

KÜÇÜK GÜÇLÜ GÜNEŞ ENERJİLİ BİR STIRLING MOTORU TASARIMI VE İMALİ

Bülent DEMİR *

Ali GÜNGÖR **

* Ege Üniversitesi Ege MYO. Otomotiv Programı, Bornova, İzmir,
bdemir@bornova.ege.edu.tr

* Ege Üniversitesi Müh. Fak Makina Müh. Bölümü, Bornova, İzmir,
agungor@bornova.ege.edu.tr

ÖZET

Günümüzde, kirlenme, küresel ısınma, fosilli enerji rezervlerinin azalması, enerjiye olan talebin artması v.b. gibi nedenler, yenilenebilir ve alternatif enerjileri işe dönüştürecek makineler üzerindeki çalışmaları arttırmıştır. Bir çok alternatif ve yenilenebilir enerji kaynağını kullanabilecek özelliğe sahip, açık ve kapalı sistem çalışabilen gelişme sürecindeki motorlardan biri Stirling Motor'larıdır.

Stirling motorları gelecek vadeden, çok çeşitli uygulamaları olan, verimi tersinir Carnot çevrimi verimine eşit olan ve dünyada araştırmaları devam eden bir motordur. Bu çalışmada, Stirling motorunun güneş enerjisi ile çalışabilirliği araştırılmış ve prototip motoru imal edilmiştir. Prototip motor laboratuvar şartlarında elektrikli bir ısıtıcı kullanılarak test edilmiştir. Testler, 700, 800, 900, 950, 1000 ve 1050 0C ısıtıcı sıcaklıklarında ve 0 - 0,5 - 1 - 1,5 - 2 bar doldurma basınçlarında yapılmıştır. Sonuçlar değerlendirilmiştir. Motorda maksimum güç, 1050 0C sıcaklıkta, 0,5 bar şarj basıncında 21,344 W olarak ölçülmüştür. Araştırmanın sonuçları verilmiştir.

1. GİRİŞ

Ekonominin temel hedeflerini oluşturan, bireylerin yaşam standartlarını yükseltme olgusu, sanayileşme yoluyla ulusal gelirin artması çabalarını da beraberinde getirmektedir. Bunun sonucunda sanayileşme ile başlayan ve gittikçe önemini arttırmakta olan çevre sorunları nedeniyle, toplumlar dünyanın doğal ortamını korumak ve gelecek nesillere daha yaşanabilir bir dünya bırakabilmek konusunda büyük güçlüklerle karşılaşmaktadır. Enerji kaynağının araştırılmasından tüketimine kadar her aşamada, olumsuz yönde çevresel etkiler yaratmakta ve bu etkiler bölgesel düzeyde kalmayıp büyük ölçüde sınır tanımayan bir evrensel bir küresel niteliğe bürünmektedir. Enerji arzında fosil kaynakların önemli yer tutması nedeniyle çevresel sorunlar daha ciddi bir boyut kazanmaktadır. Ülkemiz gibi sanayileşme sürecini henüz tamamlayamamış kalkınmakta olan ülkelerde, enerji talebi, hızlı bir artış göstermektedir. 1997 de yaklaşık 71 milyon TEP olan birincil enerji tüketimimizin, 2020 yılında 307 milyon TEP'e ulaşması beklenmektedir. Artan enerji talebini karşılayabilecek enerji arzını yaratabilme çabası içerisinde olan ülkemizin enerji

politikasının temel hedefi; yerli enerji kaynaklarımızı mümkün olduğu kadar kullanmak, ekonomik kriterleri de göz önünde bulundurarak, sürekli, güvenilir ve çevre dostu enerji üretimi olmalıdır [1].

Dünya’da fosil enerji kaynaklarının rezervleri sınırlıdır, pahalıdır ve çevreye zarar vererek özellikle SO_x, NO_x gibi kirletici emisyonlarla çevreyi kirletmekte ve CO₂ emisyonları ile de sera etkisi yaparak iklim değişikliklerine neden olmakta dünyanın doğal dengesini bozmaktadır. Bu olumsuzlukları gidermek özellikle ülkemizin enerjide dışa bağımlılığını azaltmak, enerji temininde çeşitlilik sağlanmaya ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha yoğun kullanımı ile mümkün olacaktır. Bilim adamları fosil yakıtların sahip olduğu olumsuzluklardan dolayı, yenilenebilir ve alternatif enerji kaynakları ile çalışabilecek, bunları gereksinim olan enerjiye çevirebilecek, çevreye verebileceği zarar minimum olacak makineler ile sistemlerin araştırılması ve geliştirilmesine yöneltmiştir. Bunlardan biri de 1816 yılında Robert Stirling tarafından tasarlanıp imal edilen sıcak hava motoru olarak da adlandırılan, güneş enerjisi olmak üzere bir çok değişik enerji kaynağı kullanılarak dışarıdan ısı enerjisi verilerek çalışabilen Stirling motorlarıdır. Stirling motorları ısı makinesi olarak kullanıldığı gibi ısı pompası ve soğutma makinesi olarak ta kullanılmaktadır. Sessiz, çevreci bir makine olması ve düşük sıcaklık farkları arasında çalışabilmesi nedeniyle uzay teknolojilerinde, havacılıkta, denizaltında, otomobillerde, sağlıkta, soğutmada, jeneratörlerde v.b. yerlerde kullanıma uygundur [2]. 20. yüzyılda, içten yanmalı motorlarda meydana gelen büyük gelişmeler bir ölçüde Stirling motorunun gelişimini olumsuz yönde etkilemiştir. Zamanın malzeme bilimi ve metal işleme teknolojisindeki yetersizlikler nedeni ile çalışmalar durmuş, ancak 1930 yılında Philips şirketi yeniden başlatıp, çeşitli amaçlı deneme motorları imal etmiştir. Stirling motorlarının en büyük avantajlarından biri dıştan yanmalı olması nedeniyle güneş enerjisi dönüşümünde kullanılmasıdır[3].Yakın zamanımızda Stirling motorlarına olan ilgi, biomass ve güneş enerjisinde giderek artmaktadır [4].

Yüksek performanslı Stirling motorları 600 0C - 1000 0C sıcaklık arasında çalışmaktadır. Çalışma basınçları genellikle 1,5 MPa ile 15,0 MPa arasındadır [5]. Otomotivde bu değer 19 MPa değerlerine kadar çıkmaktadır. Helyum ve hidrojen çalışma gazı kullanıldığında % 30 - % 40 gibi verime sahiptirler [6]. Hirata’nın 1998 yılında Schmidt Analiz yöntemine dayanarak geliştirilen bir bilgisayar programı ile 4 değişik çalışma akışkanında en fazla güç, çalışma akışkanı olarak hidrojen kullanılmasıyla alındığı tesbit etmiştir. Havaya göre, güçte 3,45 kat, devirde 3,56 kat artış olmuştur [7]. Stirling motoru ticari uygulamalarında hidrojen ve helyum çalışma akışkanı olarak nedenle tercih edilmektedir [8].

Stirling motorlarında sızdırmazlık ve ölü hacimlerin çokluğu önemli problemlerdir. Ölü hacim çok olursa, çalışma akışkanının, sıcak ve soğuk bölgeler arasındaki transferi zorlaşacağından motorun çalışması güçleşir [9]. Stirling motorlarında sıkıştırma oranının 1,5 - 2,5 olması motorun performansı açısından önemlidir. Tasarlanan motorda sıkıştırma oranı 1,7 olarak hesaplanmıştır [10]. Tasarımında soğuk bölgedeki ölü hacimlerden mümkün oldukça kaçmak gerekir. Stirling motorunun diğer içten yanmalı motorların aksine kullandığı enerjinin türüne bağlı olmaması, odun, kömür, petrol, doğal gaz, biyokütle, jeotermal v.b. gibi bir çok enerji kaynağı ile kullanılabilmesi bu motorları gelecek için daha ümit verici hale getirmektedir [11].

İcadından bu güne kadar Stirling motorlar hakkında üniversiteler, araştırma firmaları ve ticari firmalar tarafından bir çok araştırmalar yapılmış çok değişik miktarda güç üreten modelleri, değişik biçim ve özellikler de imal edilmiştir. Ülkemizde ise Alanya'da Kombassan Enerji Sistemleri Ar-Ge Laboratuvarı'nda güneş ışınlarının iki dev çanakla toplandığı 7 kW ve 25 kW güçlerinde iki adet çanak Stirling sistemi kurulmuştur. 60 kW ve 100 kW'lik sistemlerin de hazırlıkları sürdürülmektedir. Bu sistemle elektrik üretiminin, Kombassan Alanya Ar-Ge laboratuvarında yaklaşık % 30 verime ulaştığı belirtilmektedir [12].

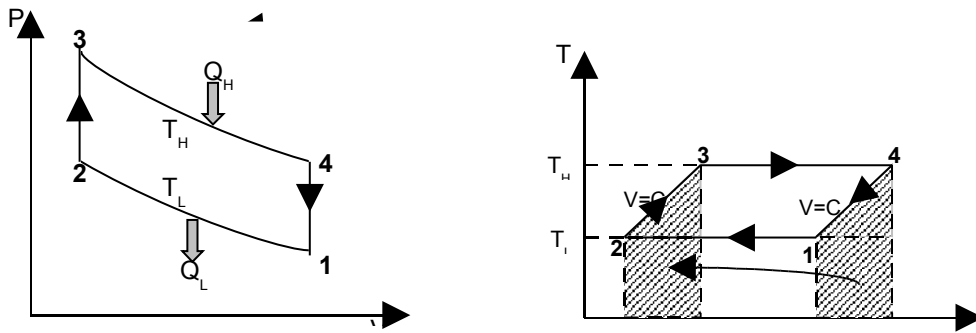
Bu çalışmada, kapalı sistem ile çalışan, ısı enerjisi çok çeşitli enerji kaynaklarından verilebilecek, hava, nitrojen, hidrojen, helyum gibi çalışma maddeleri ile çalışabilecek bir Stirling motoru tasarlanıp E.Ü. Ege MYO. Makine ve Otomotiv Programı atelyelerinde, ve sanayide imalatı yapılarak, mevcut atelye imkanları ile performansı test edilmiştir. İyi bir güneş enerjisi potansiyeline sahip ülkemizde, bu tip motorların geliştirilmesiyle, elektrik üretimi, soğutma ve tarımsal alanlarda, temiz, yenilenebilir ve alternatif enerji kaynaklarının yaşama geçirilmesi sağlanabilecektir.

2. TERMODİNAMİK ANALİZLER

İdeal Otto ve Diesel çevrimleri içten tersinir çevrimlerdir. Ancak tümünden tersinir değildirler. Çünkü çevrime ve çevrimden ısı geçişi izotermal olmayan hal değişimi ile, bir başka deyişle sonlu sıcaklık farkında gerçekleşir. Bu nedenle Otto ve Diesel çevrimlerinin verimleri, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin veriminden daha küçük olur. T_H ve T_L sıcaklıkları arasında çalışan Carnot çevriminde, sisteme ve sistemden olan ısı geçişleri sabit sıcaklıkta gerçekleşmektedir. çevrime ısı geçişinin T_H sabit sıcaklığında, çevrimden ısı geçişinin T_L sabit sıcaklığında olduğu iki çevrim daha vardır. bunlar Stirling ve Ericson çevrimleridir.

2.1 Stirling Çevrimi

Stirling çevriminin, Carnot çevriminden farkı, iki izentropik hal değişiminin yerini iki sabit hacimde sistem içi ısı geçişinin almasıdır. Gerçekleşen sistem içi ısı geçişi rejenerasyon olarak adlandırılır. Bu işlemle aracı akışkanın ısıl enerjisi, çevrimin bir bölümünde sistem içerisinde yer alan ve rejeneratör olarak adlandırılan bir ısıl



Şekil 2.1 İdeal Stirling motor P-V ve T-S diyagramı

deposuna verilir, daha sonra çevrimin bir başka bölümünde bu enerji rejeneratörden yeniden aracı akışkana geçer [9].

3-4 : İzotermal genişleme (sisteme dış kaynaktan ısı geçişi), 4-1 : Sabit hacimde genişleme (aracı akışkandan rejeneratöre ısı geçişi), 1-2 : İzotermal sıkıştırma (sistemden dış ortama ısı geçişi), 2-3 : Sabit hacimde rejenerasyon (rejeneratörden aracı akışkana ısı geçişi).

Kapalı bir çevrim içerisinde bulunan ve ideal bir gaz çalışma akışkanına bir ısıtıcı tarafından kesintisiz ısı verilir. Soğutucudan ısı çekilir. P3 basıncında TH sıcaklığındaki çalışma akışkanına, 3-4 hal değişimi sırasında TH sıcaklığındaki kaynaktan sisteme ısı verilerek, iş pistonu AÖN 'ya doğru hareket ederek P4 basıncına kadar sabit sıcaklıkta genişleme işi yaptırılmaktadır. Durum 4-1 'de sabit hacimde sistemden ısı çekilerek basıncın P1 değerine, sıcaklığın TL sıcaklığına kadar düşmesi sağlanmaktadır. Durum 1-2 'deki hal değişiminde gaz sıkıştırılmakta basıncı artırıp P2 değerine ulaşırken, sistemden TL sıcaklığındaki dış ortama soğutucudan ısı geçişi olduğundan sıcaklık TL değerinde sabit kalmaktadır. İşlem sabit sıcaklıkta gerçekleşmektedir. Durum 2-3'deki hal değişiminde sabit hacimde sisteme ısı verilerek sıcaklığının TH kaynak sıcaklığına çıkması sağlanmaktadır. Şekil 2.1 'de verilen T-S diyagramında 4-1 işlemi altındaki taralı alan, sıcaklığın TH 'den TL 'ye düşürülmesi sırasında sistemden çekilen ısıyı, 2-3 işlemi altındaki taralı alan, sıcaklığın TL 'den TH 'a yükseltilmesi sırasında sisteme verilen ısı enerjisini göstermektedir.

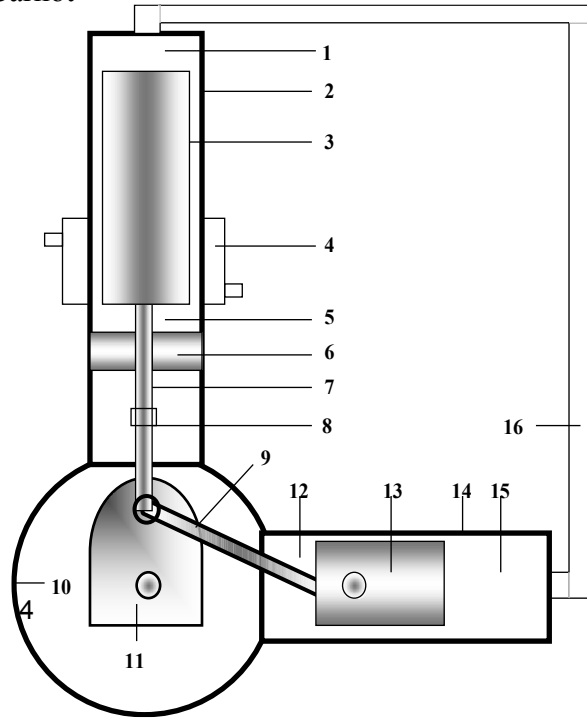
Stirling çevriminin termik verimi, Carnot çevrimi verimine eşittir [4].

$\eta_{th, Stirling} = \eta_{th, Ericsson} = \eta_{th, Carnot} =$

$$1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.1)$$

2.2 Stirling Motoru Kısımları

NO	PARÇA ve KISIM ADI
1	Sıcak bölge
2	Yer değiştirme silindiri
3	Yer değiştirme silindiri
4	Soğutucu



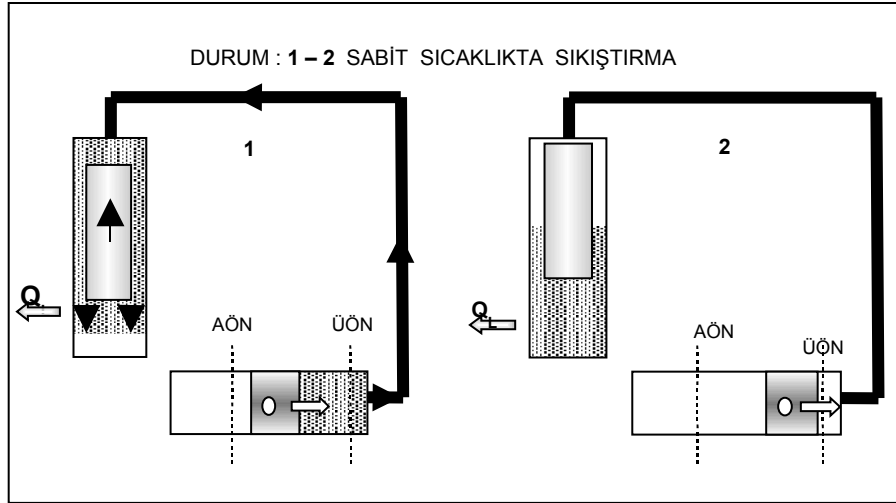
5	Sıcak bölge
6	Merkezleme malafası
7	Yer değiştirme biyel kolu
8	Yer değiştirme bağlantı çubuğu
9	Güç pistonu biyeli
10	Motor bloğu
11	Krank mili
12	A.ö.N.
13	Güç pistonu
14	Güç silindiri
15	Ü.Ö.N.
16	Sıcak akışkan aktarma borusu

Şekil 2.2 Stirling motoru parça ve kısımları

2.3 Stirling Motorunun Çalışma Prensibi

Motorun gerçek çalışma prensibi şekil 2.3 'de görülmektedir. Motorda iki adet silindir ve piston mevcuttur. Pistonlardan birisi gazın sıcak ve soğuk bölge arasında yer değiştirmesini sağlayan yer değiştirme (displacer) pistonu, diğeri ise mekanik işin elde edildiği güç pistonudur. Motor, çalışmadan önce, yer değiştirme pistonu sıcak bölgeye, güç pistonu da ÜÖN 'ya yakın konumda olmalıdır. Motora elle ilk hareketin verilmesi ile yer değiştirme pistonu soğuk bölgeye (aşağıya) doğru hareket etmeye başlar. Bu durumda yer değiştirme pistonu, alt tarafında soğuk hacimde bulunan soğuk havayı piston silindir arasındaki ' DEL ' boşluğundan üst tarafa, sıcak hacme aktarır. Bu aktarma sırasında akışkana (havaya) ısıtıcı tarafından ısı verilerek, havanın sıcaklığı ve basıncı artırılır. Yer değiştirme silindirinde soğuk hacim küçülürken, sıcak hacim aynı miktarda büyür. Bu sırada güç pistonu ÜÖN 'ya doğru hareket etmektedir. Güç pistonunun ÜÖN 'ya, yer değiştirme pistonunun aşağıya AÖN 'ya hareketi sırasında her iki pistonun aynı seviyeye geldiği anda hacmin sabit kaldığı kabul edilmektedir. Böylece bu durumda ısı verme işleminin sabit hacimde olduğu kabul edilmektedir. Bu durum Stirling çevrimi P – V diyagramında 2-3 arasındadır. 3 noktasına gelindiğinde, çalışma akışkanının tamamı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçmekte ve sıcaklığı ile basıncı en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. Dışarıdan ısı alarak sıcaklığı ve basıncı artan hava, iki silindir arasındaki ısı borusundan güç silindirine giderek, güç pistonunu AÖN 'ya iterek genişletip iş yaptırır. Genişleme ve iş yapma sırasında, dışarıdan ısı verme ve havanın da ısı alma işlemi piston AÖN 'ya ininceye kadar devam etmektedir. Bu durum Stirling çevrimi P – V diyagramında 3-4 arasındadır.

Güç pistonu AÖN. ya doğru inip iş yaparken, yer değiştirme pistonu da yukarıya, sıcak bölgeye doğru harekete geçer ve havanın bir miktarını soğuk bölgeye pompalamaya başlar. Soğuk bölgeye geçen akışkandan ısı çekilmeye başlanır. Bu hal, sabit hacimde ısı çekme (soğutma) işlemidir. Bir anda 2-3 halinde olduğu gibi iki piston aynı seviyeye ulaşırlar ve bu durum sabit hacim kabul edilir. P–V diyagramında 4-1 arasındadır. 1 noktasına gelindiğinde çalışma akışkanının çoğunluğu soğuk bölgede, geri kalan kısmı da güç silindirinde bulunmaktadır.



Şekil 2.3 Stirling çevrimi çalışma prensibi resmi (Durum 1-2)

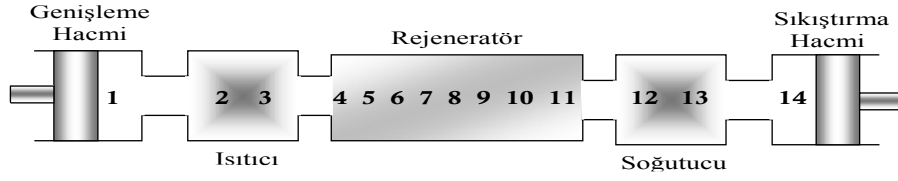
Yer değiştirme pistonu ÜÖN 'ya hareketini devam ederek havayı soğuk hacme süpürürken, güç pistonu da AÖN 'yı aştıktan sonra yukarıya çıkmaya başlar ve önünde kalan havayı (çalışma akışkanını) sıkıştırarak yer değiştirme silindirinine iter, buraya gelen hava, yer değiştirme silindirinin yukarı hareketi nedeniyle soğuk bölgeye itilir. Soğuk bölgeye itilen çalışma akışkanı, ısısının bir miktarını soğuk bölge ile sıcak bölge arasında kalan ve buradan geçerken temas ettiği, silindir duvarına bırakır. Soğuk bölgede ısısını soğutucuya aktararak soğur ve sıcaklığı düşer. Bu durum P-V diyagramında 1-2 arasındadır ve sistemden çalışma akışkanının sıkıştırılarak soğuk bölgeye aktarılması sırasında sistemden ısı çekilmiş olur. Yer değiştirme pistonu, sıcak bölgede en üst noktaya çıktığında akışkan soğuk bölgeye aktarılmış ve sıcaklığı düşmüş durumdadır. Bundan sonra yer değiştirme pistonunun aşağıya hareketi ile akışkan sıcak bölgeye aktarılacak ve yeni bir çevrim başlayacaktır.

2.2 Prototipi İmal Edilen Motorunu Analiz Yöntemi

Stirling motoru gerçek çevrimi ile ideal çevrimi arasında farklılıklar oluşmaktadır. Teorikte sabit sıcaklıkta gerçekleşen sıkıştırma ve genişleme süreçleri ile sabit hacim süreçleri pratikte gerçekleşmez. Motor devri arttıkça sıkıştırma ve genişleme süreçleri adyabatik sürece daha uygun hale gelmektedir. Motor devri ve ısı transfer yüzey alanının büyüklüğü bu durumu etkiler. Isı transfer işlemlerinin sürekliliği ve değişen piston hızı, ısının sabit hacim süreçlerinde sisteme sürülmesini engeller. Motordaki ölü hacim ve sürtünme kayıpları da teorik süreçlere ulaşılmasında engel teşkil eden diğer faktörlerdir. Stirling motorlarında, gerçek çevrim şartlarına yaklaşabilmek için termodinamik hesaplamalar ve tasarım yapılırken daha gerçekçi yaklaşımlar geliştirilmiştir.

Bu çalışmada tasarlanan motorun detayları, Halit Karabulut tarafından geliştirilen, "Nodal" analiz yöntemine dayanan bir termodinamik simülasyon programı kullanılarak

belirlenmiştir. Karabulut tarafından incelenmesi yapılan Stirling motorunun şematik resmi şekil 2.4 'de görülmektedir [11].



Şekil 2.4 Karabulut tarafından termodinamik incelenmesi yapılan Stirling Motoru.

Bu programda motor, şekil 2.4'de görüleceği gibi genişleme hacmi, ısıtıcı hacmi, rejeneratör, soğutucu hacmi ve sıkıştırma hacmi olmak üzere beş ana bölgeye ve 14 ayrı kısma bölünmüştür. Ayrıca analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Termodinamik açıdan her bölüm açık sistem özelliği taşımakta olup madde giriş ve çıkışı gerçekleşmektedir.
2. Çalışma akışkanının yer değiştirmesi sırasında hidrodinamik sürtünmeden doğan basınç farklılıkları termodinamik basınca kıyasla ihmal edilebilir.
3. Rejeneratör duvar kısmında sürekli lineer ve değişmeyen bir sıcaklık dağılımı vardır.
4. Çalışma akışkanı hava olup ideal gaz kabul edilmiştir.
5. Sistem içerisindeki toplam kütle değişmemektedir.
6. Isıtıcı ve sıcak silindirin cidarları sıcak kaynak sıcaklığında, soğutucu ve soğuk silindirin cidarları soğuk kaynak sıcaklığındadır.
7. Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratör hacimleri sabittir. Sıcak (VH) ve soğuk (VC) silindirdeki hacimler krank açısı ile değişmekte olup yaklaşık olarak eşitlik 2.2 ve 2.3 'deki bağıntılar ile hesaplanır:

$$V_C = V_D + \frac{1}{2} V_S [1 + \cos(\theta - \phi)] \quad (2.2)$$

$$V_H = V_D + \frac{1}{2} V_S [1 + \cos(\theta)] \quad (2.3)$$

Basınç, Sıcaklık ve yoğunluk olmak üzere üç tane bilinmeyen mevcut olup bunların belirlenmesinde kullanılacak olan bağıntılar; ideal gazların hal denklemleri, kütle korunumu ile enerjinin korunumu prensipleri olup sırası ile:

$$P = \rho.R.T \quad (2.4)$$

$$m_t = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n \quad (2.5)$$

Burada m_i 'ler her bir motor kısmı için kütlelerdir.

$$dQ - dW + dH_{giriş} - dH_{çıkış} = dU \quad (2.6)$$

Basıncın sistemin her yerinde aynı olduğu kabul edilirse eşitlik (2.4) ile (2.5)'in birlikte değerlendirilmesi ile:

$$P = \frac{m_i R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (2.7)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik (4.5)'de verilen enerjinin korunumu prensibi yeniden düzenlenecek olursa:

$$h_i A_i (T_{wi} - T_i) dt - PdV_i + (dH_{giriş} - dH_{çıkış}) = m_i C_v dT_i + C_v T_i dm_i \quad (2.8)$$

şeklinde düzenlenebilir. Son eşitlikte, $(dH_{giriş} - dH_{çıkış})$ terimi elemanın sınırlarından giren ve çıkan enerjiyi temsil etmektedir. Eşitlik 2.8 'nin bilgisayar programı için nümerik işlemlerde kullanılan şekli aşağıdaki gibidir [21].

$$\Delta T_i = \left[\frac{h_i A_i (T_{wi} - T_i) \Delta t - C_v m_i (m_i^{t+\Delta t} - m_i^t) + (dH_{giriş} - dH_{çıkış})_i - P \Delta V_i}{C_v m_i} \right] \quad \text{TASARIMI}$$

Stirling motorunun tasarımında, kullanım amacı, gücü, enerji türü, hangi motor tipi devri, çalışma sıcaklıkları ve çalışma akışkanının önceden belirlenmesi gerekmektedir. Tasarlanan motorda soğuk bölgenin soğutulması için su kullanılacaktır. Motor tipinin belirlenmesinde imalat aşamasındaki kolaylıklar ve sızdırmazlık problemleri göz önünde bulundurulmuştur. V tipi motor, silindirlerin birbirine 900 faz farkı ile olması imalat ve sızdırmazlık problemlerini en aza indirdiği için tercih edilmiştir. Sızdırmazlık problemi nedeniyle çalışma akışkanı olarak hava tercih edilmiştir.

Çizelge 3.1 Motorun teknik özellikleri

Motor tipi	Alfa (V tipi)
Yer değiştirme piston çapı	0,042 m
Yer değiştirme silindir çapı	0,044 m
Silindir çapı (D)	0,058 m
Piston kursu (L)	0,062 m
Maksimum motor devri (nmax)	1200 d/d
Çalışma akışkanı	Hava
Sıkıştırma oranı (ε)	1.70845
Minimum hacim (Vmin)	231.22.10 ⁻⁶ m ³
Maksimum hacim (Vmax)	395.03.10 ⁻⁶ m ³
Süpürme hacmi (Vs)	163.81.10 ⁻⁶ m ³
Regeneratör hacmi (VR1)	20.263.10 ⁻⁶ m ³
Doldurma basınç değeri	0-0,5-1-1,5-2 bar
Çalışma akışkan kütlesi (Atm. basıncında)	0,00039708 kg

Isıtma sıcaklığı	1000 K
Akışkan sıcaklığı	1000 K
Boru sıcaklığı	1000 K
Regeneratör sıcaklığı	675 K
Soğuk bölge sıcaklığı	350 K
Motor devri	20 1/s
Minimum hacim (V _{min})	231.22.10 ⁻⁶ m ³
Boru hacmi (VB)	62.832.10 ⁻⁶ m ³

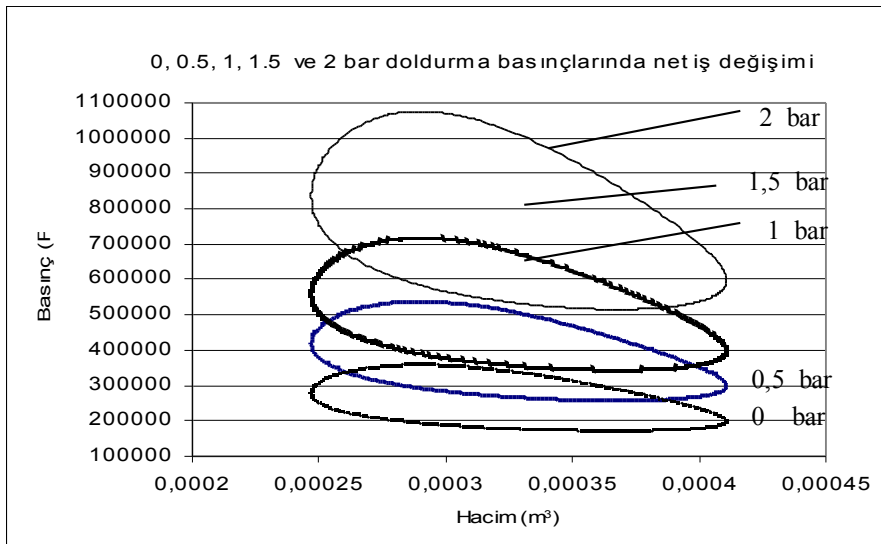
Tasarlanan motor, küçük süpürme hacimli, 1300 K ve 350 K sıcaklıklar arasında çalışacak, atmosfer basıncı, 0.5, 1, 1.5 ve 2 bar doldurma basınçlarında çalışacak, teorik olarak yaklaşık 400 W güç üretmesi istenen V tipi 900 faz açılı tek yer değiştirme pistonlu bir motordur. Motor için tasarım ve imalata temel olacak, motorun özelliklerine ilişkin bazı kabuller yapılmış, bu kabuller ve motora ait tasarım özellikleri çizelge 3.1 'de verilmiştir.

Bu çalışmada tasarlanan motorun detayları ve termodinamik büyüklükleri, Halit Karabulut tarafından geliştirilen, "Nodal" analiz yöntemine dayanan bir termodinamik simülasyon programı kullanılarak belirlenmiştir. Bu termodinamik simülasyon programı bazı veri hesapları çizelge 3.2 'de sunulmuştur. Bu analiz temel alınarak ve optimizasyon çalışması yapılarak imal edilecek prototip motorun boyutları belirlenmiştir.

Çizelge 3.2 Karabulut'ça hazırlanan simülasyon programından, çizelge 3.1 'de verilen değerlere göre elde edilen bazı sonuçlar

Net iş (W _{net})	20.351 J
Çevrim başına verilen ısı (Q _{sic})	204.081 J
Motor verimi (η _S)	0,099
Maksimum çevrim basıncı (P _{max})	358,148 KPa
Ortalama çevrim basıncı (P _{ort})	264,962 KPa

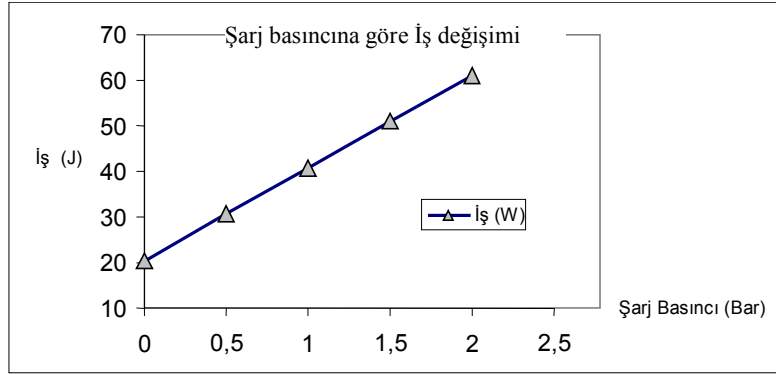
Yukarıda verilen değerler kullanılarak tasarlanan motorun, karabulut'ça hazırlanan programla elde edilen P-V diyagramı şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Bilgisayar programı ile hesaplanan, akışkan çeşitli doldurma basıncında iken, hacim – basınç değişimini gösteren P V diyagramı.

Şekil 3.1 ‘de verilen diyagramda, aynı ısıtma sıcaklığı değerinde, motor en yüksek basınç değerine, programa göre ve teorik olarak 2 bar ‘da ulaşmaktadır. Ancak uygulamada motordan ölçülen güç bu doldurma değerinde çok düşük çıkmaktadır. Bunun nedeni sızdırmazlık sorunları, ısıtıcı yüzey yetersizliği ve ters karter basıncı ve pompalama ve sürtünme kayıplarıdır. İmal edilen motorda uygulamada, motordan ölçülen en fazla güç, 0,5 bar doldurma basıncında ölçülmüştür.

1000 K ısıtma sıcaklığında, farklı şarj basınçlarında programda hesaplanan iş değerlerine göre çizilen “basınç- iş” diyagramı şekil 3.2 ‘de verilmektedir. Doldurma basınç değeri arttıkça çevrimin net işi de artmaktadır. Atmosfer basıncında yaklaşık 20 J olan çevrim işi 2 bar basınçta yaklaşık 60 bar değerine çıktığı görülmektedir. Ancak gerçek motorda, daha önce belirtilen nedenlerden dolayı bazı kayıplar olmaktadır. Bu kayıplara göre de motorda optimum bir şarj basınç değeri çıkmaktadır.



Şekil 3.2
ısıtıcı

1000 K

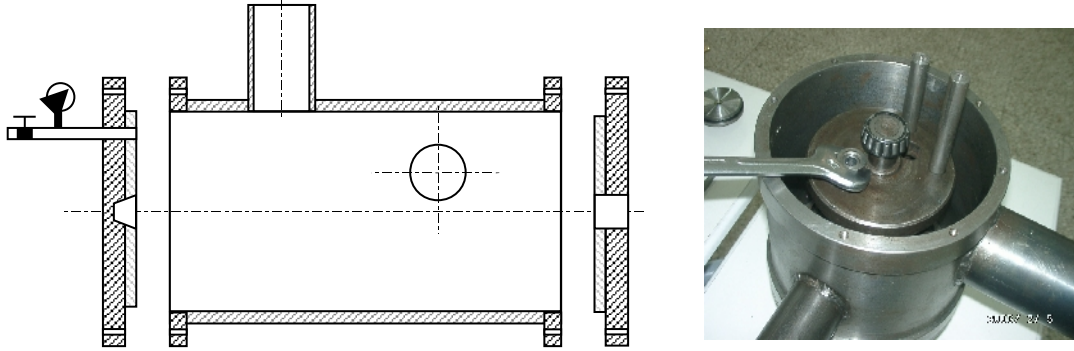
sıcaklığında ve beş ayrı doldurma basınç değerinde,
doldurma basıncının net işe göre değişimi

3.1 Prototip Motorun Parçaları

İmal edilecek Stirling motor parçalarının boyutları, Karabulutça hazırlanan termodinamik simülasyon programında değerlendirilerek, optimizasyon yapılarak, imalat ve çalıştırma kolaylığı da göz önünde bulundurularak belirlenmiştir.

3.1.1 Blok ve Krank Mili

Motor bloğu, ST 37 dikişsiz çekme çelik borudan ve iki yan kapaktan oluşmaktadır. Güç silindiri ve yer değiştirme, birbirine 90 0 açılı ile iki adet delik hassas olarak delinmiş ve silindirler kaynatılmıştır.



Şekil 3.3 İmal edilen Stirling motor bloğu ve krank mili

Mekanik enerjinin depolandığı krank mili sökülebilir 5 kısımdan yapılmış, malzeme olarak muylularda Ç 4150, ağırlıklarda Ç 1050 kullanılmıştır. Kol muylulu yüzeyi ısı işleme tabi tutularak şartlandırılmış, aşınmayı önlemek için krom kaplanmış ve 0,01 mm hassasiyete taşlanmıştır. Balans için, hesaplama yapılmış ve 382.2 gr malzeme kranktan frezede alınarak balans problemi ortadan kaldırılmıştır.

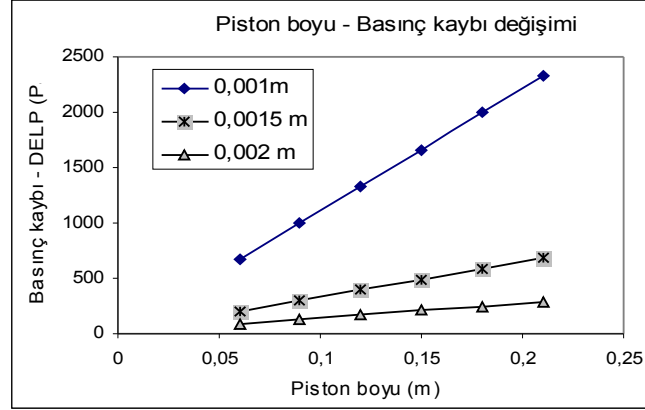
3.1.2 Güç Silindiri ve Güç Pistonu

Güç silindiri dikişsiz çelik borudan imal edilmiş ve içerisine yüksek grafitli yağlayıcı özelliği yüksek dökme demir silindir gömleği sıkı çakılmıştır. Silindir ile piston arasındaki çalışma boşluğu ilk olarak 0,03 mm bırakılmıştır. Motorun ilk çalıştırılmasında motor devri 292 d/d 'yı aşamamıştır. Daha sonra silindir gömleği tekrar taşlanıp çalışma boşluğu 0,04 mm 'ye çıkarılmış ve motor devrinin arttığı tespit edilmiştir. Güç pistonu sürtünme kayıplarını azaltmak amacıyla sekansız yüksek yağlayıcı özelliğe sahip grafitli dökme demirden imal edilmiştir. İlk imal edilen pistonun ağırlığı 785 gr 'dır. Motor çalıştırılınca bu değerde motor devri düşük kalmıştır. Piston ağırlığı 310 grama düşürülmüştür. Bu değişikliğin sonucunda motor devrinin yaklaşık 150 d/d arttığı gözlenmiştir. 19 gr ağırlığındaki piston pimi, pistonu sıkı, biyellere serbest geçme şekilde dizayn yapılmıştır.

3.1.3 Yer Değiştirici Tasarımı

Çalışma akışkanı, yer değiştirme pistonu aracılığıyla, silindir iç çapı ile piston dış çapı arasında kalan ve " DEL " olarak adlandırılan kanaldan, sıcak bölge ile soğuk bölge arasında yer değiştirir. Yer değiştirme pistonunun görevi, çalışma akışkanını diğer tarafa aktarmaktır. Yer değiştirmede ısınan hava, sıcak bölgeden soğuk bölgeye akışta üzerindeki ısının bir miktarını yer değiştirme silindiri duvarına bırakır ve soğuk bölgeye bir miktar soğuyarak geçiş yapar. Aynı şekilde çalışma akışkanı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçiş sırasında, bu kanaldan geçerken daha önce yer değiştirme silindiri duvarına bıraktığı ısıdan alarak sıcak bölgeye ulaşır. Soğuk bölgenin soğutulması silindir üzerine yerleştirilen bir su ceketini sağlar. Yer değiştirme ünitesi parçaları tasarımı, sıkıştırma oranı 1,5 ile 2 arasında olacak şekilde çeşitli değerlerde denemek suretiyle optimize edilip belirlenmiştir.

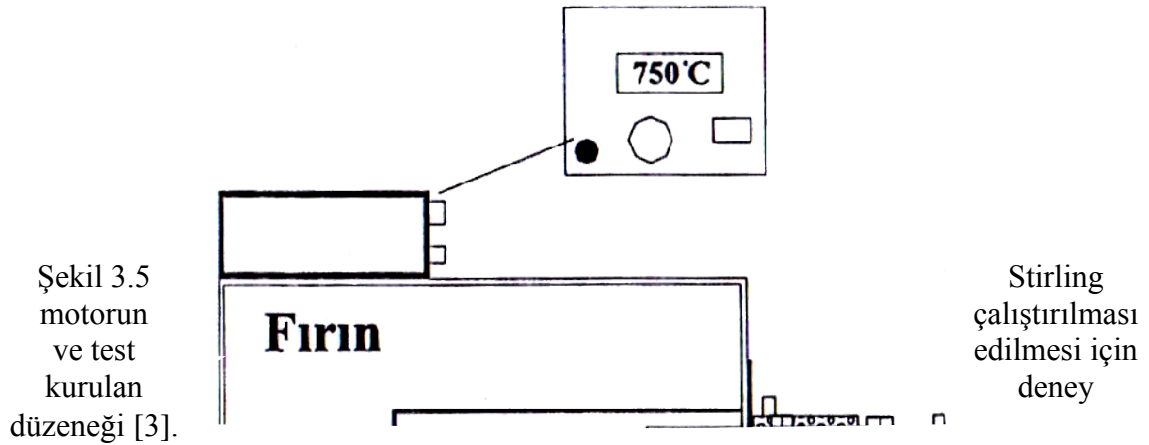
Karabulut tarafından geliştirilen programda yer değiştirme pistonu boyu ve DEL boşluğu değiştirilerek basınç düşmesi ve basınç kaybı incelenmiş, en optimum DEL boşluğu ile yer değiştirme pistonu boyu tasarlanmıştır ve imalatta bu değer 1 mm, yer değiştirme pistonunun boyu da 0,15 m olarak alınmıştır.



Şekil 3.4 Piston boyu ve DEL mesafesine göre basınç kaybı (Δp) değişimi

3.1.4 Deney Düzenneği ve Deneyde Kullanılan Yöntem

Deney düzenneği, Ege Üniversitesi Ege Meslek YO. Otomotiv Programı laboratuvarına kurulmuştur.



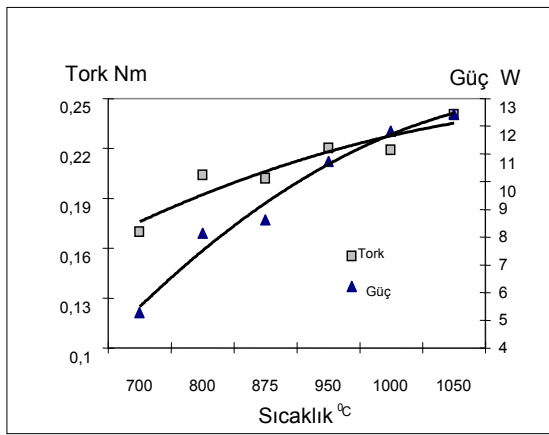
Motorun yer değiştirme silindiri sıcak bölgesi, elektrikli ısıtıcı fırının iç kısmına yerleştirilip seramik çamuru ile ısı yalıtımı yapılmıştır. Güç silindiri sıcak akışkanı taşıyacak borusu da yalıtılmıştır. Yer değiştirme silindiri soğuk bölgesinde bulunan soğutucuya hortum bağlantısı ile şebekeden, 16,6 l/s debide şekilde su verilmiştir. Motor yaklaşık 2 saat çalıştırılıp çalışma sıcaklığına getirilmiştir. Çalışma akışkanı olan hava, atmosfer basıncı değerinde iken, ısıtıcı sıcaklığı, termostat yardımı ile 700 0C, 800 0C, 875 0C, 950 0C, 1000 0C, 1050 0C 'lere getirilip sabit tutulmak suretiyle, devir, tork ve güç değişimleri ölçülmüştür. Daha sonra yukarıda yapılan aynı işlemler

0,5 bar, 1 bar, 1,5 bar ve 2 bar doldurma basınçlarında ve belirlenen her sıcaklıkta, ayrı ayrı devir, tork ve güç değerleri ölçülmüştür.

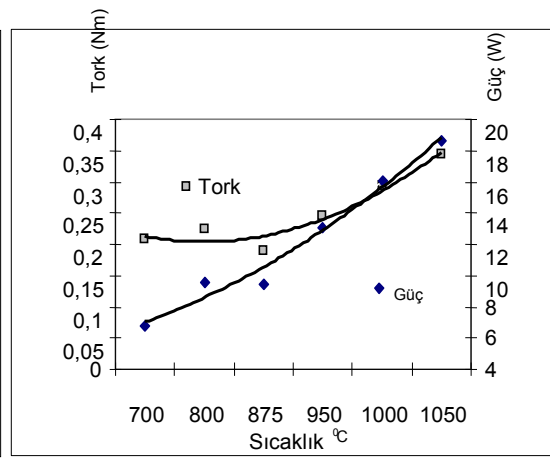
4. DENEY SONUÇLARI ve MOTOR PERFORMANSI

4.1 Isıtıcı Sıcaklığına Bağlı Motor Tork Ve Güç Değişimi

Her sıcaklıkta ve her basınçta alınan 10 adet farklı ölçümün ortalamasına göre çıkan değerler grafik çizilmesinde temel alınmıştır. Değişik şarj basınçları altında, ısıtıcı sıcaklığının, motor torkuna ve motor gücüne göre değişimi şekil 4.1, şekil 4.2, şekil 4.3, şekil 4.4, şekil 4.5 'de görülmektedir. Isıtıcı sıcaklığındaki artışa paralel olarak tork ve güç değerlerinin de artışı gözlenmektedir.



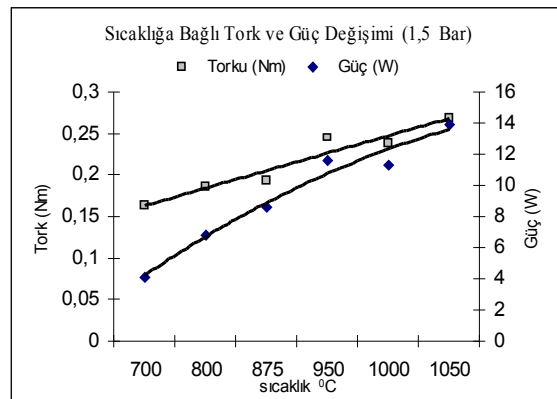
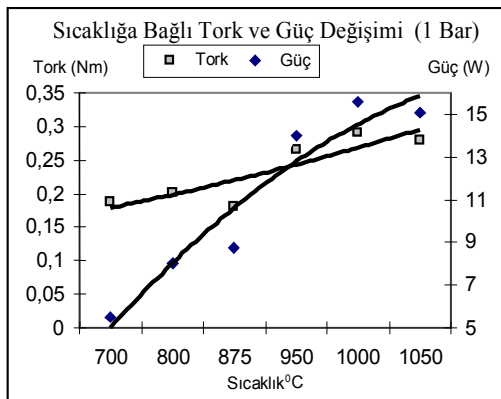
Şekil 4.1 Isıtıcı sıcaklığına bağlı tork ve güç değişimi (Şarjsız)



Şekil 4.2 Isıtıcı sıcaklığına bağlı tork ve güç değişimi (0,5 bar doldurma basıncında)

Bu doğru orantılı artış, ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıkların arasındaki farkın artmasından kaynaklanmaktadır. Ancak bu artış değeri tork ve güç değeri olarak farklı doldurma basınç değerlerinde daha değişik değerlerde olmaktadır.

Şekil 4.1 'de 700 OC 'de yaklaşık 5 W olan güç, 1050 OC 'de yaklaşık 12,5 Watt'a, 0,175 Nm olan tork 0,23 Nm doğru lineer olarak artış göstermiştir. Isıtıcı sıcaklığı, motor torku ve gücüne doğru orantılı olarak etkilemektedir. Şekil 4.2 'de gösterilen 0,5 bar doldurma basıncında, sıcaklığa göre değişimde ise; 700 OC 'de yaklaşık 7 W olan güç, 1050 OC 'de yaklaşık 19 Watt'a, 0,08 Nm olan tork 0,35 Nm doğru lineer olarak artış göstermiştir. Doldurma basıncının 0,5 bar olması ile sıcaklığa bağlı olarak tork ve güçte büyük bir artış olmuştur. Parantez içerisinde verilen basınç değerleri, akışkanının doldurma basınç değerleridir.



Şekil 4.3 Isıtıcı sıcaklığına bağlı tork ve güç değişimi (1,5 bar doldurma basıncında)

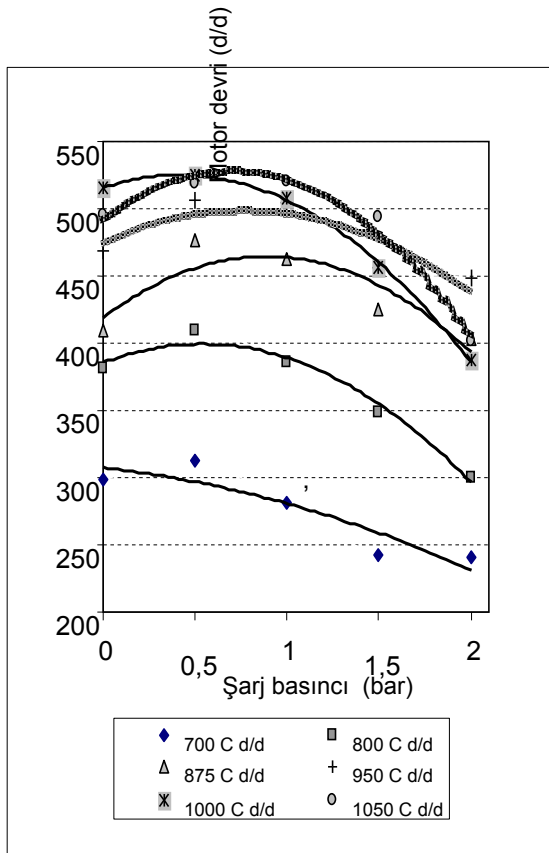
Şekil 4.3 'de gösterilen 1 bar doldurma basıncında, sıcaklığa göre değişimde ise; 700 0C ' de yaklaşık 5 W olan güç, 1050 0C ' de yaklaşık 15,5 Watt'a, 0,18 Nm olan tork değeride 0,30 Nm 'ye doğru lineer olarak artış göstermiştir. Şekil 4.4 bakıldığı zamanda aynı şekilde sıcaklığa bağlı olarak tork ve gücün doğru orantılı arttığı görülecektir. Tork 0,80 Nm ' den 0,250 Nm 'ye çıkmaktadır. Buna paralel güç değeri de artmaktadır. Ancak bu artışlar 0,5 ve 1 bar değerlerine göre daha düşük kalmaktadır.

Bu grafikler Tork ve güç değerinin ısıtma sıcaklığına bağlı olduğu gibi, doldurma basıncına da bağlı olduğunu ortaya koymaktadır. En fazla güç değerleri, imal edilen motor için 0,5 bar' da çıkmıştır.

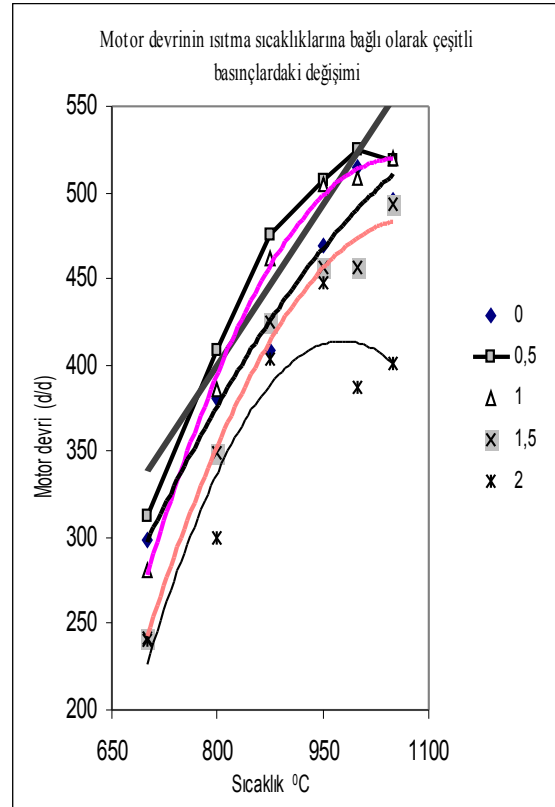
4.2 Doldurma Basıncının Motor Devrine Göre Değişimi

Şekil 4.5 'de verilen şekilden 700, 800, 875,950,1000 ve 1050 0C ısıtma sıcaklıklarındaki, çeşitli doldurma basınlarındaki, motor devrinin durumu incelenecek olursa, 7000C sıcaklıktaki basınç değişimi haricinde diğer tüm sıcaklıklardaki basınçlarda, 0,5 bar ile 1 bar arasındaki doldurma basıncında motor devir değerlerinin maksimuma ulaştığı görülmektedir.

Dizayn edilecek bir motorda şarj geriliminin optimum değeri tespit edilip motor o doldurma basınç değerinde çalıştırılırsa motordan en yüksek devir değeri elde edilecektir. Dizayn edilen motorumuzda optimum şarj basıncı 0,5 ile 1 bar arası tespit edilmiştir.



Şekil 4.5 Şarj basıncının, motor devrine etkisi (700, 800, 875, 950, 1000, 1050 °C sıcaklıkta)



Şekil 4.6 Isıtma sıcaklığına bağlı olarak çeşitli basınçlardaki motor devrinin değişimi

Şarj basıncı optimum şartlarda olması gerekenden daha fazla olursa bu defa motor devrinin düşmesine neden olmaktadır. Gereğinden fazla şarj basıncı motordaki negatif işi artırmakta ve motor devrinin düşmesine neden olmaktadır. Şekil 4.5 'deki durum, ticari uygulama alanı bulabilecek bir dizayn edilen bir motorda motor devrini kontrol edebilmek için uygulanabilecek yöntemlerden birisinin, motorun doldurma basıncını kontrol etmek olacağını göstermektedir.

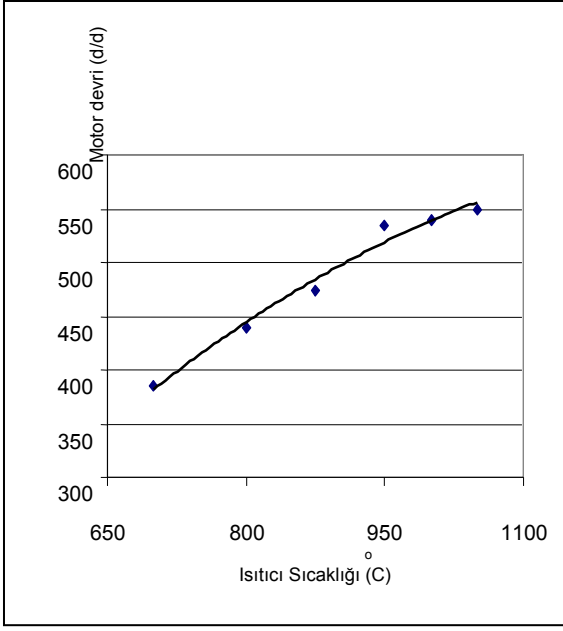
4.3 Motor Devrinin Isıtıcı Sıcaklığına Bağlı Olarak Çeşitli Doldurma Basınçlardaki Değişimi

Şekil 4.6 'da tüm basınç değerlerindeki sıcaklıkla devir değişimi görülmektedir. Şarj basıncının 0,5 ve 1 bar değerinde motor devri en yüksek değerine çıkmaktadır. 2 bar basınçta en düşük değerini almaktadır. Isıtma sıcaklığı 1050 0C iken motor devri en yüksek değerine çıkmaktadır.. Isıtma sıcaklığı en düşük değerinde iken motor devride en düşük değerinde kalmaktadır. Motora verilecek ısı enerjisi malzemenin dayanımına bağlı olarak ne kadar arttırılabilirse motordan alınacak verim o kadar artacaktır. Motorun çalışacağı şarj basıncının önemi görülmektedir.

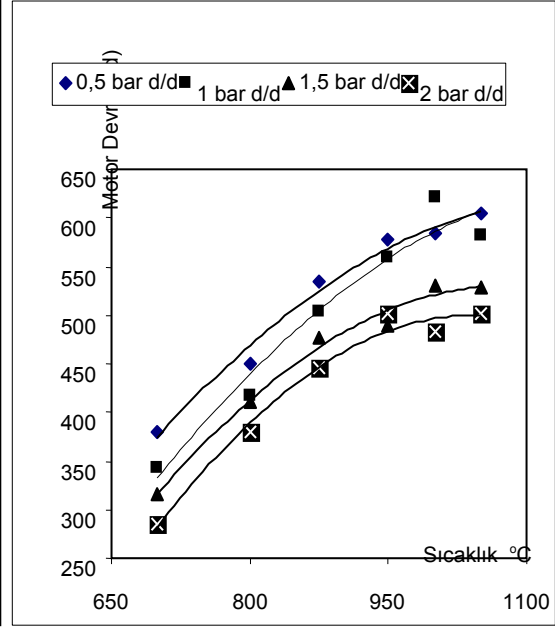
4.4 Isıtıcı sıcaklığının motor devrine göre değişimi

Motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına bağlı olarak değişimi, motor şarjsız durumda iken şekil 4.7'de, çeşitli şarj basınçlarında iken şekil 4.8 'de görülmektedir. İmal edilen motorun devri, şarjsız, ısıtıcı sıcaklığına bağlı olarak motor devrinin sürekli doğrusal bir artış gösterdiği ve en fazla ısıtıcı sıcaklığı değerinde, motor devrinin de en yüksek değerine çıktığı görülmektedir. Çalışma akışkanı farklı basınçlarda iken de ısıtma sıcaklığına bağlı olarak motor devrinin, ısıtıcı sıcaklığının bir fonksiyonu olarak değişim gösterdiği ve sıcaklık attıkça motor devrinin de arttığı görülmektedir.

Motor şarjlı iken, aynı sıcaklıktaki motor devri, şarjsız duruma göre daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedenlerinden birisi, motor şarjlı iken içerideki iş yapan akışkanın kütlelerinin daha fazla olmasıdır. Aynı zamanda basıncının yüksek olması nedeniyle ısı iletiminin artmasıdır.



Şekil 4.7 Isıtıcı Sıcaklığına Bağlı Devir Değişimi (Şarjsız)



Şekil 4.8 Isıtıcı Sıcaklığına Bağlı Devir Değişimi (Şarjlı)

Şarjlı değerleri karşılaştırdığımızda, aynı sıcaklıktaki motor devirlerinin değiştiği görülmektedir. Fazla şarj basıncı, bazı kayıpları arttırdığından 2 bar şarj basıncındaki motor devri, diğer şarj basıncı değerlerine göre daha düşük kalmaktadır. Tasarlanıp imal edilen bu motorda en fazla devir değeri 0,5 bar ile 1 bar değerlerinde alındığı görülmektedir. Diğer bazı parametrelere de bakıldıktan sonra bu motorun hava çalışma maddesi ile 0,5 – 1 bar doldurma basıncı değerlerinde daha verimli çalışacağı görülmektedir. Aynı zamanda motorun yer değiştirme silindiri sıcak hacmine, ısı kaynağından verilen ısı enerjisi miktarı, malzeme dayanımının, kalitesinin ve maliyetinin imkan verdiği ölçülerde ne kadar fazla olursa motordan alınacak verim o değerde artacağı görülmektedir. Daha önce bu tip motorlarda yapılan çalışmalarda, motorun çalışması için en uygun şarj basıncı değerleri farklı değerlerde görülmektedir. Motorun tasarımının ve imalatının şekli ve değerlerinin bu hususta etkisi bulunduğu ortaya çıkmaktadır.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, süpürme hacmi 0,163 litre olan küçük hacimli V tipi bir Stirling motoru tasarlanmıştır. Karabulut tarafından geliştirilen “Nodal analiz” yöntemini kullanan bir termodinamik simülasyon programı kullanılarak detaylar belirlenmiştir. Motorun çalışma şartları, basınç, sıcaklık ve her çevrimde motorun ürettiği iş hesaplanmıştır. Prototip motor imal edilmiştir. Mevcut şartlar ve olanaklar dahilinde laboratuvar ortamında performans testleri yapılmıştır. Motor, 700, 800, 875, 950, 1000, 1050 0C ısıtma sıcaklıklarında çalıştırılıp test edilmiştir. Motor, şarjsız iken) en yüksek motor devri yüksüz durumda, 10500C ısıtma sıcaklığında 540 d/d olarak ölçülmüştür. Şarjsız durumda motordan alınan en fazla güç, yine 10500C ısıtma sıcaklığında, 498 d/d ‘ da 16.269 W, en fazla tork yine 10500C ısıtma sıcaklığında 487 d/d ‘ da, 0,268 Nm olarak

alınmıştır. Şarjsız durumun alınan on adet ölçüm ortalaması, 496 d/d, 0,240 Nm ve 12,420 W olmuştur.

Çeşitli şarj basınçlarında yapılan ölçümlerde, motordan alınan en fazla güç, 1050 0C sıcaklıkta, 0,5 bar doldurma basıncında 513 d/d 'da 21,344 W olarak alınmıştır. Motordan en fazla tork ise 1050 0C ısıtma sıcaklığında, 0,5 bar doldurma basıncında 517 d/d 'da 0,397 Nm olarak alınmıştır.

0.5, 1 , 1.5 ve 2 şarj basınçlarında, motordan alınan devir, tork ve güç değerlerinin hepsi en yüksek ısıtma sıcaklığı olan 1050 0C ısıtma sıcaklığında alınmıştır. Isıtıcı sıcaklık değerini, malzemenin dayanım sınırına kadar yükseltmek, motor torku ve gücünün artırılmasında etkin bir rol oynayacaktır. Bunun için iyi ısı iletkenliği olan malzeme kullanmak, ısıtıcının yüzey ısı transfer alanını genişletmek, ısı kayıplarını önlemek, sistemde rejeneratör kullanmak gerekmektedir. Isıtıcı sıcaklığı arttıkça, çevrimin alt ve üst sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Sıcak ve soğuk bölgeler arasında bu sıcaklık farkı artınca motor ısı verimi ve performansı direk olarak artmaktadır.

Daha düşük sıcaklık sağlayan yenilenebilir enerji kaynaklarının dışarıdan ısı enerjisi sağlayıcısı olarak kullanılması için, motorun düşük sıcaklıklardaki verim ve performansının artırılması gerekir. Bunun için en etkin yol ısı kapasitesi iyi ve sürtünme kayıpları az olan akışkanların tercih edilmesi gerekir.

Motor altı ayrı ısıtma sıcaklığı değerinde sabit iken, 0.5, 1 , 1.5 ve 2 bar olmak üzere değişik şarj basınçları uygulanmıştır. 2,5 bar doldurma basıncında motor durma durumuna gelmiştir. En fazla tork değeri ise 1050 0C ısıtma sıcaklığında 0,5 bar şarj basıncında 0,343 Nm değeri ile alınmıştır. Boşta yüksüz durumda iken en fazla motor devri yine 1050 0C ısıtma sıcaklığında 0,5 bar şarj basıncında 605 d/d olarak alınmıştır. Bu durum şarj basıncı değişince, motorun performansının değiştiğini göstermektedir. Şarj basıncı artınca, çalışma maddesinin kütlesi arttığından daha fazla enerji transfer edilmektedir. Şarj basıncı optimum şartlardan fazla olunca, artan çalışma maddesi miktarını ısıtmak için ısıtıcı kapasitesi o an için yetersiz kalmakta ve çevrim üst sıcaklığı azalmaktadır. Ayrıca karterden ters basınç yapmaktadır. Dört ayrı şarj basıncında, motordan alınan devir, tork ve güç değerleri değişik çıkmaktadır. Bu durum Stirling motorda, güç kontrolünün şarj basıncı değiştirilerek yapılabileceğini göstermektedir.

Motor performansını etkileyen en büyük etkenlerden birisi, kullanılan çalışma maddesinin ısı kapasitesi ve sürtünme kayıplarıdır. Stirling motorlarında çalışma maddesi olarak hava, azot, hidrojen ve helyum tercih edilmektedir. Helyum ile motor daha düşük sıcaklıklarda daha yüksek devir ve güce çıkabilmektedir. Çınar (2001) çalışmasında helyum ile artışın havaya göre 2,2 kat arttığını bildirmektedir. Azot, helyum, hidrojen gibi çalışma maddelerinin kullanılması için sızdırmazlık problemlerinin halledilmesi gerekir. Sızdırmazlık problemleri halledilip, motor daha yüksek doldurma basıncında çalıştırılarak motor boyutu küçülebilir.

Ülkemizin güneş enerjisi potansiyelinin yüksek olması ve tarım ülkesi olması bu motorun cazibesini arttırmaktadır. Bu nedenle bu çalışmalar desteklenmelidir.

Prototip motorun, balans, sızdırmazlık, ölü hacim, ısı enerjisinin en etkin biçimde iletilmesi problemleri hala mevcuttur. İmkan olduğunda motor üzerinde bazı değişiklikler yapılarak bu sorunlar giderilmeye çalışılacaktır. Motor helyum gazı kullanılarak çalıştırılacak ve ısı enerjisi bir toplayıcıdan sağlanacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] TC. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, 1998, Türkiye 1. Enerji Şurası Alt Komisyon Raporları, İstanbul, Cilt 2, 9-1s.
- [2] Çınar, C., 2003, Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı İmali Ve Performans Analizi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- [3] Karabulut, H., Erdiller, B., Yücesu, S., Koca, A., 2000, Güneş Enerjisi İle Çalışan Bir Stirling Motorunun İmali Ve Performans Testleri, Isı Bilim Ve Tekniği Dergisi 8-14 s.
- [4] Stine, W.B., and R.E. Diver, 1994, A Compendium Of Solar Dish / Stirling Technology. SAND93-7026, Sandia National Laboratory.
- [5] Gu, Z., Sato, H., Feng, X., 2000, Yokohama, Using Supercritical Heat Recovery Process In Stirling Engines For High Thermal Efficiency, Applied Thermal Engineering 21, 2001, 1621p
- [6] Goswami, D.Y., Kreith, F., Kreider, J.F., 1999, Principles Of Solar Engineering, Solar Thermal Power And Process Heat , 376-388p.
- [7] Hirata, K., 1997 Schmidt Theory For Stirling Engines, "www.bekkoeme.or.jp/khirata/academic/simple, Tentative version on January 20, 1997
- [8] Çengel Y.A., ve Boles, M.A., 1996, Mühendislik Yaklaşımı ile Termodinamik, Reno
- [9] Walker, G., 1980, Stirling Engines, Clarendon Press, Oxford
- [10] Karabulut, H., 1996, Stirling Motorlarının Termodinamik Simülasyonu, Isı Bilim Ve Tekniği Dergisi 20, 3-4s.
- [11] Yücesu, S., 1996, Küçük Güçlü Güneş Enerjili Bir Stirling Motoru Tasarımı, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- [12] Kombassan Enerji Sistemleri Ar-Ge Tesisleri Alanya / Antalya, <http://kombassan.com.tr/trkhtml/research/energy.html>
- [13] Demiralp, M., 2000, Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı Ve İmalatı, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara