

Alacsony és magas nyomású kipufogógáz visszavezetés hatásvizsgálata haszonjármű dízelmotoron

Combinated Low and High Pressure Exhaust Gas Recirculation Impact Assessment on a Medium Duty Diesel Engine

Cercetări privind efectele recirculării gazelor de evacuare la joasă și la înaltă presiune în cazul unui motor Diesel ce echipază autoutilitare

NYERGES Ádám¹, Dr. ZÖLDY Máté²

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépjárműtechnológia Tanszék
Magyarország, 1111 Budapest, Stoczek utca 6.
www.gjt.bme.hu

¹ +3614632380, adam.nyerges@gjt.bme.hu

² +3614632607, mate.zoldy@gjt.bme.hu

ABSTRACT

In Diesel engines exhaust gas recirculation (EGR) systems are effectively able to reduce the NO_x emissions. In turbocharged internal combustion engines there are two ways to feed back the exhaust gas to the intake side of the engine. These are the low pressure (LP) and the high pressure (HP) loop EGR systems. By intake throttles and exhaust brakes the EGR rate can be influenced. In this article the effect of these systems is analysed and compared on a medium duty commercial vehicle diesel engine. The results are obtained from an engine dyno validated 1D engine simulation model. The aim is to compare the EGR systems and the supporter valves from the NO_x emission and the fuel consumption aspect.

Keywords: diesel engines, low- and high-pressure exhaust gas recirculation, internal combustion engine modelling, exhaust retarder

ÖSSZEFOGLALÁS

A dízelmotorokban a kipufogógáz visszavezető rendszerek (EGR) hatékonyan képesek csökkenteni a NO_x kibocsátást. Egy turbófeltöltésű, belsőégésű motorban kétféle úton lehet a kipufogógázt visszavezetni: a feltöltő alacsony és magas nyomású oldalain (LP és HP EGR). Szívó- és kipufogóoldalon pillangószelepek és kipufogófékek elhelyezésével tovább növelhető a visszavezetett kipufogógáz aránya. Jelen cikk ezeknek a rendszereknek a hatását vizsgálja egy haszongépjármű dízelmotoron. A vizsgálat motorfőpadon validált 1D motorszimulációs modell segítségével történt. A cél a két EGR rendszer és a rásegítőszelepek összehasonlítása az NO_x emisszió és a tüzelőanyag fogyasztás szempontjából.

Kulcsszavak: dízelmotorok, alacsony és magas nyomású kipufogógáz visszavezetés, belső égésű motor modellezés, kipufogófék

1. BEVEZETÉS

A globális felmelegedés miatt a közlekedésben napjaink egyik legnagyobb problémája a belső égésű motorok CO₂ és károsanyag kibocsátása [8]. A közlekedés környezetterhelését rendeletekkel szabályozzák, más területekhez hasonlóan. 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 [9]. 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 [6]. A károsanyagok mennyiségét alapvetően kétféleképpen csökkenthetjük. Az első lehetőség a motorikus

károsanyag csökkentés. Ez azt jelenti, hogy az égésfolyamat megváltoztatása révén a hengerből kiáramló kipufogógáz csökkentett károsanyag mennyiséget tartalmaz [1]. A másik lehetőség a kipufogógáz utókezelése, ilyenkor különböző elvű szűrőkkel és katalizátorokkal érjük el a károsanyagok mennyiségének csökkentését [5]. A motorgyártásban manapság a kettős 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 üzemállapokban 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 keletkezését.

Alapvetően kétféle módon lehetséges a kipufogógáz visszajuttatása a motorba: belső és külső visszavezetéssel. Belső EGR esetén a szelepezérlés megfelelő hangolásával lehet benntartani, vagy visszaengedni a kipufogógázt a hengerbe. Előnye, hogy gyors, hátránya viszont, hogy a kipufogógáz nem hűthető. Jelen cikk csak a külső EGR rendszerekkel foglalkozik. 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.

Jelen cikk tárgya az említett külső EGR rendszerek és az ezeket támogató fojtószelepek és kipufogófékek hatásvizsgálata. A vizsgálatot és a motorban zajló folyamatok jobb megértését egy 1D motorszimulációs modell segítségével végeztük el [4].

2. 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 az 1. 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 HP és LP EGR előnyei és hátrányai

1. táblázat

| 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 lapátoszámban |
| nagy teljesítményigénynél a kompresszor jobb hatásfokú üzemállapotba vihető, azaz csökkenthető a fajlagos fogyasztás | alacsonyabb fajlagos fogyasztás a HP EGR-nél a magasabb feltöltőnyomás miatt |

A két rendszer együttes alkalmazása esetén az rendszerek előnyei kiegészíthetik egymást. 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 alacsonyan 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. Előszörban kisebb teljesítményű személygépjármű dízelmotoroknál jelent meg eddig [7, 10]. A kettős EGR

rendszerek hatásvizsgálatáról már található kutatások [2, 3, 11]. A nagyon magas arányú kipufogógáz visszavezetés vizsgálata (40-50%-nál nagyobb arányú) alacsony és magas nyomáson egyaránt eddig még nem képezte kutatások tárgyát.

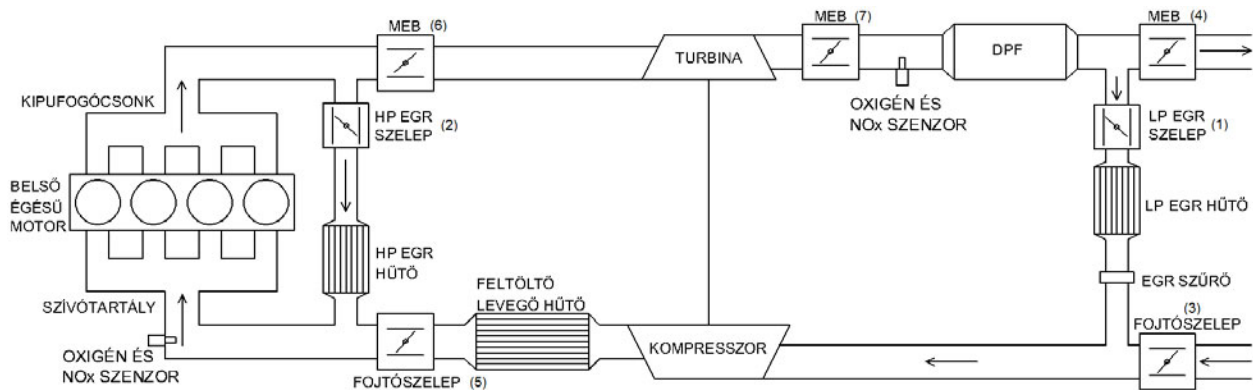
3. MOTORMODELL

A belső égésű motorokban lezajló folyamatok számítását az összetettségük miatt numerikus szimulációkkal célszerű elvégezni. A dízelmotor modellje GT-Suite (Gamma Technologies [4]) környezetben építették fel, mely a [10] cikkben publikált validált motormodellel alapszik.

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 elhelyezkedése a töltetcsere rendszerben az 1. ábrán lévő sematikus rajzon látható.



1. 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 csatornahossz a kipufogószelepek és a turbina között.

A szimulációs modellben a visszavezetett kipufogógáz tömegaránya a hengertöltetben kétféleképpen számolható:

- a tömegáramokból:

$$x_{EGR_ratio} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}} \approx \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air}} = \frac{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{LPL}}{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{LPL} + \dot{m}_{air}}, \quad (1)$$

$$x_{HPL_ratio} = \frac{\dot{m}_{HPL}}{\dot{m}_{HPL} + \dot{m}_{air}}, \quad (2)$$

$$x_{LPL_ratio} = \frac{\dot{m}_{LPL}}{\dot{m}_{LPL} + \dot{m}_{air}}. \quad (3)$$

Az összefüggésekben az x a visszavezetett kipufogógáz tömegaránya, \dot{m} pedig az indexben szereplő keresztmetszeten átáramló tömegáram. Az (1) összefüggésnél a befecskendezett tüzelőanyag tömegárama elhanyagolható, mivel töredéke az átáramló gáz tömegáramának.

- a szívó- és kipufogóoldali O_2 koncentrációkból:

$$x_{EGR_ratio} = \frac{c_{O_2, fresh_air} - c_{O_2, intake}}{c_{O_2, fresh_air} - c_{O_2, exhaust}} \quad (4)$$

ahol c jelöli az indexben lévő gázkomponens koncentrációját.

4. FELHASZNÁLT ESZKÖZÖK

A tesztpadon található dízelmotor főbb paraméterei a 2. táblázatban találhatóak. Tulajdonságai alapján közepes méretű haszonjárművek hajtására célszerű alkalmazni.

A vizsgált motor paraméterei

2. táblázat

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

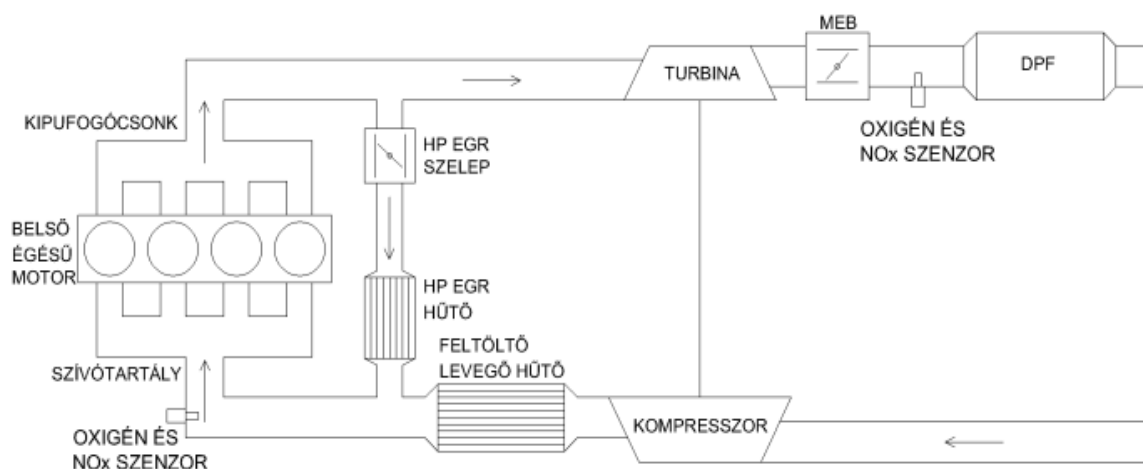
A motor sematikus rajza a kutatási témához kapcsolódó elemekkel a 2. ábrán látható. A motor rendelkezik HP EGR rendszerrel és turbina utáni magas nyomású kipufogófékkal. A szívóoldalon a kompresszor után és a kipufogócsatorna alacsony nyomású szakaszán egy-egy O_2 és NO szenzor található. A visszavezetett kipufogógáz mennyiségének aránya ezeknek a jeleknek a segítségével becsülhető meg:

- az O_2 koncentrációkból:

$$x_{EGR_ratio} = \frac{c_{O_2, fresh_air} - c_{O_2, intake}}{c_{O_2, fresh_air} - c_{O_2, exhaust}} \quad (5)$$

- és a NO_x koncentrációkból:

$$x_{EGR_ratio} = \frac{c_{NO_fresh_air} - c_{NO_intake}}{c_{NO_fresh_air} - c_{NO_exhaust}} \approx \frac{c_{NO_intake}}{c_{NO_exhaust}} \quad (6)$$



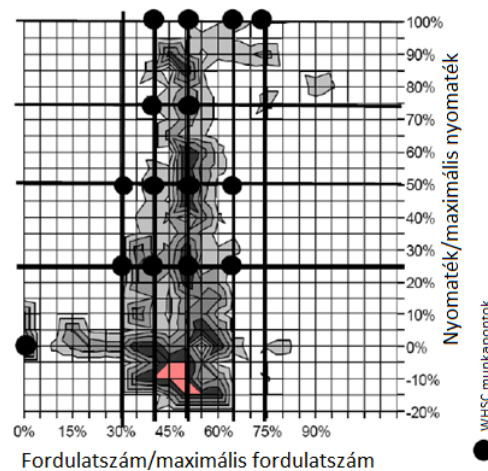
2. ábra

A kutatómotor töltetcsere rendszerének jelenlegi elemei

A szívó- és kipufogócsatornában 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.

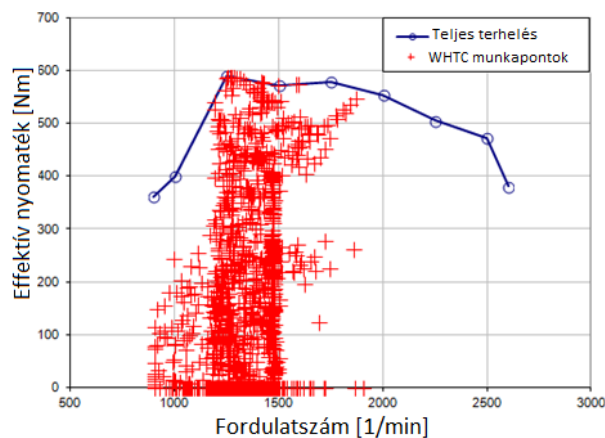
5. MÉRÉSI MEGFONTOLÁSOK

Manapság a belső égésű motorok fejlesztésekor a leghangsúlyosabb követelmények az emissziós előírások. 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 stacioner munkapontokban méri a károsanyag kibocsátást [9]. A WHSC ciklus munkapontjai a 3. ábrán, a WHTC ciklus munkapontjai pedig a 4. ábrán tekinthetők meg.



3. ábra
A WHSC munkapontok [8]

Ez a cikk csak stacioner munkapontokkal foglalkozik, melyeket a WHSC ciklus figyelembevételével választottuk ki. A vizsgált munkapontok a WHSC munkapontokkal együtt a 3. táblázatban találhatóak. A 4. ábrán látható, hogy a munkapontok túlnyomó többsége 1600 1/min-es fordulatszám alatt van, 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.



4. ábra
A WHTC munkapontok [3]

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 cikkben kisebb nyomatékú munkapontok mérési eredményeit értékeltük ki, és éppen ezért kiválasztottuk a 12,5%-os, 75Nm-es terhelést is. Amint a 3. táblázatban is látható, összesen hét munkapontban zajlottak le a mérések, mindegyikben 4-6 különböző visszavezetett kipufogógáz mennyiséggel.

A WHSC munkapontok és a vizsgált munkapontok

3. táblázat

| 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 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 O₂ koncentráció egyenletes csökkentésével állítottuk be.

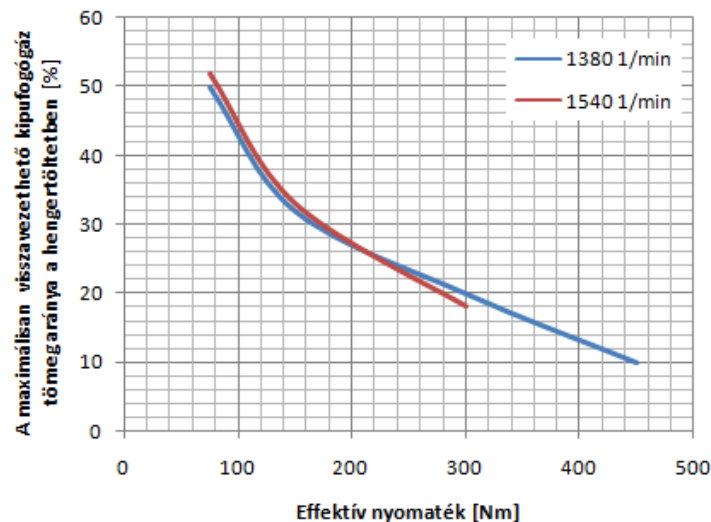
A motormodell validálásához tisztában kell lenni a mérőrendszerben lévő lehetséges pontatlanságokkal. A motormodell validálásánál a pontosabban mérhető mennyiségek kis hibáját szigorúbban kell megkövetelni.

A hengernyomás indikálás, valamint a szívó és kipufogó csatornáknál történő nyomásmérés pontossága elegendőnek bizonyult. Előbbi az égésfolyamat pontos modellezéséhez, utóbbi a turbófeltöltő munkapontjának és a gáztömegáramok becsüléséhez 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.

6. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

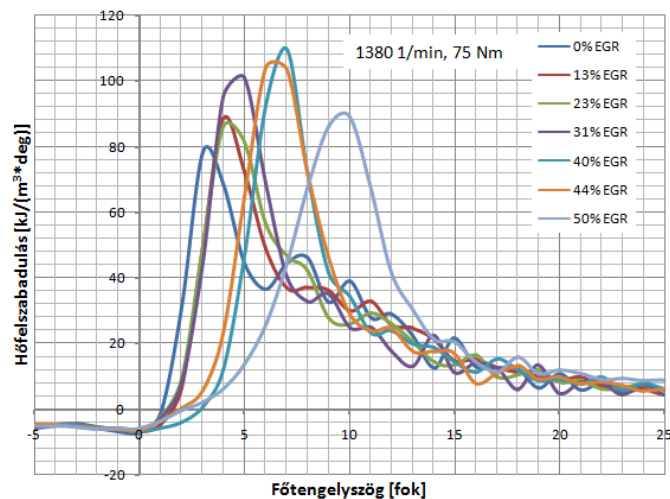
A mérési eredményeken keresztül fontos tapasztalatok is megszerezhetők a nagy nyomású kipufogógáz visszavezetés hatásairól. Az 5. ábrán látható, hogy a terhelés függvényében hogyan változik a hengerbe jutó maximálisan visszavezethető kipufogógáz tömegaránya (kipufogófékes támogatással). Nagy terhelésen a légviszony közelít a füsttárhoz, így ezekben a munkapontokban csak kis mennyiségű kipufogógáz visszavezetés lehetséges (ami még tovább csökkentené a légviszonyt). Alacsony terhelésen a befecskendezett tüzelőanyag dózisa kicsi, az égésfolyamat légviszonya magas. Ilyen munkapontokban a visszavezethető kipufogógáz aránya akár 50% fölé is növelhető.



5. ábra

A visszavezetethető magas nyomású kipufogógáz tömegarányának maximuma a hengertöltetben kipufogófékes támogatással a terhelés függvényében

A modell validálása szempontjából fontos mérési eredmény volt a hengernyomás indikálása, amiből a hőfelszabadulás, valamint az égésfüggvény is becsülhető. A 6. ábrán egy alacsony terhelésű munkapontban figyelhető meg, hogy hogyan változik a hőfelszabadulás az égésterben 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 égés zaj csökkent. Az égés súlypontjának későbbre tolódása a befecskendezés időpontjának a módosításával kompenzálható.



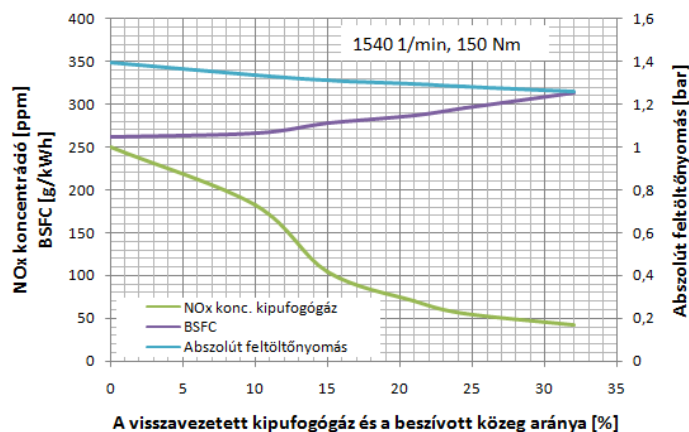
6. ábra

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

A 7. ábrán az effektív fajlagos fogyasztás (BSFC), a feltöltőnyomás és a kipufogógáz NO_x koncentrációja látható egy kiválasztott munkapontban. 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 7. ábrán bemutatott munkapontban a kipufogógáz visszavezetés hatására az eredeti koncentráció 16%-ára csökken. Ez szintén az égésfolyamat megváltozásának

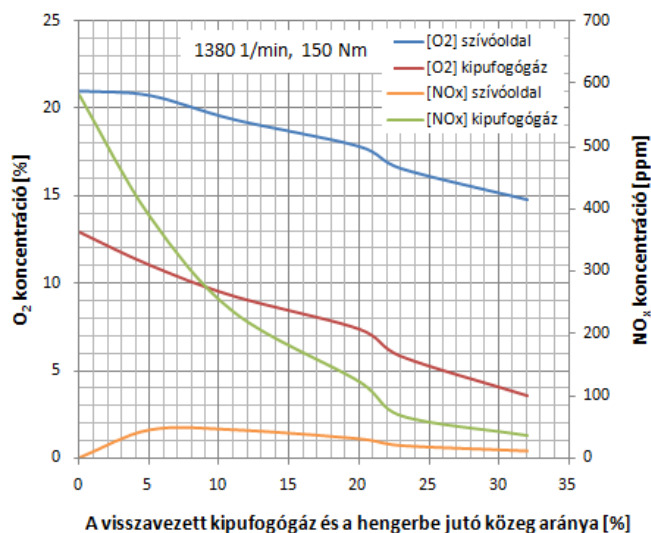
köszönhető. A befecskendezési időpont korrigálása esetén a csökkenés nem lenne ilyen mértékű. Mivel a NO_x és a szilárd részecske képződés egymással kontraproduktív folyamat, a NO_x emisszió csökkenésében elért kedvező eredményt árnyalhatja a részecske emisszió növekedése.



7. ábra

A feltöltőnyomás, a NO_x emisszió és a fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 l/min, 150Nm)

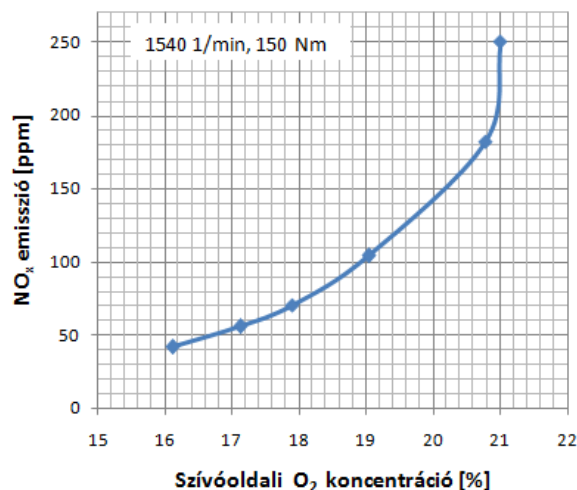
A 8. ábrán az O_2 és NO_x jelek változásai figyelhetők meg. A szívóoldali O_2 koncentráció a visszavezetett kipufogógáz miatt csökken. A kipufogógáz O_2 koncentrációja összefüggésben áll az égés légviszonyával, csökkenő tendenciája azt jelzi, hogy a légviszony a kipufogógáz visszavezetéssel csökken. Egy adott terhelésen a maximális visszavezethető kipufogógáz tömegáramhoz közel 0%-os kipufogógáz O_2 koncentráció tartozik, ilyenkor az égésfolyamat légviszonya sztöchiometrikus. A kipufogógáz NO_x koncentrációja az előbbihez hasonlóan a 8. ábrán is nagymértékű csökkenést mutat. A szívóoldali NO_x koncentráció egy darabig növekszik, majd csökken.



8. ábra

Az O_2 és a NO_x koncentrációk változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1380 l/min, 150Nm)

Kipufogógáz visszavezetéssel a szívóoldali O_2 koncentráció és a NO_x emisszió is csökken, a két folyamat egymással összefügg. Így a szívóoldali O_2 koncentráció szabályozásával áttételesen kontrollálható a NO_x kibocsátás, ezért célszerű megvizsgálni a köztük lévő kapcsolatot. A 9. ábrán látható munkapont egy jellemző példa erre, látható hogy a szívóoldali O_2 koncentráció függvényében a NO_x koncentráció progresszíven növekedik.



9. ábra

A NO_x emisszió a szívóoldali O₂ koncentráció függvényében (1540 1/min, 150Nm)

7. A MOTORMODELL VALIDÁLÁSA ÉS A SZIMULÁCIÓS BEÁLLÍTÁSOK

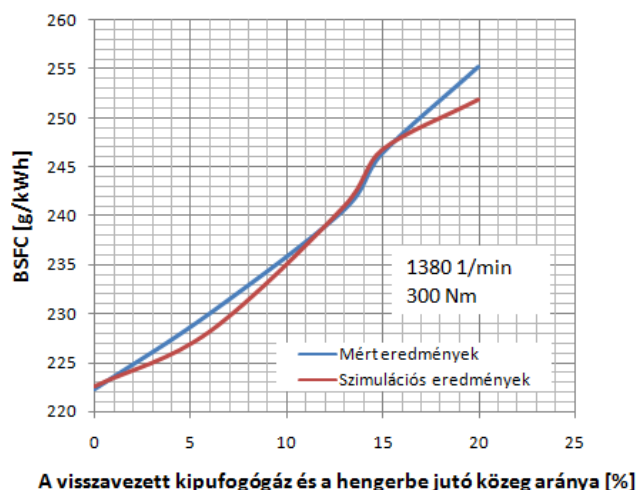
A szimulációs motormodell a [3] forrásban található modellen alapul, felhasználja annak a validált paramétereit. Az itt bemutatott validáció is hasonló lépésekben történt.

A mérések magas nyomású kipufogógáz visszavezetéssel történtek. A szimulációs modellben ugyanezekkel a peremfeltételekkel kell minél pontosabb eredményeket produkálni. A jelentősebb validálójelek, 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 méréseknel, valamint a szimulációknál.
- A **kompresszor utáni és a turbina előtti nyomások** pontos beállításával a turbófeltöltő munkapontja becsülhető meg. Ezek nagymértékben 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 ([3] forrásban validált paraméter).
- 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 ([3] alapján).
- A **kipufogógáz, valamint a beszívott közeg** (levegő és kipufogógáz keveréke) **O₂ és NO_x koncentrációja** elsősorban ellenőrzési célokat szolgál 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. A 10. ábrán egy példa látható a számolt és a mért eredmények illeszkedésére, itt a legnagyobb relatív hiba 1,1%-os értékű.



10. ábra

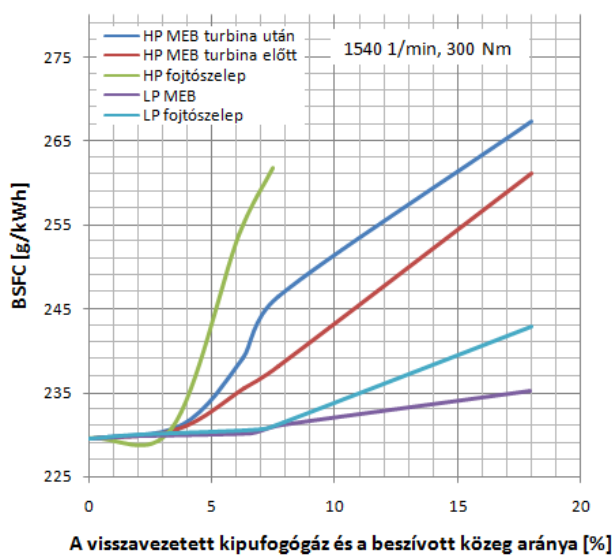
A mért és a számolt fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1380 1/min, 300Nm)

A predikciós szimulációk során a következő kipufogógáz visszavezetési módokat értékeltük ki:

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

8. HP ÉS LP EGR EGYÜTTES HATÁSVIZSGÁLATA

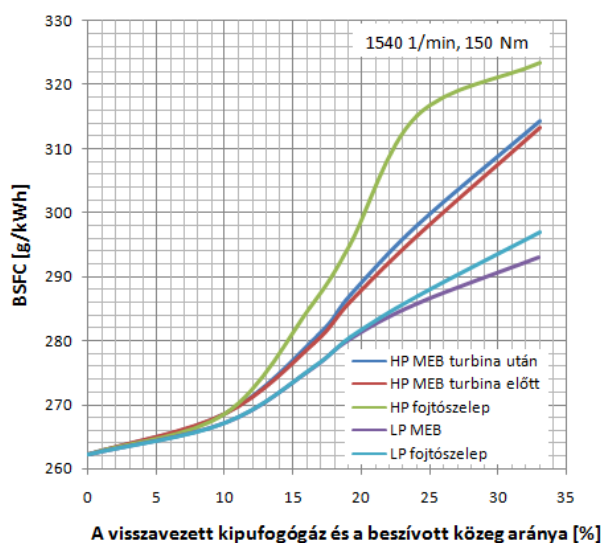
Az eredmények kiértékelésénél a legfontosabb szempont a különböző kipufogógáz visszavezetési módok összehasonlítása volt. A motormodell azonos alapbeállításai miatt a pontosság EGR módok között várhatóan nagyobb az egyes eredmények abszolút pontosságánál.



11. ábra

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

A motor működési jellemzői közül a fajlagos fogyasztás változásának vizsgálata a leginkább reprezentatív. A 11. és a 12. ábrán 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.



12. ábra

A fajlagos fogyasztás változása a visszavezetett kipufogógáz és a hengertöltet arányának a függvényében (1540 l/min, 150Nm)

Minden munkapontban megfigyelhető, hogy a szívó- vagy kipufogóoldali ráségítő 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 fölösleges munkát végeznie. Az eltérés LP EGR esetén maximum 2-4% (ennyivel alacsonyabb a fajlagos fogyasztás kipufogófékekkel a szívóoldali fojtáshoz képest). 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.

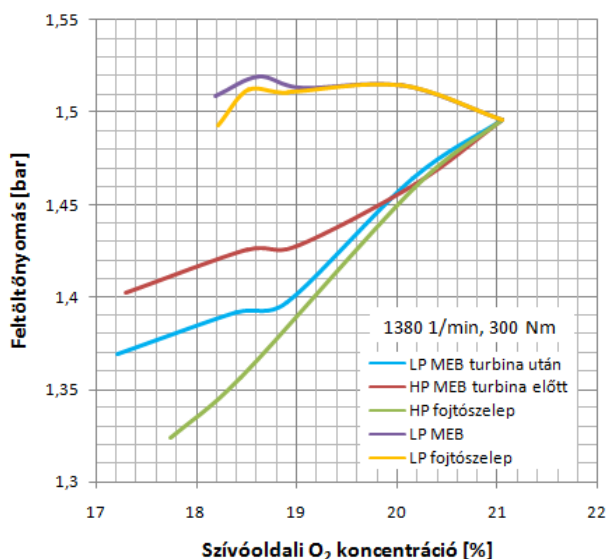
A 11. ábrán a szívóoldali fojtószelep támogatású HP EGR-sel nem lehetett tovább növelni a visszavezetett kipufogógáz tömegáramát. A turbófeltöltő munkapontjának eltolódása oly mértékben rontotta a motor indikált hatásfokát, hogy a kipufogógáz O_2 tartalma már 7,5%-os visszavezetett kipufogógáz tömegarányánál 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 ráségítő szelepek alkalmazása között. Ez látható a 12. ábrán is.

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 ráségítő szelepek 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.

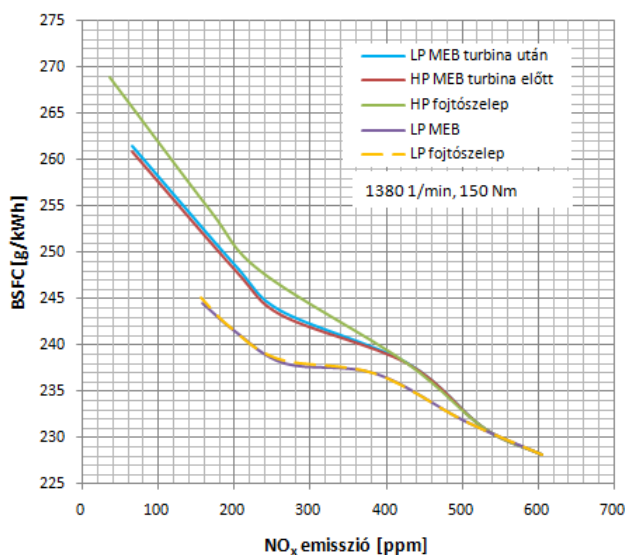
Ez látható a 13. ábrán. Fajlagos fogyasztás szempontjából természetesen ugyanaz a sorrend kapható a különböző EGR módokra.



13. ábra

A feltöltőnyomás változása a szívóoldali O₂ koncentráció függvényében (1380 l/min, 300Nm)

Azonos szívóoldali O₂ 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 O₂ koncentrációja nagyobb. Nagyobb O₂ tartalmú kipufogógáz visszavezetésével pedig nehezebb csökkenteni a szívóoldali O₂ koncentrációt, ami egyébként a fő cél.



14. ábra

Az effektív fajlagos fogyasztás változása különböző EGR módokkal a NO_x koncentráció függvényében (1380 l/min, 150Nm)

A fogyasztásnövekedésnek az égésfolyamat megváltozása mellett a legfőbb oka a feltöltőnyomás csökkenése. Ez elsősorban a magas nyomású kipufogógáz visszavezetésre jellemző, mint ahogyan a 13. ábrán is látható. Ez a legfőbb oka a LP EGR előnyének stacioner munkapontokban a HP EGR-rel szemben. Az alacsony nyomású kipufogógáz visszavezetésénél kis mértékben még növekedhet is a feltöltőnyomás. A későbbre

tolódó és elhúzódo 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 a NO_x emissziót is limitálják. A különböző NO_x csökkentő eljárások között a fogyasztás növelő hatásuk tesz különbséget. A 14. ábrán látható az egyik jellemző munkapontban (1380 1/min, 150Nm), hogy a kipufogógáz NO_x koncentrációja mekkora mértékű fajlagos fogyasztás növekedés árán csökkenthető. A LP EGR és a HP EGR között itt is jelentős eltérés tapasztalható.

9. KÖVETKEZTETÉSEK

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 kipufogófékkel 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.

Stacioner munkapontokban a különböző EGR módok között fajlagos fogyasztás szempontjából az alábbi sorrend állítható fel:

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

Az alacsony nyomású EGR stacioner munkapontokban a vártan 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. Fontos megállapítani, hogy 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. Az eltérések oka így főként a töltetcsere megváltozásában keresendő: a különböző EGR módoknak a feltöltőnyomásra gyakorolt hatása jelentősen eltér egymástól.

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 a 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.

6. IRODALMI JEGYZÉK

- [1] Bárdos, Á., Vass, S., Németh, H.: Validation of a detailed commercial vehicle turbocharged diesel engine model, *A Jövő Járműve*, 2014, 1-2.
- [2] Banks, A., Niven, M., Andersson, P.: Boosting technology for Euro VI and Tier 4 final heavy duty diesel engines without NO_x aftertreatment, Ricardo Consulting Engineers Ltd, Shoreham-by-Sea, UK 2010.
- [3] Balakrishnan, S., Sivanandan, R.: Developing free-flow speed models for urban roads under heterogeneous traffic conditions. *International Journal for Traffic & Transport Engineering*, 7(4). 2017.
- [4] Zamboni, G., Capobianco, M.: Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine, *Applied Energy*, 94, 2012, 117-128.
- [5] GT-Suite 7.3 User's manual, Gamma Technologies Inc. 2012.

- [6] Ildarkhanov, R.: The Calculation of the Fuel Cost for a Car, *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. doi: <https://pp.bme.hu/tr/article/view/10553>.
- [7] Jamrozik, A., Tutak, W., Pyrc, M., Gruca, M., Kočiško, M.: Study on co-combustion of diesel fuel with oxygenated alcohols in a compression ignition dual-fuel engine. *Fuel*, 221, 2017, 329-345.
- [8] The New “Earth Dreams Technology i-DTEC” 1.6 L Diesel Engine from Honda, 34. *Internationales Wiener Motorensymposium*, 2013.
- [9] Tutak, W., Lukács, K., Szwaja, S., Bereczky, Á.: Alcohol–diesel fuel combustion in the compression ignition engine. *Fuel*, 154, 2015, 196-206.
- [10] United Nations Global technical regulation No. 4; 25 January 2007
- [11] Volkswagen’s new modular TDI® generation, 33. *Internationales Wiener Motorensymposium* 2012.