



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

KATI OKSİT YAKIT HÜCRESİ EJEKTÖRÜNÜN SAYISAL İNCELEMESİNDE TÜRBÜLANS MODELLERİNİN ETKİNLİĞİ

**GÖKHAN TAŞDELEN
HASAN KÜÇÜK
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ**

KATI OKSİT YAKIT HÜCRESİ EJEKTÖRÜNÜN SAYISAL İNCELEMESİNDE TÜRBÜLANS MODELLERİNİN ETKİNLİĞİ

Effectiveness of Turbulance Models in Numerical Modelling of Solid Oxide Fuel Cell Ejector

Gökhan TAŞDELEN
Hasan KÜÇÜK

ÖZET

Bu çalışmada; katı oksit yakıt hücrelerinde (KOYH) egzoz gazının geri beslenmesi amacıyla kullanılan bir ejektörün tasarım koşullarındaki performansı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı ile incelenmiştir. Bu inceleme sırasında farklı türbülans modellerinin ve duvar fonksiyonlarının etkinlikleri de değerlendirilmiştir. Değerlendirme, 2 kW elektriksel güç üreten ve doğalgaz ile çalışan bir KOYH için tasarlanan ejektör üzerinde yapılmıştır. Çalışmada, jet akışlarının aksel simetrik olmaması ve daha gerçekçi akış koşullarının elde edilmesi amacıyla, 3-boyutlu sayısal bir model kullanılmıştır. Standart k-ε, RNG k-ε ve Realizable k-ε türbülans modellerinin etkinlikleri; birincil ve ikincil akışkan debilerinin, geri besleme oranı (GBO) ve buhar-karbon oranının (BKO) sayısal analizlerden elde edilen sonuçları ile tasarım noktasındaki değerleri karşılaştırılarak irdelenmiştir. İncelenen türbülans modelleri için birincil akışkan debisindeki sapma %2÷7; ikincil akışkan debisindeki sapma ise %6÷22 aralığındadır. Ejektör performans parametreleri olan GBO ve BKO'ndaki sapmalar ise sırasıyla %1÷18 ve %1÷16 aralığındadır. Birincil akışkan debisi için daha iyi sonuçlar veren türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları olmakla birlikte; standart wall functions duvar fonksiyonu ile RNG k-ε türbülans modelinin kullanıldığı analizde, ikincil akışkan debisinde %5,8 sapma ile en iyi sonuç elde edilmiştir. Aynı analizde elde edilen GBO ve BKO da tasarım değerinden sadece %0,8 daha küçüktür. Doğal gaz ile çalışan KOYH'leri için yapılacak ejektör tasarımlarında, uygun türbülans modelleri seçilerek, HAD yazılımlarının kullanılabilmesi değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ejektör, Katı oksit yakıt hücresi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Türbülans modelleri

ABSTRACT

In this study, the design point performance of an ejector used in the solid oxide fuel cells (SOFC) for the recirculation of exhaust gas has been investigated by using Computational Fluid Dynamics (CFD) software. Throughout this investigation, the effectiveness of different turbulence models and wall functions were analyzed. The evaluation was carried out on an ejector designed for natural gas fuelled SOFC has 2 kW electric power output. A 3-dimensional numerical model is preferred because the jet flows are not axially symmetric and to obtain more realistic flow conditions. The effectiveness of standard k-ε, RNG k-ε and Realizable k-ε turbulence models investigated by comparing the primary and secondary fluid flow rates, recirculation ratio (RR) and steam to carbon ratio (STCR) obtained from numerical analysis with the design point values. The deviation of the primary fluid flow rates is about 2÷7% and that of the secondary fluid flow rates is in the range of 6÷22% for the investigated turbulence models. Deviations in ejector performance parameters RR and STCR are 1÷18% and 1÷16% respectively. With the turbulence models and wall functions giving better results for the primary fluid flow rates; in the analysis that used the RNG k-ε turbulence model together with the standard wall functions, the best result obtained with 5.8% deviation for secondary fluid flow rate. The RR and STCR obtained in the same analysis are also about 0.8% smaller than the design values. It is

evaluated that CFD software could be used by selecting the appropriate turbulence models in ejector designs for SOFC operating with natural gas.

Key Words: Ejector, solid oxide fuel cell (SOFC), computational fluid dynamics (CFD), turbulence models

1.GİRİŞ

Katı oksit yakıt hücreleri (KOYH); doğalgaz ve ağır petrol yakıtları gibi yakıtları da kullanarak, yüksek verimle elektrik üretmek üzere geliştirilmekte olan sistemlerdir. Akıllı şebeke alt yapısı ve KOYH'leri birlikte işletilerek kombine güç çevrimlerinin konutlara yaygınlaştırılması yoluyla yakıt ekonomisi ve emisyonların azaltılması amaçlanmaktadır [1]. Gaz türbini ve KOYH'nin birlikte kullanıldığı hibrit sistemler, %70'e varan elektrik üretim verimleri ve düşük emisyonları ile gelecek vadettmektedir [2]. KOYH'nin boyutları, malzeme maliyeti nedeni ile sonlu büyüklükte tutulduğundan, yakıtın bir kısmı kimyasal dönüşümünü tamamlamadan egzoz gazları ile atılır. Yakıttan yararlanma verimi, anot tarafından atılan ve yakıt değeri taşıyan gaz karışımının önemli oranda geri beslenmesi ile artırılır. Egzoz gazlarının geri beslenmesi, atık ısının geri kazanılmasını da sağladığından KOYH'nin ısı verimini de yükseltir [3]. Anot atık gazının geri beslenmesi, kimyasal yapısı karmaşık yakıtların dönüşümünde önemli rol oynayan su buharını da temin etmekte ve KOYH'nin genel verimini yükselmektedir [4].

Hareketli parçası olmayan ve birincil akışkanın enerjisi dışında enerji kullanmayan basit yapıları sistemler olan ejektörler; gıda ve kimya endüstrileri ile soğutma uygulamaları gibi birçok alanda tercih edilir [5-9]. Ejektörler, bu özellikleri nedeniyle, 500-1000°C sıcaklıklarında çalışan KOYH'lerinde egzoz gazlarının geri beslenmesi için kullanılmaktadır [6, 10, 11]. Ejektörlerin performansı ve çalışma rejimleri işletme şartlarından çok fazla etkilenir. KOYH'lerinde kimyasal süreçlere bağlı kritik işletme parametreleri olan buhar-karbon oranı (BKO) ve geri besleme oranı (GBO), ejektörün performansı ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle KOYH'lerinde kullanılacak ejektörün tasarımı da hayati öneme sahiptir. Ayrıca KOYH'indeki ejektörler; birincil ve ikincil akışkanların kimyasal bileşimleri farklı gaz/gaz karışımları olması, sıcaklık, basınç ve debilerinin çok farklı olması ve ikincil akışkandaki basınç artışının çok düşük olması gibi nedenlerle soğutma ve buhar ejektörlerinden de ayrılırlar.

Soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörlerin tasarım ve analizi ile ilgili çalışmalarda; sıkıştırılabilir akışa ait analitik bağıntılar kullanıldığı gibi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımlarının kullanıldığı çalışmalar da mevcuttur [12, 13]. Ejektörlerle ilgili bir hayli teorik ve pratik bilgi birikimi olmakla birlikte, ejektörlerin tasarımında; gelişmekte olan HAD yazılımları, prototip aşamasındaki belirsizliğin ve deneysel çalışma yükünün azaltılması amacıyla kullanılabilir. Özellikle soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörlerin HAD yazılımları ile analizleri konusunda güncel çalışmalar mevcuttur [8, 12, 14-16, 18].

Rusly vd. [8] ile Yen vd. [18] ejektörlü soğutma sisteminde kullanılan bir ejektörü; 2-boyutlu, eksenel simetrik olarak modellemişler ve analizlerde Realizable k-ε modelini kullanmışlardır. Rusly vd. kullanılan duvar fonksiyonları ile ilgili bilgi vermemiştir. Ancak Yen vd. analizlerde standart wall functions duvar fonksiyonunu kullanmışlardır. Her iki çalışmada da HAD analizinden elde edilen GBO'ları ile deney sonuçları arasındaki farkın ortalama ±%10 olduğunu belirtmişlerdir.

Pianthong vd. soğutma sistemine ait ejektörün performansını değerlendirdikleri çalışmada; ejektör geometrisini hem 2-boyutlu, eksenel simetrik hem de 3-boyutlu olarak modellenmişlerdir. Realizable k-ε modelinin standart wall functions duvar fonksiyonu ile birlikte kullanıldığı HAD analizleri ile deneysel sonuçların uyumlu olduğu bildirilmiştir [15].

Zhu vd., soğutma sistemi ejektörlerinde geometrik parametrelerin etkisini HAD analizi ile incelemişlerdir. 2-boyutlu, eksenel simetrik model kullanılan çalışmada; RNG k-ε modeli ile standart wall functions duvar fonksiyonu tercih edilmiştir. Deneysel çalışmalar ve HAD ile elde edilen GBO'ları arasındaki farkın ±%10 aralığında kaldığı bildirilmiştir [12].

Yukarıda verilen literatür özetinden de anlaşılacağı gibi; soğutma sistemlerinde kullanılan ejektörlerin incelendiği farklı çalışmalarda; Standart k-ε, Realizable k-ε ve RNG k-ε türbülans modellerinin diğerlerinden daha iyi sonuç verdiği yönünde değerlendirmeler yapılmaktadır. Buhar ejektörlerindeki akışın modellenmesinde türbülans modellerinin kullanımı ile ilgili görüş birliği yoktur.

Gagan vd. akışkan olarak hava kullanılan bir ejektörden, parçacık görüntülemeli hız ölçümü (PIV) yöntemi ile elde ettikleri akış alanı görüntülerini, HAD sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Standart k-ε, Realizable k-ε, RNG k-ε, k-omega standart, k-omega SST ve Reynold Stress modelleri arasından deneysel verilerle en uyumlu sonucu Standart k-ε modelinin verdiği bildirilmiştir [9].

Hemidi vd. ses üstü bir ejektörde hava ile yapılan deney sonuçlarını HAD ile karşılaştırmışlardır. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki farkların, tasarım koşullarında da en iyi sonucu k-ε modeli için %10'un altında olduğu bildirilmiştir [19].

Bartosiewicz vd. havanın akışkan olarak kullanıldığı, ses üstü bir ejektörü deneysel olarak inceledikleri çalışmada; altı türbülans modelinin (Standart k-ε, Realizable k-ε, RNG k-ε, k-omega Standart, k-omega SST ve Reynold Stress) performansını karşılaştırmışlardır. HAD analizlerinde en iyi sonuçları; standart wall functions duvar fonksiyonunu ile birlikte kullanılan RNG k-ε ve k-omega SST modellerinin verdiği belirtilmiştir [16].

Havanın akışkan olarak kullanıldığı gaz ejektörleri ile ilgili yukarıda verilen üç ayrı çalışmada, deneylerle uyumlu sayısal sonuçların; Standart k-ε, RNG k-ε ve k-omega SST modelleri ile yapılan sayısal incelemelerde elde edildiğini gösteren farklı bulgular mevcuttur.

Zhu ve Li, polimer elektrolit membranlı (PEM) yakıt hücresinde, anot atık gazını geri besleyecek bir ejektördeki akış için 2-boyutlu üstel bir eğri ile tanımlanan yeni bir hız fonksiyonunun kullanılmasını önermişlerdir [20]. Zhu ve Li, bir diğer çalışmalarında; PEM yakıt hücresine ait yakıt besleme hattındaki ejektörün performansını, dört farklı ejektör geometrisi ile 34 farklı çalışma koşulunda sayısal olarak test etmişlerdir [21]. Her iki çalışmada da ejektör geometrisi 2-boyutlu, ekstenel simetrik modellenmiş ve RNG k-ε modeli kullanılmıştır.

Ferrari vd. yüksek sıcaklıklarda çalışan bir hibrit KOYH'indeki ejektörü geliştirmek için teorik tasarımın etkinliğini, deneysel testler ile doğrulamaya çalışmışlardır. Birincil lüle, karışım odası ve difüzör geometrilerinin geliştirilmesi amacıyla yapılan, 2 ve 3-boyutlu HAD analizlerinde, standart k-ε modeli kullanılmış ve deneylerle uyumlu sonuçlar alınmıştır [5].

Zhu vd. anot gazının geri beslendiği bir KOYH'nde kullanılan ejektör için yaptıkları HAD analizlerinde; RNG k-ε modelini kullanmışlardır. Birincil ve ikincil akışkan basınçlarının artmasıyla, birincil ve ikincil akışkan debileri artarken GBO ve BKO'nun azaldığı gösterilmiştir [22].

Zhu ve Jiang, bir KOYH ejektörüne ait dört geometrik parametrenin (birincil lülenin iraksak bölümünün uzunluğu ve lüle çıkış pozisyonu, karışım odası ve difüzörün uzunlukları) etkisini araştırmak için HAD'ni kullanmışlardır. Ejektör geometrisini 2-boyutlu oluşturdukları parametrik çalışmada, RNG k-ε modelini ve ikincil akışkandaki gaz karışımını tanımlamak için de species transport modelini kullanmışlardır [23].

KOYH ejektörleri ile ilgili çalışmalarda, genellikle sıkıştırılabilir akış için mevcut analitik bağıntılar kullanılarak 1-boyutlu modeller kurulmaktadır. Bu modeller ile dış etkenlerin (birincil, ikincil akışkan girişi ile difüzör çıkışındaki basınç ve sıcaklıklar) ejektör davranışına (debiler ve GBO) etkileri incelenmiştir [3, 6]. PEM ve KOYH ejektörleri ile ilgili sınırlı sayıda tasarım ve modelleme çalışmasında HAD yazılımları da kullanılmıştır [5, 17]. Bu çalışmalarda ağırlıklı olarak RNG k-ε ve Standart k-ε modellerinin kullanıldığı görülmektedir. Ancak hangi türbülans modelinin ve duvar fonksiyonunun daha etkin olduğu konusunda fikir birliği yoktur.

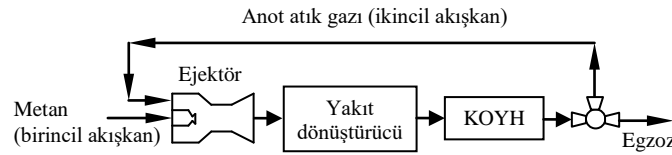
Ejektörlerin HAD ile analizlerinde; birbirinden çok farklı akış koşullarının bir arada görülmesi, farklı hızlardaki akışkanların etkileşimi, ses üstü akışlarda oluşan şok dalgaları vb. nedenlerle, türbülans modellerinin etkisi ve dolayısıyla en uygun türbülans modelinin seçimi büyük önem kazanmaktadır. Nitekim; ejektörlerin HAD analizlerinde türbülans modellerinin etkinliğinin incelendiği çalışmalar

yapılmıştır [5, 9, 12, 13, 20, 21-23]. Ejektörlerdeki akışın sayısal modellenmesinde en uygun türbülans modelinin ve duvar fonksiyonunun belirlenmesi, güncel bir araştırma konusudur.

Bu çalışmada; doğal gaz yakıtlı KOYH için tasarlanan bir ejektörün, tasarım noktasındaki davranışının HAD ile analizinde kullanmak amacıyla, en uygun türbülans modeli ve duvar fonksiyonu seçilmeye çalışılmıştır. Çalışmada kullanılan ejektörün, birincil lüle ve karışım odasındaki akış kesitleri, literatürde önerilen 1-boyutlu model ve mevcut deneysel veriler (basınç, sıcaklık gibi) kullanılarak hesaplanmıştır. Ancak hakkında kesin bilgi bulunmayan akış kanalına ait diğer boyutlar (açılar ve uzunluklar gibi), literatürde önerilen aralıklarda kalınarak seçilmiştir. Dolayısıyla sayısal çalışmalarda kullanılmak üzere özgün bir ejektör tasarımı yapılmıştır. Yukarıda verilen literatür özetinden de görüldüğü gibi ejektörlerinin sayısal modellenmesinde en çok kullanılan; Standart k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε modellerinin ve bu modeller ile birlikte kullanılabilen duvar fonksiyonlarının etkinlikleri araştırılmıştır. Türbülans modellerinin etkinliğinin değerlendirilmesi amacıyla; birincil ve ikincil akışkan debilerinin, GBO ve BKO'nun HAD analizlerden elde edilen sonuçları ile tasarım noktasındaki değerleri karşılaştırılmıştır.

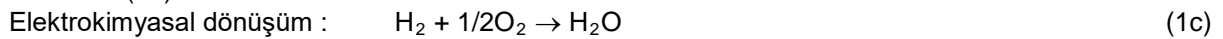
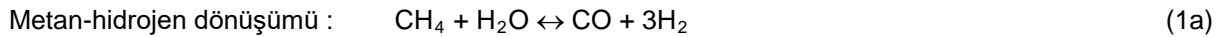
2. KATI OKSİT YAKIT HÜCRESİ VE EJEKTÖR

Doğal gazın yakıt olarak kullanıldığı bir KOYH'indeki ejektör; yüksek basınçlı doğalgaz (birincil akışkan) ile düşük basınçlı anot atık gazının (ikincil akışkan) basınçlandırılarak KOYH'ne geri beslenmesi amacıyla kullanılır (Şekil 1.).



Şekil 1. KOYH'de anot atık gazının geri beslenmesi

Ejektörde, kimyasal bileşimleri farklı bu iki gazın karışması ile KOYH için gerekli anot besleme gazı sağlanmış olur. Aynı zamanda yakıtın kimyasal dönüşümü için gerekli su buharı ve ısı enerjisi de bu yolla geri kazanılır. Ancak bu işlemin sonunda BKO, yakıt hücresinde karbon birikmesini engelleyecek düzeyin üzerinde olmalıdır. Ejektörden çıkan yakıt-egzoz karışımı, yakıt dönüştürücüde gerçekleşen kimyasal reaksiyonlarla daha basit yapıya sahip bileşenlere dönüştürülerek, KOYH'nin anot girişine geri beslenir. Yakıt hücresinin katot tarafına beslenen hava içerisindeki oksijen atomları, elektrolit içerisinde iyonlaşarak difüzyonla anot tarafına geçer. Anot gazı içerisinde hidrojen ve oksijen iyonlarının reaksiyonu, su buharı ve serbest elektron üretir. Anot atık gazının geri beslendiği bir KOYH sisteminde gerçekleşen kimyasal reaksiyonlar aşağıda özetlenmiştir:



Doğal gaz ile çalışan bir KOYH'nde; yakıtın, alt ısıl değeri 802340 [J/mol] olan saf metan, yakıt kullanım oranının %80, metanın alt ısıl değerine göre elektrik üretim veriminin %48 olduğu yaygın bir kabuldür. Birincil akışkan (metan) debisi; alt ısıl değer, verim ve üretilecek elektriksel güce bağlı olarak aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [6]:

$$\dot{n}_{\text{CH}_4} = \frac{P_{el}}{\eta_{el} \cdot H_u} \quad (2)$$

Burada \dot{n}_{CH_4} (kmol/s) metanın debisi, P_{el} (kW) üretilen elektriksel güç, η_{el} KOYH'nin elektrik üretim verimi ve H_u (kJ/mol) yakıtın alt ısıl değeridir.

KOYH'nde, kimyasal reaksiyonların dengeli bir şekilde devamı için gerekli olan BKO ejektörün çalışmasından etkilenen en önemli parametredir. BKO, kimyasal reaksiyonların gerektirdiği sınır değerinin altına düşerse, yakıt hücresinin akış kanalları, karbon birikmesi nedeniyle, bloke olur [6].

$$BKO = \frac{\dot{n}_{H_2O}}{\dot{n}_{CO} + \dot{n}_{CH_4}} \quad (3)$$

Buhar Karbon Oranı (BKO); KOYH'ne beslenen anot gazı içerisindeki, \dot{n}_{H_2O} (kmol/s) su buharının, \dot{n}_{CH_4} (kmol/s) metanın ve karbon monoksitin \dot{n}_{CO} (kmol/s) debilerine bağlı olarak tanımlanır. BKO aynı zamanda ejektörlerde “kütlesel debilerin oranı” şeklinde tanımlanan GBO'nı da belirler:

$$GBO = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (4)$$

Yukarıdaki eşitlikte sırasıyla; \dot{m}_s (kg/s) ikincil akışkanın kütleli debisi ve \dot{m}_p (kg/s) birincil akışkanın kütleli debisidir.

3. EJEKTÖR TASARIMI

KOYH'nde kullanılan ejektörde; yakıtın sahip olduğu basınç enerjisi birincil lülede kinetik enerjiye dönüştürülerek, emme odasında bir düşük basınç alanı oluşturulur. Bu düşük basınç alanı, anot atık gazının emilmesini sağlar. Birincil ve ikincil akışkanlar emme odası ve karışım odasında karışırlar. Gaz karışımının sahip olduğu kinetik enerji, difüzörde tekrar basınç enerjisine dönüştürülür (Şekil 2.). Böylece yüksek sıcaklıktaki yakıt-anot atık gazı karışımı basınçlandırılarak KOYH sistemine geri beslenir.

Ejektördeki akışın yapısı, birincil ve ikincil akışkanların giriş koşullarına bağlı olarak çok farklı şekillerde gelişebilir [11]. Bu nedenle, hem ejektörün çalışma koşullarını tanımlamak hem de tasarımını kolaylaştırmak için yapılan kabuller aşağıda verilmiştir [6]:

- Ejektör kritik koşullarda çalışmaktadır.
- Birincil akışta radyal yöndeki hız dağılımı üniformdur.
- Birincil lülenin çıkışında, birincil ve ikincil akışkanların arasında, ince bir hız sınır tabakası oluşur.
- Emme odası çıkışında (karışım odası girişi) birincil akışkanın sıcaklığı, ikincil akışkanın sıcaklığına eşitlenir ($T_{s,0} = T_{s,3} = T_{p,3}$). İkincil akışkanın kütleli debisi birincil akışkanın kütleli debisinin yaklaşık beş katıdır ve sıcaklığı da birincil akışkandan çok daha yüksektir.
- Her iki akışkan akımı içerisinde, radyal yöndeki, basınç ve sıcaklık dağılımları üniformdur.
- Her iki akışkan, adyabatik bir kanalda akan ideal gaz gibi davranır.
- Birincil lüle ve emme odasında sürtünme nedeniyle oluşan enerji kayıpları, izantropik katsayılar ile hesaba katılmaktadır.

Birincil akışkan, iraksak lüle çıkış kesatine (2) ulaşınca kadar ikincil akışkan ile karışmaz. Karışım odasının girişinde (3) birincil akışkan basıncının ikincil akışkan basıncına eşitlendiği ($p_{p,3} = p_{s,3}$) kabul edilir. İkincil akışkan basıncının, emme odasında (0-3 arasında) değişmediği ($p_{s,0} = p_{s,3}$) varsayılmıştır [3].

Birincil akışın karışım odasının girişindeki (3) hızı ile Mach sayısı arasındaki ilişkiyi veren bağıntılar, birincil akış için izantropik akış bağıntıları yazılarak ve enerjinin korunumu ilkesi uygulanarak, elde edilir [3]:

$$Ma_{p,3} = \sqrt{\frac{2(p_{p,0}/p_{s,0})^{k_{p,3}-1} - 1}{k_{p,3}-1}} \quad (9)$$

Yukarıdaki eşitlikte; $Ma_{p,3}$ birincil akışkanın Mach sayısı, $p_{p,0}$ (Pa) birincil akışkanın giriş basıncı, $p_{s,0}$ (Pa) ikincil akışkanın giriş basıncı ve $k_{p,3}$ karışım odası girişinde (3) birincil akışkanın özgül ısılar oranıdır.

$$V_{p,3} = Ma_{p,3} \sqrt{k_{p,3} R_{g,p,3} T_{p,3}} \quad (10)$$

Yukarıdaki eşitlikte; $V_{p,3}$ (m/s) birincil akışkanın karışım odası girişindeki (3) hızı, $R_{g,p,3}$ (J/kg K) birincil akışkanın gaz sabiti ve $T_{p,3} = T_{s,0}$ (K) birincil akışkanın sıcaklığıdır ve ikincil akışkanın ejektöre giriş sıcaklığına eşit kabul edilir.

Birincil akışkana 0-3 arasında enerjinin korunumu ilkesi uygulanarak, birincil akış bölgesinin karışım odası girişindeki (3) çapı $D_{p,3}$ (m) elde edilir.

$$D_{p,3} = \frac{D_t}{\xi_{exp} Ma_{p,3}} \left(\frac{2 + (k_{p,3}-1) Ma_{p,3}^2}{k_{p,3}+1} \right)^{\frac{k_{p,3}+1}{2(k_{p,3}-1)}} \quad (11)$$

Yukarıdaki eşitlikte; D_t (m) yakınsak iraksak lümenin boğaz kesitindeki (1) çapı, ξ_{exp} birincil akışkanın emme odasında uğradığı enerji kayıpları için deneysel kayıp katsayısıdır ve tasarım hesaplarında değeri 0,98 alınmıştır [6].

Karışım odası girişinde (3); ikincil akış birincil akışı tamamen çevreler ve iki akış bölgesinin arasında "karışım tabakası" adı verilen çok ince bir ara yüzeyin oluştuğu kabul edilir. Birincil akış bölgesindeki hız dağılımının üniform olduğu ve ikincil akış bölgesinde radyal yöndeki hız dağılımının doğrusal olmadığı kabul edilmektedir [3]. Karışım odası girişinde (3), birincil ve ikincil akış bölgelerindeki hız profillerinin sağlanması gereken sınır koşulları aşağıda tanımlanmıştır [3]:

$$v_r = V_{p,3} \quad 0 \leq r \leq R_{p,3} \quad (\text{birincil akış bölgesindeki hız}) \quad (12a)$$

$$v_r = V_{p,3} \left(\frac{R_3 - r}{R_3} \right)^{1/n_v} \quad R_{p,3} \leq r \leq R_3 \quad (\text{ikincil akış bölgesindeki hız}) \quad (12b)$$

Yukarıdaki eşitliklerde; v_r (m/s) karışım tabakasındaki akışkan hızı, $R_{p,3}$ (m) birincil akışkanın karışım odası girişindeki (3) yarıçapı, R_3 (m) karışım odasının yarıçapı ve n_v ikincil akış bölgesinde radyal yöndeki hız dağılımını tanımlamada kullanılan ifadedeki üstür.

Karışım odası girişinde birincil akışkan sıcaklığının ikincil akışkanın sıcaklığına eşitlendiği ($T_{s,0} = T_{s,3} = T_{p,3}$) ve kritik koşullarda çalışan ejektörde karışım tabakasında şok oluştuğu ($M=1$) kabul edilerek, karışım tabakasındaki hızın değeri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$v_r = \sqrt{k_{p,3} R_{g,p,3} T_{s,0}} \quad (13)$$

10-13 eşitlikleri kullanılarak, karışım odasında ikincil akış bölgesindeki hız profilini tanımlamak için önerilen (eşitlik 12-b) ifadedeki üs değeri (n_v) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$n_v = \frac{\ln(1 - (R_{p,3}/R_3))}{-\ln Ma_{p,3}} \quad (14)$$

Hesaplanan n_v üs değeri kullanılarak elde edilen 2-boyutlu hız dağılımı, karışım odasında ikincil akışkan içerisindeki doğrusal olmayan gerçek hız dağılımına oldukça yakındır [3]. İkincil akışkanın karışım odasının girişindeki kütledebisi, bu hız dağılımı kullanılarak, aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir:

$$\dot{m}_{s,3} = \int_{R_{p,3}}^{R_3} \bar{p}_s v_r dA \quad (15)$$

Yukarıdaki eşitlikte; $\dot{m}_{s,2}$ (kg/s) ikincil akışkanın kütleli debisi ve \bar{p}_s (kg/m³) ikincil akışkanın ortalama yoğunluğudur. Eşitlik 14, eşitlik 12b'de yerine yazılır ve elde edilen sonuç da eşitlik 15'de yerine konulursa aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_{s,2} = 2\pi V_{p,2} \bar{p}_s \int_{R_{p,2}}^{R_2} \left(1 - \frac{r}{R_2}\right)^{1/n_v} r dr \quad (16)$$

İkincil akışkanın kütleli debisi aşağıda verilen üstel fonksiyonla hesaplanabilir:

$$\dot{m}_{s,2} = 2\pi V_{p,2} \bar{p}_s \left[\left(\frac{n_v R_2^2}{n_v + 1}\right) \left(1 - \frac{R_{p,2}}{R_2}\right)^{\frac{n_v + 1}{n_v}} - \left(\frac{n_v R_2^2}{2n_v + 1}\right) \left(1 - \frac{R_{p,2}}{R_2}\right)^{\frac{2n_v + 1}{n_v}} \right] \quad (17)$$

Birincil (yakınsak-ıraksak) lüle, emme odası ve karışım odasındaki akışların, izantropik akış bağıntıları ile tanımlandığı ve sürtünme kayıpları için deneysel izantropik katsayıların kullanıldığı, 1-boyutlu modelin ayrıntıları [3, 6 ve 23] numaralı kaynaklarda verilmiştir.

4. KATI OKSİT YAKIT HÜCRESİNİN ÇALIŞMA KOŞULLARI

Bu çalışmada sayısal incelemesi yapılacak ejektörün tasarımında giriş verisi olarak kullanılan, doğal gazlı bir KOYH'ne ait çalışma koşulları (basınç, sıcaklık, BKO, verim ve ikincil akışkanın molar bileşimi vb. işletme parametreleri) Vincenzo vd. yaptığı çalışmadan alınmıştır ve Tablo 1.'de görülmektedir [6].

Yukarıda açıklanan hesap yöntemi ile kütleli debiler ve ejektöre ait kritik akış kesitlerinin boyutları hesaplanabilmektedir. Ancak ejektöre ait geometrik büyüklüklerin bir kısmı için açık literatürde kesin veriler bulunmamaktadır. Ejektöre ait bazı geometrik büyüklükler için önerilen değerler aşağıda görülmektedir [3]:

- İraksak lülenin genişleme açısı (α_1), 4°-7,5° aralığında seçilebilir.
- Birincil lüle çıkışı ile karışım odasının girişi arasındaki mesafe (L_2), en iyi performans için 1,5 D_2 önerilir.
- Emme odasının daralma açısı (α_2), 0°-26° aralığında seçilebilir.
- Difüzör genişleme açısı (α_3) 5°-12° aralığında seçilebilir.
- Difüzör uzunluğu (L_d), $4D_2 \div 12D_2$ aralığında seçilebilir.
- Karışım odası uzunluğu (L_m), $3D_2 \div 5D_2$ aralığında seçilebilir.

Tablo 1. KOYH'nin çalışma (ejektörün tasarım) koşulları.

| Genel İşletme Koşulları | |
|--------------------------------|--|
| Elektriksel güç üretimi | 2 kW |
| BKO | 2,4 |
| Elektrik üretim verimi | 0,48 |
| Ejektör çıkış sıcaklığı | 1055 K |
| Ejektör çıkış basıncı | 105 kPa |
| Yakıt kullanım faktörü | %80 |
| Birincil Akışkan | |
| Bileşimi (molar) | CH ₄ (%100) |
| Giriş sıcaklığı ($T_{p,0}$) | 620 K |
| Giriş basıncı ($P_{p,0}$) | 280 kPa |
| İkincil Akışkan | |
| Bileşimi (molar) | H ₂ O (%61,74); CO ₂ (%29,58); H ₂ (%4,895); CO (%3,785) |
| Giriş sıcaklığı ($T_{s,0}$) | 1180 K |
| Giriş basıncı ($P_{s,0}$) | 104 kPa |

Tablo-1.'de verilen KOYH'ne ait işletme koşullarında, tanımlanan hesap yöntemi izlenerek hesaplanan ve/veya seçilen debi, GBO ve ejektör akış kanalına ait geometrik büyüklükler Tablo 2.'de özetlenmiştir.

Tablo 2. Ejektör tasarım sonuçları

| Hesaplanan/seçilen büyüklük ve geometrik parametreler | |
|---|-----------------------------|
| Birincil akışkanın kütleli debisi (\dot{m}_p) | $8,32 \times 10^{-5}$ kg/s |
| İkincil akışkanın kütleli debisi (\dot{m}_s) | $5,987 \times 10^{-4}$ kg/s |
| Geri besleme oranı (GBO) | 7,196 |
| Buhar karbon oranı (BKO) | 2,4 |
| İraksak lüle genişleme açısı (α_1) | 6° |
| Emme odası daralma açısı (α_2) | 20° |
| Difüzör genişleme açısı (α_3) | 10° |
| Emme odası uzunluğu (L_e) | 1,5 D_3 |
| Difüzör uzunluğu (L_d) | 8 D_3 |
| Karışım odası uzunluğu (L_m) | 5 D_3 |

5. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Geometrik tasarımı yapılan ejektördeki akış probleminin sayısal olarak çözülebilmesi için birincil akışkanın (metan) ve ikincil akışkanın (kimyasal bileşimi Tablo 1.'de verilen anot atık gazı) davranışını tanımlayan, süreklilik, momentum, enerji ve ideal gaz hal denklemlerinin birlikte çözülmesi gerekir [25].

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (18)$$

Momentum denklemi:

$$\rho \frac{d\mathbf{V}}{dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_{ij} \quad (19)$$

$\boldsymbol{\tau}_{ij}$: viskoz gerilme tensörü

Enerji denklemi:

$$\rho \frac{du}{dt} + \rho(\mathbf{V} \cdot \nabla)u = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (20)$$

Φ : viskoz disipasyon terimi

k : ısı iletim katsayısı

Sıkıştırılabilir akış için ideal gaz hal denklemi:

$$p = \rho RT \quad (21)$$

Özgül ısı sabit kabul edilerek ideal gazlar için entalpi ifadesi:

$$dh = c_p dT \quad (22)$$

yazılabilir.

Bu çalışmada; doğal gaz yakıtlı KOYH için tasarlanan bir ejektörün, tasarım noktasındaki davranışının HAD ile analizinde; Standart k- ϵ , RNG k- ϵ ve Realizable k- ϵ modelleri kullanılmıştır. Bu üç model, benzer formlara sahip olmakla birlikte; türbülanslı viskozite (μ_t), kinetik enerji (k) ve türbülans kayıp oranı (ϵ) terimleri, türbülans difüzyonunu yöneten türbülanslı Prandtl sayısı (Pr_t), ϵ denklemindeki üretim ve yıkım terimlerinin hesaplanması bakımından aralarında farklılıklar bulunmaktadır.

Standart k- ϵ modelinde, akış tamamen türbülanslı kabul edilip moleküler viskozite etkileri ihmal edilmiştir. Dolayısıyla Standart k- ϵ modeli sadece tam türbülanslı akışlar için geçerlidir. Bu model; ekonomikliği, güvenilirliği ve türbülanslı akışların geniş bir yelpazesi için makul sonuçlar vermesi nedeniyle endüstriyel akışların analizinde kullanılmaktadır. Girdaplı akışların çözümlenmesinde, ciddi

basınç farklarının ve ayrılmaların olduğu akışlarda zayıf kalabilmektedir. Standart k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisine (k) ve onun kayıp oranına (ε) dayalı bir modeldir [26].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{2\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (24)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{türbülans viskozitesi}) \quad (25)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; \quad C_{2\varepsilon} = 1,92; \quad C_\mu = 0,09; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3$$

G_k = ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimi

G_b = kaldırma kuvveti nedeniyle türbülanslı kinetik enerji üretimi

Y_M = genel kayıp oranına, sıkıştırılabilir türbülans dalgalı dilatasyonun katkısı

RNG k-ε modeli, istatistiksel yöntemler kullanılarak geliştirilmiştir ve Standart k-ε modeline benzer. Ancak türbülans kayıp oranının (ε) tanımında yapılan değişiklik, girdap etkilerinin eklenmesi, türbülanslı Prandtl sayısı ve türbülans viskozitesi için analitik ifadelerin kullanılması ile geliştirilmiştir. Bu iyileştirmeler, RNG k-ε modelinin daha geniş bir Re sayısı aralığında daha güvenilir sonuç vermesini sağlamıştır ve girdaplı akışlarda etkilidir [26].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (26)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{2\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (27)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (28)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,42; \quad C_{2\varepsilon} = 1,68; \quad C_\mu = 0,0845; \quad \alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$$

Realizable k-ε modeli, güçlü ters basınç gradyanları veya ayrılmaların olduğu, sınır tabakalarda görülen döngülü ve sirkülasyonlu akımlarda iyi performans sergiler. Standart k-ε modelinden farklı olarak türbülans viskozitesi sabit değildir ve türbülans viskozitesi için alternatif bir formülasyon kullanılmıştır. Realizable k-ε modelinde ε denkleminin, Standart k-ε modelinden farklı olmasının sebebi daha iyi bir enerji transferi için modifiye edilmiş olmasıdır [26].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (29)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{2\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (30)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{türbülans viskozitesi}) \quad (31)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_1 \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (32)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; \quad C_2 = 1,9; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,2$$

KOYH ejektörleri için korunum denklemlerinin sayısal çözümünde, bilgisayar kapasitesi ve hesaplama zamanından tasarruf için genellikle 2-boyutlu veya eksenel simetrik çözüm yaklaşımları kullanılmıştır [17]. Ancak bu çalışmada, jet akışlarının eksenel simetrik olmadığı bilindiğinden [27], ejektör içerisindeki gerçek akış koşullarının elde edilebilmesi bakımından 3-boyutlu sayısal model tercih edilmiştir.

Tasarlanan ejektörün KOYH'den beklenen çalışma koşullarındaki performansı, Ansys/Fluent yazılımı ile incelenmiştir. 3-boyutlu ejektör geometrisi Ansys-Workbench-Design Modeler'da hazırlanmıştır (Şekil 3.).

HAD analizlerinde elde edilen sonuçlar, ağ yapısındaki eleman sayısından bağımsız olmalıdır. Eleman sayısından bağımsızlığın incelendiği analizlerde; çok daha düşük eleman sayılarında (yaklaşık 300.000 mesh) yapılan hızlı ön analizlerde en iyi sonuçları veren, RNG k-ε modeli ve non-equilibrium wall functions duvar fonksiyonu kullanılmıştır. 1.091.963; 1.283.210; 1.456.764; 1.533.194 eleman sayısına sahip dört farklı ağ yapısı ile yapılan analizlerde; birincil akışkan debilerindeki fark %0,01'in ve ikincil akışkan debilerindeki fark %1,5'in altındadır. Türbülans modellerinin etkinliğinin incelendiği asıl analizler, yaklaşık eleman sayısı 1.300.000 olan 3-boyutlu bir model ile gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizlerde, ağ yapısını oluşturan elemanların geometrik kalitesi de sonuçların doğruluğu bakımından önemlidir. Yapılan çalışmada oluşturulan ağ yapısı için çarpıklık ve ortogonalite sırasıyla 0,19 ve 0,88 değerlerini almıştır. Bu değerler kabul edilebilir sınırlar içindedir [28].

Analizlerde, ikincil akışkanın bir gaz karışımı olması nedeniyle, “species transport” modeli kullanılmış ve sayısal çözücü; çift hassasiyetli, daimi akışlı ve yoğunluk bazlı olarak ayarlanmıştır.

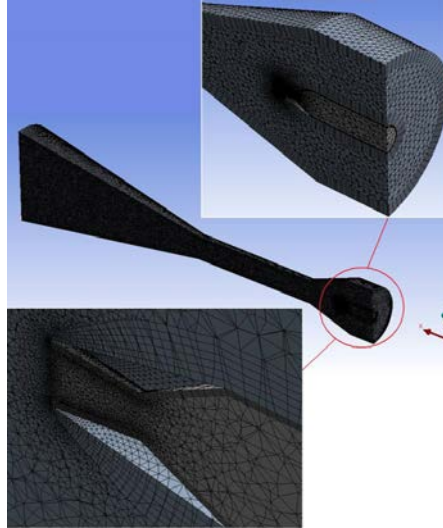
Birincil ve ikincil akışkanlar için ideal gaz kabulü yapılmış, sınır koşulları; birincil ve ikincil akışkanların girişi için giriş basınçları ve ejektör çıkışı için çıkış basıncı ile tanımlanmıştır. Ejektörün akış kanalı adyabatik kabul edilmiştir.

Yakınsama ölçütü olarak; sayısal çözüm sonucunda elde edilen birincil ve ikincil akışkan kütleli debilerinin toplamı ile difüzörden çıkan akışkanın kütleli debisi arasındaki farkın, difüzörden çıkan kütleli debiye oranı, kullanılmıştır. Bu oran %1’in altına düşünceye kadar iterasyon devam ettirilmiştir.

$$\frac{(\dot{m}_p + \dot{m}_s) - \dot{m}_o}{\dot{m}_o} \leq \pm 0,01 \quad (33)$$

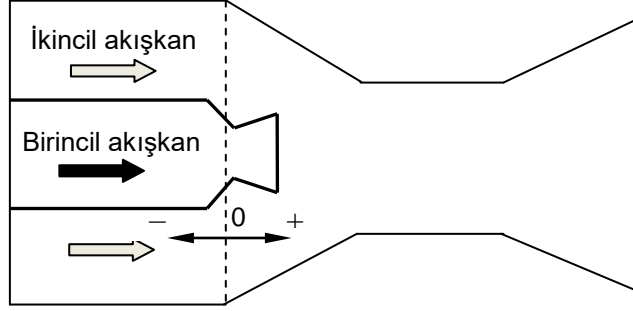
Yukarıdaki eşitlikte; \dot{m}_p (kg/s) sayısal çözüm ile elde edilen birincil akışkanın (metan) kütleli debisi, \dot{m}_s (kg/s) sayısal çözüm ile elde edilen ikincil akışkanın (geri beslenen egzoz gazı) kütleli debisi ve \dot{m}_o (kg/s) sayısal çözüm ile elde edilen difüzör çıkışındaki kütleli debidir.

Bölüm 4’de ejektör akış kanalına ait geometrik parametrelerden bir kısmı için literatürde kesin değerlerin bulunmadığı belirtilmiş ve seçilen değerler Tablo 2.’de verilmiştir. Ejektör akış kanalı bir kez



Şekil 3. Ejektörün 3-boyutlu sayısal modeli

tasarlanıp imal edildikten sonra, ejektörün işletilmesi sırasında, sınırlı bir aralıkta da olsa değiştirilebilecek yegâne geometrik parametre; birincil akışkan lülesi çıkış kesitinin, emme odasındaki konumudur. Türbülans modellerinin performansının incelendiği analizlerde; lüle konumu için yapılan analizlerde Tablo 1.’de verilen tasarım koşullarına en yakın sonuçların alındığı yakınsak-ırsak lüle konumu olan, +2 mm kadar emme odası içerisine çekilmiş lüle çıkış konumu kullanılmıştır. Şekil 4.’de, emme odasında +2 mm kadar ilerletilmiş, birincil lüle konumu temsili olarak gösterilmektedir.



Şekil 4. Emme odasına +2mm kadar çekilmiş yakınsak-ıraksak lüle konumu

6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Açık literatürde gaz ve KOYH ejektörleri ile ilgili sınırlı sayıda deneysel çalışma ve somut sayısal veri bulunmaktadır. KOYH’de kullanılan ejektörlerde akış kanalını oluşturan geometrik boyutların (açılar, uzunluklar gibi) çoğu hakkında kesin bilgi yoktur. Sunulan çalışmada, 2 kW elektriksel güç üretme kapasitesine sahip, doğalgaz yakıtlı bir KOYH’nde, anot gazının geri beslenmesi için bir ejektör tasarlanmıştır. Ejektörün birincil lüle ve karışım odası kesitleri, 1-boyutlu akış modeli kullanılarak belirlenmiştir. Tasarım hesaplarında; KOYH ile ilgili literatürden alınan deneysel veriler (yakıt kullanım faktörü, verim, basınçlar, sıcaklıklar gibi) kullanılmıştır. Akış kanalının geometrisini oluşturan diğer açı ve uzunluklar, literatürdeki öneriler dikkate alınarak seçilmiştir. Dolayısıyla, türbülans modelleri ve duvar fonksiyonlarının etkinliğini belirlemek için yapılan sayısal incelemede kullanılmak üzere, özgün bir ejektör tasarımı yapılmıştır.

Tasarlanan ejektörün geometrisi Ansys/Workbench/Design Modeler’da modellenmiş ve ejektörün tasarım koşullarındaki performansı, Ansys/Fluent yazılımı ile incelenmiştir. Sayısal incelemelerde gerçeğe yakın sonuçlar elde etmek amacıyla, 3-boyutlu akış modeli tercih edilmiştir. Ejektörlerdeki akışın sayısal olarak incelenmesinde; birbirinden çok farklı akış koşullarının bir arada görülmesi, farklı hızlardaki akışkanların etkileşimi, ses üstü akışlarda oluşan şok dalgaları gibi nedenlerle, kullanılacak türbülans modeli ve duvar fonksiyonunun seçimi güncel bir araştırma konusudur. Bu çalışmada; ejektörlerdeki akışın sayısal modellenmesinde en çok tercih edilen üç türbülans modeli (Standart k- ϵ , RNG k- ϵ , Realizable k- ϵ) ve bu modellerle birlikte kullanılan dört farklı duvar fonksiyonunun etkinlikleri karşılaştırılmıştır. Analizler, ejektör tasarım koşullarına en yakın birincil ve ikincil akışkan debilerinin elde edildiği, yakınsak-ıraksak lüle konumunda yapılmıştır.

Üç türbülans modeli ve dört duvar fonksiyonu kullanılarak yapılan HAD analizlerinden elde edilen; birincil ve ikincil akışkan kütleli debileri, GBO ve BKO’ları ile Tablo 2.’de verilen tasarım değerleri arasındaki %farklar Tablo 3.’de görülmektedir.

Tablo 3. Türbülans modellerinin ve duvar fonksiyonlarının karşılaştırılması

| Model | Duvar Fonksiyonu | Birincil Akışkan Debisi için Fark (%) | İkincil Akışkan Debisi için Fark (%) | GBO için Fark (%) | BKO için Fark (%) |
|----------------|--------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|-------------------|-------------------|
| RNG k-ε | Standard wall function | -%5,04 | -%5,78 | -%0,78 | -%0,75 |
| | Non-equilibrium wall functions | -%6,47 | -%8,47 | -%2,14 | -%1,91 |
| | Scalable wall functions | -%3,92 | -%8,35 | -%4,61 | -%4,04 |
| | Enhanced wall treatment | -%4,66 | -%16,02 | -%11,92 | -%10,43 |
| Standart k-ε | Standard wall function | -%1,81 | -%10,62 | -%8,97 | -%7,84 |
| | Non-equilibrium wall functions | -%3,57 | -%16,31 | -%13,21 | -%11,57 |
| | Scalable wall functions | -%1,85 | -%11,97 | -%10,31 | -%9,01 |
| | Enhanced wall treatment | -%2,86 | -%18,5 | -%16,10 | -%14,14 |
| Realizable k-ε | Standard wall function | -%4,98 | -%14,95 | -%10,49 | -%9,17 |
| | Non-equilibrium wall functions | -%6,17 | -%18,33 | -%12,96 | -%11,35 |
| | Scalable wall functions | -%4 | -%19,1 | -%15,74 | -%13,81 |
| | Enhanced wall treatment | -%4,7 | -%21,7 | -%17,84 | -%15,70 |

Bütün türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için tasarım değerine göre birincil akışkan debilerindeki fark $-%2\div7$ aralığında kalmıştır. Ancak ikincil akışkan debilerindeki sapmalar, $-%6\div22$ gibi daha büyük olmuştur.

Birincil akışkan debisi bakımından tasarım değerlerine en yakın sonucu, Standard k-ε modeli ve bu model ile kullanılan duvar fonksiyonlarından standard wall functions duvar fonksiyonu vermiştir.

Ejektör açısından daha kritik olan ikincil akışkan debisinde tasarım değerlerine en yakın sonucu; RNG k-ε modeli ve bu model ile kullanılan duvar fonksiyonlarından standard wall functions vermiştir. Birincil akışkan debisi için daha iyi sonuçlar veren türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları olmakla birlikte, standard wall functions duvar fonksiyonu ile kullanılan RNG k-ε türbülans modeli ikincil akışkan için $-%5,78$ gibi kabul edilebilir bir sapma göstermiştir. Bu model ve duvar fonksiyonu ile yapılan analizden elde edilen GBO tasarım değerinden $%0,78$ daha küçüktür. Aynı analizde elde edilen BKO da tasarım değerinden $%0,75$ daha küçüktür.

Standart k-ε, RNG k-ε ve Realizable k-ε türbülans modellerinin karşılaştırıldığı çalışmada; ejektör için en kritik işletme parametresi olan ikincil akışkan debisi bakımından tasarım değerlerine en yakın sonuç, RNG k-ε modelinin standard wall functions duvar fonksiyonu ile birlikte kullanıldığı analizde elde edilmiştir. Bu bulgu literatürdeki sonuçlarla karşılaştırıldığında; Gagan vd. [9] hava ejektörü, Ferrari vd. [5] KOYH ejektörü için elde ettikleri sonuçlarla çalışmaktadır. Ancak Bartosiewicz vd.'nin hava ejektörü için yaptığı [16], Zhu ve Li'nin PEM yakıt hücresi ejektörü için yaptığı [20, 21], Zhu vd. [22] ile Zhu ve Jiang'ın [23] KOYH ejektörü için yaptığı çalışmalarla da uyumludur.

Bu çalışma için özgün olarak tasarlanan KOYH ejektörüne ait; geometrik boyutlar, debiler, GBO, BKO gibi sayısal verilerin ve farklı türbülans modeli-duvar fonksiyonu çiftleri için elde edilen sonuçların, konu ile ilgili olarak bundan sonra yapılacak çalışmalara katkı sağlaması umulmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] National Energy Technology Laboratory U.S. Department of Energy Office of Fossil Energy National Energy Technology Laboratory, “Fuel Cell Handbook (Seventh Edition)”, 2004.
- [2] M. L. Ferrari, A. Traverso, L. Magistri, A. F. Massardo, “Influence of the anodic recirculation transient behaviour on the SOFC hybrid system performance”, *Journal of Power Sources*, 149: 22-32, 2005.
- [3] Y. Zhu, W. Cai, C. Wen, Y. Li, “Fuel ejector design and simulation model for anodic recirculation SOFC system”, *Journal of Power Sources*, 173; 437-449 2007.
- [4] R. Peters, R. Deja, L. Blum, J. Pennanen, J. Kiviaho, T. Hakala, “Analysis of solid oxide fuel cell system concepts with anode recycling”, *International Journal of Hydrogen Energy*, V38 ; 116, 6809-6820, 2013.
- [5] FERRARI, M., BERNARDI, D., MASSARDO, A., “Design and testing of ejectors for high temperature fuel cell hybrid systems”, *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, 3 ; 284-291, 2006.
- [6] VINCENZO, L., PAGH, N., KNUDSEN K., “Ejector design and performance evaluation for recirculation of anode gas in a micro combined heat and power systems based on solid oxide fuel cell”, *Applied Thermal Engineering*, 54 (2013) ; 26-34, 2013.
- [7] KHALIL, A., FATOUH, M., ELGENDY E., “Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle”, *International Journal of Refrigeration*, 34 (2011) ; 1684-1698, 2011.
- [8] RUSLY, E., AYE, L., CHARTERS, W., OOI A., “CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system”, *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005) ; 1092–1101, 2005.
- [9] GAGAN, J., SMIERCIEW, K., BUTRYMOWICZ, D., KARWACKI, J., “Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors”, *International Journal of Thermal Sciences*, 78 (2014) ; 9-15, 2014.
- [10] MARSANO, F., MAGISTRI, L., MASSARDO A., “Ejector performance influence on a solid oxide fuel cell anodic recirculation system”, *Journal of Power Sources*, 129 (2004) ; 216–228, 2004.
- [11] ZHU, Y., CAI, W., LI, Y., WEN, C., “Anode gas recirculation behavior of a fuel ejector in hybrid solid oxide fuel cell systems: Performance evaluation in three operational modes”, *Journal of Power Sources*, 185 (2008) ; 1122–1130, 2008.
- [12] ZHU, Y., CAI, W., WEN, C., LI, Y., “Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors”, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009) ; 898–905, 2009.
- [13] BARTOSIEWICZ, Y., AIDOUN, Z., DESEVAUX, P., MERCADIER, Y., “Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2005) ; 56–70, 2005.
- [14] ZHU, Y., CAI, W., WEN, C., LI, Y., “Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors”, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009) ; 898–905, 2009.
- [15] PIANTHONG K., SEEHANAM, W., BEHNIA, M., SRIVEERAKUL, T., Aphornratana, S., “Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique”, *Energy Conversion and Management*, 48 (2007) ; 2556–2564, 2007.
- [16] BARTOSIEWICZ, Y., AIDOUN, Z., DESEVAUX, P., MERCADIER, Y., “CFD-Experiments integration in the evaluation of six turbulence models for supersonic ejectors modeling”, *Conference Proc., Integrating CFD and Experiments*, Glasgow, UK, 2003.
- [17] ZHU, Y., JIANG, P., “Geometry optimization study of ejector in anode recirculation solid oxygen fuel cell system”, *IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, 2011.
- [18] YEN, R., HUANG, B., CHEN, C., SHIU, T., CHENG, C., CHEN, S., SHESTOPALOV, K., “Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) ; 1512-1520, 2013.
- [19] HEMIDI, A., HENRY, F., LECLAIRE, S., SEYNHAEVE, J., BARTOSIEWICZ, Y., “CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation”, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009) ; 1523–1531, 2009.
- [20] ZHU, Y., LI, Y., “New theoretical model for convergent nozzle ejector in the proton exchange membrane fuel cell system”, *Journal of Power Sources*, 191 (2009) ; 510–519, 2009.
- [21] ZHU, Y., LI, Y., “Numerical modeling and analysis of ejector in the proton exchange membrane fuel cell System”, *IEEE*, 2009.
- [22] ZHU, Y., LI, Y., CAI, W., “Control oriented modeling of ejector in anode gas recirculation solid oxygen fuel cell systems”, *Energy Conversion and Management*, 52 (2011) ; 1881–1889, 2011.



- [23] ZHU, Y., JIANG, P., “Geometry optimization study of ejector in anode recirculation solid oxygen fuel cell system”, IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, 2011.
- [24] Taşdelen G. “Katı Oksit Yakıt Hücreleri için Ejektör Tasarımı ve Analizi”, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Sakarya, 2015.
- [25] Frank M. White, “Fluid Mechanics (Fourth Edition)”, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- [26] ANSYS FLUENT Theory Guide, 2012.
- [27] Qi Chen, “Performance of Air-Air Ejectors with Multi-ring Entraining Diffusers”, Doktora Tezi, Queen’s University, Kingston, Ontario, Canada, 2008.
- [28] ANSYS, Introduction to ANSYS Meshing, Mesh Quality, ANSYS, Inc., 2012.

ÖZGEÇMİŞ

Gökhan TAŞDELEN

1988 yılı İzmir doğumludur. 2012 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede, Yüksek Lisans eğitimini Enerji Bilim dalında yaparak 2015 yılında Yüksek Mühendis unvanı almıştır.

Hasan KÜÇÜK

1970 Akseki doğumludur. 1991 yılında İTÜ Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nü bitirmiştir. İstanbul Teknik Üniversitesi’nden; 1995 yılında Yüksek Mühendis ve 2002 yılında Doktor unvanlarını almıştır. Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalında, 1992-2002 yılları arasında, Araştırma Görevlisi olarak çalışmıştır. 2002-2011 yılları arasında, Yardımcı Doçent Doktor olarak görev yaptığı Sakarya Üniversitesi Akyazı Meslek Yüksek Okulu’nda; 2006-2016 yılları arasında okul müdürlüğü yapmıştır. 2011 yılından bu yana Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalında, Yardımcı Doçent Doktor olarak görev yapmaktadır. Isı geçişi, Termodinamik, ısı geçişinde deneysel ve sayısal yöntemler ile enerji sistemleri konularında çalışmaktadır.