

DEĞİŞKEN DIŞ HAVA ŞARTLARININ İKLİMLENDİRME SİSTEMİ CİHAZ KAPASİTESİNE ETKİSİ

Tuncay YILMAZ ve Mehmet Azmi AKTACİR
Ç.Ü., Makina Mühendisliği Bölümü, Adana/Türkiye

ÖZET : *Bu çalışmada, değişken dış hava şartlarının yaz iklimlendirme sistemine etkisinin araştırılması amaçlanmıştır. Bu amaçla, Adana ilinde bulunan bir örnek bina seçilerek tam havalı değişken hava debili (VAV) bir iklimlendirme sistemi incelenmiştir. Bu iklimlendirme sisteminin simülasyonunu sağlamak için P_VAV bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu çalışmanın sonucunda, iklimlendirme sisteminin psikrometrik özelliklerinin değişken dış hava şartlarıyla önemli oranda etkilendiği görülmüştür.*

INFLUENCE OF VARIABLE OUTDOOR AIR CONDITIONS ON OPERATING CAPACITY OF AIR CONDITIONING SYSTEMS

ABSTRACT : *The main objective of this study is to investigate the influence of variable outdoor air conditions on summer air conditioning system in a sample building located in Adana. For this purpose, a computer program called P_VAV is developed in order to simulate the hourly operating of all-air, variable air volume (VAV) air conditioning systems. It is found that the psychrometric properties are strongly affected by variable outdoor air conditions.*

* Bu çalışma Çukurova Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından desteklenmiştir.
Proje No: MMF.2003.D9

1. GİRİŞ

Türkiye’de Isıtma, soğutma ve iklimlendirme (HVAC) cihazları maksimum (pik) dış hava tasarım şartları dikkate alınarak tasarlanmaktadır [1, 2]. Bir binanın maksimum soğutma yükü, sınırlı sayıda ve binanın yönlerine göre farklı gün ve saatlerde meydana gelmektedir. Bunun sonucu olarak HVAC uygulamalarında ekonomik olmayan büyük kapasiteli sistemler tasarlanabilmektedir. Gerçek çalışma koşullarında iklimlendirilecek ortamlar için HVAC cihazlarının tasarım kapasitelerinin yalnızca belli bir bölümüne ihtiyaç duyulmaktadır. Pik yük dışında kalan çalışma zamanlarında, HVAC cihazları kısmi yükte çalışmaktadırlar.

Bu çalışmada, dış hava şartlarının, maksimum bina soğutma yüküne göre tasarlanan bir iklimlendirme sistemi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmanın ilk adımında, Adana’da bulunan örnek binanın soğutma yükü hesaplanmıştır. Bina soğutma yükü hesabında, ASHRAE tarafından [3] en son önerilen ışıyım zaman serileri (RTS) yöntemi prosedürüne uygun, MS-EXCEL tabanlı bir bilgisayar programı kullanılmıştır [4]. Çalışmanın ikinci adımında, tam havalı değişken debili bir iklimlendirme sisteminin (VAV) simülasyonunu sağlamak için, FORTRAN programlama dilinde hazırlanmış bir bilgisayar programı kullanılmıştır [4]. Analizde, dış hava şartları saatlik olarak kuru termometre sıcaklığı ve mutlak nem eşitlikleri kullanılarak elde edilmiştir [5, 6, 7, 8]. Çalışmanın son adımında, soğutma sezonu ve 21 temmuz dış tasarım günü için, iklimlendirme sisteminin soğutma serpantini kapasitesi ve toplam hava debisi ihtiyacının saatlik değişimi incelenmiştir.

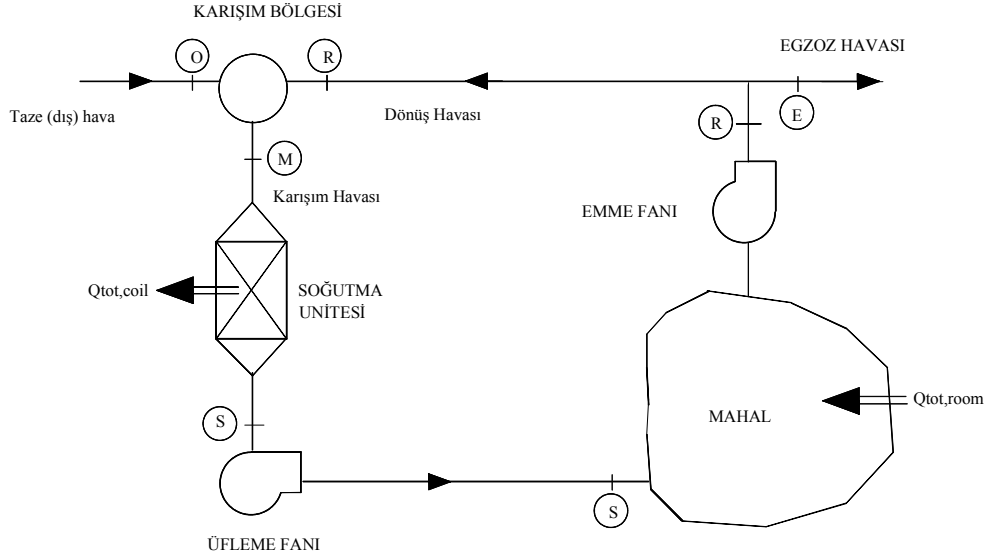
2. TAM HAVALI İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

Tam havalı merkezi iklimlendirme sistemi, hava santrali ünitesi, soğutma grubu, hava toplama ve dağıtım sistemleri ile kontrol elemanlarından meydana gelir. Şekil 1’de tipik çalışma koşullarında tam havalı bir iklimlendirme sisteminin şematik görünüşü gösterilmiştir.

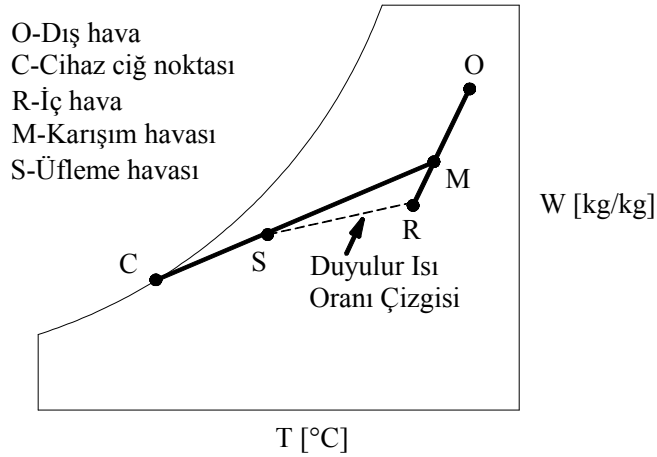
Ortama sevk edilecek karışım havası (M), havalandırma için gerekli minimum taze (dış) hava miktarı (O) ile dönüş havasından (R) oluşturulur. Karışım havası (M) soğutma serpantininden geçirilerek soğutulur. Tipik çalışma koşullarında, dış hava dönüş havasından daima sıcak ve nemli olması sebebiyle, soğutma serpantininden geçirilen hava soğutulurken nemi de alınır. Nemi ve sıcaklığı düşürülen üfleme havası (S), iklimlendirilecek ortama gönderilerek soğutma çevrimi tamamlanır. Şekil 2’de psikrometrik diyagramda tam havalı iklimlendirme sisteminin soğutma işlemi gösterilmiştir. Bu çalışmada fanlardaki ısı kazançları ve kanallardaki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

Tam havalı iklimlendirme sistemlerinde ortama sevk edilen hava, sabit ve değişken debide olmak üzere iki farklı yöntemle ortama gönderilmektedir. Soğutma sistemlerinde kullanılan en eski yöntem olan sabit hava debili sistemlerde (CAV), ortama sevk edilen havanın sıcaklığı bina soğutma yüküne bağlı olarak değiştirilerek sabit hava debisinde ortama gönderilerek iç ortam konfor şartları sağlanır. Son 30 yıllık süreçte daha çok ticari binalarda tercih edilen değişken hava debili sistemlerde (VAV) ise, ortama sabit sıcaklıkta sevk edilen havanın debisi bina soğutma yüküne bağlı olarak değiştirilmektedir. Sabit hava debili sistemlere ilave olarak, değişken hava debili

sistemlerde fanlara, fan motorunun devirini ayarlayan bir frekans invertörü, odalara ise debi ayarlayıcı terminal kutuları (VAV box) yerleştirilmektedir.



Şekil 1. Tam havalı iklimlendirme sistemi



Şekil 2. Soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Bir ortamın toplam soğutma yükü ($Q_{tot,room}$), gizli ($Q_{lat,room}$) ve duyulur ($Q_{sen,room}$) soğutma yüklerinin toplamıdır. Aşağıda verilen eşitlikler ile hesaplanırlar.

$$Q_{lat,room} = M_{tot} h_{gl} (W_R - W_S) \quad (1)$$

$$Q_{sen,room} = M_{tot} c_p (T_R - T_S) \quad (2)$$

$$Q_{tot,room} = Q_{lat,room} + Q_{sen,room} = M_{tot} (h_R - h_S) \quad (3)$$

Bu eşitliklerde, M_{tot} toplam hava debisini [kg/h], h_{gl} doymuş su buharı entalpisini [J/kg], T_R ve T_S iç ortam havası ve üfleme havası sıcaklıklarını [$^{\circ}$ C] , W_R ve W_S iç ortam havası ve üfleme havası mutlak nemini [kg/kg kuru hava], h_R ve h_S iç ortam havası ve üfleme havasının entalpilerini, [J/kg] göstermektedir.

Bir ortamın duyulur ısı oranı (DIO) duyulur soğutma yükünün toplam soğutma yüküne oranı olarak tarif edilir:

$$DIO = \frac{1}{1 + \frac{h_{gl} \Delta W}{c_p \Delta T}} \quad (4)$$

Bu eşitlikte $\frac{\Delta W}{\Delta T}$ terimi Şekil 2’de gösterilen psikrometrik diyagram üzerindeki duyulur ısı oranı doğrusunun (SR) eğimidir. Bu eğim S_{RS} ile gösterilirse;

$$S_{RS} = \frac{c_p}{h_{gl}} \left(\frac{1}{DIO} - 1 \right) \quad (5)$$

eşitliği elde edilir. Soğutma serpantini kapasitesi ($Q_{tot,coil}$) karışım havası entalpisini (h_M) ile üfleme havası entalpisini (h_S) arasındaki entalpi farkı ile toplam hava debisi çarpılarak bulunur.

$$Q_{tot,coil} = M_{tot}(h_M - h_S) \quad (6)$$

Ayrıca soğutma serpantini kapasitesi ($Q_{tot,coil}$) oda toplam soğutma yükü ($Q_{tot,room}$) ile taze hava yükünün ($Q_{tot,out}$) toplamına eşittir. Taze hava soğutma yükü ($Q_{tot,out}$) aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanır.

$$Q_{tot,out} = M_{out}(h_O - h_R) \quad (7)$$

Burada M_{out} taze havanın kütleli debisi ve h_O dış havanın özgül entalpisidir. Soğutma serpantini kapasitesi ($Q_{tot,coil}$) de

$$Q_{tot,coil} = M_{tot}(h_R - h_S) + M_{out}(h_O - h_R) \quad (8)$$

olarak elde edilir.

3. HESAPLAMALAR

3.1. Bina Soğutma Yükü

Bina soğutma yükü hesabında, ışınım zaman serileri (Radiant Time Series-RTS) yöntemi kullanılmıştır. ASHRAE’nin 2001 Fundamentals Handbook yayınında, soğutma yükü hesabı için önerdiği iki yöntemden biri olan ışınım zaman serisi yöntemi, kesin çözüm olarak adlandırılan ve tüm soğutma yükü hesap yöntemlerinin temeli olan

ısı dengesi (Heat Balance-HB) yönteminden türetilmiştir [3, 11]. Bina soğutma yükü hesabında, ışınım zaman serileri (RTS) yöntemine uygun olarak hazırlanmış MS-EXCEL tabanlı bir bilgisayar programı kullanılmıştır [4].

Bu çalışmada Adana ilinde bulunan 3 katlı bir okulun soğutma yükü hesaplanmıştır. 1628 m²'lik kullanım alanına sahip olan binanın, toplam pencere yüzey alanı 299 m² olup, dış duvar alanı 668 m²'dir. Binanın opak yapı elemanlarına ısı yalıtımı uygulanmış olup ısı yalıtımı kalınlıkları, Türkiye'de binalara uygulama zorunluluğu olan ısı yalıtım yönetmeliğinde belirtilen "B tip enerji verimli bina" sınıfına uygun olarak belirlenmiştir. [9, 10]. Dış duvarların, tavanın ve döşemenin toplam ısı transfer katsayıları sırasıyla 0.78 (W/m²K), 0.51 (W/m²K), 0.76 (W/m²K)'dir. Binada kullanılan pencereler tek camlı ve aynı özellikte olup, ısı iletim katsayısı 2.8 W/(m²K)'dir.

Bina tasarım (maksimum) soğutma yükü 21 temmuz günü için hesaplanmıştır. Adana ili için dış hava tasarım değerleri, dış hava kuru termometre sıcaklığı 38 °C, yağ termometre sıcaklığı 26 °C ve günlük sıcaklık farkı 12.4 °C olarak alınmıştır. İklimlendirilecek ortamların kuru termometre sıcaklığı 26 °C ve bağıl nemi % 50'dir. Bina için gerekli toplam taze hava miktarı 7001 m³/h olarak hesaplanmıştır. Binanın soğutma yükü hesabında kullanılan iç ısı kaynakları (insan sayısı, cihaz ve ışıklandırma yükleri ve kullanım faktörleri) ile ilgili özellikler Çizelge 1'de verilmiştir.

Çizelge 1. Binanın iç ısı kazanç özellikleri

Kod	Kullanım Amacı	İnsan		Işıklandırma		Cihaz	
		Sayısı	Kullanım Faktörü	Isı Kazancı (W)	Kullanım Faktörü	Isı Kazancı (W)	Kullanım Faktörü
Z01	Müdür Odası	1	0.90	480	0.50	2000	1.0
Z02	Fen Lab.	16	0.20	480	0.30	1366	1.0
Z03-Z04	Biyoloji-Kimya Lab.	16	0.20	480	0.30	2000	1.0
Z05	Bilgisayar Lab.	16	0.50	640	0.30	6040	1.0
Z07-110-210	Büro	2	0.90	320	0.50	1766	1.0
Z08	Koridor	60	0.15	1120	0.50	-	-
101	Resim Sınıfı	16	0.30	480	0.30	-	-
102	Kütüphane	20	0.30	480	0.50	1366	1.0
103	Sınıf	16	0.80	480	0.30	500	1.0
104-105-106-107	Sınıf	16	0.80	320	0.30	500	1.0
108	Öğretmen Odası	15	0.50	480	0.30	1000	1.0
111	Koridor	110	0.15	1120	0.50	-	-
201-202	Sınıf	24	0.80	480	0.30	500	1.0
203-204-205-206-207-208	Sınıf	16	0.80	480	0.30	500	1.0
211	Koridor	140	0.15	1120	0.50	-	-

3.2. İklimlendirme Sistemi

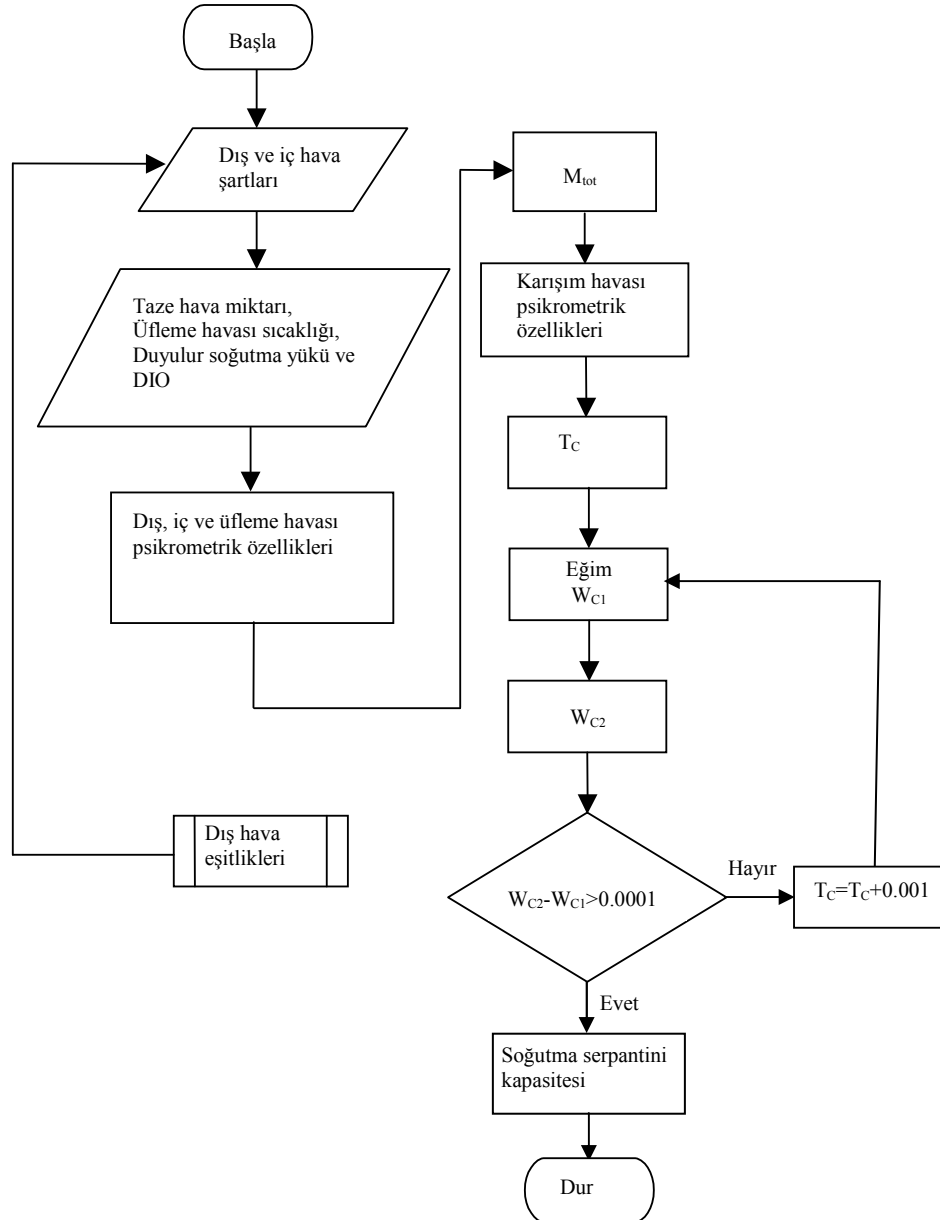
Soğutma serpantini kapasitesi ile iklimlendirme sisteminin diğer psikrometrik özelliklerini hesaplamak için Şekil 3'te akış şeması verilen ve P_VAV olarak adlandırılan bir bilgisayar programı kullanılmıştır [4].

Programa dış veri olarak, dış hava şartları (T_O , W_O), iç ortam hava şartları (T_R , W_R), taze hava miktarı (M_{out}), üfleme havası sıcaklığı (T_S), simülasyon tarihi, bina duyulur

soğutma yükü ($Q_{sen,room}$) ve duyulur ısı oranı verilmektedir. Programın ilk adımında, iç ve dış hava şartlarının psikrometrik özellikleri hesaplanır. İkinci adımda, toplam hava debisi eşitlik (3)'ü kullanılarak bulunur. Bu amaçla, öncelikle üfleme havasının mutlak nemi W_S (kg/kg) ve entalpisi h_S (kJ/kg) eşitlik (9) ve (10) ile hesaplanır. Eşitlik (9)'da verilen S_{RS} eğimi eşitlik (5) ile bulunur.

$$W_S = W_R - S_{RS} (T_R - T_S) \quad (9)$$

$$h_S = 1.006T_S + W_S(2501 + 1.085T_S) \quad (10)$$



Şekil 3. P_VAV bilgisayar programının akış şeması

Toplam hava debisi ve taze hava debisi bilindiğinden psikrometrik diyagram üzerinde karışım havasının yeri tespit edilerek, psikrometrik özellikleri bulunur. Sonraki adımda, serpantin duvar sıcaklığı noktası (cihaz ciğ noktası) (C) ile karışım havası (M) arasında çizilen MC doğrusunun doyma eğrisini kestiği (C) noktasındaki (W_{C1}) olarak gösterilen mutlak nem, (T_C) başlangıç değeri alınarak eşitlik (11) ile hesaplanır.

$$W_{C1} = W_M - S_{MC}(T_M - T_C) \quad (11)$$

Burada S_{MC} şekil 2'de gösterilen karışım havası (M) ile üfleme havası (S) arasında çizilen MR doğrusunun eğimini göstermekte olup, eşitlik (12) ile hesaplanır:

$$S_{MC} = \frac{(W_M - W_S)}{(T_M - T_S)} \quad (12)$$

Ayrıca, W_{C2} olarak gösterilen (C) noktasının mutlak nemi, mutlak nem için verilen psikrometrik eşitlikle de bulunur. Her iki eşitlikle hesaplanan (C) noktasındaki mutlak nemler (W_{C1} ve W_{C2}) karşılaştırılırlar. Eğer mutlak nemler eşit değillerse ($W_{C2} \neq W_{C1}$), sıcaklık değeri (T_C) değiştirilerek, eşitlik (13)'te verilen limit sağlanıncaya kadar mutlak nemler yeniden hesaplanır.

$$\varepsilon < \left| 1 - \frac{W_{C1}}{W_{C2}} \right| = 0.0001 \quad (13)$$

İterasyon sonunda C noktasının yeri tespit edilerek psikrometrik özellikleri bulunur.

3.3. Dış İklim Verileri

Dış hava sıcaklığının (T) saatlik değişimi için aşağıda verilen eşitlikler kullanılmıştır [5, 7, 8]:

$$t_{\max} \geq t \geq t_{\min}: \quad T = T_{\min} + (T_{\max} - T_{\min}) \left\{ \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{t - t_{\min}}{t_{\max} - t_{\min}} \right) \right] \right\}^{1.4} \quad (14.a)$$

$$t_{\min} \geq t \geq t_{\max}: \quad T = T_{\max} - (T_{\max} - T_{\min}) \left\{ \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{t - t_{\max}}{24 + t_{\min} - t_{\max}} \right) \right] \right\}^{1.2} \quad (14.b)$$

Burada T_{\max} ve T_{\min} günlük maksimum ve minimum sıcaklık olup eşitlik (5) ve (16) ile hesaplanırlar. t_{\min} ve t_{\max} ise maksimum ve minimum sıcaklıklarının meydana gelme zamanlarıdır ve eşitlik (17) ve (18) ile hesaplanırlar.

$$T_{\max} = T_1 - (T_1 - T_2) \cos \left[\frac{2\pi}{365} (n - 25) \right] \quad (15)$$

$$T_{\min} = T_3 - (T_3 - T_4) \cos \left[\frac{2\pi}{365} (n - 25) \right] \quad (16)$$

$$t_{\min} = 12 - \frac{t_d}{2} \quad (17)$$

$$t_{\max} = 12 + \frac{t_{\min}(12 - t_{\min})}{13.5} \quad (18)$$

Burada n , ocak 1 den itibaren başlayarak yılın gün sayısını göstermektedir. T_1, T_2, T_3 ve T_4 sabit sayılar olup her il için istatistiksel olarak bulunurlar. Adana için T_1, T_2, T_3 ve T_4 değerleri sırasıyla 25.27, 15.28, 14.27 ve 5.04'dir [8]. Eşitlik (17)'deki t_d ise gün uzunluğudur.

Mutlak nemin saatlik dağılımı için aşağıda verilen eşitlikler kullanılmıştır [6]:

$$t_{gd} \leq t \leq t_{gb}: W = W_1 + W_2 \left\{ \sin \left[\frac{\pi}{365} (n - n_o) \right] \right\}^m \quad (19.a)$$

$$t_{gb} > t > t_{gd}: W = W_1 + (W_3 - W_1) \left\{ \sin \left[\frac{\pi}{365} (n - n_o) \right] \right\}^m \quad (19.b)$$

burada W_1, W_3, m ve n_o sabit sayılar olup Yılmaz ve ark., (1995) tarafından Adana ili için sırasıyla 4.5, 17, 4 ve 25 olarak bulunmuştur [6]. W_2 katsayısı eşitlik (20)'den bulunur.

$$W_2 = W_3 - W_1 - 2 \sin \left[\frac{\pi}{t_{gi}} (t - t_{gd}) \right] \quad (20)$$

Eşitlikteki t , günün saatini göstermektedir. t_{gd} ve t_{gb} ise güneşin doğuş ve batış saatlerini vermekte olup aşağıdaki eşitliklerden hesaplanırlar.

$$t_{gb} = 12 + \frac{\left(12 - \frac{t_d}{2}\right)t_d}{27} + \frac{t_{gi}}{2} \quad (21)$$

$$t_{gd} = 12 + \frac{\left(12 - \frac{t_d}{2}\right)t_d}{27} - \frac{t_{gi}}{2} \quad (22)$$

eşitlikteki t_{gi} imaj iner gün uzunluğu süresi olup aşağıdaki eşitlik ile belirlenir.

$$t_{gi} = 1.25t_d^{0.875} \quad (23)$$

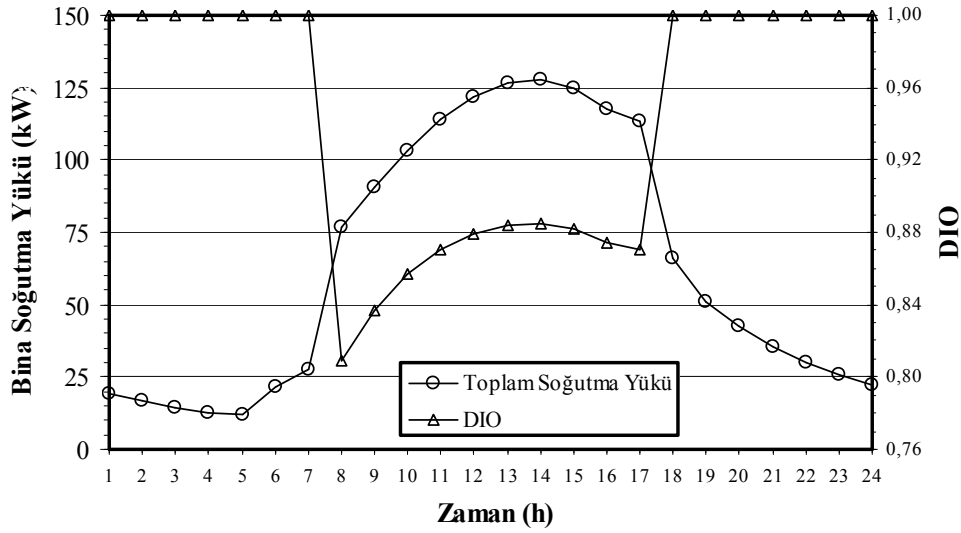
4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

4.1. Üfleme Sıcaklığının İklimlendirme Sistemine Etkisi

Üfleme sıcaklığının, iklimlendirme sistemi elemanlarının tasarım kapasitelerine etkisi incelenmiştir. İncelenen binanın tasarım soğutma yükü hesaplanarak, Şekil 4'te duyulur ısı oranı (DIO) ile birlikte gösterilmiştir. Maksimum soğutma yükü 127.55 kW olup saat 14⁰⁰'te elde edilmiştir. Bu yükteki duyulur ısı oranı 0.88'dir.

Adana ili tasarım şartlarında 14°C-20°C üfleme sıcaklığı aralığı için, soğutma serpantini tasarım kapasitesi ($Q_{\text{tot,coil}}$), toplam hava debisi (M_{tot}) ve karışım havası oranı

(ϕ) hesaplanarak, Çizelge 2’de sunulmuştur. Çizelgede görüldüğü gibi, tüm üfleme sıcaklıklarında soğutma serpantini tasarım kapasitesi ($Q_{tot,coil}$) 186.05 kW olarak sabittir. Tam havalı bir iklimlendirme sisteminde soğutma serpantini yükü, eşitlik (8)’den görüldüğü gibi dışarıdan alınan taze hava yükü ile binanın toplam soğutma yükünden oluşur. Üfleme sıcaklığının değişimi, iklimlendirme sistem için gerekli olan toplam hava debisini etkilemektedir. Üfleme sıcaklığı 14 °C iken toplam hava debisi 32943 kg/h olarak tespit edilmişken, üfleme sıcaklığının 20 °C’ye yükseltilmesiyle toplam hava debisi %100 oranından daha yüksek bir oranda artarak 65854 kg/h’lik bir debiye yükselmiştir.



Şekil 4. Bina tasarım soğutma yükü ve duyulur ısı oranı

Çizelge 2. Farklı üfleme sıcaklıkları için iklimlendirme sistemi tasarım değerleri

Üfleme Sıcaklığı [°C]	$Q_{tot,coil}$ [kW]	M_{tot} [kg/h]	M_{out} [kg/h]	ϕ [%]
14	186.05	32943	7739	24
15		35935		22
16		39525		20
17		43913		18
18		49398		16
19		56451		14
20		65854		12

Üfleme havası, karışım havası ve serpantin çığ noktasının, sıcaklıkları, mutlak nemleri ve entalpileri farklı üfleme sıcaklıkları için Çizelge 3’te verilmiştir.

Çizelge 3. İklimlendirme sisteminin bazı psikrometrik özelliklerinin üfleme sıcaklığı ile değişimi

Üfleme Havaşı			Karışım Havaşı			Serpantin çığ noktası		
T _S [°C]	W _S [kg/kg]	h _S [kJ/kg]	T _M [°C]	W _M [kg/kg]	h _M [kJ/kg]	T _C [°C]	W _C [kg/kg]	h _C [kJ/kg]
14.00	0.0098	38.96	28.82	0.0119	59.29	13.76	0.0098	38.63
15.00	0.0099	40.12	28.58	0.0117	58.76	13.60	0.0097	38.21
16.00	0.0100	41.28	28.35	0.0116	58.23	13.44	0.0096	37.78
17.00	0.0100	42.44	28.11	0.0115	57.70	13.27	0.0095	37.35
18.00	0.0101	43.60	27.88	0.0114	57.16	13.11	0.0094	36.92
19.00	0.0101	44.77	27.65	0.0113	56.63	12.94	0.0093	36.48
20.00	0.0102	45.93	27.41	0.0112	56.10	12.77	0.0092	36.04

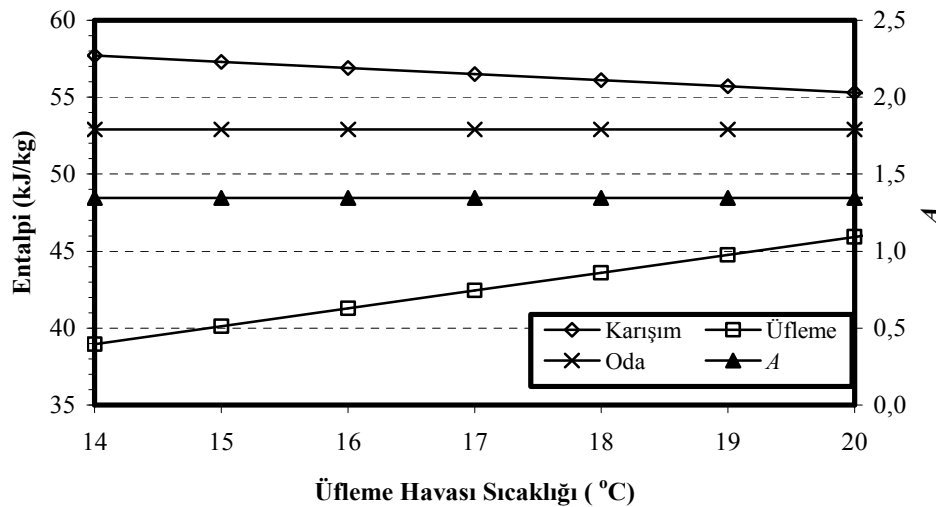
Üfleme sıcaklığının artması serpantin çığ noktası ve karışım havasının sıcaklık, mutlak nem ve entalpilerini azaltmıştır. Karışım havası ile üfleme havası entalpileri farkı ($h_M - h_S$) ile oda havası ve üfleme havası entalpileri farkının ($h_R - h_S$) birbirine oranı, A boyutsuz sayısı olarak tanımlanır:

$$A = [(h_M - h_S) / (h_R - h_S)] \quad (24)$$

Soğutma serpantini kapasitesi ($Q_{\text{tot,coil}}$), bina soğutma yüküne bağlı olarak eşitlik (25) ile ifade edilir. Eşitlikten görüldüğü gibi, soğutma serpantini kapasitesi A boyutsuz sayısına bağlı olarak değişmektedir.

$$Q_{\text{tot,coil}} = Q_{\text{tot,room}} [(h_M - h_S) / (h_R - h_S)] = Q_{\text{tot,room}} A \quad (25)$$

Şekil 5'te farklı üfleme sıcaklıkları için saat 14⁰⁰'te gözlenen karışım havası, oda havası ve üfleme havası entalpileri ve A boyutsuz sayısı verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, tüm üfleme sıcaklıklarında A boyutsuz sayısı sabit kalmaktadır.

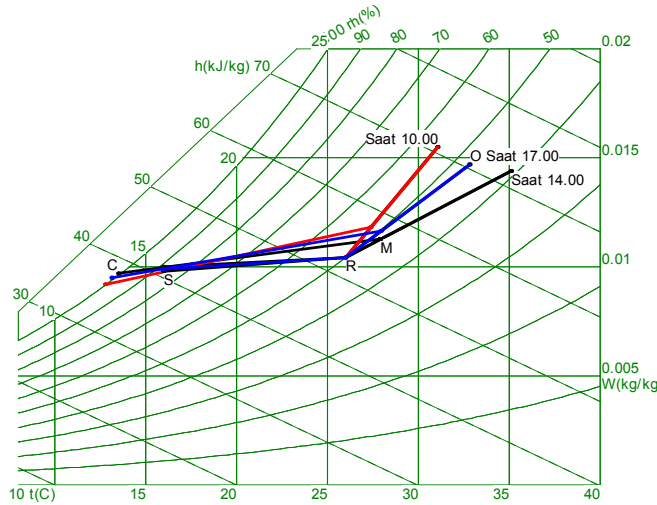


Şekil 5. Karışım, oda ve üfleme havası entalpilerinin ve A boyutsuz sayısının üfleme sıcaklığı ile değişimi

Sonuç olarak üfleme sıcaklığının artması her ne kadar serpantin kapasitesini etkilemese de, toplam hava debisini artırmaktadır ve bunun sonucu olarak, iklimlendirme sistemi fanlarının kapasitesini artırmaktadır. Bu sebeple tam havalı bir iklimlendirme sistemi tasarlanırken, optimum üfleme sıcaklığı tespit edilmelidir.

4.2. Tasarım Günü İçin Psikrometrik Analiz Sonuçları

Soğutma serpantini kapasitesi ve ilgili diğer büyüklükler 21 temmuz tasarım günü için 8^{00} - 17^{00} periyodunda saatlik olarak P_VAV bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. Şekil 6'da soğutma işleminin 21 temmuz tasarım günü saat 10^{00} , 14^{00} ve 17^{00} 'deki saatlik değişimi psikrometrik diyagramda gösterilmiştir. Psikrometrik diyagramda (O) olarak gösterilen dış hava şartları saatlik olarak değişmektedir. Buna bağlı olarak bina soğutma yükü ($Q_{tot,room}$) ve taze hava yükü de değişmektedir. Şekil 6'da görüldüğü gibi, iklimlendirme sisteminin çalışma süresince, ortam havasının (R) konfor şartlarının sağlanması için, soğutma işlemi üzerindeki üfleme havasının (S), karışım havasının (M) ve serpantin çığ noktasının (C) yeri sürekli olarak değişmektedir. Sonuç olarak soğutma işlemi, gün içinde sürekli değişen dinamik bir işlemdir.



Şekil 6. Tasarım günü için soğutma işleminin saatlik değişimi

Çizelge 4'te 21 temmuz günü için üfleme havası şartlarının saatlik değişimi (W_s , h_s) verilmiştir. Çizelgeden görüleceği gibi, üfleme havası mutlak nemi (W_s) ve entalpisi (h_s) dış havanın sıcaklığındaki (T_o) değişimine bağlı olarak değişmektedirler. Bu çalışmada incelenen tam havalı değişken debili iklimlendirme sisteminde, ortama gönderilen hava sabit sıcaklıktadır (T_s). Ancak üfleme havasının diğer termodinamik özellikleri değişkendir. Burada mutlak nemin değişimi (W_s) verilmiştir. Sonuç olarak üfleme sıcaklığının soğutma işlemindeki yeri (S) sürekli olarak değişmekte ancak iç ortam ısı konforu tam olarak sağlanmaktadır.

Çizelge 4. Üfleme havası şartlarının saatlik değişimi

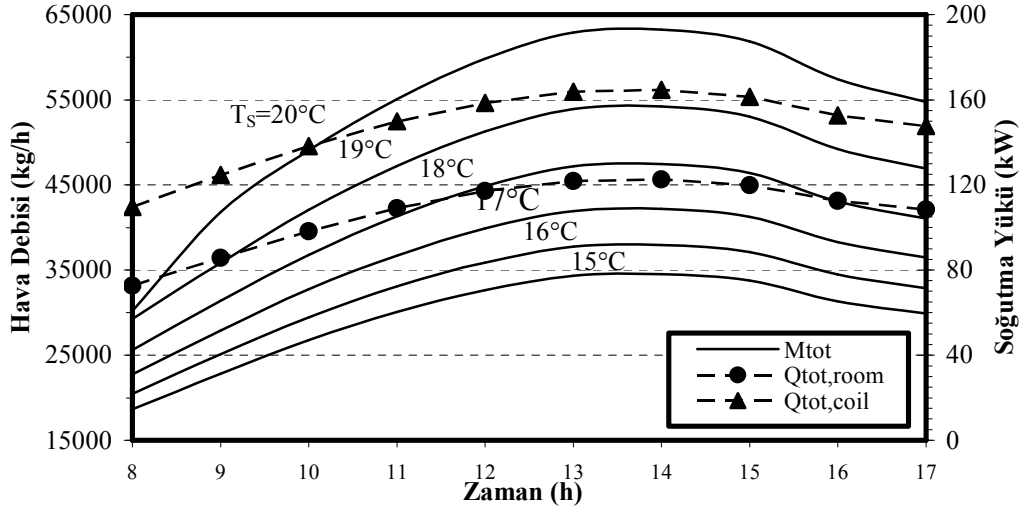
Saat	Dış Hava Şartları			Üfleme Havası Şartları					
				T _s =15°C		T _s =17°C		T _s =19°C	
	T _o [°C]	W _o [kg/kg]	h _o [kJ/kg]	W _s [kg/kg]	h _s [kJ/kg]	W _s [kg/kg]	h _s [kJ/kg]	W _s [kg/kg]	h _s [kJ/kg]
8 ⁰⁰	27.66	0.0164	69.59	0.0094	38.87	0.0096	41.42	0.0098	43.97
9 ⁰⁰	29.41	0.0160	70.46	0.0096	39.37	0.0098	41.83	0.0099	44.28
10 ⁰⁰	31.10	0.0155	71.00	0.0097	39.68	0.0099	42.08	0.0100	44.48
11 ⁰⁰	32.60	0.0151	71.48	0.0098	39.83	0.0099	42.20	0.0100	44.58
12 ⁰⁰	33.82	0.0148	71.87	0.0098	39.98	0.0100	42.33	0.0101	44.67
13 ⁰⁰	34.69	0.0145	72.14	0.0099	40.12	0.0100	42.44	0.0101	44.77
14 ⁰⁰	35.16	0.0144	72.29	0.0099	40.12	0.0100	42.44	0.0101	44.77
15 ⁰⁰	34.94	0.0144	72.04	0.0099	40.12	0.0100	42.44	0.0101	44.77
16 ⁰⁰	33.98	0.0145	71.34	0.0098	39.98	0.0100	42.33	0.0101	44.67
17 ⁰⁰	32.88	0.0147	70.78	0.0098	39.83	0.0099	42.20	0.0100	44.58

Çizelge 5'te 21 temmuz günü için farklı üfleme sıcaklıklarında dış hava şartlarına bağlı olarak karışım havası şartlarının (W_M, h_M) saatlik değişimi verilmiştir. Çizelge 5'te görüldüğü gibi, karışım havasının entalpisi (h_M) sıcaklığı (T_M) ve mutlak nemi (W_M) dış havanın değişimine bağlı olarak sürekli olarak değişmektedirler. Dış havanın sıcaklığının artmasıyla, karışım havasının sıcaklığı (T_M) artarken entalpi (h_M) ve nemi (W_M) azalmaktadır. Ayrıca, üfleme havası sıcaklığının artmasıyla, karışım havasının sıcaklık nem ve entalpisi (T_M, W_M ve h_M) çok az bir oranda azalmaktadırlar.

Çizelge 5. Karışım havası şartlarının saatlik değişimi

Saat	Dış Hava Şartları			Karışım Havası Şartları								
				T _s =15°C			T _s =17°C			T _s =19°C		
	T _o [°C]	W _o [kg/kg]	h _o [kJ/kg]	T _M [°C]	W _M [kg/kg]	h _M [kJ/kg]	T _M [°C]	W _M [kg/kg]	h _M [kJ/kg]	T _M [°C]	W _M [kg/kg]	h _M [kJ/kg]
8 ⁰⁰	27.66	0.0164	69.59	26.71	0.0130	60.07	26.58	0.0126	58.77	26.45	0.0121	57.47
9 ⁰⁰	29.41	0.0160	70.46	27.19	0.0124	59.02	26.97	0.0121	57.91	26.76	0.0117	56.80
10 ⁰⁰	31.10	0.0155	71.00	27.51	0.0120	58.26	27.23	0.0117	57.28	26.96	0.0114	56.31
11 ⁰⁰	32.60	0.0151	71.48	27.73	0.0117	57.78	27.42	0.0115	56.89	27.10	0.0113	56.01
12 ⁰⁰	33.82	0.0148	71.87	27.88	0.0115	57.47	27.54	0.0113	56.64	27.20	0.0112	55.81
13 ⁰⁰	34.69	0.0145	72.14	27.99	0.0114	57.30	27.62	0.0113	56.50	27.26	0.0111	55.70
14 ⁰⁰	35.16	0.0144	72.29	28.08	0.0114	57.30	27.70	0.0112	56.50	27.32	0.0111	55.70
15 ⁰⁰	34.94	0.0144	72.04	28.08	0.0114	57.35	27.70	0.0112	56.54	27.32	0.0111	55.73
16 ⁰⁰	33.98	0.0145	71.34	28.00	0.0115	57.53	27.64	0.0113	56.69	27.28	0.0111	55.85
17 ⁰⁰	32.88	0.0147	70.78	27.82	0.0116	57.62	27.49	0.0114	56.76	27.16	0.0112	55.91

21 Temmuz tasarım günü için farklı üfleme sıcaklıklarında gerekli toplam hava debisinin saatlik değişimi Şekil 7'de gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 7'de saatlik olarak bina ve serpantin soğutma yükü dağılımları da verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, tüm üfleme sıcaklıklarında toplam hava debisinin gün içindeki dağılımı birbirine benzerdir. Gerekli toplam hava debisi, saat 8⁰⁰'den 14⁰⁰'de kadar artmakta geri kalan zamanda azalmaktadır. Benzer şekilde, bina ve serpantin soğutma yükleri de gün içinde farklı değerlerdedir. Her iki soğutma yükü saat 14⁰⁰'de pik yüke ulaşmakta ve geri kalan diğer saatlerde soğutma yükleri daha düşük değerlerdedir.



Şekil 7. Toplam hava debisi ve bina ve serpantin soğutma yükü saatlik dağılımı

4.3. Soğutma Sezonu İçin Psikrometrik Analiz Sonuçları

HVAC cihazları pik yük için tasarlanırlar. Önceki bölümde görüldüğü gibi, HVAC cihazları, çoğunlukla soğutma sezonu boyunca dış havanın etkisiyle kısmi yükte çalışırlar. Bu çalışmada soğutma sisteminin çalışma kapasitesi soğutma sezonu boyunca gerçek çalışma şartları için analiz edilmiştir. Bu analizde, Adana için soğutma sezonu, 21 Nisan ile 21 Ekim arasında kalan 184 gün olarak alınmıştır. Soğutma sezonu boyunca her ayın 21. günü için saatlik toplam hava debisi ve soğutma serpantini kapasitesi P_VAV bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. Bu analiz için gerekli olan bina soğutma yükü, benzer şekilde soğutma sezonu boyunca her ayın 21. günü için hesap edilmiştir. Her ayın 21. günü için elde edilen saatlik toplam hava debisi ve soğutma serpantini kapasitesi değerleri, Simpson integral yöntemi kullanılarak tüm soğutma sezonu için saatlik olarak sezonluk ortalama değerleri bulunmuştur.

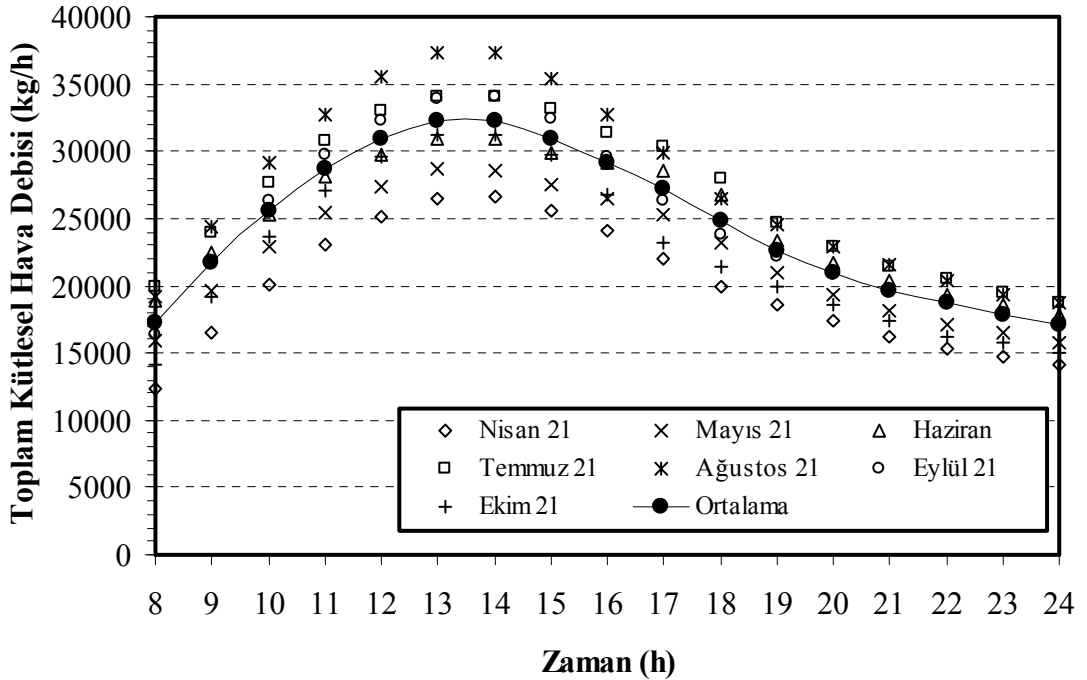
Şekil 8'de 15 °C sabit üfleme sıcaklığında soğutma sezonu boyunca her ayın 21. günü ve sezonluk ortalama saatlik toplam hava debisi gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, VAV iklimlendirme sisteminin saatlik toplam hava debisi ihtiyacı soğutma sezonu boyunca 12384 ve 37348 kg/h arasında değişmektedir. Toplam hava debisi soğutma sezonu boyunca 21 Nisan saat 8⁰⁰'de 12384 kg/h minimum debi ihtiyacı olarak elde edilmiştir. Maksimum debi ihtiyacı ise 21 Ağustos saat 13⁰⁰'de 37348 kg/h olarak bulunmuştur. Türkiye'de soğutma sistemleri için tasarım günü olarak alınan 21 Temmuz gününde, toplam hava debisi maksimum olarak gözlenmemiştir. Çizelge 2'de sunulduğu gibi, 21 Temmuz tasarım günü için 15 °C sabit üfleme sıcaklığında maksimum toplam hava debisi 35935 kg/h olarak bulunmuştur. Buna göre, soğutma sistemi 21 Temmuz tasarım gününe göre tasarlanırsa, maksimum debi ihtiyacının görüldüğü ağustos ayında soğutma sistemi için gerekli hava debisi sağlanamayacağından arzulanan ısı konfor elde edilemeyecektir. Ayrıca Şekil 8'den görüldüğü gibi, toplam hava debi ihtiyacı zamana bağlı olarak gün içinde önemli oranda değişmektedir. Örneğin 21 Haziran saat 8⁰⁰ ve 15⁰⁰'de dış hava sıcaklıkları sırasıyla

23.9°C ve 33.6°C iken binanın toplam hava debisi ihtiyacı aynı saatlerde sırasıyla 18940 kg/h ve 29851 kg/h'dir.

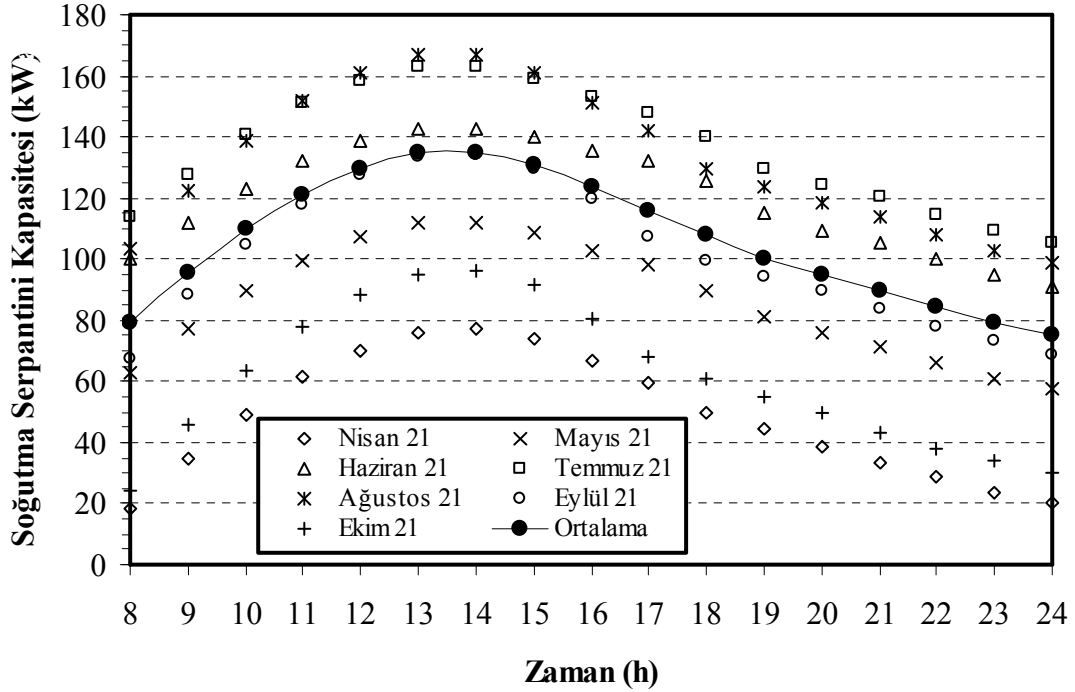
Şekil 9'da soğutma serpantini kapasitesi soğutma sezonu boyunca her ayın 21. günü ve soğutma sezonu ortalama değerleri verilmiştir. Şekilden görüleceği gibi, soğutma kapasitesi yaklaşık olarak 20 kW ile 170 kW arasında değişmektedir. Aynen toplam hava debi ihtiyacında olduğu gibi, bina soğutma ihtiyacı da zamanla değişmektedir. Adana için soğutma sezonunda en az soğutma ihtiyacı 21 nisan saat 8⁰⁰'de (18.45 kW) görülürken 21 Ağustos günü saat 13⁰⁰'de (166.70 kW) ise pik yük görülmektedir. 21 Temmuz dış tasarım değerleri kullanılarak bulunan serpantin tasarım kapasitesi 186.05 kW (Çizelge 3)'dir. Soğutma sistemi 21 Temmuz günü için tasarlanırsa, serpantin kapasitesi %12 oranında daha büyük seçilir. Fakat gerekli toplam hava debisi (35935 kg/h) tasarım debisinden (37348 kg/h) daha küçük olduğundan, istenilen ısıl konfor şartları sağlanamaz. Dolayısıyla HVAC cihaz kapasiteleri belirlenirken, Türkiye'de kullanılan 21 Temmuz dış tasarım değerlerini kullanmak daima doğru sonuç veremeyebilir.

HVAC sistemleri seçilirken genellikle belirlenen tasarım değerlerine en yakın olan bir üst kapasitedeki cihaz seçilmektedir. Dolayısıyla HVAC cihazları çalışma süresince tam yükte çalışmazlar. Cihaz kapasitelerinin büyük seçilmesi, ilk yatırım, işletme ve bakım giderlerini önemli ölçekte artırmakta, fakat arzulanan iç ortam şartları da tam olarak sağlanamamaktadır.

Ayrıca, Şekil 8 ve 9'da verilen sezonluk ortalama toplam hava debisi ve serpantin kapasiteleri ile iklimlendirme sisteminin sezonluk enerji tüketimi kolayca hesaplamak mümkündür.



Şekil 8. İklimlendirme sisteminin saatlik toplam hava debi ihtiyacı



Şekil 9. İklimlendirme sisteminin saatlik serpantin kapasitesi

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, dış hava şartlarının iklimlendirme sisteminin hem tasarım hem de saatlik çalışma kapasitesine etkisi incelenmiştir. Soğutma işlemindeki karışım havası, cihaz çığ noktası ve üfleme havasının psikrometrik özellikleri dış havanın saatlik değişimine bağlı olarak güçlü bir şekilde etkilenmektedir. Benzer şekilde, bina soğutma yükü ve havalandırmadan kaynaklanan taze hava yükü, dış hava şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla binanın soğutma ihtiyacı ve üfleme havası debisi anlık olarak değişmektedir. Bu değişimler, soğutma işleminin sürekli değişim gösteren dinamik bir hal almasını sağlamaktadır.

Türkiye’de, soğutma sistemleri genellikle 21 Temmuz bina maksimum (pik) soğutma yüküne göre tasarlanırlar. Bu yaklaşım, tasarımcıların yanlış sonuçlara ulaşmasına sebep olabilir. Bu çalışmada, örnek binanın maksimum soğutma yükü ağustos ayında görülmüştür. Bu durumu engellemek için, soğutma sezonu boyunca bina soğutma yükü analizi yapılarak tasarım günü doğru olarak belirlenmelidir.

Ayrıca, sonuçlar iklimlendirme sisteminin soğutma grubu ve fanlarının çalışma süresince tam yükte çalışmadığını göstermiştir. Sistemler çoğunlukla dış hava şartlarının değişimine bağlı olarak kısmi yükte çalışırlar. İklimlendirme sistemlerinin enerji tüketimlerini azaltmak ve iç ortam konfor şartlarını yükseltmek için, seçilen sistemlerin kısmi yük performanslarının yüksek olması büyük önem taşımaktadır. Tasarım şartları HVAC cihazlarının sadece pik yükteki performansını göstermekte olup çalışma süresince sistemin gerçek çalışma performansı ile ilgili bir bilgi vermemektedir.

6. KAYNAKLAR

1. Özkul,N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, Makina Mühendisleri Odası Yayın No 115, Ankara, 1985.
2. Önen,E., “Havalandırma ve Klima Tekniği”, Bayındırlık ve İskan Bakanlığı Teknik Yayınlar No 9, Başbakanlık Basımevi, Ankara, 1985.
3. ASHRAE Handbook-Fundamentals, Atlanta (GA): American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2001.
4. Aktacir,M.A., “Influence of Outdoor Air Conditions on Operating Capacity of Air Conditioning Systems”, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği ABD, Doktora Tezi, Adana, 2005.
5. Oğulata,R.T. ve Yılmaz,T., “Çevre Sıcaklığının Zamansal Değişiminin Eşitliklerle Hesaplanması”, Ç.Ü. Müh.Mim.Fak.Dergisi, 85-95, 4(1)1989.
6. Yılmaz,T., Özgören,M. ve Gürçınar,Y., “Mutlak Nemin Günlük ve Yıllık Değişimi”, 10. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, pp.593-602, Ankara, 1995.
7. Yılmaz,T. ve Bulut,H., “Şanlıurfa İli İçin Meteorolojik Değerlerin Günlük, Yıllık Değişiminin Sürekli Fonksiyonlarla İfadesi”, 4. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, Sayfa 188-198, Adana, 1996.
8. Bulut,H., Büyükalaca,O. ve Yılmaz,T., “Türkiye'nin 15 ili için Bazı İklim Verilerinin Eşitliklerle İfadesi”, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 51: 48-56, 1999.
9. Isı Yalıtımı Yönetmeliği, Ankara: Resmi Gazete (24043), 8 Mayıs 2000.
10. TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları, Ankara: Resmi Gazete (23725), 14 Haziran 1999.
11. Spitler,J.D., Fisher,D.E. ve Pederson,C.O., “The Radiant Time Series Cooling Load Calculation Procedure”, ASHRAE Transactions, 103(2): 503-515, 1997.