

ORTAK KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİ BOYUTUNUN KLASİK İÇ İÇE BORULU TİP ISI DEĞİŞTİRİCİ BOYUTUNA ORANININ TEORİK İNCELENMESİ

Hüseyin USTA Tayfun MENLİK

Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makina Eğitimi Bölümü, Beşevler, Ankara

ÖZET

Bu çalışmada, kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan kaskat kondenser için tasarlanan Ortak Kanatçıklı (OK) Isı Değiştirici ile klasik tip İç İçe Borulu Isı Değiştiricilerin (İİB) boyutlandırmasında kullanılan parametreler belirlendi. Yapılan örnek teorik hesaplarla boyutlandırma karşılaştırması yapıldı. Hesaplamalar sonucunda OK tip ısı değiştirici imalatında klasik tipe göre % 53 daha az boruya ihtiyaç olduğu tespit edildi.

Anahtar Kelimeler : Soğutma, Kademeli Sistem, Isı Değiştirici, Kanatçık

A THEORETICAL INVESTIGATION INTO THE RATIO OF THE SIZE OF ASSOCIATED FINNED HEAT EXCHANGER TO CONVENTIONAL TYPE DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER

ABSTRACT

In this study, parameters, used in dimension of associated finned heat exchanger (OK) and conventional type double pipe heat exchanger (IIB) designed for cascade condenser used in cascade refrigeration systems, were determined. Dimension comparing is done as example theoretical calculations. The result of calculations, It is fixed that needed pipe in manufacturing of OK type heat exchanger is less 53 % than that of IIB type heat exchanger.

Key Words : Refrigeration, Cascade System, Heat Exchanger, Fin

1. GİRİŞ

Bu günkü konumuyla mekanik soğutma sistemlerinin uygulama alanlarını "sınırsız" diye nitelendirmek ve günlük insan yaşamının ayrılmaz bir parçası olarak görmek hiç de yanlış değildir.

Günümüzde soğutma; gıda maddelerinin soğutulmasında, gıdadan başka bitki, çiçek, ilaç, kan gibi deneysel maddelerin soğutulmasında ve saklanmasında, proses uygulamalarda, buz yapımında ve otomatik buz makinelerinde, buz pateni sahalarında, gazlardan soğutma suretiyle arındırma işlemlerinde, düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında, gazların sıvılaştırması, tıp uygulamaları, metalürji uygulamaları, klima uygulamaları, buharlaştırmalı soğutma uygulamalarında, ısı depolamada, enerjinin geri kazanım işlemlerinde, güneş enerjisi ve jeotermal enerjilerin kullanımı gibi alanlarda uygulanmaktadır[1].

Yapılan bu grublandırmada her alan için uygulanan sıcaklık değeri farklıdır. Örneğin, bu değer iklimlendirme sistemleri için 0 °C, endüstriyel soğutma uygulamaları için -35 °C ile -50 °C, tıp, ziraat, eczacılık, kimya ve petrol endüstri gibi düşük sıcaklıktaki soğutma uygulamalarında -40 °C ile -100 °C, kriyojenik (mutlak sıcaklık) uygulamalar için yaklaşık 0 K, civarında yapılmaktadır [2].

Medikal soğutucular olarak da bilinen düşük sıcaklıklı soğutma sistemleri kas hücreleri ve kemik dokusu gibi numuneleri, bakteri ve virüs gibi kültürleri, aşıları, kimyasal maddeleri ve diğer bir çok materyali -80 °C ve daha altındaki sıcaklıklarda saklamak ve depolamak amacıyla tasarlanırlar[3].

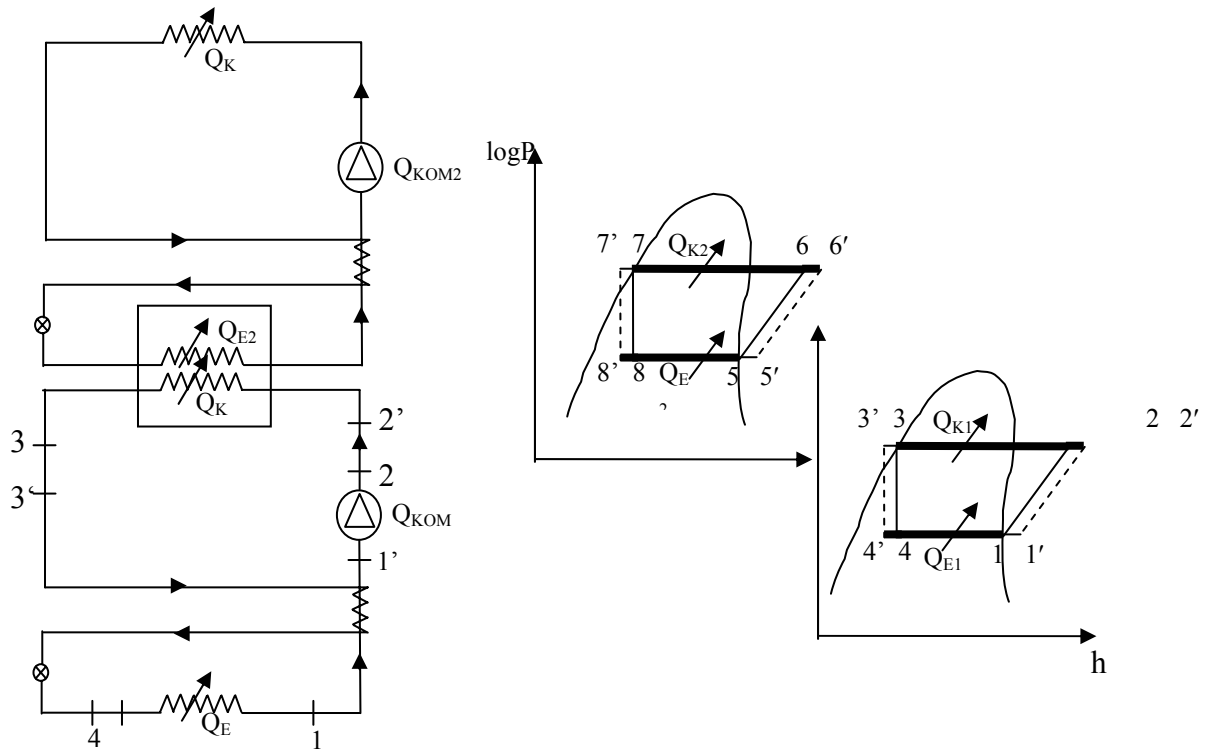
Tek kompresörlü (tek kademeli) soğutma sistemleri -40°C veya -50°C sıcaklığa kadar inmemize imkan verirken, -80°C ve daha aşağı sıcaklıklara inebilmesi için, iki tek kademeli bağımsız soğutma sisteminin ortak bir bileşen ile birleştirilmesi gerekir. Bu ortak bileşene kaskat (cascade) kondenser, bu tür sistemlere de kademeli (kaskat) soğutma sistemi denir[3].

2. KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMİ

Basit buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi -30°C 'ye kadar verimli olmaktadır. -40°C ile -100°C arasındaki sıcaklıklar için kademeli soğutma sistemleri tercih edilir. Kademeli soğutma sistemlerde sıcaklık değeri uygulama alanına göre belirlenir. Örneğin; daha öncede bahsettiğimiz gibi endüstriyel soğutma için -35°C ile -50°C , eczacılık, tıp, kimya ve petrol endüstri gibi soğutma yapılan alanlarda -40°C ile -100°C arasındaki sıcaklıklara inilmelidir.

-40°C altındaki sıcaklık değeri, basit buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimler için çok büyüktür. Çok düşük buharlaşma sıcaklıklarındaki çalışma şartlarında soğutma çevriminin kapasitesi ile birlikte performans katsayısı da hızla düşmektedir. Bunun sebeplerinden birisi, düşük emiş basıncı ile başlayan sıkıştırma işleminin, aynı çıkış-yoğuşum basıncına ulaşabilmesi için daha yüksek bir sıkıştırma oranını gerektirmesidir. Bütün bu nedenlerden dolayı, çok düşük buharlaşma sıcaklıkları gerektiğinde (genellikle -40°C altında) kompresör çıkış basıncı ve sıcaklığın aşırı yükselmesini önlemek için ve aynı zamanda büyük sıcaklık aralığında çalışabilecek bir soğutucu akışkanın bulunmamasından dolayı soğutma kademeli yapılmalıdır[4].

Şekil 2.1'de kademeli soğutma sistemi akış diyagramı ve logP-h diyagramı görülmektedir. Görüldüğü gibi iki çevrimin bağıntısı üst çevrimin (yüksek sıcaklık devresi) buharlaştırıcısı (Q_{E2}), alt çevrimin (düşük sıcaklık devresi) yoğuşurucu (Q_{K1}) işlevini gören, bir ısı değiştiricisi aracılığı ile olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir ve ısı değiştiricinin iyi yalıtıldığı kabul edilirse, ısı değiştiricide alt çevrim akışkanının verdiği ısı, üst çevrim akışkanının aldığı ısıya eşit olacaktır. Başka bir deyişle, birbiriyle bağıntılı çalışan iki soğutma çevrimi kullanılmaktadır.



Şekil 2.1 Kademeli Soğutma Sistemi Akış Diyagramı ve logP-h Diyagramı

2.1 Sistem elemanlarının kapasitelerinin belirlenmesinde kullanılan parametrelerin belirlenmesi

Kademeli sistemlerde tasarım yapılırken kaskat kondenser dışındaki elemanla normal soğutma sistemlerinde olduğu gibi hesaplanır (Şekil 2.1 'de her iki sistemde de aşırı soğutma yapıldığından, sistem elemanlarının

boyutlandırılmasında bu durum göz önünde bulundurulmuştur). Buna göre diğer sistem elemanları evaporatör, kondenser ve kompresör güçleri Şekil 2.1 'den faydalanılarak aşağıdaki eşitliklerden bulunabilir[5]:

$$Q_{E1} = m_1(h_1^1 - h_4^1) \quad (2.1)$$

$$Q_{K1} = m_1(h_2^1 - h_3^1) \quad (2.2)$$

$$Q_{KOM1} = m_1(h_2^1 - h_1^1) \quad (2.3)$$

$$Q_{E2} = m_2(h_5^1 - h_8^1) \quad (2.4)$$

$$Q_{K2} = m_2(h_6^1 - h_7^1) \quad (2.5)$$

$$Q_{KOM2} = m_2(h_6^1 - h_5^1) \quad (2.6)$$

$$Q_{E2} = Q_{K1} \quad (2.7)$$

2.2 Kaskat kondenser tasarımı

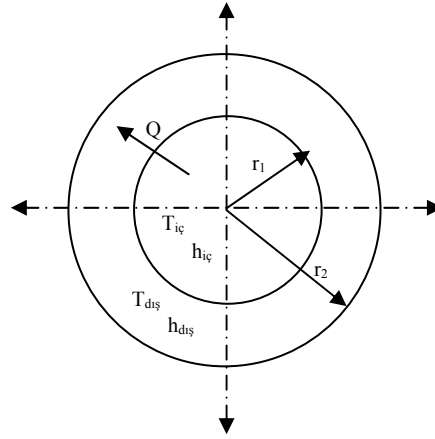
Kaskat kondenser Şekil 2.1 'de de görüldüğü gibi birinci sistem olan düşük sıcaklık devresinin kondenseri ile ikinci sistem olan yüksek sıcaklık devresinin evaporatöründen oluşmaktadır. Isıl denge yönünden incelendiğinde ise, Eşitlik 7 'den anlaşıldığı üzere, birinci sistemin kondenslerinden atılan ısı miktarı (Q_{K1}), ikinci sistemin evaporatöründen çekilen ısı miktarına (Q_{E2}) eşittir.

Sistemin elemanlarının tasarımında normal soğutma sistemindeki elemanların kapasitelerinin belirlenmesinden farklı olarak hesaplanan tek eleman kaskat kondenserdir. Bu çalışmada, kademeli soğutucularda yaygın olarak kullanılan iç içe borulu klasik tip ısı değiştiriciler ile bu çalışmada öneri olarak sunulan tek kanatçıklı ısı değiştiricileri incelenecektir.

2.2.1. İç içe borulu klasik tip ısı değiştiriciler (İİB)

Burada, literatürde çok yaygın bahsedilen ve uygulamada da çok yaygın bir kullanım alanı bulan bu tip ısı değiştiricilerin tasarım parametrelerinden fazla ayrıntılı bahsedilmeyip, temel formül ve eşitlikler verilecektir.

İİB tip ısı değiştiricilerde içteki boruda yoğuşan akışkan, dıştaki borudan ise buharlaşan akışkan dolaşmaktadır. Şekil 2.2 'de İİB tip ısı değiştiricinin kesit resmi görülmektedir.



Şekil 2.2 İç İçe Borulu Tip Isı Değiştirici

Bu tip ısı değiştiricilerde en genel ısı geçiş denklemi aşağıda verildiği gibidir[6]. Eşitlikteki kirlilik faktörü ihmal edilmiştir.

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi L r_1 h_1} + \frac{1}{2\pi L r_1 k} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2\pi L r_2 h_2}} \quad (2.8)$$

Boru içi akış şekil ve şartlarına göre " h_1 ", " h_2 " soğuk ve sıcak taraf ısı taşınım katsayıları belirlenmelidir. Isı taşınım katsayıları bu tip sistemlerde cebri akışta ısı taşınım esaslarına göre belirlenmelidir. Bunlara göre

“ h_1 ” ve “ h_2 ” nin hesaplanmasında belirlenmesi gereken temel iki parametre, belirlenen akış şartlarındaki Reynold ve Nusselt sayılarıdır. Boru içi cebri akışta Reynold sayısı;

$$Re = \frac{U.D}{\gamma} = \frac{4m}{\mu D \pi} \quad (2.9)$$

eşitliği ile, Nusselt sayısı ise;

$$Nu = 0,023.Re^c . Pr^n \quad (2.10)$$

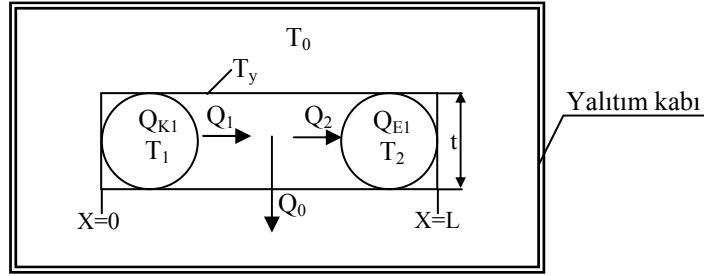
eşitliği ile bulunabilir. Verilen bu eşitlikler ve eşitliklerdeki sabit sayılar akış ve ısı değiştirici şekline göre değişebilirler. Isı taşınım katsayıları ise ;

$$Nu = \frac{h.d}{K} = \frac{K.Nu}{d} \quad (2.11)$$

eşitliğinden bulunabilir[6].

2.2.2 Ortak kanatçıklı ısı değiştiriciler (OK)

Bu tip ısı değiştiricilerde her iki sistemin borularının ilişkisi diğer sistemin tersine aradaki kanatçık vasıtasıyla sağlanmaktadır. Isı geçişi borular arasında kanatçıklar sayesinde sağlanmaktadır. Sistemin kesit resmi Şekil 2.3 ‘de görülmektedir.



Şekil 2.2 Ortak Kanatçıklı Isı Değiştiricinin Kesit Görünüşü

Sistem için ısı denklemini aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$Q_2 = Q_1 - Q_0 \quad (2.12)$$

Kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı ;

$$\theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (2.13)$$

şeklinde oluşur. Bu sıcaklık dağılımı denklemini $X=0$ ve $X=L$ sınır şartlarına göre yeniden düzenlenirse;

$$C_1 = \frac{\theta_0}{1 - e^{2mL}}, \quad C_2 = \frac{\theta_0 e^{2mL}}{1 - e^{-2mL}} \quad \text{elde edilir, bu düzenlemeler Eşitlik 13 'de yerine konulursa;}$$

$$\theta = \frac{\theta_0}{1 - e^{2mL}} \left[e^{mx} - e^{2ml - mx} \right] \quad (2.14)$$

bulunur. Bu eşitlikteki m sabit sayısı;

$m = \sqrt{\frac{h.p}{kA_c}}$ eşitliği ile hesaplanabilir.

Eşitlikteki “h” doğal taşınım şartlarında havanın ısı taşınım katsayısıdır. Kanatçık düşey ve hava içerisinde bulunduğu şartlar için Grashof ve Nusselt sayılarının bulunması gerekir.

Düşey kanatçıklarda ısı taşını laminer veya türbülanslı olabilir. $Gr < 10^8$ ise laminer doğal taşınım, $Gr > 10^9$ ise türbülanslı doğal taşınım şartları mevcuttur[7,8,9]. Bu tip ısı değiştiriciler çok iyi yalıtılmış, kapalı ve kapasitesine göre küçük bir hacim içerisinde bulunduğundan laminer doğal taşınım şartları olacaktır (büyük kapasiteli sistemlerde türbülanslı doğal taşınım şartları görülebilir). Laminer doğal taşınım için sınır tabaka denklemleri çözülerek sabit yüzey sıcaklığında, düşey kanatçık boyunca sıkıştırılmayan akışkanlarda ortalama Nusselt sayısı;

$$Nu = 0,677.Pr^{1/2} (0,952 + Pr)^{-1/4} Gr^{1/4} \quad (2.15)$$

olarak elde edilir[7,8,9]. Isı değiştiricinin daha öncede bahsedildiği gibi içerisinde bulunduğu akışkan hava olduğunda $Pr=0,714$ olarak alınarak Eşitlik 15 ‘de yerine konulursa aşağıdaki eşitlik bulunur[7].

$$Nu = 0,504.Gr^{1/4} \quad (2.16)$$

Buradaki Grashof sayısı içinde;

$$Gr = \frac{g.\beta.(T_y - T_0).L^3}{\gamma^3} \quad (2.17)$$

Eşitliği kullanılabilir. Eşitlik 11 kanatçık için uygulandığında;

$$Nu = \frac{h.L}{k} \Rightarrow h = \frac{Nu.k}{L} \quad (2.18)$$

şeklini alır ve “h” ısı taşınım katsayısının buluna bileceği eşitlik elde edilir. Elde edilen eşitlikler Fourier Kanununda yerine konarak geçen ısı miktarını veren eşitlik;

$$Q = -\frac{kA\theta_0}{1 - e^{2ml}} m[e^{mx} + e^{2mL-mx}] \quad (2.19)$$

şeklinde oluşur.

Bu bağımlılar kullanılarak $X=0$ ‘daki ısı geçişi;

$$Q_1 = -\frac{kA\theta_0}{1 - e^{2mL}} m(1 + e^{2mL}) \quad (2.20)$$

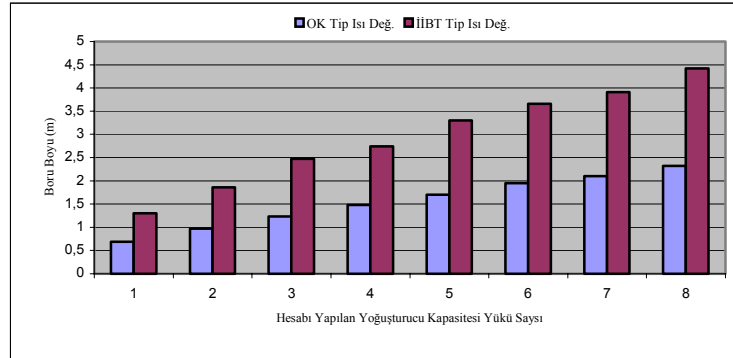
ve $X=L$ ‘deki ısı geçişi;

$$Q_2 = -\frac{kA\theta_0}{1 - e^{2mL}} m(2e^{2mL}) \quad (2.21)$$

olarak elde edilirler.

3. SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER

Her iki sistem içinde hesap parametreleri ayrı ayrı belirlendikten sonra sırasıyla (Şekil 3.1 'de ki yoğuşturucu kapasitesi yükü sırasıyla) 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900 ve 1000 W 'lık yoğuşturucu kapasitelerinde ısı değiştiriciler için kullanılacak boru boyları belirlendi. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.1 'de grafik olarak verilerek bir karşılaştırma yapıldı.



Şekil 3.1 Her İki Sistem İçin Hesaplanan Boru Boyları

Grafikten de anlaşıldığı üzere “İİB” tip ısı değiştiricinin boru boyu “OK” tip ısı değiştiriciden daha fazladır. Bu fazlalılık oranı yaklaşık olarak % 53 ‘dür.

İİBT tip ısı değiştirici kullanılan kademeli soğutucularda, ısı değiştirici boruları soğutma kabini etrafındaki yalıtımın içerisine yerleştirilmektedir. Bu tür soğutucular $-80^{\circ}\text{C} \sim -85^{\circ}\text{C}$ kadar düşük sıcaklıklarda çalıştılarından dolayı yalıtımları da bir hayli kalın olmaktadır. Bu yalıtıma birde ısı değiştirici boruları için yalıtım eklendiğinde soğutucu boyutları bir hayli fazla olmaktadır.

Bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak için bu tür soğutucularda “OK” tip ısı değiştirici kullanılması daha uygun olacaktır. Böyle bir uygulama ile boru boyunu yaklaşık % 53 kısaltarak daha az boru kullanmanın yanında, ısı değiştiriciyi gövde dışında küçük bir haznede yalıtılarak, yalıtımdan meydana gelen büyük soğutucu hacimlerinden kurtulunabilir.

KAYNAKLAR

1. Ceylan, M., “Kademeli Soğutma Sistemlerinde Makina Tasarımı”, **Yüksek Lisans Tezi**, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ocak 2002.
2. Ashrae Handbook – Fundamentals, **Refrigerants**, Bölüm 4, USA 1997.
3. Rose, D., H., Valence, J.,H., Consideration When Purchasing an Ultra-Low Temperature Freezer”, www.forma.com/FormaWeb.nsf/pages/pap3.
4. Ratts, E., B., Brown, J., S., 1999, “A Generalized Analysis for Cascading Single Fluid Vapor Compression Refrigeration Cycles Using An Entropy Generation Minimization Method”, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, pp. 353 – 365, Great Britain.
5. Özkol, N., **Uygulamalı Soğutma Tekniği**, MMO Yayını, Y. No : 115, Ankara 1992.
6. Kakaç, S., **Örneklerle Isı Transferi**, ODTÜ Makine Fakültesi Yayını, Y. No : 27, Seldem Ofset, Ankara 1987.
7. Halıcı, F., Gündüz, M., **Örneklerle Isı Geçişi**, Geliştirilmiş İkinci Baskı, Sakarya 2001.
8. Incropera, F., P., DeWitt, D., P., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, Fourth Edition, John and Sons Inc., New York 1996.
9. Holman, J., P., **Heat Transfer**, Sixth Edition, McGraw-Hill Book Company, New York 1986.