

EJEKTÖR KISIM VERİMLİLİKLERİNİN EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ TRANSKRİTİK CO₂ SOĞUTMA ÇEVİRİMİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN GAZ SOĞUTUCU BASINCINA VE ÇIKIŞ SICAKLIĞINA GÖRE İNCELENMESİ

Investigating the Effects of the Ejector Section Efficiencies on the Ejector Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with respect to Gas Cooler Pressure and Outlet Temperature

Ayşe Uğurcan ATMACA
Aytunç EREK
Orhan EKREN
Mustafa Turhan ÇOBAN

ÖZET

Ejektör genleştiricili soğutma sistemlerinin sağlayacağı performans iyileştirmeleri termodinamik modeller ile hesaplanabilmektedir. Bu çalışmada ejektör kısım verimliliklerinin gaz soğutucu basıncına ve çıkış sıcaklığına göre toplam performansa etkisi değerlendirilmiştir. Araştırmanın temel amacı sadece kısım verimliliklerinin performansa ve kütsel debi karışım oranlarına etkilerini incelemek değil aynı zamanda kısım verimliliklerinin en iyi performansın sergilendiği gaz soğutucu basıncına etkilerini farklı çalışma koşulları altında ortaya koymaktır. Klasik transkritik CO₂ soğutma çevriminde performansa en fazla etkisi olan parametreler oldukları için bu çalışmada sonuçlar gaz soğutucu basıncı ve çıkış sıcaklığına göre sunulmuştur. Birincil lüle, ikincil lüle, karışım bölümü ve difüzör için kısım verimlilikleri 40 °C ve 46 °C gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Böylece kısım verimliliklerinin belirli gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında en iyi performansın hesaplandığı gaz soğutucu basıncına etkisi ortaya konmuştur ve her bir kısım verimliliğinin farklı gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında etkinliği yorumlanabilmektedir. Ejektör genleştiricili transkritik CO₂ soğutma çevrimi MATLAB® ortamında modellenmiştir. Termodinamik model denklemleri, ejektörün her bir kısmının ve soğutma sistemi bileşenlerinin giriş ve çıkışlarına kütle, momentum ve enerjinin korunumu uygulanarak elde edilmiştir. CO₂'nin termodinamik özellikleri REFPROP v9.1 programı kullanılarak belirlenmiştir. Literatürde ejektör kısım verimliliklerinin etkileri sadece belirli koşullar altında kıyaslanmıştır. Bu araştırma sonucunda kısım verimliliklerinin performans üzerindeki etkilerinin ejektör genleştiricili transkritik CO₂ soğutma çevriminde ve farklı çalışma koşulları altında sunulması önceki modelleme çalışmalarına önemli katkılar teşkil etmektedir.

Anahtar Kelimeler: Ejektör genleştiricili soğutma çevrimi, Transkritik CO₂ (R744) soğutma çevrimi, Ejektör kısım verimliliği, Termodinamik modelleme, Gaz soğutucu basıncı, Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı.

ABSTRACT

Performance improvements brought by the ejector expansion refrigeration cycles could be calculated making use of thermodynamic models. In this study, effects of the ejector section efficiencies on the overall performance is evaluated according to gas cooler pressure and outlet temperature. The main objective of this research is displaying the effect of the section efficiencies not only on the performance and entrainment ratio, but also on the gas cooler pressure yielding the best performance at the investigated conditions. Since the most influential parameters are gas cooler pressure and outlet temperature for the conventional transcritical CO₂ refrigeration cycle, the research under consideration focuses on these two critical respects. Ejector section efficiency values for primary nozzle (motive nozzle), secondary nozzle (suction nozzle), mixing section, and diffuser are evaluated at the gas cooler outlet temperatures of 40 °C and 46 °C one by one. Therefore, the effect of each

section efficiency on the gas cooler pressure yielding the highest performance improvement is aimed to be investigated for each gas cooler outlet temperature and the effectiveness of each section efficiency is analyzed according to the gas cooler outlet temperature. Ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle is modelled using MATLAB®. The equations of the thermodynamic model is constructed by applying the conservation of mass, momentum, and energy laws between the inlets and outlets of each ejector section and cycle component. The thermodynamic properties of CO₂ is determined using REFPROP v9.1 program. The influence of the ejector section efficiencies are compared only under typical operating conditions previously. Hence the results of this paper presented with respect to two different operating conditions for the ejector expansion transcritical CO₂ cycle concept would contribute to the previous literature findings.

Key Words: Ejector expansion refrigeration cycle, Transcritical CO₂ (R744) refrigeration cycle, Ejector section efficiency, Thermodynamic modelling, Gas cooler pressure, Gas cooler outlet temperature.

1. GİRİŞ

1980'lerin sonuna doğru transkritik CO₂'li soğutma sistemlerinin yaygınlaşması ile beraber ejektör, bir performans iyileştirme aracı olarak etkinlik kazanmıştır. Aslında ejektörün uygulamaları çok eskilere dayanmaktadır. Soğutma alanında genleşme vanasındaki kısılma kayıplarını düşürmek amacıyla kullanılması ve böylece performansta iyileştirme yaratması 1931 yılında Gay tarafından alınan patent ile ilk defa açıklanmıştır [1]. Aynı zamanda son yıllarda soğutkanların küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerlerine ciddi kısıtlamalar gelmiştir [2-3]. Bu durum doğal soğutkanlara bir yönelim yaratmıştır ve CO₂ (karbondioksit, R744) öne çıkan doğal soğutkan alternatiflerinden bir tanesidir.

Lorentzen (1995) [4] çevre dostu olması, zehirsiz olması, yanıcı olmaması, soğutma çevriminde kullanılmak üzere uygun termodinamik ve termofiziksel özelliklere sahip olması açısından CO₂'nin diğer doğal soğutkanlar ile kıyaslandığında üstünlüğünü ortaya koymuştur. CO₂'nin bir soğutkan olarak dezavantajı ise çevrim performansında düşüş meydana getiren genleşme vanasındaki kısılma kayıplarının çok yüksek olmasıdır [5]. Literatürde yaygın olarak üstünde durulduğu üzere ejektör genleştiricili soğutma çevrimi uygulaması ile genleşme kayıpları azaltılarak çevrimde performans iyileştirmesi sağlanabilmektedir ve bu bağlamda transkritik CO₂ soğutma çevriminde ejektör kullanılarak performans arttırımının sağlandığı birçok sayısal ve deneysel çalışma bulunmaktadır [6-10].

Atmaca vd. (2017) [11] ve Atmaca vd. (2019) [12] ejektörlü subkritik soğutma çevriminde ejektör kısım verimliliklerinin etkilerini incelemişlerdir ve belirli bir çalışma koşulunda en etkili kısmın tasarım ve tasarım dışı çalışma durumlarının her ikisi için de karışım bölümüne ait olduğunu ortaya koymuşlardır. İkincil olarak önemli kısım verimliliği difüzöre aittir. Birincil lülenin ve difüzörün toplam performans iyileştirme yüzdesine etkileri birbirlerine yakın olmakla beraber en az etkiye sahip bileşenin ikincil lüle olduğu gözlemlenmiştir. Atmaca vd. (2018) [13] tarafından yürütülen bir diğer çalışmada transkritik geleneksel ve ejektör genleştiricili soğutma çevrimleri parametrik olarak incelenmiştir ve en iyi performansın gösterildiği gaz soğutucu basıncının farklı çalışma koşullarından nasıl etkilendiği çalışmanın çıktılarından bir kısmını oluşturmuştur. Aynı zamanda CO₂ (R744), R170 (Etan) ve R41 soğutkanları kıyaslanmıştır. Bu üç soğutkanın ortak özelliği kritik sıcaklıklarının düşük ve birbirlerine yakın olmasıdır. Soğutkan karışımlarında yaygın olarak bir araya getirilen bu üç bileşenin bireysel olarak en iyi performans gösterdikleri aralıklar hem transkritik çevrimde hem de ejektör genleştiricili transkritik çevrimde araştırılmıştır.

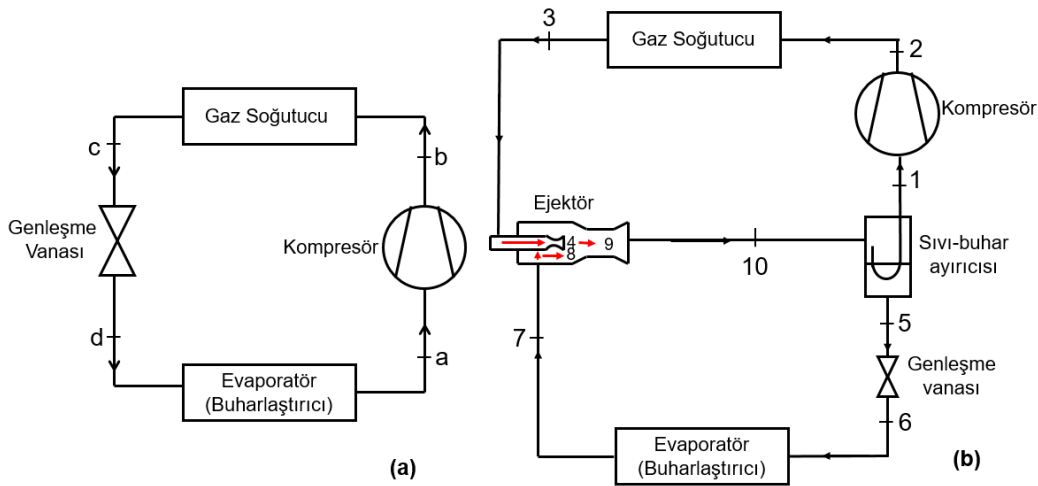
Ancak ejektör kısım verimlilikleri için literatürdeki sabit değerler kullanılmıştır ve kısım verimliliklerinin etkileri ejektör genleştiricili transkritik çevrimde incelenmemiştir. Bu çalışmada bileşen verimliliklerinin ejektör genleştiricili transkritik çevrime etkilerinin araştırılması için sadece CO₂ soğutkanı üstünden analizler yapılacaktır. Bunun sebebi R170 ve R41'in tek başına soğutkan olarak karşımıza çıktığı çalışmaların az olmasına kıyasla CO₂'nin soğutkan karışımları dışında da tek başına birçok sistemde kullanılmasıdır. Aynı zamanda yapılan analizler transkritik ejektörlü çevrimlerle ilgili olarak fikir sahibi olunmasını sağlayacaktır.

Ejektör kısım verimliliklerinin etkisinin daha önce iki çalışmada [11-12] ortaya konmasına rağmen bu çalışmada ayrıca incelenmek istenmesinin sebebi transkritik ejektör genleştiricili çevrimde ek olarak en iyi performansın gösterildiği gaz soğutucu basıncının da nasıl etkileneceğinin araştırılmak istenmesidir. Aynı zamanda Atmaca vd.'nin (2018) [13] çalışmasından alınan iki farklı çalışma koşulu altında kısım verimliliklerinin etkilerinin tartışılması amaçlanmaktadır. Öncelikle transkritik ejektör genleştiricili soğutma çevriminde herbir kısım verimliliği 40 °C ve 46 °C'de gaz soğutucu basıncına göre incelenecektir. İkinci olarak herbir bileşenin verimliliği için aynı değer referans alınarak gaz soğutucu basıncına göre performans iyileştirme eğrileri 40 °C ve 46 °C gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında ayrı ayrı kıyaslanacaktır. Subkritik çevrimdeki ejektör kısım verimlilikleri ile aynı etkinlik sıralamasına sahip olunması beklenmekle birlikte farklı çalışma koşullarındaki etkileri kıyaslanmış olacaktır. Son olarak da aynı sabit değer referans alınarak herbir ejektör kısım verimliliğinin iki farklı gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarındaki performans iyileştirmeye etkisi tartışılmış olacaktır.

Termodinamik model denklemleri kütle, momentum ve enerji için korunum yasalarının herbir ejektör kısım ve soğutma çevrimi bileşenlerinin giriş ve çıkışlarına ayrı ayrı uygulanması ile elde edilmiştir. Ejektördeki karışım bölümü için denklemler karışım süresince basıncın sabit kaldığı yaklaşımını kullanan sabit basınçta karışım teorisine göre sunulmuştur [14]. CO₂ soğutkanının termodinamik özellikleri için REFPROP v9.1 programı kullanılmıştır [15]. Elde edilen denklemler MATLAB® ortamında yinelemeli olarak çözülerek performans iyileştirme katsayıları (R) ve ikincil akışkanın birincil akışkanın kütleli debisine oranı olan kütleli debi karışım oranı (w) elde edilmiştir.

2. EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ TRANSKRİTİK CO₂ ÇEVİRİMİ

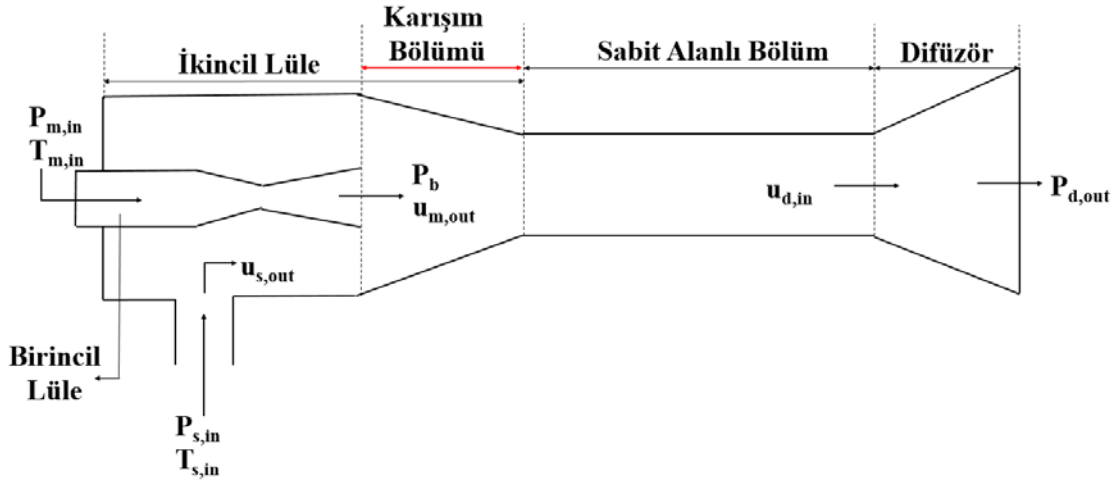
CO₂ kritik sıcaklığı düşük bir soğutkan olduğu için transkritik soğutma çevriminde çalışmaktadır. Transkritik ve ejektör genleştiricili transkritik soğutma çevrimi Şekil 1 (a) ve (b)'de gösterilmiştir. Ejektör genleştiricili çevrim konseptinde genleşme vanasının sebep olduğu kısılma kayıplarını düşürmek amacıyla geleneksel çevrime ejektör ve sıvı-buhar ayırıcı eklenmiştir.



Şekil 1. Transkritik soğutma çevrimi (a) ve ejektör genleştiricili transkritik soğutma çevrimi (b).

Birincil ve ikincil akışkanın ejektöre girdikleri faza ve çıkıştaki toplam akışkanın fazına göre ejektörler buhar jet ejektörü, sıvı jet ejektörü, yoğunlaşma ejektörü ve iki fazlı ejektör olmak üzere dört ana başlık altında toplanır. Ejektör genleştiricili transkritik soğutma çevriminde birincil akışkan gaz soğutucudan gelen sıvı fazdaki soğutkandır. İkincil akışkan ise evaporatörden gelen kızgın buhardır. Çıkıştaki akışkan ise iki fazlı soğutkandır. Dolayısı ile ejektör genleştiricili transkritik soğutma çevriminde iki fazlı ejektör kullanılmaktadır [1]. Birincil ve ikincil akışkanların karışım modelleri sabit basınçta karışım ve sabit alanda karışım olmak üzere iki temel varsayım altında incelenmektedir. Sabit basınçta karışım teorisine göre oluşturulmuş ejektör Şekil 2'de gösterildiği gibidir ve bir ejektör genel olarak birincil lüle,

ikincil lüle, karışım bölümü ve difüzör olmak üzere dört temel bölümden oluşur. Gaz soğutucudan gelen akışkan birincil lüleden geçerken ikincil lüle içerisinde düşük bir basınç alanı yaratır ve evaporatörden gelen ikincil akışkan ejektöre çekilir. Birincil ve ikincil akışkan arasında olan momentum transferi ile toplam akışkan buharlaştırıcı basıncından daha yüksek bir basınçta ejektörden çıkar. Ejektörden çıkan iki fazlı soğutucu sıvı-buhar ayırıcısında buhar kısım kompresöre, sıvı kısım ise evaporatöre gönderilmek üzere ayrılır. Böylece kompresöre daha yüksek basınçta bir akışkan gönderilerek kompresör işinde azalma yaratılmış olur ve aynı zamanda buharlaştırıcıdaki soğutma kapasitesinde artış meydana gelir. Sonuç olarak çevrime ejektör eklenmesi ile çevrim performansında iyileşme gözlemlenir.



Şekil 2. Sabit basınçta karışım teorisine göre oluşturulmuş ejektörün şematik gösterimi.

3. EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ TRANSKRİTİK CO₂ SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK MODELİ

Bu bölümde sabit basınçta karışım teorisine göre [14] ejektör genleştiricili transkritik soğutma çevriminin termodinamik modeli açıklanacaktır. Atmaca vd. (2017) literatürdeki modelleri kullanılarak hem sabit alanda hem de sabit basınçta karışımli ejektör teorileri için termodinamik modelleri kıyaslamalı olarak ortaya koymuştur [16]. Bu çalışmada sadece ejektör kısım verimlilikleri için bağıntılar ve sabit basınçta karışım teorisine göre model denklemleri sunulacaktır. Termodinamik model varsayımları aşağıdaki gibidir:

- Karışım boyunca basınç sabit kalmaktadır. Birincil ve ikincil akışkanlar karışım bölümü girişinde (ikincil lüle içerisinde) aynı basınca sahip bulunmaktadır ki bu basınç aynı zamanda sabit basınçta karışım teorisine göre karışım basıncına eşit olmaktadır. Tüm performans değerlendirmelerinde maksimum performansın sergilendiği optimum ikincil lüle basıncı dikkate alınmıştır. Optimum ikincil lüle basıncı belirlenirken evaporatör basıncı ve evaporatör sıcaklığının 5 K altına denk gelen doyma basıncı aralığında kalınmıştır. Çünkü belirlenen alt limit aşıldıktan sonra ikincil akışkanın ejektöre giriş hızı hemen hemen aynı bölgedeki birincil akışkanın hızı kadar yüksek olmaktadır ve bu fiziksel durum ejektörün çalışma prensibine aykırıdır.
- İki fazlı akış için hem termodinamik hem de mekanik dengenin kurulduğu varsayımına dayanan homojen denge modeli (HEM) kullanılmıştır.
- Karışım bölümü girişi dışında tüm kesit alanlarında özellikler ve hızlar kesit alanı boyunca değişmemektedir.
- Ejektör içerisindeki tersinmezlikler, ejektör kısım verimlilikleri üstünden modelde tanımlanmıştır. Kompresör izantropik verimi, çalışma koşullarını ve akışkan türünü dikkate alan bir korrelasyon ile hesaplanarak modele eklenmiştir.

- Boru hattı, gaz soğutucu ve evaporatördeki basınç düşümü ihmal edilmiştir.
- Ejektör girişi ve çıkışlarında akışkan hızları ihmal edilmiştir.
- Gaz soğutucu ve evaporatör dışında çevre ile olan ısı alışverişi ihmal edilmiştir.
- Evaporatör çıkışında soğutkan kızgın buhar fazındadır.
- Sıvı-buhar ayırıcıda sıvı ve buhar ayırma prosesleri tam verimle gerçekleşmektedir.

3.1. Ejektör Kısım Verimliliklerinin Tanımı

Ejektördeki birincil lüle, ikincil lüle ve difüzör (yayıcı) için verimlilik tanımları Korhauser'in (1990) [14] referans modelinde kullandığı üzere aşağıda verilmiştir. Ancak, Kornhauser (1990) [14] çalışmasında karışım bölümünün verimliliğine yer vermemiştir. Karışım bölümü verimliliği için de literatürde farklı yaklaşımlar olmak üzere [17, 18], Eames vd. (1995) [18] tarafından verilen karışım bölümü verimliliği tanımı modele eklenmiştir.

$$\eta_m = \frac{h_{m,out} - h_{m,in}}{h_{m,out,isen} - h_{m,in}} \quad (1)$$

$$\eta_s = \frac{h_{s,out} - h_{s,in}}{h_{s,out,isen} - h_{s,in}} \quad (2)$$

$$\eta_d = \frac{h_{d,out,isen} - h_{d,in}}{h_{d,out} - h_{d,in}} \quad (3)$$

$$\eta_{mix} = \frac{u_{mix,out}}{\left(\frac{1}{1+w}\right)u_{m,out} + \left(\frac{w}{w+1}\right)u_{s,out}} \quad (4)$$

3.2. Matematik Model Denklemleri

Ejektör genleştiricili bir soğutma çevriminde kritik bileşenler ejektör ve sıvı-buhar ayırıcı olduğu için sadece ikisinin denklemleri üstünde ayrıntılı olarak durulacaktır. Diğer bileşenler standart bir soğutma çevriminin analizinde olduğu gibi modellenmiştir. Kornhauser (1990) [14] modeli referans alınarak sabit basınçta karışım teorisine dayalı ejektör için denklemler her bir ejektör bölümü için açıklanmıştır. İlk olarak ejektör için kritik bir performans parametresi olan kütleli debi karışım oranı aşağıda verilmiştir.

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_m} \quad (5)$$

Birincil ve ikincil akışkanların, belirli bir verimlilik değerine göre çalışan lülelerdeki genişleme işlemi sonucu çıkış entalpileri ve hızları sıradaki denklemler ile ifade edilmiştir.

$$h_{m,out} = (1 - \eta_m)h_{m,in} + \eta_m h(s_{m,in}, P_b) \quad (6)$$

$$u_{m,out} = \sqrt{2(h_{m,in} - h_{m,out})} \quad (7)$$

$$h_{s,out} = (1 - \eta_s)h_{s,in} + \eta_s h(s_{s,in}, P_b) \quad (8)$$

$$u_{s,out} = \sqrt{2(h_{s,in} - h_{s,out})} \quad (9)$$

P_b basıncı evaporatör basıncından düşük herhangi bir basınç olarak model içerisinde değerlendirilebilir. Bu çalışmada ejektörde en iyi performans iyileştirmesini veren optimum ikincil lüle basıncı olarak belirlenmiştir. Aşağıdaki denklemler basıncın giriş ve çıkışta değişmediği karışım prosesini açıklamaktadır. Sabit basınçta karışım teorisinin tanımından da anlaşılabacağı üzere P_b ve $P_{mix,out}$ birbirlerine eşittir.

$$u_{mix,out} = \left(\frac{w}{w+1}\right)u_{s,out}\eta_{mix} + \left(\frac{1}{w+1}\right)u_{m,out}\eta_{mix} \quad (10)$$

$$h_{mix,out} = \left(\frac{w}{w+1}\right)h_{s,in} + \left(\frac{1}{w+1}\right)h_{m,in} - \frac{u_{mix,out}^2}{2} \quad (11)$$

$$s_{mix,out} = s(h_{mix,out}, P_{mix,out}) \quad (12)$$

Literatürdeki çalışmaların bazılarında karışım bölümü verimliliği %100 olarak değerlendirilmiştir [6,19]. Ancak bazı çalışmalarda termodinamik modellere eklenmiştir [20]. Bu çalışmada ise daha önceki bulgulardan da önemi ortaya konduğu üzere modele eklenmiştir. Liu vd. (2014) [21] deneysel olarak kısım verimliliklerini belirledikleri çalışmalarında karışım bölümünü CO₂'li çevrimdeki bir örnek analiz için 0.9 olarak belirlemişlerdir. Bu çalışmada herbir kısım verimliliği parametrik olarak ele alınmıştır. İncelenen kısım verimliliği 0.7-0.95 aralığında değiştirilirken diğer kısım verimlilikleri 0.95 olarak değerlendirilmiştir.

Karışım bölümünden çıkan akışkanın hızı hala yüksek değerdedir ve bu durumda basıncın bir miktar daha artırılabilceği söz konusudur. Bu bağlamda difüzördeki basınç artırma prosesi aşağıdaki denklemlerle açıklanmıştır.

$$h_{d,out} = h_{mix,out} + \frac{u_{mix,out}^2}{2} \quad (13)$$

$$h_{d,out,isen} = h_{mix,out} + \eta_d \frac{u_{mix,out}^2}{2} \quad (14)$$

Ejektör çıkışı için hesaplanması beklenen iki temel parametre difüzör çıkış basıncı ve kuruluk derecesi olacaktır.

$$P_{d,out} = P(s_{mix,out}, h_{d,out,isen}) \quad (15)$$

$$r_{d,out} = r(P_{d,out}, h_{d,out}) \quad (16)$$

%100 verimli bir sıvı-buhar ayırıcı için akışkanların kütleli debi karışım oranları ve difüzör çıkışındaki iki fazlı soğutkanın kuruluk derecesi arasındaki bağıntı aşağıda verildiği gibidir.

$$r_{d,out} = \frac{1}{w+1} \quad (17)$$

Sıvı-buhar separatöründeki ayırma işlemi sonucunda kompresöre gönderilen doymuş buhar ve evaporatöre gönderilen doymuş sıvı için entalpi değerleri aşağıdaki şekilde açıklanmıştır.

$$h_{sep,l,out} = h(P_{d,out}, r_{sep,l,out} = 0) \quad (18)$$

$$h_{sep,v,out} = h(P_{d,out}, r_{sep,v,out} = 1) \quad (19)$$

Transkritik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi ve ejektör genleştiricili soğutma çevrimi için performans katsayıları (COP) aşağıda verilmiştir.

$$COP_{VCRC} = \frac{(h_{e,out} - h_{e,in})_{VCRC}}{(h_{comp,out} - h_{comp,in})_{VCRC}} \quad (20)$$

$$COP_{EERC} = w \frac{(h_{e,out} - h_{e,in})_{EERC}}{(h_{comp,out} - h_{comp,in})_{EERC}} \quad (21)$$

Performans iyileştirme katsayısı ejektörlü çevrimin performans katsayısının klasik çevrimin performans katsayısına oranıdır.

$$R = \frac{COP_{EERC}}{COP_{VCRC}} \quad (22)$$

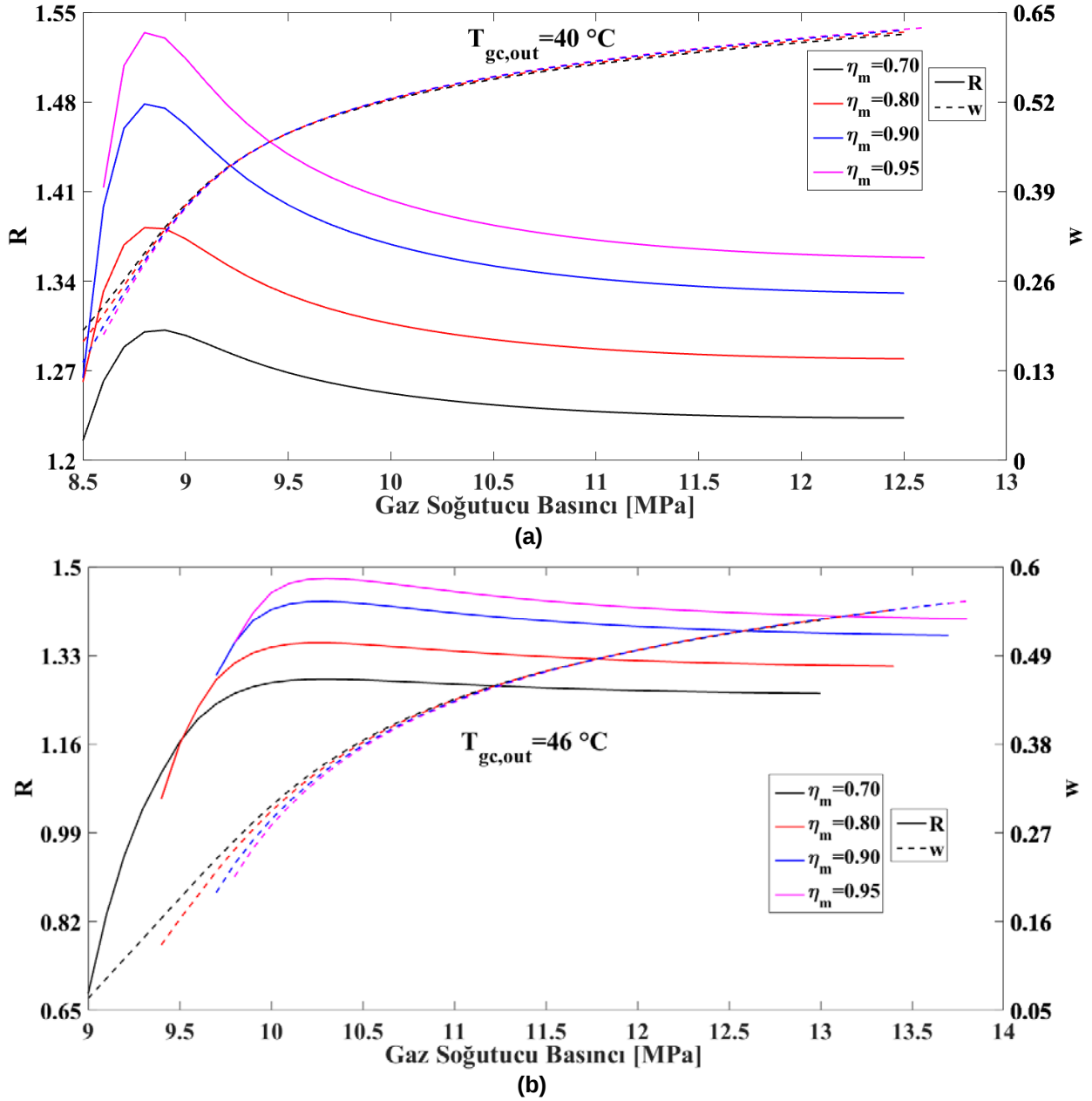
4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

Klasik bir iklimlendirme uygulaması için çalışma koşulları Tablo 1'de sunulmuştur. Kompresör için sözkonusu tabloda bir verimlilik değeri tanımlanmamıştır. Çünkü kompresörün verimliliği Brunin vd. (1997) [22] tarafından verilen bağıntıdan akışkan tipine ve çalışma koşullarına göre hesaplanmıştır. Bu çalışmada temel sonuç olarak performans iyileştirme katsayısı sunulacağı için kompresör verimi için literatürce kabul görmüş sabit bir değer de seçilebilirdi. Sonuçlar her iki çevrimin de COP oranı olarak verildiğinden dolayı sabit bir değer kullanmak da yanıltıcı olmayacaktır.

Tablo 1. Termodinamik modelde kullanılacak çalışma parametreleri ve değerleri.

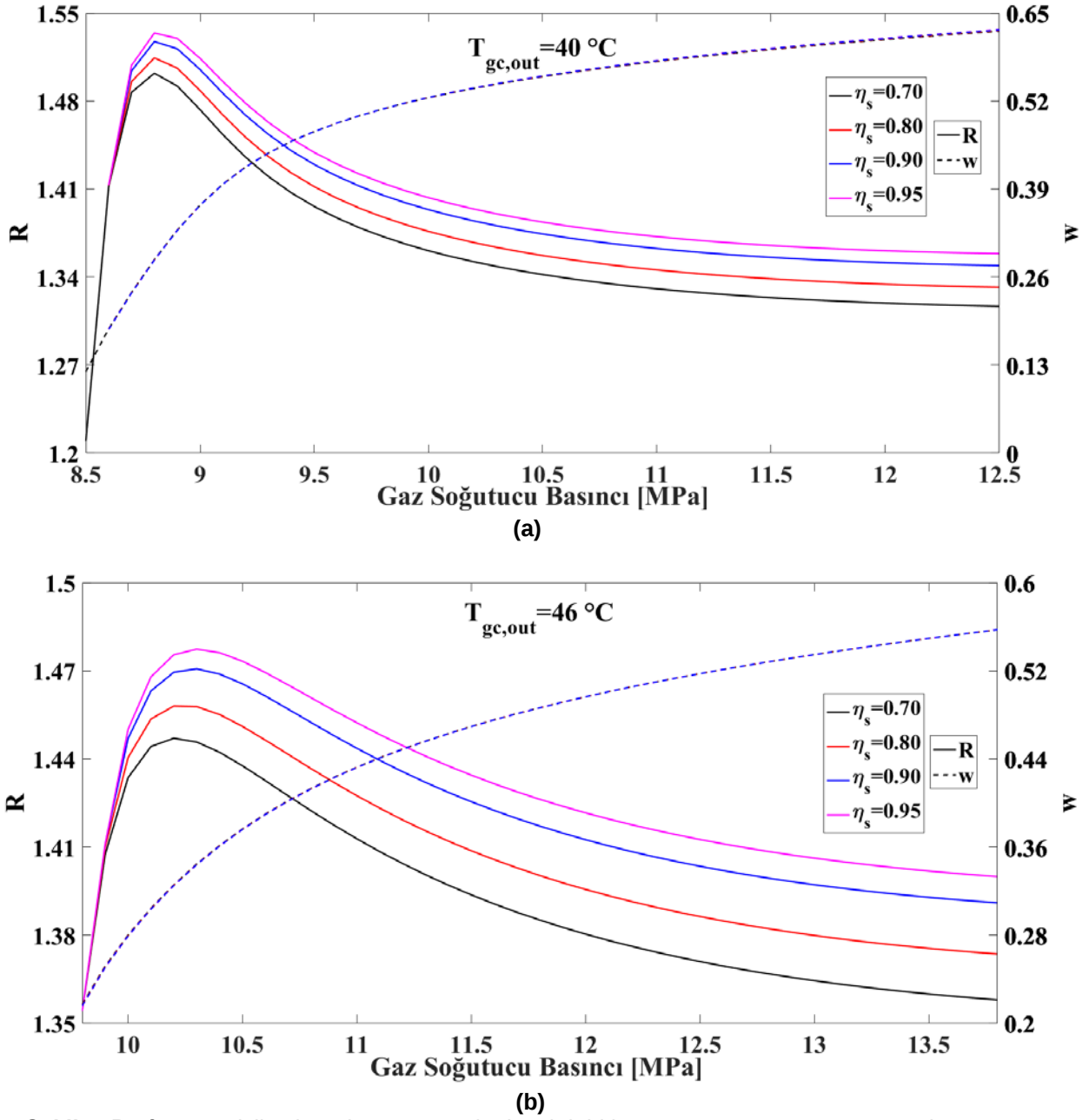
Çalışma Parametreleri	Değerler
Evaporatör sıcaklığı (T_e)	5 °C
Evaporatör çıkışı kızgın buhar sıcaklık farkı (ΔT_{sh})	5 K
Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ($T_{gc,out}$)	40-46 °C
Birincil lüle verimliliği (η_m)	0.7-0.95
İkincil lüle verimliliği (η_s)	0.7-0.95
Karışım bölümü verimliliği (η_{mix})	0.9
Difüzör verimliliği (η_d)	0.8

Şekil 3 (a) ve (b) 40 °C ve 46 °C'de birincil lüle verimliliğinin performans iyileştirmesine ve kütleli debi karışım oranına etkisini göstermektedir. Kütleli debi karışım oranı tüm birincil lüle verimlilikleri için hemen hemen benzer bir eğri sergilemiştir. En yüksek performans beklendiği üzere birincil lüle veriminin en yüksek olduğu durumda elde edilmiştir. Performans iyileştirme katsayıları eğrilerinin maksimum olarak gösterdikleri birer nokta olmasına karşın ejektör bu basınç değerlerinde çok düşük kütleli debi karışım oranına sahip olmaktadır. Bu durumda birim birincil akışkan debisi başına çok düşük miktarda ikincil akışkan çekilebildiği yorumu yapılabilir. Dolayısı ile ejektör bu nokta çevresinde kütleli debi oranının da yüksek olduğu bir değerde çalışabilecektir.



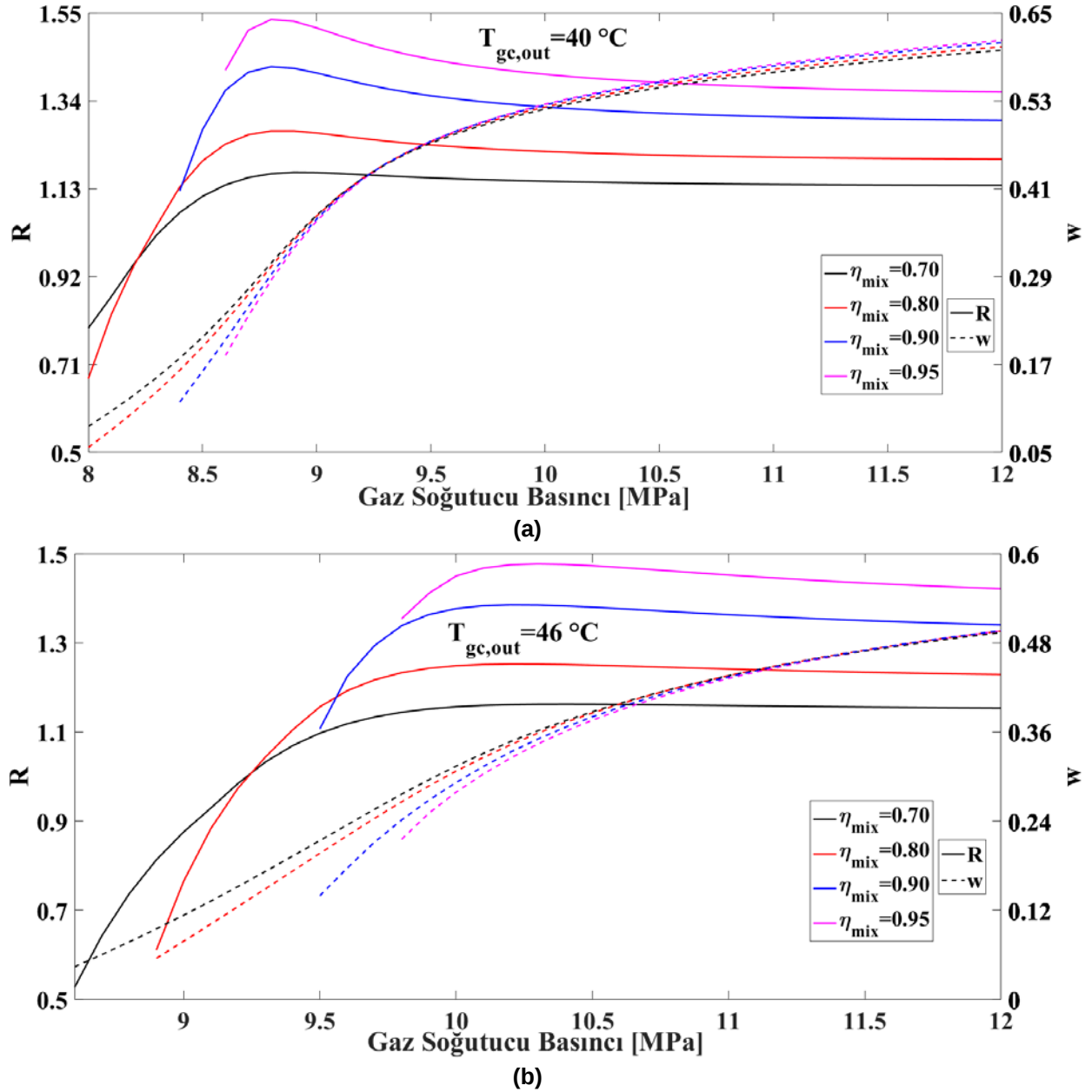
Şekil 3. Performans iyileştirme katsayısı ve kütleli debi karışım oranının gaz soğutucu basıncına göre birincil lüle verimliliği için 40°C (a) ve 46°C (b) gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında değerlendirilmesi.

Şekil 3'teki grafikler birincil lüle verimliliğinin en yüksek performans iyileştirmesinin gözlemlendiği gaz soğutucu basıncını etkilemediğini göstermektedir. Ancak bu nokta 46°C için daha yüksek bir değerdedir. Termodinamik model sonuçları kapsamında gaz soğutucu basıncını asıl etkileyen parametre çalışma koşullarıdır. Atmaca vd.'nin (2018) [13] sonuçları ile birleştirirsek en iyi katsayının sergilendiği bu noktada kısımla kayıpları oldukça yüksektir. En yüksek performans iyileştirme katsayısının elde edildiği gaz soğutucu basıncı etrafındaki performans katsayısının değişimi 46°C 'de daha düşüktür. Bir başka ifade ile 40°C 'de performans iyileştirme katsayıları eğrileri bu maksimum nokta etrafında daha fazla değişim göstermektedir. Bununla beraber her iki sıcaklık değerindeki analizlerde birincil lüle verimi arttıkça sözkonusu değişimde de artış olmaktadır. Şekil 4 (a) ve (b) 40°C ve 46°C gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında ikincil lüle veriminin gaz soğutucu basıncına göre performans iyileştirme katsayısına ve kütleli debi karışım oranlarına etkisini göstermektedir.



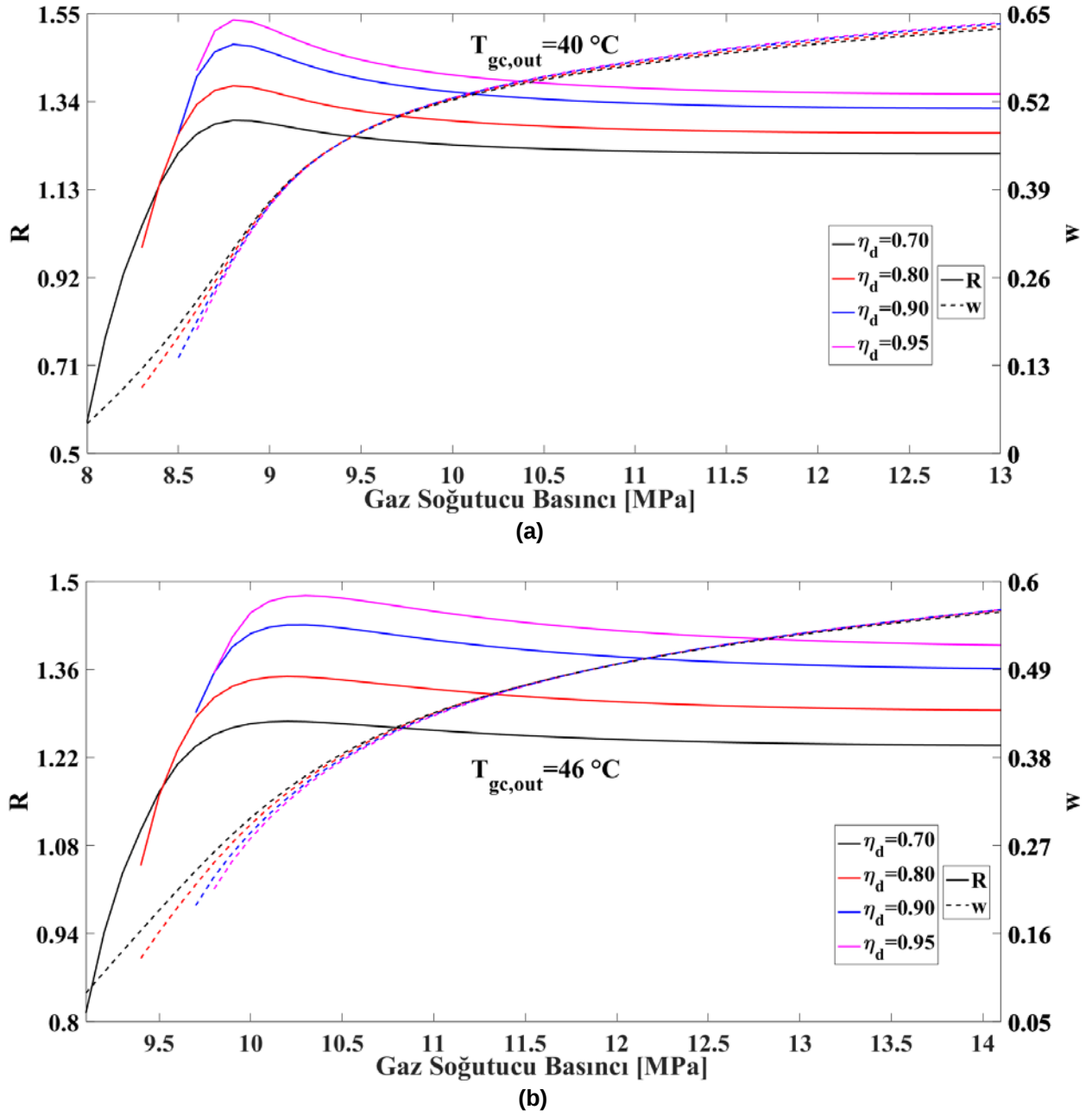
Şekil 4. Performans iyileştirme katsayısı ve kütleli debi karışım oranının gaz soğutucu basıncına göre ikincil lüle verimliliği için 40 °C (a) ve 46 °C (b) gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında değerlendirilmesi.

Benzer yorumları Şekil 4 için de yapmak mümkündür. 40 °C için maksimum nokta etrafındaki değişim 46 °C'ye göre daha fazladır. Ancak ikincil lüle verimi arttıkça birincil lüle verimi artış durumundan farklı olarak değişim miktarı azalmaktadır. Şekil 3 ve 4 karşılaştırılacak olursa maksimum nokta etrafındaki en fazla değişim ikincil lülede gözlemlenmektedir. Şekil 5 (a) ve (b), 40 °C ve 46 °C gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında karışım bölümü veriminin gaz soğutucu basıncına göre performans iyileştirme katsayısına ve kütleli debi karışım oranlarına etkisini karşılaştırmaktadır. Şekil 5'ten de görüldüğü üzere maksimum nokta etrafındaki değişim 40 °C için 46 °C'ye göre daha fazladır. Birincil lüledeki eğrilerin genel eğilimine benzer olarak karışım bölümünün verimliliği arttıkça maksimum nokta etrafında eğrinin değişimi artmaktadır.



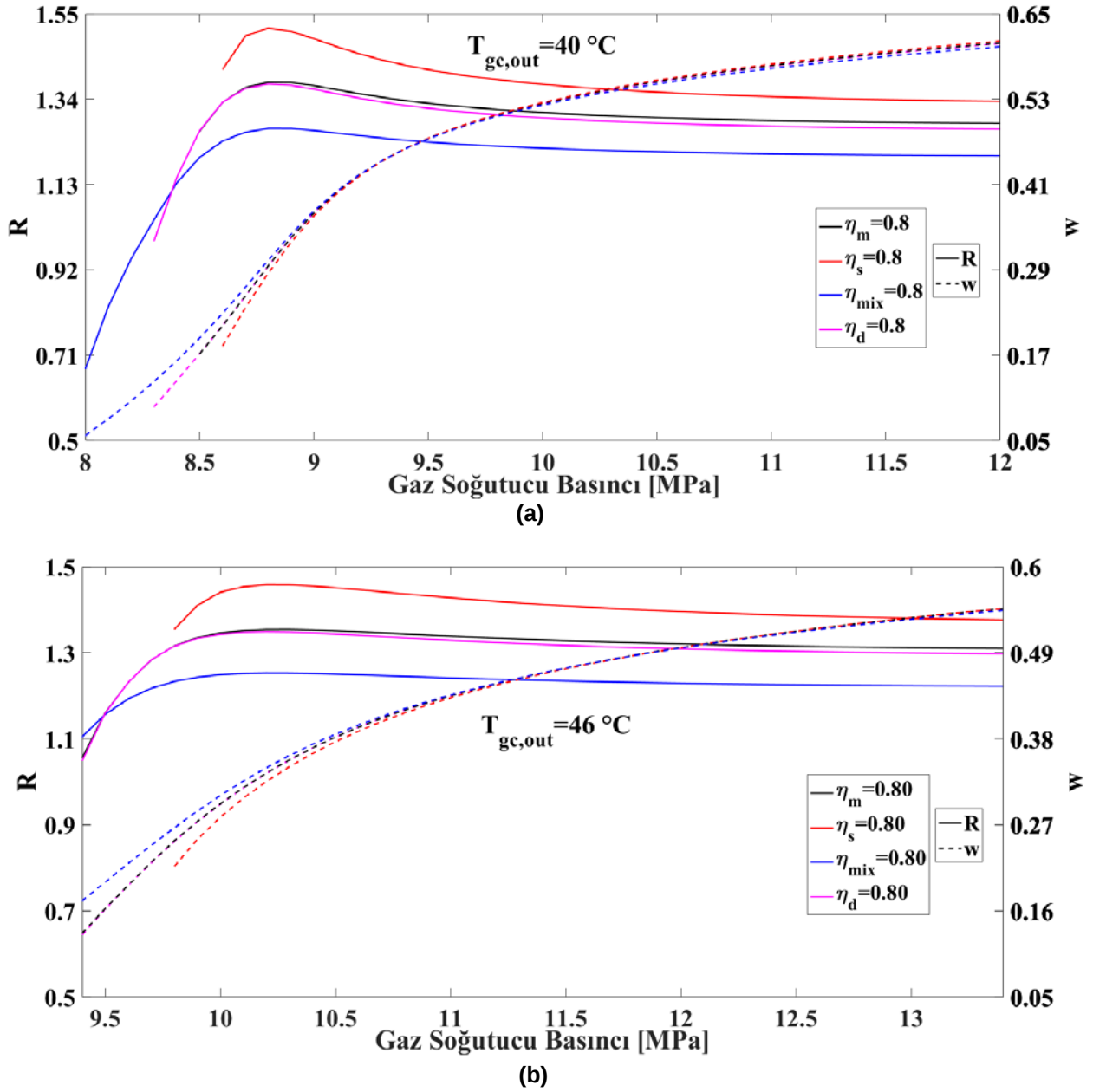
Şekil 5. Performans iyileştirme katsayısı ve kütleli debi karışım oranının gaz soğutucu basıncına göre karışım bölümü verimliliği için 40 °C (a) ve 46 °C (b) gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında değerlendirilmesi.

Şekil 6 (a) ve (b) 40 °C ve 46 °C’de difüzör veriminin gaz soğutucu basıncına göre performans iyileştirme katsayısına ve kütleli debi karışım oranlarına etkisini göstermektedir. Difüzör için de birincil lüle ve karışım bölümü gibi performans eğrileri yorumlanabilir. Buraya kadar ortaya konan sonuçlar göstermektedir ki 40 °C ve 46 °C için maksimum performansın gösterildiği basınç tüm kısım verimlilikleri için aynı kalsa da bu nokta zaten kütleli debi karışım oranının düşüklüğünden ötürü işlevsel değildir. Ancak kısım verimlilikleri değiştiğinde performans iyileştirme katsayılarının değişim eğrileri her bir kısım için farklı bir eğilimle ortaya konmaktadır. Dolayısı ile Şekil 7’de her bir kısım verimliliğinin ayrı ayrı 0.8 olup diğerlerinin 0.95 olduğu eğriler seçilerek gaz soğutucu basıncına göre 40 °C ve 46 °C için kıyaslamalar yapılmıştır. Böylece en etkin kısım verimliliğinin hangisinin olduğu ejektör genleştiricili transkritik soğutma çevrimi için de belirlenmiştir.



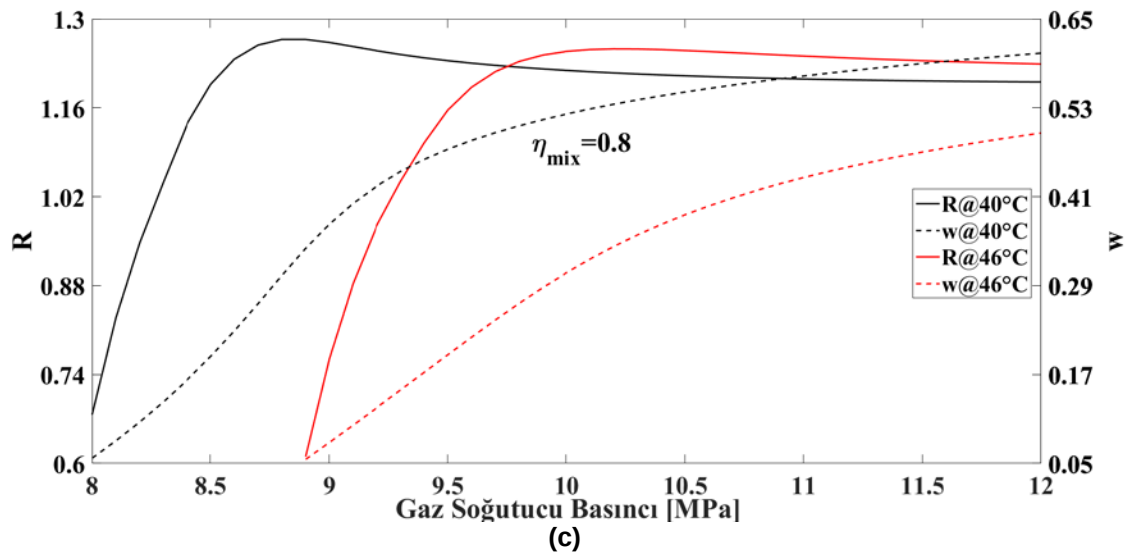
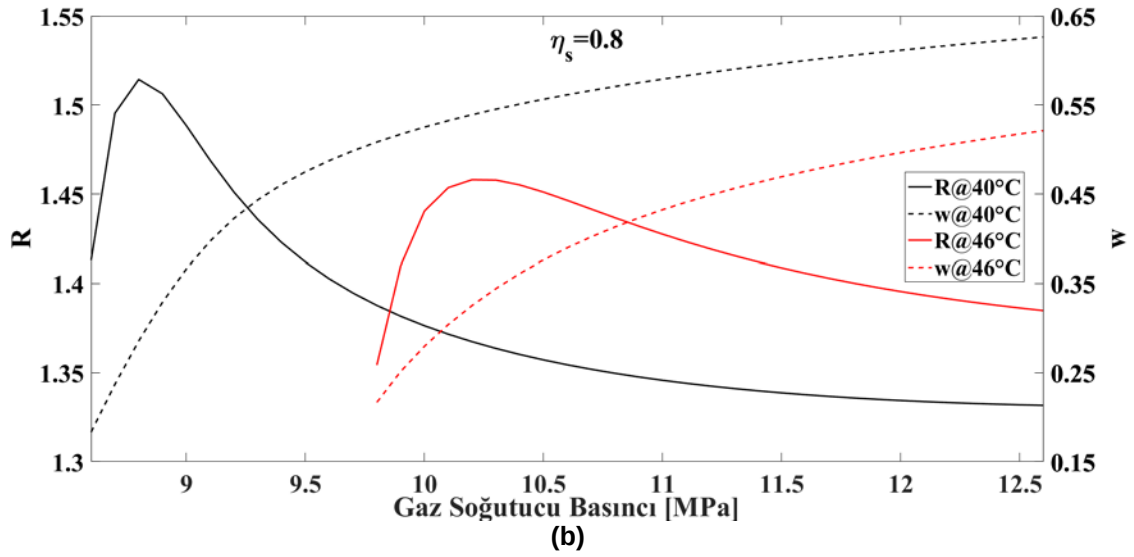
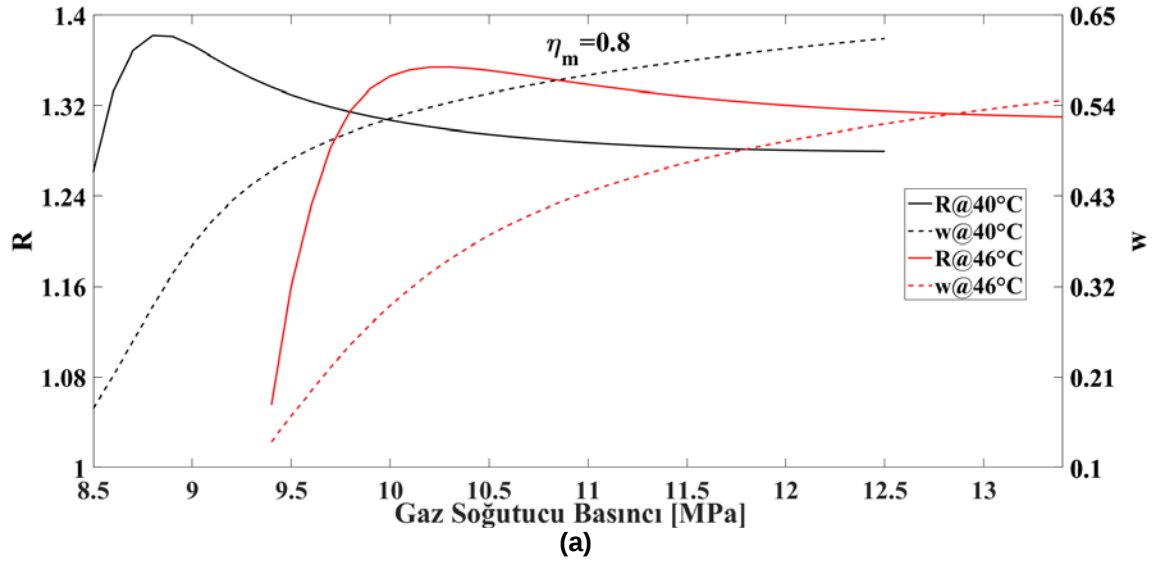
Şekil 6. Performans iyileştirme katsayısı ve kütleli debi karışım oranının gaz soğutucu basıncına göre difüzör verimliliği için 40 °C (a) ve 46 °C (b) gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında değerlendirilmesi.

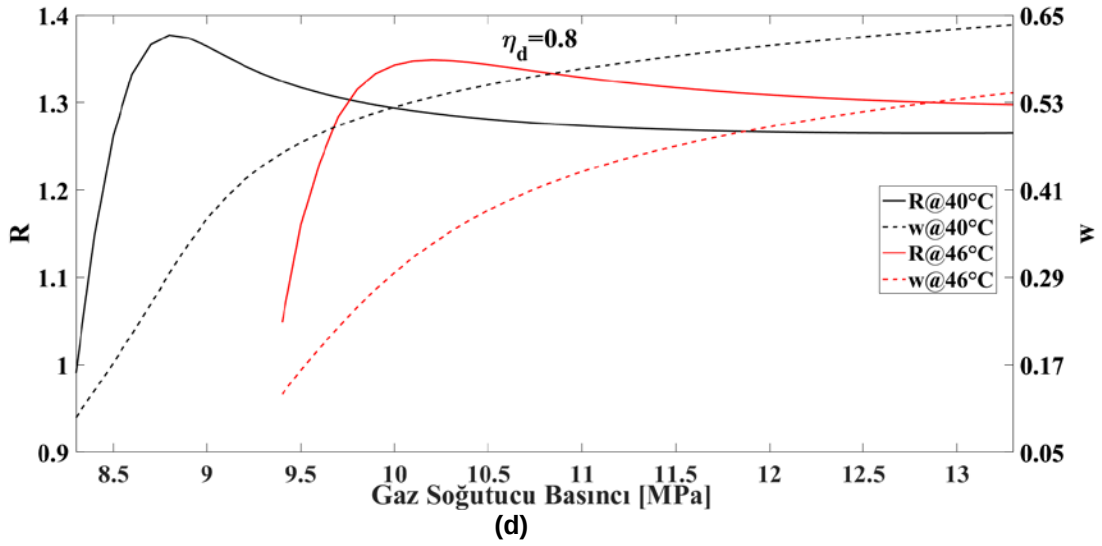
Şekil 7'den görüldüğü üzere Atmaca vd.'nin (2019) [12] subkritik çevrimden elde ettiği sonuçlara benzer sonuçlar transkritik çevrim için de sözkonusudur. Performans üzerindeki en etkili parametre karışım bölümüdür. Kütleli debi karışım oranları birbirlerine çok yakındır. Maksimum performansın hesaplandığı gaz soğutucu basıncı belirli bir çıkış sıcaklığı için hemen hemen aynı kalmakla beraber bu nokta etrafındaki performans iyileştirme katsayısının değişimi her bir kısım verimliliğinin farklı bir etkisinin olduğunu ortaya koymaktadır. Bunlara ek olarak difüzör ve birincil lülenin etkileri birbirlerine benzerdir; ancak difüzör karışım bölümünden sonra etkinlik bakımından ikinci sıradadır. En az etkiye ise ikincil lüle verimi sahiptir.



Şekil 7. Ejektör kısım verimliliklerinin gaz soğutucu basıncına göre 40 °C (a) ve 46 °C (b) gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında karşılaştırılması.

Şekil 8 (a), (b), (c) ve (d); herbir kısım verimliliği değişiminin etkisini gaz soğutucu çıkış sıcaklığını referans alarak yorumlamayı amaçlamaktadır. Kıyaslama açısından herbir ejektör bölümü için 0.8 verimlilik değerindeki performans iyileştirmek katsayısı ve kütleli debi karışım oranı kullanılarak grafikler oluşturulmuştur. Şekil 8 (a), birincil lüle veriminin 0.8, diğer kısım verimliliklerinin 0.95 olduğu durumda farklı iki gaz soğutucu çıkış sıcaklığında performans eğrilerinin karşılaştırılmasını amaçlamaktadır. Şekil 8 (b), (c) ve (d) aynı şekilde benzer kıyaslamayı sırası ile ikincil lüle, karışım bölümü ve difüzör için yapmaktadır.





Şekil 8. 40 °C ve 46 °C için birincil lüle (a), ikincil lüle (b), karışım bölümü (c) ve difüzör verimliliklerinin (d) gaz soğutucu basıncına göre performans iyileştirme katsayısına ve kütleli debi karışım oranlarına etkisi.

Herbir karışım bölümü için maksimum noktalar 40 °C'de hesaplanırsa da esas kütleli debi karışım oranının da artış gösterdiği uygulanabilir kısımlardaki performans iyileştirme katsayıları kıyaslandığında 46 °C daha iyi bir iyileştirme oranı sunmaktadır. Bunun sebebi ise ejektörün transkritik soğutma çevriminde kullanılması mantığı ile birebir örtüşen kısımla kayıplarının 46 °C'deki değerlerinin 40 °C'ye göre yüksek oluşudur. Kütleli debi karışım oranları ise herbir ejektör kısım verimliliği için 40 °C'de 46 °C'ye göre daha yüksek değerler ortaya koymuştur. Aynı verim değeri için sıcaklık farklarına göre oluşan maksimum noktalar farkı ikincil lülede en fazla, karışım bölümünde ise en azdır. Performans iyileştirme katsayılarının sabitlendiği ve yüksek kütleli debi oranlarının elde edildiği bölümlerdeki farklara bakılırsa da en az fark söz konusu gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları için karışım bölümünden elde edilirken en fazla fark ikincil lülede gözlemlenmiştir. Birincil lüle ve difüzör her iki fark açısından da birbirlerine yakın değerler göstermişlerdir. Karışım bölümü performans iyileştirme katsayısına en etkili bölüm olduğu için verimdeki düşüş çalışma koşullarından bağımsız olarak performansta bir azalma yaratmaktadır. İkincil lüle verimi performans iyileştirme katsayısından en az etkilendiği için çalışma koşulundaki bir değişimin etkinliği belirgin bir şekilde yorumlanabilmektedir. Buradan çıkacak en önemli sonuç verimsiz bir ejektörde çalışma koşullarındaki iyileştirme dahi etkinliğini gösterememektedir. Bu bağlamda kısım verimliliklerinin ejektör genişletirici transkritik çevrim performansına etkilerini çalışma koşullarına bağlı olarak yorumlamak faydalı olmuştur.

5. SONUÇ

Bu çalışmada temel hedef ejektör kısım verimliliklerinin etkilerini ejektör genişletirici transkritik CO₂ soğutma çevriminde gaz soğutucu çıkış sıcaklığının değişimine göre yorumlayabilmektir. Elde edilen önceki bulgulara paralel olarak performans üstündeki en etkin kısım karışım bölümüdür. En az etkili kısım ise ikincil lüledir. Difüzör ve birincil lüle birbirlerine yakın etkiler göstermekle beraber difüzör daha fazla bir etkiye sahiptir. Karışım bölümü verimliliği termodinamik modellere yaygın olarak eklenmemektedir. Oysa ki en etkin parametre olarak bulunması daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için termodinamik modeller kurulurken bu parametrenin dikkate alınması gerektiğini vurgulamaktadır.

Kütleli debi karışım oranları ejektör kısım verimliliklerinin değişiminden hemen hemen etkilenmemektedir. Ancak pratikte ejektörün geometrisi ile ilgili yapacağımız bir değişikliğin ejektörün ilgili kısım verimliliğini etkileyeceği dolayısı ile de ilgili kısımdan geçen akışkan debisinin de etkilenmeyeceği bilinmemektedir. Bu bağlamda kapsamlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine başvurulması gerektiği, termodinamik modellerin dayandığı varsayımlar gereği kısıtlı sonuçlar sağlayacağı unutulmamalıdır. Aynı zamanda kısım verimlilikleri en iyi performans iyileştirme katsayısının hesaplandığı gaz soğutucu basıncını etkilememektedir.

Ejektör kısım verimliliklerinin değişmesi ile elde edilecek performans iyileştirme katsayısı dağılımı değişse de, maksimum değerin elde edileceği gaz soğutucu basıncı yalnızca çalışma koşullarına göre değişmektedir. Ayrıca bu maksimum nokta aynı bölgedeki kütleli debi karışım oranlarının düşüklüğünden dolayı kullanılabilir bir değer değildir. Bu nokta etrafındaki kütleli debi karışım oranlarının yükselmeye başladığı bölge performans iyileştirme katsayısı açısından daha fazla fikir vermektedir. Ayrıca herbir kısım için performans iyileştirme katsayıları eğrileri sıcaklıklara göre incelendiğinde, ejektör kısım verimlilikleri düşük kalıyorsa çalışma koşullarını değiştirerek performans iyileştirmesi sağlamak da zorlaşacaktır. Bunun en iyi göstergesi 40 °C'den 46 °C'ye çıkıldığında karışım bölümü verimliliğinin 0.8 olarak belirlendiği analizlerin performans iyileştirme katsayılarındaki artışın ikincil lüle verimliliğinin 0.8 olarak belirlendiği durumdan daha düşük olmasıdır.

SEMBOLLER

1, 2,...,10 Ejektör genişletirici transkritik soğutma çevriminin çalışma basamakları

a, b, c, d Transkritik soğutma çevriminin çalışma basamakları

COP Performans katsayısı [-]

h Enthalpi [kJ/kg]

m Kütleli debi [kg/s]

P Basınç [kPa]

P_b İkincil lüle basıncı (Birincil ve ikincil akışkanların karışım bölümü girişindeki ortak basınçları ve sabit basınçta karışım modeli için karışım basıncı) [kPa]

r Kuruluk derecesi [-]

R Performans iyileştirme katsayısı [-]

s Entropi [kJ/kgK]

T Sıcaklık [K]

u Hız [m/s]

w Kütleli debi karışım oranı [-]

η Verimlilik [-]

Alt İndisler

d Difüzör

e Evaporatör

gc Gaz soğutucu

in Giriş

isen İzentropik

m Birincil lüle/akışkan

mix Karışım bölümü

out Çıkış

s İkincil lüle/akışkan

sep Ayırıcı

sh Kızgın buhar

v Ayırıcının buhar çıkışı

l Ayırıcının sıvı çıkışı

EERC Ejektör genişletirici soğutma çevrimi

VCRC Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

TEŞEKKÜRLER

Bildirinin yazarları, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumuna (TÜBİTAK) 116M367 no'lu proje altındaki desteklerinden ötürü teşekkür ederler.

KAYNAKLAR

- [1] ELBEL, S., HRNJAK, P., "Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue Üniversitesi, ABD, 2008.
- [2] DIRECTIVE 2006/40/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. Off. J. Eur. Union, 2006.
- [3] REGULATION (EU) No 517/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Off. J. Eur. Union, 2014.
- [4] LORENTZEN, G., "The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament", Int. J. Refrigeration, 18, 190-197, 1995.
- [5] DAI, B., DANG, C., LI, M., TIAN, H., MA, Y., "Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater", International journal of Refrigeration, 56, 1-14, 2015.
- [6] LI, D.Q., GROLL, E.A., "Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device", International Journal of Refrigeration, 28, 766-773, 2005.
- [7] SARKAR, J., "Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle", Energy, 33, 1399-1406, 2008.
- [8] LIU F., GROLL, E.A., REN, J., "Comprehensive experimental performance analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ system", Applied Thermal Engineering, 98, 1061-1069, 2016.
- [9] ELBEL, S.W., HRNJAK, P.S., "Effect of Internal Heat Exchanger on Performance of Transcritical CO₂ Systems with Ejector", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2004.
- [10] SMOLKA, J., BULINSKI, Z., FIC, A., NOWAK, A.J., BANASIAK, K., HAFNER, A., "A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach", Applied Mathematical Modelling, 37, 1208-1224, 2013.
- [11] ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., "Investigating the effects of the ejector section efficiencies on the overall cycle performance", 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'17), Çorum, Türkiye, 13-16.09.2017.
- [12] ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., "Impact of the mixing theories on the performance of ejector expansion refrigeration cycles for environmentally-friendly refrigerants", International Journal of Refrigeration, 97, 211-225, 2019.
- [13] ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., ÇOBAN, M.T., "Thermodynamic performance of the transcritical refrigeration cycle with ejector expansion for R744, R170, and R41" Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi (J. of Thermal Science and Technology), 38, 2, 111-127, 2018.
- [14] KORNHAUSER, A.A., "The use of an ejector as a refrigerant expander", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 1990.
- [15] LEMMON, E. W., HUBER, M. L. and McLINDEN M. O., 2013, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
- [16] ATMACA, A.U., EREK, A., EKREN, O., "Sabit alanda ve sabit basınçta karışimli ejektörlerin performans değerlendirmesi (Performance evaluations of the constant area and constant pressure mixing ejector models), 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi (TESKON 2017), 19-22.04.2017, İzmir, Turkey.
- [17] YU, J., REN, Y., CHEN, H., LI, Y., "Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance", Energy Conversion and Management 48, 1193–1199, 2007.
- [18] EAMES, I.W., APHORN RATANA, S., HAIDER H., "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator", International Journal of Refrigeration 18, 378-386, 1995.
- [19] BILIR, N., ERSOY, H.K., "Performance improvement of the vapor compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector", Int. J. Energy Res., 33, 469-480, 2009.
- [20] LI H., CAO F., BU X., WANG L., Wang X., Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle, Applied Energy, 121, 96-103, 2014.
- [21] LIU, F., GROLL, E.A., LI, D., "Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO₂ refrigeration cycles", Energy, 45, 829-839, 2012.

- [22] BRUNIN, O., FEIDT, M., HIVET, B., "Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump", International Journal of Refrigeration, 20, 308-318, 1997.

ÖZGEÇMİŞ

Ayşe Uğurcan ATMACA

1988 yılı İzmir doğumludur. 2011 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makina Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 2011-2013 yılları arasında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik programında yüksek lisansını tamamlamıştır. 2011-2014 yılları arasında Bosch Termoteknik Isıtma ve Klima Sanayi Ticaret Anonim Şirketi'nde Ürün Geliştirme Mühendisi olarak çalışmıştır. 2014 yılından beri aynı üniversite, enstitü ve programda başladığı doktora eğitimine devam etmektedir. Aynı zamanda 2014 yılından beri araştırma görevlisi olarak atandığı Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı'nda çalışmaktadır. Araştırma konularını ısı sistemlerin modellenmesi ve deneysel doğrulanması, parçacık görüntülemeli hız ölçümü yöntemi, ejektörlü soğutma sistemleri, sayısal ısı geçişi oluşturmaktadır.

Aytunç EREK

1966 yılı İzmir doğumludur. 1989 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik ABD'den 1993 yılında yüksek lisans ve 1999 yılında doktora derecelerini almıştır. 2014 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Prof. Dr. olarak görev almaktadır. Sayısal akışkanlar mekaniği, faz değişimli ısı transferi uygulamaları, katı modelleme ve ısı analiz konularında çalışmaktadır.

Orhan EKREN

1976 yılı İzmir doğumlu olan Orhan Ekren, lisans eğitimini Dokuz Eylül Üniversitesi (DEÜ) Makina Mühendisliği bölümünde 1999 yılında, yüksek lisans eğitimini İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü (İYTE) Enerji Mühendisliği'nde 2003 yılında, doktorasını ise DEÜ Makina Mühendisliği bölümü Termodinamik anabilim dalında 2009 yılında tamamlamıştır. 2000-2003 yılları arasında İYTE makina mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmıştır. 2005 yılından buyana Ege Üniversitesi'nde çalışan Dr. Ekren, 2008 ve 2011 yıllarında akademik çalışmalar için, Amerika Birleşik Devletleri'nde iki farklı üniversitede Makina Mühendisliği bölümünde ziyaretçi araştırmacı olarak bulunmuştur. 2014 yılından buyana Ege Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde Doçent olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Çalışma konuları arasında; yenilenebilir enerji kaynakları, hibrid enerji sistemlerinin optimum boyutlandırılması, soğutma sistemlerinde enerji verimliliği, ısı pompası sistemleri, alternatif soğutma yöntemleri yer almaktadır.

Mustafa Turhan ÇOBAN

1957 yılı Seben, Bolu doğumludur. 1978 yılında Ege Üniversitesi Makine Fakültesi, Makina Bölümünü bitirmiş, 1982 yılında Michigan Teknik Üniversitesi (ABD) Makine Mühendisliği ve Mühendislik Mekaniği Bölümünden yüksek lisans derecesi, 1986 yılında Utah Üniversitesi (ABD), Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünden doktora derecesi, 1995 Yılında Victoria Teknik Üniversitesi (Avustralya), Matematik Fakültesi, Bilgisayar Bölümünden bilgisayar mühendisliği yüksek lisans derecesi almıştır. ARAS Kompresör, Maden Tetkik ve Arama Enstitüsü Jeotermal bölümü, Imperial Chemical Industries (Avustralya), Ceramic Fuel Cells Limited (Avustralya), TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü, TÜBİTAK Ulusal Metroloji Enstitüsünde, Utah Üniversitesi (ABD) Makine Mühendisliği, Ballarat Üniversitesi Mühendislik bölümü (Avustralya), Victoria Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü (Avustralya), Nebraska Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü (ABD), Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümlerinde çalışmıştır. Halen Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Enerji Anabilim Dalında çalışmalarına devam etmektedir.