

HAVADAN-HAVAYA SPLIT, SALON TİPİ İKLİMLENDİRME CİHAZLARINDA ENERJİ VE EKSERJİ-OPTİMUM ÇÖZÜM VE DEĞERLENDİRME ÖLÇÜTLERİ

Energy and Exergy-Optimum Solutions and Evaluation Metrics for Split, Room Type Air-Conditioning Equipment

Hamza SONKUR
Doruk TONYA
Birol KILKIŞ

ÖZET

Küresel ısınmanın insan konforu ve endüstri üzerinde giderek artan olumsuz etkilerinin giderek artması sonucu kapalı yaşam alanlarında iklimlendirmeye olan gereksinim de hızla artmaktadır. Özellikle mevcut yapıların büyük mekanlarında salon tipi cihazlar bu bağlamda yaygınlaşmaktadır. Ancak Ülkemizde elektrik enerjisinin birincil enerji katsayısı, *BEK* (Primary Energy Factor, *PEF*) AB28 Ülkelerine göre %50 daha yüksek olması nedeni ile soğutma süreçlerinin de bu oranda geliştirilmeleri gerekir. Her ne kadar *BEK* değerinin Ülkemizde yüksek olması iklimlendirme sektörünün bir sorumluluğu değilse ki bu Ülkemizdeki elektrik enerjisinin üretimi ve dağıtımının bir sorunudur, bu alanda iklimlendirme sektörü de elinden geleni yapmalıdır. Bu sorumluluk paylaşım bilinci doğrultusunda ve salon tipi cihazlar özelinde ısıtma ve tesir katsayılarının artırılmasını öngören bir tasarım yol haritası tasarlanmıştır. Bu yaklaşımın temeli Termodinamiğin İkinci Yasasına Dayandırılmış ve Birinci Yasanın gösterdiği en iyi tasarım ve işletme değerleri ile örtüşmediği ve yanıtıcı sonuçlar verebildiği örnek çalışmalarla görülmüştür. Bu çerçevede ekserji tabanlı yeni tasarım ölçütleri ortaya konmuş ve piyasadaki yerli bir üründe bu ölçütler kullanılarak yenilikçi tasarımlarla sektörün bu alanda çözüm üretebileceği ve enerji bilançomuza olumlu katkılar sağlanırken CO₂ salımlarının da azaltılabileceği gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Salon Tipi Klima, Split Klima, Ekserji Analizi, Akıllı Ekserji Yönetim Verimi, Ozon Tabakası, CO₂ Salımları

ABSTRACT

As a result of the increasingly high adverse effects of global warming on human comfort and cooling industry, there is a rapid increase in the need for air conditioning of indoor spaces are becoming more widely used. However, recalling that the Primary Energy Factor, *PEF* in Turkey is about 50% higher than EU28 states, the performance of the cooling equipment needs to be 50% better. Only then the energy sector in Turkey may become even with EU countries in terms of decarbonization and added value levels. Even though the high *PEF* value is not a direct responsibility of the air-conditioning and the cooling sector, they must share the improvement efforts with the power sector. Under the scope of such a share of responsibility, the solution opportunities based on the Second-law with a focus on split, floor-standing type room cooling equipment have been investigated and a design road map has been developed. Sample analyses have shown that optimum design conditions do not agree well with the Second-Law solutions and therefore they may lead to wrong decisions both during design and operation phases of cooling systems. In this context new design metrics have been developed and it is demonstrated that viable solutions are possible and may substantially contribute to the energy budget while CO₂ emissions are decreased.

1. GİRİŞ

Bir soğutma ünitesinin bütüncül modeli Şekil 1 de gösterilmiştir. Bu modelde elektrik gücünün nereden kaynaklandığı da dahildir. Ünite şebeke elektriği kullanmakta ve belli koşullarda belirli bir COP değerinde soğutma işlevi görmektedir. Ülkemizde elektrik güç üretimindeki yakıt harmanının fosil yakıt ağırlıklı olduğu düşünülürse Birincil Enerji Oranı, BEO nun oldukça düşük bir değere sahip olduğu görülür [1]:

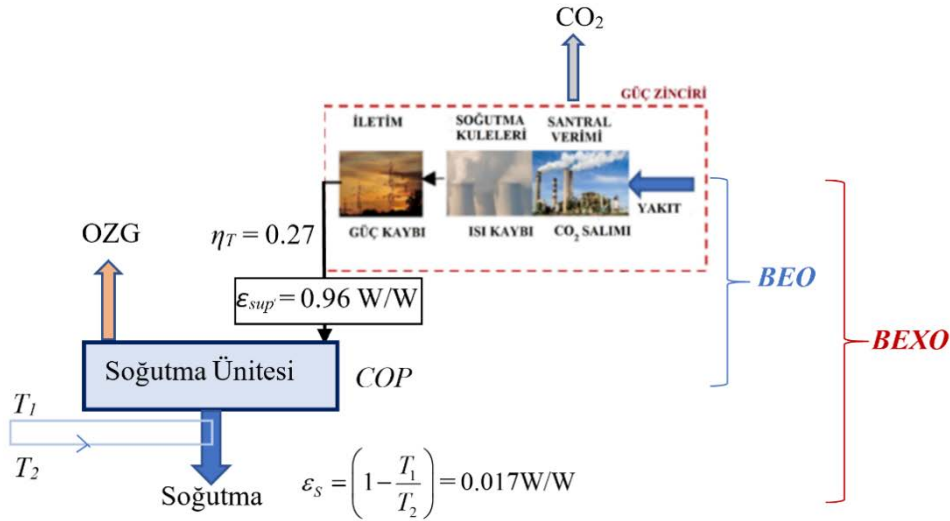
$$BEO = \eta_T COP = 0.27COP \quad \{BEO > 1 \text{ olmalı}\} \quad (1)$$

Bu nedenle Ülkeye katma değer oluşturulması isteniyorsa yani BEO değeri 1 sayısından büyük olacak ise yıllık veya mevsimlik COP değerinin de 3.7 sayısından büyük olması gerekir. Bu sonuç da göstermektedir ki soğutma cihazlarında COP standart değerlerinin yükseğe çekilmeleri gerekir.

ASHRAE El Kitabı COP değerini çok basit bir kapsamda, üretilen soğuk gücün cihazın güç talebine bölümü olarak tanımlamaktadır [2]. Bu tarifte ise talep edilen elektrik gücü ile soğuk gücün birim ekserjileri arasındaki büyük fark göz ardı edilmektedir. Dolayısı ile Eşitlik 1 de Termodinamiğin Birinci Yasasının verdiği tanım, sistemin bütüncül arka planını (Şekil 1) tam olarak vermediğinden yetersiz kalmakta ve bu nedenle İkinci Yasaya da müracaat edilmelidir:

$$BEXO = \eta_T COP \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right) = 0.27 COPEX \quad \{BEXO \rightarrow 1 \text{ koşulu}\} \quad (2)$$

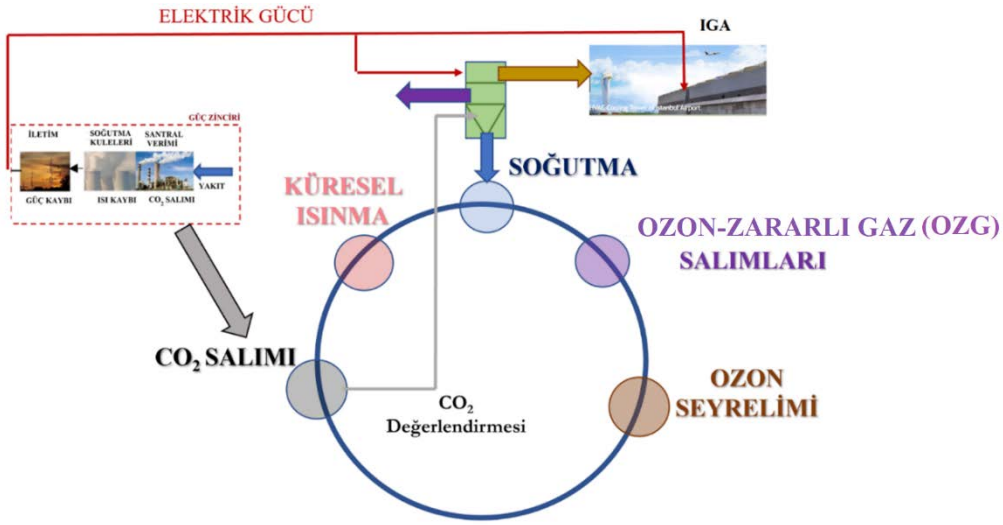
Makalenin ilerleyen bölümlerinde görüleceği üzere bir soğutma cihazının ekserji tabanlı $COPEX$ değeri çok daha düşük olup $BEXO = 1$ koşulu Termodinamik anlamda (sıfır ekserji yıkımı) sağlanmaz. O zaman amaç $BEXO$ değerini mümkün olduğunca 1 değerine yakınsamak olmalıdır.



Şekil 1. Şebeke Elektriği ile Tahrik Edilen bir Soğutma Ünitesinin Enerji ve Ekserji Arka Planı.

Soğutucu akışkan içeren, gaz sıkıştırmalı soğutma üniteleri tükettikleri elektrik enerjisine orantılı CO₂ salımları dolaylı biçimde (Santrallerde) sorumlu oldukları gibi Ozon-zararlı gazların atmosfere salınmasından doğrudan sorumludurlar. Tüm süreçte önemli CO₂ salımları oluşmakta olup Ülkemiz CO₂ salımlarını azaltma girişimlerinde Dünyada en sondan üçüncüdür. Soğutucu akışkanlar ise F-Gazlar dahil olmak üzere ozon tabakasını seyreltici etki göstermektedirler. Her ne kadar Ülkemiz ozon-zararlı akışkanlar konusunda oldukça başarılı ise de [3, 4] sonuç itibarı ile bir yandan karbon salımları öte yandan eş-zamanlı olarak ozon-zararlı maddeler açılarından alışılmış ısıtma soğutma, klima ve havalandırma sistemleri hem verimsiz hem atmosferi kirletici hem de enerjinin akılcı

kullanımında yetersiz bir döngü içerisindedirler. Bu döngü, Şekil 2 de gösterilmiştir. Dolayısı ile soğutma işlevi önemli CO₂ salımlarından sorumlu olduğu gibi artık ısının havaya atımında da elektrik enerjisi tüketilmektedir. Bu döngü sonucu küresel ısınma artmakta ve soğutma ihtiyacı artarken salımlar da artarak kısır bir döngü oluşmaktadır. Gün geçtikçe satılabilir ve ülkeye katma değer yaratabilir bir ürün haline gelen CO₂ gazı kaynağında tutulup ticari olarak soğutma akışkanı olarak değerlendirildiğinde CO₂-nötr bir uygulamaya geçilebilir. Soğutmada iyonik sıvı-CO₂ karışımı kullanıldığında ozon-zararlı salımlar tamamen önlenebilir ve kısır döngü kırılabilir [5]. Isıtma kazanlarını önemli ölçüde ikame edecek bir kojenerasyon sisteminde ise üretilen elektrik gücü yanında üretilen ısının bir bölümü absorpsiyon ve/veya adsorpsiyon sistemlerinde soğutma amaçlı kullanıldığında sıkıştırılmalı tip ve Ozon-zararlı gaz sızdıran soğutma gruplarının bu olumsuzluğu ortadan kalkar.



Şekil 2. Geleneksel bir Havalimanı Uygulamasındaki (IGA) Soğutmada CO₂ ve Ozon Tabakasını Seyrelten Soğutucu Akışkan Sızıntılarının Küresel Isınma ile Kısır Döngüsü [3, 4, 5].

2. MODEL

Elektrik gücü ile soğuk güç arasındaki ekserji dengesizliğini göz önünde bulunduran yeni bir model Termodinamiğin İkinci Yasası çerçevesinde geliştirilmiş olup ilgili eşitlikler aşağıda sunulmuştur.

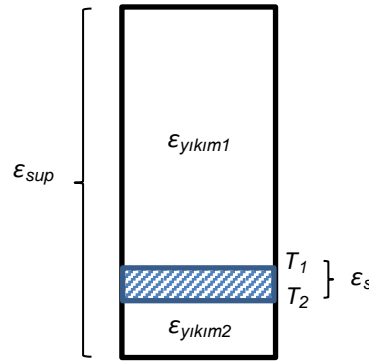
$$CO_2 = \frac{c}{(\eta_T COP)} (2 - \psi_R) \quad (3)$$

Burada c , bir yakıtın ortalama birim (kg CO₂ /kWh) CO₂ salım oranıdır. Ülkemizde elektrik güç üretimindeki ortalama c değeri Ülke genelindeki mevcut yakıt ve kaynak karışımında (yenilenebilir enerji kaynakları dahil) 0.154 kg CO₂/kW-h dir. Öte yandan, Ülkemizde yakıttan-kullanıma güç üretim ve iletim verimi, η_T 0.27 olup buna karşılık gelen Primary Energy Factor ($1/\eta_T$), PEF 3.7 dir. PEF değeri AB28 ülkelerinde ortalama 2.5 dur. Bu kapsamda soğutma ünitelerinin tesir katsayılarının (COP) AB ülkelerine oranla (3.7/2.5) yani en az %50 daha yüksek olması gerekmektedir. Ancak kaçınılmaz olarak bu koşullar sağlandığında Ülkemizin enerji sektörü AB katma değerlerini ve karbonsuzlaşma düzeyini yakalayabilecektir [6]. Bu çözümün arz tarafında ise η_T nin yükseltilerek COP nin artırılma oranının makul düzeye çekilmesi gerekir.

Eşitlik 3 de verilen ilişki, *Rational Exergy Management Model* (REMM) ve bu Modelin Ekserji Akış Çubuğu kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 3). Elektrik üreten tüm santrallerin kurulu güç tabanında yakıt

karışımının birim kaynak ekserjisi, ε_{sup} Ülkemiz ortalaması olarak 0.89 W/W alınmıştır (Yenilenebilir güç üretimi dahil). Soğutma işleminin birim kaynak ekserjisi sadece karışım ve üfleme sıcaklıkları arasındaki soğutma yükünün birim ekserjisi olup kaynak ekserjisinin büyük bölümü soğutma sürecinin öncesi ve sonrası yıkılmaktadır (ε_{des1} ve ε_{des2}). Bu durumda kaynağın akılcı kullanım verimi, ψ_R REMM e ve ideal Karno çevrimine göre Eşitlik 4 ile verilmektedir.

$$\psi_R = \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_{sup}} = \frac{\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)}{\varepsilon_{sup}} = \frac{\left(1 - \frac{T_{üfleme\hava}}{T_{karışım\hava}}\right)}{0.89} \quad (4)$$



Şekil 3. Hissedilir Soğutma Yüklerinin Karşılanmasında Ekserji Akışı.

REMM ekserji yıkımlarını da göz önünde bulundurarak CO_2 salım sorumluluğunun aşağıdaki şekilde vermektedir [7]:

$$CO_2 = \frac{0.57}{COP} (2 - \psi_R) \quad \text{ve} \quad (5)$$

$$COP = \frac{COPEX}{\psi_R \varepsilon_{sup}} \quad (6)$$

İlişkisinden,

$$CO_2 = \left(\frac{c}{\eta_T}\right) \frac{\psi_R \varepsilon_{sup}}{COPEX} = 0.57 \frac{\psi_R \varepsilon_{sup}}{COPEX} = 0.57 \frac{\varepsilon_{dem}}{COPEX} \quad (7)$$

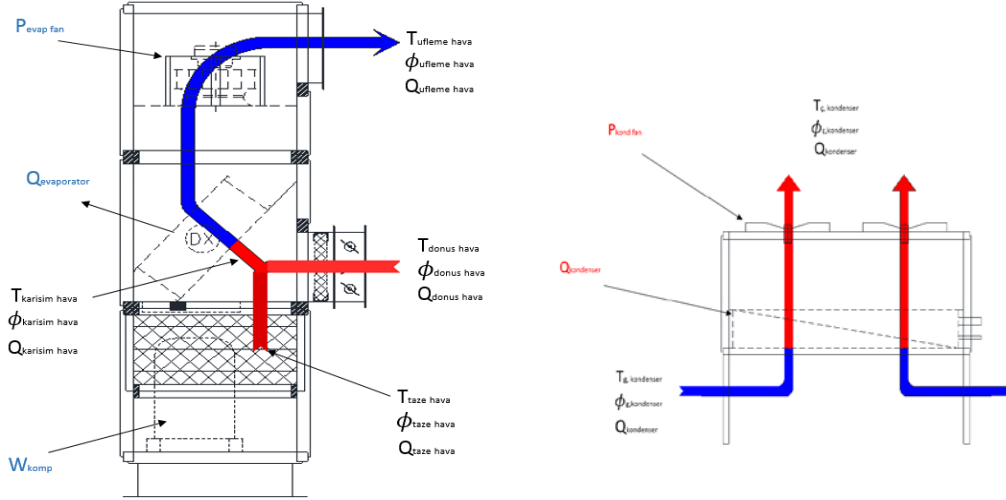
4, 5, 6 ve 7 eşitlikleri tasarımın ve değerlendirmenin yeni ölçüt grubu olarak tertiplenmiştir.

$$COP_{soğutma} = \frac{Q_{evap}}{W_{komp} + P_{evapfan} + P_{kondfan}} \quad (8)$$

$$COPEX_{soğutma} = \frac{Q_{evap} \left(1 - \frac{T_{üfleme\hava}}{T_{karışım\hava}}\right)}{W_{komp} + P_{evapfan} + P_{kondfan}} = COP_{soğutma} \left(1 - \frac{T_{üfleme\hava}}{T_{karışım\hava}}\right) \quad (9)$$

3. UYGULAMA

Bu çalışmada ayrışık salon tipi soğutma cihazının değişen hava debisi, değişen karışım oranları için COP ve $COPEX$ değerleri hesaplanmış ve incelenmiştir. Sistemde kullanılan sıkıştırıcı, buharlaştırıcı ve sıkıştırıcı birimler değiştirilmemiştir (devre sabit tutulmuştur). İlk olarak karışım havalı cihazda sabit karışım oranlarında (%30-40-50) hava debisi değiştirilmiştir (6000-6500-7000-7500 m³/h). Devamında sabit debilerde değişen taze hava oranlarında (karışım oranı) verimlere bakılmıştır. Bu değerler kullanılarak aşağıda verilen yeni ölçütler grubuna tabi tutularak böyle bir cihazın ne denli çevreci olabildiği kestirilerek gerekli çözümler araştırılmıştır. Bu tür bir geliştirmeler ile 15 kW soğutma gücü olan bir cihazın yıl boyu 3500 saat ve %60 taban yükte çalıştığı varsayılarak CO₂ salımlarındaki tasarruf potansiyeli de incelenmiştir.



Şekil 4. Salon Tipi İklimlendirme Cihazında Akışlar ve Sıcaklıklar.

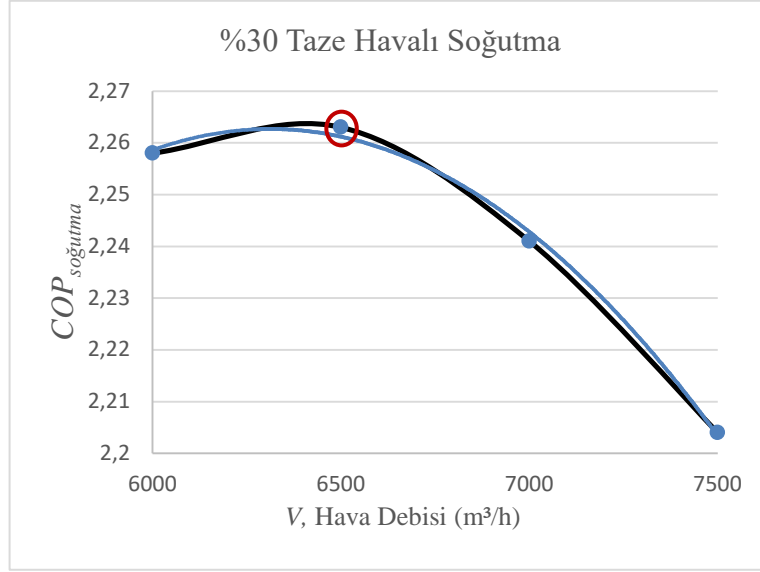
Çizelge 1. Örnek Veriler (Çizelge 3 değerleri kullanılarak).

Hava Debisi (m ³ /h)	
V	$COP_{soğutma}$
6000	2.258
6500	2.263
7000	2.241
7500	2.204

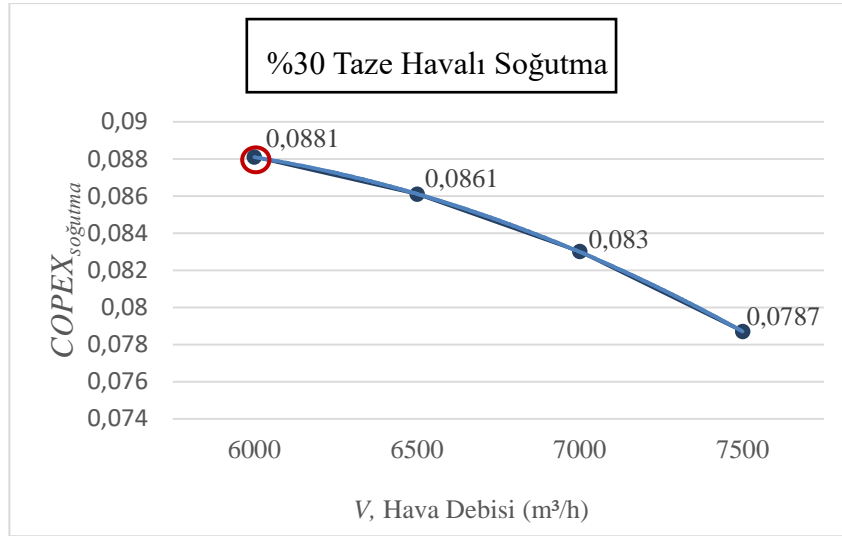
Çizelge 1 de verilen örnek veriler kullanılarak yeni ölçütler de hesaplanıp Çizelge 2 hazırlanmıştır. Takip eden şekillerde ise yeni ölçütler grubuna ilişkin grafikler verilmiştir.

Çizelge 2. Performans Değerleri.

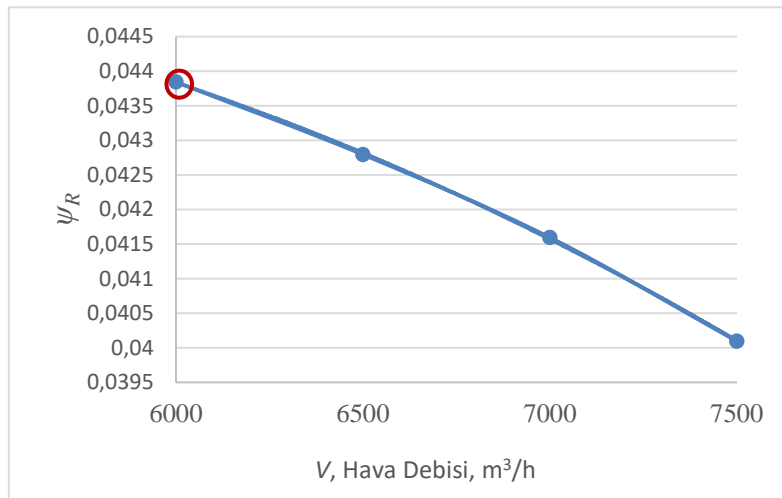
DEBİ	$T_{karışım}$	$T_{üfleme}$	ψ_R	COP	$COPEX$	CO ₂
$V, m^3/h$	°C	°C				kg CO ₂ /kW-h
6000	26.7	15	0.043842	2.258	0.0881	1.01941
6500	26.7	15.28	0.042793	2.263	0.0861	1.020695
7000	26.7	15.6	0.041594	2.241	0.083	1.012311
7500	26.7	16	0.040095	2.204	0.0787	0.995749



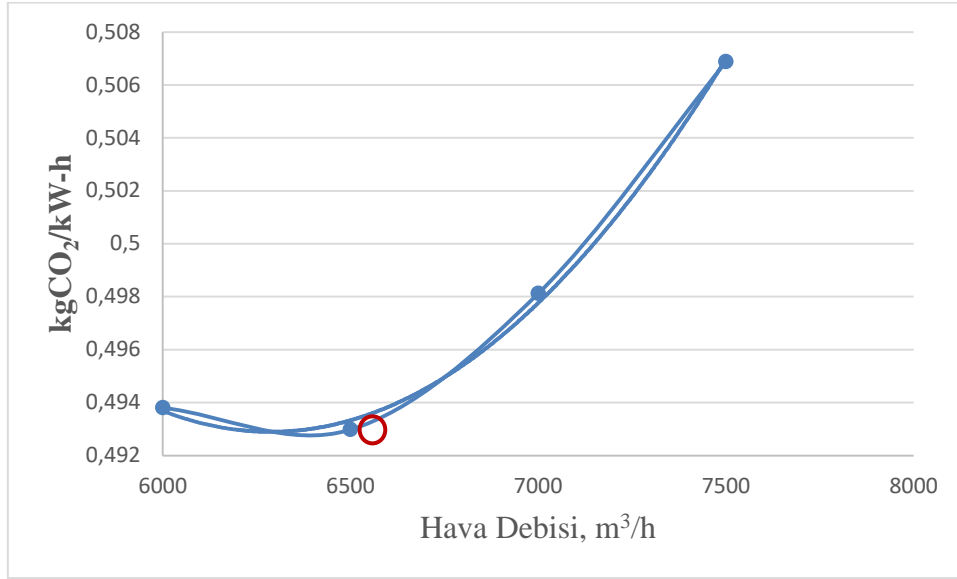
Şekil 5. Hava Debisine Göre COP_{soğutma} Değişimi.



Şekil 6. Hava Debisine Göre COPEX_{soğutma} Değişimi.



Şekil 7. Hava Debisine Göre ψ_R Değişimi.



Şekil 8. Hava Debisine Göre CO₂ salım Değişimi.

Bu şekillerden bazı çelişen sonuçlar elde edilmektedir.

- ÇEVRE, CO₂: En az CO₂ salım sorumluluğu 6500 m³/h debisinde,
- ÇEVRE, O: Modelin aşağıdaki denklemine göre en fazla Ozon-zararlı salımlar en yüksek debide olduğu için en az zarar en düşük debide gerçekleşmektedir.

$$O = dV^m \quad (10)$$

- EKONOMİ ve VERİM, COP: En yüksek COP (Kullanıcının parasal tasarrufu açısından) 6500 m³/h debide.
- AKILCILIK (Ekserji), ψ_R ve COPEX en fazla düşük debide (6000 m³/h).

Bu çelişkili örnek sonuçlar gösteriyor ki en iyi işleme karar verme mekanizması çok karışıktır ve kullanıcının veya yönetimin ağırlıklı seçeneklerine bağlıdır. Kapsamlı temel veriler Çizelge 3 de verilmiştir.

4. KARAR VERME ALGORİTMASI

Bu çelişkili sonuçlardan en iyi kararın verilebilmesi için hepsi de akışkan debisinin birer fonksiyonu olan dört değişkenli bir Amaç Fonksiyonu, OF geliştirilmiştir.

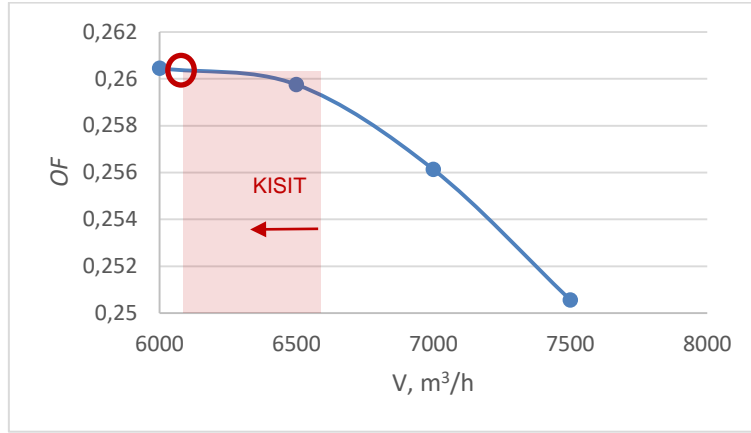
$$OF = a_1 COP(V) + a_2 \psi_R(V) + a_3 O(V) + a_4 / CO_2(V) \quad (11)$$

(a_i) ağırlık katsayıları sırası ile 0.4, 0.3, 0.2 ve 0.1 olarak alınmış, d çarpanı 0.02 ve m üssü 0.1 olarak kabul edilmiştir.

Kısıtlar:

- Minimum iç hava kalitesi
- Gürültü düzeyi
- Maksimum iç hava KT sıcaklık

Yukarıdaki örnekten ve her şeklin içerisindeki ikinci mertebeden eşitlikler kullanılarak elde edilen OF değerleri Şekil 8 de gösterilmiştir.



Şekil 9. Çok Değişkenli En İyi Çözüm Fonksiyonu, OF .

Ağırlıklı amaç fonksiyonu bu örnekte çözümü en düşük debide vermekle birlikte bu gibi düşük debiler iç hava kalitesi gereklerini karşılamadığından optimal çözüm olarak $6500 \text{ m}^3/\text{h}$ değeri seçilmiştir. Dış hava ve iç mekân koşulları sürekli değiştiğinden eviricili motorların denetimi dinamik olarak OF fonksiyonu ile gerçekleştirilmelidir.

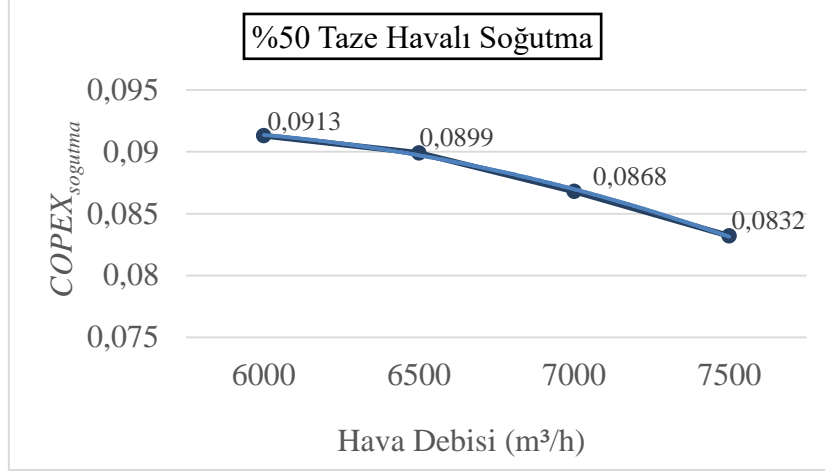
Çizelge 3. Örnek Verilerin Kapsamlı Bilgileri.

DEĞİŞEN HAVA DEBİSİNE GÖRE														
Açıklama	Sembol	Birim	Data lar											
Dönüş Hava Debisi	Q_{donus} hava	m^3/h	4200	4550	4900	5250	3600	3900	4200	4500	3000	3250	3500	3750
Dönüş Hava Sıcaklığı	T_{donus} hava	$^{\circ}\text{C}$	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
Dönüş Hava Bağıl Nemi	Φ_{donus} hava	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Taze Hava Debisi	Q_{taze} hava	m^3/h	1800	1950	2100	2250	2400	2600	2800	3000	3000	3250	3500	3750
Taze Hava Sıcaklığı	T_{taze} hava	$^{\circ}\text{C}$	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33
Taze Hava Bağıl Nemi	Φ_{taze} hava	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Karışım Oranı	% karışım	%	30	30	30	30	40	40	40	40	50	50	50	50
Karışım Hava Debisi	$Q_{karisim}$ hava	m^3/h	6000	6500	7000	7500	6000	6500	7000	7500	6000	6500	7000	7500
Karışım Hava Sıcaklığı	$T_{karisim}$ hava	$^{\circ}\text{C}$	26,7	26,7	26,7	26,7	27,6	27,6	27,6	27,6	28,5	28,5	28,5	28,5
Karışım Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{karisim}$ hava	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Üfleme Hava Debisi	Q_{ufleme} hava	m^3/h	6000	6500	7000	7500	6000	6500	7000	7500	6000	6500	7000	7500
Üfleme Hava Sıcaklığı	T_{ufleme} hava	$^{\circ}\text{C}$	15	15,3	15,6	16	15,8	16,1	16,4	16,8	16,6	16,9	17,2	17,5
Üfleme Hava Bağıl Nemi	Φ_{ufleme} hava	%	97,8	97,7	96,6	94,1	97,8	97,7	96,8	94,3	97,8	97,7	96,9	95,1
Kondenser Hava Debisi	Q_{kond}	m^3/h	6000	6500	7000	7500	6000	6500	7000	7500	6000	6500	7000	7500
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı	$T_{g, kond}$	$^{\circ}\text{C}$	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33
Kondenser Giriş Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{g, kond}$	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Kondenser Çıkış Hava Sıcaklığı	$T_{c, kond}$	$^{\circ}\text{C}$	50,7	49,4	48,7	48,1	50,9	49,7	48,8	48,2	51,2	49,9	48,9	48,5
Kondenser Çıkış Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{c, kond}$	%	13,4	14,4	15	15,6	13,2	14,2	14,9	15,5	13,1	14,1	14,8	15,2
Evaporatör Kapasitesi	Q_{evap}	kW	26,8	27,2	28,1	29	27,2	27,7	28,5	29,4	27,7	28,1	28,8	30
Evaporatör Hava Tarafı Basınç Kaybı	ΔP_{evap}	Pa	66,7	75,3	84,2	92,7	66,7	75,3	84,2	92,7	66,7	75,3	84,2	92,7
Kondenser Kapasitesi	Q_{kond}	kW	36,4	36,6	37,7	38,7	36,9	37,1	38	39	37,4	37,6	38,3	39,7
Kondenser Hava Tarafı Basınç Kaybı	ΔP_{kond}	Pa	92,2	104,1	116,4	128,2	92,2	104,1	116,4	128,2	92,2	104,1	116,4	128,2
Dış Statik Basınç Kaybı	ΔP_{dis}	Pa	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Toplam Basınç Kaybı	ΔP_{top}	Pa	624	660	705	748	624	660	705	748	624	660	705	748
Kompresörün Çektiği Güç	W_{komp}	kW	9,6	9,4	9,5	9,7	9,6	9,4	9,5	9,6	9,7	9,4	9,4	9,7
Evaporatör Fanlarının Çektiği Güç	P_{evap} fan	kW	1,76	2,01	2,31	2,61	1,76	2,01	2,31	2,61	1,76	2,01	2,31	2,61
Kondenser Fanlarının Çektiği Güç	P_{kond} fan	kW	0,51	0,61	0,73	0,85	0,51	0,61	0,73	0,85	0,51	0,61	0,73	0,85
Sistemin Ekserji Verimi	$COPEX_{sogutma}$	-	0,0881	0,0861	0,0830	0,0787	0,0900	0,0882	0,0847	0,0809	0,0913	0,0899	0,0868	0,0832

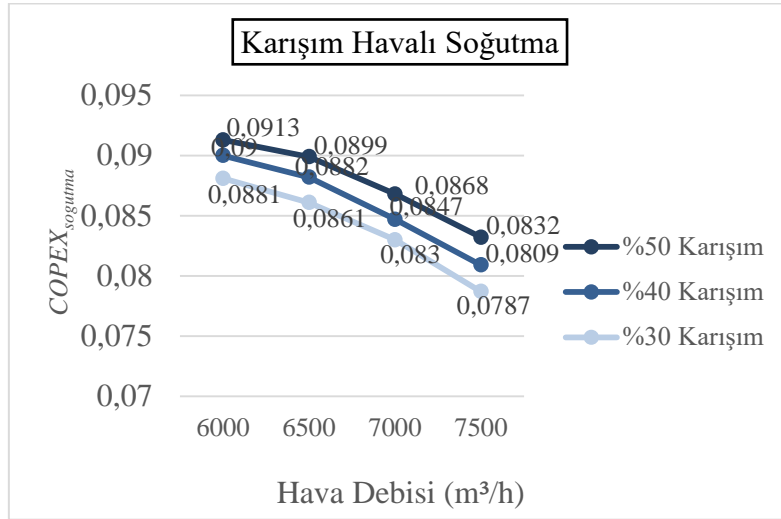
Not: Bu çizelge ve Çizelge 4 doğrudan üretici kataloğundan alınmış olup metnin diğer kısımlarında Data yerine Veri, Condenser yerine Yoğuşturucu, Evaporatör yerine Buharlaştırıcı kelimeleri kullanılmıştır.

5. DİĞER ÖRNEK VERİLER

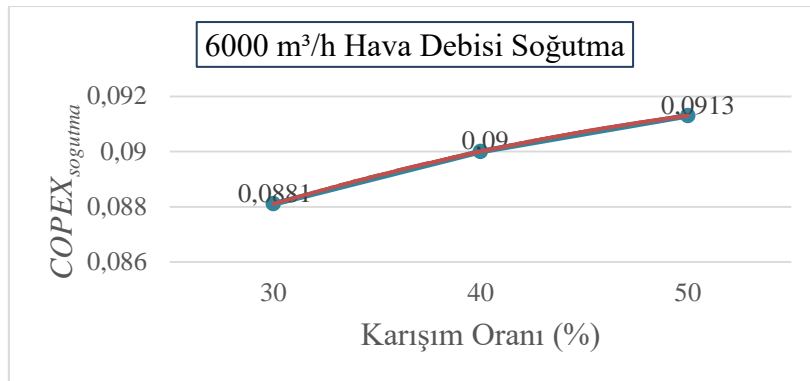
Bir otomasyon sisteminde taze hava karışımına bağlı debiler iç ortam kalitesinin kısıtlarına göre değişeceğinden buna bağlı diğer örnek veriler aşağıda sunulmuştur. Örneğin, sistemde sabit karışım oranında, (sıkıştırıcı giriş sıcaklığı sabit) hava debisi arttıkça COPEX değerleri düşmektedir.



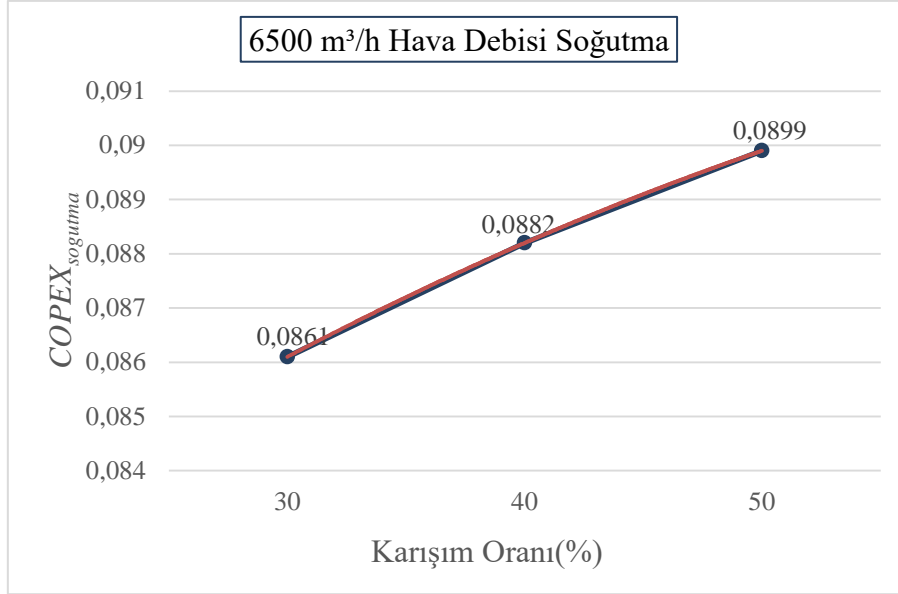
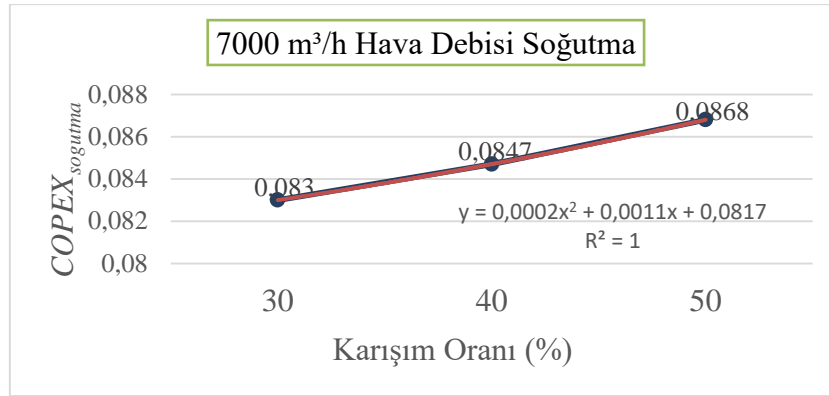
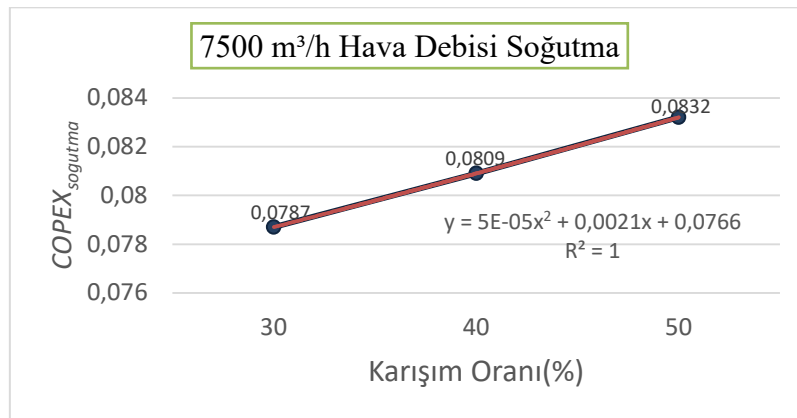
Şekil 10.



Şekil 11.

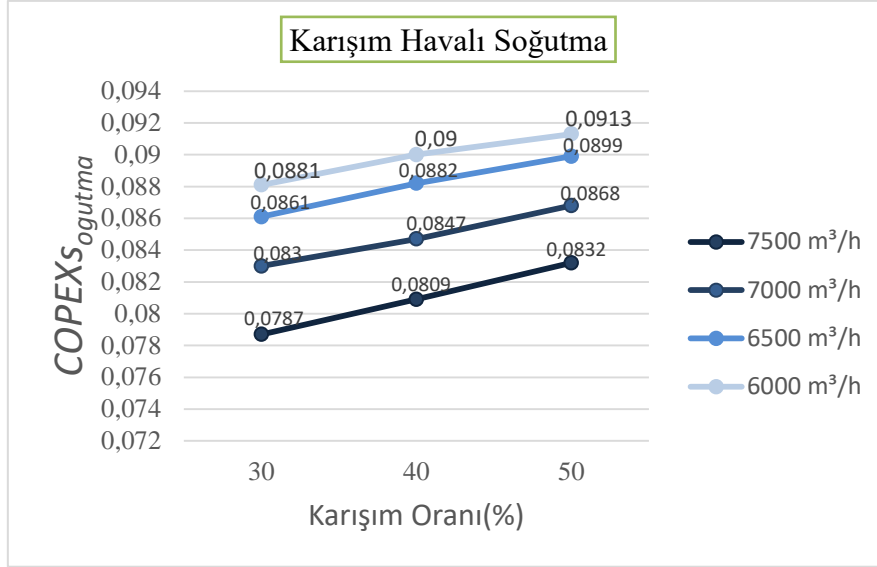


Şekil 12.

**Şekil 13.****Şekil 14.****Şekil 15.**

Çizelge 4. Değişen Karışım Oranına Göre Veriler.

Açıklama	Sembol	Birim	Data lar														
			4200	3600	3000	4550	3900	3250	4900	4200	3500	5250	4500	3750			
Dönüş Hava Debisi	$Q_{donus\ hava}$	m ³ /h	4200	3600	3000	4550	3900	3250	4900	4200	3500	5250	4500	3750			
Dönüş Hava Sıcaklığı	$T_{donus\ hava}$	°C	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24			
Dönüş Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{donus\ hava}$	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50			
Taze Hava Debisi	$Q_{taze\ hava}$	m ³ /h	1800	2400	3000	1950	2600	3250	2100	2800	3500	2250	3000	3750			
Taze Hava Sıcaklığı	$T_{taze\ hava}$	°C	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33			
Taze Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{taze\ hava}$	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50			
Karışım Oranı	% karışım	%	30	40	50	30	40	50	30	40	50	30	40	50			
Karışım Hava Debisi	$Q_{karisim\ hava}$	m ³ /h	6000	6000	6000	6500	6500	6500	7000	7000	7000	7500	7500	7500			
Karışım Hava Sıcaklığı	$T_{karisim\ hava}$	°C	26,7	27,6	28,5	26,7	27,6	28,5	26,7	27,6	28,5	26,7	27,6	28,5			
Karışım Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{karisim\ hava}$	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50			
Üfleme Hava Debisi	$Q_{ufleme\ hava}$	m ³ /h	6000	6000	6000	6500	6500	6500	7000	7000	7000	7500	7500	7500			
Üfleme Hava Sıcaklığı	$T_{ufleme\ hava}$	°C	15	15,8	16,6	15,3	16,1	16,9	15,6	16,4	17,2	16	16,8	17,5			
Üfleme Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{ufleme\ hava}$	%	97,8	97,8	97,8	97,7	97,7	97,7	96,6	96,8	96,9	94,1	94,3	95,1			
Kondenser Hava Debisi	Q_{kond}	m ³ /h	6000	6000	6000	6500	6500	6500	7000	7000	7000	7500	7500	7500			
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı	$T_{g,\ kond}$	°C	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33			
Kondenser Giriş Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{g,\ kond}$	%	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50			
Kondenser Çıkış Hava Sıcaklığı	$T_{c,\ kond}$	°C	50,7	50,9	51,2	49,4	49,7	49,9	48,7	48,8	48,9	48,1	48,2	48,5			
Kondenser Çıkış Hava Bağıl Nemi	$\Phi_{c,\ kond}$	%	13,7	13,2	13,1	14,4	14,2	14,1	15	14,9	14,8	15,6	15,5	15,2			
Evaporatör Kapasitesi	Q_{evap}	kW	26,8	27,2	27,7	27,2	27,7	28,1	28,1	28,5	28,8	29	29,4	30			
Evaporatör Hava Tarafı Basınç Kaybı	ΔP_{evap}	Pa	66,7	66,7	66,7	75,3	75,3	75,3	84,2	84,2	84,2	92,7	92,7	92,7			
Kondenser Kapasitesi	Q_{kond}	kW	36,4	36,9	37,4	36,6	37,1	37,6	37,7	38	38,3	38,7	39	39,7			
Kondenser Hava Tarafı Basınç Kaybı	ΔP_{kond}	Pa	92,2	92,2	92,2	104,1	104,1	104,1	116,4	116,4	116,4	128,2	128,2	128,2			
Dış Statik Basınç Kaybı	ΔP_{dis}	Pa	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250			
Toplam Basınç Kaybı	ΔP_{top}	Pa	624	624	624	660	660	660	705	705	705	748	748	748			
Kompresörün Çektiği Güç	W_{komp}	kW	9,6	9,6	9,7	9,4	9,4	9,4	9,5	9,5	9,4	9,7	9,6	9,7			
Evaporatör Fanlarının Çektiği Güç	$P_{evap\ fan}$	kW	1,76	1,76	1,76	2,01	2,01	2,01	2,31	2,31	2,31	2,61	2,61	2,61			
Kondenser Fanlarının Çektiği Güç	$P_{kond\ fan}$	kW	0,51	0,51	0,51	0,61	0,61	0,61	0,73	0,73	0,73	0,85	0,85	0,85			
Sistemin Ekserji Verimi	COPEX _{sogutma}	-	0,0881	0,0900	0,0913	0,0861	0,0882	0,0899	0,0830	0,0847	0,0868	0,0787	0,0809	0,0832			



Şekil 16.

Şekil 16 da görüldüğü üzere sabit hava debisinde karışım oranı arttıkça (buharlaştırıcıya giren sıcaklık arttıkça) verim artmaktadır. Sonuç olarak soğutmada en düşük debi ve en yüksek taze hava oranında (6000 m³/h, %50 taze hava oranında) en yüksek COPEX değeri olan 0,0913' ün elde edildiği görülmüştür.

SONUÇ

Bu çalışmada akılcı ekserji verimliliğinin ezber bozan ancak aynı zamanda oyun kuran bir yaklaşım olduğu görülmüştür. Örnekteki hesaplamalarda ortaya çıkan 6500 m³/h optimal debiye bağlı değişkenler Çizelge 5 de gösterilmiştir. 7500 m³/h gibi optimal nokta dışında kalan bir debide, CO₂ salımlarındaki fark ne olurdu sorusuna cevap vermek üzere bu debiye ilişkin değerler de aynı çizelgeye işlenmiştir. Birim CO₂ salımları Eşitlik 5 kullanılarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5. Optimal Çözümüm Dışında Yıllık CO₂ Salım Artışı.

Debi, V m ³ /h	ψ_R	COP	ΔCO_2 kg CO ₂ /kWh
6500	0.042793	2.263	0.492977
7500	0.040095	2.204	0.506872

Yıllık ulusal elektrik tüketiminin (2018 yılında 290x10⁶ kWh) yaklaşık %10 kadarının soğutmada kullanıldığı varsayıldığında ve yeni ekserji tabanlı süreç otomasyon algoritmasının bu payın sadece %20 sinde uygulanacağı düşünülürse:

$$\Delta CO_2 = 290 \times 10^6 \times 0.10 \times 0.20 \times (0.506872 - 0.492977) / 1000 = 80.6 \text{ ton CO}_2/\text{yıl} .$$

Bu oldukça mütevazı miktar yanıltıcı olmamalıdır zira bu değer bu makalede örneklenen bir salon tipi soğutma cihaz performansına endekslenmiş ve bir mevsim boyunca hava debisinde ortalama %15.4 kadar optimal noktadan uzaklaşma senaryosu referans alınmıştır. Bu eğilim aynı zamanda doğal olarak Ozon-zararlı salımlar için de geçerlidir. Soğutucu sistemlerin diğer performans geliştirme çalışmaları yanı sıra ulusal şebekedeki verimsizliklerin giderilmesi ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha yaygın ve etki kullanımı da soruna büyük ölçüde çözüm seçenekleri sunacaktır. Bu kazanımın en önemli parametresi ise konuya bütüncül yaklaşım olacaktır.

**SİMGELER**

a_i	Amaç fonksiyonunun ağırlık katsayıları
BEK	Birincil Enerji Katsayısı
BEO	Birincil enerji oranı
$BEXO$	Ekserji tabanlı birincil enerji oranı
CO_2	Birim soğutmanın santralde sorumlu olduğu CO_2 salımı, $kg CO_2/1kWh$,
c	Termik santrallerimizin ortalama birim CO_2 içeriği, $kg CO_2/kWh$, ($0.17 kg CO_2/kWh$),
COP	Birinci Yasa tesir katsayısı (Soğutma grupları için),
$COPEX$	Ekserji tabanlı (İkinci-Yasa) katsayısı
d	Ozon-zararlı akışkan sızıntı oranı (O) ifadesinin çarpanı
T_1	Üfleme sıcaklığı, K
T_2	Karışım sıcaklığı, K
m	Ozon-zararlı akışkan sızıntı oranı (O) üssü
OF	Amaç fonksiyonu
PEF	Primary Energy Factor
V	Hava debisi, m^3/h
Semboller	
ϵ_s	Birim soğutma ekserjisi, W/W
ϵ_{sup}	Birim kaynak ekserjisi, W/W
ϵ_{des}	Birim ekserji yıkımı, W/W
η_T	Toplam güç üretim ve iletim verimi (0.27)
Kısaltmalar	
ASHRAE	American Society of Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
OZG	Ozon-zararlı soğutucu gaz
IGA	İstanbul Grand Airport

KAYNAKÇA

- [1] Kılış, B. ve Kılış, Şiir. 2015. Yenilenebilir Enerji Kaynakları ile Birleşik Isı ve Güç Üretimi, Kitap, TTMD Yayın No: 32, Birinci Bası, ISBN: 978-975-6263-25-9, 371 sayfa, Doğa Yayınevi.
- [2] ASHRAE. 2016. ASHRAE Handbook- HVAC Systems and Equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers: Atlanta, Chapter 26, p 26.2.
- [3] Kılış, B. 2019. Enerjinin Akılcı Kullanımı ve Paylaşımı, V. Enerji Verimliliği Günleri, 18-19 Ocak, EMO İzmir Şubesi.
- [4] Kılış, B. 2019. Ozon Tabakasının Korunmasında CO_2 Salımları Tehdit mi Potansiyel Çözüm mü? T. C. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı 19 Ozon Paneli ve Ozon Tabakasının Korunması Etkinliği, 18 Aralık 2018, İstanbul.
- [5] Kılış, B. Yeşil Havalimanlarında Beraber Isı ve Güç Sistemleri (Kojenerasyon/Trijenerasyon), *Termodinamik Dergisi*, Şubat 2019 Sayısı.
- [6] Kilkis, B. 2017. TTMD, Sustainability and Decarbonization Efforts of the EU: Potential Benefits of Joining Energy Quality (Exergy) and Energy Quantity (Energy) in EU Directives, A State-of-the-Art Survey and Recommendations, Exclusive EU Position Report ©2017 Birol Kilkis, TTMD 2017-1, Ankara, Turkey.
- [7] Kılış, Şiir. 2015. A Rational Exergy Management Model to Curb CO_2 Emissions in the Exergy-Aware Built Environments of the Future, Doctoral Thesis September 2011, Division of Building Technology School of Architecture and the Built Environment KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.



ÖZGEÇMİŞLER

Hamza SONKIR

1989'da Adana da doğdu. İlk orta öğrenimini Adana da, lise öğrenimini Niğde de, üniversite öğrenimini 2011 yılında İstanbul Üniversitesi makine mühendisliği bölümünde tamamladı. 2011 yılında başladığı mesleki hayatında sektöre çeşitli firmaların Ar-Ge ve iş geliştirme departmanlarında çalıştı. 2017 yılından itibaren Aldağ A.Ş. firmasında teknoloji ve uygulama direktörü olarak görev almaktadır. Bulunduğu pozisyonda iç ve dış teknik eğitimler, Ar-Ge süreçlerinin yönetilmesi konularında görev almaktadır.

Doruk TONYA

8 Aralık 1993 yılında İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2015 yılında lisans eğitimini Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi'nde tamamladı. 2018 yılında başladığı Yıldız Teknik Üniversitesi Isı-Proses Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimini sürdürmektedir. 2017 yılından itibaren Aldağ A.Ş. bünyesinde başladığı Ar-Ge mühendisi görevini sürdürmektedir. Çalışma konuları arasında; havalandırma ekipmanları, hijyen uygulamaları, enerji verimliliği, akustik, ısı pompaları gibi konular bulunmaktadır.

Birol KILKIŞ

1949 yılında Ankara da doğdu. ODTÜ Makina Müh. Bölümünden 1970 yılında Yüksek Şeref derecesi ile mezun oldu. 1971-1972 yıllarında TÜBİTAK NATO bursu ile Brüksel NATO von Karman Enstitüsünde akışkanlar mekaniği ve aerodinamik konularında çalışarak şeref derecesi ile mezun oldu. 1973 yılında Y. Lisans ve 1979 yılında Doktora derecelerini aldı. 1981 yılı TÜBİTAK Teşvik Ödülü sahibi Kılış, 1999 da ODTÜ Makine Müh. Bölümü Profesör kadrosundan emekli oldu. ASHRAE nin değişik teknik komitelerinde görevlidir. 2003 yılında uluslararası başarılarından dolayı ASHRAE Fellow üyeliğine yükseltilen Kılış 2004 yılında da *Distinguished Lecturer* seçilmiştir. 2008 yılında ise *Distinguished Service* ve *Exceptional Service* ödülleri almıştır. Yeşil ve sürdürülebilir binalar konusunda uzman olup, karbon dioksit salımları, enerji performansı ve bölge enerji sistemleri üzerinde ekserji tabanlı çözümleri bulunmaktadır. Yeni Nesil Melez Güneş Enerjisi Sistemleri ve Isı Pompaları üzerinde patentleri mevcuttur. AB Başkanlığına karbon dioksit azaltımı konusunda raporlar hazırlamaktadır. 2017-2019 yılları arasında Türk Tesisat Mühendisleri Derneğinin Yönetim Kurulu Başkanlığı yürütmüştür.

TEŞEKKÜR

ALDAĞ Isıtma Soğutma Klima Sanayi ve Ticaret A.Ş. ekibine ilgili makalenin hazırlanmasına yaptıkları katkılardan dolayı teşekkür ederiz.