

BİLİM ve TEKNİĞE KATKILAR**AYRI MERKEZLİ BORU SİSTEMLERİNDE ISI TRANSFERİ ÇALIŞMALARI**

Deniz ÜNER*
Kimya Müh.Böl.
ODTÜ-ANKARA

Doç.Dr. Canan ÖZGEN*
Kimya Müh.Böl.
ODTÜ-ANKARA

Doç.Dr. İsmail TOSUN*
Kimya Müh.Böl.
ODTÜ-ANKARA

SUMMARY

As a result of the experiments done in the eccentric annulus system using glycerine-water mixture, inside and outside heat transfer correlations were determined by the Wilson-plot technique. It was shown that the eccentric and concentric annulus systems have different heat transfer characteristics. It was also observed that, for the same volumetric flow rate, pressure drop in an eccentric annulus system is lower than that of a concentric one, which is in agreement with the theoretical results.

Nusselt number was determined by modelling flow through a eccentric annulus system as flow between two non-parallel plates.

ÖZET

Ayrı merkezli bir boru sisteminde, gliserin-su karışımıyla yapılan deneyler sonunda iç ve dış borular için ısı transfer korelasyonları, Wilson-çizim yöntemi kullanılarak bulunmuştur. Ayrı merkezli boru sistemlerinin, eşmerkezli boru sistemlerinden daha farklı bir ısı transfer karakteristiği gösterdiği saptanmıştır. Ayrıca aynı hacimsel debide, ayrı merkezli boru sistemlerindeki basınç düşmesinin eşmerkezliye kıyasla daha düşük olduğu gözlenmiştir ki bu teorik sonuçlarla uyum içindedir.

Ayrı merkezli iki boru arasındaki akış, paralel olmayan iki levha arasındaki akış olarak modellenip Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

GİRİŞ

Dünyada tahıl ambarı olarak bilinen Kanada'da, tahıl taşımacılığında en son teknik olarak kapsüller içine doldurulan tahıl, basınçlı hava yardımıyla özel boru hatları içinde taşınmaktadır. Kapsülün boru içinde ayrı merkezli bir konumda olacağı dikkate alınır-sa, ayrı merkezli boru sistemlerindeki çalışmaların bu konudaki önemi açıkça ortaya çıkar. Türkiye de bir tarım ülkesi olduğuna göre, aynı tip yöntemler yakın bir gelecekte, ülkemizdeki tahıl taşımacılığında kolaylıkla kullanılabilir.

Petrol üretiminde, petrol toprağın derinliklerinden sondaj yöntemi ile toprak seviyesine çıkartılır. Bu işlemde, sondaj hattında iç içe iki boru kullanılır. Ayrı merkezli boru sistemlerindeki basınç düşmesinin eşmerkezliye nazaran daha düşük olduğu göz önüne alınırsa, sondajda kullanılan boruların ayrı merkezli olması enerji tasarrufuna neden olacaktır.

Türbülanslı akış için eşmerkezli borularda deneysel ısı transferi çalışmalarının yapılmasına karşın, bu tip çalışmalar ayrı merkezli

* Yazar daha önceki sayılarımızda tanıtılmıştır.

boru sistemlerine uygulanmamıştır. Bu araştırmada, ayrı merkezli bir çift-borulu ısı değiş-tirgecinde, iki boru arasında akan gliserin-su karışımının laminar ve türbülanslı akışta aktığı ve iç borudan akan su ile soğutulduğu durumda ısı transferi çalışmaları yapılmıştır. Deneyler, ısı transfer korelasyonlarının bulun-masına yönelik olmuştur.

Ayrı merkezli borularda iki boru arasında akan sıvı için momentum ve enerji denklemlerini türbülanslı akışta çözmek imkansızdır. Bu nedenle hız ve sıcaklık dağılımları, yaklaşık yöntem kullanılarak hesaplanmıştır.

TEORİK ÇALIŞMALAR

İç ve dış boru yarıçaplarının birbirine yakın olduğu durumlarda eşmerkezli iki boru arasındaki akış, iki paralel levha arasındaki akış olarak modellenenir. Aynı yaklaşımla Tosun (1984) ayrı merkezli iki boru arasındaki akışı, paralel olmayan iki levha arasındaki akış olarak modellemiş ve hız dağılımını elde etmiştir. Elde edilen sonuçlar teorik çözümle karşılaştırıldığı zaman yarıçap oranının 0.3'den büyük olduğu durumlarda yaklaşık yöntemin oldukça iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Şekil 1.b'de gösterilen sistem için enerji denkliği

$$\rho C_p V_z \frac{\partial T}{\partial z} = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (1)$$

olarak yazılır. Peclet sayısının büyük olduğu durumlarda akış yönündeki (z yönü) ısı iletimi, konveksiyonla olan ısı transferine göre ihmal edilebilir ve denklem (1)

$$V_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2)$$

şeklinde indirgenir.

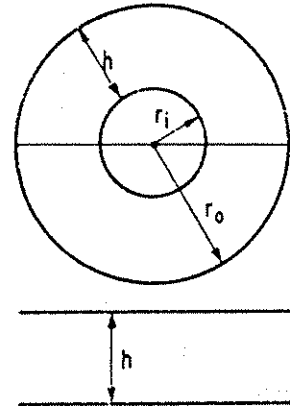
Şekil 1.b'de gösterilen sistem için birinci tip sınır şartları aşağıdaki şekilde yazılır:

$$z=0 \quad T=T_e; \quad -h/2 \leq y \leq +h/2 \quad (3.a)$$

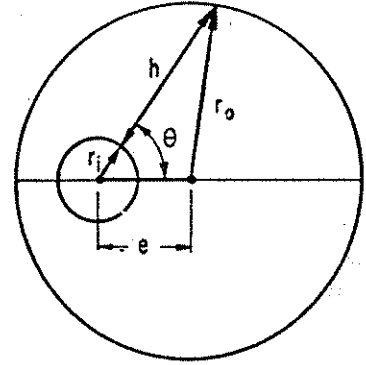
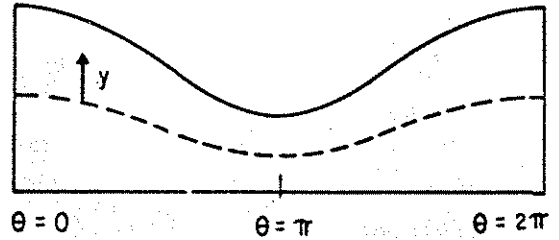
$$y=h/2 \quad T=T_w; \quad z>0 \quad (3.b)$$

$$y=-h/2 \quad T=T_e; \quad z>0 \quad (3.c)$$

Sıcaklık dağılımının tam gelişmiş olduğu durumlarda bir yüzeyden giren ısı akısı diğer yüzeyden çıktığı için akış yönündeki sıcaklık değişimi sıfırdır. Böylece denklem (2)'nin denklem (3.b) ve (3.c)'deki sınır şartları ile çözümü,



a) Eşmerkezli boru sistemi, $h=r_o-r_i$



b) Ayrı merkezli boru sistemi,

$$h=r_o \left| \sqrt{1-\epsilon^2 \sin^2 \theta} + \epsilon \cos \theta - r_i^* \right|$$

$$\epsilon = \epsilon(1-r^*)$$

Şekil 1 Eş ve ayrı merkezli boru sistemleri

$$T = (T_w - T_e) \frac{y}{h} + \left(\frac{T_w + T_e}{2} \right) \quad (4)$$

şeklinde elde edilir. Akışkanın ortalama karışım sıcaklığı ise

$$T_b = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} V_z T dy d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} V_z dy d\theta} \quad (5)$$

denkleminde elde edilir.

Hız dağılımı, bu yaklaşım için Tosun (1984) tarafından

$$V_z = \left(-\frac{dp^*}{dz}\right) \frac{1}{2\mu} \left[\left(\frac{h}{2}\right)^2 - y^2\right] \quad (6)$$

Denklem (4) ve (6)'nın denklem (5)'e yerleştirilmesiyle ortalama karışım sıcaklığı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$T_b = \frac{T_w + T_e}{2} \quad (7)$$

Nusselt sayısı

$$Nu = \frac{(dT/dy)_{y=h/2}}{(T_w - T_b)/D_e} \quad (8)$$

ifadesinden hesaplanabilir. Eşdeğer çap'ın

$$D_e = 2(r_o - r_i) \quad (9)$$

şeklinde tanımlanmasıyla Nusselt sayısı

$$Nu = \frac{4(1-r^*)}{\sqrt{1-\ell^2 \sin^2 \theta} + \ell \cos \theta - r^*} \quad (10)$$

olarak bulunur. Ortalama Nusselt sayısı ise

$$\bar{Nu} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Nu \, d\theta \quad (11)$$

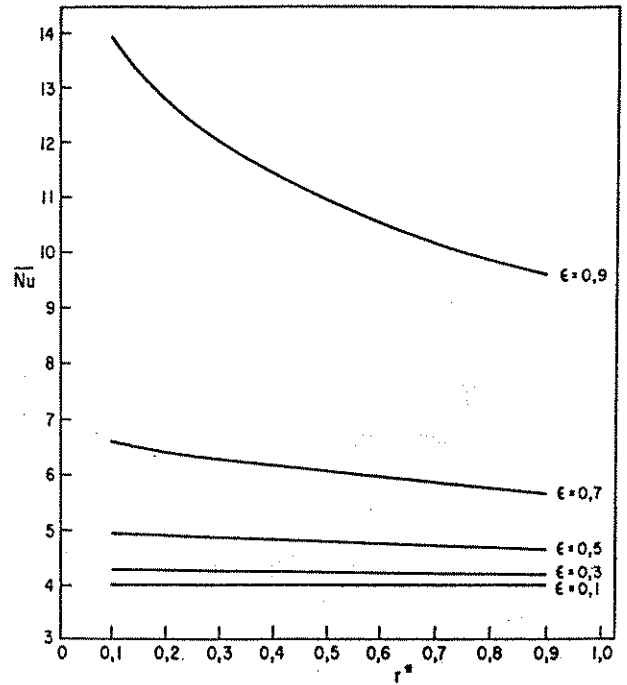
şeklinde hesaplanabilir.

Elde edilen sonuçlar Şekil 2'de grafiksel olarak ifade edilmiştir. Şekil 2'den görüldüğü gibi sabit bir ϵ değeri için hesaplanan $\bar{Nu}$ değerleri r^* arttıkça azalmaktadır. Ancak $\bar{Nu}$ değerlerinin r^* 'a bağımlılığı ϵ azaldıkça azalmaktadır.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deney Düzenegi ve Yöntemi

Deney düzeneginin genel akım şeması Şekil 3'de verilmiştir. Deney düzeneginde test bölgesi iç içe iki bakır borudan meydana gelmiştir. Deneylerde kullanılan dış borunun dışçapı 50 mm, iççapı 45 mm; iç borunun dışçapı 19 mm, iççapı 17 mm'dir. Toplam boru uzunluğu 3 m'dir. Bu uzunluğun ortadaki bir metresi test bölgesi olarak alınmış olup, geri kalan uzunluk giriş ve çıkış için kullanılmıştır. Deneylerde iç ve dış boruların ayrı merkezlilik oranını değiştirebilmek için özel bir flanaj sistemi dizayn edilmiştir.



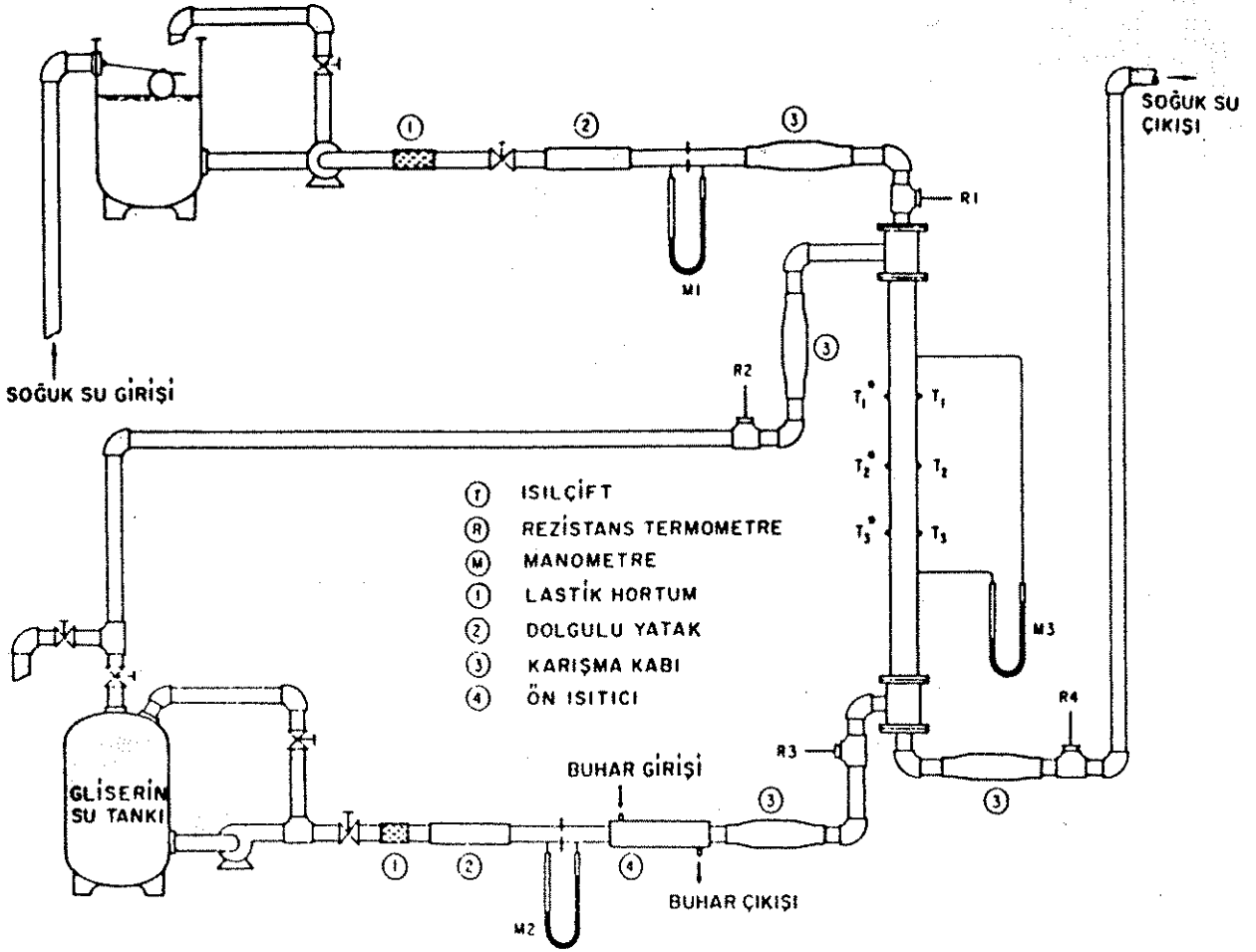
Şekil 2 Yaklaşık yöntemle hesaplanan Nu değerleri

İç borunun yüzey sıcaklığı ısı çift kullanılarak, iki boru arasından akan gliserin-su karışımı ile içteki boru içinden akan soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları ise rezistans termometre ile ölçülmüştür. Şekil 4'de detaylı olarak gösterilen karışma kapları, karışmanın tam olarak sağlanıp rezistans termometreler tarafından okunan sıcaklıkların ortalama akışkan sıcaklıklarına eşdeğer olması için kullanılmıştır.

Gliserin-su karışımının test bölgesinde düzenli akışını sağlamak amacı ile boru giriş ve çıkışında kullanılan hazneler Şekil 5'de gösterilmiştir. Gliserin-su hattında karışımın kirlenmesini önlemek için 1"lik bakır boru kullanılmıştır. Yine aynı hatta, pompa titreşimlerinin test bölgesinde alınacak verileri etkilememesi amacıyla, test borusu giriş ve çıkışında 30 cm boyunda lastik hortum kullanılmıştır.

Gliserin-su ve soğutma suyu akış hızları orifis-metre kullanılarak ölçülmüştür. Orifis-metrelerden önce, akış düzenleyici olarak Şekil 6'da gösterilen dolgu yataklar kullanılmıştır.

Soğutma suyu pompasına giriş basıncını sabit tutmak amacıyla su tankındaki seviye sürekli olarak kontrol edilmiştir. Soğutma suyu hattında 3/4"lik galvanizli boru kullanılmış ve akış hızı iğne vana ile ayarlanmıştır.



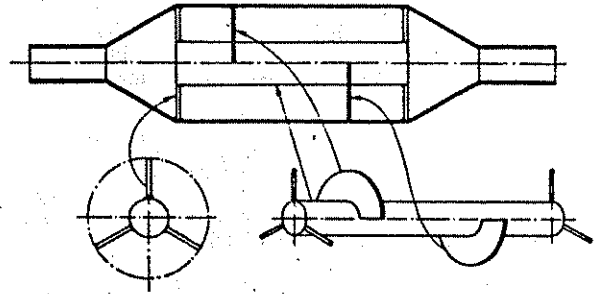
Şekil 3 Deney düzeneği

Deneylerde sistem kararlı hale yaklaşık 70 dakikada ulaşmıştır. Sistemin kararlı hale gelmesinden sonra aşağıdaki ölçümler yapılmıştır:

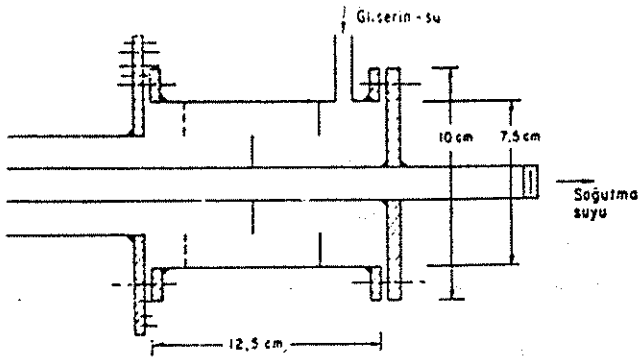
- Gliserin-su karışımının hacimsel debisi,
- Soğutma suyunun hacimsel debisi,
- Gliserin-su karışımının sisteme giriş ve çıkış sıcaklıkları,
- Soğutma suyunun sisteme giriş ve çıkış sıcaklıkları,
- Test bölgesindeki iç borunun duvar sıcaklığı,
- Test bölgesindeki basınç düşmesi,

g) Gliserin-su karışımını ısıtmak için cekete verilen buharın yoğunlaşmasıyla meydana gelen yoğunluk miktarı,

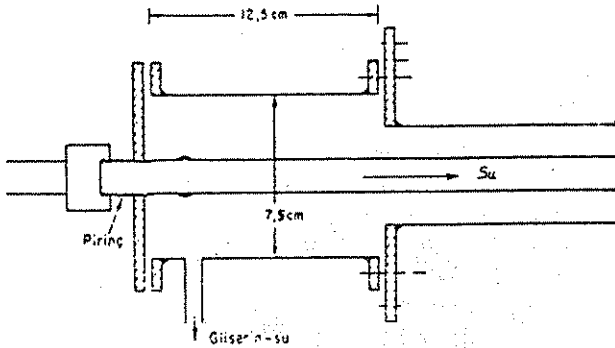
h) Çevre sıcaklığı ve basınç.



Şekil 4 Karışma kabı

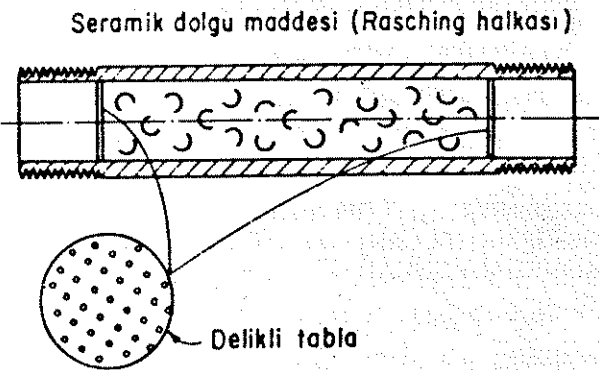


a) Giriş haznesi



b) Çıkış haznesi

Şekil 5 Gliserin-su giriş ve çıkış hazneleri



Şekil 6 Akış düzeltici (dolgu yatak)

DENEY SONUÇLARI

Aynı merkezli boru sistemindeki ısı transfer katsayılarını hesaplamak için Ek'de detaylı olarak anlatılan Wilson-çizim yöntemi kullanılmıştır.

İlk yapılan deneylerde borular eşmerkezli duruma getirilmiş ve deney sonuçları ile literatürden eşmerkezli boru sistemleri için elde edilen korelasyonlar karşılaştırılarak elde edilen verilerin doğruluğu incelenmiştir.

Monrad ve Pelton (1942) tarafından eşmerkezli boru sisteminde halkasal boşluk için elde edilen ve Reynolds sayısının 10.000'den büyük olduğu durumlarda geçerli olan korelasyon

$$Nu_o = 0.020 Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} (r_o/r_i)^{0.53} \quad (12)$$

şeklinde dir. Aynı koşullarda Wiegand (1945) tarafından elde edilen korelasyon ise aşağıda verilmiştir:

$$Nu_o = 0.023 Re_o^{0.8} Pr_o^{0.4} (r_o/r_i)^{0.45} \quad (13)$$

Wilson çizimlerinin eşmerkezli boru sisteminde deneysel veriler kullanılarak elde edilmesinde denklem (12) ve denklem (13)'de verilen korelasyonların her ikisinde dış boru ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılmıştır. Bunun için denklem (12) ve denklem (13)'ün sağ tarafı viskozite oranı ile çarpılmış ve $0.020 (r_o/r_i)^{0.53}$ ve $0.023 (r_o/r_i)^{0.45}$ katsayıları C_o olarak alınmıştır. İç boru ısı transfer katsayısı ise Sieder-Tate korelasyonu,

$$Nu_i = 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \phi_i^{0.14} \quad (14)$$

kullanılarak hesaplanmıştır. Viskozite oranı, ϕ ,

$$\phi = \mu/\mu_w \quad (15)$$

olarak tanımlanmıştır. Burada, μ_w akışkanın duvar sıcaklığındaki viskozitesidir. Denklem (12), (13) ve (14)'deki korelasyonların kullanılmasında, fiziksel özellikler akışkanın ortalama sıcaklığında hesaplanmıştır.

Böylece Wilson-çizim parametreleri aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$X = \frac{(D_o/D_i)(k_o/D_e)Re_o^{0.8} Pr_o^C \phi_o^{0.14}}{(k_i/D_i)Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \phi_i^{0.14}} \quad (16)$$

$$Y = \left(\frac{1}{U_o} - R_w \right) \frac{k_o}{D_e} Re_o^{0.8} Pr_o^c \phi_o^{0.14} \quad (17)$$

$$c=1/3 \text{ (denklem (12)); } c=0.4 \text{ (denklem (13))}$$

$$m=1/0.023 \quad (18)$$

$$b=1/C_o \quad (19)$$

Eşmerkezli boru sistemi için Wilson-çizim koordinatları (X,Y) denklem (12) ve (13)'de verilen korelasyonlar için ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçları Şekil 7 ve 8'de verilmiştir. Şekil 7'den anlaşılacağı gibi, deney verileri Monrad ve Pelton korelasyonu ile oldukça iyi bir uyum içindedir. Buna karşın Wiegand korelasyonu ile elde edilen Wilson çizimi, Şekil 8'de görüldüğü gibi deneysel verilerle aynı eğimi veremekteyse de, deneysel veriler korelasyon değerlerinin belli bir farkla, üstünde yer almaktadır. Bu nedenle, Monrad ve Pelton korelasyonunun ayrı merkezli boru sistemi için daha doğru sonuçlar vereceği anlaşılmıştır.

Değişik ayrı merkezlilik oranları için denklem (12) kullanılarak elde edilen Wilson-çizimi Şekil 9'da gösterilmiştir. Elde edilen doğruların Y eksenini kestiği noktadan hesaplanan C_o katsayıları Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1'den görüldüğü gibi C_o katsayısı ayrı merkezlilik oranı ile değişmektedir. Monrad ve Pelton (1942) korrelasyonuna dayanarak, C_o

$$C_o = a \epsilon^b (r_o/r_i)^{0.53} \quad (20)$$

şeklinde modellenmiştir. Regresyon analizi ile

$$a = 0.0183 \quad (21)$$

$$b = -0.0396 \quad (22)$$

olarak elde edilir. Böylece dış boru ısı transfer katsayısı, h_o ,

$$h_o = 0.0183 \frac{k}{D_e} Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \left(\frac{r_o}{r_i} \right)^{0.53} \epsilon^{-0.0396} \quad (23)$$

olarak elde edilir.

Ayrıca, yapılan hidrodinamik deneylerinden elde edilen veriler, Şekil 10'da gösterilmiştir.

SONUÇLAR

Aynı merkezli iki boru arasındaki akış, paralel olmayan iki levha arasındaki akış olarak modellenip Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

İç boru ısı transfer katsayısı sabitinin, C_i , aynı ve eşmerkezli boru sistemlerinde aynı olması gerekmektedir. Bu çalışmada, Wilson çizimlerinden elde edilen sonuçlara göre C_i değeri her iki sisteme de yaklaşık olarak birbirine eşittir.

Dış boru ısı transfer katsayısı sabiti, C_o ,

$$C_o = a \epsilon^b (r_o/r_i)^n \quad (24)$$

şeklinde ifade edilerek a ve b değerleri regresyon analizi sonunda bulunmuştur. Ancak, ayrı merkezlilik oranı, ϵ , deneylerde çok fazla değiştirilememiştir. Bu nedenle, korelasyonun başka bir sistem daha kullanarak geliştirilmesi gerekmektedir.

Şekil 9'da görüldüğü gibi, $\epsilon=1$ için elde edilen sonuçlar diğer sonuçlarla uyum içinde değildir. Bunun nedeni, $\epsilon=1$ olduğunda iki borunun bir hat boyunca birbirine değmesi ve ısı transferinin konveksiyon yanında iletim yoluyla da olmasıdır. Bu durumda elde edilen deneysel verilerin diğer veriler ile karşılaştırılmaması daha uygundur.

Aynı merkezli borularda yapılan deneylerde ($r^*=0.42$) ölçülen basınç düşmesi değerleri Şekil 10'da gösterilmiştir. Aynı basınç düşmesi, ΔP 'de, ayrı merkezlilik oranı, ϵ , arttıkça, kütleli debi artmaktadır (Tablo 2).

Aynı merkezli borularda laminar akış için yapılan teorik çalışmalarda kütleli debideki artışın, ayrı merkezlilik oranı, ϵ , ve yarıçap oranı, r^* , ile arttığı bulunmuştur. Yapılan deneyler sonucunda, türbülanslı akışta kütleli debideki bu artışın, laminar akışa oranla daha fazla olduğu gözlenmiştir.

EK

WILSON-ÇİZİM YÖNTEMİ İLE ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE ISI TRANSFERİ KORELASYONLARININ BULUNMASI

Isı transfer korelasyonlarının belirlenmesi için film ısı transfer dirençlerinin hesaplanması gereklidir. Film katsayıları, boru yüzündeki sıcaklık ölçümleri ile bulunabilir.

Ancak, ölçüm için kullanılan çok sayıdaki ısı çift akış düzenini bozar. Bu nedenle, elde edilen sonuçların doğruluğu, film boyunca ölçülen sıcaklık değişmesine bağlıdır.

Film dirençleri, Wilson (1915) tarafından geliştirilen bir yöntem yardımıyla, toplam dirençten hesaplanabilir. Bu yöntem daha sonra Briggs ve Young (1969) tarafından yapılan bir takım değişikliklerle eşmerkezli boru sistemlerindeki iç ve dış ısı transfer katsayılarının bulunmasında kullanılmıştır.

Faz değişiminin olmadığı durumlarda, eşmerkezli boru sistemindeki iç ve dış film ısı transfer katsayıları için Sieder-Tate denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\frac{h_o D_o}{k} = C_o Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \phi_o^{0.14} \quad (E.1)$$

$$\frac{h_i D_i}{k} = C_i Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \phi_i^{0.14} \quad (E.2)$$

Burada

$$\phi = \frac{\mu}{\mu_w} \quad (E.3)$$

olarak tanımlanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı ise

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + R_w + \frac{1}{h_i} \frac{A_o}{A_i} \quad (E.4)$$

olarak ifade edilir. Burada duvar direnci, R_w , sabittir.

h_o ve h_i değerlerinin denklem (E.1) ve (E.2)'den bulunup, denklem (E.4)'te yerlerine konmasıyla aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{1}{U_o} - R_w = \frac{1}{C_o (k_o/D_o) Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \phi_o^{0.14}} + \frac{D_o/D_i}{C_i (k_i/D_i) Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \phi_i^{0.14}} \quad (E.5)$$

Denklem (E.5)'in

$$\left(\frac{k_o}{D_o}\right) Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \phi_o^{0.14} \quad (E.6)$$

terimi ile çarpılmasıyla

$$\left(\frac{1}{U_o} - R_w\right) \left(\frac{k_o}{D_o}\right) Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \phi_o^{0.14} = \frac{1}{C_o} + \frac{(D_o/D_i) (k_o/D_o) Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \phi_o^{0.14}}{C_i (k_i/D_i) Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \phi_i^{0.14}} \quad (E.7)$$

elde edilir. Dikkat edilecek olursa denklem (E.7)

$$y = mx + b \quad (E.8)$$

şeklinde ifade edilir. Burada

$$y = \left(\frac{1}{U_o} - R_w\right) \left(\frac{k_o}{D_o}\right) Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \phi_o^{0.14} \quad (E.9)$$

$$m = \frac{1}{C_i} \quad (E.10)$$

$$x = \frac{(D_o/D_i) (k_o/D_o) Re_o^{0.8} Pr_o^{1/3} \phi_o^{0.14}}{(k_i/D_i) Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \phi_i^{0.14}} \quad (E.11)$$

$$b = \frac{1}{C_o} \quad (E.12)$$

Wilson çizim yönteminin uygulanabilmesi için hem akışkanlar arasındaki, hem de akışkanların girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık farklarının küçük tutulması gerekmektedir. Böylece, fiziksel özelliklerin sıcaklık değişimlerinden etkilenmesi önlenir. Hassas sonuç elde etmek için değişik Reynolds sayılarında çok fazla veri gerektirmesi, Wilson-çizim yönteminin en büyük dezavantajıdır.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu araştırmalara sağladığı maddi destek için TÜBİTAK'a teşekkür ederler.

SİMGELER

C_i iç boru ısı transferi katsayısı sabiti
 C_o dış boru ısı transferi katsayısı sabiti
 C_p ısı kapasitesi

h $r_o [\sqrt{1 - \epsilon^2 \sin^2 \theta} + \epsilon \cos \theta - r^*]$ şeklinde tanımlanan fonksiyon

$\bar{h}$ ısı transferi katsayısı

h_i iç boru için ısı transfer katsayısı

h_o dış boru için ısı transfer katsayısı

k ısı iletkenlik
 ϵ $(1-r^*)$ olarak tanımlanan parametre
 $\dot{m}$ kütle iletkenlik
 $\overline{Nu}$ ortalama Nusselt sayısı
 Nu_i iç boru için Nusselt sayısı
 Nu_o dış boru için Nusselt sayısı
 P^* P-öğz şeklinde tanımlanan basınç
 Pe Peclet sayısı
 Pr Prandtl sayısı
 q ısı akışı
 R_w duvar direnci, $\frac{k_w}{\Delta r} \frac{A_o}{A_i}$
 Re Reynolds sayısı
 r_i ayrı merkezli boru sisteminde iç boru yarıçapı
 r_o ayrı merkezli boru sisteminde dış boru yarıçapı
 r^* yarıçap oranı, r_i/r_o
 T sıcaklık
 T_o ortalama karışım sıcaklığı
 T_e giriş sıcaklığı
 T_w duvar sıcaklığı
 v hız
 X, Y Wilson-çizim koordinatları
 x, y, z kartezyen koordinat sistemi

α ısı iletkenliği, $k/\rho C_p$
 ϵ ayrı merkezlilik oranı $e/(r_o-r_i)$
 μ viskozite
 μ_w duvar sıcaklığındaki viskozite
 ν kinematik viskozite
 ρ yoğunluk
 Φ viskozite oranı, μ/μ_w

KAYNAKLAR

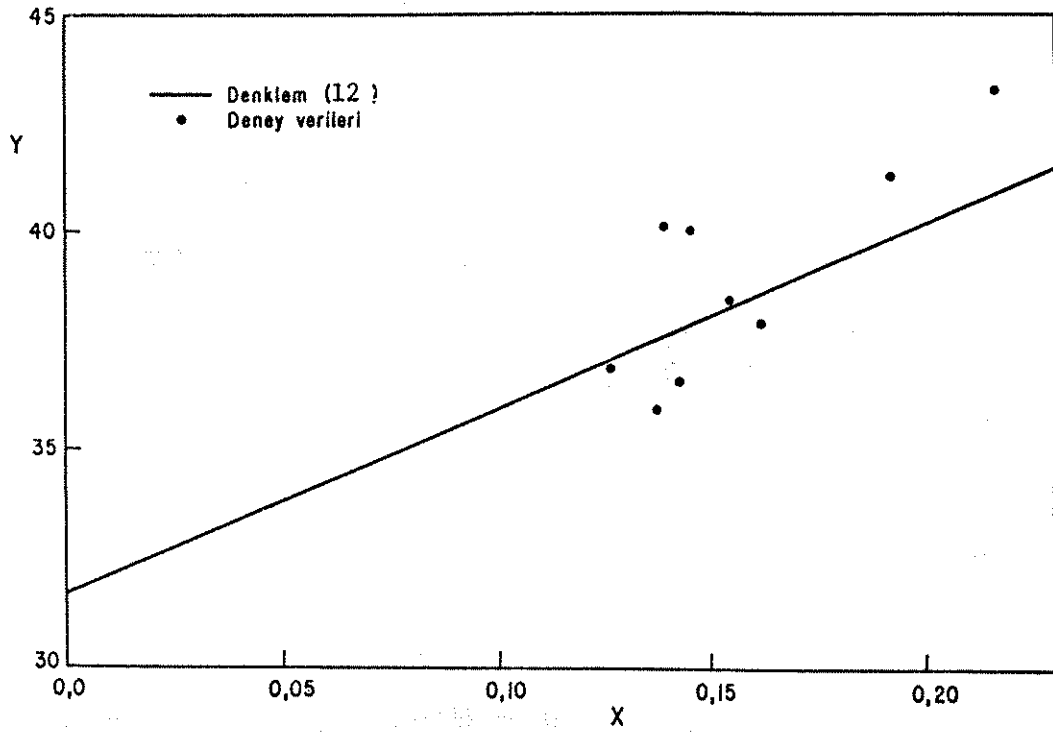
1. Briggs, D.E., E.H. Young, "Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlation for Shell and Tube Heat Exchangers", Chem.Eng.Prog.Symp. Series, Heat Trans. Philadelphia, 65, 35-45 (1969).
2. Monrad, C., J.F. Pelton, "Heat Transfer by Convection in Annular Spaces", Trans. A.I.Ch.E., 38, 593-611 (1942).
3. Tosun, İ., "Axial Laminar Flow in an Eccentric Annulus: An Approximate Solution", A.I.Ch.E.J., 30, 877-878 (1984).
4. Wiegand, J.H., "Annular Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow", Trans. A.I.Ch.E., 41, 147-153 (1945).
5. Wilson, E.E., "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus", Trans. A.S.M.E., 37, 47-82 (1915).

Tablo 1 Isı transfer katsayısı sabiti, C_o

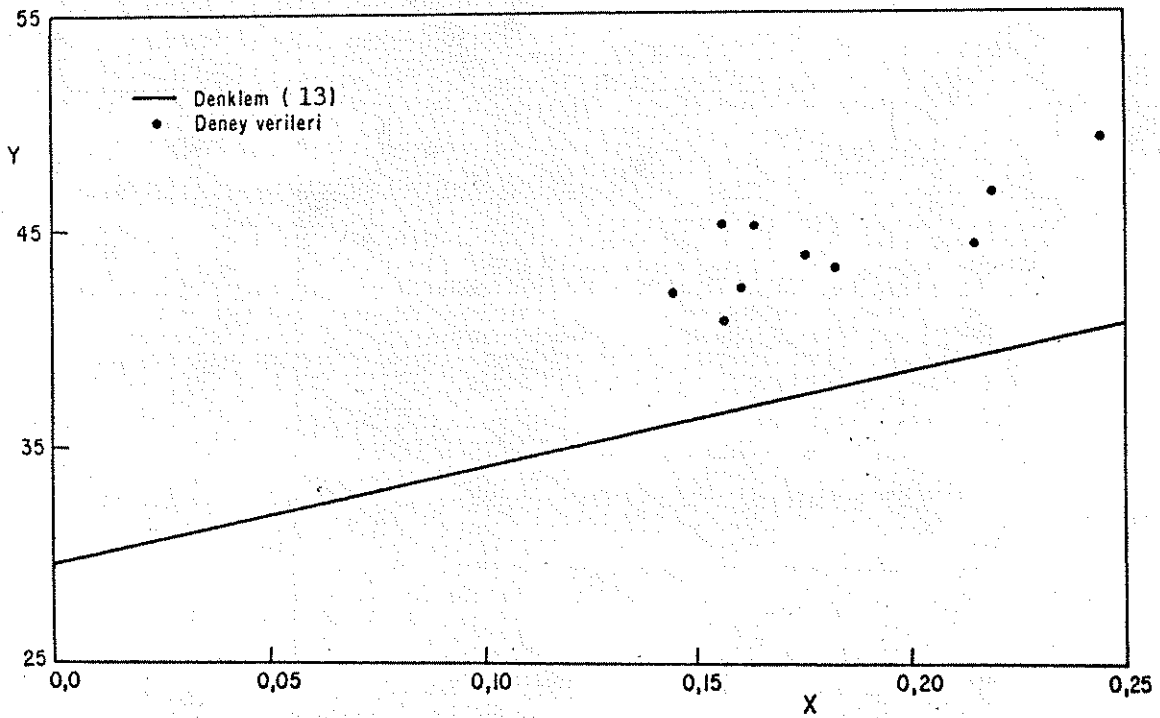
ϵ	C_o
0,25	0,0305
0,75	0,0292

Tablo 2 Kütle iletkenlikteki artışın, ayrı merkezlilik oranı ile değişimi

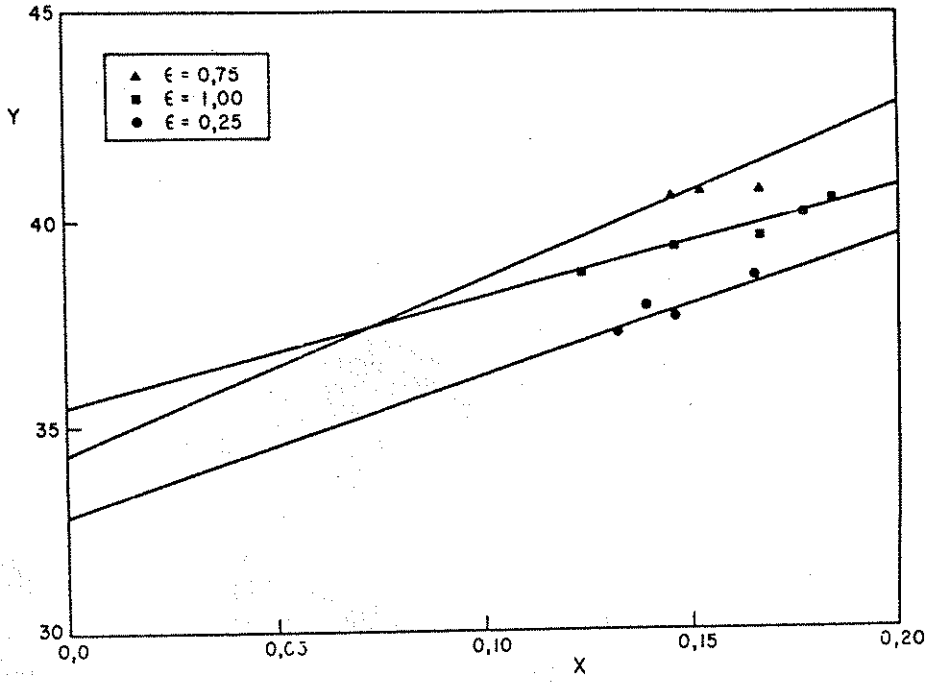
ϵ	$\frac{\dot{m}_{\text{ayrı merkezli}}}{\dot{m}_{\text{eş merkezli}}}$
0	1
0,23	1.49
0,46	1.63
0,69	1.80



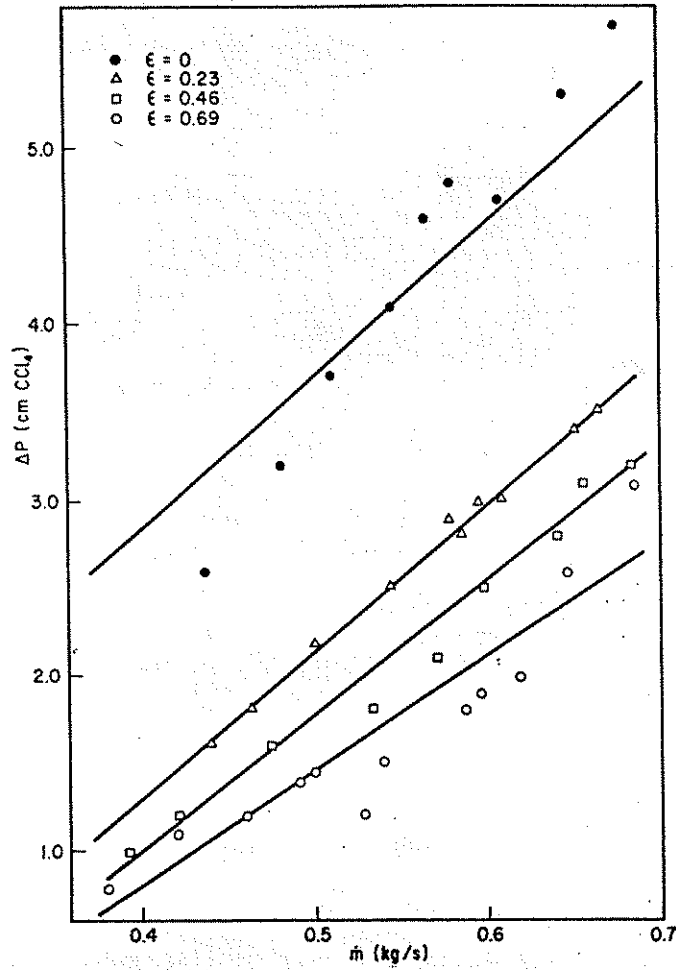
Şekil 7 Monrad ve Pelton (1942) korelasyonu, denklem (12) kullanılarak elde edilen Wilson çizimi



Şekil 8 Wiegand (1945) korelasyonu, denklem (13), kullanılarak elde edilen Wilson çizimi



Şekil 9 Monrad ve Pelton korelasyonu ile elde edilen Wilson çizimi



Şekil 10 Eş ve ayrı merkezli borularda basınç düşmesi