

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE KONFOR ARTIŞI İÇİN ALTERNATİF BİR YÖNTEMİN ANALİZİ

Şeyda BEYPAZARLI¹, Hüseyin AYAR¹, Mustafa AKTAŞ²

¹Metisafe Temiz Oda ve Biyogüvenlik Sistemleri İmalat Sanayi Ltd. Şti. Kazan-Saray, Ankara

²Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Böl. Beşevler, Ankara

Özet- Hastane odalarında klasik sistemlerde, hasta odasını şartlandırmak için merkezi klima santralleri kullanılır. Klima santrallerinden gelen şartlandırılmış hava HEPA filtreden geçirilerek hasta odasına üflenmektedir. Kirlenen havayı dışarı atmak ve oda basıncını sağlamak için oda içindeki hava egzoz edilir. Bu sistemler % 100 taze hava ve egzoz mantığıyla çalışır. Bu çalışmada, klasik sistemlere alternatif olarak uyguladığımız sistemde ise taze hava ve resirkülasyon havası kullanılır. İklimlendirme karışım havalı olarak oda içinde yapılır ve aynı zamanda gerekli olan taze hava sağlanır. Negatif plenyum teknolojisi kullanılarak kanallardan ve tavandan ortama sızıntı engellenir. Örnek bir proje üzerinde her iki sistem için yapılan hesaplamalarda klasik sistemde ısıtmada 5980 kWh/gün, soğutmada 9080 kWh/gün iken uygulanan yöntem ile sistemde ısıtmada 3670 kWh/gün ve soğutmada 6522 kWh/gün enerji tüketimi hesaplanmıştır. Uygulanan yöntem ile konforun başarılı bir şekilde sağlandığı ve ortalama %34 oranında enerji tasarrufu yapıldığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler- İklimlendirme, Hastane Odaları, Konfor, Enerji Verimliliği

AN ALTERNATIVE METHOD ANALYSIS FOR ENERGY EFFICIENCY AND COMFORT INCREASING IN AIR CONDITIONING SYSTEMS

Abstract- In classical systems (in conventional systems), the central air conditioning systems are used to condition the patient room in hospital rooms. The conditioned air which comes from the air conditioning systems is blow in to the patient room through HEPA filter. To throw the polluted air and ensure the room pressure, air in the room is exhausted. These systems work the idea of 100% air and exhaust. In this study, in the system we used as alternative to conventional systems, the fresh air and the recirculation air is used. A climatization is executed with mixture air inside the room and in the same time (also) required the fresh air is supplied. Using with the negative plenum technology, leakage from the duct and ceiling is prevented. Above an example project, the calculations which have been made for both systems, while in classical system (in conventional system) in heating 5980 kWh/day, in cooling 9080 kWh/day, in system with the applied method in heating 3670 kWh/day and 6522 kWh/day energy consumptions have been calculated. Comfort has been provided by the applied method successfully and the average energy saving rate of 34 % has been seen.

Key Words- Air conditioning, Hospital Rooms, Comfort, Energy Efficiency

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Kusurlu bir havalandırma ve iklimlendirme yapılması halinde, insanların çalışmaya karşı duyduğu istek bir hayli azalabildiği gibi, genel sağlık durumu da bozulabilir. Havanın temizliği sorunu, dikkate alınması gereken faktörlerden sadece birisidir. Havanın sıcaklığı ve hareketi sorunları ise daha fazla değilse bile, en az temizlik kadar önemlidir [1].

Hijyenik ortamlarda hava kalitesi ve enerji verimliliği konuları günümüzde oldukça önemlidir. Sağlık hizmetleri tesisleri, seyreltme havalandırması ve çıkış ilavesi yoluyla nefes alımı için ve koku ve enfeksiyon kontrolü için gerekli miktarlarda taze ve temiz dış havaya ihtiyaç duymaktadır. Yeterli havalandırma ve bulaşıcıları önlemek için giriş yerlerine dikkat edilmesi, bulaştırıcıların egzoz edilmesi, temizlik kurallarına dikkat edilmesi, yeterli ve kontrollü ilave hava miktarı ve temiz hava karışımının alanın her yerine homojen dağılması iklimlendirmede önemli hususlardır.

Hasta odalarında sıcaklık ve bağıl nem kontrolü de önemlidir. Rahat olmayan ortamda, hasta veya rahatsız kişi, ısı gerilimine tabi tutulur. Isı gerilimi, hastanın vücut ısısının tam olarak düzenlemesini zor hale getirebilir. Bu nedenle hasta odalarında hava kalitesi oldukça önemlidir [2].

Alman standardı olan DIN 1946/4'e göre, klima ve havalandırma sistemleri açısından, hastane ortamları Sınıf I ve Sınıf II olarak iki gruba ayrılmaktadır. Sınıf I ortamlar, yüksek veya çok yüksek hijyenik gereksinim duyulan ortamlar olarak tanımlanırken, Sınıf II ortamlar ise daha az hijyenik gereksinim duyulan ortamlar olarak kabul edilmektedir. Sınıfları farklı olan ortamların klima ve havalandırma sistemlerinin tasarım parametreleri, kullanılan cihaz ve ekipmanlarının özellikleri, kabul testleri ve işletme prosedürleri farklıdır. Sınıf I ortamlarda enfeksiyon riski yüksek olup, klima ve havalandırma sistemlerinin tasarımı karmaşıktır[3].

Çeşitli ulusal ve uluslararası standartlara göre, Sınıf I ortamlarının klima ve havalandırma sistemleri 24 saat durmaksızın çalışmalıdır. Dolayısıyla, Sınıf I ortamlarının klima ve havalandırma sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri ve birim alana düşen işletim giderleri hastanede bulunan diğer ortamlara göre oldukça yüksektir. Bu noktada, insan sağlığı için alınması gereken önlemler, çevresel ve ekonomik önlemlerle çakışmaktadır. Bu nedenle, insan sağlığından ödün vermeden, Sınıf I ortamları için tüketilen enerjiyi azaltacak sistemlerin tasarımı üzerine çalışmalar yapılmalıdır[4-5].

Günümüzde, enerji ihtiyacının sürekli arttığı, ancak rezervlerin giderek azaldığı bir ortamda enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılması önem kazanmaktadır. Her alan da olduğu gibi havalandırma ve iklimlendirme alanında da enerjiyi verimli kullanmak gerekmektedir. Kaliteli havayı, enerji verimli olarak üretebilen sistemler geliştirilmelidir[6].

Bu çalışmada, hasta odasında hava kalitesini bozmadan klasik sistemlere göre enerji verimli bir hasta odası havalandırma ve iklimlendirme sistemi geliştirilmiştir. Örnek bir uygulama üzerinde enerji hesapları ve analizleri yapılmıştır.

2. YÖNTEM (METHOD)

Hasta odaları için uygulanan havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde iki farklı sistem değerlendirilecektir. Klasik sistem ve bu sisteme alternatif olacak yeni sistemin hesapları yapılacaktır. Uygulamalar konfor şartları ve enerji tüketimleri açısından karşılaştırılacaktır. Resirküle kanallı sistemde sıcaklık, konfor için gerekli nem ve CO₂ sensörleri yardımıyla ortam hava kalitesinin uygunluğu ölçülerek değerler sağlanacaktır.

2.1. İnsan Sayısına Göre Dış Hava Miktarı (The Amount of Outside Air According to the Number of People)

Bir ortamın havasında kirletici olarak; tozlar, katı ve sıvı maddelerden oluşan dumanlar, buğular, sisler, buharlar ve gazlar bulunabilir. Bunlar; organik veya inorganik görülebilir veya görülemez, yanıcı veya yanmaz ve zehirli veya zehirsiz olabilirler. Kirli havanın insanlarda baş ağrısı, mide bulantısı, boğaz ve akciğerlerde tahriş, bitkinlik ve alerjik reaksiyonlar gibi rahatsızlık ve hastalıklara yol açtığı belirlenmiştir. Temiz hava; insan sağlığı ve konforu bakımından olduğu kadar ortamda bulunan eşyaların, hassas cihazların ve iklimlendirme cihazlarının verimli ve uzun süre kullanılabilmesi bakımından da önemlidir [7].

Mahal havalandırmalarında, mahalın kullanım amacı ve mahalde bulunan insanların havayı kirletme durumlarını göz önünde bulundurmak gerekir.

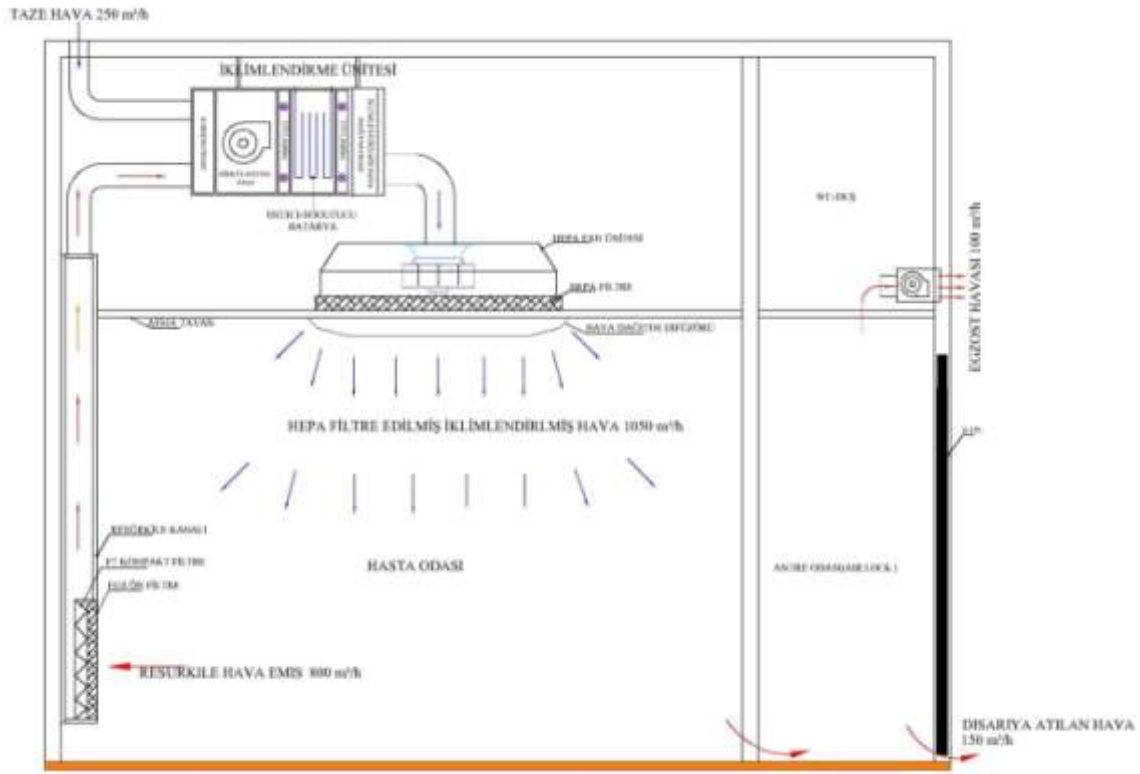
Mahal kullanım amacı ve o mahalde bulunana insanların taze dış hava ihtiyaçlarına göre fert başına ihtiyaç duyulan taze hava miktarları için, dinlenme odalarında dış hava debisi 30 m³/h,kişi' dir [8].

$$\dot{V}_d = n \cdot \dot{V}_{kişi} \quad (1)$$

Hasta odasında gerekli olan taze hava miktarı Eş1'den, odada maksimum dört kişi olacağı düşünülürse 120 m³/h 'dir.

2.2. Hastane Odaları Uygulamaları (Hospital Rooms Applications)

Hastane odalarında klasik sistemlerde, hasta odasını şartlandırmak için merkezi klima santralleri kullanılır. Klima santrallerinden gelen şartlandırılmış hava HEPA filtreden geçirilerek hasta odasına üflenmektedir. Kirlenen havayı dışarı atmak ve oda basıncını sağlamak için oda içindeki hava egzoz edilir. Bu sistemler % 100 taze hava ve egzoz mantığıyla çalışır.



Şekil 2. Resirküle Kanallı Sistemin Hava Akış Şeması (Air Flow Scheme of Recirculated Air Duct System)

Şekil 2’de hasta odasını şartlandırmak için taze hava santralinden gelen $250 \text{ m}^3/\text{h}$ ’ lik hava ile hasta odasından geri döndürülen $800 \text{ m}^3/\text{h}$ ’ lik hava karıştırılmaktadır. Fancoil sistemine giren karıştırılmış hava şartlandırılarak HEPA fan ünitesine gönderilir. Burada filtreden geçirilerek laminer akışlı olarak $1050 \text{ m}^3/\text{h}$ ’ lik hava hasta odasına gönderilmektedir. $1050 \text{ m}^3/\text{h}$ ’ lik havanın $800 \text{ m}^3/\text{h}$ ’ lik kısmı resirküle kanalına gider, $100 \text{ m}^3/\text{h}$ ’ lik kısmı WC’den egzoz edilirken, $150 \text{ m}^3/\text{h}$ ’ lik kısmı koridora verilmektedir.

Oda içerisine sıcaklık, nem ve CO_2 sensörleri yerleştirilerek, sensörler yardımıyla hava kalitesi ölçülecek, gerekirse taze hava miktarı min. $250 \text{ m}^3/\text{h}$ olmak kaydıyla otomatik kontrol ile arttırılabilecek ve odanın konfor şartlarına uygunluğu belirlenecektir.

2.3. Isıtma ve Soğutma için Harcanan Enerji Tüketimi Hesabı (Energy Consumption Calculation for Heating and Cooling)

Mahale hava dağıtım difüzöründe üflenen havanın üfleme sıcaklığı, kış şartlarında toplam ısı kaybından, yaz şartlarında ısı kazancından bulunur.

Bunun için;

$$T_{\text{ü}} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{V}_{\text{ü}} \times \rho \times c} + T_i \quad \text{Kış Şartı} \quad (2)$$

$$T_{\dot{u}} = T_i - \frac{\dot{Q}_i}{\dot{V}_{\dot{u}} \times \rho \times c} \quad \text{Yaz Şartı} \quad (3)$$

Klasik sistem için ısı geri kazanım ünitesinden geçtikten sonraki havanın sıcaklığının tespit edilmesi gerekmektedir;

$$T_{1gk} = \frac{(\dot{V}_t \times T_{\dot{u}}) + (\dot{V}_e \times T_{th})}{(\dot{V}_t + \dot{V}_e)} \quad (4)$$

Kış şartı için; klasik sistem %100 taze hava için harcanan enerji;

$$\dot{Q}_h = \dot{V}_{\dot{u}} \times \rho \times c \times (T_{\dot{u}} - T_{1gk}) \quad (5)$$

Yaz şartı için; her iki sistem içinde için de harcanan enerji;

Klasik sistemde ısı geri kazanım cihazında taze hava ile egzoz havası karıştırılarak karışım havası elde edilir. Resirküle kanallı sistemde de karışım negatif plenyumun içinde gerçekleşir.

$$\dot{Q}_h = \dot{V}_{\dot{u}} \times (h_k - h_{\dot{c}}) \quad (6)$$

Resirküle kanallı sistem için karışım havası sıcaklığı,

$$T_k = \frac{(\dot{V}_r \times T_{\dot{u}}) + (\dot{V}_t \times T_{th})}{(\dot{V}_r + \dot{V}_t)} \quad (7)$$

Kış şartı için; resirküle kanallı sistem için harcanan enerji,

$$\dot{Q}_h = \dot{V}_{\dot{u}} \times \rho \times c \times (T_{\dot{u}} - T_k) \quad (8)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir.

Örnek projede, hasta odaları için yapılan hesaplamalar sonucunda ısı kaybı 1,7 kW iken, ısı kazancı 1,2 kW' dir.

Kış şartı için klasik sistemde; 1050 m³/h' lik havanın sıcaklığı dış ortam sıcaklığı olup -3°C alınmıştır. 1050 m³/h egzoz havasının sıcaklığı 23°C ' dir. Resirküle kanallı sistemde; 250 m³/h' lik taze hava santralinden gelen havanın sıcaklığı 22°C' dir. 800 m³/h resirküle havası 23°C' dir.

Yaz şartı için; klasik sistemde; 1050 m³/h' lik havanın sıcaklığı dış ortam kuru termometre sıcaklığı 33°C yaş termometre sıcaklığı 24°C' dir. 1050 m³/h' lik egzoz havasının sıcaklığı 23°C bağıl nem % 50 dir. Resirküle kanallı sistemde; 250 m³/h' lik taze hava santralinden gelen havanın sıcaklığı 15°C bağıl nem % 60' dir. 800 m³/h' lik resirküle havası 23°C bağıl nem %50 değerlerinde kabul edilmiştir.

Hasta odasında istenilen sıcaklık 23°C ve bağıl nem % 50' dir.

Kış şartlarında hasta odasına üflenecek hava sıcaklığı Eş. 2' den ;

$$T_{\text{üfleme}}[^{\circ}\text{C}] = \frac{1,7[\text{kW}]}{1050[\text{m}^3/\text{h}] \times 1,2\left[\frac{\text{kg}^3}{\text{m}}\right] \times 1,005[\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}]} + 23[^{\circ}\text{C}] = 28^{\circ}\text{C}$$

28°C olmalıdır.

Yaz şartlarında hasta odasına üflenecek hava sıcaklığı Eş. 3'den;

$$T_{\text{üfleme}}[^{\circ}\text{C}] = 23[^{\circ}\text{C}] - \frac{1,2[\text{kW}]}{1050[\text{m}^3/\text{h}] \times 1,2\left[\frac{\text{kg}^3}{\text{m}}\right] \times 1,005[\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}]} = 19,6^{\circ}\text{C}$$

19,6°C olmalıdır.

Klasik sistem için ısı geri kazanım ünitesinden geçtikten sonraki havanın sıcaklığı Eş. 4'den;

$$T_{\text{ısı geri kazanım}}[^{\circ}\text{C}] = \frac{(1050 [\text{m}^3/\text{h}] \times 23^{\circ}\text{C}) + (1050[\text{m}^3/\text{h}] \times (-3)^{\circ}\text{C})}{1050 [\text{m}^3/\text{h}] + 1050 [\text{m}^3/\text{h}]} = 10^{\circ}\text{C}$$

10 °C olmalıdır.

Klasik sistemde kış şartları için harcanan güç Eş. 5'ten;

$$\begin{aligned} \text{Harcanan Güç [kW]} &= 1050[\text{m}^3/\text{h}] \times 1,2\left[\frac{\text{kg}^3}{\text{m}}\right] \times 1,005[\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}] \times (28 - 10)[^{\circ}\text{C}] \\ &= 6,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

Klasik sistemde yaz şartları için Psikometrik diyagramdan $h_k = 61$ kJ/kg ve $h_c = 32,8$ kJ/kg'dır. Klasik sistemde yaz şartı için harcanan güç Eş. 6'dan;

$$\text{Harcanan Güç [kW]} = 1050[\text{m}^3/\text{h}] \times 1,2\left[\frac{\text{kg}^3}{\text{m}}\right] \times (61 - 32,8) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right] = 9,87 \text{ kW}$$

Resirküle kanallı sistem için karışım havası sıcaklığı Eş.7'den;

$$T_{\text{karışım}}[^{\circ}\text{C}] = \frac{(800 [\text{m}^3/\text{h}] \times 23^{\circ}\text{C}) + (250 [\text{m}^3/\text{h}] \times 22^{\circ}\text{C})}{1050 [\text{m}^3/\text{h}]} = 22,8^{\circ}\text{C}$$

22,8°C olmalıdır.

Kış şartı için; resirküle kanallı sistem için harcanan enerji Eş. 8'den;

$$\begin{aligned} \text{Harcanan Güç [kW]} &= 1050[\text{m}^3/\text{h}] \times 1,2\left[\frac{\text{kg}^3}{\text{m}}\right] \times 1,005[\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}] \times (28 - 22,8)[^{\circ}\text{C}] \\ &= 1,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

Yaz şartı için; resirküle kanallı sistem için Psikometrik diyagramdan $h_k = 43,2$ kJ/kg olurken, $h_c = 32,8$ kJ/ kg klasik sistemdeki değerle aynıdır. Klasik sistemde yaz şartı için harcanan güç Eş. 6'dan;

$$\text{Harcanan Güç [kW]} = 1050[m^3/h] \times 1,2\left[\frac{kg^3}{m}\right] \times (43,2 - 32,8) \left[\frac{kJ}{kg}\right] = 3,8 kW$$

2.4. Hava Kanalları için Hesaplamalar (Calculations for Air Ducts)

Sistemde kullanılan fan, motor, ısıtıcı, soğutucu gibi makinelerin güçlerinin belirlenmesinde, hava kanallarının fiziki yapı ve temel özelliklerinin bilinmesi gerekir. Havalandırma kanallarındaki basınç kayıplarının oluşmasında, kanal cidarlarındaki sürtünme, ara bağlantı parçalarındaki pürüzler, yön değiştirmeler ve çap daralmaları etkili olmaktadır. Kanallardaki basınç kayıplarının hesabı; kanal yapımında kullanılan malzemenin, kanaldaki hava hızının kanal boyunun bilinmesi durumunda, kanal ağının toplam basınç kaybının bulunması mümkün olur [10].

Kanallardaki hava hızı; kanalın kullanım yeri ve yapının cinsi ile ses durumuna bağlıdır. Hesaplamalarda kanallarda olması gereken uygun hızlar seçilmiştir. Gereğinden fazla hız seçilmesi durumunda ses seviyeleri artarak gürültüye neden olmaktadır. Hastanelerde gürültü kontrolü oldukça önemlidir. Yüksek gürültü seviyeleri, hastanın dinlenmesi ve uyumasını engellemektedir. Buna ek olarak sağlık hizmetleri çalışanlarının çalışma ortamlarını yavaşlatır, stresi artırır ve kritik faaliyetleri uygularken tehlikeli öfkeye ve ilgi dağılmasına neden olabilir.

Ayrıca; hava hızı sistem fanının gücü ile ilgili olduğu için; hız artınca fanın debisi ve yükünü de arttırmak gerekir. Hava hızının gereğinden düşük seçilmesinde de yeterli hava debisine ulaşamadığından, istenilen şartlardaki havalandırma ya da iklimlendirme yapılamaz [11].

Havalandırma ve iklimlendirme kanal çaplarının tayini; sistemin toplam hava debisinden hareketle bulunur.

$$\dot{V} = A \times v \quad (9)$$

Eş. 9'dan kesit alanı bulunur;

$$A = a \times b \quad (10)$$

Hidrolik çap,

$$d = \frac{4A}{\zeta} \quad (11)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Kanallardaki toplam basınç kaybı; kanal cidarına sürtünme ile kanal bağlantı parçalarının, kullanılan cihazların ve diğer yan bağlantı elemanlarının gösterdiği dirençlerden oluşmaktadır. Toplam basınç kaybı için;

$$\Delta p = \Delta p_{st} + \Delta p_d = (\ell.R + Z) + P_E \quad (12)$$

Dinamik basınç kaybı,

$$\Delta p_d = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (13)$$

Sürtünme basınç kaybı,

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (14)$$

Birim basınç kaybı,

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (15)$$

Kanal bağlantı parçalarının basınç kaybı,

$$Z = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (16)$$

Sistem fan gücü hesabı,

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \quad (17)$$

eşitlikleri ile hesaplanmıştır. Tablo 1 ve Tablo 2’de örnek proje için yapılan hesaplamaların sonuçları verilmiştir.

Tablo 1. Klasik sistem kanal hesabı

KANAL HESABI						DÜZ KANALDA KAYIPLAR				ÖZEL PARÇALARDA KAYIP			
NO	DEBİ	HIZ	ALAN	EBAT		EŞD. D	R	L	R*L	ξ	Z	R*L+Z	
				b	σ								
1	48300,00	8,00	1,68	1,06	1,59	1,27	0,61	13,00	7,87	1,40	53,76	61,63	
2	23100,00	6,00	1,07	0,84	1,27	1,01	0,43	36,00	15,35	0,20	4,32	19,67	
3	14700,00	5,50	0,74	0,70	1,06	0,84	0,43	1,00	0,43	0,20	3,63	4,06	
4	13650,00	5,00	0,76	0,71	1,07	0,85	0,35	2,20	0,77	0,20	3,00	3,77	
5	12600,00	5,00	0,70	0,68	1,02	0,82	0,37	1,90	0,70	0,20	3,00	3,70	
6	11550,00	4,50	0,71	0,69	1,03	0,83	0,29	2,70	0,79	0,20	2,43	3,22	
7	10500,00	4,50	0,65	0,66	0,99	0,79	0,31	1,90	0,59	0,20	2,43	3,02	
8	9450,00	4,50	0,58	0,62	0,94	0,75	0,32	1,70	0,55	0,10	1,22	1,77	
9	8400,00	4,00	0,58	0,62	0,94	0,75	0,26	1,80	0,46	1,20	11,52	11,98	
10	4200,00	3,50	0,33	0,47	0,71	0,57	0,26	5,00	1,30	0,20	1,47	2,77	
11	3150,00	3,00	0,29	0,44	0,66	0,53	0,20	3,00	0,61	0,20	1,08	1,69	
12	2100,00	3,00	0,19	0,36	0,54	0,43	0,25	1,70	0,42	0,20	1,08	1,50	
13	1050,00	3,00	0,10	0,25	0,38	0,31	0,35	2,20	0,78	0,43	2,32	3,10	
121,88													
DIŞ HAVA GİRİŞ+FİLTRELER+ISITICI+SOĞUTUCU+SUSTURUCU+KAPAKLAR+YANGIN KORUMA													
						ZPst =	3388						
						DİNAMİK BASINÇ KAYBI=			12,57				
									Δp	3522,45			
						FAN GÜCÜ= DEBİ*Δp/η [kW]							
						52,51							

Tablo 2. Resirküle kanallı sistem kanal hesabı

NO	KANAL HESABI					DÜZ KANALDA KAYIPLAR				ÖZEL PARÇALARDA		
	DEBİ	HIZ	ALAN	EBAT		EŞD. D	R	L	R*L	ξ	Z	R*L+Z
				<i>b</i>	<i>a</i>	<i>m</i>						
1	11500,00	8,00	0,40	0,52	0,77	0,62	1,24	13,00	16,13	1,40	53,76	69,89
2	5500,00	6,00	0,25	0,41	0,62	0,49	0,87	36,00	31,46	0,20	4,32	35,78
3	3500,00	5,50	0,18	0,34	0,51	0,41	0,88	1,00	0,88	0,20	3,63	4,51
4	3250,00	5,00	0,18	0,35	0,52	0,42	0,72	2,20	1,59	0,20	3,00	4,59
5	3000,00	5,00	0,17	0,33	0,50	0,40	0,75	1,90	1,43	0,20	3,00	4,43
6	2750,00	4,50	0,17	0,34	0,50	0,40	0,60	2,70	1,63	0,20	2,43	4,06
7	2500,00	4,50	0,15	0,32	0,48	0,38	0,63	1,90	1,20	0,20	2,43	3,63
8	2250,00	4,50	0,14	0,30	0,46	0,37	0,67	1,70	1,13	0,10	1,22	2,35
9	2000,00	4,00	0,14	0,30	0,46	0,37	0,53	1,80	0,95	1,20	11,52	12,47
10	1000,00	3,50	0,08	0,23	0,35	0,28	0,53	5,00	2,66	0,20	1,47	4,13
11	750,00	3,00	0,07	0,22	0,32	0,26	0,42	3,00	1,25	0,20	1,08	2,33
12	500,00	3,00	0,05	0,18	0,26	0,21	0,51	1,70	0,87	0,20	1,08	1,95
13	250,00	3,00	0,02	0,12	0,19	0,15	0,72	2,20	1,59	0,43	2,32	3,92
DİŞ HAVA GİRİŞ+FİLTRELER+ISITICI+SOĞUTUCU+SUSTURUCU+KAPAKLAR+YANGIN KORUMA												
						Σp _{st} =	2191,00					
DİNAMİK BASINÇ KAYBI=									12,57			
										Δp	2357,58	
FAN GÜCÜ = DEBİ*Δp/η [kW]												
						7,53						

Tablo1 ve 2’de verilen hesaplamalar sonucunda taze hava debilerindeki azalma nedeniyle klasik sisteme göre resirküle kanallı sistemin fan gücünün %85 daha az olduğu görülmektedir.

3. BULGULAR (FINDINGS)

Bu çalışmada yapılan teorik çözümlerinin sonucunda, hasta odası uygulama sistemlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Uygulanan yöntem ile sensörler yardımıyla alınan bilgilerden konforun başarılı bir şekilde sağlandığı ve hesaplamalardan ortalama %33,35 oranında enerji tasarrufu yapıldığı görülmüştür.

3.1. Sistemlerin Hava Kanalları Karşılaştırması (Comparison of Air Duct Systems)

İster yuvarlak isterse dikdörtgen, hava kanallarında kaçak miktarı kanal boyu ve kesiti ile değişken değerde olabilir. Ancak genel uygulamalarda görülmüştür ki kaçak miktarları hava kanalı alanı ile orantılı olarak değişmektedir. Dolayısı ile hava kaçağı miktarlarının hesap kriterler arasında kanal yüzey alanı bulunmaktadır. Hava kaçağı kanal yüzey alanına bağlı olduğu için toplam hava miktarının bir yüzdesi olarak belirtilmez.

Aynı zamanda toplam hava debisinin belirli bir yüzdesi, performans standardı olarak da kabul edilebilir bir değer olarak belirtilemez. Ancak çalışma şartlarında düşük basınçlı kanallarda hava kaçakları toplam hava miktarının, orta basınçlı kanallarda %3’ü kadar olduğu kabul edilebilir. Dolayısı ile tasarımcı bu değerlerden yola çıkarak, toplam kaçak miktarının ne olabileceğini bilmek sureti ile basınç ve kaçak sınıfına karar verebilir [11].

Tablo 3’te iki sistemin kanal alanları karşılaştırılmıştır. Tablo 3’e göre kanal yüzey alanı resirküle kanallı sistemde oldukça azdır. Kanal maliyeti de aynı oranda daha azdır.

Tablo 3. Sistemlerin hava kanallarının karşılaştırılması

KLASİK SİSTEM	RESİRKÜLE KANALLI SİSTEM
Taze Hava Kanalı Toplam Yüzey Alanı [m ²]	Taze Hava Kanalı Toplam Yüzey Alanı [m ²]
945,70	461,45
Toplama Hava Kanalı Toplam Yüzey Alanı [m ²]	Resirküle Hava Kanalı Toplam Yüzey Alanı [m ²]
490,43	153,80
Hava Kanalı Alanı Toplam Isı Kaybı [kW]	Hava Kanalı Alanı Toplam Isı Kaybı [kW]
4,60	1,66
Kaçak Hava [m ³ /h]	Kaçak Hava [m ³ /h]
1449,00	345,00

Kanallarda aranan özelliklerin başında sızdırmazlık gelir. Sızdırmazlık sağlamanın amacı bütün klima sistemlerinde geçerli olan, şartlandırılmış havanın kaçmasını önleyerek enerji sarfiyatına engel olmak, arzu edilen yere, arzu edilen basınçta havayı sevk edebilmek ve kaçak sonucu oluşacak gürültüyü önlemektir [12].

Resirküle kanallı sistemde kanallarda sızdırmazlık minimuma indirilerek enerji tasarrufu sağlanmıştır.

3.2. Sistem Enerji İhtiyacının Karşılaştırılması (Comparison of System Energy Requirement)

Önemli miktarda enerji kullanımıyla sonuçlanan sağlık hizmetleri işlevleri ve gereksinimleri, 7/24 kullanımı, kurallara tam uygun iç hava kalitesini ve yüksek havalandırma havası gereksinimini ve istenilen oda sıcaklığı ve bağıl nem gereksinimlerini içermektedir.

Sağlık hizmetleri tesislerinin özel işlevleri ve gereksinimleri, enerji tasarımı alternatiflerinin uygulanması için tesise özgü fırsatlar verir. Bununla birlikte sağlık hizmetleri tesislerinde enerji tasarrufu fırsatlarının uygulamaları, sağlık hizmetleri (teşhis, tedavi, iyileştirme, enfeksiyon kontrolü ve destek işlevleri dahil) amaçlarını veya işlevlerini olumsuz bir şekilde etkilememeli veya tehlikeye atmamalıdır. Enerji tasarrufu fırsatları, hastaların, çalışanların ve ziyaretçilerin emniyetini ve konforunu korumaya ve hastane ekipmanlarının çalışması için gerekli ortam koşullarının devamlılığını desteklemeye yönelik de olmalıdır.

Tablo 4'te sistemlerin günde 20 saat çalıştıkları varsayılarak günlük ısıtma ve soğutma için enerji miktarları verilmiştir. Kış aylarında ısıtmada günlük % 38, yaz aylarında soğutmada günlük %28 enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Tablo 4. Sistemlerin Günlük İklimlendirmede Kullanılan Enerji Miktarları

	KLASİK SİSTEM	RESİRKÜLE KANALLI SİSTEM
Kış şartlarında Isıtma	5980 kWh/gün	3670,8 kWh/gün
Yaz şartlarında Soğutma	9080,4 kWh/gün	6552,8 kWh/gün

Klasik sistemlerde karşımıza çıkan çok yüksek hava debilerini karşılayacak klima santral yüklerini ve kanal ihtiyaçlarını azaltmak için negatif plenyum tavan sistemleri ve resirküle kanal kullanılmalıdır. Çalışmayan bölgelerdeki ünitelerin kapatılmasıyla da enerji verimliliği sağlanacağı göz önünde bulundurulmalıdır[13].

4. SONUÇ VE TARTIŞMA (CONCLUSION AND DISCUSSION)

Bu çalışma sonucunda hastane gibi enerji tüketimi yüksek olan iklimlendirme sistemlerinde, enerji tasarrufu sağlamak amacıyla klasik havalandırma ve iklimlendirme sistemlerine alternatif bir sistem geliştirilmiştir.

Geliştirilen sistem ile hasta odasında bulunan sensörlerle sistem kontrolü sağlanmaktadır. Böylelikle sistem kontrolüyle iç hava kalitesinin uygun olduğu ve konfor şartlarının sağlandığı enerji verimli bir uygulama elde edilmiştir.

Yapılan hesaplama ve analizler neticesinde önerilen resirküle sistemin iklimlendirme sistemi ekipmanlarında (ısıtıcı, soğutucu ve hava kanalları) ortalama % 34 oranında enerji verimliliği sağlayacağı saptanmıştır. Tasarlanan sistemin konfor ve enerji verimliliği için daha da geliştirilmesi sağlanabilir. Bu yöntem ile sensörlerden gelen bilgilere göre değişken taze hava debili sistem kurgusu oluşturularak iç hava kalitesi daha hassas kontrol altında tutulabilir. Böylelikle iklimlendirme sistemlerinde enerji verimliliği sağlanırken iç hava da hassas bir şekilde istenilen şartlarda tutulabilecektir.

6. SEMBOLLER

\dot{V}_d	Toplam dış hava debisi (m ³ /h)
$\dot{V}_{kişi}$	İnsanlar tarafından ihtiyaç duyulan temiz hava miktarı (m ³ /h , kişi)
n	Mahalde bulunan insan sayısı (kişi)
$T_{\dot{u}}$	Hava üfleme sıcaklığı [°C]
T_j	Mahal havası sıcaklığı [°C]
\dot{Q}_1	Mahalin toplam ısı kaybı veya ısı kazancı [kW]
$\dot{V}_{\dot{u}}$	Toplam üfleme havası debisi [m ³ /h]
ρ	Havanın yoğunluğu [kg/m ³]
c	Havanın özgül ısı kapasitesi[kj/kg°C]
T_{1gk}	Isı geri kazanım ünitesinden geçtikten sonraki havanın sıcaklığı [°C]
\dot{V}_e	Egzoz hava debisi [m ³ /h]
\dot{V}_t	Taze hava debisi [m ³ /h]
T_{th}	Taze hava santralinden gelen hava sıcaklığı [°C]
\dot{Q}_h	Harcanan güç [kW]
h_k	Karışım havası entalpisi [kJ/kg]
h_c	Soğutucu çıkış havası entalpisi [kJ/kg]
T_k	Karışım havası sıcaklığı [°C]
\dot{V}_r	Resirküle hava debisi [m ³ /h]
\dot{V}_t	Taze hava debisi [m ³ /h]
T_{th}	Taze hava santralinden gelen hava sıcaklığı [°C]
\dot{V}	Debi[m ³ /h]
A	Kanal kesit alanı[m ²]
v	Hız[m/s]

a, b	Kanalın kenar uzunlukları [m]
d	Eşdeğer hidrolik çap [m]
Ç	Çevre uzunluğu [m]
Δp	Toplam basınç kaybı [Pa]
Δp_{st}	Statik basınç kaybı [Pa]
Δp_d	Dinamik basınç kaybı [Pa]
$\ell \cdot R$	Sürtünme basınç kaybı [Pa]
ℓ	Kanal uzunluğu [m]
R	Birim basınç kaybı [Pa/m]
Z	Kanal bağlantı parçalarının basınç kaybı [Pa]
P_E	Sistemde kullanılan cihazların toplam basınç kaybı [Pa]
λ	Kanal sürtünme katsayısı
ξ	Özel direnç ilave sayısı
P	Fan gücü
η	Fan verimi

4. KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1]. Köktürk, U., “Pratik Havalandırma Tesisleri Kılavuzu”, Birinci Cilt, Arpaz Matbaacılık, İstanbul, 1975.
- [2]. Hastane ve Klinikler için HVAC Tasarım Kılavuzu.(2009), Ankara
- [3]. Deutsches Institut für Normung. “DIN 1946/4 Heating, Ventilation and Air Conditioning Systems in Hospitals” 1999.
- [4]. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. “HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics”. 2003.
- [5]. American Institute of Architects. “Guidelines for Design and Construction of Health Care Facilities”. 2006.
- [6]. Tevem ve Enverder (2010). Türkiye Enerji ve Enerji Verimliliği Çalışmaları Raporu, Yeşil Ekonomiye Geçiş ,Türkiye Enerji Verimliliği Meclisi (Tevem) ve Enerji Verimliliği Derneği (Enverder),
adres:http://www.enver.org.tr/modules/mastop_publish/files/files_4caeccbad1161.pdf
- [7]. Özçelebi, S., “İklimlendirme Sistemlerine Genel Bir Bakış”, “Klima-Soğutma Rehberi”, Teknik Yayıncılık, 2000.
- [8]. IHLE, Claus, “Lüftung und Luftheizung“, Band 3. Werner-Verlag, 1991
- [9]. Doğan, H., “Uygulamalı Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği”, Seçkin Yayıncılık, Ankara, 2010
- [10]. Aktaş, M., Özdemir, M. B., “Yaz İklimlendirme Sistemlerinde Kanal Çaplarının Bilgisayar Programı ile Hesaplanması”, Teknoloji Dergisi, 7(3), 381-386, 2004
- [11]. Bulgurcu, H., “Kanal Tasarımı”,
adres:http://deneysan.com/Content/images/documents/havalandirma-6_29370590.pdf

[12] Recommendation Concerning Hygienic Aspects in Air Handling Units
Eurovent/Cecomaf May 2000.

[13] Demirel, Ö . “Negatif Basıncılı Temiz Oda Tavan Tasarımı ve Fan Filtre Üniteleri “
,TTMD Dergisi Sayı 13
adres:“<http://www.ttmd.org.tr/userfiles/dergi/dergi13.pdf>”