

Çarpan Jet Termoakışlarında İki Denklemlilik Türbülans Modelleri için Model Sabitlerinin Modifikasyonu

Modification of Model Constants for Two Equations Turbulent Models in Impinging Jet Thermoflows

Sedat Arslan 

Yüksek Makine Mühendisi, Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, Türkiye

Erhan Pulat 

Prof. Dr., Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye

* Corresponding author: arslansedat94@gmail.com

Geliş Tarihi / Received: 29.10.2022
Kabul Tarihi / Accepted: 23.12.2022

Araştırma Makalesi/Research Article
DOI: 10.5281/zenodo.7474618

ÖZET

Isıl jet akışları mühendislikte yaygın kullanım alanına sahiptir. Isıl jet akışlarındaki türbülans modelleri aynı zamanda literatür çalışmalarının da araştırma konusudur Çarpan jet akışında H (lüle çıkışı ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe) ile D_h (lüle çapı) oranı büyük önem teşkil eder. Nusselt sayısı ısı transferi açısından büyük önem arz etmektedir. Nusselt sayısının büyüklüğü ısı transferinin büyüklüğünü gösterir. Bundan ötürü H/D_h 5 ten küçük olduğunda ısı transferinin daha fazla olduğu söylenebilir. Literatürdeki deneysel çalışmalara bakıldığında Nusselt sayısının; Reynold sayısı, Prandtl sayısı, sınırlandırmanın olup olmaması, türbülans gibi parametrelere bağlı olduğu görülür. Literatürdeki sayısal çalışmalara bakıldığında bu parametrelere ek olarak kullanılan türbülans modelinin ve çözüm metodunun da etkisi görülmektedir. Bu makalede ANSYS FLUENT yazılımı kullanılarak farklı sınır şartlarına sahip 4 impinging jet geometrisi üzerinde modifiye edilmiş $k-\epsilon$ türbülans modeli ile çarpma bölgesindeki ısı transferi olayı hesaplamalı olarak gözlemlenmiştir ve literatürdeki deneysel çalışmalara karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada standard $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ ve Realizable $k-\epsilon$ türbülans modelinde kullanılan $C_{1\epsilon}$ ve $C_{2\epsilon}$ katsayıları değiştirilerek çarpma plakası boyunca Nusselt katsayısının değişimi gözlemlenmiş ve deneysel çalışmalara karşılaştırılmıştır. $k-\epsilon$ türbülans modelinin çarpan jet akışındaki uyumsuzluğunun nedeni irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çarpan ısıl jet akışı, türbülans, iki denklemlilik türbülans modelleri, türbülans model sabitlerinin modifikasyonu, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

ABSTRACT

Thermal jet streams are widely used in engineering. Turbulence models in thermal jet flows are also the subject of research in the literature. In impinging jet flow, the ratio of H (distance between nozzle exit and impact surface) and D_h (nozzle diameter) is of great importance. The Nusselt number is of great importance in terms of heat transfer. The size of the Nusselt number indicates the magnitude of the heat transfer. Therefore, it can be said that the heat transfer is higher when H/D_h is less than 5. Considering the experimental studies in the literature, the Nusselt number; It is seen that it depends on parameters such as Reynold number, Prandtl number, whether there is a limitation or not and turbulence. When we look at the numerical studies in the literature, the effect of the turbulence model and solution method used in addition to these parameters is also seen. In this article, the heat transfer phenomenon in the impact zone was observed computationally with the modified $k-\epsilon$ turbulence model on 4 impinging jet geometries with different boundary conditions using ANSYS FLUENT software and compared with the experimental studies in the literature. In this study, $C_{1\epsilon}$ and $C_{2\epsilon}$ coefficients used in the standard $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ and Realizable $k-\epsilon$ turbulence

models were changed, and the variation of the Nusselt coefficient along the impact plate was observed and compared with experimental studies. The reason for the mismatch of the k- ϵ turbulence model in the impinging jet flow is discussed.

Keywords: Impinging thermal jet flow, turbulence, two equations turbulence models, modification of turbulence model constants, computational fluid dynamics

1. GİRİŞ

Çarpan jet akışkan, yüksek ısı ve kütle transferi sağladığından ötürü pek çok endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yöntem ile lüle tarafından yönlendirilmiş gaz veya sıvı akışkan soğutularak ya da ısıtılarak yüzeye çarptırılmak suretiyle özellikle çarpma bölgesinde yüksek miktarda ısı ve kütle transferi sağlanabilmektedir. Gaz jetleri genellikle D çapındaki yuvarlak ya da W genişliğindeki dikdörtgen bir lüleden durgun çevreye püskürtülür. Akış bölgesi genellikle **serbest jet bölgesi**, **çarpma bölgesi**, **duvar jeti bölgesi** olarak adlandırılan 3 bölümden oluşur. Sabit hız çekirdeğinin altında kalan bölgede hız profili tüm jet kesiti boyunca sabit değildir ve maksimum hız lüle çıkışından uzaklık arttıkça azalır. Bu bölgeye **serbest jet bölgesi** adı verilir. Bu bölge boyunca akış özellikleri çarpma yüzeyinden etkilenmez. Akışkanın duvara çarptığı bölge ise **çarpma bölgesi** olarak adlandırılır. Bu bölgede akış özellikleri hedef yüzeyinden etkilenir. Z doğrultusunda ve x ve ya r doğrultusunda hız önce azalır ve sonra artarak devam eder. Çarpma bölgesinden uzaklaştıkça artarak devam eden hız belli bir mesafeden sonra yavaşlamaya başlar. Bu bölge **duvar jeti bölgesi** adını alır. Bu bölgede hem çarpma hem de serbest yüzey hız profilleri sıfırdır.

Wang ve ark. (2014) SST k- ω türbülans modelinin jet akışlar için iyi sonuçlar verdiğini tespit etmiştir. Bir yüzeye çarpan jet akışı için taşınım katsayısının incelenmesi Martin (1977) tarafından yapılmıştır. Hellsten (1997) yaptığı çalışmasında SST k- ω türbülans modelinin modifiye edilmesiyle RCSST modelini ortaya çıkarmıştır. Özellikle C_f parametresinin tahmininde öngördüğü modelin deneysel çalışmalarla aşırı benzerlik gösterdiğini belirtmiştir. Molana ve Banooni (2012) sıvı çarpan jetler ve nanosıvılar ile ilgili deneysel çalışma yapmıştır.

2. MATERYAL ve YÖNTEM

2. 1. Sayısal Yöntem

İçerisinde herhangi bir akışkanın bulunduğu bir mühendislik probleminin çözümünde 2 tip yaklaşım vardır. Bunlar, deneysel yaklaşım ve hesaplamalı yaklaşımdır. Bunlardan ilki (deneysel) genellikle uygulamada yüksek maliyet ve uzunca bir süre ister. Bu sebeple bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte deneysel çalışmadan daha az maliyetli ve daha az zaman isteyen **hesaplamalı yöntemler** ortaya çıkmıştır. Gün be gün sanayide kullanımı popülerleşen Hesaplamalı yöntemlerin kullanımı bilgisayar algoritmasına ve belleğine dayanır. Özellikle akışkan ihtiva eden mühendislik problemlerinin daha karmaşık olmasından ötürü Hesaplamalı yöntemlerin özel ilgi alanı olan **Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)** ortaya çıkmıştır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği akademik çalışmalarda genellikle deneysel çalışmaların validasyonu amacıyla kullanılırken sanayide ortaya çıkan pek çok problemin çözümünde de kullanılır. Günümüzde Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanan pek çok ticari program mevcuttur. Bu tez çalışması hazırlanırken ANSYS FLUENT ticari programından istifade edilmiştir.

Üstten sınırlandırılmamış geometrilerde SIMPLE metodu daha iyi yakınsama sonuçları verdiği için kullanılmıştır. Lemos ve Ficher (2008). Sınırlandırılmış geometrilerde programda ön tanımlı olan Coupled çözüm metodu kullanılmıştır. Kullanılan çözüm metodu tablo 1' de gösterilmiştir.

Tablo 1. Kullanılan Çözüm Metodu

| Geometri | Kullanılan çözüm metodu |
|---|-------------------------|
| 1.Sınırlandırılmış ve Sabit Yüzeysel sıcaklığına sahip geometri | Coupled |
| 2.Sınırlandırılmamış ve Sabit Yüzeysel Sıcaklığına Sahip Geometri | SIMPLE |
| 4.Sınırlandırılmış ve Sabit Isı Akısına Sahip Geometri | SIMPLE |
| 3.Sınırlandırılmamış ve Sabit Isı Akısına sahip Geometri | Coupled |

Relaksasyon katsayıları yakınsama davranışını daha stabil hale getirmek için genellikle basınca dayalı çözümlerde kullanılır. Kullanılan Relaksasyon katsayıları Tablo 2’ de gösterilmiştir.

Tablo 2. Kullanılan Relaksasyon Katsayıları

| | |
|--------------------------|------|
| Basınç | 0.5 |
| Momentum | 0.5 |
| Yoğunluk | 1 |
| Body kuvvetleri | 1 |
| Türbülans kinetik enerji | 0.75 |
| Spesifik yayılım oranı | 0.75 |
| Türbülans viskozitesi | 1 |
| Enerji | 0.75 |

2. 2. Standard k-ε Türbülans Modeli

Standard k-ε türbülans modeli yaygınlık ve ekonomik olarak pek çok CFD problemine uygunluk sağlar. Standard k-ε türbülans modelinde korunum denklemlerine ilave olarak iki tane daha denklem çözülür. Bunlar k ve ε denklemleridir. k türbülans kinetik enerji olarak tanımlanırken ε türbülans kinetik enerji yayılımı olarak ifade edilir. k denklem 1 ile ifade edilirken ε denklem 2 ile ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2)$$

2. 3. Rng k-ε Türbülans Modeli

RNG k-ε dönen akışları tahmin etme açısından iyi olsa da jet akışlarında Standard modele göre geride kalmaktadır (Andersson 2012). RNG k-ε türbülans modeli, Standard k-ε türbülans modelindeki ε denkleminde S_ε kaynak teriminin ilave edilmesiyle elde edilmiştir. Böylelikle yeni türbülans yayılım denklemleri denklem 3 ile ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - S_\epsilon \quad (3)$$

2. 4. Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable k-ε türbülans modeli çözümde tahmin edilen stres tensöründeki gerçekleştirilebilir kısıtlaması sebebiyle bu ismi almıştır. k denklemindeki düzeltme ile standard modelden ayrılır. Literatür çalışmalarına bakıldığında sınır tabaka akışları ve ayrılmış akışlarda standard modele göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir.

2. 5. K-ε Türbülans Modellerinde Kullanılan Katsayılar

k-ε türbülans modelleri Standard k-ε, RNG k-ε ve Realizable k-ε olmak üzere üçe ayrılır. Tablo 3 'de k-ε türbülans modellerinde kullanılan katsayılar toplu olarak verilmiştir.

Tablo 3. Orijinal (Default) Türbülans Model Sabitleri

| Türbülans Model Sabitleri | Türbülans Modelleri | | |
|---------------------------|---------------------|----------------|------------------|
| | Std. k-ε Modeli | RNG k-ε Modeli | Real. k-ε Modeli |
| C_{μ} | 0.09 | 0.0845 | - |
| $C_{1\varepsilon}$ | 1.44 | 1.42 | - |
| $C_{2\varepsilon}$ | 1.92 | 1.68 | 1.9 |
| TKE Prandtl | 1.0 | - | 1.0 |
| TDR Prandtl | 1.3 | - | 1.2 |
| Enerji Prandtl | 0.85 | - | 0.85 |
| Duvar Prandtl | 0.85 | 0.85 | 0.85 |

$C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ katsayılarının modifikasyonu yapılırken k-ε türbülans modelinde yaygın olarak kullanılan 4 numaralı denklem göz önüne alınmıştır.

$$\frac{P}{\varepsilon} - 1 = \frac{C_{2\varepsilon} - C_{1\varepsilon}}{C_{1\varepsilon} - 1} \quad (4)$$

Burada türbülans eddy üretiminin türbülans eddy yayılımına oranı $\frac{P}{\varepsilon} = 2$ olarak alınmıştır.

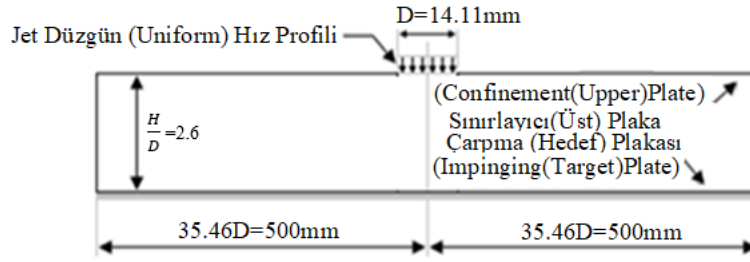
Denklem 4 ile elde edilen yeni $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ değerleri Tablo 4 'de gösterilmiştir.

Tablo 4. Modifiye Edilen Türbülans Model Sabitleri

| Std. k-ε Modeli | | RNG k-ε Modeli | | Real. k-ε Modeli | |
|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| $C_{1\varepsilon}$ | $C_{2\varepsilon}$ | $C_{1\varepsilon}$ | $C_{2\varepsilon}$ | $C_{1\varepsilon}$ | $C_{2\varepsilon}$ |
| 1,415 | 1,83 | 1,295 | 1,59 | - | 1,81 |
| 1,43 | 1,86 | 1,31 | 1,62 | - | 1,84 |
| 1,445 | 1,89 | 1,325 | 1,65 | - | 1,87 |
| 1,475 | 1,95 | 1,355 | 1,71 | - | 1,93 |
| 1,49 | 1,98 | 1,37 | 1,74 | - | 1,96 |
| 1,505 | 2,01 | 1,385 | 1,77 | - | 1,99 |

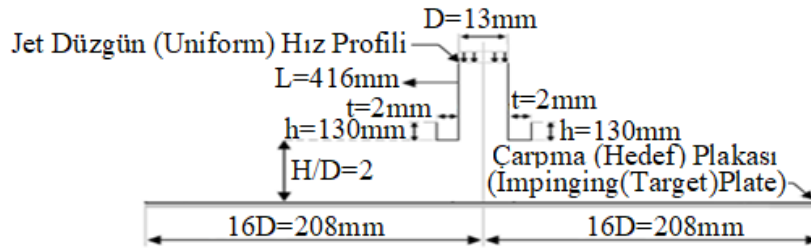
2. 6. Geometri

İlk geometri olarak van Heiningen ve ark. (2002) deneysel olarak çalıştıkları geometri kullanılmıştır. Şekil 1'de görüldüğü gibi jet geometrisi simetrik olup lüle çapı $D=14,1$ mm dir. Çarpma plakası uzunluğu simetri ekseninden her iki tarafa $35,46D$ olup çarpma plakasından lüle çıkışına kadarki mesafe $H=2,6D$ olarak alınmıştır.



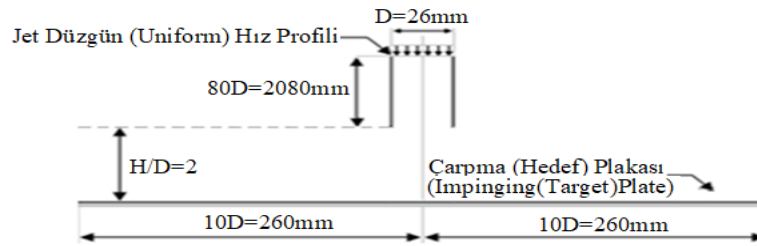
Şekil 1. Birinci geometri sabit yüzey sıcaklığı ve sınırlandırılmış jet

İkinci geometri olarak Alimohammadi ve ark. (2014) deneysel olarak çalıştıkları geometri kullanılmıştır. Şekil 2’de görüldüğü gibi jet geometrisi simetrik olup lüle çapı $D=13$ mm dir. Çarpma plakası uzunluğu simetri ekseninden her iki tarafa $16D$ olup çarpma plakasından lüle çıkışına kadarki mesafe $H=2D$ olarak alınmıştır.



Şekil 2. İkinci geometri sabit yüzey sıcaklığı ve sınırlandırılmamış jet

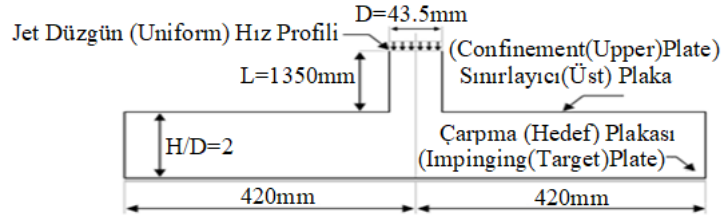
Üçüncü geometri olarak Del Frate ve ark. (2011) deneysel olarak çalıştıkları geometri kullanılmıştır. Şekil 3’de görüldüğü gibi jet geometrisi simetrik olup lüle çapı $D=26$ mm dir. Çarpma plakası uzunluğu simetri ekseninden her iki tarafa $10D$ olup çarpma plakasından lüle çıkışına kadarki mesafe $H=2D$ olarak alınmıştır.



Şekil 3. Üçüncü geometri sabit ısı akılı ve sınırlandırılmamış jet

Dördüncü geometri olarak Guerra ve ark. (2005) deneysel olarak çalıştıkları geometri kullanılmıştır. Şekil 4’de görüldüğü gibi jet geometrisi simetrik olup lüle çapı $D=43,5$ mm dir.

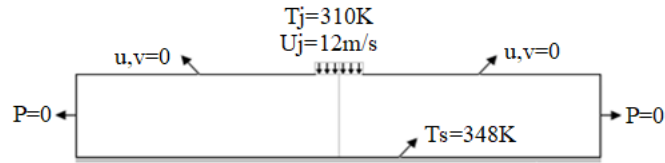
Çarpma plakası uzunluğu simetri ekseninden her iki tarafa 420 mm olup çarpma plakasından lüle çıkışına kadarki mesafe $H=2D$ olarak alınmıştır.



Şekil 4. Dördüncü geometri sabit ısı akılı ve sınırlandırılmış jet

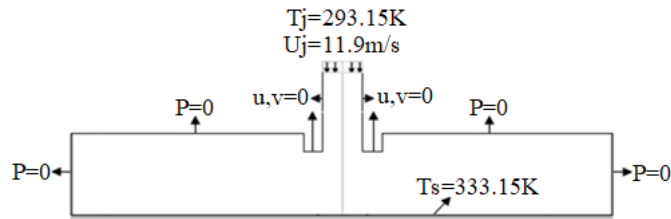
2. 7. Sınır Şartları

Birinci geometri sınırlandırılmış ve sabit yüzey sıcaklığına sahip jettir. Şekil 5’de görüldüğü gibi lüle çıkışından 310 K sıcaklığında ve 12m/s hızında hava girişi olmaktadır. Çarpma plakası uniform 348 K sıcaklığında olup sınırlayıcı üst plaka sabit duvar olarak kabul edilmiştir. Hava çıkışı atmosfer basıncındaki ortama olmaktadır.



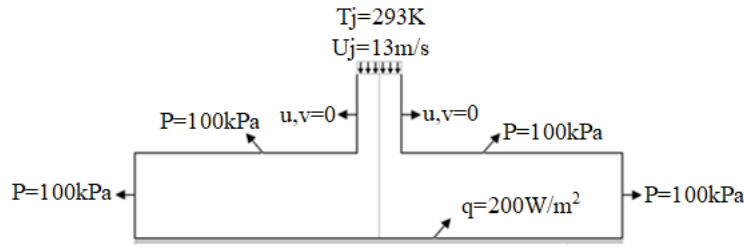
Şekil 5. Birinci geometri sabit yüzey sıcaklığı ve sınırlandırılmış jet

İkinci geometri sınırlandırılmamış (daldırma) ve sabit yüzey sıcaklığına sahip jettir. Şekil 6’da görüldüğü gibi lüle çıkışından sisteme 293,15 K sıcaklığında ve 11,9 m/s hızında hava girişi olmaktadır. Çarpma plakası uniform 333,15 K sıcaklığında olup modelde sınırlayıcı üst plaka bulunmamaktadır. Hava çıkışı atmosfer basıncındaki ortama olmaktadır.



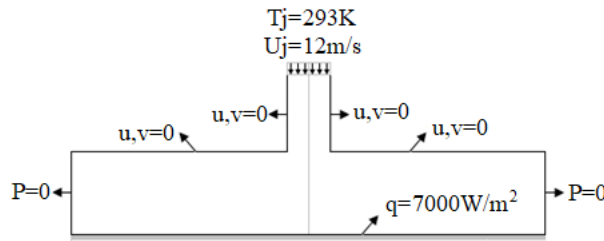
Şekil 6. İkinci geometri sabit yüzey sıcaklığı ve sınırlandırılmamış jet

Üçüncü geometri sınırlandırılmamış (daldırma) ve sabit ısı akısına sahip jettir. Şekil 7’de görüldüğü gibi lüle çıkışından sisteme 293 K sıcaklığında ve 13 m/s hızında hava girişi olmaktadır. Çarpma plakası uniform 200W/m² ısı akısına maruz olup modelde sınırlayıcı üst plaka bulunmamaktadır. Hava çıkışı 100 kPa basıncındaki ortama olmaktadır.



Şekil 7. Üçüncü geometri sabit ısı akılı ve sınırlandırılmamış jet

Dördüncü geometri sınırlandırılmış ve sabit ısı akısına sahip jettir. Şekil 8’de görüldüğü gibi lüle çıkışından sisteme 293 K sıcaklığında ve 12 m/s hızında hava girişi olmaktadır. Çarpma plakası uniform 7000 W/m² ısı akısına maruz olup modelde sınırlayıcı üst plaka sabit duvar olarak kabul edilmiştir. Hava çıkışı atmosfer basıncındaki ortama olmaktadır.



Şekil 8. Dördüncü geometri sabit ısı akılı ve sınırlandırılmış jet

Kullanılan sınır şartları Tablo 5’de özetlenmiştir.

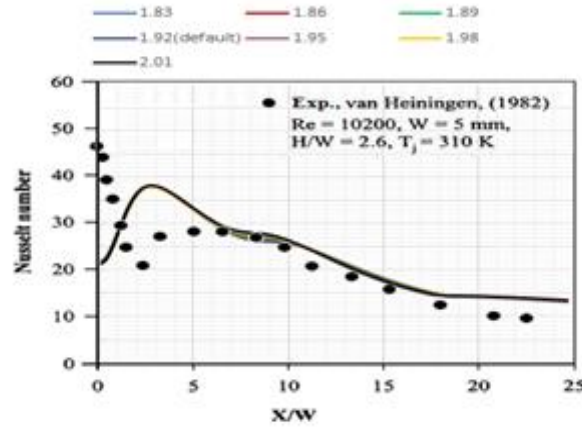
Tablo 5. Kullanılan sınır şartları

| Geometri | Sınırlandırılmış | Sabit yüzey sıcaklığı | (van Heiningen, 2002) |
|------------|--------------------|-----------------------|-----------------------|
| 1.geometri | Sınırlandırılmamış | Sabit yüzey sıcaklığı | (Alimohammadi, 2014) |
| 2.geometri | Sınırlandırılmamış | Sabit ısı akısı | (Del Frate, 2011) |
| 3.geometri | Sınırlandırılmış | Sabit ısı akısı | (Guerra, 2005) |

3. BULGULAR ve TARTIŞMA

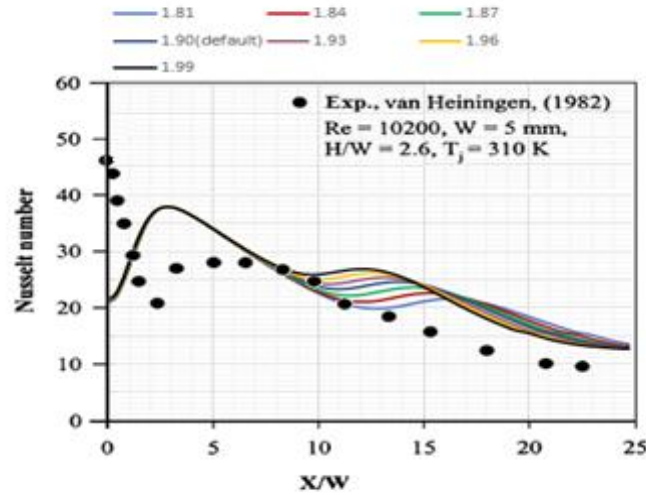
3. 1. Sınırlandırılmış ve Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Geometri

van Heiningen geometrisinde alt yüzey 348 K sabit sıcaklığa sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 310 K alındığında şekil 9’da görüldüğü gibi durgunluk noktasında standard k - ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. C_{2e} katsayısının değişimi belirgin bir fark yaratmamıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D > 5$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. $0 < x/D < 5$ aralığında ikincil tepe noktasının değeri deneysel çalışmadan daha yüksek çıkmakla beraber yaklaşık olarak $2 < x/D < 3$ arasında meydana gelmiştir.



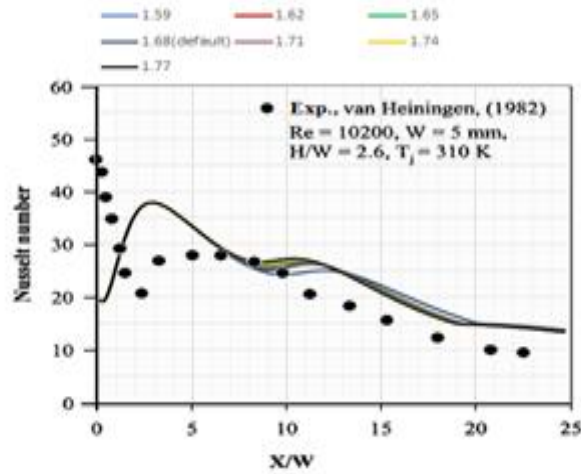
Şekil 9. van Heiningen geometrisinde modifiye edilmiş Standard k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

van Heiningen geometrisinde alt yüzey 348 K sabit sıcaklığa sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 310 K alındığında şekil 10'da görüldüğü gibi durgunluk noktasında Realizable k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D > 5$ için özellikle $C_{2\epsilon}=1.81$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. $0 < x/D < 5$ aralığında ikincil tepe noktasının değeri deneysel çalışmadan daha yüksek çıkmakla beraber yaklaşık olarak $2 < x/D < 3$ arasında meydana gelmiştir.



Şekil 10. van Heiningen geometrisinde modifiye edilmiş Realizable k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

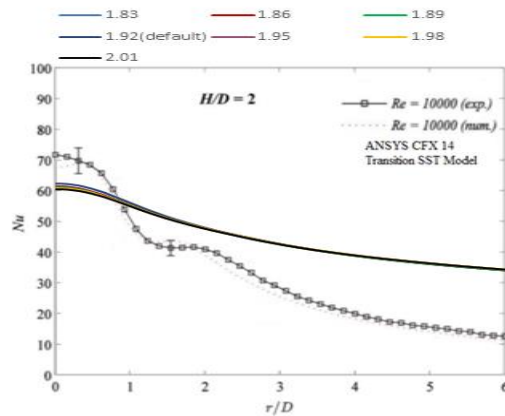
van Heiningen geometrisinde alt yüzey 348 K sabit sıcaklığa sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 310 K alındığında şekil 11'de görüldüğü gibi durgunluk noktasında RNG k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D > 5$ için özellikle $C_{2\epsilon}=1.59$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. $0 < x/D < 5$ aralığında ikincil tepe noktasının değeri deneysel çalışmadan daha yüksek çıkmakla beraber yaklaşık olarak $2 < x/D < 3$ arasında meydana gelmiştir.



Şekil 11. van Heiningen geometrisinde modifiye edilmiş RNG k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

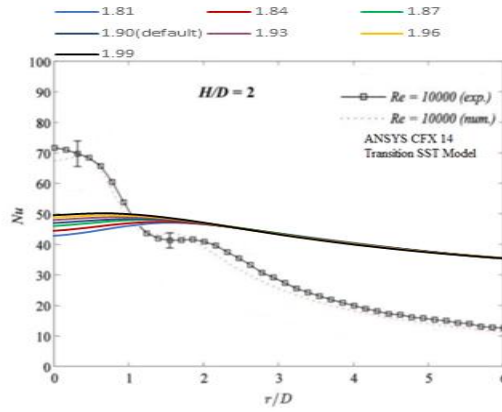
3. 2. Sınırlandırılmamış ve Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Geometri

Alimohammadi geometrisinde alt yüzey 333.15 K sabit sıcaklığa sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293.15 K alındığında şekil 12’de görüldüğü gibi durgunluk noktasında standard k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D = 1$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. İkincil tepe noktası, çarpma yüzeyi boyunca oluşmamıştır. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini biraz etkilemekle beraber çarpma yüzeyi boyunca pek etkili olmamıştır.



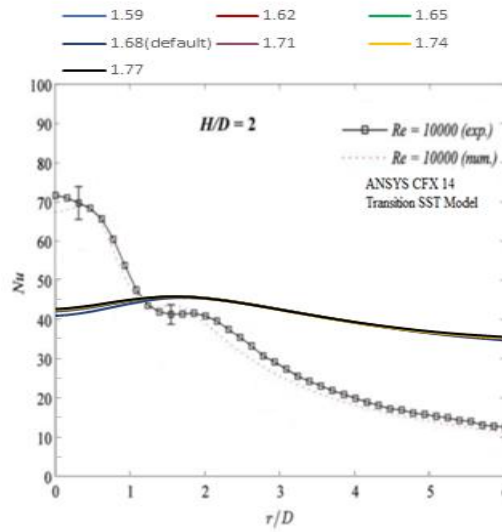
Şekil 12. Alimohammadi geometrisinde modifiye edilmiş Standard k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

Alimohammadi geometrisinde alt yüzey 333.15 K sabit sıcaklığa sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293.15 K alındığında şekil 13’de görüldüğü gibi durgunluk noktasında Realizable k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D = 1$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. İkincil tepe noktası, çarpma yüzeyi boyunca oluşmamıştır. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini %10 civarı etkilemekle beraber çarpma yüzeyi boyunca pek etkili olmamıştır.



Şekil 13. Alimohammadi geometrisinde modifiye edilmiş Realizable k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

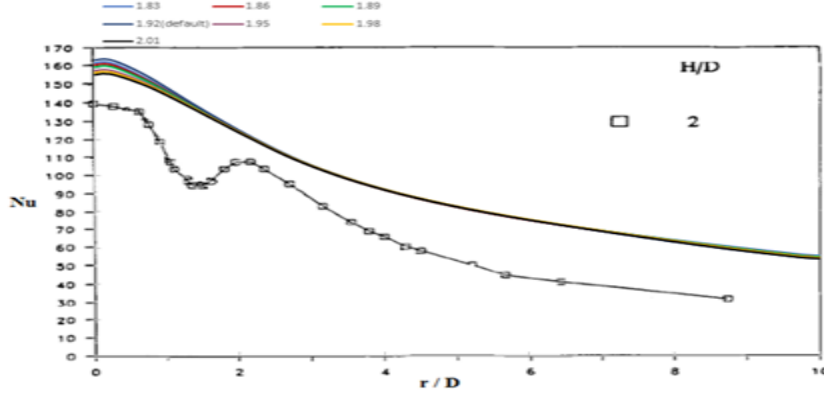
Alimohammadi geometrisinde alt yüzey 333.15 K sabit sıcaklığa sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293.15 K alındığında şekil 14’de görüldüğü gibi durgunluk noktasında RNG k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D = 1$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. İkincil tepe noktası, çarpma yüzeyi boyunca oluşmamıştır fakat standard ve Realizable modeline göre daha belirgindir. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini biraz etkilemekle beraber çarpma yüzeyi boyunca pek etkili olmamıştır.



Şekil 14. Alimohammadi geometrisinde modifiye edilmiş RNG k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

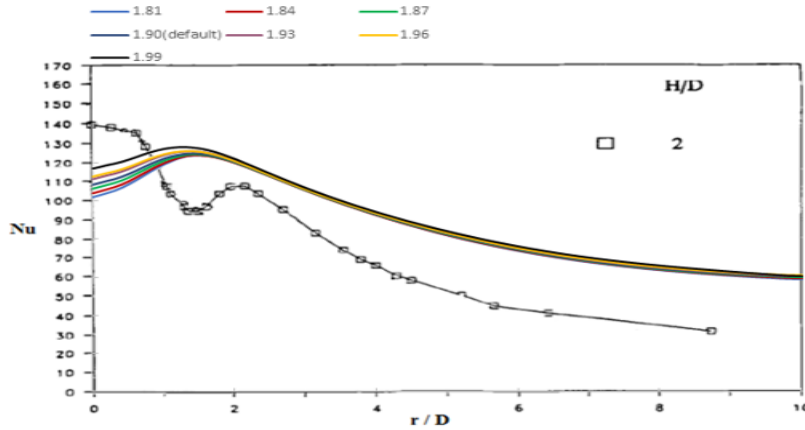
3. 3. Sınırlandırılmamış ve Sabit Isı Akısına Sahip Geometri

Del Frate geometrisinde alt yüzey 200 W/m^2 sabit ısı akısına sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293 K alındığında şekil 15’de görüldüğü gibi durgunluk noktasında standard k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan yüksek bir değer çıkmıştır. İkincil tepe noktası, çarpma yüzeyi boyunca oluşmamıştır. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini biraz etkilemekle beraber çarpma yüzeyi boyunca pek etkili olmamıştır.



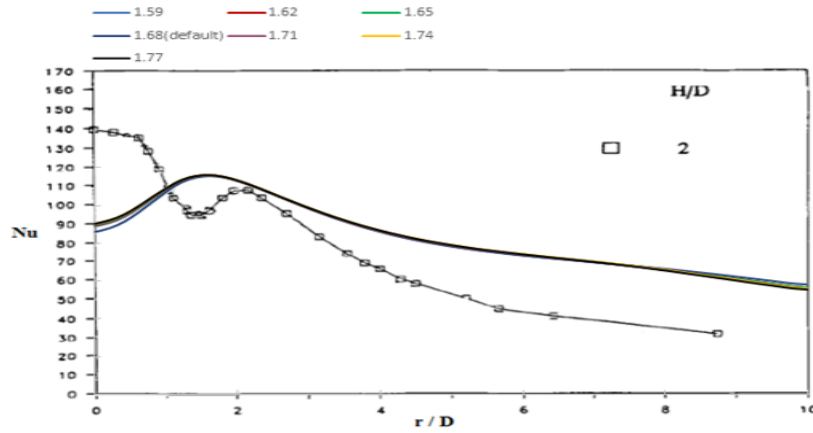
Şekil 15. Del Frate geometrisinde modifiye edilmiş Standard k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

Del Frate geometrisinde alt yüzey 200 W/m^2 sabit ısı akısına sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293 K alındığında şekil 16'da görüldüğü gibi durgunluk noktasında Realizable k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D = 1$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. İkincil tepe noktası, çarpma yüzeyi boyunca yaklaşık $x/D=1.5$ 'te oluşmuştur. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini yaklaşık %15 etkilemekle beraber çarpma yüzeyi boyunca pek etkili olmamıştır.



Şekil 16. Del Frate geometrisinde modifiye edilmiş Realizable k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

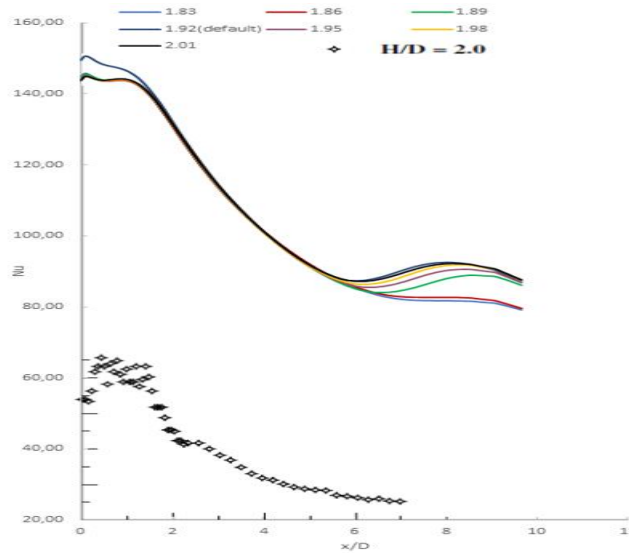
Del Frate geometrisinde alt yüzey 200 W/m^2 sabit ısı akısına sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293 K alındığında şekil 17'de görüldüğü gibi durgunluk noktasında RNG k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan düşük bir değer çıkmıştır. Çarpma yüzeyi boyunca $x/D = 1$ için deneysel çalışma ile yakın sonuçlar çıkmıştır. İkincil tepe noktası, çarpma yüzeyi boyunca yaklaşık $x/D=1.5$ 'te oluşmuştur ve standard ve Realizable modeline göre deneysel sonuca daha yakın çıkmıştır. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini biraz etkilemekle beraber çarpma yüzeyi boyunca pek etkili olmamıştır.



Şekil 17. Del Frate geometrisinde modifiye edilmiş RNG k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

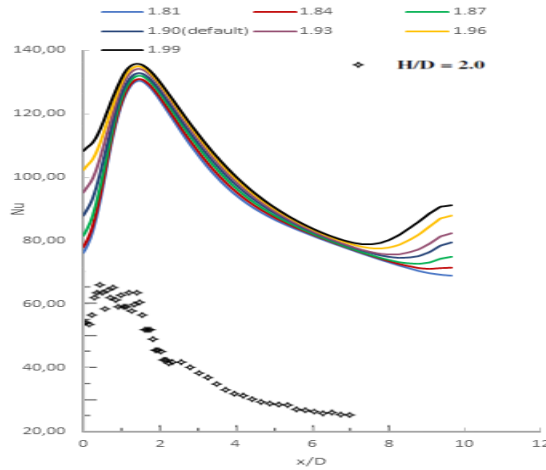
3. 4. Sınırlandırılmış ve Sabit Isı Akısına Sahip Geometri

Guerra geometrisinde alt yüzey 7000 W/m^2 sabit ısı akısına sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293 K alındığında şekil 18’de görüldüğü gibi durgunluk noktasında standard k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan çok yüksek bir değer çıkmıştır. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini biraz etkilemekle beraber $x/D > 6$ için etkili olmuştur.



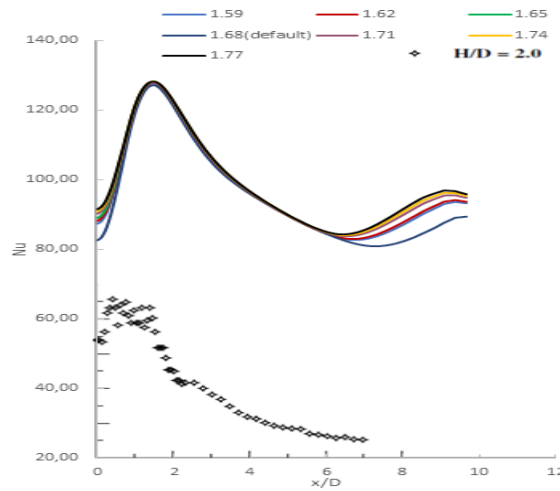
Şekil 18. Guerra geometrisinde modifiye edilmiş Standard k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

Guerra geometrisinde alt yüzey 7000 W/m^2 sabit ısı akısına sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293 K alındığında şekil 19’da görüldüğü gibi durgunluk noktasında Realizable k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan çok yüksek bir değer çıkmıştır. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini önemli ölçüde etkilemekle beraber $x/D > 6$ için de etkili olmuştur.



Şekil 19. Guerra geometrisinde modifiye edilmiş Realizable k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

Guerra geometrisinde alt yüzey 7000 W/m^2 sabit ısı akısına sahip iken hava jet çıkış sıcaklığı 293 K alındığında şekil 20’de görüldüğü gibi durgunluk noktasında Realizable k-ε modelinde Nusselt sayısı deneysel sonuçtan çok yüksek bir değer çıkmıştır. $C_{2\epsilon}$ katsayısının değişimi durgunluk bölgesini pek etkilememekle beraber $x/D > 6$ için de etkili olmuştur.



Şekil 20. Guerra geometrisinde modifiye edilmiş RNG k-ε türbülans modelinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

4. SONUÇ

Sabit yüzey sıcaklığına sahip sınırlandırılmış geometride (van Heiningen geometrisi) modifiye edilmiş değerlerin stagnation point üzerinde etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Sabit yüzey sıcaklığına sahip sınırlandırılmamış geometride (Alimohammadi geometrisi) modifiye standard k-ε değerlerinin stagnation point üzerinde daha doğru sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Fakat modifiye edilmiş değerlerin ikincil tepe noktasını yakalamakta başarısız olduğu gözlemlenmiştir.

Sabit ısı akısına sahip sınırlandırılmamış geometride (Del Frate geometrisi) modifiye RNG k-ε değerlerinin ikincil tepe noktasına yakın çıktığı gözlemlenmiştir.

Sabit ısı akısına sahip sınırlandırılmış geometride (Guerra geometrisi) yine modifiye edilmiş değerlerin iyileştirme sağlamadığı gözlemlenmiştir. Literatürdeki yapılan çalışmalardan k-ε türbülans modelinin impinging jet akışında başarısız olduğu bilinmektedir.

Bu çalışma ile impinging jet akışında k-ε türbülans modelinin başarısız olmasının sebebinin modelde kullanılan katsayılardan dolayı olmadığı gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

1. Ahmed, Z. U.; Al-abdeli, Y. M. & Guzzomi, F. G. 2017. Flow field and thermal behaviour in swirling and non-swirling turbulent impinging jets. *International journal of Thermal Sciences*, 114(-):241-256.
2. Alfonsi, G. 2019. Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations for Turbulence Modeling. *Applied Mechanics Reviews*, 62(4)
3. Alimohammadi, S.; Murray, D. B. & Persoons, T. 2014. Experimental validation of a computational fluid Dynamics Methodology for Transitional Flow Heat Transfer Characteristics of a Steady Impinging Jet. *Journal of Heat Transfer*, 136(6):091703.
4. Andersson, B.; Andersson, R., Hakansson, L., Mortensen, M., Sudiyo, R. & Wachem, B. 2012. *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Cambridge University Press, New York, USA, 189 s.
5. Carlomagno, G. M. & Lanaro, A. 2014. Thermo-fluid-dynamics of submerged jets impinging at short nozzle-to-plate distance: A review. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 58(-):15-35.
6. Chan, T. L.; Leung, C. W., Jambunathan, K., Ashforth-Frost, S., Zhou, Y. & Liu, M. H. 2001. Heat transfer characteristics of a slot jet impinging on a semi-circular convex surface. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 45(-):993-1006.
7. Chung, T. J. 2002. *Computational Fluid Dynamics*. Cambridge University Press, Cambridge, 1012 s.
8. Czesla, T.; Tandogan, E. & Mitra, N. K. 1997. Large eddy simulation of heat transfer from impinging slot jets. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 32(1):1-17.
9. Çengel, Y. & Boles, M. A. 2013. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Palme Yayıncılık, Ankara, 978 s.
10. Del Frate, L. & Galassi, G. 2011. CFD Simulations of a Normally-Impinging Jet from a Circular Nozzle. International conference Nuclear Energy for New Europe, 12-15 Eylül 2011, Bovec, Slovenia.
11. Durbin, P. A. 1996. On the k-3 stagnation point anomaly. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 17(1):89-90.
12. Durbin, P. A. & Pettersson Reif, B. A. 2011. *Statistical Theory and Modeling for turbulent Flows*. A John Wiley and Sons Publication, UK, 357 s.
13. Genceli, O. F. 2000. *Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri*. Birsen Yayınevi, İstanbul, 644 s.
14. Guerra, D. R. S.; Su, J. & Freire, A.P.S. 2005. The near Wall behavior of an impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(-):2829-2840.
15. Hamba, F. 1987. Estimate of Constants in the K-ε Model of turbulence by Using Large Eddy Simulation. *Journal of the physical Society of Japan*, 56(10):3405-3408.
16. Hellsten, A. 1997. Some Improvements in Menter's k-ω SST Turbulence Model. 29. AIAA Fluid Dynamics Conference, 15-18 Haziran 1997, Albuquerque, NM.
17. Incropera, F. P. & DeWitt, D. P. 2001. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*. Literatür Yayınları, İstanbul, 960 s.

18. Ingole, S. & Sundaram, K. K. 2012. Review of Experimental Investigation in Heat Transfer for Jet Impingement Cooling. *International Review of Mechanical Engineering*, 6(3).
19. Issac, J.; Singh, D. & Kango, S. 2019. Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of jet impingement on a flat plate. *Heat Mass Transfer*, 56(-):531-546.
20. Jambunathan, K.; Lai, E., Moss, E. A. & Button, B. L. 1992. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 13(2).