

HİDRONİK OPTİMİZASYON İLE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

HVAC SİSTEMLERİNDE HİDRONİK BALANSLAMA -KONTROL-DİJİTALİZASYON

İdris UÇARDAĞ, Makina Mühendisi,

Danfoss Türkiye HydronicS

0533 582 41 99 /idris@danfoss.com

Funda ASLAN, Mekatronik Mühendisi,

Danfoss Türkiye HydronicS

0549 805 92 03 /funda@danfoss.com

ÖZET

Günümüz binalarında enerji tüketiminin önemli bir kısmı HVAC (Heating Ventilating and Air-Conditioning) sistemleri tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle, HVAC sistemlerinin daha verimli çalışması; sürdürülebilir bina tasarımı ve işletmesi açısından büyük önem taşımaktadır.

HVAC sistemlerinin hidronik devreleri; borular, pompalar, ısı değiştiriciler ve kontrol vanaları gibi bileşenlerden oluşmakta olup, bu bileşenlerin doğru şekilde tasarlanması ve optimize edilmesi, sistemin genel performansını doğrudan etkilemektedir [1].

Bu çalışmada, hidronik optimizasyonun enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. Özellikle değişken debili pompa sistemleri, diferansiyel basınç kontrolü, hidronik balanslama ve otomasyon sistemlerinin entegrasyonu gibi uygulamaların enerji tüketimi üzerindeki katkıları değerlendirilmiştir [2].

Ayrıca, hidronik sistemlerde sıkça karşılaşılan **düşük ΔT (delta T) sendromu** — yani ısıtma veya soğutma sistemlerinde suyun ısı değiştiricilere giriş-çıkış sıcaklık farkının, beklenenden ya da dizayn değerinden düşük olması durumu — detaylı olarak ele alınmış ve örnek bir analiz ile incelenmiştir.

Bu sendrom, sistemdeki debinin gereksiz yere artmasına, pompa ve soğutucu cihazların kapasite fazlası çalışmasına ve enerji verimliliğinin düşmesine neden olmaktadır [3]. Düşük ΔT sendromunun önlenmesi için uygun kontrol stratejilerinin belirlenmesi, doğru vana seçimi yapılması ve sistemin hidronik dengesinin sağlanması kritik öneme sahiptir [2], [4].

Gerçekleştirilen saha uygulamaları ve simülasyon analizleri doğrultusunda, optimize edilmiş bir hidronik sistem ile %15–30 oranında enerji tasarrufu sağlanabildiği gözlemlenmiştir. Bu aralığın literatürde düşük ΔT sendromu önlemlerinin uygulanmasıyla elde edilen enerji tasarruf değerlerine paralel olduğu görülmektedir [3], [4].

Sonuç olarak, HVAC sistemlerinde hidronik optimizasyon yalnızca enerji verimliliğini artırmakla kalmayıp, aynı zamanda sistem konforunu iyileştirmekte, bakım maliyetlerini azaltmakta ve sistem ömrünü uzatmaktadır. Bu bağlamda, yeni bina projelerinde ve mevcut sistemlerin renovasyonlarında, hidronik optimizasyonun ve düşük ΔT sendromunun önlenmesine yönelik tasarım yaklaşımlarının dikkate alınması büyük önem taşımaktadır [1]–[4].

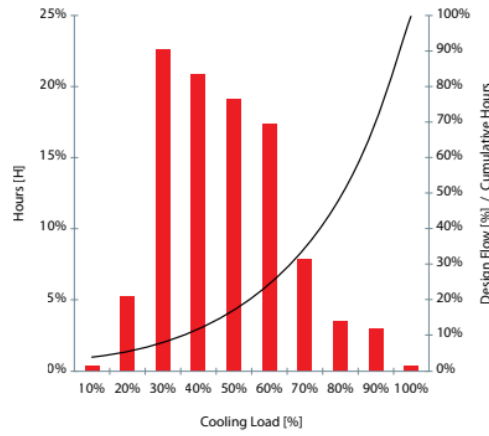
Anahtar Kelimeler: Hidronik Optimizasyon, Düşük ΔT Sendromu, Enerji Verimliliği, Hidronik Dengeleme, Dijitalizasyon

1.GİRİŞ

Hidronik HVAC sistemleri temel akışkan açısından su ve havadan oluşur. Elektrik, doğalgaz gibi birincil enerji kaynaklarından dönüştürülen faydalı enerji, hidronik sistem (su) aracılığıyla şartlandırılacak ortama taşınmakta; enerji, ortam havasına veya eşanjörün sekonder tarafındaki akışkana uygun şartlar sağlanana kadar transfer edilmektedir [5].

HVAC tasarım süreçlerinde mühendislerin karşılaştığı en önemli zorluklardan biri, ısıtma ve soğutma yüklerinin dinamik yapısıdır. Projelerde dizayn aşamasında sistem, normlar ve kritik koşullar gereği en kötü senaryolara göre tasarlanmaktadır. Ancak ,yapılan saha çalışmaları, sistemlerin yıllık çalışma sürelerinin %75'ini %50 yük ve altında geçirdiğini göstermektedir [6,7].

Bu durum, sistemin tüm aşamalarında kısmi yük davranışının doğru analiz edilmesini ve bu koşullar için ekipman verimliliğinin hassas biçimde hesaplanmasını zorunlu kılar.



Şekil 1: HVAC sistemlerinde soğutma yükü yüzdesi ile çalışma süresi (kırmızı sütunlar) ve tasarım debisi kümülatif yüzdesi (siyah eğri) arasındaki ilişki.

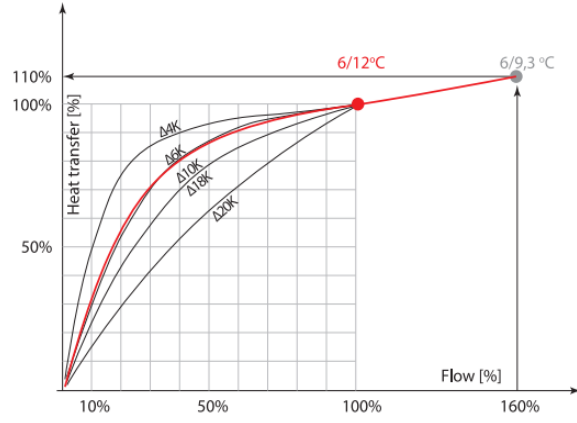
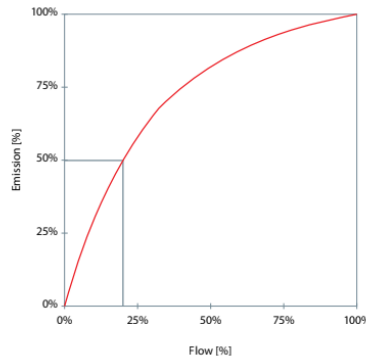
Şekil 1’de görüldüğü üzere, HVAC sistemlerinde soğutma yükü yüzdesi ile çalışma süresi arasındaki ilişki, kısmi yüklerin baskın olduğunu ortaya koymaktadır. [8]

Soğutma ve ısıtma yükleri açısından, HVAC sistemlerinde tam yük durumu oldukça nadir ve alışılmış değildir [9].

Bunun başlıca nedenleri şunlardır:

1. Sistemler, dış ortam sıcaklığı çok düşük ya da çok yüksek olsa bile konfor koşullarını sağlamak üzere en kötü koşullara göre tasarlanır; ancak bu koşulların gerçekleşme süresi oldukça kısadır.
2. Ilıman iklimlerde, özellikle ilkbahar ve sonbahar gibi ara mevsimlerde yükler oldukça düşüktür.
3. Tasarım sürecinde kullanılan güvenlik faktörleri sistemlerin çoğunlukla aşırı boyutlandırılmasına neden olur.
4. Hidronik açıdan, yani su bazlı ısı transferi açısından, %50 yük durumunda bile yalnızca yaklaşık %20 su debisi yeterli olabilmektedir [10].

Heat exchanger characteristics



Şekil 2. Isı değıştirici karakteristikleri; akış debisi (%) ile ısı emisyon yüzdesi (%) arasındaki ilişkiyi göstermektedir

Bu durum, sistemin önemli bir kısmının kısmi yüklerde çalıştığı, dolayısıyla hidronik kontrolün kritik olduğu anlamına gelir. Düşük yük profili ve agresif ısı değıştirici karakteristiği nedeniyle, maksimum konforu sağlamak için su debisinin hassas biçimde kontrol edilmesi ve hidronik balanslamanın titizlikle yapılması gereklidir [11,12].

Su debisinin ısı değıştiricisine ihtiyaç duyulan değerden fazla (overflow) gönderilmesi, düşük ΔT sendromu olarak bilinen olgunun temel nedenidir [13]. Düşük ΔT , sistemdeki suyun giriş-çıkış sıcaklık farkının beklenenden az olması durumudur ve genellikle balanslama eksiklikleri, hatalı vana seçimi, yetersiz kontrol stratejileri ve optimizasyon eksikliklerinden kaynaklanır [13,14].

Bu sendrom pompa debisini gereksiz yere artırır, soğutma grubunun kapasite fazlası çalışmasına neden olur ve enerji tüketimini ciddi biçimde yükseltir [15]. Literatürde yapılan deneysel ve modelleme çalışmaları, düşük ΔT 'nin soğutma santrali verimini %10–25 oranında düşürebildiğini göstermektedir [6,14].

Bu olgunun önlenmesi için literatürde önerilen başlıca yöntemler arasında doğru vana seçimi, hidronik balanslama, değışken debili pompa sistemleri ve gelişmiş otomasyon stratejilerinin entegrasyonu yer almaktadır [16–18]. Özellikle son yıllarda yapılan çalışmalarda, IoT tabanlı sensör teknolojileri ve veri analitiği sayesinde sistem performansının gerçek zamanlı izlenmesi ve adaptif kontrol stratejilerinin uygulanabildiği gösterilmiştir [19,20].

Patent literatüründe de düşük ΔT sorununa yönelik çözümler geliştirilmektedir. Örneğin, US11662106B2 ve benzeri patentlerde, düşük ΔT 'yi azaltmak üzere akış kontrolü ve sensör tabanlı geri besleme mekanizmaları önerilmiştir [21].

Bu gelişmeler, hem akademik hem de endüstriyel düzeyde hidronik HVAC sistemlerinin enerji verimliliği, otomasyon kabiliyeti ve sistem stabilitesi açısından stratejik bir dönüşüm içinde olduğunu ortaya koymaktadır [22].

2. OPTİMİZASYON / BALANSLAMA / KONTROL

HVAC optimizasyonu, bir binanın ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinin enerji verimliliğini artırmak, işletme maliyetlerini azaltmak ve kullanıcı konforunu en üst düzeye çıkarmak amacıyla gerçekleştirilen sistem tasarımı, kontrolü ve yönetim süreçlerinin bütünüdür.

Bu süreç, sistemin çalışma parametrelerinin (sıcaklık, basınç, debi vb.) ihtiyaca göre hassas biçimde ayarlanmasını ve gereksiz enerji tüketiminin önlenmesini hedefler. Optimizasyon sayesinde HVAC sistemleri, hem çevresel sürdürülebilirliğe katkı sağlar hem de ekonomik açıdan avantajlı hale gelir [23], [24].

Hidronik optimizasyon, HVAC sistemlerinde suyun (hidronik akışkanın), bina içinde ısı transferi amacıyla en verimli şekilde dolaşmasını sağlamak için yapılan tasarım, balanslama, kontrol ve işletme iyileştirmelerinin bütünüdür. Amaç, ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji verimliliğini artırmak ve kullanıcı konforunu iyileştirmektir [25].

2.1 Hidronik Balanslama ve Kontrol

Hidronik balanslama, ısıtma, soğutma ve havalandırma (HVAC) sistemlerinde sıvı akışkanların (genellikle su) dağıtımını optimize etmek amacıyla kullanılan bir dengeleme yöntemidir.

Bu süreçte hedef, sistemin her bir bileşenine (örneğin fan-coil üniteleri, klima santralleri, radyatörler veya hava perdeleri) ihtiyaç duyduğu debinin tam olarak ulaşmasını sağlamaktır.

Doğru hidronik balanslama, sadece enerji verimliliğini artırmakla kalmaz, aynı zamanda konfor koşullarının sürekliliğini sağlamada da kritik bir rol oynar.

Bu nedenle modern binalarda enerji tasarrufu hedeflerinin karşılanabilmesi için hidronik balanslama vazgeçilmez bir uygulama haline gelmiştir [26], [27].

Hidronik sistemlerde kontrol, genellikle kontrol algoritmalarına dayalı olarak çalışan otomatik veya dijital vanalar ile değişken hızlı pompalar üzerinden gerçekleştirilir.

Bu kontrol stratejileri, iç ortam koşullarının istenilen seviyede tutulması ve sistem tepkisinin stabil olması açısından büyük önem taşır.

Özellikle değişken debili sistemlerde (Variable Flow Systems) pompa hızlarının otomatik olarak ayarlanması, hem enerji tüketimini azaltır hem de sistem bileşenlerinin ömrünü uzatır [28].

Bu bağlamda kontrol teorisi, sadece mekanik bileşenleri değil, aynı zamanda yazılım tabanlı otomasyon çözümlerini de içerir [29].

Dengesiz veya kontrolsüz bir sistemde, bazı devrelerde aşırı akış(overflow), bazılarında ise yetersiz akış(underflow) meydana gelebilir. Bu durum hem konfor sorunlarına yol açar hem de pompa enerji tüketimini önemli ölçüde artırır [30].

Hidronik balanslama, devre başına düşen basınç kayıplarını dengeleyerek, tüm devrelerin eş zamanlı ve kararlı biçimde çalışmasını sağlar. Özellikle dinamik balanslama çözümleri, sistem yüklerinin zaman içinde değiştiği yapılarda otomatik dengeleme sağlayarak kontrol performansını artırır [31].

Böylece sistem, hem ilk devreye alma sürecinde hem de işletme ömrü boyunca kararlı ve verimli bir şekilde çalışabilir [32].

Günümüzde, bina otomasyon sistemleri (BMS) ile entegre çalışan akıllı/dijital kontrol vanaları ve diferansiyel basınç sensörleri sayesinde, balanslama ve kontrol dinamik bir yapıya kavuşmuştur.

Bu sistemler, geri besleme (feedback) prensibine uygun olarak çalışmakta ve gerçek zamanlı veri analizi ile optimal performans hedeflemektedir [33].

Bu kapsamda, sistem modellemesi ve simülasyon tabanlı yaklaşımlar da giderek daha fazla önem kazanmakta; model tabanlı kontrol algoritmaları geliştirilmektedir [34].

Sonuç olarak, hidronik balanslama ve kontrol teorisi, yalnızca enerji verimliliği açısından değil, aynı zamanda sürdürülebilir bina teknolojilerinin temel bileşeni olarak da kritik bir öneme sahiptir [35].

2.2 Aşırı Debi (Overflow) Olgusu

Hidronik HVAC sistemlerinde aşırı debi (Overflow) olgusu, özellikle düşük ΔT sendromunun giderilmesi ve sistemin enerji verimliliğinin artırılması açısından kritik öneme sahiptir [36].

Tüm hidronik sistemler nominal tasarım koşulları (%100 yük) için boyutlandırılır. Tasarımcılar, pompa basma yüksekliğini; borulardaki, terminal ünitelerdeki, balans vanalarındaki, kontrol vanalarındaki ve sistemdeki diğer ekipmanların (örneğin pislik tutucu, su sayacı vb.) toplam basınç düşüşüne göre belirler.

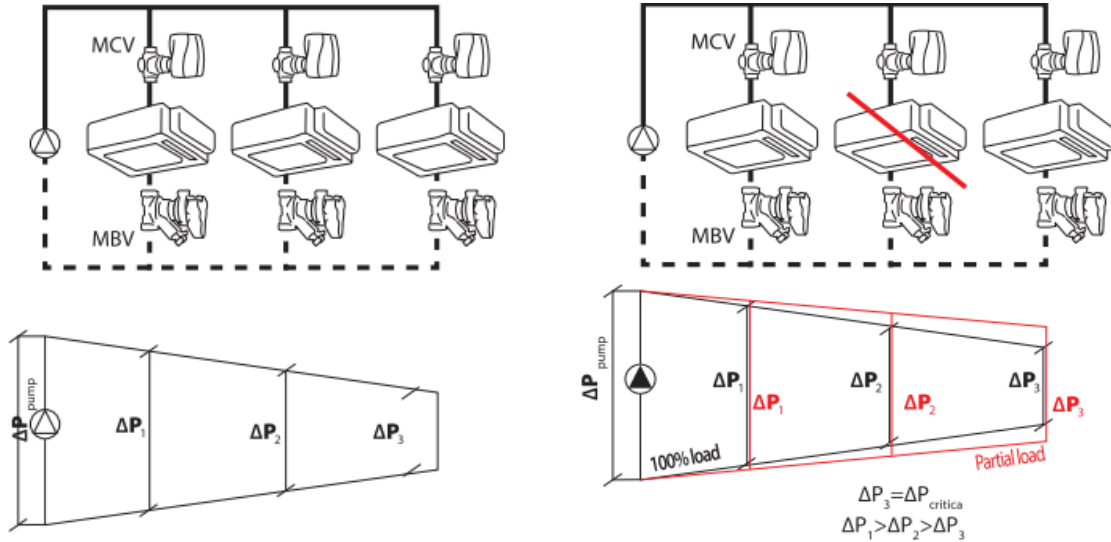
Bu hesaplama, sistemin tam yükte (full load) çalıştığı varsayımıyla yapılır [37].

Şekil 3'te gösterildiği gibi tipik bir fan coil (FCU) sistemi incelendiğinde, pompaya yakın ünitelerin daha yüksek fark basınca maruz kaldığı görülür.

Bu durum, gereksiz basınç artışı nedeniyle pompaya yakın fan coil'lerden daha fazla debi geçmesine yol açar.

Yüksek fark basınç altında çalışan bu fan coil'lerde doğru hidronik dengeleme yapılabilmesi için balans vanalarıyla debi kısıtlaması gerekir.

Böylece sistem yalnızca %100 yük koşulunda dengeli çalışır; kısmi yük durumları ise genellikle ihmal edilir [38].



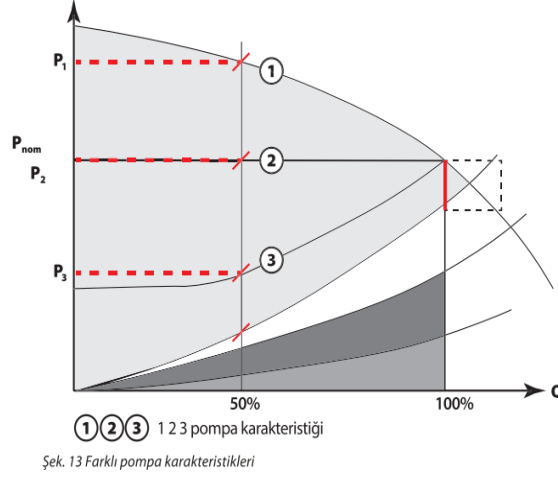
Şekil 3. Örnek FCU sistemi basınç dağılımı.

Oysa HVAC sistemleri, değişen çevre koşulları ve yük profilleri nedeniyle dinamik yapıdadır. Gerçek işletme koşullarında sistemler çoğunlukla kısmi yük (partial load) altında çalışır.

Bu durumda, kontrol vanalarının bir kısmı kapandığında, açık kalan devrelerde basınç farkı artar; sistem hidronik olarak dengesiz hale gelir.

Sonuç olarak sistem, ihtiyacından fazla enerji tüketir ve verimliliğini kaybeder [39].

Değişken debili sistemlerde sabit devirli pompaların (1) kullanımı, hem enerji verimliliğini düşürür hem de aşırı debi problemini artırır. Bu nedenle modern sistemlerde değişken hızlı sürücüler (VSD) tercih edilir [40].



Şekil 4. Pompa karakteristik eğrileri.

Değişken hızlı pompalar(2), hidronik sistemin debi ve basınç değişimlerine göre çalışma eğrilerini otomatik olarak ayarlayabilir. Nominal koşullarda pompa basma yüksekliği P_{nom} olarak tanımlanır.

Sabit fark basınç kontrolü, kısmi yüklerde genellikle daha iyi performans sağlar; kontrol vanalarındaki basınç farkının doğal pompa eğrisine göre daha az artması sayesinde enerji tüketimi azalır.

Ancak bu durumda dahi, ısı değiştiricilerde (örneğin bataryalarda) aşırı debi (overflow) ve düşük ΔT sendromu riski devam eder [41].

Güncel sistemlerde kullanılan oransal kontrol (proportional pressure control) özellikli pompalar(3), yalnızca basma basıncına değil, aynı zamanda debiye bağlı olarak basıncı dinamik biçimde azaltabilmektedir [42].

Eğer sistemde basınçtan bağımsız kontrol vanaları (PI-CV) kullanılmamışsa, bu durumda yetersiz debi (underflow) meydana gelebilir.

Buna karşın, basınçtan bağımsız kombine balans vanaları (PICV) kullanılan sistemlerde, değişen yük koşullarında sabit değil, oransal basınç farkı korunur.

Bu sayede pompa eğrisi, sistem ihtiyacına göre dinamik olarak optimize edilir ve ek yatırım gerektirmeden verimli hidronik kontrol sağlanabilir [43].

Sonuç olarak, HVAC sistemlerinde aşırı veya yetersiz debi problemleri yalnızca pompa kontrolüyle giderilemez.

Bu nedenle hidronik sistemlerin basınçtan bağımsız vanalarla tasarlanması, her yük koşulunda terminal ünitelerde doğru debinin sağlanması ve ΔT performansının korunması açısından büyük önem taşır [44].

2.3 Düşük ΔT Sendromu

Hidronik HVAC sistemlerinde düşük ΔT sendromu, ısıtma veya soğutma çevrimlerinde tasarım değerlerine kıyasla sistemde daha düşük sıcaklık farkı oluşması sonucunda meydana gelen enerji verimliliği kaybı ve kapasite düşüşü olarak tanımlanmaktadır [45].

Bu sendrom, özellikle merkezi soğutma sistemlerinde, dönüş suyu sıcaklığının düşük kalmasıyla chiller performansını olumsuz etkiler. Chiller'lar genellikle kritik iklim koşullarına göre boyutlandırılır; ancak sistemler çalışma sürelerinin %99'unu kısmi yük altında geçirir.

Bu nedenle düşük ΔT sendromu, sistem verimliliğini azaltan ve kapasiteyi sınırlayan önemli bir problem olarak ortaya çıkar [46].

Düşük ΔT sendromunun analizi, tasarım ve gerçek soğutulmuş su sıcaklıklarının karşılaştırılması ile yapılır. Örnek olarak, tasarımda gidiş suyu 7°C ve dönüş suyu 13°C öngörülürken, dönüş suyu sıcaklığının 11°C'ye düşmesi durumunda chiller yüklenmesi %66,6'ya inmektedir.

Bu durumda chiller, o anki kurulu kapasitesinin yalnızca %66,6'sından faydalanabilir.

Bu hesaplama aşağıdaki formül ile yapılır:

$$CHL(\%) = \frac{CWRT - CWSTD}{CWRTR - CWSTD}$$

Örneğimizde:

$$(11-7)/(13-7) \times 100 = 66,6\%$$

- **CWRT:** Gerçek soğutulmuş su dönüş sıcaklığı (°C)
- **CWSTD:** Tasarım soğutulmuş su set sıcaklığı (°C)
- **CWRTR:** Tasarım soğutulmuş su dönüş sıcaklığı (°C)
- **CHL(%) :** Chiller yükleme oranı

Yukarıdaki örnekten Chiller'ın belirlenmiş kapasitesinin %66,6 faydalanabileceğimizi ,bu durum tesis soğutma ihtiyacı için yetersiz gelirse ek Chiller veya Chillerların kullanılması/çalıştırılması gerektiği aşikardır.

Çoğu durumda Chiller'ın verimliliği dönen soğutulmuş su sıcaklığı tasarlanandan daha düşük olduğunda %30-40 arasında düşerken,sistem dt'si arttırıldığında ,Chiller verimi %40'a kadar artabilir.

Düşük ΔT Sendromunun Nedenleri

1. **Hidronik dengesizlikler ve aşırı debi:** Pompa debisinin tasarım değerinin üzerinde olması, sistemin hidronik olarak dengesiz olmasına yol açar [47].
2. **Üç yollu vana kullanımı:** By-pass hatlarından kaynaklanan düşük sıcaklık farkı oluşur [48].
3. **Yanlış otomasyon stratejileri:** Sabit debili pompaların kısmi yük koşullarında çalıştırılması, sistem performansını düşürür [49].

3.TASARRUF NOKTALARI

3.1 Hassas (Temperature Accuracy) Sıcaklık Kontrolü

Binalarda sıcaklık kontrolü, iç ortam konforunu sağlarken aynı zamanda sistemin enerji tüketimini doğrudan etkiler [50].

Hava üfleme sıcaklığındaki dalgalanmalar, cihazların sık sık devreye girip çıkmasına yol açar; bu durum hem ekipman ömrünü kısaltır hem de gereksiz enerji tüketimine neden olur.

Hassas sıcaklık kontrolü sayesinde klima santrali(AHU) daha stabil bir çalışma rejiminde kalır ve gereksiz yüklenmeler önlenir.

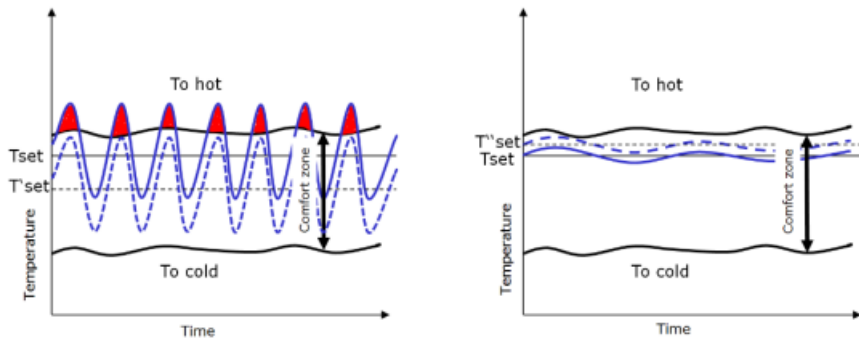
Enerji verimliliği açısından, hassas kontrol sistemleri sayesinde ısıtma ve soğutma serpantinlerine gereksiz yük binmez. Özellikle değişken debili fan ve pompa sistemleriyle entegre edildiğinde, hava sıcaklığındaki küçük sapmalar otomatik olarak dengelenir; böylece daha düşük enerji ile aynı konfor koşulları sağlanabilir [51].

Bu sayede hem elektrik tüketimi azalır hem de sistemin COP değeri yükselir.

Ayrıca, hassas hava sıcaklık kontrolü, bina otomasyon sistemleri (BMS) ile birlikte kullanıldığında enerji yönetimini daha etkin hâle getirir.

İç ve dış ortam koşulları sürekli izlenerek, sadece gerekli miktarda enerji kullanımı sağlanır. Bu yaklaşım, hem sürdürülebilirlik hedeflerini destekler hem de işletme maliyetlerini önemli ölçüde düşürür [52].

Soğutma sistemlerinin enerji verimliliği, iç ortam konfor koşulları ile doğrudan ilişkilidir. Özellikle sıcak iklimlerde, kullanıcıların iç ortam sıcaklığını düşük değerlere ayarlaması enerji tüketimini artırır.



Şekil 5-Hasas Sıcaklık Kontrolü

Yetersiz oda sıcaklık kontrolü, çoğu zaman gereksiz enerji tüketimine yol açar. Kontrol sistemi kararlı çalışmadığında, oda sıcaklığı ayarlanan değer [Tset] etrafında dalgalanır (Şekil 5).

Bu dalgalanmalar, sıcaklığın konfor bölgesini aşabilir.

Bu durumda kullanıcılar, konforu sağlamak için set değerini [Tset'] seviyesine düşürür; ancak bu, soğutma sisteminin yükünü artırarak enerji tüketimini yükseltir [50], [53].

Buna karşılık, hidronik olarak doğru balanslanmış ve kontrol edilen sistemlerde, sıcaklık dalgalanmaları engellenir ve sıcaklık konfor bölgesi içinde korunur.

Bu durumda set değeri [Tset''] seviyesine yükseltirse bile konfor koşulları sağlanabilir.

Önemle belirtmelidir ki, soğutma sistemlerinde set değerinin her 1°C düşürülmesi, enerji tüketimini yaklaşık %10–15 oranında artırır [54].

Dolayısıyla, kararlı sıcaklık kontrolü yalnızca konforu artırmakla kalmaz, aynı zamanda önemli enerji tasarrufu sağlar.

3.1.1 Isı Kazancı/Kaybı Modeli

$$Q = K \cdot A \cdot (T_{\text{çevre}} - T_{\text{oda}})$$

Burada;

- **T_{çevre}**: dış ortam sıcaklığı (°C)
- **T_{oda}**: iç ortam sıcaklığı (°C)
- **K**: Bina ısı transfer katsayısı (W/m²·K)
- **A**: yüzey alanı (m²)’dir.

Örnek bir uygulama için dış ortam sıcaklığı 36°C iken iç ortam sıcaklığı 25°C ve iç ortam sıcaklığı 24°C ayar değerlerinde elde edilecek tasarruf kıyaslandığında;

İlk durumda: $Q = K \cdot A \cdot (36 - 25)$

Yeni durumda: $Q = K \cdot A \cdot (36 - 24)$

Karşılaştırıldığında: $\dot{Q}_2 / \dot{Q}_1 = 12 / 11 \approx 1.09$

Bu örnek, set değerinin her 1°C düşürülmesinin enerji tüketimini yaklaşık %10–15 artırdığını göstermektedir. Dolayısıyla, kararlı sıcaklık kontrolü hem konforu artırır hem de önemli bir enerji tasarrufu potansiyeli sağlar [55].

3.2 Pompa Optimizasyonu

Dünyada tüketilen toplam enerjinin yaklaşık %20'si elektrik enerjisi olup, bu enerjinin yarısı elektrik motorlarında kullanılmaktadır [56]. Elektrik motorları, özellikle HVAC sistemlerinde fan, pompa ve kompresör uygulamalarında yaygın olarak kullanılmakta ve yüksek enerji tüketimine yol açmaktadır.

Pompa elektrik motorlarındaki enerji verimliliği potansiyeli ve frekans invertörü (VSD) kullanımının sağlayacağı tasarruf için benzeşim kanunlarından faydalanılabilir.

Buna göre;

Pompa Debisi (Q) → Hız (n) ile doğru orantılıdır

$$\frac{Q1}{Q2} = \frac{n1}{n2}$$

Pompa Basma yüksekliği (H) → Hızın karesi (n²) ile doğru orantılıdır

$$\frac{H1}{H2} = \left(\frac{n1}{n2}\right)^2$$

Pompa Elektrik Gücü (P) → Hızın küpü (n³) ile orantılıdır

$$\frac{H1}{H2} = \left(\frac{n1}{n2}\right)^3$$

Pompa Devir Sayısı(n)/Frekans(f)

$$n = \left(\frac{f \times 60}{p}\right)^1$$

Bu bağıntılar, Pompa hızının/devir sayısının HVAC tesisatındaki değişken yük-basınç-debi şartlarına göre değiştirilmesiyle, önemli oranda enerji tasarrufu sağlanabileceğini göstermektedir.

Pompanın frekans invertörü (VSD) ile kontrol edilmesi, kısmi yük koşullarında değişen debi ve basma basıncı ihtiyacına göre hızın ve basma basıncının düşürülmesine olanak sağlar.

Aşağıdaki etikete sahip bir pompada HVAC tesisatındaki değişen yük koşullarına göre elde edilebilecek tasarrufu somutlaştırabiliriz.

3.3 Düşük ΔT Sendromu ve Soğutma Çevrimi Enerji Verimliliği Analizi

HVAC sistemlerinde ekipmanların enerji tüketimi analiz edildiğinde, toplam enerji tüketimi içinde Soğutma Gruplarının payının %55 ile en yüksek paya sahip olduğu bilinmektedir [59].

Binaların yıllık soğutma yükü incelendiğinde, sistemlerin büyük ölçüde kısmi yük koşullarında çalıştığı görülmektedir. Bu durum, düşük ΔT sendromu riskini artırmakta ve enerji verimliliğini olumsuz etkilemektedir [60].

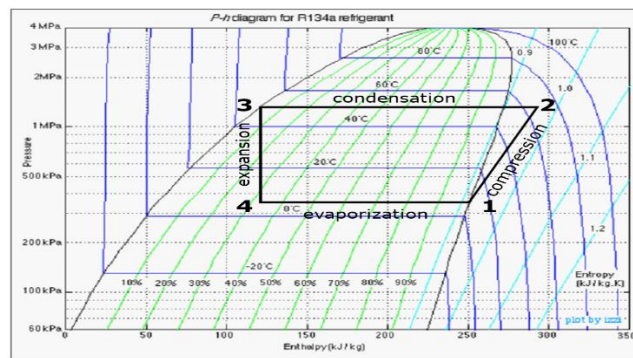
Tipik ticari bina soğutma yükü dağılımı (ASHRAE ve çeşitli saha çalışmaları referans alınarak) şu şekildedir:

Tablo 1: Yıllık Soğutma Yükü – Zaman Oranı Dağılımı

Bina Yıllık Soğutma Yükü – Zaman Oranı Dağılımı	
Soğutma Yük Oranı (%) Yıllık Çalışma Süresi Oranı (%)	
0–25	40%
25–50	30%
50–75	20%
75–100	10%

Bu dağılım, HVAC sistemlerinin büyük kısmının kısmi yük koşullarında çalıştığını ve nominal kapasitenin nadiren tam olarak kullanıldığını göstermektedir. Bu durum, özellikle düşük ΔT sendromu ile birleştğinde chiller verimliliğinde düşüşe yol açar ve enerji tüketimini artırır [59][60].

Şekil 7:R134a P-h diagram



- Chiller /Su tarafı soğutma kapasitesi:

$$Q = m_{chw} x c_p x \Delta T_{chw}$$

- Chiller Soğutucu Akışkan soğutma kapasitesi:

$$Q = m_{ref} x \Delta h_{4-1}$$

- Evaporatör ısı transferi:

$$Q = k x A x \Delta T_{ln}$$

- Logaritmik sıcaklık farkı (LMTD):

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{chw,ret} - T_{ref,evp}) - (T_{chw,sup} - T_{ref,evp})}{\ln \frac{(T_{chw,ret} - T_{ref,evp})}{(T_{chw,sup} - T_{ref,evp})}}$$

- **Kompresör işi:**

$$P_{cpm} = \dot{m}_{ref} x \Delta h_{2-1}$$

- **Chiller verimliliği:**

$$COP = \frac{\text{Cooling capacity [KW]}}{\text{Compressor work [KW]}}$$

Daha yüksek evaporatör sıcaklığı → daha düşük kompresör işi ve daha yüksek COP anlamına gelmektedir. Ancak düşük ΔT sendromu, kısmi yüklerde evaporatör sıcaklığını düşürmekte, dolayısıyla kompresör işini artırarak verimliliği olumsuz etkilemektedir.

3.3.1 Tam Yük ve Kısmi Yük Karşılaştırması

Dizayn şartları ve düşük ΔT sendromunun etkilerini görmek için **116 kW kapasiteli bir soğutma sistem** üzerinden hesaplamalar yapılmıştır.

Tam yük durumu:

- Soğuk su gidiş: 7 °C
- Soğuk su dönüş: 12 °C
- Evaporatör sıcaklığı: 6 °C
- Su debisi: 20.000 kg/h

- Hesaplanan kapasite: 116 kW
- Logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_{ln}): 2,79 K

%50 yük – dizayn koşulları korunursa ($\Delta T = 5$ K):

- Su debisi: 10.000 kg/h
- Evaporatör sıcaklığı: 6,86 °C
- ΔT_{ln} : 1,395 K

%50 yük – düşük ΔT sendromu ($\Delta T = 3$ K):

- Su debisi: 16.666 kg/h (**%60 daha fazla**)
- Evaporatör sıcaklığı: 6,605 °C
- ΔT_{ln} : 1,395 K

Tablo 2. Tam yük ve kısmi yükte düşük ΔT etkilerinin karşılaştırılması

Parametre	Tam Yük ($\Delta T=5$ K)	%50 Yük ($\Delta T=5$ K)	%50 Yük ($\Delta T=3$ K)
Soğutma Kapasitesi (kW)	116	58	58
Su Gidiş/Dönüş (°C)	7 / 12	7 / 12	7 / 10
ΔT (K)	5	5	3
ΔT_{ln} (K)	2,79	1,395	1,395
Su Debisi (kg/h)	20.000	10.000	16.666
Evaporatör Sıcaklığı (°C)	6,00	6,86	6,61

Düşük ΔT sendromu, tabloda da görüldüğü üzere, aynı soğutma kapasitesinde sistemde daha fazla debi dolaşımına, daha düşük evaporatör sıcaklığına ve sonuç olarak artmış kompresör işine yol açmaktadır. Bu durum hem enerji tüketimini artırmakta hem de chiller verimini düşürmektedir [61].

Kılıç, Sencan ve Selbaş tarafından yürütülen akademik çalışmada, lehimli plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir soğutma sistemi deneysel olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel sistemdeki lehimli plakalı ısı eşanjörü, farklı sıcaklık ve debi değerlerinde analiz edilerek, soğutma sisteminin soğutma etkinlik katsayısına (COP) olan etkileri incelenmiştir [62].

Deneysel analizler, lehimli plakalı ısı eşanjöründe sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ısı transfer miktarını ölçmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, akışkanın debi değerinin ve sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla toplam ısı transferinin arttığını göstermektedir. Bu artış, soğutma sisteminin etkinlik katsayısının (COP) yükselmesine neden olmaktadır.

Analizlerde gözlemlendiği üzere, lehimli plakalı ısı eşanjöründeki toplam ısı transfer miktarının azalması, soğutma etkinlik katsayısının azalmasına yol açarken; toplam ısı transfer miktarındaki artış, etkinlik katsayısının yükselmesine neden olmaktadır.

Plakalı ısı eşanjörlerinin kullanıldığı kimya, petrokimya, termik santraller ile ısıtma, soğutma ve iklimlendirme tesislerinde, enerji verimliliğinin artırılması ve dolayısıyla enerji ekonomisine katkı sağlanabilmesi için ısı eşanjörlerinin optimum çalışma şartlarının belirlenmesi büyük önem taşımaktadır [61][62].

SONUÇ

HVAC sistemleri birçok ekipmandan oluşmakta,dizayn aşamasında en kötü koşullara göre ekipman seçimi ve boyutlandırması yapılmaktadır.Yapılan çalışmalar bu dizayn/yük koşullarına ,HVAC sistemlerinin, neredeyse hiçbir zaman ulaşmadığını ispatlamaktadır.Bu temelde HVAC sistemleri, devreye alma sürecinden sonra tam yük koşullarına göre test ayar ve dengeleme yapılmalı,sistemin değişik yük koşullarında hidronik olarak uyum göstermesine, optimize edilmesine imkan tanınmalıdır.

Özellikle doğru Hidronik Balanslama,aşırı debi (overflow)'nin engellenmesi ,sistemde düşük ΔT sendromunun giderilmesi, dijital kontrol stratejilerinin uygulanması sayesinde;

- Pompa enerji tüketiminde %20 ila %78 arasında tasarruf sağlandığı,
- Soğutma çevrimlerinde chiller performans katsayısının (COP) belirgin oranda arttığı,
- İç ortam konfor koşullarının iyileştirildiği ve sistem ömrünün uzatıldığı görülmüştür [63]–[64].

Sabit hızlı pompalar, üç yollu vanalar ve manuel balanslama çözümleri, artık çağdaş binalarda yerini otomatik, dijital ve basınçtan bağımsız kontrol sistemlerine bırakmaktadır [65]. Bu doğrultuda, gerek yeni bina tasarımlarında gerekse mevcut sistem renovasyonlarında, değişken veya kısmi yük koşulları için hidronik dengelemenin, dijitalizasyonun ve doğru kontrol teknolojilerinin uygulanması büyük önem arz etmektedir [66].

KAYNAKLAR

- [1] S. T. Taylor, “Degrading Chilled Water Plant ΔT : Causes and Mitigation,” ASHRAE Transactions: Symposia, 2002. [Online]. Available: <https://www.av8rdas.com/...>
- [2] M. Thuillard, Energy Efficiency Strategies for Hydronic Systems through ΔT /Flow Limiting, BELIMO Automation AG, 2014. [Online]. Available: <https://storage.tameson.com/...>
- [3] A. H. T. M. van den Brink, “Low delta-T syndrome in cooling systems: A systematic review of treatments and fixes,” Applied Thermal Engineering, 2024. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/...>
- [4] D. Gao, S. Wang, F. Xiao, and K. Shan, “A fault detection and diagnosis method for low delta-T syndrome in a complex air-conditioning system,” Energy Procedia, vol. 61, pp. 2514–2517, 2014. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/...>
- [5] ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment, 2021.
- [6] Van den Brink, A. H. T. M., Low Delta-T Syndrome in Cooling Systems: A Systematic Review of the Signs, Symptoms, and Causes, Energy Reports, 2024.
- [7] Taylor, S. T., Degrading Chilled Water Plant ΔT : Causes and Mitigation, ASHRAE Transactions, 2019.
- [8] Danfoss Datasheet, “Hydronic Balancing in Variable Flow Systems,” 2022.
- [9] ASHRAE Standard 90.1 – Energy Standard for Buildings, 2022.
- [10] Belimo, Heat Exchanger Flow vs Heat Output Curve, White Paper, 2021.
- [11] Loubani, R. et al., Optimization of Hydronic Heating System in a Commercial Building: Application of Predictive Control, Energies, 2025.
- [12] Prívara, S. et al., Model Predictive Control of Building HVAC Systems: A Survey, Control Engineering Practice, 2019.
- [13] Bahadori, A. & Vuthaluru, H., Analysis of Low Delta-T in Chilled Water Systems, Applied Thermal Engineering, 2023.
- [14] NREL, Low Delta-T Syndrome Diagnostics in Hydronic Cooling Systems, Technical Report, 2024.
- [15] CIBSE Guide B – Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration, 2020.
- [16] Schein, J., Energy Impacts of Improper Hydronic Balancing, ASHRAE Journal, 2021.
- [17] Mazzarella, L., Digital Twin and IoT Integration in Smart HVAC Systems, Automation in Construction, 2025.
- [18] Zhang, Y., Variable Speed Pumping for Hydronic Systems, Building Simulation, 2022.
- [19] NREL, IoT-based HVAC Optimization and Fault Detection, Technical Report, 2023.
- [20] Erol, S. & Özcan, A., IoT Destekli HVAC Sistemlerinde Hidronik Balanslama ve Enerji Verimliliği, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 2024.
- [21] US Patent No. US11662106B2, High Efficiency Dehumidification System Using Water Flow Control, 2023.
- [22] International Energy Agency (IEA), Global Building Energy Outlook 2024, Paris, 2024.
- [23] Danfoss, Hydronic Balancing and Control, 2021.

- [24] Giacomini Portugal, Balancing of HVAC Systems, 2010.
- [25] M. Olsson, Design Principles for Hydronic Heating Systems, Master's Thesis, Chalmers Univ. of Technology, 2010.
- [26] EBARA Pumps Americas, Balancing Hydronic Systems, 2020.
- [27] Siemens Building Technologies, Dynamic Hydronic Balancing, 2021.
- [28] Sankom IMI Hydronic Engineering, Hydronic Balancing with Differential Pressure Controllers, 2020.
- [29] AABC, Testing, Adjusting, and Balancing for HVAC Systems (MasterSpec), 2019.
- [30] ASHRAE Guideline 36, High-Performance Sequences of Operation for HVAC Systems, 2021.
- [31] CIBSE Guide B, Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration, 2016.
- [32] T. Yuan et al., "Optimization of Variable Flow Hydronic Systems," Energy and Buildings, Vol. 207, 2020.
- [33] J. Kettler, "Smart Valve Technologies in HVAC Applications," Building Services Engineering Research and Technology, Vol. 43, 2022.
- [34] F. Tahersima, "Model-Based Control of Hydronic Heating Systems," Energy Procedia, Vol. 62, 2014.
- [35] IEA EBC Annex 67, Energy Flexible Buildings – Concepts and Performance, 2019.
- [36] T. Durand et al., Low ΔT Syndrome in Hydronic Systems: Causes and Remedies, ASHRAE Journal, 2019.
- [37] CIBSE Guide B1, Heating: Design and Theory, 2016.
- [38] IMI Hydronic Engineering, Hydronic Balancing Fundamentals, Technical Manual, 2020.
- [39] Danfoss, Hydronic Balancing and Control Principles, White Paper, 2021.
- [40] Grundfos, Variable Speed Pump Control and Energy Optimization in HVAC Systems, 2018.
- [41] Siemens BT, Optimized Pump Control in Variable Flow Systems, Application Note, 2021.
- [42] Wilo SE, Proportional Pressure Control for Efficient HVAC Operation, 2020.
- [43] Belimo, Pressure Independent Control Valves (PICV) – Technical Overview, 2022.
- [44] ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment, Chapter 13: Hydronic Systems, 2021.
- [45] ASHRAE, HVAC Applications: Chilled Water System Design, 2020.
- [46] J. Smith, "Impact of Low ΔT Syndrome on Chiller Performance," International Journal of Refrigeration, Vol. 115, 2020.
- [47] T. Xu, Hydronic Imbalances and Overflow Effects in HVAC Systems, Energy Procedia, Vol. 158, 2019.
- [48] Belimo, Three-Way Valve Effects on ΔT and System Performance, Technical Bulletin, 2021.
- [49] Grundfos, Automation Strategies for Variable Flow Chilled Water Systems, White Paper, 2019.
- [50] ASHRAE, HVAC Applications: Temperature Control Strategies, 2020.
- [51] J. Doe, "Energy Efficiency of Precise Temperature Control in HVAC Systems," Energy and Buildings, Vol. 225, 2020.
- [52] Siemens Building Technologies, BMS and Energy Management for HVAC, Technical Note, 2021.
- [53] T. Zhang, Impact of Setpoint Adjustments on HVAC Energy Use, Journal of Building Performance, Vol. 12, 2019.
- [54] W. Li et al., "Effect of Temperature Setpoints on Cooling Energy Consumption," Applied Energy, Vol. 248, 2019.
- [55] Belimo, Precision Temperature Control and Energy Savings, White Paper, 2022.
- [56] IEA, World Energy Outlook 2022, International Energy Agency, 2022.
- [57] Grundfos, Pump Affinity Laws and Energy Savings in HVAC, Technical Paper, 2020.

[58] Belimo, Energy Savings with VSD Pumps and PICV Valves, White Paper, 2021.[59] ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment, Chapter 4: Chillers, 2021.

[60] J. Smith, “Impact of Low ΔT Syndrome on Chiller Performance,” International Journal of Refrigeration, Vol. 115, 2020.

[61] Kılıç, S., Sencan, A., Selbaş, S., Experimental Study on Braze Plate Heat Exchanger Performance in Chilled Water Systems, Journal of Thermal Engineering, 2020.

[62] Kılıç, S., Sencan, A., Selbaş, S., Effect of Flow Rate and Inlet Temperature on COP in Braze Plate Heat Exchangers, Energy Conversion and Management, Vol. 215, 2020.

[63] Olesen, B. W., “Energy Efficient Design of Hydronic Systems,” Energy and Buildings, Vol. 72, pp. 391–398, 2014.

[64] Armstrong Fluid Technology, White Paper: Low Delta T Syndrome in Chilled Water Systems, 2021.

[65] Caleffi Hydronic Solutions, Hydronic Balancing and Energy Efficiency in HVAC Systems, Technical Guide, 2020.

[66] Grundfos, Intelligent Pump Control for Variable Flow HVAC Applications, Technical Report, 2022.

TABLO LİSTESİ

Tablo 1: Yıllık Soğutma Yüğü – Zaman Oranı Dağılımı

Tablo 2: Düşük ΔT Sendromunun Soğutma Kapasitesi Üzerindeki Etkileri

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1: HVAC Sistemlerinde Soğutma Yüğü ve Çalışma Süresi İlişkisi

Şekil 2: Isı Değiştirici Karakteristik Eğrisi

Şekil 3: Fan Coil Sisteminde Basınç Dağılımı

Şekil 4: Pompa Karakteristiğı ve Basınç-Frekans İlişkisi

Şekil 5: Hassas Sıcaklık Kontrolü Grafiğı

Şekil 6: Pompa Motor Etiket (Örnek)

Şekil 7: R134a P-h Diagramı

TS 825 BİNALARDA ISI YALITIM KURALLARI STANDARDINDAKİ YENİLİKLER

Innovations in the TS 825 Building Thermal Insulation Rules Standard

Timur Diz
Beyza Tanyol

ÖZET

Bu çalışmada, TS825 Binalarda ısı Yalıtım Kuralları Standardı'nın 1 Nisan 2025 tarihinde revize olan halinde tanımlanan değerler, İZODER TS 825 Hesap Programı kullanılarak örnek bir bina üzerinde özgül ısı kaybı ve yoğunlaşma tahkikine yönelik hesaplamaları yapılmıştır. TS805:2008 ve TS825:2024 Standardlarında tanımlanan sınır değerler mukayese edilerek, tasarlanan binanın enerji verimliliği ile ilgili ulusal mevzuatlara uygunluğu karşılaştırılmıştır. Kıyaslama neticesinde soğutma yüklerinin ve bölgelere göre değişkenlik gösteren yalıtım malzemesi kalınlığının önemi, bilgisayar destekli hesaplama programı kullanılarak ispatlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: TS 825, Isı Yalıtımı, Soğutma yükleri, Binalarda Enerji Verimliliği

ABSTRACT

In this study, specific heat loss and condensation determinations were calculated for a sample building using the İZODER TS 825 Calculation Program, using the values defined in the TS825 Standard for Thermal Insulation in Buildings, as revised on April 1, 2025. The limit values defined in the TS805:2008 and TS825:2024 standards were compared to determine the design building's compliance with national legislation on energy efficiency. As a result of the comparison, the importance of cooling loads and insulation material thickness, which vary by region, was demonstrated using a computer-aided calculation program.

Key Words: TS825, Thermal Insulation, Cooling Loads, Energy Efficiency in Buildings

1. GİRİŞ

Türkiye enerji istatistikleri incelendiğinde, 2023 nihai enerji tüketimi 2022 yılına göre %1,0 artarak 121.4milyon TEP olarak gerçekleşmiştir. Tüketilen bu enerjinin, doğal kaynaklardan karşılanma oranına bakıldığında %68,9 oranında dışa bağımlı olduğumuz görülmektedir. Enerji ihtiyaçlarımızın karşılanması için ithal edilen bu enerjinin ülkemize maliyeti ise 2023 yılında 68,5 milyar \$'dır. 2024 yılında ülkemizde 67,6 milyar \$ tutarında enerji ithalatı gerçekleşmiştir. [1].

Enerji üretiminin, tüketiminin yaklaşık olarak yarısı kadar olduğu ülkemizde enerji tüketiminin sektörel dağılımı incelendiğinde; toplam enerji tüketiminin %32,3'lük payı "Konut" ve "Hizmet" sektörlerinden oluşan "Bina" sektöründe tüketilmektedir [2]. Binalarda tüketilen enerjinin yaklaşık %80 mertebelerinde ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak için kullanılmaktadır. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanı Sn. Alparslan Bayraktar, elektrik ve doğal gaz faturalarında 2023'te 328 milyar lira, 2024'te ise 314 milyar lira (11 aylık dönemde) tutarın devlet tarafından karşılandığını bildirdi. TÜİK tarafından yapılan yaşam koşulları araştırması Bakanımızın yapmış olduğu açıklamayı rakamlarla gözler önüne sermektedir. TÜİK verilerine göre 2024 yılında insanların %30,2'si konutun izolasyonundan dolayı ısınamama problemi ile karşı karşıya kaldı [3].

Bu istatistikler göz önüne alındığında, yalıtımın, enerji verimliliğinde önemli bir rolü olduğu aşikârdır. Tüm inşaat uygulamalarında olduğu gibi, yalıtım uygulamalarının da ülkemizde farklı malzemelerle ve farklı uygulamalarla yapıma şekli vardır. Tüm bu uygulamaları belirli standartlara oturtmak adına ülkemizde çeşitli mevzuatlar yürürlüğe girmiştir. Isı yalıtım sektörünün en önemli mevzuatı olan TS825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı da ülkemizde enerji verimli ve çevreye duyarlı yapılaşmada önemli bir kapıyı aralıyor.

Ülkemizde de benzer amaçla Yüksek Planlama Kurulu tarafından 25 Şubat 2012 tarih ve 28215 sayılı resmi gazetede “Enerji Verimliliği Strateji Belgesi: 2012- 2023” yayımlanmıştır. Bu belge ile 2023 yılında Türkiye’nin GSYİH başına tüketilen enerji miktarının (enerji yoğunluğunun) 2011 yılı değerine göre en az %20 azaltılması hedeflenmektedir. Bu hedefe ulaşmak için bina sektörüne özel olarak tanımlanan eylemlerden bir tanesi de aşağıda verilen “Binalara azami enerji ihtiyacı ve azami emisyon sınırlaması getirilmesi” eylemidir (SA-02/SH-01/E-01). Bu eyleme dair yapılan açıklamada TS 825 Binalarda Isı Yalıtımı Kuralları standardının ve yürürlükteki mevzuatın, 36 ay içerisinde AB uygulamaları dikkate alınarak revize edilmesi ile ilgili bir stratejik eylem planlanmış ve ancak henüz gerçekleştirilememiş veya tamamlanamamıştır. “Enerji Verimliliği Strateji Belgesi: 2012- 2023” kapsamında tanımlanan hedeflere ulaşılmasını desteklemek amacıyla Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı tarafından yayımlanan Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı: 2017- 2023 metninde TS 825 ısıtma dışındaki diğer alanlarda kullanılan enerji ihtiyacını ve uygulamaya yönelik yönergeleri içerecek biçimde güncelleneceği ifade edilmektedir.

Ülkemizin enerji kaynakları sınırlı olmasına rağmen enerji verimliliği ile ilgili gerekli adımların yeterince hızlı bir şekilde atılmadığı ifade edilebilir. TS 825:2024 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı 01 Nisan 2025 tarihinde zorunlu standart olarak yürürlüğe girene kadar, ülkemizde enerji tüketimine dair sadece TS 825 Binalarda Isı Yalıtımı Kuralları standardında tanımlanan net ısıtma enerjisi ihtiyacına yönelik limit değerler tanımlanıyordu. Ülkemiz 4 mevsimi yaşayan bir coğrafyada olmasına rağmen sadece ısıtma için tüketilen net enerji miktarına yönelik sınırlamalar getirilmişti. Örneğin Antalya’daki bir konut ısıtma ihtiyacı dikkate alınarak ısı yalıtım projesi hazırlanmaktaydı. Bu eksikliği gidermek için soğutma ihtiyacının tayinine yönelik metodolojinin ilave edilmesi amacıyla TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardının 2019 yılı içerisinde revizyon çalışmaları başlatılmıştır. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığımızın başkanlığında TSE tarafından kurulan ve İZODER’in de içerisinde yer aldığı ilgili STK’lardan oluşan revizyon komitesinde tarafından yürütülen bu revizyon çalışmasında standarda soğutma ihtiyacının hesaplanmasına yönelik ilaveler yapılmıştır. Standartta yapılan değişikliklerin neticesinde hem ısıtma hem de soğutmaya ele alacak yeni metodolojiye göre yeni enerji limitlerinin tayin edilmiştir. Böylelikle dört mevsimi yaşayan ülkemizde net ısıtma enerjisi ihtiyacı ve net soğutma enerjisi ihtiyacı dikkate alınarak tasarım yapılmasına imkân sağlanmıştır.

Yapılan revizyon çalışmalarının ardından, TS 825 Binalarda Isı Yalıtımı Kuralları Standardı, mütalaaya sunulmuş ve TSE’nin 21 Ekim 2024 tarihinde gerçekleştirilen Teknik Kurul toplantısında kabul edilmiştir.

Bu çalışmada, 01 Nisan 2025 tarihi itibarıyla zorunlu standart olarak yürürlüğe giren TS 825:2024 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı ile aynı standardın yürürlükten kalkan 2008 yılı versiyonu örnek bina üzerinden yapılan hesaplar vasıtasıyla karşılaştırılmıştır.

Örnek bina, İzmir’de yer alan, her katta 2’şer dairenin bulunduğu toplam 5 katlı bir apartmandır. Örnek binamızda duvarlarda tuğla ve betonarme üzerine dış taraftan ısıl iletkenliği (λ) 0,035 W/(m.K) olan kalınlığı 8 cm olan ısı yalıtım malzemesi uygulanmıştır. Pencerelerde ısı ve güneş kontrol kaplamalı, güneş enerjisi geçirgenliği (g) 0,45 olan yalıtım camı üniteleri kullanılmıştır. Yalıtımlı PVC doğramaların kullanıldığı pencerenin ısıl geçirgenliği 1,8 W/m²K’dir. Dış kapının ise ısıl geçirgenliği 4,0 W/m²K’dir.

Örnek binamızın çatı arası kullanılmamakta ve çatı döşemesine ısıl iletkenliği (λ) 0,040 W/(m.K) olan 12 cm kalınlığında ısı yalıtım malzemesi serilmiştir.

Bodrum katının da ısıtıldığı örnek binamızın çevresi boyunca ortalama 1m’lik kısmı toprak ile temaslı olup, duvarlarda dış cephede yapılan ısı yalıtım uygulaması ile aynı kalınlıkta dış taraftan ısıl iletkenliği (λ) 0,035 W/(m.K) olan ısı yalıtım malzemesi uygulanmıştır. Toprağa basan döşemede ise 9 cm kalınlığında ısıl iletkenliği (λ) 0,035 W/(m.K) olan ısı yalıtım malzemesi uygulanmıştır.

2. NET ISITMA VE NET SOĞUTMA ENERJİSİ İHTİYACI HESABI

Bir binada ısıtma periyodunda meydana gelen ısı kayıplarının bir kısmı iç ısı kaynaklarından ve güneş enerjisinden karşılanır. İç ortamda belli bir iç sıcaklığı (θ_i) sağlamak için gereken ısı enerjisinin kalan miktarının ısıtma sistemi tarafından iç ortama verilmesi gerekir. Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı olarak tanımlanan bu miktar, toplam kayıplardan güneş enerjisi kazançları ve iç ısı kazançları çıkartılarak hesaplanır.

Net Isıtma Enerjisi İhtiyacı = İletim ve Havalandırma ile transfer olan ısı miktarı (Isı Kayıpları) – Toplam Isı Kazançları

Aynı binada soğutma periyodunda iç ortamın belli bir iç sıcaklıkta (θ_i) tutulmasını sağlamak için; iletim ve taşınım ile içeri giren ısı miktarı ve iç ısı kaynaklarından ile güneş enerjisinden sağlanan istenmeyen ısı kazançlarının bir soğutma sistemi tarafından dış ortama atılması gereklidir. Yıllık soğutma enerjisi ihtiyacı; tüm bu ısı kazançlarının toplanmasıyla elde edilir.

Net Soğutma Enerjisi İhtiyacı = İletim ve Havalandırma ile transfer olan ısı miktarı (Isı Kazançları) + Isı Kazançları

Bu standartta belirtilen hesap metodunda, iletim, taşınım, ışınlım ve havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kayıp ve kazançları ile iç ısı kazançları ve güneş enerjisi kazançları dikkate alınmıştır.

Hesap metodunda net iç ısı kazançları ve net güneş enerjisi kazançları dikkate alınmıştır. Bu sebeple kazançların toplamı, ısıtma ve soğutma için ayrı ayrı hesaplanan “ısı kazancı kullanım faktörü” ile çarpılır.

Binada ile dış ortam arasında transfer olan ısı miktarı; yapı elemanları üzerinden iletim ve taşınım ile olan ısı transferi ve havalandırma ile olan ısı transferi olmak üzere iki bileşenden oluşur.

Toplam transfer olan ısı miktarı;

$$Q_{H/C;ht;ztc;m} = Q_{H/C;tr;ztc;m} + Q_{H/C;ve;ztc;m} \quad (1)$$

$Q_{H/C;tr;ztc;m}$: İletimle toplam ısı transferi (kWh)

$Q_{H/C;ve;ztc;m}$: Havalandırmayla toplam ısı transferi (kWh)

Isı kazançları; ısıtma sisteminden verilen dışında, ısıtmaya katkısı olan iç ısı kaynakları, yemek pişirme, sıcak su elde etme, aydınlatma gibi amaçlarla kullanılan ve ortama ısı veren çeşitli cihazlar, metabolik faaliyetler ve pencere gibi saydam bina elemanlarından şartlandırılan mekana doğrudan ulaşan güneş enerjisi miktarı olmak üzere iki bileşenden oluşur.

Toplam ısı kazançları;

$$Q_{H/C;gn;ztc;m} = Q_{H/C;int;ztc;m} + Q_{H/C;sol;ztc;m} \quad (2)$$

$Q_{H/C;int;ztc;m}$: Isıtma/soğutma için iç ısı kazançları toplamı (kWh)

$Q_{H/C;sol;ztc;m}$: Isıtma/soğutma için güneş enerjisi kazançları toplamı (kWh)

2.1. Yapı Elemanları Üzerinden Transfer Olan Isı Miktarının Hesaplanması

Duvarlardan (dolgu ve taşıyıcı), tavandan, tabandan, pencerelerden, kapılardan, düşük sıcaklıktaki iç ortamlar ile temas eden yapı elemanlarından ve oluşan ısı köprülerinden kaybedilen özgül ısı kayıpları toplanır.

TS 825: 2008 Standardında toprakla temas eden elemanlardan transfer olan ısı miktarı, aynı elemanların dış ortam ile temas eden elemanlar gibi hesaplanıp bir düzeltme faktörü olarak 0,5 ile çarpılarak hesaplanmaktadır. Öte yandan TS 825: 2024 Standardında toprağın sıcaklığı, dış ortam sıcaklığından farklı kabul edildiğinden toprak temaslı yapı elemanlarından olan ısı transferi, dış hava ile temaslı yapı elemanlarından ayrı hesaplanır.

$$Q_{H/C;tr;ztc;m} = [H_{H/C;tr(excl.gf);ztc;m} \cdot (\theta_{int;calc;H/C;ztc;m} - \theta_{e;a;m}) + H_{gr;an;ztc;m} \cdot (\theta_{int;calc;H/C;ztc;m} - \theta_{e;a;an})] \cdot 0,001 \cdot \Delta t_m \quad (3)$$

Burada, her ısı olarak şartlandırılmış zon (ztc) ve “m” ayı için;

$H_{H/C;tr(excl.gf);ztc;m}$: Isıtma ve soğutma için dış hava ile temas eden tüm yapı elemanları (toprak temaslı elemanlar hariç) için iletimle toplam ısı transfer katsayısı (W/K);

$\theta_{int;calc;H/C;ztc;m}$: Isıtma ve soğutma için zonun hesaplama sıcaklığı (°C);
 $\theta_{e;a;m}$: Dış ortamın aylık ortalama hava sıcaklığı (°C);
 $H_{gr;an;ztc;m}$: Yıllık sıcaklık farkına dayanan, her ısıl zon (ztc) ve “m” ayı için toprakla temas halindeki yapı elemanları için ısı transfer katsayısı (W/K);
 $\theta_{e;a;an}$: Toprak sıcaklığı, yıllık ortalama dış hava sıcaklığı (°C);
 Δt_m : “m” ayının süresi- zaman,

Ayrıca TS 825: 2024 Standardına göre toprak temaslı elemanların ısıl geçirgenlik katsayıları TS EN ISO 13370 Binaların ısıl geçirgenlik performansı- Zeminden ısı transferi- Hesaplama yöntemleri Standardına göre hesaplanmaktadır. TS 825: 2008 Standardında ise dış havayla temaslı diğer yapı elemanlarında olduğu gibi TS EN ISO 6946 Yapı bileşenleri ve yapı elemanları - Isıl direnç ve ısıl geçirgenlik - Hesaplama yöntemi Standardına göre hesaplanmaktadır.

İletim ve taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferi (21) no'lu eşitlikle hesaplanır. Bu eşitlikte yapı elemanlarının bünyesinden iletilen ısı kaybına, varsa ısı köprülerinden iletilen ısı kaybı eklenir.

Isıtma ve soğutma için, toprakla temas eden elemanlar hariç tüm yapı elemanlarının iletimle toplam ısı transfer katsayısı, $H_{H/C;tr(excl.gf);ztc;m}$ (W/K), her ısıl olarak şartlandırılmış zon (ztc) ve “m” ayı için, aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır:

$$H_{H/C;tr(excl.gf);ztc;m} = \sum_k (H_{H/C;el;k;m}) + H_{tr;tb;ztc} \quad (4)$$

Burada, her “m” ayı için:

$H_{H/C;el;k;m}$: Isıtma ve soğutma için aşağıda gösterilen şekilde belirlenen “m” ayında “k” yapı elemanının iletimle toplam ısı transfer katsayısı (W/K);

$H_{tr;tb;ztc}$: Isıl olarak şartlandırılmış zondaki (ztc) ısı köprülerinin toplam ısı transfer katsayısı (W/K); dir.

Isıtma ve soğutma için, “m” ayında “k” yapı elemanının iletimle toplam ısı transfer katsayısı, $H_{H/C;el;k;m}$ (W/K), aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır:

$$H_{H;el;k;m} = b_{ztu;k;m} \cdot U_{H;k;m} \cdot A_{el;k} \quad (5)$$

Burada, her “m” ayı için;

$U_{H/C;k;m}$: ısıl geçirgenlik katsayısı W/(m²·K);

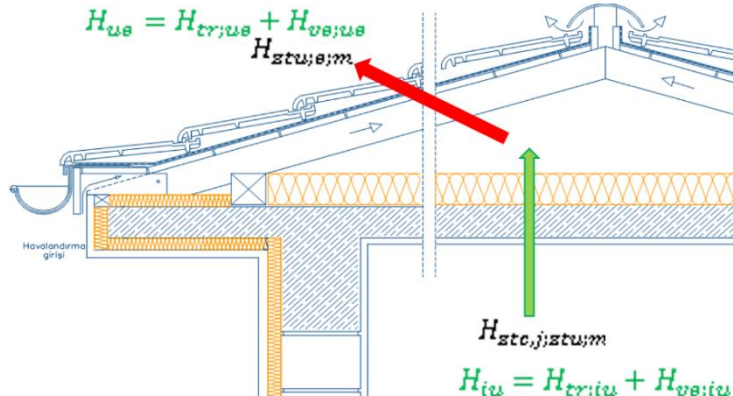
$b_{ztu;k}$: düzeltme faktörü;

$A_{el;k}$: alan(m²). dir.

TS 825: 2008 Standardında b faktörü;

- Dış Ortamla Temaslı Yapı Elemanları İçin 1,
- Isıtılmayan İç Ortama Bitişik Yapı Elemanlarında 0,5,
- Çatı Arası Kullanılmayan Eğik Çatılarda İse 0,8 Alınmaktadır.

TS 825: 2024 Standardında ise 5 nolu Formülde yer alan b faktörü; dış ortamla temaslı yapı elemanları için 1 alınırken, ısıtılmayan iç ortama bitişik yapı elemanları için ayrıca hesaplanır.



$$b_{ztu;m} = \frac{H_{ztu;e;m}}{H_{ztu;tot;m}} \quad (6)$$

Şekil 2. Çatı arası kullanılmayan eğik çatılardaki ısı kayıpları.

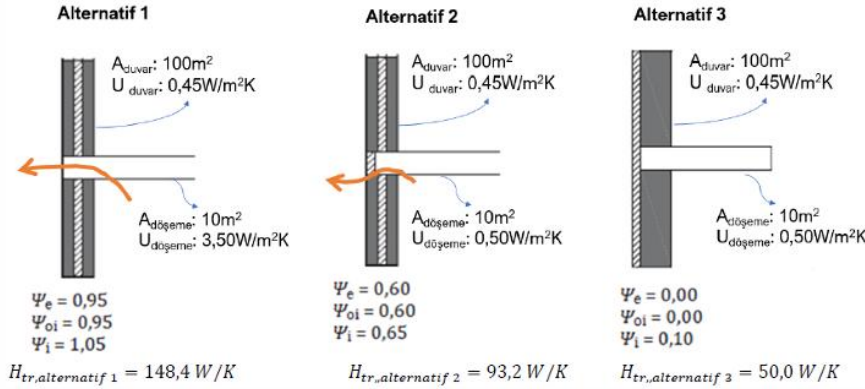
Örneğin; ele alınan apartman için düzeltme faktörü TS 825:2008'de 0,8 alınırken TS 825:2024 standardına göre hesaplandığında 0,95 olduğu tespit edilmiştir. Yeni metodoloji ile çatı arası kullanılmayan eğik çatılardaki ısı kayıpları %15 daha fazla hesaplandığı ortaya çıkmaktadır.

2.2. Isı Köprüleri

Isı köprüsü, bitişik yüzeye göre bileşimi değişik, ısı kaybı binanın ortalama ısı kaybından daha yüksek ve kışın kararlı durum için iç yüzey sıcaklığının daha düşük olduğu bölümdür. Duvarlardan (dolgu ve taşıyıcı), tavandan, tabandan, pencerelerden, kapılardan, düşük sıcaklıktaki iç ortamlar ile temas eden yapı elemanlarından ve oluşan ısı köprülerinden kaybedilen özgül ısı kayıpları toplanır.

TS 825 standardında ısı köprüleri ile ilgili hesaplamalarda kullanılan doğrusal ısıl geçirgenlik değerleri (ψ) ve noktasal ısıl geçirgenlik değerleri (χ) TS EN ISO 14683'e uygun hazırlanan tablo veya kataloglardan alınır veya ısı köprüleri sonlu elemanlar yöntemi ile TS EN ISO 10211'e göre hesaplanır.

Isıl geçirgenliği 0,45W/m²K olan bir dış duvarın 3 farklı detayla teşkil edilmesi durumunda meydana gelen ısı köprüleri aşağıda incelenmiştir. Alternatif 1'de dolgu duvarlarda sandviç duvar uygulaması yapılırken betonarme yüzeylerde yalıtım yapılmamıştır. Alternatif 2'de ise dolgu duvarlarda sandviç duvar uygulaması yapılırken betonarme yüzeyler dışarıdan yalıtılmıştır. Alternatif 3'de ise tüm yüzey dıştan yalıtılmıştır.



Şekil 3. Üç farklı alternatif cephe çözümü için ısı köprüsü hesap örneği.

Yukarıdaki örnekte, 1°C sıcaklık farkı varken ısı köprüsünün etkisi incelendiğinde; Dışarıdan yalıtım yapılan uygulamada (alternatif 3) 50 W/K enerji transferine izin verilirken, kolon-kiriş alanlarının yalıtıldığı uygulama 93,2 K/W, betonarme yüzeyin yalıtılmadığı durumda ise 148,4 W/K enerji transferi olduğu görülmektedir.

Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği gereği yoğunlaşmaya ve ısı köprülerine karşı önlem alınmalıdır. Yapı bileşenlerinde yoğunlaşma ve ısı köprüsü oluşumunu engellemek için pencere merkezleri de dahil olmak üzere tüm yüzeylerin ısı köprüsü meydana getirmeyecek şekilde kesintisiz olarak dıştan yalıtılmalıdır. İçten yapılan uygulamalarda mutlaka yoğunlaşma tahkiki yapılarak buhar kesici kullanımının gerekliliğine karar verilmelidir.

2.3. Havalandırma ile Gerçekleşen Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

TS 825:2008 standardında havalandırmanın doğal veya mekanik olmasına bağlı olarak farklı hesaplama prosedürleri bulunmaktadır. Buna karşılık TS 825:2024 standardında bina henüz tasarım aşamasında olduğundan ve havalandırma sistemleri henüz tasarlanmadığından sadece doğal havalandırma şartları esas alınarak hesaplama yapılmaktadır. Dolayısıyla havalandırma ile olan ısı transferine dair standardın 2 versiyonun karşılaştırması sadece doğal havalandırma ile transfer olan ısı miktarı üzerinden yapılmıştır.

TS 825: 2008 Standardına göre;

$$H_v = 0,33 \times n_h \times V_h$$

(7)

n_h : Hava değişim sayısı (h^{-1}) $n_h = 0,8$ alınır.
 V_h : Havalandırılan hacim ($V_h = 0,8 \times V_{brüt}$) (m^3)

TS 825: 2024 Standardına göre;

$$H_{(H/C;ve;ztc;m)} = 0,33 \cdot A_f \cdot n_h \quad (8)$$

n_h : Hava değişim sayısı (h^{-1})
 A_f : Kullanılan alan

Apartman olarak kullanılan örnek bina için şartlandırılmış döşeme alanı başına hava değişim sayısı " n_h "; çizelge 5'den alınır. Örnek bina için şartlandırılan alan $A_f = 2137,9 m^2$ 'dir. Brüt hacim ise $V_{brüt} = 6594 m^3$ 'tür.

TS 825: 2024 Standardına göre, şartlandırılan hacimden gerçekleşen hava akış miktarı $q_v = A_f \cdot n_h = 2137,9 \cdot 0,7 = 1496,5 m^3/h$ olarak hesaplanır. Bu durumda; havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı transfer katsayısı $H_{H/C;ve;ztc;m} = \rho_{air} \cdot C_p \cdot q_v = 0,33 \cdot 1496,5 = 493,9 W/K$ bulunur. TS 825: 2008 standardına göre ise, havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı transfer katsayısı hava değişim katsayısı $0,8 h^{-1}$ alınarak $0,33 \cdot n_h \cdot V_h = 0,33 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 6594 = 1392,65 W/K$ olarak bulunur.

Ele alınan apartman örneği için birim sıcaklık farkı ve birim zaman için havalandırma ile olan özgül ısı kayıpları TS 825:2024 standardına göre hesaplandığında $493,9 W/K$ hesaplanırken TS 825:2008'de verilen metoda göre hesaplandığından $1392,65 W/K$ olarak hesaplanmıştır. Yeni metodoloji ile havalandırma kayıpları yaklaşık %35 daha az hesaplanmaktadır. Öte yandan TS 825: 2024'e göre hesaplama yapılırken; havalandırılan hacim yerine kullanılan alan dikkate alınmakta ve hava değişim katsayısı TS 825:2008'deki gibi $0,8$ olarak sabit bir değer kabul edilmemekte olup bina türlerine göre farklılık arz etmektedir. TS 825:2024'e göre hava değişim sayıları hiçbir durumda aşağıda yer alan çizelgedeki değerlerden daha düşük alınamaz.

Şartlandırılacak bina türü	TS 825:2024 Şartlandırılmış döşeme alanı başına dış hava ^a	TS 825:2008 Kullanım alanı başına dış hava ^a
	$m^3/(h \cdot m^2)$	$m^3/(h \cdot m^2)$
Müstakil konutlar	0,7	0,8
Apartmanlar	0,7	
Ofis, büro vb. iş yerleri	0,7	
Eğitim ve Öğretim binaları	0,7	
Hastaneler	1	
Restoran ve lokantalar	1,2	
Ticari binalar (AVM vb.)	0,7	
İbadethaneler (Cami, Kiliseler vb.) ve Spor tesisleri	0,7	
Toplanma amaçlı binalar (tiyatro, konser salonları)	1	
Endüstriyel binalar (İmalathane ve Atölyeler)	0,7	
Depolar	0,3	
Kapalı yüzme havuzları	0,7	
Kışlalar	0,7	
Ceza ve Tutuk Evleri	0,7	
Müze ve Galeriler	0,7	
Hava Limanları	0,7	
Demiryolu Garları	0,7	
Konaklama amaçlı binalar (Otel, Motel vb.)	0,7	

^a Bu rakamlar, bina dış boyutları ile hesaplanan brüt şartlandırılmış alanı ifade eder. Bu alan, ısı yalıtım katmanını içinde yer alan şartlandırılmış alanın tümünü içerir. Örneğin, bir iç ısıtılmamış (ancak dolaylı olarak ısıtılmış) merdiven dahil edilir, ancak mahzen dahil edilmez.

Tablo 1. TS 825:2024 ve TS825:2008 Standartlarına göre şartlandırılacak binaya göre hava değişim sayıları karşılaştırma tablosu.

2.4. İç Isı Kazançlarının Hesaplanması

TS 825: 2008 Standardına göre; konutlarda, okullarda ve normal donanımlı (büro binaları vb.) binalarda iç kazançlar olarak birim kullanım alanı başına en fazla 5 W/m² alınırken; yemek fabrikaları gibi pişirme işleminin ağırlıklı olduğu binalarda, normalin üstünde elektrikli cihaz çalıştırılan binalarda (aydınlatmanın sadece elektrikle sağlandığı binalar, tekstil atölyeleri, vb.) veya etrafa ısı veren sanayi cihazların kullanıldığı binalarda, iç kazançlar için birim döşeme alanı başına en fazla 10 W/m² değeri alınır.

$$q_{H/C;int;dir;zt;m} = 5 \cdot 0,32 \cdot V_{brüt} = 5 \cdot 0,32 \cdot 6594 = 10550,4 W \quad (9)$$

TS 825: 2024 Standardında ise iç ısı kazancı hesabında kullanılacak olan kişi başı şartlandırılmış kullanım alanı (A_p), kişi başına ortalama ısı kazancı (Q_p), döşeme alanı başına elektrik kullanımı (q_E) ve ısıya dönüşüm faktörü (f_E), dikkate alınır. Ortalama iç ısı kazançları, bu veriler kullanılarak 9 numaralı eşitlikle hesaplanır.

$$q_{H/C;int;dir;zt;m} = A_f \cdot \left(\frac{Q_p}{A_p} + f_E \cdot q_E \right) = 2137,9 \cdot \left(\frac{70}{40} + 0,7 \cdot \frac{30 \times 1000}{365 \cdot 12} \right) = 2137,9 \times 6,54 = 13992 W \quad (10)$$

Ele alınan apartman örneği için TS 825: 2024 standardına göre birim alan başına iç ısı kazancı 6,54 W/m² olarak hesaplanırken, TS 825: 2008'de sabit olarak 5W/m² alınmaktadır. Apartmanlar için yeni metodolojide iç ısı kazançları metrekare başına yaklaşık %30 daha fazla hesaplanmaktadır.

Öte yandan TS 825: 2024'e göre hesaplama yapılırken; kullanım alanı başına iç ısı kazancı miktarı TS825:2008'deki gibi sabit olmayıp, bina türlerine göre farklılık arz etmektedir. Standardın iki versiyonundaki iç ısı kazançları değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Şartlandırılacak bina türü	TS 825:2008 Kullanım alanı başına iç ısı kazancı miktarı W/m ²	TS 825:2024 Kullanım alanı başına iç ısı kazancı miktarı W/m ²
Müstakil konutlar	5	4,36
Apartmanlar	5	6,54
Ofis, büro vb. iş yerleri	5	12,22
Eğitim ve Öğretim binaları	5	13,16
Hastaneler	5/10	6,26
Restoran ve lokantalar	5/10	39,18
Ticari binalar (AVM vb.)	5/10	25,44
İbadethaneler (Cami, Kiliseler vb.) ve Spor tesisleri	5/10	9,11
Toplanma amaçlı binalar (tiyatro, konser salonları)	5/10	30,61
Endüstriyel binalar (İmalathane ve Atölyeler)	5/10	13,22
Depolar	5	3,47
Kapalı yüzme havuzları	5/10	31,77
Kışlalar	5	4,36
Ceza ve Tutuk Evleri	5	6,54
Müze ve Galeriler	5/10	12,22
Hava Limanları	5/10	13,16
Demiryolu Garları	5/10	6,26
Konaklama amaçlı binalar (Otel, Motel vb.)	5	39,18

Tablo 2. TS 825:2024 ve TS825:2008 Standartlarına göre iç ısı kazancı karşılaştırma tablosu.

2.5. Güneş Enerjisi Kazançlarının Hesaplanması

TS 825:2008 Standardında sadece net ısıtma enerjisi ihtiyacı ele alındığından, güneş ışınlamı şiddeti değerleri detaylı verilmemiş olup ilgili çizelgede Türkiye ortalaması verilmiştir. TS 825:2024 Standardı soğutma yükünü de dikkate aldığından güneş ışınlamı değerleri mevcut iklim verileri dikkate alınarak ülke ortalaması yerine iklim bölgesi bazında daha detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Örneğin TS 825:2008'de sadece ana yönler için değerler verilmişken, TS 825:2024'te güneş ışınlamı şiddeti tüm ara yönler ve yatay dahil olmak üzere ayrıntılı olarak verilmiştir.

Yönler	K	KD	D	GD	G	GB	B	KB	Yat
TS 825:2024 $H_{sol;wi;ocak}$ W/m ²	13,5	13,5	105,8	168,5	179,1	169,2	106,4	13,5	90,7
TS 825:2008 $H_{sol;wi;ocak}$ W/m ²	26	26	43	43	72	43	43	26	72

Tablo 3. TS 825:2024 ve TS825:2008 Standartlarına göre İzmir ilinde Ocak ayı için güneş ışınlamı şiddeti değerlerinin karşılaştırılması tablosu.

Ağaçlardan kaynaklanan gölgelenmelere maruz kalan 5 katlı bir apartmanın, güney yönündeki U değeri 1,8 W/m²K olan pencerenin birim alanından 1 m² cam için Ocak ayındaki güneş enerjisi kazançları TS825: 2008'e göre hesaplandığında 17,28 W; Aynı koşullarda hesaplama TS 825:2024'e göre hesaplandığında 24,58 W hesaplanır.

Yönler	K	D	G	B
TS 825:2024 $Q_{H/C;sol;wi;k;Ocak}$ W	1,85	14,52	24,58	14,61
TS 825:2008 $Q_{H/C;sol;wi;k;Ocak}$ W	6,24	10,32	17,28	10,32

Tablo 4. TS 825:2024 ve TS825:2008 Standartlarına göre İzmir ilinde Ocak ayı için 4 ana yönde 1 m² pencereden elde edilen güneş enerjisi kazancı karşılaştırması tablosu.

3. U DEĞERLERİ VE ENERJİ LİMİTLERİ

TS 825:2024 standardında tavsiye edilen ısıl geçirgenlik katsayıları duvar ve döşemelerde kabaca %30-37,5, çatılarda %15-25 ve pencerelerde ise % 25 iyileştirmeye gidilmiştir.

DG Bölgeleri		Duvar		Tavan/Çatı		Döşeme		Pencere	
		U_D (W/m ² K)		U_T (W/m ² K)		U_t (W/m ² K)		U_p^* (W/m ² K)	g (-)
TS 825: 2008	TS 825: 2024	TS 825: 2008	TS 825: 2024	TS 825: 2008	TS 825: 2024	TS 825: 2008	TS 825: 2024	TS 825: 2008	TS 825: 2024
1. Bölge	1. Bölge	0,70	0,45	0,45	0,35	0,70	0,4	2,4	1,8 ≤ 0,45
2. Bölge	2. Bölge	0,60	0,4	0,40	0,3	0,60	0,35	2,4	1,8 ≤ 0,45
	3. Bölge		0,4		0,3		0,35		1,8 ≤ 0,45
3. Bölge	4. Bölge	0,50	0,35	0,30	0,25	0,45	0,3	2,4	1,8 ≥ 0,55
4. Bölge	5. Bölge	0,40	0,25	0,25	0,2	0,40	0,25	2,4	1,8 ≥ 0,55
	6. Bölge		0,25		0,2		0,25		1,8 ≥ 0,55

Tablo 5. Derece Gün bölgelerine göre TS 825:2024 ve TS825:2008 Standartlarındaki tavsiye edilen U değerlerinin karşılaştırması tablosu.

Tavsiye edilen U değerlerine karşılık gelen farklı yalıtım malzemeleri için asgari kalınlıklar aşağıda tablo halinde verilmiştir. Aşağıdaki tabloda yer alan yalıtım kalınları hesaplamaları gerek tünel kalıp yapılaşmanın yaygınlaşması gerekse de yoğunlaşma ve enerji kaybı açısından en riskli durumu temsil etmesi göz önünde bulundurularak binanın taşıyıcı elemanları üzerinden belirlenmiştir. Bu çerçevede;

- Dış cephe detayının; 2 cm alçı esaslı iç sıva, 25 cm donatılı beton ve 3 cm kaba sıvadan,
- Teras çatı detayının; 2 cm alçı esaslı iç sıva, 25 cm donatılı beton, su yalıtım malzemesi ve 3 cm şaptan,
- Çatı arası kullanılmayan eğik çatı detayı ise 2 cm alçı esaslı iç sıva ve 15 cm donatılı betondan oluştuğu durum dikkate alınmıştır.

Hesaplamalar, piyasada bulunan farklı yalıtım malzemelerinin ısı iletkenlik değerleri dikkate alınarak genişletilmiştir.

Şehir	Derece Gün Bölgesi		Yapı Elemanı	Yalıtım Malzemesinin Isıl iletkenlik Değeri (W/m.K)	U değeri - W/m ² K		Yalıtım Malzemesi Kalınlığı	
	TS825: 2008	TS825: 2024			TS	TS	TS	TS
					825:2008	825:2024	825:2008	825:2024
Antalya	1. Bölge	1. Bölge	Dış Cephe	0,035	0,70	0,45	≥ 4 cm	≥ 7 cm
			Dış Cephe	0,040	0,70	0,45	≥ 5 cm	≥ 8 cm
			Teras Çatı	0,035	0,45	0,35	≥ 7 cm	≥ 9 cm
			Eğik Çatı	0,040	0,45	0,35	≥ 8 cm	≥10 cm
			Eğik Çatı	0,045	0,45	0,35	≥ 9 cm	≥12 cm
İzmir	1. Bölge	2. Bölge	Dış Cephe	0,035	0,70	0,40	≥ 4 cm	≥ 8 cm
			Dış Cephe	0,040	0,70	0,40	≥ 5 cm	≥ 9 cm
			Teras Çatı	0,035	0,45	0,30	≥ 7 cm	≥ 11cm
			Eğik Çatı	0,040	0,45	0,30	≥ 8 cm	≥12 cm
			Eğik Çatı	0,045	0,45	0,30	≥ 9 cm	≥14 cm
İstanbul	2. Bölge	3. Bölge	Dış Cephe	0,035	0,45	0,40	≥ 5 cm	≥ 8 cm
			Dış Cephe	0,040	0,45	0,40	≥ 6 cm	≥ 9 cm
			Teras Çatı	0,035	0,40	0,30	≥ 8 cm	≥ 11cm
			Eğik Çatı	0,040	0,40	0,30	≥ 9 cm	≥12 cm
			Eğik Çatı	0,045	0,40	0,30	≥ 10 cm	≥14 cm
Ankara	3. Bölge	4. Bölge	Dış Cephe	0,035	0,50	0,35	≥ 6 cm	≥ 9 cm
			Dış Cephe	0,040	0,50	0,35	≥ 7 cm	≥10 cm
			Teras Çatı	0,035	0,30	0,25	≥ 11 cm	≥13 cm
			Eğik Çatı	0,040	0,30	0,25	≥ 12 cm	≥15 cm
			Eğik Çatı	0,045	0,30	0,25	≥ 14 cm	≥17 cm
Erzurum	4. Bölge	6. Bölge	Dış Cephe	0,035	0,40	0,25	≥ 8 cm	≥13 cm
			Dış Cephe	0,040	0,40	0,25	≥ 9 cm	≥15 cm
			Teras Çatı	0,035	0,25	0,20	≥ 13 cm	≥17 cm
			Eğik Çatı	0,040	0,25	0,20	≥ 15 cm	≥19 cm
			Eğik Çatı	0,045	0,25	0,20	≥ 17 cm	≥21 cm

Tablo 6. Tavsiye edilen U değerlerine karşılık gelen farklı yalıtım malzemeleri için asgari kalınlıkları.

TS 825:2008 standardında sadece net ısıtma enerjisi ihtiyacına yönelik sınır değer tanımlanırken TS 825:2024 standardında ise net ısıtma ve net soğutma enerjisi ihtiyacının toplamına yönelik enerji limitleri tanımlanmıştır. Dolayısıyla her iki standarda göre elde edilen sonuçların karşılaştırılması ancak net ısıtma enerji ihtiyacı üzerinden yapılabilir. Bu itibarla, ilk aşamada yukarıda detayları verilen, 5 normal kata sahip bir her katta 2 dairenin yer aldığı örnek bir apartman için TS 825:2008 standardına göre hesaplanan net ısıtma enerjisi ihtiyacı ile TS 825:2024 standardına göre hesaplanan net enerji ihtiyacının ısıtma ile ilgili bileşeni karşılaştırılmıştır. Yapılan tüm hesaplamalarda elde edilen değerler

aşağıda tablo halinde verilmiştir. Tabloda ilave olarak TS 825:2024'e göre hesaplanan net soğutma enerjisi ihtiyacı da bilgi olarak verilmiştir.

Hesap Metodu	Net Enerji İhtiyacı	İZMİR		İSTANBUL		ANKARA		ERZURUM	
		$\Sigma A.U$ (W/K)	$Q_{H/C}$ (kWh/m ²)	$\Sigma A.U$ (W/K)	$Q_{H/C}$ (kWh/m ²)	$\Sigma A.U$ (W/K)	$Q_{H/C}$ (kWh/m ²)	$\Sigma A.U$ (W/K)	$Q_{H/C}$ (kWh/m ²)
TS825:2008	Isıtma	1602,55	23,62	1467,7	45,38	1346,3	72,1	1229,43	90,38
TS825:2024	Isıtma	1084,96	13,91	1084,96	28,49	1043,25	44,46	941,14	71,37
	Soğutma		41,45		22,19		11,51		1,33
2024/2008	Isıtma	32%	41%	26%	37%	23%	38%	23%	21%

Tablo 7. TS825:2024 ve TS825:2008 Standartları hesap metoduna göre yıllık ısıtma ihtiyacı ve yıllık soğutma enerjisi ihtiyacı tablosu.

Bahse konu apartmanın İzmir'de TS 825:2008'e uygun olarak tasarlanması durumunda net ısıtma enerjisi ihtiyacı 23,62 kWh/m².yıl olmaktadır. Aynı apartmanın TS 825:2024'e uygun olarak tasarlanması durumunda net ısıtma enerjisi ihtiyacı 13,91 kWh/m².yıl olarak hesaplanmıştır. Net ısıtma enerjisi ihtiyacı üzerinden değerlendirildiğinde elde edilen sonuçlar TS 825:2024 ile TS 825:2008'e göre enerji verimliliğinde yaklaşık %41 iyileştirme sağlandığını ortaya koymaktadır. Aynı binanın İstanbul'da olması durumunda enerji verimliliğindeki iyileşme yaklaşık olarak %37, Ankara olması durumunda %38 ve Erzurum'da olması durumunda %21'dir.

TS 825 standardına net soğutma enerjisi ihtiyacı hesaplamalarının ilave edilmesi amacıyla başlatılan çalışmalarda iklim verileri de tekrar ele alınmıştır. Bu amaçla; aylık ortalama dış sıcaklıklar tipik meteorolojik yıl (TMY) yöntemi ile belirlenmiş saatlik sıcaklık değerleri üzerinden yaz ayları için en yüksek %5'lik (k=%95) dilimine giren, kış ayları için ise en düşük %25'lik dilime giren sıcaklıkların ortalaması esas alınarak belirlenmiştir. Geçiş aylarında ise %50'lik dilime giren sıcaklıklar yani ortalama sıcaklıklar esas alınmıştır. Ayrıca apartmanlar için iç ortam sıcaklığı TS 825:2008'de 19°C olarak belirlenmişken TS 825:2024 standardında iç ortam sıcaklığı net ısıtma enerjisi ihtiyacı hesabında 20°C alınmaktadır. Dolayısıyla standardın revize edilmesi ile enerji verimliliğinde sağlanan iyileştirme oranı tayin edilirken sıcaklıkların farkı etkisinden arındırılması gerekli olabilir. Bu amaçla TS 825:2008 standardında "özellik ısı kaybı" olarak tarif edilen birim sıcaklık farkı için transfer olan ısı miktarı üzerinden değerlendirme yapılabilir.

Özellik ısı kaybı (H) büyüklüğünün havalandırma ile olan ısı transferi bileşeni sadece hava değişim sayısına bağlıdır ve dolayısıyla yapı elemanlarından alınacak tedbirlerden bağımsız olduğundan dikkate alınmayabilir. Toplam ısı transferinin, ısı köprülerinden kaynaklanan bileşeni hesaplama yönteminin aynı olmasından dolayı ihmal edilebilir. Bu durumda standardın 2008 ve 2024 versiyonları iletimle olan ısı transferi üzerinden değerlendirilmesi düşünülebilir. Bu yönüyle değerlendirildiğinde, iklim bölgelerine göre TS825:2024 ile sağlanan enerji verimliliği %23 ile %32 arasında değiştiği tespit edilmiştir.

SONUÇ

TS 825:2008 standardında ısı kaybeden alanların toplamı ile brüt hacme oranıyla (A/V oranı) elde edilen bir geometrik faktör ve iklim bölgelerine bağlı olarak göre net ısıtma enerjisi ihtiyacına yönelik sınır değer tanımlanmıştır. TS 825:2024 standardında ise net ısıtma ve net soğutma enerjisi ihtiyacının toplamına yönelik iklim bölgesi ve bina türlerine göre değişebilen enerji limiti tanımlanmıştır. TS 825:2008 standardında tanımlanan enerji limitleri tüm bina türleri için aynı iken TS 825:2024 standardında ise A/V oranından bağımsız olarak bina türlerine göre farklılık arz eden enerji limitleri tanımlanmıştır.

Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği'ne göre yeni binalara ruhsat alınabilmesi için mimari projenin TS 825 standardına uygunluğu yetkili bir makine mühendisi tarafından tahkik edilmeli ve standartta detayları verilen esaslara uygun bir ısı yalıtım projesi hazırlanarak yetkili idare sunulmalıdır. Projenin mevzuat şartlarına uygun olabilmesi için net enerji ihtiyacının standartta tanımlanan limit değerlerin altında olması gereklidir. Öte yandan bina kullanım izninin alınabilmesi için BEP-TR vasıtasıyla temin edilen enerji kimlik belgesinin en az C sınıfı şartları sağlaması gereklidir. BEP-TR'de; projenin mevzuatta tanımlanan asgari şartlara göre inşa edilmiş referans bina ile gerçek projenin enerji performansı karşılaştırılarak enerji performans sınıfı belirlenmektedir. Bir başka deyişle BEP-TR'de tanımlanan referans bina TS 825 standardında yer alan tavsiye edilen U değerlerine göre teşkil edilmiş yapı elemanlarından oluşmaktadır.

TS 825:2024 standardında geometrik faktörden arındırılmış enerji limitleri kullanıldığından 825'e uygun olan ancak tavsiye edilen U değerlerini sağlamayan projelerde ruhsat alınırken kullanım izin belgesinin alınmadığı çelişkili durumların oluşması riskini ortaya çıkarmaktadır. **Bu durumdan kaçınmak için mutlaka yapı elemanlarının standartta tanımlanan tavsiye edilen U değerlerini sağlamasına dikkat edilmelidir. Bu amaçla yeni standartta, Geometrik faktörün etkilerini ortadan kaldırmak ve enerji kimlik belgesi ile ilgili BEP-TR ile çelişebilecek durumların önüne geçilmesi için enerji limitlerinin yanı sıra tavsiye edilen U değerlerine uyulması da zorunlu kılınmıştır.**

Çevre Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığımızca, 19 Şubat 2022 tarihinde Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliğinde yapılan değişiklikle Neredeyse Sıfır Enerjili Bina (nSEB) kavramı hayatımıza girmiştir. Yönetmeliğe göre 01 Ocak 2025 tarihinden itibaren bir parseldeki toplam inşaat alanı 2000m²'den büyük olan tüm binaların enerji performans sınıfının en az 'B' olacak şekilde inşa edilmesi ve kullanılacak enerjinin en az yüzde 10'unun yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanması zorunludur.

Asgari enerji performansı "B" olan nSEB binalar için ya daha nitelik yalıtım malzemeleri kullanılmalı ya da tablo 6'da verilen TS 825 standardına göre belirlenmiş yalıtım kalınlıklarından 1-2 cm daha kalın yalıtım yapılmalıdır. Pencereelerde ise en az bir yüzeyi kaplamalı çift camlı veya üçlü camlı yalıtım camı üniteleri ile ısı yalıtım değerlerinin iyileştirilmesi sağlanmalıdır.

Yalıtım kalınlıklarının, enerji verimliliğine etkisi çok fazla olsa da kalınlık artışının uygulama maliyetine olan etkisi oldukça azdır. Genel olarak uygulamalarda yalıtım malzemesinin maliyetinin dışında, yalıtım kalınlığından bağımsız olarak;

- İskele kurulumu, elektrik, su gibi alt yapı maliyetleri,
- Yapıştırıcı, sıva, dübel, file, profil vb yardımcı malzeme maliyetleri,
- Boya, dış cephe kaplaması, alçı levha gibi iç yüzey kaplamaları, şap gibi tamamlayıcı malzeme maliyetleri ve
- İşçilik maliyetleri

oluşur. Tüm bu maliyetlerin içerisinde yalıtım malzemesinin kalınlığının arttırılmasından oluşacak ilave maliyeti uygulamadan uygulamaya geçmekle birlikte oldukça düşüktür. Özetle; ısı yalıtım malzemesinin performansı – ki literatürde ısı direnç olarak tanımlanır- kalınlıkla doğru orantılı artarken yalıtım malzemesinin maliyetinin, toplam maliyetteki çok daha düşük bir trend ile artmaktadır. Kalınlığa bağlı fiyat artışı ile performans artışının vatandaşlarımızın avantajına farklı oranlarda gerçekleşmesi, maliyet etkinlik veya yaşam döngüsü analizlerinde ısı yalıtımının öne çıkmasını sağlamaktadır.

Yalıtım kalınlığının artışına bağlı ilk yatırım maliyetlerini arttırırken, enerji ihtiyacının azalmasına bağlı daha düşük/küçük kapasiteli yenilenebilir enerji sistemlerinin, kazan, klima vb. ısıtma ve soğutma tertibatlarının ve bu sistemlerin işletilmesi için gerekli olan radyatör, sirkülasyon pompası, kapalı genleşme tankı, sirkülasyon pompası gibi tesisat elemanlarının yeterli olması mekanik tesisatın ilk yatırım maliyetlerinde tasarruf sağlamaktadır. İlk yatırım maliyetlerinden elde edilen tasarruf ile yalıtım malzemelerinin kalınlık artışından kaynaklanmak maliyet büyük oranda veya tamamı karşılanmaktadır.

Ülkemizde sadece ısıtma enerjisi ihtiyacını sınırlandıran TS 825 standardına net soğutma enerjisi ihtiyacının da ilave edilmesi enerji verimliliği açısından çok önemli bir adımdır. Ortak hedefimiz Türkiye'deki binaların enerji ihtiyacı asgariye indirilmiş ve kalan oldukça sınırlı enerji ihtiyacını da mümkün olduğu kadar yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlayan çevre dostu bir yapıya kavuşması olmalıdır. Bu noktada tüm yeni binaların toplam inşaat alanına bağlı tanımlamalardan bağımsız olarak nSEB konseptine uygun olarak etkin bir şekilde ısı yalıtımı yapılması ile binaların ısıtma ve soğutma kaynaklı sera gazı salımları azalması, cari açık içerisinde en önemli paya sahip olan enerji ithalatının azalması sağlanacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Ulusal Enerji Denge Tabloları, 2024
- [2] TÜİK ve Ticaret Bakanlığı, Geçici dış ticaret istatistikleri, 2023, 2024
- [3] TÜİK, Yaşam Koşulları Araştırması, 2024
- [4] TSE, TS825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı, 2024
- [5] Çevre Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı, Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği, 2022

BİNALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Selçuk VANLI, Doğa Naz SAĞLAM

ÖZET

Bina sektörü, Türkiye'deki enerji tüketiminde önemli bir yer tutmakta; bu tüketimin büyük bölümü ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Binalarda enerji verimliliği, özellikle ısı yalıtımı gibi uygulamalar, ulusal enerji politikalarının önemli bir parçası olarak öncelik kazanmaktadır. Bu çalışma, yalıtım uygulamalarının enerji performansına olan etkisini incelemektedir.

Anahtar Kelimeler: Bina sektörü, Enerji verimliliği, Yeni ve mevcut binalar, Enerji performansı, Enerji tasarrufu, Isı Yalıtımı

ABSTRACT

The building sector holds a significant share in Turkey's total energy consumption, with the majority of this consumption arising from heating and cooling systems. Enhancing energy efficiency in buildings, particularly through practices such as thermal insulation, has become a priority within national energy policies. This study examines the impact of insulation practices on energy performance.

Keywords: Building sector, Energy efficiency, New and existing buildings, Energy performance, Energy saving, Thermal Insulation

1.GİRİŞ

Enerji verimliliği, sürdürülebilir kalkınmanın öncelikli hedeflerinden biri olarak öne çıkmakta ve özellikle bina sektörü bu hedefin gerçekleştirilmesinde kritik bir rol oynamaktadır. Türkiye’de toplam enerji tüketiminin yaklaşık %40’ı binalardan kaynaklanmakta olup, bu tüketimin büyük bir kısmı ısıtma ve soğutma amaçlıdır. Yapılan çalışmalar, binalarda tüketilen enerjinin yaklaşık %75’inin ısı enerjisi formunda olduğunu göstermektedir; bu nedenle en etkili ve uygulanabilir önlem ısı yalıtımıdır.

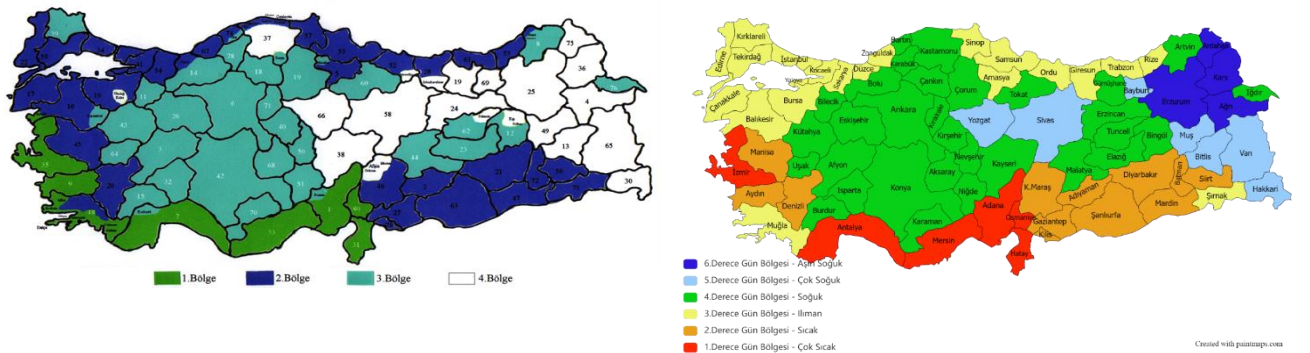
Binaların enerji tüketim düzeyi, özellikle yaşlarıyla doğrudan ilişkilidir. Yeni inşa edilen yapılar, güncel standartlar ve ileri teknolojiler sayesinde yüksek enerji verimliliği sağlarken, 20 yıldan daha eski binalar, yetersiz yalıtım ve verimsiz mekanik sistemler nedeniyle yıllık enerji tüketiminde %30-50 daha fazla harcama yapabilmektedir.

Bu bağlamda, **TS 825 Isı Yalıtımı Standardı**, binalarda enerji performansını artırmak için önemli düzenlemeler getirmiştir. Standartta göre; dış duvarlar, çatı ve zemin için belirlenen maksimum ısı iletim katsayıları (U-değerleri) 0,40 W/m²K’den 0,30 W/m²K’ye kadar düşürülmüş, pencereler için maksimum U-değeri 1,8 W/m²K olarak belirlenmiştir. Ayrıca, binalarda ısı köprülerinin minimize edilmesi, dış cephe yalıtımının zorunlu hâle gelmesi ve ısıtma-soğutma sistemlerinin verimlilik kriterlerine uygunluğu standart kapsamına alınmıştır. Bu kurallar, enerji kayıplarını azaltmayı, işletme maliyetlerini düşürmeyi ve karbon emisyonlarını azaltmayı hedeflemektedir.

Ek olarak, Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği ile birlikte uygulamaya konulan **Enerji Kimlik Belgesi**, yeni binaların enerji performansının belgelendirilmesini zorunlu hâle getirmiştir. Bu belge, binanın enerji tüketim sınıfını göstererek hem kullanıcıyı bilinçlendirmekte hem de ulusal enerji politikalarının uygulanabilirliğini artırmaktadır.

2008’ de yayınlanan Standartta, Türkiye 4 iklim bölgesine ayrılmışken, 2024’te yayınlanan Standartta 6 iklim bölgesine ayrılmıştır.

Haritalarda, sadece il merkezleri dikkate alınarak renklendirilmiştir. İl merkezinden farklı iklim koşullarına sahip ilçeler olduğundan, TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı Ek D’de verilen liste dikkate alınmalıdır.



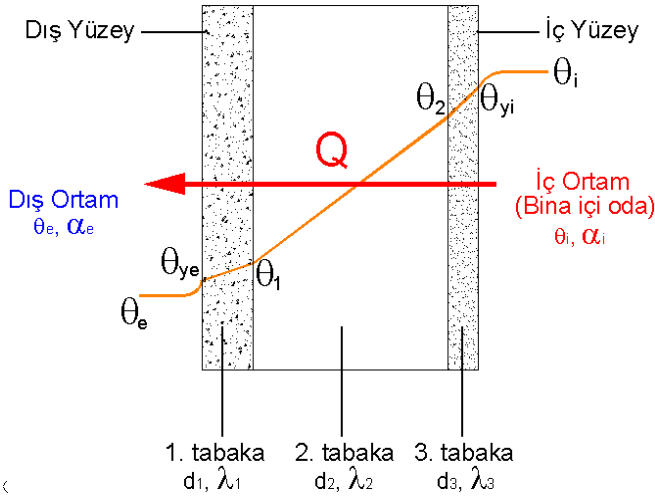
Şekil 1. TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardının 2008 ve 2024 yılında yayınlanan versiyonuna göre Türkiye iklim bölgeleri.

2. U DEĞERİ: ISIL GEÇİRGENLİK KATSAYISI

U değeri; çatı, duvar, döşeme ve pencere gibi yapı elemanlarının ne kadar ısı geçirdiğinin ölçüsüdür. U değeri büyüdükçe yapı elemanlarından geçen ısı miktarı artar. Isıyı bina içerisinde muhafaza edemediğimizden evimizi sıcak veya serin tutmak için çok daha fazla enerji tüketmemiz gerekir.

U değeri düştükçe, ısıtma ve soğutma ihtiyacı düşer, enerjide dışa bağımlılığımız azalır.

- § Ülkemizde 01 Nisan 2025 tarihine kadar 2008 yılında tanımlanmış enerji limitleri kullanıldı.
- § Türkiye’de 01 Nisan 2025 öncesi yıllık enerji tüketimi **120-150 kW/m².yıl** olacak şekilde yalıtım yapıldı.
- § AB’de binalar ısıtma ve soğutmaya yönelik yıllık enerji tüketimi **30 -50 kW/m².yıl** olacak şekilde yalıtımlı olarak tasarlanıyor ve inşa ediliyor.



$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}$$

U: Isıl geçirgenlik katsayısı (W/m²K)

Q: Transfer olan ısı miktarı (W)

A: Isı geçişine dik yüzey alanı (m²)

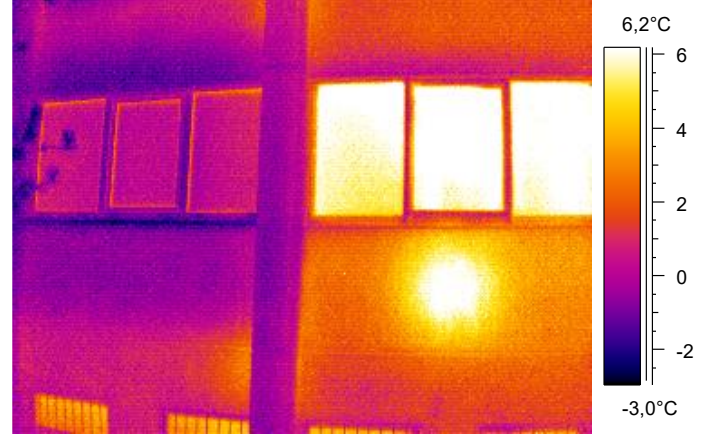
θ: Sıcaklık (K, °C)

λ: Isıl iletkenlik

3. ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE ISI YALITIMI

Konutların ısıtılması veya soğutulması için tüketilen enerji miktarını azaltmanın en etkili yolu ısı yalıtımı yapmaktır.

Isı yalıtımı, binanın ısı kaybı ve kazancını azaltır; dolayısıyla ısıtma ve soğutma için harcanan enerji miktarı ve atmosfere salınan sera etkisine ve hava kirliliğine neden olan yanma ürünlerinin azalır.

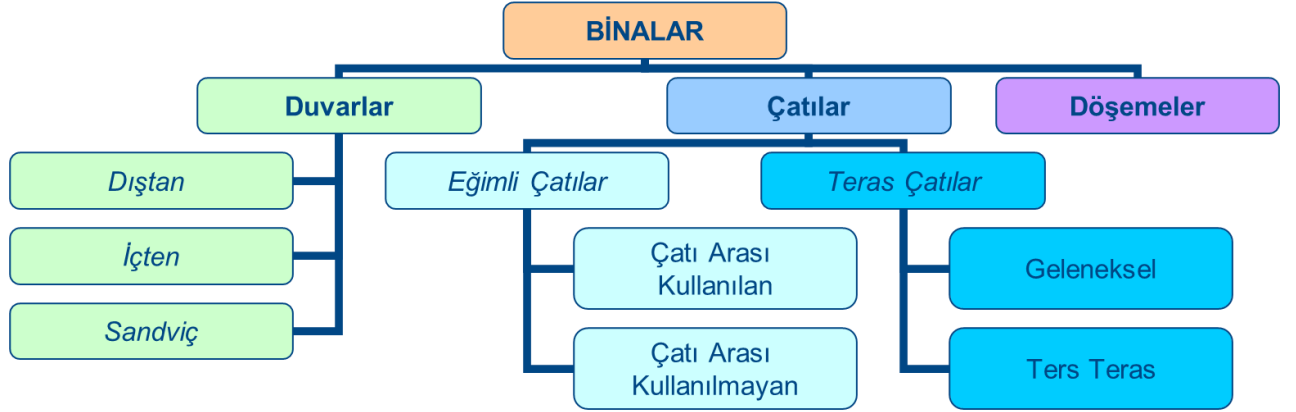


- § Isı yalıtımlı perde duvarların içinde yoğuşma oluşmayacağı için duvardaki malzemeler hasara uğramaz.
- § Isı yalıtımlı duvarların iç yüzeylerinde terleme sonucu küflenme ve siyah lekeler oluşmaz, sıva ya da boyalar kabarmaz.

Korozyon Riski: Yapıya nüfuz eden su; yapıların taşıyıcı kısımlarındaki donatıları korozyona uğratarak, kesitlerinin azalmasına ve yük taşıma kapasitesinin ciddi miktarlarda düşmesine neden olur. Yapı bileşeni içerisinde su, soğuk mevsimlerde donarak, sıcak mevsimlerde ise buharlaşarak beton bütünlüğünün bozulmasına ve çatlakların oluşmasına sebep olur.



Isı Yalıtımı Uygulama Alanları



4. TÜRKİYEDE ALINAN ÖNLEMLER

1. Enerji Kimlik Belgesi (EKB) Zorunluluğu

2020 yılından itibaren tüm binaların Enerji Kimlik Belgesi (EKB) alması zorunlu hale getirilmiştir. Bu belge, binanın enerji performansını gösterir ve alım-satım işlemlerinde önemli bir kriterdir. EKB'si olmayan binaların satış veya kiralama işlemleri yapılamaz.

2. Yeni Binalarda Enerji Sınıfı Şartı

Yeni yapılacak binaların en az "C" enerji sınıfında olması gerekmektedir. Daha düşük enerji sınıfına sahip binalara yapı ruhsatı verilmemektedir. Bu düzenleme, yeni binalarda enerji verimliliğini artırmayı amaçlamaktadır.

3. Mevcut Binaların Enerji Verimliliği İyileştirme Programları

Mevcut binaların enerji verimliliğini artırmak için çeşitli programlar uygulanmaktadır:

- **Bina Enerji Etüdü:** Binaların enerji tüketimi analiz edilerek verimlilik artırıcı önlemler belirlenir.
- **Yalıtım ve Sistem İyileştirmeleri:** Dış cephe yalıtımı, pencere değişimi ve ısıtma/soğutma sistemlerinin modernizasyonu gibi önlemlerle enerji tasarrufu sağlanır.

4. Kamu Binalarında Enerji Verimliliği

Kamu binalarında enerji verimliliğini artırmak için özel hedefler belirlenmiştir:

- **%30 Tasarruf Hedefi:** 2023/15 sayılı Cumhurbaşkanlığı Genelgesi ile kamu binalarında enerji tüketiminin 2030 yılına kadar %30 oranında azaltılması hedeflenmiştir.

- **Enerji Yöneticisi Ataması:** Kamu binalarında enerji yöneticisi görevlendirilmesi zorunlu hale getirilmiştir.



5. Enerji Kimlik Belgesi

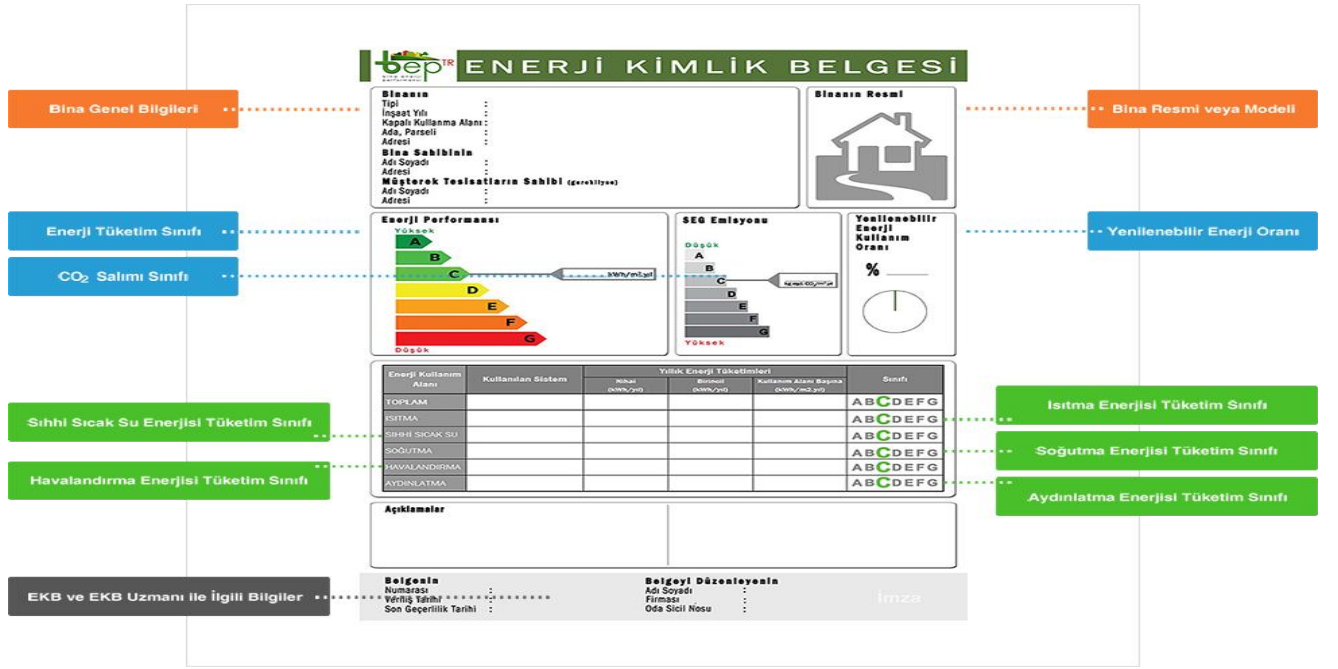
Enerji Kimlik Belgesi (EKB), bir binanın enerji performansını gösteren resmi bir belgedir. Bina sahipleri, kiracılar veya alıcılar için, binanın **ısıtma, soğutma, sıcak su ve aydınlatma sistemlerinin enerji verimliliğini** gösteren temel bir referans niteliğindedir. Avrupa’da “Energy Performance Certificate (EPC)” olarak bilinen bu uygulama, Türkiye’de **Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği (BEPY)** kapsamında zorunlu hale getirilmiştir.

EKB, bir binanın yıllık enerji ihtiyacını (kWh/m²·yıl) hesaplar ve bunu A’den G’ye kadar olan enerji sınıflarıyla gösterir. Bu sınıflandırmada **A sınıfı en yüksek enerji verimliliğini**, G sınıfı ise en düşük enerji verimliliğini temsil eder. Belge ayrıca binanın yalıtım özellikleri, pencere cam tipleri, ısıtma-soğutma sistemlerinin verimlilik değerleri ve enerji tasarrufu sağlamak için önerilen iyileştirmeleri içerir. Böylece, hem kullanıcıları bilinçlendirir hem de enerji maliyetlerinin düşürülmesine katkı sağlar.

Enerji Kimlik Belgesi, Türkiye’de özellikle aşağıdaki durumlarda zorunludur:

- **Yeni binalar:** İnşaat sürecinde EKB hazırlanması zorunludur.
- **Satış veya kiralama işlemleri:** Binanın alım-satım veya kiralama sürecinde belgenin sunulması gerekir.
- **Mevcut binalar:** Yönetmelik kapsamında belirli süreler içinde mevcut binalar da enerji kimlik belgesi almak zorundadır.

Belgenin temel amacı, **binalarda enerji tüketimini azaltmak, çevre dostu uygulamaları teşvik etmek ve Türkiye’nin enerji verimliliğini artırmaktır**. Enerji Kimlik Belgesi, hem sürdürülebilir bir yapılaşma süreci için bir standart oluşturur hem de bireylerin enerji maliyetlerini yönetmelerine yardımcı olur. Modern şehirleşme ve kentsel dönüşüm süreçlerinde, enerji performansı yüksek binaların tercih edilmesi, uzun vadede ekonomik ve çevresel faydalar sağlar.



Şekil 1. Enerji Kimlik Belgesi (EKB) örneği ve bileşenleri

4.1 Avrupa Ülkelerinde Alınan Önlemler

Avrupa Birliği Genel Çerçevesi

- **Binalarda Enerji Performansı Direktifi (EPBD):** AB ülkelerinde yeni binaların “neredeyse sıfır enerjili” (nZEB) olması şart koşuyor.
- **Enerji Verimliliği Direktifi (EED):** Mevcut binaların yenilenme hızını artırmaya yönelik. 2030’a kadar renovasyon oranının en az %2’ye çıkarılması hedefleniyor.
- **Yeşil Mutabakat** kapsamında, 2050’ye kadar tüm bina stokunun “karbon nötr” hale getirilmesi amaçlanıyor.
- Eski binalarda enerji sınıfı “F” veya “G” olan dairelerin kiraya verilmesi yasaklandı (2023 itibarıyla).
- AB fonları destekli **Renovation Wave** kapsamında, toplu konutlarda yalıtım ve enerji verimliliği projelerine hibe desteği sağlanıyor.
- Özellikle 1980 öncesi binalara yönelik programlar ön planda.
- Yalıtım, pencere yenileme ve ısıtma sistemleri için devlet destekli hibeler veriliyor.

5. KAYNAKÇA

- [1] AA Akademi Enerji (2023). *Enerji Kimlik Belgesi Nedir ve Nasıl Alınır?* Ankara. Erişim adresi: <https://www.aakademienenerji.com>
- [2] Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı (2020). *Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği*. Ankara: Resmî Gazete. Erişim adresi: <https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2020/07/20200728-6.htm>
- [3] İZODER (2023). *TS 825 Isı Yalıtım Standardı Sektörel Bilgilendirme*. Erişim adresi: <https://www.izoder.org.tr/dosyalar/IZODER%20TS%20825%20Sektorel%20Bilgilendirme.pdf>
- [4] Piagrid (2022). *Enerji Kimlik Belgesi Örnekleri ve Enerji Sınıfları*. İstanbul: Piagrid. Erişim adresi: <https://www.piagrid.com/enerji-verimliliği/enerji-kimlik-belgesi>
- [5] T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (2022). *Kamu Binalarında Enerji Verimliliği*. Erişim adresi: <https://www.enerji.gov.tr/kamu-binalarinda-enerji-verimliliği>
- [6] TMMOB Makina Mühendisleri Odası (2023). *TS 825 Isı Yalıtım Standardı Güncelleme Çalışmaları*. Erişim adresi: <https://www.mmo.org.tr/merkez/isi-yalitim>
- [7] Türk Standartları Enstitüsü (2008). *TS 825 – Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı*. Ankara. Erişim adresi: <https://www.tse.org.tr/standartlar/ts-825>
- [8] HVAC360TR (2024). *TS 825:2024 Binalarda Isı Yalıtımı Kuralları Standardı ile İlgili Yenilikler*. Erişim adresi: <https://hvac360tr.com/ts-8252024-binalarda-isi-yalitimi-kurallari-standardi-ile-ilgili-yenilikler/>
- [9] Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı 2024 Yılı Ulusal Enerji Denge Tabloları

ISITMA MEVSİMİNDE PERDELİ PENCERE İÇİN PENCERE ALTINDA KULLANILAN MERMERİN ISIL PERFORMANSININ DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

Erman ASLAN*, İlhan Tekin ÖZTÜRK*

* Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 41380 İzmit, KOCAELİ,
erman.aslan@kocaeli.edu.tr, ilhan@kocaeli.edu.tr

Özet: Bu çalışma kapsamında bir ofiste yer alan bir pencerenin önünde perde bulunması durumu için pencere altındaki mermerin ısı performansının deneysel ve sayısal olarak incelenecektir. Pencere altındaki mermerin yarısı bütün olarak, diğer yarısına da tam ortasından 3 cm poliüretan köpük yalıtımı uygulanarak yerleştirilmiştir. Mermerin kalınlığı 3 cm olarak seçilmiştir. Pencere önünde perde olması durumu için pencere altındaki mermerin yalıtımlı ve yalıtımsız kullanım durumlarının ısı performansları önce deneysel olarak çalışılmıştır. Bu deneysel çalışmada mermerin yalıtımsız ve yalıtımlı iki durum için hem dış/iç mermer üzerinde yüzey sıcaklıkları hem de mermerin 1,5 cm derinlikteki 5 farklı noktalardaki sıcaklıklarla birlikte dış ve iç ortam sıcaklıkları da ölçülmüştür. Sonuçta bu deneysel çalışmada toplamda 42 noktadan sıcaklık ölçülümü yapılmıştır. Daha sonra da sayısal olarak çalışılarak elde edilen sonuçların deneysel bulgularla uygunluğu incelenmiş ve yalıtılmış mermer kullanılması durumunun camlarda perde kullanımının avantajları tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: cam altı mermeri, denizlik mermeri, mermerin ısı performansı

1 GİRİŞ

Dünyamızdaki en büyük problemlerden biri henüz fosil kökenli kaynakların kullanımının devam etmesi bunun sonucunda iklim değişikliğinin yaratmış olduğu kötü etkilerin insan yaşamının geleceğini ciddi şekilde tehdit ediyor olmasıdır. Bu yüzden enerjinin verimli kullanılması ve alternatif enerji kaynaklarının geliştirilmesi kapsamında çalışmalar hızlanmış ve ciddi katkılar sağlanmıştır. Türkiye'nin Enerji Görünümü (MMO 2004), Oda Raporunda belirtildiği gibi ülkemiz için toplam enerji tüketiminin konutlardaki payı, % 17' ler mertebesinde [1]. Ülkemizde konutlardaki ısıtma ve soğutmada tüketilen enerji önemli bir paya sahiptir.

Konutlarda ısıtma ve soğutma yükleri değerlendirilirken binanın dış yapı kabuğundan iletimle gelen yük hesabında dış duvarlar, pencereler ve kapılardan gelen yükler değerlendirilmekte ve pencereden gelen yük hesaplarında ise pencerenin malzeme ve ısı cam özelliklerine bağlı olarak tamamı için bir toplam ısı geçiş katsayısı belirlenip bu katsayı üzerinden hesap yapılmaktadır [2-4].

TS 825 Binalarda Isı Yalıtımı Kuralları Standardı ile Yapı bileşenleri ve pencerelerle ilgili ısı geçişi kapsamında sınırlamalar yapılmış ve son olarak bu kapsamda güncellenmiş müsaade edilebilir ısı geçiş katsayıları verilmiştir [5].

Choi ve arkadaşları yaptıkları çalışmada pencere ve duvar arasındaki birleşim yerlerindeki termal performansı, pencere ve bağlantı bileşenleri modellenerek sayısal çözümlemeyle elde edilmiş ve elde edilen bu sayısal çözümleme sonuçları termal kamerayla elde edilen görüntü sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır [6]. Bu karşılaştırma sonuçlarında fiziksel modelden elde edilen sonuçlar ile termal kamera ölçümlerinden elde edilen sonuçlar arasındaki farkın %5 ve %20 aralığında olduğunu belirlemişlerdir.

Larsson ve arkadaşları yaptıkları çalışmada iyi yalıtılmış bir pencerenin termal performansını, tam ölçekli bir test odasında hem sayısal hem de deneysel olarak araştırılmıştır [7]. İncelenen pencere, inert gaz kriptonla doldurulmuş iki kapalı alana sahip düşük emisyonlu üçlü camlı bir penceredir. Düşük emisyon faktörüne sahip oksitlenmiş bir metal, her bir alanda bir cama kaplanmıştır. Farklı kış durumları için pencerenin termal performansı ile ilgili deneysel ve sayısal araştırmalar yürütülmüştür. Termokupllar kullanılarak doğrudan sıcaklık ölçümü ve sayısal analiz yoluyla elde edilen sıcaklık verileri sunulmuştur ve elde edilen sonuçlara göre sayısal çözümleme sonucu elde edilen değerlerin ölçümlerden elde edilen sonuçlarla oldukça yakın olduğu gözlemlenmiştir.

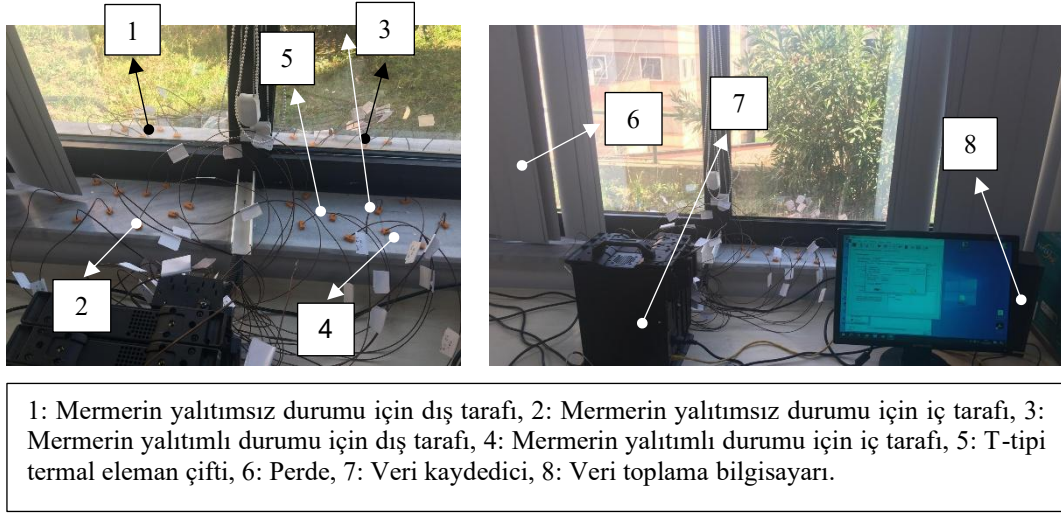
Qin ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, tarih binaların restorasyonuna ek ısı yalıtım malzemelerinin dahil edilmesini kolaylaştıran ve pencere çerçevesi ile duvar arasındaki birleşim noktasındaki ısı köprüsü etkisini azaltan yeni bir pencere-duvar ara yüz yapısı tasarımı önerilmiştir [8]. Mevcut pencere-duvar ara yüz yapılarıyla karşılaştırmalı analiz, önerilen yapının daha az ısı transferi ve yoğunlaşma riski taşıyan daha küçük yüzeylerle üstün termal performans gösterdiği belirlenmiştir. Yapı ilk olarak Nanjing'deki bir yenileme projesinde uygulanmış ve tarihi binaların gelecekteki dış pencere yenilemeleri için yenilikçi bir yaklaşım olduğu belirtilmiştir.

Pencerelere bakıldığında genellikle ülkemizde pencereye dış cepheden gelen yağmur suyunun kolay tahliye edilmesi, pencere önün temizliğinin kolay yapılması, dekoratif olması ve pencere montaj kolaylığı gibi nedenlerden dolayı pencere altlarına mermer kullanımı yaygın olarak tercih edilmektedir.

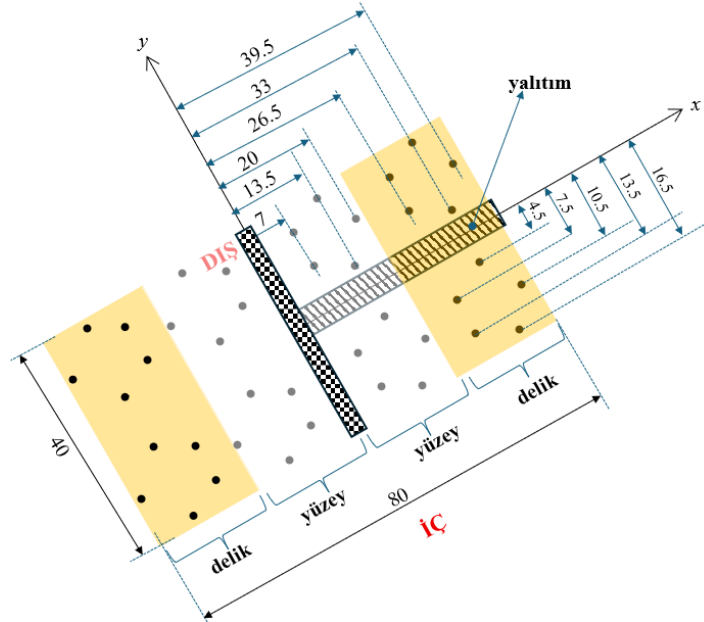
Pencere, alüminyum çerçevesi ve 4x12x4 mm ölçülerinde ısı camından oluşmaktadır. Perde PVC malzemesinden üretilmiştir ve esnek yapıdadır. Pencerenin alt kısmında bulunan iki mermer parçadan biri sabit bırakılarak, iki mermer arasına 3 cm kalınlığında polistiren yalıtım uygulanmıştır. Bu yalıtım üzerine pencere çerçevesi oturtulmuştur. Ayrıca, laboratuvarın iç cephesine ve pencerenin hemen yanına perde sistemi de uygulanmıştır. Pencere çerçevesi ve perde sisteminin, yalıtımlı ve yalıtımsız mermer üzerine yerleştirilme şeması Şekil 1’de sunulmuştur.

2.1 Perde kullanılan Pencere Altı Mermerin Isıl Performansının Belirlenmesi için Kurulan Deney Seti

Pencere önünde perde bulunan pencerenin altında kullanılan mermerin ısı performansının deneysel olarak belirlenebilmesi amacıyla, ilgili laboratuvarında hem yalıtımsız hem de yalıtımlı durumlar için eş zamanlı sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Eş zamanlı alınan yalıtımlı ve yalıtımsız durumlar için sıcaklık ölçümleri hem perdeli hem de perdesiz durum için tekrarlanmıştır. Bu ölçümler, mermerin hem dış hem de iç yüzeylerinde ve ayrıca mermerin orta derinliğinde belirli mesafelerde olmak üzere beşer noktada yapılmıştır. Aynı zamanda, deney süresince iç ve dış ortam sıcaklıkları da eş zamanlı olarak kaydedilmiştir. Deney düzeneğine ait tesisat şeması Şekil 2’de sunulmuştur. Deneyel ölçümler dış sıcaklığın yaklaşık 6°C olduğu 23 Mart 2025 gecesinde (ilk ölçüm) ve dış sıcaklığın yaklaşık 3°C olduğu 09 Nisan 2025 gecesinde (ikinci ölçüm) gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. Deney tesisat şemasından görünüm



Şekil 3. Mermer üzerinde iç, dış kısımdan yüzey ve derinliklerde sıcaklık ölçme yerleştirme planı [10]

Sıcaklık ölçümü için T-tipi termal eleman kullanılmış olup toplamda 42 noktadan eş zamanlı olarak sıcaklık değerleri ölçülerek izlenmiştir. Deney tesisat şemasından görüleceği gibi dış taraftan termal eleman çiftleri pencere altına yerleştirilen bir kanal sayesinde iç taraftaki veri kaydedicisine bağlanmıştır. Dış ve iç yüzey ile derinlikteki sıcaklık ölçümleri için ölçüm noktaları birbirini en düşük seviyede etkilesin diye Şekil 3 görüldüğü gibi saptırmalı şekilde ölçüm alınmıştır.

3 SAYISAL MODELLEME

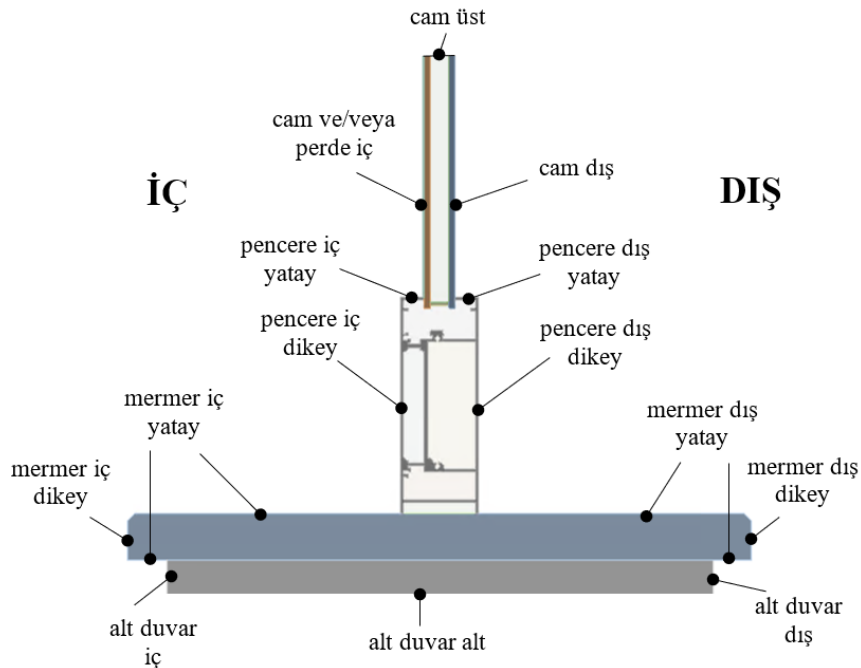
Bu problemin nümerik olarak modellenebilmesi amacıyla, sonlu hacimler metoduna dayalı ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan Ansys Fluent kullanılmıştır [11]. Modelleme iki boyutlu ve zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Pencere kesiti için, yalıtımsız W45-1.6 profilini temsil eden W9-403 modeli tercih edilmiştir [12]. Sayısal analizde, pencere boşluğu içerisindeki doğal taşınım ve pencere bileşenlerindeki ısı iletimi eşzamanlı olarak çözülmüştür. Sayısal çözümler, hem birinci hem de ikinci deneysel ölçüm koşulları için ayrı ayrı yapılmıştır. Ayrıca, her iki ölçüm için yalıtımsız-perdesiz, yalıtımlı-perdesiz, yalıtımsız-perdeli ve yalıtımlı-perdeli durumlar göz önüne alınmıştır. Bu kapsamda toplam sekiz adet sayısal **nümerik** çözüm gerçekleştirilmiştir.

Sayısal çözümlerde iç hava, dış hava, camlar arasındaki boşluktaki akışkan ile pencere profilleri içindeki hava, ideal gaz olarak tanımlanmıştır. Cam, pencere çerçevesi (alüminyum), mermer, alt duvar, pencere içerisinde kullanılan plastik malzeme, mermerler arasındaki yalıtım malzemesi ve perde ise katı malzeme olarak modellenmiştir. Kullanılan havanın ve tüm katı malzemelerin termofiziksel özellikleri Tablo 1’de sunulmuştur.

Tablo 1. Hava ve katı malzemelerin termofiziksel özellikleri

	Yoğunluk [kg/m ³]	Özgül ısı [J/kgK]	Isıl iletkenlik katsayısı [W/mK]	Dinamik viskozite [kg/ms]	Moleküler ağırlık [kg/kmol]
Hava	ideal gaz	1006.43	0.0242	1.7840×10^{-5}	28.996
Alüminyum	2660	871	164	-	-
Duvar	140	837	0.08	-	-
Mermer	2800	1000	3.5	-	-
Cam	2500	840	0.814	-	-
Plastik	140	2000	0.22	-	-
Yalıtım	30	1450	0.0035	-	-
Perde	1400	1400	0.17	-	-

Nümerik çözümlerin doğru şekilde gerçekleştirilebilmesi için uygun sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir. Şekil 3’te bu sınır koşullarının uygulandığı bölgeler görsel olarak sunulmuştur. Hem iç hem de dış ortamdaki havayla temas eden yüzeylerde, ortam hava sıcaklığı esas alınarak taşınım ve ışıınım etkileri birlikte değerlendirilmiş ve buna bağlı olarak toplam ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Bu katsayılar, taşınım (h_{tas}) ve ışıınım (h_{is}) bileşenlerinin toplamı şeklinde ($h=h_{tas}+h_{is}$) ISO 12241:2008(E) standardına uygun olarak belirlenmiştir [13]. Elde edilen toplam ısı transfer katsayıları ve ilgili sınır koşulları, sekiz farklı nümerik çözüm durumu için Tablo 2’de verilmiştir.



Şekil 3. Sınır koşullarının yerleri.

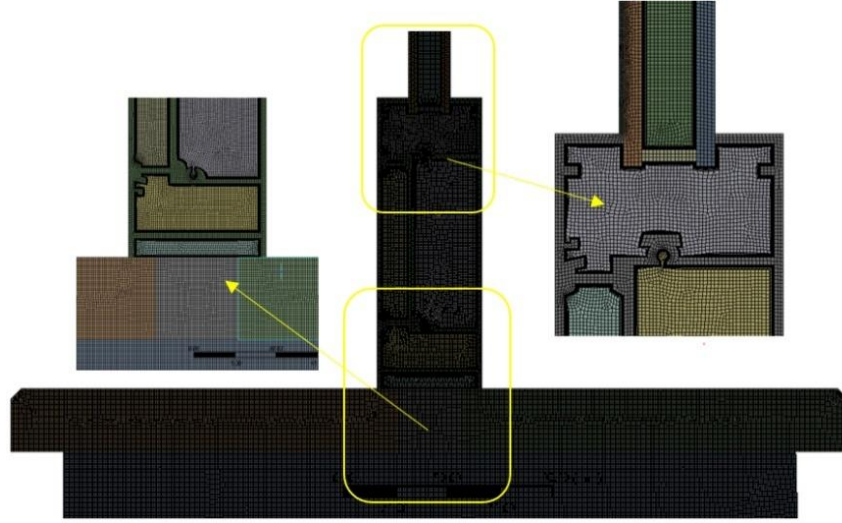
Tablo 2. Sayısal çözümleme için sınır koşulunda tanımlanan değerler

	ilk ölçüm-perdesiz		ilk ölçüm-perdeli	
	yalıtımsız	yalıtlımlı	yalıtımsız	yalıtlımlı
	$T_{\infty,iç} = 294.88K$ ve $T_{\infty,dış} = 279.24K$		$T_{\infty,iç} = 295.23K$ ve $T_{\infty,dış} = 279.17K$	
alt duvar alt	adyabatik	adyabatik	adyabatik	adyabatik
alt duvar iç	$h = 6.69W/m^2K$	$h = 6.71W/m^2K$	$h = 6.72W/m^2K$	$h = 6.77W/m^2K$
alt duvar dış	$h = 8.93W/m^2K$	$h = 8.94W/m^2K$	$h = 8.93W/m^2K$	$h = 8.94W/m^2K$
mermer iç yatay	$h = 7.77W/m^2K$	$h = 7.80W/m^2K$	$h = 7.81W/m^2K$	$h = 7.88W/m^2K$
mermer iç dikey	$h = 6.79W/m^2K$	$h = 6.81W/m^2K$	$h = 6.83W/m^2K$	$h = 6.87W/m^2K$
mermer dış yatay	$h = 14.09W/m^2K$	$h = 14.10W/m^2K$	$h = 14.09W/m^2K$	$h = 14.10W/m^2K$
mermer dış dikey	$h = 8.94W/m^2K$	$h = 8.95W/m^2K$	$h = 8.94W/m^2K$	$h = 8.94W/m^2K$
pencere iç dikey	$h = 6.62W/m^2K$	$h = 6.64W/m^2K$	$h = 6.65W/m^2K$	$h = 6.70W/m^2K$
pencere iç yatay	$h = 8.79W/m^2K$	$h = 8.87W/m^2K$	$h = 8.96W/m^2K$	$h = 9.10W/m^2K$
pencere dış dikey	$h = 8.76W/m^2K$	$h = 8.76W/m^2K$	$h = 8.75W/m^2K$	$h = 8.76W/m^2K$
pencere dış yatay	$h = 38.42W/m^2K$	$h = 38.43W/m^2K$	$h = 38.42W/m^2K$	$h = 38.43W/m^2K$
cam ve/veya perde iç	$h = 7.05W/m^2K$	$h = 7.09W/m^2K$	$h = 7.26W/m^2K$	$h = 7.33W/m^2K$
cam dış	$h = 7.30W/m^2K$	$h = 7.31W/m^2K$	$h = 7.30W/m^2K$	$h = 7.30W/m^2K$
cam üst	adyabatik	adyabatik	adyabatik	adyabatik
	ikinci ölçüm-perdesiz		ikinci ölçüm-perdeli	
	yalıtımsız	yalıtlımlı	yalıtımsız	yalıtlımlı
	$T_{\infty,iç} = 294.71K$ ve $T_{\infty,dış} = 276.5K$		$T_{\infty,iç} = 294.71K$ ve $T_{\infty,dış} = 276.22K$	
alt duvar alt	adyabatik	adyabatik	adyabatik	adyabatik
alt duvar iç	$h = 6.53W/m^2K$	$h = 6.59W/m^2K$	$h = 6.53W/m^2K$	$h = 6.59W/m^2K$
alt duvar dış	$h = 10.77W/m^2K$	$h = 10.76W/m^2K$	$h = 10.76W/m^2K$	$h = 10.76W/m^2K$
mermer iç yatay	$h = 7.53W/m^2K$	$h = 7.63W/m^2K$	$h = 7.53W/m^2K$	$h = 7.63W/m^2K$
mermer iç dikey	$h = 6.62W/m^2K$	$h = 6.69W/m^2K$	$h = 6.62W/m^2K$	$h = 6.69W/m^2K$
mermer dış yatay	$h = 17.94W/m^2K$	$h = 17.94W/m^2K$	$h = 17.94W/m^2K$	$h = 17.94W/m^2K$
mermer dış dikey	$h = 10.77W/m^2K$	$h = 10.77W/m^2K$	$h = 10.77W/m^2K$	$h = 10.76W/m^2K$
pencere iç dikey	$h = 6.46W/m^2K$	$h = 6.52W/m^2K$	$h = 6.46W/m^2K$	$h = 6.52W/m^2K$
pencere iç yatay	$h = 8.33W/m^2K$	$h = 8.52W/m^2K$	$h = 8.41W/m^2K$	$h = 8.60W/m^2K$
pencere dış dikey	$h = 10.57W/m^2K$	$h = 10.56W/m^2K$	$h = 10.56W/m^2K$	$h = 10.56W/m^2K$
pencere dış yatay	$h = 52.87W/m^2K$	$h = 52.86W/m^2K$	$h = 52.86W/m^2K$	$h = 52.86W/m^2K$
cam ve/veya perde iç	$h = 6.81W/m^2K$	$h = 6.90W/m^2K$	$h = 6.97W/m^2K$	$h = 7.07W/m^2K$
cam dış	$h = 9.14W/m^2K$	$h = 9.14W/m^2K$	$h = 9.14W/m^2K$	$h = 9.14W/m^2K$
cam üst	adyabatik	adyabatik	adyabatik	adyabatik

Nümerik çözümlerde iç ortam, dış ortamda ve pencere içindeki doğal taşınım problemlerinin çözümü için SST (Shear Stress Transport, Kayma Gerilimi Taşınımı) k- ω türbülans modeli [14] seçilmiştir. Basınç-hız ikilisi için SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent, Basınçla Bağlantılı Denklemler için Yarı-Örtülü Yöntem-Tutarlı) uygulanmıştır [11]. Momentum, türbülans kinetik enerji, spesifik dağılıma oranı ve enerji denklemi ayrıklaştırmasında ikinci dereceden rüzgara karşı ayrıklaştırma şemaları kullanılmıştır. İterasyona bağlı çözümlerde kullanılan artık değerleri enerji denklemi hariç 10^{-6} alınmıştır, enerji denkleminde ise kullanılan artık değer ise 10^{-8} dir.

Yalıtlımlı-perdesiz durum için Sayısal ağlar Budak ve arkadaşları tarafından verilmiştir. Şekil 5' de yalıtlımlı-perdeli oluşturulan sayısal ağların detaylı görüntüsü verilmiştir. Sayısal ağlar 0.8mm' lik eleman boyutuna sahip yapısal ağlardan oluşmuştur. Havanın yüzeye temas ettiği yüzeylerde 1.2 genişleme oranına sahip on adet sınır

tabaka ağı kullanılmıştır. Bu nedenle duvar kenarlarında y^+ değeri 1' in altında tutulmuştur. Yalıtımsız-perdesiz durum için 299785, yalıtımlı-perdesiz durum için 299943, yalıtımsız-perdeli durum için 309697 ve son olarak yalıtımlı-perdeli durum için 310282 eleman sayısı kullanılmıştır.



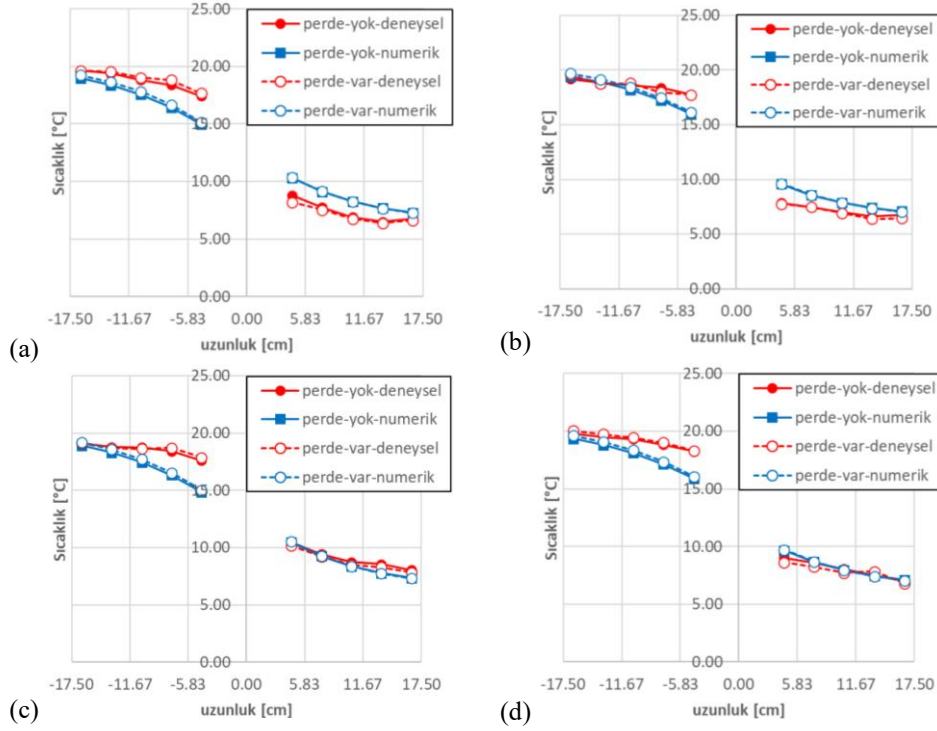
Şekil 5. Yalıtımlı-perdeli durum için sayısal ağlar

3.1 Doğrulama

Daha önce belirtildiği üzere deneysel ölçümler, dış sıcaklığın yaklaşık 6 °C olduğu 22 Mart 2025 ve yaklaşık 3 °C olduğu 9 Nisan 2025 tarihlerinde, saat 23:00 civarında ve güneş radyasyonunun etkili olmadığı gece gerçekleştirilmiştir. Ölçümlerde pencerenin önüne perde olmadan (perdesiz) ve perde koyularak (perdeli), iç ve dış ortama ışıma ile ısı transferi etkisinin incelenmesi için yapılmıştır. Ölçümlerde sistemin rejime gelmesi beklendikten sonra 15 dakika boyunca her 20 saniyede olmak üzere toplam 45 ölçüm alınmıştır. Bunların ortalama değerleri esas alınarak değerlendirme yapılmıştır.

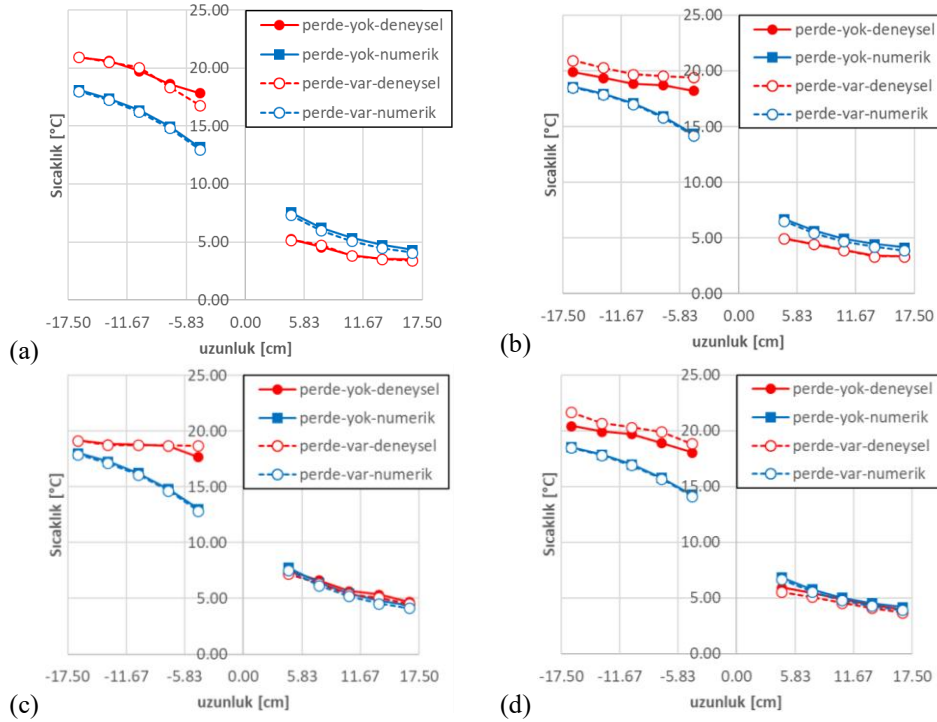
Hem ilk deneysel ölçüm hem de ikinci deneysel ölçüm için sayısal çözümler yapıldı. Sayısal çözümlerin doğruluğunu kanıtlayabilmek için sayısal çözümlerden elde edilen değerler deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekil 6' da ilk ölçüm için deneysel ölçümler ile sayısal çözümden elde edilen değerler (a) yalıtımsız yüzey, (b) yalıtımlı yüzey, (c) yalıtımsız derinlik ve (d) yalıtımlı derinlik için karşılaştırılmıştır. Bu doğrulama çalışması Budak ve arkadaşları [10] tarafından yapılan çalışmada da gösterilmiştir. Şekil 6(a)'ya göre perdesiz ve perdeli durumlarda iç tarafta deneysel sonuçlar sayısal sonuçlardan, dış tarafta ise sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan daha yüksek çıkmıştır. İki çözüm tam örtüşmese de benzerdir. İç tarafta camdan uzak bölgelerde sonuçlar yakinken cama doğru fark artmaktadır. Dış tarafta ise cama yakın bölgelerde fark büyük, uzaklaştıkça ise çözümler birbirine yaklaşmaktadır. Şekil 6(b)'de yalıtımlı yüzey için, iç tarafın camdan uzak bölgelerinde iki sonuç çok yakın çıkmış, cama yaklaştıkça deneysel değerler sayısal değerlerden yüksek olmuştur. Dış tarafta ise sayısal sonuçlar deneyden büyük olsa da fark uzaklaştıkça azalmaktadır. Şekil 6(c)'de yalıtımsız derinlikte, iç tarafta camdan uzak bölgelerde iki çözüm yakinken cama doğru fark artmaktadır; deneysel sonuçlar sürekli olarak daha yüksek çıkmıştır. Dış tarafta ise çözümler birbirine çok yakındır, yalnızca camdan uzak bölgelerde küçük farklılıklar vardır. Son olarak Şekil 6(d)'de yalıtımlı derinlikte, iç tarafta cama yakın bölgelerde iki çözüm yalıtımsız derinliğe göre daha uyumludur. Dış tarafta ise cam yakınında fark çok az, uzaklaştıkça iki çözüm neredeyse tamamen örtüşmektedir.

Şekil 7' de ikinci ölçüm için deneysel ölçümler ile nümerik çözümden elde edilen değerler (a) yalıtımsız yüzey, (b) yalıtımlı yüzey, (c) yalıtımsız derinlik ve (d) yalıtımlı derinlik için karşılaştırılmıştır. Yalıtımsız yüzey sonuçları için Şekil 7(a)' ya bakıldığında perdesiz ve perdeli durumlar için iç tarafta deney sonuçlarının sayısal sonuçlardan fazla olduğunu dış tarafta ise sayısal sonuçların deney sonuçlarından fazla olduğu görülmektedir. İç tarafta mermerin bütün bölgelerinde deneysel ve sayısal sıcaklıklar aynı eğimi göstermekte ve iki çözüm arasındaki fark sanki iki çizgi arasında bir ofset varmış gibi değişmemektedir. Dış tarafta ise cama yakın bölgelerde iki çözüm birbirinden uzak iken cama yaklaştıkça iki çözüm birbirine yaklaşmaktadır. Şekil 7(b)' de yalıtımlı yüzey grafiklerine bakıldığında, perdesiz durumda cama yakın bölgelerde iki çözüm birbirine yakın iken camdan uzaklaştıkça iki çözümde birbirinden ayrılmaktadır, yine iç bölge olduğu için deneysel elde edilen sıcaklıklar sayısal çözümlerden yüksektir. Perdeli durumda ise deneysel veriler ile sayısal çözüm arasındaki fark perdeli duruma göre daha fazladır. Dış tarafta ise perdesiz ve perdeli durumlar için camdan uzaklaştıkça deneysel veriler ile sayısal sonuçlar birbirine yaklaşmıştır. Şekil 7(c)' de yalıtımsız derinlik sonuçlarına bakıldığında perdesiz ve



Şekil 6. İlk ölçümde deneysel ve nümerik çözümlerin karşılaştırılması (a) yalıtımsız yüzey, (b) yalıtımlı yüzey, (c) yalıtımsız derinlik ve (d) yalıtımlı derinlik için [10]

perdeli durum için iç tarafta cama uzak bölgelerde deneysel veriler ile sayısal sonuç birbirine yakın iken cama yaklaşıkca bu iki çözüm birbirinden uzaklaşmaktadır. Dış tarafta ise yine perdeli ve perdesiz durumda deneysel veriler ile sayısal çözüm birbiri üstüne oturmuştur. Şekil 7(d)' de yalıtımlı derinlik sonuçları incelendiğinde, perdesiz durumda iç bölgelerde camdan uzak bölgelerde deneysel ölçümler ile sayısal sonuçlar birbirlerine daha yakın iken cama yaklaştıkça bu iki çözüm arasındaki fark artmaktadır. Tabii iç bölgelerde deneysel ölçümlerdeki sıcaklık değerleri sayısal çözümlerdeki sıcaklık değerlerinden fazladır. İç bölgelerde perdeli durumdaki iki çözüm arasındaki sıcaklık değerleri perdesiz duruma göre daha fazladır. Dış bölgelerde ise perdesiz ve perdeli durum için deneysel veriler ile sayısal sonuçlar özellikle camdan uzak bölgelerde birbirine çok yakındır.



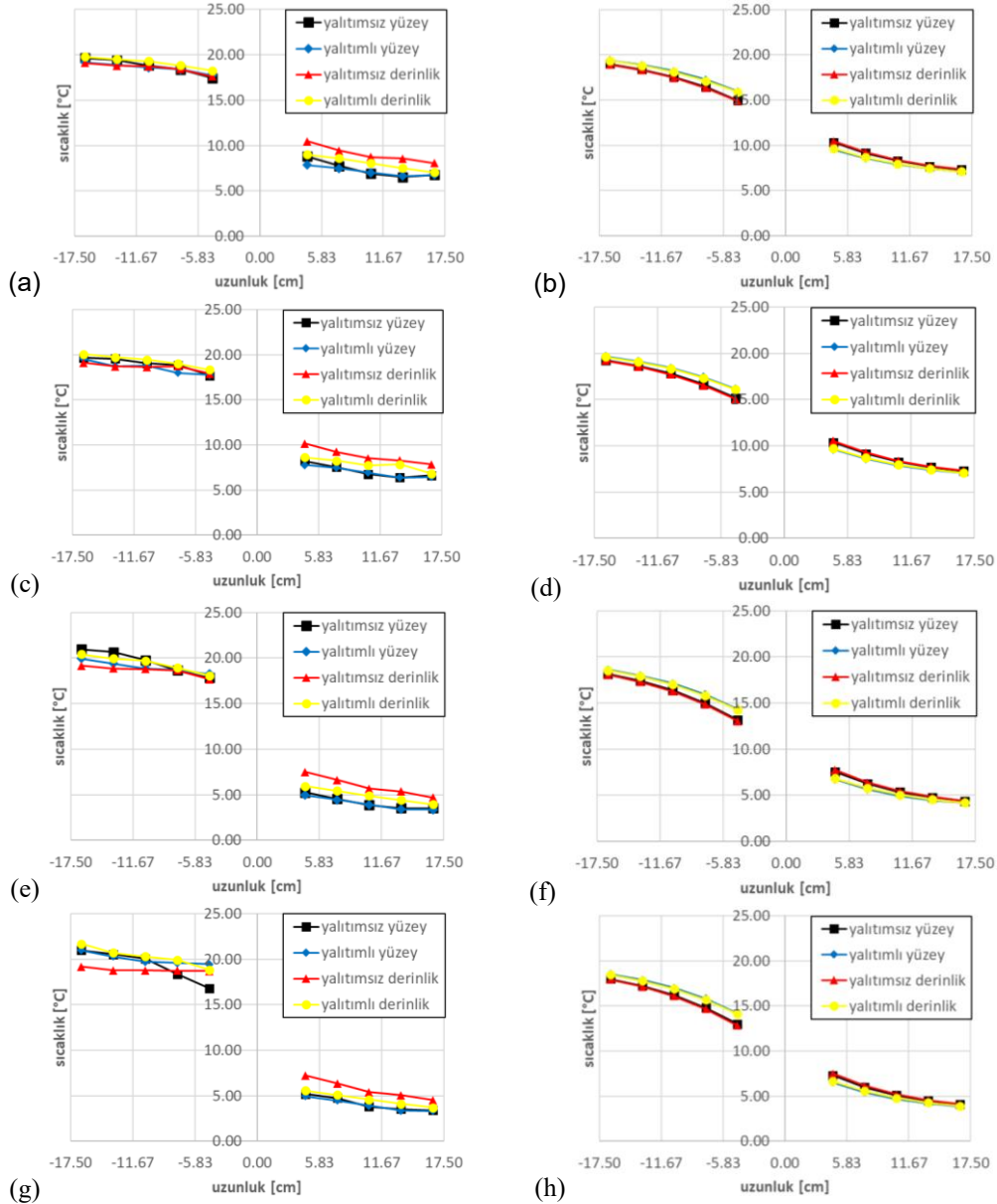
Şekil 7. İkinci ölçümde deneysel ve sayısal nümerik çözümlerin karşılaştırılması (a) yalıtımsız yüzey, (b) yalıtımlı yüzey, (c) yalıtımsız derinlik ve (d) yalıtımlı derinlik için

Şekil 6 ve 7 topluca değerlendirildiğinde hem perdesiz hem de perdeli durumlar için iç tarafta deneysel verilerdeki sıcaklık değerlerinin sayısal sonuçlardaki sıcaklık değerlerinden fazla olduğu görülmektedir, dış tarafta ise bu durum tam tersidir. İç tarafta her iki çözüm arasındaki fark daha fazla iken dış tarafta iki çözüm arasındaki fark daha azdır. Dış taraftaki derinlik sıcaklıkları (deneysel ve sayısal) çoğu durumda birbirini üzerinedir. İkinci ölçümde yani dış ortam sıcaklığının yaklaşık 3°C olduğu çözümde, iki çözüm arasındaki farklar daha belirgindir, hatta iç tarafta perdeli durumlardaki farklar yine perdesiz duruma göre daha belirgin çıkmıştır. Genel değerlendirmede ifade edildiği gibi deneysel veriler ile sayısal çözümler arasında farklılıklar vardır ve bu farklılıkları giderebilmek için nümerik çözümlerde daha fazla sayısal ağ kullanılabilir veya daha hassas sayısal şemalar kullanılabilir.

4 SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

4.1 Yalıtımın Etkisi

Yalıtımın etkisini daha iyi anlayabilmek için, ilk ölçüm ve ikinci ölçümde, perdesiz ve perdeli durumlarda, yalıtımsız yüzey ve derinlik sıcaklıkları ve yalıtımlı yüzey ve derinlik sıcaklıkları birbirleri ile karşılaştırıldı. Karşılaştırmada deneysel sonuçlar kendi aralarında sayısal sonuçlar ile değerlendirildi. Bunun için Şekil 8’ de

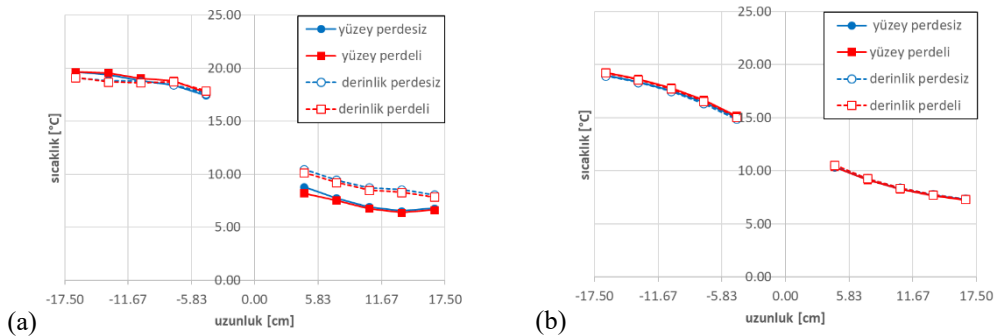


Şekil 8. Yalıtımsız ve yalıtımlı yüzey ve derinliklerin sıcaklık dağılımı (a) ilk ölçüm perdesiz deneysel, (b) ilk durum için perdesiz sayısal, (c) ilk ölçüm perdeli deneysel, (d) ilk durum için perdeli sayısal, (e) ikinci ölçüm perdesiz deneysel, (f) ikinci durum için perdesiz sayısal, (g) ikinci ölçüm perdeli deneysel ve (h) ikinci durum için perdeli sayısal için.

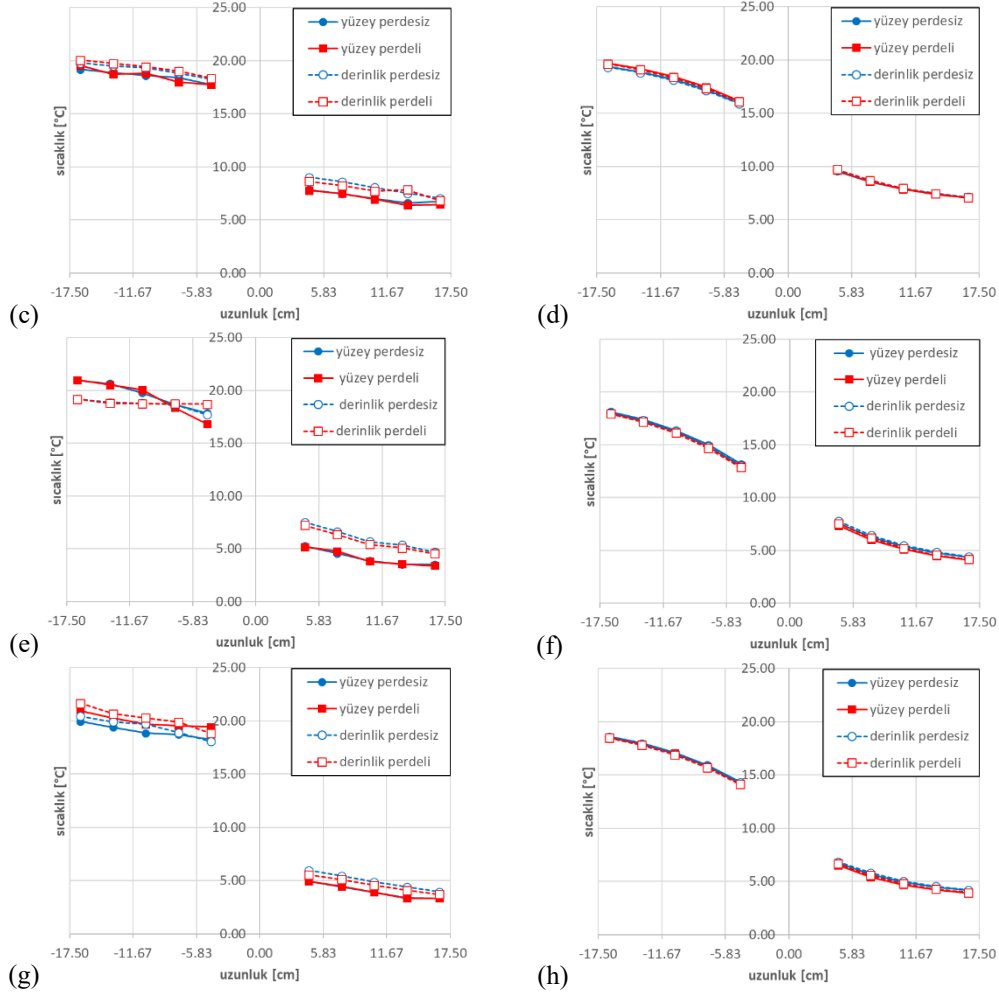
yalıtımsız ve yalıtımlı yüzey ve derinliklerin sıcaklık dağılımı (a) ilk ölçüm perdesiz deneysel, (b) ilk ölçüm perdesiz sayısal, (c) ilk ölçüm perdeli deneysel, (d) ilk ölçüm perdeli sayısal, (e) ikinci ölçüm perdesiz deneysel, (f) ikinci ölçüm perdesiz sayısal, (g) ikinci ölçüm perdeli deneysel ve (h) ikinci ölçüm perdeli sayısal için sunulmuştur. Bütün sıcaklık değerleri için iç ortamdan yüksek sıcaklıktan başlayıp dış ortamda daha düşük sıcaklık değerlerine ulaşmaktadır. İlk ölçüm perdesiz deneysel sonuçlar incelendiğinde (Şekil 8(a)) yalıtımsız yüzey sıcaklığı iç ortamdan dış ortama geçerken daha hızlı bir değişim göstermektedir, yalıtımlı yüzeyde ise bu durum daha kontrollüdür. Bunun nedeni ise yalıtım olmadığı durumda iletim ve taşımın daha etkili olurken, yalıtımlı durumda yalıtım malzemesi ısı akışını engeller ve sıcaklık farkını azaltır. Aynı durum derinlik sıcaklıklarında gözlemlenmektedir. Dış tarafta derinlik sıcaklıkları yüzey sıcaklıklarına göre daha yüksek iken iç tarafta ise yalıtımlı derinlik ve yalıtımlı yüzey sıcaklıkları eşdeğerdir. Yalıtımsız derinlik sıcaklığı iç tarafta yalıtımsız yüzey sıcaklığından daha düşüktür. Şekil 8(b)' de ilk ölçüm için perdesiz sayısal çözüm sıcaklıklar incelendiğinde deneysel verileri ile uyumlu olduğu görülür, fakat sayısal verilerde sıcaklık değişimleri deneyselden elde edilen sıcaklık değişimlerine nazaran daha düzgün ve teorik modele uygun şeklindedir. İlk ölçüm için perdeli deney sonuçları için Şekil 8(c)' ye bakıldığında, ilk ölçüm perdesiz deney sonuçları (Şekil 8(a)) ile aynı yorumlar yapılabilir. Aynı şekilde ilk ölçüm için perdeli sayısal sonuçlar (Şekil 8(d)) için yapılan yorumlar ilk ölçüm perdesiz sayısal sonuçlar (Şekil 8(b)) için yapılan yorumlar ile aynıdır. Şekil 8(e)' de ikinci ölçüm için perdesiz deney sonuçlarına bakıldığında yalıtımın etkisinin daha fazla olduğunu görmülmektedir, çünkü ikinci ölçümde dışarı sıcaklığı yaklaşık 3°C ve dışarı ve içerisi arasındaki sıcaklık farkı daha fazladır. İç tarafta özellikle camdan uzak bölgelerde yalıtımsız yüzey sıcaklığı yalıtımlı yüzey sıcaklığına göre daha görünür şekilde fazladır, aynı şekilde yalıtımsız derinlik sıcaklığı yalıtımlı derinlik sıcaklığından daha fazladır. Bu durum ilk ölçüm (Şekil 8(a)) için bu kadar belirgin değildir. Şekil 8(f)' de ikinci ölçüm için perdesiz sayısal sonuçlarına bakıldığında, ilk ölçüm perdesiz sayısal sonuçları (Şekil 8(b)) ile aynı olduğunu görürüz. Sayısal çözümlerde perdenin etkisinin az olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 8(g)' de ikinci ölçüm için perdeli deneysel sonuçlar gözükmemektedir ve burada iç tarafta yalıtımsız derinlik sıcaklığının yatay seyrettiğini ve yalıtımsız yüzey sıcaklığının cama yaklaştıkça bir anda düştüğü görülür. Bu sıcaklık dağılımları diğer deneysel verilerden farklıdır ve bu fark muhtemelen deneysel ölçümlerin yapılmasındaki hatalardan kaynaklanmıştır. Son olarak Şekil 8(h)' de ikinci ölçüm perdeli sayısal nümerik sonuçlara bakıldığında, diğer sayısal sonuçlar ile eş değer (Şekil 8(b), (d) ve (f)) olduğu görülür, bu nedenle önceki şekil yorumları benzer şekilde Şekil 8(h) için de yapılabilir.

4.2 Perdenin Etkisi

Perdenin etkisini daha iyi değerlendirebilmek için, ilk ölçüm ve ikinci ölçümde, perdesiz ve perdeli durumlarda, yalıtımsız ve yalıtımlı yüzey ve derinliklerin sıcaklıkları birbirleri ile karşılaştırıldı. Karşılaştırmada deneysel sonuçlar kendi aralarında sayısal sonuçlar ile değerlendirildi. Sayısal çözümlerde, perdenin etkisi bütün durumlarda pek belli olmadı, yani perdesiz çözümler ile perdeli çözümler arasında pek bir fark görülmedi. Deneysel ölçümlerde ise perdenin etkisi, ikinci ölçümde yalıtımlı durumda (Şekil 9(g)) daha fazla göze çarptı, diğer durumlarda ise perdenin etkisi gözlemlenmedi. İkinci ölçümde yalıtımlı durumda perdenin etkisinin görülmesinin nedeni, ikinci ölçümde iç ve dış ortam sıcaklıklarının daha fazla olmasıydı ve yalıtımın olmasıydı. Şekil 9(g)' ye dikkatlice bakıldığında, iç ortamda perdeli yüzey ve derinlik sıcaklıkları perdesiz yüzey ve derinlik sıcaklıklarına göre daha yüksek çıkmıştır. Dış ortamda ise perdesiz derinlik sıcaklıkları perdeli derinlik sıcaklığından yüksek çıkmıştır, perdesiz yüzey sıcaklığı ile perdeli yüzey sıcaklığı birbiri ile aynıdır.



Şekil 9. Perdesiz ve perdeli yüzey ve derinliklerin sıcaklık dağılımı (a) ilk ölçüm yalıtımsız deneysel, (b) ilk durum için yalıtımsız sayısal, (c) ilk ölçüm yalıtımlı deneysel, (d) ilk durum ölçüm yalıtımlı sayısal, (e) ikinci ölçüm yalıtımsız deneysel, (f) ikinci durum için yalıtımsız sayısal, (g) ikinci ölçüm yalıtımlı deneysel ve (h) ikinci durum için yalıtımlı sayısal için.



Şekil 9. Perdesiz ve perdeli yüzey ve derinliklerin sıcaklık dağılımı (a) ilk ölçüm yalıtımsız deneysel, (b) ilk durum için yalıtımsız sayısal, (c) ilk ölçüm yalıtımlı deneysel, (d) ilk durum ölçüm yalıtımlı sayısal, (e) ikinci ölçüm yalıtımsız deneysel, (f) ikinci durum için yalıtımsız sayısal, (g) ikinci ölçüm yalıtımlı deneysel ve (h) ikinci durum için yalıtımlı sayısal için, devam

5 SONUÇLAR

Bu çalışma, pencere altında ısıtıcı bulunmayan ve iç tarafta pencerenin önünde perde olan veya olmayan durumlar göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Dış hava sıcaklıklarının sırasıyla yaklaşık 6°C ve 3°C olduğu iki farklı tarihte, yalıtımsız ve yalıtımlı mermer üzerinde; hem mermerin yüzeyinde hem de iç kısmında sıcaklık ölçümleri deneysel olarak yapılmıştır. Deneysel verilerin yanı sıra, sonlu hacimler yöntemine dayalı ticari yazılım Ansys-Fluent [11] kullanılarak nümerik çözümler de elde edilmiştir. Çalışmadan elde edilen deneysel ve analiz sonuçları aşağıda sıralanmıştır.

- Yalıtımsız yüzey ve yalıtımsız derinliklerde sıcaklık düşüşü daha belirgindir. Isı kaybı fazla olduğu için iç ortamdan dışarıya hızlı bir ısı geçişi olur. Yalıtımlı yüzey ve yalıtımlı derinliklerde sıcaklıklar daha yüksek ve stabildir. Yalıtım malzemesi ısı transferini engelleyerek iç bölgeleri daha sıcak olarak korumuştur.
- İç tarafta, yalıtımsız durumda ısı dış ortama hızlıca kaybedildiğinden dolayı sıcaklıklar düşük iken yalıtımlı durumda sıcaklıklar daha yüksektir ve daha az değişkenlik gösterir, yalıtım iç bölgenin soğumasını yavaşlatır.
- Dış tarafta, yalıtımsız durumda, sıcaklıkla dış hava koşullarına hızla uyum sağlar, fakat yalıtımlı durumda sıcaklık değişimi yavaştır. Yalıtım dış düşük sıcaklığın iç bölgelere etkisini geciktirir.
- İç tarafta yalıtımsız durumda derinlik sıcaklıkları yüzeyden belirgin şekilde daha soğuk iken yalıtımlı durumda sıcaklık hem yüzeyde hem de derinlikte korunur, fark minimaldir. Dış tarafta yalıtımsız durumda derinlik sıcaklıkları dış yüzeyden hafifçe sıcaktır, yalıtımlı durumda yüzey ve derinlik sıcaklıkları neredeyse birbirleri ile aynıdır. Yalıtım, yüzey ve derinlik arasındaki sıcaklık farklarını minimize ederek ısı denge sağlar. Yalıtımsız durumda ise derinlikler, yüzeylere kıyasla daha "korunaklı" bölgelerdir.

- Genelde iç tarafta deneyden elde edilen sıcaklıklar ile nümerik çalışmadan elde edilen sıcaklıklar daha büyüktür. İç tarafta ise durum tam tersidir. İç tarafta iki çözüm arasında sıcaklık farkları daha fazla ilen dış tarafta bu farklar daha azdır, hatta dış tarafta iki çözümün birbiri ile aynı sıcaklıklar ürettiği gözlemlenmiştir.
- Perdenin etkisi iç taraf ve dış taraf sıcaklık farkının fazla olduğu ikinci ölçümde ve mermerin yalıtımlı tarafında görüldü, diğer durumlarda perdenin etkisi görülmedi.
- Nümerik verilerde sıcaklık değişimleri deneylerden elde edilen sıcaklık değişimlerine nazaran daha düzgün ve teorik modele uygun şekildedir. Yalıtımın etkisi sayısal olarak da doğrulanmıştır.
- İkinci ölçümde perdenin etkisi yalıtımlı mermerde deneysel olarak görülürken, nümerik olarak perdenin etkisi görülmemiştir.

REFERANSLAR

- [1] “Türkiye’nin Enerji Görünümü, Oda Raporu 2024”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Yayın no: MMO/758, 2024.
- [2] “TS 2164 Kalorifer Tesisatı Projelendirme Kuralları”, 1983.
- [3] “Binalarda Isı Yalıtımı Yönetmeliği”, Resmi Gazete Sayısı: 24043, Resmi Gazete Tarihi: 8 Mayıs 2000
- [4] Dağsöz A.K., “Sıcak sulu Kalorifer Tesisatı”, Demirdöküm Teknik Yayın, 1998.
- [5] “TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı İle İlgili Tebliğ (Tebliğ No: MHGM-2025/1)”, Resmi Gazete Sayı:32819, Resmi Gazete Tarihi: 20 Şubat 2025.
- [6] Choi J.-S., Kim C., Jang H., Kim R.-J., “In-situ evaluation of windowwall joint performance using numerical model and thermal images”, Case Studies in Thermal Engineering, 45, 102988, 2023.
- [7] Larsson U., Mosfegh, B., Sandberg M., “Thermal analysis of super insulated windows (numerical and experimental investigations)”, Energy and Buildings, 29, 121-128, 1999.
- [8] Qin X., Liu H., Zhang X., Jiang N., Yang L., Jin X., “Thermal analysis of windowwall interface for renovation of historical building”, Energy and Buildings, 310, 114108, 2024.
- [9] Gündüz L., Şapcı N., Karcı M. “Mermerlerin Isıl Performansı ve Binalarda Enerji Verimliliğine Etkilerinin İncelenmesi”, Madencilik, 4, 27-36, 2013.
- [10] Budak, Y., Aslan E., Öztürk, İ.T., “Isıtma Mevsiminde Pencere Altında Kullanılan Mermerin Isıl Performansının Deneysel ve Sayısal İncelenmesi”, ULIBTK’25 Uluslararası Katılımlı 25. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi 10-12 Eylül 2025, Adana.
- [11] Ansys-Fluent, “Ansys-Fluent 19.2 User’s Guide”, Canonsburg, PA, Ansys Inc., 2018.
- [12] W45 Yalıtımlı Pencere ve Kapı Serisi (W9), <https://www.sistemal.com/urunlerimiz/w45-yalitimli-pencere-ve-kapi-serisi-w9>, Erişim tarihi: 22.0.2025
- [13] TS EN 12241, “Bina ve Endüstriyel Tesislerde Yalıtım Standardı”, 2008 (E).
- [14] Menter F.R., “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications”, AIAA Journal, 32(8), 1598-1605, 1994.

Ev Tipi Bir Doğalgaz Kombi Sisteminin Termodinamik Performansının Enerji ve Ekserji Analizi Yoluyla Değerlendirilmesi

Yazarlar: Onur Demirbolat¹ Deniz Damgacı¹ Mert Avcı^{1,2}

¹ Viessmann Manisa Isı Teknolojileri, Manisa

² Celal Bayar Üniversitesi, Manisa

E-mail: dero@viessmann.com

Gsm: 0535 833 9335

Anahtar Kelimeler: Enerji analizi, ekserjetik verim, kombi, tersinmezlik, yanma, ısı transferi

Bu çalışmada, standart bir ev tipi doğalgaz kombisinin termodinamik performansı, ikinci yasa analizi olan ekserji metodu kullanılarak incelenmiştir. Deneysel olarak ölçülen sıcaklık ve gaz debisi verileri temel alınarak, yakıtın kimyasal ekserjisi kullanılarak ekserjetik verimler hesaplanmıştır. Analiz, yanma ve ısı eşanjöründe önemli ekserji tahribatları olduğunu işaret etmektedir; buna karşın çalışmada bazı basitleştirici kabuller (tam yanma, adyabatik sistem, su buharının tüm gizli ısının suya aktarıldığı ve baca gazı ekserjisinin ihmal edilmesi) benimsenmiştir. Deneysel veriler (yakıt tüketimi, su giriş/çıkış sıcaklıkları, baca koşulları) kullanılarak hem enerji verimi hem de ekserji verimi hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre sistemin termal verimi yüksek bulunmuş (%93,63), buna karşın ekserji verimi düşüktür (%13,11), bu da sistemde enerji kullanımının nispeten verimli olmasına rağmen ikinci yasa temelli büyük ölçüde geri kazanılamayan potansiyel tersinmezlikler (irreversibility) bulunduğunu göstermektedir. Bu tersinmezlikler, sistemin genel ekserjetik verimini sınırlayan ana faktörler olarak belirlenmiştir. Bu çalışma, konvansiyonel enerji verimliliği (birinci yasa) yaklaşımının yetersiz kaldığı noktaları göstererek, kombi sistemlerinin termodinamik mükemmelliğini ve optimizasyon potansiyelini belirlemede ekserji analizinin kritik rolünü vurgulamaktadır. Bulgular, gelecekteki kombi tasarımlarında verimliliği artırmak için odaklanması gereken bileşenleri işaret etmektedir.

1.GİRİŞ

Günümüzde enerji kaynaklarının verimli bir biçimde kullanılması, hem ekonomik sürdürülebilirlik hem de çevresel etkilerin azaltılması açısından kritik bir önem taşımaktadır. Özellikle konutlarda yaygın olarak kullanılan doğalgaz kombileri, toplam enerji tüketimi içerisinde kayda değer bir paya sahiptir. GAZBİR tarafından yayımlanan 2024 Doğal Gaz Dağıtım Sektörü Raporu'na göre konutlar, ülkemizdeki toplam doğal gaz tüketiminin yaklaşık %36'sını oluşturarak en yüksek paya sahip tüketim alanı konumundadır.

Enerji analizi (birinci yasa yaklaşımı), sistemlerin genel performansının değerlendirilmesinde önemli bir araç olmakla birlikte, enerji dönüşümleri sırasında meydana gelen kalite kayıplarını ve tersinmezlikleri açıklamada yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle sistemlerin yalnızca enerji verimliliği açısından değil, aynı zamanda termodinamik mükemmellik düzeyleri bakımından da değerlendirilmesi gerekmektedir.

Bu noktada ekserji analizi (ikinci yasa yaklaşımı), enerji dönüşümleri sırasında oluşan kullanılabilir iş potansiyeli kayıplarının nicel olarak belirlenmesine olanak tanıyan güçlü bir yöntem olarak öne çıkmaktadır. Ekserji kavramı, yalnızca enerji miktarını değil, aynı zamanda bu enerjinin çevre koşullarına göre kullanılabilirliğini de dikkate alır. Bu sayede sistemdeki termodinamik kayıpların hangi bileşenlerde yoğunlaştığı belirlenebilir ve iyileştirme çalışmaları bu kritik noktalara odaklanabilir.

Literatürde santraller, içten yanmalı motorlar ve soğutma sistemleri gibi çeşitli termal sistemlere yönelik çok sayıda ekserji analizi çalışması bulunmaktadır. Buna karşın, ev tipi doğalgaz kombileri üzerine yapılan ayrıntılı ekserji analizleri sınırlı sayıdadır. Kombi sistemlerinde gerçekleşen yanma ve ısı transferi süreçleri, yüksek sıcaklık farkları ve kimyasal reaksiyonlar nedeniyle önemli tersinmezlikler içermektedir. Bu tersinmezliklerin sistemin genel verimi üzerindeki etkilerinin belirlenmesi, hem mevcut sistemlerin optimizasyonu hem de yeni nesil tasarım süreçleri için yol gösterici bir rol üstlenmektedir.

Ekserji analizinin HVAC ve ısıtma sistemlerindeki önemi literatürde geniş biçimde tartışılmıştır. Ekserji yaklaşımı, enerji miktarının ötesine geçerek “kullanılabilirlik” kavramını temel alır ve sistem performansının bileşen bazında detaylı biçimde değerlendirilmesini mümkün kılar. HVAC uygulamalarında ekserji analizinin teorik temellerini, ölü hâl seçiminde dikkat edilmesi gereken hususları ve pratik uygulamalarda karşılaşılan tipik hataları özetleyerek (örneğin nemli hava için ekserji ifadeleri ve ekserji verimi hesapları), bu yöntemin neden tercih edilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır (Özgener, 2013).

DeneySEL çalışmalar, kombi türü cihazlarda enerji verimlerinin oldukça yüksek olmasına (%91) karşın, ekserji verimlerinin görece düşük kaldığını (%13,6) göstermektedir (Kesdoğan, 2006). Ayrıca gelişmiş ekserji analizi kapsamında yapılan bir başka çalışmada (Uçar, 2021), yoğunluğuna göre bir kombide ekserji yok oluşunun en büyük oranda yanma ünitesi ve ana ısı eşanjöründe gerçekleştiği, yanma ünitesinde yaklaşık 6,70 kW düzeyinde ekserji yıkımı meydana geldiği raporlanmıştır. Aynı çalışma, toplam teorik iyileştirme potansiyelinin yaklaşık %22,17 seviyesinde olduğunu ortaya koymuştur.

Başka bir çalışmada kombi kazanı ve bina ısıtma sistemi üzerine uygulanan enerji, ekserji ve termoekonomik analizler sonucunda, kombinin enerji verimi %94.22 olarak bulunurken, karşılık gelen genel ekserji verimi %12.57 olarak tespit edilmiş, bu da termal sistemlerdeki verim kavramı arasındaki büyük farkı göstermiştir (Çalışkan, 2014).

Bu çalışmanın temel amacı, standart bir ev tipi doğalgaz kombisinin termodinamik analizini gerçekleştirmektir. Bu kapsamda, deneySEL olarak ölçülen sıcaklık ve debi verileri kullanılarak hem birinci yasa hem de ikinci yasa verimleri hesaplanmış ve sistemin termodinamik performansı değerlendirilmiştir.

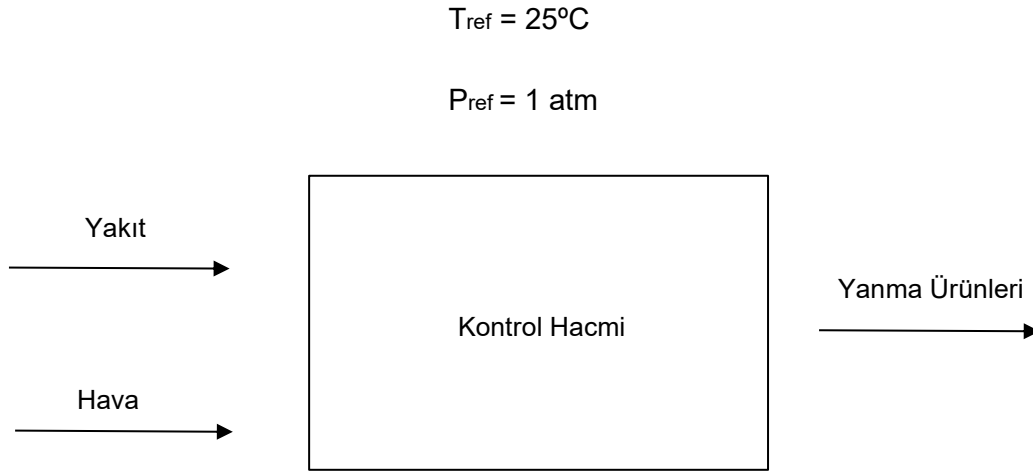
2. MALZEME VE YÖNTEM

2.1 Termodinamik Temeller ve 1. Yasa Verimi

Sistem bir kontrol hacmi (açık sistem) olarak ele alınmış ve kararlı akış koşulları varsayılmıştır. Analizler, Termodinamiğin Birinci ve İkinci Yasalarına dayanmaktadır. Teorik hesaplamalarda yapılan kabuller;

- Tam yanma gerçekleşmiştir.
- Sistem adyabatiktir.
- Yanma sonucu oluşan su buharı gizli ısısının tamamı besleme suyuna aktarılmıştır.
- Pompa ve fandan kaynaklı sisteme giren mekanik iş ihmal edilmiştir.
- Baca gazından kaynaklanan ekserji kayıpları ihmal edilmiştir.

Şekil 1’de kontrol hacmi şeması verilmiştir.



Şekil.1 Kontrol hacmi şeması

Denklem 1 kullanılarak kontrol hacmine birim zamanda giren yakıtın enerji miktarı hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} x H_{net} \quad (1)$$

Denklem 2 kullanılarak kontrol hacmine birim zamanda giren yakıtın enerji miktarı hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{su} = \dot{m}_{su} x (h_{su,80} - h_{su,60}) \quad (2)$$

Denklem 3, termal verimin hesaplanmasında kullanılmıştır (Birinci Yasa):

$$\eta_{termal} = \frac{\dot{E}_{su}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (3)$$

2.2 2. Yasa Verimi

Yakıtın kimyasal ekserjisi, bileşenlerinin çevre koşullarına göre reaksiyona girdiğinde açığa çıkarabileceği maksimum iş miktarını temsil eder. Metan gazı (CH₄) için kimyasal ekserji değeri literatürde farklı değerlerde hesaplanmıştır. Bu çalışmada metan gazının kimyasal ekserjisi denklem 4 kullanılarak hesaplanmıştır ve ϕ değeri 1.04 olarak alınmıştır (Kotas, 1985).

$$Ex_{yakıt} = H_i x \phi \quad (4)$$

Birim zamanda yakıttan sisteme aktarılan ekserji denklem 5 ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Ex}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} x Ex_{yakıt} \quad (5)$$

Denklem 6 ve 7 ile sisteme giren ve çıkan suyun ekserjisi hesaplanmıştır.

$$\dot{Ex}_{su,60} = \dot{m}_{su} [(h_{su,60} - h_{ref}) - T_{ref}(s_{su,60} - s_{ref})] \quad (6)$$

$$\dot{Ex}_{su,80} = \dot{m}_{su} [(h_{su,80} - h_{ref}) - T_{ref}(s_{su,80} - s_{ref})] \quad (7)$$

Denklem 8, ekserjetik verimin hesaplanmasında kullanılmıştır (İkinci Yasa):

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Ex}_{su,80} - \dot{Ex}_{su,60}}{\dot{Ex}_{yakıt}} \quad (8)$$

Brüt Isıl Değer (Hs), yakıtın tam yanması sonucu oluşan su buharının yoğuştuğu varsayımıyla açığa çıkan toplam ısı enerjisini ifade eder.

Net Isıl Değer (Hi), yakıtın yanması sırasında oluşan su buharının yoğuşmadığı varsayımıyla açığa çıkan ısı enerjisini ifade eder ve genellikle konvansiyonel cihazların verimlilik hesaplarında ile ekserji analizlerinde temel alınır.

Hi ve Hs değerleri sırasıyla 34,02 ve 37,78 MJ/m³ olarak alınmıştır (BS EN 437:2018).

Sisteme beslenen su giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 60 °C ve 80 °C dir.

3. Sonuçlar

Tablo.1’de, bölüm 2’de bahsedilen formüller kullanılarak hesaplanmış değerler görülmektedir.

Tablo.1 Termal verim hesabında kullanılan değerler

Parametre	Formül	Değer	Birim
Isı Girişi ($\dot{E}_{yakıt}$)	$\dot{m}_{yakıt} \times H_s$	28,23	kW
Suya Aktarılan Isı (\dot{E}_{su})	$\dot{m}_{su} \times (h_{su,80} - h_{su,60})$	26,43	kW
Termal Verim (η_{termal})	$\eta_{termal} = \frac{\dot{E}_{su}}{\dot{E}_{yakıt}}$	93,63	%

Denklem 3 kullanılarak hesaplanan termal verim %93,63’dir. Tablo.2’de, bölüm 2’de bahsedilen formüller kullanılarak hesaplanmış değerler görülmektedir.

Tablo.2 Ekserjetik verim hesabında kullanılan değerler

Parametre	Formül	Değer	Birim
Ekserji Girişi ($\dot{E}x_{yakıt}$)	$\dot{m}_{yakıt} \times H_i$	26,45	kW
Suya Aktarılan Ekserji ($\dot{E}x_{su}$)	$\dot{E}x_{su,80} - \dot{E}x_{su,60}$	3,46	kW
Ekserjetik Verim (η_{ex})	$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{su,80} - \dot{E}x_{su,60}}{\dot{E}x_{yakıt}}$	13,11	%

Denklem 8 kullanılarak hesaplanan ekserjetik verim %13,11’dir.

4. Tartışma ve Değerlendirme

Bu çalışmada, standart bir ev tipi doğalgaz kombisinin enerji ve ekserji performansları değerlendirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, sistemin enerji (termal) veriminin %93,63, ekserjetik veriminin ise yaklaşık %13,11 olduğu belirlenmiştir. Bu sonuçlar, birinci yasa (enerji) ve ikinci yasa (ekserji) analizleri arasındaki temel farkı açıkça ortaya koymaktadır.

Enerji analizi, sisteme giren ve çıkan toplam enerji miktarlarını dikkate alarak, enerjinin niceliksel dönüşümünü değerlendirir. Dolayısıyla enerji verimi, sistemin yakıttan aldığı enerjinin ne kadarının yararlı ısı formuna dönüştüğünü gösterir. Ancak enerji, doğası gereği korunur ve dönüşüm sırasında kalitesini yitirebilir. Bu nedenle enerji analizi, sistemdeki tersinmezlikleri, sıcaklık farklarını ve enerjinin kullanılabilirliğini (iş potansiyelini) göz önüne alamaz.

Buna karşılık, ekserji analizi termodinamiğin ikinci yasasına dayanır ve enerji dönüşüm süreçlerinde meydana gelen kalite kayıplarını, yani tersinmezlikleri nicel olarak belirler. Ekserji, çevre koşullarına göre yapılabilecek maksimum işi temsil ettiğinden, ekserjetik verim bir sistemin “termodinamik mükemmellik” düzeyini yansıtır. Kombi sistemlerinde düşük ekserji verimi, özellikle yanma odasında ve ısı eşanjöründe meydana gelen büyük sıcaklık farkları, kimyasal reaksiyon tersinmezlikleri ve baca gazı ısı kayıplarından kaynaklanmaktadır. Bu nedenle, enerji veriminin yüksek olmasına rağmen ekserjetik verimin düşük çıkması beklenen bir durumdur.

Sistemin ekserjetik performansının artırılabilmesi için, öncelikle yanma ve ısı transferi süreçlerinde oluşan tersinmezliklerin azaltılması gerekmektedir. Optimum hava fazlalık oranının (λ) seçilmesi, yanma odasındaki türbülansın iyileştirilmesi, eşanjör yüzey alanlarının artırılması ve baca gazı sıcaklığının düşürülmesi bu açıdan önem taşımaktadır. Ayrıca yoğunmalı kombi sistemlerinde, baca gazındaki su buharının yoğunlaşmasıyla geri kazanılan gizli ısınin değerlendirilmesi, hem enerji hem de ekserjetik verimi önemli ölçüde yükseltebilmektedir.

Gelecekte yapılacak çalışmalarda, bu analiz kapsamı genişletilerek gelişmiş ekserji analizi yöntemleriyle bileşen bazında ekserji yıkımlarının hesaplanması önerilmektedir. Ayrıca, baca gazının kimyasal ekserjisinin de dahil edildiği kapsamlı modeller, pompa ve fan güçlerinin dikkate alındığı tam ekserji analizi ve farklı yakıt tipleri (örneğin biyometan veya hidrojen karışımları) için performans karşılaştırmaları, ileride yapılacak çalışmalarda değerlendirilebilecek önemli araştırma alanlarıdır.

KAYNAKÇA

1. British Standards Institution. (2018). *Test gases – Test pressures – Appliance categories* (BS EN 437:2018). British Standards Institution.
2. ÇALIŞKAN, H., (2014). Energy, exergy, thermoeconomic and sustainability analyses of a building heating system with a combi-boiler. *International Journal of Exergy* , vol.14, no.2, 244-273.
3. Çengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, U. (2024). *Thermodynamics: An engineering approach* (10. basım). McGraw Hill.
4. Gazbir. (2024). *2024 Doğal Gaz Dağıtım Sektörü Raporu*.
5. KESDOĞAN, E., 2006, *Efficiency and Energy Losses for Combi Boilers*, M.Sc. Thesis, Dokuz Eylül University Graduate School of Natural and Applied Sciences, İzmir.
6. KOTAS, T. J., 1985, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworths, London.
7. Özgener, L., & Hepbaşı, A. (2013). HVAC sistemlerinde ekserji analizinin gerekliliği ve uygulamaları. *VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir.
8. Ucar, M., & Arslan, O. (2021). Assessment of improvement potential of a condensed combi boiler via advanced exergy analysis. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23, 100853.