

MODEL BİR KONUTUN SOĞUTMA YÜKÜNÜN DİNAMİK HESAPLANMASI: İZMİR ÖRNEĞİ

Muammer ÖZGÖREN
Kadir ERDOĞAN
Ali KAHRAMAN
Özgür SOLMAZ

ÖZET

Bu çalışmada İzmir ilinde bulunan model bir konutun saatlik soğutma yükü hesabı yapılmıştır. Soğutma yükü hesabı Işınım Zaman Serileri metoduna göre yapılmıştır. Hesaplamalarda 1997–2008 yılları arasında meteorolojik datalar kullanılarak önce yıllık ortalama sıcaklık, güneş ışınımı ve ortalama rüzgâr hızı değerler dikkate alınmıştır. Model konutun yapı bileşenlerinden oluşan (duvar, çatı, pencere) ısı kazancı, insanlardan, aydınlatma, konut içindeki cihazlardan ve enfiltrasyon yoluyla oluşan ısı kazançları ve soğutma yükleri geliştirilen MATLAB programı kullanılarak saatlik olarak hesaplanmıştır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre çalışan ısı pompasında, 5 °C aşırı ısıtma, 5 °C aşırı soğutma ve buharlaştırıcı sıcaklığı -5 °C, 0 °C ve 5 °C, yoğuşturucu sıcaklığı dış hava sıcaklığından 10 °C, 15 °C ve 20 °C fazla olduğu, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda basınç kayıplarının olduğu kabul edilmiştir. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre çalışan ısı pompasının saatlik soğutma yükü, kompresörün izentropik verimi kompresör güç ihtiyacı, soğutma tesir katsayısı R-134a, R-410a veya R-407c soğutucu akışkanları için hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar soğutma sezonu boyunca ve günlük olarak belirlenmiştir. İzmir ili için maksimum sıcaklığın olduğu gün 4 Ağustos, maksimum ışınımın olduğu gün 28 Mayıs olmasına rağmen, soğutma yükünün hesaplanmasında her ikisi de etkili olduğundan soğutma sezonu boyunca örnek bina için maksimum soğutma yükü 28 Temmuz'da (yılın 209. günü) 182.1 kWh/gün olarak bulunmuştur. Bu soğutma yükünü karşılamak için kullanılacak soğutma cihazının en iyi STK değeri R-134a akışkanı için 4.9–6.8 aralığında belirlenmiştir. Soğutma yükü hesaplamalarında gün ve sezon boyunca oluşan değişiklikler bu sistemlerde otomatik kontrol sistemlerinin kullanım zorunluluğunu ve enerji tasarrufunun önemini açıkça göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, ısı pompası, soğutma yükü, R-134a, R-407c, R-410a.

ABSTRACT

Hourly dynamic cooling load capacities (heat gain) of a sample building according to radiant time series (RTS) method are determined by using Meteorological Data such as solar radiation, outside air temperature and wind speed along the years (1997-2008). Hourly total heat gain of the sample building comprised of wall, ceiling, basement, windows, humans, illumination, devices and infiltration are determined by a developed in-house MATLAB program. In addition, compressor power consumption of the cooling requirement and coefficient of performance are hourly computed using the MATLAB program for the cooling system working with various refrigerants (R-134a, R-407c and R-410a) under the assumed conditions of pressure losses, isentropic efficiency of compressor, 5°C superheated at evaporator, 5°C subcooled at condenser, evaporator temperatures in the range of (-5°C, 0°C and 5°C) and condenser temperatures such as 10°C, 15°C and 20°C higher than the outside ambient air temperature. Even though the maximum temperature and solar radiation days for Izmir Province are respectively on 4 August and on 28 May, cooling load capacity is found as 182.1 kWh/day on 28 July (i.e. 209th day of the year) due to the combined effect of both the temperature and

solar radiation. In order to meet this cooling load, variations of the coefficient of performance of the heat pump systems were in the range of 4.9-6.8 during the day. According to the obtained results, it is strongly recommended that the variation in the cooling load calculation during the day and year should inevitably require usage of automatic control devices for the cooling system in order to save energy.

Key Words: cooling load, hourly variation, heat pump, R-134a, R-407c, R-410a.

1. GİRİŞ

Günümüzde konutlarda soğutma sistemlerinin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Özellikle son yıllarda artan küresel ısınma nedeniyle soğutma insanlar açısından önemli olmaktadır. Soğutma tekniği uygulamalarında ısı pompası sistemleri önemli bir yere sahiptir. Gelişen teknoloji ile birlikte birçok alanda soğutma ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Bu bakımdan son yıllarda soğutma teknolojileri üzerine çalışmalar yoğunlaşmış ve ısı pompaları konusunda çalışmalar hız kazanmıştır.

Günümüzde yaşam alanlarında konfor şartlarının sağlanması gerekmektedir. Bunun için iklimlendirme uygulamaları üzerine araştırmalar artmış ve bu sistemlerin kullanımı yaygınlaşmıştır. Küresel ısınmanın da etkisi ile birlikte dünya üzerindeki sıcaklıkların artmasına bağlı olarak insanların soğutma ihtiyacı hisside artmaktadır. Soğutma ihtiyacını karşılamak için kullanılan iklimlendirme sistemlerinde enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi kullanılmaktadır. Elektrik enerjisinin gün geçtikçe daha pahalı hale gelmesiyle ekonomik açıdan iklimlendirme sistemleri dezavantajlı hale gelmektedir. Bu bakımdan iklimlendirme sistemleri için uygun tasarımlar yapılması gereklidir. Böylece doğru yapılmış bir tasarım ile birlikte konfor şartının sağlanması ile işletme maliyetleri de düşürülebilir.

İklimlendirme sistemleri tasarımında yapının ısı kazanç ve kayıpları en önemli hususu oluşturmaktadır. Yapının soğutma yükünü oluşturan temel bileşenlerini duvarlar ve çatılardan oluşan ısı kazançları, pencerelerden oluşan ısı kazançları, yapı içerisinde bulunan insanlar ve cihazlardan oluşan ısı kazançları, aydınlatmadan kaynaklanan ısı kazançları oluşturmaktadır. Soğutma yükünün hesaplanması için farklı birçok yöntem geliştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda en çok kullanılan yöntemler şunlardır:

- Isı Balansı Metodu
- Işınım Zaman Serileri Metodu
- Soğutma Yüğü Sıcaklık Farkı Metodu
- Admittance Metodu
- VDI 2078 Metodu

Ayrıca özellikle farklı soğutucu akışkanlar üzerinde çalışmalar devam etmektedir. Değişik şartlarda daha iyi performans elde edebilmek için farklı soğutucu akışkanların performans araştırmaları yapılmaktadır. Isı pompasının temel bileşeni olan soğutucu akışkanlar direkt olarak ısı pompasının etkinliğine değiştirmektedir. Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar, ısı alış-verişini genellikle buharlaştırıcıda sıvı halden buhar haline geçerken ve yoğunlaştırıcıda ise buhar halden sıvı hale dönüşerek sağlarlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir. Soğutma sistemlerinde yaygın olarak R-11, R-12, R-13, R-22 ve R-502 akışkanları yaygın olarak kullanılmaktadır [1]. Ancak bu akışkanlar ozon tabakasına zarar vermesi ve küresel ısınmaya neden olmasından dolayı 2012 yılından sonra KYOTO protokolü gereği kullanımı yasaklanacaktır. 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 olmayan, küresel ısınma etkisi az, buharlaşma sıcaklığı ve kritik sıcaklık değerleri yaklaşık aynı olan R-134a ve R-401a soğutucu akışkanlarının kullanılmaları daha uygun olacaktır belirtilmektedir. Klima uygulamalarında kullanılan R-22 akışkanına alternatif

olarak gösterilen akışkanlar içerisinde ozon delme potansiyelleri olmayan ve küresel ısınma etkisi az olan R-407c ve R-410a soğutucu akışkanları kullanılması önerilmektedir [2].

R-134a (CF 2 CH 2 F) termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R-12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı sıfır olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini kolaydır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) ve ısıtma tesir katsayısı (ITK) değeri R-12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R-134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya polioliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır [3].

R-410a, R-32 ve R-125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R-22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R-22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R-22 – R-410a dönüşümünde sistemin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R-22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır. Bu soğutucu ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ-20 adıyla piyasaya sunulmuştur [3].

R-407c soğutucu akışkan ise R-32, R-125 ve R-134a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla % 23 / 25 / 52 oranlarında) ve R-502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımlardır. Bu soğutucular ICI tarafından KLEA60, KLEA61, KLEA66 ve DUPONT tarafından SUVA AC9000 (R-407c) adlarıyla piyasaya sunulmuştur [3].

Literatürde ısı pompaları ile ilgili birçok çalışma yer almaktadır. Burada sadece son zamanlarda yapılmış ve farklı ısı kaynağı kullanılmış ısı pompası ile ilgili çalışmalardan bazıları özetlenmiştir.

Erdoğan [3] örnek bir binanın ışıma zaman serileri metoduna göre saatlik olarak dinamik ısı kazancı değerleri hesaplanmıştır. Binanın ısı kazancı hesaplanırken Antalya, Konya, Mersin, Muğla, Şanlıurfa gibi güneş alma kapasitesi yüksek olan illere ait meteorolojiden temin edilen (1997–2008 yılları arasında) sıcaklık, rüzgâr hızı ve ışıma şiddeti verileri kullanılmıştır. Binanın soğutma ihtiyacını karşılamak için Türkiye'nin çeşitli iklim şartlarında buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan hava-hava ısı pompası sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Kompresörün elektrik ihtiyacının temiz enerji kaynağı olan güneş ve rüzgâr enerjisinden elektrik enerjisi üretilmesi ile karşılanması durumları farklı fotovoltaik ve rüzgâr türbin verimleri kabul edilerek değerlendirilmiştir. Sonuçta hibrit sistemin sadece güneş enerjili veya sadece rüzgâr enerjili sisteme göre daha verimli ve ekonomik olduğunu belirtmiştir.

Hepbaslı ve Kalıncı [4] yaptıkları çalışmada hava kaynaklı, toprak kaynaklı, güneş destekli ve jeotermal kaynaklı ısı pompalarını karşılaştırmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma ve soğutma modunda STK değerini 1.656 ve 3.307 hava kaynaklı ısı pompasının STK değerini 1.8 ve 5.66 olarak hesaplamışlardır. Güneş destekli ısı pompasının değişik kolektörler kullanıldığında verim değeri 0.08 ile 1.7 arasında ve STK değerlerinin ise 1,08 ile 6 arasında değiştiğini belirtmişler ve jeotermal kaynaklı ısı pompasının diğerlerinden daha verimli olduğu sonucuna varmışlardır.

Güneş hava kaynaklı ısı pompası kullanma suyu ısıtması simülasyonu üzerine bir çalışma Guoying ve ark. [5] tarafından yapılmıştır. Çin'in Nanjing bölgesindeki meteorolojik verileri kullanarak yıl boyunca STK değerlerinin 3.98 ile 4.32 arasında değiştiğini tespit etmişlerdir. Bu STK değerlerine göre kompresör gücünün yıl boyunca 0.75 kWh değerinden 0.43 kWh değerine düştüğünü bulmuşlardır.

Kılıç [6] güneş enerjisi destekli ısı pompası tasarımı, imalatı ve performans deneyleri konulu yüksek lisans çalışmasında ısı pompasının STK hesaplamalarını yapmış ve güneş kolektörlerinden elde edilen enerji ile ısı pompasının STK'sinin daha yüksek olduğunu görmüştür. Buhar sıkıştırımlı çevrime göre yapmış olduğu hesaplarda STK değerini 3.79 bulmuştur.

Ünlü [7], "Hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametrelerin incelenmesi" konulu doktora çalışmasında toprak kaynaklı ısı pompası ile hava kaynaklı ısı pompası performans analizlerini yapmış ve her iki sistemin performanslarını karşılaştırmıştır. Hava kaynaklı ısı pompasının veriminin toprak kaynaklı ısı pompasına göre daha yüksek olduğunu bulmuştur. Ayrıca, hava kaynaklı

ısı pompasının 40°C'nin altında seyreden bölgeler için uygun olmadığını tespit ederek, kış mevsiminin sert geçtiği bölgeler için toprak kaynaklı ısı pompası tercih edilmesini önermiştir.

Yamaç [8], yaptığı yüksek lisans tezinde güneş enerjisi destekli ısı pompasının teorik olarak incelemiş ve ısı ihtiyacına göre gereken PV panel alanını hesaplamıştır. Diğer enerji kaynaklarıyla karşılaştırarak maliyetlerinin düşük olduğunu göstermiştir. Ayrıca, sistemin 8 ay boyunca yüksek verimde çalışabileceğini belirtmiştir.

Ding ve ark. [9], yaptıkları çalışmada ısıtma ve soğutma sezonunda ısı pompasının uzun zaman boyunca istenilen verimi sorunsuz çalışarak sağladığını tespit etmişlerdir. Çoğu durumda kış sezonunda ısıtma gücü STK değerinin ancak yardımcı bir devre ile enerji sağlandığında arttığını gözlemlemişlerdir. Yaz sezonunda ise soğutma yükünde artış olmasıyla beraber yardımcı devrenin maliyetinin fazla olduğunu bulmuşlardır. Ancak, sistemin çok sıcak hava şartlarında kullanılmasının uygun olduğunu tavsiye etmişlerdir.

Bulut ve ark. [10], yaptıkları çalışmada ASHRAE tarafından önerilen soğutma yükü hesap metodlarını karşılaştırmış ve kullanılan metodolojileri belirtmiştir. Çalışmada yukarıda bahsedilen ve yaygın olarak kullanılan 5 adet soğutma yükü metodu ayrı ayrı değerlendirilmiş ve birbirleri ile olan üstünlükleri, avantajları, dezavantajları, metodolojisi ve kullanılan varsayımlar belirtilmiştir.

Erbil [11] yaptığı çalışmada buharlaştırıcı hattına bağlanan güneş kolektörlü sıcak su deposunun etkisini araştırmıştır. Güneş kolektörü hattı devre dışı iken gün boyunca ITK değeri 2.4 ve 3.0 arasında, kolektör hattı devrede iken STK değeri 2.9 ile 3.4 arasında değiştiğini belirtmiştir. Sistemin veriminin çevre şartlarına bağlı olarak değiştiğini ve bu şartlara bağlı ısı pompası tipi seçilmesi gerektiğini vurgulamıştır.

Hamada [12] yapmış olduğu çalışmasında Hokkaido Üniversitesi kampüsünde yenilenebilir enerji kaynakları destekli ısı pompası üzerine çalışmıştır. Isı pompasını 4 saat aralıklı olarak, 10 °C sabit dış sıcaklıkta soğutma modunda çalıştırmış ve STK değerini 9.1 olarak belirlemiştir. Isıtma modunda ise ITK değerini 4 olarak bulmuştur. Tipik bir ev için enerji tüketiminin %87.5 ve CO₂ emisyon değerinin %77 azaldığını tespit etmiştir.

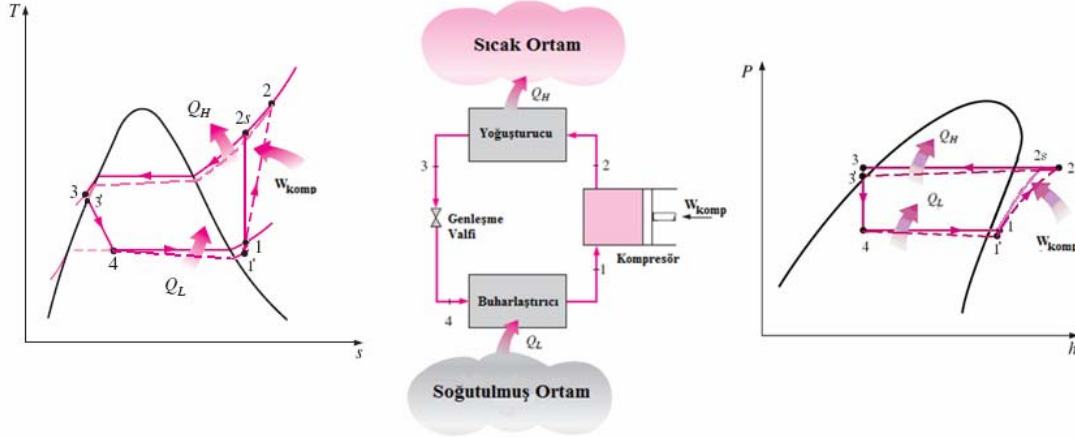
Yamankaradeniz ve Horuz [13] İstanbul'da kışın güneşli günler için, güneş enerjisi kaynaklı ısı pompasının teorik ve deneysel incelenmesi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Teorik çalışmalarında, İstanbul şartlarında açık günler için anlık, aylık ve mevsimlik ortalama ısıtma tesir katsayıları ve sistemin diğer özelliklerini incelemişlerdir. Isı pompası devresinde 0.75 kW gücünde tam hermetik kompresör, hava soğutmalı maksimum 4.5 kW soğutma kapasiteli yoğunlaştırıcı, enerji deposu içerisine daldırılmış maksimum 3.5 kW ısı çekebilen buharlaştırıcı ve soğutucu akışkan olarak da R-12 kullanmışlardır.

Bu çalışmada ise İzmir ilinde bulunan örnek bir yapının Işınım Zaman Serileri metoduna göre soğutma sezonu boyunca (1 Mayıs–30 Eylül) 1997–2008 yıllarına ait olan meteorolojik veriler kullanılarak soğutma yükü hesabı yapılmıştır. Soğutma yükü hesabı geliştirilen bilgisayar programı ile yapılmıştır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan ısı pompasında, 5 °C aşırı ısıtma, 5 °C aşırı soğutma ve buharlaştırıcı sıcaklığı -5, 0 ve 5 °C, yoğunlaştırıcı sıcaklığı dış hava sıcaklığından 10, 15 ve 20 °C fazla olduğu, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki basınç kayıplarının olduğu kabul edilmiştir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan ısı pompasının saatlik soğutma yükü, kompresörün izentropik verimi, kompresör güç ihtiyacı, soğutma tesir katsayısı soğutucu akışkanlar R-134a, R-410a veya R-407c için hesaplanarak maksimum soğutma yükünün olduğu gün boyunca değerlendirilmiştir.

2. SOĞUTMA YÜKÜ HESAP YÖNTEMİ

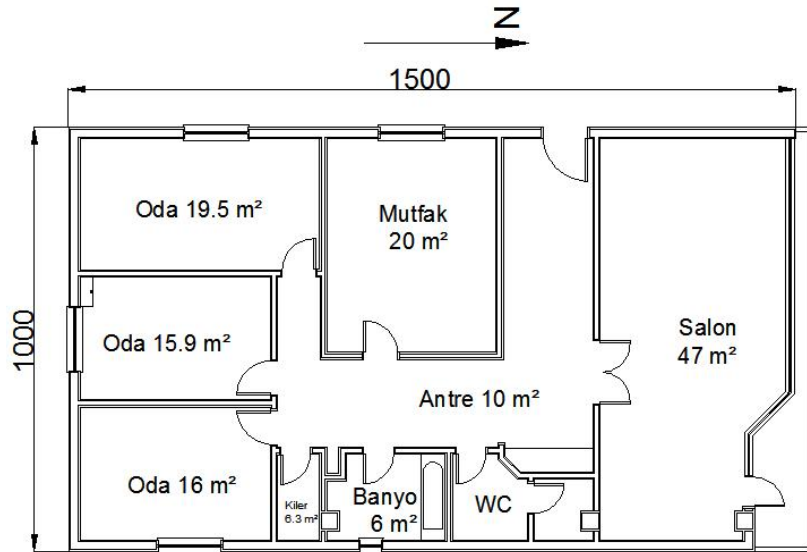
Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine soğutma denir. Şekil 1'de ideal buhar sıkıştırmalı çevrimin T-s ve P-h diyagramı ve çevrim elemanları görülmektedir. Burada 4–1 arasında Q_L ısı

soğutulacak olan iç ortamdan çekilmekte ve Q_H ısı dış ortama verilmektedir. Bu sırada çevrim gerçekleşmesi için sistem üzerinde W_{komp} işi yapılmaktadır. 2 ve 4 noktaları yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıklarını göstermektedir. 2s, 3' ve 1' noktaları ise tersinmezlik ve basınç kayıplarından dolayı oluşan kayıpları temsil etmektedir.



Şekil 1. Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Mekanik Çevrimin T-s ve P-h Diyagramı ve Çevrim Elemanları [14]

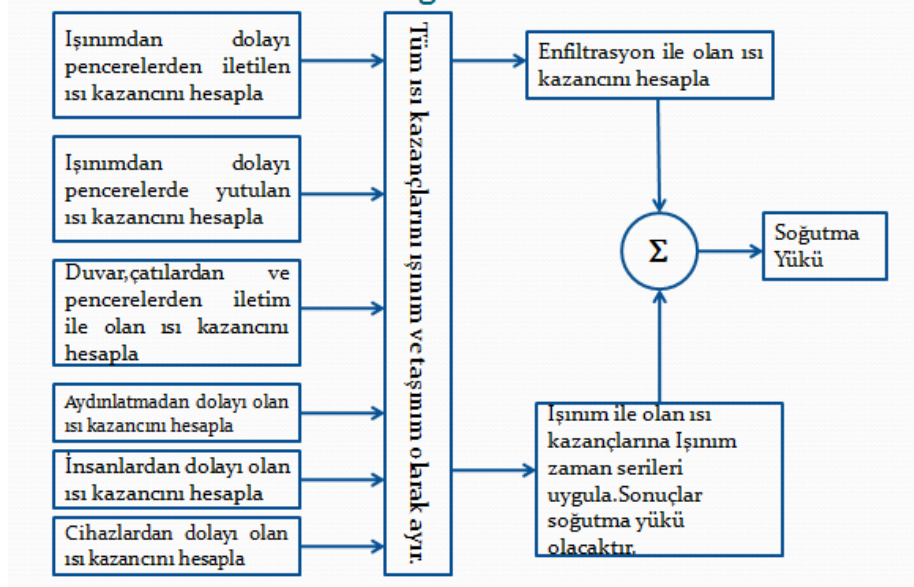
Şekil 2.'de İzmir ilinde bulunan ve soğutma yükü hesaplanan mimari yapı görülmektedir. Örnek olarak seçilen bu yapı tek katlı müstakil bir bina olarak 150 m² alana sahip olup oda alanları şekil üzerinde görülmektedir.



Şekil 2. Seçilen Örnek Mimari Yapı

2.1 Işınım Zaman Serileri Metodu

Soğutma yükü direkt olarak sabit bölge sıcaklığı kabul edilerek hesaplanır. Yapının enerji depolaması ve yayması önceden belirlenmiş bölge cevabı ile tahmin edilebilir. Duvarlardan iletimle olan ısı geçişlerinde periyodik tepki faktörünün bilinmesi gerekir. Periyodik tepki faktörü periyodik girişler için 24 faktörden oluşan tekil darbelerdir (single pulses). Işınım zaman serileri 24 ışınım zaman faktörünü içerir. Soğutma yükündeki ışınım oranlarını belirlemek için türetilirler. Şekil 3'de ışınım zaman serileri metodunun hesaplama akış şeması görülmektedir.



Şekil 3. Işınım Zaman Serisi Metodu [15]

Bu metod aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır.

a) Işınımın dolay pencereleden iletimle olan ısı kazancı

$$\dot{q}_{TSHG} = A_{SL} \cdot SC \cdot TSHGF_{sunlit} + A_{shade} \cdot SC \cdot TSHGF_{shade} \quad (W) \quad (1)$$

Burada, TSHGF iletimle olan ısı kazanç faktörünü (sunlit, güneş alan yüzeyi, shade, gölge oluşan yüzeyi), SC gölgeleme katsayısını, A_{SL} (m^2) ise pencere alanını göstermektedir.

b) Işınımın dolay pencerelede yutulan ısı kazancı

$$\dot{q}_{ASHG} = (A_{SL} \cdot SC \cdot ASHGF_{sunlit} + A_{shade} \cdot SC \cdot ASHGF_{shade}) \cdot N_i \quad (W) \quad (2)$$

Eşitlikte ASHGF yutma ısı kazanç faktörünü (sunlit, güneş alan yüzeyi, shade, gölge oluşan yüzeyi), SC gölgeleme katsayısını, N_i yutulan ısı kazancının içeriye giren oranını göstermektedir.

c) İletim ile olan ısı transferi hesaplamaları

İletim ile olan ısı kazancı her duvar ve çatı için her saat için bir tepki faktörü kullanılarak hesaplanır. Tepki faktörleri ile ilgili tablolar Spitler [15], kaynağında verilmiş olup, formülasyonu aşağıdaki gibidir.

$$\dot{q}_{iletim,j} = A_j \cdot \sum_{n=0}^{23} Y_{Pn} \cdot (t_{e,j-n} - t_{rc}) \quad (W) \quad (3)$$

Burada $q_{iletim,j}$ saatlik iletimle olan ısı kazancını (W), A_j yüzey alanını (m^2), Y_{Pn} n'inci tepki faktörünü, $t_{e,j-n}$ n saat önceki güneşli hava sıcaklığını ($^{\circ}C$) ve t_{rc} ise sabit kabul edilen oda sıcaklığını ($^{\circ}C$) göstermektedir.

d) İletim ile olan ısı kazancı pencereler için aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{q}_{iletim,pen} = A_{pen} \cdot U_{pen} \cdot (t_{e,j} - t_{rc}) \quad (W) \quad (4)$$

Burada $q_{iletim,pen}$ pencereden iletimle olan ısı kazancı (W), A_{pen} yüzey alanını (m^2), U_{Pen} ısı iletim katsayısını ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), $t_{e,j}$ güneşli hava sıcaklığını ($^\circ C$) ve t_{rc} ise sabit kabul edilen oda sıcaklığını ($^\circ C$) göstermektedir.

e) Aydınlatmadan oluşan ısı kazancı

Aydınlatmadan oluşan ısı kazancı aydınlatma gereken saatler için m^2 üzerine düşen aydınlatma miktarı olarak alınır. Aydınlatma olan yüzeylere m^2 üzerine 20 W aydınlatma olduğu ve kullanma faktörü gün içinde 0.15 olduğu kabul edilmiştir. Yapılan hesaplamalarda aydınlatma miktarı 3 W/ m^2 olarak alınmıştır.

f) İnsanlardan olan ısı kazancı

İnsanlardan olan ısı kazancı duyulur ve gizli ısı olarak dikkate alınır. Gizli ısı direkt soğutma yükü olarak alınır. Fakat duyulur ısı ışınım ve taşınım olarak ayrıldığı kabul edilir. Aktivite durumuna bağlı olarak duyulur ısı 73 W, gizli ısı 59 W olarak alınmıştır.

g) Cihazlardan olan ısı kazancı

Cihazlardan gelen ısı kazancı cihazın yükü ile kullanım faktörüne bağlı olarak gün boyunca maksimum 13.2 W/ m^2 olarak alınmıştır. Bu değerler cihazların günlük kullanım saatleri dikkate alınarak hesaplanmıştır. Her cihaz için bir kullanım faktörü tanımlanmıştır. Bu faktör cihazın gün içinde kullanım oranını belirtmektedir ve kullanım saatinin 1 gün için 24 saate oranıdır.

h) Enfiltrasyon ile olan ısı kazancı

Enfiltrasyon ile olan ısı kazancı sızıntı hava debisi, dış sıcaklık ve iç sıcaklık farkına bağlı aşağıdaki formül ile hesaplanır. Rüzgâr hızına bağlı olarak Arslan ve Önen tarafından verilen pencerelerden ve kapılardan sızan hava "çatlak yöntemine" göre sızıntı oluşturan havanın hacimsel debisi yapıya uygun olarak belirlenmiştir. [16]

$$Q_e = \dot{V} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_d - T_i) \quad (W) \quad (5)$$

Bu denklemde Q_e enfiltrasyon ile olan ısı kazancı (W), \dot{V} hacimsel debiyi (m^3/h), C_p özgül ısıyı, ρ havanın yoğunluğunu (kg/m^3), T_d dış hava sıcaklığını ($^\circ C$) ve T_i ise iç ortam sıcaklığını ($^\circ C$) göstermektedir. Hacimsel debi gün boyunca değişen rüzgâr hızına bağlı olarak hesaplanmıştır.

i) Işınım kısımlarının soğutma yüküne dönüştürülmesi

Işınım kısımlarının soğutma yüküne çevrilmesi için ışınım zaman faktörleri kullanılır. Aşağıdaki formül ile ışınım ile oluşan ısı kazançları soğutma yüküne çevrilir.

$$Q_\theta = r_0 \cdot q_\theta + r_1 \cdot q_{\theta-\delta} + r_2 \cdot q_{\theta-2\delta} + r_3 \cdot q_{\theta-3\delta} + \dots + r_{23} \cdot q_{\theta-23\delta} \quad (W) \quad (6)$$

Bu denklemde r_0, r_1, \dots, r_{23} ışınım zaman faktörünü, q_θ saatlik soğutma yükünü göstermektedir.

j) Soğutma Yüklerinin Toplanması

Taşınım ve ışınımdan oluşan soğutma yükleri toplanarak örnek yapının toplam soğutma yükü hesaplanır.

2.2 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°C , 0°C ve 5°C ve yoğuşturucu sıcaklığı ise dış ortam sıcaklığından 10°C , 15°C ve 20°C fazla alınmıştır. Kompresörün izentropik verimi Brunin vd. [17] yaptığı çalışmada kullandığı Eş.(9) kullanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca, hesaplamalarda 5°C aşırı ısıtma, 5°C aşırı soğutma olduğu, buharlaştırıcıdaki ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları için tablo 1'deki eşitlikler kullanılmıştır.

Gerçek buhar sıkıştırmalı 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 [18]. Bu değerlere göre basınç kayıpları için aşağıdaki yaklaşım bu çalışmada uygulanmıştır. Soğutma yüküne bağlı olarak buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için basınç düşümleri aşağıdaki gibi alınmıştır.

Tablo 1. Basınç düşümü varsayımları.

Soğutma Yüğü Q_L (W)	$^1\Delta T_{\text{yoğuşturucu}} (^{\circ}\text{C})$	$^2\Delta T_{\text{buharlaştırıcı}} (^{\circ}\text{C})$
$Q_L < 3000$	$T_{3'} = T_3 - 0.5$	$T_{1'} = T_1 - (0.5 - (0.5/\text{STK}))$
$3000 \leq Q_L \leq 9000$	$T_{3'} = T_3 - 0.75$	$T_{1'} = T_1 - (0.75 - (0.75/\text{STK}))$
$Q_L > 9000$	$T_{3'} = T_3 - 1.0$	$T_{1'} = T_1 - (1.0 - (1.0/\text{STK}))$

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

$^2\Delta T_{\text{buharlaştırıcı}}$: 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 [19]. Soğutma tesir katsayısı STK, kompresörün ihtiyaç duyduğu güç W_{komp} (W) ve izentropik verim η_s değerleri aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır.

$$STK = \frac{Q_L}{W_{\text{komp}}} \quad (7)$$

$$W_{\text{komp}} = \frac{Q_L}{STK} \quad (8)$$

$$\eta_s = 0.874 - 0.0135 \cdot P_Y / P_B \quad (9)$$

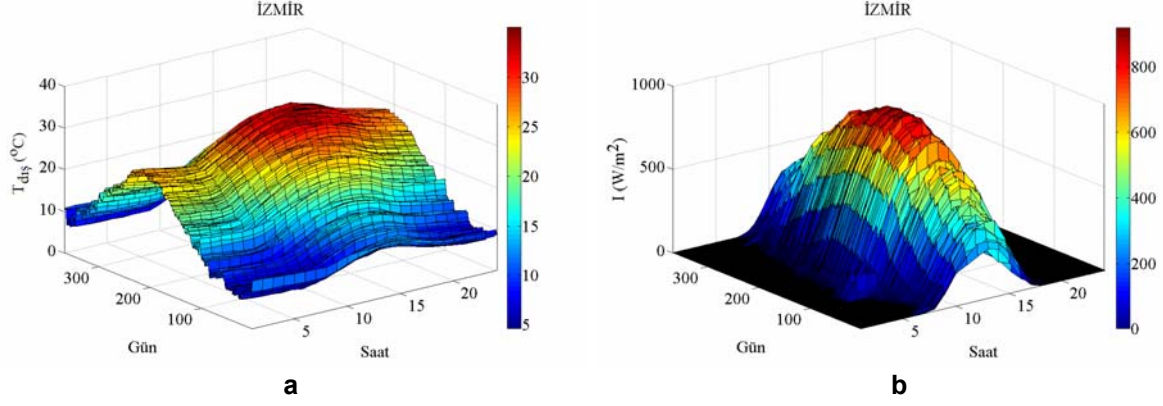
Burada, P_Y ve P_B yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarını göstermektedir.

3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

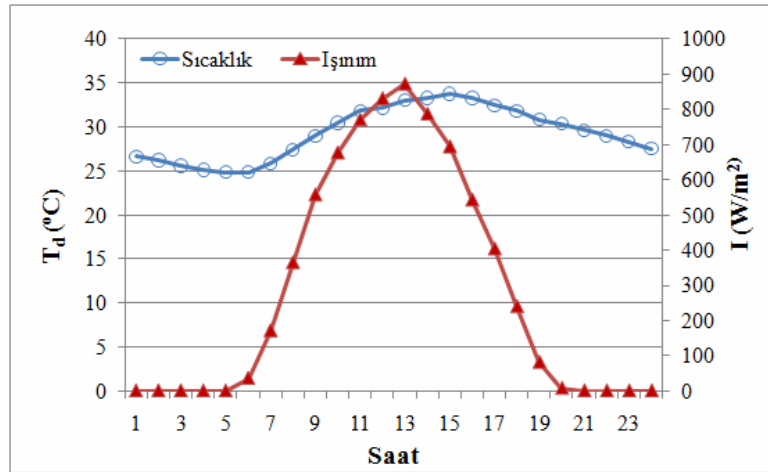
Şekil 4'de Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nden İzmir ili için temin edilen 1997–2008 yılları arasındaki çevre sıcaklığı ve güneş ışınımı dalarının yıl boyunca saatlik ortalamalarının değişimi verilmiştir. Şekil 5'de soğutma yükünün maksimum olduğu gündeki sıcaklık ve ışınım değerlerinin saatlik değişimi verilmiştir. Gün içerisinde maksimum sıcaklık değeri 34.27°C , maksimum ışınım değeri ise 868 W/m^2 'dir. Güneş ışınımı grafiğinde ise güneşin doğuşuyla ışınım değerleri artmakta ve maksimum değerine saat 13:00'da ulaşmaktadır. Maksimum ışınım değerinin oluştuğu gün ve değeri ise 148. gün (28 Mayıs) 918 W/m^2 olarak bulunmuştur. HVAC hesaplamalarında İzmir ili için 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 $30.3-39.5^{\circ}\text{C}$ aralığında olmuştur.

Şekil 6.'da İzmir ilinde seçilen örnek bir yapının soğutma sezonu (1 Mayıs–30 Eylül) boyunca saatlik soğutma yükünün değişimi görülmektedir. Soğutma yükünün Temmuz ve Ağustos aylarında maksimum değere ulaştığı görülmektedir. Soğutma sezonu boyunca maksimum soğutma yükü 209.

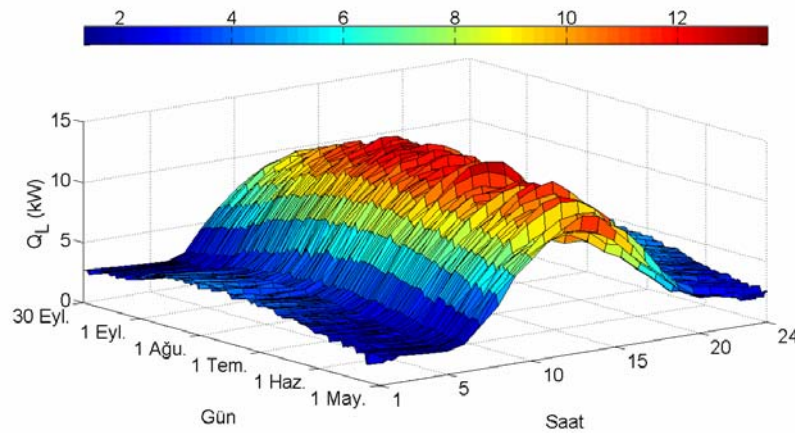
günde 182.1 kWh/gün olarak hesaplanmıştır. Grafik görülen çalkantılı değişim dinamik bir değişimin olduğunu açıkça göstermektedir. Soğutma sistem kapasiteleri maksimum soğutma yükünü karşılayacak şekilde tasarlanır ve sistem elemanları seçilir. Ancak soğutma makinelerinin bu şekilde çalışması enerji israfına neden olacağı için cihazlar otomatik kontrollü olarak gün boyunca değişen yükü karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır.



Şekil 4. İzmir İli İçin (a) Çevre Sıcaklığı ve (b) Güneş Işınımı Değerlerinin Saatlik Değişimi.

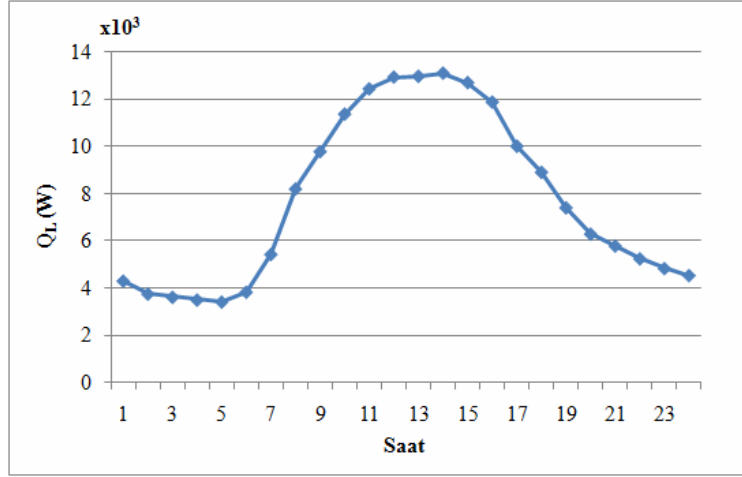


Şekil 5. Maksimum Soğutma Yükünün Oluştugu Gündeki Sıcaklık ve Işınım Değerleri Değişimi



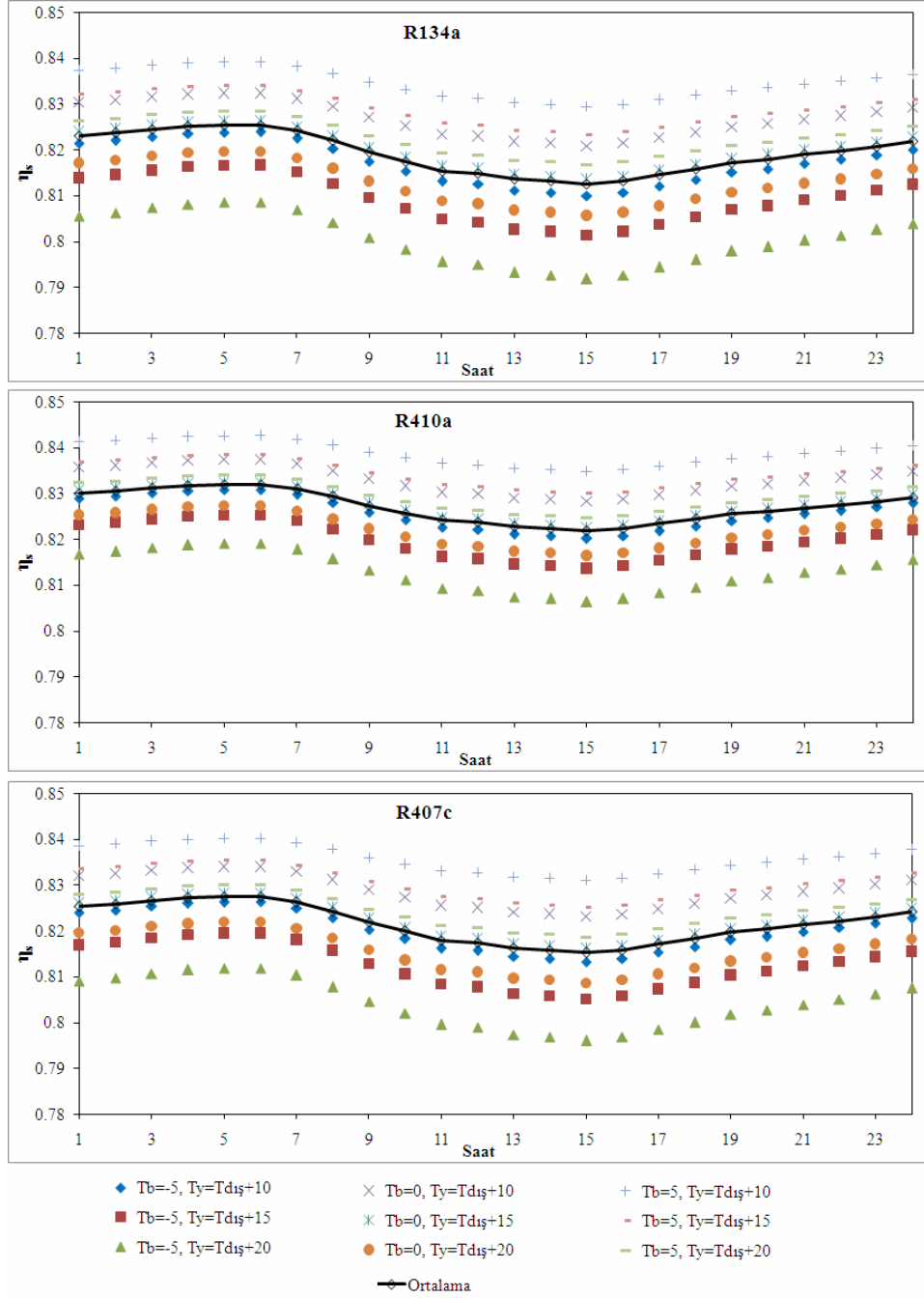
Şekil 6. Soğutma Yükünün Soğutma Sezonu Boyunca Değişimi

Şekil 7’de İzmir ilinde seçilen örnek yapı için maksimum soğutma yükünün oluştuğu 28 Temmuz (209.gün) günündeki saatlik soğutma yükü değişimi verilmiştir. Soğutma yükü saat 14:00’de 13.02 kW olarak maksimum seviyeye ulaşmaktadır. Gün boyunca toplam soğutma yükü ise 182.1 kWh/gün olarak hesaplanmıştır. Saatlik ortalama soğutma yükü ise 7.58 kWh’dir. Şekil incelendiğinde soğutma yükünün gün boyunca öğle saatlerinde arttığı, akşam ve gece saatlerinde ise azaldığı görülmektedir. Gün boyunca öğle saatlerine doğru sıcaklığın artıyor olması sıcaklığın soğutma yüküne etki ettiği de ifade edilebilir.



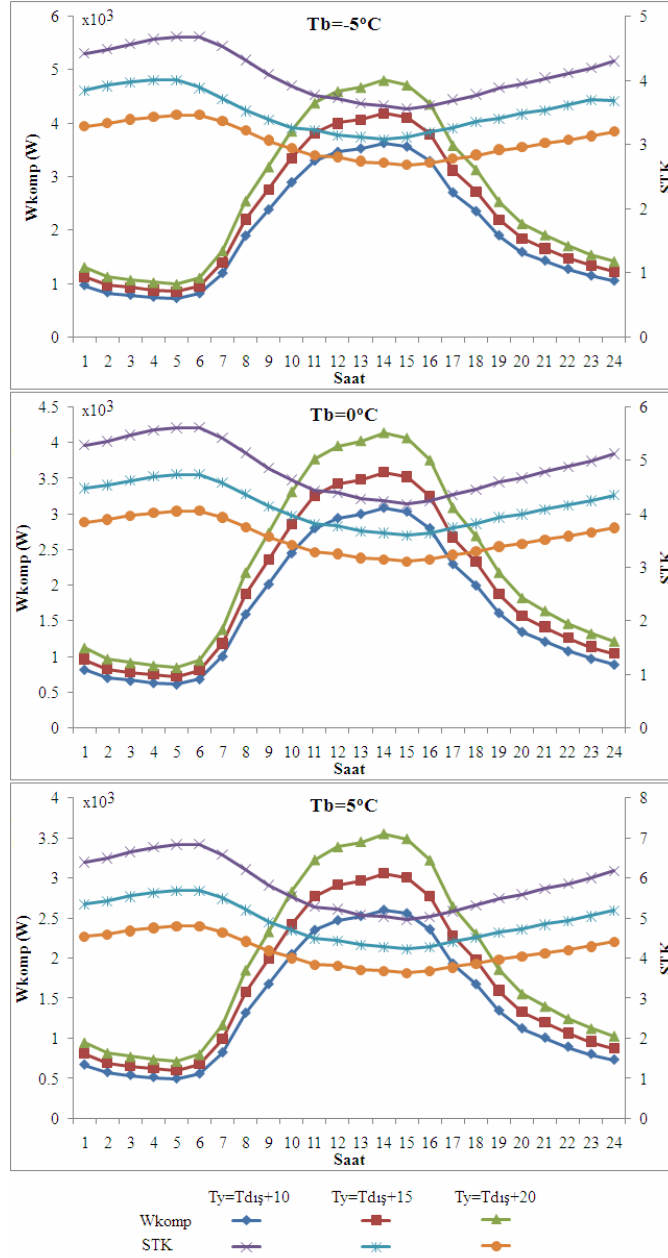
Şekil 7. Maksimum Soğutma Yükünün Oluştugu Gündeki (28 Temmuz–209.Gün) Soğutma Yükünün Değişimi

Şekil 8’de ısı pompası sisteminin kompresörünün izentropik veriminin saatlik değişimleri verilmiştir. En iyi değerlerin R-410a akışkanı kullanan sistemde olduğu görülmektedir. R-134a ve R-407c akışkanlarını kullanan sistemlerde izentropik verimlerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. En düşük izentropik verim R-134a akışkanı kullanan sistemde $T_b = -5\text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 20\text{ }^\circ\text{C}$ olduğu durumda 0.79 olarak hesaplanmıştır. En yüksek izentropik verim $T_b = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10\text{ }^\circ\text{C}$ durumunda 0.84 olarak hesaplanmıştır. Siyah çizgi ile gösterilen değerler ortalama değerleri göstermektedir. Ortalama değerler R-134a akışkanı kullanan sistemde 0.81 ve 0.82 değerleri arasında değişmektedir. R-410a akışkanı kullanan sistemde ise 0.82 ile 0.83 değerleri arasında değişmektedir. R-407c akışkanı için ise 0.81 ile 0.83 değerleri arasında değişmektedir.



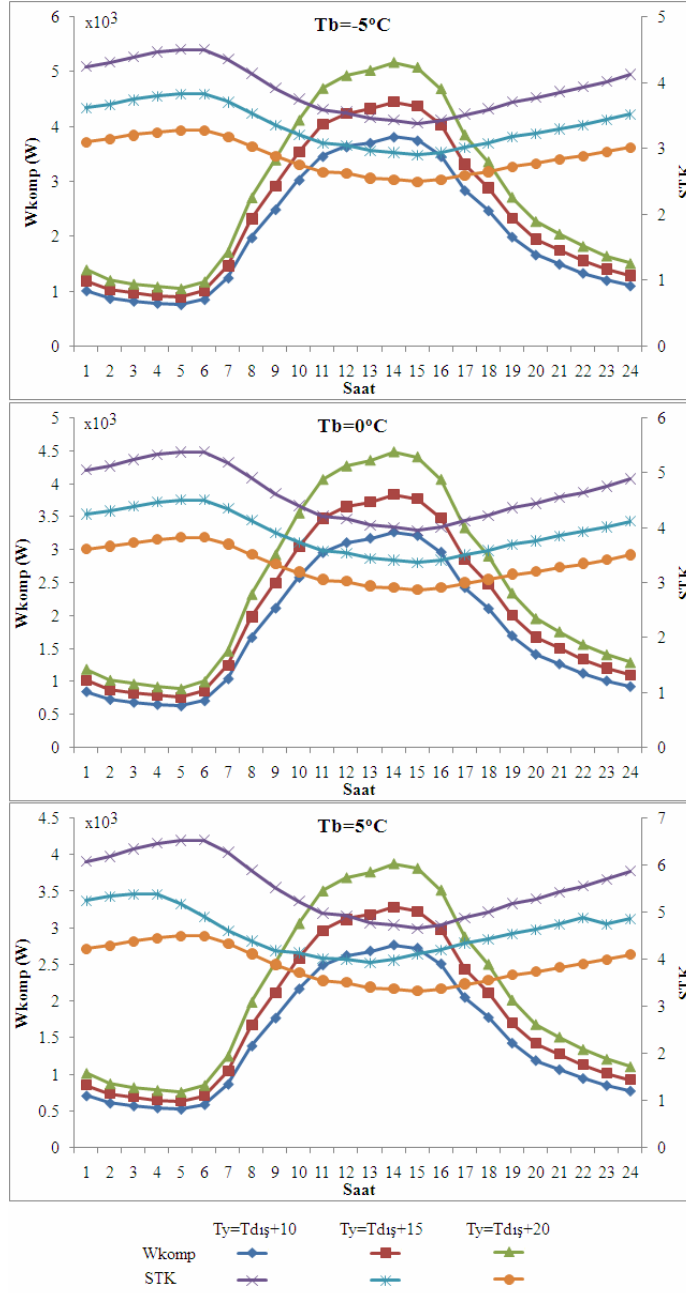
Şekil 8. Her Üç Soğutucu Akışkanı Kullanan Isı Pompası Sisteminin Tüm Durumlardaki Kompresörün İzentropik Veriminin Saatlik Olarak Değişimi (28 Temmuz Günü)

Şekil 9'da her R-134a soğutucu akışkanının kullanıldığı bir ısı pompası sisteminde kompresörün ihtiyaç duyduğu enerji ve sistemin STK değerleri görülmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı -5°C , 0°C ve 5°C ve yoğuşurucu sıcaklıkları dış hava sıcaklıklarından 10°C , 15°C , 20°C fazla olduğu durumlar gösterilmiştir. Isı pompasının kompresörü $T_b = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda enerji gereksinimi en düşüktür. Bu durumda gün boyunca kompresörün gereksinim duyduğu enerji 33.0 kWh/gün olmaktadır. En yüksek STK değeri aynı durumda gün içinde saat $06:00$ 'da 6.84 olarak gerçekleşmektedir.



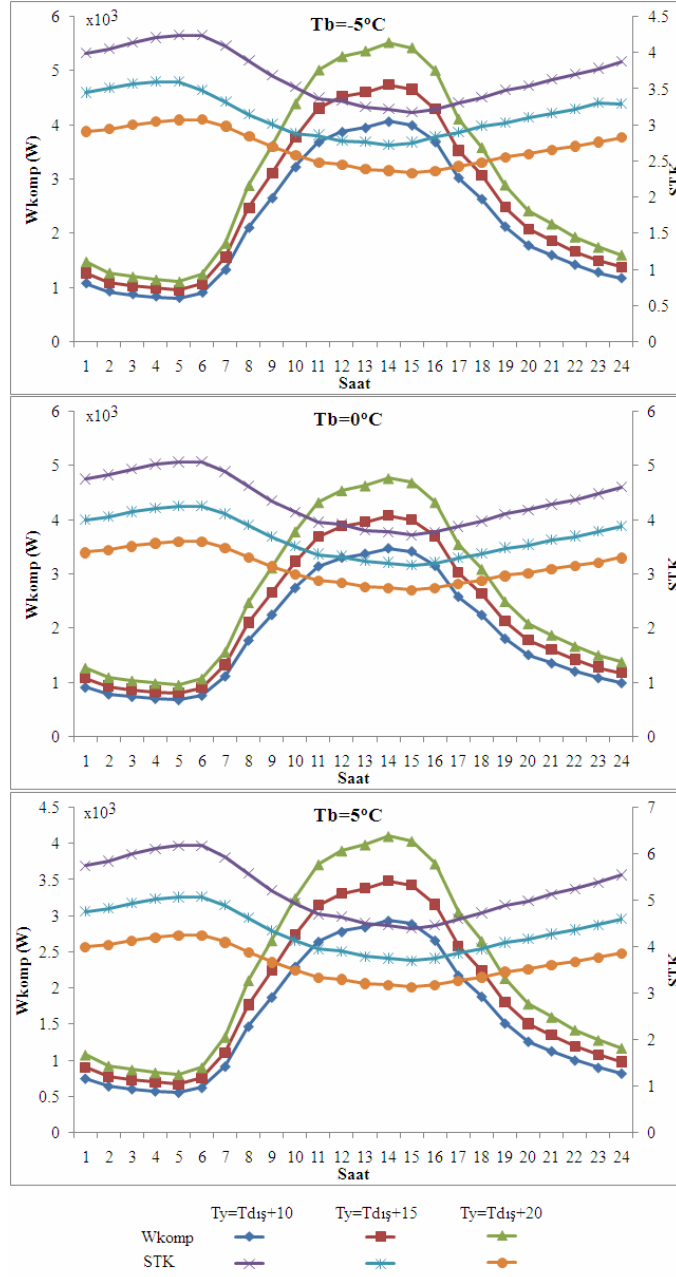
Şekil 9. R-134a Akışkanı Kullanan Çevrimde Kompresör Gücünün ve STK Değerlerinin Değişimi (28 Temmuz Günü)

Şekil 10'da R-410a soğutucu akışkanı kullanan ısı pompası sisteminde kompresörün ihtiyaç duyduğu enerji ve sistemin STK değerleri görülmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı -5°C , 0°C ve 5°C ve yoğuşturucu sıcaklıkları dış hava sıcaklıklarından 10°C , 15°C , 20°C fazla olduğu durumlar gösterilmiştir. Bu sistemde en yüksek STK değeri $T_b = 5^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10^\circ\text{C}$ olduğu durumda saat 06:00 'da 6.53 olarak hesaplanmıştır. Kompresörün gereksinim duyduğu en yüksek enerji ise 5.1 kWh olarak $T_b = -5^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 20^\circ\text{C}$ olduğu durumda bulunmuştur. En düşük enerji değeri ise $T_b = 5^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10^\circ\text{C}$ olduğu durumda 0.5 kWh olarak bulunmuştur. En düşük günlük toplam kompresör enerjisi ise $T_b = 5^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10^\circ\text{C}$ durumunda 41.7 kWh/gün olarak bulunmuştur.



Şekil 10. R-410a Akışkanı Kullanan Çevrimde Kompresör Gücünün ve STK Değerlerinin Değişimi (28 Temmuz Günü)

Benzer şekilde şekil 11'de R-407c soğutucu akışkanı kullanan ısı pompası sisteminde kompresörün ihtiyaç duyduğu enerji ve sistemin STK değerleri görülmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı -5°C , 0°C ve 5°C ve yoğuşturucu sıcaklıkları dış hava sıcaklıklarından 10°C , 15°C , 20°C fazla olduğu durumlar gösterilmiştir. Bu sistemde en yüksek STK değeri $T_b = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda saat 06:00 'da 6.17 olarak hesaplanmıştır. Kompresörün gereksinim duyduğu en yüksek enerji ise 5.5 kWh olarak $T_b = -5^{\circ}\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 20^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda bulunmuştur. En düşük enerji değeri ise $T_b = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda 0.5 kWh olarak bulunmuştur. En düşük günlük toplam kompresör enerjisi ise $T_b = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10^{\circ}\text{C}$ durumunda 36.9 kWh/gün olarak bulunmuştur.



Şekil 11. R-407c Akışkanı Kullanıldığı Varsayılan Çevrimde Kompresör Gücünün ve STK Değerlerinin Değişimi (28 Temmuz Günü)

SONUÇ

Bu çalışmada İzmir ilinde bulunan örnek bir yapının soğutma yükü Işınım Zaman Serileri metodu uygulanarak hesaplanmıştır. Devlet Meteoroloji işlerinden alınan 1997–2008 yılları arası güneş ışınımı ve sıcaklık verileri bu metodun uygulanmasında kullanılmıştır. Soğutma sezonu boyunca (1 Mayıs–30 Eylül) örnek yapının soğutma yükü incelenmiştir. Maksimum soğutma yükünün olduğu gün 209.gün olarak belirlenmiş ve bu günde toplam 182.1 kWh/gün soğutma yükü olduğu hesaplanmıştır. Bu gün için ısı pompası çevrim hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalarda kompresörün gereksinim duyduğu enerji (W_{komp}), soğutma tesir katsayısı (STK) ve kompresör izentropik verimi belirlenmiştir.

Kompresörün gereksinim duyduğu en düşük enerji R-134a akışkanı kullanan sistemde $T_b = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 10\text{ }^\circ\text{C}$ durumunda 33.0 kWh/gün olarak belirlenmiştir. En yüksek STK değeri ise yine aynı durumda 6.84 olarak hesaplanmıştır. Kompresörün gereksinim duyduğu en yüksek enerji R-407c akışkanı kullanan sistemde $T_b = -5\text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_y = T_{dış} + 20\text{ }^\circ\text{C}$ durumunda 70.2 kWh/gün olarak bulunmuştur. En düşük STK değeri ise yine bu durumda 2.3 olarak bulunmuştur.

Ayrıca kompresörün izentropik verimleri incelenmiş ve ortalama değerler R-134a akışkanı kullanan sistemde 0.81 ve 0.82 değerleri arasında, R-410 akışkanı kullanan sistemde ise 0.82 ile 0.83 değerleri arasında ve R-407c akışkanı için ise 0.81 ile 0.83 değerleri arasında değiştiği belirlenmiştir.

Bu çalışmada en iyi STK değerlerinin R-134a akışkanı kullanan sistem olduğu bunun yanı sıra en iyi izentropik verim değerleri R-410 akışkanı kullanan sistemde olduğu belirlenmiştir.

Ayrıca yapılan çalışmadan da anlaşıldığı üzere soğutma yükü hesaplamalarında gün ve sezon boyunca oluşan değişiklikler bu sistemlerde otomatik kontrol sistemlerinin kullanım zorunluluğunu ve enerji tasarrufunun önemini açıkça göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] ÖZKOL N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, p.320,(Güncellenmiş Beşinci Baskı) Yayın No:115, Özkan Matbaacılık, Ankara, Türkiye. 1999.
- [2] ONAT A., İMAL M. ve İNAN A.T., “Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması Ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar”, KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi , 7(1)-32-38. 2004.
- [3] ERDOĞAN,K., “Güneş (Fotovoltaik) ve/veya Rüzgâr Enerjisi Destekli Hibrit Isı Pompası Sisteminin Dinamik Performansının Araştırılması”, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens. Yüksek Lisans Tezi,2010.
- [4] HEPBAŞLI A., KALINCI Y., “A Review Of Heat Pump Water Heating Systems”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Available online. 2008.
- [5] GUOYING X., XIAOSONG Z. AND SHIMING D. “A Simulation Study On The Operating Performance Of A Solar-Air Source Heat Pump Water Heater.” Applied Thermal Engineering 26(11,12):1257–1265., 2006.
- [6] KILIÇ H., “Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompasının Tasarımı İmalatı Ve Performans Deneyleri”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2006.
- [7] ÜNLÜ K., “Hava Ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi”, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 2005.
- [8] YAMAÇ Ö., “Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompalarının Teorik İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Hatay, 2005.
- [9] DING Y., CHAI Q., MA G., JIANG Y., “Experimental Study Of An Improved Air Source Heat Pump”, Energy Conversion and Management, Volume 45, Issues 15-16, 2393-2403, 2004.
- [10] BULUT H., DURMAZ A.F., AKTACIR M.A., “İklimlendirme Sistemleri İçin Soğutma Yükü Hesap Yöntemlerinin Karşılaştırılması”, VII. Uluslar arası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu,İstanbul, 2006.
- [11] ERBİL T., “Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası Tesisinin Enerji Ve Ekserji Analizinin Teorik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, EGE Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2002.
- [12] HAMADA Y., NAKAMURO M., OCHIFUJI K., NAGANO K., YOKOYAMA S., “Field Performance Of A Japanese Low Energy Home Relying On Renewable Energy”, Energy and Buildings, Vol:33 805-814, 2001.
- [13] YAMANKARADENİZ R., HORUZ I., “The Theoretical And Experimental Investigation Of The Characteristics Of Solar-Assisted Heat Pump For Clear Days”, International Communications in Heat and Mass Transfer, 885-898, 1998.
- [14] ÇENGEL, A.Y., BOLES, A.M., “Thermodynamics: An Engineering Approach”, McGraw-Hill, New York, U.S.,1994.

- [15] SPITLER J.D., FISHER D.E., PEDERSEN C.O., “The Radiant Time Series Cooling Load Calculation Procedure, Ashrae Transactions”, Vol.12, No.2, 503-515., 1997
- [16] ÖNEN İ., ARSLAN Ş., “Hava Koşullandırma Sistem Tasarımı”, Alarko Carrier Yayınları:2004-5, Kocaeli., 2004.
- [17] 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.
- [18] DOSSAT, R.J., “Principles of refrigeration”, 4th edition, New Jersey: Prentice-Hall International, 1997.
- [19] EES Software, World Wide Web: <http://fchart.com/ees/goodies.shtml>., adresinden 14 Şubat 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, Makine 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.

Kadir ERDOĞAN

1985 yılından Akşehir-Konya’da doğdu. Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2007 yılında mezun oldu. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim dalından 2010 yılında Yüksek Mühendis unvanını aldı. Hibrit ısı pompaları ve yenilenebilir enerji üzerine çalışmalar yapmıştır. Şu an özel bir şirkette teknik müdür olarak görev yapmaktadır.

Ali KAHRAMAN

1972 yılı Konya doğumludur. 1993 yılında Selçuk Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünü bitirerek Makine Mühendisi ünvanını 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.