technológia biztosíthat egy modern, környezettudatos közlekedési formát.

Kutatásaimban a plug-in-hibrid technológiára, mint a manapság elérhető legösszetettebb technológiára fókuszálok és ennek energia fogyasztását és újratöltését vizsgálom az önvezető autók szempontjából [ZM5]. Könnyű belátni, hogy a magas autonómiával rendelkező járművek az utántöltésüket is önmaguk fogják menedzselni, erre azonban nincs kiforrott megközelítés.

5.1 Irodalmi áttekintés

Az irodalomban óriási különbség van annak meghatározásában, hogy mely paramétereknek kell vezetniük az autótervezés optimalizálását és a döntéshozatali eljárásokat [86,87], amelyek befolyásolják az önálló járművekhez kapcsolódó üzemanyag- és energiahatékonyságot és kibocsátásokat [88]. Speciálisan megtervezett tesztpályákra és eljárásokra van szükség annak demonstrálására, hogy a csatlakoztatott és autonóm járművek (CAV) elméleti energiamegtakarításának legalább egy része elérhető [89].

Bhavsar et al. [90] munkájának fő célja az volt, hogy megértse és leírja a csatlakoztatott és autonóm plug-in hibrid járművek energiacsökkentési lehetőségeit. Négy energiatakarékosági stratégiát határoztak meg és teszteltek. Az alapstratégia a hagyományos emberi járművezetői viselkedés volt. Egy optimalizált stratégia volt a rendelkezésre álló legkorszerűbb forgalmi jelek felhasználása a kereszteződések megközelítésekor. A harmadik forgatókönyv lehetővé tette a tesztjármű számára, hogy az összes vezető jármű felé haladjon. A legfejlettebb negyedik stratégia csak az előrehaladási információk felhasználásával érhető el, de a könnyű státusz bármilyen megközelítése is elérhető volt. Mind a négy forgatókönyvet szimulálták, és becsülték az energiafogyasztást. A teljes átállás esetén 75% -os üzemanyag-megtakarítást lehetett elérni, 71% -ot az energiamegtakarítást csak a kereszteződés stratégia esetében, 69% -ot pedig a csak az irányt érintő stratégia esetében találtak.

Egy másik kutatási eredmény [91] azt mutatja, hogy ha egy jármű egy olyan vezérlő algoritmust követ, amelyet az energiatakarékosági teljesítményre való optimalizálás nélkül alakítottak ki, akár nagyobb fogyasztást is okozhat, mint egy emberi járművezető, addig az energiahatékony döntésre összpontosító vezérlőrendszerek akár meg is haladhatják a referencia emberi járművezető teljesítményét az EPA (Környezetvédelmi Ügynökség) üzemanyag-tesztjeiben. A mai napig nincsenek ösztönzők arra, hogy az önvezető autók döntései között az energiahatékonyság és a környezetvédelem kiemelt szerepet kapjon.

Wu et al. vizsgálatában [92] a részleges automatizálás potenciális energiamegtakarítási hatására összpontosított. Megvizsgálták, hogy a jármű képes-e használni a tényleges forgalomjelző állapotjellemzőt és képes-e ütemezni a kereszteződés megközelítését a hagyományos ember vezette járműhöz képest, ugyanolyan típusú és mennyiségű információ mellett. Emberi vezető esetén a jármű

a műszerfalon keresztül javasolhat sebességeket a kereszteződés megközelítéséhez, és az emberi vezető megpróbálja követni az útmutatást. A teszt során valódi vezetők sebességprofilját rögzítették. A sebességprofilból következő lépésként hipotetikus eseteket hoztak létre annak bemutatására, mi történt volna a részleges automatizálás és hibátlanul követett útmutatás esetén. Az EPA szokásos jármű-szimulátorát használták az energiafogyasztás szimulálására. Ennek eredményeként a részleges automatizálás a hagyományos hajtóművel összehasonlítva akár 5-7% -kal növelheti az energiahatékonyságot.

Rajamani és Shladover munkája [93] az együttműködő adaptív sebességszabályozó (CACC) rendszerekre összpontosít, mivel feltételezik, hogy ezek óriási potenciállal rendelkeznek. Azt állítják, hogy a követési idő 1 másodperccel csökkentése azt eredményezi, hogy a kapacitás megduplázódik a 3000 jármű / sáv / óra tartományról 6400 járműre / sáv / óra. Egy adaptív ACC rendszer képes lesz alkalmazkodni a tényleges forgalmi viszonyokhoz és az optimális módon jár el. Abban az esetben, ha a járművek 5%-a fel van szerelve ilyen rendszerekkel, a torlódások kézzelfogható csökkentése érhető el. Változtatható sebességkorlátozások meghatározása az együttműködő és önjáró járművek számára további hatékony eszköz a forgalmi torlódások mérséklésében és az energiahatékonyság javításában.

A csatlakoztatott és az autonóm járművek pozitívan befolyásolhatják a késleltetési időt [94], az üzemanyag-fogyasztást és a kibocsátásokat a kereszteződéseknél [95]. Az automatizált és az érzékelőkkel nem felszerelt járművek vegyes környezetében akár 16% -os megtakarítás érhető el [96].

A szakirodalom azt mutatja, hogy a járművezetők nélküli járművek üzemanyag-fogyasztását elsősorban a járművezetők hozzáállásának [92 és 94] követésével vagy a jármű kezeléséhez kapcsolódó környezet részeként kezelik [96, 97, 98], az önjáró járművek fő döntési fókuszra ritkán a kibocsátás [93] és az üzemanyag fogyasztás tudatosság [99]. Látjuk, hogy az üzemanyag-fogyasztás előrejelzését és ennek alapján a jövőben az önálló járművek üzemanyag-újrátöltési előrejelzését inkább a kutatások középpontjába kell helyezni. Nemcsak az utazási szokásokra lesz hatással, hanem az önálló járművek környezeti terhelésére is. Mivel a környezet szimulálása egyre nagyobb szerepet játszik az autonóm járművek tesztelésében, validálásában és homologizálásában, komplexitásuk alapján, munkájuk középpontjába helyezük az üzemanyag-fogyasztás és az autonóm járművekre vonatkozó előrejelzésének szimulációját.

A szakirodalmi áttekintés összefoglalásaként megállapítható, hogy az autonóm és kapcsolt járművek fontos szerepet játszanak a közúti mobilitás jövőjében. Mivel a meghajtó technológia jövője még nem egyértelmű, megközelítésemben hibrid technológiára helyezem a hangsúlyt, miközben a két legerősebb jelentkezőre fókuszálok: az elektromos járműre és a belső égésű motorra is. A szakirodalom elemzése alapján a következő feltevést fogalmazom meg kutatásim fő irányaként:

Hipotézis VIII: Az üzemanyag fogyasztásra ható tényezők meghatározhatók, elemezhetők és a járműnek/járművezetőnek a döntéseivel optimalizálható az energiahatékonyság.

5.2 Üzemanyag-fogyasztás befolyásoló tényezők elemzése és csoportosítása

A nagymértékben automatizált autonóm járművek fejlesztése érdekében meg kell érteni az üzemanyag-fogyasztás alapjait. Ez egy nagyszerű lehetőség arra is, hogy megértsük és fokozottan kihasználjuk a járművezető segítő rendszereket a környezetbarát vezetéshez. A járművek üzemanyag- és energiafogyasztása különböző okoktól függhet, és ezeket a következő kategóriákba soroltam be [ZM32]:

1. jármű által vezérelt paraméter,

2. közúti/infrastruktúra paraméter,
3. használat (illesztőprogrammal) kapcsolatos paraméterek,
4. környezeti paraméter.

5.2.1 Jármű által vezérelt paraméterek

A jármű által vezérelt paraméterek a jármű fizikai tulajdonságai, például hossza és súlya, sebességváltó, a motor típusa és a motor, a jármű típusa stb. A járművek üzemanyag-hatékonyságával kapcsolatos kérdések, mint például a motor karbantartottsága, szintén ide tartoznak, mivel ezek befolyásolhatják a motor üzemanyag-hatékonyságát, ami viszont csökkenti a motor üzemanyag-hatékonyságát. Az egyszerű karbantartási tevékenységek, például az olaj- és olajsűrők rendszeres időbeli cseréje, a légsűrők cseréje és a gyújtógyertya időben történő cseréje növelik a jármű élettartamát, ezzel párhuzamosan pedig javítják a jármű üzemanyag-fogyasztását. Ellenkezőleg, a kopott gyújtógyertyák cseréje hiányában a légtisztító rendszer elemei vagy az üzemanyagsűrők, valamint a fojtószelep vagy az oxigénérzékelő nem megfelelő karbantartása növeli az üzemanyag-fogyasztást. A motorolaj minősége szintén befolyásolja a jármű üzemanyag-fogyasztását. Nem szabványos motorolaj-felhasználás esetén bizonyos terheléseknél és hőmérsékleteken a motor dugattyúi és más mozgó alkatrészek mozgási szabadsága alacsonyabb lesz, ami növeli a motor terhelését és megnöveli az üzemanyag-fogyasztást. A gumibroncsok állapota fontos tényező az üzemanyag-fogyasztás kezelésében. Ha a gumibroncsnyomás túl alacsony, akkor a járműnek több energiára van szüksége a motorból a hatékony mozgáshoz. Fontos megtartani a gyártók által javasolt nyomáskorlátokat.

5.2.2 Közúti és infrastruktúra paraméterek

Az útnak számos paramétere van, amelyek befolyásolják az üzemanyag-fogyasztást. Számos tesztet végeztek az útfelület típusa és a járművek gördülési ellenállása közötti kapcsolat feltárására. Széleskörű tudásbázis-adatbázist hoztak létre az alacsony zajszintű útburkolatok és a járműfogyasztás közötti összefüggésről, kimutatták, mely útfelületnek van alacsonyabb gördülési ellenállása, és ez hogyan lehet jó eszköz a járművek üzemanyag-fogyasztásának és szén-dioxid-kibocsátásának csökkentésére [100]. A kutatási eredmények azt mutatták, hogy a könnyű járművek gördülési ellenállása akár 10% -kal is csökkenhet, ha a kétrétegű, nagyon porózus aszfalt útburkolaton történő járművezetés üzemanyag-fogyasztását összehasonlítják a normál, nagyon porózus felülettel. A gördülési ellenállás ezen 10% -os csökkenése 2 - 3% -os üzemanyag-fogyasztásnak és szén-dioxid-kibocsátásnak felel meg. Nem tűnik hatalmas mennyiségnek, de ha megszorozzuk a járművek teljes megtett útjával, akkor könnyű kiszámítani, hogy évente elképesztő üzemanyag-megtakarítást jelent. Nem csak az útburkolat, hanem az út építőanyaga is befolyásolja az üzemanyag-fogyasztást [101]. Az új anyagok, mint a gumibitumen, ugyancsak pozitív hatással vannak a járművek üzemanyag-fogyasztására [102].

5.2.3 A használathoz kapcsolódó paraméterek

A járműhasználati paramétereket vagy működőképességeket manapság a flottamenedzsment rendszerekben tárolják, és egyszerű lehetőséget kínálnak elérésére és elemzésre. Az adatbázis tartalmazhat a járműhöz kapcsolódó különféle adattípusokat, mint például a jármű azonosítója, kilométer-számláló tényleges értéke, teljes futási idő, járműsebesség, erős gyorsulások, a fékezések száma és intenzitása, a sebesség túllépése, stb. [ZM33].

A vezető vezetési magatartása vagy stílusa szintén jelentős hatással van az üzemanyag-fogyasztásra. Az agresszív vezetés és a nem megfelelő váltófokozat a leggyakoribb oka a motor magas fordulatszámú területeken tartására, ami extra üzemanyag-fogyasztást eredményez. A járművek

közötti megfelelő távolság megtartása kevesebb felesleges fékezést eredményez, s ezen keresztül javítja az üzemanyag-fogyasztást [103].

Az útvonalak tervezése és optimalizálása befolyásolja az üzemanyag-fogyasztást. Üzemanyag-hatékonyság szempontjából a két neuralgikus szempont a jármű indítása és a rövid utak. A jelenség egyik oka az, hogy a füstgáz utánkezelő rendszereket nem lehet megfelelő módon működtetni, amíg el nem éri a felhasználási hőmérsékletet. A határ 5-6 km körül van, ezen a távolságon belül a belső égésű motor nem képes elérni az üzemi hőmérsékletet. A túllépés szintén kedvezőtlen szerepet játszik az üzemanyag-fogyasztásban. A járműveket úgy gyártják, hogy egy bizonyos sebességig használhassák azokat, azaz a motortól és a teljesítménytől függően. A túl nagy sebességű járművek használata minden esetben extra üzemanyag-fogyasztást eredményez [104].

5.2.4 Környezeti paraméterek

A környezeti paraméterek az üzemanyag-fogyasztásra is hatással vannak [105]. A beszívott levegő hőmérséklete egy paraméter lehet, de a turbófeltöltéssel és a hűtővel felszerelt motorok korában szerepe csekély. A magas külső hőmérsékletet leginkább a hűtőrendszer beindítása követi, amelynek mérhető hatása van az üzemanyag-fogyasztásra. Egy másik végén, ha kiegészítő fűtésre van szükség, miközben a környezeti hőmérséklet hideg, akkor ez is növekvő hatással van az üzemanyag-fogyasztásra. Ha azonban 80 km/h-nál nagyobb sebességgel halad, a légkondicionáló használata jobb az üzemanyag-fogyasztás szempontjából, mint egy nyitott ablak, mivel az utóbbi aerodinamikai húzást eredményez, ami káros az üzemanyag-fogyasztás szempontjából.

5.2.5 Jármű üzemanyag fogyasztás befolyásoló tényezők klasszifikálása

Az üzemanyag fogyasztásra ható tényezők azonosítása után megkezdtem ezek csoportosítását. A lehatárolás egyik dimenziója a hatás függősége: mi az alapvető faktor, amelytől függ. Ez alapján, hasonlóan a fenti bontáshoz 4 csoportot alkalmaztam [ZM52]: környezeti hatások, jármű állapotától függő hatások, vezetőtől függő hatások és útvonal és autópálya hatásai.

A környezeti hatások, azok, amelyekre a vezetési döntéseink minimális hatást tudnak gyakorolni. A jármű állapotával kapcsolatos döntések jelentős része hosszú távú karbantartás, üzemeltetés típusú döntés, amelyek hatása hosszabb időhorizonton értelmezhető a fogyasztásra. A vezetőtől függő hatások azok, amelyeket elsődlegesen a jármű irányítása közben befolyásolni lehetséges. Az útvonal illetve ezzel együtt figyelembe vehető autópálya hatásai pedig az adott útvonal kialakításakor jelentenek lehetőséget a fogyasztás befolyásolására.

26. táblázat: A jármű üzemanyag-fogyasztásának fő befolyásolói

Hatás mértéke		alacsony		közepes		magas	
Beavatkozási lehetőség							
menet közben	vezetőtől függő hatások			fékezések gyakorisága	1,40%	egyenetlen vezetés	5%
				gyorshajtás	2,60%	klíma használat	8%
elinduláskor	útvonal és infrastruktúra hatások	anyag	0,50%	felületi érdesség	1,20%	kanyarok és kereszteződések száma	6,60%
						városi út	33%
folyamatosan, hosszú távon	járműállapot hatások	első/hátsókerék hajtás	0,60%	újrafutóztott kerék	1,8%	négykerék meghajtás	3,30%
		alacsony	0,20%	pollenzűrőelt	1,20%	kerék	5,90%
						gázolajszűrő eltömődés	3%
nem befolyásolható	környezeti hatások	vizes burkolat	0,70%	nedves burkolat	1,70%	szél	6,60%

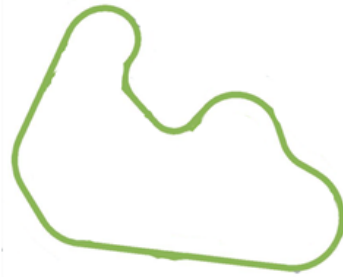
Bármely utazás során az emelkedők és lejtők arányának és mértékének hatása van a járművek üzemanyag-fogyasztására. Vizsgálatot végeztem a domborzat üzemanyag-fogyasztásra gyakorolt hatásának mérésére. Ez azt eredményezte, hogy mérhető kapcsolat van az út-domborzat és az üzemanyag-fogyasztás között.

A 26. táblázat összefoglalja az üzemanyag-fogyasztás fő befolyásolóit. Mint azt könnyű felismerni, a járművekkel kapcsolatos paraméterek leginkább hosszú távon befolyásolják az üzemanyag-fogyasztást. A közúti paraméterek és a környezeti paraméterek a jármű szempontjából külső paraméterek, ezeket fel kell ismerni, és lehetőség szerint döntést kell hozni az alternatívák között. A használathoz kapcsolódó paraméterek azok, amelyekben a vezető vagy az automatikus jármű befolyásolhatja az üzemanyag-fogyasztást [ZM58].

5.3 Hibrid járművek fogyasztási szimulációja és validálása

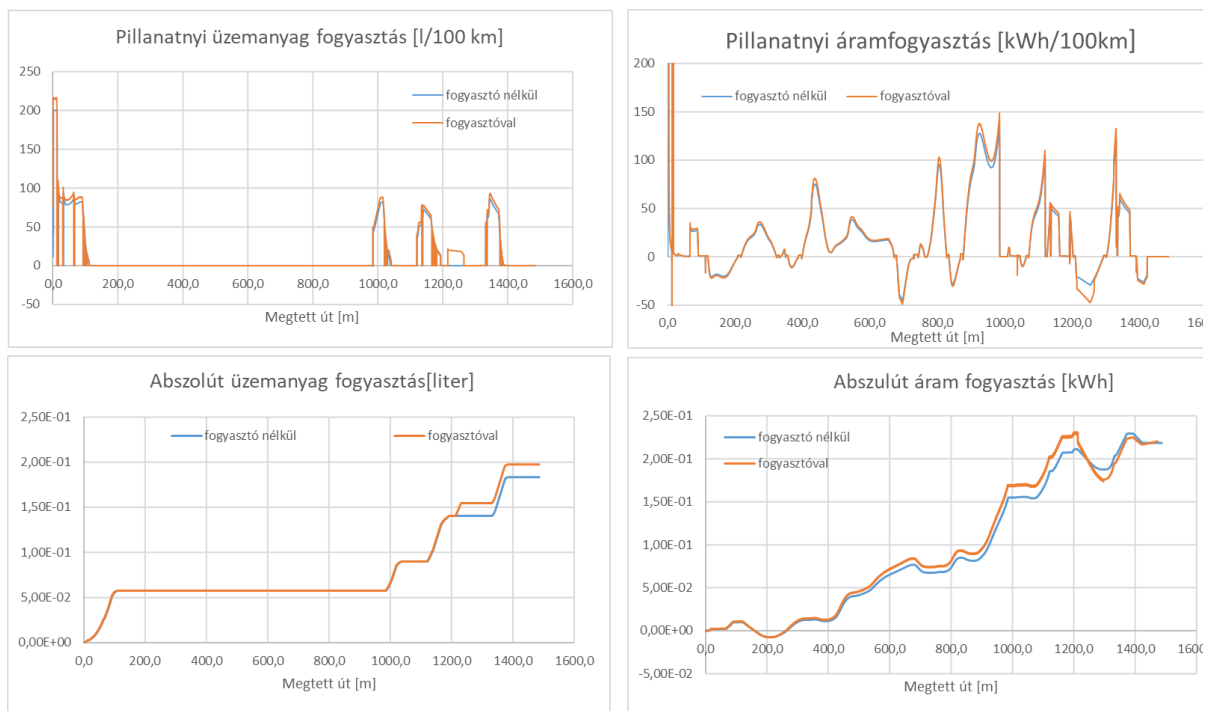
Az üzemanyag fogyasztásra ható döntéseknél, mint az látható az elkészített 26. táblázatból, a járművezetővel kapcsolatos paraméterek azok, amelyekkel legnagyobb lehetőség van menet közben befolyásolni az üzemanyag fogyasztást. Annak vizsgálatára, hogy az egyes járműfedélzeti fogyasztók használata hogyan befolyásolja az üzemanyag fogyasztást, szimulációt és validációs méréseket készítettem. Ennek a lépésnek a fő célja az volt, hogy tesztelje a kiválasztott szimuláló környezetet egy megadott útvonal létrehozásával, és ezen keresztül futtasson egy PHEV szimulációt. Egy körúton két különböző sebességkorláttal modelleztem: a külső pálya 90 km/h, a belső része pedig 50 km/h. A modellezett útszakasz kiválasztásakor fontos szempont volt, hogy azt ki lehessen bővíteni kereszteződésekkel a későbbi szimulációhoz és a döntési helyzetek validálásához.

Olyan útszakaszt választottunk, ahol az autonóm járművek fogyasztással kapcsolatos döntései is összehasonlíthatóan tesztelhetőek lesznek. A pálya térképét a 67. ábra szemlélteti.



66. ábra: A testpálya a szimulációhoz

A tesztjármű manővere a kiválasztott nullpontból indul, és célja a sebességkorlátozás elérése volt (90 km/h nagysebességű zóna és 50 km/h alacsony sebességű zóna). A tesztelt jármű plug-in hibrid tesztjármű volt, amelynek párhuzamos hibrid hajtással rendelkezik. Kombinálja a hagyományos belső égésű motorral felszerelt és az elektromos járművek elemeit. A szimuláció fő célja az volt, hogy a szimulációs környezetet egy alapadat segítségével tesztelje, ha képes modellezni az üzemanyag- és energiafogyasztást.



67. ábra: Energia fogyasztás szimulációk eredményei

A szimulációt a jármű üzemanyag-fogyasztásának megvizsgálására végezzük. Ezzel a beépített eszközzel a felhasználó ábrákat mutathat a szimulációról. Ebben az esetben az x tengely a megtett távolság [m], y pedig az üzemanyag-fogyasztás (abszolút üzemanyag-fogyasztás, tényleges üzemanyag-fogyasztás, abszolút villamosenergia-fogyasztás és tényleges villamosenergia-fogyasztás). Az eredményeket a 67. ábra a fedélzeti fogyasztóval együtt és anélkül mutatja be.

A 67. ábra azt mutatja, hogy a szimulációk extra fedélzeti fogyasztókkal és anélkül nagyon hasonló energiafogyasztási profillal rendelkeznek. Ebben a modellben vették figyelembe az 1500 W fűtési energiafogyasztást is. Az üzemanyag-fogyasztás várható növekedése a jármű mérései alapján 7,15% volt, a szimulációk eredménye pedig 7,1%. A két bemutatott tesztforgatókönyv közötti fő különbség az, hogy körülbelül 1200 méternél lehet látni, ahol a megnövekedett villamosenergia-fogyasztást a

belső égésű motor extra felhasználásával töltötték meg. Ez az abszolút üzemanyag-fogyasztás különbségét eredményezte ugyanolyan mennyiségű villamos energia felhasználásával.

5.4 Megállapítások

Kutatásomban rámutattam az önvezető plug-in-hybrid járművek üzemanyag fogyasztása előrebecslésének és az erre épülő újratöltésének vizsgálatának fontosságára. Számszerűsítettem és összefoglaltam a fogyasztásra ható tényezőket, amelyeket újszerűen csoportosítottam is. Munkám során szimulációs futtatásokkal és az ezeket validáló járműves tesztek elvégzésével is foglalkoztam.

Tézis VIII: Az önvezető és az ember által vezetett járművek üzemanyag fogyasztására ható tényezőket egy új mátrixba csoportosítottam a hatás nagysága illetve a keletkezés helye/befolyásolás ideje alapján.

Hatás mértéke		alacsony		közepes		magas	
Beavatkozási lehetőség							
menet közben	vezetőtől függő hatások			fékezések gyakorisága	1,40%	egyenetlen vezetés	5%
				gyorshajtás	2,60%	klima használat	8%
elinduláskor	útvonal és infrastruktúra hatások	anyag	0,50%	felületi érdesség	1,20%	kanyarok és kereszteződések száma	6,60%
						városi út	33%
folyamatosan, hosszú távon	járműállapot hatások	első/hátsókerék hajtás	0,60%	újrafutózott kerék	1,8%	négykerék meghajtás	3,30%
		alacsony	0,20%	pollenszűrőelt	1,20%	kerék	5,90%
						gázolajszűrő eltömődés	3%
nem befolyásolható	környezeti hatások	vizes burkolat	0,70%	nedves burkolat	1,70%	szél	6,60%

Ezen új besorolás alapján lehetséges az önvezető járművek számára az üzemanyagfogyasztást figyelembe vevő döntési inputokat kialakítani.

6. ÖSSZEFOGLALÁS - ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

A munkásságom során elvégzett járműfedélzeti hatékonyságnövelés legfontosabb eredményei a következőkben foglalhatók össze.

6.1 LPG-dízel motorok működése

A munkám, melynek újdonsága, hogy 3 különböző elvű rendszert vizsgáltam meg, eredményei alapján megállapítható, hogy a dízelmotorok Common-Rail hajtóanyag-ellátó rendszereinél nem alkalmazható az LPG – gázolaj keverékű üzemmód. A hajtóanyag komponensek eltérő viselkedése, a motorüzem hajtóanyag-ellátásának tesztelt vezérlési üzemmódja nem javítja a fogyasztási és füstgáz-kibocsátási jellemzőket, a motor egyenlőtlen járását eredményezi. Mindezek alapján ebben az üzemmódban alkalmazásuk rontják a motorikus paramétereket és az üzemeltetés gazdaságosságát. Az LPG fajlagos károsanyag kibocsátás változásra gyakorolt hatásáról a következő új, mérésekkel alátámasztott összefüggéseket állapítottam meg:

Tézis I.: Az elvégzett mérések és értékelések alapján megállapítom, hogy a vizsgált utólagosan felszerelt LPG rendszerek alkalmazásával nem elérhető a dízelnél jobb égési tulajdonságok elérése. Az LPG károsanyag kibocsátásra gyakorolt hatására, a 10-40 tf% tartományban, az alábbi matematikai összefüggéseket fogalmaztam meg a 3, 4, 5 és 6. egyenletek alapján:

$$\bar{\epsilon}_{LPG-D} = \bar{x}_{LPG} + \bar{y}_{load} + \bar{p}_{ref} \quad (7)$$

ahol

$\bar{\epsilon}_{LPG-D}$: az LPG-dízel keverék tulajdonság mátrixa

\bar{x}_{LPG} : az LPG bekeverés hatását leíró vektor

\bar{y}_{load} : a terhelés hatását leíró vektor

\bar{p} : az alapgázolaj adott emissziós tulajdonságát leíró konstans

Kapcsolódó fontosabb publikáció:

[ZM2] Zöldy M, Holló A, Bereczky Á, Krajnik K, Lengyel, A (2019) „Investigation of Diesel Oil–LPG Content Fuel Utilization in Heavy Duty Diesel-Engines with Common Rail System”, International Journal of Heavy Vehicle Systems, online first, IF 0,54

[ZM11.] Zöldy M (2006) „Belső égésű motorok üzemeltetése alternatív motorhajtóanyagokkal” Budapest : Elgoscár-2000, 2006. - 72 p. Környezetvédelmi füzetek, ISSN 0866-6091 ; 2006/10) ISBN 963-87034-2-3

[ZM36] Zöldy M, Auer R, Hidi J, Horváth Á (2010) “Influence of automotive industry developments on the future fuel demand structures,” MOL Szakmai Tudományos Közlemények, SP 2010/1, pp. 133–139

[ZM61] Fehér R, Gaál L, Zöldy M (2011) “Energetic and CO2 Emission Comparison of Different Transportation Drivetrains,” in 45th International Petroleum Conference, 2011.

6.2 Kompressziógyújtású motorok utánkezelő rendszerének fejlesztése

A kutatás célja az alacsony és magas nyomású kipufogógáz visszavezetési megoldások összehasonlítása volt stacioner, a motor valós napi használatára jellemző munkapontokban. A két visszavezetési mód tömegáramát szívóoldali fojtószelepekkel és kipufogófékekkel lehetett fokozni. Így összesen 5 féle EGR mód vizsgálhattam meg, illetve számszerűsíthettem a különbségeket. Az eredményeket szimulációs motormodell validálásához használtam.

Tézis II: Az elkészített szimuláció és az elvégzett mérések alapján megállapítom, hogy a vizsgált öt kipufogógáz visszavezetési módszer között, a motor üzemanyagfogyasztására gyakorolt hatása alapján a következő összefüggés és sorrend állapítható meg:

- LP MEB (az LP EGR-t támogatja) – legalacsonyabb fajlagos fogyasztás,
- LP fojtószelep,
- HP MEB a turbina előtt,

- LP MEB a turbina után,
- HP fojtószelep – legmagasabb fajlagos fogyasztás.

Kapcsolódó fontosabb publikációim:

- [ZM6] Vass S, Zöldy M (2020): Effects of boundary conditions on a bosch-type injection rate meter, Transport (Vilnius), - **IF 1,524** – accepted for publication (2020.06.15)
- [ZM8] Nyerges Á, Zöldy M (2020) „Verification and Comparison of Nine Exhaust Gas Recirculation Mass Flow Rate Estimation Methods” SENSORS (1424-8220 1424-8220): 20 24 Paper 7291. 24 p. (2020) – **IF 3,2**
- [ZM19] M. Zöldy (2009), “Significance of application technique of fuel containing biocomponents,” MOL Szakmai Tudományos Közlemények, vol. 2009/3, pp. 133–139
- [ZM23] Nyerges Á, Zöldy M (2018) “Alacsony-és magas nyomású kipufogógáz visszavezetés hatásvizsgálata haszonjármű dízelmotoron,” Műszaki Szemle (EMT), vol. 71, no. 1, pp. 31–44
- [ZM24] Nyerges Á, Zöldy M (2019) “Oxygen mass fraction estimation in an air path system of a medium duty diesel engine equipped with dual loop exhaust gas recirculation system,” PERNER’S CONTACTS, vol. XIX, no. 2, pp. 208–216
- [ZM49] Nyerges Á, Zöldy M (2019) “Kettős kipufogógáz visszavezetés hatásvizsgálata haszongépjármű dízelmotoron,” in XXVII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia OGÉT 2019, 2019, pp. 392–395.

6.3 Kompressziógyújtású motor tüzelőanyagának reformulázása alacsonyabb környezetterhelés és kisebb fogyasztás céljából

A gázolaj receptúrájának hatását a gázolajjal üzemeltetett motor, illetve gépjármű üzemanyagfogyasztására irányuló kutatásaim során a szakirodalom alapján a gázolaj sűrűségének és súrlódáscsökkentő adalékolásának a hatását vizsgáltam meg.

Tézis III: Mérésekkel igazoltam, hogy a sűrűség és a súrlódás-módosítók optimalizált mennyiségének optimális alakításával a motor gázolaj fogyasztását csökkenteni lehet. A mérési eredmények alapján egy optimalizált gázolaj várható fogyasztása a sűrűség és súrlódáscsökkentő adalékok mennyiségének ismeretében a következőképpen írható le:

$$B_{opt\ go} = B_{alap\ go} * \begin{bmatrix} \frac{D_{opt\ go}}{D_{alap\ go}} & 0 \\ 0 & S_{ad} \end{bmatrix} \quad (15)$$

összefüggéssel, ahol $B_{opt\ go}$ a fogyasztás optimalizált gázolajjal, $D_{opt\ go}$ az optimalizált gázolaj sűrűsége, $D_{alap\ go}$ az alap gázolaj sűrűsége, S_{ad} pedig az adalék súrlódás csökkentő hatása.

A motorvizsgálatok eredményei alapján megállapítható, hogy az tüzelőanyag-sűrűség növelése és súrlódásának javítása értékes eszközök a jármű üzemanyag-fogyasztásának és párhuzamos széndioxid-kibocsátásának csökkentésére. Az egyéb kibocsátásokat sokkal jobban befolyásolja a motor futási paraméterei, mint az üzemanyag összetétele.

Kapcsolódó fontosabb publikációim:

- [ZM3] Zöldy, M. (2019) "Improving heavy duty vehicles fuel consumption with density and friction modifier" International Journal of Automotive Technology, Vol. 20, No. 0, pp. 1–8 (2019), DOI 10.1007/s12239-018-y, **IF 1,53**
- [ZM9] Zöldy M. (2020) „Engine oil test method development” Tehnicki Vjesnik-Technical Gazette 1330-3651 1848-6339 Vol. 28 (No 3) <https://doi.org/10.17559/TV-20200122150623> - **IF 0,644**
- [ZM13.] Bartha L, Hancsók J, Sági R, Bubálik M, Beck Á., Kis G., Szirmai A, Holló A, Kovács F., Zöldy M, Bartos P., Kocsis Z., Baladincz J., and Nemesnyik Á. (2012), “Többfunkciós detergens-diszpergens adalékanyag, valamint környezetbarát motorolaj- és motorhajtóanyag kompozíciói,” P 12 00619
- [ZM17] Zöldy M (2019) “Investigation of correlation between diesel fuel cold operability and standardized cold flow properties,” Periodica Polytechnica-Transportation Eng., p. 185, <https://doi.org/10.3311/PPtr.14148>.
- [ZM19] Zöldy M (2009) “Significance of application technique of fuel containing biocomponents,” MOL Szakmai Tudományos Közlemények, vol. 2009/3, pp. 133–139, 2009.
- [ZM41] Zöldy M (2016) “Új kihívások előtt az autópálya a dízelbotrány után,” in OGÉT 2016, pp. 101–105.

[ZM54] Zöldy M, Holló A, Thernesz A (2011) "Development of More Efficient Fuels for Niche Markets" In: 20th World Petroleum Congress. Doha, 2011.12.04-2011.12.08. Paper Block 3 / Forum 3

[ZM56] Zöldy M, Holló A, Szerencsés Z, Kovács F, Auer R (2012) „Fuel Formulation for Future Drivetrain Developments”, *FISITA 2012*, F2012-A03-017, pp 515-523, Springer https://doi.org/10.1007/978-3-642-33841-0_39

6.4 Etanol alkalmazásának bemutatása, mérése és értékelése kompressziógyújtású motorban

Tézis IV: Számításokkal és mérésekkel igazoltam, hogy az etanol bekeverése a gázolajba pozitív hatással van a motor emissziójára és a következő összefüggés alapján csökkenti a károsanyag kibocsátást a 0-20 tf% etanolt tartalmazó keverékeknél:

$$\bar{\varepsilon} = \bar{\varepsilon}_g + \bar{\rho} \quad (37)$$

ahol

$\bar{\varepsilon}$: a keverék kibocsátás mátrixa

$\bar{\varepsilon}_g$: az alapgázolaj kibocsátás vektora

$\bar{\rho}$: az etanol bekeverés hatását leíró vektor

$$\begin{pmatrix} 6,2 \\ 1,4 \\ 0,17 \\ 0,34 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ -0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,02 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,06 \cdot Y_{EtOH} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 6,2 - 0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ 1,4 - 0,07 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,17 + 0,02 \cdot Y_{EtOH} \\ 0,34 + 0,06 \cdot Y_{EtOH} \end{pmatrix} \quad (38)$$

Emulzióban azonban nehéz tartani a gázolajjal, ezért a keverékek eltarthatósága vizsgálandó terület.

Kapcsolódó fontosabb publikációim:

[ZM10] Emőd I, Tölgyesi Z, Zöldy M (2006) „Alternatív járműhajtások” [Alternative drivetrains], Maróti Könyvkiadó ISBN 9639005738

[ZM11] Zöldy M (2006) „Belső égésű motorok üzemeltetése alternatív motorhajtóanyagokkal” Budapest : Elgoscars 2000, 2006. - 72 p. Környezetvédelmi füzetek, ISSN 0866-6091 ; 2006/10) ISBN 963-87034-2-3

[ZM28] Emőd I, Füle M, Tanczos K, Zöldy M. (2005) A bioetanol magyarországi bevezetésének műszaki, gazdasági és környezetvédelmi feltételei, *Magyar Tudomány* 50(3) pp.278–286

[ZM38] Zöldy, M., Emőd, I. Pollák, I. (2005) "The Technical And Economical Preparation Of Investigations Carried Out With Ethanol-Diesel Oil Mixtures", *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 33(1-2), pp. 47-58.

[ZM39] Pézsa N, Zöldy M (2009) "Estimation Method for Determining the Environmental Impact of Biofuel Blends," *Periodica Polytechnica-Transportation Engineering*, vol. 2009/1-2, no. 37, pp. 53–56

[ZM65] Zöldy M, Emőd I, Pollák I (2005) "Technical-economical investigation and evaluation of E-diesel for heavy goods vehicles," in EAEC 2005 Beograd, 2005, p. 151.

6.5 Etanol-biodízel-gázolaj hármaskeverékek műszaki, környezetvédelmi és gazdasági vizsgálata és értékelése

Tézis V: Mérésekkel és számításokkal igazoltam, hogy a vizsgált bioetanol-biodízel-gázolaj keverékek teljesítik a gázolajra vonatkozó viszkozitás, cetánszám és kenőképesség előírásokat. A hármaskeverékek

viszkozitása a

$$\eta_{kev} = (2 \cdot n_e \cdot \eta_e + 3 \cdot n_{bd} \cdot \eta_{bd} + n_g \cdot \eta_g + 0,71) \cdot 0,91 \quad (43)$$

képlettel, cetánszáma a

$$CN_{ebdg} = CN_{bdg} - 0,59n_e \quad (45)$$

képlettel számítható.

A hármaskeverékek emissziócsökkentő hatását a következő általam meghatározott képlet mutatja be:

$$C_{jkm_k} = \sum \left(K_k \cdot \frac{C_{kl}}{Q_{sz}} \cdot r \cdot \frac{1}{L_i} \right) \cdot n_{jm} \cdot \eta_{jm} \quad (46)$$

ahol,

K_k – „k” összetételű keverékre jellemző kibocsátás változás a referencia hajtóanyaghoz képest

C_{kl} - Közúti közlekedés által okozott levegőszennyezés költsége

Q_{sz} - Szállítási teljesítmény

r – dollár / forint átlagárfolyam a számítás évében

η_{jm} – jármű jellemző kihasználtsági tényezője

n_{jm} - jármű által megtett út [jmkkm]

L_i – i. komponensre vonatkozó kibocsátási határérték

Kapcsolódó fontosabb publikációim

[ZM1] Kivevele T T, Mbarawa M M, Bereczky Á, Zöldy M (2011) „Evaluation of the oxidation stability of biodiesel produced from moringa oleifera oil” Energy Fuels 25:5416–5421. <https://dx.doi.org/10.1021/ef200855b>, **IF 6,6**

[ZM7] Vass S, Zöldy M (2020) „A Model Based New Method for Injection Rate Determination” Thermal Science (2020), <https://doi.org/10.2298/TSCI190417159V> - **IF 1,540**

[ZM14] Zöldy M (2011) „Ethanol–Biodiesel–Diesel Blends As A Diesel Extender Option On Compression Ignition Engines” Transport26(3): pp 303-309. DOI: <http://dx.doi.org/10.3846/16484142.2011.623824>

[ZM12] Barabás I, Zöldy M, Todorut I A (2015) “The potential of biodiesel-petrodiesel-bioethanol blends as an alternative fuel for compression ignition engines,” in Oil and Natural Gas, vol. 3, pp. 577–606.

[ZM29] Barabás I, Zöldy M, Ioan T (2016) “Biodízel-gázolaj-bioetanol keverékek fontosabb tulajdonságainak modellezése,” Műszaki Szemle (EMT), vol. 69, pp. 121–215

6.6 Butanol alkalmazásának bemutatása, mérése és értékelése kompressziógyújtású motorban

Az alacsony butanol tartalmú keverékek (legfeljebb 5 V/V% butanol tartalom) jó választásnak bizonyulnak a dízelmotorban való hasznosításában: a keverékek cetánszám értékei megfelelnek a szabványnak és közel azonos üzemanyag-fogyasztási szintet tesznek lehetővé, mint a referencia gázolaj, ami mellett az injektor tisztasága rendkívüli javulásával jár.

Tézis VI: Számításokkal és mérésekkel megállapítottam, hogy a kis butanol tartalmú keverékek (legfeljebb 5 V/V% butanol tartalom) jó választásnak bizonyulnak a dízelmotorban való hasznosításában: a keverékek cetánszám értékei megfelelnek a szabványnak és közel azonos üzemanyag-fogyasztási szintet tesznek lehetővé, mint a referencia gázolaj, ami mellett az injektor tisztaságának rendkívüli javulásával is együtt jár.

A butanol bekeverés viszkozitásra gyakorolt hatása a vizsgálati tartományban a következő egyenlettel írtam le:

$$V_{blend} = -0,0346X_b + V_d \quad (47)$$

ahol a V_{blend} a keverék viszkozitása, X_b a butanol térfogataránya a keverékben, V_d a referencia gázolaj viszkozitása.

A butanolnak a keverék cetánszámra gyakorolt hatása a következő egyenlettel írtam le:

$$CN_{blend} = -0,4908 X_b + CN_d \quad (48)$$

ahol a CN_{blend} a keverék cetánszáma, X_b a CN-t tartalmazó butanol térfogati hányadosa a CN_d pedig referencia-üzemanyag cetánszáma.

A butanol injektor feltisztító hatása a következő matematikai formulával közelítettem:

$$IC = 0,027x_b + 0,378 \quad (49)$$

ahol IC az injektor tisztaság, x_b pedig a keverék butanol tartalma.

A kutatás során kimutattam, hogy a butanol, mint dízel kiegészítő hajtóanyag nagyon előnyös lehet, ha a lobbanáspont-csökkentés nehézségeit kezelni lehet a logisztikai láncban.

Kapcsolódó fontoabb publikációim

[ZM20] Zöldy M, Hollo A, Thernesz A (2010) "Butanol as a Diesel Extender Option for Internal Combustion Engines," SAE Technical Paper 2010-01-0481, <https://doi.org/10.4271/2010-01-0481>

[ZM22] Horváth Á, Vári I, Zatykó J, Zöldy M (2007) "Car Industry developments – oil industry challenges," MOL Szakmai Tudományos Közlemények, vol. 2007/2, pp. 122–137

[ZM15] Zöldy M (2009) „Automotive Industry Solutions in Response to European Legislative Emission Regulation Challenge” Mokslas: Lietuvos Ateitis, Vol 1, p6, pp 33,2009,

[ZM18] Zöldy M (2009) "Potential future renewable fuel challenges for internal combustion engine," Járművek és Mobil Gépek, vol. II.évf., no. No.IV., pp. 397–403, 2009.

[31] Zöldy M, Török Á (2015) "Road Transport Liquid Fuel Today and Tomorrow: Literature Overview", Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 43(4), pp. 172-176. doi: <https://doi.org/10.3311/PPtr.8095>

6.7 Butanol-Hidrogénezett növényi olaj - gázolaj hármaskverékek kémiai tulajdonságainak értékelése üzemanyagként való felhasználás szempontjából

A kémiai paraméterek vizsgálata alapján megállapítható, hogy a motorkritikus jellemzők szempontjából a butanol-hidrogénezett növényi olaj-dízel keverékek valós opciót jelentenek a gázolaj egy részének kiváltására.

Tézis VII: A méréseim alapján a vizsgálati tartományban (0-10 V/V% HVO és 0-10 V/V% Butanol) lévő keverékekre a következő tulajdonságokra az alábbi matematikai összefüggéseket fogalmaztam meg az 50, 51, 52 és 53 egyenletek alapján:

$$\bar{\epsilon}_{HVO-Bu-G} = \bar{x}_{Bu} + \bar{y}_{HVO} + \bar{p}_{ref} \quad (54)$$

ahol

$\bar{\epsilon}_{HVO-Bu-G}$: a keverék tulajdonság mátrixa

\bar{x}_{Bu} : a butanol bekeverés hatását leíró vektor

\bar{y}_{HVO} : a hidrogénezett növényi olaj bekeverés hatását leíró vektor

\bar{p} : az alapgázolaj tulajdonság vektora

Vizsgálataim azt mutatták meg, hogy a butanol-HVO-dízel keverékek dízel alternatívaként történő hasznosítása nagyon hasznos megoldás lehet, ha a lobbanáspont-csökkenés problémái a logisztikai láncban kezelhetők.

Kapcsolódó fontosabb publikációim

[ZM4] Zöldy M (2019) „Fuel properties of Butanol - Hydrogenated Vegetable Oil Blends as a Diesel Extender Option for Internal Combustion Engines” Periodica Polytechnica Chemical Engineering. doi: <https://doi.org/10.3311/PPch.14153> **IF 1,24**

[ZM19] Zöldy M. (2009) „Significance of application technique of fuel containing biocomponents,” MOL Szakmai Tudományos Közlemények, vol. 2009/3, pp. 133–139, 2009.

[ZM31] Zöldy M, Török Á (2015) „Road Transport Liquid Fuel Today and Tomorrow,” Periodica Polytechnica-Transportation Engineering, vol. 43, no. 4, pp. 172–176, 2015.

[ZM51] Kovács F, Auer R, Buzás S, Zöldy M, Holló A (2013) "Development of diesel fuels with lower CO2 emission," in 9th Int. Colloquium Fuels-Conventional and Future Energy for Automobiles, 2013, p. 127.

6.8 Hibrid önvezető járművek fogyasztásának és újratöltésének előrebecslése

Kutatásomban rámutattam az önvezető plug-in-hibrid járművek üzemanyag fogyasztása előrebecslésének és az erre épülő újratöltésének vizsgálatának fontosságára. Számszerűsítettem és összefoglaltam a fogyasztásra ható tényezőket, amelyeket újszerűen csoportosítottam is. Munkám során szimulációs futtatásokkal és az ezeket validáló járműves tesztek elvégzésével is foglalkoztam.

Tézis VIII: Az önvezető és az ember által vezetett járművek üzemanyag fogyasztására ható tényezőket egy új mátrixba csoportosítottam a hatás nagysága illetve a keletkezés helye/befolyásolás ideje alapján.

Hatás mértéke		alacsony		közepes		magas	
Beavatkozási lehetőség							
menet közben	vezetőtől függő hatások			fékezések gyakorisága	1,40%	egyenetlen vezetés	5%
				gyorshajtás	2,60%	klíma használat	8%
elinduláskor	útvonal és infrastruktúra hatások	anyag	0,50%	felületi érdesség	1,20%	kanyarok és kereszteződések száma	6,60%
						városi út	33%
folyamatosan, hosszú távon	járműállapot hatások	első/hátsókerék hajtás	0,60%	újrafutózott kerék	1,8%	négykerék meghajtás	3,30%
		alacsony	0,20%	pollenszűrőelt	1,20%	kerék	5,90%
						gázolajszűrő eltömődés	3%
nem befolyásolható	környezeti hatások	vizes burkolat	0,70%	nedves burkolat	1,70%	szél	6,60%

Ezen új besorolás alapján lehetséges az önvezető járművek számára az üzemanyagfogyasztást figyelembe vevő döntési inputokat kialakítani.

Kapcsolódó fontosabb publikációim

[ZM5] Zöldy M, Szalay Zs, Tihanyi V (2020): Challenges in homologation process of vehicles with artificial intelligence Transport (Vilnius) , <https://doi.org/10.3846/transport.2020.12904> – IF 1,524

[ZM43] Zöldy M (2018) “Legal Barriers of Utilization of Autonomous Vehicles as Part of Green Mobility,” in Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), 2018.

[ZM53] Zöldy M, Zsombók I (2018) „Modelling fuel consumption and refuelling of autonomous vehicles” Horizons of Railway Transport 2018 37, MATEC Web of Conferences 235, 000 <https://doi.org/10.1051/mateconf/2018235000> (2018)

[ZM32] Zöldy M, Zsombók I (2018) „Influence of external environmental factors on range estimation of autonomous hybrid vehicles” CzOTO, volume 1, issue 1, 6 p (2018)

[ZM33] Zöldy M, Zsombók I (2019) Modeling of Hybrid Autonomous Vehicle Fuel Consumption, Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure 2019 : 6 p. 117 (2019)Transbaltica 2019

[ZM58] Zöldy M, Szalay S, Szalay Zs, Zsombók I (2019) „Refueling strategies of autonomous hybrid vehicles” Proceedings of the Annual Scientific Session of Scientific Papers 2019 XVIII : 1 pp. 270-274. , 5 p. (2019)

[ZM52] Zöldy M, Zsombók I (2019) „Környezeti tényezők hatása az autonóm hibrid járművek hatótáv előrejelzésére”, In: Barabás, István (szerk.) XXVII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia OGÉT 2019, Nagyvárad, Románia : Erdélyi Magyar Tudományos Társaság, (2019) pp. 629-633. , 4 p.

7. EREDMÉNYEK GYAKORLATI ALKALMAZHATÓSÁGA

A kutatásaim eredményei könnyen alkalmazhatóak a gyakorlatban, amelynek oka, hogy sok esetben gyakorlati problémák megoldását keresve folytattam a tevékenységemet. A közlekedés és a járműhajtások 21. századi átalakulása folyamán látszik, hogy az elektromos hajtás sok helyen előnyösen felhasználható, de nem tudja egyenértékűen helyettesíteni a hagyományos hajtásrendszereket. Ez utóbbiak továbbfejlesztése szükségszerű, kutatásaim során ennek különféle aspektusaival foglalkoztam, kutatva az egyes felhasználói igényekre adható válaszokat.

Az LPG dízel rendszerek vizsgálatának egyértelmű eredménye, hogy a retrofit rendszerek nem alkalmasak arra, hogy az LPG-dízel keverékek előnyös tulajdonságait hatékonyságnövelés területen elősegítsék. A kipufogógáz utánkezelő rendszerek területén folytatott kutatásaim eredménye az egyes megoldások között döntéshozatalt segíti elő, így segítve a megoldáskeresést a dízelmotorok szennyezési kérdéseire.

A hagyományos üzemanyagok területén végzett, alacsonyabb fogyasztású üzemanyagok létrehozását célzó eredményeim fölhasználhatóak célpiacok számára fejlesztett hajtóanyagok kialakításánál. A kutatásaim alapján került kifejlesztésre és lett bevezetve a piacra egy, a nehéztehergépjárművek számára optimalizált üzemanyag.

Az Európai Unió direktívák, amelyek folyamatosan az üzemanyagokba kevert bioüzemanyagok részarányának növelését ösztönzik, a 2020-as évek elején jutnak oda, hogy csak speciális megoldásokkal lehetséges az előírások teljesítése. Ezek között a megoldások között kerülhetnek alkalmazásra az általam kifejlesztett kettős és hármaskverékek.

A hibrid járművek elterjedése meg fogja követelni a kiterjedt üzemanyag menedzsment rendszereket, amelyek nem csak a fogyasztás befolyásolásával, hanem a tankolás/újratöltés optimalizálásával is foglalkoznak. Ezek az eredményeim is alkalmazásra kerülnek majd a következő években.

FELHASZNÁLT IRODALOM, PUBLIKÁCIÓIM JEGYZÉKE

Felhasznált külső szakirodalom

1. IEA (International Energy Association): World Energy Outlook 2018, <https://www.iea.org/weo2018/scenarios/>
2. European Commission: Reducing CO2 emissions from passenger cars, https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars_en
3. McKinsey Energy Insights, Global Oil Supply and Demand Outlook, 2019 H1, <https://www.mckinsey.com/solutions/energy-insights/global-oil-supply-demand-outlook-to-2035/~media/231FB01E4937431B8BA070CC55AA572E.ashx>
4. Miller J N K, Nagarajan G, Renganarayanan S (2007): Experimental studies on homogeneous charge CI engine fueled with LPG using DEE as an ignition enhancer. *J.Sci. Renewable Energy* 32 1581-1593 p.
5. Kitae Y, Jingoung J, Choongsik B (2007): Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine. *J. sci. Fuel* 86 494-503 p.
6. Saleh H E (2008): Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine. *J. Fuel* 87 3031-3039 p.
7. Einajjar E, Hamdan M O, Selim M Y E (2013): Experimental investigation of dual engine performance using variable LPG composition fuel. *J. Sci. Renewable Energy* 56 110-116 p.
8. Lata L B, Misra A, Mechekar S (2011): Investigations on the combustion parameters of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. *J. International Journal of hydrogen energy* 36 13808-13819 p.
9. Ayhan V, Parlak A, Cesur I, Born B, Kolip A (2011): performance and exhaust emission characteristics of diesel engine running with LPG. *International Journal of the Physical Sciences* 6 1905-1914. p.
10. Lanje A S, Deshmukh M J (2012): Performance and Emission Characteristics of SI Engine using LPG-Ethanol Blends: A Review. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* 2 146-152 p.
11. Dagaut P, Ali H (2003): Kinetics of Oxidation of LPG Blend Mixture in a JSR. *Fuel Journal* 82 475-480 p.
12. Lengyel A (2013): Belsőégésű motorok LPG-dízel rendszereinek vizsgálata. Zárójelentés. ERNYO-12 jelű kutatási-fejlesztési és innovációs pályázat.
13. Vas A (2005) „Belsőégésű motorok szerkezete és működése”, Szaktudás Kiadó ház
14. Dezsényi Gy, Emőd I, Finichiu L (1990) „Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata”, Tankönyvkiadó
15. Stukovszky Zs, Kalmár I (1998) Belsőégésű motorok folyamatai, Műegyetemi Kiadó
16. Az Európai Parlament és a Tanács 333/2014/EU rendelete
17. Az Európai Parlament és a Tanács 253/2014/EU rendelete
18. Communication from the commission to the Council and the European Parliament, Strategy for reducing Heavy-Duty Vehicles' fuel consumption and CO2 emissions, Brussels, 21.5.2014, 1-9.
19. Az Európai Parlament és a Tanács 33/2009/EU rendelete
20. United Nations Global technical regulation No. 4; 25 January 2007
21. Jamrozik A, Tutak W, Pyre M, Gruca M, Kočíško M (2017) “Study on co-combustion of diesel fuel with oxygenated alcohols in a compression ignition dual-fuel engine” *Fuel*, 221, 329-345.
22. Balakrishnan S, Sivanandan R (2017) “Developing free-flow speed models for urban roads under heterogeneous traffic conditions” *International Journal for Traffic & Transport Engineering*, 7(4).
23. Ildarkhanov, R (2019) “The Calculation of the Fuel Cost for a Car”, *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. doi: <https://doi.org/10.3311/PPtr.10553>.
24. The New “Earth Dreams Technology i-DTEC” 1.6 L Diesel Engine from Honda, 34. Internationales Wiener Motorensymposium 2013
25. Volkswagen’s new modular TDI® generation, 33. Internationales Wiener Motorensymposium 2012
26. Bárdos Á, Vass S, Németh H (2014) “Validation of a detailed commercial vehicle turbocharged diesel engine model” *A Jövő Járműve*, vol 1-2
27. Banks A, Eng C, Meche M, Niven N, Andersson P (2007) “Boosting technology for Euro VI and Tier 4 final heavy duty diesel engines without NOx aftertreatment”, Ricardo Consulting Eng.Ltd, Shoreham-by-Sea, UK
28. Zamboni G, Capobianco M (2011) “Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged engine”, Internal Combustion Engines Group (ICEG), Energy Systems and Transportation (DIMSET), University of Genoa, via Montallegro 1, 16145 Genoa Italy, Elsevier
29. GT-Suite 7.3 User’s manual, Gamma Technologies Inc., 2012
30. Barabás I, Todoruț I A (2008) „Utilization of Biodiesel-Diesel-Ethanol Blends in CI Engine”, in: G. Montero (Ed.), *Biodiesel Qual. Emiss. By Products*, InTech, *Biodiesel*, InTechOpen, <https://doi.org/10.5772/27137>
31. Dragomir G, Beles H, Blaga V, Stanasel I, Negrea V D (2008): Diesel engines pollution and functional-constructive performances compromise optimization, using fuzzy sets, *Annals of DAAAM & Proceedings*, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-68-1
32. EN 590 standard
33. Farkas O, Szabados G, Antal Á, Török Á (2018) „Experimental Investigation of Discoloration Generated by a CI ICE’s Exhaust Gas on Various Stone Types” *Per. Polytechnica Transp. Eng*, 46(3), pp. 158-163. doi: <https://doi.org/10.3311/PPtr.12120>.
34. Kook S, Pickett L M (2009) „Effect of Fuel Volatility and Ignition Quality on Combustion and Soot Formation at Fixed Premixing Conditions” *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 2, pp. 11-23, 2009. <https://doi.org/10.4271/2009-01-2643>
35. Lee S, Tanaka D, Kusaka J, Daisho Y (2002): Effects of diesel fuel characteristics on spray and combustion in a diesel engine, *JSAE Rev*, 23, pp. 407-414 [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(02\)00221-7](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(02)00221-7)

36. Magaril E (2016) „Improvement of the environmental and operational characteristics of vehicles through decreasing the motor fuel density”, *Env. Sci. and Poll. Research, Volume 23, Nr 7, Page 6793* <https://doi.org/10.1007/s11356-015-5920-6>
37. Matijošius J, Sokolovskij E (2009) „Research into the quality of fuels and their biocomponents” *Transport 24* <https://doi.org/10.3846/1648-4142.2009.24.212-217>
38. Merola SS, Marchitto L, Corcione F, Valentino G (2011) „Optical diagnostics of the pollutant formation in a CI engine operating with diesel fuel blends” *SAE International Journal of Engines*, <https://doi.org/10.4271/2011-37-0003>
39. Park S, Cho Y, Sung K, Han N (2010) „The Effect of Viscosity and Friction Modifier on Fuel Economy and the Relationship Between Fuel Economy and Friction” *SAE Int. J. of Fuels and Lubs Vol.2/2*, pp.72-80 <https://doi.org/10.4271/2009-01-2662>
40. Pickett L M, Hoogterp L (2008) „Fundamental Spray and Combustion Measurements of JP-8 at Diesel Conditions” *SAE Int. J. Com. Veh., vol. 1/1*, pp.108-118, <https://doi.org/10.4271/2008-01-1083>
41. Pranay N, Scott M (2006) „Friction between Piston and Cylinder of an IC Engine: a Review”, SAE International, <https://doi.org/10.4271/2011-01-1405>
42. Rešetar M, Pejić G, Ilinčić P, Lulic Z (2017) „The Influence of Passenger Car Population and Their Activities on NOX and PM Emissions (Data from Croatia)” 22nd Int. Transp. and Air Poll. Conf., Zürich
43. Riazi M R, Eser S, Pena-Diez J L, Agrwal S A (2013) „Petroleum Refining and Natural Gas Processing” ASTM International, Conshohocken, PA, U.S.A. 2013 ISBN: 978-0-8031-7022-3;
44. World Wide Fuel Charter, 4th edition 2013
45. Wu B Y, Zhan Q Z, Xiao Y Y, Wen Y G, Min Z, Wanhua S (2018) „Effect Of Charge Density On Spray Characteristics, Combustion Process, And Emissions Of Heavy-Duty Diesel Engines” *Int J Automot Technol.* 19(4) pp 605-614 <https://doi.org/10.1007/s12239-018-0057-5>
46. Yamamoto K, Kotaka A, Umehara K (2010) „Additives for Improving the Fuel Economy of Diesel Engine Systems” *Tribology Online*, 5, 4 195-198. ISSN 1881-2198 <https://doi.org/10.2474/trol.5.195>
47. Zannis T C, Hountalas D T, Papagiannakis R G and Leventis Y A (2009) Effect of Fuel Chemical Structure and Properties on Diesel Engine Performance and Pollutant Emissions, *SAE Int. Journal of Fuels and Lubricants, Vol. 1, No. 1* pp. 384-419 <https://doi.org/10.4271/2008-01-0838>
48. Zoufios A (2015) „Impact of diesel fuel properties on fuel consumption and exhaust emissions of a euro 5 compliance passenger car”, Diploma Thesis, TU Thessaloniki
49. Dezsényi Gy, Emőd I, Finichiu L (1992) „Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata” 2. kiadás. Tankönyvkiadó,
50. Emőd I (2003) „Mezőgazdasági termékekből és hulladékokból előállítható hajtóanyagok belsőégésű motorok tüzelőanyagaként történő alkalmazása” Környezetvédelmi Műszaki Fejlesztés, BME Gépjárművek Tanszék, Projektazonosító szám: KMFP-00031/2002, Budapest
51. Hancsók J, Kovács F (2002) „A biodizel” *Környezetvédelmi Füzetek*. 1-56. old. OMIKK
52. Hancsók J, Lakatos I, Valasek I (1998) „Üzemanyagok és felhasználásuk”, Budapest: Tribotechnik Kft.
53. Hancsók J, Varga Z (2003) „A biobenzin” *Környezetvédelmi Füzetek*. 1-71. old. OMIKK
54. Heinrich, W (1987) „Entwicklung und Erprobung von Alkoholkraftstoffen für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren” *MTZ Motortechnische Zeitschrift*. 48.k. 3.sz. p.91-98.
55. Satge de Caroa P, Mouloungouia Z, Vaitilingomb G, Bergec J.Ch (2001) „Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines” *Fuel* 80 pp. 565–574.
56. Stuckl S, Biollaz D (2001) „Treibstoffe aus Biomasse” *MTZ Motortechnische Zeitschrift*. 62.k. 4.sz. pp.308-312.
57. Syassen, O (1992) „Chancen und Problematik nachwachsender Kraftstoffe I.” *MTZ Motortechnische Zeitschrift*. 53.k. 11.sz. pp.510-517.
58. Syassen, O (1992) „Chancen und Problematik nachwachsender Kraftstoffe II.” *MTZ Motortechnische Zeitschrift*. 53.k. 12.sz. pp.560-568.
59. Weidmann K, Menrad H (1985) „Fahrzeugkonzept und Flottenversuche mit Alkohol-Diesel-Mischkraftstoffen” *Motortechnische Zeitschrift*. 46. k. 10.sz. p.373-377.
60. Aydin H, İlkalıç C, (2010) „Effect of ethanol blending with biodiesel on engine performance and exhaust emissions in CI engine” *Applied Thermal Engineering* 30(10): 1199–120 <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.037>
61. Zhu L, Cheung C S, Zhang W G, Huang Z (2010) „Emissions characteristics of a diesel engine operating on bio diesel and biodiesel blended with ethanol and methanol” *Science of the Total Environment* 408(4): 914–921. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2009.10.078>
62. Kwanchareon P, Luengnaruemitchai A, Jai-In S (2007) „Solubility of a diesel–biodiesel–ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from diesel engine” *Fuel* 86(7–8): 1053–1061. doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2006.09.034>
63. Barabás I, Todoruț A, Băldean A (2010) „Performance and emission characteristics of an CI engine fueled with diesel–biodiesel–bioethanol blends” *Fuel* 89(12): 3827–3832. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.011>
64. Labeckas G, Slavinskas S (2010) „The effect of ethanol, petrol and rapeseed oil blends on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions” *Transport* 25(2): 116–128. <https://doi.org/10.3846/transport.2010.15>
65. Raslavičius L, Bazaras Z (2009) „The analysis of the motor characteristics of D-RME-E fuel blend during on-feldtests, *Transport* 24(3): 187–191. <https://doi.org/10.3846/1648-4142.2009.24.187-191>
66. Miers S, Carlson R, McConnell S, Ng H. (2008) "Drive Cycle Analysis of Butanol/Diesel Blends In a Light-Duty Vehicle" SAE 2008-01-2381
67. Karabektas M, Hosoz M (2009) "Performance and emission characteristics of a diesel engine using isobutanol–diesel fuel blends", *Renewable Energy* 34, pp 1554–1559
68. Asfar K R, Al-Rabadi T H (2003) „Fuel blends in compression ignition engines” AIAA 2003-6027

69. Al-Hasan M I, Al-Momany M (2008) "The effect of iso-butanol-diesel blends on engine performance", *Transport. Technika*, Vol. 23, No. 4 , p. 306-310
70. Smith J L, Workman J P (2001) "Alcohol for Motor Fuels" *Farm & Ranch Series* no.5.010
71. BP-DuPont biofuels fact sheet, 2006 June
72. Laza T, Kecskés R, Bereczky Á, Penninger A (2006) Examination of burning processes of regenerative liquid fuel and alcohol mixtures in diesel engine; *Per. Polytechnica SER. MECH. ENG. VOL. 50, NO. 1, PP. 11–26*
73. Laza T, Bereczky A (2009) „Influence of higher alcohols on the emissions of diesel engine operated with rape seed oil” 4th European Combustion Meeting, Vienna, ISBN 978-3-902655-06-6
74. EN ISO 3104, Petroleum products - transparent and opaque liquids - determinations of kinematic viscosity and calculation of dynamic viscosity, ISO 1994, Revised 2000.
75. prEN ISO/FDIS 2719 Determination of flash point - Pensky - Martens closed cup method, ISO 2002.11.15
76. EN 560, Automotive fuels — Diesel — Requirements and test methods, 2009 European Standard
77. EN ISO 5165:1998 Petroleum products -- Determination of the ignition quality of diesel fuels -- Cetane engine method, ISO 1998
78. EN 116, Diesel and domestic heating fuels. Determination of cold filter plugging point, 1998
79. CEC F-23-A-01, Procedure for Diesel Engine Injector Nozzle Coking Test, 2009 CEC
80. Hancsok J, Krar M, Magyar S, Boda L, Hollo A, Kallo D (2007) “Investigation of the production of high cetane number bio gas oil from pre-hydrogenated vegetable oils over Pt/HZSM-22/Al₂O₃” In *Microporous And Mesoporous Materials*, Volume 101:(1-2) pp. 148-152, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.micromeso.2006.12.012>
81. ACEA position concerning diesel that might contain more than 7% FAME, 22.04.2014 https://www.acea.be/uploads--/publications/140422_ACEA_position_on_B7_diesel.pdf
82. Mahmudul H M, Hagos F Y, Mukhtar NA, Mamat R, Abdullah A A (218) “Effect of alcohol on diesel engine combustion operating with biodiesel-diesel blend at idling conditions” Presented at IOP Conference Series.: *Material Science Engineering*. 318 012071, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/318/1/012071>
83. Asfar K R, Al-Rabadi T H (2003) ”Fuel blends in compression ignition engine” Presented at AIAA 2003-6027
84. Vojtisek M, Beranek V, Mikuska P (2017) “Blends of butanol and hydrotreated vegetable oils as drop-in replacement for diesel engines: Effects on combustion and emissions” In *Fuel*, Volume 197, pp407-421, 2017 <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.02.039>
85. Rakopoulos D C, Rakopoulos C D, Giakoumis E G (2015) “Impact of properties of vegetable oil, bio-diesel, ethanol and n-butanol on the combustion and emissions of turbocharged HDDI diesel engine operating under steady and transient conditions”, In *Fuel*, Volume 156, pp 1-19, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.04.021>
86. Caprotti, R (2014) “Laboratory Test for Distributor-Type Diesel Fuel Pumps - CEC PF032 Code of Practice” In *SAE Technical Paper 2004-01-2016*, <https://doi.org/doi:10.4271/2004-01-2016>
87. Gáspár P, Németh B, Bokor J (2019) „Járműirányítás” Budapest, Magyarország : Akadémiai Kiadó (2019) ISBN: 9789634543282 Doi: [10.1556/9789634543282](https://doi.org/10.1556/9789634543282)
88. Tettamanti T, Mihály A, Gáspár P, Bokor J (2019) „Exercises on Control Theory” Budapest, Magyarország: Akadémiai Kiadó (2019) ISBN: 9789634543374 [10.1556/9789634543374](https://doi.org/10.1556/9789634543374)
89. Holló, P. (2005) „A globalizáció hatása a közúti közlekedés biztonságára: Közlekedés és globalizáció”, In: Glatz, Ferenc (szerk.) *A közlekedés és technikai infrastruktúrája*, Budapest, Magyarország : MTA Társadalomkutató Központ, pp. 69-86. , 18 p.
90. Szalay Z, Tettamanti T, Esztergár-Kiss D, Varga I, Bartolini C (2017) „Development of a Test Track for Driverless Cars: Vehicle Design, Track Configuration, and Liability Considerations” *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 46. pp.29-35 <https://doi.org/10.3311/PPtr.10753>
91. Bhavsar P, He Y, Chowdhury M, Fries R, Shealy A (2014) „Energy consumption reduction strategies for plug-in hybrid electric vehicles with connected vehicle technology in urban areas” *Transp. Res. Rec. J. Transp. Res. Board* 2424, 29–38. <http://dx.doi.org/10.3141/2424-04>
92. Mersky A C, Samaras C (2016) „Fuel economy testing of autonomous vehicles” *Transportation Research Part C*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.trc.2016.01.001>
93. Wu G, Boriboonsomsin K, Xia H, Barth M (2014) „Supplementary benefits from partial vehicle automation in an ecoapproach and departure application at signalized intersections” *Transp. Res. Rec. J. Transp. Res. Board* 2424, 66–75. <http://dx.doi.org/10.3141/2424-08>
94. Rajamani R, Shladover S E (2001) „An experimental comparative study of autonomous and co-operative vehicle-follower control systems” *Transp. Res. Part C: Emerg. Technol.* 9, 15–31. [http://dx.doi.org/10.1016/S0968-090X\(00\)00021-8](http://dx.doi.org/10.1016/S0968-090X(00)00021-8)
95. Rödönyi G, Gáspár P, Bokor J, Palkovics L (2014) „Experimental verification of robustness in a semi-autonomous heavy vehicle platoon” *Control Engineering Practice* 28 : 1 pp. 13-25. , 13 p. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2014.02.014>
96. Antonya C, Butnariu S, Beles H (2015) „Parameter Estimation from Motion Tracking Data” In: Duffy V. (eds) *Digital Human Modeling. Applications in Health, Safety, Ergonomics and Risk Management: Ergonomics and Health*. DHM 2015. Lecture Notes in Computer Science, vol 9185. Springer, Cham https://doi.org/10.1007/978-3-319-21070-4_12
97. Feng Y, Head K L, Khoshmaghani S, Zamanipour M (2015) „A real-time adaptive signal control in a connected vehicle environment” *Transp. Res. Part C: Emerg. Technol.* 55, 460–473. <http://dx.doi.org/10.1016/j.trc.2015.01.007>
98. Holló P, Jankó D, Hermann I, Kajtár K, Koren Cs, Lányi P, Pálfalvi J, Tanczos, Lné, Timár A (2002) „Közúti közlekedésbiztonsági és környezetvédelmi intézkedések költség/haszon- és költség-hatékonyság-elemzése a döntéshozók számára” ROSEBUD: Road

- Safety und Environmental Benefit-Cost and Cost-Effectiveness Analysis for Use in Decision-Making, Megrendelő: BAST(Bundesanstalt für Strassenwesen), Tanulmányok, Kérdőív, Munkaanyag,
99. Csiszár Cs (2019) „Demand Calculation Method for Electric Vehicle Charging Station Locating and Deployment” Periodica Polytechnica-Civil Engineering 63: 1 pp. 255-265. , 11 p. (2019) <https://doi.org/10.3311/PPci.13330>
 100. Gáspár L, Bencze Zs (2017) „Nagy nehézforgalmú utak "optimális" felújítási technológiájának kiválasztása” Útügyi Lapok: A Közlekedésszervezési Szakterület Mérnöki És Tudományos Folyóirata 5 : 9 pp. 20-31. , 12 p.
 101. Fernandez I R, Pascual-Munoz P, Gonzales P L, Gáspár L (2018) „Development of greener and climate resilient roads” In: Proceedings of 7th Transport Research Arena TRA 2018 pp. 1-10. 10 p
 102. Geiger A, Holló A, Thernesz A, Durgo R, Czibor S, Bartha L, Gergő P (2012) „Chemically Stabilized Rubber Bitumen”, EEC, Istanbul, Turkey, Volume: ISBN/EAN 978-90-802884-0-9, 1-8.
 103. Simonyi S, Matolcsy M (2012) „Elektromos hajtású gépjárművek fejlesztésének és üzemeltetésének legfontosabb alapvetései, különös tekintettel a tömeg-közlekedés vonatkozásaira” A Jövő Járműve: Járműipari Innováció : 03/04 p. 20
 104. Matolcsy M, Simonyi S (2019) „Az intelligens járművek és az elektromos jármű-hajtások kapcsolata, különös tekintettel az autóbuszokra” 50. Autóbusz Szakértői Tanácskozás, Budapest, 2019. november 5.
 105. Klincsik M, Timár A (2012) „Szélsőséges időjárási jelenségek előfordulási gyakoriságának hatása az országos közúthálózat állapotára, fenntartási és üzemeltetési költségeire” In: Kuráth, Gabriella (szerk.) Mandulavirágzás Tudományos Napok 2012 Pécs, Magyarország : Pécsi Tudományegyetem, pp. 28-54. Paper: 8/3 , 27 p.

Saját publikációk

Impakt faktoros, a tézisekhez kapcsolódó publikációk

- [ZM1.] Kivevele T T, Mbarawa M M, Bereczky Á, Zöldy M (2011) Evaluation of the oxidation stability of biodiesel produced from moringa oleifera oil. Energy Fuels 25:5416–5421. <https://doi.org/10.1021/ef200855b>, **IF 6,6**
- [ZM2.] Zöldy M, Holló A, Bereczky Á, Krajnik K, Lengyel, A (2019) „Investigation of Diesel Oil–LPG Content Fuel Utilization in Heavy Duty Diesel-Engines with Common Rail System”, International Journal of Heavy Vehicle Systems, online first, **IF 0,54**
- [ZM3.] Zöldy, M (2019) "Improving heavy duty vehicles fuel consumption with density and friction modifier" International Journal of Automotive Technology, Vol. 20, No. 0, pp. 1–8 (2019), DOI <https://doi.org/10.1007/s12239-018-y>, **IF 1,514**
- [ZM4.] Zöldy M (2019) „Fuel properties of Butanol - Hydrogenated Vegetable Oil Blends as a Diesel Extender Option for Internal Combustion Engines” Periodica Polytechnica Chemical Engineering. doi: <https://doi.org/10.3311/PPch.14153> **IF 1,24**
- [ZM5.] Zöldy M, Szalay Zs, Tihanyi V (2020) “Challenges in homologation process of vehicles with artificial intelligence” Transport (Vilnius), <https://doi.org/10.3846/transport.2020.12904> – **IF 1,524**
- [ZM6.] Vass S, Zöldy M (2020): Effects of boundary conditions on a bosch-type injection rate meter, Transport (Vilnius), - **IF 1,524** – accepted for publication (2020.06.15)
- [ZM7.] Vass S, Zöldy M (2020) „A Model Based New Method for Injection Rate Determination” Thermal Science (2020), <https://doi.org/10.2298/TSCI190417159V> - **IF 1,540**
- [ZM8.] Nyerges Á, Zöldy M (2020) „Verification and Comparison of Nine Exhaust Gas Recirculation Mass Flow Rate Estimation Methods” SENSORS (1424-8220 1424-8220): 20 24 Paper 7291. 24 p. (2020) – **IF 3,2**
- [ZM9.] Zöldy M. (2020) „Engine oil test method development” Tehnicki Vjesnik-Technical Gazette 1330-3651 1848-6339 Vol. 28 (No 3) <https://doi.org/10.17559/TV-20200122150623> - **IF 0,644**

Könyv, Könyvfejezet kapcsolódóan a tézisekhez

- [ZM10.] Emőd I, Tölgyesi Z, Zöldy M (2006) „Alternatív járműhajtások” [Alternative drivetrains], Maróti Könyvkiadó ISBN 9639005738
- [ZM11.] Zöldy M (2006) „Belső égésű motorok üzemeltetése alternatív motorhajtóanyagokkal” Budapest : Elgoscár-2000, 2006. - 72 p. Környezetvédelmi füzetek, ISSN 0866-6091 ; 2006/10) ISBN 963-87034-2-3
- [ZM12.] Barabás I, Zöldy M, Todorut I A (2015) “The potential of biodiesel-petrodiesel-bioethanol blends as an alternative fuel for compression ignition engines,” in Oil and Natural Gas, vol. 3, pp. 577–606.

Szabadalom

- [ZM13.] Bartha L, Hancsók J, Sági R, Bubálik M, Beck Á., Kis G., Szirmai A, Holló A, Kovács F., Zöldy M, Bartos P., Kocsis Z., Baladincz J., and Nemesnyik Á. (2012), “Többfunkciós detergens-diszpergens adalékanyag, valamint környezetbarát motorolaj- és motorhajtóanyag kompozíciói,” P 12 00619

Folyóiratban megjelent, a tézisekhez kapcsolódó publikációk

- [ZM14.] Zöldy M (2011). Ethanol–Biodiesel–Diesel Blends As A Diesel Extender Option On Compression Ignition Engines, Transport. DOI: <http://dx.doi.org/10.3846/16484142.2011.623824>, 26(3): 303-309.
- [ZM15.] Zöldy M (2009) “Automotive Industry Solutions in Response to European Legislative Emission Regulation Challenge,” SCIENCE – Future of Lithuania/ MOKSLAS – Lietuvos Ateitis, vol. 1, no. 6, pp. 33–40,
- [ZM16.] Zöldy M (2001) “Bioetanol, mint Otto- és dízelmotorok hajtóanyaga,” JÁRMŰVEK, vol. 12, p. 19,

- [ZM17.] Zöldy M (2019) "Investigation of correlation between diesel fuel cold operability and standardized cold flow properties," *Periodica Polytechnica-Transportation Eng.*, p. 185, <https://doi.org/10.3311/PPtr.14148>.
- [ZM18.] Zöldy M (2009) "Potential future renewable fuel challenges for internal combustion engine," *Járművek és Mobil Gépek*, vol. II.évf., no. No.IV., pp. 397–403
- [ZM19.] Zöldy M (2009) "Significance of application technique of fuel containing biocomponents," *MOL Szakmai Tudományos Közlemények*, vol. 2009/3, pp. 133–139
- [ZM20.] Zöldy M, Hollo A, Themesz A (2010) "Butanol as a Diesel Extender Option for Internal Combustion Engines," *SAE Technical Paper 2010-01-0481*, <https://doi.org/10.4271/2010-01-0481>.
- [ZM21.] Holló A, Deák L, Zöldy M (2015) "A hidegindíthatóság," *Autótechnika, Javítás És Kereskedelem*, vol. 7, pp. 22–24
- [ZM22.] Horváth Á, Vári I, Zatykó J, Zöldy M (2007) "Car Industry developments – oil industry challenges," *MOL Szakmai Tudományos Közlemények*, vol. 2007/2, pp. 122–137
- [ZM23.] Nyerges Á, Zöldy M (2018) "Alacsony-és magas nyomású kipufogógáz visszavezetés hatásvizsgálata haszonjármű dízelmotoron," *Műszaki Szemle (EMT)*, vol. 71, no. 1, pp. 31–44
- [ZM24.] Nyerges Á, Zöldy M (2019) "Oxygen mass fraction estimation in an air path system of a medium duty diesel engine equipped with dual loop exhaust gas recirculation system," *PERNER'S CONTACTS*, vol. XIX, no. 2, pp. 208–216
- [ZM25.] Török Á, Zöldy M (2010) "Biotüzelőanyag keverékek kumulált környezetterhelésének komplex elméleti becslése," *Műszaki Szemle (EMT)*, vol. 13, no. 49, pp. 41–47
- [ZM26.] Török Á, Zöldy M (2010) "Energetic and economical investigation of greenhouse gas emission of Hungarian road transport sector," *Pollack Periodica*, vol. 5, no. 3, pp. 123–132
- [ZM27.] Török Á, Zöldy M, Cséfalvay E(2018) "Effect of renewable energy sources on air-fuel ratio," *Journal Of Kones: Powertrain And Transport*, vol. 25, no. 3, pp. 473–477
- [ZM28.] Emőd I, Füle M, Tanczos K, Zöldy M. (2005) „A bioetanol magyarországi bevezetésének műszaki, gazdasági és környezetvédelmi feltételei”, *Magyar Tudomány* 50(3) pp.278–286
- [ZM29.] Barabás I, Zöldy M, Ioan T (2016) "Biodízel-gázolaj-bioetanol keverékek fontosabb tulajdonságainak modellezése," *Műszaki Szemle (EMT)*, vol. 69, pp. 121–215
- [ZM30.] Zöldy M, Török Á (2009) "Biotüzelőanyag keverékek környezetterhelésének elméleti becslése," *Műszaki szemle (EMT)*, vol. 12, no. különszám, pp. 397–400
- [ZM31.] Zöldy M., Török Á (2015) "Road Transport Liquid Fuel Today and Tomorrow," *Periodica Polytechnica-Transportation Engineering*, vol. 43, no. 4, pp. 172–176
- [ZM32.] Zöldy M, Zsombók I (2019) "Influence of External Environmental Factors on Range Estimation of Autonomous Hybrid Vehicles," *System Safety: Human - Technical Facility - Environment*, vol. 1, no. 1, pp. 472–480
- [ZM33.] Zöldy M, Zsombók I (2019) "Modeling of Hybrid Autonomous Vehicle Fuel Consumption," *Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure*, vol. 2019, no. 1, p. 117
- [ZM34.] Zöldy M, Kecskés R (2006) "Megújuló motorhajtóanyagok keverésének hatása az égésfolyamatra és az emisszióra," *GÉP*, vol. 2006/5, p. 85
- [ZM35.] Zöldy M, Vass S (2018) "Detailed modelling of the internal processes of an injector for common rail systems," *Journal of KONES: Powertrain and Transport*, vol. 25, no. 2, pp. 415–426
- [ZM36.] Zöldy M, Auer R, Hidi J, Horváth Á (2010) "Influence of automotive industry developments on the future fuel demand structures," *MOL Szakmai Tudományos Közlemények*, SP 2010/1, pp. 133–139
- [ZM37.] Zöldy M, Themesz A, Holló A (2010) "Biomkomponens tartalmú üzemanyagok alkalmazástechnikája," *AUTÓTECHNIKA, Javítás és Kereskedelem*, vol. 2010/3, pp. 45–47
- [ZM38.] Zöldy M, Emőd I, Pollák I (2005) "The technical preparation of investigations carried out with ethanol-diesel oil mixture," *Periodica Polytechnica-Transportation Engineering*, vol. 33, pp. 47–58
- [ZM39.] Pézsa N, Zöldy M (2009) "Estimation Method for Determining the Environmental Impact of Biofuel Blends," *Periodica Polytechnica-Transportation Engineering*, vol. 2009/1-2, no. 37, pp. 53–56
- [ZM40.] Vass S Zöldy M (2019) Detailed Model of a Common Rail Injector, *Acta Universitatis Sapientiae Electrical And Mechanical Engineering* : 11 (2019) <https://doi.org/10.2478/uaseme-2019-0002>

Konferenciakiadványban, a tézisekhez kapcsolódó publikációk

- [ZM41.] Zöldy M (2016) "Új kihívások előtt az autóipar a dízelbotrány után," in *OGÉT 2016*, pp. 101–105.
- [ZM42.] Zöldy M (2006) "Bioetanol-biodízel-gázolaj hajtóanyag égésfolyamatának vizsgálata és emissziójának mérése egyhengeres motoron," in *Tavaszi Szél, 2006, Kaposvár, 2006*, p. 157.
- [ZM43.] Zöldy M (2006) "Bioetanol-biodízel-gázolaj hajtóanyag emissziójának környezeti hatásvizsgálata fékpadi mérések alapján," in *Fiatal Műszaki Tudományos Ülésszaka XI.: FMTÜ 2006, 2006*, p. 189.
- [ZM44.] Zöldy M (2006) "Bioethanol-biodiesel-diesel oil blends effect on cetane number and viscosity," in *6th International Colloquim, 2007*, p. 235.
- [ZM45.] Zöldy M (2007) "Megújuló hajtóanyag-gázolaj keverékek motorikus alkalmazásának műszaki, gazdasági és környezetvédelmi vizsgálata,"

- [ZM46.] Zöldy M (2006) “The changes of burning efficiency emission and power output of a diesel engine fueled by bioethanol – biodiesel-diesel oil mixtures,” in Proceedings of the 31st FISITA World Congress, 2006.
- [ZM47.] Zöldy M (2005) “Technische und Wirtschaftliche Aspekte der Verwendung von Diesel-Ethanol Emulsionen,” in Wissenschaftliche Mitteilungen der 17. Frühlingsakademie, 2005, pp. 149–152.
- [ZM48.] Holló A, Krár M, Zöldy M, Hancsók J, Varga G (2013) “MOL EVO NEO gasoline.” Proceedings of the 46th Scientific Symposium Fuels and Lubricants, Porec (Croatia), 16–18 October, 2013.
- [ZM49.] Nyerges Á, Zöldy M (2019) “Kettős kipufogógáz visszavezetés hatásvizsgálata haszongépjármű dízelmotoron,” in XXVII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia OGÉT 2019, 2019, pp. 392–395.
- [ZM50.] Török Á, Zöldy M (2009) “Biofuel Based Mobility In Hungary,” in 2nd International Youth Conference on Energetics, 2009, pp. 4–10.
- [ZM51.] Kovács F, Auer R, Buzás S, Zöldy M., Holló A (2013) “Development of diesel fuels with lower CO₂ emission,” in 9th Int. Colloquium Fuels-Conventional and Future Energy for Automobiles, p. 127.
- [ZM52.] Zöldy M, Zsombók I (2019) “Környezeti tényezők hatása az autonóm hibrid járművek hatótáv előrejelzésére,” in XXVII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia OGÉT 2019, 2019, pp. 629–633.
- [ZM53.] Zöldy M, Zsombók I (2018) “Modelling fuel consumption and refuelling of autonomous vehicles,” MATEC WEB OF CONFERENCES, vol. 235, 2018.
- [ZM54.] Zöldy M, Holló A, Thernesz A (2011) “Development of More Efficient Fuels for Niche Markets” In: 20th World Petroleum Congress. Doha, 2011.12.04-2011.12.08. Paper Block 3 / Forum 3
- [ZM55.] Zöldy M, Holló A, Krár M, Thernesz A (2011) “Bio- és biotartalmú motorhajtóanyagok alkalmazástechnikája” Budapest: GTE, 2011.
- [ZM56.] Zöldy M, Holló A, Szerencsés Z, Kovács F, Auer R (2012) „Fuel Formulation for Future Drivetrain Developments”, *FISITA 2012*, F2012-A03-017, pp 515-523, Springer https://doi.org/10.1007/978-3-642-33841-0_39
- [ZM57.] Zöldy M, Emőd I, Oláh Z (2007) “Lubrication and viscosity of the bioethanol-biodiesel-bioethanol blends,” in 11th EAEC Congress,
- [ZM58.] Zöldy M, Szalay S, Szalay Z, Zsombók I (2019) “Refueling strategies of autonomous hybrid vehicles,” Proceedings of the Annual Scientific Session of Scientific Papers 2019, vol. XVIII, no. 1, pp. 270–274, 2019.
- [ZM59.] Pézsa N, Zöldy M, Török Á (2009) “Greenhouse Gas Emissions Of The Hungarian Transport Sector,” in EAEC 2009: 12th European Automotive Congress “Europe In the Second Century of Auto Mobility”: final programme, book of abstracts
- [ZM60.] Fehér R, Török Á, Zöldy M (2011) “Rational Contradiction Between Environmental Protection and Transport,” in 45th International Petroleum Conference, 2011.
- [ZM61.] Fehér R, Gaál L, Zöldy M (2011) “Energetic and CO₂ Emission Comparison of Different Transportation Drivetrains,” in 45th International Petroleum Conference, 2011.
- [ZM62.] Szlávik J., Csete M, Zöldy M (2007) “Regional Development Perspectives of Production and Utilization Renewable Fuels in Hungary,” in IYCE 2007. Int. Youth Conference on Energetics, 2007, pp. 161–176.
- [ZM63.] Zsombók I, Zöldy M (2020) “Modeling of Hybrid Autonomous Vehicle Fuel Consumption” In: Junevičius, Raimundas; Jackiva, Irina; Prentkovskis, Olegas; Gopalakrishnan, Kasthurirangan (szerk.) *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology Cham, Svájc* : Springer International Publishing, (2020) pp. 255-262. , 8 p. https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_27
- [ZM64.] Zöldy M, Emőd I, Pollák I (2005) “Application of ethanol-diesel emulsions in heavy good vehicles,” in Összevont Gépjármű Konferencia: XXXVI. Autóbusz Szakértői Tanácskozás és Haszongépjármű Konferencia, 2005.
- [ZM65.] Zöldy M, Emőd I, Pollák I (2005) “Technical-economical investigation and evaluation of E-diesel for heavy goods vehicles,” in EAEC 2005 Beograd, 2005, p. 151.

Egyéb publikációk

- [ZM66.] Zöldy M (2018) “Investigation of autonomous vehicles fit into traditional type approval process,” in International Conference on Traffic and Transport Engineering, 2018, pp. 428–432.
- [ZM67.] Zöldy M (2018) “Legal Barriers of Utilization of Autonomous Vehicles as Part of Green Mobility,” in Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018)
- [ZM68.] Török Á, Zöldy M, Várkonyi D (2008) “Travel Demand Management road pricing and climate change at IV. TEN-T corridor in Hungary,” in TDM 2008 Conference on Travel Demand Management
- [ZM69.] Valics Á, Zöldy M (2019) “Investigation and simulation of a highway-overtaking situation,” *PERNER’S CONTACTS*, vol. XIX, no. 2, pp. 307–314, 2019.
- [ZM70.] Granovitter G, Zöldy M (2019) “Szikragyújtású motor kompresszióviszony változásának értékelő mérése,” in XXVII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia OGÉT 2019, 2019, pp. 149–153.
- [ZM71.] Pintér G, Zöldy M, Szalay Zs (2007) “Nagynyomású dízel rendszer fékpadra szerelése,” *Autótechnika, Javítás és Kereskedelem*, vol. 2007/12, pp. 48–52, 2007.
- [ZM72.] Cao, H., Zöldy, M. (2020) “An Investigation of Autonomous Vehicle Roundabout Situation”, *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 48(3), pp. 236-241. <https://doi.org/10.3311/PPtr.13762>

- [ZM73.] Paulovics L, Zöldy M, Holló A, Dreyer MR, Tóth-Nagy Cs (2012) "Tüzelőanyagok lerakódásképző hatásának mikroszkópikus vizsgálata," in OGÉT 2012, XX. Nemzetközi Gépészeti Találkozó, pp. 351–354.
- [ZM74.] Zöldy M, Török Á (2005) "A forgalomba belépő gépjárművek többlet károsanyag kibocsátásának számítása a nemzetközi határértékek figyelembevételével," Közlekedéstudományi Szemle, vol. 55, pp. 336–339, 2005.
- [ZM75.] Zöldy M, Török Á (2016) "Olajipari szállítási láncok környezeti kérdései," in Fenntarthatóság - utópia vagy realitás? , pp. 301–306.
- [ZM76.] Zöldy M, Török Á, Mészáros F, Zsombok I, Szoboszlay M (2009) "A hazai közúti közlekedés várható jövője." pp. 1–34, 2009. ERTRAC
- [ZM77.] Zöldy M, Kürti Cs, Egresits G (2017) "Joint optimization of retail station operation and secondary distribution with utilization of new business models," in World Petroleum Congress: Book of Technical Papers, 2017, pp. 430–434.
- [ZM78.] Zöldy M., Fehér R, Gaál L, Kántor L (2010) "Will hydrogen play a substantial role in the future transportation?," MOL Szakmai Tudományos Közlemények, vol. 2010/3, pp. 28–38, 2010.
- [ZM79.] Török Ad, Zöldy M, Török Ar (2018) "Analysis of institutional connectivity: case study for transport sector in Hungary especially for autonomous vehicles," in Company diagnostics, controlling and logistics, 2018, pp. 258–261.
- [ZM80.] Ackermann Z, Szalay Z, Zöldy M (2006) "Flottamenedzsment rendszerek felépítése és funkciói," LOGINFO, vol. 16, no. 1, pp. 34–35, 2006.
- [ZM81.] Ackermann Z, Szalay Z, Zöldy M (2005) "Flottamenedzsment rendszerek műszaki megoldásai – szállítási és logisztikai feladatok optimalizálása," Tranzit: Szállítványozási Szaklap, vol. 2005/12, p. 17, 2005.
- [ZM82.] Ackermann Z, Szalay Z, Zöldy M (2006) "Sikeres üvegseb program – járműflotta menedzsment a legkorszerűbb informatikai eszközökkel," A JÖVŐ JÁRMŰVE: JÁRMŰIPARI INNOVÁCIÓ, vol. 1, no. 1–2, pp. 31–33, 2006.
- [ZM83.] Deák Cs, Szalay Zs, Zöldy M (2006) "Üzemyanyag menedzsment – Flottamenedzsment szolgáltatás a benzinköltségek optimalizására," A JÖVŐ JÁRMŰVE: JÁRMŰIPARI INNOVÁCIÓ, vol. Vol. 1., no. No 1-2., pp. 34–36, 2006.
- [ZM84.] Nyerges Á, Zöldy, M (2020) „Oxigén koncentráció mérési és becslési lehetőségei kettős kipufogógáz visszavezetésű haszonjármű dízelmotoron” In: Barabás, István (szerk.) XXVIII. Nemzetközi Gépészeti Konferencia – OGÉT 2020 Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság (EMT), (2020) pp. 231-234. 4 p.
- [ZM85.] Tadej D, Zanne M, Zöldy M, Török Á (2018) "Automatization in road transport: a review," Production Engineering Archives / Archiwum Inżynierii Produkcji, vol. 20, no. 20, pp. 3–7, 2018.

Ismeretterjesztő publikációk

- Zöldy M (2003) Bioetanol autóbuszoknak való alkalmazásának költségvizsgálata, KTE konferencia, Budapest 2003 március 6.,
- Zöldy M (2006) „Bioetanol – biodízel – gázolaj keverékek vizsgálata” Magyar Tudományos Akadémia, Áramlás- és Hőtechnikai Bizottsága, Belsőégésű Hőerőgépek Albizottsága 2006.05.26 bizottsági ülés
- Zöldy M (2006) A biodízel meghonosítása Magyarországon, Duna TV, Stúdió beszélgetés, 2006/11,
- Zöldy M (2017) „Zöldy: a dízelbotránynak csak a füstje volt nagy (2017)” szék Végh Zsófia <https://nrreport.com/index.php/cikk/2017/02/20/zoldy-a-dizelbotranynak-csak-a-fustje-volt-nagy>
- Zöldy M (2020) (Az interjút adta) „Üzemyanyagok eltarthatósága” (2020) / Trend Idők, Kossuth rádió
- Zöldy M (2020) „Jobb a prémium benzin a sima 95-ösnél? Tényleg árt az E10?” - Totalcar Mesterkurzus (2020)
- Zöldy M (2020) (Az interjút adta) „Rosszabb a magyar benzin, mint az osztrák?” - Totalcar Podcast (2020)