

# Gövde-Boru Tipi Bir Kondenserin Performans Analizi

Yusuf Ali KARA\*

## Özet

Bu makalede soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan gövde-boru tipi su soğutmalı bir kondenserin kararlı rejimde performans analizi için oluşturulan matematik model ve bilgisayar programı sunulmuştur. Matematik model esas olarak etkenlik-NTU yöntemine dayanır. Kondenser, kızgın buhar, çift fazlı bölge ve aşırı soğutma bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayrılarak modellenmiştir ve modelin çözümü için bir bilgisayar programı yazılmıştır. Kondenserin geometrik ölçüleri, her iki akışkanın debileri ve giriş sıcaklıkları girilmesi durumunda program ilk önce tam yoğuşma olup olmadığını kontrol eder ve eğer tam yoğuşma gerçekleşiyorsa çıkış sıcaklıklarını, kondenser ısı gücünü ve basınç kayıplarını hesaplar.

Anahtar kelimeler: kondenser, model, performans, çiller, gövde/boru

## 1. GİRİŞ

Çiller sistemlerinde, toprak veya jeotermal kaynaklı ısı pompalarında yaygın olarak kullanılan yatay gövde/boru tipi kondenselerde yoğuşma gövde tarafında olurken boruların içinden kondenser soğutma suyu akar. İş gören akışkan (R-22, R134-a vs.) kondenser gövdesine kızgın buhar olarak girer, yoğuşur, genellikle bir miktar aşırı soğutulmuş olarak kondenseri terk eder, bu arada ısını boruların içinden akan kondenser soğutma akışkanına (genellikle su) aktarır. Genellikle gövde tarafı tek geçişli yani E-tipi gövde, boru tarafı ise 2 veya dört geçişli olarak yapılır.

Mevcut bir eşanjörün belli çalışma şartları altındaki performansı etkenlik - transfer birim sa-

yısı (e-NTU) yöntemi ile analiz edilir. Bu yöntemde her iki akışkanın debileri ve eşanjöre giriş sıcaklıkları belli olması halinde toplam ısı geçişi ve akışkanların çıkış sıcaklıkları hesaplanır. Tassou ve Green [1] tarafından yapılan bir çalışmada gövde boru tipi kondenseri üç bölgeye ayırıp etkenlik-NTU yöntemi ile performans analizi modellenmiştir. Brown[2] ve Le[3] yaptıkları çiller modelinde kondenser için benzer yaklaşımı kullanmışlardır. Bir eşanjörde ısı analiz kadar basınç kayıplarının bilinmesi de çok önemlidir. Bu çalışmada ısı transferi analizi için Tassou modeli esas alınmış, ayrıca ısı analize ilaveten her iki akışkan tarafındaki basınç kayıpları da modellenmiştir.

## 2. Matematik Model

\* Yrd. Doç. Dr., Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü /Erzurum.

temperaturu aynı zamanda aynıdır. Bu bölgeler Şekil-1'de görülmektedir. Kızgın buhar soğutma bölgesinde kondensere  $T_{r,i}$  sıcaklığında giren kızgın buhar belli bir  $T_{r,sh}$  sıcaklığına kadar duyulur olarak soğutulur. Bu noktada boru yüzeyinde yoğuşma başlamış olmasına rağmen, cidardan uzaktaki buhar kütlesi yoğuşma sıcaklığından daha büyük olan bir  $T_{r,sh}$  sıcaklığındadır. Diğer bir ifade ile cidar sıcaklığının çığileme sıcaklığına ulaştığı noktada cidardan uzaktaki buhar sıcaklığı  $T_{r,sh}$ 'dir. Bu noktadan sonra buhar cidarda oluşan kondensat ile temastadır ve bir yandan yoğuşma devam ederken diğer yandan buhar yoğuşma sıcaklığına kadar soğur. Dolayısıyla çift fazlı bölge olarak adlandırdığımız bu bölümde belli bir süre duyulur soğutma ve yoğuşma eş zamanlı olarak devam eder ve bu bölgenin sonunda buhar kütesinin tamamı yoğuşarak sıvı faza dönüşür. Genellikle doymuş sıvı yoğuşma sıcaklığının birkaç derece altındaki bir  $T_{r,o}$  sıcaklığına kadar soğutulur ve bu bölge ise aşırı soğutma bölgesidir. Su devresindeki sıcaklıklar ise kondenser giriş ve çıkışında  $T_{w,i}$  ve  $T_{w,o}$  ile gösterilirken sıcak akışkan tarafında yoğuşmanın başladığı ve tamamlandığı noktalarda ise sırasıyla  $T_{w,sh}$  ve  $T_{w,tp}$  olarak Şekil-1'de gösterilmiştir.

Boru cidar sıcaklıkları ise kızgın buhar bölgesinde ( $T_{cd,sh}$ ), çift fazlı bölgede ( $T_{cd,tp}$ ) ve aşırı soğutma bölgesinde ise ( $T_{cd,sb}$ ) olarak gösterilmiştir. Kolaylık olması için bu cidar sıcaklıklarının, tanımlandıkları bölgelerde sabit kaldıkları kabul edilmiştir. Matematik model aşağıdaki gibidir.

Aşırı soğutma bölgesi;

$$C_w = m_w c_{p,w} \quad (1)$$

$$T_{w,tp} = Q_{sbw}/C_w + T_{w,i} \quad (2)$$

Çift fazlı bölge;

$$Q_{tp} = m_r \{c_{p,r,sh} [T_{r,sh} - T_{sat}] + i_{fg}\} \quad (3)$$

$$F_1 = C_w [T_{w,sh} - T_{w,tp}] - Q_{tp} \quad (4)$$

$$F_2 = A_{tp} h_{r,tp} [T_{sat} - T_{cd,tp}] - Q_{tp} \quad (5)$$

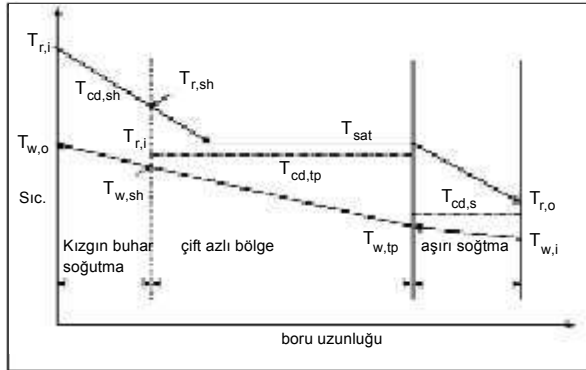
$$F_3 = A_{tp} h_{w,tp} [T_{cd,tp} - T_{w,m,tp}] - Q_{tp} \quad (6)$$

$$e_{tp} = Q_{tp} / \{C_{wr,sh} [T_{r,sh} - T_{w,tp}]\} \quad (7)$$

$$A_{tp} = NTU_{tp} C_w / U_{tp} \quad (9)$$

Şekil-1. Kondenserde Sıcaklık Dağılımı

Kızgın buhar bölgesi



$$C_{r,sh} = m_r c_{p,r,v} \quad (10)$$

$$e_{sh} = [C_{r,sh} (T_{r,i} - T_{r,sh})] / [C_{min} (T_{r,i} - T_{w,sh})] \quad (11)$$

$$C_{sh} = C_{min,sh} / C_{max,sh} \quad (12)$$

$$NTU_{sh} = \frac{1}{(1+C_{sh}^2)^{0.5}} \ln \frac{2 - e_{sh} [1+C_{sh} - (1+C_{sh}^2)^{0.5}]}{2 - e_{sh} [1+C_{sh} + (1+C_{sh}^2)^{0.5}]} \quad (13)$$

$$A_{sh} = NTU_{sh} C_{min,sh} / U_{sh} \quad (14)$$

$$Q_{sh} = C_{r,sh} (T_{r,i} - T_{r,sh}) \quad (15)$$

$$T_{w,o} = T_{w,sh} + Q_{sh} / C_w \quad (16)$$

Aşırı soğutma bölgesi

$$A_{sb} = A_{tot} - A_{sh} - A_{tp} \quad (17)$$

$$NTU_{sb} = A_{sb} / (C_{min,sb}) \quad (18)$$

$$C_{sb} = C_{min,sb} / C_{max,sb} \quad (19)$$

$$C_{r,sb} = m_r c_{p,r,l} \quad (20)$$

$$e_{sb} = \frac{1 + \exp[-NTU_{sb}(1+C_{sb}^2)^{0.5}]}{[1+C_{sb}+(1+C_{sb}^2)^{0.5}]} \quad (21)$$

$$T_{r,o} = T_{sat} - \frac{e_{sb} C_{min,sb} (T_{sat} - T_{w,i})}{C_{r,sb}} \quad (22)$$

$$Q_{sb} = C_{r,sb} (T_{sat} - T_{r,o}) \quad (23)$$

$$Q_{sb,yeni} = Q_{sb} - Q_{sb,yeni} \quad (24)$$

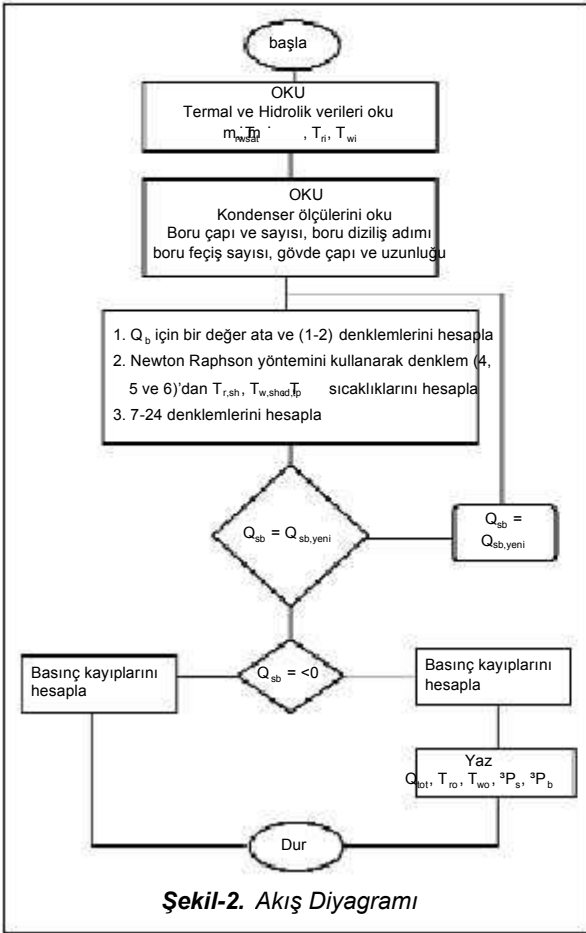
Bu denklemlerdeki U toplam ısı geçiş katsayısı;

$$U_f = \frac{1}{\dots} \quad (25)$$

değer doğru ise icra tamamlanmış olur aksi halde  $Q_{sb}$  yakınsayınca kadar icraya devam eder. Isıl analiz tamamlandıktan sonra hem gövde tarafı hem de boru tarafı akışkan için basınç kayıplarını hesaplar. Gövde tarafında

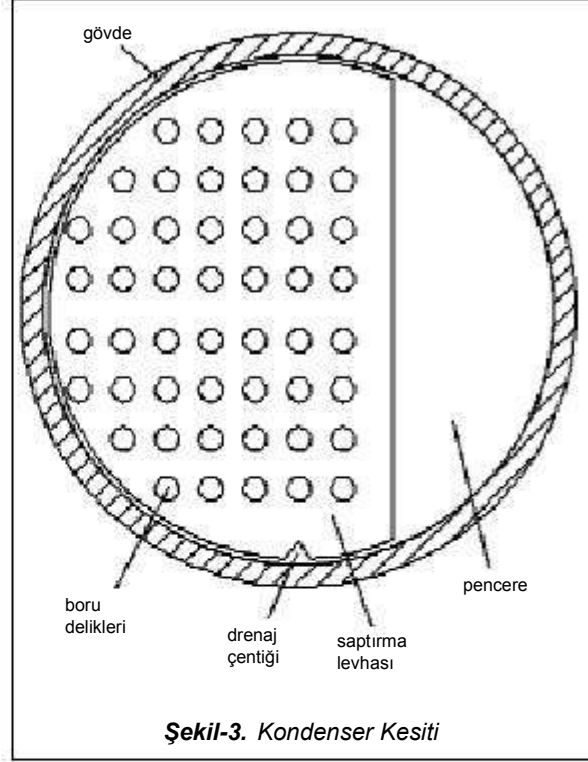
$$\frac{d_o}{d_i h_b} + \frac{d_o R_{f,i}}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_{cd}} + R_{f,o} + \frac{1}{h_s}$$

Şeklinde hesaplanır. Bilgisayar programına ait akış diyagramı Şekil-2'de görülmektedir. Programa sıcak ve soğuk akışkanın debileri ve giriş sıcaklıkları ile yoğuşma sıcaklığı, kondenserin ölçüleri veri olarak girilmelidir. Program bu verileri okuduktan sonra aşırı soğutma bölgesi ısı yükü ( $Q_{sb}$ ) için tahmini bir değer olarak denklem (1) ve (2)'yi hesaplar. Sonra Denklem (4)- (6)'dan Newton-Raphson yöntemini kullanarak  $T_{r,sh}$ ,  $T_{w,sh}$ ,  $T_{cd,tp}$  sıcaklıklarını hesaplar. Denklem (7) – (22) hesaplandıktan sonra denklem (23)'ten  $Q_{sb}$  için yeni değer hesaplar. Eğer  $Q_{sb}$  için başlangıçta tahmin edilen



Şekil-2. Akış Diyagramı

tek fazlı bölgeler için (kızgın buhar soğutma ve aşırı soğutma bölgeleri) taşınım katsayısı Ta - borek[4] yöntemi ile, çift fazlı bölgede yoğuş - ma film katsayısı ise Butterworth korelasyonu - nun Marto [5] tarafından verilen şekliyle ile he - saplanmıştır. Boru içi taşınım katsayısı ise değişik Reynolds aralıkları için Schlünder, Gnielinski ve Petukov-Kirillov korelasyonlarının

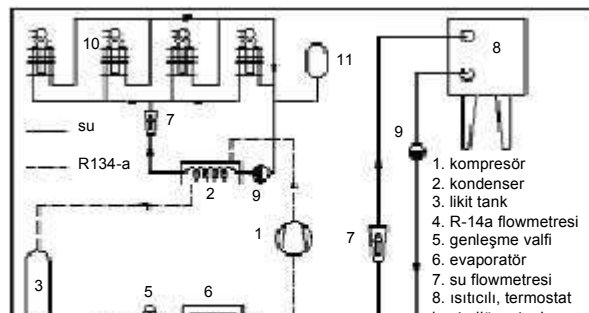


Şekil-3. Kondenser Kesiti

Kakaç[6] tarafından verilen şekliyle hesaplan - mıştır. Taborek metodunda ilk önce ideal boru demeti için yani saptırıcı plakaların olmadığı durum için taşınım katsayısı hesaplanır, sonra bu ideal taşınım katsayısı toplam altı adet olan ve her biri ideal durumdan değişik şekildeki sapmaları temsil eden düzeltme faktörleri ile çarpılarak gerçek duruma yaklaşılar. Uygula - ma özellikle küçük kapasiteli çiller konden - serlerinde saptırma plakaları kullanılmayabilir. Bu durumda kondenserin tek fazlı bölgelerinde

taşınım katsayısı hesaplanırken ideal boru demeti durumuna göre hesap yapmak gerekir. Taborek metodunun programcıya sağladığı avantaj bu noktada yatmaktadır. Basitçe dü - zeltme faktörlerinin toplam etkisini 1'e eşitleye - rek ideal boru demeti için hesap yapılmış olur.

Gövde tarafında çift fazlı bölgede basınç ka - yıpları Grant ve Chisholm[7] yöntemi ile tek



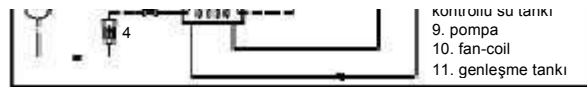
razılı bölgelerde ise Taborek[4] metodu ile hesaplanırken boru tarafı basınç kayıpları ise kaç[6] tarafından önerilen korelasyonlar kullanılarak hesaplanmıştır. Kondenserlerde yaygın olarak kullanılan segmental tip saptırma plakası şekil-3'de görülmektedir. Görüldüğü gibi yaklaşık %25'i kesik olduğu için kondenser gövdesi kesit alanının tamamında yer almaz. Bu nedenle kondenser kesit alanında saptırma levhasının işgal ettiği alana çapraz geçiş bölümü geri kalan kısım ise pencere bölümü olarak adlandırılır ve her iki bölgedeki akış karakteristikleri farklı olduğu için basınç kayıplarının da bu bölgelerde ayrı hesaplanması gerekir. Grant ve Chisholm yöntemi çift fazlı bölge için bu ayrımı yaparken tek fazlı bölgede kullandığımız Taborek metodu da aynı ayrımı yapar. Bu iki korelasyonu tercih etmemizin nedeni arasındaki bu temel benzerliğin mevcut olması ve uyum içinde olmalarıdır.

Bu çalışmada sıcak akışkan olarak R134-a kullanılmıştır. Modelde R134-a ve suya ait termodinamik özelliklere ihtiyaç vardır. R134-a için Cleland[8], Stegou[9], Wilson ve Basu[10] tarafından verilen denklemler kullanılmıştır.

### 3. Deney Sistemi

Modeli doğrulamak için şekil-4'te görülen küçük bir çiller sistemi kuruldu. Sistem üç farklı kapalı devreden oluşur. Evaporatör devresinde, su tankında (8) istenen sıcaklıkta hazırlanan su, tank ile evaporatör arasında pompa (9) ile kapalı devre sirküle edilir. Isıtıcıya bir termostatla kumanda edilmektedir. Suyun debisi yüzer elemanlı bir rotametre ile (7) ölçülür, su tankı (8) atmosfer basıncına açık olduğu için bu devrede bir genleşme tankına ihtiyaç yoktur.

Tank içerisinde 10 kW gücünde bir elektrikli ısı-



Şekil-4. Deney Sistemi

tıcı monte edilmiştir ve böylece evaporatöre arzu edilen değerde ve sabit sıcaklıkta sağlanmaktadır. Gövde/boru tipi evaporatörde boru demeti içinden akan R134-a, gövde içinden akan sudan ısı alarak buharlaşır. İkinci kapalı devrede ise kompresör kondenser genleşme valfi ve evaporatör arasında R134-a iş gören akışkanı dolaşır. Bu devre Şekil 4'te kesik çizgilerle gösterilmiştir. Evaporatörde buharlaşan R134-a kompresörde sıkıştırılır ve kızgın buhar halinde kondensere girer ve burada suya ısı atarak yoğunlaşır, genleşme valfinde basıncı düşürülerek tekrar evaporatöre gelir. R134-a debisi ise likit tankının çıkışında bu akışkan için kalibre edilmiş bir flowmetre (4) ile ölçülmüştür. Üçüncü kapalı devre ise kondenser su devresidir. Kondenser ile fan-coil üniteleri arasında pompa ile (9) dolaştırılan suya kondenserde iş gören akışkandan aktarılan ısı, fan-coil ünitesinde atmosfere atılır. Kondenser su debisi bir rotametre (7) ile ölçülmektedir. Her bir ekipmanın giriş ve çıkışında su ve/veya R134-a sıcaklığı termociftlerle ölçülürken R134-a yoğunlaşma ve buharlaşma basınçları ise basınç transmitterleri ile ölçülmektedir. Basınç ve sıcaklık ölçümleri veri toplama kartı ile (DAQ) sürekli kaydedilmektedir. Deneyler karlı rejimde yapılmıştır. Ölçülen değerler tablo-1'de görülmektedir. Deneyler üç farklı yoğunlaşma basıncı için yapılmıştır. Fan coil kapasitesi değiştirilerek kondensere atılan ısı miktarı artırılmış bunun sonucunda üç farklı yoğunlaşma basıncı elde edilmiştir. Belirsizlik analizi Kline and McClintock metodunun Holman[11] tarafından verilmiş şekliyle yapılmış ve yaklaşık %11 olarak hesaplanmıştır.

### 4. Sonuçlar ve Tartışma

Tablo-1'de kondenser için ölçülen değerler görülmektedir. Kondenser R134-a ve su debisi, kondenser giriş ve çıkışındaki su ve gaz sıcaklıkları ve yoğunlaşma basıncı bu tabloda görülmektedir. Kolaylık sağlaması açısından doyma basıncına tekabül eden doyma sıcaklığı hesaplanarak tabloya konmuştur.

Programdan elde edilen sonuçlar ile ölçülen değerler Tablo 2'de topluca verilmiştir. Sıcak ve soğuk akışkanın kondensere çıkış sıcaklıkları ile transfer edilen ısı miktarı veya

transferi miktarını programdan almak mümkündür. Kızgın buhar, yoğunlaşma ve aşırı soğutma bölgelerinde gerçekleşen ısı transfer miktarları ile kondensere hem gövde tarafında ve hem de boru tarafında meydana gelen toplam basınç kayıpları Tablo 3'te verilmiştir. Buradan görüldüğü üzere toplam ısı gücünü yaklaşık %84'ü faz değişimi esnasında açığa çıkarmaktadır. Debilerin küçük olması nedeniyle basınç kayıpları düşük çıkmıştır.

### 5. Semboller

A	alan (m <sup>2</sup> )
C	Isı kapasitesi (W/K)

Sanjımarın ısı transferi için her birimlik veya kondenser ısı kapasitesi bir performans analizinde hesaplanması istenen parametrelerdir. Görüldüğü gibi programdan alınan sonuçlar gerçek değerlere çok yakındır. Bu uyum üç farklı çalışma rejimi için de söz konusudur. Dolayısıyla programın doğru netice verdiği söylenebilir. Yapılan model kondenseri üç ısı zona ayırarak analiz ettiğinden her üç bölgedeki ısı

transfer kapasitesi (kW),  
 $c_p$  Özgül ısı (J/kg K)  
 $D$ ,  $d_{çap}$  (m)  
 $h$  Isı taşıyım katsayısı (W /m<sup>2</sup>K)  
 $i$  entalpi (J/kg)  
 $k$  Isı iletim katsayısı (W /mK)  
 $L$  uzunluk (m)  
 $m$  kütleli debi (kg/s)

**Tablo 1. Deneysel Veriler (belirsizlik = %11)**

fan-coil sayısı	$m$ (kg/s)	$m$ (kg/s)(°C)	$T_{w,i}$	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{r,i}$ (°C)	$T_{r,o}$ (°C)	$P_{sat}$ (bar)	$T_{sat}^*$ (°C)
2 fan-coil	0.023389	0.163	56.4	61.4	82.3	60.2	18	62.9
3 fan coil	0.023877	0.163	51.2	56.4	77.2	55.8	16	57.9
4 fan-coil	0.02323	0.163	46.1	51.6	70.0	51.3	14	52.4

\* basınca tekabül eden doyma sıcaklığı, hesaplandı

**Tablo 2. Programın Sonuçları İle Deneysel Verilerin Karşılaştırılması**

	2 fan-coil		3 fan-coil		4 fan-coil	
	ölçülen	program	ölçülen	program	ölçülen	program
$T_{w,o}$ (°C)	61.40	62.12	56.40	57.36	51.60	52.11
$T_{r,o}$ (°C)	60.20	58.83	55.80	55.13	51.30	51.23
$Q_{tot}$ (W)	3859.00	3899.07	4049.52	4059.26	3988.08	4096.19

$D_s = 0.15m$ ,  $d_o = 0.018m$ ,  $N_b = 24$ ,  $PT = 0.022m$ ,  $PL = 0.018m$ ,  $N_p = 4$ ,  $L_b = 0.76m$ ,

**Tablo 3. Programın Hesapladığı Diğer Parametreler**

	2 fan-coil	3 fan-coil	4 fan-coil
$Q_{sh}$ (W)	485.74	471.62	407.80
$Q_{tp}$ (W)	3254.27	3479.78	3643.46
$Q_{sb}$ (W)	159.05	107.84	44.85
$^3P_s$ (Pa)	6.07	7.09	8.09
$^3P_b$ (Pa)	73.66	73.84	74.07

$N$  sayı  
 $NTU$  transfer birim sayısı  
 $P$  basınç (Pa)  
 $PL$  boyuna boru adımı  
 $PT$  enine boru adımı (m)  
 $Q$  ısı güç (W)  
 $R$  direnç (m<sup>2</sup>K /W)  
 $T$  sıcaklık (K)  
 $U$  toplam ısı geçiş katsayısı (W /m<sup>2</sup>K)  
 $e$  etkenlik  
 $^3$  fark

**Alt indisler**

$b$  boru  
 $cd$  cidar  
 $est$  tahmin  
 $f$  kirlenme  
 $fg$  gizli

- vol.24, s. 612-627.  
3. Le C.V., Bansal P.K. ve Tedford J.D., (2004), "three-zone system simulation model of a multiple-chiller plant", Appl. Thermal Engineering, vol.24, s. 1995-2015.  
4. Taborek, J., 2002, "recommended method: Principles and limitations", in HEDH, Hewitt G.F., (Ed.), sections 3.3.3 – 3.3.8, Begell House, Inc., New York  
5. Marto, P.J., (1984), "heat transfer and two-phase flow during shell-side condensation", heat transfer engineering, vol.5, nos.1-2, pp. 31-61.  
6. Kakaç S. and Liu H., (1998), "heat exchangers, selection, rating, and thermal design", chapter 3, and 8, CRC press, New York.  
7. Grant, I.D.R. and Chisholm, D., (1979), "two-phase flow on the shell-side of a segmentally

i	iç, giriş
l	sıvı
m	ortalama
o	dış, çıkış
p	geçiş
r	refrigerant
s	gövde
sat	doyma
sb	aşırı soğutma
sh	kızgın
tot	toplam
tp	çift faz
w	su
v	buhar

## 6. Kaynaklar

1. Tassou S.A. and Green R.K., (1981) "a mathematical model of the heat transfer process in a shell and tube condenser for use in refrigeration applications", Appl. Math. Modelling, vol 5., s.29-30
2. Brown M.W., and Bansal P.K., (2001), "an elemental ntu-e model for vapour-compression liquid chillers", Int. J. Refrigeration,

- baffled shell-and-tube heat exchanger", Trans. of the ASME, vol.101, s.38-42
8. Cleland, A.C., (1994), "polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134-a", Int. J. Refrig. Vol. 17, no. 4, s. 245-249.
  9. Stegou-sagia, A., (1997) "thermodynamic property formulations and heat transfer aspects for replacement refrigerants: r-123 and R134-a", Int. J. Energy Research, vol. 21, s. 871-884.
  10. Wilson D.P. ve Basu R.S., (1988), "thermodynamic properties of a new stratospherically safe working fluid- refrigerant 134a", ASHRAE Trans.
  11. Holman, J.P. (1994), "experimental methods for engineers", s. 49, sixth edition