

MOBILITÁS ÉS KÖRNYEZET – JÖVŐFORMÁLÓ JÁRMŰIPARI KUTATÁSOK

Konferenciakiadvány
2024. ősz



Mobilitás és környezet
JÖVŐFORMÁLÓ JÁRMŰIPARI KUTATÁSOK
Konferenciakiadvány
2024. ősz

Lektorok:

Csikor Dániel, Dr. Eisingerné dr. Balassa Boglárka,
Koteczki Réka, Pup Dániel, Dr. Suta Alex

Szerkesztette:

Dr. Szauter Ferenc
Pup Dániel
Csikor Dániel
Földesi Rita
Nagy Bianka Marianna

Széchenyi István Egyetem

2024

ISBN 978-615-6443-38-0



Tartalomjegyzék

RRF-2.3.1-21-2022-00002 – AUTONÓM RENDSZEREK NEMZETI LABORATÓRIUM

A VEZETÉSI STÍLUS HATÁSÁNAK VIZSGÁLATA A TÜZELŐANYAG FOGYASZTÁSRA A NÉMOGREEN PROJEKT EREDMÉNYEI ALAPJÁN	8
<i>BERECZKY SZILVIA NÓRA^A, SALY GÁBOR^B, PESZLEG RICHÁRD^A</i>	
E20 ÉS HAGYOMÁNYOS TÜZELŐANYAGOK KÍSÉRLETI ÖSSZEHAONLÍTÓ TANULMÁNYA.....	23
<i>FEHÉR JÓZSEF VIKTOR</i>	
GUMINYOMÁS VISZONYA A JÁRMŰ MENETDINAMIKÁJÁRA.....	36
<i>NAGY LEVENTE ISTVÁN^A</i>	
LNG HAJTÁSÚ TEHERGÉPKOCSI HEGYMENET TESZT EREDMÉNYEINEK ÉRTÉKELÉSE	49
<i>ÖRDÖGH MIKLÓS MÁRK^A, SALY GÁBOR^B, PESZLEG RICHÁRD^A</i>	
KÉTÜTEMŰ RÉSZVEZÉRLÉSŰ MOTOR VEZÉRLÉSÉNEK ÁTALAKÍTÁSA FORGÓTÁRCÁSÁ VEZÉRLÉSŰRE.....	64
<i>PAP RÓBERT</i>	
EGYEDI FEJLESZTÉSŰ FLOWBENCH PAD TERVEZÉSE.....	79
<i>PÉCZELY GERGŐ BALÁZS^A SZOMSZÉD GÁBOR^B</i>	
SZENGINE23 BELSŐÉGÉSŰ VERSENYMOTOR KOMPRESSZIÓVISZONY VIZSGÁLATA ÉS MÓDOSÍTÁSA, TELJESÍTMÉNYNÖVELÉSRE OPTIMALIZÁLVA	100
<i>ZLATICS GERGŐ</i>	

RRF-2.3.1-21-2022-00002 – AUTONÓM RENDSZEREK NEMZETI LABORATÓRIUM

RRF-2.3.1-21-2022-00002

Konzorciumvezető: Számítástechnikai és Automatizálási Kutatóintézet (SZTAKI)

Konzorciumi partnerek:

- Széchenyi István Egyetem (SZE)
- Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem (BME)

A projekt teljes összege: 6 227 207 003 Ft

Támogatási összeg (SZE): 1 496 077 177 Ft

Támogatás mértéke: 100%

A projekt időtartama: 2022.04.01. – 2025.12.31.

Projektismertető:

Az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium tevékenysége alapvetően közúti járművek, légi járművek és drónok, valamint robotok és kiber-fizikai gyártórendszerek különböző szintű autonóm funkcionalitásának és irányításának alap- és alkalmazott kutatásával foglalkozik.

Fő tématerületek a modellezés, modellredukció és modell identifikáció, az adaptív, robusztus, valamint az elosztott és hálózatba kapcsolt rendszerek irányítása. A projekt kiemelt feladata továbbá a kooperatív rendszerek kutatása, amely a földi és a légi járművek biztonságos együttműködését, valamint az emberközpontú gyártásautomatizálást, különösen az ember-robot együttműködést megvalósító alkalmazásaiban testesül meg.

Weboldal: <https://autonom.nemzetilabor.hu/hu>

A projekt megvalósítását Magyarország Kormánya az Európai Unió Helyreállítási és Ellenállóképességi Eszközének finanszírozásával támogatja az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium program (RRF-2.3.1-21-2022-00002) keretében.

A vezetési stílus hatásának vizsgálata a tüzelőanyag fogyasztásra a NémoGREEN projekt eredményei alapján

Examining the impact of driving style on fuel consumption based on the results of the NémoGREEN project

Bereczky Szilvia Nóra^a, Saly Gábor^b, Peszleg Richárd^a

^aZalaegerszegi Innovációs Park, Széchenyi István Egyetem, Zalaegerszeg

sziszi0023@gmail.com; peszleg.richard@sze.hu

^bSzéchenyi István Egyetem, Járműipari Kutatóközpont – Győr

saly.gabor@sze.hu

Absztrakt

A ZalaZone tesztpályáján végzett teszt, melyben egy LNG-s és egy dízel Iveco S-Way vontatót teszteltünk különböző pályafelületeken, illetve járművezetőkkel lehetőséget adott annak vizsgálatára, hogy milyen különbségek figyelhetők meg a fogyasztásban teljesen azonos járművel és körülmények között elvégzett teszt esetén, ahol az egyetlen változó a járművezető személye volt. A kutatás legfontosabb célja az emberi tényező hatásának vizsgálata a fogyasztás szempontjából. Jelenleg elsősorban dízel tehergépkocsikat használnak a közúti áruszállításban, így ezt a járművet vizsgáltuk különböző vezetési stílusok függvényében, valamint a terhelt és terheletlen állapot közötti különbségeket is elemeztük. A kiválasztott teszt a ZalaZONE Motorway és Rural Road összekapcsolt pályaelemein történt, mivel a közúton is leginkább ilyen típusú útszakaszokon közlekednek a tehergépkocsik. A gázpedálállásokat, ezáltal a fordulatszámot, az adott fordulatszámon leadott nyomatékot, illetve ennek a kihasználtságát is a járművezető határozza meg. Az eredmények kiértékelése után egyértelművé vált, hogy jelentős figyelmet kell fordítani a vezetési stílusra, amennyiben a járművezető környezetkímélőbb vezetést alkalmaz, akár 24%-kal csökkenthető a fogyasztás, ami a tehergépjárművek esetében különösen nagy üzemanyag mennyiséget jelent.

Kulcsszavak: vezetői stílus, tüzelőanyag-fogyasztás, tehergépkocsi, teszt, tesztpálya

Abstract

The test was carried out at the ZalaZone test track, where an LNG and a diesel Iveco S-Way tractor were tested on different track surfaces and with different drivers. The test provided an opportunity to investigate the differences in fuel consumption when tested with exactly the same vehicle and under the same conditions, where the only variable was the driver. The main aim of the research is to investigate the impact of the human factor on consumption. Currently, diesel trucks are mainly used for road freight transport, so I analyzed this vehicle in relation to different driving styles and also analysed the differences between loaded and unloaded conditions. The selected test was carried out on the interconnected Motorway and Rural Road track sections of the ZalaZONE Proving Ground, as this is the type of road sections where trucks are most often used. The driver determines the accelerator pedal positions and thus the revs, the torque delivered at a given revs and its utilisation. After evaluating the results, it became clear that considerable attention needs to be paid to driving style, as if the driver adopts a more environmentally friendly driving style, fuel consumption can be reduced by up to 24%, which is particularly high for trucks.

Keywords: *driving style, fuel consumption, truck, test, test track*

1. Bevezetés

Az európai közúti közlekedés egyik legnagyobb kihívása az áruszállításhoz használt vontatók üzemanyag fogyasztásának, de legfőképpen károsanyag kibocsátásának csökkentése. A kamionok által kibocsátott üvegházhatású gázok hozzájárulnak a globális felmelegedéshez is. [1] A légkörbe kerülő üvegházhatású gázok csökkenthetők a megfelelő útvonal kiválasztásával, Ma már nem jelent kihívást a legrövidebb, illetve a legkevesebb fogyasztással járó útvonalak megtalálása, hiszen a mindenki számára elérhető navigációs alkalmazásokban is ki lehet választani, hogy mit részesítsen előnyben az útvonal tervezésekor. [2] A legtöbb flottakövető rendszer pedig már lehetővé teszi, hogy ellenőrizhessük a fogyasztást és a károsanyag kibocsátást is, ezáltal megkönnyíti az esetleges korlátozások bevezetésének szükségességének felismerését. A megfelelő vezetési stílus megválasztásával a fogyasztás csökkentése mellett az üvegházhatású gázok kibocsátása is mérsékelhető. [3] A fogyasztás drasztikus csökkentése természetesen lehetetlen, viszont a kibocsátás további redukálását segíthetik a különböző, környezetbarátabb alternatív tüzelőanyagokkal is, mint például az LPG (liquefied petroleum gas, azaz cseppfolyósított kőolajgáz) vagy az LNG (liquefied natural gas, azaz cseppfolyósított földgáz). [4]

A NemoGREEN projekt keretein belül megrendezésre került egy teszt az LNG meghajtású vontatóval kapcsolatban, melynek fő célja a nemzetközi közúti fuvarozás energiahatékony és környezetbarát megvalósításának fejlesztése több rendszerelem integrálásával. [5]

A járművek kedvezőbb fogyasztásának elérését különböző technikai megoldások is segítik. Ilyen lehetőség a tempomat használata is. A hagyományos tempomat lehetővé teszi a járművezetők számára, hogy a gázpedál lenyomása nélkül a rendszer képes legyen tartani a vezető által megválasztott sebességet. Ez a sebesség bármikor átállítható, illetve, ha a vezető fékezni kezd, azonnal kikapcsol a tempomat. A hagyományos tempomat fékezést nem tud előidézni, kizárólag a motorfék segítségével tudja lassítani a járművet. [6] A távolságtartó tempomat egy továbbfejlesztett változat, ennél a kívánt követési távolság nagysága is megadható. A járművek radarral, vagy lidarral érzékelik az előttük haladó járművet és folyamatosan mérik annak távolságát. Mikor az előzetesen beállított követési távolságnál közelebb érnek csökkentik a sebességet és beállítják az előtte haladó járművel azonosra. Amint sávot váltunk, vagy az előttünk haladó tesz így, automatikusan visszaállítja a sebességet az előzetesen beállított értékre. Gyakran a vészfék asszisztenssel együtt használják. A rendszer

további előnye, hogy az egyenletes haladásnak köszönhetően tüzelőanyag-takarékosabb, illetve a károsanyag kibocsátást is csökkentheti. [7] A retarder egy olyan segédfékrendszer, amelyet általában nehézgépjárművekben alkalmaznak. Alapvető feladata, hogy a hagyományos fékrendszer terhelését, kopását, csökkentse, hiszen az üzemi féktől függetlenül működik. A tesztben használt járműben hidrodinamikus retarder található, ennél a típusnál a jármű mozgási energiáját a lapátkerekek közé beáramló olaj alakítja át hőenergiává. [8] Az Euro VII-es norma a fékporkibocsátás mértékét is vizsgálja, ami tovább növeli a retarder fontosságát a nehézgépjárművekben. [9]

A járművezetők képzése a fogyasztás optimalizálása érdekében is nagy jelentőségű. Yuhan Huang és társai megfogalmazták a jármű fogyasztására, nagy hatást gyakorló jellemzőket. A sebességek tekintetében az állandó sebesség tartása a legkedvezőbb, ezt a tempomat is képes segíteni. A gyorsítások és lassítások ennek megfelelően lehetőleg kerülendők, a gyorsítások ütemének hatásával kapcsolatban viszont nincs teljes egyetértés. A járművek üresjáratban töltött idejét minimalizálni kell a felesleges tüzelőanyag elégetésének csökkentéséhez. A kiválasztott útvonalak és a klímahasználat is jelentősen befolyásolhatja a fogyasztási értékeket. [3]

A vizsgált tesztben használt kamionok gyártója, az Iveco kifejlesztett egy üzemanyag tanácsadó szolgáltatást, amely részletes elemzést készít a vontató üzemanyag fogyasztásáról, illetve szakértők javaslataival is szolgál, hogy a fuvarfeladat alapú ideális fogyasztási becslésekkel összevetve hogyan javítható tovább az üzemanyagtakarékosság. Emellett folyamatosan felügyeli a vezetési stílust. [10] A DAF is szervez Eco-Drive oktatásokat, annak érdekében, hogy a járművezető a lehető leghatékonyabb módon tudja vezetni a tehergépkocsikat, illetve különös figyelmet fordítanak a legújabb fedélzeti rendszerekre. A képzésük által 3-5%-os üzemanyagfogyasztás csökkenést ígérnek. [11]

A teszt előkészítéséhez fontos volt megismerni a korábban történt méréseket a vezetési stílus és a gépjárművek fogyasztásával és károsanyag kibocsátásával kapcsolatban. Hasan Shahariar és társai tanulmányukban valós körülmények között, közúton vizsgálták egy Hyundai furgonnal a vezetési stílus és a forgalmi viszonyok hatásait a fogyasztásra és a károsanyag kibocsátásra. 30 személyt vontak be a mérésbe, akik 3 különböző - defenzív, normál, agresszív - stílusban vezettek és 2 különböző időpontban - forgalmi csúcsidőben, valamint csúcsidőn kívül. A tesztek eredményei kimutatták, hogy az agresszív vezetés esetén a kibocsátás 37-38%-os, néhány

károsanyag esetében pedig akár 112%-os növekedés is tapasztalható. [12] Marco Miotti és kutatótársai egy mérésorozat segítségével vizsgálták, hogy mekkora mértékben csökkenthető a károsanyag kibocsátás és az üzemanyagfogyasztás, ha kedvezőbb vezetési stílust alkalmaznak. Az Egyesült Államokban végezték el a tesztet, így az ott élők vezetési szokásait vették alapul, majd kidolgoztak egy fogyasztáscsökkentő vezetési stílust is. Szimulációban összehasonlították a népesség vezetési stílusát az optimalizálttal. A kapott károsanyagkibocsátás és fogyasztás értékeket elemezték különböző környezetekben, régiókban is. A teszt kimutatta, hogy átlagosan 5,9%-kal lehetne csökkenteni a fogyasztást az üzemanyagtakarékosabb vezetéssel, úgy, hogy az utazásra fordítandó idő mindössze 1,65%-kal növekedne. [13] Martin Opetnik és munkatársai szintén a károsanyagkibocsátást vizsgálták. Szimulációs környezetben végeztek tesztek, ahol a környezetet a valós vezetési körülmények mérésével létrehozott adatbázisból hozták létre. Kifejlesztettek egy olyan virtuális idealizált vezetőt, ami reprodukálja a vezetett utat, azonban üzemanyagtakarékosan, ügyelve a kevesebb károsanyagkibocsátásra. Dízelüzemű járműnél a kibocsátást tekintve 20%-os csökkenést tudtak elérni a szimuláció során. [14] Evangelos. G. Tzirakis és kutatótársai Görögországban végeztek egy tesztet a tüzelőanyagfogyasztással kapcsolatban, ahol ugyancsak személyautókat használtak és elemezték a defenzív és agresszív vezetési stílust is, több, különböző gyártmányú jármű esetén. Kimutatták, hogy a dízelüzemű autók esetében 116,3%-kal növekedett az üzemanyagfogyasztás, a CO₂ kibocsátás átlagosan 361g/km-el, a NO_x kibocsátás értéke pedig 2,72g/km-el volt több az agresszív vezetést alkalmazva. [15]. Laura Eboli és kutatótársai az emberek hangulata és vezetési stílusa közötti kapcsolatot vizsgálták. A tesztben résztvevőket arra kérték, hogy a megtett út előtt és után is töltsenek ki egy-egy kérdőívet. Az első tesztel a hangulatukat, érzelmeiket vizsgálták, a vezetés utáni tesztel pedig a saját vezetési stílusukat kellett értékelniük. Annak érdekében, hogy konzisztens legyen a felmérés minden alkalommal megfelelő időjárási körülmények mellett, alacsony forgalomban történt. Kiderült, hogy a résztvevők saját belátásuk szerint is, ha idegesebbek, hajlamosabbá váltak az agresszívebb vezetésre. A kutatók figyelték az autó mozgását, gyorsulásait, lassulásait is, és ezek az eredmények is alátámasztották, hogy mikor nem volt nyugodt a járművezető, agresszívebben is vezetett, intenzívebb gyorsításokat, és fékezéseket vitt véghez. Ellenben, ha szomorú, esetleg beteg volt, akkor az átlagosnál lassabban, defenzívebben vezetett, amit saját magán is érzékelt. Tehát kimondható, hogy a vezetők szubjektív véleménye a vezetési stílusukról majdnem teljesen megegyezik a valósággal, és nagyon sok befolyásoló tényezőtől függ. [16]

2. A vizsgálat módszerei

Az elemzés alapja a NémoGREEN projekt, amely egy, a Némotrans nemzetközi szállítványozási és fuvarozási Kft. kezdeményezésére és vezetésével történt tesztsorozat volt. A projekt résztvevői a Novareg Kft., az IVECO ETV, a Shell, a Top Solar, a ZalaZONE Kutatási és Technológiai Központ, a Széchenyi István Egyetem Járműipari Kutatóközpontja, a BTI Menedzsment Alapítvány, valamint a ZalaZONE InnoTech Nonprofit Kft voltak. A fő feladat az volt, hogy összehasonlításra kerüljön egy hagyományos dízelüzemű vontatóból és egy három tengelyű, dobozos, normál félpótkocsiból álló, illetve egy LNG üzemű vontatóból és egy egytengelyű, dobozos, solar-on-top rendszerrel felszerelt félpótkocsiból álló szerelvény energiafelhasználása és károsanyagkibocsátása. A ZalaZONE tesztpályán végzett teszt öt pályaelemet érintett, ezek a Rural Road (országúti/vidéki útrendszer), Motorway (autópálya szakasz), Hill tracks (dombok/ emelkedők), Smart City Zone (városi szakasz), High Speed – Handling Course (nagysebességű kezelhetőségi pálya). A méréssorozat során öt nap alatt 975 kilométert tettek meg a járművezetők, 163 óra volt az összesített tesztidő és 107 kombinációban vizsgáltuk a vontatók különböző tulajdonságait, figyelembe véve többek között a hajtás típusát, a pilóta személyét, a vezetési stílusát, a környezeti tényezőket is. [5, 17]

A jelen esetben vizsgált teszt a Motorway és a Rural Road összekapcsolt pályaelemein történt. A mérések során 16 különböző tesztesetet vizsgáltunk, két különböző járművezetővel, akik normál és agresszív stílusban is vezettek, minden esetben terhelt és terheletlen állapotban is rögzítettek adatokat. Minden variációt teszteltünk dízel és LNG-s vontatóval is. A továbbiakban a dízelhajtású járművet vizsgáltuk, hiszen napjainkban még sokkal több a hagyományos tüzelőanyagokat használó tehergépjármű, mint az alternatív tüzelőanyaggal hajtott. A vezetési stílus hatásait, jelentőségét, leginkább a fogyasztásra és emisszióra gyakorolt hatást vizsgáltuk. A teszt során a dízeles és az LNG-s vontató is Iveco S-Way vontató volt, közel azonos paraméterekkel. A dízelhajtású tehergépkocsi motorja 12882 cm³ hengerűrtartalmú, maximális teljesítményét 1900 fordulat/perces fordulaton adja le, ez 357 kW (479 Le). Maximális nyomatéka 2400 Nm, melyet 950-es fordulatszámra képes leadni. A dízel vontató tömege, 8464 kg, a pótkocsié pedig 8360 kg volt. A szállítás közbeni terhelések helyettesítésére helyeztünk még a pótkocsikba 5200 kg tömeget, mikor terhelt állapotban végeztük a méréseket. [5] Mindkét vontató rendelkezik különböző vezetéstámogató rendszerekkel, mint például a távolságtartó tempomat, vészfék asszisztens, sávelhagyásra figyelmeztető rendszer, vagy felszereltségtől függően sávtartó asszisztens, eső- és fényérzékelő, illetve a retarder, melyeknek

szintén van vezetéstámogató szerepe is, hozzásegíthetik a járművezetőt, hogy üzemanyagtakarékosabban és kevesebb károsanyagot kibocsátva tudjon vezetni.[10]

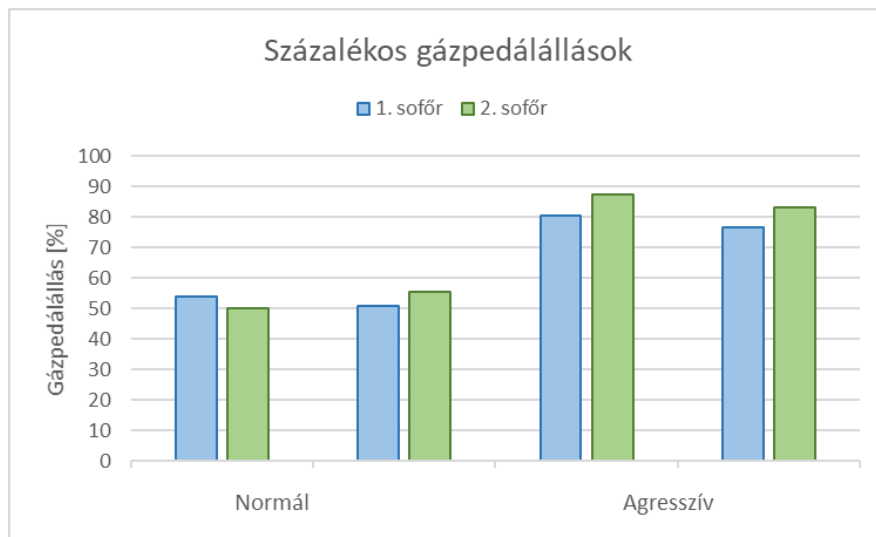
Az első járművezető, aki részt vett a NemoGreen tesztben már nagyon régóta vezet a saját stílusában. Hiába volt felszerelve a vontató a legmodernebb vezetéstámogató rendszerekkel, ő nem szerette volna használni ezeket, a saját tudásában és tapasztalataiban bízott leginkább. A második járművezető egy fiatalabb, nagyon lelkes vezető, aki részt vett, illetve már ő maga is szervez és oktat eco-driving tréningeket. Feltehetőleg emiatt is, ő néha versenyként fogta fel a tesztet, igyekezett mindig a lehető legkisebb fogyasztási értékeket produkálni.

A tesztesetek során mért és rögzített adatokat, a nehézgépjárművek kommunikációs hálózatáról nyertük ki egy egyedi CAN (Controller Area Network) specifikus mérőrendszer segítségével. A CAN adatok txt fájlba lettek dekódolva, így már olvasható adatokká váltak. [5, 17] A txt fájlt pedig Excelbe importálva végeztük el a teszt kiértékelését. Az Excel táblázatba importálva az adatok ömlesztve találhatók meg, egy-egy teszt esetén az adatok szelektálására volt szükség, majd az adatok között különböző szűréseket végeztünk el. A különböző teszteseteket más-más szempontok szerint elemeztük. Jelen cikk fő célja volt megvizsgálni, hogy melyik a fenti kettő közül a kedvezőbb vezetési stílus a fogyasztás és a károsanyagkibocsátás szempontjából, hogy ezáltal a jövőben hatékonyabban lehessen optimalizálni a járművezetők vezetési stílusát.

3. Teszteredmények értékelése

Először a gázpedálállásokat vizsgáltuk az idő függvényében. Amennyiben a tempomat használatban volt, akkor is nulla gázpedálállás tapasztalható, hiszen a konkrét gázpedálállásról érkeztek adatok és nem a fojtószelep állásáról. Ezt természetesen figyelembe vettük a számításoknál. Mindkét járművezető esetében jól látszik a különbség a normál és az agresszív vezetés között. Átlagosan mindketten nagyjából 50%-ban nyomták le a gázpedált a normál vezetési stílusukban. Agresszív vezetést alkalmazva pedig kb. 80%-os gázpedálállás figyelhető meg. Különbség viszont köztük, hogy az első vezető terhelt állapotban nyomta le egy kicsivel nagyobb mértékben a gázpedált, a második pilóta viszont normál vezetésnél terheletlen állapotban valamivel magasabb átlagos gázpedálállást produkált. Az 1. ábrán látható módon a terheletlen állapotban az első és harmadik oszlopcsoport, míg a terhelt állapotban a második, illetve negyedik oszlopcsoport, mutatja a gázpedálállást. Tehát kijelenthető, hogy kb 30%-os eltérés tapasztalható mindkét pilóta esetében a gázpedálállás tekintetében a különböző vezetési

stílusok esetén. A két járművezető tekintetében a legnagyobb eltérést a tempomat használata mutatja, míg az első vezető egyáltalán nem használta, ő úgy vélte sokkal jobban tudja ő maga szabályozni a sebességet. A másik pilóta ugyan mindig eltérő mértékben, de mindegyik tesztnél használatba vette. A normál vezetési stílusú haladásnál 39%-ban, az agresszív vezetésnél viszont csak 32%-ban használta tempomatot.

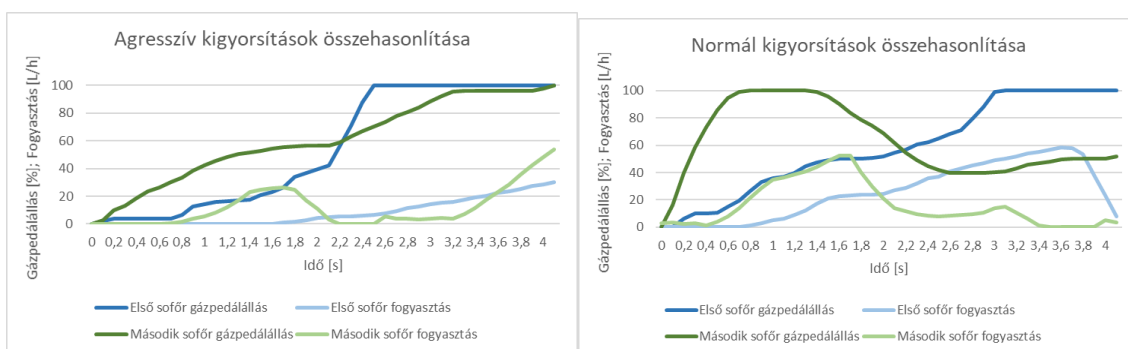


1. ábra: Százalékos gázpedálállások összehasonlítása¹

A járművezetők kigyorsításait vizsgálva a második pilótánál nagyon érdekes értékeket tapasztaltunk. A normál vezetési stílusban történő kigyorsításakor 0,8 másodperc alatt már teljesen lenyomta a gázpedált. Az agresszív vezetési stílusában pedig 4,1 másodpercet vett igénybe, míg elérte a 100%-os gázpedálállást. A 2. ábrán látszik az is, hogy a gázpedál lenyomását követően egy pár tized másodperc után kezd csak el emelkedni a pillanatnyi fogyasztás, illetve mikor feljebb engedi a gázpedált még egy rövid ideig növekszik, utána kezd el visszább esni a fogyasztás érték is. Összességében viszont elmondható, hogy a pillanatnyi fogyasztásérték néhány tized másodpercet leszámítva mindig leköveti a gázpedálállás növekedését, illetve csökkenését. Az első vezető kigyorsításainál viszont nincsen ilyen ellentét, látható a különbség a normál és az agresszív vezetési stílusban történt kigyorsításai között. Normál vezetési stílusban 3,1 másodperc alatt nyomta le 100%-ig a gázpedált, az agresszív stílusában pedig csak 2,6 másodperc telt el a teljes gázpedál lenyomottságig. A második járművezető agresszív stílusban történő kigyorsításának diagramján pedig látszik a már fentebb említett lassabb gázpedállenyomás. Ezenkívül jól látható az is, hogy a pillanatnyi fogyasztás

¹ saját szerkesztés

értékei mennyire pontosan lekövetik a gázpedálállás mértékének változásait. Amint feljebb emelte a lábát a pedálról egyből visszaesett a pillanatnyi fogyasztás értéke is. A járművezetők gyorsításait vizsgálva az első pilóta által produkált adatok még az általunk várt eredményt mutatják, hiszen a normál vezetési stílusában alacsonyabb volt a gyorsulás értéke, mint mikor agresszíven vezetett. A második vezetőnél azonban a gyorsulásai erőteljesebbek voltak a normál vezetési stílusában, mint az agresszívénál. Ez feltehetően a már fentebb is említett személyiségjegyei miatt lehetett, mert ő saját bevallása alapján is igyekezett mindig minimalizálni a fogyasztási értékeket. Emellett ő az agresszív vezetéskor is sokszor használta a tempomatot, amivel kiküszöbölte a folyamatos gyorsításokat és lassításokat, és egyenletes sebességgel haladt.



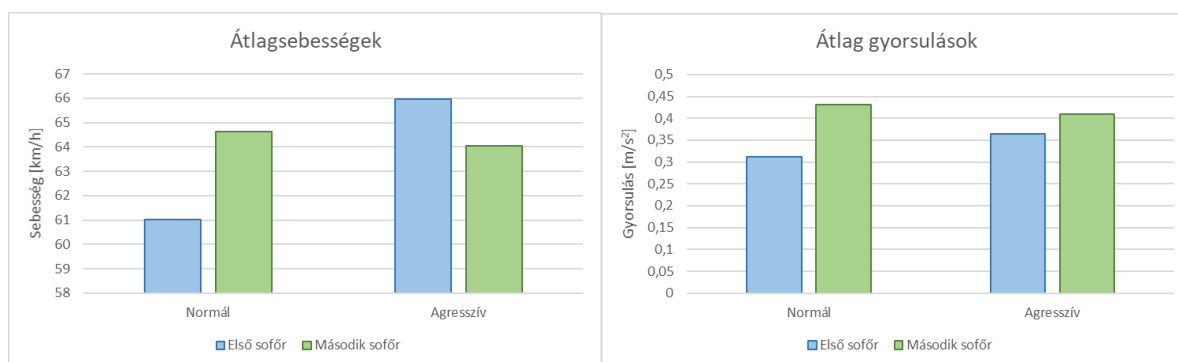
2. ábra: Kigyorsítások összehasonlítása²

A sebességek tekintetében az első járművezető átlagsebessége normál vezetési stílusban csaknem 5 km/h-val lassabb volt, mint az agresszív vezetéskor. A második vezetőnek ugyan minimális különbséggel, de a normál vezetési stílusában nagyobb volt az átlagsebessége, mint az agresszív stílusában, viszont fontos kiemelni, hogy az átlagsebesség a vezetési stílust tekintve kevésbé mérvadozó, mint a gyorsulás, hiszen a tehergépkocsik általában az útjuk legnagyobb részét azonos sebességgel teszik meg, tekintve, hogy autópályákon közlekednek a legtöbbet, 90 km/h-ra korlátozott sebességgel. A vezetési stílus leginkább az intenzív gyorsításoktól, illetve fékezésektől válhat agresszívebbé. További vizsgálatként ellenőriztük a legmagasabb sebességet, amivel a járművek haladtak.

A terhelt állapotú normál vezetési stílusú teszteseteknél az első járművezetőnek 83,7 km/h, a második járművezetőnek pedig 86 km/h volt a legmagasabb sebessége. A szintén terhelt, viszont agresszív stílusú vezetéseknél már az első pilótának volt nagyobb a maximális

² saját szerkesztés

sebessége, 90,75 km/h, míg a második járművezetőnek csak 88,8 km/h volt. A terheletlen állapotoknál a normál vezetési stílusnál a második pilóta haladt gyorsabban a legnagyobb sebességet tekintve, neki 92 km/h volt a maximális sebessége, míg az első vezetőnek csak 84 km/h volt a legnagyobb sebessége. Az agresszív vezetési stílusú tesztesetnél szintén terheletlen állapotban pedig ismét az első járművezető produkálta a magasabb maximális sebességet, bár csak néhány tizeddel, de ő 90,73 km/h-val, a második járművezető 90,51 km/h-val haladt. Ugyan a legutóbbi esetben minimális különbséggel, de elmondható, hogy a normál vezetési stílusú tesztnél a második járművezetőnek voltak a magasabb maximális sebességértékei, az agresszív stílusban pedig rendszerint az első vezetőnek volt nagyobb a sebessége.



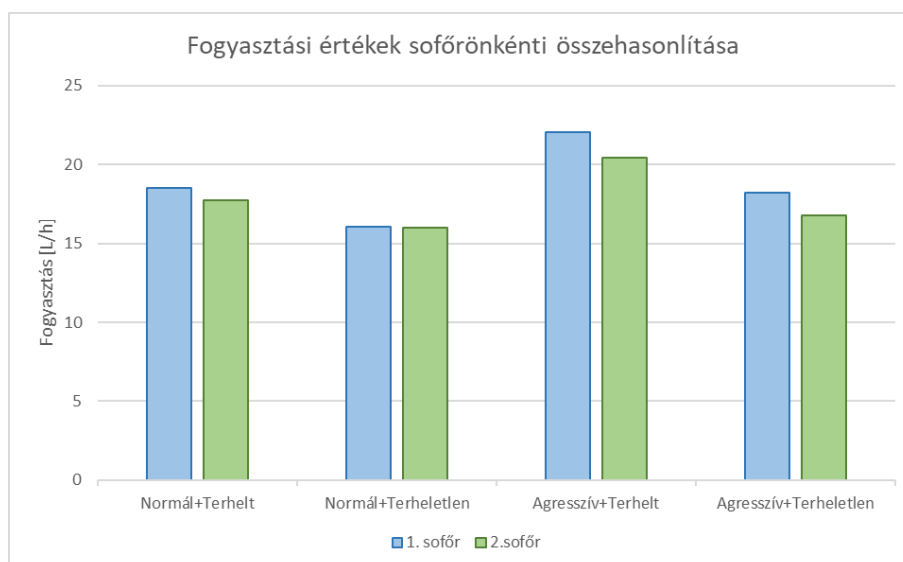
3. ábra: Átlagsebességek és átlag gyorsulások³

A fogyasztási értékeket kétféleképpen vizsgáltuk. A vontatóból érkezett adat a pillanatnyi fogyasztásról és az elfogyasztott üzemanyagról is. A teszt időintervallumának ismeretében megvizsgáltuk, hogy egy-egy teszt során hány liter/órás fogyasztása volt a tehergépkocsinak, ezt követően a kapott értéket összevetettük az adott tesztről kapott pillanatnyi fogyasztásértékek átlagával. A CAN adatok alapján a számításaink pontosak voltak, illetve a számítások alapján reális értéket mutat a fedélzeti pillanatnyi fogyasztást jelző műszer is, hiszen ezeket az adatokat jeleníti meg a járművezető számára a műszerfalon. A terhelt és a terheletlen állapotok közötti fogyasztáskülönbségeket vizsgálva megállapítható, hogy mikor a tehergépkocsi 5200 kg-ot szállított, jelentősen megnövekedtek a fogyasztásértékek az üres pótkocsihoz képest. Mikor megrakodva haladt a vontató átlagosan 17,5%-kal fogyasztott el több üzemanyagot, ahhoz képest, mikor üresen közlekedett. A fogyasztási eltéréseket vizsgáltuk még a normál és az agresszív vezetési stílus között is. Agresszív vezetési stílusban jelentősen többet fogyasztottak a vontatók. Érdekes, hogy annak ellenére, hogy a fentebb említett gyorsítási adatoknál a

³ saját szerkesztés

második pilótánál meglepő eredményeket tapasztaltunk, még így is 13,5%-kal nagyobb lett a fogyasztás az agresszív stílusban történő vezetésekor. A 4. ábrán pedig a fent említett fogyasztási értékeket járművezetőnként hasonlítottuk össze, így átfogóbb képet kaptunk a két személy egyéni vezetési stílusáról. Láthatóan megjelenik a különbség közöttük, az első vezető egyáltalán nem törekedett arra, hogy csökkentse a fogyasztást. A második pilóta viszont igyekezett megtenni ezt, emiatt összesen 5,7%-kal volt nagyobb a fogyasztása az első járművezetőnek.

A különböző teszteseteket megvizsgálva, látható, hogy normál vezetési stílusban, teherrel megrakott vontatóval az első pilóta vezetési stílusa 4,3%-kal eredményezett nagyobb fogyasztást. A szintén normál vezetési stílussal, viszont súly nélkül végzett teszt esetén a két járművezető által elért fogyasztás közel azonos volt, mindössze 0,6%-kal lett magasabb az első vezető által produkált fogyasztási érték. Az agresszív vezetési stílusnál már valamivel nagyobb különbség figyelhető meg a két vezető között. A pótkocsi terhelt állapotában 7,9%-kal égetett el több tüzelőanyagot az első járművezető. A terheletlen, szintén agresszív vezetési stílussal történő közlekedés során pedig 8,5%-kal több üzemanyag fogyasztás látható az első járművezető részéről.



4. ábra: Fogyasztási értékek összehasonlítása⁴

⁴ saját szerkesztés

4. Összegzés

Jelentős különbségeket mutat tehát a vezetési stílus a fogyasztásra nézve. A járművezetők közötti különbségeket összevetve látszik, hogy az első személy több, mint 5%-kal több üzemanyagot égetett el a tesztek során, mint a második. A normál vezetési stílusban végrehajtott tesztek eredményeit összevetve az agresszív vezetésekkel, az tapasztalható, hogy több mint 13%-kal több üzemanyagot égettek el, mikor agresszívan vezetett a két személy. Az általuk vezetett tehergépjármű üzemanyagtankja 1190 literes, tehát erre levetítve ez 155 liter tüzelőanyag. [5] Átlagos fogyasztással számolva ezzel az üzemanyagmennyiséggel még minimum 500 km-t tudna tovább haladni a jármű. Összehasonlítottuk a legoptimálisabb fogyasztási értéket, a legrosszabbal. Ahhoz, hogy a terhelt és a terheletlen állapot ne befolyásolja az eredményeket, ezeket különválasztottuk. Terhelt állapotban a második járművezető, normális vezetési stílusban történő vezetése volt az a tesztet, mikor a legkevesebbet fogyasztott a tehergépkocsi. A legtöbb üzemanyagot pedig a második járművezető az agresszív vezetési stílusában égette el. Ezeket összevetve látható, hogy terhelt állapotban 24,5%-os különbséget mutatott a vezetési stílus hatása a fogyasztást tekintve.

Terheletlen állapotban ugyanaz a két tesztet volt a fogyasztás két szélsőértéke. A legjobb fogyasztás a második személy normális vezetési stílusában volt megfigyelhető, a legmagasabb fogyasztás pedig az első járművezető agresszív vezetése során volt. Itt 14%-kal jelentett több fogyasztást az eltérő vezetési stílus. Fontos kiemelni, hogy a tehergépkocsik a legtöbb esetben terhelt állapotban, azaz súllyal megpakolva közlekednek, hiszen a fő céljuk az áru fuvarozás, ennek függvényében a gyakorlatban a legrelevánsabb eredmény terhelt állapotban mutatható ki. Ezekben a tesztesetekben pedig látható, hogy a két személy különböző vezetési stílusával is már jelentős mennyiségű üzemanyag takarítható meg, emellett, ha nem agresszíven, intenzív kigyorsításokkal közlekednek további fogyasztáscsökkenés figyelhető meg. Tehát kimondható, hogy a vezetési stílus megfelelő megválasztásával megspórolható több, mint 24%-nyi üzemanyag, ezenfelül csökkenthetik a károsanyagkibocsátásukat is, valamint ha a járművezető használatba veszi a retardert a fékezéskor keletkező fékport minimalizálni lehet.

5. Köszönetnyilvánítás

A publikációban szereplő kutatás támogatását köszönjük a NémoGREEN projekt megvalósulását és a tesztek létrejöttét támogató szervezeteknek, melyek a Némotrans Kft., ECO-tech visiON Kft. az IVECO járművekkel, Shell Magyarország, ZalaZONE Innotech Kft.

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

Irodalomjegyzék

- [1.] Behrang Shirizadeh, Aurélien Ailleret, Clément Cartry, Sébastien Douguet, Torben Gehring, Sezin Maden, Bjoern Mais, Lennart Mross, Julian Theis, Clément Cabot, Manuel Villavicencio és Johannes Trüby: Climate neutrality in European heavy-duty road transport: How to decarbonise trucks and buses in less than 30 years? Energy Conversion and Management, Volume 309. (2024) DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.118438>.
- [2.] Weiliang Zeng, Tomio Miwa és Takayuki Morikawa: Prediction of vehicle CO2 emission and its application to eco-routing navigation, Transportation Research Part C: Emerging Technologies, Volume 68. (2016) DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trc.2016.04.007>.
- [3.] Yuhan Huang, Elvin C.Y. Ng, John L. Zhou, Nic C. Surawski, Edward F.C. Chan és Guang Hong: Eco-driving technology for sustainable road transport: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 93. (2018) DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.05.030>.
- [4.] Marc E.J. Stettler, Mino Woo, Daniel Ainalis, Pablo Achurra-Gonzalez, Jamie Speirs, Jasmin Cooper, Dong-Ha Lim, Nigel Brandon és Adam Hawkes: Review of Well-to-Wheel lifecycle emissions of liquefied natural gas heavy goods vehicles, Applied Energy, Volume 333. (2023) DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.120511>.
- [5.] Sütthő Gergő és Hány András: Comparison of Carbon-Dioxide Emissions of Diesel and LNG Heavy-Duty Trucks in Test Track Environment Clean Technologies 6, no. 4: 1465-1479. (2024) DOI: <https://doi.org/10.3390/cleantechnol6040070>

- [6.] A. Shaout és M.A. Jarrah: Cruise control technology review in Computers & Electrical Engineering, Volume 23, Issue 4, Pages 259-271, 1997, DOI: [https://doi.org/10.1016/S0045-7906\(97\)00013-X](https://doi.org/10.1016/S0045-7906(97)00013-X)
- [7.] Farah Mahdi Ali és Nizar Hadi Abbas: Adaptive Cruise Control System: A Literature Survey, Journal of Engineering, (2024) DOI: 10.31026/j.eng.2024.09.12
- [8.] Kőfalusi Pál: Futómű rendszerek mechatronikája, BME MOGI (2014), online elérhető: https://mogi.bme.hu/TAMOP/futomu_rendszerek_mechatronikaja/index.html
- [9.] Barouch Giechaskiel, Theodoros Grigoratos, Panagiota Dilara 20, Traianos Karageorgiou, Leonidas Ntziachristos és Zissis Samaras: Light-Duty Vehicle Brake Emission Factors, European Commission, Joint Research Centre (JRC), 21027 Ispra, Italy (2024) DOI: <https://doi.org/10.3390/atmos15010097>
- [10.] Iveco S.p.A.: Iveco S-Way, Online elérhető: <https://static.iveco.com.au/download/media%2Fa180071c-88ea-433b-97c8-d18da7985495.pdf/IVECO%20S-Way%20Range%20Brochure.pdf> Letöltés ideje: 2024. 10.17.
- [11.] DAF Trucks N.V.: Eco-Drive oktatás, Online elérhető: <https://www.daftrucks.hu/hu-hu/szolgalattasok/informaciok-jarmuvezetoknek/jarmuvezeto-kepzes/daf-ecodrive-kepzes> Letöltés ideje: 2024. 10. 17.
- [12.] G.M. Hasan Shahariar, Timothy A. Bodisco, Ali Zare, Mojibul Sajjad, M.I. Jahirul, Thuy Chu Van, Harry Bartlett, Zoran Ristovski és Richard J. Brown: Impact of driving style and traffic condition on emissions and fuel consumption during real-world transient operation in Fuel, Volume 319, 123874, (2022), DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123874>.
- [13.] Marco Miotti, Zachary A. Needell, Sankaran Ramakrishnan, John Heywood és Jessica E. Trancik: Quantifying the impact of driving style changes on light-duty vehicle fuel consumption in Transportation Research Part D: Transport and Environment, Volume 98, 102918, (2021), DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trd.2021.102918>.
- [14.] Martin Opetnik, Stefan Hausberger, Claus Uwe Matzer, Silke Lipp, Lukas Landl, Konstantin Weller és Miriam Elser: The Impact of Vehicle Technology, Size Class, and Driving

Style on the GHG and Pollutant Emissions of Passenger Cars in Energies 17, no. 9: 2052. (2024), DOI: <https://doi.org/10.3390/en17092052>

[15.] Fanourios Zannikos, Evangelos Tzirakis és S. Stournas: Impact of driving style on fuel consumption and exhaust emissions: defensive and aggressive driving style in Proceedings of the 10th International Conference on Environmental Science and Technology, Kos, Görögország, 2007 September 5.-7. (2007). Online elérhető: https://www.researchgate.net/publication/258149928_Impact_of_driving_style_on_fuel_consumption_and_exhaust_emissions_defensive_and_aggressive_driving_style

[16.] Evanthia Michelarakia, Armira Kontaxia, Panagiotis Papantonioua, és George Yannisa: Correlation of driver behaviour and fuel consumption using data from smartphones, Proceedings of 8th Transport Research Arena TRA 2020, April 27-30, 2020, Helsinki, Finland

[17.] Baráth Balázs, Jagicza Márton, Sütő Gergő, és Tóth Gábor László: Examination of the Load's Effect on Fuel Consumption and CO2 Emissions, in the Case of a Diesel and LNG Powered Tractor in Engineering Proceedings 79, no. 1: 17. (2024), DOI: <https://doi.org/10.3390/engproc2024079017>

E20 és hagyományos tüzelőanyagok kísérleti összehasonlító tanulmánya

An experimental comparative study of E20 and conventional fuels

Fehér József Viktor

Széchenyi István Egyetem

fjv7979@gmail.com

Absztrakt

Jelen cikkben egy olyan téma kerül bemutatásra, amely jelentősen befolyásolhatja az autóipar jelenét és jövőjét. Az autóipar jelenlegi helyzetét elemzem és értékelem Európában és globálisan. A motorsport helyzetére is kitekintést teszek. Bemutatom az autóipar jelenlegi alternatív megoldásait a hagyományos üzemanyagok kiváltására és elemzem a további lehetséges megoldásokat. A globális áttekintés után a VW csoport alternatív üzemanyagokhoz való hozzájárulására összpontosítok, kitekintést teszek arra is, hogy az Audi milyen vizsgálatot végzett eddig. Egy konkrét alternatív megoldásra, az E20-ra koncentrálok, amellyel a VW csoport is kísérletezik és amelyet az egyik legjobb megoldásnak tartanak jelenleg. Bemutatásra kerül, mi is pontosan az E20, és miért lehet az egyik legjobb megoldás mind a hétköznapi felhasználásban, mind a motorsportban. A cikkben egy Formula Student versenysorozatra tervezett motor kerül bemutatásra, amely az E20 és egy hagyományos üzemanyag közötti összehasonlító teszt alanya lesz. Röviden bemutatom a mérés helyszínéül szolgáló motorfékpadot, a motort, a mérést, majd bemutatásra kerülnek az eredmények. Ezeket az eredményeket elemzem és következtetéseket vonok le. A cikk végén összefoglalom a mérésből kapott eredményeket, illetve meghatározom, hogy valóban kínálhat-e az E20 alternatív megoldást.

Kulcsszavak: alternatív tüzelőanyagok, E20, autóipar

Abstract

In this thesis, a topic that significantly influences the present and future of the automotive industry, an alternative fuel, is presented. The importance of this topic is discussed and the current situation both in Europe and globally is assessed. The status of this issue in motorsports is also investigated. The current alternative solutions in the automotive industry compared to traditional fuels are presented and other potential solutions are explored. After a global overview, the focus is narrowed to how the VW Group contributes to alternative fuels, and within that, how Audi is involved. A specific alternative solution that the VW Group is experimenting with, believed to be one of the best solutions, the E20, is concentrated on. What E20 is precisely is defined, and why it could be one of the best solutions, both in public life and in motorsports, is explained. In the main part of the thesis, an engine designed for the Formula Student racing series, which will be the test subject for a comparative test between E20 and traditional fuel, is briefly introduced. The dynamometer where the measurement will take place

is briefly presented, the criteria for the measurement and comparison are outlined, and then the results are presented. These results are analysed, and a conclusion is drawn. At the end of the thesis, the measurement is summarized, and the results are related back to public life to determine whether E20 can indeed offer an alternative solution.

Keywords: *alternative fuels, E20, automotive industry*

1. Bevezetés

Manapság egyre fontosabb témává válnak az alternatív meghajtási rendszerek, mivel egyre nagyobb hangsúlyt kap az ötlet, hogy pozitív változás történjen a globális felmelegedés és a légszennyezés csökkentése érdekében. Az autóiparban a legismertebb megoldás az elektromos járművek, amelyek egyre nagyobb számban jelennek meg. Az elektromos autók előnye, hogy kevesebb alkatrészből állnak, ami egyszerűbb karbantartást jelent. Azonban problémák is felmerülnek a technológiával kapcsolatban. Drágák, nehezek, lassan tölthetők, és a töltéshez szükséges infrastruktúra sem elégíti ki a szükségleteket, emellett felmerül a kérdés, mi lesz ezekkel az autókkal életciklusuk végén. Annak ellenére, hogy az autógyártók környezetvédelmi és politikai nyomás alatt állnak, hogy a szén-dioxid-semlegesség felé valamilyen elektromos megoldással mozduljanak el, a belső égésű motorok még mindig szükségesek lehetnek a fent felsorolt negatív okok miatt.

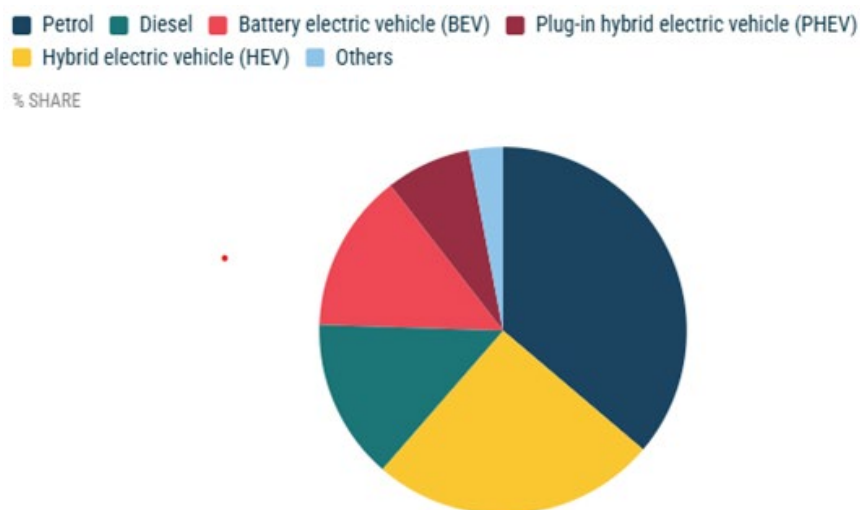
A globális felmelegedés lassításának szükségessége miatt lépéseket kell tenni. Ezt nem lehet hagyományos tüzelőanyagokkal, vagy csak elektromos járművekkel megoldani, az alternatív tüzelőanyagok kínálnak egy lehetséges megoldást. Ez a megoldás nemcsak a belső égésű motoroknak, hanem a hibrid hajtásláncoknak is új lendületet adhat. A jelenlegi motorok nagyobb módosítások nélkül képesek E20 üzemanyaggal működni, anélkül, hogy a teljesítmény és az üzemanyag-fogyasztás rovására menne. Ez új impulzust adhat azoknak a neves autógyártóknak is, akik stratégiaiilag fejlesztettek nagy teljesítményű sportautókat. A téma a motorsportot is érinti, amelyeknek szintén megoldásokra van szükségük van az életben maradáshoz. Jelen cikkben egy Formula Student számára kifejlesztett versenymotor, a SZEngine24+t volt a teszt alanya.

2. Autóipar helyzete

A globális felmelegedés az egyik legfontosabb téma manapság és az a cél, hogy a hőmérsékletemelkedés ne haladja meg az 1,5°C-ot a század közepéig. Az autóipar által intenzíven keresett megoldások csak kis mértékben járulnak hozzá a globális felmelegedés csökkentéséhez, mégis ez az iparág a legaktívabb. Változást azonban nehéz elérni. Indiában az előregedett járműpark és a rossz minőségű üzemanyagok használata növeli a kibocsátást. Az Egyesült Államokban csak Kaliforniában tettek lépéseket a károsanyagkibocsátás csökkentése felé. Európában azonban szigorú szabályozások kényszerítik az autógyártókat a kibocsátás

csökkentésére. Az európai gyártók által előállított drágább járművek a magas fejlesztési költségek miatt drágák, míg a kínai gyártók által kínált olcsóbb járművek erősítik pozíciójukat az európai piacon. [1-6]

Az ACEA (l'Association des Constructeurs Européens d'Automobiles, azaz az Európai Autógyártók Szövetsége, amely a 15 legnagyobb európai autógyártót képviseli) által végzett felmérés szerint az új autóregisztrációk megoszlása 2023-ban a következő volt: január és szeptember között a belső égésű motorral rendelkező járművek aránya 83% volt (benzin 36,2%, HEV 25,2%, dízel 14,1%, PHEV 7,5%), míg az újonnan vásárolt autók 14%-a volt tisztán elektromos. [7]



1. ábra: Az új EU autók megoszlása hajtáslánc szerint 2023 januárja és szeptembere között⁵

Az alkoholalapú üzemanyagok felé fordult a VW csoport, mivel az elektromos autók eladásai nem hozták a várt eredményeket. A kínai autógyártókkal nem tudják tartani a lépést, ezért más fenntartható megoldásokat keresnek. Kutatásaik szerint az elektromos járművek eladásával egyébként sem érhetők el a kívánt eredmények, így megoldásokat keresnek a belső égésű motorokhoz. Az etanol, mint megújuló üzemanyag, könnyen hozzáférhető, és alkalmas az E20 előállítására. Az Audi által végzett motorfékpad tesztek során az egyik motorjukkal 140 ezer kilométer üzemelés után problémát észleltek, mely kísérleti E20 tüzelőanyagot használt. A harmadik henger gyújtógyertyájának elektródája megolvadt, kerámia bevonata megrepedt.

⁵ ACEA Driving mobility

3. Tüzelőanyagok

Az üzemanyagok olyan anyagok, amelyek által kémiai vagy nukleáris reakció során energia szabadul fel, mely motorok meghajtására, villamos energia előállítására és hőtermelésre használatos. A legismertebb üzemanyagtípusok a fosszilis, megújuló és nukleáris üzemanyagok. Jelen cikk a fosszilis és megújuló tüzelőanyagokra összpontosít. Ma a járművek meghajtására leggyakrabban használt tüzelőanyagok fosszilis anyagokból származnak, ami azt jelenti, hogy elhalt növények és állatok maradványaiból alakulnak ki több millió év alatt, így nem megújuló energiaforrást jelentenek, mivel emberi időskálán nem reprodukálható. Ezek az üzemanyagok képezik az alapját a ma benzinkutaknál elérhető tüzelőanyagoknak. Európában az elérhető benzin típusok E5 jelzéssel találhatók, amely 100 kutatási oktánszámú, melyet RON-nak (Research Octane Number) nevezünk.

1. táblázat: E5 és E20 összehasonlítása⁶

		E5	E20
RON	Min.	100	98
MON	Min.	88	86
Oxigén-tartalom	Min. %(m/m)	-	5
	Max. %(m/m)	3	8
Etanol-tartalom	Min. %(V/V)	-	10
	Max. %(V/V)	5	20

Hogyan készül a benzin? A kőolajat kivonják és körülbelül 600°C-ra melegítik, amelyben tüzelőanyagot állítanak elő. A nehezebb anyagokat könnyebb komponensekre bontják le, hogy benzint hozzanak létre. A könnyebb anyagokat nehezebb komponensekkel kombinálják, hogy növeljék a benzin mennyiségét és oktánszámát. Az adalékanyagokat, alapbenzineket és etanolt

⁶ saját szerkesztés

használnak a normál és prémium benzín előállításához, hogy megfeleljenek az előírásoknak [8].

Hogyan készül az etanol? A cukornövényeket, mint például a kukorica, a cukornád vagy a cukorrépa használják. A keményítőtartalmú növényeknek enzimekre van szükségük ahhoz, hogy a keményítőt cukorrá alakítsák. Az élesztő a folyadékban lévő cukrot alkohollá és széndioxiddá alakítja, így alacsony alkoholtartalmú folyadékot hoz létre. Az erjesztett folyadékot desztillálják, hogy elválasszák az alkoholt a víztől és a szennyeződésektől, így 95-96%-os alkoholt állítanak elő. A desztillált alkoholt tovább víztelenítik, hogy 99,9%-os tiszta etanolt érjenek el. [9]

Az autóipar és a motorsport a belső égésű motorok megtartása felé halad, különösen az etanoltartalmú üzemanyagok, mint az E20 irányába. Az E20 legfeljebb 80% benzint és 20% etanolt tartalmaz. Az új motorokat ennek megfelelően kell tervezni, mivel az etanol korrozív. Az üzemanyagrendszer alkatrészeit is alkalmassá kell tenni az etanol használatára. Az ECU újrakalibrálása szükséges az optimális levegő-üzemanyag keverék és gyújtási időzítés eléréséhez, ami hatékony égést és teljesítményt biztosít. [10]

4. Mérési módszer

A teszteket a Formula Student szabályzatára fejlesztett SZEngine24+ versenymotoron végeztem az E20 és az E5 között. Ez egy négyütemű, egyhengeres, 693 cm³-es motor, amelynek furata és löketje 105 mm x 80 mm. A kompressziós viszonya 14:1. A motorhoz egy 4,1 literes airbox tartozik, amely 20 mm átmérőjű szűkítővel van ellátva a versenyszabályzatnak megfelelően. Egyedi forgattyús mechanizmussal rendelkezik, és maximális fordulatszáma 10100 rpm. A teszteket a SZEngine csapat sajátfejlesztésű motorfékpadján végeztem. [11]

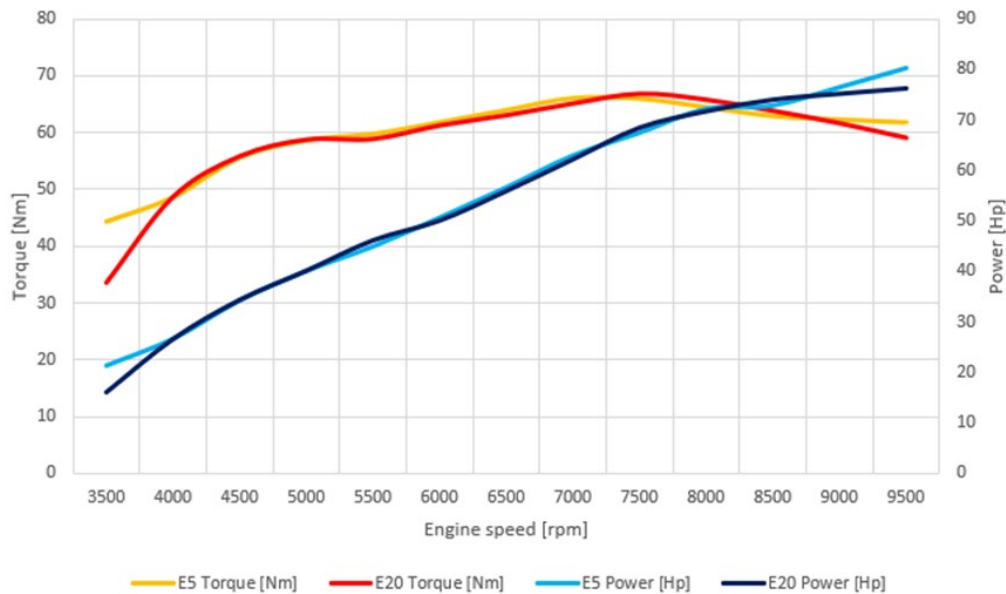
Az első mérés az úgynevezett gyors felfutásos mérés, mely a motor karakterisztikájának megmutatására alkalmas. A mérés során a motor az alapjárat 3500-as fordulatszámáról 9500-as fordulatszámig gyorsan kerül felpörgetésre. A mérési eljárás során a motor a maximális sebességét 100%-os gázpedálállás mellett éri el, miközben a fékmotor adja a terhelést. A fékmotor lassan éri el a maximális fordulatszámát, a mérés időtartama 10-12 másodperc. A mérés során kapott adatokat a MaxxECU motorvezérlő program rögzítette, a későbbiekben ezen adatok kerülnek elemzésre. A gyors felfutásos mérést egy olyan mérés követte, melynek során

különböző munkapontokon vizsgáltam a motort. Ezen mérés során is 3500-as fordulattól 9500-as fordulatra vizsgáltam a motort, annyi különbséggel, hogy 500 fordulatonként lépdelve éri el a motor a 9500-as fordulatot. Minden egyes ilyen munkaponton 200 ciklus adatai kerültek mérésre. A terhelést itt is a fékmotor adta, viszont nem folyamatosan változó fordulattal, hanem az adott munkaponthoz igazított fix fordulattal. Ez annyit jelent, hogy a motor aktuális fordulatszámából és a motor sebességváltójának áttételéből számolt fordulatszám adja meg a motor kihajtásának fordulatszámát. A fékmotor pontosan ekkora fordulatszámmal forgatva adja a terhelést a versenymotor számára.

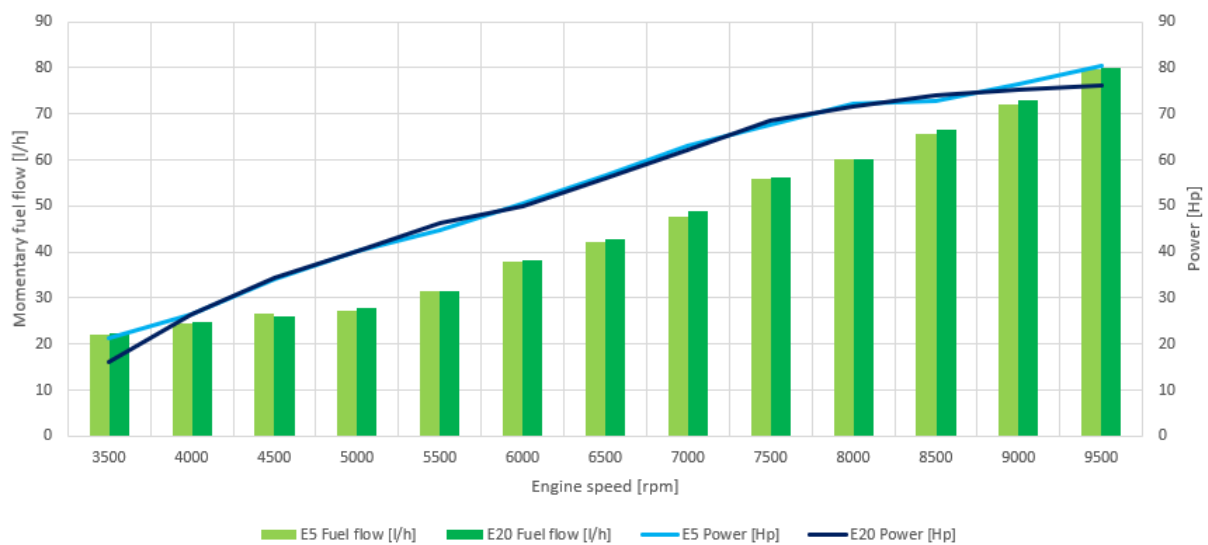
5. Mérési eredmények

A gyors felfutásos mérésekről a következők állapíthatók meg. Az E5 esetén a maximális teljesítmény 80,33 lóerő volt, 62,46 Nm nyomatékkal 9447 fordulat/perc mellett, viszont a maximális nyomaték meghaladta a 66 Nm-t a 7200 és 7600 fordulat/perc tartományban, és 60 Nm felett maradt 5600 fordulat/perctől egészen a teljesítménycsúcs leadásának pillanatáig, 9500 fordulat/percig. Ezen a ponton az átlagos üzemanyag-fogyasztás 45,6 l/h volt, a pillanatnyi üzemanyag-fogyasztás pedig 78,9 l/h. Az E20 esetén a maximális teljesítményt és nyomatékot körülbelül 100 fordulat/perccel korábban, 9364 fordulat/percnél érte el a motor, ami 76,42 lóerőt és 59,95 Nm-t jelentett, eközben a maximális nyomaték szintén elérte a 66 Nm-t a 7600 és 8000 fordulat/perc tartományban, és 60 Nm felett maradt 6000 fordulat/perctől egészen a teljesítménycsúcs leadásának pillanatáig, ami szintén 9500 fordulat/percnél volt. A maximális teljesítmény elérésekor a pillanatnyi tüzelőanyag átfolyás 46 l/h volt, a pillanatnyi fogyasztás pedig 79 l/h. Kipufogógáz hőmérsékletek összehasonlítása során kétféle kipufogógáz hőmérséklet mérhető az adott fékpadon. Az egyik az EGT1, amely a kipufogó után kb. 10 cm-re méri a hőmérsékletet még a lambda szonda előtt, míg az EGT2 már a lambda szonda után, a kipufogódob előtt méri a hőmérsékletet. E5 esetén a maximális teljesítmény mellett az EGT1 ponton 752°C, míg az EGT2 ponton 572°C hőmérsékletet mértem. E20 esetén a maximális teljesítmény mellett az EGT1 ponton 776°C, míg az EGT2 ponton 677°C hőmérsékletet mértem. További érdekességként a kopogás mértékét is figyeltem. Az E5 esetén a kopogás mértéke 467 volt a 9000 és 9200 fordulat/perc tartományban, míg az E20 esetén a kopogás értéke 1160 volt a 8600 és 8800 fordulat/perc tartományban. Ez majdnem

háromszorosa az E5 esetén mért csúcserőnek, továbbá, 700 feletti kopogás értékek többször is előfordultak a 8000 és 9200 fordulat/perc tartományban.



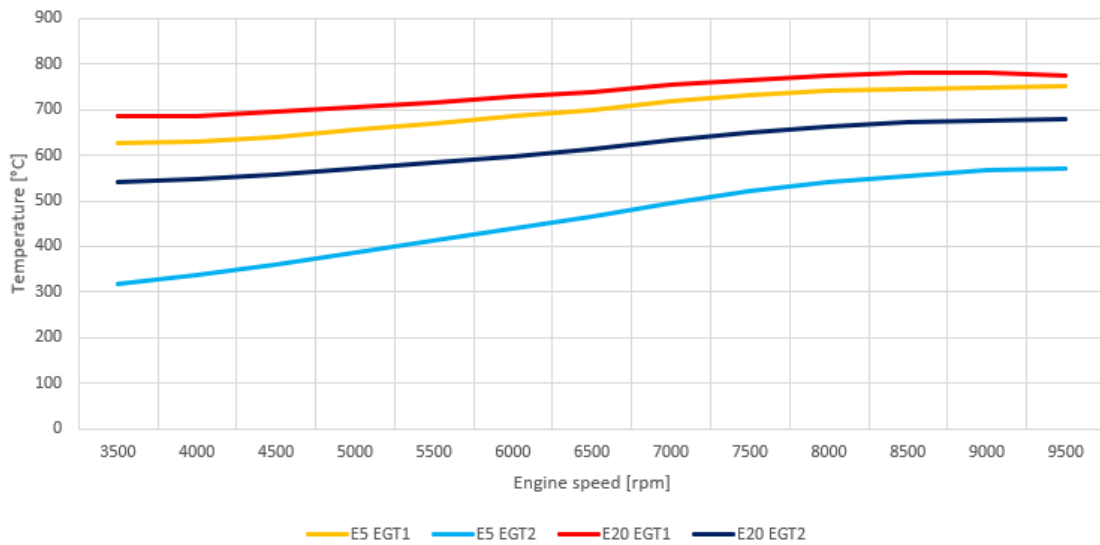
2. ábra: Teljesítmény és nyomaték összehasonlítása E5 és E20 esetén⁷



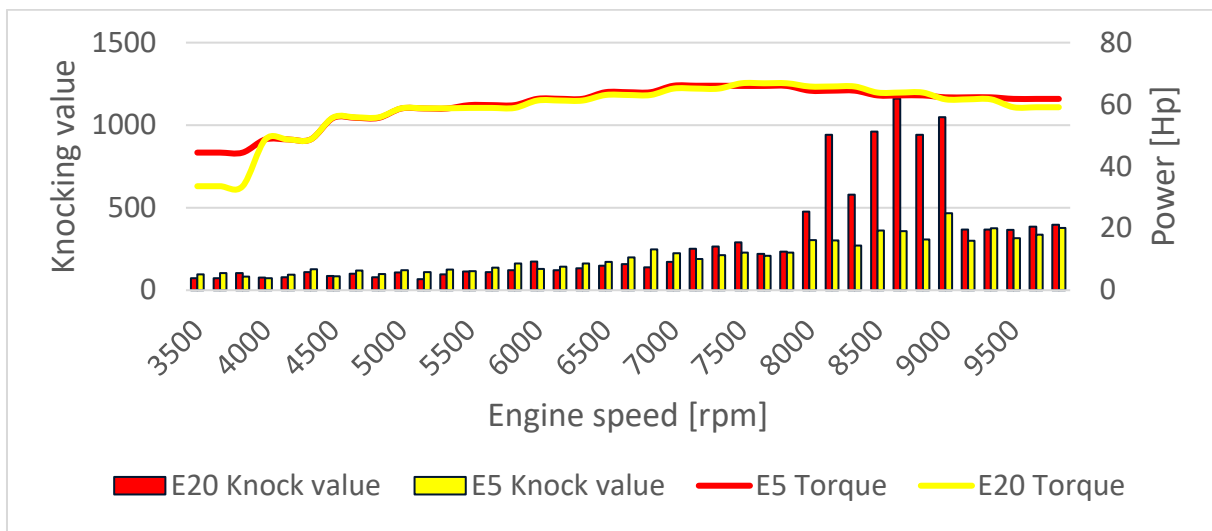
3. ábra: Üzemanyagátfolyás összehasonlítása E5 és E20 esetén⁸

⁷ saját szerkesztés

⁸ saját szerkesztés



4. ábra: Kipufogógáz hőmérsékletek összehasonlítása E5 és E20 esetén⁹



5. ábra: Kopogás mértéke a nyomaték függvényében az E5 és E20 esetén¹⁰

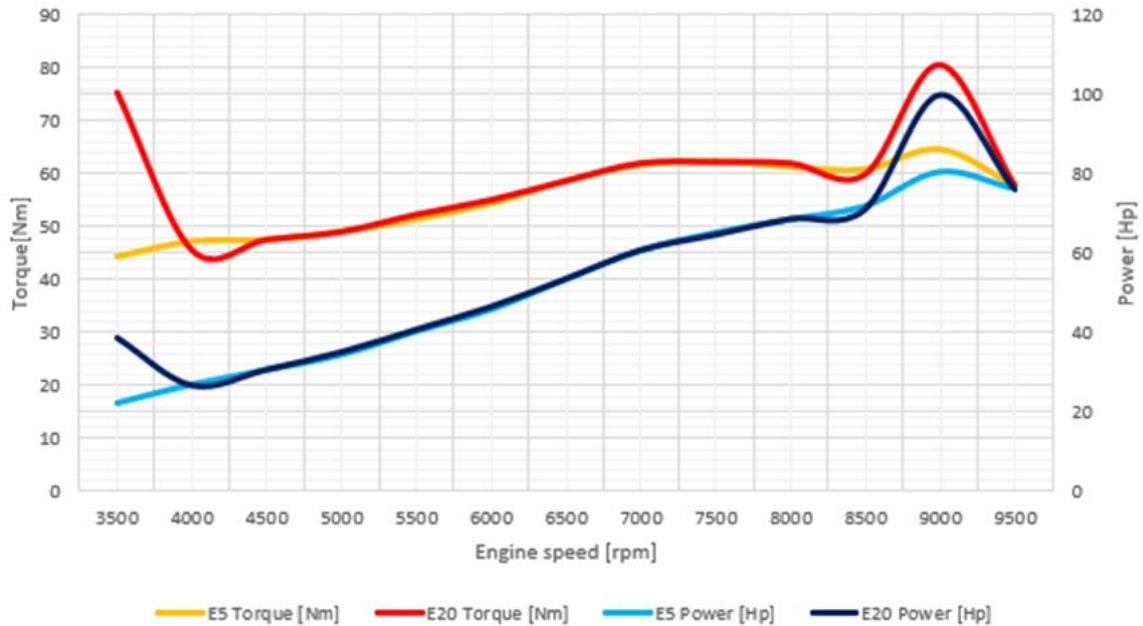
A munkapontonkénti mérés esetén a következők voltak megfigyelhetők. Az első üzemi pont az alapjárat fordulatszám, amely 3500 fordult/perc volt. Mind a teljesítmény, mind a nyomaték tekintetében több mint másfélszeres különbség volt megfigyelhető az E20 javára, ami mérési hibára utal, tekintve az indokolatlanul nagy eltérésre az előző mérési módszerhez képest. Hőmérsékletek tekintetében nem volt megfigyelhető jelentős különbség, kivéve a második mérési pontnál (EGT2), ahol az E20 esetében hűvösebb a kipufogógáz. Az üzemanyag-áramlás tekintetében nem volt megfigyelhető jelentős különbség, az azonnali áramlás szinte azonos. A

⁹ saját szerkesztés

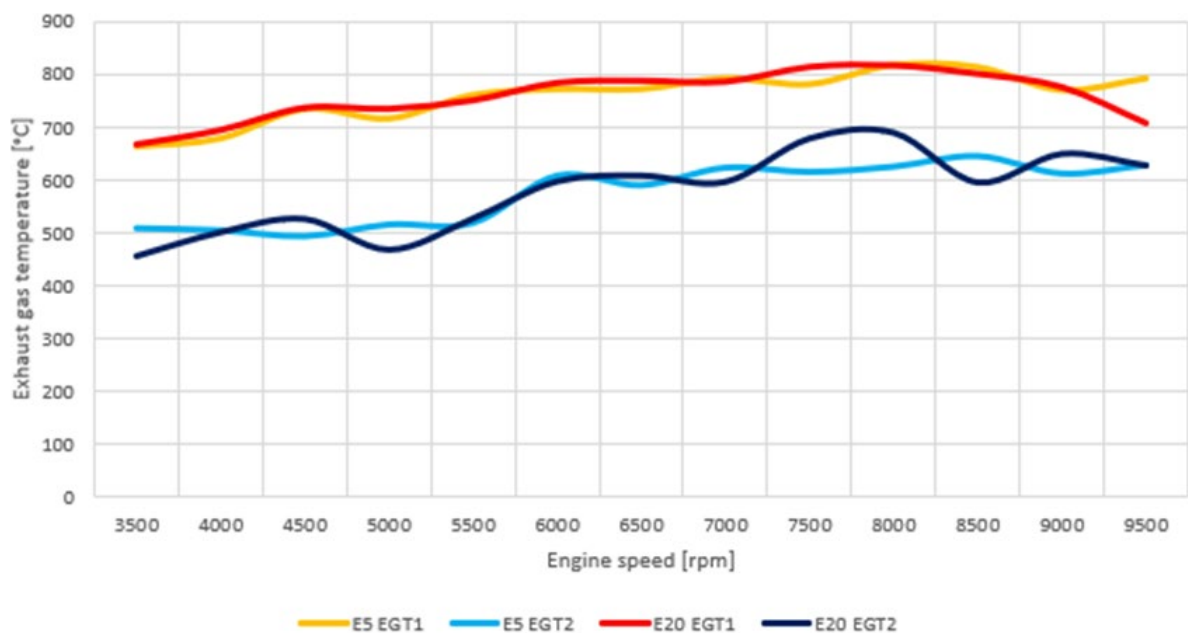
¹⁰ saját szerkesztés

második üzemi pont a 4000 fordult/perc volt. A mérések alapján csökkenés volt megfigyelhető az E20 esetében az előző üzemi ponthoz képest, ami szintén arra utal, hogy az előző mérésnél valóban mérési hiba lehetett jelen. Ezen az üzemi ponton minden tekintetben szinte azonos értékek voltak láthatók. A harmadik üzemi ponton 4500 fordult/percnel nem volt észrevehető jelentős eltérés. A negyedik üzemi pont az 5000 fordult/perc volt. Ha a teljesítményértékeket és az üzemanyag-áramlást figyeljük, nem volt észlelhető jelentős különbség, viszont a hőmérsékleti értékeknél az EGT1 mérési pontnál az E20 esetében a hőmérséklet 19°C-kal magasabb, míg az EGT2 pontnál a hőmérséklet 48°C-kal alacsonyabb volt. Az ötödik üzemi pontban 5500 fordult/percnel kissé jobb teljesítményértékek voltak megfigyelhetők az E20 esetében, míg a hőmérsékleti értékeknél nem volt észlelhető különbség. A hatodik üzemi pontban 6000 fordult/percnel hasonló eredmények voltak megfigyelhetők, mint az előző üzemi pontnál. Kissé magasabb teljesítmény volt megfigyelhető az E20 esetében. A hetedik üzemi pontban 6500 fordult/perc, ahol szintén az előző két munkaponton megfigyelt különbségek voltak a jellemzőek. A nyolcadik üzemi pont 7000 fordult/perc volt. Teljesítmény és nyomaték tekintetében továbbra is az volt megfigyelhető, hogy a motor körülbelül azonos értékeket produkál, az E20 valamivel erősebb. A kilencedik üzemi pontban 7500 fordult/percnel is az eddigi tendencia volt megfigyelhető, azonban az E20 esetében jelentősen magasabb kipufogógáz-hőmérsékletek voltak jelen, továbbá, már jelentős különbség volt megfigyelhető a kopogás értékek tekintetében. Az E5 esetében a maximális érték 269, míg az E20 esetében több érték is 320 fölött volt. A tizedik üzemi pontban 8000 fordult/percnel a teljesítmény továbbra is szinte azonos volt, azonban az EGT2 mérési pontnál az E20 esetében a kipufogógáz hőmérséklete 64°C-kal magasabb volt, és a kopogás értékek is tovább növekedtek. A tizenegyedik üzemi pontban 8500 fordult/percnel már kissé jobb teljesítmény volt megfigyelhető az E5 esetében, azonban az E5 esetében a kipufogógáz hőmérséklete is magasabb volt. A kopogási érték is magas volt az E5 esetén, viszont az E20-nál ez még mindig magasabbra adódott. A tizenkettedik üzemi pontban 9000 fordult/percnel, ahol az E5 esetében arányos növekedés volt megfigyelhető az előző üzemi ponthoz képest, de az E20 esetében a motor hirtelen aránytalanul nagy teljesítménynövekedést produkált, elérve a majdnem 100 lóerőt, mivel ez radikális növekedés az előző üzemi ponthoz képest, illetve a gyors felfutásos méréstől is jelentősen eltér, így valószínű, hogy itt is mérési hiba történt. A tizenharmadik üzemi pontban volt a legmagasabb a mért fordulatszám, azaz 9500 rpm. Itt az volt

megfigyelhető, hogy az értékek minden tekintetben szinte azonosak, a teljesítményt tekintve hasonló az eltérés, mint, ami az első mérési módszerben is tapasztalható volt.



6. ábra: Teljesítmény és nyomaték összehasonlítása E5 és E20 esetén¹¹



7. ábra: Kipufogógáz hőmérsékletek összehasonlítása E5 és E20 esetén¹²

¹¹ saját szerkesztés

¹² saját szerkesztés

6. Összegzés

Összegezve tehát a mérési eredményeket, a teljesítmény tekintetében a két üzemanyag szinte azonos teljesítményre képes. A kis különbségek, amelyek 2%-on belül vannak, mérési pontatlanságoknak tulajdoníthatók. Ezen tényezők miatt az első előzetes feltételezésekre nincs egyértelmű válasz, tekintve, hogy két mérési hiba is történt. A pontos eredmény meghatározásához további mérések szükségesek. A második előzetes feltételezésem alapján, azaz, hogy az E20 esetén nagyobb fogyasztás figyelhető meg, az adatok alapján be is igazolódott, viszont radikális különbség itt sem volt megfigyelhető. A harmadik előzetes feltételezésem alapján azt vártam, hogy a nagyobb etanol tartalom miatti jobb hőelvonási képessége miatt az E20-nál alacsonyabb lesz a kipufogógáz hőmérséklete, viszont ez a mérés alapján nem igaz.

A mérések alapján a következő megállapításra jutottam. Mivel a motorvezérlő az E5-re van programozva és jelen volt a lambda kontrol is, így a hasonló teljesítmény elérése miatt több E20 került befecskendezésre. A több tüzelőanyag nem tudott tökéletesen és teljesen elégni, melynek következtében ez bekerült a kipufogórendszerbe is és ott égett el a maradék tüzelőanyag. Mindezen okok, magyarázatot adnak a minimális teljesítménycsökkenésre, a megnövekedett tüzelőanyagfogyasztásra, a magasabb kipufogógáz hőmérsékletre és a nagyobb kopogásra is. Összeségében viszont, ha a motorvezérlő, a szívórendszer, a gyújtás és a befecskendezés az E20-ra van optimalizálva, akkor ez a tüzelőanyag is valóban képes megállni a helyét a motorsport világában. Kísérletem hozzájárult a csapat ezen irányú későbbi fejlesztéseihez, ugyanis a Formula Student világában is bevezetésre kerülhet hasonló üzemanyag, ezzel előnyt adva a konkurens versenycsapatokkal szemben. Továbbá a hétköznapi felhasználás szempontjából is releváns eredményeket kaptam, ugyanis hasonló motoroptimalizálásokkal a hétköznapi belső égésű járművek könnyedén használhatják az E20-as tüzelőanyagokat, kiélvezve minden előnyét, beleértve a kisebb károsanyag-kibocsátást is.

7. Köszönetnyilvánítás

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

Irodalomjegyzék

- [1.] Ziady, H.; Historic moment for Volkswagen: Automaker plans to close ‘at least’ 3 German plants and cut thousands of jobs, CNN, 2024
- [2.] European Parliament: EU ban on the sale of new petrol and diesel cars from 2035 explained, 2022
- [3.] <https://www.europarl.europa.eu/topics/en/article/20221019STO44572/eu-ban-on-sale-of-new-petrol-and-diesel-cars-from-2035-explained>
- [4.] Hoegh-Guldberg O., D. Jacob, M. Taylor, T. Guillén Bolanos, S. Brown, I. A. Camilloni, A. Diedhiou, R. Djalante, F. Engelbrecht, J. Guiot, Y. Hijikata, S. Mehrotra, C. W. Hope, A. J. Payne, H.-O. Pörtner, S. I. Seneviratne, A. Thomas, R. Warren, G. Zhou: The human imperative of stabilizing global climate change at 1.5°C, Science Carbin Ring, 2019 , Science 365
- [5.] Higman M., Ladislav S., Tsafos N.; Clean Resilient States: The Role of U.S. States in Addressing Climate Action, CSIS, February 2021
- [6.] European Council: ‘Fit for 55’: Council adopts regulation on CO2 emissions for new cars and vans, 2022
- [7.] A. Cornet, R. Heuss, P. Schaufuss, A. Tschiesner: A road map for Europe’s automotive industry, McKinsey&Company, August 2023
- [8.] ACEA - European Automobile Manufacturers' Association: New car registrations: +9.2% in September; battery electric 14.8% market share
- [9.] AAA Automotive: Where Does Gasoline Come From
- [10.] <https://www.aaa.com/autorepair/articles/where-does-gasoline-come-from>
- [11.] Levac K.; How is Ethanol Made?, let’s talk science, 2018
- [12.] P. H. Truyen, P. H. Tuyen, P. M. Tuan, L. A. Tuan: Influence of E10, E15 and E20 fuels on performance and emissions of in-use gasoline passenger cars, Hanoi University of Science and Technology, 2012
- [13.] Szengine csapat

Guminyomás viszonya a jármű menetdinamikájára

The Correlation Between Tire Pressure and Driving Dynamic

Nagy Levente István^a

^aSzéchenyi István Egyetem, Járműipari Kutatóközpont - Győr

nagylevi155@gmail.com

Absztrakt

A járművek menetdinamikai tulajdonságaihoz nagyban hozzájárulnak a gumiabroncsok állapota és azok nyomása. A megfelelő gumiabroncsnyomás választás nem csupán a járművezetés biztonsága, hanem a kezelhetőség szempontjából is kritikus tényező. A járművek menetstabilitását, az irányíthatóságot és az utazás kényelmét is befolyásolja. Jelen cikk célja, hogy vizsgálatokat végezzek különböző gumiabroncsnyomás értékek mellett, és bemutassam, hogy ezek hogyan hatnak a jármű viselkedésére kanyarodás közben. A vizsgálatok során az „Állandó sebességű, állandó sugarú körpályás teszt” -et alkalmaztam, amely lehetővé teszi, hogy meghatározzam a fajlagos kormányzási tényezőt és a fajlagos oldalgyorsulást különböző körülmények között. A kapott értékek által felrajzolható görbékkel pedig meg tudtam határozni a jármű viselkedési formáját. A teszt megvalósulásához egy 100 méter átmérőjű körre volt szükség, amire a ZalaZone járműipari tesztpályán volt lehetőségem.

A mérési sorozatot a jármű gyártója által javasolt alapbeállításokkal kezdtem. A tesztelés 5 km/h-s kezdősebességgel indult, amelyet egy 30 km/h-s követett, majd 10 km/h-s lépcsőkkel haladtam egészen 80 km/h-ig, csúszáshatárig. A maximális sebesség meghatározásához a gravitációs erő és az oldalirányú erő egyenletét használtam fel. Miután az alapnyomással felvettem az összes sebességhez tartozó értékeket, különböző beállításokat alkalmaztam, kezdetben egységesen mindkét tengelyen, majd csak az elsőn változtattam. Végül drasztikus különbségekkel végeztem méréseket, hogy megfigyeljem, milyen hatással van a jármű irányíthatóságára és stabilitására. A mérés által szerzett tapasztalatokat javaslatként szeretném alkalmazni a vezetéstámogató rendszerek és az önvezető technológiák fejlesztésében.

Kulcsszavak: gumiabroncsnyomás, kanyarsebesség, sajátkormányzási karakterisztika

Abstract

The state and pressure of tires significantly contribute to vehicle dynamics. Selecting the appropriate tire pressure is a critical factor not only for driving safety but also for handling. It affects vehicle stability, controllability, and ride comfort. The objective of my study is to conduct investigations under various tire pressure settings and demonstrate how these impact vehicle behavior during cornering. For the tests, the “constant-speed, constant-radius circular track test” was employed, which allows the determination of the specific steering factor and the specific lateral acceleration under different conditions. By plotting the obtained values, we can define the behavioral characteristics of the vehicle. The test required a circular track with a diameter of 100 meters, which was made available at the ZalaZone automotive test track. The series of measurements began with the baseline settings recommended by the vehicle

manufacturer. Testing started at an initial speed of 5 km/h, followed by 30 km/h, and continued in 10 km/h increments up to 80 km/h, approaching the slip limit. The maximum speed was determined using the equation of gravitational force and lateral force. After collecting data for all speeds under baseline pressure, various adjustments were applied. Initially, uniform changes were made to both axles, followed by modifications to the front axle only. Finally, measurements were performed under extreme differences to observe their effects on the vehicle's controllability and stability. The insights gained from these measurements are intended to inform the development of driver assistance systems and autonomous driving technologies.

Keywords: *tire pressure, cornering speed, self-steering characteristics*

1. Bevezetés

A járművek menetdinamikai viselkedését számos tényező befolyásolja, amelyek közül a gumiabroncsok állapota és a nyomásuk kulcsfontosságú. Gillespie: Fundamentals of Vehicle Dynamics című könyve hangsúlyozza, hogy a megfelelő guminyomás elengedhetetlen a stabilitás, az irányíthatóság és az utazás kényelme szempontjából, mivel ezek a tényezők közvetlenül befolyásolják a jármű mozgását és a kormányzási karakterisztikákat [1]. Az ISO 8855:2011 szabvány definíciói alapján a gumiabroncsok optimális állapota kulcsszerepet játszik a jármű oldalgyorsulásának és kormányzási reakciójának értékelésében [2-3].

A modern vezetéstámogató rendszerek fejlesztése során szintén elengedhetetlen figyelembe venni a gumiabroncsok állapotát. Riener és Weber Advanced Driver Assistance Systems című munkája részletesen tárgyalja, hogy a gumiabroncsnyomás valós idejű monitorozása hozzájárulhat a vezetéstámogató rendszerek és az intelligens városi közlekedés megbízhatóságának növeléséhez [2]. Az Óbudai Egyetem egyik tanulmánya pedig bemutatja, hogyan befolyásolja a guminyomás változása a semleges-, alul- és túlkormányzottság jelenségét [4].

Kutatásom célja az volt, hogy elemezzem a különböző guminyomásértékek hatását a jármű viselkedésére. A mérési körülmények időbeli korlátai miatt 3 + 1 teszthelyzetet vizsgáltam:

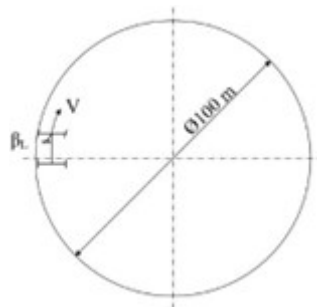
1. Egységesen változtatott guminyomás,
 2. Az első tengelyen változtatott guminyomás,
 3. Drasztikus különbség a tengelyek között (1 bar),
- +1 A 100 m és 50 m átmérőjű körpályák összehasonlítása.

A vizsgálat során a gyártó által ajánlott 2,5 bar nyomást használtam referenciapontként mind az első, mind a hátsó tengelyen. A mérések során megszerzett eredmények a vezetéstámogató rendszerek fejlesztésében hasznosítható, különös tekintettel a jármű irányíthatóságának és stabilitásának optimalizálására [1, 2, 4].

2. Teszt és számítások ismertetése

A mérés alapjául az „Állandó sebességű, állandó sugarú körpályás teszt” szolgált, amelynek a megvalósulásához az alábbi feltételeknek kellett megvalósulniuk [7]:

- 100 m átmérőjű körpálya
- Állandó sebesség biztosítása
- Kormányzögmérés



1. ábra: Az állandó sebességű, állandó sugarú körpályás teszt alaprajza¹³

Sajátkormányzási tényező meghatározásához egy bázis kormányzög értéket kell felvenni, ezt 5 km/h-nál tettem meg, amit az adott sebeségértékekhez tartozó kormányzöggel történő osztással kapunk meg:

$$s_k = \frac{\beta L}{\beta L_0} [-] \quad (1)$$

A következő lépcsőfokot 30 km/h-nál vettem fel, mivel ettől a sebességtől tudtam olyan elektronikus korlátozást alkalmazni, hogy a megadott érték fölé nem gyorsult a jármű, továbbá az alacsonyabb sebességlépcsőknél mért adatok nem szolgáltak releváns információval, innentől 10 km/h-ás lépcsőket alkalmaztam, egészen csúszáshatárig, amit a gravitációs erő és az oldalirányú erő egyenletével határoztam meg [8-10]:

Függőleges komponens:

$$\Sigma F = m * a \quad (2)$$

Erők összege a test tömeghez és a hozzátartozó gyorsulás szorzata:

¹³ https://mogi.bme.hu/TAMOP/kozuti_jarmurendszerek_szerkezzetana/math-ch07.html

$$F_N = F_G = m * g \quad (3)$$

Normál irányú/támasztó erő (felületre merőleges) egyenlő a testre ható gravitációs erő nagyságával.

Vízszintes komponens:

$$\Sigma F = m * a = m * \frac{v^2}{R} \quad (4)$$

A gyorsulás a kör középpontja felé mutat (centripetális gyorsulás) és nagysága egyenlő a sebességnégyzet és a körsugarának a hányadosával.

Egyenlet rendszer:

$$F_S = \frac{m * v^2}{R} \quad (5)$$

Súrlódási erő felírható a tapadási együttható és normál erő szorzataként.

$$F_s = \mu * F_N \quad (6)$$

Az előző egyenleteket behelyettesítve:

$$\mu * F_N = \frac{m * v^2}{R} \quad (7)$$

$$\mu * m * g = \frac{m * v^2}{R}$$

Az egyenlet mindkét oldalán egyszerűsítünk a tömeggel, szóval személygépjárműveknél a maximális kanyarsebesség meghatározását a jármű tömege nem befolyásolja.

$$\mu * m * g = \frac{m * v^2}{R} \quad (8)$$

$$\mu * g = \frac{v^2}{R} \quad (9)$$

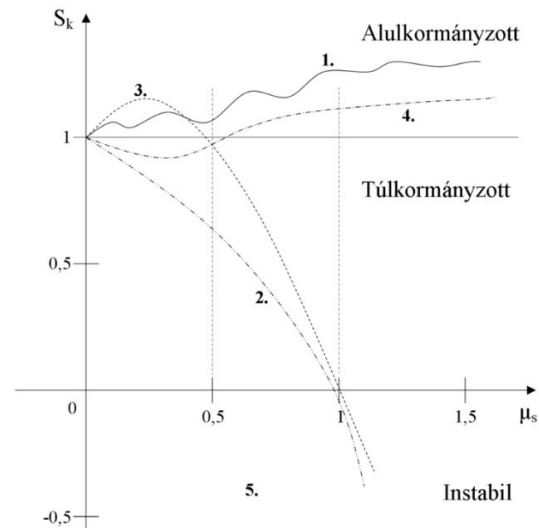
Végül átrendezzük sebesség komponensre az egyenletet.

$$v_{max} = \sqrt{\mu * g * R} \quad (10)$$

Ideális körülmények között, ahol a tapadási együtthatót (μ) 1-nek tekintjük, a maximális kanyarsebesség kevesebb, mint 80 km/h. Ez alapján a csúszás az utolsó sebességlépcsőnél, 80 km/h-nál biztosan bekövetkezik.

3. Sajátkormányzási karakterisztika

A számított értékekből meghatározható a jármű saját kormányzási karakterisztikája:²



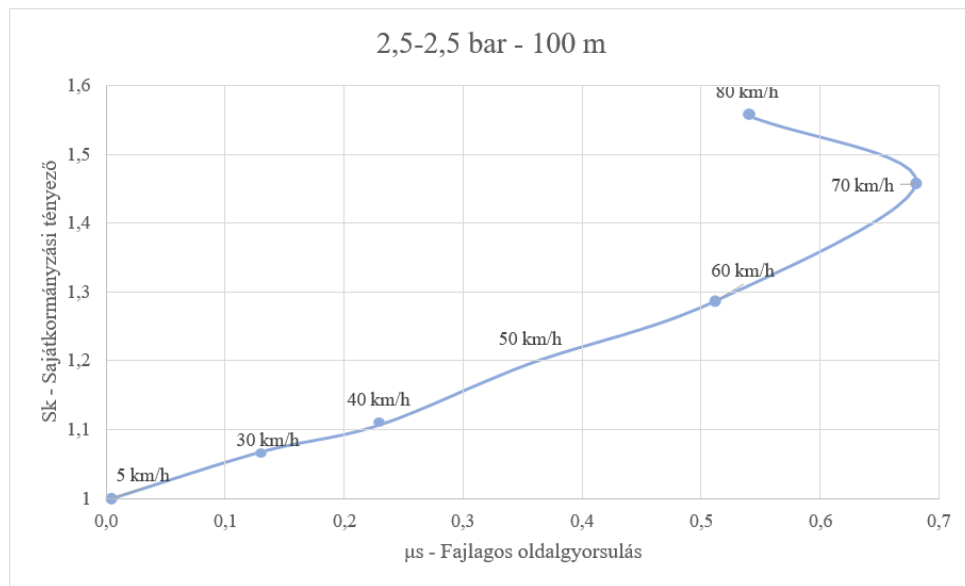
2. ábra: Sajátkormányzási karakterisztika¹⁴

1. Stabílan alulkormányzott a jármű: $S_k > 1$, μ_s teljes tartományában
2. Stabílan túlkormányzott a jármű: $0 < S_k < 1$, μ_s teljes tartományában
3. Alulkormányzott jármű az oldalgyorsulás növekedésével tulajdonságot vált és túlkormányzott lesz.
4. Túlkormányzott jármű az oldalgyorsulás növekedésével tulajdonságot vált és alulkormányzott lesz.
5. Az $S_k < 0$ tartomány az ellenkormányzásra jellemző. Ebbe a tartományba a jármű mozgása instabil.

4. Mérési eredmények

A gyártó által ajánlott nyomásértékekkel végzett mérések eredményei alapján a jármű stabílan alulkormányzott karakterisztikát mutatott. 80 km/h sebességlépcsőnél azonban sebességcsökkentésre és kormányzög növelésére volt szükség ahhoz, hogy a jármű a köríven maradjon.

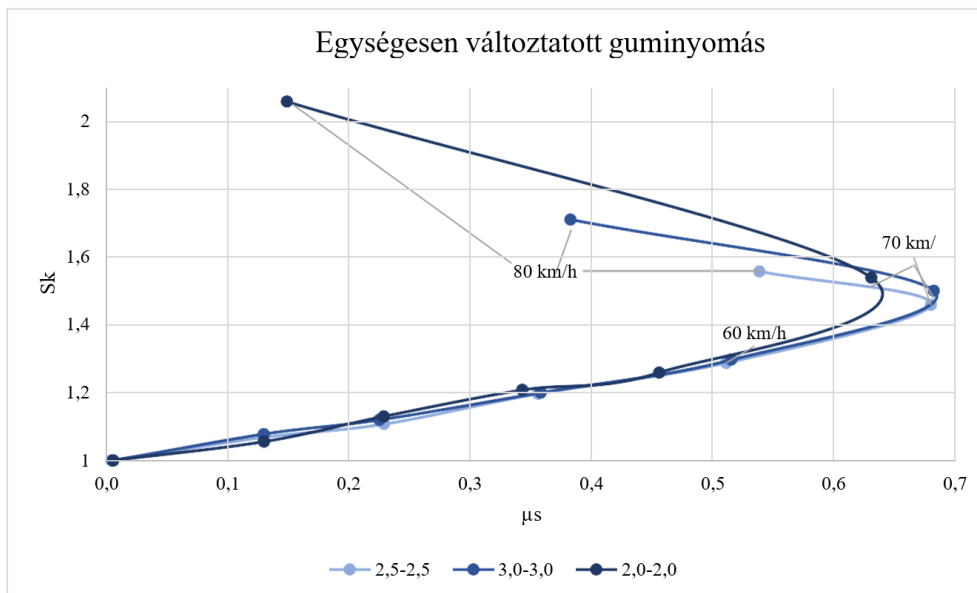
¹⁴ https://mogi.bme.hu/TAMOP/kozuti_jarmurendszer_konstrukciottana/math-ch07.html



3. ábra: Bázis érték kiértékelése¹⁵

4.1 Egységesen változtatott guminyomás

Az „Egységesen változtatott guminyomás” azt jelenti, hogy az első és hátsó tengely guminyomás aránya nem változott. Ezáltal a jármű alulkormányzott karakterisztikája megmaradt.



4. ábra: Egységes guminyomás változtatások mérési eredményei¹⁶

¹⁵ saját szerkesztés

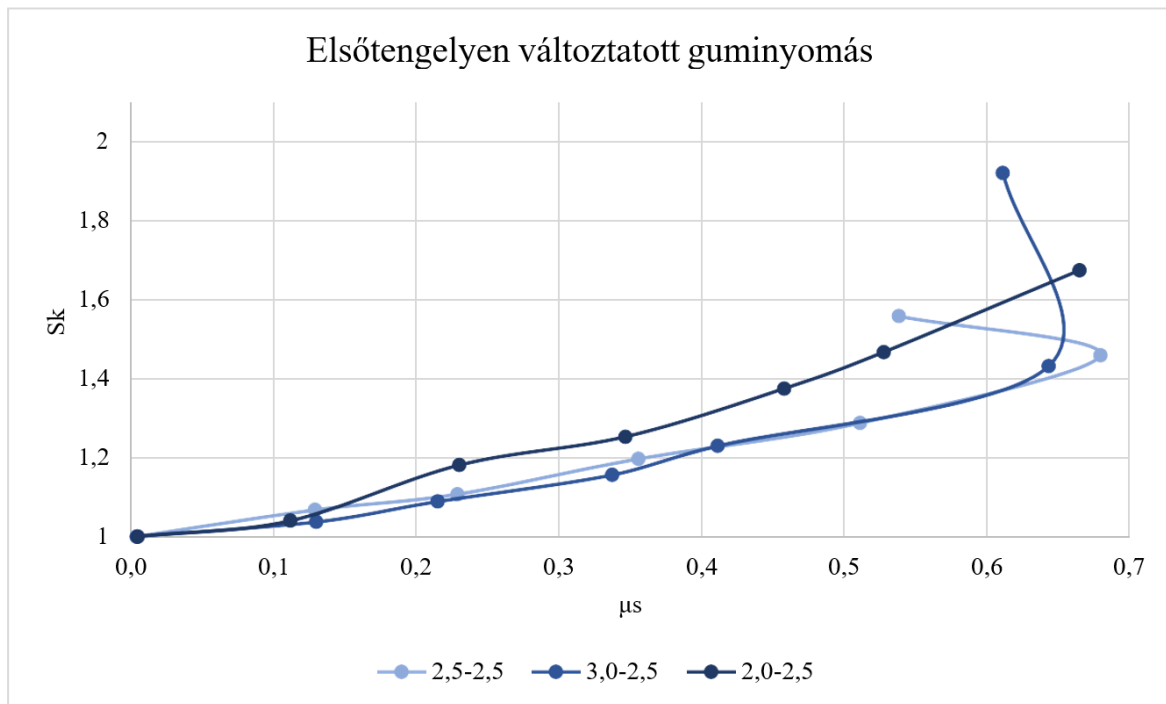
¹⁶ saját szerkesztés

Következtetések:

- a) 60 km/h sebességig: Az alulkormányzott viselkedés egyenletes maradt, mivel a gumiabroncsok még nem érték el a tapadási határt. A kormányszög értékek követték a bázisét a sebesség növekedésével.
- b) 70 km/h sebességnél: Már nem tudtam minden guminyomásnál konzisztensen fenntartani a sebességet, mivel a gumiabroncsok eltérően reagáltak a nyomásváltoztatásra. Ez rávilágít arra, hogy a tapadás határán a guminyomás módosítása jelentős hatással van a jármű viselkedésére.
- c) A gyári és 3,0-3,0 bar-nál hasonló eredményeket kaptam, azonban magasabb nyomás esetén enyhén nagyobb kormányszögre volt szükség a stabil kanyarodáshoz. Ennek az az oka, hogy magasabb guminyomásnál az érintkezési felülete csökkent, ami rontja a tapadást.
- d) 2,0-2,0 bar esetén a gumiabroncsok túlzottan deformálódtak, ami sebességcsökkentést és korrekciót igényelt a stabil kanyarodás fenntartásához. Ez rontotta az erőátvitelt és a tapadást.
- e) 80 km/h sebességnél a jármű kormányzási jellemzői és tapadása jelentősen megváltozott. A nagyobb kormányszög miatt a jármű irányítása nehezebbé vált, instabilabb viselkedést eredményezve.

4.2 Elsőtengelyen változtatott guminyomás

Az első tengelyen végzett guminyomás-változtatások során a korábbi mérés során szerzett tapasztalatok megerősítést nyertek. A keményebb guminyomás hasonló viselkedést mutatott a csúszáshatárig, mint a gyári beállítás, azonban a puhább gumiabroncsoknál a körpályán való stabilitás fenntartásához magasabb kormányszöget kellett:



5. ábra: Első tengelyen változott guminyomások mérési eredményei¹⁷

Az alábbi eredményeket figyeltem meg:

a) 3,0-2,5 bar:

Ez a beállítás javította a jármű stabilitását és növelte a maximális tapadást, miközben csökkentette a kormányzási érzékenységet.

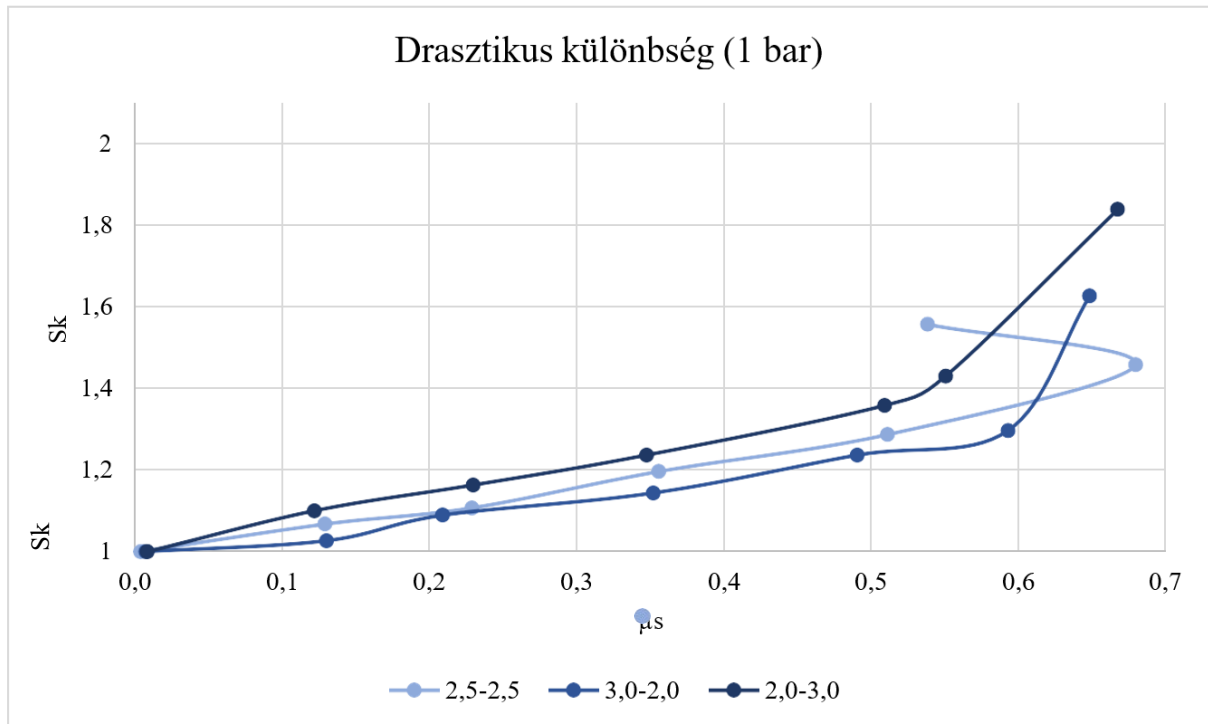
b) 2,0-2,5 bar:

Alacsonyabb nyomás az első tengelyen érzékenyebb kormányzási reakciókat eredményezett azonban a jármű alulkormányzottabbá vált a határértékeken belül.

¹⁷ saját szerkesztés

4.3 Drasztikus különbség (1 bar)

Egy baros nyomáskülönbséget hoztam létre az első és hátsó tengely között.



6. ábra: Drasztikus különbségű guminyomások mérési eredményei¹⁸

A diagram alapján a nagy különbségű guminyomású teszt során a következő megfigyelések és következtetések vonhatók le:

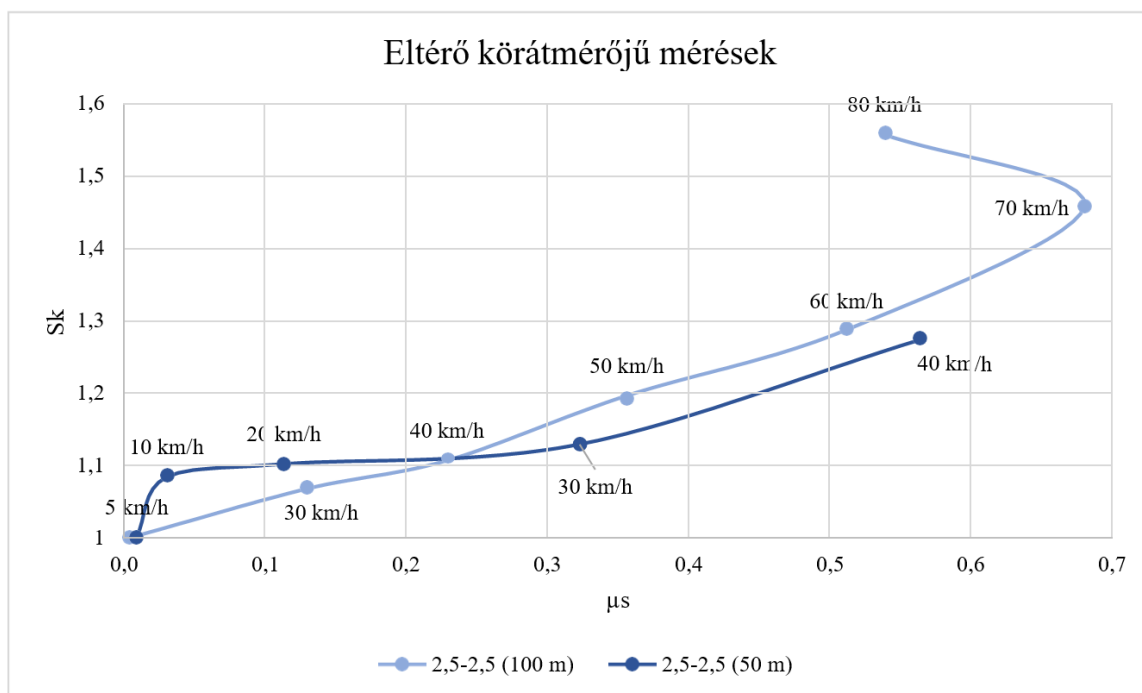
- Magasabb nyomás az első tengelyen lehetővé tette, hogy kisebb kormányzással tartsam a járművet a köríven, ami jobb stabilitást eredményezett.
- Drasztikus nyomáskülönbség mellett a jármű stabilabban tartotta a sebességet, különösen maximális terhelésnél, ami az érintkezési felület optimális kihasználását mutatja. Mindkét nyomásérték hasonló viselkedést produkált.

4.4 Eltérő körátmérőjű mérések

A járművek kanyarodási képessége és stabilitása nagymértékben függ a kanyar ívének sugarától, ezért fontos, hogy különböző átmérőjű körpályákon végezzük el a méréseket. A

¹⁸ saját szerkesztés

különböző körpályaátmérők lehetővé teszik, hogy általánosabb összefüggéseket alkossunk a jármű dinamikai viselkedéséről és a vezetéstámogató rendszerek szabályozásának szükségességéről, amelyek a balesetek elkerülését szolgálják. 50 m átmérőjű mérés során a túlzott kormányaszög miatt nem állt rendelkezésre sebesség korlátozás és elegendő bukótér sem a nagyobb sebességű mérésekhez (maximális sebesség kb. 56 km/h), emiatt a tesztmérés nem volt pontos.



7. ábra: 100 és 50 m átmérőjű körpálya értékeinek összehasonlítása¹⁹

Ahogy arra számíthatunk, kisebb átmérőjű körhöz nagyobb kormányaszöget kellett alkalmazni és elmondható, hogy a saját kormányzási tényező értékei drasztikusabban emelkednek a 100 m átmérőjű körpályás méréshez viszonyítva.

5. Összegzés

A mérések során kizárólag a gumiabroncsnyomások változtatására koncentráltam, avizsgálat a téma egy részterületére korlátozódott.

A teljes kép érdekében további vizsgálati lehetőségek fogalmazhatók meg:

¹⁹ saját szerkesztés

1. Eltérő saját kormányzási karakterisztikájú járművek vizsgálata, hogy általánosabb következtetéseket vonhassunk le.
2. Különböző hajtású járművek tesztelése, például hátsó- és összkerék hajtású modelleket is.
3. Kisebb átmérőjű körpályák méréseinek elvégzése, mivel a városi közlekedésben ritkák a nagy sugarú kanyarok.
4. Aszimmetrikus guminyomás változtatás: Például három gumibroncs gyári nyomásértéken tartása, egy pedig módosított nyomásértékkel.
5. További nyomásviszonyok vizsgálata: Az első és hátsó tengely különálló nyomásváltoztatása, hasonlóságok és eltérések feltárása érdekében.
6. Különböző típusú gumibroncsok tesztelése: Nyári, négyévszakos vagy esetleg sportos, semi-slick abroncsok alkalmazása.

Mérésekből következtethetjük, hogy az alacsonyabb guminyomásnál a kormányzási reakciók, magasabbnál pedig a kanyarodási stabilitás nőtt.

Továbbá drasztikus guminyomás eltéréseknél hasonlóképpen viselkedett a jármű az elméletileg alulkormányzottabb (3,0-2,0) és a túlkormányzottabb (2,0-3,0) beállítások mellett is.

Alkalmazási lehetőségek:

A kikerülő kormányzás asszisztens rendszerek optimalizálása érdekében javaslom, hogy azokon a járműveken, amelyek direkt guminyomás-ellenőrző rendszerrel (dTPMS) rendelkeznek, a guminyomás figyelembevételével határozzák meg a rendszer működését. Ez a megközelítés számos előnnyel jár:

1. Növelt stabilitás és biztonság
2. Dinamikus reakciók
3. Felhasználói élmény javítása
4. Adatgyűjtés és elemzés (további optimalizálás)

6. Köszönetnyilvánítás

Ezúton szeretném megköszönni a Széchenyi István Egyetemnek, hogy lehetőséget biztosított a kísérletek elvégzésére a ZalaZone tesztpályán. Hálás vagyok Dr. Lakatos István professzor úrnak a szakmai tanácsaiért, valamint Jagicza Mártonnak a mérési adatok kiértékelésében nyújtott segítségéért.

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

Irodalomjegyzék

- [1.] Gillespie, T. D. (2021, p. 168., 210-212., 238-240.): Fundamentals of Vehicle Dynamic, SAE International
- [2.] Riener, A., & Weber, M. (Eds.). (2018, p. 1-20., 21-50., 51-80.): Advanced driver assistance systems:
From theory to practice, Springer
- [3.] International Organization for Standardization. (2011): ISO 8855:2011: Road vehicles — Vehicle dynamics and road-holding ability — Vocabulary ISO
- [4.] Nikolics, L. (n.d.). Semleges-, alul- és túlkormányozottság feltételei. Óbudai Egyetem.
- [5.] Burckhardt, T., Meißner, S., & Müller, M. (n.d.): Gépjármű futóművek II, Országos Széchényi Könyvtár.
- [6.] Pisarov, J. (2020): Önvezető autók okos városokban
- [7.] Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem. (n.d.): Közúti járműrendszerek szerkezet-tana: 7. fejezet
- [8.] Eötvös Loránd Tudományegyetem (n.d.): Mindennapok fizikája 11.
- [9.] Eötvös Loránd Tudományegyetem (n.d.): Fizika körülöttünk 09.
- [10.]

LNG hajtású tehergépkocsi hegymenet teszt eredményeinek értékelése

Assessment of the results of the LNG powered truck hill climb test

Ördögh Miklós Márk^a, Saly Gábor^b, Peszleg Richárd^a

^aZalaegerszegi Innovációs Park, Széchenyi István Egyetem, Zalaegerszeg

ormi0121@gmail.com; peszleg.richard@sze.hu

^bSzéchenyi István Egyetem, Járműipari Kutatóközpont – Győr

saly.gabor@sze.hu

Absztrakt

Az elemzés a NémoGREEN projekt keretein belül, a Zalaegerszegi Innovációs Park mérnökeinek segítségével, a Zalazone Tesztpályán végzett mérések alapján készült. A projekt célkitűzése volt, hogy megállapításra kerüljön egy LNG (Liquefied natural gas) és egy dízel vontatónak a fogyasztási és károsanyag kibocsátási értékei különféle üzemállapotokban. A teszteket Iveco S-way tehergépkocsikon végeztük. Öt teszt nap alatt 5 pályaelemet érintettünk, ezeket összesen 107 db kombinációban. A vizsgálatunkat a Hill Tracks 3 különböző meredekségű 5%, 12% és 18%-os pályaelemeken végzett tesztekre fókuszáltuk, főként az LNG-s tehergépkocsi tekintetében. A vizsgálat 10, 20 és 30 km/h-val és különböző gázpedálállásokkal történt. Az LNG-s vontató bizonyos körülmények mellett menetdinamikában gyengébben teljesített az elvártnál. Néhány teszt során az emelkedő közepén megtorpant, sebessége nullára csökkent és álló helyzetből kellett újra elindulnia az emelkedőn. Elemzésünk célja ezeknek az okoknak a feltárása a vontató CAN hálózatából származó adatok és megfigyelések alapján, melyek segítségével két fő szempontot vizsgáltunk. A nyomatékváltó karakterisztikát és a váltás stratégiát, az adott fordulatszámra elérhető maximális nyomaték és a fordulatszám függvényében elemeztük hozzárendelve a váltások időzítését. Továbbá a motor teljesítményét a fordulatszám függvényében és a motor terheltségét vizsgáltuk. Az elemzés eredményei alapján megállapítottuk az LNG-s vontató gyengébb menetdinamikájának okozó jellemzőket.

Kulcsszavak: LNG hajtás, tehergépkocsi, hegymenet, teszt, tesztpálya

Abstract

The analysis was carried out within the framework of the NémoGREEN project, with the help of engineers from the Zalaegerszeg Innovation Park, based on measurements taken at the Zalazone Test Track. The objective of the project was to determine the consumption and emission values of an LNG (Liquefied Natural Gas) and a diesel tractor in different operating conditions. I will focus my analysis on the tests on 3 Hill Tracks with different gradients of 5%, 12% and 18% track elements, mainly for the LNG truck. The test was done at 10, 20 and 30 km/h and different throttle positions. Under certain conditions, the LNG tractor performed worse than expected in driving dynamics. During some tests, it stalled in the middle of a hill, lost speed to zero and had to restart on the hill from a stationary position. The aim of my analysis is to investigate these causes based on data and observations from the CAN network of the tractor, with two main aspects being investigated. I will analyse the transmission characteristics and the shifting strategy as a function of the maximum torque available at a given speed and the speed, assigning the timing of the shifts. Furthermore, the engine power as a function of speed and the engine load are analysed. Based on the results of the analysis, I identify the characteristics that cause the poor driving dynamics of the LNG tractor.

Keywords: LNG propulsion, truck, hillclimb, test, test track

1. Bevezetés

A modern közlekedés során nagy hangsúly került az üvegházhatású károsanyagok kibocsátásának csökkentésére. A fosszilis tüzelőanyagok égetése az ipari korszak kezdete óta folyamatosan zajlik miközben több mint 50 millió év alatt megkötött széndioxidot és más üvegházhatású gázokat bocsát ki a Föld légkörébe, ezek hozzájárulnak az atmoszférába bekerülő hő csapdába ejtéséhez, melynek következtében a bolygó hőmérsékletének folyamatos emelkedéséhez vezet. Alternatív tüzelőanyagok nevezünk azokat az energiaforrásokat vagy tüzelőanyagokat, amelyek a hagyományos fosszilis tüzelőanyagok helyettesítésére szolgálnak, ezek kisebb környezeti terheléssel bírnak a fosszilis társaikhoz képest. [1] A belső égésű motorral szerelt járművek fosszilis tüzelőanyagokkal üzemelnek. Számos területen és országban a betiltását rendelték el a következő évtizedtől. [2] A rendelet tovább erősíti az alternatív tüzelőanyaggal üzemelő hajtások vizsgálatának szükségességét [1]

Az alternatív tüzelőanyagok közé sorolható LNG cseppfolyósított földgáz, mely általában 85-95% metánt tartalmaz, a további komponensei főként etán, propán, bután és nitrogén. Előállításánál $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra hűtik le, ami következtében az eredeti térfogatának több mint 600-ad részére csökken, így hatékonyan lehet tárolni és szállítani. Az LNG sűrűsége körülbelül 0,4-0,5 kg/l, így a víz felszínén úszik, illetve elpárolog. Ez a tulajdonsága környezetvédelmi szempontból előnyös, mivel a kőolajjal ellentétben a víz felületén nem hagy káros anyagokat. Az LNG átlátszó, szagtalan és nem mérgező, illetve nem okoz korróziót. [1, 3]

A következőkben ismertetjük az LNG tüzelőanyagú motor főbb alkatrészeinek és rendszereinek eltéréseit a tehergépjárművekben leggyakrabban alkalmazott dízel hajtás elemeitől. A cseppfolyósított földgáz tárolására kriogén tartályt alkalmaznak, amely képes alacsony hőmérsékleten tartani ($-162\text{ }^{\circ}\text{C}$) az LNG-t, hogy folyékony halmazállapotban maradjon. A tartályból érkező tüzelőanyag nyomását és hőmérsékletét szabályozni kell, ehhez nyomásszabályozó és egy hőcserélő szükséges, amelyek az LNG-t folyékony halmazállapotból gázhalmazállapotba alakítják melegítés segítségével, majd ezután juttatják be az égéstérbe, ahol gyújtógyertyát használnak a metán-levegő keverék meggyújtására, ennek szabályozásához pedig elektronikus gyújtásvezérlőt. Alacsony fordulatszámokon nehézséget okoz a megfelelő nyomaték biztosítása, ezért magas nyomású levegőbefecskendezést használnak, amely biztosítja a levegő tömegáramának növelését és a megfelelő keveredési arányt. A motor elektronikus vezérlőegységét a tüzelőanyag tulajdonságaihoz igazítják, ez irányítja a gyújtás

időzítését, az tüzelőanyag-befecskendezést és határozza meg a levegő-tüzelőanyag keverék arányát. A kipufogórendszerben metán-specifikus katalizátorok szükségesek. [4]

Az automata sebességváltó vezérlőegységének váltási algoritmus a több paraméter monitorozásának segítségével működik, melyek alapján meghatározza a váltások időpontját és fokozatait. A váltási időzítést a gázpedál állása és a jármű aktuális sebessége határozza meg. Ezek a paraméterek segítenek az optimális váltási pont meghatározásában, figyelembe véve a szükséges dinamikus teljesítményt és az tüzelőanyag-fogyasztást. A rendszer előre definiált váltási görbéket is használhat, ahol minden sebességfokozat felfelé és lefelé váltási pontjai meg vannak határozva. [5] A vezérlőbe beépíthető a PreVision GPS driving strategy funkció, ami GPS-rendszer segítségével előrelátó vezetési stratégiát tud alkalmazni a domborzati viszonyoknak megfelelően, így valós időben képes a váltási folyamatokat a domborzathoz, a vezetési körülményekhez és a jármű dinamikus jellemzőihez igazítani. [6]

2. A mérési módszer ismertetése

A ZalaZONE kutatási és Technológiai központban egy együttműködésnek köszönhetően alakult NemoGREEN projekt keretében egy dízelmotorral szerelt és egy LNG tüzelőanyaggal üzemelő vontatót hasonlítottunk össze egy fuvarozással foglalkozó cég megrendelésére. A teszt legfontosabb célja a fogyasztás vizsgálata több befolyásoló körülményt figyelembe véve, mint a vezetési stílus hatása és az eltérő hajtásrendszerek. A tesztek elvégzése a ZalaZONE tesztpályán történt. A mérések során rakománnyal terheltük a szerelvényeket. A tesztpályás mérések száma 107 db volt. A teszteseteket a fogyasztás és károsanyag kibocsátás összehasonlításnak megfelelően alkottuk ki. Különböző üzemállapotoknak, és környezeti hatásoknak tettük ki a járműveket, ezt több pályaelem alkalmazásával tettük. Közúti tesztek is végeztünk, hogy ellenőrizzük a tesztpályán végzett tesztek során kapott eredmények helytállóságát. Az ellenőrző útvonal az LNG esetében HU-9700 Szombathely – AT-4774 Sankt Marienkirchen bei Schärding volt. [7, 8]

Az alábbi pályaelemeket használtuk a különböző tesztpályás mérésekhez:

- Országút / Vidéki útrendszer (Rural Road),
- Autópálya szakasz (Motorway),
- Dombok / Emelkedők (Hill tracks),
- Okos város / Városi szakasz / Logisztikai Zóna (Smart City Zone)

Nagysebességű kezelhetőségi pálya (High Speed – Handling Course). [7, 8] Az egyik tesztet során viszont az LNG hajtású vontató nem az elvárt eredményeket hozta. 18%-os emelkedő esetén többször is megtorpant és a sebessége nullára vagy drasztikusan csökkent, és ezt követően tudott felmenni az emelkedőn. A vizsgálatunk célja, hogy kiderítsük mi okozta a menetdinamikában való hiányosságokat. [7, 8]

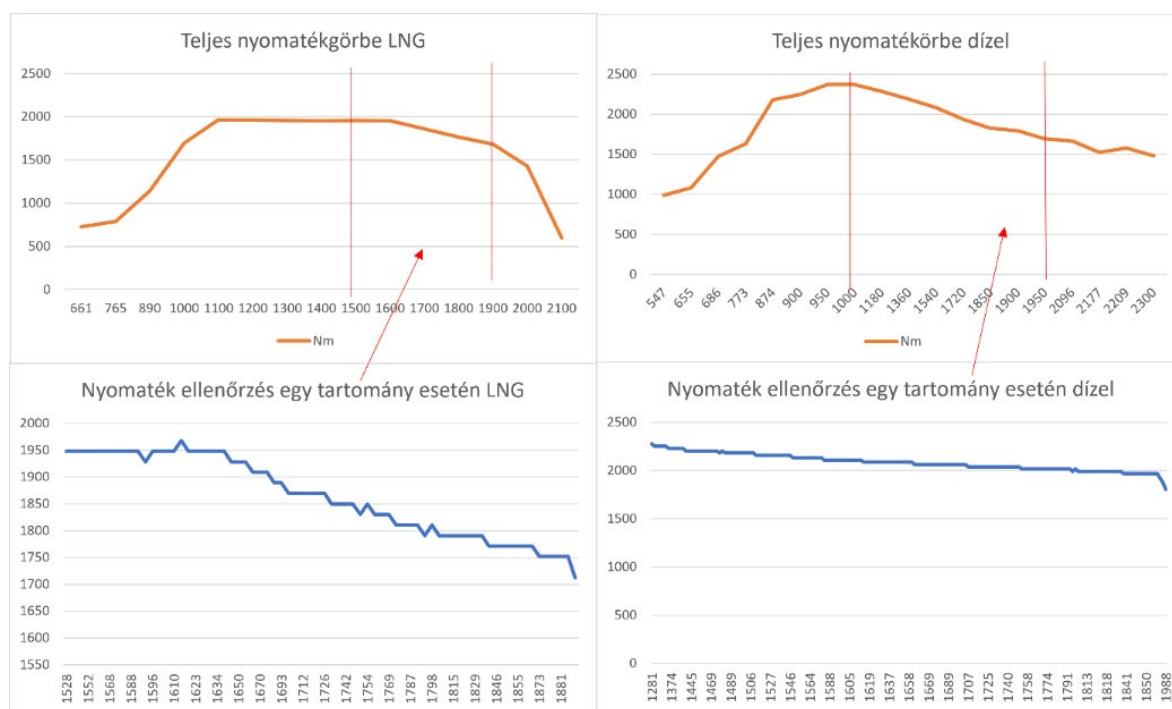
A vizsgálatokhoz szükséges adatok az Fleet Management System (FMS) Standard adatok kiolvasásán és dekódolásán alapult. A szükséges adatok kiválasztásánál a fogyasztást befolyásoló értékeket mentettük le és dekódoltuk az FMS Standard táblázat segítségével. [8] Az adatok felvételéhez egy CAN specifikus mérőrendszert állítottunk össze, Kvaser Memorator-R SemiPro adatkinyerő eszközökből, egy 12 Voltos tápegységből, a végpont zárására egy 120 Ω ellenállásból, egy CL-CAN érintésmentes olvasóból, és egy az adatok rögzítésére és mentésére szolgáló laptopból. [7, 8] A jeleket egy txt fájlba mentette ki a software. Ezek feldolgozásához python programok és Microsoft Excel táblázatkezelő program segítségét vettük igénybe. A txt fájlt tartalmát átillesztve az Excelbe egy munkalapra ott szűrést alkalmazva kaptuk meg a szükséges adathalmazt.

3. A vizsgált járművek jellemzői

A két motor 6 hengerrel van kialakítva, melyek lökethossza és furatátmérője megegyezik, ezek értéke 135 mm és 150 mm. A dízelmotor hengerűrtartalma 12882cm³, az LNG-s motornak pedig 12900cm³. A 18 cm³ különbség az eltérő hengerfej kialakításokból származik. A dízel és LNG motorok között a kompresszióviszony és a hajtóanyag és az tüzelőanyag rendszer különbözik. A dízelmotor esetében kompresszió gyújtás, míg az LNG-s motor esetében szikragyújtás történik. A dízel esetében közvetlen befecskendezés, míg az LNG esetében közvetett befecskendezés található. A dízelmotoros tehergépkocsi kompresszió viszonya 20,5

$\pm 0,5 : 1$, míg az LNG-nek csak $12 \pm 0,5 : 1$. A dízelmotoros tehergépkocsi teljesítménye 357 kW 1900 fordulatszámon, az LNG motoros teljesítménye 338 kW 1900 fordulatszámon.

A dízel vontató nyomatéka 2400 Nm / 950 ford/perc, míg az LNG-nek 2000 Nm / 1100 ford/perc. [7]



1. ábra: LNG és dízel nyomatékgörbék számítások és kapott adatok alapján²⁰

A diagrammon a gyártó által publikált értékek alapján készített és kiegészített Excel diagramm látható a felső sorban míg alatta a ZalaZONE teszpályán történt mérések alapján felvett nyomatékgörbe látható egy olyan adathalmazból, amelyek egymás mellett sorban megtalálhatóak voltak 100%-os adott fordulatszámon elérhető nyomatékkihasználság mellett. A motor maximális terhelésénél a maximális nyomaték kihasználtságból számítottuk ki a hiányzó és meglévő nyomatékokat, a visszaellenőrzés szempontjából, további pontokat is meghatároztunk a két alsó diagramhoz képest, viszont azokat a gyártó által megadott diagrammok kiegészítésre használtuk, ezeket az eredményeket mutatja a két felső diagramm. Az LNG esetében csupán 1000 ford/perc értéktől 2000ford/percig volt nyomatékadat. A dízel tehergépkocsinál pedig 900 ford/perctől csupán 1950-ig. A kiegészítés után az LNG vontató esetében ezek az intervallumok kibővültek 728-2100ford/percig. A dízelhajtásúnál a

²⁰ saját szerkesztés

kiegészítés után a nyomaték tartomány már 547 ford/perc és 2300 ford/perc között vált ismertté. A teszt során alkalmazott IVECO S-Way dízeles vontatót ZF gyártású 12TX2210 TD, az LNG-hajtásút pedig 12TX2010 TO automata váltókkal volt szerelve. Mindkettő a ZF TraXon családba tartozik, amelyet kifejezetten a nehézgépjárművekhez terveztek. Ezek a sebességfokozatok számában megegyeznek. A típusszám végén a TD vagy a TO a Dynamic és az overdrive szóra utalnak ez a különböző áttételezésre vonatkozik a TraXon családon belül. Az áttételezés a két váltó esetében a 2. ábrán látható módon alakul, most a hátrameneti fokozatoktól tekintünk el mivel az nem releváns a teszt szempontjából. [5]

1. táblázat: 12TX2210 TD, az LNG-hajtásút pedig 12TX2010 TO nyomaték váltók áttételezései²¹

Fokozat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Típus												
LNG	12,92	9,98	7,67	5,94	4,57	3,53	2,83	2,19	1,68	1,30	1,00	0,77
Dízel	16,69	12,92	9,93	7,67	5,90	4,57	3,66	2,83	2,17	1,68	1,29	1,00

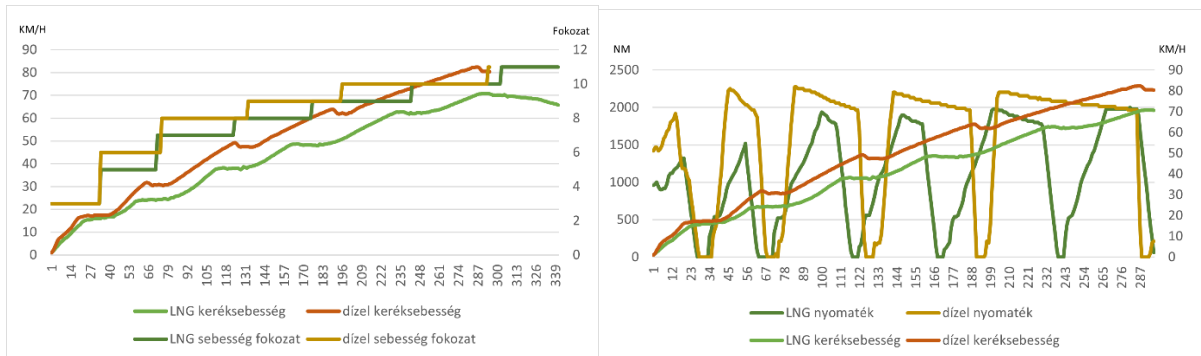
A 12TX 2210 TD típus nagyobb értékű áttételezésekkel rendelkezik, ami nagyobb nyomatékot biztosít az alacsonyabb fokozatokban, ez induláskor és a nehéz terhek esetében előnyös, de magasabb tüzelőanyag fogyasztással jár. A középső fokozatok esetén kis mértékben nagyobbak, ami negatív hatással lehet a fogyasztásra, de a dinamikát tekintve szintén előnyös. A legmagasabb 12. fokozat áttételezése 1,00, ami a fogyasztást tekintve kedvezőtlenebb, mint a 2010 TO váltó 0,77 értékű áttétele, ebből is látszik, hogy a TO váltó esetén inkább a fogyasztás optimalizációra összpontosítottak. Összességében a 12TX 2010 TO váltó jobb tüzelőanyag-hatékonyságot kínál, a 12TX 2210 TD nagy terhek esetén optimálisabb a dinamikája miatt. [5]

²¹ Baráth Balázs, Jagicza Márton, Sütő Gergő, és Tóth Gábor László "Examination of the Load's Effect on Fuel Consumption and CO2 Emissions, in the Case of a Diesel and LNG Powered Tractor"

4. A váltókarakterisztikák vizsgálata sík terep esetén

A váltókarakterisztikák vizsgálata során a gázpedálállásokat adott fordulatszámokon elérhető maximális nyomatékok, a fordulatszám és a keréksebesség függvényében vizsgáltuk teljesen lenyomott gázpedál esetében, mivel a tesztek során a 18% emelkedőnél az előzetesen meghatározott tesztvariációk mellett a teszt során felemerült további esetek megvalósítását is elvégeztük, így nem csak a meghatározott sebességekkel végeztük el a teszteket, hanem 100% gázpedálállás mellett is mind a három emelkedő esetében, így további 9 mérést végeztünk el az ismétlőtesztekkel együtt. Ezek alapján a tesztek során felmerülő paraméterekhez mérten elemeztük a váltókarakterisztikákat, a váltások időzítését a gázpedálállásoknak megfelelően. A hegyemeneti tesztek során 7. sebességi fokozatig mértünk. A kiértékelésekhez a síkterepen történő gyorsítási szakaszokat vizsgáltuk mivel ezek alapján meghatározható a domborzati viszonyoktól mentes a fokozatváltási stratégia.

A 3. ábrán látható, hogy bár azonos fokozatból indult a két tehergépjármű viszont az eltérő áttételezésnek köszönhetően már itt nagyobb sebességre gyorsult a dízel vontató (LNG-16 dízel 17.5km/h) ebben az esetben még a váltás időzítése is azonos. A következő sebességváltási ciklusnál a dízel kamion 6. fokozatba kapcsol, míg az LNG 5.-be. Ennek oka az, hogy a két áttétel ugyanakkora (4,57). Bár az áttétel és fordulatszám közel azonos tartományban van, a dízel jármű nagyobb sebességet ér el mivel alacsonyabb fordulatról kezdi meg a sebességfokozatot így van elég idő arra, hogy kellő nagyságú nyomatékot tudjon felépíteni és szolgáltatni. A motorok nyomatékleadása közötti különbségek is megfigyelhetők, hasonló váltásstratégiával és áttételezéssel az LNG csupán 1500 Nm, míg a dízelé 2300Nm nyomaték leadására képes. A magasabb fokozatoknál a dízel jármű nyomatékváltója késlelteti a váltások közötti időt. 8. fokozat esetén ez majdnem a duplája, mint az LNG 9. fokozat váltásának ideje. Ennek előnye, hogy így hosszabb ideig képes a hasznos nyomaték leadására, így nagyobb gyorsulást ér el.



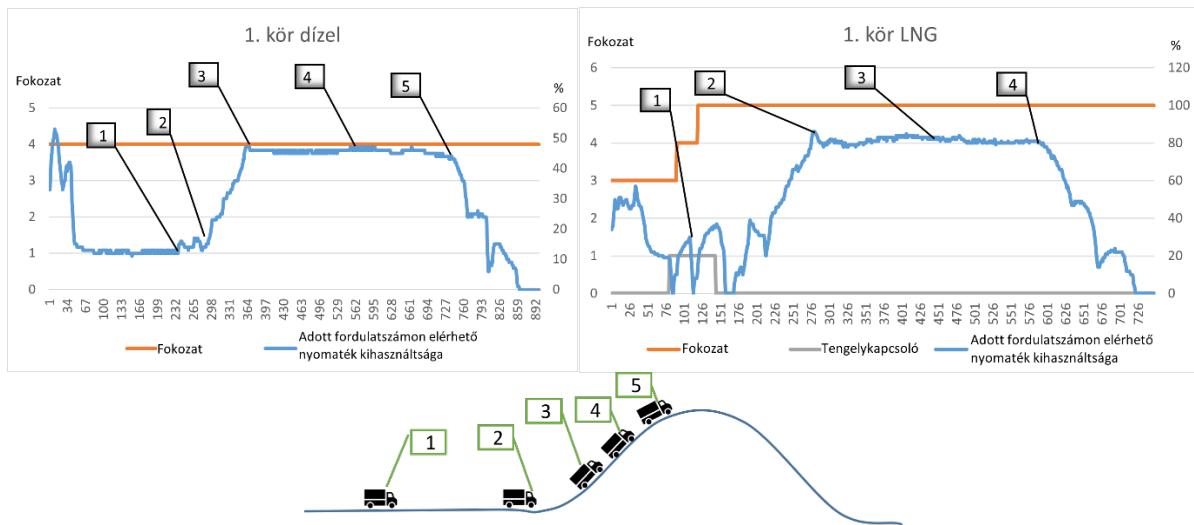
2. ábra: Dízel és LNG tehergépkocsi gyorsítási adatainak összehasonlítása²²

Maximális sebessége az LNG-nek 71 km/h volt, 29,1 másodperc alatt érte el ezt a sebességet, így az átlag gyorsulása $2,44\text{m/s}^2$ volt. A dízelnek pedig 82.2 km/h volt a csúcsebessége, ezt 28,4 másodperc alatt érte el, ezáltal az átlag gyorsulása $2,89\text{ m/s}^2$ volt. A dízelhajtású tehergépkocsinak $0,45\text{ m/s}^2$ –tel volt nagyobb a gyorsulása. A nyomatékváltók a nekik támasztott követelmények szerinti jegyeket mutatták az elemzés során, ez alapján az LNG hajtású tehergépkocsi meredekebb emelkedők esetében a váltásstratégiája alapján a dízelmotoros járműhöz képest gyengébb menetdinamikával fog rendelkezni.

5. Hegymeneti tesztek kiértékelése és a váltásstratégiák összehasonlítása

A hegymeneti teszteknel az LNG-s kamion a 18% emelkedőn menetdinamikában alulmaradt a dízelhez képest. A második körben az emelkedő megkezdése után az alapvetően alacsony fordulatszám, gázadásra is csökkenni kezdett, ezáltal a sebesség is, a kamion a szükséges időpontban nem váltott alacsonyabb fokozatba, ennek következtében a kamion sebessége nullára csökkent. Miután alacsonyabb fokozatba kapcsolt, a fülke billegése mellett kezdett erőteljes és durva gyorsításba.

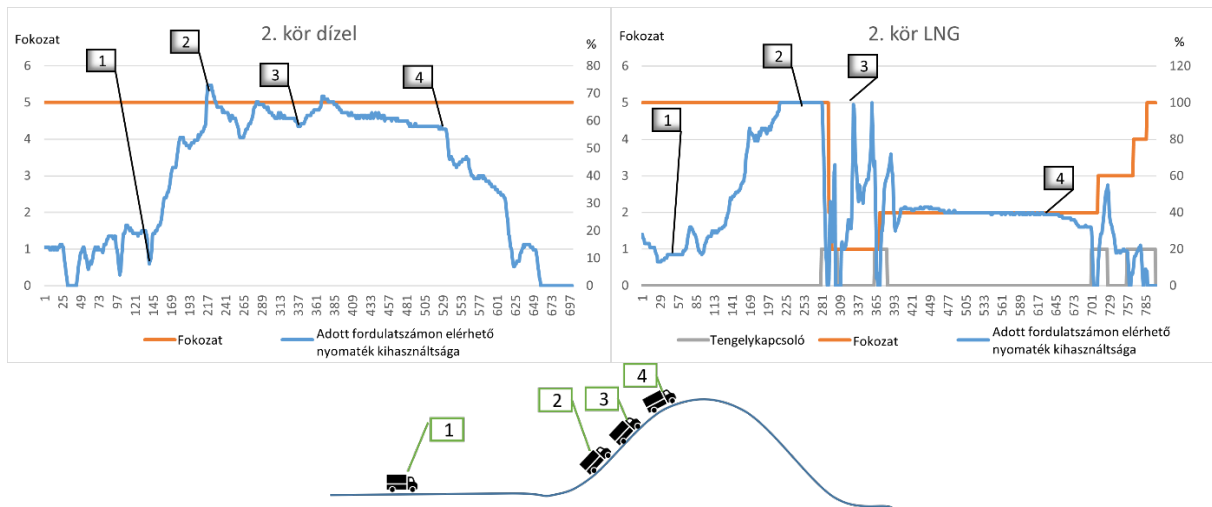
²² saját szerkesztés



3. ábra: Dízeles tehergépkocsi első köre a hegymenet tesztnél²³

Az álló helyzetből történő indulásnál a dízel vontató 10 km/h-ra gyorsított és a teljes felmenetel alatt 2. és 5. sebességi fokozatban haladt. A fordulatszám átlagosan 1100 ford/perc volt. A leadott nyomaték átlagosan az 1. és 2. pontokban 280 Nm volt. A 3. pontban, ahol már teljesen az emelkedőn tartózkodott a nyomaték kihasználtság átlagosan 46% volt egészen az 5. pontig. A jármű sebessége a 3. és 5. pont között konstans 10 km/h volt a leadott nyomaték a két pont között 1600 Nm volt. Az átlagfordulatszám a hegymenet alatt 1130 ford/perc, a nyomatékkihhasználtsága 31% volt. A fordulatszám átlaga 970 ford/perc volt. Az LNG hajtású tehergépkocsi álló helyzetből való indulás esetében még bármiféle probléma nélkül teljesítette a tesztet. Az 1-es pontban 3. fokozatban indult és még az emelkedő kezdőpontjáig felváltott 5. fokozatba, itt szintén 10 km/h sebességre gyorsult fel 1500 ford/perc fordulatszámom, majd ez visszacsökkent megközelítőleg 900 ford/percre a 2-es pontban, így a nyomaték leadása itt 905 Nm volt. A 3. pontban az átlagos nyomaték és fordulatszám nagyon közeli értéket ad a 2-es ponttal, a fordulatszám átlaga 890 f/min, míg a nyomaték 906 Nm. Az adott fordulatszámon elérhető maximális nyomaték kihasználtsága 61% volt a 2. pontban.

²³ saját szerkesztés

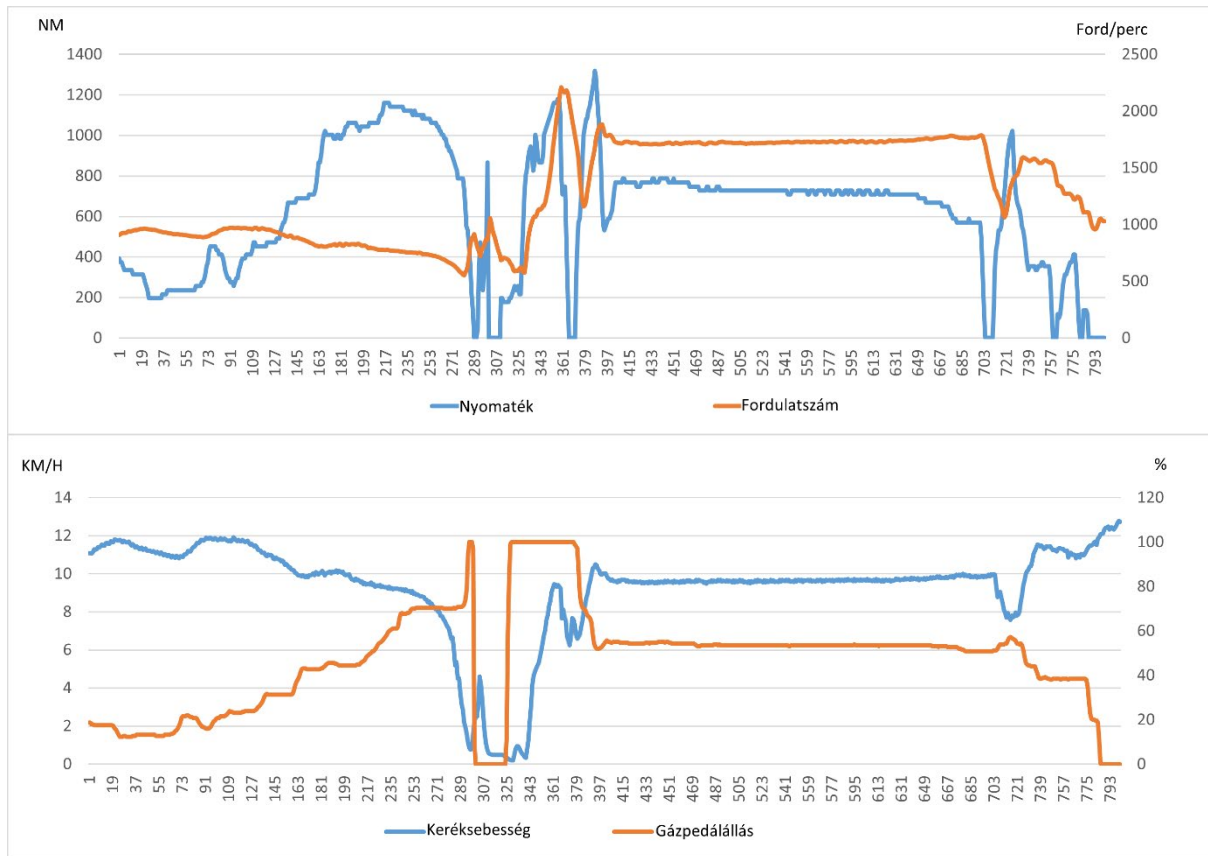


4. ábra: Dízel tehergépkocsi hegyemenet tesztjének 2. köre²⁴

A második teszt során a járművek nem álló helyzetből indultak, a dízelhajtású gépjármű 11 km/h sebességgel érkezett az 1. ponthoz 5 sebességi fokozatban és ebben a fokozatban maradt az emelkedőn végéig. A nyomaték kihasználtság átlagosan 43% volt. A fordulatszám átlagosan 935 ford/perc volt, a leadott nyomaték átlaga pedig 971 Nm. A dízel vontató menetdinamikában nagyon hasonlóan teljesített az első köréhez képest, az apróbb eltérések az eltérő gázpedálkezelés miatt alakult ki. Az LNG hajtású jármű motorja a második hegyemeneti teszt során leállt, közvetlenül azután, hogy a teljes szerelvény már az emelkedőn tartózkodott. Az emelkedőnek 12 km/h körüli sebességgel indult neki 880 ford/perc fordulatszámmal 5. fokozatban, viszont a 2-es pontban lévő emelkedő szakaszban a nyomatékkihhasználtság elérte maximumát az adott fordulatszámon, viszont ez a nyomaték nem volt elegendő a kamion további gyorsításához amint elérte a nyomaték a maximális értéket, a fordulatszám csökkenni kezdett ennek következtében a keréksebesség is. A váltó 571 ford/perc fordulatszámon kezdte meg a fokozatváltást 7 km/h-nál. Ennél az emelkedőnél a visszaváltás időzítése már túl későnek bizonyult így a kamion már megállt addigra, amikor az alacsonyabb fokozat kapcsolása megtörtént. A megtorpanás után 1-es sebességi fokozatba kapcsol, ezt követően a motor fordulatszáma 2200ford/percre emelkedett, utána második fokozatba váltott és 1700 ford/perc körüli fordulatszámon haladt felfelé az emelkedőn, 9.7 km/h átlagos sebességgel. A helytelen gázpedálállás alkalmazására is következtethetnénk, viszont ennek

²⁴ saját szerkesztés

kizárására végeztünk 100%-os gázpedál állásokkal is tesztek és ott is jellemző volt a hasonló megtorpanás tehergépkocsi rángása.



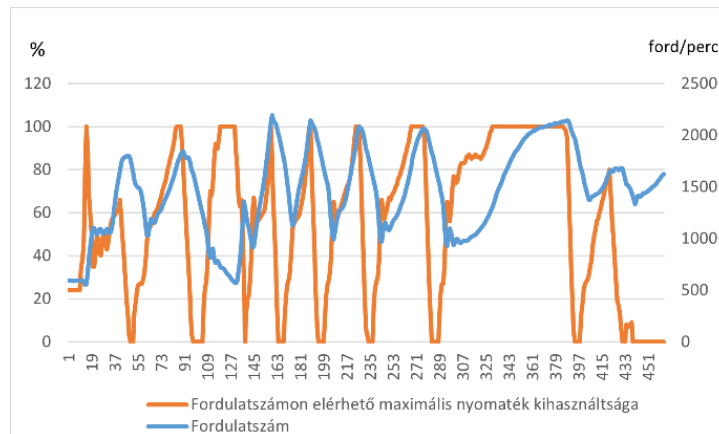
5. ábra: Teszteset nyomaték, fordulatszám, keréke sebesség, gázpedálállás diagramjai a megtorpanás alatt²⁵

A teljes gázpedálállás esetén a 18% emelkedőn álló helyzetből való indulás esetén az LNG-s vontató 3. sebességi fokozatból indult maximális fordulatszáma 1100 ford/perc, ahol a nyomaték-kihasználtság az adott fordulatszámon elérte a 100%-ot. Ezt követően felváltott 5. fokozatba és közelítőleg 1700 ford/perc fordulatszám volt jellemző itt a nyomaték-kihasználtság szintén 100% volt ezt követően pedig 6. fokozatba, ahol ismételen előfordult a 100%-os nyomaték-kihasználtság a fordulatszám pedig szintén 1700 ford/perc volt maximálisan viszont ezt a pontot elérve a következő fokozatváltás megkezdésekor a fordulatszám jelentős csökkenésnek indult a keréke sebességgel együtt. Bár a sebesség itt nem csökken le nullára, de a csökkenés drasztikus volt, 15km/h. A megtorpanás után visszakapcsolt 1-es fokozatban és ezt követően egyesével 5. fokozatig kapcsolta a fokozatokat. Itt minden fokozatnál jellemző volt a magas fordulatszám a fokozat kapcsolása előtt. Mindegyik fokozatváltásnál jellemző volt

²⁵ saját szerkesztés

következő fokozat kapcsolásáig egy pillanatnyi sebességcsökkenés és ezt követően indult újra emelkedésnek a sebesség.

A sebességcsökkenés mértéke a váltásoknál egyre nőtt a fokozatok nagyságával. Az első fokozat váltásánál 3 km/h csökkenés volt, míg az ötödik fokozat végére ez 7 km/h csökkenéssel járt. További 100% gázpedálállás melletti teszteknel is nagyon hasonlóan viselkedett a vontató.



6. ábra: Teljes gázpedálállás esetén a fordulatszám és a nyomatékkihhasználtság (megtorpant)²⁶

Összeségében elmondható, hogy a nem megfelelő váltás időzítések és a nem megfelelő fokozat választása okozta a menetdinamikában az elmaradást a dízeles kamionnal szemben. Ha már az érzékelhető nyomatékszükségletnél megfelelően kezdi el kapcsolni a fokozatokat a szükséges teljesítmény függvényében, sokkal hatékonyabban, és a sofőr számára komfortosabban és az esetleges törékeny árú szempontjából biztonságosabban tudott volna felmenni az emelkedő. Ha a pótkocsi teljes kapacitásán lett volna felpakolva, még nagyobb nehézség lett volna az emelkedő. A 18% emelkedő a valóságban ritkán fordulhat elő főleg kamionok útvonalát tekintve, de előfordulhat olyan szituáció, mely során felléphet ilyen emelkedő, például telephelyeken, itt gyorsítás során érezhető különbség lenne a dízel kamionhoz képest főleg terhelt állapotban, viszont hosszú távú fuvarozásoknál a váltó kialakításából adódóan nagy mennyiségű károsanyag kibocsátás és tüzelőanyag fogyasztás csökkenés érhető el.

²⁶ saját szerkesztés

6. Összegzés

A vizsgálat során megállapítottuk, hogy az LNG hajtású tehergépkocsi menetdinamikáján nagymértékben lehetne javítani, ha az áttételekhez mérten megfelelő időben történik a váltás, így nőne az adott nyomatékon elérhető maximális nyomaték kihasználtsága. A vizsgált hill teszt esetén az LNG első körében például, ha a dízelmotoros tehergépkocsihoz hasonlóan viselkedne és a nyomaték-kihasználtság 80% lenne, ebben az esetben többlet nyomaték igény jelentkezésénél a további 20%-a elérhető maradna. A váltóban lévő PreVision GPS System is befolyásolhatta az eredményeket, a magasság érték adatai között nem szerepeltek a hilltrack pályaelem emelkedési adatai és alapvetően sík terepnek érzékelt. Amennyiben összehasonlítjuk a síkterepes gyorsítással, akkor összefüggéseket fedezhetünk fel, mind a sebességfokozatok váltásának idejével, mind a választott fokozatok nagyságával. A váltó csak a megtorpanást követően reagált a kialakult helyzetekre. A két tehergépjármű nyomatékleadása is eltérő 400 Nm különbséggel.

A dízeles vontató a PreVision GPS System-re hagyatkozva elképzelhető, hogy nem torpant volna meg, mivel a gyorsításnál használt fordulatszám tartományok és sebességi fokozatok esetén a Dynamic váltónak köszönhetően nagy nyomaték tartalékokkal rendelkezik, így képes nagy teljesítményigényt kielégíteni, viszont a fogyasztása is magasabb értékű lesz.

7. Köszönetnyilvánítás

A publikációban szereplő kutatás támogatását köszönjük a NémoGREEN projekt megvalósulását és a tesztek létrejöttét támogató szervezeteknek, melyek a Némotrans Kft., ECO-tech visiON Kft. az IVECO járművekkel, Shell Magyarország, ZalaZONE Innotech Kft.

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

Irodalomjegyzék

- [1.] Martins, Jorge és F. P. Brito: Alternative Fuels for Internal Combustion Engines in Energies 13, no. 16: 4086. (2020) DOI: <https://doi.org/10.3390/en13164086>
- [2.] R. Estevez, Laura Deblas, Francisco Javier Lopez Tenllado, Felipa M. Bautista, Antonio A. Romero & Diego Luna (2024). Internal Combustion Engines and Carbon-Neutral Fuels: A Perspective on Emission Neutrality in the European Union. Energies. 17. 1172. DOI: [10.3390/en17051172](https://doi.org/10.3390/en17051172).
- [3.] Satish Kumar, Hyouk-Tae Kwon, Kwang-Ho Choi, Wonsub Lim, Jae Hyun Cho, Kyungjae Tak, Il Moon LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development, Applied Energy, Volume 88, Issue 12, Pages 4264-4273, 2011, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.06.035>.
- [4.] Qijun Tang, & Jianqin Fu, & , Jingping Liu & Feng Zhou, & Zhipeng Yuan, & Zhengxin Xu: Performance improvement of liquefied natural gas (LNG) engine through intake air supply. Applied Thermal Engineering. 103. (2016) DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2016.05.031](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.031).
- [5.] ZF Traxon automata nyomatékváltó gyári dokumentáció: https://www.zf.com/products/en/special_vehicles/products_64406.html Letöltés ideje: 2024. 10. 07.
- [6.] Weibin Yang, Guangqiang Wu és Jianwu Dang: Research and Development of Automatic Transmission Electronic Control System in IEEE International Conference on Integration Technology, 442-445, (2007), DOI: [0.1109/ICITECHNOLOGY.2007.4290514](https://doi.org/10.1109/ICITECHNOLOGY.2007.4290514)
- [7.] Sütthő, Gergő és Hány András: Comparison of Carbon-Dioxide Emissions of Diesel and LNG Heavy-Duty Trucks in Test Track Environment in Clean Technologies 6, no. 4: 1465-1479. (2024), DOI: <https://doi.org/10.3390/cleantechnol6040070>
- [8.] Baráth Balázs, Jagicza Márton, Sütthő Gergő, és Tóth Gábor László "Examination of the Load's Effect on Fuel Consumption and CO2 Emissions, in the Case of a Diesel and LNG Powered Tractor" Engineering Proceedings 79, no. 1: 17. (2024), DOI: <https://doi.org/10.3390/engproc2024079017>

Kétütemű részvezérlésű motor vezérlésének átalakítása forgótárcsás vezérlésűre

Conversion of a Two-Stroke Port-Controlled Engine to Rotary Valve Control

Pap Róbert

Széchenyi István Egyetem

paprobi200@gmail.com

Absztrakt

Egy kétütemű belsőégésű motor vezérlésének átalakításával szeretném bemutatni, hogy a hétköznapiakon túl a versenyszférában is létjogosultsága van még most is a kétütemű motoroknak, a négyütemű társaikkal szemben. Ezt a megszokott és jól ismert membránvezérléses konstrukció újraalkotásával fogom vázolni, melyhez egy egyedileg tervezett forgótárcsás megoldást alakítok ki. A vezérlés kialakításában egy tárcsa fogja a motor szívási fázisát szabályozni, ezáltal a kialakításnak köszönhetően a vezérlés fokolható lesz, illetve az elhelyezése miatt egy egyedileg kialakított szívórendszer használatával, a motor finomhangolása folyamán jelentősen lehet növelni a teljesítményt. Tekintve, hogy a membránselepet teljesen elhagyom a konstrukcióban, ezért az áramlástanai veszteségek is látványosan csökkennek. Bemutatom továbbá a Cagiva Mito motorblokk modell megalkotásának főbb szakaszait, mely magába foglalja a felületszkennelés és a Reverse Engineering fogalmát is, ugyanis a vezérlést egy már kész motorkonstrukcióhoz terveztem. A cikk végén pedig gyártásra optimalizálom az egyedileg tervezett alkatrészeimet, melyet a műszaki rajzok elkészítésével zárok le, hogy az adott alkatrészek gyártásra kész állapotban legyenek.

Kulcsszavak: Kétütemű belsőégésű motor, 3D szkennelés, Reverse Engineering

Abstract

In my thesis, I am to demonstrate the relevance of two-stroke engines, which are still in use today, in the racing sector as well as in everyday applications, compared to their four-stroke counterparts. I will outline this by redesigning the conventional and well-known reed valve control system, for which I will develop a custom rotary valve solution. In this design, a disc will regulate the engine's intake timing, allowing for adjustable control. Additionally, due to its placement, the use of a custom-designed intake system will significantly enhance performance during fine-tuning of the engine. By completely eliminating the reed valve from the design, fluid dynamic losses will also be noticeably reduced. Furthermore, I will present the main stages of creating the Cagiva Mito engine model, which includes the concepts of surface scanning and reverse engineering, as the control system was designed for an existing engine construction. At the end of my thesis, I intend to optimize my custom-designed components for manufacturing, concluding with the preparation of technical drawings to ensure the parts are ready for production.

Keywords: two-stroke engines, 3D scanning, Reverse Engineering

1. Bevezetés

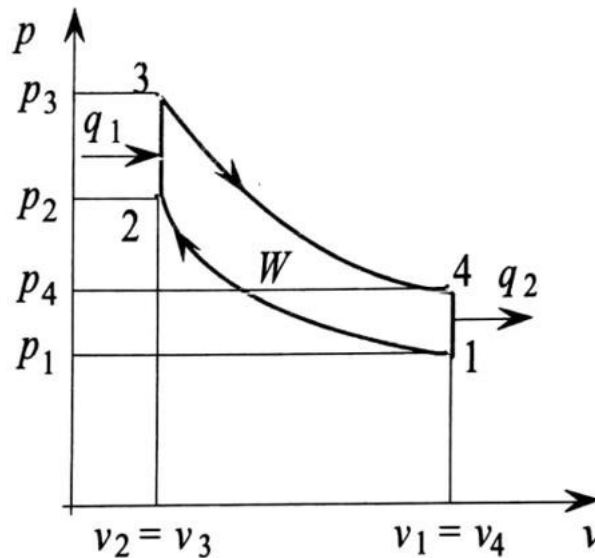
A cikk célja egy Cagiva Mito 125 motorblokk vezérlésének fejlesztése, amely akár különböző amatőr motoros versenyeken is használható lesz. Több forrásból is lehetett már hallani, hogy 2026-ra lehetséges, hogy a motorsport világába visszatérnek a kétütemű motorok a kiemelkedő teljesítmény-súlyarányuk miatt. A versenyszféra világában, viszont fontos fejlesztéseken esnek át a motorok a rajthoz állás előtt, amikkel ezek teljesítményét, megbízhatóságát, fogyasztását, valamint a súlyukat szeretnék minél kedvezőbbre alkotni. Az általam tervezett vezérlés, jelentősen változtatja a membránszelepes vagy részvezérléses motorok töltését, ugyanis ezeket elhagyva egy forgótárcsa fogja az üzemanyag-levegő keveréket a forgattyús térbe juttatni. Ehhez magát a vezérlőtárcsát szükséges megtervezni megfelelő tűréseket használva, ugyanis a forgótárcsa fokolásával teljesen egyénileg szabályozható a motor szívási ideje. Minimális átalakítás szükséges lesz a motorblokkon, illetve a generátorfedélen, a tárcsa elhelyezése miatt, azonban a kialakítás folyamán figyelembe veszem a megvalósíthatóságot és a gyártástechnológiát is. A megvalósítást a motor különböző alkatrészeinek digitalizálásával kezdtem, melyhez egy GOM ATOS Core 3D szkennert használtam, kiemelkedő pontossága és egyszerű használata miatt. Az átalakításhoz szükséges alkatrészeket egyenként mértem be, melyeket a visszamodellezés folyamán a modell térben illesztettem össze. Tekintve, hogy a mérés folyamán sajnos nem mindig kapunk felülethiba nélküli képet az alkatrészről, ezért fontos ezek kijavítása a visszamodellezés előtt, hogy a modell is minél pontosabb legyen a már kész alkatrészről. A cikkben bemutatom a 3D szkennelés, illetve a Reverse Engineering technológiát is, valamint a versenyszférába történő fejlesztés menetét, illetve az egyedileg tervezett alkatrészek gyártásra optimalizálását egyaránt.

2. Kétütemű motor bemutatása

Otto motornak nevezzük azokat a külső/szikra gyújtású motorokat, melyeknél a tüzelőanyag legtöbbször benzin és ezt a tüzelőanyagot egy gyújtógyertya által létrehozott villamos ív gyújt be az égéstérben. Az Otto körfolyamatnak alapvetően négy fázisa van, melyeket az 1. táblázat szemléltet.

1. táblázat: Otto körfolyamat négy fázisa²⁷

Szívási ütem	1-2 szakasz
Sűrítési ütem	2-3 szakasz
Expanzió (égési) ütem	3-4 szakasz
Kipufogási ütem	4-1 szakasz



1. ábra: Ideális Otto-ciklus P-V diagram²⁸

Szívási ütemben a dugattyú mozgásának köszönhetően depresszió keletkezik, majd a keverék a külső légnyomás segítségével a hengerbe áramlik, ekkor a dugattyú az alsó holtpontra mozog és a fölötte lévő tér teljes mértékben megtöltődik levegő-benzin keverékével. Sűrítési ütemnek azt a folyamatot nevezzük, amikor a dugattyú a felső holtpontra mozog, itt a hengerben lévő keverék már nem tud kiáramlani a hengertérből, ezért a dugattyú jelentősen összenyomja, összesűríti azt. Ezután kezdődik az expanziós folyamat, amikor a dugattyú a felső holtpontra közelében van, ahol a sűrített keverék begyújtása történik, így a megfelelő benzín-levegő keverék égése megy végbe, ennek nyomása a dugattyút ismét az alsó holtpontra mozditja, ezzel generálva a motor hasznos munkáját. Végezetül a kipufogási ütemben az expanzió folyamán létrejött gázok a kipufogószelep vagy rés felé távoznak a hengertérből. Alapvetően az Otto motorokat két nagy csoportba soroljuk, melyek lehetnek kétüteműek vagy négyüteműek. Az egyik legfőbb eltérés a két motor között, hogy amíg a négyütemű motorok a teljes ciklust két főtengety fordulat alatt hajtják végre, addig a kétüteműek mindezt egy

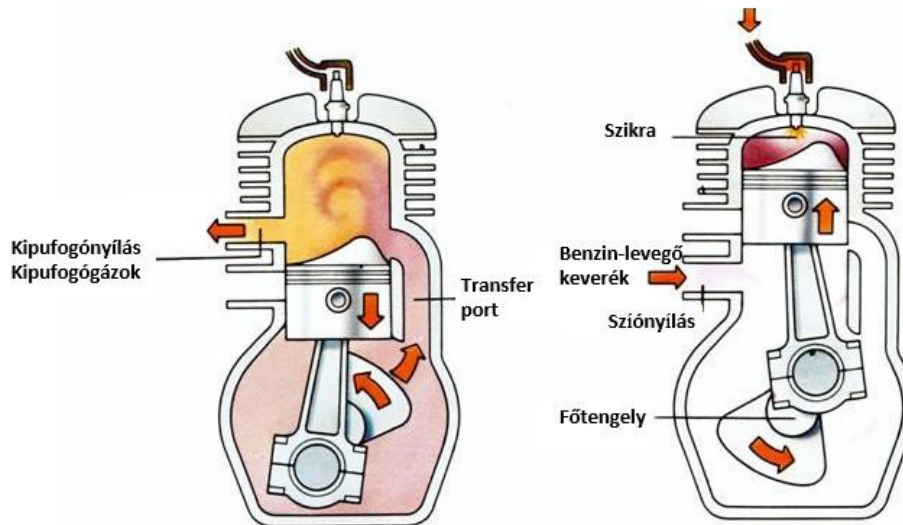
²⁷ saját szerkesztés

²⁸ Bagány Mihály: Belsőégésű motorok 2011 Nemzeti Tankönyvkiadó

főtengely fordulaton teszik meg, ezáltal a kétütemű motoroknál minden főtengelyfordulatra esik egy hasznos ütem, amíg a négyüteműeknél csak minden másodikra. Ennek köszönhetően a kétütemű motorok felépítése és kialakítása jelentősen eltér a négyüteműektől. [1-3]

A kétütemű motorok működési elve jelentősen nem tér el a négyütemű motoroktól, azonban kialakításuk miatt mégis másképpen működik a motor a négy ütem végbemenetele alatt. Ez esetben a szívási és a sűrítés ciklus egyidejűleg valósul meg a motor működése folyamán, ugyanis itt a felső holtpont felé mozgó dugattyú a zárt forgattyús házban hoz létre alacsonyabb nyomást. Azzal, hogy a dugattyú emelkedni kezd, szabaddá válik a szívónyílás, ahol kinyitja a membránszelepet, és a forgattyús térbe a karburátorból a benzin-levegő keverék szabadon be tud áramolni. Itt a főtengely 0 vagy 360°-os szöveget zár be, miközben a dugattyú a felső holtpontban van. Az expanziós folyamatot is egyként említhetjük a kipufogó szakasszal, ugyanis az ív gyújtása után a dugattyú az alsó holtpont felé mozgásával egyidejűleg cserélődik az égéstérben a kipufogógáz az új keverékkel. A dugattyú mozgása szabaddá nyitja a 4 kipufogónyílást. A forgattyús házból, egy bizonyos átömlő csatornán keresztül tud cserélődni az üzemanyag az égéstérben. Az 1. ábra tökéletesen megmutatja, hogy miért is van hatalmas jelentősége az átömlő csatornának, így kiegészítő munkafázisként megtörténik az átömlés is. [4-5]

Tekintve, hogy a kipufogógáz egy nyitott nyíláson keresztül távozik, így bizonyos mennyiségű keverék is azonnal a kipufogógázzal együtt távozik a hengerből, éppen ezért talán ez a legkényesebb munkafázis, ugyanis a henger jó öblítése, töltése, üzemanyag fogyasztása és teljesítménye jelentősen függ attól, hogy az átömlés folyamán a friss keverék mennyire tudja kiszorítani a gázokat, illetve mennyi távozik azokkal együtt. Ez ügyben igyekeznek a gyártók az átömlő nyílást lehető legmesszebb tenni egymástól, mely általában 180°.



2. ábra: Kétüteműmotor működési elvének ábrázolása²⁹

A kétütemű motorok öblítése sajnos nem olyan egyszerű, mint a négyüteműeké, ugyanis nem szelepvezérléssel van megoldva, hanem a henger oldalába mart csatornákkal, ezért előfordul olyan állapot, hogy az összes szívócsatorna és kipufogó csatorna egyszerre nyitva van (alsó holtpont), ahol szükséges kihasználni a különböző gázlendéseket, hogy a friss töltet a hengerben maradjon. Annak érdekében, hogy az öblítés a motoroknál a lehető legjobb legyen, ezért különböző megoldásokat alakítottak ki.

A kipufogócsatornába való áramlás ellen egyszerűen lehet védekezni egy plusz geometriával, amelyet a dugattyú tetején helyeznek el, ugyanis ezzel a megoldással a friss keveréket egyszerűen a hengerfej felső részéhez lehet terelni. Ennek fantázianeve a tarajos vagy lépcsős dugattyú. Sajnos amellet, hogy a keveréket megfelelő irányba tereli az átömlés során, többsúlyt képez a dugattyún, amivel az alternáló tömegerek, valamint a dugattyú felülete jelentősen megnő, ezek pedig egy teljesítmény orientált konstrukció esetén kerülendők. [5]

A másik megoldás a megfelelő öblítésre a keresztöblítéses vagy huroköblítéses kialakítás, ahol egymással szemben két átömlő csatorna van. Ennek gyakorlati haszna, hogy a különböző szögellátott csatornákon feláramló keverék az égéstérben összeütközik, ezzel akadályozva a kiáramlást. A megoldás kedvezőbbé teszi, hogy nincs a dugattyún többsúly, viszont a két kamra miatt nagyobbak az áramlási veszteségek. [6-7]

²⁹ Bagány Mihály: Belsőégésű motorok 2011 Nemzeti Tankönyvkiadó

Az imént említettek mellett egy másik megoldandó akadály a szívási ütem megfelelő szabályozása. Kezdetben a motorok csupán részvezérléssel működtek, tehát előfordulhatott, hogy a friss keverék a szívócsatorna irányába távozott, ezzel rontva a motor töltésének a hatásfokát.

A tisztán részvezérelt motorokkal csak alacsony teljesítményű, olcsó járműveknél találkozhatunk. Két megoldás terjedt el ennek a jelenségnek az orvosolására, az egyik a membránszelep alkalmazása, a másik pedig a forgótárcsás konstrukció használata. Membránvezérlés esetén a forgattyús ház, illetve a fojtószelep között egy membrán helyezkedik el, ami a szívócsőben visszacsapó-szelepként működik. Amennyiben a forgattyús házban nagyobb a nyomás a külső nyomásnál, úgy a membrán szelep zár, ezzel megakadályozva a töltet visszatolását a szívórendszerbe. Mivel ez a rendszer mindig az aktuális nyomásviszonyoknak megfelelően üzemel, ezért rugalmas, széles tartományban üzemelő motorokat lehet így készíteni. A rendszer hátránya, hogy a szívórendszer hosszát megnöveli, illetve a megfelelő membrán lapok illesztése megfelelő módszereket igényel. [6]

A forgótárcsás vezérlés esetén a forgattyús tér és a fojtószelep között egy tárcsa helyezkedik el, ami meghatározza, hogy milyen főtengely szöghelyzetben optimális a motor szívórendszerét nyitva, illetve zárva tartani. Ennek a rendszernek az előnye, hogy egy rövidebb szívórendszer alakítható ki vele, ami a magas fordulatszámok esetén szükséges. Kialakítása egyszerű, azonban a tárcsának a szívórendszert zárnia, illetve nyitnia kell, ezért ennek karbantartásáról gondoskodni kell. Forgótárcsás vezérlést többnyire versenymotorokban alkalmaznak, ahol a motornak csak egy szűk fordulatszám tartományban kell működnie. [6-7]

3. Méréstechnika, 3D szkennelés- Reverse Engineering

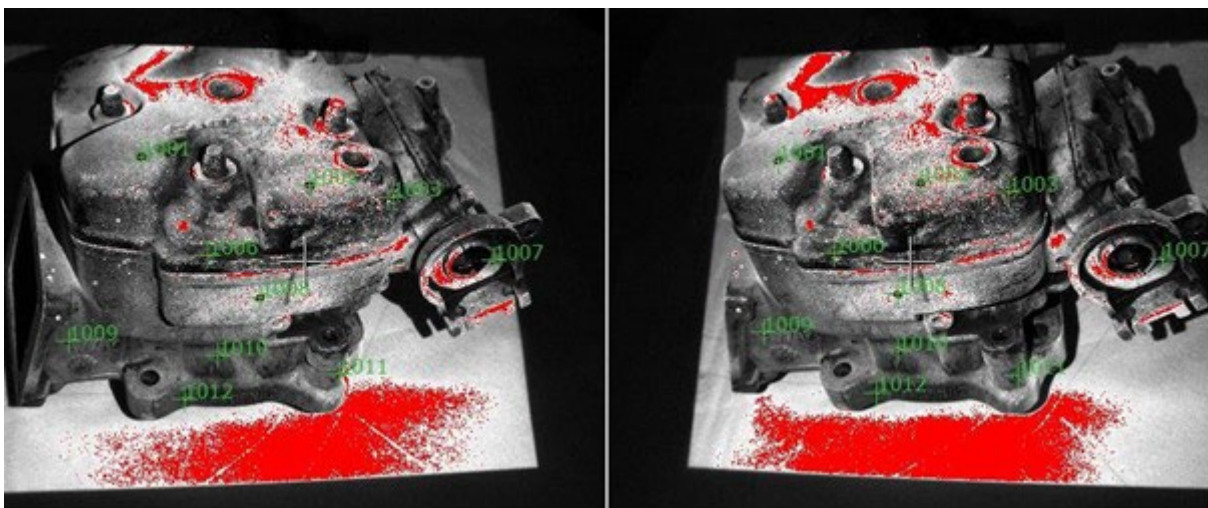
A fizikai tárgyak digitális rekonstruálásának és roncsolásmentes mérésének talán legismertebb és legtöbbet használt módja a 3D beolvasás (szkennelés), ahol az alkatrészt, vagy bármilyen tárgyat egy pontfelhő segítségével jelenítünk meg digitális formában. Működési elve szerint a legtöbb 3D szkennelők gyakorlatilag egy nagy felbontású projektorként működik, amely egy raszterhálót vetít rá a tárgyra. Itt a szkennelők alapján a kivetített háló alapján vizsgálja annak torzulását, illetve a visszavert fényt. Ez alapján tud egy pontfelhőt alkotni, amellyel megalkotja az adott alkatrész geometriáját. Ezeket az alkotott pontokat apró háromszögekkel köti össze, és egy polygon modellt alkot, ami gyakorlatilag egy háló. [8]

Reverse Engineering alatt azt a folyamatot értik, amikor egy alkatrész modelljét, már egy kész fizikai alkatrész vagy termék alapján alakítják ki. Gyakorlatilag ez a módja annak, hogy egy készterméket digitalizáljunk, vagy konstrukciósan változtassunk. Ez ipari szinten számos előnnyel bír, melyeket előszeretettel használnak mérésre, változtatásra, ellenőrzésre és módosításra. A Reverse Engineering menete a következő: Az alkatrész megvizsgálása során a mérés menetének módját lehet ellenőrizni, esetleg összeszerelt alkatrésznél el lehet dönteni, hogy szükséges-e a szétszerelés. Ez természetesen függ az alkatrészek méretétől, geometriájának bonyolultságától és anyagától is. Ezután kezdődik a mérés. A mérés folyamán már az alkatrészt a modell felépítése alapján érdemes előkészíteni, figyelembe véve, hogy a módosítás mely részeit fogják érinteni az alkatrészek, illetve mennyire szeretnénk pontosan meghatározni az alkatrész geometriáját. Erre különböző eszközök állnak rendelkezésre, ugyanis az egyszerűbb alkatrészek visszamodellézését könnyedén lehet megoldani akár tolómérővel, vagy mikrométerrel, amíg a bonyolultabb, komplexebb alkatrészeket 3D szkennelvel. Itt fontos a modell pontosságának meghatározása a mérési folyamat választása előtt. A bemért alkatrészt először érdemes egy erre a célra fejlesztett szoftverbe beimportálni, ugyanis itt a mérés minőségét figyelembe véve lehet az alkatrész hibáit javítani. Ezen felül érdemes az alkatrész sík felületeit megjelölni, emellett az alap X, Y, Z síkokat meghatározni. [8-9]

Az előzőekben bemutatott módszerekkel a modell felépítésén jelentősen lehet könnyíteni, illetve a hibák javításával a modellben minél több felületet megmutatni. Amennyiben a mérést csak kézi mérőeszközzel (tolómérő, mikrométer) végzik el, akkor az alkatrész modellezése azonnal elkezdhető. Ezután a digitalizált pontfelhőt át kell exportálni a tervező szoftverbe. Gyakorlatilag bármelyik szoftver alkalmas a visszamodellezésre. Itt több módja is lehet a modell felépítésének. A pontfelhőt be lehet importálni a modellterbe, és a modellt gyakorlatilag köré építeni. Ez alapján gyakorlatilag folyton látszódik, hogy a modell, hogy áll az alap alkatrészhez képest. Ennek hátránya, hogyha a szkenn vagy a síkolás folyamán pontatlan valamelyik méret, akkor a modellben is pontatlan lesz. Emellett jelentős gépigény szükséges, ugyanis a modell mellett egy több millió pontból álló sík is jelen van a modellterben. A másik hasznos megoldás, hogy a mérés technikához használt és a tervező szoftver párhuzamosan fut. Sok javító program képes arra, hogy a felületek meghatározása után képes a pontok és a felületek közötti mérésre. Ez alapján a tervező programban csak a modellt építik, míg a háttérben a méretek külön ablakban láthatók. [8-10]

4. Cagiva Mito motor beszkennelése

A forgótárcsás konstrukció tervezéséhez először a motor alkatrészeinek bemérésével kellett kezdenem, ugyanis a motorhoz fizikailag hozzáfértem, viszont digitális formában csak a motor adatai voltak meg. Kezdetben mérlegeltem, hogy az átalakítás mely alkatrészeket fogja érinteni, ugyanis a digitalizálást ez alapján kezdtem el. Az alkatrészek digitalizálásához egy GOM ATOS Core 200 3D szkennert használtam, amelyet kifejezetten a kisebb, illetve közepes méretű alkatrészek mérésére fejlesztettek ki. Nagyon precíz és egyszerűen használható szkennert, melynél nem a szkennert kell körbe mozgatni az alkatrész körül, hanem a szkennert fix pozícióban marad. Funkciói közé tartozik a Triple scan, a poligonháló szerkesztése, valamint az azonnali dokumentáció. A 200 x 150 mm mérési területen kivetített raszterháló 0.08 mm távolságonként vesz fel egy pontot. Mindezt két különböző szögben álló kamerával rögzíti. Miután az alkatrészeket felkészítettem a digitalizálásra, jöhetett a mérés. A mérés folyamán a már felkészített alkatrészt egy sima felületre tettem le, amelyre a kamera tökéletesen rálátott. Az alkatrészeket egy terítón raktam az asztalra, a GOM szkennert pedig egy tripodon fix pozícióba állítottam, ezután, hogy minél több szögből, illetve minél pontosabb képet kapjunk az alkatrészeiről, ezért az alkatrészt forgatjuk a szkennert előtt minden képnél. Itt fontos, hogy a szkennert 2 ismert referencia pontot mindig lásson az alkatrészen, ugyanis így tudja felvenni az újakat. Ezek a referenciapontok az alkatrész felületén, melyet a 3. ábra mutat be.



3. ábra: Szkenner képe, illetve referenciapontok megjelenítése³⁰

³⁰ saját készítés

5. Reverse Engineering használata

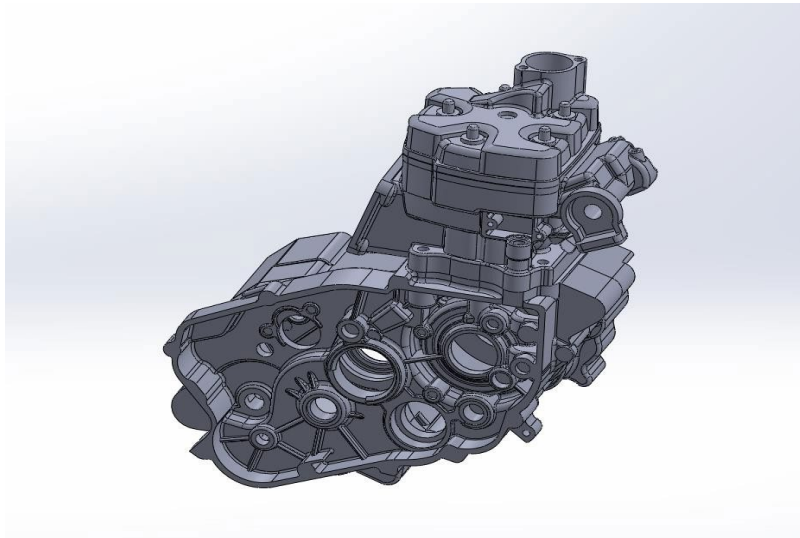
Alapvetően 3 különböző módszerrel lehet, illetve érdemes nekiállni egy modell szkenn alapján történő megalkotásának. Az első, hogy a bemért alkatrészt törekszünk minél egyszerűbb geometriákra bontani még a háló javításával egyidejűleg, majd a tervezőszoftverbe csak ezeket az egyszerűbb alakzatokat töltjük be. Ez egy viszonylag egyszerű módszer, és kiválóan működik kisebb alkatrészek esetén, melyeknek nem bonyolult az alap geometriájuk sem. Itt az alap alkatrészt figyelve a referencia alakzatokkal kifejezetten gyorsan fel lehet építeni a modellt. [10]

Egy minimálisan bonyolultabb módszer, miszerint a GOM szoftverében egy általunk meghatározott sík mentén fel tudjuk venni a geometria pontjait. Ezeket a síkokat megsokszorozva gyakorlatilag rétegesen megadjuk az alkatrész pontjait, amelyeket modellben egy felszínt alkotva összekötünk, és testet alkotunk belőlük. Ebben sajnos egy minimális hibafaktor is van, ugyanis nem minden tervezőszoftver olvassa be gond nélkül az adott síkokon lévő ponthalmazokat, ezenfelül számolni kell azzal is, hogy lehet eltérés az GOM szoftver, illetve a tervezőprogram alpméretezésében, így előfordulhat, hogy más dimenziókban állunk neki az alkatrészt megvalósítani.

Az általam választott módszer talán a legelterjedtebb a bonyolultabb alkatrészeket tekintve. Itt adott síkokon kezdtem el körberajzolni az alkatrész adott részeit, szintúgy több Plane használatát, illetve felvételét igényli, viszont a bonyolultabb részek, illetve geometriák is egész nagy pontossággal kirajzolhatók. A Reverse Engineering ezen megoldásánál célszerű, hogy a mesh kép is meg van nyitva párhuzamosan, a modell alkotása mellett, ahol állandó mérés ellenőrizzük a méreteket. Ez egy viszonylag lassabb folyamat, viszont messze legpontosabb, ezenfelül be lehet húzni a tervezőszoftverbe magát az alkatrész teljes fájlját is, ahol gyakorlatilag az alkatrész hálóból alkotott képe köré lehet építeni teljesen a modellt. Ez egy állandó ellenőrzést tud adni, illetve sokkal látványosabban épül a modell is a képhez viszonyítva. [10-11]

Igazából ezen metódus alapján alakítottam ki a modelleket, így alkatrészenként tudtam véghezvinni azokat az átalakításokat, melyeket a forgótárcsás konstrukció megkövetel. A módosítások pedig már összeszerelt állapotban is láthatók, ugyanis ahogy az alkatrész modellek elkészültek, érdemes készíteni egy összeállítást (Assembly) róla. Az összeállítás lényege, hogy különböző illesztésekkel lehet a különálló alkatrészeket, összeszerelt állapotba hozni. Itt van

lehetőség akár funkció szerinti mozgásokat is belerakni az összeszerelésbe, ezzel is ellenőrizve, illetve megmutatva az alkatrészek fontosságát. Itt lehetőség van akár felületeket, akár a modellezés folyamán létrehozott síkokat illeszteni egymáshoz.



4. ábra: Összeszerelt Mito motor alkatrészei Solidworksben³¹

6. Egyedi alkatrészek tervezése

A tárcsa forgórészét a főtengely mozgása fogja meghajtani, ehhez a főtengely generátor oldal felőli részére egy egyedi fogaskereket terveztem, amely közvetlenül csatlakozik a főtengely végéhez. A tervezés során a tengely alapvető kialakítását használtam, ugyanis a főtengelyen nem szerettem volna átalakítást végezni. A generátor egy kúpon csatlakozik a tengelyhez, és ennek forgását egy fészkes retesszel biztosították. Mindezt egy talpas anyával rögzítették axiális irányban, ugyanis a tengely végén egy menet található. Ezzel a megoldással tökéletesen alakzáró a generátor forgó része. Ezt a menetet használtam ki én is a fogaskerék meghajtására, ugyanis az általam tervezett konstrukcióban egy vékonyra megmunkált felület fekszik be a talpas anya alá, és ebből a helyzetből egy lépcsősen esztergált fogaskerék fogja a meghajtást biztosítani. A fogaskereket pedig ugyanaz a talpas anya rögzíti, mint a generátort is. Itt a menet, illetve az anya meghatározásánál fontos szempont volt, hogy a motor mozgásából adódóan ne lazuljon le a fogaskerék, hanem ellenkezőlegesen, rászorítsa a mozgás a fogaskereket.

³¹ saját készítés

A meghajtás egy 1-1-es áttételű fogaskerék párral történik, ezáltal ennek a keréknek a párját helyeztem el a forgótárcsa tengelyére. A fogaskerekek tervezése folyamán figyelembe vettem a gyárthatóságot, ezáltal szabványos modult választva igyekeztem minél egyszerűbben kialakítani a geometriát. Anyagául egy nemesíthető, magas szívóssággal rendelkező anyagot, a 42CrMo4-et választottam, ugyanis ez az anyag, amely Európa szinten (Q+T-s) nemesítési szabvánnyal könnyen beszerezhető, emellett a fogaskerék gyártáshoz tökéletes. A fogaskerék központja menetes furattal van ellátva, ezáltal ez is könnyen felhelyezhető a főtengelevégre. A fogaskerék elhelyezése után már könnyen ki lehetett szerkeszteni a másik kerék központját is, ezzel meg is kaptam a forgótárcsa tengelyének központját. Ezután tudtam már a továbbiakkal is tervezni. A jelen konstrukcióban időszakosan érdemes a fogaskerekeket egy kis mennyiségű zsírral vagy olajjal becsepegtetni, ezzel nagyjából egy versenyre elegendő kenést biztosítva a hajtásnak. Ezt egy külön térrel érdemes lezárni a generátor fedélen belül, azonban kialakítását tekintve érdemes hozzáférést biztosítani.

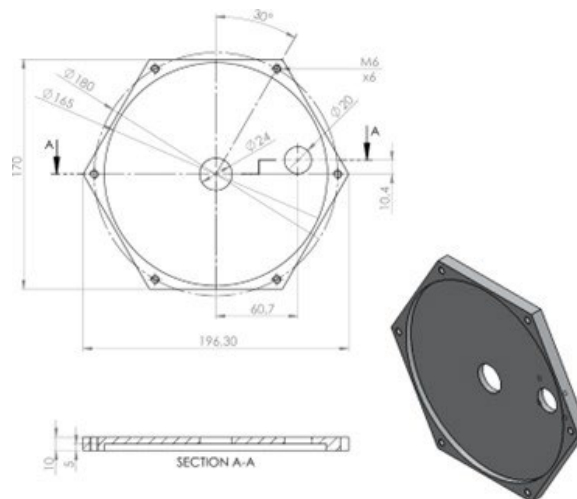
A tárcsánál több szempontot is figyelembe vettem a tervezés folyamán. Az elsődleges szempont, hogy üzemanyag- és olajálló legyen, tekintve, hogy a karburátor közvetlenül csatlakozik a külső tárcsához, ezenfelül a versenyszféra miatt fontos szempont a súlya, illetve a rögzítése, bár tekintve, hogy a generátoron túllóg a tárcsa, ezért annak rögzítése nem volt egyszerű. Először a rögzítését kezdtem kialakítani, melynél különböző tartókat alkalmaztam. A megvalósítás folyamán három tartó fogja alapvetően a tárcsát. Egy a hengert a forgattyús házhoz tartó töcsavarra terveztem, kettő pedig a generátorfedél alján helyezkedik el, emellett tekintve, hogy a szívócső a blokkfélhez van hegesztve, ez is ad a tárcsáknak egy tartást. Mindezen felül a karburátor oldalon a motor vázához lehet rögzíteni a másik oldalról, viszont ehhez a vázba történő pontos elhelyezés szükséges. A tervezett tartók elég rögzítést biztosítanak a tárcsának, viszont ennek pontos meghatározásához ismételten szimulációkon keresztüli validálás szükséges. Nem elhanyagolható szempont a súly sem, ennek érdekében 2 különböző anyag közül választottam, melyek az alumínium és a Pom-C műanyag. Ezek összehasonlítását a 2. táblázat tökéletesen szemlélteti.

2. táblázat: 6060 Alumínium- POM-C műanyag összehasonlítása³²

Anyagok	6060 (AlMg1SiCu) Alu.	Acetal Copolymer (POM-C)
Sűrűség (g/cm ³)	2,7	1,4
Young modulus (szakítási modulus) (GPa)	69	9,7
Axiális merevség	14	3,3
Hajlítási merevség	50	44
Szakítószilárdság (MPa)	130	110
Súlyerő Axiális pontoknál	20	19

A 2. táblázatból kiderül, hogy a POM-C műanyag tulajdonságai nem térnek el jelentősen a 6060-as alumíniumtól. Tekintve, hogy súlyban mégis képez jelentős eltérést, emellett forgácsolással tökéletesen megmunkálható a POM-C is, ezért a tárcsák állórészének anyagául az Acetal Copolymert választottam.

A felépítés 2 álló és egy forgórészből áll. Az állórészek megtervezésénél egy másik szempont volt, hogy későbbi módosításokat is el lehessen végezni a tárcsán. Ez lehet akár a szívóport átalakítása, esetleg fokolása. Az alapvetően kör geometriájú forgótér köré, egy hatszög alakú búrát terveztem, így gyakorlatilag a fejlesztések függvényében lehet a tárcsa álló részeit is forgatni. Ezek rögzítése egyszerű M6-os csavarokkal történik egy adott osztóköron.



5. ábra: Forgótárcsa állórész³³

³² saját szerkesztés

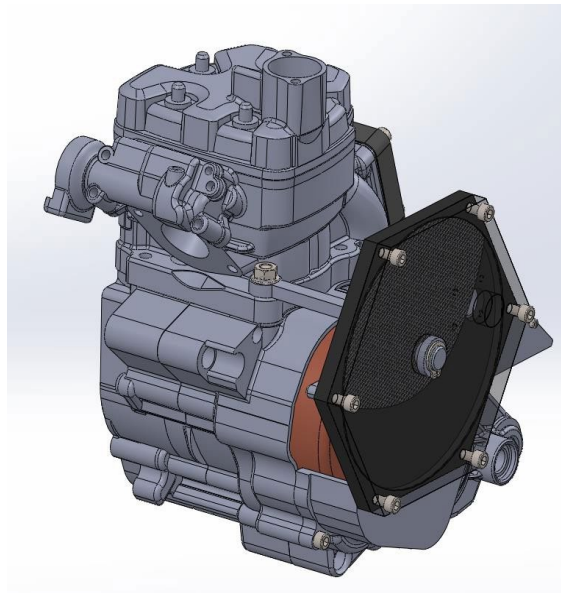
³³ saját tervezés

A tárcsák közepén látható egy furat, amely a teljes szerkezetet működtető tengelynek van kialakítva. Tekintve, hogy a tárcsák egy adott fix pozícióban rögzítve vannak, ezért a tengely forgó mozgását a két tárcsa esetén csapággal oldottam meg. Itt a kereskedelmi forgalomban is kapható SKF katalógusból választottam egysoros mélyhornyú golyóscsapágyat, ugyanis ezzel alakítottam ki a legegyszerűbb felépítést. A tengelyre a csapágyak préselve vannak, axiális irányban pedig Seeger gyűrűkkel vannak rögzítve. A tengely végén helyezkedik el, a már említett fogaskerék párja. Ugyanazzal a modullal, illetve fogházagokkal terveztem a fogaskereket, annyi különbséggel, hogy nem volt szükség a hajlított talprész megmunkálására. A tengely mozgását reteszkötéssel oldottam meg, axiális irányban pedig a tengely kialakításának köszönhetően egy váll helyezkedik el a fogaskerék mögött. Másik irányból itt is Seeger gyűrűt alkalmaztam. A két rögzített állórész között egy forgórész helyezkedik el. Ez préselve van a hajtótengelyre, ezzel veszi fel a főtengely fordulatát. A forgórész anyagául karbon alkalmaztam, amely vékony, erős és kristályos szénszálakból alkot láncot. Nagy előnye, hogy nagyon könnyű, ezért is kedvelt anyag a motorsport világában, ezenfelül jó a hőálló képessége, illetve üzemanyag-, olaj- és saválló. Ezek miatt a szempontok miatt tökéletes választásnak tartom, hogy a forgótárcsa szerepét ellássa. Formálását laminálásnak nevezzük, ahol a karbonszálak vékony fóliaszerű anyagot megfelelő arányban bekevert gyantával keverik, majd megformázzák a meghatározott geometriát. Ezt követően egy vákuumzsák alá helyezik, illetve igyekeznek minél nagyobb súly alá helyezni. Ennek célja, hogy a gyanta szilárdulása folyamán ne kerüljön az anyag belsejébe levegőbuborék. Miután a gyanta megszilárdul, ezután érdemes lecsiszolni, majd végezetül lelakozni az alkatrész felületét, ezzel is adva egy plusz védőréteget a karbon lapnak.

A karbon lap tengelyre helyezése is a lehető legegyszerűbb módon történik, ebben az esetben a tengelyt igyekeztem minimálisan lehűteni, a karbon forgótárcsát pedig felmelegíteni (ameddig a karbon engedi), ezt követően zsugorkötést képeztem a forgótárcsa, illetve a tengely között. laminálás folyamata alatt figyeltem arra, hogy a karbon szálirányban jelentősen erősebb, mint a szálla merőlegesen. A laminálás során figyelni kell arra, hogy az alkatrész, a motor forgásirányával megegyezően legyen szálirányban laminálva, ezt követően egy megbízható tárcsát kapunk, amely a konstrukcióban talán legjelentősebb szerepet játsza. A motor a karbonlap forgásával finomhangolható, ugyanis a nyitás, illetve a zárás idejét a dugattyú állásához kell hangolni,

7. Összegzés

Fontos kiemelni, hogy a forgótárca a jelenlegi konstrukcióban nincs fordulatszám tartományra optimalizálva, ugyanis jelen cikk legfőbb célja nem a motor teljesítménynövelése volt, hanem a forgótárca mechanikai megvalósítása és szemléltetése. Az optimalizáláshoz minimum 1 dimenziós szimulációban szükséges lenne a motor különböző fizikai paramétereinek meghatározása. Ezek alapján lehetne a motor finomhangolását elvégezni, és egy teljesen végleges konstrukciót megalkotni. Az összeállított motort, a 6. ábra mutatja be.



6. ábra: Összeállított konstrukció³⁴

8. Köszönetnyilvánítás

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

³⁴ saját készítés

Irodalomjegyzék

- [1.] Bagány Mihály.: Belsőégésű motorok, 2011, Nemzeti Tankönyvkiadó
- [2.] Dezsényi György, Emőd István, Finichiu Liviu.: Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata, 1989, Tankönyvkiadó vállalat
- [3.] Kevin Cameron: Two-Stroke Engines: Defining Their Purpose, 2015, Cycle World
- [4.] Alexander Graham-Bell.: Two-Stroke Performance Tuning, 1999
- [5.] Paul Olefsen.: The Two Stroke Dirt Bike Engine Building Handbook, 2015
- [6.] Wladyslaw Mitianiec, Andrzej Bogusz.: Theoretical and Experimental Study of Gas Flow Through Reed Valve in a Two-Stroke Engine, 1996, Conference: International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition
- [7.] Kálmár István, Stukovszky Zsolt.: Belsőégésű Motorok Folyamatai, 1998, Műegyetemi Kiadó
- [8.] Kvinter 3D Print Solutions – Professzionális 3D szkennerek
- [9.] <https://www.kvint-r.hu/3d-szkennek/>
- [10.] Zeiss Industrial Quality Solution – Industrial 3D Scanning
- [11.] <https://www.zeiss.com/metrology/en/systems/optical-3d/3d-scanning.html>
- [12.] 3DSourced: What is 3D Scanning? – Definition, Advantages and Uses
- [13.] <https://www.3dsourced.com/guides/what-is-3d-scanning-guide/>
- [14.] Zeiss – Capture 3D – How Does a 3D Scanner Work?
- [15.] <https://www.capture3d.com/knowledge-center/blog/how-does-a-3d-scanner-work>

Egyedi fejlesztésű flowbench pad tervezése

Custom flowbench pad design

Péczely Gergő Balázs^a Szomszéd Gábor^b

^aSzéchenyi István Egyetem, Járműmérnöki BSc szak

peczely.gergo@gmail.com

^bSzéchenyi István Egyetem, Járműmérnöki BSc szak

szomszedgabor@gmail.com

Absztrakt

Jelen cikk témája egy egyedi tervezésű flowbench padnak a tervezése. A cikk témáját az hívta életre, hogy a mérnöki munka során szükség volt az 1D-s szimulációk felépítéséhez egy olyan mérőrendszerre, ami a hengerfej csatornáinak áramlástanai ellenállásait tudja kimérni. Mivel a környezetünkben nem találtunk olyan helyet, ahol nekünk ezt a mérést el tudták volna készíteni, illetve más Formula Student csapat sem végzett még ehhez hasonló méréseket, így a célunk az volt, hogy egy egyedi fejlesztésű mérőrendszert hozzunk létre. A mérőpad ilyen szempontból egyedinek mondható, hiszen egyedi fejlesztésű mérőpad kevés van. A fejlesztés metódusa a minél egyszerűbb kialakítás volt, szem előtt tartva bizonyos kritériumokat, amik mérés technikai oldalról elengedhetetlenek voltak a pontos méréshez. Továbbá így lehetőségünk nyílt arra is, hogy a berendezést olyan módon alakíthassuk ki, ami a számunkra legkedvezőbb mérési feltételeket nyújtja, így a csatornák mérése, illetve az átszerelése időhatékonyság szempontjából kedvező volt. A mérőrendszert, illetve a pad segédberendezéseit a mérési feltételek kielégítése miatt, így a saját igényünk szerint tudtuk alakítani. Anyaghasználati szempontból a lehető legköltséghatékonyabb megoldást választottuk, az adatfeldolgozó rendszerünket pedig a motorvezérlőnkkel váltottuk ki. Jövőbeni célunk a rendszerrel, hogy különböző áramlástechnikai rendszereket tudjunk tesztelni, amiket a versenyautóban, illetve a motoron használunk, mint például fojtószelep és szűkítők vizsgálata. A padot megpróbáltuk olyan mobilisra alakítani, hogy csak egy műanyag lapot keljen cserélni, hogy különböző motorok hengerfejeit lehessen vele tesztelni. Mivel a furatátmérőnk az egy henger és a nagy köbcenti miatt igen nagynak mondható, így széles tartományú hengerátmérős motor tesztelhető vele. Jelen cikk tartalmaz egy CFD szimulációs részt is, ahol ismertette van a mérésünk 3D szimulációs felépítésének az elve is. Részletezve van egy modellfelépítés, illetve egy szimulációs környezet bemutatása is. További célunk a paddal, hogy a jövőben a méréseket, egy erre alkalmas laborban tudjuk elvégezni, így a SZEngine csapat egy áramlástechnikai labort tudjon felépíteni.

Kulcsszavak: flowbench, mérőrendszer, mérőpad, adatfeldolgozás

Abstract

This article is about the design of a custom-designed flowbench bench. The topic of this article was prompted by the need for a measurement system to measure the flow resistances of the cylinder head channels in order to build 1D simulations. Since we could not find a place in our environment where we could get this measurement done, and no other Formula Student team had ever done a similar measurement, our goal was to create a custom-built measurement system. The measuring bench is unique in this respect, as custom-developed measuring benches are few and far between. The method of development was to keep the design as simple as possible, bearing in mind certain criteria that were essential for accurate measurement from a metrological point of view. Furthermore, this allowed us to design the equipment in a way that would provide the most favourable measurement conditions for us, so that the measurement of the channels and their retrofitting was time-efficient. The measuring system and the auxiliary equipment of the bench could therefore be adapted to our own requirements in order to satisfy the measuring conditions. From the point of view of material usage, we chose the most cost-effective solution and replaced our data processing system with our motor controller. Our future goal with the system is to be able to test different flow systems that we use in the race car and on the engine, such as throttle and restrictor testing. We have tried to make the bench mobile so that only one plastic sheet needs to be replaced to test cylinder heads on different engines. Since our bore diameter is very large due to the single cylinder and the large cubic centimetres, it can be used to test a wide range of cylinder diameters. This paper also includes a CFD simulation section where the principle of the 3D simulation setup of our measurement is described. A model setup and a simulation environment are also presented in detail. A further goal with the bench is to be able to carry out measurements in the future, in a suitable laboratory, so that the SZEngine team can build a flow engineering laboratory.

Keywords: flowbench, measuring system, measuring bench, data processing

1. Bevezetés

A belsőégésű motorok egyik legfontosabb és legkomplexebb alkatrésze a hengerfej, mely magába foglalja az égésteret, ami kialakítási szempontból kulcsfontosságú, hiszen más-más égéstérrel kialakított motorok leadott teljesítménye is eltérő, továbbá a hengerfejben alakították ki a szívó és kipufogóoldali csatornákat, melyek feladata, a motor töltetcserejekor a gázoknak a hengerből történő ki- és beáramlásának biztosítása. Egy belsőégésű motor töltetcsereje, igen nagy hatással van a motor teljesítményére is. Szívó motornál teljesítményt úgy tudunk fokozni, ha minél több levegőt tudunk egy ciklus alatt a hengerbe juttatni. Ezt a folyamatot nevezzük, primer töltetcsereinek, továbbá létezik a belsőégésű motoroknál szekunder töltetcsere folyamat is. Alapvetően két különbözőt nevezünk meg.

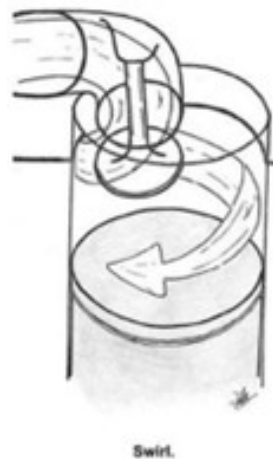
Létezik:

- Tumble (bukó áramlás), általában Ottó motorokra jellemző
- Swirl (forgó áramlás), általában Diesel motorokra jellemző



1. ábra: Tumble (bukó) áramlás³⁵

³⁵ <https://www.fltechnical.net/forum/viewtopic.php?t=18874&start=9330>



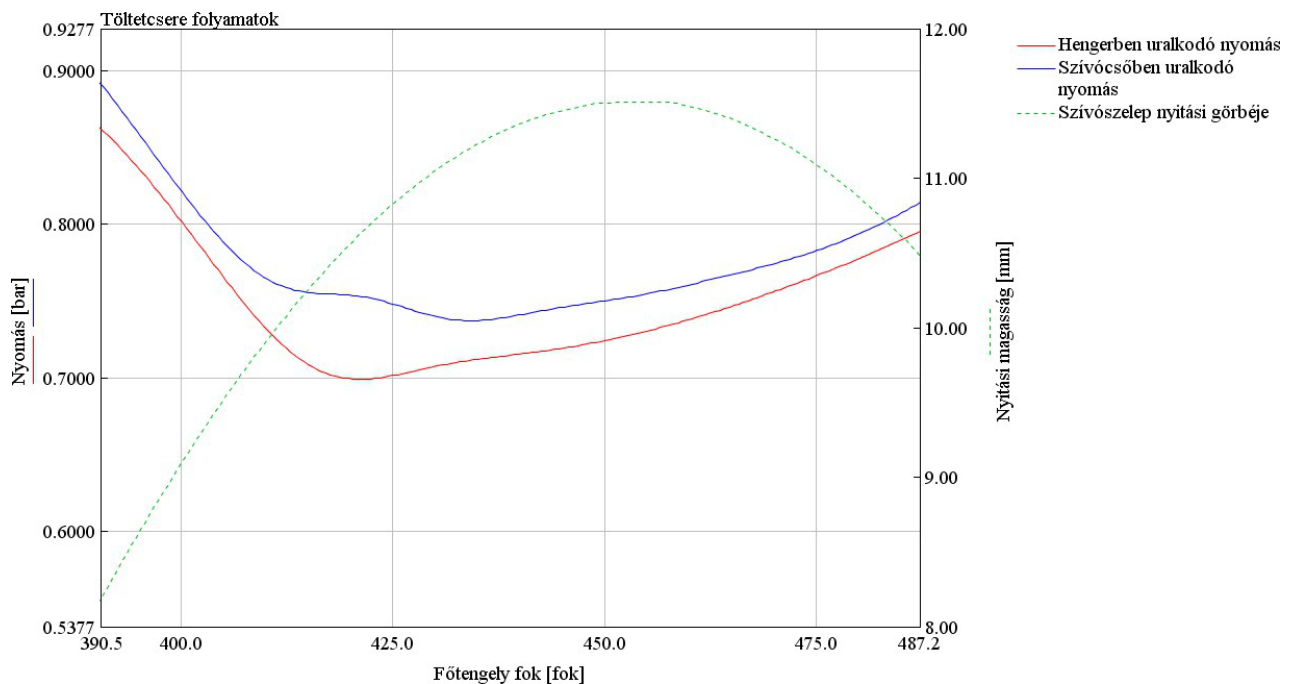
2. ábra: Swirl (perdülő) áramlás³⁶

Az áramlási folyamatok a belső keveredést segítik elő. Másfelől ismeretes az a tény, hogy a lángsebesség növelésével, adott időegység alatt növekszik a hőfelszabadulás, így a motor teljesítménye is. Ha a levegő a hengertérben minél turbulensebb, a gyújtógyertyától kialakuló lángmag annál több helyen tudja meggyújtani a keveréket, így növelve a lángsebességet.

1.1 Csatornakialakítások

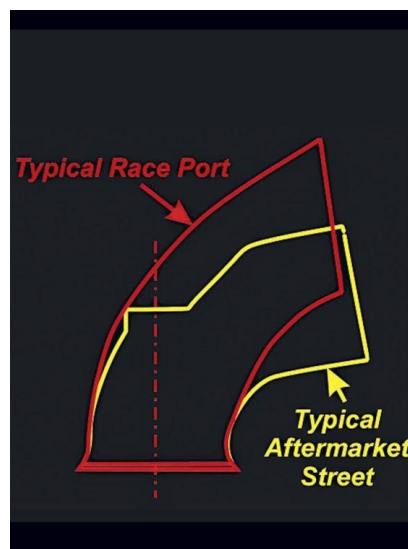
Belsőégésű motoroknál, főleg egy szívó motornál nagyon fontos, hogy meghatározzunk bizonyos peremfeltételeket. Az előzőekben volt arról szó, hogy a legfontosabb egy motornál, hogy minél több levegőt juttassunk be, és a szekunder töltetcsere folyamatok is jók legyenek. A kettőt egyszerre megvalósítani lehetetlen, ennek oka az, hogy a levegő bejuttatására szolgáló hajtóerő szívómotoroknál úgy alakul ki, hogy ahogy a dugattyú meg lefelé, és a tér nyílik meg, úgy vákuumhatás épül fel, és a külső és belső nyomáskülönbség hatására a levegő elindul a hengerbe. Ez a nyomáskülönbség nem annyira nagy, így minden másodlagos levegőáramlás, ami az irányváltatással jár, csökkenti a levegő energiáját, így kevesebb töltet tud a hengerbe áramlani, ezzel ugyan romlik a motor töltési foka, viszont növekszik a szekunder töltetcsereből származó hőfelszabadulás.

³⁶ <https://www.fltechnical.net/forum/viewtopic.php?t=18874&start=9330>



3. ábra: Nyomásalakulások a motorban³⁷

Attól függően, hogy melyik megoldás mellett döntünk, úgy kell a csatornát kialakítani. Minél meredekebb szögben érkezik a levegő a csatornába, annál több tömegáram jut a hengerbe, míg a csatornának a szögét csökkentjük, úgy annál jobban növelhetők a szekunder mozgások.



4. ábra: Különböző csatornalkialakítások³⁸

³⁷ saját készítésű diagram

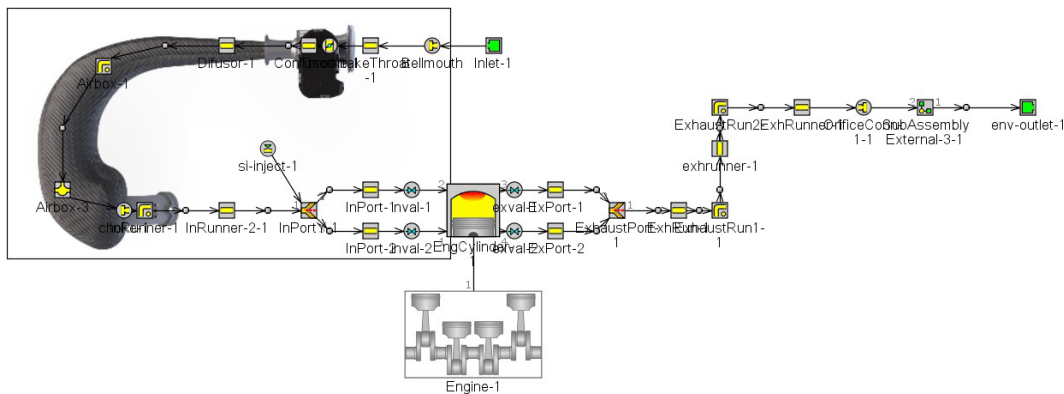
³⁸ <https://www.motortrend.com/how-to/0610phr-cylinder-head-porting/>

1.2 Mérés célja

A SZEngine Motorfejlesztő csapat célja, hogy minél jobb motort tudjon szolgáltatni a Formula Student versenyekre. Annak érdekében, hogy a motoron fejlesztést tudjanak végrehajtani, szükség van egy olyan térre, ahol a változtatások tesztelhetők. Ennek legjobb módja az, ha szimulációkat végzünk a motoron. Ennek alapvető feltétele, hogy a peremfeltételeket, kvázi a motor paramétereit a megfelelő környezetbe meg tudjuk határozni. Mivel a szimulációk felépítése egy igen összetett feladat, ezért külön odafigyelést igényel.

1.2.1 1D szimulációk

A szimulációs megoldások a 90-es évek végén jutottak el oda a számítógépek fejlődésével, hogy egyre rövidebb idő alatt igen sok számítást tudjunk végezni. [3] Ezekkel a lehetőségekkel eljutottunk odáig, hogy a motorfejlesztés a valósághoz már nagyon közel esik. 1 dimenziós szimulációknak hívjuk azokat a modellezős rendszereket, ahol a motor geometriai paramétereit a legegyszerűbb formában megadhatjuk, viszont a szimulációk során anyagi és fizikai paramétereket is figyelembe veszünk. Ilyenek például a hőcsere folyamatok. Fontos ismernünk ezzel párhuzamosan a 3D szimulációkat is. Ezek a szimulációk arra valók, hogy a valóságot teljesen pontosan le tudjuk írni. Itt a geometriában, például egy áramlástani rendszerben az áramlási teret fel tudjuk osztani véges elemekre, azaz be tudjuk a teret hálózni. A hálózás fontos paraméter, mivel ennek finomsága és a választott háló geometriája hatással van a végeredményre. Egyszerűen fogalmazva ez annyit jelent, minél több pontra osztjuk fel a modellünket, annál hosszabb ideig tart a számítás. Könnyű azt belátni, hogy ha egy egész motort akarnánk így felépíteni, a legtöbb számítógép alkalmatlan lenne a feladatok megoldására, vagy ha képes is lenne, napokig tartana a folyamat megoldása. Ha ezeket figyelembe vesszük, akkor a pontosság hátrányára inkább az egyszerűbb utat célszerű választani. Mivel a modellezős környezet le van szűkítve egyszerű geometriákra, ezért a paramétereket szükséges numerikus formában a programmal közölni, hogy később tudjunk vele számolni. Annak érdekében, hogy meg tudjuk határozni ezeket az értékeket, méréseket kellett elvégeznünk.



5. ábra: SZEngine 2024/25 1D modellje³⁹

1.2.2 Flow coefficient (áramlási tényező)

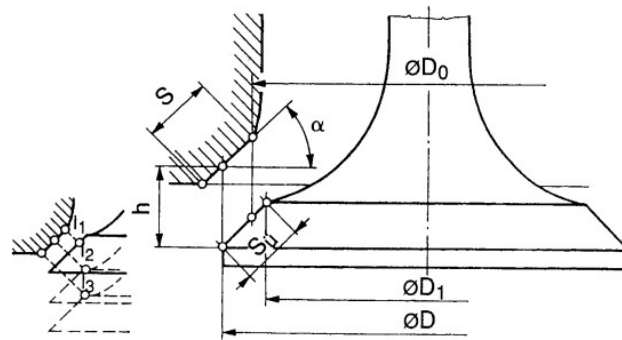
A hengerfej kialakítása mellett a másik legfontosabb szempont, az ellenállási együttható. Ez fogja meghatározni azt, hogy adott szelepmelés mellett, mekkora az a levegőmennyiség, amit a motorba be tudunk juttatni.

Ez az ellenállás függ:

- a csatorna kialakításától,
- a fal strukturális kialakításától,
- az áramlási keresztmetszet folytonosságától,
- a szelepkialakítástól.

Ezeket összevetve, a végén kapunk adott szelepmelésekhez ellenállási tényezőket, amivel a szimulációs program számolni tud. A másik fontos paraméter az, hogy így könnyű meghatározni, hogy a szelepet meddig érdemes "mélyen" nyitni a motorban, hogy még több levegőt tudjuk bepréselni. Ha elméletben nézzük a folyamatot, akkor az a keresztmetszet, amin a levegő be tud jutni, az a kúpos ülésű szelep ülke, és a szelep közötti keresztmetszet. Ez abban az esetben igaz, ha ideális környezet áll a rendelkezésre.

³⁹ saját készítésű ábra



6. ábra: Áramlási keresztmetszet elvi leírása⁴⁰

$$A_g = D_2 \cdot \pi \cdot l, \quad [\text{m}^2]$$

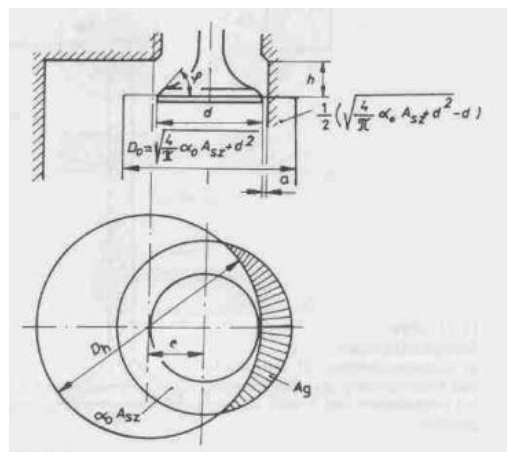
$$l = h \cdot \cos \alpha, \quad D_2 = D_1 + l \cdot \sin \alpha, \quad D_1 \cong 0,97 D_0,$$

7. ábra: Szelepnnyitási keresztmetszet értelmezése⁴¹

$$A_0 = \frac{D_0^2 \pi}{4}.$$

8. ábra: Szelepcsatorna keresztmetszetét leíró egyenlet⁴²

Mivel a keresztmetszetet sohasem lehet teljes keresztmetszetben kihasználni, az áramlási örvénylések miatt, továbbá a szelepcsatorna gátolt keresztmetszete miatt, így számolni kell az úgynevezett szűkítési tényezővel. A mérés célja tehát az, hogy ezt a szűkítési tényezőt meg tudjuk határozni. [7]



9. ábra: Gátolt áramlási keresztmetszet⁴³

⁴⁰ Kalmár István Dr. Stukovszky Zsolt: Belsőégésű motorok folyamatai

⁴¹ Kalmár István Dr. Stukovszky Zsolt: Belsőégésű motorok folyamatai

⁴² Kalmár István Dr. Stukovszky Zsolt: Belsőégésű motorok folyamatai

⁴³ Dezsényi, Emőd, Finichiu: Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata

2. Mérés előkészítése, tervezése

Ahhoz, hogy a mérést meg tudjuk valósítani szükségünk volt egy olyan szerkezetre, ami lehetővé teszi azt, hogy a mérési környezet megfelelő legyen. Ezek a pontok a következők:

- A mérőrendszer, mivel áramlástanai rendszer, sehol ne legyen tömítetlen, illetve ne legyenek bent nagy nyomáslengések, illetve turbulenciák.
- Mivel a motor 4 szelepes, (2 szívó és 2 kipufogó), szükséges, hogy a szelepek mozgatása, időben és pozícióban egyszerre történjen.
- A mérendő mennyiségek méréséhez használt szenzorok helyeinek biztosítása.
- A szerkezet megfelelő merevsége.
- Bekötési pontok zavartalan biztosítása.

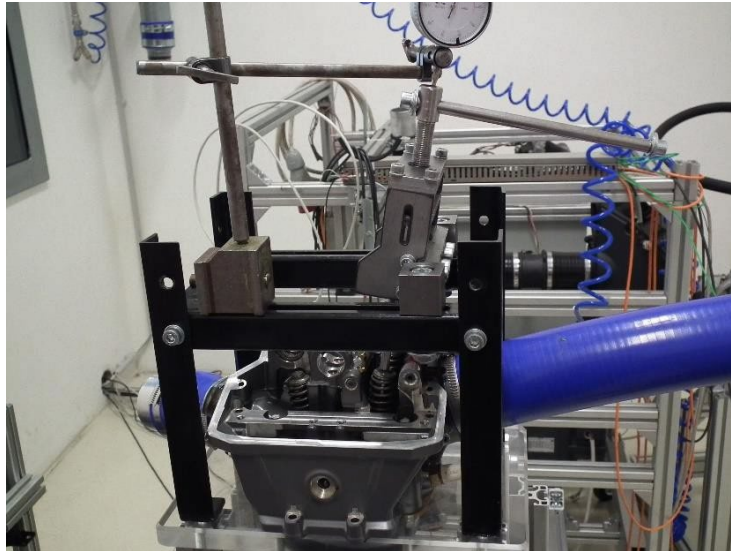
Az országban, nagyon kevés helyen van csak arra lehetőség, hogy egy ilyen mérést meg lehessen csinálni, főleg az Audi és egyéb Rally-sportban mozgók körében ismert ez az eljárás. Mivel nem találtunk olyan céget, aki a mi mérési igényeket ki tudta volna elégíteni, ezért a csapat egy saját mérőpadot tervezett meg. A mérés a Széchenyi István Egyetem hideg turbópadján valósult meg.



10. ábra: Hideg turbó tesztpad⁴⁴

⁴⁴ saját készítésű fénykép

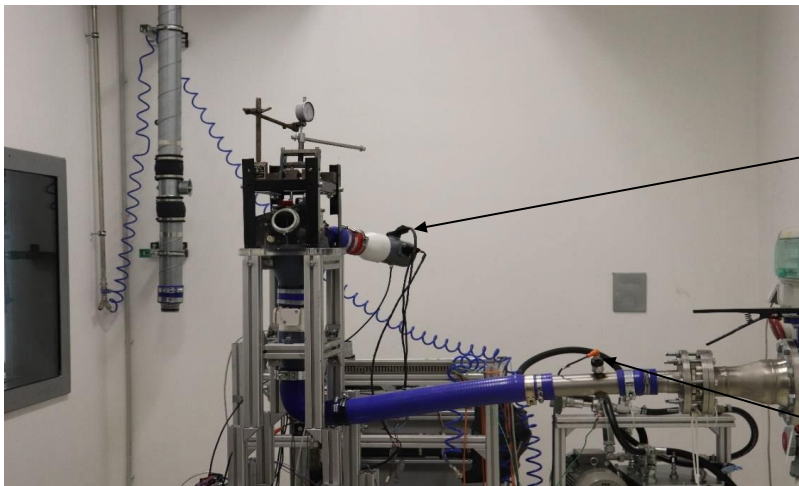
A laborban olyan környezeti paramétereket biztosítottak a méréshez, hogy egy nagy tartályból adott térfogatáramú levegő juthasson a hengerfejbe, így a tervezésnél figyelembe kellett venni, hogy a rendszer nyomott lesz. Ennek a feltételnek a kielégítése érdekében, olyan csőcsatlakozásokat biztosítottunk, amivel a hengerfejre rá tudtunk csatlakozni.



11. ábra: Mérőkeret mérőórával⁴⁵

Szerkezeti kialakítást tekintve, a padot alumínium itemekből készítettük, melynek lényege, hogy kereskedelmi forgalomból beszerezhető, olcsó és rendelkeznek olyan összekötő elemekkel, melyek azt biztosítják, hogy a szerkezet mobilan összeépíthető. Az asztallap, ahol a hengerfej helyezkedett el, műanyag lap volt, melynek síklapúsága kielégítette a tömítéstechnikát, valamint puhább, mint az alumínium, így a hengerfej mechanikai sérüléseit minimálisra lehetett csökkenteni. Annak érdekében, hogy a lap kibírja a feszültségeket, amiket a szerkezet nyomó ereje ébreszt benne, 25 mm vastagságban határoztuk meg a lap méretét, további fontos elem, a szeleprugó mozgató mechanika volt. Ennek a rendszernek ki kellett bírnia azt, hogy az eredeti szeleprugóval működtettük a padot. Az eszköz lényege, hogy a rendszert nyomás alá helyeztük, így a nagy szeleptányéron (átmérő 42 mm) túlságosan nagy erő nyomta volna a szelepet a csatornába, ezzel olyan mérési pontatlanságot idéztünk volna elő, ami a szelepemelési mélységet pedig egy mérőóra segítségével tudtuk pontosan meghatározni.

⁴⁵ saját készítésű fénykép



Nyomás Tömegáram
Hőmérsékletszenzorok

Nyomásszenzor a
csatorna bemeneti
oldalához

12. ábra: SZEngine flowbench padja ellenirányú méréskor⁴⁶

Legutolsó és egyben legfontosabb szerkezeti egysége a mérőrendszernek a mérőcső, ahova a különböző szenzorokat helyeztük el. Ennek az egységnek a feladata, hogy az áramló levegőt leszűkítse, a légtömeg mennyiség szenzor (továbbiakban MAF szenzor) átmérőjére, továbbá szükséges volt a cső végén egy újabb szűkültre azért, hogy a mérést ellenirányból is el lehessen végezni.

2.1 Mérés teoretikus leírása

A MAF szenzor egy kalibrált mérőműszer, ahol a levegő tömegét egy hőmérőből, és egy hőfilmes sebességszenzorból nyeri.

$$\dot{m} = A \cdot v \cdot \rho \left[\frac{kg}{s} \right]$$

13. ábra: Levegő tömegáramát meghatározó képlet⁴⁷

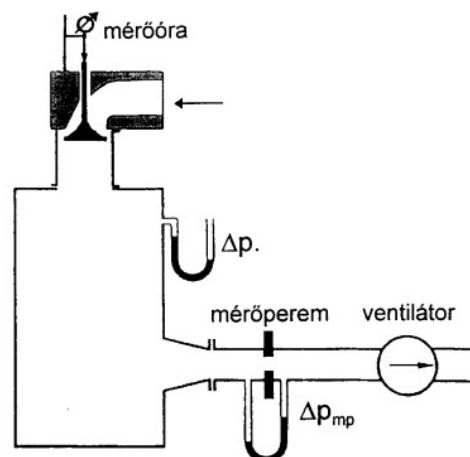
- \dot{m} – tömegáram [kg/s]
- A – MAF szenzor keresztmetszete [m]
- v – levegő sebessége [m/s]
- ρ – levegő sűrűsége [kg/m³]

⁴⁶ saját készítésű fénykép

⁴⁷ Kalmár István Dr. Stukovszky Zsolt: Belsőégésű motorok folyamatai

A következő szerkezeti egység, egy nyomásmérővel egybeépített hőmérsékletszenzor. A szenzor feladata mérni a belső levegő hőmérsékletet, így tudunk következtetni a levegő sűrűségére és fontos még a levegő nyomását mérni a csatorna előtt és után is. A belépő nyomást, a mérőpad integrált nyomásmérőjéből emeltük át.

A mérési értékeket egy adatfeldolgozó egységgel (MAXXEcu motorvezérlővel) nyertük ki, melynek rögzítési frekvenciáját 250 Hz egységben határoztuk meg. A mérési sűrűségnek azért volt nagy szerepe, mert a csőben keletkező lengések oly mértékben befolyásolták volna, hogy túl nagy lett volna a szórás. Az adatokat ezután a Matlab nevű programba emeltük át. Erre az adathalmazra egy simító függvényt írtunk. Erre azért volt szükségünk, mert a mérést öt lépcsőben végeztük el, így a mérés kezdetekor volt egy felfutó ág, ami csak növelte volna a számolási kapacitást, és a végén a lefutási ág, amit elhagytunk a számoláskor. A mérési lépcsőket úgy határoztuk meg, hogy adott tömegáramokhoz kalibráltuk a mérést, egy szelepnyitási szakaszhoz ezért öt tömegáram lépcsőt rendeltünk. A lépcsők 100-150-200-250-300 kg/h lépcsők voltak, később kiegészítettük még az alábbiak szerint 350-400-450-500-550-600 kg/h. A lépcsőket matlab-ban külön szeparáltuk. A rendszer ingása miatti kilengéseket levágtuk, így a tartományok a nominális érték ± 2 kg/h-ás értékben kiátlagoltuk, így a nyomás, hőmérséklet és tömegáram értékeket most már diszkrét értékben láttuk. Ez a számoláshoz volt elengedhetetlen.



14. ábra: A mérés elvi ábrája⁴⁸

⁴⁸ Kalmár István Dr. Stukovszky Zsolt: Belsőégésű motorok folyamatai

```
load exhaust_forward_11mm.dat

ef1 = exhaust_forward_11mm(1:204583,:);
ef1_100 = ef1(ef1(:,4) > 98 & ef1(:,4) < 102,:);
ef1_150 = ef1(ef1(:,4) > 148 & ef1(:,4) < 152,:);
ef1_200 = ef1(ef1(:,4) > 198 & ef1(:,4) < 202,:);
ef1_250 = ef1(ef1(:,4) > 248 & ef1(:,4) < 252,:);
ef1_300 = ef1(ef1(:,4) > 298 & ef1(:,4) < 302,:);
```

15. ábra: Matlab simítófüggvény⁴⁹

2.2 Mérési dokumentáció

Miután a matlab programból kigyűjtöttük az adatokat, azután végeztük el a számítást. A kigyűjtött adatok alapján, figyelve arra, hogy a csatornába belépő, illetve kilépő nyomáskülönbség állandó legyen, (ez előfeltétele a flow coefficient számításnak) meghatározható a csatorna ellenállási tényezője. [10]

Ellenállási tényező számítási metódusa:

$$\mu = \frac{\dot{V}}{A_g \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}$$

- μ – áramlási együttható [-]
- A_g – tényleges szelepnyitási keresztmetszet [mm²]
- Δp – szelep előtti és utáni nyomáskülönbség [Pa]
- ρ – levegő sűrűsége [kg/m³]
- V – levegő térfogatárama [m³/s]

Először is meghatároztunk egy teoretikus áramlástanai tömegáramot, ami elméleti szinten meghatározza a legnagyobb tömegáramot, ami a szelep és a szelepülék között át tud folyni a rendszeren.

⁴⁹ saját készítés

$$\dot{m}_t = A_g * \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot 100 \cdot \rho}$$

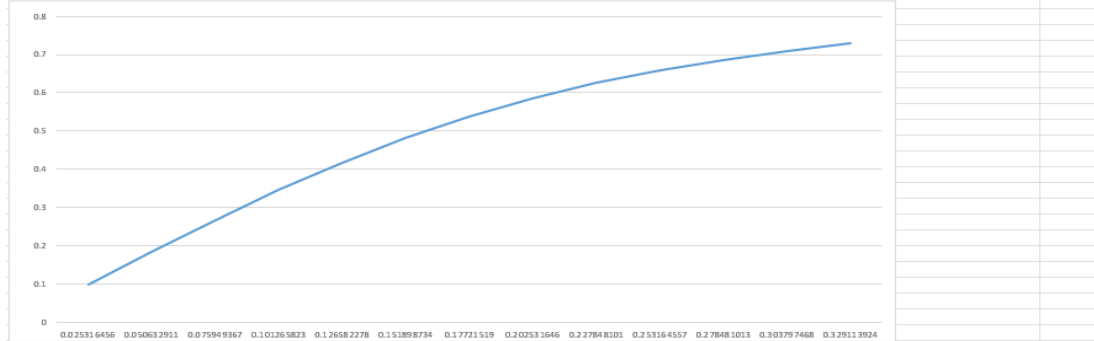
- \dot{m}_t – teoretikus tömegáram [kg/s]
- A_g – tényleges szelepnitási keresztmetszet (4 szelepes motornál a 2 szelep keresztmetszete kell) [m²]
- Δp – szelep előtti és utáni nyomáskülönbség [mbar]

$$\mu = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_t}$$

- μ – áramlási együttható [-]
- \dot{m}_t – teoretikus tömegáram [kg/s]
- \dot{m}_v – a mérés által rögzített valóságos tömegáram [kg/s] [5]

Ezeket az egyenleteket bevittük az Excel táblázatba és a mért adatokat beírtuk a megfelelő sorokba. A program átszámolta az egyenleteket, majd ebből az adathalmazból meghatároztuk a csatornák áramlási együtthatóját. Fontos még megjegyezni, hogy a diagram x tengelye a szelepnitás/szeleptányérátmérő, az y tengely pedig az áramlási együttható.

Valve lift [mm]	m[kg/h]	P1[bar]	P2[bar]	pre[mbar]	T	no	dp	Valve lift/inner valve seat	Theoretical flow rate	Discharge coefficient	Inner valve seat diameter	39.5
1	42.12	1.02325	1.01325	10	22.099	1.19	10	0.025316456	0.119561055	0.097857952	Cross_section of 2 valves	0.002451
2	79.2	1.02325	1.01325	10	22.099	1.19	10	0.050632911	0.119561055	0.184006406		
3	114.48	1.02325	1.01325	10	22.099	1.19	10	0.075949367	0.119561055	0.265972896		
4	148.68	1.02325	1.01325	10	22.099	1.19	10	0.101265823	0.119561055	0.345430208		
5	179.64	1.02325	1.01325	10	22.2918	1.19	10	0.126582278	0.119561055	0.41759984		
6	207.56	1.02325	1.01325	10	22.2876	1.19	10	0.151898734	0.119561055	0.481762226		
7	231.84	1.02325	1.01325	10	22.151	1.19	10	0.17721519	0.119561055	0.538636934		
8	252	1.02325	1.01325	10	22.4903	1.19	10	0.202531646	0.119561055	0.585474828		
9	269.64	1.02325	1.01325	10	22.4382	1.19	10	0.227848101	0.119561055	0.626458173		
10	283.68	1.02325	1.01325	10	22.3006	1.19	10	0.253164557	0.119561055	0.65907749		
11	295.56	1.02325	1.01325	10	22.3084	1.19	10	0.278481013	0.119561055	0.686678451		
12	305.28	1.02325	1.01325	10	22.3084	1.19	10	0.303797468	0.119561055	0.709261056		
13	314.28	1.02325	1.01325	10	22.3084	1.19	10	0.328113924	0.119561055	0.730170874		



16. ábra: Áramlási együttható diagram⁵⁰

⁵⁰ saját készítésű diagram

Az adatokat felhasználva a GT-Power programba már bele lehetett vinni az adatokat, így már a program ismeri a hengerfej csatornáinak paramétereit.

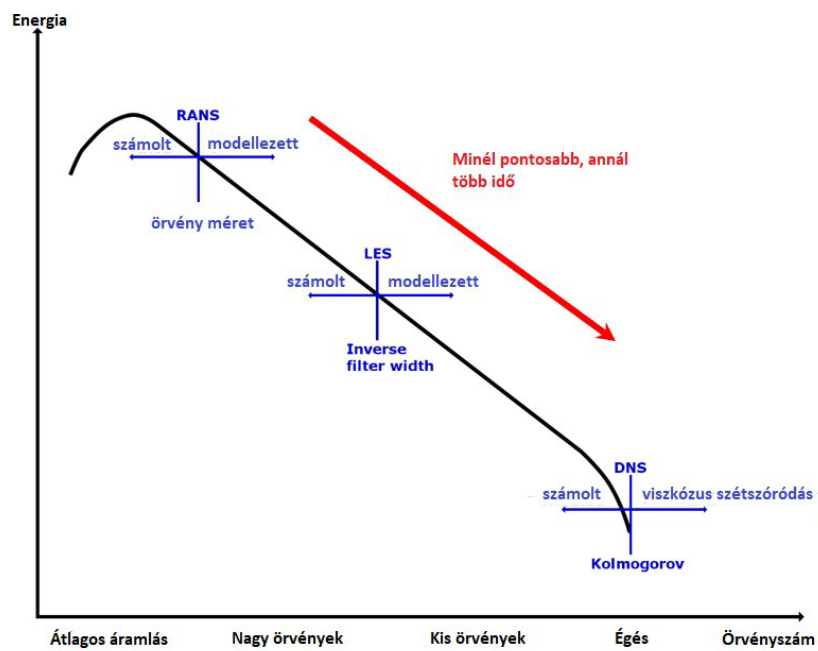
3. Szimulációs validáció

3.1 Szimulációs modell felépítése

A CAD modellt a szimulációs szoftverbe importáltuk. A szimulációk elkészítéséhez kétféle szoftvert használtunk összehasonlításképp. Egyrészt a STAR CCM-et, amelyben rengeteg funkció található, számos áramlási és hőtani problémára alkalmas, illetve a CONVERGE 3.1 szoftvert, amelyet kifejezetten belsőégésű motoros alkalmazásokra fejlesztettek ki. A STAR CCM-ben négy különböző szelepnnyitás lett megvizsgálva. Ennek az oka, hogy minden egyes szelepnnyitásnál teljesen új modellt kellett felépíteni, amely elég időigényes folyamat volt. CONVERGE-ben a szelepeket könnyedén lehet mozgatni, így a legelső modell felépítése vett igénybe több időt, az ezt követő modelleket már gyorsabban fel lehetett építeni. A vizsgálat 16 db szimulációs modellt tartalmaz, 1-16 mm szelepnnyitással 1 mm-es lépésközzel.

3.2 Turbulencia modellezés

Alapvetően háromféle módszer létezik jelenleg turbulencia modellezésére. A Reynolds-Averaged Navier-Stokes-Equations (RANS), a Large Eddy Simulation (LES) és a Direct Numerical Simulation (DNS). Az utóbbi tulajdonképpen nem modellezés, mivel olyan sűrű hálót használ, hogy a legkisebb előforduló örvényeket is képes direkt módon kiszámolni. A mérnöki gyakorlatban túlnyomó részben RANS módszert alkalmaznak, mivel ez a leggyorsabb és kellően pontos eredményt ad.



17. ábra: Különböző áramlástanai módszerek bemutatása⁵¹

3.3 Háló generálás

Maga a hálózási folyamat az egyik legidőigényesebb és legbonyolultabb a teljes szimuláció felépítése során. A CONVERGE program ebben hatalmas segítséget nyújt, mivel elkészíti a felületi és a térfogati hálót egyaránt.

A megoldó és a hálózó algoritmus szorosan egybe van kötve, így a hálófájl nem generálódik, ami szintén csökkenti a szimulációs időt. Alapvetően a felületi hálót háromszögekből készíti el a program, azonban ennek ránézésre nem a legmegfelelőbb a minősége, ezért ezt célszerű egy geometriai előkészítő programban generálni, viszont a térfogati hálót kartézianus módszerrel generálja. Ez tulajdonképpen azt jelenti, hogy egy kockákból álló strukturált hálót hoz létre. A cellák merőlegesek a koordináta-rendszer tengelyeire. Természetesen a geometria szélén a falak elmetszik ezeket a hálókat, így ott tetraéderek keletkeznek. Gyakorlatilag a térfogati háló stationer marad a szimuláció során, ez alól kivételt képeznek a mozgó geometriai elemek, például a szelepek. Mozgó geometria esetén a háló tulajdonképpen ugyanúgy stationer marad, de a mozgó geometria miatt különböző helyeken lesz elmetszve, ezzel növelve az eredmény

⁵¹ saját készítésű ábra

pontosságát, úgy, hogy csökkenti a numerikus diffúziót azzal, hogy szintén csökken a háló torzultsága.

Abban az esetben, ha a fal melletti metszett háló térfogata kisebb, mint az alap hálóa akkor ezeket a cellákat a program egyesíti. Erre azért van szükség, mert ha egy cella térfogata a nullához tart, abban az esetben rengeteg numerikus hiba jelentkezhethet. [5]

A szoftver maga elkészíti a térfogati hálót, viszont a felhasználónak van lehetősége módosítani, befolyásolni azt. A módosításokra négy lehetőség áll fenn. Az első ilyen az alap háló éleinek nagyságának szabályozása. Ez a beállítás nagyban befolyásolja a szimuláció pontosságát és futási idejét. A második lehetőség a hálóskalázás, amely egy opció a háló sűrűségének befolyásolására egy adott időben az egész geometriában. A harmadik lehetőség a fix beágyazás, amellyel a hálót lehet sűríteni adott időtartományban a geometria egy adott részén. A negyedik opció pedig az adaptív hálósűrítés, amellyel sebesség vagy hőmérséklet alapon lehet a hálót sűríteni.

3.4 Háló skálázás

Hálóskalázással lehetséges a háló sűrítése egy adott időben az egész geometriára vetítve. Ez a stratégia elősegíti a konvergencia gyorsulását stacionárius szimulációkban.

$$\text{skálázott háló} = dx_{\text{alap}}/2^{\text{skálázás mértéke}}$$

A skálázás mértékének egész számnak kell lennie, illetve, ha negatív számot használunk az ritkábbá teszi a hálót, a pozitív szám pedig sűríti.

3.5 Fix beágyazás

A fix beágyazással a hálót lehet sűríteni adott időtartományban a geometria egy specifikus pontjában. Ez a lehetőség lehet átmeneti vagy végleges. Általában kritikus eseményeknél szokták használni, mint például a befecskendezés.

$$\text{beágyazott cella méret} = dx_{\text{alap}}/2^{\text{beágyazott skála}}$$

A beágyazott skála csak egész szám lehet, azonban ellentétben a hálóskalázással itt negatív szám nem megengedett.

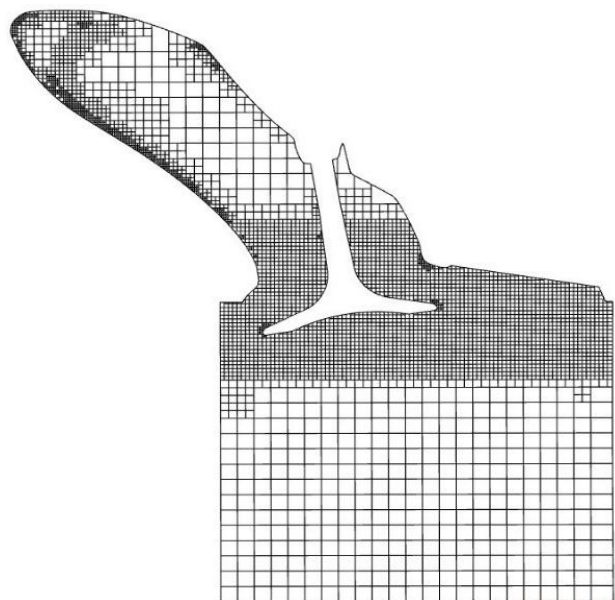
A beágyazásnak a típusai a következők:

- Peremfeltétel: egy adott peremfeltétel hálójának beágyazása
- Gömb: a geometriában egy gömb térfogatának beágyazása
- Henger: a geometriában egy adott henger térfogatának beágyazása
- Fúvóka: a fúvóka befecskendezési térfogatának beágyazása
- Doboz: a geometriában egy doboz térfogatának beágyazása
- Régió: egy adott régió beágyazása

3.6 Adaptív hálósűrítés

Az AMR automatikusan sűríti és ritkítja a hálót a mezőváltozók második deriváltja alapján. Ez az opció lehet ideiglenes vagy végleges és a régiók alapján lehet aktiválni. A mezőváltozók lehetnek: sebesség, hőmérséklet, passzívok, faltávolság. Az adaptív háló számát lehet korlátozni, a túlsűrítés elkerülése érdekében.

A felépített szimulációs modell hálójának szerkezetét a következő ábra szemlélteti.

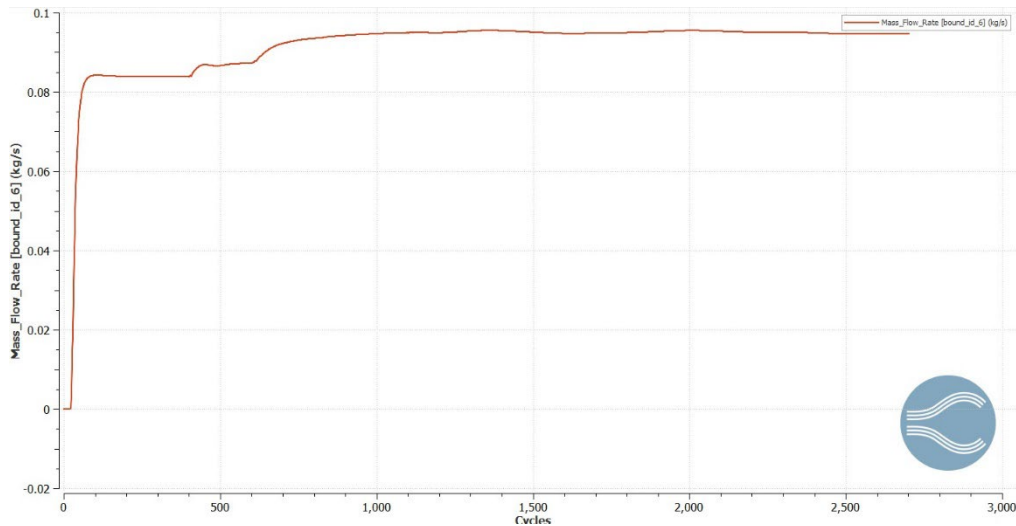


18. ábra: KTM 690 szívócsatornájának hálózasi modellje, és hálósűrítése⁵²

⁵² saját készítés

3.7 Konvergencia kritériumok

A konvergencia jelen esetben azt jelenti, hogy a vizsgált értékünk egy adott idő után nem változik már meg, azaz a szimulációt tovább nem érdemes futtatni. A szimulációk során az iterációk száma úgy lett változtatva, hogy az általunk vizsgált érték a tömegáram minden esetben konvergáljon, ezt a következő ábra szemlélteti.

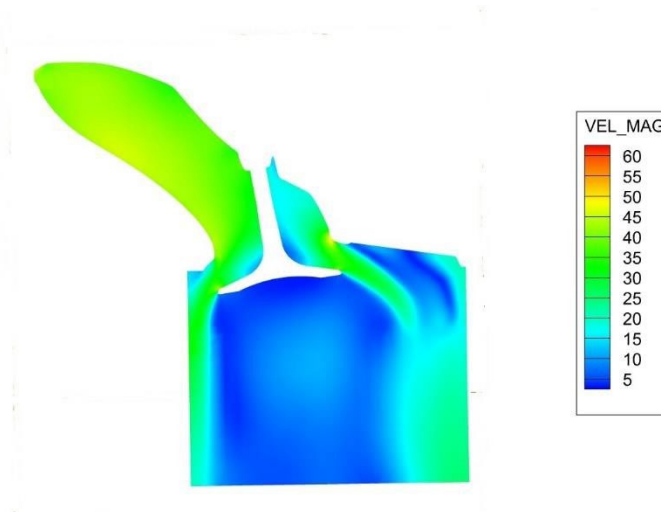


19. ábra: Konvergencia a szimulációban⁵³

3.8 Eredmények kiértékelése

A vizsgálat során 16 különböző modellt építettünk fel. Egyetlen paraméter a szelepmelés lett változtatva. A valóságban 13 mm-nél nagyobb nyitás a hengerfej konstrukciós kialakítása miatt nem volt elérhető, azonban szimulációban érdemes tovább vizsgálni, hogy milyen módon alakul magasabb nyitásokon az áramlási hatásfok. A szelepmelés 1 mm-es lépésközzel lett meghatározva. A szimuláció peremfeltételeként itt is állandó nyomásviszonyt határoztunk meg, így az egyetlen, ami változott az a tömegáram.

⁵³ saját készítésű diagram



20. ábra: Áramlástanai ábra 11 mm szelepnitáznál⁵⁴

4. Konklúzió a mérési folyamatról

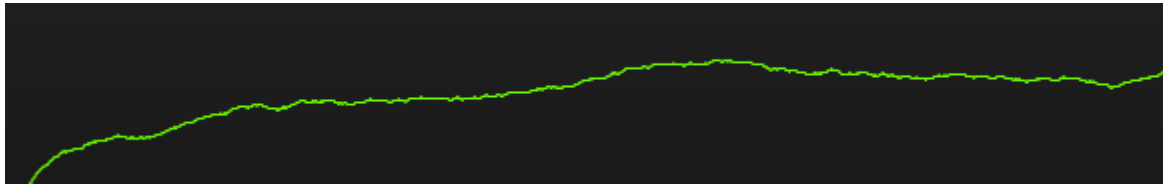
A flowbench pad által eljutottunk odáig, hogy valós mérési eredményeket tudjunk szolgáltatni a szimulációk elkészítéséhez. A jövőben egyedi vezérléstervezéshez fel lehet használni, hiszen most már ismerjük azt a paramétert, hogy meddig érdemes a szelepet benyitni, hogy még tudjuk növelni a benyitás mértékével a tömegáramot fokozni. További kísérletezési folyamat, a csatornák optimalizálása annak érdekében, hogy a töltetcsere folyamatokat tudjuk javítani.

4.1 Konstruktív kialakítás javítása

A mérés során azt tapasztaltuk, hogy a rendszerben elég erős lengések vannak, amik mérési pontatlanságot eredményeznek, ráadásul a falakról visszaverődő turbulens áramlások is okoztak a rendszerben lengéseket.

Ennek kiküszöbölése érdekében alkalmaztuk a gyár által a MAF szenzorba épített áramlásjavító hálót, amivel a nagy lengések kisimíthatóak voltak, viszont a mérés pontosításához a későbbiekben szükséges lesz egy légkamra beépítése a rendszerbe, hogy ott az áramlások és a lengések kisimíthatóak legyenek, így a mérési hibákat teljesen le lehet minimalizálni.

⁵⁴ saját készítés



21. ábra: Mérési részlet a hullámzásról⁵⁵

5. Összegzés

Jelen cikk egy egyedi áramlástanai rendszer tervezését ismertette, ami a hengerfej csatornakialakításának vizsgálatáról szól, mely a következő motorgenerációk fejlesztését segíti elő. A flowbench pad egyedi Magyarországon, mivel kevés olyan hely van, ahol ezeket a méréseket el tudják végezni.

6. Köszönetnyilvánítás

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

Irodalomjegyzék

- [1.] <https://www.fltechnical.net/forum/viewtopic.php?t=18874&start=9330>
- [2.] <https://www.motortrend.com/how-to/0610phr-cylinder-head-porting/>
- [3.] Kalmár István, Dr. Stukovszky Zsolt: Belsőégésű motorok folyamatai
- [4.] Dezsényi, Emőd, Finichiu: Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata
- [5.] Gyuris Attila, "Egyhengeres formula student motor töltetcserejének és töltetmozgásainak javítása a szívócsatorna és az égéstér geometriájának módosításával", Széchenyi István Egyetem, Győr, 2020.

⁵⁵ saját készítés

SZEngine23 belsőégésű versenymotor kompresszióviszony vizsgálata és módosítása, teljesítménynövelésre optimalizálva

SZEngine23 internal combustion race engine compression ratio testing and modification, optimised for power increase

Zlatics Gergő

Széchenyi István Egyetem

zlaticsgergo@mail.com

Absztrakt

A motorsport világában kritikus tényező az autó meghajtására szolgáló erőforrás teljesítménye. A különböző beszállítók által gyártott és fejlesztett hajtásláncok a biztonságos közlekedésre és az emissziós normák teljesítésére vannak optimalizálva azonban a motorsport környezetében ezek a kritériumok háttérbe szorulnak és előtérbe kerülnek olyan szempontok, mint a teljesítménynövelés, súlycsökkentés és a dinamikusság. Teljesen egyedi erőforrás létrehozása napjainkban rendkívül költséges és sok kockázatot hordoz magával. Ennek érdekében bevált módszer a versenyszférában már meglévő konstrukció adott paramétereinek, illetve a vezérmű tengely profil módosítása az elérni kívánt cél érdekében. Egy atmoszferikus motor esetében az égéstér paramétereinek módosítása jelenthet teljesítménynövekedést azonban ez rendkívül összetett és időigényes folyamat, ellenben az adott belsőégésű motor kompresszió viszonyának módosításával a megfelelő számítások elvégzése után teljesítménynövekedés érhető el. Fontos megemlíteni, hogy ez az eljárás is rejt magában számos hibalehetőséget, mint például a megnövekedett égési csúcsnyomás és hőmérséklet által bekövetkező forgattyús hajtómű mechanikai terhelésének növekedése, ezáltal az adott alkatrész kifáradása hamarabb megvalósul. Érdemes azt is számításba venni, hogy a motorsportban megengedhető, hogy az alkatrészek a jobb teljesítmény elérése érdekében nagyobb mechanikai terhelésnek legyenek kitéve, ugyanis ezen motorok esetében a karbantartási periódusok rövidek, csak egy versenyszezont vagy akár versenyt kell csak teljesíteniük a megnövekedett károsodási tényezőkkel. Mindezek tudatában érdemes megválasztani az adott célra, az optimális konstrukciós modifikációt. Jelen cikk keretében a SZEngine23 konstrukciójának bemutatása, valamint motorfékpadi mérésének kiértékelése majd ennek validálása készült el 1 dimenziós termodinamikai szimuláción keresztül.

Kulcsszavak: versenymotor, fékpad, teljesítménynövelés, hatékonyság, kompressziónövelés

Abstract

In the world of motorsport, the performance of the powertrain driving the car is a critical factor. While the powertrains produced and developed by various suppliers are standardized to meet safety and emission standards for general transportation, these criteria are pushed to the background in motorsport environments, with aspects like performance enhancement, weight reduction, and dynamics taking precedence. Creating a completely unique powertrain nowadays is extremely costly and carries significant risk. For this reason, it is a common practice in the racing sector to modify the parameters of an existing design to achieve specific objectives. For a naturally aspirated engine, modifying the combustion chamber parameters can result in increased performance, however, this is an extremely complex and time-consuming process. On the other hand, by adjusting the compression ratio of a given internal combustion engine, performance can be increased with appropriate calculations. It is essential to note that this approach also involves various risks, such as the increased mechanical load on the crankshaft assembly due to higher peak combustion pressure and temperature, which may lead to premature fatigue of specific components. It is also worth considering that in motorsport, unlike in street vehicles where these methods are avoided, it is permissible for parts to undergo greater mechanical stress to achieve better performance. This is feasible since engines in motorsport often have shorter maintenance intervals and only need to withstand a single season or even just one race, even with increased damage factors. With this in mind, it is advisable to choose the optimal construction modification for the desired goal. In this paper, the design of SZEngine23 is presented and its measurement on the motorcycle is evaluated and validated by a 1-dimensional thermodynamic simulation.

Keywords: *race engine, brake pad, power boost, efficiency, compression boost*

1. Bevezetés

Jelen cikk célja egy négyütemű egyhengeres Formula Student szériára konstruált SZEngine versenymotor kompresszió viszonyának módosítása teljesítménynövelés érdekében. A belső égésű motorok teljesítményének és hatékonyságának javítása érdekében gyakran merül fel a kompresszió növelésének kérdése. A magasabb kompresszió hatékonyabb üzemanyag-felhasználást, jobb teljesítményt és alacsonyabb károsanyag-kibocsátást eredményezhet, ugyanakkor a nem megfelelő beállítások kockázatokat is rejtenek, mint például a kopogás vagy a motor meghibásodása. A motor paramétereinek módosításával járó veszélyek figyelembevételével és hozzá kapcsolódó számításokkal olyan arányszám meghatározása a cél, mely teljesítménynövelést eredményez, mindamelllett a motor megbízhatóságát nem kompromitálja. [1, 2]

A cikk keretében megvizsgáltam azokat a módszereket, amelyekkel növelhető egy belsőégésű motor hatásfoka a kompresszióviszony módosításával. A fellépő lehetőségek közül végül a konklúziók levonása után a tömítések vastagságának módosítását választottam, majd elvégeztem a szükséges számításokat. A következő lépés a motor egy dimenziós felépítése volt a Gamma Technologies-SUITE szimulációs programjában. A modell felépítése után szimulációkat futtatam le különböző kompresszióviszonyokkal, hogy megvizsgáljam a módosítással hogyan változnak a különböző paraméterei a motornak a módosítást követően, ezt követően a motor gyári kompresszióviszonnyal fékpadi mérésen esett át. Miután meglettek a szükséges adatok, az eredeti gyári hengerfejtömítés módosítva lett, ezzel megemelve a motor kompresszióviszonyát, illetve biztonsági okokból hengeremelésem is átesett egy extra hengertalp tömítés beszerelésével, majd az előzővel megegyező mérés ezen is elvégzésre került. Végül a szimulált és mért adatok kiértékelésre kerültek mely során kiderült mekkora teljesítménynövekedéssel is jár ez esetben a módszer alkalmazása.

2. Motor

A mért motor az 1. ábrán látható 70 Nm, 54 kW maximális teljesítményű egyhengeres szívó versenymotor, amely kiegészítő szenzorokkal van ellátva a mérés elvégzése és kiértékelése végett.



1. ábra: SZEngine24+ versenymotor robbantott ábrája⁵⁶

A motorba beszerelésre kerültek a gyáritól eltérő alkatrészek, mint például egy egyedi főtengely, egy csúszó kuplung, egyedi kuplungfedél és egy jeladófoglalatral ellátott szelepfedél, valamint egy 60-2-es fogazású jeladó profillal ellátott lendkerék.

1. táblázat: A kiinduláskor mért motor adatai⁵⁷

Elrendezés (hengerszám)	1
Lökettérfogat (cm ³)	693
Furat (mm)	105
Löklet (mm)	80
Szelepek száma (db)	4
Kompresszióviszony	12,7:1
Tüzelőanyag	RON100
Maximális fordulatszám	8500
Teljesítménycsúcs	7500 1/min
Nyomatékcúcs	7000-8500 1/min

⁵⁶ SZEngine

⁵⁷ saját szerkesztés

3. Motorvizsgáló fékpad

A SZEngine motorfékpad (továbbiakban: fékpad) a fejlesztésekhez használt szimulációkhoz biztosított adatot. A felépítményen található egy 95 kW teljesítményű fékezésre használt villamos gép, amelyet egy összekötő tengely kapcsol össze a mérni kívánt motorral. A mérés során a terhelés és a fordulatszám függvényében mérhető a nyomaték, a befecskendezési idő és sok egyéb más adat.



2. ábra: Beépített motor a SZEngine Hallgatói Motorfejlesztő csapat által használt motorfékpadon⁵⁸

A fékpadon megtalálható egy nyomatékmérő ahogy a 2. ábrán látszik, aminek segítségével megállapítható a különböző munkapontokban a belsőégésű motor nyomatéka, melyből teljesítmény (P) számolható az alábbi képlettel:

$$P = M \times \omega \quad (1)$$

ahol

- P a teljesítmény (W),
- M a nyomaték (Nm),
- ω a szögsebesség (rad/s).

⁵⁸ saját készítésű ábra

Mivel a szögsebességet (ω) a fordulatszámából (n) percenkénti fordulatban (RPM) határozhatjuk meg, ezt a következőképpen számolhatjuk ki:

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times n}{60} \quad (2)$$

Így a teljesítmény képlete:

$$P = \frac{2 \times \pi \times M \times n}{60} \quad (3)$$

ahol

- M a nyomaték (Nm),
- n a fordulatszám (RPM),



3. ábra: Nyomatékmérő a SZEngine által használt motorfékpadon⁵⁹

A fenti összefüggéseknek a segítségével lehetséges a belsőégésű motor teljesítményének meghatározása a fékpadon mért nyomatékok és a motor fordulatszámának alapján. A nem megfelelő értékek esetén a motorvezérlő (ECU) segítségével módosíthatók az értékek így a paraméterek optimalizálhatók. A létesítményben kondicionálás is megtalálható, melynek köszönhetően a megfelelő környezeti hőmérséklet érhető el, ennek biztosítása számottevő egy fékpadon, ugyanis az egységnyi hidegebb levegőben magasabb az oxigén molekulák száma

⁵⁹ saját készítésű ábra

melynek köszönhetően több üzemanyagot lehet befecskendezni a motorba, amely összességében nagyobb teljesítményt fog eredményezni. Fontos megjegyezni azonban, hogy a mérési eredmények standardizálva vannak, ugyanis habár fékpadon biztosítani tudjuk a motor számára a beszívott levegő hőmérsékletének állandóságát, azonban páratartalom és légnyomás szabályozásra nincs lehetőség. A versenyautóban történő felhasználásra pedig különböző hőmérséklet és nyomás kompenzációk vannak alkalmazva.

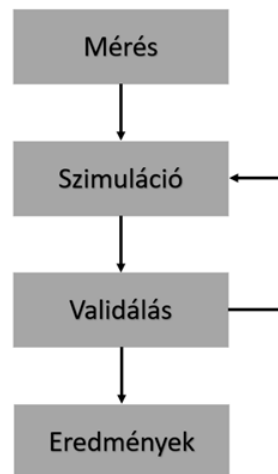
4. Szimuláció-GT-SUITE

A belsőégésű motorok és a hozzájuk tartozó segédberendezéseknek hő- és áramlástanai folyamatainak vizsgálatára viszonylag egyszerű megoldást nyújtanak az egydimenziós programok. A SZEngine motorjának fejlesztése és vizsgálata során a GT-Suite szimulációs programcsalád használatára esett a választás ugyanis a csapatnak az előző évekből már meglévő tapasztalata volt a szoftver használatához. A programban felépített belsőégésű motor modellje lehetővé teszi a folytonos módosítását a motor egyes alkatrészeinek a paramétereinek. Az itt kiszámolt eredmények kellő pontossággal megközelítik a valóságot és költséghatékonyabbá, illetve időhatékonyabbá teszi a fejlesztés menetét [3].

5. Validálás

Az ilyen típusú fejlesztéseknél fontos lépés az, hogy a fejlesztéshez elkészített szimulációkat visszaválidáljuk. Ennek fő célja az, hogy megbizonyosodjunk róla, hogy az elkészített szimuláció valós vagy közel valós eredményt biztosít. Az eredményből meggyőződhetünk arról, hogy jól építettük fel a szimulációt, illetve nagyobb eltérés esetén szembesíthet, hogy valamilyen értéket vagy folyamatot nem megfelelően alakítottunk ki a munkánk során.

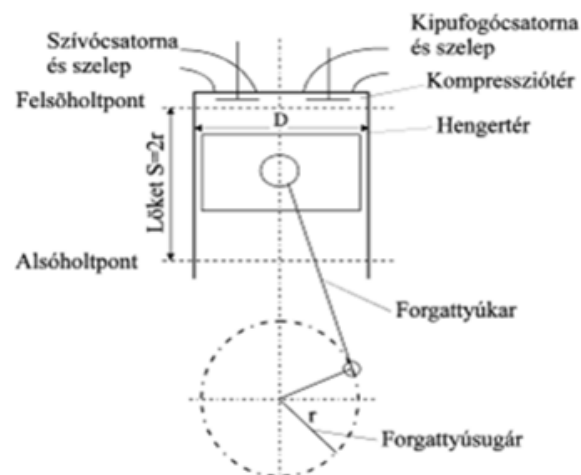
A folyamat első lépése, hogy a rendelkezésre álló mérési eredmények adatai beépítésre kerültek a szimulációba. A szimuláció lefuttatása után összemérhetőek a kapott eredmények a mérési eredményekkel. Nagyobb százalékos eltérés esetén szükséges felülvizsgálni a szimulációs modellt és a kijavított hibák után újra lefuttatni azt. Ha már nincs eltérés, vagy csak kis mértékű, onnantól a kapott eredmények visszaválidáltak és megfelelnek valóságos értékeknek.



4. ábra: A validációs lépéseket bemutató validációs folyamatábrája⁶⁰

6. A belső égésű motorok

A belső égésű motor egy olyan konstrukció, amely a tüzelőanyag kémiai energia tartalmát hőenergiává alakítja át, mely későbbiekben mozgási energiává konvertálódik át. Napjainkban a belsőégésű motorok között a dugattyús motorok jellemzőek legfőbbképp, melynek főbb elemeit az 5. ábra illusztrálja.



5. ábra: Dugattyús belsőégésű motorok alapvető elnevezései és jelölései [4]

A motor kialakítását javarészt a munkafolyamat és a konstrukció befolyásolja. A munkafolyamatok szempontjából az alábbi tényezők számottevőek:

⁶⁰ saját szerkesztés

- a motor működési elve
- a friss töltet (levegő vagy keverék) hengerbe jutása
- a tüzelőanyag jellege
- a keverékképzés helye
- az égéstér kialakítása
- gyújtás jellege

A konstrukció szempontjából pedig az alábbi tényezők meghatározóak:

- a hengerek elrendezése
- a gázcsere folyamat vezérlése
- a motor hűtése

A motorok működési elvei szerint megkülönböztetünk négyütemű és kétütemű, illetve egyéb rendszereket (Atkinson ciklus, Wankel, stb). A négyütemű motoroknál két löketre van szükség, amíg a kétütemű motoroknál csak kettőre. A friss töltet bejuttatása megtörténhet szívással és feltöltéssel is. Ha a közeg a külső atmoszférából közvetlen a motorba áramlik akkor szívó motorról beszélünk. Ha a hengerbe az atmoszferikus állapothoz képest több munkaközeg áramlik be akkor feltöltött motorról beszélünk. Feltöltés céljából leginkább turbófeltöltőt használnak.

A belső égésű motorok üzemeltetéséhez gáznemű és folyékony üzemanyagokat lehetséges alkalmazni, esetenként ezek keverékeit. A leggyakoribb üzemanyagok a benzin és a gázolaj, valamint különböző gázok. Azonban napjainkban egyre inkább kezd elterjedni környezetvédelmi okok miatt a megújuló eredetű tüzelőanyagok használata (Biometán, etanol stb).

A keverékképzés történhet az égéstérben és azon kívül. Ha az égéstérben történik meg a folyamat akkor belső keverékképzésről, ha pedig az égéstéren kívül akkor külső keverékképzésről beszélhetünk. Amíg a külső keverékképzés javarészt hagyományos benzinmotorokra addig a gázolajjal működő motorok direkt befecskendezést alkalmaznak az üzemanyag égéstérbe juttatásához [4].

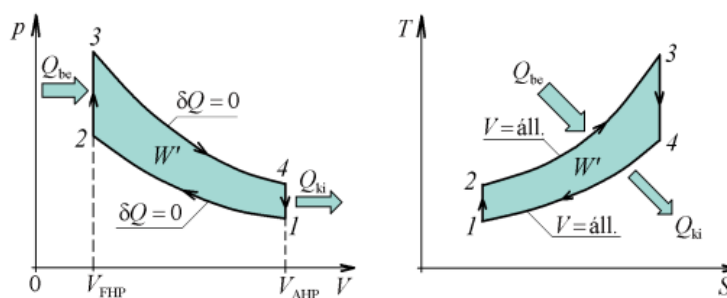
7. Négyütemű Otto motorok

Azokat a motorokat nevezzük Otto motoroknak, amelyek külső gyújtású (szikra gyújtású) motorok és a felhasznált tüzelőanyag a legtöbb esetben benzin. Ezt egy gyújtógyertya által keltett villamos ív gyújt be a motor égésterében [5].

7.1. Körfolyamat

Az Otto körfolyamatnak négy fő szakasza van, melyek az alábbi módon követik egymást az égési ciklus során:

- Adiabatikus sűrítés (1-2): szívás ütem
- Hőbevitel állandó térfogaton (2-3): sűrítés ütem
- Adiabatikus expanzió (tágulás) (3-4): Expanzió (munkavégzési) ütem
- Hőelvonás állandó térfogaton (4-1): Kipufogási ütem



6. ábra: Az Otto-körfolyamat munka- és hődiagramja [5]

7.2. Belső égésű motor veszteségei

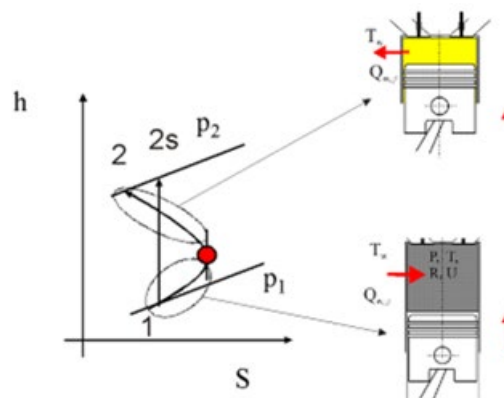
A valóságos munkafolyamat különböző tényezők miatt eltérnek az elméleti körfolyamatoktól, ezek a tényezők az alábbiak:

- Töltetcsere veszteség
- Az expanzió és a kompresszió nem adiabatikus
- Véges égési sebesség, az égés során keletkező hőveszteség a falakon keresztül, tökéletlen égés
- Gázveszteségek

A töltetcsere folyamán a friss töltet felmelegszik a hengerbe jutáskor és csökken a nyomása az áramlási veszteségek miatt. A szívószelepek nyitnak a kipufogási ütem vége előtt és csak az alsó holtpont után zárnak be teljesen. A kipufogószelepek az expanzió vége előtt nyitnak, csökken a közeg nyomása, de az áramlási veszteségek miatt a nyomás megmarad környezeti nyomás felett. Mindezek hatására a közegnek munkát kell végeznie, így negatív munka alakul ki.

A sűrítési ütem kezdetén a friss töltet átlaghőmérséklete alacsonyabb a fal hőmérsékleténél, emiatt hőelvonás megy végbe, amit a falaktól vesz el. A sűrítés során a közeg hőmérséklete nő, egy adott ponton a fal és a közeg hőmérséklete megegyezik és kialakul egy adiabatikus pont, ezután a közeg hőmérséklete tovább növekszik és megváltozik a hőátadás iránya, mert a közeg kezd el hőt leadni a falak irányába. A hőátadás a folyamat során tovább nő, majd csökken az expanzió során. Az égéstérben létrejövő hőátadást három csoportba lehet sorolni:

- Konvertív
- Gázszugárzásos
- Lángszugárzásos

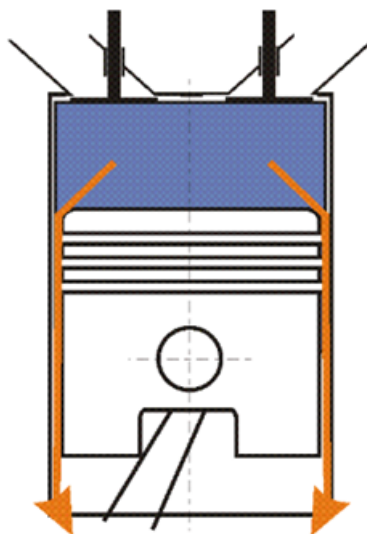


7. ábra: Az elméleti és valóságos kompresszió [5]

Normális égés során az égéstérbe bejuttatott tüzelőanyagot az égéskezdeti pontból/pontokból elinduló lángfront gyújtja meg. A láng terjedésének sebességét az alábbi tényezők befolyásolják:

- A közeg hőmérséklete
- Keverék légfesleslege
- A tüzelőanyag típusa
- Az égéstérben létrejövő áramlás, perdület
- Az égéstér geometriája

A munkafolyamat során főképp az égési folyamat alatt a gázok egy része a dugattyú és a persely közötti résen keresztül távozik a kartertér irányába. Ez a közeg ezáltal nem végez munkát így veszteséget okozva. Ezt nevezzük gázvesztésnek. A veszteség mértéke nagyban függ a motor kopottságától és a hőmérséklettől. [5]



8. ábra: A gázvesztés kialakulása [5]

7.3. Kompresszióviszony változtatása

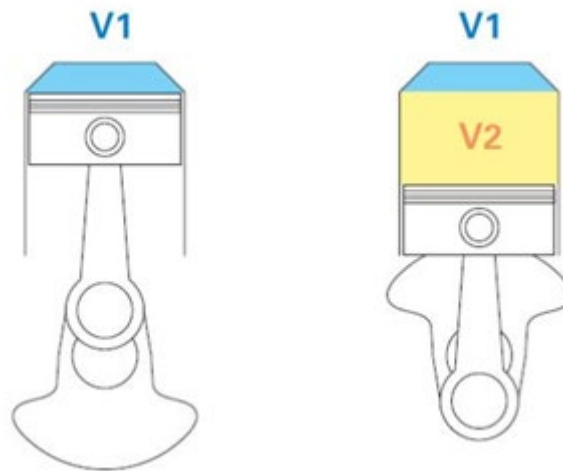
A sűrítési arány vagy kompresszióviszony kulcsfontosságú tényező a belsőégésű motorok teljesítményében és hatékonyságában. Azt mutatja meg, hogy a hengerben lévő levegő-üzemanyag keverék mennyire sűrűsödik össze a sűrítési üteme közben. A dugattyú alsó

hólpontjának (későbbiekben AHP) és a dugattyú felső hólpontjának (későbbiekben FHP) hányadosaként számolható ki.

$$\varepsilon = \frac{V_2 + V_1}{V_1} \quad (4)$$

Ahol:

- sűrítési arány vagy kompresszióviszony (ε)
- lökettérfogat (V_2)
- égéstér térfogatnak (V_1)



9. ábra: Sűrítési arány bemutatása dugattyú felső hólpontban az összesűrített közeg majd pedig dugattyú alsó hólpontban a közeg összesűrítés előtt [3]

A gyakorlati számítás során először megmérjük a furatot (henger átmérője) és a löketet (a dugattyú útja az alsó és felső hólpont között), majd kiszámítjuk a henger térfogatát a következő képlet segítségével:

$$V_2 = \frac{\pi \times D^2 \times S}{4} \quad (5)$$

Ahol:

- A furat átmérője (D)
- A löket hossza (S)

A belsőégésű motor termikus hatásfoka (η) és a kompresszióviszony (ε) közötti kapcsolatot az Otto-ciklus elméleti hatásfoka írja le, amely az alábbi képlettel fejezhető ki:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (6)$$

Ahol:

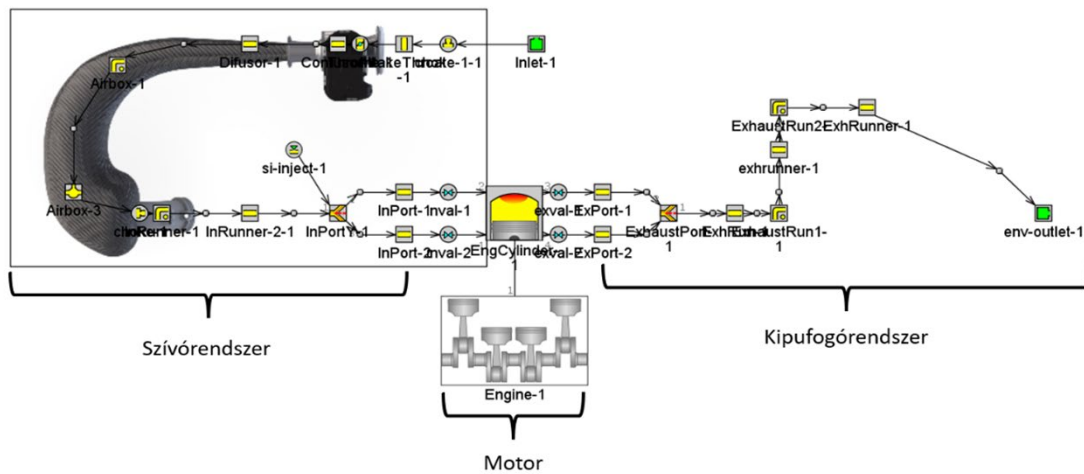
- η a termikus hatásfok,
- ε a kompresszióviszony
- k a fajhőviszony, amely teoretikusan tiszta levegő esetén általában 1,4.

Magasabb kompressziós aránynál kevesebb üzemanyag szükséges az adott teljesítmény eléréséhez. Ugyanakkor a túl magas kompresszió növeli a kopogásos égés kockázatát. A kopogásos égés során rendellenes égési folyamat jön létre, amely többek között megnöveli az égési sebességet a nyomással és a hőmérséklettel együtt, megnő a hőátadás ezáltal hajlamosabb a motor a túlmelegedésre, valamint megnő a kompressziógyűrű terhelése a kopogás által keltett rezonancia miatt. A túl magas kompresszió mellett a kiváltó ok lehet a túlzott mértékű feltöltés, a töltőlevegő túl nagy hőmérséklete, a nem megfelelő kompresszió-tűrésű üzemanyag (alacsony oktánszámú benzin) illetve a túl korai gyújtási szög. Vannak azonban módszerek melyek segítségével meg tudjuk előzni a kopogás létrejöttét, mint például a kompresszióviszony csökkentésével, nagyobb oktánszámú üzemanyag használatával, az üzemanyag-levegő keverék turbulenciájának növelésével vagy az előgyújtás csökkentésével válhat [6].

8. 1 dimenziós modell felépítése

A szimuláció során felépített 1D motormodell fékpadi adatok és mérések integrálásával került megalkotásra. A modell három fő részegységből tevődik össze (lásd 10. ábra):

- Szívórendszer
- Égéstér és forgattyús mechanizmus
- Kipufogó rendszer



10. ábra: A SZEngine-23 fékpadi mérési adataiból felépített modell, 1D szimulációs technikával⁶¹

A döntési mátrix alapján végül a hengerfejtömítés módosítását választottam a motor kompresszióviszonyának növeléséhez. A gyári hengerfejtömítés egy három rétegből álló tömítés, melynek megbontásával és felszerelésével csökkenteni tudjuk az égésteret, ezzel növelve a motor kompresszió viszonyát. A korábbi tapasztalat alapján a hőtágulást és a félreváltást figyelembe véve 1,2 mm-es szeleptávolságot határoztunk meg, így a két alkatrész összeűt, ezért a henger talpnál lévő egy rétegű tömítésből egy helyett kettőt került beszerelésre. Ezzel a henger megemelésre került csökkentve a fellépő károsodás lehetőségét.

Az eredeti égéster nagyságát már korábban említett (5) számú képlet segítségével tudtam meghatározni, aminek segítségével a behelyettesítés után az alábbi eredményt kaptam:

$$V_h = \frac{\pi \times 105^2 \times 80}{4} = 69272 \text{ mm}^3 = 692,7 \text{ cm}^3$$

Ezzel megkaptam a henger valós térfogatát. Ezt követően kiszámoltam, hogy mekkora az égéster térfogata a korábban megemlélt (4) egyenlet segítségével:

$$\varepsilon = \frac{V_2 + V_1}{V_1}$$

⁶¹ saját szerkesztés

Behelyettesítés után:

$$692,7 + V_1 = 12,7 \times V_1$$

$$59,2 \text{ cm}^3 = V_1$$

A következő lépés ugyanezen számítás, a hengerfejtömítés vastagság módosításával. A hengerfej tömítés vastagsága a három rétegből egy rétegre redukálása miatt 1,8mm-ről csökkent 0,66mm-re, a löket hossza nem változott, az égéstér térfogatából 5,71 cm³-et vettem el (mivel a minimális szelep-dugattyú távolságot meg kell tartani, ezért a hengertalpat 0,4mm-el megemeltem így ezen vastagsághoz tartozó térfogattal korrigálni kell a hengerfejtömítés térfogatát). A korábban kiszámolt égéstér térfogat így módosul, a számítás a következő:

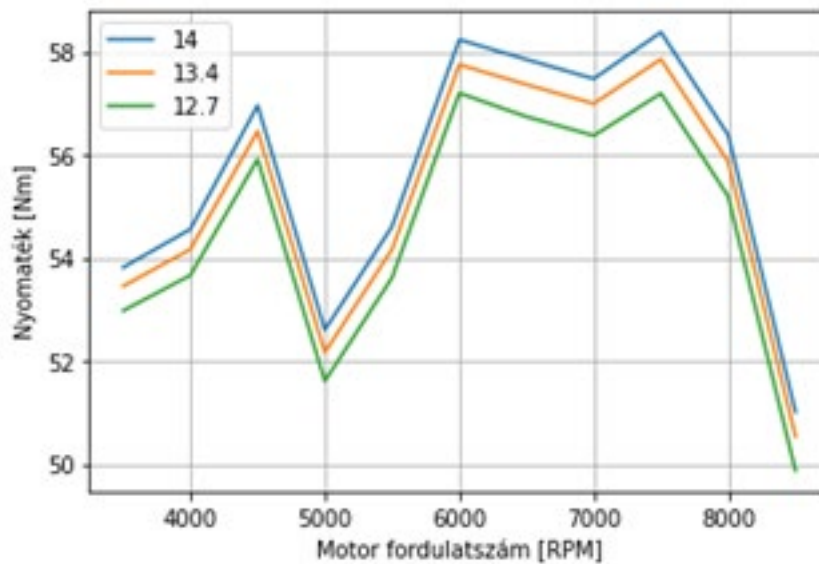
$$\varepsilon = \frac{V_2 + V_1}{V_1} = \frac{692,7 + (59,2 - 5,71)}{59,2 - 5,71} = 14$$

A motor végleges koncepciójában két hengertalp tömítéssel (2x0,4 mm) és egy redukált vastagságú (0,66 mm) hengerfej tömítéssel üzemel. Így az égéstér teljes csökkenése 6,4 cm³ csökken. A módosításokkal az új kompresszió arányunk 14,0:1, ezért a szimulációkhoz és a további mérésekhez ezt vettem alapul.

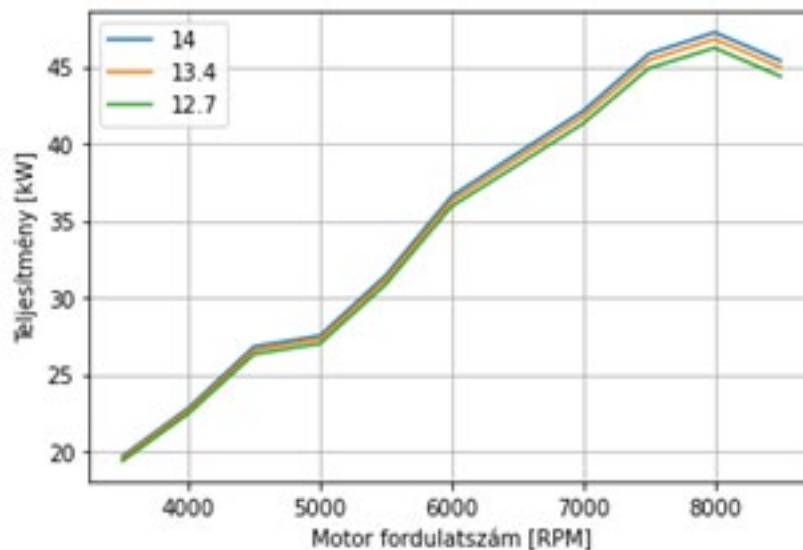
Az 1D modell módosítását illetően a programban lehetőség van szabadon változtatni sok egyéb paraméter mellett a motor kompresszió viszonyát. Ez esetben három kompresszió viszonyal futtattam le a szimulációt. Először a gyári kompresszióviszonyt (12,7:1) vettem alapul, ezt követte a 14:1 nagyságú kompresszió viszony, majd végül lefuttattam a programot egy köztes értékkel is, ami 13,4:1. Azt vizsgáltam meg, hogy a kompresszióviszony változtatásával hogyan változik az indikált teljesítmény, a nyomaték, illetve az indikált hatásfok.

Először a teljesítmény változásának mértéke került vizsgálatra a kompresszió viszonyok megváltoztatásával. A szimulációból kapott eredmény alapján azt a következtetést tudtam levonni, hogy ahogy az a 11. ábráról is leolvasható a 14:1 kompresszió viszonyal van a legnagyobb teljesítménye a motornak. 8000-es fordulatszám, ahol a mindhárom kompresszióviszony esetében teljesítménycsúcs van 14:1 kompresszió aránnyal az eredeti 12,7-hez képest 2,4 %-kal, a 13,4:1 képest pedig 1%-kal kaptam jobb végeredményt.

A következő vizsgált nyomaték, ahogy az látszik a 12. ábrán, a szimulációból kapott értékek alapján azt az eredményt kaptam, hogy a 14:1 kompresszió viszonyal jönnek ki a legjobb eredmények. A fékpad rezgési karakterisztikája adott munkaponton pontatlan mérési eredményekhez vezet, emiatt van 5000-es fordulatszám tartományon beesés.



11. ábra: A szimulációs eredmény a három különböző kompresszió viszonyra teljesítmény szerint⁶²

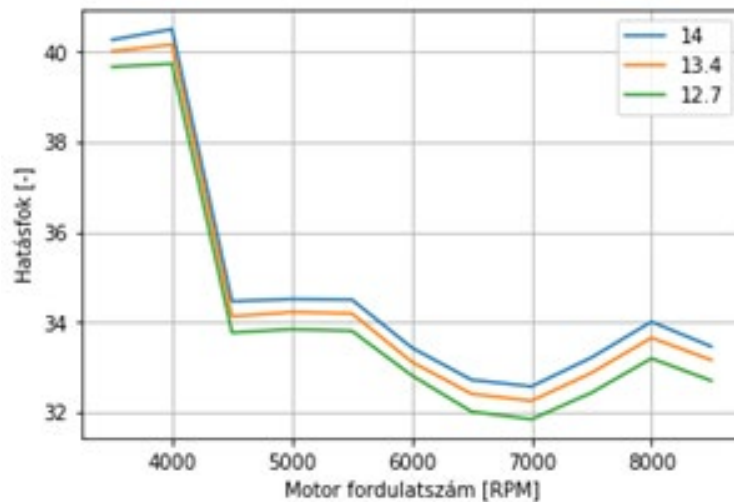


12. ábra: A szimulációs eredmény a három különböző kompresszió viszonyra teljesítmény szempontjából⁶³

⁶² saját szerkesztés

⁶³ saját szerkesztés

Az utolsó tényező, aminél összehasonlítottam a különböző kompresszióviszonyokat az a hatásfok volt. A szimuláció lefutása után a kapott eredmények alapján itt a 14:1 kompresszió lett a legeredményesebb ahogy azt a 13. ábra is szemlélteti.



13. ábra: A szimulációs eredmény a három különböző kompresszió viszonyra termikus hatásfok szerint⁶⁴
Ahogy már korábban kitértem rá, a szimulációból kapott adatainkat fontos, hogy validáljuk, ezzel megbizonyosodva arról, hogy a szimulációnk megfelelően lett felépítve. Esetemben az alábbi táblázatban mértem össze a szimulációkból kapott adatokat a fékpadi mérésből kapott adatokból.

2. táblázat: A fékpadon mért és a szimulációkból kapott adatok összehasonlítása validálás céljából⁶⁵

	Fordulatszám (RPM)	Szimulációból származó eredmények		Fékpadi mérésből származó eredmények		Eltérés (%)	Eltérés (%)
Teljesítmény (Kw)		12,7:1	14,0:1	12,7:1	14,0:1	12,7:1	14,0:1
	8000	46,24	47,25	50,00	49,08	8,13	3,87
	7000	41,33	42,14	44,77	45,77	8,32	8,61
	6000	35,94	36,60	35,53	34,31	1,14	6,67
	5000	27,02	27,54	26,00	26,21	1,92	5,07
Nyomaték (Nm)	4000	22,48	22,86	21,09	22,05	1,69	3,67
	8000	55,20	56,39	59,64	58,59	6,23	3,90
	7000	56,38	57,49	61,07	62,44	8,31	8,61
	6000	57,21	58,25	56,55	54,61	1,16	6,66
	5000	51,61	52,61	49,64	50,05	3,82	5,11
4000	53,67	54,57	50,35	52,65	6,19	3,64	

⁶⁴ saját szerkesztés

⁶⁵ saját készítés

9. Összegzés

Jelen cikk keretében megvizsgáltam, milyen módszerekkel lehetséges módosítani a motor gyári kompresszió viszonyát a teljesítmény növekedése érdekében, illetve megvizsgáltam mekkora ez a növekedés a gyári paraméterekhez képest. Miután összegyűjtöttem a lehetséges módszereket, egy döntési mátrix alapján kiválasztottam a számomra legpraktikusabb módszert, ami a végül a hengerfejtömítés módosítása lett. Ezt követően fékpadi mérést végeztem a gyári és módosított kompresszióviszonnyal, valamint ezzel párhuzamosan elkészítettem a motor egy dimenziós szimulációját GT-SUITE programban és három különböző kompresszió viszonnyal futtattam le a szimulációt. A szimulációkból kapott eredményeket végül összehasonlítottam a fékpadi mérésből származó eredményekkel ezzel validálva a szimulációm. A validálás sikeres volt ugyanis maximum 8%-os eltérés volt a szimulációkból származó és a fékpadi mérésből kapott adatok között. Az eredmények alapján megállapítható, hogy szívó motor kompresszióviszonyát valóban lehet növelni a tömítés vastagságának csökkentésével.

10. Köszönetnyilvánítás

A publikációban szereplő kutatást a Széchenyi István Egyetem az Európai Unió támogatásával valósította meg, az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretében. (RRF-2.3.1-21-2022-00002)

Irodalomjegyzék

- [1.] Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Education
- [2.] Pulkrabek, W. W. (2004). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Pearson.
- [3.] Weblap, autoszektor.hu: <https://www.autoszektor.hu/hu/content/persze-hogy-tudtam-csak-nem-sejtettem> (2024.10,15)
- [4.] Bagány Mihály, Belsőégésű motorok (2011)
- [5.] Fülöp Zoltán, Belső égésű motorok. Budapest. 1990 ISBN 963-18-2336-9.

