BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR
ENERGETIKAI GÉPEK ÉS RENDSZEREK TANSZÉK

TDK DOLGOZAT

Perdítőelemek égésre gyakorolt hatásának modellezése egy szegény keverékkel üzemelő perdületes égő esetén

készítette:

Füzesi Dániel

Konzulens
Dr. Józsa Viktor
Egyetemi adjunktus

Budapest, 2019

Tartalomjegyzék

Ábrajegyzék iii

Táblázatok listája vi

Jelölésjegyzék vi

1. Absztrakt 1

2. Bevezetés 2
2.1. Előkevert égés 2
2.2. Perdítőelemek 3
2.3. Perdületes égés 4
2.4. Alkalmazott turbulencia modellek 5
2.4.1. k-ω SST modell 6
2.4.2. SAS modell 6
2.5. Égés modellezése 6
2.6. λ_2 kritérium 7
2.7. Alternatív tüzelőanyagok: biogáz 8

3. A numerikus modell ismertetése 10
3.1. Geometria és térbeli diszkretizáció 10
3.2. Számítási peremfeltételek 13
3.2.1. Égés paraméterei, belépő peremfeltételek 13
3.2.2. Hőátadás peremfeltétel a falon 15
3.3. Hálófüggetlenségi vizsgálat 17
3.3.1. Hálók értékelése 18
3.4. Időfüggetlenségi vizsgálat 21

4. Előzetes számítások 23
4.1. Stacionárius és tranziens eredmények összehasonlítása 23
4.2. Perdítőelem modell kialakítás 25

5. Eredmények 26
5.1. Perdítőelem modell 26
5.2. Égőtér modell 32
5.3. Biogáz tüzelés 33

6. Modell validáció 39
6.1. Mérések 39
6.2. Adiabatikus lánghőmérséklet számítás 42

7. Összefoglalás **44**

Hivatkozások **46**

Köszönetnyilvánítás **49**

Ábrák jegyzéke

1. Dízelolaj tüzelése részlegesen előkevert (balra) és előkevert (jobbra) esetben. 2
2. Gázturbina égőtérmodell áramlási struktúra koaxiális perdítőelemmel. 4
3. Axiális és radiális perdítőelemek sematikus ábrázolása. 5
4. Perdítőelem geometria. 10
5. Perdítőelem geometria a tetra halóval. 11
6. A keverőcső fala valamint a "tetra-Interface". 11
7. Kilépő felület (bal), keverőcső-fal az "Interface" felületekkel (közép), levegő belépő felület (jobb). 12
8. Interface hatása a sebességmezőre, sebességeloszlás a középsíkon m/s-ban. 12
9. Égőtér belépés (balra) és a háló oldalnézete (jobbra). 13
10. Keverőcső modell és a hálófüggetlenségi vizsgálat során használt értékelési tartományai. 18
11. Axiális statikusnyomás-eloszlás (balra), axiális irányú sebességeloszlás (jobbra) és turbulens kinetikus energiaeloszlás (alul) a vizsgált tetra hálók esetén az $r = 15$ mm-es sugáron a keverőcsőben. 19
12. Égőtér modell és a hálófüggetlenségi vizsgálat során használt értékelési tartományai. 20
13. Sugárirányú sebességeloszlás a vizsgált hálók esetén a tüzelőtér kezdetétől 200 (balra) és 300 mm-es (jobbra) távolságban, valamint sugárirányú hőmérséklet-eloszlás a tüzelőtér kezdetétől 10mm-es távolságban (felül). 20
14. Courant-szám-eloszlás az égőtér középsíkján. 22
15. Az egyes folyadékcsomagok tartózkodási ideje. 22
16. Perdítőelem sematikus ábrája. 23
17. OH* tömegtört-eloszlás földgáztüzelés esetén (a) stacionárius, (b) időátlagolt tranziens, és (c) tranziens eredmény 0.2254 s-nál. 24
18. Sebességeloszlás a perdítőelem modellnél a középsíkon földgáztüzelés esetén (a) stacionárius, (b) időátlagolt tranziens, és (c) tranziens eredmény 0.0144 s-nál. 24
19. Sebességeloszlás a középsíkon, csak a perdítőelemet modellezve. 25
20. Sebességeloszlás a középsíkon $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén. . . 26

21. Axiális sebességeloszlás a középsíkon $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén. 27
22. Tangenciális sebességeloszlás a középsíkon $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén egy rendre 18 ms-os és 14 ms-os időpillanatban. . 27
23. Áramvonalak az időátlagolt tüzelőanyag-tömegtört szerint színezve $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén. 27
24. Áramvonalak az időátlagolt sebességamplitúdó szerint színezve $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén. 28
25. Örvénystruktúra lambda 2 kritérium által meghatározott 1000 $1/s^2$ értékű ekvipotenciális felületeken $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén a sebességamplitúdó szerint színezve. 28
26. Perdületszám a hossz-mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél. 29
27. Sugár menti Axiális sebességeloszlás a perdítőelem előtti, ill. utáni távolságokban $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os esetben rendre 18 ms-os és 14 ms-os időlépéseknél. 30
28. Sugár menti tangenciális sebességeloszlás a perdítőelem előtti, ill. utáni távolságokban $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os esetben rendre 18 ms-os és 14 ms-os időlépéseknél. 31
29. Sugár menti radiális sebességeloszlás a perdítőelem előtti, ill. utáni távolságokban $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os esetben rendre 18 ms-os és 14 ms-os időlépéseknél. 31
30. Perdületszám a hossz mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél a keverőcsőben és az égőtérben. 32
31. Stacionárius sebességeloszlás a középsíkon BG32H20 biogáz esetén. 34
32. OH* tömegtört-eloszlás (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén. 34
33. $\overline{c}$-eloszlás (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén. 35
34. Áramvonalak az időátlagolt sebességamplitúdó szerint színezve (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén. . . . 35
35. Deformációs sebesség (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén. 36
36. Turbulens disszipációs arány m^2/s^3-ban (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén. 36

37. Hőmérsékletátlag a hossz mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél a keverőcsőben és az égőtérben. 37
38. Sebességátlag a hossz mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél a keverőcsőben és az égőtérben. 38
39. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 45°-os perdítőelem, valamint 18 kW esetén. . . 39
40. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 60°-os perdítőelem, valamint 18 kW esetén. . . 40
41. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 45°-os perdítőelem, valamint 30 kW esetén. . . 41
42. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 60°-os perdítőelem, valamint 30 kW esetén. . . 41
43. Hőmérséklet-eloszlás a középsíkon K-ben $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél (jobbra) 18 kW (felső sor) és 30 kW (felső sor esetén. 43

Táblázatok jegyzéke

1. Átlagos földgázösszetétel. 14
2. Elemek moláris tömegei. 14
3. Átlagos földgázösszetétel tömegtörtarány. 15
4. Strukturálatlan tetra háló hálófüggetlenségi vizsgálata során vizsgált hálók cellaszáma. 17
5. Strukturált hexa háló hálófüggetlenségi vizsgálata során vizsgált hálók cellaszáma. 17
6. A felületi sebességek tömegsúlyozott átlagos értéke. 19
7. Vizsgált biogáz összetételek móltört alakja, fűtőértéke (LHV), valamint számított tüzelőanyag- és levegőtömegáram. 33
8. Maximum szimulált, adiabatikus láng, és tömegátlagolt hőmérsékletek a legintenzívebb szakaszokon 18 kW tüzelőhőteljesítmény esetén. 42
9. Maximum szimulált, adiabatikus láng, és tömegátlagolt hőmérsékletek a legintenzívebb szakaszokon 30 kW tüzelőhőteljesítmény esetén. 43

Jelölésjegyzék

Az alábbi táblázatok tartalmazzák a dolgozatban használt jelöléseket, ill. változókat. A mennyiségek mértékegységei SI rendszerben szerepelnek.

Latin betűk

Jelölés	Leírás	Mértékegység
G_α	a perdület tengelyirányú árama	Nm
G_z	tolóerő	N
W, v_t	sebesség tangenciális irányú komponense	m/s
U, v_a	sebesség axiális irányú komponense	m/s
R	keverőcső sugara	m
p	statikus nyomás	Pa
LHV	Lower Heating Value (Fűtőérték)	MJ/kg
$\dot{m}_{tüz}$	tüzelőanyag tömegárama	kg/s
$\dot{m}_{lev}$	égési levegő tömegárama	kg/s
$\dot{Q}_{tüz}$	tüzelőhő-teljesítmény	W
r	radiális koordináta	m
$\overline{v}$	sebességvektor	m/s
h	hőátadási tényező	W/(m^{2}K)

Görög betűk

Jelölés	Leírás	Mértékegység
λ	légfelesleg-tényező	kg/kg
μ_x	egységnyi tüzelőanyagra fajslagosított értékek	kg/kg
ρ	sűrűség	kg/m^3
α	perdítőelem lapátszögállás	$^\circ$
ε	turbulens disszipációs energia	$m^2 s^{-3}$
ω	örvényfrekvencia	s^{-1}

Dimenziótlan számok

Jelölés és képletek	Leírás
$S = G_\alpha / G_z R$	perdületszám
$C_r = \frac{\overline{v}\Delta t}{\Delta x}$	Courant-szám
$\lambda = \dot{m}_{lev} / \dot{m}_{lev,stö}$	légfelesleg-tényező

Kémiai összetevők

Jelölés	Leírás
C	szén
H	hidrogén
CH_4	metán
CO_2	szén-dioxid
NO_X	nitrogén oxidok
OH*	OH gyök
CH*	CH gyök

Rövidítések

Jelölés	Leírás
CFD	Numerikus áramlástani szimuláció
IRZ	Belső recirklulációs zóna
PVC	Perdületes örvénymag
URANS	Tranziens Reynolds átlagolt Navier-Stokes modell
SST	Nyíró feszültség transzport modell
SAS	Skála alapú modellezés
RTE	Sugárzási átviteli egyenlet
PDF	Valószínűségi sűrűség függvény
LES	Nagy örvény szimuláció

1. Absztrakt

A fosszilis tüzelőanyagok hasznosítása több évezredes múlttal rendelkezik. A széles körű ipari alkalmazás 20. században jelentkezett az autók sorozatgyártásával, az elektromos hálózat bővülésével, az interkontinentális vízi kereskedelem fokozódásával, valamint a légi közlekedés megjelenésével. Az említett alkalmazások közül számosnak erőforrása a gázturbina, melynek modern változatai szegény, előkevert tüzelést valósítanak meg. Az alkalmazott égők konstrukciós kialakításának egyik lényegi eleme a perdítőelem, mely alacsony károsanyag-kibocsátást és széles üzemi tartományt kínál. Maga az égés numerikus modellezése a termodinamika, áramlástan és reakciómechanizmusok együttes hatása miatt összetett probléma. Mindemellett a jelenség a legkedvezőbb üzemállapotban kvázistacionárius, tehát tranziens megközelítést igényel. A perdületes égés áramlási struktúrája egy belső és egy külső recirkulációs zónából áll, ahol elsősorban a beslő recirkulációs zóna biztosítja a szabadgyök- és hőtranszportot az elégetlen keverék felé.

A perdítőelem hatását a modellezési komplexitás miatt általában elhanyagolják a szakirodalomban különböző analitikus, közelítő összefüggéseket alkalmazva. A jelenlegi vizsgálat célja a valós geometria égésre gyakorolt hatásának értékelése, kifejezetten vizsgálva a tanszéki OTKA-FK 124704 kódszámú pályázatban fejlesztett égőkonstrukciót és annak perdítőelemét. Mivel a berendezés üzemképes, így az eredmények ellenőrzésére van validációs lehetőség.

Dolgozatomban valós, axiális elrendezésű perdítőelemek lapátszögállásának áramlásra, és így a kialakult lángképre gyakorolt hatását vizsgálom földgáz tüzelés esetén numerikus áramlástani modellezés segítségével Ansys Fluent szoftverkörnyezetben. Középpontba az előzetes számítások és tapasztalat alapján az erősen perdületes égés került, ugyanis így könnyen biztosítható a tüzelés szempontjából kívánatos V alakú láng.

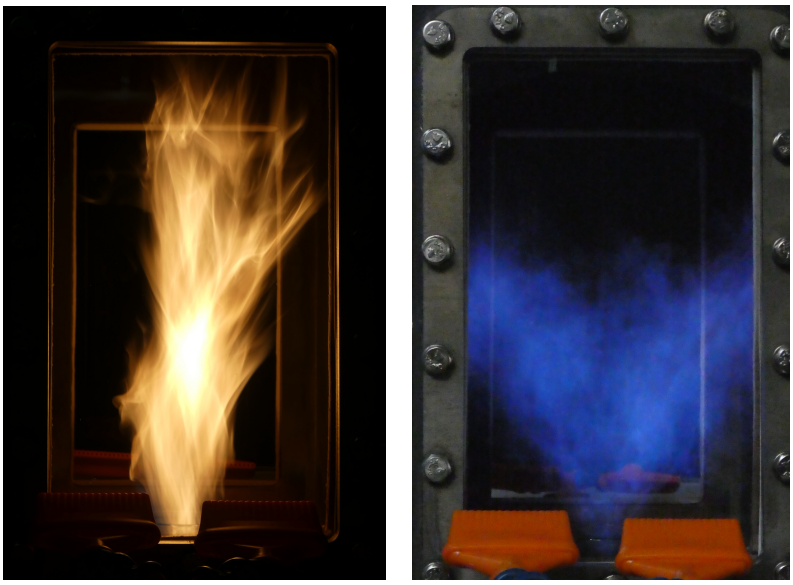
A perdítőelem bonyolultabb kialakítása miatt a geometriát strukturálatlan tetrahálóval bontottam fel. Az égés és a perdületes áramlás tranziens jellege, valamint a kialakuló nyírás hatása miatt a $k-\omega$ SST turbulencia modellt alkalmaztam. Tranziens számítás esetén az ún. Scale Adaptive Simulation modellt használtam. Elsődlegesen égés nélkül vizsgáltam a keverőcsőben kialakult viszonyokat, majd a megfelelő struktúrák lángképre gyakorolt hatását elemeztem. A tüzelőanyag égés során végzett reakcióit egy termokémiai valószínűségi sűrűségfüggvénnyel vettem figyelembe. A kapott eredményeimet 0D-s tüzeléstechnikai számítással és mérésekkel ellenőriztem.

2. Bevezetés

2.1. Előkevert égés

Mivel az ipari alkalmazásoknál már hosszú idő óta szegényen előkevert égőket alkalmaznak, így főként az előkevert égést mutatom be, továbbá a számításaimban is előkevert égést alkalmaztam. Mivel az oxidálószer általában levegő, így a további magyarázatokban az oxidáló szert levegőként kezelem. A nem előkevert tüzelés során a tüzelőanyag és a levegő külön lépnek az égőtérbe. Ha van elég levegő és tartózkodási idő is elegendő, a tüzelőanyag pirolízise során koromszemcsék képződnek. A kialakuló sárga lángot a lángfronton kiégő koromszemcsék izzása okozza. Azonban a nem előkevert égés nem zárja ki a a korom kiégését és az alacsony károsanyag-kibocsátást, például az erőművi kazánok is így működnek.

Részlegesen előkevert égés esetén a keveréken kívül többlet levegőt juttatnak be, csökkentve így a károsanyag-kibocsátást. Gyakran alkalmazzák például belső égésű motoroknál [1]. Ez esetben a tüzelőanyag teljes kiégéséhez szükségesnél kevesebb levegőt tartalmaz a lángfronthoz érő tüzelőanyag-levegő keverék, de az égőtérbe belépő anyagok összegében lehetnek elegendőek a teljes kiégéshez.



1. ábra. Dízelolaj tüzelése részlegesen előkevert (balra) és előkevert (jobbra) esetben.

Teljesen előkevert égésnél a levegőt még a lángfront előtt keverik el a tüzelőanyaggal. A kék színt a CH*-ok emissziója okozza, mivel - szénhidrogének

égése esetén - aromás szénhidrogének nem tudnak kialakulni, így korom csak kisebb koncentrációban képződik. Ebben az esetben a térfogati reakciók dominálnak. Az 1. ábra a mérőrendszeren tüzelt dízelolaj égését mutatja, ahol kezdetben a keveredés még nem volt megfelelő (sárga láng), majd az elegendő elkeveredés létrejöttével a láng kékre váltott.

2.2. Perdítőelemek

A perdületes áramlás a perdületszámmal (S) jellemezhető, mely perdületes szabadsugár vagy láng esetén a perdület tengelyirányú áramából (G_α) és a tolóerőből (G_z) számítható (1)-(2) alapján [2]. Mivel S független a közegtől, hőfelszabadulástól bármely perdületes áramlás esetén alkalmazható, ugyanis a gázáram egyensúlyi egyenletéből adódik.

$$G_\alpha = \int_0^R (Wr)\rho U 2\pi r dr = \text{konstans}, \tag{1}$$

$$G_z = \int_0^R U\rho U 2\pi r dr + \int_0^R p 2\pi r dr = \text{konstans}, \tag{2}$$

ahol:

- W: az áramlási sebesség tangenciális irányú komponense,
- U: az áramlási sebesség axiális irányú komponense,
- r: a sugárirányú koordináta,
- R: a keverőcső kilépő felületének sugara (20 mm),
- p: a statikus nyomás,
- ρ: a közeg sűrűsége.

Továbbá a perdületszám az (1) és a (2) hányadosa osztva a keverőcső sugarával [2]:

$$S = \frac{G_\alpha}{G_z R}. \tag{3}$$

A nyomást és a sűrűséget elhanyagolva, továbbá sebességvektorokat alkalmazva a (4) összefüggésre jutunk [3].

$$S = \frac{\int rW\vec{v}d\vec{A}}{R\int U\vec{v}d\vec{A}}, \tag{4}$$

ahol R a hidraulikus sugár.

Tengely nélküli esetben a perdületszám az alábbi geometriai alakra egyszerűsödik [2]:

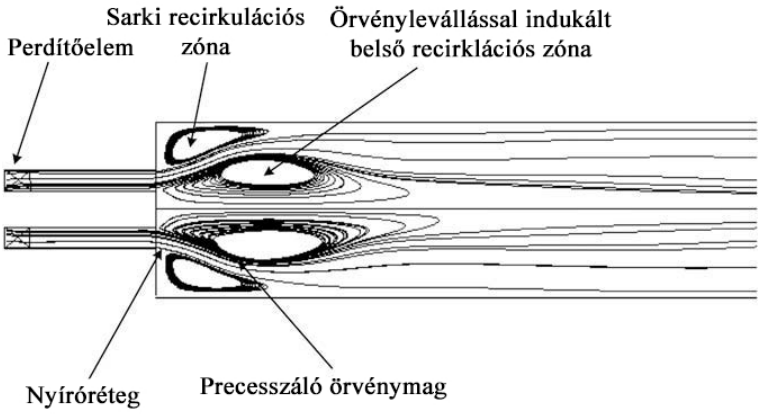
$$S = \frac{2}{3}\tan\alpha, \tag{5}$$

ahol α a lapátszögállás.

Az irodalom megkülönböztet erősen $S > 0,6$ és gyengén $S < 0,6$ perdületes áramlást [2].

2.3. Perdületes égés

A három főbb gázturbina gyártó közül ketten még lépcsős tüzelést használnak, a GE tért át szegényen előkevert perdületes égők használatára, ahol a perdítőelem az égő egyik legfontosabb eleme, melynek segítségével a széles üzemi tartomány érhető el. Azonban a perdítőelem tervezéséhez és optimális felépítéséhez nincsenek útmutatók, számos kialakítás előfordulhat, így folyamatosan fejlesztik az áramlástechnikai és tüzeléstechnikai paramétereket [4]. Továbbá a belépő hőmérséklet és légfelesleg-tényező (3.2. alfejezet) szintén fontos paraméterek, melyek meghatározzák az égési viszonyokat [5]. Ugyanis, példaképpen a melegebb keverék hamarabb gyullad.

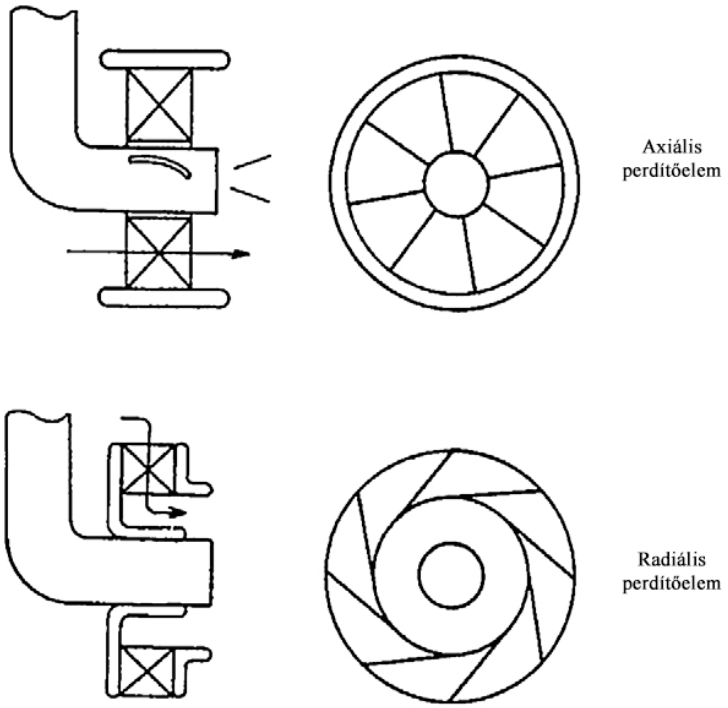


2. ábra. Gázturbina égőtérmodell áramlási struktúra koaxiális perdítőelemmel [6].

Perdületes égés esetén a folyamatos recirkuláció biztosítja a stabil ésést, mely során az áramlási térben kialakul egy belső recirkulációs zóna (IRZ-Inner Recirculation Zone), egy külső recirkulációs zóna (ORZ-Outer Recirculation Zone), valamint egy precesszáló örvénymag (PVC), melyek a 2. ábrán figyelhetők meg. Az IRZ biztosítja a folyamatos hőtranszportot a még

elégetlen komponensek felé, míg az ORZ kiegyenlíti ennek hatását, amely a erőegyensúly miatt jön létre. Továbbá az ORZ a hő- és gyöktranszportban ez is szerepet játszik, azonban jóval kisebb hatása van, mint az IRZ-nek. Az örvénymag alakja az áramló közeget a fal felé kényszeríti, amely a relatív tangenciális sebesség növekedését okozza. A nyíróréteg a keverőcső és az égőtér kapcsolódó felületén jön létre, mivel diffúzorként viselkedik [6].

A közegáram forgó mozgását tangenciális belépéssel, vezetőlapátokkal, vagy mechanikai módon lehet elérni, amelyből a perdítőelemek az első két elvet használják. A perdítőelem lapátozása lehet axiális vagy radiális kialakítású, ha a kettőt együtt alkalmazzák a gyakorlatban, akkor együtt-vagy ellentétesen forgó elrendezés a jellemző (3. ábra). Az együttforgó elrendezésekkel kisebb NO_x kibocsátás érhető el, mint a másik konfigurációval [7], de a tüzelőanyag és a levegő keveredése rosszabb lesz. Továbbá a lapátok lehetnek egyenesek, vagy íveltek, a kísérleti berendezésben is ilyen található, így dolgozatomban én is azt vizsgáltam.



3. ábra. Axiális és radiális perdítőelemek sematikus ábrázolása [6].

2.4. Alkalmazott turbulencia modellek

Az alábbiakban a szimuláció során alkalmazott turbulencia modelleket mutatom be, melyek a stacionárius számításoknál a k-ω SST modell, vala-

mint tranziens számítás esetén a SAS modellek voltak. A k-ε kevésbé számítási kapacitás igényű ugyan, de az égés és a nyírórétek modellezésénél nem bizonyult megfelelőnek [8].

2.4.1. k-ω SST modell

A k-ω modell az ω örvényfrekvenciára oldja meg az egyenleteket. Ennél fejlettebb az SST (Shear Stress Transport) k-ω nyírófeszültség transzport örvény-viszkozitás kétegyenletes modell, mely ötvözi a k-ω és a k-ε előnyeit. Így tehát a modell alkalmazható az alacsony Reynolds-számú áramlások esetén, továbbá határréteg átmenetben is. Az SST a szabadáramlásban k-ε viselkedésre vált, míg a fal közelében a k-ω tulajdonságait használja fel [9].

A fal és a nyíróréteg menti turbulens áramlás leírását minél sűrűbb hálóval próbáljuk elérni, ahol a fal menti áramlás fontos paramétere az y^+ mezőváltozó [9]:

$$y^+ = (y \cdot u^*)/\nu, \tag{6}$$

ahol:

- u^* a súrlódási sebesség,
- ν a kinematikai viszkozitás,
- y a legközelebbi faltól való távolság.

k-ω SST modell esetén az y^+ értékének az 1-et kell közelítenie [9].

2.4.2. SAS modell

A SAS (Scale Adaptive Simulation) egy URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes) modell, amely amely időben változó körülmények között is megfelelően fel tudja bontani a turbulens spektrumot. Alapja a Kármán-féle hasonlósági kritérium, így a modell egy LES (Large Eddy Simulation)-szerű viselkedést eredményez az instabil áramlási régiókban. Az örvénystruktúrákat a Q kritérium vagy λ_2 kritérium segítségével lehet azonosítani [10].

2.5. Égés modellezése [10]

Az égés numerikus modellezése figyelembe véve az áramlási jellemzőket még nem olyan kiforrott terület, mint például egy egyszerű áramlási szimuláció végrehajtsa, akár bonyolultabb geometriák esetén. Az Ansys Fluent több lehetőséget is biztosít előkevert, ill nem-előkevert modellek beépítésére. Az

előkevert égés modellezése egy részlegesen előkevert modell alapján történik (Partially Premixed Combustion), ahol a keverék idő-és helybeli paramétereit egy termokémiai valószínűségi sűrűségi függvény (PDF-Probability Density Function) becsli. A részben előkevert modell egy transzport egyenletet old meg, mely a reakció $\overline{c}$ folyamatváltozóját (Progress Variable) használja. $\overline{c} = 1$ a teljesen elégett elegyet jelöli, a lángfront előtt pedig a kezdeti állapotot, vagyis a friss keveréket ($\overline{c} = 0$) [11]. A lángon belül az elégett és még nem elégő keverék ($0 \leq \overline{c} \leq 1$) lineáris kombinációjából számol a program az előre kiszámolt termokémiai PDF alapján [11]. Mivel az égés nem feltétlen adiabatikus feladat, így a hősugárzás figyelembevételére a P-1 sugárzási modellt alkalmaztam, mely a sugárzási átviteli egyenletet oldja meg (RTE-Radiation Transfer Equation). Előnye, hogy így kevésbé terheli a CPU-t, képes figyelembe venni a szóródást, valamint a közeg komponenseinek abszorpcióját. Mivel a probléma nem izotermikus, az energiaegyenlet megoldása szükségessé válik, e nélkül az égés nem lenne megfelelően modellezhető.

2.6. λ_2 kritérium [12]

A Lambda-2 kritérium és Q kritérium örvénydetektálási módszereket használtam arra, hogy ekvipotenciális felületek segítségével vizuálisan tudjam vizsgálni a felfejődött örvénystruktúrákat és turbulens viszonyokat. Mivel a jelenlegi problémánál a λ_2 jobb megoldásnak bizonyult, így ezt részletezem.

A λ_2 kritérium azon a megfigyelésen alapul, hogy a lokális nyomásminimum koncepciója erős időben változó és viszkózus jelenségek alatt nem tudja azonosítani az örvényeket. Elhanyagolva ezeket a hatásokat, az összenyomhatatlan Navier-Stokes- egyenlet gradiensének szimmetrikus alakja a következőképpen fejezhető ki:

$$\boldsymbol{\Omega}^2 + \boldsymbol{S}^2 = -\frac{1}{\rho}\nabla(\nabla p), \tag{7}$$

ahol
$\boldsymbol{\Omega}$: az örvényesség tenzor, abszolút értéke:

$$\Omega = \sqrt{2\boldsymbol{\Omega}_{ij}\boldsymbol{\Omega}_{ij}}, \tag{8}$$

$\boldsymbol{S}$: a deformáció aránya,

$$S = \sqrt{2\boldsymbol{S}_{ij}\boldsymbol{S}_{ij}}. \tag{9}$$

Egy síkon, ahhoz, hogy az örvénymag azonosítható legyen a nyomás két sajátértékét szükséges definiálni, ahol ha a $\boldsymbol{\Omega}^2 + \boldsymbol{S}^2$ szimmetrikus tenzor sajátvektorjai rendre $\lambda_3 \leq \lambda_2 \leq \lambda_1$, akkor $\lambda_2 \leq 0$. A tenzorok és a sajátvektorok

között a következő kapcsolat áll fent, mely Q-val egyenlő, mely a Q kritériumnál egy második invariáns, amit (10) mutat. Így a λ_2 kritérium a rotáció mértékét keresi az adott felületen.:

$$Q = -\frac{1}{2}\mathrm{tr}(\boldsymbol{\Omega}^2 + \boldsymbol{S}^2) = -\frac{1}{2}(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3). \tag{10}$$

2.7. Alternatív tüzelőanyagok: biogáz

Napjainkban a szigorú kársóanyag-kibocsátás korlátozások végett egyre több kutatás folyik a megújuló tüzelőanyagok alkalmazhatósága terén. Mind a folyékony, mind a gáznemű megújuló tüzelőanyagok kutatásában újabb eredményeket érnek el. Természetesen az alternatív üzemanyagok választéka igen nagy, a gázokon belül megkülönböztethetünk szintetizált és bioszármaztatott csoportokat. Az előbbi csoport jól megkonstruált keverékekből áll, így teljesen tiszták, tehát nem tartalmaznak olyan komponenseket, amely éghetetlen, vagy túlzott károsanyag-kibocsátást eredményez. Ilyen tüzelőanyagok többnyire a különféle szénhidrogének oxigéntartalom nélkül vagy az ammónia, melynek égése során nem keletkezik szén-dioxid, így karbonsemleges tüzelőanyag. [13].

A dolgozatomban a második csoportra fókuszáltam, azon belül is a biogáz alkalmazhatóságát vizsgáltam szegényen előkevert perdületes stacionárius égőben. A biogázok szerves anyagok anaerob bomlásával keletkeznek, fő komponensei a CH_4, CO_2, N_2, H_2, és más komponensek kisebb arányban [14]. Mivel a fermentáció folyamata kevésbé kontrollálható úgy, mint a szintetizált anyagoknál, a gáznak több szűrési metóduson is át kell esnie a belső égésű motorban vagy gázturbinában történő tüzelés előtt [15]. Jellemzően a tüzelőanyag összetétel CH_4-et (hozzávetőlegesen 55–70% térfogatarány) és CO_2-t (30–40%) tartalmaz. Továbbá H_2-t is tartalmaz kisebb arányban a tüzelési tulajdonságok javítása érdekében [16]. Az adszorpció, abszorpció, membránszétválasztás és a CO_2 leválasztási technológiák fejlesztése fontos a jobb minőségű gázok minél kisebb energiaigénnyel történő előállításához [14]. A CO_2 késlelteti a gyulladási időt és csökkenti az adiabatikus lánghőmérsékletet, azonban a H_2 ellensúlyozza ezt. A keverék jellemző üzemanyagtulajdonságait sztöchiometrikus módszerekkel lehet levezetni [17]. A keverék karakterisztikája sztöchiometriai számításokból kapható meg [17]. Ezek a paraméterek és komponensek befolyásolják az NO_x kibocsátást, a lángkarakterisztikát stb. [17, 16]. A biogáz összetételének és légfelesleg-tényezőjének hatását korábban vizsgálták a lamináris [18] és turbulens lángok [19] esetén numerikus és kísérleti módszerekkel.

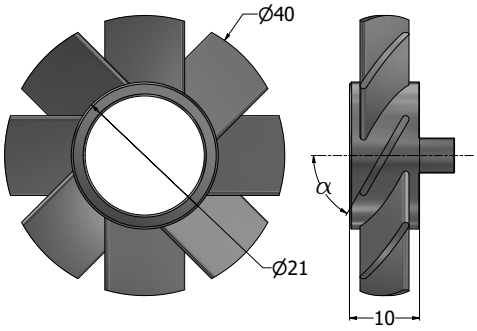
Dolgozatomban a vizsgált földgáz tüzelőteljesítménnyel egyező biogáz

égését vizsgálom. Így összehasonlítom a kapott eredményeket, főként a hőfelszabadulást, és a láng alakját mellyel kijelenthető az, hogy a biogáz helyettesítheti-e a fosszilis energiahordozót.

3. A numerikus modell ismertetése

3.1. Geometria és térbeli diszkretizáció

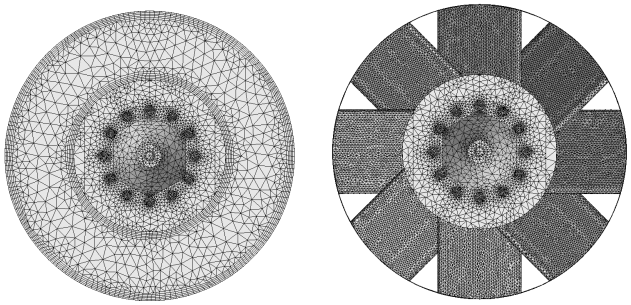
Munkám elsődleges célja a perdületes áramlás vizsgálata, így a perdítőelem-kialakítás hatása az áramlásra, valamint magára az égésre. A kísérleti berendezéshez tervezett perdítőelem geometriája a 4. ábrán látható. Az α szög a perdítőelem szögét jelzi, melyet korábban a sebességkomponensekkel tudtam modellezni [8]. Mivel jelenleg az $\alpha = 45°$-os $\alpha = 60°$-os szögű perdítőelemek kerültek legyártásra, ezeket vizsgáltam. Az alább látható geometrián egyszerűsítéseket végeztem az egyszerűbb térbeli felbontás érdekében, így az áramlást jelentősen nem módosító letöréseket, valamint a beállító peremet nem modelleztem. A hálózást Ansys ICEM CFD programmal végeztem el.



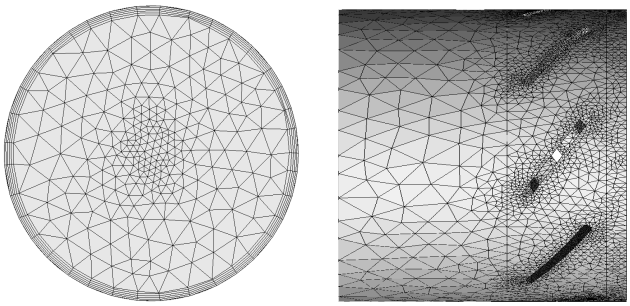
4. ábra. Perdítőelem geometria.

A modellt két részre bontottam. Első lépésben csak a perdítőelem hatását vizsgáltam tüzelés figyelembevétele nélkül, a keveréket modellezve közegként Species Transport modellel. A geometria bonyolultsága miatt a perdítőelem körüli térrészt strukturálatlan hálóval, tetra elemekből építettem fel. Az előzetes számítások alapján (4. fejezet) továbbá modelleztem a perdületbeállító fúvókát, a gázfúvókákat, valamint a porlasztó levegő fúvókáját. A modell így alkalmas folyékony tüzelőanyag, valamint porlasztás vizsgálatára is. A kialakult áramlási mezőt a perdítőelemtől egy átmérő hosszon értékeltem, így egy 40 mm-es keverőcső-szakaszt építettem hozzá. A perdítőelemet keverőcsőnek megfelelő átmérőjű fallal határoltam le. Így végső geometria és a tetraháló az 5-6. ábrákon látható a sugárirányú felbontással, valamint a határréteghálóval együtt. A vékony lapátok és a köztük lévő szűk rések miatt a végső háló esetén (3.3. alfejezet) legkisebb cellaméretet 0,5 mm-nek

határoztam meg, valamint a rések maximum 3 cellát tartalmazhattak. Így megfelelően le tudtam írni a geometriát. A falak mentén a felmenti áramlás felbontása érdekében határréteg hálót használtam, melyet 0,2 mm-es kezdeti lépésközzel, 1,1-es emelkedési faktorra, 5 rétegig vettem figyelembe, továbbá a rések, ill. a kisebb élek mentén finomítottam a felbontást.



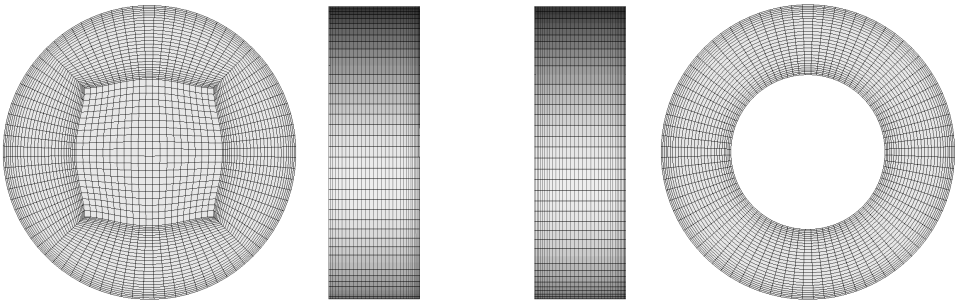
5. ábra. Perdítőelem geometria a tetra halóval.



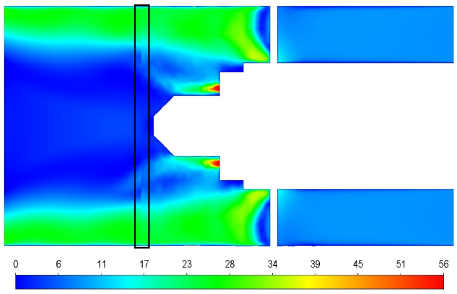
6. ábra. A keverőcső fala valamint a "tetra-Interface".

A tetra elemek előnye, hogy bonyolultabb geometriákat is könnyen felbontják, azonban jelentősen növelik a cellaszámot. Közvetlenül a perdítőelem előtt a perdületes levegő csatornáját 25 mm hosszan vettem figyelembe, melyből 23 mm strukturált hexa hálóból épül fel, továbbá közvetlenül a porlasztólevegő-fúvóka után is hexa hálót alkalmaztam. A két hálótípust a Fluentben "Interface"-ek segítségével tudtam összekapcsolni. A két illeszkedő felület felbontásának közel azonosnak kellett lennie, hogy ne okozzon túl nagy hibát a cellapontok közötti iteráció. Az "Interface" elhanyagolható hatása a 8. ábrán látható, továbbá a hálófüggetlenségi vizsgálat vonal menti értékeléséből is kitűnik, hogy nincs szakadás az eredményekben. Ezáltal a levegő tömegárama a hexa hálón keresztül lép be, valamint a hexa hálón lép ki a közeg. A kilépés így azért is előnyös, mert a kilépő felületen a koncentráció-

, sebesség-, hőmérséklet-, nyomáseloszlást átemelve ugyanolyan felbontású peremre tudtam illeszteni belépő peremfeltételként a lángkép-vizsgálathoz.

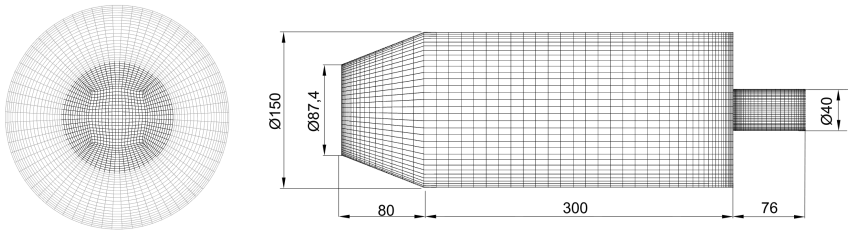


7. ábra. Kilépő felület (bal), keverőcső-fal az "Interface" felületekkel (közép), levegő belépő felület (jobb).



8. ábra. Interface hatása a sebességmezőre, sebességeloszlás a középsíkon m/s-ban.

Ugyan a kísérleti berendezés égőterének keresztmetszete négyzet alakú a szenzorok rögzíthetősége és a megfelelő optikai hozzáférés miatt, jelen esetben a hálózás egyszerűsítése érdekében egy hengeres geometriát használtam, ahol az áramlásikeresztmetszet-felület nagysága közel megegyezik a valós áramlási tér nagyságával. Annak érdekében, hogy a visszakeverés zavaró hatását minél inkább csökkentsem, a kilépésnél egy konfúzort alkalmaztam, ahol a kilépő felületet a kontinuitás alapján határoztam meg aszerint, hogy a sebesség abszolút értékek az átlagos értékekkel egyezzenek meg. Tehát a tüzelőteret sturkturált hexa hálóval bontottam fel O-grid segítségével. A hálót a fal és a várhatóan kialakuló nyíróréteg mentén sűrítettem. A geometria méretei milliméterben és a hálózási módszer a 9. ábrán látható. Korábbi irodalomban található számítási [20] és méréses tapasztalatokból kiindulóan [21] a lángfront szélessége az alkalmazott átmérőn belül marad. Mindkét hálóra hálófüggetlenségi vizsgálatot végeztem (3.3. alfejezet).



9. ábra. Égőtér belépés (balra) és a háló oldalnézete (jobbra).

3.2. Számítási peremfeltételek

A tüzelőanyag, ill. levegő belépési felületeken tömegáram belépő peremfeltételt alkalmaztam, mely értékeket tüzeléstechnikai számítások alapján határoztam meg földgáz keverék esetére. A keverőcső falára harmadfajú peremfeltételt alkalmaztam, ahol a hőátadási tényezőt empirikus összefüggések alapján határoztam meg. A belső falakat, mivel ezek csőelemekre vannak ráillesztve, valamint a maximális hőáram ezek felületén alakul ki, adiabatikusként kezeltem. A keverőcső-modell kilépő felületére kifolyás ("Outflow") peremfeltételt adtam meg. Ennek oka, hogy a kilépő felület eredményeit át kellett emelnem a tüzelőtér modellre, azonban az előnyösebb "Pressure outlet" peremfeltétel esetén az egyébként valóságban is kialakuló leválási zóna miatt negatív irányú sebességvektorok jelentkeztek. Ezek problémát okozhatnak a belépésnél, mivel a visszaáramló közeg koncentráció-eloszlása és hőmérséklete, figyelembe véve a kémiai reakciókat, igen körülményesen adható meg. Továbbá az ennek okán jelentkező visszakeverés során visszajuthat olyan komponens, amelyet az alkalmazott az anyagtranszport modell 1-es tömegaránnyal kezel a felületen, mivel az alapbeállítás szerint a peremfeltétel definiálásánál N-1 számú komponenst lehet megadni, az N-ediket pedig számolja a szoftver. Így mivel "Pressure outlet" esetén a visszakeveredő komponenseket zérusnak adom meg, a hiányzót teljes egészében visszakeveri a leválási zónáknál. Ezért döntöttem az "Outflow" peremfeltétel beállítása mellett, mely nem veszi figyelembe a visszakeverést, továbbá zérus sebesség értékeket ad meg a leválási zónák helyén. A továbbiakban az analitikusan számított belépő és fal peremfeltételeket részletezem.

3.2.1. Égés paraméterei, belépő peremfeltételek

Munkám során 18 kW tüzelőteljesítményű földgáz égését vizsgáltam. A metán fűtőértéke (LHV-Lower Heating Value) a keverék alapján 49 MJ/kg-ra adódott. Ezek segítségével meghatározhatóvá vált keverék tömegárama, melyet a gáz belépő felületekre adtam meg. A szükséges levegőmennyiséget

sztöchiometriai számítások alapján határoztam meg. A tüzelőteljesítmény a (11) egyenlet szerint írható fel:

$$\dot{Q}_{tüz} = \dot{m}_{tüz} \cdot LHV. \tag{11}$$

A használt földgázösszetétel az 1. táblázatban látható [22].

1. táblázat. Átlagos földgázösszetétel [22].

Földgáz [kmol/kmol]	
CH_4	0.96
C_2H_6	0.02
C_3H_8	0.006
C_4H_{10}	0.003
N_2	0.011
$\sum$	1

$$\dot{m}_{tüz} = \frac{\dot{Q}_{tüz}}{LHV} = \frac{18 \text{ kW}}{49 \text{ MJ/kg}} = 0.3671 \text{ g/s}. \tag{12}$$

A szükséges levegőmennyiséget sztöchiometriai számításokkal határoztam meg $\lambda = 1{,}15$-ös légfelesleg-tényező esetén, mely egy gyakran alkalmazott érték szegényen előkevert tüzelés során. A légfelesleg-tényező a valósan bevezetett és az égészhez szükséges elméleti levegőmennyiség aránya. A keverék moláris tömege meghatározható az egyes komponenseket alkotó elemek moláris tömegeiből, melyek a 2. táblázatban találhatók:

2. táblázat. Elemek moláris tömegei.

C	H	O	N	H_2O
kg/kmol	kg/kmol	kg/kmol	kg/kmol	kg/kmol
12	1	16	14	18

A gázkeverék moláris tömege a molekulák moláris tömegét móltörttel súlyozott átlaga adja, mely 16.75 kg/kmol-ra adódott. A további számításokhoz szükséges komponensek tömegtört alakja a (13) alapján határozható meg. A kapott tömegtörteket a 3. táblázat tartalmazza.

$$w_{komponens} = y_{komponens} \frac{M_{komponens}}{M_{keverék}}, \tag{13}$$

ahol

- $y_{komponens}$: az adott komponens móltört alakja,
- $M_{komponens}$: az adott komponens moláris tömege,
- $M_{keverék}$: a gázkeverék moláris tömege.

3. táblázat. Átlagos földgázösszetétel tömegtörtarány.

Földgáz	[kg/kg]
CH_4	0.9195
C_2H_6	0.0359
C_3H_8	0.0158
C_4H_{10}	0.0104
N_2	0.0184
$\sum$	1

Az elméleti fajlagos levegőszükséglet az egyes komponensek sztöchiometriai együtthatójának [23] segítségével határozható meg, súlyozva a komponensek tömegtört értékével. Így μ'_{Lo} fajlagos levegő szükséglet 16,79 kg/kg-ra adódott, melyet a légfelesleg-tényezővel szorozva a tényleges fajlagos levegőszükséglet megkapható (14) alapján.

$$\mu'_L = \lambda \mu'_{Lo} = 1,15 \cdot 16,79 \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} = 19.31 \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}}. \tag{14}$$

Ezzel már a levegő tömegárama meghatározható:

$$\dot{m}_{lev} = \dot{m}_{tüz} \mu'_L = 0.3671 \ \frac{\text{g}}{\text{s}} \cdot 19,31 \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} = 7.0898 \ \frac{\text{g}}{\text{s}}. \tag{15}$$

A bemenő tömegáramokat a levegő belépésnél és a gáz tüzelőanyag belépő felületein adtam meg (10. ábra, kék színnel jelölt felületek).

Az egyes komponensek, valamint a levegő hőmérsékletét és nyomásfüggő anyagjellemzőit a NIST adatbázis [24] alapján határoztam meg és illesztettem 1 bar nyomás esetén hőmérsékletfüggő görbét legkisebb négyzetek módszerével. A levegő jelen esetben nem előmelegített, így a hőmérsékletre peremfeltételként 20 °C-ot adtam meg.

3.2.2. Hőátadás peremfeltétel a falon

A keverőcső és a tüzelőtér falát harmadfajú peremfeltételként kezeltem. Mivel nem modelleztem magát a falat szilárd testként, így csak falvastagságot adtam meg, mely a keverőcső esetén 2,5 mm, a tüzelőtér esetén pedig 3 mm

figyelembe véve így a rozsdamentes acél hővezetését. Ennek oka, hogy mivel a CFD a véges térfogatok módszerén alapul, a szoftver a cellák középpontjaiban számítja a vizsgált paramétereket. Ennélfogva a falvastagság mentén nagyon kis elemeket és legalább 10 réteget kellene alkalmazni, mely rendkívül lassítaná a futási időt. Továbbá a jelenlegi munkának nem célja a fal hőmérséklet-eloszlásának vizsgálata. A hőátadási tényezőt Nusselt-számból számoltam vissza, melyet függőleges hengeres felület esetére határoztam meg empirikus összefüggésből természetes áramlást feltételezve [25]. Tehát a csőre vonatkozó Nusselt-szám a (16)-(17) egyenletek alapján:

$$Nu_{\text{sík}} = (0,825 + 0,387[Ra \cdot f_1(Pr)]^{1/6})^2, \tag{16}$$

$$Nu_{\text{cső}} = Nu_{\text{sík}} + 0,97\frac{L}{D}, \tag{17}$$

ahol:

$$Ra = \frac{gL^3\beta(T_s - T_\infty)}{\nu \cdot a} \text{ a Rayleigh-szám,} \tag{18}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \text{ a Prandtl-szám,} \tag{19}$$

$$f_1(Pr) = [1 + (0,492)^{9/16}]^{-16/9}. \tag{20}$$

Továbbá:

- T_s a falhőmérséklet, melyet a korábbi mérési tapasztalatok alapján a keverőcsőre 400 °C-nak a tüzelőtér falára 900 °C-nak vettem fel.
- T_∞ a környezeti hőmérséklet 20 °C-nak feltételezve.
- A levegő anyagjellemzői a $(T_s + T_\infty)/2$ átlaghőmérsékleten lettek meghatározva.
- L a csőhossz jellemzőméret.
- D a csőátmérő.
- ν a levegő kinematikai viszkozitása az átlaghőmérsékleten.
- a a levegő hőfokvezetési tényezője az átlaghőmérsékleten.

Tehát a hőátadási tényező (21) alapján a keverőcső falára 9,77 W/m^2-nek, a tüzelőtéren 8,81 W/m^2-nek adódott.

$$h = \frac{Nu_{\text{cső}}\lambda}{L}. \tag{21}$$

A hősugárzást a P-1 sugárzási modellel vettem figyelembe. A falaknak így 0,5-ös feketeségi fokot választottam [26] rozsdamentes acélként kezelve azokat. A külső emissziós tényezőt 1-nek határoztam meg, mivel a 20 °C-os laborkörnyezet körülöleli a berendezést, a közeg hősugárzását pedig a háromatomos gázok abszorpciós tényezőjével vettem figyelembe tartományalapú közelítést alkalmazva (weighted-sum-of-gray-gases model).

3.3. Hálófüggetlenségi vizsgálat

Mindkét hálóra sűrűbb és ritkább hálók esetén hálófüggetlenségi vizsgálatot végeztem. A keverőcső hálója esetén 3 különböző cellaszámú esetet vizsgáltam, melyek során elsősorban a maximális cellaméretet növeltem, illetve csökkentettem, valamint a legszűkebb résekben megengedhető cellaszámot változtattam. Ezáltal több cella a szűk résekben már nem megfelelően írta le a lapát geometriát (4. táblázat. t3-as háló). A hexa háló esetén a sugár mentén sűrítettem elsősorban, valamint a fali hálót, mivel a korábbi számítások szerint [8] a hossz menti finomság nem szükséges a probléma leírásához. A vizsgált elemszámokat a 4. és az 5. táblázatok tartalmazzák, ahol a keverőcső esetén minden egyes háló tartalmazza a csatolt strukturált hexa 163359 celláját.

4. táblázat. Strukturálatlan tetra háló hálófüggetlenségi vizsgálata során vizsgált hálók cellaszáma.

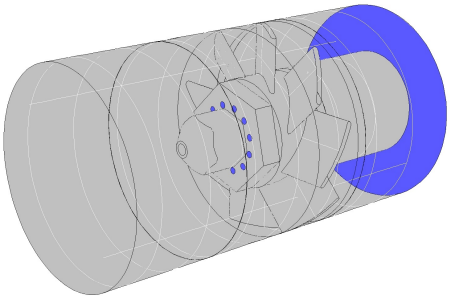
Háló	Cellaszám
t1-es háló	936223
t2-es háló	705527
t3-as háló	395094

5. táblázat. Strukturált hexa háló hálófüggetlenségi vizsgálata során vizsgált hálók cellaszáma.

Háló	Cellaszám
h1-es háló	355589
h2-es háló	282112
h3-as háló	501619
h4-es háló	654780

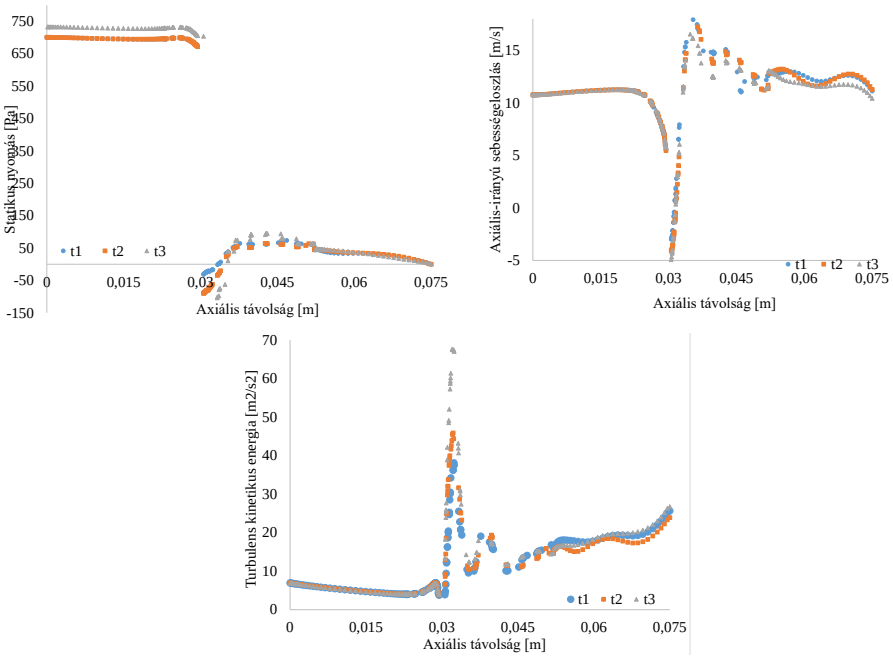
3.3.1. Hálók értékelése

A hálókat az axiális hossz irányában elhelyezett felületeken, valamint vonalak mentén értékeltem több független paraméter által. Az alábbiakban csak a nagyobb eltérést mutató eseteket részletezem. A 10. ábra fehér körvonalai mutatják azokat a felületeket, amelyeket tömeg szerint átlagoltam a nyomás, sebesség és turbulens kinetikus energia eloszlását, továbbá az axiális irányú egyenesek a keverőcső-geometria sugarának 15 mm-es pontjaiban helyezkednek el.



10. ábra. Keverőcső modell és a hálófüggetlenségi vizsgálat során használt értékelési tartományai.

A 11. ábra diagramjain felvett vonal menti eloszlások alapján kijelentető, hogy a legdurvább háló jelentősen eltér a másik két eredménytől, azonban a közepes sűrítés már jobban közelíti legfinomabb felbontást. Továbbá a háló minőségének jellemezésére számos paraméter szolgál, azonban a tetra cellákból felépített felbontás esetén az egyik megfelelő viszonyítási alap az Aspect Ratio értéke, mely tetra elemek esetén a program által számított elemtérfogat és a köré írt gömbsugár köbének az arányát adja meg szabályos tetraéderhez viszonyítva [27]. Így a skálázott értékek közül 1 felel meg a tökéletesen szabályos elemnek, míg a 0 érték a zérus nulla térfogatot jelenti, ennél fogva a negatív értékek pedig a negatív térfogatokat. A jó minőségű elemek oldalviszonya 0,4 feletti. Az értékelésembe a piramis rétegeket (határréteg háló), ill. a többi elemtípust is belevettem, annak érdekében, hogy még elkülöníthető legyen a nem megfelelő minőségű cellák száma. Így a 0,4 érték alatti cellák aránya 7,63 % a választott t2-es háló esetén. Az y^+ értéke 18,6-re adódott, mely szintén elfogadható égés szimulációnál $k-\omega$ SST turbulencia viszkozitás modellt alkalmazva [9].



11. ábra. Axiális statikusnyomás-eloszlás (balra), axiális irányú sebességeloszlás (jobbra) és turbulens kinetikus energiaeloszlás (alul) a vizsgált tetra hálók esetén az $r = 15$ mm-es sugáron a keverőcsőben.

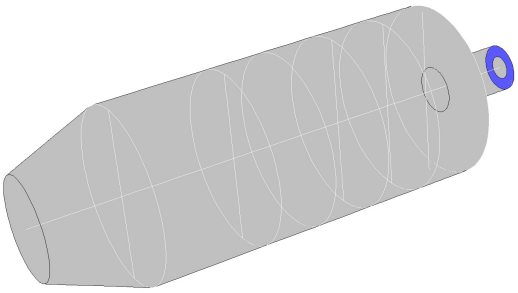
Továbbá a fenti paramétereket értékeltem még a felületeken is, alább a sebességek tömegsúlyozott átlagértékét foglaltam össze a 6. táblázatban. Az eredmények azonosnak tekinthetők. Mivel a maga a perdületes áramlás is tranziens jelenséget mutat, így a stacionárius esetben értékelt hálók összehasonlítása nem volt egyszerű, ezért az átlagolt eredményeket vetettem össze 1000 iteráció esetén.

6. táblázat. A felületi sebességek tömegsúlyozott átlagos értéke.

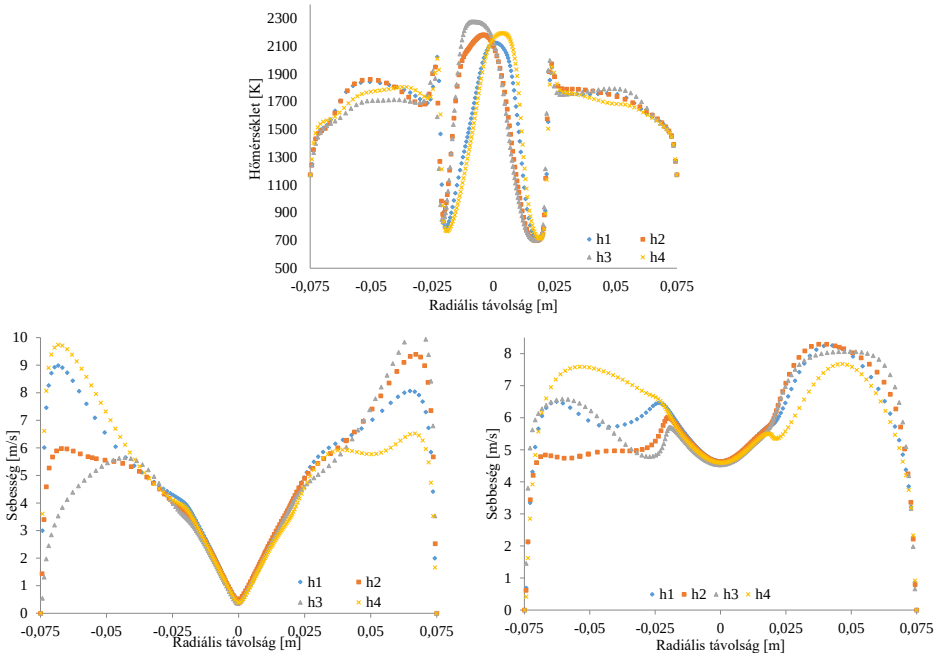
Háló	Felületi sebesség [m/s]
1-es háló	20,3
2-es háló	20,2
3-as háló	20,3

A hexa hálók esetén szintén felületekre átlagolt értékeket hasonlítottam össze, valamint a tengely menti eloszlásokat (12. ábra), azonban ez esetben az értékelt paraméterek szinte megegyeztek. Mivel ez a háló az égés modellezésére is szolgál, az égést is szimulálva hasonlítottam össze a hálókat, és a hőmérsékletet mint független jellemzőt is értékeltem. Továbbá a 60°-os perdületet az axiális és tangenciális sebességkomponensekből állítot-

tam össze. Az egyes hosszokon a cső átmérőjén értékelt eredményeket a 13. ábra diagramjai mutatják. Eszerint a h1-es hálót használtam a további számítások során, mivel az eredmények közel megegyeznek a finomabb hálók megoldásaival is. A 200 mm-es távolságban megfigyelhető az erős perdületes égést jellemző V alak. Az y^+ értéke 8-ra adódott, mely szintén megfelelőnek mondható [9].



12. ábra. Égőtér modell és a hálófüggetlenségi vizsgálat során használt értékelési tartományai.



13. ábra. Sugárirányú sebességeloszlás a vizsgált hálók esetén a tüzelőtér kezdetétől 200 (balra) és 300 mm-es (jobbra) távolságban, valamint sugárirányú hőmérséklet-eloszlás a tüzelőtér kezdetétől 10mm-es távolságban (felül).

3.4. Időfüggetlenségi vizsgálat

Mivel már maga a perdítőelem geometriája tranziens áramlási struktúrákat generál, továbbá hiába beszélhetünk a gázturbina időben állandósult állapotáról maga a tüzelés egy kvázistacionárius folyamat. Tehát mindkét esetben időben változóként kezeltem a rendszert, melynek kiemelt szerepét a 4. fejezetben meg is vizsgáltam, melyből arra következtettem, hogy a stacionárius számítás csak egy minőségileg közelítő megoldást ad, ugyanis a perdületes, turbulens áramlás már kontinuum szemléletben is nagy mezőváltozó oszcillációkat jelent. Mindezeken felül a stacionárius számítás rezidumjai bizonyos számú iterációs lépés után oszcillálni kezdtek, melynek oka a fent leírt jelenség. Kezdeti peremfeltételként a stacionárius számítás eredményeit használtam fel.

Az időlépést a Courant-szám alapján határoztam meg, mely egyben stabilitási kritériumként is szolgál. A Courant-szám (C_r) azt adja meg, hogy a megoldásban kialakult hullámok (folyadékcsomagok) mennyi cellát tesznek meg egy időlépés alatt. Vagyis ahogyan a (22) egyenlet is leírja:

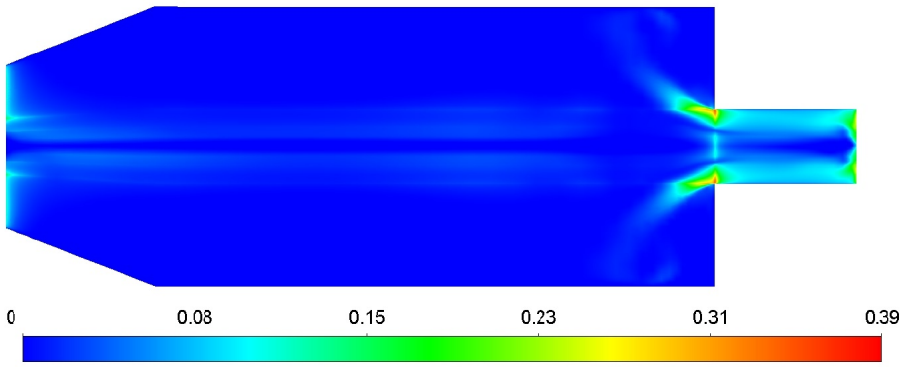
$$C_r = \frac{\overline{v}\Delta t}{\Delta x}, \tag{22}$$

ahol

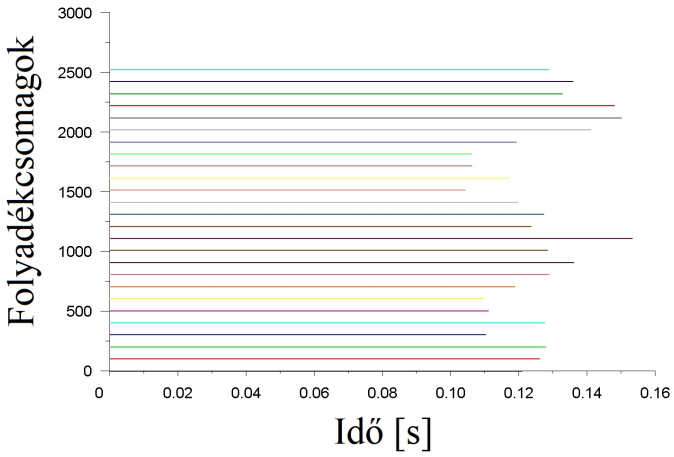
- $\overline{v}$: a közeg átlagos áramlási sebessége [m/s],
- Δt: az időlépés [s],
- Δx: a a cella élhossza az áramlás irányában [m].

A C_r így egy mezőváltozókból nyert mennyiség, melynek így van értéke minden cellában, tehát eloszlása is, maximumát szükséges 1 alatt tartani, melyből a maximális időlépték nagysága már meghatározható. A 14. ábrán a Courant-szám eloszlás látható egy esetre, ahol a maximális értékek a kisebb élek mentén alakulnak ki, tehát jelen esetben a nyíróréteg közelében sűrített szakaszokon. Természetesen az értéket a teljes áramlási tartományon vizsgáltam. Következtetésképp a térbeli diszkretizációhoz képest ebben az esetben nem szükséges hasonló időbeli diszkretizáció, hiszen a leglassabb fizikai folyamat az áramlási térben a konvekció. Ilyen módon ehhez a folyamathoz volt szükséges igazítani a számítás időléptékét, így biztosított volt a megfelelő időbeli léptetés. A tartózkodási idő alapján, mely az égőtér esetén 0,15-0,2 s, a keverőcső esetén 10-15 ms közé esett, meg tudtam becsülni a szükséges iterációk számát a kvázistacionárius állapot eléréséig, melyet 2 konvektív átáramlás alapján határoztam meg ismerve az egy időlépésen belüli

iterációk számát (kezdetben 20, majd 10 elégnek bizonyult). Az egyes folyadékcsomagok áramlási térben töltött idejét a 15. ábra szemlélteti, melyet a hullámterjedési sebességből ismerve a tartomány hosszát meg lehet becsülni.



14. ábra. Courant-szám-eloszlás az égőtér középsíkján.

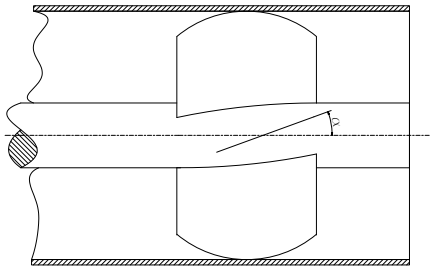


15. ábra. Az egyes folyadékcsomagok tartózkodási ideje.

4. Előzetes számítások

4.1. Stacionárius és tranziens eredmények összehasonlítása

Annak érdekében, hogy a tranziens jellegről megbizonyosodjak, előzetes számításokat végeztem, elsőként az égőtér modellen földgázt tüzelve 30 kW tüzelőhő-teljesítmény esetén. A belépő keveréket egy körgyűrű felületen adtam meg korábbi számításaim alapján [8]. A perdületes áramlást a belépő tömegáram mellett megadott axiális és tangenciális sebességkomponensekkel értem el, melyek közti összefüggést a (23) és a (24) egyenletek írnak le.



16. ábra. Perdítőelem sematikus ábrája.

$$\tan(\alpha) = \frac{v_t}{v_a}, \tag{23}$$

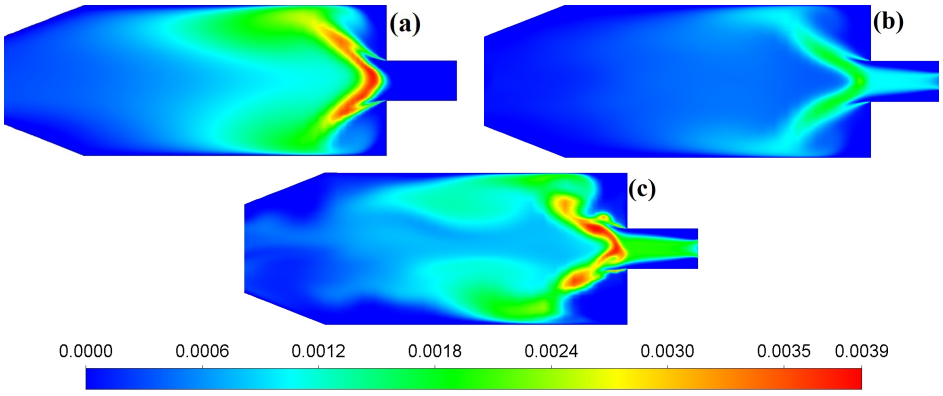
ahol

- v_t: a sebesség tangenciális komponense,
- v_a: a sebesség axiális komponense,
- α: a sebesség tangenciális és axiális komponense által bezárt szög, melyet 60°-nek adtam meg erős perdületességet modellezve.

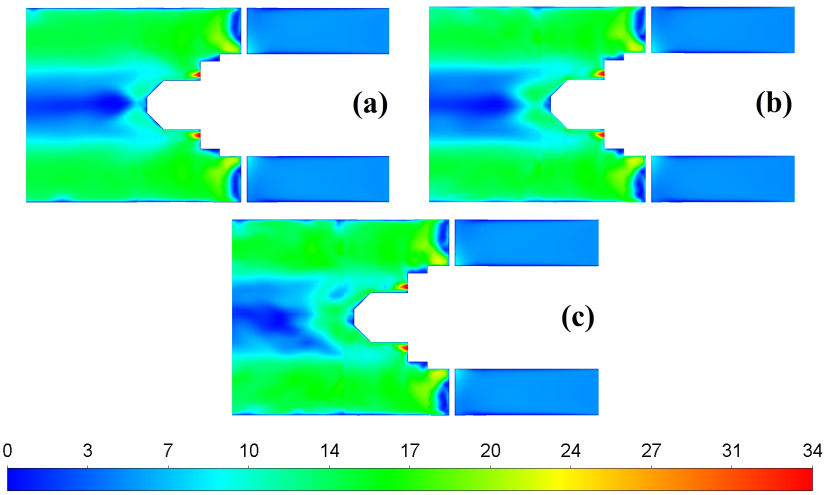
$$v_t = v_a \tan \cdot (\alpha) \tag{24}$$

A 17. ábra az OH* koncentráció összehasonlítását mutatja időben állandósult, idő szerinti átlagolás, valamint egy rendre 18 ms-os és 14 ms-os időpillanatban tranziens számítás esetén. Egy kis aszimmetria fedezhető fel a 17. (a) ábrán, míg hasonló, de fluktuáló OH* eloszlás jellemzi a 17. (c)

eredményt, amely megmagyarázza a különbséget a 17. (a) és a 17. (b) ábrák közt, ahol főként a nagyságrend különbözik. Így tehát a viszonylag nagy fluktuáció jelenléte a lángban minőségében hasonló, azonban mennyiségileg eltérő eredményeket mutat. Következésképpen az eredményeknél csak a tranziens szimulációk időben átlagolt eredményét közlöm, mivel a stacionárius számítás eredménye nem azonos az időátlagolt megoldással, így a probléma időfüggősége nem elhanyagolható.



17. ábra. OH* tömegtört-eloszlás földgáztüzelés esetén (a) stacionárius, (b) időátlagolt tranziens, és (c) tranziens eredmény 0.2254 s-nál.

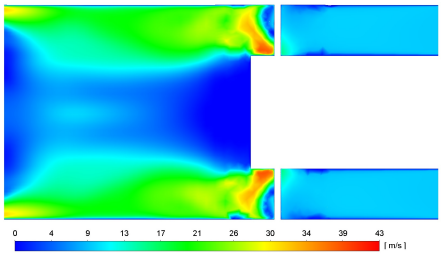


18. ábra. Sebességeloszlás a perdítőelem modellnél a középsíkon földgáztüzelés esetén (a) stacionárius, (b) időátlagolt tranziens, és (c) tranziens eredmény 0.0144 s-nál.

Hasonlóan a tüzelőtérhez, a keverőcső által létrehozott perdületes áramlás időbeliségét is vizsgáltam a 3.2. alfejezetben részletezett peremfeltételek megadásával. Hasonlóan az égőtér modellhez, vizsgáltam a három eredményt, melyet a 18. ábrán mutatok be. Az adott pillanatban értékelt sebességeloszlás mező jelentősen tranziens jelleget mutat a perdítőelem után, azonban a stacionárius és az időátlagolt eset közel megegyezik. Következésképpen, mivel a stacionárius számításnál is van lehetőség az iterációk átlagértékét venni, nagyobb sebességek esetén, ahol a tranziens számításhoz már nem lehet olyan kis időlépést megadni, amellyel a szoftver dolgozik, ugyanis a Fluent által meghatározott 10^{-8} s-os határnál kisebb időlépés már számábrázolási pontatlanságokhoz vezet. Ezekből kifolyólag alkalmazható az időben állandósult átlagolt eredmény. Az égés modell számításokból az is kiderült, hogy a visszaégés miatt szükséges a perdítőelem geometriát vizsgálni, ugyanis a gázfúvóka hatása az áramlási térre jelentős, így a keverék gyulladásának térbeli kezdetét erősen befolyásolja, így ki is tolhatja a lángot a keverőcsőből.

4.2. Perdítőelem modell kialakítás

Első lépésben törekedtem arra, hogy mérnöki kereteken belül egyszerűsítsem a geometriát, ill. a modellt, mellyel a számítási kapacitást csökkenthetem, azonban a valóságot még megfelelően közelíti. Így első lépésben csak a perdítőelem geometriát modelleztem, és a keveréket adtam meg a belépő gyűrűn. Az eredmény a 19. ábrán látható időben állandósult esetben. A sebességeloszlás szerint a közeg a belső régiók felé keveredik, mely a valós esetben nem lehetséges, mivel mind a gázfúvóka, mind a porlasztó fúvóka által hozzáadható levegő a fal felé kényszeríti a közeget. Ennélfogva modelleztem a gázfúvókát, melyen így a gáz külön felületeken lép be, valósabb keveredési modellt eredményezve. Továbbá a porlasztófúvóka modellezésével további számításoknál lehetőség lesz folyékony tüzelőanyagokat alkalmazni.

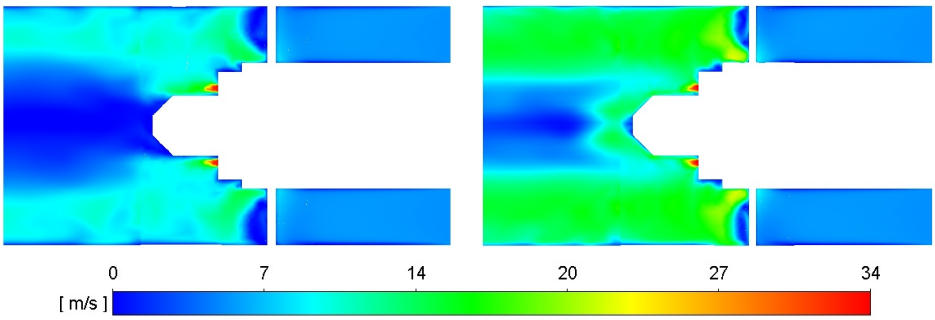


19. ábra. Sebességeloszlás a középsíkon, csak a perdítőelemet modellezve.

5. Eredmények

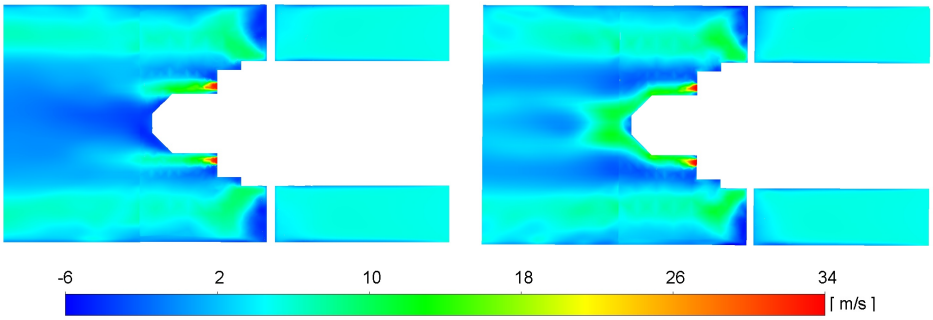
5.1. Perdítőelem modell

Mivel elsődleges célom a perdítőelemek hatásának vizsgálata volt, így első lépésben a két eltérő eltérő szögű perdítőelem modell eredményeit értékeltem. Ugyan a megoldás nem hengerszimmetrikus, az eredményeket mégis többnyire egy középsíkon mutatom be, a jobb érthetőség és értékelhetőség érdekében. A 20. ábra a sebességamplitúdót mutatja, mely szerint a 60°-os perdítőelem jóval nagyobb sebességeket okoz – azonos belépő sebesség mellett –, akár 5 m/s-mal a középsíkon tömeg szerint átlagolva, ugyanakkor az eloszlás egyenletesebb. tűnik. Megnézve az axiális eloszlást, ami a 21. ábrán látható, mindkét esetben megfigyelhetőek a perdületesség okozta leválási zónák. A 60°-os eset a tüzelőanyag-tömegáramot jobban a belsőbb régió felé tolja, így nagyobb az esélye a visszaégésnek is, mivel a keverék jobban be tud dúsulni.. A tangenciális eloszlás szintén azt mutatja, hogy a 45°-os lapátszög gyengébb perdületességet okoz, alacsonyabbak a sebességértékek.

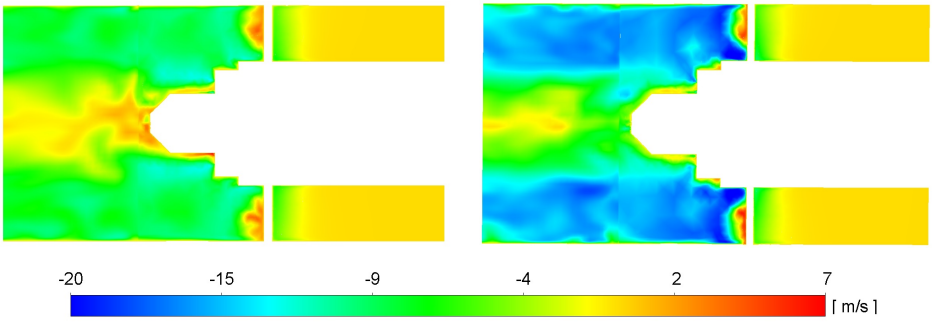


20. ábra. Sebességeloszlás a középsíkon $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén.

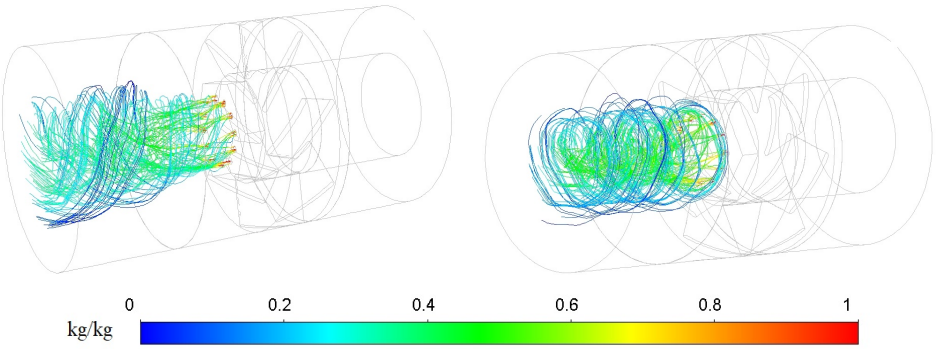
A 23-24. ábrákon a gázfúvókából, valamint a perdítőelem előtt induló áramvonalakat szemléltettem. A 23. ábrán a földgáz tömegtört szerint színeztem az áramvonalakat, így jól látszik, hogy a koncentráció a hosszal haladva csökken, ennek oka, a konvektív és diffúziós keveredés a levegővel. Továbbá a tüzelőanyag kismértékben keveredik el a körülötte áramló levegővel a leválási zóna alacsony áramlási sebességei miatt. Az égőtér modell belépő felületére az átlagos keverék aránynak a kilépő feleleten kialakuló tüzelőanyag-koncentráció eloszlását adtam meg. A perdítőelemek áramvonalakra gyakorolt hatása a 24. ábrán látható. Mindkét esetben kialakul a belső régióban egy recirkulációs zóna, azonban a gáz tömegárama pedig pont a belső régióra koncentrálódik, amely így feldúsulva visszaégéshez vezet. Így kialakul a perdületességet jellemző tangenciális sebességkomponens.



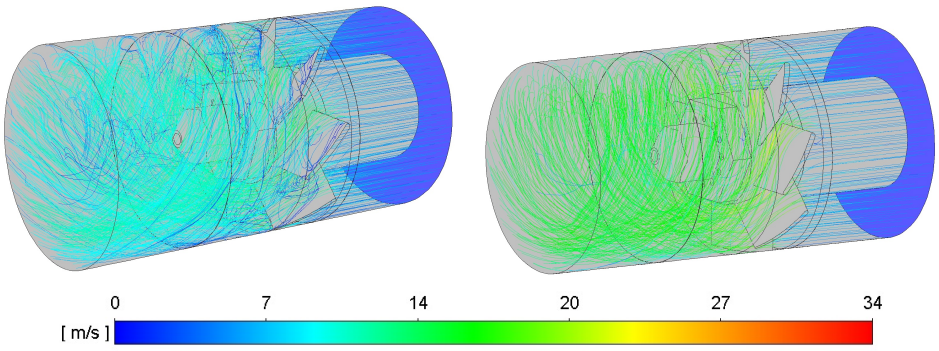
21. ábra. Axiális sebességeloszlás a középsíkon $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén.



22. ábra. Tangenciális sebességeloszlás a középsíkon $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén egy rendre 18 ms-os és 14 ms-os időpillanatban.

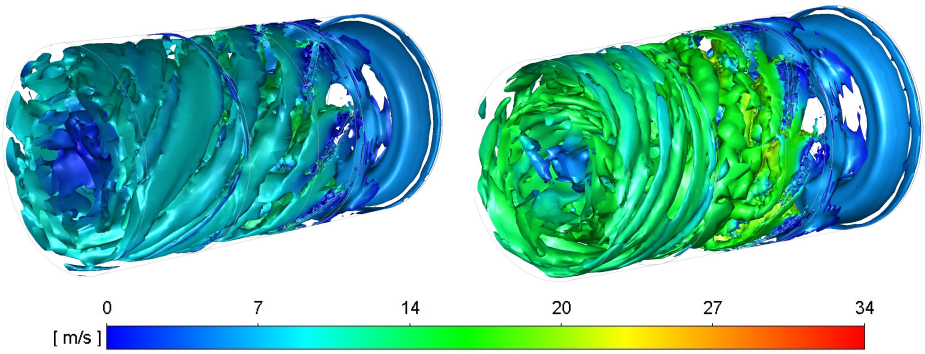


23. ábra. Áramvonalak az időátlagolt tüzelőanyag-tömegtört szerint színezve $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén.



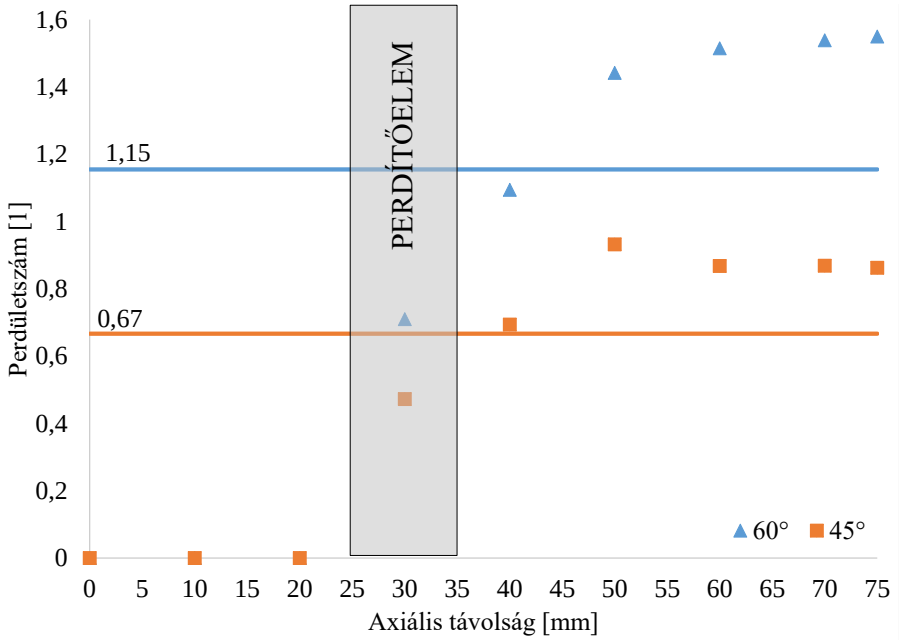
24. ábra. Áramvonalak az időátlagolt sebességamplitúdó szerint színezve $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén.

Annak érdekében, hogy vizuálisan vizsgáljam a perdítőelemek hatását, a kialakuló örvényeket jelenítettem meg, jelen esetben a λ_2 kritérium segítségével, mivel jobbnak bizonyult a Q kritériumnál az előzetes vizsgálatok alapján. A 25. ábrán olyan számértékhez tartozó szintfelületet választottam, amely az egész tartományon képes érzékeltetni az örvényességet, a koherens struktúrákat a sebességamplitúdó szerint színeztem ki. A struktúra jól mutatja a hogyan alakulnak ki, mely szemlélteti a perdítőelem hatását és a leválási zóna áramlástani szerkezetét. Az örvények alakja, a függőlegessel bezárt szöge a perdítőelemek lapátszögállását követi le. Itt is megfigyelhető, hogy a 60°-os perdítőelem egy jóval erősebb perdületes áramlást hoz létre.



25. ábra. Örvénystruktúra lambda 2 kritérium által meghatározott 1000 $1/s^2$ értékű ekvipotenciális felületeken $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os (jobbra) perdítőelem és 18 kW tüzelési teljesítmény esetén a sebességamplitúdó szerint színezve.

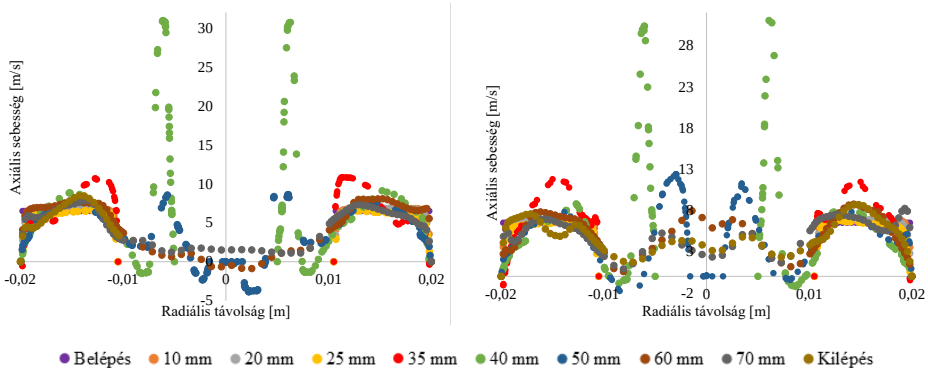
A perdületességet elsősorban a perdületszámmal tudjuk jellemezni, melyet a 2.2. alfejezetben részleteztem. A perdítőelem előtt és után vizsgáltam a kialakult perdületszámokat. Az (1) és (2) mennyiségeket tömegáram szerint átlagoltam a a tengelyre merőleges felületeken, majd megkaptam a perdületszám értéket (3) szerint. Az eredményeket a 26. ábrán szemléltetem, ahol a vízszintes vonalak a geometria perdületszám értékét jelölik (5) alapján. A perdítőelem előtt, tehát a 25 mm-es szakaszon a tengelyirányú áramlás miatt a perdületszám nulla a perdületszám nulla. A perdítőelemen belül is létrehoztam egy felületet, azonban ennek kevésbé van értelme a lapátok miatt, mégis leginkább ezek az értékek és közvetlenül a perdítőelemen túl közelítik a geometriai értéket. Távolodva a perdítőelemtől, a tengelyirányú áramlás változásával, S beáll egy konstans értékre, amely 45° esetén 0,87, 60° esetén 1,55. Tehát a perdületszámok jelentősen meghaladják az irodalomban a perdítőelemszögekhez tartozó értékeket, így erősebb perdület alakul ki, amit a későbbi kutatások során érdemes megvizsgálni, validálni mérésekkel.



26. ábra. Perdületszám a hossz-mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél.

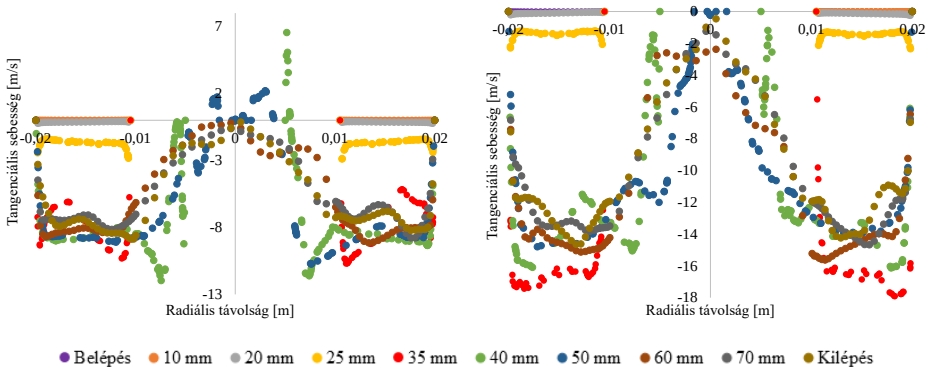
A perdületet meghatározó axiális és tangenciális sebességeket értékeltem különböző átmérők mentén, melyeket a 28. és 27. ábrákon foglaltam össze. Mivel ezeket az értékeket a szoftver nem időátlagolja, így az adott, utolsó számítási lépéseket vettem és hasonlítottam össze, mennyiségileg, melyek igen közel esnek egymáshoz a perdítőelem alvíz oldalán, hiszen mindkét számítás

közel hasonló ideig – 18 ms-ig és 14 ms-ig – futott . Az axiális sebességeloszlás (27. ábra) vizuálisan a 21. ábrának feleltethető meg. A perdítőelem előtt tehát mindkét esetben egységesek a sebességek 25 mm-ig. Majd a perdítőelem után a belsőbb régiók fele növekednek az értékek, továbbá 45 mm-nél meg is ugrik. Ennek oka a bevezetett gáztömegáram. Távolodva a gázfúvókáktól a sebességek, így az axiális tolóerő is csökken, ill. a porlasztó fúvóka után kialakul egy egységes alak, ahol a belső zóna felé az értékek csökkennek. A tangenciális komponenseknél az irányokat véve nem sok eltérés van a két eset közt, szintén megfigyelhetjük, hogy a 60°-os nagyobb sebességértékeket, így nagyobb perdületet okoz. Továbbá mivel a perdítőelem előtt nincsen tangenciális komponense a sebességnek, így ezen értékek zérusok, ahogy az eredmény is mutatja. Tulajdonképpen a két sebességkomponensről már felfedezhető az égés során kialakuló V alak.

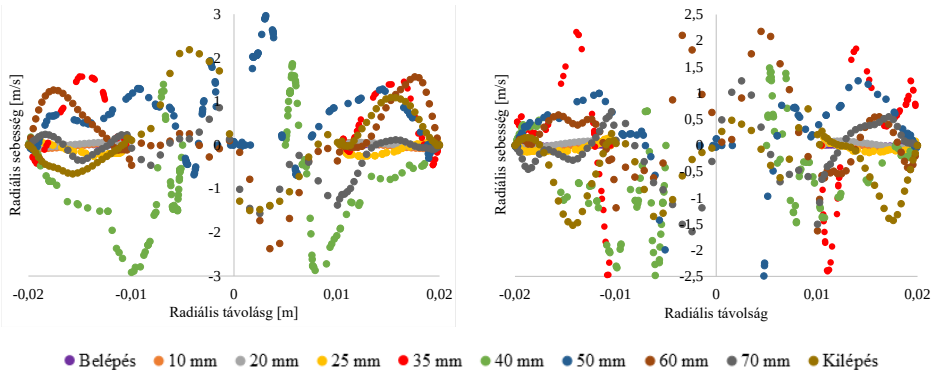


27. ábra. Sugár menti Axiális sebességeloszlás a perdítőelem előtti, ill. utáni távolságokban $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os esetben rendre 18 ms-os és 14 ms-os időlépéseknél.

Az tangenciális és axiális esetben a tengelyre vonatkoztatva az eloszlás közel szimmetrikusnak mondható, azonban a radiális sebességkomponensek (29. ábra) jelentősen aszimmetrikusak a perdítőelem után. Ennek oka egyrészt a különböző időpillanatokban kivett eredmény, másrészt pedig a perdületesség. A sebesség abszolút értékei közel megegyeznek.



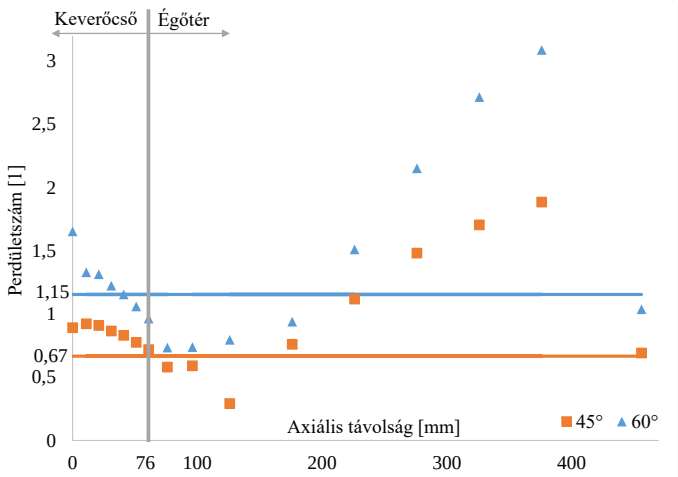
28. ábra. Sugár menti tangenciális sebességeloszlás a perdítőelem előtti, ill. utáni távolságokban $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os esetben rendre 18 ms-os és 14 ms-os időlépéseknél.



29. ábra. Sugár menti radiális sebességeloszlás a perdítőelem előtti, ill. utáni távolságokban $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os esetben rendre 18 ms-os és 14 ms-os időlépéseknél.

5.2. Égőtér modell

A kilépő felületen kialakult időátlagolt sebességeloszlást, gáztömegtört-eloszlás, túlnyomás-eloszlás, valamint a hőmérséklet-eloszlás értékekét adtam meg a tüzelőtér-modell belépő felületére. A termokémiai PDF-ben a 3.2. alfejezetben részletezett összetételt definiáltam. Így megadtam a előkevert tüzelés belépő koncentrációját. Elsőként stacionárius számítást végeztem a perdítőelemeknél bemutatott esetekhez hasonlóan, majd annak eredményét alkalmaztam a tranziens számításnál kezdeti peremfeltételként. Hasonlóan a perdítőelem modellhez, értékeltem az égőtérnél a perdületszámot, melyet a 30. ábra szemléltet. A korábbi számításokhoz képest [8] – ahol a belépő peremen a sebességvektorok irányszögének rögzítésével írtuk le a perdületes áramlást – eltérő eredményt kaptunk. A perdületszámok a geometriai értékek felett vannak továbbra is kezdetben, melynek a oka a valós geometria és beömlés modellezése. Az égés megindulásával a perdületszám értéke csökken, a térfogati reakciók dominálnak, a tolóerő megnő, melynek oka a gáz térfogati tágulása, tehát axiálisan gyorsul a közeg, a tangenciális komponensek változása csak másodlagos effektusok miatt következik be. Továbbá mivel az égőtérben is a keverőcső sugarától függ ez az érték, azonban nagyobb felületen végzem el az értékelést, a perdületszám értéke növekszik, melynek oka, hogy a közeg tömegárama lecsökken a tolóerővel együtt. Ez az egész itt érthető úgy, mint egy konfúzoros csőszakasz, amit egy diffúzoros rész követ. Az ezen összehasonlításból származó további fontos eredményeket a 6. fejezetben részletezem.



30. ábra. Perdületszám a hossz mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél a keverőcsőben és az égőtérben.

5.3. Biogáz tüzelés

Kétféle biogáz égését vizsgáltam 60°-os perdítőelem esetén, mivel korábban végzett számítások alapján a sebességkomponensekkel létrehozott perdület optimális, stabil lángalakot biztosított [28]. A biogázokat metán, széndioxid és hidrogén alkotókkal modelleztem. Az összetételt, valamint a 3.2. alfejezetben részletezett számítás alapján meghatározott bemenő tömegáramokat a 7. táblázat tartalmazza. A tüzelőhő-teljesítmény továbbra is 18 kW volt, így természetesen a kisebb fűtőértékhez nagyobb gáztömegáram fog tartozni.

7. táblázat. Vizsgált biogáz összetételek móltört alakja, fűtőértéke (LHV), valamint számított tüzelőanyag- és levegőtömegáram.

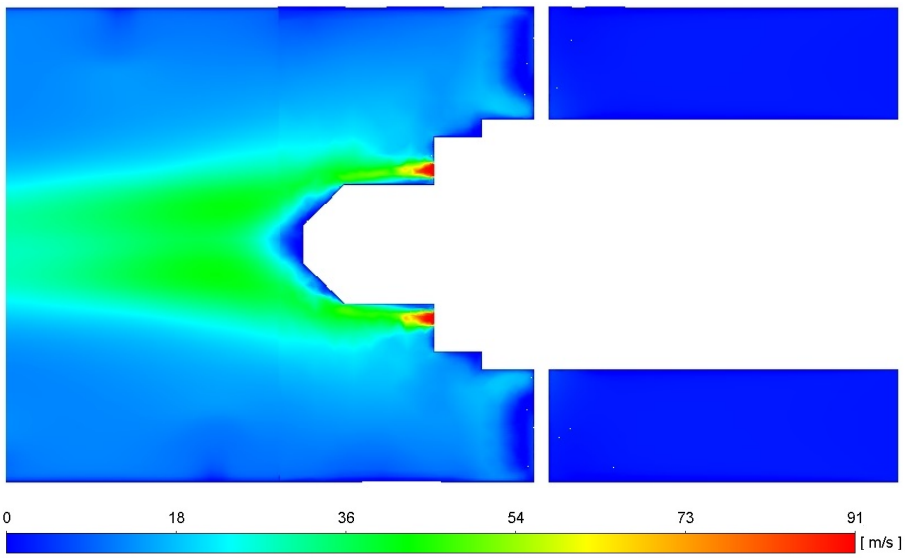
Név	**Komponens**			***LHV*** [MJ/kg]	$\dot{m}_{tüz}$ [kg/s]	$\dot{m}_{lev}$ [kg/s]
	H_2	CO_2	CH_4			
BG40	0	0,6	0,4	9,8	0,0018	0,0071
BG32H20	0,2	0,48	0,32	11,5	0,0016	0,0069

Mivel a gáz tömegárama viszonylag magas, így a kis fúvókákon nagy sebességek fognak kilépni, mely szabadsugár jellemzőit követve csökken, ahogy ez a 31. ábrán is látható. Így a tranziens számításhoz nem lehetett megfelelő időlépést alkalmazni jelen hálónál, azonban a 4. fejezetben beláttam, hogy tulajdonképpen a stacionárius megoldás iterációs lépések által átlagolt eredménye is megfelelő ilyen esetekben (18) a égés peremfeltételeinek megadásához.

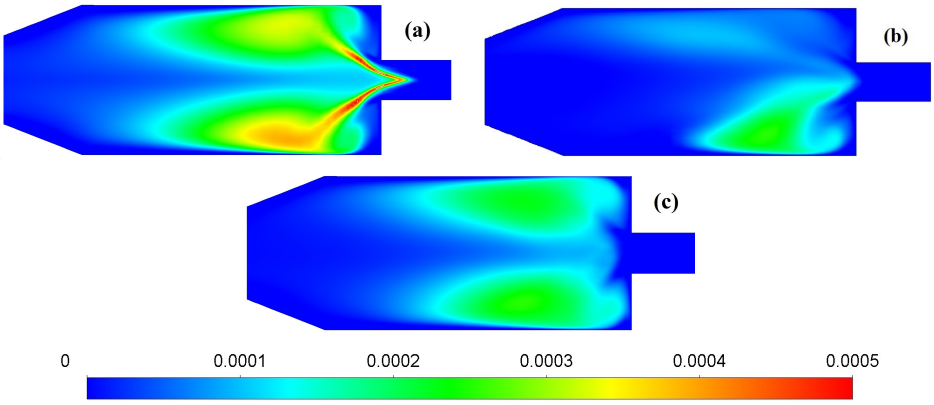
A 32. ábra az OH* tömegtört-eloszlást szemlélteti, mivel az a változó szoros kapcsolatban áll a hőfelszabadulással [29]. Mindhárom esetben egy stabil V alakú láng alakult ki, azonban a BG40 jelentős aszimmetriát mutat, melyet főként a kialakult sebességeloszlás okoz. Visszaégés egyik esetben sem tapasztalható. Mindazonáltal a földgáz és a BG32H20 esetén a láng megfelelően koncentrálódik a tüzelőtér falán. Az OH* koncentráció a földgáz esetén a legerősebb, melyet a BG32H20 követ, ahol a stabilabb égést a H_2 okozhatja.

A 33. ábra az égési modellt jellemző $\overline{c}$ értékét mutatja (2.5. alfejezet). A földgáz esetén, ahol a központi sebesség alacsonyabb, megfigyelhető egy visszaégésre való hajlam. A stabil, optimális V alak e jellemző mentén is látható.

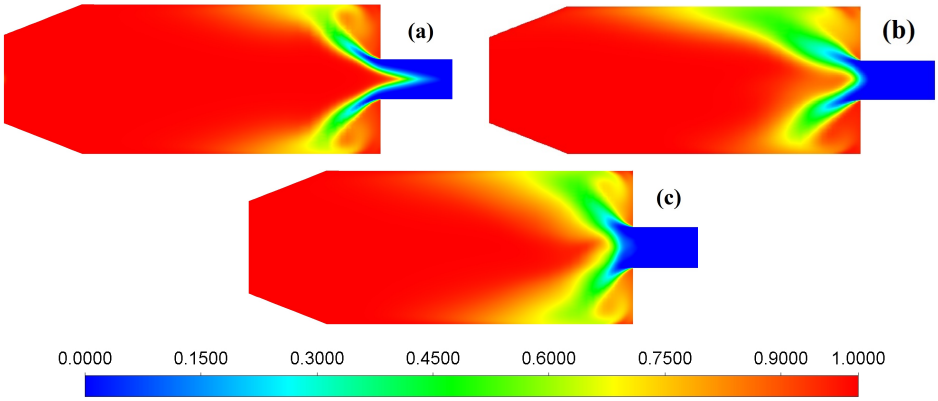
Az áramvonalak sebesség szerint színezve a 34. ábrán láthatók. A perdületes égésre jellemző belső (IRZ) és külső (ORZ) recirkulációs zónák mindegyik esetben megfigyelhetők. Az ORZ a biogáz esetén erősebb, azonban ezzel együtt egy erőteljesebb aszimmetria is jelentkezik.



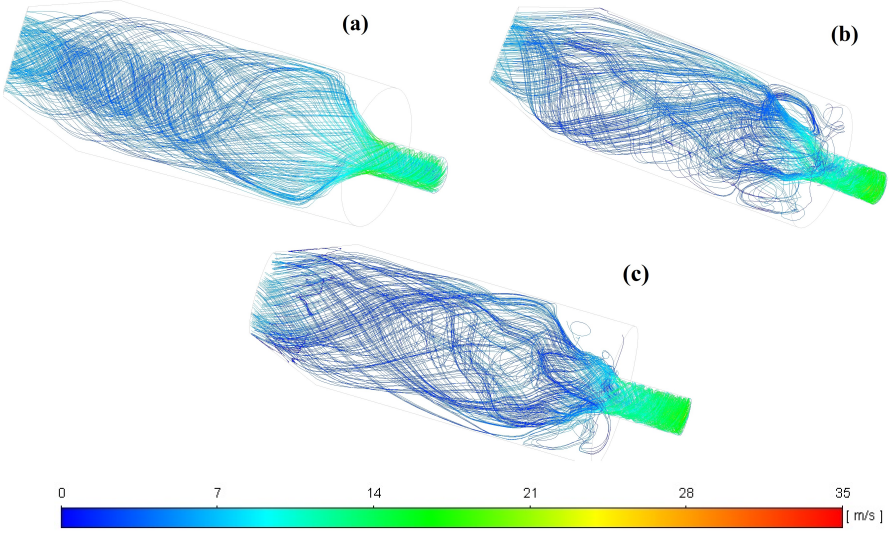
31. ábra. Stacionárius sebességeloszlás a középsíkon BG32H20 biogáz esetén.



32. ábra. OH* tömegtört-eloszlás (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén.

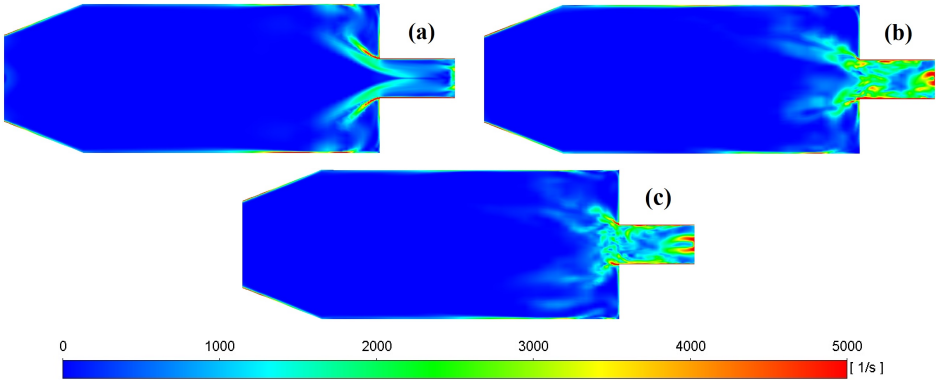


33. ábra. $\overline{c}$-eloszlás (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén.

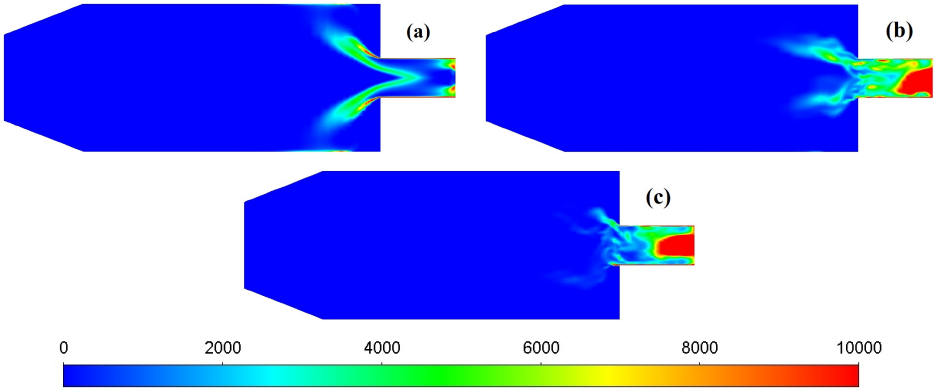


34. ábra. Áramvonalak az időátlagolt sebességamplitúdó szerint színezve (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén.

A deformációs sebesség a 35. ábrán látható különböző időpillanatokban, melyhez a nyírófeszültség köthető. A struktúra mindhárom esetben hasonló, azonban a földgáz esetén figyelhető meg leginkább a V alak, valamint a recirkulációs zónák, melyeket már a 32. ábrán láthattuk az OH* eloszlása esetén. A BG40 tüzelése esetén erősebb disszipáció tapasztalható a másik két gázhoz képest, melynek oka a CO_2, amelyet a 36. ábra is mutat. Továbbá a biogázok esetén a disszipáció egy nagyságrenddel nagyobb a földgázhoz képest. Mindkét jellemzőnél a legmagasabb értékek a fal mellett alakultak ki a durvább hálófelbontás miatt.

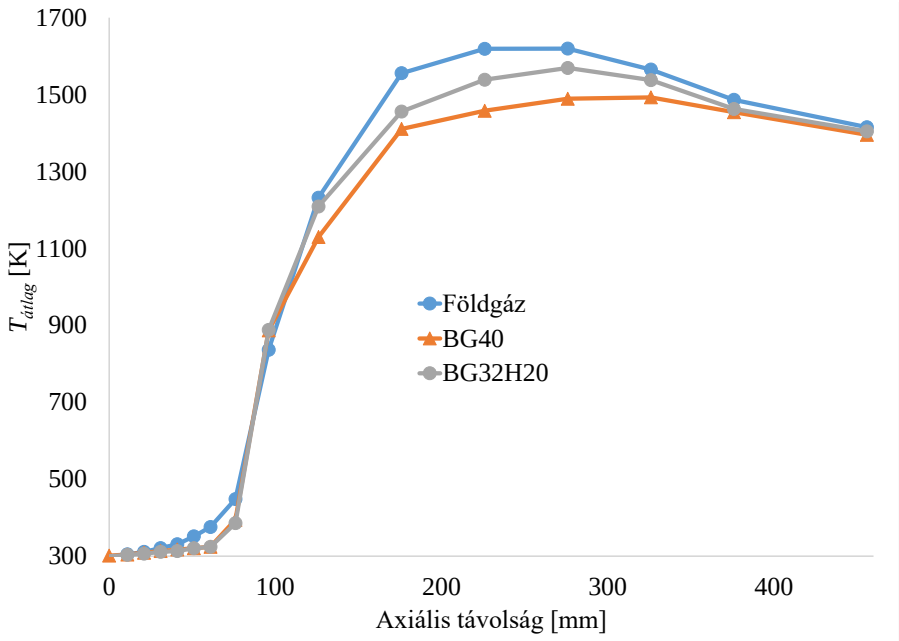


35. ábra. Deformációs sebesség (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén.

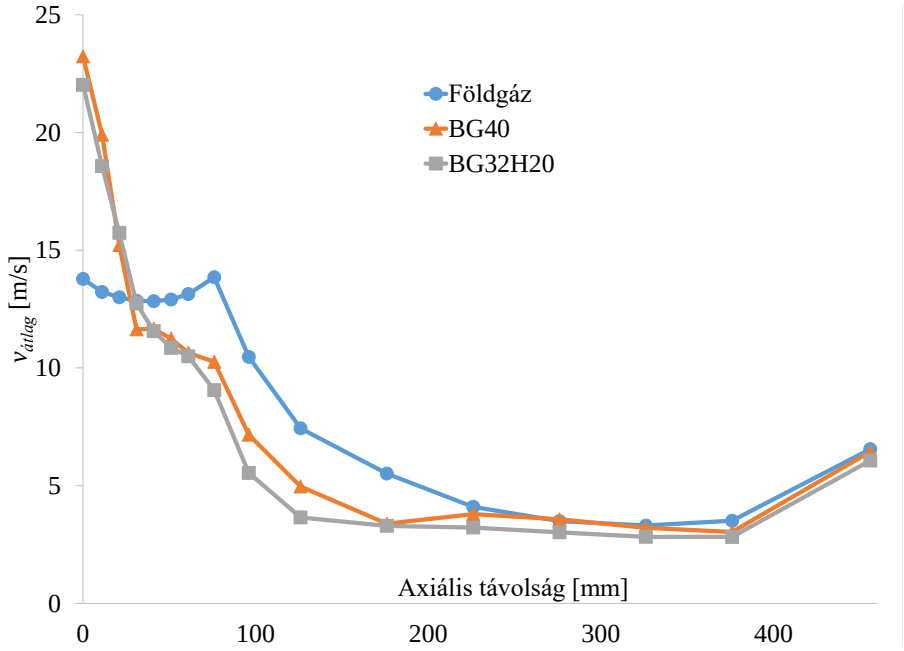


36. ábra. Turbulens disszipációs arány m^2/s^3-ban (a) Földgáz, (b) BG40, és (c) BG32H20 tüzelés esetén.

A sebességamplitúdó és a hőmérséklet időátlagát hossz menti felületeken értékeltem ki tömeg szerint súlyozva. Az eredményeket a 37-38. ábrák mutatják. Eszerint tüzelőanyagok reakciója a keverőcső végén, azaz a tüzelőtér kezdetén történik meg. Az átlaghőmérséklet közel azonos, a BG32H20 jobban közelíti a földgázt, melyet a kisebb CO_2 és főként a H_2 tartalom okoz. A V alakú tartomány után a sebességek ugyanahhoz az értékhez tartanak csökkenve. A kezdeti sebességek a biogázok esetén magasabbak a nagyobb tömegáram miatt, azonban ez az érték a keverőcsőben csökken, mely mérséklődést szintén a CO_2 tartalom okozhatja.



37. ábra. Hőmérsékletátlag a hossz mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél a keverőcsőben és az égőtérben.



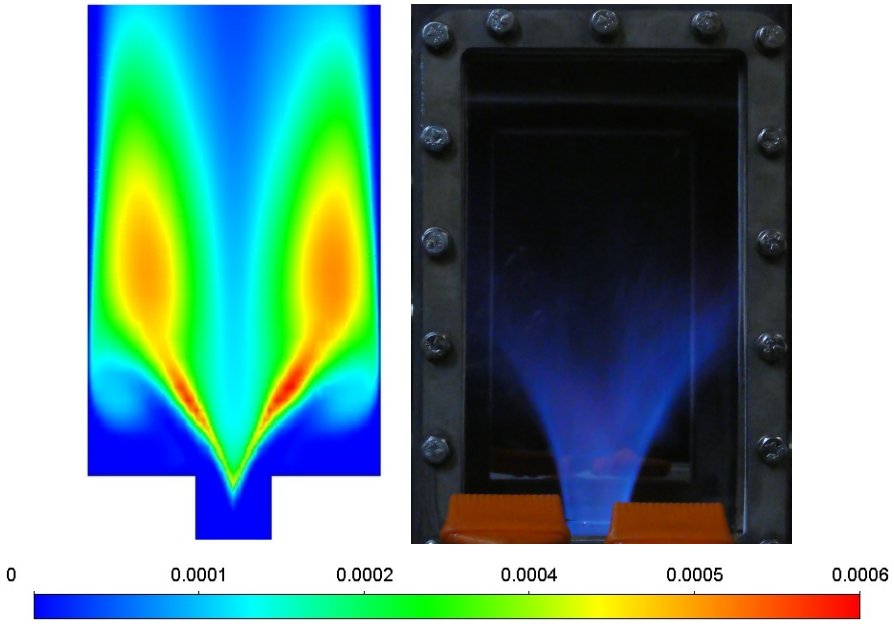
38. ábra. Sebességátlag a hossz mentén $\alpha = 45°$-os és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél a keverőcsőben és az égőtérben.

6. Modell validáció

Mind a perdítőelem modell, mind a tüzelés szimuláció validációját a megépült kísérleti berendezésen végzett mérések által tudtam elvégezni. Ezen felül 0D-s tüzeléstechnikai számítást végeztem, mely során az adiabatikus lánghőmérsékletet hasonlítottam össze a numerikus eredményekkel.

6.1. Mérések

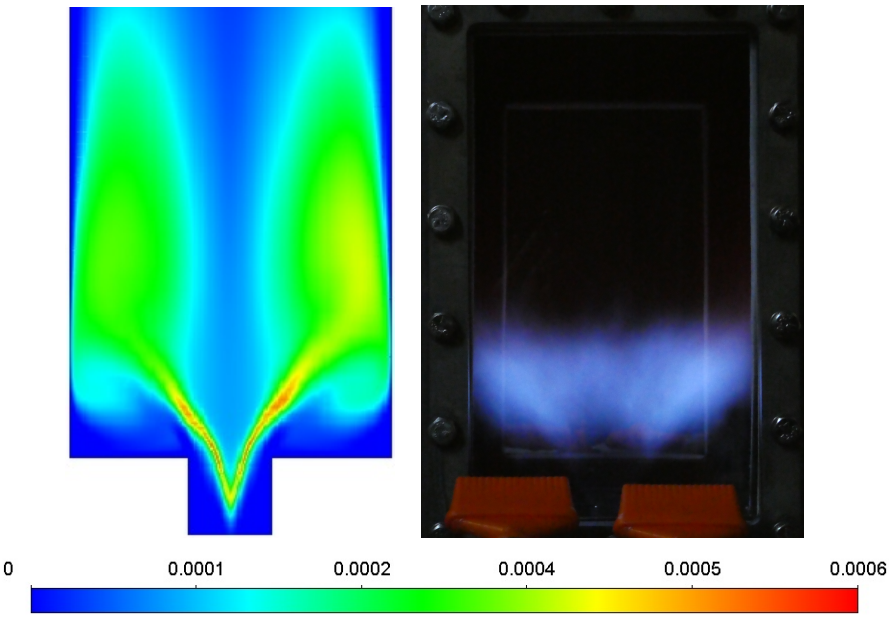
Elsődlegesen 18 kW-os hőteljesítmény melletti eseteket vizsgáltam a 3.2 . fejezetben részletezett tömegáramok beállításával. A kialakult lángalakokról képeket készítettem, melyeket a OH* középsíkon vett eloszlásával vetettem össze, mivel a CH* mellett az OH* szemlélteti leginkább a láng alakját [29]. A 39. és 40. ábrákon a két perdíteőlem hatására kialakult lángképet hasonlítom össze a mérési eredménnyel. Mivel a tüzelőhő-teljesítmény viszonylag alacsonynak mondható, az OH* gyök koncentráció is alacsonyabb a korábban 30 kW-on végzett számításoknál [8], továbbá a láng és az áramlási sebesség is kevésbé intenzív. Ennek ellenére az eredmények jól összehasonlíthatóak.



39. ábra. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 45°-os perdítőelem, valamint 18 kW esetén.

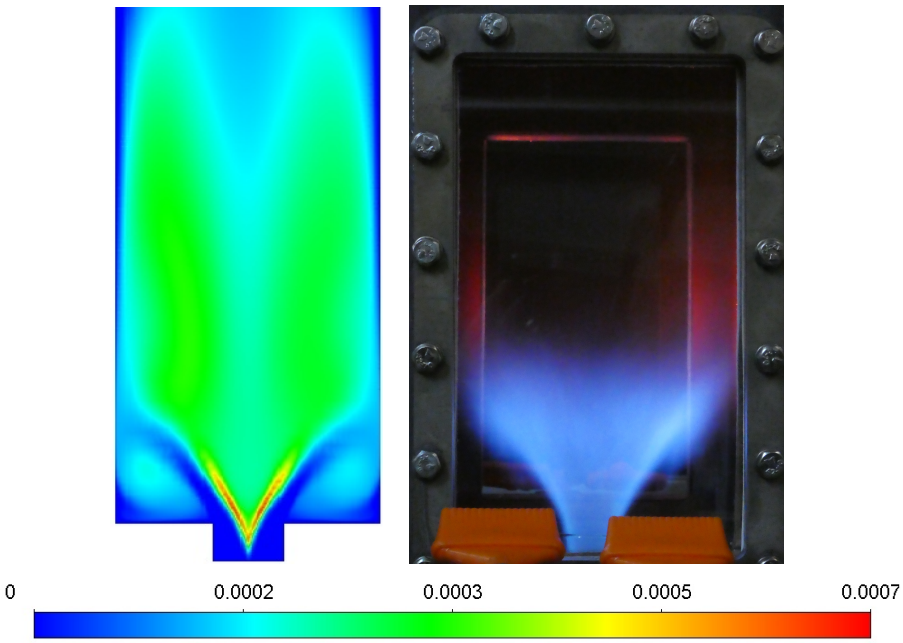
A 45°-os perdítőelemnél a láng még nem fekszik fel a tűztér falára és a V alak sem nyílik szét annyira, mint a 60°-os perdítőelem esetén perdületes

esetben. A kísérlet és a numerikus szimuláció eredményén (39. ábra) is az látszik, hogy a perdületességre jellemző V alak alakul ki, azonban még az egyenes láng átmenet figyelhető meg, mivel a 45°-os perdítőelem-lapátszög éppen az erős és gyenge perdület határán van. 60°-os perdületszög estén a láng egyre jobban szétterül és a V alak kiszélesedik. A jelenség a 40. ábrán figyelhető meg. Mindenesetre leszögezhető, hogy a képek alapján a numerikus eredmény az OH* eloszlásra vonatkozóan közelíti a mérés során kapott alakot.

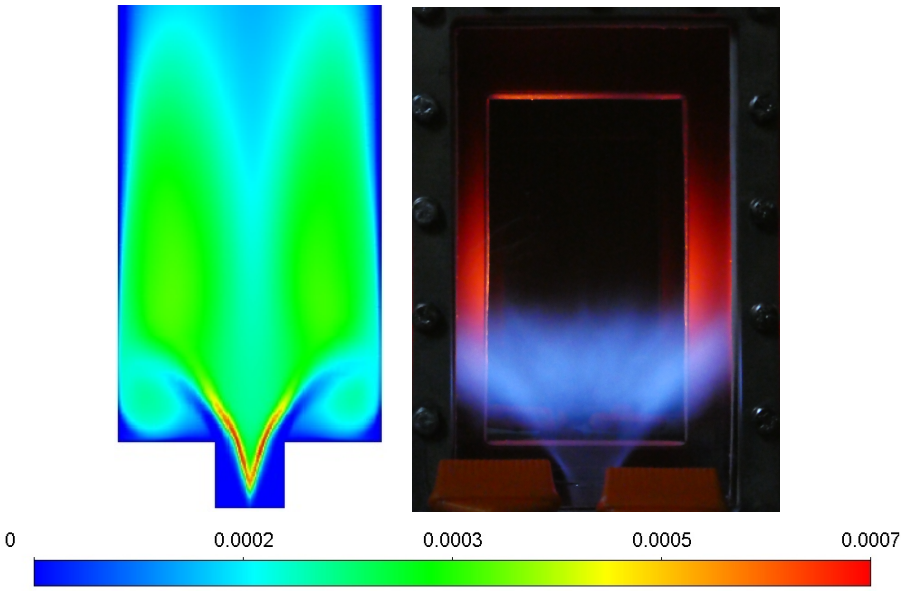


40. ábra. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 60°-os perdítőelem, valamint 18 kW esetén.

Továbbá a még pontosabb összehasonlítás érdekében modelleztem a 30 kW tüzelőhő-teljesítményű földgáz ($\dot{m}_{tüz} = 0,0006$ kg/s, $\dot{m}_{lev} = 0.0118$ kg/s) tüzelését, melynek lángját szintén összehasonlítottam mérési eredménnyel. Ez esetben eredményeket tartalmazó 41. és 42. ábrák, valamint az OH* eloszlás alapján is az égés jóval intenzívebb. Hasonlóan az előző esethez, minőségileg a az égés numerikus eredménye közelíti a modellezett körülményt. A lángképből, ill. a jól elkülöníthető recirkulációs zónákból levonható az a következtetés, hogy a perdítőelemek áramlástani modellezése megfelelő, valamint a tüzelés modellezésre használt PDF szintén közelítően jól leírja a jelenséget.



41. ábra. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 45°-os perdítőelem, valamint 30 kW esetén.



42. ábra. OH* tömegkört-eloszlás a középsíkon (balra) és láng a tüzelőrétben (jobbra) 60°-os perdítőelem, valamint 30 kW esetén.

6.2. Adiabatikus lánghőmérséklet számítás

A másik validációs alapom az analitikusan számolható adiabatikus lánghőmérséklet numerikus eredménnyel történő összevetése volt. Az adiabatikus lánghőmérséklet aszerint értendő, hogy a lángot adiabatikus fallal vesszük körül, és ezáltal elszigeteljük a rendszert a környezeti hatásoktól. Így az adiabatikus lánghőmérséklet (25) alapján számítható.

$$t_{ad} = \frac{\dot{Q}_{tüz}}{\dot{m}_{tüz} \cdot \mu_v \cdot \overline{c}_{pfg}} + t_{ref}. \tag{25}$$

Ahol μ_v a fajlagos füstgázmennyiség, mely a (26) alapján kapható meg az elméleti füstgázmennyiségből (μ_{v0}) és az elméleti levegőmennyiségből. A fajlagos mennyiségeket a korábban leírtak alapján számoltam hasonlóan a fajlagos levegőszükséglethez.

$$\mu_v = \mu_{v0} + (\lambda - 1) \cdot \mu_{L0}. \tag{26}$$

A $\overline{c}_{pfg}$ átlagos füstgázfajhőt a Fluent által számolt eredményből vettem ki a kilépő felületen tömeg szerint átlagolva, mivel a szoftver ugyanúgy analitikus összefüggésekből keverék-termodinamika módszerével határozza meg fajhőt a füstgázkomponensekből. A referencia hőmérséklet (t_{ref}) a levegő és a tüzelőanyag kezdeti, 20°C-os hőmérsékletével egyezik meg. Az adiabatikus lánghőmérsékletet az egyes esetek maximális hőmérsékletével, valamint a hossz menti keresztmetszeteken tömeg szerint átlagolt maximális hőmérséklet értékekkel hasonlítottam össze, melyet a 8. táblázat tartalmaz.

8. táblázat. Maximum szimulált, adiabatikus láng, és tömegátlagolt hőmérsékletek a legintenzívebb szakaszokon 18 kW tüzelőhő-teljesítmény esetén.

Tüzelőanyag	T_{max} [K]	$T_{adiabatikus}$ [K]	$T_{átlagos,max}$ [K]
Földgáz, 45°	1807	2043	1640
Földgáz, 60°	1770	2048	1620
BG40, 60°	1743	1763	1489
BG32H20, 60°	1704	1822	1569

Ezek alapján az adiabatikus hőmérséklet természetesen eltér a másik két értéktől, mivel egyrészt nem veszi figyelembe a keveredést, az áramlási mezőt, másrészt nem veszi figyelembe a környezettel történő hőcserét, így a magas hőmérsékletek miatt már jelentős hősugárzást - beleértve a háromatomos gázok sugárzását, valamint a hőátadást. Továbbá a lokális légfelesleg tényezőt szintén elhanyagolja az analitikus modell, míg a szimuláció tartalmazza.

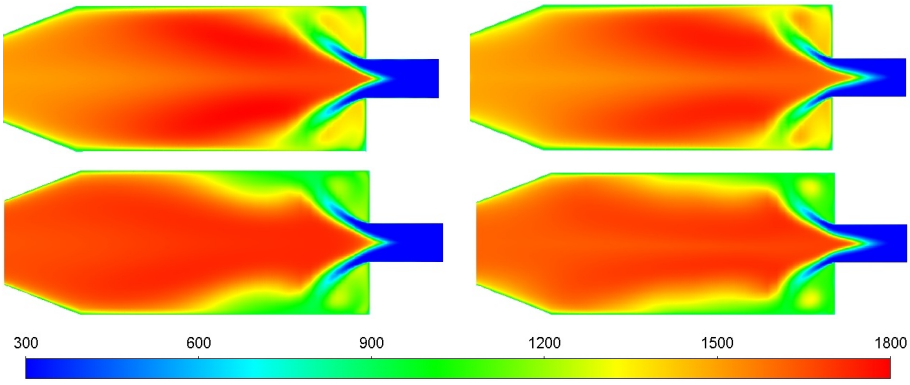
Ezekből kifolyólag az adiabatikus lánghőmérsékletnek a felületeken vett tömegátlagolt értékek felett kell lennie, mely a 8. táblázat eredményei alapján teljesül is minden esetben.

Ugyanezt az összehasonlítást megtettem a 30 kW-os esetre is, melyet a 9. táblázat foglal össze.

9. táblázat. Maximum szimulált, adiabatikus láng, és tömegátlagolt hőmérsékletek a legintenzívebb szakaszokon 30 kW tüzelőhő-teljesítmény esetén.

Tüzelőanyag	T_{max} [K]	$T_{adiabatikus}$ [K]	$T_{átlagos,max}$ [K]
Földgáz $\alpha = 45°$	1735	2041	1626
Földgáz $\alpha = 60°$	1728	2044	1631

A 43. ábra a hőmérséklet-eloszlásokat mutatja a középsíkon a különböző esetekben. Mivel a hőmérséklet gradiense állandósult állapotban arányos a hőfelszabadulással, azonosítható a gyulladás helye, így egyenértékűvé válik az OH*-ok által bemutatott lángképpel. Megfigyelhető továbbá, hogy nagyobb teljesítmény esetén eltér az eloszlás, a tűztérben később torlódik fel a falra a láng. A földgáz esetén magasabb maximális hőmérséklet alakul ki, azonban ez az eltérés elenyésző a biogázhoz képest, a jóval kisebb fűtőérték ($\sim$ ötöde) ellenére. Vagyis a biogáz megfelelő helyettesíthetője lehet a földgáznak ugyanakkora tüzelőhő-teljesítmény mellett, viszont jóval alacsonyabb károsanyag-kibocsátással.



43. ábra. Hőmérséklet-eloszlás a középsíkon K-ben $\alpha = 45°$-os (balra) és $\alpha = 60°$-os perdítőelemnél (jobbra) 18 kW (felső sor) és 30 kW (felső sor esetén.

7. Összefoglalás

Valós, már legyártott és alkalmazott axiális 45°-os 60°-os lapátszögállású perdítőelemek áramlásra és égésre gyakorolt hatását vizsgáltam numerikus módszer, CFD segítségével. A geometriát kettébontva vizsgáltam: egyik felében tüzelés nélkül a perdítőelem közvetlen hatását az áramlási tartományban a perdítőelemet tartalmazva, másik felében az égést is szimulálva az előbbi modellen kialakult sebesség-,hőmérséklet-, nyomás-, koncentrációeloszlás felhasználásával a keverőcső 76 mm-es szakaszát és a tüzelőteret tartalmazva. Az eljárás segítségével volt biztosítható a perdítőelem vizsgálathoz szükséges felbontás térben, mely kis időlépéseket enged csak meg. Azonban a reakciókinetikai modellezés hiánya így relatíve gyors feladatmegoldást tett lehetővé, míg a keverőcső nagyobb hányadát és az égőteret a jelentősen nagyobb számítási igény mellett nagyobb időlépéssel lehetett számítani a nagyobb lehetséges cellaméretek miatt. Ezeken felül megújuló tüzelőanyag, biogáz alkalmazhatóságát vizsgáltam ugyanazon peremfeltételek mellett.

A 60°-os lapátszögállás a vártnak megfelelően jóval nagyobb perdületet okoz, a sebesség értékek is magasabbak. Az örvényképek mindkét esetben a lapátszögállások vonalát követik. A gázfúvókán, középen bevezetett tüzelőanyag nem keveredik még el a levegővel a vizsgált 40 mm-es szakaszon. A számított perdületszámok az irodalmi geometriailag meghatározott [2] értékek felett adódtak, mely további vizsgálatokat igényel, köszönhetően a valós geometriának és modellnek. Így a perdületszám nagyobb, mint a becsült, melyet figyelembe kell venni a további tervezésnél. Az égést termokémiai PDF segítségével tudtam modellezni, a perdítőelem hatásának vizsgálatára, valamint a validációhoz volt szükség. A 60°-os perdítőelem jóval erősebb perdületet okoz, a láng könnyebben feltapad a tüzelőtér falára. Így mindenképp érdemes a két lapátszögállás közötti perdítőelemet is vizsgálni a későbbiekben, nagyobbat viszont nem, mivel a fal így is hamar és magas hőmérsékletre melegedett mind a mérésnél, mind a numerikus számításnál, főként 30 kW tüzelési teljesítmény esetén.

Két modellezett biogáz-összetelt vizsgáltam, H_2 tartalommal, ill. anélkül. Az eredmények alapján egyértelműen kijelenthető, hogy azonos teljesítményen képesek ugyanolyan V alakú stabil égést biztosítani, mint a földgáz, megfelelő hőfelszabadulással. Természetesen a tüzelőanyagból jóval többet kell alkalmazni a kis fűtőérték miatt, viszont a károsanyag-kibocsátás jóval alacsonyabb lehet a kisebb adiabatikus lánghőmérsékletnek köszönhetően, továbbá megújuló energiaforrásról beszélünk. A biogáz tüzelést érdemes még nagyobb teljesítményen vizsgálni, mert korábbi számítások alapján [28] minden esetben stabil, közel szimmetrikus lángot kaptunk.

Az eredményeimet mérésekkel és 0D-os számításokkal validáltam mindkét perdítőelemnél 18 kW-os és 30 kW-os tüzelőhő-teljesítmény esetén. A készített képek, és a számolt OH* eloszlás alapján a modell minőségileg megfelelően közelíti a valós körülményeket. Tehát a PDF alapú számítás megfelelő, ahhoz, hogy a problémát jól közelítse, azonban, ha mennyiségi összehasonlítást szeretnénk reakciómechanizmusokat kell figyelembe vennünk. Továbbá a CH*-ot tudjuk szűrni, azonban a számításoknál már mechanizmusok szükségesek, hogy CH* eloszlást kapjunk, amellyel a mennyiségi összehasonlítás is megvalósíthatóvá válik. Az adiabatikus lánghőmérsékletek pedig a számolt értékek felett van, mely szintén helyes és konzekvensen adódtak az egyes számításoknál.

Hivatkozások

[1] C. Noehre, M. Andersson, B. Johansson, and A. Hultqvist. Characterization of Partially Premixed Combustion. In *SAE Technical Paper Series*, number 724, pages 776–790, Toronto, 2006.

[2] J M Beér and N A Chigier. *Combustion Aerodynamics*. Robert E. Krieger publishing company, inc., London, 1972.

[3] H.J. Sheen, W.J. Chen, S.Y. Jeng, and T.L. Huang. Correlation of Swirl Number for a Radial-Type Swirl Generator. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1777(95):444–451, 1996.

[4] B. Khandelwal, D. Lili, and V. Sethi. Design and study on performance of axial swirler for annular combustor by changing different design parameters. *Journal of the Energy Institute*, 87:372–382, 2014.

[5] Y. Huang and V. Yang. Bifurcation of flame structure in a lean-premixed swirl-stabilized combustor: transition from stable to unstable flame. *Combustion and Flame*, 136(3):383–389, 2004.

[6] Y. Huang and V. Yang. Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(4):293–364, 2009.

[7] G. Li and E. J. Gutmark. Effects of swirler configurations on flow structures and combustion characteristcs. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004*, pages 1–11, 2004.

[8] D. Füzesi and V. Józsa. Perdületszám égésre gyakorolt hatásának elemzése. In *OGÉT 2019 konferencia kiadvány*, number 1, pages 133–136, Nagyvárad, 2019.

[9] M. Casey and T. Wintergerste. *ERCOFTAC Best Practice Guidelines*. Fluid Dynamics Laboratory Sulzer Innotec, 2000.

[10] *ANSYS Fluent Theory Guide*. ANSYS, Inc., Canonsburg, 2017.

[11] K. K. Kuo and Acharya R. *Fundamentals of Turbulent and Multiphase Combustion*. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2012.

[12] P. Chakraborty, S. Balachandran, and R.J. Adrian. On the relationships between local vortex identification schemes. *J. Fluid Mech.*, 535:189–214, 2005.

[13] A. Valera-Medina, H. Xiao, M. Owen-Jones, W. I. F. David, and P. J. Bowen. Ammonia for power. *Progress in Energy and Combustion Science*, 69:63–102, 2018.

[14] U. I. Khan, M. H. D. Othman, H. Hashim, T. Matsuura, A. F. Ismail, M. Rezaei-dashtarzhandi, and I .Wan. Azelee. Biogas as a renewable energy fuel – A review of biogas upgrading , utilisation and storage. *Energy Conversion and Management*, 150:277–294, 2017.

[15] K. K. Gupta, A. Rehman, and R. M. Sarviya. Bio-fuels for the gas turbine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14:2946–2955, 2010.

[16] Y. Qian, S. Sun, D. Ju, X. Shan, and X. Lu. Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69:50–58, 2017.

[17] B. Çeper, S. O. Akansu, N. Kahraman, and İ. Gökalp. Investigations On The Performances And Emissions Of A Spark Ignition Engine Fuelled By Biogas. *Fuels And Combustion In Engineering*, pages 16–24, 2017.

[18] A. Greco, D. Mira, and X. Jiang. Effects of fuel composition on biogas combustion in premixed laminar flames. *Energy Procedia*, 105:1058–1062, 2017.

[19] G. Sarras, Y. Mahmoudi, L. D. A. Mendez, E .H. van Veen, M. J. Tummers, and D.J.E.M. Roekaerts. Modeling of Turbulent Natural Gas and Biogas Flames of the Delft Jet-in-Hot-Coflow Burner: Effects of Coflow Temperature, Fuel Temperature and Fuel Composition on the Flame Lift-Off Height. *Flow Turbulence Combust*, 93:607–635, 2014.

[20] A. Elorf, B. Sarh, F. Tabet, S. Bostyn, M. Asbik, S. Bonnamy, J. Chaoufi, T. Boushaki, and G. Pascale. Effect of Swirl Strength on the Flow and Combustion Characteristics of Pulverized Biomass Flames. *Combustion Science and Technologyand Technology*, 2018.

[21] V. Józsa and A. Kun-Balog. Effect of quarls on the blowout stability and emission of pollutants of a liquid-fueled swirl burner. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 140(11):111502, 2018.

[22] S. Faramawy, T. Zaki, and A.A.-E. Sakr. Natural gas origin, composition, and processing: A review. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 34:34–54, 2016.

[23] V. Józsa and R. Kovács. *Solving Problems in Thermal Engineering.* Springer International Publishing, Budapest, 2020.

[24] NIST Chemistry WebBook.

[25] VDI-GVC, editor. *VDI Heat Atlas.* Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2nd edition, 2010.

[26] LumaSense Technologies. *Table of emissivity of various surfaces.* Mikron Instrument Company, Inc., Schaffhausen, 2003.

[27] *Documentation for ANSYS ICEM CFD 17.0, Help Manual.* ANSYS, Inc., Canonsburg, 2016.

[28] D. Füzesi and V. Józsa. Numerical analysis of biogas combustion in a lean premixed swirl burner. In *2019 7th International Youth Conference on Energy (IYCE), IEEE Xplore Digital Library*, Bled, Slovenia, 2019.

[29] C. S. Panoutsos, Y. Hardalupas, and A.M.K.P. M K P Taylor. Numerical evaluation of equivalence ratio measurement using OH* and CH* chemiluminescence in premixed and non-premixed methane-air flames. *Combustion and Flame*, 156(2):273–291, 2009.

Köszönetnyilvánítás

Szeretném megköszönni a teljes D204/C-nek a támogatást és a biztatást. Különösképpen hálás vagyok konzulensemnek, Dr. Józsa Viktornak, aki nagyon sok segítséget és szakmai tudás nyújtott, amelyek nélkül ez a munka nem valósulhatott volna meg. Továbbá szeretném megköszönni az Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszéknek, hogy biztosították a szervereket, melyeken számításaim elvégezhettem.