



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE İÇ ORTAM ŞARTLARININ
OPTİMİZASYONU VE EKONOMİK ANALİZİ

Nurullah ARSLANOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
BURSA-2009

II



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE İÇ ORTAM ŞARTLARININ
OPTİMİZASYONU VE EKONOMİK ANALİZİ

Nurullah ARSLANOĞLU

Prof.Dr. Abdulvahap YİĞİT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
BURSA-2009

ÖZET

Günümüzde değişik sistem ve teknolojiler vasıtasıyla yaygın olarak kullanılan iklimlendirme sistemlerinin amacı; buldukları ortamda insanlara kabul edilebilir kalitede konforlu ve temiz iç ortam havası hazırlamaktır. Mekanik olarak iklimlendirilmiş hacimlerde temel amaç, minimum enerji tüketimi elde etmekle birlikte, bu hacimleri kullanan insanlar için, sağlıklı ve konforlu yaşam alanları sağlamaktır.

Isıl konfor, ısı ve kütle transferinin önemli uygulama alanlarından biridir. Daha önce Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan iklimlendirme odasında yapılan deneyler sonucu klimanın yazın soğutmada hava sıcaklığı 22°C ve hava hızı 0.2 m/s veya hava sıcaklığı 24 ° C ve hava hızı 0.4 m/s olacak şekilde çalıştırılması sonucu üzere insan üzerinde aynı ısıl konforu sağladığı görülmüştür.

Bu çalışmada da yazın soğutması split klimalarla yapılan bir poliklinik projesinde farklı yalıtım kalınlıklarında farklı yalıtım malzemelerinde, yalıtımlı ve yalıtımsız halde farklı duvar çeşitlerinde bu iki farklı şartlandırma koşulunda değişken COP değerlerinde enerji tüketimleri ve ŞİMDİKİ DEĞER METODU kullanılarak parasal maliyetleri hesaplanılmış ve havanın sıcaklığını 2 ° C düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmanın ne kadar parasal kazanç sağladığı ve elektrik enerjisi tüketiminden ne kadar tasarruf edildiği hesaplanılmıştır ve grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca bunun sonucunda 1998- 2008 yılı split klima satışlarından yola çıkarak tüm Türkiye de split klima kullanılan mahallerde hava sıcaklığını 2 ° C düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmanın ülkemiz için yıllık ne kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı hesaplanılmıştır ve grafikler halinde sunulmuştur.

Bunun yanında Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan şartlandırma odasında farklı şartlandırma koşullarında deneyler yapılmış olup deneklerin ense deri yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri grafik halinde

sunulup ve tüm deneyler sırasında deneklerin buldukları ortamdan hissettikleri ısıl duyum da sorgulanmıştır. Isıl konforun tespiti için “Tahmini Ortalama Oy (*PMV*)” indisi kullanılmıştır

Anahtar kelimeler: Klima, Isıl Konfor, Şimdiki Değer Metodu, *PMV*

ABSTRACT

Nowadays, objective of different systems and technologies widely used in the HVAC systems is to provide on acceptable quality of clean indoor air and comfort. The main purpose of an indoor environment which is mechanically air conditioned is to achieve minimum energy consumption and also provide healthy and comfortable living quarters for people.

Thermal comfort is one of the important application areas of heat and mass transfer. Previously, climate chamber experiments that made in Department of Mechanical Engineering Heat Technology Laboratory showed that, an air conditioner operated under 22°C temperature of cooling air and 0.2 m/s air velocity or under 24 ° C and 0.4 m/s air velocity has the same thermal comfort level on person.

In this study, energy consumption under different COP values of a a clinic project which is cooled by an air conditioner, with different insulation materials and thickness, with and without insulated were calculated and monetary cost calculations were obtained by using the present value method .The costs for increasing air velocity by 0.2 m/s instead of decreasing air temperature by 2 ° C were calculated, the and how much electrical energy saved were obtained and graphically presented. The gain an electrical energy by using this method fort the sale of air conditioners between 1998-2008 was calculated and presented for Turkey.

For this, experiments were hold in a climate chamber in Department of Mechanical Engineering Heat Technology Laboratory, neck skin temperatures were measured and thermal sensations were questioned of subjects under different climate conditions to predict the thermal comfort or discomfort "Predicted Mean Vote (PMV) index was used

Key words: Air conditioning, Thermal comfort, Present Value Method,

İÇİNDEKİLER

| | |
|---|------|
| ÖZET | I |
| ABSTRACT | III |
| İÇİNDEKİLER..... | IV |
| TABLolar DİZİNİ | VII |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | VIII |
| SİMGELER DİZİNİ | XI |
| 1.GİRİŞ | 1 |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL BİLGİLER | 3 |
| 2.1. Kaynak Araştırması..... | 3 |
| 2.2.Kuramsal Bilgiler..... | 13 |
| 2.2.1.İklimlendirmenin gelişimi..... | 14 |
| 2.2.2.Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemi | 18 |
| 2.2.3.Klima tekniği..... | 21 |
| 2.2.3.1.Tam havalı sistemler | 22 |
| 2.2.3.2.Sabit havalı tek kanallı tek zonlu sistemler..... | 22 |
| 2.2.3.3.Tekrar ısıtmalı(Reheat) sistemler | 22 |
| 2.2.3.4.Değişken hava debili havalı klima sistemleri..... | 22 |
| 2.2.3.5.Split tip klimalar | 23 |
| 2.2.4.Isıl konfor..... | 24 |
| 2.2.5.Isıl konfor modelleri | 27 |
| 2.2.5.1.İki bölmeli anlık enerji dengesi modeli | 27 |

| | |
|--|----|
| 2.2.5.2.Sürekli rejim enerji dengesi modeli..... | 29 |
| 2.2.6.Binalarda Soğutma yükü hesabı..... | 30 |
| 2.2.7.Toplam ani ısı kazançları..... | 30 |
| 2.2.7.1.Camlardan gelen ısı kazancı..... | 31 |
| 2.2.7.2.Dış duvar ve çatıdan gelen ısı kazancı..... | 32 |
| 2.2.7.3.İç bölmeler, tavan ve döşemeden gelen ısı kazancı..... | 33 |
| 2.2.7.4.İnsanlardan gelen ısı kazancı..... | 33 |
| 2.2.7.5.Klima yapılan mahal içindeki çeşitli kaynaklardan gelen ısı kazançları | 34 |
| 2.2.7.6.Havalandırma için alınan dış havadan ve infiltrasyondan gelen ısı kazancı..... | 36 |
| 2.2.7.7.Yapı elemanları arasından sızan nemden kaynaklanan ısı kazancı (su buharı geçişinden dolayı gizli ısı kazancı) | 37 |
| 2.2.7.8.Kanallardan olan ısı kazancı | 37 |
| 2.2.8.Soğutma makineleri..... | 38 |
| 2.2.8.1.Ters Carnot Çevrimi | 39 |
| 2.2.9.İsı yalıtımı | 40 |
| 2.2.9.1.Genleştirilmiş polistiren köpük (EPS) | 43 |
| 2.2.9.2.Ekstrüde polistiren köpük (XPS)..... | 44 |
| 2.3.Ekonomik Analiz | 45 |
| 2.3.1. Paranın zaman değeri..... | 46 |
| 3.MATERYAL VE YÖNTEM | 48 |

| | |
|--|----|
| 3.1.Deneysel Çalışmalar..... | 48 |
| 3.1.1. Şartlandırma odası..... | 48 |
| 3.1.2. Deney setleri ve ölçümler | 51 |
| 3.1.3. Denekler..... | 53 |
| 3.1.4. Ölçüm Cihazları | 53 |
| 3.2.Örnek Bir Binada Ekonomik Analizin Uygulanması..... | 57 |
| 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA | 62 |
| 4.1.Poliklinik Projesinin Ekonomik Analizinin Sonuçları..... | 62 |
| 4.1.1.Türkiye'deki tüm split klima kullanılan mahaller için bu iki farklı şartlandırma koşulunda meydana gelen yıllık enerji tasarrufu..... | 74 |
| 4.2.PMV İndeksinin ve Ense Deri Yüzey Sıcaklığının İncelenmesi..... | 81 |
| 4.3. Sonuç ve Öneriler..... | 88 |
| KAYNAKLAR..... | 91 |
| TEŞEKKÜR | 95 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 96 |

TABLolar DİZİNİ

| | | |
|------------|---|----|
| Tablo 3.1. | İlk grup deneysel çalışmalarda, haftalara göre deney ortamı için sabit ve değişkenler ile denek sayısının durumu..... | 52 |
| Tablo 3.2. | Deneklere ait antropometrik özellikler..... | 54 |
| Tablo 4.1. | 1998- 2008 yılı split klima satışları..... | 75 |
| Tablo 4.2. | 28 °C hava sıcaklığında ve 0.6 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar..... | 83 |
| Tablo 4.3. | 28 °C hava sıcaklığında ve 0.4 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar..... | 83 |
| Tablo 4.4. | 26 °C hava sıcaklığında ve 0.6 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar..... | 84 |
| Tablo 4.5. | 26 °C hava sıcaklığında ve 0.4 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar..... | 84 |
| Tablo 4.6. | Deneylerde elde edilen PMV değerler..... | 85 |

ŞEKİLLER DİZİNİ

| | |
|---|----|
| Şekil 2.1.Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Çevrimi..... | 19 |
| Şekil 2.2. İdeal ve gerçek soğutma uygulamasına ait P-h ve T-s diyagramları..... | 20 |
| Şekil 2.3.Split klima cihazı..... | 23 |
| Şekil 3.1.Şartlandırma odası, insanın konumu ve ölçüm noktalarının şematik görünümü | 50 |
| Şekil 3.2.Şartlandırma odasının üstten görünüşü ve insanın duvarlara göre konumu..... | 51 |
| Şekil 3.3. Testo 454 veri toplama cihazı (a) hava hızı ölçüm probu (b) ortam sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm probu..... | 55 |
| Şekil 3.4.Ense bölgesi deri sıcaklığı ölçümünde kullanılan termometre ve yüzey sıcaklığı ölçüm probu..... | 56 |
| Şekil 3.5.Poliklinik projesi..... | 58 |
| Şekil 4.1. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=1$ cm.)..... | 63 |
| Şekil 4.2. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri($L_y=1$ cm.)..... | 64 |

| | |
|--|----|
| Şekil 4.3. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=2$ cm.)..... | 65 |
| Şekil 4.4. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=2$ cm.)..... | 66 |
| Şekil 4.5. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=3$ cm.)..... | 67 |
| Şekil 4.6. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=3$ cm.)..... | 68 |
| Şekil 4.7. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=4$ cm.)..... | 69 |
| Şekil 4.8. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=4$ cm.)..... | 70 |
| Şekil 4.9. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=5$ cm.)..... | 71 |
| Şekil 4.10. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=5$ cm.)..... | 72 |
| Şekil 4.11. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=6$ cm.)..... | 73 |
| Şekil 4.12. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=6$ cm.)..... | 74 |
| Şekil 4.13. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iklimlendirme koşullarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=1$ cm.)..... | 76 |
| Şekil 4.14. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iklimlendirme koşullarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=2$ cm.)..... | 76 |

| | |
|--|----|
| Şekil 4.15. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iklimlendirme koşullarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=3$ cm.)..... | 77 |
| Şekil 4.16.Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iklimlendirme koşullarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri($L_y=4$ cm.)..... | 78 |
| Şekil 4.17. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iklimlendirme koşullarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=5$ cm.)..... | 79 |
| Şekil 4.18. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde , farklı iklimlendirme koşullarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=6$ cm.)..... | 80 |
| Şekil 4.19.İslak vucüt için ense deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi | 81 |
| Şekil 4.20.Kuru vucüt için ense deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi..... | 82 |
| Şekil 4.21. 28 ° C sıcaklık ve 0.6 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi..... | 85 |
| Şekil 4.22. 28 ° C sıcaklık ve 0.4 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi..... | 86 |
| Şekil 4.23. 26 ° C sıcaklık ve 0.4 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi..... | 86 |
| Şekil 4.24. 26 ° C sıcaklık ve 0.6 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi..... | 87 |

SİMGELER DİZİNİ

| | | |
|------------------|--|----------------------|
| A | Kapı veya pencerenin hava geçirgenliği | [m ³ /hm] |
| A | Tavan veya döşeme alanı | [m ²] |
| A | Isı transfer yüzey alanı | [m ²] |
| A | Depo malzemesinin ısı transfer alanı | [m ²] |
| BF | Serpantin by-pass faktörü | |
| C _{ph} | Nemli havanın özgül ısısı | [kj/kg] |
| c _{p,b} | Vücudun özgül ısısı | [J/kg.K] |
| C _{res} | Solunum ile olan taşınım ısı kaybı | [W/m ²] |
| C+R | Deriden duyulur ısı kaybı | [W/m ²] |

XII

| | |
|------------|---|
| E_{res} | Solunum ile olan buharlaşma ısı kaybı [W/m^2] |
| E_{sk} | Deriden toplam buharlaşma ısı kaybı, W/m^2 |
| g_G | Düzeltilme ve gölgeleme faktörü |
| h_{sb} | Oda sıcaklığında buharlaşma gizli ısı [kJ/kg] |
| H | Yapı karakteristiği |
| k | Pencerenin toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2K] |
| k | Duvar ve çatının toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2K] |
| K | Klima yapılan mahalli, komşu mahalden ayıran yapı elemanının toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2K] |
| k_2 | Özel armatür faktörü |
| k_1 | Kullanma faktörü |
| k_1 | Kullanma faktörü |
| k_2 | Yük faktörü |
| k | Depo malzemesinin ısı geçiş katsayısı [W/m^2K] |
| L_{boru} | Boru boyu [m] |
| L | Kapı veya pencerenin açılan kısımlarının çevre uzunluğu [m] |
| L | Klimatize edilmeyen mahaldeki kanal boyu [m] |
| M | Metabolik ısı enerji üretimi [W/m^2] |
| m | vücut kütlesi [kg] |
| n | Kişi sayısı |

XIII

| | | |
|-----------------|---|-------------------|
| N | Duvar malzemesinin gizli ısı geçirme değeri | $[W/m^2\Delta w]$ |
| N_{motor} | Motor gücü | $[W]$ |
| $Q_{d insan}$ | Kişi başına duyulur ısı kazancı | $[W/şahıs]$ |
| $Q_{g insan}$ | Kişi başına gizli ısı kazancı | $[W/şahıs]$ |
| Q_{TA} | Aydınlatma gücü | $[W]$ |
| $Q_{cr,sk}$ | İç bölmeden deriye vücut dokularından olan iletim ve kan akışı ile olan taşınım ile ısı geçişinin toplamı | $[W/m^2]$ |
| q_{boru} | Metre başına borudan olan ısı kazancı | $[W/m]$ |
| R | Mahal karakteristiği | |
| S_{cr} | Birim zamanda iç bölmede depolanan ısı enerjisi | $[W/m^2]$ |
| S_{sk} | Birim zamanda deride depolanan ısı enerjisi | $[W/m^2]$ |
| T_d | Dış ortam sıcaklığı | $[^{\circ}C]$ |
| T_i | İç sıcaklık | $[^{\circ}C]$ |
| $\Delta T_{eş}$ | Eşdeğer sıcaklık farkı | $[^{\circ}C]$ |
| T_K | Komşu hacmin sıcaklığı | $[^{\circ}C]$ |
| T_i | İç sıcaklık | $[^{\circ}C]$ |
| $T_{iş}$ | Ortalama sıcaklığı | $[^{\circ}C]$ |
| T_h | İç ortamın ortalama hava sıcaklığı | $[^{\circ}C]$ |
| V_D | Havalandırma için alınan dış hava miktarı | $[m^3/h]$ |
| V_h | Kanaldaki hava miktarı | $[m^3/h]$ |

XIV

| | | |
|--------------|---|-----------------------------|
| V_i | İnfiltrasyonla giren hava miktarı | [m ³ /h] |
| W | Yapılan mekanik iş | [W/m ²] |
| w_d | Dış havanın özgül nemi | [kg su buharı/kg kuru hava] |
| w_i | İç havanın özgül nemi | [kg su buharı/kg kuru hava] |
| Z_i | Köşe odalar için zam faktörü | |
| Δw | İç ve dış havanın özgül nem farkı | [kg su buharı/kg kuru hava] |
| ΔT_k | Kanal içerisindeki havada sıcaklık yükselmesi | [°C] |
| ΔT | Kanalın içindeki hava ile çevre arasındaki sıcaklık farkı | [°C] |
| ρ_h | Havanın yoğunluğu | [kg/m ³] |
| ΔT | Depo içerisindeki sıvı ile ortam arasındaki sıcaklık farkı | [°C] |
| α | Boyutsuz olarak vücut kütesinin deri bölgesinde bulunan oranı | |
| θ | Zaman | [s] |

1.GİRİŞ

Klima sistemlerinde en pahalı enerji biçimi olan elektrik enerjisi kullanılmaktadır. Bu enerjiden konfordan fedakarlık etmeden gerçekleştirilebilecek tasarruf, işletme maliyetlerinde önemli karlılıklar sağlayacaktır. Bu çerçevede alınabilecek pek çok önlem bulunmaktadır. Minimum maliyet ile maksimum faydanın sağlanması esas alınarak, önlemleri derecelendirmek mümkündür.

Yaz iç sıcaklık değerinin 2 °C daha yüksek seçilmesi, enerji tüketiminde %10 mertebelerinde tasarrufa imkan verebilmektedir. Yapılarda yazın konfor amaçlı mekanik soğutma giderek yaygınlaşmaktadır. Konutlarda ve ticari yapılarda farklı tip klima cihazlarıyla yazın gerçekleştirilen soğutma aynı zamanda önemli bir enerji tüketim kalemi oluşturmaktadır. Burada kullanılan enerji, esas olarak elektrik enerjisidir. Dolayısıyla yaz klimasında en kıymetli enerji kaynağı kullanılmaktadır.

Enerji fiyatları çok hızla değişmektedir. Elektrik fiyatlarının da petrole bağlı olarak tırmandığını düşündüğümüzde, enerji maliyetlerinin sistemlerin en önemli özelliği haline geldiğini söylemek mümkündür. Bugün enerji fiyatları ve ilk yatırım maliyetlerine bakıldığında çarpıcı bir tablo ile karşılaşmaktadır. Örneğin bir soğutma grubunun bir soğutma mevsiminde harcadığı elektrik enerjisi, uygulamaya, büyüklüğe ve cinse göre değişmekle birlikte kendi satın alma fiyatının %20-%40'ı mertebesinde dir. Enerji tüketimini azaltmak mümkündür. Batı toplumlarında bu yönde çok önemli ilerlemeler sağlanmıştır. Ancak tasarrufa Batı ülkelerinden daha fazla ihtiyacı olan ülkemizde alınan yol maalesef çok azdır.

Daha önce Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan şartlandırma odasında yapılan deneyler sonucu klimanın yazın soğutmada hava sıcaklığı 22°C ve hava hızı 0.2 m/s olacak şekilde çalıştırılması veya hava sıcaklığı 24 ° C ve hava hızı 0.4 m/s olacak şekilde çalıştırılması sonucu üzere aynı ısıl konforu sağladığı görülmüştür. Bundan dolayı havanın sıcaklığını 2 ° C düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmak klimalardaki enerji tüketimini azaltmış olacaktır. Bu çalışmada da ŞİMDİKİ DEĞER METODU kullanılarak yazın soğutması split klimalarla yapılan bir poliklinik projesinde farklı yalıtım kalınlıklarında farklı yalıtım malzemelerinde, yalıtımlı ve yalıtımsız halde farklı duvar çeşitlerinde bu iki farklı şartlandırma koşulunda değişken COP değerlerinde enerji tüketimleri ve parasal maliyetleri hesaplanmış ve mahal havasının sıcaklığını 2 ° C düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmanın ne kadar parasal kazanç sağladığı ve elektrik enerjisi tüketiminden ne kadar tasarruf edildiği hesaplanmıştır ve grafikler halinde sunulmuştur.

Ayrıca bunun sonucunda 1998- 2008 yılı split klima satışlarından yola çıkarak tüm Türkiye de split klima kullanılan mahallerde hava sıcaklığını 2 ° C düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmanın ülkemiz için yıllık ne kadar enerji tasarrufu sağlandığı hesaplanmıştır ve grafikler halinde sunulmuştur. Bunun yanında Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan şartlandırma odasında farklı şartlandırma koşullarında deneyler yapılmış olup deneklerin ense deri yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri grafik halinde sunulup ve tüm deneyler sırasında deneklerin buldukları ortamdan hissettikleri ısıl duyum da sorgulanmıştır. Isıl konfor ya da konforsuzluğun yani ısıl duyumun tespiti için “Tahmini Ortalama Oy (PMV)” indisi kullanılmıştır

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL BİLGİLER

2.1. Kaynak Araştırması

Mehmet Azmi Aktacir ve ark.(2005) yılında yaptıkları çalışmada ilk yatırım maliyetlerini ve işletme maliyetlerini değerlendirerek sabit debili ve değişken debili iklimlendirme sistemlerinin yaşam boyu ekonomik analizini yapmışlardır ve karşılaştırmışlardır. Ekonomik analiz yaparken Şimdiki değer metodunu kullanmışlardır. Ekonomik analizi Adana’da iki farklı bina için yapmışlardır. Sonuç olarak değişken debili iklimlendirme sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri sabit debili iklimlendirme sistemlerine göre daha fazla olmasına rağmen yaşam boyu ekonomik analiz yapıldığında değişken debili iklimlendirme sistemlerinin dŐuk işletme maliyetlerinden dolayı daha ekonomik olduğu sunulmuştur.

Nurettin Kkalının (2005) yılında yapmış olduğu çalışmada klima sistemlerinde enerji ekonomisi ve uygulama önerilerinde bulunmuştur. Bu çalışmada klima sistemlerindeki fanların değişken debili ve sabit debili olmalarının, sistem tasarımlarının ve işletme biçimlerinin işletme maliyetine etkileri ortaya konulmuŐtur. Klima tesisatındaki pompaların, sistem tasarımlarının ve işletme biçimlerinin işletme maliyetine etkileri ortaya konulmuŐtur. Klima sistemlerinde enerji ekonomisini ilgilendiren değişik öneriler maddeler halinde sıralanmıŐtur.

S.Sanaye ve ark.(2004) yılında yapmış olduğu çalışmada Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile çalışan bir iklimlendirme sisteminin termal ve ekonomik optimum dizaynını yeni bir metod ile yapmışlardır. Sistem kompresör, kondenser, evaporatör, santrifüj ve aksenal fandan oluşmaktadır. Evaporatör ve kondenser sıcaklıkları, ısı transfer yüzey alanları, santrifüj ve aksenal fan güçleri, kompresör gücü dizayn edilmiştir. Soğutma yükünün değişiminin optimum dizayn parametreleri üzerine etkisi çalışılmıştır.

Havenith ve ark. (2002), giysi özellikleri ve metabolik ısı üretimi gibi ısı konforu etkileyen kişisel faktörler üzerinde durmuştur. Çalışmada, ısı konforun değerlendirilmesinde “Ortalama Tahmini Oy (PMV)” indisinin kullanımının çok yaygın olduğunu ve PMV indisinin en uygun tahmini için ise metabolik ısı üretimi ve giysi parametrelerinin en doğru şekilde bilinmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Çalışma temelde üç soruya cevap arama şeklinde yapılmıştır. Bunlardan birincisi vücudun hareketli olmasının veya hava hızının giysi ısı direnci üzerine etkisi olup olmadığı ve eğer var ise bu parametrelerin standartlar ile verilen konfor tahminlerini nasıl etkilediği üzerinedir. Diğeri ise giysi buharlaşma direncinin konfor tahminleri üzerine etkisinin olup olmadığı ve eğer var ise buharlaşma direnci üzerine vücut hareketleri ve hava hızının etken olup olmadığı şeklindedir. Çalışmayı teşkil eden son soru, metabolik ısı üretimini tahmin metotlarının neler olduğu ve bunların doğruluk payı ile konfor değerlendirmelerinde ne kadar faydalı oldukları yönündedir. Havenith ve ark. (2002), çalışmanın sonucunda bu soruları cevaplayıcı yönde sonuçlara varmıştır. Sonuçlar şu şekilde sıralanabilir: Vücut hareketleri ve hava hızının giysi yalıtımı üzerine etkisi oldukça büyüktür ve tam doğru konfor tahminleri için bu parametreler mutlaka dikkate alınmalıdır. Yüksek buharlaşma direncine sahip giysiler yüksek deri ıslaklığına sebep olabilir ve bu da konforu sınırlar, bu nedenle konfor hesaplarında giysi buharlaşma direnci ihmal edilmemelidir. Yine vücut hareketleri ve hava hızı, giysi buharlaşma direnci ve dolayısıyla deri ıslaklığı üzerine önemli derecede etkendir ve ihmal edilmemesi gerekli parametrelerdir. Tam doğru konfor değerlendirmeleri için tam doğru metabolik ısı üretimi değerleri gereklidir. ISO 8996 da verilen metabolik ısı üretimi

değerlerini geliştirmek için 2 met değerinin altındaki metabolik oranlara sahip aktiviteler için daha fazla ve detaylı verilere ihtiyaç duyulmaktadır. Havenith ve ark.'nın (2002) elde ettiği sonuçlar kişisel parametrelerin ısı konforu nasıl etkilediğini sunması açısından oldukça önemlidir.

Isıl ortam bağıl neminin konfor üzerine etkisi Fountain ve ark. (1999) tarafından incelenmiştir. Fountain ve ark. (1999) daha çok yüksek nemin etkisini ele almış, çalışmada kontrollü odada yapılan deneyler sunulmuştur. Bahsedilen çalışmada, 3 saatlik deneyler sırasında toplam 411 denegın cevapları toplanmış ve seçilmiş 65 denekten de deri sıcaklığı ve ıslaklığı ölçümleri alınmıştır. İç ortam sıcaklığı 20 ° C ile 26 ° C, ortam bağıl nemi %60 ile %90 arasında değiştirilmiştir. 0.5 clo ve 0.9 clo olmak üzere iki farklı giyim durumu ele alınmış, 1.2 met, 1.6 met ve 4 met olmak üzere 3 farklı metabolik aktivite düzeyi göz önünde bulundurulmuştur. Yaklaşık 1.2 met metabolik aktivite seviyesine sahip sakin oturma esnasında nemin açık bir etkisi bulunamamış, 1.6 met ve 4 met metabolik aktivite seviyelerinde deneklerin cevaplarında farklılıklar oluşmaya başlamıştır. Fakat bu farklılıkların sebebinin direkt olarak nemle alakalı olup olmadığı ayırt edilememiş, bu farklılıklara ısı dengenin ve sıcaklık denetim mekanizmalarının da sebep olabileceğinden bahsedilmiştir. Çalışmada ortaya çıkan diğer bir sonuç ise 1.6 met ve üzerindeki metabolik aktivite düzeyleri için, memnuniyetsizliği %25 değerinin altına çekebilecek hiçbir nemlilik sınırının olmadığıdır.

Nemin konfor üzerine etkisi Berglund (1998) tarafından da araştırılmıştır. Berglund (1998) çalışmasında düşük ve yüksek nemin insan ısı dengesi üzerine etkisini ele almış, düşük ve yüksek nem seviyelerinin ısı denge dışında insana etkilerine de değinmiştir. Çalışmada, buharlaşma ile su kaybı ve dolayısıyla ısı kaybının, vücut ile çevre havası arasındaki su buharı basıncı farkına bağlı olduğu belirtilerek, nemin insan ile çevresi arasındaki ısı dengeyi nasıl etkilediği sayısal olarak şu şekilde izah edilmiştir: 0.6 clo dirence sahip elbiseler ile 24 ° C ve %50 bağıl nemde dinlenme durumundaki insan, difüzyona bağlı olarak, 21 mL/s su kaybeder. Bu enerji cinsinden de yorumlanabilir. Dinlenme durumunda insan 1 met (105 W) ısı üretir ve ısı denge

için bunu atmamak zorundadır. 21 mL/s su kaybı ile bu enerjinin %20' si yani 21 W' lık kısmı buharlaşma kaybı şeklinde atılabilmektedir. Kalan ısı da diğer mekanizmalar ile atılmaktadır. Ortam sıcaklığı aynı kalmak üzere nem %50' den %20' ye düşürülürse atılması gereken 105 W' lık ısıнын %25' i yani 26 W buharlaşma ile atılmaktadır. Bu durumda atılması gereken duyulur ısı 84 W' lık ilk değerinden 79 W' a düşmekte ve deri sıcaklığı 0.3 ° C azalmaktadır. Bu durumda kuru havada insan bir miktar soğuk hissine kapılabilir. %20 ile %50 bağıl nemde aynı konforun hissedilmesi için %20 nemde ortam sıcaklığı 1 ° C arttırılmalıdır. Daha yüksek sıcaklıklarda veya aktivite düzeyinin artmasında ısı dengeyi sağlamak için aktif terleme gereklidir. Bu durumda nemin etkisi daha büyüktür. Yürüyen bir insan için metabolik aktivite 3 met (315 W)' dir ve ısı denge için bu enerjinin atılması gereklidir. Ortam sıcaklığına bağlı olan duyulur ısı kaybı çok az değişirken dinlenme durumunda ortaya çıkmayan fakat 3 met metabolik aktivite düzeyinde oluşan aktif terleme ile bu durumda atılan su 252 mL/s' ye çıkacak ve 161 W buharlaşma ile ısı kaybı olacaktır. Metabolik aktivitenin artmasında olduğu gibi yüksek sıcaklıktaki ortamda da yeterli duyulur ısı kaybı olmamasından dolayı buharlaşma kaybı önem kazanacaktır. Berglund (1998) tarafından verilen bu sayısal örnek, bu gibi durumlarda, ortam bağıl neminin yüksek olmasının yeterli buharlaşma kaybının sağlanamamasına sebep olacağını göstermektedir. Çalışmada ayrıca, düşük nemli ortamlarda insanlarda burun, boğaz, göz ve deri şikayetleri ortaya çıkabileceği, yüksek nemli ortamlarda ise bu havanın tenneffüsünün konforsuzluk yaratabileceği belirtilmektedir.

Todde (2000), hafif aktivite düzeyinde, global ısı konfor içindeki insanların yerel hava hareketlerine olan tepkisini deneysel olarak incelemiştir. Bahsedilen çalışmada cereyanın (draught) etkisi ele alınmış ve daha önceki çalışmalar ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Todde (2000)' de amaç global ısı konfor şartlarında insanın, arkasından boynuna doğru olan yatay türbülanslı hava hareketlerine algısını ve hissini incelemektir. Çalışmada, 6 bayan 6 erkek olmak üzere 12 denek üzerinde incelemeler standart test odasında yapılmış, denekler hafif aktivite düzeyinde bulunurken, 80 cm arkasındaki jet üfleyiciden tam boyun bölgesine doğru yatay olarak hava gönderilmiş ve çeşitli sorgulamalar ile boyun sıcaklığını tespit işlemine tabi

tutulmuşlardır. Üflenen hava sıcaklığı 22.2 °C ile 22.7 °C arasında değişmektedir. 3 tip sorgulama yapılmıştır. Birincisi hava hızı yoğunluğu olup, hava hareketi yok ile çok yüksek hava hareketi tercihleri 0 ile 4 arasında 5 ölçekten oluşmaktadır. İkinci soru boyuna gelen havanın sıcaklığı ile ilgilidir ve bu da nötrden çok soğuk şikkına kadar 0 ile -4 arasında yine 5 ölçekten ibarettir. Üçüncü soru hava hareketi hissi ile ilgili olup, nötrden çok kötüye kadar 0 ile -3 arasında 4 ölçekten oluşmaktadır. Bu sorgulamanın yanı sıra başlangıçta deneklerin boyun sıcaklıkları tespit edilmiş ve bu sıcaklığa göre 2, 10 ve 20 dakika içerisinde farklı hava sıcaklıklarında boyun sıcaklıklarındaki düşüş tespit edilerek grafikler ile bahsedilen çalışmada sunulmuştur. Sonuç olarak, cereyanın özellikle yüksek hava hızlarında süreyle ilişkili olduğu, bayan ve erkek deneklerin cereyana olan tepkisinde farklılıklar olduğu ve bayanların erkeklere oranla daha çok etkilendiği, başlangıçta bayan ve erkek deneklerin deri sıcaklığındaki düşüş aynı iken zamanla bayanların deri sıcaklığındaki düşüşün daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Todde (2000)' de, yaptığımız doktora tez çalışmasında olduğu gibi nem ve ortam sıcaklığı değil sadece hava hızı incelenmiş olup, boyun hareketleri üzerine herhangi bir inceleme mevcut değildir.

Olesen ve Parsons (2002), çoğunlukla yerel konforsuzluğa yol açan cereyan (draught), dikey hava sıcaklığı farkı, zemin sıcaklığı ve ışınım asimetrisi gibi konuları da içerecek şekilde ısı konfor ile ilgili varolan ISO standartlarını ve devam eden çalışmaları açıklamıştır. Çalışmada şu anda mevcut ısı konfor standardı olan EN ISO 7730' da yapılması gereken revizyonlar detaylı olarak sunulmuştur. Olesen ve Parsons (2002), varolan standartlarda ısı konfor veya konforsuzluğun tüm vücut için değerlendirildiğini belirtmekte, standartlarda yerel konforsuzluğa yol açan sebeplerin de tartışılması gerektiğini vurgulamaktadır. Diğer yandan standartlarda ortam nemi ve hava hızı etkisinin güncellenmesi gerektiği de çalışmada belirtilmektedir.

Srinavin ve Mohamed (2003), PMV indisi vasıtasıyla ısı konfor ile üretkenlik arasındaki etkileşimi incelemiş, daha önce bu yönde yapılmış çalışmaların sonuçlarını istatistiki olarak inceleyerek denklemler elde etmiş ve yaptıkları deneyler ile elde ettikleri istatistiki sonuçları karşılaştırmışlardır. ısı konfor parametreleri ile üretkenlik

arasındaki ilişki sadece imalat işleri için araştırılmıştır. Bu işlerde ağır, orta ve hafif iş olmak üzere 3 ayrı aktivite düzeyi göz önünde bulundurulmuştur. Yapılan deneyler sırasında ağır iş olarak 350 W/m^2 aktivite düzeyine haiz elle kazı çalışması, orta düzeyli iş olarak 190 W/m^2 aktivite düzeyinde tuğla dizimi ve hafif iş düzeyi için 120 W/m^2 metabolik seviyedeki boyama işi değerlendirilmiştir. Srinavin ve Mohamed (2003), deneyler neticesinde, oluşturdukları modelin hafif ve orta düzey işler için yeterli doğrulukta sonuçlar verdiğini, fakat ağır iş için model sonuçlarının deneyler ile iyi bir uyum sağlamadığını vurgulamıştır. Ayrıca model sadece sıcak ortamlarda yapılan incelemelerden oluşmakta ve soğuk bölgeler için kullanılmaması gerektiği çalışma sonucunda belirtilmektedir.

Holz ve ark. (1997) çalışmalarında, bina enerji performans simülasyon programlarının ısı konforu ihmal ettiğinden bahsetmiş, bu programların temel anlamda ortam sıcaklığını kontrol etmenin ısı konforu sağlama anlamına geleceğini varsaydığını vurgulamışlardır. Bu nedenle Holz ve ark. (1997), hava hızı, ortalama ışıma sıcaklığı gibi ısı konfora etki eden diğer parametreleri de çalışmalarında dikkate almıştır. Çalışmada, iki farklı bölgedeki 31 katlı bir ofis binası incelemeye alınmıştır. Binanın enerji performansı DOE-2 isimli bir bina enerji performans simülasyon programı ile incelenmiştir. Daha sonra, DOE – 2 adlı programdan alınan ortam ile ilgili saatlik çıktı değerlerinin ısı konfor üzerine etkileri araştırılmıştır. Konfor araştırması, Fanger tarafından verilen tahmini ortalama oy (PMV) indisi ve buna bağlı olan ortamdaki memnun olmayanların yüzdesi (PPD) üzerinden ele alınmıştır. Sonuçta, ortam nemi ve hava hızının diğerleri ile karşılaştırıldığında konfor üzerine daha az etken olduğu gösterilmektedir, fakat, nem ve hava hızının kalan 4 parametrenin etkisi incelenirken etken olduğu da çalışmada belirtilmektedir.

Binalarda enerji korunumu ve ısı konforu ile ilgili bir başka yaklaşımda Yang ve Su (1997) tarafından yapılmıştır. Çalışmada, özellikle sıcak ve nemli bölgelerde, ışıma sıcaklığının önemli bir faktör olduğundan bahsedilmiş, yüksek ışıma sıcaklığı mevcut olan hallerde iç ortam sıcaklığı ve nemini kontrol etmenin ısı konforu sağlayamayabileceği üzerinde durulmuştur. Böyle durumlarda ortamdaki hava hızının

soğutma yükünü azaltma ve böylece enerji korunumu sağlama yönünde önemli bir faktör olduğu söylenmektedir. Çalışmadaki amaç, yüksek ışıyım sıcaklığı olan yerlerde ortam sıcaklığını düşürmek yerine ortamdaki hava hızını arttırarak aynı konforu sağlamak ve böylece soğutma yükünü düşürerek enerji ekonomisi sağlamaktır. Yang ve Su (1997) çalışmalarında, bu stratejiyi geçerli kılmak için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bahsedilen çalışmada ısı konfor incelemesi yine tahmini ortalama oy (PMV) indisi ile yapılmıştır. Çalışmada sonuç olarak, PMV indisinin, iç ortam hava hızını attırarak ile enerji ekonomisi sağlamada ve daha iyi ısı konfor elde etmede yeni bir yol açtığı vurgulanmıştır. Yapılan deneyler, yüksek hava hızları ile aynı konfor seviyesinde yaklaşık %30 seviyesinde enerji ekonomisi sağlandığını göstermiştir. Bunun yanı sıra minimum ekstra fan gücü ile daha yüksek iç ortam havası sağlamak koşuluyla daha iyi konfor şartlarının sağlandığı vurgulanmıştır. Özetle çalışmada, PMV değerini nötr tutmak ve enerji ekonomisi sağlamak için iç ortam hava hızını otomatik olarak ayarlayacak bir akıllı kontrol ünitesinin geliştirildiğinden bahsedilmektedir.

Butera (1998), vücut ile çevre arasındaki ısı transferi mekanizmalarını açıklamış ve hesaplamalar için gerekli denklemleri sunmuştur. Bahsedilen çalışmada, çeşitli aktivite düzeyleri için metabolik ısı üretimi değerleri, PMV ve PPD gibi önemli konfor indislerinin hesabı, insan vücudu ile çevre ortamdaki yüzeyler arasındaki görüş faktörünün hesap yöntemi detaylı olarak verilmektedir. Sonuç olarak ise, 58 W/m², 81 W/m², 116 W/m² ve 174 W/m² metabolik aktivite düzeyleri için 0 clo, 0.25 clo, 0.50 clo, 0.75 clo, 1 clo ve 1.5 clo giysi yalıtım durumlarında ve muhtelif hava hızlarında operatif sıcaklığa bağlı olarak PMV indisinin değişimi grafikler ile verilmektedir.

Fanger (2001) çalışmasında, mevcut standart ve yönetmeliklere uyulmasına rağmen SBS semptomlarından rahatsız olanların mevcut olduğunu ve pek çok binada da iklimlendirmeden memnun olmayan insan sayısının oldukça fazla olduğunu belirtmektedir. Fanger (2001) çalışmada, mükemmel seviyede iç ortam koşullarının oluşması için beş adet ilke ileri sürmektedir. Bunlar; daha iyi iç hava kalitesi verimliliği arttırır ve SBS semptomlarına rastlama sıklığını azaltır; gereksiz iç hava kirlilik kaynaklarından kaçınılmalıdır; havanın ortamdakilere serin ve kuru olarak verilmesi

gerekir; düşük miktarlarda serin hava nazik şekilde bir bireyin soluma bölgesine yakın olarak verilmelidir; ısı ortamının bireysel bazda kontrolü sağlanmalıdır, şeklinde sıralanmaktadır.

Huizenga ve ark. (2004), binalarda ve otomobillerde sıkça karşılaşılan, üniform olmayan geçici rejim ısı şartlarında insanların fizyolojik ve sübjektif cevaplarını tayin edebilmek için, kontrollü bir çevrede insanları parçalı ve tüm vücut olarak ısıtma ve soğutma işlemine maruz bırakmışlardır. Çalışmada 109 denek kullanılmış, 19 yerel vücut parçası ve tüm vücut için deri sıcaklıkları, kor sıcaklıkları, ısıl duyum ve konfor cevapları toplanmıştır. Kor sıcaklığının derinin soğumasına karşılık yükseldiği ve derinin ısınması ile ise düştüğü görülmüştür. Vücut nötr ısı şartlarına yakın olduğunda, el ve parmak sıcaklıklarında önemli dalgalanmalar tespit edilmiştir. Bunların yanı sıra, soğuk çevrede bilgisayar kullanımı durumunda, bilgisayarda kullanılan elin deri sıcaklığının boş elin deri sıcaklığına göre 2 – 3 °C daha düşük olduğu, sıcak veya nötr şartlarda ise önemli değişikliklerin olmadığı çalışmada elde edilen bir başka sonuçtur.

Arens ve ark. (2006a), üniform ısı şartlarına maruz bıraktığı deneklerin, tüm vücut ve yerel vücut parçaları bazında ısıl duyumlarını ve konfor algılarını sorgulamıştır. Çalışmada, yerel vücut parçaları için ısıl duyum ve konforun büyük değişiklikler gösterdiği belirtilmektedir. Soğuk şartlarda, ellerin ve ayakların diğer vücut parçalarına göre daha soğuk hissedildiği, baş vücut parçasının ise soğuğa duyarsız fakat ılığa duyarlı olduğu ve ılık şartlarda vücudun geri kalan kısmına göre baş vücut parçasının daha ılık hissedildiği de ifade edilmektedir. Kişilerin tüm vücut için ısıl duyum ve konfor algılarının ise, ılık şartlarda en ılık hissedilen baş vücut parçası algısı ve soğuk şartlarda ise en soğuk hissedilen el ve ayakların algısı ile paralellik gösterdiği bahsedilen çalışmada belirtilmektedir. Bunların yanı sıra, deneklerin nötr şartları çok konforlu değil konforlu olarak değerlendirdikleri de elde edilen sonuçlardan biridir.

Arens ve ark. (2006b) ise 3 saatlik bir periyotda, vücut parçası bazında ısıtma ve soğutmaya maruz bıraktıkları denekleri incelemiştir. Böylece çalışmada, tüm vücut ve 19 yerel vücut parçası için, deri sıcaklıkları, kor sıcaklıkları, ısıl duyum ve konfor

cevapları toplanmıştır. Çalışmada, yerel ısı duyumu ve konfor ile deri ve kor sıcaklıkları arasında ilişki kurulmaya çalışılmış, yerel vücut parçalarının ısı duyumu ve konfor algılarının, tüm vücut için ısı duyumu ve konfor algılarını nasıl etkilediği incelenmiştir. Isı duyumu ve konfordaki değişimin, vücut parçalarının ısıtılması ya da soğutulmasında, tüm vücuda göre olandan daha güçlü olduğu sonucuna varılmıştır.

Kaynaklı ve ark. (2005) çalışmalarında, otomobil içerisinde, insan ile çevresi arasındaki ısı etkileşimini inceleyen bir model sunmuşlardır. Model vasıtasıyla, ısıtma ve soğutma sürecinde zamana bağlı olarak ısı konfor durumunu ele almışlar, elde ettikleri teorik sonuçları yaptıkları deneyler ve literatür verileri ile karşılaştırmışlardır.

Yiğit (1999), Olesen ve ark. (1988) tarafından sunulan 16 bağımsız vücut parçası yaklaşımı çerçevesinde Fanger ve Gagge modellerini birleştirmiş ve yeni bir model oluşturmuştur. Bu model vasıtasıyla 16 ayrı vücut parçası için ısı ve buharlaşma dirençlerini hesaplamış, 5 ayrı giysi takımı için toplam ısı ve buharlaşma dirençlerini tayin etmiş ve bu değerleri literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. Yiğit (1998) ise bir önceki çalışmasında belirtilen model vasıtasıyla, belirli ortam şartlarında, 16 ayrı vücut parçasından olan duyulur ve gizli ısı transferi miktarlarını hesaplamış ve sonuçları literatürde mevcut deneysel sonuçlar ile karşılaştırmıştır.

Mevcut tez çalışması aşamasında, oluşturulan modelin gelişimi sırasında da ısı konfor üzerine çeşitli yayınlar yapılmıştır. Yayınların yapılması sırasında, model gelişim aşamasında olduğu için, tez ile yayınlarda sunulan model arasında küçük farklılıklar da mevcuttur. Bu kısımda bu yayınlar özetlenecek, tez çalışması ile yayınlarda oluşan farklılıklar da tartışılacaktır.

Atmaca ve Yiğit (2006), tez çalışması kapsamında oluşturulan 2 bölmeli 16 parçalı Gagge modeli vasıtasıyla hazırlanan simülasyon ile ısı ortamı bağılı neminin deri sıcaklığı ve ıslaklığı üzerine etkisini teorik olarak incelemiştir. Bahsedilen çalışmada oluşturulan model, tez çalışmasında oluşturulan modele benzerdir. Tez çalışmasında oluşturulan modelden farklı olarak, sıcaklık denetim sinyalleri tüm vücut yerine her bir vücut parçası için ayrı ayrı alınmıştır. Bu modelden elde edilen teorik sonuçlar, yapılan

deneyler ve literatürde mevcut benzer sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalarda en büyük sıkıntı belli bir aktivite seviyesinde bisiklet egzersizi yapan kişinin metabolik enerji üretiminin tahmini kısmında olmuştur. Bahsedilen yayında, bisiklet egzersizi için metabolik aktivite seviyesi, 1.2 m/s hızla düz yüzeyde yürüme durumu için 150 W/m^2 (2.6 met) olarak alınmıştır. Bu tamamen bir kabul değeridir. Mevcut tez çalışmasında ise, daha doğru karşılaştırmalar için, bisiklet egzersizinde metabolik aktivite seviyesi, simülasyonda en yüksek denek deri sıcaklığı elde edilecek şekilde tayin edilmiş, karşılaştırmalar dışındaki simülasyon sonuçları için ise 1.8 m/s hızla düz yüzeyde yürüme durumu için literatürde verilen değer olan 220 W/m^2 değeri kabul edilmiştir. Yine yayın çalışmasında sıcaklık denetim sinyalleri her bir vücut parçası için ayrı ayrı alındığı için, giysilerin toplam ısı ve buharlaşma direnç sonuçları tez çalışmasında ve yayın çalışmasında bir miktar farklılık arz etmektedir. Bahsedilen çalışmada, 26°C , 30°C ve 34°C operatif sıcaklıklarda %30, %50, %70 ve %90 nem seviyelerinde vücut parçalarının sıcaklığı ve ıslaklığının değişimi incelenmiştir.

Atmaca ve ark.(2005), tez çalışması kapsamında oluşturulan modelden farklı olarak, sürekli rejim enerji dengesi modeli ile çeşitli metabolik aktivite düzeyinde çalışan insanlar için ısı konfor durumunu ve üretkenliğin değişimini ele almışlardır.

Yiğit ve Atmaca (2005) ise, ısı ortam bağıl neminin ısı konfora etkisini 26°C den 36°C ' ye kadar 4°C aralıkla her bir operatif sıcaklık için, yine 16 ayrı vücut parçası üzerinden incelemişler, ısı konfor ya da konforsuzluğu deri sıcaklığı ve ıslaklığı üzerinden yorumlamışlardır. Bu yayında da tez çalışması kapsamında oluşturulan modelden faydalanılmıştır. Fakat yine model gelişme aşamasında olduğu için bir takım farklılıklar mevcuttur. Bahsedilen çalışmada ele alınan modelde, yine sıcaklık denetim sinyalleri her bir vücut parçası için ayrı ayrı alınmıştır. Bunun yanı sıra vücut parçalarına ait olan nötr kor ve deri sıcaklıkları da yine tez çalışması kapsamında verilen modelden farklı olarak deri için 33.7°C , kor için 36.8°C de sabit alınmıştır.

Atmaca ve Yiğit (2005), geçici rejim enerji dengesi modeli ile aktivite düzeyi, ortalama ışınım sıcaklığı ve bağıl nemin vücuttan olan ısı kayıpları, deri sıcaklığı ve

ıslaklığı ile konfor algıları üzerine etkisini incelemiştir. Bahsedilen çalışmada kullanılan model tez çalışmasında oluşturulan modelden farklıdır. Bahsedilen yayın çalışmasında oluşturulan model, vücudu parçalara ayırmadan bir bütün halinde incelemektedir.

2.2.Kuramsal Bilgiler

İklimlendirme işlemleri, havanın ısıtılması, soğutulması, nem alma ve nem verme gibi kompleks işlemlerin yanı sıra genel olarak insanın konforu hatta sağlığı ve çalışma performansı ile ilişkili olduğundan bir çok bilim dalını ilgilendiren bir konudur.

İklimlendirme sisteminin amacına ve uygulanacağı yere göre birtakım verilerin bilinmesi gerekir. Mahalde istenilen şartların oluşturulması sadece makine mühendislerini değil bazı bilim dallarını da ilgilendirmektedir. İklimlendirme çalışmalarının uygulama yerine bağlı olarak ilgilendirdiği bazı bilim dalları aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Havanın ısıtılması ve soğutulması işlemleri bakımından termodinamik ile ilgili,
- Isıtma ve soğutma işlemlerinde mahallin ısı kaybı ve kazançlarının hesaplanabilmesi için ısıtma ve soğutma tekniği ile ilgili,

- Mahallin ısı kayıp ve kazançlarının belirlenebilmesi için ısı transferiyle ilgili,
- Nem alış-veriş hesaplanabilmesi için kütle transferi ile ilgili
- Havanın kanallar içinde gönderilip toplanması, kanal boyutlarının ve fan güçlerinin hesaplanması bakımından akışkanlar mekaniği ile ilgili
- Mahallin kullanım amacına yönelik bir bilim dalıyla ilgili(örnek olarak hastanede kullanılacak bir klima sistemi için tıp bilimini, tekstil fabrikasında kullanılacak klima için tekstil mühendisliğinin ilgilendirmektedir.)

2.2.1.İklimlendirmenin gelişimi

İklimlendirmenin başlangıcı insanın ilk defa ateşi keşfedip bundan ısınmak için yararlanması olarak kabul edilebilir. Tarihte insanlar ilk olarak ateş yakmak suretiyle ısınmışlardır. Isıtmanın bina dahilinde ilk uygulaması, damda bırakılmış bir delik altında kulübenin ortasında açık ateş yakmak suretiyle olmuştur. Tam ve eksiksiz bir iklimlendirmenin yapılabilmesi yüzyıllarca süren çalışmalara gerek duyulmuştur.

Mısırlılar, Firavun'un sarayını soğutmak için bir metot geliştirmişlerdir. Sarayın duvarları her birinin ağırlığı bir tonu aşan büyük taş bloklardan inşa edilmiştir. Her gece üç bin köle duvarları sökerek duvarları sahra çölüne kadar taşımışlardır. Gece boyunca çöldeki sıcaklığın düşük olması nedeniyle taş bloklar, gün içinde emdikleri ısıyı geri vererek soğurlar. Köleler, tan yeri ağarmadan önce soğuyan taş blokları saraya geri taşıyarak tekrar duvarları inşa etmişler. Bu ilkel soğutmanın sonucu olarak

dış ortam sıcaklığı yaklaşık 54°C iken sarayın içindeki sıcaklık 27°C'de muhafaza ettikleri sanılmaktadır. Üç bin kişinin gece boyunca çalışarak yaptığı işi bugün modern soğutma kolaylıkla gerçekleştirmektedir. Bugün aynı iş, daha az efor sarf edilerek yapılmasına rağmen bir yüzeyden alınan ısının diğer bir yüzeye transfer edilmesi prensibi Firavun zamanında uygulandı.

Romalılar, iki bin sene önce hamamları sıcak hava tünelleriyle ısıtıp havalandırmayı başarıyla uygulamışlardır. Bina dışında bir veya birkaç ateş yakmak ve sıcak yanma gazlarının tamamını veya bir kısmını döşeme ve duvarlardaki kanallardan geçirmek suretiyle ısıtma yapmışlardır. Pompei harabelerinde Stabian Thermac tabir edilen umumi banyolarda döşemenin boşluklarında sıcak gaz dolaştırma suretiyle ısıtma yapılmakta olduğu görülmektedir. Kore'de yakın bir zamana kadar bazı eski binaların ısıtılması, dışarıda ateş yakmak ve yanmış sıcak gazları döşeme altından geçirmek suretiyle yapılmaktadır.

Tarihte ilk defa Çinliler bugünkü çini sobalara benzeyen bir soba kullanmışlardır. Yalnız onlar etrafı tuğla örülü bir veya birkaç sobada hafif bir ateş yakmada ve tuğlanın ısıyı muhafaza etme özelliğinden faydalanmaktaydılar. Ruslar ise birkaç odanın müşterek köşesine tuğla soba inşa etmek ve bunun sıcak gazlarını duvarlar arasındaki kanallarda dolaştırmaktaydılar. Ülkemizde Kars şehrinde eski binalarda buna benzer tesisat mevcuttur.

Mekanik havalandırmanın ilk uygulama sahası madenler olmuştur. Daha sonra hastaneler ve diğer umumi binalarda aynı prensibin uygulaması, kirli havanın dışarı atılması ve taze havanın içeri alınması mekanik güç sarf edilerek yapılmıştır. 15.yy sonlarında Leonardo da Vinci bir odanın soğutulması için su ile çalışan ve bazen de köleler tarafından çevrilen bir havalandırma vantilatörü yapmıştır. İlk iklimlendirme tesisatı 1836 yılında İngiltere Millet Meclisi binasında yapılmıştır. Bu tesisatta ısıtma,

vantilatörün önüne yerleştirilmiş ısıtma serpantinleri yardımıyla yapılmaktaydı. İçeri gönderilen taze hava sudan geçirilerek yıkanmakta ve istenildiğinde buz kullanmak suretiyle soğutulmaktaydı.

19.yy sonlarına doğru tekstil endüstrisinin gelişmesine paralel olarak alçak nem seviyelerinin imalatı bozucu etkisini önlemek üzere muhtelif nemlendirme usulleri geliştirildi. Aynı dönemlerde hava yıkayıcı ve filtre edici tip hava temizleyicileri geliştirildi. Bu gelişmelere paralel olarak sıcaklık, nem, hava hızı ölçme cihazları da geliştirildi. 19.yy'dan sonra ventilasyon ve merkezi ısıtma tesisleri büyük aşamalar kaydetmiştir. Fanların, kazanların, radyatörlerin icadı ile bu uygulamalar kabul görmüş ve yaygınlaşmıştır.

1844 yılında Amerika'da John Gorrie ilk soğutma makinesi projesi oluşturmuş ve 1851 yılına kadar ilk endüstriyel tip soğutma sistemini icat etmiştir. John Gorri'nin bu makinesi tüm dünyada kabul görmüş ve 1880 yılına kadar bu makinelerin iyileştirilmesi yapılmış ve pistonlu kompresörlerin bulunması ile yeni buz makineleri, et paketlenme, balık işleme makineleri ile soğutma, endüstriye tamamen yerleşmiştir. Bütün bu gelişmelerin ardından Amerika'da soğutma mühendisliği profesyonel bir mühendislik olarak kabul edilmiş ve 1895 yılında ASHVE(Amerikan Isıtma ve Havalandırma Mühendisleri Birliği) 1904 yılında 70 üyesi ile ASRE(Amerikan Makine Mühendisleri Birliği) ve 1911 yılında ASME(Amerikan Makine Mühendisleri Birliği) oluşturulmuştur. Avrupa'daki gelişmeler ise Amerika'ya nazaran biraz daha ağır olmuştur.

Klimanın gerçek babasınının 1876 -1950 yılları arasında yaşamış olan Willis H.Carrier'in olduğu bugün bu sektördeki birçok profesyonel ve tarihçi tarafından kabul edilmektedir. Carrier 1911 yılında, Bugün klima hesaplarının temelini teşkil eden ve

havanın sıcaklık, nem ve ısı tutumu arasındaki ilişkiyi gösteren psikometrik diyagramı ve 1922 yılında ilk santrifüj soğutma makinesini icat etmiştir.

Konfor kliması ilk büyük atağını 1920'li yıllarda New York'daki ünlü Rivoli, Paramount ,Roxy gibi şehir sinemaları,Times Square' deki Lowen' tiyatroları ile yapmıştır.20.yy sonlarında dünyada yüzlerce sinema ve tiyatroda klima kullanılmaya başlamıştır.Bu klima sistemlerinin çoğu uygulanacak mekan ve isteğe göre tasarlanıp,yerinde inşa edilen türden makinelerden oluşmaktaydı.1920'lerin sonunda ilk oda tipi paket klima cihazları fabrikalarda üretilmeye başlanmıştır.

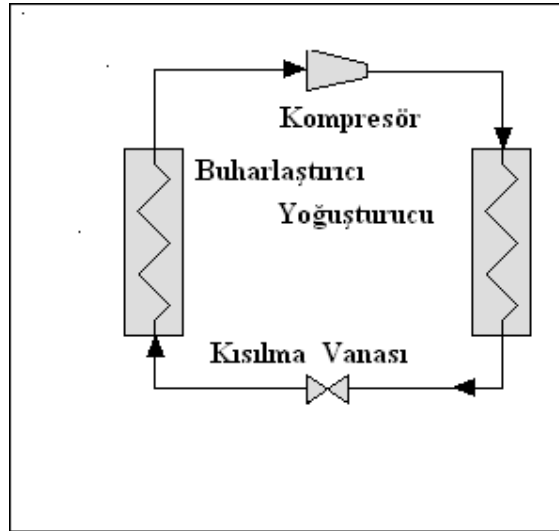
Klima sektöründeki diğer bir devrim ise,1930 yılında Du Pont firmasının florokarbon freon soğutucu gazlarını geliştirmesi ile gerçekleşmiştir.2.Dünya savaşından sonra paket tipi klima cihazlarının üretimi ve kullanımında büyük artışlar olmuştur. Sektördeki diğer bir devrim ise,1953 yılında ilk hava soğutmalı sisteme sahip uzay roketinin icat edilmesi ile yaşanmıştır.1953 yılından sonra hava soğutmalı kondenserli tip cihazlar, evlerde, bürolarda ve hemen her mekanda kullanıma imkan verecek duruma gelmiştir.1950'li yıllardan bugüne klima sistemlerinde de gelişen malzeme kalitesi ve elektronik teknolojisi ile birlikte büyük aşamalar kaydedilmiş ve artık nasıl bir klima sorusuna ilave olarak ne kadar ekonomik, ne kadar güvenilir, ne fonksiyonlara sahip, ne kadar estetik ve ne kadar az yer kaplıyor sorularına en uygun yanıtı verecek klima sistemlerinin rekabeti söz konusu olmaya başlamıştır.

2.2.2.Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemi

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri soğutmadır. Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçiştir. Soğutma, soğutma makineleri veya ısı pompaları tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin dayandıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri adı verilir. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimidir. Isı geçişinin azalan sıcaklık yönünde, başka bir deyişle sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama olduğu, bilinen bir gerçektir. Bu yönde ısı geçiştir doğada kendiliğinden olur. Fakat bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçiştir kendiliğinden olamaz, bunun bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılması gerekir.

Şekil 2.1' de gösterilen buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kısılma vanası ve kompresör olmak üzere dört ana elemandan oluşmakta olup, verilen iş sayesinde soğutucu akışkanın mekanik olarak kompresör tarafından sıkıştırılması esasına dayanmaktadır. Bu sistemde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek, ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak devam eder.

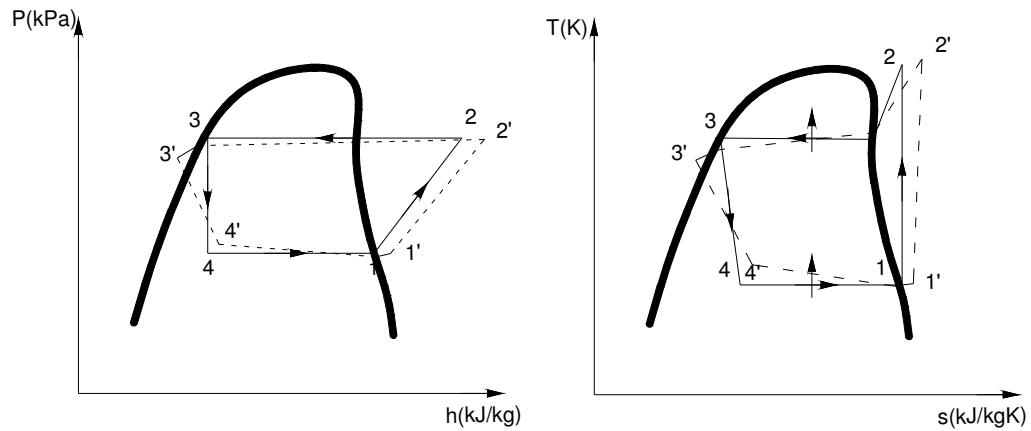
Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin tersi olan çevrim “ısı pompası çevrimi” olarak adlandırılır. Isı pompası çevriminde yoğuşturucudan atılan ısıdan yararlanılarak, bir ortamın ısıtılması sağlanır. Isı pompası çevrimi ile soğutma çevrimi arasındaki fark, kullanım amacıdır. Isı pompasında bir ortam ısıtılırken, soğutma çevriminde ise soğutulmaktadır. Isının temin edildiği kaynağın ve ısının verildiği ortamın cinsine göre ısı pompalarına “Havadan havaya”,”Havadan suya”, “Sudan suya” ,”Topraktan havaya” v.s. gibi isimler verilmektedir.



ŞEKİL.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Çevrim

Mekanik sıkıştırırmalı soğutma sistemi kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan meydana gelmektedir. Bu elemanların sistem içerisindeki çalışma prensipleri Şekil 2.2’ deki diyagramlar yardımıyla açıklanabilir. Kompresörün basmış olduğu yüksek basınçlı, kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan kondenserde yoğuşur. Diyagramlardan da görüleceği üzere 2-3 durum

değişimleri arasında, yani kondenser boyunca ilk önce kızgın buhar halindeki akışkanın kızgınlığı alınmakta daha sonra ise sabit sıcaklıkta yoğuşma meydana gelmektedir. Kondenserden çıkan yoğuşmuş, yüksek basıncıdaki akışkan genişleme valfinden genişleme işlemine uğrayarak basıncı evaporatör basıncına indirgenir. P-h diyagramında görüldüğü gibi ideal şartlarda 3-4 durum değişimleri arasında, yani genişleme valfinden entalpi sabit olup değişmemektedir. 4-1 durum değişimleri arasında ise evaporatöre sıvı fazda giren akışkan, soğutulacak ortamdan ısı alarak sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşır. 1-2 durum değişimleri arasında ise kompresör elektrik motorundan aldığı hareketle, evaporatör basıncında bulunan soğutucu akışkanı kondenser basıncına ulaşacak şekilde sıkıştırır ve soğutma çevrimi böylece tamamlanmış olur. Gerçek çalışma şartlarında ise durum Şekil 2.2' den görüleceği üzere daha farklıdır. Örneğin, 3-4 arasındaki genişleme sabit entalpide ve 1-2 arasındaki sabit entropide gerçekleşmez.



Şekil 2. 2. İdeal ve gerçek soğutma uygulamasına ait P-h ve T-s diyagramları.

2.2.3.Klima tekniği

Klima insanların daha rahat ve verimli olarak yaşayabilmesi veya bazı Őeyleri koruyabilmesi veya çalıştırabilmesi için kapalı ortamın havasını;

- Soğutan
- Nemini alan
- Nemlendiren
- Isıtan
- Taze hava veren (isteğe bağlı)
- Toz ve partikülleri filtreleyen cihazdır.

Klimaları ev tipi (konfor) klimalar ve merkezi sistem klimalar olarak ikiye ayırabiliriz. Ev tipi klimaları da split tipi kanalsız, duvar, yer, tavan, gömme salon, mono split, multi split, vrv/inverter, portatif tip olarak alt başlıklarda toplayabiliriz. Merkezi sistem klimalarında split tip kanallı klimalar, paket tipi kanallı klima ve chiller+fan-coil sistemleri olarak alt başlıklarda toplayabiliriz. Split ve paket tipi klima cihazları soğuk ve sıcak hava üreten ve üretilmiş olan bu havayı kanallar vasıtasıyla ortama veren cihazlardır. Bu cihazlar soğutma amaçlı olup mevsim geçişlerinde veya iklimi soğuk olan bölgelerde ısıtma da yapabilirler. Soğuk bölgelerde tam olarak ısıtma yapabilmek için cihaz çıkışına kalorifer kazanından beslenen bir adet ısıtıcı serpantin grubu ilave etmek gerekir. Paket tip klima cihazları i ve dış üniteleri tek paket içine yerleştirilmiş olan ve bina yakınına veya tavan üstüne monte edilen cihazlardır. Split tipi klima cihazları ise i ve dış üniteleri ayrı ayrı iki paket halinde olan ve i ünitesi bina içine, dış ünitesi bina yakınına veya tavanına monte edilen cihazlardır. Klima sistemleri aşağıda sınıflandırılmıştır.

2.2.3.1.Tam havalı sistemler

Tam havalı sistemlerin avantajları merkezi klima cihazının, yerleşim alanları dışında makine dairesinde tesis edilmesi filtrasyon, koku ve ses kontrollarının istendiği şekilde daha rahat yapılmasını sağlar.

2.2.3.2.Sabit havalı tek kanallı tek zonlu sistemler

En basit, tek bir zona hizmet eden, sıcaklık kontrollu bir sistemdir. Dikkatli bir dizayn ile, sistemin hizmet ettiği hacmin sıcaklık ve nem kontrolü çok güzel yapılabilmektedir. Sistem istenildiğinde, komşu sistemlere zarar vermeden durdurulabilir. Sisteme egzost fanı ilavesi ile ara mevsimlerde, uygun dış sıcaklıklarda, dış hava ile soğutma yapması sağlanabilir. Dönüş-egzost fanı kullanılmazsa bu olanaktan yararlanılamaz.

2.2.3.3.Tekrar ısıtmalı(Reheat) sistemler

Reheat sisteminde hava miktarı maksimum soğutma yükünün karşılanmasına göre seçilir. Soğutma yükünün azalması halinde, azalan yük miktarı kadar ısı, reheat serpantin vasıtasıyla eklenerek, oda sıcaklığının sabit tutulması temin edilmektedir. Hava miktarı, birden çok mahal olması halinde her odanın max. Yük saatinde oluşan her odaya ait, o saatteki yükler toplamıdır.

2.2.3.4.Değişken hava debili havalı klima sistemleri

VAV sistemlerinde odaya beslenecek hava bir merkezi santralde şartlandırılır(ısıtılır veya soğutulur) ve orta basınçlı bir kanal sistemi ve VAV kutuları yardımı ile odalara beslenir. Santral çıkışındaki hava şartları sabittir. Odaya verilen hava miktarı VAV kutuları vasıtası ile değiştirilerek değişken yükler karşılanır. Yaz kış bütün yıl boyunca santral çıkışındaki hava yaklaşık 16 °C mertebesinde sabit bir sıcaklıktır. Soğutma gerekiyorsa odaya bir hava üflenir. Soğutma ihtiyacı azaldıkça, üflenen hava da azaltılır. Ara mevsimlerde ve kışın soğutma grubunun çalışmasına gerek yoktur. Dış hava sıcaklığı düşükse, damper ayarı ile dışarıdan daha fazla soğuk hava alarak bedava soğutma yapmak mümkündür.

2.2.3.5.Split tip klimalar

Bu cihaz evaporatörün bulunduğu iç ünite, kompresör ve kondanser kısmının bulunduğu dış üniteden meydana gelmektedir. Split klimanın ana parçaları ve görevleri aşağıdadır. Split klima resmi de aşağıda verilmiştir

Kompresör: Soğutucu akışkanın basıncını yükseltir ve onu kondensere ve sisteme pompalar. Oluşturulan bu basınç farkı sayesinde evaporatörde düşük basınçta buharlaşma, kondenserde ise yüksek basınçta yoğunlaşma meydana gelir.

Kondenser: Bakır borulardan ve bunları kaplayan alüminyum plakalardan oluşan bir soğutma ekipmanıdır. Dış üniteye yer alır. Kondenser evaporatörün aldığı ısıyı uzaklaştırır. Serpantin olarak evaporatöre benzer.

Evaporatör: Kondenserin aynısıdır. İç üniteye yer alır

Fan Motoru: Havanın bir taraftan diğer tarafa geçişini hızlandıran elektrik motorudur.

Kılcal Boru: Kondenserde sıkışan sıvı haldeki gazın evaporatöre geçerken ince bir borudan geçerek gaz hale geçmesini sağlar.

Dört Yollu Valf: Isıtma konumunda gaz akışının yönünü tersine çevirir.



Şekil 2.3.Split klima cihazı

2.2.4. Isıl konfor

Isıl konfor “çevreden hoşnut olunan düşünce hali” olarak tanımlanır. Konfor bir “düşünce hali” olarak tanımlanır. Konfor bir “düşünce hali” olduğu için, konfor algılarını fizyolojik davranışlara bağlamada deneysel denklemler kullanılmak durumundadır. Isıl konforu etkileyen ve daha önce incelenen çevre ve insanla ilgili bağımsız parametrelere ek olarak, çevrenin düzgün dağılımlı olmaması, görsel uyarılar, yaş, dış hava ve benzeri faktörler konforu etkiler, fakat bunlar genellikle ikincil öneme sahip kabul edilirler.

Konfor kliması uygulamalarında temel etken insandır. Kapalı bir ortamda sıcaklık ve diğer hava şartlarından ileri gelen bir rahatsızlık olmaması haline ısı konfor denir. Bir insanın konfor halinde bulunması sadece havanın sıcaklığına bağlı değildir. Havanın nemi, hareketi, temizliği ve civar yüzeylerin ortalama sıcaklığı konfora etki eden parametreler arasındadır. Konfor hissi bakımından izafi nemin %30 artması, insan vücudu tarafından 1 °C sıcaklık artışı olarak algılanır. Yine ortamdaki hava hızı arttığında insanlarda üşüme(soğuma) hissi oluşur.

Isıl konfor ya da konforsuzluğun yani ısı duyumu tespit için “Tahmini Ortalama Oy (*PMV*)” indisi kullanılır. *PMV* geniş bir insan grubunun ısı ortama verdiği tepkiyi ortalama olarak tahmin edebilen 7 noktalı ölçeğe dayalı bir ısı duyumu indisidir.

Bu ölçek şu şekildedir:

| | |
|----|-------------|
| +3 | Sıcak |
| +2 | Ilık |
| +1 | Biraz ılık |
| 0 | Nötr |
| -1 | Biraz serin |
| -2 | Serin |
| -3 | Soğuk |

Yapılan konfor kliması uygulamalarının çoğu insanlar içindir bu nedenle bir konfor kliması uygulaması yapmadan önce insan ile çevre arasındaki ısı etkileşimin iyi bilinmesi ve bu ilişkiyi oluşturan parametrelerin doğru olarak saptanması gerekir. İnsanlar çalışırken veya dinlenirken kısacası yaşamlarını sürdürürken bu faaliyetler için enerji harcar. Bu enerjilerini beslenme yolu ile gıdalardan alırlar. Fakat gıdalar yoluyla alınan bu enerjinin fiziksel faaliyetler için harcanmadığından bir kısmı ısı enerjisi şeklinde çevreye atılır. Bu ısı transferi duyulur ve gizli olmak üzere iki şekilde gerçekleşir.

1)Duyulur Isı Transferi: İnsan vücut sıcaklığıyla onu çevreleyen ortam sıcaklığı arasındaki fark nedeniyle ortaya çıkan ısı transferine denir.

İletimle ısı transferi: Vücudun katı yüzeylerle teması esnasında oluşan ısı transferidir.

Taşınımla ısı transferi: Doğal ve zorlanmış taşınım olarak iki şekilde gerçekleşir. Birincisinde havanın yoğunluk farkından dolayı, ikincisinde ise hava hızı vb. faktörler nedeniyle bir ısı transferi oluşur.

Işınımla ısı transferi: Vücut deri sıcaklığı ile insanı çevreleyen yüzeylerin sıcaklıkları arasındaki fark nedeniyle ışıınım yoluyla gerçekleşen ısı transferidir.

2)Gizli Isı Transferi: Deri yüzeyinden nemin buharlaşması ve solunum yoluyla ciğerlerimizden solunum havasına karışan nemle transfer edilen ısıdır.

İnsan vücudu sürekli olarak enerji üreten bir kaynaktır ve normal vücut sıcaklığı 36.8°C 'dir. Vücuttan çevreye hava hızı ve hareketleri nedeniyle taşınım yoluyla ısı akışı olurken aynı zamanda vücuda temas eden elbise, koltuk, yatak gibi malzemelere iletimle de ısı geçişi olur. Ek olarak vücut, bulunduğu ortamda cisimlere ve yüzeylere ışıınım yoluyla da ısı kaybeder. Eğer bu üç ısı transferinin toplamı vücutta üretilen enerjinin atılmasına yeterli gelmiyorsa, ter bezleri aktif hale geçer ve vücut terlemeye ve buharlaşma ile soğutmaya başlar. Suyun sıvı fazdan buhar fazına dönüşmesi ile daha fazla ısı vücuttan çekilmiş olur. Tüm bu ısı alışverişinde sıcaklık farkları ve hava hareketleri çok önemlidir. Soğuk bir çevrede iletim, taşınım ve ışıınımla vücudun ısı kaybetmesi çok daha hızlıdır. Vücut sıcaklığını korumak için elbise ile izole etmek gerekir. Vücut sadece sıcaklık ve nem oranına değil aynı zamanda havanın temizliğine karşı da hassastır. Oksijeni yenilemek ve istenmeyen kokuların uzaklaştırılması için taze havaya ihtiyaç vardır.

Çevre tarafından insana uygulanan ısıl yükün belirlenebilmesi için birçok indis olmasına karşın en yaygın kullanılan ve en geniş uygulama alanı olan(Efektif) Sıcaklık (ET*) indisidir. Bu indis, sıcaklıkla birlikte bağıl nemi dikkate alarak yeni bir sıcaklık ölçeği ortaya koymakta yani sıcaklık ve nemin etkisini tek değişkenle ifade edilmektedir. ET* tam olarak, deriden olan ısı kaybına eşdeğer bir ısı kaybına yol açan %50 bağıl neme sahip ortamın sıcaklığıdır. Böylece farklı sıcaklık ve nemde olsalar da aynı ET* Değerine sahip ortamın sıcaklığıdır. Böylece farklı sıcaklık ve nemde olsalar da aynı ET* değerine sahip iki ortam, hava hızlarının aynı olması koşuluyla kişide aynı ısıl davranışa yol açar. Dolayısıyla ET*,fizyolojik olarak hissedilen eşdeğer sıcaklığı temsil edebilmektedir.Yaygın olarak kullanılan iki ısıl konfor modeli mevcuttur. Bunlar sürekli rejim enerji dengesi ve iki bölmeli anlık enerji dengesi modelleridir. Her iki modelde de deri sıcaklığının ve deri yüzeyinden ısı geçişinin vücut üzerinde düzgün dağılımlı oldukları varsayılmıştır ve vücut bir bütün olarak tek parça düşünülmüştür.

2.2.5. Isıl konfor modelleri

2.2.5.1. İki bölmeli anlık enerji dengesi modeli

Geçici rejim için geliştirilen ve Gagge modeli olarak da bilinen bu model, insan vücudunun tümünü iç içe iki silindir olarak ele alır (Gagge ve ark. 1971, Gagge ve ark. 1986, Anonim 1993). İçteki silindir vücudun içini (iskelet, kaslar, iç organlar), dıştaki silindir ise deri tabakasını temsil eder. Gagge modelinde iki silindir arasında ısı ve kütle transferi olduğu gibi dış silindirden ortama da duyulur ve gizli ısı transferi olmaktadır. Bu model aşağıda belirtilen kabuller üzerine kurulu bir modeldir;

1. Her bölmenin (kor ve deri) sıcaklığı üniformdur.
2. Metabolik ısı üretimi, yapılan iş ve nefes yolu ile olan ısı kaybı iç bölme yani kor tabakası ile ilişkilidir.
3. Deriden iletimle ısı geçişi ihmal edilebilir.
4. İki bölme arasında gerek iletim ve gerekse kan akışı yoluyla enerji alışverişi olur.

Anlık enerji dengesinde, birim zamanda depolanan ısı enerji, net ısı kazancı ile ısı kaybı arasındaki farka eşittir. Her iki silindir için Termodinamiğin I. kanunu yazılırsa;

$$S_{cr} = M - W - (C_{res} + E_{res}) - Q_{cr,sk} \quad (2.1)$$

$$S_{sk} = Q_{cr,sk} - (C + R + E_{sk}) \quad (2.2)$$

şeklinde ifade edilebilir (Anonim 1993). Bu denklemlerde,

$$S_{cr} = \text{birim zamanda iç bölmede depolanan ısı enerji, W/m}^2$$

S_{sk} = birim zamanda deride depolanan ısı enerji, W/m^2

M = metabolik ısı enerji üretimi, W/m^2

W = yapılan mekanik iş, W/m^2

C_{res} = solunum ile olan taşınım ısı kaybı, W/m^2

E_{res} = solunum ile olan buharlaşma ısı kaybı, W/m^2

$Q_{cr,sk}$ = iç bölmeden deriye vücut dokularından olan iletim ve kan akışı ile olan taşınım ısı geçişinin toplamı, W/m^2

$C+R$ = deriden duyulur ısı kaybı, W/m^2

E_{sk} = deriden toplam buharlaşma ısı kaybı, W/m^2

olarak tanımlanmaktadır. Vücutta birim zamanda depolanan ısı enerji anlık iç enerji artışına eşittir. Birim zamanda depolanan enerji, kor ve deri tabakası için ayrı ayrı ısı kapasite ile birim zamanda sıcaklık değişiminin çarpımı olarak ifade edilirse,

$$S_{cr} = (1 - \alpha).m.c_{p,b}.(dT_{cr} / d\theta) / A_D \quad (2.3)$$

$$S_{sk} = \alpha.m.c_{p,b}.(dT_{sk} / d\theta) / A_D \quad (2.4)$$

şekillerinde yazılabilir. Bu denklemlerde,

α = boyutsuz olarak vücut kütlelerinin deri bölgesinde bulunan oranı

m = vücut kütlesi, kg

$c_{p,b}$ = vücudun özgül ısısı (3490 J/kg.K)

θ = zaman, s

olarak tanımlanmaktadır (Anonim 1993).

Anonim'e (1993) göre çıplak vücut alanı için en kullanışlı ifade, DuBois tarafından verilen

$$A_D = 0.202 \cdot m^{0.425} \cdot J^{0.725} \quad (2.5)$$

denklemdir. Bu denklemde A_D , DuBois yüzey alanı (m^2), m kütle (kg), J boy (m) olarak tanımlanmaktadır.

2.2.5.2. Sürekli rejim enerji dengesi modeli

İnsan vücudunun ısıl denge durumunda olduğu ve enerji depolamasının ihmal edilebileceği varsayımına dayanan sürekli rejim enerji dengesi modeli Fanger tarafından geliştirilmiştir (Anonim 1993, Fanger 1971, 1986). Bu modelde, vücut deri ile sınırlandırılmış tek bir sıcaklığa sahip bir kontrol hacmi olarak ele alınır. Vücut tek bölme olarak ele alındığı için, bu modelde titreme ve kan akışı ile denetim göz önünde bulundurulmaz ve sıcaklık zamana göre sabit kabul edilir. Isı depolaması yoksa, sürekli rejimde, vücut tarafından üretilen ısı vücuttan olan ısı kayıplarına eşit olmalıdır.

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) \quad (2.6)$$

Bu bağıntıda,

$$Q_{sk} = \text{deriden olan toplam ısı kaybı, } W/m^2$$

$$Q_{res} = \text{solunum ile olan toplam ısı kaybı, } W/m^2$$

anlamlandırılır.

Çok yaygın olan bu iki model dışında sık kullanılan başka bir model ise Stolwijk modelidir. Bu modelde vücut parçaları iç bölge, kas, yağ ve deri bölgeleri olmak üzere dört bölmeye ayrılmıştır. Isı transferi bölmeler arasında iletim ve kan üzerinden taşınım ile olur. Metabolik ısı üretimi çeşitli bölgelere ve tabakalara orantılı olarak bölünür. Çevre ile temasta olan deri bölgesi taşınım, ışıma ve buharlaşma yoluyla çevre ile ısı alışverişinde bulunur. Bu modelde her bir bölme için enerji dengesi uygun şekilde yazılarak çözüme gidilir.

2.2.6.Binalarda Soğutma yükü hesabı

Bir klima sisteminin temel amacı, insanların konforlu bir ortam içerisinde yaşamalarını sağlamak veya bir ürünün saklanması ya da bir endüstriyel işlem için, uygun kapasiteli bir sistemin kurulması ve yıl boyunca kontrollü çalıştırılması gerekir. Bir klima sisteminin, yıl boyunca kontrollü çalıştırılması gerekir. Bir klima sisteminin, yıl boyunca kusursuz olarak işlevlerini yerine getirebilmesinin ilk şartı, tasarım aşamasında, doğru cihaz kapasiteleri belirlemek için, bu yükleri oluşturan ısı kazancı ve ısı kaybı hesaplarının doğru yapılmasıdır.

2.2.7.Toplam ani ısı kazançları

Klima cihazlarının seçimi için gerekli olan yükün hesabında, klimatize edilecek mahallin içindeki ısı kaynaklarıca üretilen ısının yanı sıra, bir tasarım gününde dışarıdan mahal içine giren ısının da göz önüne alınması gerekir. Bir tasarım günü, dış ortamın kuru ve yaş termometre sıcaklıklarının birlikte en yüksek değerlere ulaştığı, güneşten gelen ışınımı az ya da çok azaltacak sis bulunmayan ve iç yüklerin hepsinin normal olduğu bir gün olarak tanımlayabiliriz. Klimatize edilecek mahal için, pik yükün gerçekleşeceği gün ve saat, genellikle kolay bir şekilde tespit edilebilirken, bazen, günün belirli saatleri için ayrı ayrı hesap yapmak gerekebilir.

Toplam ani ısı kazançları,

a)Camlardan gelen ısı kazancı

- Camlardan kondüksiyon ve konveksiyon yoluyla gelen ısı kazancı

- Camlardan güneş radyasyonu ile gelen ısı kazancı

b)Dış duvar ve çatıdan gelen ısı kazancı

c)İç bölmeler, tavan ve döşemeden gelen ısı kazancı

d)İnsanlardan gelen ısı kazancı

e)Klima yapılan mahal içindeki kaynaklardan gelen ısı kazançları

- Aydınlatma

- Çeşitli cihazlar(fırın, buzdolabı, ütü, radyo, TV vb. kafelerde çay ve kahve pişirme ve servis cihazları, lokantalarda ızgaralar, fırınlar vb.)

f)Havalandırma için alınan dış havadan ve enfiltrasyondan gelen ısı kazancı

g)Yapı elemanları arasından sızan nemden kaynaklanan ısı kazancı

h)Kanallardan olan ısı kazancı şeklinde ifade edilebilir.

2.2.7.1.Camlardan gelen ısı kazancı

Camlardan güneş radyasyonu ile gelen ısı kazancı

$$Q_{12}=A(A_R/A)q_G \quad (W) \quad (2.7)$$

Burada,

A: Pencere alanı (m^2)

A_R/A : Pencerenin radyasyon geçirme oranı (W/m^2)

g: Düzeltme ve gölgeleme faktörü

Gölgeleme faktörü, pencere camının referans camdan farklı olması ve mahal içinde, pencere etrafında gölgeleme elemanları bulunması nedenleriyle, pencerenin, yaz şartlarında ve dik geliş açısında, referans cam, tek, çift mukavemete sahip, şeffaf camdır.

Camlardan kondüksiyon ve konveksiyon yoluyla gelen ısı kazancı

$$Q=k.A.(T_d-T_i) \quad (W) \quad (2.8)$$

Burada;

k: Pencerenin toplam ısı transfer katsayısı (W/m²K)

A: Pencere alanı(m²)

T_d: Dış ortam sıcaklığı (°C)

T_i: İç sıcaklık (°C)

2.2.7.2.Dış duvar ve çatıdan gelen ısı kazancı

$$Q=k.A.\Delta T_{eş} \quad (2.9)$$

Burada;

k: duvar ve çatının toplam ısı transfer katsayısı (W/m²K)

A:İsı akışına dik alan (m²)

$\Delta T_{eş}$: Eşdeğer sıcaklık farkı (°C)

İzolesiz çatılarda k=2.20 W/m²K

2.5 cm izoleli çatılarda k=1.00 W/m²K

5 cm izoleli çatılarda k=0.65 W/m²K

3 cm strofor veya cam yünü izoleli ve 20 cm delikli tuğlalı duvarlarda k=0.75 W/m²K

20 cm izobimsiz/ytong duvarda $k=0.75 \text{ W/m}^2\text{K}$

İzolesiz 20 cm delikli tuğla duvarda $k=1.60 \text{ W/m}^2\text{K}$

İzolesiz 20 cm dolu tuğla duvarda $k=2.30 \text{ W/m}^2\text{K}$

İzolesiz 20 cm betonarme tuğla duvarda $k=2.90 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınabilir.

2.2.7.3.İç bölmeler, tavan ve döşemeden gelen ısı kazancı

$$Q=k.A.(T_K-T_i) \quad (\text{W}) \quad (2.10)$$

Burada,

K :Klima yapılan mahalli, komşu mahalden ayıran yapı elemanının toplam ısı transfer katsayısı ($\text{W/m}^2\text{K}$)

A :Tavan veya döşeme alanı (m^2)

T_K : Komşu hacmin sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_i : İç sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)

2.2.7.4.İnsanlardan gelen ısı kazancı

İnsanlardan içinde buldukları ortam sıcaklığına, giysi durumlarına ve yaptıkları faaliyetlere göre mahal'e ısı verirler.

$$Q=Q_d+Q_g \quad (\text{W}) \quad (2.11)$$

$$Q_d=n.Q_{d \text{ insan}} \quad (\text{W}) \quad (2.12)$$

$$Q_g=n.Q_{g \text{ insan}} \quad (\text{W}) \quad (2.13)$$

n :Kişi sayısı

$Q_{d \text{ insan}}$: Kişi başına duyulur ısı kazancı (W/şahıs)

$Q_{g \text{ insan}}$: Kişi başına gizli ısı kazancı (W/şahıs)

2.2.7.5.Klima yapılan mahal içindeki çeşitli kaynaklardan gelen ısı kazançları

$$Q_{\text{ayd}}=k_1.k_2.Q_{TA} \quad (\text{W}) \quad (2.14)$$

Q_{TA} : Aydınlatma gücü (W)

k_2 : Özel armatür faktörü (enkandesan ampül için 1, floresan lamba için 1.2)

k_1 : Kullanma faktörü (maksimum yük hesabının yapıldığı saatteki aydınlatma gücünün, toplam aydınlatma gücüne oranıdır.)Mağaza gibi ticari binalarda, sanat galerileri, toplantı salonları gibi yapılarda $k_1=1$ alınabilir.

Konut ve otel odalarında radyasyonla olan ısı kazancının maksimum olduğu saatlerde genellikle çok düşük aydınlatma yapıldığı için aydınlatmadan gelen yükler aşırı olmadığı sürece ihmal edilebilir. Sinema ve tiyatrolarda da sahne aydınlatması hariç genel aydınlatma ihmal edilebilir. Konutlar, otel odaları için 10 W/m^2 , konferans ve toplantı salonları $30- 50 \text{ W/m}^2$, mağazalar ve showroomlar için $100- 150 \text{ W/m}^2$ alınabilir.

$$Q_{\text{motor}}=k_1.k_2.N_{\text{motor}} \quad (\text{W}) \quad (2.15)$$

Burada;

N_{motor} : Motor gücü (W)

k_1 :Kullanma faktörü(-),hesaba esas alınan maksimum yük saati süresince, motorların ortalama çalışma süresinin yüzde olarak karşılığıdır.

k_2 :Yük faktörü(-),hesaba esas alınan maksimum yük saati süresince çekilen gücün, etiketinde belirtilen güce orandır.

Davlumbazsız elektrikli cihazların verdiği ısı miktarını çeşitli kaynaklardan tablolardan alınabilir. Cihaz üzerinde davlumbaz olması halinde tablo değerlerinin %50' si alınabilir.

a)İçerisinden sıcak bir akışkan geçen borular

$$Q_{\text{boru}}=q_{\text{boru}} \cdot L_{\text{boru}} \quad (\text{W}) \quad (2.16)$$

Q_{boru} : Metre başına borudan olan ısı kazancı (W/m)

L_{boru} : Boru boyu (m)

b)İçerisinde sıcak sıvılar bulunan depolar

$$Q_{\text{depo}}=k \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{W}) \quad (2.17)$$

k : Depo malzemesinin ısı geçiş katsayısı (W/m²K)

A : A:Depo malzemesinin ısı transfer alanı (m²)

ΔT :Depo içerisindeki sıvı ile ortam arasındaki sıcaklık farkı (°C)

c)Klima yapılan mahalde, üstü açık kaynayan bir sıvıdan kaynaklanan ısı kazancı

$$Q_{\text{sıvı}}=s_{\text{sıvı}} \cdot \text{yüzeyi, serbest yüzeyden buharlaşma sonucu gizli ısı kazancı} \quad (\text{W}) \quad (2.18)$$

(m²) . (W/m²)

2.2.7.6.Havalandırma için alınan dış havadan ve infiltrasyondan gelen ısı kazancı

$$Q_d = \rho_h V_D B F c_{ph} \frac{T_d - T_i}{3600} \quad (\text{W}) \quad (2.19)$$

$$Q_g = \rho_h V_D B F h_{sb} \frac{W_d - W_i}{3600} \quad (\text{W}) \quad (2.20)$$

ρ_h :Havanın yoğunluğu 1.2 kg/m³

V_D : Havalandırma için alınan dış hava miktarı (m³/h)

BF: Serpantinin by-pass faktörü (0.05-0.2)

C_{ph} : Nemli havanın özgül ısısı (Kj/kg)

h_{sb} : Oda sıcaklığında buharlaşma gizli ısısı (kj/kg)

T_d : Dış hava sıcaklığı (°C)

T_i : İç hava sıcaklığı (°C)

w_d : Dış havanın özgül nemi (kg su buharı/kg kuru hava)

w_i : İç havanın özgül nemi (kg su buharı/kg kuru hava)

$$Q_{id} = \rho_h V_i c_{ph} \frac{T_d - T_i}{3600} \quad (\text{W}) \quad (2.21)$$

$$Q_{ig} = \rho_h V_D h_{sb} \frac{W_d - W_i}{3600} \quad (\text{W}) \quad (2.22)$$

$V_i = \Sigma(a.L)RHZ_i$

V_i : İnfiltrasyonla giren hava miktarı (m³/h)

a:Kapı veya pencerenin hava geçirgenliği (m³/hm)

L:Kapı veya pencerenin açılan kısımlarının çevre uzunluğu (m)

R:Mahal karakteristiği

H:Yapı karakteristiği

Z_i: Köşe odalar için zam faktörü(bitişik iki dış duvardaki kapı veya pencereler için z_i=1.2,bütün diğer kapı veya pencereler için z_i=1.0)

2.2.7.7.Yapı elemanları arasından sızan nemden kaynaklanan ısı kazancı (su buharı geçişinden dolayı gizli ısı kazancı)

$$Q_g = An\Delta w \quad (W) \quad (2.23)$$

A:alan (m²)

n:duvar malzemesinin gizli ısı geçirme değeri (W/m²Δw)

Δw:iç ve dış havanın özgül nem farkı (kg su buharı/kg kuru hava)

2.2.7.8.Kanallardan olan ısı kazancı

Klimatize edilmeyen mahallerden geçen kanallarda ısı kazancı

$$Q_8 = \rho_h V_h \Delta T_k L C_{ph}$$

V_h: Kanaldaki hava miktarı (m³/h)

ΔT_k: Kanal içerisindeki havada sıcaklık yükselmesi (°C)

L:klimatize edilmeyen mahaldeki kanal boyu (m) veya

$$Q = k.A.\Delta T$$

k: Kanalın ısı iletim katsayısı (W/m²K)

A:Kanalın ısı transfer alanı (m²)

ΔT:Kanalın içindeki hava ile çevre arasındaki sıcaklık farkı (°C)

2.2.8. Soğutma makineleri

Isı geçişinin sıcaklık yönünde, başka bir deyişle sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama olduğu, bilinen bir gerçektir. Bu yönde ısı geçişi doğada kendiliğinden olur. Fakat bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz, bunun bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılması gerekir.

Soğutma makineleri bir çevrime göre çalışır, soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara da soğutucu akışkan adı verilir. Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 2- 4' de gösterilmiştir. Burada Q_L , soğutulan ortamdan çekilen ısı, Q_H ise daha sıcak ortama verilen ısıdır. T_L , soğutulan ortamın sıcaklığı, T_H ısı verilen ortamın sıcaklığı ve $W_{net,g}$, çevrimde dolaşan akışkan üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir.

Bir soğutma makinesi ısı değerlendirmesi, etkinlik katsayısı(COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP = \frac{Q_L}{W_{net,g}} \quad (2.24)$$

2.2.8.1.Ters Carnot Çevrimi

Carnot çevriminin iki tersinir izotermal, iki de izantropik hal değişiminden oluşan, tümünden tersinir bir çevrimdir. Carnot çevrimi, verilen bir sıcaklık aralığında en yüksek ısı verime sahip çevrimdir. Bu nedenle, gerçek güç çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturur. Tersinir bir çevrim olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi, ısı ve iş etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelir. Sonuç, ters Carnot çevrimi adı verilen çevrimdir. Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası diye bilinir.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısı enerji deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Bu nedenle soğutma makineleri ve ısı pompaları için ideal çevrim olarak önce Carnot çevriminin incelenmesi doğaldır. Uygulanabilir olması durumunda Carnot çevriminin uygulamaya aktarılması olanaksızdır.

2.2.9. Isı yalıtımı

Isı, ses, su ve yangın yalıtımı sıkça kullanılmakta olan terimler olup, kullanılan malzemeler ile ortamın, ısıya, suya, sese ve yangına karşı yalıtılmış olması söz konusu edilmektedir. Isı yalıtımı, yapı elemanlarının yalıtılarak ısı kaybının azaltılmasıdır.

Isı yalıtımı genel olarak binalarda ve tesisatta kullanılmaktadır. Isı yalıtımının sonuçları, üç boyutuyla ortaya çıkmaktadır. Birincisi, enerji tasarrufu boyutudur. Isı kaybının azalması, kullanılan ısıtıcı malzemeden (radyatör, kazan kapasitesi gibi) tasarruf edilmesini sağlamakta, yani tesisattaki ilk yatırım masraflarını azaltmaktadır. Bunun yanı sıra daha az yakıt kullanımı nedeniyle parasal tasarruf ortaya çıkmaktadır. İkinci boyut, çevre kirliliğinde azalma sağlanması, üçüncü boyut ise, ısı konfordur.

Türkiye’deki mevcut ısı yalıtımı yönetmeliklerin gelişmiş ülkelerle karşılaştırıldığında, oldukça eksik olduğu görülmektedir. Ancak bu haliyle bile yeterince uygulanmamakta, bu konuya resmi kurumlar ve halkımız duyarsız davranmaktadır. Bir konut sahibi olmak istendiğinde çoğu kimsenin baktığı ve önem verdiği şeyler gözle görülen vitrifiye, armatür, seramik vs. gibi hususlar olup, hiç kimse konut alırken “burada ısı yalıtımı mevcut mu? “Ses problemi var mı?” diye sormamaktadır. Bu anlamda tüketicinin bilinçlendirilmesi gerekmektedir. Türkiye’de ısı yalıtımına yeteri kadar önem verilmediği için büyük oranlarda enerji kaybı meydana gelmektedir. Ülkemizde her yıl artan enerji ihtiyacını karşılamak için bir taraftan mevcut enerji kapasitesinin artırılmasına çalışmak ne kadar önemli ise, diğer taraftan mevcut enerjiyi verimli ve tasarruflu kullanmak da en az o kadar önemlidir. Isı yalıtımı yoluyla enerji tasarrufu konusunda ülkemiz birçok Avrupa ülkesinin gerisindedir. İsveç gibi soğuk bir ülkede yaşayan bir kişi Antalya’da yaşayan bir kişi kadar az yakıt harcayarak ısınma ihtiyacını mükemmel bir şekilde karşılamaktadır. Başka bir deyişle, Türkiye’de ısınmak için Avrupa ülkelerine oranla 2-3 misli enerji sarfiyatı olmaktadır. Isı yalıtımının yeterli seviyeye getirilmesi, hava kirliliğinin azaltılması bakımından da önemli bir yere sahiptir.

1970 yıllarında baş gösteren büyük petrol krizinden sonra birdenbire çok artmış olan enerji fiyatları, birçok ülkede “Enerji Tasarrufu” programları yapılarak nispeten zararsız bir şekilde geçirilmiştir ve alınan önlemlerle sonraki yıllarda etkin bir enerji tasarrufu sağlanmıştır. Hatta alınan önlemler zaman içinde şiddetlendirilerek 2000’li yıllarda şimdikinden de çok miktarda enerji tasarrufu yapılması programlanmıştır. Kuşkusuz alınan önlemlerin en başında ISI YALITIMI gelmektedir. Konuya gerekli önemi vermeyen ülkelerde, bu arada ülkemizde de yeterince önlemler alınmadı veya alınan cılız önlemler uygulanamayarak, enerji savurganlığına devam edildi. Bu savurganlık hala devam etmektedir. Ülkemizde enerji tasarrufuna gereken önemin verilmemesi, her yıl önemli ölçüde (2.5-3 milyar dolar kadar) döviz kaybına neden olduğu gibi, ayrıca odun-kömür gibi yerli kaynakların hızla tüketilmesine yol açmakta, petrol-doğalgaz gibi ithal edilen maddelere ödenen dövizin artmasına neden olmakta, ayrıca gereğinden fazla tüketilen(Kömür gibi) enerji maddeleri havanın kirlenmesini arttırmaktadır. Türkiye’nin 1950 yılında enerji ihtiyacının %100’ü yurtiçinden karşılanmaktaydı.1970 yılında bu oran %77’ ye,1993 yılında ise %44’ e düşmüştür. Yapılan hesaplara göre 2010 yılında %38’ lere düşecektir. Bu sonuçlar enerji kaynakları bakımından dışa bağımlılığımızın gittikçe arttığını göstermektedir. Enerji kaynakları bakımından dışa bağımlılığın minimize edilmesi için en kolay yol ısı yalıtımıdır.

Isı yalıtım malzemeleri, bitişik yapı malzemelerinin ısı iletim direncini artırmak ya da dışarıya kaçan ısı miktarını azaltmak amacıyla kullanılır. Isı yalıtım malzemeleri kullanılırken birçok özellik de istenmektedir. En çok istenilen özellikler kısaca aşağıda açıklanmıştır.

Isı İletim Katsayısı (k) :Yalıtım malzemelerinden istenilen en önemli özelliktir. Isı iletim katsayısı (k) değerinin olabildiğince küçük olması, ısıyı o kadar az geçirdiğini gösterir. Ayrıca, laboratuarda ölçülen değer değil, pratik k değeri verilmelidir

Neme Karşı duyarlılık: Sudan direkt olarak etkilenmemeli ve higroskopiklik veya kapilarite yoluyla dolaylı olarak ıslanıp k değeri yükselmemelidir.

Sağlığa etkileri: Üretim, uygulama ve kullanım sırasında sağlığa zarar vermemelidir.

Buhar Difüzyon Direnç Katsayısı yüksek olmalıdır.

Çeşitli Kuvvetlere Dayanıklılığı: Kullanım yerine göre basınca, çekmeye, gerilmeye mukavemeti, elastikiyeti, kırılabilirliği ve sarsıntıya dayanıklılığı verilmelidir.

Direnci: Korozyon, çürüme, küflenme, haşarat, barındırma gibi etkenlere karşı direnci olmalıdır.

Şekil Değiştirmezliği: Fiziksel etkiler ve ısı değişiklikleri sonucu boyut ve şekil değiştirmemesi, küçülmemesi ve büyümemesi istenir. Aksi halde değişiklik değerleri verilmelidir. Ayrıca ıslanma sonucu boyut değiştirmesi istenmez.

Sıcaklığa Dayanma ve Yanma Durumu: Isı yalıtım malzemesinin hangi sıcaklıklar arasında kullanılacağı belirtilmeli, alev ve yanmaya karşı dayanıklı olmalıdır.

Kullanılabilirliği: Boyutları taşınmaya ve uygulamaya müsait, işçiliği kolay olmalıdır.

Gözenek Yapısı: Açık veya kapalı gözenekli veya hem açık hem kapalı gözenekli olup olmadığı belirtilmelidir.

Yoğunluğu: Kullanım yerine göre olabildiğince az yoğunlukta olmalıdır.

Genel Özellikler: İçerdiği malzemeler, hücre yapısı, yoğunluğu, piyasaya arz şekli ve boyutları verilmiş olmalıdır.

Ekonomikliği: Yalıtım malzemesi, benzerleriyle karşılaştırıldığında ekonomik bir fiyata sahip olmalıdır.

Ayrıca, atmosfer şartlarına ve asitlere karşı dayanıklı olmalıdır.

2.2.9.1.Genleştirilmiş polistiren köpük (EPS)

Polistiren sert köpük, yapay organik bir ısı yalıtım malzemesi olup, ilk kez 1952 yılında ALMAN BASF firması tarafından üretilmiş ve Styropor adı altında dünyaya yayılmıştır, Türkiye’ deki adı Styropor olarak kalmıştır.

Styropor termo-plastik bir malzemedir. Ülkemizde ilk olarak 1960’lı yılların başında soğuk hava depoları ile ticari buzdolabı üreticilerinin ihtiyacını karşılamak üzere üretilmeye başlanmış ve çok uzun yıllar sadece bu sektörlerde kullanılmıştır.

Diğer ülkelerde başlangıçtan itibaren inşaatlarda da kullanılan bu malzeme, Türkiye’de ancak 1986’dan sonra inşaatlara girebilmiştir. Bugün diğer ülkelerde olsun, Türkiye’de olsun inşaatlarda en çok kullanılan yalıtım malzemelerinin öncülerindedir. Bunun nedeni, her türlü ısı yalıtım malzemelerinin en ucuzu oluşu ve haiz olduğu teknik özellikleridir.

2.2.9.2.Ekstrüde polistiren köpük (XPS)

Polistiren sert köpüğün banttan çekilerek üretilen tipidir. Çeşitli firmalar çeşitli yöntem ve renkte bu malzemeyi üretmektedir. Bu malzemelerin hücre yapıları ve dağılımı homojendir. Isı iletkenlik katsayıları EPS’ ye oranla biraz daha düşüktür. Levhaların yüzeyleri düz olup su alma durumları EPS’ ye oranla daha azdır.

Yoğunlukları 25- 50 kg/m³ arasında değişmektedir. En önemli özelliklerinden biri de basınca olan mukavemetinin fazlalığıdır. Ayrıca buhar geçirimsizlik faktörü de yüksektir.

2.3.Ekonomik Analiz

Gerçeklerden ilkeler veya teoriler türetme işine ekonomik teori veya ekonomik analiz denir. Gerçeklerden yola çıkılarak yapılan bu genellemeler, ekonomik davranışı açıklamakta faydalı oldukları gibi, gelecekte ortaya çıkacak olayları tahmin edilmesinde ve bu nedenle kontrol edilmesinde de faydalı olurlar. Bir teoriyi oluşturmada ve oluşturulan bu teoriyi test etmede, çeşitli aşamalardan oluşan bilimsel bir süreç vardır. İlk başta incelenecek ekonomik olay seçilir. İncelenecek ekonomik olay belirlendikten sonra, bu olayda önemli olan değişkenler belirlenir. Örneğin, firmaların karını nasıl en yüksek düzeye çıkarabileceklerini araştıran bir iktisatçı, araştırmasını maliyet değişkeni temelinde geliştirebilir ve maliyetleri en düşük düzeye indirerek karı en yüksek düzeye çıkarmanın yolları araştırılabilir.

Dünya çapında rekabetin ön plana çıktığı bu günkü şartlarda, en gelişmiş ürünü, en kısa sürede, en ucuza üretmek veya ilk yatırım ve işletme maliyetlerinden toplam maliyeti en düşük olanı seçmek esastır. Bir mühendisin tasarım için göz önüne alması gereken en önemli hususlardan biri ekonomik analizdir. Ülkemizin enerji kaynaklarının kısıtlı olması, yaşanan yüksek enflasyon ve değişken banka faizleri ekonomik analizin önemini artırmaktadır.

Mekanik tesisatta yalıtım kalınlığı, alternatif bir enerji kaynağının seçimi, bir ısı geri kazanımı uygulaması, bir ısı değiştiricinin boyutlarının belirlenmesi, hatta bir boru çapı seçimi, kısaca tüm mühendislik tasarımları bir ekonomik analiz sonucu yapılmalıdır. Ekonomik analiz verilerinin sürekli değişmesi bu seçimleri basit eşitlik ve tablolar yardımı ile yapılmasına imkan vermemektedir. Her tesisat uygulaması için doğru yöntemin bulunması ve kullanılması esastır. Sonuç olarak her seçim için özgün bir ekonomik analiz yapmak gerekmektedir.

2.3.1. Paranın zaman değeri

Bugün elimizde mevcut 100 TL ile bir yıl sonra elde edeceğimiz 100 TL ile aynı değerde midir? Bu soruya kolaylıkla “Bugün elimizde mevcut 100 TL daha değerlidir.” cevabı verilebilecektir. Bunun açıklaması basittir. Bugün elinde 100 TL’si bulunan bir kimse, bu parayı bir iş sahasında kullanıyor ise kar sağlamak suretiyle, yahut başka şekilde, örneğin bir bankaya yatırmak ve faiz elde etmek suretiyle parasını çoğaltabilir. 100 TL, yüzde 25 faizle bir bankaya yatırılacak olursa bir yıl sonunda faizi ile birlikte 125 TL’ye ulaşır. Bu örnekten şu tarifi çıkarabiliriz.”Bugün elde mevcut 100 TL’nin yüzde 25 faiz haddi üzerinden bir yıl sonraki değeri 125 TL’dir” deriz.

Bu basit örnek bize paranın bir zaman süreci içinde elde edildiği yıllara veya devrelere göre değişik değerlerde mütalaa edilmesi gerektiğinin göstermektedir. Aynı muhakemeyi harcamalar için de yapabiliriz. Bu takdirde genel bir tarif ortaya konulabilir.

“Belli bir faiz veya iskonto haddi göz önünde bulundurulmak suretiyle paranın, bir zaman süreci içinde elde edildiği veya harcandığı devrelere göre değişik değerlerde mütalaa edilmesine paranın zaman değeri denir”.

İktisadi projeler belli bir mal ve hizmet üretimine tahsisi düşünülen kaynakların ekonomik ve mali yönden avantajlı bir tahsis olup olmadığını göstermek üzere hazırlanmaktadır. Yatırım için tahsis olunacak kaynakların avantajlı bir tahsis olup olmadığı nasıl anlaşılacaktır? Yatırım için yapılacak harcamalar ile, tesisin faydalı ömrü içinde yaratacağı parasal gelirler karşılaştırıldığında gelirler lehine pozitif bir fark meydana geldiği takdirde avantajlı bir tahsis yapıldığı sonucuna varılacaktır. Ancak, bir zaman süreci içinde farklı devrelerde yapılan harcamaların ve elde edilen gelirlerin, zaman farkı nedeniyle, değişik değerlerde kabul edilmeleri gerekeceğine

işaret olunmuştur. Bu nedenle harcamalar ve gelirlerin aynı zaman düzeyine getirilmiş değerleri karşılaştırıldığı takdirde anlamlı ve mantıklı bir karşılaştırma mümkün olabilecektir. Kabul edilebilecek bir iskonto haddine göre aynı zaman düzeyine getirilmiş harcamaların ve gelirlerin farkı, gelirler lehine bir sonuç yaratıyorsa projenin avantajlı olduğu düşünülecektir. Yani;

Aynı zaman düzeyine getirilmiş nakit girişleri > Aynı zaman düzeyine getirilmiş harcamalar.

İşte projelerde paranın zaman değeri bu yönden önem arz etmekte ve kullanılmaktadır. Harcama ve gelirleri aynı zaman düzeyine getirmek için uygulanan faiz veya iskonto haddi genellikle cari faiz haddi olmaktadır.

3.MATERYAL VE YÖNTEM

Şekil 4.20. ve Şekil 4.21.' de daha önce Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan şartlandırma odasında yapılan deneyler sonucu yazın soğutmada klimanın 22°C ve hava hızı 0.2 m/s olacak şekilde çalıştırılması veya 24 °C ve hava hızı 0.4 m/s olacak şekilde çalıştırılması sonucu üzere aynı ısıl konforu sağladığı görülmüştür. Bundan dolayı havanın sıcaklığını 2 °C düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmak klimalardaki enerji tüketimini azaltmış olacaktır. Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında şartlandırma odasında ısıl konfor deneylerinde kullandığımız klima 12000 Btu/h soğutma kapasitesi olan Arçelik 4200 markalı klimadır.

3.1.Deneysel Çalışmalar

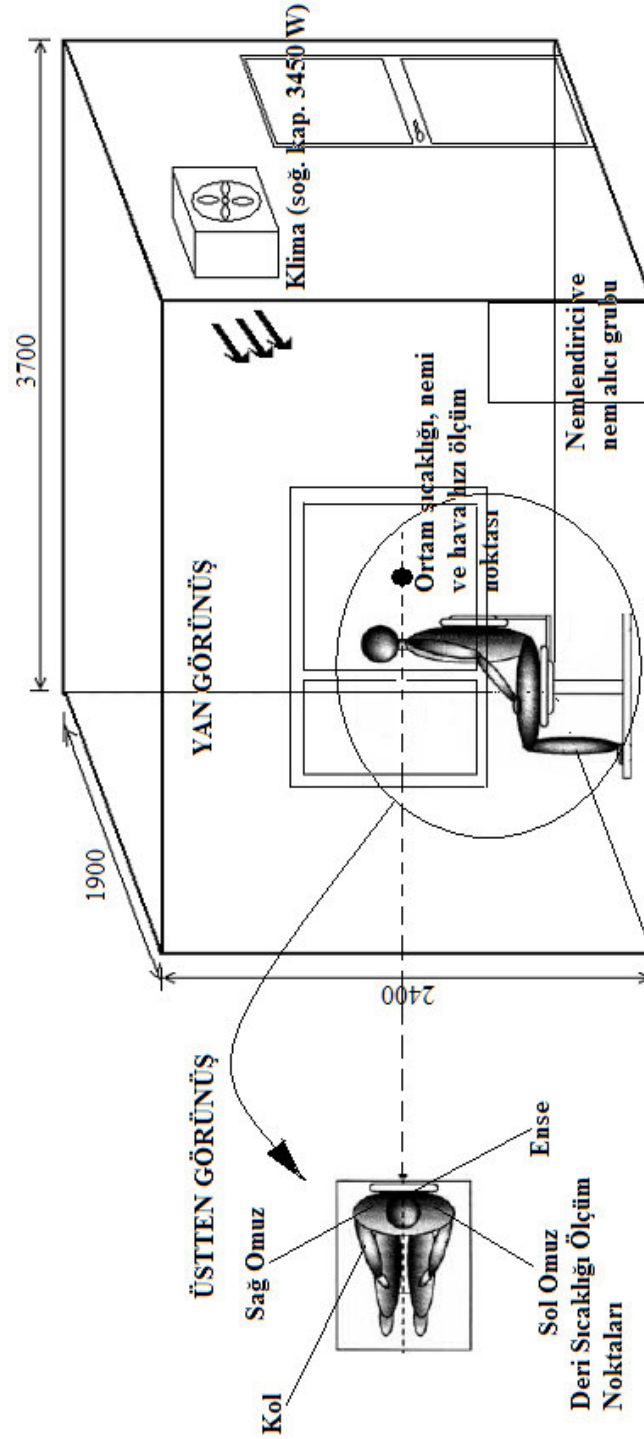
Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan şartlandırma odasında farklı şartlandırma koşullarında deneyler yapılmış olup deneklerin ense deri yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri grafik halinde sunulup ve tüm deneyler sırasında deneklerin buldukları ortamdan hissettikleri ısıl duyum da sorgulanmıştır. Isıl konforun tespiti için “Tahmini Ortalama Oy (*PMV*)” indisi kullanılmıştır

3.1.1. Şartlandırma odası

Çalışma Şekil 3.1.' de şematik olarak gösterilen ve Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği laboratuvarında bulunan eni, boyu ve yüksekliği sırasıyla 1.9 m, 3.7 m ve 2.4 m olan şartlandırma odasında yapılmıştır. Şartlandırma odasındaki mevcut 3450 W soğutma kapasitesindeki klima, nemlendirici ve nem alıcı vasıtasıyla şartlandırma odasının nemi, sıcaklığı ve ortamdaki hava hızı değerleri sabitlenebilmekte ve mevcut ölçüm cihazları ile ölçülebilmektedir.

Şartlandırma odasının sıcaklık ayarı bahsedilen klima ile sağlanmıştır. Bu klimanın 3 kademeli fanı ile deney ortamında 3 farklı hava hızı da sağlanabilmektedir. Ortamın nemi ise, nemlendirici ve nem alıcı grup ile ayarlanmaktadır.

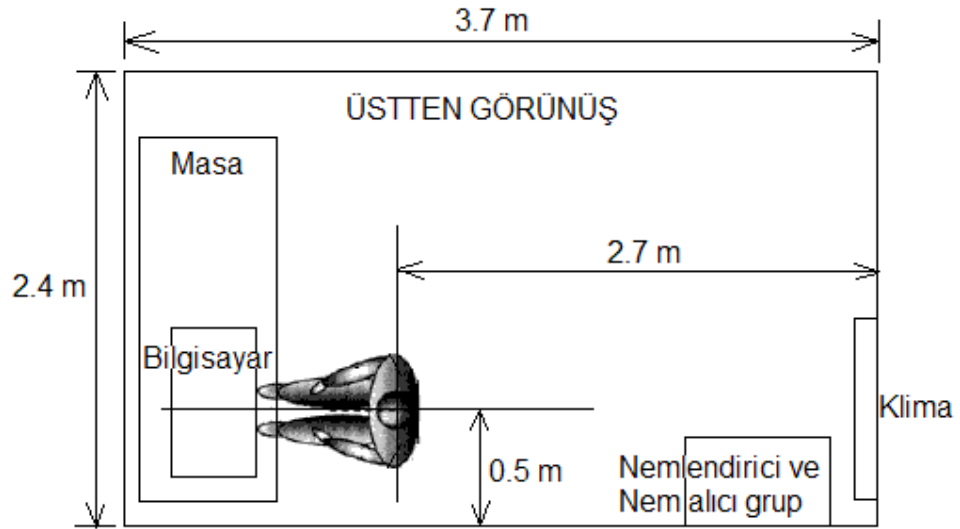
Nemlendirme işlemi, su havuzu ile temasta olan gözenekli bir sünger içerisinde sürekli olarak ortam havasının sirkülasyonunu sağlayan bir nemlendirici cihaz ile yapılmaktadır. Gerektiğinde nem alma işlemi ise basit bir ısı pompası vazifesi gören cihaz ile sağlanmaktadır. Yine nem alıcı cihaz fanı ile ortam havasının sürekli olarak ısı pompası üzerinden sirkülasyonu sağlanmakta, böylece evaporatör üzerinden geçen havanın nemi alınırken bir miktar ısı da çekilmekte, kondenserde ise evaporatörde çekilen ısı tekrar havaya transfer edilerek, aynı sıcaklıktaki hava kurutulmuş olarak ortama geri verilmektedir. Nemlendirme işlemi buharla yapılmadığı için ortam sıcaklığını korumakta kolaylaşmaktadır. Fakat mevcut cihazla yapılan nemlendirme işlemi de zaman almaktadır. Bu nedenle ortam nemini ayarlamak için nemlendirici veya duruma göre nem alıcı ünite, deney başlamadan birkaç saat önce çalıştırılmaktadır. Deneyler sırasında ortam sıcaklığı, nemi ve hava hızının ölçümünde kullanılan cihazlar ileride tanıtılacaktır. Deney başlangıcından sonuna kadar sürekli olarak bahsedilen bu cihazlar ile ortam sıcaklığı, nemi ve ortamdaki hava hızı takip edilmiş ve 15 dakika aralıklar ile kaydedilmiştir. Yine ortam şartlarında, deneyler süresince belirli salınımlar gerçekleşmiştir. Deneyler sırasında ölçülen değerler için salınımların, sıcaklık için ± 0.5 °C, nem için $\pm 5\%$ ve hız için ± 0.05 m/s mertebelerinde olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.1. Şartlandırma odası, insanın konumu ve ölçüm noktalarının şematik görünümü

3.1.2. Deney setleri ve ölçümler

Deney kapsamında denekler klimanın bulunduğu yüzeye arkası dönük halde bilgisayar başında oturacak şekilde konumlandırılmışlardır. Şekil 3.2.'de gösterildiği gibi deneğin tam ensesi hizasından ortam sıcaklığı, nemi ve ortamdaki hava hızı ölçülebilmektedir. Deneyler esnasında deneğin 1 noktasından (ense) deri sıcaklığı ölçümü yapılabilmektedir. Deneklerin konumu ve ölçüm noktaları yine Şekil 3.3.'den açıkça görülebilmektedir. Deneklerin duvarlardan olan mesafelere göre oturma konumu da Şekil 3.24. de verilen üstten görünüşten açıkça görülebilmektedir.



Şekil 3.2. Şartlandırma odasının üstten görünüşü ve insanın duvarlara göre konumu

Denekler her deney sırasında sıcaklık, nem ve hava hızı kontrolü sağlanan ısı konfor odasında 2 saat süre ile bulunmuşlardır. Deneyler denek vücudunun kuru hali için yapılmıştır.

DeneySEL çalışma 2 hafta sürmüştür. 1. hafta deneklerin vücutları kuru halde iken, oda nemi %50 de tutulmuş, ortam hava hızı 0.4 m/s de sabitlenmiş ve ortam sıcaklığı; 26 °C ile 28 °C arasında 2 °C aralıklar ile değiştirilmiştir. 2. hafta denekler

vücutları kuru iken şartlandırma odasına alınmış, ortam sıcaklığı ve nemi 28 °C ve %50 değerlerine sabitli iken hız; 0.4 ve 0.6 m/s değerlerine kademelendirilmiştir.

Deneylerin haftalara göre hangi hal durumunda hangi sabit ve değişkende yapıldığı ve her kademedeki kaç deneğin kullanıldığı Tablo 3. 1.' de özetlenmiştir. Tablodan da görülebileceği gibi her bir deney kademesi için 5 denek kullanılmış.

Tablo 3. 1. İlk grup deneysel çalışmalarda, haftalara göre deney ortamı için sabit ve değişkenler ile denek sayısının durumu

| <i>Hafta</i> | <i>Hal</i> | <i>Sabitler</i> | <i>Değişken</i> | <i>Denek Sayısı</i> |
|-----------------|------------|-----------------|-----------------|---------------------|
| 1. Hafta | Kuru | 0.4 m/s, %50BN | 26 °C | 5 |
| | | | 28 °C | 5 |
| 2. Hafta | Kuru | 28 °C, %50 BN | 0.4 m/s | 5 |
| | | | 0.6 m/s | 5 |

Bütün bunların yanı sıra, tüm deneyler sırasında deneklerin buldukları ortamdan hissettikleri ısı duyumu da sorgulanmıştır. Isıl konfor ya da konforsuzluğun yani ısı duyumu tespiti için “Tahmini Ortalama Oy (PMV)” indisi kullanılmıştır. PMV geniş bir insan grubunun ısı ortamına verdiği tepkiyi ortalama olarak tahmin edebilen 7 noktalı ölçeğe dayalı bir ısı duyumu indisidir. Bu ölçek şu şekildedir:

| | |
|----|-------------|
| +3 | Sıcak |
| +2 | Ilık |
| +1 | Biraz ılık |
| 0 | Nötr |
| -1 | Biraz serin |
| -2 | Serin |
| -3 | Soğuk |

3.1.3. Denekler

İlk ve ikinci grup deneyler olarak tanımlanan deneylere, yaşları 20 ile 25 arasında değişen Tekstil Mühendisliği Bölümünde lisans ve lisansüstü seviyede eğitim gören 5 erkek denek, gönüllü olarak katılmıştır. Deneklerden özellikle, deneylerde yer aldıkları süre boyunca boyun ağrısı yada hareket kısıtlılıklarına yol açabilecek aktivitelerden (uzun süreli başın öne eğik biçimde durmasını gerektiren aktiviteler, her zamankinden farklı bir yastık yada yerde uyuma vb.) uzak durmaları istenmiştir. Böylece olabildiğince sadece ısı ortam şartlarının etkisinin incelenebilir hale gelmesi hedeflenmiştir. Şartları kabul eden gönüllü 5 adet erkek deneye ait antropometrik özellikler ve bunların ortalamaları ile standart sapmaları Tablo 3.2.' de sunulmaktadır.

Deneyler sırasında deneklerden yazlık erkek giyimi olarak isimlendirilen giysi takımının giyilmesi istenmiştir. Bu giysi takımı pamuklu iç çamaşırı ve çorap ile polyester ve pamuk karışımı pantolon ve kısa kollu gömlekten oluşmaktadır.

3.1.4. Ölçüm Cihazları

Deneyler sırasında ortam sıcaklığı, bağıl nemi, denegin tam sırt bölgesi hizasındaki hava hızı sürekli olarak takip edilmiştir. Bunun yanı sıra ense sıcaklığı da ölçülmüştür.. Bu kısımda ölçümlerde kullanılan bu cihazlar anlatılacaktır.

Tablo 3. 2. Deneklere ait antropometrik özellikler

| <i>Denek no</i> | <i>Yaş</i> | <i>Kilo (kg)</i> | <i>Boy (m)</i> | <i>DuBois yüzey alanı (m²)</i> |
|-----------------|------------|------------------|----------------|---|
| <i>1</i> | 25 | 78 | 1.70 | 1.89 |
| <i>2</i> | 24 | 69 | 1.74 | 1.82 |
| <i>3</i> | 24 | 75 | 1.70 | 1.86 |
| <i>4</i> | 24 | 75 | 1.75 | 1.90 |
| <i>5</i> | 24 | 88 | 1.83 | 2.10 |

Şartlandırma odası sıcaklığı, bağıl nemi ve deneğin sırt bölgesi hizasındaki hava hızı, Şekil 3.3.' de verilen 6 kanallı Testo 454 veri toplama cihazı ile ölçülerek, 15 dakikalık aralıklar ile kaydedilmiştir.

Hız ölçüm probu Şekil 3.3.-(a) dan görülmektedir. Bu hız probu ile deneğin tam sırt hizasındaki hız değeri sürekli olarak ölçülmüş ve 15 dakika aralıklar ile kaydedilmiştir. Hız probu 0 m/s ile 20 m/s arasında ölçüm yapabilmektedir. Bu probun, 0 m/s ile 2 m/s ölçüm aralığında hassasiyeti ± 0.03 m/s iken 2 m/s ile 20 m/s aralığında hassasiyeti ± 0.2 m/s' dir.



Şekil 3.3. Testo 454 veri toplama cihazı (a) hava hızı ölçüm probu (b) ortam sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm probu

Yine her 15 dakikada bir kaydedilen sıcaklık ve nem ölçümlerinde kullanılan probda Şekil 3.3.-(b)' de gösterilmektedir. Bu prob, %0 ile %100 bağıl nem aralığında ölçüm yapabilmektedir. %0 ile %9.9 bağıl nem aralığında hassasiyet $\pm\%2$, %10 ile %90 bağıl nem aralığında hassasiyet $\pm\%1$ iken %90.1 ile %100 bağıl nem aralığında hassasiyet $\pm\%2$ kadardır. Bu prob ile -20°C ile $+70^{\circ}\text{C}$ arasında sıcaklık ölçümü de yapılabilmektedir. -20°C ile -10.1°C sıcaklık aralığında hassasiyet $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, -10°C ile $+50^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında hassasiyet $\pm 0.4^{\circ}\text{C}$ iken $+50.1^{\circ}\text{C}$ ile $+70^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında hassasiyet $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ' dir.

Deneyler esnasında oda içerisindeki yerel sıcaklık ve bağıl nem değerlerindeki değişimin ihmal edilebilir mertebelerde olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca şartlandırma odası laboratuvar ortamında olduğu için direkt güneş ışınımı da almamaktadır. Bu nedenle duvar sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark ihmal edilebilir düzeydedir. Yani ortam sıcaklığı ile ortalama ışınım sıcaklığı hemen hemen eşittir.

Daha öncede belirtildiği gibi, bazı deneyler sırasında deneğin sırt bölgesinden sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Sırt bölgesi deri sıcaklığı Şekil 3.26.' da gösterilen Comark C9008 termometre ile yapılmıştır. Bu termometrede kullanılan prob da yine Şekil 3.4.' de gösterilmiştir. Bahsedilen termometre 2 kanallıdır ve hassasiyeti $+23^{\circ}\text{C}$ '

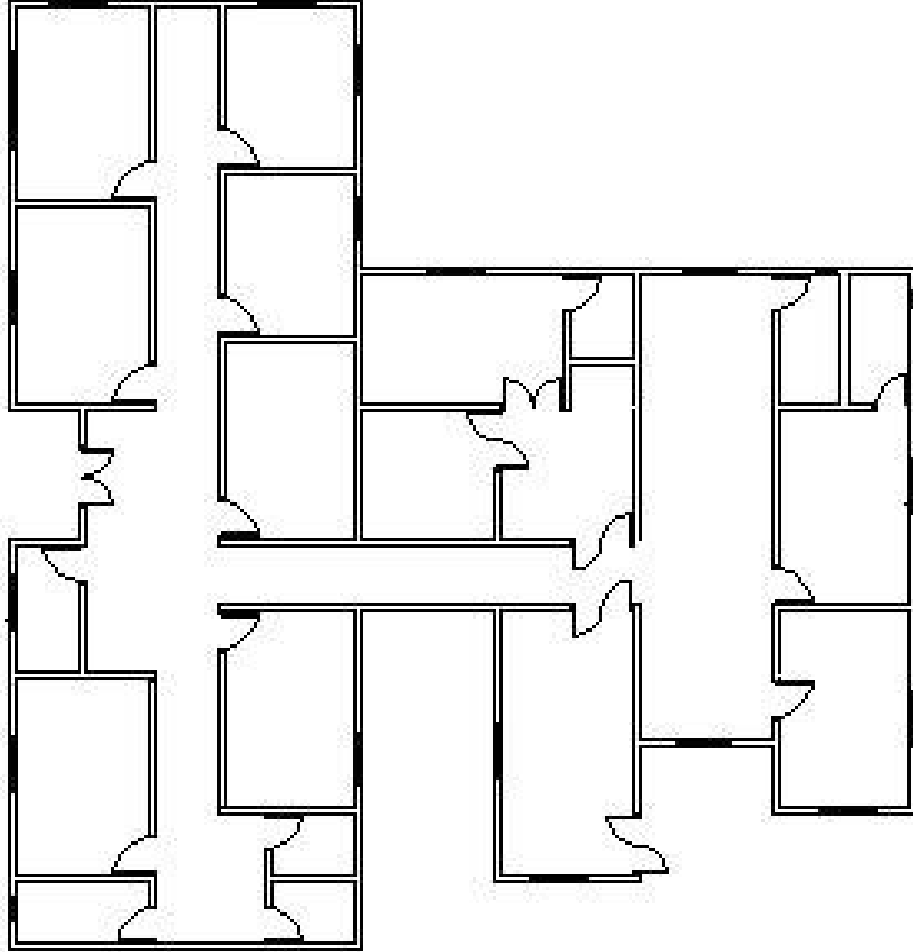
de ± 0.2 °C kadardır. Şekilde görülen prob, termometreye uygun, K tipi, yüzey sıcaklık ölçümünde kullanılan bir prob türüdür. Bu prob için ölçüm aralığı -50 °C / $+250$ °C dir. Probun sıcaklığı algılama süresi 0.2 saniyedir. Prob uzunluğu 100 mm, uç çapı ise 7.5 mm dir.



Şekil 3.4. Ense bölgesi deri sıcaklığı ölçümünde kullanılan termometre ve yüzey sıcaklığı ölçüm probu

3.2.Örnek Bir Binada Ekonomik Analizin Uygulanması

Bu çalışmada da yazın soğutması split klimalarla yapılan bir poliklinik projesinde farklı yalıtım kalınlıklarında farklı yalıtım malzemelerinde, yalıtımlı ve yalıtımsız halde farklı duvar çeşitlerinde bu iki farklı şartlandırma koşulunda değişken COP değerlerinde enerji tüketimleri ve ŞİMDİKİ DEĞER METODU(Denk.3.1.) kullanılarak parasal değerleri hesaplanılmış ve klimanın sıcaklığını 2 ° C düşürmek yerine hızını 0.2 m/s artırmanın ne kadar parasal kazanç sağladığı ve elektrik enerjisi tüketiminden ne kadar tasarruf edildiği hesaplanılmıştır ve grafikler halinde sunulmuştur. Bu hesapların yapıldığı bina Şekil 3. 5.' da gösterildiği tek katlı bir poliklinik projesidir, 14 odalı ve toplam soğutulması gereken alan 153 m² dir ve soğutmak için 14 split klima kullanılmıştır.



Şekil.3.5.Poliklinik projesi

Ayrıca bunun sonucunda 1998- 2008 yılı split klima satışlarından yola çıkarak tüm Türkiye de split klima kullanılan mahallerde hava sıcaklığını $2^{\circ}C$ düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmanın ülkemiz için yıllık ne kadar enerji tasarrufu sağlandığı hesaplanılmıştır ve grafikler halinde sunulmuştur. Bunun yanında Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan şartlandırma odasında farklı şartlandırma koşullarında deneyler yapılmış olup deneklerin ense deri yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri grafik halinde sunulup ve tüm deneyler sırasında deneklerin buldukları ortamdan hissettikleri ısıl duyum da sorgulanmıştır.

Isıl konfor ya da konforsuzluğun yani ısı duyumun tespiti için “Tahmini Ortalama Oy (PMV)” indisi kullanılmıştır

$$\text{ŞİMDİKİ DEĞER MALİYETİ} = \frac{C_0}{i - g} \left[1 - \left[\frac{1+g}{1+i} \right]^k \right] \text{ [TL]} \quad (3.1.)$$

C_0 =Bir yıllık Maliyet [TL]

i =Faiz oranı

g =Enflasyon oranı

k =Toplam işletme yılı

$$C_0 = C_{el} \cdot H_{sene} \cdot W_{toplam} \quad (3.2.)$$

C_0 =İlk yıl için elektrik enerjisi maliyeti

C_{el} =Birim Kwh başına düşen ücret

H_{sene} =Bir yıllık işletme saati

W_{Toplam} =Klimanın toplam çektiği güç = $W_{Kompresör} + W_{İç ünite fanı} + W_{Dış ünite fanı}$

Şimdiki değer maliyet hesaplama formülünde kullanılan C_0 , ilk yıl için elektrik enerjisi maliyetidir, formülde gösterildiği gibi hesaplanır. H_{sene} , bir yıllık işletme saati, 720 saat alınmıştır. C_{el} , birim Kwh başına düşen ücret 19,6 Ykr olarak alınmıştır. i , faiz oranı ,%20 olarak alınmıştır, g enflasyon oranı %9 olarak alınmıştır. Klimanın ömrü yani toplam işletme yılı 15 yıl olarak alınmıştır. Enflasyon ve faiz değerleri güncel değerlerdir.

W_{Toplam} =Klimanın toplam çektiği güç = $W_{Kompresör} + W_{İç ünite fanı} + W_{Dış ünite fanı}$

Poliklinik projesindeki iklimlendirilecek her odanın konumu farklı olduğundan her odanın soğutma yükleri farklı olur. Bundan dolayı iklimlendirilen her odanın soğutma

yüklerini hesaplayıp binanın toplam soğutma yükünü bulup toplam kompresör gücü bulundu. Toplam kompresör gücünü ve toplam fan gücünü toplayıp binayı soğutan split klimaların toplam ne kadar güç çektiği bulunmuş oldu. Klimaların çektiği toplam gücü Denklem 3.2 de yerine koyup klimaların bir yıllık elektrik enerjisi maliyeti bulunmuş oldu. Klimaların çektiği toplam güç iç ortam sıcaklıkları 22 °C ve 24 °C ve dış ortam sıcaklığı Bursa için 37 °C seçilerek iki farklı şartlandırma koşulu için hesaplandı. Böylece iki farklı iklimlendirme koşulu için binanın 1 yıllık elektrik enerjisi maliyeti bulunmuş olup iki farklı iklimlendirme koşulunda binanın elektrik enerjisi tasarrufu miktarı bulunmuş oldu. Bina da 14 klima kullanıldığı için elektrik enerjisi tasarrufu miktarı 14' e bölünüp bir klima için ortalama 1 yıllık elektrik enerjisi tasarrufu bulunmuş oldu. Bir klima için bulunan ortalama 1 yıllık elektrik enerjisi tasarrufu miktarı 1998-2008 yılı split klima satış sayısı ile çarpılıp Türkiye'deki tüm split klima kullanılan mahaller için 1 yıllık enerji tasarrufu değeri yaklaşık olarak bulunmuş oldu.

$Q_{\text{Soğutma}}$, soğutma yükleri, iç ortam sıcaklıkları 22 °C ve 24 °C ve dış ortam sıcaklığı Bursa için 37 °C seçilerek iki farklı şartlandırma koşulu için hesaplandı. COP(Denk.3.3.) değerleri de her klimanın farklı COP değeri olduğundan farklı COP değerlerinde 2' den 5' e kadar 0.1 artırarak 22 °C ve 24 °C' deki soğutma yüklerinde $W_{\text{Kompresör}}$ değerleri hesaplandı. Bunun için Excel'de program yazıldı.

$$COP = \frac{Q_{\text{soğ.}}}{W_{\text{Komp.}}} \quad (3.3)$$

$W_{\text{İç ünite fanı}}$ değerleri de Arçelik klima kataloglarından alındı, hava hızı 0.2 m/s iken yani iç ünite fanı 1.hız kademesindeyken 16 Watt, hava hızı 0.4 m/s hızdayken yani iç ünite fanı 2. hız kademesindeyken 17 Watt elektrik gücü çekildiği görüldü. Dış ünite fanı her iki şartlandırma koşulunda aynı kademedede çalışacağından dolayı ne kadar güç çektiği hesaplanmadı. Fan ve kompresörün yaptığı işleri bulduktan sonra her ikisini toplayarak sistemin toplam çekmiş olduğu güç bulunmuş oldu. Buradan birim Kwh başına ücret, yıllık işletme saati ve sistemin çektiği toplam güç çarpılarak ilk yıl için elektrik enerjisi maliyeti bulunur. İlk yıl için elektrik enerjisi maliyeti de bulduktan sonra bunu şimdiki değer maliyet formülünde yerine koyup 15 yıllık klimanın çalışma ömründe elektrik enerjisi maliyetinin şimdiki değer maliyeti bulunmuş oldu.

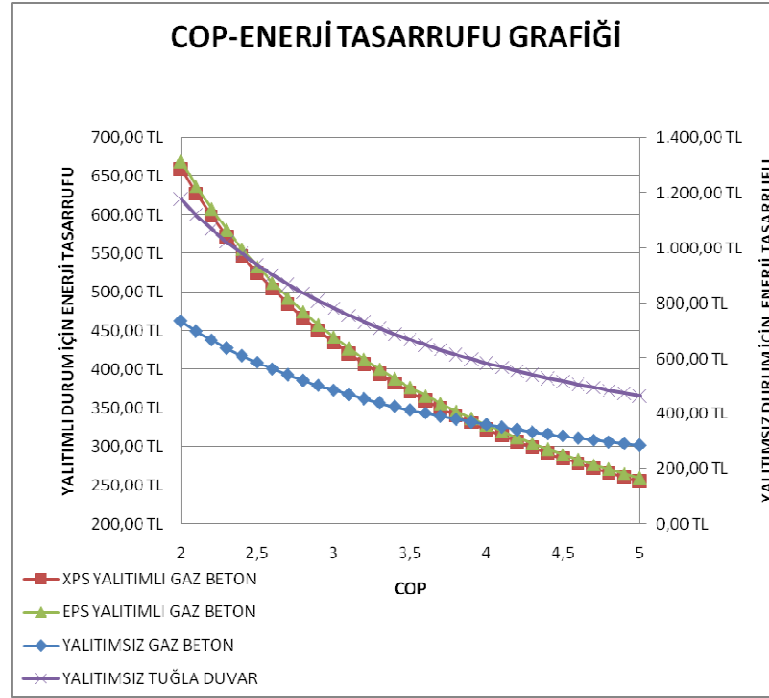
Soğutma yükleri farklı dış duvarlarda ve farklı yalıtım malzemelerinin farklı kalınlıklarında hesaplandı, böylece değişik durumlarda ne kadarlık bir parasal kazanç sağlandığı hesaplanmış oldu. Dış duvar olarak gaz beton ve tuğla duvar kullanılmıştır. Bu çalışmada dış duvar olarak gaz beton ve tuğla duvar için yalıtımsız hali için hesap yapıldı. Ayrıca gaz beton duvar için EPS ve XPS yalıtımlı hali için hesaplar yapıldı. Yalıtım kalınlığı 1 cm ile 6 cm arasında olması halinde hesaplar yapıldı.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Aşağıda verilen grafiklerde iç ortam şartlarının iki farklı durumda olması durumunda, 22 °C hava sıcaklığı ve 0.2 m/s hava hızında veya 24 °C hava sıcaklığı ve 0.4 m/s olması durumunda meydana gelen enerji tasarruf değerleri ve yüzdeleri verilmiştir. Yalıtımlı duvarlarda bulunan yalıtım malzemesinin kalınlıkları L_y simgesi ile belirtilmiştir.

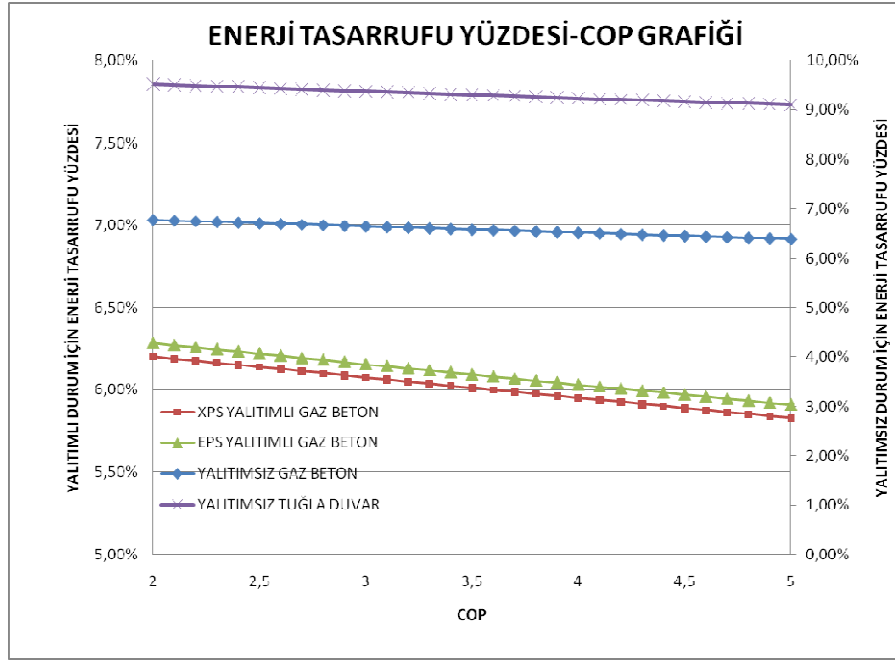
4.1.Poliklinik Projesinin Ekonomik Analizinin Sonuçları

Şekil 4. 1.'de 1 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. Yalıtımsız tuğla duvar için 462 TL' den 1178 TL' ye kadar kazanç sağlandığı görülmüştür. Yalıtımsız gaz beton için 285 TL'den 734 TL'ye kadar kazanç sağlandığı görülmüştür. 1 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 255 TL'den 659 TL'ye kadar kazanç sağlandığı görülmüştür. 1 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 259TL'den 669 TL'ye kadar kazanç sağlandığı görülmüştür.



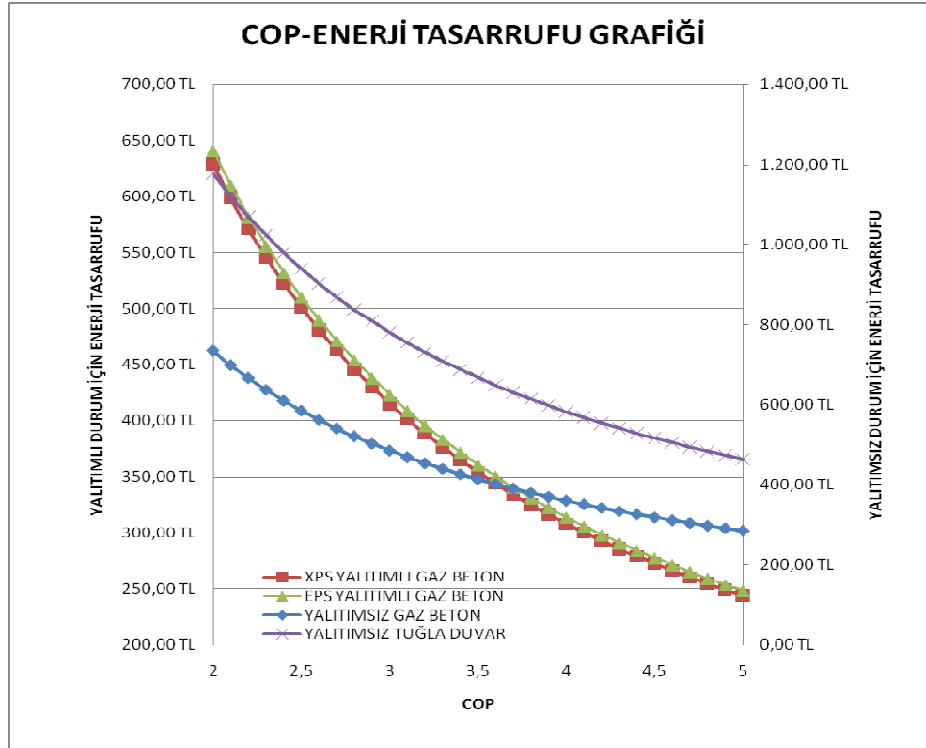
Şekil 4.1. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=1$ cm)

Şekil 4. 2.' de 1 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için ENERJİ TASARRUFU YÜZDESİ-COP grafiği verilmiştir. Yalıtımsız tuğla duvar için % 9,11'den %9,52'ye kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür. Yalıtımsız gaz beton için %6,39'den %6,77'ye kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür. 1 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise % 5,83'den %6,20'ye kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür. 1 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,91'den %6,28'e kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür.



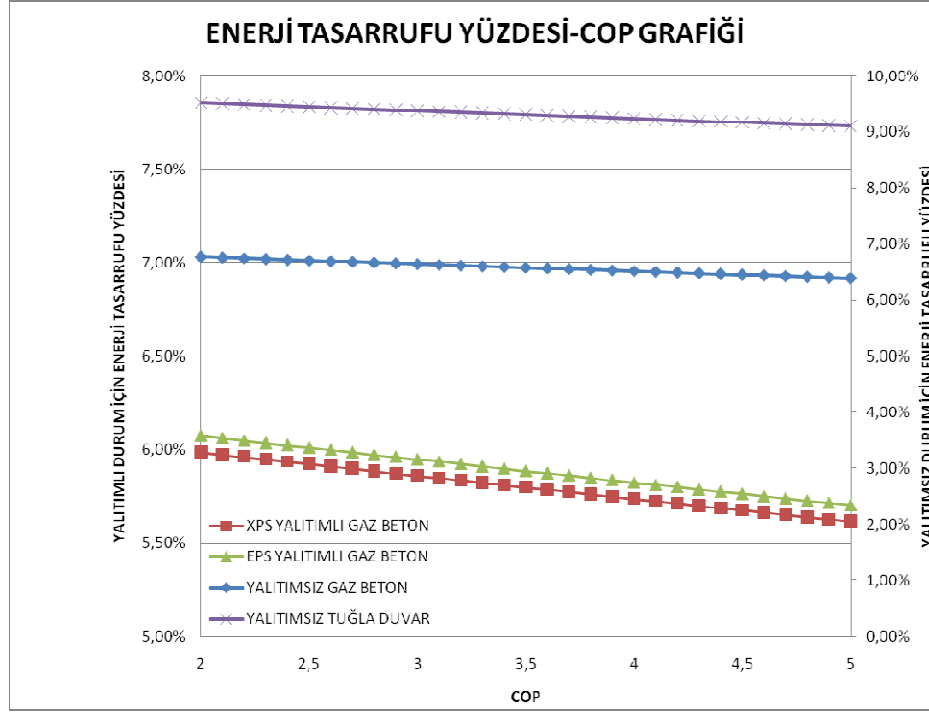
Şekil 4.2. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=1$ cm)

Şekil 4. 3.' de 2 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. 2 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 243 TL'den 629 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 2 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 248 TL'den 641 TL' ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



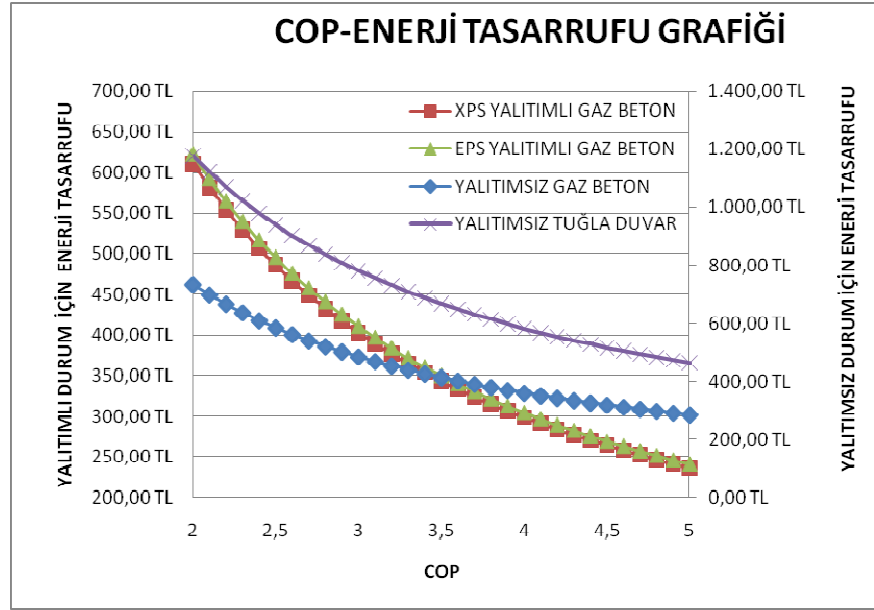
Şekil 4.3. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu değerleri ($L_y=2$ cm)

Şekil 4. 4.'de 2 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için ENERJİ TASARRUFU YÜZDESİ -COP grafiği verilmiştir. 2 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,61'den %5,99'a kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür. 2 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,70'den %6,07'ye kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür.



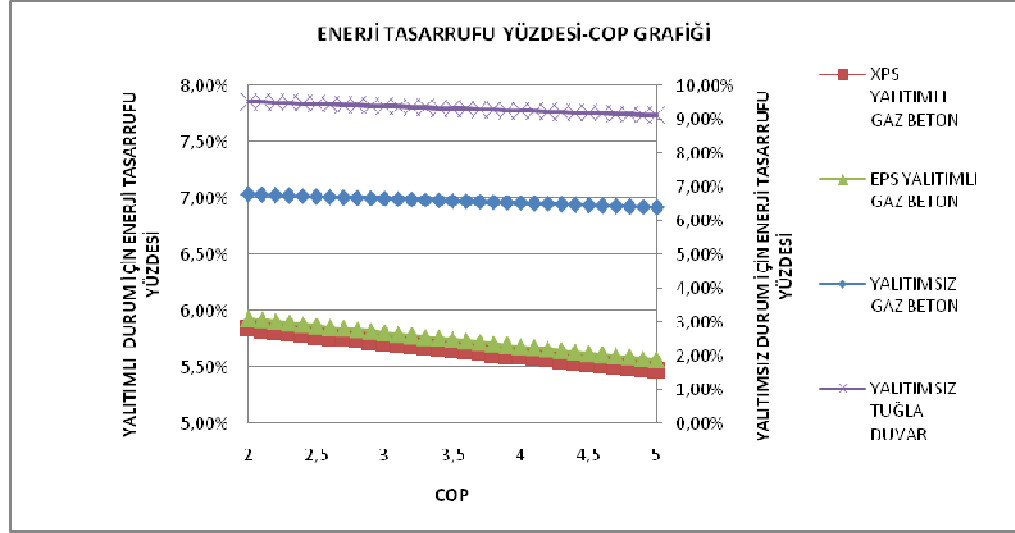
Şekil 4.4. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=2$ cm)

Şekil 4. 5.'de 3 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. 3 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 236 TL'den 610 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 3 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 240 TL'den 622 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



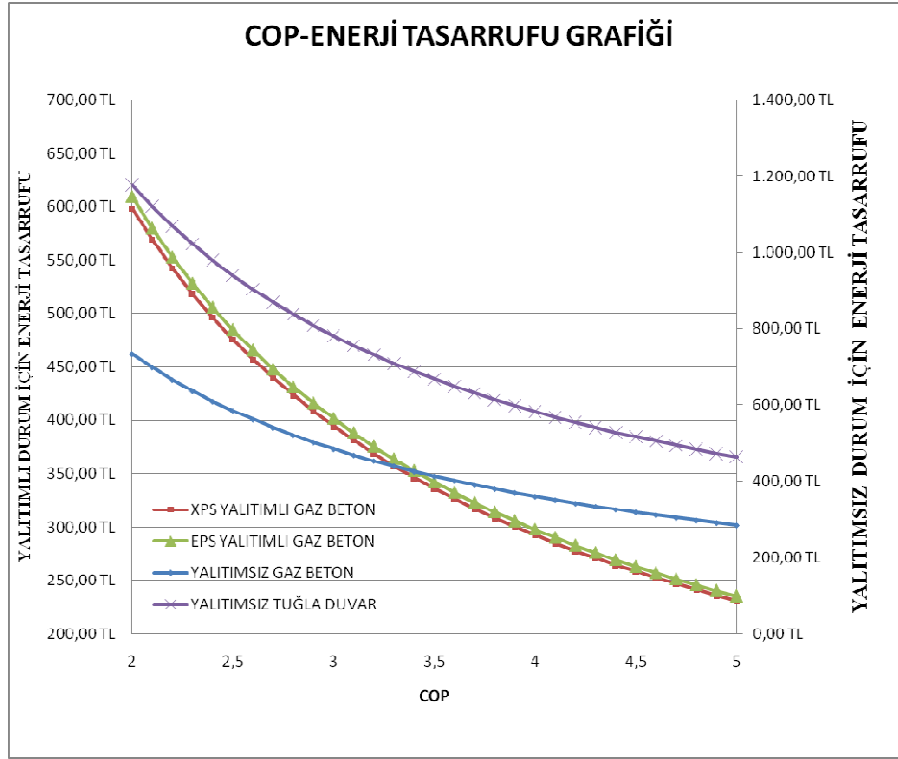
Şekil 4.5. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarruf değerleri ($L_y=3$ cm)

Şekil 4. 6.'da 3 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için ENERJİ TASARRUFU YÜZDESİ-COP grafiği verilmiştir. 3 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,47'den %5,84'e kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür. 3 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,56'den %5,93'e kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür.



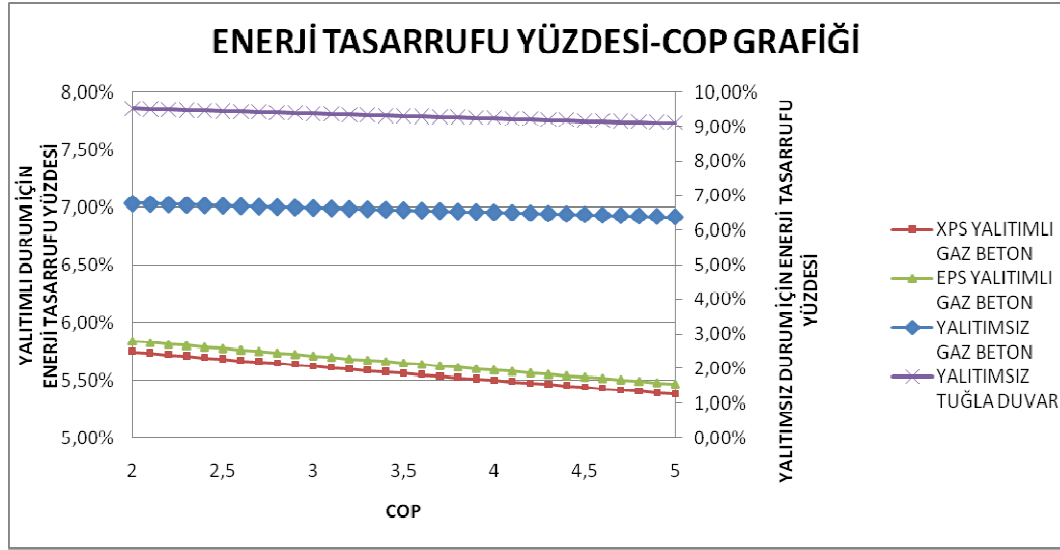
Şekil 4.6. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_v=3$ cm)

Şekil 4.7.'de 4 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için COP – ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. 3 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 231 TL'den 598 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 3 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 235 TL'den 609 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



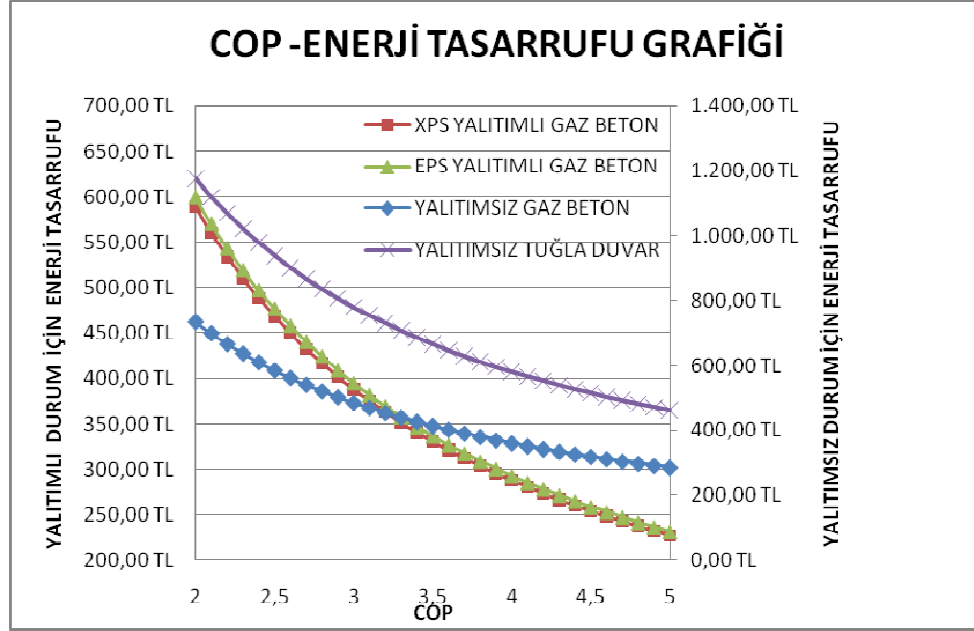
Şekil 4.7. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarruf değerleri ($L_y=4\text{cm}$)

Şekil 4.8.'de 4 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için ENERJİ TASARRUFU YÜZDESİ-COP grafiği verilmiştir. 4cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,38'den %5,74' ye kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür. 4 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,46'den %5,83'ye kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür.



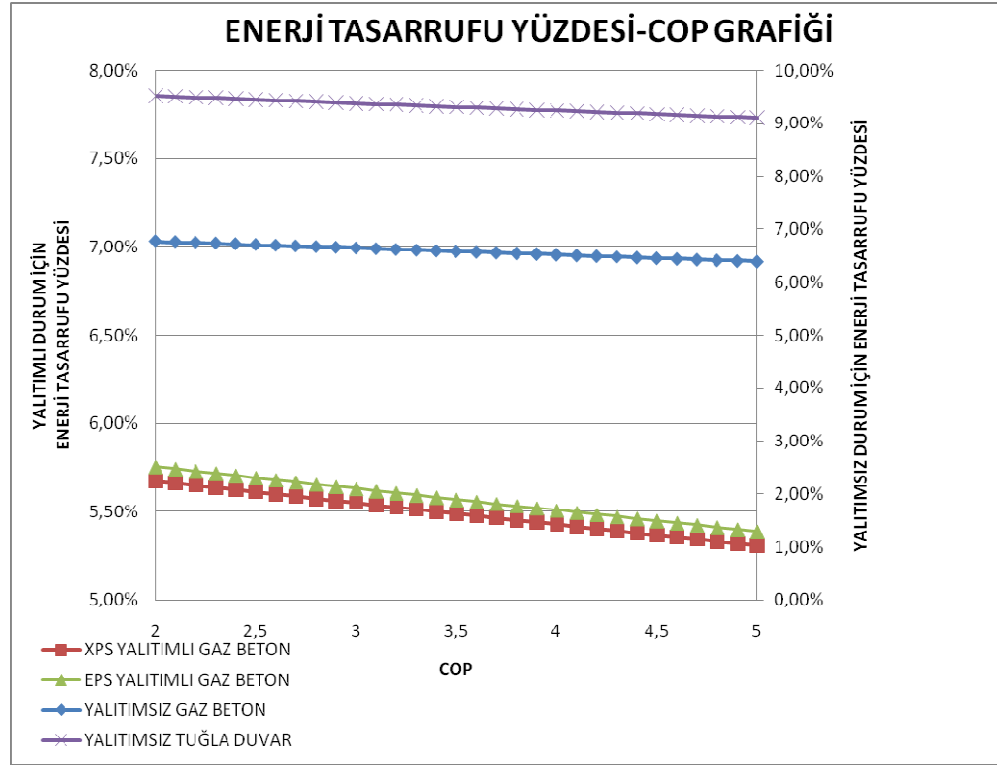
Şekil 4.8. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=4$ cm)

Şekil 4.9.' da 5 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. 5 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 227 TL'den 588 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 5 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 231 TL'den 599 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



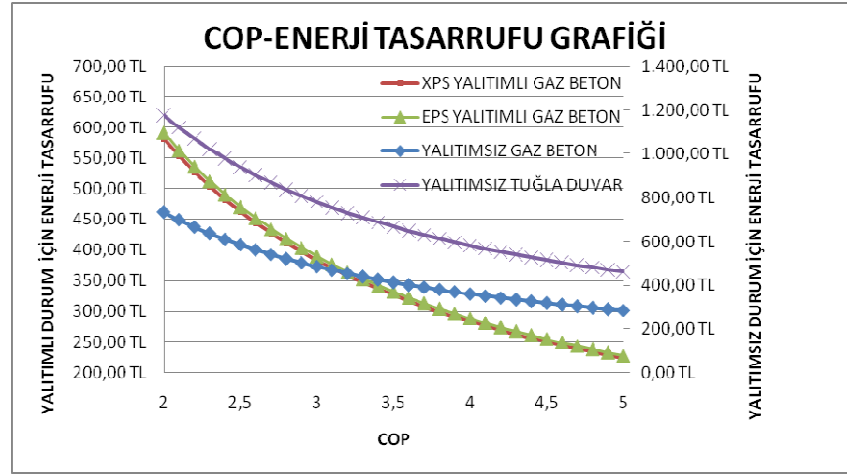
Şekil 4.9. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarruf değerleri ($L_y=5$ cm)

Şekil 4.10.'da 5 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için ENERJİ TASARRUFU YÜZDESİ-COP grafiği verilmiştir. 5 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,31'den % 5,67'ye kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür. 5 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise % 5,39'den %5,76'ye kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür.



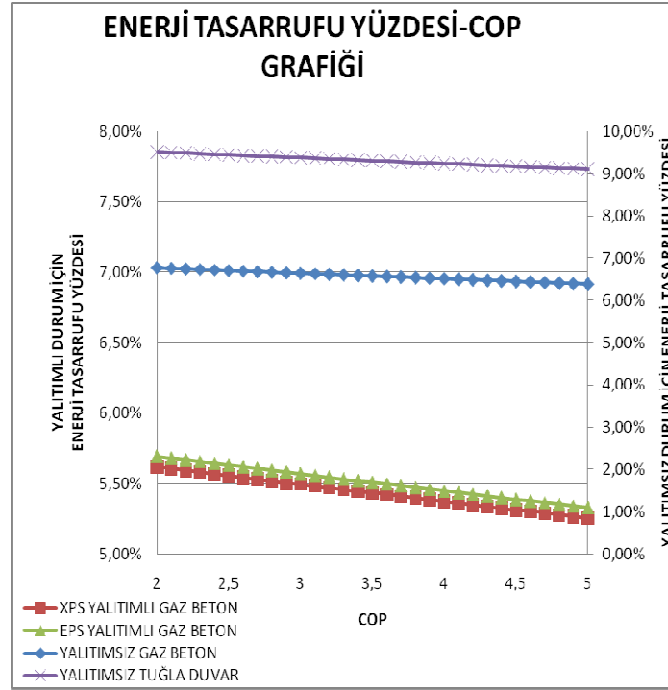
Şekil 4.10. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y = 5$ cm)

Şekil 4.11.' de 6 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için COP – ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. 6 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 224 TL'den 581 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 6 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 228 TL' den 591 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



Şekil 4.11. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarruf değerleri ($L_y = 6$ cm)

Şekil 4.12.'de 6 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için ENERJİ TASARRUFU YÜZDESİ-COP grafiği verilmiştir. 6 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise %5,25'den % 5,62'ye kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür. 6 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise % 5,33'den %5,70'ye kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı görülmüştür.



Şekil 4.12. Farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartları için meydana gelen enerji tasarrufu yüzdeleri ($L_y=6\text{cm}$)

4.1.1. Türkiye'deki tüm split klima kullanılan mahaller için bu iki farklı şartlandırma koşulunda meydana gelen yıllık enerji tasarrufu

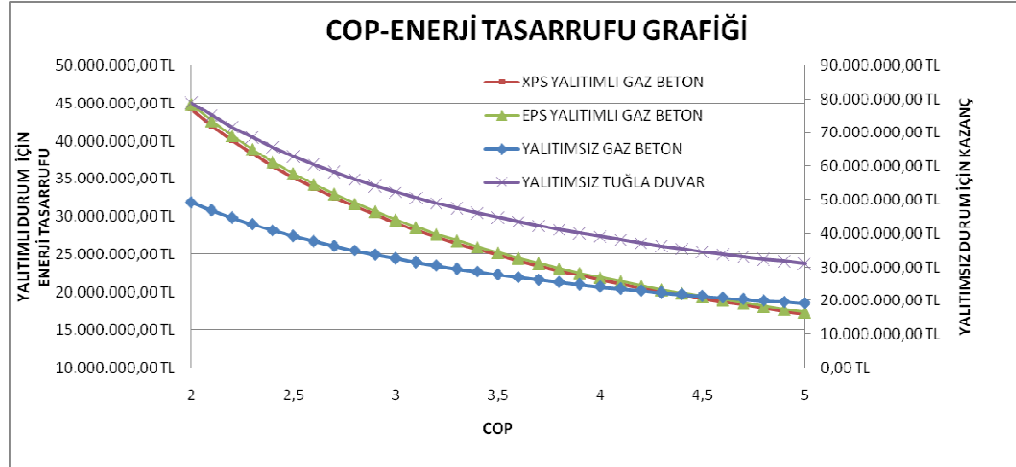
1998-2008 yılı split klima satışlarından (Tablo 4.1.) yola çıkarak tüm Türkiye'de kullanılan split klimaların sıcaklığını 2°C düşürmek yerine hızını 0.2 m/s artırmanın ülkemiz için yıllık ne kadar enerji tasarrufu sağlanıldığı hesaplanmıştır ve grafikler halinde sunulmuştur. Soğutma yüklerini hesaplarken Türkiye'deki her il yazın farklı dış hava sıcaklıklarına sahiptir. Soğutma yüklerini hesaplamak için her il için dış hava sıcaklığı ortalama 37°C alınmıştır. Türkiye'deki illerin yazın dış hava sıcaklıkları Ek 1.' de verilmiştir. Bu çalışmada poliklinik projesinde bir klima için 1 yılda ortalama ne kadar enerji tasarruf edildiği bulunmuştur. Bir klima için 1 yıllık bulunan ortalama elektrik enerjisi tasarrufu değeri 1998-2008 yılı split klima satış sayısı ile çarpılıp Türkiye'deki tüm split klima kullanılan mahaller için yıllık enerji

tasarrufu değeri yaklaşık olarak bulunmuş oldu. Yaklaşık dememizin sebebi klima satış istatistiklerindeki split klima sayısını oluşturan klimaların farklı güçlerde ki split klimalardan oluşmuş olmasıdır.

Tablo 4.1. 1998- 2008 yılı split klima satışları

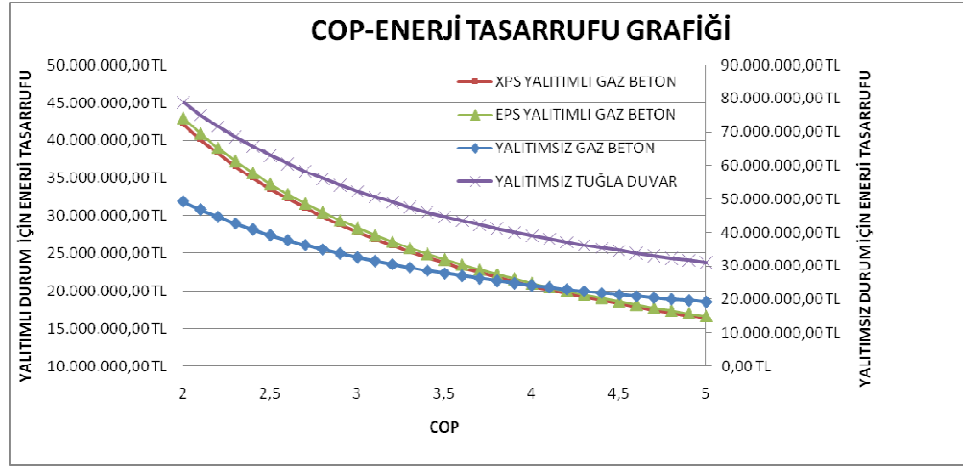
| | İMALAT | İTHALAT | İÇ SATIŞ | İHRACAT |
|------|-----------|---------|-----------|---------|
| 1998 | 14.112 | 69.666 | 83.938 | 2.193 |
| 1999 | 31 | 113.348 | 109.673 | 69 |
| 2000 | 21.488 | 122.847 | 140.056 | 538 |
| 2001 | 105.970 | 53.142 | 128.057 | 8.872 |
| 2002 | 214.282 | 100.653 | 233.610 | 68.932 |
| 2003 | 392.360 | 206.317 | 378.658 | 225.445 |
| 2004 | 743.478 | 357.570 | 753.375 | 255.098 |
| 2005 | 963.725 | 557.879 | 1.117.613 | 376.186 |
| 2006 | 1.025.966 | 647.705 | 1.269.217 | 347.232 |
| 2007 | 1.321.779 | 525.638 | 1.211.230 | 585.323 |
| 2008 | 1.663.042 | 447.036 | 1.093.587 | 981.108 |

Şekil 4.13.'de 1 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için 1yıllık COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. Yani COP 'ye bağlı değişen 1 yıllık enerji tasarrufları verilmiştir. Yalıtımsız tuğla duvar için 31.000.000 TL'den 79.000.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. Yalıtımsız gaz beton için 19.146.000 TL'den 49.246.000 TL' ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 1 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 17.134.000 TL'den 44.217.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 1 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 17.406.000 TL'den 44.897.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



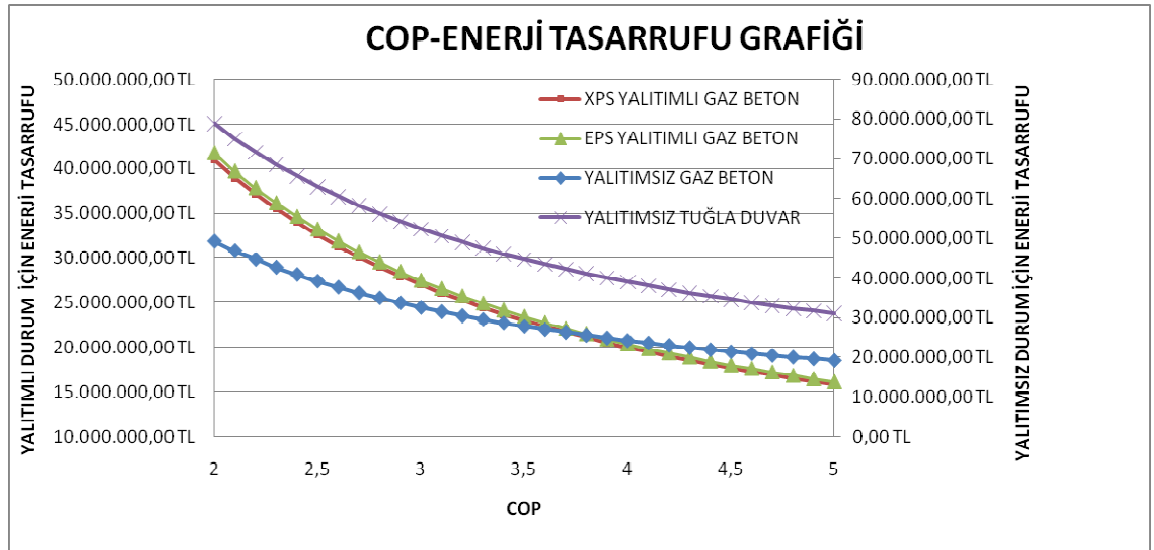
Şekil 4.13. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartlarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=1$ cm)

Şekil 4.14.'de 2 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için 1 yıllık COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. Yani COP ye bağlı değişen 1 yıllık enerji tasarrufları verilmiştir. 2 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 16.340.000 TL'den 42.231.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 2 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 16.652.000 TL'den 43.000.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



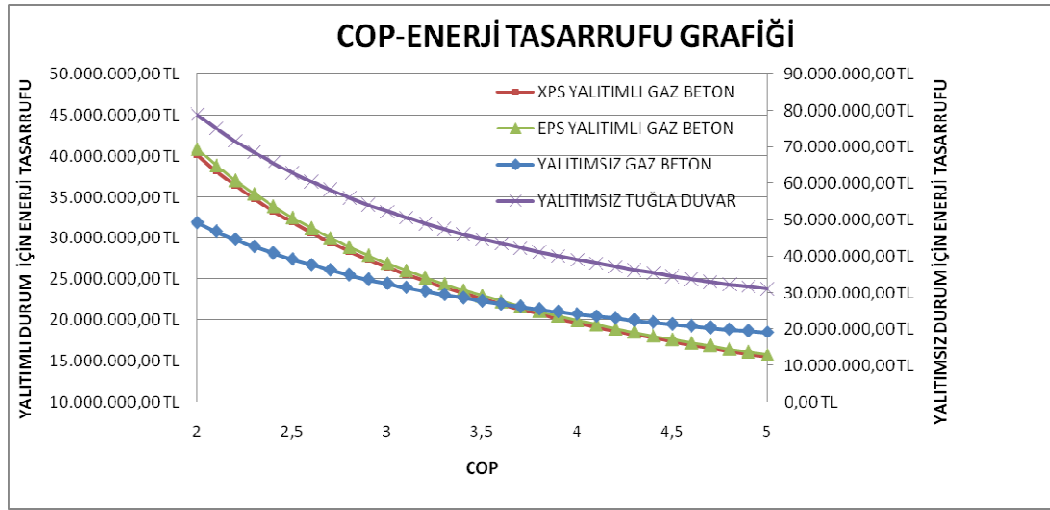
Şekil 4.14. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartlarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=2$ cm)

Şekil 4.15.'de 3 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için 1 yıllık COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. Yani COP' ye bağlı değişen 1 yıllık enerji tasarrufları verilmiştir. 3 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 15.838.000 TL' den 40.977.000 TL'ye kadar kazanç sağlandığı görülmüştür. 3 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 16.153.000 TL' den 41.763.000 TL' ye kadar kazanç sağlandığı görülmüştür.



Şekil 4.15. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartlarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=3\text{cm}$)

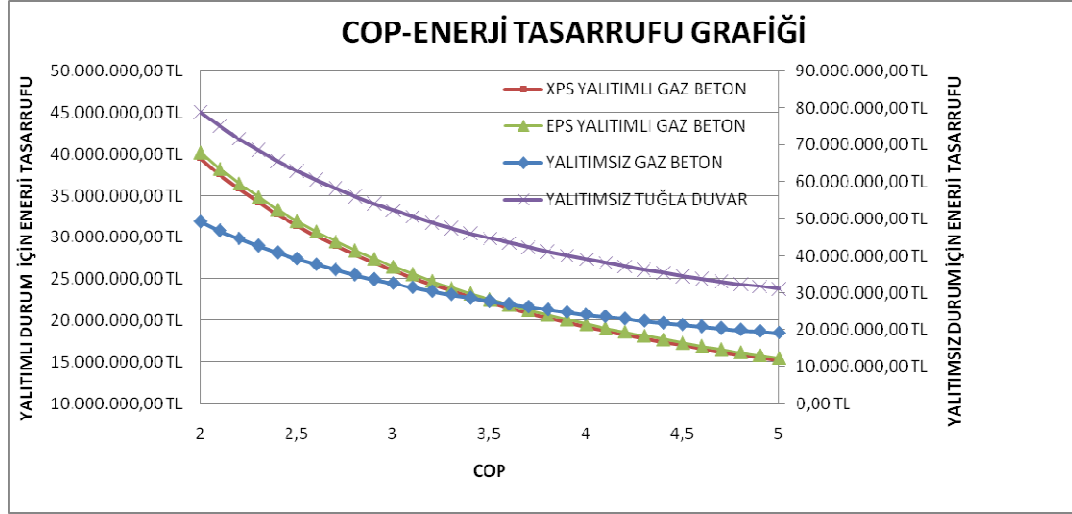
Şekil 4.16.'da 4 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için 1 yıllık COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. Yani COP' ye bağlı değişen 1 yıllık enerji tasarrufları verilmiştir. 4 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 15.497.000 TL'den 40.124.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 4 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 15.799.000 TL'den 40.877.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



Şekil 4.16. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartlarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=4\text{ cm}$)

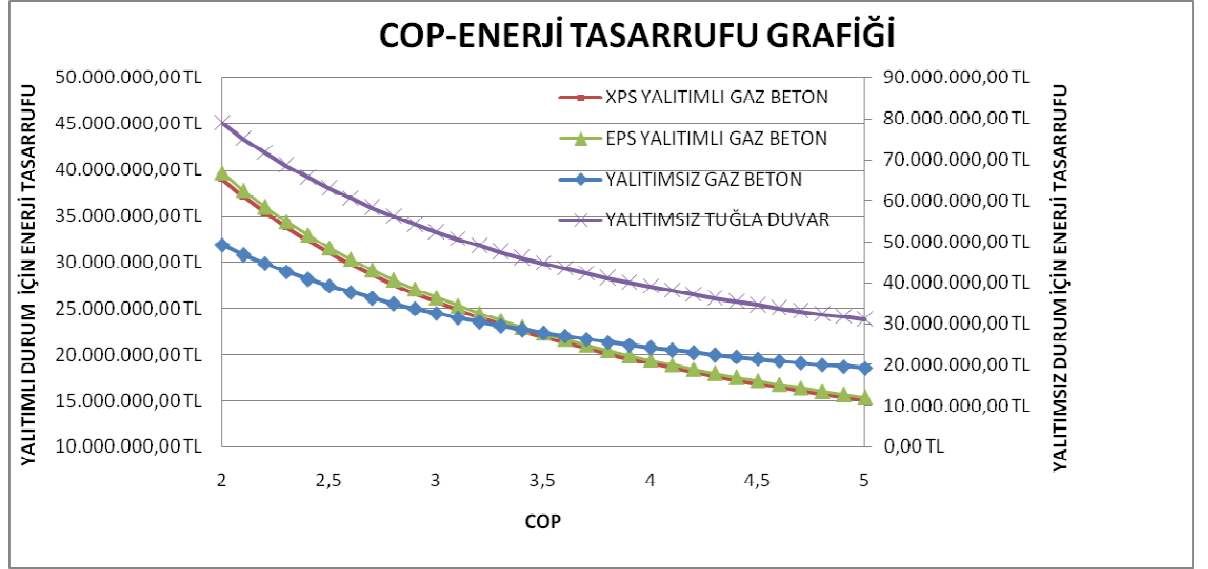
Şekil 4.17.'de 5 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için 1 yıllık COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. Yani COP' ye bağlı değişen 1 yıllık enerji tasarrufları verilmiştir. 5 cm XPS yalıtımlı

gaz beton duvar için ise 15.250.000 TL'den 39.506.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 5 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 15.534.000 TL'den 40.215.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



Şekil 4.17. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartlarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=5$ cm)

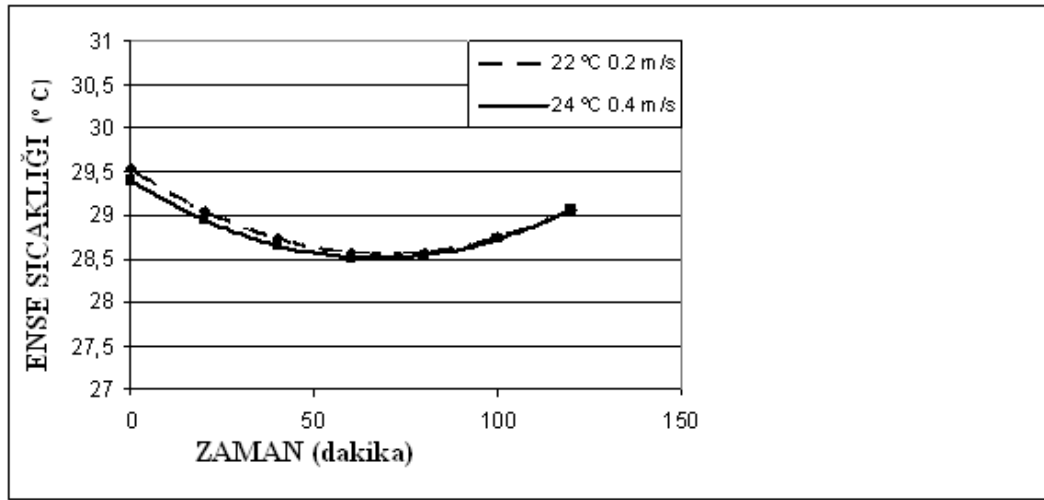
Şekil 4.18.'de 6 cm XPS ve EPS yalıtımlı gaz beton ve yalıtımsız durum için de gaz beton ve tuğla duvar için 1 yıllık COP –ENERJİ TASARRUFU grafiği verilmiştir. Yani COP 'ye bağlı değişen 1 yıllık enerji tasarrufları verilmiştir. 6 cm XPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 15.063.000 TL'den 39.038.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür. 6 cm EPS yalıtımlı gaz beton duvar için ise 15.328.000 TL'den 39.702.000 TL'ye kadar kazanç sağlanıldığı görülmüştür.



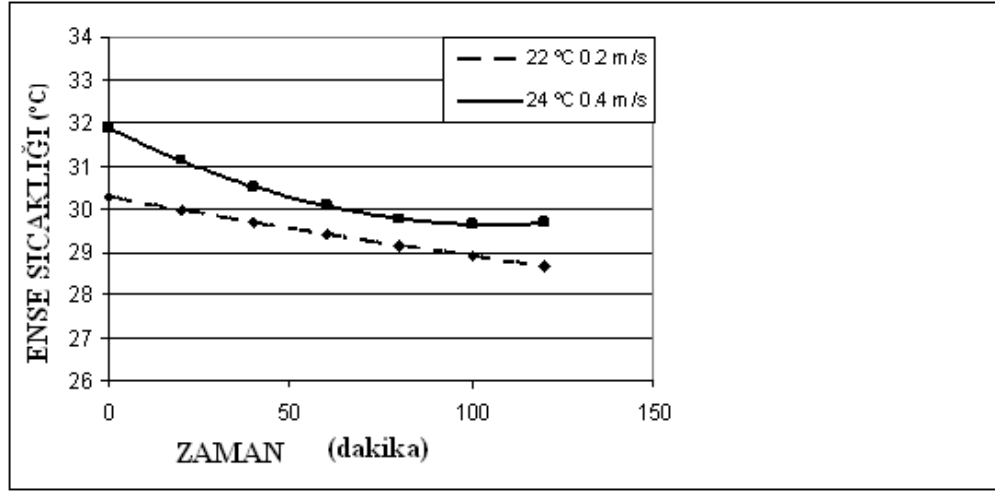
Şekil 4.18. Türkiye de split klima kullanılan mahallerde farklı duvar tiplerinde ve değişik COP değerlerinde, farklı iç ortam şartlarında meydana gelen 1 yıllık enerji tasarrufu değerleri ($L_y=6\text{cm}$)

4.2.PMV İndeksinin ve Ense Deri Yüzey Sıcaklığının İncelenmesi

Daha önce Makine Mühendisliği Bölümü Isı Tekniği Laboratuvarında bulunan şartlandırma odasında yapılan deneyler sonucu klimanın yazın soğutmada hava sıcaklığı 22°C ve hava hızı 0.2 m/s olacak şekilde çalıştırılması veya hava sıcaklığı 24 ° C ve hava hızı 0.4 m/s olacak şekilde çalıştırılması sonucu üzere aynı ısıl konforu sağladığı görülmüştür. Bu sonuca göre iklimlendirme sistemleri üzerinde bir ekonomik analiz yapılmış olup sonuçları aşağıda verilmiştir.



Şekil.4.19. Islak vucüt için ense deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi



Şekil.4. 20.Kuru vucüt için ense deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi

Deneyler sırasında deneklere, deneğin ısı duyumunu tespit için *PMV* sorgulaması da yapılmıştır. Bilindiği üzere, *PMV*, 7 ölçeğe bağlı ve geniş bir insan kümesiyle yapılan deneyler ile elde edilmiş bir ısı duyum ölçeğidir. Deneklerin *PMV* sorgularına verdiği cevaplar aşağıda Tablo 4.2 ve Tablo 4.5 arasında verilmiştir. Tablo 4.6. deneyler esnasında sorgulanan, sıcaklık, hız ve neme bağlı olarak kuru hal için deneklerden alınan *PMV* değerlerinin ortalamaları sunulmuştur. *PMV* ölçeğine göre, +1 ve -1 sırasıyla ılıkça ve serince durumunu göstermektedir. Tablolardan görüleceği üzere, hava hızındaki değişiklik ense sıcaklığı ve *PMV* üzerine etkisi az olmuştur, bununla birlikte hava hızındaki değişim *PMV* üzerine etkisi ense sıcaklığına olan etkiden daha fazla olmuştur ve hava sıcaklığı ense sıcaklığına direk etki eder. 26 °C, 28 °C ve 0.4 m/s, 0.6 m/s sıcaklık ve hız değerlerinde *PMV* değeri -1 in altındadır.

Tablo 4.6.'dan görüleceği üzere, bahsedilen bu sıcaklıklarda kuru hal için deneklerden alınan *PMV* değeri ortalaması -1 değerinin altında kalmaktadır. Tablodan görülebileceği üzere, 26 °C ve 28 °C ortam sıcaklıklarında, insanın kuru hali için 0.4 m/s ve 0.6 m/s hız değerlerinde *PMV* değeri -1 değerinin altındadır.

Tablo.4.2. 28 ° C hava sıcaklığında ve 0.6 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar

| | 10.Dakika | 60.Dakika | 120.Dakika |
|---------|------------------|------------------|------------------|
| Denek 1 | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 2 | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 3 | Nötr (0) | Nötr (0) | Nötr (0) |
| Denek 4 | Nötr (0) | Nötr (0) | Nötr (0) |
| Denek 5 | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |

Tablo.4.3. 28 ° C hava sıcaklığında ve 0.4 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar

| | 10.Dakika | 60.Dakika | 120.Dakika |
|---------|------------------|------------------|------------------|
| Denek 1 | Biraz Serin (-1) | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 2 | Biraz Serin (-1) | Serin (-2) | Serin (-2) |
| Denek 3 | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 4 | Nötr (0) | Nötr (0) | Nötr (0) |
| Denek 5 | Nötr (0) | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) |

Tablo.4.4. 26 ° C hava sıcaklığında ve 0.6 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar

| | 10.Dakika | 60.Dakika | 120.Dakika |
|---------|------------------|------------------|------------------|
| Denek 1 | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 2 | Biraz Serin (-1) | Soğuk (-3) | Nötr (0) |
| Denek 3 | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 4 | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 5 | Biraz Serin (-1) | Serin (-2) | Biraz Serin (-1) |

Tablo.4.5. 26 ° C hava sıcaklığında ve 0.4 m/s hava hızında yapılan deneyde deneklerin PMV sorgusuna verdiği cevaplar

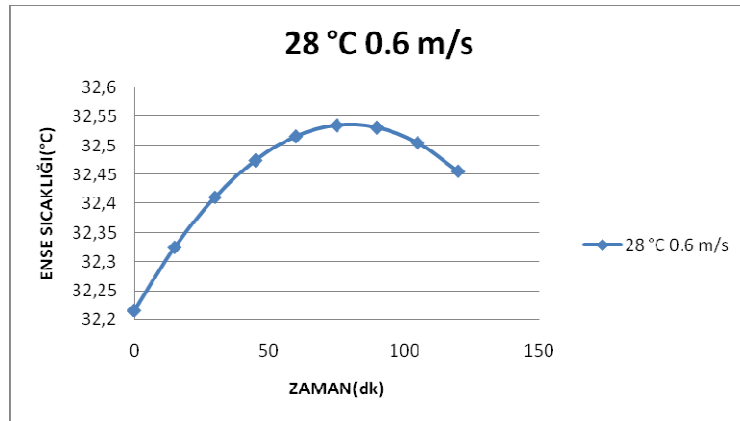
| | 10.Dakika | 60.Dakika | 120.Dakika |
|---------|----------------|------------------|------------------|
| Denek 1 | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 2 | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) | Biraz Serin (-1) |
| Denek 3 | Biraz Ilık (1) | Nötr (0) | Nötr (0) |
| Denek 4 | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) | Serin (-2) |
| Denek 5 | Nötr (0) | Nötr (0) | Biraz Serin (-1) |

Tablo 4. 6. Deneilerde elde edilen PMV değerleri

| | 24 C | | 26 °C | | 28 °C | |
|-------------|---------|---------|--------|--------|--------|--------|
| | 0.4 m/s | 0.6 m/s | 0.4m/s | 0.6m/s | 0.4m/s | 0.6m/s |
| Kuru | -0.75 | -1.25 | -0.55 | -0.92 | -0.55 | -0.15 |

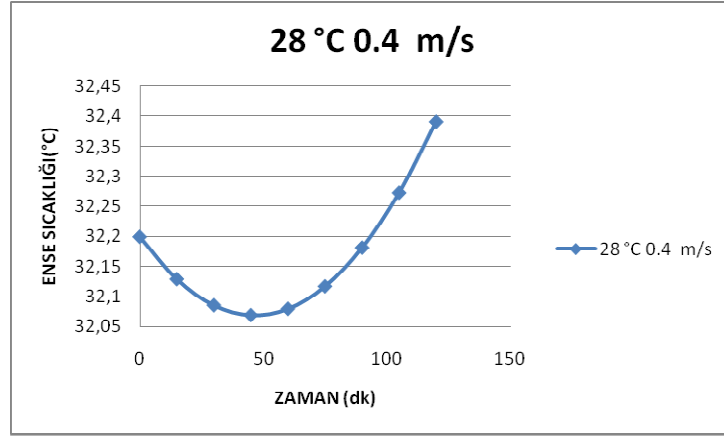
Ayrıca 26 °C ve 28 °C ortam sıcaklıklarında, insanın kuru hali için 0.4 m/s ve 0.6 m/s hız değerlerinde ense deri yüzey sıcaklıklarının 2 saatlik zaman diliminde zamana bağlı değişimleri aşağıda verilmiştir.

şekil 4.21.' de 28 °C sıcaklık ve 0.6 m/s de ense deri yüzey sıcaklığı ilk bir saat 32 °C den başlayıp yaklaşık 0,5 °C artıyor daha sonra yaklaşık 0,1 °C dūřüyor.



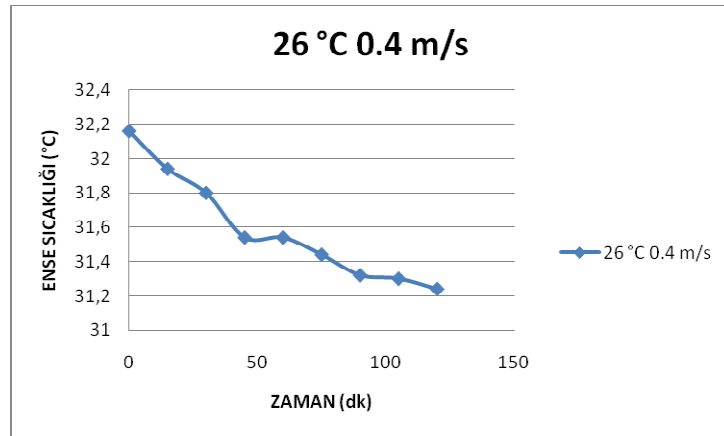
şekil 4.21. 28 °C sıcaklık ve 0.6 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.22.' de 28 °C sıcaklık ve 0.4 m/s de ense deri yüzey sıcaklığı ilk bir saat 32 ° C den yaklaşık 0.2 ° C düşüyor, ikinci saat içersinde ense deri yüzey sıcaklığı yaklaşık 0.4 ° C artıyor.



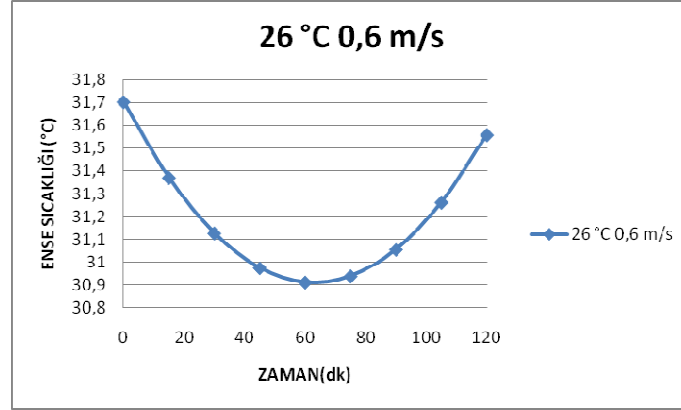
Şekil 4.22. 28 °C sıcaklık ve 0.4 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.23.' de 26 °C sıcaklık ve 0.4 m/s de ense deri yüzey sıcaklığı 32.16 ° C den başlayarak 31.24 ° C ye kadar düzgün bir şekilde azalıyor.



Şekil 4.23.26 °C sıcaklık ve 0.4 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.24.'de 26 ° C sıcaklık ve 0.6 m/s de ense deri yüzey sıcaklığı 31.7 ° C den başlayarak ilk 1 saat içersinde yaklaşık 0.8 ° C azalıyor daha sonra 2.saat içersinde yaklaşık 0.7 ° C artış yapıyor.



Şekil 4.24. 26 °C sıcaklık ve 0.6 m/s hız değerleri için ense deri yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi

4.3. Sonuç ve Öneriler

Şekil 4.1 ve Şekil 4.12 arasındaki grafiklerden Türkiye' nin Bursa ilindeki bir poliklinik projesi için yapılan ekonomik analiz sonucu bu iki farklı iç ortam şartlarında meydana gelen enerji tasarruf değerinin bina dış duvarlarının yalıtımsız tuğla duvar olması halinde klimanın 15 yıllık ömrü boyunca 1178 TL değerine kadar ulaştığı görülmüştür. Bu miktarlardan yararlanılarak Türkiye için bir hesap yapıldığında çok büyük rakamlara ulaşılmaktadır.

Şekil 4.13 ve Şekil 4.18 arasındaki grafiklerden Türkiye'deki tüm split klima kullanılan mahaller için bu iki farklı iç ortam şartlarında meydana gelen yıllık enerji tasarrufu değeri bina dış duvarlarının yalıtımsız tuğla duvar olması halinde 1 yıllık enerji tasarrufu değerlerinin 79.000.000 TL mertebelerine kadar ulaştığı görülmüştür, COP değerleri ve yalıtım kalınlıkları yükseltikçe enerji tasarrufu değeri düşmektedir, bunun sebebi artan yalıtım kalınlıkları ve COP değerleri ile elektrik enerjisi maliyetlerinin düşük olması, dolayısıyla enerji tasarrufunun da düşük olmasıdır. Yalıtımsız tuğla duvar için 31.000.000 TL' den artarak 79.000.000 TL' ye kadar tasarruf sağlandığı görülmüştü, bu miktar COP= 5 seçtiğimiz değerden COP=2 değerine kadar 0.1 azalarak bulunan kazanç değerleridir.

79.000.000 TL yaklaşık yıllık enerji tasarrufu 403 Gwh elektrik enerjisi yapar. Enerji kullanıldığı yerlere göre farklı birimlerde anılmaktadır. 2 Mayıs 2007'de yayınlanan 5627 sayılı enerji verimlilik kanununda enerji birimi Ton eşdeğer petrol (TEP) birim olarak kullanılmıştır. 403 Gwh' in Ton Eşdeğer Petrol karşılığı (TEP) 34668 dir. Bunu diğer enerji kaynaklarına çevirebiliriz. Diğer enerji kaynaklarına göre ne kadar tasarruf yapıldığını hesaplayabiliriz. Ton Eşdeğer Petrol karşılığı (TEP) 34668 dir, buda yaklaşık 42.000.000 m³ doğalgaza, 56850 ton kömüre denk gelmektedir. Buradan çok net bir şekilde görülmektedir ki havanın sıcaklığını 2 ° C düşürmek yerine hava hızını 0.2 m/s artırmak ülkemiz için büyük bir enerji tasarrufu sağlamaktadır.

Bu çalışmadan görülüyor ki klimalar için COP değerinin ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır, net bir şekilde görülüyor ki klima satın alırken COP değerlerinin yüksek olmasına dikkat edilmesi gerekir. Enerji kaynağı sıkıntısı çektiğimiz günümüzde bunun ülkemiz için büyük bir enerji tasarrufuna vesile olduğu kesindir.

Yapılan bu çalışmadan görülüyor ki binalarda yalıtım malzemesi kullanmak çok büyük enerji kazancına sebep olur. Binalarımızın yalıtımlı olmasına çok dikkat etmemizin gerektiği ekonomik analiz sonucu ortaya çıkan parasal kazançlardan açıkça bellidir. Yalıtımlı binalarla yalıtımsız binalar arasındaki enerji tasarrufu değerleri farkı grafiklerden açıkça belli olmaktadır.

Yapılan ekonomik analiz sonucu görülüyor ki farklı COP değerlerinde veya farklı yalıtım kalınlıkları ve malzemeleri kullanıldığında 2 °C lik farkın çok büyük enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür. Bundan dolayı yazın soğutmada klimamızı 22 °C sıcaklıkta ve hava hızı 0.2 m/s olacak şekilde çalıştırmak yerine mahal sıcaklığı 24 °C ve hava hızı 0.4 m/s olacak şekilde çalıştırmak ülkemiz için büyük bir enerji tasarrufu sağlamaktadır. Sonuçta her iki farklı şartlandırma koşulu da insan üzerinde aynı ısı konforu sağlamaktadır.

Klimaların COP değerleri artan Dış hava sıcaklıkları ile düşmektedir. Yazın Türkiye’de klimaların daha çok kullanıldığı bölgeler Akdeniz ve Ege bölgeleridir. Bu bölgelerde dış hava sıcaklıkları yüksektir ve dış hava sıcaklıklarında önemli artışlar olur. Bu bölgelerde enerji tasarruf değerleri daha fazla olur.

İki farklı iklimlendirme koşulunda (22 °C hava sıcaklığında, 0.2 m/s hava hızında ve 24 °C hava sıcaklığında, 0.4 m/s hava hızında) yalıtımsız binalarda enerji tüketiminde %9,52 mertebelerinde tasarrufa imkan verildiği görülmüştür. Yalıtımlı binalarda ise yaklaşık % 6 mertebelerine kadar ulaşmaktadır. Bu yaklaşık % 4 lük fark yalıtımsız binalarda enerji maliyetlerinin fazla olması dolayısıyla enerji tasarruf yüzdesinin de fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

Şekil 4-22 ve Şekil 4-25 arasındaki grafikler sonucu iklimlendirme odasında yapılan deneyler sonucu ortam sıcaklığının 28°C olması durumunda ense deri yüzey sıcaklıklarında pek bir değişiklik olmadığı gözlemlenmiştir. Ense deri yüzey sıcaklıkları 32°C ' de salınımlar yaparak sabitlenmiştir. Bunun sebebi 28°C ' nin yazın klimaların soğutmada çalıştırılması halinde mahaller için yüksek bir sıcaklık olmasıdır. İklimlendirme odasında yapılan deneyler sonucu ortam sıcaklığının 26°C olması durumunda ense deri yüzey sıcaklıklarında zamana bağlı azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi 26°C ' nin yazın klimaların soğutmada çalıştırılması halinde mahaller için 28°C 'ye göre daha uygun bir sıcaklık olmasıdır. 28°C iç ortam sıcaklığı yüksek bir sıcaklık olmakla birlikte, gece saatlerinde dış ortam sıcaklığının 28°C civarında olması durumunda iyi bir doğal sirkülasyonla ısı konforun sağlanacağı görülmüştür. Bununla birlikte binalarda enerji tüketiminin azaltılması açısından önemli ve binalarda iklimlendirme kontrolünde uygulanması gereken bir sonuç olarak görülmüştür.

PMV indisi değişimleri ve ense sıcaklık değerlerinin değişimleri incelendiğinde hava hızının ısı konfor duyumunda oldukça etkili olduğu görülmektedir. 26°C , 28°C ve 0.4 m/s , 0.6 m/s sıcaklık ve hız değerlerinde *PMV* değeri 0 ile -1 arasındadır. 24°C , 0.4 m/s sıcaklık ve hız değerlerinde *PMV* değeri 0 ile -1 arasındadır. 24°C , 0.6 m/s sıcaklık ve hız değerlerinde *PMV* değeri -1.25 değerindedir.

KAYNAKLAR

ARENS, E., H. ZHANG, C. HUIZENGA. 2006 (a) . Partial and whole – body thermal sensation and comfort – part I: uniform environmental conditions. *Journal of Thermal Biology*, 31: 53 – 59.

ARENS, E., H. ZHANG, C. HUIZENGA. 2006 (b) . Partial and whole – body thermal sensation and comfort – part II: non – uniform environmental conditions. *Journal of Thermal Biology*, 31: 60 – 66.

ATMACA, İ., A. YİĞİT, K. SİVRİOĞLU. 2006. İklimlendirme Parametrelerinin İnsan Sağlığı Üzerine Etkisinin Deneysel İncelenmesi. TTMD VII. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, 8 – 10 Mayıs 2006, İstanbul.

ATMACA, İ., A. YİĞİT. 2005. İklimlendirilen Ortamlar için Isıl Konforun Geçici Rejim Enerji Dengesi Modeli ile Değerlendirilmesi. *Makine Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88: 61 – 71.

ATMACA, İ., A. YİĞİT. 2006. Predicting the effect of relative humidity on skin temperature and skin wettedness. *Journal of Thermal Biology*, 31: 442 – 452.

ATMACA, İ., Ö. KAYNAKLI, A. YİĞİT. 2005. Çeşitli Metabolik Aktivite Düzeyleri için Isıl Konfor ve Üretkenliğin Sürekli Rejim Enerji Dengesi Modeli ile Değerlendirilmesi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25 (1): 9 – 16.

BERGLUND, L.G. 1998. Comfort and humidity. *ASHRAE Journal*, 40 (8): 35-41.

BUTERA, F.M. 1998. Chapter 3 – Principles of Thermal Comfort. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2:39 – 66.

FANGER, P.O. 2001. Human requirements in future air – conditioning environments. *International Journal of Refrigeration*, 24: 148 – 153.

FOUNTAIN M.C., E. ARENS, T. XU, F.S. BAUMAN, M. OGURU. 1999. An Investigation of thermal comfort at high humidities. ASHRAE Transactions, 94: 94-103.

GAGGE, A.P., A.C. BURTON, H.C. BAZETT. 1941. A practical system of units for the description of the heat exchange of man with his environment. Science, New series, 94 (2445): 428 – 430.

GAGGE, A.P., A.P. FOBELETS, L.G. BERGLUND. 1986. A standard predictive index of human response to the thermal environment. ASHRAE Transactions, 92 (2B): 709 – 731.

GAGGE, A.P., J.A.J. STOLWIJK, Y. NISHI. 1971. An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response. ASHRAE Transactions, 77 (1): 247 – 257.

HAVENITH, G., I. HOLMER, K. PARSONS. 2002. Personal Factors in Thermal Comfort Assessment: Clothing Properties and Metabolic Heat Production. Energy and Buildings, 34: 581 – 594.

HOLZ, R., A. HOURIGAN, R. SLOOP, P. MONKMAN, M. KRARTI. 1997. Effects of standard energy conserving measures on thermal comfort. Building and Environment, 32(1): 31 –43.

KÜÇÜKÇALI, N. 2005. Klima Sistemlerinde Enerji Ekonomisi ve Uygulama Önerileri. Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 88, s. 13-30.

OLESEN, B.W., K.C. PARSONS. 2002. Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730. Energy and Buildings, 34: 537 – 548.

OLESEN, B.W., Y. HASEBE, R.J. de DEAR. 1988. Clothing insulation asymmetry and thermal comfort. ASHRAE Transactions, 94(1): 32 – 51

SANAYE, S. ,MALEKMOHAMMADI H.R.2004.Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system.Applied Thermal Engineering, 24(2004) 1807-1825

SRINAVIN, K., S. MOHAMED. 2003. Thermal Environment and Construction Workers' Productivity: Some Evidence from Thailand. Building and Environment, 38: 339 – 345.

TEALL, J. , IFTEKHAR H.2001,Quantitive methods for finance and investments.Blackwell Publishing,NEW YORK.274 p.

TODDE, V. 2000. Perception and Sensitivity to Horizontal Turbulent Air Flows at the Head Region. Indoor Air, 10: 297 – 3005.

YAMANKARADENİZ, R. , İ. HORUZ, S. ÇOŞKUN, Ö. KAYNAKLI, N. YAMANKARADENİZ. 2008,İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları. Dora Yayıncılık, BURSA.597 s.

YAMANKARADENİZ, R. , İ. HORUZ, S. ÇOŞKUN.2002, Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş A.ş.,BURSA. 607 s.

YANG, K.H., C.H. SU. 1997. An approach to building energy savings using the PMV index. Building and Environment, 32(1): 25 – 30.

YİĞİT, A. 1998. The Computer – Based Human Thermal Model. International Communications in Heat and Mass Transfer, 25(7): 969 – 977.

YİĞİT, A. 1999. Combining Thermal Comfort Models. ASHRAE Transactions, 105(1): 149 - 156.

YİĞİT, A., İ. ATMACA. 2005. The Investigation of Relative Humidity Effect on Thermal Comfort. Turkish Society of HVAC – Sanitary Engineers Journal, 2

EKLER

Ek 1.Şehirlere göre yaz/kış hava sıcaklıkları tablosu

| | Kış sıcaklığı (°C) | Yaz kuru term. sıcaklığı (°C) | Yaz yaş term. sıcaklığı (°C) | | Kış sıcaklığı (°C) | Yaz kuru term. sıcaklığı (°C) | Yaz yaş term. sıcaklığı (°C) |
|--------------|-------------------------------|--|---|------------|-------------------------------|--|---|
| Adana | 0 | 38 | 26 | İstanbul | -3 | 33 | 24 |
| Adıyaman | -9 | 38 | 22 | İzmir | 0 | 37 | 25 |
| Afyon | -12 | 34 | 21 | Kars | -27 | 30 | 20 |
| Ağrı | -24 | 34 | 25 | Kastamonu | -12 | 34 | 22 |
| Amasya | -12 | 31 | 21 | Kayseri | -15 | 36 | 23 |
| Ankara | -12 | 35 | 21 | Kırklareli | -9 | 35 | 25 |
| Antalya | +3 | 39 | 28 | Kırşehir | -12 | 35 | 21 |
| Artvin | -3 | 30 | 26 | Kocaeli | -3 | 36 | 25 |
| Aydın | -3 | 39 | 26 | Konya | -12 | 34 | 22 |
| Balıkesir | -3 | 38 | 27 | Kütahya | -12 | 33 | 21 |
| Bilecik | -9 | 34 | 23 | Malatya | -12 | 38 | 21 |
| Bingöl | -18 | 33 | 21 | Manisa | -3 | 40 | 26 |
| Bitlis | -15 | 34 | 22 | K.Maraş | 3 | 36 | 22 |
| Bolu | -15 | 34 | 24 | Mardin | -6 | 38 | 23 |
| Burdur | -9 | 36 | 21 | Muğla | -3 | 37 | 22 |
| Bursa | -6 | 37 | 25 | Muş | -18 | 32 | 20 |
| Çanakkale | -3 | 34 | 25 | Neveşehir | -15 | 28 | 17 |
| Çankırı | -15 | 34 | 25 | Niğde | -15 | 34 | 20 |
| Çorum | -15 | 29 | 19 | Ordu | -3 | 30 | 22 |
| Denizli | -6 | 38 | 24 | Rize | -3 | 30 | 26 |
| Diyarbakır | -9 | 42 | 23 | Sakarya | -3 | 35 | 25 |
| Edirne | -9 | 36 | 25 | Samsun | -3 | 32 | 25 |
| Elazığ | -12 | 38 | 21 | Siirt | -9 | 40 | 23 |
| Erzincan | -18 | 36 | 22 | Sinop | -3 | 30 | 25 |
| Erzurum | -21 | 31 | 23 | Sivas | -18 | 33 | 20 |
| Eskişehir | -12 | 34 | 24 | Tekirdağ | -6 | 33 | 25 |
| Gaziantep | -9 | 39 | 23 | Tokat | -15 | 29 | 20 |
| Giresun | -3 | 29 | 25 | Trabzon | -3 | 31 | 25 |
| Gümüşhane | -12 | 33 | 23 | Tunceli | -18 | 37 | 22 |
| Hakkari | -24 | 34 | 20 | Şanlıurfa | -6 | 43 | 24 |
| Hatay | 0 | 37 | 28 | Uşak | -9 | 35 | 22 |
| İskenderun | +3 | 37 | 29 | Van | -15 | 33 | 21 |
| İsparta | -9 | 34 | 21 | Yozgat | -15 | 32 | 20 |
| İçel(Mersin) | +3 | 35 | 29 | Zonguldak | -3 | 32 | 25 |

TEŞEKKÜR

Bana bu konuda çalışma fırsatı verip, her zaman ve her konuda destek olan, bilgi ve deneyimi ile çalışmalarımı yönlendiren değerli hocam Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT'e, şükranlarımı sunarım.

Tez çalışması kapsamında yapılan deneylerde gönüllü olarak çalışmayı kabul eden Tekstil Mühendisliği Bölümü lisans ve Makina Mühendisliği yüksek lisans öğrencilerine ayrıca şükranlarımı sunarım.

Çalışmalarım sırasında hep yanımda olan değerli Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bana hayatımın her aşamasında maddi, manevi her konuda her zaman destek olan aileme ayrıca teşekkürlerimi sunuyorum.

ÖZGEÇMİŞ

1983' de Belçika' da doğdu. 2002 yılında, Uludağ Üniversitesi Mühendislik – Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde başladığı yüksek öğrenimini, 2006 yılında bitirdi.

2008 yılı Ocak ayında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlayan Nurullah Arslanoğlu halen görevine devam etmektedir.