

HELİSEL BORULARDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

İsmail TÜRK BAY Yasin VAROL

Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümü, 23119, Elazığ

ÖZET

Bu çalışmada, helisel borulardaki sürtünme faktörü ve ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan ölçümlerde helisel borudaki sürtünme katsayısı değerleri hesaplanmış ve düz bir borudaki laminar ve türbülanslı akıştaki sürtünme katsayıları ile mukayese edilmiştir. Sabit ısı yükü (20, 30 ve 60 W) değerleri için, helisel borudaki ortalama Nusselt Sayısının Dean Sayısı ile değişimi grafiklerle verilmiştir. Ayrıca, helisel boru ile düz boru içerisindeki ısı transfer katsayılarının Reynolds Sayısı ile değişimi karşılaştırılmıştır. Helisel borudaki ısı transfer katsayısının düz borudaki ısı transfer katsayısından yaklaşık olarak %23 daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Helisel boru, basınç kaybı, ısı transferi.

THE INVESTIGATION OF FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER IN HELICAL COILED TUBES

ABSTRACT

In this study, the friction factor and heat transfer have been investigated in helical coiled tubes. The friction factor values have been calculated in helical coiled tubes and these values have been compared with friction factor of laminar and turbulent fluid flow in a smooth tube. The variation of average Nusselt number with Dean number is given by graphics. Moreover, the heat transfer coefficients in helical coiled and smooth tubes have been compared with variation of Reynolds number. Heat transfer coefficient in helical coiled tubes have been determined larger percent of 23 than smooth tubes approximately.

Key Words: Helical coiled tube, Pressure drop, Heat transfer.

1.GİRİŞ

Helisel borulu ısı eşanjörleri endüstrinin çeşitli alanlarında kullanılmaktadır. Helisel borulardaki akış ve ısı transferinin incelenmesi bu tip ısı değiştiricilerinin geliştirilmesinde önemli katkı sağlayacaktır. Helisel borular; kimyasal reaktörlerde, depolama tanklarında ve bazı nükleer akış jeneratörlerinde kullanılmaktadır. Yeni bir uygulama olarak, büyük güç üretim sisteminde konsantrasyon tipi güneş kolektörlerinde kullanım alanı bulmuştur [1].

Dairesel bükülmüş bir borunun merkezi kısımlardaki akışkan santrifüj kuvvetten dolayı dış duvara doğru sürüklenir. Duvara yakın akışkan, duvar yüzeyi boyunca iç duvara doğru akar. Böylece boru içerisinde ikincil akış ve borunun kesitinde bir çift girdap oluşur.

Dean, santrifüj kuvvetin sebep olduğu ikincil akışı teorik olarak tahmin eden ilk kişidir. Eğrilik oranları (R/a) için sürtünme kaybının Dean Sayısı olarak bilinen tek bir büyüklüğün fonksiyonu olduğunu göstermiştir. Dairesel bükülmüş bir boruyu karakterize eden değerler; boru yarıçapı (a) ve eğrilik yarıçapı (R)'dir. Dean

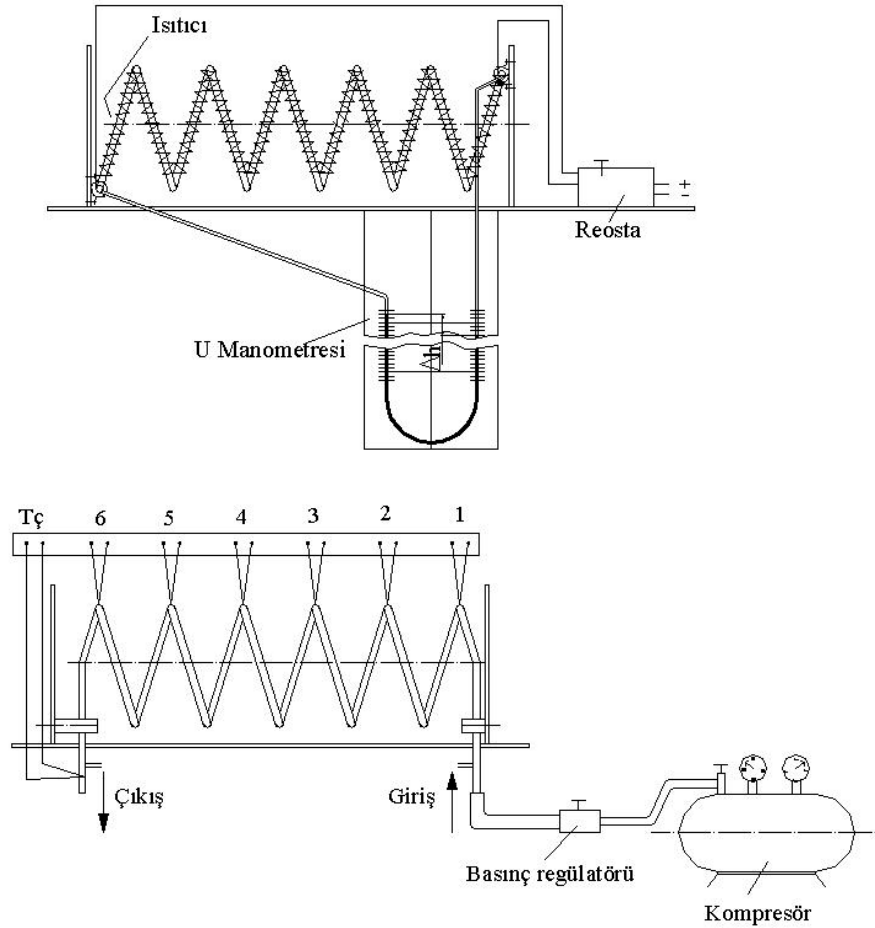
sayısı; $De = Re \sqrt{a/R}$ eşitliği ile verilen boyutsuz bir büyüklük olup, akışkanın hareketiyle ilgili dinamik benzerlik parametresidir [2].

Janssen ve Hoogendoorn helisel borularda sabit duvar sıcaklığı durumunda ısı transferini incelemişler ve ısı transferi için ampirik eşitlikler vermişlerdir[3]. Singh ve Bell helisel borularda üniform ısı akışı durumunda tam gelişmiş ısı bölgede yerel ısı transferi için ampirik bağıntılar vermişlerdir[4].

Bazı araştırmacılar, helisel boru ve düz boru arasındaki ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiği farklarının, ana akışta ikincil bir akışın oluşmasından kaynaklandığını tespit etmişlerdir. Kuvvetli santrifüj kuvvetleri ve ikincil akıştan dolayı helis çapının biraz daha küçülmesi; aynı ısı akışı, kütle hızı, boru çapı ve boru uzunluğunda daha yüksek ısı transfer katsayıları vermektedir[5].

2. DENEY DÜZENİĞİ

Şematik resmi Şekil 1’de görülen deney tertibatı genel olarak; helisel boru, ısıtma sistemi, U manometresi, sıcaklık ölçüm sistemi, basınç regülatörü ve bir kompresörden meydana gelmiştir.



Şekil 1. Deney Tertibatının Şematik Görünüşü

2.1. Deney Tertibatı Elemanları

Helisel borunun yapılışı: Düz bakır borunun iç kısmı ince kum ile doldurularak uç kısımları kapatılmıştır. Tornada, çapı 117 mm olan silindirik bir ağacın dış yüzeyine 73 mm adımli helisel kanal açılmıştır. Boru bu helisel kanal çevresine 220 mm teğetsel giriş ve çıkış uzunluklu $5\frac{1}{2}$ tur olarak sarılmıştır. Bu işlemlerden sonra helisel boru ağaçtan çıkarılıp, uç kısımları açılarak içindeki kum boşaltılmıştır.

Deneyde kullanılan helisel borunun iç yarıçapı 5,5 mm, et kalınlığı 0,8 mm ve helis yarıçapı 65 mm'dir. Helisel borunun açılmış uzunluğu 2720 mm, helis adımı 73 mm, helis açısı 10° ve $(R/a)=12$ 'dir.

Helisel boru elektrik kaçaklarına karşı izolasyon verniği ile kaplanmıştır. Helisel borunun ısıtılması için 22 m uzunluğunda ve 0,6 mm çapında krom-nikel direnç teli kullanılmıştır. Direnç teli ile helisel boru arasındaki temas; direnç teli ipek makaronlar içinden geçirilerek helisel boru çevresine sarılarak engellenmiştir. Direnç teli boru çevresine eşit aralıklı olarak boru uzunluğu boyunca sarılarak, helisel boru üzerine üniform ısı akısı sağlanmıştır. Helisel boru çevresine sarılan direnç telinin toplam direnci 66Ω 'dur. Helisel boru çelik bir masa üzerine dikey olarak kaynak edilen 420 mm aralıklı iki paralel levha arasına yerleştirilmiştir.

Şekil 1'de görüldüğü gibi boru cidar sıcaklıklarını ölçmek için yatay doğrultuda 6 adet ısılıçift ve hava çıkış sıcaklığını ölçmek için de borunun uç noktalarına birer adet ısılıçift bağlanmıştır. Helisel borudan dış ortama ısı kaybı olmaması için sistem yalıtılmıştır.

Kompresör yardımıyla helisel borudan hava geçirilmiştir. Helisel boru içinden geçen hava debisi, bir basınç regülatörü ile sabit tutulmaya çalışılmıştır. Helisel borunun çıkışındaki havanın hızı anemometre ile ölçülmüştür.

2.2. Deneylerin Yapılışı

Helisel borunun dış yüzeyine sabit ısı akısı verebilmek için ısıtıcı devre kullanılmıştır. Helisel boru çevresine sarılan direnç tellerine şebekeden akım verilerek boru cidarı ısıtılmıştır. Isı yükü miktarı reosta ile ayarlanmıştır. Verilen ısı miktarı reostanın ve direnç telinin dirençlerinin ölçülmesiyle "watt" olarak hesaplanmıştır.

Deneyler esnasında helisel boru cidarı üzerindeki 6 noktanın sıcaklıkları, akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığı ısılıçiftlerle $^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiştir.

Kompresöre bağlı hortum basınç regülatörüne ve basınç regülatöründeki hortum da helisel borunun giriş kısmına bağlanmıştır. Helisel borudan çıkan havanın hızı anemometre ile ölçülmüştür. Akışkan hızını çeşitli kademelerde ayarlamak için basınç regülatörü vanası kullanılmıştır. Basınç regülatörü akışkanın hızını sabit tutmaktadır.

Helisel borunun teğetsel kısımlarına bağlı U manometresi ile borunun giriş ve çıkış kısımları arasındaki basınç farkı mSS cinsinden ölçülmüştür.

3. DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME

Düz bir borudaki sürtünme katsayısı;
Laminar akış için,

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (1)$$

Türbülanslı akış için Blasius formülü,

$$f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad (2)$$

ile hesaplanır.

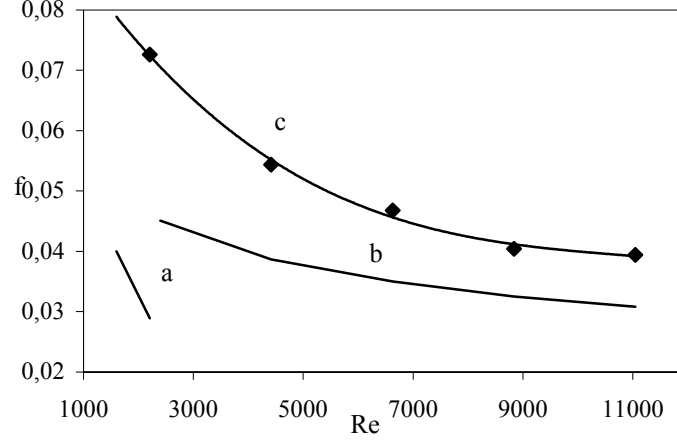
Helisel borudaki sürtünme katsayısı ise Darcy formülü,

$$f = \frac{4a\Delta p}{\rho u^2 L} \quad (3)$$

ile hesaplanır. Burada a helisel borunun iç yarıçapını, Δp helisel borunun giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkını, ρ akışkanın yoğunluğunu, u helisel borudaki akışkanın ortalama hızını ve L ise helisel borunun açılmış uzunluğunu göstermektedir.

Yapılan ölçümlerde; havanın çıkış hızı kademeli olarak değiştirilerek, helisel borunun teğetsel kısımlarına bağlı U manometresinden borunun giriş ve çıkış kısımları arasındaki basınç farkı mSS cinsinden ölçülmüştür.

Ölçülen değerler (3) eşitliğinde yerine konularak, helisel borudaki sürtünme katsayısı değerleri hesaplanmıştır. Aynı zamanda düz bir borudaki laminar ve türbülanslı akıştaki sürtünme katsayısı değerleri de (1) ve (2) eşitlikleri yardımıyla hesaplanmış ve bu değerler Şekil 2’de gösterilmiştir. Şekilde helisel borudaki sürtünme katsayısının düz borudaki laminar ve türbülanslı akıştaki sürtünme katsayılarından daha yüksek değerlerde olduğu görülmektedir. Bu durum helisel borularda ikincil akışın oluşmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 2. Sürtünme Katsayısının Reynolds Sayısı İle Değişimi
a) Düz Boru (Laminar Akış), b) Düz Boru (Türbülanslı Akış), c) Helisel Boru

Helisel borudaki ısı transferi katsayısı,

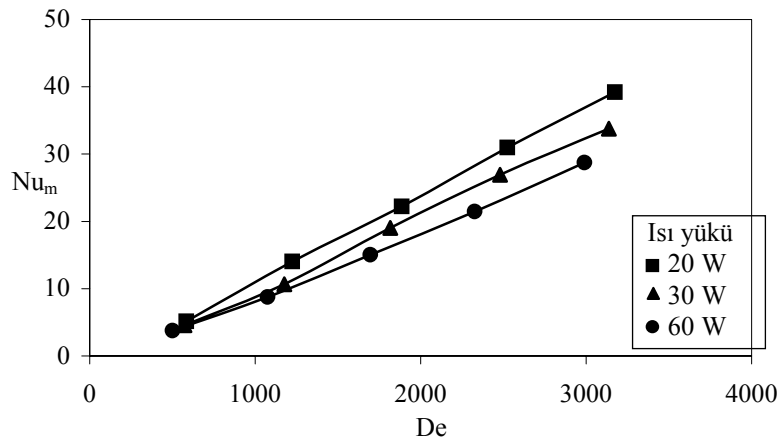
$$h = \frac{q}{(T_w - T_m)} \quad (4)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada q akışkana verilen ısı akısı, T_w helisel boru yüzeyine bağlanan ısılıçiftlerle ölçülen sıcaklıkların aritmetik ortalaması ve T_m ortalama akışkan sıcaklığıdır.

Helisel borudaki Ortalama Nusselt Sayısı,

$$Nu_m = \frac{h2a}{k} \quad (5)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada a helisel borunun iç yarıçapını ve k akışkanın ısı iletim katsayısını göstermektedir. Isı yükünün 20, 30 ve 60 W değerleri için, ölçülen sıcaklık değerleri (4) eşitliğinde yerine konularak ısı transferi katsayısı hesaplanmış ve bu değerler (5) eşitliğinde yerine yazılarak helisel boru içerisindeki ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Nusselt sayısının Dean sayısı ile değişimi Şekil 3’te gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sabit Dean sayısında artan ısı yükü yönünde ortalama Nusselt sayısında bir azalma görülmektedir. Ortalama Nusselt sayısındaki bu azalma, helisel boruda oluşan ikincil akışın oluşturduğu türbülans etkisinin yoğunluk farkından doğan tesirleri yok ettiği sonucunu gerektirmektedir.

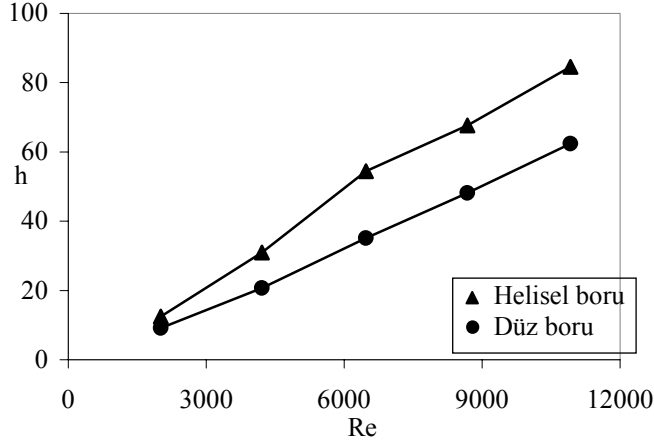


Şekil 3. Isı Yükü Miktarına Bağlı Olarak Ortalama Nusselt Sayısı İle Dean Sayısı Arasındaki Değişim

Düz bir boru içerisinde Nusselt Sayısı Gnielinski formülünden [2],

$$Nu_m = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (6)$$

hesaplanır. Şekil 4'te helisel boru ile düz boru içerisindeki ısı transfer katsayılarının Reynolds Sayısı ile değişimi verilmiştir. Şekilde, helisel borudaki ısı transfer katsayısının düz borudaki ısı transfer katsayısından yaklaşık olarak %23 daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum helisel boruda ikincil bir akışın olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4. Isı Transfer Katsayısının Reynolds Sayısı İle Değişim

KAYNAKLAR

- [1]. Dağsöz, A.K. **Isı Geçişi transferi**, Emre Matbaacılık, İstanbul, 1990.
- [2]. Kakaç, S., Shah, R.K. and Aung, W., **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**, John Wiley, New York, 1987.
- [3]. Janssen, L.A.M. and Hoogendoorn, C.H., **Laminar Convective Heat Transfer in Helical Coiled Tubes**, Int.J. Heat and Mass Transfer, Vol.21, pp.1197-1206, 1978.
- [4]. Singh, S.P.N. and Bell, K.J., **Laminar Flow Heat Transfer in Helically-Coiled Tube**, Int. Heat Transfer Conference, Tokyo, 1974.
- [5]. Jensen, M.K. and Bergles A.E., **Critical Heat Flux in Helically Coiled Tubes**, Trans. of ASME, Vol.103, pp.660-666, 1981.