

46565

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

V.E. YÜKSEK LİSANS KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

STIRLING MOTORU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Kubilay YAY

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 16 Ocak 1995

Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 1995

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Alpin Kemal DAĞSÖZ

Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Murat TUNÇ

Doç. Dr. Ferudun ÖZGÜÇ

OCAK 1995

ÖNSÖZ

Günümüzde üzerinde pek çok araştırmalar yapılan, alternatif bir çok enerji kaynağıyla çalıştırılabilen, her türlü alana adaptasyonu mümkün olan ve geleceğin motorlarından biri olabilecek “ Stirling motorları ” konusunda bana çalışma fırsatı veren ve her konuda yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Alpin Kemal DAĞSÖZ’ e, literatür araştırmalarımnda oldukça büyük yardımlarını gördüğüm Araştırma Görevlisi arkadaşım O. Akın KUTLAR’ a ve öğrenim hayatım boyunca manevi ve maddi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen ve her zaman yanımda olan aileme en içten teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ocak 1995

Kubilay YAY

İÇİNDEKİLER

NOTASYON LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
TABLO LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
1.1. Geçmişten Günümüze Stirling Motoru.....	1
1.2. 1937-1980 Yılları Arasında Stirling Motoru.....	7
BÖLÜM 2. TERMODİNAMİK İDEAL ÇEVİRİMLER VE STIRLING ÇEVİRİMİNİN TEORİK ANALİZİ.....	11
2.1. Temel Prensiplerin Tanıtılması.....	11
2.2. Carnot çevrimi.....	13
2.3. Stirling Çevrimi.....	16
2.4. Rejeneratif Motor Çevriminin Pratik Olarak İncelenmesi.....	19
2.4.1.İdeal Çevrim.....	19
2.4.2.Pratik Çevrim.....	19
2.5. Stirling Çevriminin Teorik Analizinin yapılması.....	24
2.5.1.İdeal Stirling Çevrimi.....	24
2.5.2.Schmidt Çevrimi.....	26
2.5.3.Temel Denklemler.....	27
BÖLÜM 3. STIRLING MOTORUNUN ÇALIŞMA PRENSİBİ VE SINIFLANDIRILMASI.....	35
3.1. Stirling Motorunun Çalışma Prensibi.....	35
3.2. Stirling Motorlarının Sınıflandırılması.....	36
3.2.1.Tek Etkili Stirling Motorları.....	37
3.2.2.Çift Etkili Stirling Motorları.....	39
3.2.3.Serbest Pistonlu Stirling Motorları.....	41
3.2.4.Serbest Silindirli Stirling Motoru.....	45
3.2.5.Melez Stirling Motorları.....	45
3.2.6.Kolin'in Düz Plakalı Stirling Motoru.....	47
3.2.7.Sıvı Pistonlu Stirling Motoru.....	48
3.2.8.Vuilleumier Makinası (Rejeneratif Isı Pompası).....	49
3.2.9.Ericson Makinası.....	50

BÖLÜM 4. STIRLING MOTORU VE ÇEVRE.....	51
4.1. Stirling Motorunun Üretim Güçlükleri.....	51
4.2. Stirling Motorunun İçten Yanmalı Motorlara Üstünlüğü.....	52
4.2.1.Dıştan Yanma.....	52
4.2.2.Temiz Egzoz Gazları.....	54
4.2.3.Gürültü ve Titreşim.....	55
4.2.4.Diğer Özellikler.....	55
4.3. Uygulama Alanları.....	56
4.4. Çevreci Stirling Motoru.....	58
4.4.1.Motorlu Araçlardan Meydana Gelen Kirlenme.....	59
4.4.2.Stirling Motorunun Emisyon Değerleri.....	61
BÖLÜM 5. STIRLING MOTORU UYGULAMALARI VE RHOMBIC	
MOTOR.....	66
5.1. Stirling Motoru Uygulamaları.....	66
5.1.1.Yerdeğiştirici Tipli Stirling Motoru Uygulamaları.....	68
5.1.2.İki İş Pistonlu Stirling Motoru Uygulamaları.....	69
5.2. Rhombic Çalışmalı Stirling Motorları.....	74
5.2.1.Rhombic Çalışmalı Philips Stirling Motorları.....	75
5.2.2.Rhombic Çalışma.....	85
BÖLÜM 6. DÜZ PLAKALI STIRLING MOTORU.....	88
6.1. Sürekli ve Süreksiz Çalışan Yerdeğiştirme Mekanizmaları.....	88
6.2. Prof. I. Kolin'in Düz Plakalı Stirling Motoru.....	89
6.2.1.Düz Plakalı Stirling Motorunun Çalışma Prensibi.....	91
6.2.2.Düz Plakalı Stirling Motoru Sistemi.....	93
BÖLÜM 7. STIRLING MOTORU DİZAYNI.....	96
7.1. Genel Mekanik Dizayn.....	97
7.1.1.Tampon Boşluğu.....	97
7.1.2.Piston Yüğü.....	102
7.1.3.Mekanizma Adaptasyonu.....	103
7.2. Özel Mekanik Çalışmalar.....	105
7.2.1.Dirsekli Krank Çalışması.....	105
7.2.2.Bant Çalışması.....	107
7.2.3.Eğimli Yüzeye Bağlantılı Çalışma.....	109
7.2.4.Yarı Rhombic Çalışma.....	112
7.2.5.Melez Motor Çalışması.....	113
BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	117
KAYNAKLAR.....	121
EKLER ADRESLER.....	123
ÖZGEÇMİŞ.....	127

NOTASYON LİSTESİ

M	Çalışma akışkanının toplam kütlesi
N	Makinanın hızı
K	Sabit
A	Bir faktör $(\tau^2 + 2\tau\kappa \cos\alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}}$
B	Bir faktör $(\tau + \kappa + 2S)$
p	Anlık çevrim basıncı
p_{mak}	Maksimum çevrim basıncı
p_{ort}	Ortalama çevrim basıncı
p_{min}	Minimum çevrim basıncı
P	Motor çıkış gücü
$P_{\text{kütle}}$	$P / R T_c$ çalışma akışkanının kütlesine bağlı boyutsuz güç parametresi
P_{mak}	$P / (p_{\text{mak}} V_T)$, maksimum çevrim basıncına bağlı boyutsuz güç parametresi
Q	Genleşme bölgesindeki çalışma akışkanına iletilen ısı
$Q_{\text{kütle}}$	Q / T_c çalışma akışkanının kütlesine bağlı boyutsuz soğutma parametresi
Q_{mak}	$Q / (p_{\text{mak}} V_T)$, maksimum çevrim basıncına bağlı boyutsuz ısı
R	Çalışma akışkanının ideal gaz parametresi
S	$(2X\tau) / (\tau + 1)$, azaltılmış ölü hacim
T_C	Sıkıştırma bölgesindeki çalışma akışkanının sıcaklığı
T_D	Ölü bölgedeki çalışma akışkanının sıcaklığı
T_E	Genleşme bölgesindeki çalışma akışkanının sıcaklığı
V_C	Sıkıştırma bölgesindeki süpürme hacmi
V_E	Genleşme bölgesindeki süpürme hacmi
V_D	Isı değiştiricilerin, rejeneratörün, birleşme kanallarının ve boşlukların toplam iç hacmi

V_T	$(V_C + V_E) = (1 + \kappa)V_E$, birleştirilmiş süpürme hacmi
V_W	$\frac{1}{2}V_E(1 + \cos\phi) + \frac{1}{2}V_C[1 + \cos(\phi - \alpha)] + V_D$, toplam çalışma bölgesi hacmi
V_{Wmak}	Toplam çalışma bölgesinin maksimum hacmi
X	V_D / V_E , ölü hacim oranı
α	Sıkıştırma bölgesi hacim değişiminin genişleme bölgesiyle olan faz farkı
δ	$(\tau^2 + 2\tau\kappa\cos\alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}} / (\tau + \kappa + 2S) (= A / B)$
θ	$\tan^{-1}((\kappa\sin\alpha)/(\tau + \kappa\cos\alpha))$
κ	V_C / V_E , süpürme-hacim oranı
τ	T_C / T_E , sıcaklık oranı
ϕ	Krank açısı $(= wt)$
w	Krankın açısal hızı
n	Dakikadaki devir sayısı $(= 60\upsilon)$
υ	$w / 2\pi$
η	Verim ; ayrıca vizkozite
d	Çap
γ	$(\phi - \theta)$; ayrıca c_p/c_v
d_h	Hidrolik çap
Re	$\rho v d_h / \eta$, Reynolds sayısı
ρ	Çalışma akışkanının yoğunluğu
v	Gazın hızı
c_p	Sabit basınçta özgül ısı
c_v	Sabit hacimde özgül ısı
U	Gazın iç enerjisi
H	Entalpi
l	Bir kanalın veya rejeneratörün uzunluğu

Not : Bu tezde yer alan küçük harfli indisler sıcaklık, basınç, hacim ve kütledeki anlık değişimleri, büyük harfli indisler ise bu büyüklüklerin maksimum (veya sabit) değerlerini belirtmektedir. Bu şekilde ; E veya e genişleme bölgesini, C veya c sıkıştırma bölgesini, D veya d ölü bölgeyi nitelemektedir.

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa Numarası</u>
Şekil 1-1. Sıcak gaz motoru dizaynı.....	1
Şekil 1-2. Ericson sıcak hava makinası.....	2
Şekil 1-3. 1816'da patenti alınmış ilk Stirling motoru.....	3
Şekil 1-4. 1880'de yapılan Stirling motoru.....	4
Şekil 2-1. P - V ve T - S diyagramlarının termodinamik prosesi.....	12
Şekil 2-2. Carnot çevrimi.....	14
Şekil 2-3. Stirling çevrimi.....	16
Şekil 2-4. Stirling ve Carnot çevrimleri.....	18
Şekil 2-5. Zıt pistonlu Stirling motorunun şematik gösterimi.....	20
Şekil 2-6. Gerçek motor için basınç hacim diyagramları.....	22
Şekil 2-7. Motorun çalışması sırasında aerodinamik akış kayıplarının etkisi.....	23
Şekil 2-8. Fosil yakıtlı, su soğutmalı bir Stirling motorunda karakteristik sıcaklıklar.....	24
Şekil 2-9. A ve B faktörleri, krank açısı (ϕ), sıkıştırma bölgesindeki hacim değişiminin genişleme bölgesiyle olan faz farkı (α), T_C / T_E sıcaklık oranı (τ), V_C / V_E sü-pürme hacim oranı (κ) ve θ arasındaki ilişkiyi gösteren vektör diyagramı.....	27
Şekil 3-1. Stirling motorunun çalışma prensibinin basit modeli.....	35
Şekil 3-2. Sıkıştırma fazı.....	36
Şekil 3-3. Genişleme fazı.....	36
Şekil 3-4. Stirling motorunun üç temel dizaynı.....	37
Şekil 3-5. Tek etkili Alfa tipi Stirling motorlarının çeşitli düzenekleri.....	38
Şekil 3-6. Tek etkili Beta tipi Stirling motorlarının çeşitli düzenekleri.....	38
Şekil 3-7. Tek etkili Gama tipi Stirling motorlarının çeşitli düzenekleri.....	39
Şekil 3-8. Çift etkili Franchot Stirling motoru.....	40

Şekil 3-9.	Çift etkili Siemens Stirling motoru.....	40
Şekil 3-10.	Serbest pistonlu Alfa tipi Stirling motorunun çeşitli düzenekleri.....	41
Şekil 3-11.	Serbest Pistonlu Beta Tipi Stirling Motoru düzenekleri.....	42
Şekil 3-12.	Serbest Pistonlu Gama Tipi Stirling Motoru düzenekleri.....	43
Şekil 3-13.	Sunpower firmasının yaptığı Duplex serbest pistonlu Stirling ısı pompası.....	43
Şekil 3-14.	Salınımlı hava sütunlu Stirling ısı pompası.....	44
Şekil 3-15.	Membranlı serbest pistonlu Stirling Motoru.....	44
Şekil 3-16.	Serbest silindirli Stirling su pompası.....	45
Şekil 3-17.	Sarkaçlı Serbest Pistonlu Stirling Motoru.....	46
Şekil 3-18.	Ringbom Motorunun çeşitli düzenekleri.....	46
Şekil 3-19.	Düz plakalı Strling motoru.....	47
Şekil 3-20.	Sıvı pistonlu Stirling motorun (Fluidyne) prensibi.....	48
Şekil 3-21.	Sıvı pistonlu Stirling motoru kullanılarak yapılan su pompası düzenekleri.....	49
Şekil 3-22.	F.X. Eder tarafından dizayn edilmiş Vuilleumier makinası.....	50
Şekil 4-1.	Stirling motorunda yanma olayındaki hava sirkülasyonu ($^{\circ}\text{C}$) ve bu olayı gerçekleştiren sistem.....	53
Şekil 4-2.	Aynı güçteki Diesel ve Stirling motorlarının gürültü seviyelerinin karşılaştırılması.....	55
Şekil 4-3.	Parabolik aynalı Güneş enerjisi ile çalışan 4-95 tipi Stirling motoru.....	57
Şekil 4-4.	Bir otomobil üzerine monte edilmiş Stirling motoru.....	58
Şekil 4-5.	Dünyadaki yıllık enerji tüketiminin gelişimi.....	59
Şekil 4-6.	Yanma havası sıcaklığının (T_i) bir fonksiyonu olarak Stirling motorunun egzoz gazlarındaki nitrojen oksitlerin (NO_x) konsantrasyonu.....	61
Şekil 4-7.	80-15 tipi Stirling motorunun NO_x konsantrasyonunda egzoz gazlarının kısmi resirkülasyonunun etkisi.....	62
Şekil 4-8.	U.S' de Health Education ve Welfare departmanı tarafından 1972 yılında ortaya çıkarılan test çevrimi (HEW).....	64
Şekil 5-1.	Yerdeğiştiricili bir Stirling motorunda genleşme ve sıkıştırma zamanlarının hacim değişimleri.....	66
Şekil 5-2.	İki iş pistonlu bir motorda genleşme ve sıkıştırma bölgesinin hacim değişimleri.....	67

Şekil 5-3.	Tek etkili Stirling motoru.....	68
Şekil 5-4.	Geniş çift etkili yerdeğiştiricili Stirling motoru.....	69
Şekil 5-5.	Rider sıcak hava motoru.....	69
Şekil 5-6.	Tip 3 Stirling deney motoru.....	70
Şekil 5-7.	Deneysel amaçlı Tip 4 Stirling motoru.....	70
Şekil 5-8.	Tip 5 Dikey Stirling motoru.....	71
Şekil 5-9.	Tip 7 yatay Stirling motoru.....	71
Şekil 5-10.	Stirling motorundan ısı pompasına geçiş.....	73
Şekil 5-11.	İlk rhombic çalışmalı Rinia-Jubilee Stirling motoru.....	76
Şekil 5-12.	30-15 yerdeğiştiricili Stirling motoru.....	76
Şekil 5-13.	360-15 tipi ilk Stirling Termomotoru.....	78
Şekil 5-14.	1-365 tipi Stirling deniz motorunun güç kontrol sistemi.....	79
Şekil 5-15.	Multi yakıt jeneratörünün kullanıldığı geliştirilmiş 10 BG güçlü 10-30 tipi Stirling motoru.....	80
Şekil 5-16.	1-98 tipi Stirling motoru.....	81
Şekil 5-17.	400 BG güçlü helyumla çalışan Stirling part-engine.....	82
Şekil 5-18.	Flat-four boksör tipi Stirling deniz motoru.....	82
Şekil 5-19.	4-235 tipi düz Stirling otobüs motoru.....	83
Şekil 5-20.	4-235 tipi Stirling otobüs motorunun çalışma sistemi.....	84
Şekil 5.21.	Rhombic çalışma mekanizması.....	85
Şekil 5-22.	Yerdeğiştirici ve iş pistonunun bir çevrim üzerindeki hareketleri...	87
Şekil 6-1.	Stirling Motoru çevrimleri.....	88
Şekil 6-2.	Düz plakalı Stirling motoru.....	90
Şekil 6-3.	Düz plakalı Stirling motorunun çeşitli ısı kaynaklarıyla çalıştırılması.....	90
Şekil 6-4.	Düz plakalı Stirling motorunun mümkün olabilen teoriksel güç aralıkları.....	91
Şekil 6-5.	Kolin' in düz plakalı Stirling motoru.....	91
Şekil 6-6.	Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $1 \Rightarrow 2$ fazı.....	92
Şekil 6-7.	Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $2 \Rightarrow 3$ fazı.....	92
Şekil 6-8.	Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $3 \Rightarrow 4$ fazı.....	93

Şekil 6-9.	Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $4 \Rightarrow 1$ fazı.....	93
Şekil 6-10.	Kolin' in düz plakalı Stirling motoru.....	94
Şekil 7-1.	Ayrı tampon boşluklu Stirling Motoru.....	98
Şekil 7-2.	Krank-biyel çalışması.....	100
Şekil 7-3.	Piston kafası ile krank-biyel çalışması.....	103
Şekil 7-4.	Watt düzgün bağlantılı krank-biyel çalışması.....	104
Şekil 7-5.	Yan bağlantılı krank-biyel çalışması.....	104
Şekil 7-6.	Dirsekli krank çalışması.....	105
Şekil 7-7.	Dirsekli krank dizaynının terminolojisi.....	106
Şekil 7-8.	Bant veya kayış çalışması.....	107
Şekil 7-9.	Bant çalışması.....	108
Şekil 7-10.	Kayış ve yayın tamamıyla karterin içinde olduğu bant çalışması düzeni.....	109
Şekil 7-11.	Eğimli yüzeye bağlantılı çalışma.....	110
Şekil 7-12.	Eğimli yüzeye bağlantılı küçük bir Stirling motoru dizaynı.....	111
Şekil 7-13.	Eğimli yüzey bağlantı noktalarının yan bağlantılarla birleştirilmesi.....	112
Şekil 7-14.	Rhombic çalışma.....	113
Şekil 7-15.	Yarı Rhombic Stirling motoru.....	114
Şekil 7-16.	Ossian Ringbom' un melez Stirling motoru.....	115
Şekil 7-17.	Ringbom motorunun overdriven mod çalışması.....	116

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa Numarası</u>
Tablo 1-1. Stirling motorlarının gelişim durumu ve uygulama alanları.....	10
Tablo 4-1. CVS test simülatörünün sonuçları.....	54
Tablo 4-2. 80-15 tipi Stirling motorunun egzozundan çıkan CO, C _x H _y ve NO _x emisyonları (ppm).....	63
Tablo 4-3. 80-15 tipi Stirling motorunun egzozundan çıkan CO, C _x H _y ve NO _x emisyonları herbir BG' deki mg/s cinsindendir.....	63
Tablo 4-4. 1800 kg' lık bir taşıta takılan bir Stirling motorunun egzozundan çıkan CO, C _x H _y ve NO _x emisyonları g/mil cinsindendir.....	64
Tablo 5-1. Stirling motorunun çalışma modları.....	74
Tablo 5-2. 30-15 Stirling motorunun dataları.....	77
Tablo 5-3. 360-15 tipi Stirling Termomotoru dataları.....	78
Tablo 5-4. 10-30 tipi 10 BG gücüne sahip Stirling motorunun özellikleri.....	80
Tablo 5-5. 1-98 tipi Stirling motorunun özellikleri.....	80
Tablo 5-6. 4-235 tipi düz Stirling otobüs motorunun özellikleri.....	84
Tablo 6-1. Şekil 6-10' daki düz plakalı Stirling motrunun parça listesi.....	95

ÖZET

Giderek büyümekte olan enerji ihtiyacının daha ucuz ve çevreyi kirlilemeyecek yollardan elde edilmesi için yeni enerji kaynaklarından yararlanılması gereklidir. Bilindiği gibi gerek stasyonere ve gerekse taşıt uygulamalarının vazgeçilmez elemanları olan içten yanmalı motorların günümüz teknolojisinin gelişmesine katkıları şüphesiz çok büyüktür. Temel enerji kaynağı petrol olan bu motorların, petrol kaynaklarının kısıtlı olması sebebiyle geleceklerine gölge düşmektedir. Bunun karşısında insan oğlu yeni enerji kaynakları aramak zorunda olduğu gibi, bu kaynakları en iyi şekilde değerlendirecek makineleri de geliştirmek durumundadır. Özellikle her çeşit yakıtla veya alternatif enerji kaynaklarıyla çalışabilen motorlar geleceğin motorları olarak düşünülmektedir. Stirling motoru geleceğin motorunun gerektirdiği bütün özelliklere sahiptir. Belli başlı bir takım özellikleri ; birçok farklı enerji kaynağından elde edilen ısı ile çalıştırılabilirliği, yakıt tüketiminin düşük oluşu, yağlayıcı madde tüketiminin olmayışı, egzoz gazlarının oldukça temiz, motorun sessiz ve titreşimsiz oluşudur.

Bu çalışmada ilk olarak geçmişten günümüze Stirling motorlarının gelişimi anlatılmaya çalışılmıştır. Philips' in 1937-1980 yılları arasında Stirling motoru üzerinde yaptığı çalışmalar verilmiştir. Ayrıca Stirling motorunun gelişim durumu ve buna paralel olarak uygulama alanları bir tablo halinde özetlenmiştir. Bölüm 2' de Stirling motorunun temel prensipleri tanıtılmıştır. Carnot çevrimi, Stirling çevrimi ele alınmış ve rejeneratif motor çevrimi pratik olarak incelenmiştir. Buna ek olarak Stirling çevriminin teorik analizi yapılarak, ideal Stirling çevrimi ve Schmidt çevrimi anlatılmıştır. Bölüm 3' de Stirling motorunun çalışma prensibi üzerinde durulmuş ve sınıflandırılması yapılmıştır. Stirling motorunun üretim güçlüklerine ve içten yanmalı motorlara karşı üstünlüklerine bölüm 4' de değinilmiştir. Aynı bölümde uygulama alanlarına, içten yanmalı motorlardan meydana gelen kirlenmeye ve Stirling motorunun emisyon değerlerine de yer verilmiştir. Bölüm 5' te Stirling motoru uygulamaları üzerinde durulmuştur. Yerdeğiştirici tipli Stirling motoru uygulamalarından ve Rhombic çalışmadan bahsedilmiştir. Ayrıca Rhombic çalışmalı Philips' in Stirling motorları üzerinde durulmuştur. Bölüm 6' da düz plakalı Stirling motoru anlatılmaya çalışılmıştır. Burda sürekli ve süreksiz çalışan yerdeğiştirme mekanizmaları açıklanmış ve Prof. I. Kolin' in düz plakalı Stirling motorunun çalışma prensibi incelenmiştir. Bölüm 7' de ise küçük ölçekli bir Stirling motoru dizaynının genel mekanik özelliklerine değinilmiştir. Tampon boşluğu, piston yükleri ve mekanizma adaptasyonu üzerinde durulmuş ve özel mekanik çalışmalardan bahsedilmiştir. Son olarak bölüm 8' de sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

STIRLING ENGINE

SUMMARY

Using the energy sources is the subject of discussion in order to obtain the energy necessity in cheaper and environment friendly ways. Stirling engines can be driven by every kind of alternative energy sources. Especially, at the undeveloped cities, small towns, driven by all kind of heat sources such as sun, dried dung, geothermal sources, bio energy etc.

In a simple way, motor operation can be realized by the working fluid which is expanded due to the temperature differences. Expanded working fluid actuates the work piston which actuates the flywheel. High efficiency is possible if the gases which can expand highly in small temperature differences. Especially helium and hydrogen increase this kind of motors' efficiency. But leakage problem increases the engine's price and production time.

Machines exits which operate on an open regenerative cycle, where the flow of working fluid is controlled by valves. For convenience, these may be called Ericsson-cycle machines, but, in practice, the distinction is not widely established, and the name Stirling engine is frequently indiscriminately applied to all types of regenerative machine. Stirling engines are frequently called by other names, including hot-air or hot-gas engines, or one of a number of designations reserved for particular arrangements of engine, i.e. Heinrich, Robinson, or Rankine-Napier. A clear distinction should always be made between machines where the flow is controlled by volume changes (Stirling engines) and valves (Ericsson engines), because they have radically different characteristics.

In the thesis, first of all until now from past developments of the Stirling engines were presented. The Philips Stirling engine 1937-1980 developments had been explained. However, application areas according to the situation of the Stirling engine development had been summarized as a table. In the other chapter 2, basic principles of the Stirling engine had been presented. Addition to this Carnot cycle, Stirling cycle, practical regenerative engine cycle and theoretical analysis of Stirling cycle system are explained.

Most introductions to applied thermodynamics emphasize the singularity of the Carnot cycle as an idealized system with no practical application, but with the highest possible thermodynamic efficiency. It is not generally understood that there are an infinite number of thermodynamic cycles that have the same maximum thermal efficiency. All these cycles have same form of regenerative transfer processes and isothermal heat addition and rejection. The one exception is the Carnot cycle, which has isentropic processes instead of regenerative processes. Two other special cases are the Stirling cycle and the Ericsson cycle where the regenerative processes are at constant volume and constant pressure, respectively. An infinite number of other cycles may be postulated in which the regenerative processes are neither at constant volume, at constant pressure, nor isentropic, but none of these have particular names.

The possibility of constructing a machine to operate on the Stirling cycle is no less remote than the possibility of constructing a Carnot engine. Machines that are now called Stirling engines do not, in fact, operate on the Stirling cycle. The differences between the ideal cycle and the operation of practical engines are considered in the chapter 2.

Operation, principles and classification of the Stirling engines had been presented in chapter 3. All existing arrangements for the Stirling engine may be classified into two broad groups : (1) two pistons machines, and (2) piston-displacer machines. A further subdivision can be made in the latter group between machines in which the piston and displacer operate in a single cylinder, and those in which separate cylinders are provided.

An example of each of these three arrangements is shown in fig 3-4. the principle distinction between a piston and a displacer is that pistons are (and displacers are not), provided with a (theoretically) gas tight fluid seal, to prevent the passage of gas from one side to the other. Thus, the pressure of fluid, both above and below the displacer, is the same apart from aerodynamic-flow losses, and, when reciprocating, the displacer does no work on the gas, but merely displaces it from one side of the displacer to the other. In the case of a piston, the pressure of the fluid, above and below the displacer, are not the same, except perhaps momentarily at some point in the cycle. Work is done on the gas by the piston, or on the piston by the gas, as the piston moves in the cylinder. In some machines, the displacer is made up (either partly or wholly) by a porous metallic matrix, which itself constitutes the regenerative heat-exchanger, here called a regenerative displacer.

In addition this chapter 3, single acting Stirling engines, double acting Stirling engines, free piston Stirling engines, free cylinder Stirling engines, hybrid engine, straight plate Stirling engine, fluid pistons Stirling engine and regenerative heat-pump machine (Vuilleumier machine) are also described.

Producing difficulties of the Stirling engines and advantages of the Stirling engine according to the internal combustion engine had been stated in chapter 4. However, application areas, pollution from the motor vehicles and emissions values of the Stirling engine are explained.

The Stirling engine is a very clean car. Even when the heats comes from the combustion of hydrocarbons, the emissions are very low because the fuel is burnt continuously and near atmospheric pressure, in marked contrast to the interrupted, explosive combustion in petrol and diesel engines with relatively cold walls. However, the Stirling engine is by no means restricted to hydrocarbon fuels or indeed to any fuels. It needs only heat that may also come from heat accumulators or from solar radiation or it may even be negative heat (cold sources).

The ability to produce power from solar radiation is especially interesting for the generation of electricity and makes the Stirling engine almost unique in a field where petrol engines, diesel engines and gas turbines cannot compete. In the early sixties anxieties began to be voiced about the growing pollution of the environment - and especially of the atmosphere in large industrial cities. A substantial part of this pollution seemed to be caused by the emissions from motor vehicles. Among the substances emitted are carbon monoxide and dioxide, various nitrogen oxides, sulfur dioxide, lead compounds, unburned hydrocarbons, soot and other solid matter. Further reactions between this pollutants are triggered by solar radiation with the formation of smog (a sort of dry smog-fog) which causes irritation of the eyes and of mucous membrane. This smog may also contain ozone, organic nitrogen-oxygen compounds, aldehydes and acids.

The combustion of fuel in a Stirling engine takes place in a space surrounded by hot walls, under so-called adiabatic conditions. Because of this and because of the latitude in the choice of the air-to-fuel ratio, the quantities of carbon monoxide produced and of unburned hydrocarbons are very low.

Applications of the Stirling engine, displacer type Stirling engines, the rhombic drive Stirling engines and applications of the rhombic Philips' Stirling engine had been tried to explain in the chapter 5. The first rhombic was designed and built by R.J. Meijer for the miniature engine presented to Rinia in 1953. Its success on that occasion led almost immediately to ideas for scaled-up versions. The invention of the rhombic drive solved balancing problem and several more besides. It was now possible to design single-cylinder engines with complete balancing. This was a timely development, because all kinds of trials (temperature, pressure and power measurements, sealing and lubrication tests) could obviously be done more quickly and at less expense on single-cylinder engines than on more complex machines.

Apart from this, the rhombic drive possessed several other valuable features which is listed also in the chapter 5. For example, axial movement of piston rods and absence of lateral forces, permitting good sealing of cylinder ; piston forces can now be compensated by a small buffer space and the crankcase can be at atmospheric pressure. The whole crankcase can then be much lighter and high working pressures possible giving a higher specific power. The rhombic drive formed the mechanical basis of ten different Philips engines which are presented in this chapter 5 as well.

In the other chapter 6, straight plate Stirling engine, displacer mechanism of the continuous and discontinuous motion had been presented. In addition to this, a prototype of straight plate Stirling engine was projected by Prof. I. Kolin at Zagreb University, was also tried to explain. It has been quite closed to the theoretical cycle as this kind of system was chosen. Because, at the Stirling engine which has a normal piston, the closed area which is obtained by sinusoidal motion of the piston is smaller according to the theory. Because of this, the corner of the closed area have been rolled evidently as well. In practice the closed area can be 5 times smaller than the theory. In this straight plate Stirling engine, if driving board is slightly pushed to the hot or cold board, dead volume between both boards' surfaces decreases. So dead volume is only contact surfaces. In other words, closed area limited by the curves is extended. Because, distance between both isotherm curves increases.

Small stationary Stirling engine design had been presented in the chapter 7. A systematic exploration of available general design approaches is made. Principles are formulated to adapt mechanisms from one engine type to another. Several examples of mechanical drive systems are presented in which various aspects of the general discussion are illuminated. In small size, many hold that the stationary Stirling engine has a definite commercial future.

In addition to various specialized applications, the need persists for a solid fuel fired Stirling engine of about 1 kW output for use by developing countries, especially for irrigation water pumping, but readily adaptable to a variety of other chores as well. The foremost characteristic for such an engine is simplicity, which would permit field repair and perhaps partial manufacture in the country of end use. The natural choice of working fluid is air at atmospheric or moderately elevated pressure. Output via a rotary shaft would be most suitable for general purpose use.

At the conceptual level, the design task for such a Stirling engine can be viewed as the union of thermodynamic and a mechanical design. In the former, one explores and optimizes parameters such as bore, stroke, pressure level, and heat exchanger configurations. The result is a determination of the work space side of the engine. The other facet is the mechanical side.

It is to this aspect of the design process that this chapter 7 is devoted. First of all, the available general approaches to the task of designing the mechanical side of

the kinematic air Stirling engine will be systematically explored. this not only serves to identify options for general engine types, but also yields principles which allow the adaptation of mechanisms from one engine type to the another.

Secondly, a number of specific possible mechanical drive systems will be described. Some are tape drive and the inclined yoke drive. The criterion for inclusion here is some measure of practicality or commercial advantage. Available space limits examples to displacer type engines ; this type shows more advantages for the small air engine than does the two piston type. The former tend to be more compact, better suited for annular heat exchangers, and require only one piston seal.

In the last chapter 8, conclusions and suggestions had been stated. However some addresses and telephone number of the Stirling engine researchers and companies were given in appendices.



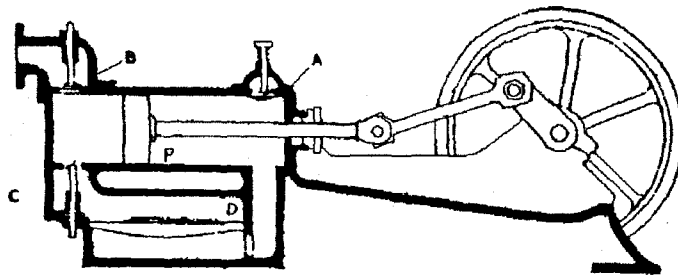
BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Geçmişten Günümüze Stirling Motoru

Sıcak hava ile çalışan motorlar 19. yüzyılda oldukça yaygın olarak kullanılmaktaydı. Güç elde etmek amacıyla buhar makinaları ile uzun süre rekabet etmesi düşünülmüş ve üzerlerinde uzun süreli araştırmalar yapılmıştır. Araştırmacılarından biri olan Slaby bu sistemleri aşağıdaki gibi sınıflandırmıştır.

- I. Her çevrimde taze hava alan ve motorun silindirin dış yüzeyinden direkt olarak ısıtılan açık sistemler.
- II. Her çevrimde taze hava alan fakat dolaylı olarak ısıtılan açık sistemler.
- III. Sürekli olarak aynı miktarda havayı kullanan kapalı sistemler.

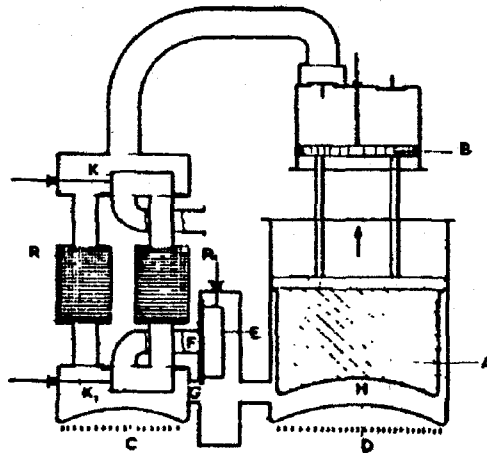
I. gruba ait olan ve ilk olarak düzgün bir şekilde çalışan sıcak hava motorunun imalatı 1807 yılında Sir George Cayley tarafından yapılmıştır. Şekil 1-1 bu grubun bir örneği olan ve 1880' de su pompalamak için kullanılan bir motoru göstermektedir.



Şekil 1-1. Sıcak gaz motoru dizaynı (1807'de Sir George Cayley tarafından yapılmıştır.)

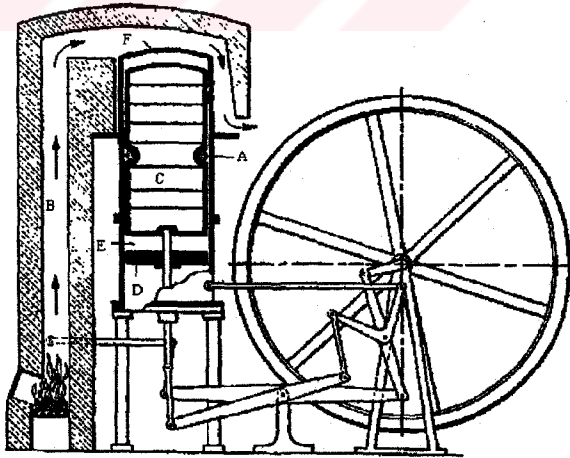
A çek valfi içeri taze hava girmesini sağlamakta, çıkış valfi B ve giriş valfi C motor tarafından kumanda edilmektedir. Piston P sağdan sola giderken A ve B açıktır. Böylece pistonun solundaki hava B'den dışarı atılırken silindire A'dan yeni hava emilmektedir. Piston diğer tarafa giderken A ve B kapalı, C açıktır. Taze hava D ateşinin üzerinden geçer ve sıcak gaz halinde C'den P'nin solundaki kısma girer. Bu ısınma sonucu pistonun her iki tarafındaki basınç eşit oranda artar. Fakat piston çubuğunun konumundan doğan alan farkı pistonun sağa gitmesine sebep olmaktadır.

II. gruba tipik bir örnek teşkil eden Ericson motorundan 1853 yılında 2200 tonluk bir gemi için Swede Ericson tarafından 4 adet sıcak gaz motoru yapılmıştır. Şekil 1-2' de bu makinanın resmi gösterilmiştir. Bunlar büyük ihtimalle o zamana kadar yapılan en büyük sıcak gaz motorlarıydı. Güç pistonu çapı 4.2 m ve stroku 1.8 m idi. Bu tip motorlar istenilen gücü testlerde vermemişlerdir. Buna rağmen, yakıt tüketimi gemi buhar motorlarına göre daha düşüktü. Bu resimde güç pistonu A ve kompresör pistonu B, çubuklar yardımıyla rijid olarak bağlıdır. B aşağı strokunda havayı emer ve yukarı strokunda rejeneratöre R gönderir. Hava C duvarında ön ısıtmaya tabi tutulur ve H silindirine gönderilir. Burada D duvarından ana ısıtma yapılır. Yaklaşık 2/3 strokta E valfi F ve G'yi kapatır. Böylece sıcak silindirdeki hava H genişlemeye çalışır. Strok sonunda E süratle aşağı itilir, aşağı strokta da hava F'den rejeneratöre R₁, oradan da atmosfere çıkar. K ve K₁ valfleri yaklaşık olarak 50 devirde yer değiştirerek rejeneratör biriktirdiği ısıyı geri verir. Bu işlem karşılıklı olarak devam eder.



Şekil 1-2. Ericson sıcak hava makinası (1883)

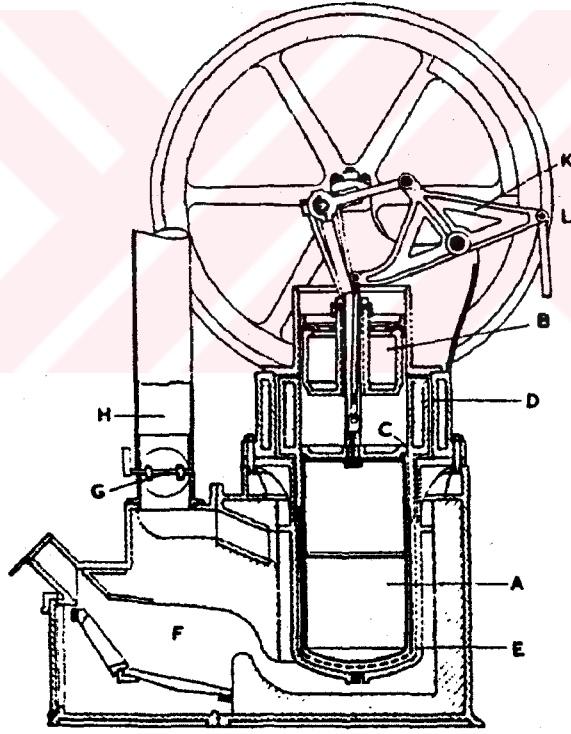
III. gruba ait bir örnek te İskoç rahip Robert Stirling tarafından yapılmıştır. Stirling 1816' da bir iş pistonu (veya güç pistonu), bir yerdeğiştirici piston (veya itme pistonu) ve bir rejeneratörü içeren sıcak gaz motorunu tanıtmıştır. Şekil 1-3'teki ilk model, bir taş ocağının dışına su pompalamak için 1818 yılında kullanılmıştır. Burda B fırınından gelen sıcak gazlar, uzun dik silindiri A tepeden ısıtır. Dip kısım suyla veya havayla soğutulabilir. Silindirde yerdeğiştirici pistonu C ve iş pistonu D bulunmaktadır. Yerdeğiştirici piston yukarı aşağı hareket ederken hava alternatif olarak soğuk bölge E (yerdeğiştirici ve iş pistonları arasındaki bölge) rejeneratör ve sıcak bölge F (yerdeğiştirici pistonun üstü) arasında yerdeğiştirir. Rejeneratör (burada gözükmemektedir) halka şeklinde itme pistonu ve silindir arasında yer alır. Tel yumak şeklindedir. Hava sıcak ve soğuk bölgeler arasında yer değiştirirken ortaya çıkan sıcaklık ve basınç değişimleri D pistonu üzerine iş yapılmasına sebep olur. Robert Kardeşi James ile birlikte yaptığı çalışmalarda yeni modeller ortaya çıkarmışlardır. Bu modellerde özgül gücü arttırmak için bir kompresör, ve sızıntıyı önlemek için de çift yönde hareketli iş pistonu kullanmışlardır. Yaptıkları son model de farklı silindirlerde iki yerdeğiştirici pistona ihtiyaç olduğu ve bu yüzden de ölü bölgenin artması ve özgül gücün azalışı gibi problemleri vardı [1], [3].



Şekil 1-3. 1816'da patenti alınmış ilk Stirling motoru

Prensip olarak daha iyi olan ilk (1816) modeli, 1868'e kadar unutulmuştur. 1868'de W.Lehmann yerdeğiştirici ve iş pistonlarının aynı silindirde yer almalarının

küçük ölü bölge avantajını sağlaması açısından verdiği önemi anlamıştır. 19. asrın ikinci yarısında büyük miktarlarda satılan, yeni mekanik ekleriyle birlikte imal edilen motor şekil 1-4'de gösterilmiştir. Bu motor genellikle rejeneratörsüz kullanılmıştır. Yerdeğiştirici piston A ve iş pistonu B aynı silindir içindedirler. Yerdeğiştirici piston C'de silindir içine tamamen uymaktadır. Böylece hava soğutucudan D, ısıtıcı duvar boyunca E gitmeye zorlanır. Ayrıca rejeneratör yoktur. Fırından F gelen sıcak gazlar ısıtıcı E çevresini sararlar ve damperden G geçerek bacadan H çıkmaktadır. Şayet motor su pompalamak için kullanılacaksa, pompa çubuğu direkt olarak L'ye bağlanabilir. Bir Alman firmasının 1885 yılında yapmış olduğu en büyük Stirling motoru 4100 kg. ağırlığında ve 21 m³ hacminde olup 2 H.P. güç vermektedir.



Şekil 1-4. 1880'de yapılan Stirling motoru

İçten yanmalı motorların daha büyük özgül gücü, verimi ve ilk yatırım maliyetlerinin Stirling motorlarına göre daha az oluşu, sıcak gaz motorlarının yerini almasını sağlamıştır. İçten yanmalı motorların ön plana çıkışı, gelişimi bu tip

motorların avantaj ve dezavantajlarının görülmesine fırsat vermiştir. Fakat Stirling sıcak gaz motoru üzerinde ileri seviyede çalışmalara ise sadece Philips laboratuvarlarında (Philip's Gloeilampenfabrieken, Eindhoven, Hollanda) devam edilmiştir. Bunun sebebi şuydu ; Philips, II. dünya savaşından önce dünyada yakıtın az olduğu yerlerde, radyo ve benzeri cihazlar için bataryalardan daha kolay enerjinin sağlandığı, her çeşit ısıyla çalıştırılabilen bir güç kaynağının ihtiyacını hissetti. Bu güç kaynağı için isteklere uygun çözümler arasında şunlar sayılabilir : Termo-eleman, kapalı çevrim buhar motoru, sıcak gaz motoru. İlk incelemelerden sonra, bu zamanda piyasada bulunan sıcak gaz motorlarında, modern malzemelerin ve akışkanların, akış ve ısı transferi konularındaki yeni buluşların, en önemlisi Stirling motorunda rejeneratörün kullanılışının tamamen gerçekleştirilemediği, şayet bunlar yapılırsa istenilen tipte bir sıcak gaz motorunun geliştirilebileceğinin farkına varılmıştır.

Radyo tüplerindeki yeni gelişmeler ve kısmen transistörlerin icadı, büyük miktarda enerji tüketimini azalttı. Bu amaçla incelenen sıcak gaz motorları daha az çekici hale gelmiştir. Bunun sonucu olarak araştırmalar daha büyük güçte modellere yöneltildi. Bu prensiple çalışan bazı küçük rejeneratörler, gerçek amacına uygun olarak 1953 yılında özel olarak imal edildi. Rejeneratörlerin sıcak gaz motoru, ilk olarak Rhombic çalışma mekanizmasıyla birlikte uygulanmıştır. R.J.Meijer "Philips Stirling Thermal Engine " adlı kitabında bu çalışma mekanizmasının dinamik analizini yapmış ve yüksek güçteki bu deney motorunun test sonuçlarını vermiştir. Bölüm 5' de Rhombic çalışma üzerinde ayrıntılı bir şekilde durulmuştur.

Bundan sonra Amerika'lının da konuya eğilmeleri ile araştırmanın boyutları genişletilmiş oluyordu. 1969 yılında General Motors Corp. ve Philips sıcak gaz hareket mekanizmalarının geliştirilmesi ile ilgili bir anlaşma yapmışlardır. Bugüne kadar çeşitli ülkelerde araştırma laboratuvarlarında Stirling motoruyla ilgili pek çok deneyler yapıldı. 1978 yılına kadar Stirling çevriminin tek ticari uygulaması dondurucu bir makinada sıvı hava üretmek için kullanıldı. Daha sonraları, Stirling motorunun ağır tonajlı kamyonlara uygulanmasında bazı geliştirme çalışmaları

yapıldı ve askeri uygulamalar için küçük bir üretim gerçekleştirildi. Philips'le yapılan lisans anlaşması sonucu Amerikan Enerji Departmanının (DOE) gözetiminde FORD firması arabalar için 4 silindirli 170 BG. Stirling motorunun fizibilite çalışmalarına başladı. Motorun laboratuvar testi 1976'da tamamlandı. İkinci aşama olarak yol testlerinde motor dayanıklılık ve performansını geliştirmek, fizibilite potansiyelini tesbit etmek, motor boyutlarını küçültmeye çalışmak ve diğer firmalarla araştırma, geliştirme çalışmasına başlamak için çözüm yolları arandı. 1977'de FORD, DOE'nin fonuyla 1334 -1361 kg. ağırlıkta 80 - 100 BG. de yolcu taşıtlarında kullanılabilecek bir Stirling motoru dizaynı ve gelişimi için gerekli fizibilite çalışması tamamlandı. Bunu takiben FORD, DOE - Stirling programından çekildi.

DOE'nin 55 - 130 BG. arasında üç motor tipinin geliştirilmesi için bir fonla çalışmaya katıldığı firmalar şunlardı : Mechanical Technology Inc., United Stirling of Sweden, AM General Corporation. İlk çalışma bir Opel Record' a Stirling motoru takılmasıyla başladı. 1978 yazında yol testleri tamamlandı. Stirling OPEL, yakıt ekonomisinde dizel motorlu Opel motoruna denk bir çalışma sergilemiştir. Egzoz emisyonlarında standart tüzüklere göre oldukça iyi sonuçlar elde edilmiştir. 1978 yılında DOE' nin Stirling motoruna ayırdığı fon iki misline (100 milyon dolar) çıktı. Fakat tüm çalışmalara rağmen Stirling motorunun otomotiv piyasasında 1980 - 2000 yılına kadar pazarı olabileceği düşünülmemektedir. Çeşitli yerlerde bu motorun kullanılabileceği araştırılmaktadır. Özellikle madenlerde, su altında ve diesel motorlarının bulunduğu her yerde kullanılabilecek performansta olduğu, şu anda pekçok kurumun araştırma konusudur.

Çeşitli yakıtlarla çalışabilme özelliği olan Stirling motorları özellikle güneş enerjisi ve nükleer enerji gibi kaynaklardan da yararlanarak enerji eldesini mümkün kılmaktadır. Zagreb Üniversitesinde Prof. Ivo Kolin güneş enerjisi ile çalışan düz plakalı Stirling motoru prototipi yapmıştır. Niçin düz plakalı bir sistem kullanıldığı Bölüm 6' de detaylı olarak ele alınmıştır.

1.2. 1937-1980 Yılları Arasında Stirling Motoru

1937 - 1980 yılları arasında Philips'in Stirling motoru üzerinde yaptığı çalışmalar şöyledir [1].

- 1937 Küçük bir jeneratörü tahrik ederek bir radyonun çalıştırılmasında kullanılan hava motoru.
- 1938 Philips'te yapılan ilk sıcak hava motoru (Tip-1), bu motor de Brey, Leblans ve Rinia'nın bir çalışmasıdır ve mil gücü 1000 dev/dak'da 16 W tır.
- 1939 Havalandırma fanını çalıştırmak amacıyla de Brey ve Leblans tarafından Tip-3 motoru yapıldı.
- 1940 Van Weenen inşa ettiği yerdeğiştiricili Tip-10 motoru. Mil gücü (5 atm basınca kadar) 1500 dev/dak' da 500 W' tı. Daha yüksek bir basınçta 1 BG.'ydü. Hidrojen kullanımıyla 1 1/2 BG. olmuştur ve ömrü ise 1 BG. üzerinde 10 dakika'dı.
- 1941 Du Pré tarafından yapılan ve ısı pompası gibi bir elektririk motoruyla çalıştırılan tip-10 motoru yaklaşık -40°C' ye kadar soğutma sağlamıştır, daha sonra bu -100°C' ye çıkarılmıştır.
- 1941 Sodyum ısı boruları kullanılarak ve elektromanyetik pompa vasıtası ile sıvı metallerin sirkülasyonu sağlanarak ısıtma deneyleri yapıldı.
- 1942 RAF bombardımanı bütün testleri ve keşif imkanlarını ortadan kaldırdı.
- 1943 Van Weenen, yalpalama hareketi yapan düzlem (wobble-plate) vasıtasıyla çalışan çift etkili, 4 silindirli eksenel Tip-19 motorunu yapmıştır. Bu motorun mil gücü 3000 dev/dak 'da 8 BG.' dü ($P \approx 10$ atm). Yarı yükte verim %15 tir.
- 1944 18 Eylül : Dört yıl Alman işgalinden sonra Eindhoven' nın kurtuluşu ve çalışmaların başlaması.

- 1945 Hidrojen ile doldurulan Tip-10 motoru bir ısı pompası (soğutucu) gibi çalıştırılarak yaklaşık -200°C soğutma sağlanmıştır. Bu çalışma du Pré ve Rinia tarafından yapılmıştır.
- 1946-1948 Elektrik jeneratörüyle güçlendirilmiş Stirling motorunun geliştirilmesi için U.S. Deniz donanması (North American Philips) ile bir sözleşme yapıldı.
- 1945-1946 Tip-24, Tip-19' un daha geniş bir versiyonudur. Ayrıca V şeklinde çift etkili bir motor 15 BG. gücüne geliştirilmiştir ve 1948 yılında Henry Ford tarafından tanıtılmıştır.
- 1948-1952 T.102C jeneratörü, 200 W elektrik çıkışı vardır ve 150 adet yapılmıştır. Daha sonra 1953' te Hollanda da sel felaketleri süresince acil haberleşme amacıyla kullanılmıştır.
- 1953 R.J. Meijer' in icadı olan Rhombic çalışma. Küçük rhombic motor jeneratörü H. Rinia tarafından tanıtılmıştır.
- 1953 Philips Stirling soğutucusu Pariste tanıtıldı.
- 1955 Soğutucu pazarlanmıştır.
- 1955 İlk tam ölçekli rhombic çalışmaya sahip Tip 30-15 motoru yapıldı. Bu motor hidrojen ile çalışmak üzere dizayn edilmiştir. Mil gücü 1500 dev/dak 'da 30 BG. ve maksimum verimi %38 dir.
- 1958-1962 1500 dev/dak' da 360 BG. güç üreten dört silindirli motor (Thermomotor)
- 1958-1970 General Motors ve R.J. Meijer arasında sözleşme yapılarak üretkenlik açısından büyük bir adım atılmıştır.
- 1958-1977 Johan de Witt' in Stirling motoru testler ve sergileme için kullanıldı.
- 1959 10-BG. de Tip-10-36 motoru geliştirilmiş ve altı ay içerisinde bir uydu jeneratörünü güçlendirmek amacıyla General Motors'dan Allison Division için inşa edildi. Detroit' te Temmuz / Ağustos 1959 'da sergilendi.
- 1960 Rietdijk tarafından icad edilen yağlanabilen yuvarlanmalı conta.
- 1960-1961 Motor dizaynı optimizasyonu için bilgisayar programının kullanımı.

- 1960-1970 77 K ve 25 kW' a soğutma kapasiteli endüstriyel Stirling soğutucuları. İki bölmeli Stirling soğutucu 12 °K (-261°C) soğutma kapasitelidir.
- 1962 Silindir başına 400 BG. güç veren parçalı motor.
- 1966-1976 Stirling motorları için alışılmamış ısı kaynakları : isotop ısıtıcı, LİF ısı akümülatörü, LaNi₅ hidrojen akümülatörü, metal yanma sistemleri, sıvı yataklı yakıcı.
- 1968 R.J. Meijer, Svenska Teknolog Föreningen madalyasıyla ödüllendirildi.
- 1968-1971 Swashplate çalışmalı ilk Stirling motoru (Tip 4-65 D.A). Yarı basınçta mil gücü 30 BG.' ydü.
- 1968-1972 Dört silindirli otobüs motoru (Tip-4-235).
- 1968-1978 MAN ve MWM (Almanya) şirketleri arasındaki sözleşme.
- 1968-1983 United Stirling (İsveç) ile sözleşme.
- 1972 Ford Motor şirketi ile anlaşma.
- 1973 Stirling motorunun U.S. kongresinde tanıtımı.
- 1975 Ford Torino arabası için yapılan dört silindirli swashplate motoru (Tip-4-215). Mil gücü 127 kW' tır.
- 1976 Torino Motorcar bir Stirling motoruyla tahrik edilmiş ve Nisan ayında Fort Dearborn da sergilenmiştir.
- 1976-1978 Serbest pistonlu Stirling motoru jeneratörleri.
- 1978 Ford' taki Stirling aktiviteleri durdu.
- 1978-1979 Değişebilir eğime sahip swashplate' li Advenco motoru.
- 1978-1979 Philips' te inşa edilen son Stirling motoru : 3 kW lık bir güce sahip ve yerdeğiştiricili (güç kontrolü faz açısının değişimi ile sağlanmaktadır) bir motordur. Ev ısıtma ve soğutma sistemlerinde ısı pompasını çalıştırmak amacıyla yapılmıştır.

1990' lar daha temiz ve daha sezgisel motorlar geliştirmek amacıyla milyonlarca doların harcanacağı yıllar olacağı düşünülmektedir. Stirling motorunun ticari pazar piyasasında yer alabilmesi için, bu harcanacak paranın sadece bir kısmına

ihtiyacı vardır. Stirling motorunun endüstri ve finans dünyasının vereceği destekle bu pazara girmesi mümkün olacaktır. Mevcut bulunan Stirling teknolojisinin sonunda uygulanması zamanı geldiği açıkça görülmektedir. Tablo 1-1 Stirling teknolojinin 1990' daki durumunu göstermektedir [2].

Tablo 1-1. Stirling motorlarının gelişim durumu ve uygulama alanları

<i>Gelişim Durumu</i>						
İnceleme						
Teorik araştırma çalışmaları						
Pratik araştırma çalışmaları						
Prototip, Pilot proje						
Ön seri model						
Seri üretim						
<i>Uygulama Alanları</i>						
P (Caddle) kW - , L (Kanıyon) kW-Tahrik			X			
Gemi tahniki, Denizaltı	250 kW' ta kadar		X			
	250 kW' ın üstünde		X			
Lokomotif						X
Uzay çalışmaları	5 kW' ta kadar		X			
	5 kW' ın üstünde					X
Madencilik			X			
Jeneratör tahriki	15 kW' ta kadar		X			
	15 kW' ın üstünde			X		
Rejeneratif ısı pompası			X			
Gelişmekte olan ülkeler için basit motor		X				
Yapay kalp				X		
Soğutma makinası		X				
Soğutma ve eğitim motorları	100 W' ta kadar	X				

BÖLÜM 2. TERMODİNAMİK İDEAL ÇEVİRİMLER VE STIRLING ÇEVİRİMİNİN TEORİK ANALİZİ

2.1. Temel Prensiplerin Tanıtılması

Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu Stirling motoru da dahil olmak üzere bütün ısı güç makinalarına uygulanabilir görünmektedir.

Termodinamiğin birinci kanunu enerji korunumu prensibini yinelemektedir, burda ; herhangi bir yakıt ikmali yapılmaksızın motorun sürekli bir şekilde çalıştırılabilmesi, bunun neticesinde de güç veya işin elde edilmesinin mümkün olmayacağı, prensibini savunmaktadır. Birinci kanun en az makinadan elde edilen enerji kadar bir enerji (herhangi bir formda) gereksinimi olduğunu belirtmektedir. Buji ateşlemesiyle çalışan bir motorda petrol ve havayı düşünelim. İlk olarak petrol ve hava bir yanma işlemiyle birleşir ve bunun neticesinde sıcak gazlar motoru çalıştırır. Yakıttan sağlanan enerjinin yaklaşık olarak üçte biri motordan elde edilen yararlı güç çıkışıdır, diğer üçte biri soğutma sistemine ve kalanı ise düşük derecede ısı enerjisi olarak egzozdan atılır. Şayet yakıt kaynağı tükenirse motor durur. Bu termodinamiğin birinci kanununun direkt bir uygulamasıdır [3], [6].

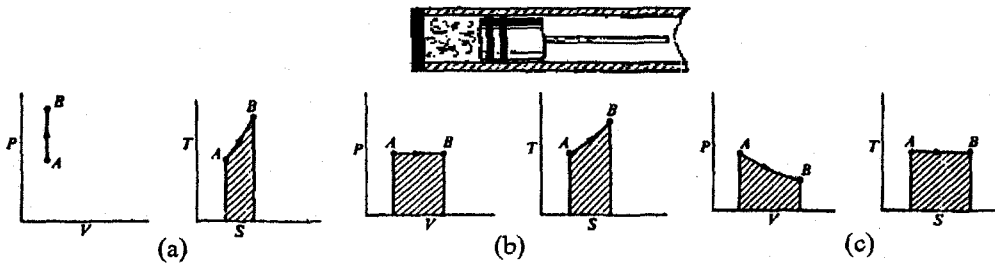
Termodinamiğin ikinci kanununun daha az anlaşılmış olduğu düşünülmektedir. Birinci kanun üretilen işin, sağlanan ısıdan asla büyük olmayacağını vurgulamakla birlikte, ikinci kanun biraz daha ileri giderek üretilen işin daima daha az olması gerektiğini savunmaktadır. Diğer bir deyişle buji ateşlemeli bir motorda, yakıttan elde edilen bütün enerjinin yararlı işe dönüşmesinin mümkün olmadığını

belirtmektedir. Enerjinin bir kısmı soğutma sisteminden veya egzozdan atık ısı olarak atılmaktadır.

Isıl verim, üretilen işin (W), verilen işe (Q) oranı ısı verim ($\eta=W/Q$) olarak adlandırılır.

Carnot verimi, verilen herhangi bir durum için, teorik maksimum ısı verim sadece çevrimin maksimum ve minimum sıcaklıklarına bağlı olup $\eta_{\text{mak}}=(T_{\text{mak}}-T_{\text{min}})/T_{\text{mak}}$ şeklinde ifade edilebilir. Verilen bu ilişki oldukça önemli olup “ Carnot verimi “ olarak isimlendirilir. Bu mümkün olabilen en yüksek değerdir. Sırasıyla T_{mak} ve T_{min} sabit sıcaklıklarında sistemde meydana gelen bütün ısı iletimlerini içine almaktadır.

P - V ve T - S diyagramları şu şekilde açıklanabilir : En basit ısıl makinalarda meydana gelen işlemin nasıl gerçekleştiğinin tam olarak hesaplanması çok komplike bir iş olduğundan bunun yerine, teorik bir model kurularak ve çeşitli olayları ideal hale getirerek, sistemin çalışma analizinin yapılması mümkün olmaktadır. Bu yolla, bir çok makinanın çalışması, farz edilen tekrarlı termodinamik işlemlerle simüle edilebilir. Buda bir çevrim olarak isimlendirilmektedir. Genellikle her işlemin, akışkanın bir yerden diğer bir yere hareketi sonucunda ortaya çıkan termodinamik fonksiyonların değişimlerinden meydana geldiği farz edilmektedir. Fakat fonksiyonlardan biri sabit kalmaya devam eder. Önemli termodinamik fonksiyonlar basınç (P), hacim (V), sıcaklık (T), iç enerji (U), entalpi (H), ve entropi (S)’ dir.



Şekil 2-1. P-V ve T-S diyagramlarının termodinamik prosesi

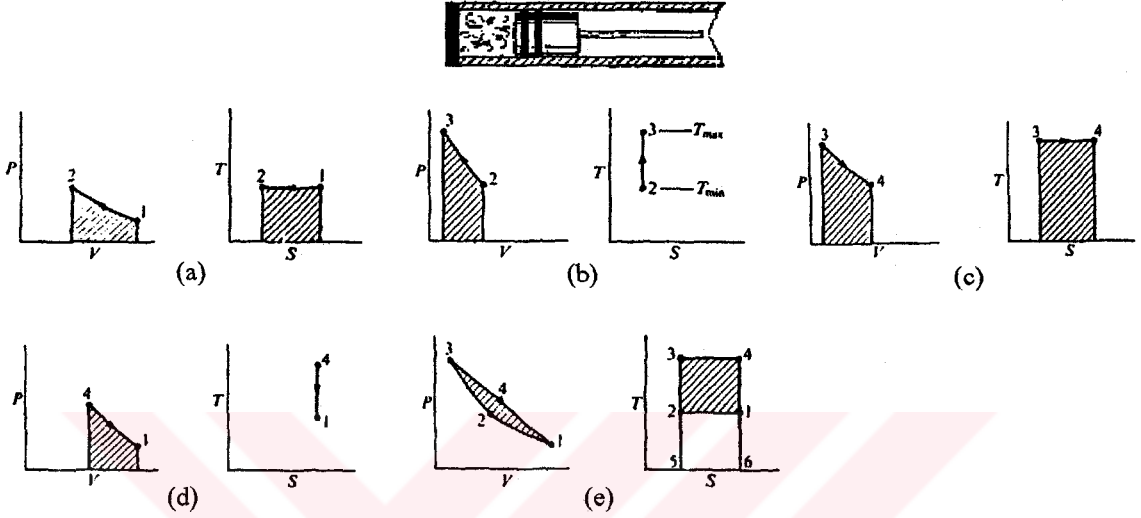
- a) Sabit-Hacimde ısıtma
- b) Sabit-basınçta ısıtma
- c) Sabit-sıcaklıkta ısıtma

P - V ve T - S diyagramları önemli olup P - V diyagramı üzerindeki alan yapılan işi, T - S diyagramı üzerindeki alan ise iletilen ısıyı göstermektedir. Şekil 2-1' ri göz önüne aldığımızda burda bir piston ve bir ucu kapalı silindir sistemi görülmektedir. Bir miktar gaz, piston ve silindir arasında kapalı kalmıştır. Bu hal belirtilen basınç-hacim ve sıcaklık-entalpi eksenlerinde bir A noktası olarak gösterilebilir. Şayet silindir duvarlarının dolayısıyla gazın, bir takım dış kaynaklar vasıtasıyla ısıtılması, farklı olayların meydana gelmesine yol açmaktadır. Şekil 2-1.(a)' da görüldüğü gibi eğer piston hareketsiz ise hacim sabit kalacak ve gazın ısıtılmasıyla da basıncın ve sıcaklığın artması sağlanacaktır. Sağlanan ısı T - S diyagramında gösterilen taralı alan olmaktadır. Hacimde bir değişiklik olmadığından P - V diyagramında herhangi bir işin yapılmamış olduğu görülmektedir. Eğer onun yerine piston hareketi serbest bırakılır ve ek ısı işlemi düzenli hale sokulursa, bu şekilde basınç ve sıcaklığın sabit kalması sağlanır. P - V ve T - S diyagramları Şekil 2-1.(b) ve Şekil 2-1.(c)' de gösterilmektedir. Her iki durumda da sisteme ısı eklenmesiyle gazın daha büyük hacime genleşmesi söz konusu olduğundan iş yapılmaktadır.

2.2. Carnot çevrimi

Carnot çevrimi dört procesten meydana gelen bir termodinamik çevrimdir. Şekil 2-2' de prosesi görülmektedir. İdeal Carnot çevrimini gerçekleştiren bir motorun çalışmasını göz önüne almak için şekil 2-2' de gösterilen piston ve silindir çiftini ele almamız gereklidir. Silindirin tamamıyla yalıtıldığını, pistonun sürtünmesiz hareket ettiğini ve silindirden herhangi bir çalışma akışkanı sızıntısı olmadığını farz edelim. Silindir kafası bizim seçtiğimiz gibi tamamen iletken ve yalıtıcıdır. Çevrime başlamak için pistonun bir dış ölü noktasının olduğunu farz edeceğiz, böylece piston ve silindir arasında kalan kapalı hacim (ölü hacim) maksimum olacaktır. Çalışma akışkanının basınç ve sıcaklığı ($T_{\min}$) minimum değerlerinde kalacaktır. Şekil 2-2' de 1 noktasında gösterilmektedir. Pistonun silindir kafasına doğru hareketine müsaade ettiğimizde şekil 2-2. (a)' da proses 1-2 görüldüğü gibi sıkıştırma oluşur. Bu işlem için silindir kafasının tamamıyla iletken olduğunu ve ısı iletim oranının sonsuz olduğunu farz edebiliriz, böylelikle işlem

izotermal (sabit sıcaklık) bir şekilde gerçekleşir. Gazın sıkıştırılmasıyla yapılan iş $P-V$ diyagramında taralı alan olarak gösterilmektedir. Çalışma akışkanından çıkan ısı $T-S$ diyagramındaki taralı alandır. Bu sebeble proses izotermal olduğundan iletilen ısı miktarı tamamen yapılan işe eşittir (mukayese edilebilir birimlerde).



Şekil 2-2. Carnot çevrimi

- a) İzotermal sıkıştırma
- b) İzentropik sıkıştırma
- c) İzotermal genleşme
- d) İzentropik genleşme
- e) Carnot çevrimi (diyagramlar birleştirilerek oluşturulmuştur)

İkinci proses için izentropik sıkıştırma şekil 2-2. (b)' de gösterilmektedir. Silindir kafası tamamıyla yalıtılmıştır. Piston silindir kafasına doğru hareketine devam ettiği zaman, ısı artık çalışma akışkanından dışarı çıkamayacaktır. Böylece ideal bir şekilde entropi sabit kalır. Bu işlem hacimdeki azalma ve hem basınç hemde sıcaklıktaki artıma ile sonuçlanır. Gazda oluşan iş $P-V$ diyagramında taralı alandan ibarettir, fakat herhangi bir ısı iletimi söz konusu değildir. Kalan işlem ise, 3' ten 4' e olan izotermal genleşme ve 4' ten 1' e olan izentropik genleşmedir. Sırasıyla şekil 2-2. (c) ve şekil 2-2. (d)' de gösterilmektedir.

Bu dört diyagram birleştirildiği takdirde, meydana gelen $P-V$ ve $T-S$ diyagramları şekil 2-2. (e)' de gösterilmiştir. $P-V$ diyagramındaki 1-2-3-4 ile

sınırlanan kapalı taralı alan çevrim tarafından üretilen yararlı iştir. Benzer olarak T - S diyagramındaki 1-2-5-6 alanı çevrim için sağlanan ısıdır. 1-2-3-4 alanı işe dönüşen miktar olup 1-2-5-6 alanı ise çevrimin atık ısıdır. Diyagramdan Carnot çevriminin niçin mümkün olabilir en yüksek ısıl verime sahip olduğu açıkça görülmektedir. Verilen sıcaklık limitlerinde (T_{mak} ve T_{min}), 1-2-3-4 ve 1-2-5-6 alanlarının daha geniş bir oranında sonuçlanabilen mümkün herhangi bir termodinamik işlem yoktur, bu şekilde verim $\eta = W / Q = \text{1-2-3-4 alanı} / \text{1-2-5-6 alanı}$ ve maksimum olmalıdır. Mutlak sıcaklıklar termodinamik analizlerde kullanılmalıdır. T - S diyagramındaki sıfır sıcaklığı $-273\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($= 0\text{ }^{\circ}\text{K}$) sıcaklığına veya $-460\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($= 0\text{ }^{\circ}\text{R}$) sıcaklığına karşılık gelmektedir, böylece ‘ atık ısı ’ alanının 1-2-5-6 olduğu açıkça belli olmaktadır.

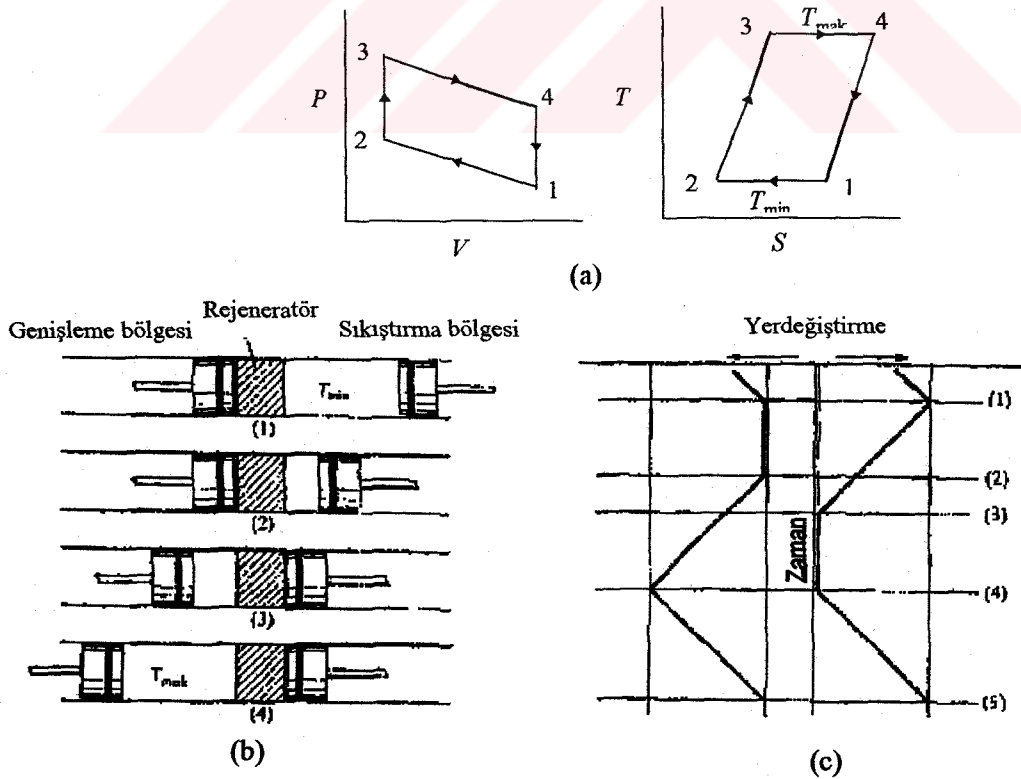
Açık bir şekilde görüldüğü gibi Carnot çevrimi verimi (bu genellikle bütün motorlara uygulanır) (a) artan T_{mak} sıcaklığı ve (b) azalan T_{min} sıcaklığı ile daha iyi bir düzeye gelebilir. T_{mak} sıcaklığının enson maksimum değeri motorun imalinde kullanılacak malzemelere bağlıdır. Buda ‘ metalurjik limit ’ olarak isimlendirilmektedir. Soğutma suyu veya havada mevcut mümkün olabilen endüşük sıcaklık değeri T_{min} , genellikle çevredeki atmosfer sıcaklığıdır.

Pratikte Carnot çevrimiyle çalışan motor yapmak mümkün değildir. Tamamen yalıtkan ve iletken olan bir malzeme yoktur ve bütün pistonların silindir içersinde hareketleri sırasında sürtünme ve sızıntı kayıpları vardır. Bununla birlikte, gaz için en önemli ciddi güçlük te izotermal ve izentropik durumların sağlanmasıdır. P - V diyagramında karşılaştırıldığı zaman oldukça küçük eğimler oluşmaktadır. Şekil 2-2. (e)’ de P - V diyagramında gösterilen alan ihmal edilebilir şekilde küçülür. Aynı durum son derece ağır motorlar için söylenemez. Bu motorlar kendi sürtünme kayıplarını karşılayacak yeterli işi tam olarak üretemezler. Pratik olmamasına rağmen Carnot çevrimi bir motorun çalışmasında başlangıç bir çalışma teşkil ettiği için yararlıdır. Bundan başka bir takım değişikliklerle (Rankine çevrimine dönüştürülmesi) Carnot çevrimi sıvı buhar makinalarının çalışma modunu temsil

etmektedir. Örnek olarak pistonlu buhar motorları, buhar türbinleri veya ' Freon ' soğutma makinaları.

2.3. Stirling Çevrimi

Stirling çevrimi bazı durumlarda Carnot çevrimine benzemektedir. Şekil 2-3' te bu çevrim gösterilmiştir. Karşılıklı iki piston arasında rejeneratörü olan bir silindir düşünölsün. Rejeneratör bir termodinamik sünger olarak düşünölebilir. Alternatif olarak ısıyı emer ve tekrar geri verir. Yapı olarak içi yumak şeklinde tel veya şeritten ibarettir. Rejeneratör ve pistonlar arasındaki iki hacimden biri genişleme bölgesi olarak adlandırılır ve T_{mak} gibi yüksek bir sıcaklık değerindedir. Diğer hacim sıkıştırma bölgesi olarak adlandırılır ve düşük bir T_{min} sıcaklığındadır. Bu yüzden rejeneratörün karşılıklı transfer yüzeyleri arasında bir sıcaklık gradyeni ($T_{mak} - T_{min}$) bulunur ve aksenel yönde herhangi bir ısıl iletim olmadığı farz edilir. Carnot çevriminde olduğu gibi, pistonların bu kapalı sistemde sürtünme ve çalışma akışkanını kayıpları olmaksızın hareket ettiği farz edilir.



Şekil 2-3. Stirling çevrimi

- a) P - V ve T - S diyagramları
- b) Çevrimdeki piston durumları
- c) Zaman-yerdeğiştirme diyagramı

Çevrime geçmeden önce, sıkıştırma bölgesindeki pistonun dış ölü noktada ve genleşme bölgesindeki pistonun da iç ölü noktada olup rejeneratörün yüzeyine yakın olduğu farz edilir. Bu halde bütün çalışma akışkanı soğuk sıkıştırma bölgesindedir. Hacim maksimum olduğundan şekil 2-3' te gösterilen $P-V$ ve $T-S$ diyagramlarında 1 numaralı bölgedeki basınç ve sıcaklık değerleri minimumdur. Sıkıştırma süresince (1-2 işlemi), sıkıştırma pistonu iç ölü noktaya doğru hareket eder ve genleşme bölgesi pistonu sabit kalır. Çalışma akışkanı sıkıştırma bölgesinde sıkıştırılır ve basınç artar. Sıcaklık sabit kalır çünkü ısı (Q_C) sıkıştırma bölgesi silindirinden çevreye verilir.

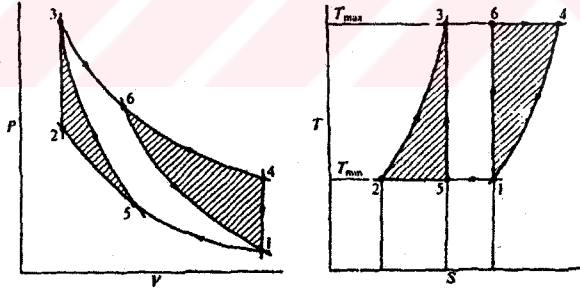
Transfer işleminde (2-3), her iki piston da aynı zamanda hareket ederler. Sıkıştırma pistonu rejeneratöre doğru (genleşme pistonu rejeneratörden uzaklaşacak yönde) hareket ettiğinden aradaki hacim sabit kalır. Böylece çalışma akışkanı sıkıştırma bölgesinden genleşme bölgesine geçerken rejeneratörün gözenekli metalik yapısı içinden de geçer. Rejeneratörün içersinden geçişte çalışma akışkanı gözenekli yapının verdiği ısıyla $T_{\min}$ ' den $T_{\max}$ sıcaklığına gelir ve rejeneratörden genleşme bölgesine bu sıcaklıkta girer. Akışkanın sabit hacimde gözenekli yapının içersinden geçerken, sıcaklıktaki kademeli artış basıncın artmasına sebep olmaktadır.

Genleşme işleminde (3-4), genleşme pistonu dış ölü noktaya doğru rejeneratörden uzaklaşmaya devam eder. Sıkıştırma pistonu rejeneratöre yakın iç ölü noktada sabit kalır. Genleşmede hacim artarken basınç azalır. Bir dış kaynaktan sisteme ısı (Q_E) verildiğinden sıcaklık sabit kalır.

Çevrimin son işlemi transfer (4-1) işlemidir. Her iki pistonun eş zamanlı hareketiyle çalışma akışkanı sabit hacimde, genleşme bölgesinden rejeneratör içerisine oradanda sıkıştırma bölgesine transfer edilir. Rejeneratörden geçerken çalışma akışkanı ısını burada bırakırken sıcaklığında bir azalma meydana gelir ve $T_{\min}$ sıcaklığında sıkıştırma bölgesine geri döner. İşlemde iletilen ısı çevrimin 2-3 işlemi sırasında kullanılmak üzere rejeneratörde depo edilmiştir. Dört ısı transferi işlemiyle çevrim tamamlanmıştır.

- İşlem 1-2- İzotermal sıkıştırma ; $T_{\min}$ sıcaklığında çalışma akışkanından dışarıya olan ısı iletimi.
- İşlem 2-3- Sabit hacim ; Rejeneratörden çalışma akışkanına olan ısı iletimi.
- İşlem 3-4- İzotermal genleşme ; $T_{\max}$ sıcaklığında bir dış kaynaktan çalışma akışkanına olan ısı iletimi.
- İşlem 4-1- Sabit hacim ; Çalışma akışkanından rejeneratöre olan ısı iletimi.

Şayet 2-3' te iletilen ısı 4-1' de iletilen ısıya eşitse, o zaman motor ve çevresi arasında şu ısı alış verişi olmaktadır ; (a) $T_{\max}$ sıcaklığında ısı alma ve (b) $T_{\min}$ sıcaklığında ısı atma. Bu sabit sıcaklıktaki ısı alma ve atma olayı termodinamiğin ikinci kanununa göre maksimum ısı verimi tanımlamaktadır ve böylece Stirling çevriminin verimi Carnot çevrimininkine eşit olur. Diğer bir deyişle verim $\eta = (T_{\max} - T_{\min}) / T_{\max}$ 'tır. Stirling çevriminin Carnot çevrimine göre avantajı iki izentropik işlem yerine iki sabit hacim işlemi gelmiştir. Buda $P-V$ diyagramındaki alanı artırır. Bu yüzden Stirling çevriminden uygun bir iş elde edebilmek için, Carnot çevrimindeki gibi yüksek basınçlara ve süpürme hacimlerine çıkmaya gerek yoktur.



Şekil 2-4. Stirling ve Carnot çevrimleri. $P-V$ 'deki taralı alanlar Stirling çevriminin fazladan iş çıkışını göstermektedir. $T-S$ 'de taralı alanlar Stirling çevrimindeki artan ısı transferini göstermektedir.

Şekil 2-4' de verilen basınç, hacim ve sıcaklık değerleri arasında Carnot ve Stirling çevrimlerinin $P-V$ diyagramlarının bir karşılaştırılması görülmektedir. 5-2-3 ve 1-6-4 taralı alanları sabit hacim yönteminin (Stirling) izentropik yöntem (Carnot) göre verdiği fazla işi göstermektedir. Carnot çevriminin izotermal işlemleri (1-5 ve 3-6) 1-2 ve 3-4 işlemlerine genişletilerek Stirling çevriminden alınan ve atılan ısı

miktarları arttırılmıştır. Sağlanan ısıнын bir bölümü işe (verime) çevrilmektedir ve her iki çevrimde de verim eşittir.

2.4. Rejeneratif Motor Çevriminin Pratik Olarak İncelenmesi

Bu işlem ideal ve pratik çevrim olarak ele alınmaktadır.

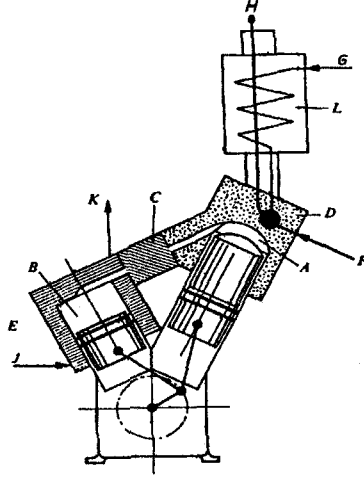
2.4.1. İdeal Çevrim

Stirling çevrimi termodinamik çevrime oldukça yaklaştırılmıştır ve iki izotermal ve iki sabit hacim işleminin dahil olduğu dört termodinamik işlemden oluşmaktadır. Daha önce çevrimin bütün işlemlerinin termodinamik olarak tersinir olduğu kabul edilmişti. Sıkıştırma ve genleşme işlemi de izotermaldir. O halde silindir duvarları ve çalışma akışkanı arasındaki ısı transferinin sonsuz oranlarından bahsedilebilmektedir. Daha ilerki konularda bütün akışkanın genleşme ve sıkışma işlemi süresince, genleşme veya sıkıştırma bölgesinde olduğu farz edilecektir. Bu şekilde gözenekli metaldeki herhangi bir boşluğun, tolerans bölgesinin veya silindirdeki bir oyukun etkileri ihmal edilmektedir. İki piston çalışma akışkanının dağılımından dolayı çeşitli süreksiz hareketler yapmaya maruz kalmaktadır, ve bütün mekanik ve aerodinamik sürtünme etkileri ihmal edilmektedir. Rejenerasyon (yenilenme) tam olduğu farz edilmektedir yani çalışma akışkanı ile rejeneratör arasında sonsuz bir ısı iletimi oranı olduğu ve gözenekli metalin sonsuz bir ısı kapasitesine sahip olduğu vurgulanmaktadır [1], [3], [6].

2.4.2. Pratik Çevrim

Herhangi gerçek bir motorda, bütün bu faktörler ve diğerleri ısı verimi, ideal çevrimdeki Carnot değerinin altına düşürmek amacıyla birleştirilir. Gerçek ısı verimi teorik Carnot veriminin bir kesri olarak ifade edebiliriz. Bu oran izafi (relative) verim olarak adlandırılır ve $\eta_{iza} = \text{Gerçek ısı verim} / \text{Carnot ısı verimi}$ olarak ifade edilir. İyi dizayn edilmiş bir makinada izafi verim 0.4 civarındadır.

İdeal çevrimi incelemek için, iki zıt pistonla arada bir rejeneratör olduğu farz edilmiştir. Bölüm 3’de bahsedileceği gibi iki pistonlu değişik dizaynlar yapılabilir. Pratikte uygulanan iki pistonlu bir versiyonu şekil 2-5’ de gösterilmektedir.



Şekil 2-5. Zıt pistonlu Stirling motorunun şematik gösterimi

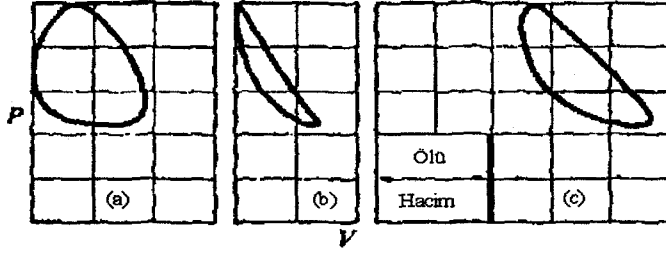
A-Genleşme bölgesi, B-Sıkıştırma bölgesi, C-Rejeneratör, D-Isıtıcı, E-Soğutucu, F-Yakıt girişi, G-Hava girişi, H-Egzoz (yanma ürünleri çıkışı), J-Su girişi, K-Su çıkışı, L-Egzoz girişi -Hava ön ısıtıcısı

Ortak bir krank miline bağlı iki piston V şeklinde yerleştirilmişlerdir. Pistonlar üzerindeki boşluklar sıkıştırma ve genleşme hacimlerini oluşturmaktadır. Bunlar arada rejeneratör ve ek ısıtıcının bulunduğu bir kanalla birbirlerine bağlanırlar. Motorun çalışmasında, pistonlar ideal halden oldukça farklı olarak sürekli hareket ederler. Bunun sonuçları şekil 2-6’ da $P-V$ diyagramında düzgün sürekli bir çevrim olarak gösterilmektedir. Genleşme ve sıkıştırma işlemleri tamamıyla bir veya diğer iki boşlukta meydana gelmez, böylelikle üç $P-V$ diyagramı çizilebilir. Bunlar sıkıştırma bölgesi, genleşme bölgesi ve toplam kapalı hacim (ölü bölge) için çizilebilecek diyagramlardır. Ölü bölge pistonlardan birinin süpürmediği çalışma boşluğunun bir kısmı olarak tanımlanmaktadır. Ölü hacim silindir tolerans boşlukları, rejeneratörün ve diğer ısı değiştiricilerin boş hacimleri ile birlikte kanallarla birleştirilmiş iç hacimlerini içermektedir. Genleşme bölgesi için çizilen $P-V$ diyagramı çevrimin pozitif işini göstermektedir. Sıkıştırma bölgesi için çizilen diyagram ise çevrimin sıkıştırma işini (veya negatif işi) gösterir. Bu alanlar

arasındaki fark mekanik sürtünme kayıplarını karşılayan ve motor krank mili için gerekli gücü sağlayan net çevrim çıkışıdır.

Çevrimde sıkıştırma ve genleşme işlemleri izotermaldir ve sürtünme kayıpları yoktur. Genleşme ve sıkıştırma bölgesi diyagramlarının alanları arasındaki fark tamamen toplam iş bölgesi için çizilen $P-V$ diyagramının alanına eşit olacaktır. Elbetteki gerçek bir motorda bu eşitlik saptanamaz, çünkü rejeneratör ve diğer ısı değiştiricilerindeki aerodinamik akış kayıpları, çalışma akışkanının sıkıştırma ve genleşme bölgelerinde farklı basınçlarda olmasını sağlar. Akış kayıpları Şekil 2-7' de $P-V$ diyagramında gösterildiği gibi genleşme bölgesi alanında bir azalmaya yol açtığından önemlidir. Bunun sonucunda (a) net çevrim çıkışında bir azalma (bundan dolayı verim de azalır), (b) bir soğutma makinasında soğutma kapasitesinin azalmasına sebep olur. Pistonun sinüsoidal hareketinden dolayı çalışma akışkanı değişik bölgelerde değişik sıcaklıklarda bulunmaktadır.

İdeal halden ayrılan diğer önemli bir özellikte sıkıştırma ve genleşme işlemlerinin izotermal olmamasıdır. Makul bir hızla çalışan bir motorda (örneğin 1000 dev/dak) bu işlemler izotermalden çok (sonsuz ısı transferi) adyabatik hale (ısı transferi yok) daha yakındır. Bu durumu daha iyi hale getirmek amacıyla özel ısı değiştiricilerine sık sık şekil 2-5' te gösterildiği gibi çeşitli ısıtıcı veya soğutucular eklenir. Çalışma akışkanına ısı vermek amacıyla genleşme bölgesine bir ısıtıcı monte edilir, aynı şekilde çalışma akışkanından ısı alınması için de sıkıştırma bölgesine bir soğutucu monte edilir. Isı değiştiricilerin bu şekilde eklenmesinin ısı transferi avantajlarının yanında sakıncaları da vardır. Örneğin aerodinamik akış kayıpları güç kaybına sebep olmaktadır. Ölü hacim ısıtıcı ve soğutucunun boşluklarıyla artacak buda rejeneratif motorların performansında kritik bir etki ortaya çıkaracaktır. Çünkü çalışma akışkanı hem rejeneratörden genleşme bölgesine hemde genleşme bölgesinden rejeneratöre giderken ısıtılır. Benzer olarak sıkıştırma bölgesine giderken ve gelirken de soğutulur. Tek yönlü sistemlerin yapılması mümkündür fakat bu oldukça karmaşık bir makina olacaktır.

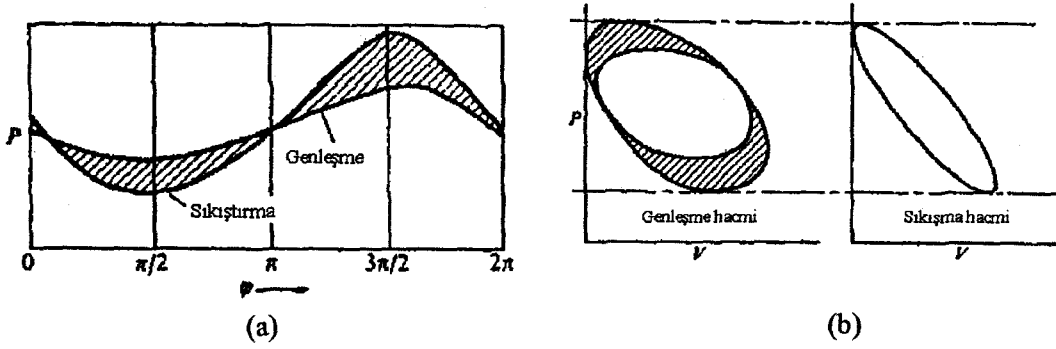


Şekil 2-6. Gerçek motor için basınç hacim diyagramları

- a) Genleşme bölgesi diyagramı
- b) Sıkıştırma bölgesi diyagramı
- c) Toplam çalışma bölgesi

Artan akış kayıpları ve boş bölgeler (fiyat, boyut ve ağırlık açısından) düşünülürse optimum bir ısı değiştirici dizaynı yapılabilir. Sonuç olarak ısıtma (yanma ürünleri) ve soğutma (su veya hava) arasındaki sıcaklıklarda önemli farklar ortaya çıkacaktır. Bu şekil 2-8' de bir diyagram şeklinde gösterilmiştir. Fosil yakıtlı, su soğutmalı, rejeneratif bir motordan alınan bu sıcaklıklar karakteristik değerler olarak kabul edilebilir. Yanma ürünleri ve soğutma suyu sıcaklığı sırasıyla 2800 K ve 280 K dir. Genleşme silindiri ve ısıtıcı için kullanılan malzemenin metalurjik limiti 1000 K dir. Yanma ürünleri ve silindir duvarı arasında, 1000 K ile 2800 K sıcaklık gradyanlarında yüksek bir ısı transferi vardır. Genleşme bölgesi ile çalışma akışkanı arasında 100 K, ve sıkıştırma bölgesi ile çalışma akışkanı arasında 50 K sıcaklık farkı vardır. Buna göre çevrimdeki çalışma akışkanı sıcaklığı $(280 + 50) = 330$ K' den $(1000 - 100) = 900$ K 'ne kadar değişir. Buradan sistemin Carnot (veya Stirling) çevrimi verimi şu şekilde hesaplanabilir ; $\eta_c = (2800-280) / 2800 = \% 90$ daha gerçekçi değerler verilerek hesapladığımızda $\eta_c = (900-330) / 900 = \% 63$ değerini elde ederiz.

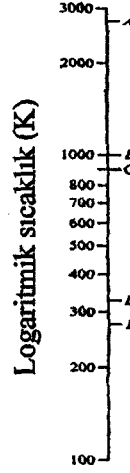
Bu örnek Stirling motorunun ticari uygulamasındaki en büyük güçlüklerden biri olan malzeme problemini ortaya koymaktadır. Makinanın bazı parçaları (ısıtıcı ve genleşme bölgesi) sürekli olarak yüksek bir sıcaklığa maruzdur bu sebeple ısıtıcı ile genleşme silindiri malzemesinde, sıcaklık limitleri problemi ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2-7. Motorun çalışması sırasında aerodinamik akış kayıplarının etkisi
a) Genleşme ve sıkıştırma bölgelerinde basınç değişimi için basınç-zaman diyagramı. Basıncıdaki fark rejeneratör ve diğer ısı değiştiricilerindeki akış kayıplarıdır.
b) Sıkıştırma ve genleşme bölgesi için basınç-hacim diyagramları. Genleşme bölgesi için diyagram üzerindeki taralı alan, rejeneratör ve diğer ısı değiştiricilerindeki akış kayıplarından meydana gelen etkin kayıp işi göstermektedir.

Bir Stirling motorunda izin verilebilen çalışma akışkanı sıcaklıkları, içten yanmalı Otto veya Diesel çevrimli bir motordaki mümkün olan sıcaklık limitleri kadardır. Bu motorlardaki maksimum çevrim sıcaklıklarına sadece anlık olarak ulaşılmaktadır. Bu şekilde verilen sıcaklık limitleri arasında, rejeneratif çevrimler termodinamik açıdan Otto veya Diesel çevrimlere göre daha verimlidir.

Yakıt ve havanın yanmasından elde edilen ısının hepsi çalışma akışkanına iletilmez, çünkü bunun için çok büyük bir ısıtıcı gereklidir. Bir Stirling motorunun egzozundan çıkan yanma ürünleri tamamıyla kayıptır. Hiçbir şekilde motorda yararlı bir amaç için kullanılmayan bu atık enerji variller dolusu yakıt demektir. Önemli bir motor donanımında diğer bir ısı değiştiricisidir (egzoz-hava ön ısıtıcısı). Bu egzozdan atılan ısı gelen havayı ısıtmak için kullanılır. Bu ısı değiştiricisi reküparatif veya rejeneratif tipinde olabilir. Reküparatif tipte, iki akışkan, egzoz gazı ve gelen hava ayrı kanallar tarafından ayrılmaktadır. Rejeneratif tipte ise akışkanlar sıra ile akarlar ve genellikle aynı gözenekli malzeme içersinde ters bir akış halindedir.



Şekil 2-8. Fosil yakıtlı, su soğutmalı bir Stirling motorunda karakteristik sıcaklıklar
A- Yanma ürünlerinin sıcaklığı, B-Isıtıcı duvarların sıcaklığı, C-
Genleşme böl. ortalama sıcaklığı, D- Sıkıştırma böl. ortalama sıcaklığı, E-
Soğutma suyu ve soğutucu duvarlarının sıcaklığı

Karşılıklı elemanların sürekli hareketi, izotermal olmayan sıkıştırma ve genleşme işlemleri, ısıtma ve soğutma makinalarındaki ısı transferi sınırlaması, egzoz kayıpları, ölü bölgenin fazlalığı ve aerodinamik akış kayıpları gerçek Stirling motorunun başarısızlığının temel nedenlerini oluşturmaktadır. Diğer problemler ise rejeneratörün çalışmasındaki eksiklikler, yüksek mekanik sürtünme kayıpları, kütle temasından dolayı sıcaklığın eşitlenmesi ve yanlış dizayndan veya tam contalanmamadan meydana gelen sızıntı.

2.5. Stirling Çevriminin Teorik Analizinin yapılması

2.5.1. İdeal Stirling Çevrimi

Şekil 2-3 ve bu bölümde ideal çevrim için anlatılan konuların ışığı altında denklemler aşağıdaki gibi özetlenmektedir.

- 1. haldeki bazı referans sıcaklık, basınç veya hacim koşulları
- Sıcaklık oranı $\tau = T_{\min} / T_{\max}$
- Hacim oranı $r = V_{\max} / V_{\min}$

Çalışma akışkanının birim kütlesi için ideal gaz kabulüyle ideal gaz denkleminde $V_1 = RT_1 / p_1$, çevrimin dört kısmından herbiri için aşağıdaki bilgiler istenmektedir.

- a) İzotermal sıkıştırma işlemi (1-2) : Bu işlemde, ısı çalışma akışkanından alınarak maksimum çevrim sıcaklığında çevrimden atılır. Çalışma akışkanı üzerinde yapılan bu iş çevrimden atılan ısıya eşittir. İç enerjide hiçbir değişiklik olmamasına rağmen entropide bir azalma meydana gelir. $p_2 = p_1 V_1 / V_2 = p_1 r$; $T_2 = T_1 = T_{\min}$, ısı iletimi (Q) = yapılan iş (W) = $P_1 V_1 \ln(1/r) = R T_1 \ln(1/r)$, burdan entropideki değişim ($S_2 - S_1$) = $R \ln(1/r)$ olarak ifade edilir
- b) Sabit hacimde rejeneratif transfer işlemi (2-3) : Bu işlemde ısı rejeneratörden çalışma akışkanına iletilerek sıcaklık $T_{\min}$ ' den $T_{\max}$ değerine artar. İş yapılmamaktadır. Çalışma akışkanının iç enerjisinde ve entropide bir artış olmaktadır. $p_3 = p_2 T_3 / T_2 = p_2 / \tau$, $V_3 = V_2$, ısı iletimi (Q) = $C_v (T_3 - T_2)$, yapılan iş (W) = 0 ve entropideki değişim ($S_3 - S_2$) = $C_v \ln (1/\tau)$ olarak ifade edilir.
- c) İzotermal genleşme işlemi (3-4) : Bu işlemde çalışma akışkanının genleşmesi süresince çevrime yüksek bir sıcaklıkta ($T_{\max}$) ısı verilmektedir. $p_4 = p_3 V_3 / V_4 = p_3 (1/r)$; $T_4 = T_3 = T_{\max}$, ısı iletimi (Q) = yapılan iş (W) = $p_3 V_3 \ln r = R T_3 \ln r$ ve entropideki değişim ($S_4 - S_3$) = $R \ln r$ olarak ifade edilir.
- d) Sabit hacimde rejeneratif transfer işlemi (4-1) : Bu işlemde çalışma akışkanından rejeneratöre bir ısı iletimi söz konusudur. Bu sırada çalışma akışkanının sıcaklığı $T_{\max}$ ' tan $T_{\min}$ değerine azalmaktadır. İş yapılmamaktadır. Çalışma akışkanının iç enerjisi ve entropide de bir azalma olmaktadır. $p_1 = p_4 T_4 / T_1 = p_1 \tau$, $V_1 = V_4$, ısı iletimi (Q) = $C_v (T_1 - T_4)$, ve entropideki değişim ($S_1 - S_4$) = $C_v \ln \tau$ olarak ifade edilir.

İşlem 2-3' de rejeneratörden çalışma akışkanına iletilen ısı, işlem 4-1' de çalışma akışkanından rejeneratöre iletilmiştir. Rejeneratör veya çalışma akışkanından kaynaklanan net bir ısı kazancı veya kaybı yoktur. Bu yüzden $T_{\max}$

sıcaklığında alınan toplam ısı $= R T_3 \ln r$, $T_{\min}$ sıcaklığında atılan ısı $= R T_1 \ln(1/r)$ ve ısı (termik) verim $= (\text{alınan ısı} - \text{atılan ısı}) / \text{alınan ısı} = \text{yapılan iş} / \text{alınan ısı} = (RT_3 \ln r - RT_1 \ln r) / R T_3 \ln r = 1 - \tau$ olarak ifade edilir. Bu değer aynı sıcaklık limitleri arasındaki Carnot verimine tekabül etmektedir.

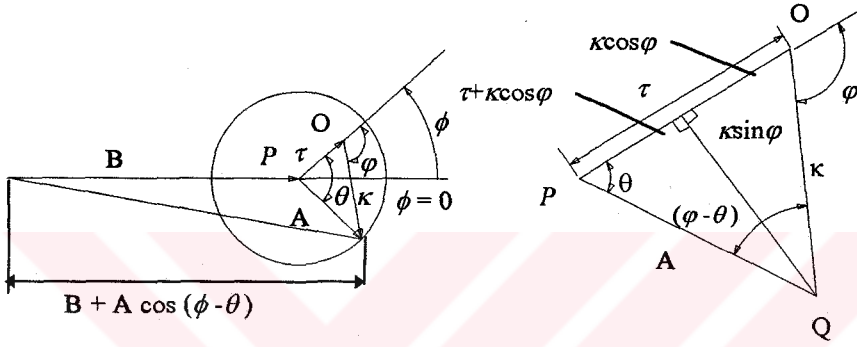
2.5.2. Schmidt Çevrimi

Stirling motorunun çalışmasının analizi 1861 yılında Schmidt tarafından yapılmıştır. Bu teoriye göre, karşılıklı çalışan parçaların harmonik hareketi, yapılan önemli kabuller doğrultusunda (izotermik sıkıştırma ve genleşme, rejeneratörde sabit hacimde ısı alıp verme) sağlanmaktadır. Bu oldukça ideal bir durumdur, fakat ideal Stirling çevriminden daha gerçekçidir. Schmidt teorisinin sonuçları motor dizaynında kullanılabilir. Bu kabullerle gerçeğe yaklaşma çalışmaları düşündürücü bir karmaşıklık ortaya koymuştur. Kapalı bir formda olmayan çözümler dijital veya analog bilgisayar simülasyonu çalışmalarını gerektirmiştir. Motorların bilgisayar benzeşimi ve dizayn optimizasyonunun yapılması genellikle akademik tezlerde araştırma ve geliştirme çalışması olarak ortaya çıkmaktadır. Schmidt çevriminin kabülleri şu şekildedir :

1. Rejeneratif işlem idealdir.
2. Ani basınçlar sistemin her yerinde aynıdır.
3. Çalışma akışkanı ideal gaz denkleminde ($P V = R T$) uymaktadır.
4. Sızıntı yoktur ve çalışma akışkanının kütlesi sabit kalmaktadır.
5. Çalışma bölgesindeki hacim değişimleri sinüsoidaldir.
6. Isı değiştiricisinde sıcaklık gradyanı (ısı yığılması) yoktur.
7. Silindir duvarı ve piston sıcaklıkları sabittir.
8. Silindir içersinde homojen bir dağılım vardır.
9. Yardımcı bölgede çalışma akışkanının sıcaklığı sabittir.
10. Makinanın hızı sabittir.
11. Kararlı hal durumları geçerlidir.

2.5.3. Temel Denklemler

Şekil 2-9' daki vektör diyagramı A ve B faktörleri, krank açısı (ϕ), sıkıştırma bölgesindeki hacim değişiminin genişleme bölgesiyle olan faz farkı (α), T_C / T_E sıcaklık oranı (τ), V_C / V_E süpürme hacim oranı (κ) ve θ arasındaki ilişkiyi göstermektedir [1], [3], [6].



Şekil 2-9. A ve B faktörleri, krank açısı (ϕ), sıkıştırma bölgesindeki hacim değişiminin genişleme bölgesiyle olan faz farkı (α), T_C / T_E sıcaklık oranı (τ), V_C / V_E süpürme hacim oranı (κ) ve θ arasındaki ilişkiyi gösteren vektör diyagramı.

$$\text{Genleşme bölgesi hacmi} \quad V_e = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \phi) \quad (2.1)$$

$$\text{Sıkıştırma bölgesi hacmi} \quad V_c = \frac{1}{2} V_C [1 + \cos(\phi - \alpha)] \quad (2.2)$$

Ölü bölgenin hacmi, toplam çalışma bölgesinin sabit hacmidir, buna genişleme ve sıkıştırma bölgesi hacmi dahil değildir.

$$V_D = X V_E \quad (2.3)$$

Genleşme bölgesindeki çalışma akışkanının kütlesi $M_e = (p_e V_e) / (R T_e)$, sıkıştırma bölgesindeki çalışma akışkanının kütlesi $M_c = (p_c V_c) / (R T_c)$ ve ölü bölgedeki

çalışma akışkanının kütlesi $M_d = (p_d V_d) / (RT_d)$ ' dir. Bu denklemlerden çalışma akışkanının sabit kalan toplam kütlesi şu şekilde ifade edilir.

$$M_T = (p_e V_e) / (RT_e) + (p_c V_c) / (RT_c) + (p_d V_d) / (RT_d) = (KV_E) / (2RT_e) \quad (2.4)$$

Anlık basınç sistem içersinde p' ye eşit ve aynı kalıyorsa, ve ayrıca T_e ve T_c sıcaklıkları T_E ve T_C ' de sabit ise, o zaman hacim ifadelerini yerine koyup R' yi yok ederiz. Ortaya çıkan bağıntının düzenlenmesiyle şu denklem elde edilir ;

$$K/p = (T_C / T_E) (1 + \cos \phi) + \kappa [1 + \cos(\phi - \alpha)] + (2V_D T_C) / (V_E T_D) \quad (2.5)$$

Ölü bölgedeki sıcaklık değişimi ekseneel yönde lineer ise o zaman ortalama sıcaklık aşağıdaki gibi ifade edilir ;

$$T_D = T_C + \frac{1}{2} (T_E - T_C) = (1 + T_E / T_C) (T_C / 2) \quad (2.6)$$

$T_C / T_E = \tau$ olduğundan (2.5) denkleminde

$$K/p = \tau (1 + \cos \phi) + \kappa [1 + \cos(\phi - \alpha)] + 2S \quad (2.7)$$

elde edilir. Burda S (azaltılmış ölü hacim) $2X\tau / (\tau + 1)$ ifadesine eşittir. (2.7) denklemini basitleştirmek için ilk olarak (2.8) denklemini ele alalım,

$$y = x \cos \phi + z \sin \phi \quad (2.8)$$

O zaman $y = \sqrt{r^2} \cos(\phi - \beta)$ ve burda $\tan \beta = z/x$, $z = r \sin \beta$ ve $x = r \cos \beta$ 'dır.

Buradan,

$$\begin{aligned} \sqrt{r^2} \cos(\phi - \beta) &= \sqrt{r^2} (\cos \phi \cos \beta + \sin \phi \sin \beta) \\ &= r \cos \phi \cos \beta + r \sin \phi \sin \beta \\ &= x \cos \phi + z \sin \phi \end{aligned}$$

denklem (2.8)' a eşit olduğu görülmektedir. (2.8) eşitliği (2.7) eşitliğine benzer bir anoloji ile,

$$\begin{aligned} K/p &= \left[(\tau + \kappa \cos \alpha)^2 + (\kappa \sin \alpha)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cos(\phi - \theta) + \tau + \kappa + 2S \\ &= (\tau^2 + 2\tau \kappa \cos \alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}} \cos(\phi - \theta) + \tau + \kappa + 2S \end{aligned} \quad (2.9)$$

denklemini elde edilir. Burda $\tan \theta = (\kappa \sin \alpha) / (\tau + \kappa \cos \alpha)$, dir.

$A = (\tau^2 + 2\tau \kappa \cos \alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}}$, $B = \tau + \kappa + 2S$ ve $\delta = A/B$ olarak tanımlandığında $K/p = A \cos(\phi - \theta) + B$ elde edilir ve burdan p şu şekilde olmaktadır ;

$$p = K / \{ B [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \} \quad (2.10)$$

Anlık basınç p ,

(a) minimum ise $\phi = \theta$, diğer bir değişle $(\phi - \theta) = 0$ 'dır.

(b) maksimum ise $\phi = (\theta + \pi)$, diğer bir değişle $(\phi - \theta) = \pi$ ' dir.

Buradan, $p_{\min} = K / [B(1 + \delta)]$, ve $p_{\max} = K / [B(1 - \delta)]$ olmaktadır. Böylece anlık basınç,

$$p = p_{\max} (1 - \delta) / [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \quad (2.11)$$

ve $p_{\min}$ basıncı cinsinden

$$p = p_{\min} (1 + \delta) / [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \quad (2.12)$$

olarak ifade edilir. Basınç oranı da şu şekildedir ;

$$p_r = p_{\max} / p_{\min} = (1 + \delta) / (1 - \delta) \quad (2.13)$$

Ortalama çevrim basıncı aşağıdaki gibi hesaplanır ;

$$p_{\text{ort}} = (1/2\pi) \int_0^{2\pi} p d(\phi - \theta)$$

$$p_{\text{ort}} = (1/2\pi) \int_0^{2\pi} \left\{ p_{\text{mak}} (1 - \delta) / [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \right\} d(\phi - \theta) \quad (2.14)$$

denklem çözüldüğünde ortalama basınç bulunur ;

$$p_{\text{ort}} = p_{\text{mak}} \left[(1 - \delta) / (1 + \delta) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

İletilen ısı ve yapılan iş, genişleme ve sıkıştırma işlemleri izotermik olduğundan birbirine eşittir. Bu yüzden $Q = P = \int p dV$ eşitliğini yazabiliriz. Hacim ifadesini $V = \frac{1}{2} V_E (1 + \cos \phi)$ şeklinde yazdığımızda,

$$dV = -\frac{1}{2} V_E \sin \phi d\phi \quad (2.16)$$

denklemini elde edilir, ve

$$p = p_{\text{ort}} [1 - \Delta \cos(\phi - \theta)] \quad (2.17)$$

ise, yaklaşık olarak $\Delta = 2\delta \sqrt{1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}}$ yazılabilir. O halde Q ,

$$Q = -\frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \left\{ p_{\text{ort}} V_E [1 - \Delta \cos(\phi - \theta)] \sin \phi \right\} d\phi$$

$$Q = -\frac{1}{2} p_{\text{ort}} V_E \int_0^{2\pi} \left[\sin \phi - \Delta (\cos \phi \cos \theta \sin \phi + \sin \theta \sin^2 \phi) \right] d\phi$$

$$Q = -\frac{1}{2} p_{\text{ort}} V_E \left[-\cos \phi - \Delta [-\cos \theta \cdot \frac{1}{2} \cos 2\phi + \sin \theta (\frac{1}{2} \phi - \frac{1}{4} \sin 2\phi)] \right]_0^{2\pi}$$

$$Q = -\frac{1}{2} p_{\text{ort}} V_E \left[-\Delta \sin \theta \frac{\phi}{2} \right]_0^{2\pi}$$

$$Q = -\frac{1}{2} \pi p_{\text{ort}} V_E \Delta \sin \theta \quad (2.18)$$

Genişleme bölgesindeki hacim değişimleri (2.1) denklemi ile verilmektedir. Denklem (2.16)' de yerine konduğunda, denklem (2.18)' den genişleme bölgesinde iletilen ısı,

$$Q = \pi p_{\text{ort}} V_E \delta \sin \theta \left/ \left[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \right] \right. \quad (2.19)$$

şeklinde hesaplanır.

Sıkıştırma bölgesindeki hacim değişimi (2.2) denklemi ile verilmektedir. Yukarıda anlatılana benzer bir işlem sırasıyla, istenilen şekilde basınç ve hacim değişimi elde edilebilir. Sıkıştırma bölgesi için iletilen ısı şu şekilde olmaktadır ;

$$Q_c = \left[\pi p_{\text{ort}} V_E \kappa \delta \sin(\phi - \alpha) \right] \left/ \left[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \right] \right. \quad (2.20)$$

Denklem (2.20)' i denklem (2.19)' ye bölerek,

$$\begin{aligned} Q_c / Q &= \left[\kappa \sin(\phi - \alpha) \right] / \sin \theta \\ Q_c / Q &= \kappa (\sin \theta \cos \alpha - \cos \theta \sin \alpha) / \sin \theta \\ Q_c / Q &= \kappa (\cos \alpha - \sin \alpha / \tan \theta) \end{aligned} \quad (2.21)$$

denklemi elde edilir, fakat $\tan \theta = \kappa \sin \alpha / (\tau + \kappa \cos \alpha)$ olduğundan $Q_c / Q = -\tau$ 'dur.

Genişleme bölgesindeki iletilen ısı sıkıştırma bölgesinde iletilen ısıya zıt işaretlidir, ve sıcaklık oranı τ 'dan nümerik olarak farklıdır. Benzeşim yardımıyla, her iki bölgede yapılan iş te, aynı ilişki kurulabilir. $P_c = -\tau P_E$, ve net güç (iş) $P = P_E + P_c = (1 - \tau)Q$ 'dur. Motor şeklinde çalışmada $T_E > T_C$, veya $\tau < 1$ ise ısı (termik) verim $\eta = (\text{verilen ısı} - \text{atılan ısı}) / (\text{verilen ısı})$ 'dır ve şu denklemle ifade edilir ;

$$\eta = (Q - \tau Q) / Q = 1 - \tau = (T_E - T_C) / T_E \quad (2.22)$$

Bu Carnot verimine denk gelmektedir. Makina soğutucu olarak çalıştırılırsa $T_C > T_E$, veya $\tau > 1$ ise soğutma katsayısı = alınan ısı / yapılan iş 'tir, veya

$$\begin{aligned} q^* &= Q / (Q - Q_c) = 1 / (1 - \tau) \\ q^* &= T_E / (T_E - T_C) \end{aligned} \quad (2.23)$$

denklemlerle ifade edilir. Bir ısı pompası olarak çalıştırılırsa $T_C > T_E$, veya $\tau > 1$ ise ısıtma katsayısı = atılan ısı / yapılan iş 'tir, veya

$$\begin{aligned} q &= Q_c / (Q - Q_c) = \tau / (1 - \tau) \\ q &= T_C / (T_E - T_C) \end{aligned} \quad (2.24)$$

denklemlerle ifade edilir. Ayrıca bu bağıntı ısı verimin tersidir.

Makinadaki kütle dağılımını ifade etmek için ideal gaz denklemi ($M = pV/RT$) kullanılır, burdaki p aşağıdaki bağıntıyla verilir.

$$p = p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} / [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \quad (2.25)$$

a) Genleşme bölgesindeki çalışma akışkanının anlık kütlesi ;

$$M_o = \frac{1}{2} V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} (1 + \cos \phi) / [RT_E (1 + \delta \cos(\phi - \theta))] \quad (2.26)$$

Bu bölgedeki çalışma akışkanının kütlesindeki değişim oranı ;

$$\begin{aligned} dM_o / d\phi &= V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \{ \delta [\sin(\phi - \theta) - \sin \theta] - \sin \phi \} / 2RT_E \\ &\quad [1 + \delta \cos(\phi - \theta)]^2 \end{aligned} \quad (2.27)$$

b) Sıkıştırma Bölgesindeki çalışma akışkanının anlık kütlesi ;

$$M_o = \frac{1}{2} \left[\kappa V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} (1 + \cos(\phi - \alpha)) \right] / 2RT_C [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \quad (2.28)$$

Bu bölgedeki çalışma akışkanının kütlesindeki değişim oranı ;

$$\frac{dM_c}{d\phi} = \frac{\kappa V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \{ \delta [\sin(\phi - \theta) + \sin(\alpha - \theta) - \sin(\theta - \alpha)] \}}{2RT_c [1 + \delta \cos(\phi - \theta)]^2} \quad (2.29)$$

c) Ölü hacimdeki çalışma akışkanının anlık kütlesi ;

$$M_d = \left[X V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \right] / RT_D [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \quad (2.30)$$

Bu bölgedeki çalışma akışkanının kütlesindeki değişim oranı ;

$$\frac{dM_d}{d\phi} = \left[X V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \delta \sin(\phi - \theta) \right] / RT_D [1 + \delta \cos(\phi - \theta)]^2 \quad (2.31)$$

Kütle değişim oranları toplanırsa $dM_e + dM_c + dM_d = 0$ 'dır, bu yüzden çalışma akışkanının toplam kütlesi (M_T) sabit olur, ve şu şekildedir ;

$$M_T = V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \left\{ \tau (1 + \cos \phi) + \kappa [1 + \cos(\phi - \alpha)] + 2S \right\} / 2RT_c [1 + \delta \cos(\phi - \theta)] \quad (2.32)$$

$\phi = 0$ olduğu zaman M_T ,

$$M_T = V_E p_{ort} (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \left[\tau + S + (\kappa/2)(1 + \cos \alpha) \right] / RT_c (1 + \delta \cos \theta) \quad (2.33)$$

Boyutsuz birimlerde alınan ısı ve motor çıkış gücü ifadelerini aşağıdaki gibi belirtmek mümkündür.

a) Çalışma akışkanının birim kütlesi başına alınan ısı, denklem (2.19) ve (2.33) birleştirilerek elde edilmektedir ;

$$Q_{küt} = Q / RT_c = \pi \delta \sin \theta (1 + \cos \theta) / \left\{ (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \left[1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}} \right] \left[\tau + (\kappa/2)(1 + \cos \alpha) + S \right] \right\} \quad (2.34)$$

Benzer olarak çalışma akışkanının birim kütlesi başına net motor çıkış gücü ;

$$P_{\text{kütle}} = P/RT_c = (\tau - 1)Q_{\text{kütle}} \quad (2.35)$$

b) Karakteristik basınç ve hacimleri kullanarak aşağıdaki boyutsuz ifadeler elde edilebilir. Toplam süpürme hacmi ;

$$V_T = (V_E + V_C) = (1 + \kappa)V_E \quad (2.36)$$

Bu denklemin (2.2) ve (2.15) denklemleriyle birleştirilmesi sonucunda Q_{mak} ;

$$Q_{\text{mak}} = Q / (P_{\text{mak}} V_T) = \left[\pi (1 - \delta)^{\frac{1}{2}} \delta \sin \theta \right] / \left[(1 + \kappa) (1 + \delta)^{\frac{1}{2}} (1 + 1 - \delta^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.37)$$

ve P_{mak} ;

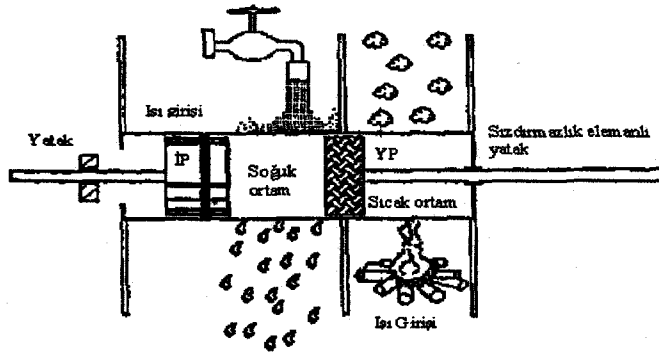
$$P_{\text{mak}} = (\tau - 1)Q_{\text{mak}} \quad (2.38)$$

elde edilir.

BÖLÜM 3. STIRLING MOTORUNUN ÇALIŞMA PRENSİBİ VE SINIFLANDIRILMASI

3.1. Stirling Motorunun Çalışma Prensibi

Stirling motoru sıkıştırma ve genleşme olayıyla çalışmaktadır, fakat iki ana sebepten dolayı içten yanmalı bir motordan farklılık gösterir ; Isı dışarıdan ve sürekli olarak verilmektedir. Kullanılan çalışma akışkanı genellikle hidrojen veya helyumdur ve tamamen kapalı bir sistemde çalışmaktadır. Stirling prosesinin en basit tasvir edilen modeli soğuk ve sıcakta çalışan iki pistondan oluşmasıdır. Pistonlar arasındaki çalışma akışkanı soğuk ve sıcak hacimler arasında sürekli olarak geri ve ileri hareket eder. Bu sırada sürekli olarak ısıtılır ve soğutulur. Gaz sıcaktan soğuk tarafa geçerken ısı depolayan bir rejeneratörden geçmektedir. Gaz aksi yönde hareket ettiği zaman ise ısı verir. Mümkün olan en basit şekilde anlaşılması için Stirling motorunun çalışma prensibi şekil 3-1’ de şematik olarak verilmiştir [2].

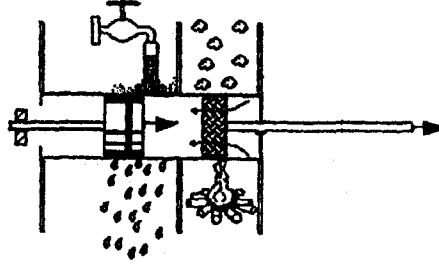


Şekil 3-1. Stirling motorunun çalışma prensibinin basit modeli

İP : İş pistonu YP : Rejeneratörle beraber yerdeğiştirme pistonu

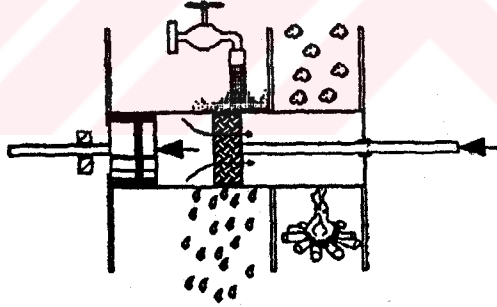
Şekil 3-2 de Yerdeğiştirme pistonu sağa doğru hareket ettiğinde sıcak gaz rejeneratörden geçerek soğuk ortama iletilir. Bu geçiş sırasında ısıнын büyük bölümü

rejeneratörde kalmaktadır. Daha sonra soğuk bölgede daha da soğumakta ve bu soğuma sonucunda yoğunluğu artmaktadır. Buda sıcak tarafta alçak basınca ve böylece güç pistonunda bir iş yapılmasına neden olmaktadır.



Şekil 3-2. Sıkıştırma fazı

Bu aşamadan sonra şekil 3-3' de görüleceği gibi yerdeğiştirici piston sola doğru hareket eder ve böylece soğuk taraftaki çalışma akışkanı sıcak rejeneratörün içinden geçerek sıcak ortama ulaşır. Bu aşamada rejeneratörde bıraktığı ısı enerjisini geri alır ve ayrıca bu bölgede ısı almaya devam eder. Bu durumda gaz tekrar genişler ve yeniden güç pistonuna iş yaptırır.

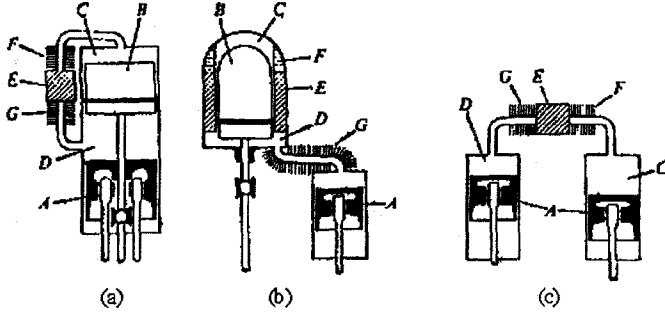


Şekil 3-3. Genişleme fazı

3.2. Stirling Motorlarının Sınıflandırılması

Stirling motoru için oluşturulan çeşitli dizayn tipleri üç genel gruba ayrılabilir ; (1) iki pistonlu motorlar, (2) iş pistonlu ve yer değiştiricili motorlar, (3) iş pistonu ve yer değiştiricinin aynı veya ayrı silindirlerde olması. Bu üç tipin birer örneği şekil 3-4' de gösterilmiştir. İş pistonu ve yerdeğiştirici arasındaki temel fark, iş pistonunda gaz sızdırmazlığını sağlayan contanın olmasıdır, bu yer değiştirici

pistonda yoktur. Bu yüzden yerdeğiştirici pistonun altında ve üzerindeki basınç, aerodinamik akış kayıpları ihmal edilirse aynı olmaktadır. Yerdeğiştirici çalışma akışkanını üzerine bir iş yapmaz, sadece akışkanını bir taraftan diğeri bir tarafa geçirme işlemini gerçekleştirmektedir. İş pistonundan dolayı, yerdeğiştirici üstündeki ve altındaki akışkan basıncı, çevrimin anlık bazı noktaları dışında aynı değildir [3], [6].



Şekil 3-4. Stirling motorunun üç temel dizaynı

- (a) Aynı silindir içersindeki piston ve yerdeğiştirici
- (b) Ayrı silindir içersindeki piston ve yerdeğiştirici
- (c) İki pistonlu

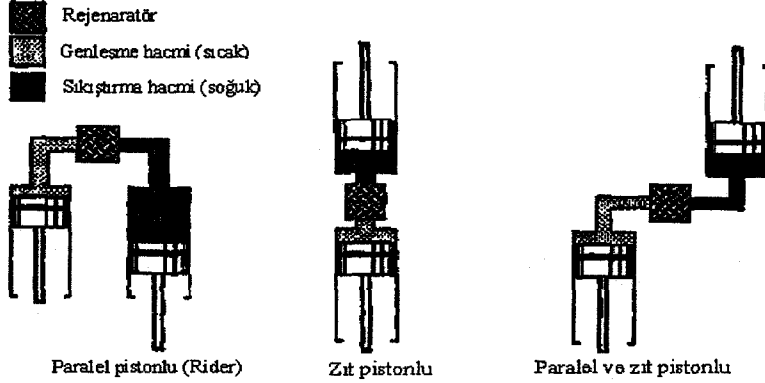
İş pistonu silindir içersinde hareket ederken ya piston gaza, yada gaz pistonu iş yapar. Bazı makinalarda yerdeğiştirici kısmen veya tamamen gözenekli metalik kısımdan oluşmaktadır. Kendiliğinden rejeneratif ısı değıştirici özelliğini taşıyan bu kısım rejeneratif yerdeğiştirici olarak adlandırılmaktadır. Aşağıda Stirling motoru tipleri daha detaylı bir şekilde sınıflandırılmaya çalışılmıştır.

3.2.1. Tek Etkili Stirling Motorları

İş pistonu ve yer değıştirici pistonun sadece birer yüzeyi, iç hacimdeki basınç dalgalanmalarına maruzdur. Bu tip motorları üç sınıfta değışlendirmek mümkündür.

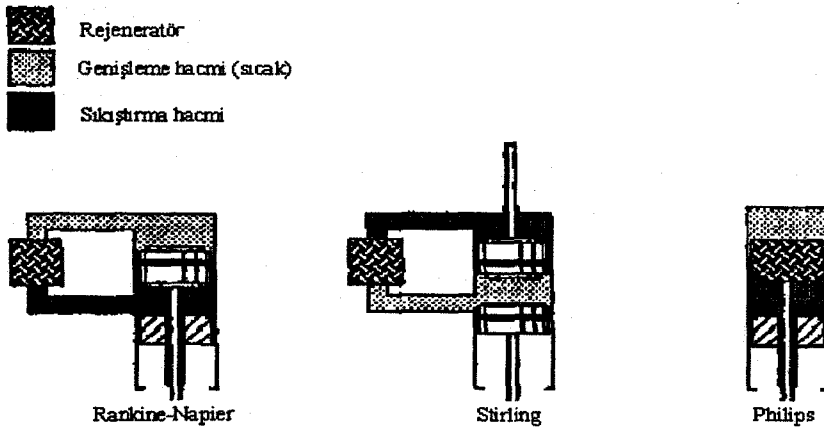
a) Tek Etkili Alfa Tipi Stirling Motorları : Şekil 3-5’de görüldüğü gibi iki piston ayrı ayrı iki silindir içinde bulunmaktadır. Sızdırmazlık problemleri nedeniyle düşük sıcaklıklarda çalışan makinalardır. Bu sebeble buzdolabı ve ısı pompası gibi

sistemlerde tercih edilir. Sıcak taraftaki iş pistonu genişlerken iş üretmekte ve aynı anda soğuk taraftaki piston iş çekmekte bunuda volanın ataletinden karşılamaktadır. Bunun dışında bu tipe dahil olan döner silindirli (Finkelstein' nin dizaynı), V-silindirli dizaynlar da mevcuttur.



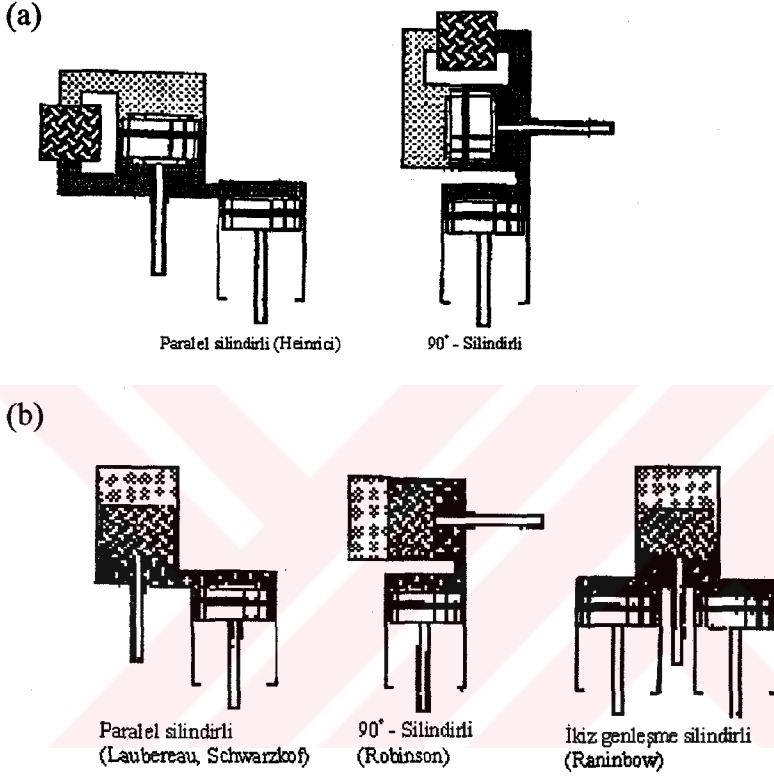
Şekil 3-5. Tek etkili Alfa tipi Stirling motorlarının çeşitli düzenekleri

b) Tek Etkili Beta Tipi Stirling Motorları : Her iki piston da aynı silindir içerisinde çalışmaktadır. Bu tipte iş pistonu sıcak ve yerdeğiştirici soğuk tarafta çalışacak şekilde düşünülmüştür. Böylece yerdeğiştirici ile iş çubuğu arasındaki sızdırmazlığın yüksek basınç ve sıcaklıklara maruz kalması engelenmiştir. Şekil 3-6' da bu tipin çeşitli düzenekleri gösterilmiştir. Beta tipinin Gama tipine (biraz sonra açıklanacak) göre en büyük teorik özelliği daha büyük bir sıkıştırma oranına sahip olmasıdır. Aynı sıkıştırma özelliğine sahip motorda ölü hacimin büyük olmasından dolayı Gama tipine göre %30 daha büyük ısı değıştirici monte edilebilir.



Şekil 3-6. Tek etkili Beta tipi Stirling motorlarının çeşitli düzenekleri

c) Tek Etkili Gama Tipi Stirling Motorları : Bu düzenekte yerdeğiştirici ile iş pistonu ayrı ayrı silindirlerde bulunmaktadır. Graham Walker bu tipi Split-Stirling olarak tanımlamıştır. Çok çeşitli versiyonları vardır. şekil 3-7.(a)' da dışarıdan rejeneratörlü ve (b)' de rejeneratörün yerdeğiştirici olarak kullanıldığı tipler gösterilmiştir.



şekil 3-7. Tek etkili Gama tipi Stirling motorlarının çeşitli düzenekleri

(a) Dışarıdan rejeneratörlü tip

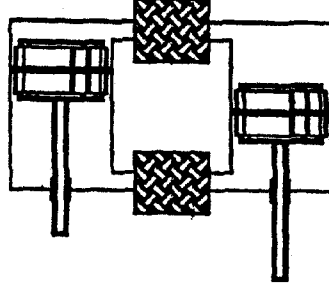
(b) Rejeneratörün yerdeğiştirici olarak kullanıldığı tip

3.2.2. Çift Etkili Stirling Motorları

Çift etkili Stirling motorlarında içerdeki basınç pistonun her iki yönüne de etki etmekte, buda pistonun hem iş hemde yerdeğiştirici piston olarak kullanılmasını sağlamaktadır.

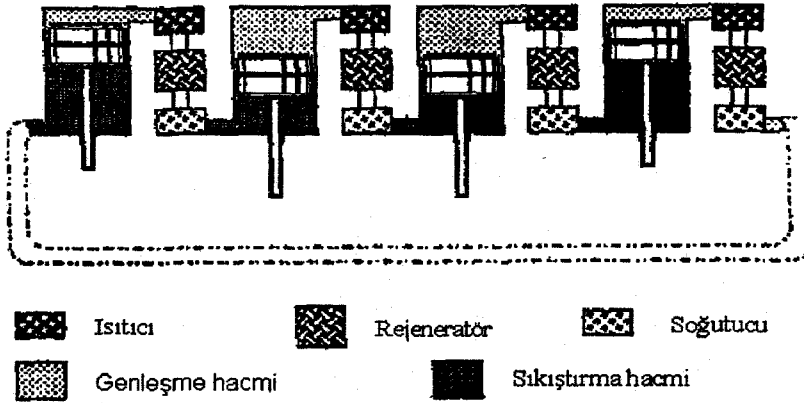
(a) Çift Etkili Franchot Stirling Motoru : şekil 3-8' de Franchot Stirling motorunun prensip şeması gösterilmiştir. İki piston dört ayrı hacim sınırlamaktadır.

Bunlarda birer çift olarak ayrı iki Alfa makinası çalışıyormuş gibi düşünülebilir. Alfa makinasında olduğu gibi genişleme ve sıkıştırma pistonları arasında yaklaşık 90° bir faz açısı gereklidir. Sıcak tarafta çalışan piston çubuğunun sızdırmazlığı bir problem olarak gözükmemektedir.



Şekil 3-8. Çift etkili Franchot Stirling motoru (1853 Finkelstein' nın dizaynı)

(b) Çift Etkili Siemens Stirling Motoru : 1863 yılında sir William Siemens tarafından dizaynı yapılan bu motor 1940' ta Weenan tarafından tekrardan ortaya konmuştur. Bugün yüksek performanslı Stirling motorlarının prensibi buna dayanmaktadır. Şekil 3-9' da Rinia makinası olarak adlandırılan Siemens Stirling motoru gösterilmiştir.



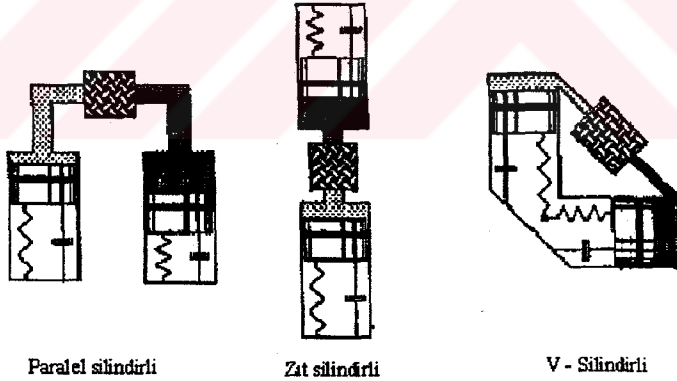
Şekil 3-9. Çift etkili Siemens Stirling motoru

Pistonun sadece bir tarafında sıkıştırma (soğuk) odası bulunmakta, buda sızdırmazlığın düşük sıcaklıkta olmasını sağlamaktadır. Siemens makinası çift etkili

olma ve sızdırmazlığın soğuk bölgede olmasını sağlayan birleştirme olayına sahiptir. Bu şekilde yüksek güçlere çıkılması sağlanmaktadır. Resimde dört silindirli motor gösterilmekte fakat silindir sayısının pratikte sınırlaması yoktur. Silindir sıralama şekilleri U, V, dörtköşe ve daire şeklinde olabilmektedir. Şekildeki motorun sadece bir parçası ele alındığında motorun Alfa tipi olduğu ortaya çıkmaktadır. United Stirling' in yaptığı 4-95 motoru 52 kW değerine çıkmıştır.

3.2.3. Serbest Pistonlu Stirling Motorları

Bu tip motorlarda iş pistonu, yerdeğiştirici piston ve bunların çevresiyle herhangi bir mekanik bağlantı yoktur. Her iki pistonda serbest hareket etmektedir. Dönüştürülen enerji bir membran yardımıyla (hidrolik-mekanik enerji), bir jeneratör yardımıyla (elektrik enerjisi), bir ısı değıştiricisi ile (ısı iletimi) veya diğeri bir takım kombinasyonlarla iletilir. Şekil 3-10' da serbest pistonlu Alfa tipi Stirling motorunun çeşitli düzenekleri gösterilmiştir.



Şekil 3-10. Serbest pistonlu Alfa tipi Stirling motorunun çeşitli düzenekleri

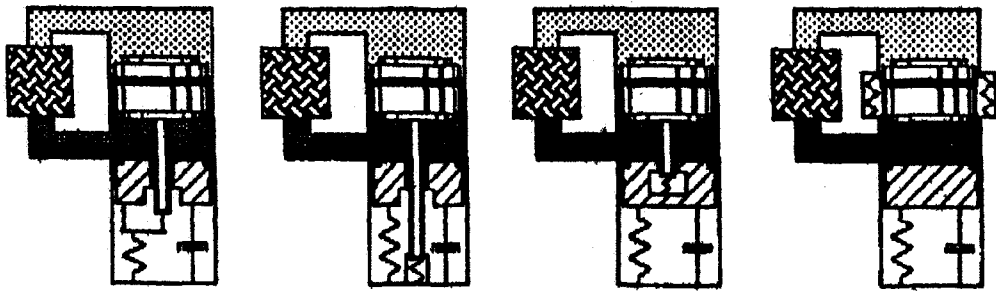
Prensip olarak bütün Stirling motorları serbest hale dönüştürülebilir. Bunun için dışarıya çıkan mekanik bağlantılar (biyel ve kollar) motorun iç kısmında bulunan yay-damper sistemleri ile değıştirilir. Yay olarak genellikle gazın kendisi ve sönüm içinde piston ile silindir arasındaki sürtünme kullanılır. En küçük sıcaklık değışimlerinde ve bunun sonucunda meydana gelecek basınç değışimleriyle hemen

titreşmeye yani harekete geçerler. Yüksek hızlı motorlar için ısı değıştiricinin dışarıda olması gereklidir. Buna rağmen yapılarının basit oluşu, yanal kuvvet taşımamaları ve her türlü sızdırmazlık problemlerinin ortadan kalkması nedeniyle oldukça ilgi çekici motorlardır.

a) Serbest Pistonlu Alfa Tipi Stirling motoru : Daha önce anlatılan Alfa tipi Stirling motorunun özelliklerine sahiptir. Alfa, Beta ve Gama tipi motorlarda işlemin gerçekleşmesi için şu iki şartın sağlanması gereklidir:

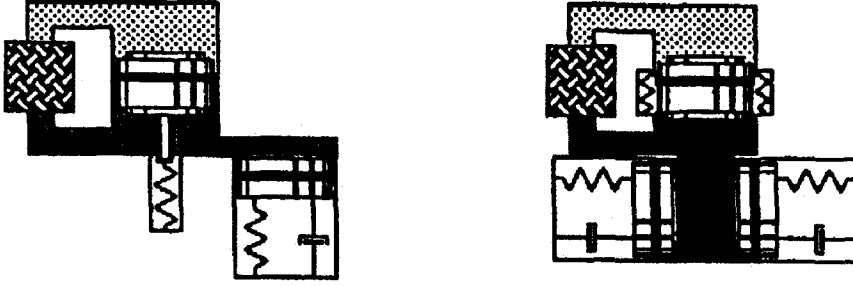
1. Yerdeğıştirici piston çok hafif olmak zorundadır, bu şekilde atalet azalacağından yük değışimlerine (veya basınç değışimlerine) hızlı bir şekilde cevap vermesi sağlanır.
2. İş pistonu ağır olmalıdır, çünkü yüksek bir atalete (enerji deposu görevi için) sahip olması gerekmektedir. Hemen hemen sinüs formunda hareket yapmaktadır.

b) Serbest Pistonlu Beta ve Gama Tipi Stirling Motoru : Şekil 3-11' de dört değışik Beta tipi serbest pistonlu Stirling motoru düzenekleri gösterilmiştir. Aralarındaki fark pistonların yerdeğıştirmelerinden ibarettir.



Şekil 3-11. Serbest Pistonlu Beta Tipi Stirling Motoru düzenekleri

Şekil 3-12' de Gama tipi serbest pistonlu Stirling motoru düzenekleri gösterilmiştir. G.Walker tarafından Split motor olarak ifade edilmiştir.

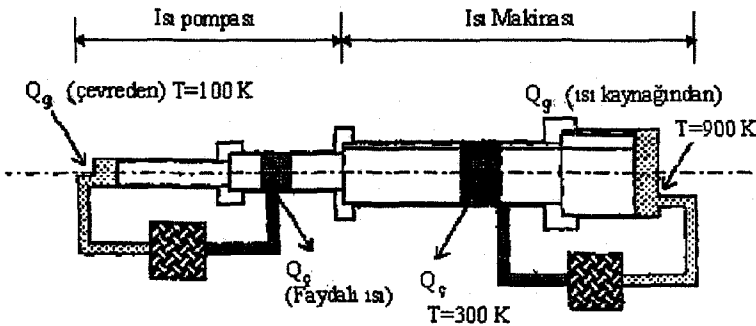


Şekil 3-12. Serbest Pistonlu Gama Tipi Stirling Motoru düzenekleri

c) Serbest Pistonlu Siemens Stirling Motoru : 3.2.2.(b)' de anlatılan çift etkili Siemens Stirling motorunun mekanik bağlantıları kaldırıldığında serbest pistonlu Siemens motoru elde edilir. Motor çift etkilidir. Motordan elde edilen güç, sıkıştırma bölgesine yerleştirilmiş bulunan lineer alternatör yardımıyla elektrik enerjisi şeklinde çekilebilir. Üç pistonlu yapılan bu tip bir motorda pistonların 120° faz açısıyla yerleştirilmesiyle, üç fazlı alternatif bir akım elde edilmesi mümkündür.

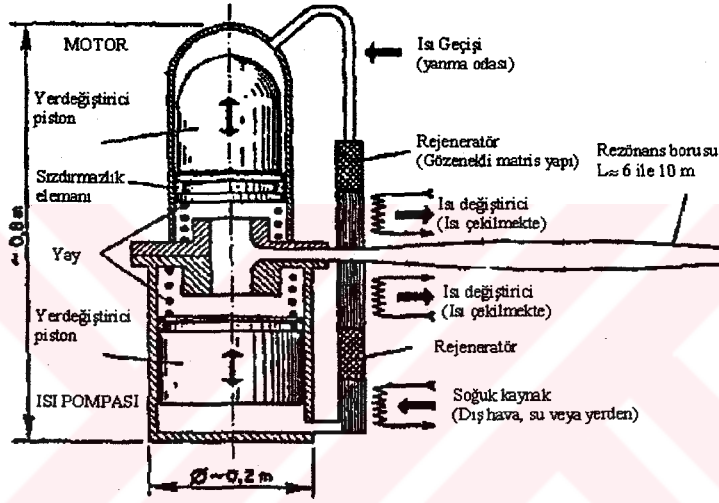
d) Serbest Pistonlu Franchot Stirling Motoru : 3.2.2.(a)' da anlatılan çift etkili Franchot Stirling motorunun mekanik bağlantıları, yay ve damper sistemlerle birleştirilerek elde edilmektedir. Aslında iki silindirli bir Siemens motorudur.

e) Duplex Serbest Pistonlu Stirling Isı Pompası : Bu makina bir ısı makinası ile bir ısı pompasının kombinasyonudur. Rejeneratif ısı pompası gibi çalışmakta, tek farkı ise dışarıdan harekete geçirilmesi gerekmemektedir. Şekil 3-13' de ortadaki iş pistonu çapının değişimi ile gerekli olan minumum ortam sıcaklığı ayarlanabilmektedir.



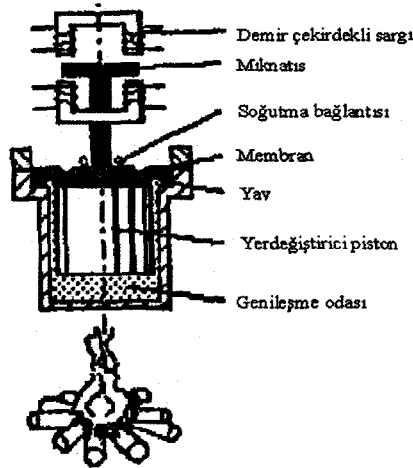
Şekil 3-13. Sunpower firmasının yaptığı Duplex serbest pistonlu Stirling ısı pompası

f) Salınlımlı Hava Sütunlu Stirling Isı Pompası : Burada Duplex Stirling ısı pompasının ortadaki serbest piston kaldırılarak yerine bir hava sütunu kullanılmaktadır. Bu hava sütununa bir rezonans borusu yardımıyla sinüs hareketleri verilmektedir. Çalışma şartlarına bağlı olarak rezonans borusunun şekli ve boyu seçilmektedir. Bu ısı pompası şekil 3-14' de gösterilmiştir. Şekilde de görüleceği gibi bu sistemdeki her iki pistonda serbest hareket etmekte ve arada yaylar vardır. Ayrıca iş pistonu yerine rezonans borusu konduğu görülmektedir. Bunun araştırmalarını yapan kişi Cenevre' den Budlinger'dir.



Şekil 3-14. Salınlımlı hava sütunlu Stirling ısı pompası

g) Membranlı Serbest Pistonlu Stirling Motoru : Şekil 3-15' de gösterilen bu

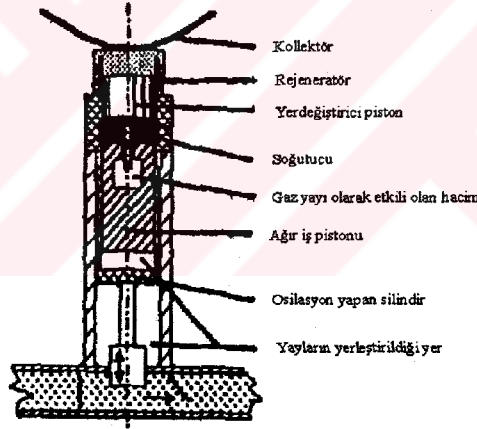


Şekil 3-15. Membranlı serbest pistonlu Stirling Motoru

motor Cooke Yarborough' un Harwell Nükleer Araştırma Enstitüsünde geliştirdiği membranlı serbest pistonlu Stirling motorunun prensip şemasıdır. Bu tip motorlara termomekanik jeneratörde denmektedir. Bu motorda bir iş pistonu yerine bir mıknatısa bağlanmış metal bir membran vardır. Yerdeğiştirici piston ise silindire bir veya birden fazla yay ile bağlıdır. Seçilen yay veya hareket eden kütleyle göre istenen frekanslar sağlanabilir. Isı kaynağı olarak Harwell Enstitüsünde önce radyoaktif izotop kullanılmış fakat bugün propan gazı ile çalıştırılmaktadır. Bugün bu tip sistemler hesaplanmış ve testleri yapılmıştır.

3.2.4. Serbest Silindirli Stirling Motoru

Şekil 3-16' da serbest silindirli bir Stirling su pompası gösterilmiştir. Burda pistonun kütlesi silindirin kütlesinden fazladır.

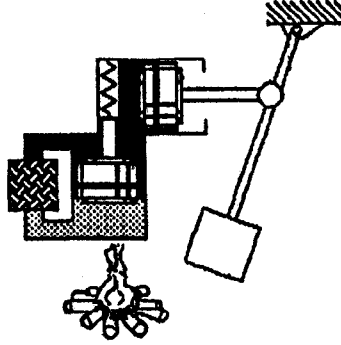


Şekil 3-16. Serbest silindirli Stirling su pompası

3.2.5. Melez Stirling Motorları

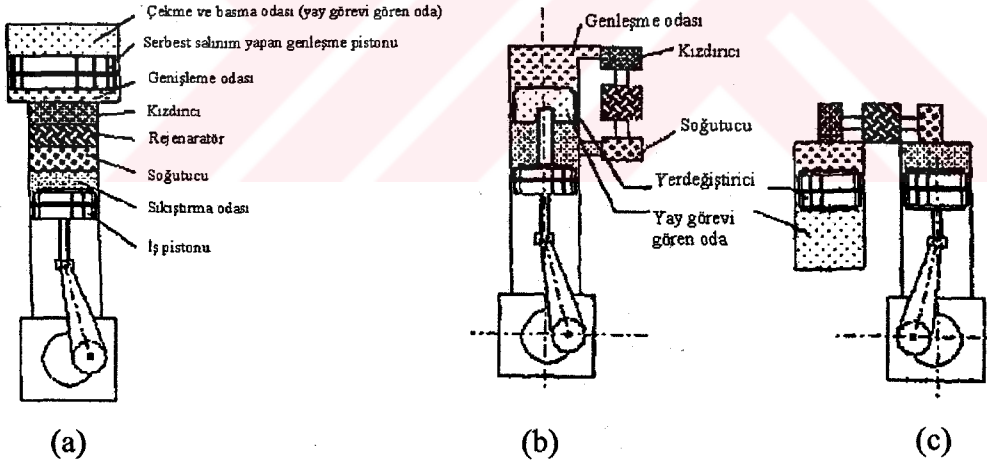
Bu tip Stirling motorlarında iş pistonu ile yerdeğiştirme pistonu bir mekanizma ile birbirlerine bağlı değildirler. Bu şekilde iki yapı özelliğini bir arada taşırlar. İş pistonu ya mekanik olarak bir bağlantıya sahip ve yerdeğiştiren piston akışkan içerisinde serbest salınım yapmaktadır, yada tersi bir durum olmaktadır. Buna örnek olarak şekil 3-17' de sarkaçlı serbest pistonlu Stirling motoru gösterilmiştir.

a) Sarkaçlı Serbest Pistonlu Stirling Motoru : İlk olarak 1978 den önce İngiltere Bristol de bir dizayncı olan Bevor Horace Rainbow tarafından incelenmiştir.



Şekil 3-17. Sarkaçlı Serbest Pistonlu Stirling Motoru

b) Ringbom Motoru : Ossian Ringbom tarafından 1907 de patenti alınmış fakat yapılmamıştır. G.Walker ve arkadaşları bu motoru yeniden incelemişler ve dünya ya tanıtmışlardır. Şekil 3-18' de Alfa, Beta ve Gama Ringbom motorları gösterilmiştir.



Şekil 3-18. Ringbom Motorunun çeşitli düzenekleri

- (a) Alfa tipi Ringbom motoru
- (b) Beta tipi Ringbom motoru
- (c) Gama tipi Ringbom motoru

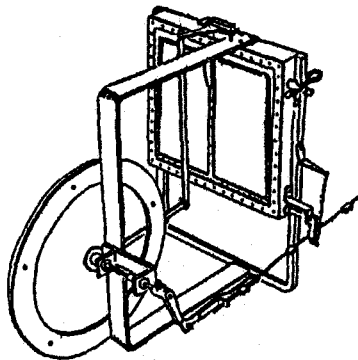
Bu makinaların en büyük avantajı yerdeğiştiricinin kolay tahrik edilmesidir. Bu sistemde iş miline bağlı bir krank biyel mekanizması kullanılmıştır. Dezavantajı pistonların yanıl kuvvetlere sahip olması ve dengeleme problemleri vardır. Ayrıca

yük ve devir sayısı değişimlerine karşı çok hassastır. İş çekilen mildeki yük ve devir sayısı değiştiğinde, iş pistonunun frekansı ile yerdeğiştirici pistonun frekansı arasında fark oluşmakta, buda motorun durmasına sebep olmaktadır. Geniş bir devir sayısı aralığında çalışabilmek için yerdeğiştirici pistonun yay katsayısını yani rezonans frekansını değiştirebilen bir kontrol sistemine ihtiyaç vardır. Buda yapım basitliğinin getirdiği avantajları ortadan kaldırmaktadır.

c) Martini Yerdeğiştiricili Motor : Bu isim altında toplanan motorlarda yerdeğiştirici piston bir elektrik motoruyla tahrik edilmektedir. Bu tahrik iç basınç salınımlarından ve pistonun hareketinden bağımsızdır. Bu tür Stirling motorları tıp alanında yapay kalp olarak, ayrıca elektrik şebekelerinde paralel elektrik üretici olarak kullanılmaktadır.

3.2.6. Kolin'in Düz Plakalı Stirling Motoru

Süreksiz çalışma imkanı sağlayan bu motor 16°C sıcaklık farkı ile bile çalışabilme özelliğine sahip olup yapımı basittir. Daha sonra bölüm 6' da daha detaylı olarak incelenmiştir. Düz plaka olmasının özelliği daha fazla miktarda ısı depolama avantajı sağlamasıdır. Şekil 3-19' da görüleceği gibi membran olarak çalışan arka duvar hava ile soğutulmaktadır. Yerdeğiştirici strafor veya alüminyum köpük' ten yapılmaktadır. Kolin yalnızca düşük sıcaklıklı ısı kaynakları için geçerli olan yaklaşık güç formülünü şu bağıntıyla vermiştir ; $P = V \cdot \Delta T^3 / 2 \cdot 10^8$ burda P(kW), V(dm³) ve ΔT(K) birimlerindedir [5]. Bu motorun geliştirilmiş bir modeli

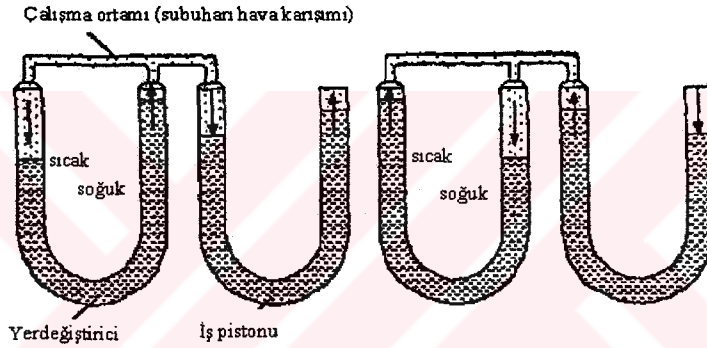


Şekil 3-19. Düz plakalı Stirling motoru (1989)

Herrn Eckhart Weber tarafından yapılmıştır. Stabilité açısından düz plaka yerine konik bir plaka tercih etmiştir ve bunu 1989 yılında IENA mucitler fuarında sergilemiştir. 1m^2 ' lik güneşe bakan yüzey ile çalıştırılan bir pompa $1\text{m}^3/\text{h}$ veya 16 litre su/dakika pompalamaktadır.

3.2.7. Sıvı Pistonlu Stirling Motoru

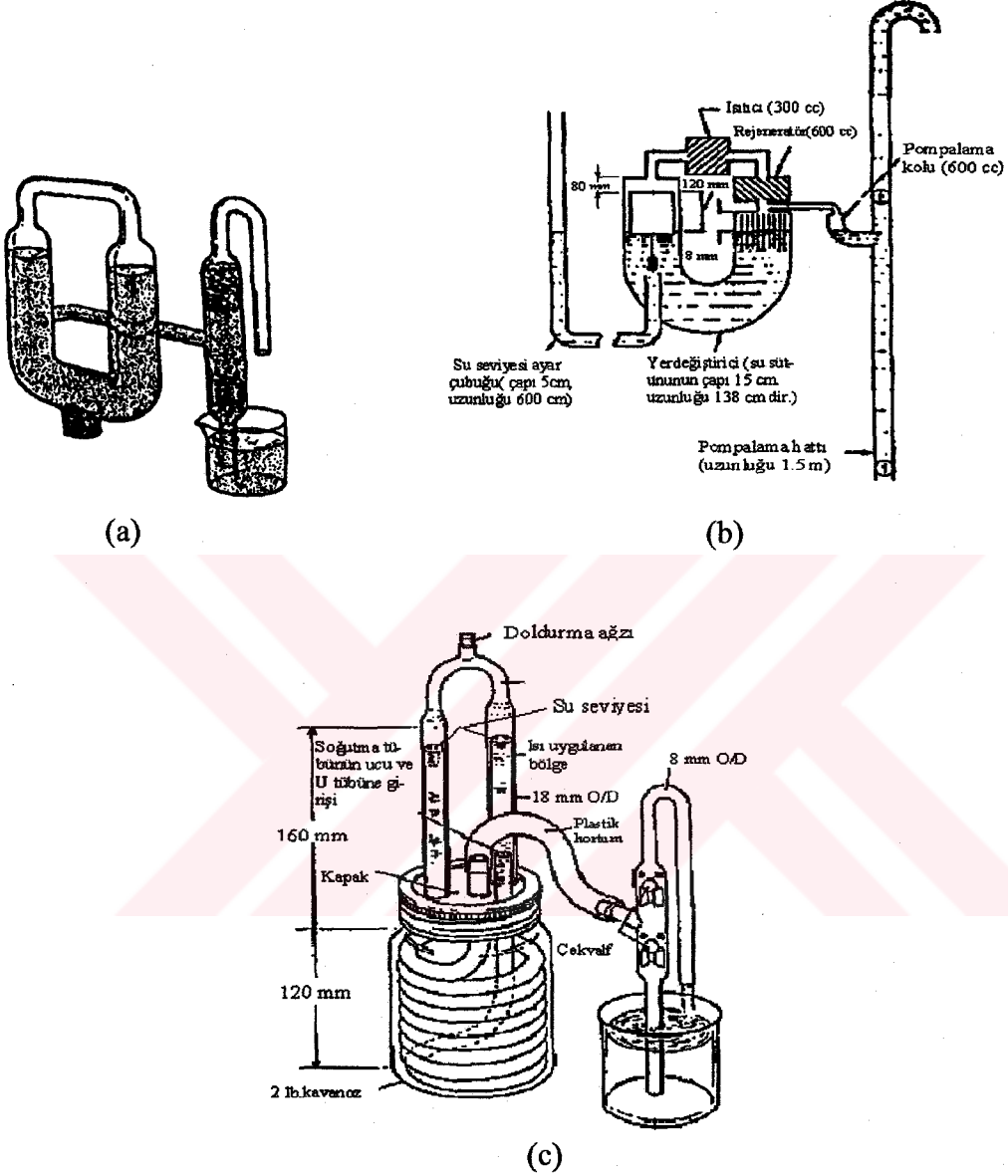
Dr. Colin D. West tarafından ortaya atılmıştır ve bu konu üzerine bir kitabı vardır. Şekil 3-20' deki cam tüpün üst tarafında hava ve su buharı karışımı vardır. Sol tarafta hava ısıtılmakta sağda ise soğutulmaktadır.



Şekil 3-20. Sıvı pistonlu Stirling motorun (Fluidyne) prensibi

Makina dışarıdan bir ısı kaynağı ile harekete geçirilmekte sıcaklık yeteri kadar olduğu zaman yerdeğiştirici kısımda su hafif salınımlar yapmaya başlamaktadır. Su sıcak taraftan soğuk tarafa aktığı zaman hava bağlantı borusundan sıcak silindir içersine emilmektedir. Burada ısınan hava bütün sistemde basıncın artmasına neden olmaktadır. Basınç artıncada iş pistonu aşağıya doğru hareket etmektedir. Bu çevrimin tamamlanabilmesi için yer değiştiricideki su sütunu soğuk taraftan sıcak tarafa akar. Bu durumda hava soğuk silindirin içinde soğutulur ve basıncı düşer. Oluşan alçak basıncı karşılamak amacıyla iş pistonu geri hareket etmektedir. Eğer ısı enerjisi verilir ve enerji çekilmezse salınım hareketi hızlanarak devam etmektedir. Üretilen iş bir membran, bir kol veya bir hidrolik tahrik sistemiyle çekilir. Şekil 3-21

de görüldüğü gibi çok basit bir su pompası olarak ta çalıştırılabilir. Meraklı kişiler tarafından kolayca yapılabilecek bir sistemden oluşmaktadır.

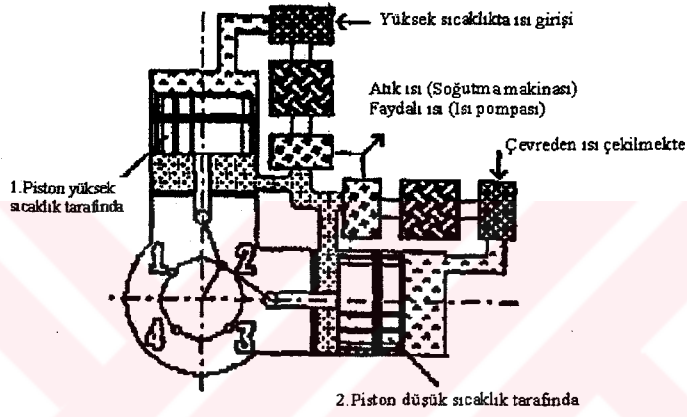


Şekil 3-21. Sıvı pistonlu Stirling motoru kullanılarak yapılan su pompası düzenekleri
(a) Jetstream-Fluidyne su pompası
(b) Geliştirilmiş bir su pompası
(c) Çalışabilir basit bir model

3.2.8. Vuilleumier Makinası (Rejeneratif Isı Pompası)

1960 yılında ilk defa Nasa tarafından ele alınmıştır. Kızıl ötesi ışıın dedektörlerinin soğutulması amacıyla yapılmıştır. Çalışma akışkanı olarak helyum

kullanılmıştır. Düşük sıcaklıkta bile gaz formunda olduğundan mekanik yükler daha az meydana gelmiştir. 80' li yılların başında yapılıp kullanılmaktaydı. Kullanıldığı alan ise balıkçı gemileriydi. Bu gemilerde dizel motorunun atık ısısı kullanılarak buz elde edilmekte ve balıklar soğutulmaktaydı. Diğer bir düşünce ise şekil 3-22' de gösterilen F.X. Eder tarafından dizayn edilen bir modeldir. Motor 90° açıyla bağlı iki piston ve bir krank-biyel mekanizmasından oluşmaktadır. Eder motorun testlerini yapmış ve bir kitap halinde yayınlamıştır. Bu çalışmadan habersiz olarak Danimarka da H. Carlsen aynı çalışmayı yapmış ve ısı pompası olarak kullanmıştır.



Şekil 3-22. F.X. Eder tarafından dizayn edilmiş Vuilleumier makinası

3.2.9. Ericson Makinası

Eskiden Ericson makinası kalorifik makina olarak adlandırılırdı. Stirling motoruna çok benzer bir makinedir. Tek fark içindeki akışkana süpaplar yardımıyla bölmeden bölmeye geçiş sağlamasıdır. Bölüm 1 şekil 1-2' de Ericson sıcak hava makinası (1883) görülmektedir.

BÖLÜM 4. STIRLING MOTORU VE ÇEVRE

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi Stirling motoru, ısıyı mekanik enerjiye çeviren, kapalı bir sistem üzerine kurulu pistonlu bir makinedir. Motorun çalışması basit olarak, sıcaklık farkıyla genleşen çalışma akışkanının bir iş pistonuna hareket vermesi ve bunun da bir volanı tahrik etmesinden oluşmaktadır.

Stirling motoru iki ana sebepten dolayı benzin ve dizel motrundan farklılık göstermektedir ; Isı sürekli ve dışarıdan verilir. Kullanılan çalışma akışkanı genellikle hidrojen veya helyumdur ve tamamen kapalı bir sistemde çalışmaktadır. Sürekli yanma yöntemi nedeniyle düşük gürültüye ve azaltılmış emisyonu sahiptir. Pek çok çeşit yakıtla çalışabilir. Çalışması düzgün ve titreşimsizdir ve çevrim verimi %40' a yaklaşmaktadır. Bu değer düz plakalı süreksiz hareket yapan Stirling motorlarında daha yüksek rakamlara çıkabilmektedir [1], [6].

4.1. Stirling Motorunun Üretim Güçlükleri

Stirling motorunun gelişiminde ortaya çıkan problemler teknik engeller ve maliyetle ilgilidir. Üretim maliyeti dizel ve benzin motoruna göre daha fazladır. Stirling motoru üretimindeki problemleri şu şekilde sıralayabiliriz :

- Malzeme, sızdırmazlık, ısıl durum ...vb. Yüksek sıcaklığın getirdiği problemler.
- Yüksek basınç bölgeleri ve bundan dolayı gazın motorun dışına ve sistemin diğer kısımlarına sızması için yapılması gereken contalama işlemlerinin getirdiği teknolojik güçlükler. Verim bilindiği gibi sistem basıncıyla artmaktadır.

- Motorun maliyetini arttıran nedenlerin başında elektronik kontroller, seramik bileşenler (özellikle ısı değiştiriciler için) ve motorun içindeki yüksek basınç ve sıcaklığa dayanıklılık isteyen paslanmaz çelik boruların oluşudur.
- İlk olarak üretilen ve daha önce seri üretimi yapılmamış motor parçalarının üretim fizibilitesinden gelen belirsizlikler. Seri üretimde, yeni bir motor üretileceğinden motor fabrikalarının üretim yöntemi değişecektir. Stirling motorunda bir çok yeni parça bulunmaktadır ve bu parçalar pek çok teknolojik problemide beraberinde getirmektedir.
- Rayatörler yüksek kapasiteli ve geniş olmak zorundadır. Şayet soğutma ısısı yüksek sıcaklıklarda ($\approx 38^{\circ}\text{C}$ veya daha büyük) ise verimde düşüş olacaktır.
- Gaz sisteminin düşük volumetrik verimi ve sistemin karmaşıklığı, hız ve yükteki ani değişimlere yavaş cevap vermeye yol açar.
- Motorun boyutları değiştirilmek istendiğinde fizibilite ve dayanıklılık konusundaki belirsizlikler.
- Yakıt tasarrufu konvansiyonel Otto-çevrimli motor kadardır.

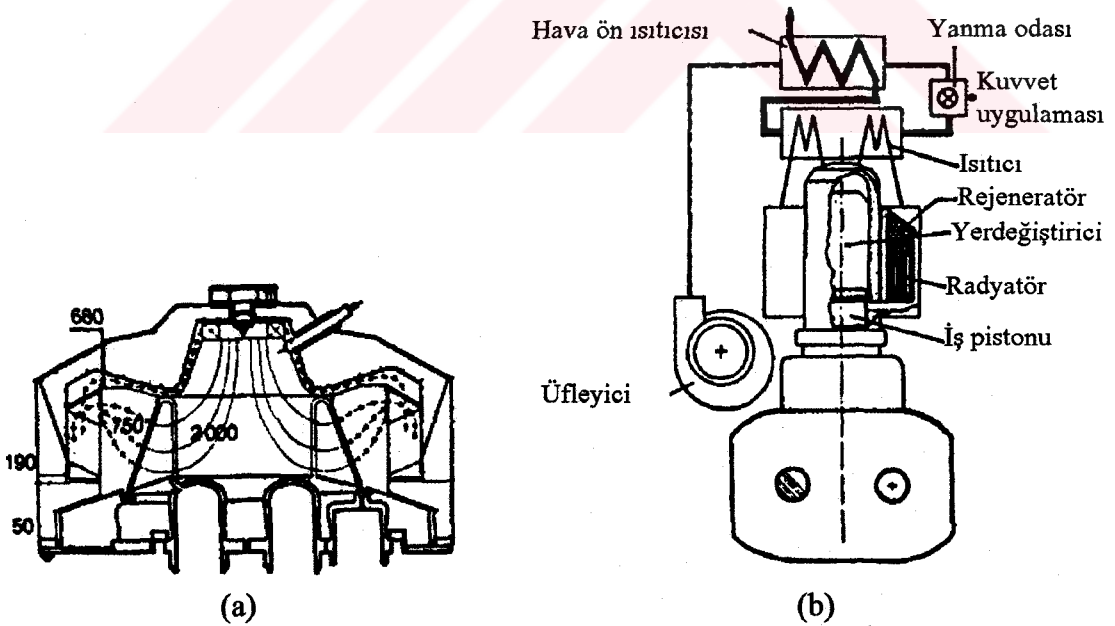
4.2. Stirling Motorunun İçten Yanmalı Motorlara Üstünlüğü

4.2.1. Dıştan Yanma

Dışarıdan ısıtma, motor üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmaksızın çeşitli ısı kaynaklarının kullanılmasına fırsat vermektedir. Motor alışılmış ısı kaynakları dışında, güneş enerjisi, radioizotop veya ısı biriktirme ünitesiyle ısıtıldığı gibi her çeşit yakıtla da çalıştırılabilir. Bütün sıvı fosil yakıtlar, sentetik veya sentetik olmayan yakıtlar motorda çok uygun şartlarda yanabilir. Bu uygun şartları şu şekilde kısaca belirtebiliriz : Sürekli yanma, atmosfer şartları, yanmayı çevreleyen sıcak duvarlar, geniş hava fazlalık oranı ve egzozun tekrardan havanın ısıtmasında kullanılabilmesi (ön hava ısıtıcısı). Stirling motoru her yükte, güçte ve verimde hissedilir bir etki olmaksızın bir yakıttan diğerine çevrilebilir. Bu özelliği Stirling motoruna çok yakıtlı bir motor olma özelliği sağlamaktadır [6], [7].

Yanma sürekli ve ortalama 700°C sıcaklığındaki duvarlarla çevrili bütün bölgede yer alır. Böylece ani yanmanın getirdiği pek çok problem ortadan kalkar. Yanma kaybı da çok azaltılmıştır. Bunun nedeni yanma odasında çok iyi bir karışım sağlanmasıdır. Bundan başka hava fazlalık oranı sebestçe seçilebilir.

Şekil 4-1 bir Stirling motorunun dıştan yanma sistemini göstermektedir. Burada iş pistonu, yerdeğiştirici pistonu, yakıcı, ısıtıcı tüpler, üfleyici, rejeneratör ve ön hava ısıtıcısı içeren bileşik bir ünite vardır. Üfleyici ön hava ısıtıcısı için gerekli olan hava temininde kullanılır. Buradaki hava egzoz gazları tarafından ısıtılır. Isınan Hava bundan sonra türbülator içine girer. Türbülator yanma için uygun bir akış şekli oluşturur. Yakıt eş zamanlı olarak verilir ve yanma daha önceden de söylendiği gibi sürekli. Sıcak egzoz gazları ısıtıcı tüplerin dış tarafına geçer ve böylece ısı iç taraftaki çalışma gazına iletilir. Egzoz gazlarındaki artık ısının çoğu ön ısıtıcıdan giren havaya iletilir. Bu olay bir Stirling motorunda elde edilen egzoz gazlarının sıcaklığının düşük olduğunu göstermektedir (yaklaşık $150-200^{\circ}\text{C}$) [4].



Şekil 4-1. (a) Stirling motorunda yanma olayındaki hava sirkülasyonu ($^{\circ}\text{C}$)
(b) Stirling motorunda yanma olayını gerçekleştiren sistem

Stirling motorları değirmen, orman ve tahıl artıkları gibi katı yakıtlarla da direkt olarak ısıtılabilir. Bunun yanında güneş enerjisi, ısı bataryaları, kimyasal ısı, nükleer ısı, artık endüstri ısısı veya katı yakıtla çalışabilen ısı boruları vasıtasıyla direkt olmadan da ısıtılabilir.

4.2.2. Temiz Egzoz Gazları

Uygun yanma ortamı sebebiyle egzozdaki zararlı gazlar minimuma indirilebilir. Sıcaklığın yanma odasında uygun dağılımı NO_x miktarını düşürür. Stirling motorlarında meydana gelen egzoz gazları çok düşük miktarlarda nitrik asit, karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbonlar içerir. Çünkü motor her zaman için belirli kontrol koşulları ve sabit basınç altında sürekli bir dış yanma ile çalıştırılır. Eğer egzoz gazları tekrardan yakıcıya gönderilirse NO_x emisyonu oldukça azaltılabilir.

Tablo 4-1' de 4-215 DA Stirling motoru takılmış 170 BG' de 1972 model Ford Torino' daki egzoz emisyonları görülmektedir. Bu sonuçlar CVS-CH test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yanma odasına yakıt ve hava üflemesi CVS-CH çevriminin güç isteğine göre programlanmıştır. Bu sonuçlardan anlaşılabileceği gibi bir dizel yakıtlı Stirling motoru 1977' de Amerika' da standartların gösterdiği egzoz limitini rahatlıkla karşılayabilmektedir.

Tablo 4-1. CVS test simülatörünün sonuçları (gr/mil)

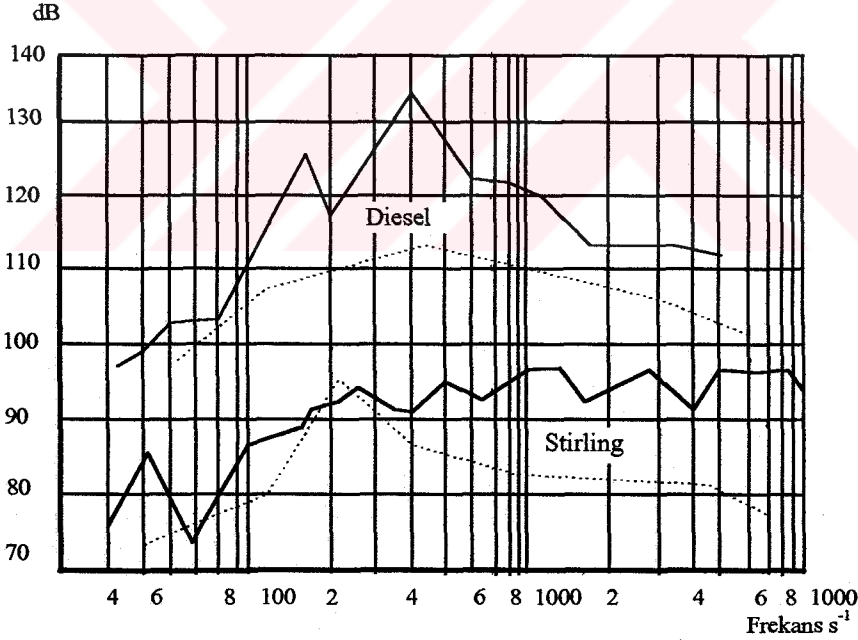
Egzoz gazları	Stirling	U.S. Federal Standart (1977)
Yanmamış hidrokarbonlar (HC)	0.2	0.41
Karbonmonoksit (CO)	1.2	3.40
Azot oksitler (NO_x)	0.14	0.40

Dıştan ısıtmanın daha değişik yollarla örneğin güneş enerjisi ile yapılması halinde egzoz problemi olmayacağı aşıkardır. İlerki bölümlerde egzoz emisyonları üzerinde daha detaylı olarak durulacaktır.

4.2.3. Gürültü ve Titreşim

Ani patlamaların olmaması ve sürekli yanma, motor çevriminde sinüsoidal basınç değişimi, atalet kuvvetlerinin tamamen dengelenebilmesi ve sübapların olmayışı hem sesi hemde titreşimi azaltmaktadır.

Düşük gürültü seviyesi dört silindirli Stirling motorlu bir otobüsün dış ses seviyesinin ölçülmesi ile tasdik edilmiştir. SAE J 366 özelliklerine göre otobüsün gürültü seviyesi 68 dB (A) olarak ölçülmüştür. Bu otobüsün gürültüsü bugünkü otobüslerden 10-15 dB (A) aşağıdadır ve 1971 yılında Chicago çevre kontrolunun 3.5 ton ve daha ağır vasıtalar için verdiği sınırdan 7 dB (A) daha düşük bir değer vermiştir. Şekil 4-2 aynı güçteki Dizel ve Stirling motorları arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir. Buna göre bir Stirling motorunun gürültüsü yaklaşık olarak 20 dB (A) daha aşağıdadır ve 50 metre uzaklıkta duyulmaz hale gelir.



Şekil 4-2. Aynı güçteki Dizel ve Stirling motorlarının gürültü seviyelerinin karşılaştırılması

4.2.4. Diğer Özellikler

Stirling motorunun önemli olan diğer özelliklerini şu şekilde sıralayabiliriz :

- Kısmi yükte yüksek sıkıştırma oranına (aşırı dolmalı) sahip benzin motorlarından daha iyi bir verimleri vardır.
- Özgül ağırlığı benzin motoruna eşit.
- Geniş bir hız aralığı ve uygun dönme momenti karakteristikleri.
- Yağlama yağı tüketimi çok düşük.
- Yanan havaya karışmış tozlara karşı direnç.
- Her şartta güvenilir ilk hareket.
- Isının soğutma suyuyla atılmasını büyük oranda önlemek.
- Kısa zamanda aşırı yüklenme mümkün.
- Çok çeşitli yakıt kullanabilme şansı.

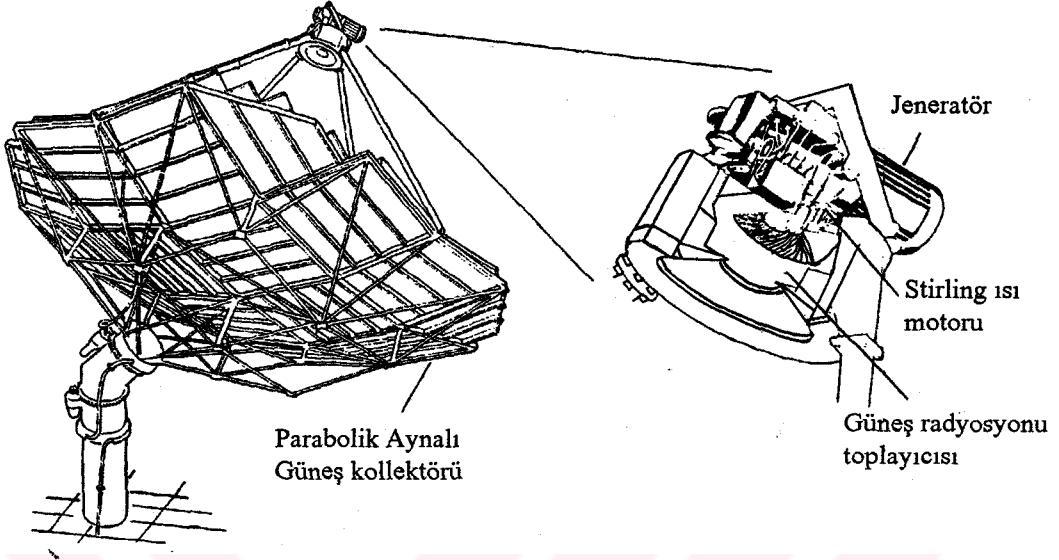
4.3. Uygulama Alanları

Uygulama alanlarını üç ana grupta toplamak mümkündür. Bunlar stasyonier uygulamalar, su altı uygulamaları ve taşıt uygulamalarıdır. Bölüm 5' de Philips' in çeşitli Stirling motoru uygulamaları şekillerle açıklanmaya çalışılmıştır.

a) Stasyonier Uygulamalar : Genel olarak elektrik ve ısı üretimi amacıyla kullanılabilirler. Her çeşit yakıttan faydalanılarak çalıştırılan jeneratörler ve ısı pompası projelerinin araştırmaları devam etmektedir. Güneş enerjisi uygulamaları için DOE (Amerikan Enerji Departmanı) tarafından 1981 yılında bir araştırma projesi başlatılmıştır. Bu projede Güneş enerjisinin elektrik üretiminde kullanılması amaçlanmıştır. Ayrıca katı yakıt (özellikle kömür) kullanma projeleri de Advanced Mechanical Technology Incorp. tarafından sürdürölmektedir.

Örneğin şekil 4-3' te United Stirling (İsveç) tarafından geliştirilen parabolik aynalı Güneş enerjisi ile çalışan 4-95 tipi bir Stirling motoru görölmektedir [8]. Çift etki prensibine göre çalışmaktadır. Sistemin verimi 20 kW çıkış gücünde %26 dır. Bu verimin artması Stirling motorunda seramik bir güneş radyasyonu toplayıcısının kullanılmasıyla mümkündür. Bu şekilde %50 verimle mekanik enerji elde etmek

mümkündür. Bölüm 6' de Güneş enerjisi ile çalışan Kolin' in dizaynı düz plakalı bir Stirling motoru projesinden bahsedilmiştir.



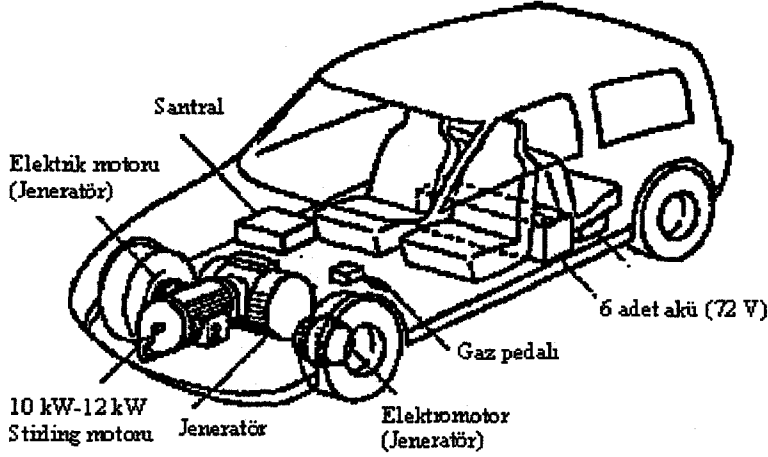
Şekil 4-3. Parabolik aynalı Güneş enerjisi ile çalışan 4-95 tipi Stirling motoru

b) Su altı uygulamaları : United Stirling (İsveç) 1970 yılından beri bu konuda çalışmalar yapmaktadır. İsveç deniz kuvvetleri de bu araştırmaya katılmıştır. Özellikle küçük ve orta tipte denizaltılar için hybrid (melez) motorlar üzerine incelemeler sürmektedir.

c) Taşıt Uygulamaları : Stirling motorunun toksin etkisi az egzoz gazları, düşük gürütü seviyesi, alternatif enerji kaynaklarıyla çalışabilme özelliği ve iyi verimi nedeniyle araştırmacıları otomotiv uygulamaları, maden taşıtları, fork liftler, kamyonlar ve şehir otobüsleri vb. gibi çeşitli uygulamalar üzerinde çalışmaya yöneltmiştir.

1978 yılında DOE 100 milyon dolarlık bir fonu bu konu için ayırdı. Bu fon üç şirketi içeriyordu. Bunlar Mechanical Technology Incorp. (MTI), American Motors General (AMG) ve United Stirling' ti. Bu fonun 30 milyon doları United Stirling' e tahsil edilmişti. Verilen bu fon Amerikan hükümetinin şimdiye kadar başka bir ülkenin şirketine verdiği en büyük araştırma projesiydi. 1978' de kendi

araştırmalarında kullanmak üzere, United Stirling (USS (İsveç)) ve Daimler-Benz (batı Almanya) arasında bir anlaşma imzalandı ve bir miktar prototip motor satın alındı. Şekil 4-4' de bir otomobil üzerine monte edilmiş Stirling motoru uygulaması görölmektedir [5].



Şekil 4-4. Bir otomobil üzerine monte edilmiş Stirling motoru

Stirling motorlarının maden taşıtlarına uygulanması konusunda da United Stirling bir İsveç Maden şirketi ile ortaklaşa çalışmalar yürütmektedir.

4.4. Çevreci Stirling Motoru

Stirling motoru egzoz emisyon değerleri daha öncede belirtildiği gibi oldukça azdır. Hatta hidrokarbonların yanması ve ısı açığa çıkışıyla emisyonlar çok daha düşmektedir. Çünkü yakıt sürekli olarak atmosferik basınçta yakılmaktadır. Motorun çalışabilmesi için sadece ısıya ihtiyacı vardır ve bilindiği gibi ısı, ısı akümülatörlerinden, alternatif enerji kaynaklarından, güneş enerjisinden ve hatta negatif ısıdan da (soğuk kaynaklar) sağlanabilmektedir [1].

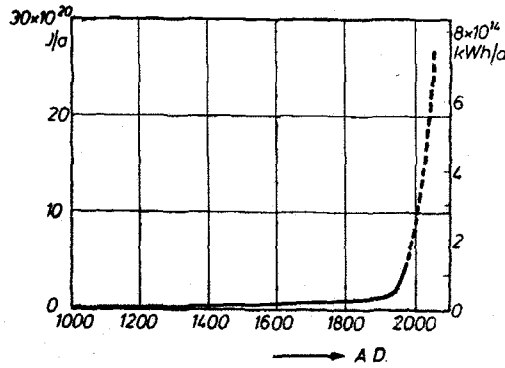
Güneş radyasyonundan güç elde edilerek özellikle elektrik üretimi için kullanılması oldukça ilgi çekici bir konudur ve buda Stirling motorunu diğer petrolle ve dizel yakıtıyla çalışan motorlardan ve gaz türbinlerinden ayırmaktadır. Bu amaçla güneş enerjisinden faydalanılarak çalıştırılan Stirling motorlarının büyük ölçekli

uygulamaları 'green house' etkisine bir katkıda bulunacaktır. Green house etkisi ; atmosferdeki CO_2 hakikatte saydam bir yapıya sahip olup nispeten güneş radyasyonunun kısa ısı dalga boyundadır fakat dünyanın yüzeyinden yayılan daha uzun boylu dalgaları absorbe eder. Sonuçta dünya yüzeyinde, deniz ve atmosferdeki sıcaklığın derece derece yükselmesine sebebiyet vermektedir.

Son yüzyılda içten yanmalı motorlar araçların hareket ettirilmesini ve çeşitli gelişmelerin (güvenlik, çok yüksek enerji yoğunluklu sıvı yakıtların kullanılması gibi) yapılmasını sağlamıştır. Fakat bu motorlar bilindiği gibi hidrokarbonlu yakıtlar kullanmaktadır. Hidrokarbonların yanmasından açığa çıkacak maddeler nederecede çevreye ve insan sağlığına zararlı olmaktadır. Bu konular farklı uzmanlık alanlarını içermektedir. Burda ele alınacak olay motorlu araçlardan meydana gelecek kirlenme ve Stirling motorunun emisyon değerleridir.

4.4.1. Motorlu Araçlardan Meydana Gelen Kirlenme

Dünya nüfusu bilindiği gibi hızla büyümekte ve bunun yanında yıllık enerji tüketimi de çok daha hızlı artmaktadır. Şekil 4-5' te dünyadaki yıllık enerji tüketiminin gelişimi görülmektedir. Bu gelişmeler yaşadığımız dünyada dikkate değer etkiler göstermektedir.



Şekil 4-5. Dünyadaki yıllık enerji tüketiminin gelişimi. 1800 den önceki ve gelecekte olabilecek (kesik çizgili) değerler.

Altmışlardan önceki endişeler şimdelerde iyice kendini belli etmiştir. Çevre kirliliği ve özellikle büyük endüstri şehirlerindeki hava kirliliği hızla büyümektedir.

Kirliliğin önemli bir bölümünün motorlu taşıtların emisyonlarından kaynaklandığı görülmektedir. Yayılan bu maddeler arasında karbon monoksit, karbon dioksit, çeşitli nitrojen oksitler, sülfür dioksit, kurşun bileşikleri, yanmamış hidrokarbonlar, is ve diğer katı maddeler vardır. Bu kirleticiler arasında daha ilerki reaksiyonlarda smog (bir çeşit kuru duman) oluşumu meydana gelmekte ve buda güneş radyasyonu ile harekete geçip gözleri ve mukoza zarını tahriş etmektedir. Smog ayrıca ozon, organik nitrojen oksijen bileşikleri, aldehitler ve asitler içermektedir.

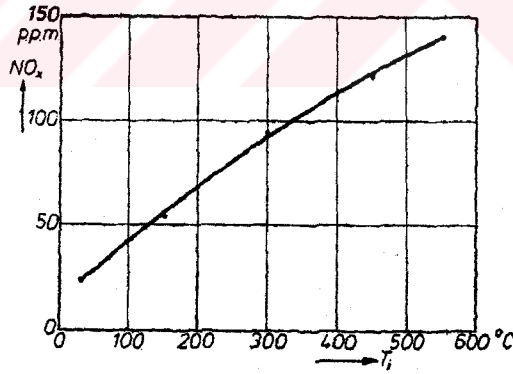
Bu durum özellikle Los Angeles' ta alarm vermektedir. Fakat diğer büyük şehirlerde de aynı deneyim yaşanmıştır, bunlar ; Tokyo, Mexico City, Newyork ve Avrupada Ruhr bölgesi, Ren deltası ve Londra dır.

NO_x değerinin azaltılması içten yanmalı motorlarda büyük bir problem olmuştur. C_xH_y ve CO değerlerinin düşürülmesi için motorda tuning olayına gidilmiş ve böylece daha zayıf karışımlarda çalışma sağlanmıştır. Bu şekilde daha fazla oksijen mevcut olduğundan tam yanma eğilimi de artmaktadır, yani C_xH_y ve CO azalmaktadır. Bununla birlikte fazla miktarda oksijenin olması NO_x oluşumunu arttırmaktadır.

Araçlardan kaynaklanan egzoz emisyonlarının gerek insan sağlığına gerekse çevreye vereceği zararların belli bir minimumda tutulabilmesi için çeşitli standart değerler belirlenmiştir. Gelişmiş ülkelerde bu daha ileri boyutlara giderek çeşitli cezalar konmuştur. Ülkemizde de 1993 yılının ağustos ayından itibaren yalnız ithal edilen taşıtlar için egzoz emisyonları İ.T.Ü. Otomotiv Anabilim Dalına ait Motorlar ve Taşıtlar laboratuvarlarında Avrupa şehir çevrimi standartının gerektirdiği bir deney standında ölçülmektedir. Ölçülen emisyon değerlerinin standart gerektirdiği limit değerlerde olup olmamasına göre uygunluk raporu verilmektedir. Bu şekilde egzoz emisyon değerleri (HC, CO, CO_2 , NO, NO_x) standarta göre yüksek olan taşıtların yurdumuza girişi engellenmiş olmaktadır. Bu kanunları yaklaşık 30 sene önce çıkarmış olan gelişmiş ülkeler, günümüzde otomotiv sanayinde artık katalizator kullanımını zorunlu hale getirmişlerdir.

4.4.2. Stirling Motorunun Emisyon Değerleri

Stirling motorunda yakıtın yanması adyabatik koşullarda sıcak bölge etrafında meydana gelmektedir. Bu sebepten ve hava yakıt oranı seçim serbestliğinden dolayı karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbon üretme miktarları oldukça düşüktür. Yanma havası ön ısıtıcısı alevin yüksek bir sıcaklığa çıkmasını sağlayarak ($\sim 2000^\circ$) nitrojen oksitlerin oluşmasını sağlamaktadır. Fakat hala NO_x emisyonları umulandan daha düşüktür. Bu olay nispeten gazların kısa bir zaman aralığında yüksek bir sıcaklığa çıkmasından kaynaklanmaktadır. İçten yanmalı motorlarından ve sürekli yanmadan daha düşük sıcaklık noktaları vardır. Bununla birlikte daha ileri derecede ölçümler alınmamışsa NO_x gazının emisyonları yeterince düşük olmayacaktır. Burda Stirling motorunun dışarıdan ısıtılmasının bir avantaj sağladığı anlaşılmaktadır. Bu şekilde Stirling çevriminde zararlı etkiler olmaksızın gerekli ölçümleri almak oldukça basit olmaktadır. Alev sıcaklığını azaltmak NO_x emisyonlarını azaltacak ilk çözümdür fakat daha farklı yöntemlerde vardır.



Şekil 4-6. Yanma havası sıcaklığının (T_i) bir fonksiyonu olarak Stirling motorunun egzoz gazlarındaki nitrojen oksitlerin (NO_x) konsantrasyonu.

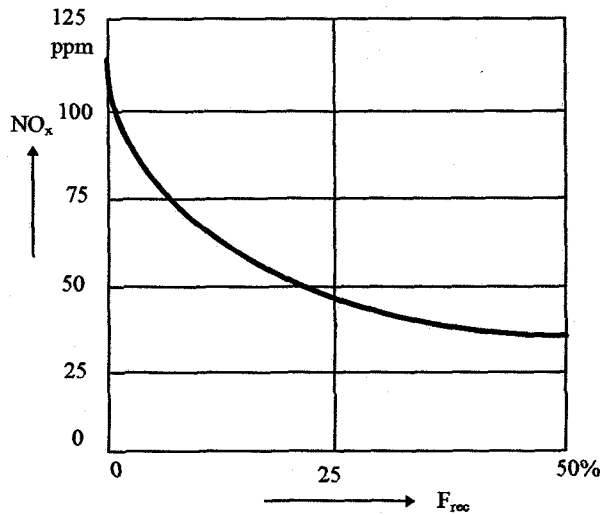
Modern Stirling motorlarının verimi ısıtıcı sıcaklığının yaklaşık 700°C ' ta olmasına dayanmaktadır, böylece 2000°C ' den daha fazla adyabatik alev sıcaklıkları gerçekte etkili değildir. Bu durum içten yanmalı motorlarından oldukça farklıdır çünkü bu motorlarda silindirdeki gaz sıcaklıklarının uç noktaları verimi ve gücü

saptamaktadır. Bu sebepten dolayı düşük alev sıcaklığı verim ve güç üzerinde çok fazla etki göstermez.

NO_x oluşumunda alev sıcaklığının etkisi bir 80-15 motorunda indirekt olarak ölçülmüştür. Yanma havası sıcaklığı kolayca değişebilmesi için burda bir ön ısıtıcı kullanılmıştır. Şekil 4-6' da bu sonuçlar görülmektedir. NO_x konsantrasyonu yanma havası sıcaklığının bir fonksiyonu olarak verilmiştir.

Elbetteki daha düşük yanma havası sıcaklığı verim üzerinde az miktarda etkilidir. 1970 yılında yapılmış çalışmalarda “dengelenmiş-alev” brülörü kullanılarak adyabatik brülörden daha düşük bir alev sıcaklığı elde edilmiştir. Isı borusuyla birlikte kullanılması bu brülörlerde NO_x miktarının çok düşük olacağını göstermiştir.

Nitrojen oksitlerin azaltılabilmesindeki diğer bir yolda motora giren yanma havası ile birlikte baca gazlarının tekrardan sirküle edilmesidir (recirculating). Gerçekte olan şey giriş gazının kütlesi taze havanın ki ile birlikte aynı miktarda yakıtla ısıtılmaktadır. Yanma sıcaklığı bu yüzden daha düşüktür ve daha az NO_x oluşur. 80-15 motorundan elde edilen bazı değerler şekil 4-7 ve tablo 4-2' de görülmektedir. Bu tabloda yanmamış hidrokarbon ve karbonmonoksit değerleride



Şekil 4-7. 80-15 tipi Stirling motorunun NO_x konsantrasyonunda egzoz gazlarının kısmi resirkülasyonunun etkisi

vardır. F_{rec} (x-ekseni) toplam egzoz gazlarının yanma odası girişine geri beslemesidir. $F_{rec}=25\%$ veya daha fazlası için NO_x konsantrasyonu herhangi bir resirkülasyon olmaksızın yaklaşık %30 azalmaktadır.

Tablo 4-2. 80-15 tipi Stirling motorunun egzozundan çıkan CO, C_xH_y ve NO_x emisyonları (ppm)

	Stirling motoru	Gaz türbini	Dizel motoru
CO	70-300	200-500	200-500
C_xH_y	1-2	1.5	200-4000
NO_x (adyabatik yakıcı)	100-200	90-250	400-2000
NO_x (resirkülasyonlu)	40	-	-

Not : Hava fazlalığı %40 tır ($\lambda=1.4$). Stirling motorundaki NO_x değeri, egzoz gazlarının %25 ile yanma havasının resirkülasyonunun yapıldığı bir durum içindir.

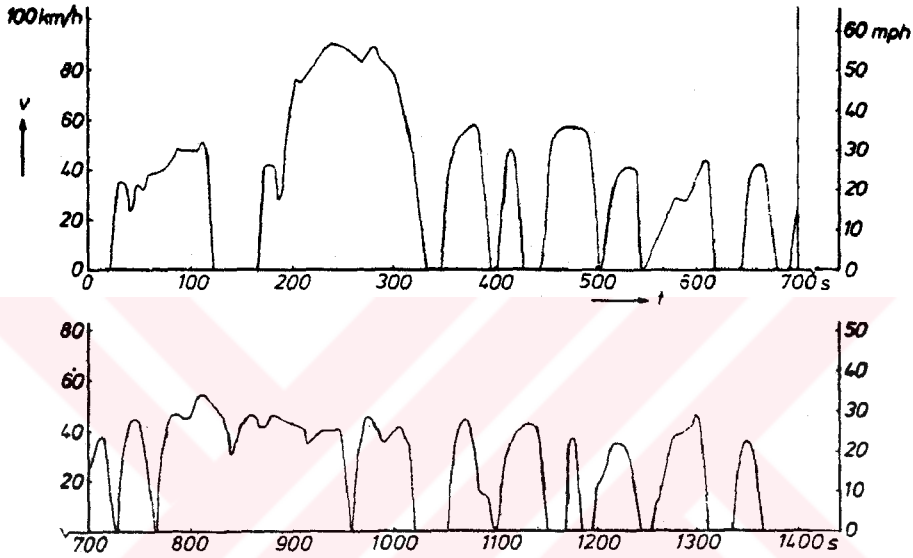
Gaz türbini çok daha fazla hava kullanmakta ve Stirling motorundan daha az verime sahiptir. Gaz türbününün her bir BG' deki (veya kW) egzoz gazının miktarı buyüzden Stirling motorunkinden yaklaşık sekiz kez daha fazladır. Tablo 4-3' te tam yükte çalışan 80-15 tipi Stirling motorunun test sonuçları görülmektedir. Hesaplamaların amacı nitrojen oksidin NO ve C_6H_{14} (hexane) olabileceğidir.

Tablo 4-3. 80-15 tipi Stirling motorunun egzozundan çıkan CO, C_xH_y ve NO_x emisyonları her bir BG' deki mg/s cinsindendir.

	Stirling motoru	Gaz türbini	Dizel motoru
CO	0.1-0.3	2-3.6	0.2-5
C_xH_y	0.003-0.006	0.036	0.6-12
NO_x (adyabatik yakıcı)	0.1-0.2	0.7-2	0.4-2
NO_x (resirkülasyonlu)	0.04	-	-

Şekil 4-8' de U.S' de Health Education ve Welfare departmanı tarafından 1972 yılında ortaya çıkarılan test çevrimi (HEW) görülmektedir. Bu test çevrimi başlama, frenleme ve boşta çalışma olmak üzere 7.5 mil mesafe olmakta ve 1370 saniye sürmektedir. Tablo 4-4' de verilen sonuçlar Stirling motorunun mil başına hesaplanan emisyon değerleridir. Bu değerler 1800 kg' lık bir arabaya HEW test

çevrimi uygulanarak alınmıştır. İletim kaybı %20, ortalama hava fazlalığı %60 ve Stirling motoru verimi %30 (bütün test boyunca ortalama değer)' dur. Egzoz gazı konsantrasyonları ; C_xH_y 2 ppm, CO 300 ppm, NO (adyabatik) 200 ppm, NO (%25 resirkülasyon) 40 ppm dir. Tablo 4-4' de ayrıca 1980 yılındaki gerekli federal değerler ve NAPCA (Air pollution Control Admin.)' nin amaçladıkları araştırma değerleri görülmektedir.



Şekil 4-8. U.S' de Health Education ve Welfare departmanı tarafından 1972 yılında ortaya çıkarılan test çevrimi (HEW)

Tablo 4-4. 1800 kg' lık bir taşıta takılan bir Stirling motorunun egzozundan çıkan CO, C_xH_y ve NO_x emisyonları g/mil cinsindendir.

	Stirling motoru		1980 değerleri	1980 NAPCA değerleri
	HEW 1970	HEW 1973		
CO	1.00	1.4	4.7	6.2
C_xH_y	0.02	0.03	0.25	0.14
NO_x (adyabatik yakıcı)	0.8	1.0	0.4	0.4
NO_x (resirkülasyonlu)	0.16	0.20	-	-

1970 yılında yapılan Philips Stirling otobüsü büyük şehirlerde çevre sorunlarını çözücek ilk adım olarak atılmıştı. Diğer otobüse United Stirling (İsveç) tarafından aynı motor monte edilmiştir. Daha sonraları 1972-1976 yılları arasında

başka bir çevre projesi yapılmıştır. Bu projede Ford motor şirketi ile birlikte Philips tarafından geliştirilmiş swashplate Stirling motoru üzerinde çalışılmıştır ve Ford Torino arabasına konmuştur.

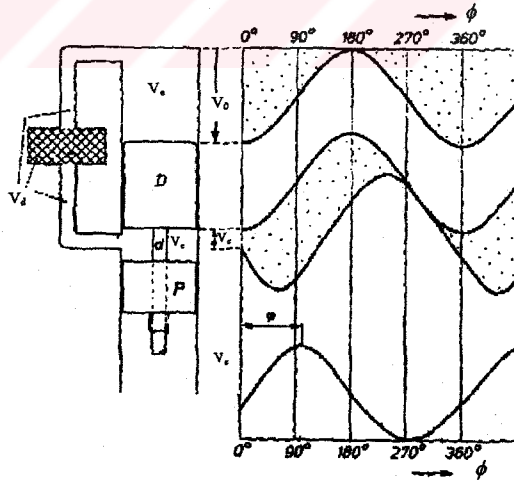
Bu projelerden hiç biri pazarda yer bulamamıştır. Acaba bu motorlar o devrin motorlarıymıydı ? veya teknik olarak hazırlarmıydı ? veya pahalımıydılar ? veya bu sektördeki rekabet geleneksel motorlardaki kadar güçlü değilmiydi ? diye akla bir takım sorular gelmektedir. Elbetteki Stirling motoru oldukça pahalıydı ve uzun süre bu şekilde devam edecek gibi gözükmemektedir. Rekabet bu işin ileriye dönük ve temiz bir iş olabileceğini ispatlamıştır. Dizel motorları sessizdi ve emisyonları katalizörlerle azaltılmıştı. Katalizör motor masrafının %20' sinden daha az bir maliyete sahiptir. O zamanlardan beri katalizörler petrolle çalışan yolcu arabalarında kullanılmaktadır.

BÖLÜM 5. STIRLING MOTORU UYGULAMALARI VE RHOMBIC MOTOR

Bölüm 1' de Philips' in 1937 ile 1980 yılları arasında Stirling motoru üzerinde yaptığı çalışmalar belirtilmiştir. Bu bölümde de özellikle Rhombic çalışma üzerinde kapsamlı bir şekilde durulacaktır.

5.1. Stirling Motoru Uygulamaları

Şekil 5-1' de yerdeğiştirici tipli bir Stirling motorunda genleşme (V_e) ve sıkıştırma (V_c) zamanlarının hacim değişimleri görülmektedir. Her iki hacminde krank açısı (ϕ) ile sinüsoidal değiştikleri farz edilmektedir. Genleşme (sıcak) ve bu-

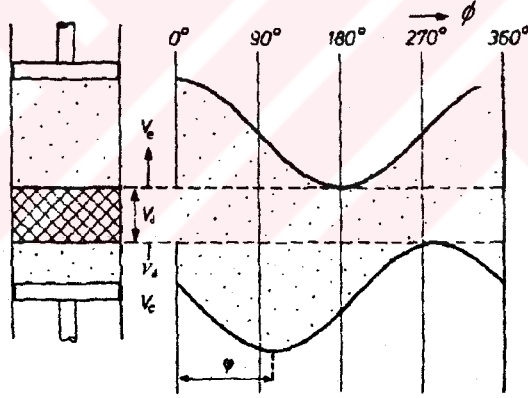


Şekil 5-1. Yerdeğiştiricili bir Stirling motorunda genleşme ve sıkıştırma zamanlarının hacim değişimleri.

nu takip eden sıkışma (soğuk) ϕ açısıyla değişmektedir. Yerdeğiştirici ve iş pistonu arasında kalan V_c hacmi ayrı olarak tekrardan çizilmiştir. Bütün açılar $\phi=0$ dan ölçülmüş olup V_e hacmi maksimumdur ($=V_0$). Motorun toplam hacmi $V_e + V_c + V_d$

dir. V_d ölü hacimi ifade eder (rejeneratör ve diğer süpürülmeyen hacimler). Prensipde toplam hacim sadece pistonun hareketinden dolayı (P) değişmektedir. Gerçekte ise yerdeğiştiricinin hareketi (D) ile de hafif bir şekilde değişmektedir.

Şekil 5-1' deki gibi rejeneratör pistonlardan biri ile paralel yerleştirilirse gaz sadece sıcak ve soğuk bölgeler arasında kalır. Rejeneratör çok düşük bir akış direncine sahip olduğundan yerdeğiştirici piston küçük bir güçle çalışmayı gerçekleştirir. Sıkıştırma ile yapılan iş, güç pistonu tarafından yapılır ve üretilen toplam iş te gazın genişlemesiyle olmaktadır. Şekil 5-2' de iki iş pistonu olan bir motorda genişleme bölgesi (V_e) ve sıkıştırma bölgesinin (V_c) hacim değişimleri görülmektedir. V_c 'nin yukarıdan aşağıya olduğuna dikkat edilmelidir. Pistonların yine harmonik hareket yaptığı farz edilmektedir. Sıcak bölge soğuk bölgeyi faz açısıyla (α) takip eder. Gazın sıcaklık ve hacim değişimleri şekil 5-1' deki yerdeğiştiricili motordakinin tamamıyla aynıdır [1].



Şekil 5-2. İki iş pistonlu bir motorda genişleme ve sıkıştırma bölgesinin hacim değişimleri.

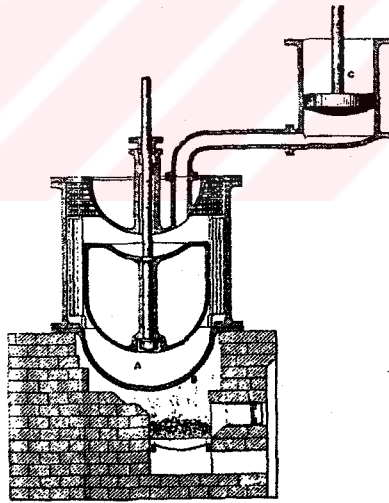
Seçime göre rejeneratör iki pistonla seri bir şekilde yerleştirilebilir(şekil 5-2). Sıcak piston soğuk pistonu takip eder, diğer bir deyişle genişleme bölgesi hacmi (sıcak) sıkıştırma bölgesi hacmini (soğuk) izler. Bu şekilde her iki piston da gazı sıkıştırır ve bu sırada gaz genellikle soğuk uçtadır. Gaz genişlerken her iki pistonu karşı iş yapar ve bu sırada da gaz genellikle sıcak uçtadır. Şekil 5-1 ve 5-2 karşılaştırıldığında her iki konfigürasyonun hacmindeki değişimlerin zamana bağlı olarak benzer fonksiyonlar olduğu görülebilir (şekillerde krank açısı olarak belirtil-

miştir). Bunlar eşdeğer olduklarından genelde daha basit bir anlatımı ifade eden şekil 5-2 kullanılmaktadır.

Ölü hacim (V_d) pistonlar tarafından süpürülme-
yen toplam hacmin bir parçasıdır. Bu rejeneratörlü motorların tabii bir özelliğidir. Rejeneratör dışında diğer süpürülmemiş bölgeler de V_d hacmine katılır. Şekil 5-1 bütün yerdeğiştirici tipli makinaları ve şekil 5-2' de bütün iki iş pistonlu motorları ifade etmektedir.

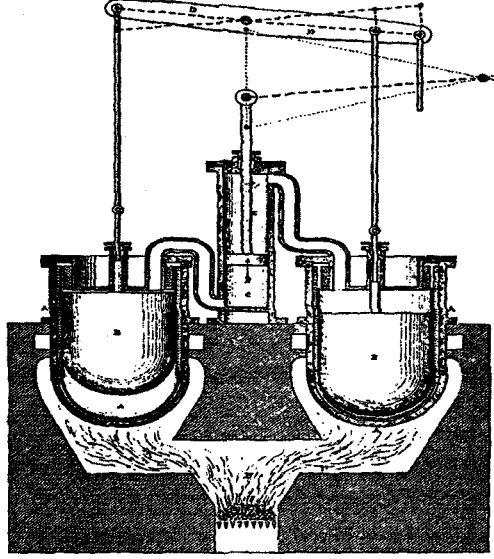
5.1.1. Yerdeğiştirici Tipli Stirling Motoru Uygulamaları

Yerdeğiştirici tipe örnek olarak şekil 5-3 ve 5-4 gösterilmektedir. Şekil 5-3'te tek etkili bir Stirling motorunun şematik resmi gösterilmiştir. 1828 den sonra yapılmıştır. Görünüşe göre su soğutmalı olduğu düşünülmektedir çünkü yerdeğiştirici piston üzerinde tüpler vardır. Rakine' nin ilk taslağını çizdiği ve Fleeming Jenkin tarafından yeniden çizilen orjinal bir Stirling motorudur.



Şekil 5-3. Tek etkili Stirling motoru

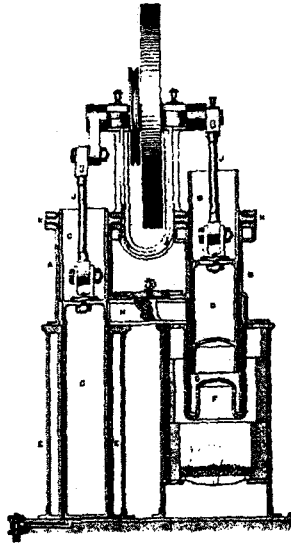
Şekil 5-4 geniş çift etkili yerdeğiştiriciye sahip bir motordur. Dundee Foundry şirketi için yapılmıştır. Yapımına 1843 yılında başlanmış ve 45 BG. mekanik güç sağlanmıştır. Bu şematik çizim C.W. Cooke tarafından çalışmayı resimlemek amacıyla hazırlanmıştır.



Şekil 5-4. Geniş çift etkili yerdeğiştiricili Stirling motoru

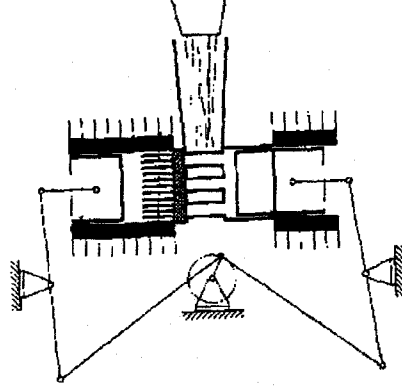
5.1.2. İki İş Pistonlu Stirling Motoru Uygulamaları

İki iş pistonlu motorlara şekil 5-5'teki Rider motoru ve Şekil 5-6, 5-7, 5-8, 5-9'daki çeşitli Philips Stirling motorları örnek olarak verilebilir. Şekil 5-5' te iki uzun silindirde iki iş pistonlu (C ve D) Rider sıcak hava motoru gösterilmiştir. Bu silindirlerden biri su gömleği (E) tarafından soğutulmakta, diğeri de uç tarafındaki ateşle ısıtılmaktadır. C' nin altındaki soğuk bölgedeki hava, sıcak bölgedeki (G) hava ile iletişim halindedir (C-E dairesel bölge ve rejeneratör (H) vasıtasıyla). Bu resim H.C. Fleeming Jenkin tarafından çizilmiştir [6].



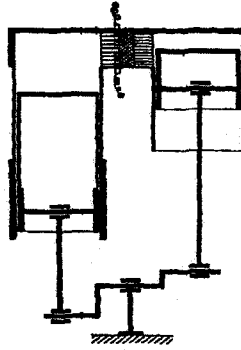
Şekil 5-5. Rider sıcak hava motoru (1875)

Şekil 5-6' da 1938 yılında yapılmış Tip 3 deneysel Stirling motoru görülmektedir. Bu bir fanı çalıştırmak amacıyla kullanılmıştır. Burda yerdeğiştirici piston yoktur fakat onun yerine iki iş pistonu mevcuttur. Çapı 30 mm, stroku 22 mm ve toplam süpürme hacmi 31 cm^3 tür. Gücü 1500 devir / dakika' da 10 W ve yakıt tüketimi 40 g/saat' tir.



Şekil 5-6. Tip 3 Stirling deney motoru (1938)

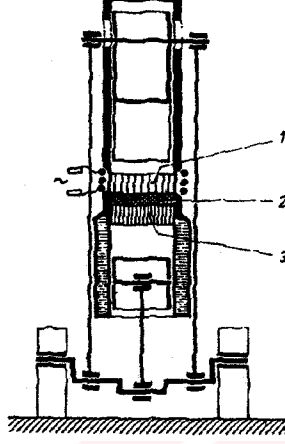
Şekil 5-7' da daha geniş kapsamlı Tip 4 Stirling deney motoru görülmektedir. Rider konfigürasyonu olan bu motorun çapı 70 mm, stroku 60 mm, süpürme hacmi (her iki piston) 463 cm^3 tür. Çıkış gücü 1000 devir / dakika da 100 W tır. Ölçümleri kolaylaştırmak için elektrik ısıtma kullanılmıştır.



Şekil 5-7. Deneysel amaçlı Tip 4 Stirling motoru (1938)

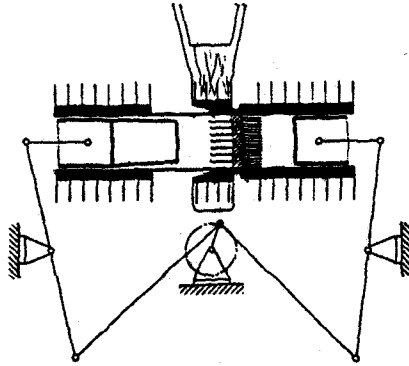
Şekil 5-8' de Tip 5 dikey Stirling motoru görülmektedir. Tek silindirde eksendeş iki iş pistonu vardır. Fonksiyonel olarak Rider tipi motora eşdeğerdir. Çapı 40 mm, stroku 30 mm, süpürme hacmi 75.4 cm^3 tür. Bu motorda 6 atm. basınçta hava kullanılmış ve 1500 devir/dakika da 150 W güç elde edilmiştir. Bu

motorda da ölçümleri kolaylaştırmak amacıyla elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Krank mili üç bölüm halinde inşa edilerek iki piston arasında kalan faz açısının değişmesine imkan verilmiştir. Rejeneratör ölçümleri de bu motorda yapılmıştır. Sürtünme kayıpları oldukça yüksektir.



Şekil 5-8. Tip 5 Dikey Stirling motoru

Şekil 5-9' da Tip 7 yatay Stirling motoru görülmektedir. Bu motor şekil 5-6 daki Tip 3 motoruna benzerdir. Fakat detaylarında önemli farklar vardır. Çok çeşitli modelleri yapılmıştır. Bunlardan bazıları gaz ateşlemeli ve petrol yakarak çalışanlardır. 40 mm çapında, 30 mm strokunda, iki pistonlu ve 75.4 cm^3 süpürme hacimli bir motordur. 8 atm hava basıncına çıkılarak 2000 devir/dakika da 300 W güç elde edilmiştir.



Şekil 5-9. Tip 7 yatay Stirling motoru

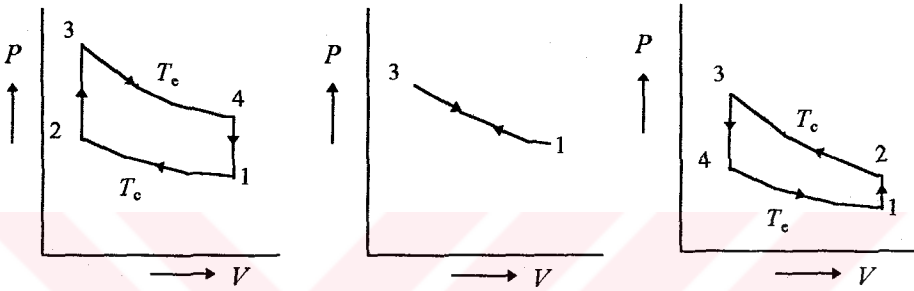
Rejeneratör esas olarak tamamıyla ne motor nede soğutucudur, fakat her ikisinin performansını da arttırmaktadır. Eğer sıcak hava motorundan ısıtma

kaldırılırsa sıcak genleşme bölgesi sıcaklığı hızla düşecektir. Bununla birlikte T_c , T_c 'den daha büyük bir değerde ise motor iş üretmeye devam eder. Güç, sürekli bir şekilde taki sürtünme kayıplarını karşılamıyacak dereceye gelene kadar düşer. Eğer motor iyi bir volana sahipse bu çalışma $T_c < T_c$ olduğu zamanda devam eder. T_c sıcaklığı T_c ' den daha az değere gelirse motor geçici olarak volan veya örnek olarak bir elektirik motoruyla tahrik ettirilir. Isı bu şekilde genleşme bölgesinde depo edilir ve daha sonra sıkıştırma bölgesine verilir. Bu şekilde motor bir ısı pompası halini almaktadır. Aynı yöne doğru bir dönüş vardır ve ısı önce olduğu gibi aşağı doğru akmaya devam eder : ısı genleşme bölgesinden sıkıştırma bölgesine pompalanırken burda soğutma suyu tarafından dağıtılarak soğutulmaktadır. Bu yüzden motorun kafası hızlı bir şekilde soğumaktadır. Isı pompası bir soğutucu olarak görev görmektedir. Bu mod çalışma bir öncekinden (sıcak hava motoru) farklıdır. Burda genleşme bölgesi sıcaklığı sıkıştırma bölgesininkinden daha düşüktür ve iş motorun çalışmasıyla gerçekleşmiş olacaktır.

Bir Stirling motorundan ısı pompasına olan geçiş şekil 5-10' da $P-V$ diyagramlarında gösterilmiştir. Motor çevriminde şekil 5-10.(a)' da gösterildiği gibi saat yönünde ve ısı pompasında ise şekil 5-10.(c)' de gösterildiği gibi saat yönünün tersi yönde bir hareket mevcuttur. Motordaki esas olay gazın daha düşük sıcaklıklarda sıkıştırılması ve daha yüksek sıcaklıklarda genleşmesidir. Isı pompasında ise tersi bir durum söz konusudur. Bir ısı pompası gibi çalıştığı sürece, makinanın kafası çevre sıcaklığının altına kadar soğutulmaktadır. Motorun çalışması kapatıldığı vakit makina yavaşlıyacak ve duracaktır. Ozaman motor kendiliğinden ters yönde çalışmaya başlayacaktır ve tekrardan bir motor gibi davranarak ısının alt bölgeden üsteki soğuk kafaya doğru hareketi ile çalışacaktır (bir soğuk hava motoru).

Şekil 5-10' da Stirling motorundan ısı pompasına olan geçişte hacim değişimleri süresiz ve izotermal bir davranış göstericek şekilde idealleştirilmiştir. şekil 5-10.(a)' da motordaki gaz düşük bir sıcaklıkta T_c (1-2) sıkıştırılır. T_c sıcaklığında sıcak bölgeye (2-3) iletilir, o zaman T_c (3-4) sabit sıcaklığında genişler

ve son olarak T_c sıcaklığında soğuk bölgeye (4-1) geri iletilir. Şekil 5-10.(b)' de ısıtma yapılmadığı takdirde T_c sıcaklığı T_c' ye ulaşana kadar düşer. Makina kendi momentumundan dolayı çalışmasını sürdürür, neticede çevrim tek bir çizgi haline indirgenmiş olmaktadır. Sürtünme ve diğer kayıplar dahil değildir. Şekil 5-10.(c)' de eğer makinanın çalışması mekanik bir dış güç tarafından sağlanırsa genleşme bölgesinin sıcaklığı (T_c) sıkışma bölgesinin sıcaklığının altına düşecektir. Isı düşük bir sıcaklıktan (T_c) daha yüksek bir sıcaklık (T_c) değerine çıkarılmaktadır (ısı pompası veya buzdolabı).



Şekil 5-10. Stirling motorundan ısı pompasına geçiş

(a) Motor çevrimi, (b) Isıtma yapılmamakta, (c) Isı pompası çevrimi

Motor kafasının sıcaklığı hızlıca yükselecektir (kafanın etrafındaki hava sıcaklığından da ısı alır). Kafa çevre sıcaklığına yakın olduğu zaman yukarı doğru olan ısı akışı küçüktür ve üretilen iş bir defa daha sürtünmeyi yenebilmek için yetersiz hale gelir. Böylece makina durur. Şayet aynı yönde çalıştırılırsa, bir ısı pompası gibi çalışır. Bu modda bir önceki moddaki gibi (soğuk hava motoru) iki bölge gerçekte yerdeğiştirmiş fonksiyonlara sahiptir. Çünkü V_c (kafa) bölgesi şimdi V_c' nin gerisinde kalmaktadır. Makinanın içersine yukarıya doğru pompalanan ısı kafanın ısısının yükselmesini sağlamaktadır. Şayet çalışan motor kapatılırsa makina durma durumuna gelir ve aniden zıt yönde tekrardan bir sıcak hava motoru gibi çalışır. Çalışma, ısıнын kafadan aşağıdaki V_c bölgesine ve soğutucuya akışıyla gerçekleşir. Tablo 5-1 çeşitli çalışma modlarını göstermektedir. $Q \rightarrow W$ nin anlamı iş üretimi için olan ısı akışını belirtmektedir. $W \rightarrow Q$ ise bir sıcaklık gradyeniye karşı ısı pompalanması için yapılan işi belirtmektedir. Dönmenin gerçek yönü önemli değildir. V_c (kafa) 'den V_c' ye bir hareket söz konusu olduğu zaman ısı akışı aşağıya

doğrudur (hem motor hemde ısı pompası). Dönmenin tersi yönü için yani V_c' den V_c (kafa)' ye hareket söz konusu ise ısı akışı yukarı doğrudur. Mod 3 ve 4 de, V_c genleşme bölgesinin V_c' de sıkışma bölgesinin birer fonksiyonu olduğu belirtilmektedir.

Tablo 5-1. Stirling motorunun çalışma modları

Mod	Isı akışı	Sıcaklık seviyeleri	Dönme	Safha
1 Motor $Q \rightarrow W$	↓	$T_e > T_c$	+	V_e' ' den V_c' ' ye
2 Isı pompası $W \rightarrow Q$ ↓ (soğutucu)	↓	$T_e < T_c$	+	V_e' ' den V_c' ' ye
3 Motor $Q \rightarrow W$ ↑ (soğuk hava mot.)	↑	$T_e' < T_c'$	-	V_e' ' den V_c' ' ye
4 Isı pompası $W \rightarrow Q$ ↑	↑	$T_e' > T_c'$	-	V_e' ' den V_c' ' ye

Eğer bölgelerden biri ısıtılır ve diğeri soğutulursa, makina bir motor gibi davranacaktır. Şayet makina ısıtılmaz fakat dış kuvvetlerle çalıştırılırsa bir ısı pompası gibi davranır, yani ısıyı bölgeden uzaklaştırır. Bu genel kural bütün Stirling motorlarına uygulanmaktadır. Stirling ısı pompası ısıtma amaçlı kullanılmaya uygun bir makinedir, fakat sadece soğutma amaçlı kullanılmaktadır. Bundan sonra Stirling ısı pompası yerine Stirling soğutucusu olarak kullanılacaktır.

5.2. Rhombic Çalışmalı Stirling Motorları

İlk rhombic çalışmanın dizaynı ve yapımı R.J. Meijer tarafından gerçekleştirilmiştir. Minyatür bir motor Rinia tarafından 1953 yılında tanıtılmıştır. Bu başarı diğer ölçülendirilmiş modellerin hızlı bir şekilde yapımına imkan vermiştir.

Hemen hemen bütün motorlar savaş sonrası ortaya çıkmıştır. Tip 19 modelinin temel alındığı bu motorların çoğu çift etkilidir. 1953 yılında yerdeğiştirici tipli motorlar üzerinde fazla çalışılmamıştır bu yüzden daha az deneyime sahip olunmuştur. Çalışmalar oldukça uzun sürdüğünden dengeleme problemlerine ait limit değerler elde edilmiştir. Fakat küçük yerdeğiştiricili bir motorun dengelenmesi

gerçek bir sorun haline gelmiştir. Rhombic çalışmanın keşfi bu problemi ve daha bir çok problemi çözmüştür. Tamamıyla dengeli tek silindirli motorların dizaynı mümkün hale gelmiştir. Rhombic çalışma zamanında bir buluştu, çünkü her çeşit deneme (sıcaklık, basınç ve güç ölçümleri, contalama ve yağlama testleri) daha çabuk bir şekilde yapılmaktaydı. Karmaşık bir makinaya göre tek silindirli motorlar daha az masraflı olmuştur. Bunlardan başka rhombic çalışma bünyesinde daha birçok önemli özelliği içermektedir. Aşağıda bu özelliklere kısaca değinilmiştir [1].

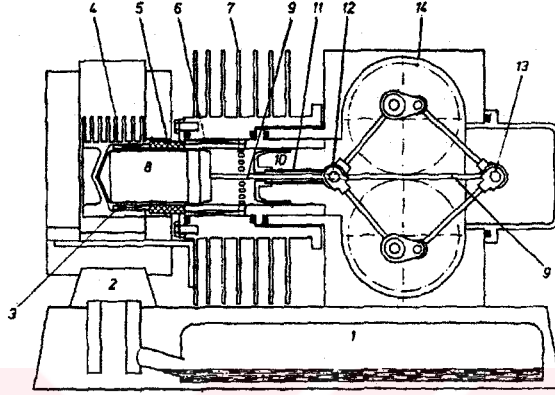
- Piston çubuklarının aksenal momentleri ve yanal kuvvetleri yoktur ve silindirin iyi bir şekilde contalanmasını mümkün kılmaktadır. Bu şekilde piston kuvvetleri küçük bir tampon bölge tarafından telafi edilmekte ve karter atmosferik basınçta olabilmektedir. Böylece karter daha hafif olmaktadır.
- Yüksek çalışma basınçlarına çıkmak mümkündür buda daha yüksek bir spesifik güç verir.
- Hidrojen veya helyum, hava veya nitrojenin yerine çalışma akışkanı olarak kullanılabilir. Bu şekilde daha yüksek verimlere ve spesifik güçlere çıkılır.
- Rhombic çalışma güç pistonuna göre gerekli olan yerdeğiştiricinin faz açısını (60° - 120°) çok basit bir şekilde sağlar.
- Çok silindirli (multi-cylinder) motorlar aslında bir silindirli motorların yanyana dizilmeleriyle meydana gelmektedir.
- Titreşimlerin olmayışı gerçekte tam dengenin sağlanmasındandır.

5.2.1. Rhombic Çalışmalı Philips Stirling Motorları

Rhombic çalışma on farklı Philips Stirling motorunun mekanik esaslarını oluşturmuştur. Bunları şu şekilde sıralayabiliriz :

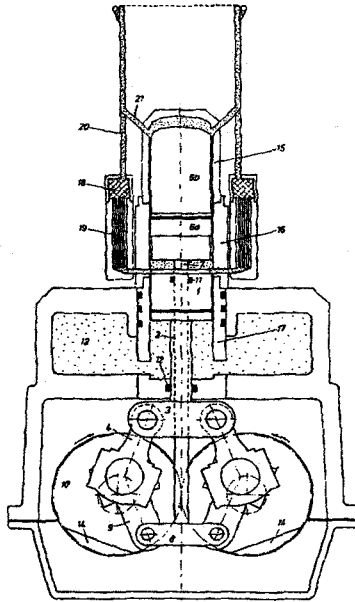
- Şekil 5-11’de 1953 yılında tanıtılan Rinia-Jubilee Stirling motoru görülmektedir. Bu motor R.J. Mijer ve P.J.C. van Rooy tarafından dizayn edilmiş olup ilk olarak 1953 yılında bir radyoyu çalıştırmak amacıyla bir dinamoyu tahrik etmesi sağlanmış bunun sonucunda da 6 V da 3 W’ lık elektrik enerjisi elde edilmiştir. Boyutları 20

cm uzunluğunda, 11 cm boyunda ve 8 cm genişliğindedir. Silindir çapı 24 mm ve stroku 26 mm dir. Burda, 1=yakıt tankı ; 2=yakıcı sistemi ; 3=ısıtıcı ; 4=ısıtıcı kanatlar ; 5=rejeneratör ; 6=soğutucu ; 7=soğutucu kanatlar ; 8=yerdeğiştirici piston ; 9=yerdeğiştirici piston kolu ; 10=iş pistonu ; 11=iş pistonu kolu ; 12=iş pistonu kelepçesi ; 13=yerdeğiştirici piston kelepçesi ; 14=krank miline bağlı dişliler dir.



Şekil 5-11. İlk rhombic çalışmalı Rinia-Jubilee Stirling motoru (1953)

– Şekil 5-12’ de 30-15 yerdeğiştiricili Stirling motorunun kesiti görülmektedir. Basit bir şekilde çizilmiş bu resim üzerindeki bütün parçalar aynı ölçekte değildir. Yakıcı ve ön hava ısıtıcısı yoktur. Burda 1=iş pistonu ; 2=iş pistonu kolu (içi boş) ; 3=iş



Şekil 5-12. 30-15 yerdeğiştiricili Stirling motoru (1956)

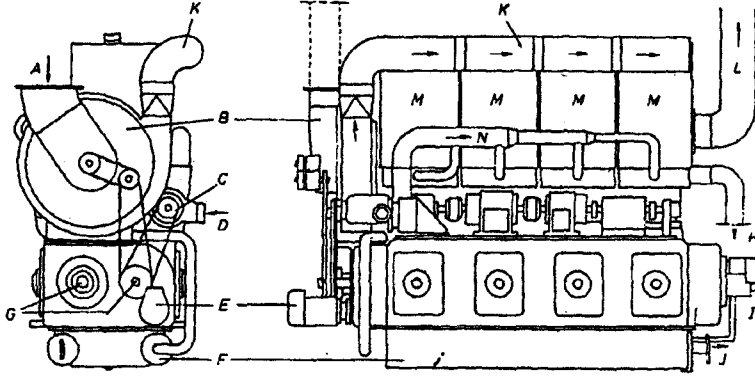
pistonu kelepçesi ; 4=bağlantı kolları. Bu çizimde kranklar belli değildir. 6a=yalıtılmış başlıklı yerdeğiştirici piston ; 6b=yalıtılmış başlık ; 7, 8 ve 9 yerdeğiştirici kolu, kelepçesi ve bağlama kollarıdır ; 10=iki krank milli dşli kavramalar ; 11-12=gaz sızdırmama elemanları (conta) ; 13=motor dolum basıncında gaz içeren tampon bölge ; 14=karşı ağırlıklar ; 15, 16, 17=silindir duvarları ; 18=rejeneratör bölmeleri ; 19= soğutucular ; 20, 21=ısıtıcı tüplerdir. Tablo 5-2' de bu motora ait datalar verilmiştir.

Tablo 5-2. 30-15 Stirling motorunun dataları

Çalışma akışkanı	Hidrojen
Silindir çapı	88 mm
İş pistonu stroku	60 mm
Süpürme hacmi	365 cm ³
Nominal motor hızı	1500 dev/dak
1500 dev/dak' da ortalama piston hızı	3 m/s
p_{mak} ' in müsaade edilebilir en yüksek değeri	140 kg/cm ² (140 atm)
p_{mak} basıncına karşılık gelen uygun ortalama basınç p_{ort}	105 kg/cm ² (105 atm)
Sıkıştırma oranı p_{mak}/p_{min}	2.0
Nominal soğutma suyu sıcaklığı	15°C (iç tarafta)
Nominal ısıtıcı sıcaklığı	700°C
Yakıt	Gaz yağı
Yakıtın kalorifik değeri	42.8 MJ/kg (± 0.1)
Maksimum çıkış gücü P^a	40 BG
Maksimum ortalama efektif basınç p_e^b	26 kg/cm ² (~26 atm)
Maksimum moment ^b	15 kgm (110 lb ft)
Maksimum spesifik çıkış gücü ^a (BG/Pistonun süpürme hacmi)	120 BG/litre
Minumum spesifik yakıt tüketimi ^c	165 g/BG saat (0.36 lb/BG saat)

^a ' da $n=2500$ dev/dak, $p_{mak}=140$ kg/cm² dir. ^b ' de $n\sim 800$ dev/dak, $p_{mak}=140$ kg/cm² dir. ^c ' de $n\sim 1350$ dev/dak, $p_{mak}=140$ kg/cm² dir.

– Şekil 5-13' te 360-15 tipi Stirling Termomotoru görülmektedir. Bu fazla detaya girmeden çizilmiş ilk Termomotorun resmidir(1958-1962). Motorun etrafının hacmi ($l \times h \times b$) 2235×1565×925 mm dir. Tabandaki genişlik (b) 750 mm dir. Burda A=yanma havası girişi ; B=yanma havası fanı ; C=su pompası ; D=soğutma suyu girişi ; E=marş motoru ; F=yağ soğutucusu ; G=krank milleri ; H=soğutma suyu çıkışı ; I=yağ pompası ; J=yağ soğutucu suyu çıkışı ; K=yakıcı için gerekli yanma havası ; L=gaz çıkış bacası (susturucuya gerek yoktur) ; M=silindirin etrafındaki ön ısıtıcılar ; N=silindirler için gerekli soğutma suyu dur.



Şekil 5-13. 360-15 tipi ilk Stirling Termomotoru

Tablo 5-3' te 360-15 tipi Stirling Termomotorunun dizayn datalarının bir kısmı verilmiştir. Bütün bu veriler silindir başınadır.

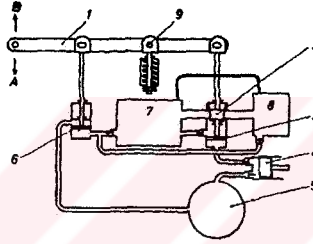
Tablo 5-3. 360-15 tipi Stirling Termomotoru dataları

Çalışma gazı	Hidrojen
Yerdeğiştirici silindir çapı	145 mm
Yerdeğiştirici stroku	74 mm
Silindir çapı	130 mm
İş pistonu stroku	74 mm
Süpürme hacmi	1218 cm ³
Nominal hız	1500 dev/dak
Dizayn gücü, n dev/dak	300/225 BG/kW
Müşade edilebilir en yüksek basınç p_{mak}	140 kg/cm ²
Bu p_{mak} değeri için ortalama basınç p_{ort}	105 kg/cm ²
Sıkıştırma oranı p_{mak}/p_{min}	1.86
Faz açısı α	130.5°
Isıtıcı	
T_{eo} (T_e , T_{eo} ' dan daha düşük)	720°C/1000 K
Tüplerin sayısı (m)	48
Uzunluk/ $d_i \times d_o$	55 cm/5×7 mm
Toplam gaz akış alanı $m(\pi d_i^2/4)$	9.4 cm ²
Duvarlardaki ısı akışı	65 W/cm ²
Yaklaşık gaz hızı	80 m/s
Isı değişim alanı (içte)	4147 cm ²
Isı değişim alanı (dışta)	5806 cm ²
Rejeneratör	
Pot sayısı	12
Macro kesit alanı ΣS	245 cm ²
Kalınlık/dolum faktörü	25 mm/0.22
Gaz hacmi 12×40 cm ³	480 cm ³
Malzeme/tel çapı	18-8 tül/50 μ m
Toplam gaz akış alanı	11.5 cm ²
Soğutucu	
T_{eo} (T_e , T_{eo} ' dan daha büyük)	30°C/300 K
Tüplerin sayısı (n) 12×85	1020
Uzunluk/ $d_i \times d_o$	13 cm/1.2×1.8 mm
Gaz hacmi	150 cm ³
Isı değişim alanı (içte)	5000 cm ²
Isı değişim alanı (dışta)	7500 cm ²

— 80-15 Stirling test motorları 1960-1962 yılları arası yapılmıştır. Termomotorlarla birleştirilmiş bu motorların ilk ölçümleri ve denemeleri Amsterdam da yapılmıştır.

İlk motor 1500 dev/dak' da 75 BG gücündeydi. Bir yıl sonraki Termomotorlu ölçümlerde gücü 1500 dev/dak da 96 BG' idi.

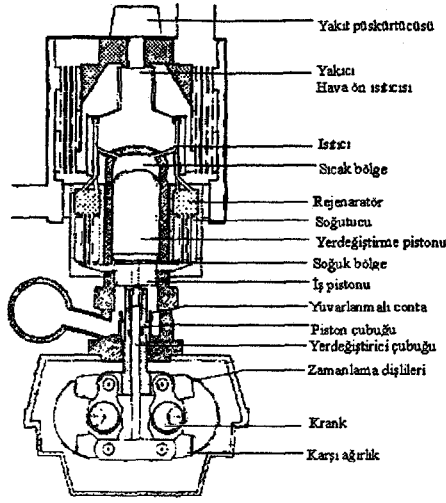
– Şekil 5-14' de 1-365 tipi Stirling deniz motorunun güç kontrol sistemi görülmektedir. 1958-1963 yılları arasında yapılan bu motorlarda çalışma akışkanı hidrojen'dir. Ortalama çalışma akışkanı basıncı 165 atm, ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları 700°C ve 15°C tı. 2100 dev/dak' daki motor gücü 42 kW ' tı. Süpürme hacminin 365 cm³ olduğu motorda güç 115 kW/litre' idi. Fakat verim orjinal bir motorunkinden daha azdır. Ortalama basıncın 105 atm' de ve 1200 dev/dak' ki motorun maksimum verimi %38 dir.



Şekil 5-14. 1-365 tipi Stirling deniz motorunun güç kontrol sistemi

1 numaralı manivela 9 numaralı mil ekseninde dönmektedir. Bu sistem 7 numaralı bir regülatör tarafından çalıştırılmaktadır. A yönündeki hareket gücü azaltır ve B yönündeki hareket gücü arttırmaktadır. 2 numaralı boşaltma valfinin hareketi yavaş ve kaybı yoktur. 3 numaralı by-pass kısma valfi hızlı bir şekilde çalışmaktadır. 4=kompresör ;5=depolama tankı. Motorun daha fazla güç ihtiyacında 6 numaralı valf, 1 numaralı kontrol manivalası tarafından açılmaktadır. 8 numara motorun tampon bölgesidir.

– Şekil 5-15' de 10-30 tipi Stirling motorunun kesiti gösterilmektedir. Bu motor bir silindirli olarak dizayn edilmiş ve 10 BG gücündedir. 1959-1966 yılları arasında yapılmıştır. Bu motora ait diğer özellikler tablo 5-4' te verilmektedir. Motorun özelliklerinden biri yuvarlanmalı contaların kullanılmasıdır. Bu conta tipi ilk kez J.A. Rietdijk tarafından 1961 yılında uygulanmıştır. Yuvarlanmalı contalarla basınç değişiminin belli limit değerlerde tutulması sağlanmıştır.



Şekil 5-15. Multi yakıt jeneratörünün kullanıldığı geliştirilmiş 10 BG güçlü 10-30 tipi Stirling motoru

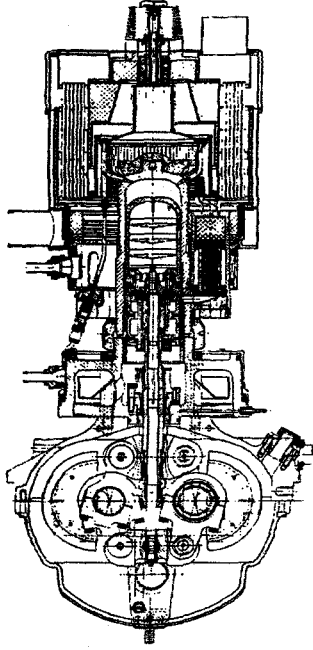
Tablo 5-4. 10-30 tipi 10 BG gücüne sahip Stirling motorunun özellikleri (1962)

Nominal güç (3000 dev/dak' da)	10 BG
Çalışma akışkanı	Helyum
Ortalama çevrim basıncı p_{ort}	100 atm
Ortalama tampon basıncı p_b	125 atm
Isıtıcı sıcaklığı T_{eo}	650°C
Yerdeğiştirici çapı D_d	66 mm
İş pistonu çapı D_p	63 mm
Strok	31.4 mm
Soğutucu rejeneratör ünitelerinin sayısı	10
Motorun toplam ağırlığı	77 kg
3000 dev/dak' daki elektrikselsel çıkış gücü	4 kW (e)

– Şekil 5-16' da 1967 -1970 yılları arasında yapılan 1-98 tipi bir Stirling motoru gösterilmektedir. 10 BG gücüne sahip 10-30 motorlarının daha yüksek basınçlarda sürekli bir şekilde çalıştırmak amacıyla tekrardan dizayn edilmişlerdir. Tablo 5-5' te bu motora ait bir kısım özellikler verilmektedir.

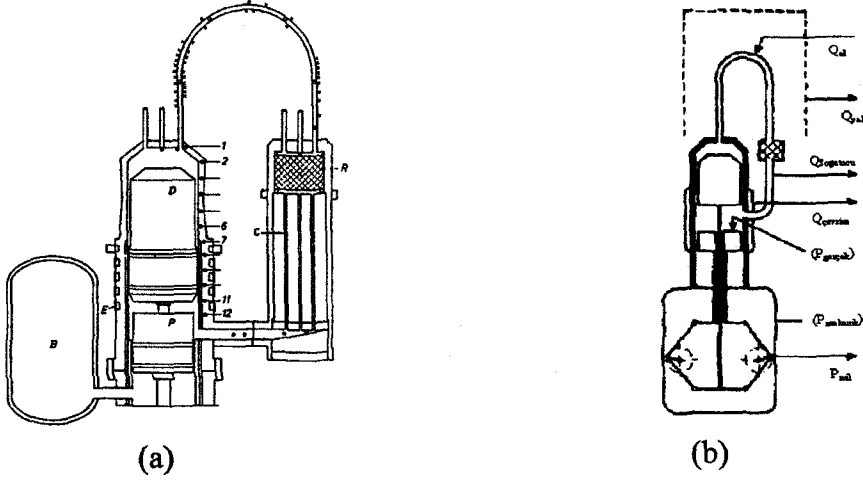
Tablo 5-5. 1-98 tipi Stirling motorunun özellikleri

Yer değiştirici çapı D_d	6.6 cm
İş pistonu çapı D_p	6.3 cm
Yerdeğiştirici kol çapı d_d	1.1 cm
Piston kolunun çapı d_p	2.45 cm
Tampon bölgenin hacmi v_{bo}	1000 cm ³
Ortalama tampon basıncı p_b	113.5 cm
Krank yarıçapı r	3.136 cm
Rhombic bağlama kolu uzunluğu l	6.0 cm
Dirsek e	2.749 cm
Strok s	6.2 cm
Süpürme hacmi	187.5 cm ³



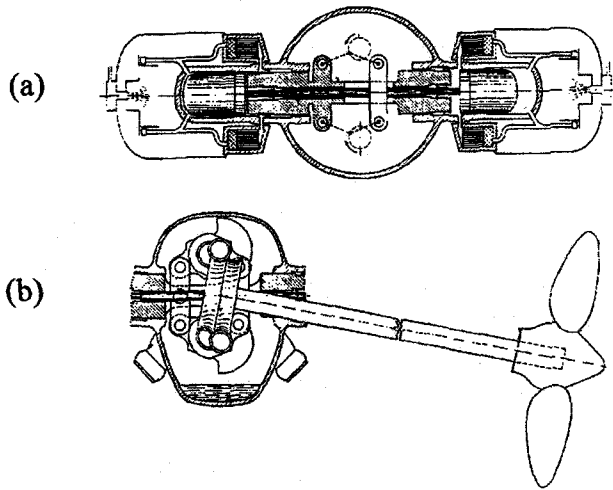
Şekil 5-16. 1-98 tipi Stirling motoru

– Şekil 5-17.(a)' da 1962 yılında yapılan 400 BG gücüne sahip Stirling part-engine gösterilmektedir. İlk part-engine dizaynı çalışma akışkanı hidrojen esas alınarak yapılmıştır. Karter ve rhombic çalışması 80-15 motorundan alınmıştır. Stroku 7.4 cm, piston alanı 133 cm^2 ve hacim oranı 11 dir. 100 atm' de hidrejenle yapılan motor testlerinde 600 dev/dak da mekanik kayıplar 2 kW tı. Motorun temodinamik davranışları memnun edici değildi. Bu motordaki ölü hacimler de ölçüsüzdü. Çok düşük hızlarda piston bağlama pimlerinde aşınmalar olduğu görülmüştür. Bu şekilde güvenilir ölçümlerin yapılması mümkün değildi ve böylece helyumla çalışan yeni bir part-engine dizaynı yapılmıştır. Helyumla çalışan motorun süpürme hacmi hidrojenle çalışanınkinden hemen hemen $1^{1/2}$ kez daha büyüktü. Hacim oranı da 16' ydı. Şekil 5-17.(a)' da helyum gazı ile çalışan part -engine' nin kısımları kısaca şu şekildedir. 1'den 12' ye kadar olan rakamlar silindir üzerindeki termokupullardır ve çeşitli bölgelere yerleştirilmişlerdir (•). Isıtıcı tüpler üzerindeki termokupullar (x) tüpün dışında ve gazın sıcaklıklarını ölçmek amacıyla da tüp içersine (o) yerleştirilmişlerdir. D harfi yerdeğiştirici pistonu, P harfi iş pistonunu, R harfi rejeneratörü, C harfi soğutucuyu, E harfi ekstra silindir duvarı soğutucusunu ve B harfi de tampon bölgeyi belirtmektedir. Şekil 5-17.(b)' de Stirling part-engine 'in şematik olarak ölçülen ısı akışlarını ve güç değerlerini göstermektedir.



Şekil 5-17. 400 BG güçlü helyumla çalışan Stirling part-engine
(a) Part-engine' in kesit görünüşü
(b) Ölçülen ısı akışı ve güç değerlerinin şematik gösterimi

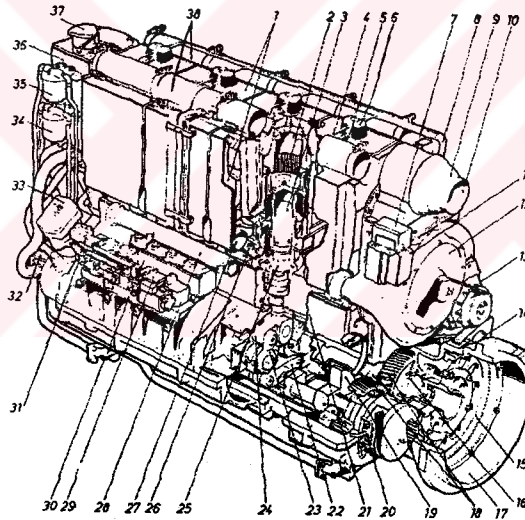
– Şekil 5-18' de Flat-four boksör tipi Stirling deniz motoru görülmektedir. 1966 yılında yapılan bu motorlarda şekilde de görüldüğü gibi zıt iki pistonlu rhombic çalışma konfigürasyonu vardır. Şekil 5-18.(a)' da Zıt pistonlar rijid bir şekilde bağlanmışlardır. Zıt yönlü yer değiştiricilerde birbirlerine bağlanmışlardır. Şekil 5-18.(b)' de krank millerinin sonsuz vida dişlileriyle birbirlerine bağlı olduğu görülmektedir. Böylece sessiz bir şekilde güç elde edilmekte ve kardan milline düşük hızlar sağlanmaktadır. Sonsuz dişli kutusundaki debriyaj vasıtasıyla kardan mili motordan ayrılabilir. Her bir silindir için sadece iki yuvarlanmalı conta



Şekil 5-18. Flat-four boksör tipi Stirling deniz motoru
(a) Yatay tip zıt pistonlar
(b) Krank milleri sonsuz dişli mekanizmasıyla bağlı

gereklidir. Birbirlerine zıt yönde rijid olarak bağlı iki piston arasında yer alan zıt yönlü iki yerdeğiştirici arasındaki tampon bölge gereksiz hale gelmektedir.

– Şekil 5-19’ da gösterilen 4-235 tipi düz Stirling otobüs motoru da Philips’ in yaptığı rhombic çalışmalar arasındadır. Parçaların adları şu şekildedir : 1=hava ön ısıtıcısı ; 2=ısıtıcı ; 3=yerdeğiştirici ; 4=yakıt bağlantısı ; 5=yakıt püskürtücüsünün hava kaynağı ; 6=yakıt püskürtücüsü ; 7=ateşleyici kutusu ; 8=ateşleme kabloları ; 9=yardımcı üfleyici ; 10=hava girişi ; 11=ateşleme distirbütörü ; 12=yanma havası üfleyicisi ; 13=AC jeneratörü ; 14=çalıştırıcı pinyon ; 15= çalıştırıcı dişli çark ; 16=bilyalı yatak ; 17=motor destek flanşı ; 18=krank mili dişlileri ; 19=karşı ağırlık ; 20=yuvarlanmalı conta yağı pompası ; 21=silindir bloğu tampon bölgesi ; 22=yerdeğiştirici kelepçesi ; 23=iş pistonu bağlama kolu ; 24=iş pistonu kelepçesi ;



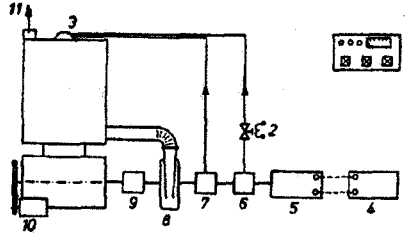
Şekil 5-19. 4-235 tipi düz Stirling otobüs motoru

25=iş pistonu ; 26=soğutucu ve rejeneratör kutusu ; 27=ön hava ısıtıcısının giriş kanalı ; 28=soğutma suyu manifoldu ; 29=yağ kontrol valfi ; 30=yakıt kontrol vafleri ; 31=valf ; 32=yağ temizleme pompası ; 33=regülatör ; 34=yuvarlanmalı conta yağı filitresi ; 35=yakıt-yağ filitresi ; 36=yağlama yağı deposu ; 37=yağ doldurma kapağı ; 38=egzoz manifoldları. Çalışmalar 1969-1971 yılları arasında yapılmıştır. Tablo 5-6 ‘da bu motorun helyum ve hidrojen ile çalışması sırasındaki özellikleri verilmiştir. Çalışma akışkanı basıncı 200 atm dir.

Tablo 5-6. 4-235 tipi düz Stirling otobüs motorunun özellikleri

Silindir sayısı	4	
Yakıt	Dizel yağı	
Çap×strok	77.5×49.8 mm	
Silindir başma süpürme hacmi	235 cm ³	
Pistonun toplam yer değiştirmesi	940 cm ³	
Çalışma akışkanı	Helium	Hidrojen
Isıtıcı sıcaklığı	600-630°C	630-650°C
Soğutma suyu ort. sıcaklığı	60°C	60°C
Ort. çalışma akışkanı basıncı	220 atm	220 atm
Maksimum çıkış gücü	2500 dev/dak da 117 kW	3600 dev/dak da 156 kW
Maksimum moment	600 dev/dak da 68 kg.m	1000 dev/dak da 69 kg.m
Mak. çıkış gücü moment	2500 dev/dak da 45.5 kg.m	3000 dev/dak da 50.5 kg.m
Maksimum motor hızı	3000 dev/dak	3000 dev/dak
Mak. motor hızındaki güç	106 kW	156 kW
Mak. frenleme moment	pozitif momentin %40' ı	
Mak. çıkış gücündeki verim	%24.3	%26.2
Maksimum verim	1000 dev/dak da %31.5	1300 dev/dak da %33
Soğutma sistemi	Su	
Yağlama sistemi	Kuru yağ haznesi	
Yağ filtresi	Değiştirilebilir elemanlı by-pass	
Kuru ağırlık	760 kg	
Boyutları l×b×h	1250×520×1100 mm	
Kutu hacmi	0.85 m ³	

4-235 motorunun çalışma sistemi şekil 5-20' de gösterilmektedir. Yardımcı elemanlar yakıcı-hava üfleyicisi (8), püskürtücü-hava üfleyicisi (7) ve yakıt pompası (6)' ndan oluşmaktadır. Bu sistemler sıcaklık yükselene kadar elektrik motoruyla (5) tahrik edilmektedir. Motor çalıştıktan sonra yardımcı bu üniteler direkt olarak debriyaj vasıtasıyla (9) motor tarafından çalıştırılır. Elektrik motoru kapatılır fakat bu seferde bir elektrik jeneratörü gibi çalışır. Sistemin diğer parçaları şunlardır : 1=kontrol kutusu ; 2=yakıt kontrol valfi ; 3=püskürtücü ve ateşleyici ; 4=batarya ; 10=çalıştırıcı motor (marş motoru) ; 11=egzoz.

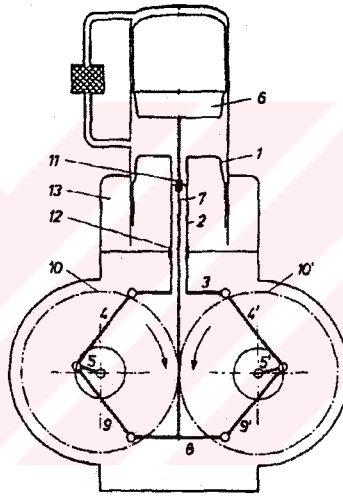


Şekil 5-20. 4-235 tipi Stirling otobüs motorunun çalışma sistemi

Yukarıda bahsedilen rhombic çalışmalı bu motorlardaki değişiklikler Philips, General Motors, United Stirling (İsveç), Almanyada MAN-MWM ve diğer kuruluşlar tarafından geliştirilmektedir.

5.2.2. Rhombic Çalışma

Şekil 5-21 rhombic çalışmanın özelliklerini göstermektedir. Dişli çarkla birleştirilmiş ikiz krank milleri simetrik bir şekilde motorun merkez ekseninin her iki tarafına yerleştirilmişlerdir. İş pistonu (1) 3 numaralı kelepçe vasıtasıyla 2 numaralı piston koluna bağlanır. Buradan da her iki tarafa aynı şekilde 4,4' bağlama çubukları ile 5,5' kranklarına bağlanır. Yerdeğiştirici piston (6) benzer bir düzenle tahrik edilir. Yerdeğiştirici piston kolu (7) içi boş olan 2 numaralı çubuktan geçerek 8 numaralı kelepçe ile tutturulur. Aynı kelepçe diğer uçta 9,9' kolları ile 5,5' kranklarına bağlıdır. Şekilde 1=iş pistonu ; 2=içi boş iş pistonu çubuğu ; 3=kelepçe ;



Şekil 5.21. Rhombic çalışma mekanizması

4,4'=3 numaralı kelepçe ile birleştirilmiş bağlama kolları ; 5,5'=10,10' dişlileriyle birleştirilmiş iki karşılıklı dönen mildeki kranklar ; 6=yerdeğiştirici piston ; 7=yerdeğiştirici piston kolu ; 8=kelepçe ; 9,9'=8 numaralı kelepçe ile birleştirilmiş yerdeğiştirici kolları ; 11 ve 12=sıkıştırılmış gaz ile dolu kutular (conta) ve 13=motor dolum basıncında çalışma gazı içeren tampon bölgedir.

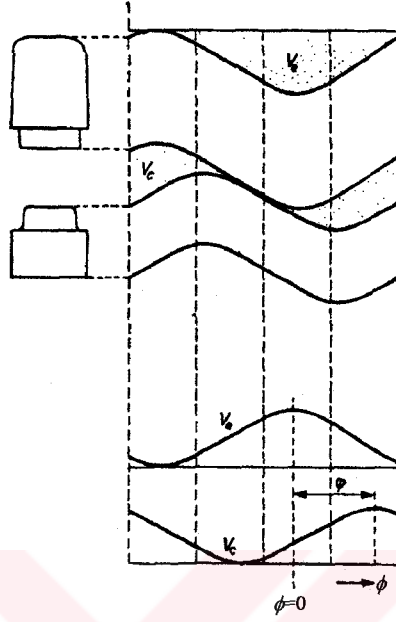
Rhombic çalışmanın en basit modelinde, karşılıklı kollar 9,9' ve 4,4' aynı uzunluktadırlar. Kelepçelerin uzunluğu önemsenmemektedir (prensipte uzunlukları sıfır olabilir). Karşılıklı kolların iki çifti bir eşkenar dörtgen meydana getirmektedir

ve açılar sadece çalışma süresince değişmektedir. Bu sebebdan dolayı *rhombic çalışma* ismi verilmiştir. Dişli çarklar 10,10' sistemde her zaman için tam bir simetri sağlarlar. Çıkış bir milden veya her iki milden de olabilmektedir.

Şekil 5-21' de de görüldüğü gibi içi boş iş pistonu kolunun içerisindeki yerdeğiştirici piston kolu için gaz contası (11) vardır. Bir contada iş pistonu kolunun etrafındadır (12). Bunların hepsi pistonun altında karterden ayrı olarak nispeten küçük silindirik bir oda (13) oluşturmak için gereklidir. Burası " tampon bölge " olup uygun basınçta gaz ile doludur, ve kısmen pistonun üst tarafına etkiyen gaz kuvvetlerini telafi etmektedir. Bu düzeneğin iyi bir şekilde çalışmasındaki gerçek, iş pistonu contasının yanıl itme kuvvetlerine maruz kalmamasıdır. Tampon bölgenin izin verilebilir minumum hacmi, sadece oda içerisinde gerekli limit değerlerdeki basınç değişim oranı tarafından saptanmaktadır. Çok silindirli motorlarda tampon odaları birbirleriyle birleştirilebilir. Bu şekilde herbir odanın hacminin daha küçük olması mümkün olmaktadır. İş ve yerdeğiştirici pistonun momentleri şekil 5-22' de gösterilmektedir. Şayet dönmenin yönü şekil 5-21' deki gibi gösterilirse, açıkça görüldüğü gibi genleşme bölgesi hacim değişimi belli bir fazda sıkıştırma bölgesi hacmi V_c ' ye öncülük etmektedir. İş ve yerdeğiştirici pistonlar tamamıyla basit bir şekilde harmonik hareket yapmamaktadır, fakat bununla beraber Stirling motorunun çok iyi bir versiyonu saptanabilir. Şekilde ilk tarafta görülen rhombic çalışma, κ ve α parametreleriyle seçim serbestliğini kısıtlamaktadır. Bu parametreler Stirling motoru dizaynında önemli unsurlardır. Bununla birlikte gerçek analiz, uygun bir krank mili, krankların ve karşılıklı çubukların, iş pistonu ve yerdeğiştirici piston çapları oranının orantılı oluşu ve bu parametrelerin oldukça geniş bir alanda değişmesi ile mümkün olmaktadır. 1960 yılında Meijer, Delft' de rhombic çalışmalı Stirling motoru üzerindeki doktora çalışmasıyla ödüllendirilmiştir.

Şekil 5-22' de yerdeğiştirici ve iş pistonunun bir çevrim üzerindeki hareketleri gösterilmektedir. Sıcak (genleşme) V_e ve soğuk (sıkıştırma) V_c hacim değişimleri gösterilmektedir. Bu değişimler ϕ açısına bağılı olarak çizilmiştir ve iki

piston arasındaki faz farkı ϕ ile gösterilmektedir. Bu sebepten dolayı piston hareketleri ve V_c ve V_c değişimleri tamamiyla harmonik değildir.

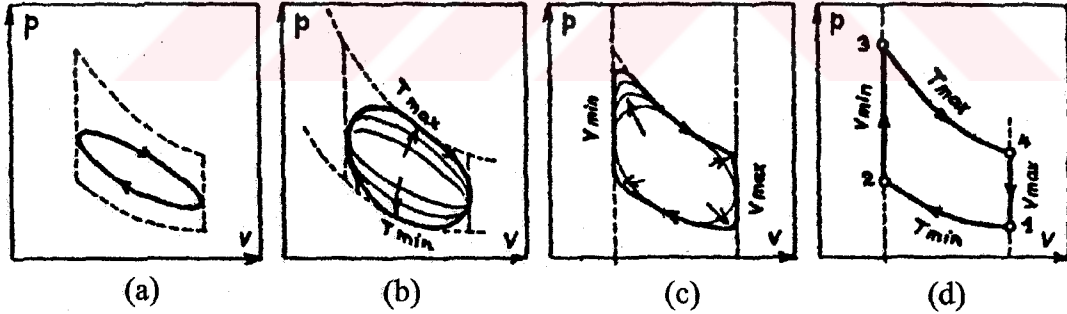


Şekil 5-22. Yerdeğiştirici ve iş pistonunun bir çevrim üzerindeki hareketleri

BÖLÜM 6. DÜZ PLAKALI STIRLING MOTORU

6.1. Sürekli ve Süreksiz Çalışan Yerdeğiştirme Mekanizmaları

Sürekli çalışan yerdeğiştirme mekanizmalarında sinüs şeklinde bir hareket söz konusudur. Böyle bir sistemin avantajı kolay gerçekleştirilebilmesi, sessiz ve daha uzun ömürlü olmasıdır. Şekil 6-1.(a)' da böyle bir sistemin $P-V$ grafiği görülmektedir. Ölü hacim ve sinüsoidal hareketten dolayı gerçekçevrim teorik çevrime göre daha küçüktür. Gerçek çevrimin köşeleri yuvarlanmış ve oval bir hal almıştır. Gerçek çevrim pratikte teorik çevrimden beş kat daha küçük olabilmektedir [2], [4], [5].



Şekil 6-1. Stirling Motoru çevrimleri

- (a) Sürekli çalışma (normal pistonlu)
- (b) Düz plakalı çalışma
- (c) Süreksiz hareket
- (d) Teorik çevrim

Süreksiz çalışan yerdeğiştirme mekanizmaları konusunda 100 yıldan daha önce Stenberg' in çalışmaları olmuştur. Fakat sürtünme konusunda bir çok problemler meydana gelmiştir. Süreksiz yerdeğiştirici tahriki, darbeli salınımlı bir

harekete sahip olmakta buda ideal çevrimin köşelerine yaklaşmasını sağlamaktadır. Böylelikle toplam verim yükselmektedir.

Şekil 6-1.(b)' de düz plakalı bir stirling motorunun çalışması $P-V$ grafiğinde görülmektedir. Burda eğer yer değiştirici plaka hafifçe sıcak veya soğuk metal plakaya bastırılırsa iki bölge arasındaki ölü hacim sadece temas yüzeyinden ibaret olacaktır. Böylelikle eğrilerle sınırlanmış kapalı alan büyütülmüş olmaktadır. Çünkü her iki izoterm durum arasındaki mesafe büyümektedir.

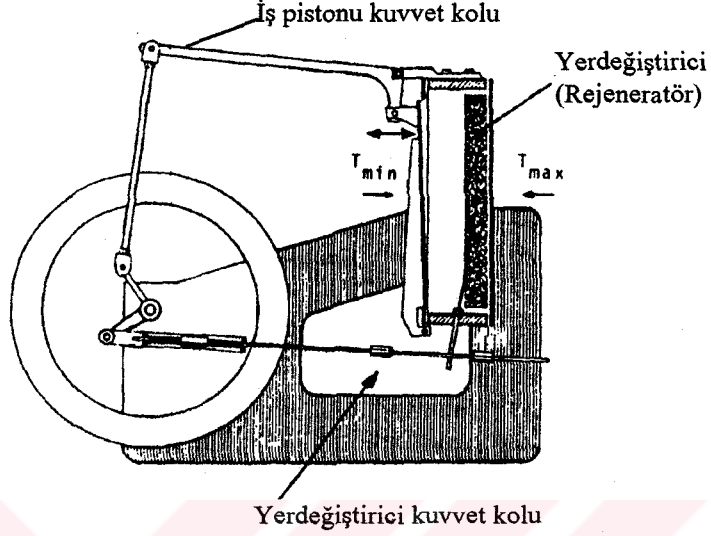
Süreksiz harekette şekil 6-1(c)' de görüleceği gibi güç elde edilen kol yerdeğiştirme plakasının süreksiz hareket yapmasını sağlamaktadır. Bu sayede soğuk ve sıcak hava birbirine karışmamaktadır. İzotermik sıkıştırmada hava, sabit soğuk sıcaklıkta ve izotermik genişleme de ise sabit sıcaklıkta kalmaktadır. Çevrim sağa ve sola doğru sabit hacim eğrilerine yaklaşmaktadır. Şekil 6-1.(d)' deki teorik Stirling çevrimi görülmektedir. Eğer düz plakalı yerdeğiştirici ve süreksiz çalışma birlikte kullanılırsa ideal Stirling çevrimi hemen hemen gerçekleşmiş olmaktadır.

6.2. Prof. I. Kolin'in Düz Plakalı Stirling Motoru

Yaklaşık 1972 yılından beri Prof. Ivo Kolin Zagreb üniversitesinin Termodinamik ve Makina ensitülerinde bu konuda çalışmaktadır. Kolin süreksizlik olayını yeniden gündeme getirip şekil 6-2' de görülen makinayı tasarlamıştır. Kolin' in geliştirdiği düz plakalı bu Stirling motorunun en büyük özelliği düşük sıcaklık farklarında çalışabilmesiydi. Sistem ilk olarak güneş enerjisi ile çalışacak şekilde tasarlanmış, fakat şekil 6-3' de görüleceği gibi sıcak suyla ve kuru yakıtla da çalışabilmektedir.

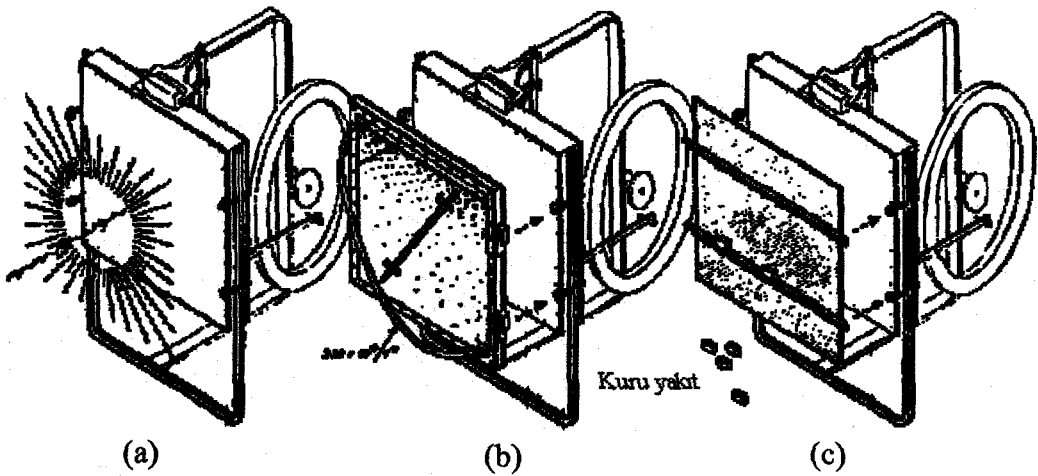
Bu makinada mil, sinüs hareketini yerdeğiştiriciye iki darbeli hareket şeklinde bölmektedir. Böylece düşük sıcaklıklarda çalışabilme imkanı sağlamaktadır. Sıcaklık farkı 16°C iken bile çalışabilmektedir. Amortisörden ölü nokta ayarı yapılarak ideal çevrimdeki gibi köşelere yaklaşım sağlanmaktadır.

Makina tasarımımda ölü noktanın ayarı farklı mekanizmalarda da mümkündür. Örneğin üzerinde belli bir profil olan volan, toparlak ve kol üçlüsü ile yerdeğiştiricinin darbeli hareketi sağlanabilir. Fakat bunun kötü yanı vuruntu sesleri



Şekil 6-2. Düz plakalı Stirling motoru

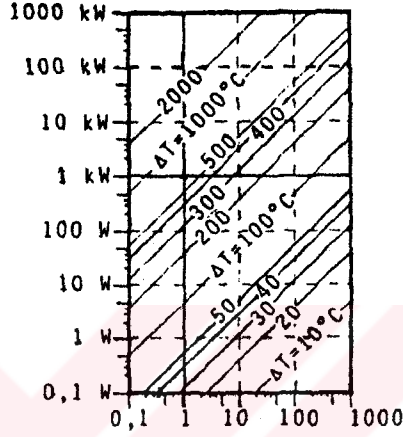
ve özellikle yüksek devir sayılarında toparlağın yüzeyden ayrılması mümkündür. Aynı şekilde toparlağın eksantrik plaka üzerinde dönmesi mümkündür. Kufner süreksiz hareket yapan bu tip konstrüksiyonlar üzerinde çalışmalar yamaktadır.



Şekil 6-3. Düz plakalı Stirling motorunun çeşitli ısı kaynaklarıyla çalıştırılması

- (a) Güneş enerjisi ile çalıştırılması
- (b) Sıcak su ile çalıştırılması
- (c) Kuru yakıtla çalıştırılması

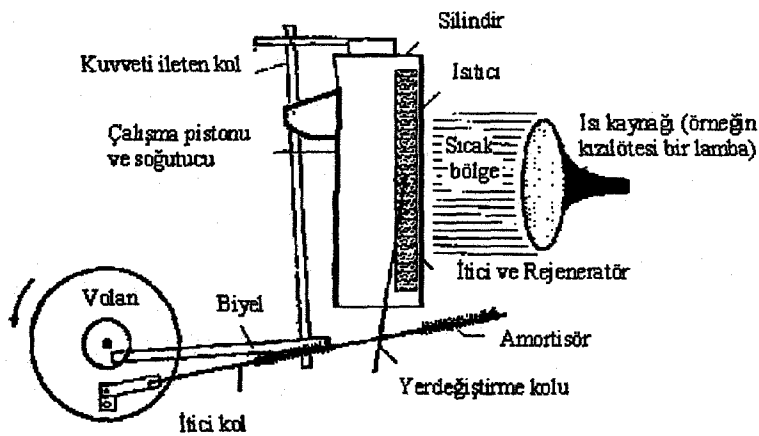
Membrandan oluşan ön duvar iş pistonu ve soğutucu görevi yapmaktadır. Rejeneratör görevi yapan yerdeğiştirici elüminyum köpükten veya strafordan yapılmaktadır. Şekil 6-4’ deki diyagramda mümkün olabilen güç aralığı, iş hacmine ve sıcaklığına bağlı olarak gösterilmektedir. İlk yaklaşım için bu diyagramda verilen ampirik formül şu şekildedir ; $P = V \cdot \Delta T^3 / 2 \cdot 10^8$ [kW] . V = hacim [litre], ΔT =soğuk ve sıcak bölgedeki çalışma gazının sıcaklık farkı [Kelvin].



Şekil 6-4. Düz plakalı Stirling motorunun mümkün olabilen teoriksel güç aralıkları

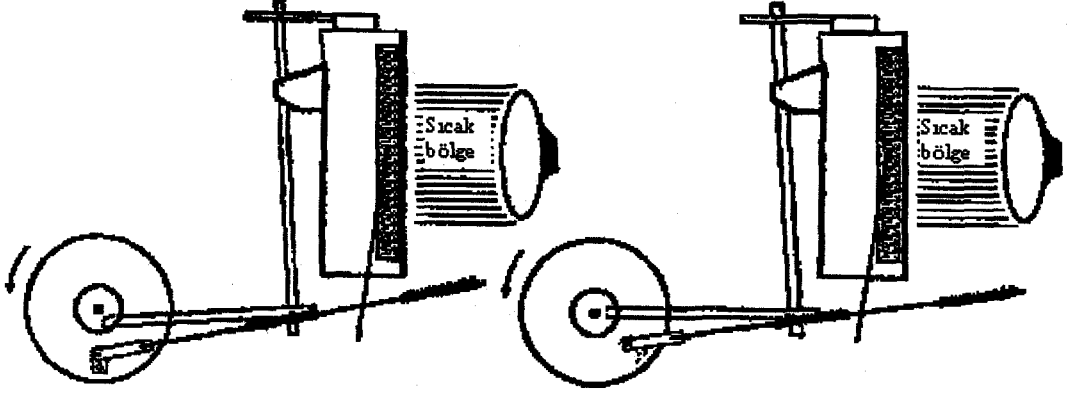
6.2.1. Düz Plakalı Stirling Motorunun Çalışma Prensibi

Düz plakalı Stirling motorunun çalışma prensibini anlamak için şekil 6-5’ teki Kolin’ in yaptığı Stirling motorunu ve çalışmasını incelememiz gereklidir. Motorun çalışmasını anlatan parçaların isimleri şekilde görülmektedir.



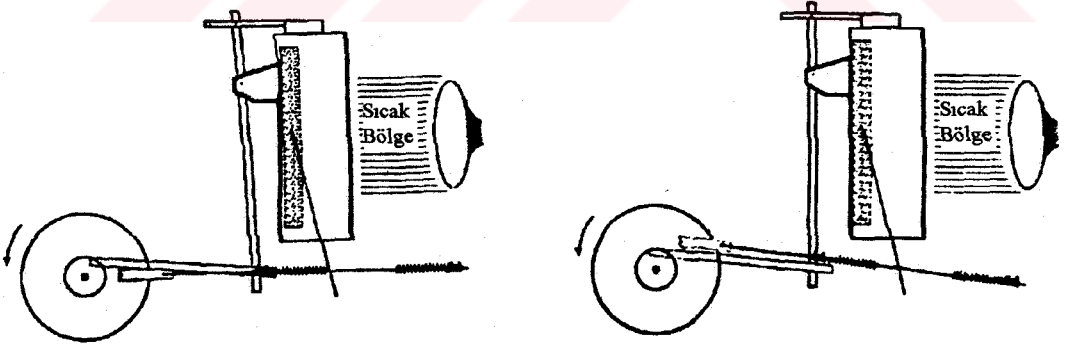
Şekil 6-5. Kolin’ in düz plakalı Stirling motoru

Şekil 6-6' da $1 \Rightarrow 2$ işleminde çalışma ortamındaki gaz (hava, helyum, hidrojen v.b) soğuk taraftaki pistonun baskısıyla sıkıştırılır. İtici (yerdeğiştirici) sıcak ön yüze zorlanarak dayanmaya çalışır. Soğuk yüz aynı zamanda çalışma kısmıdır.



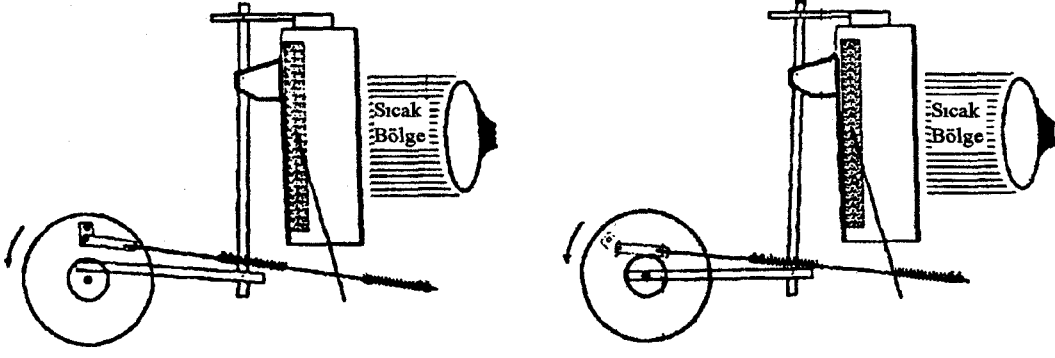
Şekil 6-6. Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $1 \Rightarrow 2$ fazı

Şekil 6-7' de $2 \Rightarrow 3$ işleminde soğuk gaz hacminin en küçük değerini aldığı anda yerdeğiştirici sıcak yüzden soğuk yüze doğru hareket eder ve soğuk yüze dayanır. Bu hareket sırasında hava rejeneratör görevi de yapan delikli yerdeğiştirici içinden geçer ve aynı anda rejeneratörün ısınısını da almaktadır.



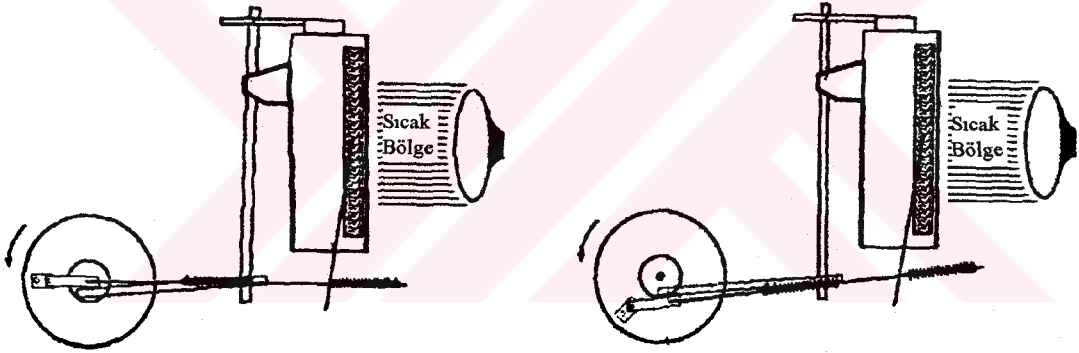
Şekil 6-7. Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $2 \Rightarrow 3$ fazı

Şekil 6-8' de $3 \Rightarrow 4$ işleminde ısınmış hava yayınır ve çalışma (iş) pistonuna baskı yapar. Bu baskı sonucunda iş pistonunda meydana gelen küçük yerdeğiştirme hareketi volana iletilir. Hava yalnız sıcak çalışma ortamında maksimum oranda yayılım gösterir.



Şekil 6-8. Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $3 \Rightarrow 4$ fazı

Şekil 6-9' da $4 \Rightarrow 1$ işleminde yerdeğiştirici en büyük (sıcak) gaz hacminde soğuktan sıcak kısma doğru hareket eder. Hava rejeneratör görevi yapan delikli yerdeğiştiricinin içersinden geçerken bu sırada ısısını rejeneratöre bırakır ve soğuk bölgeye geçer.

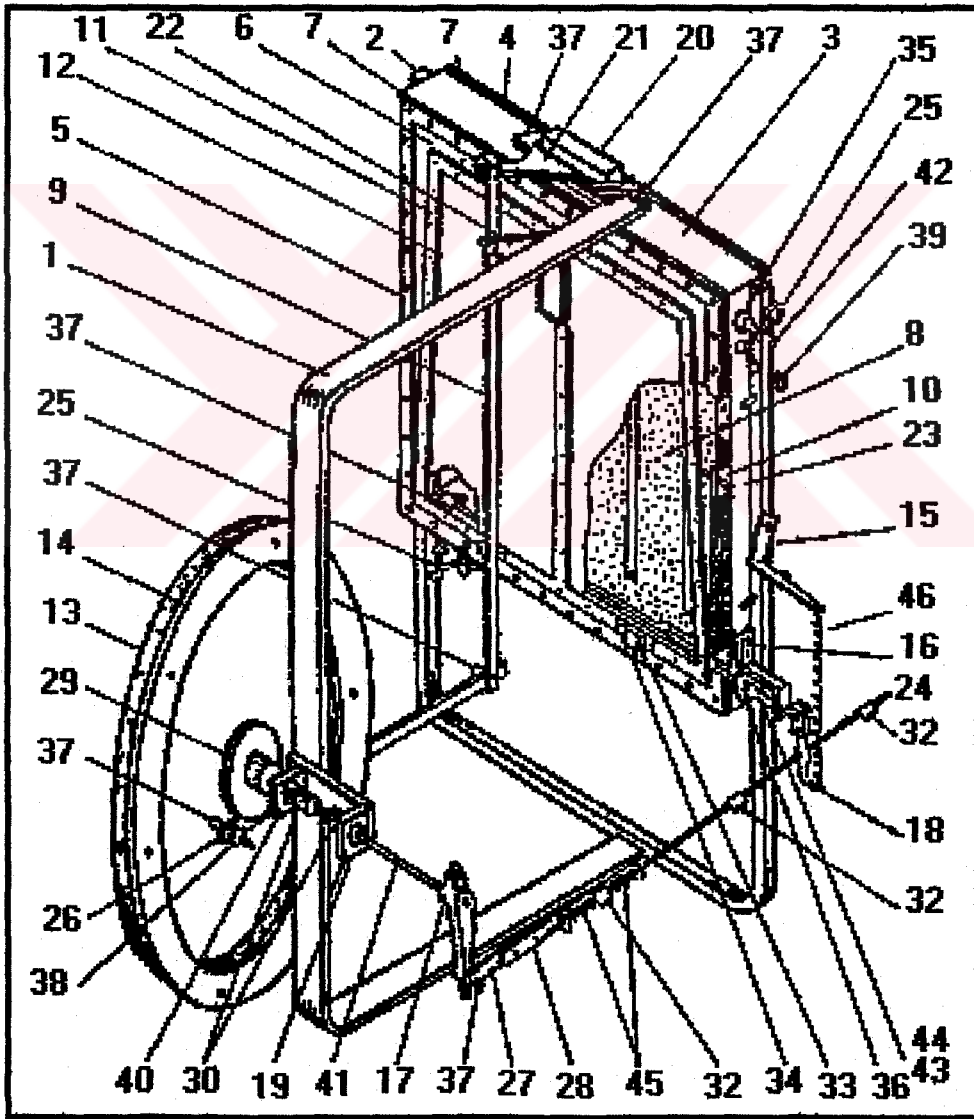


Şekil 6-9. Düz plakalı Stirling motoru çalışmasının $4 \Rightarrow 1$ fazı

6.2.2. Düz Plakalı Stirling Motoru Sistemi

Kolin' in geliştirdiği düz plakalı Stirling motorunun resmi şekil 6-10' da görülmektedir. Aynı şekil üzerinde numaralanmış parçaların adı, malzemesi, boyutları ve adedi tablo 6-1' de gösterilmiştir. Böyle bir sistemin güneş enerjisinden yararlanılarak çalıştırılmasıyla elde edilecek mekanik enerjinin, elektrik elde edilmesi ve su pompalarının çalıştırılmasında yararlanılması mümkündür. Sistemin sıcak su veya kuru yakıt gibi ısı kaynakları ile çalıştırılması farklı enerji kaynakları

kullanılarak ta çalıştırılabileceğini göstermektedir. Örneğin atık ısılardan yararlanılarak Stirling motorunun çalıştırılması mümkün olacaktır. Süreksiz hareket yapan böyle bir sistemle çok düşük sıcaklık farklarında güç eldesi söz konusu olduğundan kullanım yerleri oldukça artmaktadır. Stirling motorunda çalışma akışkanı olarak hava yerine düşük sıcaklık farklarında genleşmesi oldukça fazla olan helyum veya hidrojen kullanılması verimin yüksek olmasını sağlamaktadır. Fakat sızdırmazlık problemleri sistemin hem maliyetini hemde imalat süresini uzatmaktadır. Bu motor tipi yalnız hava ile çalışacak şekilde dizayn edilmiştir.



Şekil 6-10. Kolin' in düz plakalı Stirling motoru

Tablo 6-1. Şekil 6-10' daki düz plakalı Stirling motrunun parça listesi

Parça No	Parça Adı	Malzemesi	Adet	Ölçüsü(mm)
1	1. Kol	Alüminyum alaşımı	1	5x30x880
2	2. Kol	Alüminyum alaşımı	1	10x10x950
3	Yan parça	Plexiglas	4	10x40x220
4	Ön plaka	Alüminyum	1	3x230x230
5	Tutucu çerçeve	Alüminyum alaşımı	4	3x10x220
6	Lastik membran	Lastik(Neopren)	1	1x230x230
7	Lastik Conta	Lastik(EPDM)	1	2x230x230
8	İtici(Rejeneratör)	Styropor	1	10x230x230
9	İş kolu	Alüminyum alaşımı	1	2x10x340
10	Sabitleyici	Mukava	2	1x8x20
11	Çerçeve	Alüminyum alaşımı	1	3x207x198
12	Arka plaka	Alüminyum	1	2x207x198
13	Volan	Plexiglas	1	6x265x265
14	Volan kütlesi	Pirinç	1	3x265x265
15	Yay tutucu kol	Alüminyum alaşımı	1	2x10x75
16	Yönlendirici	Pirinç	1	2x10x75
17	Kumanda kolu	Alüminyum alaşımı	1	10x30x75
18	İtici kol	Pirinç	1	4x8x15
		Alüminyum alaşımı	1	3x15x42
19	Yatak paketi	Alüminyum alaşımı	1	5x30x150
20	Çatal tutucusu	Alüminyum alaşımı	1	10x18x40
21	Çatal	Alüminyum alaşımı	1	4x50x90
22	Gönye	Alüminyum alaşımı	1	4x75x65
23	Tel	Galvanizli yassı tel	1	600,Ø1.8
24	Kumanda çubuğu	Çelik tel	1	300,Ø1.5
25	Çelik tutucu	Çelik	2	70x35
26	İtici kol	Alüminyum alaşımı	1	2x10x240
27	Kumanda yönlendiricisi	Alüminyum alaşımı	1	1.5x10x150
28	Karşı yönlendirici	Alüminyum alaşımı	1	3x6x65
29	Flanş	Pirinç	1	Ø30x20
30	Sabitleme halkası	Pirinç	2	Ø12x15
31	İtici yatağı(Rejeneratör)	Pirinç	1	0.5x11x25
32	Durdurucu	Alüminyum alaşımı	3	4x8x15
33	Tutucu eleman	Alüminyum alaşımı	2	5x6x32
34	Tutucu pim	Pirinç	2	2x9x12
35	Havalandırma çıkışı	Pirinç	2	Ø10x22
36	İtici yönlendiricisi(Rejeneratör)	Pirinç	2	Ø10x20
37	Civata	Pirinç	7	Ø5x22
38	Pul	Plastik	1	Ø10x3
39	Vida	Metal	4	M4x30
40	Rulman	Metal	2	iØ5,aØ16
41	Mil	Pirinç	1	Ø5x140
42	Boru contası	Lastik	2	iØ4,aØ6,x30
43	Boru contası	Lastik	1	iØ3x28
44	Bağlama teli	Demir tel	1	Ø0.2x30
45	Yay	Yay teli	2	Ø0.4
46	Yay	Yay teli	1	Ø0.3

BÖLÜM 7. STIRLING MOTORU DİZAYNI

Küçük boyutlardaki stasyoner (sabit) Stirling motorunun belirli bir ticari geleceği vardır. Buna ek olarak çeşitli özel olarak yapılan uygulamalar, gelişmekte olan ülkelerde katı yakıt kullanılarak çalıştırılan ve bunun neticesinde 1 kW' lık bir çıkış gücü elde edilen Stirling motorları ihtiyaçlara cevap vermektedir. Özellikle sulama suyunun pompalanması için kullanılmakta fakat istendiği taktirde çeşitli diğer işlere adaptasyonu kolayca yapılabilmektedir. Bir motor için en önemli karakteristiklerden biri basitliktir. Buda parçanın tamirinin ve imalatının bulunduğu şehirde yapılmasına imkan vermesinden ibarettir. Çalışma akışkanı atmosferik veya makul bir şekilde yükseltilmiş basınçtaki havadır. Dönen mil çıkışı her türlü kullanıma hizmet edebilmesi için en uygun biçimde olması gereklidir [9], [10], [11].

Kavramsal olarak, Stirling motorunun dizaynı bir termodinamik ve mekanik dizaynın birleşmesi gibi görülebilir. İlk başta çap, strok, basınç seviyesi ve ısı değiştiricisi konfigürasyonu gibi parametrelerin incelenmesi ve optimizasyonu yapılır. Sonuçta motorun çalışma bölgesi tarafı saptanmış olmaktadır. Diğer bölge ise mekanik taraftır.

Bu bölümde dizayn işleminin bu yönleri işlenmektedir. İlk olarak sistematik bir şekilde, hava ile çalışan küçük kinematik Stirling motorunun mekanik bölümünün dizaynının yapılabilmesi için mevcut genel yaklaşımlar incelenmektedir. Bu işlem sadece genel motor tipleri için seçenek tespitine yardımcı olmaz aynı zamanda bir motor tipinden diğerine uyarlanacak mekanizmaların adaptasyonundaki prensipleride verir. İkinci olarak mümkün olabilecek özel mekanik çalışma sistemlerini tanımlamaktadır. *Bant çalışması* (tape drive) ve *eğimli yüzeye bağlantılı*

çalışma (inclined yoke drive) gibi sistemler açıklanacaktır. Dirsekli krank gibi diğer modeller de değinilmiştir. Mevcut olan boşluk limitleri yerdeğiştiricili motorları örneklemektedir. Yerdeğiştirici küçük havalı motorlar için iki pistonlu tiplerden daha avantajlıdır. Yerdeğiştiricili motor tipi daha kompakt olmaya eğilimlidir ve yuvarlak ısı değıştiricileri için daha uygundur. Ayrıca bir piston contası gereklidir. Bununla birlikte aşağıda anlatılan genel mekanik dizayn yöntemleri iki pistonlu motorların bir çok kısmına da uygulanmaktadır.

7.1. Genel Mekanik Dizayn

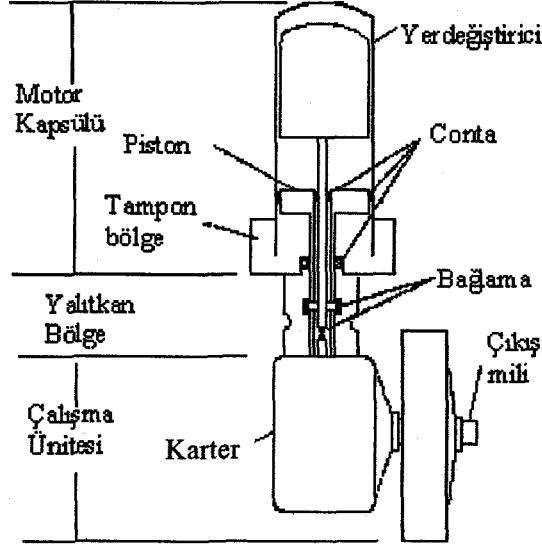
7.1.1. Tampon Boşluğu

Pratik olarak basınç alanlarının mevcut olduğu karmaşık bir konstrüksiyona sahip stirling motorunun çalışma bölgesinin altına bir tampon boşluğunun dahil edilmesinin ihtiyacı vardır. Bu hacim pistonun çalışmayan tarafı (ve yerdeğiştirici kolu) ile açık bir temastadır. Ayrıca burda ortalama çevrim basıncına yakın bir basınç vardır(veya bazı zamanlar minumum çevrim basıncı). Tampon bölgenin amacı bilindiği gibi mekanizmadaki yatak yüklerini azaltmaktır.

Tampon boşluğu tipinin seçimi dizaynın geri kalan kısmına fazla miktarda etki etmektedir. Gerçekte çalışma bölgesi dizaynı hakkında verilecek ilk temel karar tampon boşluğu üzerinde merkezlenmiştir. Özellikle iki seçenek vardır ; Bunlardan ilki karteri bir tampon bölgesi gibi çalıştırmak, ikincisi ise ayrı bir tampon boşluğu yaratmaktır.

a) Ayrı Tampon Boşluklu Motorlar : Ayrı tampon boşluklu motor şekil 7-1' de gösterildiği gibi motor kapsülü olarak isimlendirilen kendi kendine yetebilir bir çalışma / tampon boşluğu tarafından karakterize edilebilir. Çalışma akışkanı, yerdeğiştirici ve gerekli ısı değıştiricilerinin de dahil olduğu aparatlarıda içermektedir. Uç tarafta bir oda içeren kapsül tampon boşluğu gibi görev

yapmaktadır. Piston ve yerdeğiştirici kolları, pistonla hareket edebilen contalar (pistonlu conta) vasıtasıyla kapsülden çıkarlar.



Şekil 7-1. Ayrı tampon boşluklu Stirling Motoru

İkinci genel karakteristik kendi kendine yetebilir bir mekanik çalışma ünitesidir. Mekanizma içersinde yağlama yapabilmek için bir karter (yağlama ünitesi) vardır ve üç bağlantısı vardır. Bunlar dönen bir mil ve pistonla hareket eden iki koldur. Bu kollar motor kapsülünün piston ve yerdeğiştiricisi (veya iki pistonu) için uygun bir harekete sahiptir. Çalışma ünitesindeki önemli bir kısıtlama şudur ; Kuvvetler, pistonla birlikte hareket edebilen ve belli bir doğrultuda hareket etmesi gereken kollar vasıtasıyla iletilmektedir. Mekanizmanın herhangi bir tarafında üretilen yanıl kuvvetler çalışma ünitesi içersindeki parçalar tarafından karşılanmaktadır.

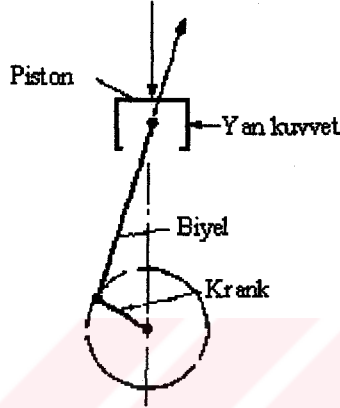
Üçüncü olara bu dizayn diğeri iki ünite arasında bir izolasyon boşluğunun olduğunu göstermektedir. Bu bölge motor ve çalışma ünitesinin bağlanmasına imkan vermektedir. Birçok makinada eşit derecede önem taşıyan bir şekilde, yağlanmış makina elemanlarının kuru motor kapsülüne temasta olmaması için izolasyonunun yapılması gereklidir. Bağlantılar imalat toleranslarını karşılamak için mafsallı olabilir.

Ayrı tampon boşluklu bir dizayn daha yüksek basınçlı motorlara uygulanabilir. Gerçekte, karterin basınçlı kabın işini hafifletmesiyle özel yüksek güçlü motorların yapılmasını mümkün kılmaktadır. Ayrı tampon boşluklu motorların günümüzde ilgi konusu uzun olma eğilimi göstermesidir. Bu özellikle mekanizmalarda piston kafalarının kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca zorunlu bir durum da motor kapsülü ve atmosfer arasındaki tüm basınç farkını taşıyan, pistonla birlikte hareket eden contaların kullanılmasıdır. Bu basınç farkı, en büyük çalışma bölgesi basıncı ve ortalama basınç arasındaki farktan çok daha büyüktür. Akışkan destekli yuvarlanmalı contalar (rollsock seals) uygulamalar için gereksiz derecede karmaşıktır. Akışkan tarafından desteklenmeyen yuvarlanmalı contalar istenilen basınç yükünü taşıyamayabilir. Yuvarlanmalı contalar yüksek sürtünmelere eğilim gösteren sıradan kaymalı contalardan ayrılır, özellikle kuru çalıştıkları zaman. Bu sebeplerden dolayı kısa stroklu dizaynlar ayrı tampon boşluklu motorlar için tercih edilmektedir. Sonuç olarak bu motor tipleri, mekanik çalışmadaki yağlamanın yarattığı avantajla genellikle kompakt, sessiz, ucuz, tamirati mümkün ve uzun ömürlü olmasını sağlamaktadır.

b) **Karteri Tampon Boşluklu Motorlar** : Diğer bir dizayn yaklaşımında çalışma ünitesi kasasının veya karterin tampon boşluğu gibi kullanılmasıdır. Küçük havalı motorlar için bu tasarım oldukça uygun olup bir çok avantaj getirmektedir. Çoğu motor bir öncekinden daha kompakt, çünkü herhangi bir bağlama gerektirmemekte ve daha az conta sürtünme kaybı görülmektedir. Bunun nedeni tampon ve atmosfer basıncı arasında gerekli olan bir kaymalı mil contasından, oldukça daha fazla bir dönme mevcut olmasıdır. Temel olarak üç seçenek, karteri tampon boşluklu motorlar için tanımlanabilir.

1. **Yağlama Karteri** : Burda, bugünkü küçük dört zamanlı motorlardaki gibi bir sıçramalı yağlama veya ıslak karter durumu mevcuttur. Çalışma mekanizması gibi aynı zamanda piston ve silindir duvarı da fazla miktarda yağlanmaktadır. Yağlama miktarı karterin bu parçalarla direkt temasına göre daha az veya daha fazla olabilmektedir.

Yaygın pratik uygulamalarda piston iki fonksiyon göstermektedir. Genelde piston bir veya daha fazla halkadan oluşan çalışma bölgesi conta elemanını taşımaktadır. Bu eleman aynı zamanda silindir duvarlarına karşı bir yuvarlanan yüzey gibi davranır. Şekil 7-2' de belirtildiği gibi açılı bağlama kolu (biyel) vasıtasıyla yan yükü almaktadır. Basit sıçramalı sistem çok etkili bir şekilde bu ikinci fonksiyon için gerekli yağlamayı sağlamaktadır.



Şekil 7-2. Krank-biyel çalışması

Bu basit yaklaşımla çalışma bölgesi içersine, kaçınılmaz bir şekilde yağ girişine izin verilmektedir. Yağ partükülleri ısı değıştiricilere doğru bir yol izler, tortu oluşturur, ısı transferine ve gaz akışına engel olmaktadır. Bunun neticesinde performans azalmaktadır. Ayrıca havalı bir motorda çalışma bölgesindeki yağın yanması ile oluşacak patlamanın biraz tehlikesi de vardır. Bu tehlike daha yüksek basınç değışimleriyle artmaktadır.

Bununla birlikte yağ sızmasının oranı belli bir noktada sınırlanabilir ve bunun neticesinde kabul edilebilir bir akışkan ömrü saptanmış olabilir. Bu olay üç method kullanarak Philips' in yaptığı 102C motorunda oldukça etkili olmuştur. Bu methodlardan ikisi konvansiyoneldir, isim olarak yerçekimi ve bir yağ sıyrma segmanıdır. Çalışma bölgesi basıncı daima karter basıncını aşacak şekilde kontrol edilir. Sonuç 102C motorunun çok uzun ömürlü olduğunu göstermiştir. 1951 yılında Amerika Birleşik Devletleri donanmasında Philips' in yaptığı ilk motorlardan

birisi olan benzer bir motorun (1/4D motoru) test dayanımı yapılmıştır. 1015 saatlik bir çalışma sonucunda rejeneratör ve soğutucu kollarının daha zayıf bölümlerinde az miktarda karbon ve yağ tortularının açığa çıktığı görülmüştür.

2. Kuru Karter : Philips' in yağ içeren ve hava ile çalışan 1/4D ve 102C motorlarının görünen başarılarına rağmen, sık sık kuru karter alternatifini düşünmemizi gerektiren sebebler vardır. Örnek olarak bunlardan biri katı yakıt fırını üzerinde sıcak-uç-alt (hot-end-down) durumunda motoru çalıştırmayı sağlayabilmektedir, veya sıcak bölgeye bir piston halkasından kaynaklanan ve kabul edilmeyecek yağ giriş riskinin olabilmesidir.

Kuru karter dizaynları yuvarlanma elemanlarının geniş bir şekilde kullanımı ile karakterize edilir. Bu elemanlar contalanmış ve ömürlü olabilmesi için yağlanmıştır. Ayrıca periyodik olarak grezyağı tertibatlarına kolay ulaşılabilmesi sağlanmış fakat ikmalleri sınırlandırılmıştır. Ufak yataklar, contalar ve kaymalı yatak yüzeyleri (örneğin piston kenarları) kendi kendini yağlayan malzemelerden yapılırlar. Nispeten oldukça büyük performanslı Stirling motorları için denenmesine rağmen, kuru karter düzenine sahip konvansiyonel ıslak karterli, düşük güçlü motorlara da uygulanabilir gözükmektedir.

3. Zar Yağ duvarı : Zar yağ duvarı yaklaşımı ilk olarak A. Ross tarafından açıklanmıştır. Burda tampon seviyesine kadar basınçlı ıslak bir karter ele alınmış, fakat yağ esnek zarlı bir duvar yardımı ile silindir çeperi, yerdeğiştirici kolu ve pistondan korunmaktadır. Bu duvar seçilen alanlarda (örneğin yedeğiştirici kol etrafında) bir körük veya hatta bir yuvarlanma elemanı şeklini alır. Piston ve zar arasındaki bölge tampon boşluğu bölümünde de oluşmaktadır. Diyafram herhangi bir basınç farkını karşılamaz. Sadece karter yağı için pozitif fiziksel bir duvar (hareketli) gibi hareket eder. Gerçekte diyafram karşısındaki küçük bir delik, motor yukarı pompalama yaptığı veya sızıntı aşağı doğru olduğu zaman diyafram karşısındaki basıncın eşitlenmesini sağlamaktadır. Diğer bir değişle yağ sıçramalarına karşı uygun bir kalkan gibi davranmak zorunda kalmaktadır.

Ayrı tampon boşluğuna göre bu projenin en önemli avantajı daha kompakt olması ve iki yüksek Δp (basınç farkı)' li kayan contayı elimine etmesidir. Islak karterin avantajlarına da sahiptir. Bir kuru piston contası, silindir duvarı ve yerdeğiştirici kolu contası da mevcuttur. Negatif tarafta ele alınması gerekli bir sorun, zarin başarısız olabileceği ve bunun getireceği sonuçlardır.

7.1.2. Piston Yüğü

Yukarıda açıklanan dizaynlar arasında sadece ayrı tampon boşluklu motor, yan yüklerden bağımsız bir piston gerektirmektedir. Daha önce de bahsedildiği gibi, conta salmastraları mevcut yan yükü karşılamadığı için, çalışma ünitesi sadece motor kapsülünde bulunan kollardaki çalışma kuvvetlerini zorlamaktadır.

Diğer farklı bir dizaynda piston yükünde herhangi bir kavramsal sınırlama yoktur. Sadece pratiksel düşünceler başlıca sürtünme ve aşınmadır. Elbetteki ıslak karterli makinaların yağlanmış pistonu bir problem çıkartmaz fakat kuru yan yüke maruz pistonlu motorlar da bu olay mümkün olabilmektedir.

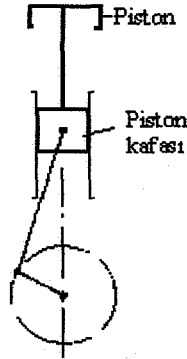
Piston üzerindeki yan yükten sürtünme güç kaybının tahmini bir değerini bulmak için, sabit tampon basıncı altında ve krank bağlama kolunda (biyel) çalışan piston üzerindeki sinüsoidal basınç değişimi ile basit bir motor modeli formüle edilmiştir. 7 bar' daki ortalama bir basınç ile çalışan 800 cc' lik motor için tipik bir örnek değer, belirtilen güçte %7' nin altında bir toplam piston sürtünme kaybı olduğunu göstermektedir. Bu yeterince düşük bir değer olup, basit krank-biyel mekanizmalı, kuru yan yüklü piston çalışmasının kullanımını garanti etmektedir. Aşınmalar olmasına rağmen uzun ömürlü olduğunu göstermektedir. Piston üzerinde sıradan olmayan büyük yuvarlanma alanı olmaksızın bu spesifik güç seviyesine ulaşabilmektedir. Böylece kuru karter silindirli, pistonu yandan yüklenmiş motorun büyük pratiksel bir önemi vardır. Dizayncıya mekanizma takımları arasından bir seçme imkanı tanımaktadır. Buda, Rhombic gibi pahalı olmayan alternatif serbest

yan yük mekanizmaları ve piston kafası mekanizmaları üzerinde önemli boyut azalmalarını sağlamaktadır.

7.1.3. Mekanizma Adaptasyonu

Stirling motoru dizayncılarının belkide karşılaştıkları en zor konulardan biri özel bir mekanizma seçimi için karar vermektir. Etkili bir biçimde gelişmekte olan mekanizmalar, bir parçanın bir motordan diğerine kolaylıkla adapte edilmesini sağlayan belirli dönüşüm prensiplerinin tanınmasına yardımcı olmaktadır. Örneğin ıslak karter tipli bir motordan kuru karter tipli bir motora uyarlama. Bununla birlikte burda açıkça belli olan iki prensibi ifade edebiliriz. Bunlardan ilki oldukça belli olmasına rağmen pistonu yanal yüklü herhangi bir mekanizma (veya yerdeğiştirici kol) ayrı tampon boşluklu bir motorda kullanılabilir.

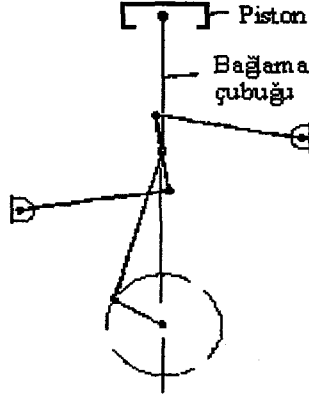
Şekil 7-3' te görüldüğü gibi basit bir şekilde, yanal yüklenmiş parçalar bir piston kafası ile değiştirilmelidir. Piston kafasına bağlanmış kollardan (veya bağlantılar) biri ayrı tampon boşluklu dizayn için gerekli olan bir çalışma ünitesine sahiptir.



Şekil 7-3. Piston kafası ile krank-biyel çalışması

Bir piston kafası kullanmaksızın (yağlanmış veya kuru) yan yüklerin ihmal edilmiş olduğu aynı durum düşünüldüğünde, kuru karterli bir motor için verimli bir mekanizma olacaktır. Düzgün bir hareket bağlantısında olduğu gibi daha basit

çalışabilmektedir. Uygun bir düzgün bağlantı şekil 7-4' deki gibidir. Sürtünme kaybı kuru kaymalı bir piston veya piston kafasından çok daha az olmaktadır. Fakat ticari bir uygulamadan daha komplikedir.



Şekil 7-4. Watt düzgün bağlantılı krank-biyel çalışması

Tekli bir bağlantı şekil 7-5' te görüldüğü daha uygun bir tespit ve daha basit düzgün bir çalışma sağlamaktadır. Burda önerilen bağlantı bir yan bağlantı gibidir. Yan bağlantının çok uzun olmasına gerek yoktur. Bu değer, pistonun hareketli bağlantılarındaki çok küçük açısal değişikliklerdeki strok değerlerinin 1.5 veya 2 katıdır.



Şekil 7-5. Yan bağlantılı krank-biyel çalışması

Kranka bağlı biyel bir yan bağlantı kullanıldığı zaman, yüksek sürtünme kaybı olmaksızın önemli bir miktarda kısaltılabilir. Daha ileri derecede bir kompaktlık sağlamak amacıyla biyelin küçük ucu yan bağlantı üzerinde, en uçtaki

eksenler arasındaki bir noktaya yerleştirilebilir. Bu olay koldaki yan bağlantının kranktan olan strokunu büyültür. Böylece daha küçük bir krank kullanılabilir ve bunun sonucunda şu çok önemli prensip elde edilir ; Pistonu yanal yüklü herhangi bir mekanizma, bir yan bağlantı eklenmesiyle yanal yüklerin ihmal edildiği bir sisteme dönüştürülebilir.

Bu mekanizmalar kuru karterli motorlar için de uygun bir şekilde üretilmektedir. Bu prensibin bazı özel örnekleri aşağıda tanımlanan birkaç mekanizmada gösterilmektedir.

7.2. Özel Mekanik Çalışmalar

7.2.1. Dirsekli Krank Çalışması

En iyi bilinen Stirling motoru mekanizmalarından biri Philips' in 102C motorunun dirsekli krank çalışmasıdır. Gerçekten de oldukça basit bir çalışmaya sahiptir. Sadece tek kollu bir krank miline ihtiyacı vardır, ki buda sarkan tipte olabilir. Şekil 7-6' da dirsekli krank çalışması görülmektedir.

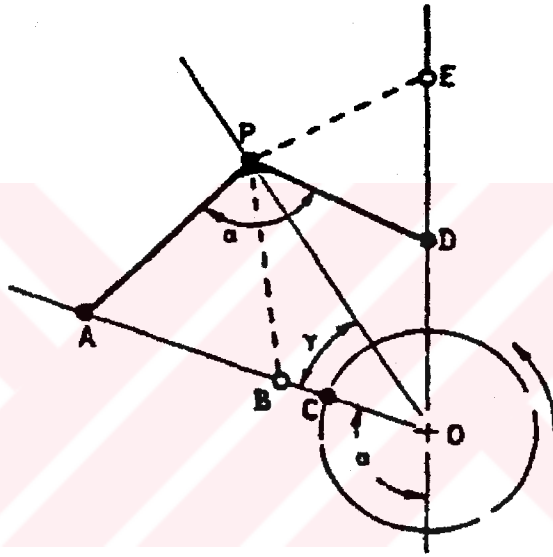


Şekil 7-6. Dirsekli krank çalışması

Burda, yerdeğiştirici için verilen $2r$ yarı çaplı pistonun yalnız krank piminden olan strokunun ($2s$) ve istenilen faz açısının (α) saptanmasıyla ilgilenilmektedir.

Mümkün olabilen birçok dirsekli krank geometrisi vardır. Fakat α açısı ve şekil 7-7' de görülen dirsekli krank kolu uzunlukları için sadece tabii seçimlere değinilmektedir. $OC = r$ krank kolunu ve APD' de yerdeğıştirici çıkışındaki dirsekli krankı belirtmektedir. Kesik çizgiyle gösterile BPE ise dirsekli krankın diğeri en uç noktasındaki durumunu göstermektedir. $AB = 2r$ ve $DE = 2s$ uzunluklarındadır. Dirsekli krank eksenini P , OA ışını ile bir γ açısı yapan OP ışınında uzanmalıdır.

Burda γ açısı denklemin çözümüdür ; $\cot \gamma = \left(\frac{s}{r} \cos \alpha \right) \frac{1}{\sin \alpha}$

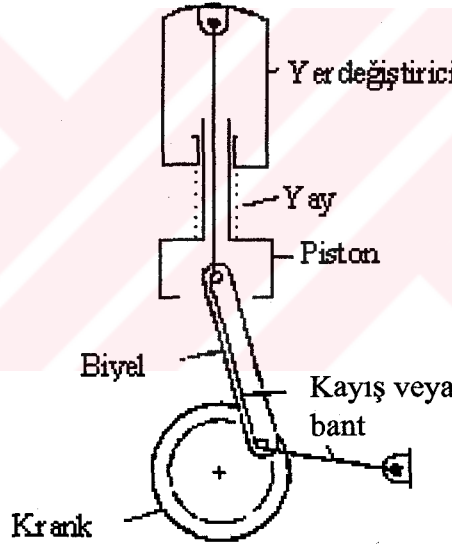


Şekil 7-7. Dirsekli krank dizaynının terminolojisi

Bu doğrultuda P' nin özel bir yerleşimi, gerekli tolerans koşulları ve bağlama kolu (biyel) uzunluğu gibi pratiksel yaklaşımlarla saptanır. Dirsekli krankın ilk fonksiyonu yerdeğıştiricinin istenilen yönde hareketini sağlamaktır, fakat bunun yanında ilk fonksiyonu kadar önemli olan ikinci fonksiyonuna da hizmet etmektedir. Bu ikinci fonksiyonu ise, bir yan bağlantı gibi görev yaparak yerdeğıştirici kol üzerindeki yanal yükleri azaltmaktır. Bir düşme bağlantısı, dirsekli krank kolu ve yerdeğıştirici kol arasında olması gereklidir. Böylece düzgün çizgisel hareketten kaynaklanan ufak bir harekete yardımcı olmaktadır. Fakat sapma küçük tutulabilir. Philips motoru bunun yerine bir esnek kol segmanı kullanmıştır.

7.2.2. Bant Çalışması

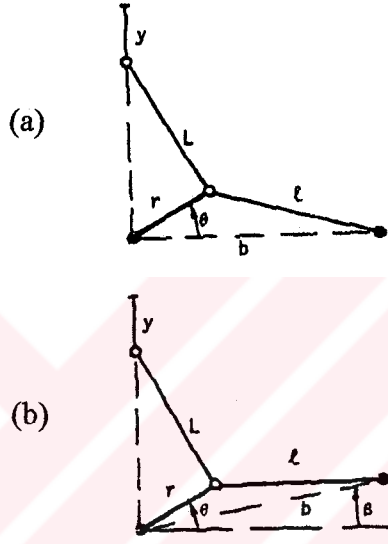
Farklı bir yerdeğiştirici çalışması kavramı kayış veya bant çalışmasıdır. Bu olay gerçekçi basit bir Stirling motoru mekanizmasını meydana getirmek için yapılan çalışmaların bir ürünüdür. Şekil 7-8' de böyle bir çalışmanın ilk versiyonu görölmektedir. Kayış, piston ve krank pimi etrafındaki motor iskeleti ve yer değiştirici arasında gergin durumdadır. Bir yay kayışı gerili tutmak için eklenmiştir. Yerdeğiştirici düzgün bir şekilde çalışır. Buna ek olarak faz değişimi (ve strok) krank merkezindeki hareketli bağlama noktası tarafından değiştirilebilir. Bu olay motor çalışırken gerçekleştirilebilir ve bu şekilde motor çıkış gücünün basit bir şekilde kontrolü mümkün olur.



Şekil 7-8. Bant veya kayış çalışması

Pratikte kayış veya bant ince metal veya güçlendirilmiş bezden yapılır. Makaralar ve kasnaklar sürtünmeyi azaltmak ve pistonu bantta tutmak için piston pimi civarında çalıştırılır. İkiz kasnak kullanılması gereklidir. Şekil 7-9.(a)' da sistematik bir şekilde bant çalışması görölmektedir. Burda L bağlama kolu (biyel) uzunluğu, l kayış bağlantısından krank pimine (kasnak çapı basitlik için sıfır kabul edilebilir) olan değişken mesafedir, r krank kolu ve y yerdeğiştirici ucu ve piston

pimi arasındaki mesafedir. Analizler sonucunda $y = r \left[1 + e - \sqrt{(1 + e^2 - 2e \cos \theta)} \right]$ elde edilmiştir. Burda $e = b / r'$ dir. Burdan, $e - \sqrt{(1 + e^2 - 2e \cos \theta)}$ denklemi elde edilir. $\cos \theta$ ' nin e gibi arttığıda görülebilmektedir. $e=3$ değeri için fark küçüktür. Sonuçta pratik dizaynlar için $y \sim r (1 + \cos \theta)$ ' dır. Tam bir genelleme yapmak için kayış bağlantı noktasının şekil 7-9.(b)' de gösterildiği gibi yatayda β açısıyla döndüğü düşünülmelidir.



Şekil 7-9. Bant çalışması

Ayrıca L'nin r' ye oldukça bağımlı olduğu farzedilirse, bu şekilde piston konumu $x = r \sin \theta$ bağıntısıyla verilir. Bunu takiben yerdeğiştirici konumu

$$x + y = r(1 + \cos(\theta - \beta) + \sin \theta) \quad (7.1)$$

denklemleri verilmektedir. Yerdeğiştiricinin dolu durumundan pistonun dolu durumundaki krank açısı gibi faz açısının (α) tanımlanmasıyla

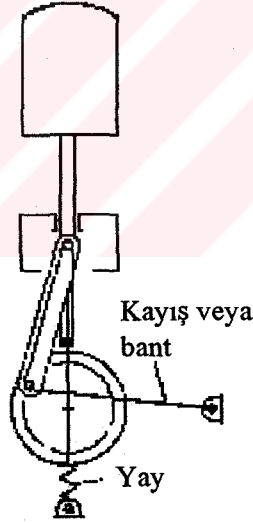
$$\alpha = \pi / 4 - \beta / 2 \quad (7.2)$$

bağıntısı elde edilir. Denklem (7.1)' i kullanarak

$$x + y = r(1 + 2 \cos \alpha \sin(\theta + \alpha)) \quad (7.3)$$

denklemleri elde edilir. (7.2) ve (7.3) denklemlerinin mukayesesiyle istenilen dizayn noktalarının bir dizisi ortaya çıkmaktadır. Örneğin $\beta = -\pi/6$ seçilmesiyle α açısının değeri $\pi/3$ olmaktadır.

Temel kavramın bir çok somut örneği vardır. Şekil 7-10' da krank pimi yerleşiminde sadece bir tek kasnak gerekli olduğu görülmektedir. Burdaki kayış ve yay tamamıyla makinanın karter bölümü içindedir. Her iki somut örnekte dikkat edilmesi gerekli olan şey, gerçekte yerdeğiştirici kol üzerine yanal yük gelmemesidir. Bununla beraber piston yanal yükünün artması mümkündür. Kuru karterli makinada pistonun çalışmasının bir yan ve düşme bağlantısına uydurulması daha avantajlı olabilmektedir. Fakat bu olay daha küçük boyutlu veya daha düşük hızlı motorlarda, yerdeğiştirici iç kuvvetlerinin nispeten küçük olduğu zaman gerekli olmayabilir. Ayrıca gerekli olan yay bu motorlarda daha küçüktür.

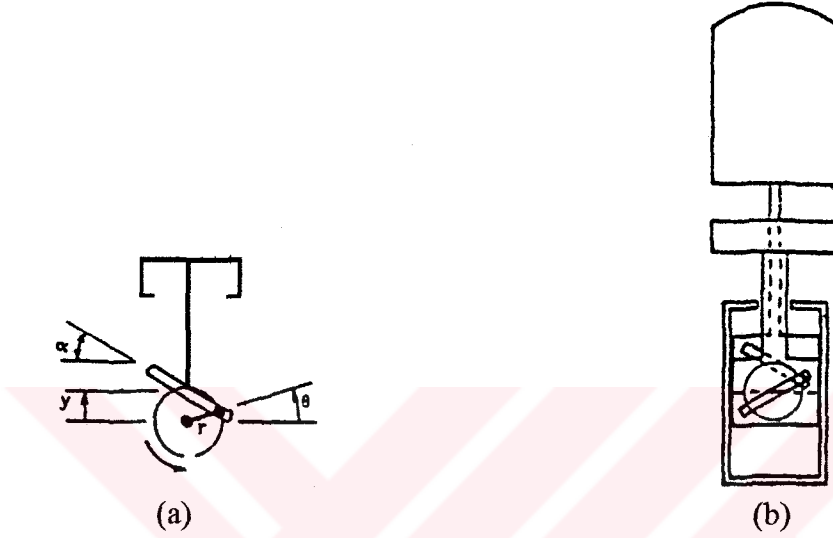


Şekil 7-10. Kayış ve yayın tamamıyla karterin içinde olduğu bant çalışması düzeni

7.2.3. Eğimli Yüzeye Bağlantılı Çalışma

İyi bilinen ve yaygın olarak kullanılan krank-biyel mekanizmalarından biri de Scotch bağlantısıdır. Üstünlüğü gerçek bir harmonik hareket, basitlik ve oldukça büyük kompaktlık sağlamasıdır. Stirling motorunda piston ve yerdeğiştiricinin

çalışması için uygulanan bu sistemlerin oldukça karmaşık krank mili yapısı vardır. Şekil 7-11.(a)' da bağlantı noktalarının gösterildiği Scotch bağlantısının terminolojisi görülmektedir. İki tane yüzeyi eğimli bağlantı kullanılır. Bunlardan biri piston diğeri yerdeğiştirici içindir. Birbirlerine zıt eğimli yüzeylerdir ve farklı fazlarda yerleştirilirler. Şekil 7-11.(b)' de bu eğimli yüzeye bağlantı olayı görülmektedir.



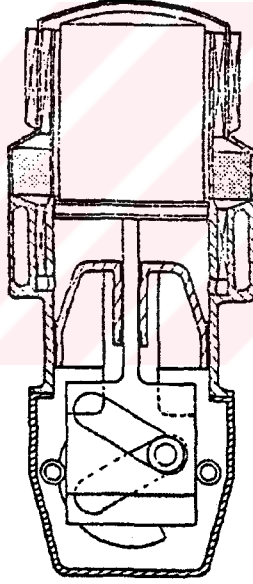
Şekil 7-11. Eğimli yüzeye bağlantılı çalışma
(a) Scotch bağlantısı terminolojisi
(b) Stirling motorunda eğimli yüzeye bağlantının kullanılması

Yüzeye eğimli bağlantılı çalışmanın hareket denklemi $y = \frac{r}{\cos \alpha} \sin(\theta + \alpha)$ 'dır ve şekil 7-11.(a)' daki terminoloji kullanılmaktadır. Şayet aynı krank pimi üzerinde yatay zıt yönde β açısıyla hareket eden ikinci bir eğimli bağlantı varsa, bu bağlantının hareket denklemi de $x = \frac{r}{\cos \beta} \sin(\theta - \beta)$ 'dır. İlk denklem yerdeğiştirici ve ikinci denklem de piston hareketini tanımlarsa, iki piston arasındaki faz açısı $\alpha + \beta$ dır. Bu pistonlar arasındaki strok oranı da $(\cos \alpha) / (\cos \beta)$ 'dır. Genellikle α ve β birbirlerine eşit alınabilir. Örneğin $\alpha = \beta = \pi/6$ ise, faz açısı $\pi/3$ ve süpürme hacim oranı 1 dir.

Scotch bağlantısı yanal kuvvetleri olan bir sistemdir. Pratikte kuvvetler genellikle yanal yük taşıyan yuvarlanmalı piston ve bağlantı noktasının diğer tarafına

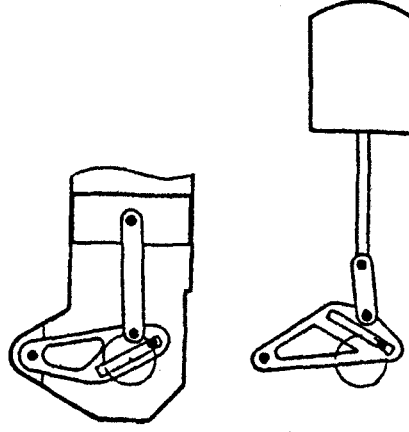
yerleştirilmiş yanal yüklü piston kafası tarafından dengelenir. Mekanizmada piston daha hafif bir parçadır ve kuru çalışabilmektedir. Piston kafasının sürtünmesi daha büyüktür. Yağlanmış bir mekanizmada güç kaybı azalmaktadır, fakat bu azalma oldukça küçüktür. Gerçekte bu ayrı tampon boşluklu bir motor için ideal bir mekanizmadır. Karter küçük, basit ve kaba toleransları olduğundan kolayca yapılabilir.

Bir kuru karter motorunda, yanal sürtünme kaybı, basit kaymalı piston kafaları çok çalıştığı takdirde kabul edilmeyen yüksek değerlerde olmaktadır. İki alternatif mevcuttur, bunlardan ilki şekil 7-12' de görüldüğü gibi makaraların veya rulmanların kullanılmasıdır.



Şekil 7-12. Eğimli yüzeye bağlantılı küçük bir Stirling motoru dizaynı

Diğer alternatif ise, genel prensibi daha önce anlatılan yan bağlantıların oluşturduğu bir sistemdir. Eğimli yüzey bağlantı noktaları yan bağlantılarla birleştirilirler. Şekil 7-13' de böyle bir sistem görülmektedir. Motor çalışırken bile bağlantı noktası açılarının değiştirilmesi kolayca yapılabilir. Bu olay faz açılarının değiştirilmesini sağlayacağından motor mili çıkışı kolayca kontrol edilebilir.



Şekil 7-13. Eğimli yüzey bağlantı noktaları nın yan bağlantılarla birleştirilmesi

7.2.4. Yarı Rhombic Çalışma

İyi bilinen rhombic bir çalışmanın geometrisi şekil 7-14.(a)' da görülmektedir. Üstünlükleri genellikle üç prensibe dayandırılabilir [1], [6], [9], [11].

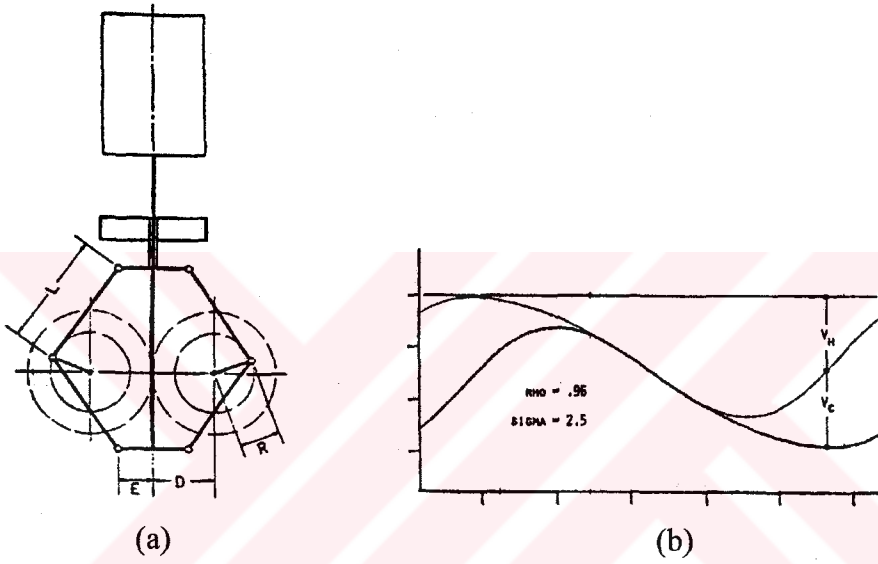
- Üstün termodinamik bir çevrim sağlar.
- Pistonla birlikte hareket eden parçalar üzerinde yanal yük yoktur.
- Tam bir denge vardır.

Bununla birlikte son özellik rhombic çalışmayı karakterize etmemektedir. Birçok mekanizma yeteri derecede veya tamamıyla dıştan dengelenebilir. İkinci özellik te rhombic çalışmanın esas bir özelliği değildir. Çünkü mekanizmanın yarısı diğer yarısı üzerine gelen yanal yükleri karşılamaktadır. Bu özelliklerden ilki rhombic çalışmanın hakiki bir özelliğidir.

Gerçekte yarı rhombic çalışma rhombic çalışmanın yarısının bir özelliğidir. Yukarı ve aşağıda zıt yönlü bir çift krank ve krank-biyel kayma elemanları dengelenmektedir. Herbiri R yarı çaplı bir krank, L uzunluğunda bir bağlama kolu (biyel) ve bir kayma elemanı içermektedir. Hareket denklemi basitleştirilmiş iki boyutsuz parametre ; $\sigma=L / R$ (izafi kol uzunluğu) ve $\rho=(D-E) / R$ (izafi dengeleme)

ile saptanabilir. Şekil 7-14.(b) piston ve yerdeğiştirici durumlarını krank açısının bir fonksiyonu olarak göstermektedir. Mekanizmada $\sigma=2.5$ ve $\rho=0.96$ dır. Rhombic çalışmanın ensık görülen dezavantajları şunlardır :

- İmalat ve bakımda fazla miktarda hassasiyet gerektirmesi.
- Simetrik olmayan aşınmanın gerçekleşmesi.
- Hareketli parça sayısının fazla olması.



Şekil 7-14. Rhombic çalışma

(a) Rhombic çalışmanın geometrisi

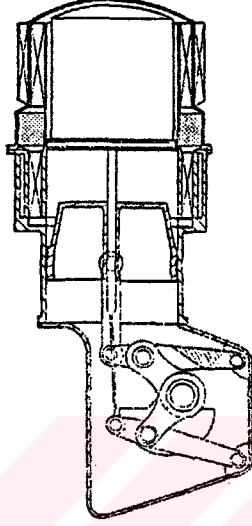
(b) Rhombic çalışmada piston ve yerdeğiştirici hareketi

Yanal yükler içeren sıralı bir metod, yukarıda açıklandığı gibi basit yan bağlantılara sahiptir. Rhombic çalışmanın yarısına uygulanmasıyla şekil 7-15' de görülen düzen elde edilebilir. Yukarıda belirtilen, tam rhombic bir çalışmanın dezavantajlarından sonuncusu dışında diğerleri ihmal edilebilir. Bu şekilde daha az hassasiyet gerektirmektedir ve daha iyi bir rhombic çevrim sağlanmaktadır.

7.2.5. Melez Motor Çalışması

Melez (hybrid) bir Stirling motoru serbest yerdeğiştiricili ve kranka bağı bir piston çiftinden oluşmaktadır. Temeli 1907' de Ossian Ringbom tarafından

patentlenmiştir. Şekil 7-16' da bu melez Stirling motorunun orjinal çizimi görülmektedir. Tamamıyla serbest Stirling motoru (diğer bir değişle serbest pistonlu ve serbest yerdeğiştiricili) değişen basınç farkları karşısında, oldukça büyük yerdeğiştirici kol alanı,yerdeğiştiriciyi ileri geri hareket ettirir [11], [12], [13].

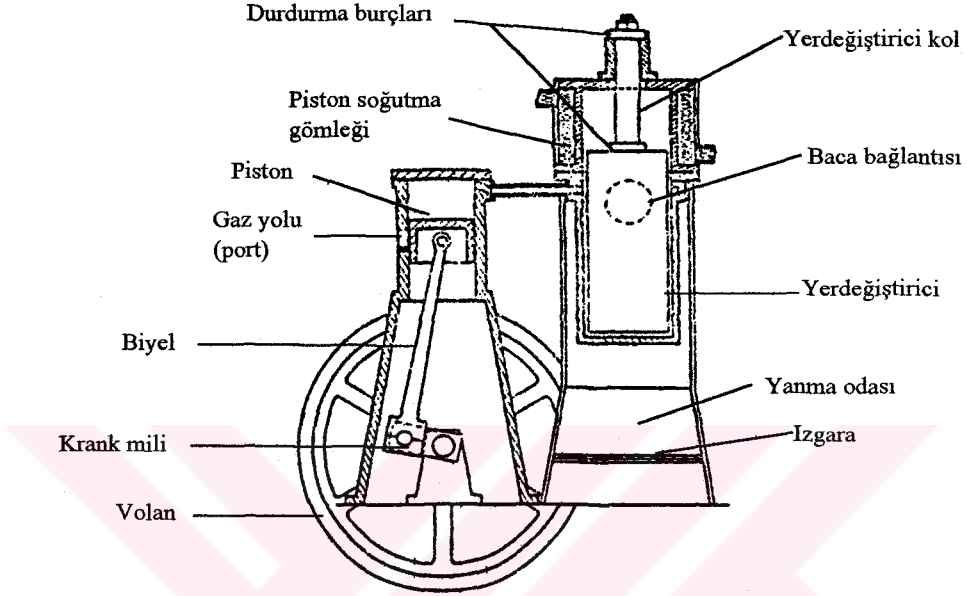


Şekil 7-15. Yarı Rhombic Stirling motoru

Bununla beraber tamamıyla serbest Stirling motoruna benzemeyen melez motorlar, sabit bir genişliğe ve değişken frekanslı piston çıkışına sahiptir. Melez motorların çalışma dizaynının yapılması *overdriven* olarak bilinen özel bir çalışma modunda olmaktadır. Overdriven mod, motor hızlarının geniş bir dizisi üzerinde, belli bir yönde olmayan kararlı bir çalışmadır. Buna ek olarak *top* ve *tuning* olarak isimlendirilen verimli çalışmanın yapılmasıyla yüksek motor hızlarında etkili olmaktadır. Böylece melez motorlar, son derece mekanik basitliğe sahip, değişken hızlı tam bir kinematik motorun özelliklerini göstermektedir. Bu şekilde ticari uygulamalarda önemli bir avantaja sahip olmaktadır.

Overdriven mod çalışması Şekil 7-17 de görülmektedir. Şekil 7-17.(a)' da yerdeğiştirici, silindirin sıcak ucunda bulunmakta ve krank milinin dönmesiyle pistonun içeriye doğru sıkıştırma strokuna gelmesi görülmektedir. Ağır bir volanın kullanılmasıyla oldukça uniform bir piston hareketine (hemen hemen sinüsoidal)

sahip olunmaktadır. Ortalama çevrim basıncı dış basınca eşit alınırsa, orta stroktaki piston ile yerdeğiştirici basınç farkından dolayı sıcak uça tutulmaktadır. Bu basınç farkı yerdeğiştirici kolun karşısına geçip sıfıra dūřmeden önce, piston orta strokun ötesine ilerlemelidir. Bu olay krank pimi dairesi etrafında gerçekleşmektedir.



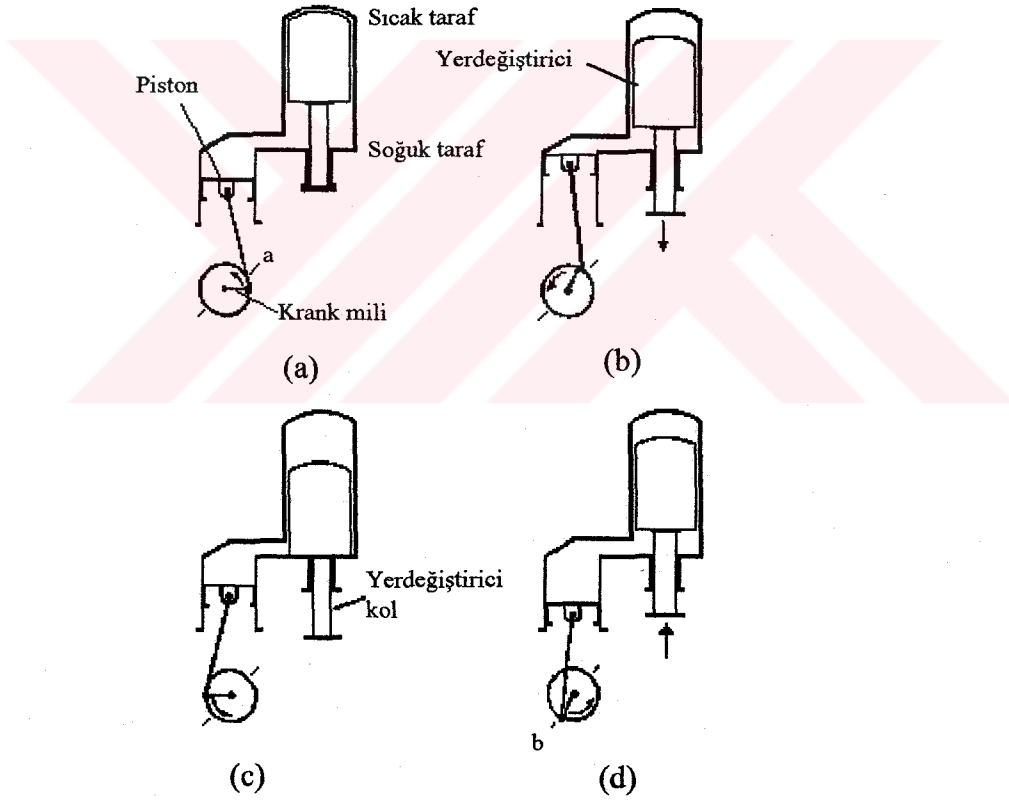
şekil 7-16. Ossian Ringbom' un melez Stirling motoru

Piston bu noktayı geçtiği zaman, yerdeğiştirici şekil 7-17.(b)' de belirtildiği gibi soğuk uca doğru ivmelenmektedir. Bu Stirling evriminin ilk transfer strokudur. Gaz, hareket eden yerdeğiştirici etrafındaki akış tarafından yeniden soğuktan sıcak uca yerleşir. Piston st l nokta civarında olduğundan hareketi transfer süresince oldukça küçüktür. Makina içersindeki basınç, çalışma bölgesindeki gazın sıcaklığının artışından dolayı yükselmektedir.

Yerdeğiştiricinin stroku sonunda bir anlık durduğu farz edilebilir. Pratikte durmalar çok hızlı bir şekilde olduğu için bu uygun bir basitleştirmedir. Uygun yutucu yastıklar veya amortisörlerin kullanılmasıyla, ihmal edilebilir bir geri tepme olabilmektedir. Yerdeğiştirici tamamen soğuk tarafa gelir ve hareketsiz kalır, piston şekil 7-17.(c)' de görüldüğü gibi dış tarafa doğru hızlıca hareket eder. Bu olay genleşme strokudur.

Piston orta stroku geçtiği ve alt ölü nokta konumuna doğru devam ettiği zaman, motor içindeki gaz basıncı dış basıncın altına düşmektedir. Şekil 7-17.(d)' de görüldüğü gibi bu sadece krank pimi b noktasını geçtikten sonra oluşmaktadır. Yerdeğiştirici sıcak uca geri dönüş yapmakta, bu sırada geri dönen transfer strokunu etkilemekte ve tekrardan ilk konumuna dönmektedir.

Önemli bir nokta da, yerdeğiştiricinin geri çalışma eğilimini sağlayacak gaz basıncı değişimi için yeterli piston hareketi olmadan önce, yerdeğiştirici tam strokunu tamamlamaktadır. Bu durum overdriven mod kavramının temelini oluşturmaktadır.



Şekil 7-17. Ringbom motorunun overdriven mod çalışması

- (a) Sıkıştırma stroku
- (b) Transfer stroku
- (c) Genleşme stroku
- (d) Transfer stroku

BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Geniş kapsamlı uygulama alanlarına sahip olan Stirling motorları bir çok alternatif enerji kaynağı kullanılarak çalıştırılabildiklerinden ve çevreci bir motor olduklarından geleceğin motorları olarak görülmektedirler. Günümüzde yapılan bir çok araştırma ve dizayn çalışmalarının doğrultusu, Stirling motorlarının her türlü alana adaptasyonunu sağlayacak yöndedir.

Enerji üretimi ve tasarrufu diğer ülkelerde olduğu gibi ülkemizde de günümüzün önemli sorunlarından bir tanesidir. Bu konulardan yeni enerji kaynakları olarak rüzgar, jeotermal enerjiler yanında güneş enerjisinden de yaygın şekilde yararlanıldığını görmekteyiz. Ülkemizin bir Akdeniz ülkesi olarak güneş enerjisi yönünden şanslı ülkeler arasında bulunduğunu söyleyebiliriz. Güneş enerjisinden ülkemizde genellikle sıcak su eldesinde yararlanılmakla birlikte gelişmiş ülkelerde çeşitli şekillerde faydalanılmaktadır. Bunlar bileşik sistemler kullanılarak yapıların ısıtılması, elektrik üretimi ve buhar üretilerek mekanik enerji sağlanması yanında, Stirling motorlarının çalıştırılması ile mekanik enerji elde edilmesi şeklinde özetlenebilir. Bölüm 4' te de bahsedildiği gibi United Stirling' in geliştirdiği parabolik aynalı Stirling motoru elektrik enerjisi üretiminde uygulama alanı bulmuştur. Enerji kaynağı olarak güneş radyasyonundan yararlanılması ve herhangi bir ek enerji masrafı yapmaksızın, Stirling motorlarının çalıştırılması ve mekanik enerji elde edilmesi ülkemiz için oldukça uygun bir ortamdır.

Petrol' ün belli bir ömrünün kaldığı düşünülürse, araştırmacıların petrol ürünleriyle çalışan araçlar yerine, her türlü enerji kaynağı ile çalışan ve giderek büyüyen çevre kirliliğine karşı çevreci taşıtlar üretmek için oldukça büyük deneysel

alışmalara girdikleri görülmektedir. Stirling motoru da böyle bir motorun özelliklerini taşıdığından taşıt uygulamaları üzerinde önemli çalışmalar yapılmaktadır.

Bugün engeniş alanda araştırma yapan şirketler Ford Motor Company, General Motors, MAN/MWN, United Stirling of Sweden ve Mechanical Technology Incorp. dır. Bu firmaların bir kısmı araştırmalarını taşıtlara uygulayarak bugünkü taşıtlarla rekabet edecek düzeye gitmişlerdir. Bu tezde yapılan uygulamalar üzerinde kapsamlı bir şekilde durulmaya çalışılmıştır. Özellikle Philips' in 4-235 tipi Stirling motorunu bir otobüse uyarlaması çok iyi sonuçlar vermiştir. Aynı şekilde yine Philips 4-125 tipi Stirling motorunu bir Ford Torino marka arabada denemiş ve oldukça iyi sonuçlar almıştır.

Stirling motorunun egzoz emisyonları ve bu değerlerin standartlar açısından diğer içten yanmalı motorlarla karşılaştırılması bölüm 4' de ele alınmıştır. Günümüzde gelişmiş ülkelerde, içten yanmalı motorlarla çalışan taşıtlarda katalizör kullanımının zorunlu hale gelmesi ve evre konusuna bu derece önem verilmesi artık Stirling motorlarının veya diğer çevreci motorların kullanılması gerektiği sonucunu getirmektedir.

Konuya taşıt uygulamaları dışında bakıldığında özellikle soğutmacılar konunun kıymetini bilmekte ve araştırmalarını sürdürmektedirler. Isı pompaları ve soğutma makinaları gibi alanlarda kullanımı mevcut olan Stirling motorları üzerindeki bu araştırmalar Lewis araştırma laboratuvarlarında devam etmektedir.

Stirling motorunun bir çeşidi olan Rhombic motorlar bölüm 5' te çeşitli örnekler verilerek tanıtılmaya çalışılmıştır. Philips' in bu konuda yaptığı çalışmalardan bahsedilmiştir. Rhombic çalışmanın incelenmesindeki amaç ise bir çok avantajının olmasıdır. Başlıcaları, piston kollarında eksenel momentlerin ve yanal yüklerin olmayışı, silindirin iyi bir şekilde contalanmasını mümkün kılması, yüksek çalışma başınlarına çıkılması ve bununda oldukça iyi bir g sağlaması,

hidrojen ve helyum gibi yüksek verim ve güç elde edilebilecek akışkanların kullanılabilmesi ve tam dengenin sağlanarak titreşimlerin olmayışdır.

Bölüm 6' da güneş enerjisi ile çalışan düz plakalı bir Stirling motoru üzerinde durulmuştur. Zagrep Üniversitesinden Prof. I. Kolin' in yaptığı ve güneş enerjisi dışında sıcak su ve kuru yakıt gibi enerji kaynakları ile de çalışabilecek böyle bir sistemin ileride çok geniş uygulama alanları bulabileceği düşünülmektedir. Sistemde süresiz bir çalışma mevcut olduğundan teorik çevrime oldukça yaklaşmıştır. Çünkü normal pistonlu sürekli bir harekete sahip Stirling motorunda pistonun yaptığı sinüsoidal hareketten dolayı oluşturduğu eğrilerin kapalı alanı, teoriye göre daha küçük olmaktadır. Dolayısıyla sistemin verimi düz plakalı bir Stirling motoruna oranla daha düşük olmaktadır.

Stirling motorlarının çalışma prensibi sürekli yanma, daima sinüsoidal olan bir basınç eğrisiyle çalışan kapalı bir çevrim ve sübapların olmayışı sesi, titreşimi ve çalışma sırasında motorun iç kayıplarını azaltmaktadır. Bunu yanında yakıt tüketimi düşük ve yağlayıcı madde tüketmediğinden geleceğin motorunun gerektirdiği bütün karakteristiklere sahip olmaktadır. Ticari deniz trafiği için motor odasındaki düşük ses seviyesi, çalışma ortamında mükemmel bir iyileşme sağladığını göstermektedir. Bilindiği gibi toplu taşıma için kullanılan bir otobüs veya deniz taşıtından beklenen sessizlik ve temizliktir. Bu ortamında Stirling motorlarının kullanılmasıyla sağlanabileceği açıkça görülmektedir.

Stasyonere küçük ölçekli bir Stirling motoru dizaynının yapılabilmesi için gerekli kavramlara bölüm 7' de değinilmiştir. Stirling motoru dizayncılarının oldukça güçlük çektiği mekanizma seçimi üzerinde durulmuştur. Prensipler bir motor tipinden diğerine uygulanabilmesi için formüle edilmiştir.

Tüm bu araştırmalara rağmen gerek malzeme, gerekse maliyet açısından bugünkü benzin (Otto) ve Dizel (Diesel) motorlarına göre pahalıya mal edilmesi rekabet şansını azaltmaktadır. Ayrıca henüz petrolün büyük oranda çıkarılması,

yerleşmiş bir teknolojinin ürünü olan içten yanmalı motorları ön planda tutmaktadır. Stirling motoru dizayncıları, içten yanmalı motorlardan oldukça fazla avantaja sahip olan bu motorların daha basite indirgeyerek ve kullanımını daha kolay hale getirerek, maliyetini düşürmek için çalışmalar yapmaktadırlar. Yakın gelecekte Stirling motorlarıyla çalışabilen sistemlerin petrol ürünleriyle (benzin ve dizel yakıtı vb.) çalışan her türlü sistemle rekabet edeceği düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] HARGREAVES, C.M., The Philips Stirling Engine, Formerly of the Philips Laboratories, Eindhoven, The Netherlands, 1991.
- [2] WERDICH, M., Stirling Maschinen, Staufen bei Freiburg, 1992.
- [3] WALKER, G., Stirling Cycle Machines, University of Calgary, Canada, Clarendon Press, Oxford, 1973.
- [4] KÜNZEL, M., Stirlingmotor der Zukunft, Düsseldorf, 1986.
- [5] KOLIN, I., Solar Stirlingmotor Modell, University of Zagreb, Dubrovnik, 1991.
- [6] WALKER, G., Stirling Engines, Oxford University Press, Oxford, 1980.
- [7] K.B. UNITED STIRLING, United Stirling Activities, AB & CO, Sweden, 1986.
- [8] UNITED STIRLING, High Efficiency Modular Stirling Solar Power, United Stirling Inc., Sweden, 1985.
- [9] SENFT, J.R., Small Stationary Stirling Engine Design, University of Wisconsin, C 19/82, 1982.
- [10] MTI PEPOR, Assessment of the State of Technology of Automotive Stirling Engines, Mechanical Technology Incorporated, Latham, NY, 1979.
- [11] SENFT, J.R., Kinematic Drives for Stirling Engines, Presentation at Stirling Engine Workshop, Ohio University & Sunpower, Inc., Athens, Ohio, 1980.

- [12] SENFT, J.R., A Mathematical Model for Ringbom Engine Operation,
University of Wisconsin, Journal of Engineering for Gas Turbines
on Power, Vol.107, July 1985.
- [13] SENFT, J.R., The Hybrid Stirling Engine, Proc. IECEC, 1981.



EKLER ADRESLER

Stirling motoru hakkında döküman veya bilgi temin edilebilecek yerlerin veya kişilerin, isimleri ve adresleri aşağıda verilmiştir.

- Walter Arn, Gupfenweg 4 ; CH-9244 Niederuzwil / Schweiz
- Blackwell's Bookshop ; Broadstreet ; Oxford OX1 3BQ / England
Tel : STD 0865-792792
- Dr.-Ing. Jürgen Blumenberg ; TU-München ; Lehrstuhl C für Thermodynamik
Augustenstr. 77 Rgb. ; D 8000 München
- Herr H. Carlsen ; TU of Denmark, Laboratory for Energetics
Dk-2800 Lyngby / Denmark
- Mr. Melvin H. Chiogioji ; U.S. Departement of Energy
Washington, DC 20585 / USA
- Mr. E.H. Cooke-Yarborough ; United Kingdom Atomic Energy Authority Lincoln
Lodge, Longworth, Nr Abingdon ; Oxfordshire OX13 5DU / England
- Herr Heiko Cramer ; FH-Osnabrück
Vor dem Wiggert 8 ; D-4500 Osnabrück
- Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie e.V. (DGS)
Augustenstr. 79 ; D-8000 München 2 ; Tel : 089-524071
- Mr. Richard B. Diver ; Sandia National Laboratories
P.O. Box 5800 ; 87185 Albuquerque, New Mexico / USA
- DLR ; PfaffenWaldring 38-40 ; D-7000 Stuttgart
- Prof. Dr. Ing. F.X Eder ; TU-München ; D-8000 München
- Dr. P.J.A Hamburder ; B.V. Stirling Motors Europe
Maanweg 156 ; NL-2500 BY's-Gravenhage / Niederlande

- Heidelberg GmbH ; Magnet Motor GmbH ;
Petersbrunnerstr. 2 ; D-8130 Starnberg
- Dipl.-Ing Hans Werner Jaeger ; Sonnenbergstr. 30; D-7000 Stuttgart
- Prof. Dipl.-Ing. Benno Kirchgäßner ; FH-Ravensburg-Weingarten
Bauhofstr. 36; D-7981 Fronreute
- Dr. Jürgen Kleinwächter ; Fa. Bomin-Solar
Industriestr.8 ; D-7850 Lörrach
- Prof. Dr. Ivo Kolin ; University of Zagreb ; Faculty of Mining
Mose Pijade 19 ; Y-41000 Zagreb / Jugoslavija
- Ing. Klaus Kramer ; Fa. Hydroschnitt
Hindenburgdamm 77 ; D-1000 Berlin 45
- Prof. Dr. rer. nat. Helmut Krauch ; FB Produkt-Design; Gesamthochschule
Kassel ; Menzelstr. 15 ; D-3500 Kassel ; Tel : 0561-8045349 (1)
- Dipl. Ing. Walter Kufner ; Ingenieurbüro ; Alpsteinstr. 6 ; D-8997 Hergensweiler
- Lewis Research Center (NASA) ; İlişki kurulacak kişiler : Mr. William A.
Tomazic ; 21000 Brookpark Road; Cleveland, Ohio 44135 / USA
- Leybold Didactic ; Vollmoecellerstr.11 ; D-7000 Stuttgart ; Tel : 0711-7352-144
- Mr. I. Macpherson ; Ford Motor Company
20000 Rotunda Drive ; Dearborn, Michigan 48121 / USA
- Christoph Müller; Ingenieurbüro ; Wirffelstr. 8 ; D-8070 Ingolstadt
- Mr. Noel P. Nightingale ; Stirling Engine Division, Mechanical Technology Inc.
968 Albany-Shaker Road ; Latham, NY 12110 / USA
- Michael Novy ; Forschungsgesellschaft Joanneum
Steirergasse 17 ; A-8010 Graz / Austria
- Achim Pape ; FH-Osnabrück ; Töpferstr. 73 ; D-4500 Osnabrück
- Patentauslegestelle im Landesgewerbeamt ; Kniestr. 18 ; D-7000 Stuttgart
Tel : 0711-1232558
- Mr. Alan G. Phillips ; P.O. Box 140511; Orlando, Florida 32814 / USA

- Elsevier Science Publishers B.V. Sara Burgerhartstraat 25
P.O. Box 211, 1000 AE Amsterdam, The Netherlands
- Elsevier Science Publishing Company Inc. 655, Avenue of the Americas
New York, NY 10010, USA
- Peter Rabien ; Hessestr. 4 ; D-8500 Nürnberg 70
- Mr. Brad Ross; 1823 Hummingbird Court ; West Richland, WA 99352 / USA
- Firma E. Schmidt ; Technische Raritäten
Postfach 2006 ; D-6370 Oberursel 1 ; Tel : 06171-3364
- Dipl. Ing. Heinz Schnell sen ; Schnell-Engineering
Mühlengärten 5; D-7994 Langenargen
- Dr. Heinz Schulz; Landtechnik Weißenstephan
Vötingerstr. 36 ; D-8050 Freising
- Mr. Mark Schuman; 1001 G. Street, S.W., #516 ; Washington, DC 200024 / USA
Tel : USA-202-5548466
- Solar Engines, a Division of Jemco Importes, Inc.
P.O. Box 5237 ; Phoenix, Arizona 85010 / USA ; Tel : 602-273-6191
- Solo Kleinmotoren GmbH ; Stuttgarter Str. 41 ; D-7032 Sindelfingen 6
Tel : 07031-301-(210)-(0)
- Stirling Power Systems ; Metty Drive ; Ann Arbor, Michigan 48106 / USA
Tel : (313)-6656767
- Mr. L.S. Stephens ; Stirling Technology Company
2952 George Washington Way ; Richland, Washington 99352 / USA
Tel : 509-375-4000
- Stirling Thermal Motors, Inc. (STM)
2841 Broadwalk ; Ann Arbor, Michigan 48104 / USA ; Tel : 313-995-1755
İlşiki kurulabilecek koordinatör : Eva Mayer ; Firma von R.J. Meijer
Fax : 313-995-0610, Telex : 9103500992
- Ing. Klaus Stutz ; Händelstr. 21 ; D-3502 Vellmar
- Fa. Sunpower ; 6 Byard St. ; Athens, Ohio 45701 / USA ; Tel : 614-594-2221
Firma von William Beale

- Dipl.-Ing. Antonius Theiler; 8351 Winzer bei Deggendorf
- Fa. Thermacore ; 780 Eden Road ; Lancaster, Pennsylvania 17601 / USA
Tel : 717-569-6551
- Mr. Graham Walker ; Dept. of Mechanical Engineering, University of Calgary
Calgary, Alberta / Canada T2N1N4
- Fa. Wankel ; Brengenzerstr. 130 ; D-8990 Lindau
- Dr. Rudolf Weber ; CH-5225 Oberbözberg / Schweiz
- Eckhart Weber ; Fa. Delta Photon Energietechnik F&E
Am Laufer Schlagturm 6 ; D-8500 Nürnberg
- Walter Wesinger ; Dahlienstr. 18; D-8012 Ottobrunn
- Prof. Dr.-Ing E.R.F. Winter ; Institut für Kältetechnik
Augusten-/ Theresienstr. ; D-8000 München
- Herr Zettner ; Fa. Concentric Machines
Postfach 163 ; D-8830 Treuchtlingen

ÖZGEÇMİŞ

Kubilay YAY, 1970 yılında İstanbul' da doğdu. Orta ve lise öğrenimini İstanbul Büyükçekmece Lisesi ' nde 1987 yılında tamamladıktan sonra aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Sakarya Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü' ne girdi. 1989 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünün üçüncü sınıfına yatay geçiş yaptı. 1991 yılı Temmuz ayında lisans öğrenimini, Enerji bölümünden mezun olarak tamamladı. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Anabilim Dalı Enerji Programı ' nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomotiv Ana Bilim Dalı' nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.