



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

İKLİMLENDİRME UYGULAMALARINDA DÜŞÜK SICAKLIKLIL HAVA DAĞITIM SİSTEMİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

MEHMET ALİ BULUT
KARAKUVETLERİ KOMUTANLIĞI ASTSUBAY M.Y.O.

M. ZİYA SÖĞÜT
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ

RECEP YAMANKARADENİZ
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

İKLİMLENDİRME UYGULAMALARINDA DÜŞÜK SICAKLIKLI HAVA DAĞITIM SİSTEMİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

M. Ali BULUT
M. Ziya SÖĞÜT
Recep YAMANKARADENİZ

ÖZET

İklimlendirme ve soğutma uygulamalarında düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemlerinin kullanılması, iç hava kalitesine etkisi nedeniyle uzun yıllardır sadece ticari ve endüstriyel uygulamalarla sınırlı kalmıştır. Ancak son yıllarda binalarda enerjinin sürdürülebilir maliyetleri üzerinde önemli bir paya sahip olan iklimlendirme sistemlerinde bu etkilerinin azaltılmasına yönelik çalışmalarda, düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemleri etkin çözümler sağlamaktadır. Ayrıca otomasyon teknolojisindeki gelişmeler de bu tür uygulamaların avantajları nedeniyle kullanımlarını öne çıkarmıştır.

Bu çalışmada öncelikle düşük sıcaklıklı hava dağıtım sisteminin yapısı, iklimlendirme uygulamalarına etkileri incelenmiş, dağıtım sisteminin iklimlendirme potansiyeli üzerindeki verimlilik etkileri değerlendirilmiştir. Çalışmada özellikle soğutucu akışkan tercihlerine bağlı olarak %10'lara varan tasarruf potansiyeli görülmektedir. Çalışmanın sonunda sistemin performans etkisine bağlı olarak termodinamik ve çevresel değerlendirmelerde bulunulmuştur.

Anahtar kelimeler: İklimlendirme sistemleri, dağıtım sistemi, düşük sıcaklık uyg., enerji verimliliği, emisyon etkisi

ABSTRACT

Using low temperature air distribution systems on HVAC-R applications is very limited on commercial and industrial applications because of indoor air quality. In the last couple of years, ongoing researches on decreasing the effect of air conditioning systems which have significant importance on sustainable costs of building energy can provide effective solutions. Also, the development on automation technology is increasing usage of these applications because of their advantages.

In this study, the composition of the low temperature air distribution system, the effects on air conditioning systems, the efficiency effects of potential of the distribution systems is assessed. Up to %10 energy saving is predicted according to the selection of the refrigerant. At the end of this study, thermodynamical and environmental assessments are helded according to the performance effect of the system.

Key words: Air conditioning systems, distribution system, low temperature applications, energy efficiency, emission effect

1. GİRİŞ

Modern bina teknolojilerinde ısıtma havalandırma ve soğutma amaçlı iklimlendirme sistemlerinin kullanımı her geçen gün yoğunluğunu arttırmaktadır. Bina enerji tüketim potansiyeli yönüyle kullanıma bağlı olarak %40'ları aşan HVAC sistemlerinin kullanımı enerji maliyetleri yönüyle oldukça önemli bir parametre olarak değerlendirilmektedir. Bu tür sistemlerde düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemleri, gelişen teknoloji ve kontrol sistemleriyle birlikte öne çıkmıştır. Bu yönüyle özellikle düşük su sıcaklığında chillerin veriminin yükseltilmesi ve bunun tasarımları, düşük sıcaklıklı hava talebi için yüksek indüksiyonlu difüzör tasarımları, akış debilerini enerji taleplerini düşürerek enerji tasarrufunda etkin yöntemler sağlamıştır. Soğutulmuş hava sistemleri olarak da tanımlanan bu uygulamalarda düşük debi akışına bağlı olarak iklimlendirme sistem ve donanımlarında önemli kapasite tasarrufları sağlanmaktadır. Düşük sıcaklıklı hava dağıtımının en önemli etkisi, sistem maliyeti yanında enerji tüketimini ve maliyetlerini azaltmaktır.

HVAC sistemleri genel uygulamalarda üfleme sıcaklığı olarak 12 °C ile 15 °C sıcaklık aralığında bir dağıtım havasına sahiptir. Bu sistemlerin uygulandığı modern yapılar için konfor öncelikli tercih sebebidir. Bu nedenle işletme parametrelerinde toleranslar yüksek tutulur. Ancak düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemlerinde bu parametreler dikkate alınarak üfleme sıcaklıkları 4 °C ve 10 °C aralığına sahiptir ve yoğuşmanın engellenmesi için bağıl nem ve iç ortam yaş termometre sıcaklıkları kontrol edilir. Mekanik sistemlerin yatırım maliyetleri yönüyle oldukça avantajlı bir uygulama olan düşük sıcaklıklı hava sistemleri enerji verimliliği yönüyle oldukça etkin yaklaşımlardır[1].

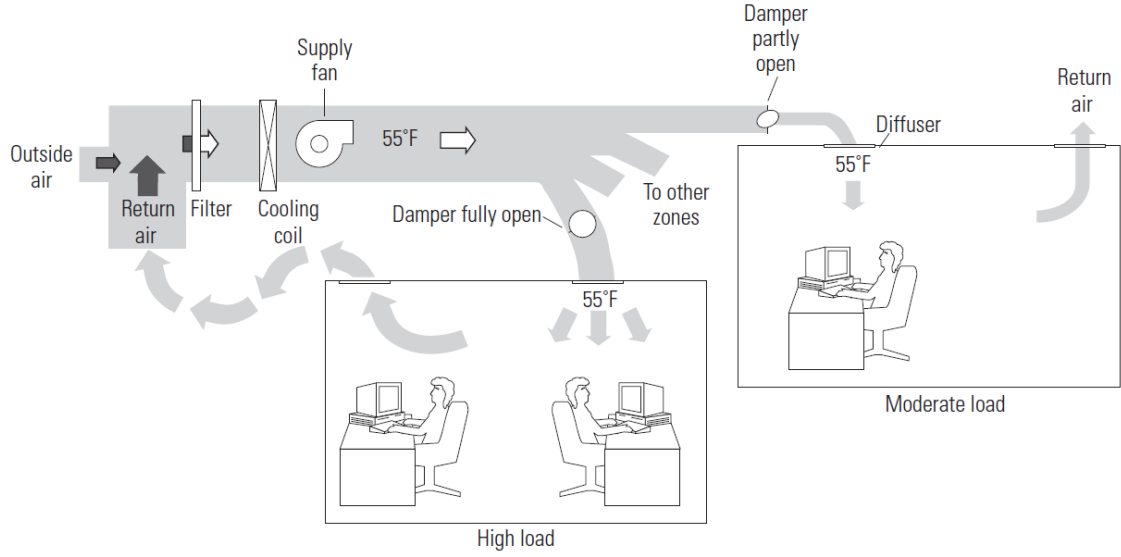
İç hava kalitesi ve konfor şartlarında standardın korunması, HVAC sistemlerinin etkinliği yönüyle önemlidir. Bu nedenle düşük sıcaklıklı hava uygulamalarının olası problemleri ve bu sistemlerin etkinliğinin artırılması için pek çok çalışma yapılmıştır. Tassou and Leung buz depolama ve düşük sıcaklıklı hava dağıtımına bağlı ticarî bir binanın iklimlendirme sisteminde geleneksel sistemlere göre performans parametrelerini incelemiştir. Bu sistemin geleneksel sistemlere göre yaşam döngü analizlerinde ve yatırım maliyetlerinde oldukça etkin olduğu, enerji tasarruf potansiyelinin yüksek olduğu görülmüştür[2].

Sbah ve arkadaşları çalışmalarında, bir oda içinde düşük sıcaklıklı hava dağılımının etkilerini yer değiştirme difüzör, yarık difüzör, kare difüzör ve ızgara difüzörleri referans olarak hava dağılım çalışmaları için basit bir yaklaşım metodu geliştirmişler. Çalışmalarında uygulamalar için oldukça faydalı sonuçlara ulaşmışlar[3].

Bilimsel çalışmalar teorik olarak bazı olumlu sonuçlar verse de doğrudan veya dolaylı etkiler bu sistemlerin uygulanması veya tercih edilmesinde problemler yaratmıştır. Özellikle düşük sıcaklıklarda iç ortam sıcaklığına göre yoğuşma sıcaklığının altında kalması, yapı bileşenlerinde terleme veya çığlenme gibi sorunlar yaratmıştır. Bu çalışma düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemlerinin hem yapısal yükleri hem de yoğuşma etkileri yönüyle bir tarama çalışması olarak değerlendirilebilir. Bu yönüyle HVAC uygulamaları için düşük sıcaklıkta hava dağıtım sisteminin enerji performansları, nem ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir.

2. HAVA DAĞITIM SİSTEMLERİ VE DÜŞÜK SICAKLIKLI HAVA DAĞITIMI

Merkezi iklimlendirme sistemlerinde sistem kapasitesinin en önemli bileşenlerinden biri dağıtım sistemi ve yöntemidir. Mahallerde hava ihtiyacı belirlendikten sonra enerji talebine ve komutlara bağlı olarak dağıtım sağlanır. Merkezi iklimlendirme uygulamalarında genel olarak sabit debili (constant volume - CV) ve değişken debili (Variable air volume – VAV) olmak üzere iki hava dağıtım yöntemi vardır. CV sistemler, temel hava dağıtım sistemleri olarak da değerlendirilebilir. Özellikle hacimlerin hava değişim özelliklerine ve kapasitelerine göre hava debileri hesaplanır ve kanal akışları buna göre belirlenir. Sistemde fan kontrolü damper veya termostat kontrolüne bağlı on/off çalışır. Zon bölgesine yerleştirilen bir termostat yardımıyla set değerine bağlı iç hava konfor koşuluna göre santralden ısıtma veya soğutma ihtiyacı karşılanılır[4]. Şekil 1'de basit sistem modeli verilmiştir.



Şekil 1. CV sistemlerin basit sistem akış modeli [4]

İklimlendirme uygulamalarında özellikle soğutma veya mevsim geçişlerinde soğutma ihtiyacı, genellikle iç konfor koşulları ile birlikte psikometrik şartlara bağlı olarak çığ sıcaklığı da dikkate alınarak hesaplanır. Özellikle iç konfor koşullarının bozulmaması için üfleme havası hız dağılımları da dikkate alınarak 12-17 °C aralığında sağlanır. Özellikle düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemlerinde ΔT sıcaklık değişimi önemli bir parametredir ve bu değerın 4 °C'yi geçmesi istenmez. Yoğuşma veya terlemeye neden olan bu gibi durumların önlenmesi için etkin bir izolasyon uygulanmalıdır.

Konfor şartları için problemlen olan bu uygulamalarda soğutma gruplarında özellikle yüzey buzlanmaların engellenmesi için (6 °C'den yüksek sıcaklıklar için) glikol çözeltilerinin de kullanıldığı görülmektedir. Bu sıcaklık farkı değerlendirildiğinde pompa debilerinin düştüğü, boru boyutlarının da azalması ile birlikte enerji etkin ortamlar yaratılabilir. Düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemleri daha düşük hava sıcaklığı, düşük su ve hava debileri, düşük yüzey hızları olarak değerlendirilebilir. Gerçekte bu sistemlerin klasik uygulamalarla karşılaştırılması yapılacaksa, çıkış hava sıcaklıkları, soğutulmuş akışkanın giriş sıcaklığı ve yüzey hızları dikkate alınır. Tablo 1'de klasik ve düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemlerinin tasarımında göz önüne alınan parametreler verilmiştir.

Tablo 1. Klasik ve düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemlerinin tasarım parametreleri [5]

Soğutucu Seçim Parametreleri	Geleneksel		Düşük Sıcaklıklı Hava Dağılımı	
	Min	maks.	min	maks.
Çıkış Hava Sıcaklığı (°C)	12	13	5	10
Soğutulmuş Akışkanın giriş sıcaklığı (°C)	5	7	2	6
Yüzey Hızı (m/s)	2.3	2.8	1.5	2.3
Soğutulmuş Akışkanın Sıcaklık Aralığı (°C)	5.5	8.8	8.8	13.2

Geleneksel uygulamalardan farklı olarak düşük soğutmalı sistemlerde kanal yoğuşma veya nemlenme problemleri çözülsede ortam üflemelerinin olduğu menfez ağızlarının durumu etkinlik kazanır gerçekte Geleneksel uygulamalarda milimetre başına 0,3-0,6 kanatları olan 4-6 sıralı elemanlar kullanılırken, 8-10 °C arasındaki besleme havası sıcaklığı için, 6 sıralı difüzörler daha verimli olduğu kabul edilir. Ancak düşük besleme havası sıcaklığı için 8-10 sıralı difüzör tercihleri kullanılmaktadır. Bu tür

uygulamalarda soğuk hava için milimetre başına 0.4-0.5 kanat aralığı genellikle nem taşınımını minimize eder. Düşük sıcaklıklı hava dağıtım sistemlerinde tavsiye edilen yüzey hızı; standart tasarımlarda 2.3-2.8 m/s olmasına karşın daha düşük olan 1.5-2.3 m/s aralığı seçilmelidir. Çünkü nem artışı doğrudan bu sistemlerde havadaki buharın sürüklenmesi neticesinde daha çok sıvı halde su oluşumunu ve havada daha çok nem yoğunlaşmasına neden olur[5].

Daha geniş kanat aralığı ve daha düşük yüzey hızı sistemdeki 7 °C üstündeki besleme hava sıcaklığındaki sistemdeki sıra sayısının artışı hava basınç düşüşünün artmasını, sıvı basınç düşüşünün artışı sonucunda dengeler. 7 °C'nin altındaki besleme hava sıcaklığındaki sistemlerde hava basınç düşüşü artmaktadır. Hava ve su sıcaklık farklarının daha geniş olması nedeniyle fan ve pompa enerjileri geleneksel sistemlerden daha iyidir. Özellikle kanal hatlarında hıza bağlı oluşan basınç kayıpları kanal boyutu ve fan etkisindeki azalmaya bağlı olarak orantılı azalır. Ayrıca kanal kesitindeki azalma kanal yüksekliğinin sınırlandırdığı kullanım alanları için düşük sıcaklıklı hava dağılımı ile birlikte daha uygun bir tasarım sağlar. Bunun dışında düşük sıcaklıklı soğutma sistemlerinin sağladığı avantajlar aşağıda verilmiştir:

- Mekanik sistem maliyetlerinin azalması: İlk maliyet indirimi, özellikle fan kapasitesi ve kanal kesit çaplarının düşmesiyle birlikte sistem ihtiyaç duyduğu tüm bileşenleri küçülür ve maliyetler azalır.
- Konforun düşük bağıl nemle iyileştirilmesi: Düşük sıcaklık değeri ile birlikte yükselen bağıl nemin konfor koşullarını etkilememesi için difüzör etkinliği geliştirilerek düşük bağıl nem ile birleştirilip konforun korunması.
- Düşük bağıl nemden dolayı oda hava sıcaklığının artırılması: Düşük sıcaklıkta çığ noktasının düşürülmesi (6 K'de çığ noktasının azaltılması kuru termometre sıcaklığında 0.5 K olarak termal hassasiyet üzerinde aynı etkiye sahiptir.) kuru termometre sıcaklığında düşüşe neden olur. Aynı etki düşük bağıl nem ile de sağlanır (Bağıl nemini %50 den %35 civarına azaltıldığında kuru termometre sıcaklığı yaklaşık 0.5 K artar). Ayrıca iç ortam hava miktarının düşürülmesi ve düşük bağıl nem etkisi iç hava kalitesini olumlu etkiler ve hasta bina sendromu tehdidini azaltır.
- Enerji tüketiminin azaltılması: Gerek kapasitede düşüşler gerekse her bir bileşenin enerji talebindeki azalma (Fan enerjisi düşük sıcaklıklı hava sisteminin sağladığı düşük hava miktarından dolayı %30 dan %40 kadar azalır.) enerji tüketim maliyetini düşürür. Ayrıca gelişmiş uygulamalarda buz deposu kullanımı gibi tercihler bu etkiyi daha da düşürür. Düşük soğutma sıcaklığına sahip bu sistemlerin sağladığı avantajlar yanında dikkat edilmesi gereken dezavantajları vardır. Bunlar;
 - Hava dağıtım sistemleri için soğutma kapasitesinin artırılması: Düşük sıcaklıklı soğutma tercihinde en önemli dezavantaj olarak değerlendirilebilir. Soğutma enerji ihtiyacı doğrudan artacaktır. Ancak bu etkinin kontrol altına alınması için soğutucu akışkan tercihi ve sistem seçimi önemlidir.
- Yoğuşma tehditi: Düşük soğutma sıcaklığına sahip uygulamalarda yüksek bağıl nem, yoğuşma ve buna bağlı küflenme, pamuklanma, terleme gibi konfor şartlarını olumsuz etkileyen yapılara sahiptir. Bu nedenle kullanılmayan bu uygulamalarda geliştirilen modern difüzörler ile bu tehdit engellenmiştir. Ayrıca iç hava gelen soğuk hava ile resirküle ettirilerek dolaylı bir nem kontrolü sağlanabilir[5].

3. DİFÜZÖRLER

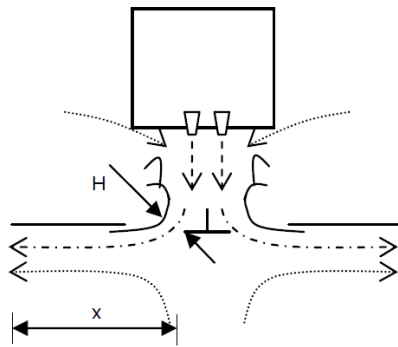
İklimlendirme, soğutma ve havalandırma sistemlerinde kanallı uygulamalar için kanal akışının son noktalarında yer alan difüzörler, tıpkı menfezler gibi mahallere gerekli hava debisinin verilmesi, havanın mahal içinde yayılmasının sağlanması, başta olmak üzere özellikle mimari özellikleri göre şekil verilen elemanlardır. Mahallerde besleme havasını menfezlerden farklı olarak farklı yönlerde ve düzlemlerde dağıtan hava çıkış elemanlarıdır.

Difüzörler geometrik şekillerine bağlı olarak yuvarlak tavan difüzörler, kare tavan difüzörler, yuvarlak plakalı difüzörler, delikli tavan difüzörü gibi pek çok uygulaması vardır. Şekil 2'de difüzör türleri görülmektedir.



Şekil 2. Geometrik özelliklerine göre difüzör tipleri[6]

Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında yüksek bağıl nem değerine bağlı olarak ani yoğunlaşma problemi için indüksiyon difüzörleri öne çıkmıştır. Bu difüzörler özellikle düşük sıcaklıklı uygulamalar için üfleme havasına iç ortam havasında akış yaratarak düşük hava debisinin yaratacağı iç hava kalitesindeki kötüleşmeyi azalttığı gibi iç ortam üfleme sıcaklığını dolaylı olarak da yükseltmektedir. Bu tür difüzörlerde bu indüksiyon oranıyla tanımlanır. İndüksiyon oranı, birincil hava akımı oranına bağlı indüklenen ikincil hava miktarıdır. Bu değer, bir difüzör için, difüzörün deşarj özelliklerine ve indüksiyon ölçümlerine göre difüzörden uzaklığına bağlıdır. İndüksiyon özelliği ortam için sekonder hava akışına bağlı üfleme hava debisini arttırdığı gibi ortam havasının bir kısmı için iç ortamdaki türbülansların oluşumunu sınırlandırarak akış debisini yükseltir. Soğuk hava üfleme için tercih edilen difüzörler ön indüksiyonlu, çoklu memeli ve girdap difüzörler olarak üç farklı uygulamaya sahiptir. Ön indüksiyon difüzörler, bir ön indüksiyon odasına çok memeli üfleme oluşturarak, sekonder havayla birlikte ortam verilmesiyle çalışır. Şekil 3'de bu difüzörün akış şeması görülmektedir.



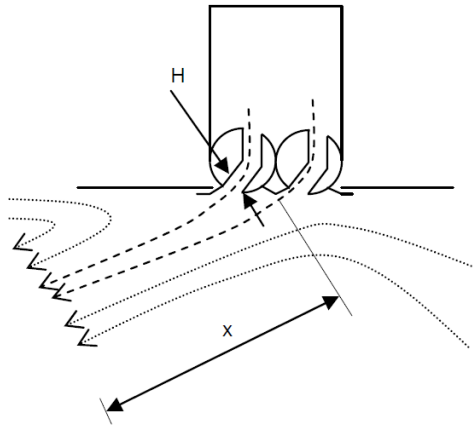
2 Slotlu ön indüksiyon difüzör için indüksiyon oranı :

$$I = I_0 + 0.55 \cdot \sqrt{\frac{x}{H}}$$

I_0	$V_{\text{ön hava}}$ (L/s)	Nominal uzunluk
2,54	16	1,2
0,98	75	1,2

Şekil 3. Ön indüksiyon difüzörler ve indüksiyon oranı[5]

Çoklu meme difüzörler, üfleme ağzına bağlı olarak güçlü bir indüksiyon karıştırma yapısı sağlanarak ortama üfleyen bir yapıya sahiptir. Özellikle yüksek hızlı serbest akışların ortam havasıyla yönlendirilmesi prensibiyle çalışır. Şekil 4'de çok memeli difüzörlerin kesit şeması ve indüksiyon oranı tanımlanmıştır.



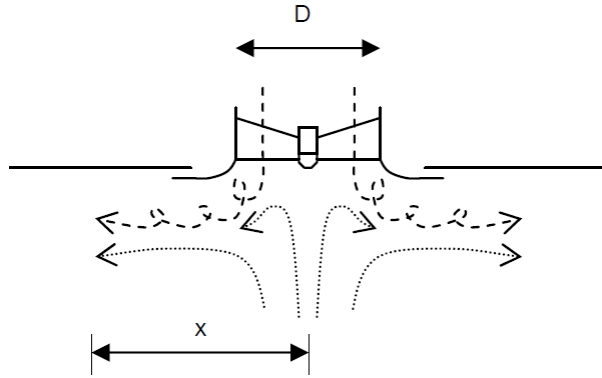
Şekil 4. Çok memeli indüksiyon difüzörler ve indüksiyon oranı[5]

2 Slottlu çok memeli difüzör için indüksiyon oranı :

$$I = 0.12 \cdot \frac{x}{H}$$

$V_{\text{ön hava}}$ (L/s)	Nominal uzunluk
22	1,2
80	1,2

Girdap difüzörler yoğun girdap hareketine bağlı üfleme yapılırken oluşan girdapla beraber yüksek aspirasyonla birlikte birleştirilmiş hava akımının ortama verilmesi prensibiyle çalışır. Girdap difüzörler yüksek difüzör indüksiyonu üretirler ve besleme havası tavan hattı üzerinden ortama yönlendirilir. Şekil 5'de girdap difüzör kesiti ve indüksiyon oranları verilmiştir.



Girdap difüzörü için indüksiyon oranı :

$$I = 1.9 \cdot \frac{x}{D}$$

$V_{\text{ön hava}}$ (L/s)	Nominal çap (D)
21	180
80	180

Şekil 5. Girdap difüzörler ve indüksiyon oranı[5]

Yüksek indüksiyonlu difüzörler, havanın akış sürecinde ikincil hava girişindeki yüksek kütle akışının yüksek hızını, birincil hava akımındaki düşük kütle akış hızına kinetik enerji olarak aktarırlar. Difüzöre yakın bir mesafede besleme havası akış hızı büyük ölçüde düşerken, yüksek akış hızlarının ortamdaki akım riski ısı yük gibi azalır. Yüksek indüksiyonlu difüzörler yüksek spesifik akış oranlarında ve yakın aralıklı difüzör uygulamalarında tercih edilirler.

4. TEORİK ANALİZ

Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamaları iklimlendirme ve soğutma sistem tasarımlarında analitik yöntemlere bağlı olarak tasarlanırlar. Bu tür sistemlerde iç ortam soğutma ihtiyaçları binanın ısı kazancına bağlı olarak hesaplanır. Bir ortam için ihtiyaç duyulan havanın enerjisi ısı kazancı yüküne bağlıdır[7].

$$\sum Q_{\text{hava}} = \sum Q_{\text{ısıkazancı}} \quad (1)$$

dir. Santralde sistemin enerjisi akan hava debisine ve ortam sıcaklığıyla üfleme hava sıcaklığına bağlıdır. Bir santral için üflenen havanın enerjisi,

$$\sum Q_{hava} = \dot{m}_{hava} \cdot c_p \cdot (T_h - T_0) \quad (2)$$

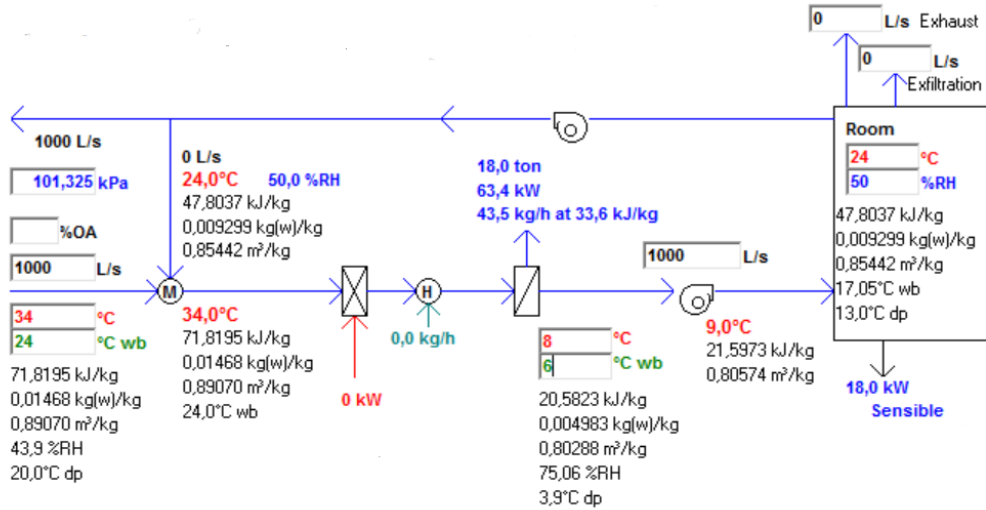
dir. Santralin soğutma bataryalarında soğutma ihtiyacına bağlı kompresör kapasitesi, bir soğutma çevrimi içinde ele alınılır. Soğutma yükü için kompresör gücü;

$$\dot{W} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_L \quad (3)$$

dir. Burada \dot{Q}_h kondenser yükü, \dot{Q}_L ise evaporatör yüküdür. Sistemin verimliliği ise etkinlik katsayısı (COP) ile tanımlanır. COP kısaca istenilen birim soğutma yükü için harcanan enerjidir[8].

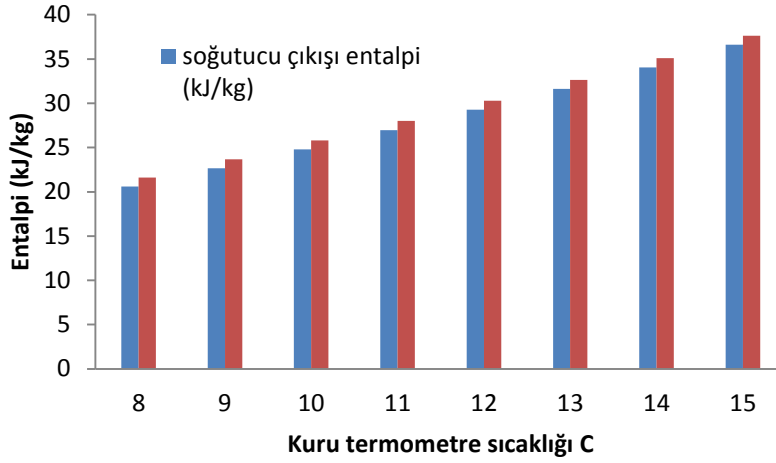
5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELERİ

Bu çalışmada bir klima santralinde oluşturulan yaz koşulları dikkate alınarak düşük soğutma uygulaması değerlendirilerek analizler yapılmış sistem performansı soğutucu sistem yükleri dikkate alınarak yapılmıştır. Yaz şartları dikkate alınarak düşünülen hacim sıcaklık parametreleri 24 °C kuru termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nem değeri alınmıştır. Çalışma verileri olarak üfleme hava sıcaklığı 6-15 °C aralığında kabul edilmiştir. Ayrıca özellikle soğutma hattı buhar sıkıştırılmalı bir çevrim dikkate alınarak R-134a ve R-410A gazları referans alınarak sistemin soğutma yük artışları da dikkate alınarak sistemdeki enerji değişim etkileri araştırılmıştır. Sistem %100 taze hava koşulları için, kanal üfleme havası akış debisi 1000 l/s olarak modellenmiş ve dış hava sıcaklığı 34 °C ve bağıl nem % 60 olarak alınmıştır. Çalışmada model alınan düşük sıcaklık soğutma sistem akış şeması Şekil 6'de verilmiştir.



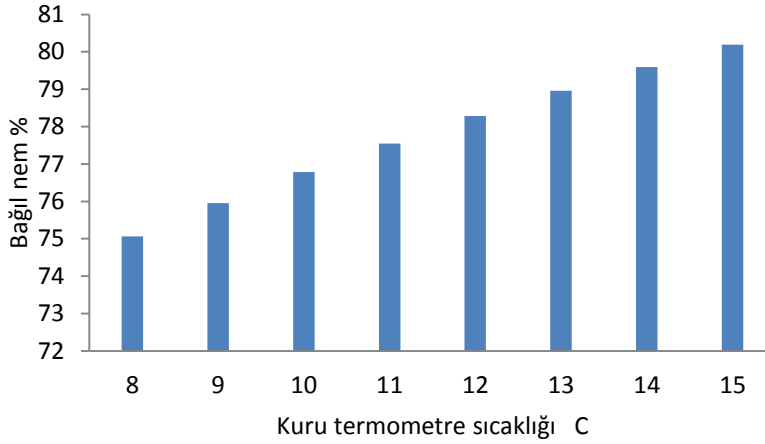
Şekil 6. Düşük sıcaklıklı soğutma sistem akışı

İklimlendirme uygulamalarında yaz klima seçeneğinde ortam üfleme hava sıcaklığı 13-17 °C sıcaklık aralığı ile uygulama özelliklerine göre en çok tercih edilen aralıktır. Bu aralıklar ortam konfor şartları dikkate alınarak genellikle santralin otomasyonu ile sağlanır. Ancak düşük sıcaklıklı uygulamalarda özellikle soğutma bataryasından itibaren sıcaklık ve nem kontrolüyle düşük soğutma uygulamasının modellenmesi yapılmıştır. Bu yönüyle yapılan analizlerde 8-15 °C kuru termometre sıcaklığı için santralin soğutucu yüzey çıkış entalpi değişimi incelenmiş elde edilen sonuçlar Şekil 7'de verilmiştir.



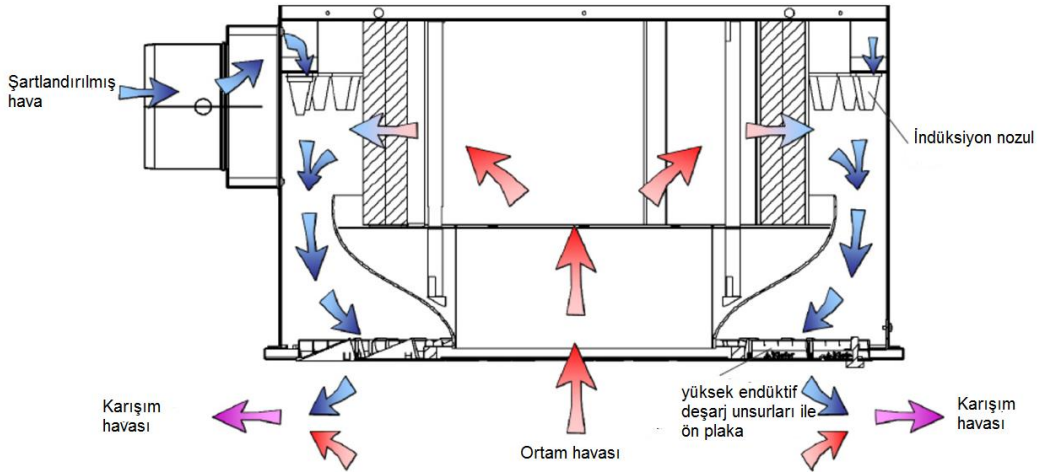
Şekil 7. Kuru termometre sıcaklık değişimine bağlı soğutucu batarya çıkış sıcaklığı

Soğutucu batarya sıcaklık değişimine bağlı olarak 8-15 °C sıcaklık için entalpi 20,58 kJ/kg ile 36,60 kJ/kg aralığında bir değişim göstermektedir. Ancak özellikle bu noktada bağıl nem oldukça artmaktadır. Özel soğutma uygulamaları ile bu noktada düşük soğutma sistemlerinin neden olabileceği olumsuzlukları engellemek için kontrol altına alınmalıdır. Bu model çalışmada bağıl nem aralığındaki değişimi incelenmiş ve değişim sonuçları Şekil 8'de verilmiştir.



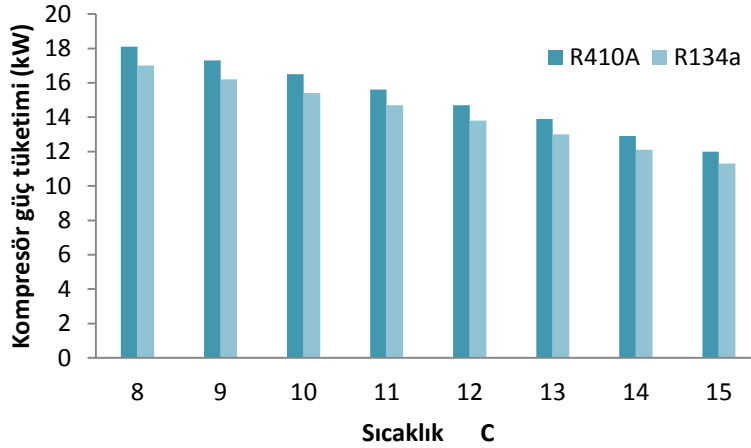
Şekil 8. Kuru termometre sıcaklık değişimine bağlı soğutucu batarya çıkış bağıl nem değişimi

Model çalışmasında bağıl nem değişiminin verilen giriş sıcaklığı ile incelendiğinde %90-100 aralığına kadar zorlanmaktadır. Ancak bu değişimde ideal bağıl nem aralığının %75,06 ile %80,19 aralığında değiştiği görülmektedir. Bu tür nem yükü konfor şartları için istenmeyen bir durumdur. Bu akış sürecinde nemin daha aşağıya çekilmesi dolaylı olarak üfleme havasını arttıracaktır. Çalışmada bunun kontrol altına alınması için difüzör akış yöntemi planlanmıştır. Bunun için iç ortam ile dolaylı bir karışım sağlanması yüzey akışında nemin dolaylı kontrolüne imkan yaratacak bu da iç ortamda nemin %50 ile %60 aralığında kontrolüne imkan sağlayacaktır. Bunun için düşünülen difüzör akış modeli Şekil 9'da verilmiştir.



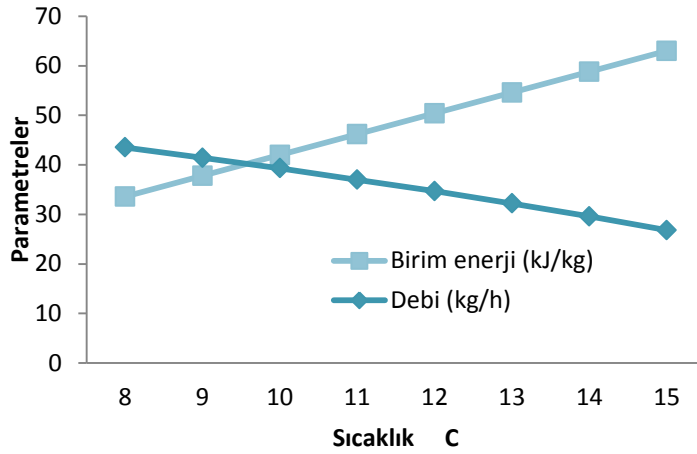
Şekil 9. İç ortam havası karışımı yüksek indüksiyon difüzörler[9]

Bağıl neme bağlı ısıl kontrol sağlanması ile birlikte düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında soğutma kapasitesindeki artışın neden olduğu enerji tüketimleri sistemin olumsuz noktası olarak değerlendirilebilir. Ancak bu yük dağılımı iki yönlü sorgulanmalıdır. Birincisi soğutucu akışkan yükü için doğru soğutucu akışkan kullanımına özen gösterilmelidir. Bu çalışma için referans alınan R-410A ve R-134a soğutucu akışkanlarının tanımlanan yük değerlerinde enerji tüketim potansiyelleri ve değişimleri incelenmiştir. İncelenen yük dağılımları 8 °C ile 15°C arasında üfleme sıcaklıkları için ihtiyaç duyulan soğutma gücü referans alınarak hesaplanmıştır. Şekil 10'da her iki soğutucu akışkan için çevrimin güç tüketimleri görülmektedir.



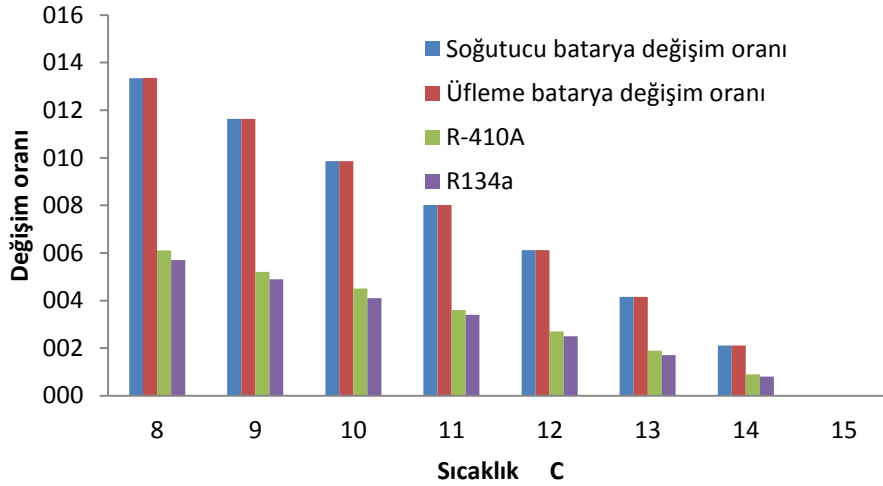
Şekil 10. R-134a ve R-404A soğutucu akışkan için çevrimin güç tüketimleri

Her iki soğutucu akışkan arasında güç dağılımları incelendiğinde kümülatif toplamda ihtiyaç duyulan güç tüketimleri arasında %6,60 aralığında olduğu görülmüştür. Özellikle R-134a soğutucu akışkan tercihinin daha doğru bir yaklaşım olduğu görülmüştür. Çalışmada Soğutucu akışkan akış yükleriyle birlikte santral soğutma hücresinde akışkanın (kg/h) akış debisi ve sıcaklığa bağlı akıştan kaynaklı enerji yükü sorgulanmış ve her bir sıcaklık değişimi incelenmiştir. Özellikle debi ve soğutma yükü arasında ters bir korelasyon görülmektedir. Her yük dağılımında debiye bağlı güç ihtiyacının artması sistemde soğutma devresinin kompresör tüketimi yönüyle sorgulanmalıdır. Şekil 11'de soğutma hücresinde soğutucu akışkan debi ve güç akışları görülmektedir.



Şekil 11. Soğutucu akışkan debi ve güç ihtiyaçları

Bu iki parametre kapasite ve imalat maliyetleriyle sistemi ilgilendiren noktalardır. Özellikle yıl içinde yük dağılımının dalgalı olması ve bunlara bağlı güç ihtiyaçları önemlidir. Bu tür bir sistem uygulamasında düşük soğutma sıcaklığına sahip bir dağıtımın tercih edilmesi bu yükte standart soğutucu akışkan kullanımının güç ihtiyacı ile santralin böyle çalıştırılması için gerekli güç ihtiyaçları karşılaştırılmış ve entalpi değişimleri sorgulanmıştır. Düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında 15 °C sıcaklıktan 8 °C değişimde hava sıcaklığının düşmesi ile birlikte entalpideki azalmaya karşılık soğutma kapasitesindeki artış miktarı incelenmiş değişim oranları Şekil 12’de verilmiştir.



Şekil 12. Hava ve soğutucu akışkan entalpi değişim oranları

Bu değerlendirmeler tüm sistemin performans değişimi için bize doğrudan olumlu sonuçlar vermektedir. Özellikle 15 °C’den üfleme havasının 8 °C’ye düşürülmesinde birim kütle için %13,6’lık değişim olurken, R-404A ile R-134a’daki artışlar sırasıyla %6,1 ve %5,7 olarak bulunmuştur.

SONUÇ

İklimlendirme uygulamalarında düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında teknolojik yetersizlikler nedeniyle çok tercih edilmeyen uygulamalar, özellikle yüksek injeksiyonlu difüzörler ile uygulama alanı bulmuştur. Bu çalışmada oluşturulan matematiksel model ile birlikte diğer bir çok avantajı yanında enerji yükünde birim yük için proses veriminde R-410A için %10,06, R-134a için %10,24’lük bir iyileşme görülmektedir. Enerji yükü yönüyle bu değerlerin korunabilmesi, kayıp yükler ve özellikle



yalıtımın etkinliği ile sağlanabilir. Sistem maliyet etkinliğiyle değerlendirilmemiştir. Özellikle difüzör maliyetleri sistem yatırım maliyetini olumsuz etkileyecektir. Ancak bunun için ömür süreç analizleri ve eksergoekonomik çalışmalar gelecek için planlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] J.M. A Better Solution for Proper Space Air Distribution, Air Handling Systems, Engineering & Technical Bulletin Johns Manville Performance Materials Division, USA, http://www.jm.com/content/dam/jm/global/en/hvac-insulation/HVAC-documents/Resources/80-6-ISA_A%20Better%20Solution%20for%20Proper%20Space%20Air%20Distribution.pdf
- [2] S.A.Tassou, Y.K. Leung “Energy Conservation in commercial air conditioning through ice storage and air distribution design Heat Recovery Systems and CHP, Volume 12 Issue 5 , September 1992 Sayfa 419-425.
- [3] S. T. Ahmeda, A. A. Mahdib, H. M. A. Hussein, “A Theoretical Study for Cold air Distribution to Different Supply Patterns” International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS Vol:13 No:04, Sayfa 7-18
- [4] Energystar, Air Distribution Systems, ENERGY STAR Hotline, USA. 2013 https://www.energystar.gov/ia/business/EPA_BUM_CH8_AirDistSystems.pdf
- [5] Krantz, Cold Air Distribution, Krantz Products & Systems Australia Pty Ltd, <http://www.krantz.asia/content/tools/articles/air-distribution-cold-air-distribution/article-air-distribution-cold-air-distribution.pdf>
- [6] Mehmet Bigili, Erdoğan Şimşek, Yusuf Polat, Apdulkadir Yaşar, Havalandırma Sistemleri, Çukurova Üniversitesi, Meslek Yüksek Okulu, Adana Meslek Yüksek Okulu Yayınları (1), Adana, 2005, http://www.deneysan.com/Content/images/documents/havalandirma-teknigi_48161730.pdf
- [7] Ziya Söğüt, Hüseyin BULGURCU, Zuhul Oktay, “Nemlendirme ünitesi kış iklimlendirmesinde havanın termodinamik analizi”, IV. Ege Enerji Sempozyumu, 21-23 Mayıs 2008 İzmir.
- [8] M.Ziya SÖĞÜT, Hikmet KARAKOÇ, Klimalarda Enerji Verimliliği Sınıflandırılmasında Farklı Bir Yaklaşım: Ekserjetik Verimlilik Oranı Ve Çevresel Etki Oranı, Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı 135 Sayfa 50-61. Mayıs Haziran 2013.
- [9] Kiefer, Ceiling Induction Cooling System INDULCLIP-DIK, Kiefer Luft- und Klimatechnik http://www.kieferklima.de/en/02_linear_diffusers/9_product_novelities.php

ÖZGEÇMİŞ

M. Ali BULUT

1990 yılı Bolu doğumludur. 2013 yılında Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2014 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Termodinamik Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimi almaya başlamıştır. 2013 yılından beri Türk Silahlı Kuvvetlerinde Mühendis Subay olarak, Balıkesir Astsubay Meslek Yüksek Okulunda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme konularında çalışmaktadır.

M. Ziya SÖĞÜT

1964 Mardin doğumludur. 1984-2006 yıllarında Türk Silahlı Kuvvetlerinde Öğretmen Subay olarak görev yapmıştır. 2005 yılında Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden Makine Mühendisliği yüksek lisans programını, 2009 yılında aynı enstitünün Makine Mühendisliği doktora programını tamamlayıp doktor unvanını almış, 2009 yılında yardımcı doçentlik kadrosuna atanmış ve 2013 yılında Makine Mühendisliği Enerji Teknolojileri dalında doçentlik unvanını almıştır. Halen Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde, Piri Reis Üniversitesi Denizcilik Fakültesinde Misafir Öğretim elemanı olarak Lisans, Yüksek Lisans ve Doktora dersleri vermektedir. Ayrıca Sertifikalı Bina enerji yöneticisi, Enerji Verimliliği Derneği Bursa Şubesi Yönetim Kurulu Üyesi, Ulusal ve uluslararası bilimsel



dergilerde hakemlik görevlerine devam etmektedir. Enerji, Ekserji, Eksergoekonomik analizler ve optimizasyon, Isı geri kazanımı, Yenilenebilir Enerjiler ve uygulamaları, Enerji yönetimi, Soğutma teknolojileri ve uygulamaları, çevre teknolojileri ve analizleri konularında proje ve çalışmaları vardır.

Recep YAMANKARADENİZ

1975 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi'nden mezun oldu. 1983 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde doktorasını tamamladı. 1985 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne Yardımcı Doçent olarak atandı. 1990 yılında Doçent ve 1995 yılında Profesörlük unvanını aldı. İdari görevleri arasında: 1996-1999 yıllarında Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığı ve Uludağ Üniversitesi Rektör Danışmanlığı yer almaktadır. Isı pompası, ısıtma, soğutma, klima ve ısı konfor konusunda ulusal ve uluslararası çalışmaları mevcuttur.