

# BİNALARDA KULLANILAN BOYLERLERİN MODELLENMESİ

Yrd. Doç. Dr. Yusuf Ali KARĀ - Yrd. Doç. Dr. Cihat ARSLANTÜRK\*  
Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü - ERZURUM  
e-mail: (\*) ykara@atauni.edu.tr - (\*\*) carslan@atauni.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, bir boylerin belirli çalışma şartları altındaki performansı incelenmiştir. Bir boylerin, hedeflenen süre içerisinde sıcak su ha - zırlayabilmesi için, doğru bir şekilde belirlenmesi gereken en önemli parametre ısıtıcı devredeki akışkan debisidir. Bu parametre aynı zamanda pompa büyüklüğünü de belirler. Bu amaçla bu ça - lışmada boyler için matematik model kurularak Ruge-Kutta yöntemi ile çözülmüş ve ısıtıcı devre debisi, sıcak su hazırlama süresi, sıcak su tüketi - mi süresince boyler suyu sıcaklığının değişimi gi - bi performans parametreleri incelenmiştir.

## 1. GİRİŞ

Merkezi sıcak su hazırlayıcısı olarak çoğun - lukla boyler kullanılmaktadır. Boylerler çift cidarlı (gömlekli) ve serpantinli olmak üzere iki sınıfa ay - rılabilir. Serpantinli boylerlerin standart ölçüleri TS 736'da verilmiştir. Ay - rıca boyler seçimi için gerekli yöntem ise TS 1258'de mevcuttur. Boyler ısıtıcı akışkan devresinde, genellikle kalorifer kazanından sağlanan sıcak su, boyler serpantini ile ka - zan arasında bir pom - pa vasıtasıyla kapalı devre olarak sirküle edilir. Şekil-1'de böyle bir sistem şematik ola - rak gösterilmiştir. Isıtı - cı akışkan devresinde yer alan pompanın kontrolü, boyler üzeri - de bulunan bir termos -

Semboller	Alt İndisler
<b>M</b> Kütle (kg)	<b>b</b> Boyler
<b>m</b> Kütle akış hızı,debi (kg/s)	<b>s</b> Serpantin
<b>T</b> Sıcaklık (°C)	<b>o</b> Çıkış, dış
<b>t</b> Zaman (s)	<b>i</b> Giriş, iç
<b>R</b> Isıl direnç	<b>tot</b> Toplam
<b>c<sub>p</sub></b> Özgül ısı (kJ/kgK)	<b>lm</b> Logaritmik ortalama
<b>A</b> Alan (m <sup>2</sup> )	<b>ma</b>
<b>k</b> Isı iletim katsayısı (W/mK)	<b>m</b> ortalama
<b>h</b> Taşınım katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)	<b>d</b> dolum
<b>L</b> Uzunluk (m)	

tat vasıtasıyla yapılabilir. Boyler suyu sıcaklığı, kullanım sıcaklığını geçtiği zaman termostat ısıtı - cı devredeki pompayı durdurarak, boyler sıcaklı - ğının aşırı yükselmesini ve gereksiz enerji sarfi - yatını önler. Boyler suyu kullanım sıcaklığı çoğun - lukla 60 °C olarak kabul edilir[1].

Bu çalışmada, U-borulu serpantine sahip bir boylerin belli çalışma şartları altındaki perfor - mansı incelenecektir. U-boru serpantinli boylerler yatay veya düşey olarak yapılırlar. Buna ait şe - matik gösterim Şekil-2 ve Şekil-3'te verilmiş - tir. Seçilmiş bir boyle - rin, hedeflenen süre içerisinde sıcak su ha - zırlayabilmesi için ısıtı - cı devredeki akışkan debisinin doğru bir şe - kilde tayin edilmesi pompa seçimine esas teşkil ettiği için önemli - dir. Öte yandan hesap - lanan sıcak su tüketimi dikkate alındığında boyler suyunun ne ka - dar zamanda soğuya - çağının hesaplanması gereklidir. Bu amaçla bu çalışmada boyler

### Yrd. Doç. Dr. Yusuf AİKARA

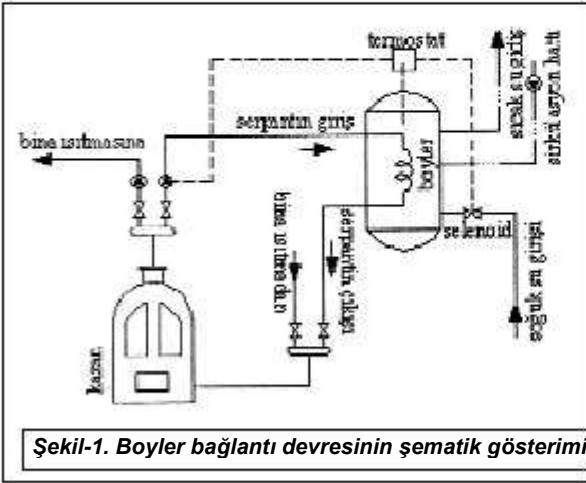
1970 yılında Kars'ta doğdu. 1989 yılında Selçuk Üniversite si Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölü münden mezun oldu. Aynı yıl Atatürk Üniversitesi Mühendis lik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü' nde Arş.Gör. ola rak göreve başladı, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstü tüsü' nde 1993 yılında Yüksek Lisans ve 1999 yılında Dok torasını tamamladı. Halen Aynı üniversitede Yrd.Doç.Dr. ola rak görev yapmakta ve ısı, enerji konularında araştırmaları na devam etmektedir.

### Yrd. Doç. Dr. CihatARSLANTÜRK

1964 yılında Sarıkamış'ta doğdu. İlk öğrenimini Sarıka - mış'ta, orta öğrenimini Erzurum'da tamamladı. 1980 yılında İTÜ Makina Fakültesi'nde başladığı lisans öğrenimini 1984 yılında bitirdi. 1986 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi'nde yüksek lisansa başladı ve 1989 yılında mezun oldu. Aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü'nde doktora programına başladı ve 1997 yılında mezun oldu. Halen Atatürk Üniversitesi Mü hendislik Fakültesi'nde Yardımcı Doçent olarak çalışma - larını sürdürmektedir.

## 2. MATEMATİK MODEL

Büyük hacimli boylerde serpantin genellikle U-boru şeklinde tasarlanır. (Şekil-2, 3). Bu çalış



Şekil-1. Boyler bağlantı devresinin şematik gösterimi

mada böyle bir boylerin performansı incelenecek -  
tir. Problem, doğası gereği iki ayrı süreç olarak ele  
alınacaktır. Sistemin modeli için aşağıdaki kabul -  
ler ve basitleştirmeler yapılmıştır.

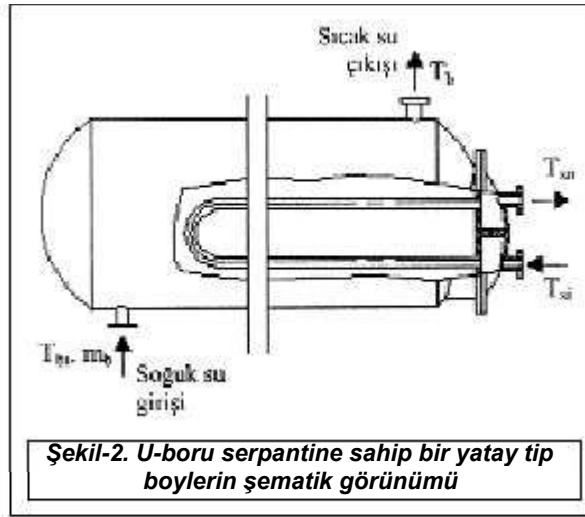
1. Serpantin yüzey sıcaklığı sabittir.
2. Boyler su kütlesinin sıcaklık dağılımı üniform -  
dur.
3. Boyler dış yüzeyi iyi izole edilmiştir.
4. her iki taraftaki akışkan taşınım özellikleri orta -  
lama akışkan sıcaklıklarında hesaplanmıştır.

### 2.1. Sıcak Su Hazırlama Süreci

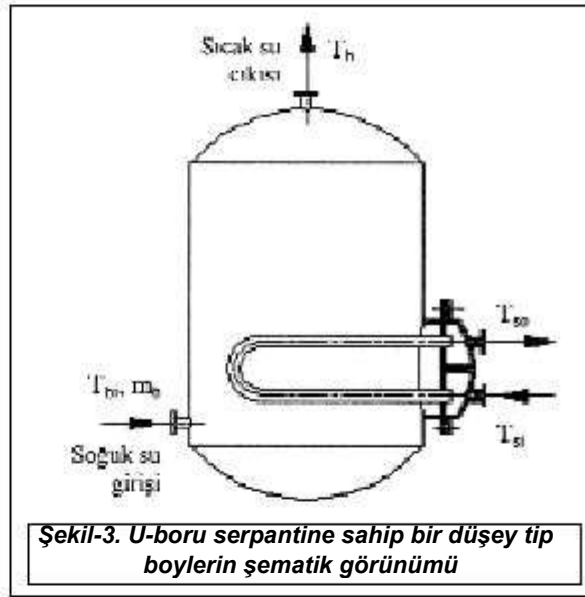
Birinci süreç ısıtma veya sıcak su hazırlama  
sürecidir. Bu peryotta boyler termostatı ısıtıcı  
akışkan devresindeki pompayı çalıştırırken so -  
ğuk su girişi hattındaki selenoidi kapatır. Böylece  
boyler kazanına su girişi ve çıkışı yoktur. Sadece  
kalfifer kazanından gelen sıcak akışkan serpan -  
tinden geçerek boyler içerisindeki suyu ısıtmakta -  
dır (Şekil-2,3).

Şekil-2'deki sistemde boyler su kütlesi için  
enerji dengesi;

$$M_b c_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \frac{\dot{Q}_{T_{lm}}}{R_{tot}} \quad (1)$$



Şekil-2. U-boru serpantine sahip bir yatay tip boylerin şematik görünümü



Şekil-3. U-boru serpantine sahip bir düşey tip boylerin şematik görünümü

$$\dot{Q}_{T_{lm}} = \frac{\dot{Q}_{O_i} - \dot{Q}_T}{\ln \frac{T_{O_i}}{T_i}} \quad (1.a)$$

$$\dot{Q}_{O_i} = T_{so} - T_b \quad ; \quad \dot{Q}_T = T_{si} - T_b \quad (1.b)$$

$$R_{tot} = \frac{1}{A_i h_s} + \frac{1}{2\delta k} + \frac{1}{A_o h_b} \quad (1.c)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Serpantin içerisinde dol -  
duran akışkan kütlesi için enerji denklemi aşağı -  
daki şekilde ifade edilir.

$$R_{tot,x} = \frac{1}{A_{i,x} h_s} + \frac{1}{2\delta k} + \frac{1}{A_{o,x} h_b} \quad (5)$$

şeklinde yazılabilir. Bu bilgiler ışığında yönetici  
denklemler (1) ve (2) aşağıdaki gibi yeniden dü -  
zenlenebilir

$$M_s c_{ps} \frac{dT_{s,m}}{dt} = m_s c_{ps} (T_{si} - T_{so}) - \frac{1}{R_{tot}} \quad (2)$$

Burada  $T_{s,m}$  ortalama akışkan sıcaklığını göstermektedir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$T_{s,m} = \frac{T_{si} + T_{so}}{2} \quad (2.a)$$

Başlangıçta hem boyler kazanını dolduran akışkan ve hem de serpantin içerisindeki akışkan sıcaklıklarının termal denge durumunda çevre sıcaklığına eşit olduğu düşünülürse, kalorifer kazanından gelen ve serpantine  $T_{si}$  sıcaklığında giren akışkanın U-boruyu tamamen dolduruncaya kadar geçen süre içerisinde yönetici denklemler aşağıdaki gibi olacaktır. Serpantin borusunun sıcak akışkanla tamamen dolması için geçen süre dolma zamanı ( $t_d$ ) olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$t_d = \frac{M_s}{m_s} \quad (3)$$

Buna göre  $t = t_d$  olduğu zaman sıcak akışkan serpantini tamamen doldurmuş olacaktır. Sıcak akışkanın, serpantine girdiği ilk andan itibaren herhangi bir  $t < t_d$  anına kadar boru içerisinde kattığı mesafe  $x$  ile gösterilirse,  $t < t_d$  anına kadar ısı transferine iştirak eden serpantin yüzey alanı  $A_x$  aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$A_x = A_{tot} \frac{t}{t_d} \quad (4)$$

Buna bağlı olarak toplam ısı direnci,

ZEMİNLENDİRME

$$M_b c_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \frac{3T_{lm}}{R_{tot,x}} \quad (6)$$

$$m_s c_{ps} \frac{dT_{s,m}}{dt} = m_s c_{ps} (T_{si} - T_{so}) - \frac{3T_{lm}}{R_{tot,x}} \quad (7)$$

Buna göre  $t < t_d$  ise (3)-(7) denklem grubu,  $t$  Zamanı (1) ve (2) denklem takımları kullanılarak çözümlenmelidir. Başlangıç şartları  $T_b(0) = 15^\circ\text{C}$ ,  $T_s(0) = 90^\circ\text{C}$  alınabilir.

Laminar akış için Shah[2] ve Sclünder[3] korelasyonları, türbülanslı bölge için Gnielinski[4] ve Petukhov-Kirillov[5] korelasyonları programa tanımlanmıştır. Reynolds sayısının mertebesine göre boru içi taşınım katsayısı ilgili korelasyon program tarafından seçilir. Boru dışındaki taşınım katsayısı ise uzun yatay bir silindir etrafında doğal taşınım için Churchill ve Chu[6] tarafından önerilen korelasyon kullanılarak hesaplanmıştır.

## 2.2. Soğuma Süreci

Boylere suyu sıcaklığı, kullanım sıcaklığı olan  $60^\circ\text{C}$ 'ye ulaştığında termostat soğuk su girişini açacaktır. Eğer tüketim varsa boylere soğuk su girişi olacaktır, yoksa boyler suyu sıcaklığı  $60^\circ\text{C}$ 'yi geçeceği için termostat ısıtıcı devre pompasını durduracaktır. Belirli bir  $m_b$  debisi kadar sıcak su sarfiyatı olduğu düşünülürse, yönetici denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$M_b c_{pb} \frac{dT_b}{dt} = m_b (T_{bi} - T_{bo}) + \frac{3T_{lm}}{R_{tot}} \quad (8)$$

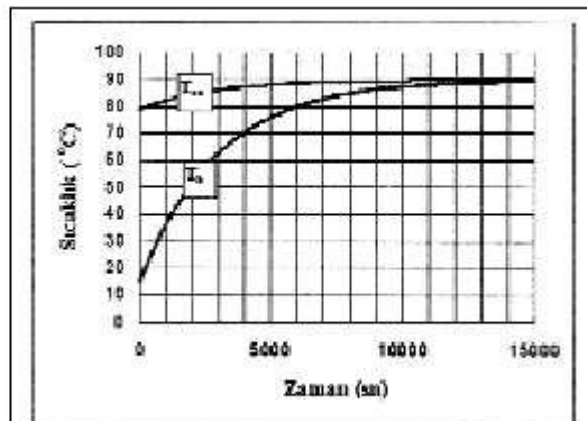
$$M_s c_{ps} \frac{dT_{s,m}}{dt} = m_s c_{ps} (T_{si} - T_{so}) - \frac{3T_{lm}}{R_{tot,x}}$$

(9)

$$\frac{dT}{dt} = \frac{3T_{lm}}{R_{tot}}$$

Denklem (8) ve (9) için başlangıç şartları ısıtma sürecinin sona erdiği andaki şartlar olarak alınabilir.

Serpantin içerisindeki ortalama taşınım katsayısı ( $h_s$ ), ısınma süreci başlığı altında anlatıldığı gibi hesaplanır. Fakat boyler tarafı taşınım katsayısı ( $h_b$ ), boyler içerisinde akış söz konusu olduğundan, akış karakteristiğine göre uygun bir korelasyonla hesaplanmalıdır. Boyler tarafı için  $Gr_D / (Re_D)^2 \gg 1$  ise zorlanmış konveksiyonun etkisi ihmal edilir ve problem doğal taşınım



Şekil 4. U-borulu serpantinli boylere ısınma performansı; ( $m_s=2300 \text{ kg/h}$ ,  $t(60^\circ\text{C})=45'$ ,  $T_{si}=90^\circ\text{C}$ )

problemi gibi çözülür[7]. Boyler çapının çok büyük olması nedeniyle boyler tarafında ortalama akış hızı ( $U$ ) küçük kalacağı için  $d_{SO}$  serpantin borusu dış çapı olmak üzere,  $Re_{D_o} = U d_{SO}/\nu$  şeklinde hesaplanacak olan Reynolds sayısı çok küçük mertebelerde olmaktadır. Bu nedenle boylerler için yukarıdaki şart sağlanmaktadır. Bu sonuca göre soğuma periyodu için boyler tarafı taşınım katsayısı yukarıda ısınma periyodu için tanımlandığı gibi hesaplanabilir.

Denklem takımlarının çözümü için Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Akışkan taşınım özellikleri ise Newton-Gregory interpolasyon tekniğine göre yazılmış alt programlar yardımıyla hesaplanmaktadır. Ayrıca ısı taşınım katsayıları ise yukarıda anılan korelasyonları kullanılarak yazılmış alt programlarla hesaplanmaktadır.

### 3. SONUÇ

Sıcak su tüketimi olmadığı zaman, ısınma periyodu süresince belli bir süre sonunda boylerin termal denge durumuna erişmesi gerekir. Bu durum Boyler Şekil-4'de açıkça görülmektedir. Şekil-4, u-borulu serpantine sahip bir boylerin sıcak su hazırlama sürecine ait performansını göstermektedir. Bu boylere ait geometrik ölçüler Tablo-1'de verilmiştir. Isıtıcı akışkan debisi 2300 kg/h, serpantin giriş sıcaklığı ise 90 °C'dir. Bu çalışma şartlarında boyler suyunun 60 °C'ye ulaşması 45 dak. sürmektedir. Gerek serpantin çıkış sıcaklığı ve gerekse boyler suyu sıcaklığı, sıcak su sarfiyatı olmadığı takdirde muayyen bir zaman sonra (yaklaşık 3 saat 37 dak.) serpantin giriş sıcaklığına eşit olmaktadır. Bu ise yukarıda zikredildiği gibi beklenen sonuçtur ve programın doğru sonuç ver-

diğini göstermektedir. Ayrıca Şekil-4'de ısınma periyodunda, ısıtıcı devre akışkanının serpantin den çıkış sıcaklığının ( $T_{SO}$ ) değişimi de gösterilmiştir.  $T_{SO}$  sıcaklığı aynı zamanda ısıtıcı devre akışkanının kazana dönüş sıcaklığı olduğu için aşağıda izah edilen nedenlerden ötürü 70 °C altına düşmemesi önemlidir. Dolayısıyla özellikle optimum ısıtıcı akışkan debisini tayin ederken, bu sıcaklığın ısınma periyodu başlangıcında hangi seviyelere kadar düştüğünü bilmek önemlidir.

**Tablo-1. Boyler Ölçüleri**

U-borulu boyler	
Boyer hacmi (lt)	1000
Boyer iç çapı (m)	0,75
Boyer yüksekliği/uzunluğu(m)	2,265
Boru iç/dış çapı (m)	0,0127/0,0167
Boru uzunluğu (m)	3,471
sayısı	18
Malzeme	çelik

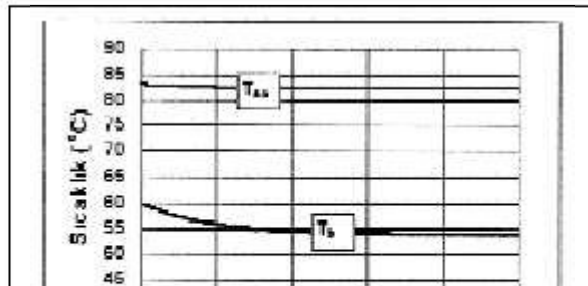
Sıcak su sarfiyatı ( $m_b$ ), binanın durumuna göre TS-1258'de verilen yöntemle hesaplanan sabit bir parametredir. Bu yüzden program optimum pompa debisini belirlemek amacıyla kullanılabilir. Isıtıcı devre (serpantin) debisi ( $m_s$ ), hem boylerin sıcak su hazırlama süresini, hem de tüketim esnasında boyler sıcaklığının soğuma hızını belirler. Ayrıca kalorifer kazanları 90°C gidiş ve 70 °C dönüş sıcaklıklarında çalışacak şekilde seçilirler. Bu nedenle serpantin suyu çıkış sıcaklığının ( $T_{SO}$ ) 70°C'nin çok altına düşmemesi gerektiği de

dikkate alınmalıdır. Oysaki  $T_{SO}$  sıcaklığı da yine  $m_s$  debisine bağlıdır. Belirli bir boyler için serpantin yüzey alanı, boyler hacmi ve sıcak su tüketim debisi gibi parametrelerin sabit olduğu dikkate alındığında ısıtıcı devre (serpantin) debisinin ( $m_s$ ) seçimi büyük önem kazanmaktadır. Eğer debi ( $m_s$ ) gereğinden büyük seçilmişse büyük bir pompa kullanmak gerekir. Bu ise hem ilk yatırım maliyetini hem de işletme maliyetini artıracaktır. Eğer bu debi küçük seçilirse, sıcak su hazırlama süresi (ısınma süresi) uzarken tüketim esnasında boyler kısa sürede soğur. Kazana dönüş sıcaklığı ( $T_{SO}$ ) aşırı düşer kazan performansı olumsuz etkilenir. Dolayısıyla  $m_s$  debisinin optimum bir değerde olması önemlidir. Pompa büyüklüğünü minimum yapan debiyi bulurken aşağıdaki kriterlerin göz önünde bulundurulması gerekir;

1. Isınma süresi kısa olmalı
2. Tüketim esnasında boyler suyu sıcaklığı belli bir değerin altına düşmemeli (örneğin  $T_k > 50$  °C)

masından sonra başladığı kabul edilerek yukarıda hesaplanan tüketim debisi ve Şekil-4'de belirtilen ısıtıcı devre debisi ( $m_s$ ) ve serpantin giriş sıcaklığı esas alınarak Şekil-5 hazırlanmıştır. Belirlenen çalışma şartlarında, Şekil-5'ten görüldüğü gibi, boyler suyu sıcaklığı ( $T_b$ ) yaklaşık 800 saniyede 52.8 °C'ye düşmekte ve bu sıcaklıkta sabit kalmaktadır. Diğer yandan bu süreç boyunca serpantin çıkış sıcaklığı,  $T_{SO}$  (kazana dönüş sıcaklığı) ise 70 °C'nin üstünde kalmaktadır.

Program kullanılarak yukarıda sözü edilen kri-

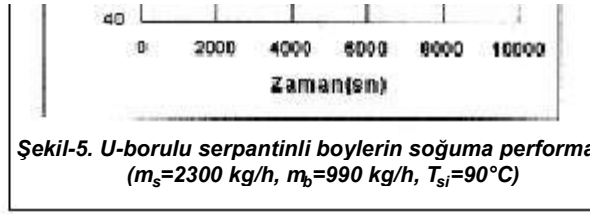


3. Serpantin çıkış sıcaklığı 70 °C'nin altına düşmemelidir.

Isıtıcı devre debisi yukarıdaki üç kriteri sağlayan en küçük debi olmalıdır. Program sayesinde ms debisi için optimum aralık bulmak çok kolaydır. Boyler için sıcak su tüketim debisi mesken tipi 6 dairenin ihtiyacını karşılayacak şekilde belirlenmiştir. Bir dairedeki sıcak su kullanım yerleri için gerekli sıcak su debisi TS-1258 esas alınarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

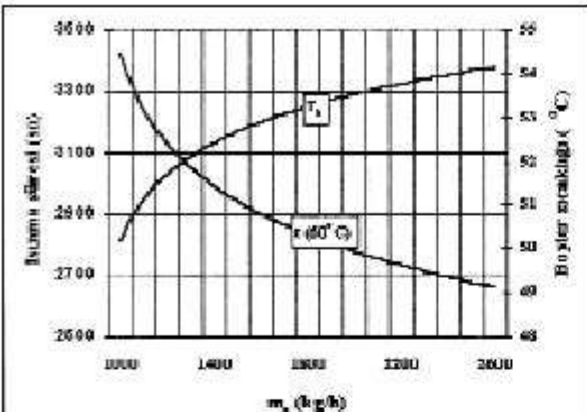
Tüketim yeri	adet	Gerekli sıcak su ihtiyacı (lt/h) TS-1258
Lavabo	1	18
Bulaşık makinesi	1	68
Çamaşır makinesi	1	90
Eviye	1	45
Küvet	1	90
Kullanım eş zaman faktörü		0,53
Daire sayısı		6
Toplam		990

Tüketim süresince gerek boyler sıcaklığı ( $T_b$ ), gerekse serpantin çıkış sıcaklığının ( $T_{so}$ ) hangi mertebelerde olduğunu bilmek ısıtıcı devre debisi ( $m_s$ ) seçiminde yukarıda belirtildiği gibi oldukça önemlidir. Bu amaçla, soğuma periyodu diğer bir ifadeyle sıcak su tüketim süreci, ısınma periyodu sonunda boyler suyu sıcaklığının 60 °C'ye ulaş-



terleri sağlayacak uygun ısıtıcı devre debisi ( $m_s$ ) tayin etmek mümkündür. Şekil-6'da ısıtıcı devre debisine ( $m_s$ ) karşılık sol düşey ekseninde ısınma süresi ve sağ düşey ekseninde ise boyler suyu sıcaklığı görülmektedir. Buradaki boyler suyu sıcaklığı, sıcak su tüketimi başladıktan 10,000 saniye (2 saat 47 dak.) sonraki su sıcaklığıdır. Isıtıcı devre debisi ( $m_s$ ) 1000 kg/h iken 10000 sn soğuma süresi sonunda boyler sıcaklığı 50.5 °C olmaktadır. Eğer bu debi 2600 kg/h alınırsa ısınma süresinde 13 dakikalık bir azalma, 10000 saniye soğuma süresi sonunda boyler sıcaklığında sadece 4 °C civarında bir artış, buna karşılık ısıtıcı devre debisinde 2.6 kat bir büyüme gerçekleşir. Bu sonuçta göre ısıtıcı devre debisindeki ( $m_s$ ) artışla elde edilecek kazanımlar, pompa büyüklüğünün aşırı artmasından dolayı meydana gelecek kayıplara göre küçük kalmaktadır. Şekil-6 dikkatle incelenirse optimum ısıtıcı devre debisinin 1300-1400 kg/h aralığında iki eğrinin kesişim noktası civarında olduğu anlaşılabilir. Görüldüğü gibi Şekil-6 bize optimum bir debi aralığı için önemli bir bilgi sunmaktadır.

Bu program performans problemini çözmek üzere tasarlanmış olsa da, programdan serpantin boyutlandırması hakkında da bilgi edinmek müm-



Şekil-6. U-borulu serpantin için optimum ısıtma debisi

kündür. Örneğin yukarıdaki U-borulu boyler için serpantin yüzey alanı sabit kalacak şekilde boru çapı değiştirilerek (bu durumda boru sayısını de-

ğıştirmek gerekir) aynı çalışma şartları için per-

formansın nasıl değiştiğini görmek mümkündür.

nar Forced Convection In Ducts", Academic, New York

3. Gnielinski, V. (1983) "Forced Convection In Ducts, In Heat Exchanger Design Handbook, Schlünder, E.U. (Ed.), Pp.2.5.1-2.5.3, Hemisphere, New York

4. Gnielinski, V. (1976), "New Equations for Heat And Mass Transfer In Turbulent Pipe And Channel Flow", Int. Chem. Eng., Vol.16, Pp.359-368

5. Petukhov, B.S. (1970), Heat Transfer And Friction In Turbulent Pipe Flow With Variable Physical Properties, In Advances In Heat Transfer, J.P. Hartnet And T.V. Irvine (Eds.), Vol.6, Pp.504-564, Academic, New York.

6. Churchill, S.W., And H.H.S. Chu, (1975), "Correlating Equations For Laminar And Turbulent Free Convection From A Horizontal Cylinder" Int. J. Heat And Mass Transfer, Vol.18, Pp.1049

7. Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., (1996), "Introduction to Heat Transfer", John Wiley & Sons, pp. 479.

#### 4. KAYNAKLAR

1. TS 1258, Ekim (1983), "Temiz Su Tesisatı Hesap Kuralları"
2. Shah,R.K. And London,A.L. (1978), "Lami -