



Çarpan Hava Jetiyle Altıgen Kanatçıklı Soğutma Plakasının Akış Özelliklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak Belirlenmesi

Experimental and Numerical Determination of the Flow Characteristics of the Hexagonal Finned Cooling Plate with Impingement Air Jet

Rıdvan YAKUT^{1,*} , Kenan YAKUT² 

¹ Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Kafkas Üniversitesi, Kars, Türkiye, **Orcid:** 0000-0002-4145-7280

² Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum, Türkiye, **Orcid:** 0000-0001-7822-2445

Araştırma Makalesi

Gönderilme Tarihi : 18/01/2020

Kabul Tarihi : 29/04/2020

Anahtar Kelimeler

Basınç Katsayısı
Çarpan Jet
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)
Türbülans Modeli

Özet

Günümüzde paket programlarının gelişmesiyle birlikte Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleriyle elde edilen veriler deneysel verilere çok yaklaşmış böylece deneysel sürecin neden olduğu; zaman, maliyet, hassasiyet ve tekrarlanabilirlik gibi dezavantajları ortadan kaldırmıştır. Yapılan bu çalışma ile türbülans akışta sayısal olarak modellemesi zor olan çarpan bölgesindeki akış karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır. Hava jetinin, önceden rüzgâr tüneline Taguchi yöntemiyle $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ ortogonal diziniyle optimize edilen, ASP-1 altıgen soğutma plakasına çarptırılmasıyla elde edilen deneysel ve sayısal verilerle akış karakteristikleri belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır. Sayısal analizler ANSYS Fluent HAD paket programı ile yapılmıştır. Sayısal analiz sürecinde dönümlü akışlardaki üstünlüğünden dolayı türbülans modeli olarak k-ε relizable türbülans modeli kullanılmıştır. Üç farklı kanatçık boyuna sahip soğutma plakaları için deneysel ve sayısal çalışmalar; sabit lüle ve Y/R oranında, altı akış hızında yürütülmüştür. $C_{p_{x,y}} - L/(L_0/2)$ grafikleri deneysel ve sayısal olarak elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların merite olarak birbiriyle uyum içerisinde olduğu gözlenmiştir.

Research Paper

Received Date : 18/01/2020

Accepted Date : 29/04/2020

Keywords

Pressure Coefficient
Impingement Jet
Computational Fluid Dynamics (CFD)
Turbulence Model

Abstract

With the development of package programs, the data obtained by the Computational Fluid Dynamics (HAD) analysis are very close to the experimental data and thus the disadvantages eliminate such as time, cost, accuracy and reproducibility caused by the experimental process. In this study, the flow characteristics in the impingement zone, which are difficult to model numerically in turbulence flow, are determined and compared experimentally and numerically. The flow characteristics were determined by experimental and numerical data obtained by the air jet impinge to the ASP-1 Hexagon cooling plate. The cooling plate was optimized by using Taguchi method in the wind tunnel according to $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ orthogonal array in earlier study. Numerical analyses were performed with ANSYS Fluent HAD package program. The k-ε reliable turbulence model was used as turbulence model due to its superiority in rotational flow during the numerical analysis process. Experimental and numerical studies were carried out for three different fin heights; for constant nozzle and Y/R ratio, for six flow rates. $C_{p_{x,y}} - L/(L_0/2)$ graphs were obtained and compared experimentally and numerically. The numerical and experimental results were observed to be in a good agreement exponentially.

1. Giriş

Çarpan jetle soğutma en verimli ve ekonomik ısı transferi sağlayan yöntemlerden biridir. Bununla birlikte, bu tür soğutma yöntemlerinde karşılaşılan basınç düşümleri, mikro gaz türbinlerine, soğutma güneş panellerine, yüksek yoğunluklu elektronik çiplere vb. uygulandığında önem kazanmaktadır [1].

Günümüzde çarpan jet konusunda birçok deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Fakat bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak gelişen analiz programlarıyla birlikte sayısal simülasyonlarıyla elde edilen veriler deneysel verilere yaklaşmış hatta bazı çalışmalarda deneysel verilerden daha doğru sonuçlar elde edilmesine olanak sağlamıştır. Böylece tasarımlar daha hızlı, ekonomik hassas çözülebilmekte ve sistem üzerindeki değişikliklere daha kolay adapte edilebilmektedir. Kullanılan analiz programları içerisinde HAD analizleri önemli bir yer tutmaktadır.

* Sorumlu Yazar (Corresponding Author): ryakut@kafkas.edu.tr



HAD ile yapılan analizlerde türbülans akışın kararsızlığı ve düzensizliği akış sisteminin modellenmesini zorlaştırmaktadır. Bu nedenle birçok türbülans modeli bulunmakta ve akışın fiziği, durumu ve uygulandığı bölgeye göre bu modellerden biri tercih edilerek problemin çözümü gerçekleştirilmektedir. Yapılan çalışma ile deneysel ve sayısal olarak kanatçıklı soğutma plakaları için akış karakteristiği belirlenmiş ve birbiriyle uyumu karşılaştırılmıştır.

Literatürde genellikle soğutma uygulamalarında kullanılan çarpan jetler üzerine birçok deneysel ve sayısal çalışma mevcuttur. Farklı kesitteki lüleden çıkan akışkanın yüzeye çarptırılmasıyla elde edilen çarpan jet uygulamalarında, akışkan hızı arttıkça çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalır buna bağlı olarak yerel konveksiyon katsayısı artar. Ayrıca kanat açıları, dizilimleri değiştirilerek ve farklı geometriler kullanılarak ısı transferi iyileştirilebilir. Bu değişken geometrik özelliklere sahip soğutma plakalarının türbülans akışın etkisiyle çarpma bölgesinde oluşan dönümlü, kararsız akış sayısal olarak modellenmesini zorlaştırmaktadır. Aşağıda çarpan jetle yapılan literatürdeki bazı çalışmalara yer verilmiştir.

Angiolletti *vd.* [2], laminar ve batık geçiş ile ısı transferi hedef düzlem üzerinde serbest gaz jeti sıkışması ile sayısal olarak analiz etmişlerdir ve buna ek olarak ilişkili ölçümler yardımıyla yorumlamışlardır. Üç farklı rejim için nitel ve nicel karşılaştırmalar, geçiş rejimi içinde (başlangıçta laminar veya düşük türbülans çarpan jetler) $Re=100-4000$ arasında sunmuşlardır. Birleştirilen deneysel yaklaşımdan ilk kez faydalanmışlardır. Parçacık Görüntü Hızı (PIV) kullanarak, anlık akış alan verisi ayıklanmış, doğru etki ve dağılım için, serbest jet arayüzü ve yol boyunca akış alanındaki değişikliklere odaklanmak için ortalamışlardır. Ayrıca, boyutsuz yerel ısı transferi Nu yerel bir naftalin filmin erime derinliğini mikrometrik ölçümleri ile değerlendirmişlerdir. Son olarak konu, yapılandırma geçerliliğini değerlendirmesini sağlayan, ticari bir CFD koduyla modellemişlerdir. Bu çalışmada üç türbülans modeli kabul edilmiş, tam hız haritaları ve yerel Nu dağılımları gösterilmişlerdir. Ortalama veya anlık deneysel akış alanı ve ısı transferi verilerine göre kabul modellerin göreceli yararların anlaşılmasında yardımcı olmuşlardır. Re 1000 olduğunda $k-\omega$ SST türbülans modelinde gelişmekte olan çekirdek bölgenin genişlemesinin daha düzgün azaldığı gözlenmiştir. Re sayısı 4000 olduğunda model performansları tamamen değişmiştir. $k-\epsilon$ RNG ve RSM modellerinin performansları tüm çarpan jet bölgesinde çok iyi olduğunu gözlemişlerdir.

Yue-Tzu *vd.* [3], üniform olmayan kanatçıklı tasarımların soğutucu performanslarını çarpan soğutma ile sayısal incelemişlerdir. Ana denklemler dikey üniform olmayan kaydırılmış tablo üzerinde güç şeması ile kontrol

hacim-sonlu farklar yöntemini kullanılarak ayırtmışlardır. Hız ve momentum denklemlerinin basınç şartları ile bağlantısını SIMPLEC algoritmasını kullanarak çözmüşlerdir. Bu iki denklemi $k-\epsilon$ türbülans modelinin çalkantılı yapısı ve davranışlarını tanımlamak için kullanmışlardır. Değişken parametre olarak beş Reynolds sayısı ($Re=5000-25000$), üç kanatçık yüksekliği ($H=35, 40, 45$ mm) ve beş kanatçık tasarımı (Tip-1, Tip-5) kullanmışlardır. Bu çalışmada, kanatçık şeklinin soğutma performansına etkileri incelemişlerdir. Sonuç olarak Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artmıştır. Yüksek Reynolds sayılarında kanatçık boyutlarının Nusselt sayısı üzerindeki etkilerinin daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Levy *vd.* [1] yaptıkları çalışmada 29×29 mm²lik alana sahip çarpma plakası ve 0,2, 0,4, 0,6 ve 0,8 mm'lik nozul çaplarını kullanarak deneysel çalışmalarını sürdürmüşlerdir. Çeşitli Reynolds sayılarındaki çarpan jet akışını modellemek için, iki denklem türbülans modelleri ($k-\epsilon$, $k-\omega$) ve laminar akış modelleri kullanılmıştır. Yapılan çalışma ile ayrıntılı akış yapısı (kütleli debi dağılımı, jetlerin hız profilleri ve dizi boyunca akış yönünde akışkan boşaltma katsayısının değişimi) elde edilmiştir. Bu simülasyonlar, çoklu çarpan jet sistemi içindeki fiziğin anlaşılmasına yardımcı olmuştur. Deneysel sonuçlar ile sayısal simülasyonlar arasında makul karşılaştırmalar yapılmıştır. Basınç düşümünü hesaplamak için geliştirilen yöntem, çarpan jet dizisinin geometrik parametrelerini bu tür sistemlerin pnömatik güç tüketimine göre optimize etmek için kullanılabilir.

Yakut *vd.* [4], çarpan hava jeti ile soğutma uygulamasında Taguchi $L_{18}(2^1 \times 3^6)$ deney optimizasyonu yöntemine göre optimize etmiş ve Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılmış altıgen kanatçıklı ısı alıcıların ısı transferi ve basınç karakteristikleri incelemiştir. Deneylerde sabit nozul çapı ($d_n=42$ mm) ve nozul yüksekliğinin – nozul çapına oranı $h/D_n=4$ mesafesi, 6 farklı akış hızı (4-9 m/sn) ve üç farklı kanat boyu (100-150-200mm) değerleri kullanılmıştır. Sonuç olarak; elde edilen veriler $Nu-Re$ ve $C_{px}-1/(l_0/2)$, $C_{py}-1/(l_0/2)$ grafikleri şeklinde sunulmuştur. Deneyler sonucunda Genel-1 için; $Nu=0,66.Re^{0,52}Pr^{1,62}.(h_k/d)^{0,58}.(h/D_n)^{-0,95}$ ve Genel-2 için; $Nu=0,87.Re^{0,49}.Pr^{33,94}.(h_k/d)^{-0,60}.(h/D_n)^{7,6}$ korelasyonlarını elde edilmişlerdir. ısı alıcılar için Nusselt sayısı, artan Re sayısı ile artmakta ve h/D_n mesafesi arttıkça azalmıştır. Ayrıca, basınç katsayılarının Re sayısı ve kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir.

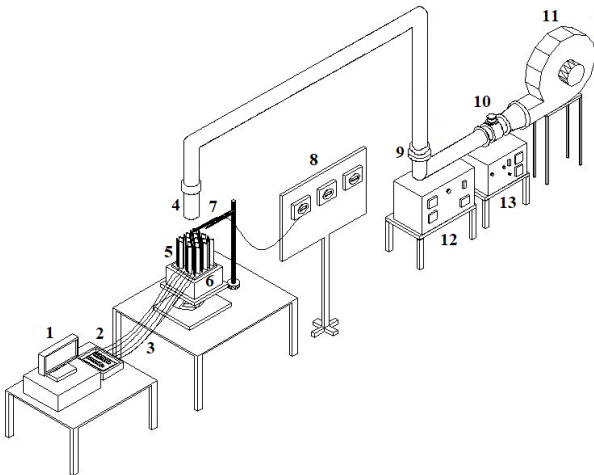
Penumadu ve Rao [5], düşük Reynolds sayılı çarpan jet uygulamalarının fiziği üzerine yoğunlaşmışlardır. Ayrıca bu çalışma ile çarpan jetlerin çarptığında meydana gelen basınç düşümünün karakteristiği hakkında bazı önemli bilgiler sunmaktadır. Bir dizi çarpan jetin sayısal simülasyonunda, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes

(RANS) ve Büyük Girdap Simülasyonları (LES) gibi çeşitli türbülans modelleri kullanılmıştır. Bu simülasyonlardan elde edilen sonuçları deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Çoklu çarpan jet dizisindeki akış fizikini daha iyi anlamak için LES simülasyonlarını kullanmışlardır. Simülasyonlar, sistemdeki ana basınç kaybının nozul girişindeki daralma ve viskoz kayıplara bağlı olduğunu göstermiştir. Ayrıca simülasyonlar, bu dizilerin pratik mühendislik uygulamalarında gereken üretim toleranslarında basınç düşümü ve ısı transfer karakteristiklerinin hassasiyetini belirlemek için yürütülmüştür.

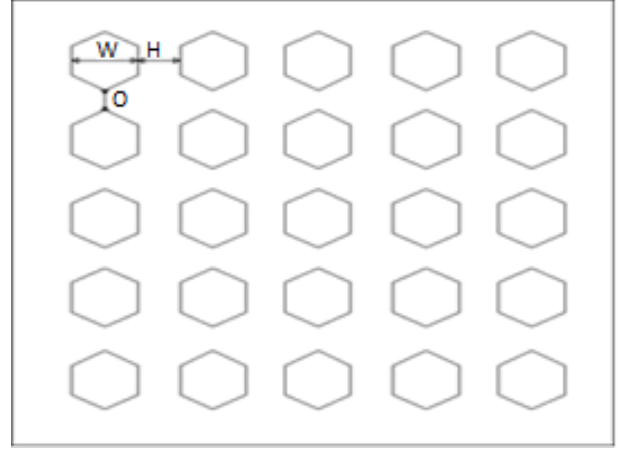
2. Deneysel Çalışma

Akış karakteristikleri, kanal akışında Taguchi $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ ortogonal dizini kullanılarak optimize edilen altıgen kanatçıklı ASP-1 soğutma plakasında, 50 mm lüle çapı ve $Y/R=1$ oranı için, 100 – 150 – 200 mm kanatçık boylarında ve 4 – 9 m/s aralığındaki hızlar için gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma ile soğutma plakası üzerinde x ve y yönlerindeki basınç katsayıları hesaplanarak $C_{p_x}-(L_0/2)$, $C_{p_y}-L/(L_0/2)$ grafikleri elde edilmiştir.

Deneysel çalışmanın yürütüldüğü deney düzeneği Şekil 1’de gösterilmektedir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Soğutma plakası ve kanatçıklar alüminyumdan imal edilmiştir. Basınç değerleri basınç transmitterleri ve pitot tüpü vasıtasıyla dijital olarak ölçülmüştür.



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü. (1) Bilgisayar, (2) Veri ölçüm kartı, (3) Termokupullar, (4) Dairesel lüle, (5) Soğutma plakası, (6) Isı kaynağı, (7) Hız ölçer, (8) Basınç – hız transmitterleri, (9) Redüksiyonlar, (10) Sürgülü vana, (11) Fan, (12) Ayarlı transformatör (Varyak), (13) Hassas voltaj regülatörü



Şekil 2. Altıgen Soğutma plakası.

50 mm çapındaki lüle, $305 \times 305 \text{ mm}^2$ ölçütlerindeki soğutucu plakanın tam orta noktasına denk gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Test elemanları için 14 mm genişliğine sahip altıgen kanatçıklar kullanılmıştır. Altıgen kanatçıklar, plaka üzerinde kendileri için açılan 5 mm derinliğindeki kanallara ısı transfer macunu sürülerek yerleştirilmiştir.

Çalışmada dinamik basınç dağılımının belirlenmesi için pitot tüpü kullanılmıştır. Aksiyel akışın gerçekleştiği “duvar jeti” bölgesinde kanatçıklardan gelen periyodik yapıya yakın akışın anlık basınç değeri, akış doğrultusunda meydana gelen küçük sapmaların ve ısıtılan soğutma plakasından kaynaklı sıcaklık değişimlerinin, ölçümü etkilemediği, pitot tüpü kullanılarak ölçülmüştür.

Çalışmada incelenen deney değişkenleri Tablo 1’de verilmiştir. Tasarım değişkenlerine uygun altıgen soğutucu plaka, çarpan jet deney düzeneğine yerleştirilmiştir. Deneyler üç farklı kanatçık boyunda ($h_k=100-150-200$ mm), altı farklı akış hızında (4 – 5 – 6 – 7 – 8 – 9 m/s) ve sabit Y/R oranı için yapılmıştır. Deney sonuçlarından elde edilen verilerle $C_{p_x}-L/(L_0/2)$, $C_{p_y}-L/(L_0/2)$ grafikleri verilmiştir.

Tablo 1. ASP-1 soğutma plakasında incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler		Optimum elemanlar ASP-1
A	Kanat yüksekliği, h_k [mm]	100-150-200
B	Kanat genişliği, W [mm]	14
C	Kanatçıklar arası yatay uzaklık, H [mm]	20
D	Kanatçıklar arası dik uzaklık, O [mm]	20
E	Lüle çıkışı akış hızı, V [m/s]	4-5-6-7-8-9

2.1. Hesaplamalar

Kararlı hal akış koşullarında plaka üzerinde x ve y yönlerindeki basınç katsayıları aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır:

$$c_{px} = \frac{\Delta P}{\left(\frac{1}{2}\rho U_{ort}^2\right)} \quad (1)$$

$$c_{py} = \frac{\Delta P}{\left(\frac{1}{2}\rho U_{ort}^2\right)} \quad (2)$$

Türbülanslı akışta lüle kesiti boyunca hız ortalaması hesaplanırken lüle merkezinde ölçülen hız değerinden yararlanılır. Hızın kesit içerisindeki ortalaması aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$U_{ort} = 0,817U_0 \quad (3)$$

Boyutsuz sayılardan Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Eşitlikte akışkanın lüle kesitindeki ortalama hızı U_{ort} ve termo-fiziksel özellikleri akışkanın lüle çıkışındaki bölge dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$Re = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \quad (4)$$

Belirsizlik analizi Kline ve McClintock tarafından önerilen yöntem kullanılarak yapılmıştır [6]. Çalışmada kullanılan boyutsuz parametrelere ait belirsizlikler; Basınç katsayısı için %11.18 ve Reynolds sayısı için %5.00 olarak bulunmuştur. Deney esnasında ölçülen ve elde edilen boyutsuz sayıları etkileyen fiziksel büyüklükler ve her birinin hata katkı oranları Tablo 2’de verilmiştir.

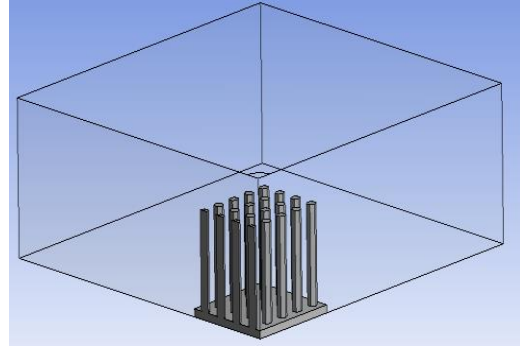
Tablo 2. Ölçülen parametrelerdeki belirsizlikler

Değişkenler	Belirsizlik (%)
Havanın hızı, U	5
Basınç, P	5
Hidrolik çap, D_h	0.1
Havanın dinamik viskozitesi, μ	0.048
Havanın yoğunluğu, ρ	0.008

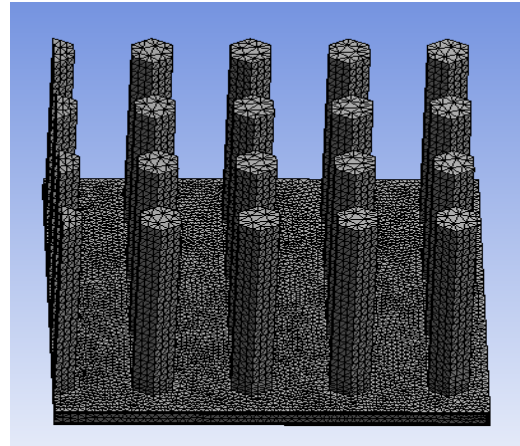
3. Sayısal Modelleme

Sayısal modelleme ile ASP-1 soğutma plakası üzerindeki akış karakteristiği belirlenmiştir (Şekil 3). Y/R=1 oranı ve 100 – 150 – 200 mm kanatçık boyları için sayısal modeller oluşturulmuştur. 50 mm çapındaki lüle, yüzeye dik bir şekilde 4 – 9 m/s aralığındaki altı farklı hız için modellenmiştir. Türbülans modeli olarak çarpma bölgesinde iyi sonuçlar veren k- ϵ reliable türbülans modeli kullanılmıştır. Simetrik modelle uygulanarak daha sıkı ağ oluşturulmasına olanak sağlanmıştır. Türbülans modelinin daha doğru sonuçlar verebilmesi için duvara yakın

bölgelerin daha sıkı ağ ile oluşturulması gerekmektedir. Bu nedenle çarpma plakasına yakın bölgelerde sayısal ağ sıkılaştırılmıştır (Şekil 4). Kütlelen korunumu, momentum ve enerji denklemleri uygun sınır şartları verilerek ANSYS Fluent paket programı ile çözülmüştür. Sayısal analizde, sayısal ağ ve iterasyon için optimum değerler belirlenmiştir. Sayısal analizlerde, modeli tanımlamak için ortalama 1.000.000 sayısal ağ için, 500 iterasyon uygulandığında sonuçların, deneysel sonuçlara merteye olarak yaklaştığı görülmüştür.



Şekil 3. Sayısal model



Şekil 4. Oluşturulan sayısal ağ

Sayısal çalışmalarda oluşturulan ağın kaliteli ve düzgün olması elde edilen verilerin doğruluk oranını yükseltmesi açısından önemlidir. Ancak oluşturulan ağın kalitesi, analizi yapılacak olan geometrinin karmaşıklığı arttıkça düşmektedir. Oluşturulan meshin kalitesini değerlendirmek için bir çok parametre olmasına rağmen en boy oranının ve diklik oranının 1’e yakın olması, keskinlik oranının 0’a yakın olması istenmektedir. Ağ kalitesinin yükseltmek için daha küçük elemanlar kullanmak, analizi yapılacak geometriye uygun ağ elemanlarının seçmek, test bölgesindeki elemanların daha küçük olması, en büyük ve en küçük elemanlar arasındaki boyut farkının az olması ve bu elemanlar arasındaki geçişin düzgün olması gerekmektedir. Oluşturulan yapı elemanlarının boyutları düşürülerek daha kaliteli sayısal ağ elde edilmesine

rağmen, bunun sonucunda problemin çözüm süresi artmakta ve süper bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Oluşturulan sayısal ağın sonuçlara etkisini belirlemek için ASP-1 soğutma plakasında, Y/R oranının 1, kanat uzunluğunun 150 mm olduğu, 4 m/s akış hızı için oluşturulan 3 ağ yapısı karşılaştırılmış ve optimum ağ kalitesine sahip II. Ağ yapısı kullanılarak sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3. Ağdan bağımsızlık analizi sonuçları

	Ağ Yapısı	I. Ağ Yapısı	II. Ağ Yapısı	III. Ağ Yapısı
Ağ Özellikleri	Eleman Sayısı	1078697	1278334	1819567
	Düğüm Sayısı	261346	298856	399950
Ağ Kalitesi	En Boy Oranı	4.7201	4.0695	3.5519
	Keskinlik	0.283	0.26916	0.26089
	Diklik Kalitesi	0.71564	0.72955	0.73799
Etkin Parametre	Basınç Katsayısı	0.181	0.185	0.186

3.1. Korunum Denklemleri

Üç boyutlu, sıkıştırılamaz akış için uygun sınır şartları altında süreklilik, türbülanslı momentum ve türbülanslı enerji denklemleri ANSYS Fluent ile çözülmüştür. Kartezyen koordinatlarda türbülanslı akış için korunum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilmektedir [7-8].

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

Momentum denklemi

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (6)$$

Enerji denklemi

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_l}{\sigma_t} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right] \quad (7)$$

k (türbülans kinetik enerjisi) için aktarım denklemi

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (8)$$

ϵ (yutulma oranı) için aktarım denklemi

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\mu_t} \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{2\rho} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (9)$$

Denklemlerde kullanılan deneysel sabitlerin değerleri aşağıdaki şekildedir:

$$C_1=1.44, C_2=1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k=1.0, \sigma_\epsilon=1.3$$

Katı için süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (10)$$

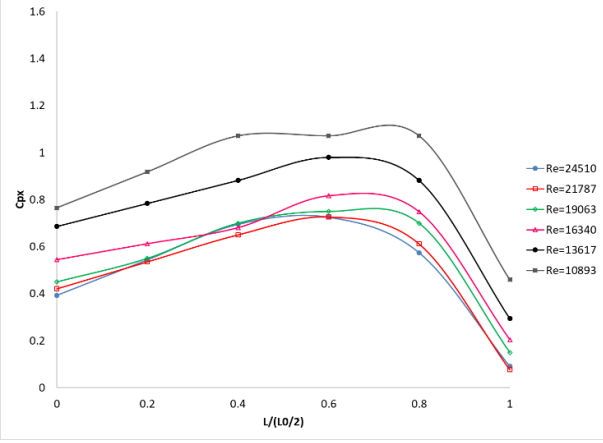
Çarpan jet için Reynolds sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Re = \frac{|U_{ort}|R}{\nu} \quad (11)$$

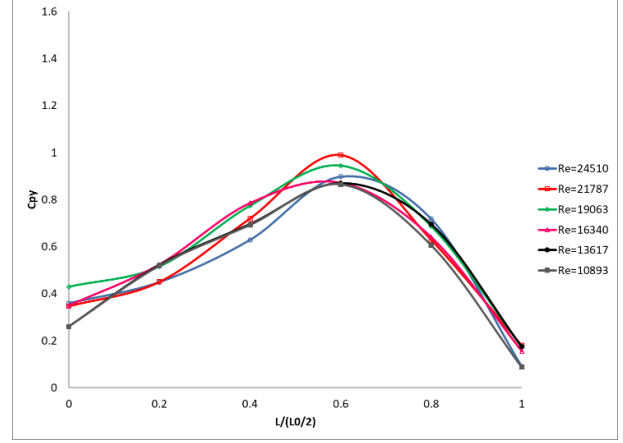
4. Araştırma Bulguları

Çalışma sonucunda farklı kanat boyları için deneysel ve sayısal olarak C_p - $L/(L_0/2)$ grafikleri elde edilmiştir. Deneysel çalışmada $Y/R=1$ için en büyük C_{p_x} ve C_{p_y} değerleri 100 mm kanat boyu için, en küçük değerler 200 mm için elde edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen x ve y yönündeki basınç katsayıları kanat uzunluğunun artışıyla birlikte azalmıştır. X yönünde basınç katsayıları 0.6 istasyonunda pik yapmıştır ve 0.8, 0.4 hatta 0.2 istasyonundaki değerlerle arasında büyük farklılıklar yoktur. Fakat y yönündeki basınç katsayı 0.8 istasyonunda pik yapmıştır ve diğer istasyonlardaki değerlerle arasındaki fark daha büyüktür. Ayrıca deneysel çalışmada x ve y yönünde her üç kanat boyu içinde en büyük basınç düşümü 4 m/s için elde edilirken, en düşük basınç düşümü 9 m/s için elde edilmiştir ve Reynolds sayısındaki değişiminin basınç katsayısı üzerindeki etki net bir şekilde gözlenmektedir.

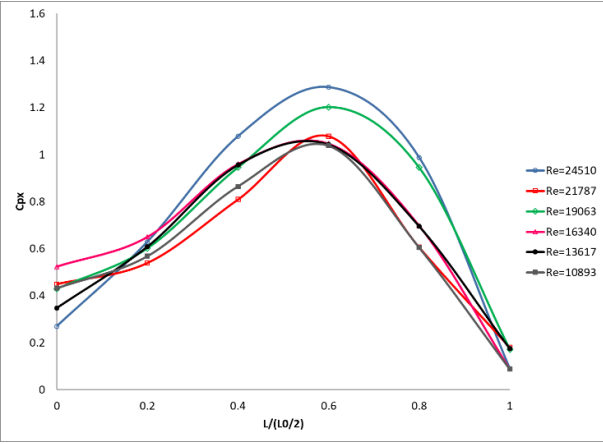
Sayısal çalışmada iki yönde de, üç kanat boyundaki değişim hemen hemen aynıdır, bu nedenle belirli bir artan azalan sıralaması elde edilememiştir. Basınç katsayısı değerleri her iki yönde de 0.6 istasyonunda pik yapmıştır ve grafiklerin eğimleri çok benzerdir. Sayısal çalışmada x ve y yönünde en büyük basınç düşümü 9 m/s için elde edilirken, en düşük basınç düşümü her üç kanat boyu içinde 4 m/s için elde edilmiştir. Reynolds sayısının basınç katsayıları üzerindeki etkisi değerler birbirine çok yakın olduğu için net bir şekilde gözlenememiştir.



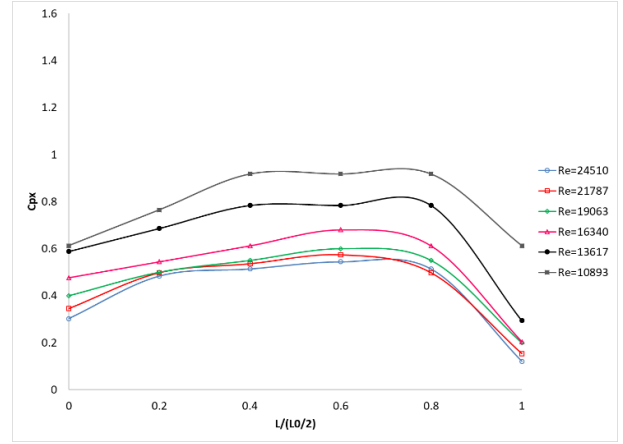
Şekil 5. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



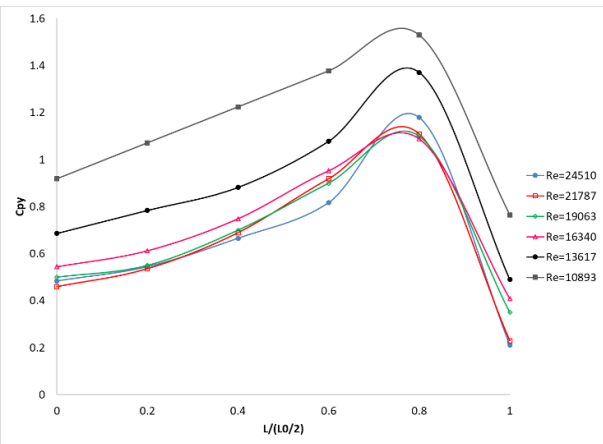
Şekil 8. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



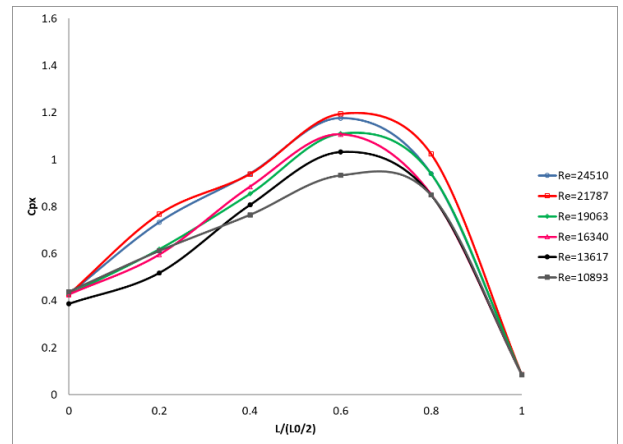
Şekil 6. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



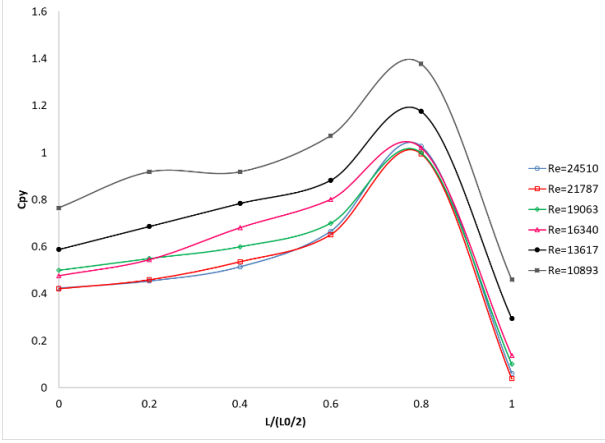
Şekil 9. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



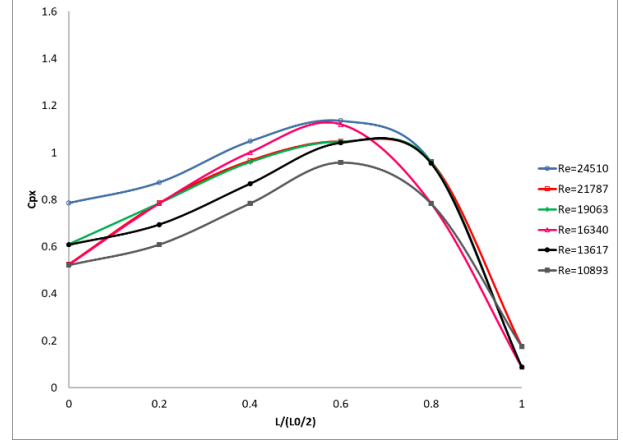
Şekil 7. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



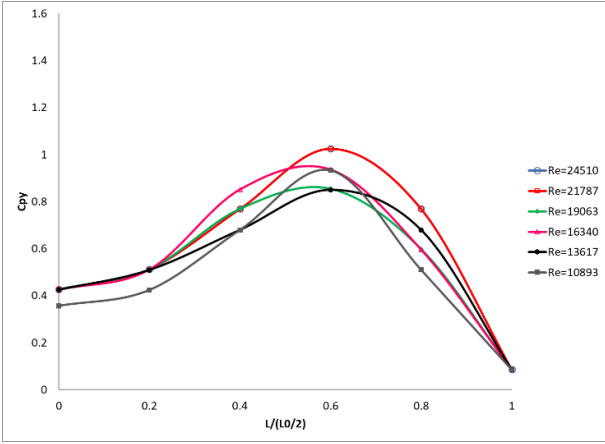
Şekil 10. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



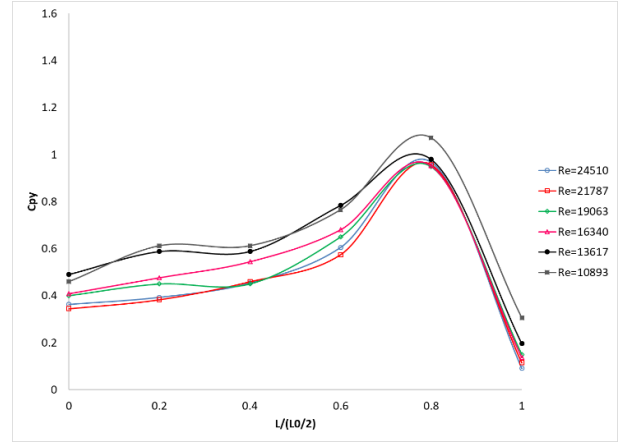
Şekil 11. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



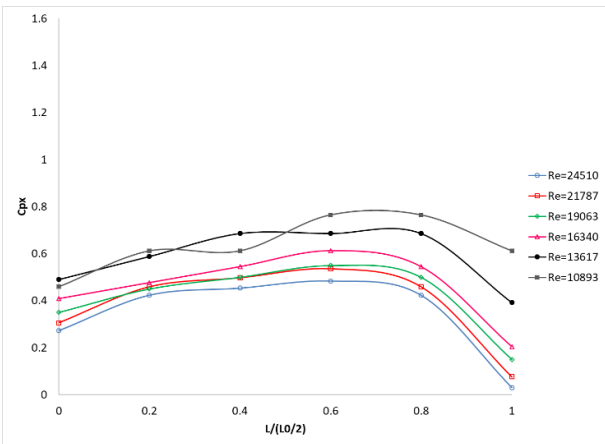
Şekil 14. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



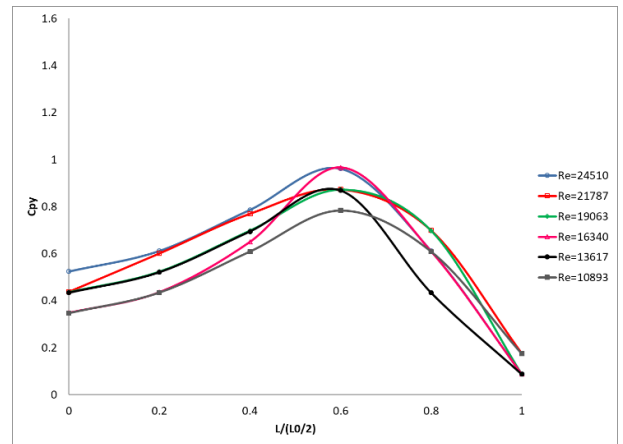
Şekil 12. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



Şekil 15. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi

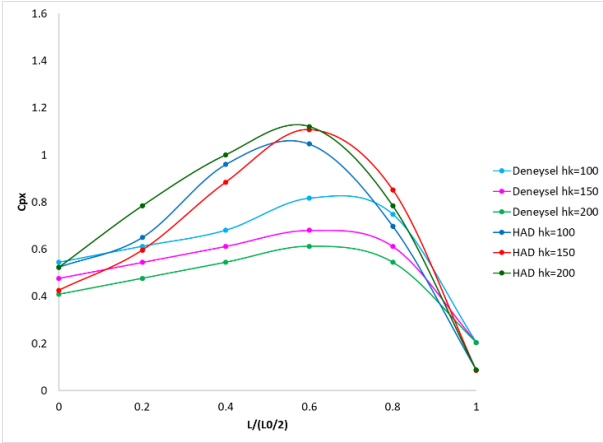


Şekil 13. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi

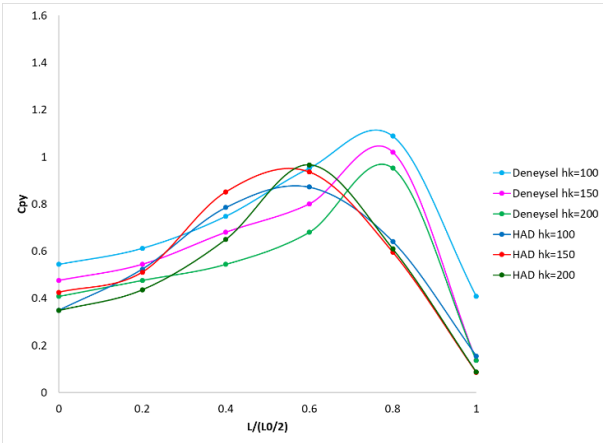


Şekil 16. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi

Yapılan çalışma sonunda deneysel ve sayısal verilerin merteye olarak uyuştuğu görülmüştür. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki fark, x yönünde en fazla 0.4 ve 0.6 istasyonlarında gerçekleşirken, y yönünde 0.8 istasyonunda gerçekleşmiştir. Deneysel verilerle elde edilen grafiklerde kanat yüksekliğinin ve hızın etkisi daha net gözlenirken, sayısal analizle elde edilen grafiklerde bu parametrelerin basınç düşümüne etkileri net olarak gözlenememiştir. Ayrıca sayısal analizler sonucu elde edilen grafiklerde x ve y yönündeki basınç düşümünün benzer eğrilere sahip olduğu gözlenirken, deneysel verilerle elde edilen grafiklerin eğiminde farklılık olduğu gözlenmiştir.



Şekil 17. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde, Re=16340 için deneysel ve sayısal C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişimi



Şekil 18. Altıgen ASP-1'de Y/R=1 mesafesinde, Re=16340 için deneysel ve sayısal C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişimi

5. Tartışma

Yürütülen deneysel ve sayısal çalışmaların sonunda x ve y yönünde C_p - $L/(L0/2)$ grafikleri elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal grafiklerin merteye olarak örtüştüğü görülmüştür. Deneysel ve sayısal verilerdeki bu

farklılıkların birçok nedeni olabilir. Bu farklılıkların nedenleri ve elde edilen çıkarımlar aşağıda sıralanmaya çalışılmıştır.

1. Çalışmada çarpma bölgesinde kullanılan ısı alıcılar sayesinde yüzey kararsızlığı artırılıp türbülans akışın gerçekleşmesi sağlanmıştır. Fakat akışın gerçekleştiği Reynolds sayılarında türbülans şiddeti düşük olduğu için türbülans modelleri yetersiz kalmaktadır. Çalışmada Reynolds sayısı arttıkça deneysel ve sayısal verilerin birbirine yaklaşması ve en yakın değerlerin 9 m/s hız için elde edilmesi bu olasılığı güçlü kılmaktadır.
2. Literatürde türbülans modelleme için kullanılan birçok yöntem olmasına rağmen çarpma bölgesindeki kararsızlıklar ve dönümlülük akışın modellenmesini zorlaştırmaktadır. Farklı geometriye sahip yapılar bu bölgedeki akışın modellenmesini daha da zorlaştırmaktadır. Yapılan çalışma ile literatürde kullanılan paket programlarla türbülans modellemelerinin hala çok iyi seviyede analizler geliştiremediğini ortaya koymuştur.
3. Her ne kadar sayısal modelleme optimize edilmiş olsa dahi (oluşturulan sayısal ağın yetersizliği, sınır şartlarının eksik tanımlanması, uygun türbülans modelinin seçilmemesi, doğru y^+ değerinin saptanamaması, yanlış model varsayımları ve kullanılan iterasyon sayısının yeterli gelmemesi gibi) hata yada eksiklikler verilerin uyuşmamasına neden olmuş olabilir.
4. Deneysel çalışmada ortam koşullarının değişken olması, ölçüm yapılan cihazların hassasiyetinin yeterince yüksek olmaması deneysel verilerin hatalı olmasına neden olmuş olabilir.
5. Hız ve basınç ölçümlerinin yapıldığı pitot tüpünün çarpma bölgesindeki akışı etkilemesi, yüzeye çarpan akışkanın geri dönmesi sonucu negatif vakum etkisi oluşturarak gerçek değerlerin altında sonuçlar elde edilmesi deneysel ve sayısal sonuçlar arasında farkın oluşmasına sebep olmuş olabilir.

Semboller

C_p	Sabit Basınçta Havanın Özgül Isısı (J/kgK)
C_{p_x}	x Yönündeki Basınç Katsayısı
C_{p_y}	y Yönündeki Basınç Katsayısı
R	Lüle Çapı
D_h	Lüle Hidrolik Çapı (m)
ε	Isı İletim Katsayısının Yutulma Oranı
k	Tübülans Kinetik Enerjisi
Y/R	Lüle-Kanat Arası Mesafe (m)
L	İstasyon Mesafesi (m)
L_0	Test Elemanı Uzunluğu (m)
P	Basınç (Pa)
Re	Reynolds Sayısı
u_{ort}	Lüle Çıkışındaki Jet Ortalama Hızı (m/s)
u_0	Lüle Çıkışında Jet Ekseninde Mak. Hız (m/s)
$u_{i,j}$	x ve y Yönündeki Hız Bileşenleri
μ	Akışkan Dinamik Viskozitesi (m^2/s)
ν	Akışkan Kinematik Viskozitesi (m^2/s)
ρ	Akışkan Yoğunluğu (kg/m^3)
σ	Prandtl Sayısı
T	Sıcaklık (K)
Alt İndisler	
t	Türbülans
l	Laminer

Kaynaklar

- [1] Levy, Y., Rao, A.G., Erenburg, V., Sherbaum, V., Gaissinski, I., Krapp, V., 2012. Pressure losses for jet array impingement with crossflow. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012 June 11-15, Copenhagen, Denmark.
- [2] Angioletti, M., Nino, E., Ruocco, G., 2004. CFD turbulent modelling of jet impingement and its validation by particle image velocimetry and mass transfer measurements. Science Direct, 349-356.
- [3] Yue-Tzu, Y., Huan-Sen, P., 2009. Numerical study of the heat sink with un-uniform fin width designs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 3473-3480.
- [4] Yakut, K., Yıldız, N., Kabakuş, A., Yeşildal, F., 2013. Optimize edilmiş altıgen kanatçıklı ısı alıcıların çarpan jetle ısı transferinde ısı ve akım karakteristiklerinin belirlenmesi, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
- [5] Penumadu, P.S., Rao, A.G., 2017. Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. Applied Thermal Engineering 110 (2017) 1511–1524.
- [6] Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. Mech Eng., 75, 3–8.
- [7] Fluent Inc., 2012. Fluent 14.5 User's Guide. Canonsburg.
- [8] Yang, Y. T., Peng, H. S., 2009. Numerical Study of the Heat Sink with Un-Uniform Fin Width Design. International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 3473-3480.