

İNDİREK / DİREK EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Dr. Dürriye BİLGE

1956 yılında İstanbul'da doğdu. 1979 yılında İ.D.M.M.A. Isı proses dalından Makina Mühendisi, 1981 yılında Makina Yüksek Mühendisi olarak mezun oldu. 1982 yılında aynı Üniversitede Termodinamik Ana Bilim Dalında Asistan olarak çalıştığı görevine 1988 yılında doktoraşını tamamladıktan sonra Yrd. Doç. Dr. olarak devam etmektedir.

Dr. Mustafa BİLGE

1955 yılında Sakarya'da doğdu. 1979 yılında S.D.M.M.A.' dan Makina Mühendisi, 1981 yılında Yıldız Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü' nden Makina Yüksek Mühendisi, 1988 yılında Dr. Mühendis olarak mezun oldu. 1979-1981 yılları arasında Bayındırlık Bakanlığı Yapı İşleri Bölge Müdürlüğü' nde kontrol Mühendisi olarak, 1981-1988 Yıldız Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Asistan ve Öğretim Görevlisi olarak çalışmıştır. Halen SÖNMEZ MET AL A.Ş.' de Proje ve Teknik Hizmetler Koordinatörü olarak çalışmaktadır.

ÖZET

Bu çalışmada havanın, indirek ve direk olmak üzere iki aşamada evaporatif olarak soğutulduğu bir sistem tanıtılmıştır. İklimlendirme sistemlerinde kullanılan klasik soğutma sistemleri (kompresörlü, absorpsiyonlu) ile bu sistem enerji tüketimleri açısından karşılaştırılmış ve uygun dış hava koşullarında önerilen sistemin çok daha ekonomik olduğu sonucuna varılmıştır.

ABSTRACT

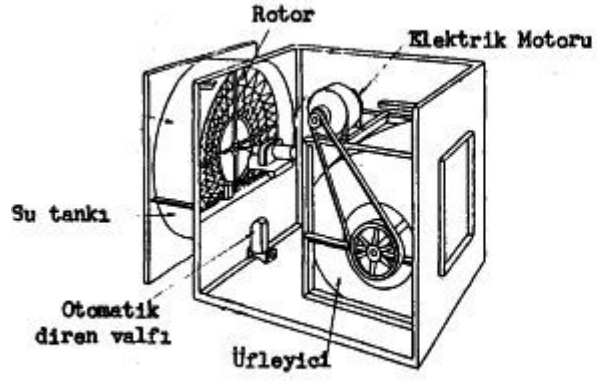
The study describes and demonstrates a cooling system which cools air by evaporation in two cosecutive stages, intirect and direct. Thissystem has been compared with classical cooling systems (compression systems) and has been determined that the system is more efficient in terms of energy consumption at favorable ambient air conditions.

GİRİŞ

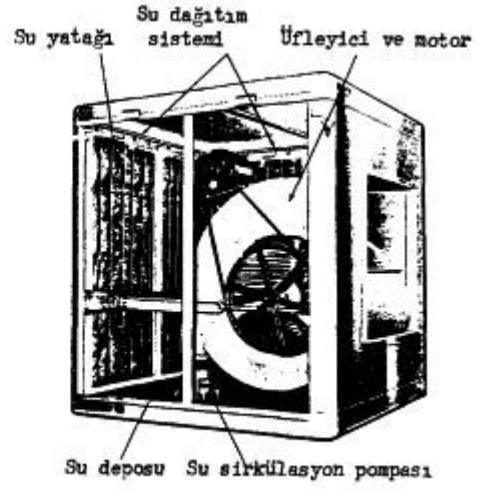
Dünyada ve ülkemizde giderek artan enerji maliyeti her alanda tasarruf önlemleri alınmasını zorunlu kılmaktadır. İklimlendirme uygulamalarında, gerek konfor gerekse endüstriyel amaçlı olsun en büyük enerji tüketimi soğutma sisteminde olmaktadır. Klasik soğutma sistemlerinin verimliliğini arttırmak için çeşitli yöntemler uygulansa da (ısı geri kazanımı, atık ısı bulunan sistemlerde absorpsiyonlu sistem kullanılması gibi) bunlar, ilk yatırım masraflarını arttırması nedeniyle yaygın olarak kullanılmamaktadırlar. Uygun dış hava koşullarında alternatif olarak önerilen "evaporatif" hava soğutma yöntemini "direk" ve "indirek" olmak üzere iki ana grupta incelemek mümkündür.

1- DİREK EVAPORATİF HAVA SOĞUTUCULARI

Bu sistemde hava, sürekli sirküle eden su ile doğrudan temas ederek soğutulmaktadır. Proses yağ termometre sıcaklığı doğrusu boyunca gerçekleşir, teorik olarak "adyabatik doyma" şeklinde tanımlansa da pratikte "Evaporatif soğutma" olarak adlandırılmaktadır. Yağ termometre sıcaklığı boyunca hareket eden havanın kuru termometre sıcaklığı düşerken, duyulur ısı azalmakta, diğer taraftan muklak nemi yükselirken gizli ısı artmaktadır. Bu şekilde gelişen proseste havanın duyulur ısı kaybı ile gizli ısı kazancı aynı olduğundan entalpisi sabit kalmaktadır. Bu tip hava soğutucularının: Pulverizatörlü yıkayıcılar (spray-Washer), Döner soğutucular (rotary cooler)- Şekil 1- Islatılmış yataklı (Wetted pad) - Şekil 2-, Rijit ıslak ortamlı (rijit media)- Şekil 3- gibi tipleri mevcuttur. Bunlardan pulverizatörlü yıkayıcılar İklimlendirme santrallerinde nemlendirici olarak da yaygın olarak kullanılmaktadır (1)

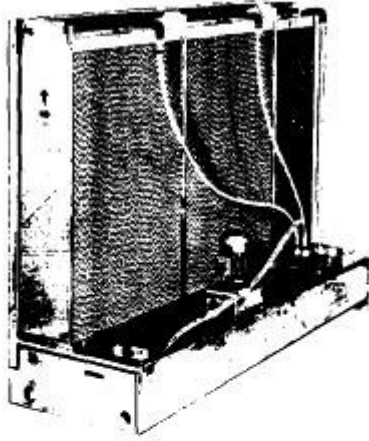


Şekil 1. Tipik bir "dönel tip" soğutucu



Şekil 2. Islatılmış yataklı evaporatif soğutucu

(Bkz: 10)



Şekil 3. Rijit ıslak ortamlı evaporatif soğutucu

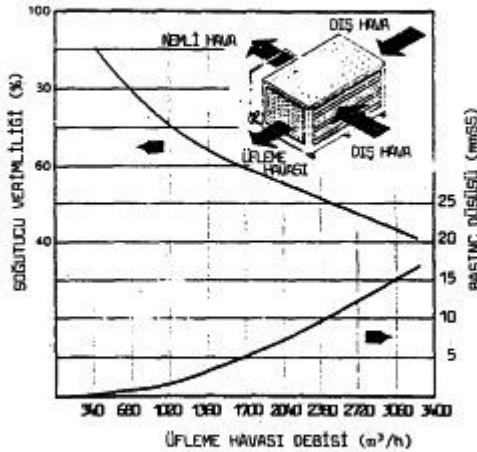
Bir evaporatif soğutucunun verimliliği klasik olarak aşağıdaki eşitlikle tanımlanır (2).

$$e_c = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t'} \quad (1)$$

Soğutucuyu terk eden havanın sıcaklığı yaş termometre sıcaklığına yaklaştıkça soğutucunun verimliliği de artmaktadır.

2- İNDİREK EVAPORATİF TİP HAVA SOĞUTUCULARI

Bu uygulamada hava bir ısı değiştiricisinde indirek olarak soğutulmaktadır. Isı değiştiricisinin ıslak yüzeyinden geçen dış hava, bir miktar suyu buharlaştırarak ısı değiştirici yüzeyini soğutur (evaporatif soğutma), ısı değiştiricinin diğer yüzeyinden geçen hava ise su ile temas etmeden dolayı olarak soğur (duyulur soğuma). Isı değiştirici dış yüzeyinde buharlaşan su nedeniyle yüzey sıcaklığı havanın yaş termometre sıcaklığına yaklaşır. Bu proses sonucu iç yüzeyden geçen havanın mutlak nemi sabit kalırken sıcaklığı azalır. Şekil 4'de bu tip bir soğutucuda üfleme havası debisi ile verimlilik ve basınç düşüşü arasındaki ilişki verilmiştir (1).



Şekil 4. İndirek evaporatif soğutucuda üfleme havası debisi ile verimlilik ve basınç düşüşü arasındaki ilişki.

3- İNDİREK / DİREK KOMBİNASYONU

İndirek/direk evaporatif soğutma sisteminin bir mahalın iklimlendirilmesi sürecinde kullanılması Şekil 5'de gösterilmiştir.

Birinci kademede indirek evaporatif soğutucuda sabit mutlak nemde soğutulan dış havanın hem kuru termometre hem de yaş termometre sıcaklığı düşer. İkinci kademede direk evaporatif yöntem ile soğutulan havanın yaş termometre sıcaklığı sabit kalır. Soğutulan hava üfleme fanı yardımıyla iklimlendirilecek mahale gönderilir, mahalde üreyen ısı nedeniyle ısınan hava ise dönüş fanı yardımıyla dışarı atılır.

4- SİSTEMLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Kombinasyonlu evaporatif soğutma ile klasik soğutma sistemlerinin enerji tüketimleri açısından karşılaştırılması için Ankara'da kurulacak bir tesisin iklimlendirilmesinde kullanılacak sistemlerin analizleri yapılacaktır. Örnek tesisin toplam soğutma yükü 150 000W, mahal şartları: 27 °C KT, %53 RH; dış hava şartları ise 34 °C KT ve 20 °C YT dir.

4.1- KOMBİNASYONLU EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ TÜKETİMİ

Şekil 5'de şematik olarak gösterilen sistemde (1) şartlarındaki dış hava önce indirek evaporatif soğutucuda sabit mutlak nemde soğutulur. Bu proses şekil 6'daki psikrometrik diyagramda 12 doğrusu boyunca gösterilmiştir. (2) noktasının yerini saptamak için, şekil 4'den faydalanılarak indirek evaporatif soğutucu verimliliği (basınç kaybı da gözönüne alınarak) $e_c = 0,6$ kabul edilmiştir. Bu durumda (2) noktasının kuru termometre sıcaklığı (1) no.lu eşitlik yardımı ile,

$$t_2 = 34 - (34 - 20) \cdot 0,6 \\ t_2 = 25,6^{\circ}\text{C} \text{ bulunur}$$

Direk evaporatif soğutucuya (2) şartlarında giren hava yaş termometre doğrusu boyunca soğur, soğutucu verimliliği 0,88 kabul edildiğinde yine 1 no.lu eşitlikten faydalanarak evaporatif soğutucuyu terk eden havanın sıcaklığı $t_3 = 18,2^{\circ}\text{C}$ bulunur. İç hava şartları psikrometride (4) noktası ile tanımlanmıştır, 34 doğrusu havanın mahalde ısınması prosesini tanımlar. Oda ısısını karşılayabilmek için mahale gönderilecek hava miktarı (V_T) aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunur.

$$V_T = \frac{Q_T}{c_{pa} \times \rho_a (t_4 - t_3)} \quad (2)$$

$$V_T = \frac{150\,000 \times 3600}{1018 \times 1,15 (27 - 18,2)}$$

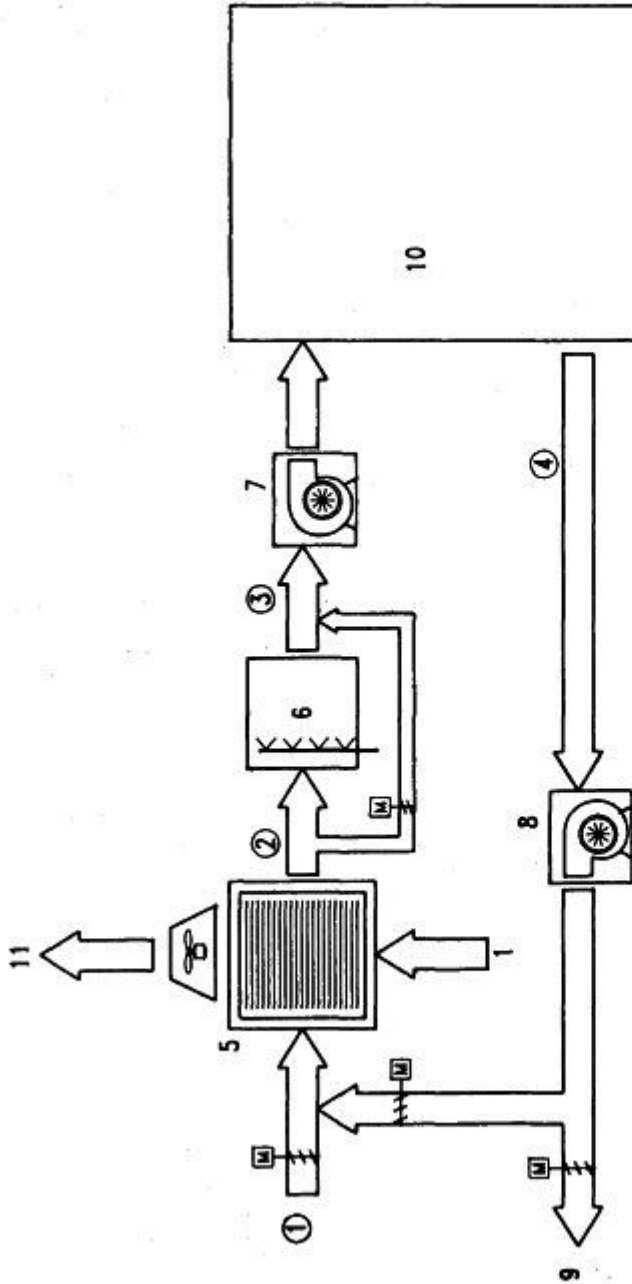
$$V_T = 53\,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sistemin Toplam enerji tüketimi :

a) İndirek Evaporatif Soğutma Fanı
Soğutma havası miktarı $53\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ için indirek evaporatif soğutucu fanı debisi $45\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ bulunur (3). Fan toplam basıncı 25 mmSS, fan verimi %75 kabul edildiğinde fan gücü (Nm) 3 no.lu eşitlik yardımıyla aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$N_m = \frac{V_a \times \Delta p \times 10^3}{102 \times 3600 \times \pi} \quad (3)$$

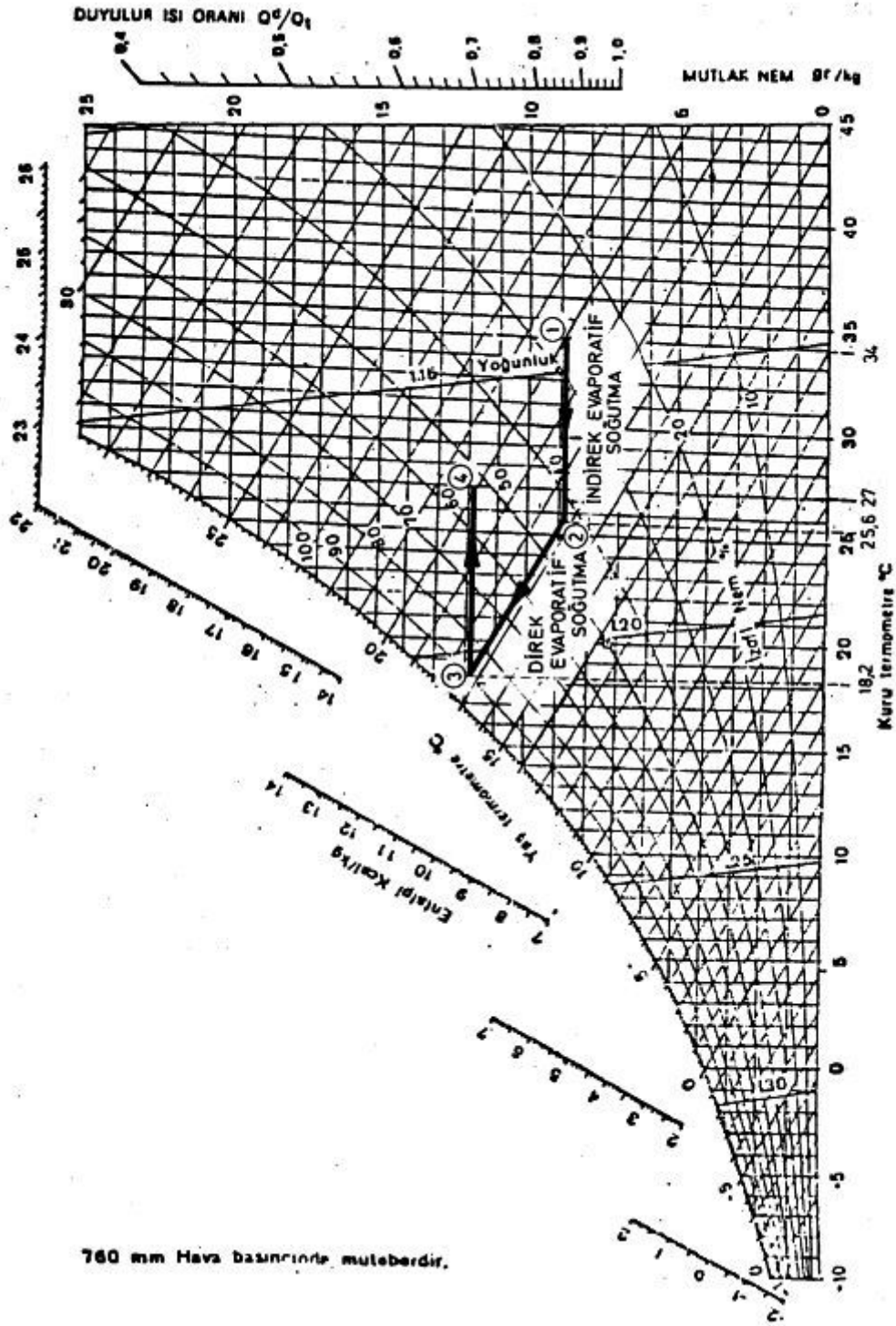
(Bkz: 14)



- 1 - DİS HAVA
- 2 - İNDİREK EVAPORATİF YONTEM İLE SÖĞUTULMİS HAVA
- 3 - DİREK EVAPORATİF YONTEM İLE SÖĞUTULMİS HAVA
- 4 - İÇ HAVA
- 5 - İNDİREK EVAPORATİF SÖĞUTUCU
- 6 - DİREK EVAPORATİF SÖĞUTUCU
- 7 - İLELEME FANI
- 8 - EMİS FANI
- 9 - EGZOST HAVASI
- 10 - ODA
- 11 - İNDİREK EVAPORATİF SÖĞUTUCUYU TERK EDEN NEMLI HAVA

Şekil 2 İNDİREK/DİREK EVAPORATİF SÖĞUTMA İLE GERÇEKLEŞTİRİLEN İKLİMLENDİRME SİSTEMİ

(Bkz: 15)



ŞEKİL - 6 İNDİREK/DİREK EVAPORATİF SOĞUTMA PROSESİ

(Bkz: 16)

$$N_m = \frac{53\ 000 \times 25}{102 \times 3600 \times 0.75}$$

$$N_m = 4\ 812\ W$$

b) İndirek Evaporatif Soğutucu Sirkülasyon Pompası:
53 000 m³ / h soğutulacak hava debisi için önerilen pompa gücü (3) :

$$N_m = 1\ 905\ W$$

c) Direk Evaporatif Soğutucu Sirkülasyon Pompası
Pompa debisi, soğutulacak her m³ / h hava başına 0,5 kg/h su alınarak hesaplanır (2) . Pompa basıncı 30 mSS kabul edilirse pompa gücü:

$$N_m = \frac{V_w \times H_m \times \zeta}{102 \times 3600 \times \pi} \quad (4)$$

$$N_m = \frac{26.5 \times 30 \times 1000}{102 \times 3600 \times 0.70}$$

$$N_m = 3\ 085\ W$$

Sistemin Toplam Enerji Tüketimi

İndirek Evaporatif Soğutma Fanı	: 4812 W
İndirek Evaporatif Soğutucu Sirkülasyon Pompası	: 1905 W
Direk Evaporatif Soğutucu Sirkülasyon Pompası	: 3085 W
Toplam Enerji Tüketimi	: 9802 W

bulunur.

4.2. KLASİK SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ TÜKETİMİ

a) Chiller Enerji Tüketimi :

Tesisin soğutma yükü 150 000 W dir. Klasik hava soğutmalı Chiller'in enerji tüketimi 0.28 KW/KW olarak alınabileceğinden (3), bu kapasitede bir chillerin enerji tüketimi 42 000 W dir.

b) Chiller Sirkülasyon Pompası Enerji Tüketimi :

Chiller su çalışma rejimi $\Delta t = 5^{\circ}C$ seçildiğinde pompa debisi 25,8 m³ / h bulunur. Pompa basma yüksekliği 30 mSS seçildiğinde pompa kapasitesi 4 no' lu eşitlikten

$$N_m = \frac{25.8 \times 30 \times 1000}{102 \times 3600 \times 0.70}$$

$$N_m = 3\ 003\ W \text{ bulunur.}$$

Sistemin Toplam Enerji Tüketimi :

Chiller	: 42 000 W
Chiller Sirkülasyon Pompası	: 3 003 W
Toplam Enerji Tüketimi	: 45 003 W

SONUÇ

Yaş termometre sıcaklığı 20^o C olan Ankara'da bulunan ve soğutma yükü 150 000 W olan bir tesisin iklimlendirilmesinde kullanılacak direk /indirek evaporatif soğutucunun toplam enerji tüketimi 9802 W olarak bulunmuştur. Bu durumda sistemin soğutma etkinliği

$$SE = 150\ 000 / 9\ 802$$

$$SE = 15,3 \text{ bulunur.}$$

Aynı soğutma yükü için klasik soğutma sisteminin toplam enerji tüketimi 45 003 W olduğundan, bu sistemin soğutma etkinliği ise,

$$SE = 150\ 000 / 45\ 003$$

$$SE = 3,33 \text{ olmaktadır.}$$

Sonuç olarak aynı soğutma yükü için klasik soğutma sisteminde önerilen sistemden (15,3/3,33)=4,56 kez daha fazla enerji tüketilmektedir. Bu oran Eskra (5) tarafından yapılan çalışmada 4,8 olarak bulunmuştur.

Önerilen sistemin diğer bir avantajı da ilk yatırım maliyetinin düşük olmasıdır.

Sistem seçimi ve analizi yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli parametre dış hava yaş termometre sıcaklığıdır. Bu değer yükseldikçe evaporatif soğutma sisteminin tüketeceği enerji miktarı artmaktadır. Azalan yaş termometre sıcaklığıyla sistemin soğutma etkisinin artacağı açıktır. Bu nedenle önerilen soğutma sistemi Ankara gibi kara ikliminin tesirindeki bölgelerde ekonomik olarak kullanılabilme olanağına sahiptir. Yaş termometre sıcaklığının yüksek olduğu yerlerde ise sistem seçiminin enerji analizleri mutlaka yapılmalıdır.

KULLANILAN SEMBOLLER

c_{pa}	: Nemli havanın özgül ısı (ws/kg ^o C)
e_c	: Soğutucu verimliliği (%)
H_m	: Pompa basma yüksekliği (mSS)
KT	: Kuru termometre sıcaklığı (^o C)
N_m	: Güç (W)
ΔP	: Basınç düşüşü (mmSS,mSS)
SE	: Soğutma Etkinliği
Q_T	: Mahalin toplam ısı kazancı (W)
RH	: Bağıl Nem (%)
t_1	: Giriş havası kuru termometre sıcaklığı (^o C)
t_2	: Çıkış havası kuru termometre sıcaklığı (^o C)
t'	: Giriş Havaşı yaş termometre sıcaklığı (^o C)
V_a	: İndirek evaporatif soğutucu fan debisi (m ³ /h)
V_T	: Toplam hava debisi (m ³ /h)
V_w	: Su debisi (m ³ /h)
YT	: Yaş termometre sıcaklığı (^o C)
π	: Fan verimi (%)
π'	: Pompa hidrolik verimi (%)
ρ_a	: Havanın yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_w	: Suyun yoğunluğu (kg/m ³)

KAYNAKÇA

- Özgür, D.,Bilge,M., "Hava Yıkayıcılarının Çalışma Prensipleri ve Boyutlandırılmasına Bir Yaklaşım" Mühendis ve Makina Dergisi, Sayı 320,1986.
- ASHRAE Handbook, 1983 Equipment,Chapter 36.
- ASHRAE Handbook, 1984 Systems,Chapter 36.
- Scofield,M.,Deschamps,N., "EBTR Compliance and Comfort Cooling Too" ASHRAE Journal, June 1980.
- Eskra,N., "Indirect/Direct Evaporative Cooling Systems", ASHRAE Journal , May 1980.