NAGY BENCE BALÁZS TDK DOLGOZAT BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR ENERGETIKAI GÉPEK ÉS RENDSZEREK TANSZÉK



TDK DOLGOZAT

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

NAGY BENCE BALÁZS TDK DOLGOZAT Perdítőelemek vizsgálata numerikus szimuláció segítségével

Témavezető: Füzesi Dániel doktorandusz

Budapest, 2021

TARTALOMJEGYZÉK

Absztraktv
1. Bevezetés
1.1. Szegényen előkevert égés1
1.2. Áramlási struktúra2
1.3. Perdítőelem kialakítások 3
1.4. Perdületszám
2. A numerikus modell felépítése
2.1. Geometria
2.2. Hálógenerálás7
2.3. Alkalmazott modellek és peremfeltételek
2.3.1. Az égés modellezése
2.3.2. Peremfeltételek
2.3.3. Turbulencia modellek
2.3.4. Anyagjellemzők9
3. Eredmények
3.1. Halófüggetlenségi vizsgálat 10
3.2. Időben állandósult szimuláció 14
3.3. Tranziens szimuláció
3.4. A perdületszám alakulása25
3.5. Károsanyag-kibocsátás
3.6. Validáció
4. Összefoglalás
5. Felhasznált források

ABSZTRAKT

Az elmúlt évtizedekben a klímaváltozás és a környezet védelmének fontossága a társadalom egyik legmeghatározóbb kérdéskörévé nőtte ki magát. Ezzel összhangban az Európai Unió különböző emissziós célszámokat határoz meg az elkövetkező időszakokra a károsanyag-kibocsátás csökkentése érdekében. Elmondható ugyanakkor, hogy a világ primerenergia felhasználása folyamatosan növekszik, amely komoly kihívás elé állítja az energiaszektort. Következésképpen az emissziós célszámok elérése érdekében kiemelt fontosságú az égésen alapuló technológiák fejlesztése a károsanyag-kibocsátásának csökkentése, a lángstabilitás és a hatékonyság növelése érdekében. A technológiák fejlesztésével tisztább energiatermelés jöhet létre, amely a számos megújuló energiaforráson alapuló tüzeléses rendszer számára is rendkívül hasznosnak fog bizonyulni.

A szegényen előkevert perdületes égők egyik kulcseleme a perdítőelem, amellyel széles üzemi tartomány biztosítható. Ugyan az iparban már régóta alkalmaznak perdítőelemeket mind gázturbinákban, mind kazánokban, kialakításukra és tervezésükre vonatkozóan jelenleg nem áll rendelkezésre konkrét eljárás, leginkább tapasztalati módszerek alapján történik alkalmazásuk. A perdületes áramlás sajátossága, hogy az áramlási térben visszakeverési zónák alakulnak ki, amelyek rendkívül hatékonyak a stabil, alacsony károsanyag-kibocsátású tüzelés szempontjából, ugyanis hőt szállítanak az elégetlen keverék felé, azzal, hogy visszakeverik az elégett komponenseket. A perdítőelem lapátozása már önállóan hatással lehet a tüzelés paramétereire, amelyeket ebből kifolyólag érdemes vizsgálni különböző szögállás és kialakítás esetén.

Dolgozatomban egyenes lapátozású perdítőelemek geometriai kialakításának áramlásra és égésre gyakorolt hatásait vizsgáltam ANSYS Fluent szimulációs környezetben. Az Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék laborjában található kísérleti mérőrendszerre tervezett axiális beömlésű perdítőelem lapátszögállását vizsgáltam. A lapátszögállás változtatásával az erős és gyengén perdületes égési struktúrákat és a két eset közti átmenetet elemeztem. Az égés modellezéséhez egy termokémiai valószínűségű sűrűségfüggvény alapú tüzelésmodellt használtam. A számításokat tranziens esetre végeztem el, így az eredmények időátlagolt alakját értékeltem. Turbulencia modellnek a Scale-Adaptive Simulation modellt választottam meg. Az összehasonlítás során a lángalakban bekövetkező változásokra, a kialakult áramlási struktúrákra, a hőmérséklet- és OH eloszlásokra, a perdületszám alakulására, valamint a kibocsátási értékekre fókuszáltam. Az eredményeimet a 45°-os lapátszögállás esetére validáltam mérési adatokkal.

1. BEVEZETÉS

1.1. Szegényen előkevert égés

Kezdetben az energiatermelésben használt gázturbinákban jellemzően nem előkevert (régi nevén diffúziós) tüzelést alkalmaztak, köszönhetően a megbízható teljesítményüknek, valamint relatíve jónak mondható stabilitási tulajdonságaiknak. Ezen típusoknak a legnagyobb hátránya, hogy rendkívül magas termikus NO_x képződést eredményeznek. Az elmúlt évtizedekben bevezetett egyre szigorúbb károsanyag-kibocsátásra vonatkozó szabályozásoknak köszönhetően az ipar számára elengedhetetlenné vált új technológiák kifejlesztése a tüzelőberendezések terén [1,2].

Ezen új technológiák közé lehet sorolni a szegényen előkevert (Lean-Premixed, LPM), a lépcsős tüzelésű (Rich-Quench-Lean, RQL), valamint a katalitikus égőket. Míg az RQL technológia hátránya a jelentős koromképződés, illetve a tüzelőanyagban gazdag égéstermékek és a levegő rossz keveredése, addig a katalitikus égőkkel kapcsolatban jelentős költségek, valamint biztonságra és élettartamra vonatkozó kérdések vetődnek fel. A három megoldás közül gyakorlati alkalmazás szempontjából jelenleg az LPM technológia mondható a legígéretesebbnek [1].



1. ábra: Hagyományos és szegényen előkevert égő [3].

Szegényen előkevert égés esetén a tüzelőanyagot és a levegőt az égőtérbe történő bevezetés előtt előkeverik, majd az égőtérbe többlet levegőt juttatva biztosítják, hogy ne sztöchiometrikus körülmények között menjen végbe az égési folyamat. Megfelelő keverés esetén a tüzelőanyag mix alacsonyabb lánghőmérsékleten fog égni, amely csökkenti a termikus NO_x képződést, így a teljes NO_x kibocsátást. A technológia legnagyobb hátránya a stabilitásproblémák jelentkezése, amely kulcskérdés a további fejlesztések szempontjából [4,5]. A hagyományos és a szegényen előkevert égő vázlatát az 1. ábra mutatja.

1.2. Áramlási struktúra

A perdítőelem a szegényen előkevert perdületes égők egyik kulcsfontosságú eleme, amelynek alapvetően három funkciója van. A perdítőelem létrehoz egy alacsony nyomású belső recirkulációs zónát, amely elősegíti a tüzelőanyag és a levegő keveredését és folyamatos gyújtóforrásként működik. Másodsorban a perdítőelem által létrehozott perdületes áramlás javítja a stabilitást. Harmadsorban pedig a perdítőelemen áthaladó levegő vékony hűtőréteget tud képezni [6].



2. ábra: Perdületes égésre jellemző áramlási struktúra [1].

A perdületes égésre jellemző áramlási struktúrát, a kialakuló recirkulációs zónákat a 2. ábra szemlélteti. A belső recirkulációs zóna örvényleválás hatására jön létre, amely a perdítőelem egyik legfontosabb áramlási karakterisztikája. Lamináris perdületes csőáramlások esetén eleinte három különböző típusú örvényleválást figyeltek meg: spirális, amely alacsony perdületszámok esetén jelentkezett; tengelyszimmetrikus (buborék), amely jellemzően magas perdületszámoknál lépett fel; a harmadik típus pedig a kettős hélix [7,8]. Később már hét különböző örvényleválást különítettek el, széles Reynolds- és perdületszámok tartományát vizsgálva, ahol az áramlások megjelenítésére folyékony folyadék jelölőt alkalmaztak [9–11].

A sarki recirkulációs zónák kialakulása a jól ismert Borda-Carnot átmenethez köthető. A viszszakeverési zónák rendkívül hatékonyak a stabil, alacsony károsanyag-kibocsátású tüzelés szempontjából, ugyanis az elégett komponensek visszakeverése által hőt szállítanak az elégetlen keverék felé.

A precesszáló örvénymag egy háromdimenziós, időben változó, aszimmetrikus áramlási struktúra, amelyet perdületes égőkben figyeltek meg turbulens áramlások esetén. Akkor alakul ki, amikor egy központi örvénymag elkezd precesszálni a szimmetriatengely körül egy jól meghatározott frekvenciával. A precesszió frekvenciája a perdületszámtól és az égőtér kialakításától függ, valamint lineárisan növekszik az áramlási sebességgel. A megfigyelések alapján általában a fordított áramlási zóna határán helyezkedik el [1,12].

1.3. Perdítőelem kialakítások

A perdítőelemeket különféle szempontok alapján lehet kategóriákba sorolni. A levegőáram vezetése szerint megkülönböztetünk axiális és radiális perdítőelemeket, amelyekre a 3. és 4. ábra mutat egy-egy példát. Ezen kívül csoportosíthatjuk őket álló és forgó kialakítás szerint. Utóbbi esetben megkülönböztetünk együtt forgó, illetve ellentétes forgásirányú perdítőelemeket. Az ellentétes forgásirányú változattal jobb porlasztás érhető el perdületes nyomásporlasztó esetén, azonban ez leginkább a folyadékporlasztásra vonatkozik. A perdítőelem lapátjai lehetnek egyenesek vagy íveltek. Az ívelt lapátozás nagyobb turbulencia intenzitást tesz lehetővé, de nagyobb nyomásveszteséget okoz, és a gyárthatósága is bonyolultabb. Az egyenes lapátozás kisebb berendezésekben előnyösebb, mivel egyszerűbb és olcsóbb. Ívelt lapátok esetében a belépés és a kilépés között változik a szög. A perdítőelemek alkalmazása gyakorlatilag jelenleg is még tapasztalati úton történik, nincsenek tervezési útmutatóik. Azonban aerodinamikai paramétereiket folyamatosan fejlesztik, többnyire tüzelésmentes környezetben [6].

Összességében elmondható, hogy a perdítőelem létfontosságú szerepet játszik a gázturbinás égőkben, annak érdekében, hogy javítsa a láng stabilitását, az üzemanyag-levegő keveredést és a károsanyag-kibocsátást. Ugyanakkor fontos megjegyezni, hogy a perdítőelemek tervezésére vonatkozóan jelenleg nem áll rendelkezésre konkrét eljárás, alkalmazásuk leginkább tapasztalati módszerek alapján történik. Az optimalizálás során számos paramétert lehet vizsgálni, úgy mint: agy- és külső átmérő, vagy éppen a lapátok kialakítása, száma, hossza, vastagsága és szögállása [13]. Dolgozatomban egy egyenes lapátozású perdítőelem lapátszögállásának az égés paramétereire gyakorolt hatását vizsgáltam egy kísérleti égő esetén numerikus szimuláció segítségével, támogatva ezzel a tanszéken folyó kutatásokat.



3. ábra: Axiális perdítőelem kialakítás [13].



4. ábra: Radiális perdítőelem kialakítás [14].

1.4. Perdületszám

A perdületszám egy dimenzió nélküli paraméter, amely az áramlásban jelenlévő perdület mértékét jellemzi. A perdületszám (S) egy hányadosként számítható, amelynek számlálójában a perdület tengelyirányú árama (G_{Θ}), nevezőjében pedig az axiális tolóerőnek (G_z) és egy jellemző hossznak (L) a szorzata szerepel, amelynek tipikusan az égő kilépési sugarát szokták választani. A perdületszám az alábbi képlettel számítható [15]:

$$S = \frac{G_{\Theta}}{G_{z}L} = \frac{2\pi \int_{0}^{L} \rho u w r^{2} dr}{2\pi \int_{0}^{L} (\rho u^{2} + p) r dr} \frac{1}{L} , \qquad (1)$$

ahol:

- ρ: a közeg sűrűsége,
- *p*: a statikus nyomás,
- *r*: a radiális koordináta,
- *u*: az axiális sebesség komponens,
- *w*: a tangenciális sebesség komponens.

Jelen esetben az égő kilépési sugara R = 20 mm, ami a keverőcső sugarával egyezik meg. A nyomás az égőtérben közel környezeti, így ezen tag elhanyagolható [16]. A viszkozitást elhanyagolva, továbbá egységes sebességeloszlást feltételezve, állandó lapátszöget és kilépő sugarat figyelembe véve tisztán geometriai paraméterek segítségével is meghatározható egy egyszerűsített geometriai perdületszám [17]:

$$S = \frac{2}{3} \left(\frac{1 - \left(\frac{D_h}{D_s}\right)^3}{1 - \left(\frac{D_h}{D_s}\right)^2} \right) \tan(\alpha) , \qquad (2)$$

ahol:

- *D_h*: a perdítőelem agyátmérője,
- *D_s*: a perdítőelem lapátátmérője,
- α : a lapátszög.

Az átmérő arány hatása kisebb a perdületszámra, azonban a lapátszög változtatása jelentősen befolyásolja azt, amely megindokolja miért éppen ezt a paramétert vizsgáltam a dolgozatomban. A perdületszám alapján megkülönböztetünk gyenge, illetve erős perdületet [18]:

• Szabad sugár: S = 0

Axiális és radiális irányban elméletileg nem figyelhető meg statikus nyomásgradiens szubszonikus körülmények között. Ezen felül a tangenciális sebesség komponens zérus, a perdületszám értéke nulla [17].

• Gyenge perdület: S < 0,6

A perdületes áramlás következtében tengelyirányban radiális nyomásgradiensek figyelhetők meg, amelynek köszönhetően a sugár szélessége kissé megnő [17]. Már ebben a tartományban is megfigyelhetők a recirkulációs zónák.

• Erős perdület: S > 0,6

A kilépés után közvetlenül erős axiális és radiális nyomásgradiensek dominálnak. Az axiális nyomásgradiens meghaladja az előremenő kinetikai erőket, ezáltal az áramlás megfordul a sugár középpontja felé, amelynek köszönhetően központi recirkulációs zóna jön létre [17]. A tapasztalatok alapján a belső recirkulációs zóna mérete függ a perdület nagyságától, amelyet az 5. ábra szemléltet.



5. ábra: A központi recirkulációs zóna alakulása a perdületszám változtatásával [18].

2. A NUMERIKUS MODELL FELÉPÍTÉSE

2.1. Geometria

Dolgozatomban egy kísérleti perdületes égő perdítőelem konfigurációit vizsgálom numerikus szimuláció segítségével. A perdítőelem geometria fix méretei a 6. ábrán láthatók. Az axiális beömlésű perdítőelem 8 db egyenes lapátot tartalmaz, amelyek α szöget zárnak be a tengellyel. A szimulációk során, a lapátszögállás hatását vizsgáltam 30° és 70° között, 5 fokonként változtatva.



6. ábra: Perdítőelem geometria.

A vizsgált áramlási tér két részből áll, egy keverőcsőből és egy égőtérből. A perdítőelem a keverőcsőben, annak elején helyezkedik el. Ezen felül itt lép be a tüzelőanyag és a levegő is, amely a későbbiekben a peremfeltételekkel együtt részletesen bemutatásra kerül. Az égőtér geometriai méretei korábbi számítások tapasztalatai alapján lettek meghatározva [19]. A kilépő oldalon található konfúzoros kialakítás a visszaáramlások zavaró hatásának csökkentését szolgálja. Ugyan a geometriában vannak szimmetrikus elemek, az égés tranziens jellege és a kiala-kuló turbulens áramlás következtében mindenképp 3D szimulációt kellett megvalósítanom a probléma megfelelő leírása érdekében. A vizsgálótér fő méretei a 7. ábrán láthatók.



7. ábra: A vizsgálótér fő méretei.

2.2. Hálógenerálás

A numerikus szimulációkhoz poly-hexcore hálót alkalmaztam, amely a Fluent beépített hálózóprogramjával készült. A poly-hexcore háló hexaéder, izotróp poliprizma és poliéder cellák kombinációjából épül fel. A mozaik technológia a különböző hálótípusokat poliéderes kapcsolattal köti össze. Égési folyamatok modellezése esetén alkalmazása számos előnnyel rendelkezik egy tisztán poliéderes hálóval szemben. Azonos felbontás esetén a cellafelületek száma csökken, amellyel a számítási idő is csökken. Ezen felül jobb minőségű cellák hozhatók létre [20].



8. ábra: A poly-hexcore háló metszeti képe.



9. ábra: A keverőcső hálózása.

A legfinomabb felbontásra a perdítőelem környékén, a keverőcsőben, illetve az égőtérhez való csatlakozásnál van szükség a várhatóan nagy gradiens értékek miatt. A perdítőelemnél és a tüzelőanyag belépésénél a hálófelbontás segít biztosítani a megfelelő üzemanyag-levegő keveréket, aminek köszönhetően pontos gyújtási és emissziós eredményeket kapunk. A legnagyobb

gradiensek a hőfelszabadulás eredményeképpen a belső zónákban alakulnak ki, ezért a falmenti régiókban a tapasztalatok szerint elegendő három inflációs réteg alkalmazása, amely megfelelő eredményt ad [20]. A keverőcsőhöz képest az égőtér első, majd második felében egyre nagyobb cellaméret is megengedhető, ezzel pedig a számítási igény nagy mértékben csökkenthető [21]. A generált hálót a 8. ábra és 9. ábra szemlélteti.

2.3. Alkalmazott modellek és peremfeltételek

2.3.1. Az égés modellezése

A szimulációk során az Ansys Fluent beépített részlegesen előkevert égés (Partially Premixed Combustion) modelljét alkalmaztam, amelyet a szakirodalom többek között szegényen előkevert égések esetére is kifejezetten javasol. A részben előkevert modell c változóval közelíti a lángfrontot, amely a lángfront mögött (c = 1) a teljesen elégett elegyet jelöli, a lángfront előtt pedig a friss keveréket (c = 0). A lángon belül 0 < c < 1. A kémiai reakciók idő- és térbeli alakulását termokémiai valószínűségi sűrűségfüggvények útján vettem figyelembe [22].

2.3.2. PEREMFELTÉTELEK

A szimulációk során magyarországi szabványosított összetételű földgáz égését vizsgáltam, amelynek fűtőértéke 48,4 MJ/kg [23]. A hazai földgáz pontos összetételét az 1. táblázat mutatja.

1. táblázat: A földgáz összetétele [23].	
Földgáz	[kg/kg]
CH ₄	0,9365
C_2H_6	0,0166
C_3H_8	0,0096
C_4H_{10}	0,0057
CO_2	0,0140
N_2	0,0158
O_2	0,0018
Σ	1

A validáció elősegítése érdekében a tüzelési teljesítmény értékét 13,3 kW-ra, a légfelesleg tényezőt pedig 1,167-re vettem fel. Ennek oka, hogy a földgáztüzelés a szakirodalomban és az iparban is egyaránt jól ismert. A belépő tüzelőanyag tömegáramát az alábbi egyenlet szerint határoztam meg:

$$\dot{m}_{t\ddot{u}z} = \frac{\dot{Q}_{t\ddot{u}z}}{LHV} = \frac{13,3 \text{ kW}}{48,4\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = 0,000275 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$
(3)

A földgáz összetételét figyelembe véve az égéshez szükséges fajlagos levegőmennyiség 16,6 kg/kg, amely sztöchiometriai egyenletek segítségével számolható. Ebből kiindulva a levegő tömegárama az alábbiak szerint adódik:

$$\dot{m}_{lev} = \dot{m}_{t\ddot{u}z} \cdot \mu'_{L0} \cdot \lambda = 0,000275 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 16,6 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \cdot 1,167 = 0,00532 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$
(4)

A tüzelőanyag és a levegő belépési felületén mass flow inlet, míg a kilépésnél pressure outlet peremfeltételt alkalmaztam. Az égési levegő 200 °C-ra előmelegítve a keverőcső legelején, míg a tüzelőanyag a perdítőelemet követően, kör keresztmetszetű furatokon át lép be a rendszerbe. A belépő és kilépő felületeket a 10. és 11. ábrák szemléltetik.



10. ábra: A levegő belépő felülete (balra), és a kilépés helye (jobbra).



11. ábra: A tüzelőanyag belépése.

2.3.3. TURBULENCIA MODELLEK

A stacionárius számítások esetén Shear Stress Transport (SST) k- ω modellt alkalmaztam, amely a k- ε és a k- ω turbulencia modell jellemzőit ötvözi. A tranziens szimulációk esetében pedig Scale Adaptive Simulation (SAS) modellt használtam, amely egy Large Eddy Simulation jellegű modell. Mindkét turbulenciamodell megfelelőnek bizonyult perdületes égés szimulációknál [19].

2.3.4. Anyagjellemzők

A keverék hővezetési tényezőjét és dinamikai viszkozitását keverék törvény alapján definiáltam, a kiindulási és termék komponens értékeit konstansként kezelve [24].

3. EREDMÉNYEK

3.1. Halófüggetlenségi vizsgálat

A hálófüggetlenségi vizsgálat során öt különböző hálót hasonlítottam össze. Az elemzést időben állandósult szimulációkkal, $\alpha = 45^{\circ}$ lapátszögállás és megegyező paraméterek alkalmazásával végeztem. A hálók kialakításuk szerint két csoportra bonthatók, amelyeken belül a cellaméret változtatásával variáltam a cellaszámot. A kialakítások közti különbséget a 12. ábra szemlélteti, amelyen megfigyelhető, hogy az első típus esetében (felső kép) a keverőcső belsejében egy további sűrítés került beállításra. Az cellaszámokat az 2. táblázat mutatja, ahol az *a* jelölés a plusz sűrítéssel ellátott, míg a *b* jelölés a sűrítés nélküli verzióra utal.



12. ábra: Háló kialakítások.

2. táblázat: A vizsgált hálók cellaszámai.	
Háló	Cellaszám
al	264276
a2	300675
a3	500255
b1	327178
b2	559171

Az eredmények kiértékelésekor vonal- és felületmenti hőmérséklet-, OH-, valamint sebességeloszlások összehasonlítására fókuszáltam. A berendezés hosszanti irányú (z koordináta) középvonalán kapott hőmérsékleteloszlást a 13. ábra, a sebességeloszlást pedig a 14. ábra mutatja.



13. ábra: Hőmérsékleteloszlás a hosszanti középvonalon.



14. ábra: Sebességeloszlás a hosszanti középvonalon.

A diagramokon megfigyelhető, hogy az első három háló eloszlásai jó közelítéssel megegyeznek, míg a másik kettő esetében számottevő eltérés mutatkozik mind a többihez, mind egymáshoz viszonyítva. Ugyanez a jelenség látszik a 15. és 16. ábrán szemléltetett hőmérséklet- és OH eloszlások esetében is, amelyek a középvonalra merőleges, axiális irányban 0,1 m-re elhelyezkedő vízszintes vonalmenti értékeket ábrázolják. A b1 háló OH és hőmérséklet értékei is jelentősen alacsonyabbak, míg a b2 háló valamivel jobban közelíti a másik három esetet.



15. ábra: Vonalmenti hőmérsékleteloszlás; y = 0 m, z = 0,1 m.



16. ábra: Vonalmenti OH eloszlás; y = 0 m, z = 0,1 m.

A vonalmenti megfigyeléseken túl felületmenti átlagos hőmérséklet és OH értékeket is vizsgáltam a berendezés különböző keresztmetszeteiben, a keverőcső kiindulópontjától 20, 50, 100, 150, 200, 250, 300, valamint 400 mm *z* irányú távolságban. Ezen diagramokat a 17. és 18. ábra szemlélteti. Látható, hogy ezekben az esetekben is elsősorban a b1 háló mutat jelentős eltéréseket, igaz egy-egy pontban ez a többi hálóra is igaz kisebb mértékben az OH értékeknél. A keresztmetszeti megfigyeléseken túl a szimmetriasíkra vett átlagértékeket is megvizsgáltam, amelyek a 19. és 20. ábrán láthatók. Az átlaghőmérséklet esetében itt is a b1 háló eredménye

lóg ki jelentős mértékben a sorból. Az átlagos OH koncentráció esetében a b2 háló mutat szignifikáns eltérést, azonban ennek mértéke jóval kisebb.



17. ábra: Felületi átlaghőmérséklet hosszmenti keresztmetszetekben



18. ábra: Felületi OH értékek hosszmenti keresztmetszetekben.



19. ábra: Felületi átlaghőmérséklet a szimmetriasíkon.



20. ábra: Felületi átlagos OH értékek a szimmetriasíkon.

Általános jelenségként megfigyelhető, hogy a keverőcsőben belső sűrítéssel ellátott hálók eredményei nagyban közelítik egymást, míg a másik kettő háló, azok közül is elsősorban a kisebb elemszámú jelentős eltéréseket mutat. Kiemelhető tehát a belső sűrítés fontossága a megfelelő minőségű háló kiválasztásakor, éppen ezért az eredményekből kiindulva a szimulációk során ezt a típust alkalmaztam, ezek közül is a legkisebb cellaszámút, mivel ebben az esetben nem jelentkezett számottevő eltérés a másik két cellaszámú hálóhoz képest. Ezáltal a keverőcsőben kevesebb cellaszám érhető el, ugyanakkor a nagyobb gradienssel rendelkező belső zónák több cellával kerülnek leírásra. További korábban elvégzett megfigyelések alapján nem vizsgáltam nagyobb cellaszámú hálókat [19,25].

3.2. Időben állandósult szimuláció

A stacionárius számításokat a korábbiakban kifejtésre került beállítások alkalmazásával végeztem el. Az eredmények kiértékelésekor a geometria hosszmenti szimmetriasíkjának hőmérséklet- és OH eloszlásait hasonlítottam össze. Az ábrák időben átlagolt értékeket szemléltetnek. Az égőtér kilépő oldali harmada az ábrákról levágásra került, mivel nem tartalmaznak releváns információt. A 60°-os eset nem mutatott jelentős különbséget 65°-hoz képest, így ennek eredményét nem mutatom be. Az összehasonlításokat, jelentkező trendeket és az azokból levonható következtetéseket ez nem befolyásolja.

A hőfelszabadulást elsősorban az OH tömegtörttel lehet szemléltetni [26]. A 21. ábra ábrán megfigyelhető, hogy a perdítőelem hatására a láng V alakot vesz fel, amely a perdületes áramlás tangenciális sebesség komponensének köszönhető. A jelentkező V alak magasabb lapátszögek, és ezáltal nagyobb perdület esetén záródó tendenciát mutat, így egyre egyenesebb lángkép jelentkezik. Látható továbbá, hogy kisebb lapátszögek esetén a gyulladás a keverőcső után, az égőtérben következik be, azonban a szög növekedésével fokozatosan eltolódik a tüzelőanyag belépésének irányába. A visszaégés lehetőségének problémáját mindenképp érdemes alaposan megvizsgálni az égőberendezés biztonságos működése érdekében. A 21. ábra alapján látszik továbbá, hogy magasabb lapátszögek esetén az OH koncentráció lecsökken. Az előző megállapításokkal összhangot mutat a 22. ábra is, amelyen a kapott hőmérsékleteloszlások láthatók. A kialakuló maximális hőmérséklet 2150 K, amely a 45°-os esetben lépett fel. Itt is megfigyelhető a lángalak fokozatos záródása, illetve eltolódása a keverőcső felé, valamint a 70°-os lapátszög esetében a hőmérsékletértékek jelentős csökkenése.



21. ábra: OH eloszlások alakulása a lapátszög változtatása mellett.



22. ábra: Hőmérsékleteloszlások alakulása a lapátszög változtatása mellett.

3.3. Tranziens szimuláció

A tranziens szimulációkat az időben állandósult számítások eredményeiből kiindulva végeztem el. Az eredmények kiértékelése a stacionárius esethez hasonló módon történt, azonban jóval több szempontot vizsgálva. A lángalakok változása ezúttal is az OH eloszlásokon keresztül kerül szemléltetésre, amelyet a 23. ábra mutat.

A tranziens számítások esetén kapott lángalakok ugyan mutatnak hasonlóságot a stacionárius eredményekkel, összességében jelentős eltérés tapasztalható. A V alakú lángstruktúra és annak záródása, valamint a keverőcsőbe történő visszaégés a perdítőelem lapátszögének növekedésével korrelál a korábbiakkal. Azonban az OH eloszlások alapján kis szögállások esetén a hőfelszabadulás pontszerű jelleget mutat, amely a korábbi eredményeken nem jelentkezett. Ezen felül az OH koncentráció a 65°-os esetben jelentősen lecsökkent, amely az előzőekben 70°-os lapátszögnél volt megfigyelhető.

A hőmérsékleteloszlások a 24. ábrán láthatók. A kialakuló maximális hőmérséklet ebben az esetben 2210 K. Az eredményekből jól látszik az égés tranziens jellege. Míg az egyszerűsített stacionárius esetben teljesen szimmetrikus, szabályos eloszlásokat kaptunk, itt láthatók a hőmérsékleteloszlásokban jelentkező időbeli oszcillációk, amely alátámasztja a tranziens számítás szükségességét. Az eredmények összhangban vannak a kapott OH eloszlásokkal, hasonlóan megfigyelhetők az előzőekben említett eltérések a stacionárius esethez képest.

A keverőcsőbe történő visszaégést a nagy lapátszögállások következtében jelentkező nagy tangenciális komponensek idézik elő, amelyek hatására a keverék gyakorlatilag beszorul és nem tudja időben elhagyni a keverőcsövet. Az ábrákon jól látszik, ahogy a közeg egyre jobban a falnak tolódik. A jövőben érdemes lehet megvizsgálni ennek a jelenségnek az alakulását a keverőcső geometriájának változtatásával, vagy éppen a lapátok számának csökkentésével.



23. ábra: OH eloszlások alakulása a lapátszög változtatása mellett.



24. ábra: Hőmérsékleteloszlások alakulása a lapátszög változtatása mellett.

A hőmérséklet értékek alakulását különböző keresztmetszetek esetén is megvizsgáltam. A perdítőelemet követően, a keverőcsőben *z* irányban 20 mm-enként, majd az égőtér belsejében 50 mm-enként összesen 18 db keresztmetszeti síkot hoztam létre. Az egyes síkok felületi integráljával határoztam meg az adott keresztmetszetben kialakuló átlaghőmérsékletet. A kapott eredményeket a 25. ábra szemlélteti. Kis lapátszögek esetén a keverőcsőben végig a belépési hőmérséklet áll fenn, majd az égőtérbe érve az égés folytán hirtelen emelkedik. Ahogy nő a lapátszög, a hőmérsékletemelkedés hamarabb, már a keverőcsőben elkezdődik, azonban a meredeksége kisebb, amelyet az előbb említett visszaégés okoz.



25. ábra: Átlagolt hőmérséklet a különböző keresztmetszetekben.

A 26. ábrán az átlagos sebesség értékek alakulása figyelhető meg. Láthatóan a perdítőelem lapátszögének növekedése egyre nagyobb sebességek kialakulásához vezet. A legnagyobb sebességek minden esetben közvetlenül a perdítőelem lapátjainak kilépő oldalán, illetve a keverőcső falmenti régiójában jelentkeznek, amely 70°-os lapátszögállásnál a 46 m/s-os értéket is eléri. Megfigyelhető, hogy kis lapátszögek esetén kizárólag a fal mentén alakul ki áramlás, míg nagyobb szögállásoknál a keverőcső belsejében is egyre nagyobb átlagsebességek lépnek fel. A lapátok ilyen állása tehát a közeget egyre inkább a keverőcső belseje felé is kényszeríti. Ez a jelenség szintén összefügghet a korábban megfigyelt visszaégéssel, amelyet érdemes lehet a későbbiekben a konfiguráció változtatásával tovább vizsgálni.



26. ábra: Sebességeloszlások alakulása a lapátszög változtatása mellett.

A sebességeloszlások összehasonlítása mellett fontos megfigyelni a sebességvektorok alakulását is a különböző esetekre, amelyet a 27. ábra szemléltet. Az egyes vektorok sebességének nagyságát a színezés mutatja. A sebességvektorok segítségével megfigyelhető az előzőekben bemutatott perdületes égésre jellemző áramlási struktúra. Ugyan az átlagolt értékek sem mutatnak teljesen letisztult, szimmetrikus képet, jól látszódnak a kialakuló belső recirkulációs zónák, valamint kis mértékben a sarki recirkulációs zónák is. A fellépő sebességek vizsgálata korrelál a korábbiakkal, ebben az esetben is tapasztalható a lapátszög növekedésével a V alakú áramlás záródása, amely az előzőekben bemutatott lángalakokat eredményezi. A 27. ábrán látható továbbá, hogy a lapátszög növelésével a belső recirkulációs zónák a keverőcsőtől a kilépés irányába tolódnak el.



27. ábra: Sebességvektorok alakulása a lapátszög változtatása mellett.



28. ábra: Áramvonalak alakulása a lapátszög változása mellett (30-45°), hőmérséklet szerint színezve.

A szimmetriasík eloszlásai mellett megvizsgáltam a térbeli áramvonalak alakulását is. A 28. ábrán a 30-45°-os esetek láthatóak, a hőmérséklet szerint színezve. A sebességvektorok síkbeli képe után ezúttal három dimenzióban is jól megfigyelhetők az égés során kialakuló visszakeverési zónák. A hőmérsékleteloszlások térbeli alakja korrelál a stacionárius tapasztalatokkal, szépen látszik a keverőcső után jelentkező tölcsér forma.



29. ábra: Áramvonalak alakulása a lapátszög változása mellett (50-70°), hőmérséklet szerint színezve.

A 50-70°-os lapátszög állások eredményeit a 29. ábra mutatja, amelyen szintén megmutatkozik a keverőcsőbe történő visszaégés. Megfigyelhető továbbá, hogy a nagyobb lapátszögű perdítőelemek esetében az áramvonalak jelentősen megváltoznak, a kialakuló áramlások egyre zavarosabbá válnak, amely az égés során kedvezőtlen instabilitásokat okozhat. Ezekben az esetekben a kilépéshez közeli tartományban a hőmérséklet értékek is visszaesnek.



30. ábra: Örvény struktúrák alakulása a lapátszög változtatásával (30-45°).

Szintén összehasonlítottam az egyes szögállások esetén jelentkező örvényeket, amelyet λ_2 kritérium alkalmazásával valósítottam meg. A λ_2 kritérium turbulens áramlási struktúrák és örvények ábrázolását teszi lehetővé. Segítségével ekvipotenciális felületeket hoztam létre, majd ezeken a hőmérsékleteloszlást jelenítettem meg. A küszöbértéket korábbi tapasztalatok alapján -500 1/s²-nek határoztam meg.



31. ábra: Örvény struktúrák alakulása a lapátszög változtatásával (50-70°).

A kialakuló örvénystruktúrákat a 30-45°-os esetekre a 30. ábra, az 50-70°-os esetekre pedig a 31. ábra szemlélteti. Az ábrákon jól megfigyelhető az égőtér elején, középen elhelyezkedő központi örvénymag, illetve a kisebb külső recirkulációs zónák alakulása a perdítőelem lapátszögének függvényében.

A perdítőelem hatására kialakuló áramlásokat a keresztmetszeti sebességeloszlások tekintetében is érdemes megvizsgálni. A 32. ábra a perdítőelemet követő síkban mutatja a sebességértékek alakulását, amelyen kielemezhető a lapátok közvetlen hatása az áramló közegre. Jól kivehető a 8 db lapát helyzete, amely tartományban a közeg sebessége jóval alacsonyabb, kis perdület esetén a nullát közelíti. Megfigyelhető, hogy kis lapátszögek esetén a sebességeloszlások többnyire homogének, a lapátok záródásával azonban a perdítőelem egymástól jobban elkülönülő zónákat hoz létre, amelyet egy korábbi tanulmány is alátámaszt [27]. Ugyanakkor 70°-os esetben már a zónák elmosódása tapasztalható.



32. ábra: Sebességeloszlások a perdítőelem utáni keresztmetszetben.

A 33. ábra ugyanebben a keresztmetszetben a sebességvektorokat szemlélteti, amelyen könynyen megfigyelhető a perdület iránya. A vektorok sebességének nagyságát a színezés mutatja. A legalacsonyabb sebességi zóna középen a gázbeömlő fala mentén helyezkedik el, amelyet egy egyenletes nagy sebességű tartomány vesz körül, ahogy ezt már korábbi tanulmányban is megfigyelték [13]. Láthatóan egyre nagyobb perdület esetén már a lapátok helye után is jelentős sebességnövekedés jelentkezik, 70°-os esetben pedig szinte teljesen homogén áramkép alakul ki a keresztmetszetben.



33. ábra: Sebességvektorok a perdítőelem utáni keresztmetszetben.

3.4. A perdületszám alakulása

A korábbiakban bemutatásra került a perdületszám és annak számítási módja. Kiindulásként meghatároztam az egyszerűsített, tisztán geometriai paraméterektől függő perdületszámokat az egyes lapátszögállások esetére (2) egyenlet alapján. A kapott eredményeket a 34. ábra mutatja. A várakozásoknak megfelelően a szög növekedésével nő a perdületszám is. Megfigyelhető, hogy a legkisebb szögállások esetén a gyenge perdület felső határát közelítjük, nagyobb szögállások esetén pedig már bőven az erős perdület tartományában vagyunk. A kapott eredmények alapján tehát jól látszik, hogy a gyenge perdület felső határához közeledve is kialakulnak a recirkulációs tartományok.



34. ábra: A geometriai perdületszám alakulása a lapátszög változtatása mellett.



35. ábra: A perdületszám alakulása különböző keresztmetszetekben.

A perdületszámot az (1) képlet segítségével a hőmérséklet értékeknél bemutatott keresztmetszetek esetére is meghatároztam. Az egyes síkokon az összefüggésben szereplő tagok felületi integráljával határoztam meg a perdületszámot. A kapott eredményeket a 35. ábra szemlélteti. Látható, hogy a keverőcsőben a síkokon számított értékek közelítik a geometriai perdületszámot, azonban az égőtérben rohamosan megnövekednek. Ennek oka, hogy a kontinuitás miatt a megnövekedett keresztmetszetben az axiális sebességkomponens lecsökken, ezáltal az összefüggés nevezője is csökken, a kapott érték pedig nő. Ugyanakkor az is látszik, hogy kis lapátszögállások esetén a keverőcsőben kapott értékek viszonylag kis szórást mutatnak, azonban ahogy nő a lapátszög, egyre meredekebb görbét kapunk. Összességében a képlet az égőtérben nehezen értelmezhető, viszont a keverőcsőben releváns eredményt ad, de ennek mértéke függ a szögtől.

3.5. Károsanyag-kibocsátás

A vizsgálat során meghatároztam az egyes esetek várható CO és NO_x kibocsátását is. A CO esetén a tranziens számításba beépítve, míg az NO_x esetén külön, a tranziens eredményekből kiindulva, az NOx számításra használt modellt bekapcsolva, stacionárius körülmények között határoztam meg az értékeket. A modell a termikus és prompt NO_x képződést veszi figyelembe. A várható kibocsátást a kilépő felületen integrálással számoltam ki. A kapott eredményeket ppm-ben a 36. és 37. ábra mutatja.

Látható, hogy a CO kibocsátás a perdület növelésével folyamatosan csökken. Az NOx esetében már nem ennyire folyamatos ez a tendencia, azonban itt is megfigyelhető a 45° és az 50°-os eset közötti rohamos csökkenés. A kapott eredmények alapján tehát éles határ mutatkozik a 45°-nál kisebb és az ennél nagyobb lapátszögű perdítőelemek kibocsátása között.





36. ábra: CO kibocsátás alakulása a lapátszög változtatása mellett.

37. ábra: NOx kibocsátás alakulása a lapátszög változtatása mellett.

3.6. Validáció

Az alkalmazott modell minőségi validációja az Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék laborjában található kísérleti mérőrendszeren végrehajtott mérésekkel, valamint a Tanszéken futó kutatások keretében végzett korábbi numerikus szimulációkkal történt. A modellben alkalmazott beállításokat az eddigi számítások tapasztalatai alapján határoztam meg [19,21,25].

A validáció során összehasonlítottam a mérés alatt megfigyelt és lefotózott lángképet a szimulációk során kapott OH eloszlással, amelyet a 38. ábra mutat. A mérési kép a szimulációval megegyezően 13,3 kW tüzelési teljesítmény, $\lambda = 1,167$ légfelesleg tényező és $\alpha = 45^{\circ}$ lapátszögállás esetén készült. A 45°-os szögállás perdület szempontjából a gyenge és az erős perdület tartományának határán mozog. Ebben az esetben még jól megfigyelhető a V alakú láng, amely az eredmények alapján nagyobb szögállásoknál kiegyenesedett. A mérés során készült fotón hasonló lángalak látszik. A láng által bezárt szög egyezést mutat, ugyanakkor a belső régióban nem teljesen ad pontos képet a szimuláció. A 40°-os esetben ilyen szempontból kisebb eltérés mutatkozik. Ezt a számítások során a lapátszög növekedésével fellépő visszaégés okozhatja. Összességében azonban kijelenthető, hogy a numerikus szimuláció elfogadható becslést adott.



38. ábra: A mérőberendezésen megfigyelt lángkép (balra) és a vizsgálat során kapott OH eloszlás (jobbra).

Figyelembe véve, hogy a tüzelési teljesítmény viszonylag alacsony, az OH koncentráció mértéke is kicsi. Pontosabb összehasonlításhoz nagyobb tüzelési teljesítményt is érdemes lesz megvizsgálni a jövőben, hogy egyértelműbb képet kapjunk a modell helyességéről. Továbbá a munka folytatásaként mindenképp szükséges lesz elvégezni a modell mennyiségi validációját is, amely a közeljövőben meg is fog valósulni.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Az elvégzett munka során lehetőségem nyílt megismerkedni a szegényen előkevert égés technológiájával, a különböző perdítőelem konfigurációkkal, és a kialakuló áramlási struktúrákkal. A rendelkezésre álló szakirodalom áttekintését követően a lapátszög változtatásával perdítőelem geometriákat hoztam létre CAD szoftver segítségével. A háló kialakítását és a peremfeltételeket az Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszéken korábban végzett számítások tapasztalatai, valamint a szakirodalom ajánlásai alapján határoztam meg. A hálófüggetlenségi vizsgálat során kiválasztottam a legjobbnak ítélt hálót, amellyel a számítási időt jelentősen tudtam csökkenteni.

A stacionárius szimulációk elvégzésével egy előzetes képet kaptam a kialakuló lángalakokról és hőmérsékleteloszlásokról, továbbá jó alapot adtak a későbbi tranziens számításokhoz. Megfigyelhető volt a szög változtatásával a V alakú láng kinyílása, valamint záródása, illetve a keverőcsőbe történő visszaégés. A tranziens számítások során kapott eredmények és azok eltérése a stacionárius esettől rámutattak, hogy az égést miért fontos időben változó jelenségként modellezni. Ugyanakkor elmondható, hogy jellegbeli hasonlóságok fennállnak a két megközelítés között. Az időben állandósult leírás megfelelő opciót nyújt előzetes egyszerűsített szimulációk elvégzésére, azonban a valóság pontos közelítéséhez tranziens számításokra van szükség.

A tranziens szimulációk esetében jóval több szempontot megvizsgálva értékeltem ki a kapott eredményeket. A különböző keresztmetszetekben vett hőmérsékletértékek szintén visszaigazolták a visszaégés jelenségét. A sebességvektorok képe jól visszaadta a szakirodalomban leírt áramlási struktúrákat, a belső és külső recirkulációs zónákat. Áramvonalak, valamint örvények ábrázolásával megfigyelhetőek voltak három dimenzióban is a kialakuló jelenségek. A lapátszög növekedésével az áramkép egyre zavarosabbá vált, amely az égés szempontjából kedvezőtlen instabilitásokhoz is vezethet. A perdítőelem utáni keresztmetszetben kialakuló sebességeloszlás szintén korrelál a szakirodalommal. Kis lapátszögeknél többnyire homogén sebességeloszlás tapasztalható, azonban a lapátok záródásával a perdítőelem egymástól jobban elkülönülő zónákat hoz létre. A különböző szögállásokra meghatároztam a geometriai perdületszámokat, valamint a geometria egyes keresztmetszeteiben a szakirodalomban szereplő képlet segítségével is kiszámoltam azokat. A keverőcsőben a képlet releváns eredményt ad, a tüzelőtérben viszont nehezen értelmezhető. A szimulációk során megbecsültem a várható CO és NOx kibocsátást is, amelyek a szögállás növekedésével csökkenő tendenciát mutatnak. A 45° és 50°os eset között éles határ jelentkezik. Végül az eredményeket a Tanszéki mérőberendezésen folytatott mérésekkel validáltam.

Összességében elmondható, hogy a szimulációk elvégzésével a valóságot jól közelítő eredményeket kaptam, és a perdítőelem lapátszög állásának hatásait számos szempont alapján megvizsgáltam. Ugyanakkor rengeteg lehetőség nyílik a munka folytatására a továbbiakban. Ahhoz, hogy átfogó képet kapjak, mindenképp szükséges a perdítőelem további paramétereinek vizsgálata is. A jövőben az optimalizálás érdekében érdemes lehet megfigyelni a lapátszámok hatását, valamint az egyenes lapátkialakítás mellett íves és profilos konfigurációk viselkedését is. Ezen felül a visszaégés jelensége is egy érdekes témakör, amelyet a perdítőelem kialakítások mellett a keverőcső változtatása is befolyásolhat.

5. FELHASZNÁLT FORRÁSOK

- [1] Huang Y, Yang V. Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion. Prog Energy Combust Sci 2009;35:293–364.
- [2] Rashwan SS, Nemitallah MA, Habib MA. Review on premixed combustion technology: stability, emission control, applications, and numerical case study. Energy \& Fuels 2016;30:9981–10014.
- [3] Singh OK. Combustion simulation and emission control in natural gas fuelled combustor of gas turbine. J Therm Anal Calorim 2016;125:949–57.
- [4] Bender WR. Lean pre-mixed combustion. Gas Turbine Handb 2006:217–27.
- [5] Kurz R. GTEN2019 201 GTPerf 07, 2020.
- [6] Khandelwal B, Lili D, Sethi V. Design and study on performance of axial swirler for annular combustor by changing different design parameters. J Energy Inst 2014;87:372– 82.
- [7] Sarpkaya T. On stationary and travelling vortex breakdowns. J Fluid Mech 1971;45:545– 59.
- [8] Sarpkaya T. Vortex breakdown in swirling conical flows. AIAA J 1971;9:1792–9.
- [9] Leibovich S. Vortex stability and breakdown-Survey and extension. AIAA J 1984;22:1192–206.
- [10] Faler JH, Leibovich S. An experimental map of the internal structure of a vortex breakdown. J Fluid Mech 1978;86:313–35.
- [11] Faler JH, Leibovich S. Disrupted states of vortex flow and vortex breakdown. Phys Fluids 1977;20:1385–400.
- [12] Syred N, Beer JM. Damping of precessing vortex cores by combustion in swirl generators. Astronaut Acta 1972;17:783--+.
- [13] Zavaleta-Luna DA, Vigueras-Zúñiga MO, Herrera-May AL, Zamora-Castro SA, Tejedadel-Cueto ME. Optimized design of a Swirler for a combustion chamber of nonpremixed flame using genetic algorithms. Energies 2020;13:2240.
- [14] Eldrainy YA, bin Ahmad MF, Jaafar MNM. Investigation of radial swirler effect on flow pattern inside a gas turbine combustor. Mod Appl Sci 2009;3:21.
- [15] Widmann JF, Charagundla SR, Presser G, others. Characterization of the inlet combustion air in NIST's reference spray combustion facility: Effect of vane angle and reynolds number. Citeseer; 2000.
- [16] Sheen HJ, Chen WJ, Jeng SY, Huang TL. Correlation of Swirl Number for a Radial-Type Swirl Generator. Exp Therm Fluid Sci 1996;1777:444–51.
- [17] Balakrishnan P, Srinivasan K. Influence of swirl number on jet noise reduction using flat vane swirlers. Aerosp Sci Technol 2018;73:256–68.
- [18] J. M. Beér, N. A. Chigier. Combustion Aerodynamics 1972.
- [19] Füzesi D, Józsa V. Perdületes égő üzemének modellezése 45°-os és 60°-os perdítőelemek esetén. Energiagazdálkodás 2019:2–7.
- [20] ANSYS I. 5 Best Practices for Gas Turbine Combustion Meshing Using Ansys Fluent 2020.
- [21] Füzesi D, Csemány D, Chong CT, Józsa V. Numerical modeling of waste cooking oil biodiesel combustion in a turbulent swirl burner 2021.
- [22] Ansys fluent theory guide. ANSYS Inc, USA 2011;15317:724–46.
- [23] Kft. T-DF. Földgázösszetétel 2021. 2021.

- [24] ANSYS fluent UDF manual. ANSYS, Inc, Canonsburg, PA 2015.
- [25] Fuzesi D, Jozsa V. Numerical analysis of biogas combustion in a lean premixed swirl burner. 2019 7th Int. Youth Conf. Energy, IEEE; 2019, p. 1–6. https://doi.org/10.1109/IYCE45807.2019.8991563.
- [26] Panoutsos CS, Hardalupas Y, Taylor A. Numerical evaluation of equivalence ratio measurement using OH* and CH* chemiluminescence in premixed and non-premixed methane--air flames. Combust Flame 2009;156:273–91.
- [27] M. Hefele, S. Eckart, C. Krasselt, H. Chaves HK. Cold Flow Analysis, Flame Stability and Emission Properties of Blade-based Premixed Swirl Burners at Various Blade Angles. Eur. Combust. Meet., 2019.