

BORULARDA DÖNMELİ AKIŞIN ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİ

Hasan GÜL
Atatürk Üniversitesi
Erzincan Meslek Yüksek Okulu , ERZİNCAN

ÖZET

Bir gerilim kaynağı uygulanarak borunun direncinden faydalanılarak ısıtılan borudan geçen akışkanın (suyun), boru girişinde aksel akışa 2 veya 4 enjektörle verilen teğetsel dönmeli akışın, ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Momentum akış oranı 11.705-0, Reynolds sayısı 4 800-24 000 ve enjektör açısı 15-90° arasında incelemeler yapılmıştır. Artan momentum oranı, Reynolds sayısı ve artan enjektör açısı ile ısı transferinde artış sağlamıştır. Sabit momentum oranında (örneğin $M_1/M_T = 2.45$ için) ısı transferinde artış, dönmesiz akışa göre yaklaşık %20 oranında artış sağlamıştır.

Anahtar Kelimeler: Dönmeli akış, ısı transfer

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF SWIRL FLOW AT PIPES

ABSTRACT

Applying a voltage supply by means of pipe resistance, pipe is heated. Fluid, which is water passing from the pipe at the inlet section axial flow 2 or 4 injector, tangential swirl flow is obtained and heat transfer characteristics are examined. Momentum flow rate varies from 11.705 to 0, Reynolds number 4800 to 24000 and injector angle 15 to 90. Increasing momentum rate, Reynolds number and injector angle, increasing in heat transfer for constant momentum rate (for example, $m_1/m_T = 2.45$) heat transfer increases in about 20% percent.

Keywords: Swirl flow, heat transfer enhancement

1. GİRİŞ

Isı transferi iyileştirme konusu, ısı eşanjör uygulamalarında önemli bir aşamaya ulaşmıştır. Soğutma ve otomobil endüstrisinde kullanılan ısı eşanjörlerinde iyileştirilmiş yüzeyler yaygın olarak kullanılmaktadır. Proses endüstrisi, ısı eşanjörlerinde iyileştirilmiş ısı transfer yüzeylerini yaygın olarak kullanmaya çalışılmaktadır. Isı transferini iyileştirme yöntemleri literatürde aktif ve pasif yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır (1).

Dönmeli akış; ısı transferini iyileştirme yöntemlerinden pasif yöntemler sınıfına girmektedir. Bu akış, akım hızının teğetsel bileşeninin hızla önemli katkıda bulunduğu akışkan akımıdır (1). Diğer bir tanıma göre ise; akım fonksiyonu ile önemli şekilde etkileşen teğetsel hız bileşeni ve ilgili teğetsel kayma gerilmesinin varlığı ile karakterize edilen akış sınıfıdır. Bu akımların uzunluk ölçeğindeki değişimi çok büyüktür: birkaç milimetreden (Ranque-Hilsch boruları) birkaç yüz metreye kadar (tornadolar) (2).

Dönmeli akış; hız bakımından ve sönümleme özelliğine göre sınıflandırılabilir. Karakteristik hız profilleri bakımından eğrisel (curved) dön-

meli akış, dönen (rotating) dönmeli akış ve vorteksli dönmeli akış olarak üç sınıfa ayrılabilir (2). Sönümleme özelliğine göre, dönmeli akış iki sınıfa ayrılmaktadır: sürekli dönmeli akış ve azalan dönmeli akış.

Dönmeli akış üreteçleri, sürekli dönmeli akış üreteçleri ve azalan dönmeli akış üreteçlerinden oluşmaktadır (3).

a) Sürekli dönmeli akış üreteçleri: Dönme üreteci, tüm kanal boyunca sürekli olarak devam etmektedir. Helezonik teller (coiled-wires), helezonik bükülmüş şeritler (twisted-tapes), helisel kanatçıklar (helical vanes) kanalın iç yüzeyinde helisel kanatçık açmak gibi.

b) Azalan dönmeli akış üreteçleri; Dönme üreteci sadece kanalın giriş kısmında bulunmakta ve dönmeli akış kanaldan aktıkça sönümlenmektedir. Teğetsel girişli dönmeli akış üreteçleri, direkt dönmeli akış üreteçleri ve kılavuz kanatlı dönmeli akış üreteçlerinden oluşmaktadır.

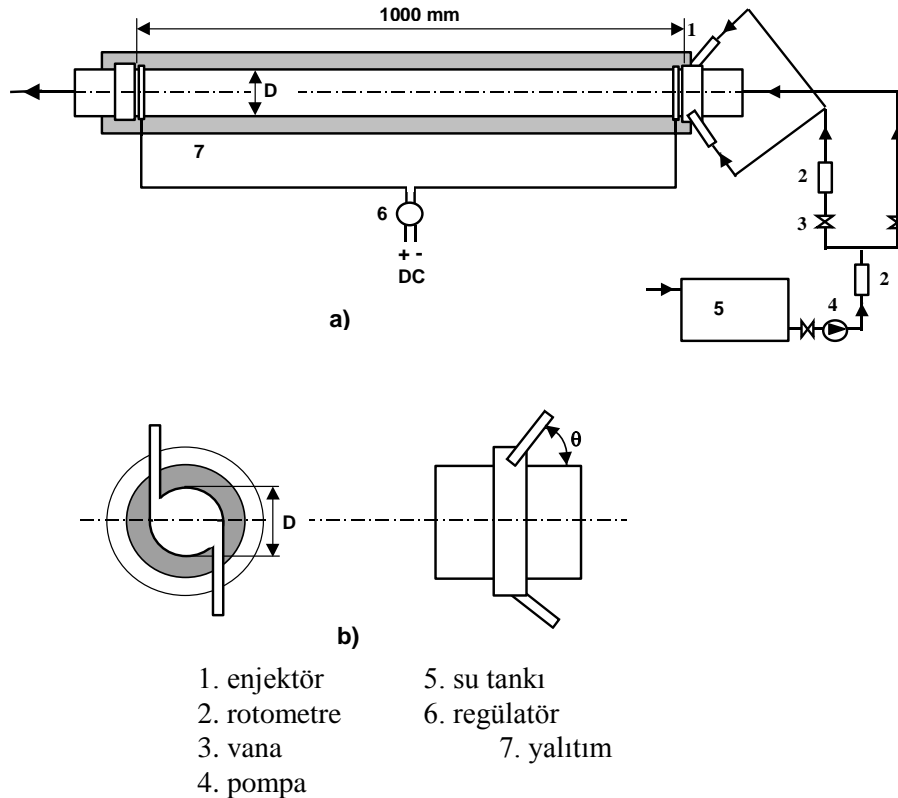
i) Teğetsel girişli dönmeli akış üreteçleri: Bu üreteçlerde akım, teğetsel veya teğetsel aksel (tanjantsal) olarak kanala girebilmektedir. Akımın kanala tanjantsal

olarak girdiği teğetsel girişli dönmeli akış üreteçlerinde dönmeli akış şiddeti, eksenel ve teğetsel olarak giren akışkan miktarları ile kontrol edilebilir.

- ii) Direkt dönmeli akış üreteçleri: Bu üreteçlerde akışkanı sınırlayan cidar direkt olarak dönmektedir.
- iii) Kılavuz kanatlı dönmeli akış üreteçleri: Bu üreteçlerde kanatlar konumuna göre radyal veya eksenel olarak yerleştirilebilir. Eksenel kanatlı dönmeli akış üreteçlerinde, kanatlar eksenel yönle belli bir açı yapacak şekilde kanala yerleştirilir. Bu üreteçler ya sabit yada dönel olarak imal edilirler. Radyal kanatlı dönmeli akış üreteçlerinde, kanatlar iki disk arasına

Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil-1de gösterilmiştir. Deneylede iç çapı 20 mm, et kalınlığı 0.7 mm paslanmaz krom-nikel bir boru kullanılmıştır. Boru iç cidarı pürüzsüzdür. Akışkana girişte bir dönme etkisi verebilmek için borunun aynı çevresel çizgisi üzerinde, boru eksenine belli değerlerde açı yapacak şekilde 4 mm çapında ve 25 mm uzunluğunda paslanmaz çelikten 2 veya 4 enjektör yerleştirilmiştir. Deney borusunun uzunluğu 1.8 m olup test borusunun ise 1 m'dir ($L/D=50$). Enjektörler borunun iç yüzeyi ile sıfırlanarak boru içerisinde eksenel akışın bozulması önlenmiştir. Boru içerisinde akışkan olarak su kullanılmıştır. Test borusunun kendisi ısıtıcı görevi yapmaktadır.

Boruya gerilim kaynağı bağlandığında borunun direncinin küçük olması nedeniyle büyük



Şekil 1. a) Deneysel sistemin şematik gösterimi b) enjektörlerin yerleşimi

yerleştirilir ve akıma bu radyal kanatlar vasıtasıyla dönme hareketi kazandırılır.

Aktif ve pasif sistemlerle ilgili çalışmalara literatürde rastlamak mümkündür (4-8).

2. DENEY DÜZENEGİ

miktarda akım çekilmekte ve ısı açığa çıkmaktadır. Boru dış yüzeyinden ortama olan ısı kaybını önlemek için önce elektrik izolasyonu sağlayan 0.5 mm kalınlığında ipek bir malzemeyle 3 kat sarıldıktan sonra boru tipi 6 cm kalınlığında cam yünü ile izole edilmiştir. Test borusunun baş ve son kısmında yani uç bağlantı yerlerinde meydana gelen eksenel ısı kaçaklarını önlemek için enjektörlerden

hemen sonra fiber-glass malzemeden imal edilmiş flanşlar monte edilerek aksel ısı geçişleri önlenmiştir.

Isı transfer deneylerinde test borusuna sabit ısı akışı verebilmek için 4 KW gücünde bir doğru akım güç kaynağı kullanılmıştır. Sisteme verilen güçte dalgalanma olmaması için bir voltaj regülatörü kullanılmıştır. Sistemin çektiği akım değeri ölçülerek ve boru direnç değeri kullanılarak sistemin çektiği (verilen) güç bulunmuştur.

Dönmeli akışın ısı transferine olan etkilerini incelemeye en önemli değerlerden biri de istenen debinin sabit tutulması ve doğru ölçülmesidir. Bu amaçla ticari satılan Boalecco marka bir akış kontrol ünitesi kullanılmıştır. Bilgisayar kontrollü bu cihazda istenen debi sabit tutulabilmektedir. Akış kontrol ünitesi üzerinde, şehir şebekesinden gelen suyun dinlendirilmesi ve sabit bir atmosfer basıncına sahip olması için 300 lt kapasiteli bir su tankı, ana pompa, orifis, basınç algılayıcıları, dijital kontrol ünitesi (Honeywell 500), kaydedici, maksimum 120 lt/dak kapasiteli bir rotometre, çeşitli kontrol kumanda vanaları mevcuttur.

Sistemde istenen debinin ayarlanması için çalışılacak Reynolds sayısına karşılık gelen debi değeri bilgisayara girildikten sonra cihaz üzerinde bulunan bir selenoid vana (kontrol vanası) otomatik olarak devreye girmekte ve istenen debi değerini sağlamak için açılıp kapanmaktadır. Bu aşamadan sonra cihaz üzerindeki ana pompa devreye girmekte ve cihaz üzerinde bulunan bir orifismetrede elde edilen basınç farkını, milivolt sinyalleri olarak alan transdüser ile selenoid vananın kısılıp veya kapanması sağlanmaktadır. Ana borudan geçen debi sürekli bilgisayar ekranında ve ayrıca sistem üzerinde bulunan rotometreden de toplam debi değeri izlenebilmektedir.

Akış kontrol ünitesinin çıkışında rotometreden çıkan su, iki kola ayrılarak biri borunun aksel girişine, diğeri ise teğetsel akış için enjektörlere verilir. Her iki kolda da elle kumanda edilen birer vana vardır. Enjektörlere giden debi değerini ölçmek için enjektör girişine ikinci bir rotometre konulmuştur. Her iki kolda da istenen debiler oranı elle kontrol edilen vanalar ile sağlanmaktadır. Böylece akışın hem aksel hem de teğetsel olarak dönmeli bir şekilde değişik momentum oranlarında test borusuna gönderilmesi sağlanmaktadır.

Test borusu giriş ve çıkışında meydana gelen basınç farkı, miliamper olarak ölçen bir transdüser ile ölçülmüştür. (843 DP d/p cell). Deneylerden önce bu transdüser kalibre edilmiştir.

Test borusu üzerinde cidar sıcaklıklarını ölçmek için 10 cm aralıklarla 11 adet bakır konstantan termokopul teli kullanılmıştır. Termokopul teli sıcaklıklarının boru üzerindeki elektrikten etkilenmemesi için her bir çiftin ucu, ısıyı iletken, elektriği izole eden bir bileşikle kaplanmıştır. Ayrıca test borusuna giren akışkanın sıcaklığı girişte 2 , çıkışta ise 3 noktadan alınarak bunlardan ortalama sıcaklıklar elde edilmiştir.

Tüm deneylerde ölçümler kararlı durumda alınmıştır. Deneyler süresince sistem yaklaşık bir saatte kararlı duruma gelmiştir.

3. ISI TRANSFERİNİN HESAPLANMASI

Borudan geçen akımdan dolayı boru üzerinden oluşan toplam ısı (Q_{top}), akışkana aktarılan (Q_{aks}) ve kayıp ısıların (Q_{kay}) toplamına eşittir. Enerji balans denklemi yazılırsa,

$$Q_{top} = Q_{aks} + Q_{kay}$$

(1)

Burada kayıp ısı (Q_{kay}), boru uçlarındaki bağlantı yerlerinde ve boru dış yüzeyinden ortama aktarılan ısıların toplamına eşittir. Boru cidarı çok ince olduğu ve ayrıca bağlantı yerlerinde yalıtkan fiber glass kullanıldığı için aksel ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Ayrıca boru dış yüzeyinde izolasyondan sonra dış ortama aktarılan ısının hesaplanmasında, verilen ısının % 0.5 inden küçük olduğu görülmüştür. Böylece kayıp ısı, hesaplamalarda ihmal edilmiştir ($Q_{kay} \approx 0$). Boru iç cidarı yaklaşık aynı sıcaklıkta olduğu için radyasyonla ısı transferi dikkate alınmamıştır. Bu durumda denklem (1) şöyle olur,

$$Q_{top} = Q_{aks} \quad (2)$$

veya ısı akışı cinsinden,

$$q_x = \frac{Q_{top}}{A_{cev}} \quad (3)$$

Boru çevresinden gelen ısı, akışkanın aldığı ısıya eşitlenirse, herhangi bir x mesafesinde akışkan sıcaklığı,

$$t_{bx} = t_{gx} + \frac{\pi D x}{m C_p} q_x \quad (4)$$

şeklinde hesaplanabilir. Boru çevresinden verilen ısı akışı, yüzeyde konveksiyonla aktarılan ısıya eşittir. Yüzeyde herhangi bir x mesafesinde, lokal ısı taşınım katsayısı ;

$$h_x = \frac{q_x}{(t_{wx} - t_{bx})} \quad (5)$$

olur. Bu denklemden lokal Nusselt sayısı ise şöyle,

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k_x} \quad (6)$$

yazılabilir. Deneyle elde edilen dönmesiz akış için ortalama Nusselt sayısı, literatürde Petukhov (9) tarafından verilen aşağıdaki bağıntı ile karşılaştırılmıştır.

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1.07 + 12.7 (f/8)^{0.5} (Pr^{(2/3)} - 1)} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n \quad (7)$$

burada $T_w > T_b$ için $n=0.11$ dir.

Test borusunda meydana gelen deneysel sürtünme katsayısı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$f = \frac{dP}{(x/D)(1/2)\rho U^2} \quad (8)$$

Ayrıca deneysel sürtünme katsayısı ise pürüzsüz borularda yine Petukhov (9) tarafından verilen bağıntı ile karşılaştırılmıştır,

$$f = \frac{1}{(1.82 \log_{10}(Re) - 1.64)^2} \quad (9)$$

Bu çalışmada dönmeli akış için ısı transferi eksenel ve çevresel momentum oranlarına göre ifade edildiğinde oran şu şekilde ifade edilir,

$$\frac{M_t}{M_T} = \left(\frac{m_j}{m_t} \right)^2 \left(\frac{D}{d_j} \right)^2 \frac{\sin \theta}{N_j} \quad (10)$$

burada momentum;

$$M = m.V = m \cdot \frac{m}{\rho A} = \frac{m^2 \cdot 4}{\rho \cdot \pi d^2} \quad (11)$$

Burada N_j enjektör sayısı, M_t ve M_T sırası ile çevresel ve toplam akış momentumlarını, m_j ve m_t ise sırasıyla enjektörlerin ve toplam akışın kütledebilerini, θ enjektörlerin boru eksenine yaptığı

açıyı, d_j ve D ise enjektör ve eksenel (test) borusunun iç çaplarını göstermektedir.

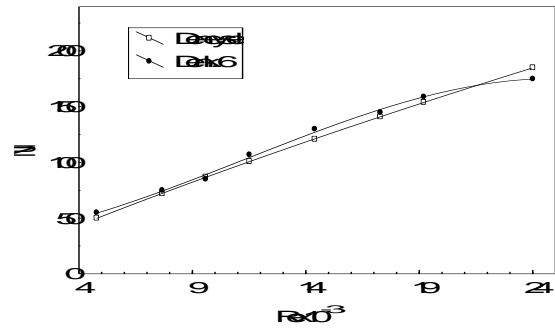
Boş boruda ve dönmeli akış durumunda Reynolds sayısı boru içinde ortalama hıza göre tanımlanmıştır,

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (12)$$

4. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Deneyle kullanılan parametre aralıkları; Reynolds sayısı ($4800 < Re < 24000$), momentum oranları 0-11.7 ve enjektör sayısı 2 ve 4, enjektör açısı $15-90^\circ$ arasında seçilmiştir. Elde edilen test sonuçlarına göre boş boru ve dönmeli akış için grafikler verilmiştir.

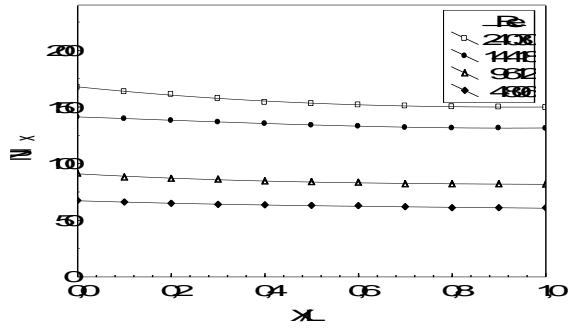
Dönmesiz akış için ortalama Nusselt sayısının, Reynolds sayısı ile değişimi ve Denklem 7 ile karşılaştırılması Şekil 2’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Dönmesiz akış için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

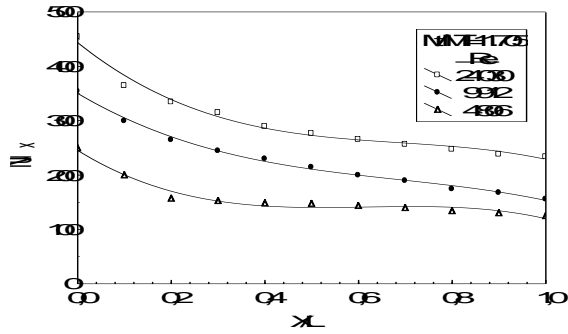
Bu şekilden görüldüğü deneysel veriler (denkle 6 ile) bulunan değerlerle uyum içerisindedir.

Mevcut deneysel verilere göre lokal Nusselt sayısının, çeşitli Reynolds sayılarında boru boyunca X/L ile değişimi Şekil 3’de gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi cidarla akışkan arasındaki sıcaklık farkı azaldığı için aratan x/L (x , akışın dönmesini sağlayan enjektörlere olan uzaklık L , ise test elemanın tüm boyu) mesafesine bağlı olarak lokal Nusselt sayısında bir düşüş görülmektedir. Reynolds sayısının artması ile konveksiyonla olan ısı transferi artması nedeniyle ise yerel Nusselt sayısında bir artışa neden olmaktadır.



Şekil 3. Dönmesiz akış için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi.

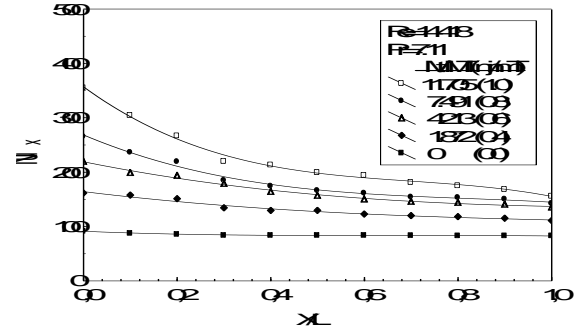
Dönmeli akışta momentum oranı $M_t/M_T=11.705$ için, lokal Nusselt sayısının çeşitli Reynolds sayılarında ve x/L mesafesi ile değişimi Şekil 4’de görülmektedir.



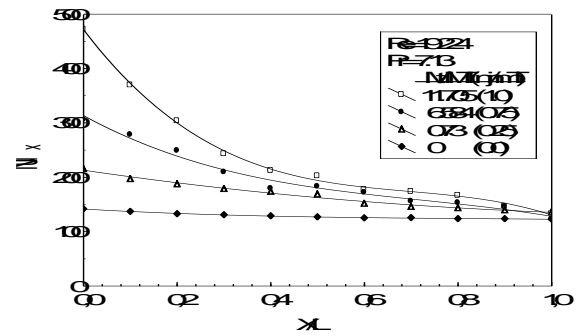
Şekil 4. Dönmeli akış $M_t/M_T=11.705$ için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi.

Dönmeli akışta artan Reynolds sayısı, dönmesiz akışta olduğu gibi yerel Nusselt sayısını artırmaktadır. Bu durum, artan Reynolds sayısının boru yüzeyinde sınır tabakayı inceltmesinden dolayı ısı transferinde bir artış sağlamasından ve taşınım ile olan ısı transferini artmasındadır.

Şekil 5 ve 6’da sırasıyla $Re=14\ 418$ ve $Re=19\ 224$ için çeşitli momentum M_t/M_T (veya m_t/m_T) oranlarında lokal Nusselt sayısının x/L mesafesi ile değişimi gösterilmiştir. Her iki şekilden de görüldüğü gibi artan momentum oranı (M_t/M_T) veya artan kütledebiler oranı (m_t/m_T) lokal Nusselt sayısını büyültmüştür. Bu durum artan dönme etkisiyle akışkanın kat ettiği yolun, helisel artışıyla ve teğetsel hızın büyümesiyle açıklanabilir.



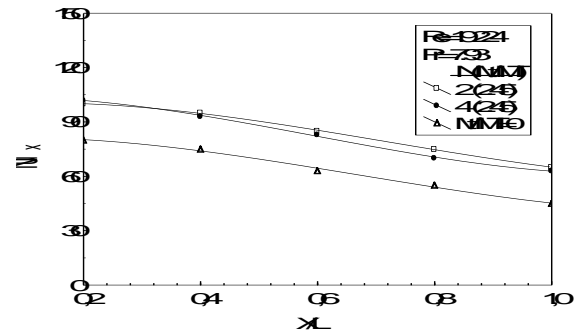
Şekil 5. Dönmeli akış $Re=14\ 718$ için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi.



Şekil 6. Dönmeli akış $Re=19\ 224$ için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi.

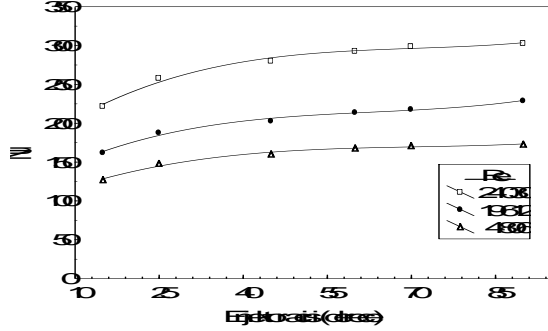
Akışkanın teğetsel dönme hareketinde enjektör sayısının, lokal Nusselt sayısı üzerine etkisi Şekil 7’de gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi 2 ve 4 enjektör sayısının lokal Nusselt sayısı üzerine önemli bir etkisi olmamıştır. Buradan da ısı transferi üzerine enjektör sayısını değil enjektörlerden ve eksenel akıştaki momentum oranlarının (M_t/M_T) etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

Yine şekilde momentum oranı $M_t/M_T=0$ için lokal Nusselt sayısı da aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Dönmeli akış, dönmesiz akışa göre yaklaşık %20 oranında ısı transferinde bir artış meydana getirmiştir.

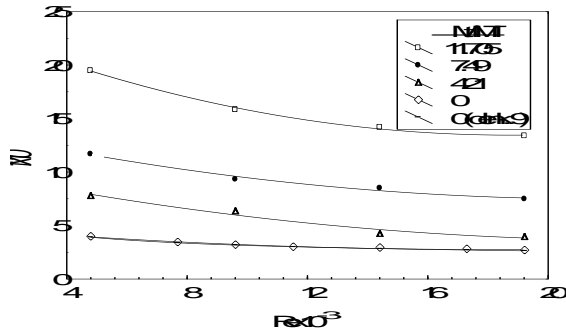


Şekil 7. Dönmeli akış 2 ve 4 enjektör için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi.

Şekil 8’de ortalama Nusselt sayısının çeşitli Reynolds sayılarında enjektör açısı ile değişimi gösterilmiştir. Burada yine artan Reynolds sayısı ve artan enjektör açısının, ortalama Nusselt sayısı üzerinde bir artış meydana getirdiği görülmektedir. Enjektör açısının artması, momentum oranı veya akışkanın alacağı helisel yolu artırmaktadır



Şekil 8. Dönmeli akış için yerel Nusselt sayısının enjektör açısı ile değişimi.



Şekil 9. Dönmeli ve dönmesiz akış için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 9’da ise çeşitli momentum oranlarında ($M_t/M_T=0-11.705$) boru sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Artan Reynolds sayısı, sürtünme katsayısında bir düşüş, artan momentum oranı ise artan basınç farkından dolayı sürtünme katsayısında bir artışa neden olmaktadır. Ayrıca aynı şekil üzerinde dönmesiz akış ($M_t/M_T=0$) için deneysel sürtünme katsayısının, Reynolds sayısı ile değişimi ve Denklem 9 ile karşılaştırılması aynı şekil üzerinde gösterilmiştir. Bu şekilde görüldüğü gibi her iki veriler için aralarında iyi bir uyum görülmektedir.

5. SONUÇLAR

Elde edilen deneysel sonuçlar şöyle sıralanabilir:

- Dönmeli akış, dönmesiz akışa göre ısı transferinde bir artış sağlamaktadır. Sabit momentum oranı $M_t/M_T=2.45$ için ortalama Nusselt sayısında 2 ve 4 enjektör ile yaklaşık %20 oranında bir artış sağlanmıştır.
- dönmeli ve dönmesiz akış tiplerinde, yerel Nusselt sayısı, artan Reynolds sayısı ile artmakta ve boru uzunluğu boyunca düşmektedir
- dönmeli akış tipinde artan momentum oranı ısı transferini artırmaktadır.
- enjektör sayısının artırılması aynı momentum oranında ısı transferine etkisi olmamıştır.
- enjektörün, boru eksenine yaptığı açı 90 dereceden azaldıkça ısı transferinde bir düşüş görülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Yapıcı S., “Elelectrochemical mass transfer in annular swirl flow”, PhD Thesis, University of Exeter, Exeter, U.K., 1-22, 1992.
2. Razgaitis R. and Holman J.P., “A survey of heat transfer in confined swirl flows”, Heat and Mass Transfer Processes, 2, 831-866, 1976.
3. King M.K., Rothfus R.R. and Kermode R.I., “Static pressure velocity profiles in swirling incompressible tube flow”, AIChE Journal, 15, 837-842, 1969.
4. Yılmaz M., Çomaklı Ö., Yapıcı S., “Radyalkanatlı dönmeli akış üreteçlerinde yöneltici eleman geometrisinin ısı transferi üzerine etkisi”. 3. Ulusal Kimya Mühendisliği Kongresi, 93-99.1-4 Eylül, Erzurum, 1998
5. Guo Z and Dhir V.K., “Single- and two-phase heat transfer in tangential injection-induced swirl flow”, Vol.10, No.3, 203-210, 1989.
6. Hay West P.D., “Heat transfer in tree swirling flow in a pipe”, ASME J. Heat Transfer, 97, 411-416, 1975.
7. Chang F. and Dhir V.K., “Turbulent flow field in tangentially injected swirl flows in tubes”, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 15, No 5, 346-356, 1994.
8. Chang F. and Dhir V.K., “Mechanisms of heat transfer enhancement and slow decay of swirl

in tubes using tangential injection”, Vol.16, 78-87, 1995.

9. Petukhov B.S., “Heat Transfer and friction in

turbulent pipe flow with variable physical properties”, In advances in heat transfer, Vol,6, Academic Press, 1970, 504-56.