

GAMA TİPİ SERBEST PİSTONLU BİR STİRLİNG MOTORUNUN DİNAMİK VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

Halit KARABULUT*, Hamit SOLMAZ*, Melih OKUR*, Fatih ŞAHİN*

*Otomotiv Mühendisliği, Teknoloji Fakültesi, Gazi Üniversitesi, Ankara

halitk@gazi.edu.tr, hsolmaz@gazi.edu.tr, mokur@gazi.edu.tr, fasahin@gazi.edu.tr

(Geliş/Received: 16.11.2011; Kabul/Accepted: 07.02.2013)

ÖZET

Serbest pistonlu Stirling motorları, ısı enerjisini titreşim tarzında doğrusal bir harekete dönüştüren basit yapıli termodinamik sistemlerdir. Kinematik motorlardaki volanların yerini serbest pistonlu Stirling motorlarında mekanik yaylar ya da gazlı yaylandırıcılar almaktadır. Yer değiştirme pistonu ve güç pistonunun yaptığı titreşim hareketinin genliğini kontrol altında tutmak bu motorların önemli sorunlarından birisidir. Yapısı gereği serbest pistonlu Stirling motorlarının tasarımı dinamik ve termodinamik analizlerin birlikte yapılmasını zorunlu kılmaktadır. Motorun dinamik parçalarının kütleleri, sistemde kullanılan yayların yay sabitleri, sürtünmeler, iş transferinden kaynaklanan kuvvetler ile güç pistonu ve yer değiştirme pistonuna etkiyen gaz kuvvetlerini ihtiva eden kapsamlı bir dinamik-termodinamik analiz ile motorun tasarımı yapılmakta ve performans değerleri belirlenmektedir. Bu çalışmada 700 K sıcak kaynak ve 350 K soğuk kaynak sıcaklığı arasında çalışan, silindirleri soğuk uçtan birleştirmeli, gama tipi, serbest pistonlu bir Stirling motorunun dinamik ve termodinamik analizi yapılmıştır. Motor gücünün, sıcak kaynak sıcaklığına, güç pistonu ile yer değiştirme pistonu yaylarının sabitlerine, yer değiştirme pistonunun kuyruk çapına, çalışma hacmindeki gaz kütlelerine ve iş transferinin yarattığı sönümleme sabitine göre değişimleri incelenerek motorun çalışma limitleri belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Gama tipi Stirling motoru, serbest pistonlu Stirling motoru, dinamik ve termodinamik analiz

DYNAMIC AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF GAMMA TYPE FREE- PISTON STIRLING ENGINE

ABSTRACT

Free piston Stirling engines are structurally simple thermodynamic systems converting the heat into the reciprocating translational motion. In free piston Stirling engines mechanical and gas springs are used instead of the flywheels used in kinematic engines. In free piston Stirling engines one of the most important issues is keeping the amplitude of reciprocal motion of the displacer and piston under control. For the design of free piston Stirling engines, because of their structure, the dynamic and thermodynamic analyses are simultaneously conducted. The design and performance predictions of the engine is conducted via a dynamic-thermodynamic analysis including the masses of the dynamic components, constant of springs used in the system, hydrodynamic frictions, pressure forces exerting on the piston and displacer and damping forces caused by work transfer. In this study, via preparing a dynamic and thermodynamic simulation program, the analysis of a cold end connected gamma type free piston Stirling engine that will work in the temperature range of 350-700 K, have been performed. The working limits of the engine were predicted by means of examining the variation of power with the hot end temperature, spring constants of displacer and piston springs, rod diameter of the displacer, the working gas mass in the working volume of the engine and the damping constant due to the work transfer.

Keywords: Gamma type Stirling engine, free-piston Stirling engine, dynamic and thermodynamic analysis

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Serbest pistonlu Stirling motorları titreşim tarzında doğrusal hareket üreten basit yapılu mekanizmalar olup 1964’de Beale tarafından icat edilmiştir [1,2]. Serbest pistonlu Stirling motorlarında krank biyel mekanizması bulunmamaktadır. Serbest pistonlu Stirling motorları az sayıda parçadan ibaret olup, başlıca parçaları; güç pistonu, yer değiştirme pistonu, güç pistonu ve yer değiştirme pistonu silindirleri, yaylar ve motor bloğudur [3,4]. Kararlı bir çalışma ve titreşim hareketi yapan parçaların genliklerinin kontrol altında tutulabilmesi için motorun bütün parçalarının sistem dinamiği açısından birbiri ile uyumlu seçilmesi gereklidir [5].

Serbest pistonlu Stirling motorları tamamen kapalı bir sistem olup bazı hallerde motorun ürettiği mekanik enerji alıcıya motorun blok titreşimleri aracılığı ile aktarılmakta, bazı hallerde de alıcı motor bloğunun içerisine yerleştirilmekte, piston ile birlikte yekpare hareket etmektedir [5]. Eğer amaç elektrik üretmekse elektrik jeneratörünü motor bloğunun içerisine yerleştirmek daha avantajlı görünmektedir. Su pompalamak amacı ile geliştirilen sistemlerde pompa doğrudan motorun gövdesine bağlanmaktadır. Serbest pistonlu Stirling motorları ile elektrik üretmek için, basit yapısı ve düşük mekanik kayıpları nedeni ile genellikle lineer alternatifler kullanılmaktadır [6-8].

Lineer alternatifler doğrusal hareketten elektrik enerjisi elde etmek amacıyla kullanılmaktadırlar. Çalışma prensibi dairesel alternatiflerinki ile aynı olmakla birlikte lineer alternatiflerde doğrusal hareket yapan nüvenin yön değiştirmesi esnasında oluşan hız değişimleri bazı dezavantajlar oluşturmaktadır [9].

Lineer alternatifler, hareketli bobinli, hareketli mıknatıslı veya hareketli nüveli olmak üzere üç farklı tarzda yapılabilirler. Hareketli bobinli lineer alternatiflerde stator daimi mıknatıslardan oluşmaktadır. Öteleyici üzerinde bulunan bir bobinin manyetik alan içerisindeki hareketiyle elektrik elde edilmektedir. Bobin, öteleyici üzerinde olduğundan elektrik iletim bağlantılarının esnek yapılması gerekmektedir. Hareketli nüveli lineer alternatiflerde stator daimi mıknatıs ve sargılar yer almakta, nüvenin hareketiyle manyetik alan değişimi elde edilmektedir [10,11]. Hareketli mıknatıslı lineer alternatifler aynı boyutlardaki diğer tiplere göre hava boşluğunda daha yüksek akı yoğunluğu sağlarlar. Ayrıca diğer tiplere göre daha küçük bir öteleyici kütlelerine sahiptirler [12]. Serbest pistonlu Stirling motorlarıyla elektrik üretmek için hareketli mıknatıslı lineer alternatifler daha uygun görülmektedir.

Kinematik Stirling motorlarında sızdırmazlık, yatak aşınması, yağlama ve çıkış gücünün kontrolü gibi problemler bulunmaktadır [13]. Serbest pistonlu

Stirling motorları kinematik Stirling motorlarına göre kendi kendine ilk harekete geçmesi, veriminin yüksek olması, tam kapalı bir sistem olduğundan sızdırmazlık sorununun bulunmaması, aşınmaların ve titreşimlerinin daha az olması bakımından avantajlıdır [13,14]. Mekanizma yönünden serbest pistonlu Stirling motorları da, kinematik Stirling motorlarında olduğu gibi, alfa, beta ve gama olmak üzere üç gruba ayrılabilir. Yer değiştirme pistonu hem beta hem de gama tipi serbest pistonlu Stirling motorlarında kullanılmaktadır, ancak beta tipi motorlarda yer değiştirme pistonu ve güç piston aynı silindir içerisinde yer alırken gama tipi motorlarda yer değiştirme pistonu ve güç pistonu ayrı silindirler içerisine çalışmaktadır. Alfa tip motorlarda ise birden fazla güç pistonu bulunmaktadır [4,15].

Serbest pistonlu Stirling motorları; güneş enerjisi, jeotermal enerji, fosil yakıtlar, odun ve kömür gibi herhangi bir ısı kaynağı ile çalışabilmektedirler [3,16]. Ayrıca uzay araştırmaları için radyoizotop madde ile çalışan Stirling motorları da geliştirilmektedir [16,17].

Serbest pistonlu Stirling motorlarının termodinamik ve dinamik tasarımları birlikte yapılmak zorundadır. Önceden yapılmış olan dinamik-termodinamik analizlerde çalışma gazının basıncının hesabında izotermal yaklaşım kullanılarak basıncın anlık değerleri analitik olarak ifade edilmiştir [4,13,16,18,19]. İzotermal analizlerde Schmidt yaklaşımı sıklıkla kullanılmaktadır [5,18,20]. Serbest pistonlu Stirling motorları dıştan yanmalı motorlar olduğundan, dışarıdan sıcak bölgeye ve soğuk bölgeden dışarıya olan ısı transferlerindeki kayıplar oldukça önemlidir. Kongtragool ve Wongwises bir Stirling motorunun güç ve veriminin, ısı transferi, rejeneratör verimine ve ölü hacimlere bağlı olduğunu belirtmişlerdir [8,21]. Hsu, Lin ve Chiou serbest pistonlu bir Stirling motorunun performansını belirleyebilmek için çevrim ortalamalı bir ısı transferi modeli kullanmışlardır [6]. Serbest pistonlu Stirling motorlarının dinamiği üzerine ilk analizler Beale tarafından yapılmıştır [2,3]. Dinamik analizde analitik yöntemlerin yanı sıra nodal metotlar da sıklıkla kullanılmaktadır [3,22]. Nodal yöntemde çalışma bölgeleri bir sıra halinde kontrol hacimlerine ayrılır ve kontrol hacimleri arasında kütle geçişi basınç farkının bir fonksiyonu olarak belirlenir [23]. Serbest pistonlu Stirling motorlarının dinamik analizinde motor mekanizması ve güç çıkışına bağlı olarak genellikle iki ya da üç serbestlik dereceli sistem yaklaşımları kullanılmıştır [3,5,24,25].

Bu çalışmada soğuk uçtan birleştirmeli, gama tipi serbest pistonlu bir Stirling motorunun tasarımı yapılmıştır. Yer değiştirme pistonunun hareketinin genliğini kontrol altında tutmak için sisteme gazlı bir tampon silindiri ve pistonu ilave edilmiştir. Sistemde daimi mıknatıslı bir lineer alternatifin motorun

1. Motor bloğu sabit kabul edilmiştir.
2. Motorun çalışma hacmi 13 nodal hacme ayrılmıştır.
3. Nodal hacimlerin cidarlarında sıcaklık zamanla değişmemektedir.
4. İlk hareket esnasında nodal hacimlerde bulunan gaz kütlelerinin sıcaklıkları nodal hacmin cidar sıcaklığına denk kabul edilmiştir.
5. Nodal hacimlerdeki anlık gaz sıcaklıklarının belirlenmesinde termodinamiğin 1. kanununun geçici şekli kullanılmıştır.
6. Motorun çalışma hacminde bulunan gazın kütlesi belirlenirken bloktaki gaz rezervinin sıcaklığı ve basıncı ile çalışma hacmindeki gazın sıcaklığı ve basıncı denk kabul edilmiştir.
7. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonuna etki eden yaylarının kütleleri göz ardı edilmiştir.
8. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonuna etki eden yaylarının lineer olduğu kabul edilmiştir.
9. Silindir ile güç pistonu yüzeyi arasındaki çalışma boşluğundan silindir bloğuna veya silindir bloğundan motorun çalışma hacmine olan gaz sızıntıları göz ardı edilmiştir. Motorun çalışma hacmindeki gaz kütlesi sabit kabul edilmiştir.
10. Yerçekiminin etkisi analize katılmamıştır.
11. Çalışma gazı ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
12. Kuru sürtünmeden kaynaklanan bütün kuvvetler göz ardı edilmiştir.
13. Güç pistonunun arkasına etkiyen blok basıncı sabit kabul edilmiştir.
14. Statik denge şartlarında (motorun sükunet hali) blok basıncı ile çalışma hacmi basıncı eşit kabul edilmiştir.
15. Rejeneratör boyunca soğuk uçtaki cidar sıcaklığı (T_C) ile sıcak uçtaki cidar sıcaklığı (T_H) arasındaki sıcaklık değişimi lineer kabul edilmiştir.
16. Tampon pistonunun silindirindeki gaz sıkışma ve genişlemesi politropik olup, $n = 1.35$ olarak kabul edilmiştir.

Yer değiştirme pistonu silindirinin sıcak ve soğuk hacimleri Şekil 1'de görülen koordinat düzenlemelerine göre;

$$V_h = yA_{dh} \quad (1)$$

$$V_c = (u - y - h_d)A_{dc} \quad (2)$$

eşitlikleri ile ifade edilebilir. Motorun kapalı çevrimle çalıştığı kabul edildiğinden çalışma hacmindeki toplam gaz kütlesi sabittir. Bu durumda çalışma hacminin basıncı;

$$p_w = Rm_t \left[\frac{V_w}{T_w} + \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_h}{T_h} + \sum_{i=1}^n \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right]^{-1} \quad (3)$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

Yer değiştirme pistonunun momentum denklemi; çalışma hacmi basıncı, blok basıncı, yay kuvveti, tampon pistonunun ön ve arkasındaki basınçlar ile sönümlenme kuvvetlerinin toplamı dikkate alınarak türetilmiştir. Sönümlenme kuvvetleri çalışma gazının sıcak ve soğuk hacimler arasındaki akış kayıplarından kaynaklanan kuvvetler ve yağlama dirençlerinden oluşmaktadır. Yer değiştirme pistonunun momentum denklemi,

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = -\frac{c_d}{m_d} \frac{dy}{dt} - \frac{k_d}{m_d} (y - y_e) + \quad (4)$$

$$\frac{A_{dh} p_w}{m_d} - \frac{A_{dc} p_w}{m_d} + \frac{A_t}{m_d} (p_r - p_l) - \frac{A_{dr}}{m_d} p_b$$

şeklinde türetilmiştir. Bu eşitlikte bulunan P_r ve P_l ;

$$p_r = p_E \left(\frac{Z_E}{Z_E + y - y_E} \right)^{1.35} \quad (5)$$

$$p_l = p_E \left[\frac{(u_{bs} - Z_E - h_b)}{(u_{bs} - Z - h_b)} \right]^{1.35} \quad (6)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir.

Güç pistonunun momentum denklemi çalışma hacmi basıncı, blok basıncı, yay kuvvetleri ve sönümlenme kuvvetleri dikkate alınarak türetilmiştir. Pistona etki eden sönümlenme kuvvetleri harici yük ve yağlama kayıplarından oluşmakta olup her ikisi de hız ile orantılıdır. Kuru sürtünmeler göz ardı edilmiştir.

Pistonun momentum denklemi;

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\frac{(c_e + c_f)}{m_p} \frac{dx}{dt} + \frac{A_w}{m_p} p_w - \quad (7)$$

$$\frac{A_w}{m_p} p_b - \frac{k_p}{m_p} (x - x_e)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Nodal hacimlerdeki gaz sıcaklıklarının değişimleri termodinamiğin 1. kanununun açık sistemler için verilen;

$$\Delta T_i = \left(\frac{h_i A_i (T_w - T_i) \Delta t - \Delta m_i C_v T + E_i - P \Delta V_i}{m_i C_v} \right) \quad (8)$$

şekli ile hesaplanmıştır. Son eşitlikte bulunan E_i nodal hacimlere giren ve çıkan kütlelerin taşıdığı entalpilerin net değerini göstermekte olup,

$$E_i = -Cp \frac{T_i + T_{i+1}}{2} \sum_{j=i+1}^n \Delta m_j - Cp \frac{T_{i-1} + T_i}{2} \sum_{j=1}^{i-1} \Delta m_j \quad (9)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır.

Tablo 1. Analizde kullanılan parametreler ve motorun özellikleri (Parameters used in analysis and specifications of the engine)

Gaz sabiti (Helyum)	2077 J/kgK
Sıcak hacim sıcaklığı	700 K
Soğuk hacim sıcaklığı	350 K
Rejeneratör sıcaklığı	700-350 K
Rejeneratör alanı	1500 cm ²
Rejeneratör hacmi	60 cm ³
Yer değiştirme pistonu silindiri kesit alanı	50 cm ²
Güç pistonu silindiri kesit alanı	50 cm ²
Yer değiştirme pistonu kolunun kesit alanı	2,5 cm ²
Yer değiştirme pistonunun kütlesi	2 kg
Güç pistonun kütlesi	6 kg
Yer değiştirme pistonu yay sabiti	5000 N/m
Güç piston yay sabiti	30000 N/m
Yer değiştirme pistonu damper katsayısı	15 Ns/m
Güç pistonu damper katsayısı	130 Ns/m
Yer değiştirme pistonu statik denge konumu	30 mm
Güç piston statik denge konumu	20 mm
Yer değiştirme pistonu uzunluğu	100 mm
Isı taşınım katsayısı	1200 W/m ² K
Toplam gaz kütlesi	0,5 g

Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu hareket denklemleri için sınır şartları;

$$x = x_e, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad t = 0 \quad (10)$$

$$y = y_e, \quad \frac{dy}{dt} = 0, \quad t = 0 \quad (11)$$

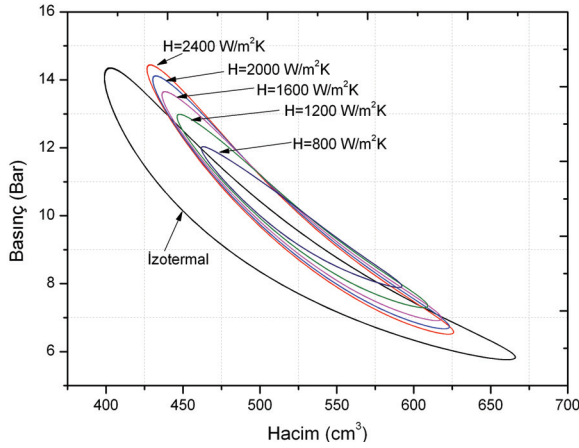
olarak tanımlanmıştır. Türetilen hareket denklemleri ve sınır şartları bir başlangıç değer problemi oluşturmaktadır. Problemin çözümünde kullanılan sayısal yöntem bir tahmin-düzeltilme (prediction-corection) yöntemi olup, muhtelif çalışmalarda

kullanılmıştır [3,26]. Problemin çözümü için herhangi hazır bir paket program mevcut değildir. Çözüm için FORTRAN programında bir kod hazırlanmıştır. Sayısal çözümde hatayı azaltmak için zaman aralığı $\Delta t = 0,001$ s olarak seçilmiştir. Motora ait bazı spesifik değerler ve analizin girdileri Tablo 1'de verilmiştir.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

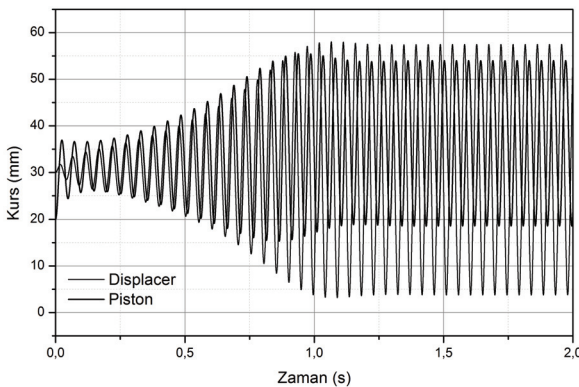
Motorun çalışma hacmindeki gazın kütlesi belirlenirken blok basıncı ile çalışma hacminin basıncı eşit kabul edilmiştir. Çalışma hacmindeki gazın sıcaklığı da bloktaki gazın sıcaklığına eşit kabul edilmiştir. Sayısal çözümleme işlemine başlarken çalışma hacmini oluşturan nodal hacimlerin içerisindeki gaz kütlelerinin başlangıç sıcaklığı olarak ta cidar sıcaklıkları kullanılmıştır. Bu sebeple sayısal çözümleme işleminin başlangıcında motorun kendiliğinden harekete geçmesini sağlayacak bir basınç bulunmakta olup, motorun hızla ivme kazandığı görülmektedir. Yalnız bu durum gerçek fiziki hal ile bağdaşmamaktadır. Gerçek fiziki halde motorun cidarlarına verilen ısı yavaş yavaş cidarların ısınmasını sağlamak ve daha sonra gaza geçmektedir. Bu sebeple bu makalede takdim edilen matematik model motorun kendiliğinden harekete geçip geçmeyeceğini belirlemede yeterli değildir. Bunun için daha kapsamlı bir matematik model gerekmektedir.

Çalışma gazının cinsi Stirling motorlarında performansı belirleyen önemli parametrelerdendir. Isıl kapasitesi daha yüksek olan gazlar kullanıldığında Stirling motorundan daha yüksek güç alabilmek mümkündür [27-29]. Çalışma gazına ısı aktarma prensibi aynı olan kinematik bir Stirling motorunda helyum gazı kullanılarak yapılan bir deneysel araştırmada ısı taşınım katsayısının 2400 W/m²K'e kadar çıkabileceği belirlenmiştir [30]. Şekil 2'de 800, 1200, 1600, 2000 ve 2400 W/m²K ısı taşınım katsayıları için elde edilen P-V diyagramları ile izotermal şartlarda yapılan dinamik-termodinamik analizden elde edilen P-V diyagramı görülmektedir. İzotermal şartlar ısı taşınım katsayısının sonsuz olduğu hale karşılık geldiği için izotermal şartlarda elde edilen iş maksimum olmaktadır. İzotermal şartlarda motorun gücü 770 W olarak belirlenmiştir. Politropik şartlarda 800, 1200, 1600, 2000 ve 2400 W/m²K ısı taşınım katsayıları için sırası ile 174, 286, 370, 428 ve 462 W güç elde edilmiştir.



Şekil 2. Farklı ısı taşınım katsayıları için elde edilen P-V diyagramlarının karşılaştırması (Comparison of P-V diagrams obtained with different convective heat transfer coefficients)

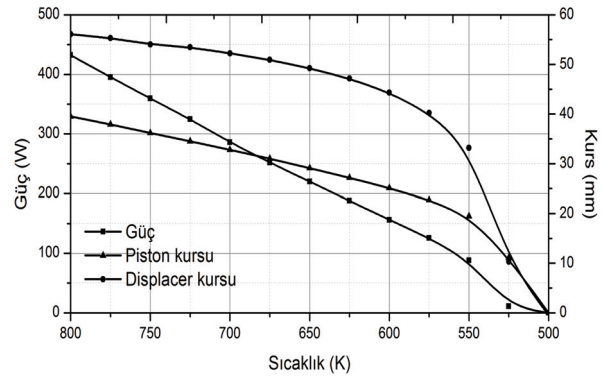
Şekil 3'te piston ve yer değiştirme pistonunun kurslarının ilk hareketten sonra sergilediği değişim görülmektedir. Şekil 3'te kullanılan sayısal veriler Tablo 1'de verilen girdiler kullanılarak elde edilmiştir. Motorun sürekli çalışma şartlarının oluşması yaklaşık 1,5 saniye zaman gerektirmektedir. Sürekli çalışma şartları için güç 286 W, piston ve yer değiştirme pistonunun kursları sırasıyla 33 mm ve 53 mm olarak belirlenmiştir. Şekil 3'te görüldüğü üzere yer değiştirme pistonunun dinamik denge çizgisinin statik denge çizgisine çok yakın olduğu ancak pistonun dinamik denge çizgisinin önemli ölçüde statik denge çizgisinden uzaklaştığı görülmektedir. Pratikte çalışma hacmindeki ortalama basıncın blok basıncına denk olacağı dikkate alındığında güç pistonunun statik ve dinamik denge çizgilerinin yakın olması gerekmektedir. Gerek güç pistonunun gerek yer değiştirme pistonunun silindir cidarlarına çarpma riski bulunmadığı Şekil 3'ten görülmektedir.



Şekil 3. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu kurslarının zamana göre değişimi (Variation of piston and displacer strokes with time)

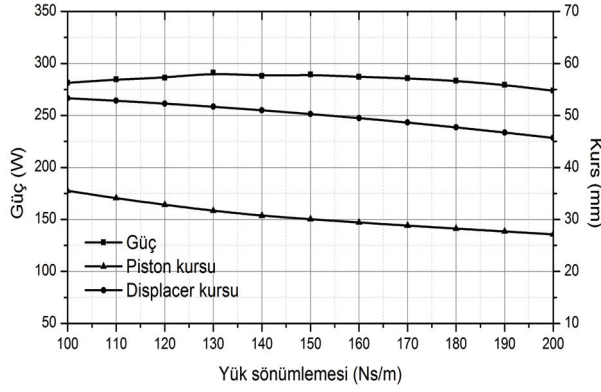
Analizlerde sıcak hacim sıcaklığı 700K ve soğuk hacim sıcaklığı 350K olarak kabul edilmiştir. Ancak bazı hallerde sıcak uç sıcaklığı 700K'in üzerine

çıkabileceği gibi altına da düşebilir. Sıcak hacim sıcaklığını dış etkenler nedeniyle tam olarak sabit tutmak mümkün olmayabilir. Soğuk hacim sıcaklığı ise genellikle su soğutması ile kontrol edildiğinden daha stabil kalabilmektedir. Bu nedenle soğuk hacim sıcaklığını değiştirmeden, sıcak hacim sıcaklığındaki değişimlerin motor gücüne ve çalışma kurslarına etkilerini analiz etmek faydalı olabilir. Şekil 4'te motor gücü, güç pistonu kursu ve yer değiştirme pistonu kursunun, sıcak hacim sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir. Analizin sıcak uç sıcaklığı dışındaki girdileri Tablo 1'de verilmiştir. Sıcak uç sıcaklığı 800 K'den 500 K'e düşerken motor gücü 432 W'tan 0 W'a, piston kursu 39,5 mm den 0 mm'ye, yer değiştirme pistonu kursu 56,5 mm'den 0 mm'ye düşmektedir. Motor gücünün dar bir sıcaklık aralığında ani bir düşüş göstermemesi teknolojik açıdan olumlu bir özelliktir. Sıcak uç sıcaklığı 550 K'e ulaştığında motorun çalışmaya başlayacağı, 800 K'e kadar ne yer değiştirme pistonu nede güç pistonu çarpması olmadan çalışmanın devam edeceği görülmektedir.

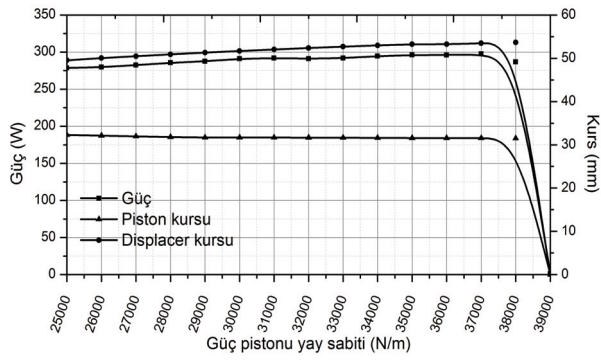


Şekil 4. Motor gücünün, güç pistonu kursunun ve yer değiştirme pistonu kursunun sıcak hacim sıcaklığına bağlı değişimi (Variation of engine power, piston and displacer strokes with hot end temperature)

Şekil 5'te güç, güç pistonu kursu ve yer değiştirme pistonu kursunun yüke göre değişimi görülmektedir. Yüklemin sebep olduğu sönümlenme katsayısı (C_e), 130 Ns/m olduğu zaman güç maksimum olmaktadır. Güç eğrisinde hafif bir dalgalanma mevcut olup sebebi belirlenememiştir. Motorun gücünün C_e 'ye bağlı değişimi son derece yavaş olup motorun yükleme aralığı 100 Ns/m'den 200 Ns/m'ye giderken azami % 6 civarında bir değişim gözlenmektedir. Aynı yük aralığında motorun frekansının sabit kaldığı belirlenmiştir. Bu özellikler motorun kullanışlı olacağını belirtir. Yer değiştirme pistonu mekanik yay ile kontrol edilen motorlarda bu avantajların olmadığı görülmüştür [3].



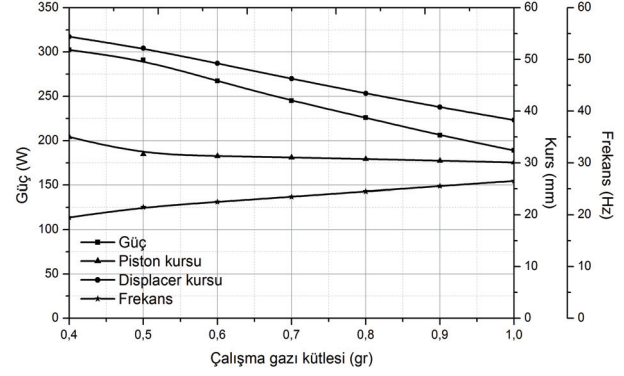
Şekil 5. Motor gücü, güç pistonu kursu ve yer değiştirme pistonu kursunun C_e ye bağlı değişimleri (Variation of the engine power, piston and displacer strokes with C_e)



Şekil 6. Motor gücünün piston yay sabitine göre değişimi (Variation of engine power with the constant of piston spring)

Şekil 6'da motor gücü, güç pistonu kursu ve yer değiştirme pistonu kursunun piston yay sabitine göre değişimi görülmektedir. Piston yay sabiti 25000 N/m'den 38000 N/m'ye kadar değişirken gücün, güç pistonu ve yer değiştirme pistonu kurslarının hemen hemen sabit kaldığı, ancak, 38000 N/m'den sonra motorun çalışması birden düzensizleştiği ve gücün sıfıra gittiği görülmektedir. Güçteki bu ani düşüş, yer değiştirme pistonu doğal titreşim frekansı ile güç pistonunun doğal titreşim frekansının birbirinden uzaklaşmasından kaynaklanmaktadır.

Şekil 7'de motor gücü, güç pistonu kursu ve yer değiştirme pistonu kursunun çalışma hacminde bulunan çalışma gazının kütlesine göre değişimi görülmektedir. Motorun ısı transferi yüzeyinin ve ısı taşınım katsayısının sınırlı olması sebebi ile gazın ısıtma süreci sonundaki sıcaklığının istenildiği kadar artmaması, soğutma süreci sonundaki sıcaklığının istenildiği kadar düşmemesi termik verimin azalmasına sebep olmaktadır. Verim düşüklüğü de güç azalması ile neticelenmektedir. Çalışma maddesi kütlesi 0,4 gramdan 1 grama yükselirken motorun çalışma frekansı 20 Hz'den 26 Hz'e çıkmaktadır.



Şekil 7. Motor gücü, güç pistonu kursu ve yer değiştirme pistonu kursunun çalışma hacmindeki gaz kütlesi ile değişimi (Variations of engine power, piston and displacer strokes with the mass of working fluid in working volume)

4. DEĞERLENDİRME (CONCLUSION)

Yer değiştirme pistonunun titreşim genliğini sınırlamak için kullanılan tampon pistonu rezonans oluşmasını önlemektedir. Motorun sıcak uç sıcaklığının, güç pistonu yay sabitinin, iş transferi yükünün ve çalışma hacmindeki gaz kütlesinin değişmesi ile motor gücünde ani değişimler oluşmamaktadır. Toplam ısı transferi alanı 1500–2000 cm^2 olan bir motorun 550 K sıcak uç sıcaklığı civarında çalışmaya başlayacağı ve 700 K sıcak uç sıcaklığında 250–300 W civarında bir güç üretebileceği anlaşılmaktadır. 800 K sıcak uç sıcaklığında motor gücünün 432 W ve güç pistonunun kursunun 39,5 mm olduğu belirlenmiştir. Çalışma gazı kütlesinin artırılmasının frekansı artırırken motor gücünü azalttığı belirlenmiştir.

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

- A_{dh} Yer değiştirme pistonunun sıcak hacim tarafı kesit alanı
- A_{dc} Yer değiştirme pistonunun soğuk hacim tarafı kesit alanı
- A_t Tampon pistonu kesit alanı
- C_d Yer değiştirme pistonu damper katsayısı
- C_e Elektriksel yük damper sabiti
- C_f Viskoz etkilerden kaynaklanan damper sabiti
- C_p Sabit basınçta çalışma gazının özgül ısısı
- C_v Sabit hacimde çalışma gazının özgül ısısı
- h_d Yer değiştirme pistonu uzunluğu
- h_b Tampon pistonunun uzunluğu
- k_d Yer değiştirme pistonu yay sabiti
- k_p Güç pistonu yay sabiti

m_d	Yer değiştirme pistonu kütlesi
m_p	Güç pistonu kütlesi
m_t	Toplam gaz kütlesi
m_i	Nodal hacimlerdeki gaz kütlesi
p_b	Blok basıncı
p_E	Tampon silindirindeki statik haldeki basınç
p_l	Tampon pistonunun sol tarafına etki eden basınç
p_r	Tampon pistonunun sağ tarafına etki eden basınç
p_w	Motor çalışma basıncı
R	Çalışma gazının gaz sabiti
t	Zaman
T_c	Soğuk hacim sıcaklığı
T_h	Sıcak hacim sıcaklığı
T_i	Nodal hacimlerdeki sıcaklıklar
T_w	Nodal hacimlerdeki duvar sıcaklıkları
u	Yer değiştirme pistonu silindirinin uzunluğu
u_{bs}	Tampon silindirinin uzunluğu
V_c	Soğuk hacim
V_h	Sıcak hacim
V_R	Rejeneratör hacmi
V_w	Genişleme hacmi
x	Pistonun yer değiştirme miktarı
x_e	Pistonun statik denge konumu
y	Yer değiştirme pistonunun yer değiştirme miktarı
y_e	Yer değiştirme pistonunun statik denge konumu
Z_e	Tampon pistonunun statik denge konumu

TEŐEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma; Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) 07/2011-59 nolu proje kapsamında desteklenmiştir. Desteklerinden dolayı Gazi Üniversitesi Rektörlüğüne teőekkür ederiz.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Walker, G., **Stirling Engines**, Clarendon Press, Oxford, 1980.
- Beale, W.T., "Free Piston Stirling Engines - Some Model Tests and Simulations", **International Automotive Engineering Congress**, Detroit, Michigan, 1-10, 13-17 Ocak 1969.
- Karabulut, H., "Dynamic Analysis of a Free Piston Stirling Engine Working With Closed and Open Thermodynamic Cycles", **Renewable Energy**, Cilt 36, No 6, 1704-1709, 2011.
- Boucher, J., Lanzetta, F., ve Nika, P., "Optimization of a Dual Free Piston Stirling Engine", **Applied Thermal Engineering**, Cilt 27, No 4, 802-811, 2007.
- Rogdakis, E.D., Bormpilas, N.A. ve Koniakos, I.K., "A Thermodynamic Study for the Optimization of Stableoperation of Free Piston Stirling Engines", **Energy Conversion and Management**, Cilt 45, No 4, 575-593, 2004.
- Hsu, S.T., Lin, F.Y. ve Chiou, J.S., "Heat Transfer Aspects of Stirling Power Generation Using Incinerator Waste Energy", **Renewable Energy**, Cilt 28, No 1, 59-69, 2003.
- Lane, N.W. ve Beale, W.T., "A 5kW Electric Free-Piston Stirling Engine", **Proceedings of the Seventh International Conference on Stirling Cycle Machines**, Tokyo, Japan, Kasım 1995.
- Hsieh, Y.C., Hsu, T.C. ve Chiou, J.S., "Integration of a Free-Piston Stirling Engine and a Moving Grate Incinerator", **Renewable Energy**, Cilt 33, No 1, 48-54, 2008.
- Arof, H., Wijono ve Nor, K.M., "Linear Generator: Design and Simulation", **National Power and Energy Conference (PECon) 2003 Proceedings**, Bangi, Malaysia, 306-311, 15-16 Aralık 2003.
- Fazal, I., Karsiti, M.N., Zulkifli, S.A., Ibrahim, T. ve Rao, K.S.R., "Modeling and Simulation of a Moving-Coil Linear Generator", **International Conference on Intelligent and Advanced Systems (ICIAS 2010)**, Kuala Lumpur, Malaysia, 1-5, 15-17 Haziran 2010.
- Boldea, I. ve Nasar, S.A., **Linear Electric Actuators and Generators**, Cambridge University Press, New York, 1997.
- Ping, H.W. ve Arof, H., "Design of a Permanent Magnet Linear Generator", **Proceedings of the 1st International Forum on Strategic Technology**, Ulsan, Korea, 231-234, 18-20 Ekim 2006.
- Gomez, A., Berry, J.J., Roychoudhury, S., Coriton, B. ve Huth J., "From Jet Fuel to Electric Power Using a Mesoscale, Efficient Stirling Cycle", **Proceedings of the Combustion Institute**, Cilt 31, 3251-3259, 2007.
- Yang, Q., Luo, E., Dai, W. ve Yu, G., "Thermoacoustic Model of a Modified Free Piston Stirling Engine with a Thermal Buffer Tube", **Applied Energy**, Cilt 90, No 1, 266-270, 2012.
- Kim, S.Y. ve Berchowitz, D.M., "Specific Power Estimations for Free-Piston Stirling Engines", **4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit**, San Diego, 1-8, 26-29 Haziran 2006.

16. Formosa, F., “Coupled Thermodynamic–Dynamic Semi-Analytical Model of Free Piston Stirling Engines”, **Energy Conversion and Management**, Cilt 52, No 5, 2098-2109, 2011.
17. Lange, R.G. ve Carroll, W.P., “Review of Recent Advances of Radioisotope Power Systems”, **Energy Conversion and Management**, Cilt 49, No 3, 393–401, 2008.
18. Formosa, F. ve Despesse, G., “Analytical Model for Stirling Cycle Machine Design”, **Energy Conversion and Management**, Cilt 51, No 10, 1855-1863, 2010.
19. De Monte, F. ve Benvenuto, G., “Reflections on Free-Piston Stirling Engines. Part 1: Cycling Steady Operation”, **Journal of Propulsion and Power**, Cilt 14, No 4, 499–508, 1998.
20. Schmidt, G., “The theory of Lehmann’s calorimetric machine”, **Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure**, Cilt 15, No 1, 1872.
21. Kongtragool, B. ve Wongwises, S., “Thermodynamic Analysis of a Stirling Engine Including Dead Volumes of Hot Space, Cold Space and Regenerator”, **Renewable Energy**, Cilt 31, No 3, 345–59, 2006.
22. Ibrahim, M. B. ve Tew, R. C., “Study of Two-Dimensional Compressible Non-Acoustic Modeling of Stirling Machine Type Components”, **Proceedings of IECEC’01 36th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference**, Savannah, Georgia, 1-6, 29 Temmuz – 2 Ağustos 2001.
23. Choudhary, F., **Dynamics of Free Piston Stirling Engines**, Yüksek Lisans Tezi, University of Maryland, Faculty of the Graduate School, 2009.
24. Benvenuto, G., De Monte, F. ve Farina, F., “Dynamic Behaviour Prediction of Free-Piston Stirling Engine”, **Proceedings of IECEC’90 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC-90)**, Reno, Nevada, Cilt 5, 346-351, 12-17 Ağustos 1990.
25. Redlich, R.W. ve Berchowitz, D.M., “Linear Dynamics of Free-Piston Stirling Engine”, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A: Power and Process Engineering**, Cilt 199, No A3, 203-213, 1985.
26. Karabulut, H., Öztürk, E. ve Çınar, C., “Dynamic Modelling and Investigation of Vibrations of a Single Cylinder Four-Stroke Diesel Engine”, **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, Cilt 26, No 1, 173-183, 2011.
27. Çınar, C., Topgül, T., Yücesu, H.S., “Manufacturing and testing of a beta-type Stirling cycle engine”, **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, Cilt 22, No 2, 411-415, 2007.
28. Çınar, C., Koca, A., Karabulut, H., “An experimental investigation of the effects of various working fluids on stirling engine performance”, **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, Cilt 20, No 2, 247-250, 2005.
29. Özgören, Y.Ö., Çetinkaya, S., “Experimental study on the performance of a beta type stirling engine using helium and air as working gas”, **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, Cilt 24, No 2, 221-228, 2009.
30. Karabulut, H., Yücesu, H.S., Çınar, C. ve Aksoy, F., “An Experimental Study on the Development of a β Type Stirling Engine for Low and Moderate Temperature Heat Sources”, **Applied Energy**, Cilt 86, No 1, 68-73, 2009.

