

KAPALI ISI DEĞİŞTİRİCİLİ TERS VE DİK AKIŞLI SOĞUTMA KULELERİNİN ISI DEĞİŞİMİ MODELLENMESİ VE DİZAYNI

Mustafa Turhan ÇOBAN

ÖZET

Soğutma kuleleri soğutma sistemlerinin yanı sıra sanayide çeşitli proseslerde sıkça kullanılmaktadır. Soğutma kulesi kütle ve ısı transferinin birlikte olduğu karmaşık aygıtlardır. Bu çalışmada soğutma kulelerinin kapalı ısı değiştiricileriyle entegre olarak çalıştırılma durumundaki ısı transferi modellenmiştir. Ters akışlı ve dik akışlı soğutma kuleleri hesapları değişik fiziksel durumlar olarak ayrı ayrı göz önünde bulundurulmuştur. Bu modeller kullanarak Java programlama dilinde programlar geliştirilmiş ve değişik geometrilere kule performansları simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları kullanılarak 2 MW kapasiteye kadar kapalı ısı değiştiricili, dik ve ters akışlı soğutma kuleleri tasarlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma kulesi, Kapalı soğutma kulesi, Isı değiştirici, Soğutma sistemleri, Isı transferi

ABSTRACT

Cooling towers used in industry for several purposes including cooling the condenser of a refrigeration cycle. Cooling towers are a complex heat and mass transfer device. In this study basic modeling and design parameters of cooling towers entegrated with heat exchangers will be investigated. Cross flow and counter flow geometries are considered an basic equations for each case is introduced. By using this basic equation simulation programs are developed and tower performances are calculated. BY using this type of simulations cooling towers up to 2 MW capacity are designed and manufactured.

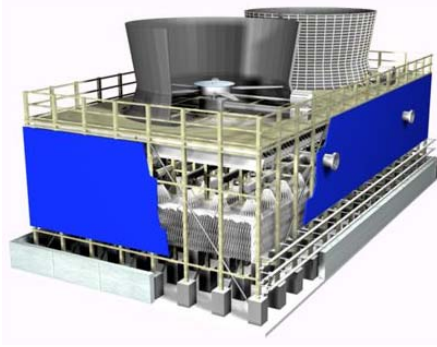
Key Words: Cooling towers, cross flow, counter flow, heat exchangers, closed circuit cooling towers.

1. GİRİŞ

Soğutma kuleleri sistemlerin soğutulması için suyun buharlaşması sırasında ısı alma temel prensibini kullanan temel soğutma sistemleridir. Su soğutma kulelerinde bir tarafta dış hava su soğutma kulesine girer. Diğer taraftan sistemden gelen sıcak su kuleye gönderilir. Bu su dolgu ismini verdiğimiz yapıların üzerinden akıtılarak parçalanır ve giren havayla iyi bir temas yüzeyi sağlanır. Bu yüzey boyunca suyun bir kısmı buharlaşır ve buharlaşırken ısı çeker. Buharlaşan su havaya karışarak havanın su içeriğini artırır. Böylece akan yaş havanın toplam entalpisi hem giren hava ile giren su arasındaki sıcaklık farklarından dolayı artarken geriye kalan sıvı suyun entalpisi azalır. Burada suyun buharlaşması ile enerji çektiğimiz için teorik olarak doymuş yaş hava sıcaklığına kadar suyun sıcaklığını düşürebilmek mümkündür. Pratik olarak yaş hava sıcaklığına 3–5 dereceye kadar su sıcaklıklarını elde edebiliriz. Kısaca soğutma kulelerini atmosfer sıcaklığının altındaki sıcaklıklara su soğutabilen su soğutma ekipmanları olarak tanımlayabiliriz.

Su soğutma kulelerinin yaygın kullanım alanları arasında klima sistemleri, üretim tesisleri ve enerji santralleri vardır. Günümüzde su soğutma kulelerinin olmadığı bir üretim tesisi görmenin zor olduğunu söyleyebiliriz. Sera etkisinden dolayı çevre sıcaklıklarının daha da artması dış havayı bir soğutma ortamı olarak kullanma sınırlarını da zorlamaya başlamıştır. Bu yüzden günümüzde kuru soğutma

kulesi dediğimiz kanatlı atmosferik hava soğutucularının yerine yaş soğutma kulelerinin kullanım yüzdesinin artmasını bekleyebiliriz. Şekil 1 de inşai tip bir soğutma kulesinin genel görünümü verilmiştir.



Şekil 1. İnşai Tip Bir Soğutma Kulesinin Görünümü



Şekil 2. Fabrika Üretim (Paket) Tipi Bir Soğutma Kulesi

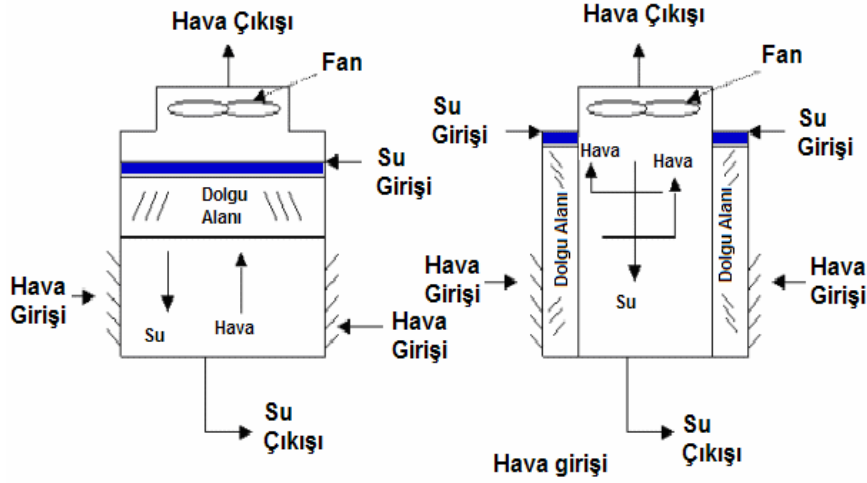
2. SU SOĞUTMA KULESİ ÇEŞİTLERİ

Su soğutma kulelerini hava ve suyun akış geometrilerine göre karşı akışlı ve çapraz akışlı kuleler diye iki sınıfa ayırabiliriz. Şekil 3'te karşı akışlı ve çapraz akışlı kulelerin akış geometrileri görülmektedir. Kulelerin diğer bir sınıflandırması da inşaat tip kuleler ve paket veya fabrika üretim tipi kuleler olarak yapılabilir. İnşaat tip kuleler genellikle santraller ve yüksek kapasitede ısı çekimi yapan yerlerde kullanılır. Fabrika üretim tipi veya paket tipi kuleler 2-5 MW kapasitelere kadar üretilebilirler. Bu kapasitelerin üzerine çıktığında genellikle bunların yerini inşai tip kuleler alır. Şekil 2'de fabrika üretim (Paket) tipi bir soğutma kulesi görülmektedir. Diğer bir önemli sınıflandırma da sistem ısı değiştiricinin yeriyle ilgilidir. Isı değiştiriciler soğutma kulesinin içinde entegre bir yapı olarak bulunabilirler. Bu durumda kapalı devre (üretim sistemine giden suyun açık suyla karışmadığı) bir sistem söz konusudur. Açık devre ısı değiştiricilerinde (üretim sistemine gönderilen soğutulmuş suyun bir kısmı buharlaştırılarak soğutulan açık su olduğu) önemli bir dezavantaj mevcuttur. Suyun bir kısmı sürekli buharlaştığı ve bu buharlaşan suyun yerine sürekli olarak besleme suyu eklendiğinden suyun içerdiği mineral ve iyon madde miktarı sürekli artar. Bu maddelerin bir kısmı sistem borularının içini kaplayabilir, sistemimizde korozyon veya birikme olabilir. Bunun sonucunda üretim sistemindeki ısı değiştiricilerinin performansı düşecektir. Eğer açık sistem soğutma kuleleri kullanılıyorsa kullanılan su periyodik olarak tamamen değiştirilmeli ve periyodik sistem bakımları ihmal edilmeden gerçekleştirilmelidir. Kapalı tip kulelerde de periyodik kule bakımı gerekir. Ancak bu bakım kule içinde kalmakta, üretim sistemini ve fabrikayı kapsamamaktadır. Dolayısıyla daha ucuz bir bakım işlevlidir. Ancak kapalı sistem kuleler aslında bir kule ısı değiştirici entegrasyonu olduklarında daha pahalı ekipmanlardır. Soğutma kulesi ısı değiştiricisi bir soğutma sisteminin kondenseri olarak da görev görebilir. Bu durumda boru içinden direk olarak soğutucu akışkan geçecektir. Bu tür yoğunlaştırıcılara evaporatif tip yoğunlaştırıcı adı verilir.

Şekil 4 ve 5'te açık ve kapalı tip su soğutma kulelerinin şematik görüntüleri verilmektedir. Suyun buharlaştırılması prensibine dayanan yaş soğutma kuleleri, kuru soğutma kulesi diye de adlandırdığımız kanatlı hava değiştiricilerle entegre olarak da kullanılabilir. Bu kullanımın en önemli nedeni iklim değişimleriyle gitgide değer kazanan suyun büyük miktarlarda kullanımının önlenmesidir. Eğer prosesten gelen suyun sıcaklıkları çevre sıcaklıklarının çok üzerindeyse yaş soğutma kuleleri çok miktarda suyu buharlaştıracaktır. Buharlaşan su önemli miktarlarda olduğunda bu ek bir kayıp ve maliyet olarak karşımıza çıkar. Kuru soğutma kuleleri ise yüksek sıcaklıklardaki sıvıları atmosferik sıcaklıklara 5–10 °C yaklaştırmak için ideal ısı değişim araçlarıdır. Ancak atmosfer sıcaklıklarına yakın sıcaklıklar ve atmosfer altı sıcaklıklar söz konusu olduğunda yetersiz kalmaktadırlar. Bunun bir

çözümü iki kademeli soğutma prosesi olabilir. Birinci kademede kuru soğutma kulesinde soğutulan su ikinci kademe olarak yağ kulede soğutulur. Böylece aşırı su kayıplarının önüne geçilmiş olur.

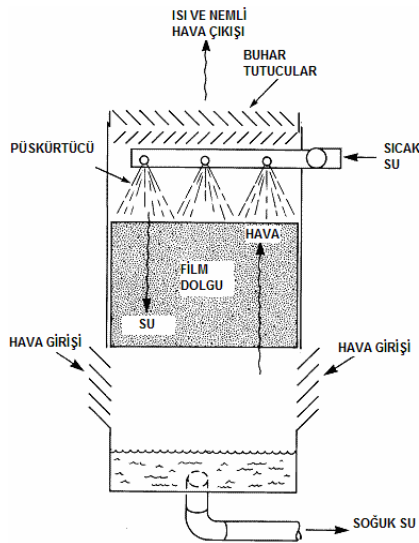
Soğutma kuleleriyle ilgili son sınıflamamız kullandıkları dolgu maddelerine göre yapılabilir. Dolgular kuleye gelen su akımını daha küçük akımlara bölerek havayla su zerreciklerinin temasını maksimize eden kule elemanlarıdır. Sıçratmalı ve film tipi dolgu elemanları iki temel dolgu tipini oluşturur. Biz ısı analizlerimizde film tipi dolgu olduğunu varsayacağız.



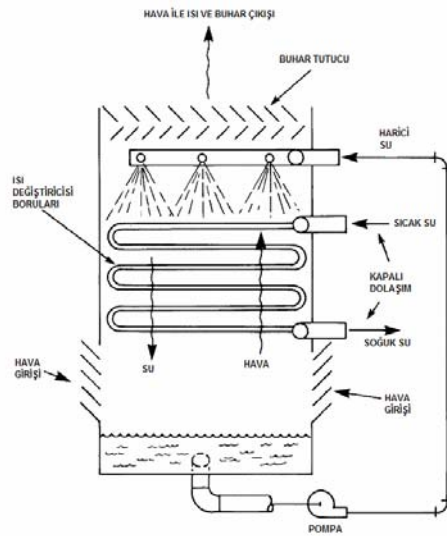
Şekil 3. Karşı ve Çapraz Akışlı Kule Tasarımı

3. TERS AKIŞLI SU SOĞUTMA KULESİ ISIL ANALİZİ

Bu bölümde su akış yönünün ve hava akış yönünün birbirine ters olduğu (karşı akışlı) su soğutma kulesinde kule temel boyutlandırılma ve ısı analizlerinin yapılması verilecektir. Burada önce dolgu miktarı ve buna bağlı olarak soğutma kulesi boyutu irdelenecektir. Şekil 6'da karşı akışlı bir hava kulesinde akan suyun ve havanın dolgu üzerindeki diferansiyel kontrol hacmi görülmektedir.



Şekil 4. Açık Tip Soğutma Kulesi

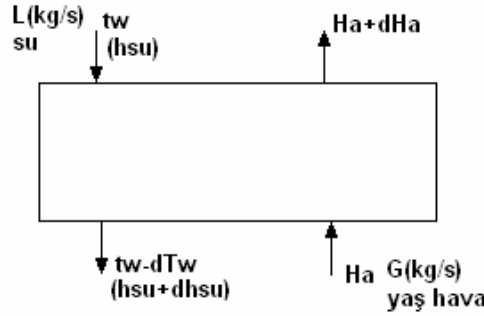


Şekil 5. Kapalı Tip Soğutma Kulesi

Şekildeki t_w su sıcaklığı, h_{su} suyun entalpisi, H_a yaş hava giriş entalpisidir. L su kütleli debisi, G kuru hava kütleli debisidir. Bu durumda diferansiyel kontrol hacmi enerji denklemi:

$$LC_{pw}dt_w = L dh_{su} = G dH_a \quad (1)$$

Su damlacığının enerji transferinde 2 temel mekanizma söz konusudur. Birincisi sıcaklık farkından dolayı ısı taşınımı diğeri ise kütle transferinden dolayı (damlacık yüzeyinden suyun belli bir kısmı buharlaşmaktadır) oluşan mühendislik hesaplarında gizli ısı olarak adlandırılan enerji transferidir. (1) denklemini



Şekil 6. Hava Kulesinin Diferansiyel Kontrol Hacmi

ısı ve kütle transferi yönünden yazacak olursak:

$$LC_{pw}dt_w = L dh_{su} = h_{taşınım} a dV(t_w - t_a) + K a dV (W_w - W_a) h_{fg} \quad (2)$$

Buradaki

- $h_{taşınım}$ = taşınım ısı transferi katsayısı (W/m^2K)
- K = su – hava temas yüzeyindeki kütle transferi katsayısı
- a = dolgu maddesinin birim hacmi başına su ile havanın temas yüzeyi (m^2)
- C_{pw} = suyun özgül ısısı ($KJ/kg K$)
- h_{su} = suyun entalpisi (KJ/kg)
- h_{fg} = $h_{buhar} - h_{su}$ = suyun buharlaşma entalpisi
- W_w = su sıcaklığındaki doymuş havanın mutlak nemi (kg su buharı/ kg kuru hava)
- W_a = su sıcaklığındaki doymuş havanın mutlak nemi (kg su buharı/ kg kuru hava)

Su hava temas yüzeyinde Lewis benzeşim bağıntısı genellikle geçerlidir. Bu bağıntı

$$K = h_{taşınım} / C_{phava} \quad (3)$$

bu bağıntıdaki C_{phava} havanın sabit basınçta su – hava temas yüzeyindeki özgül ısısıdır. K su-hava yüzeyindeki kütle transferi katsayısı ($kg/(s.m^2)$), $h_{taşınım}$, taşınım ısı transferi katsayısı (W/m^2K), C_{phava} yaş havanın özgül ısısıdır. a birim hacimdeki su-hava temas yüzey alanıdır (m^2/m^3)

Denklem (2) ve (3) ü bir araya getirirsek:

$$LC_{pw}dt_w = L dh_{su} = K a dV(C_{phava} t_w - C_{phava} t_a + W_w h_{fg} - W_a h_{fg}) \quad (4)$$

Denklemini elde ederiz. Yaş havanın entalpisi

$$H_w = C_{phava} t_w + W_w h_{fg} \quad (5)$$

$$H_a = C_{phava} t_w + W_a h_{fg} \quad (6)$$

Olduğu göz önüne alınırsa denklemimiz

$$LC_{pw}dt_w = L dh_{su} = K a dV(H_w + H_a) \quad (7)$$

formunu alır. Buradan

$$\int_0^V \frac{Ka dV}{L} = \int_{t_{suc}}^{t_{sug}} \frac{C_{pw} dt_w}{H_w - H_a} = \int_{t_{suc}}^{t_{sug}} \frac{dh_{su}}{H_w - H_a} \quad (8)$$

$$\frac{KaV}{L} = \int_{t_{suc}}^{t_{sug}} \frac{C_{pw} dt_w}{H_w - H_a} = \int_{t_{suc}}^{t_{sug}} \frac{dh_{su}}{H_w - H_a} \quad (9)$$

denklemini elde edilir. Bu denklem Merkel denklemi adı ile anılır. Buradaki $\frac{KaV}{L}$ terimi kule karakteristiği adını alır. Kule tasarımında kule karakteristiği ısı değiştirici tasarımındaki NTU gibi önemli bir parametredir. Anlam olarak da NTU'ya benzer. Diğer bir terimle çok büyük $\frac{KaV}{L}$ değerine sahip olan bir kule gereğinden büyüktür (yani çok pahalıdır), çok küçük bir $\frac{KaV}{L}$ değerinde ise gereğinden küçüktür diyebiliriz. Denklem (9) analitik olarak çözüme pek uygun bir denklem değildir. Sayısal olarak çözülmesi çok daha kolaydır. Sayısal çözümde genel uygulama sıcaklığın küçük stepler halinde değiştirilerek her step için olan terimlerin toplanmasıdır.

$$\frac{KaV}{L} = \sum_{i=0}^n \frac{C_{pw} \Delta t_w}{H_w - H_a} = \sum_{i=0}^n \frac{\Delta h_{su}}{H_w - H_a} \quad (10)$$

$$\Delta t_w = \frac{t_{sug} - t_{suc}}{n} \quad (11)$$

$$\Delta h_{su} = \frac{h_{sug} - h_{suc}}{n} \quad (12)$$

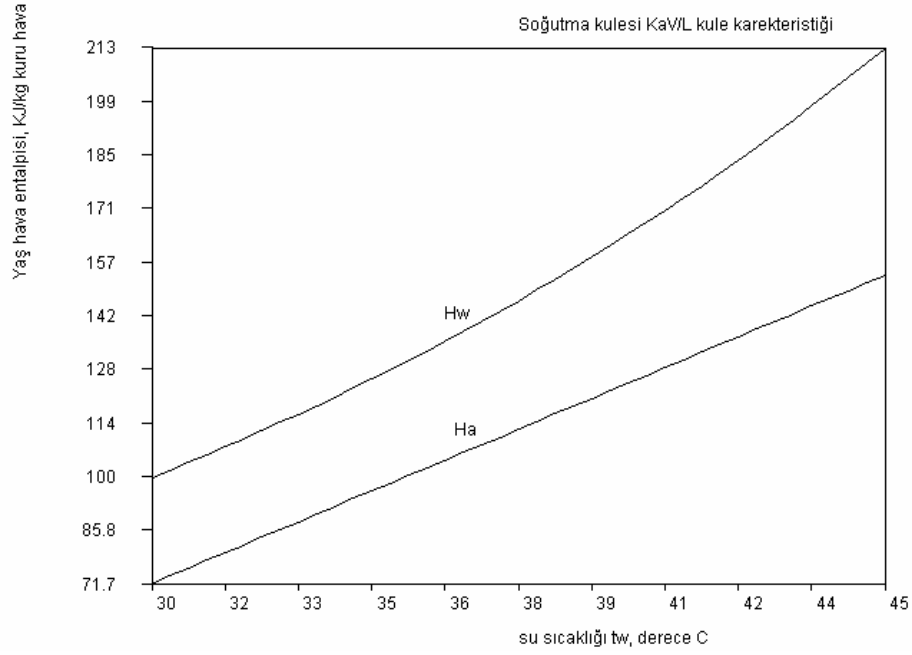
denklemleriyle verilir. Denklemdeki H_a yaş hava giriş entalpisinin ilk değerini hava giriş yaş hava sıcaklığı ve kuru hava sıcaklığından (veya kuru hava sıcaklığı ve bağıl nemden) saptadıktan sonra her stepteki değişimi denklem (1) de verdiğimiz enerji dengesini kullanarak hesaplayabiliriz.

$$H_a^{i+1} = H_a^i + \frac{L}{G} \Delta h_{su} = H_a^i + \frac{L}{G} C_{pw} \Delta t_w \quad (13)$$

Bu denklemin çözümünü yapmak için Java programlama dilinde bir program geliştirilmiştir (soğutmakulesi.java). Bu programı kullanarak bir örnek problemi irdeleyelim. Sıcak su kuleye 45.0 °C de girmekte ve 30 °C de çıkmaktadır. Kuru hava sıcaklığı 34 °C ve yaş hava sıcaklığı 24 °C ise ve su hava debi oranı (L/G)=1.3 ise kule karakteristik denklemini hesaplayalım. Program çıktısı olarak $\frac{KaV}{L} = 1.8195099755983606$ bulundu. Bu değeri elde etmek için 40 stepli sayısal integrasyon kullanıldı. Her stepteki değerler Tablo 1 de verilmiştir.

Tablo 1. Örnek Problemdaki Hesaplanan Entalpi Değerleri

| T derece C | H _w (kJ/kg) | H _a (kJ/kg) | dh _{su} | dt _w |
|------------|------------------------|------------------------|------------------|-----------------|
| 30 | 99.63004 | 71.69137 | 1.567001 | 0.375 |
| 30.375 | 101.6045 | 73.72847 | 1.566918 | 0.375 |
| 30.75 | 103.6127 | 75.76546 | 1.566839 | 0.375 |
| 31.125 | 105.6552 | 77.80235 | 1.566763 | 0.375 |
| 31.5 | 107.7328 | 79.83915 | 1.56669 | 0.375 |
| 31.875 | 109.8461 | 81.87584 | 1.566621 | 0.375 |
| 32.25 | 111.9959 | 83.91245 | 1.566555 | 0.375 |
| 32.625 | 114.1829 | 85.94897 | 1.566491 | 0.375 |
| 33 | 116.4078 | 87.98541 | 1.566432 | 0.375 |
| 33.375 | 118.6715 | 90.02177 | 1.566375 | 0.375 |
| 33.75 | 120.9747 | 92.05806 | 1.566321 | 0.375 |
| 34.125 | 123.3182 | 94.09428 | 1.56627 | 0.375 |
| 34.5 | 125.7028 | 96.13043 | 1.566223 | 0.375 |
| 34.875 | 128.1294 | 98.16652 | 1.566178 | 0.375 |
| 35.25 | 130.5989 | 100.2025 | 1.566136 | 0.375 |
| 35.625 | 133.112 | 102.2385 | 1.566097 | 0.375 |
| 36 | 135.6698 | 104.2745 | 1.566061 | 0.375 |
| 36.375 | 138.2731 | 106.3103 | 1.566028 | 0.375 |
| 36.75 | 140.9229 | 108.3462 | 1.565998 | 0.375 |
| 37.125 | 143.6201 | 110.382 | 1.56597 | 0.375 |
| 37.5 | 146.3657 | 112.4177 | 1.565945 | 0.375 |
| 37.875 | 149.1608 | 114.4535 | 1.565923 | 0.375 |
| 38.25 | 152.0063 | 116.4892 | 1.565903 | 0.375 |
| 38.625 | 154.9033 | 118.5248 | 1.565886 | 0.375 |
| 39 | 157.8529 | 120.5605 | 1.565871 | 0.375 |
| 39.375 | 160.8561 | 122.5961 | 1.565859 | 0.375 |
| 39.75 | 163.9142 | 124.6317 | 1.565849 | 0.375 |
| 40.125 | 167.0283 | 126.6673 | 1.565841 | 0.375 |
| 40.5 | 170.1995 | 128.7029 | 1.565836 | 0.375 |
| 40.875 | 173.4291 | 130.7385 | 1.565833 | 0.375 |
| 41.25 | 176.7184 | 132.7741 | 1.565833 | 0.375 |
| 41.625 | 180.0685 | 134.8097 | 1.565835 | 0.375 |
| 42 | 183.4809 | 136.8453 | 1.565839 | 0.375 |
| 42.375 | 186.9568 | 138.8809 | 1.565845 | 0.375 |
| 42.75 | 190.4976 | 140.9165 | 1.565853 | 0.375 |
| 43.125 | 194.1048 | 142.9521 | 1.565863 | 0.375 |
| 43.5 | 197.7798 | 144.9877 | 1.565875 | 0.375 |
| 43.875 | 201.5241 | 147.0233 | 1.56589 | 0.375 |
| 44.25 | 205.3391 | 149.059 | 1.565906 | 0.375 |
| 44.625 | 209.2266 | 151.0947 | 1.565924 | 0.375 |
| 45 | 213.1879 | 153.1304 | 1.565944 | 0.375 |



Şekil 7. Karşı Akışlı Hava Kulesinde Entalpi Değişimi Grafiği

Bu değerleri grafik formunda Şekil 7 de gösterilmiştir. Şekil 7 görsel olarak bize H_w nun değişiminin lineer olmadığını göstermektedir.

4. ÇAPRAZ AKIŞLI SOĞUTMA KULELERİ ISIL ANALİZİ

Şekil 8 de çapraz akışlı bir kule kesiti görülmektedir. Su tepeden girmekte ve alttan çıkmaktadır. Hava, sol taraftan girmekte ve sağ taraftan çıkmaktadır. Hava bir fan tarafından sürülmekte ve su akış yönüne çapraz olarak hareket etmektedir. Dolgu derinliğini 1 birim olarak alırsak

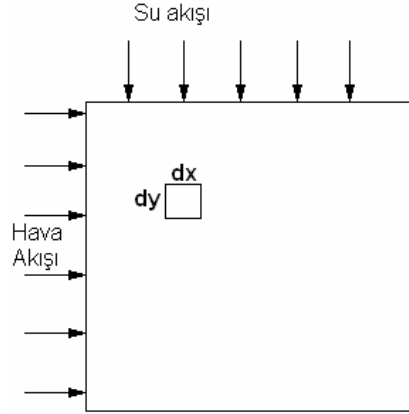
$$-(dx)(1)(L)(C_{pw})(dT_w) = (dy)(1)(G)(dH_a) \quad (14)$$

denklemini düzenlediğimizde

$$-LC_{pw} \left(\frac{dT_w}{dy} \right) = G \left(\frac{dH_a}{dx} \right) \quad (14a)$$

formunu alır. Bu denklemden

- T_w = su sıcaklığı, derece C
- H_a = yaş havanın entalpisi (kJ/kg kuru hava)
- L = birim alandan geçen su debisi [kg/(s m²)]
- G = birim alandan geçen kuru hava debisi [kg/(s m²)]
- C_{pw} = suyun özgül ısısı (KJ/kg K)



Şekil 8. Çapraz Akışlı Kule Kesiti

Denklemler 14a suyun kaybettiği ısıyı havanın kazandığını gösteren bir kısmi diferansiyel denklemdir. Diferansiyel hacmi tekrar inceler ve suyun ısı kaybını su hava sınır tabakasındaki ısı transferine eşitlersek ve Lewis yaklaşımının doğru olduğunu kabul edersek (Lewis eşitliği denklem 3 de verilmiştir)

$$-(dx)(1)(L)(C_{pw})(dT_w) = (Ka)(dy)(dx)(1)(G)(H_w - H_a) \quad (15)$$

$$-LC_{pw} \left(\frac{dT_w}{dy} \right) = Ka(H_w - H_a) \quad (15a)$$

Burada H_w su sıcaklığındaki doymuş (bağıl nem = 1) nemli havanın entalpisidir. 14a ve 15a bağıntıları birleştirilirse

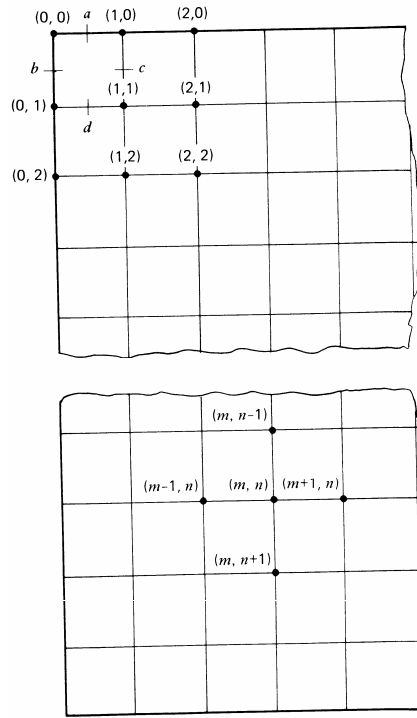
$$G \left(\frac{dH_a}{dx} \right) = Ka(H_w - H_a) \quad (16)$$

denklemleri oluşturulabilir. 15a ve 16 denklemleri temel olarak su-hava yüzeyindeki ısı transferini gösteren denklemlerdir. Isı transferi mekanizmasını oluşturan temel parametre entalpi farkıdır. Diferansiyel denklem kısmi diferansiyel denklem olduğundan çözüm için iki sınır şartı gerekmektedir.

$$H_a(0,y) = C_1$$

$$T_w(x,0) = C_2$$

Bu denklemlerin oluşturulmasında karşı akışta verilen Merkel denklemiyle aynı ön kabuller kullanılmıştır. Matematiksel model lineer olmayan bir model oluşturduğundan doğrudan bir çözümü mevcut değildir. Çözüm için sonlu farklar metodlarından yararlanmamız gerekir. Sonlu farklar metodunda sistemi x ve y doğrultusunda eşit büyüklükte küçük parçalara bölüp diferansiyel denklemi fark denklemine dönüştürürüz.



Şekil 9. Çapraz Akışlı Kule Kesitinde Sonlu Farklar Elemanları

Şekil 9 da sonlu eleman sisteminde kullanacağımız koordinat sistemi görülmektedir. m x doğrultusundaki, n y doğrultusundaki artışların indeksidir. Biz her noktadaki su sıcaklığını ve yaş havanın entalpisini bilmek istiyoruz. Önce su girişinin olduğu tepe bölgesindeki şartlar hesaplanır. Bunun için (16) denklemi sonlu elemanlar sistemine uygulanırsa

$$G[H_a(1,0) - H_a(0,0)] = Ka\Delta x(H_w - H_a)_a \quad (17)$$

$(H_w - H_a)_a$ a noktasındaki (Şekil 9) entalpi farkıdır. Bir yaklaşım olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$(H_w - H_a)_a = \frac{[H_w(0,0) - H_a(0,0)]}{2} + \frac{[H_w(1,0) - H_a(1,0)]}{2} \quad (18)$$

Bu durumda

$$H_a(1,0) = \frac{H_a(0,0) + \frac{M_x}{2}[2H_w(0,0) - H_a(0,0)]}{1 + \frac{M_x}{2}} \quad (19)$$

$$\text{Buradaki } M_x = \frac{Ka\Delta x}{G} \quad (20)$$

Genel durumda yukarıdaki denklem

$$H_a(m,0) = \frac{H_a(m-1,0) + \frac{M_x}{2} [2H_w(m-1,0) - H_a(m-1,0)]}{1 + \frac{M_x}{2}} \quad (21)$$

formunu alır.

Denklem 21 su girişindeki yağ hava entalpilerini hesaplamak için kullanılabilir. Hava girişindeki su sıcaklıklarını hesaplamak için de denklem 8.15a sonlu fark denkleminde dönüştürülür.

$$-LC_{pw} [T_w(0,1) - T_w(0,0)] = Ka\Delta y (H_w - H_a)_b \quad (22)$$

$$(H_w - H_a)_b = \frac{H_w(0,0) - H_a(0,0)}{2} + \frac{H_w(0,1) - H_a(0,1)}{2} \quad (23)$$

Ve buradan

$$T_w(0,1) = T_w(0,0) - \frac{M_y}{2C_p} [H_w(0,0) + H_w(0,1) - 2 * H_a(0,0)] \quad (24)$$

$$\text{Buradaki } M_y = \frac{Ka\Delta y}{L} \quad (25)$$

Daha genel formda denklem:

$$T_w(0,n) = T_w(0,n-1) - \frac{M_y}{2C_p} [H_w(0,n-1) + H_w(0,n) - 2 * H_a(0,n-1)] \quad (26)$$

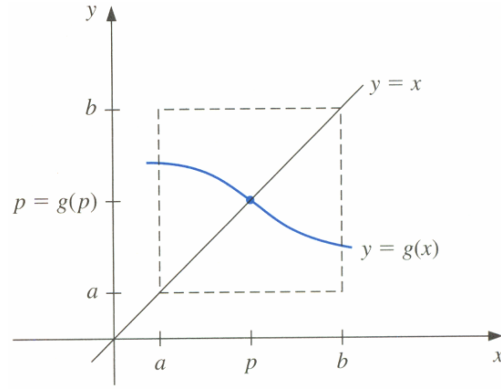
formunu alır. Denklemde birbirine bağımlı iki değişken mevcuttur. Bunlar $T_w(0,n)$ ve $H_w(0,n)$ Bu yüzden bu denklem normal bir denklem değildir ve problem bir kök bulma problemidir. Sınır şartlar bulunduğundan sonra iç noktaların hesaplanması için sonlu farklar denklemlerimizin genel formlarını kullanabiliriz.

$$T_w(m,n) = T_w(m,n-1) - \frac{M_y}{2C_p} [H_w(m,n-1) - H_a(m,n-1) + H_w(m,n) - H_a(m,n)] \quad (27)$$

$$H_a(m,n) = \frac{H_a(m-1,n) + \frac{M_x}{2} [H_w(m,n) + H_w(m-1,n) - H_a(m-1,n)]}{1 + \frac{M_x}{2}} \quad (28)$$

Denklem 27 ve 28 de aslında birlikte çözülmesi gereken tek bir denklem oluşturmaktadır. Bu denklemlerin birlikte çözümü kök bulma işlemi gerektirmektedir. Burada kök bulma metodu olarak Aitken interpolasyon düzeltilmeli direk yerine koyma metodu kullanılacaktır. Bu metotta $f(x)$ fonksiyonundan bir x değeri çekilerek $f(x)=0$ fonksiyonu, $x=g(x)$ fonksiyonuna dönüştürülür. Buna sabit nokta iterasyonu veya direk yerine koyma iterasyonu ismi verilir.

Aitken interpolasyon prosesinden yararlanarak direk yerine koyma metodu iyileştirilebilir. Metod ilk olarak Steffensen tarafından önerilmiştir. İlk önce Aitken interpolasyonunu tanımlayalım. Temel olarak k çok büyük bir değer olduğunda



Şekil 10. Direk Yerine Koyma Metodunun Grafik Gösterimi

$$\frac{x_{k+2} - a}{x_{k+1} - a} \approx \frac{x_{k+1} - a}{x_k - a} \quad k \gg 1 \quad (29)$$

bu bağıntıdan dördüncü bir noktanın değerini bulmak istersek

$$x_e = \frac{x_k x_{k+2} - x_{k+1}^2}{x_k - 2x_{k+1} + x_{k+2}} \quad (30)$$

3 önceki nokta bilindiğinde 4üncü noktayı tahmin edebiliriz.

$$\Delta x_k = x_{k+1} - x_k \quad (31)$$

$$\Delta x_k^2 = x_{k+2} - 2x_{k+1} + x_k \quad (32)$$

$$x_e = x_k - \frac{(\Delta x_k)^2}{\Delta^2 x_k} \quad (33)$$

Denklem 33 Aitken interpolasyon denklemi adını alır. Şimdi direk yerine koyma metoduna geri dönersek $p_0^{(0)}$ ilk tahmin değeri verildiğinde,

$$p_1^{(0)} = g(p_0^{(0)}) \text{ ve } p_2^{(0)} = g(p_1^{(0)}) \quad (34)$$

normal direk yerine koyma adımı olarak hesaplanır, sonra bir Aitken interpolasyon stepi kullanılır.

$$p_0^{(1)} = p_0^{(0)} - (p_1^{(0)} - p_0^{(0)})^2 / (p_2^{(0)} - 2p_1^{(0)} + p_0^{(0)}) \quad (35)$$

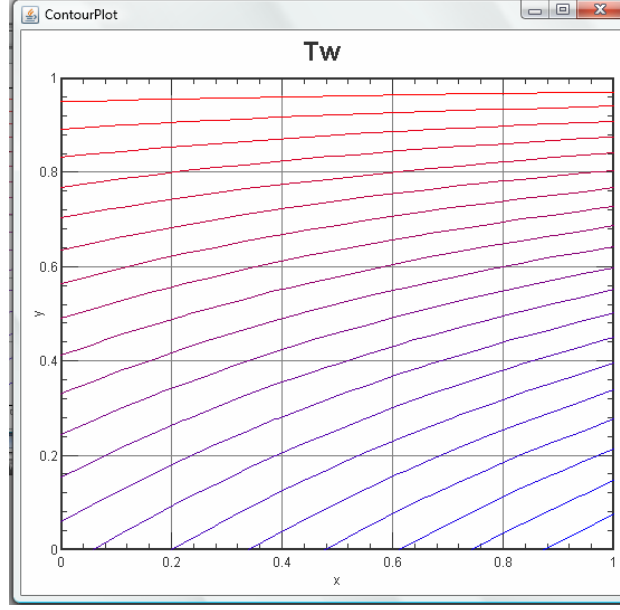
bundan sonra yine

$$p_1^{(1)} = g(p_0^{(1)}) \text{ ve } p_2^{(1)} = g(p_1^{(1)}) \quad (36)$$

stepleriyle devam edilir. Çözüm parametrelerini sadeleştirmek amacıyla genellikle sonlu farklar çözümlerinde $\Delta x = \Delta y$ alınır. Bu durumda

$$M_x = M_y \frac{L}{G} \quad (37)$$

olur.



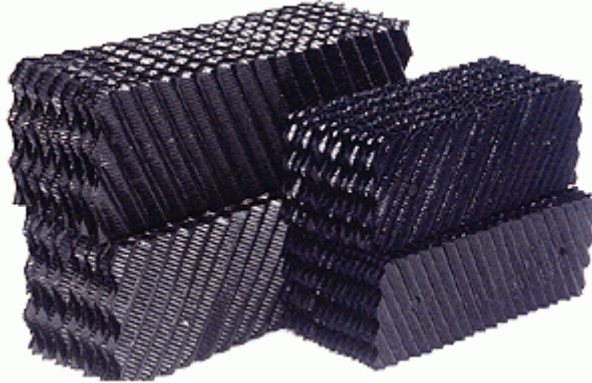
Şekil 11. Çapraz Akış Örnek Problemindeki Su Sıcaklığı Kontur Grafiği (su giriş $T_w=48.8\text{ }^\circ\text{C}$, su çıkış ortalama $T_{w\text{çıkış}}=38.8\text{ }^\circ\text{C}$)

Bu denklemin çözümünü yapmak için Java programlama dilinde bir program geliştirilmiştir (şogutmakulesi1.java). Bu programı kullanarak bir örnek problemi irdeleyelim. Sıcak su kuleye $48.8\text{ }^\circ\text{C}$ de girmekte ve $38.8\text{ }^\circ\text{C}$ de çıkmaktadır. Kuru hava sıcaklığı $34\text{ }^\circ\text{C}$ ve yaş hava sıcaklığı $24\text{ }^\circ\text{C}$ ise ve su hava debi oranı $(L/G)=1.0$ ise kule karakteristik denklemini hesaplayalım. Program çıktısı olarak

$$\frac{KaY}{L} = 0.475 \text{ bulundu.}$$

5. SU SOĞUTMA KULESİ KÜTLE TRANSFER KATSAYISININ VE DOLGU BASINÇ DÜŞÜMÜNÜN TAYİNİ

Soğutma endüstrisinde kullanılan soğutma kulelerinde dolgu malzemesi olarak genellikle plastik malzemeler kullanılır. Her üreticinin plastik dolgu malzemelerinin kütle transfer karakteristikleri değişiktir. Biz burada soğutma endüstrisinde çok kullanılan plastik levha tipi dolgu malzemesi için olan kütle transferi ve basınç denklemi tanımlayacağız. Bu tür bir dolgu Şekil 12 'de verilmektedir.



Şekil 12. PVC Petek Dolgu

Tablo 2. Film Tipi Dolguların Performans Sabitleri

| Film Tipi | Dolgu boyutu Yükseklik(m) X En(m) | Ka denkleminin sabitleri | | |
|-------------|--------------------------------------|--------------------------|------|------|
| | | C | m | n |
| Çapraz akış | 1.524 X 0.6096 | 0.61 | 0.23 | 0.77 |
| XF12560/15 | 1.524 X 0.9144 | 0.6 | 0.2 | 0.8 |
| | 2.286 X 0.6096 | 0.61 | 0.2 | 0.8 |
| | 2.286 X 0.9144 | 0.54 | 0.22 | 0.78 |
| | 2.286 X 1.2192 | 0.51 | 0.23 | 0.77 |
| Çapraz akış | 2.286 X 0.9144 | 0.19 | 0.54 | 0.46 |
| XF19060 | 2.286 X 1.2192 | 0.23 | 0.23 | 0.51 |
| | Yükseklik | | | |
| Karşı Akış | 0.3048 | 1.08 | 0.25 | 0.75 |
| CF12060 | 0.6096 | 0.93 | 0.14 | 0.86 |
| | 0.9144 | 0.8 | 0.12 | 0.88 |
| | 1.2192 | 0.71 | 0.13 | 0.87 |
| Karşı Akış | 0.6096 | 0.5 | 0.16 | 0.84 |
| CF19060 | 0.9144 | 0.5 | 0.09 | 0.91 |
| | 1.2192 | 0.49 | 0.04 | 0.96 |
| | 1.524 | 0.45 | 0.08 | 0.92 |

Bu tür dolgular için Kütle transfer katsayısı

$$Ka=0.004449577 \cdot C^m \cdot (L)^n \cdot (G)^n \quad (38)$$

denklemleri tanımlanabilir. Burada Ka kg/(s m³) dür G ve L kg/(s m²) birimlerinde verilmiştir. Denklemlerdeki katsayılar her bir dolgu tipi için değişiktir. Munters Corporation tarafından üretilen bazı film dolgular için katsayıların değerleri Tablo 2 de verilmiştir. Bu denklemleri Bölüm 2 de verilen kule karakteristiği denklemleri ile birlikte kullandığımızda bize gerekli olan dolgu miktarını, dolayısıyla kule boyutlarını verecektir. Değişik dolguların dolgu karakteristiklerinin çıkarılması için deneysel çalışmalar gereklidir.

6. SU SOĞUTMA KULESİ ISI DEĞİŞTİRİCİ BOYUTLANDIRMASI

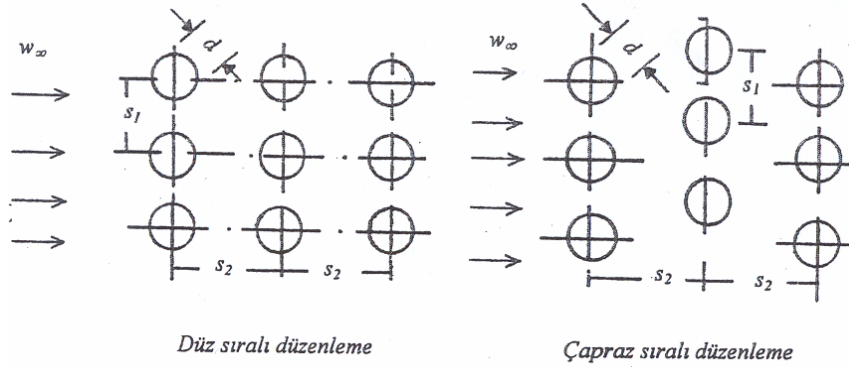
Soğutma kulesindeki ısı değiştirici direk su akışına dik olarak yerleştirilen boru demetlerinden oluşan bir eşanjör olur. Bu durumda temel soğutucu dıştan geçen su akışıdır. Şekil 13 de bir boru demeti üzerinden akıştaki boru geometrileri verilmiştir. Bu durumda boru dışındaki ısı transferi katsayısı

$$Nu = N^t_s A Re^a_{d,max} Pr^{1/3} \left(\frac{Pr_f}{Pr_o} \right)^{0.25} \quad (39)$$

$$Re_{d,max} = \frac{V_{max} d}{\nu} \quad (40)$$

$$V_{max} = V_{\infty} \frac{s_1}{s_1 - d} \quad (41)$$

denklemleriyle tanımlanabilir. Bu denklemlerdeki $Re_{d,max}$ Reynolds sayısıdır. N, A ve, a katsayıları Re sayısına ve boru demeti sayısına göre Tablo 3 den seçilebilir.



Şekil 13. Boru Eksenine Dik Akış Düzenlemeleri

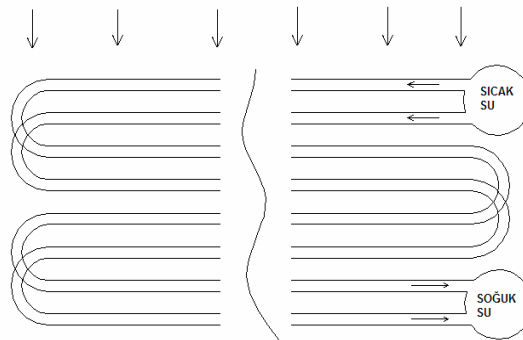
Tablo 3. Boru Demetine Dik Akış Katsayıları

| Reynolds sayısı | Düz sıra | | Çapraz sıra | |
|------------------------------|----------|------|-------------|------|
| | A | a | A | a |
| $Re_d < 10^3$ | 0,52 | 0,5 | 0,6 | 0,5 |
| $10^3 < Re_d < 3 \cdot 10^5$ | 0,27 | 0,63 | 0,4 | 0,6 |
| $Re_d > 3 \cdot 10^5$ | 0,02 | 0,84 | 0,021 | 0,84 |

N_s Akışa göre boru sayısı düzeltme katsayısı

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | > 10 |
|-------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| Düz sıra | 0,68 | 0,75 | 0,83 | 0,89 | 0,92 | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 0,99 | 1,0 | 1,0 |
| Çapraz sıra | 0,64 | 0,80 | 0,87 | 0,90 | 0,92 | 0,94 | 0,96 | 0,98 | 0,99 | 1,0 | 1,0 |

Şekil 4. de boru dizinlerinden oluşan bir ısı değiştiricisinin şematik görünüşü verilmiştir. Şekil 5 de bu tür bir ısı değiştiricinin resmi yer almaktadır.



Şekil 14. Su Püskürtmeli Isı Değiştiricisi



Şekil 15. Su Püskürtmeli Isı Değişiricisi Görünümü (YTO Türkoğlu Makine Sanayi ve Tic Ltd. Şti, İzmir)

Boru içi ısı transferi için Gnielinski denklemini kullanabiliriz. Bu denklem:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)(Pr^{2/3} - 1)} \quad (42)$$

şeklinde. Buradaki f boru içi sürtünme katsayısı Re Reynolds sayısı, Pr prandtl sayısıdır. f sürtünme katsayısının çözümü için Colebrook denklemi kullanılır. Bu denklem:

$$g = \frac{1}{\sqrt{f}} + 2.0 \log_{10} \left[\frac{\left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right] = 0 \quad (43)$$

şeklinde yazılabilir. Buradaki ε yüzey pürüzlülük katsayısıdır. Denklemden de görüldüğü gibi bu denklemden f sürtünme katsayısının bulunması bir kök bulma prosesidir. Buradan kök değerinin bulunabilmesi için newton-raphson metodu gibi bir kök bulma algoritmasına ihtiyaç vardır. Kök bulma işleminde ilk tahmin değeri olarak biraz daha hatalı olan fakat f değerini direk olarak hesaplayan haaland denklemi gibi bir denklemden yararlanılabilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[\left(\frac{\left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_D} \right] \quad (44)$$

Boru içi akışı çok fazlı ise gnielinski denklemini kullanamayız. Kulemizi evaporatif yoğuşturucu (kondenser) olarak kullanıyorsak yoğuşturucu ısı değişim formüllerini kullanmamız gerekir.

$$Re_{Di} = \left(\frac{\rho_v u_v D}{\mu_v} \right)_i < 35000 \text{ için (buradaki boru giriş şartlarında olduğunu belirtir)}$$

$$h_D = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{yogus} - T_{boru}) D} \right]^{1/4} \quad (45)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{yogus} - T_{boru}) \quad (46)$$

Buradaki L İndisi Doymuş Sıvı Fazı V İndisi Doymuş Gaz Fazını İşaret Etmektedir. Denklemimiz Chato[1] Denklemi Adını Alır.

Boru İç Ve Dış Isı Değişim Katsayılarını Bulduktan Sonra Boru İçin Toplam Isı Değişim Katsayısı

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_i} \frac{A_d}{A_i} + R_1 \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} A_d + R_2 + \frac{1}{h_2} \quad (47)$$

Denklemi ile hesaplanabilir. Buradaki r_1 ve r_2 yüzeyde biriken kirliliklerden dolayı oluşan ek ısıdeğişim dirençleridir.

SONUÇ

Bu çalışmada çapraz ve karşıt akışlı ısı değiştiricili soğutma kulelerinin ısı hesaplarının yapılması ve modellenmesi ile ilgili bilgi verilmiştir. Burada verilen modeller bilgisayar programlarına aktarılarak soğutma kuleleri tasarımında kullanılmıştır. Ortalama çevre sıcaklığının arttığı günümüzde soğutma kulelerinin kullanımının önemi artmaktadır. Soğutma kuleleri hakkında dilimizdeki bilgi de ne yazık ki oldukça sınırlıdır.

KAYNAKLAR

- [1] LI, Kam W., PRIDDY, A. Paul, Power Plant System Design, John Wiley & Sons, 1985, ISBN 0-471-88847-8
- [2] ÇENGEL, Yunus, BOLES, Michael Thermodynamics An Engineering Approach, 5th ed., McGraw-Hill.
- [3] Air Conditioning Engineering, W. P. Jones, ISBN: 0750650745, January 2001
- [4] WHITE, FRANK, FLUID MECHANICS, WHITE, FRANK, M. , MC GRAW HILL

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Turhan ÇOBAN

1957 yılı seben, Bolu doğumludur. 1978 yılında Ege Üniversitesi Makine Fakültesi, Makine bölümünü bitirmiş, 1982 Yılında Michigan Teknik Üniversitesi (A.B.D.) Makine Mühendisliği ve Mühendislik Mekaniği bölümünden Yüksek lisans derecesi, 1986 Yılında Utah Üniversitesi (A.B.D.), Mühendislik fakültesi, makine mühendisliği bölümünden Doktora derecesi, 1995 Yılında Victoria Teknik Üniversitesi (Avustralya), Matematik Fakültesi, bilgisayar bölümünden Bilgisayar Mühendisliği Yüksek lisans derecesi almıştır. ARAS kompresör, Maden Tetkik ve Arama Enstitüsü, Jeotermal bölümü, Imperial Chemical Industries (Avustralya), Ceramic Fuel Cells Limited (Avustralya), TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü, TÜBİTAK Ulusal Metroloji Enstitüsünde, Utah Üniversitesi (ABD) Makine mühendisliği, Ballarat Üniversitesi Mühendislik bölümü (Avustralya), Victoria Teknik Üniversitesi, makine mühendisliği bölümü (Avustralya), Nebraska Üniversitesi, makine mühendisliği bölümü (A.B.D.), Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Dokuz Eylül Üniversitesi makine mühendisliği bölümlerinde çalışmıştır, Halen Ege Üniversitesi Makine Mühendisliğinde enerji konularında çalışmaktadır