

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BENZİNLİ MOTORLARDA KİSMİ YÜK KARAKTERİNİN
İNCELENMESİ İÇİN BİR DENEY DÜZENEĞİNİN HAZIRLANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Oktay SÖYLEMEZ

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Programı: Otomotiv

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Metin ERGENEMAN

ŞUBAT 2006

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BENZİNLİ MOTORLARDA KİSMİ YÜK KARAKTERİNİN İNCELENMESİ İÇİN
BİR DENEY DÜZENEĞİNİN HAZIRLANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Oktay SÖYLEMEZ
ENSTİTÜ NO: 503031020**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19 Aralık 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 31 Ocak 2006**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Metin ERGENEMAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Cem SORUŞBAY
Prof.Dr. Orhan DENİZ (Y.T.Ü.)**

ŞUBAT 2006

ÖNSÖZ

“Benzinli Motorlarda Kısmi Yük Karakterinin İncelenmesi İçin Bir Deney Düzenekinin Hazırlanması” adlı bu tez tarafımdan icra edilmiş olup “çevrim atlatma” ismiyle tabir edilen yeni bir yöntemin kısmi yüklerde denenmesi amacıyla bir deney düzenekinin nasıl kurulduğunu ve bu deney düzenekinden toplanan dataların nasıl yorumlandığını ve ayrıca da kısmi yüklerde kullanılan termodinamik modelin deney motorumuza ve çevrim atlatma sistemine nasıl uyarlandığını anlatır.

Bu konunun tamamlanmasında emeği geçen başta değerli hocalarım Dr. O. Akın KUTLAR’a ve Dr. Hikmet ARSLAN’a teşekkür ederim. Laboratuvarımızda çalışan emektar ağabeylerimiz Mak. Müh. Mustafa KAVİTAŞ ve teknisyen Sn. Bedri DOĞRUL’a da yardımları için teşekkür ederim. Ayrıca tezin belli bir kısmında bana yardımcı olan Emrah ÖZGÜMÜŞ’e de teşekkürü bir borç bilirim. Aileme de destekleri için teşekkür ederim.

Bu tezin, oldukça önemli bir konu olan kısmi yük karakterinin incelenmesi için daha sonra yapılacak çalışma ve deneylere katkı sağlamasını umarım.

Şubat, 2006

Oktay SÖYLEMEZ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. ÇALIŞMANIN AMACI VE KISMİ YÜKLERDEKİ DURUM	2
2.1. Kısmi Yük Rejiminde Verimi Arttırmanın Önemi	2
2.2. Kısmi Yük Rejiminde Verim Arttırmak İçin Uygulanan Yöntemler	3
2.2.1. Değişken süpap zamanlaması ve açılma miktarı	3
2.2.2. Egzoz gazlarının atık enerjisinden yararlanma	4
2.2.3. Değişken sıkıştırma oranı	4
2.2.4. Kademeli dolgulu motorlar	5
2.2.5. Değişken strok hacimli motor	5
2.3. Çevrim Atlatma Stratejisi	6
3. TEK SİLİNDİRLİ DENEY MOTORU VE EKİPMANLARININ TANITIMI	9
3.1. Deney Motoru	9
3.2. Ateşleme ve Yakıt Püskürtme Sistemi	13
3.3. Kontrol ve Kumanda Sistemi	14
3.4. Diğer Yardımcı Elemanlar ve Sistemler	16
3.4.1. Motor freni	16
3.4.2. Elektriksel devreler	17
3.4.3. Emme havası temin ve ölçüm sistemi	17
3.4.4. Soğutma sistemi	19
3.4.5. Yakıt ölçüm sistemi	20
4. DENEY MOTORU EKİPMANLARININ GELİŞİMİ	23
4.1. Çevrim Atlatma Sisteminin Geliştirilmesi	23
4.2. Emme Havası Ölçüm Sisteminin Geliştirilmesi	44
4.3. Motor Momenti Ölçüm Sisteminin Geliştirilmesi	46
4.4. Data Toplama ve Analiz Sisteminin Geliştirilmesi	51
4.5. Yakıt Tüketimi Ölçüm Sisteminin Geliştirilmesi	55
4.6. Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi	60
4.6.1. Soğutma Sisteminin Denenmesi	65

4.7. Hata Analizi ve Geliştirilen Sistemlerin Hatayı Azaltmaya Katkıları	69
5. TERMODİNAMİK ANALİZLER	72
5.1. Kısmi Yüklerde Normal Dört Zaman	72
5.2. Çevrim Atlatmanın Termodinamiği	75
5.3. Çevrim Atlatmada Efektif Parametreler	79
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	89
KAYNAKLAR	91
ÖZGEÇMİŞ	93

KISALTMALAR

A/D	: Analog/Digital
AC	: Alternative Current (Alternatif Akım)
AÖN	: Alt Ölü Nokta
BG	: Beygir Gücü
C	: Yük Hücresi Uluslararası Hassasiyet Sınıfı
DC	: Direct Current (Doğru Akım)
d/d	: Devir/Dakika
EGR	: Exhaust Gase Resirkulation (Egzoz Gazlarının Resirkülasyonu)
g	: Gravity (Yerçekimi İvmesi)
İTÜ	: İstanbul Teknik Üniversitesi
kHz	: Kilo Hertz
km	: Kilometre
KMA	: Krank Mili Açısı
kPa	: Kilo Pascal
kW	: Kilo Watt
kWh	: Kilo Watt Saat
l	: Litre
MPa	: Mega Pascal
ms	: Milisaniye
N	: Newton
n	: Normal
ns	: Normal-Skip
nss	: Normal-Skip-Skip
NTC	: Negative Thermocouple (Negatif Yönlü Sıcaklık Termistörü)
OTAM	: Otomotiv Teknolojileri Araştırma&Geliştirme Merkezi
RSS	: Root Sum Square (Karelerinin Toplamının Karekökü)
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
V	: Volt

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Tek silindirli deney motorunun teknik özellikleri	9
Tablo 3.2. Soğutma sistemini oluşturan elemanlar	20
Tablo 4.1. Ölçülecek dataalar	54
Tablo 4.2. Sıcaklık ölçerlerin deneme sonuçları.....	61
Tablo 4.3. Soğutma sisteminin birinci aşama deneme sonuçları.....	66
Tablo 4.4. Soğutma sisteminin ikinci aşama deneme sonuçları.....	67
Tablo 4.5. Soğutma sisteminin üçüncü aşama deneme sonuçları.....	67
Tablo 4.6. Soğutma sistemi diğer denemeler.....	68
Tablo 5.1. İş stroğu kesrinin, ortalama indike basınç ve efektif strok hacminin çalışma modlarına göre değişimi	77
Tablo 5.2. Kolchin formülüyle hesaplar.....	87
Tablo 5.3. Basshuysen formülüyle hesaplar.....	87
Tablo 5.4. Kolchin ve Basshuysen hıza bağlı kayıp değerleri.....	88

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : İçten yanmalı motorlarda basınç-hacim diyagramı.....	2
Şekil 2.2 : Çevrim atlatma stratejileri.....	7
Şekil 3.1 : Deney motorunun yandan görünüşü.....	10
Şekil 3.2 : Deney motorunun kesit resmi.....	10
Şekil 3.3 : Orjinal ve değiştirilmiş piston.....	11
Şekil 3.4 : Deney motoru silindir kafası kesit resmi.....	11
Şekil 3.5 : Emme manifoldunun kesiti.....	12
Şekil 3.6 : Egzoz manifoldundaki sıcaklık ölçerler	12
Şekil 3.7 : Motora bağlanmış açısıl konum ölçer	13
Şekil 3.8 : Püskürtme, ateşleme kontrol kartları ve üst ölü nokta ayırıcı	14
Şekil 3.9 : Kontrol programı arayüzü.....	15
Şekil 3.10 : Ana kontrol kartı.....	15
Şekil 3.11 : Kontrol kartı üzerinde bulunan entegreler	15
Şekil 3.12 : Motor freni ve terazi skalası	16
Şekil 3.13 : Motor üzerinde bulunan sigorta sistemi	17
Şekil 3.14 : Sönümlleme deposu	18
Şekil 3.15 : Soğutma ünitesi.....	19
Şekil 3.16 : Yakıt tüketimi ölçüm sisteminin şematik olarak gösterimi ve bileşenleri.....	21
Şekil 3.17 : Hassas terazi, yakıt kabı ve daldırma tipi pompa	21
Şekil 4.1 : Kam milinin çalışması	24
Şekil 4.2 : Ns için eksenel hareket miktarları	25
Şekil 4.3 : Nss için eksenel hareket miktarları	25
Şekil 4.4 : Lineer aktivatör uygulaması	27
Şekil 4.5 : Kam mili profili	28
Şekil 4.6 : Kam mili profilinde önemli noktalar	31
Şekil 4.7 : Yeni profil ile ns yerdeğiştirme değerleri.....	32
Şekil 4.8 : Yeni profil ile ns ivme değerleri	32
Şekil 4.9 : Yeni profil ile nss yerdeğiştirme değerleri.....	33
Şekil 4.10 : Yeni profil ile nss ivme değerleri	33
Şekil 4.11 : Yeni egzoz profiliyle ns için yerdeğiştirme değerleri.....	34
Şekil 4.12 : Yeni egzoz profiliyle ns için ivme değerleri	34
Şekil 4.13 : Yeni egzoz profiliyle nss için yerdeğiştirme değerleri.....	35
Şekil 4.14 : Yeni egzoz profiliyle nss için ivme değerleri.....	35
Şekil 4.15 : Mekanizma montaj resmi (ns ve nss).....	36
Şekil 4.16 : Yeni kam mili profili (ns)	36
Şekil 4.17 : Yeni kam mili profili (nss)	37
Şekil 4.18 : Dişli Çarklar (ns ve nss).....	37
Şekil 4.19 : İncelenen mekanizmalar.....	38
Şekil 4.20 : Hareketler (ns)	40

Şekil 4.21 : Hareketler (nss)	40
Şekil 4.22 : Kam seçimi	42
Şekil 4.23 : İt-çek mekanizması montaj resmi.....	42
Şekil 4.24 : İt-çek mekanizmasına göre kam mili.....	43
Şekil 4.25 : Yardımcı mil teknik resmi.....	43
Şekil 4.26 : Döner pistonlu debimetre ölçüm düzeneği.....	45
Şekil 4.27 : Dresser debimetre	46
Şekil 4.28 : Emme havası debisi ölçüm sistemi.....	47
Şekil 4.29 : Straingage yerleştirilmiş yük hücresi.....	47
Şekil 4.30 : Wheatstone köprüsünün kurulması.....	48
Şekil 4.31 : Yük hücresi.....	49
Şekil 4.32 : Yük hücresi montaj resmi.....	50
Şekil 4.33 : A/D kart ve terminali.....	53
Şekil 4.34 : Kart, terminal ve sensör kablolarının şematik olarak gösterimi...	53
Şekil 4.35 : Düşünülen yakıt tüketimi ölçüm sistemi.....	56
Şekil 4.36 : Kapalı tip pompa	57
Şekil 4.37 : İncelenen yakıt ölçüm sistemi.....	58
Şekil 4.38 : Tasarlanan yakıt tüketimi ölçüm sistemi.....	58
Şekil 4.39 : Coriolis prensibi ile ölçüm.....	59
Şekil 4.40 : Debinin hassasiyete etkisi	60
Şekil 4.41 : Soğutma sisteminin şematik gösterimi.....	62
Şekil 4.42 : Sistemde kullanılan rezistans(sol) ve elektronik termostat (sağ).	62
Şekil 4.43 : Sistemde kullanılan debimetre.....	63
Şekil 4.44 : Soğutma sistemi son hali önden görünüşü.....	63
Şekil 4.45 : Soğutma sistemi son hali arkadan görünüş.....	64
Şekil 4.46 : Soğutma sistemi şematik önden görünüşü.....	64
Şekil 4.47 : Soğutma sistemi yandan görünüşü.....	65
Şekil 4.48 : Soğutma sisteminin denenmesi.....	66
Şekil 5.1 : Pompalama kayıplarının indike verime etkisi.....	75
Şekil 5.2 : Farklı çalışma modlarında yüke göre pompalama kayıpları ve indike verim (n=2000 d/d).....	78
Şekil 5.3 : Volümetrik verimin yüke göre değişimi.....	79
Şekil 5.4 : İki amprlik formüle göre kayıplar (n=2000 d/d).....	81
Şekil 5.5 : Hıza bağlı mekanik kayıplar.....	81
Şekil 5.6 : Hıza bağlı pompalama kayıpları.....	82
Şekil 5.7 : Efektif parametrelere geçtikten sonra indike verimin ve pompalama kayıplarının yüzdesinin durumu.....	84
Şekil 5.8 : Efektif verim ve pompalama kayıplarının yüzdesinin değişimi...	84
Şekil 5.9 : 0.1 MPa yük için basınçlar.....	85
Şekil 5.10 : 0.2 MPa yük için basınçlar.....	86
Şekil 5.11 : 0.3 MPa yük için basınçlar.....	86

SEMBOL LİSTESİ

V_b	: Sönümlleme deposu hacmi
K	: Sönümlleme deposu hesabı sabiti
V_s	: Silindir hacmi
d	: Emme manifoldunun yarıçapı
h	: Pompanın basma yüksekliği
Q	: Pompanın debisi
V	: Deney motoru hava ihtiyacı
η_v	: Volümetrik verim
n	: Maksimum devir sayısı
G_l	: Motorun soğutma suyu ihtiyacı
Q_w	: Motorda soğutma suyu ile uzaklaştırılacak ısı
C_l	: Suyun özgül ısısı
ρ_l	: Suyun yoğunluğu
ΔT_l	: Sıcaklık farkı
σ	: Toplam belirsizlik bileşimi
e_j	: Tekil ölçüm elemanına ait belirsizlik
N_e	: Güç
F	: Kuvvet
b_e	: Özgül yakıt tüketimi
Δt	: Süre
λ	: Hava fazlalık katsayısı
p_r	: Artık gaz basıncı
p_0	: Ortam basıncı
T_0	: Ortam sıcaklığı
T_r	: Artık gaz sıcaklığı
ε	: Sıkıştırma oranı
ΔT	: Taze dolgunun sıcaklık artışı
p_a	: Emme sonu basıncı
γ_r	: Artık gaz katsayısı
T_a	: Emme sonu sıcaklığı
ξ_z	: Isı kullanım katsayısı
p_c	: Sıkıştırma sonu basıncı
n_1, n_2	: Politropik üs değerleri
p'_i	: İndike basıncın teorik değeri
α	: Basınç artış oranı

Δp_i	: Pompalama kayıplarının ortalama basıncı
v	: Teorik çevrimi gerçek çevrime yaklaştıran yuvarlatma katsayısı
p_i	: İndike basınç
P_i	: İndike güç
V_H	: Strok hacmi
D	: Silindir çapı
S	: Strok
η_i	: İndike verim
l_0	: Birim yakıtın yanması için gereken teorik hava miktarı
H_u	: 1kg yakıtın alt ısı değeri
b_i	: İndike özgül yakıt sarfıyatı
$P_{s,i}$	: Silindir başına güç
$W_{s,i}$	: Silindirdeki indike iş
$f_{güç}$	: Güç stroğu frekansı
p_{mi}	: Ortalama indike basınç
k	: İş stroğu kesri
w_p	: Silindir hızı
η_m	: Mekanik verim

BENZİNLİ MOTORLARDA KİSMİ YÜK KARAKTERİNİN İNCELENMESİ İÇİN BİR DENEY DÜZENİĞİNİN HAZIRLANMASI

ÖZET

Benzinli motorların icadından bu yana karşılaştığı en büyük sorunlardan biri yakıt tüketiminin azaltılmasıdır. Yakıt tüketimini yüksekliği temel olarak Diesel motorundan farklı ve daha düşük olarak gerçekleşen verimdir. Yakıt tüketimini azaltmak için birçok farklı yöntem uygulanmaktadır. Bu yöntemlerden bazıları özellikle kısmi yüklerdeki verimi ve dolayısıyla yakıt harcamasını etkilemeyi hedefler.

Kısmi yüklerde artan pompalama kayıpları sonucu benzinli motorların verimi %10 seviyelerine kadar inmekte ve yakıt tüketimi, bu durumdan oldukça olumsuz biçimde etkilenmektedir. Benzinli motorlarda kısmi yüklerde verimi arttırmayı amaçlayan yöntemlerden biri de strok hacmi değişken motorlardır. Strok hacmi değişken motorlarda kullanılan yöntemin değişik bir uygulaması olan çevrim atlatma yöntemi bu tezde tanıtılmıştır.

Çevrim atlatma yönteminin ne olduğu ve neden uygulanacağı anlatıldıktan sonra bu yöntemin fiziksel olarak nasıl gerçekleştirileceğine ve kısmi yük rejiminde denenebilmesi için bir deney motorunun nasıl geliştirildiğine değinilmiştir. Bu deney motoru ilk olarak oluşturulduğunda yapılan deneylerde karşılaşılan sorunlar nedeniyle birçok ekipmanı yeniden tasarlanmış ve birçok yeni uygulama yapılmıştır. Bu deney motoru yeni haliyle oldukça hassas bir sisteme kavuşacaktır. Bu sayede deneyleri daha verimli biçimde gerçekleştirmek mümkün olacak ve deneysel araştırma sonuçları daha doğru ve daha gerçek hale gelecektir.

Bu kısımdan sonra da kısmi yüklerde uygulanan bir termodinamik model çevrim atlatmayı tarif eder hale getirilmiştir. Bu geliştirilen modelde deney motoruna ait datalar denenmiş ve bu deney motorunun termodinamik analizi yapılmıştır.

Bu termodinamik model ve bulunan datalar sayesinde deney sonuçlarının verimliliği test edilebilmektedir. Karşılaştırmalar ile teori ve pratik arası sapmalar belirlenebilir.

Bu tezde hedeflenen bir diğer nokta da bu çalışmanın, yapılacak daha birçok deneysel çalışmaya temel olmasıdır. Bu nedenle özellikle deneysel çalışmalar için bir kaynak olması amaçlanmıştır.

PREPARING A TEST ENGINE TO STUDY PART LOAD CHARACTER IN GASOLINE ENGINES

SUMMARY

Reducing the fuel consumption is one of the biggest problems which has been faced since the invention of internal combustion gasoline engines. The high level of consumption depends upon the low efficiency which is different than the Diesel engines. To reduce fuel consumption, there has been a great deal of methods implemented. Some of these methods specially applied to part load efficiency.

Due to the pumping losses in part loads, the efficiency of gasoline engines reduces to 10% and affects the fuel consumptions. One of the methods to improve part load efficiency is “variable stroke volume” method. In this thesis, a similar implementation of variable stroke volume method called “skip-cycling” is presented. After this presentation, it is told why we use this method and how we apply it.

It has been developed a single-cylinder test engine to test skip-cycling in part loads. The first experimental results show that, some of this test engine’s part must be developed or changed. So this development has been designed and produced for the next experimental studies.

Next part of this thesis includes thermodynamic model within described skip-cycling. This model is used to practise test engine data.

With this thermodynamic model and datas, we can testify the correctness of our experimental results. We can define the problems with matching these results

Another point that is aimed in this study is to base following studies and become a reference.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların icadından beri üreticilerin en çok üzerinde durduğu araştırma geliştirme konusu yakıt tüketiminin ve emisyonların azaltılmasıdır. Özellikle benzinli motorlarda bu konuda birçok araştırma ve geliştirme çalışması yapılmıştır ve yapılmaya devam edilmektedir.

Benzinli motorlarda yakıt tüketiminin azaltılması ile ilgili çalışmalar birçok yeni tasarım ve uygulamayı beraberinde getirmiştir. Bunlara daha ileriki konularda değinilecektir. Bu tezin temel aldığı yöntem ise “çevrim atlatma” adı verilen yöntemdir ve strok hacmi değişimini esas alır.

İçten yanmalı motorlarda tam yük verimi iyi seviyelerdedir. Diesel motorunda %40-45 civarında bir verimden söz edilirken bu oran benzinli motorlarda %30-35 kadardır. Benzinli motorlar için bu verilen değer tam yük koşulundaki verimi ifade eder. Asıl problemi doğuran ise kısmi yüklerdeki durumdur. Benzinli motorlarda kısmi yükten kasıt; gaz keleşinin tam açık olmadığı konumdur. Bu durum nedeniyle oluşan kısılma kayıpları, verimde önemli bir azalma oluşturur. Diesel motorunda ise gaz keleşi olmadığından bu etki görülmez.

Benzinli motorlarda kısmi yük veriminin %10-15 seviyelerine düşüyor olması, yakıt tüketiminin istenilen seviyelerde olmaması sonucunu doğurur. Özellikle şehir içi kullanımda araçların genellikle kısmi yükte çalıştırılmaları nedeniyle bu konu daha büyük önem arzetmektedir.

Bu tez dahilinde kısmi yükte çalışmanın test edildiğı bir deney motoru tanıtılacak, bu deney motorunun nasıl geliştirildiğinden ve geliştirileceğinden bahsedilecektir. Ayrıca kısmi yüklerde yakıt tüketiminin azaltılması için uygulanan çevrim atlatma yöntemine değinilecektir. Tezin son kısmında da kısmi yüklerde benzin motorunun termodinamik karakteristiğı incelenecektir.

Bu tez, öncesinde yapılmış bir çok çalışmayı temel alır. Bunlar Dr. Akın Kutlar’a ait olan doktora çalışması (**Kutlar, 1999**), Dr. Hikmet Arslan’ın yaptığı termodinamik hesaplama tekniğı (**Arslan, 2003**) ve Arş. Gör. Alper T. Çalık’a ait olan yüksek lisans tezidir (**Çalık, 1999**).

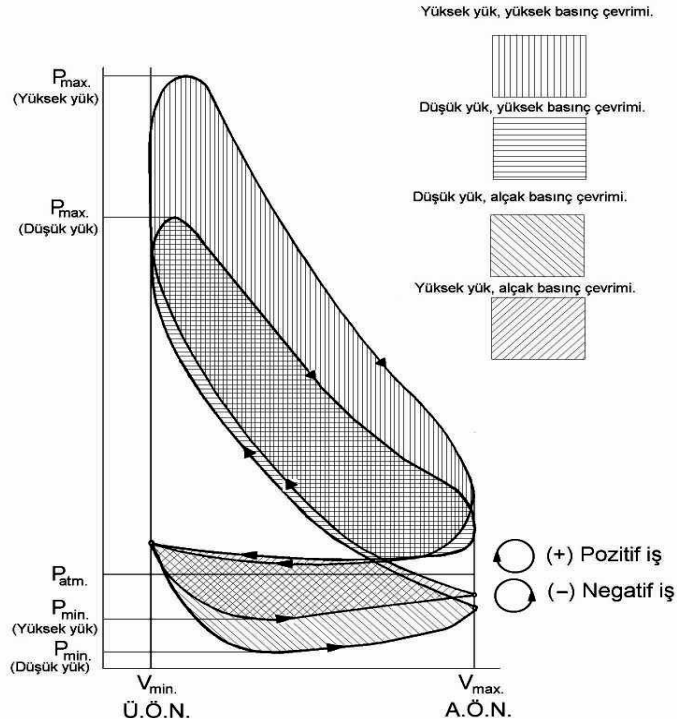
Bu tez de amaç bashedilen çalışmaların üzerine adımlar ekleyerek ileriye gitmek ve bundan sonra yapılacak çalışmalar için de bir temel teşkil etmektir.

2. ÇALIŞMANIN AMACI VE KISMİ YÜKLERDEKİ DURUM

2.1 Kısmi Yük Rejiminde Verimi Arttırmanın Önemi

Otto motorunun icadından bu yana, verimi arttırmaya veya diğer bir deyişle yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar, üzerinde çok durulan bir konu olmuştur. İlk Otto motorunda ulaşılan en yüksek efektif verim % 14 iken, 120 yıllık gelişmenin sonunda % 35 sınırına dayanılmıştır. Kullanılan yakıtın özelliklerinde (vuruntu direnci, ısı değeri, alev hızı vs.) önemli bir değişim olmadığı sürece yakın gelecekte taşıtlarda kullanılan Otto motorlarının en yüksek veriminde hızlı bir yükselme beklenmemektedir. Ancak bu, Otto çevrimli motorun gelişimini tamamladığını düşündürmemelidir. Asıl sorun kısmi yükteki verim düşüklüğüdür (**Kutlar, 1999**).

Öncelikle kısmi yük ifadesinin motor için anlamını açıklamaya çalışalım. Şekil 2.1’de benzinli bir motora ait Basınç-Hacim (p-v) diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.1 : İçten Yanmalı Motorlarda Basınç-Hacim Diyagramı (**Kutlar, 1999**)

Şekilden görülebileceği üzere tam yüklerde oluşan yüksek maksimum ve minimum basınçlar nedeniyle verim yüksektir. Basınç-hacim diyagramlarında eğrinin altında

kalan alanın işi vermesi nedeniyle pozitif iş ve negatif işler gösterilmiştir. Tam yükte çalışmada gaz kelebeğinin tam açık konumda olması nedeniyle kısılma kayıpları mevcut olmadığından verim yüksek olmakta; kısmi yüklerde ise gaz kelebeğinin konumundan ötürü oluşan kısılma kayıpları sebebiyle maksimum ve minimum basınçlar ve dolayısıyla verim düşük kalmaktadır.

Bu açıklamadan sonra bir örnek vererek devam edelim. Diyelim ki taşıtımız sürekli tam yükte çalışsın. Bu durumda taşıtımızın yakıt tüketimi 60 km/h sabit hız için 2.7l/100 km, 90 km/h için ise 3.9l/100 km olacaktır. Teoride karşılaşılan bu sonuçlar ise pratikte kesinlikle uygulanamaz. Bir araç özellikle şehir içi kullanımda neredeyse hep kısmi yükte yol aldığına göre taşıtların bugün eriştiği teknolojiye rağmen neden hala şehir içi kullanımda yüksek miktarda yakıt tüketimlerine sahip oldukları kolayca anlaşılır. Tüm bu sebepler nedeniyle kısmi yük rejiminde motorun veriminin artırılması çok önemlidir.

2.2 Kısmi Yük Rejiminde Verim Arttırmak İçin Uygulanan Yöntemler

Kısmi yük rejiminin verime etkisini bu şekilde açıkladıktan sonra kısmi yükte verim arttırmak için yapılan çalışmalara ve uygulanan yöntemlere değinmekte fayda vardır. Bunlar;

- Değişken süpap zamanlaması ve açılma miktarı
- Egzoz gazlarının atık enerjisinden yararlanma (aşırı doldurma)
- Adyabatik motorlar (motordan ısı kaybı az)
- Değişken sıkıştırma oranı
- Kademeli dolgulu motorlar
- Egzoz gazlarının resirkülasyonu
- Değişken strok hacimli motor

Bu yöntemleri biraz daha yakından tanıyacağız.

2.2.1 Değişken Süpap Zamanlaması ve Açılma Miktarı

Otto motorunun performansının büyük oranda süpap açılma zamanına ve miktarına bağlı olduğu çok uzun zaman önce anlaşılmıştır. 80li yılların ortasına kadar emme ve egzoz süpaplarının açılma zamanı ve miktarı nokta hedefler gözetilerek belirlenmiştir. Taşıtta kullanılan motorun hız ve yükünün değişken olması nedeniyle, yukarıda belirtilen nokta hedefler ancak belli çalışma koşullarında iyi sonuç vermektedir.

Örneğin yüksek hız amaçlı uygulamalarda süaplar, volumetrik verimi arttırmak amacıyla (dolgu kinetik enerjisinden faydalanmak için), uzun süreli açık tutulmaktadır. Bu ise, düşük hız ve yüklerde, süap bindirme süresindeki artıştan dolayı, düzgün çalışmama ve volümetrik verimin düşmesine bağlı olarak düşük moment gibi sonuçlar doğurmaktadır.

Veya bunun tersi olarak düşük hızlarda düzgün çalışma ve yüksek moment hedefleri için süap açılma zamanı ve miktarı azaltılmaktadır. Aksi halde düşük hızda emme süapının uzun süre açık kalması (AÖN' dan sonra kapanma) dolgu kinetik enerjisinin düşük olması nedeniyle bir kısım dolgunun tekrar emme kanalına itilmesine neden olacaktır. Bu ise yüksek hızlarda dolgu kinetik enerjisinden faydalanılamadığı için ve süap açık kalma süresinin kısa olmasından dolayı, motor momentinin düşmesine neden olmaktadır **(Kutlar, 1999)**.

Süap sisteminde motorun çalışmasını etkileyen en önemli parametreler şunlardır;

- Emme süapı açılma zamanı
- Emme süapı kapanma zamanı
- Egzoz süapı açılma zamanı
- Egzoz süapı kapanma zamanı
- Süap Kesit Alanları
- Süap Açılma Miktarları

2.2.2 Egzoz Gazlarının Atık Enerjisinden Yararlanma

Egzoz gazları normalde egzoz manifoldundan geçtikten sonra egzozdan dışarı atılırlar. Ancak eğer yanmış gazlar atmosfer basıncına değin genişletilirse pozitif iş miktarı artacaktır. Böylece de verim artışı gerçekleşebilir. Bu şekilde oluşan çevrime Atkinson çevrimi adı verilmektedir. Yapısal olarak pistonlu motorda yanmış gazların dışarı atımından önce, atmosfer basıncına kadar genişletmek mümkün değildir. Ancak egzozdan dışarı atılan bu faydalanılabilir enerjiyi kullanmak için dolaylı bazı yöntem geliştirilmiştir. Böylece Atkinson çevriminde öngörülen atmosfer basıncına kadar genişletme çevrimi elde edilebilir. Bu yöntemler genel olarak aşırı doldurma adını alır.

2.2.3 Değişken Sıkıştırma Oranı

İdeal Otto - hava çevriminin indike verimi sadece sıkıştırma oranına bağlıdır ve bu oran arttıkça, verim artmaktadır.

Gerçek çevrimde ise sıkıştırma oranının etkisi beklenen ölçüde değildir. Bunun belli başlı sebepleri vardır. Bunlar; sıkıştırma oranıyla beraber yanma odası yüzey alanının yanma odası hacmine oranı artmakta ve yanma sonu sıcaklıklar artarak çeperler arasındaki sıcaklık farkını yükseltmektedir. Bu da ısı iletimini artırarak indike verimin düşmesine neden olur. Ayrıca yüksek sıcaklıklar, disosiyasyon oranını artırır ve böylece basınç sınırlanarak indike verim artışını durdurur **(Kutlar, 1999)**.

Sıkıştırma oranını sınırlayan ana etkenlerden birisi de vuruntu olasılığıdır. Motorun sıkıştırma oranı arttıkça yanma hızı artmakta ise de, artan sıcaklıklar nedeniyle yakıtın cinsine bağlı olarak, belli bir değerden sonra vuruntulu yanma başlamakta ve gittikçe şiddetini arttırmaktadır. Sıkıştırma oranı arttıkça vuruntunun oluşmaması için ya daha yüksek oktanlı yakıt kullanmak ya da motorun gücünü kısmak gerekmektedir **(Safgönül ve diğ., 1995)**.

2.2.4 Kademeli Dolgulu Motorlar

Kademeli dolgulu benzin motorunda karışım buji etrafında zengin, bujiden uzaklaştıkça fakirleşen bir şekilde hazırlanmaktadır. Yanma odasındaki karışımın toplam hava fazlalık katsayısı ise fakir bölgededir. Böylece kademeli dolgulu benzin motorunda yük ayarı kısmen, Diesel motorlarında olduğu gibi, gaz keleşi olmaksızın, karışımın kalitesi değiştirilerek ayarlanmaktadır (yük azaldıkça karışım fakirleştirilmektedir). Bu ise dolgu değişimi sırasındaki gaz keleşinin kısılmasından kaynaklanan kayıpları ortadan kaldırarak kısmi yüklerdeki verimi arttırmaktadır.

Bu yöntemin modern uygulamalarından birini Mitsubishi firması gerçekleştirmektedir. İki farklı yanma modu kullanarak hava/yakıt oranını 40 (EGR ile 55) civarına kadar çekebilen ve bu sayede fakir karışımlarda ekonomik bir kullanım sağlayan teknolojiye sahiptir. Konvansiyonel motorlara göre yakıt harcamı %40 daha azdır. Ayrıca rölanti hızının ayarlanmasında çok esnek davranmaktadır. Emisyon miktarları da oldukça düşüktür.

2.2.5 Değişken Strok Hacimli Motor

Bu yöntem özellikle kısmi yüklerde pompalama kayıplarını azaltmayı amaçlar. Bu yöntemin uygulaması geçmişte bazı firmalarda “silindir devreden çıkarma” biçiminde yapılmıştır. Buna göre yol koşullarına bağlı olarak yüksek güç gerekmeyen durumlarda motordaki silindirlerden bazıları devre dışı kalır. Yani örnek vermek gerekirse 8 silindirli bir taşıtın 4 silindiri bazı çevrimlerde devre dışı bırakılarak 6 litrelik bir motor aktif strok alanı 3 litreye düşürülür. Bunu gerçekleştirmek için yakıt sistemi kontrol edilir. Ayrıca devre dışı kalan silindirlere dolgu girişi olmadığından pompalama kayıpları da azalmaktadır.

Silindirlerin devre giriş çıkışlarındaki moment değişimlerini azaltmak için önce ateşleme avansı biraz azaltılarak maksimum silindir içi basınç düşürülmekte ve buna bağlı moment düşümü gerçekleşmektedir. Tam silindirlerin devreden çıktığı anda ise, ateşleme avansı basamak şeklinde artırılarak strok hacmi düşümünden kaynaklanan moment düşümü karşılanmaktadır (**Kutlar, 1999**).

Silindirler devreye alınırken ise, ilk devreye alma çevriminde süaplar harekete geçip, dolgu değişim işini başlatmalarına rağmen bu ilk çevrimde yakıt püskürtülmemektedir. Böylece geçiş daha yumuşak bir şekilde olmaktadır (**Kutlar, 1999**).

Bu uygulamanın bir adım ötesi olarak süapları elektronik olarak kapalı tutarak da silindirleri devre dışına almak mümkündür. Bunu uygulayan Mercedes firması tasarım karmaşıklıkları ve devreye giriş çıkışları elektronik olarak yapmanın zorluklarını yenemeyip bu yöntemi pratiğe dökememiştir.

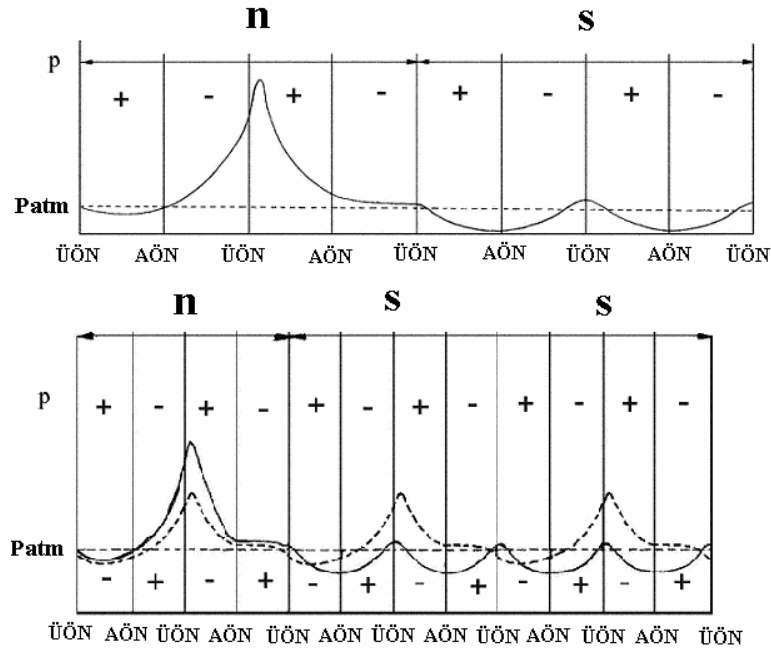
Süapların hidrolik mekanizmalarla kumanda edilmesi de çok denenen uygulamalardan birisidir. Özellikle Ford firmasının bu konuda çalışmaları ve patentleri vardır.

Bir başka araştırmacı Richard van Basshuysen de ise silindirlerin devre dışı bırakılması ile sağlanabilecek yakıt tüketimindeki azalmanın, gelecek açısından en önemli potansiyele sahip olduğunu vurguladığı makalesinde, çevrim atlaması olarak tanımlayacağımız çalışma stratejisini bir alternatif olarak önermektedir.

2.3 Çevrim Atlatma Stratejisi

Yukarıda verim arttırma yöntemleri içerisinde anlatılan strok hacmi değişken motorlar yönteminde değinilen bir strateji tanımlanacaktır.

Çevrim atlatma stratejisinde amaç motorun yüksek güç gerektirmeyen çalışma durumlarında motordan alınacak gücün azaltılmasıdır. Bu azaltmayı sağlamak için motorun normal dört zamanından sonra gelen dört zamanda bir nevi boşta çalışma sağlanır. Motorun normal dört zamanı, krank milinin 720 derece dönüşüyle tamamlanmaktadır. Bu süre zarfında piston ikişer kez ÜÖN ve AÖN'den geçer. Bu süre zarfında püskürtme, ateşleme yapılmış ve motordan iş alınmış akabinde de artık gazlar yanma odasının dışına atılmıştır. Bu 4 zaman tamamlandıktan sonra takip eden dört zamanda püskürtme ve ateşleme durdurulur. Herhangi bir iş elde edilmez. Bu boşta geçen çevrimin tamamlanabilmesi için bir önceki normal çevrimde fazladan yakıt püskürtülerek enerji kompanzasyonu yapılır. Daha fazla yakıt püskürtüleceği için gaz keleşbeği daha büyük bir açıyla açılarak kısılma kayıplarının azalması sağlanır.



Şekil 2.2 : Çevrim Atlatma Stratejileri

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi çevrim atlatma için belirgin olarak iki ayrı strateji mevcuttur. Bunlardan ilki üstte anlatıldığı gibi krank milinin 720 derecesindeki normal çevrimden sonra takip eden çevrimde iş alınmayan ns (Normal-Skip> 1440 KMA’da bir kez iş alınır) ve krank milinin 720 derecesinde bir kez iş alındıktan sonra takip eden iki çevrimde iş alınmayan nss (Normal-Skip-Skip> 2160 KMA’da bir kez iş alınır) modlarıdır. Bunlar gibi birçok mod oluşturmak mümkündür: ns, nss, nsss, nns

Tüm bu düşünceler doğrultusunda bu stratejiyi denemek için İTÜ-Motorlar ve Taşıtlar Laboratuar’ı bünyesinde tek silindirli bir deney motoru oluşturulmuştur. Bu deney motoru öncelikle çalıştırılmış ve daha sonra çevrim atlatılacak hale getirilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla motorun emme manifolduna bir çevrim atlatma kelebeği yerleştirilmiştir. Bu kelebeği kullanmadaki amaç; atlatılan çevrimlerde silindire hava girmesini önlemektir. Bir yandan da atlatılan çevrimlerde ateşleme ve püskürtme durdurulmaktadır. Bu işlemlere elektronik olarak kumanda edebilmek için bir kontrol kartı ile ateşleme, püskürtme ve ÜÖN ayırt etme kartları yapılmıştır. Bu kartlara bilgisayar üzerinden kumanda edebilmek için program yazılmıştır. Tüm bu kontrol işlemleri Ahmet Akın tarafından yapılmıştır. Tüm bu elemanlar tek tek daha sonraki bölümde tanıtılacaklardır.

Burada en önemli eleman çevrim atlatma kelebeğidir. Çevrim atlatma kelebeği işlev olarak yetersiz kalmıştır. Bu yetersizliğin sebebi sızdırmazlık sorunlarının çözülmemiş olması ve atlatılan çevrimlerde püskürtme durdurulsa bile bir önceki çevrimden emme manifolduna sıvaşmış halde kalan yakıt damlalarının atlatılan

evrimde pistonun aŗađı yönlü hareketi ile silindir içine çekilmesidir. Silindir içinde bu nedenle çok verimsiz bir yanma gerekleŗmekte ve istenilen durumların hiçbiri oluŗamamaktadır.

Bu nedenledir ki atlatılan çevrimlerde spalar kapalı tutulmalıdır. Spalar kontrol edecek sistem de tasarlanmıŗtır. Bu sistem ilerleyen bölümlerde tanıtılacaktır.

3. TEK SİLİNDİRLİ DENEY MOTORU VE EKİPMANLARININ TANITIMI

Birkaç yıl önceki çalışmalar dahilinde tek silindirli bir deney motoru ve ekipmanları geliştirilmiştir. Daha sonra da üzerinde çevrim atlatma stratejisi denenmiştir.

3.1 Deney Motoru

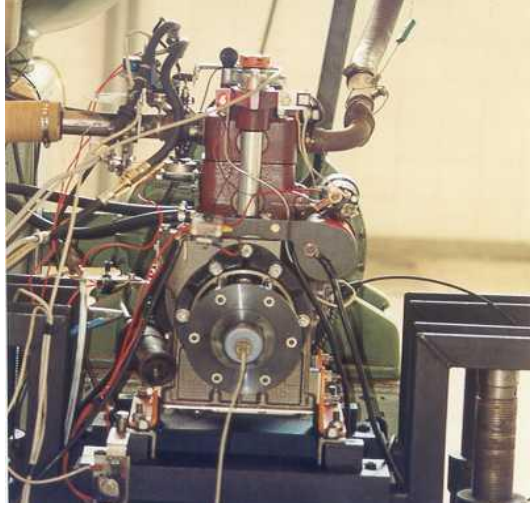
Deney motoru ilk haliyle bir Diesel motoru olup Tablo 3.1'deki teknik özelliklere sahiptir. Yandan görünüşü Şekil 3.1'de verilmiştir. Teknik resim görünüşü Şekil 3.2'dedir.

Tablo 3.1: Tek Silindirli Deney Motorunun Teknik Özellikleri

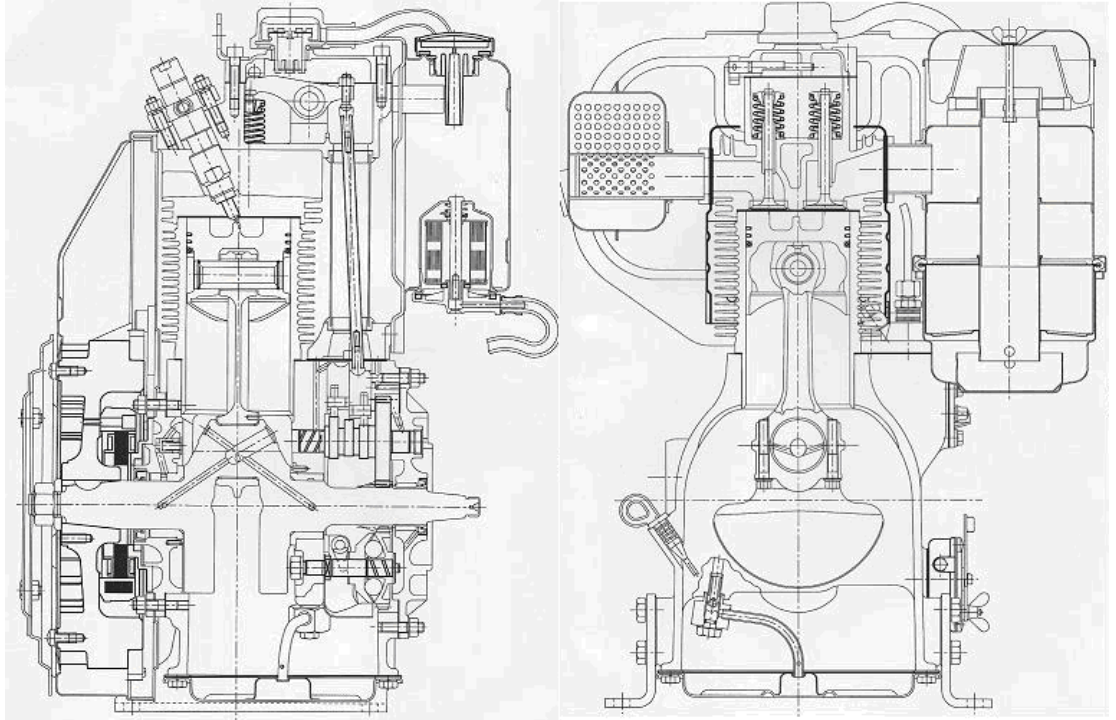
Lombardini 3LD 450	
Silindir Sayısı	1
Strok Hacmi	454 cm ³
ÇapxStrok	85x80 mm
Sıkıştırma Oranı	9:1
Emme Süpap Çapı	32 mm
Egzoz Süpap Çapı	27 mm

Bu deney motoru, kısmi yüklerde denenebilmek için öncelikle benzinli motora dönüştürülmüştür. Bu amaçla konstrüktif olarak birçok değişikliğe maruz bırakılmıştır. Bunlar arasından özellikle pistonla ilgili olanlar oldukça önemlidir. Gerek sıkıştırma oranının, gerekse yanma odası geometrisinin benzin motoru için en uygun hale dönüştürülmesi, büyük oranda piston üzerinde yapılan değişiklikler ile sağlanmıştır.

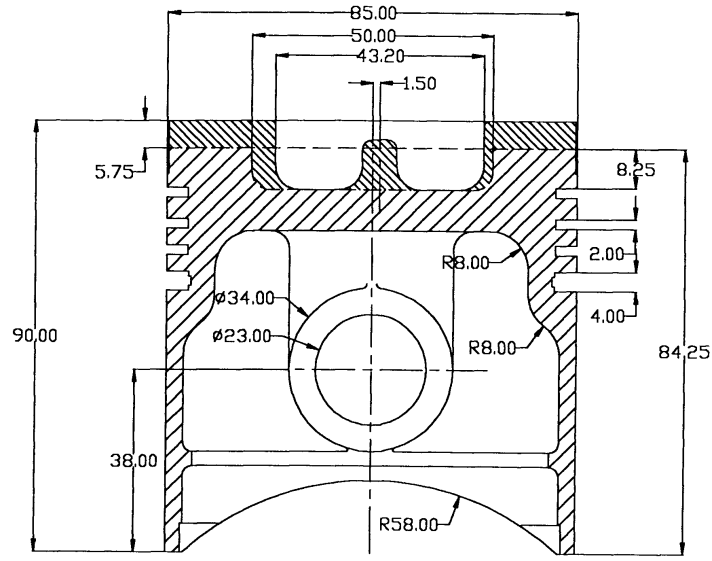
Orjinal piston üzerindeki oyuk silindir merkezinde olmayıp, enjektör merkez alınarak yerleştirilmiştir. Sıkıştırma oranını ayarlamak için piston tablası 4.7 mm alçaltılmış ve piston üzerindeki oyuk merkeze taşınarak çapı 50 mm ye genişletilmiştir. (Şekil 3.3) Piston üst kenarının silindir cidarını zedelenmemesi için pah kırılmıştır. Piston üzerinde yapılan bu değişiklikler ile sıkıştırma oranı 9 olmuştur (Çalık, 1999).



Şekil 3.1 : Deney Motorunun Yandan Görünüşü

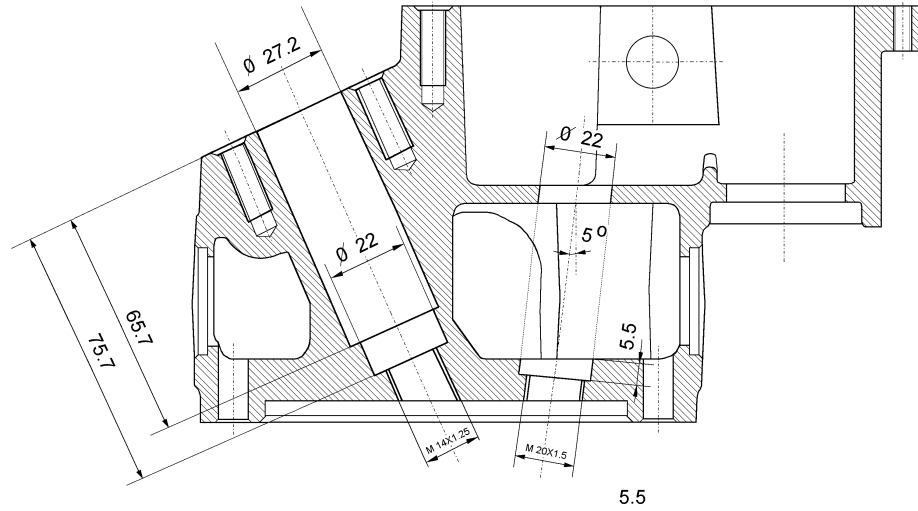


Şekil 3.2 : Deney Motorunun Kesit Resmi



Şekil 3.3 : Orjinal ve Değiştirilmiş Piston (Kutlar, 1999)

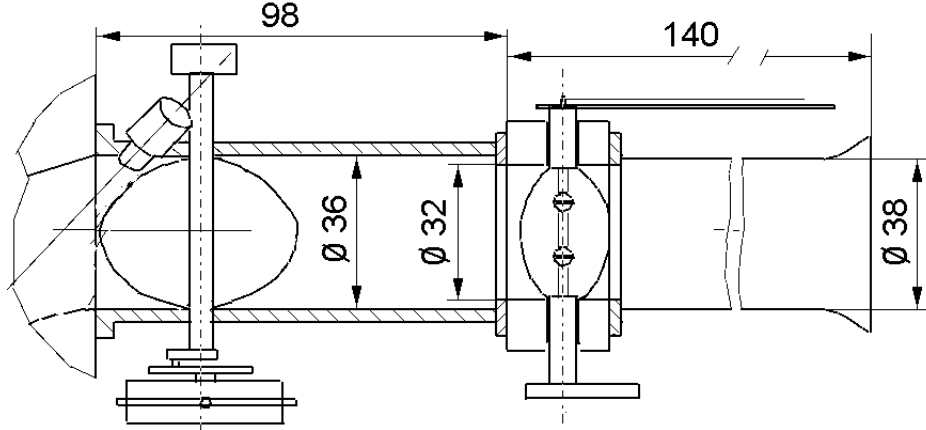
Piston dışında değişiklik yapılan diğer yerlerden biri de silindir kafasıdır. Normalde merkeze yönlendirilmiş enjektör emme manifolduna taşınmış ve yerine Diesel motorunda olmayan ancak benzinli motorda olması gereken buji elemanı yerleştirilmiştir (Şekil 3.4).



Şekil 3.4 : Deney Motoru Silindir Kafası Kesit Resmi (Kutlar, 1999)

En önemli değişikliklerden bazıları da emme manifoldunda yapılmıştır. Silindirin merkezine yönelmiş bulunan enjektör, emme manifolduna yerleştirilmiştir. Burada ayrıca çevrim atlatmalı çalışmada silindire girişleri engellemek amacıyla çevrim atlatma kelebeği yerleştirilmiştir. Ayrıca uygun boyutlu bir gaz kelebeği seçilip yerleştirilmiştir. (Şekil 3.5)

Diğer bir manifold olan egzoz manifolduna ise sıcaklık ölçerler yerleştirilip egzoz gaz sıcaklıkları ölçülmüştür. (Şekil 3.6)



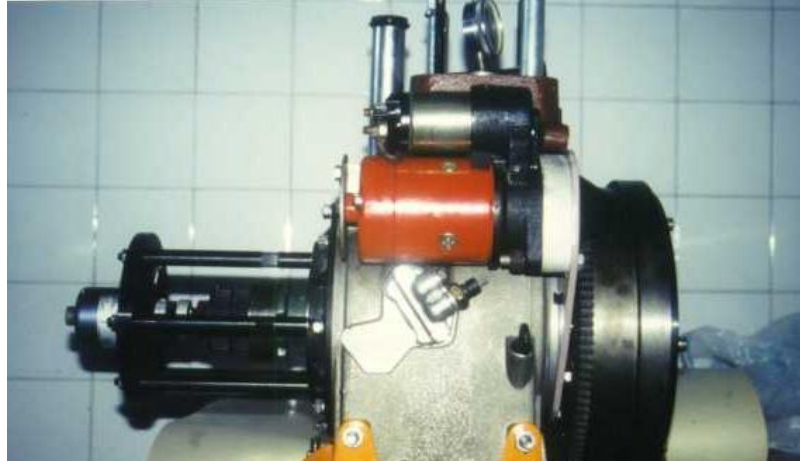
Şekil 3.5 : Emme Manifoldunun Kesiti (Kutlar, 1999)



Şekil 3.6 : Egzoz Manifoldundaki Sıcaklık Ölçerler

Motora bağlanan en önemli eleman ise motorun dönme açılarını 1 KMA hassasiyetle algılayıp bilgisayara aktaran İnkremental Enkoder (açısal konum ölçer) elemanıdır. Enkoder montajı için bir flanş ve altı adet saplama kullanılmıştır. Saplamalar motorun volan bulunmayan tarafındaki kapağın M8'lik vida deliklerine bağlanmaktadır. Diğer uçlarına ise enkoderin flanşı gelmektedir. Enkoder ile krank milini birbirine bağlamak için bir ara mil yerleştirilmiş olup, enkoder esnek bir kaplin ile bu mile bağlanmıştır. (Şekil 3.7)

Açısal konum ölçerin ürettiği ÜÖN sinyali ile motorun gerçek ÜÖN'sı birbiri üzerine getirerek montajı yapmak için, önce motor üzerinde ÜÖN işaretlenmiştir.



Şekil 3.7 : Motora Bağlanmış Açısal Konum Ölçer

Açısal konum ölçerin kontrol kartına olan elektrik bağlantıları yapılmış ve ürettiği ÜÖN sinyali ile motorun gerçek ÜÖN'sı birbiri üzerine getirilerek, montajı tamamlanmıştır (**Çalık, 1999**).

İnkremental enkoderden gelen sinyaller açısal olarak ölçme yapmaktadır. Ancak açısal olarak hangi ÜÖN'da bulunulduğunun (sıkıştırma sonu yada genişleme sonu) da bilinmesi gerekir. Bu amaçla açısal konum ölçere yardımcı olan ÜÖN Ayırıcı elemanı vardır. Bu eleman krank milinin her dönüşünde bir sinyal üretir. (Şekil 3.8)

3.2 Ateşleme ve Yakıt Püskürtme Sistemi

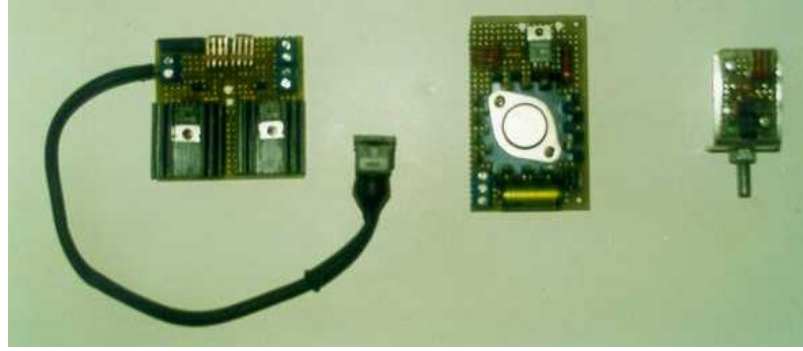
Ateşleme sisteminin adaptasyonu amacıyla yapılan işlem, enjektörden kalan boşluğa bujinin yerleştirilmesidir. Ayrıca ateşleme işleminin kontrolü için bir ateşleme kontrol kartı imal edilmiştir. (Şekil 3.8) Bu kartın üzerinde ateşleme bobini ve ateşlemeyi kontrol eden tranzistör ve diğer elektriksel elemanlar vardır. Ateşleme sisteminin işlev görmesi için ana kontrol kartında şu bilgilere ihtiyaç vardır:

- Motorun krank mili konumu
- ÜÖN bilgisi
- Motorun dönme sayısı
- Motorun çalışma durumu

Ateşlemeyle ilgili yapılan belli başlı kontroller şu şekildedir:

- Ateşleme avansının kontrolü
- Dwell açısının kontrolü
- Motorun çalışma şekline uygun ateşleme

Yakıt püskürtme sisteminin kontrolü için de bir kontrol kartı mevcuttur. (Şekil 3.8) Kontrol için ihtiyaç duyulan veriler de ateşlemeyle aynıdır. Bu veriler kullanılarak püskürtme kontrol kartındaki güç elemanları üzerinden enjektör tetiklenir ve enjektörün açık kaldığı süre (ms cinsinden) değiştirilerek püskürtülen yakıt miktarı ayarlanır. Ayrıca enjektörün püskürtmeye başlama zamanı (püskürtme avansı) da kontrol edilir (Çalık, 1999).

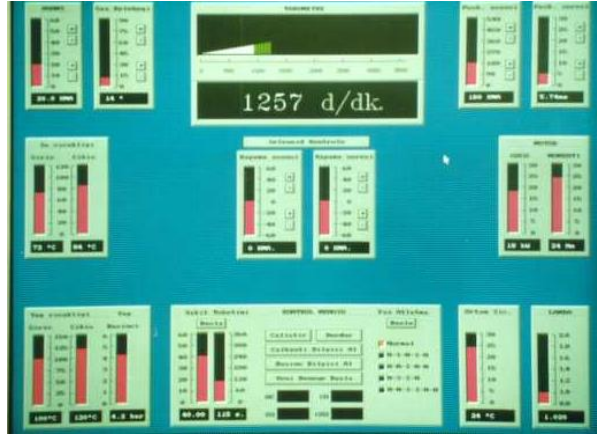


Şekil 3.8 : Püskürtme, Ateşleme Kontrol Kartları ve ÜÖN Ayırıcı

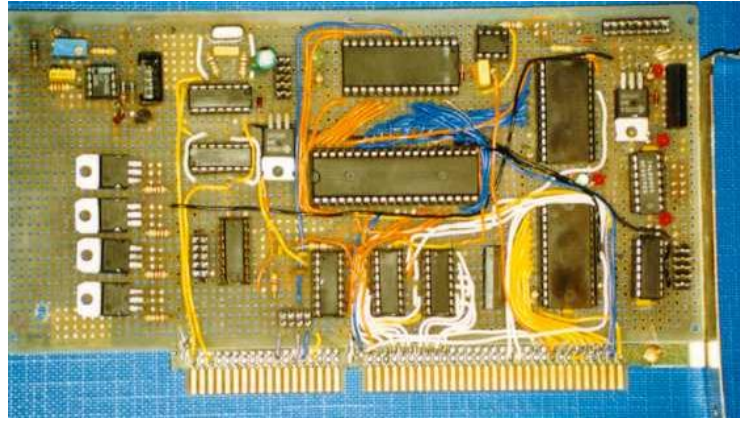
3.3 Kontrol ve Kumanda Sistemi

Kumanda işlemleri; ateşleme ve püskürtme sistemleri üzerine uygulanmaktadır. Bu işlemler ana kontrol kartına komuta eden bilgisayar programı aracılığıyla gerçekleştirilmekte ve kumanda ateşleme ve püskürtme kartlarına uygulanmaktadır. Ana kontrol kartı ve kumanda programı Mak. Müh. Ahmet Akın tarafından gerçekleştirilmiştir. (Şekil 3.9 ve 3.10) Kontrol programı esneklik ve kullanılabilirlik açısından C program dilinde yazılmıştır. Başlıca kumanda değişkenleri; ateşleme avansı, püskürtme avansı, püskürtme süresi, solenoid kapanma avansı ve solenoid kapanma süresidir. Bu parametreler program vasıtasıyla sayısal olarak değiştirilir.

Ayrıca program vasıtasıyla ölçülen motor parametre değerleri de görüntülenir. Bunlar; motorun dönme sayısı, gaz kelebeği açıklığı, motor suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, motor gücü ve moment, yağ giriş ve çıkış sıcaklığı, yağ basıncı, ortam sıcaklığı, motorun çalışma periyodu, çalkantı bilgisi, basınç bilgisi, yakıt tüketim süresi ve emisyon değerleridir.

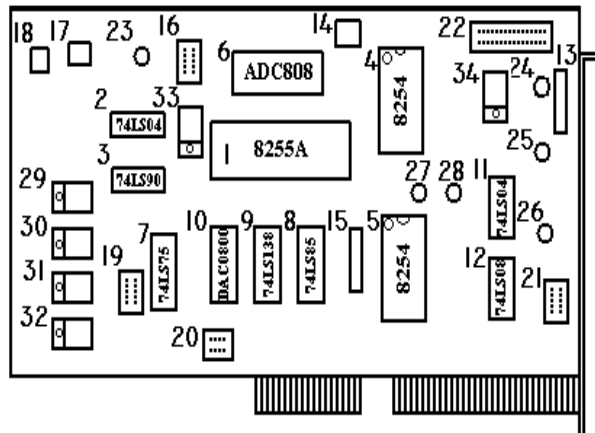


Şekil 3.9 : Kontrol Programı Arayüzü



Şekil 3.10 : Ana Kontrol Kartı

Şekil 3.10’da görülen kontrol kartı 8 bitlik bir karttır. Elektriksel gücünü bilgisayardan karşılamakta ve üzerinde Şekil 3.11’de görülen entegreler bulunmaktadır.



Şekil 3.11 : Kontrol Kartı Üzerinde Bulunan Entegreler

3.4 Diğer Yardımcı Ekipmanlar ve Sistemler

Üstte bahsedilen birçok motor ekipmanından başka motor dışından tahrikli sistemler ve yardımcı ölçüm elemanları da mevcuttur. Bu elemanlar da sırayla tanıtılacaktır.

3.4.1 Motor Freni

Motorun yüklenmesi amacıyla Motorlar-Taşıtlar laboratuvarında mevcut Schenk tipi 70 kW'lık fren kullanılmıştır. Motor freninin yanında konumlandırılmış terazi skalasından okunan kuvvet, formüllerden yararlanılarak momente dönüştürülür. (Şekil 3.12)

Frenin kuvvet aralığı hassasiyeti 0.2 N'dur. Fuko akımları prensibine dayanarak ölçüm yapan frende frenleme şiddeti değiştirilebilir. Kontrol edilebilen parametrelere göre çalışma modları bulunmaktadır. Bu modlar;

- Moment ayar modunda motor freni belirli bir fonksiyona göre devir-moment çizgisini takip eder.
- Devir sayısı modunda, motor devrinin belirli bir aralıkta kalması için motordan alınan momentin artırılması ve ölçülmesi sağlanır.
- Sabit devir sayısı modunda, bir önceki moddaki gibi motorun devri sabit tutulur ve motordan değişik momentler alınır.
- Devrin karesiyle orantılı moment modunda, gerçekçi bir yükleme sağlanarak uygun ölçüm olanağı oluşur.



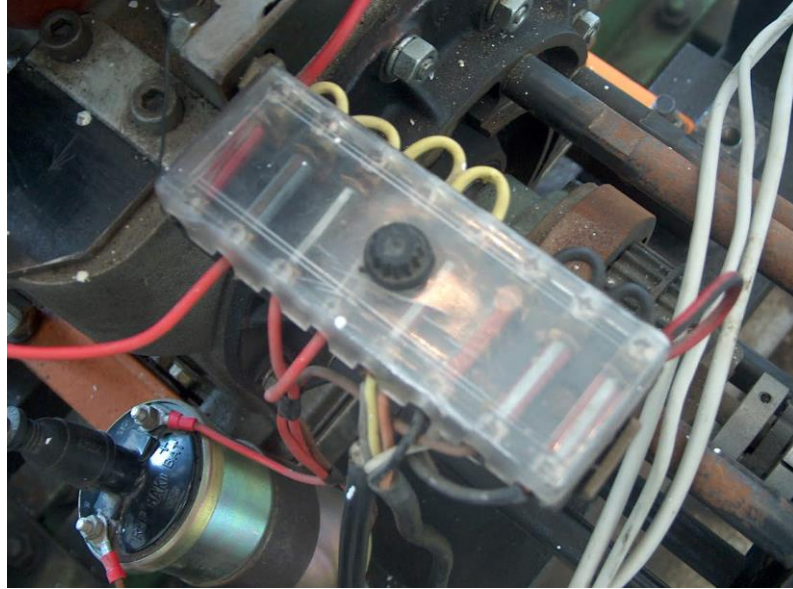
Şekil 3.12 : Motor Freni ve Terazi Skalası

3.4.2 Elektriksel Devreler

Motorun üzerindeki kontrol elemanlarının ve marş sisteminin elektrik ihtiyacının karşılanması amacıyla yüksek amperli bir aküyle besleme yapılmıştır. Motor üzerinde bulunan merkezi bir sigortayla da gerekli yerlere yönlendirilmiş elektrik bağlantılarının merkezi kontrolü sağlanmıştır. (Şekil 3.13)

Elektrik sisteminde bulunan elemanların tamamı şu şekildedir:

Güç kaynağı (12V batarya), Sigorta terminali, Sistemin ana şalteri, Marş starteri, Marş dinamosu, Marş anahtarı, Yağ basıncı uyarı lambası, Yağ müşiri, Yakıt Püskürtme ve Açma – Kapama kelebeği güç kontrol kartı, Enjektör, Ateşleme bobini, Ateşleme güç kontrol kartı, Buji, Yakıt pompası, Sıcaklık göstergesi (su-2 adet), Solenoid kontrol anahtarı (Açma – Kapama kelebeği), Kondansatör (Solenoid kontrol anahtarının parazit yapmasını engellemek için), Solenoid (Döner solenoid 28V, 8.4 A, C8001 A-1 tipinde), Su sıcaklık algılayıcısı (2 adet), Soğutma suyu devresi için pompa, Sıcaklık göstergesi (egzoz), Egzoz sıcaklık algılayıcısı, Terazi (Yakıt ölçümü), Güç kaynağı (220V), Adaptör (220V AC→ 12V DC)



Şekil 3.13 : Motor Üzerinde Bulunan Sigorta Sistemi

3.4.3 Emme Havası Temin ve Ölçüm Sistemi

Deney motorunun çalışması esnasında ihtiyaç duyduğu emme havasını emme manifolduna gönderen ve volümetrik verimi ölçmemizi ve ne kadar hava tükettiğimizi hesaplamamıza yarayan emme havası ölçüm sistemi tanıtılacaktır. Emme havasını emme manifolduna göndermeden önce haznesinde saklayan sönümlleme deposu boyutları oldukça önemlidir. Genelde sönümlleme deposunun

boyutu, motorun strok hacmi arttıkça, devir sayısı ve silindir sayısı azaldıkça büyür. Sönümleme deposu, debi ölçümlerini sağlıklı yapabilecek kadar düzgün hava akışı temin edecek minimum boyutta olmalıdır (**Çalık, 1999**).

Bu düşüncelerden hareketle deney motoru için minimum hızları hesaba katarak sönümleme deposu boyutu (3.1) denklemiyle hesaplanmıştır.

$$V_b = \frac{417 \cdot 10^6 \cdot K^2 \cdot d^4}{N_c V_s n_{\min}^2} \quad (3.1)$$

Bu denklemde K sabit bir sayı olup iki zamanlı motorlarda 1, dört zamanlı motorlarda ise 2 değerindedir. Minimum devir sayısı deney motorumuz için 1000 dev/dk alınmıştır. Paydadaki V_s değeri silindir hacmidir. d sayısı ise emme manifoldunun yarıçapıdır. Bu denkleme göre hesaplanan sönümleme deposu hacmi 0.59 m^3 'tür. Bu hesaba göre deney motoru için kullanılan emme havası sönümleme deposu hacmi (yarıçap 48 cm ve yükseklik 90 cm olmak üzere) 0.65 m^3 olur. (Şekil 3.14)



Şekil 3.14 : Sönümleme Deposu

Bu sistemde sönümleme deposu dışında bir de emme havası debimetresi bulunur. Deneylerde kullanılan emme havası debimetresi Blow-by-Meter olarak adlandırılan ve AVL firmasının ürettiği debi ölçüm aletidir. Bu alet içerisinde, hava akış hızıyla yukarı doğru hareket eden bir şamandıra sistemi bulunur. Debi ölçüm ünitesi silindirik bir parça olup ölçüm için dikey konumda kullanılmaktadır. Akışın geçtiği

kanal içinde ince bir tel ile bağlanmış halde bulunan şamandıra yer değiştirdiğinde indüktif olarak ölçülen debi hacimsel hale getirilir.

Debi ölçerin hassasiyeti en fazla %5 kadardır. Bu değer o zamanki koşullar için istenilen sınır düzeydedir. Ama gelecekteki çalışmalar için yetersizliği aşıkardır.

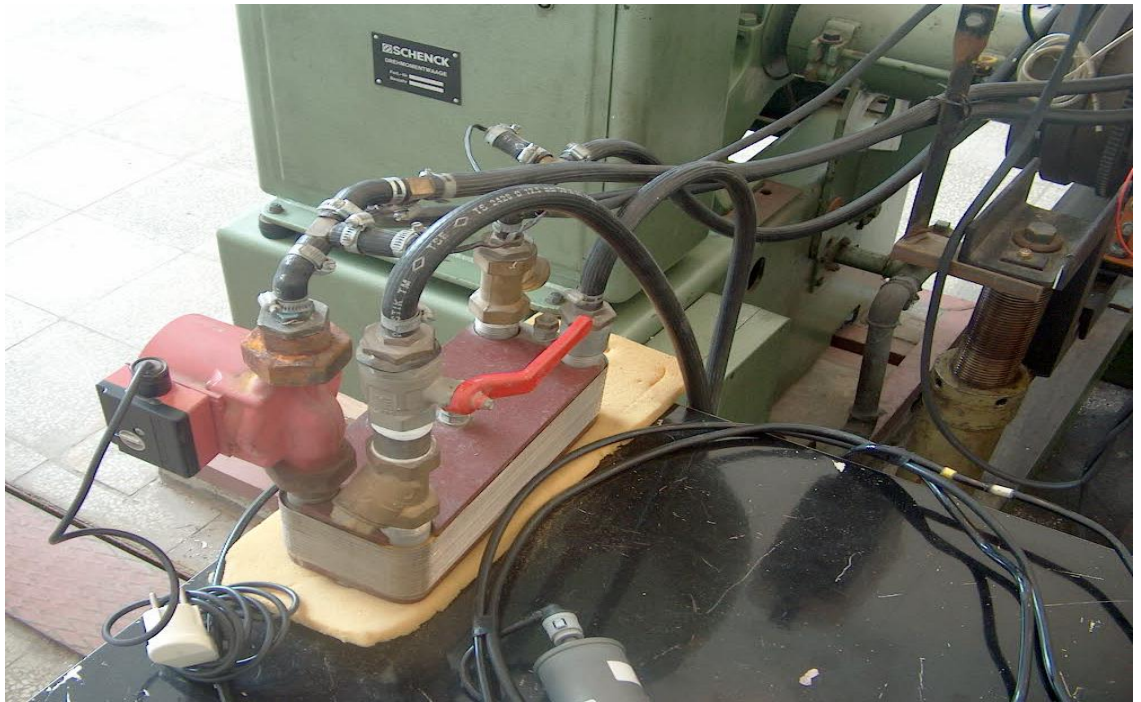
3.4.4 Soğutma Sistemi

Deney motorunun yardımcı elemanlarından birisi de motorun soğutma ünitesidir. Bu ünite motor dışından tahrik almalıdır. Motordan tahrik alması durumunda motordan güç çekeceği için deney hassasiyeti bozacak bir etki yapacaktır. Bu amaçla deney motorunun soğutulması için Şekil 3.15'te görülen su soğutmalı ünite kurulmuştur.

Bu ünite de bir ısı değiştiricisi, bir pompa ve su giriş-çıkış sıcaklıklarının ölçümü için termistörler bulunmaktadır. Isı değiştirici içinden iki devre geçmektedir. Bunlardan birisi motordan gelen soğutulacak suyun geçtiği kapalı devre, diğeri de bu kapalı devreyi soğutacak olan şebeke suyunun geçtiği açık devredir.

Şebeke suyunun debisinin kontrolü, elle açılır kapanır vana ile sağlanmaktadır. Ayrıca kapalı devredeki suyun debisinin kontrolü için de pompanın 3 kademesinden faydalanılmaktadır.

Motordan gelen ve motora giden suyun sıcaklığının ölçümü için termistörler kullanılmıştır. Bu termistörlerin ölçtüğü sıcaklıklar, ait oldukları göstergelerden okunur.



Şekil 3.15 : Soğutma Ünitesi

Soğutma sisteminde kullanılan diğer elemanlar alttaki Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.2: Soğutma Sistemini Oluşturan Elemanlar

Eleman Adı	Adet	Marka ve Model	Açıklama
Pompa	1	Grundfos UPS 25-50	3 kademeli, h= 4m, Q= 3 $m^3 / saat$
Isı Değiştirici	1	Swep M10	30 plakalı, 80 kW soğutma kapasitesi
Genleşme Kabı	1		
Vana	1	ECA	Küresel 1 parmak
Sıcaklık Ölçer	2	NTC Tipi	-10 $^{\circ}C$ -180 $^{\circ}C$
Sıcaklık Göstergesi	2	LCS Djital Panelmeter	12 V -40 $^{\circ}C$ -140 $^{\circ}C$
Süzgeç	2	ECA	Şebeke ve Motor Suyu Devresinde

3.4.5 Yakıt Ölçüm Sistemi

Deney motorunda harcanan yakıtın ölçülmesi için hacimsel ölçüm yöntemi kullanılır. Sistemde üzeri açık ve hassas terazi üzerine oturtulmuş bir ölçme kabı ile bu kap içine daldırılmış yakıt pompası bulunur. Sistem şematik olarak Şekil 3.16’da görülmektedir. Ayrıca Şekil 3.17’de hassas terazi ve üzerindeki yakıt kabı ile daldırma tipi pompa görülmektedir. Yakıt ölçümü, kaptan azalan yakıt ve bu yakıtın azalması için geçen süre temel alınarak yapılır.

Hesap yönteminde şu aşamalardan geçilir:

- Ölçüm yapmadan önce kap içerisine belli seviyede yakıt konur
- Hassas terazide belirlenen başlangıç değerine ulaşıldığı zaman kronometre çalıştırılır ve bitiş değerine ulaşıldığı zaman da kronometre durdurulur
- Rölanti koşullarında 10 gr yakıtın tüketimi ölçülürken normal koşullarda 30 gr yakıt için geçen süreye bakılır
- Geçen zaman kaydedilir ve hesaplama yapılır

değer ile gerçek tüketim değerleri belli miktarda karşılaştırılmış ve buna bir de buharlaşan yakıt miktarı eklenmiştir.

Sonuç olarak hesaplanan ölçüm hassasiyeti yaklaşık %2 dolayında bulunmuştur.

4. DENEY MOTORU EKİPMANLARININ GELİŞTİRİLMESİ

Bir önceki konuda deney motorumuz ve ekipmanları işlevleriyle birlikte tanıtılmıştı. Bu ekipmanların birçoğu, sahip olduğu sorunlar nedeniyle efektif çalışmamakta ve yaratılan sorunlar, deney hassasiyeti kaybına neden olmaktadır. Bu sorunlardan kurtulmak, deneyleri daha hassas ve kolay yapılır hale getirmek için sorun çıkaran ekipmanları geliştirme ihtiyacı duyulmuştur. Bu konu da tezimiz dahilinde yapılan çalışmanın en büyük kısmını teşkil etmektedir.

Sorun çıkaran ve geliştirilen ekipmanlara ve sistemlere bakacak olursak;

- Çevrim atlatma sistemi
- Emme havası ölçüm sistemi
- Motor momentli ölçüm sistemi
- Data toplama ve analiz sistemi
- Yakıt tüketimi ölçüm sistemi
- Soğutma sistemi

Bu konu dahilinde her bölümde bir sistemin geliştirilmesine neden gerek duyulduğu söylendikten sonra bu geliştirme çalışmalarının ne boyutta olduğuna değinilecek ve gerekirse gelecekte neler yapılması gerektiğinden bahsedilecektir.

4.1 Çevrim Atlatma Sisteminin Geliştirilmesi

İkinci ve üçüncü konuda bahsedildiği gibi deney motorumuz temel olarak çevrim atlatma denilen çalışma yönteminin denenmesi amacıyla kurulmuştur. Dolayısıyla bu yöntemin en güzel biçimde uygulanması en temel amaçtır. Deneyler ilk yapıldığında karşılaşılan en büyük zorluk çevrim atlatmada silindirlere giden taze dolgunun yolunu kesebilmek için yerleştirilmiş olan çevrim atlatma kelebeğinin düzgün çalışmamasıdır.

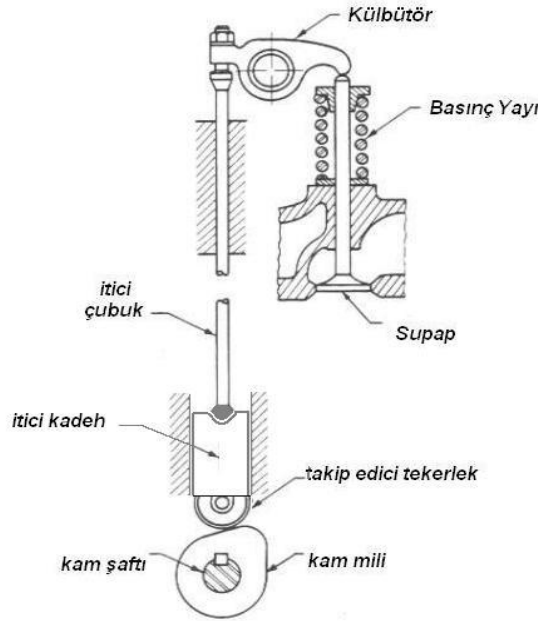
Çevrim atlatmanın gerçekleştirilmesi için daha önce de değinildiği gibi ateşleme ve püskürtme elektronik olarak durdurulmuştur. Ayrıca silindire giriş çıkışı önleyebilmek için çevrim atlatma kelebeği yerleştirilmiştir. Bu eleman, çevrim atlatılacağı zaman emme manifoldunu geçişe kapatmaktadır. Ancak silindire hava girmese de bir önceki çevrimden emme manifoldunda kalan yakıt damlaları, atlatılan

çevrimde silindir içine çekilerek yetersiz bir yanmanın teşkiline sebep olmaktadır. Bu yanma toplam verimi çok kötü biçimde etkilemektedir. Bu sebepten ötürü çevrim atlatıldığında yanmanın tamamen kesilebilmesi için süapların kontrol edilmesi gerekir.

Bu kontrolü sağlamak için geniş çalışmalar yapılmıştır. Bu konuda sırasıyla yapılan çalışmalara değinilecektir.

Süapların kontrol edilmesi gerekliliği anlaşıldıktan sonra bu teze başlanmasından önce bir Lisans Bitirme Grubu tarafından çalışmalar yapılmıştır ve belli yere gelinmiştir. Bu çalışmaya göre süaplara kontrol etmek için bir tasarım önerilmiştir. Bu tasarıma göre yeni kam mili boyutları önerilmiş ve bir kontrol kamı tasarımı yapılmıştır. Tasarımın mukavemet hesapları ve kam mili hareketinin incelenmesi tamamlanmıştır (Türem, 2004).

Bu tasarımın ve kam milinin süapları nasıl kontrol ettiğinin anlaşılması için aşağıdaki şekle bakmak uygun olur.



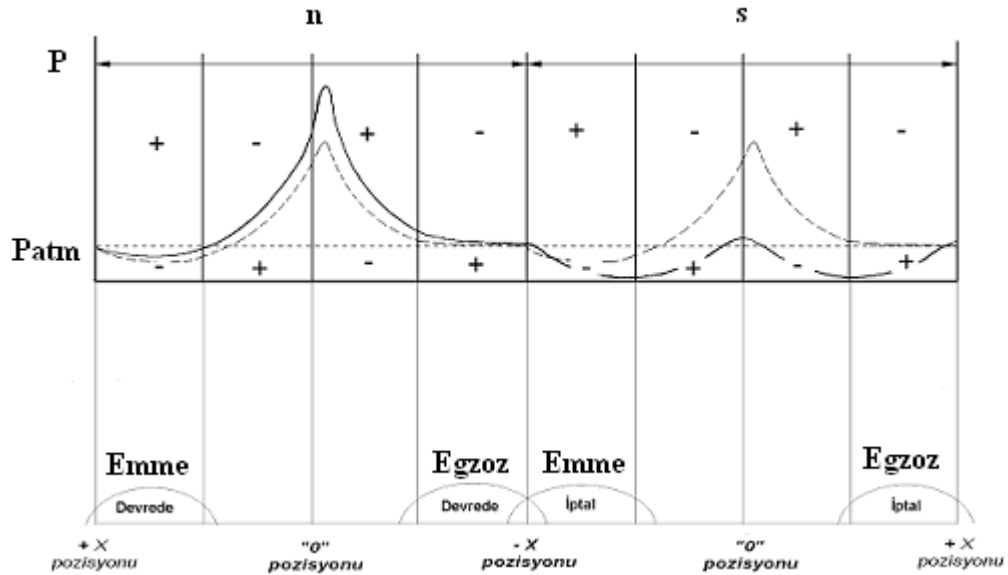
Şekil 4.1 : Kam Milinin Çalışması (Rothbart, 1956)

Şekil 4.1’de görüntüğü gibi kam mili krank milinden aldığı hareket nedeniyle belli bir hızda dönerken takip edici tekerleği itmektedir. Bu tekerlek, temas ettiği itici çubuğu yükselterek külbütörün süpabı açmasını sağlar. Bu sayede açılan süpab daha sonra yay etkisiyle kapanmaktadır.

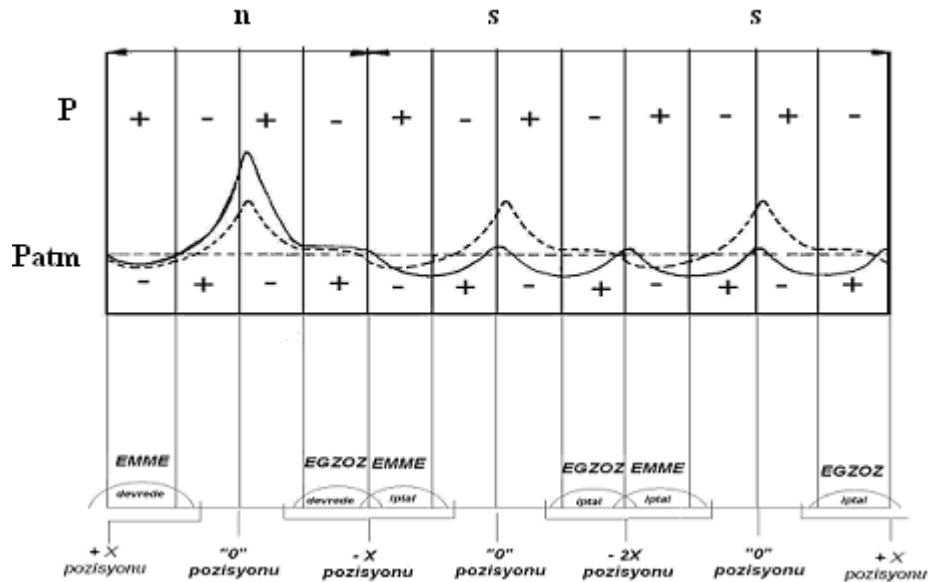
Bu çalışmada tanımlanan yeni mekanizma için kam milinin aksenal yönde hareket ederek, üstündeki sivri kısmın takip edici tekerlekten kurtulması ve süapların açılmaması öngörülmüştür. Buna göre kam mili boyutlandırılarak sivri kısmı dışında

aynı yarıçapa sahip olması sağlanmış ve bu sayede eksenel hareket nedeniyle takip edici tekerleğin boşa düşmesi önlenmiştir.

Kam mili eksenel yöndeki hareketini $+x$ ve $-x$ yönlerine belli mesafelerde yapmaktadır. Bu mesafeler ns ve nss stratejileri için değişiklik göstermektedir. Hesaplama sonuçlarına göre ns ve nss için alttaki hareketler yapılmalıdır.



Şekil 4.2 : NS İçin Eksenel Hareket Miktarları (Türem, 2004)



Şekil 4.3 : NSS İçin Eksenel Hareket Miktarları (Türem, 2004)

Üstte gösterilen şekillerdeki x miktarları 4 mm'ye tekabül etmektedir. Bu gösterimdeki hareketleri sağlayacak mekanizma için sadece bir öneri getirilmiş ve

devamı daha sonraki çalışmalara bırakılmıştır. Bu öneri daha sonra tanıtılacak olan kontrol kamıdır.

Bu teze başlandığında ise bu mekanizma ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Öncelikle üstte bahsedilen tasarımın mukavemet hesaplarının tümü incelenmiş ve birkaç ufak tefek hata dışında önemli bir soruna rastlanmamıştır.

Daha sonra çevrim atlatmada süapları kontrol edebilecek diğer alternatif yöntemler araştırılmıştır.

Bu yöntemlerden ilki solenoid valf vasıtasıyla süaplara direkt bir elektronik kontrol uygulanmasıdır. Bu yöntemde süaplar bir solenoid ile kumanda edilerek istenilen her anda açılıp-kapanırlar. Bu konuyla ilgili öncelikle İTÜ-Elektrik Elektronik Bölümü Elektrik Makinaları Anabilim Dalından Öğr.Gör.Dr. Azmi Demirel ile kişisel bir görüşme yapılmıştır. Süapların açılma-kapanma sürelerinin kısalığı ve süapların çalışma koşulları nedeniyle solenoid valf uygulamasının uygun olmayacağı anlaşılmıştır (**Demirel, 2004**).

Piyasada teorik çalışmalarda uygulanan biçimleri olarak elektronik valf kontrol sistemleri ise astronomik maliyetlere sahiptir.

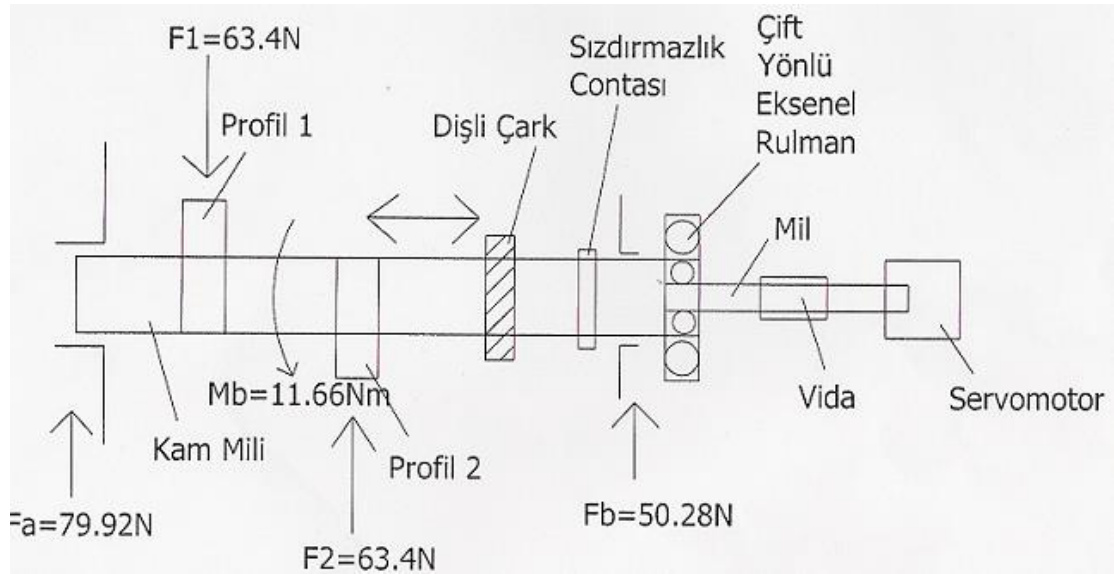
Düşünülen ikinci yöntem konik parçalar yöntemidir. Bu yöntemde süaplar, itici çubuk kısımlarından bir miktar kısaltılarak araya iki farklı çapa sahip konik parçalar yerleştirilir. Bu parçalar sırayla farklı çapları devreye girecek şekilde hareket ettirilirse oluşan boşluklar ile çevrim atlatılacağı açıktır. Fakat burada büyük sorun olarak çap değişimi ile oluşan boşluklar sonucu külbütör-itici çubuk arası temasın kaybolarak ikisinin de işlev göremez hale gelmesidir. Ayrıca bu konik parçaların nasıl devreye girip çıkacağı da ayrı bir sorundur.

Düşünülen bir diğer yöntem kam mili profillerinin değiştirilmesidir. Kam milinin profilinde yapılacak değişiklik ile istenen hareket krank milinden tahrik aldığı dişlilerin oranı değiştirilerek sağlanır. Profildeki değişiklik sonucu oluşacak profili takip edecek itici kadeh tekerleğinin çapının değişmesi, bir diğer deyişle küçülmesi söz konusudur. Ayrıca krank milinden hareket alacağı dişlilerin oranları değişeceği için eski yerine sığmayacaktır ve dolayısı ile motorun dışında bir çözüme ihtiyaç vardır. Bu yöntemde ayrıca diğer bir sorun da yeni kam mil profilinin yüksek ivemelere ulaşmasıdır. Bu yöntem sorunlarına rağmen çalışabilecek ilk yöntem olarak ortaya çıkar. Bu yöntemin ayrıntıları daha sonra anlatılacaktır.

Düşünülen en son yöntem de it-çek mekanizması ile kam miline eksenel yönde hareket kazandırılmasıdır. Bu yöntem 3 farklı şekilde uygulanabilir. İkinci kam mili uygulamasında, eksenel yönde hareket edecek kam milinin ucuna başka bir kam mili takarak bu yeni kam profili sayesinde istenilen hareketin sağlanabilir. Burada en

büyük sorun hareketin 90° döndürülmesi gerekliliğidir. Ayrıca giden kam milinin geri dönüşü için bir yay uygulanması da gereklidir. Bu yayın bulunması gereken nokta kam milinin kapalı olan yatağı olmalıdır.

Bu yöntemin diğer bir uygulaması lineer aktivatör-servomotor uygulamasıdır. İtme-çekme mekanizmaları için akla gelen en hassas ve en elastik yöntemdir. Kam miline hareket, lineer aktivatör olarak görev yapan vida-mil grubu ile iletilir. Bu mil, servomotordan kumanda almakta ve dönerek bu mekanizmaya sabitlenmiş kam milini itip çekmektedir. Mekanizma esnek olduğundan ve bilgisayar kumandası ile çalıştığından kontrolü kolaydır. Deneyler arası geçiş yapmak daha kolay olacaktır. Mekanizma konstrüktif açıdan da Şekil 4.4'teki gibi oldukça kolay uygulanan bir sistem gibi gözükmektedir. En büyük zorluk hareketin zamanında yapıp yapılmayacağını bilinememesidir. Zamanın kısa olması ve bilgisayardan motora kumanda sinyalinin gönderilmesinin dahi zaman almasıyla elektronik bir çözümün mekanik çözüm kadar kesin olmayacağı şüphesizdir. Cevap verme endişesi, oluşması gereken büyük ve ani ivmelerin mevcut olmasındandır. En kritik nokta 3000 d/d'de nss stratejisindeki 12 mm'lik harekettir. Bu hareketin 15 ms'de yapılacak olması nedeniyle 50 g'ye yakın ivmeler oluşmaktadır. Taşıyacağı kuvvet açısından ise sorun teşkil etmeyeceği düşünülmektedir. Yataklarda yağlama bulunması ve kam milinin hareketi esnasında profillerden bir yük gelmemesi ile sadece taşınacak yük olarak kam mili ve üzerine monteli dişli çarkın ağırlıklarından söz edilebilir. Robotek firmasıyla ve firma sahibi Dr. Osman Canberi ile yapılan görüşme sonucu 50 g gibi ivmelerin bu yöntemle karşılanamayacağı anlaşılmıştır (Canberi, 2004).



Bu yöntem için düşünölen son uygulama biçimi ise kontrol kamı mekanizmasıdır. Kam mili, aksenal yöndeki hareketi; üzerine işlenmiş profili, krank milinin 1/4 veya 1/6 hızında dönerek, takip edici çubuğa aktaran bir kontrol kamı mekanizması ile sağlanır. Mekanizma motor dışında olmalı ve hareketi krank milinden dişliler ile almalıdır. Başlıca endişe dişli boyutlarının artarak büyümesi ile oluşan yer gereksiniminin sağlanamaması ve bunun yanında deneyler arası geçişin (ns>nss veya tersi) zorlukla sağlanmasıdır. Ayrıca konstrüktif açıdan zor bir mekanizmadır. Yine de it-çek mekanizması çalışabilecek ikinci ve son yöntem olarak ortaya çıkar. Bu uygulamanın ayrıntılı tarifi kam mili profili değışiminde olduğı gibi daha ileride yapılacaktır.

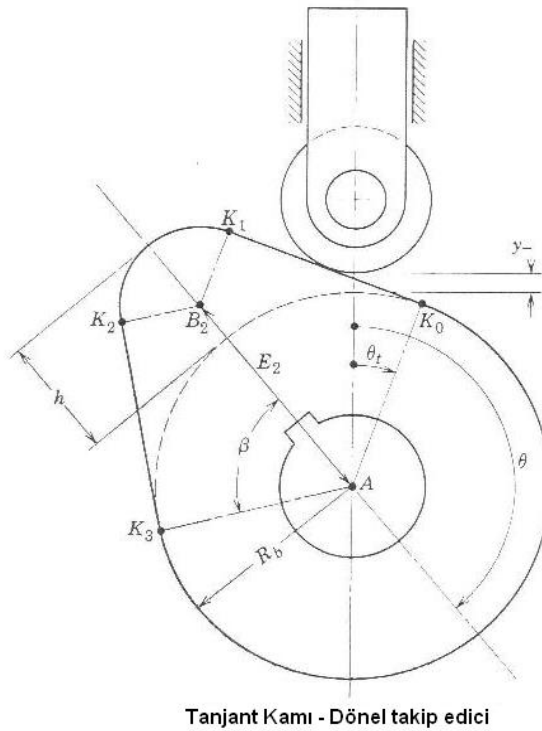
Üstte tarif edilen alternatif yöntemler araştırılırken başka çalışmalar da yapılmıştır. Bunlarda ilki kam mili profilinin denklemlerinin çıkarılmasıdır.

Kam mili emme profili için 3 ayrı denklem çıkarmak gereklidir. Bunlardan ilki alt tarafta 13.75 mm yarıçapındaki çember, üst taraftaki 7.309 mm yarıçaplı yay ve aralarındaki iki teğet çizgileridir. Bu durumda açılara göre şu durum (Şekil 4.5) mevcuttur:

$0^\circ - 31^\circ$ ve $149^\circ - 360^\circ$ arası $\rightarrow$ Çember

$31^\circ -$ yay başlangıcı ve yay bitimi $-149^\circ \rightarrow$ Teğetler

Yay başlangıcı $-$ yay bitimi $\rightarrow$ Yay



Şekil 4.5 : Kam Mili Profili (Rothbart, 1956)

$\theta = 0^\circ - 31^\circ$ ve $\theta = 149^\circ - 360^\circ$ aralığındaki tüm noktalar çember üzerinde olacağı için girilecek açıya göre koordinatlar şu şekilde tespit edilebilir:

$$x = R \cdot \cos \theta \quad (4.1)$$

$$y = R \cdot \sin \theta \quad (4.2)$$

Teğet çizgisi bir doğru olup denklemi şu olsun;

$$y = mx + n \quad (4.3)$$

Burada m =eğim'dir. Teğetin başlangıç noktası şekilde görüldüğü üzere 31° 'dir. $y = mx + n$ doğru denkleminin y 'ye göre türevi bize eğimi verir:

$$m = -\frac{x}{y} \quad (4.4)$$

Dolayısıyla $m = -\frac{1}{\tan 31^\circ}$. Değer yerine yazılırsa doğru denklemimiz şu hali alır:

$$y = -1.66x + n \quad (4.5)$$

n ifadesini bulabilmek için teğetin üzerindeki bir noktanın koordinatları bilinmeli ve yerine konulmalıdır. Burada şeklimize göre tam $\theta = 31^\circ$ durumunda noktaların değeri bellidir. Bu noktalar (12, 7.21) noktalarıdır. Bu noktalar kullanılarak n ifadesi bulunur ve yerine yazılırsa denklemimiz son şeklini alır:

$$y = -1.66x + 27.13 \quad (4.6)$$

Bu teğetin yaya değdiği yeri bulabilmek için yayı bir çember parçası olarak kabul edip denklemini teğet denklemiyle ortak çözmek ve kökleri bulmak gerekir. Yay denklemi şu şekilde yazılabilir:

$$x^2 + (y - 12.991)^2 = 7.309^2 \quad (4.7)$$

Teğet denklemindeki y değeri yay denkleminde yerine yazılıp çözülmüşse kökler bulunur. Buna göre yay $x=6$ noktasında başlamaktadır. Bu noktanın y değeri $y=17.165$ 'dir. Yayın başladığı noktayı açısal olarak ifade edebilmek için

$$\theta = \tan^{-1}(17.165 / 6) = 70.7^\circ \text{ olduğu bulunur.}$$

Bu durumda teğet için uygulanacak çözüm $\theta = 32^\circ - 70^\circ$ ile $\theta = 110^\circ - 148^\circ$ aralıkları için uygulanır. Çözüm yapılırken açı değeri, girdi olarak kullanılacaktır. Bu

sebepten denklemimiz buna uygun olmalıdır. $m = tg \theta$ olup $y = tg \theta \cdot x$ ifadesi teğet denkleminde yerine yazılacak olursa şu denklemlere ulaşılır:

$$x = \frac{27.13}{tg \theta + 1.66} \quad (4.8)$$

$$y = \frac{27.13tg \theta}{tg \theta + 1.66} \quad (4.9)$$

Bu denklemler $\theta = 71^\circ - 109^\circ$ aralığında kullanılacaktır:

$$x = R \cdot \cos \theta \quad (4.10)$$

$$y = 12.991 + R \cdot \sin \theta \quad (4.11)$$

Burada önemli nokta açı değeri olarak direkt olarak 71-109 sayılarının girilemeyeceğidir. Bunun yerine yayın başlangıç noktasının yay merkezine göre olan açı değerinden başlanarak bitimine kadar olan açı değerleri kullanılmalıdır. Bu değerler ise $35^\circ - 145^\circ$ aralığındaki toplam 39 tane açı değeri olacaktır. Bunlardan biri mutlaka 90° olacak, geri kalan 38 tane ise 90° 'nin her iki tarafında ve ondan eşit uzaklıkta olacak biçimde seçilecektir. Böylece kam milinin matematiksel ifadesi oluşur.

Bu hesaplardan bahsettikten sonra çevrim atlatmayı gerçekleştirecek olan iki alternatifini daha yakından tanıyalım. Bunlardan ilki kam mili profilinin değişimi ile çevrim atlatmayı gerçekleştirecek uygulamadır. Bu uygulamayla ilgili çalışmaların tümü bir Lisans Bitirme Projesinde bulunan öğrenciler tarafından hazırlanmış ve bizim desteğimizle sonuçlandırılmıştır. Tasarım aşağıda açıklanmaktadır (**Özgül ve diğ., 2005**).

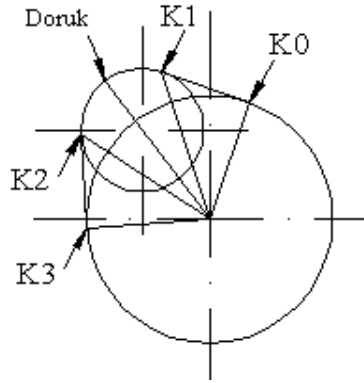
Motorun kam mili, hareketini üzerindeki dişli vasıtasıyla krank milinden alan ve üzerinde iki adet profil barındıran bir mildir. Bu profiller; emme süpabı ve egzoz süpabına hareket veren profillerdir.

Çevrim atlatma süpab düzeyinde kam profilinin değiştirilmesi ile sağlanabilir. Normal durumda krank milinin yarı hızında dönen kam mili üzerindeki profilin 118° 'lik (118° KMA (kam mili açısı)) bölüm boyunca süpab açık kalmaktadır. Her işlevsel çevrimden sonra bir çevrim atlatma amacıyla oluşturulan mekanizmada (NS stratejisi) bu 118° 'lik açı 59° 'ye düşecektir ve kam milinin tahrik edilmesi sırasında kazandığı hızın da yarıya düşürülmesiyle çevrim atlatılmış olacaktır. Ayrıca her işlevsel çevrimden sonra iki boş çevrim atlatma amaçlı strateji de (NSS stratejisi) 118° 'lik açı 39.3° 'ye düşmesi ve kam milinin hızının da mevcut sisteme göre $1/3$

oranında azalmasıyla sağlanmaktadır. Bu yüzden mevcut profilin uygun yöntemlerle istenilen değerleri sağlayacak şekilde değiştirilmesi ve ayrıca tahrik sisteminde kullanılan çark mekanizmasının da yeniden düzenlenmesi gereklidir.

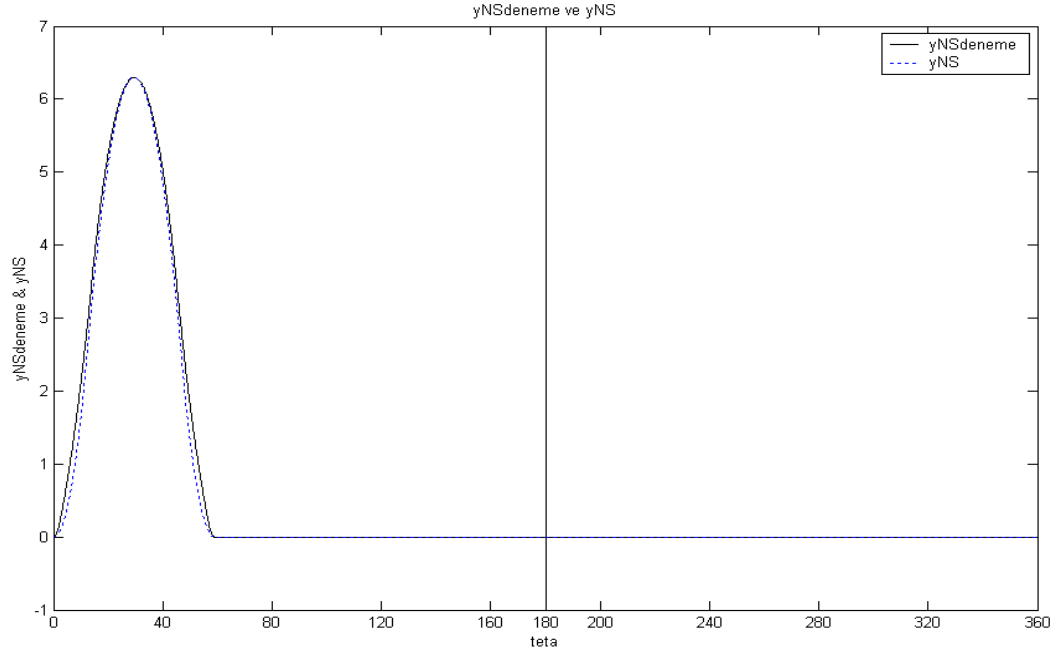
Bu çalışmada öncelikle amaç, hali hazırda bulunan kam mili profiline göre oluşan yer değiştirme, hız ve ivme değerlerinin sabit kalmasıdır. En önemli olan da yer değiştirmenin aynı olmasıdır. Tüm bu değerlerin tespit edilmesinde **Rothbart (1956)** adlı yazarın kam milleriyle ilgili eserinden yararlanılmıştır.

Mevcut kam mili üzerindeki kam profilinin üzerinde 5 önemli nokta vardır; K0, K1, K2, K3 ve Doruk. Buradaki K0-K1 ve K2-K3 noktaları arasında kam profili doğrusal bir yapıya sahiptir. K1-Doruk ve Doruk-K2 noktaları arasında ise kam profili eğrisel bir yapıya sahiptir. K3 noktasından K0 noktasına dönüşte ise profilin üstünde herhangi bir yükselme yoktur.

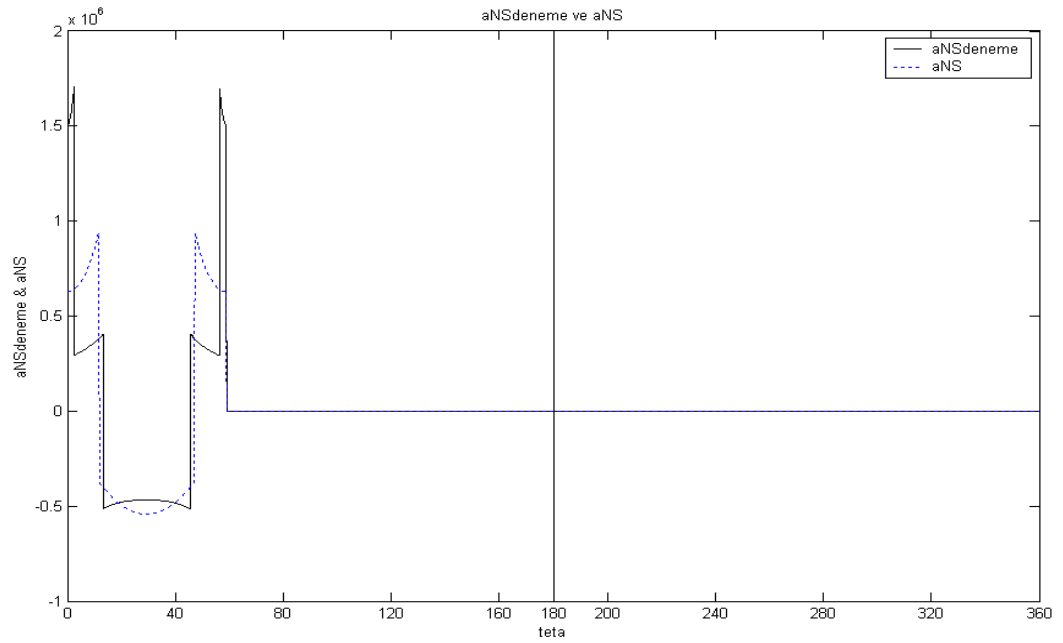


Şekil 4.6 : Kam Mili Profilinde Önemli Noktalar

Bu noktalar belirlendikten sonra ns ve nss için aynı yer değiştirme, hız ve ivmeyi verecek yeni kam mili profilleri Matlab programı yardımıyla bulunmuştur. Hesabın ayrıntıları ilgili tezde verildiğinden burada ayrıntılı bahsedilmeyecektir. Hesaplar sonucunda yeni ns emme profil değerleri için oluşan yer değiştirme ve ivme değerleri alttaki şekillerde (Şekil 4.7 ve Şekil 4.8) verilmiştir.



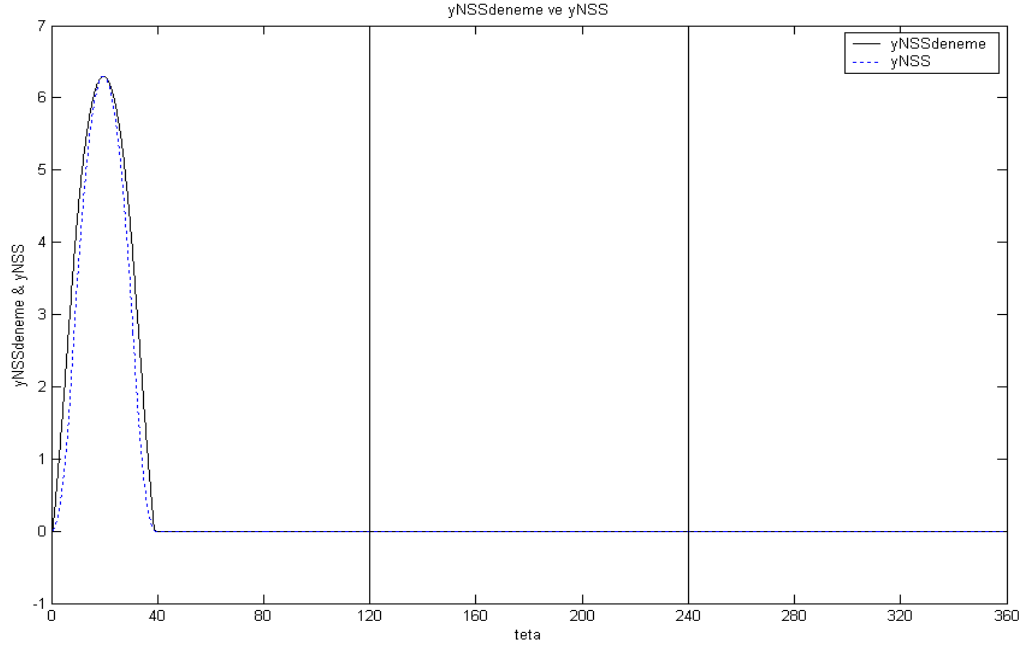
Şekil 4.7 : Yeni Profil ile ns Yerdeğiştirme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)



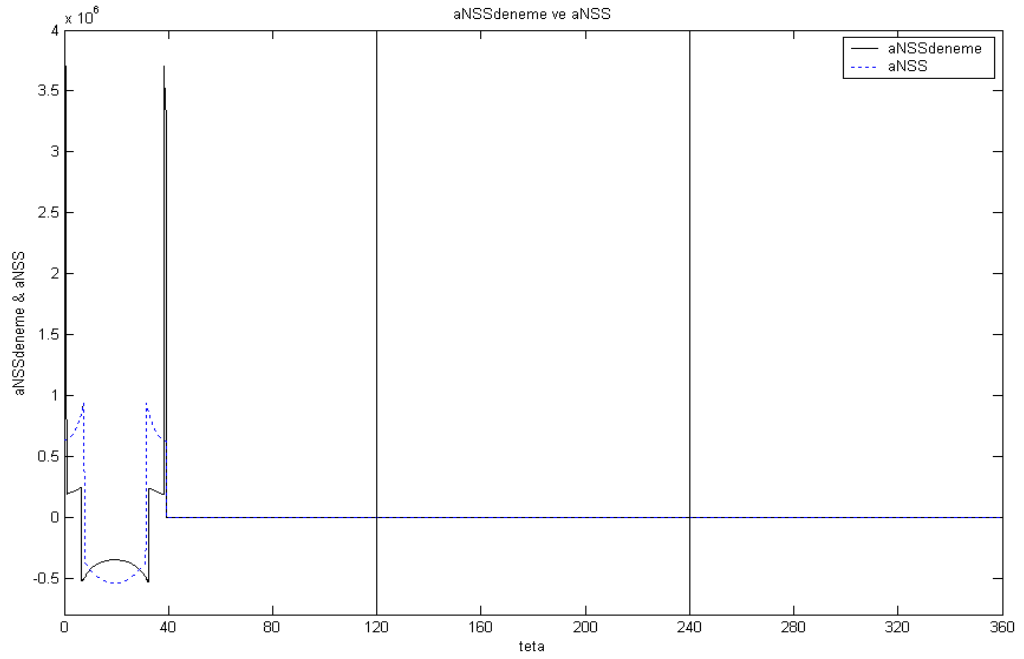
Şekil 4.8 : Yeni Profil ile ns İvme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)

Şekillerden görüldüğü üzere yeni profil değerleri aynı yer değiştirmeleri sağladığı için uygun bulunabilir. İvmelerdeki artış ise dikkatlerden kaçmamalıdır.

Aynı hesaplar nss stratejisi için de yapılmış ve Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'daki sonuçlar oluşmuştur.



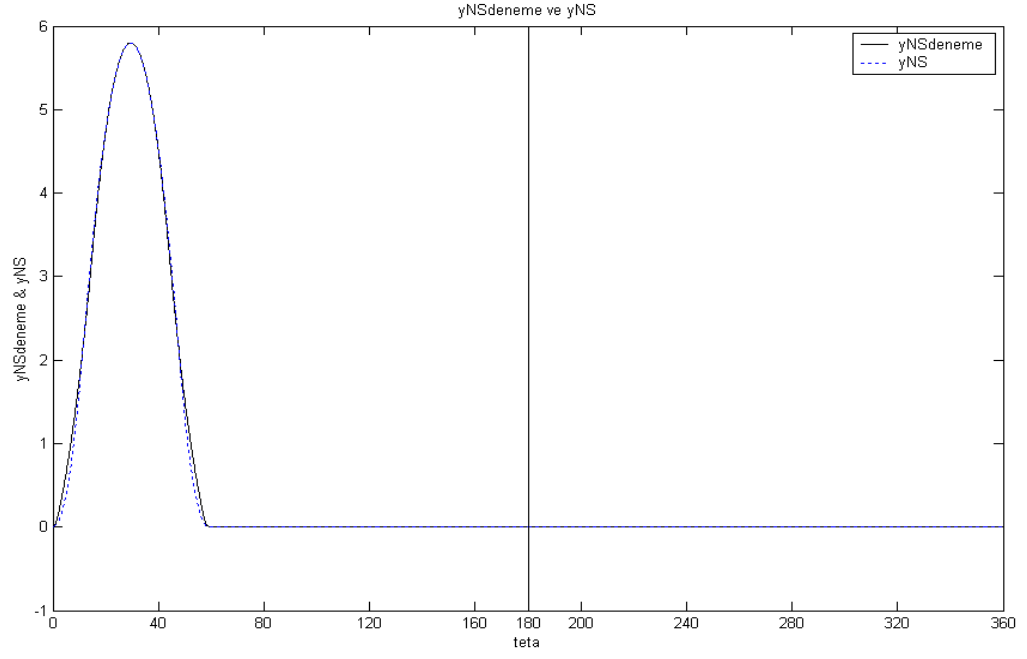
Şekil 4.9 : Yeni Profil ile nss Yer Değiştirme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)



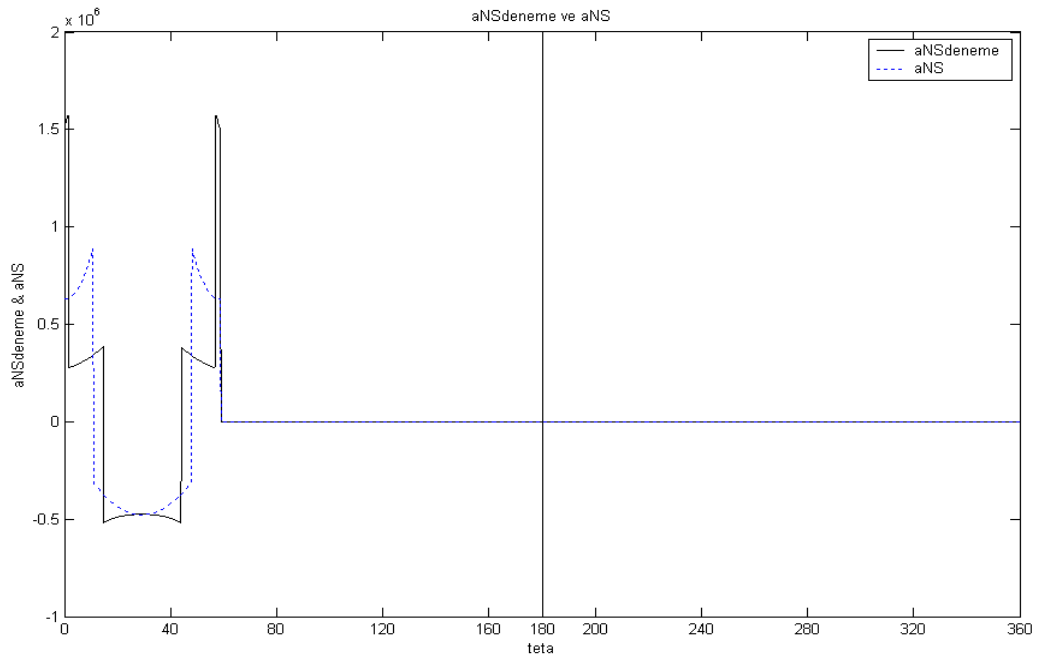
Şekil 4.10 : Yeni Profil ile nss İvme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)

Üstteki şekillere göre nss için de yeni profillerin uygun yer değiştirme oluşturdukları gözükür. Ancak yine yüksek ivmelere dikkat edilmelidir. Şekilde görüldüğü üzere ivmeler neredeyse 4 katına ulaşmaktadır.

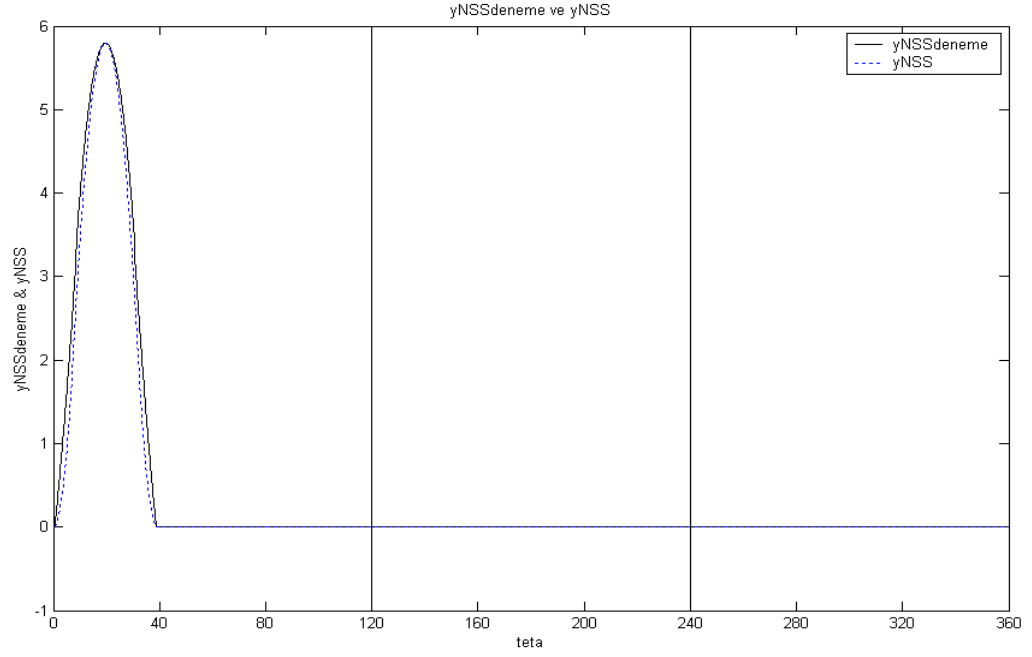
Egzoz profili için de benzer hesaplar yapılmıştır. ns ve nss için sonuçlar teşkil edilmiştir ve aşağıdaki Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te verilmiştir.



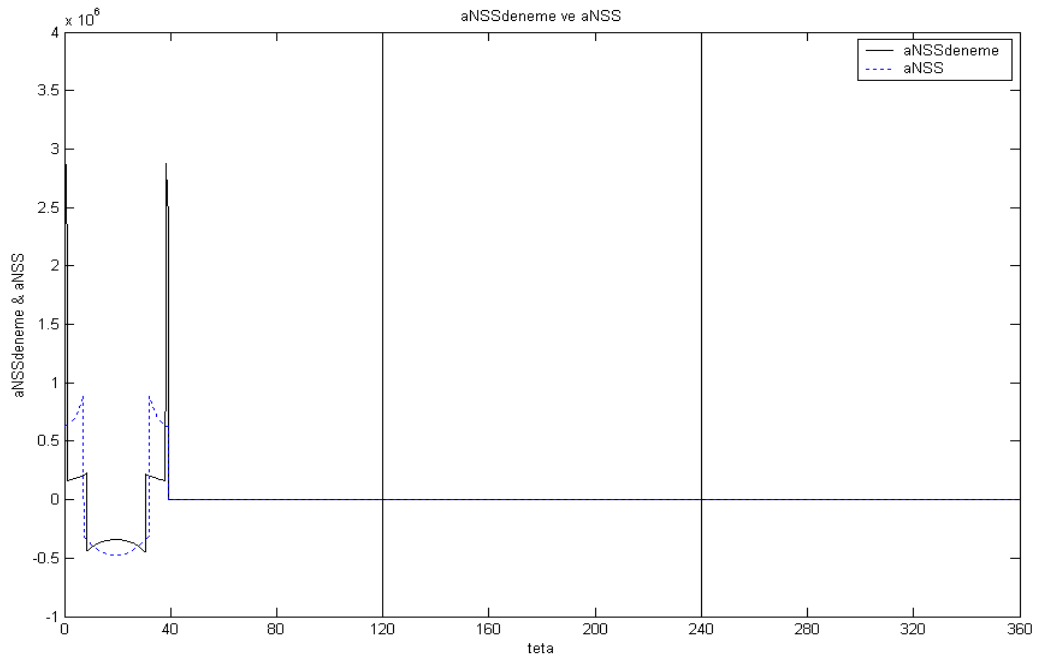
Şekil 4.11 : Yeni Egzoz Profiliyle ns İçin Yer Değiştirme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)



Şekil 4.12 : Yeni Egzoz Profiliyle ns İçin İvme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)

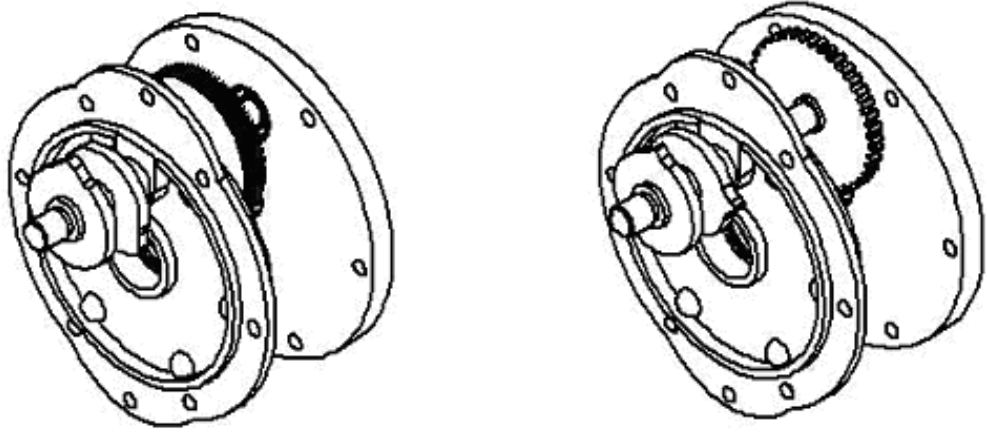


Şekil 4.13 : Yeni Egzoz Profiliyle nss İçin Yer Değiştirme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)

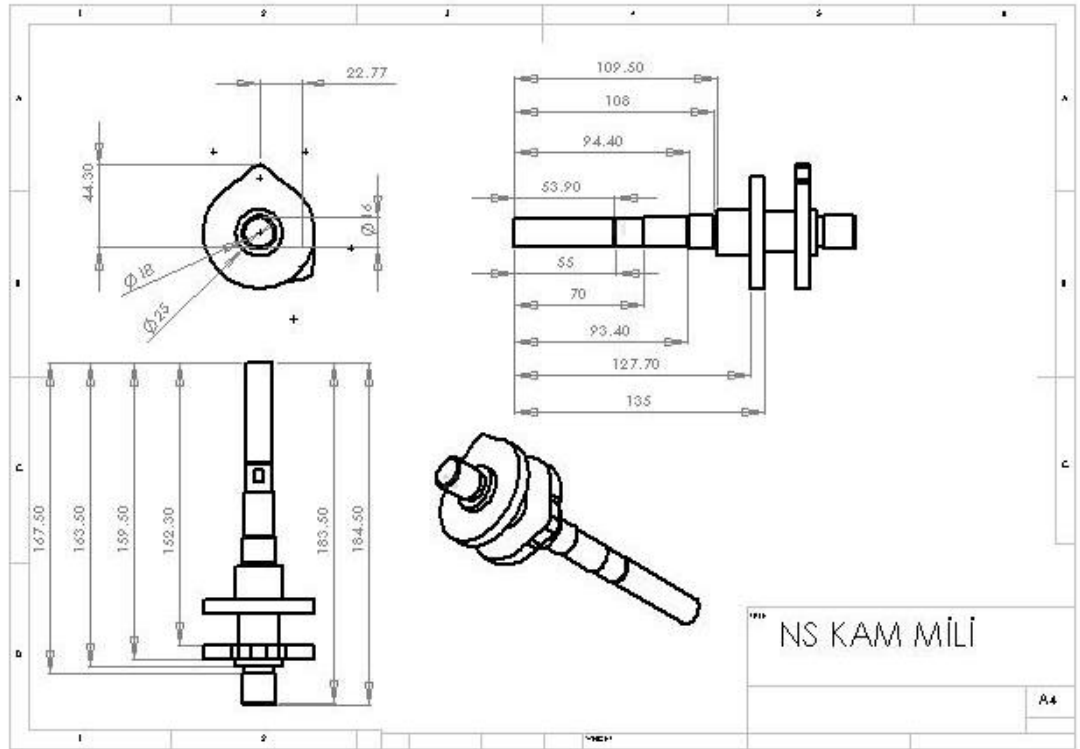


Şekil 4.14 : Yeni Egzoz Profiliyle nss İçin İvme Değerleri (Özgül ve diğ., 2005)

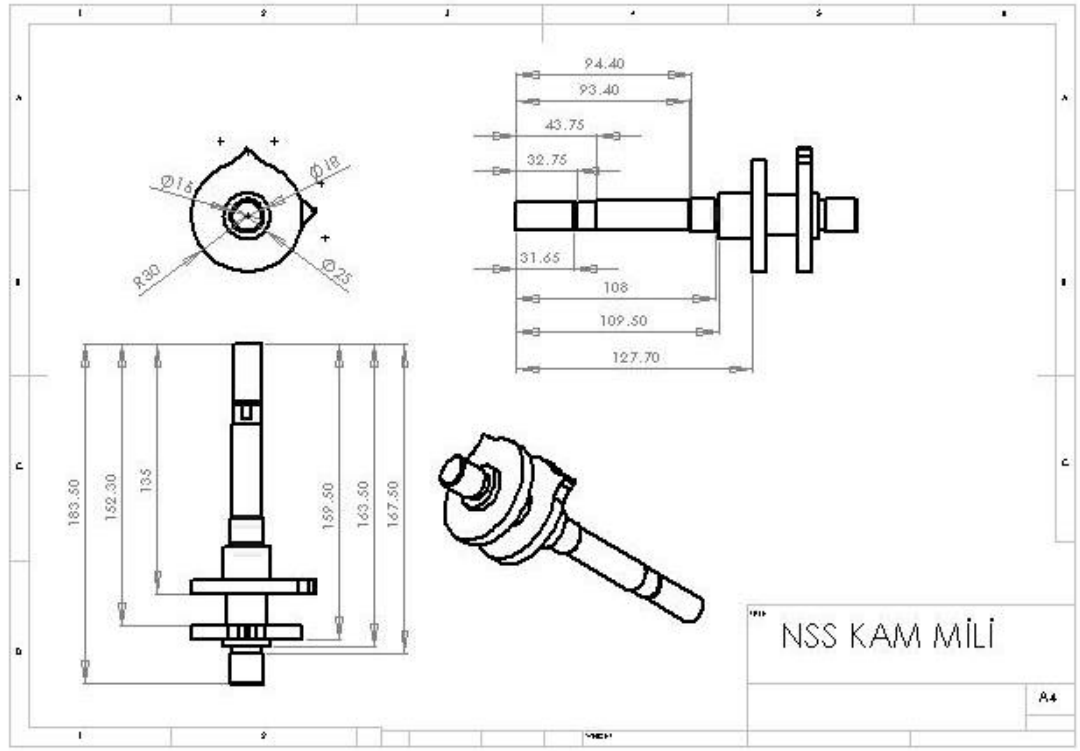
Tüm bu sonuçlardan sonra kam milini tahrik etmek için bir mekanizma tasarlanmıştır. Bu mekanizma daha önce de söylendiği gibi krank milinden hareket alır. Bu tasarımla ilgili şekiller aşağıda verilmiştir. Şekil 4.15'te ns ve nss stratejileri için hazırlanan mekanizmanın montaj resmi verilmiştir. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'de ise yeni kam milleri gösterilmiştir.



Şekil 4.15 : Mekanizma Montaj Resmi (ns ve nss) (Özgül ve diğ., 2005)

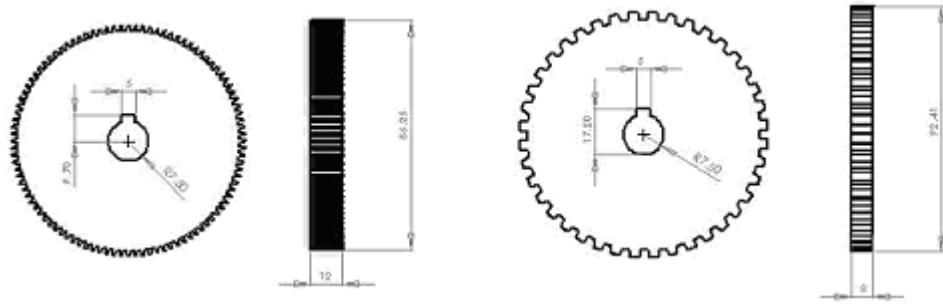


Şekil 4.16 : Yeni Kam Mili Profili (ns) (Özgül ve diğ., 2005)



Şekil 4.17 : Yeni Kam Mili Profili (nss) (Özgül ve diğ., 2005)

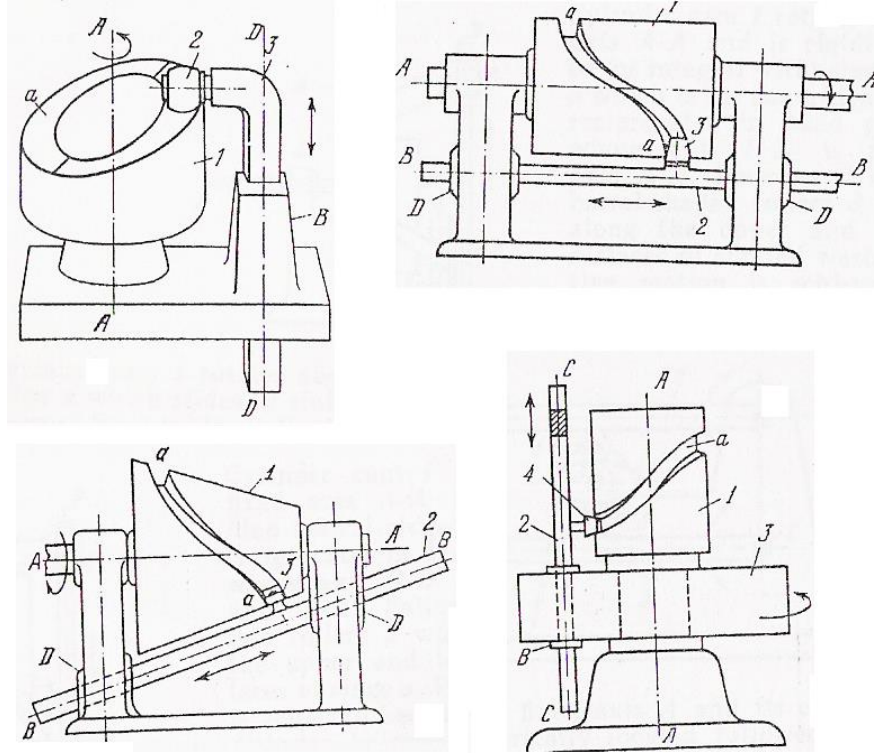
Krank milinden hareket alan kam milinin hızını ayarlayan dişli çarkların ns ve nss için boyutları Şekil 4.18’de verilmiştir.



Şekil 4.18 : Dişli Çarklar (ns ve nss) (Özgül ve diğ., 2005)

Hatırlanacağı üzere çevrim atlatmanın gerçekleştirilmesi için uygulanabilecek bir diğer yöntem de it-çek mekanizmasıdır. Bu uygulamada daha önce de anlatıldığı gibi kam mili aksenal yönde hareket kazanarak çevrim atlatacaktır. Bu sistemin nasıl uygulanacağını ve hangi hareketlerin yapılacağı bu tez çalışması dahilinde tanımlanırken (Şekil 4.20 ve Şekil 4.21), tasarımın devamı Lisans Bitirme Projesi öğrencileri tarafından tamamlanmıştır.

Kam miline aksenal yönde hareket verecek olan mekanizma tasarlanmadan önce mekanizma tekniği araştırması yapılmıştır. **Artobolevsky (1981)** isimli Rus bilim adamının önerdiği bazı mekanizmalar incelenmiştir. İncelenen mekanizmalar Şekil 4.19’da verilmiştir. Bu şekildeki mekanizmalardan sol üstte görünen mekanizma örnek alınarak bir tasarım yapılmıştır.



Şekil 4.19 : İncelenen Mekanizmalar

Ayrıca bu it-çek mekanizmasının tahriki için de bir tasarım yapılmıştır. İki farklı stratejimiz için iki farklı it-çek mekanizması ve iki farklı tahrik sistemi tasarlanmıştır. Bu sistemler Şekil 4.20 ve Şekil 4.21’deki hareketleri belirtilen sürelerde yapmaktadırlar. Görülen hareketler deney motorunun maksimum hızı olan 3000 d/d için yapılmıştır. Gereken yolların karşılık geldiği KMA’lar ise basit bir hesaplama bulunmuştur. Krank milinin her dört devrinde yardımcı mil sadece bir devir dönecektir. Krank milinin iki farklı pozisyonda geçirdiği süreler $2 \cdot 440^\circ \text{ KMA} = 880^\circ \text{ KMA}$ dır. Yani her uç noktada 440° KMA süre geçirmektedir. Ayrıca bir noktadan diğerine geçiş 280° KMA sürmektedir. Yani $2 \cdot 280^\circ \text{ KMA} = 560^\circ \text{ KMA}$ süre geçişlerde kaybedilmektedir.

$$880 + 560 = 1440^\circ$$

$$1440 / 4 = 360^\circ \text{ YMA}$$

YMA – Yardımcı mil açısı

İşlemlerden de görüldüğü gibi krank milinin her dört devrinde yardımcı mil 360° dönmektedir.

+x konumunda 110° YMA

+x $\Rightarrow$ -x geçişi 70° YMA (8 mm)

-x konumunda 110° YMA

-x $\Rightarrow$ +x geçişi 70° YMA (8 mm)

Toplamda 360° YMA

Bu basit hesap nss içinde yapılır.

+x konumunda 440° KMA

+x $\Rightarrow$ -x geçişi 280° KMA (8 mm)

-x konumunda 440° KMA

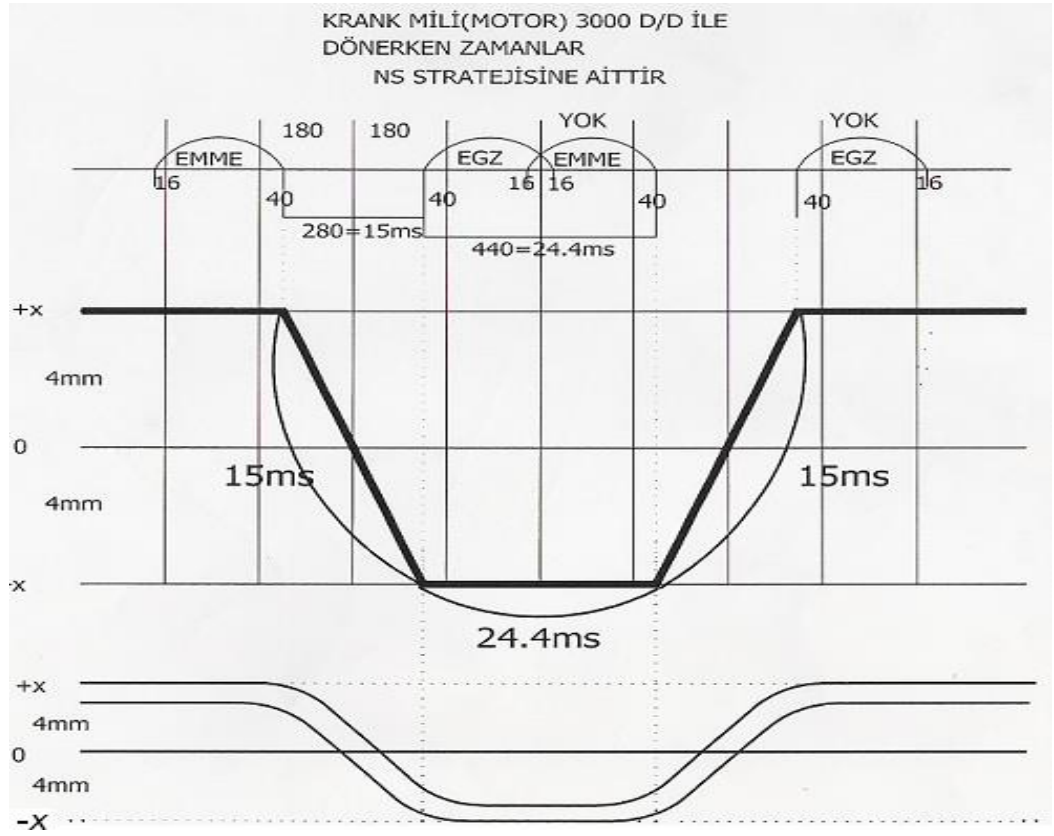
-x $\Rightarrow$ -2x geçişi 280° KMA (4 mm)

-2x konumunda 440° KMA

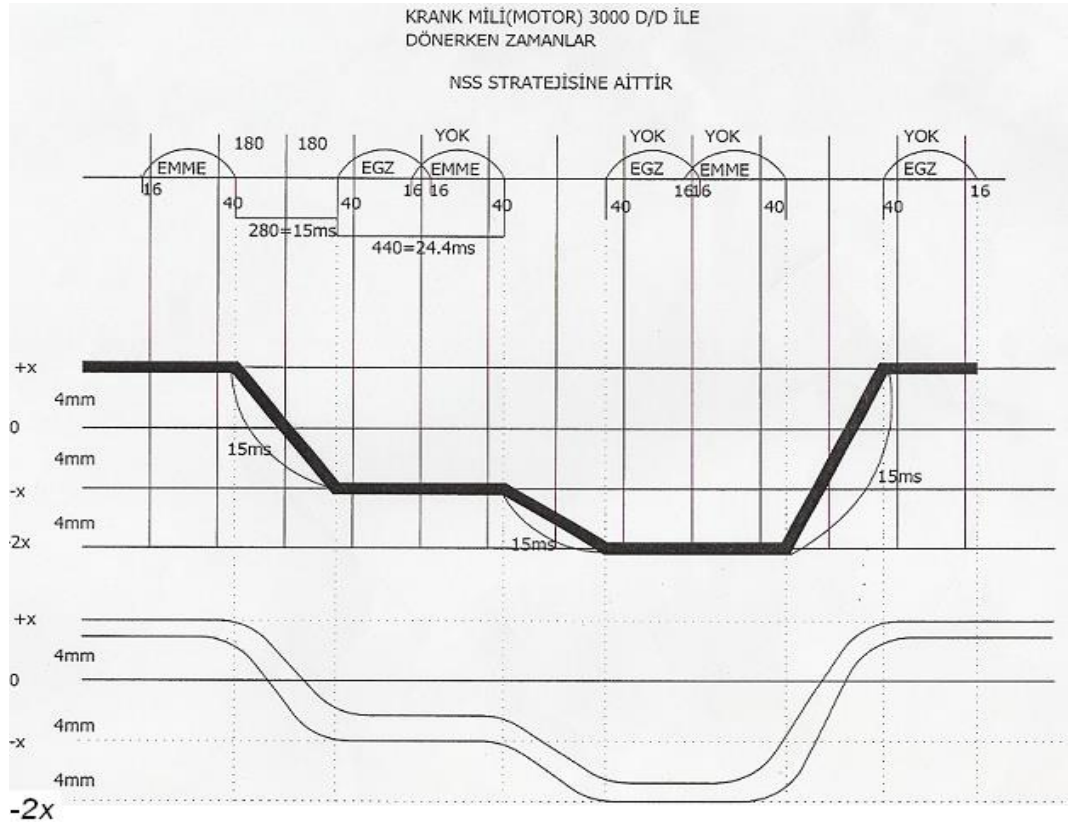
-2x $\Rightarrow$ +x geçişi 280° KMA (12 mm)

NSS' de en kritik geçiş 280° KMA içinde 12 mm lik harekettir. Bu da yardımcı milde $280 / 6 = 47^\circ$ içinde 12 mm yi sağlamak demektir.

NSS stratejisi için yukarıdaki açı değerlerini toplarsak 2160° elde ederiz. $2160 / 360 = 6$ olduğundan krank milinin her 6 devrinde yardımcı mil bir devir dönmelidir.



Şekil 4.20 : Hareketler (ns)



Şekil 4.21 : Hareketler (nss)

Tüm bu hesaplananlardan sonra esas alınan kam mekanizmasına göre kam milini eksenel yönde gereken hareketi yaptıracak silindirik kam mekanizması tasarlanmıştır. Bu tasarımda yine **Rothbart (1956)** kaynağından yoğun biçimde faydalanılmıştır. Oluşan yük durumlarına göre farklı kam tiplerinden seçim yapılmıştır. Düşünülen tipler; radyal kam tipi, pozitif silindirik kam ve uç temaslı kamdır. Üstte de söylendiği gibi silindirik kam tipi seçilmiştir (Şekil 4.22) Daha sonra yükselme eğrisi seçimi yapılmıştır. Kam tasarımında en önemli noktalardan biri yükselme eğrisinin seçimidir. Kamda yükselme veya düşme olan yerlerde kamın belli bir açıda belli bir yüksekliği tırmanması veya inmesi istenir.

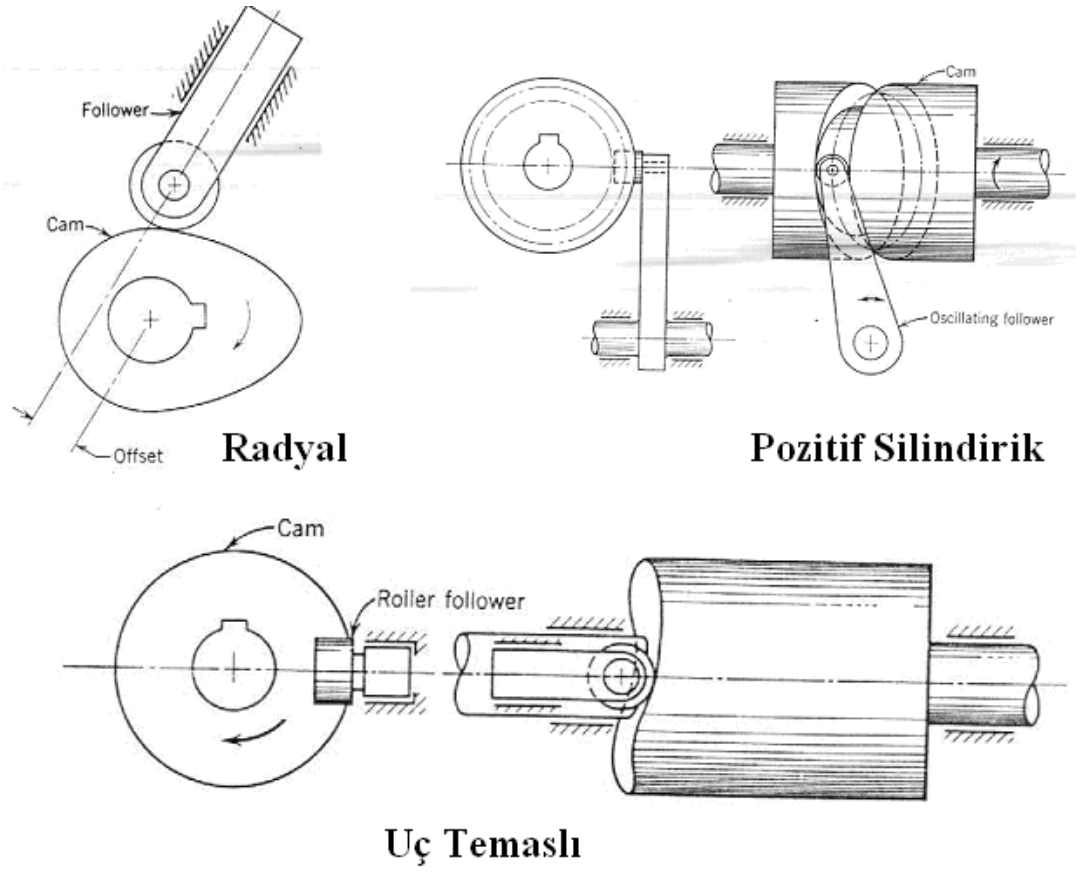
Örnek vermek gerekirse çevrim atlatma mekanizmasında ns durumunda takip edicinin 70° içinde 8 mm yükselmesi, nss durumunda ise 47° içinde 12.5 mm yükselmesi isteniyor. Ancak bu yükselmeyi tanımlamak için ayrıca yükselme eğrisinin seçimi mecburdur.

Şimdi bu eğri seçimini sadece ns durumuna göre ele alalım. 70° boyunca 8 mm yükselmeyi sağlamak üzere doğal olarak akla gelecek ilk çözüm bunu düz bir yükselme eğrisi ile sağlamaktır. Bekleme kısmı boyunca (alt noktada) yükselme veya düşme yapmadan hareket eden kam, yükselmeye düz bir çizgiden başlayacak, sonra düz çizgiyi takip ederek tırmancak ve tekrar üst noktaya gelince aniden yükselmeyi kesip bekleme hareketine devam edecektir. Bu makul bir çözüm gibi görünse de alt noktada bekleme yaparken yükselme hızı sıfır olan takip edicinin aniden yükselmeye başlaması, yani sıfır hızından aniden sonlu bir hıza çıkması teorik olarak sonsuz bir ivme değeri demektir. Pratikte sonsuz bir ivmeye sahip olmasa da çok yüksek bir ivme ile harekete başlaması yani sistemde büyük bir şok oluşmasına neden olur. Bu yüzden düz yükselme eğrisi pratikte kullanılamaz.

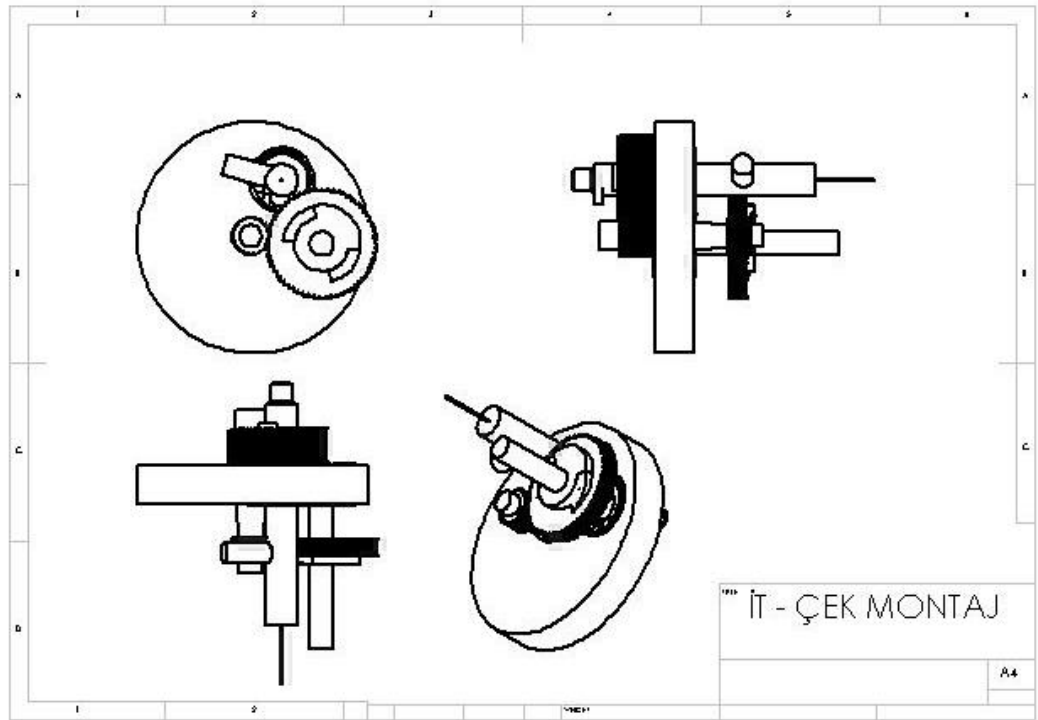
Basit harmonik eğri seçilirse başlangıçta ve sonda yaklaşık 170 m/s^2 lik mutlak ivmeler oluşmaktadır. Hareketin orta noktasında ivme sıfır olmaktadır. 170 m/s^2 lik ivme başlangıç ve sonlarda 17 g değerinde şoklara neden olmaktadır. Bu, fazla yüksek bir değer olmayıp, ivmenin ani şekilde artması sorunlara neden olabilir.

Diğer bir eğri de sikloid eğridir. Sikloid eğrinin ivmelenmesi kademelidir. Bu sayede şok etkisi azalmıştır. Maksimum ivme yaklaşık 200 m/s^2 yani yaklaşık 20 g civarındadır. Bu değer basit harmonik harekete göre nispeten daha yüksektir ama ivme kademeli olarak arttığı için bir sorun oluşturmamaktadır.

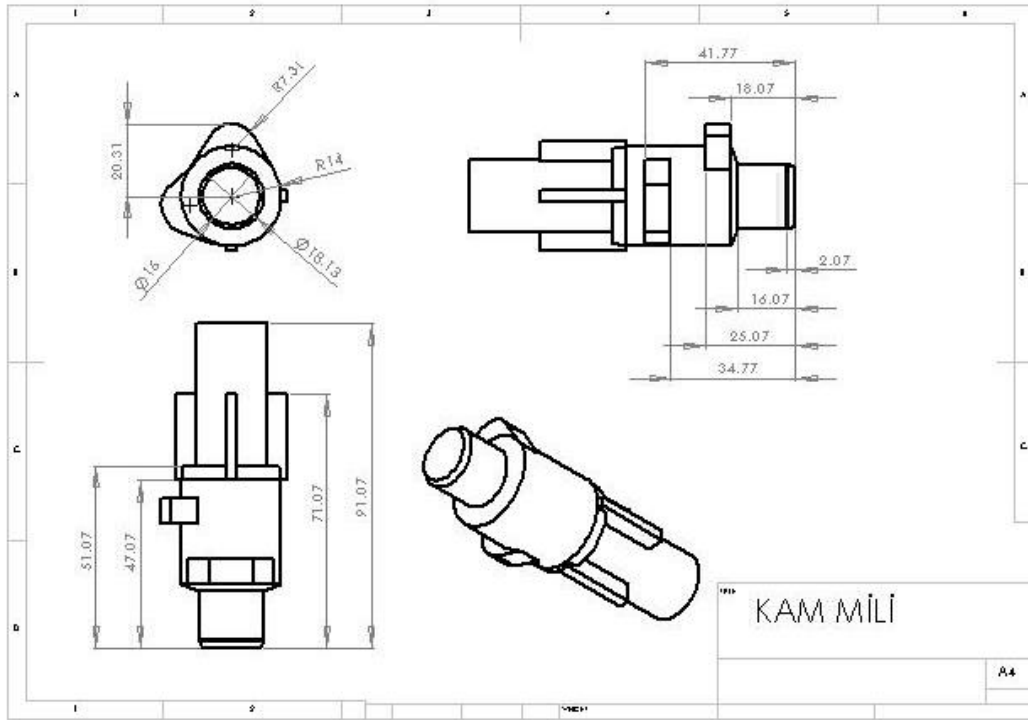
Tüm bu seçimlerden sonra mekanizma tasarımı ve mukavemet hesapları sonlandırılmıştır. Şekil 4.23, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'te yapılan tasarımlar görülür.



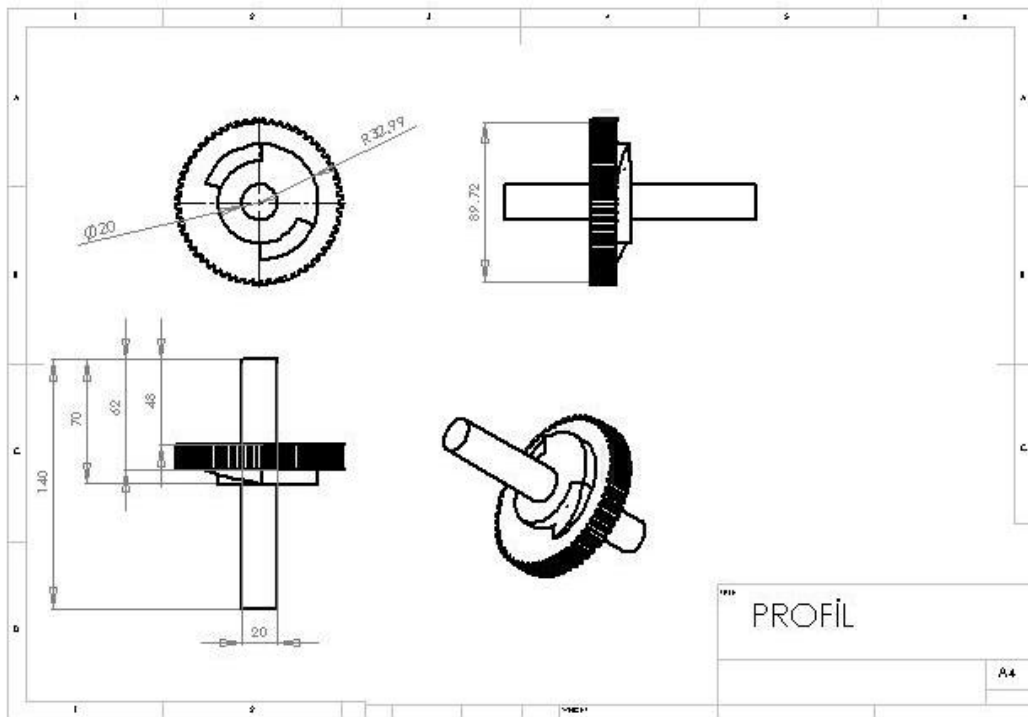
Şekil 4.22 : Kam Seçimi



Şekil 4.23 : İt-Çek Mekanizması Montaj Resmi (Özgül ve diğ., 2005)



Şekil 4.24 : İt-Çek Mekanizmasına Göre Kam Milî (Özgül ve diğ., 2005)



Şekil 4.25 : Yardımcı Mil Teknik Resmi (Özgül ve diğ., 2005)

4.2 Emme Havası Ölçüm Sisteminin Geliştirilmesi

Motorda emme havasının debisinin ölçüm düzeneği; motor, emme manifoldu, sönümleme deposu, debimetre, debimetre sinyali ve sinyal değerlendirme biriminden oluşur. Bölüm 3’te eski deneyler için geliştirilen ve emme havası debisinin ölçüldüğü sistem tanıtılmıştır.

Bu sistemdeki hassasiyetin iyileştirilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalardan en önemli kalemi, yeni ve daha hassas bir debimetrenin sisteme adapte edilmesi oluşturur. Bundan önce sönümleme deposundan bahsetmek yerinde olur.

Çoğu motor deneylerinde hava, motora gelmeden önce bir depoda toplanır. Bu deponun işlevi, motor tarafından kullanılacak olan havada oluşabilecek çalkantıları sönümlemektir.

Sönümleme deposunun bir tarafı motora bağlıdır ve motor içine olan hava akışındaki kaçınılmaz çalkantıları sönümleyecek kadar bir hacme sahip olmalıdır. Hava akışındaki çalkantılar özellikle 4 zamanlı ve tek silindirli motorlarda çok fazladır. Turbo beslemeli motorlarda ise emme havasının akışı daha düzgündür ve iyi boyutlandırılmış bir lüle, sönümleme deposu olmadan da tatmin edici sonuçlar verebilir (Çalık, 1999).

Bu bilgilerden sonra sönümleme deposu için gereken hacim Bölüm 3.4.3’teki denklem 3.1’de olduğu gibi hesaplanır.

Sönümleme deposu oluşturulduktan sonra sıra yeni debimetrenin seçimine gelir. Önceki debimetrenin düşük hassasiyete sahip olması bizi yeni ve daha hassas bir debimetre kullanmaya itmiştir. Bu amaçla özellikle gaz ölçümlerinde başarılı sonuçlar veren debimetreler araştırılmıştır.

Bu arada deney motorumuzun ihtiyaç duyduğu hava miktarının yaklaşık olarak bulunması gerekir. Bu hesaplama şu şekilde yapılır:

$$V = \eta_v \frac{V_s}{K} \frac{n}{60} \quad (4.12)$$

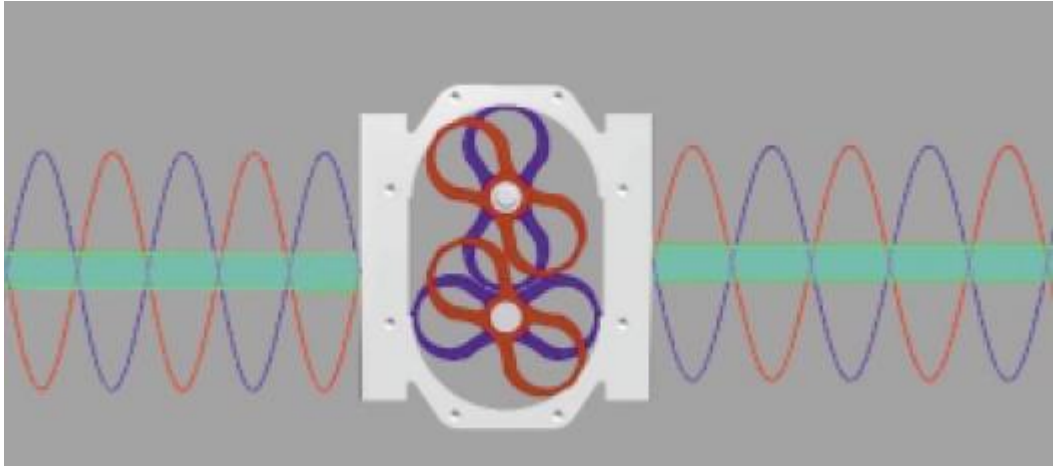
Burada bulunan hacim m^3/s birimindedir. Denklemde n, maksimum devir sayısını; K, 2 veya 4 zamanlı motoru; V_s , strok hacmini ve η_v , volümetrik verimi ifade eder. Deney motorumuz için bu hesap yapılırsa;

$$V = 0.8 \frac{0.00045}{2} \frac{3000}{60} = 0.009 m^3/s \quad (4.12a)$$

olarak bulunur. Bu değer 540 l/dak veya $32.4 m^3/saat$ ’e denk gelir.

Debimetre için kapasite hesabı yaptıktan sonra sıra debimetrenin çalışma prensibini belirlemeye gelir.

Gaz endüstrisinde en çok döner pistonlu debimetreler tercih edilir. Tipik bir döner pistonlu debimetrede, iki adet sekiz şeklindeki rotorlar, bir adet harici senkronizasyon shaftına bağlanmıştır. Rotorlar ile gövde arasında kalan boşluk, sızdırma olasılığını asgariye indirmek amacıyla küçük tutulmuştur. Her bir tam dönüşte rotorlar belli miktar bir hacmi girişten çıkışa nakil ederler. (Şekil 4.26)



Şekil 4.26 : Döner Pistonlu Debimetre Ölçüm Düzeneği

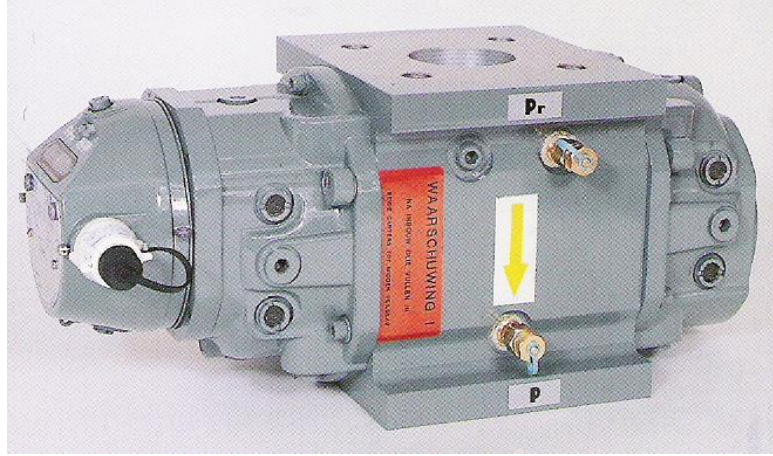
Döner pistonlu debimetre bir pozitif deplasman ölçerdir. Gövde ile rotor arasındaki hacim, ölçme faktörünü belirler ve de hacimsel debi rotorların dairesel hızıyla orantılıdır. Rotorlar böylece bir sayacı çevirerek ayardan geçen hacmi uygun birimlerde bir sensör yardımıyla frekans sinyali yollayarak belirlerler.

Deney motorumuz için düşünülen debimetre Dresser marka ROOTS serisi bir debimetrelerdir. Şekil 4.27’de görülen ROOTS tipi debimetreler çok düşük debilerde çalışmaya başlayabilen ve bir kere çalışmaya başladıktan sonra da düşük debilerde çalışmaya devam edebilen debimetrelerdir. Bu özellik deney motorunun rölanti şartlarındaki ölçümlerine olumlu biçimde yansır. Korozyona karşı da dayanıklıdırlar. Ayrıca fazla basınç kaybı da yaratmaz.

Bu debimetredeki hassasiyet durumuna bakacak olursak; maksimum kapasitenin 1:89’unda %1, 1:163’ünde %2 hassasiyet vardır. Ayrıca çalışmaya başlama debisi $0.0595 \text{ m}^3/\text{saat}$ olup motorumuz rölanti devirlerini de rahatça ölçebilmesi için uygundur.

Debimetrenin oluşturacağı pulse sinyallerinin sıklığı önemlidir. Bu debimetre, yüksek frekanslıdır. Yüksek frekanslı olması özellikle düşük debilerde oluşan m^3/pulse oranının büyümesine ve daha verimli sinyal toplanmasına olanak verir. Alçak

frekanslı tip, m^3 başına 1 pulse verirken yüksek frekanslı debimetre m^3 başına 7060 pulse verir. Bu sayede ölçüm aralığı boyunca daha çok sinyal toplanır. Bu da ölçüm hassasiyetini artırır. Örnek vermek gerekirse $0.2 m^3/saat$ 'lik ölçümde sinyal 5 saat sonra geleceğinden ölçümü çok zorlaştırmaktadır. Aynı debiyi yüksek frekanslı bir debimetreye yaparsak her saat için 1412 pulse geleceğinden debiyi, bilgisayara kolaylıkla ve hassas olarak hesaplatırabiliriz.



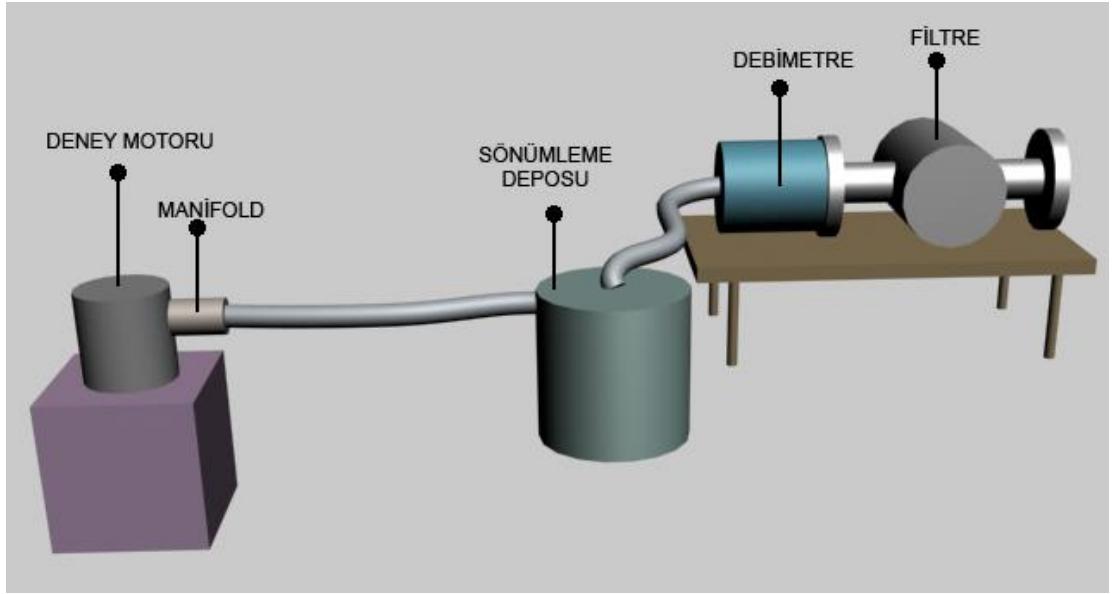
Şekil 4.27 : Dresser Debimetre

Motorumuzdan geçen havanın yaklaşık $32.4 m^3/saat$ 'e denk geldiğini belirmiştik. Düşünülen firmada bu aralıktaki debimetre G65 kodlu maksimum $100 m^3/saat$ 'lik debimetredir. Bu kapasitenin seçilmesinin nedeni; debimetrenin kapasitesinin azalmasıyla birlikte hassasiyetinin de azalıyor olmasıdır. Ayrıca ileride daha büyük motorlarda da denenebilir. Bu debimetre ve sistemin tüm montaj resmi Şekil 4.28'de görülebilir.

4.3 Motor Momenti Ölçüm Sisteminin Geliştirilmesi

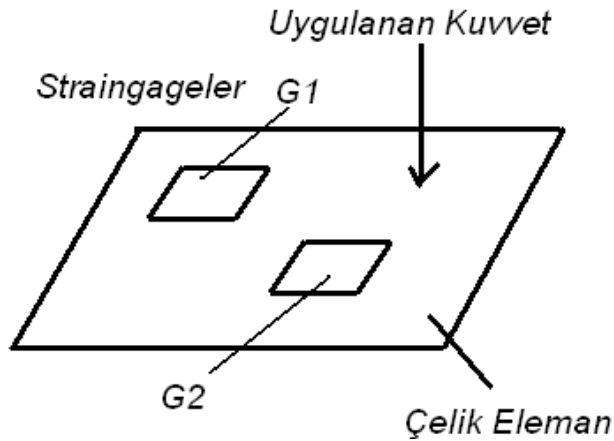
3. bölüm dahilinde bahsedildiği üzere motorun momentini ölçmek için deneylerde motor frenine bağlı durumda bulunan teraziden yararlanılmıştır. Bu terazi analog yapıda olduğundan ölçümler gözle takip ederek yapılmıştır.

Ölçümün bu şekilde hassasiyetten uzak olması bizi yeni arayışlara sevketmiştir. Bu arayışlar daha hassas ve daha otomatik bir sistem isteğini doğurur. Bu sistemde motor freninden alınan kuvvet, yük hücresi veya kuvvet kaptörü adı verilen eleman sayesinde otomatik olarak bilgisayardan ölçülebilir hale gelmektedir.



Şekil 4.28 : Emme Havası Debisi Ölçüm Sistemi

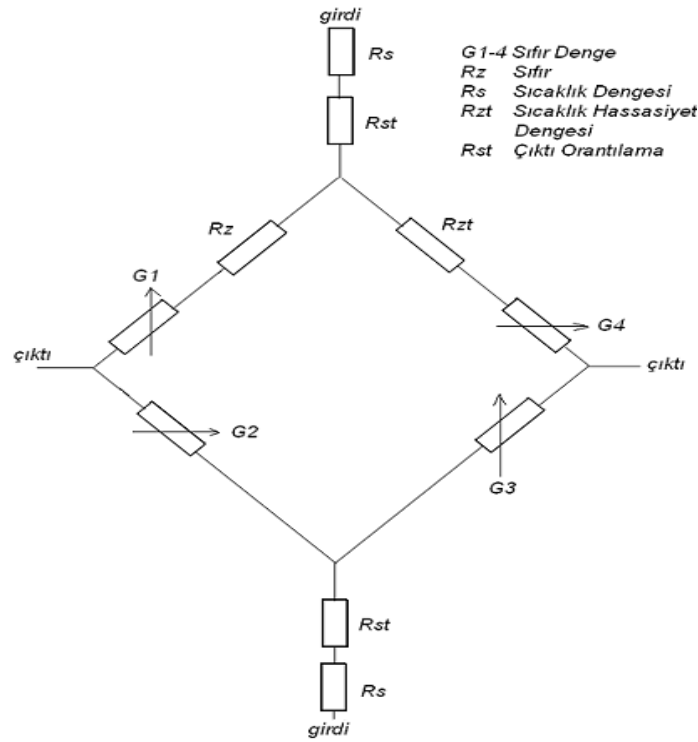
Yük hücresi elemanın çalışma prensibi Straingage kullanımına dayanır. Bir yük hücresi normalde, çelik alaşımlı bir malzemenin tornada işlenip termik işlemler uygulandıktan sonra birçok farklı şekil almasıyla oluşur. Elemanın tasarımı; ölçülecek yük aralığına, yüklenme tipine ve çalışma şartlarına bağlıdır. Motor freninden gelen kuvvet, yük hücresinin yüküdür ve belli deformasyonlar yaratır. Bu deformasyonları ölçebilmek için yük hücresine Şekil 4.29'daki gibi Gage'ler yerleştirilir. Daha sonra da genellikle dört kollu bir Wheatstone köprüsü ile ilişkilendirilir (Şekil 4.30). Bu köprüdeki kollardan biri olan sıcaklık kompanzasyonunun sağlanması önemli ve aranan bir özelliktir. Genelde 16 veya 32 Gage kullanılır. Bu Gage'ler kararlılığı azaltmamak için düz yüzeylere yerleştirilir. Yerleştirmeden sonra da dış ortamın etkisini azaltmak için bir grubun üzerinde koruyucu tabaka bulunur.



Şekil 4.29 : Straingage Yerleştirilmiş Yük Hücresi

Yük hücreleri bir çok farklı prensiple algılama ve ölçme imkanı sağlarlar. Bunlar: basma, çekme, universal, eğilme ve kesmedir. Burada önemli parametreler; ünitenin montajı, istenilen aralıkta hassas ölçüm yapması, aşırı yüklemeye dayanıklılık göstermesi ve çalışma sıcaklığıdır.

Çok geniş kullanımda yer bulan yük hücrelerinden biz de faydalanıyoruz. Deney motorumuzun yaklaşık kuvvetinin hesabına göre bizim için önemli olan yük hücresinin minimum yüklerdeki durumudur.



Şekil 4.30 : Wheatstone Köprüsünün Kurulması

Motorumuzun ürettiği en düşük kuvvetlere bakılarak daha önceki deneylerde ölçülen en düşük yük olarak rölanti durumunda 7.6 N'luk bir ölçüm yapılacağı anlaşılmıştır. Bu miktar aslında 3.8 N'dur. Ancak yeni sistemde motor freni kol uzunluğu yarıya düşeceği için 7.6 N ölçülecektir. Bu kuvvetin en iyi hassasiyetle ölçülebilmesi için nispeten düşük kapasiteli bir yük hücresinin seçilmesi çok uygun olur.

Yük hücrelerinin hassasiyetleri, hassasiyet sınıfı adı verilen parametre ile tayin edilir. Bu uluslararası sınıflandırma ile yük hücreleri hassasiyet açısından C1, C2, C3 vb. gibi isimler alırlar. C1 sınıfı 1000, C2 sınıfı 2000, C3 sınıfı 3000 bölüntüye sahiptir. Yani maksimum kapasitesinin 1000, 2000 veya 3000'de birine tekabül eden aralıklarda ölçüm yaparlar. Örnek vermek gerekirse; 50 kg kapasiteye sahip bir yük hücresi eğer C1 sınıfındaysa 50000/1000: 50 gr'lık adımlarla ölçüm yapar.

Deney motorumuzda kullanmak üzere 15 kg'lık, basma ve çekme kuvvetlerine hassas bir yük hücresi alınacaktır. Basma ve çekme istenmesinin nedeni, motor freninin hem basma yönünde hem çekme yönünde kuvvet iletmesi yani monte edilen motorun hem sağa hem de sola dönmesi ihtimalinden gelir. C3 sınıfındaki bu yük hücresinin deney motorumuzda kuvvet ölçümünde sahip olacağı hassasiyet şöyledir:

15000/3000: 5 gr 'lık adımlar mevcuttur. En küçük kuvvetimiz $7.6 \text{ N} = 0.74556 \text{ kg}$ yada 745.56 gr'dır.

5 gr'lık adımların 74.556 gr içindeki payından hassasiyet $5/745.56 = \%0.67$ olarak bulunur. Farklı kuvvetler için nasıl bir hassasiyet oluşacağına bakacak olursak;

$10 \text{ N} = 981 \text{ g}$ yine 5 gr'lık adımlarla ölçülecek olursa $5/981 = \%0.51$

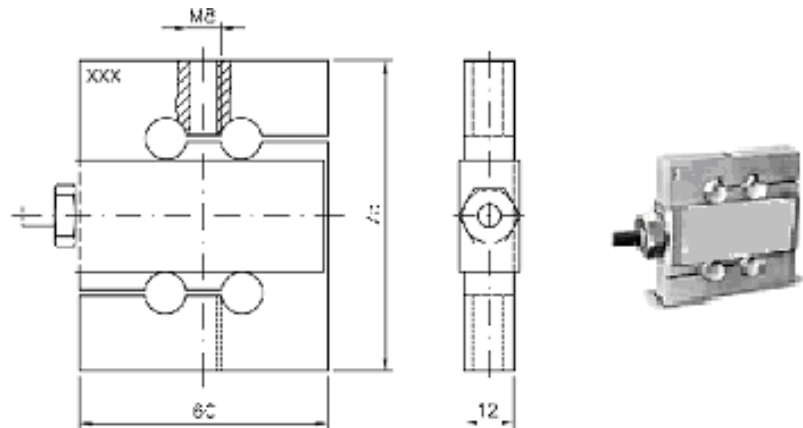
$20 \text{ N} = 1962 \text{ g}$, 5 gr'lık adımlarla ölçülerek $5/1962 = \%0.25$

hassasiyet vardır. Görüldüğü gibi ölçülecek kuvvet arttıkça hassasiyet de artar.

Deney motorumuzda kullanmayı düşündüğümüz yük hücresinin montajı çok önemlidir. Yük hücresi, motor freninden gelen kolun altına yerleştirilecektir. Bu kol sayesinde motor freninden taşınan titreşimlerin yük hücresine olumsuz bir tesiri olmaması için kauçuk takozlar kullanılır.

Ayrıca daha büyük motorlarda daha sonra kullanılmak üzere, motor freninin tüm kapasitesini ölçebilen 60 kg'lık bir yük hücresi alınacaktır. Bu yük hücresi, diğeriyle aynı boyutlara sahip olduğundan montaj sorunu yaratmaz.

Kullanılacak yük hücresi ve teknik resmi Şekil 4.31'de, montaj resmi de Şekil 4.32'de verilmiştir.



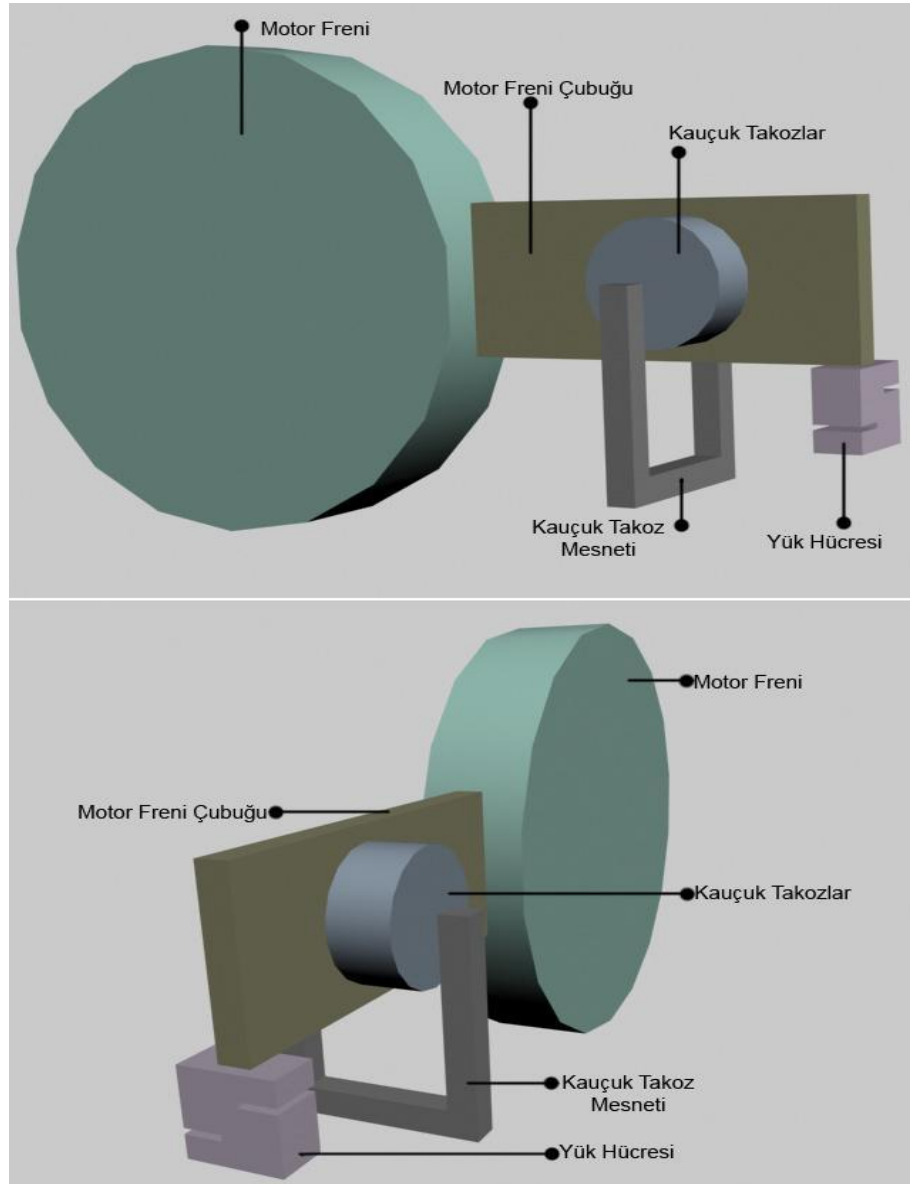
Şekil 4.31 : Yük Hücresi

Montaj yaparken dikkat edilecek bir nokta, motor freninin sahip olduğu kalibrasyon kollarıdır. Motor freni hali hazırda terazi skalasına bağlanırken bir kol

kullanılmaktadır. Bu kolun yatay eksenindeki uzunluğu, düşey eksenindeki terazi kollarıyla birleşerek moment kolu oluşmaktadır.

Yeni sistemde terazi kısmı kaldırılacağı için moment kolu değişecektir. Bu sebepten yük hücresinin montajında moment koluna dikkat edilmeli ve montaj uygun yere yapılmalıdır. Moment kolunun değişiminden kaynaklanan kuvvet değişimi ise önceki hassasiyet hesaplarımıza doğru biçimde yansıtılmıştır.

Yük hücresiyle beraber satın alınacak indikatör sayesinde yapılan ölçümler görüntülenebilecek ve ayrıca bilgisayara istenilen biçimde aktarılabilecektir.



Şekil 4.32 : Yük Hücresi Montaj Resmi

4.4 Data Toplama ve Analiz Sisteminin Geliştirilmesi

Bölüm 3.3'te ayrıntılı biçimde anlatılan kontrol ve kumanda sistemi de geliştirilen sistemler arasında yer almaktadır. Önceki sistemde, ana kontrol kartı ve yardımcı işlemleri yapan üç adet kontrol kartı mevcuttu. Bu kartlar bilgisayar programıyla kontrol edilerek ateşleme, püskürtme işlemleri gerçekleştirilmekte ve diğer motor dataları toplanarak bilgisayara aktarılmaktaydı.

Bu sistemin geliştirilmesi amacıyla data toplama işlemi ve kumanda işlemi birbirinden ayrılmıştır. Bu iki işlem iki ayrı üniteyle iki farklı bilgisayar üzerinden yapılacaktır. Böylece daha efektif kullanım ve kontrol sağlanacaktır. Ayrıca daha fazla motor datası toplanabilecek ve tüm bunlar daha hassas biçimde ölçülerek tamamı belirli bir prensip dahilinde kaydedilip saklanabilecektir.

Motor üzerinden ölçülen sensör sinyalleri genellikle analog sinyallerdir. Analog sinyaller sürekli sinyallerdir. Sensörlerdeki analog sinyaller genellikle bir direnç değişimi şeklinde gözlenir. Sinyalin durumuna göre oluşan elektriksel direnç değişir.

Analog sinyallerde önemli olan konuların başında sinyalin işlenmesi (şartlandırılması) gelir. Hemen hemen her sensörde oluşan elektriksel gerilim mV hatta daha da küçük seviyelerdedir. Bu seviyelerdeki ölçümler için bu sinyallerin V mertebesine yükseltilmesi gerekir. Bu amaçla genellikle amfiplikatörler kullanılır.

Bir diğer önemli konu da sinyalin geçtiği yollardaki veya bulunduğu ortamdaki gürültüdür. Bu gürültüden kasıt, elektromanyetik etkiler veya titreşimlerdir. Bu etkilerin iyi hesaplanması, ölçüm kalitesi yönünden önemlidir.

Veri toplama ünitelerini tanımlayan ortak özellikler; kanal sayısı, örnekleme hızı, çözünürlük, ölçme aralığı, hassasiyet, gürültü, düzgünsüzlük olup bunların her biri dijitalleştirilmiş sinyalin kalitesini etkiler. Analog kanal giriş sayısı; ünitelerde hem tekli girişler için hem de ikili girişler için belirtilmiştir. Tek girişli(single-ended) kanallar tek bir toprak hattını referans alırlar. Bu tip girişler, yüksek seviyeli sinyaller (değeri 1 V dan daha yüksek) ve sinyal kaynağı ile analog giriş donanımı arasındaki mesafenin 5 metreden daha az olduğu durumlarda kullanılırlar. Eğer sinyaller bu şartlarda değilse ikili girişler (differential) kullanılmalıdır. İkili girişlerde her giriş kanalı kendine ait bir toprak hattını referans alır. Kablolardaki bağlantılarca algılanan ortak modlu gürültü yok edildiği için ikili girişlerde gürültü hataları azalır (**Çalık, 1999**).

Örnekleme hızı dönüştürmelerin ne sıklıkta olacağını belirler. Hızlı örnekleme, birim zaman için daha fazla örnek noktası anlamına geldiğinden gözlemlenen sinyal kaynağı daha iyi ifade edilmiş olur (**Gyorki, 2004**).

Sıcaklık ölçerler tarafından üretilen sinyaller için genelde çok yüksek örnekleme hızları gerekmez çünkü birçok uygulamada sıcaklıkların değişim hızı yavaştır. Bu yüzden, düşük hızlı bir veri toplama ünitesi çoğunlukla sıcaklık sinyalini gözlemek için yeterlidir (**Çalık, 1999**).

Çözünürlük data toplama kartının analog sinyali temsil etmek için kullandığı bit sayısıdır. Çözünürlük ne kadar yüksekse, giriş geriliminin aralığı o kadar çok adıma bölünebilir ve bu yüzden hissedilebilen gerilim değişimi küçülür (**Gyorki, 2004**).

Tüm bu bilgilerden sonra uygulanan sisteme bir göz atalım. Ölçümlemimizi gerçekleştirmek üzere bir Analog/Digital (A/D) Converter kartı alınmıştır. Bu kart, motor üzerinden sağlanan sensör bilgilerini, özel yazılımı sayesinde istenilen hızda ve biçimde toplayarak bilgisayara aktarır. Özellikle analog sensörlerin sinyallerini dijital hale getirmek ve bilgisayarın anlayacağı dile dönüştürüp işleme koyma anlamında büyük katkı sağlar.

Bu A/D kartının 16 adet analog girişi (8 ikili giriş veya 16 tekli giriş), 40 adet dijital giriş, 4 sayıcı/pulse ölçücü, 2 adet zamanlayıcı ve 2 adet de analog çıkış vardır. Bu girişlerden toplam olarak 200 kHz örnekleme hızıyla data toplanır. Toplanan dataların çözünürlüğü 16 bittir.

A/D kartından toplanan dataların kontrolü için birçok yazılımdan faydalanmak mümkündür. Örnek vermek gerekirse; Matlab, LabView, DasyLab, Daqview, Visual Basic gibi programlar kullanılabilir.

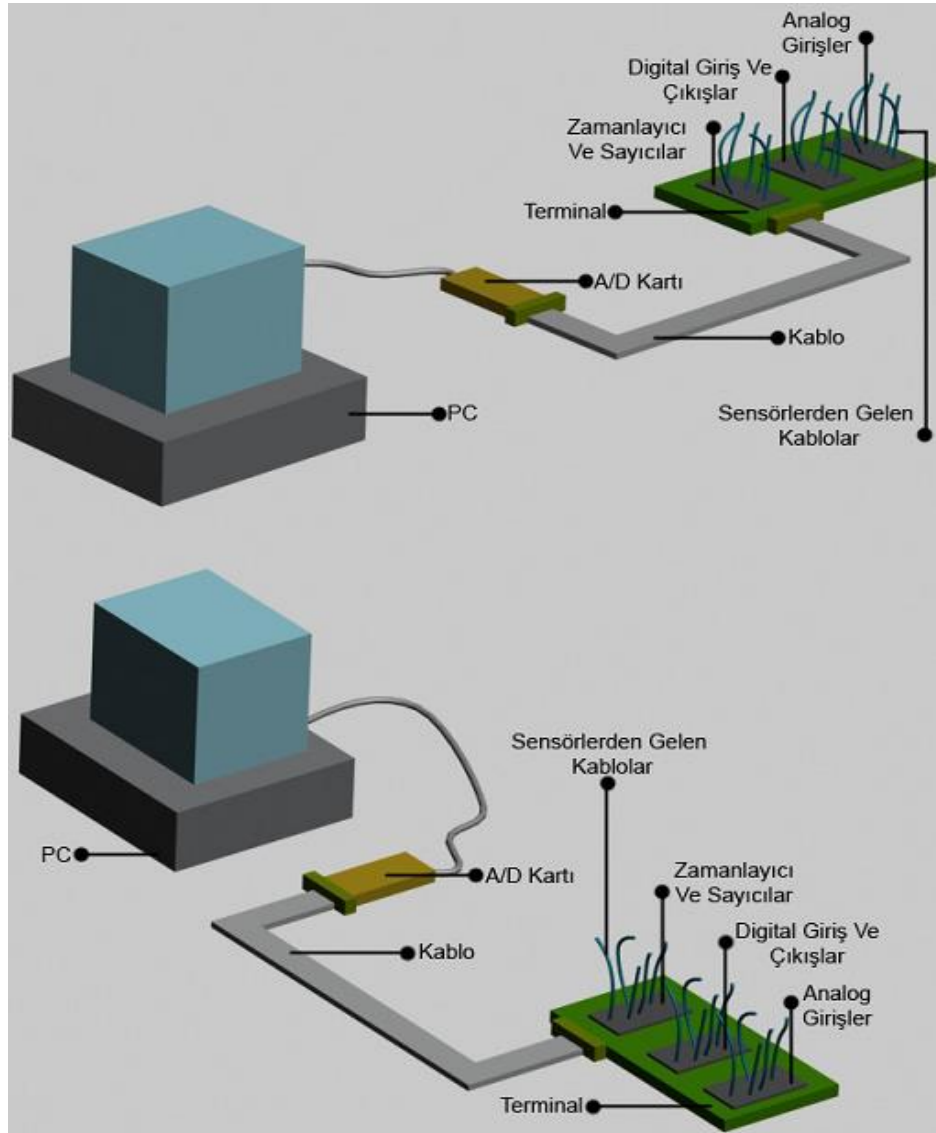
Şekil 4.33'te kart ve terminali görünmektedir. Kart, bilgisayar içine aynı bir ekran kartı veya ses kartı gibi monte edilir. Ucunda bulunan sokete kablusunun bir ucu takılır. Diğer ucu ise terminale gider. Terminal elemanı üzerinde bulunan yuvalara ölçüm yapılacak sensörlerden gelen sinyaller yönlendirilmektedir. Terminal üç ayrı bölümden oluşur. En sağ kısmı sadece analog ölçümlere ayrılmıştır. Orta kısmı ise dijital ölçümler için kullanılır. En sol kısım da ise kartın özelliklerine bağlı olarak analog çıkış özelliği ile zamanlayıcı ve sayıcılar bulunur. Analog çıkış özelliği bizim kartımızda özel olarak bulunan bir özellik olup istendiği anda analog kontrol çıktı sinyali elde etmeye yarar. Zamanlayıcı ve sayıcı bölümler ise hassas zaman ölçme işlevlerini yerine getirir. Ayrıca pulse ölçümü de yine bu bölümden gerçekleştirilir.

Sistemin tümüne bakılacak olursa kolaylık olması açısından A/D kartını kullanarak data toplamak için Windows 2000 işletim sistemi yüklü bir bilgisayarda DAQVIEW programı kullanılacaktır.



Şekil 4.33 : A/D Kart ve Terminali

Kart, terminal ve sensörlerin şematik olarak montaj resmi Şekil 4.34’te görülebilir.



Şekil 4.34 : Kart, Terminal ve Sensör Kablolarının Şematik Olarak Gösterimi

Kumanda kartı gerçek DOS ortamı gerektirdiği için Windows 98 işletim sistemi bulunan başka bir bilgisayarda eş zamanlı olarak kullanılacaktır. DAQVIEW programıyla 16 kanaldan eş zamanlı istenilen hız ve hassasiyette data toplanabilir. Deneylerde her sensörden aynı hızla data toplanmayacağı düşünüldüğünde iyi bir özellik olarak ortaya çıkar. Sistemde ölçülecek datalar Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1: Ölçülecek Datalar

ÖLÇÜM	ELEMAN	MARKA-MODEL	SİNYAL TİPİ	DURUM
Devir Sayısı	Incremental Enkoder	Leine&Linde	Pulse 360 ppr	ÜON Ayırıcıyla Bir Kabloda Birleşiyorlar
Üst Ölü Nokta Ayırt Etme	Fotoselli Duyarga		180°’de Bir Adet Pulse Gönderiyor	Incremental Encoder İle Bir Kabloda Birleşiyorlar
Kuvvet	Motor Freni ve Yük Hücresi, İndikatör	Schenk W-70 LC9-K6D	Analog veya Digital	Kuvvet Değeri Yük Hücresi İndikatörü ile Bilgisayara Aktarılabilir
Egzost Sıcaklığı	NiCr-Ni Termoeleman		Analog	Egzost Hattına Bağlı
Motor Suyu Giriş-Çıkış Sıcaklığı	NTC Direnç Termo metresi	LCS Digital Panelmeter	Analog	Digital Gösterge Mevcut
Egzost Emisyonları	Garaj Tipi 4 Gaz Analiz Cihazı	SUN MGA-1200	Digital	Kullanılabilir Durumda
Yakıt Tüketimi	Coriolis Flowmetre	Micro Motion CF010	Digital	
Ateşleme Avansı	Ateşleme Kontrol Kartı		Digital	Ana Kontrol Kartından Aldığı Emirle Ateşlemeyi Zamanında Yerine Getiriyor. Bunun İçin Bujiye Kumanda Ediyor.
Yakıt Püskürtme Kontrolü	Yakıt Püskürtme Kontrol Kartı		Digital	Ana Kontrol Kartından Aldığı Emirle Püskürtmeyi Zamanında Yerine Getiriyor. Bunun İçin Enjektöre Kumanda Ediyor.
Yakıt Püskürtme Basıncı	Manometre	Empeo	Mevcut Değil	Manometre Üzerinden Okunuyor
Emme Havaşı Debisi	Hava Debi Ölçer	Dresser G65	Pulse	Hassas Ölçüm Yapıyor.
Silindir İçi Basınç	Piezoelektrik Kristaller		Analog	Henüz Sistemde Yer Almıyor
Gaz Kelebeği Konumu	Gönye		Mevcut Değil	

4.5 Yakıt Tüketimi Ölçüm Sisteminin Geliştirilmesi

Bölüm 3.4.5'te bahsedilen yakıt tüketimi ölçüm sistemi, deney motorumuzda harcanan yakıt miktarının ölçülmesi amacıyla kullanılmıştır. Yine aynı bölüm dahilinde kısaca bahsedilen sorunlar sebebiyle ölçüm hassasiyeti istenilen seviyede değildir. Bu nedenle de bu sistemin geliştirilmesi ihtiyacı duyulmuştur.

Geliştirilme ihtiyacına neden olan sorunlara bakacak olursak bunları temel olarak iki maddede açıklamak mümkündür:

- Yakıt kabının üstünün atmosfere açık olması nedeniyle sıcaklığın etkisiyle kaptan yakıt buharlaşması
- Yakıt pompasının daldırma tipi pompa olması ve çalışma prensibi nedeniyle yakıt kabına daldırılması sonucu hacminden ötürü tepki kuvveti doğurması (basitçe Arşimed prensibi)

Yakıt tüketimi ölçüm sistemini bu iki etkiden kurtarmak için farklı bir sistem oluşturma isteği doğmuştur. İki alternatif üretilerek üzerine düşünceler geliştirilmiştir. Bunlardan birincisi; sistemi, ölçüm mantığını muhafaza ederek geliştirmeyi amaçlarken diğer alternatifte ölçüm mantığı tamamen değişmektedir. Bu alternatifleri tanıtmadan önce varolan ölçüm sisteminin mantığını kısaca tanıyalım.

Varolan ölçüm sistemi kümülatif bir ölçüm sistemidir. Ölçümde amaç; belli bir sürede harcanan yakıtın bulunmasıdır. Kümülatif ölçüm sistemleri hacimsel veya kütsel olabilirler. Hacimsel ölçü cihazlarında kalibre edilmiş hacimler mevcuttur ve optik sistemler, ölçmenin yapılacağı hacmin başlangıcında ve sonunda işaret verirler. Bu işaretler gerekli sayıcıları harekete geçirir ve durdurur. Bir sayıcı, ölçülen yakıtın tüketilmesi esnasındaki motor dönme sayısını sayar. Aynı zamanda bir bilgisayar bu aralıkta ortalama fren momentini hesaplar. Tecrübelere göre tüketim ölçüm zamanı en az 30s olmalıdır.

Ayrıca kütsel ölçüm cihazları da mevcuttur. Bu cihazlar bir tartı üzerine oturtulmuş ölçü kabından oluşur ve yakıt hacmini değil, kütsesini ölçer. Ölçme işlemi sırasındaki sinyaller hacimsel ölçme sistemindeki gibi değerlendirilir.

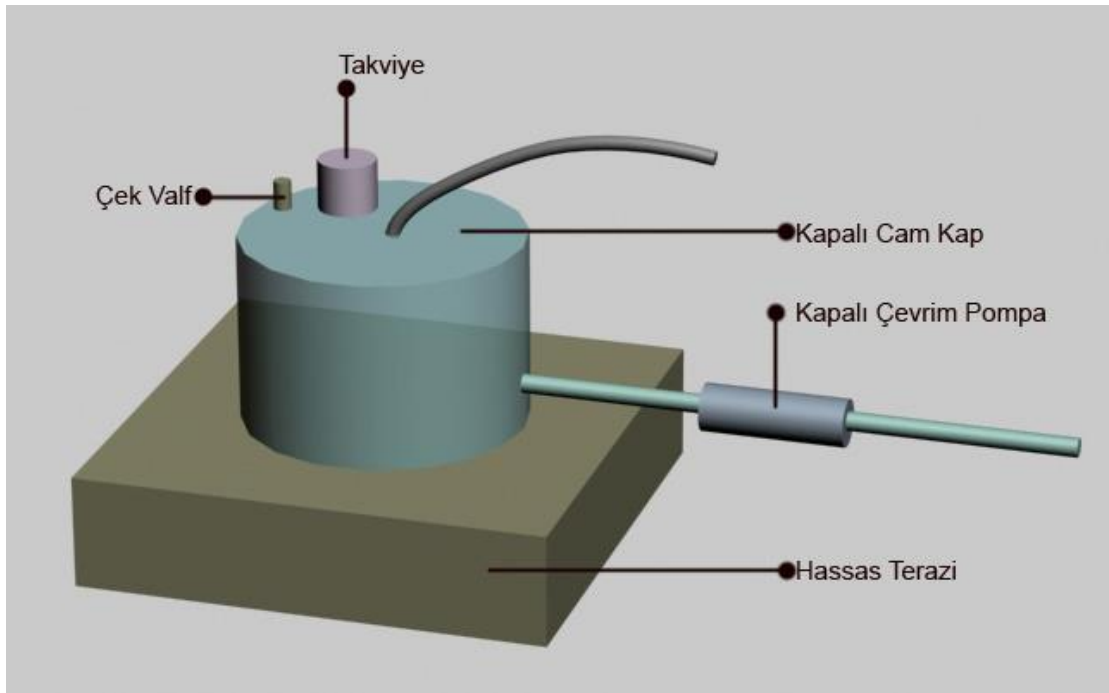
Kütsel ölçümün hacimsel ölçüme göre avantajı, ölçülen kütsenin miktarının keyfi olarak belirlenebilmesi ve yakıt tüketim miktarından bağımsız olarak ortak bir ölçüm periyodunun seçilebilmesidir.

Sistemimiz Bölüm 3.4.5'te tarif edildiği gibi ölçüm kabı ve hassas teraziden ibaret olup kütsel ölçüm mantığına dayanmaktadır.

Sistemin eski hali hakkında ve ölçüm tipi hakkında bilgi verdikten sonra yeni düşünülen alternatiflere bakmakta yarar vardır.

Düşünülen ilk alternatifte; daha önce söylendiği gibi varolan sistemde değişikliklere gidilerek olumsuzlukları gidermek amaçlanır. Buradan hareketle öncelikle pompanın tipi değiştirilerek daldırma tipi pompa yerine hat içinde çalışan kapalı tip pompa düşünülmüştür. Bu bize, daldırma tipi pompanın yakıt kabına getirdiği tepki kuvveti etkisinden kurtulma imkanı sağlar. Burada en büyük sorun olarak daldırma tipi pompada rahatça halledilen “geri dönen yakıtın” ne olacağıdır.

Diğer bir konu da kabın durumudur. Üstü atmosfere açık olan kaptan yakıtın zaman geçtikçe buharlaşmasını önleyebilmek için kapalı tipte bir kap düşünülmüştür. İçindeki yakıt miktarının kontrol edilebilmesi amacıyla cam malzemeden olması ve isteğe bağlı olarak üzerinde ölçekler bulunması uygun olur. (Şekil 4.35) Bu kaba yakıt takviyesi, üzerinde bulunan takviye kapağı kısmından yapılır. Kabın içinde vakum oluşmaması için içeriye tek yönlü hava sokacak bir çek valf uygulaması da yapılmıştır. Sistem, hassas terazi üzerinde durmaktadır.



Şekil 4.35 : Düşünülen Yakıt Tüketimi Ölçüm Sistemi

Bu sistemde birçok sorun oluşma ihtimali vardır. Bunlardan birincisi motora giderken cam kaba bağlı olan boruların, motordan gelen titreşimleri, cam kabın üzerinde durduğu hassas teraziye yansıtabilecek olmasıdır. Bu titreşimler hassas teraziye etkileyerek ölçüm hassasiyetinin kaybolmasına neden olabilirler.

Diğer bir husus da yakıt geri dönüşünün nasıl olacağıdır. Yakıt, artık daldırma tipi pompa bulunmadığından (Şekil 4.36) cam kaba şekilde görülen biçimde bir boruyla geri dönecektir. Ancak muhtemel geri dönüşte ısınmış olan yakıt, kaptaki yakıt

yoğunluğunu etkileyebilir. Bu durumdan kurtulmak için yakıt geri dönüş hattında soğutma uygulanması gerekir.

Yakıt geri dönüşte olabilecek bir diğer etki de yakıt buharı kabarcıklarının da yakıtla birlikte geri dönmesidir. Bu kabarcıklar eğer sisteme dahil olurlarsa pompada sorunlu bir çalışma gözlenebilir.



Şekil 4.36 : Kapalı Tip Pompa

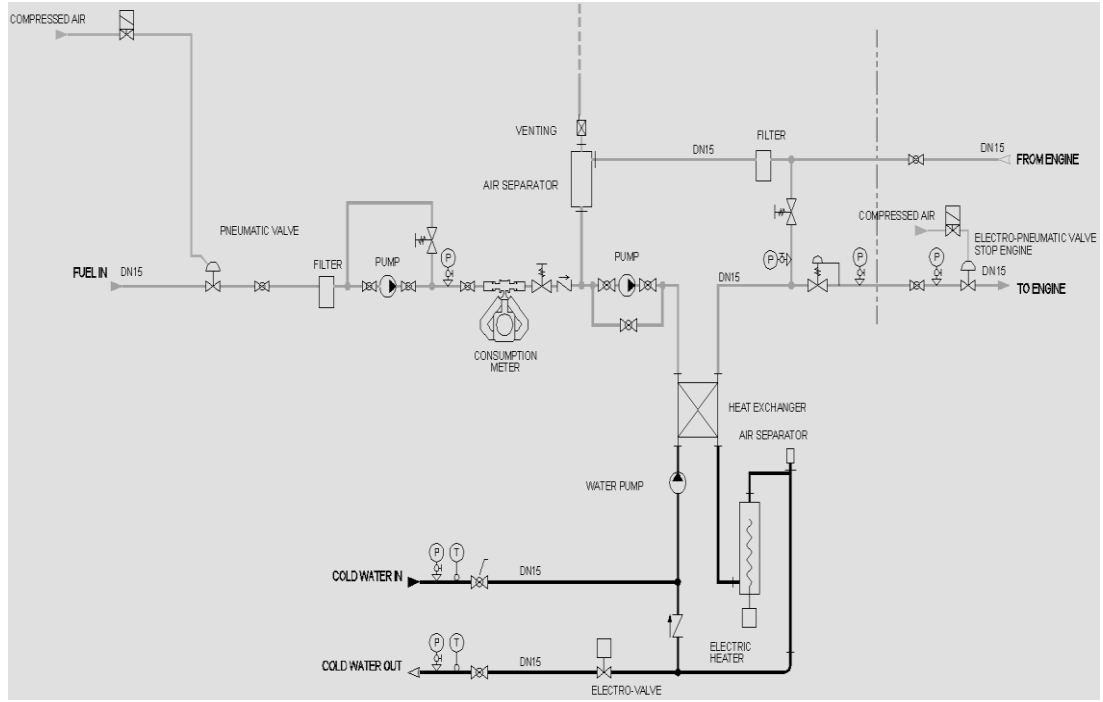
Tüm bu etkilerden kaçınmak için düşünülen diğer bir alternatif mevcuttur. Bu alternatifte sistemin ölçüm prensibi değişmiştir. Ölçüm artık terazi ile değil **Coriolis** prensibiyle ölçen bir flow metre ile olur. Bu flow metre çok yüksek hassasiyetlerde ölçümler yapabilir ve ölçümleri direk olarak bilgisayara aktararak otomatiklik sağlayabilir. Gerçekten gelişmiş bir sistem olarak bu ölçüm yöntemini OTAM-Faz II sisteminin yakıt ölçüm ünitesinde de görmek mümkündür. Şekil 4.37'ye bakıldığında bahsedilen laboratuarda da bu tip bir ölçüm ünitesi kurulduğu görülür. Deney ünitemizin bu derece karmaşık bir sisteme ihtiyacı olmamasına rağmen bize uygun bir tasarım yapabilmek için iyi bir başlangıç noktası olacaktır.

Sistemde ayrıca şekilde görüldüğü gibi bir soğutma kısmı da eklenmiştir. Bu kısımda öncesinde ve sonrasında yapılan sıcaklık ölçümleriyle bu sistem otomatik hale getirilip otomatik soğutulur-ısıtılır biçimde çalışmaktadır.

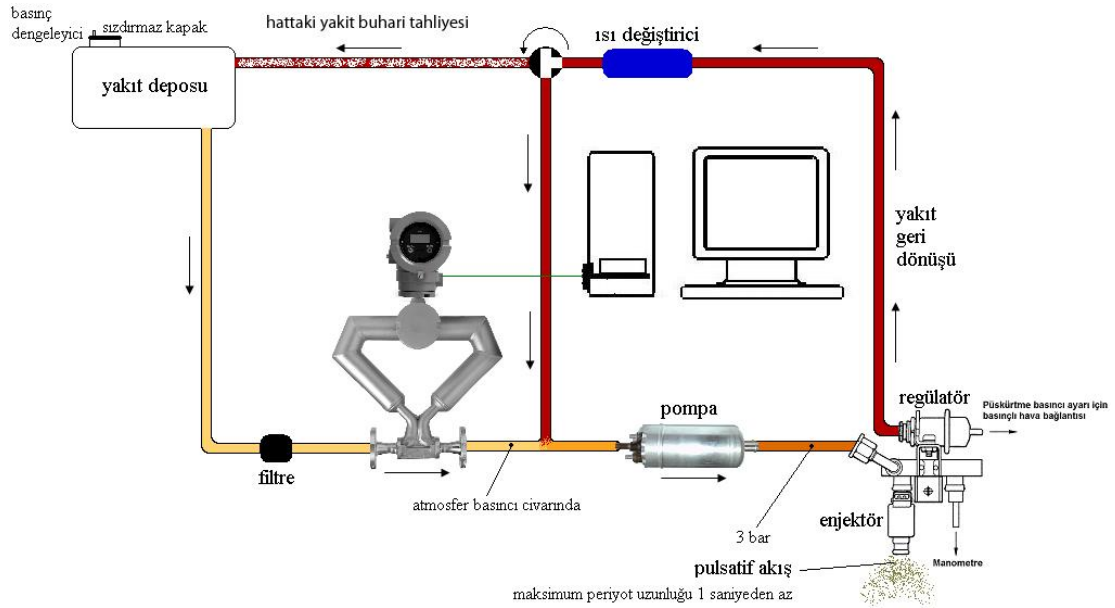
Görülen birçok bağlantı ve kontrol elemanına kendi ünitemizde ihtiyacımız olmayacaktır. Deney motorumuz için düşünülen sistem Şekil 4.38'de görülmektedir.

Sistemde görüldüğü üzere Coriolis flow metre, yakıt geri dönüşünün arkasında yer almaktadır. Yakıt geri dönüşünde sıcaklığı ayarlamak için bir ısı değiştirici kullanmak ön görülmüştür.

Coriolis flow metre hakkında biraz daha bilgi vermek yerinde olur. Coriolis flow metreler Coriolis kuvveti temeline dayanır. Bir tüp içerisinden belli miktarda sıvı geçtiğinde bu tüpte gözle görülmeyecek boyutlarda bir titreşim meydana gelir. Bu titreşimin miktarı sıvının yoğunluğuna ve geçen sıvı miktarına bağlıdır. Eğer bu titreşim ölçülebilirse geçen sıvı miktarı da buradan bulunabilir.

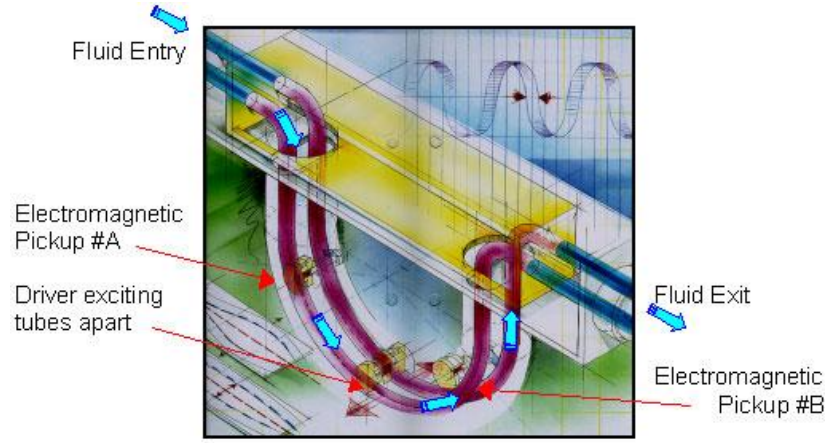


Şekil 4.37 : İncelenen Yakıt Ölçüm Sistemi



Şekil 4.38 : Tasarlanan Yakıt Tüketimi Ölçüm Sistemi

Daha az titreşim ve daha iyi sönümlleme için iki adet yanyana bağlanarak Şekil 4.39'daki sistem oluşturulabilirse akış miktarı ölçülebilir.



Şekil 4.39 : Coriolis Prensibi İle Ölçüm

Titreşimler nedeniyle tüpün sağ ve solunda bulunan iki coil, sinüs dalgası oluşturur. Eğer tüpte bir akış yoksa sinüs dalgaları aynıdır. Akış başladığında Coriolis kuvveti nedeniyle tüplerde bir burulma olur ve bu burulma, geçen akışkanın kütlesi ile orantılıdır.

Deney motorumuzda bu tipte bir flow metre kullanılacaktır. Bu flow metreye uygun olan Transmitter ile birlikte yapılacak tüm ölçümler bilgisayar ortamından kontrol edilebilecektir.

Alınması düşünülen flow metre; piyasadaki en düşük kapasiteli flow metre olacaktır. Bunun nedeni deney motorumuz için ölçülen yakıtın düşük debilerde olmasıdır. Alınacak flow metrenin maksimum debisi 82 kg/saat'tir. Bu da dakikada 1.37 kg eder. Alınacak flow metrede hassasiyet, maksimum kapasitesinin 1/100'ünü kadar aynı seviyede kalmaktadır. Bu da düşük değerlerde dahi çok yüksek hassasiyete sahip olunacağını ifade eder. Daha düşük kapasiteli flow metre de mevcut olmasına rağmen sıfır stabilitesi nedeniyle düşük debilerde hassasiyet kötüleştiği için tercih edilmemiştir. Seçilen 82 kg/saat'lik flow metrede hassasiyet olarak katalog değeri sıfır stabiliteyi 0.002 vermektedir. Hassasiyet ise şöyle bulunur:

$$\text{Hassasiyet} = \%0.10 \pm [(\text{sıfır stabilite}/\text{akış}) \times 100] \% \text{akış} \quad (4.13)$$

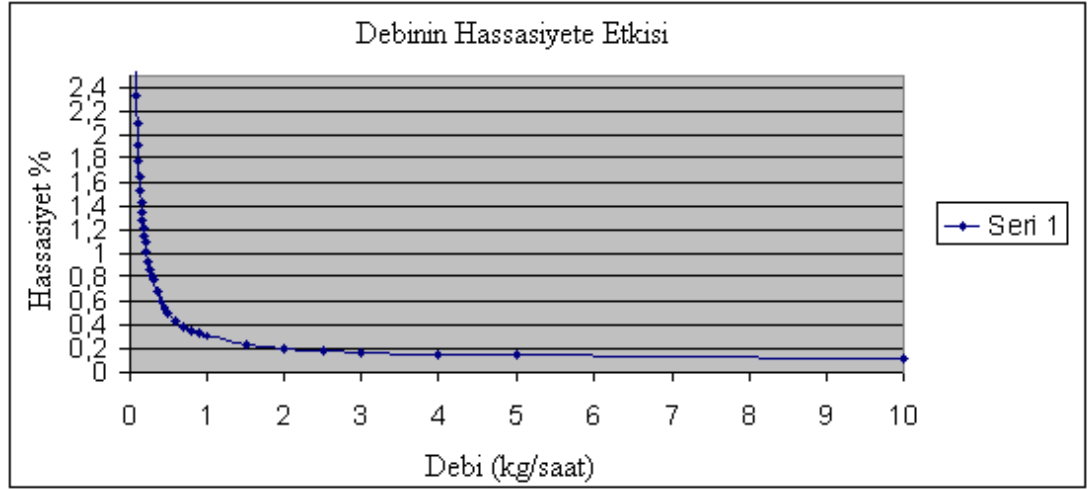
Bu formülde tanımlanan değerleri hesaplayıp grafiksel bir gösterim yapmak istersek Şekil 4.40 oluşur. Bu şekilde debinin etkisiyle toplam hassasiyetin nasıl değiştiğini basitçe görmek mümkündür. Sıfır stabilitenin 0.002'lik değeri, katalog değeri olarak verilerek örnek hesap yaparsak;

$$0.2 \text{ kg/saat'lik akış için hassasiyet} = \%0.1 + [(0.002/0.2) \times 100] = \%1.1$$

$$0.5 \text{ kg/saat için hassasiyet} = \%0.1 + [(0.002/0.5) \times 100] = \%0.5$$

$$2 \text{ kg/saat için hassasiyet} = \%0.1 + [(0.002/2) \times 100] = \%0.2$$

Görüldüğü gibi debi arttıkça hassasiyet de yükselir.



Şekil 4.40 : Debinin Hassasiyete Etkisi

4.6 Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi

Bölüm 3.4.4'te deney motorumuzda bulunan soğutma sistemi ve çalışması hakkında bilgi verilmiştir. Bu sistem deneyler sırasında birçok sorun çıkartarak deney hassasiyetini etkiler hale gelmiştir. Bu etkiyi en aza indirecek daha otomatik bir sistem tasarlanmıştır.

Tasarlanan sistemin meydana getirdiği olumlu durumu anlayabilmek için önceki sistemde çıkan sorunlar açıklanmalıdır.

Sistem Bölüm 3.4.4'te açıklandığı gibi iki ayrı devreden oluşmaktadır. Bunlardan şebeke suyu devresi, motordan gelen suyu soğutmaktadır. En önemli sorunlardan biri bu şebeke suyu devresinin debisinin kontrol edilememesidir. Elle açılır kapanır vana kullanılarak yapılan debi kontrolü, hassas olmaktan uzaktır. Bu debinin kontrol edilememesi sonucu, motordan gelen su az veya aşırı soğutulmaktadır.

Diğer bir sorun da deneyin en başında motorun soğuk olması nedeniyle verim deney şartlarına ulaşmanın zor oluşudur.

Tüm bu zorluklardan kurtulmak için tam otomatik bir soğutma sistemi tasarlanmıştır.

Bu tasarım öncesinde birçok hesaplama ve denemeler yapılmıştır. Bunlardan ilki eski sistemde kullanılan sıcaklık ölçerlerin hassasiyetinin test edilmesidir. Bunun için bu iki sıcaklık ölçer önce 0 °C 'de daha sonra da 100 °C 'de denenmiştir. Denemelerde arı

su kullanılmış, kontrol içinde bir termometre bulundurulmuştur. Ölçüm sonuçları Tablo 4.2'deki gibi oluşmuştur.

Tablo 4.2: Sıcaklık Ölçerlerin Deneme Sonuçları

	Sıcaklık Ölçer 1	Sıcaklık Ölçer 2
0 °C 'deki ölçüm	-1 °C	1 °C
100 °C 'deki ölçüm	98 °C	98 °C
Hassasiyet	%1.5	%1.5

Bu sonuçlara bakılacak olursa NTC sıcaklık ölçerlerin yeterli hassasiyete sahip oldukları ve yeni sistemde kullanılabilecekleri görülür.

Yapılan ikinci çalışma, kullanılan pompanın yeterliliğinin ölçülmesidir. Bu pompada 3 adet çalışma konumu vardır. Pompanın karakteristik eğrileri mevcut olduğundan hangi konumda ne kadar suyu ne kadar yükseğe basabildiği bellidir.

Sistemin basınç kaybı ortalama olarak bulunarak pompanın yeterliliği saptanmaya çalışılmıştır. Bu hesaba göre 2 m'lik basınç kaybını kompanze edebilmek için pompanın 1. veya 2. kademedeki çalıştırılması gerektiği ortaya çıkar.

Motordaki yaklaşık soğutma ihtiyacını bulmak istersek aşağıdaki denklemle hesap yapabiliriz;

$$G_l = Q_w / (C_l \cdot \rho_l \cdot \Delta T_l) \quad (4.14)$$

Bu formülde G_l ; motorun soğutma suyu ihtiyacı, Q_w ; su ile uzaklaştırılacak ısı, C_l ; suyun özgül ısısı, ρ_l ; suyun yoğunluğu ve ΔT_l ; sıcaklık farkıdır.

Motorun maksimum gücü 9 BG yada 6700 J/s'dir.

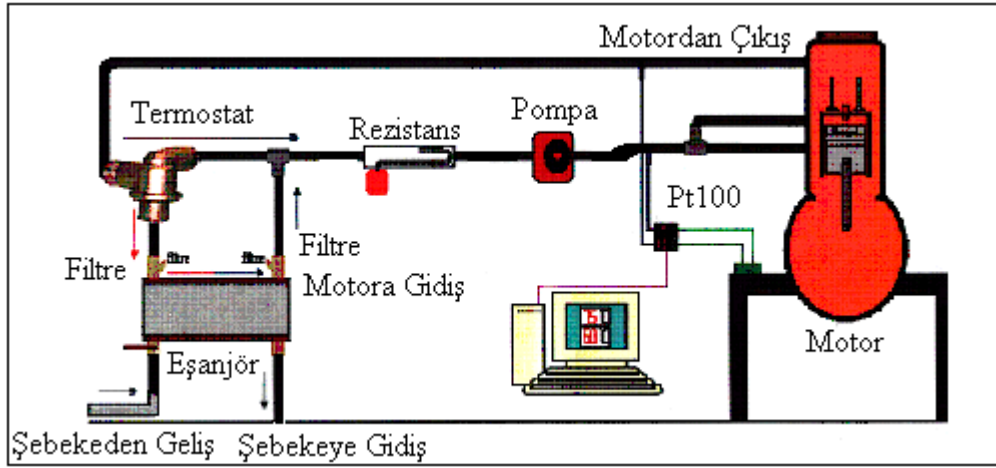
$$G_l = 6700 / (4187 \cdot 1000 \cdot 10) = 0.00016 m^3 / s \quad (4.14a)$$

Sistemin mekanik verimini de devreye sokarsak soğutma suyu ihtiyacı;

$$G_{l,d} = 0.00016 / 0.8 = 0.0002 m^3 / s \quad (4.14b)$$

Tüm bu hesaplar ve denemelerden sonra tasarım aşamasına gelinir. Önceki tecrübeler ve çıkan sorunlara istinaden, motora bir ısıtma devresi eklenmesi düşünülmüştür. Özellikle deneylere başlanmadan evvel motorun hızlı bir şekilde

rejim şartlarına gelmesi için bu sistem elverişlidir. Sistemi otomatik hale getirmek için termostat elemanları kullanılmıştır. Sistemden geçen suyun ölçülmesi için Şekil 4.42'deki türbinli debimetre kullanılacaktır. Bu debimetrenin ürettiği pulse'lar A/D kartına aktarılarak bilgisayar ortamında soğutma suyunun debisi kontrol edilebilecektir. Tasarlanan sistemin şematik gösterimi Şekil 4.41'de görülmektedir.



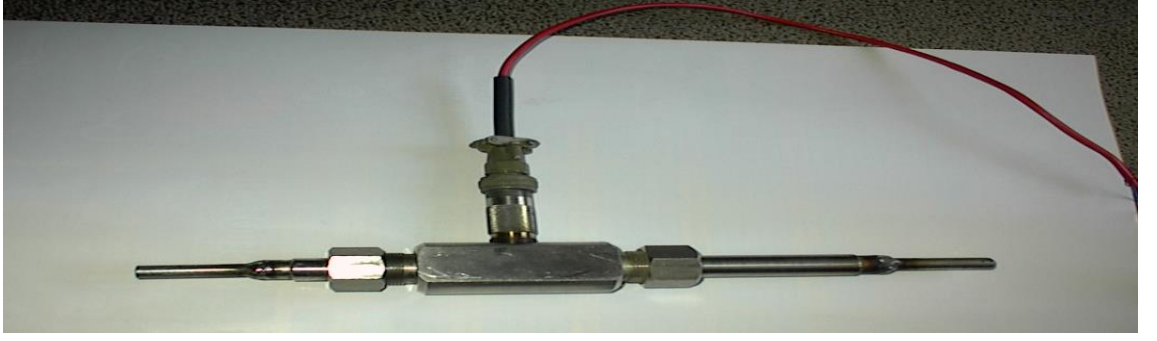
Şekil 4.41 : Soğutma Sisteminin Şematik Gösterimi

Bu sisteme bakılacak olursa eski sisteme rezistans devresi eklendiği görülür. Bu rezistans devresinin görevi; motor suyunu gereken her zamanda belli sıcaklık aralığında tutmaktır. Rezistansın ucuna takılı olan elektronik termostat, belli sıcaklık aralığında tutabilmek için rezistansı açar yada kapatır. Rezistans ve termostadı Şekil 4.42'de görülmektedir.

Sistemde ilginç olan bir diğer nokta da mekanik termostattır. Bu termostat eski tip araba termostatlarındandır. İçinde bulunan sıcaklığa hassas malzeme sayesinde eşanjöre giden yol belli bir sıcaklığa erişildiğinde açılır. Diğer zamanlarda ise motor suyu sıcaklığı henüz rejim sıcaklığına gelmediğinden motora geri basılır



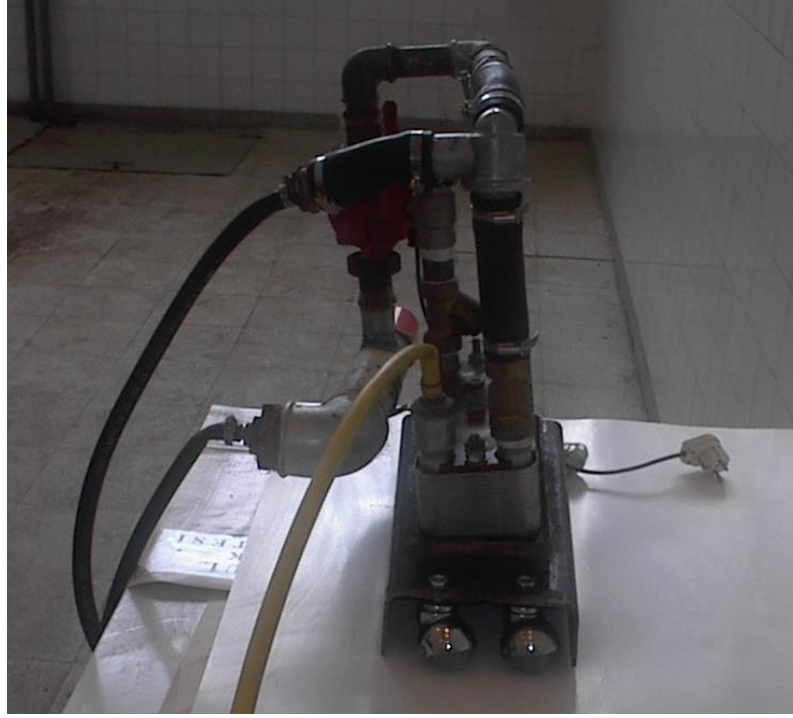
Şekil 4.42 : Sistemde Kullanılan Rezistans(sol) ve Elektronik Termostat(sağ)



Şekil 4.43 : Sistemde Kullanılan Debimetre

Sistem tasarımı ve imalatı bitmiş haliyle Şekil 4.44 ve Şekil 4.45’de görülmektedir.

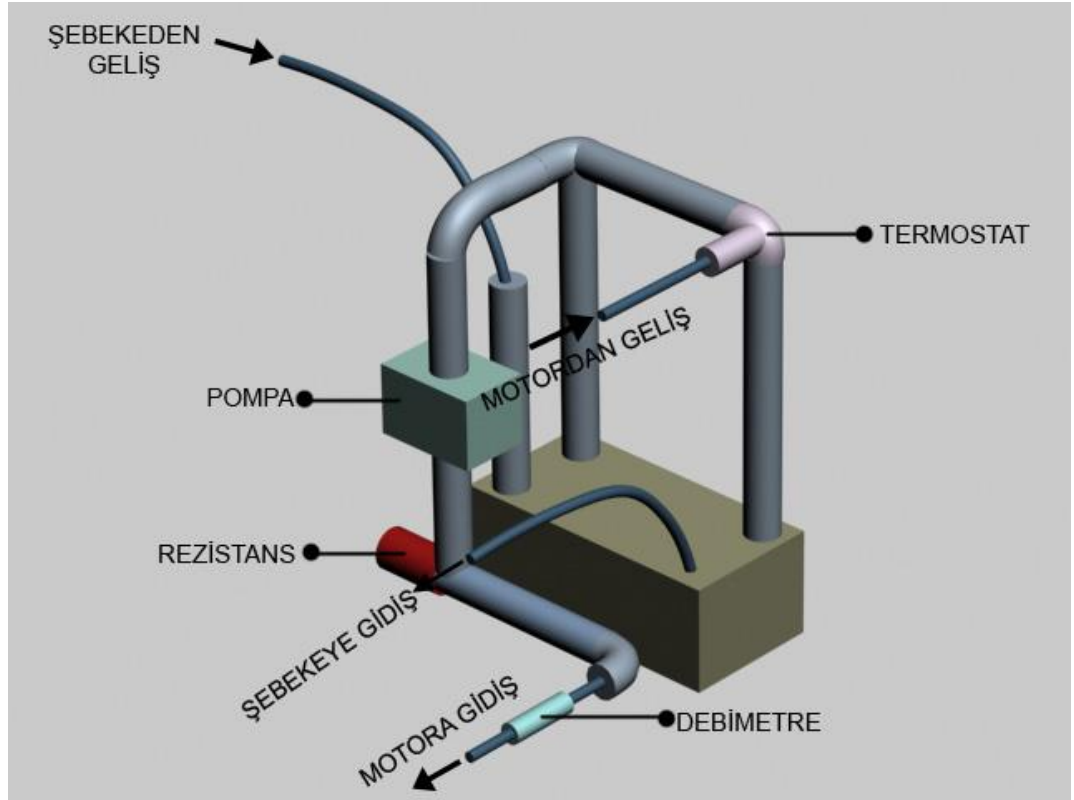
Sistemin çalışmasını daha iyi anlayabilmek için Şekil 4.46 ve Şekil 4.47’deki montaj resimlerinden faydalanılabilir. Görüldüğü gibi sistem, tekerlek montesiyle hareket eder hale getirilmiştir.



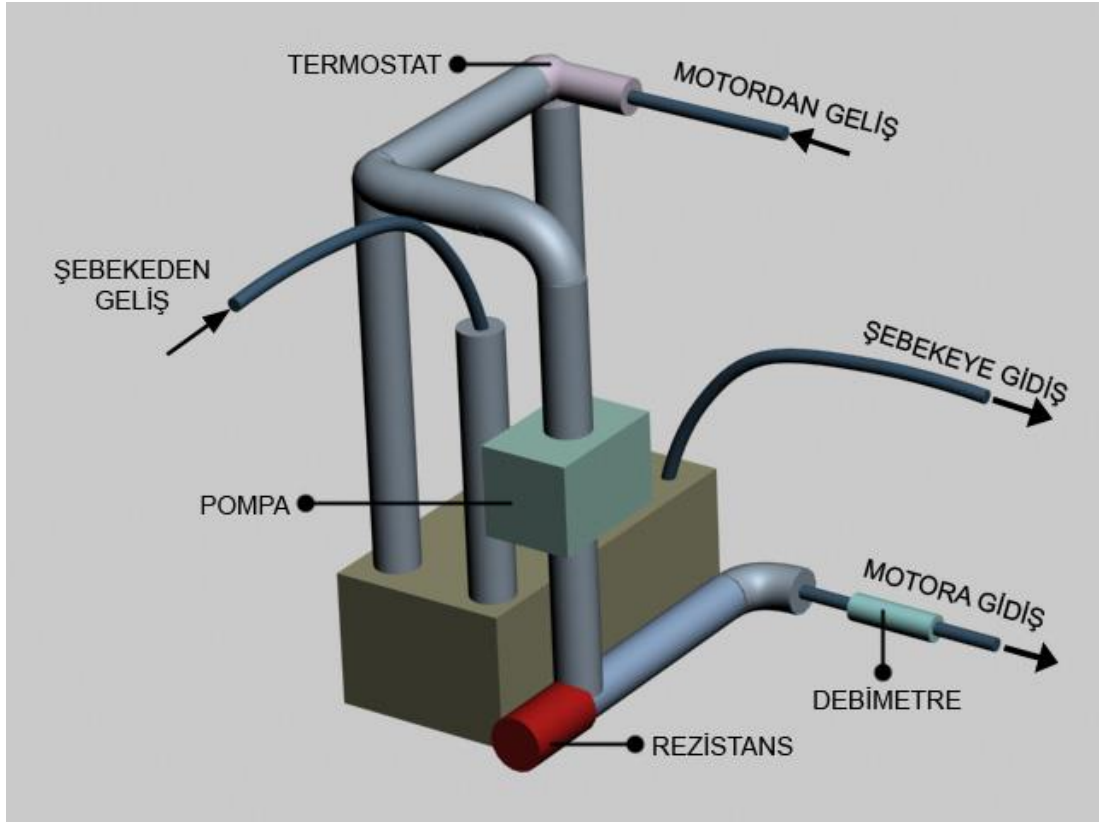
Şekil 4.44 : Soğutma Sistemi Son Hali Önden Görünüşü



Şekil 4.45 : Soğutma Sistemi Son Hali Arkadan Görünüşü



Şekil 4.46 : Soğutma Sistemi Şematik Önden Görünüşü



Şekil 4.47 : Soğutma Sistemi Yandan Görünüşü

4.6.1 Soğutma Sisteminin Denenmesi

Tasarlanan soğutma sisteminin verimliliğini test etmek için birkaç aşamadan oluşan deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Üç aşamadan oluşan bu çalışma sonucu bahsedilen parçaların çalışması ve sistemin stabil halde kontrolü sağlayıp sağlayamadığı görülmüştür. Bu deneysel çalışmada motor kullanılmadığı için büyük bir kap alınmıştır. Bu kap içine doldurulan suya, motora basılan ve motordan çıkan su devrelerinin hatları yerleştirilmiştir. Kullanılan kap 0.025 m^3 hacmindedir. Bu kap içinde sıcaklık ölçümü termistörler ile yapılmıştır. Ayrıca bir de hassas termometre ile kontrol ölçümleri yapılmıştır. Bu termometre Pt100 termometresi olup $\pm 1\%$ hassasiyete sahiptir. Soğutma hattı şebekeye rijit olarak bağlanmıştır. Deney sistemi Şekil 4.48’de görülmektedir.

Deneye başlandığı anda ortam sıcaklığı 6.2°C ’dir. Deneyin ilk aşamasında elektronik termostat devreden çıkma sıcaklığı 80°C ’ye ayarlanmıştır. Şebeke suyu açık değildir ve soğutma yapılmaz. Pompa kademesi 1’dedir. Deneyin ilk aşama sonuçları Tablo 4.3’de verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere rezistans, ısıtma görevini başarıyla yerine getirir. Termistörler, hassas termostatu aynı yönde fakat geriden takip etmektedirler. 80°C ’ye ayarlanan sistem 2.1°C saparak 82.1°C ’ye kadar ısınmıştır.



Şekil 4.48 : Soğutma Sisteminin Denenmesi

Tablo 4.3: Soğutma Sisteminin Birinci Aşama Deneme Sonuçları

Süre (dakika)	Hassas Termometre ($^{\circ}\text{C}$)	Termistör ($^{\circ}\text{C}$)
0	11	10
3	15.3	14.9
6	15.8	18.1
9	16.8	20.8
12	21.9	18.1
15	24.7	20
18	27.2	22.6
21	32	26.6
24	35.1	29.6
27	39	34
30	41.6	36.3
33	44.6	39.2
36	48	42.8
39	51.5	46.3
42	53.9	48.7
45	56	50.8
48	58.3	53.4
51	59.9	55.2
54	61.5	56.9
57	63.2	58.6
60	65.1	60.7
63	68.4	63.9
66	69.9	65.6
69	71.5	67.6
72	72.8	69
75	73.8	70.1
78	74.7	71
81	76	72.2
84	77.2	73.5
87	79.1	74.9
90	80.3	76.1
93	82	79.1
96	82.1	80
99	81.1	79.2
102	80.3	78.8
105	79.4	78.2

Bu aşamadan sonra elektronik termostat 70 °C 'ye sabitlenerek sistemin bu sıcaklıkta stabilitesi test edilmiştir. Bu aşamada ayrıca şebeke suyu sistemi devreye alınmıştır. Sistemde hem ısıtma hem de soğutma yapılmaktadır. Ortam sıcaklığı 6.4 °C ve şebeke suyunun sıcaklığı 5.4 °C 'dir.

İkinci aşama sonuçları ise Tablo 4.4'de yer almaktadır. Sonuçlarda dikkat çekici nokta sıcaklığı ± 5 °C sapmasıdır ki bu kabul edilen sınırların içindedir. Termistörler yine sıcaklığı biraz geriden takip etmektedirler ki bu durum onların hassasiyetinden kaynaklanmaktadır.

Tablo 4.4: Soğutma Sisteminin İkinci Aşama Sonuçları

Süre (dakika)	Hassas Termometre (°C)	Termistör (°C)
0	73.5	69.7
3	72.8	69
6	71.7	67.8
9	70.4	66.6
12	69.1	65
15	68.6	63.4
18	67.8	62.4
21	66	62.2
24	65.8	62.4
27	66.3	63
30	68.6	66.6
33	69.9	68.4
36	71.3	69.8
39	73.4	72.5
42	74.8	73.8
45	75.2	74.9
48	75	74.1
51	73.5	72.2
54	71.8	70.5
57	70.7	69.6

Üçüncü aşamada ise yine benzer koşullarda sistemin 60 °C stabilitesi denenmiştir. Ortam sıcaklığı 6.3 °C , şebeke suyu sıcaklığı 5.3 °C 'dir. Sonuçlar Tablo 4.5'dedir.

Tablo 4.5: Soğutma Sisteminin Üçüncü Aşama Sonuçları

Süre (dakika)	Hassas Termometre (°C)	Termistör (°C)
0	68.2	66.4
3	66	63.9
6	63.9	61.6
9	62.4	60
12	59.7	57.4
15	58.8	56.4
18	61.7	59.3
21	62.4	60.1
24	63	61.7
27	63.2	62
30	62.8	61.5
33	62.1	61.1
36	61.4	60.4

Görüldüğü gibi sistem, sıcaklık azaldıkça daha stabil kalmaktadır. İstenen sıcaklığı daha yakın olarak sağlamakta ve $\pm 3^{\circ}\text{C}$ 'lik bir sapma gözlenmektedir. Bu durum istenen sınırların içinde kalındığını işaret eder.

Daha sonra başka bir deneme daha yapılmış ve bu kez de mekanik termostat test edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla rezistansa bağlı bulunan elektronik termostat devre dışı bırakılarak rezistansın sürekli ısıtma yapması sağlanmıştır. Kullanılan kap hacmi yarıya düşürülerek zamandan tasarruf sağlanmıştır. Aynı zamanda pompa kademesi 2’de çalıştırılarak daha hızlı bir ısı transferi amaçlanmıştır. Sonuç olarak Tablo 4.6’daki sonuçlar oluşur.

Tablo 4.6: Soğutma Sistemi Diğer Denemeler

Süre	Termometre Sıcaklık $^{\circ}\text{C}$
0	9.1
5	18.9
10	30.1
15	42.3
20	51.5
25	59.4
30	68.8
35	77.4
40	86.9
45	93.2
ŞEBEKE SUYU DEVREDE	
50	96.1
55	93.1
60	90.2
65	88.4
POMPA KADEMESİ :1	
70	87.5
75	86.6
80	86.0
85	85.8
90	86.0
95	86.2

Tablo 4.6’dan görüleceği üzere 90°C baz alınarak şebeke suyu devreye alınmıştır. Daha sonra hızlı soğuma gözlemlendiği için pompa kademesi 1’e getirilmiştir. Bu aşamadan sonra mekanik termostatın sistemi soğutmayı başardığı ve bunu belli bir aralıkta tuttuğu görülür.

Tüm bu verileri değerlendirmemiz gerekirse sistemin belli bir yaklaşımla soğutma-ısıtma dengesi kurduğunu söylemek mümkündür. Sistemde hiçbir sızdırma gözlenmemiştir. Çok yüksek sıcaklıklarda bile malzemelerde deformasyon olmamış ve başkaca herhangi bir sorun da çıkmamıştır. Sistemin, öngörülen sınırları yakaladığı ve başarılı olduğu söylenebilir. Sistemde geliştirilebilecek yerlerden biri sıcaklık

ölçümünde daha hassas elemanların kullanılması olacaktır. Termistörlerde Pt100 malzeme tercih edilirse daha hassas sıcaklık ölçümü gerçekleştirilir.

4.7 Hata Analizi ve Geliştirilen Sistemlerin Hatayı Azaltmaya Katkıları

Bu kısımda geliştirilen deney motoru ekipmanlarının toplam hatayı, eski deneylerde kullanılan ölçüm sistemlerine göre ne oranda iyileştirdiklerinin analizi yapılacaktır.

Bir deney sisteminde her bir tekil eleman ile yapılan ölçümün içerdiği belirsizlik, sonuç hesabına birleşerek yansıyacaktır. Sonuç hesabındaki toplam belirsizlik, tekil ölçüm elemanlarının oluşturduğu belirsizliklerin karesi toplamının karekökü olarak hesaplanır (RSS – Root Sum Square).

$$\sigma = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^K e_j^2} \quad (4.15)$$

Burada σ ; toplam belirsizlik bileşimi, e_j ; tekil ölçüm elemanına ait belirsizlik, K ; tekil ölçüm elemanı adedi toplamıdır.

Eski deneylerde ölçülen bazı büyüklükler ve bunların yeni sistemlerde ne kadar geliştirdiğine bakacak olursak;

- Yakıt Tüketimi Ölçümü:

Buharlaştırma nedeniyle oluşan belirsizlik: $\pm 1\%$

Kronometre okumada oluşan belirsizlik: $\pm 1\%$

Yakıt tüketimi ölçümündeki toplam belirsizlik: $\sigma_{yakıt} = \pm \sqrt{1^2 + 1^2} = \pm 1.4\%$

Yeni sistemde buharlaştırma ve kronometre okuma belirsizlikleri ortadan kalkmıştır. Burada tek hata; Coriolis flow metrenin ölçüm hatasıdır. Flow metrenin hassasiyeti denklem 4.13'te verildiği gibi bulunur. Minimum yakıtın tüketildiği çevrim atlatmalı rölanti devirlerinde 0.15 kg/saat'e kadar düşmesiyle denklem 4.13'e göre hata %1.33 civarında kalmaktadır. Bunun dışındaki daha yüksek devirlerde hassasiyet daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Örnek vermek gerekirse rölantide normal çevrimde 900 d/d'da hata %0.92 seviyelerindedir. Görüldüğü gibi yakıt tüketimi arttıkça hassasiyet de yükselmektedir.

- Motorun Frene Uyguladığı Kuvvetin Ölçümü:

Kalibrasyon ağırlıkları nedeniyle oluşan belirsizlik: $\pm 0.5\%$

Terazi skalasından okuma sırasında oluşan belirsizlik: $\pm 2.5\%$

Motor kuvveti ölçümündeki toplam belirsizlik: $\sigma_{fren} = \pm\sqrt{0.5^2 + 2.5^2} = \pm 2.6\%$

Motor kuvvetinin ölçümü için kurulan yeni sistemde üstte belirtilen belirsizlikler olmayacaktır. Burada yük hücresinden kaynaklanan belirsizlik söz konusu olacaktır. Bu belirsizlik maksimum yüke ve ölçülecek en düşük kuvvete göre değişir. Bu da en düşük yük durumunda 0.6% kadardır. Bu miktarı eski hassasiyetle kıyasladığımızda oldukça iyi bir değer olduğu görülür. Yük miktarı artacak olursa hassasiyet de artar. Örneğin önceki deney sonuçlarına göre 2000 d/d'da oluşan 22.7 N yeni sistemde 45.4 N'a denk gelmektedir. Bu da yaklaşık olarak 4630 gr'dır. Ölçüm adımlarımız 5 gr olacağından hassasiyet $5/4360=0.0011\%$ olur. Kalibrasyon ağırlıklarından kaynaklanan belirsizlik de söz konusu olduğu için kuvvet ölçümündeki toplam belirsizlik: $\sigma_{yük} = \pm\sqrt{0.5^2 + 0.6^2} = \pm 0.781\%$

- Emme Havası Debisinin Ölçümü:

Debimetrede oluşan belirsizlik: $\pm 5\%$

Emme havası debisinin ölçümündeki toplam belirsizlik: $\sigma_{emme} = \pm\sqrt{5^2} = \pm 5\%$

Yeni sistemde çok daha gelişmiş ve hassas bir debimetre kullanılmaktadır. Bu debimetre maksimum kapasitesinin 1/163'üne kadar %2 ve 1/89'una kadar da %1 hassasiyetle çalışmaktadır. En düşük debiler rölanti koşullarında oluşmaktadır. Bu debiler, maksimum kapasite olan $100 \text{ m}^3/\text{saat}$ 'in 1/89'luk kısmında kaldıkları için bu aralıkta hassasiyet %1 olmaktadır. Bu değer, eski değere göre çok daha iyidir.

Tüm bu değerlerin; hesaplanan büyüklüklere etkisine bakacak olursak;

Güç;

$$N_e = \frac{F \cdot n}{10000} [\text{kW}] \quad (4.16)$$

Güç hesabındaki toplam belirsizlik;

$$\sigma_{Ne} = \sqrt{\sigma_{debi}^2 + \sigma_{yük}^2} = \sqrt{1^2 + 0.781^2} = 1.27\% \quad (4.16a)$$

Özgül yakıt tüketimi;

$$b_e = \frac{3600 \cdot 27.5}{\Delta t \cdot N_e} [g / \text{kWsaat}] \quad (4.17)$$

Özgül yakıt tüketimi hesabındaki toplam belirsizlik;

$$\sigma_{be} = \sqrt{\sigma_{debi}^2 + \sigma_{yakıt}^2 + \sigma_{yük}^2} = \sqrt{1^2 + 1.33^2 + 0.781^2} = 1.84\% \quad (4.17a)$$

Önceki deney sonuçlarına göre bu değer %3.1'dir. Böylece yeni sistemin, özgül yakıt tüketimini daha hassas ölçtüğünü söyleyebiliriz.

5. TERMODİNAMİK ANALİZLER

Tezin bu kısmında, deney motorumuza ait termodinamik analizlere değinilecektir. Bu termodinamikler analizlerin temeli Dr. Hikmet Arslan'a ait doktora çalışmasında kısmi yükler için tanımladığı termodinamik modele ve literatürdeki diğer çalışmalara dayanmaktadır. Hesaplamalarda, hazırlanan Excel programından faydalanılır.

Bu konu dahilinde kısmi yüklerde çalışan deney motorumuzun normal dört zaman dataları hesaplanacak, ardından da çevrim atlatmalı çalışma değerlerine geçilecektir.

5.1 Kısmi Yüklerde Normal Dört Zaman

Kısmi yüklerde dört zamanı ifade etmek için kullanılan yöntemin temeli, volümetrik verimin bağımsız değişken olmasıyla tanımlanır. Tarif edilecek termodinamik model şu kabullere dayanmaktadır:

- Termodinamik model zamandan bağımsızdır
- Silindirdeki iş gazı, sıcaklıkla birlikte özgül ısısı değişen ve reaksiyona girmeyen ideal gazlardır
- Yanma ve ısı giriş süreci sabit hacimde ve zamandan bağımsız gerçekleşir
- Isı iletimi ve yanma ürünlerinin disosasyonu nedeniyle ısı kullanım katsayısı hesaba katılmıştır
- Yakıtın yanma sürecindeki ısı girişi, yakıtın alt ısı değeri ile tanımlanmakta ve yanma sırasında iş gazının mol miktarı değişimi hesaba katılmaktadır

Bu kabullerden sonra hesaplama öncesi bilinen parametrelere bir göz atılmalıdır:

- Silindir çapı ve strok
- Motor dönme hızı
- Sıkıştırma oranı
- Hava fazlalık katsayısı
- Volümetrik verim
- Silindir sayısı
- Yakıta ait standart değerler

Bu verilerden sonra hesaplama aşamasına geçilir. Bu aşamalarda tüm formüllere yer verilmeyecek, sadece literatürdeki halinden farklı olan yada verilmesi gerekli görülenlere değinilecektir. Hesaplamaya ait diğer formüller **Arslan (2003)** eserinde yer almaktadır.

Hesaplama ilk önce hava-yakıt karışım miktarları ile ilgili hesaplar yer alır. Bunlar aynen literatürde geçtiği üzere hesaplandıktan sonra yanma ürünleri $\lambda=1$ durumu için bulunur ve çevrim süreçlerine geçilir.

Emme sürecinde artık gaz basıncı ve sıcaklığı aşağıdaki amprik formülle hesaplanır:

$$p_r = p_0(1 + 0.55 \times 10^{-4}n) \text{ ,}[MPa] \quad (5.1)$$

$$T_r = [(1029 - 403.5\lambda + 0.037n - 7.38\varepsilon) + 273] \cdot (1.7 - 0.6625\eta_v) \quad (5.2)$$

Ardından da taze dolgunun sıcaklık artışı ve emme sonu basıncı alttaki amprik formüller yardımıyla bulunur:

$$\Delta T = 30 - 0.006n \quad (5.3)$$

$$p_a = [(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_0\eta_v + p_r T_0] / (\varepsilon T_0) \text{ ,}[MPa] \quad (5.4)$$

Emme süreci sonunda da artık gaz katsayısı ve emme sonu sıcaklıkları bulunur:

$$\gamma_r = p_r(T_0 + \Delta T) / T_r(\varepsilon \cdot p_a - p_r) \quad (5.5)$$

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (5.6)$$

Bu şekilde sıkıştırma sürecine kadar gelinir. Sıkıştırma sürecinde literatürdeki bilinen formüllerden faydanılmıştır.

Sıkıştırma sürecinden sonra homojen karışımly yanma süreci tanımlanır. Yanma sürecinde en önemli parametre ısı kullanım katsayısıdır. Aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\xi_z = 0.741 + 2 \times 10^{-5}n + 0.08 \times \eta_v - 0.03 \times \eta_v^2 \quad (5.7)$$

Isı kullanım katsayısı; yanma sürecinde alev cephesinin soğuk silindir cidarlarında uğradığı ısı kayıplarını hesaba katmaktadır.

Yanma prosesinden sonra genişleme ve egzoz süreçleri gelir ve parametreler; bilinen formüllerin yardımıyla hesaplanır. Buradan bizim için önemli olan motorun indike parametrelerine geçilir.

İndike parametrelerden ilki motorun indike basıncının teorik değeridir:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\alpha}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], [MPa] \quad (5.8)$$

Çevrim atlatma sistemiyle beraber oldukça azalacağını söylediğimiz pompalama kayıplarının ortalama basıncı da aşağıdaki biçimde hesaplanır:

$$\Delta p_i = p_r - p_a \quad (5.9)$$

Böylece çevrime ait gerçek ortalama indike basınç bulunur:

$$p_i = v(p'_i - \Delta p_i), [MPa] \quad (5.10)$$

Üstte kullanılan v ; teorik çevrimi gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan yuvarlatma katsayısıdır ve 0.94-0.97 aralığında değerler alır.

Nihayet indike güç:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_H \cdot n}{30a}, [kW] \quad (5.11)$$

Bu denklemde a ; iki veya dört stroklu motoru ifade eder. Strok hacmi ise;

$$V_H = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot i, [dm^3] \quad (5.12)$$

İndike verim ise şu şekilde yazılır:

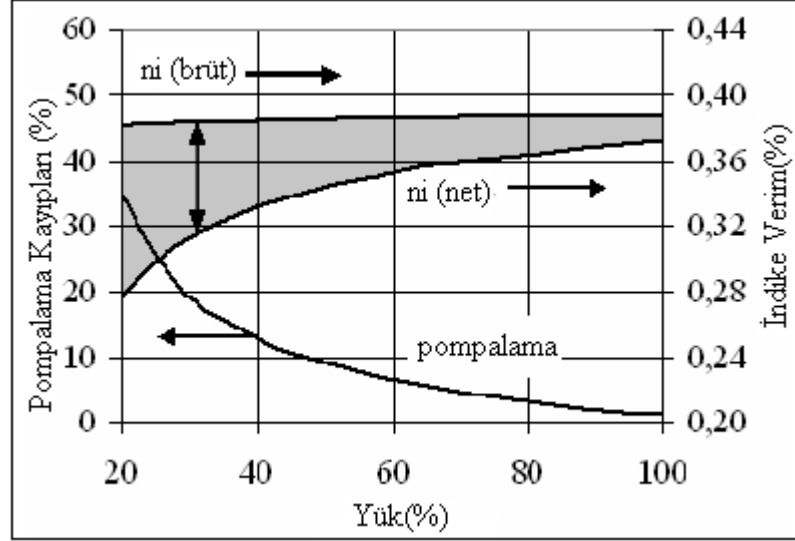
$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \lambda}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v} \quad (5.13)$$

Efektif parametrelere geçmeden önceki son formül ise özgül yakıt sarfiyatı formülüdür:

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, [g / kWh] \quad (5.14)$$

Bu formülle birlikte bilinen indike parametreleri tanımlamış oluyoruz. Çevrim atlatmanın termodinamik olarak nasıl ifade edildiğine geçmeden önce üstte şimdiye kadar tarif edilen formüllerle, pompalama kayıplarının etkisine biraz daha yakından bakmakta fayda vardır.

Pompalama kayıpları denklem (5.9)'daki gibi hesaplanır. Hesaplama Excel programında yapılmış olup pompalama kayıplarının etkisi Şekil 5.1'de görülebilir.



Şekil 5.1 : Pompalama Kayıplarının İndike Verime Etkisi (Kutlar ve diğ., 2005)

Şekilde, motorun yükü yatay eksen olarak belirtilmiştir. Düşey eksenlerden biri pompalama kayıplarının yüzdesini, diğeri ise indike verimi göstermektedir.

Şekilden görüldüğü gibi; motorun yükünün düşük olduğu yerlerde yani kısmi yüklerde pompalama kayıplarının yüksek olduğu görülmektedir. Yükün artışıyla beraber pompalama kayıpları azalmaktadır.

Yine kısmi yük bölgesine bakacak olursak, indike verimin %19 civarında olduğu ancak yükün artışıyla beraber indike verimin arttığı görülür. Tam yük konumuna kadar artarak gelir ve tam yükte %37 civarında oluşur. Burada bahsedilen indike verimin brüt indike verim değil net indike verim olduğu unutulmamalıdır. Net indike verim; pompalama kayıplarından sonra kalan verimdir.

Kısmi yük bölgesinde azalan volümetrik verim nedeniyle emme ve sıkıştırma sonu basınçları, yani p_a ve p_c düşük kalmaktadır. Bu nedenle de bu bölgede pompalama kayıpları yükselmektedir.

5.2 Çevrim Atlatmanın Termodinamiği

Çevrim atlatma yöntemi bilindiği üzere kısmi yük bölgesinde uygulanan bir yöntemdir ve başlıca iki farklı strateji mevcuttur. Normal çalışma modunun yanısıra

ns ve nss modları mevcuttur. Normal, ns ve nss modunun termodinamik analizi için kısmi yüklerde tanımlanan üstteki modeli geliştirmek gerekir.

Normal dört zamanlı çalışma şartında 4 zamandan 1 tanesinde iş alınmaktadır. Bölüm 2’de ayrıntılı anlatılan çevrim atlatma stratejisinde ise normal dört zamandan sonra bir veya iki çevrim boş geçmektedir. Dolayısıyla ns stratejisinde 8 çevrimde 1 kez ve nss stratejisinde 12 çevrimde 1 kez iş alınmaktadır. **(Kutlar ve diğ., 2005)** Bu bilgiyi bir süreliğine saklayarak silindir başına gücün nasıl ifade edildiğini görelim:

$$P_{s,i} = W_{s,i} \cdot f_{güç} \quad (5.15)$$

Burada $W_{s,i}$; silindirdeki indike iş, $f_{güç}$ (s^{-1}) ise güç stroğu frekansdır **(Kutlar ve diğ., 2005)**.

$$W_{s,i} = p_i \cdot V_h \quad (5.16)$$

Üstteki formülde p_i ; ortalama indike basınç ve V_h da strok hacmidir. Üstte bahsedilen güç stroğunu tanımlamak istersek;

$$f_{güç} = k \frac{2n_M}{60} \quad (5.17)$$

İşte bu formülde tanımlanan k değeri üstte verilen bilgideki çevrim atlatmayı tanımlayacağımız sabittir. n_M ; motor dönme sayısı ve k ; iş stroğu kesri olup şöyle tanımlanır:

$$k = \frac{\text{ÇevrimdeİşAlınanStrok}}{\text{ÇevrimdekiToplamStrok}} \quad (5.18)$$

Şimdi üstte verilen bilgilere dönerek k değeri için Tablo 5.1’i hazırlayabiliriz.

Alttaki tabloya bakarak çevrim atlatma stratejisinin neden bir değişken strok hacimli motor uygulaması olduğunu da daha kolay anlayabiliriz. Görüldüğü gibi her çalışma koşulu için farklı bir strok hacmi (efektif strok hacmi) oluşmaktadır. Bunlar, çevrimde etkin olan strok hacimleridir.

Tablo 5.1 : İş Stroğu Kesrinin, Ortalama İndike Basınç ve Efektif Strok Hacminin Çalışma Modlarına göre Değişimi

Çalışma Modu	k	Sabit Güç ve Hız İçin p_i	Efektif Strok Hacmi
2 zamanlı	1/2	p_i	V_h
4 zamanlı normal çalışma modu	1/4	$2p_i$	$V_h / 2$
4 zamanlı ns modu	1/8	$4p_i$	$V_h / 4$
4 zamanlı nss modu	1/12	$6p_i$	$V_h / 6$

Bundan sonra silindir başına güç formülünü tekrar düzenleyebiliriz:

$$P_{s,i} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot k \cdot n_M}{30} \quad (5.19)$$

Bu denkleme göre eğer bir motorun strok hacmi, hızı ve gücü sabit ise;

$$\frac{30 \cdot P_{s,i}}{V_h \cdot n_M} = k \cdot p_i = \text{sabit} \quad (5.20)$$

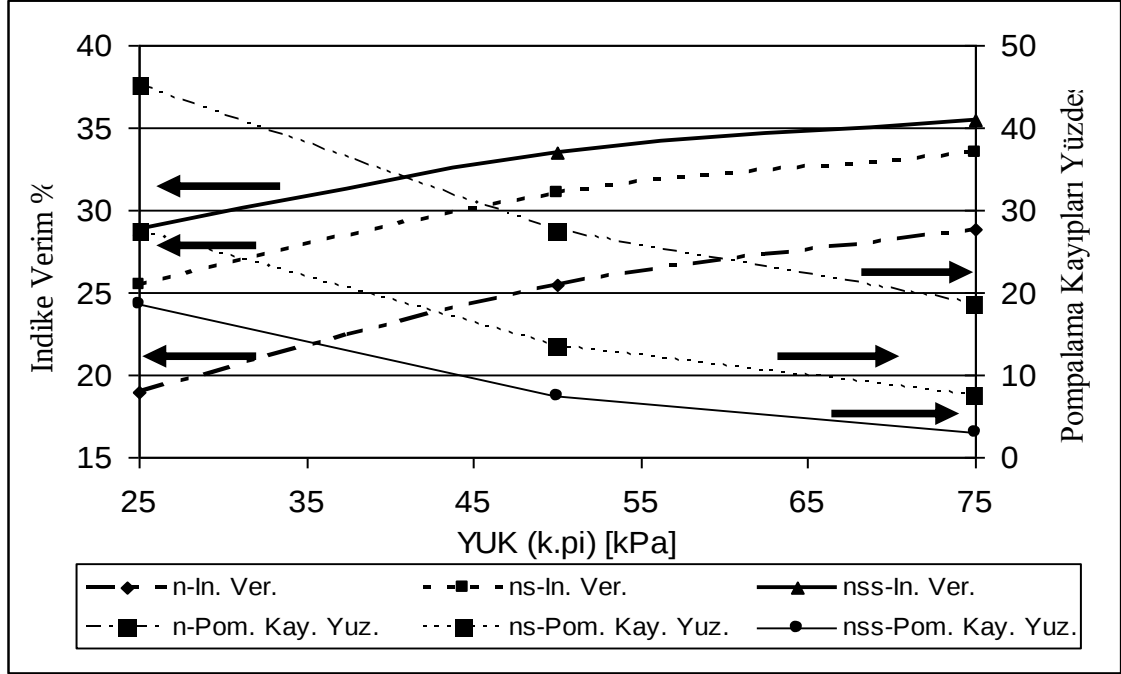
k ve p_i değerlerinin çarpımı sabit olacak biçimde bu iki değeri değiştirmek mümkündür. Böylece k 'ya bağlı olarak çevrim atlatmalı durumda termodinamik değerler hesaplanır.

Hesaplama sonucunda indike değerler açısından yük ve pompalama kayıp değerleri Şekil 5.2'deki gibi oluşur (**Kutlar ve diğ., 2005**).

İndike değerler açısından irdeleyebileceğimiz bu şekilde yatay eksen yükü teşkil eder. Bu yük değerleri görüldüğü üzere 25-75 kPa arasında değerlendirilmiştir. 25 kısmi yükleri (yani 4 zamanlı motorda $p_i = 1\text{bar}$ 'ı ifade ederken bu değer arttıkça yük de artma söz konusudur. Düşey eksenlerden ilki indike verimdir. Diğer düşey eksen ise pompalama kayıplarıdır. Bu kayıpları ifade edebilmek için ortalama pompalamaya giden basıncın, ortalama indike net basınca oranı kullanılmıştır.

Eğrilere bakacak olursak, indike verim ve pompalama kayıpları açısından iki farklı eğri takımı olduğu görülebilir. Bunlardan indike verimi işaret eden eğri takımına bakacak olursak öncelikle kısmi yüklerden tam yüke doğru gidişte indike verimin artma eğiliminde olduğu görülür. Ayrıca çalışma modları açısından incelersek en iyi indike verimin nss modunda, en kötü indike verimin de normal çalışma modunda

olduğu görülür. Yani çevrim atlatma stratejisi normal çalışmaya göre nss modunda relatif olarak %52 ve ns modunda %34 indike verim kazancı getirmektedir.

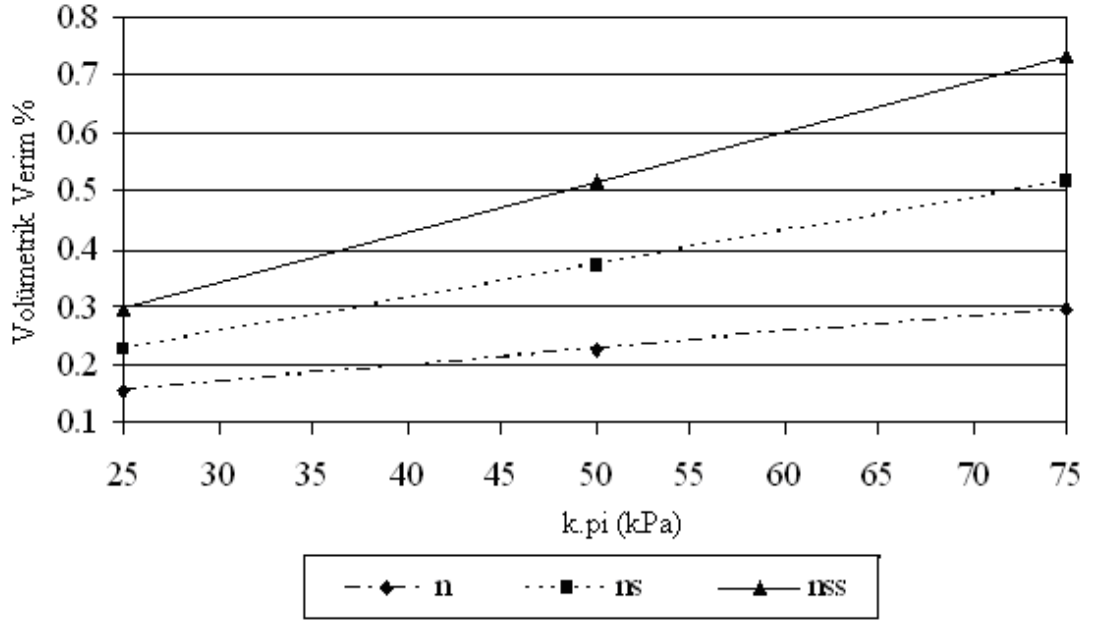


Şekil 5.2 : Farklı Çalışma Modlarında Yüke Göre Pompalama Kayıpları ve İndike Verim (n=2000 d/d)

Pompalama kayıplarını ifade eden eğri takımına bakacak olursak ise öncelikle kısmi yüklerdeki pompalama kayıplarının tam yüke gidişte azalma eğilimine girdiği görülür. Çalışma modları açısından irdelersek; en yüksek pompalama kayıplarının normal çalışma modunda, en düşük pompalama kaybının ise nss modunda olduğu görülür. Yani net indike basıncın pompalamaya giden kısmı, normal moddan çevrim atlatmalı rejimlere doğru azalmaktadır. Normal çalışma modunda net basınç değerinin kısmi yüklerde %45'i, tam yüke doğru ise %19'u pompalama kayıplarına gitmektedir. Bu sayılar bize durumun vahametini göstermektedir. Çevrim atlatmalı durumda ise ns modunda kısmi yüklerde %27'si, 75 kPa'da ise %8'i pompalamaya gitmektedir. Nss modunda ise biraz daha iyileşme görülür. Kısmi yüklerde %19 pompalama kaybı varken yük arttıkça pompalama kaybı %4'e kadar düşer.

Şekil 5.3'te görüldüğü gibi çevrim atlatma durumlarında volümetrik verimde artma gözlenmektedir. Çevrim atlatmalı çalışmada ilk çevrim normal iş alınan bir çevrimdir ve diğer boş geçecek çevrimi kompanze etmek için daha fazla taze dolgu silindire alınır ve bunu yapabilmek için de gaz kelebeği pozisyonu daha açık konuma getirilir. Bu sayede de volümetrik verim artmış olur.

Görüldüğü gibi indike parametreler sayesinde bu yorumları yapabiliyoruz. Şimdi efektif parametrelere geçerek tekrar olayı irdelleyeceğiz.



Şekil 5.3 : Volümetrik Verimin Yüke Göre Değişimi (n=2000 d/d)

5.3 Çevrim Atlamada Efektif Parametreler

İndike parametreler bulunduğundan sonra efektif parametrelere geçilir. Efektif parametrelerden ilki ortalama efektif basınçtır:

$$p_e = p_i - p_m \quad (5.21)$$

Burada p_m ; sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden mekanik kayıplar ile pompalama kayıplarını içeren ortalama mekanik kayıp basıncıdır.

Ortalama mekanik kayıp basıncı, amprik formüller sayesinde hesaplanır. Literatürde **Kolchin ve Demidov (1984)** tarafından benzinli motorlarda kullanılmak üzere önerilmiş bir amprik formül mevcuttur. Bu amprik formül benzinli motorlar için önerilmiştir ancak tam yük koşullarına göre düşünülmüştür. Bu amprik formül, ortalama piston hızını ve çap/strok oranını temel alır. Motor yükünü ise dikkate almaz. Şu şekilde yazılır:

$$p_m = 0.049 + 0.0152w_p, [MPa] \quad (5.22)$$

Literatürdeki diğer amprik formül ise **Basshuysen ve diğ. (1980)** tarafından önerilmiştir. Bu amprik formül motorun yükünü ve hızını beraberce dikkate alır. Bu formül ise şöyledir:

$$p_m = 0.0458 + 0.0238 \frac{n}{1000} + 0.0038 p_e \pm 0.11 \text{ , [MPa]} \quad (5.23)$$

Görüldüğü gibi formül önerilmiş ancak bir aralık içerisinde değiştiği vurgulanmıştır. Biz de incelemelerimizin bir kısmında bu aralığa dikkat ederken, bir kısmında da ortalama değer alacağız. Bu formülde regresyon analizi yapılmıştır. Regresyon analizi; gözlenen bir olayın değerlendirilmesinde, bu olayın gerçekleşmesinde doğrusal veya dolaylı etkili olan parametrelerle bir matematiksel model kurulmasıdır. Basshuysen formülünde de bir sabit, iki farklı sabitle çarpılan iki değişken ve bir de hata yer almaktadır.

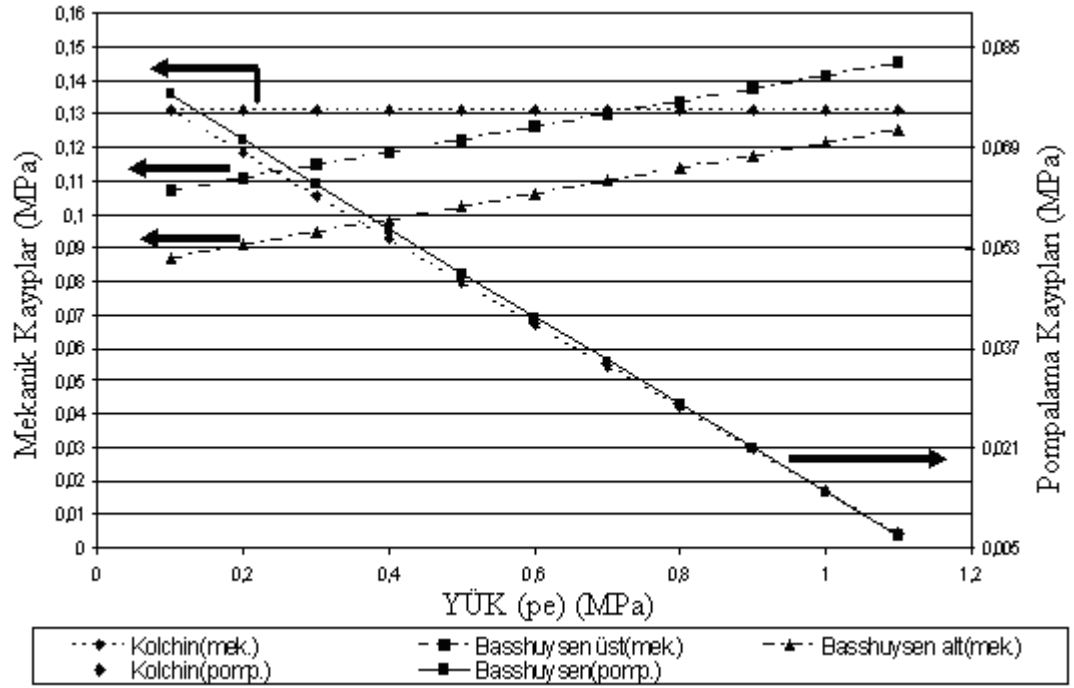
İkinci formül önerilirken silindir hacmi ve çap/strok oranına göre bir ayırım yapılmıştır. Bu ayırma göre 1.3 l, 1.46 l, 1.6 l ve 2.6 l'lik motorlar için önerilmiştir. Bu motorlarda aslında o yıllarda Audi marka taşıtın motorlarıdır ve **Basshuysen**'de bu motorlar üzerinde çalışıp amprik formülleri önermiştir. Bizim motorumuz tek silindirli bir motor olduğundan çap/strok oranına bakılarak bize en yakın olan 1.46 l motorun formülü temel alınmıştır. O formül de (5.23) denklemindeki formüldür. Şimdi bu iki amprik formülü kıyaslayalım ve sonunda bir tanesini seçerek hesaplarımıza onunla devam edelim.

İki amprik formülü uygulayarak sabit hızda oluşan mekanik kayıplara ve pompalama kayıplarına bakacak olursak Şekil 5.4'deki durumun olduğu görülür.

Bu şekle bakılacak olursa; Basshuysen amprik formülünün mekanik kayıplar açısından belli sınırları olduğu görülmektedir. Kısmi yük bölgesinde mekanik kayıplar açısından Kolchin formülüne göre daha düşük kaldığı görülür. Kolchin, formülünü zaten sadece tam yükte yazmış ve kısmi yük tanımını yapmamıştır. Pompalama kayıpları açısından ise fazla bir fark yoktur. Kolchin formülünün sadece hıza bağımlı olması nedeniyle mekanik kayıplar açısından sabit kaldığı görülmektedir.

İki formülde de kısmi yük bölgesinde pompalama kayıplarının yüksek olduğu, tam yüke gittikçe ise azaldığı görülmektedir.

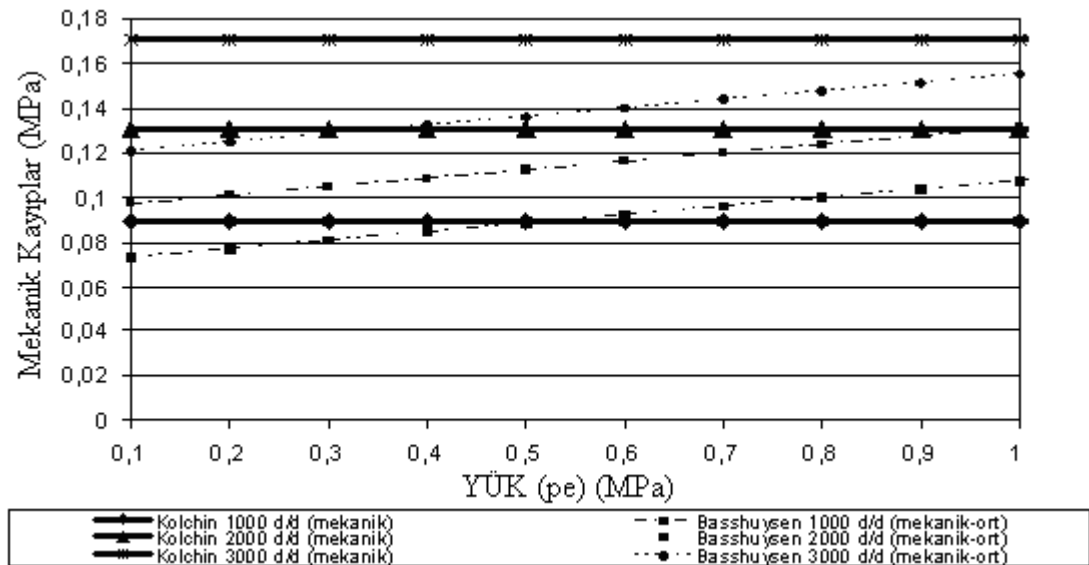
İki amprik formülde de ortak olan hıza bağımlılığı daha iyi anlayabilmek için farklı hızlarda bir deneme yapılmıştır. Buna göre üç farklı devirde bu iki amprik formül denenmiştir.



Şekil 5.4 : İki Amprik Formüle Göre Kayıplar (n=2000 d/d)

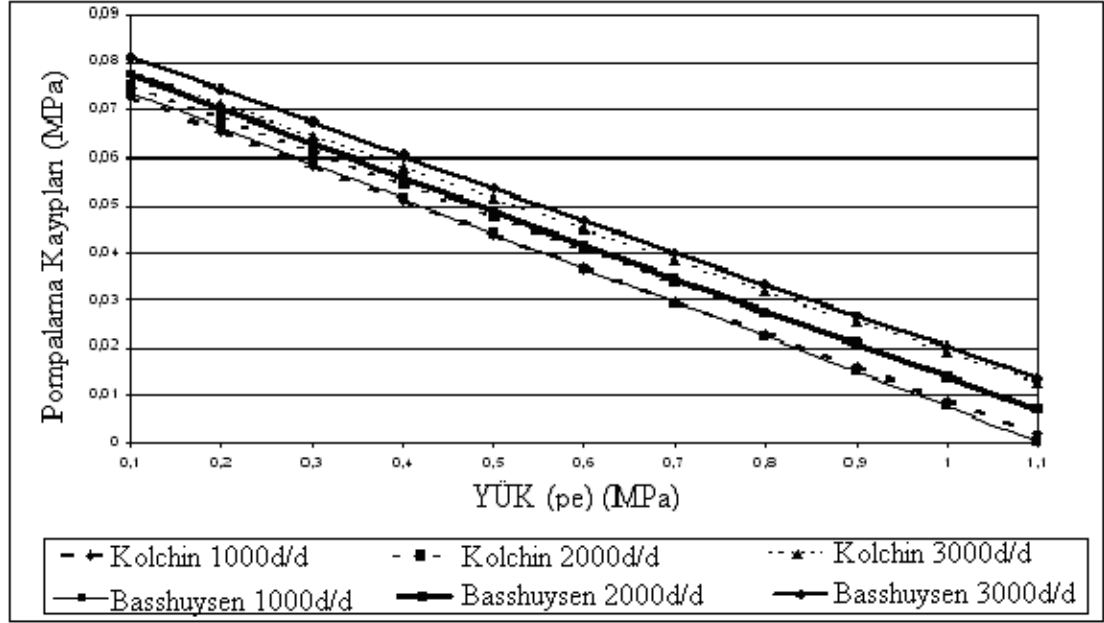
Şekil 5.5’de hıza bağlı olarak iki formül sonunda oluşan mekanik kayıplar verilmiştir. Her iki formülde de hız arttıkça mekanik kayıpların arttığı görülmektedir. Kolchin formülü sabit hızda sabit mekanik kayıplar oluşturmuştur. Basshuysen formülü ise değişken sonuçlar doğurmuştur.

Her üç hızda da kısmi yüklerde Basshuysen formülüyle daha düşük mekanik kayıplar olduğu görülür.



Şekil 5.5 : Hıza Bağlı Mekanik Kayıplar

Şekil 5.6’da görüldüğü gibi ise Basshuysen ve Kolchin’de pompalama kayıpları hızla beraber değişim göstermektedir. Her iki formülde de hız arttıkça pompalama kayıplarının arttığı görülmektedir. (5.9) denkleminde verilen pompalama kayıpları hesaplandığında gaz basınçlarının da emme sonu basıncının da hız ile arttığı görülür. Ancak relatif olarak artık gaz basınç artışının yüksek olması nedeniyle pompalama kayıpları artmıştır.



Şekil 5.6 : Hıza Bağlı Pompalama Kayıpları

Bu şekilde iki ampirik formül arasındaki farklar belirtildikten sonra hesaplara devam ederek diğer efektif parametreleri hesaplamak için bir seçim yapılmıştır. Mühendislik yaklaşımı olarak Basshuysen formülü; yükü dikkate aldığı ve kısmi yüklere uygulanabileceği için seçilmiştir. Bu seçimden sonra da diğer efektif parametrelere geçilir. Efektif güç;

$$P_e = \frac{p_e V_H n}{30a} , [kW] \quad (5.24)$$

Mekanik ve efektif verim ise;

$$\eta_m = p_e / p_i = 1 - p_m / p_i \quad (5.25)$$

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (5.26)$$

Bu formüllere göre efektif verimin değişimi aşağıda incelenmiştir. Bu inceleme çevrim atlatma durumları için $k \cdot p_e$ sabit tutularak ve sabit hız için yapılmıştır.

Çevrim atlatmalı durumda mekanik kayıpların Basshuysen formülüyle ifade edilmesinde farklı bir yaklaşım kullanılmıştır. Bu yaklaşım sayesinde mekanik kayıplar çevrim atlatmalı durumu da içine alacak biçimde genişler. Normal çalışma koşulunda herhangi bir fark yokken çevrim atlatıldığında mekanik kayıplar değişecektir. Ns çalışma koşulunda normal geçen çevrimden sonra atlatılacak çevrimde iş üretilmediği halde kayıplar olacaktır. Bu kayıpları ifade etmek için Basshuysen formülü geliştirilir. Ns ve nss çalışma modlarında normal geçen çevrimlerden sonra atlatılan çevrimlerde de mekanik kayıplar oluşmaktadır. Öncelikle Basshuysen formülünü bir denklem olarak düşünerek;

$$p_m = a + b \cdot n + c \cdot p_e \quad (5.27)$$

Bu şekle gelen ifade içinde sabit bir a katsayısı, hızla çarpılan b katsayısı ve yüklerle çarpılan c katsayısı bulunmaktadır. Ns çevrimi için düşünürsek üstte söylendiği gibi iş alınan çevrimden sonra iş alınmayan çevrimi de ilave etmek için formül şu hale getirilmelidir;

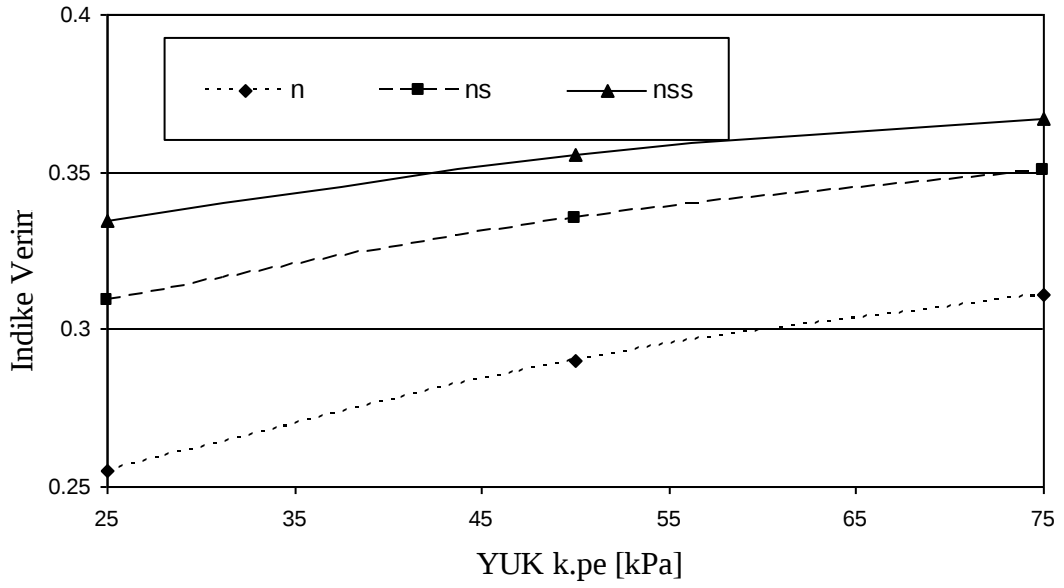
$$p_m = 2a + 2b \cdot n + c \cdot p_e \quad (5.28)$$

Görüldüğü üzere yüklerle ilgili olan kısım değişmemiştir. Çünkü bu kısım sadece iş alınan çevrimde etkili olacaktır. Boşta geçen çevrime etki yapmayacaktır. Nss stratejisi için de benzer şekilde;

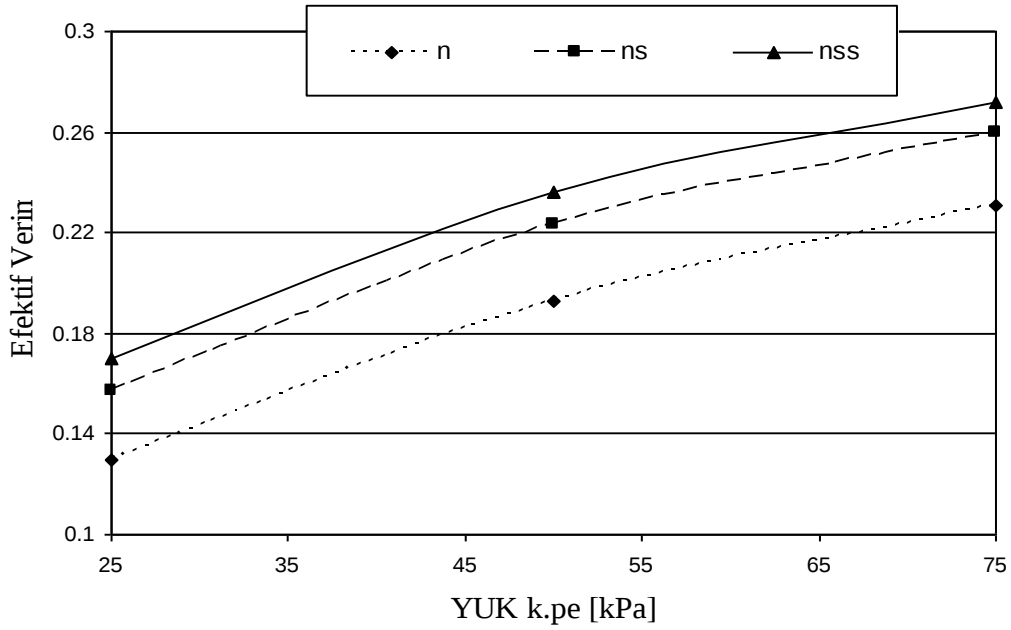
$$p_m = 3a + 3b \cdot n + c \cdot p_e \quad (5.29)$$

Hesaplarımızı bu şekilde geliştirdikten sonra sonuçları irdelemek için Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'e bakabiliriz. Görüldüğü gibi efektif parametrelere geçilerek kayıplar hesaba katılmıştır. Bu aşamadan sonra sürtünme kayıpları göz önüne alınarak oluşturulan yeni indike verim yüzdelerinin durumu araştırılmıştır. Bu duruma göre indike verim değerleri çevrim atlatma için de gösterilmiştir.

Şekilden görüldüğü gibi indike verim değerleri n , ns ve nss için farklılık göstermiştir. En yüksek indike verim değeri nss durumunda en düşük indike verim ise n stratejisinde oluşmuştur. N durumunda çevrim atlatmaya geçildiğinde indike verim açısından ns stratejisinde kısmi yüklerde %21.4, yüksek yüklerde ise %13 relatif artış vardır. Nss 'e geçildiğinde ise n durumdan, kısmi yüklerde %31.2, yüksek yüklerde %18 artış oluşmaktadır. Görüldüğü gibi mekanik kayıpların indike verim üzerindeki etkisi, yük arttıkça azalmaktadır. Çevrim atlatma stratejileri ise indike verim açısından olumlu olmaktadır.



Şekil 5.7 : Efektif Parametrelere Geçtikten Sonra İndike Verimin ve Pompalama Kayıplarının Yüzdesinin Durumu (n=2000 d/d)



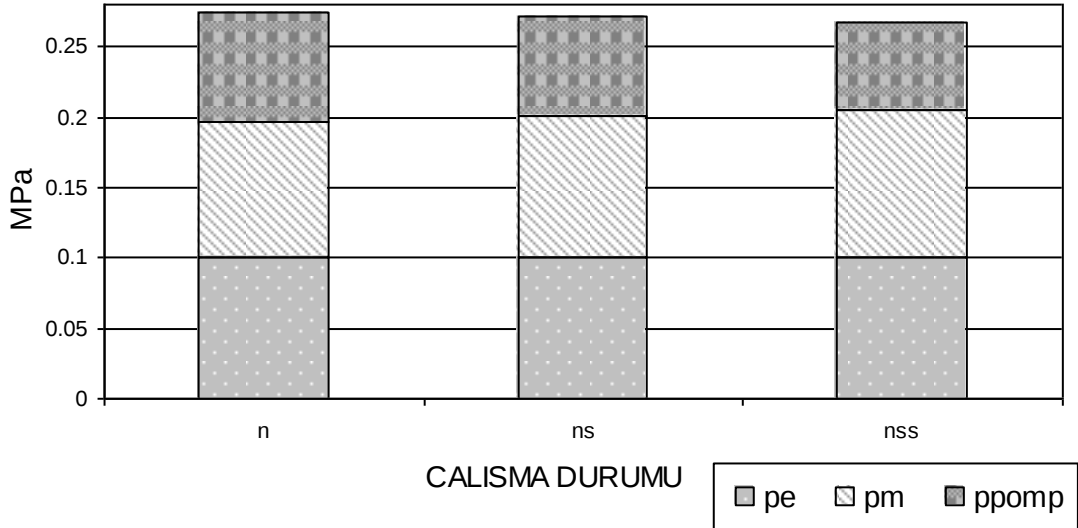
Şekil 5.8 : Efektif Verim ve Pompalama Kayıplarının Yüzdesinin Değişimi (n=2000 d/d)

Şekil 5.8’de ise efektif verim değerlerinin değişimi görülmektedir. Bu şekle bakılacak olursa kısmi yüklerden tam yüke doğru gidişle beraber efektif verim artma eğilimine girmektedir. Çalışma modları arasında bir kıyaslama yapılacak olursa ise pompalama kayıplarının en az olduğu nss durumunda efektif verim en yüksek, n modunda ise en düşüktür. Çevrim atlatmanın efektif verim üzerinde olumlu bir etki yarattığı söylenebilir. Ns modunda n moduna göre efektif verimde kısmi yük bölgesinde %21

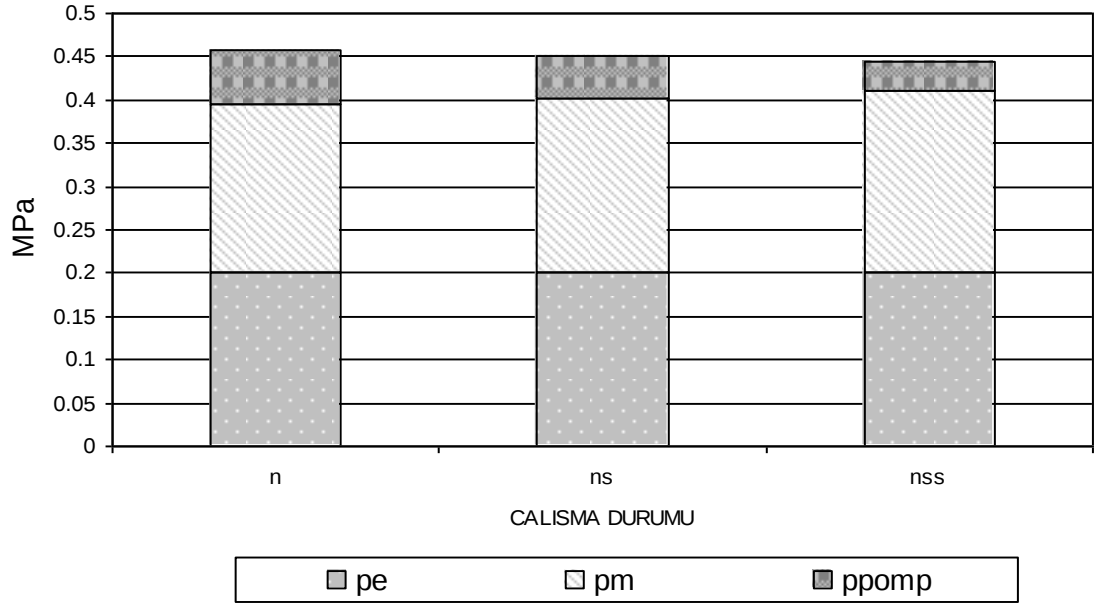
yüksek yük bölgesinde ise %12.5 artış gözlenmiştir. Nss modunda ise n moduna göre kısmi yük bölgesinde %30.8, yüksek yük bölgesinde ise %17.8 artış vardır.

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8 kıyaslanacak olursa indike verimde yakalanan artış, efektif verime, değer kaybederek yansımıştır. Bu düşüşün iki nedeni vardır. İlk neden mekanik sürtünmelerin payının artmış olmasıdır. İkinci sebep ise efektif parametrelere geçmeden önce yani mekanik kayıpları hesaba katmadan önce hesaplanan indike verim değerlerine göre mekanik kayıplardan sonraki indike verim değerlerinin yükselmiş olmasıdır.

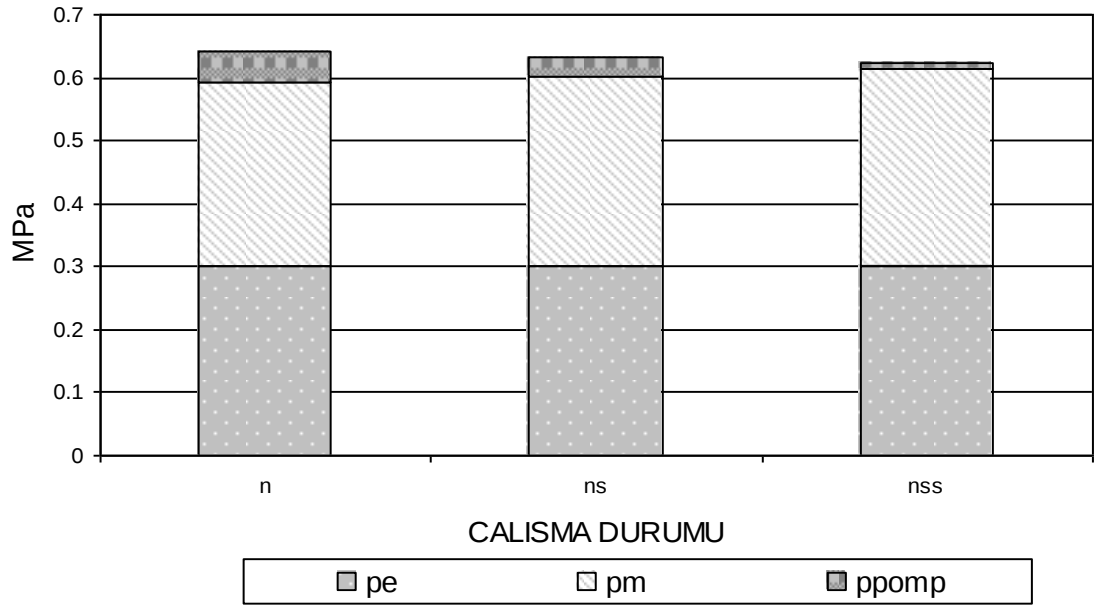
Son inceleme olarak üstte görüldüğü gibi oldukça etkili olan kayıpların, efektif ortalama basınç içindeki oransal durumlarını görelim. Şekil 5.9, 5.10 ve 5.11’de verildiği üzere efektif ortalama basıncın yanısıra mekanik kayıplar ve pompalama kayıpları miktarları oransal olarak görülmektedir.



Şekil 5.9 : 0.1 MPa Yük İçin Basınçlar (n=2000 d/d)



Şekil 5.10 : 0.2 MPa Yük İçin Basınçlar (n=2000 d/d)



Şekil 5.11 : 0.3 MPa Yük İçin Basınçlar (n=2000 d/d)

Bu şekilleri inceledikten sonra bu şekilleri oluşturduğumuz tabloları verebiliriz. Özellikle bizim için önemli olan çevrim atlarmaya göre oluşturduğumuz hesapların bulunduğu tablolar (Tablo 5.2 ve Tablo 5.3) verilecektir. Burada Kolchin ve Basshuysen farkları sayısal olarak da daha net görülebilir.

Tablo 5.2 : Kolchin Formülüyle Hesaplar

	k	k.pe	Efektif Ortalama Basınç	Volümetrik Verim	İndike Verim	Efektif Verim	Deltappomp/pi' (Pompalama Kayıpları %)
Kolchin							
n	0.25	25	0.10	0.249376	0.26836376	0.117546386	23.94946453
	0.25	50	0.20	0.322496	0.296776571	0.180154295	16.665448
	0.25	75	0.30	0.395229	0.315128546	0.219967929	12.14375589
Kolchin	k	k.pe	Efektif Ortalama Basınç	Volümetrik Verim	İndike Verim	Efektif Verim	Deltappomp/pi' (Pompalama Kayıpları %)
ns	0.125	25	0.20	0.322496	0.296776571	0.180154295	16.665448
	0.125	50	0.40	0.467859	0.328135423	0.247747336	9.059274607
	0.125	75	0.60	0.611597	0.345443266	0.283948071	5.157758283

	k	k.pe	Efektif Ortalama Basınç	Volümetrik Verim	İndike Verim	Efektif Verim	Deltappomp/pi' (Pompalama Kayıpları %)
Kolchin							
nss	0.0833	25	0.30	0.395229	0.315128546	0.219967929	12.14375589
	0.0833	50	0.60	0.611597	0.345443266	0.283948071	5.157758283
	0.0833	75	0.90	0.825771	0.360827444	0.315281826	1.916379654

Tablo 5.3 : Basshuysen Formülüyle Hesaplar

	k	k.pe	Efektif Ortalama Basınç	Volümetrik Verim	İndike Verim	Efektif Verim	Deltappomp/pi' (Pompalama Kayıpları %)
Basshuysen							
n	0.25	25	0.100892	0.224748	0.254866	0.129808	27.49984
	0.25	50	0.200633	0.300992	0.289777	0.192747	18.43195
	0.25	75	0.30077	0.376931	0.311132	0.230735	13.11328

	k	k.pe	Efektif Ortalama Basınç	Volümetrik Verim	İndike Verim	Efektif Verim	Deltappomp/pi' (Pompalama Kayıpları %)
Basshuysen							
ns	0.125	25	0.200633	0.3692443	0.309344	0.157106	16.1584879
	0.125	50	0.400647	0.5194449	0.335341	0.222893	8.49617804
	0.125	75	0.600481	0.6680088	0.350352	0.259589	4.40321592

	k	k.pe	Efektif Ortalama Basınç	Volümetrik Verim	İndike Verim	Efektif Verim	Deltappomp/pi' (Pompalama Kayıpları %)
Basshuysen							
nss	0.0833	25	0.30077	0.5122654	0.334417	0.169816	8.49617804
	0.0833	50	0.600481	0.7351439	0.355331	0.23615	3.24408858
	0.0833	75	0.900356	0.9572193	0.366991	0.272016	0.6875979

Tablo 5.4'de de değişik hızlarda oluşan kayıplar verilmiştir.

Tablo 5.4 : Kolchin ve Basshuysen Hıza Bağlı Kayıp Değerleri

Kolchin	n1			Kolchin	n2			Kolchin	n3		
Motor Hızı	Mekanik Kayıplar	Pompalama Kayıpları	Efektif Basınç	Motor Hızı	Mekanik Kayıplar	Pompalama Kayıpları	Efektif Basınç	Motor Hızı	Mekanik Kayıplar	Pompalama Kayıpları	Ef. Bas.
1000	0.089533	0.072728	0.1	2000	0.131	0.075138116	0.1	3000	0.1706	0.077957	0.1
1000	0.089533	0.06549	0.2	2000	0.131	0.068239253	0.2	3000	0.1706	0.071314	0.2
1000	0.089533	0.058316	0.3	2000	0.131	0.061376931	0.3	3000	0.1706	0.064713	0.3
1000	0.089533	0.05119	0.4	2000	0.131	0.054524377	0.4	3000	0.1706	0.058148	0.4
1000	0.089533	0.044105	0.5	2000	0.131	0.047730935	0.5	3000	0.1706	0.051611	0.5
1000	0.089533	0.037053	0.6	2000	0.131	0.04096274	0.6	3000	0.1706	0.045099	0.6
1000	0.089533	0.030027	0.7	2000	0.131	0.034214384	0.7	3000	0.1706	0.038605	0.7
1000	0.089533	0.02302	0.8	2000	0.131	0.027480556	0.8	3000	0.1706	0.032124	0.8
1000	0.089533	0.016026	0.9	2000	0.131	0.020755457	0.9	3000	0.1706	0.025651	0.9
1000	0.089533	0.009038	1	2000	0.131	0.014033646	1	3000	0.1706	0.01918	1

Bass	n1			Bass	n2			Bass	n3		
Motor Hızı	Mekanik Kayıplar	Pompalama Kayıpları	Efektif Basınç	Motor Hızı	Mekanik Kayıplar	Pompalama Kayıpları	Efektif Basınç	Motor Hızı	Mekanik Kayıplar	Pompalama Kayıpları	Ef. Bas.
1000	0.0734	0.073728	0.1	2000	0.0972	0.077461729	0.1	3000	0.121	0.081225	0.1
1000	0.0772	0.066376	0.2	2000	0.101	0.070268175	0.2	3000	0.1248	0.07436	0.2
1000	0.081	0.058923	0.3	2000	0.1048	0.063103333	0.3	3000	0.1286	0.067493	0.3
1000	0.0848	0.051524	0.4	2000	0.1086	0.056003284	0.4	3000	0.1324	0.060666	0.4
1000	0.0886	0.044168	0.5	2000	0.1124	0.048940215	0.5	3000	0.1362	0.053872	0.5
1000	0.0924	0.036848	0.6	2000	0.1162	0.041906984	0.6	3000	0.14	0.047106	0.6
1000	0.0962	0.029556	0.7	2000	0.12	0.034897089	0.7	3000	0.1438	0.040362	0.7
1000	0.1	0.022285	0.8	2000	0.1238	0.027904275	0.8	3000	0.1476	0.033632	0.8
1000	0.1038	0.015026	0.9	2000	0.1276	0.020921912	0.9	3000	0.1514	0.026913	0.9
1000	0.1076	0.007773	1	2000	0.1314	0.013943757	1	3000	0.1552	0.020197	1

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Kısmi yüklerde motorun karakteristikleri özellikle şehir içi kullanımda oldukça önemlidir. Yıllardır benzinli motorlarda sorun teşkil eden kısmi yüklerde verim düşüklüğü ve yüksek yakıt tüketimi bu tez dahilinde tartışılmıştır. Benzinli motorlarda kısmi yük rejiminde verim düşüklüğünün temel nedenlerinden biri olan pompalama kayıplarının yüksekliği irdelenmiştir.

Kısmi yük rejimlerinde verimi yükseltmek için önerilen yeni bir yöntem olan çevrim atlatma yöntemi tanıtılmış ve uygulanmasına değinilmiştir.

Bu yöntemin getireceği yeniliklerin test edilmesi için kurulmuş olan tek silindirli bir deney motoru tanıtılmıştır. Bu deney motorunda sorunlu biçimde veya hassaslıktan uzak olarak çalışan ekipmanların geliştirilmesi amacıyla ne çalışmalar yapıldığı tarif edilmiştir.

Bu geliştirme çalışmalarından sonra ne oranda bir iyileşme sağlandığı açıklanmıştır.

Kısmi yük bölgeleri için önerilmiş bir termodinamik model incelenmiş, çevrim atlatmayı tarif eder hale getirildikten sonra bu model yardımıyla deney motorumuzun sahip olduğu değerler sayesinde motorumuzun termodinamik karakteri belirlenmiştir.

Bu karakterin indike ve efektif değerleri belirlendikten sonra kısmi yüklerde verim düşüklüğü ve pompalama kayıplarının yüksekliği bu termodinamik hesaplamalar sayesinde tarif edilmeye çalışılmıştır.

Mekanik kayıplar için iki amprik formül önerilmiş fakat biri üzerinde durulmuştur. Bu amprik formüllerin getirdiği yakınsama ancak belli ölçüde geçerli olacağı için gerçek kayıpları ölçmek ancak silindir içi basınç ölçümü yapıldığı zaman mümkün olabilecektir. O zamana kadar amprik formüllerle deney motorumuzun kayıplarına yakınsama yapmak kaçınılmazdır.

Termodinamik analizin sonuçlarına bakacak olursak; özellikle kısmi yük bölgesinde hem indike hem de efektif verimin düşüklüğü göze çarpar. Bu düşüklüğün temel nedeni pompalama kayıplarına giden basınç yüzdesinin yüksek oluşudur.

Pompalama kayıplarının azaltıldığı çevrim atlatma yöntemi sayesinde verim artışı sağlanmıştır. Pompalama kayıplarının çevrim atlatmada daha az olmasının nedeni; atlatılan çevrimlerden önceki normal çevrimde, atlatılacak çevrimi kompanze

edebilmek için silindir içine daha fazla taze dolgu almak için gaz keleşbeğinin daha fazla açık bırakılmasıdır. Gaz keleşbeğinin daha açık konuma getirilmesi kısılma kayıplarını ve dolayısıyla pompalama kayıplarını azaltmış, verimi arttırmıştır.

Bu tez kesin olarak bu konuyla ilgili yapılmış son çalışma olmayacaktır. Özellikle hazırlanan deney motorunda yapılacak testler ve elde edilecek data­lar ve özellikle silindir içi basınç ölçümü, konuya ışık tutacak ve yol gösterecektir. Bu nedenle yapılacak çalışmalarda deneysel kısımlara ağırlık verilmesi esastır.

KAYNAKLAR

- Arslan, E.**, 2003. Taşıt motorlarında araştırma ve deney teknikleri ders notları, İstanbul
- Arslan, H.**, 2003. Benzin motorunun kısmi yüklerinde teorik optimum yakıt tüketimi, *Doktora Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- Arslan, H., Mehdiyev, R., Kutlar, A., Çalık, A. T.**, 2004. A new calculation method for spark-ignition engines in relation to different combustion mechanisms, 8. *Uluslararası Yanma Sempozyumu*, Ankara
- Arslan, H., Mehdiyev, R., Kutlar O. A.**, 2005. Kıvılcım ateşlemeli içten yanmalı motorun kısmi yük rejimlerinde termodinamik incelenmesi, *ULIBTK'05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Trabzon
- Artobolevsky, I. I.**, 1981. Mechanisms in modern engineering design, Cam and friction mechanism vol IV, Mir publishers, Moscow
- Basshuysen van., R., Schmaedeke, W., Vogt., R.**, 1980. Reibungsverluste von Fahrzeugmotoren unterschiedlicher Groesse und Zylinderanzahl, *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, **41**, 509-511.
- Basshuysen van, R. and Stutzenberger, H.**, 1980. Unterschiede im Reibungsverhalten zwischen Kreiskolbenmotoren und Hubkolbenmotoren von Audi, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, **84**, 573-576.
- Canberi, O.**, 2004. Kişisel görüşme
- Çalık., A. T.**, 1999. Deney motoru veri toplama ve analiz sistemi tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- Demirel, A.**, 2004. Kişisel görüşme
- Gyorki, J. R.**, 2004. Signal conditioning PC based data acquisition handbook, Iotech Inc., New York
- Heywood, J. B.**, 1988. Internal combustion engine fundamentals, Mc Graw&Hill Inc., New York
- Kolchin, A. and Demidov., V.**, 1984. Design of automobile engines, Mir Publishers, Moscow
- Kutlar, O. A.**, 1999. Dört zamanlı Otto(Rochas) çevrimli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem: Periyot atlatmalı motor, *Doktora Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

- Kutlar, O. A., Arslan, H., Çalık, A. T., Mehdiyev, R., Ergeneman, M.,**2005. Dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli motorlarda kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmak için yeni bir yöntem (Çevrim atlatmalı motor), *ULIBTK'05 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Trabzon
- Mehdiyev, R. ve Arslan, H.,** 2003. İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi ders notları, İstanbul
- Öz, İ. H.,** 1964. Kuvvet makinalarında ölçü tekniği, İskender Matbaası, İstanbul
- Özgül, E., Doğanay, H., Övünç, Ö. L., Güçlü., G. T.,** 2005. Tek silindirli dört zamanlı bir benzin motorunda çevrim atlatma mekanizmasının tasarlanması, *Bitirme Tasarım Çalışması*, İTÜ Makine Mühendisliği, İstanbul
- Plint, M. and Marthy, A.,** 1995. Engine testing: theory and practise, Butterworth-Heinemann Inc., Oxford
- Rothbart, H. A.,** 1956. Cams; design, dynamics and accuracy, John Wiley&Sons Inc., New York
- Türem, K. A.,** 2004. Tek silindirli dört zamanlı bir benzin motorunda çevrim atlatma deneylerine uygun bir süpap tahrik mekanizmasının tasarlanması, *Bitirme Tasarım Çalışması*, İTÜ Makine Mühendisliği, İstanbul

ÖZGEÇMİŞ

Oktay SÖYLEMEZ 1981 yılında Tekirdağ'da doğdu. İlköğretimi Tekirdağ Süleyman Paşa İlköğretim okulunda yaptı. Orta ve lise öğretimini Tekirdağ Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 1999 yılında üniversite sınavları sonucunda Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği programına yerleşti ve 2003 yılında mezun oldu. 2004 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv programına kabul edildi.

2005 yılının Ağustos ayında Otomotiv Teknolojileri Araştırma Geliştirme merkezine girdi ve halen yardımcı teknik eleman olarak çalışmaya devam etmektedir.

İngilizce ve Almanca bilmektedir.

Bekardır.

Şubat, 2006