

# İZMİR İLİ İÇİN FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANAN OTOMOBİL KLİMASININ SAATLİK PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

**Muammer ÖZGÖREN**  
**Ali KAHRAMAN**  
**Özgür SOLMAZ**

## ÖZET

Bu çalışmada, İzmir ilinde güneye doğru yönlendirilmiş bir otomobilin klima performansı saatlik olarak belirlenmiştir. Hesaplamalarda Devlet Meteoroloji İşlerinden temin edilen 1997-2008 yıllarına ait sıcaklık ve güneş ışınımı dataları kullanılmıştır. Taşıtın soğutma yükünü karşılamak için klima sisteminin motordan çektiği güç ve sistemin soğutma tesir katsayısı, geliştirilen MATLAB programıyla R-134a, R-407c ve R-410a soğutucu akışkanlarının kullanıldığı varsayılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre maksimum soğutma yükünün olduğu gün boyunca saatlik olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda, 5 °C aşırı ısıtma, 5 °C aşırı soğutma ve buharlaştırıcı sıcaklığı 5 °C, yoğuşurucu sıcaklığı dış hava sıcaklığından 10 °C fazla olduğu kabulü yapılmıştır. Ayrıca buharlaştırıcı ve yoğuşurucudaki basınç kayıpları da hesaplamalara dâhil edilmiştir. Elde edilen sonuçlar soğutma sezonu boyunca ve soğutma yükünün maksimum olduğu gün boyunca saatlik olarak değerlendirilerek sunulmuştur. Taşıt klimasının, enerji verimliliği açısından saatlik değişen soğutma yüküne göre otomatik kontrollü olarak çalıştırılmasının önemli olduğu elde edilen sonuçlardan görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Taşıt kliması, saatlik değişim, soğutma yükü, R-134a, R-407c, R-410a.

## ABSTRACT

In this study, hourly variation of performance of an automotive air-conditioning was determined for a vehicle located towards the south with respect to its front surface for İzmir province in Turkey. Meteorological Data such as solar radiation and atmospheric air temperature taken from Turkish Meteorological Office for the calculations are used. Compressor power consumption of the cooling requirement and coefficient of performance for the air-conditioning system for R-134a, R-407c and R-410a along the maximum cooling load occurrence day were hourly computed with the help of a developed in-house MATLAB program. The assumptions for the calculations were that the subcooled and superheated temperatures were 5 °C, evaporator temperature was 5 °C while the condenser temperature was taken as 10 °C higher than the atmospheric air temperature. Also, pressure losses in the evaporator and condenser were taken into account for compressor power calculations. The results of critical conditions are presented and discussed. It can be commented from the obtained results that vehicle air-conditioning unit depending on the hourly-varied cooling load capacity should be controlled to use the energy more efficiently.

**Key Words:** Automotive air conditioning, cooling load, hourly variation, R-134a, R-407c, R-410a.

## 1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesi ve insanların alım gücünün artması klima sistemlerinin taşıtlarda kullanımını seçimli olmaktan çıkartıp standart ünite olmasını gerektirmektedir. Bu da insanların fert başına tükettikleri enerji oranını arttırmaktadır. İnsanlar gününün bir kısmını veya en az iki saatini, gerek işe gidiş dönüş süreleri ve gerekse günlük ihtiyaçlarını karşılamak için özel ve/veya toplu taşıma araçları içerisinde geçirmektedirler.

Otomobillerde rahat seyahat edebilmek için, klima sistemlerinin ekipmanlarının doğru olarak belirlenmesi gerekmektedir. Diğer taraftan soğutma yükü ise genel olarak dış hava sıcaklığı, nemi, yolcu sayısı, gerekli temiz hava miktarı ve güneş ışınım faktörlerinden etkilenmektedir. Bu faktörler değişken yol şartlarında, otomobilin farklı hızlarında ve yolcuların durumuna göre değişebilmektedir. Bir klima sistemi tüm şartlara uyum sağlamalı her koşulda en iyi performansı verebilmelidir [1]. Klima sisteminin performansının yüksek olması, klima sisteminin tükettiği enerjinin azalmasına ve böylelikle içten yanmalı motorun yakıt tüketiminin iyileşmesine sebep olacaktır. Bir taşıttaki bu küçük iyileşme dünyada milyonlarca taşıtın olduğu düşünülecek olursa kümülatif etkisi yüksek olacaktır. Böylelikle taşıtlardan kaynaklanan küresel ısınma etkisi azalacak ve dünyadaki fosil yakıt rezervlerinin tükenme ömrü de uzayacaktır. Bundan dolayı klimanın verimli veya etkin çalışmasının sağlanması anlık performansın bilinmesi ile mümkün olabilir [2].

Taşıtlarda buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan bir iklimlendirme sistemi mevcuttur ve kompresör gücünü direkt içten yanmalı motordan almaktadır. Amerika Birleşik Devletleri SC03 sürüş şartlarına göre Bevilacqua'nın yaptığı bir çalışmada klima sistemi, taşıtın yakıt tüketiminde %28, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> ve HC emisyonlarında sırasıyla %71, %81 ve %30 seviyelerinde bir artış yarattığı belirtilmiştir [3]. Taşıt klima sistemlerindeki kayıpların ve emisyonların azaltılmasına yönelik birçok çalışma yapılmaktadır. Literatürde, taşıt kliması üzerine yapılan çalışmalar genellikle sürücü konfor şartlarının iyileştirilmesi, farklı soğutucu akışkan kullanılması, klima elemanlarının ve çalışma şartlarının optimizasyonu üzerine yoğunlaşmıştır. Son zamanlarda Kiatsiriroat ve Euakit (1997) [4], Jung ve ark. (1999) [5], Lee ve Yoo (2000) [6], Al-Rabghi ve Niyaz (2000) [7], Jabardo ve ark. (2002) [8], Kaynaklı ve Horuz (2003) [9], Hoşöz ve Direk (2006) [10], Hoşöz ve Ertunç (2006) [11], Wongwises ve ark. (2006) [12], Akyol ve Kılıç (2008) [13], tarafından yapılan araştırmalar bunlardan bazılarıdır. Yapılan literatür taramasında taşıt kliması üzerine yapılan çalışmalar genellikle sürücü konfor şartlarının iyileştirilmesi, farklı soğutucu akışkan kullanılması, klima elemanlarının ve çalışma şartlarının optimizasyonu üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Sistemin dinamik performansını araştıran çok az sayıda çalışma bulunmaktadır.

Kiatsiriroat ve Euakit [4] ile Jung ve ark. [5] taşıtlarda farklı soğutucu akışkanların kullanımı ile klima performansındaki değişimi araştırmışlardır. Lee ve Yoo [6] yoğunlaştırıcı boyutunun ve soğutucu akışkan şarjının otomobil iklimlendirme sistemi performansına etkisini, Al-Rabghi ve Niyaz ise [7] R12 ve R-134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş otomobil iklimlendirme sistemlerinin çeşitli kompresör devirlerindeki performans parametrelerini deneysel olarak incelemişlerdir. Jabardo ve ark. [8] yoğunlaştırıcıya giren hava sıcaklığı, dönüş hava sıcaklığı ve kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansına etkisini teorik olarak araştırmışlardır. Kaynaklı ve Horuz [9] taşıt klima sisteminde soğutma yükü, kompresörün güç tüketimi, soğutucu akışkan debisi, STK değeri, sistem basıncının minimum ve maksimum dalgalanmalarını araştırmışlardır. Hoşöz ve Direk [10] ısı kaynağı olarak dış ortamı kullanan havadan havaya ısı pompası gibi çalışan R-134a taşıt klima sistemlerinin performans karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Hoşöz ve Ertunç [11] soğutucu akışkan olarak R-134a kullanan taşıt klima sisteminin performansını yapay sinir ağıları metodunu kullanarak modellemişler ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Wongwises ve ark. [12] taşıt klima sistemlerinde R-134a yerine kullanılacak hidrokarbon karışımlarının kullanılması üzerine bir çalışma yapmışlardır. Akyol ve Kılıç [13] sürücü tarafından hissedilen termal hislere göre taşıt içerisindeki çevresel şartları kontrol eden ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sisteminin üzerine bir model geliştirmişlerdir.

Bu çalışmada, Devlet Meteoroloji İşlerinden 1997–2008 yılları arasında ölçülen İzmir iline ait sıcaklık ve güneş ışınımı dalarına bağlı olarak, güneye doğru yönlendirilmiş bir taşıtın soğutma yükü soğutma sezonu boyunca (1 Mayıs- 30 Eylül) saatlik olarak MATLAB programlama dilinde geliştirilmiş bir program ile hesaplanmıştır. Daha sonra maksimum soğutma yükünün olduğu günde klima

sisteminin motordan çektiği güç ve sistemin soğutma tesir katsayısı R-134a, R-407c ve R-410a soğutucu akışkanlarını kullandığı varsayılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre belirlenmiştir.

## 2. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, model bir taşıtın soğutma sezonu boyunca saatlik olarak soğutma yükü hesabı ve maksimum soğutma yükünün olduğu günde gerçek buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalıştığı varsayılan klima sisteminin soğutma çevrimi hesapları yapılmıştır.

### 2.1. Isı Kazancı Hesaplamaları

Taşıt için toplam ısı kazancının aşağıdaki bölümlerden meydana geldiği dikkate alınmıştır.

a) Transmisyonla gelen ısı kazancı;

$$Q_{1tr,k,j} = A_k U_k (T_{d,j} - T_{i,j}) \quad (W) \quad (1)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada,  $Q_{1tr,k,j}$ : k yüzeyinin j. saatteki transmisyonla ısı kazancı (W);  $A_k$ : k yüzeyinin alanı ( $m^2$ );  $U_k$ : k yüzeyinin toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ );  $T_{d,j}$ : günün j. saatindeki dış hava sıcaklığı ve  $T_{i,j}$ : günün j. saatindeki konforu sağlayan iç hava sıcaklığını göstermektedir. Model taşıt için iç sıcaklık hesaplamalarda konfor şartlarına uygun olarak  $23 \text{ }^\circ C$  olarak alınmıştır.

b) Bagaj bölmelerinden transmisyonla gelen ısı kazancı;

$$Q_{2tr,k,j} = A_k U_k (T_{d,j} - T_{i,j} + 10) \quad (W) \quad (2)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada, bagaj iç sıcaklığı, iç ortam sıcaklığından  $10 \text{ }^\circ C$  fazla alınmıştır.

c) Opak ve cam yüzeylerden ışınlama ile oluşan ısı kazancı;

$$Q_{I,k,j} = A_k k_y I_{k,j} \quad (W) \quad (3)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada, k yüzeyinin günün j. saatindeki ışınlama ısı kazancı  $Q_{I,k,j}$  (W) ile, k yüzeyinin alanı  $A_k$  ( $m^2$ ) ile, güneş ışınlama iletim katsayısı (cam yüzeyler=0.7 ve opak yüzeyler=0.5)  $k_y$  ve k yüzeyinin günün j. saatindeki güneş ışınlama ise  $I_{k,j}$  ( $W/m^2$ ) ile gösterilmiştir.

Güneş enerjisi sistemlerinin tasarımı ve analizi için eğimli yüzeylere gelen güneş ışınlamının bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle, hesaplamalarda genellikle ölçülen güneş ışınlama verilerinden yararlanarak geliştirilen ampirik bağıntılar kullanılmaktadır [14].

Çalışmada, taşıtın yüzeylerine gelen güneş ışınlama değerleri hesaplanırken, yatay düzleme gelen saatlik difüz ışınlama hesabı için "Orgill ve Hollands" modeli [15], eğik düzleme gelen saatlik difüz ışınlama için "Koronakis" modeli, eğik düzleme gelen saatlik direkt ışınlama ve yansıyan ışınlama hesabı için ise "Liu ve Jordan" modeli tercih edilmiştir [16].

k yüzeyi için toplam ışınlama ;

$$I_{k,j} = I_{d,\beta,j} + I_{b,\beta,j} + I_{r,\beta,j} \quad (W/m^2) \quad (4)$$

eşitliği ile bulunabilir.

d) İnsanlardan kaynaklanan ısı kazancı;

$$Q_{insan_k,j} = Z(Q_{duy} + Q_{giz}) \quad (W) \quad (5)$$

Burada, araç içindeki insan sayısı Z, bir kişinin oluşturduğu duyulur ve gizli ısılar  $Q_{duy}$  ve  $Q_{giz}$  ile gösterilmiştir. Bu değerler birbirine eşit ( $Q_{duy} = Q_{giz}$ ) olup, 58 (W/kişi) olarak alınmıştır.

e) Araç içindeki cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı;

Araç içerisinde ısı kaynağı oluşturan MP3 player, sirkülasyon fanı, hoparlörler ve diğer elektrik tüketen cihazların toplam ısı kazancı ( $Q_{cihaz,j}$ ) 100 W olarak alınmıştır.

f) Havalandırmadan kaynaklanan ısı kazancı;

Araç seyahat esnasında tamamen kapalı bir ortam olduğundan dolayı insanların taze hava ihtiyacını karşılayacak şekilde havalandırılması gerekmektedir. Bu nedenle, dış ortamdan alınan ve araç içindeki hava ile karışım sonucu değişen sıcaklık ve bağıl nem değeri de taşıt klimasının soğutma yükünü anlık olarak değiştirecektir. Bu yük aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır.

$$Q_{hav,j} = \rho V c_p Z(T_{d,j} - T_{i,j}) \quad (W) \quad (6)$$

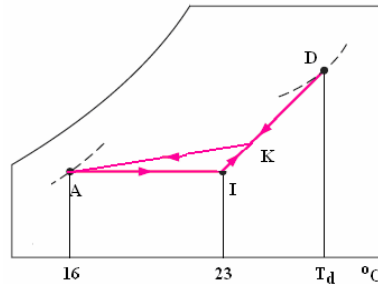
Burada, günün j. saatindeki havalandırmadan oluşan ısı kazancı  $Q_{hav,j}$  (W), havanın yoğunluğu  $\rho$  ( $kg/m^3$ ), bir kişi için saatte gerekli taze hava miktarı V ve havanın özgül ısı  $c_p$ 'dir. Yapılan hesaplamalarda  $V=30$  ( $m^3/h$ /kişi) alınmıştır. Hesaplamaların gerçekleştirilmesi ile taşıtın toplam ısı kazancı değeri

$$Q_{T,j} = Q_{1trk,j} + Q_{2trk,j} + Q_{I,j} + Q_{cihaz,j} + Q_{insan,j} + Q_{hav,j} \quad (W) \quad (7)$$

şeklinde bulunur. Burada, günün j. saatindeki toplam ısı kazancı  $Q_{T,j}$  ile gösterilmiştir.

## 2.2. Psikrometrik Diyagram Aracılığıyla Sistem Hesapları

Taşıt içindeki havanın buharlaştırıcıdan geçirilmesi ve taşıt içine gönderilmesi psikrometrik diyagramda şekil 1'de gösterilmiştir. Bu diyagramda, D dış havayı, "I" iç havayı, "K" karışım havasını, "A" karışım havasının buharlaştırıcıdan çıkış noktasını, "ψ" duyulur ısı oranını, "Φ" izafi nemi, "T<sub>K</sub>" kuru termometre sıcaklığını, "KA" karışım havasının buharlaştırıcıda soğutulmasını ve "AI" buharlaştırıcıdan çıkan havanın sabit duyulur ısı oranı boyunca ısınarak taşıtın ısı kazançlarını karşılamasını göstermektedir. Sistem hesaplarında konfor şartlarına uygun olarak iç hava sıcaklığının 23 °C, buharlaştırıcıdan çıkan karışım havasının 16 °C, dış hava izafi neminin 0.55 ve iç hava izafi neminin 0.50 olduğu kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır.



**Şekil 1.** Havanın Buharlaştırıcıdan Geçirilmesi ve Taşıt İçerisine Gönderilmesini Gösteren Psikrometrik Diyagram

$$\psi = \frac{Q_{duy}}{Q_{duy} + Q_{giz}} \quad (8)$$

Burada,  $Q_{duy}$  duyulur ısıyı ve  $Q_{giz}$  ise gizli ısıyı göstermektedir.

$V_T$  mahale gönderilecek toplam hava miktarı olup, aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$\dot{V}_T = \frac{Q_T}{\rho(h_1 - h_A)} \quad (m^3/h) \quad (9)$$

$V_D$  insanların temiz hava ihtiyacı için gerekli olan dış hava miktarını göstermektedir. Bir insan için temiz hava ihtiyacı  $30 m^3/h$  olarak alınabilir [17]. Taşıt içerisinde 4 kişi bulunduğu varsayılırsa  $V_D=120 m^3/h$  olur ve sirkülasyon eden iç hava miktarı  $V_1$  ;

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_T - \dot{V}_D \quad (m^3/h) \quad (10)$$

eşitliğiyle bulunabilir.

Buharlaştırıcının soğutma yükü  $Q_L$ ;

$$Q_L = \dot{V}_T \rho(h_k - h_A) \quad (W) \quad (11)$$

eşitliğiyle bulunabilir [18].

### 2.3. Soğutma Çevrimi Hesaplamaları

Soğutma sisteminin gerçek buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalıştığı kabul edilmiştir. İzmir ili için meteorolojik veriler kullanılarak, hava kaynaklı (hava-hava) ısı pompası hesaplamasında, R-134a, R-407c ve R-410a soğutucu akışkanlar kullanılmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığı  $5^\circ C$  ve yoğuşturucu sıcaklığı ise dış ortam sıcaklığından  $10^\circ C$  fazla alınmıştır ( $T_k = T_{d,j} + 10^\circ C$ ). Kompresörün izentropik verimi Brunin vd. [19] yaptığı çalışmada kullandığı Eş.(14) kullanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca, hesaplamalarda  $5^\circ C$  aşırı ısıtma,  $5^\circ C$  aşırı soğutma olduğu, buharlaştırıcıdaki ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları için tablo 1'deki eşitlikler kullanılmıştır.

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde basınç kayıpları akışkan-cidar sürtünmesi ve akışkanın ısı değiştiricisi içerisinde ilerlerken maruz kaldığı ivmelenmelerden dolayı olmaktadır. Dossat, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıplarının  $10-30 kPa$  ( $0.5-1 K$ ) olduğunu belirtmiştir [20]. Bu değerlere göre basınç kayıpları için aşağıdaki yaklaşım çalışmada uygulanmıştır. Soğutma yüküne bağlı olarak buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için basınç düşümleri aşağıdaki gibi alınmıştır.

**Tablo 1.** Basınç Düşümü Varsayımları.

Soğutma Yükü $Q_L$ (W)	$^1\Delta T_{yoğuşturucu} (^\circ C)$	$^2\Delta T_{buharlaştırıcı} (^\circ C)$
$Q_L < 3000$	$T_3 = T_3 - 0.5$	$T_1 = T_1 - (0.5 - (0.5/STK))$
$3000 \leq Q_L \leq 9000$	$T_3 = T_3 - 0.75$	$T_1 = T_1 - (0.75 - (0.75/STK))$
$Q_L > 9000$	$T_3 = T_3 - 1.0$	$T_1 = T_1 - (1.0 - (1.0/STK))$

$^1\Delta T_{yoğuşturucu}$  : Yoğuşturucudaki basınç kaybından dolayı olan sıcaklık düşüş değeri

$^2\Delta T_{buharlaştırıcı}$  : Buharlaştırıcıdaki basınç kaybından dolayı olan sıcaklık düşüş değeri.

Hesaplamalarda kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri EES (Engineering Equation Solver) programından elde edilmiş ve MATLAB programlama dilinde geliştirilen program kullanılarak soğutma yükleri soğutma sezonu boyunca hesaplanmıştır [21]. Soğutma tesir katsayısı STK, kompresörün ihtiyaç duyduğu güç  $W_{komp}$  (W) ve izentropik verim  $\eta_s$  değerleri aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır.

$$STK = Q_L / W_{komp} \quad (12)$$

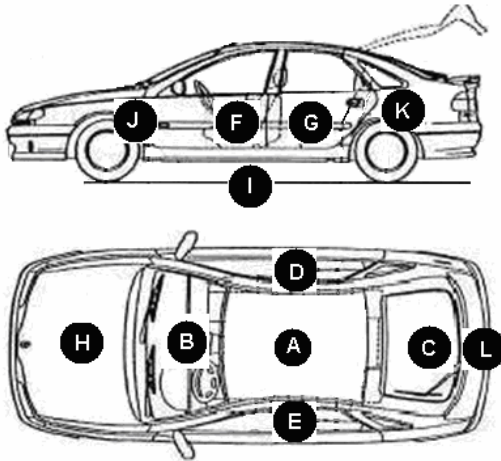
$$W_{komp} = Q_L / STK \quad (13)$$

$$\eta_s = 0.874 - 0.0135 P_Y / P_B \quad (14)$$

Burada,  $P_Y$  ve  $P_B$  yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarını göstermektedir.

## 2.4. Taşıt Modeli

Bu çalışmada teorik olarak incelenecek model taşıt ve yaklaşık yüzey alanları Şekil 2'de gösterilmiştir. Taşıt üzerinde gösterilen harfler yüzeyleri göstermekte olup, her yüzey için hesaplamalarda kullanılan alanlar ve yatayla yaptığı açılar tabloda verilmiştir. Bunlar soğutma yükü hesaplamalarında kullanılan parametreler olup transmisyonla ve ışınlama ile oluşan ısı kazancı hesaplamalarında kullanılmıştır.



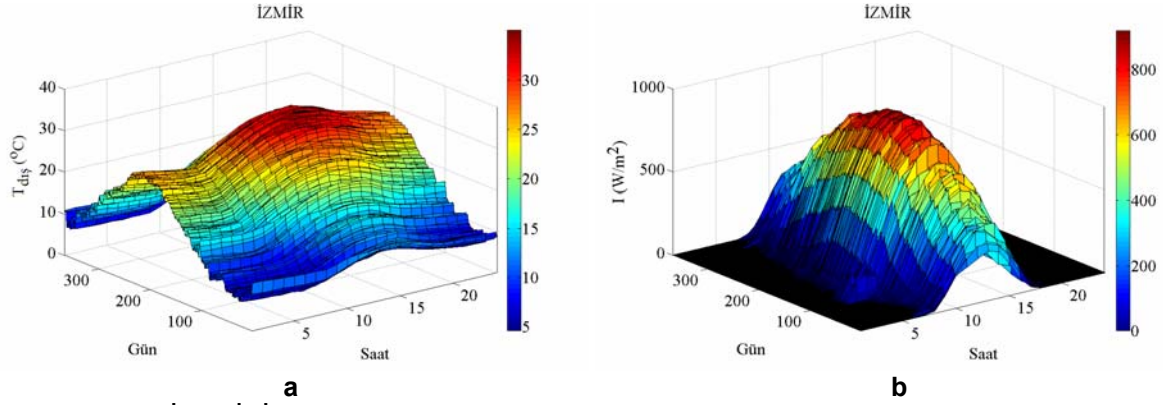
Yüzey	Alan	m <sup>2</sup>	Eğim (°)
A	Tavan	1.44	0
B	Ön cam	1.22	30
C	Arka cam	1.17	45
D	Sağ yan cam (toplam)	0.91	90
E	Sol yan cam (toplam)	0.91	90
F	Sağ yan kapı (toplam)	1.30	90
G	Sol yan kapı (toplam)	1.30	90
H	Ön kaporta	1.76	0
I	Taban alanı	2.69	0
J	Motor böl. ile iç taraf arasındaki yüzey	1.00	-
K	Bagaj ile iç taraf arasındaki yüzey	0.93	-
L	Arka kaporta	0.30	0

Şekil 2. Model Taşıt ve Yüzey Alanları.

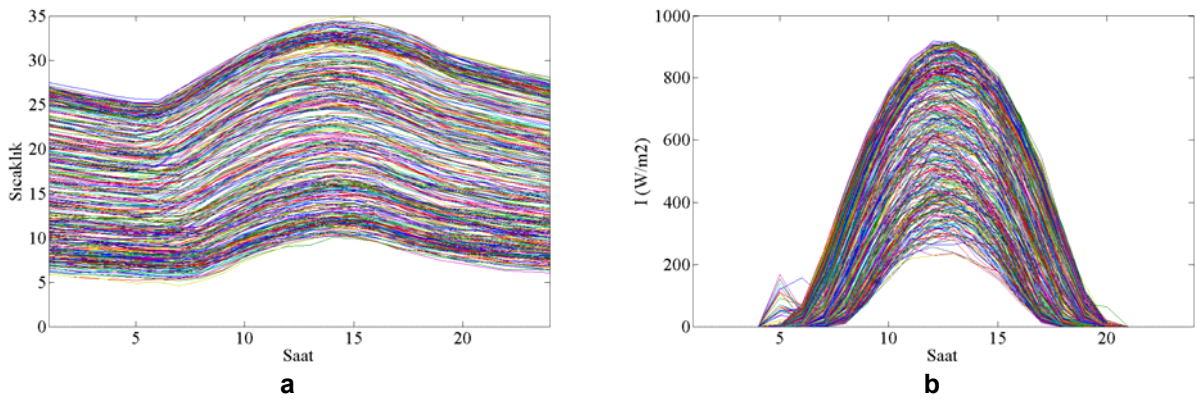
## 3. TARTIŞMA

Şekil 3'de Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğünden İzmir ili için temin edilen 1997–2008 yılları arasındaki çevre sıcaklığı ve güneş ışınlama datalarının yıl boyunca saatlik ortalamalarının değişimi verilmiştir. Şekil 4'de ise çevre sıcaklığı ve ışınlamanın saatlik değişimleri bütün günler için çizdirilerek sıcaklığın değişim aralığını gösteren grafik verilmiştir. Bu grafikten sıcaklığın ve ışınlamanın yıl boyunca bant genişlikleri açıkça görülmektedir. Sıcaklık değerinin saat 05:00'de minimum değerine ulaştığı daha sonra artarak 15:00'da maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Yıl içerisinde sıcaklığın minimum ve maksimum değerleri sırasıyla 27. Gün (27 Ocak) saat 05:00'de 4.91 °C ve 216. Gün (4 Ağustos) saat 15:00'da 34.96 °C olarak elde edilmiştir. Işınım grafiğinde ise güneşin doğuşuyla ışınlama değerleri artmakta ve maksimum değerine saat 13:00'da ulaşmaktadır. Maksimum ışınlama değerinin olduğu gün ve değeri ise 148. gün (28 Mayıs) 918 W/m<sup>2</sup> olarak bulunmuştur. HVAC hesaplamalarında İzmir ili için kullanılan projelerde kullanılan yaz kuru termometre sıcaklığı 37°C olarak kullanılmakta olup son 10 yıllık ortalaması hesaplanan değere göre düşüktür. Ancak, 10 yıllık maksimum değerlerin değişimi 216. günde 30.3-39.5 °C aralığında olmuştur.



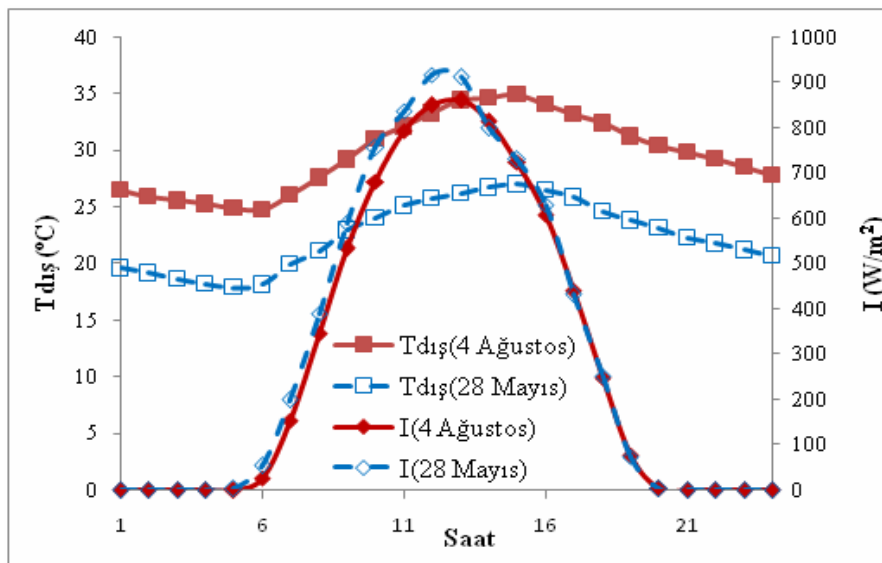


Şekil 3. İzmir ili için Çevre Sıcaklığı (a) ve güneş ışınımı (b) değerlerinin saatlik değişimi.



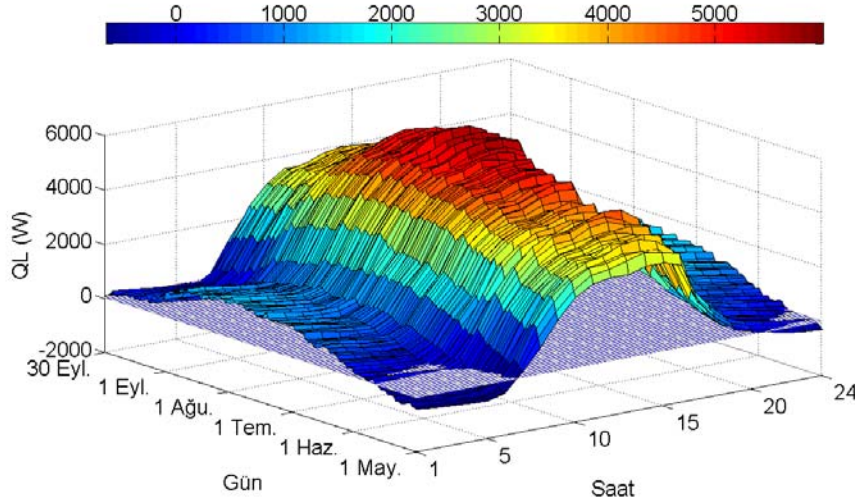
Şekil 4. İzmir ili için Çevre Sıcaklığı (a) ve güneş ışınımı (b) değerlerinin bant genişliklerinin değişimi.

Şekil 5'de maksimum sıcaklığın olduğu 216. gün (4 Ağustos) ve maksimum güneş ışınımının olduğu 148. gün (28 Mayıs) günlerdeki saatlik değişimleri verilmiştir. 216. ve 148. günlerdeki sıcaklığın saatlik değişimleri arasında yaklaşık olarak  $7^{\circ}\text{C}$ 'lik bir fark bulunmaktadır. Fakat güneş ışınimleri arasında fark sadece öğlen saatlerinde olmakta ve değeri yaklaşık  $50 \text{ W/m}^2$  olmaktadır. Buradan İzmir ili için güneş ışınımı değerinin yaz ayları boyunca günlük değişimin fazla olmadığı, bunun aksine sıcaklığın ise büyük oranda değiştiği görülmektedir.



Şekil 5. Maksimum Sıcaklığın ve Güneş Işınımının Oluştığı Günlerde Sıcaklık ve Işınımın Değişimi.

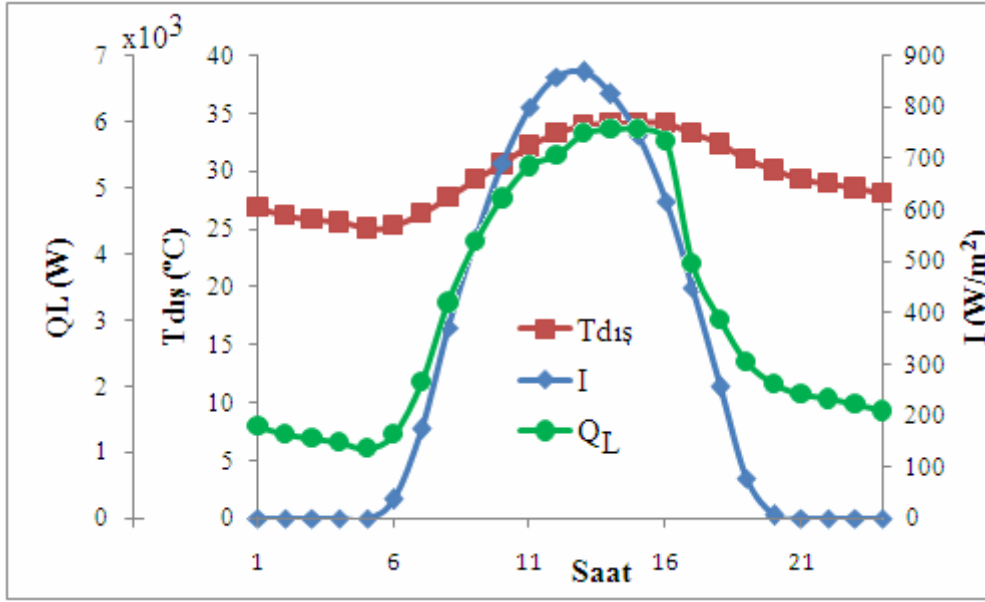
Materyal ve yöntem bölümünde belirtilen eşitlikler kullanılarak bulunan soğutma yükünün soğutma sezonu boyunca saatlik değişimi şekil 6'da görülmektedir. Grafikte gri taralı alanın altında kalan bölümler taşıtın soğutulmaya ihtiyacı olmadığını göstermektedir. Soğutma sezonu içerisinde günlük olarak maksimum soğutma yükü 210. günde (29 Temmuz) 72.7 kWh/gün olarak elde edilmiştir. Grafiklerden soğutma yükünün maksimum olduğu günün maksimum sıcaklığın ve maksimum ışınımın olduğu günlerden farklı olduğu ve soğutma yüküne sıcaklığın etkisinin daha fazla olduğu söylenebilir. Taşıt klimasının saatlik performansı da soğutma yükünün maksimum olduğu 29 Temmuz günü için yapılmıştır.



**Şekil 6.** Soğutma Yükünün Soğutma Sezonu Boyunca Saatlik Değişimi.

Şekil 7'de soğutma yükünün maksimum olduğu günde, çevre sıcaklığı, güneş ışınımı ve soğutma yükünün saatlik değişimleri verilmiştir. Çevre sıcaklığı gün içerisinde minimum değerine saat 05:00'de gelmekte ve daha sonra güneşin doğuşuyla artmaya başlamaktadır. Maksimum değerine ise saat 15:00'de ulaşmaktadır. Güneş ışınımı ise güneşin doğuşuyla artmaya başlamakta ve maksimum değerini, güneşin İzmir için yeryüzüne en dik geldiği saatte (saat 13:00'de) alarak sonrasında güneşin batışına kadar azalmaktadır. Çevre sıcaklığı ve güneş ışınımının maksimum değerleri sırasıyla saat 15:00'da 34.24 °C ve saat 13:00'de 868 W/m<sup>2</sup>'dir. Sıcaklığın minimum değeri ise 25.06 °C'dir. Soğutma yükü grafiği incelendiğinde sıcaklık grafiğine benzediği fakat güneş ışınımının etkisiyle gündüz saatlerinde hızla bir artış olduğu görülmektedir. Daha sonra sıcaklığın ve güneş ışınımının düşmesiyle de düştüğü görülmektedir. Soğutma yükünün gün içerisindeki maksimum değeri saat 15:00'de 5.9 kW olarak elde edilmiştir. Çevre sıcaklığının, güneş ışınımının ve soğutma yükünün günlük ortalama değerleri sırasıyla 29.7 °C, 488 W/m<sup>2</sup> (güneş ışınımının olduğu saatler dikkate alındığında) ve 3.09 kW olarak bulunmuştur. Klima kapasiteleri belirlenirken maksimum yükü karşılayacak şekilde belirlenir. Ancak, şekil 7'den görüldüğü üzere maksimum oluşan yük, günün diğer saatlerinde daha azdır ve buna uygun olarak soğutma cihazının da kontrollü olarak kapasitesinin düşürülmesi gerekir. Bu şekilde çalışacak bir soğutma cihazı her zaman maksimum kapasitenin altında kontrollü çalışacağı için önemli oranda enerji tasarrufu sağlayabilecektir.

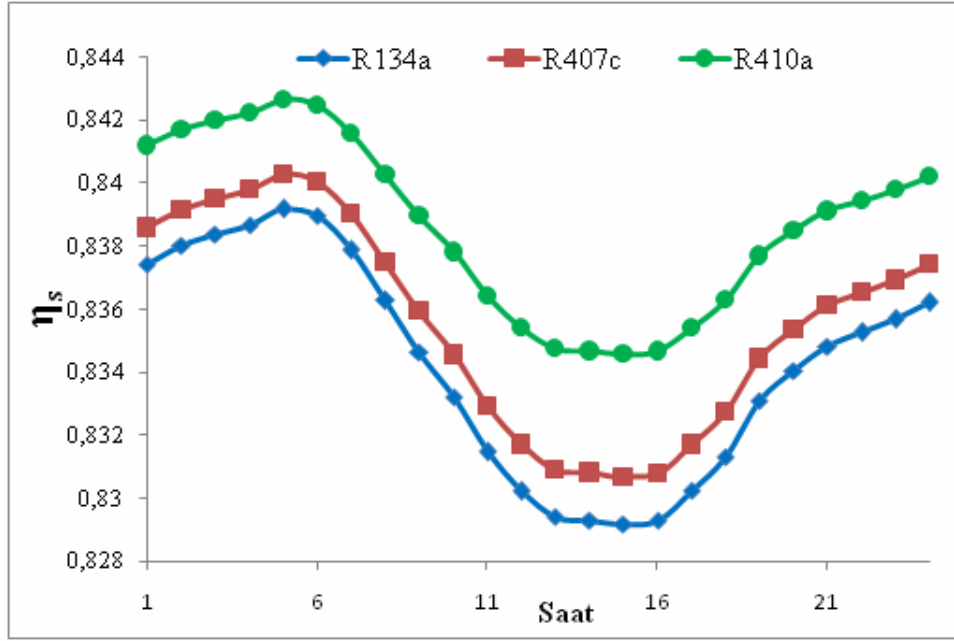




**Şekil 7.** Soğutma Yükünün Maksimum Olduğu Günde Çevre Sıcaklığı, Güneş Işınımı ve Soğutma Yükünün Saatlik Değişimi.

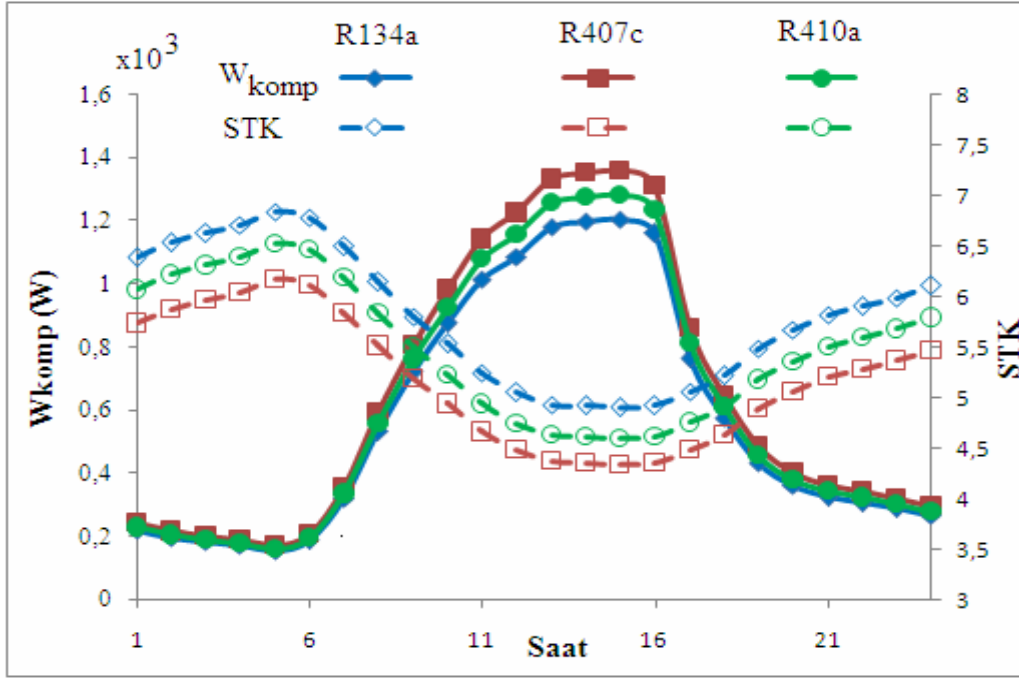
İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde ozonu tahrip eden ve küresel ısınmaya neden olan soğutucu akışkanlar yerine, yaklaşık aynı fiziksel özellikleri gösteren fakat ozon tabakası üzerinde olumsuz etki yapmayan ve küresel ısınmaya çok az neden olan soğutucu akışkanlar kullanılmalıdır. Ev ve ticari tip soğutucularda yaygın olarak kullanılan R-12 soğutucu akışkanının yerine, fiziksel özellikleri değerlendirildiğinde ozon delme potansiyelleri 0, küresel ısınma etkisi az, buharlaşma sıcaklığı ve kritik sıcaklık değerleri yaklaşık aynı olan R-134a ve R-401a soğutucu akışkanlarının kullanılmaları daha uygun olacağı belirtilmektedir. Klima uygulamalarında kullanılan R-22 akışkanına alternatif olarak gösterilen akışkanlar içerisinde ozon delme potansiyelleri 0 ve küresel ısınma etkisi az olan R-407c ve R-410a soğutucu akışkanları kullanılması önerilmektedir [22].

Maksimum soğutma yükünün oluştuğu günde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basıncına göre eşitlik 14 kullanılarak hesaplanan kompresörün izentropik veriminin ( $\eta_s$ ) saatlik değişimi her üç akışkan için şekil 8'de görülmektedir. Her üç akışkan içinde izentropik verimin gün içerisindeki değişimi aynı olmasına karşın izentropik verim değerinin gün içerisinde en yüksek değeri R-410a akışkanı ile saat 05:00'de 0.843, en düşük değeri ise R-134a akışkanı ile saat 15:00'de 0.829 olarak hesaplanmıştır. Maksimum soğutma yükünün oluştuğu gündeki ortalama izentropik verim R-134a akışkanı için 0.834, R-407c akışkanı için 0.836 ve R-410a akışkanı için 0.839 olarak bulunmuştur.



**Şekil 8.** Soğutucu Akışkan Olarak R-134a, R-407c ve R-410a Kullanan Klima Sistemindeki Kompresörün İzentropik Veriminin Saatlik Değişimi.

Maksimum soğutma yükünün olduğu günde soğutucu akışkan olarak R-134a, R-407c ve R-410 kullanıldığı taşıt klimasının buharlaştırıcı sıcaklığının 5 °C, yoğuşturucu sıcaklığının dış hava sıcaklığından 10 °C fazla olduğu durumda kompresör gücünün ve soğutma tesir katsayısının (STK) saatlik değişimi şekil 9'da verilmiştir. Soğutma yükünün değişimi aynı olmasına rağmen soğutucu akışkan değiştiğinde kompresör gücü değişmektedir. En fazla kompresör gücü R-407c akışkanı kullanan sistem ile en düşük kompresör gücü ise R-134a'lı sistem ile elde edilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R-134a, R-407c ve R-410a kullanan soğutma sistemleri için günlük gerekli elektrik enerjisi sırasıyla 13.50 kWh, 15.15kWh ve 14.30 kWh olmaktadır. Bunun aksine STK'nın en iyi değeri R-134a'lı sistem ile saat 05:00'de 6.84 iken en kötü değeri ise R-407c'li sistem ile saat 15:00'de 4.34'dür. Günlük ortalama kompresör gücü ve STK değerleri sırasıyla R-134a için 0.57 kW, 5.79, R-407c için 0.64 kW, 5.18 ve R410a için 0.61 kW, 5.49 bulunmuştur. Günümüzde taşıt klimalarının çoğunda R-134a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. Fakat özellikle R-134a kullanımının hem Avrupa Birliği'nde hem de Amerika'da araç klima sistemlerinde kullanımının yasaklanacak olması ve şu an için alternatif olarak kullanılan soğutucu akışkanların R-407c ve R-410a olması kompresörün tükettiği günlük enerjiyi artıracaktır. Bu artışın günlük ortalama değerleri R-134a'lı sisteme göre R-407c kullanılması durumunda %12.3, R-410a kullanılması durumunda ise %7 olacaktır.



**Şekil 9.** Soğutucu Akışkan Olarak R-134a, R-407c ve R-410a Kullanan Klima Sisteminin Kompresör Gücünün Saatlik Değişimi.

Taşıt klimalarının kompresörleri içten yanmalı motor ile çalışmakta ve elektromanyetik kavrama ile sürülmektedir. Soğutma yükünün gün içerisinde dinamik olarak değişmesinden dolayı kompresörün devreye girip çıkması esnasında taşıtın yakıt tüketimi artmaktadır. Klimanın içten yanmalı motora olan etkisini ve gün içerisinde dinamik soğutma yükünden dolayı oluşan etkiyi azaltmak için klima kompresörü devri ayarlanabilen bir elektrik motoru ile çalıştırılabilir. Böylelikle bu etkilerden dolayı oluşan kayıplar azaltılmış ve klimanın kapasitesi artırılmış olacaktır. Ayrıca, sistemde kullanılacak elektrik motoru taşıt üzerine yerleştirilebilecek PV paneller ile de beslenerek yakıt tüketiminde önemli oranda bir azalma elde edilebilecektir. Taşıt üretimi yapan firmaların büyük bir çoğunluğu AR-GE departmanında hibrit taşıtlar üzerine çalışmaktadır. Sistemin harici bir elektrik motoru ile çalıştırılması durumunda klima sistemleri hibrit taşıtlara kolaylıkla adapte edilebilir. Son zamanlarda klimanın tükettiği enerjinin PV panelleri ile karşılanıp karşılanmaması üzerine yapılan çalışmalardan bazılarında %20 verime sahip PV hücreleri ile klimanın günlük tükettiği enerjinin %50'sinin karşılanabileceğini gösteren çalışmalar bulunmaktadır [23, 24].

#### 4.SONUÇ

Bu çalışmada, Devlet Meteoroloji İşleri Müdürlüğünden elde edilen İzmir iline ait 1997-2008 yılları arasındaki sıcaklık ve güneş ışınımı datalarına bağlı olarak, güneye doğru yönlendirilmiş bir taşıtın soğutma yükü soğutma sezonu boyunca (1 Mayıs- 30 Eylül) saatlik olarak hesaplanmıştır. Daha sonra soğutma sezonu içerisinde maksimum soğutma yükünün olduğu gün yılın 210. günü (29 Temmuz) olarak tespit edilmiştir. Maksimum soğutma yükünün olduğu gün için taşıt klimasının soğutucu akışkanının R-134a, R-407c ve R-410a olması durumundaki kompresör gücü, STK ve isentropik verimin saatlik değişimleri belirlenmiştir. Taşıt klimasında kullanılacak 3 akışkan için günlük ortalama kompresör gücü, STK ve isentropik verim değerleri sırasıyla R-134a için 0.57 kW, 5.79, 0.834, R-407c için 0.64 kW, 5.18, 0.836 ve R-410a için 0.61 kW, 5.49, 0.839 olarak bulunmuştur. Gün içerisinde STK en iyi olan akışkan R-134a iken isentropik verimi en iyi olan akışkan R-410a olarak tespit edilmiştir.

Günümüzde taşıtlarda kullanılan ve 2011 yılından itibaren hem Avrupa Birliği'nde hem de Amerika'da araç klima sistemlerinde kullanımı yasaklanacak olan R-134a akışkanına alternatif olan R-407c ve R-410a akışkanlarının kullanılması durumunda kompresörün tükettiği günlük enerjiler sırasıyla %12.3 ve

%7 artacaktır. Bu sistemin gün içerisinde dinamik çalışması durumunda oluşan bir artıştır. Sistemin sabit bir devirde çalıştırılması durumunda bu değerlerin biraz daha artacağı aşikardır. Akışkan türünün değişimi esnasında oluşacak bu artışı minimum seviyede tutmak için klima sistemlerinin dinamik olarak çalıştırılması ve sistemin kontrol parametreleri arasında çevre sıcaklığı ve güneş ışınımının kullanılması gerekmektedir. Böylelikle enerji verimliliğinin gündem de olduğu günümüzde klima sisteminin motora olan etkisinin azaltılması için devri kontrol edilebilen bir elektrik motoru ile klima sistemlerinin çalıştırılması önerilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] KOCATÜRK, M., SALMAN, M.S., “Otomobil Klima Sisteminde Fan Devri ve Giriş Havası Sıcaklığının Performansa Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, Politeknik Dergisi, Cilt: 9, Sayı: 1, s. 7-12, 2006.
- [2] ÖZGÖREN, M., SOLMAZ, Ö., KAHRAMAN, A., “Taşıt Kliması Soğutma Yükünün Saatlik Değişimi” Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi, (2)11-23, 2010.
- [3] BEVILACQUA O.M., “Effect of Air Conditioning on Regulated Emissions for In-Use Vehicles”, Clean Air Vehicle Technology Center, Oakland, CA, Phase I Final Report Prepared for Coordinating Research Council, Inc., Atlanta, GA, CRC Proj. E-37, October, 1999.
- [4] KIATSIROAT, T., EUAKIT, T., “Performance Analyses of An Automobile Air Conditioning System with R/22/R124/R152A Refrigerant”, Applied Thermal Engineering, Volume 17, Issue 11, Pages 1085–1097, 1997.
- [5] JUNG, D., PARK, B., LEE, H., “Evaluation of Supplementary/Retrofit Refrigerants for Automobile Air-Conditioners Charged With CFC12”, International Journal of Refrigeration 22, 558±568, 1999.
- [6] LEE, G.H., YOO, J.Y., “Performance Analysis and Simulation of Automobile Air Conditioning System”, International Journal of Refrigeration 23, 243±254, 2000.
- [7] AL-RABGHİ, O. ve NİYAZ, A.A., “Retrofitting R-12 Car Air Conditioner with R-134a Refrigerant, Int. J. Energy Research, Cilt 24, 467–474, 2002.
- [8] JABARDO, J.M.S., MAMANI, W.G., IANELLA, M.R., “Modelling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor”, Int. J. Refrigeration, Cilt 25, No:8 1157–1173, 2003.
- [9] KAYNAKLI, Ö., HORUZ, I., “An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System”, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 2, 273-284, 2003.
- [10] HOŞÖZ, M., DİREK, M., “Performance Evaluation of an Integrated Automotive Air Conditioning and Heat Pump System”, Energy Conversion and Management 47, 545–559, 2006.
- [11] HOŞÖZ, M., ERTUNÇ, H.M., “Artificial Neural Network Analysis of an Automotive Air Conditioning System”, Energy Conversion and Management 47, 1574-1587, 2006.
- [12] WONGWISES, S., KAMBOON, A., ORACHON, B., “Experimental Investigation of Hydrocarbon Mixtures to Replace HFC-134a in an Automotive Air Conditioning System”, Energy Conversion and Management Volume 47, Issues 11-12, Pages 1644-1659, 2006.
- [13] AKYOL, Ş.M., KILIÇ, M., “Dynamic Simulation of HVAC System Thermal Loads in an Automotive Compartment”, 4th. Automotive Technologies Congress, June 01-04, 2008.
- [14] KILIÇ, A., ÖZTÜRK, A., “Güneş Enerjisi”, Çağaloğlu-İstanbul-Turkey, Kipaş, 1983.
- [15] DURMAZ, A.F., “Eğik Yüzeyle Gelen Güneş Işınımının Analizi ve Cam Yüzeylerden Geçen Güneş Işınımının Tespiti”, Harran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi, 2007.
- [16] NOTTON, G., CRISTOFARI, C., POGGI, P., MUSELLI, M., “Calculation of solar irradiance profiles from hourly data to simulate energy systems behavior”, Renewable Energy, 27, 1, 123-142, 2002.
- [17] ÖNEN, İ., ARSLAN, Ş., “Hava Koşullandırma Sistem Tasarımı”, Alarko Carrier Yayınları: 2004-5 Kocaeli, 2004.
- [18] ETEMOĞLU, A., BURAK, “Yolcu Otobüslerinde Yaz Klimasının İncelenmesi”, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Syf 307-313, 21-23, 2004.
- [19] BRUNIN, O., FEIDTH, M., HIVET, B., Comparison of The Working Domains of Some Compression Heat Pumps and A Compression-Absorption Heat Pump, IntJ. Refrig. Vol. 20, No. 5, pp. 308-318, 1997.
- [20] DOSSAT, R.J., “Principles of refrigeration”, 4th edition, New Jersey: Prentice-Hall International, 1997.

- [21] EES Software, World Wide Web: <http://fchart.com/ees/goodies.shtml>, adresinden 14 Şubat 2009.
- [22] ONAT, A., İMAL M., İNAN, A.T., “Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar”, KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi , 7(1)-32-38, 2004.
- [23] ÖZGÖREN M., SOLMAZ Ö., KAHRAMAN A., “Prediction of Hourly Cooling Load Capacity of An Automotive Air-Conditioning System”, International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5), Pamukkale University, Denizli-Turkey 27-30 June 2010.
- [24] ÖZGÖREN M., SOLMAZ Ö., KAHRAMAN A., “Temiz Enerji Kaynaklı Taşıt Kliması Performansının İncelenmesi”, 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 2009.

## ÖZGEÇMİŞ

### Muammer ÖZGÖREN

1970 yılında Ereğli-Konya'da doğdu. Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden 1993 yılında lisans eğitimini tamamladı. Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden 1996 yılında yüksek lisans ve 2000 yılında doktora diplomasını aldı. 1998–2000 yılları arasında Doktora tez çalışmalarını yapmak üzere ABD'nin Pennsylvania Eyaletindeki Lehigh Üniversitesi'nde proje asistanı olarak çalıştı. 2000–2002 yılları arasında özel sektörde çalıştı. 2002–2003 yılları arasında doktora sonrası çalışmalar yapmak üzere Burslu Misafir Araştırmacı olarak Lehigh Üniversitesi'nde çalıştı. 2003 yılında Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Yrd. Doç. olarak göreve başladı. 22 Şubat 2008'de Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Akışkanlar Mekaniği ve Aerodinamik uzmanlık dallarında Doçent oldu. Halen Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Enerji Bilim Dalında Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır. Akışkanlar mekaniği, enerji yönetimi, ısı değiştiricileri, HVAC, konvansiyonel ve yenilenebilir enerji sistemleri ve uygulamaları üzerine çalışmakta ve çeşitli uluslararası ve ulusal yayınları bulunmaktadır. İngilizce bilmektedir. Evli ve iki çocuk babasıdır.

### Ali KAHRAMAN

1972 yılı Konya doğumludur. 1993 yılında Selçuk Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünü bitirerek Makine Mühendisi unvanını aldı. Çukurova Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Enerji Anabilim Dalında 1997 yılında yüksek lisans tezini hazırlayarak Yüksek Mühendis, 2002 yılında Doktor ünvanını almıştır. Bu arada Haziran - Ekim 1998 tarihleri arasında Amerika Birleşik Devletlerinde bulunan Lehigh Üniversitesi, Energy Research Center (Enerji Araştırma Merkezi)'da misafir araştırmacı olarak bulundu. Nisan 2000- Ekim 2001 tarihleri arasında Prof. Dr. Ronald D. Rockwell danışmanlığında Lehigh Üniversitesi, Makine Mühendisliği ve Mekanik Bölümü, Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarında çalışmalarda bulundu. Sırasıyla 1993–1996 tarihleri arasında Dumlupınar Üniversitesi, Mühendislik- Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde, 1996–2002 tarihleri arasında Çukurova Üniversitesi Mühendislik- Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmıştır. 31 Aralık 2002 tarihinde Selçuk Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Otomotiv Eğitimi Anabilim Dalında Yrd. Doç. Dr. olarak göreve başlamış ve halen aynı bilim dalında Öğretim Üyesi olarak görev yapmaktadır. Akışkanlar mekaniği, içten yanmalı motorlar ve yenilenebilir enerji sistemleri ve uygulamaları üzerine çalışmakta ve çeşitli uluslararası ve ulusal yayınları bulunmaktadır. İngilizce bilmektedir. Evli ve iki çocuk babasıdır.

### Özgür SOLMAZ

1978 yılı İZMİR doğumludur. 2002 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümü Otomotiv Öğretmenliği Programını bitirmiştir. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalından 2006 yılında mezun olmuştur. 2006 yılında Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı doktoraya başlamıştır. 2002 yılında Selçuk Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'nde Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır. Halen Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır. İçten yanmalı motorlar, yenilenebilir enerji sistemleri ve taşıt klima sistemleri konularında çalışmaktadır.