



# **Isı Transferi I**

## **4. Uygulama**

Arş. Gör. Şafak Metin KIRKAR



# DOĞAL TAŞINIM

### ÖRNEK 9-1 Sıcak Su Borularında Isı Kaybı

Şekil 9-16 'da görülen 8 cm çaplı yatay sıcak su borusunun uzunluğu 6 m olan kısmı 20°C sıcaklıktaki geniş bir odadan geçmektedir. Eğer borunun dış yüzey sıcaklığı 70°C ise doğal taşınım ile borudan olan ısı kayıp hızını bulunuz.

**ÇÖZÜM** Yatay bir sıcak su borusu geniş bir odadan geçmektedir. Borudan doğal taşınım ile meydana gelen ısı kayıp hızı bulunacaktır.

**Kabuller** 1 Sürekli işlem şartları söz konusudur. 2 Hava ideal bir gazdır. 3 Yerel atmosfer basıncı 1 atm 'dir.

**Özellikler**  $T_f = (T_s + T_\infty)/2 = (70 + 20)/2 = 45^\circ\text{C}$  film sıcaklığı ve 1 atm 'de havanın özellikleri (Tablo A-15):

$$k = 0.02699 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

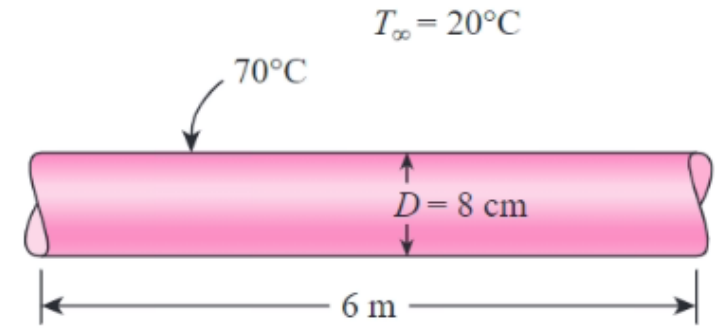
$$\text{Pr} = 0.7241$$

$$\nu = 1.750 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{318 \text{ K}}$$

**Çözümleme** Bu durumda karakteristik uzunluk borunun dış çapıdır,  $L_c = D = 0.08 \text{ m}$ . Böylece Rayleigh sayısı,

$$\begin{aligned} \text{Ra}_D &= \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} \text{Pr} \\ &= \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)[1/(318 \text{ K})](70 - 20 \text{ K})(0.08 \text{ m})^3}{(1.750 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} (0.7241) = 1.867 \times 10^6 \\ &= 1.867 \times 10^6 \end{aligned}$$



ŞEKİL 9-16

Örnek 9-1 için şematik gösterim.

olur. Bu durumda doğal taşınım Nusselt sayısı Eş. 9-25 'ten,

$$\text{Nu} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \text{Ra}_D^{1/6}}{[1 + (0.559/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0.6 + \frac{0.387(1.867 \times 10^6)^{1/6}}{[1 + (0.559/0.7241)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$
$$= 17.39$$

olarak bulunabilir. Böylece,

$$h = \frac{k}{D} \text{Nu} = \frac{0.02699 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{0.08 \text{ m}} (17.39) = 5.867 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$A_s = \pi DL = \pi(0.08 \text{ m})(6 \text{ m}) = 1.508 \text{ m}^2$$

ve

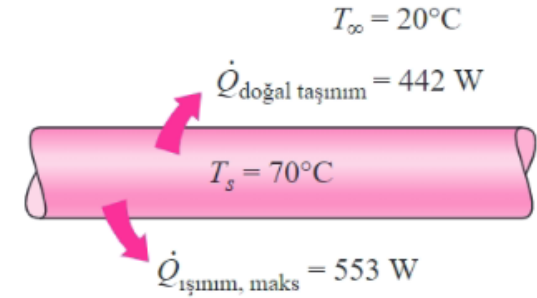
$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty) = (5.867 \text{ W/m}^2\cdot\text{K})(1.508 \text{ m}^2)(70 - 20)^\circ\text{C} = \mathbf{442 \text{ W}}$$

olur. Böylelikle boru, doğal taşınım ile odadaki havaya 442 W hızla ısı kaybeder.

**İrdeleme** Boru çevreye hem doğal taşınım ile hem de ışınlama ile ısı kaybeder. Boru dış yüzeyinin kara (yayıcılığı  $\varepsilon = 1$ ) ve oda duvarların iç yüzeyleri oda sıcaklığında olduğu kabul edilerek ışınlama ile ısı transferi (Şekil 9-17),

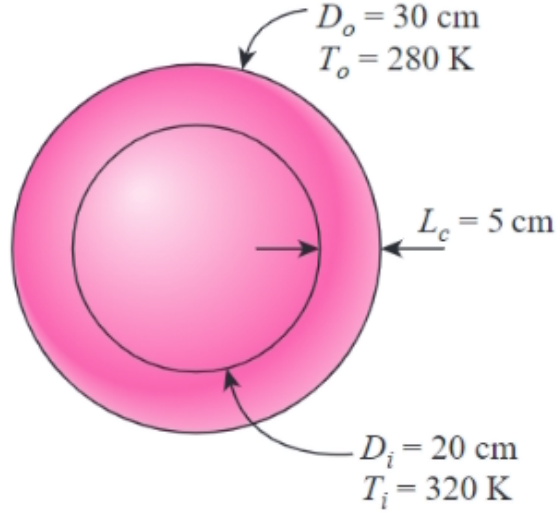
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ışınım}} &= \varepsilon A_s \sigma (T_s^4 - T_{\text{çevre}}^4) \\ &= (1)(1.508 \text{ m}^2)(5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4)[(70 + 273 \text{ K})^4 - (20 + 273 \text{ K})^4] \\ &= 553 \text{ W} \end{aligned}$$

olarak bulunur; bu değer doğal taşınımdan daha yüksektir. Yayıcılığı 1 'den küçük olduğundan gerçek bir yüzey için ışınlama ısı transferi daha az olacaktır. Fakat doğal taşınım ile soğutulan çoğu sistemler için taşınım yine de etkili olur. Bu yüzden yüzeyin yayıcılığı düşük olmadıkça, normal olarak doğal taşınım çözümlemesi ışınlama çözümlemesi ile birlikte gerçekleştirilmelidir.



**ŞEKİL 9-17**

İşinım ile ısı transferi genellikle doğal taşınım ile karşılaştırılabilir mertebededir ve ısı transfer çözümlemesinde dikkate alınmalıdır.



**ŞEKİL 9-33**

Örnek 9-5 için şematik gösterim.

### ÖRNEK 9-5 Küresel Kapalı Bir Aralıkta Isı Transferi

Şekil 9-33 'te görüldüğü gibi çapları  $D_i = 20$  cm ve  $D_o = 30$  cm olan iki eş eksenli küre 1 atm basınçlı havayla ayrılmıştır. Havayı kuşatan iki kürenin yüzey sıcaklıkları sırasıyla  $T_i = 320$  K ve  $T_o = 280$  K 'dir. Doğal taşınım ile, iç küreden dış küreye ısı transfer hızını bulunuz.

**ÇÖZÜM** Küresel bir kapalı aralığın iki yüzeyi belli sıcaklıklarda tutulmaktadır. Kapalı aralıktaki ısı transfer hızı belirlenecektir.

**Kabuller** 1 Sürekli işlem şartları söz konusudur. 2 Hava ideal bir gazdır. 3 Işınım ısı transferi dikkate alınmamaktadır.

**Özellikler** Havanın  $T_{\text{ort}} = (T_i + T_o)/2 = (320 + 280)/2 = 300$  K = 27°C ortalama sıcaklıkta ve 1 atm 'deki özellikleri (Tablo A-15):

$$k = 0.02566 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\text{Pr} = 0.7290$$

$$\nu = 1.580 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{ort}}} = \frac{1}{300 \text{ K}}$$

**Çözümleme** Hava ile dolu bir küresel bir kapalı aralık söz konusudur. Bu durumda karakteristik uzunluk iki küre arasındaki uzaklıktır:

$$L_c = (D_o - D_i)/2 = (0.3 - 0.2)/2 = 0.05 \text{ m}$$

Rayleigh sayısı,

$$\begin{aligned} \text{Ra}_L &= \frac{g\beta(T_i - T_o)L_c^3}{\nu^2} \text{Pr} \\ &= \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)[1/(300 \text{ K})](320 - 280 \text{ K})(0.05 \text{ m})^3}{(1.58 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} (0.729) \\ &= 4.775 \times 10^5 \end{aligned}$$

olur. Etkin ısıl iletkenlik,

$$\begin{aligned} F_{\text{küre}} &= \frac{L_c}{(D_i D_o)^4 (D_i^{-7/5} + D_o^{-7/5})^5} \\ &= \frac{0.05 \text{ m}}{[(0.2 \text{ m})(0.3 \text{ m})]^4 [(0.2 \text{ m})^{-7/5} + (0.3 \text{ m})^{-7/5}]^5} = 0.005229 \end{aligned}$$

ile

$$\begin{aligned} k_{\text{etkin}} &= 0.74k \left( \frac{\text{Pr}}{0.861 + \text{Pr}} \right)^{1/4} (F_{\text{küre}} \text{Ra}_L)^{1/4} \\ &= 0.74(0.02566 \text{ W/m}\cdot\text{K}) \left( \frac{0.729}{0.861 + 0.729} \right)^{1/4} (0.005229 \times 4.775 \times 10^5)^{1/4} \end{aligned}$$

olarak bulunur. O zaman küreler arasındaki ısı transfer hızı,

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= k_{\text{etkin}} \frac{\pi D_i D_o}{L_c} (T_i - T_o) \\ &= (0.1105 \text{ W/m}\cdot\text{K}) \frac{\pi(0.2 \text{ m})(0.3 \text{ m})}{0.05 \text{ m}} (320 - 280) \text{ K} = \mathbf{16.7 \text{ W}} \end{aligned}$$

olur. Dolayısıyla içteki küreden dıştaki küreye 16.7 W hızla ısı kaybolacaktır.

**İrdeleme** Dikkat edilirse doğal taşınım akımlarının bir sonucu olarak kürese kapalı aralıktaki hava, ısıl iletkenliği havanınkinin  $k_{\text{etkin}}/k = 0.1105/0.02566 = 4.3$  katı olan bir durgun akışkan gibi davranır. Yine küreler arasındaki ısı transferi genellikle önemlidir; bir toplam çözümlemede dikkate alınmalıdır.



**9-44** Bir yüzünde 121 adet kare yonga içeren  $30\text{ cm} \times 30\text{ cm}$  boyutlu bir devre kartı  $25^\circ\text{C}$  'de bir oda sıcaklığında düşey bir yüzey üzerine monte edilerek birleşik taşınım ve ışıınım yardımı ile soğutulacaktır. Her yonga  $0.05\text{ W}$  güç yaymakta ve yonga yüzeylerinin yayıcılığı  $0.7$  'dir. Devre kartının arka yüzeyinden olan ısı transferi ihmâl edilebilir, çevre yüzeylerin sıcaklığını odadaki hava sıcaklığı ile aynı kabul ederek yongaların yüzey sıcaklığını bulunuz. *Cevap:  $36.2^\circ\text{C}$*

**9-45** Devre kartının yatay pozisyonunda, (a) yongaların yukarı dönük (b) yongaların aşağı dönük olduğunu kabul ederek Prob. 9-44 'ü tekrarlayınız.

**9-40** A circuit board containing square chips is positioned horizontally in a room. The surface temperature of the chips is to be determined for two orientations.

**Assumptions** 1 Steady operating conditions exist. 2 Air is an ideal gas with constant properties. 3 The local atmospheric pressure is 1 atm. 4 The heat transfer from the back side of the circuit board is negligible.

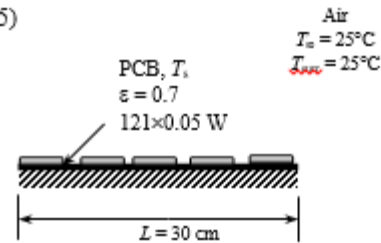
**Properties** The properties of air at 1 atm and the anticipated film temperature of  $(T_s + T_\infty)/2 = (35 + 25)/2 = 30^\circ\text{C}$  are (Table A-15)

$$k = 0.02588 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$\nu = 1.608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0.7282$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{(30 + 273)\text{K}} = 0.0033 \text{ K}^{-1}$$



**Analysis** The solution of this problem requires a trial-and-error approach since the determination of the Rayleigh number and thus the Nusselt number depends on the surface temperature which is unknown. We start the solution process by “guessing” the surface temperature to be  $35^\circ\text{C}$  for the evaluation of the properties and  $h$ . The characteristic length for both cases is determined from

$$L_c = \frac{A_s}{P} = \frac{(0.3 \text{ m})^2}{2[(0.3 \text{ m}) + (0.3 \text{ m})]} = 0.075 \text{ m}.$$

Then,

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \text{Pr} = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.00333 \text{ K}^{-1})(35 - 25 \text{ K})(0.075 \text{ m})^3}{(1.608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} (0.7282) = 3.848 \times 10^5$$

(a) Chips (hot surface) facing up:

$$Nu = 0.54Ra^{1/4} = 0.54(3.848 \times 10^5)^{1/4} = 13.45$$

$$h = \frac{k}{L_c} Nu = \frac{0.02588 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}}{0.075 \text{ m}} (13.45) = 4.641 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

$$A_s = (0.3 \text{ m})^2 = 0.09 \text{ m}^2$$

Considering both natural convection and radiation, the total rate of heat loss can be expressed as

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= hA_s(T_s - T_\infty) + \varepsilon A_s \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \\ (121 \times 0.05) \text{ W} &= (4.641 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C})(0.09 \text{ m}^2)(T_s - 25)^\circ\text{C} \\ &\quad + (0.7)(0.09 \text{ m}^2)(5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4)[(T_s + 273 \text{ K})^4 - (25 + 273 \text{ K})^4] \end{aligned}$$

Its solution is  $T_s = 32.5^\circ\text{C}$

which is sufficiently close to the assumed value. Therefore, there is no need to repeat calculations.



facing down (b) Chips (hot surface) facing up:

$$Nu = 0.27 Ra^{1/4} = 0.27(3.848 \times 10^5)^{1/4} = 6.725$$

$$h = \frac{k}{L_c} Nu = \frac{0.02588 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}}{0.075 \text{ m}} (6.725) = 2.321 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Considering both natural convection and radiation, the total rate of heat loss can be expressed as

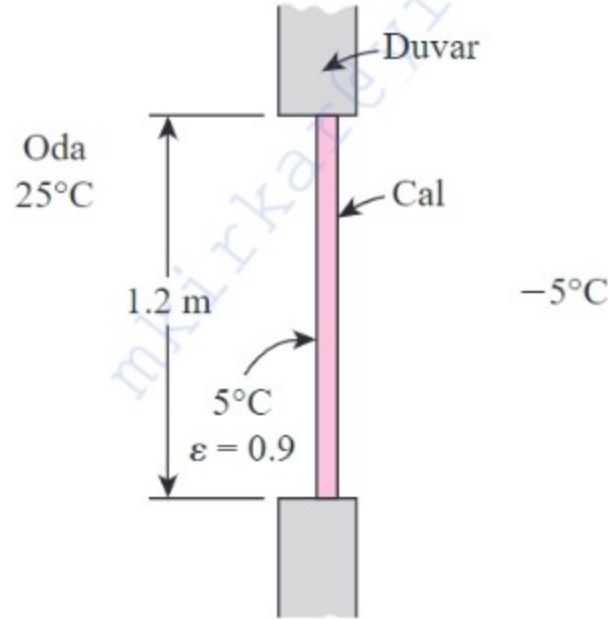
$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty) + \varepsilon A_s \sigma (T_s^4 - T_{\text{sur}}^4)$$

$$(121 \times 0.05) \text{ W} = (2.321 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(0.09 \text{ m}^2)(T_s - 25)^\circ\text{C} \\ + (0.7)(0.09 \text{ m}^2)(5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4)[(T_s + 273 \text{ K})^4 - (25 + 273 \text{ K})^4]$$

Its solution is  $T_s = 35.0^\circ\text{C}$

which is identical to the assumed value in the evaluation of properties and  $h$ . Therefore, there is no need to repeat calculations.

**9-39** Isıl iletkenliği  $k = 0.78 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , yayıcılığı  $\varepsilon = 0.9$ , kalınlığı 6 mm, yüksekliği 1.2 m ve genişliği 2 m olan bir cam pencere göz önüne alınız. Pencereye karşı olan oda ve duvarlar  $25^\circ\text{C}$ 'de tutulmakta ve pencerenin i yüzeyinin ortalama sıcaklığı  $5^\circ\text{C}$  olarak ölçülmektedir. Eğer dış ortamın sıcaklığı  $-5^\circ\text{C}$  ise, (a) pencerenin i yzeyindeki taşınım ısı transfer katsayısını, (b) pencerden geen toplam ısı transferini hızını ve (c) pencerenin dış yzeyindeki birleşik doğal taşınım ve ışınım ısı transfer katsayısını bulunuz. Bu durumda camın ısıl direncini ihml etmek uygun mudur?



**şEKİL P9-39**

**9-34** A glass window is considered. The convection heat transfer coefficient on the inner side of the window, the rate of total heat transfer through the window, and the combined natural convection and radiation heat transfer coefficient on the outer surface of the window are to be determined.

**Assumptions** 1 Steady operating conditions exist. 2 Air is an ideal gas with constant properties. 3 The local atmospheric pressure is 1 atm.

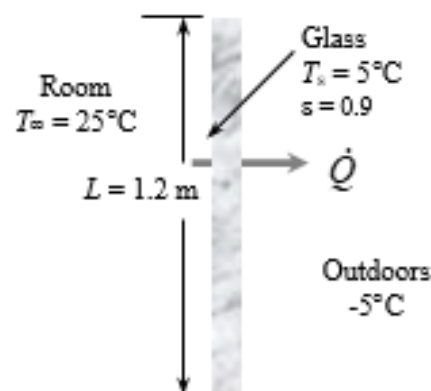
**Properties** The properties of air at 1 atm and the film temperature of  $(T_s + T_\infty)/2 = (5 + 25)/2 = 15^\circ\text{C}$  are (Table A-15)

$$k = 0.02476 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$\nu = 1.471 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0.7323$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{(15 + 273)\text{K}} = 0.003472 \text{ K}^{-1}$$



**Analysis** (a) The characteristic length in this case is the height of the window,  $L_c = L = 1.2 \text{ m}$ . Then,

$$\text{Ra} = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)L_c^3}{\nu^2} \text{Pr} = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.003472 \text{ K}^{-1})(25 - 5 \text{ K})(1.2 \text{ m})^3}{(1.471 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2} (0.7323) = 3.986 \times 10^9$$

$$\text{Nu} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387\text{Ra}^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(3.986 \times 10^9)^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{0.7323} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 189.7$$

$$h = \frac{k}{L} \text{Nu} = \frac{0.02476 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}}{1.2 \text{ m}} (189.7) = 3.915 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

$$A_s = (1.2 \text{ m})(2 \text{ m}) = 2.4 \text{ m}^2$$

(b) The sum of the natural convection and radiation heat transfer from the room to the window is

$$\dot{Q}_{\text{convection}} = hA_s (T_{\infty} - T_s) = (3.915 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(2.4 \text{ m}^2)(25 - 5)^\circ\text{C} = 187.9 \text{ W}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{radiation}} &= \varepsilon A_s \sigma (T_{\text{sur}}^4 - T_s^4) \\ &= (0.9)(2.4 \text{ m}^2)(5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4)[(25 + 273 \text{ K})^4 - (5 + 273 \text{ K})^4] = 234.3 \text{ W}\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{convection}} + \dot{Q}_{\text{radiation}} = 187.9 + 234.3 = \mathbf{422.2 \text{ W}}$$

(c) The outer surface temperature of the window can be determined from

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \frac{kA_s}{t} (T_{s,i} - T_{s,o}) \longrightarrow T_{s,o} = T_{s,i} - \frac{\dot{Q}_{\text{total}} t}{kA_s} = 5^\circ\text{C} - \frac{(346 \text{ W})(0.006 \text{ m})}{(0.78 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})(2.4 \text{ m}^2)} = 3.65^\circ\text{C}$$

Then the combined natural convection and radiation heat transfer coefficient on the outer window surface becomes

$$\dot{Q}_{\text{total}} = h_{\text{combined}} A_s (T_{s,o} - T_{\infty,o})$$

$$\text{or} \quad h_{\text{combined}} = \frac{\dot{Q}_{\text{total}}}{A_s (T_{s,o} - T_{\infty,o})} = \frac{346 \text{ W}}{(2.4 \text{ m}^2)[3.65 - (-5)]^\circ\text{C}} = \mathbf{20.35 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

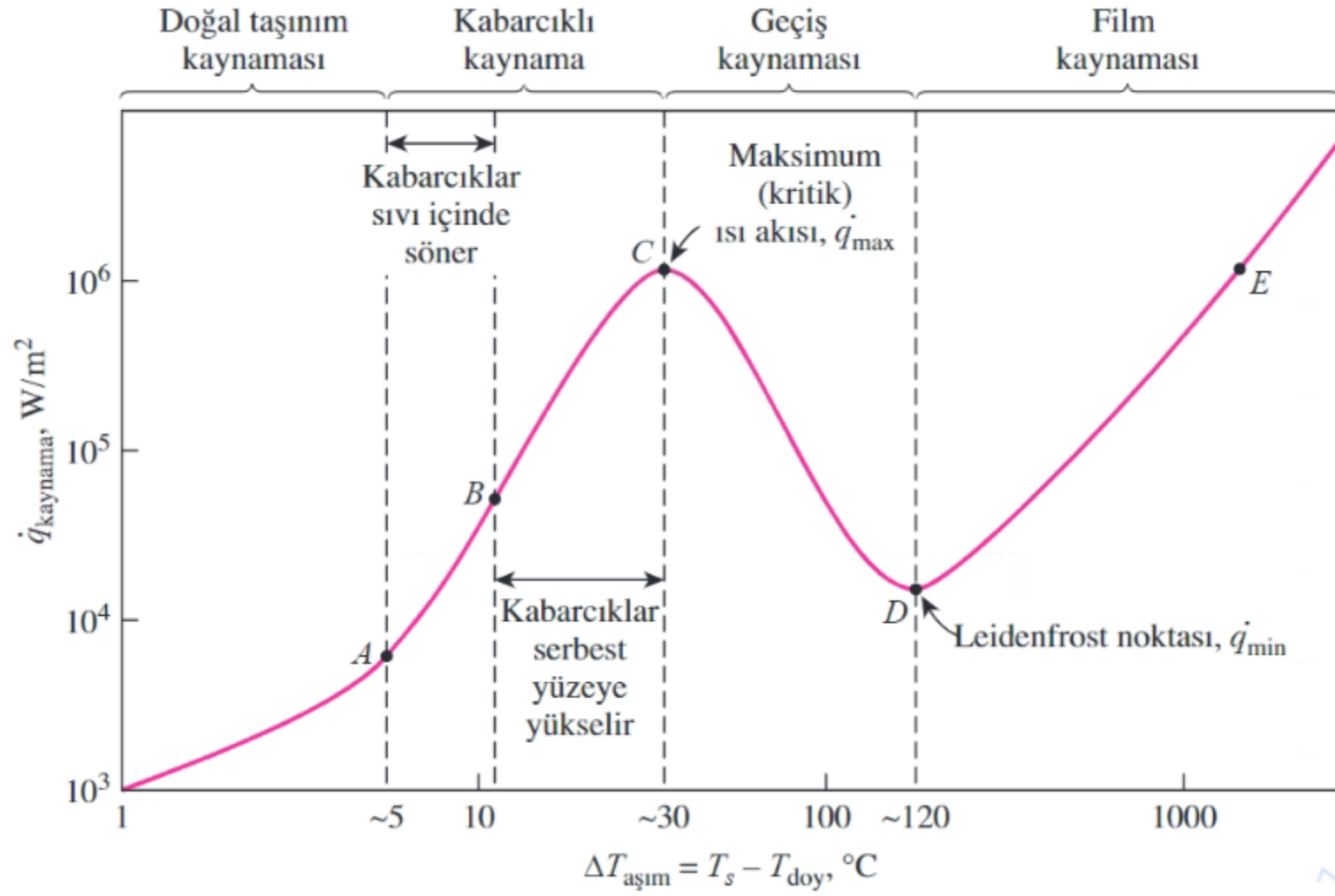
Note that  $\Delta T = \dot{Q}R$  and thus the thermal resistance  $R$  of a layer is proportional to the temperature drop across that layer. Therefore, the fraction of thermal resistance of the glass is equal to the ratio of the temperature drop across the glass to the overall temperature difference,

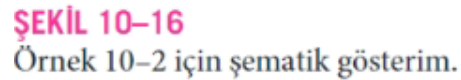
$$\frac{R_{\text{glass}}}{R_{\text{total}}} = \frac{\Delta T_{\text{glass}}}{\Delta T_{\text{total}}} = \frac{5 - 3.65}{25 - (-5)} = 0.045 \quad (\text{or } 4.5\%)$$

which is low. Thus it is reasonable to neglect the thermal resistance of the glass.

# KAYNAMA






$$\begin{aligned}\dot{q}_{\text{maks}} &= C_{kr} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \\ &= 0.12(2257 \times 10^3)[0.0589 \times 9.81 \times (0.6)^2(957.9 - 0.6)]^{1/4} \\ &= \mathbf{1.017 \times 10^6 \text{ W/m}^2}\end{aligned}$$

olarak bulunur. Tanımlı yüzey sıcaklığı için kabarcıklı kaynama ısı akısını veren Rohsenow bağıntısı, ısı akısı verildiğinde yüzey sıcaklığını bulmakta da kullanılır. Diğer özelliklerle birlikte maksimum ısı akısı Eş. 10-2 'ye götürülerek şöyle bulunur:

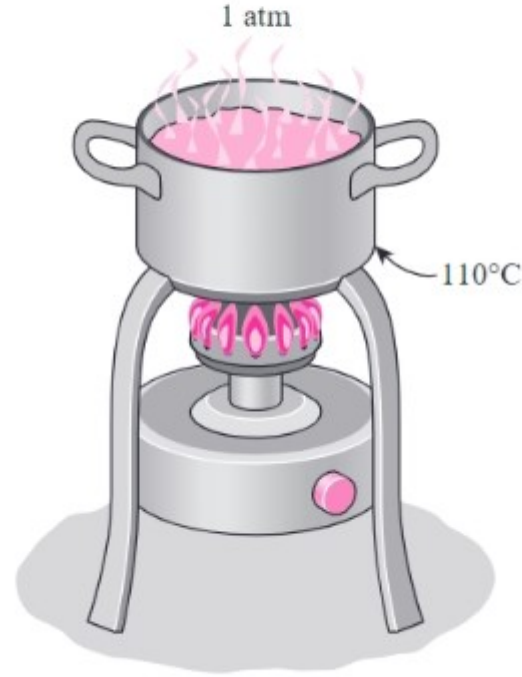
$$\dot{q}_{\text{kabarcıklı}} = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{c_{pl} (T_s - T_{\text{doy}})}{C_{sf} h_{fg} \text{Pr}_l^n} \right]^3$$

$$1.017 \times 10^6 = (0.282 \times 10^{-3})(2257 \times 10^3) \left[ \frac{9.81(957.9 - 0.6)}{0.0589} \right]^{1/2} \\ \times \left[ \frac{4217(T_s - 100)}{0.0130(2257 \times 10^3) 1.75} \right]^3$$

$$T_s = 119^\circ\text{C}$$

**İrdeleme** Dikkat edileceği üzere kabarcıklı kaynamada  $20^\circ\text{C}$  'den az sıcaklık farklarıyla  $1 \text{ MW/m}^2$  mertebesinde ısı akıları elde edilebilmektedir.

**10-14** Su, bir ısıtıcının üstüne yerleştirilen mekanik olarak parlatılmış çelik tencerede, atmosfer basıncında kaynatılacaktır. Tencere tabanının iç yüzeyi  $110^{\circ}\text{C}$  'de tutulmaktadır. Tencere tabanının çapı **25** cm ise, (a) suya olan ısı transfer hızını ve (b) buharlaşma hızını bulunuz.



**ŞEKİL P10-14**

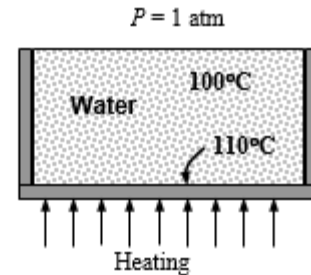
**10-11.** Water is boiled at 1 atm pressure and thus at a saturation (or boiling) temperature of  $T_{\text{sat}} = 100^\circ\text{C}$  in a mechanically polished stainless steel pan whose inner surface temperature is maintained at  $T_s = 110^\circ\text{C}$ . The rate of heat transfer to the water and the rate of evaporation of water are to be determined.

**Assumptions** 1 Steady operating conditions exist. 2 Heat losses from the heater and the boiler are negligible.

**Properties** The properties of water at the saturation temperature of  $100^\circ\text{C}$  are (Tables 10-1 and A-9)

$$\begin{aligned}\rho_l &= 957.9 \text{ kg/m}^3 & h_{fg} &= 2257 \times 10^3 \text{ J/kg} \\ \rho_v &= 0.60 \text{ kg/m}^3 & \mu_l &= 0.282 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m/s} \\ \sigma &= 0.0589 \text{ N/m} & C_{pf} &= 4217 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} \\ \text{Pr}_l &= 1.75\end{aligned}$$

Also,  $C_{sf} = 0.0130$  and  $n = 1.0$  for the boiling of water on a mechanically polished stainless steel surface (Table 10-3). Note that we expressed the properties in units specified under Eq. 10-2 in connection with their definitions in order to avoid unit manipulations.



**Analysis** The excess temperature in this case is  $\Delta T = T_s - T_{\text{sat}} = 110 - 100 = 10^\circ\text{C}$  which is relatively low (less than  $30^\circ\text{C}$ ). Therefore, nucleate boiling will occur. The heat flux in this case can be determined from Rohsenow relation to be

$$\begin{aligned}\dot{q}_{\text{nucleate}} &= \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left( \frac{C_{p,f}(T_s - T_{\text{sat}})}{C_{sf} h_{fg} \text{Pr}_l^n} \right)^3 \\ &= (0.282 \times 10^{-3})(2257 \times 10^3) \left[ \frac{9.8(957.9 - 0.60)}{0.0589} \right]^{1/2} \left( \frac{4217(110 - 100)}{(0.0130)(2257 \times 10^3)(1.75)} \right)^3 \\ &= 140,700 \text{ W/m}^2\end{aligned}$$

The surface area of the bottom of the pan is

$$A_s = \pi D^2 / 4 = \pi (0.25 \text{ m})^2 / 4 = 0.04909 \text{ m}^2$$

Then the rate of heat transfer during nucleate boiling becomes

$$\dot{Q}_{\text{boiling}} = A_s \dot{q}_{\text{nucleate}} = (0.04909 \text{ m}^2)(140,700 \text{ W/m}^2) = 6907 \text{ W}$$

(b) The rate of evaporation of water is determined from

$$\dot{m}_{\text{evaporation}} = \frac{\dot{Q}_{\text{boiling}}}{h_{fg}} = \frac{6907 \text{ J/s}}{2257 \times 10^3 \text{ J/kg}} = 3.06 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

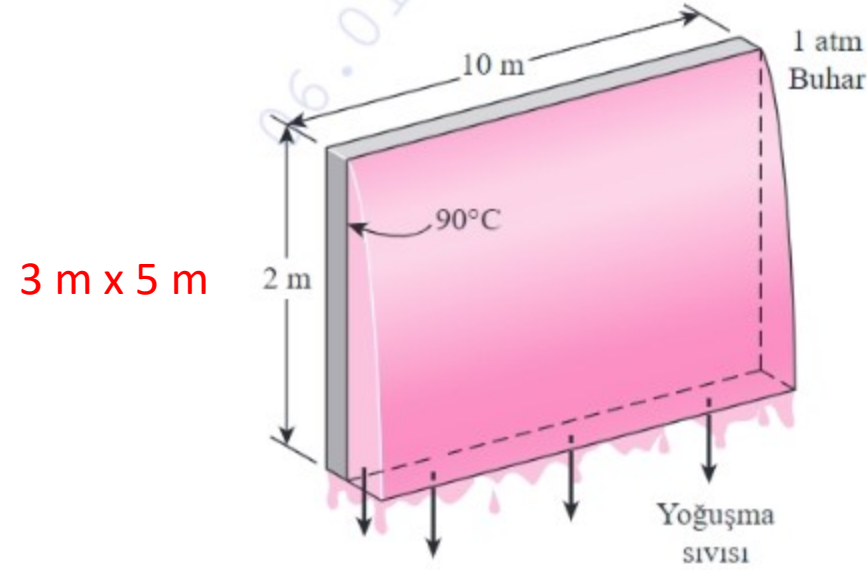
That is, water in the pan will boil at a rate of 3 grams per second.



**YOĞUŞMA**



**10-51** Arka tarafında dolaşan soğutma suyu ile  $90^{\circ}\text{C}$  'de tutulan ve yüksekliği 2 m ve genişliği 10 m olan bir düşey plakada 1 atmosferde doymuş buhar yoğunlaşmaktadır. (a) Plakaya yoğunlaşmayla olan ısı transfer hızını ve (b) hangi yoğunlaşma hızında yoğunlaşan akışın plakadan aşağı damlayacağını bulunuz. *Cevaplar:* (a) 1352 kW, (b) 0.591 kg/s



**ŞEKİL P10-51**

**10-44** Saturated steam at atmospheric pressure thus at a saturation temperature of  $T_{\text{sat}} = 100^\circ\text{C}$  condenses on a vertical plate which is maintained at  $90^\circ\text{C}$  by circulating cooling water through the other side. The rate of heat transfer to the plate and the rate of condensation of steam are to be determined.

**Assumptions** 1 Steady operating conditions exist. 2 The plate is isothermal. 3 The condensate flow is wavy-laminar over the entire plate (this assumption will be verified). 4 The density of vapor is much smaller than the density of liquid,  $\rho_v \ll \rho_l$ .

**Properties** The properties of water at the saturation temperature of  $100^\circ\text{C}$  are  $h_{fg} = 2257 \times 10^3 \text{ J/kg}$  and  $\rho_v = 0.60 \text{ kg/m}^3$ . The properties of liquid water at the film temperature of  $T_f = (T_{\text{sat}} + T_s)/2 = (100 + 90)/2 = 95^\circ\text{C}$  are (Table A-9),

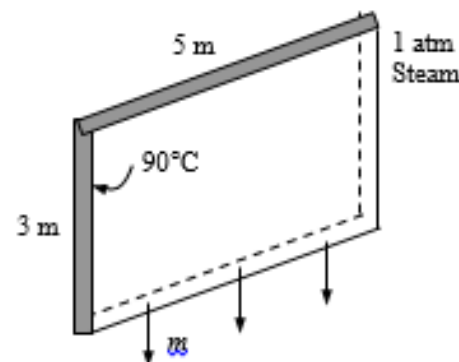
$$\rho_l = 961.5 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_l = 0.297 \times 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\nu_l = \mu_l / \rho_l = 0.309 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_{pl} = 4212 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$k_l = 0.677 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$



**Analysis** The modified latent heat of vaporization is

$$\begin{aligned} h_{fg}^* &= h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{\text{sat}} - T_s) \\ &= 2257 \times 10^3 \text{ J/kg} + 0.68 \times 4212 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} (100 - 90)^\circ\text{C} = 2,286 \times 10^3 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

Assuming wavy-laminar flow, the Reynolds number is determined from

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \text{Re}_{\text{vertical wavy}} = \left[ 4.81 + \frac{3.70 L k_l (T_{\text{sat}} - T_s)}{\mu_l h_{fg}^*} \left( \frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \right]^{0.820} \\ &= \left[ 4.81 + \frac{3.70 \times (3 \text{ m}) \times (0.677 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}) \times (100 - 90)^\circ\text{C}}{(0.297 \times 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}) (2,286 \times 10^3 \text{ J/kg})} \left( \frac{9.8 \text{ m/s}^2}{(0.309 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2} \right)^{1/3} \right]^{0.82} = 1112 \end{aligned}$$

which is between 30 and 1800, and thus our assumption of wavy laminar flow is verified. Then the

which is between 30 and 1800, and thus our assumption of wavy laminar flow is verified. Then the condensation heat transfer coefficient is determined to be

$$h = h_{\text{vertical, wavy}} = \frac{\text{Re } k_f}{1.08 \text{Re}^{1.22} - 5.2} \left( \frac{g}{\nu_f^2} \right)^{1/3}$$

$$= \frac{1112 \times (0.677 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})}{1.08(1112)^{1.22} - 5.2} \left( \frac{9.8 \text{ m/s}^2}{(0.309 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2} \right)^{1/3} = 6279 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

The heat transfer surface area of the plate is

$$A_s = W \times L = (3 \text{ m})(5 \text{ m}) = 15 \text{ m}^2$$

Then the rate of heat transfer during this condensation process becomes

$$\dot{Q} = hA_s(T_{\text{sat}} - T_s) = (6279 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(15 \text{ m}^2)(100 - 90)^\circ\text{C} = \mathbf{941,850 \text{ W}}$$

(b) The rate of condensation of steam is determined from

$$\dot{m}_{\text{condensation}} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}} = \frac{941850 \text{ J/s}}{2286 \times 10^3 \text{ J/kg}} = \mathbf{0.412 \text{ kg/s}}$$

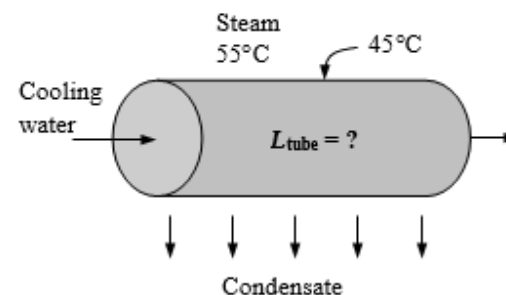
**10–55** Yüzeyi, soğutma suyuyla  $45^{\circ}\text{C}$  'de tutulan 3 cm dış çaplı **yatay** borunun dış yüzeyinde  $55^{\circ}\text{C}$  'de doymuş buhar, 10 kg/h debiyle yoğuşacaktır. Gerekli boru boyunu bulunuz.

**10-50** Saturated steam at a saturation temperature of  $T_{\text{sat}} = 55^\circ\text{C}$  condenses on the outer surface of a horizontal tube which is maintained at  $45^\circ\text{C}$ . The required tube length to condense steam at a rate of  $10 \text{ kg/h}$  is to be determined.

**Assumptions** 1 Steady operating conditions exist. 2 The tube is isothermal.

**Properties** The properties of water at the saturation temperature of  $55^\circ\text{C}$  are  $h_{fg} = 2371 \times 10^3 \text{ J/kg}$  and  $\rho_v = 0.1045 \text{ kg/m}^3$ . The properties of liquid water at the film temperature of  $T_f = (T_{\text{sat}} + T_s)/2 = (55 + 45)/2 = 50^\circ\text{C}$  are (Table A-9),

$$\begin{aligned}\rho_l &= 988.1 \text{ kg/m}^3 \\ \mu_l &= 0.547 \times 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s} \\ \nu_l &= \mu_l / \rho_l = 0.554 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ C_{pl} &= 4181 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} \\ k_l &= 0.644 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}\end{aligned}$$



**Analysis** The modified latent heat of vaporization is

$$\begin{aligned}h_{fg}^* &= h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{\text{sat}} - T_s) \\ &= 2371 \times 10^3 \text{ J/kg} + 0.68 \times 4181 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} (55 - 45)^\circ\text{C} = 2399 \times 10^3 \text{ J/kg}\end{aligned}$$

Noting that the tube is horizontal, the condensation heat transfer coefficient is determined from

$$\begin{aligned}h &= h_{\text{horizontal}} = 0.729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}^* k_l^3}{\mu_l (T_{\text{sat}} - T_s) D} \right]^{1/4} \\ &= 0.729 \left[ \frac{(9.8 \text{ m/s}^2)(988.1 \text{ kg/m}^3)(988.1 - 0.10 \text{ kg/m}^3)(2399 \times 10^3 \text{ J/kg})(0.644 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C})^3}{(0.547 \times 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s})(55 - 45)^\circ\text{C}(0.03 \text{ m})} \right]^{1/4} \\ &= 10,135 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}\end{aligned}$$

The rate of heat transfer during this condensation process is

$$\dot{Q} = \dot{m} h_{fg}^* = (10 / 3600 \text{ kg/s})(2399 \times 10^3 \text{ J/kg}) = 6,664 \text{ W}$$

Heat transfer can also be expressed as

$$\dot{Q} = h A_s (T_{\text{sat}} - T_s) = h (\pi D L) (T_{\text{sat}} - T_s)$$

Then the required length of the tube becomes

$$L = \frac{\dot{Q}}{h (\pi D) (T_{\text{sat}} - T_s)} = \frac{6664 \text{ W}}{(10,135 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}) \pi (0.03 \text{ m}) (55 - 45)^\circ\text{C}} = 0.70 \text{ m}$$

# ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

**ÖRNEK 11-1****Bir Isı Değiştiricinin Toplam Isı Transfer Katsayısı**

Sıcak yağ, çift borulu karşıt akışlı bir ısı değiştiricide soğutulmaktadır. 2 cm çaplı bakır iç boruların et kalınlığı ihmal edilebilmektedir. Dış borunun (gövde) iç çapı 3 cm 'dir. Su borudan 0.5 kg/s debiyle ve yağ gövdeden 0.8 kg/s debi ile akmaktadır. Su ve yağın ortalama sıcaklıklarını sırasıyla 45°C ve 80°C olarak bu ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısını bulunuz.

**ÇÖZÜM** Sıcak yağ çift borulu karşıt akışlı bir ısı değiştiricide soğutulmaktadır. Toplam ısı transfer katsayısı bulunacaktır.

**Kabuller** 1 İç borunun malzemesi oldukça iletken ve kalınlığı ihmal edildiğinden ısıl direnci ihmal edilebilir. 2 Yağ ve su akışın ikisi de tam gelişmiştir. 3 Yağ ve suyun özellikleri sabittir.

**Özellikler** Suyun 45°C 'deki özellikleri (Tablo A-9):

$$\begin{aligned}\rho &= 990.1 \text{ kg/m}^3 & \text{Pr} &= 3.91 \\ k &= 0.637 \text{ W/m}\cdot\text{K} & \nu &= \mu/\rho = 0.602 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}\end{aligned}$$

Yağın 80°C 'deki özellikleri (Tablo A-13):

$$\begin{aligned}\rho &= 852 \text{ kg/m}^3 & \text{Pr} &= 499.3 \\ k &= 0.138 \text{ W/m}\cdot\text{K} & \nu &= 3.794 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}\end{aligned}$$

**Çözümleme** Isı değiştiricinin şematik görünümü Şek. 11-10 'da verilmiştir. Eş. 11-5 'ten toplam ısı transfer katsayısı  $U$ ,

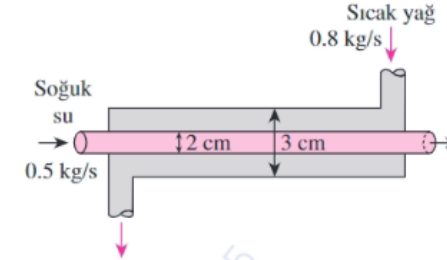
$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

olarak bulunabilir; burada  $h_i$  ve  $h_o$  sırasıyla içteki ve dıştaki boruların taşınım ısı transfer katsayılarıdır ve zorlanmış taşınım bağıntıları kullanılarak belirlenecektir. Dairesel bir borunun hidrolik çapı borunun kendi çapıdır:  $D_h = D = 0.02 \text{ m}$ . Borudaki suyun ortalama hızı,

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} = \frac{\dot{m}}{\rho (\frac{1}{4}\pi D^2)} = \frac{0.5 \text{ kg/s}}{(990.1 \text{ kg/m}^3) [\frac{1}{4}\pi (0.02 \text{ m})^2]} = 1.61 \text{ m/s}$$

ve Reynolds sayısı,

$$\text{Re} = \frac{VD}{\nu} = \frac{(1.61 \text{ m/s})(0.02 \text{ m})}{0.602 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 53,490$$



**ŞEKİL 11-10**

Örnek 11-1 için şematik gösterim.



olur ki 10,000 'den daha büyüktür. Bu durumda suyun akışı türbülanslıdır. Akışın tam gelişmiş olduğu kabul edilerek Nusselt sayısı,

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} = 0.023(53,490)^{0.8}(3.91)^{0.4} = 240.6$$

ifadesinden bulunabilir. Böylece,

$$h = \frac{k}{D} \text{Nu} = \frac{0.637 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.02 \text{ m}} (240.6) = 7663 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

olur. Yukardaki çözümleme yağ için tekrarlanabilir. Yağın 80°C 'deki özellikleri şöyledir:

$$\rho = 852 \text{ kg/m}^3 \quad \nu = 37.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.138 \text{ W/m} \cdot \text{K} \quad \text{Pr} = 490$$

Halka şeklindeki aralık için hidrolik çap,

$$D_h = D_o - D_i = 0.03 - 0.02 = 0.01 \text{ m}$$

olur. Bu durumda ortalama hız ve Reynolds sayısı,

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} = \frac{\dot{m}}{\rho [\frac{1}{4}\pi(D_o^2 - D_i^2)]} = \frac{0.8 \text{ kg/s}}{(852 \text{ kg/m}^3) [\frac{1}{4}\pi(0.03^2 - 0.02^2)] \text{ m}^2} = 2.39 \text{ m/s}$$

ve

$$\text{Re} = \frac{VD}{\nu} = \frac{(2.39 \text{ m/s})(0.01 \text{ m})}{3.794 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 630$$

olur ki 2300 'den daha küçüktür. Bu sebeple yağın akışı laminardır. Tam gelişmiş akış olduğu kabul edilerek,  $D_i/D_o = 0.02/0.03 = 0.667$  'ye karşılık gelen

**TABLO 11-3**

Bir yüzeyi yalıtımlı diğer yüzeyi izotermal dairesel bir halkada tam gelişmiş laminar akış için Nusselt sayısı (Kays ve Perkins)

| $D_i/D_o$ | $Nu_i$ | $Nu_o$ |
|-----------|--------|--------|
| 0.00      | —      | 3.66   |
| 0.05      | 17.46  | 4.06   |
| 0.10      | 11.56  | 4.11   |
| 0.25      | 7.37   | 4.23   |
| 0.50      | 5.74   | 4.43   |
| 1.00      | 4.86   | 4.86   |

halka boşluğun boru tarafındaki Nuselt sayısı  $Nu_i$  Tablo 11-3 'ten enterpolasyonla,

$$Nu = 5.45$$

ve

$$h_o = \frac{k}{D_h} Nu = \frac{0.138 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{0.01 \text{ m}} (5.45) = 75.2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

olarak bulunabilir. Böylece bu ısı değiştirici için toplam ısı transfer katsayısı,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{1}{7663 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}} + \frac{1}{75.2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}} = 74.5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

olur.

**İrdeleme** Dikkat edilirse bu durumda  $h_i \gg h_o$  olduğu için  $U \approx h_o$  olur. Bu, iki değer arasındaki fark büyük olduğu zaman, bir ısı değiştiricide toplam ısı transfer katsayısına daha küçük olan ısı transfer katsayısının egemen olduğu şeklindeki önceki ifadeyi doğrular.

Bu ısı değiştiricide toplam ısı transfer katsayısını ve dolayısıyla ısı transferini iyileştirmek için, yağ tarafında kanatlı yüzey gibi bazı iyileştirme teknikleri kullanmak gerekir.

### ÖRNEK 11-4 Karşıt Akışlı Bir Isı Değiştiricide Suyun Isıtılması

Karşıt akışlı çift borulu bir ısı değiştirici, debisi 1.2 kg/s olan suyu 20°C 'den 80°C 'ye kadar ısıtacaktır. Isıtma, kütle debisi 2 kg/s olan 160°C 'deki jeotermal su ile yapılmaktadır. 1.5 cm çaplı iç boru ince duvarlıdır. Eğer ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısı 640 W/m<sup>2</sup>·K ise, beklenen ısıtmayı gerçekleştirmek için gerekli ısı değiştirici uzunluğunu bulunuz

**ÇÖZÜM** Su, karşıt akışlı çift borulu bir ısı değiştiricide jeotermal suyla ısıtılmaktadır. Gerekli ısı değiştirici uzunluğu bulunacaktır.

**Kabuller** 1 Sürekli işlem şartları geçerlidir. 2 Isı değiştirici, çevreye ısı kaybı ihmal edilebilecek kadar iyi yalıtılmıştır. 3 Akışkan akımlarının kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir. 4 Kirlenme yoktur. 5 Akışkan özellikleri sabittir.

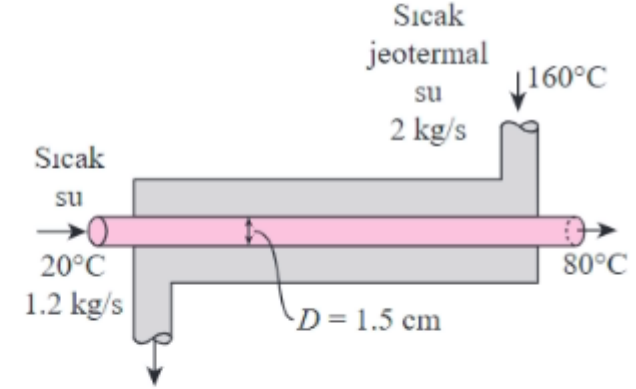
**Özellikler** Suyun ve jeotermal akışkanın özgül ısılarını sırasıyla 4.18 kJ/kg·K

**Çözümleme** Isı değiştiricinin şeması Şek. 11-20 'de verilmiştir. Isı değiştiricideki ısı transfer hızı,

$$\dot{Q} = [\dot{m}c_p(T_{\text{çıkan}} - T_{\text{giren}})]_{\text{su}} = (1.2 \text{ kg/s})(4.18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(80 - 20)^{\circ}\text{C} = 301 \text{ kW}$$

denkleminde bulunabilir. Bütün ısıнын jeotermal su tarafından sağlandığı dikkate alınarak jeotermal suyun sıcaklığı,

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= [\dot{m}c_p(T_{\text{giren}} - T_{\text{çıkan}})]_{\text{jeotermal}} \longrightarrow T_{\text{çıkan}} = T_{\text{giren}} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_p} \\ &= 160^{\circ}\text{C} - \frac{301 \text{ kW}}{(2 \text{ kg/s})(4.31 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})} \\ &= 125^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$



ŞEKİL 11-20

Örnek 11-4 için şematik gösterim.

olarak bulunur. İki akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa, karşıt akışlı bu ısı değiştirici için,

$$\Delta T_1 = T_{h, \text{giren}} - T_{c, \text{çıkan}} = (160 - 80)^\circ\text{C} = 80^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h, \text{çıkan}} - T_{c, \text{giren}} = (125 - 20)^\circ\text{C} = 105^\circ\text{C}$$

ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{80 - 105}{\ln (80 / 105)} = 91.9^\circ\text{C}$$

olur. Böylece ısı değiştiricinin yüzey alanı,

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{\text{lm}} \longrightarrow A_s = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{\text{lm}}} = \frac{301,000 \text{ W}}{(640 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(91.9^\circ\text{C})} = 5.12 \text{ m}^2$$

olarak bulunur. Bu büyük ısı transfer yüzey alanını sağlamak üzere boru uzunluğu,

$$A_s = \pi DL \longrightarrow L = \frac{A_s}{\pi D} = \frac{5.12 \text{ m}^2}{\pi(0.015 \text{ m})} = \mathbf{109 \text{ m}}$$

olmalıdır.

**İrdeleme** İstenen ısı transferini sağlaması için bu karşıt akışlı ısı değiştiricinin iç borusu (ve dolayısıyla ısı değiştiricinin kendisi) 100 m 'den daha uzun olmalıdır ki bu pratik değildir. Bu gibi durumlarda bir plakalı ısı değiştirici veya çok geçişli boru demeti olan çok geçişli, gövde borulu bir ısı değiştirici kullanılması gerekir.



### ÖRNEK 11-8 Etkinlik-NTU Yöntemi

1.2 kg/s debili suyu 20°C 'den 80°C 'ye ısıtmak için karşıt akışlı, çift borulu bir ısı değiştiricide (Şekil 11-29) ısıtma işlemi, kütle debisi 2 kg/s olan 160°C sıcaklıktaki jeotermal suyla yapılacaktır. İç boru ince duvarlı ve 1.5 cm çaplıdır. Isı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısı 640 W/m<sup>2</sup>·K 'dir. Etkinlik-NTU yöntemini kullanarak beklenen ısıtmayı gerçekleştirmek için gerekli ısı değiştirici boyunu bulunuz.

**ÇÖZÜM** Su karşıt akışlı, çift borulu bir ısı değiştiricide su ile ısıtılacaktır. ε-NTU yöntemini kullanarak gerekli ısı değiştirici boyunu

**Çözümleme** Etkinlik-NTU yönteminde ilk önce sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite hızları bulunur,

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} = (2 \text{ kg/s}) (4.31 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) = 8.62 \text{ kW/K}$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} = (1.2 \text{ kg/s}) (4.18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) = 5.02 \text{ kW/K}$$

ve bunların küçük olanı,

$$C_{\min} = C_c = 5.02 \text{ kW/K}$$

olarak belirlenir;

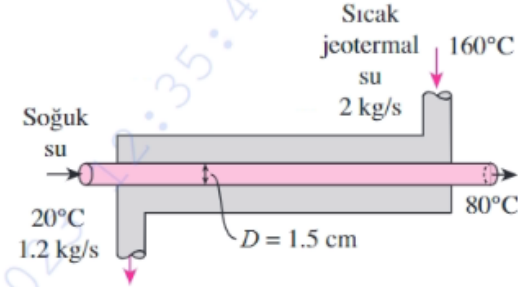
$$c = C_{\min} / C_{\max} = 5.02 / 8.62 = 0.582$$

olur. Böylece maksimum ısı transfer hızı Eş. 11-32 'den,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\max} &= C_{\min} (T_{h,\text{giren}} - T_{c,\text{giren}}) \\ &= (5.02 \text{ kW/K}) (160 - 20)^\circ\text{C} \\ &= 702.8 \text{ kW} \end{aligned}$$

olarak bulunur. Yani bu ısı değiştiricide olabilecek maksimum ısı transfer hızı 702.8 kW 'dır. Isı transferinin gerçek hızı,

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= [\dot{m} c_p (T_{\text{çıkan}} - T_{\text{giren}})]_{\text{su}} = (1.2 \text{ kg/s}) (4.18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) (80 - 20)^\circ\text{C} \\ &= 301.0 \text{ kW} \end{aligned}$$



ŞEKİL 11-29

Örnek 11-8 için şematik gösterim.

olur. Dolayısıyla ısı değiştiricinin etkinliği,

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{301.0 \text{ kW}}{702.8 \text{ kW}} = 0.428$$

olur. Bu karşıt akışlı ısı değiştiricinin NTU değeri, bilinen etkinlik ile Şek. 11-26b'den veya Tablo 11-5'teki uygun bağıntıdan bulunabilir. Daha duyarlı olması bakımından son yaklaşım seçilir:

$$\text{NTU} = \frac{1}{c - 1} \ln \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right) = \frac{1}{0.582 - 1} \ln \left( \frac{0.428 - 1}{0.428 \times 0.582 - 1} \right) = 0.651$$

Bu durumda ısı transfer yüzey alanı,

$$\text{NTU} = \frac{UA_s}{C_{\min}} \longrightarrow A_s = \frac{\text{NTU } C_{\min}}{U} = \frac{(0.651)(5020 \text{ W/K})}{640 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 5.11 \text{ m}^2$$

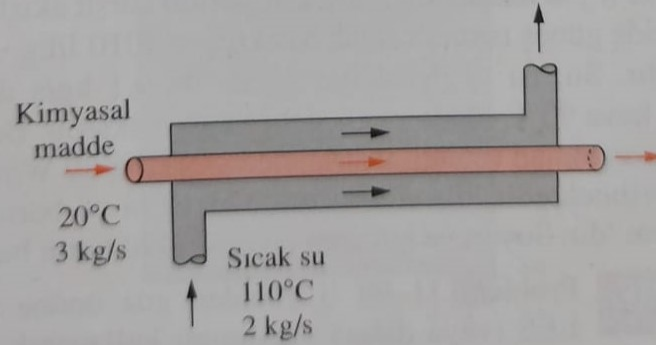
olur. Bu çok büyük yüzey alanını sağlamak için boru uzunluğu,

$$A_s = \pi DL \longrightarrow L = \frac{A_s}{\pi D} = \frac{5.11 \text{ m}^2}{\pi(0.015 \text{ m})} = \mathbf{108 \text{ m}}$$

olmalıdır.

**İrdeleme** Aynı sonucun etkinlik-NTU yöntemiyle sistematik ve basit bir yolla, pratik olarak elde edildiğine dikkat edilmelidir.

**11-93** İnce duvarlı çift borulu paralel akışlı bir ısı değıştirci, özgül ısısı  $1800 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$  olan bir kimyasal maddenin sıcak su ( $c_p = 4180 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ) ile ısıtılması için kullanılmaktadır. Su  $110^\circ\text{C}$  'de  $2 \text{ kg/s}$  debi ile girerken, kimyasal madde  $20^\circ\text{C}$  'de  $3 \text{ kg/s}$  debi ile girmektedir. Isı değıştircinin ısı transfer yüzey alanı  $7 \text{ m}^2$  ve toplam ısı transfer katsayısı  $1200 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  'dir. Kimyasal maddenin ve suyun çıkış sıcaklıklarını bulunuz.



**ŞEKİL P11-93**



**13-87** A chemical is heated by water in a heat exchanger. The mass flow rates and the inlet temperatures are given. The outlet temperatures of both fluids are to be determined.

**Assumptions** 1 Steady operating conditions exist. 2 The heat exchanger is well-insulated so that heat loss to the surroundings is negligible and thus heat transfer from the hot fluid is equal to the heat transfer to the cold fluid. 3 Changes in the kinetic and potential energies of fluid streams are negligible. 4 The thickness of the tube is negligible since tube is thin-walled. 5 The overall heat transfer coefficient is constant and uniform.

**Properties** The specific heats of the water and chemical are given to be 4.18 and 1.8 kJ/kg.°C, respectively.

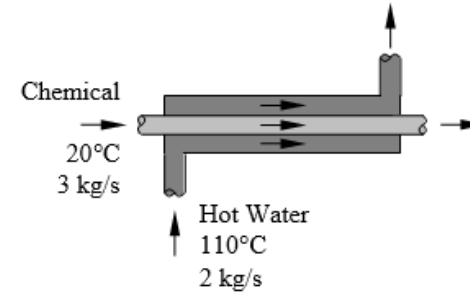
**Analysis** The heat capacity rates of the hot and cold fluids are

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} = (2 \text{ kg/s})(4.18 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) = 8.36 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} = (3 \text{ kg/s})(1.8 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) = 5.40 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

Therefore,  $C_{\min} = C_c = 5.4 \text{ kW/}^\circ\text{C}$

and  $C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{5.40}{8.36} = 0.646$



Then the maximum heat transfer rate becomes

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) = (5.4 \text{ kW/}^\circ\text{C})(110^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) = 486 \text{ kW}$$

The NTU of this heat exchanger is

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{(1.2 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(7 \text{ m}^2)}{5.4 \text{ kW/}^\circ\text{C}} = 1.556$$

Then the effectiveness of this parallel-flow heat exchanger corresponding to  $C = 0.646$  and  $NTU=1.556$  is determined from

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C)]}{1+C} = \frac{1 - \exp[-1.556(1+0.646)]}{1+0.646} = 0.56$$

Then the actual rate of heat transfer rate becomes

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = (0.56)(486 \text{ kW}) = 272.2 \text{ kW}$$

Finally, the outlet temperatures of the cold and hot fluid streams are determined to be

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) \longrightarrow T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{\dot{Q}}{C_c} = 20^\circ\text{C} + \frac{272.2 \text{ kW}}{5.4 \text{ kW/}^\circ\text{C}} = \mathbf{70.4^\circ\text{C}}$$

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \longrightarrow T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{\dot{Q}}{C_h} = 110^\circ\text{C} - \frac{272.2 \text{ kW}}{8.36 \text{ kW/}^\circ\text{C}} = \mathbf{77.4^\circ\text{C}}$$



iyi çalışmalar.