Bu bir MMO yayınıdır

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

BORU DEMETLERİ ÜZERİNDE ÇAPRAZ AKIŞTA NUSSELT SAYISININ NÜMERİK İNCELENMESİ

BERRİN KARAÇAVUŞ
KADİR AYDIN
TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI

BİLDİRİ

BORU DEMETLERİ ÜZERİNDE ÇAPRAZ AKIŞTA NUSSELT SAYISININ NÜMERİK İNCELENMESİ

Numerical Investigation of Nusselt Number in Cross-flow over Tube Banks

Berrin KARAÇAVUŞ
Kadir AYDIN

ÖZET

Güç santralleri, petrol rafineleri ve hava şartlandırıcıları gibi endüstriyel uygulamaların birçok alanında karşımıza çıkan boru demetleri, gövde borulu ısı değiştiricilerinin temel elemanlarından biridir. Analitik yoldan çözümü mümkün olmayan, ampirik ifadelere bağlı Nusselt sayısının bulunması ise boru demetinde akış problemi için büyük öneme sahiptir. Boru demetleri üzerine çapraz akışta Nusselt sayısının değeri için deneysel çalışmalardan elde edilen korelasyonlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada, sıralı ve şaşırtmalı düzende dizilen bir boru demeti üzerine uygulanan çapraz akışta Nusselt sayısının değişimi farklı akışkan hızlarına bağlı olarak nümerik incelenmiştir. Nümerik çalışma sonlu hacimler metodunu kullanan Fluent paket programı yardımı ile yapılmıştır. Akış modeli için RNG k-e türbülans modeli seçilmiştir. Farklı akış hızları için pratikte kullanılan standart ısı değiştiricileri baz alınmıştır. Boru demetleri için ise borular içinde buharın yoğuşmakta olduğu kabul edilerek sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı tanımlanmıştır. Programdan elde edilen n değerleri ise korelasyonlar yardımıyla hesaplanan değerler ile karşılaştırılarak grafikler halinde sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Boru demetleri, Nusselt sayısı, Fluent.

ABSTRACT

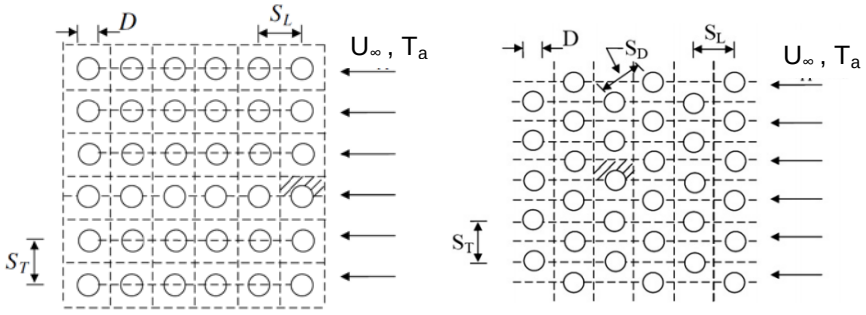
The tube banks, encountered in many areas of industrial applications such as power plants, oil refineries and air conditioners, are one of the basic elements of the shell and tube heat exchangers. To find Nusselt number, due to empirical expressions which can not be solved analytically, has a great important for the flow problem in the tube banks. Correlations obtained from experimental studies are used for the value of Nusselt number in cross flow over tube banks. In this study, the variation of Nusselt number in cross flow on tube banks which are arranged in an in-line and staggered manner, is investigated numerically depending on different fluid velocities. Numerical study is done with the help of the Fluent using the finite volume method. The RNG k-e turbulence model is chosen for the flow model. The choice of different flow rates is based on the heat exchangers used in practice. For the tube banks, constant surface temperature boundary condition is defined by assuming condensation of vapor in the pipes. The Nusselt values obtained from the program are compared with the Nusselt values calculated with the help of correlations and then they presented in graphical form.

Key Words: Tube banks, Nusselt number, Fluent.

1. GİRİŞ

Birçok mühendislik uygulamasında karşımıza çıkan boru yüzeyleri üzerinde akıştan kaynaklanan ısı transferi, boru içinden akan akışkan ile borular üzerinde akan ikinci akışkan arasında gerçekleşir. Boru demetleri çeşitli ısı değiştiricileri, yoğuşturucular, buharlaştırıcılar gibi elemanlara sahip birçok

endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Boru demetleri üzerinde çapraz akışta ısı transferinin hesaplanması ısı değiştiricilerinin tasarımında büyük öneme sahiptir. Boru demetleri çoğunlukla sıralı ve şaşırtmalı dizilişlerde düzenlenir ve enine, boylamasına ve diyagonal aralıklarla karakterize edilir. Şekil 1.'de boru demetlerinde iki boyutlu olarak sıralı ve şaşırtmalı düzenler için karakteristik uzunluklar ve akış yönleri şematik olarak gösterilmiştir [1].



a. b.

Şekil 1. Boru demetinin karakteristik uzunlukları (a. Sıralı diziliş b. Şaşırtmalı diziliş).

Boru demetine çapraz akışta ısı transferi çözümü yapabilmek için, öncelikle L uzunluğunda D çapına sahip borular arasındaki akış kesitinde oluşan maksimum Reynold (Re) sayısı bulunmalıdır. Sıralı diziliş için maksimum akış hızı Eşitlik (1) ile ifade edilir [2].

$$u_{max} = u_\infty \frac{\frac{S_T}{D}}{\frac{S_T}{D} - 1} \qquad \text{(m/s)} \qquad (1)$$

Şaşırtmalı diziliş halinde, akış geometrisine bağlı olarak, maksimum hız akışa dik yöndeki iki boru sırası arasındaki kesitte veya diyagonal kesitte meydana gelir. Hangi kesit daha küçük ise o kesitte maksimum hız oluşacaktır. Eğer dar kesit iki boru arasındaki kesit ise maksimum hız Eşitlik (1) ile eğer dar kesit diyagonal kesit ise maksimum hız Eşitlik (2) ile hesaplanır [2].

$$u_{max} = \frac{1}{2} u_\infty \frac{\frac{S_T}{D}}{\frac{S_D}{D} - 1} \qquad \text{(m/s)} \qquad (2)$$

Eşitlik (1) ve (2)'de u_∞ giriş kesitindeki hızı, u_{max} en dar kesitteki hızı temsil etmektedir. Borular arasındaki maksimum akış hızı bulunduktan sonra Eşitlik (3) ile Re sayısı hesaplanır [2].

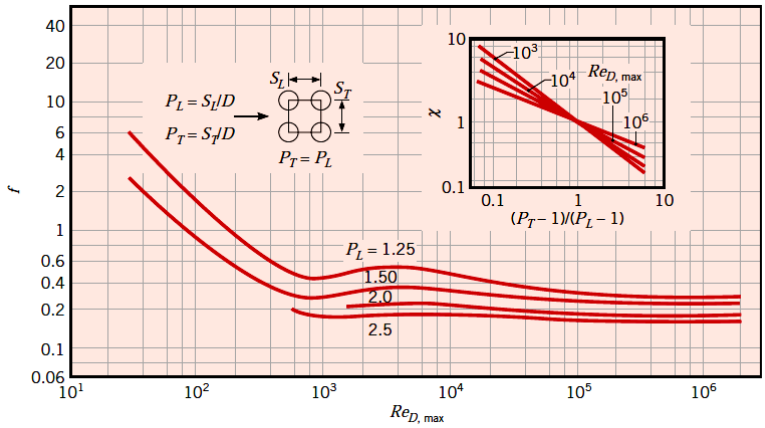
$$Re_{max} = \frac{DG_{max}}{\mu} \qquad (3)$$

Burada G_{max} (kg/s) birim kesitten geçen maksimum kütlesel akış debisidir. μ (kg/ms) ise akışkanın dinamik viskozitesidir. Re sayısının bulunması ile akış türünün laminer veya türbülanslı olduğuna karar verilir. Nusselt (Nu) korelasyonlarının Re sayısına göre kullanım aralıkları yardımıyla gerekli korelasyon tespit edilerek ısı taşınım katsayısı hesabına geçilir. Kullanılan akışkan özellikleri ise ortalama akışkan sıcaklığında belirlenir.

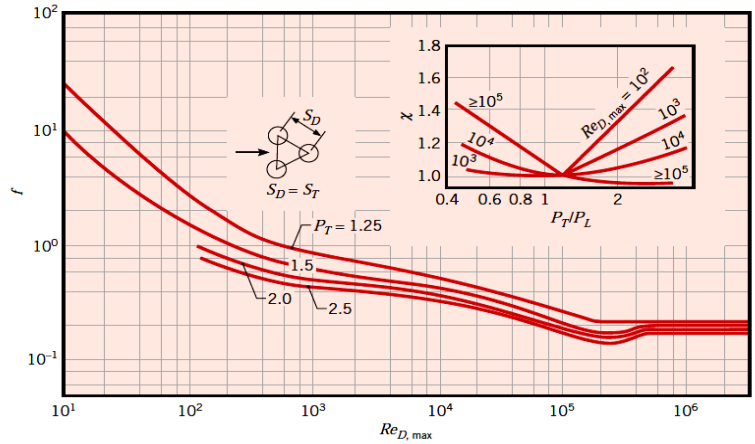
Isı değiştiricilerinde oluşan basınç düşümü, gerekli kütlesel debiyi sağlamada kullanılacak olan pompalama enerjisini önemli ölçüde etkiler. Basınç düşümünün yüksek olması enerji ihtiyacının da yüksek olması anlamına gelir. Boru demetine dik akışta basınç düşümü için Zukauskas [3] tarafından verilen aşağıdaki eşitlik kullanılabilir.

$$\Delta P = f \frac{N_L \rho V_{max}^2}{2} X \qquad \text{(Pa)} \qquad (4)$$

Burada f sürtünme faktörü, X ise boru diziliş şekline bağlı olan bir düzeltme katsayısı, V_{max} (m/s) maksimum akış hızı, N_L akış yönünde boru sıra sayısı, ρ (kg/m^3) akışkanın yoğunluğudur. Sürtünme faktörü ve düzeltme katsayısı Şekil 2 ve Şekil 3'te sıralı ve şaşırtmalı dizilişe bağlı olarak bulunabilir.



Şekil 2. Sıralı dizilişte sürtünme katsayısı ve düzeltme katsayısının değişimi [4]



Şekil 3. Şaşırtmalı dizilişte sürtünme katsayısı ve düzeltme katsayısının değişimi [4]

2. NUSSELT SAYISI VE KORELASYONLAR

Boru demetlerinde ısı transferi çözümü yapabilmek için gerekli olan ısı taşınım katsayısının bulunması Nu sayısının hesaplanmasını gerektirir. Nu sayısı, h (W/m^{2}K) ısı taşınım katsayısını boyutsuzlaştırmak için kullanılır. Bir akışkan tabakası üzerinde taşınım ile ısı transferinin iletim ile ısı transferine oranıdır ve o akışkan tabakasındaki ısı transferi iyileşmesini gösterir [4].

$$Nu = \frac{\dot{q}_{taş}}{\dot{q}_{iletim}} = \frac{hL}{k} \tag{5}$$

Eşitlik (5)'de k (W/mK) akışkanın ısıl iletkenliğini, L (m) ise karakteristik uzunluğu gösterir.
Boru demetlerinde Nu sayısı akışın türü, akışkanın cinsi, hızı, sıcaklığı gibi birçok değişkene bağlı olduğundan dolayı hesabı çok karmaşık ve zordur. Uzun yıllar boyunca boru demetlerinde ısı transferi için deneysel, nümerik ve analitik çalışmalar yapılmıştır. Bu yüzden deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile Prandtl (Pr) ve Re boyutsuz sayılarına bağlı olan birçok korelasyon elde edilmiştir.

Colburn [5] şaşırtmalı düzende oluşturulan boru demetleri üzerinde akış için basit bir korelasyon bulmuştur.

$$Nu_D = 0.33 Re_D^{0.6} Pr^{1/3} \quad (6)$$

Eşitlik (6) sıra sayısının 10'dan fazla olduğu ve Re sayısının 10 ile 40000 arasında değer aldığı şaşırtmalı düzen için kullanılmaktadır.

Huge [6], Pierson [7], Bergelin vd. [8], Jones ve Monroe [9] sıralı ve şaşırtmalı dizilişlerde borular üzerinde sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısında ısı transferi için birçok farklı deneysel çalışma yapmışlardır.

Grimison [10], Huge [6] ve Pierson [7] tarafından yapılan deney sonuçlarına bağlı (7) eşitliğini akışkan olarak sadece havayı kapsayacak şekilde, 10 ve daha fazla boru için elde etmiştir.

$$Nu_D = C Re_D^{n} \qquad 2000 < Re < 40000 \qquad N \geq 10 \quad (7)$$

Bu bağıntı sadece hava içindir ve diğer akışkanları da içerecek şekilde Eşitlik (8) ile genişletilmiştir.

$$Nu = 1{,}13.C_0 Re_{max}^{m} Pr^{1/3} \qquad 2000 < Re < 40000 \qquad N \geq 10 \qquad Pr > 0.7 \quad (8)$$

Kays ve London [11] bir C_2 katsayısı tanımlayarak 10'dan daha az boru için Eşitlik (8)'e bağlı Aşağıdaki eşitliği tanımlamışlardır.

$$Nu_D\big|_{N_{L<10}} = C_2 Nu_D\big|_{N_{L\geq 10}} \quad (9)$$

Eşitlik (8) ve (9)'da C, n ve C_2 katsayıları S_L/D ve S_T/D oranlarına bağlı olarak değişkenlik gösterir.

Zukauskas [12] 20 veya daha fazla boru sayısı için bulduğu ortalama Nu sayısını, deneysel sonuçlardan elde ettiği aşağıdaki korelasyonu ile tanımlamıştır.

$$Nu_D = C_1 Re_{max}^{n} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_y} \right)^{1/4} \quad (10)$$

Eşitlik (10)'da C_1 ve m sabitleri Re aralığına ve diziliş düzenine bağlı olarak değişmektedir. Tablo 1'de C_1 ve m sabitlerinin aldığı değerlere göre korelasyonun nasıl tanımlandığı gösterilmiştir.

Eğer boru sıra sayısı 20'den küçük ise bu durumda F düzeltme katsayısı kullanılır.

$$Nu_D\big|_{N_{L<20}} = F.Nu_D\big|_{N_{L\geq 20}} \quad (11)$$

Eşitlik (11)'de F düzeltme katsayısı ise sıra sayısının değerine göre değişmektedir ve Tablo 2.'de verilmiştir.

Tablo 1. Boru demetleri üzerinde çapraz akışta N>16 ve 0.7<Pr<500 için Nu bağıntıları [12]

Düzen	Reynolds aralığı	Korelasyon
Sıralı	0 - 100	$Nu_D = 0.9.Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100 - 1000	$Nu_D = 0.52.Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000 - 2.10^5	$Nu_D = 0.27.Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2.\ 10^5$ - 2.10^6	$Nu_D = 0.033.Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Şaşırtmalı	0 - 500	$Nu_D = 1.04.Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500 - 1000	$Nu_D = 0.71.Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000 - 2.10^5	$Nu_D = 0.35.(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2.10^5 - 2.10^6	$Nu_D = 0.031.(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Tablo 2. N_L<16 ve Re_D>1000 için F düzeltme faktörü değerleri [12]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Sıralı	0.7	0.8	0.86	0.9	0.93	0.96	0.98	0.99
Şaşırtmalı	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Launder ve Massey [13] , Wung ve Chen [14] ve Murray [15] boru demetlerinde yerel ısı transferi problemi için nümerik çalışmalar yapmışlardır.

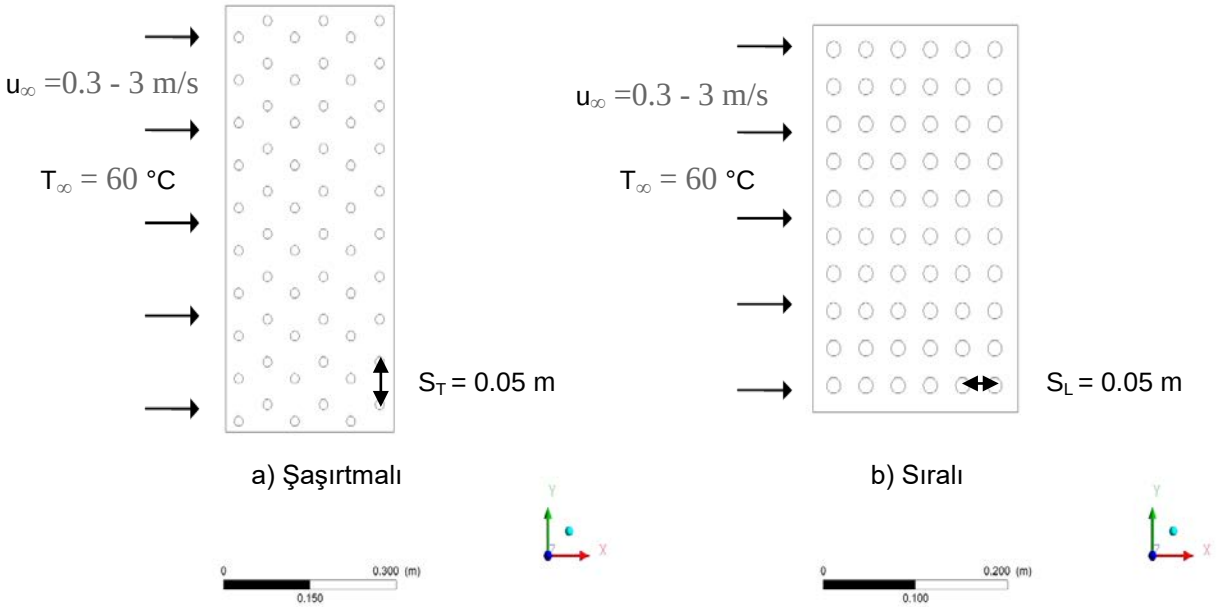
Beale [16] boru demetleri üzerinde akış için detaylı bir şekilde nümerik bir çalışmada bulunmuştur. Basınç düşümü, ısı transfer katsayısı ve yüzey pürüzlülüğü için farklı ısıl sınır koşullarında çözümler elde etmiştir.

Mandhani vd [17] sıkıştırılamaz newtonien akışta, tipik bir boru yüzeyindeki sıcaklık dağılımını nümerik olarak elde etmek için enerji denkleminin ve Nu sayısının çözümünü yapmışlardır. Nu sayısının Pr ve Re boyutsuz sayılarının artan değerleri ile doğru orantılı olduğunu bulmuşlardır. Elde ettikleri sonuçlar daha önce yapılan sayısal ve deneysel verilerle büyük bir uyuşma göstermiştir.

Bu çalışmada boru demetleri üzerinde sıkıştırılamaz, sürekli ve newtonian akışta Nusselt sayısının hesaplanması nümerik olarak incelenmiştir. Gövde içerisindeki boru demetleri modeli 2 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Boru yüzeylerine sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı uygulanmıştır. Farklı akış hızlarındaki akışkan gövde içerisine yönlendirilmiştir. Hız değişiminin Nu sayısı üzerindeki etkisi, Zukauskas'ın [12] bulduğu Eşitlik (10) ile tutarlılık gösterip göstermediği incelenerek hata oranları tespit edilmiştir. Ayrıca basınç düşümü değerleri de irdelenerek programdan elde edilen değerler ile karşılaştırılıp grafikler halinde sunulmuştur.

3.1. Model

Çözümü yapılan boru demetleri 0.015 m çapında ve 1m uzunluğundadır. Diziliş biçimlerinin enine ve boyuna uzunlukları (S_T ve S_L) 0.05'er m'dir. Akış yönünde 6 sıra ve her bir sırada 10 boru olmak üzere toplam boru sayısı 60'tır. Sıralı ve şaşırtmalı dizilimlerde her bir model için karakteristik değerler değiştirilmemiştir. Şekil 4.'te sıralı ve şaşırtmalı düzenlerde çizimi yapılan modeller gösterilmiştir.



Şekil 4. Sıralı ve şaşırtmalı diziliş için oluşturulan geometriler.

Gövde içerisine giren akışkanın cinsi hava olarak seçilmiştir. Gövde içerisine giren havanın giriş sıcaklığı 20 °C ve giriş hızı ise 0.3 m/s ile 3 m/s arasında değişmektedir. Toplam 8 farklı akışkan hızı düşünülmüştür ve bunlar 0.3, 0.5, 0.7, 1, 1.5, 2, 2.5 ve 3 m/s'dir. Boru demetleri için sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı belirlenmiştir ve değeri ise 120 °C'dir. Gövde içerisindeki akışkanın ortalama sıcaklığı 60 °C olarak tahmin edilmiş ve bu sıcaklıktaki havanın termodinamik özellikleri Tablo 3.'te verilmiştir. Pr_s değeri boru sabit yüzey sıcaklığı olan 120 °C'de belirlenmiştir.

Tablo 3. Havanın 60 °C sıcaklıktaki termodinamik özellikleri [4]

Termodinamik özellikler	Değer
Yoğunluk	1.059 [kg/m^3]
Özgül ısı	1007 [kj/kgK]
Isı iletim katsayısı	0.02808 [W/mK]
Dinamik viskozite	2.008 .10^{-5} [kg/ms]
Pr	0.7202
Pr_s (120 °C)	0.7073

3.2. Analitik Çözümler

Öncelikle her bir model için gövde içerisindeki maksimum hız, sıralı diziliş için Eşitlik (1), şaşırtmalı diziliş için Eşitlik (1) veya Eşitlik (2) ile (minimum kesit alanını hangi eşitlik sağlıyorsa) hesaplanmış ve daha sonra ise maksimum hıza bağlı Re değeri Eşitlik (3) kullanılarak tespit edilmiştir. Bulunan Re sayısı Tablo 1.'de sıralı ve şaşırtmalı diziliş için verilen hangi aralıklar içerisinde kalıyorsa, o aralık için verilen korelasyon ile Nu sayıları bulunmuştur. Her bir hız değeri için Zukauskas'ın [12] verdiği korelasyonlar kullanılarak hesaplanan Nu değerleri Tablo 4.'te sunulmuştur. Re sayısının değeri için maksimum hız değeri kullanılmıştır.

Tablo 4. Sıralı ve şaşırtmalı diziliş için Zukauskas [12] korelasyonları ile hesaplanan Nu değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Maksimum Hız (m/s)	Reynolds	Nusselt	
			Zukauskas Korelasyonu	
			Sıralı Düzen	Şaşırtmalı Düzen
0,3	0,428	338,53	8,07	10,14
0,5	0,714	594,76	10,42	14,6
0,7	1	791	12,33	16,83
1	1,428	1129,51	19,079	20,039
1,5	2,143	1695,29	24,64	25,56
2	2,857	2259,82	29,53	30,37
2,5	3,572	2825,75	34	34,73
3	4,286	3390	38,131	41

Basınç düşümü hesabı için Eşitlik (4) kullanılmıştır. Re sayısına bağlı sürtünme katsayısı ve düzeltme faktörü değerleri ise sıralı ve şaşırtmalı diziliş için Şekil 2. ve Şekil 3.'ten okunarak basınç düşümü değerleri hesaplanmıştır. Her bir model için hesaplanan basınç düşümü değerleri Tablo 5.'de verilmiştir.

Tablo 5. Sıralı ve şaşırtmalı dizilişte hesaplanan basınç düşümü değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Maksimum Hız (m/s)	Reynolds	Basınç Düşümü (ΔP) [Pa] Zukauskas Eşitliği	
			Sıralı Düzen	Şaşırtmalı Düzen
0,3	0,428	338,53	0,08	0,23
0,5	0,714	594,76	0,21	0,615
0,7	1	791	0,38	1,175
1	1,428	1129,51	0,777	2,26
1,5	2,143	1695,29	1,75	5,10
2	2,857	2259,82	3,116	7,779
2,5	3,572	2825,75	4,86	12,159
3	4,286	3390	7,00	16,92

3.3. Nümerik Çözümler

3.3.1. Nümerik Yaklaşım

Nu sayısının hesaplanması için nümerik olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımıyla akış ve ısı transferi çözümlemesi yapabilen bir bilgisayar programı kullanılmıştır. (HAD), ilgili alanda detaylı hesaplamaların yapılabildiği, akış alanı ve diğer fiziksel detayların gösterilebildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemi ve nümerik bir yaklaşımdır.

HAD'de çözüm yapılırken korunum denklemleri gibi bazı akışkanlar mekaniğine ait matematiksel ifadeler kullanılır. Newtonian akış için korunum denklemleri; kütlenin, momentumun ve enerjinin korunum denklemleridir. Sıkıştırılamaz ve daimi akışta süreklilik denklemi Eşitlik (12) ile verilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \tag{12}$$

Momentumun korunumu x ve y eksenlerinde Eşitlik (13) ve (14);

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{13}$$

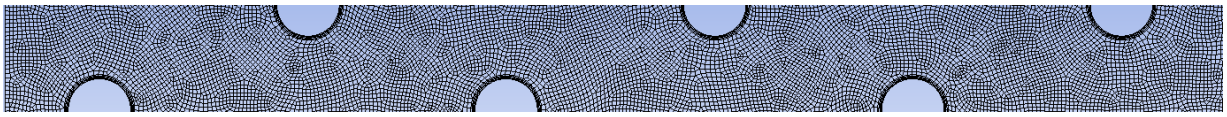
$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)-g \tag{14}$$

şeklinde verilebilir. Enerjinin korunumu ise

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \tag{15}$$

olarak tanımlanır. Eşitliklerde u, v ve w (m/s) hız vektörünün bileşenlerini , ρ yoğunluğu, g (m/s^2) yerçekimi ivmesini, v (m^2/s) kinematik viskoziteyi, p (Pa) basıncı, α (m^2/s) ısıl yayınım katsayısını ve T (°C) ise sıcaklığı temsil etmektedir.

Nümerik çözüm için akış ve ısı transferi çözümü yapabilen Fluent programı kullanılmıştır. Fluent programı içerisinde model öncelikle yeterli ölçüde ağlara ayrılmıştır. Model 125000, 200000 ve 350000 olmak üzere 3 farklı ağ sayısına bölünmüştür. Nusselt sayısının virgülden sonraki iki basamağının değişmediği 200000 elemana bölünmüş ağ sayısı çözüm ağı olarak seçilmiştir. Ağ yapısının minimum ortogonal kalitesi 0.22, maksimum çarpıklık değeri ise yaklaşık 0.67'dir. Örnek olarak şaşırtmalı düzendeki ağ yapısının gösterimi Şekil 5. ile verilmiştir.



Şekil 5. Şaşırtmalı düzende ağ yapısına ayrılan modelin örnek görünüşü.

Çözümlerde kullanılan türbülans modeli RNG k-epsilon (2eqn) olarak seçilmiştir. Bu türbülans modeli literatürdeki çalışmalarda elde edilen sonuçlara göre kapalı ortamlarda akış analizi için hassas sonuçlar verdiği bilinmektedir [18].

Model tasarımı inlet, outlet, gövde alt ve üst yüzeyi ve boru demetlerinden oluşan bir yapıya sahiptir. Gerekli sınır şartları ile programa girilen değerleri Tablo 6.'da gösterilmiştir.

Tablo 6. Programda kullanılan sınır şartları ve değerleri

	Sınır Şartları	Değerler
İnlet	Hız girişi	0.3 / 0.5 / 0.7 / 1 / 1.5 / 2 / 2.5 / 3 [m/s]
Outlet	Basınç	0 [Pa]
Gövde üst ve alt yüzeyi	Adyabatik	-
Borular	Sabit yüzey sıcaklığı	120 [°C]

Özellikle kaba ve çarpık hücrelerin çözümünü geliştirmek için gradyen çözücüsü olarak "Green Gauss Node - based" seçilmiştir. Basınç çözücüsü olarak "PRESTO!" seçilmiştir. "Second Order Upwind" "Firs Order Upwind" 'e göre daha doğru çözüm ve daha iyi bir yakınsama sunmasına rağmen çözüm süresinin uzun zaman almasına neden olmaktadır. Yine de çözümlerde gerçeğe yakın sonuçlar alabilmek için momentum, türbülans kinetik enerji, türbülans kayıp oranı ve enerji için "Second Order Upwind" çözüm metodu kullanılmıştır.

Süreklilik için 10^{-5}, x, y, z yönündeki hızlar, k ve epsilon için 10^{-4}, enerji için 10^{-6} tolerans aralığı uygun görülmüş ve her bir çözümde bu tolerans aralıkları için yakınsama sağlanmıştır.

8 farklı giriş hızı değeri ile sıralı ve şaşırtmalı diziliş için iki farklı model oluşturulduğundan dolayı toplam 16 farklı çözüm elde edilmiştir. Sıralı ve şaşırtmalı diziliş için Fluent ile hesaplanan Nu ve basınç düşümü değerleri sırası ile Tablo 7. ve Tablo 8.'de farklı akış hızlarına bağlı olarak sunulmuştur.

Tablo 7. Sıralı ve şaşırtmalı düzende Nu sayısının Fluent ile hesaplanan değerleri

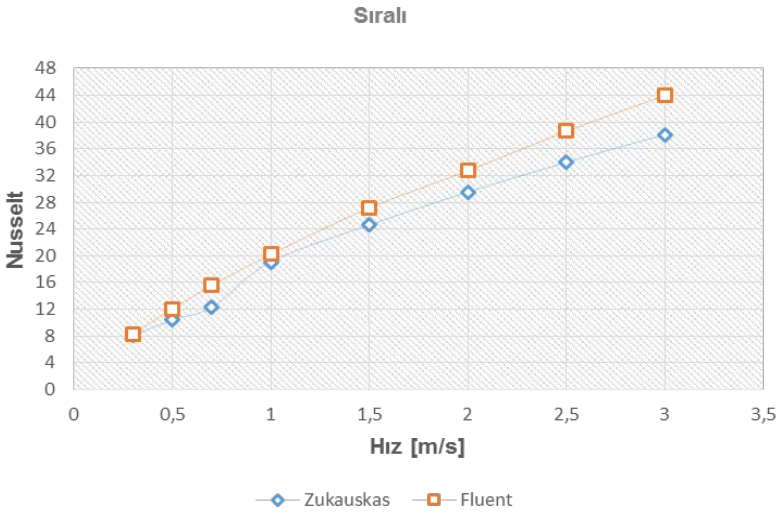
Giriş Hızı (m/s)	Maksimum Hız (m/s)	Reynolds	Nusselt	
			Fluent	
			Sıralı Düzen	Şaşırtmalı Düzen
0,3	0,428	338,53	8,31	10,05
0,5	0,714	594,76	12,075	14,28
0,7	1	791	15,54	18
1	1,428	1129,51	20,224	23,138
1,5	2,143	1695,29	27,158	30,49
2	2,857	2259,82	32,72	36,79
2,5	3,572	2825,75	38,624	42,07
3	4,286	3390	44	46,801

Tablo 8. Sıralı ve şaşırtmalı düzende basınç düşümünün Fluent ile elde edilen değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Maksimum Hız (m/s)	Reynolds	Basınç Düşümü (ΔP) [Pa]	
			Fluent	
			Sıralı Düzen	Şaşırtmalı Düzen
0,3	0,428	338,53	0,261	0,25
0,5	0,714	594,76	0,632	0,61
0,7	1	791	1,185	1,09
1	1,428	1129,51	2,228	2,05
1,5	2,143	1695,29	4,524	4,21
2	2,857	2259,82	8,210	7,03
2,5	3,572	2825,75	12,784	10,36
3	4,286	3390	19,270	15,07

SONUÇ

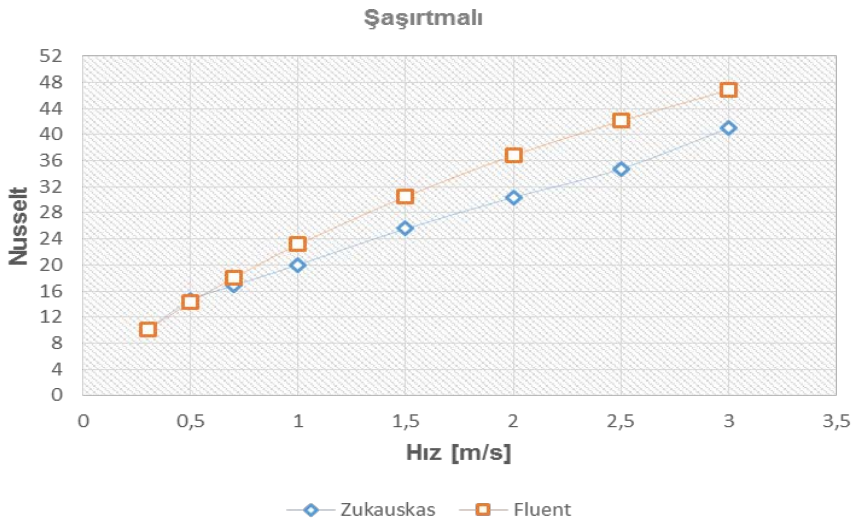
Boru demetinde çapraz akış için oluşturulan sıralı dizilişe sahip modellerde, Nu sayısı Zukauskas [12] korelasyonları ile hesaplandığında 8 ile 38 arasında değişen değerler almıştır. Şaşırtmalı dizilişe sahip modellerde ise Nu sayısı değeri 10 ile 41 arasında değişmektedir. Akış hızı arttıkça buna bağlı olarak Re sayısı da artış gösterdiğinden dolayı Nu sayıları akış hızı ile doğru orantılı olarak değişmiştir. Fluent'ten elde edilen değerlere bakıldığında Nu ile akış hızı arasında doğru orantı olduğu görülmüştür. Fluent ve Zukauskas [12] korelasyonlarından elde edilen Nu değerleri arasındaki farkın yüzdesi sıralı düzen için %2 ile %13 arasında değişmektedir. Şekil 6.'da sıralı düzen için korelasyonlardan ve programdan elde edilen Nu değerlerinin değişim grafiği verilmiştir.



Şekil 6. Sıralı düzen için Nu sayısının Zukauskas korelasyonları ve Fluent'ten hesaplanan değerlerinin grafiksel karşılaştırılması

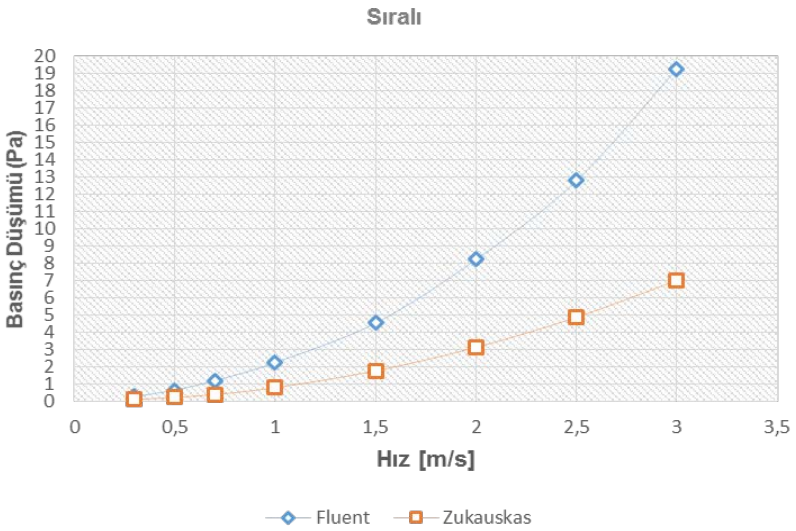
Şaşırtmalı düzende Nu sayısının hesaplanan ve Fluent'ten alınan değerleri arasındaki fark yüzdesi %1 ile %17 arasında değişmektedir. Akışkan hızının artışı fark yüzdesinde de doğru orantılı olarak artışa sebep olmuştur. Sıralı düzendeki akışın şaşırtmalı düzene göre türbülans seviyesinin düşük olması programın çözüm hassasiyetini düşürdüğü ve böylece fark yüzdesinin artışa geçtiği düşünülmüştür.

Şekil 7'de şaşırtmalı düzen için korelasyonlardan ve programdan elde edilen Nu değerlerinin değişim grafiği verilmiştir.

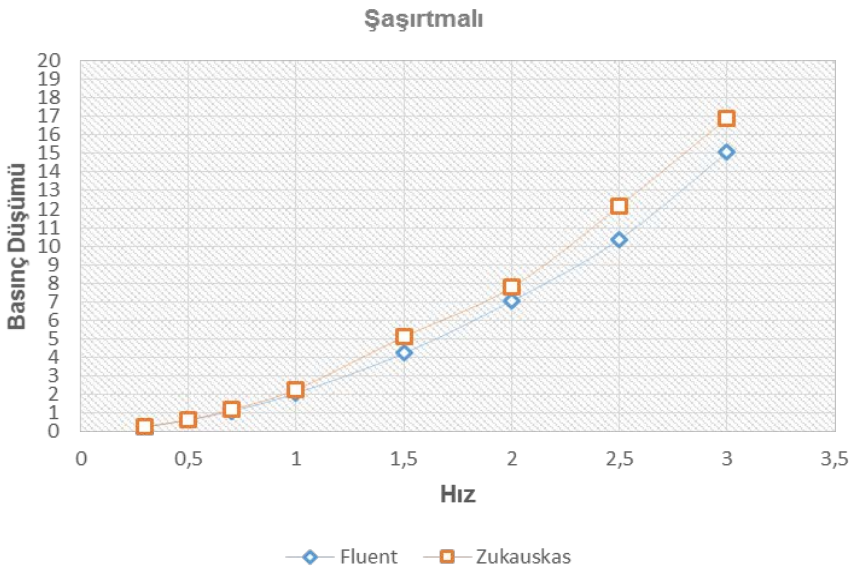


Şekil 7. Şaşırtmalı düzen için Nu sayısının Zukauskas korelasyonları ve Fluent'ten hesaplanan değerlerinin grafiksel karşılaştırılması

Basınç düşümleri için Zukauskas [3] 'ın sunduğu Eşitlik (4) ile analitik olarak hesaplanan değerler, Fluent'ten elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 8.'deki sıralı düzen için hız değerlerine bağlı basınç düşümü grafiğine bakıldığında hız değeri 1m/s'nin üzerine çıkmaya başladığında analitik olarak hesaplanan basınç düşümü değeri ile Fleunt'ten elde edilen değerler arasındaki fark giderek artma eğilimi göstermektedir. Şekil 9.'daki şaşırtmalı düzendeki modelden elde edilen basınç düşümü değer grafiğinde ise hızın artışı ile birlikte iki eğri arasındaki fark artsa dahi, bu farkın kabul edilebilir aralıklarda kaldığı görülmüştür.



Şekil 8. Basınç düşümünün sıralı düzende Fleunt ve Zukauskas korelasyonu ile hesapalanan değerlerinin grafiği



Şekil 9. Basınç düşümünün şaşırtmalı düzende Fleunt ve Zukauskas korelasyonu ile hesapalanan değerlerinin grafiği

Sonuç olarak oluşturulan modellerde, Fluent'ten elde edilen veriler ile korelasyonlar vasıtasıyla hesaplanan Nu sayısı ve basınç düşümü değerleri arasında bir fark söz konusu olmuştur. Sıralı ve şaşırtmalı düzenlerde oluşturulan modellerde bu farklılık değişim göstermektedir. Nu sayısı için sıralı ve şaşırtmalı düzende oluşturulan modeller, hız değerlerinin 0.3 ile 1.5 m/s arasında değişmesi koşulu ile boru demetlerinde ısı transferi hesaplarında kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır. Ancak hız değerleri 1.5 m/s'nin üzerine çıktığında oluşturulan modellerin Nu sayısının değerleri için gerçeğe yakın sonuçlar vermesinin mümkün olmadığı düşünülmüştür. Basınç düşümü çözümlerinde ise sıralı düzende oluşturulan modellerde, Eşitlik (4) ile hesapalanan basınç düşümü değeri ile Fluent'ten okunan değerler arasındaki fark kabul edilemeyecek derecede yüksektir. Bu yüzden sıralı düzen için oluşturulan model basınç düşümü hesaplamada kullanılamaz. Şaşırtmalı düzende ise programdan alınan basınç düşümü değerleri analitik olarak hesapalan değerler ile büyük bir uyum içindedir. Bu yüzden şaşırtmalı düzen modellerinin, basınç düşümü için kullanılabilir olduğu düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Khan W.A., Culham J.R., Yovanovich M.M., "Analytical Model for Convection Heat Transfer From Tube Banks" , Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 20-4, 2006.
[2] Kılıç M., Yiğit A., "Isı Transferi" , Alfa Akademi, Bursa, 343-355, 2010.
[3] Žukauskas, A., "Heat Transfer from Tubes in Crossflow," Advances in Heat Transfer, Vol. 8, 93–160, 1972.
[4] Çengel Y.A., "Isı ve Kütle Transferi" , Güven Bilimsel, Üçüncü Basım, 2012.
[5] Colburn, A. P.,"A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison With Fluid Friction," Transactions of the American Institute of Chemical Engineers, Vol.29, American Institute of Electrical Engineers, New York, 174–210, 1933.
[6] Huge E. C.,"Experimental Investigation of Effects of Equipment Size on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases Over Tube Banks," Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Series G, Vol. 59, 573–581, 1937.
[7] Pierson, O. L., "Experimental Investigation of the Influence of Tube Arrangement on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases Over Tube Banks," Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Series G, Vol. 59, 563–572, 1937.
[8] Bergelin, O. P., Davis, E. S., and Hull, H. L., "A Study of Three Tube Arrangements in Unbaffled Tubular Heat Exchangers," Journal of Heat Transfer, Vol. 71, 369–374, 1949.

[9] Jones, C. E., and Monroe, E. S., “Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across In-Line Tube Banks: Part 1– Apparatus, Procedures, and Special Effects,” Journal of Heat Transfer, Vol. 80, 18–24, 1958.
[10] Grimison, E. D., “Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Banks,” Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Series G, Vol. 59, 583–594, 1937.
[11] Kays, W. M., and London, A. L., “Compact Heat Exchangers,” McGraw–Hill, New York, 1964.
[12] Žukauskas, A., and Ulinskas, R., “Heat Transfer in Tube Banks in Crossflow,” Hemisphere, Washington, D.C., 1988.
[13] Launder, B. E., and Massey, T. H., “The Numerical Prediction of Viscous Flow and Heat Transferin Tube Banks,” Journal of Heat Transfer, Vol. 100, No. 4, 565–571, 1978.
[14] Wung, T. S., and Chen, C. J., “Finite Analytic Solution of Convective Heat Transfer for Tube Arrays in Crossflow: Part 2–Heat Transfer Analysis,” Journal of Heat Transfer, Vol. 111, 641–648, 1989.
[15] Murray, D., “Comparison of Heat Transfer in Staggered and In-Line Tube Banks with Gas Particle Flow,” Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 6, No. 2, 177–185, 1993.
[16] Beale, S. B., and Spalding, D. B., “Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer in Tube Banks with Stream-Wise Periodic Boundary Conditions,” Transactions of the CSME, Vol. 22, No. 4A, 397–416, 1998.
[17] Mandhani, V. K., Chhaabra, R. P., and Eswaran, V., “Forced Convection Heat Transfer in Tube Banks in Cross Flow,” Chemical Engineering Science, Vol. 57, 379–391, 2002.
[18] Chen Q., “Comparison of different k –ε models for indoor air flow computations” , Numerical Heat Transfer; 28, 353-69, 1995.

ÖZGEÇMİŞ

Berrin KARAÇAVUŞ

1970 yılı Edirne doğumludur. 1991 yılında TÜ. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 1995 yılında Yüksek Mühendis ve 2006 yılında Doktor ünvanını almıştır. 1992-2006 Yılları arasında Araştırma Görevlisi, 2007 yılından beri TÜ Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü Enerji Anabilim Dalı’nda Yrd. Doç. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Güneş enerjisi, ısı pompaları, motorlar ve hidrolik makineler konularında çalışmaktadır.

Kadir AYDIN

1990 yılı Bursa doğumludur. 2013 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2014 yılında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde başladığı yüksek lisans eğitimini 2016 yılında Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği ABD’da bitirmiş ve aynı yıl Enerji ABD’da doktora eğitimine başlamıştır. 2014 yılında Trakya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde Araştırma Görevlisi olarak başladığı görevine halen devam etmektedir. Isı transferi uygulamaları ve ısıl konfor alanlarında çalışma yapmaktadır.