



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

ÇİFT KADEME SIKIŞTIRMALI VE ÜÇ ISI DEĞİŞTİRGEÇLİ JOULE-BRAYTON ÇEVİRİMİNİN FARKLI ÇEVİRİM AKIŞKANLARI İÇİN SOĞUTMA ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ

**TUNCAY YILMAZ
MEHMET TAHİR ERDİNÇ
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ**

**ALPER YILMAZ
ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ**



ÇİFT KADEME SIKIŞTIRMALI VE ÜÇ ISI DEĞİŞTİRGEÇLİ JOULE-BRAYTON ÇEVİRİMİNİN FARKLI ÇEVİRİM AKIŞKANLARI İÇİN SOĞUTMA ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ

Tuncay YILMAZ
Mehmet Tahir ERDİNÇ
Alper YILMAZ

ÖZET

Güvenilir soğutma prensiplerinden biri de Joule-Brayton soğutma çevrimidir. Ancak bu çevrimde soğutma etkinliği klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinden küçüktür. Ülkemizde hızlı bir gelişme gösteren savunma sanayi için Joule-Brayton çevrimi çok uygun olabilir. Çünkü çok güvenilir bir sistem olduğundan, soğutma etkinliğinin düşüklüğü önemli bir dezavantaj olarak görülmez.

Bu çalışmada iki kademeli sıkıştırımlı ve üç ısı eşanjörlü Joule-Brayton çevrimi hava, argon, helyum, etan ve propan gibi gazlar için verilen dış ortam ve soğutulacak mahal sıcaklıkları için incelenmiştir.

Soğutma etkinliğinin belirli basınç oranlarında (özellik kompresör güçlerinde) optimum değerlere eriştiği bulunmuştur. En yüksek soğutma etkinliklerinin gazlara göre çok farklı olmadığı ancak optimum soğutma etkinliğinin ısı eşanjörleri ile kompresör ve türbin verimlerine çok duyarlı olduğu hesaplanmış olup, yüksek eşanjör ve türbin-kompresör verimlerinde birden yüksek bulunan bu soğutma etkinliklerinin mobil araçlar ve bilhassa savunma sanayi araçları için yeterli düzeyde olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Joule-Brayton Çevrimi, iki kademeli sıkıştırma, üç ısı eşanjörü, mobil araç soğutma.

ABSTRACT

One of the most reliable refrigeration system is Joule-Brayton refrigeration cycle. However COP(Coefficient of Performance) of this system is lower than conventional refrigeration system's COP. Joule-Brayton refrigeration cycle may be suitable for defence industry which is grown last days. Because of reliability of this system, lower COP should not be seen as disadvantage.

In this study Joule-Brayton refrigeration cycle with two stage compression and three heat exchangers have been investigated for given outside and indoor temperatures using different gases like air, argon, helium, ethane and propane.

The results show that there exists a maximum value of COP at specified pressure ratios. There isn't any difference between the maximum COP values for different gases, but this maximum value is very sensitive to the compressor, turbine and heat exchanger efficiencies. It is shown that COP can be greater than one for high heat exchanger and turbine-compressor efficiencies and therefore those COP's are seen as satisfactory for mobile vehicles and especially armoured vehicles.

Key Words: Joule-Brayton Cycle, two stage cycle, three heat exchangers, mobile vehicles.

1. GİRİŞ

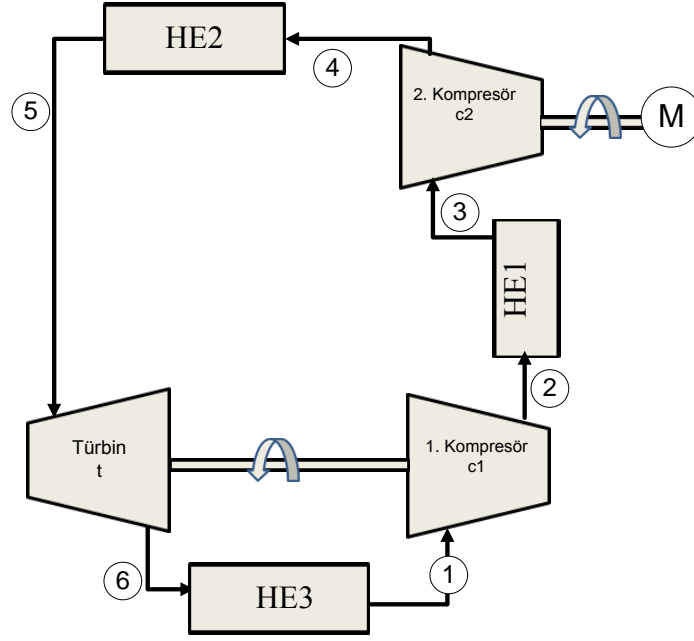
Ülkemizde savunma sanayi hızlı bir yükseliş içindedir. Savunma sanayisinde kullanılan zırhlı araçların iklimlendirilmesi ve bu iklimlendirmenin güvenli bir şekilde yapılması önemlidir. En güvenli soğutma sistemlerinden biri ters olarak çalıştırılan Joule-Brayton çevrimine göre çalıştırılan soğutma çevrimidir. Bu çevrime göre soğutma etkinliği konvansiyonel buhar sıkıştırımlı çevrimlere göre daha düşüktür. Ancak buhar sıkıştırımlı çevrimlerin bilhassa titreşimin yüksek düzeyde olduğu arazi araçlarında kullanılması güvenlik açısından pek uygun değildir.

Joule-Brayton soğutma çevriminde kullanılan gazlar ozon tabakasına da zarar vermediklerinden dolayı da bu sistem çevre uyumlu bir soğutma sistemidir. Konvansiyonel soğutucu akışkanların zararının bilinmesinden sonra ters Joule-Brayton soğutma çevrimine ilgi tekrar artmıştır. Bunların tarihi gelişimi hakkında Bhatti[1] tarafından ayrıntılı bilgi verilmiştir. Almanya'daki hızlı trenler için de bu tür sistemler 1990'arda denenmiştir [2]. Son yıllarda bu sistemlerin incelenmesine de önem verilmiştir. Tek kademe sıkıştırımlı sistemler Park ve ark.[3], Shongjum ve ark.[4] ve Chan ve ark.[5] tarafından termodinamik açılarından teorik olarak incelenmiştir. Spence ve ark.[6,7] tarafından ise iki kademeli sıkıştırımlı sistemler incelenmiş ve soğutma etkinliğinin 0,85'e kadar çıktığı belirlenmiştir. Yukarıda belirtilen sistemlerde soğutucu akışkan olarak hep hava kullanılmıştır. Bu çalışmada hava dışında bilhassa tek atomlu gazlar (Hidrojen, Argon, Helyum gibi) da incelenmeye dahil edilmiştir. Bunun için de türbin çıkışına ekstra bir üçüncü ısı eşanjörü ilave edilmiştir.

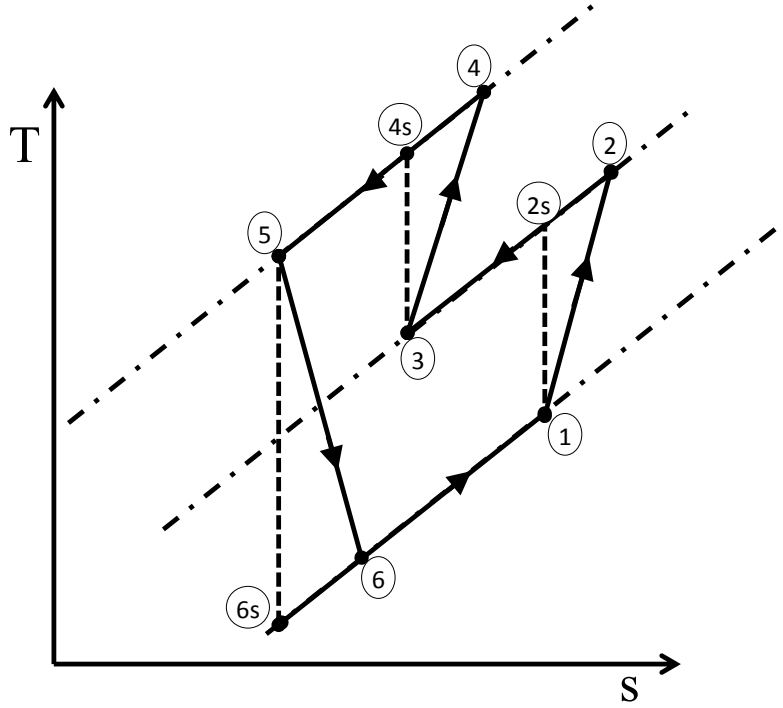
2. ÇOK KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMİ

2.1. Çok Kademeli Soğutma Sistemin Teorik Analizi

Çok kademeli soğutma sisteminde iki adet kompresör bulunmaktadır. Bu durum şekil 1' de şematik olarak verilmiştir. Şekil 2' de ise bu çevrimin T-s diyagramı gösterilmiştir. İlk kompresör türbin tarafından hareket ettirilmekte olup, 2. kompresör elektrik enerjisiyle tahrik edilmektedir. 1. ve 2. kompresörlerden sonra ortam havası ile çevrim havası 1. ve 2. ısı eşanjörleri HE1 ve HE2 tarafından soğutulmaktadır. Soğutulacak ortam ile ısı transferi HE3 ısı eşanjörü ile sağlanmaktadır.



Şekil 1. Çok kademeli gaz soğutma çevrimin şematik gösterimi



Şekil 2. Çok kademeli gaz soğutma çevrimin T-s diyagramı

2.2. Çok Kademeli Çevrim İçin Eşitlikler

Çok kademeli çevrimde akupile bulunan türbin ile kompresör 1 arasında her ikisinde de hava debisi aynı olduğundan ve c_p değerlerinin de sıcaklıkla değişmediği kabul edildiğinden

$$W_{t,net} = W_{c1,net} \quad (1)$$



yazılır. Burada $\eta_{m,c1}$ ve $\eta_{m,t}$ 1. kompresör ve türbin mekanik verimleri kabul edilerek

$$\eta_{m,t}(h_5 - h_6) = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{m,c1}} \quad (2)$$

elde edilir.

$$\eta_{mct} = \eta_{m,t} \cdot \eta_{m,c1} \quad (3)$$

ile

$$h_2 = h_1 + \eta_{mct}(h_5 - h_6) \quad (4)$$

yazılabilir. Soğutucu gazlar ideal gaz olarak kabul edilerek

$$T_2 = T_1 + \eta_{mct}(T_5 - T_6) \quad (5)$$

eşitliği bulunur.

1. kompresör izentropik verimi için aşağıdaki bağıntı geçerlidir:

$$\eta_{c1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

Buna göre

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{c1}} \quad (7)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{c1}} \quad (8)$$

bağıntısı yazılabilir.

2. kompresör için de benzer eşitlikler aşağıdaki gibi yazılır.

$$\eta_{c2} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (9)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_{c2}} \quad (10)$$

$$T_4 = T_3 + \frac{T_{4s} - T_3}{\eta_{c2}} \quad (11)$$

Türbin için de

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (12)$$

$$h_6 = h_5 - \eta_t \cdot (h_5 - h_{6s}) \quad (13)$$

$$T_6 = T_5 - \eta_t \cdot (T_5 - T_{6s}) \quad (14)$$

bağıntıları yazılabilir.

1. ısı eşanjörü HE1 için etkinlik aşağıda verilmiştir:

$$\eta_{HE1} = \dot{Q} / \dot{Q}_{max} = \frac{C_c \cdot (T_2 - T_3)}{C_{min,1} \cdot (T_2 - T_a)} \quad (15)$$

Burada çevrim soğutucu gazı ısı kapasitesi C_c

$$C_c = \dot{M}_c \cdot c_{pc} \quad (16)$$

olup, 1. eşanjör soğutucu akışkanın ısı kapasitesi de

$$C_{a1} = \dot{M}_{a1} \cdot c_{pa1} \quad (17)$$

şeklinde hesaplanır. c_{pc} ve c_{pa1} çevrim gazı ve eşanjör HE1'deki soğutmada kullanılan havanın özgül ısıdır. \dot{M}_c ve \dot{M}_{a1} 'de çevrim gazının ve HE1 soğutma havasının kütle debisidir. Bunlardan küçüğü $C_{min,1}$ olarak adlandırılır.

$$C_1^* = C_{min,1} / C_c \quad (18)$$

tarifi ve

$$\eta_{HE1}^* = \eta_{HE1} \cdot C_1^* \quad (19)$$

ile (15) bağıntısı

$$\eta_{HE1}^* = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_a} \quad (20)$$

olarak elde edilir. η_{HE1} , 1. eşanjörün etkinliği ve T_a 'da dış hava sıcaklığıdır.

Buradan da

$$T_3 = \eta_{HE1}^* \cdot T_a + (1 - \eta_{HE1}^*) \cdot T_2 \quad (21)$$

olarak yazılabilir. Benzer şekilde 2. ısı eşanjör etkinliği η_{HE2} ile

$$\eta_{HE2}^* = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_a} \quad (22)$$

ve



$$T_5 = \eta_{HE2}^* \cdot T_a + (1 - \eta_{HE2}^*) \cdot T_4 \quad (23)$$

bağıntıları elde edilir. Burada

$$\eta_{HE2}^* = \eta_{HE2} \cdot C_2^* \quad (24)$$

$$C_2^* = C_{min,2} / C_c \quad (25)$$

$C_{min,2}$ ise C_c ile

$$C_{a2} = \dot{M}_{a2} \cdot c_{pa2} \quad (26)$$

ısı kapasitelerden küçük olanıdır. \dot{M}_{a2} , C_{a2} HE2'yi soğutan havanın kütle debisi ve bu havanın ısı kapasitesidir. Çevrimdeki cihazlarda yazılacak son bağıntı soğutma eşanjörü HE3 için olup

$$\eta_{HE3}^* = \frac{T_1 - T_6}{T_s - T_6} \quad (27)$$

şeklindedir. Burada T_s soğutulacak ortamın sıcaklığıdır.

$$C_3^* = C_{min,3} / C_c \quad (28)$$

$$\eta_{HE3}^* = \eta_{HE3} \cdot C_3^* \quad (29)$$

ile

$$T_1 = \eta_{HE3}^* \cdot T_s + (1 - \eta_{HE3}^*) \cdot T_6 \quad (30)$$

bağıntısı yazılabilir. Burada HE3'ü soğutan havanın kütle debisi \dot{M}_{a3} ile

$$C_{a3} = \dot{M}_{a3} \cdot c_{pa3} \quad (31)$$

şeklinde soğutma akışkanı ısı kapasitesi tarif edilerek, C_c ile C_{a3} arasında küçük olan $C_{min,3}$ 'dür. Çevrimin hava debisi, gerekli soğutma miktarından hesaplanır.

$$\dot{M}_c = \frac{\dot{Q}_s}{c_{pc} \cdot (T_1 - T_6)} \quad (32)$$

2. kompresöre verilen güç

$$\dot{W}_{c2} = \dot{M}_c \cdot (h_4 - h_3) = \dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_4 - T_3) / (\eta_{c2,m} \cdot \eta_{c2,e}) \quad (33)$$

bağıntısından bulunur. Burada $\eta_{c2,m}$ ve $\eta_{c2,e}$ 2. kompresörün mekanik ve elektromotor verimleridir. İzotropik durum değişimleri için



$$T_{2s} = T_1 \cdot (P_{2s} / P_1)^n \quad (34)$$

$$T_{4s} = T_3 \cdot (P_{4s} / P_3)^n \quad (35)$$

$$T_5 = T_{6s} \cdot (P_5 / P_{6s})^n \quad (36)$$

eşitlikleri yazılabilir.

Burada n değeri izentropik üst k'den

$$n = \frac{k-1}{k} \quad (37)$$

şeklinde elde edilir.

Çevrimdeki basınç kayıplarının mutlak basınçlara göre ihmal edilebilecek düzeyde olduğu varsayılarak,

$$P_1 = P_6 = P_{6s} \quad (38)$$

$$P_2 = P_{2s} = P_3 \quad (39)$$

$$P_4 = P_{4s} = P_5 \quad (40)$$

bağıntıları yazılabilir ve aşağıda verilen tarifler ile

$$P_{21}^* = P_2 / P_1 \quad (41)$$

$$P_{43}^* = P_4 / P_3 \quad (42)$$

$$P_{56}^* = P_5 / P_6 = P_{21}^* \cdot P_{43}^* \quad (43)$$

(34), (35) ve (36) eşitlikleri

$$T_{2s} = T_1 \cdot P_{21}^{*n} \quad (44)$$

$$T_{4s} = T_3 \cdot P_{43}^{*n} \quad (45)$$

$$T_5 = T_{6s} \cdot P_{41}^{*n} \quad (46)$$

şekline dönüşür. Çevrim basınç oranı

$$P_{41}^* = P_{43}^* \cdot P_{21}^* \quad (47)$$

şeklindedir.

2.3. Eşitliklerin Çözümü ve COP Hesaplama

Yukarıda yapılan hesaplardan eşit.(5), (8), (11), (14), (21), (23), (30), (44), (45), (46) ve (47) ile toplam 11 bağıntı verilmiştir. Bu eşitliklerden 9 sıcaklık ile basınç oranları P_{21}^* ve P_{43}^* hesaplanmıştır. P_{41}^* basınç oranı verilen bir büyüklüktür.

Çevrim COP si de eşit.(33) ve (34)' ten

$$COP = \dot{Q}_s / \dot{W}_{c2} = \frac{T_1 - T_6}{T_4 - T_3} * \eta_{c2,m} * \eta_{c2,e} \quad (48)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Özgül soğutma kapasitesi ve özgül 2. kompresör gücü de aşağıdaki gibi tarif edilmiştir.

$$q_s / c_{pc} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{M}_c c_{pc}} \quad (49)$$

$$w_{c2} / c_{pc} = \frac{\dot{W}_{c2}}{\dot{M}_c c_{pc}} \quad (50)$$

q_s / c_{pc} ve w_{c2} / c_{pc} tarifleri yapılarak bu değerlerin farklı gazlar için maksimum COP değerlerinde birbirlerine çok yakın olmaları sağlanmıştır.

3. HESAPLAR ve SONUÇLARI

3.1. Hesaplarda Kullanılan Verim Değerleri

Hesapların yapılabilmesi için önce kompresör 1 ve 2 ile türbin izentropik ve mekanik verimleri ile kompresör 2'nin elektro motor verimlerinin belirlenmesi gereklidir. Şu andaki teknolojinin durumu dikkate alınarak belirlenen verimler tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Türbin ve kompresör verimleri

η_t	η_{c1}	η_{c2}	η_{tm}	$\eta_{c1,m}$	$\eta_{c2,m}$	$\eta_{c2,e}$
0,85	0,85	0,85	0,97	0,97	0,97	0,95

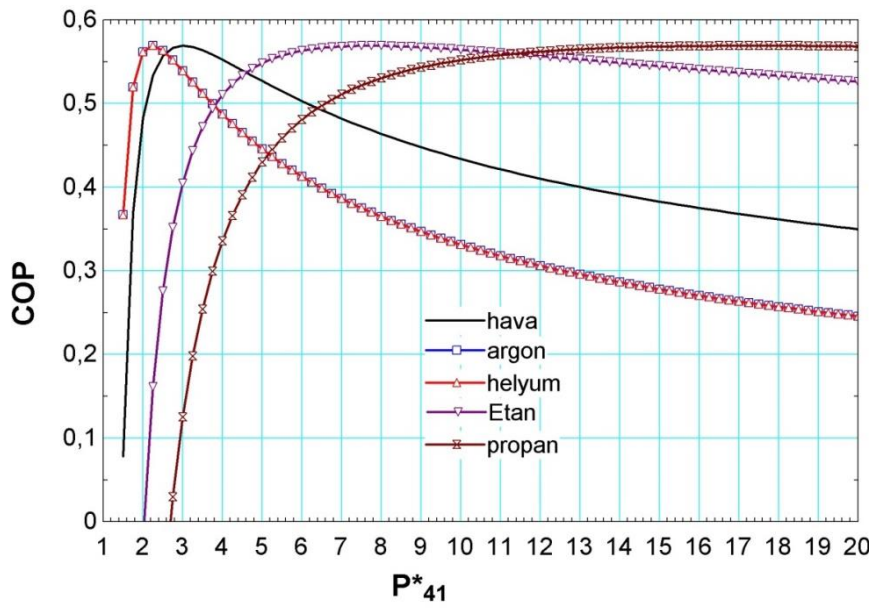
Hesaplarda parametre olarak ayrıca türbin ve kompresör izentropik verimlerinin etkisini göstermek üzere minimum ve maximum değerler olarak 0,80 ve 0,90 değerleri de dikkate alınacaktır. Sistemdeki eşanjör verimleri de parametre olarak kabul edilerek 0,70-0,90 değerleri arasında değiştirilecektir. Gaz olarak hava kullanılması durumunda HE3 kullanılmayacağı için $\eta_{HE3} = 1$ kabul edilecektir.

3.2 Hesap Sonuçları

Şekil 3' te COP değerinin basınç oranı P^*_{41} ile değişimi hava, argon, helyum, etan ve propan gazları için verilmiştir. Bu gazların k ve c_p değerleri tablo 2' de gösterilmiştir.

Tablo 2. Farklı soğutucu akışkanların c_p ve k değerleri[8]

	Hava	Argon	Helyum	Etan	Propan
c_p (J/kgK)	1005	520,3	5193	1766,2	1679,4
k	1,41	1,667	1,667	1,186	1,126



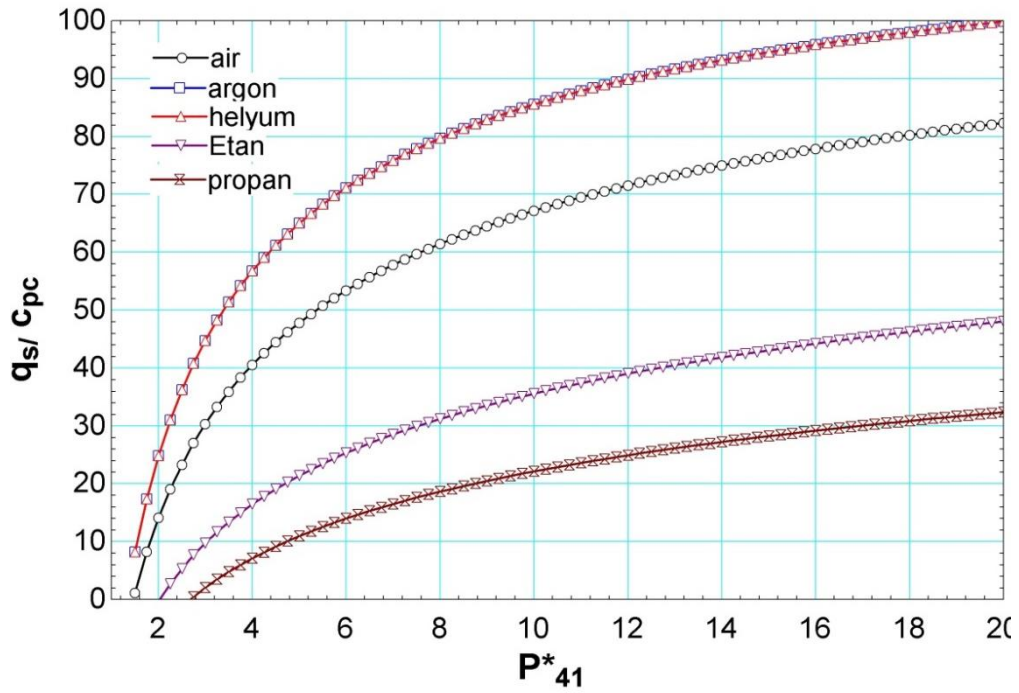
Şekil 3. Farklı ısı eşanjörü verimleri için COP'nin P^*_{41} ile değişimi,
 $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85$, $\eta_{HE1} = \eta_{HE2} = \eta_{HE3} = 0,8$

COP değerlerinin belirli bir P^*_{41} basınç oranında en yüksek değerlere eriştiği görülmektedir. En yüksek COP değeri COP_{max} , çeşitli gazlara göre farklılık göstermemektedir. Ancak COP_{max} 'un oluştuğu P^*_{41} değerleri değişmektedir.

Şekil 4 ve 5'te de elde edilen soğutma kapasitesi q_s/c_p ve özgül 2. kompresör gücü w_{c2}/c_{pc} de verilmiştir. q_s/c_p ve w_{c2}/c_{pc} değerleri de gazlara göre değişmediğinden, özgül soğutma kapasitesi ve özgül kompresör işi w_{c2} gazların özgül ısıları q_s ile doğru orantılıdır. Tablo 3' te optimum COP değerinde, COP_{max} , P^*_{41} , q_s/c_p ve w_{c2}/c_{pc} değerleri gösterilmiştir. Optimum P^*_{41} değerlerinin gazların izentropik üstüne bağlı olduğu ve k değeri düştükçe arttığı açıkça görülmektedir.

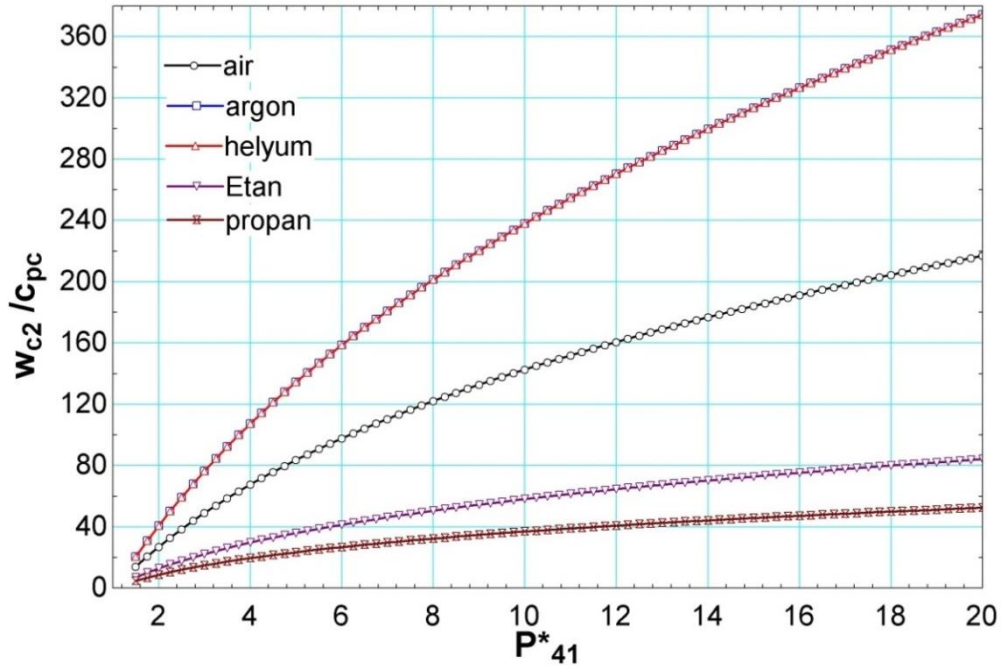
Tablo 3. Farklı akışkanlar için maksimum COP, P^*_{41} , q_s/c_{pc} , w_{c2}/c_{pc} değerleri;
 $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85$, $\eta_{HE1} = \eta_{HE2} = \eta_{HE3} = 0,80$

	Hava	Argon	Helyum	Etan	Propan
COP_{max}	0,5692	0,5692	0,5692	0,5692	0,5692
P^*_{41}	3,000	2,224	2,224	7,676	17,43
q_s/c_{pc}	30,38	30,39	30,39	30,37	30,4
w_{c2}/c_{pc}	49,18	49,20	49,20	49,18	49,22



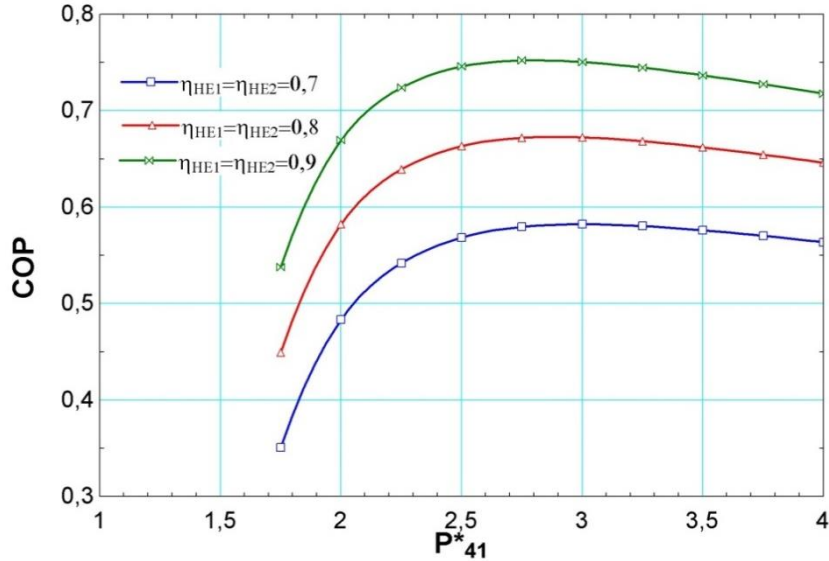
Şekil 4. Farklı çevrim akışkanları için q_s/c_{pc} 'nin P^*_{41} ile değişimi,

$$\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85, \eta_{HE1} = \eta_{HE2} = \eta_{HE3} = 0,8$$



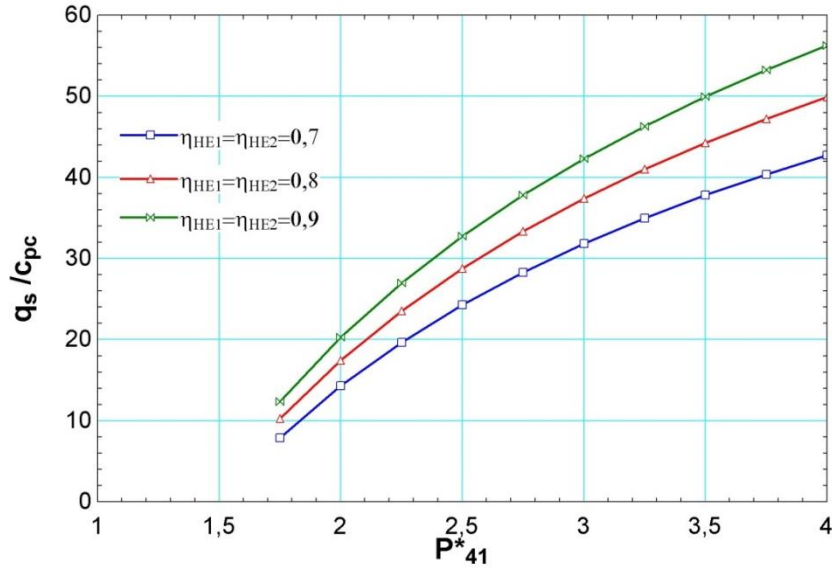
Şekil 5. Farklı çevrim akışkanları için w_{c2}/c_{pc} 'nin P_{41}^* ile değişimi,
 $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85$, $\eta_{HE1} = \eta_{HE2} = \eta_{HE3} = 0,8$

Pratikte soğutucu akışkan olarak en çok hava kullanılmaktadır. COP değerlerine ısı eşanjörlerinin etkileri Şekil 6'da gösterilmiştir. Isı eşanjörü verimlerinin etkilerinin çok yüksek olduğu anlaşılmaktadır.

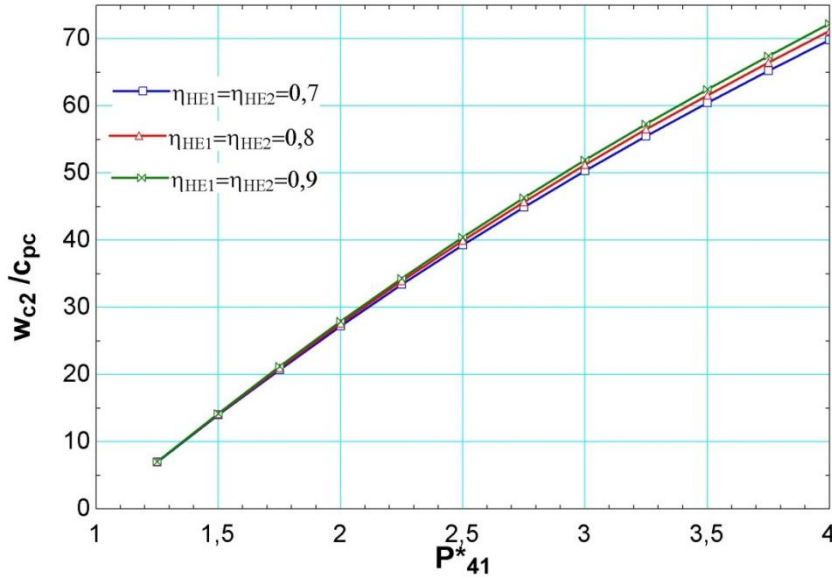


Şekil 6. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için COP'nin P_{41}^* ile değişimi,
 $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava

Şekil 7 ve 8' de de q_s/c_{pc} ve w_{c2}/c_{pc} değerlerinin boyutsuz basınç P_{41}^* ile değişimi verilmiştir. Isı eşanjörü verimlerinin w_{c2}/c_{pc} ye etkilerinin az olduğu ancak esas etkilerinin q_s/c_{pc} 'ye olduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 7. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için q_s/c_{pc} 'nin P^*_{41} ile değişimi
 $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava



Şekil 8. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için w_{c2}/c_{pc} 'nin P^*_{41} ile değişimi
 $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava

COP_{max} durumu için tüm değerler ısı eşanjör verimlerine bağımlı olarak tablo 4' te gösterilmiştir. Şekil 9 ve 10' da yine hava için daha küçük ve daha büyük türbin ve kompresör izentropik verimlerinde COP değerleri çeşitli eşanjör etkinlikleri için gösterilmiştir. Eşanjör etkinlikleri ile COP_{max} değerlerinin hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir.

COP_{max} durumunda; COP_{max} , P^*_{41} , q_s/c_{pc} değerleri türbin ve kompresör verimleri 0,8 ve 0,9 için tablo 5 ve 6' da çeşitli eşanjör etkinlikleri için gösterilmiştir. COP_{max} değerleri artarken P^*_{41} değerlerinin düştüğü tespit edilmiştir.

Tablo 4. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için maksimum COP değeri; $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,85$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava

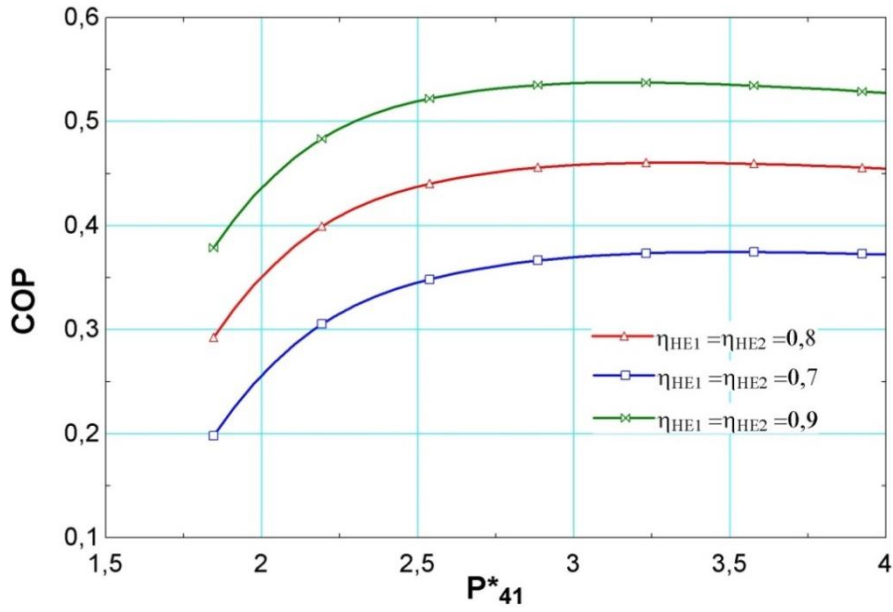
	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,7$	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,8$	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,9$
COP_{max}	0,5823	0,6729	0,7523
P^*_{41}	3,001	2,892	2,803
q_s/c_{pe}	31,83	35,69	38,80
w_{c2}/c_{pe}	50,38	48,87	47,53

Tablo 5. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için maksimum COP değeri; $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,80$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava

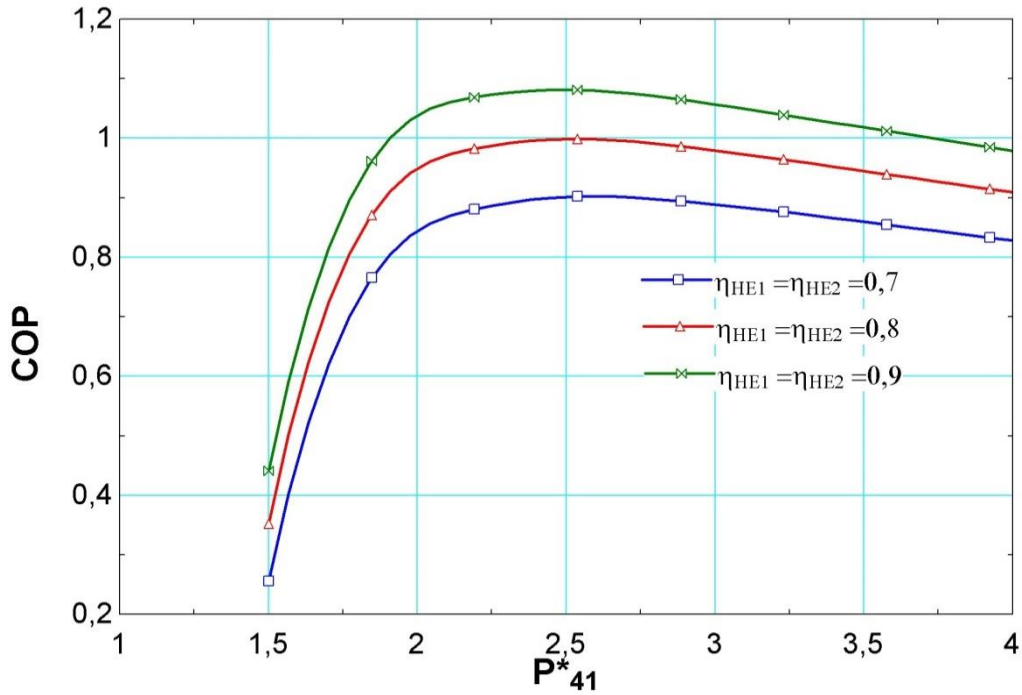
	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,7$	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,8$	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,9$
COP_{max}	0,3746	0,4606	0,5376
P^*_{41}	3,511	3,311	3,171
q_s/c_{pe}	30,1	35,26	39,69
w_{c2}/c_{pe}	74,02	70,55	68,03

Tablo 6. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için maksimum COP değeri; $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,90$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava

	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,7$	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,8$	$\eta_{HE1} = \eta_{HE1} = 0,9$
COP_{max}	0,9022	0,9992	1,082
P^*_{41}	2,561	2,496	2,454
q_s/c_{pe}	31,05	33,69	35,99
w_{c2}/c_{cp}	31,72	31,07	30,66



Şekil 9. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için COP'nin P^*_{41} ile değişimi, $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,80$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava



Şekil 10. Farklı ısı eşanjörü etkinlikleri için COP'nin P^*_{41} ile değişimi, $\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0,90$, $\eta_{HE3} = 1$, soğutucu akışkan: hava

4. SONUÇ

İki kademeli üç eşanjörlü ters Joule-Brayton çevrimi ile çalışan soğutma çevrimi çeşitli gazlar için nümerik olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre gaz farklılıklarının elde edilen en yüksek COP_{max} değerlerine etkisi olmadığı, ancak özgül kompresör gücü ve özgül soğutma kapasitesine etki ettiği anlaşılmıştır. COP_{max} için en önemli parametrelerin türbin ve kompresörlerin izentropik verimleri

ile ısı eşanjörü etkinlikleri olduğu görülmüştür. Yeni teknolojik gelişmeler ışığında türbin ve kompresör izentropik verimlerinin %90 olarak elde edilebileceği düşünüldüğünde, tablo 6'da verilen $COP_{max}=1,082$, $q_s/c_{pc}=35,99$ ve $w_{c2}/c_{pc}=30,66$ değerlerinin $P^*_{41}=2,454$ basınç oranında elde edilebileceği anlaşılmaktadır. Böylece ters Joule-Brayton çevrimi savunma sanayiinde çok güvenilir ve ekonomik olarak değerlendirilebilecek bir soğutma metodu olduğu belirlenmiştir.

5. KAYNAKLAR

- [1] M. S. Bhatti, Open air cycle air conditioning system for motor vehicles, Society of Automotive Engineers, 1998, SAE 950289.
- [2] I Boeck, K. Keske, W. Köhler, Betriebserfahrungen mit einer Kaltluft Klimaanlage ICE 3, KI Luft- und Kältetechnik, 38(2), 2002, 81-85.
- [3] Liu Skangjun, Zhang Zhenying, Tian Lili, Thermodynamic analysis of the actual air cycle refrigeration system, Engineering Procedia 1(2011), 112-116.
- [4] Lingen CHEN, Chih, WU, Fengrui SUN, Cooling load versus COP Characteristics for an irreversible air refrigeration cycle, Energy Conversion Management, 39(1998), 117-125.
- [5] Sung Ku PARK, Ji Ho AHN, Tong Seop KIM, Off-design operating characteristic of an open-cycle air refrigeration system, Int. J. of Refrigeration, 35(2012), 2311-2320.
- [6] Stephen N.T. PENCE, W. John DORAN, David W. ARTT, Design construction and testing of an air-cycle refrigeration system for road transport, Int. J. of Refrigeration, 27(2004), 503-510.
- [7] Stephen N.T. PENCE, W. John DORAN, David W. ARTT, G. MC CULLOUGH, Performance analysis of a feasible air-cycle refrigeration system for road transport, Int. J. of Refrigeration, 28(2005), 381-388.
- [8] ÇENGEL, Y.A., BOLES, M.A., Thermodynamics: An Engineering Approach, Sixth Edition, Mc Graw Hill, New York, 2007.

6. ÖZGEÇMİŞ

Tuncay YILMAZ

1945'te Tarsus'ta doğdu. 1968'de Berlin Teknik Üniversitesi'nin Makina Fakültesini bitirdi. 1972 yılında aynı üniversitede doktorasını tamamladı. 1973 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde göreve başladı. 1977 yılında Makina Mühendisliği Bölümü'nde Isı ve Kütle Transferi Bilim Dalında doçent oldu. 1983'te Çukurova Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'na profesör olarak atandı. Almanya dışında İngiltere'de Cambridge ve Liverpool Üniversiteleri'nde, ABD'de Fullbright bursiyeri olarak Massachusetts Institute of Technology'de misafir öğretim üyesi olarak bulundu. 1982-83 yıllarında K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölüm Başkanlığı görevini yaptı. 1986-89 yılları arasında Ç.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dekanlık görevini yürüttü. 1983-2002 yılları arası Ç.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölüm Başkanlığı ve 1991-2002 yılları arası Ç.Ü. Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Uygulama ve Araştırma Merkezi Müdürlüğü görevini yaptı. 2012 yılında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'ne Profesör olarak atandı. Halen öğretim üyeliği görevini sürdürmektedir.

**Mehmet Tahir ERDİNÇ**

1988 yılında İskenderun'da doğdu. 2012'de Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2014 yılında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisansını tamamladı. Aynı üniversitede doktora eğitimine başladı ve 2013 yılında başladığı araştırma görevlisi görevini halen sürdürmektedir.

Alper YILMAZ

Doç. Dr. Alper YILMAZ 1975 yılında Tarsus'ta doğdu. 1993 yılında Adana Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. Makine mühendisi unvanını 1997 yılında Boğaziçi Üniversitesi'nden aldı. Aynı yıl Çukurova Üniversitesi makine mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. Yüksek lisans ve doktora çalışmalarını, sırasıyla, 1999 ve 2004 yıllarında Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde tamamladı. 2004-2006 yılları arası Ç.Ü. Soğutma ve İklimlendirme Merkezi'nde uzman olarak çalıştı. 2006 yılında Ç.Ü. Makine Mühendisliği Bölümüne yardımcı doçent olarak atandı. 2011 yılında doçent unvanını aldı ve 2012 yılında doçent kadrosuna atandı. Halen Ç.Ü. Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde konveksiyonla ısı transferi ve araçlarda soğutma alanlarında çalışmalarına devam etmektedir.