

Gözenekli Malzemelerde Isı İletim Katsayısının ve Kritik Yarıçapın Değişimi

Özge Altun^a ve İlker Gürkan^b

^aEskişehir Osmangazi Üniversitesi, MMF, Makina Müh. Böl, 26480, Batımeşelik, Eskişehir

^bYaşar Üniversitesi MMF, Endüstri Müh. Böl, 35100, Bornova, İZMİR

e-posta: okutlu@ogu.edu.tr,

Özet

Bu çalışmada gözenekli malzemede ısı transfer katsayısının ve kritik yarıçapın değişimi literatürdeki çalışmalar dikkate alınarak incelenmiştir. Çalışmada gözenekli malzeme ile yalıtılmış, çapraz akışa maruz yatay silindirde ısı transferinin doğal taşınım yoluyla olduğu kabul edilerek sıcaklığın ve ısı transfer katsayısının hem radyal hem de teğetsel yöndeki değişimleri ele alınmıştır. Ayrıca silindirin etrafını kuşatan havadaki doğal taşınım ve yalıtım katmanındaki ısı iletim problemi aynı anda çözülmüştür. Elde edilen sonuçlardan klasik hesaplamadan bulunan $r_k = k_{yt} / h_o$ şartının dış yarıçapın ve yüzey çevre sıcaklık farkının her ikisinin de doğal taşınım ısı transfer katsayısına bağlılığı ihmal edildiği için daima gerçek kritik yarıçap değerinden daha büyük değerler verdiği gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gözenekli Malzeme, Kritik Yarıçap, Isı İletim Katsayısı

Change of Thermal Conductivity and Critical Radius In Porous Media

Abstract

In this study, variations of thermal conductivity and critical radius in terature into consideration. In the study horizontal cylinder in crossflow which is insulated with porous media was analysed by assuming that heat is transferred by natural convection. In contrast to traditional calculations, both radial and circumferential variations of temperature and thermal conductivity have been taken into account. The problem due to conduction in the insulation layer and natural convection in the ambient air was discussed. It is seen that the traditional critical radius criterion ($r_c = k_{ins} / h_o$) causes significant errors and it gives results that are higher than the real critical radius value, because of neglection of dependence of natural convection heat transfer coefficient on both the outer radius of cylinder and the surface to ambient temperature difference.

Key Words: Porous Media, Critical Radius, Thermal Conductivity.

1. Giriş

Isı yalıtım malzemeleri pratikte birçok alanda kullanılmaktadır (Kulkarni 2004). Boru hatlarında, soğutucularda bulunan silindiriksel ısı değiştiricilerinde, kimya endüstrisinde, güç santrallerinde, buhar ve sıcak su borularında, fırınlarda ısı kaybını önlemek için kullanılmaktadırlar (Incropera vd. 1996).

Yalıtım malzemesinin ne kadar uygulanacağı, kullanılacak yerin geometrisine bağlıdır. Düzlemsel bir yüzeyde ısı kaybı kullanılan yalıtım malzemesi kalınlığına bağlı olarak azalmaktadır. Bununla birlikte küresel ya da silindiriksel sistemlerde radyal yönde ısı iletiminde aynı etki söz konusu değildir.

Isı kaybeden silindir ya da küre yüzeyi yalıtım malzemesiyle kaplandığında etki daima ısı israfını azaltma yönünde olacaktır düşünülmemektedir.

Toplam sıcaklık düşüşü sabitken yalıtım malzemesinin ilavesi, sistemin iletim direncinin artmasına sebep olmaktadır. Bununla birlikte silindiriksel ve küresel sistemlerde ilave yalıtım malzemesi yüzey alanını artırdığı için iletim direncini artırırken, dış yüzey ile akışkan arasındaki yüzey direncini düşürmektedir. Toplam direnç üstün gelen dirence bağlı olarak artabilir veya azalabilir. Yalıtımın kritik kalınlığı toplam direnci azaltacak şekilde uygulanmalıdır (Holman 1997).

Isı yalıtım sistemlerinde radyal ısı iletimi için kullanılan kritik yarıçap literatürde geniş bir şekilde çalışılmıştır. Bilinen ve geleneksel olarak kullanılan kritik yarıçap değeri $r_{kr} = k_{yt} / h_o$, borudan olan ısı transferinin radyal değişiminin analiz edilmesiyle bulunmuştur. Asıl sorun kritik yarıçapın tanımlanmasında kullanılan analizlerde teğetsel değişimlerin ihmal edilmesidir. Eğer boru çapraz akışa maruz ise, zorlanmış taşınım

veya doğal taşınımından birinde dış ısı transfer katsayısının teğetsel değişimi doğaldır. Bu nedenle standart kritik yarıçap analizinin temel taşı olan radyal iletim ihmal edilmiş olmaktadır.

Sparrow ve Kang 1985 yılında yaptıkları çalışmada iki boyutlu ısı transfer problemini ele almışlar ve yalıtılmış yatay silindir etrafındaki doğal taşınım için kritik yarıçap değerlerini elde etmişlerdir. Bassam ve Abu-Hijleh 1997 yılında yaptıkları çalışmada ortotropik malzemeden yapılmış silindirin termal yalıtım karakteristiğini ele almış, ısı iletim katsayısı olan k' nın sabit olmayıp radyal ve teğetsel olarak değişimini ve ısı transferine Biot sayısı ile ısı yayılım katsayısının etkisini incelemişlerdir. Kuehn ve Goldstein 1979 yılında yaptıkları çalışmada yatay izotermal silindir etrafındaki doğal taşınımı hem deneysel olarak hem de analitik olarak incelemişlerdir. Simmons'un 1976 yılında yaptığı bir çalışmada radyasyonla kaybedilen ısıyı da hesaba katarak yalıtımın kritik kalınlığını hesaplamıştır. Churchill-Chu'nun 1975 yılında yaptıkları bir çalışmada yatay bir silindirden laminar ve türbülanslı doğal taşınım için korelasyon denklemlerini elde etmişlerdir. Jime'nez-Islas ve arkadaşları 1999 yılında yaptıkları bir çalışmada silindirik gözenekli ortamdaki doğal iletim ve iç ısı üretimini nümerik olarak incelemişlerdir. İncelemelerde Brinkman tarafından genişletilmiş Darcy modeli kullanılmıştır. Nümerik olarak yapılan bu çalışmada, iç ısı üretimi ile izotropik gözenekli malzeme içeren kapalı silindir içindeki doğal taşınım incelenmiş, viskoz etkilerin önemli olduğu ($10^{-4} < Da < 10^{-1}$) bölgelerde, Darcy kanununun içerildiği Brinkman yaklaşımının önemi saptanmıştır.

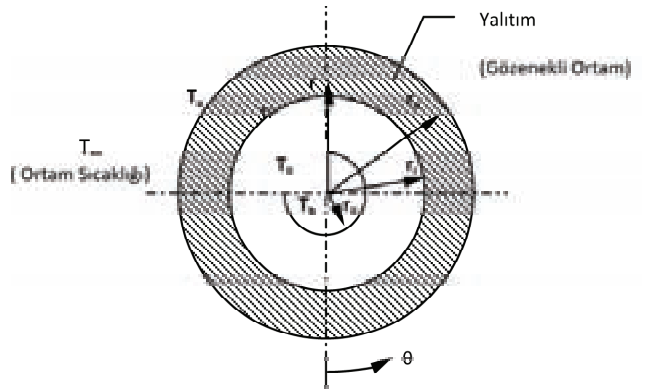
Kritik yarıçap kavramını içeren iletim-taşınım birleşimi olan radyal ısı transferi, standart ısı transfer kitaplarında (McAdams 1954) uzun yıllardan beri tartışılmaktadır. Bu referanslarda, dış konvektif ısı transfer katsayısı sabit olarak farz edilmiştir. Kuehn [11] dış konvektif sınırındaki faz değişimi nedeniyle üniform yüzey ısı üretiminin etkisini eklemiştir. Doğal taşınım ısı transfer katsayıları için oldukça doğru sonuçlar elde etmiştir.

2. Materyal ve Yöntem

Analiz için doğal taşınım yoluyla ısı kaybeden gözenekli malzemeyle yalıtılmış yatay bir silindir ele alınmıştır. Çapraz akışa maruz silindir için fiziksel durum Şekil 1. de şematik olarak gösterilmiştir. Dış yarıçap r_i olan yatay silindiri kaplayan halka biçimli yalıtım malzemesinin çapı r_o ' a eşittir. Silindirin içerisinden doyma sıcaklığı aksel yönde sabit (T_b) olan akışkan geçmektedir ve bu sıcaklık silindirin dış yüzeyindeki ortam sıcaklığından büyüktür. Ayrıca silindirin ısı geçişinin doğal taşınım olduğu kabul edilmiştir.

Problemin incelenmesinde doğal taşınımın, zorlanmış taşınım tercih edilmesinin iki önemli sebebi vardır. Bu sebeplerin ilki zorlanmış taşınım için yüksek ısı transfer katsayısı nedeniyle, dış konvektif direncin yalıtımdaki iletim direncinden küçük olmasıdır. Bunun sonucunda kritik yarıçap, zorlanmış taşınımlı çapraz akışta konu ile ilgili değildir. İkinci neden; doğal taşınım problemi daha karmaşıktır ve silindir etrafındaki akışkan akışının dışarıdan bir etkiyle değil de, yalıtım malzemesinin yüzey sıcaklığının teğetsel değişiminden etkilenmesi nedeniyle meydana gelmesidir (Sparrow vd.1985).

Sparrow ve Kang aynı çalışmalarında çapraz akışa maruz silindir için kritik yarıçap ifadesini iletim-doğal taşınım problemlerinin ortak çözümünden elde etmişlerdir. İletim probleminin çözümünden yalıtım malzemesinin yüzey sıcaklığını, doğal taşınım probleminin çözümünden ısı taşınım katsayısını elde etmişlerdir. İletim ve taşınım birleşik problemin çözümü enerji, kütle, momentum korunum kanunlarını temsil eden diferansiyel denklemlerin çözümüdür.



Şekil 1. Analiz için fiziksel durum [12].

Sparrow ve Kang çözümlerinde beş ayrı parametre kabul edilmiştir. Bu parametreler;

- 1) Rayleigh sayısının dış taşınımına bağlı olarak tanımlanması,
- 2) Silindirin dışındaki akışkanın ve yalıtımın termal kondüktivitesinin oranı,
- 3) Yalıtımın dış ve iç çaplarının oranı,
- 4) Nusselt sayısının silindir içindeki ısı transferi ile tanımlanması,
- 5) Dıştaki akışkanın hava ve Prandtl = 0.7 olması.

Isı transfer problemlerinde, silindirden transfer olan ısı miktarı radyal değişimlere göre hesaplanıp teğetsel değişimler ihmal edilmekte ve malzeme izotropik malzeme gibi kabul edilmektedir. Abu-Hijleh vd. tarafından 1997 yılında yapılan çalışmada ise sadece silindirden radyal yönde olan ısı transferi değil aynı zamanda teğetsel yönde de transfer olan ısı da göz önünde bulundurulmuştur. Buradan yola çıkarak ısı transfer hesaplamalarında sabit olarak alınan ısı iletim katsayısının teğetsel ve radyal olarak değişimi ve ısı iletim

katsayısının teğetsel değişiminin transfer olan ısı miktarına etkisi incelenmiştir. Ayrıca iç direncin, yüzey direncine oranı olan Biot sayısının kritik yarıçapa etkisi de elde alınmıştır.

İki – boyutlu süreksiz ısı – iletim denklemi ve sınır şartları aşağıdaki gibidir (Bassam vd.1997)

$$\rho C_p (\partial T / \partial t) = k_r (1/r) [\partial(r \partial T / \partial r) / \partial r] + k_t (1/r^2) (\partial^2 T / \partial \theta^2) \quad (1)$$

$$k_r [\partial T(r_{ii}, \theta, t) / \partial r] = h [T(r_{ii}, \theta, t) - T_b] \quad (2)$$

$$T(r_o, \theta, t) = T_{ort} + T_f \cos(\theta) \cos(wt) \quad (3)$$

Simetri şartı,

$$T(r, \theta, t) = T(r, (\theta + 2\pi), t) \quad (4)$$

Denklem (1)' de C_p özgül ısı, k_r radyal yönde ısı iletim katsayısı, k_t teğetsel yönde ısı iletim katsayısı, Denklem (2)' de r_{ii} boru iç yarıçapı, h ısı taşınım katsayısı, Denklem (3)' te, T_{ort} dış yarıçaptaki ortalama sıcaklık, T_f dış duvardaki sıcaklık dalgalanmalarının büyüklüğüdür (Bassam vd. 1997).

Boyutsuz sayılar;

$$R_r \equiv r / r_i \quad K_t = k_t / k_r \quad \alpha = [\rho C_p w (r_{ii})^2] / k_r$$

$$\phi(R, \theta, \gamma) \equiv [T(r, \theta, t) / T_o] \quad Bi = (hr_{ii}) / k_r \quad \gamma \equiv wt$$

Bu boyutsuz sayılar sırasıyla Denklem (1)–(3) de yerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa boyutsuz ısı iletim denklemi ve boyutsuz sınır şartları elde edilir (Bassam 1997.)

$$(1/R_r) [\partial(R_r \partial \phi / \partial R_r) / \partial R_r] + K_t (1/R_r^2) (\partial^2 \phi / \partial \theta^2) = \alpha (\partial \phi / \partial \gamma) \quad (1a)$$

$r = r_{ii}$ için Denklem (2)' den;

$$\frac{\partial \phi}{\partial R_r} (1, \theta, \gamma) = Bi \phi(1, \theta, \gamma) \quad (2a)$$

$$\phi(R_r, \theta, t) = \cos(\theta) \cos(wt) \quad R_r \equiv r_o / r_{ii} \quad (3a)$$

Simetri düzlemi $\theta = 0$ ve $\theta = \pi$ boyunca sınır şartları yeniden yazılırsa;

$$[\partial \phi / \partial R_r (R_r, 0, \gamma) / \partial \theta] = 0 \quad (4)$$

$$[\partial \phi / \partial R_r (R_r, \pi, \gamma) / \partial \theta] = 0 \quad (5)$$

Abu-Hijleh vd 1997, sıcaklık için çözümü, tanımlanan yardımcı değişken $\zeta(R, \theta, \gamma)$ ile bulmuştur. Yardımcı değişken ζ için temel denklem, boyutsuz sıcaklık Φ için olan temel denklemle aynıdır. Tek fark silindirin dış duvarındaki sınır şartıdır ve aşağıdaki şekle dönüştürülmüştür.

$$\zeta(R_r, \theta, \gamma) = \cos(\theta) \sin(\gamma) \quad (6)$$

Bazı matematiksel çözümlerden sonra ve sınır şartlarının kullanılmasıyla,

$$\zeta(R_r, \theta) = \cos(\theta) \left[AJ_{\sqrt{K_r}}(cR_r) + BY_{\sqrt{K_r}}(cR_r) \right],$$

$$c \equiv \sqrt{\alpha} \exp(-i\pi / 4) \quad (7)$$

burada J ve Y sırasıyla birinci ve ikinci çeşit Bessel fonksiyonlarıdır. Genelde, J ve Y tamsayı değildir. Kompleks sayılar olan A ve B , eş zaman için silindirin iç ve dış duvarlarındaki sınır şartlarının kullanılmasıyla elde edilebilmektedir. Periyodik sıcaklık dağılımının son hali (Bassam 1997).

$$T_{\text{periyodik}}(R_r, \theta, \gamma) = T_o G [\xi(R_r, \theta) \exp(i\gamma)] \quad (8)$$

Bu denklemde $G[\gamma]$ kompleks sayısının real kısmını temsil etmektedir ve $\xi(R_r, \theta)$ Denklem (7)' de tanımlanmıştır. Denklem (8)' in kullanılmasıyla periyodik radyal ısı iletim denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Bassam vd. 1997).

$$q_{\text{periyodik}}(R_r, \theta, \gamma) = \cos(\theta) G \left[\begin{array}{l} \exp(i\gamma) \left(A \left[-cJ_{\sqrt{K_t+1}}(cR_r) + \sqrt{K_t} / R_r J_{\sqrt{K_t}}(cR_r) \right] \right) \\ + B \left[-cY_{\sqrt{K_t+1}}(cR_r) + \sqrt{K_t} / R_r Y_{\sqrt{K_t}}(cR_r) \right] \end{array} \right] \quad (9)$$

2.1. Korunum Denklemleri ve Sınır Şartları

ve $g\beta(T-T_\infty)\sin\theta$ ile r ve θ momentum denklemleri tek bir denklemde birleştirilirse [4];

Yüzdürme kabiliyeti olan $[-g\beta(T-T_\infty)\cos\theta]$

$$[U(\partial \Omega / \partial \eta) + (V/\eta)(\partial \Omega / \partial \theta)] / Pr = \nabla^2 \Omega + Ra^\circ [(\partial \phi / \partial \eta) \sin\theta + (1/\eta)(\partial \phi / \partial \theta) \cos\theta] \quad (10)$$

Bu denklemde yer alan boyutsuz sayılar [4];

$$\begin{aligned} \phi &= (T - T_\infty) / (T_b - T_\infty) & \eta &= r / d_o & \Psi &= \psi / \alpha \\ U &= u d_o / \alpha & V &= v d_o / \alpha & \Omega_z &= \Omega = -\nabla^2 \Psi \end{aligned}$$

burada, boyutsuz sıcaklık, η boyutsuz radyal koordinat, Ψ boyutsuz akım fonksiyonu, ψ akım fonksiyonu, α ısı yayılım katsayısı, U boyutsuz radyal hız, u radyal hız, V boyutsuz teğetsel hız, v teğetsel hız, d_o yalıtımın dış yarıçapı, Ω boyutsuz girdaptır. Denklemin sağ tarafındaki terimler yüzdürme kabiliyetini temsil etmektedir.

burada h_o doğal taşınım ısı transfer katsayısı, k_{hava} havanın ısı iletim katsayısı, nc alt indisi doğal taşınım nedeniyle alınan türevi göstermektedir. Denklem (13) yalıtım katmanı için tüm özel sınır şartlarını oluşturmaktadır.

$$\left[-(\partial \phi / \partial \eta)_{\eta=1/2} \right]_{y_{lt}} = \left[(h_o d_o / k_{hava}) (k_{hava} / k_{y_{lt}}) \right] \phi_o \quad (13)$$

Akışkan için son temel denklem olan enerji korunum denklemi, aşağıdaki gibi geleneksel formda yazılabilir.

$$U(\partial \phi / \partial \eta) + (V/\eta)(\partial \phi / \partial \theta) = \nabla^2 \phi \quad (11)$$

Sınır Şartları

$$u = v = \psi = 0 \quad \omega = -\partial^2 \psi / \partial r^2$$

$$\phi = 1 \quad v = \psi = \omega = \partial U / \partial \theta = \partial \phi / \partial \theta = 0$$

Yalıtım katmanının dış yüzeyi için sınır şartı;

$$h_o d_o / k_{hava} = \left[\partial (\phi \partial / \partial \eta)_{\eta=1/2} \right]_{nc} / \phi_o \quad (12)$$

Diğer sınır şartı yalıtım katmanının iç yüzeyindeki sınır şartıdır ($r = r_i$ ve $\eta = \eta_i = r_i / d_o$). Sparrow ve Kang [4] çözümlerinde yalıtımın ve borunun dış yüzeyi arasındaki mükemmel ısı temas olduğunu ve boru cidarının ısıyı yeterince iletmediğini kabul etmişlerdir. Böylece sıcaklık hem radyal hem de teğetsel olarak üniformdur. Bu kabuller ile yalıtımın iç yüzeyindeki T_i sıcaklığı üniformdur ve boru cidar sıcaklığına eşittir. Boru içindeki ısı transfer katsayısı h_i nispeten büyükse, T_i hemen hemen borudan akan akışkanın doyma sıcaklığı T_b ye eşit olur ve $\phi_i = 1$ dir. Boru içindeki ısı transfer katsayısı h_i nin küçük ve orta değerlerinde T_i sıcaklığının değeri bilinmemektedir ve iteratif çözümlerle bulunabilir [4].

Boru cidarındaki sınır şartı aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$h_i \pi d_i (T_b - T_i) = [-k_{ytl} \pi d_i \chi (T_b - T_\gamma)] / d_o \quad (14)$$

Boyuksuz sıcaklık Φ nin tanımından, Denklem (14) düzenlenirse, Denklem (15) elde edilir.

$$\phi_i = 1 + \chi / [Nu_i (d_o / d_i) (k_i / k_{ytl})] \quad (15)$$

burada Nu_i boru akışı için Nusselt sayısını göstermektedir ve k_i borudaki akışkanın ısı iletkenliğidir.

2.2. Bir Boyutlu Model

Bir boyutlu radyal ısı akış modeli için çevresinde hava bulunan silindirden birim uzunluktaki ısı transfer oranı Q aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$Q / k_{ytl} (T_b - T_\gamma) = 2\pi / R \quad (16)$$

Burada R_i ısı dirençtir ve

$$R_i = 2(k_{ytl} / k_{hava}) (1 / Nu_i + 1 / Nu_o) + \ln(d_o / d_i) \quad (17)$$

Nu_o yüzeydeki doğal taşınım için teğetsel ortalama Nusselt sayısı, Nu_i boru içindeki akışkanın Nusselt sayısıdır.

Bir boyutlu modelin değerlendirilmesinde, Sparrow ve Kang (1985), Nu_o in değerlerini, izotermal yatay silindirde doğal taşınım için yaygın olarak uygulanmış iki korelasyondan elde etmişlerdir. McAdams (1954) ve Morgan (1975)] korelasyonları;

$$Nu_o = CRa^n \quad (18)$$

Bu denklemdeki Rayleigh sayısı Ra_o ve bununla ilişkili olan Ra arasındaki bağıntı aşağıdaki gibidir.

$$Ra_o = [g\beta(T_o - T_\gamma)d_o^3 / \nu^2] Pr = (d_o / d_i)^3 \phi_o Ra \quad (19)$$

burada T_o ve Φ_o in ikisi de teğesel olarak üniformdur. Ra_o ve Φ_o in belirlenmesinde sadeleştirme için ısı transfer sınır şartları temel alınarak yardımcı denklem türetilmiştir [4].

$$\phi_o = 2(k_{ytl} / k_{hava}) / Nu_o R \quad (20)$$

Sparrow ve Kang [4], Ra , k_{ytl} / k_{hava} , d_o / d_i ve Nu_i parametrelerinin önerilen değerleri için bo-

yutsuz sıcaklık Φ_o in tahmini değerlerini kullanarak Denklem (19) dan Ra_o ve Denklem (18) den Nu_o 'ı iteratif çözümlerle hesaplamışlardır. Nu_o in belirlenmesiyle Denklem (16) den ısı transfer oranı elde edilmiştir.

2.3. Kritik Yarıçap

Sparrow ve Kang [4] kritik yarıçap için d_o / d_i oranının belirlenmesinde Denklem (18) ile verilen McAdams [10] ve Morgan [13] korelasyonları ve Ra_o için Denklem (19) ile verilen ifadeyi kullanmışlar ve Denklem (21)'i elde etmişlerdir.

$$2(k_{ytl} / k_{hava}) = C(d_o / d_i)^{3n} \phi_o^n Ra^n \quad (21)$$

Dış yüzeydeki boyutsuz sıcaklık Φ_o ve d_o / d_i oranı arasındaki ilişki Denklem (20) ile verilen ifadenin kullanılmasıyla aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\phi_o = [2(k_{ytl} / k_{hava}) / Nu_i + \ln(d_o / d_i) + 1]^{-1} \quad (22)$$

Kritik yarıçap değeri Sparrow ve Kang [4] tarafından Denklem (23) ile ifade edilmiştir.

$$h_o r_{kr} / k_{ytl} = 3n / (1 + n) \equiv N \quad (23)$$

3. Bulgular

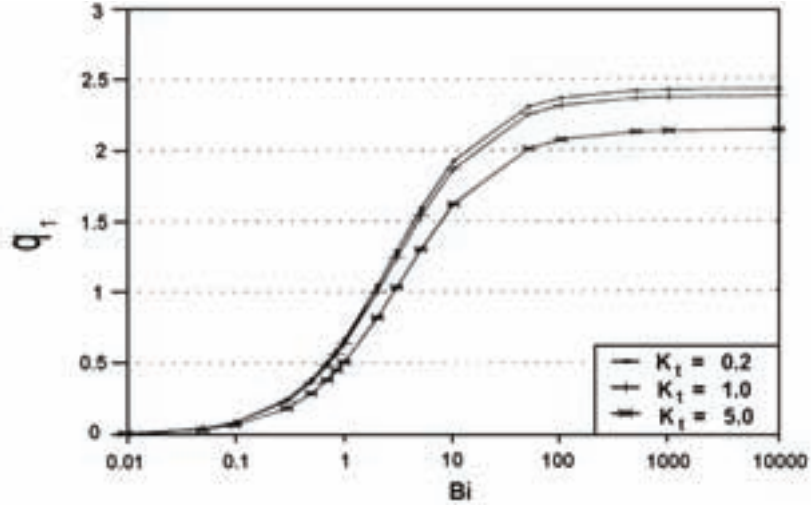
Problemin boyutsuz analizi sonucunda yalıtılmış silindirdeki radyal ısı iletiminin Biot sayısına (Bi), boyutsuz yarıçapa (R) ve ortotropisite faktörüne (K_i) bağlı olduğu gözlemlenmiştir.

Biot sayısının ısı iletimine etkisi Şekil 2'de gösterilmektedir. Grafik incelendiğinde Biot sayısı arttıkça radyal yönde transfer olan ısı miktarının da arttığı görülmektedir. Bu sonuç beklenen bir sonuçtur. Çünkü Biot sayısının büyük değerlerinde yalıtımın iç duvarı daha düşük iletim direnci göstermektedir. Ortotropisite faktörü K_i 'nin büyük değerlerinde q_i 'in değeri düşüktür. Bunun sebebi düşük teğetsel ısı iletim direncidir. Böylece, teğetsel yönde ısı daha çok transfer edilmektedir ve radyal olarak ısı hareketinde azalma meydana gelmektedir (Basam vd. 1997).

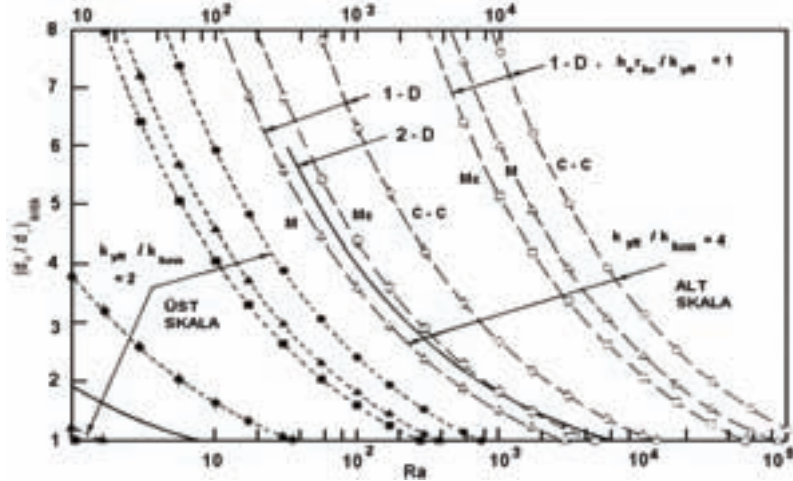
K_i 'nin yüksek değerlerinde özellikle $K_i > 3$ değerleri için q_i 'de azalma görülmektedir. Bunun nedeni teğetsel yöndeki ısı iletim katsayısının artmasıyla teğetsel yöndeki ısı iletimi artmakta ve radyal yöndeki ısı iletimi azalmaktadır. Bu

özelliğ sayesinde gözenekli malzeme ısı enerji tamponu gibi görev yapmakta ve ısı geçişi olayını yavaşlatmaktadır. Bu suretle iç duvar sıcaklık

dalgalanmalarından etkilenmemektedir (Bassam vd. 1997).



Şekil 2. Biot sayısının yalıtım katmanının iç duvarındaki radyal ısı iletimine etkisi



Şekil 3. Bir ve iki boyutlu modellerdeki kritik Yarıçap Sonuçları, $Nu_i = \infty$, $k_{ytl} / k_{hava} = 2$ ve 4 (Sparrow vd.1985)

Şekil 3'te eğriler, Morgan, McAdams ve Churchill-Chu korelasyonları anlamına gelen sırasıyla M, Mc, C-C harfleriyle tanımlanmıştır. Şeklin en sağında bulunan üç ayrı eğriden oluşan küme geleneksel $h_o r_{kr} / k_{ytl} = 1$ ifadesi ile bir boyutlu model için çizilmişken, sağ kısımda kalan üç ayrı eğriden oluşan küme bir boyutlu model için gerçek kritik yarıçap değerlerini temsil etmektedir. Kritik yarıçapın Ra 'nın artmasıyla azaldığı görülmektedir.

Gözlemlenen diğer önemli bir veri ise $h_o r_{kr} / k_{ytl} = 1$ ifadesi temel alındığında bir-boyutlu sonuçlar, gerçek bir-boyutlu model ve iki-boyutlu modelin her ikisinin sonuçları arasın-

da kayda değer sapmanın olduğudur. Bu sapma r_{kr} 'in büyük değerlerinde, gerçekte yalıtım kullanımının avantajlı olabileceği durumlarda yalıtım kullanımını (veya yalıtım eklemeyi) engellemektedir. Geleneksel kriter $h_o r_{kr} / k_{ytl} = 1$, den kritik yarıçap hesaplandığında bu değer iki-boyutlu sonuçlarda çok uzaktır ki bu ifadenin sürekli kullanımı avantaj yerine dezavantaj sağlamaktadır (Sparrow vd. 1985).

4. Tartışma ve Sonuç

Çapraz akışa maruz, gözenekli malzeme ile yalıtılmış yatay silindirdeki ısı iletim problemi radyal ve teğetsel olarak ele alınmıştır. Yalıtım

katmanındaki iletim ve ortam için taşınım problemleri aynı anda incelenmiştir.

Biot sayısına bağlı olarak K_t değişimi incelendiğinde Biot sayısının artmasıyla K_t değerinin arttığı, radyal yönde transfer olan ısı miktarının azaldığı gözlenmiştir. Bunun sebebi; teğetsel yönde ısı iletim katsayısı k_t nin büyümesi, buna bağlı olarak da teğetsel yöndeki ısı direncinin düşmesidir. Teğetsel yönde ısı miktarının daha fazla transfer olması radyal yönde transfer olan ısı miktarını azaltmaktadır.

Biot sayısının azalması için ısı transfer katsayısı sabit olarak alınırsa k_r nin artması gerekmektedir. Bu sonuçlara dayanarak $h_o r_{kr} / k_{ytl} = 3n / (1+n)$ kriterindeki k_{ytl} ısı iletim katsayısı $K_t (k_t / k_r)$ gibi düşünülürse K_t nin büyümesine bağlı olarak r_{kr} ve Biot sayısı azalacaktır ve grafiklerle uyacaktır.

Geleneksel kriter olan $h_o r_{kr} / k_{ytl} = 1$ şartı yaklaşık değerleri vermektedir. Çünkü bu kriter elde edilirken yalıtımın dış yarıçapının ve yüzey-çevre sıcaklık farkının her ikisinin de doğal taşınım ısı transfer katsayısına bağlılığı ihmal edilmektedir. Bu nedenle daima gerçek kritik yarıçap değerinden büyük değerler vermektedir.

Kaynaklar

1. Kulkarni M.R., 2004. Critical Radius for Radial Heat Conduction: a Necessary Criterion but not Always Sufficient, Applied Thermal Engineering, 24, 967-979.
2. Incropera F.P., DeWitt D.P., 1996. Introduction to Heat Transfer”, Fourth edition, John Wiley Publisher, New York, 954.
3. Holman J.P., 1997. Heat transfer, Eight ed., McGraw-Hill Publisher, New York, 38-39.

4. Sparrow E. M., Kang S. S., 1985. Two-Dimensional Heat Transfer And Critical Radius Result For Natural Convention About An Insulated Horizontal Cylinder”, Int. J. Heat Mass Transfer, 28:(11), 2049-2060.
5. Bassam A/K Abu-Hijleh, 1997. Enhanced Thermal Insulation Characteristics of a Cylinder Using Orthotropic Material, Energy, 22:(5), 471-476.
6. Kuehn T. H., Goldstein R. J., 1979. Numerical Solution To The Navier-Stokes Equations for Laminar Natural Convection About A Horizontal Isothermal Circular Cylinder, Int. J. Heat Mass Transfer, 23, 971-979.
7. Simmons L. D., 1976. “Critical Thickness Of Insulation Accounting For Variable Convection Coefficient And Radiation Loss”, J. Heat Transfer, 98, 150-152.
8. Churchill S. W., Chu H. H. S., 1975. Correlating Equations For Laminar And Turbulent Free Convection From A Horizontal Cylinder”, Int. J. Heat Mass Transfer, 18, 1049-1053.
9. Jimenez-Islas H., Lopez-Isunza F., Ochoa-Tapia J. A., 1999. Natural Convection In A Cylindrical Porous Cavity With Internal Heat Source: A Numerical Study With Brinkman-Extended Darcy Model, Int. J. Heat Mass Transfer, 42, 4185-4195.
10. McAdams W. H., 1954. “Heat Transmission”, McGrawhill.
11. Kuehn T. H., 1978. Radial Heat Transfer And Critical Biot Number With Radiation, Uniform Surface Heat Generation And Curvature Effects In Convection”, J. Heat Transfer, 100, 374-376.
12. Kutlu O., 2001. “Gözenekli Malzemelerde Isı İletim Katsayısının Değişimi ve Kritik Yarıçap”, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Müh.-Mim. Fak. Makine Müh. Böl., Eskişehir, 42.
13. Morgan V. T., 1975. “The Overall Convective Heat Transfer From Smooth Circular Cylinders”, In Advances in Heat Transfer, 11, 199-264.

