

Isı ile Çalışan Bir İklimlendirme ve Güç Makinasının Mekanik Modeli ve Termodinamik Analizleri

Halit KARABULUT*

Can ÇINAR

Fatih AKSOY

Özet

Bu çalışmada, ısı ile çalışan bir iklimlendirme ve güç üretme makinesinin mekanik modellenmesi ve termodinamik analizleri yapılmıştır. Makine ile atmosferik hava ısı enerjisi kullanılarak bir tank içerisine sıkıştırılmakta, sıkıştırılan hava bir piston-silindir mekanizması yardımı ile adyabatik olarak basıncı bir bar oluncaya kadar genişletilmek suretiyle iş üretilmekte ve daha sonra soğutulacak olan ortama bırakılmak suretiyle ortamın iklimlendirilmesi sağlanmaktadır. İzotermal analiz kullanılarak, maksimum iş ve soğutma kapasitesinin 1,721 bar tank basıncında gerçekleştiği,

ve bu basınca karşılık sistemin soğutma performans katsayısının $\frac{Q_c}{Q_H}$, mekanik enerji dönüşüm verimliliğinin $\frac{W_{NET}}{Q_H} = 0.68$ olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler : İklimlendirme, Termal Basınç Jeneratörü, Ericsson Motoru

1. GİRİŞ

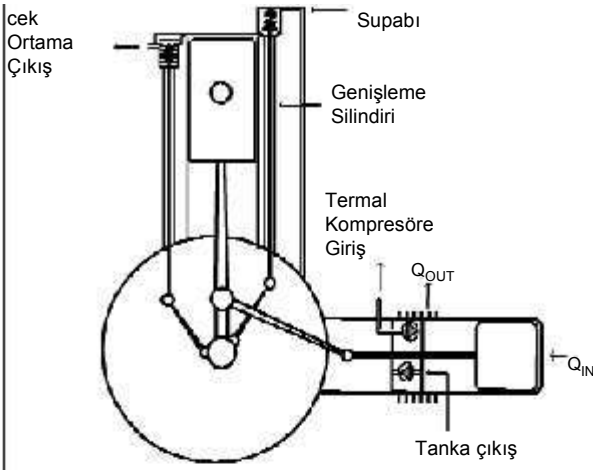
Yaz aylarında Akdeniz ülkelerinde kapalı mekanların havasının rahatsız edici olması sebebiyle iklimlendirme gerekli olmaktadır. Dünyanın bu bölgesi yaz mevsiminde 4 ay boyunca günde 6 saatten fazla bir süre ile 1000 W/m²'nin üzerinde güneş radyasyonu almaktadır. Güneş enerjisi ile iklimlendirmeyi sağlamak amacı ile 1980 öncesinde ve sonrasında NH₃ – H₂O ikilisi ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine bir çok araştırma yapılmış, ancak hedefe ulaşamamıştır. Halihazırda, iklimlendirme COP'si 2,5 ile 3,5 arasında olan elektrikli cihazlarla yapılmaktadır.

Bu çalışmada, 1000-1200 K sıcaklığında bir

ısı kaynağı ile çalışan iklimlendirme ve güç üretme olmak üzere iki fonksiyonlu bir makine modeli düşünülmüş ve analizleri yapılmıştır. Söz konusu makine, bir termal basınç jeneratörü ve bir adyabatik genişleme ünitesinden meydana gelmektedir. Termal basınç jeneratörü dört termodinamik işlemde oluşan açık bir çevrim ile çalışmaktadır. İşlemler, Şekil 1'de görülen mekanik düzenleme aracılığı ile gerçekleştirilmektedir.

Şekil 1'de görüldüğü gibi, çalışma maddesinin yer değiştirmesi, bir yer değiştirme pistonu ve iki adet çek valf tarafından sağlanmaktadır. Yer değiştirme pistonunun üzerindeki hacim dışı

* Prof. Dr., Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı.

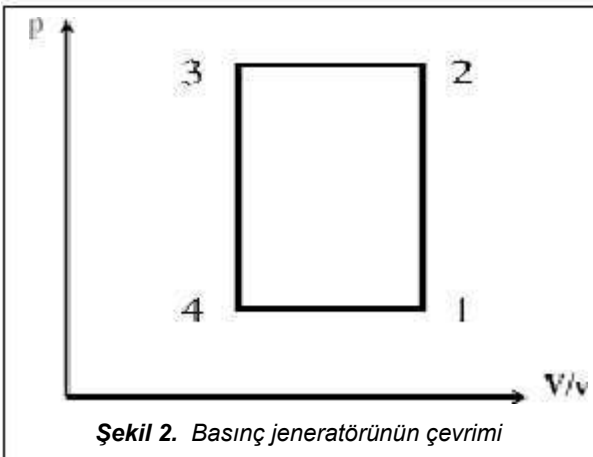


Şekil 1. Mekanik düzeneğin şematik görünümü

ridan ısıtmak suretiyle T_H sıcaklığında, aşağı -
sındaki hacim de dışarıdan soğutmak sureti
ile T_C sıcaklığında sabit tutulmaktadır. Yer de -
ğiştirme pistonunun yan yüzeylerinin rejenera -
tör görevi yapması için gözenekli bir malzeme
ile kaplanması düşünülmektedir.

Şekil 2'de görüldüğü gibi, termal basınç jene -
ratörünün çevrimi, bir m-p koordinat sistemi
üzerinde gösterilebilir. Bu koordinat sisteminde
m yerine V/v kullanılabilir.

Çevrime başlarken, yer değiştirme pistonu
ÜÖN'da ve çalışma maddesinin tamamının
yer değiştirme pistonunun altındaki soğuk ha -
cimde olduğu kabul edilebilir. Birinci termodina -
mik işlemde, yer değiştirme pistonu ÜÖN'dan
aşağıya doğru hareket etmekte ve soğuk ha -



Şekil 2. Basınç jeneratörünün çevrimi

çıkış valfinin açılması ile ikinci termodinamik
işlem başlamaktadır. İkinci termodinamik iş -
lem, yer değiştirme pistonu AÖN'ya ulaşınca -
ya kadar devam eder. İkinci işlemde sistemin
içerisindeki çalışma maddesinin bir kısmı sa -
bit basınç altında bir tanka pompalanır. Maki -
nenin hacmini mümkün olduğu kadar küçük tut -
mak için Krank boşluğu tank olarak kullanılabi -
lir.

Üçüncü termodinamik işlem, yer değiştirme
pistonunun AÖN'dan yukarıya doğru hareketi
ile başlar. Yer değiştirme pistonu yukarıya
doğru hareket ederken, sıcak hacimde bulunan
çalışma maddesi rejeneratörden geçerek so -
ğuk hacme dolmaktadır. Rejeneratörden geçere -
ken ısı vermek sureti ile çalışma maddesinin
sıcaklığı T_H 'dan T_C 'ye düşmektedir. Çalışma
maddesinin sıcak hacimden soğuk hacme ge -
çen miktarının kütlesi ile orantılı olarak siste -
min iç basıncı düşer. Sistemin iç basıncının
düşmesi nedeni ile dış basınç tarafından gi -
riş valfi açılır.

Giriş valfinin açılması ile dördüncü süreç baş -
lar. Bu süreçte yer değiştirme pistonu ÜÖN'ya
kadar devam eder ve sistemin içerisindeki ba -
sınç atmosferik basınçtan düşük olduğu için
sisteme dışarıdan atmosferik hava girişi sağ -
lanır.

Herhangi bir ortamı, tank içerisine sıkıştırıl -
mış olan havayı kullanarak soğutmak için,
tank içerisindeki hava önce makinenin adyaba -
tik genişleme ünitesinde genişletilir. Tank içe -
risindeki havanın sıcaklığı ortam sıcaklığına
eşit olduğu için, genişleme sonrasında sıcak -
lık ortam sıcaklığının altına düşer. Soğutma
işlemi düşük sıcaklıktaki havayı soğutulacak

melerinin hacimleri V_{Ri} , yer değiştirme pistonu -
nun kesit alanının rot kesit alanına oranı Ω ve
çalışma maddesinin gaz sabiti R oluşturmak -
tadır.

ortama atmak sureti ile sağlanmaktadır.

Termal basınç jeneratörleri ile ilgili sadece bir
kaç çalışma yapılmıştır. Walker [1] tarafından
belirtildiğine göre, gaz basıncıyla çalışan valf -

çalışma maddesinin gaz sabiti R oluşturmak -
tadır.

lere sahip, dıştan tahrik edilen bir basınç jeneratörünün patenti 1949 yılında Bush tarafından tescil ettirilmiştir. Buck tarafından yapılan çalışmada, aynı düzenleme yapay kalpler için güç kaynağı olarak kullanılmıştır [2]. Massachusetts Teknoloji Enstitüsünde, VHGE olarak adlandırılan bir geliştirme projesi J. L. Jr Smith tarafından yapılmıştır. Smith tarafından elde edilen gerçek sonuçlar, teorik olarak tahmin edilenlerden çok düşüktür. Bu farkın silindir duvarı ile çalışma maddesi arasındaki yetersiz ısı transferinden kaynaklandığı belirtilmiştir. [3].

Bu tip termodinamik sistemlerin analizi, ideal gazların genel hal denklemi, kararsız açık sistemlerin 1. kanunu ve kütle balansı kullanılarak yapılabilir [4, 5, 6, 7, 8].

2. KABULLER VE TERMODİNAMİK ANALİZ

Viskoz akış kayıpları göz ardı edilmek sureti ile termal basınç jeneratörünün sıcak hacminin, rejeneratörünün ve soğuk hacminin anlık basınçları birbirine eşit kabul edilmiştir. Sıcak hacmin katı sınırları T_H sıcaklığında bir ısı kaynağı olarak kabul edilmektedir. Sıcak hacim içerisindeki çalışma maddesinin sıcaklığı katı sınırların sıcaklığı ile aynıdır. Soğuk hacmin katı sınırları T_C sıcaklığında bir atık ısı deposu olarak kabul edilmektedir. Soğuk hacim içerisindeki çalışma maddesinin sıcaklığı da, katı sınırların sıcaklığı ile aynıdır. Rejeneratör içerisindeki sıcaklık T_C 'den T_H 'a lineer olarak değişir. Rejeneratör 7 ayrı hacme bölünmüş ve her bir hacmin orta noktasındaki sıcaklık o hacim elemanının sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Çalışma maddesi sıcak ve soğuk hacimlere sırasıyla T_H ve T_C sıcaklıklarında girer ve aynı sıcaklıklarda çıkar. Analizde kullanılan temel parametreleri; soğuk hacim sıcaklığı T_C , sıcak hacim sıcaklığı T_H , rejeneratörün bölmelerindeki sıcaklıklar T_{Ri} , emme basıncı p_i , çıkış basıncı p_o , süpürme hacmi V_S , rejeneratörün böl-

Sistem içindeki basınç, ideal gazların genel hal denklemi kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$P = \frac{m \cdot R}{\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad (1)$$

Soğuk hacim, sıcak hacim ve yer değiştirme pistonunun rot hacminin toplamı, yer değiştirme pistonu süpürme hacmine eşittir,

$$V_S = V_C + V_H + V_{rod} \quad (2)$$

Eşitlik (1) ve (2)'den, sistem basıncı

$$P = \frac{m \cdot R}{V_H \frac{1}{T_H} - \frac{(CE-1)}{T_H CE} + \frac{V_S}{T_C} - \frac{1}{CE} + \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad (3)$$

$$P_{(4)} = \frac{m \cdot R}{V_C \frac{1}{T_C} - \frac{CE}{T_H(CE-1)} + \frac{V_S}{T_H} + \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}}$$

olarak elde edilir. (3) ve (4) no'lu eşitlikler, sırasıyla sıcak ve soğuk hacim işlerini hesaplamak için kullanılabilir. Çevrimin 1-2 noktaları arasında, sistem içindeki toplam kütle olarak sabit kalır. (3) no'lu eşitlik $0 < V_H < V_{H2}$ aralığında ve (4) no'lu eşitlik $V_{C1} < V_C < V_{C2}$ aralığında integrallenecek sıcak ve soğuk hacim işleri aşağıdaki gibi ifade edilirler,

$$W_{(5)}^{12} = \frac{m_1 \cdot R}{\frac{1}{T_H} - \frac{(CE-1)}{T_C CE}} \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$W_{(6)}^{12} = \frac{m_1 \cdot R}{\frac{1}{T_C} - \frac{(CE-1)}{T_H(CE-1)}} \ln \frac{P_1}{P_2}$$

Teorik olarak rejeneratöre ve rejeneratörden çalışma maddesine transfer edilen ısı miktarı aynıdır. Sistemin verimi hesaplanırken, rejene-

ratif ısı hesap dışı bırakılır. Termodinamiğin birinci kanununu kullanarak çevrimin 1-2 noktaları arasında, sıcak ve soğuk hacimde gerçekleşen ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q_{H12} = W_{H12} + \dot{m} H_{H2} \quad (7)$$

$$Q_{C12} = W_{C12} + \dot{m} (m_{C2} - m_{C1}) \quad (8)$$

cak ve soğuk hacimde gerçekleşen ısı transferleri sırasıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$W_{H41} = \dot{m} H_4 R T_H \quad (17)$$

$$W_{C41} = \dot{m} R T_C (m_{C1} - m_{C4}) \quad (18)$$

$$Q_{H41} = 0 \quad (19)$$

Çevrimin 2-3 noktaları arasında basınç sabit kalmaktadır. Sıcak ve soğuk hacim işi ile sıcak ve soğuk hacimlerde gerçekleşen ısı transferi sırasıyla aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$W_{H23} = RT_H (m_{H3} - m_{H2}) \quad (7)$$

$$W_{C23} = RT_C (m_{C3} - m_{C2}) \quad (8)$$

$$Q_{H23} = 0, \quad (11)$$

$$Q_{C23} = 0. \quad (12)$$

Çevrimin 3-4 noktaları arasında cihaz içerisindeki toplam kütle m^3 olarak sabit kalmaktadır. (3) no'lu eşitlik $V_{H3} \square V_H \square V_{H4}$ aralığında ve (4) no'lu eşitlik $V_{C3} \square V_C \square V_{C4}$ aralığında integrelenerek sıcak ve soğuk hacim işleri aşağıdaki gibi ifade edilirler,

$$W_{H34} = \frac{m_3 \cdot R \ln \frac{P_3}{P_4}}{\frac{1}{T_H} - \frac{(\epsilon - 1)}{T_C \epsilon}} \quad (13)$$

$$W_{C34} = \frac{m_3 \cdot R \ln \frac{P_3}{P_4}}{\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon}{T_H(\epsilon - 1)}} \quad (14)$$

Sıcak ve soğuk hacimde, gerçekleşen ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$Q_{H34} = W_{H34} = RT_H (m_{H4} - m_{H3}), \quad (15)$$

$$Q_{C34} = W_{C34} = RT_C m_{C4}. \quad (16)$$

Çevrimin 4-1 noktaları arasında basınç sabit kalmaktadır. Sıcak ve soğuk hacim işleri ile sı -

$$Q_{C41} = 0. \quad (20)$$

(3) no'lu eşitlikte $V_H = 0$ ve $p = p_1$ yazılarak cihaz içerisindeki toplam kütle aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$m_1 = \frac{p_1}{R} \left(\frac{V_S}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \frac{V_{R1}}{T_{R1}} \right) \quad (21)$$

Pompalama işleminden sonra, cihaz içerisinde kalan toplam kütle, (4) no'lu eşitlikte $V_C = 0$ ve $p = p_3$ yazılarak,

$$m_3 = \frac{p_3}{R} \left(\frac{V_S}{T_H} + R \frac{V_{R1}}{T_{R1}} \right) \quad (22)$$

şeklinde ifade edilir. İdeal gazların genel hal denklemi kullanılarak (3) ve (4) no'lu eşitliklerden, yer değiştirme pistonunun farklı pozisyonları için sıcak ve soğuk hacimlerdeki kütleler aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$m_{H2} = \frac{(p_2 - p_1) \left(\frac{V_S}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \frac{V_{R1}}{T_{R1}} \right)}{R \left(\frac{T_H}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \right)} \quad (23)$$

$$m_{H3} = \frac{p_3 \left(\frac{V_S}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \frac{V_S}{T_H} \right)}{R \left(\frac{T_H}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \right)} \quad (24)$$

$$m_{H4} = \frac{\frac{p_4 V_S}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} - p_3 \frac{V_S}{T_H} - (p_3 - p_4) R \frac{V_{R1}}{T_{R1}}}{R \left(\frac{T_H}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \right)} \quad (25)$$

$$m_{C1} = \frac{p_1 \left(\frac{V_S}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \frac{V_S}{T_H} \right)}{R \left(\frac{T_H}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \right)} \quad (26)$$

$$m_{C2} = \frac{(p_1 - p_2) R \frac{V_{R1}}{T_{R1}} + p_1 \left(\frac{V_S}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \frac{p_2 V_S}{T_H} \right)}{R \left(\frac{T_H}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \right)} \quad (27)$$

$$m_{C4} = \frac{(p_3 - p_4) \left(\frac{V_S}{T_H} + R \frac{V_{R1}}{T_{R1}} \right)}{R \left(\frac{T_H}{T_C} - \frac{1}{\epsilon} + R \right)} \quad (28)$$

Termal sıkıştırma ünitesinin bir çevrimi boyunca gerçekleşen işlerin toplamı alınarak,

rot çapı ve ölü hacimlere bağlıdır. Isı transferi alanının gerekliliğinden dolayı ölü hacimler sıfır yapılamaz. Malzemenin sıcaklığa dayanım sınırı ve çevre şartları sebebiyle, sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıkları da belirli değerlerdir. Tasarım ve imalat imkanlarını dikkate alarak, soğuk kaynak sıcaklığı 300 K, sıcak kaynak sıcaklığı 1140 K, yer değiştirme silindirin sıcak ve soğuk uçlarındaki ölü hacimlerden her biri 20 cm³ ve rejeneratör hacmi 50 cm³ olarak seçilmiştir. Yer değiştirme pistonunun süpürme hacmi ise 333 cm³ olarak seçilmiştir. Tank basıncı ve yer değiştirme pistonu rot çapı birbiri

$$W_{TCU} = \frac{P_V S_H \frac{V_{RI}}{H} \frac{V_{RI}}{V_S} \frac{V_{RI}}{H} \frac{V_{RI}}{V_S} + \frac{P_V S_H \frac{V_{RI}}{H} \frac{V_{RI}}{V_S} \frac{V_{RI}}{H} \frac{V_{RI}}{V_S}}{D_{PI}^2} - 1} {D_{PI}^2} \quad (29)$$

elde edilir. Bu iş, yer değiştirme pistonu rotu tarafından üretilir ve rot çapı küçüldükçe iş azalır. Aynı sonuç, ısılardan toplanmasından da elde edilebilir.

Genişleme silindirinde elde edilen iş aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$W_{EXP} = p C_p (T_C - T_L) \quad (30)$$

burada T_L havanın genişleme işleminden sonraki sıcaklığıdır. Sistemin enerji dönüşüm verimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$h = \frac{W_{TCU} + W_{EXP}}{Q_H} \quad (31)$$

İklimlendirilecek yere gönderilen soğuk havanın ısı değişimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_L = m_p C_p (T_C - T_L) \quad (32)$$

Cihazın soğutma performans katsayısı da aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

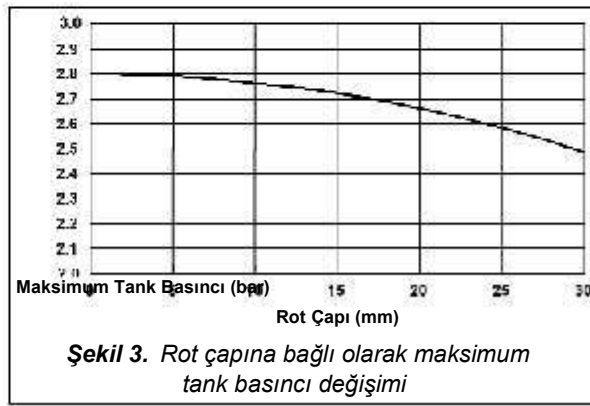
$$COP = Q_L / Q \quad (33)$$

3. TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

Tank içerisine bir çevrimde sıkıştırılan hava kütlesi, sıcak kaynak sıcaklığı, soğuk kaynak sıcaklığı, tank basıncı, yer değiştirme pistonu

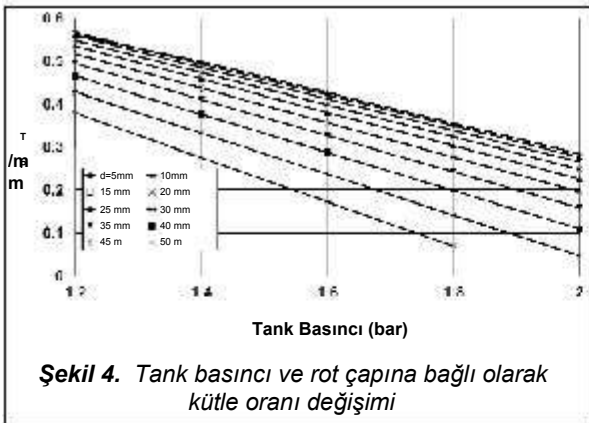
ile ilişkilidir ve optimizasyon gereklidir.

Yer değiştirme pistonu rot çapının belirli bir değerinde, ortam basıncından başlayarak tank basıncı yavaş yavaş artırılırsa, belirli bir tank basıncına ulaşıldığında tank içerisine pompalanan kütle sıfır olur. Bu noktadaki basınç tank basıncının maksimum değeridir. Şekil 3'de rot çaplarına karşılık maksimum tank basınçları görülmektedir. Şekil 3'de görüldüğü üzere, rot çapı 25 mm'nin altında olduğu sürece maksimum tank basıncının değişimi çok fazla değildir. Rot çapını 15 mm olarak alırsak, maksimum tank basıncı 2,72 bar olur. Bu tank basıncı değerinde, T_L 202 K olup bu sıcaklık ihtiyaç duyulandan çok altındadır. Bu sebeple rot çapının tayin edilmesinde, tank basıncı göz ardı edilebilir.

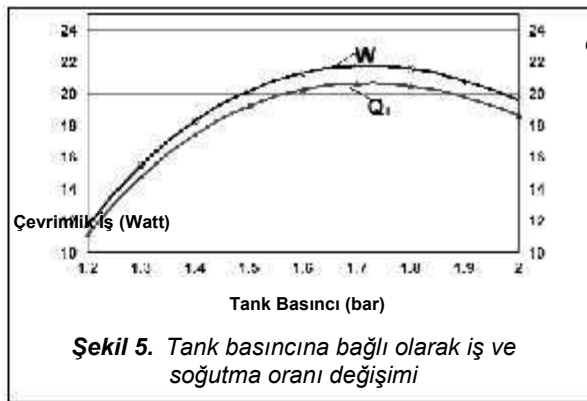


Pompalanan kütle tank basıncı ve rot çapı ile değişimi Şekil 4'de görülmektedir. Rot çapı 20 mm'den küçük olduğunda, pompalanan kütle rot çapına bağlılığı ihmal edilebilir. Bu se-

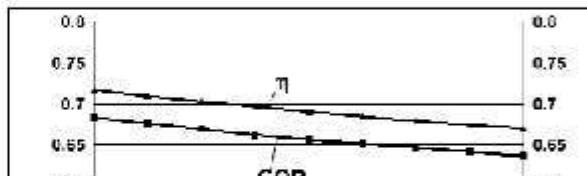
beple yukarıda seçilen rot çapı uygundur. Şekil 4'de görüldüğü gibi tank basıncı ile pom-



palanan kütle değişimi lineerdir. Tank içeri-



Çevrimlik Soğutma Oranı



sine ner çevrimde mumkun olduğu kadar çok hava pompalamak için, tank basıncını mümkün olan en düşük seviyede tutmak gerekir. Diğer yandan, çok düşük tank basınçlarında, T_L istenilen yeri soğutmak için yetersiz kalmaktadır. Eğer hedef ikamet edilen veya çalışılan bir yeri iklimlendirmek ise 285 K sıcaklığında hava göndermek uygun olur. Bu sıcaklık 1,2 bar tank basıncına karşılık gelmektedir. Bununla birlikte bu basıncı tank basıncı olarak seçersek, Şekil 5'de görüldüğü gibi sistem maksimum çevrimlik iş ve soğutma kapasitesinde çalışmamaktadır. Maksimum çevrimlik iş ve soğutma kapasitesi 1,721 bar tank basıncına karşılık gelmektedir ve bu değer makinenin tasarım parametresi olarak tercih edilmiştir.

Şekil 6'da, ısıdan işe enerji dönüşüm verimi ve soğutma performans katsayısı görülmektedir. Bu sistem ortamdaki hava almak ve bu havayı soğutarak aynı ortama vermek suretiyle iklimlendirmeyi sağlamaktadır. Çalışma maddesinin tam bir çevrim gerçekleştirmesi için sistemden çıkış ve sisteme giriş sıcaklıklarının eşit olması gerekmektedir. Çalışma maddesi, çevrimini sistemin dışında sabit basınçta iklimlendirilen ortamdaki ısı olarak tamamlamaktadır. Bu işlem tersinmez bir işlem olduğu için sistemin çevrimi az da olsa tersinmezlik ihtiva etmektedir. Bu sebeple, h ve bir ölçüde basınç oranına bağlıdır.

Aynı sıcak ve soğuk kaynaklar arasında çalış-



Şekil 6. Tank basıncına bağlı olarak COP ve h değişimi

şan bir Carnot çevriminin verimi 0,736'dır. Tasarlanan makinenin termik verimi 1,721 bar tank basıncında 0,683'dir. Aynı tank basıncında COP 0,65'dir. Rot çapı küçüldüğünde h ve COP arasındaki fark azalmaktadır. Bu durumda içten yanmalı motorların pratik termik veriminin yaklaşık 0,33 olduğunu hatırlarsak, Q_H 'nin işe dönüşen miktarı $0.33 \times Q_H$ olur ve sistemin gerçek COP si,

$$COP = \frac{Q_L}{W_{in}} = \frac{Q_L}{0.33Q_H} = 3 \times 0.65 = 1.95$$

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir iklimlendirme ve güç makinesi modellenmiş ve termodinamik analizleri yapılmıştır. Optimum rot çapı 15 mm ve tank basıncı 1,72 bar olarak belirlenmiştir. Bu şartlarda, termik verim 0,68 ve performans katsayısı 1,95 olarak hesaplanmıştır. Soğutulacak yere bırakılan soğuk hava sıcaklığı 256 K olarak belirlenmiştir. Aynı şartlarda, pompalanan kütlelerin cihaz içerisindeki toplam kütle oranı 0,37 olarak hesaplanmıştır.

5. SEMBOLLER

A	Alan (m ²)
	Performans Katsayısı
C _p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ / kg K)
m	Kütle (kg)
p	Basınç (Pa)
Q	Isı Transferi (J)
R	Gaz Sabiti (kJ/kg K)
T	Sıcaklık (K)
V	Hacim (m ³)
v	Ögül Hacim (m ³ /kg)
W	İş (J)
e	A _s / A _{rod}
h	Termik Verim

İndisler

C	Soğuk
H	Sıcak
I	Rejeneratör bölüm numaraları
R	Rejeneratör
rod	Yer değiştirme pistonu rotu
s	Sünürme

December 1-5 1968.

- Lee, K. P. and Smith, J. L. Jr, Influence of Cyclic Wall to Gas Heat Transfer in the Cylinder of Valved Hot Gas Engine, Proceedings of 13th IECEC 1978, pp.1798-1804, 1978.
- Kentfield, J.A.C., Thermodynamics of Stirling Engines Revisited: The Relative Merits of Hot Zone or Cold Zone Work Extraction. Proc., 27th Intersociety Energy Conversion Eng. Conf. SAE, Warrendale, Pa, Vol. 5, pp.5.43-5.33, 1992.
- Tew, R., Jefferies, K., and Miao, D., A Stirling Engine Computer Model for Performance Calculation, NACA Lewis Research Center, July 1978, USA, 1978.
- Urieli, I, Ideal Isothermal Analysis, <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/isothermal/isothermal.html>
- Ideal Adiabatic Analysis, <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/adiabatic/adiabatic.html>

6. KAYNAKLAR

1. Walker, G., Stirling Engines, Clarendon Press, Oxford, 1980.
2. Buck, K.E., ASME Winter Annual Meeting and Energy Systems Exposition, New York, N.Y.,

8. Ataer. E. and Karabulut. H., Thermodynamic Analysis of a V-type Stirling-Cycle Refrigerator, International Journal of Refrigeration, (on Publication).