

# DIESEL PORLASZTÓ FÚVÓKÁK GEOMETRIAI KIALAKÍTÁSÁNAK HATÁSA AZ ÁRAMLÁSRA, ÖSSZEHASONLÍTÁS NUMERIKUS SZIMULÁCIÓK SEGÍTSÉGÉVEL

## THE EFFECT OF NOZZLE GEOMETRY ON FLUID FLOW, COMPARISON USING NUMERIC SIMULATIONS

Vass Sándor\*, Németh Huba\*\*

### ABSTRACT

*In the last few decades the exhaust emissions of road vehicles have been considerably reduced due to the more and more stringent emission standards and society expectations. New exhaust gas aftertreatment devices play a huge role in this process, but increasing emphasis is put on reducing raw engine-out emissions to decrease exhaust system costs and complexity. Diesel engine combustion is mainly characterised by the mixing processes of fuel and air, going further the mixing process and air entrainment is strongly influenced by the jet emerging from the nozzle hole, which depends on the geometry of the nozzle itself.*

*In this paper a computational 3D CFD study was carried out in order to investigate the influence of three different nozzle geometries on the injector internal flow properties and the external jet shape. First a mass production common rail nozzle geometry was measured and modelled and using it as a basis, a convergent conical and a hybrid nozzle was created. The hybrid nozzle consisted of two parts, the first part being a longer confusor section connected to a short diffusor. After the build-up of the computational meshes, static simulations were run with three different injection pressures and maximal needle opening height. Analysing and comparing the performance of the geometries the third nozzle shows good results compared to the conventional shapes.*

befecskendező rendszerek elterjedése, ahol a befecskendezési nyomás és időpont már tetszőlegesen változtatható volt a motor üzemállapotának megfelelően [1]. Ezekkel együtt megjelentek a különböző kipufogógáz utánkezelő rendszerek is, mint például a részecskeszűrők vagy részecskecsapdák (Diesel Particulate Filter, DPF) és a szelektív katalitikus redukción alapuló katalizátorok (Selective Catalytic Reduction, SCR), melyek jelentősen csökkentik a feljebb említett károsanyagok kipufogócső végén mérhető kibocsátását. Annak ellenére, hogy ezen utóbbi eszközök a jövőben is elkerülhetetlenek tűnnek, nagyon fontos a motor nyers emissziójának csökkentése, hogy az utánkezelő rendszerek méretét, költségét és komplexitását kézben lehessen tartani.

Mint már említésre került, a Diesel motorok égéstermékeiben leginkább a NO<sub>x</sub> és a részecske összetevők dominálnak a károsanyagok közül. Sajnálatos módon a jelenleg rendelkezésre álló technológiákkal, ha az egyik komponenst csökkentjük, akkor a másik növekszik – és fordítva. Tehát az optimális üzemállapotban mindenképpen egyfajta kompromisszum fog érvényesülni, ahol egyik komponens sem minimális, de összegükre nézve a legkisebb a fajlagos kibocsátás. Emiatt olyan technológiákra is egyre nagyobb szükség van, amelyekkel egyszerre mindkét komponens mennyiségét redukálni lehetne - vagy legalább az egyik csökkenthető, míg a másik nem növekszik.

Diesel motoroknál az egyik legfontosabb folyamat, amely az égés lefutását befolyásolja, az a tüzelőanyag és a levegő keveredése, mely a károsanyagok keletkezésére is jelentős hatással van. Ismert tény, hogy a reakciókinetikai folyamatok lezajlásához szükséges idő nagyságrendekkel kisebb, mint ami a keveredéshez szükséges [2], emiatt az égés jelentős részében a tüzelőanyag-levegő keveredése kontrollálja a folyamat sebességét. A keveredés leginkább a befecskendezési nyomástól, a befecskendező fúvókáinak geometriai kialakításától és a fúvókák számától függ [3-4]. Emiatt intenzív kutatási munkák folynak különböző fúvóka geometriák megalkotására és vizsgálatára, amelyek

### 1. BEVEZETÉS

Az elmúlt évtizedekben a jogszabályi és a társadalmi nyomások hatására az újonnan üzembe helyezett járműmotorok károsanyag kibocsátása a töredékére csökkent, köszönhetően a hatalmas fejlesztési erőfeszítéseknek a járműgyártók és beszállítói részéről. Különösen jelentős korszerűsítésen mentek végig a Diesel-járműmotorok, melyeknél nagy kihívást okozott a nitrogén-oxidok (NO<sub>x</sub>) és a kibocsátott részecskék mértékének csökkentése. Jelentős lépés volt ilyen téren a közös nyomócsöves (Common Rail, CR)

\* ügyvivő szakértő, BME EJJT Járműipari Tudásközpont

\*\* Egyetemi docens, BME, Gépjárműtechnológia Tanszék

elősegítenék a tüzelőanyag és levegő gyorsabb és jobb hatásfokú keveredését, ezáltal az égfolyamat javulását, végeredményben pedig a tüzelőanyag fogyasztás és a károsanyag kibocsátás csökkenését [5-6]. Részben ilyen céllal készült az alább bemutatásra kerülő áramlástan (Computational Fluid Dynamics, CFD) szimuláció is.

Az alábbi munkában három különböző fűvóka geometria kerül összehasonlításra állandósult állapotban, maximális tüemelés és különböző befecskendezési nyomások mellett. Azért, hogy a vizsgálat minél átfogóbb legyen, a lehető legtöbb irányból össze kell vetni a fűvókák teljesítményét: fontosak az áramlási viszonyok magában a fűvókában is, de legalább ugyanakkora súllyal szerepel a keletkező sugárkép és a tüzelőanyag elporladásának módja is.

## 2. A SZIMULÁCIÓK CÉLJA

Mivel kísérletileg nehézkes meghatározni a befecskendező fűvókákban lezajló folyamatokat, a numerikus szimuláció kézenfekvőnek tűnik, hogy mélyebben megismerhessük ezeket a jelenségeket [7]. A kis átmérőjű fűvóka furaton nagy nyomással – esetenként 1400-2000bar-ral – jut keresztül a tüzelőanyag, melynek következménye erőteljes örvénylés, kavitáció, illetve a fűvóka furat kijáratánál a tüzelőanyag sugár cseppekre szakadása. Ha csak egy befecskendezést szeretnénk megfigyelni, akkor a helyzet még jobban bonyolódik, hiszen az csak 1-2ms ideig tart és az ilyen gyors folyamatok kísérleti megfigyelése általában akadályokba ütközik.

Egy sikeres égés szimuláció lefuttatásához elengedhetetlen a befecskendezési tömegáram és a fűvóka kimenetén lévő áramlási állapotok ismerete, hiszen a keveredés, párologás, gyulladás, égés és károsanyag képződés folyamatai mind ezektől függenek [8]. Annak érdekében, hogy a geometriai részletek hatása kimutatható legyen a befecskendezés tranzienis folyamatai során, egy több dimenziós, háromfázisú (folyadék és gőz illetve gáz) áramlástan modellre van szükség a pontos információk kinyeréséhez és későbbi felhasználásához.

A geometriai háló, a szimulációs modell és annak számítása az AVL Fire programjával történt [9]. Áramlástan szimulációk mellett a program alkalmas égés szimulációk futtatására is, természetesen mozgó hálóval. A programcsoport motorfolyamatok szimulációjára lett optimalizálva.

Az alább részletezett szimulációk célja három különböző fűvóka geometria összehasonlítása mind a tüzelőanyag sugár alakja, mind pedig a fűvókában lezajló folyamatok szempontjából, különböző befecskendezési nyomások mellett. A három geometriából kettő fajta elterjedten van jelen a ma sorozatgyártásban lévő Common Rail (CR) porlasztók piacán, a harmadik pedig egy új kialakítás. A

geometriák alakja a következő fejezetben részletesen ismertetésre kerül.

## 3. A VIZSGÁLT FŰVÓKA GEOMETRIÁK

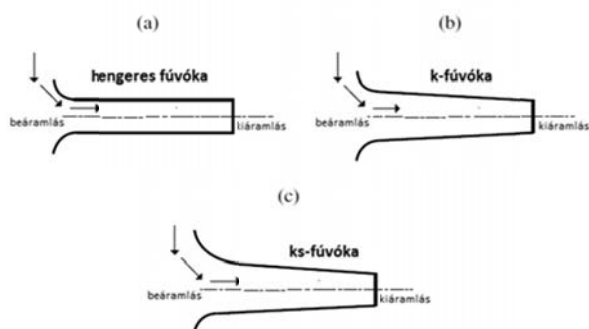
Az alábbi szimulációkban három geometria vizsgálata fog részletezésre kerülni, ezek közül az első egy létező befecskendező fűvókája (Bosch CR1N1). Ez a lehető legegyszerűbb felépítést mutatja, kialakítása hengeres és a beáramlási keresztmetszetnél a lekerekítési sugár kicsi (1/a. ábra). Ezt a felépítést ma már egyre ritkábban használják, alakjából kifolyólag nagymértékben hajlamos kavitációra. Mivel a fűvókába beáramló tüzelőanyag nagy iránytörést szenved belépéskor, a beáramlási keresztmetszet felső íve mentén a tüzelőanyag sebessége az átlagos érték többszörösére nőhet. A nagy sebesség és az irányváltoztatás miatt örvénylés és nyomásesés keletkezik, amely gőzbuborékok képződését idézi elő, melyek csak a kilépő keresztmetszet közelében omlanak össze [10]. Ez a gyakorlatban azt jelenti, hogy ezek a fűvókák szinte minden munkapontban kavitálnak, ami gátolja a stabil tüzelőanyag fáklya létrejöttét. Mi több, ahogy a kavitáció létrejön, az effektív áramlási keresztmetszet lecsökken és drasztikusan csökken a kontrakciós tényező. Ezután már hiába emelik a befecskendezési nyomást, a befecskendezett tüzelőanyag tömegárama nem nő a várható mértékben. Az egyetlen pozitívuma ennek a jelenségnek, hogy az áramlási sebesség a lecsökkent kontrakciós tényező miatt jelentősen nő, ami kedvez a porlasztásnak és az elpárolgásnak. Ennél a befecskendezőnél annak érdekében, hogy az emissziót tovább csökkentsék, a fűvókátú kúpja a fűvóka furatra záródik rá, így nincs a klasszikus értelemben vett zsákfurat – ezt az irodalomban VCO (Valve Covered Orifice) fűvókának nevezik. Ez azért szükséges, hogy a befecskendező zárása után a zsákfuratból ne tudjon még plusz tüzelőanyag az égéstérbe „csöpögni”, növelve ezzel a szénhidrogén és füst emissziót. Egy fontos hátrány azonban adódik ezzel a fűvókátípussal kapcsolatban, mégpedig az, hogy nagyon érzékeny a fűvókátú excentricitására [11]. Azon az oldalon, ahol a tű közelebb kerül a fűvóka testhez, a fáklya penetrációs hossza jelentősen csökken, aszimmetrikus befecskendezési képhez vezetve.

A közelmúltban a kutatók nagy erőfeszítéseket tettek annak érdekében, hogy a fent részletezett kavitációs jelenséget megszüntessék, vagy legalább elfogadható szintre csökkentsék. Ehhez két geometriai méretet kellett megváltoztatni, nevezetesen a belépési keresztmetszet lekerekítési sugarát, valamint a belépési keresztmetszet átmérőjét. Azzal, hogy nagyobbra munkálták a belépési átmérőt, a fűvókát konfúzorossá tették, amely nagyban hozzájárult az áramlás stabilizálásához a furatban, miközben a beáramlási iránytörést csökkentette. Ezeket a szakirodalomban ún.

k-fűvókáknak (a német konisch szóból) hívják (1/b. ábra).

A lekerekítési sugarat egy speciális eljárással, hidroköszörüléssel (hydro-grinding, HG) tudták megnövelni. Ez az eljárás a fűvókák hitelesítésénél használt olaj abrazív anyaggal való keverését jelenti - ezt a keveréket juttatják keresztül a fűvókán, hogy minden legyártott befecskendező névleges tömegárama a gyári tolerancián belül legyen. Az abrazív anyag a furat beáramlási oldalán az éles ívet roncsolja, növelve ezzel a lekerekítési sugár méretét. Azt a fűvókát, ahol konfúzoros furat mellett a HG eljárást is használják ks-fűvókának nevezik (a német konisch strömungsoptimiert szavakból) és egy ilyen típus képezi a második szimulációs geometriát (1/c. ábra). A ks-fűvókák áramlása rendezettebb, kavitáció nem jellemző a működési tartományban, vagy csak nagyon kis mértékben. Hátrányuk viszont, hogy a konfúzoros felépítés miatt a tüzelőanyag sugarat jobban összpontosítják, amely így nagyobb sebességgel és ebből kifolyólag nagyobb behatolási mélységgel is rendelkezni fog. Ez lassítja a párolgást és a keveredést, továbbá az égéstér falak nedvesítéséhez vezet.

A fent felsorolt fűvókátípusokat mutatja az 1. ábra. Az ábrán jól megfigyelhető, hogy beáramláskor sokkal élesebb szögben kell befordulnia a tüzelőanyag oszlopnak a hengeres, HG eljárás nélkül gyártott fűvókánál.



1. ábra Diesel befecskendezők különböző fűvókátípusai

A fűvókák kúposágát a befecskendezőknél nem a géptervezésben szokásos módon szokták jelölni, hanem az ún. k-faktorral. A be- és kimeneti átmérőkből a következőképpen határozható meg a k-faktor:

$$k = \frac{D_i [\mu\text{m}] - D_o [\mu\text{m}]}{10} \quad (1)$$

ahol  $D_i$  a beáramlási,  $D_o$  a kiáramlási keresztmetszet átmérője,  $k$  pedig a k-faktor. Ez azt jelenti, hogy minél nagyobb a k-faktor, annál nagyobb a különbség a be és kiáramlási átmérők között, tehát annál nagyobb kúpszögű a fűvóka furat azonos hossz mellett. Az irodalomban jellemzően 0-2 közötti k-faktorú fűvókák

szerepelnek, tehát a be és kimeneti átmérők közötti különbség 0-20 $\mu\text{m}$ . Ha hozzá tesszük, hogy a járműmotoroknál használt befecskendezők furatátmérője kb. 130-180 $\mu\text{m}$ , akkor már látható, hogy ezek a fűvókák csak nagyon enyhén kúposak [5, 16-17]. A hengeres és ks-fűvóka geometriák mellett egy harmadik fűvóka is vizsgálva lett. Ez a fajta fűvóka nem található meg a szakirodalomban, ezért érdemesnek tűnt megfigyelni a viselkedését az első kettővel azonos körülmények között. Ahogy említésre került, a ks-fűvókák esetében a tüzelőanyag sugár kúpszöge sokkal kisebb tartományokban mozog, mint a hengeres fűvókáknál, emiatt a porlasztási sugárkép sokkal elnyúltabb, a behatolási mélysége a sugárnak jelentősen megnő. Ez káros hatással van a keveredésre, bár azt érdemes megemlíteni, hogy a nagyobb kiáramlási sebesség miatt a tüzelőanyag és a levegő közötti interakció sokkal erősebb a sugár palástfelülete mentén. Tehát a sebességkülönbség miatt sokkal több tüzelőanyag szakad le a sugár palástjáról és ez kedvez a levegő bekeveredésének, de nem ellensúlyozza a kisebb kúpszög hatását.

Ahhoz, hogy a sugár kúpszögét növelhessük – és így nagyobb területre, homogénebb formában juttassuk el a tüzelőanyagot – diffúzoros fűvóka kialakítás szükséges. A hengeres és ks-fűvókák fent említett előnyeinek ötvözésére a harmadik fűvóka hosszának első 2/3 részében konfúzoros kialakítású és nagy lekerekítési sugárral rendelkezik, a külső 1/3 részben pedig enyhén nő az átmérő. Ezzel elméletileg elérhető az, hogy a kavitáció csak nagyon kis mértékben jöjjön létre a fűvókában, de emellett a kiáramlási sebesség csökkenthető és a sugár kúpszöge növelhető. A harmadik vizsgált geometria tehát először konfúzoros, majd a végén diffúzoros kialakítású, emiatt a ks-fűvóka nevéből ksd-fűvóka névvel lesz jelölve (2. ábra).

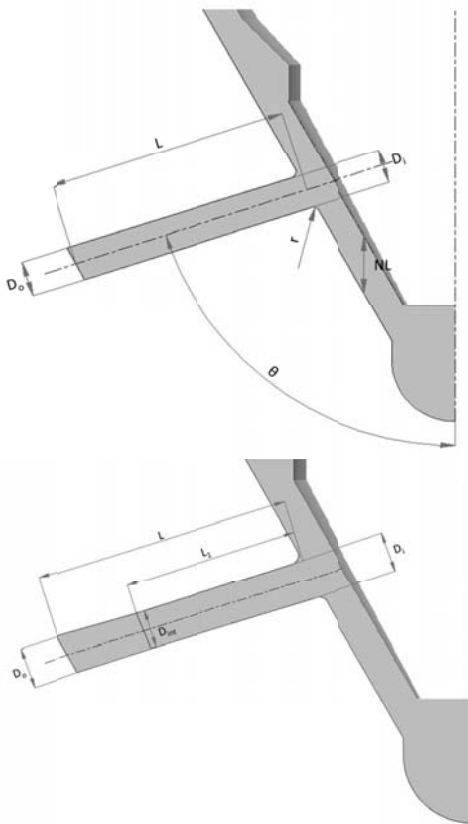
A három vizsgált fűvóka geometriai méreteit az 1. táblázat tartalmazza. A méretek leírásánál fontos a már többször említett ki és beáramlási átmérő, a fűvóka furat hossza, a lekerekítési sugár és végül, de nem utolsó sorban a furat tengelyének szöge a porlasztó tengelyéhez képest. A porlasztók leírásánál fontos a maximális tüemelés is, - és mivel az alábbiakban stacioner állapotokban vizsgáljuk a fűvókákat – ezeknél a geometriáknál ez lesz a fűvóka tú távolsága a testtől a szimulációk során. A geometria jelölések jelentését a 2. ábrán lehet figyelemmel kísélni.

1. táblázat A fűvókák főbb méretei

	$D_i$ [ $\mu\text{m}$ ]	$D_{int}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$D_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	L [mm]	$L_1$ [mm]	r [ $\mu\text{m}$ ]	$\theta$ [ $^\circ$ ]	NL [ $\mu\text{m}$ ]
henger es fűvóka	152	-	152	1	-	20	72,5	250
ks- fűvóka	165	-	152	1	-	40	72,5	250
ksd- fűvóka	165	152	165	1	0.66	40	72,5	250

#### 4. A SZIMULÁCIÓS HÁLÓK FELÉPÍTÉSE

A szimulációs háló előkészítése a geometria modellezésével kezdődik, tehát egy 3D CAD programban el kell készíteni a vizsgálni kívánt testet. Ehhez a befecskendező belső geometriájának ismerete szükséges, ez alapján lehet meghatározni az áramlási tér alakját. Ez történhet roncsolásmentes módon, például szilikon formavétellel [14], vagy roncsolásos úton: a fűvóka test elmetésével. Jelen geometriánál roncsolásos úton kerültek meghatározásra a belső méretek [15]. Ehhez a test elvágásakor különösen ügyelni kell a helyes befogásra, hogy a vágás pontosan az egyik fűvóka síkjában, a test hossz tengelyében történjen. Ezután a metszeti síkról nagy felbontású képek készítésével meghatározhatóak a szükséges méretek.



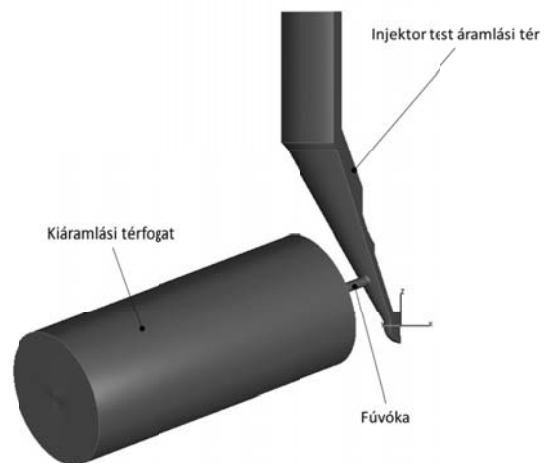
2. ábra A fűvókák méreteinek jelölése  
 $L$  – fűvóka furat hossza;  $D_i$  – bemeneti furatátmérő;  $D_o$  – kimeneti furatátmérő;  $r$  – lekerekítési sugár;  $\theta$  – fűvóka furat szöge;  $NL$  – tüemelés magassága;  $L_1$  – konfúzor hossza;  $D_{int}$  – legkisebb átmérő

A lekerekítési sugár roncsolásos úton történő meghatározásában bizonytalanságot okoz a vágás és a felületi utómunkálatok hatása, de a szakirodalomban található méretekkel összevetve [6,14-17] tovább pontosítható.

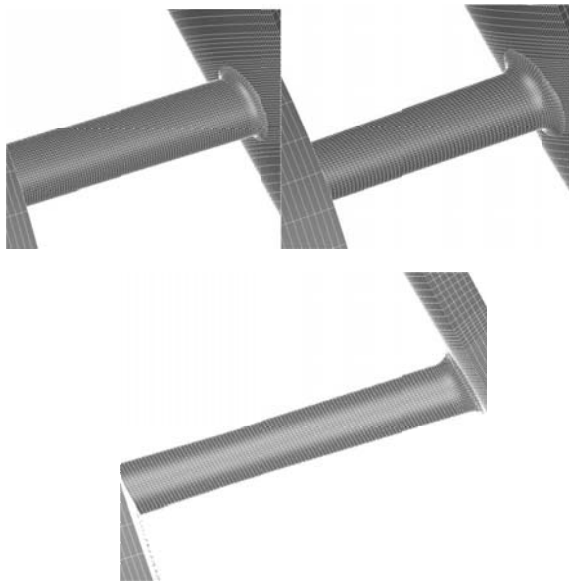
A 3D geometria alapján már létre lehet hozni a szimulációs hálót. A speciális igények miatt nem a program valamelyik beépített hálózó modulja lett használva, hanem lépésről lépésre egyenként lett felépítve a különböző hálódarabok egymáshoz illesztésével, manuálisan. Nem szükséges a teljes porlasztó csúcstól modellezni mind a nyolc fűvókával, hiszen ezekben a szimulációkban nem a geometriai pontatlanságok vagy tú excentricitás hatásai vannak vizsgálat alá helyezve. Az eredmények szempontjából kielégítő csak egy fűvóka furat hálójának létrehozása a porlasztó áramlási terének  $45^\circ$ -os szeletével, hiszen a befecskendező 8db fűvóka furata szimmetrikus kiosztásban helyezkedik el a porlasztó csúcson. Ahhoz, hogy a fűvókák tüzelőanyag sugárra gyakorolt hatásából is le tudjunk vonni következtetéseket, szükség van egy kiáramlási térfogatra is. Ez a hengeres háló jelképezi a környezetet, amelybe a befecskendezés történik és segít a minél realisabb peremfeltételek megadásában is. Az égéstér geometriai modellezése itt szükségtelen, hiszen a falak a fűvókától távol helyezkednek el, a nagy kiáramlási térfogat pedig csak a szimulációs elemszámot növelné, pontosabb adatokkal nem szolgálna. A tüzelőanyag fáklya alakjának vizsgálatát egy külön spray-szimulációval lenne célszerű elvégezni.

A hálózási folyamat eredményeként sikerült a Bosch CRIN1 porlasztó fűvókáját létrehozni, ez képviseli jelen szimulációk között a hengeres fűvóka variánst. A ks- és a ksd-fűvókák hálója analóg módon lett létrehozva. A fűvóka test és a kiáramlási térfogat hálója ugyanaz mindhárom esetben, csak a fűvókák alakja különbözik a fent leírtaknak megfelelően.

A hálók három fő részből állnak, ezek sorrendben a porlasztó test és a fűvóka áramlási terei, valamint a kiáramlási térfogat, amelyben a tüzelőanyag sugár fűvókához közeli területét lehet megfigyelni. A szimulációs háló felépítését a 3. ábrán lehet megfigyelni, a fűvókák környezetében a háló alakját a 4. ábra mutatja. Ez utóbbin érdemes megfigyelni a lekerekítési sugarak és a fűvóka furat alakjának változását.



3. ábra A szimulációs háló felépítése



4. ábra Háló a fúvókák közelében, sorrendben: hengeres, ks- és ksd-fúvóka

Mindhárom háló hexa-elemekből épül fel, a megfelelő felbontás érdekében az elemszám a következőképpen alakul:

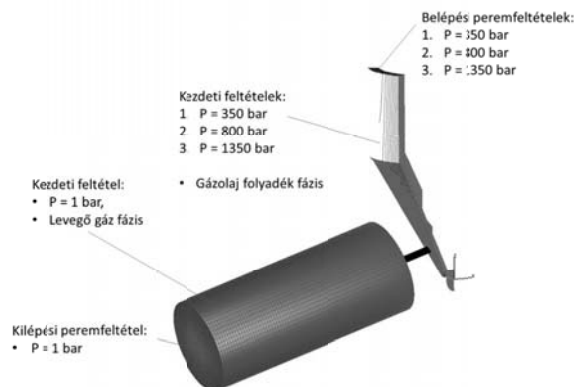
- hengeres fúvóka szimulációs hálója: 606536 cella
- ks-fúvóka szimulációs hálója: 583338 cella
- ksd-fúvóka szimulációs hálója: 578812 cella

Az 5% körüli elemszám eltérés főként a fúvóka furatok geometriai különbözőségéből adódik. A kiáramlási térfogat hossza 5mm minden esetben, ez már elengedő ahhoz, hogy a tüzelőanyag sugár kezdeti alakját meg lehessen vizsgálni.

## 5. A KEZDETI- ÉS PEREM FELTÉTELEK

Mivel ezekben a szimulációban a legnagyobb tüemelés melletti állandósult állapotok megfigyelése volt a kitűzött cél, ezért mozgó háló definiálására nincs szükség. A ki és beáramlási felületek, a szimmetria felületek, valamint a falfelületek meghatározása után a kezdeti feltételek megadása következik. A szimulációkban a gázolaj a porlasztó áramlási terének felső vízszintes felületéről érkezik – ahogy a valóságban is ez a forrás. A gázolaj folyadék, gőz és a levegő gáz fázisok a kiáramlási térfogat külső felületein hagyhatják el a számítási teret. Ebből már látszik, hogy három fázis szükséges a szimulációban, ezek sorrendben a gázolaj folyadék, gázolaj gőz és a levegő gáz fázisai. Kezdeti feltételnek a porlasztó áramlási terében és a fúvóka furatban mindenütt gázolaj folyadék, a kiáramlási térfogatban pedig levegő volt megadva. Mivel a porlasztó körszimmetrikus, az áramlási tér két oldalsó függőleges felületére szimmetria peremfeltétel volt megadva, az összes eddig nem említett felület falként

volt definiálva. Ezek mellett meg kell még határozni a számszerű peremfeltételeket. A szimulációk három, az első generációs CR porlasztókra jellemző befecskendezési nyomással lettek futtatva. Ezek közül egy az alapjáratú tartományra (350bar), egy a részterhelésre (800bar) és egy pedig teljes terhelésre (1350bar) jellemző. A környezeti nyomást 1bar jelképezi. A hengerben jellemzően több tízszerese jön létre ennek az értéknek, de korábbi mozgó hálós modellek erre a nyomáskülönbségre lettek validálva [15]. A peremfeltételeket az 5. ábra mutatja. A három szimulációs hálóval a három nyomáskülönbség összesen kilenc futtatást jelent, ezek kerülnek elemzésre az alábbiakban.



5. ábra Szimulációs háló a kezdeti és peremfeltételekkel

Természetesen a fent felsorolt perem- és kezdeti feltételek korántsem tartalmazzák az összes beállított paramétert, de összes beállított paraméter felsorolása és leírásának leírása meghaladja jelen tanulmány kereteit.

A megoldó algoritmusban a számítási modellek közül a k-ε turbulencia modell került kiválasztásra megbízhatósága és könnyű konfigurálhatósága miatt, továbbá aktiválásra került az Euler-féle többfázisú algoritmus [15] három fázis definiálásával, lineáris kavitációs modellel.

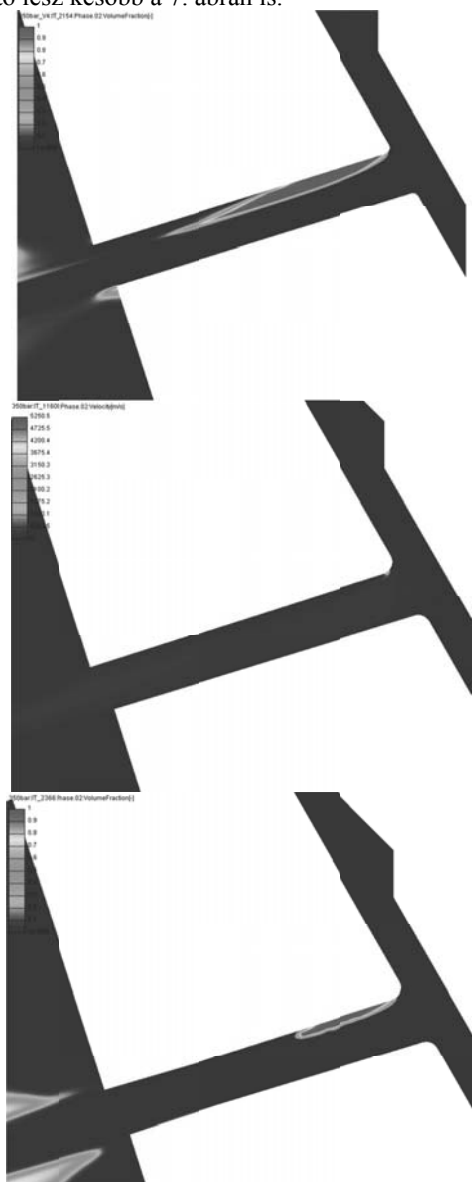
Természetesen mindhárom geometriára ugyanazok a beállítások vonatkoznak. Az eddig leírt beállítások után el lehet indítani a megoldó algoritmust.

## 6. SZIMULÁCIÓS EREDMÉNYEK

Az elvégzett áramlási szimulációból sok adat kinyerhető, illetve sok folyamatból lehet következtetéseket levonni. A kiértékelési lehetőségek sokszínűsége miatt e munka keretében csak a legfontosabbak kerülnek kiemelésre.

Először érdemes megvizsgálni a gázolaj gőzfázis viselkedését. A 6. ábra 350 bar nyomáson mutatja a három vizsgált geometria gőzfázis diagramjait. Nagyon jól látható a fúvókafuratokban kialakuló kavitáció, melyet a gázolaj gőzfázis megjelenése mutat. A kis lekerekítési sugár, valamint a hengeres furat miatt az

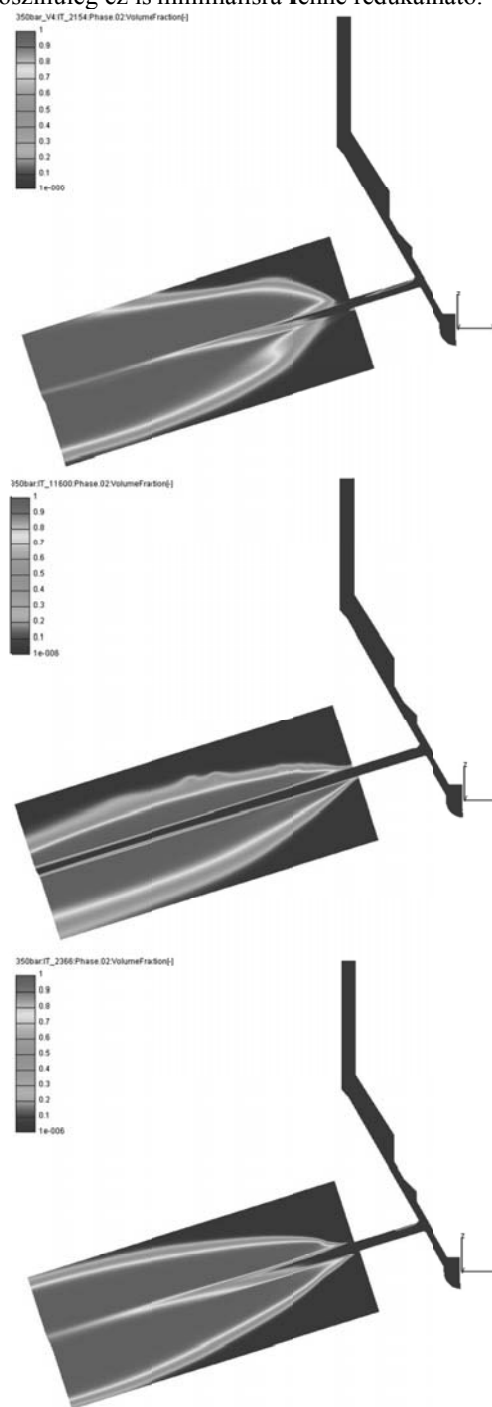
első geometriában majdnem a furat teljes hosszában létrejön ez a jelenség. Ez láthatóan hatással van a kiáramlási keresztmetszetenél a cseppbomlásra is, hiszen a gőzbuborékok még a kiáramlási térbe is kiérnek, ez látható lesz később a 7. ábrán is.



6. ábra Gázolaj gőzfázis a fűvókák környezetében, sorrendben: hengeres, ks- és ksd-fűvóka

350 bar befecskendezési nyomás az alapjáratú tartományra jellemző a motorüzemben, tehát a legkisebb befecskendezési nyomások közé tartozik CR porlasztóknál. A hengeres fűvókában kialakuló kavitáció pedig csak erőteljesebb lesz a nyomásviszony növekedésével az áramlási sebességek növekedése miatt. 350 bar-on a ks-fűvókában alig látható gázolajgőz a furatban, gyakorlatilag nem alakul ki kavitáció. A fent részletezett hatása a lekerekítési sugárnak, illetve a furat kúposágnak tehát itt is igazolásra került, ez később látható hatással lesz a tüzelőanyag sugárra is. A ksd-fűvókában az előbbivel ellentétben megjelenik

gőzbuborék, de mérete csak töredéke a hengeres fűvókánál látnak. Mint látható, a gőzbuborékok képződése csak lokálisan van jelen, azokat az áramló folyadék nem szállítja tovább a kiáramlási keresztmetszet felé. A geometria optimalizálásával – más k-faktor, más konfúzor illetve diffúzor hossz – valószínűleg ez is minimálisra lenne redukálható.



7. ábra Gázolaj gőzfázis, sorrendben: hengeres, ks- és ksd-fűvóka

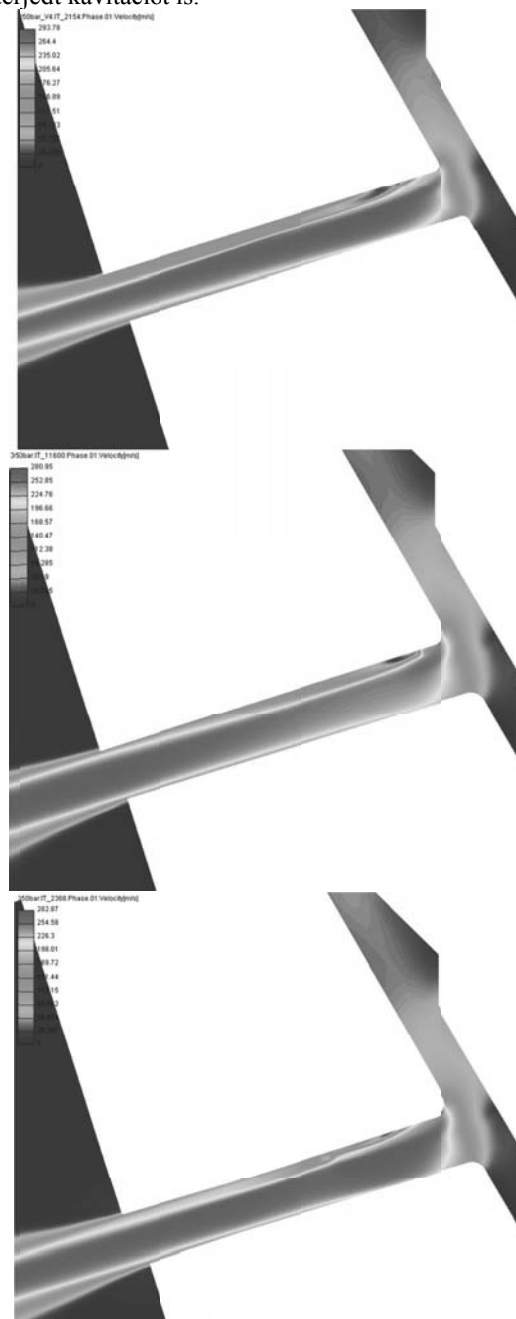
A 8. ábra a gázolaj folyadék fázis sebességét mutatja a fűvókák környezetében 350 bar befecskendezési nyomásnál. Fontos tehát kiemelni az ábrák megismerése előtt, hogy ott ahol az ábrák kis áramlási sebességet mutatnak nem feltétlenül igaz ez, csak a folyadék fázis nincs éppen jelen az adott pontban.

A hengeres fűvóka esetében látható, hogy a folyadékáramlás a furat alsó felében összpontosul és a sebesség eloszlása a keresztmetszetben erősen inhomogén. Itt a legnagyobb az áramlási sebesség, ami főként a kis lekerekítési sugár miatt jön létre. A nagy áramlási sebesség a keresztmetszet alsó részén pedig az eróziós hatás növekedését is maga után vonja, az ilyen fűvókák gyorsabban elhasználódnak a k- és ks-fűvókákhoz viszonyítva. A sebesség inhomogenitása okozza a sugár aszimmetriáját, de mivel nagy a nyíróerő az egyes folyadékrétegek között – a cseppbomlás is felgyorsul kilépéskor. Ez azt jelenti, hogy a fűvókából való kilépés után az egymáson elcsúszó folyadékrétegek a belső erők hatására szétesnek, a sugár gyorsan felbomlik. Ezzel ellentétben a ks-fűvóka áramlási sebességei rendezett képet mutatnak, kilépéskor már majdnem teljesen lamináris az áramlás – amennyire a magas kialakuló Reynolds-számok ezt engedik. A belépési örvényben részt vevő zóna mérete sokkal kisebb a hengereshez képest, a folyadék áramlási sebessége a konfúzoros kialakítás miatt fokozatosan nő a kilépési keresztmetszet felé és jól látható a falak hatása is. Az áramláskor kialakuló határreteg miatt a falak közvetlen közelében mindig nulla az áramlás sebessége és ez annál nagyobb hatást gyakorol a fűvókában az áramlásra minél kisebb annak az átmérője. A ksd-fűvóka képe hasonló a ks-fűvókáéhoz, szintén rendezett áramlást mutat a kilépésnél, emiatt szimmetrikus a tüzelőanyag sugár a kiáramlási térben. Kilépéskor a keresztmetszetben az átlagsebesség azonban jóval kisebb mint a ks-fűvóka esetében, ez csökkenti a penetrációs mélységét a sugárnak.

A három fűvókát összehasonlítva a maximális áramlási sebességek gyakorlatilag ugyanakkorák, különbség csak a fellépés helyében van. A hengeres fűvóka esetében a legnagyobb sebesség a beáramlási keresztmetszethez közel jön létre és nagyon sokáig fennmarad a kavitáció hatására leszűkült áramlási keresztmetszet miatt. A konfúzoros kialakítás okán a ks-fűvókánál a kilépési keresztmetszetben a legnagyobb a sebesség, a ksd esetében pedig ez a legkisebb keresztmetszet környékén látható.

A 9. ábra a relatív nyomást mutatja a különböző fűvóka geometriák esetében 350 bar nyomásnál. Mindhárom geometria esetében elmondható, hogy a nyomás drasztikusan esik a furat belépési keresztmetszeténél. Ez azt jelenti, hogy a furatokban gyakorlatilag végig a környezetihez hasonló nyomás uralkodik, a porlasztó test áramlási terében pedig a befecskendezési nyomás. Ez természetes, hiszen a furat keresztmetszete nagyságrendekkel kisebb, mint a tű és a fűvóka test között lévő gyűrűfelület. Különösen drasztikus a nyomásesés a hengeres fűvóka belépő

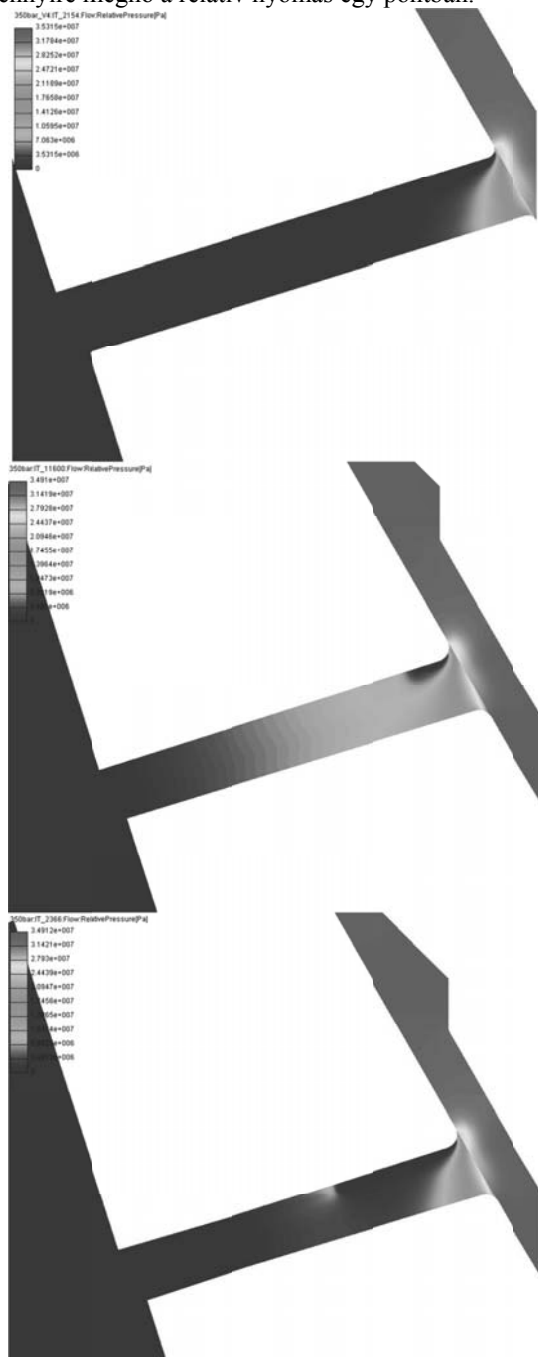
keresztmetszetének felső területén, nyilván ez okozza a kiterjedt kavitációt is.



8. ábra Gázolaj folyadékfázis sebességek a fűvóka környezetében, sorrendben: hengeres, ks- és ksd-fűvóka

A konfúzoros ks-fűvóka esetén a nyomásesés sokkal fokozatosabban jön létre a hossz tengely mentén, emiatt nagyobb lesz a nyomás a beáramlási keresztmetszet közelében is. Nagyobb nyomáson a kavitáció már nem jön létre és ha mégis, akkor is hamarabb összeomlanak a gőzbuborékok, ezáltal pedig a gőzfázis kiterjedése csökken. Ez az a jelenség, amely stabilizálja a fűvókán belüli áramlást és ezzel a tüzelőanyag sugarat is. A ksd

geometria esetében is észrevehető ez a hatás, az első szakasz konfúzoros kialakítása az, amely segít lecsökkenteni a gőzfázis nagyságát. Ennek ellenére a fűvóka nem mutat olyan homogén képet, mint a ks, de a konfúzoros rész meghosszabbításával valószínűleg ez a probléma is orvosolható lenne. Megfigyelhető még ezen kívül, hogy a gőzbuborékok összeomlásának helyén mennyire megnő a relatív nyomás egy pontban.



9. ábra Relatív nyomás a fűvóka környezetében, sorrendben: hengeres, ks- és ksd-fűvóka

A Turbulens Kinetikus Energia (TKE) az egyik jellemző az áramlás elemzésére – ezt szemlélteti a 10.

ábra 350 bar nyomás esetében a gázolaj folyadék fázisban. A TKE definíció szerint az átlagos kinetikus energia egységnyi tömegre vetítve az örvénylő áramlások esetében. Ez azt jelenti, hogy minél magasabb ez a szám, annál nagyobb a folyadék fajlagos kinetikus energiája, emiatt leginkább a nagy nyomásváltozások közelében szokott megnőni az értéke. Magas tüemelések esetében – mint látható volt – a nyomásesés a belépési keresztmetszet környezetében koncentrálódik. Emiatt ezekben a zónákban lesz a legnagyobb a TKE értéke a porlasztón belül, de érdekes módon mindhárom esetben a sugárban éri el a maximum értékét. Ennek oka, hogy a sugár folyadék része és a levegő találkozásánál a nagy sebességkülönbség miatt erőteljes nyíróerő keletkezik, amely fokozatosan leválasztja a sugár külső felületét. Emiatt gyorsulnak a cseppbomlási folyamatok, a folyadék pedig hirtelen lelassul. Ezekből kifolyólag az ilyen területeken erőteljes örvénylés jellemző. A különbség a három sugárnál már első ránézésre látszik (10. ábra). Az első geometriánál a sugár alsó felületénél jelenik meg a nagy TKE-val rendelkező terület, mert az aszimmetrikus sugáralak miatt itt a legnagyobb a sebességkülönbség a folyadék és a gáz fázis között. A ks-fűvóka esetében valamivel nagyobb és szimmetrikus a terület, míg a ksd-fűvókánál ez egész nagy arányban jelen van. Ez azt mutatja, hogy a párolgás és keveredés szempontjából a ksd-fűvóka szolgáltatja a legjobb eredményt.

Ha kvantitatívan szeretnénk jellemezni a porlasztó geometriáját a működési tartományban, akkor az egyik legfontosabb mérőszám az átfolyó tömegáram. Ezt mutatja különböző befecskendezési nyomások esetében a 11. ábra. Látható, hogy mindhárom fűvóka esetében a tömegáram növekedésének mértéke csökkenő tendenciát mutat a nyomás növekedésével, hiszen az a nyomáskülönbség gyökétől függ:

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2\rho(p_i - p_o)} \quad (2)$$

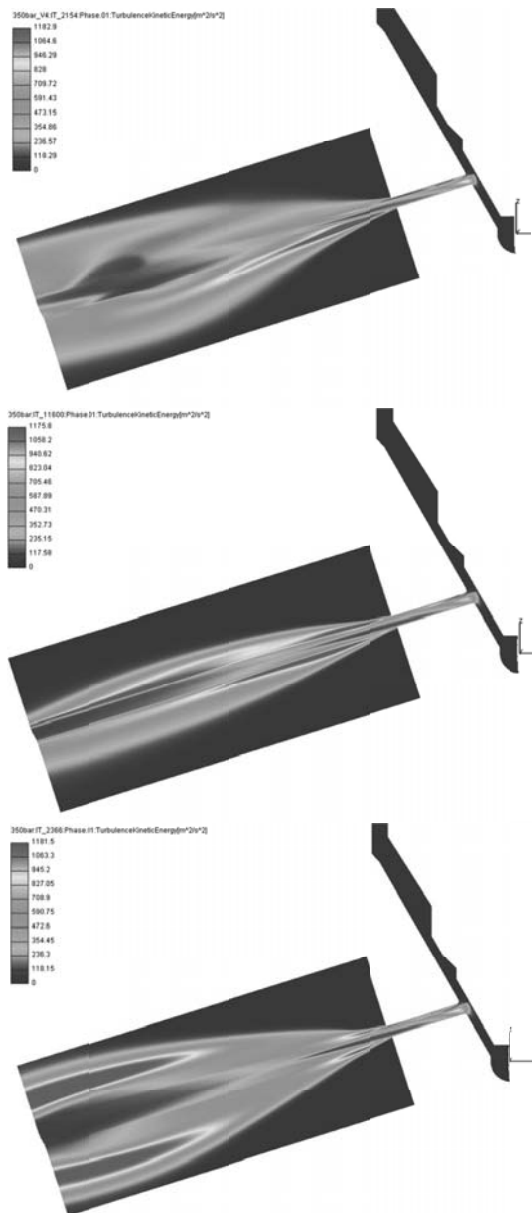
Ahol  $\dot{m}$  a tömegáram,  $C_d$  a kontrakciós tényező,  $A$  az áramlási keresztmetszet felülete,  $\rho$  az áramló folyadék sűrűsége,  $p_i$  a bemeneti,  $p_o$  pedig a kiáramlási keresztmetszetenél a nyomás.

Ha az egyes geometriákat szeretnénk összehasonlítani, akkor egyértelműen láthatóak a különbségek a 11. ábrán. A hengeres fűvóka által szolgáltatott tömegáram minden nyomáson messze alulmúlja a másik kettőt. Ennek egyszerű oka van, mégpedig az, hogy a kavitáció miatt lecsökkent keresztmetszeten áramlik a folyadék. A lecsökkent áramlási keresztmetszet kisebb kontrakciós tényezőt jelent és minél nagyobb a nyomáskülönbség annál inkább érvényesül ez a hatás. A ks- és ksd-fűvókák nagyon hasonlóan viselkednek, de az utóbbi egy kicsit mindig nagyobb értékeket mutat.

Minél nagyobb a tüzelőanyag sugár küpszőge, annál nagyobb területre és annál homogénebb módon képes eljutni a tüzelőanyag. Minél homogénebb a



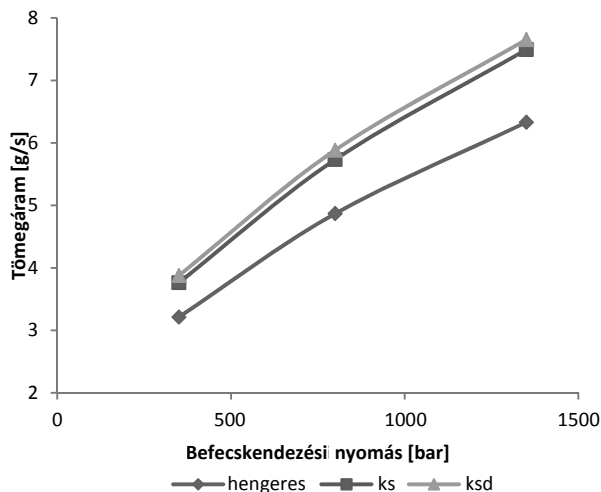
tüzelőanyag-levegő keverék az égéskor, annál kevesebb részecske képződik a lokális oxigénhiány miatt. Emellett természetesen a magasabb égési hőmérséklet miatt a NO<sub>x</sub> kibocsátás is növekedhet, mivel a két fő károsanyag a bevezetőben már ismertetett módon viselkedik egymással szemben. Mindenesetre a mai fejlesztési irányvonal a Diesel motoroknál a minél homogénebb keverék felé tolódik el, a NO<sub>x</sub> kibocsátást pedig egyre nagyobb kipufogógáz visszavezetési aránnyal próbálják kezelni.



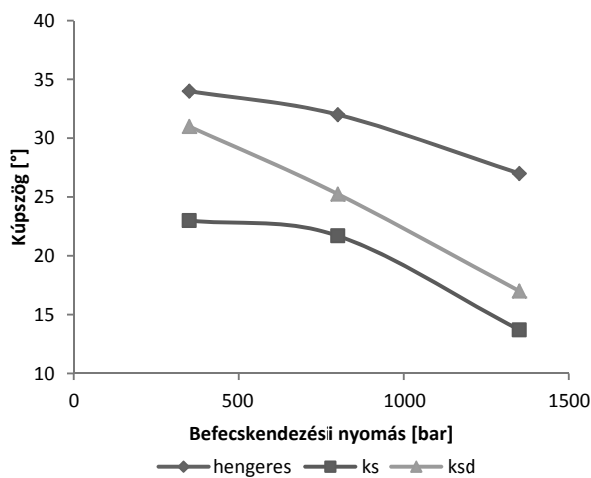
10. ábra Turbulens Kinetikus Energia (TKE), sorrendben: hengeres, ks- és ksd-fűvóka

A sugár kúpszögének változását mutatja a 12. ábra a befecskendezési nyomás függvényében. Mint látható, a kúpszög a nyomás növekedésével csökken, mivel a nagyobb kiáramlási sebesség miatt nagyobb lesz a

kinetikus energiája a sugárnak. Ha egymáshoz hasonlítjuk a különböző geometriákat, akkor viszont egész nagy különbségeket láthatunk. Meg kell azonban jegyezni, hogy a kúpszögek a sugár kialakulásának első 5mm-e alapján kerültek lemérésre, egész pontosan a kilépési keresztmetszettől 3mm-re lévő sugár keresztmetszet két szélső és a kilépési keresztmetszet középpontja által meghatározott szög szerepel a diagramon az egységes elbírálás érdekében. Ez csak hozzávetőleges értékeket adhat, mindenesetre összehasonlítási alapként megfelelnek.



11. ábra A fűvókákon átfolyó tüzelőanyag tömegáram



12. ábra A tüzelőanyag sugár kúpszöge

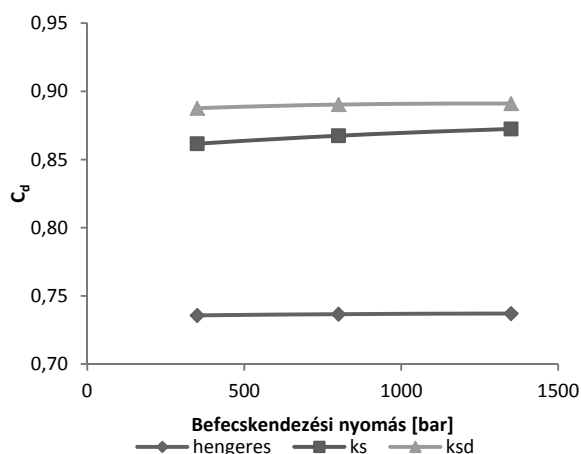
Ezek alapján a hengeres fűvóka biztosítja a legszélesebb kúpszöveget minden nyomásszinten, ezt követi a ksd- és ks fűvóka sorrendben. Itt szükséges azt is megjegyezni, hogy a hengeres fűvóka előnyét nagyrészt annak köszönheti, hogy a kiáramlási keresztmetszet utáni rövid szakaszon jelentősen kiszélesedik a sugár keresztmetszete. Tehát ha például a sugarak palástjának

szögét értékelnénk, akkor a fenti sorrend felborulna és a ksd-fűvóka képviselné a legnagyobb szögű kialakítást.

Ha (2) egyenletet átrendezzük, kiszámítható a szimulációban megállapított tömegáram alapján a kontrakciós tényező:

$$C_d = \frac{\dot{m}}{A\sqrt{2\rho(p_i - p_o)}} \quad (3)$$

Ennek értékét mutatja a 13. ábra a befecskendezési nyomások függvényében. Az értékeket fenntartásokkal kell kezelni, mert a képletben szereplő sűrűség nem tükrözi pontosan a valós értékeket. A szimuláció egyik legnagyobb egyszerűsítése ugyanis az volt, hogy a folyadékot összenyomhatatlannak feltételeztük. Ez nyilván torzítja a végeredményt, de összehasonlításra szintén alkalmas. Mint látható, a tényezők kevésbé változnak a nyomás függvényében. A kavitáció létrejöttével ugyanis a kontrakciós tényező közel állandó, vagy inkább csökkenő értéket vesz fel a nyomás növekedésekor. Egymáshoz hasonlítva itt szintén a ksd-fűvóka mutatja a legmagasabb értéket, míg a hengeres fűvóka messze elmarad a másik kettő mögött.



13. ábra A kontrakciós tényező változása

## 7. ÖSSZEFOGLALÁS

Diesel befecskendező fűvóka geometriájának lemérése után felépítésre került az áramlási tér szimulációs hálója egy kiáramlási térfogattal a tüzelőanyag sugár vizsgálatára. A porlasztó hengeres fűvóka furattal rendelkezett, ennek mintájára egy konfúzoros kúpos és egy konfúzor-diffúzor keresztmetszetű fűvóka geometria is létrehozásra került. Konfúzoros, nagy lekerekítési sugárral rendelkező ks-fűvókákat egyre elterjedtebb arányban használnak sorozatgyártású porlasztókban, diffúzoros kiáramlási keresztmetszettel rendelkezőket azonban a szerzők ismeretei szerint eddig nem vizsgáltak a szakirodalomban.

A három szimulációs háló három jellemző befecskendezési nyomás alatt, maximális tüemelésnél és

statikus állapotban került összehasonlításra, hogy a fűvóka geometriák okozta hatásokat össze lehessen vetni.

A kilenc szimuláció lefutása után látható volt a hengeres fűvókában létrejövő erőteljes kavitáció már a legkisebb befecskendezési nyomásnál is, ezzel ellentétben a ks-fűvókánál nem volt számottevő gőzbuborék képződés. A ksd-fűvóka beáramlási keresztmetszeténél megjelent egy kisebb területen ez a jelenség, de a hengeres fűvókához képest sokkal jobban teljesítetett. A geometria optimalizálásával ez valószínűleg tovább csökkenthető. Tovább vizsgálva a gázolaj gőzfázis viselkedését a kiáramlási térben, látható volt a geometriák sugárra gyakorolt hatása. A tüzelőanyag rétegek közötti nagy sebességkülönbség okozta nyíróerő hatására a hengeres fűvókánál a tüzelőanyag oszlop a kiáramlás után nagyon hamar felbomlott a levegő nagymértékű bekeveredését segítve, de aszimmetrikus sugáralakot okozva. A konfúzoros fűvóka a várakozásoknak megfelelően nagyon kis tüzelőanyag kúpszögöt hozott létre, ahol a tüzelőanyag-levegő keveredés alacsony hatásfokot mutatott. Ezekkel szemben a ksd-fűvóka széles kúpszögű és homogén sugarat hozott létre, gyorsítva ezzel a keveredést.

A fűvókák keresztmetszete mentén kialakuló sebesség kontúrok megmagyarázták a fent leírt hatásokat. A hengeres fűvókánál a belépési keresztmetszetenél jelentkező nagy iránytörés okozta a sebesség növekedését és a kialakuló kavitációt, a kavitáció miatt pedig lecsökkent az effektív áramlási keresztmetszet. A lecsökkent áramlási keresztmetszet miatt a furat alsó részén tovább növekedett az áramlási sebesség, amely nem tudott homogenizálódni a kilépési keresztmetszetig. Ez okozta az aszimmetrikus sugárképet is. A ks-fűvókában az áramlási sebességek fokozatosan nőttek a kiáramlási keresztmetszetig, a sugár fókuszálásával pedig nagyon sokáig a kilépés után is együtt maradt a nagy sebességű folyadék anélkül, hogy számottevő cseppbomlás létrejött volna. A ksd-fűvóka diffúzoros vége segített a kiáramlási sebesség csökkentésében, a konfúzoros belépési szegmens pedig az áramlás örvénymentes vezetését érte el. A kettő együtt eredményezte a homogén, nagy kúpszögű sugarat.

A nyomáskontúrok láthatóvá tették azt, hogy a ks-fűvókában miért nem alakul ki kavitáció. A szűkülő keresztmetszet miatt a beáramlási keresztmetszetenél sokkal nagyobbak bizonyult a nyomás a másik kettőnél és ez fokozatosan csökkent környezetire a kilépésnél. Nagyobb nyomáson pedig nem jött létre kavitáció a kritikus területen, ellentétben a többivel.

A tömegáramokat összehasonlítva, minden munkapontban a ksd-fűvóka furatán tudott átáramlani a legtöbb tüzelőanyag, ennek oka a másik kettőnél nagyobb kontrakciós tényezőben volt megtalálható. A ks-fűvóka nem sokkal maradt el tőle, a hengeres viszont kb. 25%-al kisebb tömegáramra volt képes azonos nyomáskülönbségek mellett.

A sugarak kúpszögéről a viszonylag rövid vizsgálható hossz miatt nem lehetett pontos értékeket megállapítani, a rendelkezésre álló adatok szerint a hengeres fúvóka szolgáltatja a legszélesebb kúpszöveget minden pontban, de ezt nagyobb bizonyossággal csak egy tüzelőanyag sugár szimuláció segítségével lehetne megítélni.

A szimulációk alapján tehát úgy tűnik, hogy ígéretes lehetőségek rejlenek az újonnan létrehozott geometriában, érdemes a szimulációkat tovább folytatni, hiszen a fúvóka geometria legyártása sem ütközne akadályokba, legfeljebb a költsége lenne magasabb. A jövőben a szerzők tranzien szimulációk létrehozását tervezik, hogy ne csak statikus munkapontok álljanak rendelkezésre az összehasonlításához, továbbá a szimulációk továbbfejlesztését nemlineáris kavitációs modellel, összenyomható folyadék definiálásával és külön tüzelőanyag sugár szimulációval Lagrange-féle többfázisú megoldó segítségével.

## 8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnénk köszönetünket kifejezni az AVL List GMBH-nak, hogy rendelkezésünkre bocsátotta AVL AST programcsomagot, segítségük nélkül a 3D szimulációk nem készültek volna el ilyen formában. Kutatásaink eredményeihez nagyban hozzájárult az AVL Fire program használata.

## 9. IRODALOM

- [1] FLAIG U., POLACH W., ZIEGLER G.: Common Rail System (CR-System) for passenger car DI Diesel engines; experiences with applications for series production projects. SAE Paper 1999-01-0191; 1999.
- [2] HEYWOOD J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Publishing; 1988, ISBN 007028637X.
- [3] HIROYASU H., ARAI M.: Structures of fuel spray in Diesel engines. SAE Paper 900475, 1990.
- [4] SIEBERS D.I.: Scaling liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays based on mixing limited vaporization SAE Paper 1999-01-0528, 1999.
- [5] MOLINA S., SALVADOR F.J., CARRERES M., JARAMILLO D.: A computational investigation on the influence of the use of elliptical orifice on the inner nozzle flow and cavitation development in diesel injector nozzles. Energy Conversion and Management 79 (2014) 114-127, 2014.
- [6] BRUSIANI F., FALFARI S., PELLONI P.: Influence of the Diesel injector hole geometry on the flow conditions emerging from the nozzle. Energy Periodica 45 (2014) 749-758, 2014.
- [7] AVL FIRE Application Example: Injection Nozzle: Diesel Injector. Edition 02/2013, 2013.
- [8] WARNATZ J., MAAS U., DIBBLE R. W.: Combustion. Springer Berlin Heidelberg New York, 2006, ISBN-13 978-3-540-25992-3.
- [9] AVL FIRE Product Description, AVL FIRE Main program. 2013.
- [10] PAYRI F., PAYRI R., SALVADOR F. J., MARTÍNEZ-LÓPEZ J.: A contribution to the understanding of cavitation effects in Diesel injector nozzles through a combined experimental and computational investigation. Computers & Fluids 58 (2012) 88–101, 2012.
- [11] ZHIXIA H., WENJUN Z., QIAN W., ZHAOCHEN J., ZHUANG S.: Effect of nozzle geometrical and dynamic factors on cavitating and turbulent flow in a diesel multi-hole injector nozzle. International Journal of Thermal Sciences 70 (2013) 132-143, 2013.
- [12] PAYRI R, SALVADOR F J, GIMENO J, DE LA MORENA J.: Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process. Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2051–2060, 2009.
- [13] BENAJES J, MOLINA S, GONZÁLEZ C, DONDE R.: The role of nozzle convergence in diesel combustion. Fuel 87 (2008) 1849–1858, 2008.
- [14] MACIAN V., BERMÚDEZ V., PAYRI R., GIMENO J.: New technique for determination of internal geometry of a Diesel nozzle with the use of silicone methodology. Experimental Techniques, Volume 27, Issue 2, 39–43, March 2003.
- [15] VASS S., NÉMETH H.: CFD modelling of a Common Rail injector nozzle, flow and spray characteristics, validation using high speed CCD camera. VSDIA 2014, 2014.
- [16] SALVADOR F. J., MARTÍNEZ-LÓPEZ J., ROMERO J.-V., ROSELLÓ M.-D.: Computational study of the cavitation phenomenon and its interaction with the turbulence developed in diesel injector nozzles by Large Eddy Simulation (LES). Mathematical and Computer Modelling 57 (2013) 1656-1662, 2013.
- [17] SALVADOR F.J., MARTÍNEZ-LÓPEZ J., CABALLER M., DE ALFONSO C.: Study of the influence of the needle lift on the internal flow and cavitation phenomenon in diesel injector nozzles by CFD using RANS methods