

KADEMELİ SIKIŞTIRMALI VE ARA SOĞUTMALI BİR TURBO KOMPRESÖRÜN TERMODİNAMİK PERFORMANSININ İNCELENMESİ

Furkan ALTUNGÖK*, Prof. Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK*

*Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü

41001 İzmit, Kocaeli, altungok.fur@gmail.com, ilhan@kocaeli.edu.tr

Özet: Bu çalışmada, basınçlı hava üretiminde yüksek debi ihtiyacını sürekli karşılayan ara kademeli bir turbo kompresörün enerji verimliliği incelenmiştir. Turbo kompresöre, 5 °C, 15 °C, 25 °C ve 40 °C giriş sıcaklıkları için analiz edilmiştir. Hesaplama sonuçlarına göre emiş havası sıcaklığı azaldıkça izantropik, politropik ve izotermal güç miktarları azalmaktadır. Emiş havası ve üç kademeli ara soğutmalı sıkıştırma sürecinde, kademelerde hava sıcaklıkları, önce soğutma suyu ile soğutulmuş elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Daha sonra bu su soğutmalı sistemle yapılan ön soğutma ve arkasından da buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (BSSÇ) ile hem giriş havası hem de ara kademelerde sıkıştırmaya giren havaların sıcaklığı 5 °C'ye kadar düşürülerek, kompresör sıkıştırma güç değişimleri incelenmiştir. Su soğutmalı ve BSSÇ'nin birlikte kullanılması sonucu, ara kademelerde kullanılan su soğutmalı sisteme nazaran dış hava sıcaklığı 15 °C için % 21,9 kadar, 25 °C için %20,89 kadar, 40 °C için % 22,96 kadar ve yılda dış sıcaklığın 15 °C ve üstünde çalışıldığı durumlar için ortalama %21,92 kadar enerji tasarrufu sağlandığı elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Turbo kompresör, Atık Isı Geri Kazanımı, Verim, Termodinamik, Soğutma Çevrimi

Abstract: In this study, the energy efficiency of an interstage turbo compressor that continuously meets the high flow demand in compressed air production was investigated. The turbo compressor was analyzed for inlet air temperatures of 5 °C, 15 °C, 25 °C, and 40 °C. According to the calculation results, as the suction air temperature decreases, the isentropic, polytropic, and isothermal power requirements also decrease. In the multi-stage compression process with interstage cooling, the air temperatures in each stage were first reduced by cooling water, and the results obtained were presented. Subsequently, the suction and interstage air were further pre-cooled using a combined water-cooled system and a vapor compression refrigeration cycle (VCRC), reducing the air temperature down to 5 °C. The variations in compressor power requirements under these conditions were examined. As a result of the combined use of the water-cooled system and the VCRC, it was observed that, compared to the water-cooled system alone, energy savings of approximately 21.9% at an ambient temperature of 15 °C, 20.89% at 25 °C, 22.96% at 40 °C, and an average of about 21.92% for operating conditions above 15 °C were achieved.

Keywords: Turbo compressor, Waste Heat Recovery, Efficiency, Thermodynamics, Refrigeration Cycle

1. GİRİŞ

Günümüzde endüstriyel tesisler ile bireysel kullanımdaki artış nedeniyle enerji tüketimi ciddi şekilde yükselmeye devam etmektedir. Artan bu enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla yoğun olarak fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Kullanılan fosil yakıtlar hem hava kirliliğini artırmakta hem de küresel ısınmaya yol açmaktadır ayrıca kaynakta sınırlı olduğu için gelecek için endişe yaratmaktadır. Bu nedenle günümüzde enerji tüketimini azaltacak verimlilik çalışmalarına büyük önem verilmektedir. Bu kapsamda endüstriyel tesisler ve konutlarda enerji tüketimini düşürmeye ve verimliliği artırmaya yönelik pek çok çalışma yapılmaktadır.

Enerji verimliliği, tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden, ekonomik kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesidir. Daha geniş anlamıyla enerji verimliliği, gaz, buhar, ısı, hava ve elektrikteki enerji kayıplarını önlemek, çeşitli atıkların geri kazanımı ve değerlendirilmesi veya ileri teknoloji ile üretimi düşürmeden enerji talebinin azaltılması, daha verimli enerji kaynakları, gelişmiş endüstriyel süreçler, enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerin bütünüdür. (Enerji Verimliliği Derneği [ENVERDER],2010:29)

Basınçlı hava, endüstriyel tesislerde üretimin çeşitli aşamalarında kullanılan önemli bir girdidir. Otomotiv sektöründe basınçlı hava; su, elektrik ve doğalgazın ardından imalat süreçlerini kolaylaştıran 4. önemli girdidir (Yuan, C., ve dig). Basınçlı hava sistemi, birçok endüstriyel tesiste elektrik tüketiminde 3. sırada yer almaktadır (Güleç, M. ve dig). Ayrıca basınçlı hava AB endüstriyel elektrik kullanımının %10'luk kısmını oluşturmaktadır. Bu nedenle, enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından önemli sistemlerdendir (Saidur R. Ve dig).

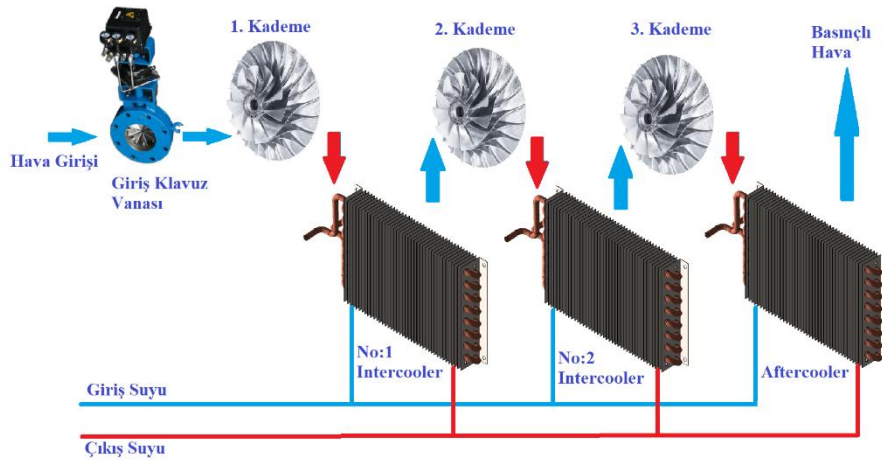
Endüstriyel tesislerde pnömatik kontrol ve otomasyon sistemlerinin yönetimi, kurutma, taşıma ve vakum sistemlerinin işletilmesi amacıyla basınçlı hava sistemleri yoğun şekilde kullanılmaktadır. Basınçlı hava üretiminde sıkıştırma sırasında yüksek enerji kayıpları oluşmaktadır. Endüstriyel tesislerde kullanılan basınçlı havanın elde edilmesi için çeşitli kompresör tipleri tercih edilmektedir. Tesisin ihtiyaç duyduğu debi ve basınç miktarı kompresör tipinin seçiminde önemli bir rol oynamaktadır. Çok kademeli ve ara soğutmalı sıkıştırma ile verim artırılabilir. Bu nedenle yüksek basınç kompresörleri çok kademelidir. İstenilen basınca ulaşana kadar her kademeden sonra ara soğutma yapmak, izotermal sıkıştırma eğrisine biraz daha yaklaşmak anlamına gelir (Yusuf İ. ve diğ.).

Kompresörlerde giriş havasının ön soğutulmasında iklimi müsait olan bölgelerde buharlaştırıcı soğutma, absorpsiyonlu soğutma işlemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Basınçlı hava tesislerinde hava içindeki nemin olabildiğince düşük olması istendiğinden, buharlaştırıcı soğutma uygun değildir. Absorpsiyonlu soğutma için uygun şartlarda atık ısı varsa o endüstriyel tesislerde absorpsiyonlu soğutma yapılabilir. Günümüzde çoğu basınçlı hava tesislerinde kademeli ve ara soğutmalı sıkıştırma süreçlerinde su soğutmalı sistemler entegre edilerek kullanılmaktadır.

Bu çalışma kapsamında; basınçlı hava tesislerinde kullanılan, mevcut olan kademeli ve ara kademelerde su soğutmalı sıkıştırma sistemine ilave olarak su soğutmalı sistemin BSSÇ çevri sistemiyle birleştirilerek daha etkin bir soğutma sistemi uygulanarak hava kompresörlerinin enerji tüketimlerinin azaltılma durumu incelenmiştir.

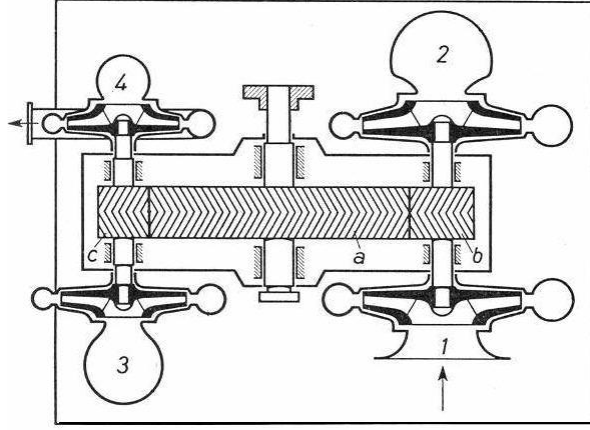
2. TURBO KOMPRESÖRLERİN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Turbo kompresörün çalışma prensibi Şekil 1’de görüldüğü üzere, atmosferden alınan havanın giriş klavuz vanası aracılığıyla debisi ayarlanır. Daha sonra hava, pervaneler yardımıyla kinetik enerji kazanır. Pervaneler etrafında yer alan difüzörlere çarpan kinetik enerjisi artmış hava belirli oranda sıkışmaya başlar. Sıkışan havanın hacminin azalması sonucunda ısı açığa çıkar. Elde edilen bu basınçlı ve sıcak hava ısı değiştirgeçlerine gönderilir. Burada giriş suyu sıcaklığına bağlı olarak havadan belirli miktarda ısı alınır ve bir miktar soğutulmuş hava bir sonraki kademeye aktarılır. Her kademeden sonra aynı işlem tekrarlanır ve kademelerdeki sıkıştırma oranına bağlı olarak belirli miktarda ve debide basınçlı hava üretilir.



Şekil 1: Çok kademeli ve su yardımıyla ara soğutmalı turbo kompresörün çalışma prensibi

Tek mil üzerine sıralanan çarklarla oluşturulan turbo kompresörler, ancak kapasitenin yüksek olması durumunda verimli çalışmaktadır. Düşük kapasiteli kompresörlerde ise son kademelerdeki verim düşüşü kabul edilemeyecek derecede artmaktadır. Turbo kompresörün sağladığı avantajlardan daha küçük kapasitelerde yararlanmak amacıyla farklı bir yapı tarzı geliştirilmiştir. Bu ikinci yapı tarzında bütün çarkları aynı mil üzerine bağlama düşüncesinden vazgeçilmiştir. Mil sayısı ikiye çıkarılmış ve böylece çarkların devrinsel hızlarını iki grup halinde değiştirmek mümkün olmuştur. Ayrıca çark sayısı dörde indirilmiş, buna rağmen istenilen basınca ulaşabilmek için 250 m/s çevresel hızlarda çalışılmıştır. Şekil 2’de bu tip bir kompresör şematik olarak gösterilmiştir. Elektrik motoru tarafından döndürülen dişli çark (a), diş sayıları farklı olan (b) ve (c) dişli çarklarını hareket ettirmektedir. Üzerinde (1) ve (2) numaralı ilk kademe çarkları bulunan mil daha düşük devrinsel hızla dönerken, (3) ve (4) numaralı son kademe çarkları yüksek hızla çalışmaktadır. (İsmail ve diğ., 2004)

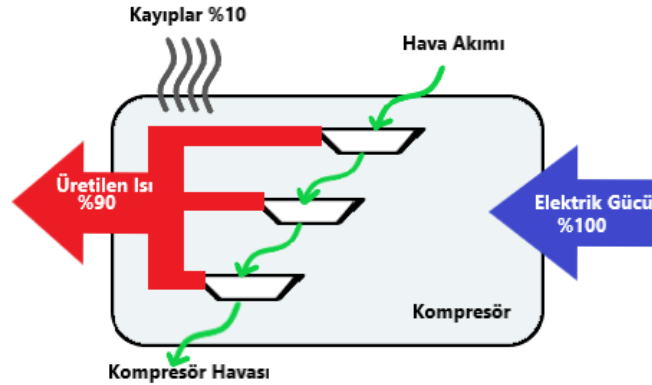


Şekil 2: Turbo kompresör mil ve çark sistemi (İsmail ve diğ., 2004)

2.1. TURBO KOMPRESÖRDEN ATIK ISI GERİ KAZANIMI

Termodinamik yasalar, sıkıştırılmış hava üretiminde tüketilen enerjinin öncelikle ısıya dönüştüğünü göstermektedir. Genel olarak her basınçlandırma aşamasından sonra ortaya çıkan ısı, daha verimli bir sıkıştırma süreci sağlamak amacıyla hava soğutucuları aracılığıyla uzaklaştırılır. Şekil 3'te, 100 birimlik elektrik enerjisinin yaklaşık 90 biriminin ısıya dönüştürülerek atık ısı oluşturduğu ve yalnızca 10 birimiyle iş yapıldığı gösterilmektedir. Bu üretilen ısı, sonunda soğutma kuleleri gibi soğutma sistemleri yardımıyla atmosfere atılmaktadır (Fuad ve diğ., 2024).

Çevreye aktarılan bu ısı, küresel ısınmaya katkı sağlamakta ve tesisin enerji ihtiyacını artırmaktadır. Daha yüksek enerji tüketimi sonucunda ise daha fazla karbon emisyonu ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3: Ara kademeli turbo kompresörde sıkıştırmada kullanılan elektrik enerjisinin ısı olarak havaya aktarılan kısmı (Fuad ve diğ., 2024)

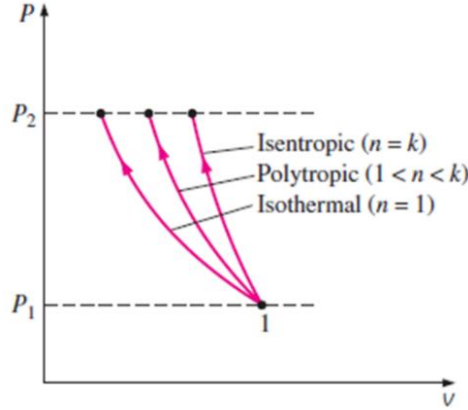
Endüstriyel tesislerde yapılan çalışmalarda, ara kademedeki hava soğutuculardan uzaklaştırılan atık ısıyı atmosfere vermek yerine geri kazanarak enerji verimliliğini artırmak amaçlanmaktadır. Bu yöntemle ön ısıtma sistemleri, mahal ısıtma sistemleri veya kurutma sistemlerinin ihtiyaç duyduğu enerji karşılanmaktadır. Bu çalışmada turbo kompresörün giriş sıcaklık koşullarının kompresör verimine olan etkisi incelenmiştir. Giriş sıcaklık koşulları 5 °C ile 40 °C arasındaki değerler için verimler belirlenmiştir. Ayrıca termodinamik yasalar gereği daha verimli sıkıştırma elde etmek amacıyla ara kademelerde uzaklaştırılan ısı için evaporatif soğutma, absorpsiyonlu soğutma, sulu soğutma ve havalı soğutma yöntemleri karşılaştırılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada ara kademeli 500 kW güce sahip ara kademeli soğutma yapan bir turbo kompresörün giriş sıcaklığı yaz ve kış aylarında farklı değerlerde olacağı değerlendirilerek 5 °C ile 40 °C aralığında değişeceği varsayımı ile termodinamik analizi yapılmıştır.

3.1. Matematiksel ve Teorik Hesaplamalar

Kompresörde üç farklı sıkıştırma prosesi, Şekil 4'te aynı giriş durumu ve çıkış basıncı için bir P-v diyagramında gösterilmiştir. Bir P-v diyagramında, proses eğrisinin solundaki alan v dP 'nin integralidir. Bu diyagramdan, dikkate alınan üç içten tersinir durumdan, adiabatik sıkıştırmanın ($Pv^k = \text{sabiti}$) maksimum işi, izotermal sıkıştırmanın (T sabiti veya Pv sabiti) ise minimum işi gerektirdiği gözlemlenmektedir. Politropik durum için iş girdisi gereksinimi ($Pv^n = \text{sabiti}$) bu ikisi arasındadır ve politropik üs n azaldıkça, sıkıştırma işlemi sırasında atılan ısı miktarı artarak azalır. Yeterli ısı uzaklaştırılırsa, n değeri bire yaklaşır ve proses izotermal hale gelir. Sıkıştırma sırasında gazı soğutmanın yaygın bir yolu, kompresörlerin gövdesinin etrafına soğutma ceketleri kullanmaktır. (Cengel ve diğ., 2011)



Şekil 4: İzantropik, Politropik ve İzotermal p-v diyagramı (Cengel ve diğ., 2011)

Kütleli debi aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{m} = \frac{P_1}{RT_1} \dot{V} \quad (1)$$

İzantropik iş aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$w_s = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2)$$

Polytropik iş aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$w_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (3)$$

İzotermal iş aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$w_t = RT_1 \ln(r) \quad (4)$$

Polytropik güç aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{W}_p = \dot{m} w_p \quad (5)$$

Kademelerdeki sıkıştırma sonucu kompresörden havanın çıkış sıcaklığı aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

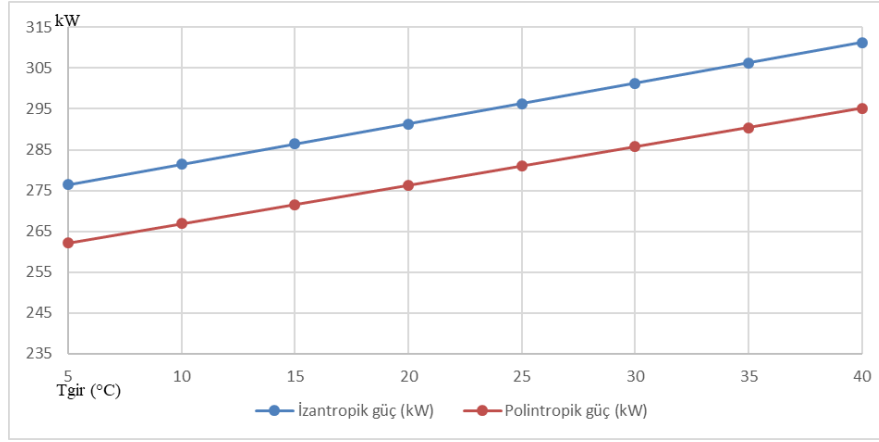
$$T_2 = T_1 r^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} \quad (6)$$

Tablo 3'de hiç ara kademesi soğutması yapılmayan tek kademeli bir kompresörün emiş havasının 5°C'den 40°C'ye kadar değiştiği 1.48 kg/sn debide 6 bara kadar sıkıştıran bir kompresör için harcanan güç miktarları görülmektedir.

T _g ir (°C)	T _ç ık (°C)	Kütleselel Debi kg/sn	İzantropik güç (kW)	Polintropik güç (kW)
5	147,4	1,48	276,44	262,17
10	154,9	1,48	281,41	266,88
15	162,5	1,48	286,38	271,59
20	170,1	1,48	291,35	276,3
25	177,6	1,48	296,31	281,02
30	185,2	1,48	301,28	285,73
35	192,8	1,48	306,25	290,44
40	200,3	1,48	311,22	295,16

Tablo 1: Tek kademeli soğutmasız kompresör güç miktarları

Tablo 1’de tek kademeli soğutmasız turbo kompresör için tüketilen güç miktarını gösteren grafik Şekil 5’de görüldüğü gibidir.



Şekil 5: Tek kademeli soğutmasız kompresör güç grafiği

Tablo 1 ve Şekil 5’da tek kademeli bir turbo kompresörün 1.48 kg/sn debide 1 bar emiş havasını 6 bara sıkıştırması ve ara kademesiz soğutmasız bir sürecin harcadığı güç miktarları ve çıkış sıcaklıkları gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre soğutmasız ve ara kademesiz sıkıştırma sürecinin yüksek güç tükettiği ve yüksek sıcaklıklarda hava çıkışı sağlandığı görülmektedir.

Kompresör Gücü	500 kw
Hava (ideal gaz)	k=1.4, R=287 J/(kg·K)
Kompresör Kademe	3 Kademeli ara soğutmalı
Giriş Basıncı	1 bar
Çıkış basıncı	6 bar
Kompresör debisi 25 ° C’de	4500 (m ³ /h), 1,48 (kg/s),
Kademelerdeki sıkıştırma oranı	1. için r ₁ = 1,4 2. için r ₂ =2 3. için r ₃ = 2,15
Kompresör emiş sıcaklığı	5 ila 40 ° C arası değişken
Politropik üs için	n=1.30
Isı Değiştirgeci Etkinlik katsayısı	ε = 0,90
Cp hava	1,005 (kJ/kg K)
Cp Su	4,186 (kJ/kg K)
Soğutucu Akışkan cinsi	R410A
Su debisi	60 (m ³ /h), 16,633 (kg/s)
Soğutma suyu sıcaklığı (° C)	15, 18, 21

Tablo 2: Turbo kompresör çalışma parametreleri

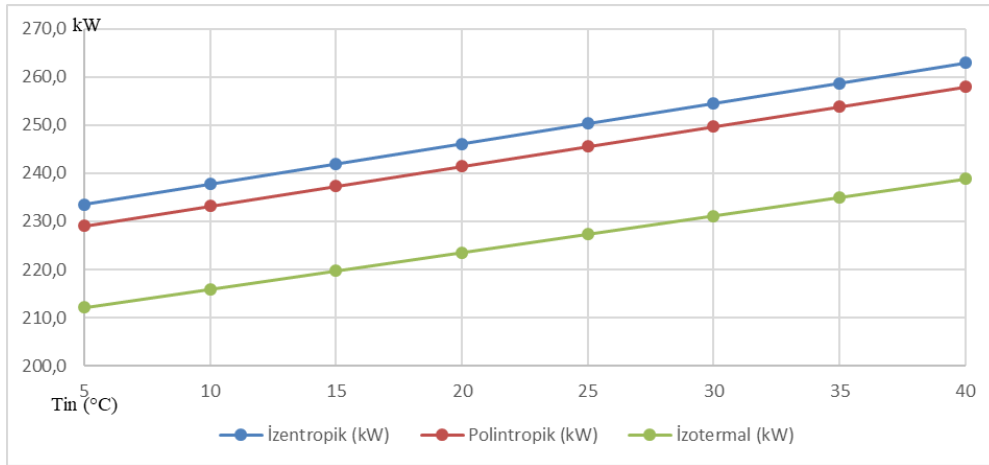
Tablo 2’de bu çalışmada hesaplamaları ve analizi yapılan turbo kompresörler için çalışma parametreleri verilmiştir.

Verilen değerler bağıntı 1-6 'da verilen formüller kullanılarak hesaplanmış ve bulunan sonuçlar Tablo 3'de gösterilmiştir. Ayrıca tüm cihazlar ve bağlantı borularındaki basınç, ısı kayıpları ve mekanik kayıplar hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

T _{gir} (°C)	Kütleli Debi (kg/s)	İzentropik Güç (kW)	Polintropik Güç (kW)	İzotermal Güç (kW)
5	1,48	233,49	229,06	212,08
10	1,48	237,69	233,17	215,89
15	1,48	241,89	237,29	219,70
20	1,48	246,08	241,41	223,52
25	1,48	250,28	245,53	227,33
30	1,48	254,48	249,64	231,14
35	1,48	258,68	253,76	234,95
40	1,48	262,87	257,88	238,77

Tablo 3: Klasik kademeli ve ara su soğutmalı sıkıştırma süreçlerinde kompresör için farklı termodinamik süreçlerde elde edilen güçler.

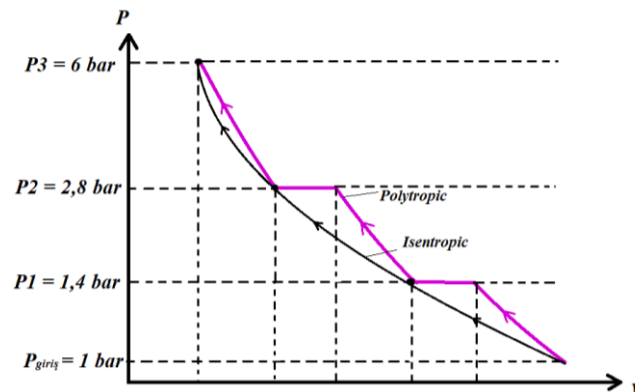
Tablo 3'de verilen sonuçlar Şekil 6'da grafik olarak gösterilmiştir.



Şekil 6: Farklı kompresör hava giriş sıcaklıklarında, farklı sıkıştırma süreçleri için gerekli güç değışimi

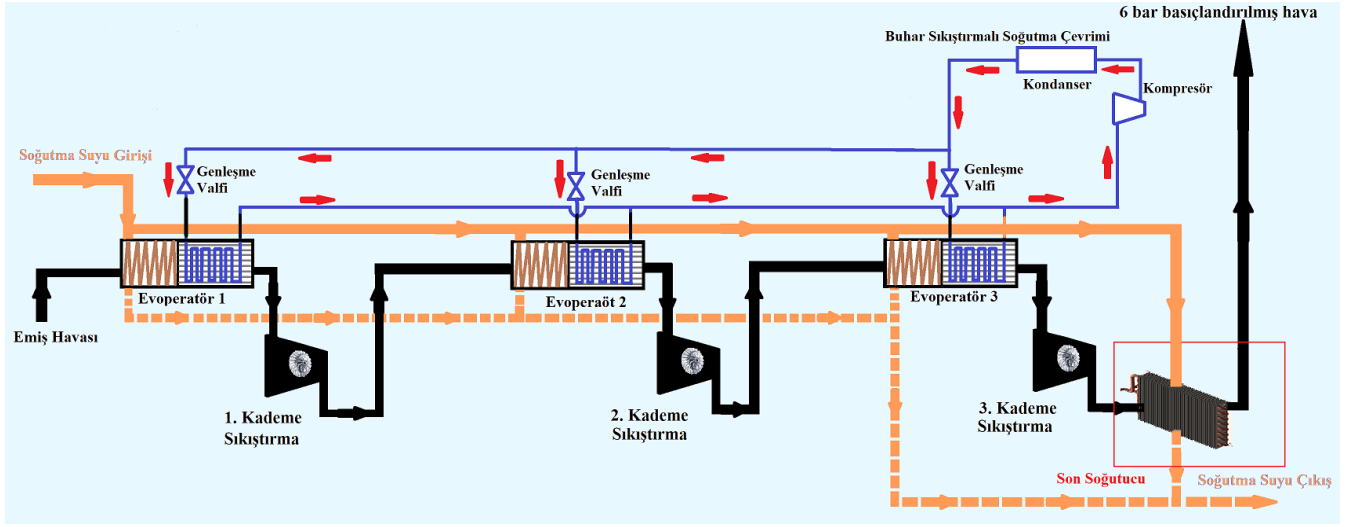
Şekil 6'den görüldüğü gibi tüm sıcaklıklarda en az iş tüketen sıkıştırma sürecinin sabit sıcaklıkta sıkıştırma sürecinde gerçekleştiğı, ikinci az iş tüketen sürecin ise politropik süreç olduğu görülmektedir. Tüm süreçlerde giriş havası sıcaklığı ne kadar düşük olursa o kadar daha az güç gerektiğı görülmektedir.

Gerçek sıkıştırma sürecinin politropik sıkıştırma süreci olduğu bilinmektedir. Bu yüzden politropik sıkıştırma sürecini ara soğutmalı sıkıştırma süreçleri ile gerçekleştirdiğimizde sabit sıcaklıkta sıkıştırma sürecine biraz yaklaştırarak daha az iş tüketimi gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 7: Bir kompresörde üç kademeli ve ara soğutmalı sıkıştırma sürecinin P-v diyagramında gösterimi

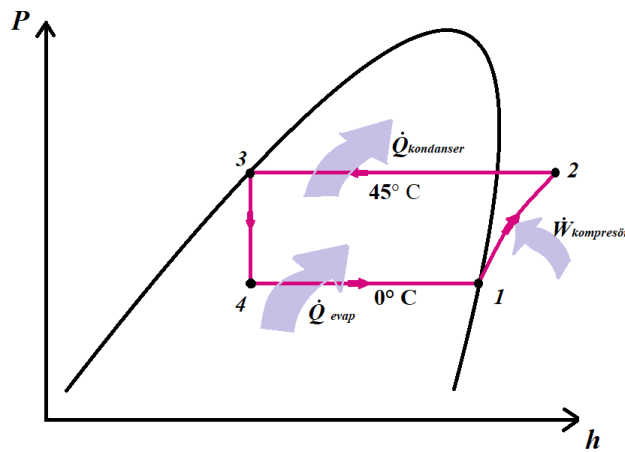
Şekil 7’de üç kademeli ve ara soğutmalı sıkıştırma sürecinin çalışma prensibi P-v diyagramında verilmiştir. Bu sebeple kompresörün emme havası ve ara kademe sıcaklıklarını 5°C de sabit tutmak ve verimi arttırmak amacıyla buhar sıkıştırmalı soğutma ve şebeke suyu ile soğutma sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan sistem Şekil 8’de gösterilmiştir.



Şekil 8: Üç kademeli sıkıştırma yapan kompresörde emiş havası ve ara kademelerindeki havanın su ve ilave buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi yardımıyla soğutan sistemin akış şeması

Şekil 8’de gösterilen sistem atmosferden çekilen hava öncelikle ısı değiştirgecine girerek soğutma suyuna bir miktar ısı atması beklenmektedir. Ardından buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin 1. evaporatör aracılığıyla 5°C ’ye kadar soğutulmaktadır. Daha sonra soğuyan hava sırasıyla 1., 2., 3., kademelerde ilgili evaporatörler de 5°C ’ye ara soğutma işlemleri yapılarak sıkıştırma oranlarına bağlı olarak 6 bara kadar sıkıştırılacaktır. Sonuç olarak kompresörün ön ve ara soğutmalı sıkıştırma süreçleri sonunda gerek duyulan güç miktarı ve ara soğutmalar için kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin ihtiyacı olan toplam güç miktarı karşılaştırılarak ne kadar bir avantaj sağlandığı incelenecektir.

Şekil 9’da tek kademeli klasik soğutma çevriminin P-h diyagramı verilmiştir. Soğutma çevrimi için soğutucu akışkan R410 A kullanılmıştır.



Şekil 9: Kompresör ara kademe soğutma sisteminde kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı

Bu diyagram ve Şekil 8’deki buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi esas alınarak soğutma çevrimi termodinamik hesaplamaları için aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki kompresör gücü aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$W_{comp} = \dot{m}_{sog}(h_2 - h_1) \quad (7)$$

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi soğutucu akışkan debisi aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{m}_{sog} = \frac{\dot{Q}_{evap,gerekli}}{\Delta h_{evap}} \quad (8)$$

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi evaporatör kapasitesi aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{evap,gerekli} = \dot{m}_{hava} C_{p,hava} (T_{giren} - T_{çıkan}) \quad (9)$$

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi kondanser gücü aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{kondanser} = \dot{Q}_{evap} + W_{kompresör} \quad (10)$$

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi performans göstergesi aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{kompresör}} \quad (11)$$

Ara kademe soğutma ısı değiştirgeçleri için soğutma kapasiteleri aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (12)$$

Ara kademe soğutucuları ısı değiştirgeçleri için hava çıkış sıcaklığı aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır.

$$T_{hava,çık} = T_0 - \frac{\dot{Q}}{\dot{m} c_p} \quad (13)$$

BSSÇ sisteminde h_2 ve h_{2s} aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{izentr}} \quad (14)$$

	Entalpi kJ/kg
$\Delta h_{evap} (h1-h4)$	143,33
h1 (doymuş buhar 0°C)	424,48
h2 (kızgın buhar 45°C)	464,82
h3 (doymuş sıvı)	281,15
h4 (doymuş sıvı 45°C)	281,15

Tablo 4: R410A soğutucu akışkan kullanan BSSÇ'nin çeşitli noktalar için entalpi değerleri (Coolpack 1.5)

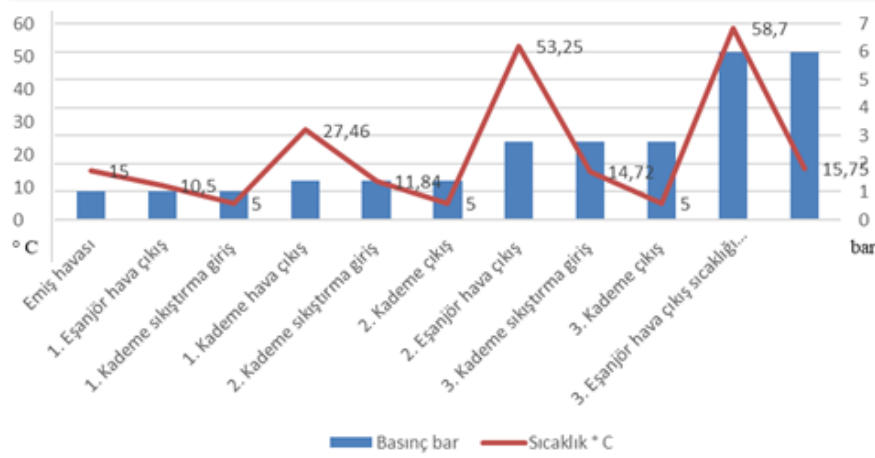
Tablo 4'te R410A soğutucu akışkanı için 45°C yoğuşma sıcaklığı ve 0°C buharlaşma sıcaklığına göre doymuş sıvı, doymuş buhar ve kızgın buhardaki entalpi değerleri Coolpack yazılımı üzerinden hesaplanarak tabloda gösterilmiştir.

Şekil 8'de tasarımı verilen hava sıkıştırma süreci için, ara kademeli turbo kompresörde en yüksek verimin elde edilmesine yönelik farklı parametrelerin etkileri termodinamik olarak incelenmiş, elde edilen sonuçlar tablo ve grafiklerle verilmiştir.

Bu analizler dış ortam sıcaklığının 15° C, 25° C ve 40° C olduğu durumlara göre değerlendirilmiştir. Ara kademeli turbo kompresörün 15° C emiş havasına sahip olduğu, bu sıcaklığı önce soğutma suyu ile ısı değiştirgecinde ardından BSSÇ ile 5° C düşürüldüğü durum için analizler ve hesaplamalar yapılmıştır. Ardından aynı hesaplamalar 25° C ve 40° C için tekrar edilmiştir.

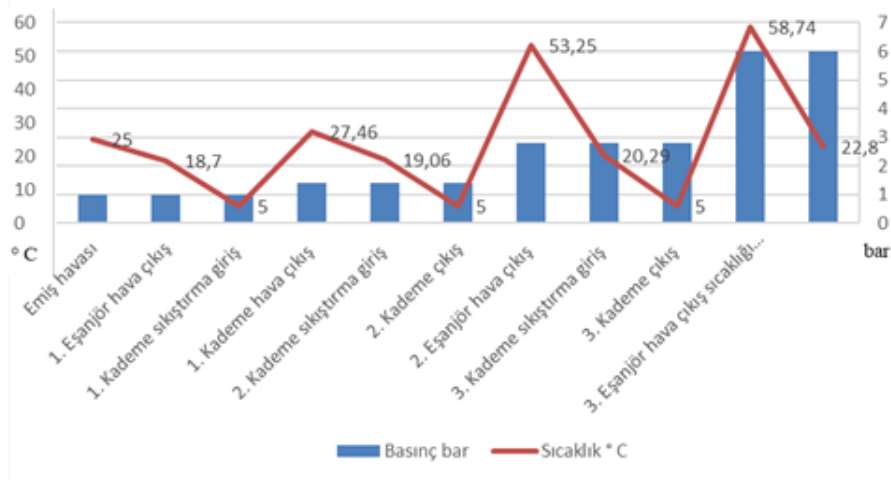
		15 °C'den - 5 °C'ye soğutmada	25 °C'den - 5 °C'ye soğutmada	40 °C'den - 5 °C'ye soğutmada
	Basınç bar	Sıcaklık ° C	Sıcaklık ° C	Sıcaklık ° C
Emiş havası	1	15	25	40
1. Eşanjör hava çıkış	1	10,5	18,7	22,09
1. Kademe sıkıştırma giriş	1	5	5	5
1. Kademe hava çıkış	1,4	27,46	27,46	27,46
2. Eşanjör hava çıkış	1,4	11,84	19,06	21,98
2. Kademe sıkıştırma giriş	1,4	5	5	5
2. Kademe çıkış	2,8	53,25	53,25	53,25
3. Eşanjör hava çıkış	2,8	14,72	20,29	24,67
3. Kademe sıkıştırma giriş	2,8	5	5	5
3. Kademe çıkış	6	58,7	58,74	58,74
4. Eşanjör hava çıkış sıcaklığı ° C	6	15,75	22,8	25,76

Tablo 5: Farklı atmosfer havası sıcaklıkları için kompresörlerin basınç ve sıcaklık değerleri



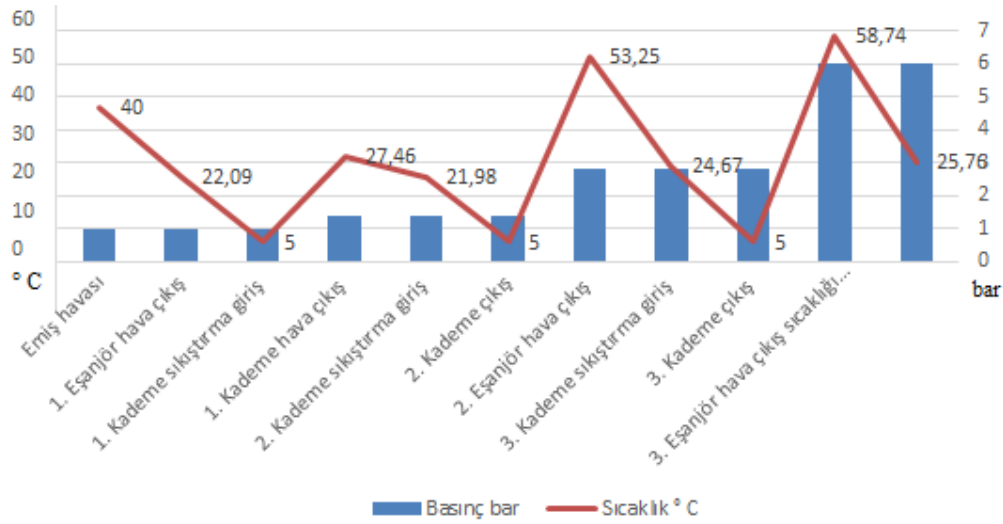
Şekil 10: Emiş havası 15 °C 'den 5° C'ye düşürülen sistemin basınç ve sıcaklık grafiği

Tablo 5 ve Şekil 10'da 15° C emiş havasının Şekil 8'de tasarımı yapılan ara kademeli turbo kompresöre girişi ve her kademe sonundaki 5° C'ye düşürülürken elde edilen basınç-sıcaklık değerleri gösterilmiştir.



Şekil 11: Emiş havası 25 °C 'den 5° C'ye düşürülen sistemin basınç ve sıcaklık grafiği

Tablo 5 ve Şekil 11’de 25° C emiş havasının Şekil 8’de tasarımı yapılan ara kademeli turbo kompresöre girişi ve her kademe sonundaki 5° C’ye düşürülürken elde edilen basınç-sıcaklık değerleri gösterilmiştir.



Şekil 12: Emiş havası 40 ° C ‘den 5° C’ye düşürülen sistemin basınç ve sıcaklık grafiği

Tablo 5 ve Şekil 12’de 40° C emiş havasının Şekil 8’de tasarımı yapılan ara kademeli turbo kompresöre girişi ve her kademe sonundaki 5° C’ye düşürülürken elde edilen basınç-sıcaklık değerleri gösterilmiştir

Tüm süreçlerde elde edilen polintropik güç miktarları Tablo 6’da gösterilmiştir. Dış ortam sıcaklıkları farklı olsa dahi tasarımı yapılan sistemlerdeki her kademe için sıkıştırma oranları aynı olduğu ve kademeler arasında aynı sıcaklığa soğutulduğu için elde edilen toplam polintropik güç miktarı aynı olacaktır.

1. Kademe Polintropik Güç kW	31,8 kW
2. Kademe Polintropik Güç kW	68,27 kW
3. Kademe Polintropik Güç kW	76,09 kW
Toplam Polintropik güç kW	176,16 kW

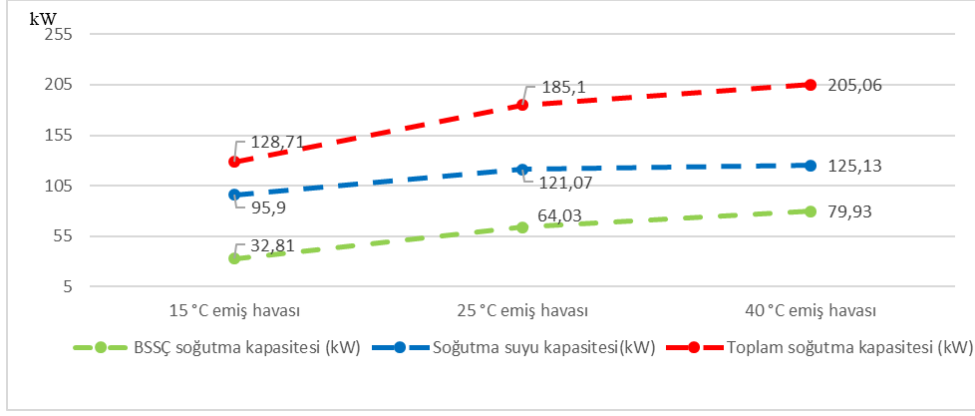
Tablo 6: Aynı emiş havası sıcaklığına (5 °C) sahip her kademedeki sıkıştırma oranına göre elde edilen polintropik güç değerleri

Tablo 6’da verilen güç miktarları kompresörün emiş havasına göre değişiklik göstermez. Bunun sebebi kompresörün her kademesi öncesinde su soğutmalı ve BSSÇ’li soğutma sistemi kullanılmasıdır. Emiş havası sıcaklığı farklı olsa dahi bu sıcaklık sıkıştırma kademelerine sürekli 5°C de girecektir. Belirtilen polintropik güç değerleri tüm emiş havası sıcaklıkları için geçerlidir.

Dış ortam sıcaklığının ara kademeli turbo kompresör verimi üzerindeki etkisini oluşturan ana faktör soğutma eşanjörü kapasitesi ve BSSÇ için harcanan elektriksel güç miktarı olacaktır. Bu sebeple 15° C, 25° C ve 40° C’den 5° C’ye sıcaklığı düşürmek kullanılan BSSÇ’deki farklı cihazların kapasitelerinde ki değişme Tablo 7’de gösterilmiştir.

R410A Soğutma Sıcaklık Aralığı	15° C’den 5° C’ye	25° C’den 5° C’ye	40° C’den 5° C’ye
$\dot{Q}_{evap}(kW)$	32,81	64,03	79,93
$\dot{W}_{komp}(kW)$	9,23	18,02	22,49
$\dot{Q}_{kondanser}(kW)$	42,04	82,05	102,42
$\dot{m}_{soğutucu}(kg/sn)$	0,2289	0,4467	0,5576
COP	3,56		
İzentropik verim	0,85		

Tablo 7: Farklı dış hava sıcaklıklarında BSSÇ için gerekli güç ve soğutucu akışkan debi miktarları



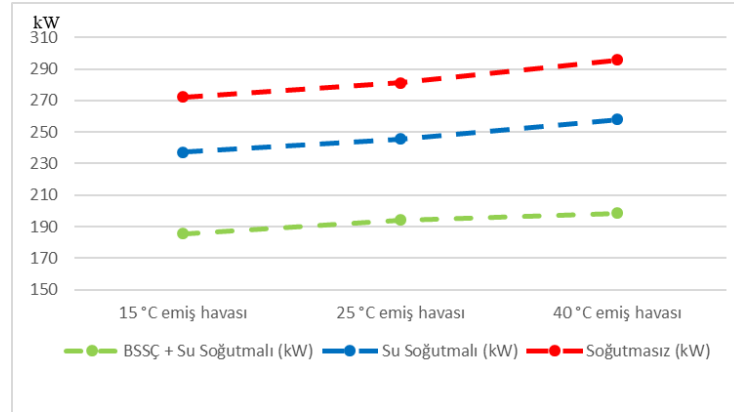
Şekil 13: Su soğutmalı, BSSÇ ve toplam soğutma kapasitelerinin ortam havası sıcaklığıyla değişimi

Şekil 13'te Su soğutmalı, BSSÇ ve toplamda soğutma kapasitelerinin ortam havası sıcaklığıyla değişimi verilmiştir.

Tablo 8'de ise ara ve ön soğutmasız, su soğutmalı, su ve BSSÇ birlikte kullanılması durumlarında gerekli kompresör güçleri verilmiştir. BSSÇ kullanılan ara soğutma sisteminde BSSÇ kompresörünün gücünde hava kompresörleri gücüne ilave edilmiştir.

Dış hava sıcaklığı	BSSÇ + Su Soğutmalı (kW)	Su Soğutmalı (kW)	Soğutmasız (kW)
15 °C emiş havası	185,39	237,29	272,2
25 °C emiş havası	194,18	245,53	281,2
40 °C emiş havası	198,65	257,88	295,83

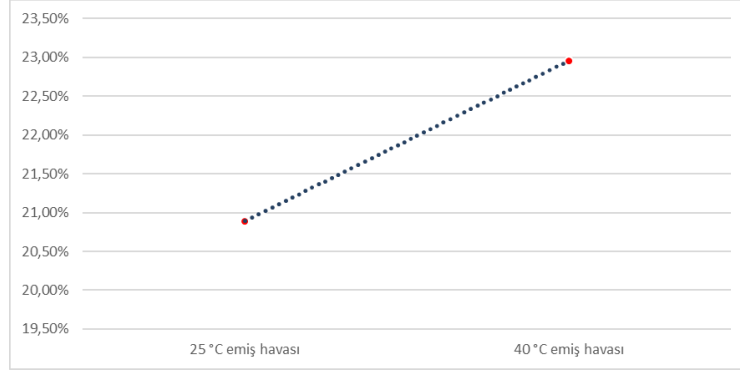
Tablo 8: Kompresörlerin toplam tükettiği güçlerin karşılaştırılması



Şekil 14: Kompresör güçlerinin emiş havası sıcaklığına göre değişimi

Komple tesisin farklı çalışma durumları için gerekli güç miktarı, Su soğutmalı kompresörün 15° C, 25° C ve 40° C emiş havasına göre güç miktarı ara kademesiz soğutmasız kompresörün güç miktarları Şekil 14'de gösterilmiştir. Şekil 14'de BSSÇ + Su Soğutmalı sistem için hava kompresörleri gücüne BSSÇ sistemindeki soğutma kompresörünün gücüne ilave edilmiştir. Su ve BSSÇ'nin birlikte kullanılması durumunun tüm hava sıcaklıkları için ciddi miktarda basınçlı hava sistemi için gerekli gücü azaldığı elde edilmiştir.

Şekil 15'te ise BSSÇ sisteminin ara soğutmalarda su soğutmayla birlikte kullanılmasının sulu soğutmaya göre farklı hava sıcaklıkları için sağladığı enerji tasarrufu miktarlarının % değerleri verilmiştir.



Şekil 15: BSSÇ sisteminin ara soğutmalarda su soğutmaya birlikte kullanılmasıyla su soğutmaya göre farklı hava sıcaklıkları için sağladığı % enerji tasarrufu

Tüm hesaplamalar ve analizler sonucunda BSSÇ soğutma çevriminin kullanılması durumunda sadece su soğutmalı ara kademeli sıkıştırılmalı çevrimle karşılaştırıldıklarında; 15° C, 25° C ve 40° C emiş havası için sırasıyla BSSÇ kompresör güçlerinin 9.23 kW, 18.2 kW ve 22.49 kW olarak elde edildikleri, buna karşın net toplam kompresör gücünün suyla ara soğutmalı sisteme göre 40° C'deki durumu için 257,88 kW'dan 198,65 kW değerine azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte tesise bir buhar sıkıştırılmalı çevrim ve dolayısıyla yeni bir kompresör, evaporatörler, kondenser ve kısılma valfleri dahil edilmiştir. Bu ilave tesis avantaj sağlarken ilave yatırım maliyeti de getirecektir.

SONUÇ

Bu çalışmada 3 kademeli ara soğutmalı sıkıştırılmalı bir turbo kompresör için giriş havası sıcaklığı 15, 25, ve 40 °C şartları için sulu ara soğutmanın müsaade ettiği aralığa kadar sulu ve kalan kısmı için BSSÇ'li ara soğutmanın birlikte kullanılarak 5 °C ye soğutulması durumları incelenmiştir.

Yapılan analizler sonucunda su ve BSSÇ'nin birlikte ara soğutmalarda kullanılması durumunda, sadece su soğutmalı ara soğutma yapılması durumuna göre 15 °C'de dış hava sıcaklığı için toplam kompresör gücünde yaklaşık % 21,9 civarında, 25 °C'de dış hava sıcaklığı için toplam kompresör gücünde yaklaşık % 20,89 civarında ve 40 °C'de dış hava sıcaklığı için toplam kompresör gücünde yaklaşık % 22,96 civarında bir tasarruf sağlanabileceği elde edilmiştir.

Hesaplamalarda ara soğutuculardaki ve bağlantı borularındaki basınç kaybı ve ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Gerçekte ise bu basınç ve ısı kayıpları sisteme ilave kayıplar oluşturduğu için gerçek bir değerlendirmede, özellikle basınç kayıplarının hesaplanan tasarrufun belirli bir miktarını sistemde tekrar kullanacaktır. Bu durumun hesaba katılması gereklidir.

Burada klasik BSSÇ kullanılmış olup gerçekte ise performansı daha yüksek ejektörlü, nano akışkan ve nano akışkanlı kompresör yağlaması gibi sistemlerin kullanılması sonucu elde edilecek avantaj çok daha fazla olacaktır.

Bununla birlikte BSSÇ'nin basınçlı hava tesisine ön ve ara kademe soğuma işlemi için ilave edilmesiyle sisteme ilave bir yatırım maliyeti olacaktır. Bu sistemin basınçlı hava tesisinde kullanılmasına karar vermek için sistemin işletme ve yatırım maliyetleri göz önüne alınarak bir ekonomik değerlendirme yapılması gerekmektedir. İklim değişikliği sonucu dış hava sıcaklığının daha da yükseleceği göz önünde bulundurulursa bu tür tesislerin verimli kullanılması için BSSÇ ve alternatif soğutma sistemlerinin sisteme dahil edilmesi değerlendirilmelidir.

Bu çalışma teorik şekilde yapılmış olup gerçek çalışma koşullarında deneysel çalışma yapılarak bu sonuçların doğrulanması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Bayır, E., (2008) Scroll ve Pistonlu Tip Soğutma Kompresörlerinin Kapasite ve Verimlerinin Çalışma Şartları ile Değişimi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir

- [2] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla* (A. Pınarbaşı, Çev.). Palme Yayıncılık.
- [3] Dinçer, I., Rosen, M.A. (2007) Exergy: Energy Environment and Sustainable Development. Oxford, Elsevier, ISBN 0080445292. EAN: 9780080445298
- [4] ENVERDER, Enerji Verimliliği Derneği (2010), Türkiye Enerji ve Enerji Verimliliği Çalışmaları Raporu, Yeşil Ekonomiye Geçiş, Ankara.
- [5] Eryılmaz, I., (Eylül 2013) Eksenel Kompresör Aerodinamik Tasarımı , Anadolu Üniversitesi Sivil Havacılık Anabilim Dalı.
- [6] Eyri, S., (2023) Turbo Kompresörlerde Verim Arttırım Çalışması, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Kütahya
- [7] Güleç, M. 1999. “Pnömatik Sistemlerde Tasarruf Önlemleri ve Yöntemleri,” MMO I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 3-5 Aralık 1999, İzmir-Türkiye
- [8] Giray, S., Öztürk. I. T., (2023) *Soğutma Sistemlerinin enerji Verimliliği Açısından İncelenmesi VI Enerji Verimliliği Kongresi.
- [9] İbrahim, T. K., Rahman, M. & Abdalla, A. N. (2011) Gas turbine configuration for improving the performance of combined cycle power plant. Proc. Eng. 15, sayfa 4216–4223
- [10] Koçak. S., (2005) Santrifuj Kompresörlerde Kayıplar, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 21 (1-2), 108-116.
- [11] Nabeel A., Ans Al R., Asad A. Z., Ramsha I., Sikandar A. Q., (2021) Performance analysis of hydrogen fuel cell with two-stage turbo compressor for automotive applications, Energy reports, Elsevier.
- [12] Oz, I. H., (2004) *Kompresörler İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları <https://web.itu.edu.tr/~ismail/KOMPR.pdf>
- [13] Sanaye, S. & Tahani, M. (2010) Analysis of gas turbine operating parameters with inlet fogging and wet compression processes. *Appl. Therm. Eng.* **30**, sayfa 234–244
- [14] Sarallah, A., Moen, S., (2025) Investigating the cooling effect of the inlet flow on the axial compressor performance in different operating conditions, Scientific reports.
- [15] Saidur R., Rahim, N., Hasanuzzaman, M. 2010. “A Review on Compressed-Air Energy Use and Energy Savings,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, sayfa 1135–1153.
- [16] Sarıgözüel Fuad., Başaran Anıl, (2021) Turbo Kompresörlerde Isı Geri Kazanım Potansiyeli Air Word Türkiye.
- [17] Scott, J. N., (1977) Improving Turbo Compressor Efficiency via Performance Analysis Techniques Trnans Canada Pipelines, Toronto, Ontario, Canada.
- [18] S.K. Nielsen ve L. A. Larsen, Coolpack-A refrigeration system simulation tool, Danish Technological Institute, 2000. [Online] <https://coolpack.dk>
- [19] Seyyar, B., Tıkız, I., (2023) Egzoz Atık Isısından Termoelektrik Modül ile Elektrik Üretimi Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 28, sayı 2, Bursa.
- [20] Trzebinski, D., Szczygiel, I., (2010) Thermal analysis of car air conditioning, Silesian University of Technology, Institu
- [21] Yuan, C., Zhang, T., Rangarajan, A., Dornfeld, D., Ziemba, B., Whitbeck, R. 2006. “A Decision-Based Analysis of Compressed Air Usage Patterns in Automotive Manufacturing,” Journal of Manufacturing Systems, vol. 25, sayfa 293-300.
- [22] Yusuf İ., VIII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, Basınçlı Havada Enerji Verimliliği Ve Tasarruf Yöntemleri, sayfa 387-401

ENDÜSTRİYEL ISI POMPALARI İLE EŞ ZAMANLI ISITMA-SOĞUTMA ÜRETİMİNİN MODELLENMESİ VE FİZİBİLİTE DEĞERLENDİRMESİ

Taner MÜFTÜOĞLU

ESCON ENERJİ A.Ş., Maltepe, İstanbul

taner.muftuoglu@escon.com.tr

ÖZET

Sanayide enerji verimliliği ve karbonsuzlaşma hedeflerine ulaşmak, sürdürülebilir üretim için kritik öneme sahiptir. Bu çalışmada, örnek bir endüstriyel tesiste sezonluk ısıtma ve soğutma yüklerine göre su kaynaklı ısı pompası sisteminin tasarlanması, modellenmesi ve teknik-ekonomik fizibilite değerlendirmesi yapılmıştır. Modelleme kapsamında enerji tüketimi, sistem performans katsayısı (COP) ve geri ödeme süreleri analiz edilmiştir. Isı pompalarının, özellikle eş zamanlı ısıtma ve soğutma ihtiyacının bulunduğu süreçlerde yüksek enerji verimliliği sağlama potansiyeli öne çıkmaktadır. Konvansiyonel sistemlere kıyasla daha düşük enerji tüketimi ve kısa geri ödeme süreleri ile avantaj sunmaktadır. Isı pompaları, ısıtma-soğutma üretiminde elektrifikasyon sağlayarak fosil yakıt kullanımını azaltmakta; böylece hem enerji dönüşümünde temiz kaynaklara geçişi desteklemekte hem de sanayide çevreci bir yaklaşım ortaya koymaktadır. Bu yönüyle, global ölçekte karbonsuzlaşma hedeflerine ulaşmada öncü teknolojiler arasında yer almaktadır.

Anahtar Kelimeler: Endüstriyel Isı Pompası, Enerji Verimliliği, Karbonsuzlaşma

ABSTRACT

Achieving energy efficiency and decarbonization targets in industry is critical for sustainable production. In this study, the design, modeling, and techno-economic feasibility assessment of a water-source heat pump system were conducted for a sample industrial facility, based on seasonal heating and cooling loads. The modeling scope included analyses of energy consumption, system coefficient of performance (COP), and payback periods. Heat pumps stand out with their potential to deliver high energy efficiency, particularly in processes where simultaneous heating and cooling demands exist. Compared to conventional systems, they offer the advantages of lower energy consumption and shorter payback times. By enabling electrification in heating and cooling generation, heat pumps reduce fossil fuel consumption; thus, they not only support the transition to cleaner energy sources but also promote an environmentally friendly approach in industrial applications. In this regard, they represent a leading technology in achieving global decarbonization goals.

Keywords: Industrial Heat Pump, Energy Efficiency, Decarbonization

1. GİRİŞ

İklim değışikliği, artan enerji maliyetleri ve sanayide yükselen üretim hacimleri, enerji verimliliğini sürdürülebilir kalkınmanın temel unsurlarından biri haline getirmiştir. Sanayi sektörü, yüksek enerji yoğunluğu nedeniyle hem toplam enerji tüketiminde hem de sera gazı salımlarında önemli bir paya sahiptir. Bu nedenle, endüstriyel tesislerde enerji kullanımının daha verimli hale getirilmesi yalnızca çevresel etkilerin azaltılması açısından değil, aynı zamanda işletmelerin rekabet gücünün korunması ve enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından da kritik öneme sahiptir [1].

Fosil yakıt tüketiminin yoğun olduğu endüstriyel proseslerde, yenilikçi teknolojilerin devreye alınmasıyla hem ekonomik hem de çevresel açıdan kayda değer kazanımlar elde etmek mümkündür. Bu çerçevede ısı pompaları, düşük sıcaklıklı atık ısı ve çevresel kaynakları kullanarak yüksek verimle ısıtma ve soğutma sağlayabilmeleri sayesinde öne çıkan teknolojiler arasında yer almaktadır. Özellikle eş zamanlı ısıtma ve soğutma gereksinimi bulunan tesislerde, konvansiyonel sistemlere kıyasla daha düşük enerji tüketimi ve işletme maliyeti sunmaları onları cazip bir alternatif haline getirmektedir [2][3].

Bu çalışma, örnek bir sanayi tesisinde su kaynaklı ısı pompası sisteminin tasarımını, modellemesini ve teknik-ekonomik fizibilite analizini kapsamaktadır. Çalışmanın temel amacı, endüstriyel ölçekte ısı pompası uygulamalarının sağlayabileceği enerji tasarrufu ve emisyon azaltımı potansiyelini ortaya koymak; konvansiyonel sistemlerle karşılaştırıldığında sunduğu avantajları teknik ve ekonomik veriler ışığında değerlendirmektir.

Son yıllarda yapılan araştırmalar, endüstriyel ölçekli ısı pompası uygulamalarının enerji dönüşüm verimliliğini %60–80 oranında artırabildiğini göstermektedir. Örneğin Fraunhofer ISE 2023 çalışmasında atık ısı temelli endüstriyel ısı pompalarının COP değerlerinin 3,5–5,0 aralığında olduğu, Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) 2022 raporunda ise bu teknolojilerin 2050 yılı karbon-nötr senaryolarında kritik rol oynayacağı vurgulanmıştır [4][5]. Avrupa Isı Pompası Derneği (EHPA) 2022 raporuna göre Avrupa’daki büyük ölçekli ısı pompası uygulamalarında ortalama COP değerleri 4,0–4,8 aralığında olup, sistemlerin geri ödeme sürelerinin 3–6 yıl arasında değiştiği belirtilmiştir [6]. Ekonomik İş birliği ve Kalkınma Örgütü (OECD) 2022 tarafından yayımlanan “*The Future of Heat Pumps*” raporunda da sanayi sektöründeki ısıtma talebinin yaklaşık %40’ının ısı pompaları için uygun sıcaklık aralığında olduğu ve bu teknolojilerin küresel enerji dönüşümünde merkezi bir rol üstleneceği ifade edilmiştir [7]. Benzer biçimde, Amerikan Enerji Verimli Ekonomi Konseyi (ACEEE) 2023 çalışmasında endüstriyel ısı pompalarının enerji tüketimini yaklaşık %30 oranında azaltabildiği, McKinsey 2024 raporunda ise geleneksel kazanlara kıyasla 3–5 kat daha verimli çalışabildiği belirtilmektedir [8][9].

2. KAPSAM VE METODOLOJİ

Bu çalışma, soğutma ihtiyacını chiller ile, sıcak su ihtiyacını ise doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanı ile karşılayan bir endüstriyel tesiste gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın amacı, bu mevcut sistemde su kaynaklı ısı pompası (SWHP) entegrasyonunun teknik açıdan uygulanabilirliğini incelemektir. Kapsam, mevcut enerji tüketim yapısının incelenmesi, yıllık ısıtma-soğutma yük profillerinin belirlenmesi, ısı pompası sisteminin modellenmesi ve sonuçların konvansiyonel sistemlerle karşılaştırılmasını içermektedir.

Metodoloji kapsamında şu adımlar izlenmiştir:

- **Mevcut Sistem Analizi:** Tesisin bir yıllık soğutma yükleri sahadan elde edilmiş olup, chiller performansının değerlendirilmesinde IPLV (Integrated Part Load Value) yöntemi [10] kullanılmıştır. Kazan tarafında ise yıllık doğalgaz tüketimi ve verim değerleri dikkate alınarak referans senaryo oluşturulmuştur.
- **Isı Pompası Kapasite ve Performans Değerlerinin Belirlenmesi:** Chiller için 15/10 °C su çevrimi ve kazan için 50/60 °C su çevrimi esas alınmıştır. Bu koşullar altında, ısı pompasının tasarım performans parametreleri üretici firmadan alınan verilere dayandırılmıştır.
- **Enerji ve Karbon Analizleri:** Isı pompası, chiller ve kazan sistemlerinin tüketim değerleri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş, net enerji tasarrufu ve karbon emisyon azaltım potansiyeli belirlenmiştir.
- **Fizibilite Analizi:** Elektrik ve doğalgaz birim fiyatları dikkate alınarak maliyet avantajı ve geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

Bu yöntem, mevcut sistem koşullarıyla uyumlu şekilde su kaynaklı ısı pompası entegrasyonunun hem teknik hem de ekonomik potansiyelini ortaya koymaktadır.

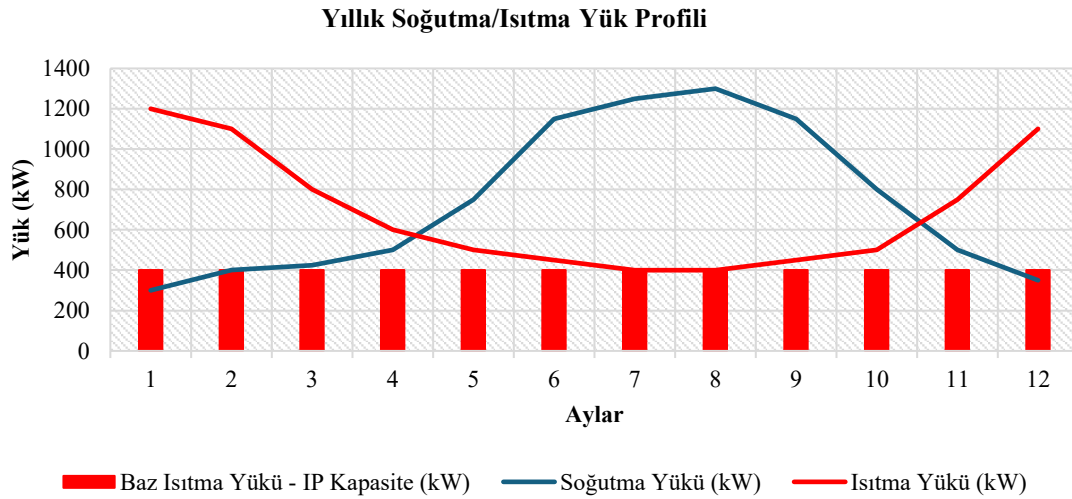
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, su kaynaklı ısı pompası entegrasyonunun teknik ve ekonomik çıktıları detaylı olarak sunulmaktadır. İlk olarak yıllık ısıtma ve soğutma yük profilleri değerlendirilmiş, ardından sistem entegrasyonunun tasarım parametreleri ortaya konmuştur. Daha sonra enerji tüketimi ve karbon emisyonlarına ilişkin kazanımlar incelenmiş ve son olarak ekonomik uygulanabilirlik değerlendirilmiştir.

3.1. Yıllık Yük Profilleri

Yıllık yük profilleri incelendiğinde yaz aylarında soğutma ihtiyacının 1000–1400 kW, kış aylarında ise ısıtma ihtiyacının 900–1200 kW aralığında yoğunlaştığı belirlenmiştir. (Grafik.1) Bu profiller, mevcut sistemde COP \approx 3,0 değerinde çalışan chiller ve %95 verimli doğalgaz kazanı üzerinden oluşturulmuştur [11].

Isı pompası entegrasyonu için **400 kW baz ısıtma yükü** esas alınmış olup, bu değer yıl boyunca güvenle karşılanabilecek minimum kapasiteyi temsil etmekte ve düşük kaynak koşullarında dahi sistemin sürekli ve kararlı çalışmasına imkân tanımaktadır.



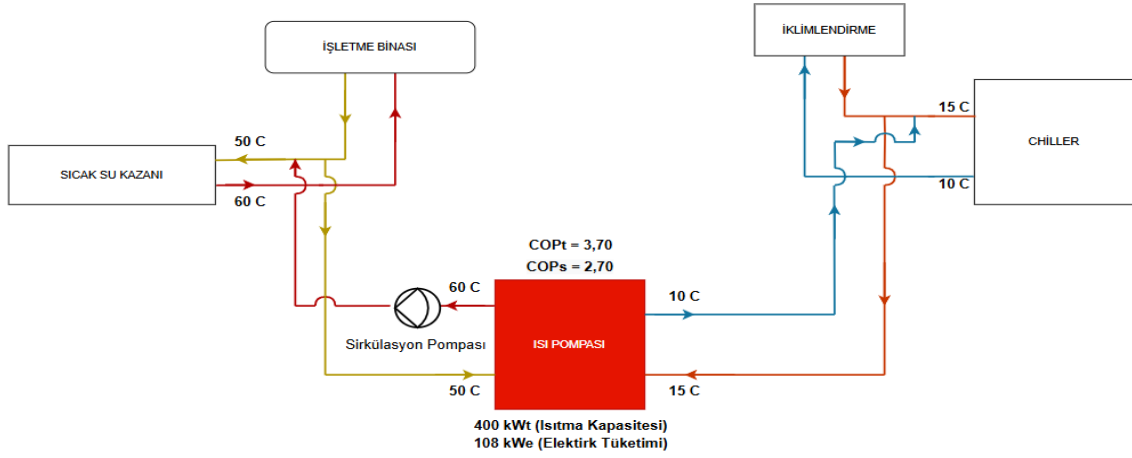
Grafik 1. Yıllık Soğutma/Isıtma Profili

3.2. Sistem Entegrasyonu ve Tasarım Parametreleri

Su kaynaklı ısı pompası, mevcut chiller ile doğalgaz kazanı arasına entegre edilmiştir. Bu konfigürasyonda chiller çıkışındaki **10 °C soğutma suyu** ısı pompası için kaynak olarak kullanılmış, üretilen **60 °C sıcak su** ise kazan hattına beslenmiştir. Üretici verilerine göre sistem bu koşullarda **COP_h = 3,70** ve **COP_c = 2,70** değerleriyle çalışmakta, **400 kW'lık ısıtma yükü yaklaşık 108 kW elektrik tüketimi** ile sağlanmaktadır. Bu yapı, doğalgaz kazanına kıyasla belirgin bir verimlilik kazancı sunmakta olup, literatürde “simultaneous heating and cooling” uygulamaları kapsamında yüksek verimlilik sağlayan etkin entegrasyon yöntemleri arasında tanımlanmaktadır [1].



Şekil 1. Mevcut Sistem Şeması



Şekil 2. Yeni Sistem Şeması

3.3. Enerji ve Karbon Kazanımları

Enerji ve karbon hesapları incelendiğinde, mevcut durumda chiller ve kazan sisteminin toplam enerji tüketimi **4,15 GWh/yıl** iken, ısı pompası entegrasyonu sonrasında bu değer **0,91 GWh/yıl** seviyesine düşmektedir. Bu durum yaklaşık **%78** oranında net enerji tasarrufu anlamına gelmektedir. Söz konusu fark, Grafik 2’de görsel olarak da sunulmaktadır.

Karbon emisyonları açısından bakıldığında, elektrik tüketimindeki artışa bağlı **62,5 tonCO₂/yıl** ilave emisyonu rağmen, doğalgaz tüketimindeki azalma sayesinde **673 tonCO₂/yıl** önlenmiş ve sonuçta yıllık **610,5 tonCO₂** net emisyon azaltımı sağlanmıştır. Bulgular, ısı pompalarının fosil yakıt temelli sistemlere kıyasla belirgin bir çevresel üstünlük sunduğunu ortaya koymaktadır.

Isı pompası entegrasyonunun enerji ve emisyon performansı, referans sistem (chiller + kazan) ile yeni sistemin enerji dengesi karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Isı pompasının ısıtma ve soğutma çevrimlerindeki temel enerji ilişkileri aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir:

$$Q_{HP,h} = COP_h \times W_{HP} \quad (1)$$

$$Q_{HP,c} = COP_c \times W_{HP} \quad (2)$$

Burada $Q_{HP,h}$ ve $Q_{HP,c}$ sırasıyla ısı pompasının ısıtma ve soğutma kapasitelerini (kW), W_{HP} elektriksel güç tüketimini (kW), COP_h ve COP_c ise ısıtma ve soğutma performans katsayılarını ifade etmektedir.

Referans sistemdeki enerji tüketimi, kazan ve chiller performanslarına bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır:

$$Q_{boiler,in} = \frac{Q_{heat}}{\eta_{boiler}} \quad (3)$$

$$W_{chiller,in} = \frac{Q_{cool}}{COP_{chiller}} \quad (4)$$

Yeni sistemde kondenser devresi sirkülasyon pompasının elektriksel tüketimi ($W_{pump,cond}$) de dikkate alınarak net elektrik farkı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\Delta W_{el} = (W_{HP} + W_{pump,cond}) - W_{chiller,in} \quad (5)$$

Buna göre, ısı pompası entegrasyonu sonrasında elde edilen toplam enerji tasarrufu, referans sistemin enerji girdileri ile ısı pompası tüketimi arasındaki farktan hesaplanmaktadır:

$$E_{saving,inst} = \left[\left(\frac{Q_{heat}}{\eta_{boiler}} + \frac{Q_{cool}}{COP_{chiller}} \right) - \frac{Q_{heat}}{COP_h} \right] \quad (6)$$

$$E_{NG,ref} = Q_{boiler,in} \times h_{year} \quad (7)$$

$$E_{\Delta el} = \Delta W_{el} \times h_{year} \quad (8)$$

$$E_{saving,year} = E_{NG,ref} - E_{\Delta el} \quad (9)$$

Burada Q_{heat} ve Q_{cool} ısıtma ve soğutma yüklerini (kWh), η_{boiler} kazan verimini, $COP_{chiller}$ mevcut chiller'in performans katsayısını, COP_h ısı pompasının ısıtma çevrimi performans katsayısını, $E_{NG,ref}$ referans sistemin yıllık doğalgaz enerji tüketimini (kWh/yıl), $E_{\Delta el}$ ısı pompası uygulaması sonrasında oluşan yıllık net elektrik farkını (kWh/yıl), $W_{pump,cond}$ kondenser devresi sirkülasyon pompası elektriksel gücünü (kW) ve h_{year} yıllık çalışma süresini (saat/yıl) göstermektedir.

Karbon emisyonu hesabı, doğalgaz ve elektrik için kullanılan emisyon faktörleri ($EF_{NG} = 0,1998 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$, $EF_{el} = 0,479 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$) üzerinden yapılmıştır [12][13]. Net emisyon farkı Eşitlik (9) ile ifade edilmiştir:

$$\Delta CO_2 = (E_{NG,ref} \times EF_{NG}) - (E_{\Delta el} \times EF_{el}) \quad (10)$$

Uygulama

Tasarım koşulları: $Q_{heat} = 400 \text{ kW}$, $COP_h = 3,70$, $COP_c = 2,70$, $COP_{chiller} = 3,0$, $\eta_{boiler} = 0,95$.

Emisyon katsayıları: $EF_{NG} = 0,198 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$, $EF_{el} = 0,479 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$.

Kondenser devresi pompa gücü: $W_{pump,cond} = 5,50 \text{ kW}$.

-Noktasal Değerler:

$$Q_{HP,c} = COP_c \times W_{HP} = 2,70 \times 108,11 = 291,89 \text{ kW}$$

$$Q_{boiler,in} = \frac{Q_{heat}}{\eta_{boiler}} = \frac{400}{0,95} = 421,05 \text{ kW}$$

$$W_{chiller,in} = \frac{Q_{HP,c}}{COP_{chiller}} = \frac{291,89}{3,0} = 97,30 \text{ kW}$$

$$\Delta W_{el} = (W_{HP} + W_{pump,cond}) - W_{chiller,in} = (108,11 + 5,50) - 97,30 = 16,31 \text{ kW}$$

-Yıllık Enerji Tasarrufu (8.000 saat):

$$E_{NG,ref} = Q_{boiler,in} \times h_{year} = 421,05 \times 8,000 = 3.368.400 \text{ kWh/yıl}$$

$$E_{\Delta el} = \Delta W_{el} \times h_{year} = 16,31 \times 8,000 = 130.480 \text{ kWh/yıl}$$

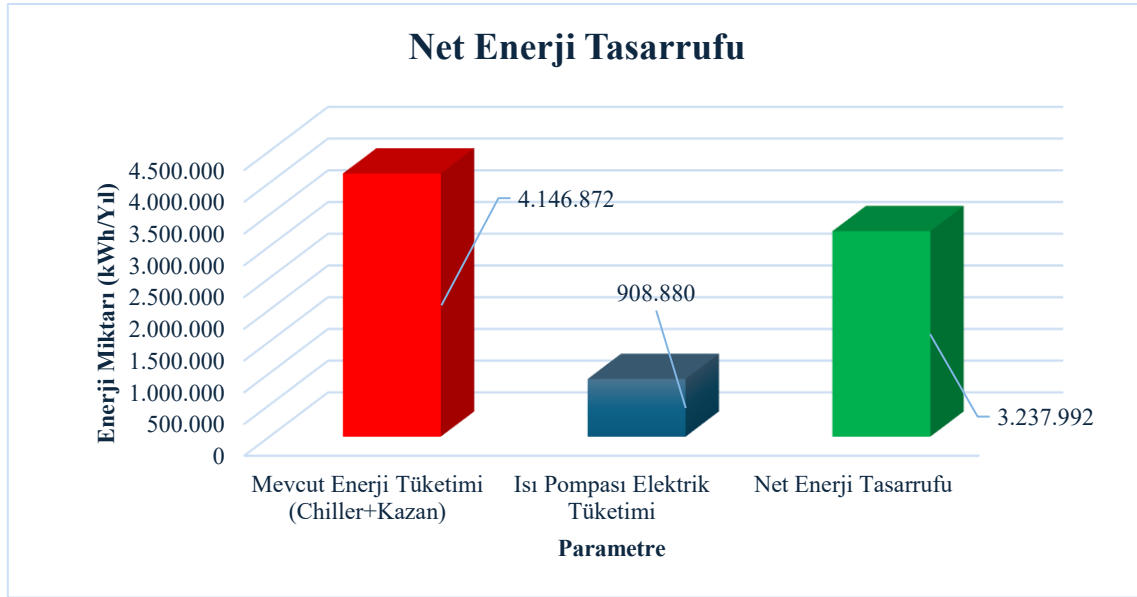
$$E_{saving,year} = E_{NG,ref} - E_{\Delta el} = 3.368.400 - 130.480 = 3.237.920 \text{ kWh/yıl}$$

-CO₂ Azalım Etkisi:

$$EF_{NG} = 0,1998 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}, EF_{el} = 0,479 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$$

$$\Delta CO_2 = (E_{NG,ref} \times EF_{NG}) - (E_{\Delta el} \times EF_{el}) = (3.368.400 \times 0,1998) - (130.480 \times 0,479)$$

$$\Delta CO_2 = 673.006 \text{ kgCO}_2/\text{yıl} - 62.500 \text{ kgCO}_2/\text{yıl} = 610.506 \text{ kgCO}_2/\text{yıl} (\approx 610,5 \text{ tonCO}_2/\text{yıl})$$



Grafik 2. Net Enerji Tasarrufu

3.4. Ekonomik Değerlendirme

Mevcut sistem ile ısı pompası entegrasyonu arasındaki enerji tüketimi, maliyet ve karbon emisyonu karşılaştırmaları Tablo 1’de özetlenmiştir. Hesaplamalar, işletmeden temin edilen güncel enerji faturaları esas alınarak; doğalgaz için **1,60 TL/kWh**, elektrik için **3,20 TL/kWh** birim fiyatlarıyla yapılmıştır. Bu çerçevede mevcut sistemin yıllık enerji maliyeti yaklaşık **7,88 milyon TL**, ısı pompası entegrasyonu için **1,38 milyon TL** olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak yıllık **4,97 milyon TL** düzeyinde net mali tasarruf elde edilmekte; bu tasarruf üzerinden hesaplanan basit geri ödeme süresi (GBD) ise yaklaşık **1,70 yıl** olmaktadır. Söz konusu değer, literatürde raporlanan tipik 3–5 yıllık geri ödeme aralığının altında kalarak sistemin hem teknik hem de ekonomik açıdan uygulanabilirliğini doğrulamaktadır [1].

Bu hesaplamalarda kullanılan temel ekonomik bağıntılar aşağıda sunulmuştur:

$$C_{saving} = (E_{NG,ref} \times f_{NG}) - (E_{\Delta el} \times f_{el}) \quad (10)$$

$$GBD = \frac{C_{inv}}{C_{saving}} \quad (11)$$

Burada C_{saving} yıllık net mali tasarrufu (TL/yıl), $E_{NG,ref}$ referans sistemin yıllık doğalgaz enerji tüketimini (kWh/yıl), $E_{\Delta el}$ ısı pompası uygulaması sonrasında oluşan yıllık net elektrik farkını (kWh/yıl), f_{NG} doğalgaz birim fiyatını (TL/kWh), f_{el} elektrik birim fiyatını (TL/kWh) ve C_{inv} toplam yatırım maliyetini (TL) göstermektedir.

Tasarım koşullarında 3.3 bölümünde hesaplanan enerji değerleri kullanılmıştır:

$$E_{NG,ref} = 3.368.400 \text{ kWh/yıl}, E_{\Delta el} = 130.480 \text{ kWh/yıl}$$

Birim enerji fiyatları sırasıyla $f_{NG} = 1,60 \text{ TL/kWh}$ ve $f_{el} = 3,20 \text{ TL/kWh}$ olarak alınmıştır.

$$C_{saving} = (3.368.400 \times 1,60) - (130.480 \times 3,20) = 5.389.440 - 417.536 = 4.971.904 \text{ TL/yıl}$$

$$GBD = \frac{C_{inv}}{C_{saving}} = \frac{8.460.000}{4.971.904} = 1,70 \text{ yıl}$$

Tablo 1. Enerji, Maliyet ve Karbon Karşılaştırma Tablosu

Parametre	Mevcut Sistem (Chiller + Kazan)	Isı Pompası Entegrasyonu	İyileşme / Fark
Yıllık Enerji Tüketimi (kWh)	4.146.800	908.880	-3.237.920 (%78 azalma)
Yıllık Enerji Maliyeti (TL)	7.880.320	2.908.416	-4.971.904 (%63 azalma)
Yıllık Karbon Emisyonu (tonCO ₂)	1.045,86	435,35	-610,51 (%58 azalma)

4. SONUÇ

Bu çalışma, endüstriyel bir tesiste su kaynaklı ısı pompası entegrasyonunun teknik, çevresel ve ekonomik boyutlarını kapsamlı bir şekilde ortaya koymuştur. Bulgular, mevcut durumda chiller ve sıcak su kazanı ile sağlanan yüklerin, ısı pompası ile yüksek verimlilikle karşılanabildiğini ve sistemin yıl boyunca güvenilir bir işletim performansı sunduğunu göstermektedir.

Çalışmanın öne çıkan sonuçları şu şekilde özetlenebilir:

- **Enerji verimliliği:** Isı pompası uygulaması ile mevcut sisteme kıyasla yaklaşık **%78** oranında enerji tasarrufu elde edilmiştir. Bu düzeyde bir tasarruf, işletme maliyetlerini azaltmanın yanında ulusal ölçekte enerji arz güvenliğine katkı sağlamaktadır.
- **Karbon azaltımı:** Doğalgaz kullanımının önemli ölçüde ortadan kalkması sayesinde yıllık **610,51 tonCO₂** seviyesinde net emisyon azaltımı elde edilmiştir. Bu durum, sanayinin karbonsuzlaşma sürecinde ısı pompası teknolojilerini stratejik bir çözüm haline getirmektedir.
- **Ekonomik fizibilite:** Enerji maliyetlerinde sağlanan azalma, yatırım maliyetiyle birlikte değerlendirildiğinde yaklaşık **1,70 yıl** gibi kısa bir geri ödeme süresiyle sonuçlanmıştır. Bu değer, sanayi ölçeğinde enerji verimliliği projeleri için oldukça cazip kabul edilmektedir.

Bu çalışma, su kaynaklı ısı pompalarının endüstriyel tesislerde eş zamanlı ısıtma ve soğutma ihtiyacını yüksek verimlilikle karşılayan, karbon emisyonlarını azaltan ve kısa geri ödeme süresiyle ekonomik açıdan uygulanabilir bir çözüm sunduğunu ortaya koymuştur. Bu tür uygulamaların yaygınlaştırılması, yalnızca sanayi işletmelerinin rekabet gücünü artırmakla kalmayacak; aynı zamanda Türkiye'nin enerji verimliliği politikaları ve 2053 net sıfır emisyon hedefleri açısından da stratejik katkı sağlayacaktır.

Çalışma, aynı zamanda endüstriyel tesislerde ısı pompası entegrasyonunun teknik performans, enerji tasarrufu ve ekonomik geri dönüş boyutlarını bir arada değerlendiren bütüncül bir yaklaşım ortaya koymuştur. Bu yönüyle elde edilen sonuçlar, sanayi sektöründe uygulanabilecek benzer projelere yol gösterici niteliktedir.

Gelecek araştırmalarda farklı kapasite aralıklarının modellenmesi, alternatif soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin incelenmesi ve saha uygulamalarıyla sistem doğrulamasının yapılması önerilmektedir. Bu tür çalışmalar, ısı pompası teknolojilerinin sanayide daha geniş ölçekte yaygınlaştırılmasına ve ülkenin iklim hedeflerine ulaşmasına önemli katkılar sağlayacaktır.

KAYNAKÇA

- [1] International Energy Agency (IEA), *The Future of Heat Pumps*, Paris: IEA Publications, 2022.
- [2] Fraunhofer ISE, “Industrial Heat Pump Field Studies,” 2023.
- [3] International Energy Agency (IEA), “Heat Pumps in Industry – Global Outlook,” 2023
- [4] Fraunhofer ISE, *Industrial Heat Pump Performance Study*, 2023.
- [5] IEA, *Net Zero by 2050 – Scenario Analysis*, 2022.
- [6] EHPA, *Large Scale Heat Pumps in Europe Vol. 2*, Brussels, 2022.
- [7] OECD, *The Future of Heat Pumps*, Paris, 2022.
- [8] ACEEE, *Industrial Heat Pumps*, Washington DC, 2023.
- [9] McKinsey & Company, *Industrial Heat Pumps: Five Considerations for Future Growth*, 2024.
- [10] Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI), *Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle*, AHRI Standard 551/591, Arlington, VA, 2018.
- [11] ESCON ENERJİ, “ESCON ENERJİ A.Ş. Veri Tabanı,” ESCON ENERJİ A.Ş.
- [12] United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), *Turkey National Inventory Report 2021: Greenhouse Gas Emissions 1990–2019*, Table 1A(a), Sheet 1 of 4, Annex I Party submissions, 2021.
- [13] United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), *Turkey National Inventory Report 2021: Greenhouse Gas Emissions 1990–2019*, Table 1s1, Annex I Party submissions, 2021.

YÜKSEK SICAKLIKLI SANAYİ PROSESLERİNDE REJENERATİF BRÜLÖRLERİN GELENEKSEL BRÜLÖRLERE KIYASLA ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ

Sadık DOĞAN¹, Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA²

1: Trakya Üniversitesi, Türkiye ve Termo Isı Sistemleri Tic. ve San. A.Ş., Türkiye
sadikdogan@trakya.edu.tr - sadik.dogan@ecostar.com.tr

2: Trakya Üniversitesi, Türkiye
semihae@trakya.edu.tr

Anahtar Kelimeler: Enerji Verimliliği, Rejeneratif Brülörler, Geleneksel Brülör, Yüksek Sıcaklık Prosesler.

ÖZET

Yüksek sıcaklıklı endüstriyel prosesler, metalurji, cam, seramik ve kimya gibi sektörlerde sıklıkla kullanılmakta ve yüksek enerji tüketimine neden olmaktadır. Bu proseslerde kullanılan brülör sistemleri, hem enerji verimliliğinin hem de işletme maliyetlerinin doğrudan belirleyicileri arasındadır. Bu çalışma, rejeneratif brülörlerin enerji performansı üzerindeki etkisini değerlendirmekte ve bu sistemleri geleneksel brülörlerle karşılaştırmaktadır.

Geleneksel brülörler, yanma için gereken havayı doğrudan ortamdan çeker ve herhangi bir ısı geri kazanımı gerçekleştirmez. Bu durum, yanma sırasında artan yakıt tüketimine ve yüksek sıcaklıkta baca gazı emisyonlarına neden olur. Rejeneratif brülör sistemleri ise, çalışma sırasında atık ısıyı seramik bir ısı eşanjöründe (rejeneratör) depolar ve bu enerjiyi yanma havasına aktararak, daha düşük yakıt tüketimiyle daha verimli bir yanma sağlar.

Bu çalışmada benzer proses koşulları altında her iki brülör tipinin de kullanıldığı sistemler incelenmiştir. Ölçüm ve analizler sonucunda, rejeneratif sistemlerin doğal gaz tüketimini %30-50 oranında azalttığı ve fırın iç sıcaklık kontrolünü iyileştirerek ürün kalitesine olumlu katkıda bulunduğu belirlenmiştir. Ayrıca, daha düşük baca gazı sıcaklıklarının çevreye salınan atık ısıyı önemli ölçüde azalttığı gözlemlenmiştir.

Elde edilen veriler, rejeneratif brülör sistemlerinin yüksek sıcaklıklı proseslerde önemli bir enerji verimliliği potansiyeli sunduğunu, işletme maliyetlerini düşürdüğünü ve sürdürülebilir üretim hedeflerine katkıda bulunduğunu göstermektedir. Bu çalışma, enerji yoğun endüstriyel uygulamalarda brülör teknolojilerinin seçiminde teknik ve ekonomik kriterleri belirlemeyi amaçlamaktadır.

1. GİRİŞ

Metalurji, cam, seramik ve kimyasal üretim gibi yüksek çalışma sıcaklıkları gerektiren endüstriyel prosesler, endüstrideki enerji yoğun operasyonlar arasındadır. Bu tür uygulamalarda, yanma sistemleri, özellikle de brülörler, toplam enerji tüketimini, termal verimliliği ve işletme maliyetlerini belirlemede kritik bir rol oynar. Enerji fiyatları ve çevresel endişeler artmaya devam ettikçe, yüksek sıcaklık proseslerinde enerji verimliliğinin artırılması hem ekonomik hem de ekolojik bir zorunluluk haline gelmiştir.

Ortam sıcaklığında yanma havası sağlayan geleneksel brülörler, basit yapıları ve düşük ilk maliyetleri nedeniyle birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak, egzoz gazlarında bulunan önemli miktarda atık ısıyı geri kazanmadan çalışırlar ve bu da daha yüksek yakıt tüketimine ve bacadan önemli miktarda termal kayba yol açar.

Rejeneratif brülörler ise, sıcak baca gazlarından enerji depolayan ve bunu gelen yanma havasına aktaran seramik ısı eşanjörleri kullanarak bu atık ısının önemli bir kısmını geri kazanmak üzere tasarlanmıştır. Yanma havasını yüksek sıcaklıklara önceden ısıtarak, rejeneratif sistemler yanma verimliliğini önemli ölçüde artırır, yakıt

kullanımını ve baca gazı sıcaklıklarını düşürür. Bu, yalnızca prosesin enerji performansını artırmakla kalmaz, aynı zamanda emisyon azaltımına ve fırın içinde daha kararlı bir sıcaklık kontrolüne de katkıda bulunur.

Deneysel çalışma, Kırklareli ilinde faaliyet gösteren Asistal Alüminyum firmasına ait bir ergitme fırını üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada Termo Isı Sistemleri Tic. ve Sanayi A.Ş. (Ecostar) üretimi 2000 kW kapasiteli rejeneratif brülör kullanılmıştır. Aynı proses koşullarında geleneksel brülörlerle yapılan ölçümlerle kıyaslanan deneylerde, doğal gaz tüketimi, baca gazı sıcaklığı, yanma havası sıcaklığı ve yanma verimi parametreleri değerlendirilmiştir. Bu sayede rejeneratif brülörlerin alüminyum ergitme sektöründeki enerji verimliliği etkisi pratik olarak ortaya konmuştur.

Bu makale, yüksek sıcaklıklı endüstriyel proses koşullarında rejeneratif brülörlerin enerji verimliliği performansını geleneksel brülörlere kıyasla değerlendirmeyi amaçlamaktadır. Analiz, yakıt tüketimi, baca gazı sıcaklığı, termal verimlilik ve proses kararlılığı gibi kritik operasyonel parametrelere dayanmaktadır. Amaç, brülör seçiminin endüstride enerji kullanımını nasıl etkilediğine dair pratik bir bakış açısı sunmak, sürdürülebilir ve uygun maliyetli üretim için rejeneratif brülör teknolojilerinin benimsenmesinin potansiyel faydalarını vurgulamaktır.

2. BRÜLÖR SİSTEMLERİNİN TEKNİK ARKA PLANI

Endüstriyel brülörler, eritme, yakma ve ısı işlem gibi işlemler için gereken ısıyı sağlayan yüksek sıcaklıklı termal proseslerin temel bileşenleridir. Bu sistemlerin enerji verimliliği büyük ölçüde brülör tasarımına, yanma havası sıcaklığına ve ısı geri kazanım kapasitesine bağlıdır. Bu bölüm, yaygın olarak kullanılan iki brülör tipinin çalışma prensiplerini ve temel özelliklerini özetlemektedir: geleneksel (konvansiyonel) brülörler ve rejeneratif brülörler.

2.1. Geleneksel Brülörler

Geleneksel brülörler, yanma sürecini başlatmak için yakıtı (genellikle doğal gaz) ortam sıcaklığındaki yanma havasıyla karıştırarak çalışır. Bu sistemler basit tasarımlı, nispeten ucuz ve kurulumu kolaydır. Ancak, baca gazlarından ısı geri kazanımı için herhangi bir mekanizma içermezler. Sonuç olarak, egzoz yoluyla önemli miktarda termal enerji kaybedilir ve bu da yüksek yakıt tüketimine ve genellikle 800-1000°C aralığında yüksek baca gazı sıcaklıklarına yol açar.[4]

Isı geri kazanımının olmaması, yalnızca termal verimliliği düşürmekle kalmaz, aynı zamanda artan işletme maliyetlerine ve çevresel emisyonlara da katkıda bulunur. Geleneksel brülörler düşük ila orta verimli uygulamalar için yeterli olsa da, enerji yoğun, yüksek sıcaklıklı proseslerde sınırlamaları daha belirgin hale gelir.[3]

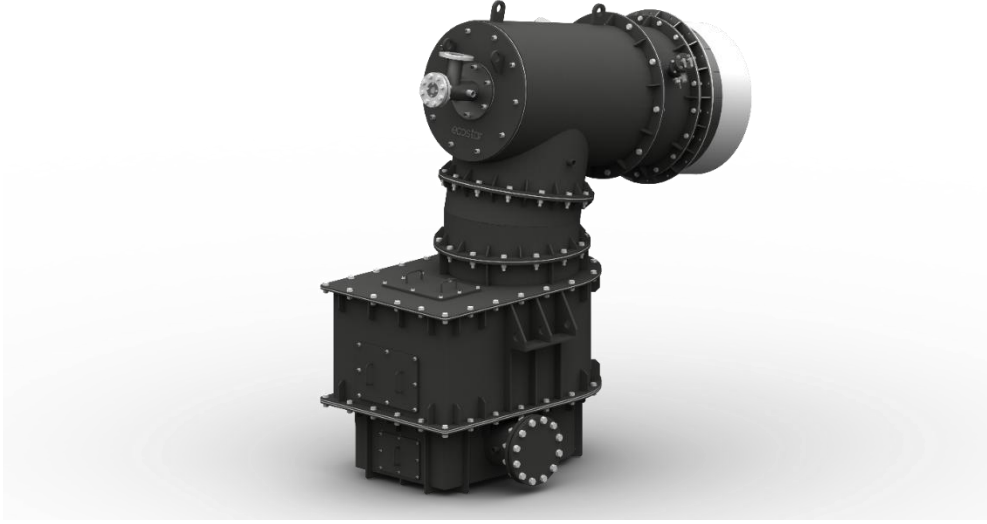


Görsel 1 - Geleneksel brülör [6]

2.2. Rejeneratif Brülörler

Rejeneratif brülörler, baca gazı akışından atık ısıyı geri kazanarak termal verimliliği en üst düzeye çıkarmak için tasarlanmış gelişmiş yanma sistemleridir.[5] Bu brülörler çiftler halinde çalışır ve dönüşümlü çevrimlerde çalışır: Bir brülör ateşleyip fırına ısı verirken, diğeri seramik bir ortam yatağından sıcak egzoz gazlarını çekerek termal enerjiyi depolar. Belirli bir süre sonra (genellikle 30-60 saniye), akış yönü tersine döner; daha önce ateşleyen brülör artık ısıyı geri kazanır ve işlem döngüsel olarak devam eder.

Rejeneratif brülörler, yanma havasını 800-1000°C gibi yüksek sıcaklıklara önceden ısıtarak gerekli yakıt girişini önemli ölçüde azaltır ve baca gazı sıcaklıklarını düşürür. Bu, standart sistemlere kıyasla %30-50'ye varan yakıt tasarrufunun yanı sıra, iyileştirilmiş sıcaklık homojenliği, daha iyi proses kontrolü ve daha düşük CO₂ emisyonları sağlar.[5][3]



Görsel 2 - Rejeneratif Brülör [6]

2.3. Temel Performans Faktörleri

Brülör sistemlerinin enerji verimliliği ve işletme performansı, çeşitli teknik parametreler üzerinden değerlendirilmektedir. Bu faktörler, standart ve rejeneratif brülörler arasındaki temel farklılıkların ortaya konulması açısından kritik öneme sahiptir.

Yanma havası sıcaklığı, sistemlerin performansını belirleyen en önemli unsurlardan biridir. Geleneksel brülörler ortam sıcaklığındaki havayı doğrudan yanma için kullanırken, rejeneratif brülörler atık gazlardaki ısıyı geri kazanarak yanma havasını 600–800 °C aralığına kadar ön ısıtabilmektedir. Bu durum, yanma verimliliğini önemli ölçüde artırmaktadır.

Baca gazı sıcaklığı, enerji kayıplarının belirlenmesinde temel bir parametredir. Geleneksel brülörlerde 800–1000 °C'ye kadar çıkabilen baca gazı sıcaklıkları, geri kazanılmamış enerji kaybını temsil etmektedir. Rejeneratif sistemlerde ise atık ısının büyük bir kısmı geri kazanıldığı için baca gazı sıcaklığı önemli ölçüde düşmektedir. [4]

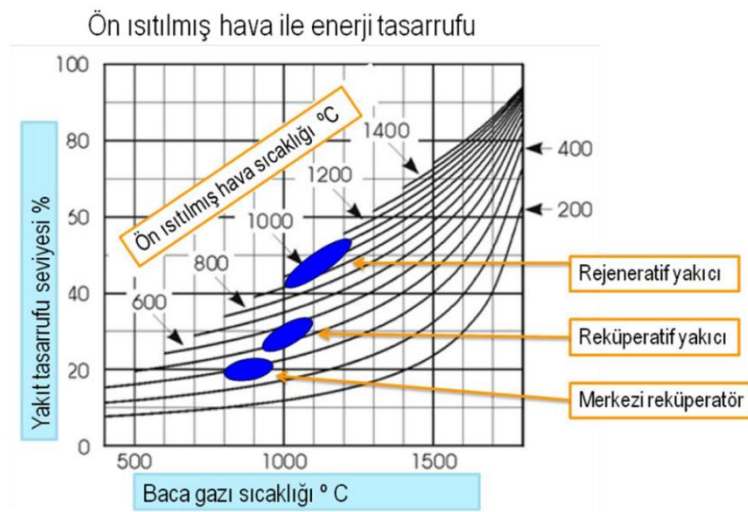
Yakıt tüketimi açısından değerlendirildiğinde, rejeneratif sistemlerin sağladığı avantaj net bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Yanma havasının önceden 600–800 °C'ye kadar ısıtılması, brülöre giren hava ile yakıt arasındaki sıcaklık farkını azaltır. Böylece yakıtın alev sıcaklığına ulaşmak için harcaması gereken enerji miktarı

düşer. Diğer bir ifadeyle, alev oluşumunda gerekli ısının bir kısmı yakıttan değil, geri kazanılan atık ısıdan karşılanır. Bu mekanizma doğrudan daha düşük doğal gaz tüketimi ile sonuçlanmakta, dolayısıyla rejeneratif brülörler benzer proses sıcaklıklarını %30–50 daha az yakıt kullanarak sağlayabilmektedir. [1] Bu durum, hem işletme maliyetlerinin düşürülmesi hem de enerji verimliliğinin artırılması açısından önemli bir üstünlüktür.

Termal verimlilik, sistemlerin genel performansını ifade eden temel göstergelerden biridir. Geleneksel brülörlerde genellikle %60–65 seviyelerinde kalan termal verimlilik, rejeneratif sistemlerde %80–85’in üzerine çıkabilmektedir. Bu iyileşme, hem ekonomik hem de çevresel faydalar sunmaktadır.

Emisyonlar, çevresel etki açısından dikkate alınması gereken bir diğer parametredir. Daha düşük yakıt tüketimi ve daha iyi yanma koşulları sayesinde rejeneratif brülörler, CO₂ ve NO_x emisyonlarının azaltılmasına katkıda bulunmaktadır.

Son olarak, proses kararlılığı ve ürün kalitesi de dikkate alınması gereken faktörlerdir. Rejeneratif brülörlerin sağladığı homojen sıcaklık dağılımı, fırın içindeki prosesin daha dengeli yürütülmesini sağlamak ve bu sayede ürün kalitesi üzerinde olumlu etkiler yaratmaktadır.[1]



Görsel 3 - Ön ısıtılmış Havanın Baca Gazı Sıcaklığı ve Yakıt Tasarrufuna Etkisi [7]

Ön ısıtılmış yanma havası, baca gazı sıcaklığını düşürerek yakıt tüketiminde kayda değer bir tasarruf sağlamaktadır. Görsel 3'te de anlaşılabileceği üzere, bu mekanizma rejeneratif brülörlerin enerji verimliliği üzerindeki avantajını somut olarak ortaya koymaktadır. [7]

2.4. Deneysel Çalışma

Çalışmanın bu bölümünde, rejeneratif ve geleneksel brülörlerin yüksek sıcaklıklı bir prosesdeki yanma performansları karşılaştırılmıştır. Deneysel düzende, geleneksel brülörlerde baca gazı sıcaklığının doğrudan atmosfere atılması nedeniyle herhangi bir ısı geri kazanımı gerçekleşmemekte, bu durum yüksek yakıt tüketimi ve düşük termal verimlilik ile sonuçlanmaktadır.

Rejeneratif brülörlerde ise baca gazındaki atık ısı seramik dolgu malzemeleri aracılığıyla depolanmakta ve yanma havasına aktarılmaktadır. Bu sayede yanma havası ön ısıtılarak prosese daha yüksek sıcaklıklarda girmekte, yakıt tüketiminde önemli düşüşler sağlanmaktadır. Deneysel çalışma kapsamında aşağıdaki parametreler ölçülmüş ve karşılaştırmalı olarak “doğalgaz tüketimi, yanma havası sıcaklığı, baca gazı sıcaklığı” gibi parametreler değerlendirilmiştir.



Görsel 4 - Deneysel Çalışmanın Yapıldığı Ergitme Fırını [6]

Tablo 1 - Deneysel Çalışma Yapılan 2000 kW Rejeneratif Brülör Veri Analizi [6]

Test	Fan Çalışması	O ₂	Lambda	Isınmaya Giren Hava Sıcaklığı (°C)	Brülör Giriş Hava Sıcaklığı (°C)	Fırın İç Sıcaklığı (°C)	Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı (°C)	Yanma Verimi	Yakıt Tasarrufu
1	%100	3,6	1,21	62	540	702	140	%96,7	%24,3
2	%100	4,4	1,27	118	644	877	136	%99,2	%26,8
3	%80	4,9	1,31	124	690	891	140	%99,3	%28,8
4	%70	5,44	1,35	126	685	896	137	%99,5	%28,5
5	%60	5,6	1,37	127	700	899	141	%99,4	%29,2
6	%60	4,4	1,27	128	700	903	140	%99,5	%29,1
7	%80	4,4	1,27	132	700	883	135	%99,9	%28,9
8	%80	4,0	1,24	129	690	884	130	%99,9	%28,6
Ort	%79	4,6	1,3	118,3	668,6	866,9	137,4	%99,2	%28,0

Ölçüm sonuçları, rejeneratif brülörlerin performans avantajlarını açık biçimde ortaya koymaktadır. Yapılan testlerde ortalama %28 yakıt tasarrufu elde edilmiştir. Yanma verimi rejeneratif sistemlerde %99 seviyelerine ulaştığı görülmektedir. Ayrıca baca gazı sıcaklıklarının ortalama 137,4 °C'ye kadar düşmesi, atık ısının büyük ölçüde geri kazanıldığını göstermektedir.

Geleneksel sistemlerde tipik olarak 800–1000 °C seviyelerinde olan baca gazı sıcaklıklarına kıyasla bu değer, atık ısının önemli ölçüde geri kazanıldığını göstermektedir. Fırın iç sıcaklıklarının ise 880–900 °C aralığında dengeli seyrettiği kaydedilmiştir. Bu durum, prosesin kararlılığı açısından olumlu bir göstergedir. Bu veriler, rejeneratif brülörlerin alüminyum eritme prosesinde enerji verimliliği açısından yüksek potansiyel sunduğunu açıkça ortaya koymaktadır.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan deneysel ölçümler, standart ve rejeneratif brülörlerin performans farklarını ortaya koymuştur. Tablo 1'de verilen sonuçlara göre, rejeneratif brülörlerin kullanımıyla doğal gaz tüketiminde belirgin bir azalma elde edilmiştir. Geleneksel sistemlerde atık ısının doğrudan atmosfere atılması, yüksek baca gazı sıcaklıklarına ve dolayısıyla yüksek yakıt tüketimine neden olurken; rejeneratif sistemler, yanma havasını ön ısıtarak enerji kullanımında %30'a kadar tasarruf sağlamıştır.[1]

Baca gazı sıcaklığı sonuçları, enerji verimliliği açısından kritik öneme sahiptir. Geleneksel brülörlerde 800–1000 °C seviyelerinde ölçülen baca gazı sıcaklığı, rejeneratif sistemlerde önemli ölçüde düşürülmüş, böylece hem atık ısı kayıpları hem de çevresel etkiler azalmıştır.

Termal verimlilik hesaplamaları, rejeneratif sistemlerin %99 seviyelerine ulaşarak standart sistemlere (%60–65) kıyasla çok daha yüksek bir performans sergilediğini göstermektedir. Bu durum, özellikle enerji yoğun proseslerde kısa geri ödeme süreleriyle ekonomik avantaj sağlamaktadır.[5]

Emisyon değerleri açısından bakıldığında, rejeneratif sistemlerin daha homojen yanma koşulları sayesinde CO₂ ve NO_x emisyonlarını azalttığı görülmüştür. Bu bulgu, sürdürülebilir üretim hedefleri ve çevresel mevzuatlar açısından önemli bir avantaj oluşturmaktadır.[2]

Ayrıca, fırın içi sıcaklık dağılımı incelendiğinde, rejeneratif brülörlerin daha kararlı ve homojen bir sıcaklık kontrolü sağladığı gözlenmiştir. Bu iyileşme, proses kararlılığına katkı sunmakta ve ürün kalitesinde olumlu yansımalar ortaya çıkarmaktadır.

Deneysel çalışmada elde edilen 137,4 °C ortalama baca gazı sıcaklığı, rejeneratif sistemlerin atık ısı geri kazanımında ulaştığı yüksek verimliliği sayısal olarak kanıtlamaktadır. Bu değer, geleneksel sistemlerde ölçülen 800–1000 °C seviyeleriyle karşılaştırıldığında son derece çarpıcıdır. Böyle bir fark, yalnızca enerji kayıplarını minimize etmekle kalmaz; aynı zamanda prosesin sürdürülebilirlik hedefleri açısından da güçlü bir referans oluşturur. Bu bulgu, literatürdeki benzer çalışmalarla da uyumlu olup, rejeneratif brülörlerin sanayi uygulamalarında stratejik önemini pekiştirmektedir.

Elde edilen bulgular, literatürdeki benzer çalışmalarla da uyumludur ve rejeneratif brülörlerin yüksek sıcaklıklı sanayi proseslerinde enerji verimliliği, emisyon azaltımı ve kalite iyileştirmesi açısından güçlü bir alternatif sunduğunu ortaya koymaktadır.

4. KAYNAKÇA

- [1] Gonzalez, J., et al. (2022). Experimental research of a small-scale industrial furnace with regenerative burner. *Energy Reports*, 8, 1172–1183. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.10.017>
- [2] O'Brien, J., et al. (2015). Ultra Low NOx Conventional and Regenerative Burner Retrofits. *AFRC Conference Proceedings*.
- [3] Biryukov, A., Gnitiev, P., & Vlasov, Y. (2018). A method of predicting thermal efficiency of using recuperative burners. *Vestnik IGÈU*. <https://doi.org/10.17588/2072-2672.2018.1.013-019>
- [4] Sayah, H., et al. (2012). CFD Modeling of a Self-Recuperative Burner and Development of a Simplified Equivalent Radiative Model. *Journal of Heat Transfer*, 134(12). <https://doi.org/10.1115/1.4003756>
- [5] Weinberg, F. J. (1996). Heat-Recirculating Burners: Principles and Some Recent Developments. *Combustion Science and Technology*, 121(1–6), 3–22. <https://doi.org/10.1080/00102209608935584>
- [6] Termo Isı Sistemleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. <https://www.ecostar.com.tr>
- [7] Örenay, S. (2011). *Sanayi Fırınlarında Merkezi Reküperatör, Reküperatif ve Rejeneratif Yakıcılar*. VII. Ulusal Yanma Sempozyumu Bildiriler Kitabı, İstanbul, Türkiye.

YÜKSEK SICAKLIKLI SANAYİ PROSESLERİNDE REJENERATİF BRÜLÖRLERİN GELENEKSEL BRÜLÖRLERE KIYASLA ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ

Sadık DOĞAN¹, Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA²

1: Trakya Üniversitesi, Türkiye ve Termo Isı Sistemleri Tic. ve San. A.Ş., Türkiye
sadikdogan@trakya.edu.tr - sadik.dogan@ecostar.com.tr

2: Trakya Üniversitesi, Türkiye
semihae@trakya.edu.tr

Anahtar Kelimeler: Enerji Verimliliği, Rejeneratif Brülörler, Geleneksel Brülör, Yüksek Sıcaklık Prosesler.

ÖZET

Yüksek sıcaklıklı endüstriyel prosesler, metalurji, cam, seramik ve kimya gibi sektörlerde sıklıkla kullanılmakta ve yüksek enerji tüketimine neden olmaktadır. Bu proseslerde kullanılan brülör sistemleri, hem enerji verimliliğinin hem de işletme maliyetlerinin doğrudan belirleyicileri arasındadır. Bu çalışma, rejeneratif brülörlerin enerji performansı üzerindeki etkisini değerlendirmekte ve bu sistemleri geleneksel brülörlerle karşılaştırmaktadır.

Geleneksel brülörler, yanma için gereken havayı doğrudan ortamdan çeker ve herhangi bir ısı geri kazanımı gerçekleştirmez. Bu durum, yanma sırasında artan yakıt tüketimine ve yüksek sıcaklıkta baca gazı emisyonlarına neden olur. Rejeneratif brülör sistemleri ise, çalışma sırasında atık ısıyı seramik bir ısı eşanjöründe (rejeneratör) depolar ve bu enerjiyi yanma havasına aktararak, daha düşük yakıt tüketimiyle daha verimli bir yanma sağlar.

Bu çalışmada benzer proses koşulları altında her iki brülör tipinin de kullanıldığı sistemler incelenmiştir. Ölçüm ve analizler sonucunda, rejeneratif sistemlerin doğal gaz tüketimini %30-50 oranında azalttığı ve fırın iç sıcaklık kontrolünü iyileştirerek ürün kalitesine olumlu katkıda bulunduğu belirlenmiştir. Ayrıca, daha düşük baca gazı sıcaklıklarının çevreye salınan atık ısıyı önemli ölçüde azalttığı gözlemlenmiştir.

Elde edilen veriler, rejeneratif brülör sistemlerinin yüksek sıcaklıklı proseslerde önemli bir enerji verimliliği potansiyeli sunduğunu, işletme maliyetlerini düşürdüğünü ve sürdürülebilir üretim hedeflerine katkıda bulunduğunu göstermektedir. Bu çalışma, enerji yoğun endüstriyel uygulamalarda brülör teknolojilerinin seçiminde teknik ve ekonomik kriterleri belirlemeyi amaçlamaktadır.

1. GİRİŞ

Metalurji, cam, seramik ve kimyasal üretim gibi yüksek çalışma sıcaklıkları gerektiren endüstriyel prosesler, endüstrideki enerji yoğun operasyonlar arasındadır. Bu tür uygulamalarda, yanma sistemleri, özellikle de brülörler, toplam enerji tüketimini, termal verimliliği ve işletme maliyetlerini belirlemede kritik bir rol oynar. Enerji fiyatları ve çevresel endişeler artmaya devam ettikçe, yüksek sıcaklık proseslerinde enerji verimliliğinin artırılması hem ekonomik hem de ekolojik bir zorunluluk haline gelmiştir.

Ortam sıcaklığında yanma havası sağlayan geleneksel brülörler, basit yapıları ve düşük ilk maliyetleri nedeniyle birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak, egzoz gazlarında bulunan önemli miktarda atık ısıyı geri kazanmadan çalışırlar ve bu da daha yüksek yakıt tüketimine ve bacadan önemli miktarda termal kayba yol açar.

Rejeneratif brülörler ise, sıcak baca gazlarından enerji depolayan ve bunu gelen yanma havasına aktaran seramik ısı eşanjörleri kullanarak bu atık ısıнын önemli bir kısmını geri kazanmak üzere tasarlanmıştır. Yanma havasını yüksek sıcaklıklara önceden ısıtarak, rejeneratif sistemler yanma verimliliğini önemli ölçüde artırır, yakıt

kullanımını ve baca gazı sıcaklıklarını düşürür. Bu, yalnızca prosesin enerji performansını artırmakla kalmaz, aynı zamanda emisyon azaltımına ve fırın içinde daha kararlı bir sıcaklık kontrolüne de katkıda bulunur.

Deneysel çalışma, Kırklareli ilinde faaliyet gösteren Asistal Alüminyum firmasına ait bir ergitme fırını üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada Termo Isı Sistemleri Tic. ve Sanayi A.Ş. (Ecostar) üretimi 2000 kW kapasiteli rejeneratif brülör kullanılmıştır. Aynı proses koşullarında geleneksel brülörlerle yapılan ölçümlerle kıyaslanan deneylerde, doğal gaz tüketimi, baca gazı sıcaklığı, yanma havası sıcaklığı ve yanma verimi parametreleri değerlendirilmiştir. Bu sayede rejeneratif brülörlerin alüminyum ergitme sektöründeki enerji verimliliği etkisi pratik olarak ortaya konmuştur.

Bu makale, yüksek sıcaklıklı endüstriyel proses koşullarında rejeneratif brülörlerin enerji verimliliği performansını geleneksel brülörlere kıyasla değerlendirmeyi amaçlamaktadır. Analiz, yakıt tüketimi, baca gazı sıcaklığı, termal verimlilik ve proses kararlılığı gibi kritik operasyonel parametrelere dayanmaktadır. Amaç, brülör seçiminin endüstride enerji kullanımını nasıl etkilediğine dair pratik bir bakış açısı sunmak, sürdürülebilir ve uygun maliyetli üretim için rejeneratif brülör teknolojilerinin benimsenmesinin potansiyel faydalarını vurgulamaktır.

2. BRÜLÖR SİSTEMLERİNİN TEKNİK ARKA PLANI

Endüstriyel brülörler, eritme, yakma ve ısı işlem gibi işlemler için gereken ısıyı sağlayan yüksek sıcaklıklı termal proseslerin temel bileşenleridir. Bu sistemlerin enerji verimliliği büyük ölçüde brülör tasarımına, yanma havası sıcaklığına ve ısı geri kazanım kapasitesine bağlıdır. Bu bölüm, yaygın olarak kullanılan iki brülör tipinin çalışma prensiplerini ve temel özelliklerini özetlemektedir: geleneksel (konvansiyonel) brülörler ve rejeneratif brülörler.

2.1. Geleneksel Brülörler

Geleneksel brülörler, yanma sürecini başlatmak için yakıtı (genellikle doğal gaz) ortam sıcaklığındaki yanma havasıyla karıştırarak çalışır. Bu sistemler basit tasarımlı, nispeten ucuz ve kurulumu kolaydır. Ancak, baca gazlarından ısı geri kazanımı için herhangi bir mekanizma içermezler. Sonuç olarak, egzoz yoluyla önemli miktarda termal enerji kaybedilir ve bu da yüksek yakıt tüketimine ve genellikle 800-1000°C aralığında yüksek baca gazı sıcaklıklarına yol açar.[4]

Isı geri kazanımının olmaması, yalnızca termal verimliliği düşürmekle kalmaz, aynı zamanda artan işletme maliyetlerine ve çevresel emisyonlara da katkıda bulunur. Geleneksel brülörler düşük ila orta verimli uygulamalar için yeterli olsa da, enerji yoğun, yüksek sıcaklıklı proseslerde sınırlamaları daha belirgin hale gelir.[3]

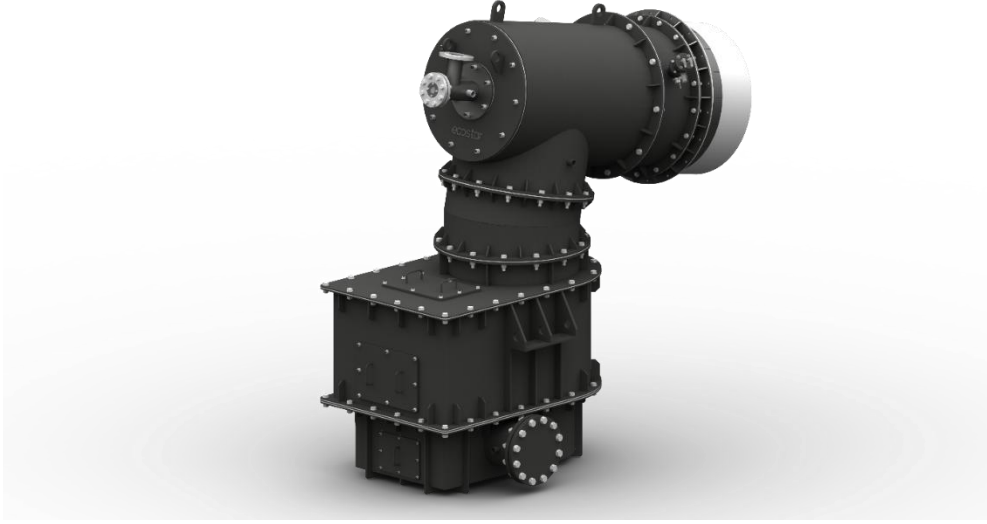


Görsel 1 - Geleneksel brülör [6]

2.2. Rejeneratif Brülörler

Rejeneratif brülörler, baca gazı akışından atık ısıyı geri kazanarak termal verimliliği en üst düzeye çıkarmak için tasarlanmış gelişmiş yanma sistemleridir.[5] Bu brülörler çiftler halinde çalışır ve dönüşümlü çevrimlerde çalışır: Bir brülör ateşleyip fırına ısı verirken, diğeri seramik bir ortam yatağından sıcak egzoz gazlarını çekerek termal enerjiyi depolar. Belirli bir süre sonra (genellikle 30-60 saniye), akış yönü tersine döner; daha önce ateşleyen brülör artık ısıyı geri kazanır ve işlem döngüsel olarak devam eder.

Rejeneratif brülörler, yanma havasını 800-1000°C gibi yüksek sıcaklıklara önceden ısıtarak gerekli yakıt girişini önemli ölçüde azaltır ve baca gazı sıcaklıklarını düşürür. Bu, standart sistemlere kıyasla %30-50'ye varan yakıt tasarrufunun yanı sıra, iyileştirilmiş sıcaklık homojenliği, daha iyi proses kontrolü ve daha düşük CO₂ emisyonları sağlar.[5][3]



Görsel 2 - Rejeneratif Brülör [6]

2.3. Temel Performans Faktörleri

Brülör sistemlerinin enerji verimliliği ve işletme performansı, çeşitli teknik parametreler üzerinden değerlendirilmektedir. Bu faktörler, standart ve rejeneratif brülörler arasındaki temel farklılıkların ortaya konulması açısından kritik öneme sahiptir.

Yanma havası sıcaklığı, sistemlerin performansını belirleyen en önemli unsurlardan biridir. Geleneksel brülörler ortam sıcaklığındaki havayı doğrudan yanma için kullanırken, rejeneratif brülörler atık gazlardaki ısıyı geri kazanarak yanma havasını 600–800 °C aralığına kadar ön ısıtabilmektedir. Bu durum, yanma verimliliğini önemli ölçüde artırmaktadır.

Baca gazı sıcaklığı, enerji kayıplarının belirlenmesinde temel bir parametredir. Geleneksel brülörlerde 800–1000 °C'ye kadar çıkabilen baca gazı sıcaklıkları, geri kazanılmamış enerji kaybını temsil etmektedir. Rejeneratif sistemlerde ise atık ısının büyük bir kısmı geri kazanıldığı için baca gazı sıcaklığı önemli ölçüde düşmektedir. [4]

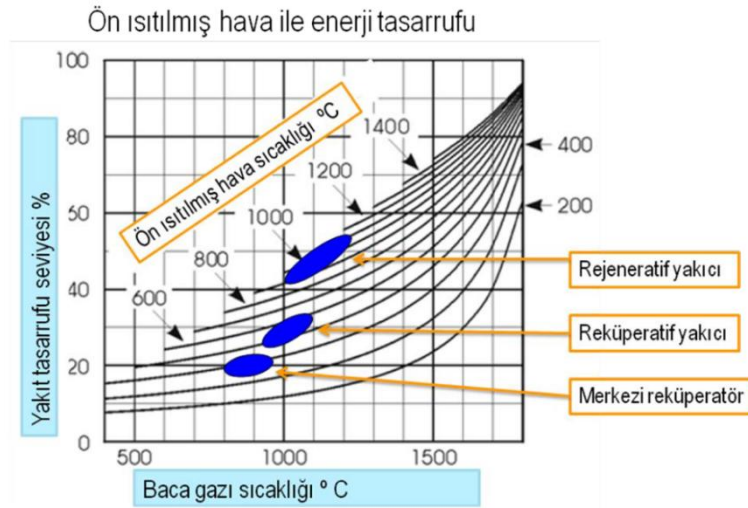
Yakıt tüketimi açısından değerlendirildiğinde, rejeneratif sistemlerin sağladığı avantaj net bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Yanma havasının önceden 600–800 °C'ye kadar ısıtılması, brülöre giren hava ile yakıt arasındaki sıcaklık farkını azaltır. Böylece yakıtın alev sıcaklığına ulaşmak için harcaması gereken enerji miktarı

düşer. Diğer bir ifadeyle, alev oluşumunda gerekli ısının bir kısmı yakıttan değil, geri kazanılan atık ısıdan karşılanır. Bu mekanizma doğrudan daha düşük doğal gaz tüketimi ile sonuçlanmakta, dolayısıyla rejeneratif brülörler benzer proses sıcaklıklarını %30–50 daha az yakıt kullanarak sağlayabilmektedir. [1] Bu durum, hem işletme maliyetlerinin düşürülmesi hem de enerji verimliliğinin artırılması açısından önemli bir üstünlüktür.

Termal verimlilik, sistemlerin genel performansını ifade eden temel göstergelerden biridir. Geleneksel brülörlerde genellikle %60–65 seviyelerinde kalan termal verimlilik, rejeneratif sistemlerde %80–85’in üzerine çıkabilmektedir. Bu iyileşme, hem ekonomik hem de çevresel faydalar sunmaktadır.

Emisyonlar, çevresel etki açısından dikkate alınması gereken bir diğer parametredir. Daha düşük yakıt tüketimi ve daha iyi yanma koşulları sayesinde rejeneratif brülörler, CO₂ ve NO_x emisyonlarının azaltılmasına katkıda bulunmaktadır.

Son olarak, proses kararlılığı ve ürün kalitesi de dikkate alınması gereken faktörlerdir. Rejeneratif brülörlerin sağladığı homojen sıcaklık dağılımı, fırın içindeki prosesin daha dengeli yürütülmesini sağlamak ve bu sayede ürün kalitesi üzerinde olumlu etkiler yaratmaktadır.[1]



Görsel 3 - Ön ısıtılmış Havanın Baca Gazı Sıcaklığı ve Yakıt Tasarrufuna Etkisi [7]

Ön ısıtılmış yanma havası, baca gazı sıcaklığını düşürerek yakıt tüketiminde kayda değer bir tasarruf sağlamaktadır. Görsel 3’te de anlaşılabileceği üzere, bu mekanizma rejeneratif brülörlerin enerji verimliliği üzerindeki avantajını somut olarak ortaya koymaktadır. [7]

2.4. Deneysel Çalışma

Çalışmanın bu bölümünde, rejeneratif ve geleneksel brülörlerin yüksek sıcaklıklı bir prosesdeki yanma performansları karşılaştırılmıştır. Deneysel düzende, geleneksel brülörlerde baca gazı sıcaklığının doğrudan atmosfere atılması nedeniyle herhangi bir ısı geri kazanımı gerçekleşmemekte, bu durum yüksek yakıt tüketimi ve düşük termal verimlilik ile sonuçlanmaktadır.

Rejeneratif brülörlerde ise baca gazındaki atık ısı seramik dolgu malzemeleri aracılığıyla depolanmakta ve yanma havasına aktarılmaktadır. Bu sayede yanma havası ön ısıtılarak prosese daha yüksek sıcaklıklarda girmekte, yakıt tüketiminde önemli düşüşler sağlanmaktadır. Deneysel çalışma kapsamında aşağıdaki parametreler ölçülmüş ve karşılaştırmalı olarak “doğalgaz tüketimi, yanma havası sıcaklığı, baca gazı sıcaklığı” gibi parametreler değerlendirilmiştir.



Görsel 4 - Deneysel Çalışmanın Yapıldığı Ergitme Fırını [6]

Tablo 1 - Deneysel Çalışma Yapılan 2000 kW Rejeneratif Brülör Veri Analizi [6]

Test	Fan Çalışması	O ₂	Lambda	Isınmaya Giren Hava Sıcaklığı (°C)	Brülör Giriş Hava Sıcaklığı (°C)	Fırın İç Sıcaklığı (°C)	Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı (°C)	Yanma Verimi	Yakıt Tasarrufu
1	%100	3,6	1,21	62	540	702	140	%96,7	%24,3
2	%100	4,4	1,27	118	644	877	136	%99,2	%26,8
3	%80	4,9	1,31	124	690	891	140	%99,3	%28,8
4	%70	5,44	1,35	126	685	896	137	%99,5	%28,5
5	%60	5,6	1,37	127	700	899	141	%99,4	%29,2
6	%60	4,4	1,27	128	700	903	140	%99,5	%29,1
7	%80	4,4	1,27	132	700	883	135	%99,9	%28,9
8	%80	4,0	1,24	129	690	884	130	%99,9	%28,6
Ort	%79	4,6	1,3	118,3	668,6	866,9	137,4	%99,2	%28,0

Ölçüm sonuçları, rejeneratif brülörlerin performans avantajlarını açık biçimde ortaya koymaktadır. Yapılan testlerde ortalama %28 yakıt tasarrufu elde edilmiştir. Yanma verimi rejeneratif sistemlerde %99 seviyelerine ulaştığı görülmektedir. Ayrıca baca gazı sıcaklıklarının ortalama 137,4 °C'ye kadar düşmesi, atık ısının büyük ölçüde geri kazanıldığını göstermektedir.

Geleneksel sistemlerde tipik olarak 800–1000 °C seviyelerinde olan baca gazı sıcaklıklarına kıyasla bu değer, atık ısının önemli ölçüde geri kazanıldığını göstermektedir. Fırın iç sıcaklıklarının ise 880–900 °C aralığında dengeli seyrettiği kaydedilmiştir. Bu durum, prosesin kararlılığı açısından olumlu bir göstergedir. Bu veriler, rejeneratif brülörlerin alüminyum ergitme prosesinde enerji verimliliği açısından yüksek potansiyel sunduğunu açıkça ortaya koymaktadır.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan deneysel ölçümler, standart ve rejeneratif brülörlerin performans farklarını ortaya koymuştur. Tablo 1'de verilen sonuçlara göre, rejeneratif brülörlerin kullanımıyla doğal gaz tüketiminde belirgin bir azalma elde edilmiştir. Geleneksel sistemlerde atık ısının doğrudan atmosfere atılması, yüksek baca gazı sıcaklıklarına ve dolayısıyla yüksek yakıt tüketimine neden olurken; rejeneratif sistemler, yanma havasını ön ısıtarak enerji kullanımında %30'a kadar tasarruf sağlamıştır.[1]

Baca gazı sıcaklığı sonuçları, enerji verimliliği açısından kritik öneme sahiptir. Geleneksel brülörlerde 800–1000 °C seviyelerinde ölçülen baca gazı sıcaklığı, rejeneratif sistemlerde önemli ölçüde düşürülmüş, böylece hem atık ısı kayıpları hem de çevresel etkiler azalmıştır.

Termal verimlilik hesaplamaları, rejeneratif sistemlerin %99 seviyelerine ulaşarak standart sistemlere (%60–65) kıyasla çok daha yüksek bir performans sergilediğini göstermektedir. Bu durum, özellikle enerji yoğun proseslerde kısa geri ödeme süreleriyle ekonomik avantaj sağlamaktadır.[5]

Emisyon değerleri açısından bakıldığında, rejeneratif sistemlerin daha homojen yanma koşulları sayesinde CO₂ ve NO_x emisyonlarını azalttığı görülmüştür. Bu bulgu, sürdürülebilir üretim hedefleri ve çevresel mevzuatlar açısından önemli bir avantaj oluşturmaktadır.[2]

Ayrıca, fırın içi sıcaklık dağılımı incelendiğinde, rejeneratif brülörlerin daha kararlı ve homojen bir sıcaklık kontrolü sağladığı gözlenmiştir. Bu iyileşme, proses kararlılığına katkı sunmakta ve ürün kalitesinde olumlu yansımalar ortaya çıkarmaktadır.

Deneysel çalışmada elde edilen 137,4 °C ortalama baca gazı sıcaklığı, rejeneratif sistemlerin atık ısı geri kazanımında ulaştığı yüksek verimliliği sayısal olarak kanıtlamaktadır. Bu değer, geleneksel sistemlerde ölçülen 800–1000 °C seviyeleriyle karşılaştırıldığında son derece çarpıcıdır. Böyle bir fark, yalnızca enerji kayıplarını minimize etmekle kalmaz; aynı zamanda prosesin sürdürülebilirlik hedefleri açısından da güçlü bir referans oluşturur. Bu bulgu, literatürdeki benzer çalışmalarla da uyumlu olup, rejeneratif brülörlerin sanayi uygulamalarında stratejik önemini pekiştirmektedir.

Elde edilen bulgular, literatürdeki benzer çalışmalarla da uyumludur ve rejeneratif brülörlerin yüksek sıcaklıklı sanayi proseslerinde enerji verimliliği, emisyon azaltımı ve kalite iyileştirmesi açısından güçlü bir alternatif sunduğunu ortaya koymaktadır.

4. KAYNAKÇA

- [1] Gonzalez, J., et al. (2022). Experimental research of a small-scale industrial furnace with regenerative burner. *Energy Reports*, 8, 1172–1183. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.10.017>
- [2] O'Brien, J., et al. (2015). Ultra Low NOx Conventional and Regenerative Burner Retrofits. *AFRC Conference Proceedings*.
- [3] Biryukov, A., Gnitiev, P., & Vlasov, Y. (2018). A method of predicting thermal efficiency of using recuperative burners. *Vestnik IGÈU*. <https://doi.org/10.17588/2072-2672.2018.1.013-019>
- [4] Sayah, H., et al. (2012). CFD Modeling of a Self-Recuperative Burner and Development of a Simplified Equivalent Radiative Model. *Journal of Heat Transfer*, 134(12). <https://doi.org/10.1115/1.4003756>
- [5] Weinberg, F. J. (1996). Heat-Recirculating Burners: Principles and Some Recent Developments. *Combustion Science and Technology*, 121(1–6), 3–22. <https://doi.org/10.1080/00102209608935584>
- [6] Termo Isı Sistemleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. <https://www.ecostar.com.tr>
- [7] Örenay, S. (2011). *Sanayi Fırınlarında Merkezi Reküperatör, Reküperatif ve Rejeneratif Yakıcılar*. VII. Ulusal Yanma Sempozyumu Bildiriler Kitabı, İstanbul, Türkiye.

SELF-REKÜPERATİF YAKICILARDA ISI ETKİNLİĞİNİN ARTIRILMASI

Emre DUYMAZ¹, Mustafa ALTINTAŞ¹, Hasan KARABAY²

¹Önder Mühendislik San. Tic. A.S., Sanayi Mah. Kuzey Sk. No:16, 41040, Kocaeli, Türkiye

² Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 41300, Kocaeli, Türkiye

emre.duymaz@onder.com, mustafa.altintas@onder.com, hasankarabay@gmail.com

Özet

Alüminyum sektöründe kullanılan fırınların enerji tüketimini azaltmak amacıyla, egzoz ısısını geri kazanan self-rekuperatif yakıcılar yaygın olarak kullanılmakta olup bu çalışma, söz konusu yakıcıların enerji verimliliğinin artırılması üzerine yapılmıştır. Bu yakıcılarda enerji geri kazanım performansı egzoz gazındaki atık ısıнын yanma havasına aktarımını gerçekleştiren rekuperatörün şekli ve buna bağlı olarak ısı etkinliğiyle doğrudan ilişkilidir. Çalışmada, rekuperatörü 30 paslanmaz çelik borudan oluşan bir yakıcı referans alınmış, tasarimsal iyileştirmeler ve bu doğrultuda analizler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle mevcut hacim içinde boru sayısı artırılarak 36 adete çıkartılmış ve böylelikle ısı transfer yüzeyi de genişletilmiştir. Akış yönü korunacak şekilde boru içi ve egzoz basınçları dikkate alınarak boru kesiti yeniden tasarlanmış, boru içi akış hızını ideal seviyede tutacak yassı oval bir patern uygulanmıştır. Böylece ısı transfer yüzeyi artarken, boru içi akışkan hızından kaynaklı ısı geçişi iyileşmiştir. Mevcut yakıcı katalog değerlerine göre 850°C rekuperatör girişi ve 450°C rekuperatör çıkış sıcaklığı belirtilmiştir. Belirlenen kabuller altında nümerik analizler ile mevcut yakıcı rekuperatör çıkış sıcaklığı 560°C hesaplanmış, geliştirilen tasarımın rekuperatör çıkış sıcaklığının 527°C olduğu görülmüştür. Elde edilen çıktılar neticesinde yassı oval tasarımın ısı geri kazanımında daha efektif olduğu saptanmıştır. Sonuç olarak boru kesit optimizasyonunun düşük maliyetli, uygulanabilir ve verimli bir çözüm sunduğu elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Self-rekuperatif yakıcı, Rekuperatör, Brülör, Isı geri kazanımı, ANSYS Fluent, Enerji verimliliği

Abstract

In the aluminum industry, self-recuperative burners, which recover exhaust heat, are commonly used to reduce energy consumption in furnaces. This study focuses on improving the energy efficiency of these burners. The energy recovery performance of these burners is directly related to the shape of the recuperator, which transfers waste heat from the exhaust gases to the combustion air, and consequently to its heat efficiency. In this study, a burner with a recuperator consisting of 30 stainless steel tubes was used as a reference, and design improvements were made, followed by analyses. Initially, the number of tubes within the existing volume was increased to 36, thus expanding the heat transfer surface area. To maintain the flow direction, the tube cross-section was redesigned, considering both the internal and exhaust pressures. A flat oval pattern was applied to keep the internal flow velocity at an ideal level. As a result, heat transfer was improved while the heat transfer surface area increased. According to the current burner catalog values, the recuperator entry temperature is 850°C, and the exit temperature is 450°C. Under the given assumptions, numerical analyses revealed that the existing burner recuperator exit temperature was calculated to be 560°C, while the developed design showed an exit temperature of 527°C. The results indicate that the flat oval design is more effective in heat recovery. Consequently, the tube cross-section optimization provides a low-cost, feasible, and efficient solution.

Keywords: Self-recuperative burner, Recuperator, Burner, Waste heat recovery, ANSYS Fluent, Energy efficiency

1. GİRİŞ

Kontrolsüz artan nüfus, kentleşme ve sanayileşmenin etkisiyle Türkiye’de ve dünyada enerji tüketimi her geçen gün artmaktadır. Artan enerji talebi, enerji kaynaklarının sürdürülebilir biçimde teminini ve sürdürülebilir kalkınmayı doğrudan etkileyen stratejik bir unsur haline gelmiştir. Uluslararası Enerji Ajansı’nın (IEA) 2024 yılı verilerine göre, Türkiye’nin toplam doğalgaz arzının yüzde 94,7’si ithalat yoluyla karşılanmaktadır. 2000–2024 döneminde doğalgaz ithalatı yüzde 257 oranında artmış olup, bu durum enerji talebindeki sürekli artışı açıkça ortaya koymaktadır. 2024 itibarıyla doğalgaz, Türkiye’nin toplam enerji ithalatının yüzde 34’ünü oluşturmaktadır [7].

Doğalgaz tüketimi sektörler göre incelendiğinde, 2023 yılı itibarıyla konut sektörü toplam nihai doğalgaz tüketiminin yaklaşık yüzde 49’unu, sanayi sektörü ise yüzde 31’ini oluşturmaktadır. Geriye kalan tüketimin yaklaşık yüzde 15’i ticari ve kamu hizmetlerinde, yüzde 0,7’si ise ulaştırma sektöründe gerçekleşmektedir. Bu dağılım, doğalgazın hem konutlarda hem de sanayi üretiminde temel bir enerji kaynağı olarak yaygın şekilde kullanıldığını göstermektedir [7].

Sanayi sektörü, toplam enerji tüketimi içindeki payı ve üretim süreçlerinin sürekliliği nedeniyle enerji yönetiminin en kritik alanlarından birini oluşturmaktadır. Bu nedenle sanayi işletmelerinde enerji kullanımının optimize edilmesi, yalnızca üretim maliyetlerinin düşürülmesini değil, aynı zamanda kaynakların etkin kullanılmasını da sağlamaktadır. Enerji verimliliğine yönelik uygulamalar, fosil yakıt tüketimini azaltarak çevresel etkilerin sınırlandırılmasına katkı sunarken, enerji ithalatına duyulan gereksinimi azaltarak ekonomik sürdürülebilirliği de desteklemektedir.

Alüminyum üretiminde kullanılan ısıtım fırınları, yüksek enerji gereksinimleri nedeniyle doğalgaz tüketiminin en yoğun olduğu prosesler arasında yer almaktadır. Bu fırınlarda yer alan brülör sistemleri, doğalgazın kontrollü yanmasıyla üretim için gerekli ısıtım enerjisi sağlar ve toplam doğalgaz tüketiminin büyük kısmını oluşturur. Bu nedenle, söz konusu proseslerde gerçekleştirilecek enerji verimliliği iyileştirmeleri hem üretim maliyetlerinin azaltılmasına hem de enerji kaynaklarının sürdürülebilir kullanımına önemli katkı sağlamaktadır.

Bu bağlamda, sanayi fırınlarında atık ısı geri kazanımına dayalı sistemlerin kullanımı öne çıkmaktadır. Bu sistemler arasında yer alan kendinden reküperatörlü brülörler, egzoz gazlarındaki enerjiyi doğrudan brülör bünyesindeki ısı değiştirici aracılığıyla yanma havasına aktararak sistemin genel verimini artırmaktadır. Merkezi reküperatör sistemlerine kıyasla daha ekonomik, kompakt ve uygulanması kolay olan bu yapı, aynı zamanda yakıt tüketimini azaltarak enerji tasarrufu ve emisyon düşüşü sağlamaktadır [4,5].

2. AMAÇ VE KAPSAM

Bu çalışmada, genellikle alüminyum sektöründe homojenizasyon ve tutma fırınlarında yaygın olarak tercih edilen boru tipi kendinden reküperatörlü (self-reküperatif) brülörlerin verimliliğinin artırılması amaçlanmıştır.

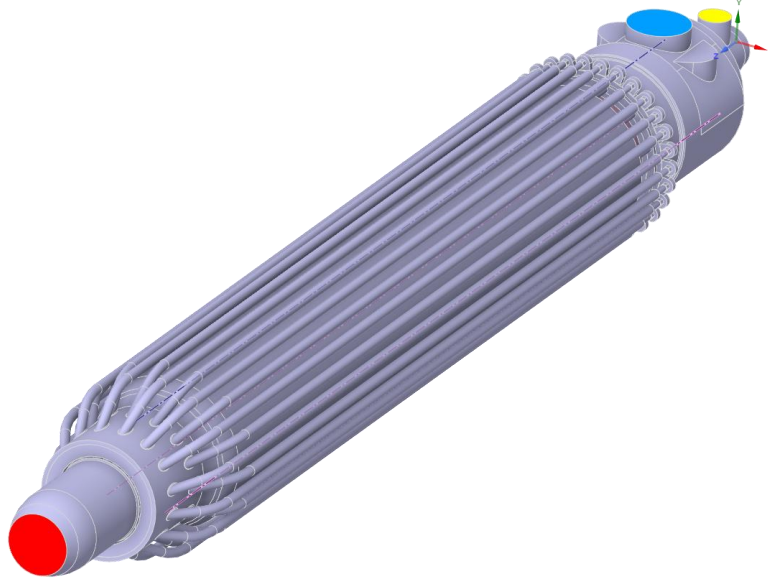
Bu kapsamda, endüstride kullanılan ve borulu sistem reküperatöre sahip 170-210 kW güçte çalışan bir brülör modeli seçilmiş [8]; reküperatör yeniden tasarlanarak sistemin daha yüksek ısıtım geri kazanım performansına ulaşması hedeflenmiştir.

Çalışmada, mevcut brülör geometrisinin analiz edilmesi, mevcut tasarımın ısıtım performansının değerlendirilmesi ve sonrasında boru sayısında artış ile boru kesit geometrisinde yapılan değişiklikler yoluyla ısıtım transfer performansının iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

3. MEVCUT REKÜPERATÖRÜN ANALİZİ VE MODELLEME YAKLAŞIMI

Çalışmanın ilk adımında, reküperatörün ısıtım etkinliğini doğrudan etkileyen akış dağılımını ve yeni geometrinin akış karakteristiği üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla yalnızca izotermal akış analizi gerçekleştirilmiştir. Nümerik analizler, ANSYS Fluent 2024 R2 yazılımı kullanılarak sonlu hacimler yöntemi ile çözümleme yapılmış olup [1], çözümde basınç-temelli (pressure-based), mutlak hız formülasyonlu ve durağan (steady) çözüm yaklaşımı tercih edilmiştir. Analiz girdisi olarak referans yakıcı katalog verilerinden belirlenen 240 m³/h yanma havası ve 19,8 m³/h doğalgaz debisi değerleri kullanılmıştır. Akışkanın karmaşık geometrideki yüksek Reynolds sayısına sahip türbülanslı

davranışını ve genel akış özelliklerini yakalamak amacıyla $k-\epsilon$ (realizable k-epsilon) modeli seçilmiş ve duvar bölgelerine yakın akış davranışı standart duvar fonksiyonları ile modellenmiştir. Ayrıca, kullanılan metan–hava karışımının taşınımını temsil etmek için tür (species) taşınımı modeli etkinleştirilmiş, ancak izotermal akış analizi hedefi doğrultusunda türler arası volumetrik reaksiyonlar çözülmemiş, sadece taşınım süreçleri hesaplanmıştır. Sayısal çözüme geçildiğinde, hızlı ve stabil bir yakınsama elde etmek için basınç–hız bağlaştırılması coupled şeması ile gerçekleştirilmiş; momentum, türbülans ve tür taşınımı denklemlerinin ayrıklaştırılmasında çözüm hassasiyetini artıran second order upwind yaklaşımı uygulanmıştır. Aşağıda referans yakıcının iç akış hacmi gösterilmekte olup; sarı alan gaz girişini, mavi alan yanma havası girişini ve kırmızı alan ise gaz hava karışımının çıkışını göstermektedir.



Şekil 1. Referans yakıcıya ait iç akış hacim modelinin görseli.

Analiz sonuçları, yanma hava debisinin yaklaşık %70'inin reküperatör bölümünden geçtiğini göstermiştir. Referans modelin içerisinden geçen havanın ortalama kütleli debi dağılımı aşağıda verilmiştir.

Tablo 1. Referans yakıcı için yanma havasının hacimsel debisi ve geçiş yerlerinde yüzdesel olarak dağılımı.

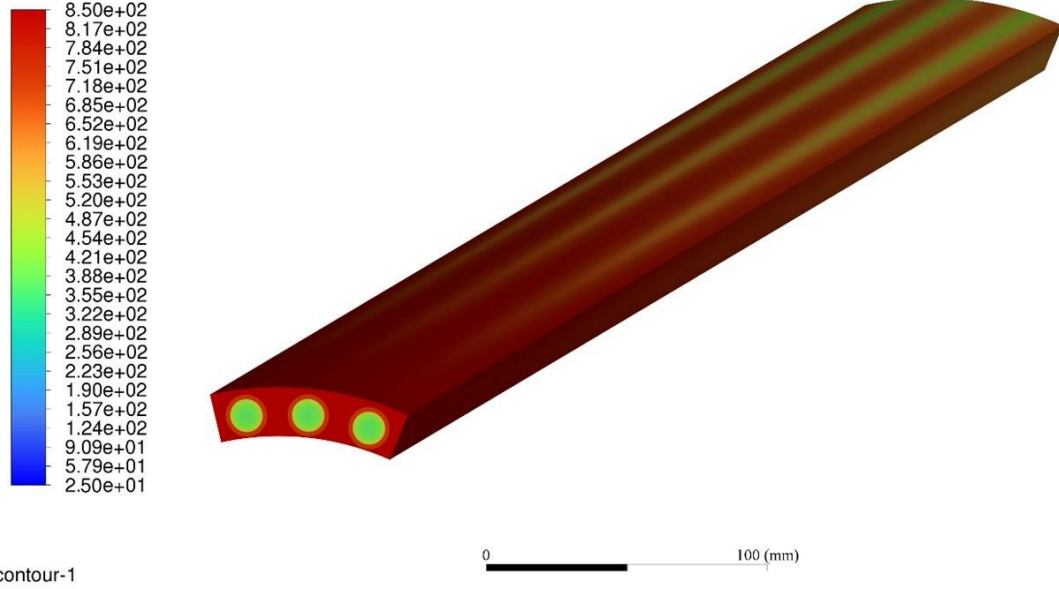
Bölge Adı	Hacimsel Debi (m^3/h)	Oran (%)
Reküperatör	$\approx 168,2$	$\approx 70,1$
Ceket	$\approx 55,4$	$\approx 23,1$
Gaz	$\approx 14,9$	$\approx 6,2$
Gözetleme Camı	$\approx 1,4$	$\approx 0,6$

Bu doğrultuda termal çözüm, izotermal analizde olduğu gibi ANSYS Fluent 2024 R2 yazılımı kullanılarak basınç–temelli (pressure-based) ve durağan (steady) çözüm yaklaşımıyla gerçekleştirilmiştir. Reküperatörün toplam uzunluğu dikkate alınarak model sadeleştirilmiş ve akış karakteristiğini temsil etmesi amacıyla düz boru geometrisinde, üç adet borudan oluşan periyodik bir hesaplama alanı oluşturulmuştur. Analizlerde sistemin dış ortamla ısı etkileşimi bulunmadığı ve ısıtımın ihmal edildiği kabul edilmiştir. Egzoz gazı, modeli yalınlaştırmak adına hava olarak temsil edilmiş ve sıcaklığı katalog verilerinde verilen $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ değeri üzerinden tanımlanmıştır. Türbülans modeli olarak, duvar yakınındaki konvektif ısı transferi davranışını doğru şekilde yakalayabilmesi nedeniyle SST $k-\omega$ modeli kullanılmış;

bu kapsamda süreklilik, momentum, enerji, türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül türbülans dağılma oranı (ω) denklemleri çözülmüştür. Basınç–hız bağlaşımı coupled algoritmasıyla sağlanmış, tüm taşınım terimleri second order upwind şemasıyla ayrıklaştırılmıştır. Sınır koşulu olarak, yanma havası girişine izotermal akış analizinden elde edilen hacimsel debi dağılımı (reküperatör üzerinden %70,1 geçiş) giriş profili olarak uygulanmıştır.

Static Temperature
[C]

Ansys
2024 R2



Şekil 2. Referans yakıcıya ait reküperatörün termal analiz sonucunu gösteren kontur.

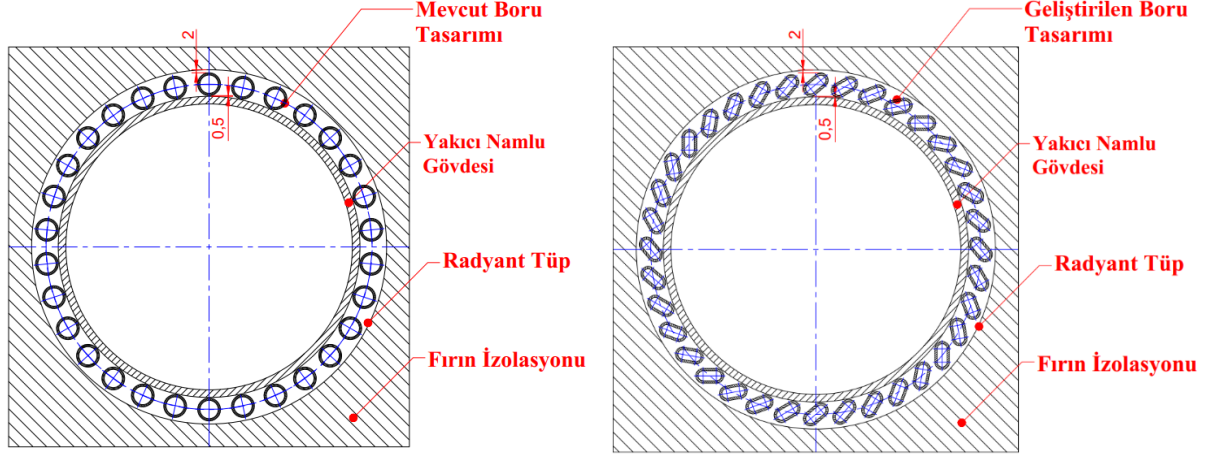
Katalog değerlerine göre 200 kW’lık brülör için reküperatöre giriş sıcaklığı 850 °C, çıkış sıcaklığı 450 °C’dir. Belirli kabuller altında yapılan termal analiz sonucunda ise egzoz gazının reküperatörden çıkış sıcaklığı 560 °C olarak hesaplanmıştır.

4. YENİ GEOMETRİ TASARIMI VE İYİLEŞTİRME YAKLAŞIMI

Mevcut modelden elde edilen sonuçlar doğrultusunda, reküperatör etkinliğini artırmak amacıyla ısı transfer yüzeyinin genişletilmesi hedeflenmiştir [3]. İlk olarak, mevcut 30 olan boru sayısı artırılarak, malzeme ve boru ölçüleri aynı tutulmuş ve referans yakıcının reküpatör harici diğer ölçülerinin değişmemesi gerektiği dikkate alınarak, maksimum 36 adet boru yerleştirilebileceği belirlenmiştir. Ancak, yüzey alanı artmasına rağmen toplam kesit alanındaki büyüme nedeniyle boru içi hızın azalacağı, dolayısıyla taşınım ısı transferinin olumsuz etkileneceği öngörülmüştür. Bununla birlikte egzoz gazı tarafında akış alanının daralmasıyla taşınım ısı transferinin ve basınç kaybının artacağı değerlendirilmiştir. [2]

Bu nedenlerle hem ısı transferini artırmak hem de basınç kayıplarını sınırlandırmak amacıyla boru kesitinde yeni bir geometrik iyileştirme yapılmıştır. İmalat kolaylığı da gözetilerek yassı oval kesit tercih edilmiştir. Reküperatörün şekli termal verimliliği için önemli bir parametredir [9]. Seçilen yeni geometrik tasarımda, toplam boru içi kesit

alanı, 30 adet düz borudan oluşan standart boru geometrisine sahip reküperatörün toplam kesit alanına benzer olacak şekilde belirlenmiştir.



Şekil 3. Referans yakıcıya ait (solda) ve yeni tasarıma ait (sağda) kesit görünüşleri.

Bu tasarım sayesinde akış yönü değiştirilmeden referans brülörün reküperatöründen geçen akış hızı düşmemiş ve taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin, standart boru geometrisine göre artacağı öngörülmüştür.

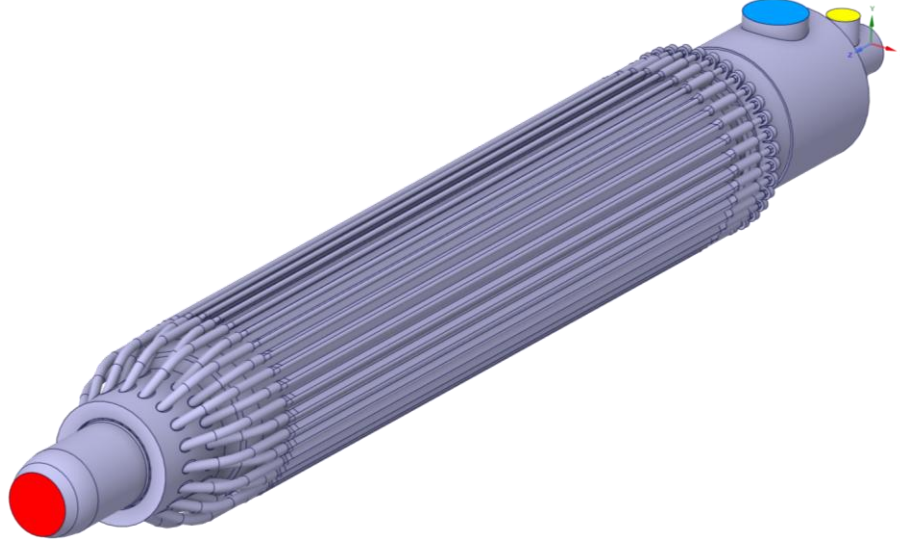
5. YENİ GEOMETRİ TASARIMI ANALİZ SONUÇLARI

Yeni geometri tasarımına ilişkin analizlerde, referans modele ait giriş debileri için katalog verileri korunmuştur. Geometrik değişim sonucu akış dağılımında belirgin bir farklılık gözlenmemekle birlikte, reküperatör ve diğer bölgelerden geçen debilerde sınırlı değişimler meydana gelmiştir. Yeni tasarlanan modelin içerisinde geçen havanın ortalama kütsel debi dağılımı aşağıda verilmiştir.

Tablo 2. Yeni tasarım yakıcı için yanma havasının hacimsel debisi ve geçiş yerlerinde yüzdesel dağılımı

Bölge Adı	Hacimsel Debi (m ³ /h)	Oran (%)
Reküperatör	≈170,8	≈71,2
Ceket	≈53,9	≈22,5
Gaz	≈14,1	≈5,9
Gözetleme Camı	≈1,2	≈0,5

Elde edilen sonuçlar, yeni geometriyle birlikte toplam akış karakteristiğinin genel olarak korunduğunu, ancak akışın reküperatör kısmına yöneliminde hafif bir artış meydana geldiğini göstermektedir. Aşağıda yeni tasarım reküperatörlü brülörün iç akış hacmi gösterilmekte olup; sarı alan gaz girişini, mavi alan yanma havası girişini ve kırmızı alan ise gaz hava karışımının çıkışını ifade etmektedir.

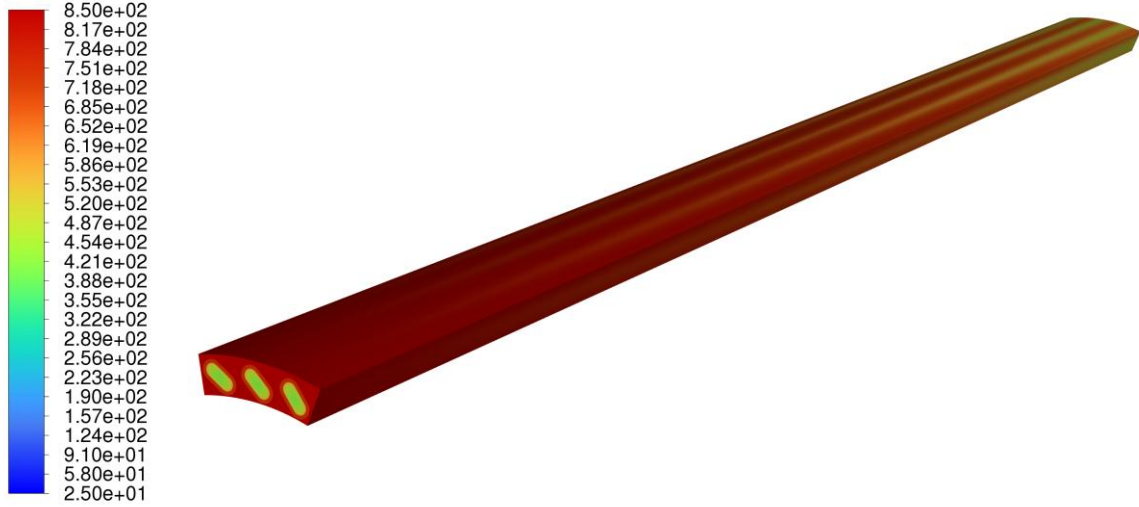


Şekil 4. Yeni tasarım yakıcıya ait iç akış hacim modelin görseli.

Yeni geometri tasarımına yönelik analizlerde, referans modelle aynı çözüm yöntemi ve sınır koşulları kullanılmış; ancak reküperatör geometrisi değiştirilmiş ve akış analizinden elde edilen yeni debi değerleri modele uygulanmıştır. Böylece, geometrik değişimin sistemin termal performansı üzerindeki etkileri daha doğru biçimde değerlendirilmiştir.

Static Temperature
[C]

Ansys
2024 R2



contour-1

Şekil 5. Yeni tasarım yakıcıya ait reküperatörün termal analiz sonucunu gösteren kontur.

Elde edilen analiz sonuçlarına göre, yeni tasarımda egzoz gazının reküperatörden çıkış sıcaklığı 527 °C olarak tespit edilmiştir. Bu değer, referans tasarıma kıyasla daha düşük olup, yeni geometrinin ısı geri kazanımında daha yüksek verim sağladığını göstermektedir. Hesaplanan basınç, hız ve sıcaklık değerleri aşağıda verilmiştir.

Tablo 3. Yakıcı reküperatörüne ait basınç, sıcaklık ve hız parametrelerine ilişkin analiz sonuçları

Özellik	Referans Tasarım	Yeni Tasarım
Egzoz Gazı Çıkış Sıcaklığı (°C)	560	527
Yanma Havası Çıkış Sıcaklığı (°C)	444	494
Egzoz Gazı Statik Basınç Farkı (Pa)	865	1135
Egzoz Gazı Toplam Basınç Farkı (Pa)	897	1181
Yanma Havası Statik Basınç Farkı (Pa)	887	1289
Yanma Havası Toplam Basınç Farkı (Pa)	715	1063
Egzoz Gazı Giriş Hızı (m/s)	40	41
Egzoz Gazı Çıkış Hızı (m/s)	30	30
Yanma Havası Giriş Hızı (m/s)	13,6	14,5
Yanma Havası Çıkış Hızı (m/s)	32,2	37

Tabloya göre, yeni geometriyle birlikte artan basınç farkları, akışın daha dirençli bir rejimde ilerlediğini göstermektedir. Ayrıca, yanma havası tarafında hızlarda bir miktar artış gözlenmiştir.

Modelleme yaklaşımının doğruluğunu değerlendirmek amacıyla, tüm debinin reküperatör kısmından geçtiği durum da ayrıca analiz edilmiştir. Bu senaryoda, referans modelde yanma havasının reküperatörden çıkış sıcaklığı 491 °C, egzoz gazının reküperatörden çıkış sıcaklığı ise 401 °C olarak belirlenmiştir. Yeni tasarımda ise bu değerler sırasıyla 517,4 °C ve 382 °C olarak hesaplanmıştır.

Elde edilen sonuçlar, tüm debinin reküperatör kısmından geçtiği durumda egzoz gazı çıkış sıcaklığında belirgin bir azalma ve yanma havası çıkış sıcaklığında artış meydana geldiğini göstermektedir. Bu eğilim, yeni tasarımla elde edilen ısı geri kazanım artışının farklı akış koşullarında da geçerli olduğunu doğrulamaktadır. Hesaplanan basınç, hız ve sıcaklık değerleri aşağıda tablo olarak verilmiştir.

Tablo 4. Debi dağılımı olmaksızın, yakıcı reküperatörüne ait basınç, sıcaklık ve hız parametrelerine ilişkin analiz sonuçlarını gösteren tablo.

Özellik	Referans Tasarım	Yeni Tasarım
Egzoz Gazı Çıkış Sıcaklığı (°C)	401	382
Yanma Havası Çıkış Sıcaklığı (°C)	491	517,4
Egzoz Gazı Statik Basınç Farkı (Pa)	1507	1784
Egzoz Gazı Toplam Basınç Farkı (Pa)	1573	1867
Yanma Havası Statik Basınç Farkı (Pa)	2761	3497
Yanma Havası Toplam Basınç Farkı (Pa)	2355	3012
Egzoz Gazı Giriş Hızı (m/s)	41	41
Egzoz Gazı Çıkış Hızı (m/s)	30	25

Yanma Havası Giriş Hızı (m/s)	13,6	20
Yanma Havası Çıkış Hızı (m/s)	32,2	53,6

Bu sonuçlar, tüm debinin reküperatör kısmından geçtiği senaryoda akışın daha yüksek hızlara ulaştığını ve buna bağlı olarak basınç kayıplarının dahada arttığını göstermektedir.

6. SONUÇ VE TARTIŞMA

Yapılan analizler sonucunda, tüm debinin reküperatör kısmından geçtiği durumda elde edilen bulguların, gerçek debi dağılımı altındaki sonuçlarla benzer eğilim gösterdiği görülmüştür. Her iki durumda da yeni tasarım, yanma havası çıkış sıcaklığını artırmış ve egzoz gazı çıkış sıcaklığını düşürmüştür. Bu durum, yeni tasarımın ısı geri kazanım sürecinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferini daha etkin hâle getirdiğini göstermektedir.

Tüm debinin reküperatör kısmından geçtiği durumda referans durumla önerilen durum karşılaştırıldığında enerji geri kazanımı %0,8 artarken basınç kaybı da %18 artmıştır. Benzer şekilde gerçek debi dağılımı durumunda referans durumla önerilen durum karşılaştırıldığında enerji geri kazanımı %1,56 artarken basınç kaybı da %31 artmıştır.

Yeni tasarımın başarısı, sistemin mevcut yapısı korunarak ısı transfer yüzey alanının artırılmasından kaynaklanmaktadır. Yüzey alanındaki artış, akış yönü ve karakteristiği değiştirilmeden gerçekleştirildiği için, akış hızı korunmuş ve buna bağlı olarak taşınım yoluyla ısı transferi daha verimli hâle gelmiştir. Böylece egzoz gazından yanma havasına aktarılan enerji miktarı artmış, brülör 'ün genel termal verimi yükselmiştir.

Bu iyileşmeye paralel olarak basınç farklarında kısmi bir artış meydana gelmiştir. Bu durum, akışın artan yüzey alanı boyunca daha fazla sürtünmeye maruz kalmasıyla ilişkilidir. Ancak söz konusu artış, endüstriyel ölçekte fan kapasitesi ve sistem işletme basıncı sınırları içinde yönetilebilir düzeydedir. İşletme koşullarında yapılacak küçük düzenlemelerle bu farkın enerji tüketimine etkisi minimuma indirilebilir.

Sonuç olarak yeni tasarım, ısı geri kazanım performansını artırırken, akış düzeninde önemli bir bozulmaya neden olmamış; sistemin hem ısı verim hem de akış kararlılığı açısından daha dengeli ve optimize bir yapıya ulaşması sağlanmıştır. Bu doğrultuda, yeni tasarımın endüstriyel uygulamalarda mevcut boru tipi reküperatörlerin yerine kullanılabilecek verimli ve uygulanabilir bir alternatif olacağının deneysel olarak da doğrulanması gerekmektedir.

KAYNAKÇA

- [1]. ANSYS Inc. (2024). ANSYS Fluent (v2024 R2) [Yazılım]. ANSYS Inc. <https://www.ansys.com>
- [2]. Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. (2015). Akışkanlar mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları (3. baskı). Palme Yayıncılık, Ankara.
- [3]. Çengel, Y. A., Ghajar, A. J., Kanoğlu, M. (2015). Isı ve Kütle Transferi: Esaslar ve Uygulamalar (4. Baskı). Palme Yayıncılık, Ankara.
- [4]. Gitzinger, H-P., Wicker, M., & Ballinger, P. (2010). Saving energy by modernizing the heating system, using modern self recuperative burners (ECOMAX®). Elster GmbH.
- [5]. Moore, A. (1982). Self-recuperative burner applications. Heat Recovery Systems, 2(2), 201-208. Pergamon Press Ltd, Great Britain.
- [6]. Mullinger, P., Jenkins, B. (2008). Industrial and Process Furnaces: Principles, Design and Operation. Elsevier Ltd, 1st Edition, 456.
- [7]. URL-1: <https://www.iea.org/countries/turkiye/natural-gas> (Ziyaret Tarihi: 10 Ekim 2025)
- [8]. URL-2: https://www.noxmat.com/en/content/download/8311/file/NOXMAT-WIEDEMANN_Recuperative-gas-burners_TB00(Ziyaret Tarihi: 14 Ekim 2025)
- [9]. Wüning, J. G., & Milani, A. (2009). Handbook of Burner Technology for Industrial Furnaces. Vulkan-Verlag, 127.