



DENEYSAN EĞİTİM CİHAZLARI
Sanayi ve Ticaret Ltd. Şti.

ÇOKLU ISI DEĞİŞTİRİCİ DENEY SETİ

DENEY FÖYLERİ

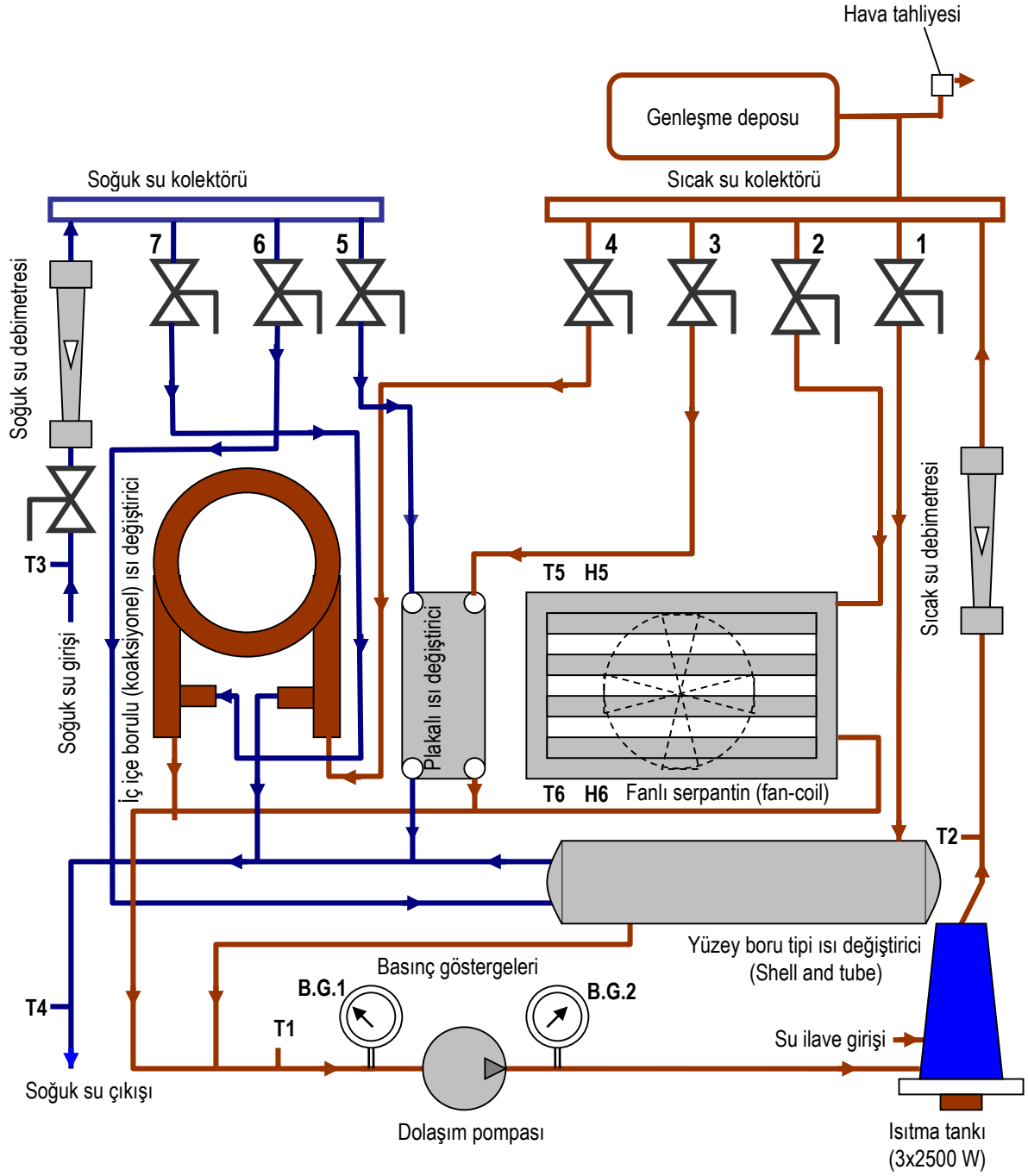


DENEYSAN EĞİTİM CİHAZLARI SANAYİ VE TİCARET LTD. ŞTİ.

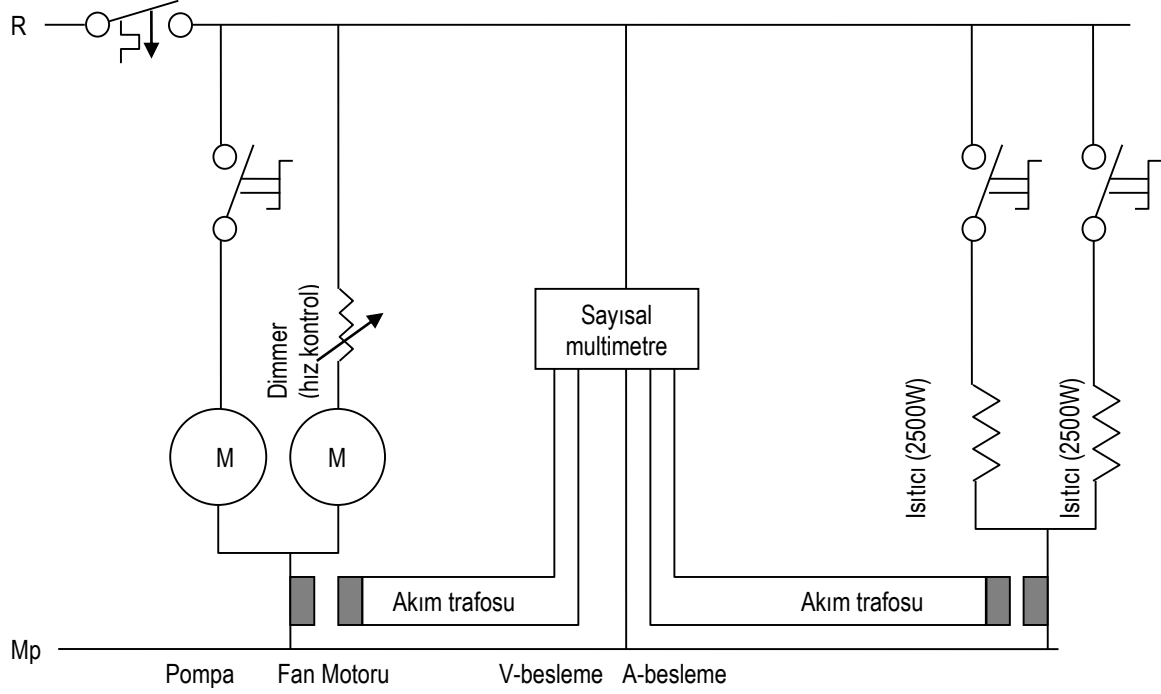
Küçük Sanayi sitesi 12 Ekim Cad. 52.Sok. No:18A BALIKESİR
Tel:0266 2461075 Faks:0266 2460948 <http://www.deneysan.com> mail: deneysan@deneysan.com

BALIKESİR-2012

A) HT-320 ÇOKLU ISI DEĞİŞTİRİCİ EĞİTİM SETİ ŞEMASI



B) HT-320 ELEKTRİK KUMANDA ŞEMASI



C) HT-320 TEKNİK ÖZELLİKLER

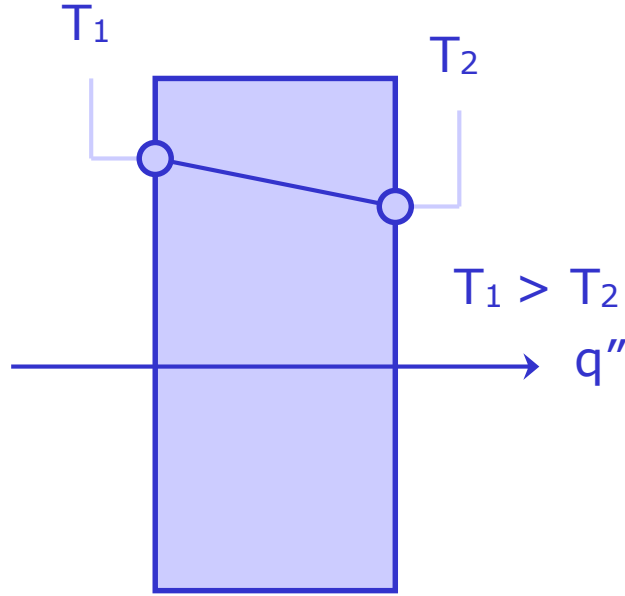
MALZEMENİN ADI	ÖZELLİĞİ
Plakalı ısı değiştirici	Danfoss 021B0083 A=0,120 m ² AxBxH: 70x35x190 mm
İç içe borulu ısı değiştirici (koaksiyonel)	5/8"-7/8" A=πDL=3.14x0,016x1,9255=0,0967 m ²
Fanlı serpantin ünitesi (fan-coil)	HSK HAD-0-1 Alın yüzeyi Ay=0,025 m ² A=0,25 m ²
Yüzey boru ısı değiştirici (shell and tube)	Kontherm yağ soğutucu, A=0,15 m ²
Kapalı genleşme kabı	Kombi tipi, V=4/3πR ³ =4/3 π 0,1 ³ =0,0042 m ³
Dolaşım pompası	Alarko NPVO-26-P (1" boru bağlantılı), üç kademeli
Elektrik ısıtıcı	2x2500 W
Multimetre	Entes EPM-06
Çok noktalı sayısal termometre	EVCO TM 103T N7 (-40 /+110°C)
Sigorta	2x16 A+1x6A
Dimmer (fan hız kontrolü)	Vi-Ko (500 W)
Dış ölçüler	0,5x1,0x1,45 m

ISI TRANSFERİ

Isı, sıcaklık farkından dolayı hareket halinde olan enerjidir. Sıcaklık farkı olan her ortamda veya ortamlar arasında ısı transferi gerçekleşir.

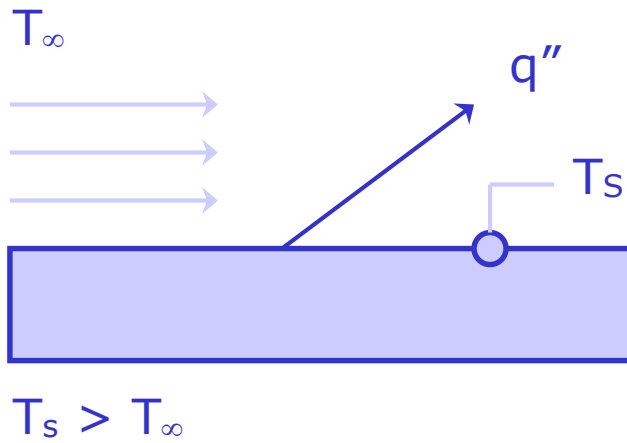
Isı transferi prosesleri üç değişik tipte olur:

Hareketsiz bir ortamda sıcaklık gradyeni mevcutsa ısı transferi prosesi için **iletim** (kondüksiyon) terimi kullanılır. Ortam akışkan veya katı olabilir.

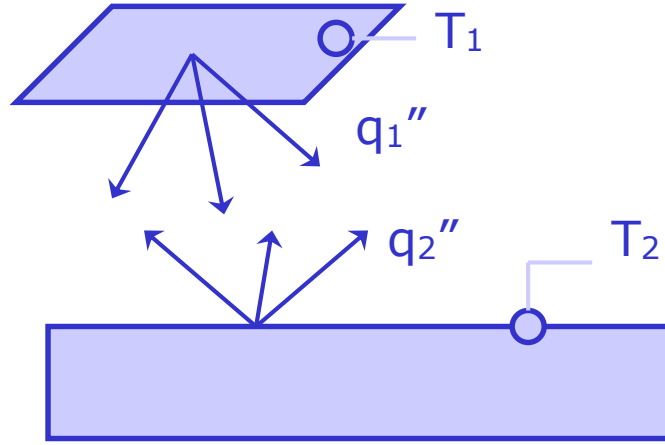


Farklı sıcaklıklarda olan bir yüzey ve hareketli bir akışkan arasında olan ısı transferi prosesi **taşınım** (konveksiyon) terimi ile tanımlanır.

Hareketli akışkan



Sonlu sıcaklığa sahip tüm yüzeyler elektromagnetik dalgalar halinde enerji yayarlar. Farklı sıcaklıklardaki iki yüzey arasında net ısı transferi, yüzeyler arasında engelleyici bir ortam olmadığında gerçekleşir. Bu ısı transferi prosesi **ışınım** (radyasyon) olarak tanımlanır.



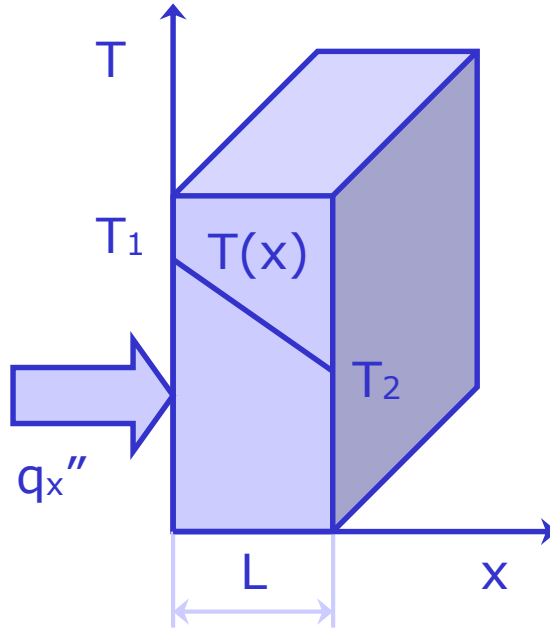
Isı Transferi – İletim (kondüksiyon)

Isının iletiildiği ortam içinde atom veya molekül gibi mikroskopik parçacıkların etkileşimi yoluyla yapılan ısı transferidir. Zamana bağlı eşitliklerle ısı transfer proseslerini miktar olarak ifade etmek mümkündür. Böylece, birim zamanda transfer edilen enerji miktarı hesaplanabilir.

İletim için zamana bağlı eşitlik **Fourier Kanunu** olarak bilinir.

$T(x)$ fonksiyonu ile gösterilen bir sıcaklık dağılımı olan bir duvardan bir boyutlu ısı transferi için:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{yazılır.}$$



Isı akış veya iletim miktarı, $q''x$ (W/m²) transfer yönüne dik birim alan için x doğrultusundaki ısı transferidir. Bu miktar, bu doğrultudaki sıcaklık gradyeni dT/dx ile orantılıdır. Orantı katsayısı, k (W/mK) ısıl iletkenlik katsayısı olarak bilinir. Negatif işaret ısıнын azalan sıcaklık yönünde transfer edileceği gerçeğinin bir sonucudur.

Zamanla değişmeyen sıcaklık dağılımı lineer olduğunda sıcaklık gradyeni:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L}$$

ve ısı akış miktarı:

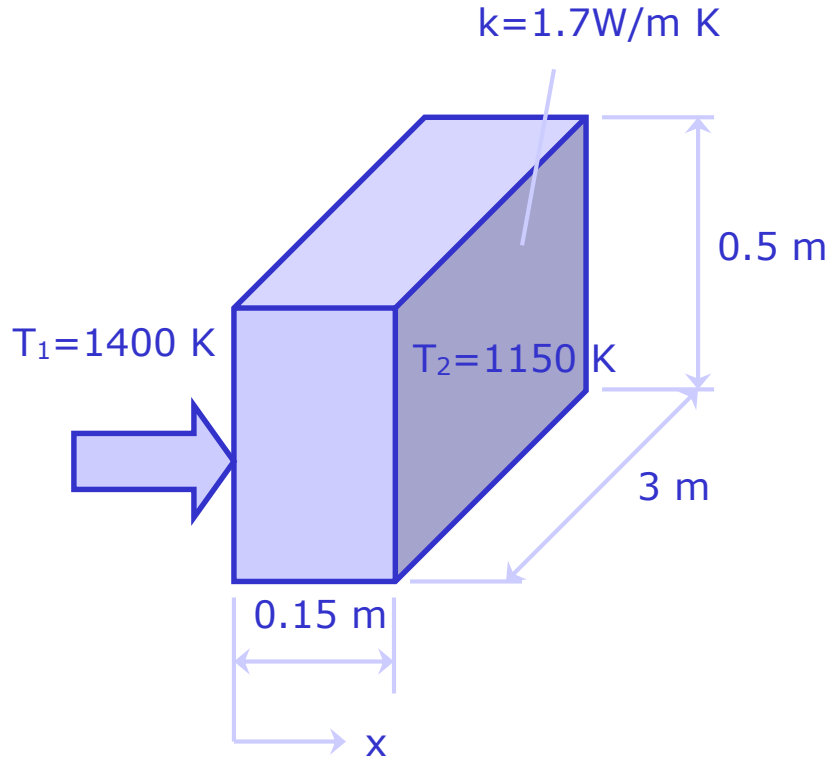
$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \quad \text{veya} \quad q_x'' = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad \text{şeklinde ifade edilir.}$$

Birim zamanda iletilen ısı miktarı için ısı akış miktarı transferin gerçekleştiği alan ile çarpılmalıdır:

$$q_x = q_x'' A \quad [\text{W}]$$

Problem

Isıl iletkenlik katsayısı 1.7 W/mK olan 0.15 m kalınlığındaki ısıl tuğlalardan endüstriyel fırının duvarı yapılmıştır. Duvarın iç yüzey sıcaklığı 1400 K ve dış yüzey sıcaklığı 1150 K olarak ölçülmüştür. 0.5 m x 3 m boyutlarındaki bir duvardan ısı kaybı ne kadardır?



$$q_x'' = k \frac{\Delta T}{L} = 1.7 \times \frac{250}{0.15}$$

$$q_x'' = 2833 \text{ W/m}^2$$

Duvardan ısı kaybı:

$$q_x = q_x'' A = 2833 \times (0.5 \times 3.0)$$

$$q_x = 4250 \text{ W}$$

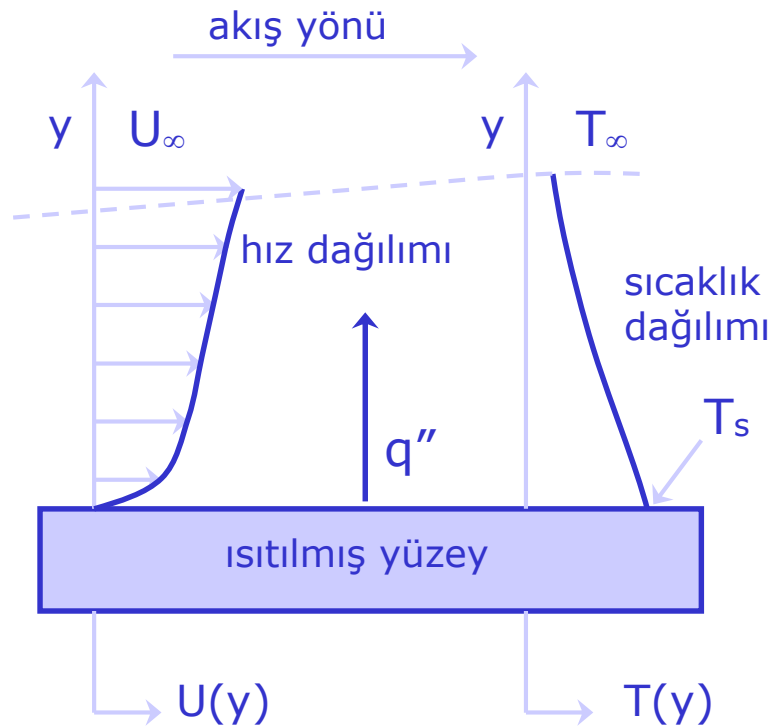
Isı Transferi – Taşınım (konveksiyon)

Taşınım ile ısı transferinde iki mekanizma etkilidir. Rastgele moleküler hareketten dolayı olan enerji transferiyle birlikte akışkanın makroskopik hareketinden dolayı enerji transferi gerçekleşir. Akış, bir fan, pompa veya rüzgar gibi araçlarla sağlandığı zaman *Cebri Konveksiyondan*, yoğunluk farkları nedeniyle sepiye kuvvetleri tarafından sağlandığı zaman *Doğal Konveksiyondan* bahsedilir.

Taşınım ile ısı transferi **Newton Soğuma Kanunu** ile formüle edilir.

$$q'' = h(T_s - T_\infty); \quad T_s > T_\infty$$

Burada, q'' (W/m²) taşınım ısı akış miktarı, T_s : yüzey sıcaklığı, T_∞ : serbest akışkan sıcaklığı, h (W/m²K) taşınım ısı transfer katsayısıdır. h , ısı transfer katsayısı akışkan özelliklerine ve akışkan hızına bağlıdır.



Taşınım (konveksiyon) – Boru içi akış

h ısı transfer katsayısı akış koşullarının laminar veya türbülanslı olmasına göre farklılık gösterir. Boru içindeki akış koşullarını tanımlamak üzere aşağıdaki boyutsuz sayılar tanımlanır:

Reynolds Sayısı

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu}$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğu, u_m boru kesit alanında ortalama akışkan hızı, D boru çapı ve μ akışkanın viskozitesidir. Reynolds sayısı atalet ve viskoz kuvvetlerin oranı olarak tanımlanır. $Re < 2300$ laminar akış ve $Re > 10000$ türbülanslı akış için gösterge kabul edilir. Bu limitler arasında geçiş bölgesi tanımlanmıştır.

Prandtl Sayısı

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

Burada c_p sabit basınçta özgül ısı ve k ısı iletim katsayısıdır. Prandtl sayısı momentum ve ısı dağılımların oranı olarak tanımlanır.

Nusselt Sayısı

$$Nu_D = \frac{hD}{k}$$

Burada h ısı transfer katsayısıdır. Nusselt sayısı yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyenini gösterir.

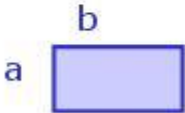
Laminar akışta Nu sayısı sabittir, ancak türbülanslı akışta Reynolds sayısı ve Prandtl sayısının bir fonksiyonu şeklinde ifade edilir.

Bağıntı	Koşullar
$Nu_D = 3.66$	Laminar, sabit q'' , $Pr > 0.6$
$Nu_D = 4.36$	Laminar, sabit yüzey sıcaklığı, $Pr > 0.6$
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	Türbülanslı, $0.6 < Pr < 160$, $Re_D > 10000$, $L/D > 10$, ısıtma için $n=0.4$, soğutma için $n=0.3$

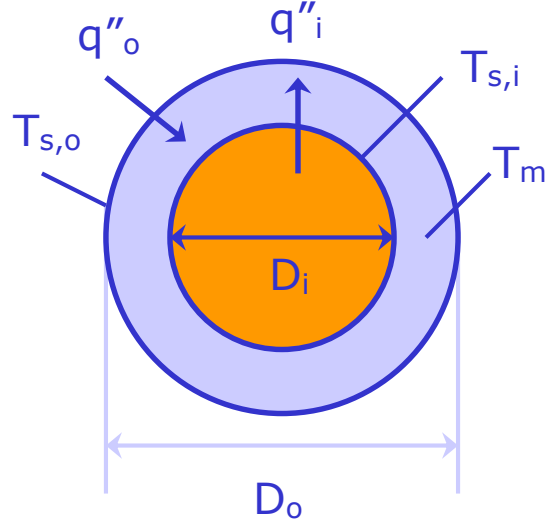
Dairesel olmayan borulardaki akış probleminde karakteristik uzunluk olarak efektif çap tanımlanmalıdır. Hidrolik çap değeri:

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

olarak tarif edilir. Burada, A_c akış kesit alanı ve P ıslak çevre uzunluğudur. Türbülanslı akış için dairesel kesitli borulara ait bağıntı kullanılabilir. Laminar akış için Nu_D değerleri tablo halinde verilir.

$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$			
Kesit	b/a	Sabit q''	Sabit yüzey sıcaklığı
	—	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44

Eşmerkezli borulara ısı transfer uygulamalarında çok rastlanılır. Borunun iç ve dış yüzeylerine ait Nu sayıları tanımlanır.



$$q''_i = h_i(T_{s,i} - T_m), \quad q''_o = h_o(T_{s,o} - T_m)$$

Karşılık gelen Nu sayıları: $Nu_i = \frac{h_i D_h}{k}$, $Nu_o = \frac{h_o D_h}{k}$

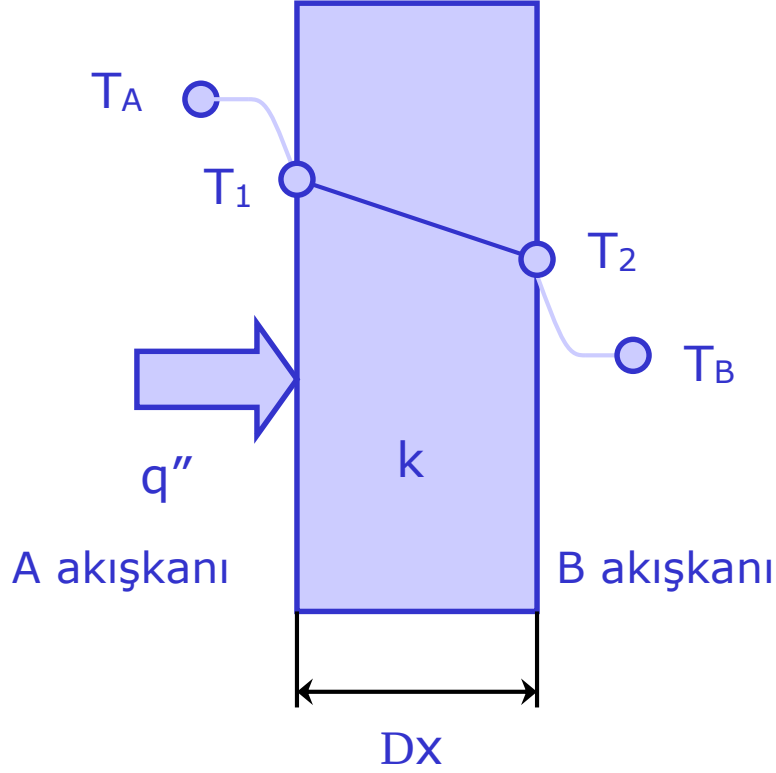
Hidrolik çap değeri: $D_h = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i$

Türbülanslı akış için Nu sayısı, hidrolik çap kullanılarak dairesel kesitli boru için bağıntılardan tesbit edilebilir. Laminar akış için tablo değerleri okunur.

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o	D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	-	3.66	0.25	7.37	4.23
0.05	17.46	4.06	0.50	5.74	4.43
0.10	11.56	4.11	1.00	4.86	4.86

Karma ısı transferi – (iletim + taşınım)

Pratikte iletim ve taşınım vasıtasıyla ısı transferi birçok halde birlikte olur. İki farklı sıcaklıktaki akışkanı ayıran bir duvar halini düşünelim.



A akışkanından duvara yapılan ısı transfer akışı duvardan iletilen ve duvardan B akışkanına yapılan ısı transferi akışına eşittir. Böylece:

$$q'' = h_A(T_A - T_1) = \frac{k}{\Delta x}(T_1 - T_2) = h_B(T_2 - T_B)$$

yazılabilir. Bu denklemler sıcaklıklar cinsinden yazılıp yeniden düzenlendiğinde:

$$(T_A - T_B) = q'' \left(\frac{1}{h_A} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_B} \right)$$

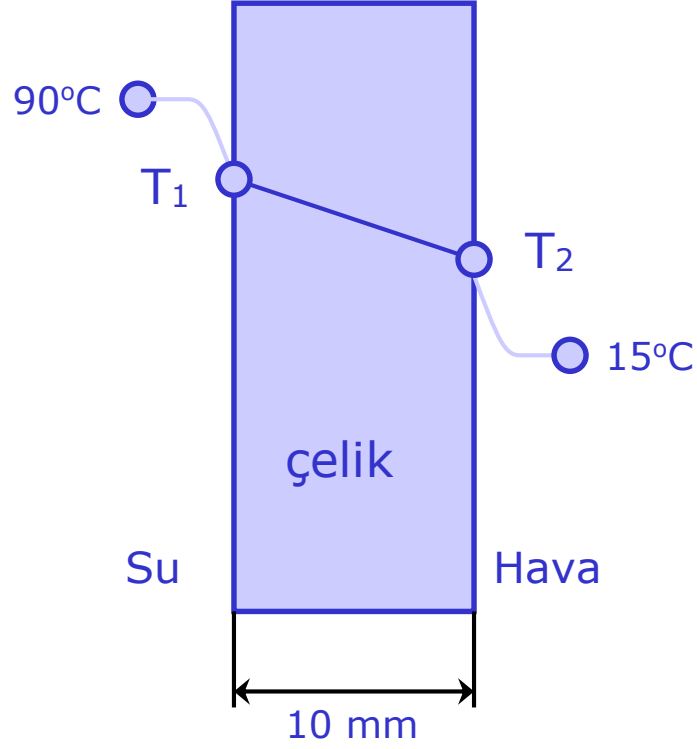
Karma ısı transfer katsayısı, U tarif edilerek:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{1}{h_A} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_B} \right); \quad q'' = U(T_A - T_B)$$

Problem

10 mm duvar kalınlığındaki çelik bir tankta 90oC sıcaklıkta su bulunmaktadır. Dış ortam sıcaklığı 15oC 'dır. Çeliğin ısıl iletkenlik katsayısı 50 W/mK' dir. Tankın dışı ve içi için ısı transfer katsayıları 2800 ve 11 W/m2K' dir.

- tank yüzeyinin birim alanından olan ısı kaybını
- tankın dış yüzey sıcaklığını hesaplayınız



Karma ısı transfer katsayısı:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_A} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_B} = \frac{1}{2800} + \frac{10}{10^3 \times 50} + \frac{1}{11}$$

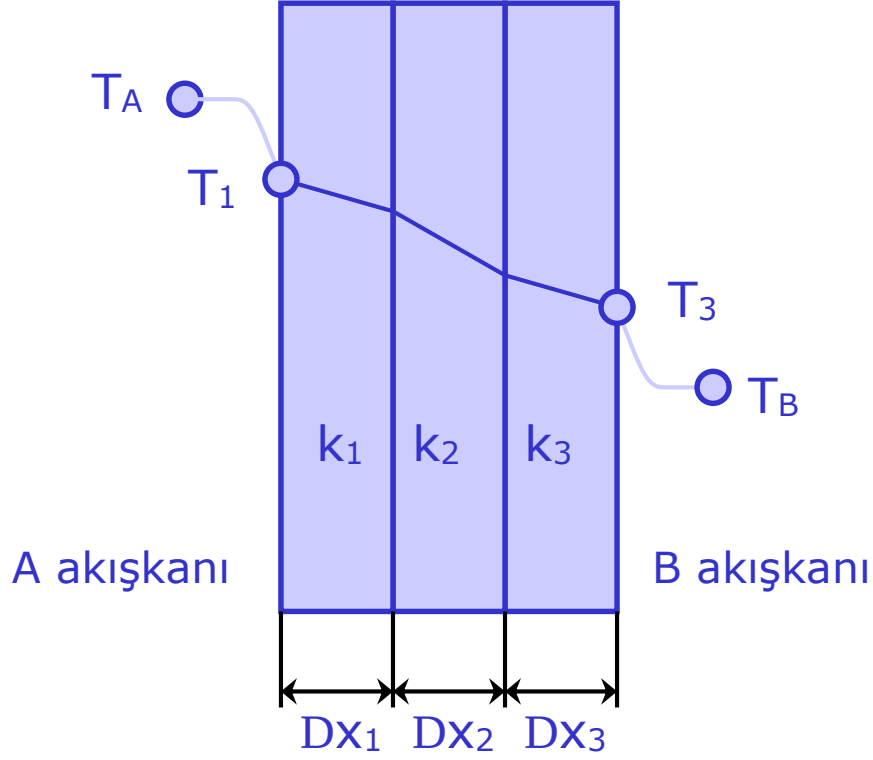
$$\frac{1}{U} = 0.0915$$

Birim yüzeyden ısı transferi miktarı: $q'' = U(T_A - T_B) = \frac{1}{0.0915} (90 - 15) = 820 \text{ W / m}^2$

T2 sıcaklığı: $q'' = h_B(T_2 - T_B) \rightarrow T_2 = \frac{q''}{h_B} + T_B = \frac{820}{11} + 15 = 89.6 \text{ } ^\circ\text{C}$

Kompozit duvar – Elektrik analogisi

Farklı malzeme tabakalarından oluşturulmuş bir duvar, kompozit duvar olarak isimlendirilir. Üç farklı malzemeden oluşturulmuş bir duvar göz önüne alınsın:



Birim zamandaki ısı transferi miktarı: $q_x = UA(T_A - T_B)$

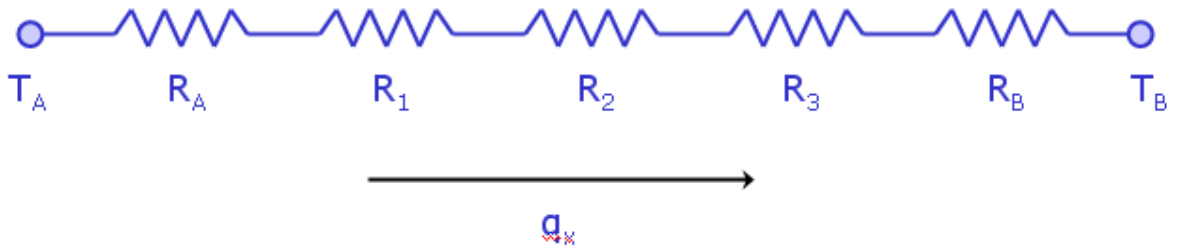
Elektrikte Ohm kanunu: $V = IR \rightarrow I = \frac{V}{R}$

Isı transferi	Analog terim
q_x	I
$(T_A - T_B)$	V
$1/UA$	R

$$R \text{ için: } R = \frac{1}{UA} = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{h_A} + \frac{\Delta x_1}{k_1} + \frac{\Delta x_2}{k_2} + \frac{\Delta x_3}{k_3} + \frac{1}{h_B} \right)$$

$$R, \text{ direnç bileşenleri: } R_A = \frac{1}{h_A A} \quad R_1 = \frac{\Delta x_1}{k_1 A} \quad R_2 = \frac{\Delta x_2}{k_2 A} \quad R_3 = \frac{\Delta x_3}{k_3 A} \quad R_B = \frac{1}{h_B A}$$

Kompozit duvar seri bağlanmış dirençler ile temsil edilebilir.

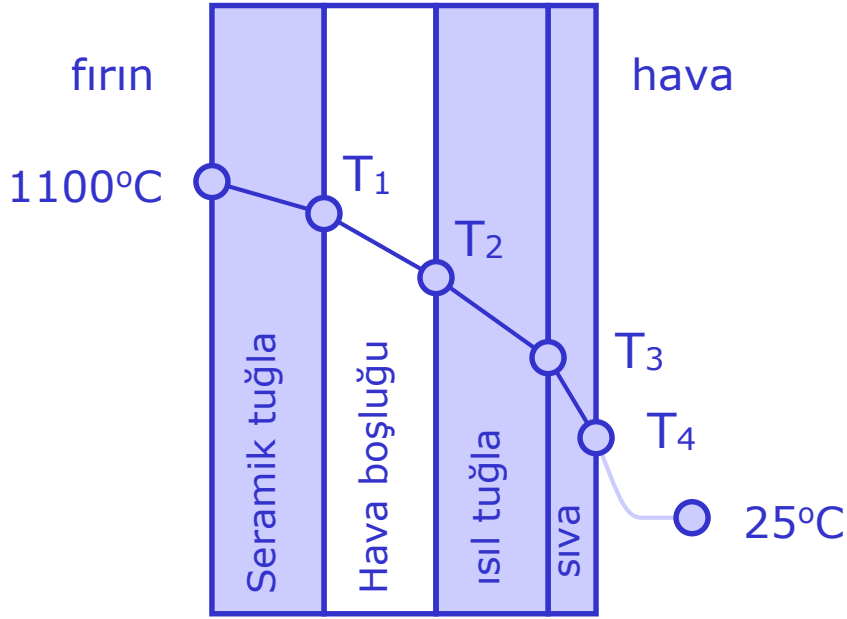


Problem

Endüstriyel bir fırının duvarı 125 mm genişlikteki seramik tuğla ve 125 mm genişlikteki ısı tuğlası arasında hava boşluğundan oluşmaktadır. Dış duvar 12 mm kalınlığında sıva ile kaplanmıştır. Duvarın iç yüzey sıcaklığı 1100°C ve dış ortam sıcaklığı 25°C 'dir. Dış yüzeyden havaya ısı transfer katsayısı 17 W/m²K ve ısı geçişine hava boşluğunun direnci 0.16 K/W' dır. Seramik tuğla, ısı tuğlası ve sıvanın ısı iletkenlikleri: 1.6, 0.3 ve 0.14 W/mK' dir.

- Duvarın birim yüzey alanından olan ısı kaybı miktarını
- Her duvar elemanının yüzey sıcaklıklarını
- Duvarın dış yüzey sıcaklığını

hesaplayınız.



R, direnç bileşenleri:

$$R, \text{ seramik tuğla} = \frac{125}{10^3 \times 1.6} = 0.0781$$

$$R, \text{ ısı tuğla} = \frac{125}{10^3 \times 0.3} = 0.417$$

$$R, \text{ sıva} = \frac{12}{10^3 \times 0.14} = 0.0857$$

$$R, \text{ hava} = \frac{1}{17}$$

$$R, \text{ hava boşluğu} = 0.16 \quad \text{K/W bulunur.}$$

$$\text{Toplam direnç: } R_T = 0.0781 + 0.417 + 0.0857 + \frac{1}{17} + 0.16 = 0.8 \text{ K/W}$$

$$\text{Birim zamandaki ısı transferi miktarı: } q_x = \frac{(T_A - T_B)}{R_T} = \frac{1100 - 25}{0.8} = 1344 \text{ W}$$

Duvar elemanlarının yüzey sıcaklıkları:

$$q_x = 1344 = \frac{1100 - T_1}{0.0781} \rightarrow T_1 = 1100 - (1344 \times 0.0781) = 995 \text{ C}$$

$$q_x = 1344 = \frac{T_1 - T_2}{0.16} \rightarrow T_2 = 995 - (1344 \times 0.16) = 780 \text{ C}$$

$$q_x = 1344 = \frac{T_2 - T_3}{0.417} \rightarrow T_3 = 780 - (1344 \times 0.417) = 220 \text{ C}$$

$$q_x = 1344 = \frac{T_3 - T_4}{0.0857} \rightarrow T_4 = 220 - (1344 \times 0.0857) = 104 \text{ C}$$

T4 sıcaklığı dış duvardan havaya yapılan ısı transferi miktarından bulunabilir:

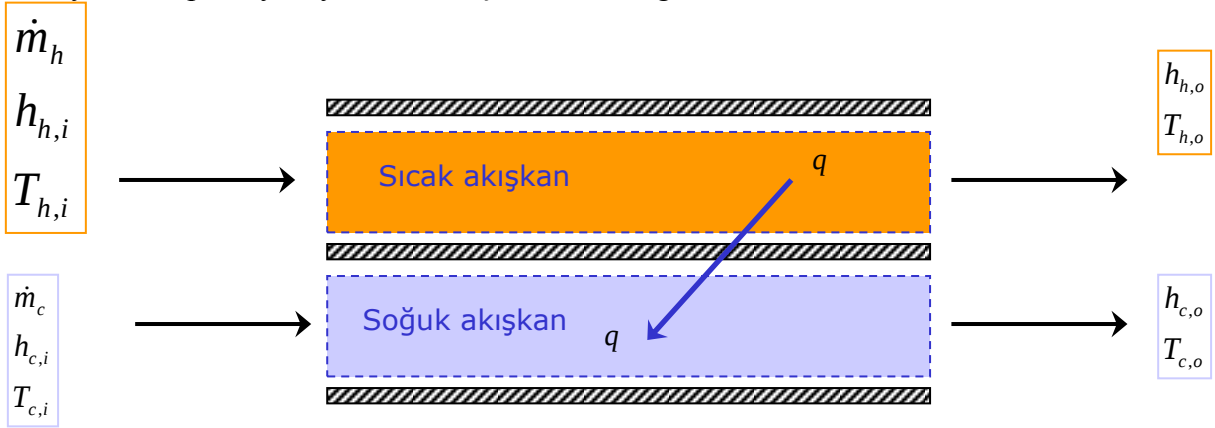
$$q_x = 1344 = \frac{T_1 - 25}{1/17} \rightarrow T_4 = 25 + \left(\frac{1344}{17} \right) = 104.1 \text{ °C}$$

Isı değıştirgeçleri

Farklı sıcaklıklarda rijit bir duvarla ayrılmış iki akışkan arasındaki ısı değışimi prosesleriyle mühendislikte birçok uygulamada karşılaşılr. Bu ısı değışimini temin eden cihaza ısı değıştirgeci denir.

Isı değıştirgeci analizi

Bir ısı değıştirgeci dizayn edilmek veya performansı tahmin edilmek istendiğinde, birim zamandaki toplam ısı transfer miktarını – akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, karma ısı transfer katsayısı ve toplam yüzey alanı ile ilişkilendirmek gerekecektir.



Enerji dengesi bağıntısı sisteme uygulanarak böyle bir bağıntı elde edilebilir.

$$q = \dot{m}_h (h_{h,i} - h_{h,o}) \quad \text{Sıcak akışkan}$$

$$q = \dot{m}_c (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad \text{Soğuk akışkan}$$

burada h akışkan entalpisini göstermektedir. Sabit özgül ısılar kabulü ile:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (h_{h,i} - h_{h,o}) \quad \text{Sıcak akışkan}$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad \text{Soğuk akışkan}$$

yazılabilir. Diğer faydalı bir ifade birim zamandaki toplam ısı transferini, sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıkları farkı DT' ye bağılı olarak veren bir ifade olabilir. Bu halde:

$$\Delta T \equiv T_h - T_c$$

Bu ifade Newton soğuma kanununun uygulandığı bir durum olmalıdır. Tek bir transfer katsayısı, h yerine bu durumda karma ısı transfer katsayısı, U kullanılacaktır. DT ısı değiştirgecinde bulunulan pozisyon ile değişeceğinden dolayı ortalama bir sıcaklık farkı göz önüne alınmalıdır.

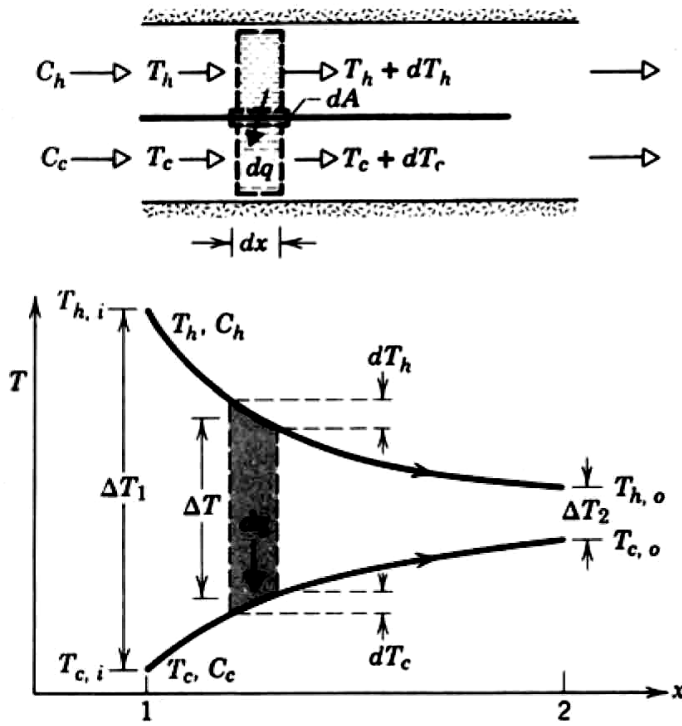
$$q = UA\Delta T_m$$

q için geliştirilen bu iki ifade yardımıyla ısı değiştirgeci analizi yapılabilir. DT_m için uygun bir şekil geliştirilmelidir.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile ısı değiştirgeci analizi

Isı değiştirgeçleri sıcak ve soğuk akışkanların aynı yönde (paralel akış) ve zıt yönde (karşıt akış) hareketlerine göre temel olarak sınıflandırılırlar.

Paralel akışlı ısı değiştirgeci



DT sıcaklık farkı başlangıçta büyüktür, ancak x ' in artmasıyla hızlı bir şekilde düşer ve asimptotik olarak 0' a yaklaşır. Bu tip bir ısı değiştirgeci için soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı sıcak akışkanın çıkış sıcaklığını aşamaz.

Burada:

$$T_{h,i} = T_{h,1}, \quad T_{h,o} = T_{h,2}$$

$$T_{c,i} = T_{c,1}, \quad T_{c,o} = T_{c,2}$$

DTm için sıcak ve soğuk akışkanların diferansiyel elemanlarına enerji dengesi uygulanabilir. Her elemanın uzunluğu dx ve ısı transfer yüzey alanı dA olsun. cp,c , cp,h ve U için ortalama değerler alınır:

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h$$

$$dq = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c \equiv C_c dT_c$$

yazılabilir. Burada Ch ve Cc sıcak ve soğuk akışkan ısı kapasiteleridir. dA yüzey alanından ısı transferi için:

$$dq = U \Delta T dA$$

yazılabilir. Lokal sıcaklık farkı: $\Delta T = T_h - T_c$ olmak üzere, enerji dengesi ifadeleri yerine konursa:

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA$$

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

Ch ve Cc değerleri için:

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -\frac{UA}{q} [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})]$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad \text{ve} \quad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad \text{olduğundan}$$

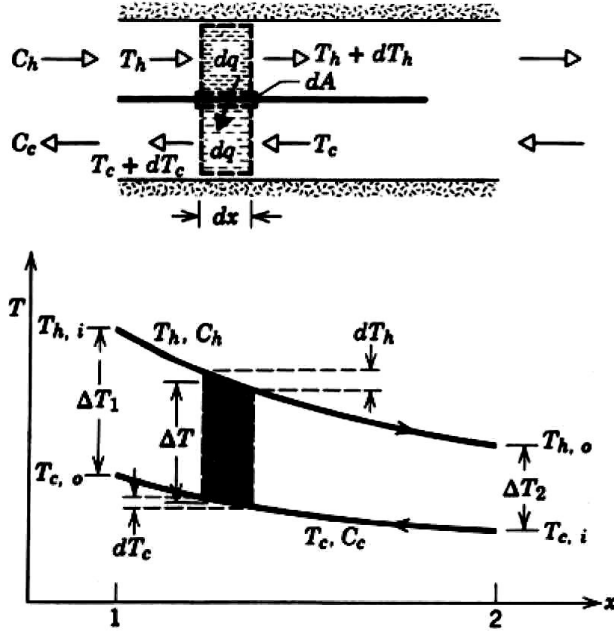
$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad \text{bulunur.}$$

Sonuçlar özet halinde verilirse:

$$\begin{aligned} q &= UA \Delta T_{lm} \\ \Delta T_{lm} &= \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \\ \Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{aligned}$$

Karşıt akışlı ısı değıştirgeci

Bu tip bir ısı değıştirgeci için soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı sıcak akışkanın çıkış sıcaklığını aşabilir.



$$q = UA\Delta T_{lm}$$

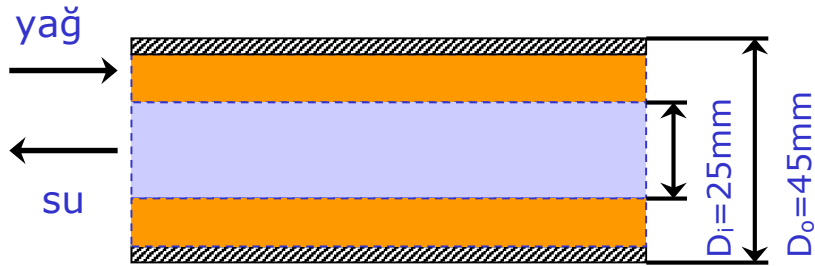
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

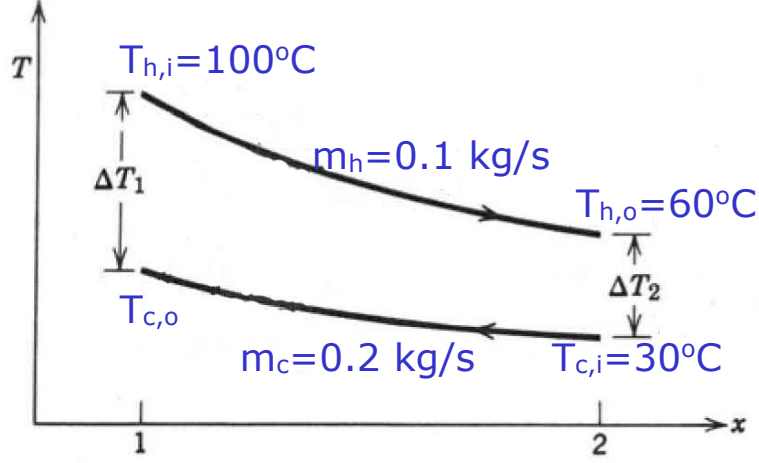
$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Problem

Zıt akışlı, eşmerkezli bir ısı değıştirici bir gaz türbininin yağlama yağını soğutmak için kullanılmaktadır. İç borudan ($D_i=25$ mm) akan soğutma suyunun debisi 0.2 kg/s' dir. Boru dışından ($D_o=45$ mm) akan yağlama yağının debisi 0.1 kg/s' dir. Yağ ve suyun giriş sıcaklıkları 100°C ve 30°C ' dir. Yağ çıkış sıcaklığının 60°C olması için boru uzunluğu ne olmalıdır?





Verilenler:

80oC’da yağ: $c_p=2131 \text{ J/kgK}$, $m=3.25 \times 10^{-2} \text{ Ns/m}^2$, $k=0.138 \text{ W/mK}$
 35oC’da su : $c_p=4178 \text{ J/kgK}$, $m=725 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$, $k=0.625 \text{ W/mK}$, $Pr=4.85$

Birim zamanda gerekli ısı transfer miktarı:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$q = 0.1 \times 2131 \times (100 - 60) = 8524 \text{ W}$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o})$$

$$T_{c,o} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,i} = \frac{8524}{0.2 \times 4178} + 30 = 40.2$$

Gerekli ısı değıştirgeci uzunluğu için:

$$q = UA \Delta T_m$$

$$A = \pi D_i L$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]} = \frac{59.8 - 30}{\ln(59.8/30)} = 43.2 \text{ C}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right)}$$

Reynolds sayısı,

$$\dot{m} = \rho A u_m$$

$$Re_D = \frac{4 \dot{m}_c}{\pi D_i \mu} = \frac{4 \times 0.2}{\pi \times 0.025 \times 725 \times 10^{-6}} = 14050 \text{ akış türbülanslıdır.}$$

$$\text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^{0.4}$$

$$\text{Nu}_D = 0.023 \times 14050^{4/5} \times 4.85^{0.4} = 90$$

$$h_i = \text{Nu}_D \frac{k}{D_i} = \frac{90 \times 0.625}{0.025} = 2250 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Yağ boru dışından aktığı için hidrolik çap değeri göz önüne alınır.

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

$$\text{Re}_D = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{\rho (D_o - D_i)}{\mu} \frac{\dot{m} h}{\rho \pi (D_o^2 - D_i^2) / 4}$$

$$\text{Re}_D = \frac{4 \dot{m}_h}{\pi (D_o + D_i) \mu} = \frac{4 \times 0.1}{\pi (0.045 + 0.025) \times 3.25 \times 10^{-2}} = 56$$

Akış laminardır. İç yüzey sıcaklığı sabit ve dış yüzey izole edilmişse, sabit NuD değeri tablodan okunur.

$$(D_i / D_o) = 0.56 \rightarrow \text{Nu}_D = 5.56$$

$$h_o = \frac{5.56 \times 0.138}{0.020} = 38.4 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

İletime ait terim genellikle ihmal edilir, bu durumda karma ısı iletim katsayısı:

$$U = \frac{1}{(1/2250) + (1/38.4)} = 37.8 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Gerekli boru uzunluğu:

$$L = \frac{q}{U \pi D_i \Delta T_m} = \frac{8524}{37.8 \times \pi \times 0.025 \times 43.2} = 66.5 \text{ m}$$

A) DENEY NO: HT-320-01

B) DENEYİN ADI: **Plakalı ısı değıştiricide kapasite ve toplam ısı geçirgenlik katsayısının hesaplanması**

C) DENEYİN AMACI: Plakalı ısı değıştiricide herhangi bir akış debisinde kapasite ve K ısı geçirgenli değierlerinin deneysel olarak hesaplanması.

D) GEREKLİ ALET VE CİHAZLAR

E) DENEYİN YAPILIŞI:

- 1) Sigortaları açık (ON) konumuna getirin.
- 2) Pompayı çalıştırın. Sıcak su kolektöründeki 3 no'lu, soğuk su kolektöründeki 6 no'lu vanayı açın. Debileri 800 L/h'ye ayarlayın.
- 3) Isıtıcı anahtarlarını açın. (5000 W)
- 4) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değierlerini aşağıdaki tabloya kaydedin.
- 5) Tablo değierlerini kullanarak aşağıdaki hesaplamaları yapın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değieri için föylerin sonundaki çizelgeden yararlanın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değierleri için ortalama su sıcaklıklarını kullanın.

E) RAPORDA İSTENENLER: Deney no, deneyin adı ve amacı, plakalı ısı değıştiricinin ısı kapasitesi, K ısı geçirgenlik değieri.

Ölçüm sayısı	1	2	3	4
Sıcak su giriş sıcaklığı, t_1 [°C]				
Sıcak su dönüş sıcaklığı, t_2 [°C]				
Soğuk su giriş sıcaklığı, t_3 [°C]				
Soğuk su dönüş sıcaklığı, t_4 [°C]				
Isıtıcı giriş gücü, P_1 [kW]				
Pompa ve fan giriş gücü, P_2 [kW]				
Pompa giriş basıncı, p_1 [MSS]				
Pompa çıkış basıncı, p_2 [MSS]				
Basınç kaybı, $p_2 - p_1$ [MSS]				
$\dot{m}_{sıcsu}$ (L/h)	800			
$\dot{m}_{soğsu}$ (L/h)	2000			

HESAPLAMALAR:

Isıtma suyuna verilen yük: $\dot{Q}_1 = \dot{m}_{sisu} C_{psu} (t_2 - t_1)$ veya $\dot{Q}_1 = U.I$ [W]

Soğutma suyuna aktarılan yük: $\dot{Q}_2 = \dot{m}_{soğsu} C_{psu} (t_4 - t_3)$ $C_{psu}=4,187$ kJ/kgK

Isı geçirgenlik değieri: $K_u = \frac{Q_1}{A.dT_m}$ [W/m²K]

Logaritmik sıcaklık farkı: $dT_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$

Paralel akış $\Delta T_1 = t_1 - t_3$ $\Delta T_2 = t_2 - t_4$ $A=0,12$ m²

A) DENEY NO: HT-320-02

B) DENEYİN ADI: İç içe borulu ısı değiştiricide kapasite ve toplam ısı geçirgenlik katsayısının hesaplanması

C) DENEYİN AMACI: İç içe borulu ısı değiştiricide herhangi bir akış debisinde kapasite ve K ısı geçirgenli değerlerinin deneysel olarak hesaplanması.

D) GEREKLİ ALET VE CİHAZLAR

E) DENEYİN YAPILIŞI:

- 1) Sigortaları açık (ON) konumuna getirin.
- 2) Pompayı çalıştırın. Sıcak su kolektöründeki 4 no'lu, soğuk su kolektöründeki 5 no'lu vanayı açın. Debileri 1200 L/h'ye ayarlayın.
- 3) Isıtıcı anahtarlarını açın. (2500 W)
- 4) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değerlerini aşağıdaki tabloya kaydedin.
- 5) Tablo değerlerini kullanarak aşağıdaki hesaplamaları yapın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değeri için föylerin sonundaki çizelgeden yararlanın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değerleri için ortalama su sıcaklıklarını kullanın.

E) RAPORDA İSTENENLER: Deney no, deneyin adı ve amacı, plakalı ısı değiştiricinin ısıl kapasitesi, K ısı geçirgenlik değeri.

Ölçüm sayısı	1	2	3	4
Sıcak su giriş sıcaklığı, t_1 [°C]				
Sıcak su dönüş sıcaklığı, t_2 [°C]				
Soğuk su giriş sıcaklığı, t_3 [°C]				
Soğuk su dönüş sıcaklığı, t_4 [°C]				
Isıtıcı giriş gücü, P_1 [kW]				
Pompa ve fan giriş gücü, P_2 [kW]				
Pompa giriş basıncı, p_1 [MSS]				
Pompa çıkış basıncı, p_2 [MSS]				
Basınç kaybı, $p_2 - p_1$ [MSS]				
$\dot{m}_{sıcsu}$ (L/h)	1200			
$\dot{m}_{soğsu}$ (L/h)	1200			

HESAPLAMALAR:

Isıtma suyuna verilen yük: $\dot{Q}_1 = \dot{m}_{sisu} C_{psu} (t_2 - t_1)$ veya $\dot{Q}_1 = U.I$ [W]

Soğutma suyuna aktarılan yük: $\dot{Q}_2 = \dot{m}_{soğsu} C_{psu} (t_4 - t_3)$ $C_{psu}=4,187 \text{ kJ/kgK}$

Isı geçirgenlik değeri: $K_u = \frac{Q_1}{A.dT_m}$ [W/m²K]

Logaritmik sıcaklık farkı: $dT_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$

Karşı akışlı $\Delta T_1 = t_1 - t_4$ $\Delta T_2 = t_2 - t_3$ $A=0,01173 \text{ m}^2$

A) DENEY NO: HT-320-03

B) DENEYİN ADI: **Yüzey ve boru tipi ısı değıştircide kapasite ve toplam ısı geçirgenlik katsayısının hesaplanması**

C) DENEYİN AMACI: Yüzey ve boru tipi ısı değıştircide herhangi bir akış debisinde kapasite ve K ısı geçirgenli değışlerinin deneysel olarak hesaplanması.

D) GEREKLİ ALET VE CİHAZLAR

E) DENEYİN YAPILIŞI:

- 1) Sigortaları açık (ON) konumuna getirin.
- 2) Pompayı çalıştırın. Sıcak su kolektöründeki 2 no'lu, soğuk su kolektöründeki 7 no'lu vanayı açın. Debileri 1200 L/h'ye ayarlayın.
- 3) Isıtıcı anahtarlarını açın. (5000 W)
- 4) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değışlerini aşğıdaki tabloya kaydedin.
- 5) Tablo değışlerini kullanarak aşğıdaki hesaplamaları yapın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değışi için föylerin sonundaki çizelgeden yararlanın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değışleri için ortalama su sıcaklıklarını kullanın.

E) RAPORDA İSTENENLER: Deney no, deneyin adı ve amacı, plakalı ısı değıştiricinin ısı kapasitesi, K ısı geçirgenlik değışi.

Ölçüm sayısı	1	2	3	4
Sıcak su giriş sıcaklığı, t_1 [°C]				
Sıcak su dönüş sıcaklığı, t_2 [°C]				
Soğuk su giriş sıcaklığı, t_3 [°C]				
Soğuk su dönüş sıcaklığı, t_4 [°C]				
Isıtıcı giriş gücü, P_1 [kW]				
Pompa ve fan giriş gücü, P_2 [kW]				
Pompa giriş basıncı, p_1 [MSS]				
Pompa çıkış basıncı, p_2 [MSS]				
Basınç kaybı, $p_2 - p_1$ [MSS]				
$\dot{m}_{sıcsu}$ (L/h)	1200			
$\dot{m}_{soğsu}$ (L/h)	2000			

HESAPLAMALAR:

Isıtma suyuna verilen yük: $\dot{Q}_1 = \dot{m}_{sisu} C_{psu} (t_2 - t_1)$ veya $\dot{Q}_1 = U.I$ [W]

Soğutma suyuna aktarılan yük: $\dot{Q}_2 = \dot{m}_{soğsu} C_{psu} (t_4 - t_3)$ $C_{psu}=4,187$ kJ/kgK

Isı geçirgenlik değışi: $K_u = \frac{Q_1}{A.dT_m}$ [W/m²K]

Logaritmik sıcaklık farkı: $dT_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$

Paralel akış $\Delta T_1 = t_1 - t_3$ $\Delta T_2 = t_2 - t_4$ $A=0,253$ m²

A) DENEY NO: HT-320-04

B) DENEYİN ADI: **Fanlı serpantin (fan-coil) tipi ısı değiştiricide kapasite ve toplam ısı geçirgenlik katsayısının hesaplanması**

C) DENEYİN AMACI: Fanlı serpantin (fan-coil) tipi ısı değiştiricide herhangi bir akış debisinde kapasite ve K ısı geçirgenlik değerlerinin deneysel olarak hesaplanması.

D) GEREKLİ ALET VE CİHAZLAR

E) DENEYİN YAPILIŞI:

- 1) Sigortaları açık (ON) konumuna getirin.
- 2) Pompayı çalıştırın. Sıcak su kolektöründeki 1 no'lu vanayı açın. Debiyi 1000 L/h'ye ayarlayın.
- 3) Isıtıcı anahtarını açın. (5000 W)
- 4) Fan anahtarını açarak hızı maksimum değere ayarlayın. Damperleri tam açık konuma getirin.
- 5) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değerlerini aşağıdaki tabloya kaydedin.
- 6) Tablo değerlerini kullanarak aşağıdaki hesaplamaları yapın. Sıcak su C_{psu} değeri için föylerin sonundaki çizelgeden yararlanın. Sıcak su C_{psu} değerleri için ortalama su sıcaklıklarını kullanın.

E) RAPORDA İSTENENLER: Deney no, deneyin adı ve amacı, plakalı ısı değiştiricinin ısı kapasitesi, K ısı geçirgenlik değeri.

Ölçüm sayısı	1	2	3	4
Sıcak su giriş sıcaklığı, t_1 [°C]				
Sıcak su dönüş sıcaklığı, t_2 [°C]				
Fanlı serpantin giriş kuru term. sic., t_5 [°C]				
Fanlı serpantin giriş yaş term. sic., H_5 [%]				
Fanlı serpantin çıkış kuru term. sic., t_6 [°C]				
Fanlı serpantin çıkış yaş term. sic., H_6 [%]				
Isıtıcı giriş gücü, P_1 [kW]				
Pompa ve fan giriş gücü, P_2 [kW]				
Pompa giriş basıncı, p_1 [MSS]				
Pompa çıkış basıncı, p_2 [MSS]				
Basınç kaybı, p_2-p_1 [MSS]				
$\dot{m}_{sicsu}$ (L/h)	1000			

HESAPLAMALAR:

Isıtma suyuna verilen yük: $\dot{Q}_1 = \dot{m}_{sicsu} C_{psu} (t_2 - t_1)$ veya $\dot{Q}_1 = U.I$ [W] $C_{psu}=4,187$ kJ/kgK

Havaya aktarılan yük: $Q_h = m_h (h_\zeta - h_g)$

h_g değeri psikrometrik diyagramdan (t_5 ve H_5 değerlerinin kesişme noktasından bulunur.

h_ζ değeri psikrometrik diyagramdan (t_6 ve H_6 değerlerinin kesişme noktasından bulunur.

$$\dot{m}_h = \frac{A_y u}{v_g} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Havanın kütleli debisi}$$

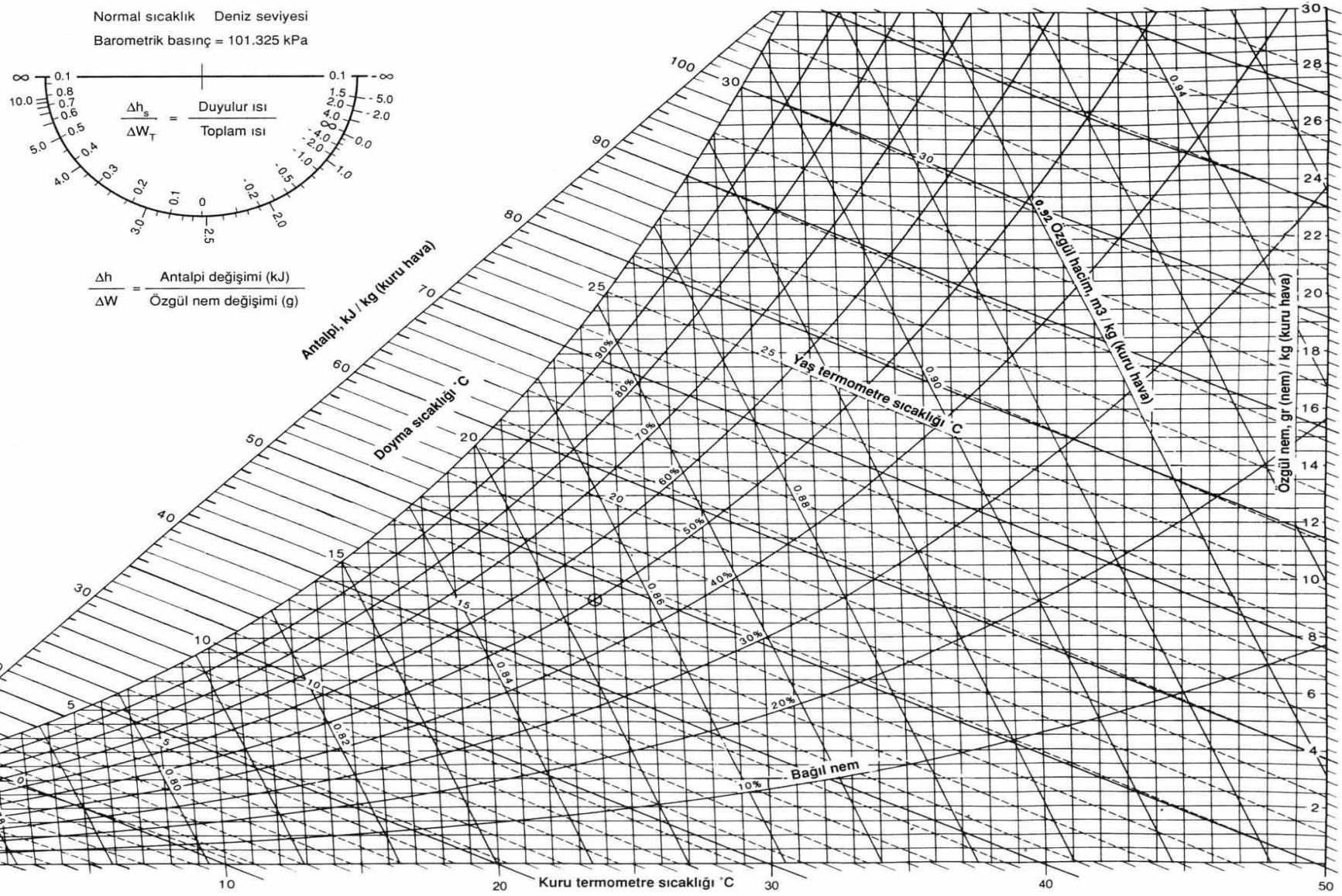
A_y : 0,025 m² (Panjur kesiti)

u: hız (m/s) (Pervaneli hızölçer ile ölçülecek)

Isı geçirgenlik değeri: $K_u = \frac{Q_1}{A \cdot dT_m} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$

Logaritmik sıcaklık farkı: $dT_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$

$\Delta T_1 = t_1 - t_5$ $\Delta T_2 = t_2 - t_7$ $A = 0,25 \text{ m}^2$ (boru dış yüzeyi)



A) DENEY NO: HT-320-05

B) DENEYİN ADI: **Plakalı ısı değiştiricide toplam ısı geçirgenlik katsayısının ve basınç kaybının debiye bağlı olarak değişiminin incelenmesi**

C) DENEYİN AMACI: Plakalı ısı değiştiricide farklı akış debileri ve yükler için K ısı geçirgenlik değerlerinin deneysel olarak nasıl değiştiğinin hesaplanması.

D) GEREKLİ ALET VE CİHAZLAR

E) DENEYİN YAPILIŞI:

- 1) Sigortaları açık (ON) konumuna getirin.
- 2) Pompayı çalıştırın. Sıcak su kolektöründeki 3 no'lu, soğuk su kolektöründeki 6 no'lu vanayı açın. Debileri 200 L/h'ye ayarlayın.
- 3) Isıtıcı anahtarını açın. (2500 W)
- 4) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değerlerini aşağıdaki tabloya kaydedin.
- 5) Su debilerini 400 L/h'e ayarlayın. Isıtıcı yükünü 2500 W olarak seçin.
- 6) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değerlerini tabloya kaydedin.
- 7) Su debilerini 600 L/h'e ayarlayın. Isıtıcı yükünü 2500 W olarak seçin.
- 8) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değerlerini tabloya kaydedin.
- 9) Su debilerini 800 L/h'e ayarlayın. Isıtıcı yükünü 2500 W olarak seçin.
- 10) Sistem kararlı hale gelince sıcaklık ve debi değerlerini tabloya kaydedin.
- 11) Benzer debiler için ısıtma yükünü 5000 W seçerek 2-10. adımları tekrarlayın.
- 12) Tablo değerlerini kullanarak aşağıdaki hesaplamaları yapın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değeri için föylerin sonundaki çizelgeden yararlanın. Sıcak ve soğuk su C_{psu} değerleri için ortalama su sıcaklıklarını kullanın.

E) RAPORDA İSTENENLER: Deney no, deneyin adı ve amacı, plakalı ısı değiştiricinin ısı kapasitesi, K ısı geçirgenlik değeri.

Ölçüm sayısı	1	2	3	4
Sıcak su giriş sıcaklığı, t_1 [°C]				
Sıcak su dönüş sıcaklığı, t_2 [°C]				
Soğuk su giriş sıcaklığı, t_3 [°C]				
Soğuk su dönüş sıcaklığı, t_4 [°C]				
Isıtıcı giriş gücü, P_1 [kW]				
Pompa ve fan giriş gücü, P_2 [kW]				
Pompa giriş basıncı, p_1 [MSS]				
Pompa çıkış basıncı, p_2 [MSS]				
Basınç kaybı, p_2-p_1 [MSS]				
$\dot{m}_{sıcsu}$ (L/h)	200	400	600	800
$\dot{m}_{soğsu}$ (L/h)	500	1000	1500	2000

HESAPLAMALAR:

Isıtma suyuna verilen yük: $\dot{Q}_1 = \dot{m}_{sisu} C_{psu} (t_2 - t_1)$ veya $\dot{Q}_1 = U.I$ [W]

Soğutma suyuna aktarılan yük: $\dot{Q}_2 = \dot{m}_{soğsu} C_{psu} (t_4 - t_3)$

Isı geçirgenlik değeri: $K_u = \frac{Q_1}{A.dT_m}$ [W/m²K]

Logaritmik sıcaklık farkı:
$$dT_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_1 = t_2 - t_3$$

$$\Delta T_2 = t_1 - t_4$$

$$A=0,12 \text{ m}^2 \quad C_{psu}=4,187 \text{ kJ/kgK}$$

