

DİK AKIŞA MARUZ BİR SİLİNDİR ÜZERİNDEN OLAN ISI TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Gizem ŞENCAN *
Yunus MARAL *
Mustafa Kemal İŞMAN *

Özet: Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanalın içerisinde, akışa dik olarak yerleştirilmiş ve ısıtılmış silindir üzerinden olan ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Akışı idare eden Navier-Stokes denklemlerinin çözümünde Sonlu Hacim Metodunu (SHM) kullanan ANSYS-FLUENT 14 paket programı kullanılmıştır. Çalışmada, üç farklı türbülans modeli (Std. k-ε, RNG k-ε ve Realizable k-ε) ile dört farklı giriş Reynolds sayısı (Re= 4000, 8000, 16000 ve 32000) için hesaplamalar yapılmıştır. Sonuç olarak, Std. ve RNG k-ε türbülans modelleri ile elde edilen sayısal sonuçların deneysel değerlerle iyi uyum gösterdiği tespit edilmiştir. Ayrıca beklenildiği üzere artan Reynolds sayısı ile silindir üzerindeki hemen hemen tüm noktalarda Nusselt sayısı artmıştır.

Anahtar Kelimeler: HAD, Silindire dik akış, Türbülans modelleme

Numerical Investigation of Heat Transfer on the Surface of a Circular Cylinder in Cross-Flow

Abstract: In the present study, numerical analysis of heat transfer from heated cylinder, located in rectangular channel normal to the flow direction is studied. Finite volume based ANSYS-FLUENT 14 code is used in the solution of governing equations. Three different turbulence models as Std. k-ε, RNG k-ε and Realizable k-ε are used in computations for four different Reynolds numbers, Re= 4000, 8000, 16000, and 32000. It is found that numerical results obtained with Std. and RNG k-ε turbulence models are in good agreement with experimental data for maximum value of local Nusselt number on the cylinder. As expected that local Nusselt numbers increase with increasing Reynolds number for almost all points on cylinder.

Keywords: CFD, Cross-flow cylinder, Turbulence modeling

1. GİRİŞ

Silindire dik akış problemi, basit bir geometriye sahip olmasıyla birlikte girdaplı akış yapısı oluşmasından dolayı, son yıllarda birçok çalışma için araştırma konusu olmuştur. Bu tip akış yapıları, soğutma kuleleri, bacalar, yüksek binalar ve elektronik devreler gibi birçok mühendislik uygulamasında görülmektedir.

Zdrovistch ve diğ. (1995) boru demeti üzerinden, hem laminer, hem de türbülanslı akış için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Buyruk ve diğ. (1998), tek bir silindiri göz önünde bulundurarak farklı blokaj oranlarında (silindir çapının, kanal yüksekliğine olan oranı) ısı transferi ve akış yapılarını, düşük Reynolds sayılarında incelemişlerdir. Buyruk ve diğ. (2001), Reynolds

* Bursa Teknik Üniversitesi, DBMMF Makine Mühendisliği Bölümü, Osmangazi Kampüsü, 16190 Bursa.
İletişim Yazarı: M.K. İşman (mkemal.isman@btu.edu.tr)

sayısının 120 ve 390 olması durumlarında tek silindir ve tek sıra halinde dizilmiş silindirlerde ısı transferi ve sıcaklık dağılımlarını sayısal olarak araştırmışlardır. Güney (2010)'in yapmış olduğu çalışmada laminer akış bölgesinde 50 μm , 76 μm , 101 μm çaplarında 100 mm boyunda pürüzsüz adyabatik mikro borular için ANSYS-FLUENT ile çözümlenmeler yapıp, çıkan sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çalışma sonunda sayısal ve deneysel sonuçların, basınç düşümü için uyum sağladığı, buna karşın sıcaklık dağılımı için sağlamadığı görülmüştür.

Eğer düzlem yüzey boyunca meydana gelen sınır tabaka akışının silindirik bir yapı ile karşılaşması incelenirse, silindir ön yüzeyi ile düzlem yüzey birleşme bölgelerinde ters akış yapılarının oluştuğu gözlemlenmektedir. Bazı araştırmacılar (Kline ve Robinson, 1990, Ayoub ve Karamcheti, 1982, Kim ve diğ., 1971), bu tip akışlarda çok çeşitli yapıda oluşan bu ters akış yapıların sündüğünü ve bir konumdan diğerine hareket ettiğini belirtmişlerdir. Bu girdap elemanlarının, kütlesi ve açılal momentumunun sabit kalması şartıyla sünmesi esnasında, açılal hızının ve kinetik enerjisinin artacağı, çapının küçüleceği ve boyunun uzayacağı belirtilmiştir.

Çelik ve diğ. (2011) yapmış oldukları deneysel çalışmada, çapı 40 mm, yüksekliği 120 mm olan sonlu silindir üzerinde meydana gelen akış yapısını, $Re_d=1000$ ile 7000 değerleri arasında incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, sonlu-silindirin karmaşık bir akış yapısına sahip olduğu ve çok çeşitli girdap yapılarının meydana geldiği görülmüştür.

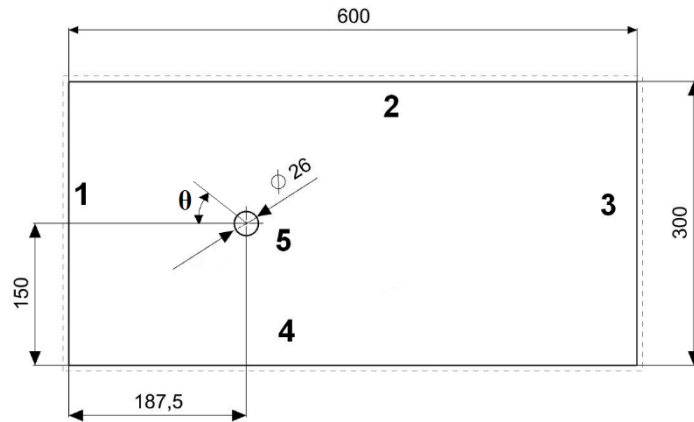
Bu çalışmada ise, 26 mm çapındaki silindir modellenerek, bu silindir üzerinden farklı hızlarla akan hava için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Türbülanslı akışın çözümü için üç farklı k- ϵ temelli (Std. k- ϵ , RNG k- ϵ , Reliazable k- ϵ) Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) türbülans modeli kullanılarak, modellerin uygunlukları deneysel sonuçlarla karşılaştırmak suretiyle araştırılmıştır.

2. MATERYAL VE METOD

Çalışmada silindir üzerindeki akışın çözümü SHM ile ANSYS-FLUENT 14 programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Geometrinin modellenmesinde ve ağ yapısının oluşturulmasında GAMBIT programından yararlanılmıştır.

2.1. Geometrik Model

Silindire dik akışın incelendiği bu çalışmada silindir çapı $D=26$ mm, silindirin içinde bulunduğu kanalın yüksekliği, $W=300$ mm, boyu ise $L=600$ mm'dir. Silindir dikeyde orta ekseninde, yatayda ise girişten 187.5 mm uzaklıkta konumlandırılmıştır. Bu ölçüler doğrulama çalışması yapılacak olan deneysel çalışma (Giordano ve diğ., 2011) ile bire bir aynı tutulmuştur.



Şekil 1:
Geometri ve ölçüleri

2.2. Sınır Şartları

Tüm sayısal yöntemler, çözümlemenin yapılabilmesi için sınır şartlarına ihtiyaç duymaktadır. Çözümlerinde kullanılan sınır şartları Şekil 1’de verilen numaralandırmaya göre şu şekilde tayin edilmiştir;

Kenar 1: Giriş kenarıdır. Eş dağılımlı giriş hızı sınır şartı uygulanmıştır. Dört farklı Reynolds sayısı için, $U = 2.41, 4.83, 9.67, 19.34$ m/s’lik hız değerleri giriş hızı olarak belirlenmiştir. Ayrıca giriş hava sıcaklığı tüm Reynolds sayıları için 20°C olarak kabul edilmiştir.

Kenar 2 ve 4: Duvar kenarlarıdır. Kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Enerji denklemi için ısı transferinin olmadığı kabulü yapılmıştır.

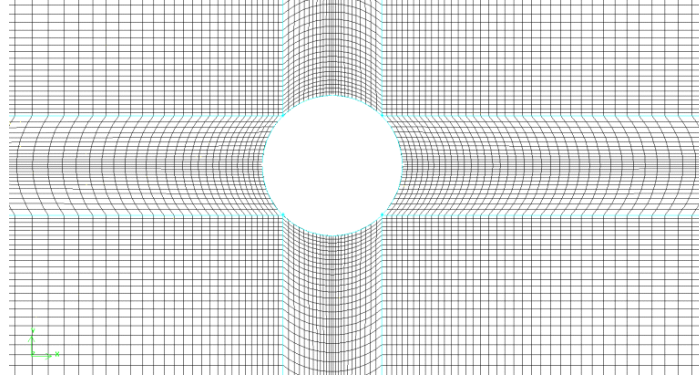
Kenar 3: Çıkış kenarıdır. Sabit basınç sınır şartı uygulanmıştır. Çıkış için $P=0$ kPa kabulü yapılmıştır.

Kenar 5: Silindir çevre kenarıdır. Kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Kenar 2 ve 4’ten farklı olarak bu kenara enerji denklemi için sabit ısı akısı ($q=1000$ W/m²) sınır şartı verilmiştir.

Kenar 1 için hız değerlerinin ve Kenar 5 için ısı akısı değerinin seçiminde karşılaştırma yapılan deneysel çalışmadaki (Giordano ve diğ., 2011) değerler esas alınmıştır.

2.3. Ağ Yapısı

Şekil 2’de 73400 elemanın kullanıldığı ağ yapısı örnek olarak verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere silindir cidarlarında akış ayrılması ve sınır tabakası oluşacağından bu kısımlarda daha sık bir ağ yapısı tercih edilmiştir.



Şekil 2:

Ağ görüntüsü (73400 eleman)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çalışmalarında ağdan bağımsız (ağ yapısının değişiminden etkilenmeyen nihai çözüm) ve deneysel değerlere en yakın çözümü bulma (doğrulama), çözümün güvenilirliği açısından yapılmalıdır. Ancak bazı duvar fonksiyonlarında (Std. Wall Function, Non-Equilibrium Wall Function v.b.) ağdan bağımsız çözüm aranırken deneysel sonuçlardan oldukça uzaklaşıldığı görülebilir (Pulat ve diğ., 2011). Ancak bu çalışmada kullanılan yakın duvar yaklaşımının bu gruba dâhil olmadığı ve ağdan bağımsız çözümün aynı zamanda deneysel sonuçlarla da uyumlu olduğu Pulat ve diğ. (2011) tarafından yapılan çalışmada belirlenmiştir. Dolayısıyla bu çalışmada öncelikle ağdan bağımsız çözümün bulunması için çeşitli eleman sayılarında çözümler yapılmıştır. Tablo 1’de RNG k- ϵ türbülans modeli ile değişik eleman sayılarında elde edilmiş maksimum Nusselt sayıları verilmektedir. Tablo 1’den görüldüğü üzere maksimum Nusselt sayısı her dört Reynolds sayısı için de artan eleman sayısı ile birlikte azalmaktadır. Ayrıca her bir adımdaki azalma değeri bir önceki adımdakine nazaran daha da azalmaktadır. Bir noktadan sonra ise iraksama problemleri ortaya çıkmaktadır. Iraksamanın

gözlenmediği ve ağa bağlı değişimin minimum olduğu eleman sayıları ağdan bağımsız çözüm olarak kabul edilmiştir. Bu eleman sayılarında yapılan çözümlerden elde edilen maksimum Nusselt sayıları Tablo 1’de koyu punto ile verilmiştir.

Tablo 1. RNG türbülans modeli ile farklı ağ yapıları ve Reynolds sayıları için hesaplanmış maksimum Nusselt sayıları

Re	64900 eleman	73400 eleman	97200 eleman	122000 eleman
	RNG k-ε	RNG k-ε	RNG k-ε	RNG k-ε
4000	53.76	49.66	42.17	41.98
8000	81.9	254.323	54.424	51.47
16000	133.06	129.115	85.962	83.57
32000	212.26	209.073	149.925	200.32

Ayrıca, literatürde (Pulat ve diğ., 2011) bu çalışmada tercih edilen yakın duvar yaklaşımı için y^+ değerinin 1’e yakın olması önerilmektedir. Ağ yapıları oluşturulurken bu değer de kontrol edilmiştir ve ağdan bağımsız çözümler için y^+ değerinin 0.9 ila 1.8 aralığında değiştiği görülmüştür.

2.4. Korunum Denklemleri, Türbülans Modelleri ve Yakın Duvar Yaklaşımı

Çalışmada silindir üzerinden olan akış durumu incelense de bu silindir bir kanal içindedir ve iç akış durumu söz konusudur. Çalışmada ele alınan en düşük Reynolds sayısı ($Re=4000$) dahi iç akışlar için geçerli olan kritik değer olan 2300 değerinin üzerindedir. Kanal girişinde türbülanslı olan akışın silindir üzerinden akarken de türbülanslı olacağından dolayı çalışmada akış türbülanslı olarak kabul edilmiştir. Türbülanslı akış için geçerli olan korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

Süreklilik:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum:

$$\rho \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{u'_i u'_j} \right) \quad (2)$$

Enerji:

$$\rho c_p \frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho \overline{u'_i T'} \right] \quad (3)$$

Denklem 3’ te geçen $-\overline{u'_i u'_j}$ terimi Reynolds Stres terimidir. Bu terim Reynolds stres türbülans modellerinde olduğu gibi transport denklemleri vasıtasıyla hesaplanabilir veya Boussinesq hipotezine göre (Lauder, B. E. ve Spalding, D.B., 1972) aşağıdaki bağıntıyla tanımlanabilir;

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

Bu ifadede geçen μ_t , türbülans eddy viskozitesidir. Türbülans eddy viskozitesini, dinamik viskoziteden (μ) ayıran özelliği ise, sadece akışkana değil aynı zamanda akışa da ait bir özellik olmasıdır. Reynolds streslerini, yukarıdaki ifade ile türbülans eddy viskozitesini hesaplayarak belirleyen türbülans modelleri Eddy viskozite türbülans modelleri (EVTM) ismi ile anılırlar. EVTMLer de kendi içlerinde türbülans eddy viskozitesini tanımlama ve hesaplanma yöntemine göre farklılıklar gösterirler ve hesaplamada kullanılan transport denklemi sayısına göre isimlendirilirler. Türbülans eddy viskozitesini hesaplamada hiç transport denklemi kullanmayan EVTMLer sıfır denklemliler, tek transport denklemi kullanan modeller tek denklemliler ve iki transport denklemi kullanan modeller iki denklemliler olarak isimlendirilirler. Ayrıca iki denklemliler türbülans eddy viskozitesinin tanımında türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızını (ε) kullanıyorlarsa k - ε temelli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans frekansını (ω) kullanıyorlarsa k - ω temelli modeller olarak anılırlar.

İki denklemliler türbülans modelleri hassaslık ve çözüm zamanı arasında iyi bir denge kurduğundan geniş bir kullanım alanı bulmaktadır. Bu çalışmada iki denklemliler EVTMLerinden olan Std. k - ε , RNG k - ε ve Realizable k - ε türbülans modelleri tercih edilmiştir. Her üç türbülans modelinde de türbülans eddy viskozitesi şu şekilde tanımlanır;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

Üç türbülans modeli k ve ε 'nin hesaplanmasında kullanılan transport denklemleri ve denklemlerde geçen model sabitlerinin aldıkları değerlerde birbirlerinden farklılık gösterirler. Aşağıda bu modellerin hesaplama adımları verilmiştir.

Std. k - ε Model: Bu modelde k ve ε aşağıdaki transport denklemleri kullanılarak hesaplanır;

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (7)$$

Yukarıda geçen G_k terimi ise aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanır;

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (8)$$

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad \text{ve} \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (9, 10)$$

Std. k - ε türbülans modeli sabitleri ise şu şekildedir;

$$C_{1\varepsilon}=1.44, C_{2\varepsilon}=1.92, C_\mu=0.09, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$$

RNG k - ε Model: RNG k - ε türbülans modeli k ve ε 'nin hesaplanmasında aşağıdaki transport denklemlerini kullanır;

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (11)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (12)$$

Bu modelde G_k 'nın hesaplanmasında Std. k- ε türbülans modelinde izlenen yol izlenir. R_ε teriminin hesaplanması ise şu şekilde yapılır;

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta + \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (13)$$

burada;

$$\eta \equiv \frac{S_k}{\varepsilon} \quad , \quad \eta_0 = 4.38 \quad \text{ve} \quad \beta = 0.012 \quad (14)$$

şeklindedir. Diğer model sabitleri ise şu şekildedir;

$$C_{1\varepsilon} = 1.42, \quad C_{2\varepsilon} = 1.68, \quad C_\mu = 0.085, \quad \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 0.393$$

Realizable k- ε Model: Bu modeli diğer ikisinden ayıran en önemli nokta, bu modelde C_μ değerinin sabit değil aşağıda verildiği gibi bir fonksiyonla tanımlanmış olmasıdır;

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (15)$$

burada;

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad , \quad \tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k \quad \text{ve} \quad \Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (16-17)$$

Bu modelde ise transport denklemleri şu şekildedir;

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (18)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (19)$$

burada;

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad , \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{'dir.} \quad (20-21)$$

S ve G_k 'nın hesabı Std. k- ε modelinde olduğu gibi yapılmaktadır. Bu modelin sabitleri ise şu şekildedir;

$$A_0 = 4.04 \quad , \quad A_S = \sqrt{6} \cos \phi \quad , \quad \phi = \frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\sqrt{6} \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3} \right) \quad , \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad , \quad C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad ,$$

$$C_2 = 1.9 \quad , \quad \sigma_k = 1.0 \quad , \quad \sigma_\varepsilon = 1.2$$

Yüzeyle yakın bölgede, akış üç alt tabakadan oluşmaktadır. Bunlar, laminer alt tabaka, tampon tabakası ve tümüyle türbülanslı bölgedir. k-ε türbülans modelleri ise türbülanslı kor bölge için geçerlidir. Dolayısıyla diğer bölgelerde oluşacak problemin önüne geçmek üzere iki yaklaşım söz konudur. Bunlardan ilki yüzeyle yakın kısımlar için yüzey ile türbülanslı bölge arasında köprü rolü oynayacak bir duvar fonksiyonu kullanmaktır. Bu yaklaşımda yüzeye yakın kısım ağlara ayrılmaz, bu kısımdaki hesaplamalar tamamen duvar fonksiyonunca yapılır. Diğer yaklaşım ise iki katmanlı model yaklaşımıdır. Akış viskoziteden etkilenen ve tamamen türbülanslı bölge olmak üzere iki alt bölgeye ayrılır. Bu yaklaşımda yüzeye yakın kısım da ağlara ayrılır. Yüzeyden olan uzaklığa bağlı bir Reynolds ifadesi tanımlanır. Yüzeyden uzaklaştıkça artan bu Reynolds sayısının belirli bir değere (≈ 200) ulaşınca kadar olan kısımda bu bölge için türetilmiş tek denklemlilik özel bir model kullanılır, bu bölgenin dışında ise seçilmiş olan ana türbülans modeli kullanılır. Bu yaklaşımda y^+ değerinin 1'e yakın olması tavsiye edilir (ANSYS, 2012). Bu da oldukça sık bir ağ yapısı kullanımını gerektirmektedir.

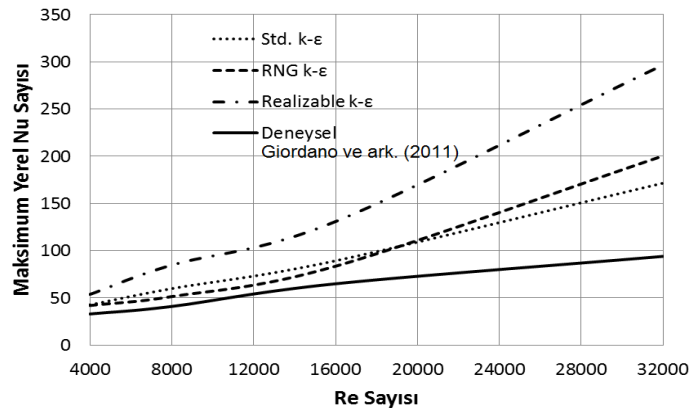
Bu çalışmada ise yakın duvar modellemesinde "Enhanced Wall Treatment" EWT kullanılmıştır. Yakın duvar yaklaşımında yukarıda belirtildiği gibi sık bir ağ yapısı kullanılması ve tavsiye edilen y^+ değerinin sağlanması gerekmektedir. Her akış tipinde tüm yüzeylerde y^+ değerini istenilen değerde tutmak mümkün olmayabilir. EWT bu zorluğun üstesinden gelmek için iki katmanlı model ile duvar fonksiyonu metodlarını kombine eder. Uygun olan kısımlarda iki katmanlı model, ağ yapısının sık olmadığı kısımlarda ise "Enhanced" duvar fonksiyonu kullanılır.

2.5. Termofiziksel Özellikler ve Yakınsama Kriterleri

Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmış ve havanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklıktan bağımsız olduğu kabul edilmiştir. Termofiziksel özellikler için ANSYS-FLUENT 14 programındaki mevcut değerler kullanılmıştır. Bu değerler; yoğunluk (ρ) 1.225 kg/m^3 , özgül ısınma ısısı (c_p) 1006.43 J/kg.K , ısı iletim katsayısı (k) 0.0242 W/m.K , viskozite (μ) $1.7894 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ şeklindedir. Ayrıca sayısal çözümlerinin sonlanabilmesi için yakınsama kriterleri, süreklilik, x-momentum ve y-momentum denklemleri için 10^{-4} , enerji denklemi için ise, 10^{-6} olarak alınmıştır.

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Ağdan bağımsız çözümü veren eleman sayıları tespit edildikten sonra, bu eleman sayılarında elde edilmiş sonuçlar, doğrulanmak üzere, Giordano ve diğ. (2011) tarafından elde edilmiş deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma Şekil 3'te verilmektedir.



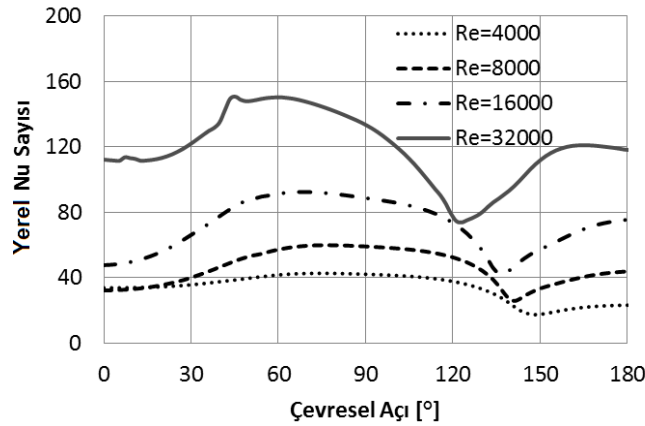
Şekil 3:

Farklı Reynolds sayılarında farklı türbülans modelleri ile sayısal olarak elde edilen maksimum Nusselt sayılarının deneysel değerler ile karşılaştırılması

Şekil 3' ten görüldüğü üzere düşük Reynolds sayıları için ($Re=4000$ ve $Re=8000$) özellikle Std. ve RNG k- ϵ modelleri ile deneysel sonuçlarla iyi bir uyumluluk elde edilmişken artan Reynolds sayısı ($Re=16000$ ve $Re=32000$) ile bu uyumluluk her üç türbülans modeli için de azalmaktadır. Ayrıca artan Reynolds sayısı ile türbülans modellerinin hesapladığı değerler arasındaki bant açılmaktadır. Türbülans karmaşık bir yapıda olduğundan modellenmesi oldukça zordur. Bundan dolayı bir türbülans modelinin her bir akış tipi ve her bir Reynolds sayısında iyi bir uyum göstermesi zaten beklenen bir durum değildir. Ancak Şekil 3' ten çıkan sonuç, std. ve RNG k- ϵ türbülans modellerinin silindir üzerinde kaydedilen maksimum Nusselt sayısının tahmininde Realizable k- ϵ türbülans modeline nazaran deneysel verilere daha uyumlu olduğudur.

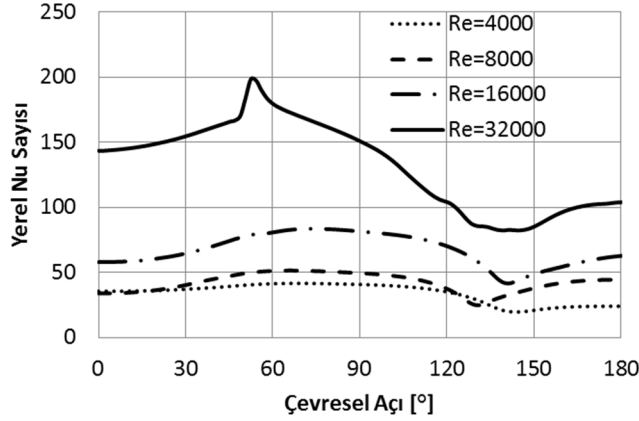
Doğrulama işleminin ardından parametrik çalışmalara geçilmiştir. Şekil 4, 5 ve 6'da Reynolds sayısının ısı transferine olan etkileri üç türbülans modeli için ayrı ayrı verilmektedir. Burada silindirin alt ve üst yarısı simetrik olduğundan sadece üst yarı için sonuçlar verilmiştir. Görüldüğü üzere maksimum Nusselt sayıları ya çarpma noktasında ($\theta=0^\circ$ 'de) ya da çarpma noktasından belirli bir mesafe uzaklıkta kaydedilmiştir.

Std. ve RNG k- ϵ türbülans modellerinde tüm Reynolds sayıları için Nusselt sayıları önce artmakta sonra azalmakta ve silindir sonuna doğru tekrar artma eğilimi göstermektedir. Fakat Realizable k- ϵ türbülans modeli ile elde edilen sonuçlarda farklı bir eğilim görülmektedir. Bu çalışmada sayısal sonuçların doğrulanmasında kullanılan deneysel çalışmada (Giordano ve diğ., 2011) yerel Nusselt sayısının silindir üzerindeki değişimi verilmemiştir. Bu yüzden dağılım için bir karşılaştırma yapılamamış, sadece maksimum Nusselt sayılarının aldığı değerler üzerinden bir karşılaştırma yapılabilmıştır. Ancak, literatürdeki diğer deneysel çalışmalar (Ghisalberti ve Kondjoyan, 2002, Sanitjai ve Goldstein, 2004) incelendiğinde, silindir üzerindeki maksimum Nusselt sayısının çarpma noktasında gerçekleştiği ve yerel Nusselt sayısının silindir üzerindeki dağılımının Realizable k- ϵ modeli ile elde edilen dağılıma daha yakın olduğu görülmektedir. Zaten İşman (2011) tarafından, çarpma hava jetleri için yapılmış çalışmada da std. ve RNG k- ϵ modeli ile elde edilen maksimum Nusselt sayılarının olması gereken çarpma noktasında değil çarpma noktasından belirli bir mesafe uzaklıkta olduğu tespit edilmiştir. Buradan, bu iki modelin değer olarak maksimum Nusselt sayısını hesaplamada iyi, ancak maksimum Nusselt sayısının yerini tahmin etme konusunda zayıf oldukları sonucuna varılabilir.



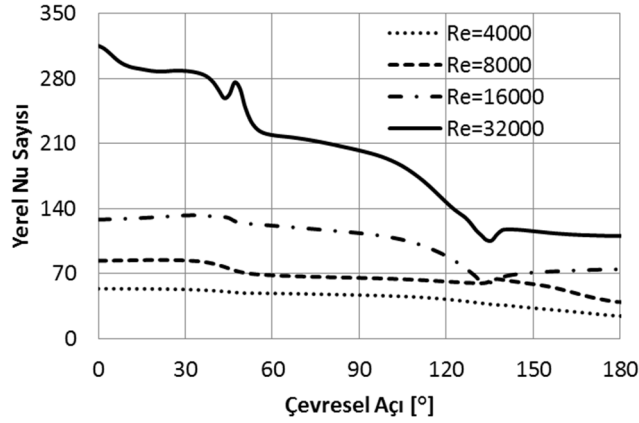
Şekil 4:

Std. k- ϵ türbülans modeli için farklı Reynolds sayılarında yüzey üzerinde hesaplanan yerel Nusselt sayıları



Şekil 5:

RNG k-ε türbülans modeli için farklı Reynolds sayılarında yüzey üzerinde hesaplanan yerel Nusselt sayıları



Şekil 6:

Realizable k-ε türbülans modeli için farklı Reynolds sayılarında yüzey hesaplanan yerel Nusselt sayıları

Ayrıca Şekil 4, 5 ve 6 karşılaştırıldığında yerel Nusselt sayılarının silindir üzerinde hemen hemen her noktada Realizable k-ε modeli tarafından diğer iki modele nazaran oldukça yüksek hesaplandığı görülmektedir. Maksimum Nusselt sayısının üç model için de deneysel sonuçlardan oldukça yüksek olduğu düşünüldüğünde bu durumun da Realizable k-ε türbülans modeli için olumsuz bir durum olduğu söylenebilir. Yani Realizable k-ε türbülans modeli Nusselt sayısının yüzey üzerindeki değişimini eğilim olarak iyi tahmin edebilmesine rağmen yerel Nusselt değerlerini sayısal olarak çok yüksek hesaplamaktadır.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir silindir üzerinden farklı hızlarla akan hava için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Türbülanslı akışın çözümü için üç farklı k-ε temelli (Std. k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε) RANS türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmada özetle şu bulgular elde edilmiştir.

Kullanılan EWT'nin bir özelliği olarak ağdan bağımsız durum için elde edilmiş çözümlerin aynı zamanda deneysel sonuçlara uyumlu olduğu da görülmüştür.

Kullanılan modellerden std. ve RNG k-ε modelleri maksimum Nusselt sayılarının tahmininde deneysel değerlere yakın sonuçlar verirken Realizable k-ε model deneysel değerlerin oldukça üzerinde sonuçlar vermiştir. Fakat Realizable k-ε model de yerel Nusselt sayısının silindir üzerinde değişimini eğilim olarak gerçeğe daha yakın bir şekilde vermiştir.

Sayısal hesaplamalarla elde edilen, maksimum ve minimum Nusselt sayılarının elde edildiği lokasyonların Reynolds sayısından çok az etkilendiği gözlemlenmiştir. Ayrıca minimum Nusselt sayısının yerinin tüm türbülans modelleri için hemen hemen aynı bölgede olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

1. Ayoub, A., Karamcheti, K. (1982) "An Experiment on the Flow Past a Finite Circular Cylinder at High Subcritical and Supercritical Reynolds Numbers", *Journal of Fluid Mechanics*, 118, s1–26.
2. ANSYS (2012) ANSYS-FLUENT 14 User' Guide.
3. Buyruk, E., Johnson, M.W., Owen, I. (1998) "Numerical and Experimental Study of Flow and Heat Transfer around a Tube in Cross-flow at Low Reynolds Number", *Int. J. Heat & Fluid Flow*, 19, s223-232.
4. Buyruk, E., Can, A., Fertelli, A. (2001) "Finite Element Solution of the Performance of a Heated Tube Influenced by Adjacent Heated Tubes" 12. International Conference on Thermal Eng. and Thermogrametry, Budapest.
5. Çelik, S., Karakuş, C., Akıllı, H., Şahin, B., (2011) "Sonlu-Silindir Üzerindeki Akış Yapısının Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Tekniği (PIV) ile İncelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 125, s33-51
6. Ghisalberti, L., Kondjoyan, A. (2002) "Complete map out of the heat transfer coefficient at the surface of two circular cylinders $H/D=3.0$ and 0.3 subjected to a cross-flow of air", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, s2597–2609.
7. Giordano, R., Ianiro, A., Astarita, T., Carlomagno, G. M. (2011) "Flow Field and Heat Transfer on the Base Surface of a Finite Circular Cylinder In Crossflow", *Applied Thermal Engineering*, 49, s79-88.
8. Güney, H.A. (2010) "Adyabatik Mikrokanallarda Akışın Fluent ile Modellenmesi", Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi.
9. İşman, M.K. (2011) "Tekli ve Çoklu Çarpan Hava Jetlerinde Taşınım İle Isı ve Kütle Transferinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi", Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi.
10. Kim, H.T., Kline, S.J., Reynolds, W.C. (1971) "The Production of Turbulence near a Smooth Wall in a Turbulent Boundary Layer", *Journal of Fluid Mechanics*, 50, s133–160.
11. Kline S.J., Robinson S. K. (1990) "Quasi-coherent Structures in the Turbulent Boundary-layer", 1. Status Report on a Community-wide Summary of the Data, *Proceedings of the International Centre for Heat and Mass Transfer*, 28, s200-217.
12. Launder, B. E., Spalding, D.B. (1972) "Lectures in Mathematical Models of Turbulence", Academic Press, London.
13. Pulat, E., Isman, M. K., Etemoglu, A. B., Can, M. (2011) "Effect of Turbulence Models and Near-Wall Modeling Approaches on Numerical Results in Impingement Heat Transfer", *Numerical Heat Transfer, Part B*, 60, s486–519.

14. Sanitjai, S., Goldstein, R.J. (2004) "Forced convection heat transfer from a circular cylinder in crossflow to air and liquids" International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, s4795–4805.
15. Zdrovistch, E., Fletcher, A.C, Behnio, M. (1995) "Numerical Laminar and Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer Predictions in Tube Banks", Int. J. Num. Meth. Heat and Fluid Flow, 5, s717-733.

Alınma Tarihi (Received) : 15.02.2013
Düzeltilme Tarihi (Revised) : 08.04.2015
Kabul Tarihi (Accepted) : 13.04.2015