

67836

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖRT STROKLU OTTO MOTORUNDA
AŞIRI DOLDURMA UYGULAMASI İLE
DEĞİŞEN PARAMETRELERİN
ARAŞTIRILMASI**

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Makina Müh. F. Esat ALTAY
F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
hazırlanan
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Orhan DENİZ

Prof. İrfan YAVASLIÖL

İSTANBUL , 1997

Prof. Dr. Nihat TEPELİ

İÇİNDEKİLER

	İÇİNDEKİLER	I
	TEŞEKKÜR	V
	TÜRKÇE ÖZET	VI
	ABSTRACT	VII
1.	AŞIRI DOLDURMANIN TANIMI VE GENEL UYGULAMALAR	1
2.	OTTO MOTORLARINDA AŞIRI DOLDURMANIN TARİHÇESİ	6
3.	KOMPRESÖRÜN ANA HATLARI	9
3.1.	Kompresör Gücünün Hesabı	9
3.2.	Hava Sarfiyatı ve Motor Gücü Arasındaki İlişki	12
3.3.	Silindirde Yanmaya Katılan Taze Dolgu ve Ortalama Efektif Basınç Arasındaki İlişki	18
3.4.	Aşırı Doldurmalı Dört Stroklu Motorun Volümetrik Verimi	23
3.5.	Süpürme Havaasının Sadeleştirilmiş Olarak Belirlenmesi	29
3.6.	Gaz Değişimi İşleminin Sonundaki Sıcaklığın Hesaplanması	32
4.	KOMPRESÖR TIPLERİ	36
4.1.	Giriş	36
4.2.	Deplasmanlı Tip Kompresörler	36
4.3.	Santrfüj Tip Kompresör	40
5.	MOTORA AİT AKIŞ DİYAGRAMI	47
5.1.	İki Stroklu Motorlar İçin Dolgu Akışı	47
5.2.	Dört stroklu Motorlar İçin Dolgu Akışı	48
6.	AŞIRI DOLDURUCU VE MOTOR ARASINDAKİ ETKİLEŞİM	50
6.1.	Mekanik Aşırı Doldurucu ve Motor Arasındaki Etkileşim	50
6.2.	Santrfüj Tip Kompresörlü Aşırı Doldurucu ve Motor Arasındaki Etkileşim	53

6.2.1.	Motora Mekanik Bağlı Aşırı Doldurucu ve Egzosa Bağlı Türbinle Çalışan Aşırı Doldurucu Arasındaki İşletme Farklılıkları	53
6.2.1.1.	Dört Stroklu Motorlar İçin Farklılıklar	53
6.2.1.2.	İki Stroklu Motorlar İçin Farklılıklar	54
6.2.2.	Aşırı Doldurmanın İşletim Noktasının Tespiti	55
6.2.3.	Türbin Nozül Alanının Belirlenmesi	61
6.2.4.	Tek Kademeli Aşırı Doldurma Sistemi İçin İşletim Şartlarını Belirleyen Diyagram	69
6.2.5.	Aşırı Doldurmalı Motorun Kapalı Dengesinin Belirlenmesi	70
6.2.5.1.	Silindir İçerisindeki Duruma Ait Denge Denklemleri	71
6.2.5.2.	Egzosdaki Duruma Ait Denge Denklemleri	72
7.	AŞIRI DOLDURMA İLE ARTIŞ GÖSTEREN TERMODİNAMİK DEĞERLER	74
7.1.	Egzos Gazlarının Silindirden Ayrılma Prosesi ve Ortalama Egzos Sıcaklıkları Teorisi	74
7.2.	Dolgu Havaasının Soğutulma Etkisi	77
7.3.	Dört Stroklu Otto Motorlarında Aşırı Doldurma Uygulamasının Egzos Emisyonlarına Olan Etkisi	78
7.4.	Aşırı Doldurmanın Pratik Sınırları	79
7.4.1.	Ateşleme Avansı ve Vuruntu Sınırı	80
7.4.2.	Sıkıştırma ve Vuruntu Sınırı	82
7.4.3.	Karışım Oranı ve Vuruntu Sınırı	82
7.4.4.	Ölü Hacmin Süpürüldüğü ve Süpürülmediği Hallerde Termik Zorlanma	84
8.	TABIİ EMİŞLİ VE AŞIRI DOLDURMALI OTTO MOTORLARINA AİT TEORİK PERFORMANSI	86
8.1.	Kompresör Tipinin Seçimi	86
8.1.1.	Hava Araçları İçin Seçim	86
8.1.2.	Kara Araçları İçin Seçim	86

8.2.	Deplasmanlı Tip Kompresörlerde Toplam Verim ve Basınç Oranı İlişkisi	87
8.3.	Teorik Isı Analizi Hesaplaması	87
8.3.1.	Yakıta Ait Özellikler	87
8.3.2.	Motor İşletim Ortamının Parametreleri	87
8.3.3.	Yanabilen Karışım ve Yanma Ürünleri Miktarı	88
8.3.4.	Atmosferik veya Kompresör Çıkışındaki Basınç ve Sıcaklıklar	89
8.3.5.	Atık Gazların Basınç ve Sıcaklığı	90
8.3.6.	Emme Prosesi	91
8.3.6.1.	Taze Dolgu Ön ısınma Sıcaklığı	91
8.3.6.2.	Emme Prosesi Sonu Basınç	92
8.3.6.3.	Atık Gaz Katsayısı	93
8.3.6.4.	Emme Prosesi Sonu Sıcaklığı	94
8.3.6.5.	Volümetrik Verim	95
8.3.7.	Sıkıştırma Prosesi	96
8.3.7.1.	Sıkıştırma Prosesi Sonu Basınç ve Sıcaklıklar	96
8.3.7.2.	Sıkıştırma Prosesi Sonu Ortalama Özgül Molar Isılar	97
8.3.7.2.1.	Taze Karışımın Ortalama Özgül Molar Isısı	97
8.3.7.2.2.	Atık Gazların Ortalama Özgül Molar Isıları	98
8.3.7.2.3.	Atık Gazların Ortalama Özgül Molar Isıları	101
8.3.8.	Yanma Prosesi	102
8.3.8.1.	İş Gazının Moleküler Değişim Katsayısı	102
8.3.8.2.	Yakıtın Tam Yanmaması Sonucu Oluşan Isı Kaybı	103
8.3.8.3.	İş Gazının Alt Isıl Değeri	104
8.3.8.4.	Yanma Ürünlerinin Ortalama Özgül Molar Isıları	104
8.3.8.5.	Yanma Prosesi Sonu Sıcaklık	105
8.3.8.6.	Maksimum Teorik ve Gerçek Yanma Prosesi Sonu Basınç	106
8.3.9.	Genişleme ve Egzos Prosesi	107
8.3.9.1.	Genişleme ve Egzos Prosesi Sonu Basınç ve Sıcaklık	107

8.3.9.2.	Atık Gaz Sıcaklığının Kontrolü	108
8.3.10.	İş Çevriminin İndike Parametreleri	109
8.3.11.	Motor Performans Değerleri	110
8.3.12.	Motorun Güç ve Tork Değerleri	111
8.3.12.1.	Aşırı Doldurmalı Motorun Hava Debisi	112
8.3.12.2.	Aşırı Doldurma İçin Kullanılan Kompresörün Entalpi Farkları ve Tükettiği Güç	113
8.3.12.3.	Net Motor Gücü ve Torku	113
8.3.13.	Özgül Yakıt Sarfiyatı; Mekanik ve Termik Verimler	114
8.3.13.1.	Aşırı Doldurmalı Motora Ait İndirgenmiş Ortalama İndike ve Efektif Basınçlar	115
8.3.13.2.	Aşırı Doldurmalı Motora Ait İndirgenmiş Özgül Yakıt Sarfiyatı; Mekanik ve Termik Verimler	116
8.4.	Motor Performans Değerlerine Ait Diyagramlar	118
8.4.1.	Tabii Emişli Motora Ait Performans Diyagramı	118
8.4.2.	Aşırı Doldurmalı Motora Ait Performans Diyagramı	119
8.4.2.1.	Aşırı Doldurmalı Motora Ait $\epsilon=8.5$ İçin Performans Diyagramı	119
8.4.2.2.	Aşırı Doldurmalı Motora Ait $\epsilon=8.0$ İçin Performans Diyagramı	120
8.4.2.3.	Aşırı Doldurmalı Motora Ait $\epsilon=7.5$ İçin Performans Diyagramı	121
	TARTIŞMA VE SONUÇLAR	122
	KAYNAKLAR	123
	ÖZGEÇMİŞ	

TEŐEKKÖR

Tezin danıřmanlıđını yűrűten Prof. Dr. Orhan DENİZ bařta olmak űzere; fakűltemizin tűm hoca ve asistanlarına teőekkűr ederim.



TÜRKÇE ÖZET

Bu tezin genel amacı, dört stroklu Otto motorunda aşırı doldurma uygulaması ile değişen parametrelerin araştırılmasıdır.

Yukarıdaki konunun açıklanabilmesi için ilk bölümde aşırı doldurmanın tanımı yapıp; uygulama metodlarına ait bilgi ve şekiller verilmiştir. İkinci bölümde, Otto motorlarında aşırı doldurmanın tarihçesi ve ilk uygulamalarına ait şekil ve bilgilere işaret edilmiştir. Üçüncü bölümde, aşırı doldurma için kullanılan kompresörlere ait genel bilgiler ve hesaplama yolları belirtilmiştir. Dördüncü bölümde, aşırı doldurma için kullanılan kompresör tipleri ve işletim diyagramları gösterilmiştir. Beşinci bölümde, aşırı doldurmalı iki ve dört stroklu motorun dolgu akışına ait hesaplama yolları ve diyagramlar belirtilmiştir. Altıncı bölümde, aşırı doldurmada kullanılan kompresör ve motor arasındaki etkileşim ve bu konuya ait işletim diyagramları anlatılmaktadır. Yedinci bölümde, aşırı doldurma uygulaması sonucunda artış gösteren termodinamik değerler ifade edilmektedir. Sekizinci, yani son bölümde ise, tabii emişli ve aşırı doldurmalı Otto motorlarına ait teorik performans hesaplamaları ve bu hesaplamalar sonucunda çizilen performans diyagramları bulunmaktadır.

Tezin hazırlanışındaki yaklaşımımız, yukarıda basit olarak ifade ettiğimiz bölümler kullanılarak sağlanmaktadır. Sekizinci bölüme kadar metin, formül ve genel hesaplamaları ifade etmek için kullandığımız yöntem ile tezin konusunun açıklanması amaçlanmıştır. Son bölümde ise, kullandığımız yöntem, formül ve hesaplamalardan sonuç çıkarmaya yönelik olmuştur.

ABSTRACT

As the general goal of this thesis, it was aimed to search the parameters that are changed by the supercharging of the four stroke Otto motor.

In order to expound the above topic, in the first part, the supercharging was defined and its application methods were expressed by the figures. In the second part, historical background and the figure of the first application of the supercharged Otto motor were given. In the third part, general information and calculation ways of the compressor, which had been employed for the supercharging, were described. In the fourth part, the kinds of compressor and operating diagrams were shown. In the fifth part, calculations and diagrams were explained relating to the fresh mixture of the supercharged two and four stroke Otto motors. In the sixth part, the interaction between compressor and motor and besides their operating diagrams were expressed. In the seventh part, thermodynamic parameters, which are increased by reason of the supercharging, were underlined. In the eighth part, theoretical performance calculations and diagrams, which had been drawn by means of these calculation results, were determined concerning the natural aspirated and supercharged four stroke Otto motor, which are the same model and type.

In this thesis, our approach was ensured by the parts that were described the above paragraph. Up to the eighth part, through our method that was utilized to expound the texts, formulas and general calculations, it was aimed to comprehend the goal of the thesis. In the last (i.e. eighth) part, it was obtained the several results by the used methods, texts and calculations.

1. AŞIRI DOLDURMANIN TANIMI VE GENEL UYGULAMALARI

Aşırı doldurmanın amacı dolgu miktarını arttırmak ve bu sayede tabii emişli dört stroklu veya basit süpürmeli iki stroklu motorun gücünü yükseltmektir.

Aşırı doldurma, silindir dışındaki dolgunun tam veya kısmi olarak ön sıkıştırılması biçiminde tanımlanır. Aşırı doldurma uygulaması ile motordan alınan güç, motor hızını yükseltmeden arttırılabilir. Aşırı doldurma ve motor hızındaki artış, hem motora giren hava debisini; hem de bu debiyle orantılı olarak gücü yükseltir. Her iki durumunda daha fazla artmasına engel olan teknolojik sınırlar bulunmaktadır. İçten yanmalı motorun gücü:

$$N_e = \frac{z \cdot V_s \cdot p_e \cdot n}{i} = \frac{z \cdot A \cdot S \cdot p_e \cdot n}{i} = \frac{z \cdot A \cdot C_m \cdot p_e}{i} \quad (1.1)$$

Bir motorda z ve A sabit durumdadır. Güç, n (veya C_m) ve/veya p_e ile arttırılabilir. Atalet kuvvetleri n (veya C_m) artışı ile yükselir. Gaz kuvvetleri ise ortalama efektif basınç p_e ile artar.

Termal yük, motor hızı sayesinde arttığı kadar; aşırı doldurma neticesinde artan motor gücüyle ilişkili olarak da yükselmektedir. Artan ortalama piston hızları, motorda bulunan hareketli parçaların düşük ağırlıkta olmasını gerektirir. Bu durum ise, daha iyi bir tasarım ve yüksek mukavemetli malzeme kullanımı ile sağlanabilir. Motorun hafif oluşu yeterli değildir. Aşırı doldurma, dayanıklılığı arttırılmış bir tasarım sayesinde artan gaz kuvvetlerinin problem oluşturmayacağı durumda uygulanır.

Aşırı doldurma neticesinde artan güç ve motor hızı basit bir karşılaştırma ile ifade edilebilir. Ortalama efektif basıncı 10 bar olan tabii emişli dört stroklu motorun ortalama piston hızı 14 m/s iken; ortalama efektif basıncı 12 bar olan aşırı doldurmalı dört stroklu motorun ortalama piston hızı 10 m/s 'dir. Ortalama piston hızı, kısa aralıklarla yapılan bakım şartlarında,

tam güçte çalışan yarış otomobillerinin motorlarında 20 m/s ve daha yüksek değerlerde olabilir. Bu tip motorlarda ortalama efektif basınç 18÷20 bar seviyesine kadar çıkabilir.

Aşırı doldurmanın sağladığı faydalar şunlardır:

1. Daha küçük motorlar
2. Daha düşük ağırlık
3. Daha iyi yakıt sarfiyatı
4. Birim güç başına düşen daha düşük maliyet
5. Tabii emişli motora göre daha az ısı kaybı söz konusu olduğu için daha küçük radyatör ihtiyacı
6. Egzos türbini tarafından azaltılan egzoz sesi
7. Daha düşük egzoz emisyon oranları

Aşırı doldurmanın oluşturduğu olumsuz durumlar ise şunlardır:

1. Daha fazla mekanik ve termal yük
2. Daha kötü tork özelliği
3. Yetersiz hızlanma

NOT : 2. ve 3. maddeler sadece yüksek basınç oranlı, egzosta bağlı türbin kullanılan aşırı doldurma sisteminde geçerlidir.

Aşırı doldurma sistemlerini genel olarak aşağıdaki özelliklere göre sınıflandırabiliriz:

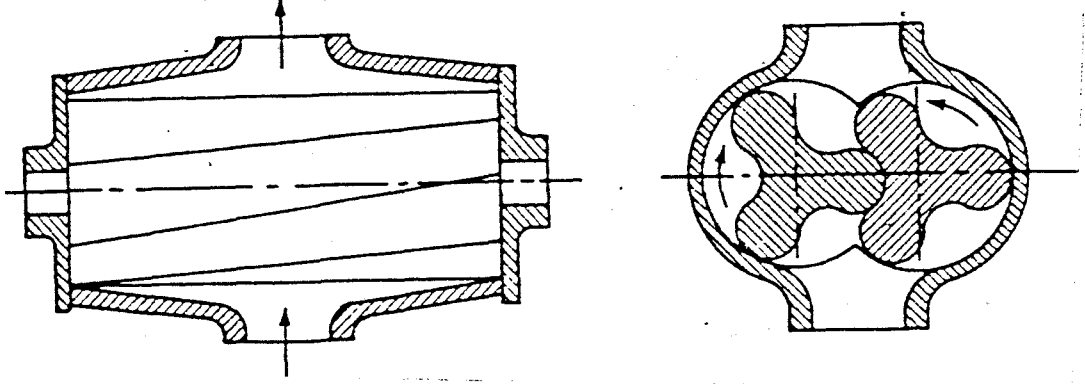
1. Kompresörün tahrik metoduna göre;
 - a. Yardımcı motor, elektrik motoru....vb. harici güç üniteleri ile
 - b. Motorun krank milinden alınan güç ile
 - c. Egzosa bağlı türbinle aynı mil üzerinden alınan güç ile
2. Kompresör tasarımına göre;
 - a. Doğrusal çalışan veya döner pistonlu
 - b. Roots, Lysholm ve vidalı tip
 - c. Radyal,Eksenel veya ikisinin birleşimi ile

3. Aşırı doldurma ünitesi ile motor arasındaki bağlantı ve güç nakil tipine göre;
 - a. Türbin olmaksızın, krank miline bağlanan kompresörün çalışmasıyla oluşan mekanik aşırı doldurma.
 - b. Kompresörün türbine bağlı olarak çalıştığı aşırı doldurma.
 - c. Kompresöre, türbin ve motor milinin mekanik olarak bağlı olduğu bileşik aşırı doldurma.

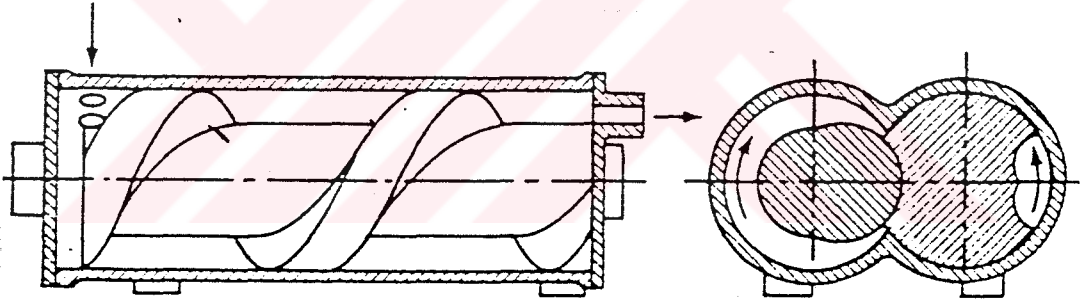
4. Motor tipine göre;
 - a. Otto veya Diesel motora göre
 - b. İki veya dört stroklu motora göre.



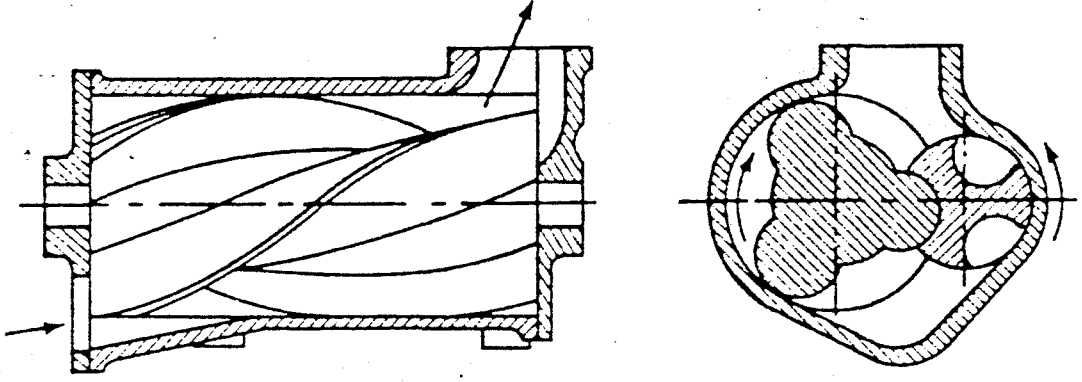
Aşağıda aşırı doldurmada kullanılan kompresörlerden örnekler verilmektedir.



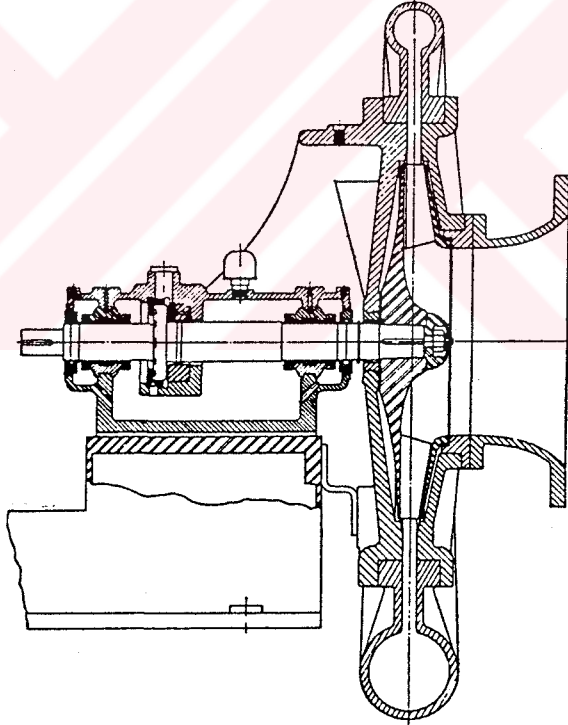
Şekil 1.1- Roots tipi kompresör.



Şekil 1.2- Vidalı tip kompresör.



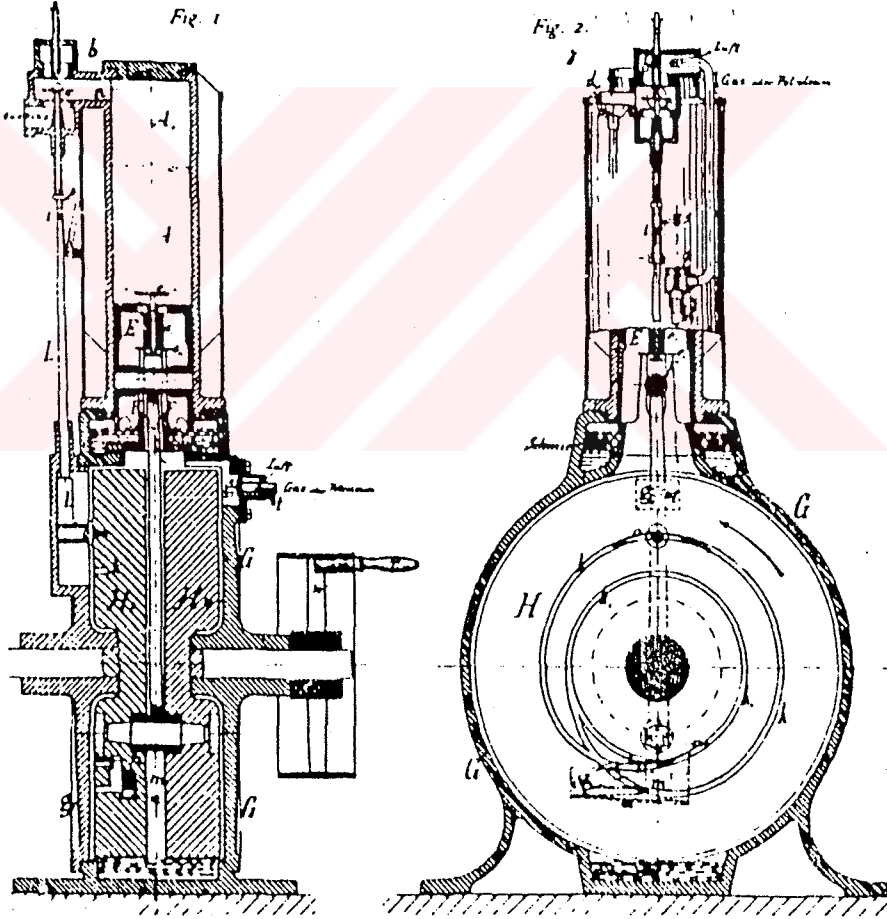
Şekil 1.3- Lysholm tipi kompresör.



Şekil 1.4- Santrfüj tip kompresör.

2. OTTO MOTORLARINDA AŞIRI DOLDURMANIN TARİHÇESİ

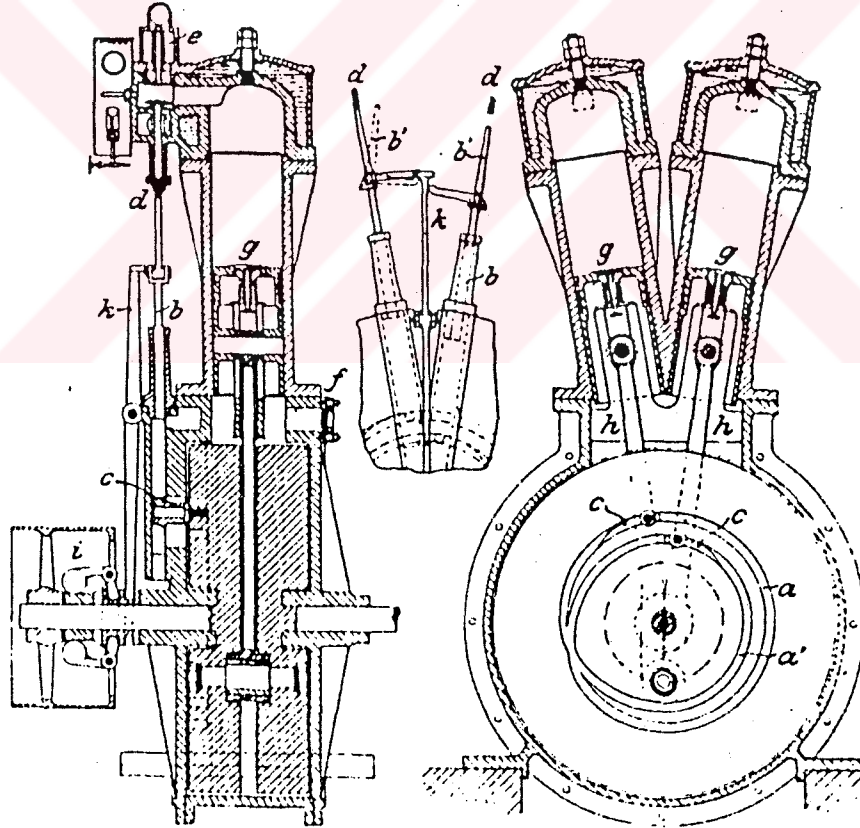
1885 yılında Gottlieb Daimler patent DRP 34926 numaralı motorunda aşırı doldurmayı düşünmüştür. Motorda, bu zamana kadar üretilen diğer motorlara göre, hem çevrim başına silindire sevk edilen dolgu daha fazla olup; hem de birim yakıt başına daha az egzoz gazı yaymaktaydı. Bu durum, her bir çevrimde dolgu veya havayı yanma odasının içerisine gönderen silindir bloğunun altındaki pompa ile sağlanmaktaydı. Ek olarak sevk edilen dolgunun tamamı, strok sonunda yakılarak daha fazla güç alınıyordu.



Şekil 2.1- Gottlieb Daimler' in DRP 34926 aşırı doldurmalı motoru.

Şekil 2.1'de gösterildiği üzere kapaklı tip karterli, dört stroklu motor iki adet volana sahiptir. Bu durum karterden süpürmeli iki stroklu motora benzer. Piston yükselirken hava veya karışım kartere girer. Bu karışım her devirde pistondaki valf sayesinde silindire gönderilir. Yani her çevrimde iki sefer bu işlem gerçekleşir. Valf alt ölü nokta civarında yay kuvvetini yenerek açılır. Bu sistemde aşağıdaki maddeler gerçekleşir:

1. Taze dolgu, genişleme prosesi sonrası egzoz stroğu başlamadan az önce silindire sevk edilir.
2. Normal bir ateşleme-yanma söz konusudur.
3. Krank mili tahrikli aşırı doldurma olayı vardır.



Şekil 2.2- Wilhelm Maybach tarafından tasarlanan V tip motor.

Üretilen motorların hızını 150÷160 devir/dakikadan, 500÷800 devir/dakikaya çıkarılarak taşıt motoru olarak kullanılmasını sağlayan Daimler'in bugün için antika değerinde olan bu motorunda; kullanılan giriş sübapları daha yüksek olan hızlarda yetersiz kalıyordu. Tanımlanan aşırı doldurma metodu ile bu problemin üstesinden gelinmeye niyet edildi. Daimler'in V tipli çift silindirli Wilhelm Maybach tasarımlı (Şekil 2.2) motoru da bu tip bir aşırı doldurma sistemine sahipti. Yaklaşık on adet üretilen bu motordaki güç artışı yeterli görülmedi ve Daimler bu tasarımla kendisi ilgilendi. Pistondaki valf tasarımında problemler bulunuyordu. Bu tür problemler Daimler'in neden 1.Dünya Savaşı'nın sonuna kadar aşırı doldurmalı motorları taşıtlarda tecrübe etmeyişiini açıklamaktadır. Mekanik aşırı doldurmalı uçak motorlarından, yarış otomobillerinin motoruna aktarılan tecrübe; daha sonraları için spor otomobillerdeki motorlarda kullanılmıştır.

İlk kompresörlü motor 1921 yılında yarış otomobillerinde kullanıldı. O tarihte kompresör kelimesi Otto ve Diesel motorları için ayrı ayrı anlam ifade etmekte idi. Otto motoru için süperşarjır, Diesel motoru için yüksek basınçlı yakıt pompası yerine yakıt atomizerinde kullanılan hava kompresörü olarak ifade ediliyordu.

Yarış otomobillerindeki başarıdan sonra; binek otomobillerde de kompresörlü motorlar kullandılar. Bu kategorideki Roots tipi kompresör, kavrama ve dişliler sayesinde krank milinden aldığı güçle tahrik edilmekteydi. Aşırı doldurmalı motorlardan alınan güçler sürekli kullanılmayıp, sadece geçici olarak motor yüklendiği durumlarda ve azami hız için kullanıldı. Kompresör bir pedala basılmak suretiyle çalışır hale getiriliyordu. Normal zamanlarda ise basılmamış şekilde bulunuyordu.

3. KOMPRESÖRÜN ANA HATLARI

Kompresörün boyutu, basınç oranı (p_2/p_1) ve hacimsel debi (\dot{V}) ile belirlenir.

3.1. Kompresör Gücünün Hesabı

- O : Çevre (atmosfer) şartları
- 1 : Kompresöre girişteki şartlar; filtre ve susturucu kayıpları göz önünde tutulmuştur.
- 2 : Kompresör çıkışındaki şartlar
- I : Motora giriş öncesindeki şart
- E : Motordan çıkıştaki şart
- 3 : Türbin giriş şartı
- 4 : Türbin çıkış şartı

Eğer egzoz manifoldundaki akış hemen hemen değişmez kabul edilirse ve basınç kayıpları ihmal edilirse şart 3, şart E' ye tekabül eder.

Aşırı doldurmalı dört stroklu bir motorun Şekil 3.1'de ideal indikatör diyagramı gösterilmiştir. İdeal motorun indikatör işi, yüksek basınç bileşeni $p \cdot dv$ ve pompalama çevrim bileşeni $(p_2 - p_1) \cdot V_s$ olarak hesaplanılarak;

$$W_{id} = \oint p \cdot dv + (p_2 - p_1) \cdot V_s \quad (3.1)$$

taralı olarak gösterilen çalışma alanının iki ekseninde genişlediğini belirtir. Adyabatik kompresör işi böylece;

$$W_{\text{adC}} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.2)$$

Kompresörlerin verimleri genellikle, sıkıştırma işi ile ilişkili olarak alınır. Kompresörün adyabatik entalpisi;

$$h_{\text{adC}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.3)$$

$$W_{\text{adC}} = \frac{k}{k-1} \cdot m \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.4)$$

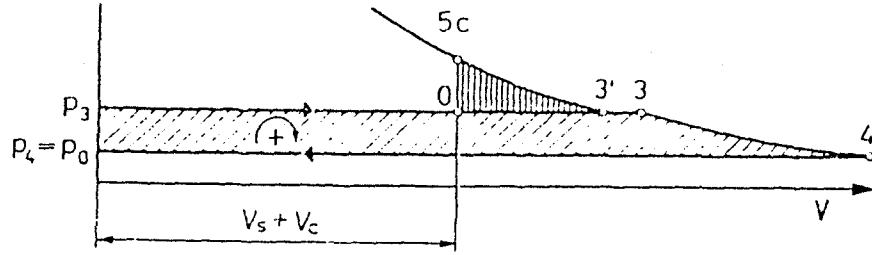
Eğer R veya C_p J/KgK olarak verilirse, h_{adC} terimi J/Kg olur. Kompresörün adyabatik işi ve gerçek işi böylece;

$$W_{\text{adC}} = m \cdot h_{\text{adC}} \Rightarrow W_c = \frac{W_{\text{adC}}}{\eta_{\text{adC}}} = \frac{m \cdot h_{\text{adC}}}{\eta_{\text{adC}}} \quad (3.5)$$

Formüldeki η_{adC} adyabatik kompresör verimi olup; eğer kütle, kütleli debi ile değiştirilirse kompresör gücü elde edilir.

$$N_{\text{adC}} = \dot{m} \cdot h_{\text{adC}} \Rightarrow N_c = \frac{\dot{m} \cdot h_{\text{adC}}}{\eta_{\text{adC}}} \quad (3.6)$$

Egzosa bağlanan türbinle yapılan aşırı doldurmada kural olarak p_3 değeri p_2 değerinin aşağısındadır. İki stroklu motorlarda, $p_3 < p_2$ olması süpürme açısından mecburidir. Dört stroklu motorlarda ise sadece düşük güçlerde $p_3 \geq p_2$ 'dir. Şekil 3.3'de türbinin çalışma alanı gösterilmiştir.



Şekil 3.3- Türbine ait p-V diyagramı.

Silindirden ayrılıp, türbine girene kadar egzos gazının n gibi ortalama bir üstel değerle genişlediği farz edilmiştir. n değeri k 'dan küçük olup; değer aralığı $1 < n < k$ şeklinde ifade edilir. İş, Şekil 3.3'de dikey taralı alan 5c-3'-0'a tekabül ederken ısıya dönüşerek kullanılabilir olmaktan çıkmaktadır. Bu sebeple T_3 sıcaklığı izentropik genişlemenin 3'deki sıcaklığından daha büyük değerdedir. Bu durumda türbindeki adyabatik iş;

$$W_{adT} = \frac{k}{k-1} \cdot m \cdot R \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = m \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3.7)$$

3.2. Hava Sarfiyatı ve Motor Gücü Arasındaki İlişki

Denklem 3.6'ya göre kompresör gücünü hesaplamak için, m değerinin verilen basınç oranında bilinmesi zorunludur.

Hava sarfiyatının hesaplanması, kompresörün seçilmesi için en önemli ön taleplerden birisidir. Başlangıçta, motor gücü ve hava-yakıt karışım oranı yardımı ile hava sarfiyatının yaklaşık olarak hesaplanması sağlanacaktır.

Hesaplamalarda kullanılan parametrelerin basitleştirilmesi için yakıtın sıvı olduğu ve havanın hacmi göz önüne alındığı zaman, hacminin ihmal edilebileceği kabul edilir. Hava debisi, minimum stoichiometrik hava-yakıt oranı (a_{st}) ile ifade edilmiştir. Hava fazlalık katsayısı (λ) ve yakıt debisi (\dot{m}_f) ile ilişkisi şu şekildedir.

$$\dot{m} = \dot{m}_f \cdot \lambda \cdot a_{st} \quad (3.8)$$

Özgül hava sarfiyatının (a_e); \dot{m} ve N_e 'ye bağlı olarak ifadesi:

$$a_e = \frac{\dot{m}}{N_e} = \frac{\dot{m}_f \cdot \lambda \cdot a_{st}}{N_e} = b_e \cdot \lambda \cdot a_{st} \quad (3.9)$$

Örnek olarak $\lambda=1$ ile çalışan Otto motorunu ele alırsak:

$$b_e = 0.3 \text{ kg-yakıt/kWh}$$

$$a_{st} = 14.5 \text{ kg-hava/kg-yakıt}$$

$$a_e = b_e \cdot \lambda \cdot a_{st} = 0.3 \times 1 \times 14.5 \Rightarrow a_e = 4.35 \text{ kg-hava / kWh}$$

Denklem 3.9' dan farklı olarak özgül yakıt sarfiyatı (b_i) ile, özgül hava sarfiyatını ifade etmek mümkün olmaktadır.

$$b_i = b_e \eta_m \Rightarrow a_e = \frac{b_i \cdot \lambda \cdot a_{st}}{\eta_m} \quad (3.10)$$

a_{st} , motorin ile çalışan Diesel motorlarda $14 \div 14.3$, benzin ile çalışan Otto motorlarında ise yaklaşık olarak 14.5'dir. Mekanik verim (η_m) tam güç kademesinde, motor boyutlarına bağlı olarak $0.75 \div 0.85$ değerlerini almaktadır.

Temel olarak, özgül yakıt sarfiyatı verimin tersidir. Denklem 3.11 özgül yakıt sarfiyatı ve verim ilişkisini göstermektedir. Denklemdaki değerler, mükemmel kabul edilen motorun gücünü, indike veya efektif güç olarak ele almaktadır.

Yakıtın alt ısı değeri (H_u) 4.1868×10^7 J/kg olarak alınmışsa verim ve yakıt sarfiyatı arasındaki ilişki:

$$H_u = 4.1868 \times 10^7 \text{ J / kg - yakıt} = 4.1868 \times 10^7 / 1000 \text{ g - yakıt}$$

$$b = \frac{3600}{41868 \cdot \eta} \cong 86 / \eta \quad (3.11)$$

Yukarıdaki genel tanımlamada, λ ile gösterilen toplam hava fazlalık katsayısı, süpürme havasında içeren hava debisi ile beraber tanımlanmıştır. Bundan sonra λ_{tot} sembolü bu maksatla kullanılacaktır. Daha iyi ayırt edilmesi için, silindirde yanmaya katılan havanın (m_{tr}), hava fazlalık katsayısı λ_{tr} olarak sembolize edilecektir. λ_{tr} ile b_i arasındaki ilişki Tablo 3.1'de verilmiştir.

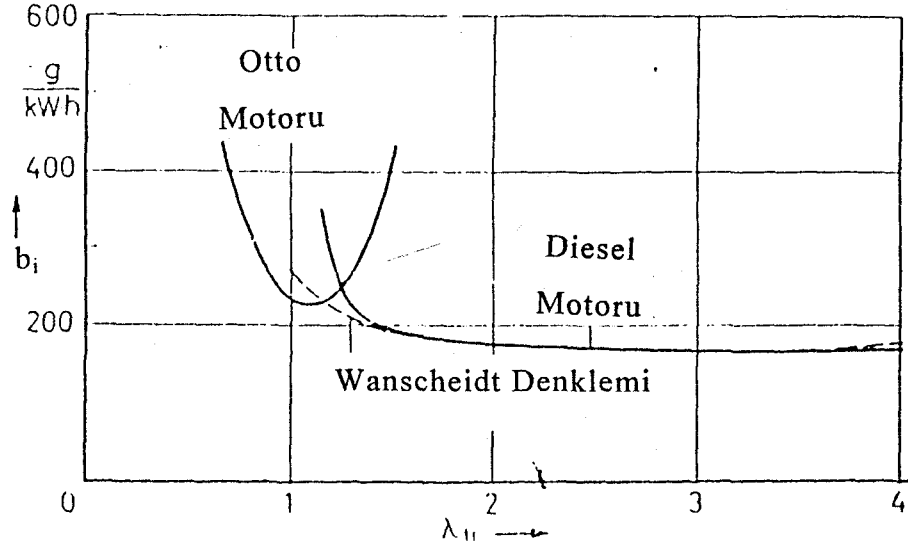
Tablo 3.1- Motorda yanma için kullanılan havanın, fazlalık katsayısı (λ_{tr}) ve özgül yakıt sarfiyatı (b_i) arasındaki ilişki.

1 Hava Fazlalık Katsayısı λ_{tr}	2 Otto Motoru $\epsilon=5.5-8$	3 Diesel Motoru $\epsilon=12-18$	4 Wanscheidt Denklemi $\eta_{i0}=0.33$
0.7	408	---	---
0.9	282	---	---
1.0	245	---	264
1.1	238	---	243
1.2	245	299	227
1.3	282	232	216
1.5	408	204	201
2.0	---	185	186

2 ve 3 nolu dikey kısımdaki sonuçlar deneylerle elde edilen ortalama sonuçlardır. 4 nolu dikey kısımdaki değerler ise Denklem 3.11 ve Denklem 3.12'de belirtilen Wanscheidt denklemi ile hesaplanmıştır. Bu denklem;

$$\eta_i = \eta_{i0} \cdot (\lambda_{tr})^{1/\lambda_{tr}} \quad (3.12)$$

Bu denklemde $\lambda_{tr}=1$ için teorik indike verim (η_{i0}) 0.33 olarak alınır. Şekil 3.4'de grafik olarak gösterilmektedir. Değerler sadece bir fikir vermesi açısından belirtilmiştir. Sıkıştırma oranının etkisi, yakıt tipi, yanma odası tipi (ön yanma odalı veya direk enjeksiyonlu olarak), silindir boyutları değerlendirilmemiştir.



Şekil 3.4- Özgül yakıt sarfiyatı ve λ_{tr} arasındaki ilişki.

Örnekler:

Örneklerde Denklem 3.9 kullanılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. Motor tipi: Tabii emişli dört stroklu Otto;

$$\lambda = 1$$

$$b_i = 0.245 \text{ kg-yakıt/kWh}$$

$$\eta_m = 0.75$$

$$a_{st} = 14.5 \text{ kg-hava/kg-yakıt}$$

$$a_e = \frac{0.245 \times 1 \times 14.45}{0.75} = 4.74 \text{ kg-hava / kWh}$$

2. Motor tipi: Tabii emişli dört stroklu, ön yanma odalı Diesel;

$$\lambda = 1.3$$

$$b_i = 0.232 \text{ kg-yakıt/kWh}$$

$$\eta_m = 0.80$$

$$a_{st} = 14.3 \text{ kg-hava/kg-yakıt}$$

$$a_e = \frac{0.232 \times 1.3 \times 14.3}{0.80} = 5.34 \text{ kg-hava / kWh}$$

3. Motor tipi: Orta boyutlu, tabii emişli, süpürme havasız, dört stroklu Diesel;

$$\lambda = 1.7$$

$$b_i = 0.197 \text{ kg-yakıt/kWh}$$

$$\eta_m = 0.82$$

$$a_{st} = 14.3 \text{ kg-hava/kg-yakıt}$$

$$a_e = \frac{0.197 \times 1.7 \times 14.3}{0.82} = 5.84 \text{ kg-hava / kWh}$$

4. Motor tipi: Aşırı doldurmalı, süpürme havalı, dört stroklu Diesel;

$$\lambda_{tr} = 1.8$$

$$\lambda_{sc} = 0.4$$

$$b_i = 0.190 \text{ kg-yakıt/kWh}$$

$$\eta_m = 0.85$$

$$a_{st} = 14.3 \text{ kg-hava/kg-yakıt}$$

$$a_e = \frac{0.190 \times (1.8 + 0.4) \times 14.3}{0.85} = 7.03 \text{ kg-hava / kWh}$$

NOT: Toplam hava fazlalık katsayısı (λ_{tot}), yanmaya katılan havanın fazlalık katsayısı (λ_{tr}) ve süpürme havasının fazlalık katsayısı (λ_{sc}) toplamıdır.

Bu değerler yaklaşık hesaplamalarla bulunmuş olup, artış veya azalış gösterebilir. Denklem 3.6'da kompresör mil gücünün hesaplanması için gerekli olan m yerine a_e ve N_e konulursa:

$$N_c = \frac{\dot{m} \cdot h_{adC}}{\eta_{adC}} = \frac{N_e \cdot a_e \cdot h_{adC}}{3600 \cdot \eta_{adC}} \quad (3.13)$$

Örnek:

Mekanik aşırı doldurmalı, süpürme havasız, dört stroklu Otto motorunun $N_e=100$ kW ve aşırı doldurma basıncının 1.55 bar seviyesinde olması durumunda adyabatik entalpi, $h_{adC}=40$ KJ/kg oluyor. $a_e=4.75$ kg-Hava/kWh, $\eta_{adC}=0.55$ ise kompresöre gereken güç:

$$N_c = \frac{4.75 \times 100 \times 40000}{3600 \times 0.55} = 9.596 \text{ kW}$$

3.3. Silindirde Yanmaya Katılan Taze Dolgu ve Ortalama Efektif Basıncı Arasındaki İlişki

Motor gücüne bağlı olan hava miktarı Denklem 3.10'da, özgül hava sarfiyatı ile ilişkili olarak ifade edilmiştir. Fakat motor gücü ile motor boyutları arasındaki ilişki gösterilmemiştir. Motor gücünün, strok hacmi ve ortalama indike basınca bağlı olarak ifadesi:

$$N_e = \frac{V_s \cdot p_e \cdot n}{i} = \frac{V_s \cdot p_i \cdot n \cdot \eta_m}{i} \quad (3.14)$$

İndike iş -ki iş kuvvetin mesafe ile katı veya basıncın hacimle katıdır- aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_i = V_s \cdot p_i \quad (3.15)$$

Ayrıca silindire girmiş olan taze dolgudan alınan ısı enerjisinin (Q_c), indike verim ile katı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_i = Q_c \cdot \eta_i \quad (3.16)$$

Volümetrik verim (η_v), silindirde bulunan taze dolgunun hacminin; strok hacmine oranı olarak tanımlanır. Ek olarak altına yazılan indis dolgunun bulunduğu durumu anlatır. Örnek olarak dış ortam (atmosfer) durumunda 0, emme sübabı önündeki hal I, kompresörden sonra yapılan ara soğutma sonrası durum 2 olur. Hesaplamalarda kolaylık açısından yakıt hacmi, hava hacmine ihmal edilir. Volümetrik verim silindirde yanmaya katılan havanın kütlesi (m_{tr}) ile ifade edilir.

$$V_c = m_{tr} / \rho_I \quad (3.17)$$

$$\eta_{vi} = \frac{V_c}{V_s} = \frac{m_{tr} / \rho_I}{V_s} \quad (3.18)$$

Meydana gelen ısı enerjisi, yakıt miktarı ve alt ısıl değerle ilişkilidir.

$$Q_c = m_f \cdot H_u \quad (3.19)$$

Yakıt miktarı yerine; hava miktarı (m_{tr}), hava fazlalık katsayısı (λ_{tr}) ve stoichiometrik oran (a_{st}) şeklinde denkleme yerleştirilirse:

$$Q_c = \frac{m_{tr} \cdot H_u}{\lambda_{tr} \cdot a_{st}} \quad (3.20)$$

Denklem 3.18 ile Denklem 3.20 birleştirilirse:

$$Q_c = \frac{H_u}{\lambda_{tr} \cdot a_{st}} \cdot \eta_{vi} \cdot V_s \cdot \rho_I \quad (3.21)$$

Denklem 3.15 ve Denklem 3.16 birleştirilerek tek bir ifade çıkarılırsa:

$$p_i = \frac{H_u}{\lambda_{tr} \cdot a_{st}} \cdot \eta_{VI} \cdot \eta_i \cdot \rho_I \quad (3.22)$$

Denklem 3.22'de, motor boyutları değerlendirilmemiştir. Ortalama indike basınç, yakıtın özelliklerini belirten H_u ve a_{st} ; motorun Otto veya Dizel'e göre karışım durumuna bağlı olan λ_{tr} , sıkıştırma ve dolgunun ara soğutulması ile ilgili verilen ρ_I , motor hızı ile dolgu sıcaklığına bağlı olarak belirlenen η_{VI} ile ifade edilmektedir. Denklem 3.22 hem iki hemde dört stroklu motorlarda geçerlidir.

Arttırılan basınç değeri, kompresör çıkış basıncından ve ara soğutucudaki (eğer kullanılıyorsa) basınç kayıplarından dolayı çok az farklı olmaktadır. Eğer denklem:

$$\rho_I = \frac{p_I}{R \cdot T_I} \quad (3.23)$$

Denklem 3.23, Denklem 3.22'de yerleştirilirse:

$$p_2 \cong p_I = \frac{p_i \cdot \lambda_{tr} \cdot a_{st} \cdot R \cdot T_I}{H_u \cdot \eta_{VI} \cdot \eta_i} \quad (3.24)$$

Soğutma olmaksızın yapılan politropik sıkıştırma; basınç ve sıcaklık ile şu şekilde ilişkilendirilir:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \cong T_1 \quad (3.25)$$

Bu durumda yukarıdaki p_2 'yi ifade eden Denklem 3.24 ile birleştirilirse:

$$p_2 = \left[\frac{p_i \cdot R \cdot T_1 \cdot \lambda_{tr} \cdot a_{st}}{H_u \cdot \eta_{VI} \cdot \eta_i \cdot p_1^{\left(\frac{n-1}{n}\right)}} \right]^n \quad (3.26)$$

Örnek:

$$\lambda_{tr} = 1.7$$

$$p_0 = 1 \text{ bar}$$

$$p_e = 12 \text{ bar}$$

$$a_{st} = 14.3 \text{ kg-hava/kg-yakıt}$$

$$T_0 = 293 \text{ K}$$

$$\eta_m = 0.85$$

$$H_u = 42500 \text{ kJ/kg}$$

$$R = 0.287 \text{ kJ/kgK}$$

$$\eta_{VI} = 0.90$$

$$\eta_i = 0.48$$

$$n = 1.6$$

$$p_i = \frac{p_e}{\eta_m} = \frac{12}{0.85} \Rightarrow p_i = 14.1 \text{ bar}$$

$$p_2 = \left[\frac{14.1 \times 0.287 \times 293 \times 1.7 \times 14.3}{42500 \times 0.90 \times 0.48 \times 1^{(0.6/1.6)}} \right]^{1.6} = 2.06 \text{ bar}$$

Tablo 3.2- Tabii emişli Otto ve aşırı doldurmalı Diesel motorlarına ait parametreler.

	Tabii Emişli Otto Motoru		Aşırı Doldurmalı Diesel Motoru	
Alt ısıl değer	H_U	43.950	42.500	kJ/kg
Stoichiometrik hava yakıt oranı	a_{st}	14.5	14.3	---
Hava fazlalık katsayısı	λ_{tr}	1.1	1.8	---
Havanın özgül kütlesi	ρ_I	1.20	2.4	kg/m ³
Volümetrik verim	η_{VI}	0.85	0.97	---
İndike verim	η_i	0.35	0.46	---
Ortalama indike basınç	p_i	9.84	17.68	bar
Mekanik verim	η_m	0.80	0.85	---
Ortalama efektif basınç	p_e	7.87	15.0	bar

Tablo 3.2’de tabii emişli Otto motoru ve aşırı doldurmalı Dizel motoru arasındaki farklar mukayese edilmiştir.

Denklem 3.22, iki ek ifadeye ihtiyaç duymaktadır:

1. λ_{tr} ve η_{VI} , süpürme havası göz önüne alınmaksızın sadece silindir içerisinde yanmaya katılan hava ile ilişkilidir. Denklemde λ_{tr} yerine λ_{tot} ; η_{VI} yerine η_{totI} kullanıldığı zamanda geçerliliğini devam ettirir. Bu durumda:

$$\eta_{totI} = \frac{m_{tot}/\rho_I}{V_s} \Rightarrow p_i = \frac{H_u}{\lambda_{tot} \cdot a_{st}} \cdot \rho_I \cdot \eta_{totI} \cdot \eta_i \quad (3.27)$$

2. Denklem 3.22 ve Denklem 3.25, sıvı yakıtların hacminin havanın hacmine kıyasla ihmal edildiği durumda geçerliliğini korur. $1m^3$ havaya ilave edilen yakıtın alt ısıl değer:

$$\frac{H_u}{\lambda_{tr} \cdot a_{tr}} \cdot \rho_I \quad (3.28)$$

Eğer yakıt gaz haldeyse, hacmi ihmal edilmez. Bu durumda alt ısıl değer standart şartlarda $1m^3$ ’de düşünülür; 1 kg için dşnlmez:

Standart şartlar : $0^\circ C$; 1 atm (1.013 bar)

Alt Isıl Değer : H_u ; J/m^3

Karışım bu durumda $1m^3$ yakıt ve $(\lambda_{tr} \cdot a_{tr}) m^3$ havanın birleşimidir.

$$\frac{H_u}{1 + \lambda_{tr} \cdot a_{tr}} \quad (3.29)$$

Motora giriş şartlarında, $1m^3$ karışımın alt ısıl değerini bilmek zorundaysak, η_{VI} değerini de aynı şartta bilmek zorundayız. Karışım yalnızca havadan ibaret değildir. Bu yüzden η_{VI} ’yi havayı referans alarak motora giriş

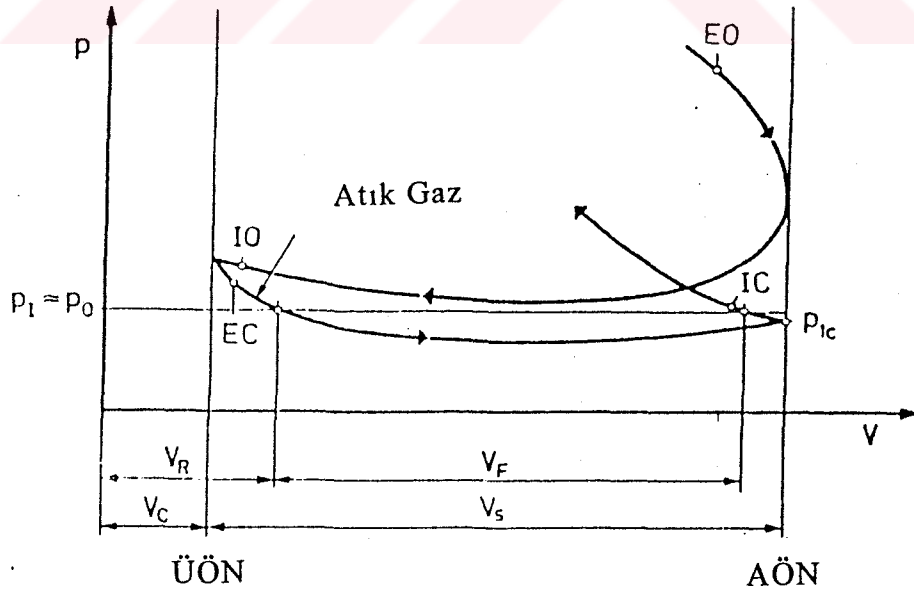
şartlarında ifade etmek için, standart şartlarda bulunan havanın özgül kütlesine göre (η_{VI}/ρ) denkleme yazarız. Bu durumda:

$$p_i = \frac{H_u}{1 + \lambda_{tr} \cdot a_{tr}} \cdot \rho_i \cdot \frac{\eta_{VI}}{\rho} \cdot \eta_i \quad (3.30)$$

3.4. Aşırı Doldurmalı Dört Stroklı Motorun Volümetrik Verimi

Bu konuyu anlayabilmek amacıyla ilk önce tabii emişli dört stroklı motorun teorik gaz değişim diyagramı (Şekil 3.5) üzerinde düşüneceğiz.

Egzos valfi alt ölü noktadan önce EO gibi bir noktada açılır. Bu esnada silindir içi basınç hızla düşmeye başlar. Egzos stroğu boyunca egzos sübabının akışa karşı gösterdiği direnç sebebiyle egzos borusundaki basınç bir miktar yüksek tutulur. Bu esnada, tabii emişli motorda kısa süreli bir sübap bindirmesi meydana gelir. Yani piston alt ölü noktaya gelmeden az önce emme sübabı açılır; egzos sübabı ise alt ölü noktadan az sonra kapatılır.



Şekil 3.5- Tabii emişli motorun teorik gaz değişim diyagramı

Egzos sübabının akış kesit alanının azalması sebebiyle, basınç egzoz stroğunun sonuna doğru düşer. Kalan egzoz gazları emme stroğunun başında tekrar genişler. Bu esnada hacmi V_r , basıncı ise dış basınç (atmosfer) olan p_0 'dır. Emme stroğu boyunca silindir içi basınç, kısılma kayıpları sebebiyle atmosferik basıncın biraz altında tutulur. Emme stroğu sonuna doğru silindir içi basınç, azalmış piston hızıyla yavaşlayan hava sayesinde p_0 'a yaklaşır. Emme sübabı alt ölü noktadan sonra kapatılarak, kısılma kayıpları azaltılmış olur.

Dış basınç hattı veya aşırı doldurmalı motorlarda p_2 veya p_1 basınçları ile silindir içi basıncın izlediği yolun kesiştiği durumdaki hacim V_F olarak ifade edilir. Bu hacim emme stroğu esnasındaki kısılmalar kadar; atık gazların genişlemesi ile ilgili olarakda düşünülmüştür. Fakat emme stroğu boyunca olan sıcaklık artışı göz önüne alınmamıştır.

Doldurma Oranı (ϵ_F):

$$\epsilon_F = \frac{V_F}{V_s} \quad (3.31)$$

Volümetrik verim (η_{VI}), doldurma oranı ve emme stroğu boyunca artan sıcaklık tarafından hesaplanabilir.

$$\eta_{VI} = \frac{V_F}{V_s} \cdot \frac{T_I}{T_{IC}} \quad (3.32)$$

T_I : Silindire girmeden önceki havanın sıcaklığı.

T_{IC} : Emme stroğu sonundaki havanın sıcaklığı.

Daha yüksek dolgu giriş sıcaklığı değerinde bile; eğer emme stroğu boyunca silindir cidarlarının sıcaklık farkı azaltılırsa, daha az ısı transferi

sonucu dolgu giriş sıcaklığı az miktarda yükselir. Böylece azalma gösteren sıcaklık artışıyla, volümetrik verimdeki artışın deneysel sonuçlarla bulunan denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \left(\frac{T_I}{T_{I0}} \right)^{0.20 \dots 0.25} \quad (3.33)$$

T_{I0} : 0 şartındaki havanın giriş sıcaklığı

T_I : Yeni giriş sıcaklığı (T_{I0} 'a göre yüksek, fakat artış miktarı az)

η_{v0} : 0 şartındaki volümetrik verim

η_v : Giriş sıcaklığındaki volümetrik verim

Örnek:

$$T_I : 25^\circ\text{C} = 25 + 273 = 298 \text{ K}$$

$$T_{Ic} : 298 + 7 = 305 \text{ K}$$

$$T_{I0} : 39^\circ\text{C} = 39 + 273 = 312 \text{ K}$$

$$T_{I0c} : 312 + 4 = 316 \text{ K}$$

Kabul:

$$\epsilon_F = \frac{V_F}{V_s} = 0.8$$

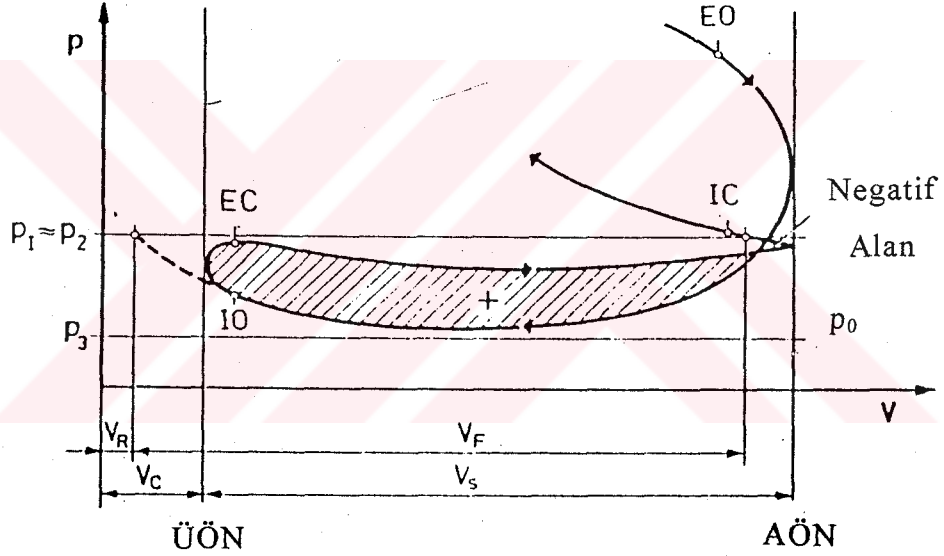
$$\eta_v = \frac{V_F}{V_s} \cdot \frac{T_I}{T_{Ic}} = 0.8 \times \frac{298}{305} = 0.7816$$

$$\eta_{v0} = \frac{V_F}{V_s} \cdot \frac{T_{I0}}{T_{I0c}} = 0.8 \times \frac{312}{316} = 0.7899$$

$$\ln\left(\frac{0.7816}{0.7899}\right) = \ln\left(\frac{298}{312}\right)^n \Rightarrow n = 0.23$$

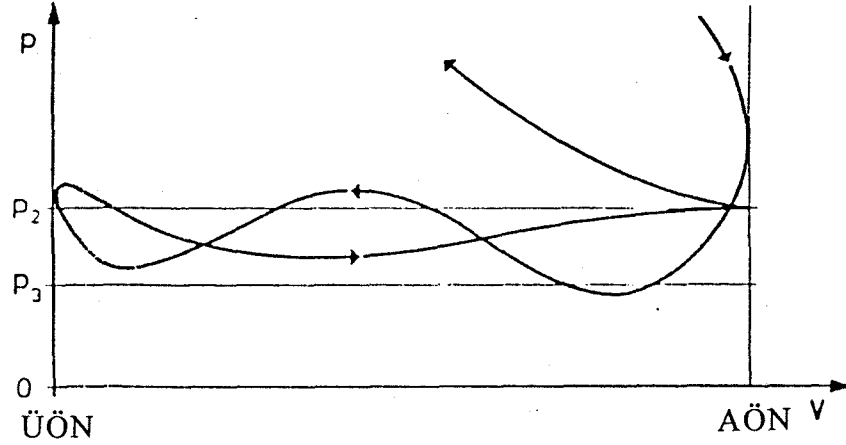
Volümetrik verim, pek çok sebebe bağlıdır. Bunlar emme manifoldunun geometrisi, ortalama piston hızı, kompresyon oranı, silindir cidar sıcaklığı vb. faktörlerdir. 0.7÷0.9 arası değerler alabilir. Fakat aşırı doldurmalı motorlarda atık gazların süpürülmesi ile 1'i geçebilir.

$(T_{1c}-T_1)$ sıcaklık artışı silindir cidarlarından yapılan ısı transferiyle ve havanın kinetik enerjisinin artmasıyla meydana gelir. Yukarıda ifade edilen şekilde, taze dolgunun miktarının belirlenmesinde, p_1 basıncındaki atık gaz hacminin tespiti yapılır. Strok sonundaki dolgu hacminin bulunması için taze dolgu ve atık gazların ayrı ayrı veya karışmış halde olduğunu düşünmek önemsizdir.



Şekil 3.6- Aşırı doldurmalı dört stroklu motorun teorik gaz değişim diyagramı

Şekil 3.6'da aşırı doldurmalı, dört stroklu motorun teorik gaz değişim diyagramı çizilmiştir. p_2 basıncından p_3 basıncına eğer pozitif yönde bir ilerleme varsa; bu durumda sübap bindirmesi olsa dahi V_F , V_S ' den büyüktür. Çünkü p_2 basıncında, atık gazlar V_C ' den daha küçük bir hacme düşürülür. Eğer sübap bindirme artarsa, atık gazların çoğu temizlenir.



Şekil 3.7-Aşırı doldurmalı dört stroklu motorun gerçek gazdeğişim diyagramı

Şekil 3.7'de gösterilen düşük basınçlı gerçek indikatör diyagramı; yükseltile p_2 veya p_1 basıncından, sıkıştırma stroğu öncesine kadar olan alt ölü noktadaki silindir basıncını göstermektedir. Emme stroğundaki kısılma kayıpları hala geçerli olmasına rağmen, uygun sübap zamanlamaları p_1 ve p_{1c} noktalarına gelmemizi sağlar.

Atık gazları yüksek sübap bindirmeleri ile ve arttırılmış basınçlarla silindirden tam olarak uzaklaştırdığımızı var sayarsak;

$$m_{tr} = (V_s + V_c) \cdot \frac{p_{1c}}{R \cdot T_{1c}} ; p_{1c} \cong p_2 \cong p_1 \Rightarrow m_{tr} = V_s \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \rho_1 \cdot \frac{T_1}{T_{1c}} \quad (3.34)$$

p_{1c} , V_{1c} : Emme stroğu sonundaki basınç ve hacimdir.

Alt ölü noktadaki sıcaklık deneysel yollarla şu formülle hesaplanır:

$$T_{1c} = 313 + \frac{5}{6} \cdot t_1 \quad (3.35)$$

t_1 : °C cinsinden silindire girmeden önceki havanın sıcaklığı

Emme stroğundaki sıcaklık artışı ile, dolgunun azalan ısınması göz önüne alınarak;

$$m_{tr} \cong V_s \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \rho_I \cdot \frac{T_I}{313 + \frac{5}{6} \cdot t_I} \quad (3.36)$$

$$\eta_{VI} = \frac{m_{tr}/\rho_I}{V_s}; \quad \frac{m_{tr}}{V_s} = \eta_{VI} \cdot \rho_I \cong \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \rho_I \cdot \frac{T_I}{313 + \frac{5}{6} \cdot t_I} \quad (3.37)$$

$$p_i \cong \frac{H_u}{\lambda_{tr} \cdot a_{st}} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_i \cdot \rho_I \cdot \frac{T_I}{313 + \frac{5}{6} \cdot t_I} \quad (3.38)$$

Alt ölü noktadaki atık gaz ve dolgu havasının sıcaklıkları aşağıdaki formüllerle belirlenmiştir:

a) Sübap bindirmesi az olan tabii emişli motorda;

$$T_{IC} = 296 + 0.86 \cdot t_I + 1.3 \cdot C_m + 0.11 \cdot t_m - 3 \cdot \lambda_{tr} - 0.7 \cdot \varepsilon \quad (3.39)$$

b) Basınç oranı (p_2/p_3) 1.1÷1.3'e kadar olan aşırı doldurmalı motorlarda;

$$(T_{IC})_{pr.ch} = T_{IC} - 0.14 \cdot \phi_{ov} - 1.8 \cdot p_2 \quad (3.40)$$

t_m : °C cinsinden silindir cidarının ortalama sıcaklığı

Geçerlilik şartlarının sınırları sadece sıkıştırma oranı ve sübap bindirmesi ile belirlenmiştir.

Denklem 3.39 ve 3.40 için $11 < \varepsilon < 22$

Denklem 3.40 için $\phi_{ov} \leq 110^\circ \text{KMA}$

Yukarıdaki sınırları aşan sübap bindirmesi ve sıkıştırma oranı değerleri alt ölü noktadaki sıcaklığın gözlemlenmesi ile bulunmuştur. Bu sıcaklık çoğunlukla, atık gazların tam olarak süpürülmesinden etkilenmektedir.

3.5. Süpürme Havaasının Sadeleştirilmiş Olarak Belirlenmesi

Tasarımına göre bazı dört stroklu aşırı doldurmalı motorlarda, kompresör tarafından gönderilen toplam hava debisi (\dot{m}_{tot}); motorun çalışması için gereken hava debisi (\dot{m}_a) ve süpürme akışı için gerekli olan hava debisine (\dot{m}_{sc}) ayrılır. Süpürme debisi, tutulan hava debisi (\dot{m}_{sctr}) ve gerçek süpürme debisi (\dot{m}_{sc0}) olarak tekrar ayrılır.

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_a + \dot{m}_{sc} ; \quad \dot{m}_{sc} = \dot{m}_{sctr} + \dot{m}_{sc0} ; \quad \dot{m}_{tr} = \dot{m}_a + \dot{m}_{sctr} \Rightarrow \dot{m}_{tot} = \dot{m}_{tr} + \dot{m}_{sc0} \quad (3.41)$$

Yanma için gerekli olan hava debisi yaklaşık olarak:

$$\dot{m}_a \cong \left(\frac{V_s \cdot \rho_I \cdot T_I}{T_{IC}} \right) \cdot n \quad (3.42)$$

Süpürme debisi dört veya iki stroklu motorlarda aşağıdaki metotla yaklaşık olarak hesaplanabilir.

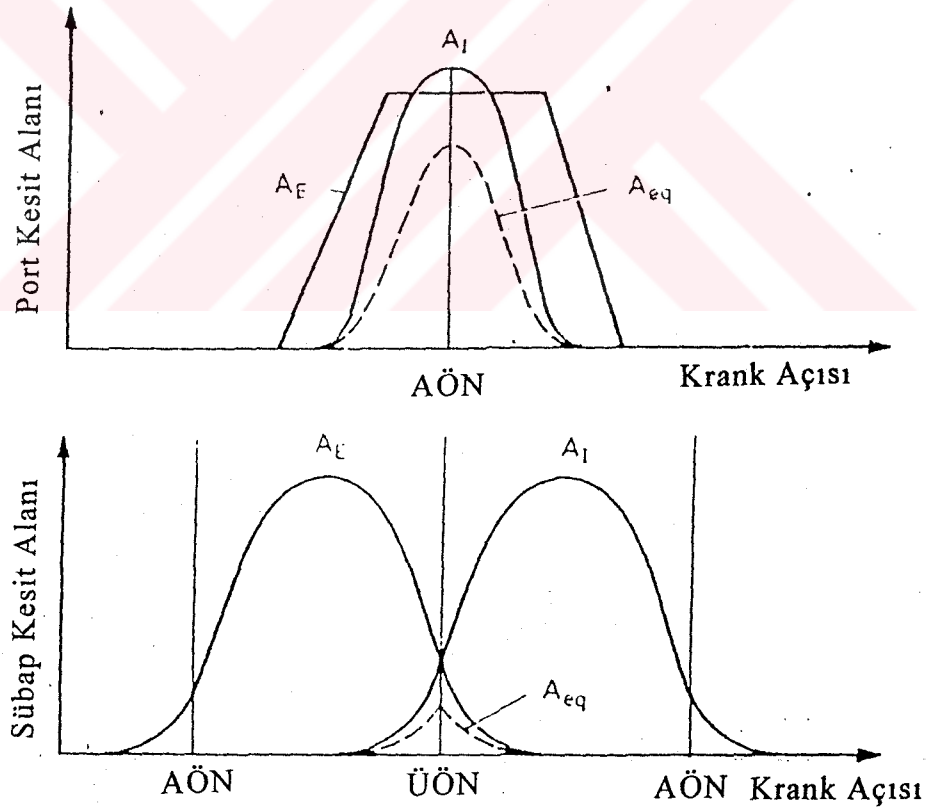
Şekil 3.8'da A_E ve A_I ; zamana veya krank milinin konumuna göre egzoz ve emme sübaplarının akış alanını göstermektedir.

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega \Rightarrow d\phi = 2\pi \cdot n \cdot dt \text{ (radyan)}; \quad d\phi = 360 \cdot n \cdot dt \text{ (derece)} \quad (3.43)$$

Süpürme sadece her iki kanalında açık olduğu durumda gerçekleşir. Hesaplarda kolaylık sağlamak için, A_E ve A_I yerine A_{eq} değeri kullanılır. Şekil 3.9'da görüleceği üzere A_{eq} 'ın boyutlandırılması, iki sübabın seri bir şekilde akışa gösterdiği aynı direnç göz önüne alınarak yapılmıştır.

Hesaplamalardaki kolaylıklar için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Akışkan sıkıştırılmaz.
2. Kinetik enerji ilk kısılmada tamamen kaybolmuştur.
3. Akışın kısılma katsayıları eşittir.
4. Giriş basıncı (p_1), yükseltile basınca (p_2) eşit değerdedir.

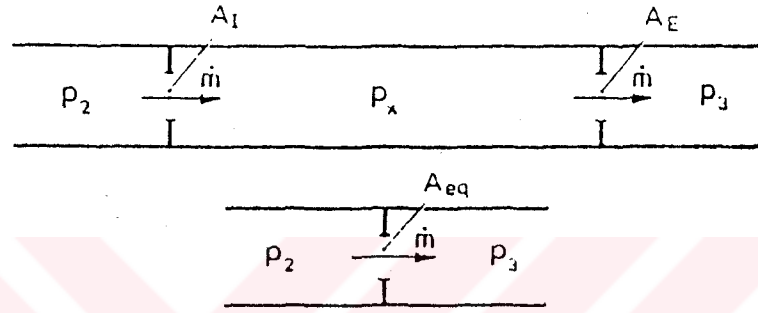


Şekil 3.8- İki (üstte) ve dört (altta) stroklu motorların sübap ayar diyagramı

Bu durumda Bernoulli denklemine göre:

$$\dot{m} \cong \sqrt{p_2 - p_x} \cdot A_I = \sqrt{p_x - p_3} \cdot A_E = \sqrt{p_2 - p_3} \cdot A_{eq} = c \quad (3.44)$$

$$p_2 - p_x = \frac{c^2}{A_I^2}; \quad p_x - p_3 = \frac{c^2}{A_E^2}; \quad p_2 - p_3 = \frac{c^2}{A_{eq}^2} \Rightarrow A_{eq} = \frac{A_I \cdot A_E}{\sqrt{A_I^2 + A_E^2}} \quad (3.45)$$



Şekil 3.9- Seri bağlı iki akış alanının, tek akış alanına indirgenmesi

A_{eq} değeri A_I ve A_E 'den krank mili açısının fonksiyonu olarak hesaplanmalıdır. A_{eq} 'nin zaman ile entegrasyonu zaman-alan integralini; krank açısı ile entegrasyonu açı-alan integralini verir.

$$\int A_{eq} \cdot dt \text{ (m}^2 \cdot \text{s)}; \quad \int A_{eq} \cdot d\varphi \text{ (m}^2 \cdot \text{derece)} \quad (3.46)$$

Çevrimin bir kısmında bir defa açılan eş değer akış alanı; çevrim süresinin yukarıdaki integrale bölünmesi sonucunda tüm çevrim boyunca açılan ortalama eş değer akış alanına indirgenerek ifade edilebilir:

$$\bar{A}_{eq} = \frac{\int A_{eq} \cdot d\varphi}{360} : (\text{İki stroklu}) ; \bar{A}_{eq} = \frac{\int A_{eq} \cdot d\varphi}{720} : (\text{Dört stroklu}) \quad (3.47)$$

Sonuçlar eğer zaman-alan integrali kullanılırsa aynı değerde olur. Ortalama eş değer akış alanı aşağıdaki genel metot izlenerek, süpürme havası debisinden bulunabilir.

$$\dot{m}_{sc} = \mu \cdot \bar{A}_{eq} \cdot \psi_{13} \cdot \rho_1 \cdot \sqrt{2R \cdot T_1} \quad (3.48)$$

Buradaki (ψ_{13}) değeri p_1 ve p_3 basınçları ile hesaplanır:

$$\psi_{13} = \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left[\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3.49)$$

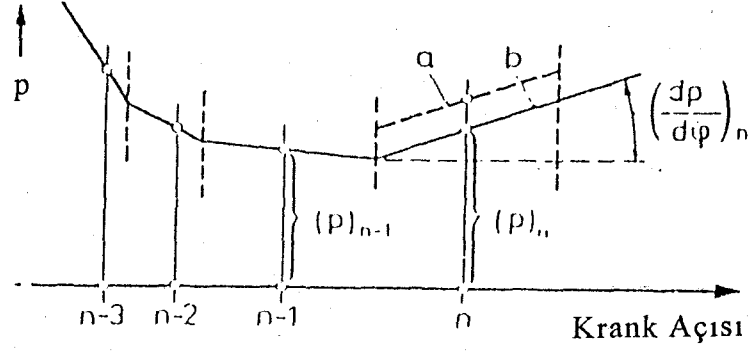
İki stroklu motorlar hava debisi yalnız yanmanın gerçekleşmesi için kullanmazlar.

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{m}_{sc} / \rho_1}{V_s \cdot n} = \frac{\mu \cdot \bar{A}_{eq} \cdot \psi_{13} \cdot \sqrt{2R \cdot T_1}}{V_s \cdot n} \quad (3.50)$$

3.6. Gaz Değişimi İşleminin Sonundaki Sıcaklığın Hesaplanması

Şekil 3.10'da "a" tahmin edilen bir basınç ile hesaplanmış n. aşamadaki silindir basıncının eğimidir. "b" ise iterasyonla düzeltilmiş basınç ile hesaplanan silindir basıncının eğimidir. Silindir sıcaklığı analog yolla hesaplanır.

Dolgu giriş sıcaklığı ve silindir boyutuna bağlı olarak akış boyunca dolgu sıcaklığı 10÷40 K kadar artış gösterir. Sıcaklığı tahmin etmek için aşağıdaki denklemden faydalanılır.



Şekil 3.10- Silindir basıncının hesaplanma metodunun gösterimi.

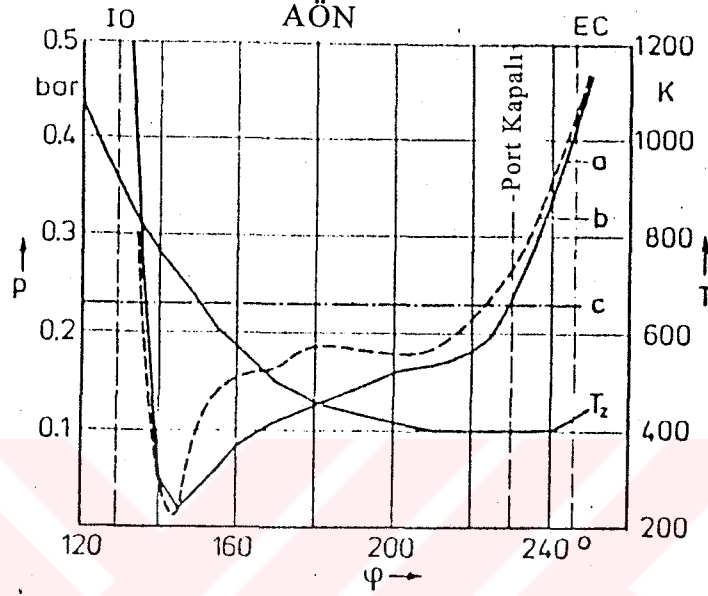
Emme sübabı kapanınca, egzoz sübabının açılması noktasından itibaren izentropik genişleme şu şekilde kabul edilir;

$$T = T_{E0} \cdot \left(\frac{p}{p_{E0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.51)$$

Egzoz sübabı açılınca sıcaklık; T_{E0} , p_{E0} ve kabul edilen dolgu kütlelerinin durum denkleminde tahmin edilir. Emme stroğu süresince, n. basamaktaki silindir dolgu sıcaklığı tam karışım için hesaplanabilir. Adyabatik değişim durumunda:

$$T_n' = \frac{(m \cdot T)_{n-1} + (dm_I \cdot T_I)_n}{(m)_{n-1} + (dm_I)_n} \quad (3.52)$$

$$T_n = T_{n-1} \left[\frac{(p)_n}{(p)_{n-1}} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.53)$$

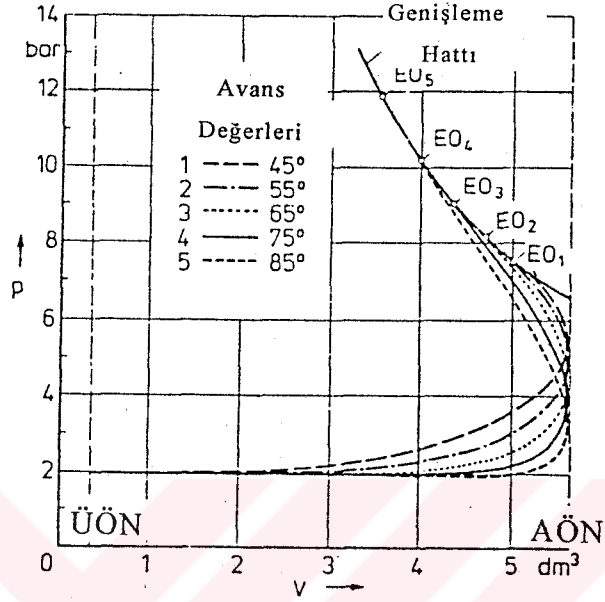


Şekil 3.11- İki stroklu motorun p-T değerleri

Kompüter olmaksızın böyle bir hesaplamanın örneği Şekil 3.11'de verilmiştir. Simetrik olmayan port zamanlamalı iki stroklu geniş boyutlu motorun sıcaklık ve basınç değerleri verilmektedir. "a" hesaplanan, "b" ölçülen basınç, T sıcaklık ve "c" yükseltim basıncıdır.

Egzos basıncındaki dalgalanmalar (hesaplama sabit p_3 basıncı esas alınmıştır) sebebiyle ölçülen ve hesaplanan basınçlar arasında farklar olmasına rağmen; egzos sübabının kapanmasında tek bir noktada bileşilir. Bu nokta basınç, sıcaklık ve dolgu miktarını tarif eder. Değiştirilerek yapılan port zamanlamaları ile tekrar edilen hesaplamalar silindir içerisinde tutulan dolgunun azami olduğu şartları belirler. Bu hesaplamalar bir kompüter

kullanılmadığı zaman dahi önemlidir. Çünkü büyük boyutlu motorların deneysel optimizasyonunun maliyeti yüksektir.



Şekil 3.12- Değişik genişleme ve egzoz stroklarının gösterimi

Hesaplamaların optimizasyonu ayrıca dört stroklu motorlarda en uygun sübap zamanlamasının tespiti içinde kullanılır. Hem toplam hava kütlesi, hem de silindirde tutulan hava kütlesi bu yolla hesaplanabilir. Şekil 3.12' de egzoz sübabı farklı zamanlamalı aşırı doldurmalı Diesel motorunun silindir basıncı gösterilmiştir. Egzoz sübabının daha önce açılmasından, egzoz stroğu boyunca küçük bir iş kaybı söz konusudur. Fakat genişleme işi kaybı daha fazladır. Optimum sübap zamanlaması bulunmak zorundadır.

4. KOMPRESÖR TİPLERİ

4.1. Giriş

Kompresörlerin değişik tipleri için performans ve tasarım hesaplamalarının tarifi çok geniş sahadır. Bu yüzden her bir kompresörün karakteristiğinin dış hatları ile anlatımı, onların motorla birlikte nasıl çalışacaklarını belirtmemiz önemlidir.

Bölüm 2’de belirtildiği üzere, kompresörün verimi ve sıkıştırma işi için genel olarak izentropik sıkıştırma dikkate alınır. Politropik sıkıştırmanın $n < k$ veya $n > k$ durumu ile olup olmadığından önce, ısı kayıpları birinci olarak, ısı kazançları ise ikinci olarak ele alınır.

Kompresörlerin iki ana tipi bulunmaktadır.

1. Gidip gelen veya döner pistonlu kompresörler
2. Santrfüj kompresörler

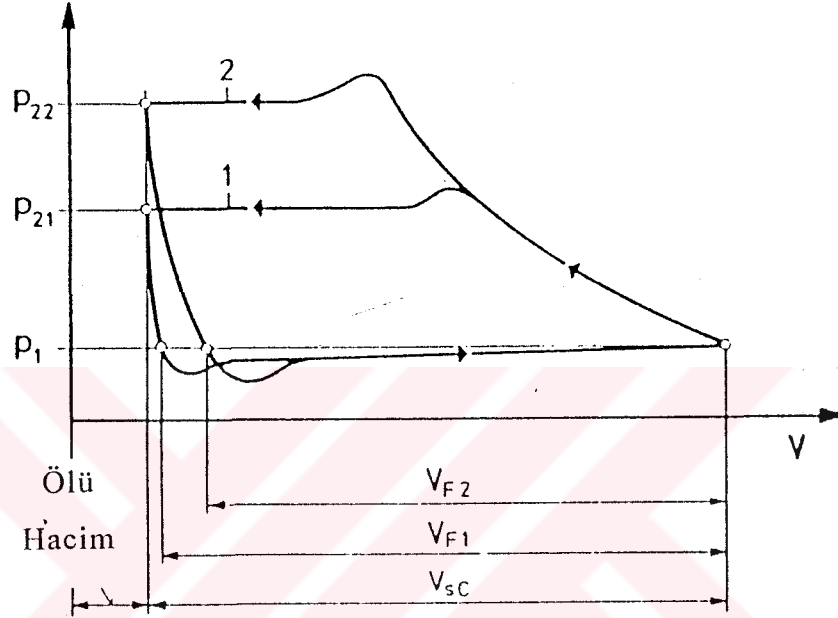
İlk tip Roots, Lysholm ve vidalı kompresör olarak; ikinci tip ise eksenel, radyal ve karma tasarımlı olarak göze çarpar.

Kompresör performansı grafik olarak $\dot{V}-H$ diyagramında gösterilmiştir. Bu diyagramda entalpi H (veya basınç oranı p_2/p_1) hacimsel debi \dot{V} ’nin fonksiyonu olarak, sabit hız ve verim hattı için çizilmiştir. Çeşitli tipteki tasarımlara rağmen, tüm pistonlu veya santrfüj tip kompresörler birlikte gruplanırlar.

4.2. Deplasmanlı Tip Kompresörler

Bu çeşit kompresörün en basit tipteki tasarımı pistonlu olanıdır. Günümüzde yalnızca iki stroklu geniş boyutlu motorlarda, egzosa bağlı türbinden elde edilen güçle çalıştırılmaktadır. Sisteme seri veya paralel olarak bağlanabilirler. Daha faydalı kullanımlar için genellikle çift etkili kroşhed ile

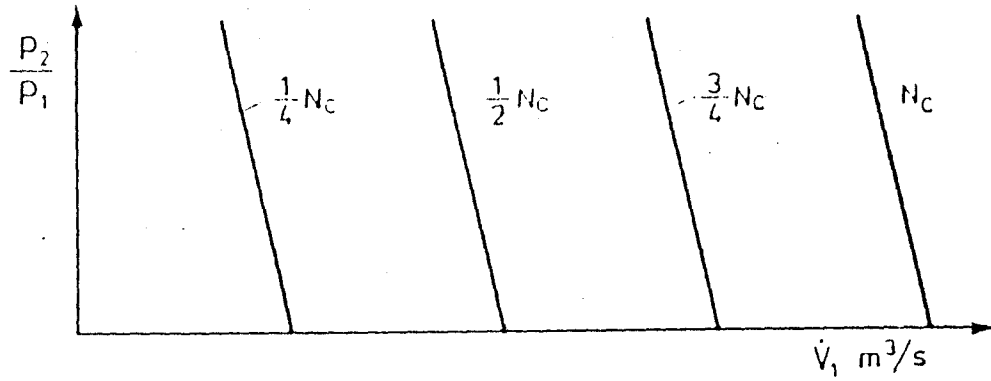
tasarımlı olanı yaygındır. Şekil 4.1'de strok hacmi, dağıtım basıncı p_2 ve ölü hacmin etkisi gösterilmiştir. Ölü hacimde tutulan havanın tekrar genişlemesi strok hacmini daha çok azaltır. Ölü hacim ve dağıtım basıncının daha büyük olması V_{F1} ve V_{F2} ile gösterilerek karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.1- Pistonlu tip kompresörün p-V diyagramı.

Hacimsel debi (\dot{m}/ρ_1) kompresörün süpürme hacmi V_s , hız (n_c) ve volümetrik verim (η_F) ile orantılıdır. İkinci aşamada ise kısılma kayıplarını arttıran hız ve basınç oranının fonksiyonudur. Hava sıcaklığının sıkıştırma sonucu artışı ihmal edilebilir.

$$\dot{V}_1 = V_s \cdot N_c \cdot \eta_F \quad (4.1)$$



Şekil 4.2- Deplasmanlı tip kompresörün işletim karakteristiği

Belirleyici etki olarak tüm deplasmanlı tip kompresörler için Denklem 4.1 ile sabit hız hattında ve kompresör diyagramında belirlenen bu sonuçlar ordinat eksenine doğru hafif bir kayma gösterir (Şekil 4.2).

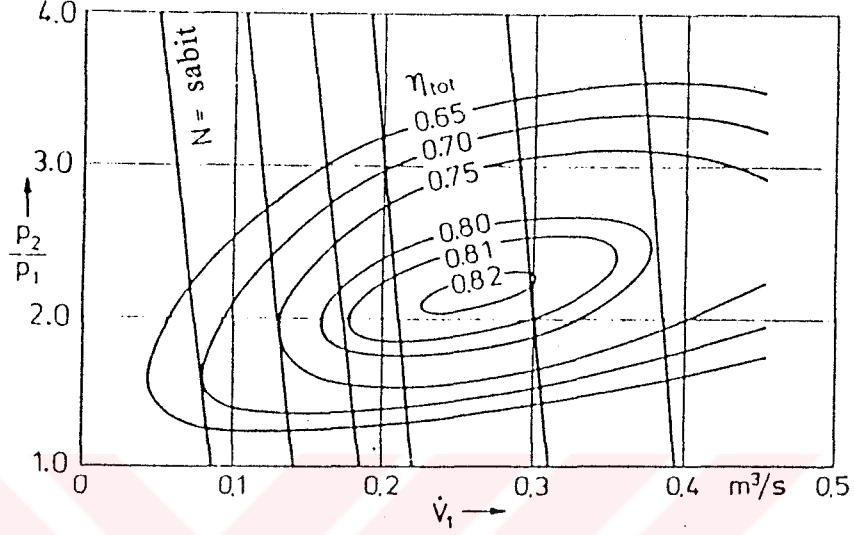
Sıkıştırma genel olarak izentropik olarak gerçekleşir. Eğer soğutma sistemi kullanılırsa $n < k$ olur.

Pozitif hareketli kompresörler, küçük motorlarda kullanıldığı zaman; doğrusal hareket eden pistonlu kompresörlere göre daha fazla miktarda sıkıştırma yapabilen dönel pistonlu kompresörler kullanılır.

Şekil 1.2'de tipik bir vidalı kompresörün rotoru gösterilmektedir. Bu kompresörün işletim diyagramı ise Şekil 4.3'dür.

Vidalı tip kompresörlerin çalışmasında rotorlar birbirlerine veya dış muhafazaya temas etmez. Roots tipi kompresörlerde de söz konusu olduğu üzere, basınç oranının artışı ile verim düşüş görülür. Bu tip kompresörlerde boşluklar mümkün olduğunca dar tutulur. Hava rotorda bulunan iç bükey boşluğa girer ve dış bükey vida dişlerinin giriş kısmından, çıkış kısmına gelen yolu izleyerek sıkıştırılır. Hem rotorlar hem de muhafaza soğutulmaz. Basınç düşüşünden oluşan sızıntı kayıpları söz konusudur. Sıkıştırma politropik üstelin $n > k$ olduğu şekilde gerçekleşir. Kompresör diyagramındaki hız karakteristiğinin pratik olarak sabit eğimi, sadece basınç düşüşünün

fonksiyonu olan sızıntı kayıplarının artış veya azalış hızından bağımsız olduğu durumda gerçekleşir.



Şekil 4.3- Vidalı tip kompresörün işletim diyagramı.

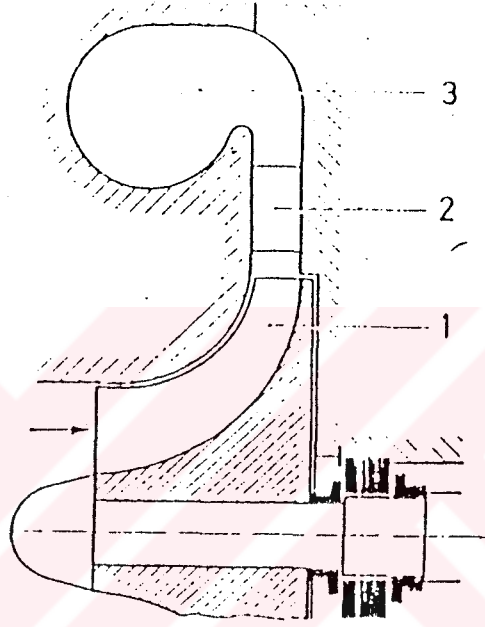
Şekil 4.3'de azami verim %82 (mekanik sürtünme kayıplarını içerir)'ye tekabül eden hacimsel debi $0.3 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak görülmektedir. Bu tip kompresörün avantajı, yüksek hızlarından dolayı küçük hacimlerde oluşu ve yağlama gerektirmeyen karakteridir.

Pozitif hareketli kompresörlerin özellikleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Artan basınç oranıyla beraber küçük düşüşler meydana geldiği için, dik hız hatları.
2. Basınç oranı hızdan bağımsızdır, öyle ki büyük basınç oranı küçük debilerde dahi elde edilebilir.
3. Dengesiz işletim sınırları yoktur, tüm diyagram alanı kullanılabilir.
4. Akış doğrudan hızla orantılıdır, çok az basınç oranından bağımsızdır.

4.3. Santrfüj Tip Kompresör

Bu kategorideki en önemli tip radyal kompresördür. Rotor kanatlarından radyal bir çıkış akışı olur. Şekil 4.4'de gösterildiği üzere iç akış doğrultusu genellikle akseneldir.



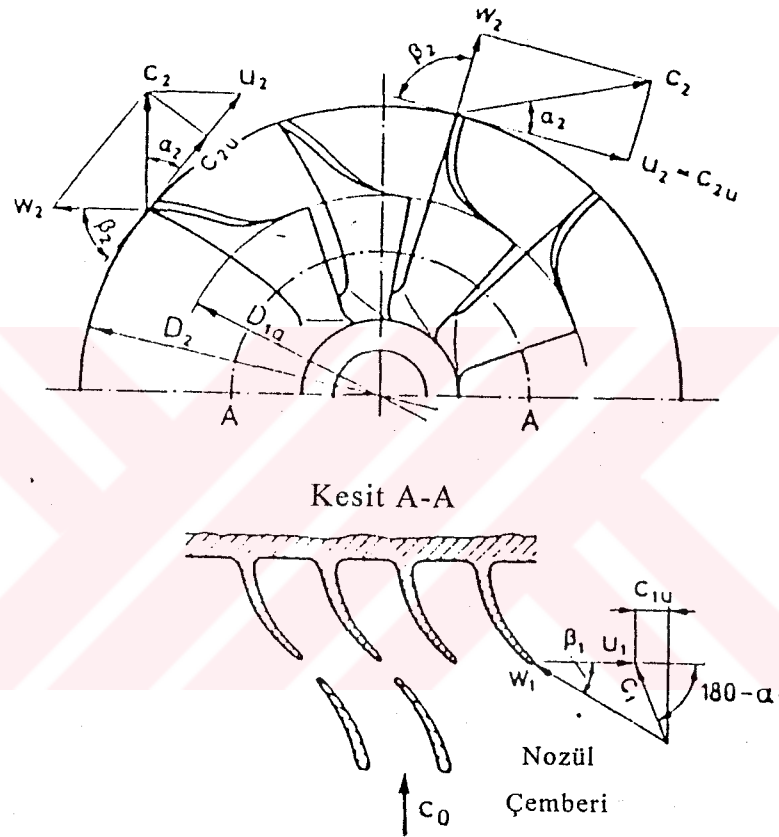
Şekil 4.4- Radyal türbin kesiti.

- 1) Yarı açık kanallı sevk edici
- 2) Kanatlı difüzör
- 3) Stator

Rotor sevk edicisinde, kanatların sebep olduğu momentum değişimi ile akışkanın hızı artar. Bu hız sırasıyla sevk edici, difüzör ve statorda basınç haline dönüşür.

Sevk edici içerisinde ve çıkışındaki akış kinematiği Şekil 4.5'de hız üçgenleri ile gösterilmiştir. Hava sevk ediciye C_1 hızıyla girer. Eğer nozül

çemberi kullanılmayıp ön girdap yoksa $C_1 = C_0$ ve teğetsel hız $C_{1u} = 0$ olur. İzafi hız (W_1) vektörel olarak; C_1 ve teğetsel hız U_1 'den elde edilir. Sevk edici kanalların içerisinden geçtikten sonra hava, izafi hız W_2 ile ayrılır. Bu hız, teğetsel hız U_2 ile vektörel olarak toplanırsa, mutlak çıkış hızı C_2 bulunur.



Şekil 4.5- Radyal türbinin sevk edicisine ait hız üçgenleri.

Ortalama giriş çapı D olarak alındığında Şekil 4.6'daki semboller kullanılarak, momentum değişimi ile olan tork değeri:

$$\tau = \dot{m} \cdot \left(\frac{D_2}{2} \cdot C_{2u} \pm \frac{D_1}{2} \cdot C_{1u} \right) \quad (4.2)$$

$N=\tau \cdot \omega$ ve $\omega =u/r$ olduğunda, teorik olarak özgül entalpi (sürtünme kayıpsız) uygun akış için:

$$h_{th\infty} = \frac{N}{\dot{m}} = \frac{\tau \cdot \omega}{\dot{m}} = (U_2 \cdot C_{2U} \pm U_1 \cdot C_{1U}) \quad (4.3)$$

Denklem 4.3'de , Euler'in turbomakinalar denklemi olarak bilinen ifade yazılmıştır. Negatif işaret pozitif ön-girdap; pozitif işaret negatif ön-girdap anlamına gelir. Hız üçgenleri sayesinde, C_{2u} ve C_{1u} 'nun yer değiştirmesi ile Euler denklemi:

$$h_{th\infty} = \frac{1}{2} \cdot (C_2^2 - C_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2) \quad (4.4)$$

Eğer ön girdap yoksa, $C_{1u} = 0$ ve $h_{th\infty} = U_2 \cdot C_{2U}$ 'dur. Radyal olarak biten kanatlar ve serbest akış ($\beta_2=90^\circ$, $C_{2U}=U_2$) olduğu durumda Şekil 4.5'deki sağ kısım gerçekleşerek:

$$h_{th\infty} = U_2^2 \quad (4.5)$$

Boyutsuz entalpi katsayısı teorik olarak;

$$\psi_{th\infty} = \frac{h_{th\infty}}{U_2^2/2} = 2 \quad (4.6)$$

Gerçek entalpi;

$$h = \psi \cdot \frac{U_2^2}{2} \quad (4.7)$$

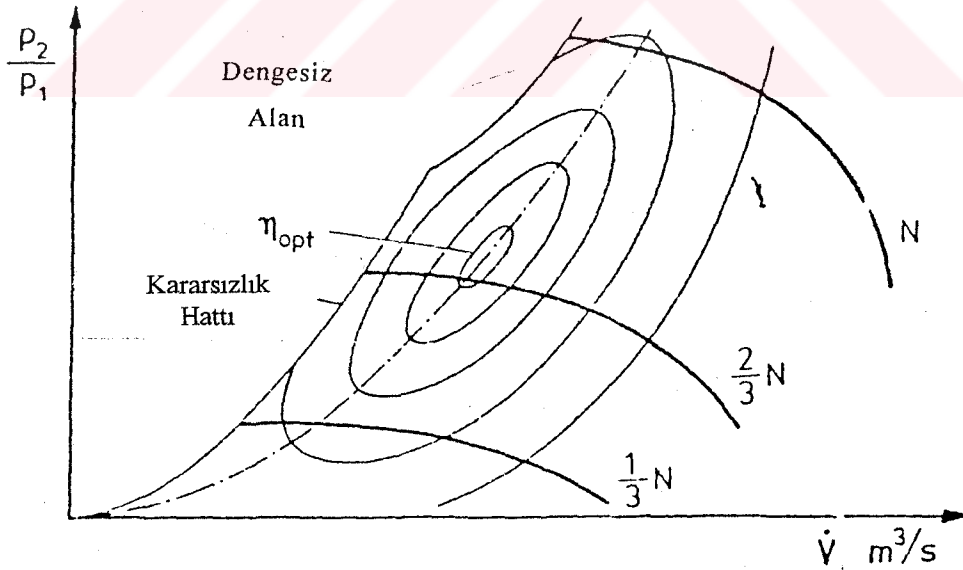
Kanatlı difüzör kullanılan iyi tasarımı sevki ediciler katsayısı 1.5'a kadar ulaştırabilmektedir.

Denklem 4.7'de gösterilen entalpi teğetsel hızın karesi ile orantılıdır. Örnek olarak katsayının 1.5, $U_2=300$ m/s ise $h=67500$ Nm/kg olur. $T_1=300$ K olan giriş sıcaklığına tekabül eden basınç oranı $p_2/p_1=2.05$ 'dir. Aşağıdaki Tablo 4.1'de teğetsel hız ile basınç oranı arasındaki ilişki ifade edilmiştir.

Tablo 4.1- Basınç oranı ve teğetsel hız arasındaki ilişki.

u_2 (m/s)	200	300	380	450
p_2/p_1	1.45	2	3	4

Şekil 4.6'daki kompresör diyagramında, dengeli ve dengesiz bölgeler sınır hattı ile ayrılmıştır. Sabit hız hatları sınır hattı yakınında, hemen hemen yatay konumda olup (bazen az miktar dikeyleşir); kararsızlık sınırından uzaklığın artmasıyla hızla düşer.



Şekil 4.6- Radyal kompresörün işletim diyagramı

Nozül içindeki hacimsel debi ile basınç oranı arasındaki ilişkiye göre bir parabol olan kısımda; entalpi (h), sevk edici hızının (U_2) karesi ile orantılıdır. Ayrıca hacimsel debide sevk edici hızı ile doğrudan orantılıdır.

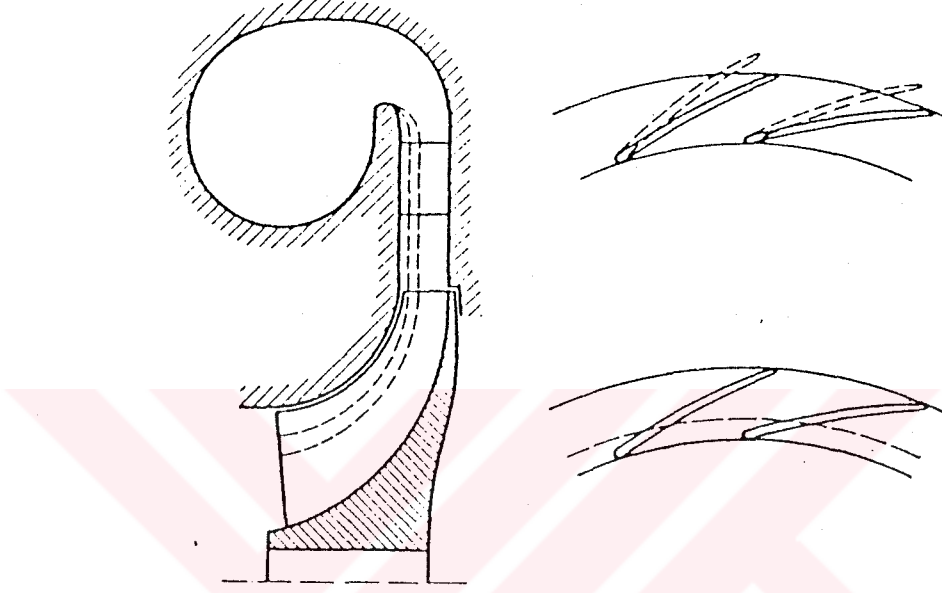
Santrfüj tip kompresörlerin işletim diyagramı deplasmanlı tip kompresörlere göre birtakım farklılıklar gösterir. Santrfüj tip kompresörlerin karakteri aşağıdaki gibidir.

1. Sabit hız hatları değişken eğime sahiptir. Radyal kompresörlerde pratikte sınır hattında olup, düşüşü çok hızlıdır. Eksenel kompresörlerde sabit hız hatları, sınır hattında bile dik eğimlidir.
2. Gerçekleştirilebilen basınç oranı, kompresör hızı ile ilişkilidir.
3. Kararsızlık sınırının solundaki bölge kararsızdır. Bu kısımda kompresörün işletimi uygun değildir.
4. Küçük debiler ile, yüksek basınç oranları elde edilmesi mümkün değildir.
5. Optimum verim hattı boyunca hacimsel debi hıza bağlı olup, entalpi hızın karesiyle orantılıdır.

Girdaplarda ve kanal duvarları boyunca akış-sürtünme kayıpları, doğrudan akışkanın sıcaklık artışı haline dönüşür. Sıkıştırmadaki politropik üs böylece $n > k$ olarak gerçekleşir. Büyük debilere oranla küçük ısı transfer yüzeyleri olduğu için çevreye giden ısı kayıpları ihmal edilirse; sürtünme ve sızıntıyı içeren iç izentropik verim aşağıdaki gibi ifade edilir:

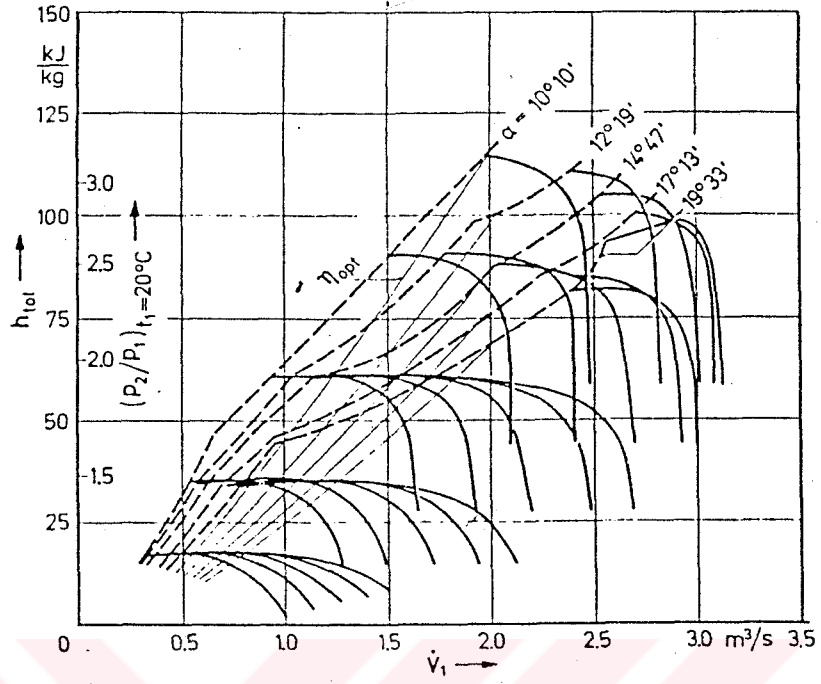
$$\eta_{ad} = \frac{T_{2ad} - T_1}{T_2 - T_1} = T_1 \cdot \frac{\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_2 - T_1} \quad (4.8)$$

Bu sayede izentropik verim, giriş ve çıkıştaki basınç ve sıcaklık verilerine bakılarak kolayca ifade edilebilir. $\dot{V} = 0.5 \div 1 \text{ m}^3/\text{s}$ 'ye kadar $\eta_{ad} = \%80 \div 82$, $\dot{V} = 3 \text{ m}^3/\text{s}$ ve daha yukarısı için ise $\eta_{ad} = \%84 \div 85$ olmaktadır.



Şekil 4.7- Difüzör ve sevk edicinin farklı kanatları.

Verilen muhafaza ve sevk edici çapları için işletim diyagramında; difüzöre girişteki kanat açısı (α), sevk edici ve difüzör kanatları arasındaki boşluk, kanatsız difüzör bulunması, difüzör genişliği, sevk edici çıkışının genişliği ve giriş çapı gibi sebeplerle Şekil 4.7'de gösterildiği üzere farklılıklar oluşabilir. Şekil 4.8'de farklı değerlerdeki difüzör kanat açılarının; kompresörün hız karakteristiğine göre değişimi belirtilmiştir.



Şekil 4.8- α açısı ile değişen hız karakteristiği ve sınır hattı.

5. MOTORA AİT DOLGU AKIŞ DİYAGRAMI

Kompresör ve motor arasındaki dengeyi ifade etmek için, motora ait bir takım belirleyici özelliklerin bilinmesi zorunludur. Ayrıca motor hızının fonksiyonu olan hava debisinin ve yükseltme basıncı değerlerinin belirlenmesi gerekir.

Motor ile kompresör diyagramlarının aynı skalada gösterilmesi faydalı olur. Apsise kompresöre girmeden önceki havanın şartları göz önüne alınarak hacimsel debi (\dot{V}); ordinata ise basınç oranı (p_2/p_1) yerleştirilir.

5.1. İki Stroklu Motorlar İçin Dolgu Akışı

İki stroklu motorların diyagramı basit olacağı için ilk önce düşünülecektir. Kısa zaman içerisinde emme veya egzoz kanallarının açık veya kapalı olması hava debisi için önemsizdir.

Hava akışının kütleli debisi;

$$\dot{m} = \mu \cdot \bar{A}_{eq} \cdot \psi_{13} \cdot \rho_1 \cdot \sqrt{2R \cdot T_1} \quad (5.1)$$

Hava akışının hacimsel debisi;

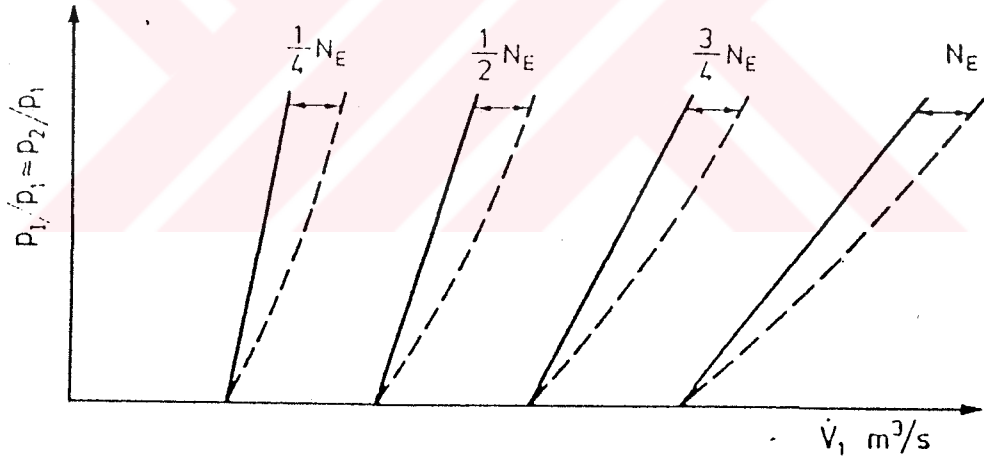
$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} = \mu \cdot \bar{A}_{eq} \cdot \psi_{13} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_1} \cdot \sqrt{2R \cdot T_1} = \mu \cdot \bar{A}_{eq} \cdot \psi_{13} \cdot \frac{p_1}{p_1} \cdot \frac{T_1}{\sqrt{T_1}} \cdot \sqrt{2R} \quad (5.2)$$

5.2. Dört stroklu Motorlar İçin Dolgu Akışı

Dört stroklu motorlarda hacimsel debi motorun çalışması için gerekli olan hava debisinin ve süpürmeye ayrılan hava debisinin birleştirilerek ifade edilmesiyle meydana gelir.

$$\dot{V}_1 \cong V_s \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{\rho_I}{\rho_1} \cdot \frac{T_I}{313 + \frac{5}{6} \cdot t_I} + \mu \cdot \bar{A}_{eq} \cdot \psi_{13} \cdot \frac{\rho_I}{\rho_1} \cdot \sqrt{2R \cdot T_I} \quad (5.3)$$

Şekil 5.1'de görüldüğü üzere öncelikli etken olarak motor hızı, ikinci olarak motor hızından bağımsız olan sübap bindirmesi ve basınç oranı belirtilmiştir. Eğer sübap bindirmesi az miktarda olursa, ikincil etki de az miktarda olur.



Şekil 5.1- Dört stroklu motorun işletim diyagramı

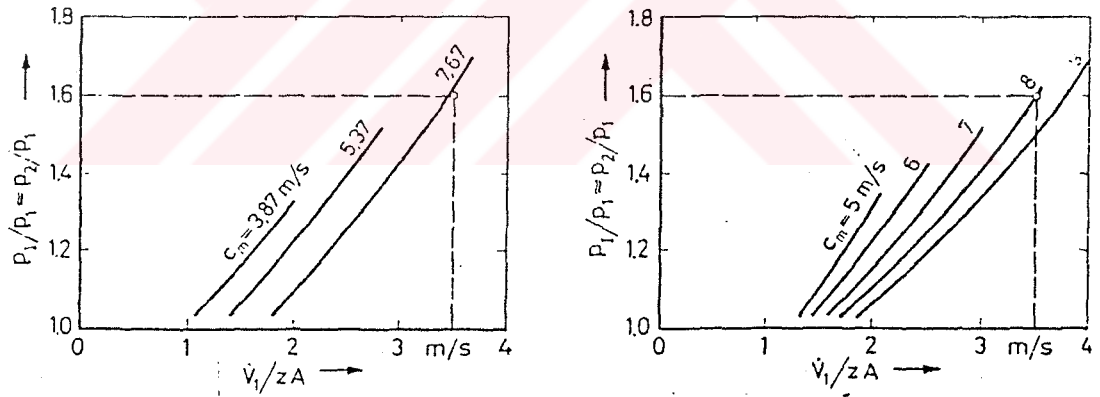
Şekil 5.1'deki normal hat sübap bindirmesi olmayan motorlar için; kesik kesik hat ise sübap bindirmeli motorlara aittir. Aynı skala üzerinde farklı motorlara ait akış diyagramlarını hangi benzerlik kuralı ile çizebiliriz sorusu sorulabilir. Dört stroklu motorlarda, silindir kafasında yerleştirilen

sübapların kesit alanı, piston alanı ile orantılı ve kanallardan geçen hava hızı, piston hızı ile orantılıdır.

$$\dot{V}_1 = \eta_{\text{totl}} \cdot V_s \cdot \frac{n}{2} \quad (5.4)$$

$$\dot{V}_1 = \eta_{\text{totl}} \cdot z \cdot A \cdot \frac{C_m}{4} \Rightarrow C_m = \frac{4 \cdot \dot{V}_1}{\eta_{\text{totl}} \cdot z \cdot A} \quad (5.5)$$

Verilen motor hızı ve benzer sübaap pasajları için, hava debisi strok/çap oranından bağımsızdır. Fakat strok/çap, sübaap pasajlarını ve sübaap itme mesafesini kısıtlar. Şekil 5.2 bu benzerlik kuralını, farklı hızlarda çalışan hatta silindir kafası geometrileri benzer olmayan (her ikisinde 2 emme, 2 egzoz sübaplarına sahip) iki farklı motor için haklı çıkarmaktadır.



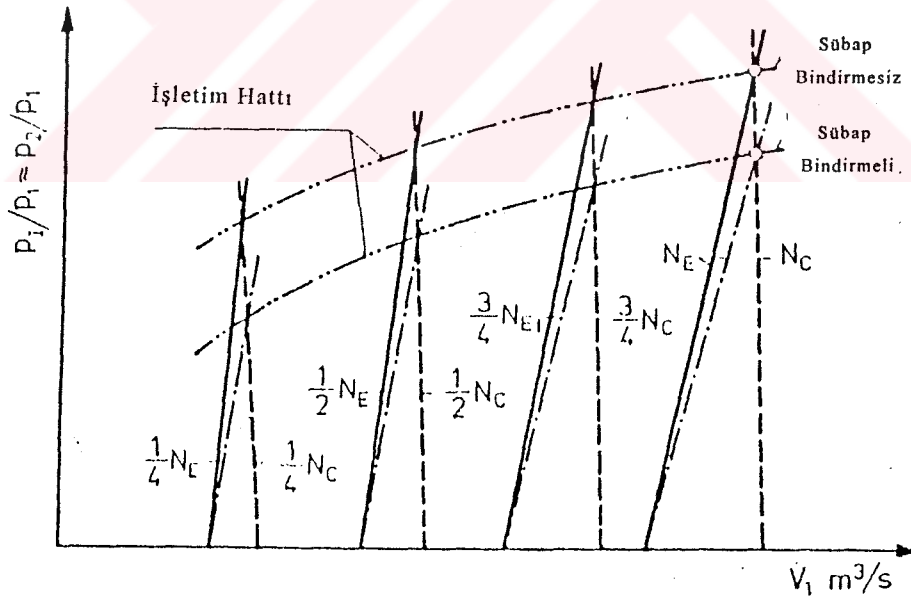
Şekil 5.2- İki farklı motorun işletim diyagramının karşılaştırılması (Sol-Çap × Strok, 400×460; Sağ-Çap × Strok, 220×300).

6. AŞIRI DOLDURUCU VE MOTOR ARASINDAKİ ETKİLEŞİM

6.1. Mekanik Aşırı Doldurucu ve Motor Arasındaki Etkileşim

Mekanik aşırı doldurmalı sistemde, kompresör motor tarafından tahrik edilir. İstisna olarak kullanılan, sabit veya değişebilir çevrim oranlı dişli kutusu kullanılmadığı sürece, motor ve kompresör hızı birbiri ile sabit orandadır. İşletim noktaları, hız oranı sayesinde ifade edilen basınç-hacimsel debi diyagramındaki, motor ve kompresör karakteristiklerinin kesişimi ile belirlenir.

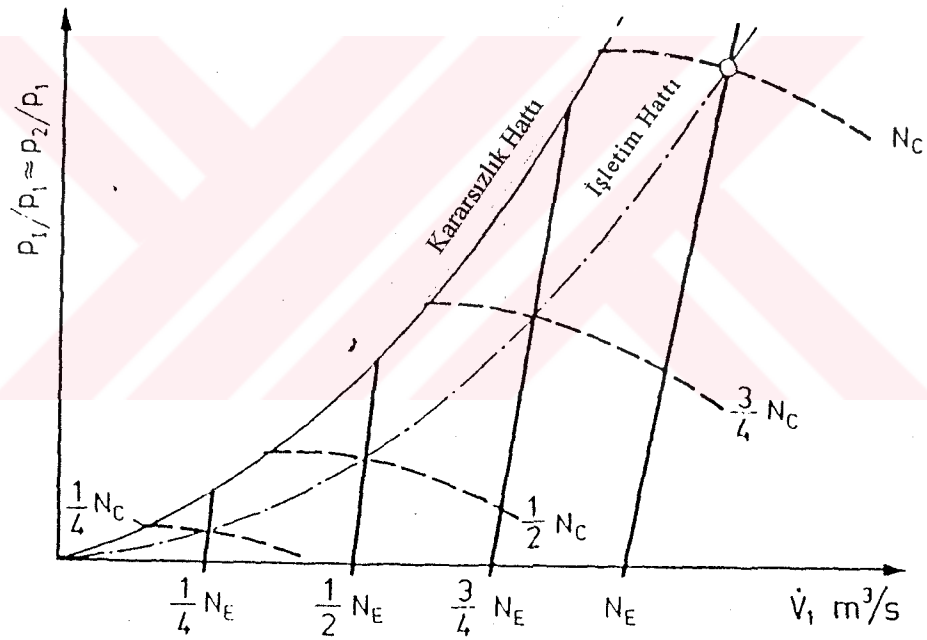
Kural olarak, R oranı motor ve kompresör hızları arasındaki orandır. Bu oran, elde edilen ortalama efektif basıncın gerektirdiği tam yükteki basınç oranında (p_2/p_1) seçilir. Farklı hızlardaki tüm diğer işletim noktaları Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’de belirtilen diyagramlardan tespit edilir.



Şekil 6.1- Dört stroklu motor ve pistonlu kompresörün işletim diyagramı

Şekil 6.1 pistonlu tip mekanik aşırı doldurmalı dört stroklu motorun şematik diyagramıdır. Tam yükteki işletim noktası, motorun azami hız karakteri ve kompresör hız karakteri olan $n.R$ ifadelerinin kesişiminden çıkarılan sonuç tarafından tespit edilir. Motor hızı azaldığı zaman, yükseltme basıncı işletim hattına göre düşüş gösterir. Bu işletim hattının eğimi doğrudan kompresör diyagramı ile ilişkilidir. Eğer kompresörün volümetrik verimi, motorun azalan hızından daha hızlı yükselirse; yükseltme basıncı azalışını iyileştirebilir.

Şekil 6.1 ayrıca, dişli oranı ve sübap bindirmesi azaltıldığında, işletim hattının yukarıya doğru gittiğini gösterir.



Şekil 6.2- Dört stroklu motor ve radyal kompresörün işletim diyagramı.

Şekil 6.2'de santrfüj tip mekanik aşırı doldurmalı dört stroklu motor ve bu motor tarafından tahrik edilen kompresör arasındaki karşılıklı etkileşim gösterilmektedir.

Kolayca görüldüğü gibi yükseltme basıncı azalan motor hızı ile deplasmanlı tip kompresöre göre daha hızlı düşüş gösterir. Deplasmanlı tip kompresörde bu durum, hızdaki basınç oranı bağımsızlığı ile açıklanmıştır.

Motor torku (τ) ve motor hızı (n) arasındaki ilişkiye değişik uygulama sahalarında bakacak olursak:

- a) Elektrik jeneratörleri için kullanılan motor kategorisinde sabit hız, değişken tork istenilir.
- b) Sabit açılı uçak veya gemi pervaneleri için kullanılan motorda tork, motor hızının karesi ile orantılıdır.
- c) Kara ve demiryolu taşıtları için kullanılan motorlarda ise hem motor hızı hem de tork değişken değerdedir.

Tork ve ortalama efektif basınç birbirleriyle orantılıdır. Biri diğerinin parametresi olarak ifade edilir.

Yukarıda belirtilen ilk grupta akış diyagramındaki işletim noktasından bağımsız, yalnız bir yük vardır. Mekanik olarak tahrik edilen kompresörler deplasmanlı veya santrfüj tipte olsun, karakteristikler belli olur olmaz uygun olan tespit edilebilir. Seçim; maliyet, basınç oranı ve verime bağlıdır.

İkinci grupta ise santrfüj tip kompresörlerde, deplasmanlı tipe göre; yükseltme basıncı hız ile ilişkili olarak daha çabuk düşüş gösterir. Bu durum bir dezavantaj değildir. Çünkü yükseltme basıncı, eğer tam yükte yeterli ise; kısmi yüklerde de yeterli miktarda olacaktır. Yükseltme basıncındaki hızlı düşüş istenilen bir durumdur. Çünkü fazla yükseltme basıncı yakıt sarfiyatını arttırıp, fazla güce ihtiyaç duyar. Bu tür yüklenmeler için santrfüj tip kompresörlü mekanik aşırı doldurma daha uygundur.

Son grupta ise düşük motor hızlarında yüksek tork istenilir. Hatta motor hızının düştüğü zaman, çok fazla vites değiştirmeden sürüşü devam ettirmek için, düşük hızlarda artan tork tercih edilir. Santrfüj kompresör tercih edilebilir değildir. Deplasmanlı tip kompresör hangi türde olursa olsun daha fazla tercih edilir.

6.2.Santfuj Tip Kompresörlü Aşırı Doldurucu ve Motor Arasındaki Etkileşim

6.2.1. Motora Mekanik Bağlı Aşırı Doldurucu ve Egzosa Bağlı Türbinle Çalışan Aşırı Doldurucu Arasındaki İşletme Farklılıkları

1. Egzosa bağlı türbinin hızı ve yükseltme basıncı direkt olarak birbiri ile ilişkili değildir. İşletim noktası, kompresör güç girişi ve türbin güç çıkışı arasındaki denge sayesinde ifade edilir.
2. Motora bağlı olan mekanik aşırı doldurma ile mukayese edilince; motorun akış karakteristikleri, değişken egzoz gazları sebebiyle farklılık göstermektedir.

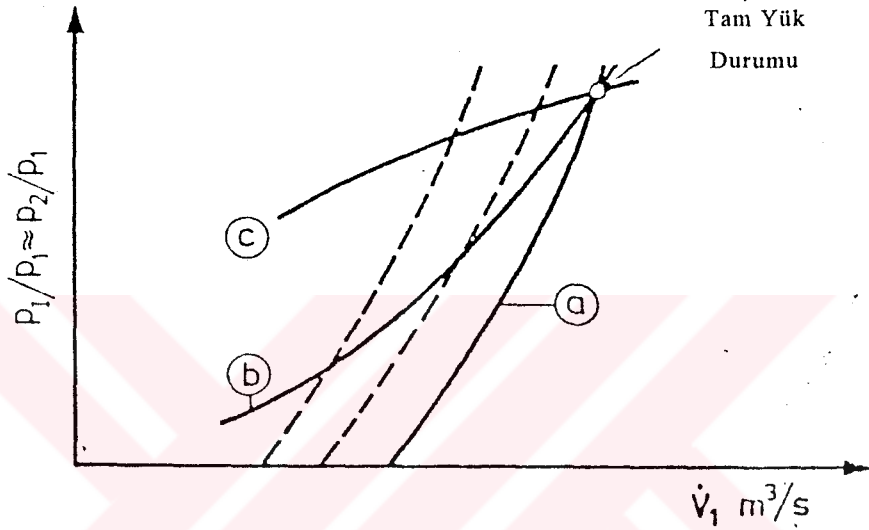
6.2.1.1. Dört Stoklu Motorlar İçin Farklılıklar

Motora mekanik olarak bağlı veya egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurmanın akış karakteristikleri arasında fazla fark yoktur. Artan egzoz basıncı süpürmeyi sınırlar. Fakat artırılan sübap bindirmesi sayesinde, büyük miktarda süpürme akışı üst yük sınırında sağlanabilmektedir. Daha az yük sınırında, bir miktar geri akış durumları olabilir.

Aşağıdaki üç farklı yük karakteristiği için yapılan genellemeler Şekil 6.3'de gösterilmiştir.

- a. Sabit Motor Hızı : İşletim noktaları, verilen motor hızındaki akış karakteristiği üzerine yerleştirilir. Çıkış torku düştüğü zaman, türbine giden kinetik enerji akışı da azalır. Türbin ve kompresörün güçleri arasındaki denge, düşük yükseltme basıncı seviyesinde kurulur. Rölantideki yükseltme basıncı, tam yükteki yükseltme basıncının sadece küçük bir parçasını oluşturur.

- b. Pervane Bağlı Motorlardaki Yük : Azaltılan motor hızı ve beraberinde çabuk düşüş gösteren yükseltme basıncı sebebiyle; azaltılmış hacimsel debi ve tork ile beraber egzodaki kinetik enerji, ek olarak düşüş gösterir.
- c. Sabit Tork : Azalan motor hızı ile beraber hacimsel debideki düşüşten dolayı; denge noktası düşük yükseltme basıncı seviyesinde kurulur.

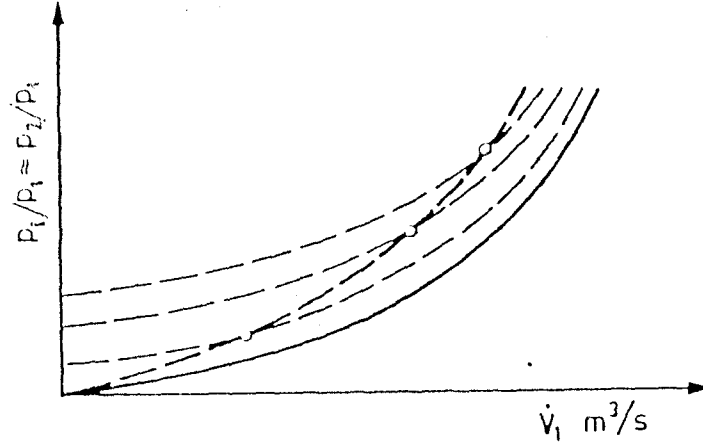


Şekil 6.3- Aşırı doldurmalı dört stroklu motorun işletim diyagramı

6.2.1.2. İki Stroklu Motorlar İçin Farklılıklar

Artan hacimsel debi ve bu sayede yükselen egzos basıncı sebebiyle, Şekil 6.4'de gösterildiği üzere, p_2/p_1 ile \dot{V}_1 arasındaki parabolik ilişkinin belirtildiği kesik kesik çizgilerin yukarıya doğru ilerlediği görülür. Bu karakteristik; motorun ortalama eş değer port alanı ve türbinin eş değer port alanı tarafından hesaplanan toplam eş değer port alanı ile ilgili denklem kullanılmak suretiyle belirlenebilir:

$$A_{eq} = \frac{\bar{A}_{eq} \cdot A_{Teq}}{\sqrt{\bar{A}_{eq}^2 + A_{Teq}^2}} \quad (6.1)$$



Şekil 6.4- Aşırı doldurmalı iki stroklu motorun işletim diyagramı

6.2.2. Aşırı Doldurmanın İşletim Noktasının Tespiti

6.2.2'den 6.2.5'e kadar olan kısımdaki hesaplama yolları elektronik kompütürlerin yeterince yaygın olmadığı zamanda geliştirildi. Bu sebepten dolayı yapılan hesaplamalar, değişkenler arasındaki ilişkinin kısmen gösterilebilmesi açısından bir uygunluğa sahiptir. Buradaki ana amaç bu durumu sağlamaktır.

Egzos türbininin işletimine dair aşağıdaki farklılıklar bulunmaktadır:

1. Sabit-Basınçlı Aşırı Doldurma: Tüm silindirlerin egzos gazları genel bir alıcıya borularla bağlıdır. Böylece basınç darbeleri düzgünleşmiş olur. Türbine olan egzos gazı akışları pratik olarak sabit basınçlıdır. Türbin kanatlarının reaksiyon derecesi serbest seçilebilir.
2. Saf Akışlı İşletim : Eğer egzos kanalı içerisinde silindir basıncı tamamıyla kinetik enerji haline dönüştürülebilirse ve basınç kinetik enerji olarak türbine gelirse, silindirden sonra egzos gazı basıncı kalmaz. Bu durumda

kinetik enerji bir itki türbininde dönüştürülmelidir. Bazen süpersonik olan basınç oranının değişiminden dolayı , değişken sübap akış kesiti ve kanallardaki fazla miktardaki kayıplar sebebiyle böyle bir işlem kabul edilebilir bir kayıpla ve bu yüzden saf bir şekilde gerçekleştirilememiş olmaktadır.

3. Darbeli Aşırı Doldurma : Bu kategoride basınç ve hız dalgalanmaları, diğerlerine göre daha küçük çaplı özel egzoz borularında oluşur. Bu boruların içinde uygun bir zamanlama ile silindirlerin egzoz gazları akmaktadır. Egzoz gazlarının kinetik enerjisi türbine genel olarak basınç enerjisi şeklinde taşınır. Öyle ki piston tarafından yapılan egzoz işini etkileyen, değişken değerde egzoz gazı basıncı vardır. Toplam enerjinin sadece küçük bir kısmı kinetik enerjidir.

İşleyişin daha iyi anlaşılması amacıyla, denge hesaplamaları için sabit-basınçta uygulanan aşırı doldurma ile başlamak daha faydalıdır.

Aşağıdaki birbirine uyan şartlar, egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurucunun muntazam bir şekilde çalışması için zorunludur.

1. Kompresör mil gücü, türbin mil gücüne eşit olmalıdır.

$$N_C = N_T \quad (6.2)$$

2. Türbine giden kütleli debi, kompresöre gidenle ilişkilidir. Eğer sisteme paralel olarak bağlı kompresör ve ayrı bir egzoz gazı akışı yoksa; türbine giren kütleli debi (\dot{m}_T), kompresöre giren hava (\dot{m}_C) ve yakıt (\dot{m}_f) debilerinin toplamıdır.

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_f = \dot{m}_C \cdot \frac{1 + \lambda_{tot} \cdot a_{st}}{\lambda_{tot} \cdot a_{st}} \quad (6.3)$$

Eğer motora mekanik olarak bağlı olan kompresör sisteme paralel bağlı ise, kompresörün kütleli debisi hesaba katılmak zorundadır.

1 ve 2 nolu şartlar motordan bağımsız olarak egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurucunun işletim noktalarını belirlemek için yeterlidir. Motor ile olan uyum için ek şartlar:

3. Verilen hızdaki motorun işletim noktaları akış karakteristikleri üzerinde bulunmalıdır.
4. Basınç oranı ve hava debisi sabitlenmeli ve ayrıca verilen egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurucunun hızını ifade etmelidir. Kompresör ve türbin genellikle aynı mile sahiptir. Bu yüzden:

$$n_C = n_T \quad (6.4)$$

$$N_C = \dot{m}_C \cdot h_{adC} \cdot \frac{1}{\eta_{adC}} ; N_T = \dot{m}_T \cdot h_{adT} \cdot \eta_{adT} \cdot \eta_m \cdot \beta \quad (6.5)$$

$$\dot{m}_C \cdot h_{adC} \cdot \frac{1}{\eta_{adC}} = \dot{m}_T \cdot h_{adT} \cdot \eta_{adT} \cdot \eta_m \cdot \beta \quad (6.6)$$

Buradaki η_m yataktaki sürtünmeler tarafından ifade edilir. β , egzosa bağlı darbeli türbinle çalışan aşırı doldurma için enerji seviyesinin dalgalanması hesaba katılarak elde edilen darbe faktörüdür. Egzosa bağlı sabit basınçlı türbinle çalışan aşırı doldurma için bu faktör $\beta=1$ 'dir.

η_{adC} yeterli doğruluk ile, artan basınç ve sıcaklık tarafından ifade edilir. Fakat η_{adT} ısı transferinden dolayı bu şekilde ifade edilemez. Türbin veriminde sürtünme kayıplarının bulunması uygundur.

$$\eta_{adC} = \eta_C ; \eta_{adT} \cdot \eta_m = \eta_T \Rightarrow \eta_C \cdot \eta_T = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_T} \cdot \frac{h_{adC}}{h_{adT}} \quad (6.7)$$

Denklem 6.7 basınç ve sıcaklık ölçümlerinin doğru bir biçimde ifade edilmesiyle kolayca hesaplanır. Çünkü h_{adC} ve h_{adT} , kompresör ve türbinin giriş sıcaklıkları ve basınç oranlarının mutlak değerlerinden hesaplanır. Denklem 6.6 daha da genişletilirse;

$$\dot{m}_C \cdot c_{PA} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_A-1}{\gamma_A}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_C} = \dot{m}_T \cdot c_{PG} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_G-1}{\gamma_G}} \right] \cdot \eta_T \cdot \beta \quad (6.8)$$

$$k_1 = \frac{C_{PG}}{C_{PA}} ; \quad \xi = \eta_C \cdot \eta_T \cdot \beta \cdot \frac{T_3}{T_1} ; \quad \frac{\gamma_A}{\gamma_A-1} = 3.5 \quad (6.9)$$

Yukarıdaki ifadeler, türbin basınç oranının fonksiyonu olan kompresör basınç oranı ve giriş sıcaklıkları oranı ile verimlerini belirtmektedir.

$$\pi_C = \frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_C} \cdot k_1 \cdot \xi \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_G-1}{\gamma_G}} \right] \right\}^{3.5} \quad (6.10)$$

Denklem 6.10 egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurmanın temel denklemi olarak ifade edilir. Basınçlar sabit alınmıştır. Eğer kompresöre doğrudan bir akış varsa veya kompresöre giden kanallarda basınç kaybı yoksa; p_1 dış basınç p_0 ile aynıdır.

Basınç oranı p_4/p_3 veya onun karşılık değeri $\pi_T = p_3/p_4$ egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurucunun ikinci temel denklemini ifade eder.

$$\dot{m}_T = \alpha \cdot A_{Teq} \cdot \Psi_T \cdot \rho_3 \cdot \sqrt{2R \cdot T_3} \quad (6.11)$$

Denklem 6.11'de, A_{Teq} türbinin eşdeğer akış alanıdır. Ayrıca denklem ters etki katsayısı α ' yı içerir. α darbeleri şartlar altındaki akışa ait faktördür.

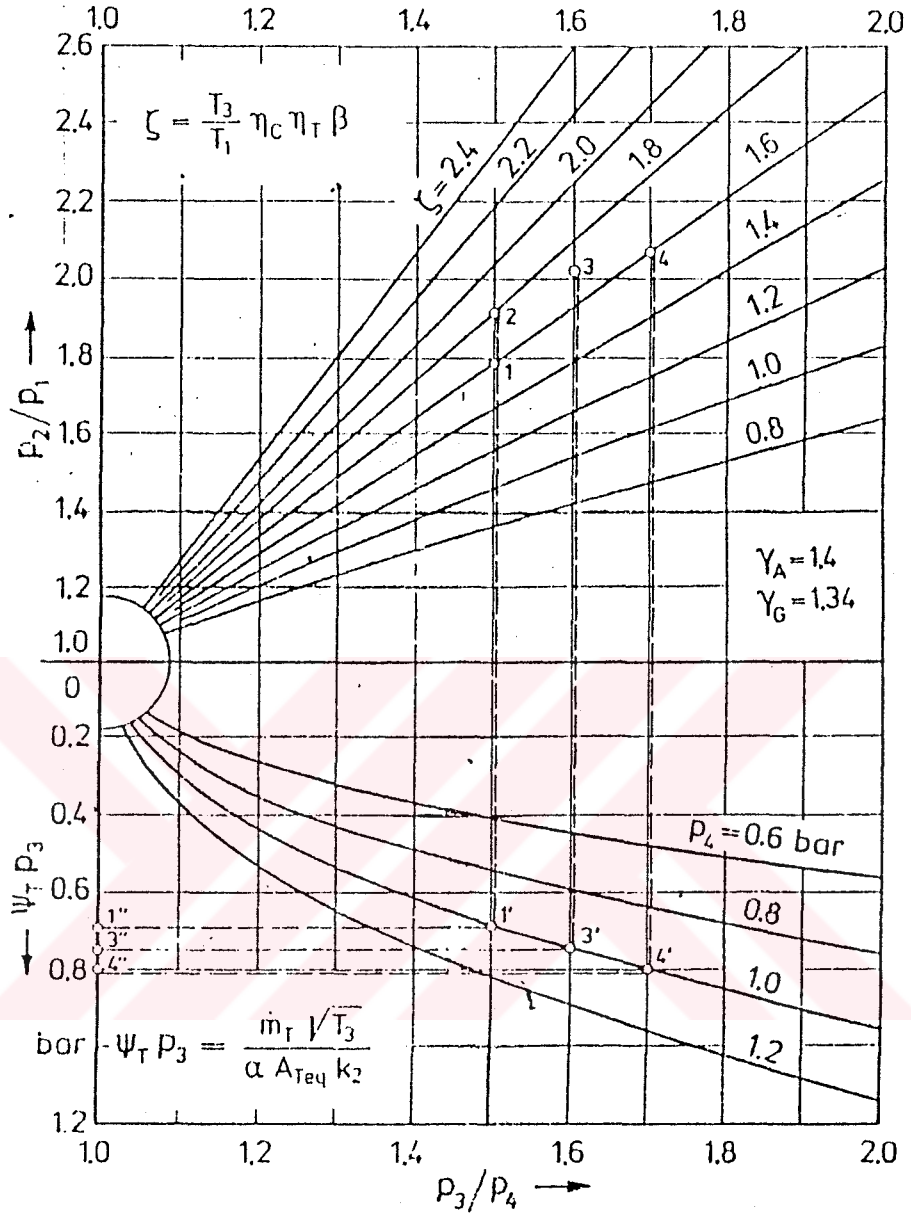
Sabit basınçlı, egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurma için $\alpha=1$ 'dir. ψ_T , türbin akış parametresidir. A_{Teq} gerçek türbinin eşdeğer alanını ifade eder.

$$\psi_T = \sqrt{\frac{\gamma_G}{\gamma_G - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\gamma_G}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_G+1}{\gamma_G}} \right]} \quad (6.12)$$

$$\dot{m}_T = \alpha \cdot A_{Teq} \cdot \psi_T \cdot \frac{p_3}{\sqrt{T_3}} \cdot \sqrt{\frac{2}{R}} ; k_2 = \sqrt{\frac{2}{R}} \quad (6.13)$$

$$\psi_3 \cdot p_3 = \frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{T_3}}{\alpha \cdot A_{Teq} \cdot k_2} \quad (6.14)$$

Egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurucunun çalışmasının gösterimi, Denklem 6.10 ve Denklem 6.14 kullanılarak grafik olarak elde edilebilir. Şekil 6.5'de kompresörün p_2/p_1 basınç oranı; türbinin basınç oranı p_3/p_4 ' e karşı çizilmiştir. Ayrıca $k_1=1.1$, $\dot{m}_T/\dot{m}_C=1.03$ olarak verilen değerler için parametre ξ 'ye göre çizilmiştir.



Şekil 6.5- Aşırı doldurmanın işletim noktaları.

Bu diyagram denge şartlarında, parametrik değişkenlerin etkilerini anlamaya izin verir.

- a) Gösterilen 1 nolu nokta, verim çarpanları η_c , η_T 'de %12.5 artış ile 2 nolu noktaya geçer. Yani daha yüksek yükseltme basıncı seviyesi sadece verimdeki iyileştirme sayesinde elde edilmiş olur.

- b) T_3 sıcaklığındaki değişimin etkisi iki aşamalıdır. Birincisi $\psi_{T.p_3}$ değeri, $\sqrt{T_3}$ (3" nolu nokta) ile artar ki bu değer, p_3/p_4 'ü (3' nolu nokta) daha fazla hacimsel debiden dolayı arttırır. İkincisi, p_2/p_1 artar, çünkü ξ (3 nolu nokta) artışı kadar, p_3/p_4 değeri de artar.
- c) Verilen motor gücü için, yükseltme seviyesi türbinin akış alanının kontrolü ile sağlanabilir. A_{Teq} azaltıldığı zaman, $\psi_{T.p_3}$ (4" nolu nokta) ve p_3/p_4 (4' nolu nokta) artar. Eğer başka bir yolla şartlar değişmez olarak kalırsa p_2/p_1 ayrıca artar (4 nolu nokta).

6.2.3. Türbin Nozül Alanının Belirlenmesi

Hacimsel debi hesabı için Denklem 6.11'deki eşdeğer alan, türbinde beraber çalışan nozül çemberi ve sevk edicinin alan değerlerine göre hesaplanmaktadır. Bu alanın ifadesinde ters etki katsayısı α ve türbin giriş hızının etkisi olduğu kadar, basınç oranının da etkisi bulunmaktadır.

Şekil 6.6'de aksenal türbinin kanat kesitleri, Şekil 6.7'de radyal türbinin kesitleri gösterilmiştir. Aksenal türbinlerde, sevk edicinin giriş ve çıkışındaki teğetsel hızları eşittir. Radyal türbinlerde ise farklıdır. Kanat adedi (z), kanat yüksekliği (h), çıkıştaki ortalama genişlik (\bar{a}) ve ters etki katsayısı (μ), nozül çemberinin etkin akış alanını ifade eder.

$$A_N = z_N \cdot h_N \cdot \bar{a}_N \cdot \mu_N \quad (6.15)$$

Rotordaki etkin akış alanı;

$$A_R = z_R \cdot h_R \cdot \bar{a}_R \cdot \mu_R \quad (6.16)$$

Şekil 6.6 ve Şekil 6.7’de verilen semboller kullanılarak türbindeki debi ifade edilebilir:

$$\dot{m}_T = A_N \cdot \rho_{sp} \cdot C_{2N} = A_R \cdot \rho_4 \cdot W_{2R} = A_{Teq} \cdot \rho_4 \cdot C_0 \quad (6.17)$$

ρ_{sp} , bu aşamada bilinmeyen nozül çemberi çıkışındaki havanın özgül kütesidir. ρ_4 ise sevk edici çıkışındaki özgül kütedir. $\sqrt{2 \cdot h_{adT}}$ en baştaki hız (C_0), A_{Teq} istenilen eş değer alandır.

Toplam entalpi değişimi, rotor ve nozül çemberindeki entalpi değişimlerinin toplamıdır.

$$h_N = \frac{1}{2} \cdot (C_{2N}^2 - C_{1N}^2) \quad (6.18)$$

$$h_R = \frac{1}{2} \cdot (W_{2R}^2 - W_{1R}^2 + U_2^2 - U_1^2) \quad (6.19)$$

$$h_{adT} = h_N + h_R = \frac{1}{2} \cdot C_0^2 \quad (6.20)$$

Yukarıdaki formüller tek bir ifade altında toplanırsa;

$$C_0^2 = \left(\frac{\dot{m}_T}{A_N \cdot \rho_{sp}} \right)^2 - C_{IN}^2 + \left(\frac{\dot{m}_T}{A_R \cdot \rho_4} \right)^2 - W_{IR}^2 + U_1^2 - U_2^2 \quad (6.21)$$

Ayrıca aşağıdaki ifade ile;

$$\varepsilon_N = \frac{C_{IN}^2}{C_0^2}; \quad \varepsilon_R = \frac{W_{IR}^2}{C_0^2} \quad (6.22)$$

Yukarıdaki ifadelerden C_0 yalnız bırakılırsa;

$$C_0^2 \cdot \left[1 + \varepsilon_N + \varepsilon_R - \left(\frac{U_1}{C_0} \right)^2 + \left(\frac{U_2}{C_0} \right)^2 \right] = \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_4} \right)^2 \cdot \left[\frac{1}{\left[A_N \cdot (\rho_{sp}/\rho_4) \right]^2} + \frac{1}{A_R^2} \right] \quad (6.23)$$

Denklemler 6.23'ün sol tarafındaki parantezli terim (k_3^2) olarak ifade edilirse;

$$k_3^2 = \left[1 + \varepsilon_N + \varepsilon_R - \left(\frac{U_1}{C_0} \right)^2 + \left(\frac{U_2}{C_0} \right)^2 \right] \quad (6.24)$$

Sonuç olarak C_0 ;

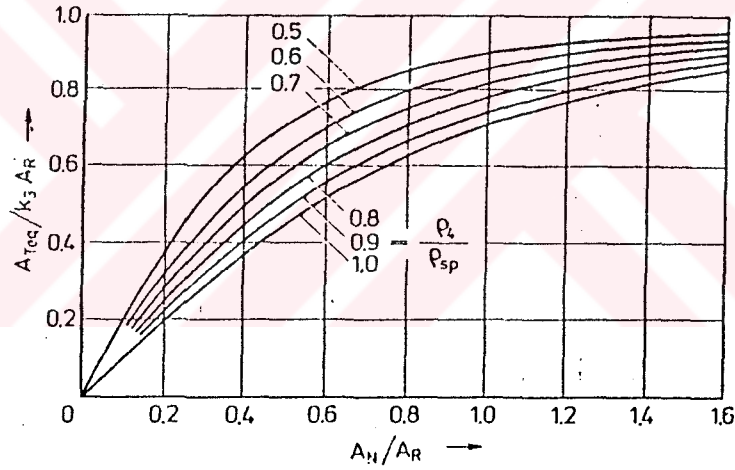
$$C_0^2 = \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_4} \right)^2 \cdot \frac{1}{A_{Teq}^2} = \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_4} \right)^2 \cdot \left[\frac{\left(\frac{1}{A_N \cdot (\rho_{sp}/\rho_4)} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_R} \right)^2}{k_3^2} \right] \quad (6.25)$$

$$A_{Teq} = k_3 \cdot \frac{A_N \cdot A_R}{\sqrt{\left[A_R \cdot \left(\rho_4/\rho_{sp}\right)\right]^2 + A_N^2}} \quad (6.26)$$

Eksenel türbinler için; $U_2 = U_1$ ise;

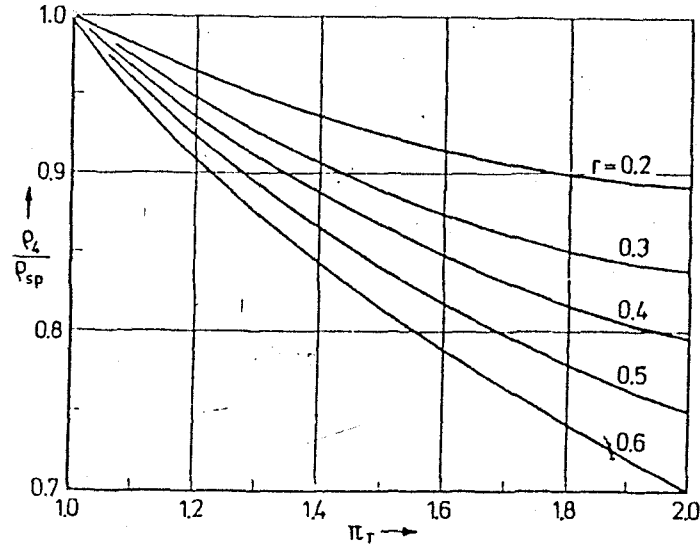
$$k_3^2 = 1 + \varepsilon_N + \varepsilon_R \quad (6.27)$$

Şekil 6.8 eşdeğer alanların oranını, rotor alanına göre gösterir. $A_{Teq}/k_3 \cdot A_R$ nozul ve rotor alanları oranının fonksiyonu olarak ve farklı özgül kütle oranları ρ_4/ρ_{sp} için gösterilmiştir.



Şekil 6.8- Eşdeğer akış alanının özgül kütle oranlarına göre değişimi.

Özgül kütle oranı ρ_4/ρ_{sp} , basınç oranı $\pi_T = p_3/p_4$, reaksiyon derecesi ve türbin politropik üssüne bağlı olduğu Şekil 6.9'da gösterilmektedir. Egzos türbinlerinde, reaksiyon derecesi sınırları $0.50 \div 0.55$ ' dir. Küçük sapmalar A_{Teq} üzerinde fazla bir etki meydana getirmez.



Şekil 6.9- Özgül kütle oranı ve türbin basınç oranının reaksiyon derecesine göre değişimi.

Eğer deneysel ölçümler ile ifade edilen rotor (A_R) ve nozül çemberinin (A_N) akış alanının tespiti yapılamıyorsa, k_3 yerine k_3' yazarak bulacağımız alan ifadesi geometrik akış alanlarının yerini tutacaktır. Fakat k_3' Denklem 6.24 ile bulacağımız değerlerle ifade edilemez. k_3' deneysel sonuçlar yoluyla elde edilir. Tablo 6.1'de sabit basınçlarda yapılan deneylerle tespit edilen k_3' değerleri vardır. 1 nolu sütun p_3/p_4 sabit basınç oranını içerir. 2 nolu sütun deneysel olarak hesaplanan kütleli debidir. 3 nolu sütundaki A_{Teq} değeri Denklem 6.11'den hesaplanmıştır. Bu denklemde α , normal şartlarda 1 değerine eş değer alınır. Eşdeğer alan sabit değildir. Fakat basınç oranının fonksiyonudur. 4 nolu sütun, k_3' tarafından bölünen rotor ve nozül çemberinin alanının geometrik değerlerinden hesaplanan, eş değer alanı içerir. A_{teq} 'nin 3 ve 4 nolu kolonlardaki değerleri k_3' 'nin hesaplanmasına izin verir. $k_3'=1.029 \div 1.041$ arası değer aldığı için, bu küçük değişiklik k_3' 'nin sabit olarak değerlendirilmesine izin verir.

Tablo 6.1- Basınç oranının fonksiyonu olarak türbin eşdeğer akış alanı (A_{Teq}) ilişkisi.

1 p_3/p_4	2 \dot{m}_T (kg/s)	3 A_{Teq} (cm ²)	4 A_{Teq}/k_3' (cm ²)	5 k_3'
1.193	0.794	65.2	62.7	1.040
1.309	1.02	66.5	63.9	1.041
1.427	1.21	67.1	64.8	1.036
1.566	1.40	68.0	66.1	1.029
1.714	1.602	69.9	67.4	1.037
1.886	1.803	71.3	69.0	1.033
2.037	1.996	72.8	70.2	1.037
2.130	2.095	73.4	71.0	1.034

Radyal türbinlerde U_2 , U_1 den farklıdır. Bu yüzden;

$$k_3 = \sqrt{1 + \varepsilon_N + \varepsilon_R + \Delta \left(\frac{u}{C_0} \right)^2} \quad (6.28)$$

$$\Delta \left(\frac{u}{C_0} \right)^2 = \left(\frac{U_2}{C_0} \right)^2 - \left(\frac{U_1}{C_0} \right)^2 \quad (6.29)$$

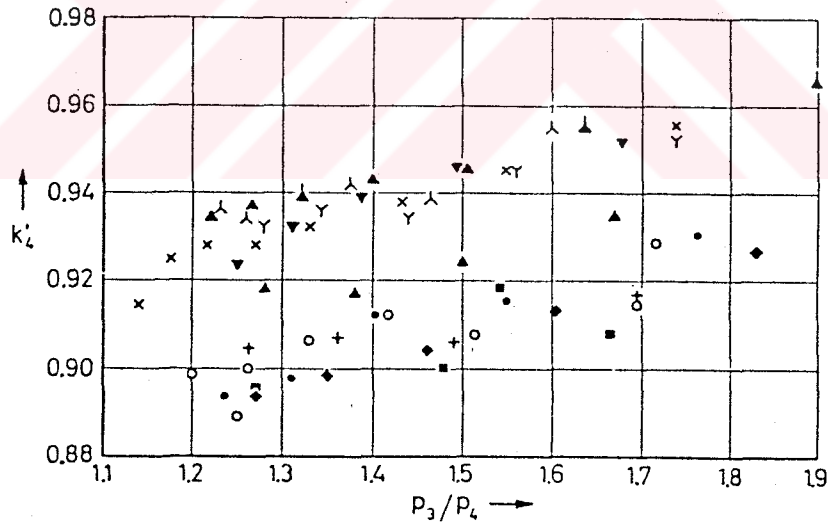
Eşdeğer alan sadece Denklem 6.24 ve Denklem 6.26'den, eğer rotor veya nozül çemberinin akış alanları ve hızları belli ise bulunabilir. Eğer, alanlar bilinmezse ve geometrik alanlar eşdeğeri ile ifade edilirse k_3 değeri, Denklem 6.24 deki k_3' değeri ile yer değiştirmek zorundadır. Eğer çıkıştaki kayıplar k ile ifade edilirse bu durumda :

$$k_3' = \sqrt{k \cdot (1 + \varepsilon_N + \varepsilon_R) + \Delta \left(\frac{u}{C_0} \right)^2} \quad (6.30)$$

Eksenel türbin durumunda, bir taraftan Denklem 6.11'e göre deneysel sonuçlardan ve diğer taraftan Denklem 6.26'ya göre geometrik alanlardan A_{Teq} hesaplanmaktadır. Bu iki ifadeyi tek denklem haline getirirsek, k_3' değeri hesaplanabilir. Bu durumda, rotorun giriş ve çıkışındaki teğetsel hız farklarının etkisi bulunmaktadır. Bu etki, tanımlanan k_4' tarafından ayırt edilmiş olmaktadır.

$$k_4' = \sqrt{k \cdot (1 + \varepsilon_N + \varepsilon_R)} = \sqrt{(k_3')^2 - \Delta \left(\frac{U}{C_0} \right)^2} \quad (6.31)$$

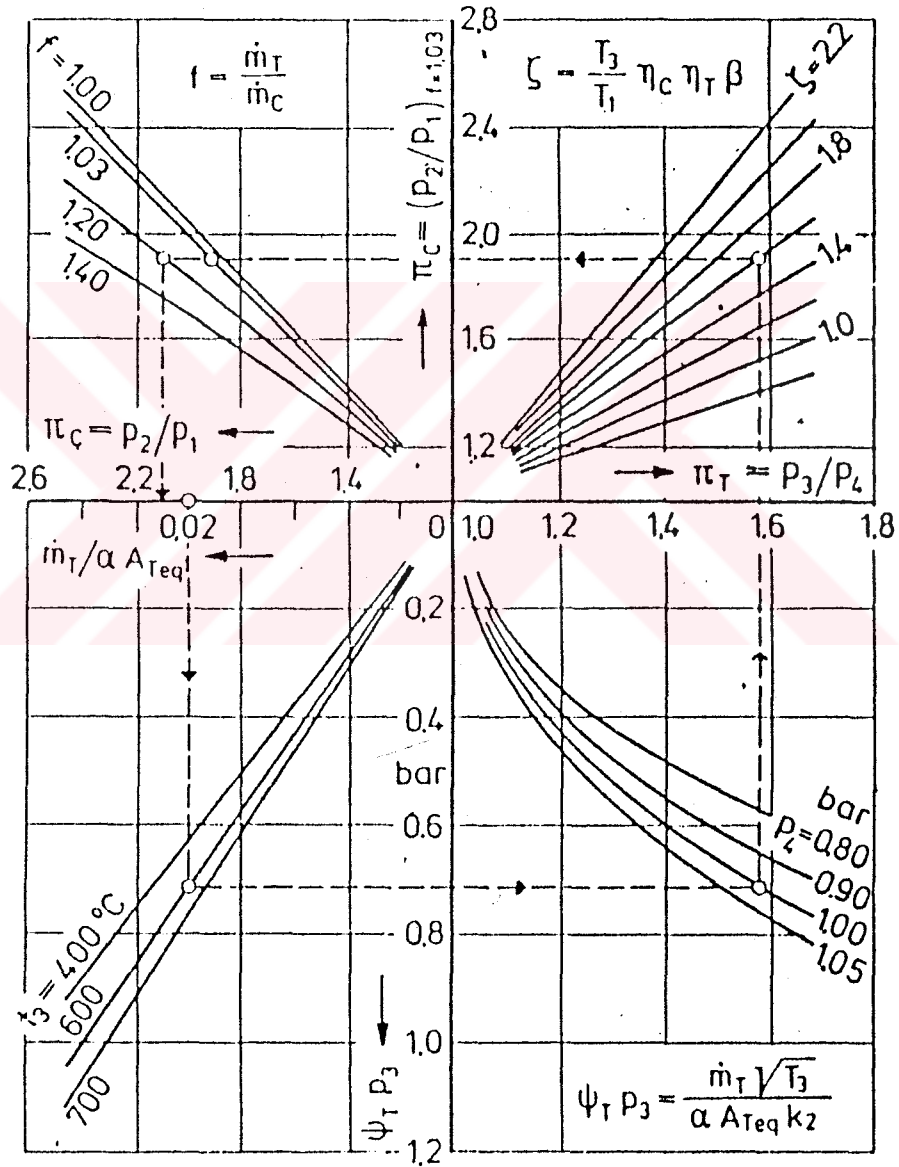
k_4' katsayısı değeri, en iyi türbin verimlerinde, yapılan bir dizi deneysel gözlemler sonucunda hesaplanmış ve basınç oranının fonksiyonu olarak Şekil 6.10'de gösterilmiştir.



Şekil 6.10- Basınç oranının, (k_4') faktörüne göre değişimi.

6.2.4. Tek Kademeli Aşırı Doldurma Sistemi İçin İşletim Şartlarını Belirleyen Diyagram

Türbin eş değer alan ifadesini α ve β darbe faktörleri ile, 6.10 ve 6.11 nolu denklemleri Şekil 6.11'de kullanmak mümkündür. Diyagramda p_3 bar, A_{Teq} cm² cinsinden alınmıştır.



Şekil 6.11- Tek aşamalı aşırı doldurmanın işletim şartlarının diyagramı.

Birkaç silindire bağlı emme manifoldunun, silindir hacmine göre daha geniş olan hacminden dolayı, tek bir silindire sürekli olmayan akışa rağmen, kompresöre giren havanın kütsel debisi sürekli olarak kabul edilebilir. Havanın silindir içersine girişteki basınç, sıcaklık ve entalpisi sırasıyla p_I , T_I ve h_I olarak tanımlanmıştır. Silindirden ayrılan gazın basıncı p_E ve sıcaklığı T ve entalpisi h_E ; kütselinin artışı dm_E 'dir. Türbine bağlı olan egzoz manifolduna, tüm silindirlerin egzoz gazları gelmektedir. Egzoz gazlarının türbine girmeden önce basıncının p_M , sıcaklığının T_M değerlerinde olduğu kabul edilir. V_M egzoz manifoldu hacmidir. Basınç ve ısı kayıpları göz önünde bulundurulmazsa, türbine giriş basınç ve sıcaklığı olan p_3 ve T_3 ; p_M ve T_M ile özdeştir. Giriş ve çıkış akışındaki farklılıktan dolayı basınç ve sıcaklık egzoz manifoldunda dalgalı iken; emme manifoldunda sabit kabul edilir.

6.2.5.1. Silindir İçersindeki Duruma Ait Denge Denklemleri

Enerji dengesi;

$$\frac{d(m, u)}{d\phi} = \frac{dQ_f}{d\phi} + \frac{dm_I}{d\phi} \cdot h_I - \frac{dQ_w}{d\phi} - \frac{dm_E}{d\phi} \cdot h_E - p \cdot \frac{dV}{d\phi} \quad (6.32)$$

Kütle dengesi;

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{dm_I}{d\phi} - \frac{dm_E}{d\phi} + \frac{dm_f}{d\phi} \quad (6.33)$$

Yakıtın debi değişimi $dm_f/d\phi$ ve bu yakıtın açığa çıkardığı ısı $dQ_f/d\phi$ 'dir. Çeperlerden ayrılan ısının ifadesi $dQ_w/d\phi$; pistonun yaptığı iş $p \cdot dV/d\phi$ dir.

Denklem 6.32 ve Denklem 6.33 beraber ifade edilirse:

$$m \frac{du}{d\varphi} + u \cdot \left(\frac{dm_I}{d\varphi} - \frac{dm_E}{d\varphi} + \frac{dm_f}{d\varphi} \right) = \left[\frac{dQ_f}{d\varphi} + \frac{dm_I}{d\varphi} \cdot h_I - \frac{dm_E}{d\varphi} \cdot h_E - \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right] \quad (6.34)$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak $\frac{dT}{d\varphi}$ ifadesi çekilirse;

$$u(T, \lambda) \Rightarrow \frac{du}{d\varphi} = \frac{du}{dT} \cdot \frac{dT}{d\varphi} + \frac{du}{d\lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} \quad (6.35)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \cdot \frac{du}{dT}} \cdot \left[\frac{dQ_f}{d\varphi} + \frac{dm_I}{d\varphi} \cdot (h_I - u) - \frac{dm_E}{d\varphi} \cdot (h_E - u) - \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV}{d\varphi} - u \cdot \frac{dm_f}{d\varphi} - m \cdot \frac{du}{d\lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] \quad (6.36)$$

6.2.5.2. Egzozdaki Duruma Ait Denge Denklemleri

Enerji ve kütle denklemleri silindir içerisindekilerle benzerdir. Şekil 6.12'deki verilen sembollere göre :

Enerji dengesi;

$$\frac{d(m_M, u_M)}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} \cdot h_E - \frac{dm_T}{d\varphi} \cdot h_M \quad (6.37)$$

Kütle dengesi;

$$\frac{dm_M}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_T}{d\varphi} \quad (6.38)$$

Sıcaklık dengesi;

$$\frac{dT_M}{d\phi} = \frac{1}{m_M \cdot \frac{du_M}{dT_M}} \left[\frac{dm_E}{d\phi} \cdot (h - u_M) - \frac{dm_T}{d\phi} \cdot (h_M - u_M) - \left(m_M \cdot \frac{du_M}{d\lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\phi} \right) \right] \quad (6.39)$$

Bulunan bu sıcaklık (T_M) ifadesinden, $p_M=p_3$ ve m_T değerleri çekilerek h_{adT} değerini, α ve β faktörlerini kullanmadan hesaplamak mümkün olmaktadır.

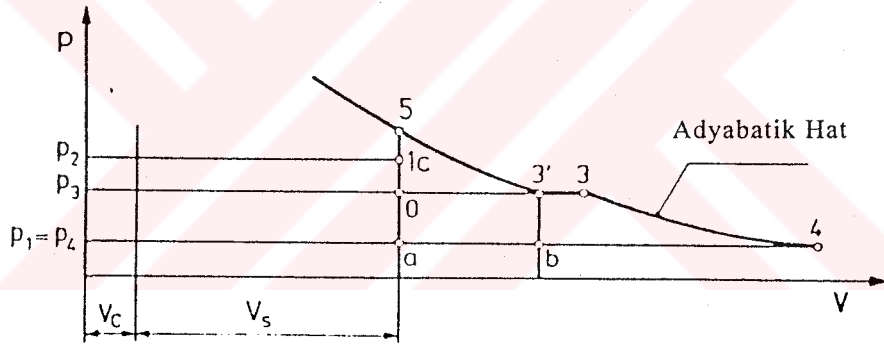
Bu metodu kullanarak aşağıdaki sonuçlar elde edilebilir.

1. Eğer verilen motor ve egzosa bağlı türbinle çalışan aşırı doldurucu ünitesinin, işletme noktalarının deneysel sonuçları mevcutsa, bu durum şartlardaki değişimin etkisini önceden haber verebilir. Değişim, sübap zamanlaması ve kam mili profili veya aşırı doldurucu geometrisi; veya yük şartları olan hız ve tork; veya dış ortam şartları olan irtifa ve iklim olabilmektedir.
2. Tasarlanan yeni bir motorun, geometrik verileri mevcut iken deneysel sonuçlarının mevcut olmaması halinde, tasarım sonuçları ve tekabül eden işletim sonuçlarının ifade edilebilmesini sağlamaktadır. Her iki durum içinde, yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı ($dQ_T/d\phi$) değerinin bilinmesi veya kabul edilmesi gereklidir.

7. AŞIRI DOLDURMA İLE ARTIŞ GÖSTEREN TERMODİNAMİK DEĞERLER

7.1. Egzos Gazlarının Silindirden Ayrılma Prosesi ve Ortalama Egzos Sıcaklıkları Teorisi

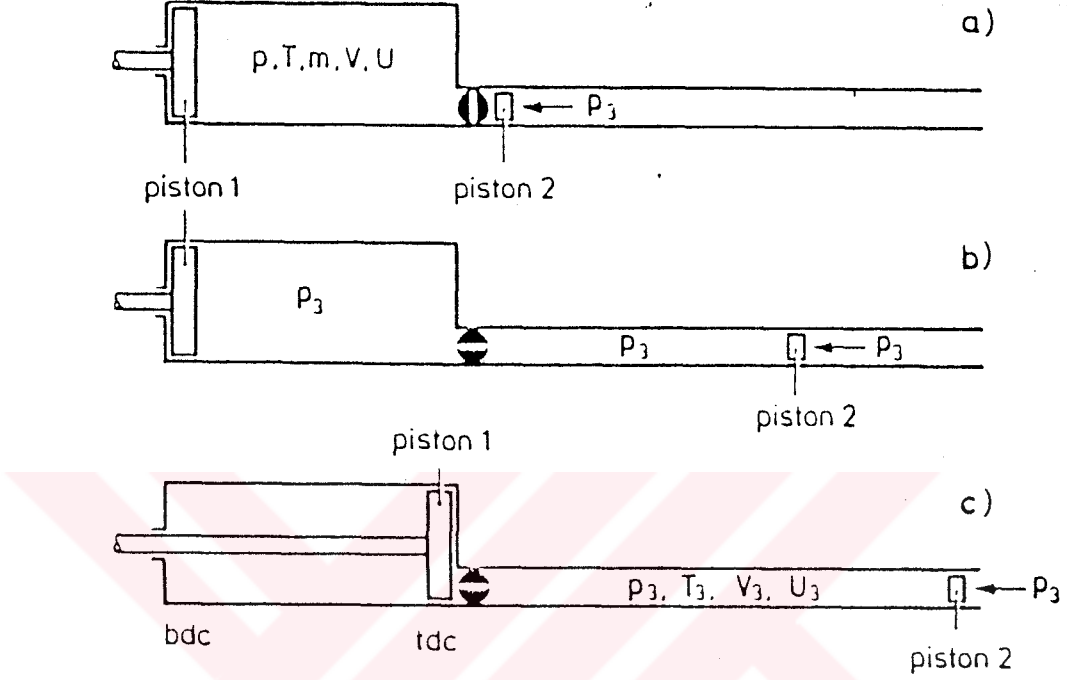
Türbine giren egzos gazı sıcaklığını, türbin gücünü hesaplamak amacıyla bilmek gereklidir. Silindir içinde oldukça karmaşık gaz dinamiği prosesi cereyan eder. Bu proses boyunca basınç, sıcaklık ve hız sürekli olarak değişim kaydeder. Çevrimdeki hesabı 6.2.5'de yapılan egzos kanalına giren kütle ve sıcaklık değeri her bir an için tek tek hesaplanır. Bu tip bir integrasyon metodu sayesinde ortalama egzos sıcaklığı elde edilmiştir.



Şekil 7.1- Gaz değişim çevriminin teorik p-V diyagramı.

Prosesi egzos manifoldu içerisinde bulunan basıncın sabit; sıcaklık dağılımının düzgün olduğu kabullerinden hareketle tekrar düşürelim. Şekil 7.1'de görüleceği üzere 5 nolu noktadan türbine girmeden evvel p_3 basıncına doğru egzos gazı genişlemeye başlar. Egzos stroğu sonundaki ortalama sıcaklık olan T_3 değeri, silindiri terk ettiği sıcaklığın altındadır. Fakat sıcaklık kısılma ile 5 nolu noktada başlayan izentropik genişleme ile azalacağı için tekrar T_3 seviyelerinde olmaktadır.

Silindir duvarından ısı transferinin yapılmadığı farz edilen mükemmel motorda proses, Şekil 7.2 ile gösterilen alt proseslere ayrılabilir.



Şekil 7.2- Egzos gazının teorik sıcaklık değişimi.

1. Egzos sübabı alt ölü noktaya yakın bir konumda açıldığı zaman, egzos gazları silindirden egzos manifolduna doğru akışa geçerler. Silindir içerisinde o an bulunan gazlar izentropik bir genişlemeye maruz kalırlar. Serbest bırakılan enerji egzos sübaplarında hız haline ve oluşan türbülansla tekrar ısı haline dönüşüm sergilemektedir. Bu durumu Şekil 7.2'de görülen bir pistonun yerleştirilmesi ile inceleyebiliriz. Bu pistonun dış kısmı p_3 basıncı ile yüklenmiş olsun. Egzos sübabı açılınca, yerleştirmiş olduğumuz bu piston silindir içi basınç p_3 'e düşünceye kadar sağa doğru bir ilerleyişe girer.
2. Silindir içerisindeki piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru gelir. Bu durumda yerleştirdiğimiz pistonun ikinci kez sağa doğru ilerleyişine neden

olur. Silindir içerisinde bulunan yanmış gazlar egzoz borusuna gelirler. Bu konumda egzoz gazlarının basıncı p_3 , hacmi V_3 , sıcaklığı T_3 değerindedir. Yerleştirilmiş olduğumuz pistonun yaptığı iş $p_3 \cdot V_3$; silindir içi pistonun yaptığı iş $p_3 \cdot V_5$ olmaktadır. Genel enerji denklemi yazılarak;

$$u = u_3 + p_3 \cdot (V_3 - V_5) \quad (7.1)$$

$$h_5 - h_3 = \left[(p_5 - V_5) - (p_3 - V_5) \cdot \left(1 - \frac{p_3}{p_5} \right) \right] \quad (7.2)$$

$$T_5 - T_3 = \left[\left(\frac{R \cdot T_5}{C_p} \right) \cdot \left(1 - \frac{p_3}{p_5} \right) \right] = \left[\left(\frac{\gamma_G - 1}{\gamma_G} \right) \cdot T_5 \cdot \left(1 - \frac{p_3}{p_5} \right) \right] \quad (7.3)$$

Yukarıdaki denklemlerden T_3 çekilirse;

$$T_3 = T_5 \cdot \left[\left(1 - \frac{\gamma_G - 1}{\gamma_G} \right) \cdot \left(1 - \frac{p_3}{p_5} \right) \right] \quad (7.4)$$

Gerçek şartlarda, silindir kafasının soğutulan pasajlarından egzoz gazlarının ısı kaybı, büyük akış hızlarından dolayı düşünülmemiştir. Ayrıca soğutma yapılmayan pasajlarda da ısı kaybı söz konusudur. Çünkü mükemmel bir ısı yalıtımı söz konusu olmayıp hava ile temas bulunmaktadır. Bu tür ısı kayıpları göz önüne alındığında türbin giriş sıcaklığı, adyabatik genişleme sıcaklığı ile birlikte yaklaşık olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$T_3 \cong T_5 \cdot \left(\frac{p_3}{p_5} \right)^{\frac{\gamma_G - 1}{\gamma_G}} \quad (7.5)$$

7.2. Dolgu Havaının Soğutulma Etkisi

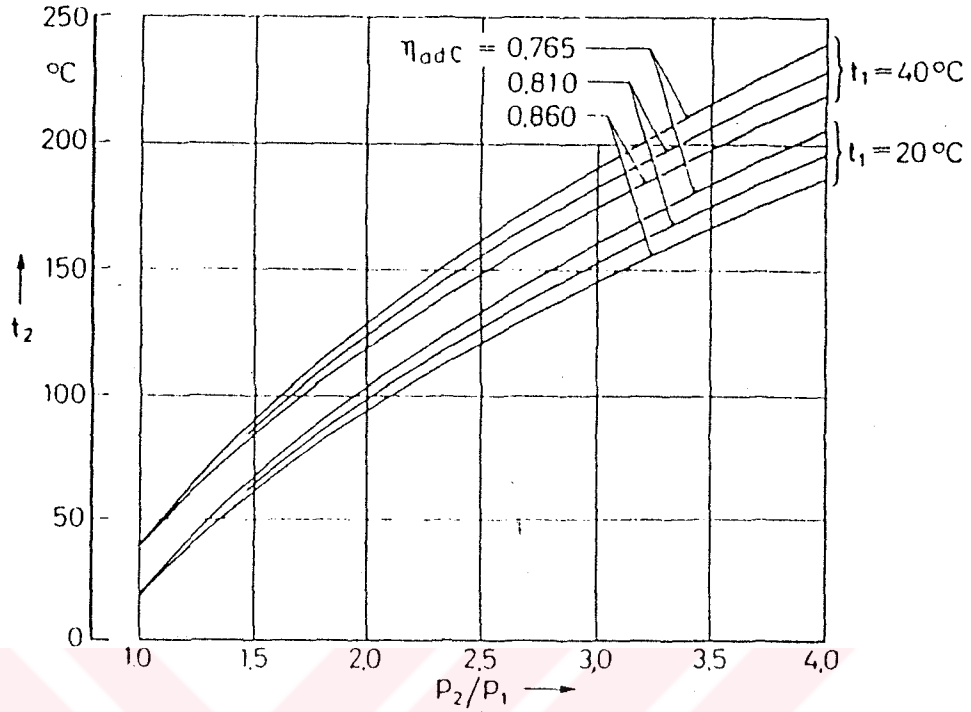
Kompresör içinde sıkıştırılan dolgu havasının sıcaklığı; basınç oranı, kompresör verimi ve ısı kayıplarına bağlı olarak artış göstermektedir. Eğer kompresör basınç oranı yüksek olursa ve dolgu havası soğutulmazsa sıcaklığı aşırı yükselir. Silindirdeki dolgu miktarı, doğrudan emme sübaplarının önündeki dolgu havasının özgül kütlesi ile ilişkilidir. Özgül kütledeki artış, çoğu durum için basınçtaki artıştan daha azdır. Sadece izotermik sıkıştırmada $n=1$ olduğu için iki artışta aynı kalır.

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2 \cdot R \cdot T_1}{p_1 \cdot R \cdot T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \cdot \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (7.6)$$

Motorun termik yüklenmesi dolgu havasının sıcaklığının yükselmesi ile artış gösterir. Çevrimin tüm sıcaklık seviyesi, sıkıştırma başlangıcındaki havanın sıcaklığı ile doğrudan ilişkilidir.

Basınç oranının artışıyla, aşırı doldurmanın etkisinin yükseldiğini Denklem 7.6 açıklar. Silindir ısı kayıplarını düşürmek, motorun mekanik verimini artırmak ve dolgu havasının sıcaklığını düşürmek yakıt sarfiyatını azaltmanın yolları olmaktadır.

Şekil 7.3 kompresördeki sıcaklık artışını; giriş sıcaklığı, abyabatik kompresör verimi ve basınç oranının farklı değerleri için belirtmektedir. Yapılan tecrübeler, basınç oranının 2'nin üzerinde olduğu durumlarda dolgu havasının soğutulmasının termal yüklenmeleri sınırlaması ve bu sayede motor işletimini güvenli kılması için kaçınılmaz olarak göstermiştir.



Şekil 7.3- Basınç oranı ve kompresör çıkış sıcaklığının; adyabatik verim ve kompresör giriş sıcaklığına göre değişimi.

7.3. Dört Stroklı Otto Motorlarında Aşırı Doldurma Uygulamasının Egzos Emisyonlarına Olan Etkisi

Aşırı doldurmalı ve tabii emişli motorlar arasında, egzos emisyonları bakımından fark bulunmaktadır. Bunun ana nedeni hava-yakıt oranındaki farklılıktır. Otto motorlarında izin verilen hava-yakıt oranı, tutuşabilirlik sınırlarını ifade eden λ ile belirlenir. Gücün artması için, karışımı zenginleştirdiğimizde λ oranı 1'in az miktar aşağısında seyrederek. Bu şartlarda Diesel motorunda olduğu gibi duman emisyonu olmamakla birlikte, egzosdan gözle görülebilir zehirli CO ve HC (hidrokarbon) atımı olur. Bu durum tabiatın korunması açısından kabul edilemez değerlere ulaşabilir. Bunun önüne geçmek için egzos sistemine yerleştirilen katalitik konvertörler CO ve

HC' yi oksitleyerek zararlı etkiyi azaltır. Olumsuz olan, yakıt sarfiyatındaki artışla birlikte imalat ve bakım maliyetlerinin artış göstermesidir.

Egzos emisyonlarını daha da düşürmek için zayıf karışım ve geciktirilen ateşleme zamanlaması önemli faktör olmaktadır. Hem bu ikinci yol, hem de katalitik konvertör kullanımı motor gücünde düşümlere yol açar. Aşırı doldurmanın ana amacı düşüş gösteren bu gücü telafi etmektir. Günümüzde aşırı doldurmalı motorlar, tabii emişli motorlara göre hem daha güçlü; hem de daha temiz emisyonlara sahiptir.

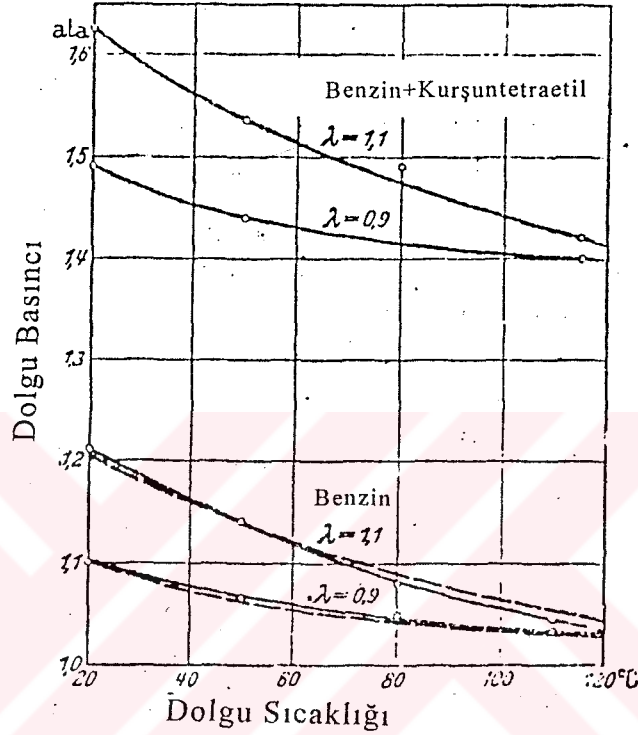
7.4. Aşırı Doldurmanın Pratik Sınırları

İzin verilen maksimum aşırı doldurma sınırı genel olarak termik zorlanma, ekonomiklik sınırı ve mukavemet düşünceleri ile değerlendirilir. Otto motorunda izin verilen aşırı doldurma, öncelikle vuruntu sınırı ile belirtilmiştir. Vuruntu silindirdeki sıcaklık ve basıncı artıran sebeplerle artar. Yüksek sıkıştırma ve silindir içerisindeki aşırı sıcak noktalar vuruntu ihtimalini artırır. Vuruntu sınırı için, izin verilen basınçla sıcaklık arasında açık bir sonuç mevcuttur. Eğer sıcaklık arttırılırsa; dolgu basıncının azaltılması gerekir. Bunun aksi de doğrudur.

Vuruntu sınırında emilen hava için izin verilen maksimum basınç ile maksimum sıcaklık arasındaki bağlantı yapılan bir deney yardımıyla gösterilmiştir. $\lambda \approx 0.9$ durumunda kurşuntetraetil katkılı benzin kullanılırsa, vuruntu yapmadan sıcaklığı 20°C 'den 120°C 'ye çıkarılması için motora giren havanın basıncını 1.5 ata'dan 1.4 ata' ya indirmek gerekir. Hava fazlalık katsayısının büyük olduğu hallerde ($\lambda \approx 1.1$ gibi) vuruntu ihtimali azdır. Bununla birlikte sıcaklığın vuruntu üzerindeki etkisi büyüktür. Motora giren dolgu sıcaklığının arttırılması için gerekli olan dolgu basıncındaki azalma daha fazladır.

Benzin kurşuntetraetil katkısız kullanıldığında, basınçlarla sıcaklıklar arasındaki sonuç benzer şekildedir. Yalnız aynı dolgu giriş sıcaklıklarında izin

verilen aşırı doldurma basınçları yaklaşık 0.4 ata daha azdır. Şekil 7.4'de görüldüğü üzere, kurşuntetraetil katkısı izin verilen dolgu giriş basıncının, bütün işletme aralıklarında yaklaşık olarak lineer arttırılmasını sağlamaktadır.



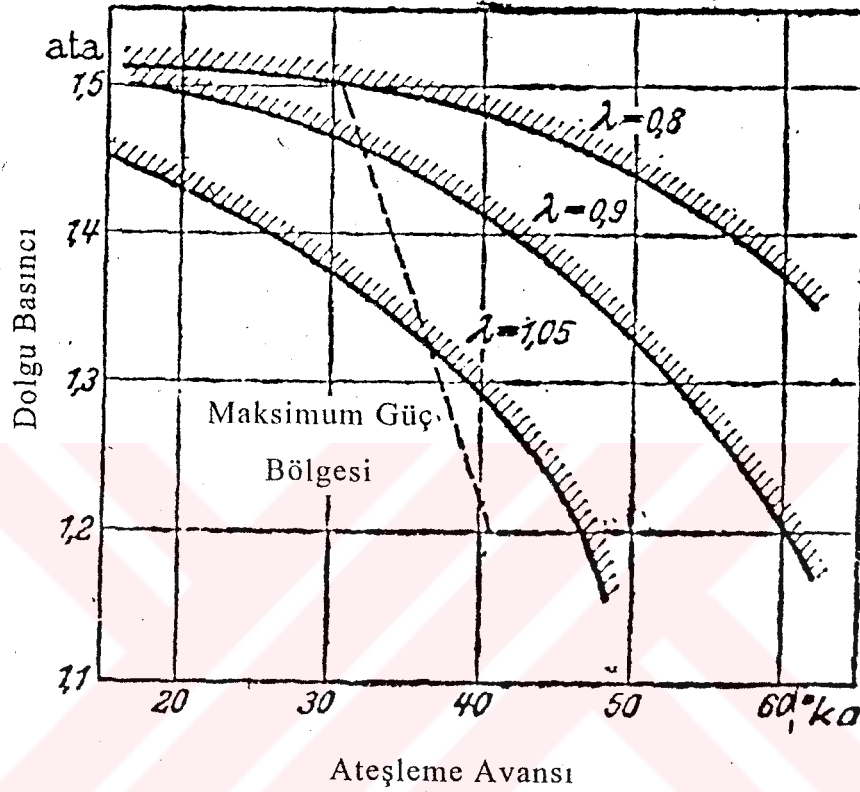
Şekil 7.4- Dolgu sıcaklığı ve basıncının farklı λ değerlerine göre değişimi.

7.4.1. Ateşleme Avansı ve Vuruntu Sınırı

Maksimum gücün vuruntu ile sınırlanması aynı zamanda seçilen ateşleme avansında bağlıdır. Ateşleme ne kadar erken yapılırsa; dolgu basıncı o kadar küçük seçilmelidir.

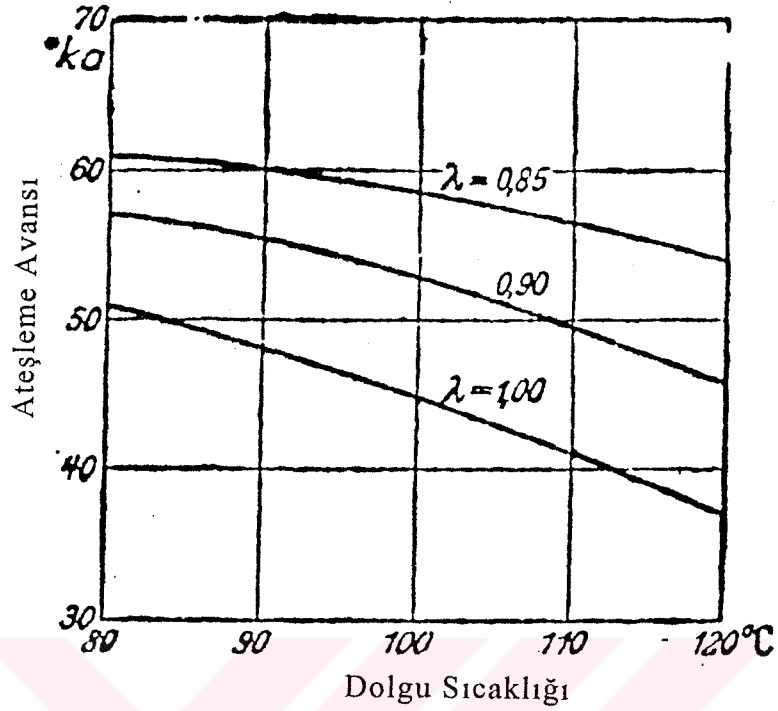
Vuruntu sınırının ateşleme avansına bağlı olarak değişimi Şekil 7.5'de gösterilmiştir. Emilen havanın basıncı tüm ateşleme avanslarında vuruntulu çalışmaya engel olacak biçimde seçilmiştir. Ateşlemenin tesiri, üç hava fazlalık katsayısı için gösterilmiştir. Yüksek güç elde edebilmek için ateşleme

avansı, vuruntuyu önlemek maksadıyla küçültülmelidir. Fakat bu durum yakıt sarfiyatının artmasına sebep olur. Bunun için, motorun ayarlanmasında en iyi şartları sağlayacak bir uzlaşma aranmalıdır.



Şekil 7.5- Ateşleme avansı ve dolgu giriş basıncının değişimi.

Erken ateşlemede vuruntu ihtimalinin artmasının sebebini, vuruntu başlamadan önce art gazların sıcaklık ve basıncının artması olarak gösterebiliriz. Alev yüzeyinin erken yayılmasından dolayı, üst ölü nokta etrafında basınç ve sıcaklık yükselmesi çok hızlı olur. Şekil 7.6'daki eğrilerde, ateşleme avansı geciktirilince daha yüksek dolgu sıcaklığına izin verildiği gösterilmiştir. (Öz, Motorlar-Termodinamik ve Deneysel Esaslar, 1955)



Şekil 7.6- Ateşleme avansının ve dolgu giriş sıcaklığının değişimi.

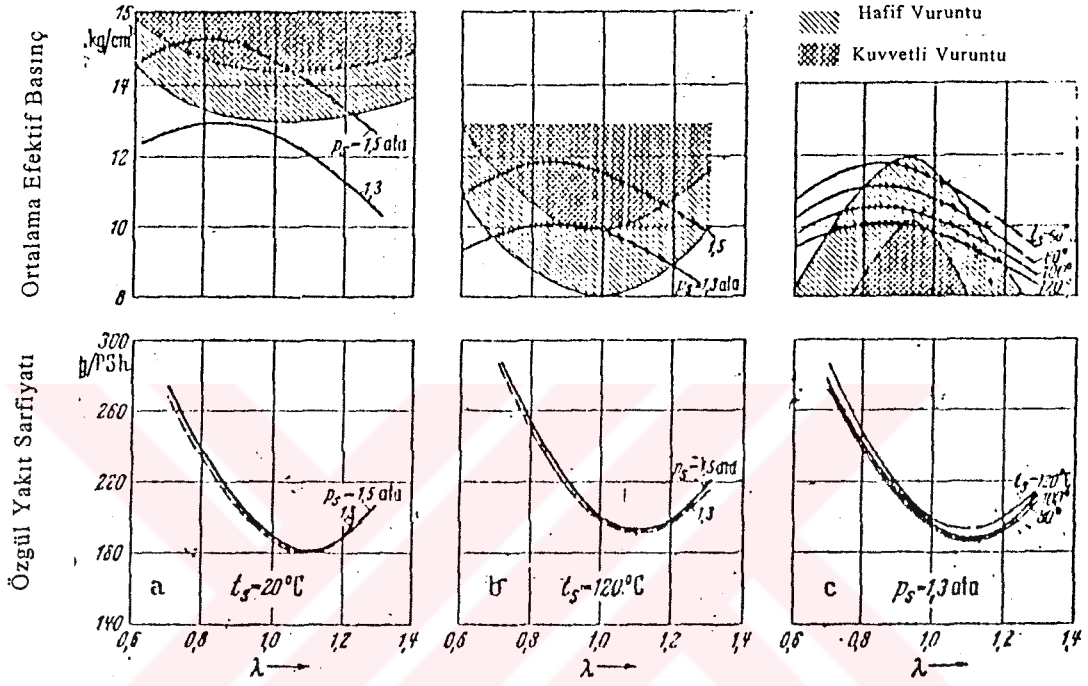
7.4.2. Sıkıştırma ve Vuruntu Sınırı

İzin verilen maksimum sıkıştırma oranının, kullanılan yakıtın vuruntuya olan direncine önemli oranda bağımlı olduğu bilinmektedir. Sıkıştırma oranı arttıkça, sıkıştırma stroğu sonundaki basınç ve sıcaklıklar kuvvetli bir şekilde artar. Vuruntu başlangıcında, karışımın daha yanmamış kısmının basınç ve sıcaklığıda kuvvetli olarak artar. Böylece sıkıştırma oranının arttırılması ile vuruntu ihtimalinin artması, yukarıda vuruntu olayı üzerine yapılan açıklamalar ile desteklenmiştir.

7.4.3. Karışım Oranı ve Vuruntu Sınırı

Karışım oranıda, vuruntu ihtimali bakımından maksimum gücü sınırlar. Çünkü en kuvvetli vuruntu stoichiometrik karışım oranı civarında (genellikle

$\lambda \geq 1$ olduğu tarafta) meydana gelir. En büyük termik zorlanmanın ve en kuvvetli vuruntu ihtimalinin olduğu bölge haricinde, yani hava fazlalık katsayısının $\lambda = 0.85 \div 1.2$ olduğu durumlarda aşırı doldurmaya izin verilir.



Şekil 7.7- Muhtelif dolgu sıcaklık ve basınçlarında vuruntu sınırının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.

Şekil 7.7, bir deney yardımıyla vuruntulu çalışmanın sınırları üzerinde genel bir fikir vermektedir. a ve b, dolgu giriş basıncının çeşitli karışım oranlarında, vuruntu ihtimali ve vuruntu sınırları üzerindeki etkisini göstermektedir. 1.3 ata'lık aşırı doldurma basıncı ve 120°C 'lik emme havası sıcaklığında, %30 hava azlığı ile %20 hava fazlalığı arasında, hafif vuruntulu bir çalışma tespit edilmiştir. Emme sıcaklığını 20°C 'ye indirmekle 1.3 ata'lık aşırı doldurma basıncına kadar vuruntusuz çalışma görülür.

c'de ise sabit aşırı doldurma basıncında, sıcaklığın vuruşu üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Hava fazlalık katsayısının her bölgesinde vuruşusuz işletme sınırı genel olarak çok dardır. Çünkü $\lambda=1.2$ 'de yumuşak çalışma sona ermektedir. Bunun için genellikle motoru çok zengin karışımlarla ve yüksek sarfiyat miktarları ile işletmekten başka çare kalmaz. Motorun, hava fazlalık bölgesinin vuruşusuz kısmında çalıştırılması gerekirse, karışım oranının çok hassas olarak ayarlanması gerekir. Çünkü karışımı zenginleştirecek şekilde ayar hatası vuruşuya; daha fakir karışım teşkil edecek bir ayar hatası da motor çalışmasının düzensiz bir şekil almasına veya motorun durmasına sebep olur. Bu zorluklar kısmi karışım yoluyla (dolgunun kademelendirilmesi) ve/veya çok sayıda ateşleme bujisi kullanarak önenebilir. (Öz, Motorlar-Termodinamik ve Deneysel Esaslar, 1955)

7.4.4. Ölü Hacmin Süpürüldüğü ve Süpürülmediği Hallerde Termik Zorlanma

Özellikle piston ve sübapların termik zorlanması maksimum aşırı doldurmayı sınırlar. Termik zorlanma, silindirin konstrüktif yapısına (özellikle silindir kafasının) ve soğutma şekline bağlıdır. Silindirdeki kızgın yerlerin vuruşuya etki etmesi önemlidir. Kızgın emme sübapları önünden havayı silindire sevk edip, ölü hacmi süpürmek termik zorlanmayı azaltıp vuruşu ihtimali üzerinde büyük etki yapar.

Aşırı sübap bindirmesi olan motorda, eğer önemli bir süpürme mevcut değilse, ortalama efektif basınca bağlı olarak ifade edilen termik zorlanma, sübap zamanları normal olan bir motorla aynıdır. Yani emme havası sıcaklığını sabit bırakmak şartıyla, aşırı doldurma basıncını artırarak aynı efektif ortalama basınç değeri elde edilir. Fakat eğer önemli bir süpürme olursa, aynı güce bağlı olarak ifade edilen termik zorlanma, sübap zamanları normal olan motordakinden önemli bir miktar azdır.

Sübaap oturma yüzeylelerinin sıcaklığı, termik zorlanma için bir ölçek olarak düşünülürse; eşit sıcaklıktaki sübaap oturma yüzeyleleri, süpürmeli motorun gücü daha yüksek ve aynı güce bağılı olarak ifade edilen termik zorlanma daha küçüktür. Süpürme dolayısıyla sübaap oturma yüzeylelerinin sıcaklığı 50⁰C kadar daha azdır. Bu sonuçlar hava ile soğutulan bir motorda elde edilmiştir. Su ile soğutulan bir motorda süpürmenin, sübaap oturma yüzeylelerini soğutma derecesi daha küçüktür. Bunun sebebi, soğutma suyunun kuvvetli soğutma etkisidir. Bununla beraber motorda sübaap bindirmesinin vurunu üzerindeki etkisi daha önemlidir. Deneylerde, normal sübaap zamanlı motorun (ki bu motorda, 1.3 ata 'lık kompresör basıncında % 10 hava eksikliğı ile %10 hava fazlalığı arasında vurunu olmuştur) eşit kompresör basıncında hiç bir vurunu tespit edilememiştir.

Sonuç olarak, vurunudaki azalmanın öncelikli sebebinin silindir içeriindeki kızgın kısımların soğutulması olduğı kabul edilmelidir. 1915 senesinden itibaren, motorun emme kanalına su püskürtülerek, kızgın kısımlardaki sıcaklığın azaltılması yoluna gidilmiştir.

8. TABİİ EMİŞLİ VE AŞIRI DOLDURMALI OTTO MOTORLARINA AİT TEORİK PERFORMANS HESAPLANMASI

8.1. Kompresör Tipinin Seçimi

8.1.1. Hava Araçları İçin Seçim

Santrfüj tip kompresörlerde, motor hızı ile basınç oranı ilişkisi Şekil 4.6'da görülebileceği üzere parabolik olarak değişmektedir. Başka bir ifade ile santrfüj tip kompresörlerde basınç oranı motor (dolaylısı ile kompresör) devri ile orantılı olarak hızlı bir şekilde artma ve azalma göstermektedir.

Basınç oranının hava araçları için kullanılan motorlarda, düşük devirlerde az olması istenilir. Çünkü motor zaten tam ve civarındaki yüklerde işletilmek üzere tasarlandığı için, bu yüklerde gerekli basınç oranının seçilen kompresörde sağlanması yeterli olur. Düşük devirlerde azalan basınç oranı kompresörün motordan gereksiz yere yüksek güç çekişi önleyerek yakıt tüketiminin daha az olması sağlanmış olur. Bu sebeple hava araçlarının motorları için santrfüj tip kompresörler tercih edilir.

8.1.2. Kara Araçları İçin Seçim

Deplasmanlı tip kompresörlerde, Şekil 4.3'de görüleceği gibi, basınç oranı motor hızı ile değişmeyip sabit kalır. Bu durum, düşük motor devirlerinde artan güç ile beraber torkdaki yükseliş sebebiyle daha az vites değişimi gerektiren performansa yönelik sürüş imkanı meydana getirir. Bu nedenle kara araçlarının motorlarında deplasmanlı tip kompresörler tercih edilir.

8.2. Deplasmanlı Tip Kompresörlerde Toplam Verim ve Basınç Oranı

Şekil 4.3'de vidalı tip kompresöre ait toplam verim (η_{tot}) ve basınç oranı (p_2/p_1) ilişkisi belirtilmektedir. Basınç oranı olarak 1.5/1 değeri seçilerek; η_{tot} yaklaşık 0.75; $\eta_m=0.90$ kabul edilirse:

$$T_o = T_1 = 293 \text{ K}$$

$$k = 1.4 \text{ ise;}$$

$$\eta_{tot} = \eta_{adc} \cdot \eta_m \quad \Rightarrow \quad 0.75 = \eta_{adc} \times 0.90 \quad \eta_{adc} = 0.83$$

$$T'_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \Rightarrow \quad T'_2 = 293 \times (1.5)^{\frac{0.4}{1.4}} \quad T'_2 = 329 \text{ K}$$

$$\eta_{adc} = \frac{T'_2 - T_1}{T_2 - T_1} \quad \Rightarrow \quad 0.83 = \frac{329 - 293}{T_2 - 293} \quad T_2 = 336 \text{ K}$$

8.3. Teorik Isı Analizi Hesaplaması

8.3.1. Yakıtta Ait Özellikler

$$C = \%85.5 \quad H = \%14.5 \quad W, S, O \cong \%0$$

$$m_f = 115 \text{ kg / kmol}$$

$$H_u = 33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 10.89 \cdot (O - S) - 2.51 \cdot (9H + W) \quad [\text{MJ / kg}] \quad (8.1)$$

$$H_u = 33.91 \times 0.855 + 125.6 \times 0.145 - 2.51 \times 9 \times 0.145 \quad \Rightarrow \quad H_u = 43.93 \text{ MJ / kg}$$

8.3.2. Motor İşletim Ortamının Parametreleri

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad [\text{kmol - Hava / kg - Yakıt}] \quad (8.2)$$

$$L_o = \frac{1}{0.208} \times \left(\frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{4} - \frac{0}{32} \right) \quad L_o = 0.5168 \quad [\text{kmol} - \text{Hava} / \text{kg} - \text{Yakıt}]$$

$$\lambda_o = \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \quad [\text{kg} - \text{Hava} / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.3)$$

$$\lambda_o = \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \times 0.855 + 8 \times 0.145 - 0 \right) \quad \lambda_o = 14.9565 \quad [\text{kg} - \text{Hava} / \text{kg} - \text{Yakıt}]$$

8.3.3. Yanabilen Karışım ve Yanma Ürünleri Miktarı

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{m_f} \quad [\text{kmol} - \text{Yanabilir Karışım} / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.4)$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \left(\frac{1-\alpha}{1+K} \right) \cdot 0.208 \cdot L_o \quad [\text{kmol} - \text{CO}_2 / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.5)$$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \left(\frac{1-\alpha}{1+K} \right) \cdot 0.208 \cdot L_o \quad [\text{kmol} - \text{CO} / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.6)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2K \cdot \left(\frac{1-\alpha}{1+K} \right) \cdot 0.208 \cdot L_o \quad [\text{kmol} - \text{H}_2\text{O} / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.7)$$

$$M_{\text{H}_2} = 2K \cdot \left(\frac{1-\alpha}{1+K} \right) \cdot 0.208 \cdot L_o \quad [\text{kmol} - \text{H}_2 / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.8)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_o \quad [\text{kmol} - \text{N}_2 / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.9)$$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} \quad [\text{kmol} - \text{Yanma Ürünü} / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.10)$$

Yanma ürünleri içerisindeki hidrojenin, karbonmonoksit'e olan oranına bağlı olarak değişen K; 0.5 alınırsa:

Tablo 8.1- Yakılabilen karışım ve yanma ürünleri miktarlarına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
α	0.92	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96
M_1	0.4842	0.5048	0.5048	0.5048	0.5048	0.5048
M_{CO_2}	0.0598	0.0655	0.0655	0.0655	0.0655	0.0655
M_{CO}	0.0115	0.0057	0.0057	0.0057	0.0057	0.0057
M_{H_2O}	0.0667	0.0696	0.0696	0.0696	0.0696	0.0696
M_{H_2}	0.0057	0.0029	0.0029	0.0029	0.0029	0.0029
M_{N_2}	0.3766	0.3929	0.3929	0.3929	0.3929	0.3929
M_2	0.5203	0.5366	0.5366	0.5366	0.5366	0.5366

Kontrol:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0 \quad [\text{kmol} - \text{Yanma Ürünü} / \text{kg} - \text{Yakıt}] \quad (8.11)$$

Tablo 8.2- Yanma ürünleri kontrol değerleri

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
M_2	0.5203	0.5367	0.5367	0.5367	0.5367	0.5367

8.3.4. Atmosferik veya Kompresör Çıkışındaki Basınç ve Sıcaklıklar

Tabii Emişli Motor:

$$P_2/P_1 = 1/1 \quad P_2 = P_1 = P_0 = 0.1 \text{ MPa} \quad T_2 = T_1 = T_0 = 293 \text{ K}$$

Aşırı Doldurmalı Motor:

$$P_2/P_1 = 1.5/1 \quad P_2 = P_C = 0.15 \text{ MPa} \quad T_2 = T_C = 336 \text{ K}$$

8.3.5. Atık Gazların Basınç ve SıcaklığıTabii Emişli Motor:

$$A_p = (P_{rN} - P_0 \cdot 1.035) \cdot 10^8 / (n_N^2 \cdot P_0) \quad (8.12)$$

$$P_r = P_0 \cdot (1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) \quad [\text{MPa}] \quad (8.13)$$

$$P_{rN} = 1.18 \times P_0 \quad P_{rN} = 1.18 \times 0.1 \quad P_{rN} = 0.118 \text{ MPa}$$

$$n_N = 5500 \text{ d/d} \Rightarrow A_p = 0.4793$$

Tablo 8.3- Tabii emişli motorun atık gaz basınç ve sıcaklığına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
P_r	0.1046	0.1065	0.1078	0.1112	0.1155	0.1207
T_r	940	980	1000	1020	1050	1070

Aşırı Doldurmalı Motor :

$$A_p = (P_{rN} - P_C \cdot 1.035) \cdot 10^8 / (n_N^2 \cdot P_C) \quad (8.14)$$

$$P_r = P_C \cdot (1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) \quad [\text{MPa}] \quad (8.15)$$

$$P_{rN} = 1.05 \times P_C \quad P_{rN} = 1.05 \times 0.15 \quad P_{rN} = 0.1575 \text{ MPa}$$

$$n_N = 5500 \text{ d/d} \Rightarrow A_p = 0.06$$

Tablo 8.4- Aşırı doldurmalı motorun atık gaz basınç ve sıcaklığına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
P _r	0.1555	0.1558	0.1561	0.1567	0.1575	0.1585
T _r	940	980	1000	1020	1050	1070

8.3.6. Emme Prosesi

8.3.6.1. Taze Dolgu Ön ısınma Sıcaklığı

$$A_f = \Delta T_N / (110 - 0.0125 \cdot n_N) \quad (8.16)$$

$$\Delta T = A_f \cdot (110 - 0.0125 \cdot n) \quad (8.17)$$

Tabii Emişli Motor:

$$\Delta T_N = 8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad n_N = 5500 \text{ d/d} \quad A_f = 0.1939$$

Tablo 8.5- Tabii emişli motorun taze dolgu ön ısınma sıcaklıklarına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
ΔT	17.6934	15.2696	14.0578	11.6340	9.2103	6.7865

Aşırı Doldurmalı Motor:

$$\Delta T_N = 3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad n_N = 5000 \text{ d/d} \quad A_f = 0.0632$$

Tablo 8.6- Aşırı doldurmalı motorun taze dolgu ön ısınma sıcaklıklarına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
ΔT	5.767	4.977	4.582	3.792	3.000	2.212

8.3.6.2. Emme Prosesi Sonu Basınç

Tabii Emişli Motor:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad (8.18)$$

$$A_N = W_{in} / n_N \quad (8.19)$$

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R \cdot T_0) \quad (8.20)$$

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{in}) \cdot A_N^2 \cdot n^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6} / 2 \quad (8.21)$$

Emme prosesi basınç kayıpları $(\beta^2 + \xi_{in})$ 3; emme manifoldunun en dar kesitindeki ortalama dolgu akış hızı (W_{in}) 90 m/s seçilirse:

$$A_N = 90/5500$$

$$A_N = 0.01636$$

$$\rho_0 = 0.1 \times 10^6 / (287 \times 293)$$

$$\rho_0 = 1,1892 \text{ kg/m}^3$$

Tablo 8.7- Tabii emişli motorun emme prosesi sonu basıncına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
ΔP_a	0.00107	0.00298	0.00429	0.00764	0.01194	0.01719
P_a	0.0989	0.0970	0.0957	0.0924	0.0881	0.0828

Aşırı Doldurmalı Motor:

$$P_a = P_c - \Delta P_a \quad (8.22)$$

$\Delta P_a = (0.03 \div 01) \cdot P_c$ olarak alınır;

Tablo 8.8- Aşırı doldurmalı motorun emme prosesi sonu basıncına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
ΔP_a	0.0021	0.0066	0.0087	0.0108	0.0129	0.0150
P_a	0.1479	0.1434	0.1413	0.1392	0.1371	0.1350

8.3.6.3. Atık Gaz KatsayısıTabii Emişli Motor:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_s \cdot P_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{ch} \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r} \quad (8.23)$$

$\varepsilon = 9$ ve atık gazların süpürülmesi için ek hava kullanılmadığı için $\varphi_s=1$ olarak alınca:

Tablo 8.9- Tabii emişli motorun atık gaz katsayılarına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
φ_{ch}	0.9650	1.000	1.0150	1.0500	1.0800	1.1100
γ_r	0.0458	0.0437	0.0432	0.0436	0.0449	0.0479

Aşırı Doldurmalı Motor:

$$\gamma_r = \frac{T_c + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_s \cdot P_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{ch} \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r} \quad (8.24)$$

$\varepsilon=8.5, 8.0, 7.5$ ve atık gazların süpürülmesi için ek hava kullanılmadığı için $\varphi_s=1$ alınınca:

Tablo 8.10- Aşırı doldurmalı motorun atık gaz katsayılarına ait değerler

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
φ_{ch}		0.9650	1.000	1.0150	1.0500	1.0800	1.1100
	ε						
γ_r	8.5	0.0535	0.0510	0.0500	0.0481	0.0462	0.0449
	8.0	0.0573	0.0547	0.0536	0.0516	0.0495	0.0482
	7.5	0.0618	0.0589	0.0578	0.0556	0.0534	0.0519

8.3.6.4. Emme Prosesi Sonu SıcaklığıTabii Emişli Motor:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (8.25)$$

Tablo 8.11- Tabii emişli motorun emme prosesi sonu sıcaklığına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
T_a	338.3	336.4	335.8	334.5	334.3	335.0

Aşırı Doldurmalı Motor:

$$T_a = (T_c + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (8.26)$$

Tablo 8.12- Aşırı doldurmalı motorun emme prosesi sonu sıcaklığına ait değerler

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ε						
T_a	8.5	372.1	372.0	371.9	371.0	370.4	369.7
	8.0	374.2	374.1	374.0	373.2	372.5	371.9
	7.5	376.6	376.5	376.6	375.6	375.0	374.3

8.3.6.5. Volümetrik Verim

Tabii Emişli Motor:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\varphi_{ch} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r) \quad (8.27)$$

Tablo 8.13- Tabii emişli motorun volümetrik verimine ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
η_v	0.8892	0.9107	0.9142	0.9161	0.8978	0.8631

Aşırı Doldurmalı Motor:

$$\eta_v = \frac{T_c}{T_c + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_c} \cdot (\varphi_{ch} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r) \quad (8.28)$$

Tablo 8.14- Aşırı doldurmalı motorun volümetrik verimine ait değerler

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ε						
η_v	8.5	0.9243	0.9312	0.9321	0.9543	0.9701	0.9848
	8.0	0.9235	0.9304	0.9314	0.9536	0.9695	0.9843
	7.5	0.9226	0.9295	0.9304	0.9528	0.9688	0.9837

8.3.7. Sıkıştırma Prosesi

8.3.7.1. Sıkıştırma Prosesi Sonu Basınç ve Sıcaklıklar

$$\bar{P}_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad [\text{MPa}] \quad (8.29)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n_1-1)} \quad (8.30)$$

$$n_1 = k_1 - (0 \div 0.04) \quad (8.31)$$

Tabii Emişli Motor

Tablo 8.15- Tabii emişli motorun sıkıştırma prosesi sonu basınç ve sıcaklıklarına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
k_1	1.3767	1.3770	1.3771	1.3772	1.3773	1.3771
n_1	1.3697	1.3720	1.3741	1.3752	1.3763	1.3771
\bar{P}_c	2.0055	1.9769	1.9595	1.8965	1.8126	1.7065
T_c	762.2	761.8	763.9	762.8	764.2	767.2

Aşırı Doldurmalı Motor:**Tablo 8.16-** Aşırı doldurmalı motorun sıkıştırma prosesi sonu basınç ve sıcaklıklarına ait değerler

n		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ε						
k ₁	8.5	1.37280	1.37282	1.37284	1.37290	1.37295	1.37310
	8.0	1.37330	1.37332	1.37334	1.37342	1.37363	1.37375
	7.5	1.37400	1.37403	1.37400	1.37415	1.37421	1.37434
n ₁	8.5	1.36580	1.36782	1.36984	1.37090	1.37195	1.37310
	8.0	1.36630	1.36832	1.37034	1.37142	1.37263	1.37575
	7.5	1.36700	1.36903	1.37100	1.37215	1.37321	1.37434
P _c	8.5	2.7502	2.6781	2.6503	2.6167	2.5832	2.5499
	8.0	2.5343	2.4675	2.4416	2.4101	2.3804	2.3494
	7.5	2.3237	2.2622	2.2380	2.2098	2.1811	2.1526
T _c	8.5	814.0	817.3	821.6	820.5	821.0	821.5
	8.0	801.5	804.7	806.1	807.9	808.4	809.0
	7.5	788.9	792.1	793.2	793.8	795.4	795.7

8.3.7.2. Sıkıştırma Prosesi Sonu Ortalama Özgül Molar Isılar

$$t_c = T_c - 273^\circ\text{C} \quad [^\circ\text{C}] \quad (8.32)$$

8.3.7.2.1. Taze Karışımın Ortalama Özgül Molar Isısı

$$(mc_v)_{to}^{tc} = 20,6 + 0,002638 \cdot t_c \quad [\text{kJ/kmol}^\circ\text{C}] \quad (8.33)$$

Tabii Emişli Motor:**Tablo 8.17-** Tabii emişli motorun taze karışımına ait $(mc_v)_{to}^{tc}$ değerleri

n	1500	2500	3000	4000	5000	6000
t_c	489.2	488.8	490.9	489.8	491.2	494.2
$(mc_v)_{to}^{tc}$	21.8905	21.8895	21.8950	21.8921	21.8958	21.9037

Aşırı Doldurmalı Motor:**Tablo 8.18-** Aşırı doldurmalı motorun taze karışımına ait $(mc_v)_{to}^{tc}$ değerleri

n		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
t_c	8.5	541.0	544.3	547.6	547.5	548.0	548.5
	8.0	528.5	531.7	533.1	534.9	535.4	536.0
	7.5	515.9	519.1	520.2	520.8	522.4	522.7
	8.5	22.0272	22.0359	22.0446	22.0443	22.0046	22.0469
	8.0	21.9942	22.0026	22.0063	22.0111	22.0124	22.0140
	7.5	21.9609	21.9694	21.9723	21.9739	21.9781	21.9789

8.3.7.2.2. Atık Gazların Ortalama Özgöl Molar Isıları

$(mc_v)_{to}^{tc}$ [kJ/kmol 0 C] değeri, interpolasyon metoduna göre hesaplanırsa;

Tabii Emişli Motor:**Tablo 8.19-** Tabii emişli motorun atık gazına ait $(mc_v)_{to}^{tc}$ değerleri

n α t_c	α	t_c 400 ^o C	t_c 500 ^o C	$(mc_v)_{to}^{tc}$
1500 0.92 489.2	0.90	23.450	23.867	23.8371
	0.95	22.586	24.014	
2500 0.96 488.8	0.95	22.586	23.712	23.6957
	1.00	24.014	24.150	
3000 0.96 490.9	0.95	22.586	23.712	23.7152
	1.00	24.014	24.150	
4000 0.96 489.8	0.95	22.586	23.712	23.7050
	1.00	22.014	24.150	
5000 0.96 491.2	0.95	22.586	23.712	23.7180
	1.00	24.014	24.150	
6000 0.96 494.2	0.95	22.586	23.712	23.7458
	1.00	22.014	24.150	

Aşırı Doldurmalı Motor :**Table 8.20-** Aşırı doldurmalı motorun atık gazına ait $(mc_v)_{to}^{tc}$ değerleri

N	ε α tc	α	tc	tc	$(mc_v)_{to}^{tc}$
			500 °C	600 °C	
1500	8.5 0.92 528.5	0.90	23.867	24.284	24.0983
		0.95	24.014	24.440	
	8.0 0.92 515.9	0.90	23.867	24.284	24.0457
		0.95	24.014	24.440	
	7.5 0.92 515.9	0.90	23.867	24.284	23.9927
		0.95	24.014	24.440	
2500	8.5 0.96 544.3	0.95	24.014	24.440	24.2308
		1.00	24.150	24.586	
	8.0 0.96 531.7	0.95	24.014	24.440	24.1769
		1.00	24.150	24.586	
	7.5 0.96 519.1	0.95	24.014	24.440	24.1230
		1.00	24.150	24.586	
3000	8.5 0.96 547.6	0.95	24.014	24.440	24.2450
		1.00	24.150	24.586	
	8.0 0.96 533.1	0.95	24.014	24.440	24.1827
		1.00	24.150	24.586	
	7.5 0.96 520.2	0.95	24.014	24.440	24.1277
		1.00	24.150	24.586	

4000	8.5	0.95	24.014	24.440	24.2445
	0.96	1.00	24.150	24.586	
	547.5				
	8.0	0.95	24.014	24.440	24.1906
	0.96	1.00	24.150	24.586	
	534.9				
7.5	0.95	24.014	24.440	24.1302	
0.96	1.00	24.150	24.586		
520.8					
5000	8.5	0.95	24.014	24.440	24.2466
	0.96	1.00	24.150	24.586	
	548.0				
	8.0	0.95	24.014	24.440	24.1927
	0.96	1.00	24.150	24.586	
	535.4				
7.5	0.95	24.014	24.440	24.1371	
0.96	1.00	24.150	24.586		
522.4					
6000	8.5	0.95	24.014	24.440	24.2488
	0.96	1.00	24.150	24.586	
	548.5				
	8.0	0.95	24.014	24.440	24.1953
	0.96	1.00	24.150	24.586	
	536.0				
7.5	0.95	24.014	24.440	24.1384	
0.96	1.00	24.150	24.586		
522.7					

8.3.7.2.3. İş Gazının Ortalama Özgül Molar Isıları

$$(mc'_v)_{to}^{ic} = \frac{1}{1+\gamma_r} \cdot \left[(mc_v)_{to}^{ic} + \gamma_r \cdot (mc''_v)_{to}^{ic} \right] \quad [\text{kJ} / \text{kmol} \text{ } ^\circ\text{C}] \quad (8.34)$$

Tabii Emişli Motor :**Tablo 8.21-** Tabii emişli motorun iş gazına ait $(mc'_v)_{to}^{tc}$ değerleri

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
$(mc'_v)_{to}^{tc}$	21.9757	21.9651	21.9704	21.9678	21.9741	21.9879

Aşırı Doldurmalı Motor :**Tablo 8.22-** Aşırı doldurmalı motorun iş gazına ait $(mc'_v)_{to}^{tc}$ değerleri

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
$(mc'_v)_{to}^{tc}$	8.5	22.1324	22.1411	22.1436	22.1453	22.1036	22.1415
	8.0	22.1054	22.1154	22.1170	22.1180	22.1152	22.1143
	7.5	22.0792	22.0892	22.0901	22.0875	22.0875	22.0854

8.3.8. Yanma Prosesi**8.3.8.1. İş Gazının Moleküler Değişim Katsayısı**

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (8.35)$$

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (8.36)$$

Tabii Emişli Motor :**Tablo 8.23-** Tabii emişli motorun iş gazının moleküler değişim katsayısına ait değerler

n	1500	2500	3000	4000	5000	6000
μ_o	1.0746	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630
μ	1.0713	1.0602	1.0602	1.0602	1.0602	1.0602

Aşırı Doldurmalı Motor :**Tablo 8.24-** Aşırı doldurmalı motorun iş gazının moleküler değişim katsayısına ait değerler

n		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
μ_o	8.5	1.0746	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630
	8.0	1.0746	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630
	7.5	1.0746	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630	1.0630
μ	8.5	1.0708	1.0599	1.0600	1.0601	1.0602	1.0603
	8.0	1.0705	1.0597	1.0598	1.0599	1.0600	1.0601
	7.5	1.0703	1.0595	1.0596	1.0597	1.0598	1.0599

8.3.8.2. Yakıtın Tam Yanmaması Sonucu Oluşan Isı Kaybı

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o \quad [\text{kJ / kg}] \quad (8.37)$$

Tablo 8.25- Tabii emişli ve aşırı doldurmalı motorda kullanılan yakıtın ΔH_u değerleri

n	1500	2500	3000	4000	5000	6000
ΔH_u	4959.2	2479.6	2479.6	2479.6	2479.6	2479.6

8.3.8.3. İş Gazının Alt Isıl Değeri

$$H_{w.m} = (H_u - \Delta H_u) / [M_1 \cdot (1 + \gamma_r)] \quad [\text{kJ} / \text{kmol} - \text{İşGazı}] \quad (8.38)$$

Tabii Emişli Motor :

Tablo 8.26- Tabii emişli motorun iş gazına ait $H_{w.m}$ değerleri

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
$H_{w.m}$	76960.1	78674.4	78712.2	78682.0	78584.1	78359.1

Aşırı Doldurmalı Motor :

Tablo 8.27- Aşırı doldurmalı motorun iş gazına ait $H_{w.m}$ değerleri

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
$H_{w.m}$	8.5	76397.6	78128.0	78202.4	78344.2	78486.4	78584.1
	8.0	76123.1	77853.9	77935.2	78083.4	78239.7	78336.7
	7.5	75800.5	77545.1	77625.8	77787.5	77950.0	78061.1

8.3.8.4. Yanma Ürünlerinin Ortalama Özgül Molar Isıları

$$\left(mc_v'' \right)_{to}^{tz} = (1/M_2) \cdot \left[M_{CO_2} \cdot \left(mc_{vCO_2}'' \right)_{to}^{tz} + M_{CO} \cdot \left(mc_{vCO}'' \right)_{to}^{tz} + M_{H_2O} \cdot \left(mc_{vH_2O}'' \right)_{to}^{tz} + M_{H_2} \cdot \left(mc_{vH_2}'' \right)_{to}^{tz} + M_{N_2} \cdot \left(mc_{vN_2}'' \right)_{to}^{tz} \right] \quad (8.39)$$

$$\left(mc_{vCO_2}'' \right)_{to}^{tz} = 39.123 + 0.003349 t_z \quad (8.40)$$

$$\left(mc''_{vCO} \right)_{t_0}^{t_z} = 22.490 + 0.001430 t_z \quad (8.41)$$

$$\left(mc''_{vH_2O} \right)_{t_0}^{t_z} = 26.670 + 0.004439 t_z \quad (8.42)$$

$$\left(mc''_{vH_2} \right)_{t_0}^{t_z} = 19.678 + 0.001758 t_z \quad (8.43)$$

$$\left(mc''_{vN_2} \right)_{t_0}^{t_z} = 21.951 + 0.001457 t_z \quad (8.44)$$

Tablo 8.28- Tabii emişli ve aşırı doldurmalı motorun yanma ürünlerine ait $\left(mc''_{v} \right)_{t_0}^{t_z}$ değerleri

n	1500	2500, 3000, 4000, 5000, 6000
$\left(mc''_{v} \right)_{t_0}^{t_z}$	24.51664655 + 0.002059302 t _z	24.65256467 + 0.002075928 t _z

8.3.8.5. Yanma Prosesi Sonu Sıcaklık

$$\xi_Z \cdot H_{w,m} + \left(mc'_{v} \right)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot \left(mc''_{v} \right)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z \quad (8.45)$$

Tablo 8.29- Tabii emişli ve aşırı doldurmalı motor için kabul edilen ξ_Z değerleri

n	1500	2500	3000	4000	5000	6000
ξ_Z	0.87	0.91	0.92	0.93	0.92	0.89

Tabii Emişli Motor**Tablo 8.30-** Tabii emişli motorun yanma prosesi sonu sıcaklığına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
t_z	2453.1	2586.6	2609.8	2629.2	2606.9	2540.5
T_z	2726.1	2859.6	2882.8	2902.2	2879.9	2813.5

Aşırı Doldurmalı Motor**Tablo 8.31-** Aşırı doldurmalı motorun yanma prosesi sonu sıcaklığına ait değerler

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
t_z	8.5	2473.8	2609.0	2633.3	2657.0	2639.5	2580.0
	8.0	2460.2	2595.0	2618.3	2643.5	2626.7	2566.6
	7.5	2445.1	2580.1	2603.2	2628.0	2612.0	2552.2
T_z	8.5	2746.8	2882.2	2906.3	2930.0	2912.5	2853.0
	8.0	2733.2	2868.0	2891.3	2916.0	2899.7	2839.6
	7.5	2718.1	2853.1	2876.2	2901.0	2885.0	2825.2

8.3.8.6. Maksimum Teorik ve Gerçek Yanma Prosesi Sonu Basınç

$$P_z = \bar{P}_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (8.46)$$

$$P_{za} = 0.85 \cdot P_z \quad (8.47)$$

$$\lambda = \frac{P_z}{\bar{P}_c} \quad (8.48)$$

Tabii Emişli Motor**Tablo 8.32-** Tabii emişli motorun yanma prosesi sonu basınç değerleri

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
P_z	7.6843	7.8675	7.8400	7.6500	7.2420	6.6349
P_{za}	6.5317	6.6874	6.6640	6.5025	6.1557	5.6397
λ	3.8316	3.9797	4.0010	4.0337	3.9954	3.8908

Aşırı Doldurmalı Motor**Tablo 8.33-** Aşırı doldurmalı motorun yanma prosesi sonu basınç değerleri

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
P_z	8.5	9.9375	10.0093	9.9497	9.9058	9.7156	9.3896
	8.0	9.2515	9.3193	9.2812	9.2200	9.0507	8.7420
	7.5	8.5690	8.6331	8.5988	8.5580	8.3842	8.1008
P_{za}	8.5	8.4469	8.5080	8.4572	8.4200	8.2583	7.9812
	8.0	7.8638	7.9214	7.8890	7.8370	7.6931	7.4307
	7.5	7.2837	7.3381	7.3090	7.2743	7.1266	6.8857
λ	8.5	3.6134	3.7375	3.7542	3.7856	3.7611	3.6823
	8.0	3.6505	3.7768	3.8013	3.8256	3.8022	3.7210
	7.5	3.6877	3.8162	3.8422	3.8727	3.8440	3.7633

8.3.9. Genişleme ve Egzos Prosesi**8.3.9.1. Genişleme ve Egzos Prosesi Sonu Basınç ve Sıcaklık**

$$P_b = P_z / \epsilon^{n_2} \quad (8.49)$$

$$T_b = T_z / \epsilon^{(n_2-1)} \quad (8.50)$$

Tabii Emişli Motor**Tablo 8.34-** Tabii emişli motorun genişleme prosesi sonu basınç ve sıcaklık değerleri

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
n_2	1.2560	1.2520	1.2510	1.2510	1.2520	1.2520
P_b	0.4865	0.5025	0.5018	0.4897	0.4625	0.4238
T_b	1553.3	1643.8	1660.7	1672.0	1655.4	1617.3

Aşırı Doldurmalı Motor**Tablo 8.35-** Aşırı doldurmalı motorun genişleme prosesi sonu basınç ve sıcaklık değerleri

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
n_2	8.5	1.271	1.270	1.268	1.265	1.260	1.246
	8.0	1.276	1.275	1.273	1.266	1.262	1.250
	7.5	1.282	1.272	1.277	1.273	1.265	1.251
P_b	8.5	0.6546	0.6608	0.6596	0.6609	0.6552	0.6525
	8.0	0.6528	0.6575	0.6576	0.6629	0.6561	0.6498
	7.5	0.6473	0.6521	0.6561	0.6583	0.6554	0.6514
T_b	8.5	1538.0	1617.2	1637.8	1661.8	1669.6	1685.3
	8.0	1539.6	1618.9	1638.9	1677.1	1681.7	1688.4
	7.5	1539.9	1616.4	1645.9	1673.6	1691.4	1703.8

8.3.9.2. Atık Gaz Sıcaklığının Kontrolü

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (8.51)$$

$$\% \Delta = 100 \cdot (T_r' - T_r) / T_r \quad (8.52)$$

Tabii Emişli Motor**Tablo 8.36-** Tabii emişli motorun atık gaz sıcaklığına ait kontrol değerleri

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
T _r '	930.5	980.1	994.6	1020.1	1042.5	1064.1
%Δ	-1.01	0.01	-0.54	0.01	-0.71	-0.55

Aşırı Doldurmalı Motor**Tablo 8.37-** Aşırı doldurmalı motorun atık gaz sıcaklığına ait kontrol değerleri

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ε						
T _r '	8.5	952.5	999.1	1013.1	1028.5	1038.1	1051.5
	8.0	954.4	1001.8	1014.8	1036.9	1045.2	1054.9
	7.5	957.3	1002.9	1019.9	1037.2	1051.6	1063.7
%Δ	8.5	1.33	1.95	1.31	0.83	-1.13	-1.73
	8.0	1.53	2.22	1.48	1.66	-0.46	-1.41
	7.5	1.84	2.33	1.99	1.69	0.15	-0.59

8.3.10. İş Çevriminin İndike Parametreleri

$$p_i' = \frac{\bar{p}_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (8.53)$$

$$p_i = 0.96 \cdot p_i' \quad (8.54)$$

Tabii Emişli Motor

Tablo 8.38- Tabii emişli motorun ortalama indike basıncına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
p'_i	1.2371	1.2834	1.2874	1.2597	1.1891	1.0810
p_i	1.1876	1.2321	1.2359	1.2093	1.1415	1.0378

Aşırı Doldurmalı Motor

Tablo 8.39- Aşırı doldurmalı motorun ortalama indike basıncına ait değerler

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
p'_i	8.5	1.6075	1.6404	1.6381	1.6420	1.6179	1.5819
	8.0	1.5642	1.5963	1.5979	1.6050	1.5808	1.5400
	7.5	1.5173	1.5655	1.5541	1.5585	1.5385	1.5024
p_i	8.5	1.5432	1.5748	1.5726	1.5763	1.5532	1.5186
	8.0	1.5016	1.5324	1.5340	1.5408	1.5176	1.4784
	7.5	1.4566	1.5029	1.4919	1.4962	1.4770	1.4423

8.3.11. Motor Performans Değerleri

$$S = 84 \text{ mm}$$

$$B = 77 \text{ mm}$$

$$V_{p,m} = S \cdot n / 3 \cdot 10^4 \quad [\text{m/s}] \quad (8.55)$$

$$S/B \geq 1 \Rightarrow p_m = 0.049 + 0.0152 \cdot V_{p,m} \quad (8.56)$$

$$p_e = p_i - p_m \quad (8.57)$$

Tabii Emişli Motor**Tablo 8.40-** Tabii emişli motorun ortalama efektif basıncına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
$V_{p.m}$	4.2	7.0	8.4	11.2	14.0	16.8
p_m	0.1128	0.1554	0.1767	0.2192	0.2618	0.3044
p_e	1.0748	1.0767	1.0592	0.9901	0.8797	0.7334

Aşırı Doldurmalı Motor**Tablo 8.41-** Aşırı doldurmalı motorun ortalama efektif basıncına ait değerler

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
$V_{p.m}$	4.2	7.0	8.4	11.2	14.0	16.8
p_m	0.1128	0.1554	0.1767	0.2192	0.2618	0.3044
	ϵ					
p_e	8.5	1.4304	1.4194	1.3959	1.3571	1.2914
	8.0	1.3888	1.3770	1.3573	1.3216	1.2558
	7.5	1.3438	1.3475	1.3152	1.2770	1.2152

8.3.12. Motorun Güç ve Tork DeğerleriTabii Emişli Motor

$$V_s = \left(\frac{B}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot S \cdot 4 \cdot 10^{-6} \quad [\text{lt}] \quad (8.58)$$

$$V_s = \left(\frac{77}{2}\right)^2 \times \pi \times 84 \times 4 \cdot 10^{-6} \Rightarrow V_s \cong 1.5653 \quad [\text{lt}]$$

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n}{120} \quad [\text{kW}] \quad (8.59)$$

$$\tau = \frac{N_e}{\frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^{-3}} \quad [\text{Nm}] \quad (8.60)$$

Tablo 8.42- Tabii emişli motorun güç ve tork değerleri

N	1500	2500	3000	4000	5000	6000
N_e	21.03	35.11	41.45	51.66	57.37	57.40
τ	133.88	134.11	131.94	123.33	109.57	91.35

Aşırı Doldurmalı Motor

Aşırı doldurmalı motorlardan alınan gücün bir kısmı kompresör tarafından tüketilir. Aşağıda, net gücün belirlenmesi için, kompresörün harcadığı güç göz önüne alınarak yapılan hesaplama bulunmaktadır.

8.3.12.1. Aşırı Doldurmalı Motorun Hava Debisi

$$\dot{m} = V_s \cdot \rho_I \cdot \frac{n}{120} \cdot \eta_v \cdot 10^{-3} \quad [\text{kg/s}] \quad (8.61)$$

$$\rho_I = (p_I \cdot 10^6) / (R \cdot T_I) \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8.62)$$

$$\rho_I = (0.15 \times 10^6) / (287 \times 336) \Rightarrow \rho_I = 1.5555 \quad [\text{kg/m}^3]$$

Tablo 8.43- Aşırı doldurmalı motorun hava debisine ait değerler

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ϵ						
\dot{m}	8.5	0.02813	0.04724	0.05674	0.07745	0.09842	0.11989
	8.0	0.02811	0.04720	0.05669	0.07739	0.09836	0.11983
	7.5	0.02808	0.04715	0.05663	0.07733	0.09829	0.11976

8.3.12.2. Aşırı Doldurma İçin Kullanılan Kompresörün Entalpi Farkları ve Tükettiği Güç

Denklem 3.3 kullanılarak, h_{adC} hesaplandıktan sonra Denklem 8.63'de yazılarak:

$$N_c = \frac{\dot{m} \cdot h_{adC} \cdot 10^{-3}}{\eta_{adC} \cdot \eta_m} \quad [\text{kW}] \quad (8.63)$$

$$\eta_{tot} = \eta_{adC} \cdot \eta_m \Rightarrow N_c = \frac{\dot{m} \cdot h_{adC} \cdot 10^{-3}}{\eta_{tot}} \quad [\text{kW}] \quad (8.64)$$

Tablo 8.44- Aşırı doldurma için kullanılan kompresörün entalpi farkları ve gücüne ait değerler

N		1500	2500	3000	4000	5000	6000
h_{adC}		36149.5	36149.5	36149.5	36149.5	36149.5	36149.5
	ε						
N_c	8.5	1.3558	2.2769	2.7348	3.7330	4.7438	5.7786
	8.0	1.3549	2.2750	2.7324	3.7301	4.7409	5.7757
	7.5	1.3534	2.2726	2.7295	3.7273	4.7375	5.7724

8.3.12.3. Net Motor Gücü ve Torku

$$\bar{N}_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n}{120} - N_c \quad [\text{kW}] \quad (8.65)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{N}_e}{\frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^{-3}} \quad [\text{Nm}] \quad (8.66)$$

Tablo 8.45- Aşırı doldurmalı motorun net güç ve tork değerleri

n		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ε						
\bar{N}_e	8.5	26.632	44.010	51.890	67.076	79.482	89.251
	8.0	25.819	42.630	50.382	65.227	77.163	86.107
	7.5	24.940	41.670	48.738	62.902	74.519	83.285
$\bar{\tau}$	8.5	169.545	168.106	165.171	160.132	151.799	142.047
	8.0	164.369	162.835	160.371	155.718	147.370	137.044
	7.5	158.773	159.168	155.138	150.167	142.321	132.552

8.3.13. Özgül Yakıt Sarfiyatı; Mekanik ve Termik Verimler

Tabii Emişli Motor

$$b_e = \frac{3600 \cdot \rho_{T.Dolgu} \cdot \eta_v}{p_e \cdot \lambda_o \cdot \alpha} \quad [\text{g - Yakıt / kWh}] \quad (8.67)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (8.68)$$

$$\eta_t = \frac{3600}{b_e \cdot 10^{-3} \cdot H_U} \quad (8.69)$$

Tabii emişli motorlar için $\rho_{T.Dolgu}$, Denklem 8.20'ile hesaplanan ρ_o değeridir.

Tablo 8.46- Tabii emişli motorun özgül yakıt sarfiyatı; mekanik ve termik verimlerine ait değerler

n	1500	2500	3000	4000	5000	6000
b_e	257.4	252.2	257.3	275.9	304.3	350.9
η_m	0.905	0.874	0.857	0.819	0.771	0.707
η_t	0.318	0.325	0.318	0.297	0.269	0.234

Aşırı Doldurmalı Motor

8.3.12.'de belirttiğimiz üzere aşırı doldurmalı motorlarda, motordan alınan gücün bir kısmı kompresör tarafından tüketilir. Bu yüzden motor çıkış gücü bir miktar azalma gösterir. Özgül yakıt sarfiyatı; mekanik ve termik verim hesaplamalarının doğru olarak yapılması için azalmış yeni güce göre indirgenmiş ortalama indike ve efektif basınç değerlerini kullanmamız gerekmektedir.

8.3.13.1. Aşırı Doldurmalı Motora Ait İndirgenmiş Ortalama İndike ve Efektif Basınçlar

$$\bar{N}_e = \frac{\bar{p}_e \cdot V_s \cdot n}{120} \Rightarrow \bar{p}_e = \frac{\bar{N}_e \cdot 120}{V_s \cdot n} \quad [\text{MPa}] \quad (8.70)$$

$$p_e = p_i - p_m \Rightarrow \bar{p}_i = \bar{p}_e + p_m \quad [\text{MPa}] \quad (8.71)$$

Tablo 8.47- Aşırı doldurmalı motora ait indirgenmiş ortalama indike ve efektif basınç değerleri

n		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ε						
\bar{p}_e	8.5	1.3611	1.3496	1.3260	1.2856	1.2187	1.1404
	8.0	1.3196	1.3072	1.2875	1.2501	1.1831	1.1002
	7.5	1.2746	1.2778	1.2455	1.2056	1.1426	1.0641
\bar{p}_i	8.5	1.4739	1.5050	1.5027	1.5048	1.4805	1.4448
	8.0	1.4324	1.4626	1.4642	1.4693	1.4449	1.4046
	7.5	1.3874	1.4332	1.4222	1.4248	1.4044	1.3685

8.3.13.2. Aşırı Doldurmalı Motora Ait İndirgenmiş Özgül Yakıt Sarfiyatı; Mekanik ve Termik Verimler

$$\bar{b}_e = \frac{3600 \cdot \rho_{T,Dolgu} \cdot \eta_v}{\bar{p}_e \cdot \lambda_o \cdot \alpha} \quad [\text{g-Yakıt / kWh}] \quad (8.72)$$

$$\bar{\eta}_m = \frac{\bar{p}_e}{\bar{p}_i} \quad (8.73)$$

$$\bar{\eta}_t = \frac{3600}{\bar{b}_e \cdot 10^{-3} \cdot H_u} \quad (8.74)$$

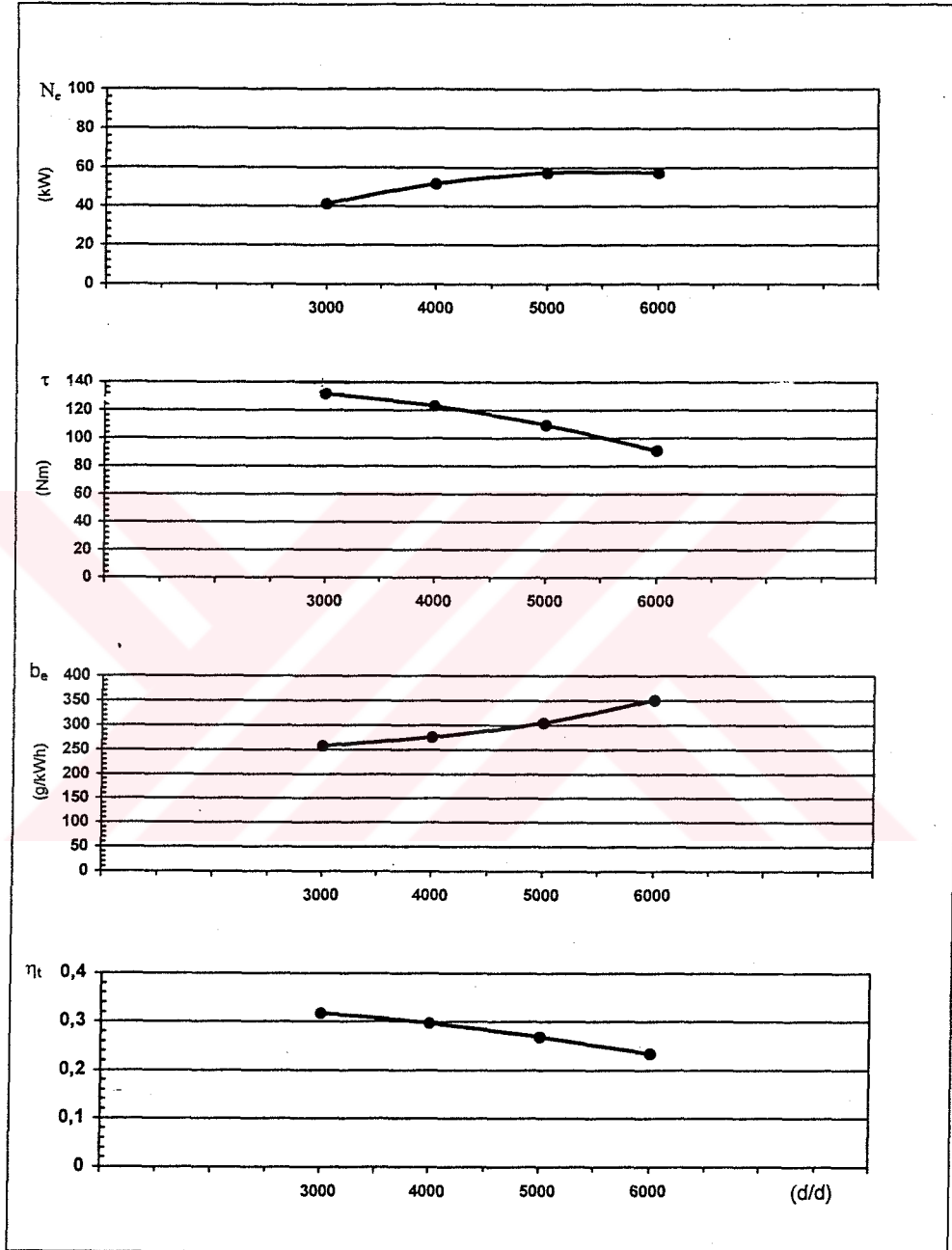
Aşırı doldurmalı motorlar için $\rho_{T,Dolgu}$, Denklem 8.63' ile hesaplanan ρ_i değeridir.

Tablo 8.48- Aşırı doldurmalı motora ait indirgenmiş özgül yakıt sarfiyatı; mekanik ve termik verim değerleri

n		1500	2500	3000	4000	5000	6000
	ε						
\bar{b}_e	8.5	276.4	269.1	274.1	289.5	310.4	336.8
	8.0	284.8	277.6	282.1	297.5	319.6	348.9
	7.5	294.6	283.7	291.3	308.2	330.7	360.5
$\bar{\eta}_m$	8.5	0.923	0.897	0.882	0.854	0.823	0.789
	8.0	0.921	0.894	0.879	0.851	0.819	0.783
	7.5	0.919	0.892	0.876	0.846	0.814	0.778
$\bar{\eta}_t$	8.5	0.296	0.305	0.299	0.283	0.264	0.243
	8.0	0.288	0.295	0.290	0.275	0.256	0.235
	7.5	0.278	0.289	0.281	0.266	0.248	0.227

8.4. Motor Performans Değerlerine Ait Diyagramlar

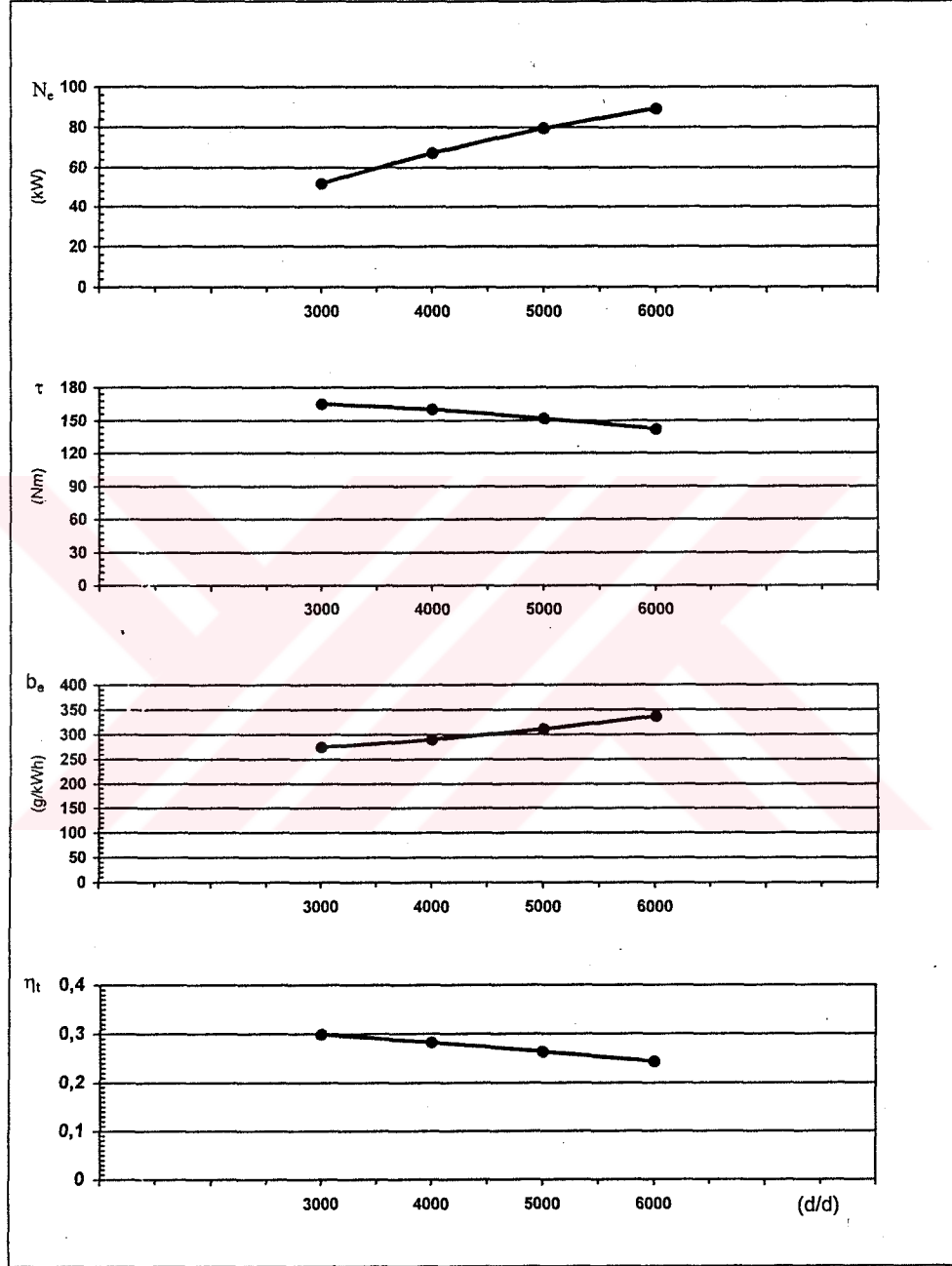
8.4.1. Tabii Emişli Motora Ait Performans Diyagramı



Şekil 8.1- Tabii emişli motora ait efektif güç, tork, özgül yakıt sarfiyatı ve termik verim değerleri

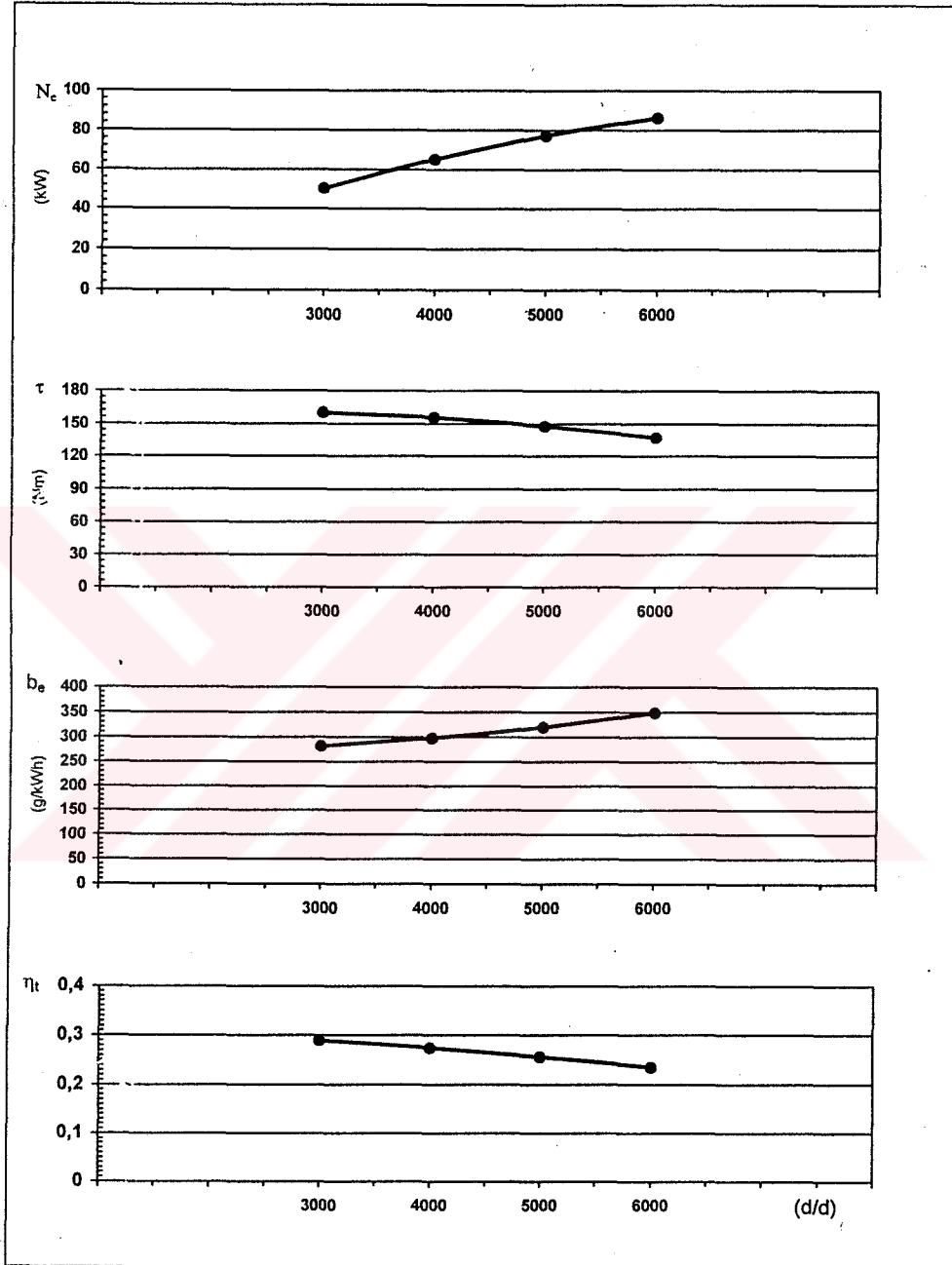
8.4.2. Aşırı Doldurmalı Motora Ait Performans Diyagramı

8.4.2.1. Aşırı Doldurmalı Motora Ait $\varepsilon=8.5$ İçin Performans Diyagramı



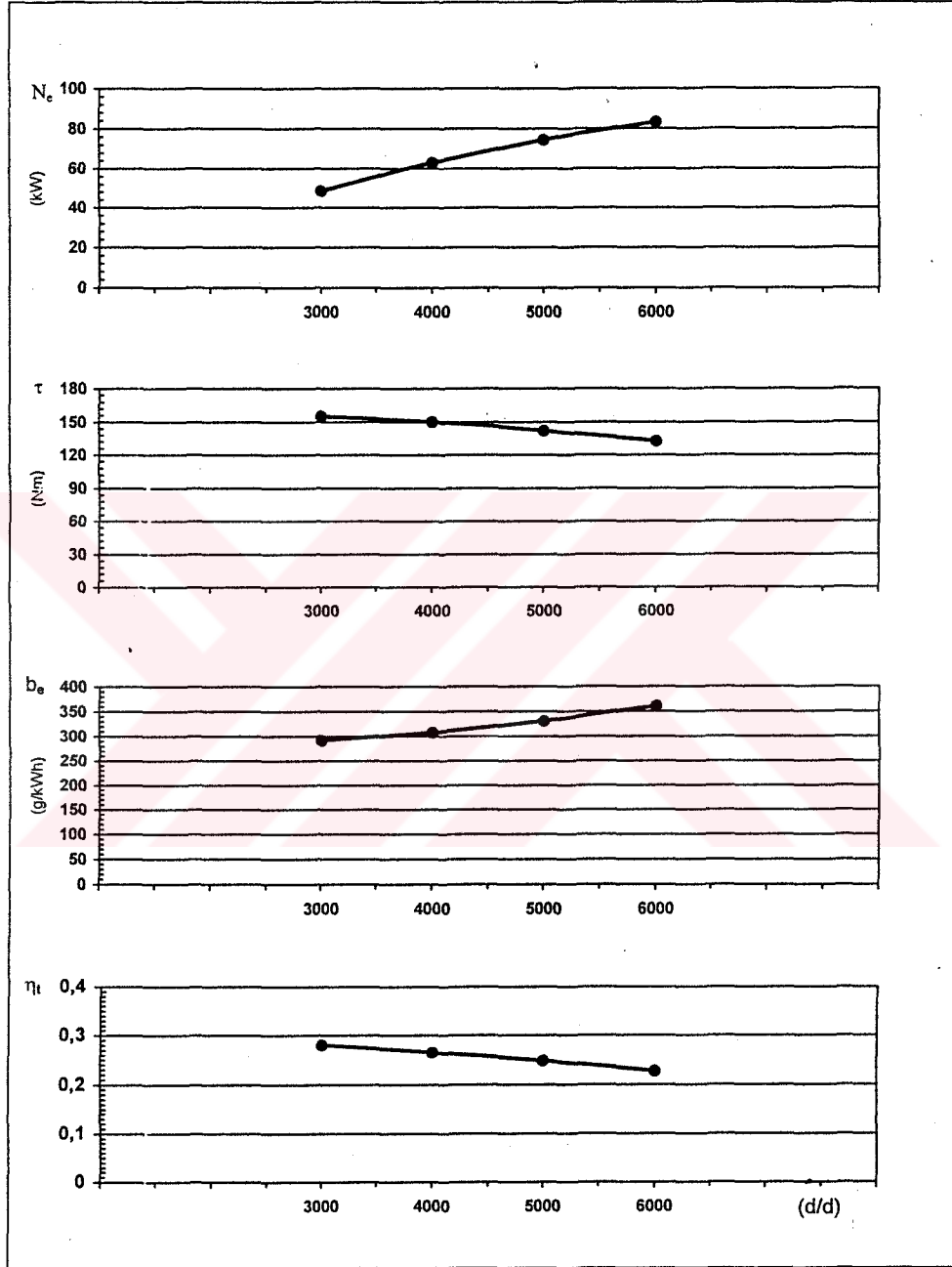
Şekil 8.2- $\varepsilon=8.5$ olan aşırı doldurmalı motora ait efektif güç, tork, özgül yakıt sarfıyatı ve termik verim değerleri

8.4.2.2. Aşırı Doldurmalı Motora Ait $\varepsilon=8.0$ İçin Performans Diyagramı



Şekil 8.3- $\varepsilon=8.0$ olan aşırı doldurmalı motora ait efektif güç, tork, özgül yakıt sarfiyatı ve termik verim değerleri

8.4.2.3. Aşırı Doldurmalı Motora Ait $\varepsilon=7.5$ İçin Performans Diyagramı



Şekil 8.4- $\varepsilon=7.5$ olan aşırı doldurmalı motora ait efektif güç, tork, özgül yakıt sarfıyatı ve termik verim değerleri

TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Tezdeki ilk yedi bölümde, formül ve hesaplamaları ifade etmek için kullandığımız yöntem, konunun genel tanımı üzerine olmuştur. Son bölümde ise diyagramlarla açıklanan birtakım sonuçlar elde etmeye yönelik yöntem ve hesaplama yollarından faydalanılmıştır. Tezin hazırlanışındaki yaklaşımımız yukarıda ifade edilen yöntemleri kullanarak sağlanmıştır.

Elde edilen sonuçların kaynaklardaki değerlere olan uygunluğu aşağıda gösterilmiştir.

	Kaynaklar	Tabii Emişli Motor	Aşırı Doldurmalı Motor		
			$\epsilon=8.5$	$\epsilon=8.0$	$\epsilon=7.5$
T_r	Max:1100 Min:940	Max:1070 Min:940	Max:1070 Min:940	Max:1070 Min:940	Max:1070 Min:940
γ_r	Max:0.10 Min:0.04	Max:0.0479 Min:0.0432	Max:0.0535 Min:0.0449	Max:0.0573 Min:0.0482	Max:0.0618 Min:0.0519
T_a	Max:400 Min:320	Max:338.3 Min:334.3	Max:372.1 Min:369.7	Max:374.1 Min:371.9	Max:376.6 Min:374.3
η_v	Max:0.97 Min:0.70	Max:0.9161 Min:0.8631	Max:0.9848 Min:0.9243	Max:0.9843 Min:0.9235	Max:0.9837 Min:0.9226
T_c	Max:800 Min:600	Max:767.2 Min:761.8	Max:821.6 Min:814.0	Max:809.0 Min:801.5	Max:795.7 Min:788.9
T_z	Max:2900 Min:2400	Max:2902.2 Min:2726.1	Max:2930.0 Min:2746.8	Max:2916.0 Min:2733.2	Max:2901.0 Min:2718.1
T_b	Max:1700 Min:1200	Max:1672.0 Min:1553.3	Max:1685.3 Min:1538.0	Max:1688.4 Min:1539.6	Max:1703.8 Min:1539.9
p_i	Max:1.6 Min:0.6	Max:1.2359 Min:1.0378	Max:1.5763 Min:1.5186	Max:1.5408 Min:1.4784	Max:1.5029 Min:1.4423

KAYNAKLAR

Heywood, J.B., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, New York: p.p. 220-260

Kolchin, A., Demidov, V., 1984. Design of Automotive Engines, Mir Publishers, Moscow: p.p. 11.120

Küçükkaramaklı, E., 1993. Kompresörler Ders Notları, İstanbul: p.p. 1-50

Maleev, V.L., 1945. Internal Combustion Engines Theory and Design, McGraw-Hill Book Company, New York: p.p. 346-361

Öz, İ.H., 1955. Motorlar, Termodinamik ve Deneysel Esaslar, Kurtulmuş Basımevi, İstanbul: p.p. 154-161

Safgönül, B., 1989. İçten Yanmalı Motorlar Cilt 1, İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul: p.p. 89-172

Yavaşlıol, İ., 1988. İçten Yanmalı Motorlar, Eğitim Yayınları A.Ş Matbaacılık Tesisleri, İstanbul: p.p. 259-275

Zinner, K., 1978. Supercharging of Internal Combustion Engines Fundamentals, Colculation, Examples., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, New York: p.p. 6-118

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 30 Aralık 1972
Doğum Yeri Tekirdağ-Çorlu
Eğitim 1987-1990 Konya Gazi Lisesi
1990-1995 YTÜ Makina Mühendisliği

