

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZIN MOTORLARA UYGULANMASI



YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAK. MÜH. KENAN GÜRBÜZ

TEZ YÖNETİCİSİ : Y. DOÇ. DR. ADNAN BALIK

İSTANBUL - 1993

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

TEŞEKKÜR

ÖZET

SUMMARY

1. GİRİŞ	1
1.1. ALTERNATİF YAKITLARIN ÖNEMİ	1
1.2. ALTERNATİF YAKITLAR	3
1.2.1. İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Gaz Formun- daki Bazı Yakıtlar	6
1.2.1.1. Biogaz	6
1.2.1.2. Ocak Gazı ve Sentez Gazı	7
1.2.1.3. LPG Sıvılaştırılmış Petrol Gazı	7
1.2.1.4. Doğal Gaz	7
2. GAZLARIN KARAKTERİSTİK ÖZELLİKLERİ	9
2.1. GAZ YOĞUNLUĞU	9
2.1.1. Özgül Isıl Değer H_u (kJ/kg)	9
2.1.2. Minimum hava ihtiyacı L_{min} (kgH/kgGaz)	12
2.1.3. Karışım ısı değeri H_k (kJ/kg)	12
2.1.4. Kendi kendine tutuşma sıcaklığı t_z (K)	13
2.1.5. Yanma sıcaklığı t_v (K)	13
2.1.6. Yanma hızı w_z (m/s)	13
2.1.7. Wabbe sayısı w_u (kJ/kg)	14
2.1.8. Metan sayısı MZ (1)	14
2.1.9. Kirleticiler	17
2.2. BİR GAZ KARIŞIMININ EN ÖNEMLİ ÖZELLİKLERİNİN TESBİT EDİLMESİ	18
2.2.1. Doğal Gaz	18
2.2.2. LPG Sıvılaştırılmış Petrol Gazı	19
2.3. GÜÇ VE YAKIT HARCAMI	21
2.3.1. Efektif Ortalama Basınç ve Enerji Harcamı	21
2.3.2. Motorun İşletme Şartlarının Etkisi	23
2.3.3. Atmosferik Çevre Şartlarının Etkisi	27
2.3.4. Gaz Karışımının Değiştirilmesinin Motor İşletme Şartlarına Etkisi	30

3. ALTERNATİF YAKITLARIN İÇTEN YANMALI MOTORLARA UYGULANMASI	32
3.1. SIVI FAZDAKİ ALTERNATİF YAKIT UYGULAMALARI	32
3.1.1. Karışık Yakıt Uygulaması	33
3.1.2. Çiff Yakıtlı Uygulama	33
3.1.3. Saf Alkol Uygulaması	34
3.1.3.1. Ateşleme Hızlandırıcılı İşletme Şekli	35
3.1.3.2. Kopresyon Ateşlemesi	35
3.1.3.3. Kızdırma ve Kıvılcım Bujisi Uygulaması	36
3.2. GAZMOTOR UYGULAMALARI	38
3.2.1. Doğal Gaz Motorları	43
3.2.1.1. Dizel-Gaz Çift Yakıtlı Sistem	45
3.2.1.2. Dizel-Gaz Pilot Püskürtme Yöntemi	47
3.2.1.3. Otto-Gaz Yöntemi	48
3.2.2. Gaz Karıştırıcıları	51
3.2.2.1. Hava-Gaz Karıştırıcılarından (Karbüratörlerden) Beklenen Özellikler	51
3.2.2.2. Gaz Karıştırıcılarının Çalışma Prensipleri	53
3.2.3. Üç Yollu Katalizatörler ve Çalışma Şekli	56
3.2.4. Lambda Sonde Çalışma Şekli	58
3.2.4.1. Üç Yollu Katalizatörler için Ayarlama Sistemleri	58
3.3. YÜKSEK VERİMLİ ÇEVREYİ DAHA AZ KİRLETEN BÜYÜK DİZEL-GAZ MOTORLARI	60
3.3.1. Dizel-Gaz Motorları ve Temel Prensipleri	61
3.3.1.1. Yanma Yöntemi	61
3.3.2. Dizel-Gaz Motorlarında Aşırı Doldurma	68
3.3.3. Dizel-Gaz Çalışmasından % 100 Dizel'e ya da Tersine Dönüşümü	69
3.3.3.1. Devir Sayısı ve Güç Ayarı	69
3.3.3.2. Dizel'den Dizel-Gaz çalışmasına geçiş	69

3.4. BAZI GAZ MOTORLARI UYGULAMA ÖRNEKLERİ	70
3.4.1. MAN B W Dizel-Gaz Motoru L52/55ADG	70
3.4.2. MWM Motoru	74
3.4.3. E 2866 DUH MAN Doğal Gaz Motoru	78
3.4.3.1. Yakıtın Depolanması	78
3.4.3.2. Gaz Yolu	80
3.4.3.3. Gaz Motorunun Dizel Motoru ile Karşılaştırması	82
4. LABORATUARDA MEVCUT BİR DİZEL MOTORUN DOĞAL GAZ MOTORUNA DÖNÜŞÜMÜNÜN İNCELENMESİ	89
4.1. DOĞALGAZ MOTORUNA DÖNÜŞÜM İÇİN UYGUN SİSTEMİN SEÇİLMESİ	89
4.1.1. Sistem Tiplerinin Tanıtılması	89
4.2. MOTORUN DOĞALGAZA DÖNÜŞÜMÜ	92
4.2.1. Motor Gücünün Yakıt Değişimine Göre Hesabı	97
4.2.2. Karbüratör Boyutlarının Hesaplanması	103
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	111
KAYNAKLAR	113
ÖZGEÇMİŞ	116

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yönetimini kabul eden değerli Hocam Sayın Yard.Doç.Dr.Adnan BALIK'a çalışmalarım süresince gösterdiği yakın ilgi ve kıymetli yardımları için teşekkür eder saygılarımı sunarım.



Ö Z E T

Petrol kökenli yakıtların dünyadaki rezervlerinin azalması ve petrol ihraç eden ülkelerin petrol satışlarını sınırlandırmasından sonra petrol dışında alternatif yakıt arayışları hızlanmıştır. Özellikle 1970'li yıllarda petrol krizinden sonra bu çalışmalara ağırlık verilmiştir.

Son yıllarda bulunan doğal gaz yatakları enerji açığına çözüm getirmek amacı ile doğal gazın alternatif motor yakıtı olarak düşünülmesine neden olmuştur. Doğal gazın egzost gazları emisyonunun temiz olması hava kirliliği preblemine çözüm getirmesi açısından bu gazı daha avantajlı duruma getirmiştir. Hava kirliliğinin en önemli sebeplerinden biri araçlardır.

Bu çalışmada doğal gazın fiziksel ve kimyasal özelliklerinin yanında doğal gaz ile çalışan araçlarda bugüne kadar yapılan çalışmalar ve gelişmeler sunulmuştur. Mevcut bir dizel motorun doğal gaz motoruna dönüşümü detaylı olarak incelenmiş ve tatmin edici sonuçlar alınmıştır.

S U M M A R Y

The research studies to find a new type of fuel as an alternative to the fuels having roat form of petroleum have been increasing rapidly due to becoming scarce of petroleum an the political limitations by the exporting countries. Particulary, they have been accelerated after the crisis in 1970's.

The abundance of natural gas sources found to solue the energy problem for last years caused to become an alternative fuel to the petroleum fuels, especially to the engine fuels. Another advantage of the natural gas is being the cleaning of exhaust gas emissions when it burned.

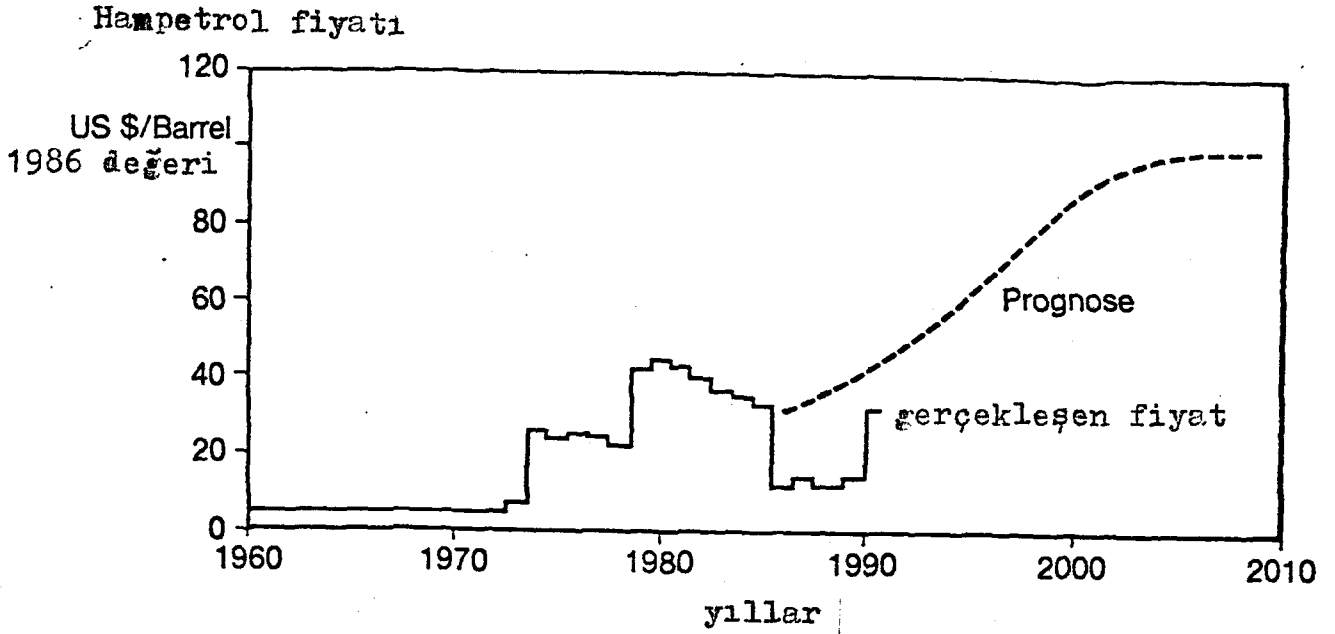
In this study, after the physical and chemical properties of natural gas were studied in detail the investigations and the developments about the vehicle running on the natural gas were pesented. Then, how to transform an available diesel engine to an engine running on the natural gas were given in general.

1. GİRİŞ

1.1. ALTERNATİF YAKITLARIN ÖNEMİ

İçten yanmalı motorlarda halen kullanılmakta olan petrol kökenli benzin ve diesel gibi konvansiyonel yakıtlara alternatif olacak yakıtlar üzerinde araştırmalar uzun süreden beri devam etmektedir. Geçmişteki her iki petrol krizi, fosil yakıtların temininin güçleşmesi ve fosil yakıtların yanmaları sırasında ortaya çıkan zararlı madde emisyonları karşısında artan çevre bilinci alternatif yakıtlar üzerine yapılan çalışmaların en önemli dayanak noktalarıdır.

1960'dan günümüze petrol fiyatlarının gelişimi bir prognos oluşturulmasının ne kadar güç olduğunu açıkça göstermektedir. 1972 yılına kadar petrol fiyatları oldukça düşük seviyelerde sabit olarak seyrettiği halde, ilk petrol krizinde korkunç bir fiyat artışı olmuş, ikinci petrol krizinin yaşandığı 1979-1980'li yıllara ham petrol fiyatlarındaki dalgalanmalarla gelinmiş ve 1979-1980'li yıllarda ikinci bir petrol krizi yaşanmıştır. Bu gelişim petrol türevi yakıtlara alternatif olabilecek yakıtların araştırmalarını arttırmıştır. İstisna olarak Brezilya'da ETANOL'un, Güney Afrika Cumhuriyetinde ise kömürden elde edilen bir tür yakıtın konvansiyonel yakıtlara alternatif olarak kullanılmasının dışında henüz dünyada herhangi bir yakıtın içten yanmalı taşıt motorlarında yaygın olarak kullanılması mümkün olmamıştır. Bunun nedeni 1980'li yılların başında prognoze edilen petrol fiyatlarının gerçekleşmemesi bilakis petrol fiyatlarının düşmesidir. Ancak geçen yıllarda ortaya çıkan Körfez Krizi durumun ne kadar çabuk değişebileceğini göstermiş ve ham petrol fiyatları tekrar artmaya başlamıştır.

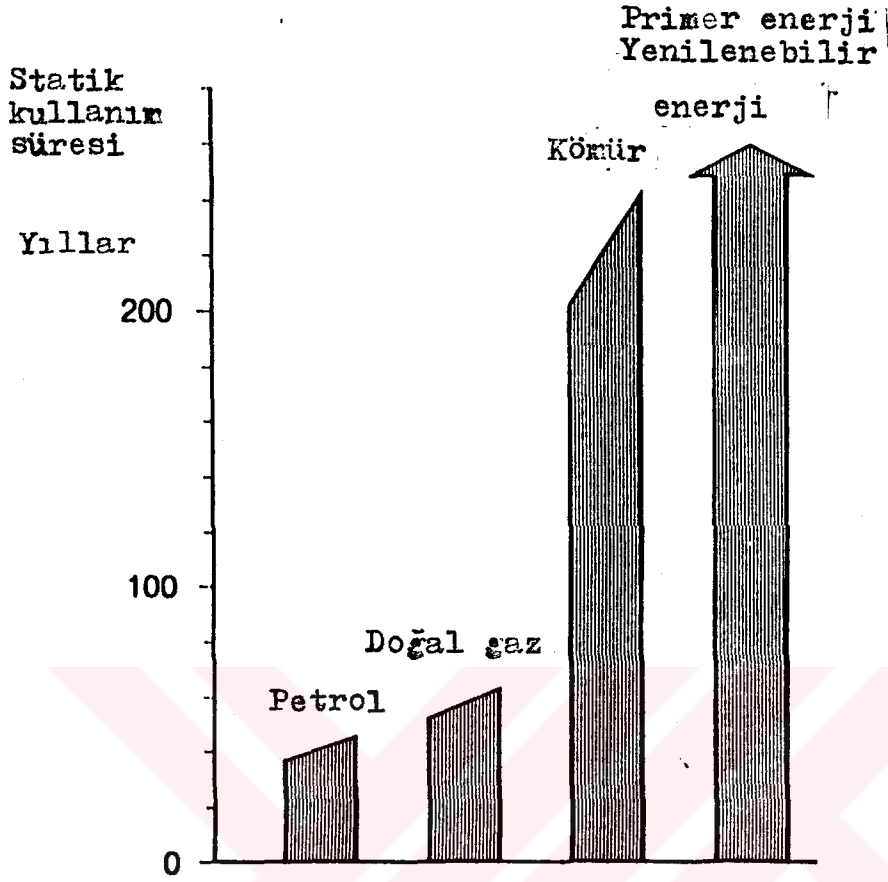


Bisherige und prognostizierte Entwicklung des Rohölpreises

Geschäftsbereich Nfz
Entwicklung

Şekil 1.1. Şu ana kadar gerçekleşen ve prognoze edilen ham petrol fiyatları

Mevcut rezervleri ve yıllık sabit kullanımları göz önüne alındığında enerji kaynaklarının daha kaç yıl yeterli olacağını Şekil 1.2 açıkça göstermektedir. Buna göre sabit kullanımda ham petrol yaklaşık 40 yıl, doğal gaz 60 yıl, kömür 200 yıldan biraz daha fazla bir süre daha yeterli olacaktır. Oysa yenilenebilir enerji kaynakları için zaman yönünden bir sınırlama söz konusu değildir.



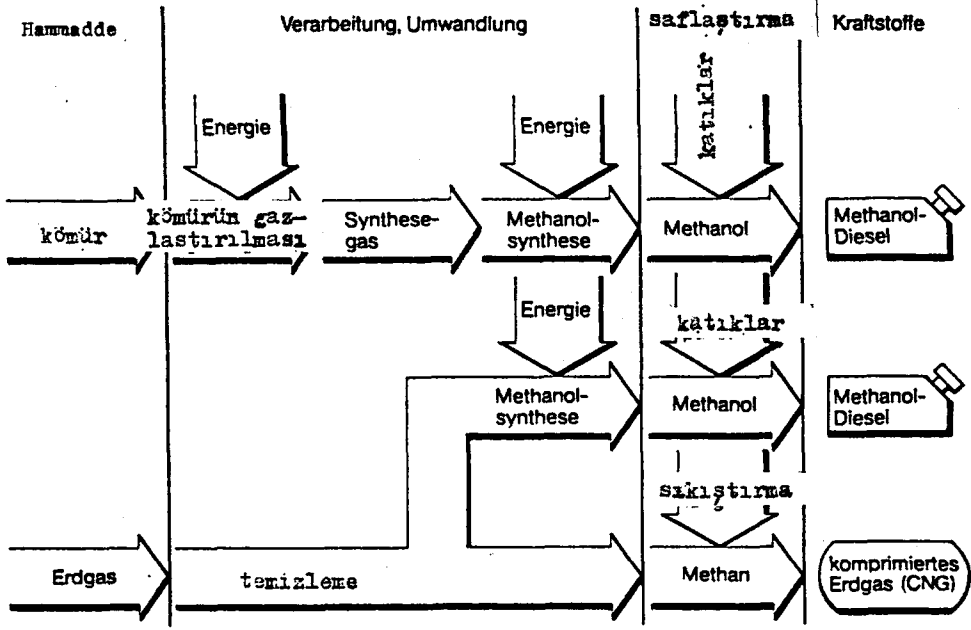
**Nutzungszeitraum der Welt-
Primärenergievorräte
bei konstantem Verbrauch
(statische Reichweite)**

Geschäftsbereich Nfz
Entwicklung

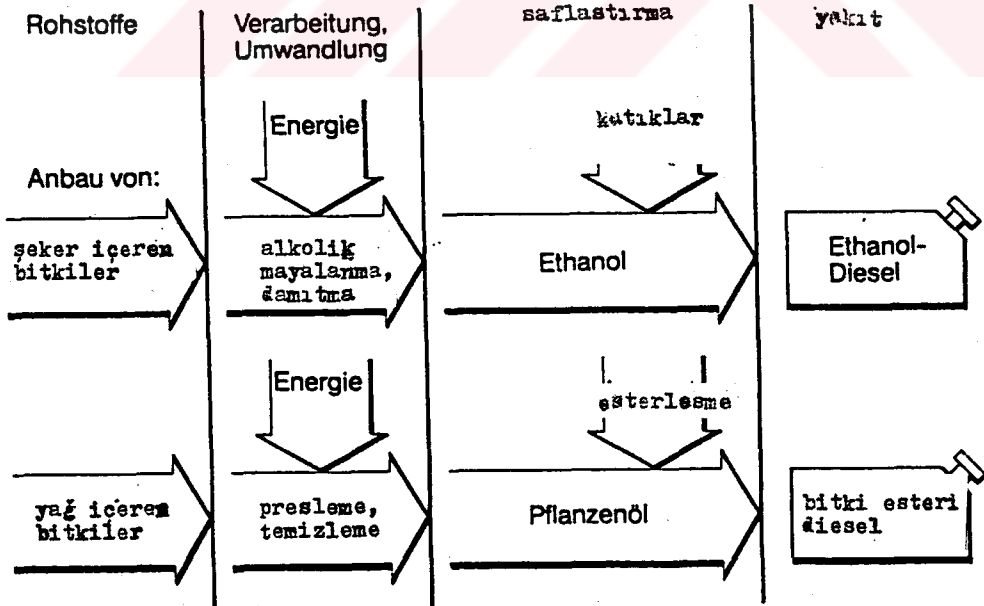
Şekil 1.2. Enerji rezervlerinin sabit kullanımları halinde faydalanma süreleri.

1.2. ALTERNATİF YAKITLAR

Esas itibarıyla benzin ve diesel gibi konvansiyonel yakıtlara alternatif olabilecek birçok enerji kaynağı vardır. Enerji içeren birçok katı, sıvı ve gaz formundaki maddeler, hatta su gücü, elektrik, atom enerjisi, güneş enerjisi, rüzgar enerjisi dahi alternatif yakıtlar arasında sayılabilir. Enerjinin mevzubahis olduğu birçok durumda alternatif yakıtların içten yanmalı motorlarda kullanılabilmesi için bazı dönüşüm proseslerinin gerçekleştirilmesi gereklidir. (Şekil 1.3)



Şekil 1.3.a. Kömür ve doğal gaz kaynaklı alternatif yakıtların üretim aşamaları.



Şekil 1.3.b. Yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen alternatif yakıtların üretim aşamaları.

Hammadde olarak ele alınan kömürün gazlaştırılmasıyla ilk aşamada sentez gazı, bunun tekrar işlenmesiyle temel yakıt METANOL elde edilir. Metanol'e bazı zenginleştirici maddelerin katılmasıyla METANOL-DIESEL elde edilir. Metanol-diesel yakıtını doğal gazdan da üretme imkanı vardır ve bu yakıt diesel motorlarında hiçbir değişikliğe gerek duyulmaksızın rahatlıkla kullanılabilir.

Doğal gaz bir temizleme prosesinden sonra CNG (Compressed Natural Gas) olarak içten yamalı motorlarda kullanılabilir. Bunun için otto motorları çok uygundur.

Sıvılaştırılmış petrol gazı LPG (Liquefied Petrol Gas) Propan-Bütan karışımı olan bu gaz doğal gazın özellikle de ham petrolün damıtılmasından elde edilmekte ve içten yamalı motorlarda başarı ile kullanılmaktadır.

Şekerkamışı, şeker pancarı gibi şeker, tahıl, patates gibi nişasta içeren bitkilerin mayalanması daha sonra da tamıtılması ile elde edilen ETANOL çeşitli zenginleştirici maddelerin katılması ile diesel motorlar için çok uygun bir yakıt olan ETANOL-DIESEL elde edilir.

Metanol-Etanol gibi yakıtlara katılan zenginleştiriciler; çeşitli ateşleme hızlandırıcıları, korozyon önleyici maddeler ve bir miktar yağlama yağından ibarettir.

Kolza (Raps), soya, ayçiçeği gibi yağlı bitkilerin preslenmesi ve elde edilen sıvının saflaştırılması ile temel yakıt olarak bitkisel yağlar elde edilir. Bazı alkoller yardımıyla bu yağlar esterleştirilerek konvansiyonel diesel motorlarında problemsiz olarak kullanılan bir yakıt elde edilir. Saf bitkisel yağların esterleştirilmeksizin diesel motorlarda kullanılması halinde enjektör memesinde karbonlaşmaya, yağlama yağının çamurlaşarak kalitesinin bozulmasına ve yama odasında kurum birikmesine yol açar.

1.2.1. İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Gaz Formundaki Bazı Yakıtlar

Yanabilen bir gazın içten yanmalı motorlarda kullanılabilmesi birçok parametreye bağlıdır. Bu parametreler, hem gazın özelliklerine bağlı olanlar (gazın ısııl değeri, silindirlere gönderilen hava-gaz karışımının ateşlenme ve yanma özellikleri gibi) hem de motora ve motorun işletme şartlarına bağlı olan parametreler (yük, devir sayısı, hatta çevre şartları gibi) olarak gruplandırılabilir. Fakat bir yakıtın içten yanmalı motorlarda kullanılabilirliğini belirleyen en önemli faktör otto motorlarında yakıtın vuruntu dayanımını gösteren oktan sayısı, diesel motorlarında ise yakıtın ateşlenme kabiliyetini gösteren setan sayısıdır.

İçten yanmalı motorlarda aşağıdaki bazı gazlar kullanım alanı bulmaktadır /1/.

1.2.1.1. Biogaz

Biogaz evsel atıkların, çöplerin ya da gübrelerin mayalanması ve çürütülmesiyle elde edilir. Esas olarak CH_4 (Metan) ve CO_2 içermesine rağmen içinde az miktarlarda da olsa N_2 , O_2 , H_2 , H_2O , H_2S , CO , NH_3 ve değişik hidrokarbonlar da vardır. Gazın içindeki CH_4 ve CO_2 gaza vuruntuya karşı dayanım kazandırdığı halde CO , N_2 ve H_2O bileşimlerinin gaz içindeki miktarlarının fazla olması halinde hava-yakıt karışımının ateşlenme kabiliyeti olumsuz olarak etkilenir ve yakıtın ısııl değeri azalır.

Genel olarak içten yanmalı motorlarda kullanıma uygun bir gaz olmasına rağmen, içerdiği H_2S ve SO_2 nedeniyle motorlarda kullanımına dikkat etmek gerekir. Motorun çalışması sırasında malzeme korozyonuna ve yağlama yağının kalitesinin bozulmasına neden olmaktadır /2/.

1.2.1.2. Ocak Gazı ve Sentez Gazı

Bu gaz ya kömürün kuru olarak damıtılması ya da kömürün gazlaştırılmasıyla (Fischer-Tropsch-Synthese, Lurgi-Verfahren (yöntemi), Otto-Hydrogas yöntemi, Krupp-Koppers yöntemi) elde edilir. Esas olarak CO_2 , H_2 ve CH_4 gazlarının bileşiminden oluşur. Fakat içinde düşük oranlarda CmHn , H_2S , SO_2 , O_2 , H_2O , N_2 , CO gibi diğer gaz bileşimlerinden de bulunabilir. Bu bileşimler kömürün cinsine bileşimine ya da gazlaştırma yöntemine göre farklılık gösterir. Gazın içinde yüksek oranda H_2 bulunması, gazın çabuk tutuşmasını ve silindir içi basıncın ani olarak artmasına neden olur. Vuruntu dayanımı fazla miktarda metan içeren gazlara göre daha azdır. İçten yamalı motorlarda kullanımı sırasında korozyon olayına ve yağlama yağının kalitesine dikkat edilmelidir.

1.2.1.3. LPG Sıvılaştırılmış Petrol Gazı

LPG (Liquefied Petrol Gas) ham petrolün ya da doğal gazın damıtılmasından elde edilir. Esas olarak Propan-Bütan ve uygun olefinlerden oluşur. Atmosferik basınç altında gaz halindedir. Sıvılaştırma işlemi ya sıcaklığın düşürülmesi ya da basınç uygulanması ile mümkündür.

1.2.1.4. Doğal Gaz

Esas itibarıyla CH_4 (Metan) gazından oluşur. Ancak içinde ilave olarak düşük yüzdelerde C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} gibi diğer hidrokarbonlar içerir /3/. Metan yüzdesinin fazla olması nedeniyle vuruntu dayanımı oldukça iyidir. Ayrıca son yıllarda bulunan yeni doğal gaz yatakları ile bu gazın birçok ülkede çeşitli amaçlarla kullanılması için yeni boru hatları inşaa edilmiştir.

Gaz yakıtların enerji sorununun çözümünde alternatif motor yakıtı olmasının yanı sıra egzost gazı emisyonlarının petrol kökenli diğer

yakıtlara göre daha iyi olması ve daha az zararlı madde içermesi, çevre kirliliği açısından da gaz yakıtları tercih edilir hale getirmiştir.

Gaz motorlarında egzost gazı emisyonlarının daha iyi olması, hava kirliliği probleminin büyük boyutlara ulaştığı büyük şehirlerde, toplu taşıma araçlarında gaz motorlarının kullanılması hava kirliliği sorunu- na bir çözüm olarak görülmektedir. Bu konuda en önemli uygulamalardan biri 1972 Münih Olimpiyatları sırasında belediye otobüslerinden bazıların doğaı gaz ile çalıştırılması, diğeri de Viyana belediyesi otobüslerinin LPG ile çalıştırılmasıdır.

2. GAZLARIN KARAKTERİSTİK ÖZELLİKLERİ

Saf gazların en önemli karakteristik özellikleri Tablo 2.1'de verilmektedir. Bu tablo yardımıyla birkaç istisna dışında gaz karışımlarının en önemli özellikleri hesaplanabilir /4/.

2.1. GAZ YOĞUNLUĞU ρ (kg/m³)

Bir gaz karışımının yoğunluğu

$$\rho_K = \sum (r_i \cdot \rho_i) \quad (\text{kg/m}^3) \quad |2.1|$$

den hesaplanabilir.

r_i : belirtilen gazın karışımındaki hacimsel oranı

ρ_i : belirtilen gazın yoğunluğu

2.1.1. Özgül Isıl Değer H_u (kJ/kg)

Özgül (alt) ısı değer yakıtın yanma sırasında ortaya çıkan enerjisini tarif eder. Benzer şartlar altında gazın ısı değerinin artmasıyla ulaşılabilen motor gücü de artar. Bir gaz karışımını oluşturan gaz bileşiklerinin ısı değerlerinden hareketle gaz karışımının alt ısı değeri hesaplanabilir.

$$(H_u)_K = \sum |K_i \cdot (H_u)_i| \quad (\text{kJ/kg}) \quad |2.2|$$

$$K_i = \frac{r_i \cdot \rho_i}{\rho_K} \quad i \text{ komponentinin gaz karışımındaki miktarı}$$

$$(H_u)_i : \quad (\text{kJ/kg})$$

i komponentinin ısı değeri

TABLO 2.1 Saf gazların önemli özellikleri

Gaz	ρ	Hu	Lmin	Hkar	tz	tv	wz	Wu	
cinsi	$\frac{3}{kg/Nm}$	$\frac{3}{kj/kg}$	$\frac{3}{kgH/kgG}$	$\frac{3}{kj/kgkr}$	K	K	m/s	$\frac{3}{kj/kg}$	(1)
CO	1,2500	10130	2,462	2926	923	.	0,414	10302	62,0
H ₂	0,0899	119620	34,243	3394	858	2318	2,67	453643	0,0
H ₂ S	1,5362	15410	6,011	2198	563	.	.	14137	10,0
NH ₃	0,7714	18420	13,966	1231	972	.	.	23846	.
CH ₄	0,7168	50000	17,177	2751	923	2153	0,338	67149	100,0
C ₂ H ₆	1,3566	47440	15,883	2810	793	2169	0,43	46311	43,7
C ₃ H ₈	2,0096	46350	15,317	2841	783	2203	0,384	37176	34,5
C ₄ H ₁₀	2,7320	45720	14,647	2922	763	2168	0,305	31451	10,0
C ₅ H ₁₂	3,215	45090	15,319	2943	793	.	0,35	28593	10,0
C ₂ H ₄	1,2604	47560	14,653	3038	818	2249	0,68	48167	15,0
C ₃ H ₆	1,9149	46050	14,467	2977	728	2210	0,46	37837	18,6
C ₄ H ₆	2,5084	45470	14,725	2892	718	2203	0,46	32643	20,0
C _m H _n	3,5	40200	13,25	2821	770	2203	0,32	24432	10,0
CO ₂	1,9769	0	0	0	---	----	0	0	--
N ₂	1,2505	0	0	0	---	----	0	0	--
H ₂ O	0,768	- 2510	0	- 2510	---	----	0	- 3257	--
O ₂	1,4289	0	- 4,308	0	---	----	---	0	--
SO ₂	2,9262	0	0	0	---	----	0	0	--
Hava	1,2928	0	- 1,000	0	---	----	0	0	--
NO	1,3402	0	2,297	0	---	----	0	0	--
NO ₂	3,663	0	0	0	---	----	0	0	--

Gazlar	Yanabilir bileşimler														
	CH ₄			C ₂ H ₆			C ₃ H ₈			C ₄ H ₁₀			C ₅ H ₁₂		
	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %	Vol- %
Doğalgaz	95,0	2,5	0,7	0,4	0,2	0,2									
Nr. 1	99,7	0,3	2,1												
Nr. 2	94,8														
ENG															
Kilgases	63,0														
Nr. 1	60,0														
Nr. 2															
Bileşim	64,0														
Nr. 1	60,0														
Nr. 2															
Depozitasyon	58,2														
Nr. 1	54,4														
Nr. 2															
Havagazı	19,0														
Nr. 1	23,0														
Nr. 2															
Koksleşim	32,0														
Nr. 1	28,0														
Nr. 2															
Koksleşim- filizleşim															
(Synthes)-Gas	28,0														
Nr. 1	0,1														
Nr. 2															
Oste-Hidrojen	21,8														
Nr. 1															
Glikol															
Nr. 1															
Nr. 2															
Gliserin															
Nr. 1															
Nr. 2															
Gliserin															
Nr. 1															
Nr. 2															
Pyrolysis															
Nr. 1															
Nr. 2															

Tablo 2.1. Bazı gaz yakıtların bileşim oranları: /24/

2.1.4. Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı t_z (K)

Bir gaz hava karışımının kendi kendine tutuşma sıcaklığı, gazın hava ile karışım oranına ve çevre basıncına bağlıdır. Bir gazın kendi kendine tutuşabilmesi için bazı ön olayların gerçekleşmesi gereklidir. Bu süre içinde gerçekleşen (yakıtın hazırlanması, buharlaşması, hava ile karışması kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşması vb.) olaylar tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır.

2.1.5. Yanma Sıcaklığı t_v (K)

Yanma sıcaklığı, yanma olayını ve çok atomlu gazların dissosiyasyon olayını etkiler. Özellikle CO_2 , H_2O , O_2 ve N_2 . Bu nedenle içten yanmalı motorların egzost gazlarında CO , NO , O_2 , H_2 gibi gazların izleri görülür. Bir gaz karışımının yanma sıcaklığının teorik hesaplaması enerji bilançosunda yanma olayına iştirak eden bütün gazların ısı değerleri dikkate alınarak saptanır. Eğer dissosiyasyon olayı da hesaba katılmak isteniyorsa olay daha karmaşık bir hal alır.

2.1.6. Yanma Hızı w_z (m/s)

Yanma hızı adı altında homojen gaz karışımı içinde alev çekirdeğinin gerçek ilerleme hızı anlaşılmalıdır. Yanma hızı gaz cinsine ve gazın hava ile karışım oranına bağlıdır. Hidrojence zengin karışımlarda yanma hızı fazla, fakir karışımlarda ise daha düşüktür. Stokiyometrik gaz karışımlarında yanma hızı aşağıdaki formülden hesaplanabilir:

$$(w_z)_K = \frac{\sum (r_i \cdot \left[1 + \frac{\rho_i}{\rho_H} (L_{\min})_i\right] \cdot (w_z)_i)}{1 + \frac{\rho_K}{\rho_H} (L_{\min})_K + 5 \cdot \sum r_j} \quad (2.5)$$

$$\rho_H = 1,2938 \quad (\text{kg/m}^3) \quad \text{havanın yoğunluğu}$$

2.1.4. Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı t_z (K)

Bir gaz hava karışımının kendi kendine tutuşma sıcaklığı, gazın hava ile karışım oranına ve çevre basıncına bağlıdır. Bir gazın kendi kendine tutuşabilmesi için bazı ön olayların gerçekleşmesi gereklidir. Bu süre içinde gerçekleşen (yakıtın hazırlanması, buharlaşması, hava ile karışması kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşması vb.) olaylar tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır.

2.1.5. Yanma Sıcaklığı t_v (K)

Yanma sıcaklığı, yanma olayını ve çok atomlu gazların dissosasyon olayını etkiler. Özellikle CO_2 , H_2O , O_2 ve N_2 . Bu nedenle içten yanmalı motorların egzost gazlarında CO , NO , O_2 , H_2 gibi gazların izleri görülür. Bir gaz karışımının yanma sıcaklığının teorik hesaplaması enerji bilançosunda yanma olayına iştirak eden bütün gazların ısı değerleri dikkate alınarak saptanır. Eğer dissosasyon olayı da hesaba katılmak isteniyorsa olay daha karmaşık bir hal alır.

2.1.6. Yanma Hızı w_z (m/s)

Yanma hızı adı altında homojen gaz karışımı içinde alev çekirdeğinin gerçek ilerleme hızı anlaşılmalıdır. Yanma hızı gaz cinsine ve gazın hava ile karışım oranına bağlıdır. Hidrojence zengin karışımlarda yanma hızı fazla, fakir karışımlarda ise daha düşüktür. Stokiyometrik gaz karışımlarında yanma hızı aşağıdaki formülden hesaplanabilir:

$$(W_z)_K = \frac{\sum (r_i \cdot \left[1 + \frac{\rho_i}{\rho_H} (L_{\min})_i\right] \cdot (W_z)_i)}{1 + \frac{\rho_K}{\rho_H} (L_{\min})_K + 5 \cdot \sum r_j} \quad (2.5)$$

$$\rho_H = 1,2938 \quad (\text{kg/m}^3) \quad \text{havanın yoğunluğu}$$

$(W_z)_i$	m/s	i komponentinin stokyometrik karışım oranında yarma hızı
r_j		j komponentinin gaz karışımındaki hacimsel oranı.

2.1.7. Wobbe Sayısı w_u (kJ/kg)

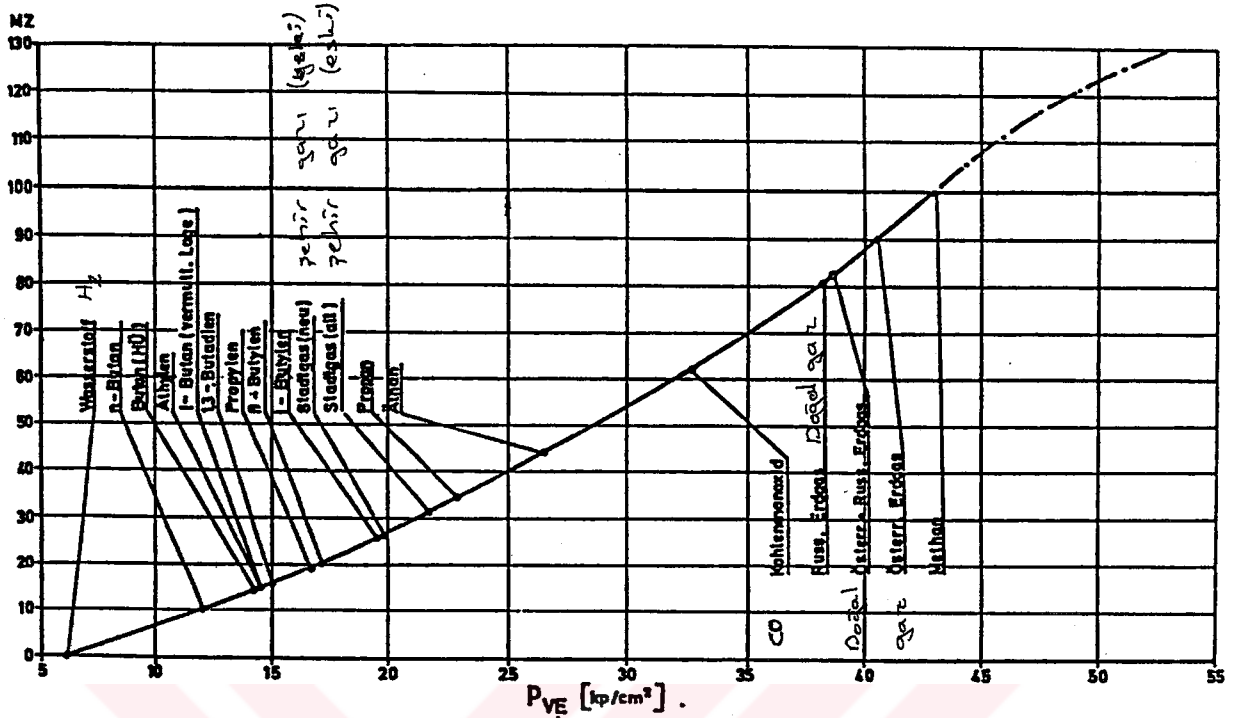
Wobbe sayısı gazın kalitesi ve ısı yükü hakkında bilgi edinmemizi sağlar. Eğer yakıt olarak kullanılan gazın bileşimi değişiyor ve gaz-hava karıştırıcılarında gazın bileşimi önemli bir rol üstlenmiyorsa, bu sayı gaz motorları için oldukça önemli bir anlam taşır. Gazların karışım oranının değişmesine rağmen wobbe sayısı değişmiyorsa silindirlerde ortaya çıkan ısı enerjisi de yaklaşık olarak sabit kalır. Wobbe sayısı şu şekilde hesaplanır /5/.

$$(W_u)_K = (H_u)_K \cdot \sqrt{\frac{\rho_H}{\rho_K}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.6)$$

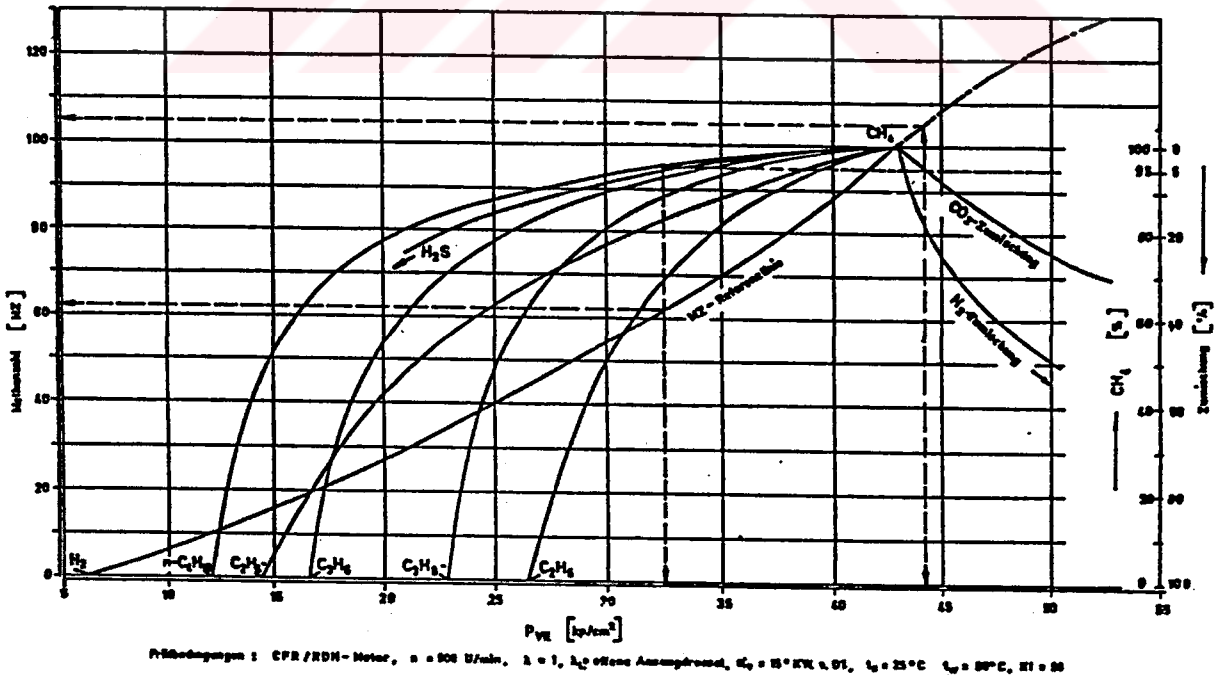
2.1.8. Metan Sayısı MZ (1)

Bir gazın metan sayısı belirlenen deney şartlarında o gazın vuruntu değeri ve aynı vuruntu değerini sağlayan $\text{CH}_4\text{-H}_2$ gaz karışımındaki CH_4 (Metan)'in hacimsel oranıyla belirtilir. Doğal gaz gibi metan sayısı oldukça yüksek olan gaz ya da gaz karışımları içten yanmalı motorlarda problemsiz olarak kullanılabilir. Genaratör ya da sentez gazlarının çok fazla miktarda H_2 içermesinden dolayı bu yakıtların içten yanmalı motorlarda kullanımı sırasında vuruntu dayanımlarının çok düşük olması nedeniyle özel tedbirlerin alınması gereklidir.

Saf gazların metan sayıları tablo 2.1'de ya da Şekil 2.1'den alınabilir. Çok bileşimli gaz karışımlarının vuruntu değeri karışımı oluşturan gazların hacimsel oranları ile lineer olarak değişmez. Bu lineer olmayan durum iki bileşikli CH_4 içeren gaz karışımları için Şekil 2.2'de gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Değişik gazların ve gaz karışımlarının metan sayıları.



Şekil 2.2. Metan içeren üçlü karışımların vurutu dayanımları.

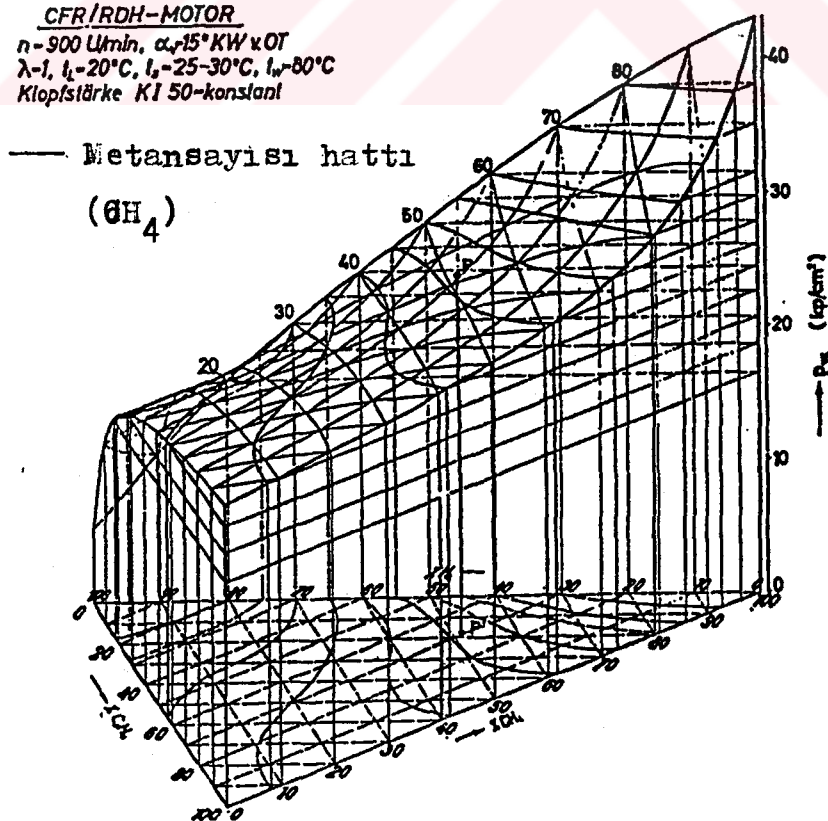
İstenilen gaz karışımının metan sayısının belirlenmesi için karışım vuruntu değeri bakımından ikili ya da üçlü gruplara ayrılarak iteratif olarak metan sayısı saptanır /6/, /7/.

$$(MZ)_K = \sum (r_k \cdot MZ_K) \quad (2.7)$$

r_k yeni oluşturulan karışım kombinasyonunun karışımındaki hacımsal oranı
(yan şart $\sum r_k = 1$)

MZ (1)
yeni oluşturulan karışım kombinasyonunun metan sayısı.

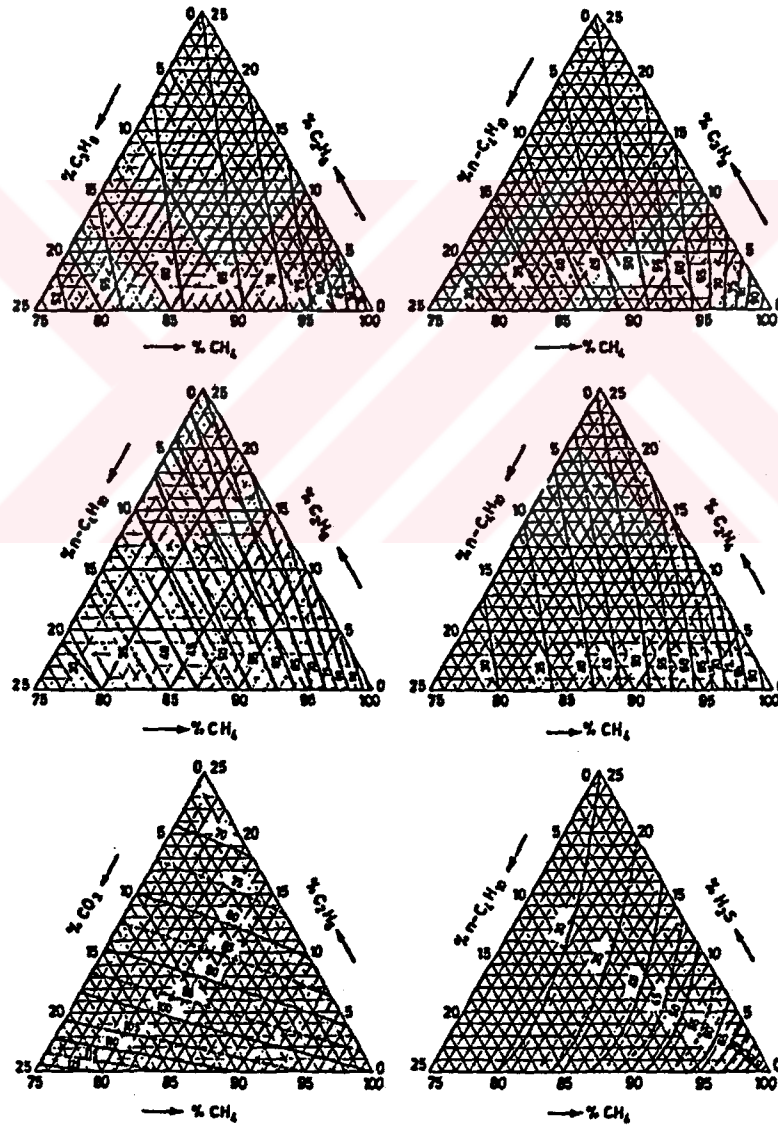
Şekiller 2.3'den 2.7'ye kadar metan sayıları yardımıyla üç komponentli gaz karışımlarının vuruntu dayanımlarını göstermektedir.



Şekil 2.3. Metan, H_2 , Propan karışımının vuruntu dayanım grafiği.

2.1.9. Kirleticiler

Sıvı, katı ya da gaz formundaki kirleticilerin çok az miktarları dahi yakıtı içten yamalı motorlarda kullanılamaz hale getirebilir. Yakıt bünyesindeki yağlama yağı vuruntulu çalışmaya, kükürt ve hidro karbonlarla elektro kimyasal reaksiyona girerek korozyona, toz, kurum ve diğer katı kirleticiler de motorda mekanik hasarlara neden olabilir. Katran er geç en iyi yağlanması gereken yüzeylere yapışarak çeşitli hasarlara neden olur. Bu tür kirleticiler yakıtın motorlarda kullanıl-



Şekil 2.4. Doğal gaz benzeri üçlü karışımların metan sayıları.

masından önce yakıtın bünyesinden uzaklaştırılmalıdır. Özellikle yanma odasında ve egzost gazlarının geçiş bölgesinde asit korozyonunu önlemek için kükürt ve klor yakıt bünyesinden uzaklaştırılmalıdır.

2.2. BİR GAZ KARIŞINININ EN ÖNEMLİ ÖZELLİKLERİNİN TESBİT EDİLMESİ

2.2.1. Doğal Gaz :

Tablo 2.2'ye göre doğal gazın bileşimi

CH_4	C_2H_6	C_3H_8	$\text{C}_2\text{H}_2\text{O}$	C_5H_{12}	CmHa	N_2	CO_2
Vol %	Vol %	Vol %	Vol %	Vol %	Vol %	Vol %	Vol %
95,0	2,6	0,7	0,4	0,2	0,2	0,5	0,4

Dünyanın çeşitli yerlerinden çıkarılan doğal gazın elemansal analizleri birbirinden farklı olup, Hamitabat doğal gazının hacımsal bileşimi aşağıda verilmiştir.

CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2	CO_2
Vol %	Vol %	Vol %	Vol %	Vol %	Vol %	Vol %
95,456	2,411	0,736	0,371	0,146	0,776	0,085

ρ	=	0,77	kg/m^3	
H_u	=	48700,	kJ/kg	ağırlıksal
H_u	=	37400,	kJ/m^3	hacımsal
$L_{\min}$	=	16,67	kgH/kgG	ağırlıksal
$L_{\min}$	=	9,92	$\text{m}^3\text{H/m}^3\text{G}$	hacımsal
H_K	=	2755	kJ/kgKar	ağırlıksal, stokyometrik
H_K	=	3426	$\text{kJ/m}^3\text{Kar}$	hacımsal, stokyometrik
$t_v - a_d$	=	2266	K	ady yanma sıcaklığı
w_z	=	0,34	m/s	stokyometrik

w_u	=	63100	kJ/kg	ağırlıksal
w_u	=	48500	kJ/m^3	hacımsal
MZ	=	82,4	(1)	

2.2.2. LPG Sıvılaştırılmış Petrol Gazı

Tablo 2.2'ye göre LPG'nin bileşimi

CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_3H_6	C_4H_{10}	C_4H_8	C_5H_{12}	O_2	N_2	CO_2
Vol %	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3,4	0,4	26,3	0,4	68,1	0,1	0,3	-	0,8	0,2

ρ	=	2,45	kg/m^3	
H_u	=	45600	kJ/kg	ağırlıksal
H_u	=	111900	kJ/m^3	hacımsal
$L_{\min}$	=	14,73	kgH/kgG	ağırlıksal
$L_{\min}$	=	27,96	$\text{m}^3\text{H/m}^3\text{G}$	hacımsal
H_K	=	2900	kJ/kgKar	ağırlıksal
H_K	=	3864	$\text{kJ/m}^3\text{Kar}$	hacımsal
$t_v - a_d$	=	2408	K	
W_z	=	0,32	m/s	
W_u	=	33125	kJ/kg	ağırlıksal
W_u	=	81242	kJ/m^3	hacımsal
MZ	=	16,8	(1)	

komponente	K_1^*	ρ_1	$K_1^* \rho_1$	K_1	$(H_u)_1$	$K_1 (H_u)_1$	$(L_{min})_1$	$K_1 (L_{min})_1$	$(K_1^* \frac{\rho_1}{\rho_L} L_{min})_1$	$(v_z)_1$	K_j^*	K_k^*	K_{k1}^*	K_{k2}^*	K_{k1}^{**}	K_{k2}^{**}
	Vol.-Ant.	kg/m ³	kg/m ³	Mass-Ant.	kJ/kg	kJ/kg	kgL/kgK	kgL/kgK	m ³ L/m ³ K	m/s	Vol.-Ant.	red. Vol.-Ant.	red. Vol.-Ant.	red. Vol.-Ant.	red/red Vol.-Ant.	red/red Vol.-Ant.
	0,950	0,7168	0,6810	0,886	50 000	44 300	17,177	15,219	9,048	0,338	0	0,959	0,539	0,420	0,968	0,948
	0,026	1,3566	0,0353	0,046	47 440	2 162	15,883	0,731	0,434	0,43	0	0,026	0,010	0,016	0,018	0,036
	0,007	2,0096	0,0141	0,018	46 350	834	15,317	0,276	0,167	0,384	0	0,007	—	0,007	—	0,016
	0,004	2,7320	0,0108	0,014	45 720	640	14,647	0,205	0,123	0,305	0	0,008	0,008	—	0,014	—
	0,002	3,215	0,0064	0,008	45 090	361	15,319	0,123	0,076	0,35	0	—	—	—	—	—
	0,002	3,5	0,0070	0,009	40 200	362	13,25	0,119	0,072	0,32	0	—	—	—	—	—
	0,003	1,2505	0,0063	0,008	0	0	0	0	0	0	0,005	—	—	—	—	—
	0,004	1,9769	0,0079	0,010	0	0	0	0	0	0	0,004	—	—	—	—	—
	1,000	—	0,7689	1,000	—	48 679	—	16,672	9,920	—	0,008	1,000	0,557	0,443	1,000	1,000
ichte	—	—	ρ_G	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
wert	—	—	—	—	—	$(H_u)_G$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
est-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
bedarf	—	—	—	—	—	—	—	$(L_{min})_G$	$(L_{min})_G^*$	—	—	—	—	—	—	—
anzahl	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,4	—	45,7	36,1	62,0	81,5

Berechnung der Kennwerte von Erdgas (Nr. 1)

Tablo 2.3. Doğal gazın bazı karakteristik değerleri.

komponente	K_1^*	ρ_1	$K_1^* \rho_1$	K_1	$(H_u)_1$	$K_1 (H_u)_1$	$(L_{min})_1$	$K_1 (L_{min})_1$	$(K_1^* \frac{\rho_1}{\rho_L} L_{min})_1$	$(v_z)_1$	K_j^*	K_k^*	K_{k1}^*	K_{k2}^*	K_{k3}^*	K_{k1}^{**}	K_{k2}^{**}	K_{k3}^{**}
	Vol.-Ant.	kg/m ³	kg/m ³	Mass-Ant.	kJ/kg	kJ/kg	kg L/kgK	kgL/kgK	m ³ L/m ³ K	m/s	Vol.-Ant.	red. Vol.-Ant.	red. Vol.-Ant.	red. Vol.-Ant.	red. Vol.-Ant.	red/red Vol.-Ant.	red/red Vol.-Ant.	red/red Vol.-Ant.
	0,034	0,7168	0,0244	0,010	50 000	500	17,177	0,172	0,324	0,336	0	0,034	—	0,034	—	—	0,523	—
	0,004	1,3566	0,0054	0,002	47 440	85	15,883	0,032	0,066	0,43	0	0,004	0,004	—	—	0,004	—	—
	0,263	2,0096	0,5285	0,215	46 350	9 965	15,317	3,293	6,262	0,384	0	0,266	0,266	—	—	0,266	—	—
	0,004	1,9749	0,0077	0,003	46 050	138	14,467	0,043	0,086	0,46	0	0,005	—	—	0,005	—	—	1,00
	0,681	2,7320	1,8605	0,759	45 720	34 702	14,647	11,117	21,073	0,305	0	0,691	0,660	0,031	—	0,710	0,477	—
	0,001	2,3084	0,0023	0,001	45 470	45	14,725	0,015	0,028	0,46	0	—	—	—	—	—	—	—
	0,003	3,215	0,0096	0,004	45 090	180	15,319	0,061	0,114	0,35	0	—	—	—	—	—	—	—
	0,008	1,2505	0,0100	0,004	0	0	0	0	0	0	0,008	—	—	—	—	—	—	—
	0,002	1,9769	0,0040	0,002	0	0	0	0	0	0	0,002	—	—	—	—	—	—	—
	1,000	—	2,4528	1,000	—	45 625	—	14,733	27,959	—	0,010	1,000	0,930	0,035	0,005	1,000	1,000	1,00
ichte	—	—	ρ_G	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
wert	—	—	—	—	—	$(H_u)_G$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
est-	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
bedarf	—	—	—	—	—	—	$(L_{min})_G$	$(L_{min})_G^*$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
anzahl	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,2	—	15,5	2,0	2,5	52,7	10,0	28,6

Berechnung der Kennwerte von Flüssiggas (Nr. 1)

Tablo 2.4. Sıvılaştırılmış petrol gazının bazı karakteristik özellikleri.

2.3. GÜÇ VE YAKIT HARCAMI

2.3.1. Efektif Ortalama Basınç ve Enerji Harcamı

Bir otto-gaz motoruyla ulaşılabilecek mekanik güç devir sayısının (n), volümetrik verimin (η_v), efektif verimin (η_e) ve motora gönderilen taze dolgunun ısı değeri (H_K) fonksiyonudur.

$$= k_1 \cdot n \cdot \eta_v \cdot \eta_e \cdot H_K \quad (2.8)$$

Sabit devir sayısı ve sabit volümetrik verim için güç esas olarak karışımın ısı değeri ve efektif verimle belirlenir. Efektif verim aşağıdaki ifadeden hesaplanabilir.

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_B \cdot \eta_g \cdot \eta_m \quad (2.9)$$

$$\eta_{th} = 1 - \epsilon^{1-n}$$

teorik verim

$$\eta_B = - - -$$

gazın dönüşüm katsayısı

$$\eta_g = - - -$$

gerçek iş prosesinin iyilik derecesi

$$\eta_m = - - -$$

mekanik verim

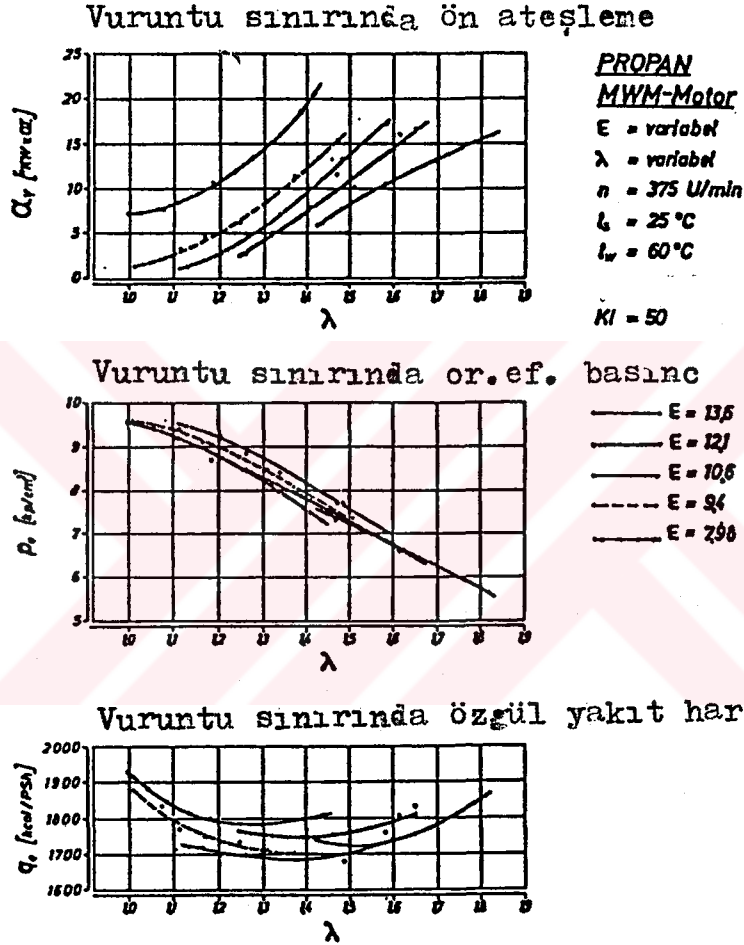
Yukarıda belirtilen güç sıkıştırma oranı ile sınırlıdır.

Sıkıştırma oranı motor büyüklüğüne, motor yapısına ve yanma şartlarına bağlıdır.

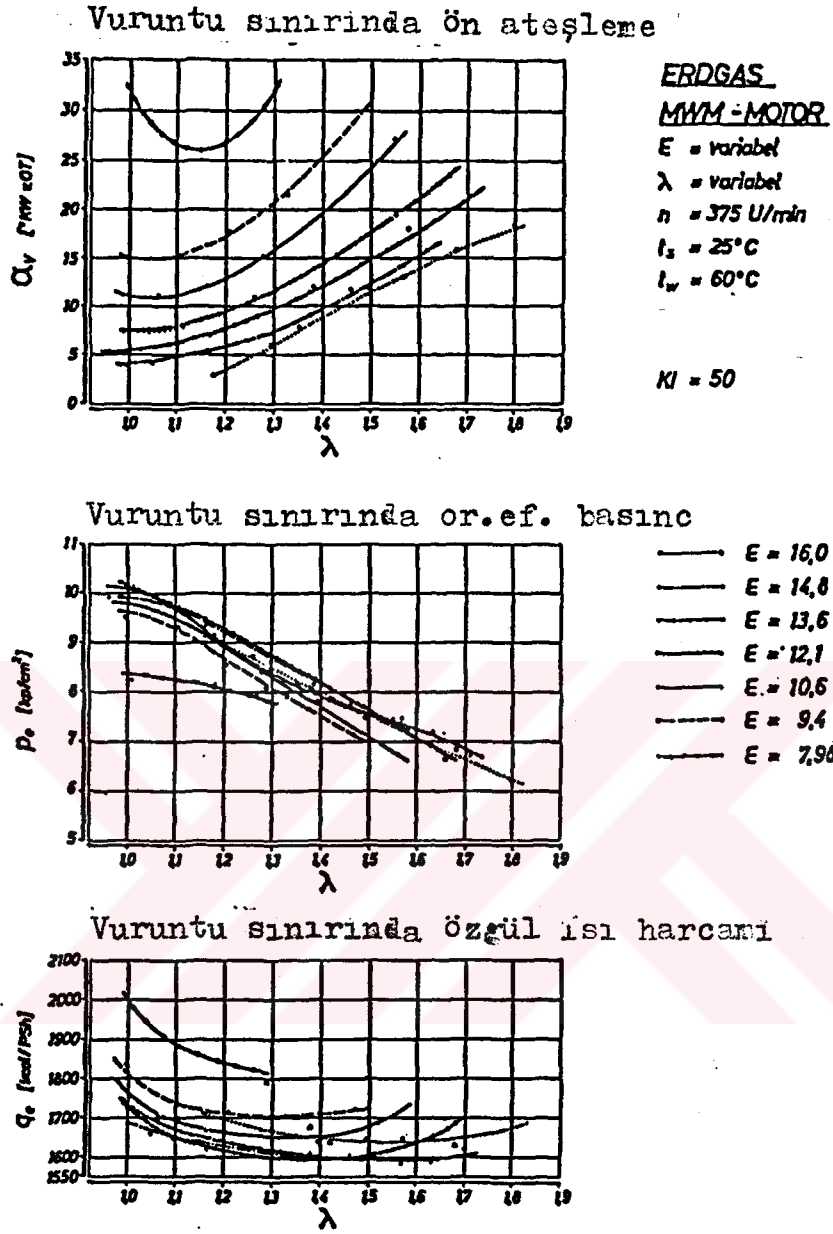
- motor boyutlarının büyümesi,
 - silindir içinde kalan ort gazların artması,
 - silindir içi dolgu hareketlerinin azalması,
 - gaz yoğunluğunun ve sıcaklığının artması
(karışımın emilme sıcaklığının ve çeper sıcaklıklarının artması)
- Vuruntu sınırından + ya da - yönde uzaklaşmaya yardımcı olur.

Şekil 2.5 ve 2.6 tek silindirli aşırı doldurmasız bir otto-gaz motorunda ($O = 320 \text{ mm}$ $h = 480 \text{ mm}$) doğal gazın ve propanın yakıt olarak

kullanımında $\alpha_v - \epsilon - \lambda$ varyasyonları vuruntu sınırında ulaşılabilen motor gücünün ve yakıt harcamasını gösteriyorlar. Her yakıt için belirli bir hava fazlalık katsayısında minimum yakıt harcamasını sağlayan bir sıkıştırma oranı mevcuttur./6/



Şekil 2.5. $\alpha_v - \epsilon - \lambda$ varyasyonlarına göre vuruntu sınırında propanın ortalama efektif basınç ve özgül ısı ihtiyacı.



Şekil 2.6. $\alpha_v - \epsilon - \lambda$ varyasyonlarına göre vuruntu sınırında doğal gazın ortalama efektif basıncı ve özgül ısı ihtiyacı.

2.3.2. Motorun İşletme Şartlarının Etkisi

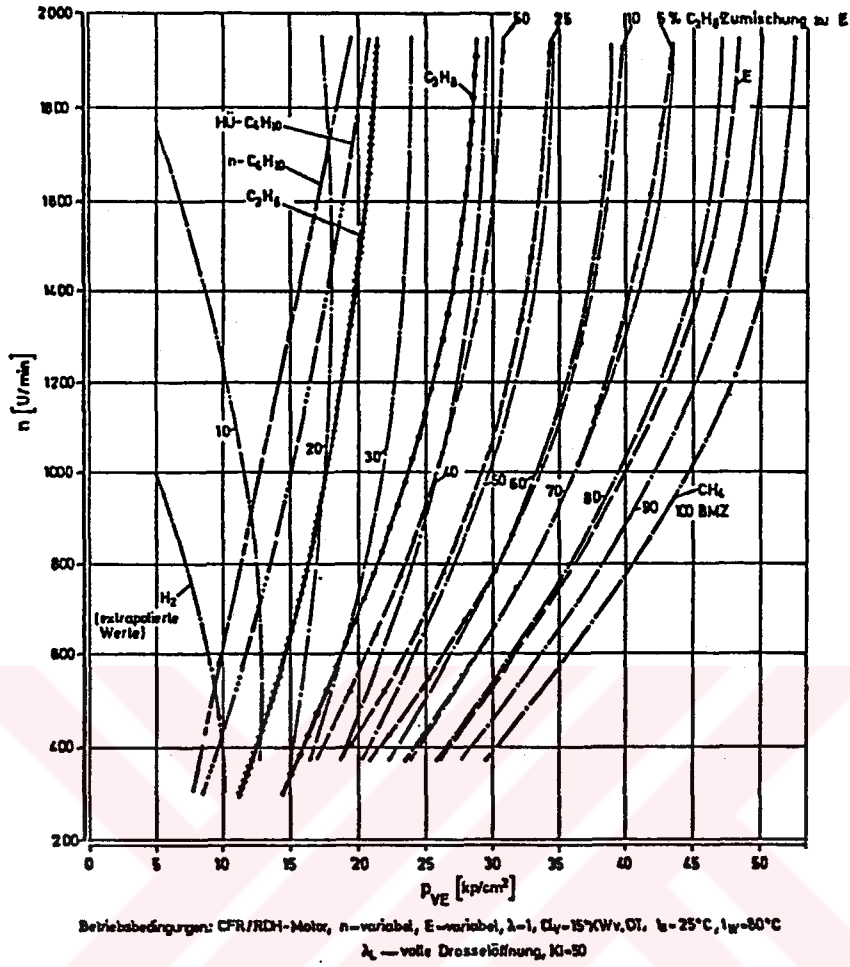
Tam yüklü bir motorda işletme şartları, motor büyüklüğü, inşaa tarzı, sıkıştırma oranı, karışım teşkili vasıtasıyla ortaya çıkar. Yukarıda da belirtilen büyüklükler genellikle değiştirilemez. İşletme şartlarının değişmesi aşağıda belirtilen parametrelerin değiştirilmesi ile mümkün olur.

- Motor Devir Sayısı :

Artan devir sayısı motorda gerçekleşen bütün iş peryotlarını kısaltır. Dolgu değişimi, yanma, ısı akımı gibi olayların daha kısa sürelerde gerçekleşmesi gerekir. Bu da silindirlere daha az taze dolgu alınmasına, silindirlerde daha fazla ard gaz kalmasına dolayısıyla yanma kalitesinin bozulmasına ve birbirine bağlı etkilerle egzost gazı emisyonuna etkir. Silindirlere alınan ve silindirlerde dönüşüme uğrayan enerji seviyesi azalır ve düşen ortalama efektif basınçla beraber motorun özgül yakıt harcamı artar. Dolgu değişimi sırasında meydana gelen dinamik olaylardan faydalanma ve işletme şartlarının değiştirilmesiyle bu olumsuz etkiler kısmen azaltılabilir. Ancak artan sıkıştırma sonu basıncı P_{VE} nedeniyle vuruntuyu arttırıcı etkisi ağır basar. Şekil 2.7.

- Ateşleme Noktası

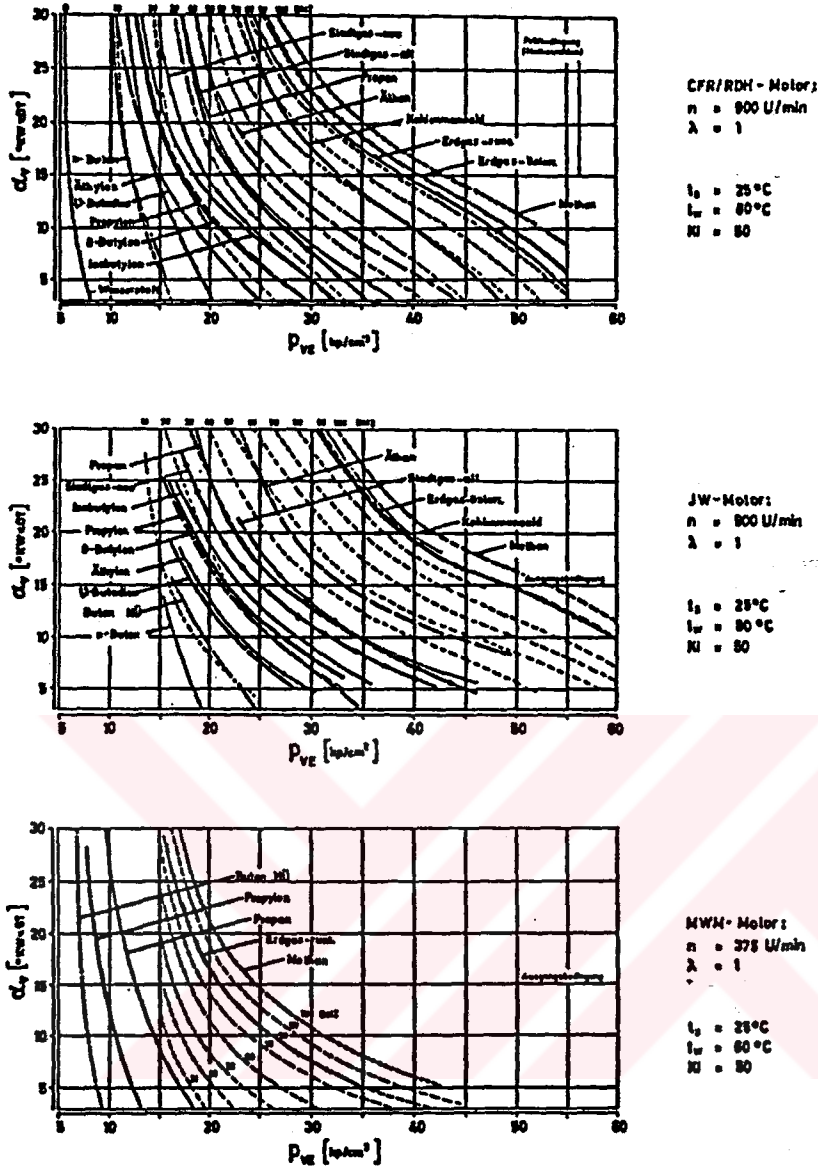
Motordaki her işletme çarkı için optimal bir ateşleme noktası vardır. Genel olarak güç ve özgül yakıt harcamı için en iyi ateşleme noktası üst ölü noktadan önce 10-15 °KmA (çabuk yanan gazlarda 5-8 °KmA) civarındadır. Şekil 2.8'de değişik motorlarda değişik gazların ateşleme avansı α_v - sıkıştırma sonu basınç P_{VE} değişimleri görülüyor.



Şekil 2.7. Değişik gazların ve gaz karışımlarının CFR/RDH motorunda değişik devir sayılarındaki vuruntu değerleri.

- Havafazlalık Katsayısı

Stokiyometrik hava fazlalık katsayısından uzaklaşmak silindirlerde dönüşen primer enerjinin azalmasına ve böylelikle de vuruntunun azalmasına neden olur. Yanma hızının azalması herşeyden önce fakir karışımlarda yanmanın uzamasına neden olur. Minimum özgül yakıt harcamı yanma kalitesinin iyileşmesinden dolayı fakir karışım bölgesindedir.



Şekil 2.8. CFR, JW ve MWM motorlarında değişik yakıt ve $\alpha_v - P_{VE}$ varyasyonlarında vuruntu dayanımı.

- Volümetrik Verim

Emme ya da egzost tarafındaki kısılma nedeniyle volümetrik verimin azalması motor gücünün azalmasına ve özgül yakıt sarfiyatının artmasına neden olur. Buradan hareketle tam açık kısılma klapesi önce vuruntunun artmasına sonra da azalmasına yol açar. Bunun nedeni vuruntuya istekli sıcak ard gazların bir taraftan artmasına karşılık diğer taraftan silindirde açığa çıkan serbest enerjinin azalmasıdır.

- Emme Sıcaklığı ve Soğutma Suyu Sıcaklığı

Silindir içindeki artan sıcaklıklar silindirlere alınan taze dolgunun azalmasına motor gücü ve özgül yakıt harcamasının kötüleşmesine yol açar. İlave olarak motorun vurunmaya eğilimi artar. Motor hacmi ne kadar büyükse ve yakıt olarak kullanılan gaz ne kadar vurunmaya dayanıklı ise o kadar belirgin olarak vnceden anılan belirtiler ortaya çıkar. Şekil 2.9 ve 2.10'da Egzost gazı ve soğutma suyu sıcaklıklarının değişik varyasyonlarda etkileri görülmektedir.

2.3.3. Atmosferik Çevre Şartlarının Etkisi

Çevre şartlarının içten yamalı motorların gücü ve özgül harcamı üzerine çok önemli bir etkisi vardır.

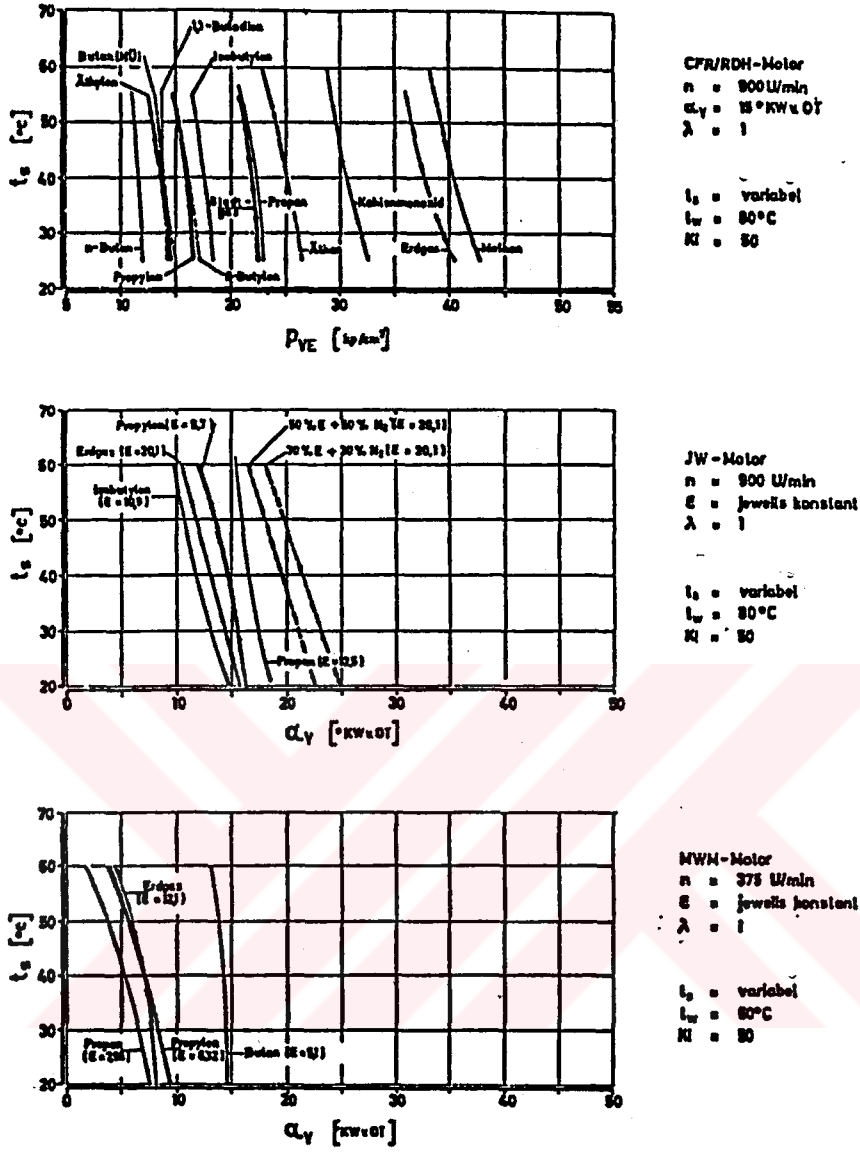
N	(kW)	Motor gücü
q_e	(kJ/kWh)	Özgül enerji harcamı

Verilen motor değerlerinden hareketle ISO 3046 II göre çevre durumuna göre motora ait güç ve yakıt harcamı gibi değerler şu şekilde hesaplanır.

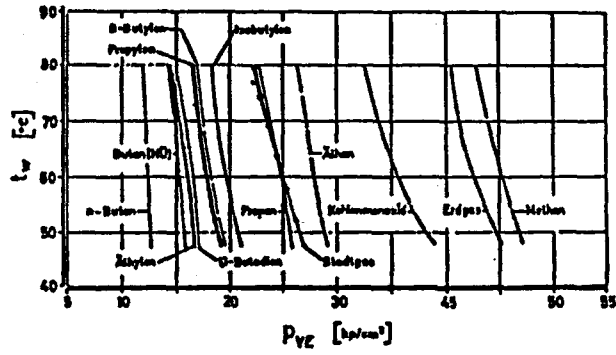
$$N_y = \alpha_y \cdot N \quad (\text{kW})$$

$$q_{ey} = \beta_y \cdot q_e \quad (\text{kJ/kW})$$

α_y ve β_y faktörleri hava basıncı, hava sıcaklığı, emme havasının relatif nemi, soğutma suyunun ya da havasının soğutucuya (radyatör) giriş sıcaklığı gibi parametrelere bağlıdır.

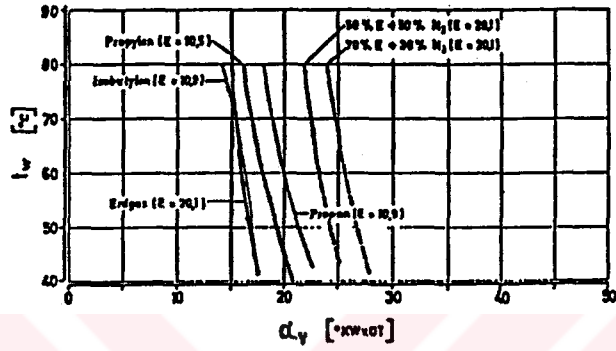


Şekil 2.9. CFR, JW ve MWM motorlarında değişik gaz ve egzost sıcaklığı varyasyonlarında vuruntu dayanımı.



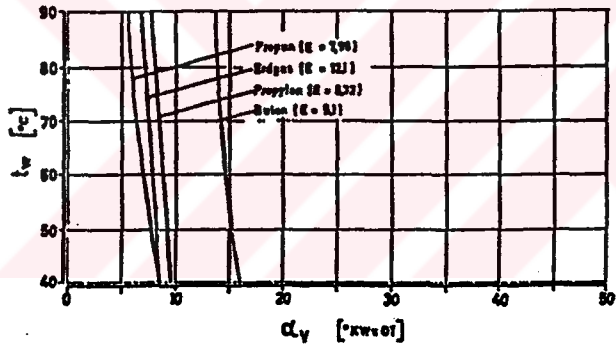
CFR/RCH-Motor
 $n = 900 \text{ U/min}$
 $d_v = 15^\circ \text{KW} \times 0.1$
 $\lambda = 1$

$t_s = 25^\circ \text{C}$
 $t_w = \text{variabel}$
 $Nl = 50$



JW-Motor
 $n = 900 \text{ U/min}$
 $E = \text{Jewells konstant}$
 $\lambda = 1$

$t_s = 25^\circ \text{C}$
 $t_w = \text{variabel}$
 $Nl = 50$



MWM-Motor
 $n = 375 \text{ U/min}$
 $E = \text{Jewells konstant}$
 $\lambda = 1$

$t_s = 25^\circ \text{C}$
 $t_w = \text{variabel}$
 $Nl = 50$

Şekil 2.10. CFR, JW ve MWM motorlarında soğutma suyu varyasyonlarına göre değişik gazların vuruntu dayanımları.

	Formel- zeichen	Ein- heiten	Normbezugsbedin- gungen (ISO 3046/I)	veränderte Bedingungen am Aufstellungsort (Beispiele)					
Rakım	h	m	108	1000		1400		1800	
Hava basıncı	p	mbar	1000	899		856		815	
Hava sıcaklığı	T	K	300	290	310	285	300	280	295
nem	φ	1	0,60	0,50	0,60	0,45	0,55	0,40	0,50
Havanın kısmi basıncı	p-p ₀	mbar	979	889	861	850	837	811	802
Turbo soğutucu suyu sic.	T _c	K	300	290	305	285	295	280	290
Değişim faktörleri									
Güç	α_m	1	1,000	0,917	0,849	0,886	0,843	0,854	0,815
Özgül ısı	β_m	1	1,000	1,013	1,026	1,019	1,028	1,025	1,034
Değişim faktörleri aşırı doldurulmalı									
Güç	α_m	1	1,000	1,055	0,911	1,071	0,965	1,086	0,978
Özgül ısı	β_m	1	1,000	0,922	1,015	0,990	1,005	0,988	1,003

Şekil 2.11. Değiştirilen çevre şartlarında SGP Gaz motorunun güç ve yakıt harcamı.

2.3.4. Gaz Karışımının Değiştirilmesinin Motor İşletme Şartlarına Etkisi

Eğer yakıt olarak kullanılan gazın bileşimi değiştirilirse, silindirlere gönderilen gaz-hava karışımının da ısı değeri, ateşlenmesi ve yanma olayı değişir /8/.

Minimum hava ihtiyacındaki değişiklik de motorun ya fakir ya da zengin karışımlarla çalıştırılmasına neden olur. Böylelikle karışım ısı değeri (H_K), yanma sıcaklığı (t_v) ve ateşleme hızı (W_Z) da motor gücünü arttıracak ya da azaltacak yönde değişir. İçten yanmalı motorlarda değiştirilen gaz bileşimi yakıtın vuruntu dayanımını normalden daha yüksek ya da daha düşük değerlere itebilir. Eğer vuruntu ya dayanımı daha az bir gaz kullanılıyorsa (metan sayısı azalıyorsa) vuruntu değeri o kadar artabilir ki çok kısa sürede motorda özellikle pistonlarda, ventillerde ve krank bölgesinde ağır hasarlar meydana gelebilir.

Eğer motor işletmeye alınmadan önce yakıt bileşimindeki değişiklik ölçüsü biliniyorsa genel olarak aşağıdaki bazı tedbirler uygulanarak olumsuz etkiler azaltılır.

- Gaz bileşiminin hesaplamalarda kullanılan ρ , H_u , L_{min} , H_K , t_z , t_w , w_z , w_u , MZ gibi değerlerinin tespit edilmesi,
- Eski tecrübelerden faydalanarak optimal motor işletme şartlarının belirlenmesi,
- Yakıt bileşimi göz önünde tutularak ϵ tespiti,
- Motora doğru ve en uygun gaz-hava karışımını sağlayacak gaz karıştırıcısının (karbüratörün) tespiti
- Ateşleme noktasının ayarlanması.

Doğal gaz ile işletilen bir MWM motorunda optimal işletme şartları Şekil 2.6'dan $\epsilon = 12,1$ $\lambda = 1.25$ ortalama basınç $P_e = 9$ bar ve özgül enerji harcamı $q_e = 9110$ kJ/kwh (1600 kcal/PSH) olarak görülmektedir. Burada ateşleme avanşı $\alpha_v = 10^\circ$ KmA (üst ölü noktadan önce)

3. ALTERNATİF YAKITLARIN İÇTEN YANMALI MOTORLARA UYGULANMASI

Taşıt motorları için alternatif yakıt arayışının nedenleri petrol kaynaklarının azalmaya başladığı günümüzde daha uzun süreler yeterli olabilecek yeni alternatif yakıtların yanında bunların temininde emniyet ve kolaylık ayrıca taşıtların neden olduğu çevre kirliliğinin azaltılma imkanları en önemli nedenler arasındadır. Özellikle Amerika ve AT ülkelerinde beklenen NO_x ve partikül emisyonlarındaki sınırlandırmalar da dizel motorlarında alternatif yakıtlara olan ilgiyi arttırmaktadır /9,10/.

Dizel motorlar için alternatif yakıt olarak sentetik dizel yakıtının yanında özellikle çeşitli alkoller, metanol ve etanol gündeme gelmiştir. Fakat doğal gaz, LPG hatta sınırlı olarak biogaz ve çeşitli bitkisel yağlar da dizel motorlar için alternatif yakıt olarak tartışılmaktadır.

Dizel motorlarında saf alkol kullanılan bütün denemelerde yaklaşık olarak konvansiyonel dizel motorlarında ulaşılabilen verime ulaşılmış ve avantaj olarak da kurumsuz bir yanma ve partikül emisyonlarında büyük bir azalma sağlanmıştır. Özellikle metanol kullanımında NO_x emisyonu 1994'den itibaren AT ülkelerinde ve Amerika'da geçerli olacak olan Ağır Taşıtlar için Amerikan Zararlı Maddeler Emisyon değerlerine de uygundur /11/.

3.1. SIVI FAZDAKİ ALTERNATİF YAKIT UYGULAMALARI

Dizel motorlar için alkolün yakıt olarak kullanımı halen değişik araştırma programları çerçevesinde yoğun olarak araştırılmaktadır. Metanol ve etanolün kötü olan kendi kendine ateşlenme özelliğinden dolayı ya yakıt bazında ya da motor bazında yakıt hava karışımının emniyetle ateşlenebilmesi için bazı tedbirlerin alınması gereklidir. Dolayısıyla konvansiyonel dizel motorlardan uyarlanmış Alkol-Dizel motor uygulama-

maları geliştirilmiş ve kısmen de kullanıma sunulmuştur. Dizel motorlarında alkolün yakıt olarak kullanıldığı uygulamalar;

- Alkol-dizel karışık yakıt işletmesi
- Çift yakıtlı uygulama
 - Emme manifolduna püskürtme
 - Ateşleme püskürtmesi (pilot dizel yakıtı püskürtme)
- Saf alkol uygulaması
 - Kompresyon ateşlemesi
 - Yabancı bir vasıta ile ateşleme

şeklinde sıralanabilir.

3.1.1. Karışık Yakıt Uygulaması

Alkol-karışım yakıt uygulaması, dizel motorlarda yaklaşık olarak % 30 (hacimsal) oranına kadar alkol kullanılması nedeniyle oldukça düşük bir harcama ile gerçekleşme imkanı ortaya koymaktadır. Esas olarak relatif daha az alkol içeren bölgelerde tutuşma gecikmesi artmakta ve yanma daha gürültülü olmaktadır. Egzost gazı emisyonlarında karışım yakıt içindeki relatif düşük alkol yüzdesinden dolayı sadece dizel yakıtı kullanılan motorlara göre % 50 ye varan oranlarda daha az kurum ve partikül emisyonu tesbit edildi.

3.1.2. Çift Yakıtlı Uygulama

Alkol-dizel karışımı yakıtlarda ortaya çıkan karışım problemi metanol ve dizel yakıtının motora ayrı yollardan gönderilmesiyle önlenebilir.

Alkolün emme kanalına püskürtülmesiyle motor tarafından emilen hava ve alkol homojen karışımlar oluştururlar. Alkol-hava karışımının ateşlenmesi direkt olarak yanma odasına püskürtülen pilot dizel hüzmesi vasıtasıyla sağlanır. Bu yöntemle düşük motor yüklerinde alevin sönmesi ve tam yükte de vuruntulu yanma ile sınırlandırılan fakir alkol bölge-

lerinin dahi yanmaya katılması mümkündür. Alkolün spesifik avantajlarına NO_x , kurum ve partikül emisyonlarının azalması gibi tam yük bölgesinde sadece relatif olarak fazla miktarda metanol kullanılması durumunda ulaşıyor, öyle ki kısmi yüklerde uzayan tutuşma gecikmesi nedeniyle ilave metanol püskürtülmesi bile gerekli olabiliyor.

Relatif yüksek alkol yüzdesi (% 90'a kadar) eğer yakıt kompresyon prosesinin sonlarına doğru yanma odasına püskürtülüyorsa alev cephesinin sönmesi gibi motorda bazı problemler çıkarmaksızın rahatlıkla gerçekleştirilebilir. Yanma odasında bulunan alkol-hava karışımının ateşlenmesi alkol püskürtmesinden hemen önce ya da başlangıcından hemen sonra yapılan bir dizel pilot püskürtmesiyle sağlanır. Bu yöntem KMP ile müşterek olarak MWM ve VOLVO tarafından yapılan çalışmalar sonucu geliştirilmiştir /12/.

Geniş ölçüde kurumsuz bir çalışmaya ve konvansiyonel dizel motorlarına uygun bir verim düzeyine alkol-dizel çift yakıtlı motorlarıyla ulaşılabilir. Bu motorlar da zararlı madde emisyonları ve yanma gürültüsü seviyesi dizel motorlarından daha düşüktür.

Bu uygulamanın en önemli dezavantajı bütün çift yakıtlı sistemlerde olduğu gibi iki ayrı yakıt sistemi gerektirmesidir.

3.1.3. Saf Alkol Uygulaması

Dizel yakıtının yerini almayı mümkün kılan saf alkol motor uygulamaları alternatif yakıtlar alanında özel bir önem taşımaktadır. Bu syede yakıt sistemi çok ucuza mal olacak ve alkolün bütün avantajlı özelliklerinden yararlanmak da mümkün olacaktır.

3.1.3.1. Ateşleme Hızlandırıcılı İşletme Şekli

Alkol-ateşleme hızlandırıcısı karışımının kullanımı, dizel motorun temel yapısında pahalı modifikasyonlara gerek göstermediği için dizel yakıtı yerine kullanılabilecek mükemmel ve kolay bir imkan olarak ortaya çıkmaktadır. Sadece alkol türevi yakıtın dizel yakıtı ile karıştırılmasında daha düşük olan ısı değeri nedeniyle püskürtme sistemi oldukça büyük miktarlarda püskürtülmesi gereken yakıt kütlesine uygun olmalıdır.

Tutuşma kabiliyeti yüksek bir yakıtla motorun çalıştırılması için koşul, yeterince etkili ateşleme iyileştiricilerinin kullanılabilirliğidir. Ana yakıt içinde çözülebilirlik dışında, stasilitat, korozyon, yağlama özelliği, kömürleşme dayanımı da yakıtlardan beklenen diğer özelliklerdir.

Alkolların içten yanmalı motorlarda kullanımlarında ateşleme iyileştiricileri olarak organik nitratlar ve düşük moleküllü alkollerin nitrat asitleri kendilerini göstermektedir. En etkili ateşleme iyileştiricileri halen Brezilya'da düşük miktarlarda kullanılan trietilenglorkoldinitrat ve Bayer AG tarafından geliştirilmiş olan sellulosenitratdır.

3.1.3.2. Kompresyon Ateşlemesi

Saf, katkısız alkol yakıtların içten yanmalı motorlarda kompresyon ateşlemesi yöntemi ile kullanılması kompresyon sonu sıcaklığın yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşmasına bağlıdır. Sıkıştırma oranındaki bir artış bazı dezavantajları da (sürtünme kayıpları, mekanik yüklenme, gürültü gibi) beraberinde getirmektedir.

Uygulanabilir yöntem olarak ateşleme şartlarını olumsuz yönde etkilemeyecek kadar fazlalıkta ard gazın silindirlerde bırakılması suretiyle dolgu sıcaklığının arttırılması kendisini kanıtlamış bir yöntemdir. Böyle bir yöntem by-pass süpürmesi elektronik kontrollü 2

stroklı bir dizel motor baz alınarak denendi ve bu motor tipi için yöntemin uygulanabilirliği yapılan deneylerle görülmüştür.

Silindir içine tekrar gönderilen ard gaz nedeniyle görülen verim azalması aşırı dolgu ile telafi edilebilir. Düşük motor yüklerinde, yüksek dönme sayılarında ve ilk harekete geçişte emniyetli bir Ŗekilde çalışmayı temin etmek için kızdırma bujisi gereklidir. Bu yöntemle özellikle yüksek motor yüklerinde saf alkol kullanıldığı zaman kurumsuz yanma, düşük partikül emisyonu ve çok düşük NO_x oluşumu sistemin avantajları olarak karıma çıkmaktadır. Fakat düşük yüklerde ise tutuma Ŗartlarını olumsuz olarak etkilenmekte yakıt harcamı ve yanmamış yakıt miktarı artmaktadır.

3.1.3.3. Kızdırma ve Kıvılcım Bujisi Uygulaması

Özellikle kızdırma bujisiyle ve kıvılcım atelemesi gibi vasıtalı ateşleme uygulamaları konvansiyonel dizel motorlarıyla karşılaştırıldığında, relatif olarak daha düşük dönüşüm harcamaları nedeniyle ve aynı zamanda saf alkol yakıtların taşıt motorlarında kullanılabilirliği bakımından uygun görülüyor.

Kızdırma atelemesi yönteminde alkol hava karışımının atelenmesi kızgın sıcak bir yüzeyde balar. Metanolün relatif yüksek olan kendi kendine tutuma sıcaklığı ve relatif düşük olan yüzey ateşleme sıcaklığı nedeniyle özellikle bu alkol kızdırma bujisi ile ateşleme yöntemine daha uygundur.

Metanol kızdırma bujisi ile ateşleme yöntemi farklı direkt pkrtme yöntemleri baz alınarak geliştirilmiştir. Burada yakıt ya yanma odası cidarlarına doğru ya da yanmanın gerçekleştiği piston üzerindeki oyugn merkezine doğru pkrtlr, Yakıt hava karışımının atelenmesi genellikle elektrikli bir ısıtıcı yardımıyla gerçeklenir.

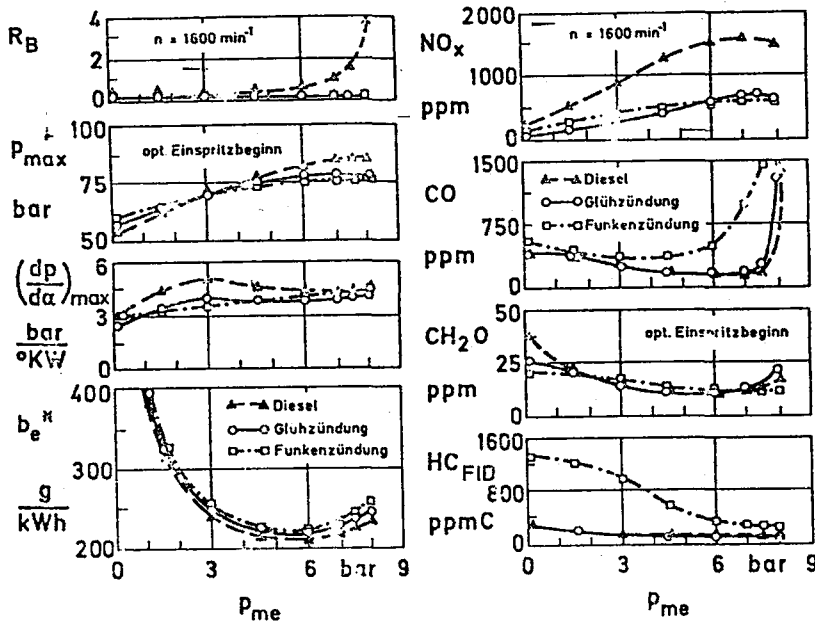
Ŗekil 3.1'de konvansiyonel dizel motorlarıyla karşılaştırmalı olarak kızdırma bujisi ile ateşlemeli bir metanol motorunun işletme ve egzost gazları ile ilgili bazı veriler görülmektedir. Deneylerde $1,6 \text{ dm}^3$

hacminde direkt püskürtmeli tek silindirli bir dizel motor kullanılmıştır.

Kızdırma bujisi yardımıyla ateşlemeli metanol motorları kısmi yüklerde iyi bir egzost gazı emisyonu için yüksek yüzey sıcaklıklarına, tam yüklerde ise uygun motor verimine ulaşmak için düşük yüzey sıcaklıklarına gereksinim duymaları nedeniyle kızdırma bujilerinin sıcaklığının yüke göre ayarlanması gerekmektedir.

Her iki metanol uygulamasını dizel motorlar ile karşılaştırmada metanol uygulamalarında daha düşük basınçlar ve mekanik zorlanmalar tespit edilmiştir. Yanma gürültüsü seviyesi açısından ölçü olarak alınabilen max. silindir basıncı dizel motorlara göre metanol motorlarından daha azdır.

Metanol-kızdırma ve kıvılcım ateşlemeli metanol yöntemi içinde NO_x emisyon düzeyi dizel motorundan % 50 daha düşük bir değerdedir. CO ve HC emisyon düzeyi kızdırma ateşlemeli metanol motorlarda yaklaşık olarak dizel motorlarda olduğu gibidir fakat kıvılcım ateşlemeli motor-da tipik olarak düşük yüklerde oldukça yüksek HC emisyonları tespit edildi. Kıvılcım ateşlemeli uygulamalarda oldukça yüksek HC emisyonları tespit edilmesine rağmen formaldehit (H_2O) emisyonları ortaya çıkmamaktadır.



Şekil 3.1. İşletme ve egzostgazı emisyonları bakımından metanol motorlarının dizel motor ile karşılaştırması.

Hem kızdırma ateşlemeli hem de kıvılcım ateşlemeli metanol uygulamalarında dizel motorlarına uygun verim ve güç oranları sağlanmasına rağmen kızdırma ateşlemeli yöntem diğerine göre daha avantajlı olarak görülmektedir.

3.2. GAZMOTOR UYGULAMALARI

1876'da Nicolaus August OTTO tarafından icat edilen ilk içten yanmalı motorda bir gas yakıt motoruydu ve kömürden elde edilen havagazı ile çalıştırılıyordu. Ancak günümüzde hava gazı dışındaki okside edilmemiş karbon ya da hidrojen atomlarından oluşan diğer gazlar da içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak karşımıza çıkmaktadır. Tablo 3.1'de bazı gazların ana bileşim oranları ve ısı değerleri verilmektedir. Motorlarda kullanılabilen gaz formundaki yakıtların başında önemli oranda (CH_4) metandan oluşan doğal gaz gelmektedir. Doğal gaz üretildiği bölgeye göre % 81 ile % 98 arasında CH_4 içerebilir. Klargas Biogas ve Deponiegas¹ yanıcı madde olarak metan içerdiklerinden dolayı ısı değerleri fazladır. Odun gazı ve Müll-Pyrollysegas düşük ısı değerleri nedeniyle zayıf gazlar olarak adlandırılırlar.

Tablo 3.2'de gazın ısı değeri ve minimum hava ihtiyacına bağlı olarak hava-gaz karışımının ısı değerini ve karışımın 'ya bağlı olarak tutuşma aralığını göstermektedir.

Karışım ısı değerinin yanında motorlardaki gaz yakıtların yanma olayı için kullanılan gazın vuruuntu dayanımı da büyük bir anlam taşımaktadır. Bu da gazın metan sayısı ile alakalıdır.

MZ = 100 vuruuntuya son derece dayanıklı metan

MZ = 0 vuruuntuya dayanıksız olan Hz

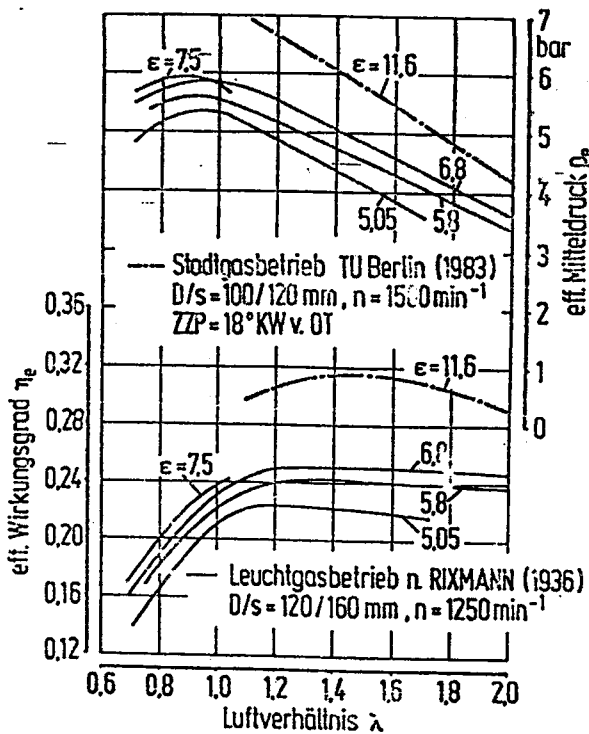
Gaz formundaki bir yakıt ne kadar vuruuntuya dayanıklı ise o kadar yüksek sıkıştırma oranları seçilebilir ve o kadar erken ateşlenir. Her iki parametre direkt olarak motorun verimine ve motor gücüne etki eder. Tablo 3.2 'ye göre doğal gaz içerdiği yüksek orandaki CH_4 nedeniyle rela-

1) Klargas ve depaniegas Alman şehirlerinde genellikle konutlarda kullanılan havagazıdır.

tif olarak yüksek bir metan sayısına sahiptir. İçerdiği CO_2 de vuruntuyu azaltıcı yönde etki yapar. Üzerinde tartışılan diğer bir grupta, havagazı, şehir gazı kokereigazından oluşan gruptur. Bu gazlar yüksek oranda H_2 içerirler ve metan sayıları düşüktür. Isıl değerleri azdır. Yüksek oranda H_2 içermeleri yanabilme aralığını genişletir, çok fakir karışımlarda dahi NO_x emisyonları çok düşük seviyelerde kalabilir. Tablo 3.2'de belirtilen tutuşma sınırları gaz yapısına, motor konstrüksiyonuna ve motorun çalışma şartlarına bağlıdır.

Hava gazı ile yapılan ilk denemeler :

Hava gazının otto-gaz motorlarında kullanılması yeni değildir. 1936'da Rixmann Berlin Teknik Üniversitesinde motorlu taşıtlar için alternatif yakıt arama çalışmaları sırasında hava gazıyla işletilen altı silindirli bir Henschel motorunun deney sonuçlarını yayınlamıştır. /13/. Bu denemelerden hareketle gazın taşıt üzerinde depolama probleminin başarıldığı ölçüde belediye otobüsleri ve kamyonları hava gazı ile çalıştırılmaya gayret edilmiştir. O zaman ki denemelerde ulaşılan max. sıkıştırma oranı $\epsilon = 7,5$ dur. Şekil 3.2 hava fazlalık katsayısı λ 'nın P_{me} ve η_e üzerine etkisini farklı sıkıştırma oranları için gösteriyor.



Şekil 3.2. Havagazı ve Şehir gazı için tam yük değerleri (141)

Gasart	Zusammensetzung in Vol%						H_u MJ/m ³
	CH ₄	C _x H _y	H ₂	CO	CO ₂	N ₂	
Erdgas	81...98	1...5	0...1	-	0...1	1...15	30...39
Klär gas	66	-	-	-	33	1	24,8
Biogas	56	-	-	-	43	1	20,2
Deponie gas	50	-	-	-	35	15	18,0
Holz gas	2	-	16,5	20,5	12	49	5,1
Müll - Pyrolyse gas	3	-	19	16,5	15,5	46	5,2
Leucht gas	17,9	2,1	49,8	14,8	15,4	-	15,9
Stadt gas (Berlin)	26,2	-	53,4	2,6	17,8	-	15,5
Kokereigas (0,5% O ₂)	24,4	3,2	54,5	5,5	2,3	9,6	16,5

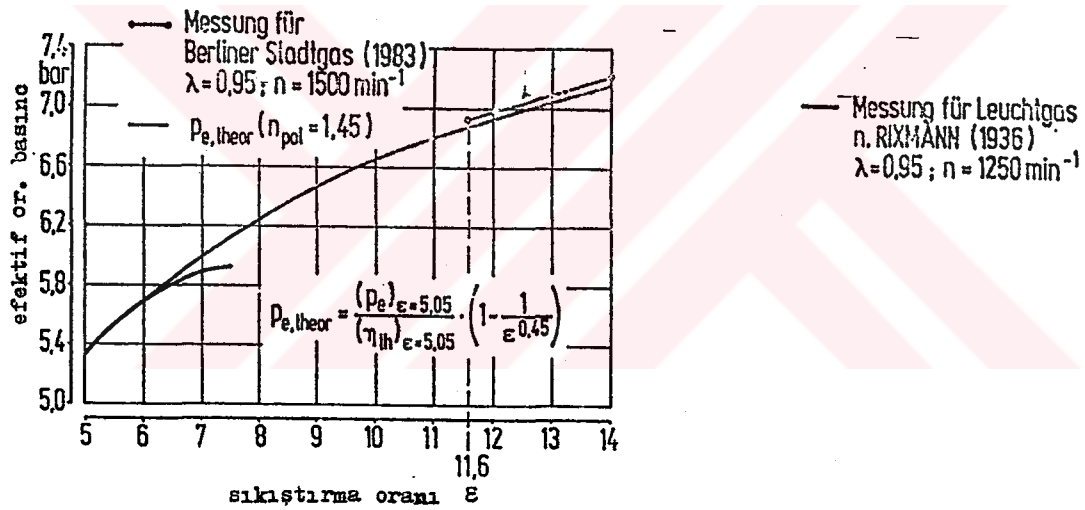
Tablo 3.1. Gaz motorlarında kullanılabilen gaz karışımlarının seçimi

Gasart	H_u	L_{min}	Gemischheizwert		MZ	Zündbereich (λ)
			$\lambda=1,0$	$\lambda=1,35$		
	MJ/m ³	m ³ /m ³	MJ/m ³	MJ/m ³		
Wasserstoff H ₂	10,8	2,4	3,18	2,55	0	0,1...10
Metan CH ₄	35,8	9,5	3,41	2,59	100	0,6...2
Propan C ₃ H ₈	93,4	23,8	3,77	2,82	35	0,4...2
Butan C ₄ H ₁₀	123,5	32,0	3,74	2,79	11	0,3...2,1
Kohlenmonoxid CO	12,6	2,4	3,71	2,97	73	0,1...3,1
Erdgas (96% CH ₄)	36,0	9,0	3,60	2,74	90	0,7...2,1
Klär gas	24,8	6,53	3,29	2,53	130	0,7...1,9
LPG (Propan : Butan = 1:1)	108,6	27,9	3,76	2,81	23	0,4...2,1
Leucht gas	15,9	3,7	3,38	2,65	40	0,5...5
Stadt gas (Berlin)	15,5	3,83	3,21	2,51	52	
Kokereigas	16,5	4,03	3,28	2,56	35	

Tablo 3.2. Bazı gazların özellikleri.

Ayrıca karşılaştırma amacıyla Berlin Teknik Üniversitesi tarafından yaklaşık olarak aynı büyüklük ve devir sayısındaki şehir gazıyla çalıştırılan bir motorun $\epsilon = 11.6$ daki deney sonuçları da şekil üzerinde gösterilmektedir.

Yüksek sıkıştırma oranı beklenildiği gibi yüksek efektif verim η_e ve yüksek ortalama efektif basınç P_{me} 'yi de aynı havafazlalık katsayısında beraberinde getirmektedir. O zaman kullanılan havagazı ile bugün kullanılan şehirciği hemen hemen aynıdır. Rixmann 1936'da yaptığı denemelerde relatif yüksek olan bugünkü ϵ değerlerine ulaşamadığı için arada bazı farklar olmuştur.



Şekil 3.3. Sıkıştırma oranına bağlı max. motor yükü.

Zineer 1948 yılında bir MAN ön yanma odalı dizel motorunun (silindir çapı 175 mm, $\epsilon = 12.5$) Otto-Gaz yöntemine göre modifiye edildiğini ve havagazı ile çalıştırıldığını bildirmektedir /14/.

Odungazı alternatif yakıt olarak otomobillerde 1930'ların başlarından beri denenmekteydi. İkinci Dünya Savaşı'nın başlangıcında Almanya'nın her yerinde petrol sıkıntısı nedeniyle bu tür alternatif yakıt çalışmalarına hız verilmiş ve Mercedes odungazı generatörü yardımıyla araç üzerinde gazın üretildiği bir sistem geliştirmiş ve bunu MERCEDES 170

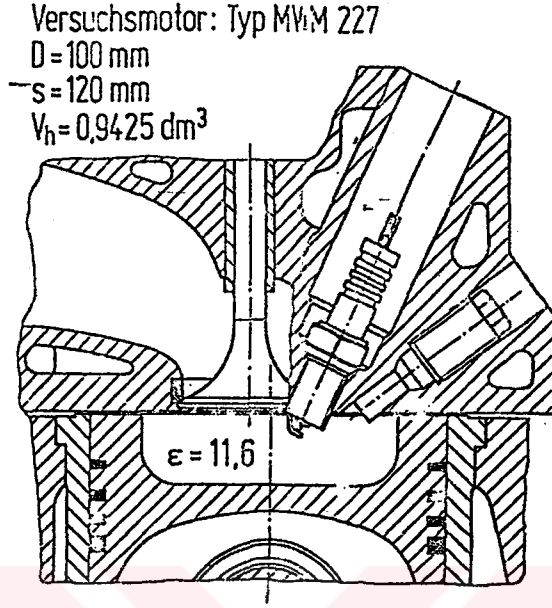
modeline uyarlamıştır. Bu modele de MERCEDES 170 VG denilmiştir. Mercedes 170'in 4 silindirli 38 PS'lik motoru bu modifikasyondan sonra ancak 22 PS güç üretebilmiş ve gerek gaz generatörünün gerekse yedek olarak taşınan odunların ilave ağırlıkları nedeniyle aracın kat ettiği yol daha da azalmıştır /15/.



Şekil 3.4. Mercedes 170 VG.

Bir motorun optimizasyon kriterleri olarak o zamanlar güç ve verim geçerliydi. Sıkıştırma oranı dışında hava fazlalık katsayısı ve ateşleme noktası motorun ayar parametreleri olarak kabul ediliyordu.

Günümüzde de bu tür alternatif yakıt deneyleri halen devam etmektedir. Berlin Teknik Üniversitesi bünyesinde yapılan araştırma çalışmalarında üç silindirli MWM G 227 tipinde silindir çapı 100 mm strok =120 mm olan direkt püskürtmeli bir dizel motoru gaz motoru şeklinde modifiye edilerek kullanılmıştır. Sıkıştırma oranı $\epsilon = 11.6$ dır.



Şekil 3.5. Şehirgazi ile çalıştırılan MWM G 227 motorunun yanma odası kesiti.

Şekil 3.5'de deneylerde kullanılan MWM G 227 motorunun yanma odası kesiti görülmektedir. Bu motora dizel çalışmasındaki enjektöre denk olan bir ateşleme bujisi yerleştirilmiştir. Gaz-hava karıştırıcısı (karbüratör) olarak enstitünün geliştirdiği şehirgazına uygun olan (8 ya da 10 bar) bir karbüratör kullanılmış yük ayarı bir kısma klapesi yardımıyla sağlamıştır.

3.2.1. Doğalgaz Motorları

Doğalgaz motorları katalizatör ve λ ayarlayıcıları ile beraber kullanılmaları halinde çevre dostu bir sistem oluşturmaktadırlar. Egzost gazları kokusuzdur. Gürültü seviyesi yönünden de dizel motorlara göre 8 dB (A) daha az gürültüyle çalışmaktadırlar. İvmelenme değerleri dizel motorlarına benzer, yakıt harcamı kullanılan sisteme göre (otto-gaz) dizel motora göre daha fazla olabilir.

Doğalgazın taşıt motorlarında kullanılma şansı, ancak nerede egzost gazı emisyon değerlerinin çok sıkı olarak belirli değerlerin altında olması isteniyorsa nerede depo çabuk doldurulabiliyorsa ve nerede alternatif yakıt olan doğal gazın fiyat avantajı varsa o bölgelerde ortaya çıkmaktadır.

1970'li yılların başlangıcında Münih Olimpiyatları sırasında Münih kenti belediye otobüslerinden 8 adeti doğal gaz ile çalıştırıldı. Bu denemeler sonucunda elde edilen tecrübeler sıvı formdaki LNG (Liquefied Natural Gas) halinde doğal gazın taşıtlarda kullanılmasına dayanıyordu. Derin dondurma vasıtasıyla - 162°C 'ye kadar dondurularak sıvılaştırılan doğal gaz o zamanlar özel Cryotank denilen izoleli basınçlı kaplara doldurularak taşıtlarda kullanıldı.

Olimpiyatların bitmesinden sonra yüksek yatırım ve işletme maliyetleri nedeniyle 8 belediye otobüsü tekrar dizele dönüştürülmüştür. Tekrar dizele dönüştürmenin bir nedeni de gaz motorların dizel motorlara göre daha az kurum ve partikül emisyonuna sahip olmalarına rağmen o zamanlar çevre dostu motor kullanma bilincinin yerleşmemiş olması olabilir /16/.

Dizel motorlarının ekonomik olmalarına rağmen gaz motorları birkaç firma tarafından geliştirilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmalarda Viyana Belediyesinin 1960'lı yılların başından beri LPG ile çalışan gaz motorlarını belediye otobüslerinde kullanması önemli bir rol üstlenmiştir.

Değişik firmaların geliştirdikleri değişik kullanma yöntemlerine rağmen günümüzde motorların gaz motorlarına dönüştürülmesi için üç ana yöntem belirlenmiştir.

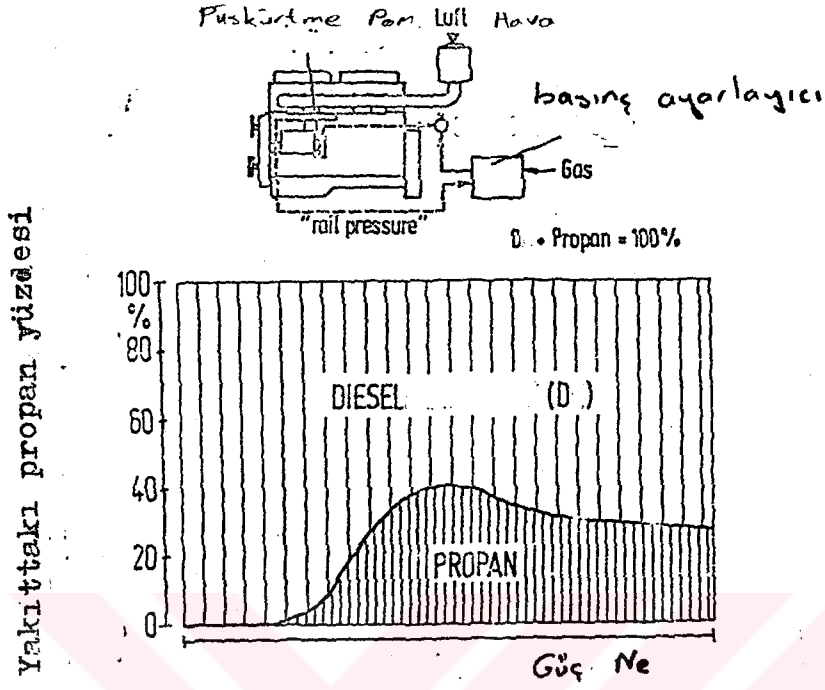
- 1- Dizel-gaz çift yakıtlı sistem,
- 2- Dizel-gaz pilot püskürtme yöntemi,
- 3- Tam gaz yöntemi (otto-gaz)

3.2.1.1. Dizel-Gaz Çift Yakıtlı Sistem

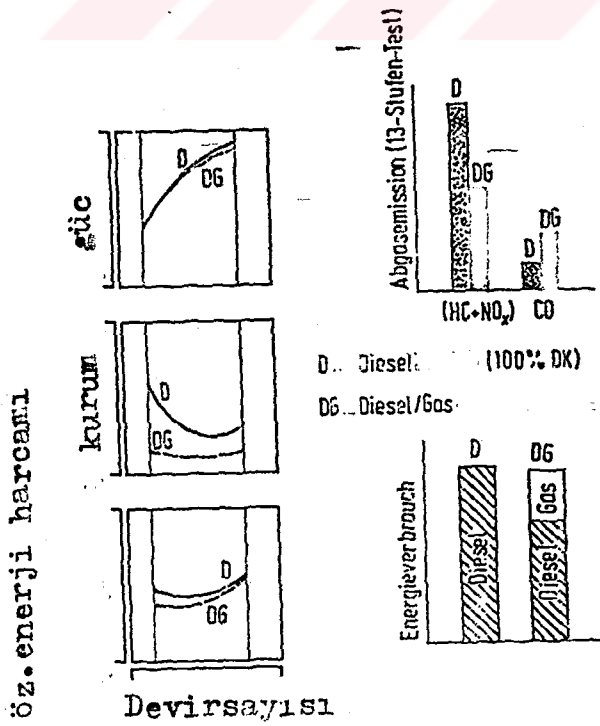
Burada dikkat edilmesi gereken en önemli nokta gaz formundaki yakıtın dizel yakıtının kısmen yerini almasıdır. Dizel püskürtme pampası ve gaz sistemi tam yük konumunda gaz yakıt % 30 oranında dizel yakıtının yerini alacak şekilde ayarlanır ve sistem her an % 199 dizel yakıtına dönüştürülecek şekilde dizayn edilmiştir. Sistem LPG likid gaza da uygun olduğundan taşıtlarda da kullanılabilir.

Bu sistemin ağır taşıtlarda uygulanabilirliği şematik olarak Şekil 3.6'da gösteriliyor. Sistem TNO (Hollandalı bir araştırma geliştirme enstitüsü) tarafından geliştirilmiştir. Çalışma prensibi yakıt ön basıncı ile püskürtülen yakıt arasındaki basınç oranına dayanmaktadır. Yakıt ön basıncının ölçülmesiyle o anda silindirlere gönderilen sıvı yakıt (dizel) miktarını belirleyebiliriz. İlave olarak gönderilen gaz miktarı gaz basıncına bağlı olarak ayarlanır. Şekil 3.7'de bazı deney sonuçları gösterilmektedir.

Birçok durumda egzost gazı emisyonu Dizel-Gaz çift yakıt sistemiyle iyileştirilebilir. Motorun genel verim değeri de % 5 kadar iyileşebilir. Dizel-Gaz çift yakıt sistemine dönüşümün temel nedeni, dizel yakıtının daha ucuz ve daha iyi kullanıma sahip başka bir yakıtla yedeklenebilmesi içindir /17/.



Şekil 3.6. Dizel-Gaz çift yakıt sisteminin prensibi.



Şekil 3.7. Dizel-Gaz çift yakıt sisteminin dizel ile karşılaştırması.

3.2.1.2. Dizel-Gaz Pilot Püskürtme Yöntemi

Bu sistemde gaz yakıt emme manifoldunda hava ile karıştırılmak suretiyle dizel yakıtının % 80 - 90'lık kısmının yerini alabilir. Ateşleme yanma odasına püskürtülen pilot dizel yakıt huzmesi vasıtasıyla sağlanır. Sistem genel olarak her an % 100 dizel yakıtı kullanmaya uygun olarak düzenlenir.

Sistemde kullanılacak max. gaz yakıt miktarı gazın vuruntu dayanımına dolayısıyla gazın metan sayısına bağlıdır. Dizel yakıtının kendi kendine tutuşma sıcaklığının yüksek olması nedeniyle dizel motorlarında sıkıştırma oranının relatif olarak yüksek seçilmesi gerekir. Ancak bu motorlarda metan sayısı düşük olan gaz yakıtların kullanılması durumunda kullanılan toplam yakıt içindeki gaz yakıt oranının azaltılarak dizel yakıt miktarının vuruntuyu önlemek amacıyla arttırılması gereklidir. Bu da dizel motorlarının zararlı madde emisyonlarında önemli miktarlarda bir azalmayı mümkün kılmamaktadır.

Pilot püskürtme yöntemi metan, doğal gaz, biogas gibi metan sayısı fazla olan gazların kullanılması halinde egzost gazlarındaki kurum ve partikül emisyonunda azalma için daha iyi imkanlar sunmaktadır.

Boşta çalışmada püskürtme pompası devir sayısı düzenleyicisi belirli bir devir sayısına ayarlanmıştır. Yüksüz çalışmada harcanan dizel miktarı tam yükte % 100 dizel çalışmasında harcanan miktarın % 20-25'i civarındadır. Devir sayısı sabit kaldığı sürece harcanan yakıt miktarı da sabit kalmakta sadece devir sayısı azaldığı zaman püskürtme pompası tarafından püskürtülen yakıt miktarı arttırılmaktadır. Motor gücü silindirlere gönderilen gaz-hava karışımı vasıtasıyla hatta sistemde gaz hattı üzerinde devir sayısına göre elektronik olarak ayarlanan bir kısılma klapesi vasıtasıyla ayarlanır. Artan yüke bağlı olarak silindirlere gönderilen gaz miktarı elektronik olarak ayarlanır. Ancak devir sayısı yaklaşık sabit kaldığı zaman silindirlere gönderilen dizel yakıt miktarı da sabit kalır (% 20-25).

Bu çifte ayar mekanizmasında elektronik devir ayarlayıcı mekanik olan püskürtme pompasından daha hassas olduğu için küçük devir sayısı değişimlerine dahi tepki gösterebilmektedir.

Mevcut olan vuruş tehlikesi nedeniyle sistemde sadece doğal gaz, biogaz, metan gibi metan sayıları yüksek olan gazlar kullanılmalıdır. Ayrıca kısmi yüklerde mükemmel olmayan yanma nedeniyle yanma kalitesi bozulmakta motor verimi belirgin şekilde düşmektedir.

Sistemin diğer bir dezavantajı da enjektörden püskürtülen dizel miktarının az olması nedeniyle enjektör memesinde aşırı ısınmaya bağlı olarak karbonlaşma olabilmektedir. Bunun önlenmesi için enjektör memesinin yanma odasından perdelenmesi ve enjektör deliklerinin bu aşırı ısınma dikkate alınarak daha uygun seçilmesi gerekmekte ya da enjektörden dizel-su emülsiyonu püskürtmek suretiyle enjektör memesi üzerindeki termik yükün azaltılması gerekmektedir.

3.2.1.3. Otto-Gaz Yöntemi

Gaz formundaki yakıtların motorlarda kullanılması için diğer bir yöntem de otto-gaz yöntemidir. Ağır taşıtlarda kullanılan gaz motorlarında iyi bir verim değerine ulaşabilmek için sıkıştırma oranı ($\epsilon = 12$) yüksek seçilmektedir. Güç ayarı karışımın fakirleyebilme özelliği nedeniyle orta motor yüklerine ayarlanan λ tarafından sağlanır. Ortalama basıncın daha da azalması kısma klapesi vasıtasıyla gerçekleştirilir. Zengin karışım sınırı vuruşta ve motor parçalarının sıcaklığı ile alakalı olarak $\lambda = 1,2$ 'dir. Relatif düşük hava fazlalık katsayısı yüksek sıkıştırma oranıyla birlikte relatif yüksek NO_x emisyonlarına neden olur. Bu motorlar için TNO ve BRONS motorlarının ortak çalışmaları sonucu EGR (Exhaust Gas Recirculation) sistemi geliştirilmiştir.

NO_x oluşumu en basit olarak

$NO_x = f(t, T | O_2)$ şeklinde tanımlanabilir.

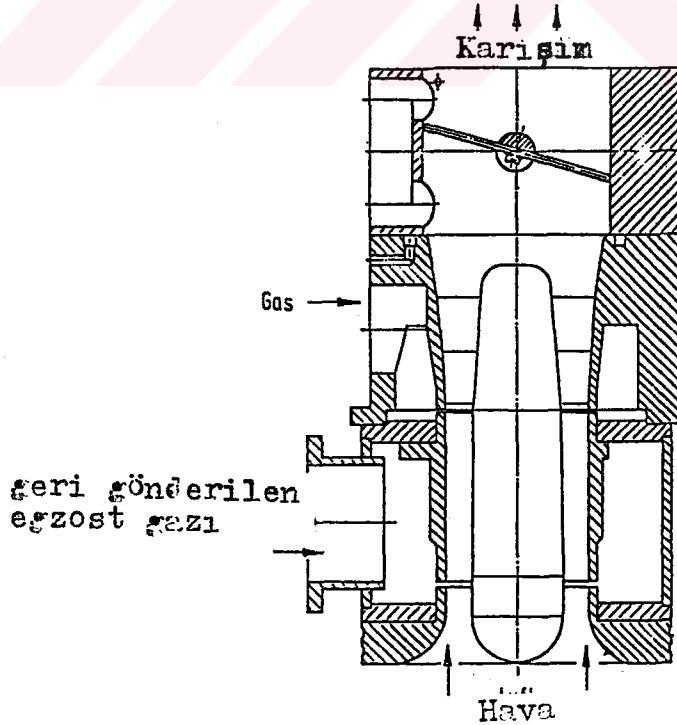
t : zaman

T : sıcaklık

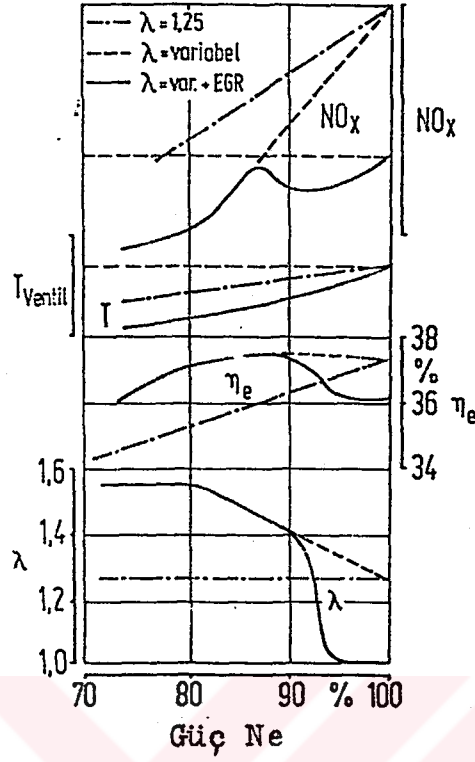
$|O_2|$: ard gazlardaki oksijen.

Azot konstrasyonu takribi olarak sabittir ve bundan dolayı formülde görünmez. Egzost gazı geri dönüşünde (EGR) t zaman, T sıcaklık yaklaşık olarak fakir karışımda olduğu gibi kalır. $|O_2|$ azalırsa ve silindirlere bir miktar egzost gazı gönderilirse NO_x emisyonu azalır.

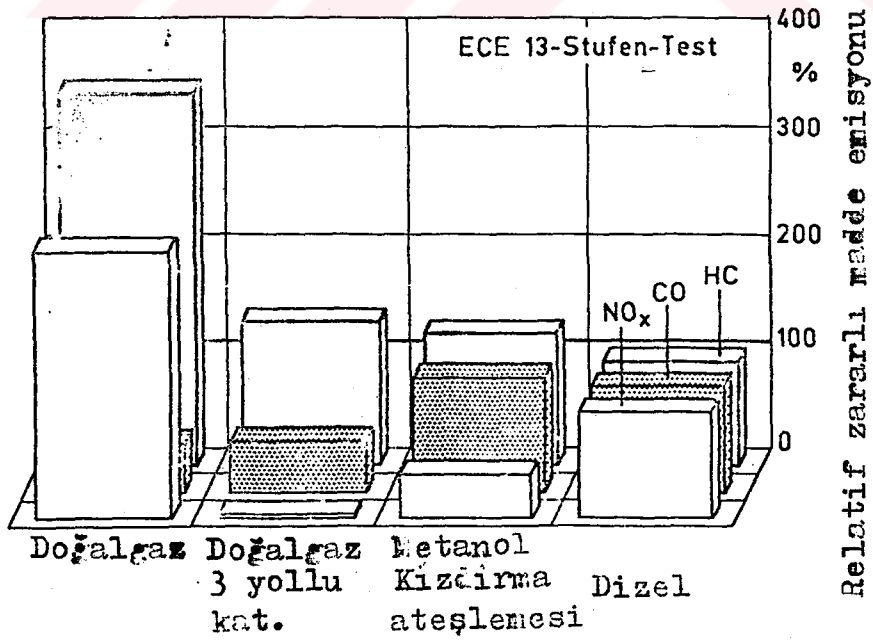
Şekil 3.8'de EGR karbüratörünün kesiti gösterilmektedir. Egzost gazı kısılma klapesinin önünde havayla ve gaz formundaki yakıtla karıştırılır. Karıştırıcının akım kaybı çok küçük miktarda artar. EGR sistemi yardımıyla NO_x emisyonu yaklaşık % 70 oranında azaltılabilir. Ancak bu esnada harcanan yakıt miktarı % 3 oranında artar. Şekil 3.9. EGR ısı açığa çıkmasını geciktirdiği için, vuruşu şartına bağlı olan ateşleme noktası ertelemesinden tam yükte vazgeçilebilir. Kısmi yüklerde karışımın fakirleşmesi egzost gazı geri dönüşüne karşı avantajlı konumdadır. Örnek olarak büyük bir doğal gaz motorunda $\lambda = 1.55$ de sadece 150 ppm NO_x emisyonu ölçülmüştür.



Şekil 3.8. TNO-EGR Karbüratörü



Şekil 3.9. EGR karbüratörü kullanıldığında deney motorunun işletme deneyleri.



Şekil 3.10. ECE-13 Basamak testinde Gaz ve alkol motorlarının zararlı madde emisyonları.

Otto-Gaz motorlarında dizel motorlarında gerçekleştirilen termik verime yakın değerlere ulaşılır. Kurumsuz yanma olmasına rağmen gaz formundaki emisyonlarda artış olmaktadır, Şekil 3.10.

Otto-Gaz motorlarında zararlı madde emisyonunu azaltmak için en iyi çözüm, fakir karışım kullanılması yanında özellikle üç yollu oksidasyon katalizatörlerinin kullanılmasıdır. Ancak bu durumda hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1$ olmak zorunda, ilaveten de motor elemanları üzerindeki ısı yükünün artması nedeniyle sıkıştırma oranı ϵ bir miktar azaltılmaktadır. Ard gaz geri dönüşü ile beraber üç yollu oksidasyon katalizatörleri de kullanılıyorsa ϵ azaltılmayabilir. Bu katalizatör uygulaması ile çok düşük NO_x oranlarına ulaşılabilir. Yakıt harcaması dizel motora göre % 6 kadar artar.

3.2.2. Gaz Karıştırıcıları

3.2.2.1. Hava-Gaz Karıştırıcılarından (Karbüratörlerden) Beklenen Özellikler

Motordan beklenen en önemli özellikler;

- Yüksek güç : Eğer motordan yüksek güç alınabiliyorsa kW başına düşen masraflar ve motor hacmi azalır.

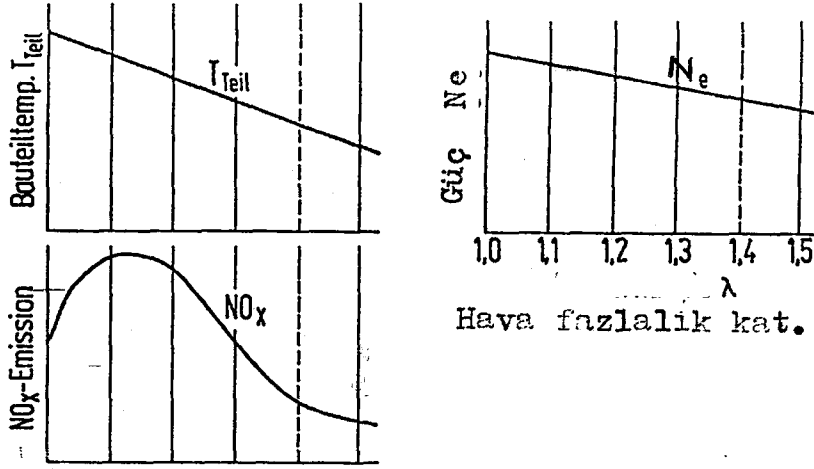
- Yüksek verim:

- Uygun egzost gazı emisyonları : Özellikle NO_x emisyonları için sürekli olarak daha düşük emisyon sınır değerleri tespit edilmekte ve uygulamaya konulmaktadır. Örnek olarak stasyonier motorlar için NO_x gazı emisyon değeri Almanya'da 200-500 ppm arasında tespit edilmiştir.

Hava fazlalık katsayısının (λ) motor çalışmasına etkisi :

Aşırı doldurmasız motorlarda

Şekil 3.11'de λ 'nın bir otto-gaz motorunda $\lambda > 1,4$ değerlerindeki etkisi görülmektedir. Bu değerler geniş ölçüde, pilot püskürtme yöntemine göre çalışan bir gaz motoru için de geçerlidir.



Şekil 3.11. Otto-Gaz motorunda λ etkisi.

λ artışı $\lambda = 1,1 \div 1,2$ aralığında max. değerine ulaşan NO_x emisyonunun esas olarak da motor elemanları sıcaklıklarının düşmesini sağlar.

Aşırı doldurmalı gaz motorlarında :

Aşırı doldurmalı motorlarda, aşırı doldurmasız motorlardaki gibi λ ve motor gücü arasında direkt bir ilişkiden söz edilemez. Ulaşılabilen güç daha ziyade vuruşu sınırıyla belirlidir. Bu motorlarda arzu edilen fakir karışımlara bağlı olarak elde edilen düşük ısı değerlerinin dezavantajlarından yükleme basıncı artırılmak suretiyle kaçınılabılır. Karışımın fakirleştirilme sınırı ve ateşleme sınırı arasında çok küçük bir çalışma alanı mevcuttur. Akım kayıpları ve bunların azaltılması da gaz motorları için büyük önem taşımaktadır. Kısılma kayıplarının 1,5 kra (75 mbar) 'dan 2,5 kPa (25 mbar)'a düşürülmesi halinde artan valümetrik verim nedeniyle güçte % 7 civarında bir artış söz konusu olmaktadır. Sürtünme kayıpları aynı seviyede kalsa dahi artan güçle birlikte mekanik verim de iyileşmekte ve bu motorun toplam efektif verimine % 1,5 civarında yansımaktadır. Kısılma kayıplarının azalmasıyla silindirlere yaklaşık % 6 daha fazla hava alınabilmektedir. Böylece NO_x emisyonu % 30 civarında azaltılabilir.

3.2.2.2. Gaz Karıştırıcılarının (Karbüratörler) Çalışma Prensibi

TNO Gaz-hava karıştırıcıları bilinen venturi teorisine göre çalışmaktadırlar. Buna göre dar bir venturiden geçen gazların hızları artarken aynı zamanda basınçları azalır. Bu bir vakum oluşumu demektir. Yoğunluk değişimleri ve sürtünme kayıpları dikkate alınmıyorsa Bernouli denklemi şu şekilde düzenlenebilir:

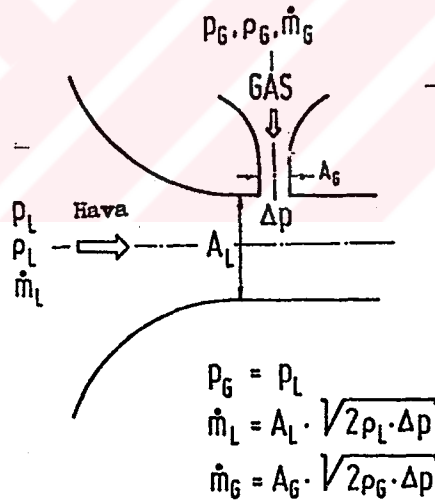
$$p + \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 = \text{sabit}$$

p : statik basınç

ρ : yoğunluk

v : gazların hızı

TNO Gaz-karıştırıcılarının prensip şeması şekil 3.12'de görülmektedir.



Şekil 3.12. Venturi borusu prensibinin fonksiyon şeması.

A_L kesit alanındaki basınç değişimi

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_L \cdot v_L^2 = \frac{1}{2} \frac{m_L^2}{A_L^2 \cdot \rho_L}$$

Bu ΔP basınç değişimi gaz tarafında bir vakuma dolayısıyla da uygun miktarda gaz emilmesini sağlar.

$$\dot{m}_G = A_G \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_G \cdot \Delta P}$$

$\dot{m}_G$ Gaz kütlesi

A Alan

İndex

L : hava

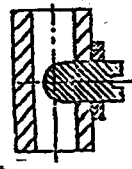
G : gaz

$$\lambda \sim \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} = \frac{A_L}{A_G} \cdot \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_G}}$$

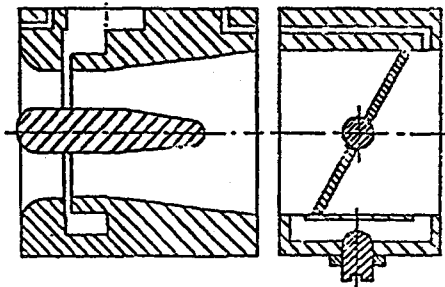
λ hava fazlalık katsayısı stasyonær motorlarda yukarıdaki şekilde de tanımlanabilir.

λ havafazlalık katsayısı hava ya da gaz tarafındaki akım mukavemeti değiştirilerek değişir. Bu olayda gaz tarafındaki kesit açıklığı değiştirilebilen bir ara ayar memesi vasıtasıyla sağlanır /18/. (Şekil 3.13).

Ana ayar memesi yerine ya da ilave olarak başka bir kısılma organı da gaz karıştırıcısı bulabilir. Her kısılma ikinci dereceden bir mukavemet oluşturur.

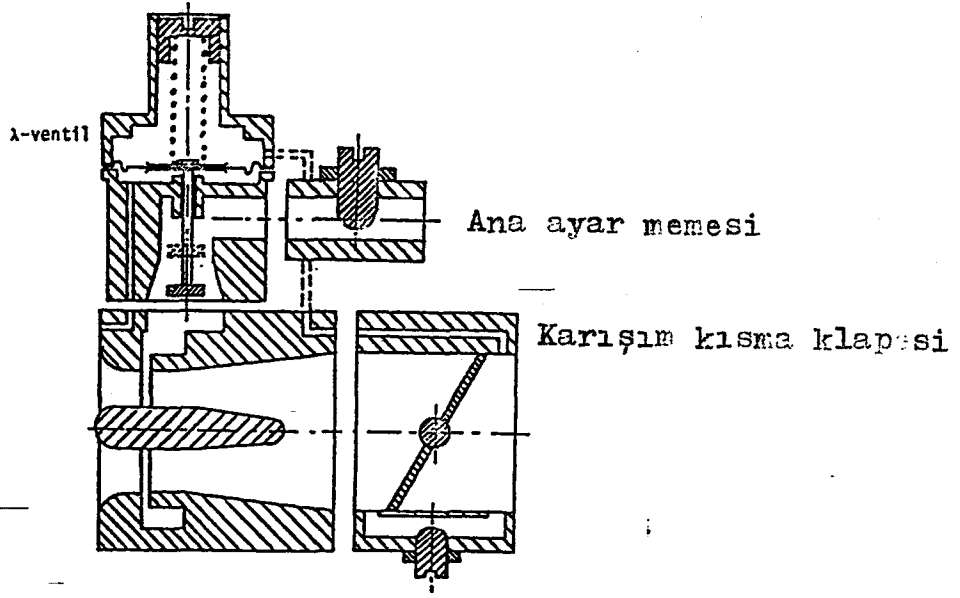


Ana ayar memesi



Karışım kısma klapesi

Ana ayar memesi ile TNO karıştırıcısı

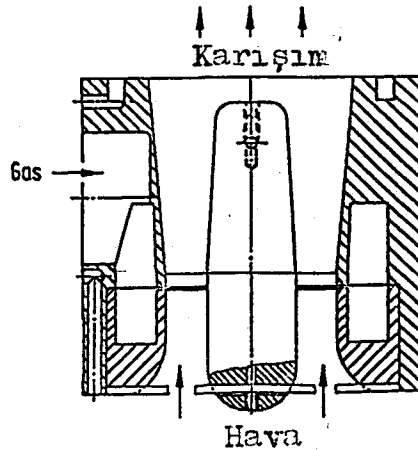


Şekil 3.13. TNO şematik karıştırıcısı (karbüratörü)

- a) Ana ayar memesiyle
- b) 2 ventil ve ana ayar memesiyle

Doğal Gaz/LPG

Doğal gaz ve LPG karıştırıcılarının yapısı Şekil 3.13 ve 3.14'de gösterilmektedir. Ortaya yerleştirilmiş olan Zigarre (Puro) vasıtasıyla karışım homojenliği iyileştirilir. Akım mukavemeti çok düşük olduğundan venturide oluşan vakumun % 70'i tekrar statik basınca dönüşür. Toplam kayıp basınç $2 \text{ hPa} = 20 \text{ mbar}$ civarında olduğundan ilk harekete kolay geçilir.



Şekil 3.14. TNO 100 Doğal gaz/LPG gaz karıştırıcısı (karbüratör)

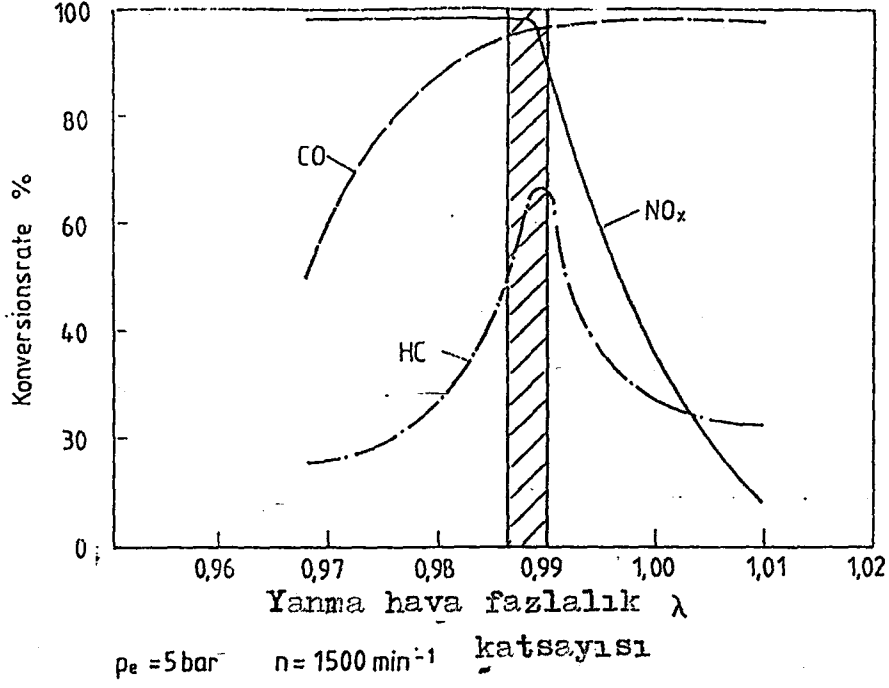
3.2.3. Üç Yollu Katalizatörler ve Çalışma Şekli

İçten yanmalı motorlarda katalizatörlerin kullanılması sadece, eğer kullanılan yakıt katalizatörlere etki eden zehirli hiçbir madde içermiyorsa (kurşun, fosfor, kükürt, klor gibi) mantıklıdır. Doğal gaz otto motorlarında üç yollu katalizatörlerle birlikte kullanıma son derece elverişli bir yakıttır. Ancak taşıt motorlarında kullanımı için daha uzunca bir süreye ihtiyaç vardır. Katalizatör katmanlarının zararlı maddelerle kaplanması yağlama yağında tortulaşmaya neden olmaktadır. Düşük oranda kükürt içeren klorgaz da katalizatörlü taşıtlarda kullanılabilir.

Üçyollu katalizatör eğer dar bir λ aralığında kullanılıyorsa aynı anda üç zararlı madde bileşimini NO_x , CO ve HC aynı anda azalttığı için bu şekilde adlandırılmışlardır. Şekil 3.16'ya göre bu λ aralığı $\lambda = 0,986 - 0,990$ ise ve yakıt olarak doğal gaz kullanılıyorsa NO_x ve CO bileşiklerinin % 95'den fazlası ve HC % 60'dan fazlası zararsız bileşiklere dönüşmektedir.

Benzin kullanımında ise yeterli O_2 bulunduğu halde okside edilen HC miktarı azalmaktadır. Bunun nedeni, diğer hidrokarbonlara karşın daha yüksek katalizatör sıcaklıklarını gerektiren ve sadece diğer bileşimlerin dönüşümü vasıtasıyla daha yüksek derecede ısı açığa çıkması durumunda iyi bir dönüşüm oranı sergileyen yanmamış metanın relatif zor olan diğer hidrokarbonlara dönüşüm kabiliyetinde yatmaktadır.

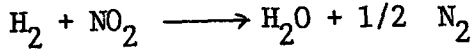
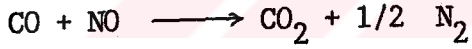
Yapılan denemede keramikmonolithen'den oluşan ve saf metal kaplamalarla (Platin - Rhodium) donatılmış üçyollu bir katalizatör kullanılmış ve deney sonuçları aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. (Şekil 3.16). Bu kaplama tabakasının oksijen depolama kabiliyeti, hem azalan hem de oksidasyona uğrayan reaksiyonları mümkün kılmaktadır /19/.



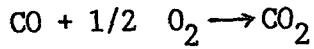
Şekil 3.15. $\lambda = 0,97 - 1,01$ aralığında üç yollu bir katalizatörün deney sonuçları.

En önemli reaksiyonlar

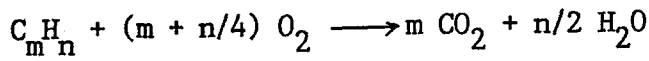
NO_x reaksiyonu



CO oksidasyonu

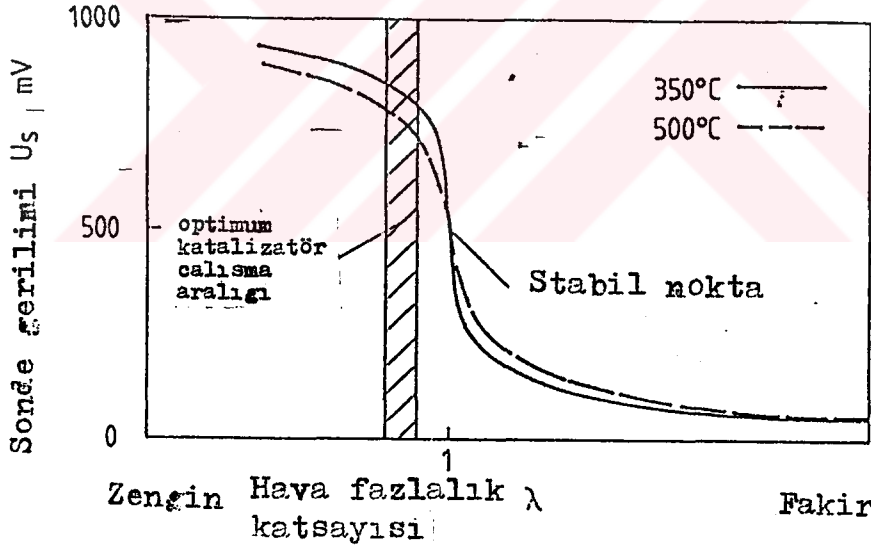


Diğer hidrokarbonların oksidasyonu



3.2.4. Lambda Sonde Çalışma Şekli

Lambda Sonde bir zirkonyumoksit sabit gövde elektrolidinden oluşur. İç elektrod hava kanalları vasıtasıyla çevre ile bağlantılıdır. Bir izomorf (spinellschicht) katmanıyla korunan dış elektrod egzost gazları ile temastadır. Egzost gazlarındaki ve iç elektrodadaki O_2 miktarı oksijenin kısmi basınç farkını belirler ki bu da gerginlik potansiyeli olarak algılanır. Şekil 3.17'de gösterildiği gibi $\lambda = 1$ durumunda hava-fazlalık katsayısının küçük değişimleri fakir karışımlarda <100 mV, stokyometrik karışımda 500 mV, zengin karışımda >900 mV olan sonde gerilim değerlerinde büyük değişikliklere neden olur. Lambda ayarlama tekniğindeki en büyük problem $\lambda = 1$ olmasına karşın 500 mV'luk gerilim değerinin sabit tutulamadığı için λ değerinin zengin karışımlara doğru kaymasıdır.



Şekil 3.16. Sıcaklığın Lambda-Sonde üzerine etkisi.

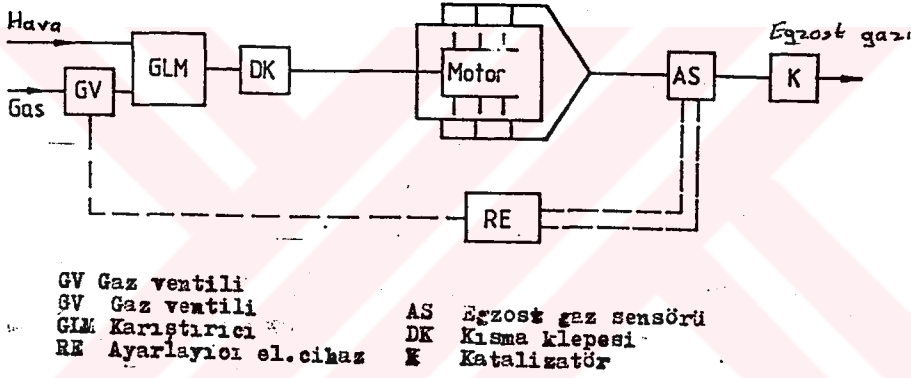
3.2.4.1. Üç Yollu Katalizatörler için Ayarlama Sistemleri

Katalizatörlü otomobil motorlarında yakıt miktarını ve ilave olarak devir sayısı, sıcaklık, hava miktarı gibi diğer büyüklükleri ölçmek ve istenilen hava fazlalık katsayısını ayarlamak için elektronik cihazlar (Bosch -L Jetronik gibi) kullanılmaktadır. Bu cihazlar yakıt-magnet ventilinin açık kalma süresini λ 'ya uygun olarak değiştirmektedirler.

Otto-Gaz motorları için bu sistem uygun yakıt miktarları sağlanamadığından dolayı uygun değildir.

Şekil 3.17'ye göre otto-gaz motoru hava ve gazı ELM karıştırıcısı vasıtasıyla belirli oranda emer. Bu yanma havafazlalık katsayısı aşağıdakilere bağlıdır.

- Emme havasının basıncı ve sıcaklığı
- Emme havasının nem miktarı
- Gazın basıncı ve sıcaklığı
- Gaz-hava karıştırıcısı (karbüratörün) doğrusallık hataları.



Şekil 3.17. Gaz motorlarında Lambda ayar sistemlerinin şematik gösterimi.

Optimal havafazlalık katsayısı kapalı bir ayarlama çemberi olmaksızın katalizatörün yüksek dönüştürme oranına ulaşmak için yeterli hassasiyette tutulamaz. Ayar çevrimi sinyallerini, gaz ventilini uyaran elektronik cihaza gönderen egzost gazı sensörü vasıtasıyla gerçekleştirilir.

Benzin motorlarından başka ilave problemler de söz konusudur. Yakıtın sıkıştırılabilirliği, gaz miktarının fazla olması ya da sistemin ölü zamanının daha fazla olması gibi.

Bosch Ayarlayıcıları

Bosch firmasınca yapılan çalışmalar sonucu Lambda ayarlayıcısıyla beraber bir K setronik modifiye edilerek gaz miktarını ayarlayabilecek hale getirilmiştir.

Gaz ayarlayıcısının kontrolü havafazlalık katsayısının katalizatörün optimum çalışma aralığında kalmasını sağlayan elektronik bir cihaz tarafından yapılır. Lambda sonde geriliminin 500 mV 'dan ($\lambda = 1,00$ stokyometrik karışım³ her geçişinde sistem gaz ventilini açacak ya da kapayacak yönde tahrik edilir. Sonde gerilimi zengin karışım ($\lambda < 1$) yönünde ise sistemin ölü zamanı (yakıt gönderilmeyen periyot) uzatılır. Bu t_v ötelemesi ortalama havafazlalık katsayısının $\lambda = 1$ civarından zengin karışıma doğru yönelmesini mümkün kılar (Şekil 3.16). Artan t_v ötelemesinin etkisini NO_x ve CO konsantrasyonları üzerine etkisi şekil 3.18'de gösterilmektedir /19/.

3.3. YÜKSEK VERİMLİ ÇEVREYİ DAHA AZ KİRLETEN BÜYÜK DİSEL-GAZ MOTORLARI

Rudolf Diesel tarafından icat edilen ve gerçekleştirilen içten yamalı motor bugün halen günümüz motorlarına yol göstermektedir. Ayrıca R.Diesel'in iki yakıtlı motorların prensibini bulduğu az bilinen bir olaydır.

Diesel-Gaz motorları iyi bir termik verime sahiptir ve çevreyi diğer motorların bir çoğuna göre daha az kirletirler. Egzost gazları daha az zararlı madde içerir. Pratikte egzost gazlarında karbon monoksit ve kükürt yoktur. NO_x miktarı, diğer içten yamalı motorların NO_x miktarları ile karşılaştırılacak olursa diğerlerine göre çok azdır. Gaz-hava karışımının ateşlenmesi için az miktarda dizel yakıtı kullanılır. Bu motorların diğer bir avantajı da motorun çalışmasını kesmeksizin dizel-gaz çalışmasından % 100 dizel çalışmasına geçebilmesidir. Ayrıca kullanılan gaz ya da dizel yakıt oranı kademesiz olarak değiştirilebilmektedir.

3.3.1. Dizel-Gaz Motorları ve Temel Prensipleri

3.3.1.1. Yanma Yöntemi

Dizel-Gaz motoru gaz yakıt kullanımında yaklaşık olarak dizel yakıt kullanımında ulaşılan güç ve verim değerine ulaşabilir, eğer uygun bir gaz yakıt kullanılıyorsa.

Dizel-gaz çalışmasında, gaz-hava karışımının ateşlenmesi yanma odasına az miktarda pilot dizel yakıtının püskürtülmesi vasıtasıyla sağlanır.

Dizel Çalışması

Dizel-gaz motorları % 100 dizel yakıtı kullanan motorlardan geliştirilmiştir ve bu motorlarda dizel yakıtı % 100 gereklidir. Dizel yakıt kullanımında sıkıştırma oranı yüksek seçilmektedir. Püskürtülen yakıtın ateşlenmesi için yüksek sıkıştırma sonu sıcaklıkları gereklidir. Artan sıkıştırma oranıyla motor verimi artar. Tutuşma gecikmesi azalır. Motorun yanma gürültüsü azalır. Dizel motorlar için yüksek sıkıştırma oranı yanma olayının gerçekleşebilmesi için gerekli olduğu halde bu durum gaz yakıt kullanımında biraz daha değişiktir ve relatif olarak daha düşük sıkıştırma oranları ϵ istenir.

Gaz Yakıt Kullanımı

Gaz yakıt motora emme periyodunda alınır. Kompresyon periyodunda yakıt hava karışımı sıkıştırılır. Sıkıştırma basıncı ve sıcaklığı bir taraftan pilot dizel püskürtmesi yapıldıktan sonra yakıt hava karışımının ateşlenmesini sağlayacak kadar yüksek olmalı, diğer taraftan da yakıtın kendi kendine tutuşmasına izin vermeyecek şekilde de düşük olmalıdır.

Dizel-gaz motorlarında, otto motorlarında olduğu gibi ateşleme meyilli bir karışım oluşturulursa, yanma hızına bağlı olarak silindir içi basınç ve sıcaklığı aniden yükseleceğinden silindir içi maximum

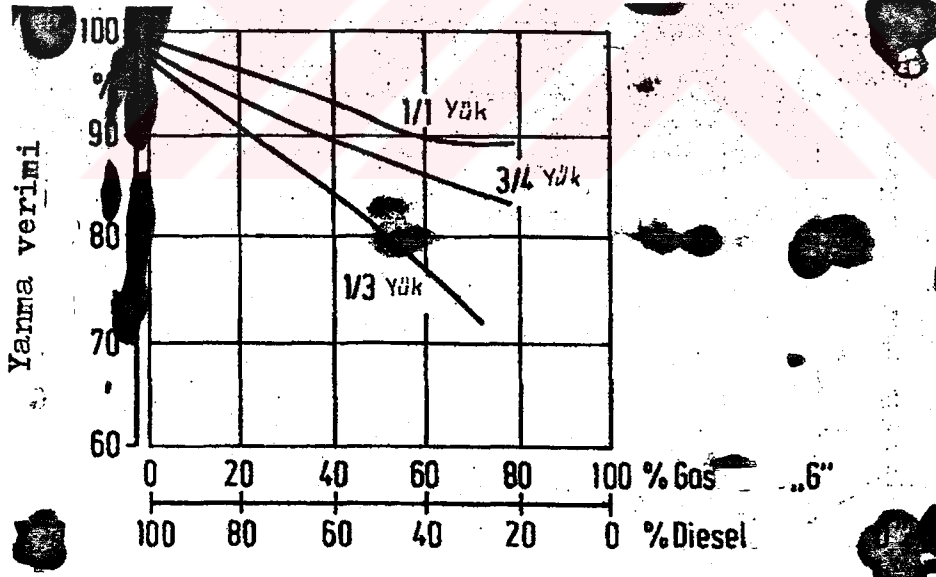
basıncı da tehlikeli bölgeye ulaşacağından Dizel-gaz motorlarında yanma hızı frenlenmelidir. Bu olay karışımın hava miktarı arttırılarak yani karışım fakirleştirilerek, herşeyden önce motorlarda aşırı doldurma ile sağlanır. Hava miktarı otto motorlarındaki tutuşma sınırından uzaklaşacak kadar fazla olmalıdır. Bu şekilde frenlenmiş yanma mecburi olarak kötü bir yanma verimi ortaya koyar.

Yanma verimi olarak aşağıdaki definasyon seçilebilir:

$$\eta_A = \text{Isıya dönüşen yakıt enerjisi} / \text{silindire alınan yakıt enerjisi}$$

Yanma Verimi

Terasek¹ tarafından dizel-gaz motorunun yanma verimi ile ilgili olarak aşırı doldurmasız bir motorda farklı dizel-gaz yakıt oranları ve % 100 dizel yakıtı kullanılarak yapılan araştırmaların sonuçları aşağıdaki şekil 3.18'de gösterilmektedir /20/.



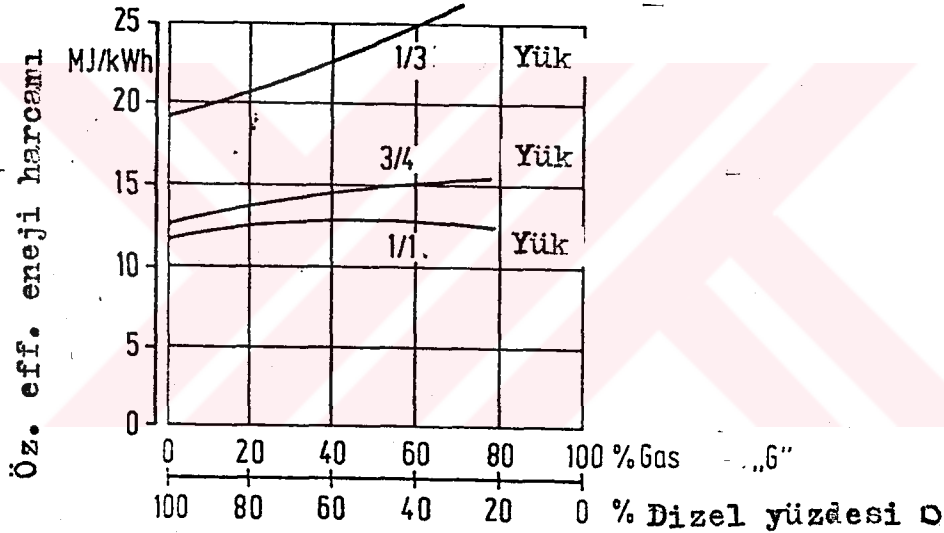
Şekil 3.18. Farklı yüklerde gaz yakıt oranının yanma verimine etkisi (Devir sayısı sabit).

1*. Terasek : Egzost gazı zararlı madde emisyonlarının azaltılması konusundaki doktora tezi çerçevesinde son yıllarda bu konu üzerinde çalışmış ve Dizel-Gaz yöntemine bir ışık getirmiştir.

$$\eta_A = \% 97 \quad 1/3 \text{ yükte}$$

$$\eta_A = \% 99 \quad \text{tam yükte}$$

Dizel-gaz çalışmasında motorun yanma verimi kullanılan yakıt içindeki gaz miktarının artmasıyla artan yanmamış hidrokarbonlar nedeniyle düşmektedir. Özellikle kötü yanma verimleri düşük yük ve yüksek gaz yakıt yüzdesiyle motorun çalıştırılması sırasında oluşmaktadır. Örnek olarak 1/3 yükte ve % 70 gaz yakıt kullanımında yanma verimi % 74'dür. Demekki % 26 oranında yanabilir nitelikteki yakıt yanma prosesine hiç katılmamıştır. Şekil 3.19'da gaz-yakıt yüzdesinin değişik yüklerde özgül efektif enerji ihtiyacına olan etkisi gösterilmektedir.

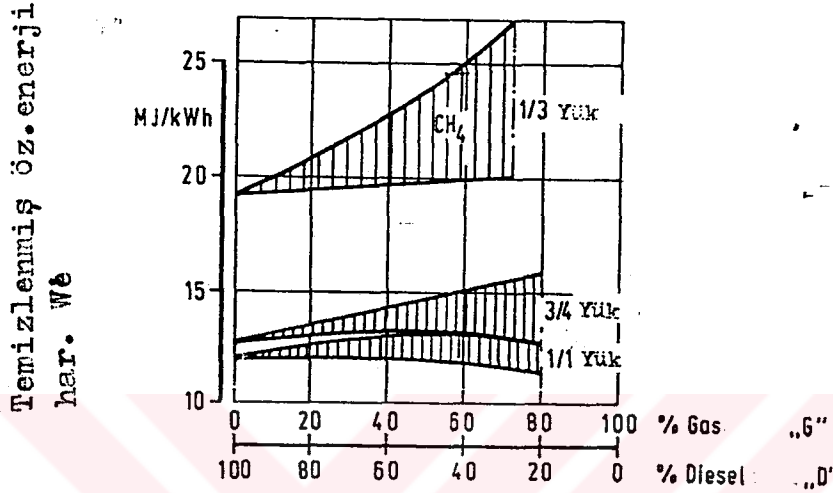


Şekil 3.19. Gaz yakıt oranının farklı yüklerde özgül efektif enerji ihtiyacına etkisi (devir sayısı sabit).

Eğer gerçek olarak prosese katılan gerçek gaz miktarının termodinamik etkileri gözlemlenmek isteniyorsa yanabilir, egzost gazı komponentlerinin yanma enerjileri özgül efektif enerji harcamından W_e çıkarılmalıdır. Böylelikle temizlenmiş bir enerji harcaması elde edilir.

Şekil 3.20'de bu çıkarmanın sonuçları gösterilmektedir. Şekle göre 3/4 yüke kadar yakıt harcaması % 80 gaz yakıt kullanımında da dizel

motorun yakıt harcamından daha kötüdür. İlk olarak tam yük değerinde yakıt harcamı aynı gaz yakıt yüzdesinden dizel yakıt harcamı değerinden daha az olarak gerçekleşebilmiştir.



Şekil 3.20. Değişik yüklerde ve gaz-yakıt bağımlılığında temizlenmiş özgül efektif enerji harcamı.

Yanma Sırasında Isı Oluşumu

Isı oluşumu için termodinamik olarak en uygun form ısının tamamının oluştuğu üst ölü noktadaki sabit hacim yanmasıdır. Yanma hızı sonsuz olamayacağından bunu pratikte gerçekleştirmek imkansızdır. Prosesi iyileştirmek için yüksek yanma hızlarıyla kısa süreli yanma ve buna uygun basınç değerleri elde edilmeye çalışılır.

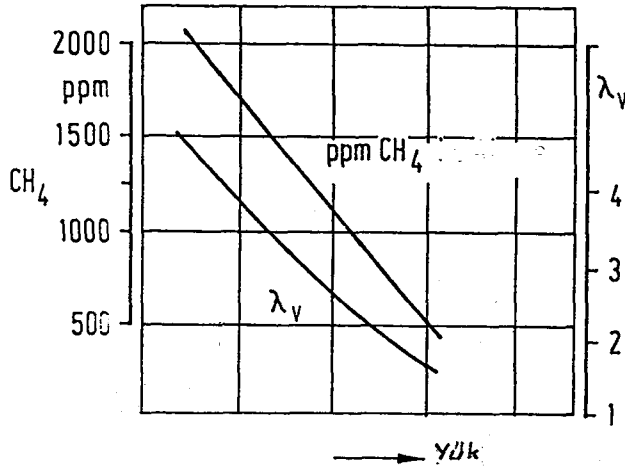
Sadece yanma süresi değil aynı zamanda ısı iletiminin başlaması ve zamansal $\cdot \text{KmA}$ açısında iletilen ısı da önemli bir rol oynamaktadır. Alev oluşumunun en uygun yeri ve formu açısından tasarlanan kural- lar da daha başka bir sonuç ortaya koyamamaktadırlar. Her durumda genel olarak yanmanın üst ölü nokta civarında olması ve kısa sürmesi termo- dinamik bakımdan avantajlı sayılmaktadır. Bu mantıkla başka bir kriter- de yanma sırasında dönüşüme uğrayan enerji yüzdesidir. Bu değer ne kadar büyükse termodinamik bakımdan o kadar iyi kullanılmıştır denilmektedir.

Dizel-gaz motorları yanma başlangıcında silindirde bir çevrim periyodunda kullanılması gereken yakıtın tamamına sahipken dizel motorları henüz ısı dönüşümü başladıktan sonra yakıtı silindirlere göndermektedir. Bu durumda alev oluşum formu dizel-gaz motorlarında termodinamik bakımdan daha uygundur. Böylece dizel-gaz motorlarında yanma verimi dizel motorlara göre daha az olduğu halde yakıt harcamı yaklaşık olarak dizel motoruna eşittir.

Azalan Yanma Veriminin Çalışma Şartlarına ve Egzost Gazları Emisyonuna Etkisi

Dizel-gaz motorlarının daha önceden söylenildiği gibi otto motorunun silindir içi yanma şartlarından uzaklaşması için silindirlere ilave hava hareketleri yaratılmalı ve daha fazla hava silindirlere alınmalıdır. Bu büyük ateşleme enerjisi meşaleye benzer şekilde yanan pilot dizel püskürtmesiyle öyle çok ateşleme merkezleri oluşturur ki yanma hızının silindir içinde ani basınç artışlarından kaçınmak için "frenlenmesi" gerekir.

Motor şartlarında sürekli olarak egzost gazlarında yanmamış hidrokarbon yüzdesini arttıran bir yanma verimi azalması sürekli olarak söz konusudur. Şekil 3.21 'de bu durum açıkça görülmektedir.



Şekil 3.21. Yanma havafazlalık katsayısının λ_v egzost gazları içindeki yanmamış hidrokarbonlara (CH_4) değişik yüklerde etkisi (Devir sayısı sabit).

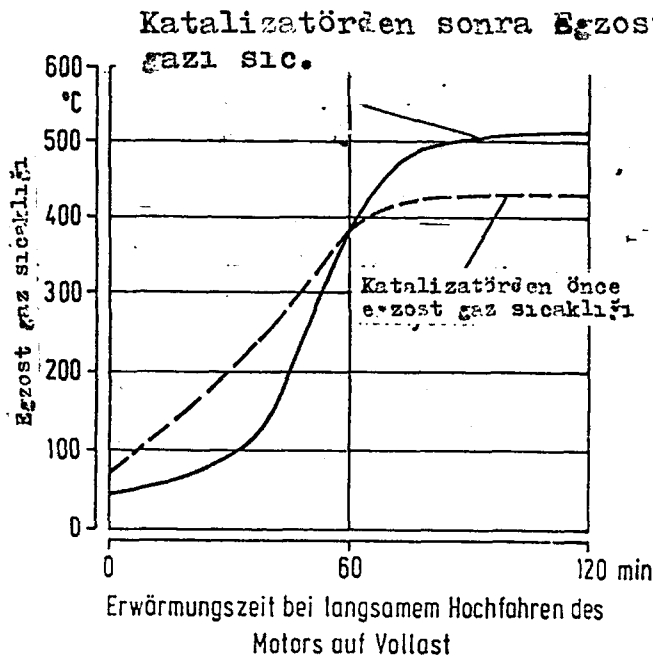
Egzost gazları esas olarak;

- CO_2 ve H_2O
- O_2 ve N_2 yanı havadır.

Yanmamış Hidrokarbonların Oksidasyonu Vasıtasıyla Genel Verimin İyileştirilmesi

Egzost gazlarındaki yanmamış hidrokarbonlar bir enerji kaybına neden olmaktadır. Oksidasyon katalizatörlerinin kullanımı vasıtasıyla bu kayıp enerji bir miktar azaltılabilir. Oksidasyon katalizatörlerinde hareketli ya da mekanik parçalar olmadığı için kullanımı oldukça ekonomiktir ve egzost borusuna monte edilirler.

Sadece egzost gazlarının sıcaklığının katalizatörün çalışma sıcaklığını aşmamasına dikkat edilmelidir. Eğer gaz sıcaklığı katalizatörün çalışma sıcaklığını aşarsa okside edilen hidrokarbon miktarı sürekli azalır. Şekil 3.22'de egzost gazlarının sıcaklığı motorun ilk hareketinden itibaren gösterilmektedir. Yaklaşık olarak 380°C 'den itibaren katalizatörde egzost gazlarının yanmamış hidrokarbonların eksotermik oksidasyonu vasıtasıyla egzost gazlarının katalizatöre girmeden önceki değerlerinin üzerine çıktığı (katalizatörden sonra) şekilden görülmektedir.



Şekil 3.22. Oksidasyon katalizatöründe egzost gazı sıcaklığı tam yükte.

Aşırı doldurmasız bir dizel-gaz motoru, aşırı doldurmalı bir motorun mümkün olan süpürme havası ifade edilen şeyleri yanılığa sevk edebileceği için hava kısılması olmaksızın seçilmiştir. Yanmamış hidrokarbonların yüzdesi güç ve havafazlalık katsayısı λ_v ile doğru orantılı olarak değişir. $\lambda_v = 1,5$ havafazlalık katsayısının 1,5 değerine yaklaşmasıyla vuruntu sınırına öyle yaklaşır ki hava fazlalık katsayısı tekrar bir azaltılmaya gidilemez.

Dizel-Gaz Motorunda Yanmamış Hidrokarbonlar

Bir dizel-gaz motorunun egzost gazlarındaki hidrokarbonlar gaz yakıt olarak kullanılan yakıtın bileşimindeki hidrokarbonlardan oluşmaktadır.

Yakıt olarak genellikle esas olarak metandan oluşan doğal gaz kullanıldığı için egzost gazları içindeki yanmamış hidrokarbonların önemli bir kısmı CH_4 metandır.

Karbonmonoksit CO : Dizel-gaz motorlarında yanmamış hidrokarbonlara karşın pratikte CO oluşmaz.

Azot oksitler NO_x ; CO için söylenen mantıki olarak NO_x ler için de geçerlidir. Fakat silindir içinde oluşan yüksek sıcaklıklar nedeniyle alevin ön cepesinde NO_x oluşur. Ancak silindirlere gönderilen ilave hava ve yaratılan hava hareketleri nedeniyle yanma hızı ve silindir içi sıcaklığı azaltıldığı için NO_x oluşumu güçleşir. NO_x yüzdesi dizel-gaz motorunda yaklaşık olarak iyi bir dizel motorunun NO_x yüzdesine yakındır.

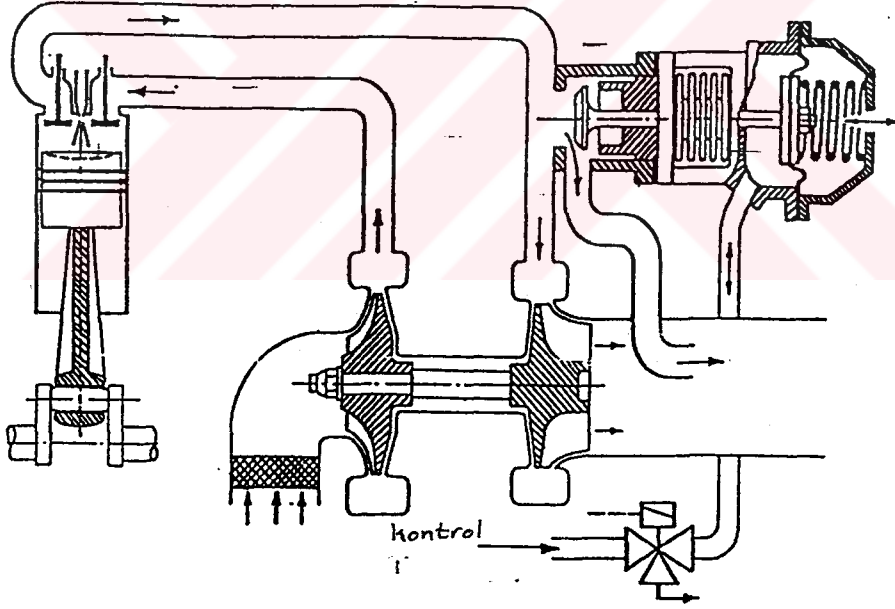
Dizel-gaz motorunun egzost gazları incelenecek olursa aşağıdaki-ler tespit edilir:

- CO pratikte yoktur,
- NO_x iyi bir dizel motorun NO_x oluşum aralığında kalır.
- CH yakıt bileşimine göre
- SO_2 genellikle gaz yakıt olarak doğal gaz kullanıldığı için SO_2 yoktur.

3.3.2. Dizel-Gaz Motorlarında Aşırı Doldurma

Şimdiye kadar anlatılanlardan dizel-gaz motorları için hava temini- nin işletme açısından çok önemli olduğu sonucu çıkmaktadır. Motorun ekonomikliği önemli oranda doğru gaz-hava karışımının elde edilmesine ve yanmanın iyi bir verimle gerçekleşmesine bağlıdır.

Serbest emişli (aşırı doldurmasız) dizel-gaz motoru kısmi yüklerde havayı optimum miktarda ayarlayamaz. Kısılma ve kompresyon sonucu basıncı azalır. Ve böylelikle dizel pilot püskürtmesinin kıvılcım oluşturmaları için gerekli olan şartlara ulaşılamaz. Egzost gazı turbo aşırı doldurma ile motorun ekonomikliğini iyileştiren ve aynı silindir hacminde daha fazla güç elde edilmesi sağlanır. Zira aşırı doldurma ile silindirlere aşırı miktarda hava sokulmaktadır.



Şekil 3.23. Bir dizel-gaz motorun aşırı doldurma sistemi.

Silindirlere aşırı doldurmayla alınan havanın büyük bir kısmı yanma olayında kullanılır. Diğer kısım süpürme havası yanma odasının soğutulması ve egzost periyodu sırasında yanma odasının süpürülmesi için faydalanılır.

Gaz-hava karışımının optimal yanması gaz çalışmasında relatif düşük havafazlalık katsayılarıyla λ_v (yanma havafazlalık katsayısı) gereklidir. Eğer dizel çalışmasında havafazlalık katsayısı azaltılırsa egzost gazlarında kurum oluşumu başlar.

3.3.3. Dizel-Gaz Çalışmasından % 100 Dizel'e ya da Ters Dönüşümü

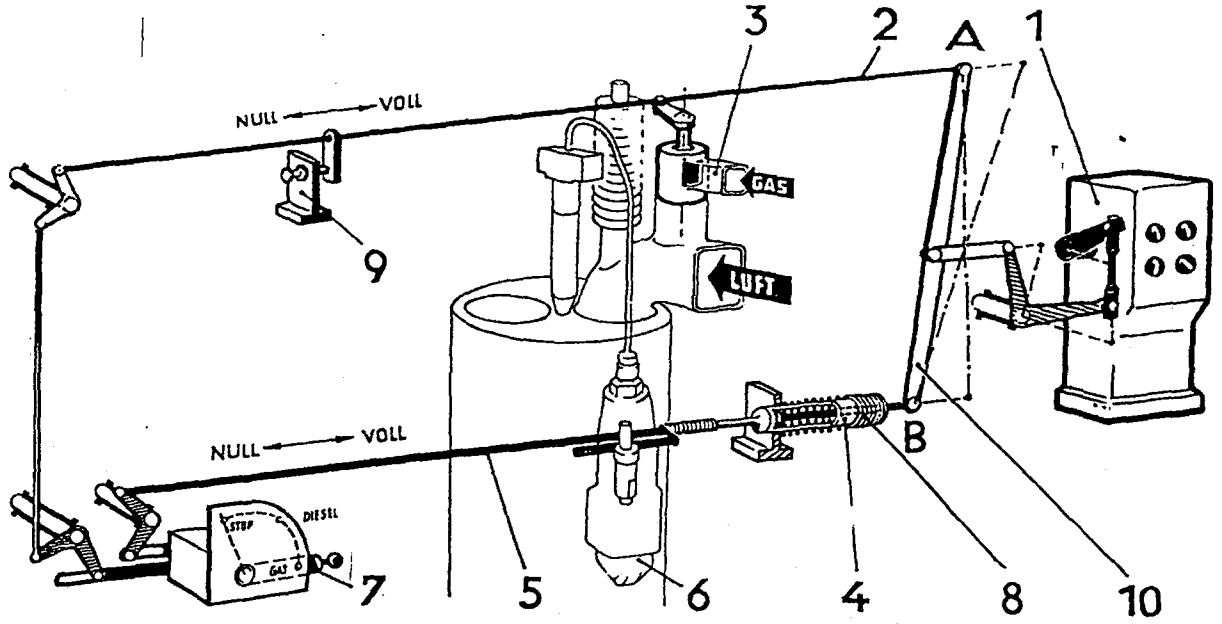
3.3.3.1. Devir Sayısı ve Güç Ayarı

Dizel-gaz motorlarda sadece dizel çalışmasında sıvı yakıt miktarı kontrol edilir. Gaz çalışmasında ise sürekli olarak gaz yakıt miktarı kontrol altındadır. Eğer gaz yakıt kullanılmıyorsa yani toplam yakıtta % 0 ise sıvı yakıt kontrol edilmektedir. Gaz çalışmasındaki sıvı yakıt miktarı isteğe göre ya manuel ya da otomatik olarak gaz miktarından bağımsız olarak ayarlanır. Ayarlanan sıvı yakıt miktarı motor yükünden bağımsızdır.

3.3.3.2. Dizel'den Dizel-Gaz Çalışmasına Geçiş

İki değişik yakıtla çalıştırılabilen bu motorlarda bir yakıt cinsinden diğerine geçiş her yükte ve devir sayısında bir iş periyodundan daha kısa bir süre içinde sağlanır. Burada motorun çalışma yöntemlerinin her ikisinin de birbirinden önemli bir farkı yoktur. Termik ve mekanik yükler her iki yöntemde de kesinlikle motor için ön görülen sınır değerlerin üzerine çıkmamalıdır.

Bir işletme şeklinden diğerine geçişi otomatik olarak sağlayan bir yöntem geliştirilmiştir (Şekil 3.24). Geçiş isteğe göre elle ya da otomatik olarak yapılır. Geçiş otomatiğinin kol tertibatı terazi balkon prensibine "Waagebalkenprinzip" göre çalışmaktadır. Gaz çalışmasında püskürtme pompası ayar kolu pilot püskürtmeye ayarlamakta, devir sayısı düzenleyicisi gaz ayar kolunu hareket ettirmektedir. Dizel çalışmasında gaz ayarlayıcısının kolu "Null-Füllung" sıfır konumunda kalmakta ve yakıt pompasının kolu devir sayısı düzenleyicisi tarafından tahrik edilmektedir.



- | | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| 1 Devir sayısı ayarlayıcısı | 5 Püskürtme pompası |
| 2 Gas ayar kolu | 7 Pilot püskürtme sınırlaması |
| 3 Gas ayar valfi | 8 Yay |
| 4 Elastik eleman | 9 0 ve tam yük sınırları |
| 5 Püskürtme pompası ayar kolu | 10 Terazisi |

Şekil 3.24. Bir dizel gaz motorun ayar mekanizmasının şematik gösterimi.

Motor dizel çalışmasıyla ilk harekete geçirilir ve daha sonra dizel-gaz çalışmasına geçilir. Bu sırada önce gaz hattı açılır.

Motorun stop etmesi istenildiğinde önce tekrar dizel çalışmasına geçilir. Böylelikle motorda ve egzost sisteminde gaz kalmaması sağlanır.

3.4. BAZI GAZ MOTORLARI UYGULAMA ÖRNEKLERİ

3.4.1. MAN B&W Dizel Gaz Motoru L 52/55 ADG

MAN L 52/55 dizel gaz motoru şu anda pazarda bulunan 6'dan 9'a kadar değişik silindir sayıları inşa edilen silindir hacmine ve gücüne göre en büyük 4 stroklu dizel-gaz motorudur. Önemli motor verileri Tablo 3.3'de verilmektedir. Motor gaz çalışmasında metan sayısı $MZ = 100$ olan bir yakıt kullanıldığında (saf metan ya da doğal gaz gibi) silin-

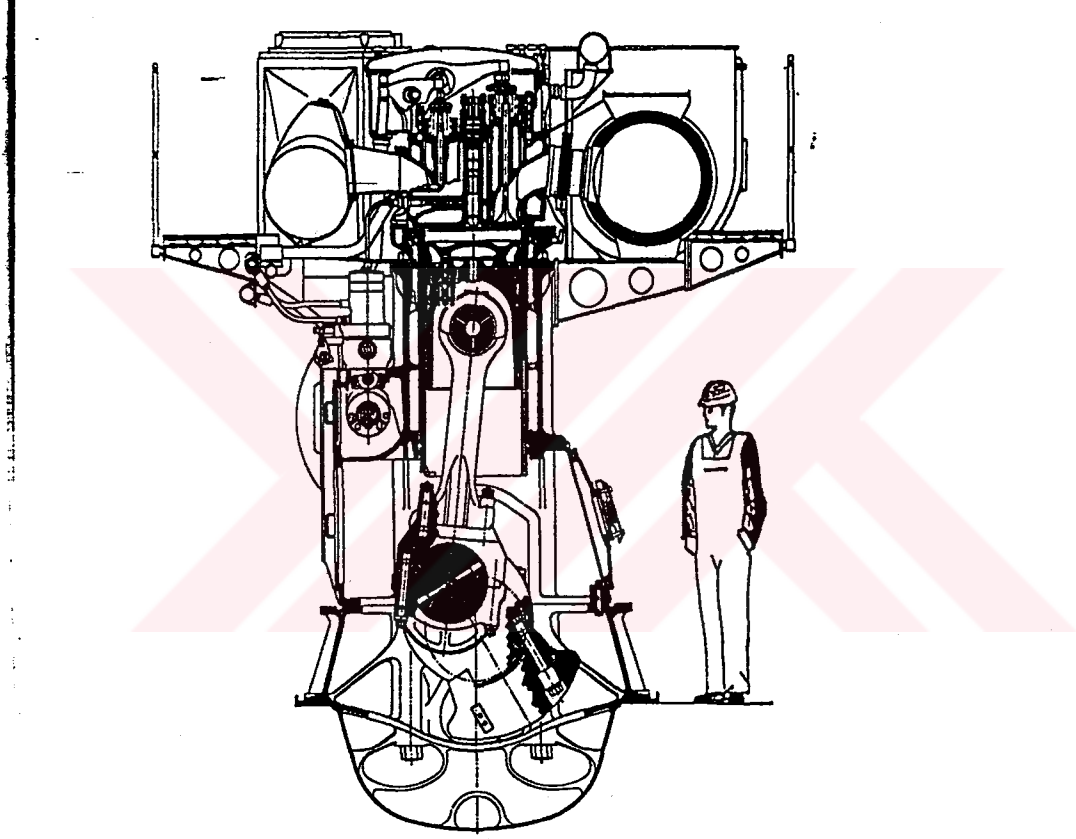
dir başına 625 kW verebilmektedir. Dizel çalışmasında ise silindir başına alınan güç 685 kW'ye ulaşmaktadır. Bu motorda toplam yakıt içinde dizel yakıtının payı % 8'den % 100 kadar olabilmektedir.

Max.devir sayısı	450	d/d
Ortalama piston hızı	7,85	m/s
Silindir hacmi	117	dm ³
Sıkıştırma oranı	10,5	(MZ= 100)
Piston çapı	520	mm
Piston stroku	550	mm
Ortalama efektif basınç	15,0	bar
Silindir gücü	625	kW (850 PS)
Devir sayısı	428	d/d
Dolgu basıncı	2,2	bar (mutlak)
Gaz basıncı	3	bar "
Ateşleme basıncı	120	bar
Gaz çeşidi	Doğal gaz	
Isıl değeri	36500	kJ/m ³
Metan sayısı	100	
Tam yükte enerji harcamı (Gaz çalışmasında MZ= 100)		
Gaz	8123	kJ/kWh
Dizel (pilot püskürtme)	677	"
Toplam	8800	kJ/kWh
Egzost gazı miktarı	7,2	"
Egzost gazı sıcaklığı		
Motordan çıkış	410	°C

Tablo 3.3. MAN B&W 52/55 AOG Motorunun bazı verileri.

Şekil 3.25'de hem generatörler için hem de pompa ya da sıkıştırma işlerinde kullanılabilen 4 stroklu MAN 52/55 AOG motorunun kesiti görülmektedir. Motou aynı zamanda bir sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) tankerinin ana makinası olarak da kullanmak mümkündür.

Motor parçalı biyel mekanizmasına sahiptir ve pistonlar yağ ile soğutulmaktadır. Pistonlarda yağ temini biyel içindeki yağ kanalları vasıtasıyla sağlanır. Silindir kafasında iki egzost ve iki emme subabı bir adet gaz ventili ve bir adet de dizel yakıt püskürtmesi için enjektör bulunmaktadır. Motor aşırı doldurmalı olup, dolgu havasını soğutma sistemiyle donatılmıştır. Her silindirin yakıt püskürtme pompası ayrıdır ve motor direkt püskürtmelidir.

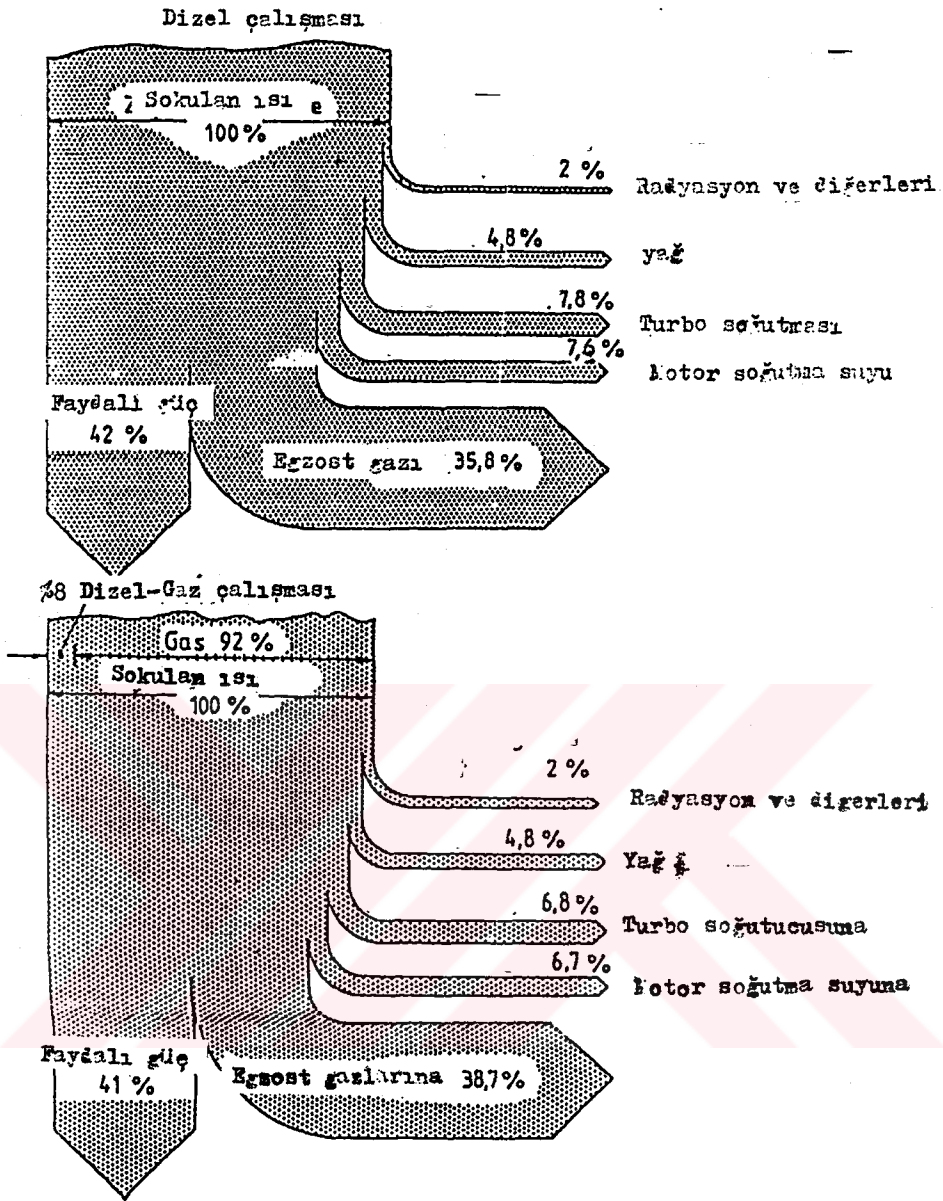


Şekil 3.26. MAN B&W 52/55 AOG Motor Kesiti.

Şekil 3.27'de dizel ve dizel-gaz çalışmaları için motordaki enerji akışını gösteren sankey diyagramı verilmektedir.

Motor bir yakıt çeşidinden diğerine çok kısa sürelerde geçebilmekte ve özgül enerji harcamı yaklaşık olarak aynı kalarak efektif motor verimi yaklaşık % 41-42 arasında olmaktadır.

Isı akışı incelenecek olursa dizel ve dizel-gaz çalışmalarının yaklaşık olarak birbirine benzer olduğu görülür. (Tablo 3,4) /21/.



Şekil 3.27. Dizel ve dizel-gaz yakıt kullanımında Sankey diyagramı.

Motorda gaz ve hava silindirlere ayrı kanallardan gönderilerek silindir hava-gaz karışımları oluşturulur.

Motor tipi

MAN BEW 52/55 AOG

$n = 428$ 1/min

$N_e = 625$ kN/sil

$P_e = 15$ bar

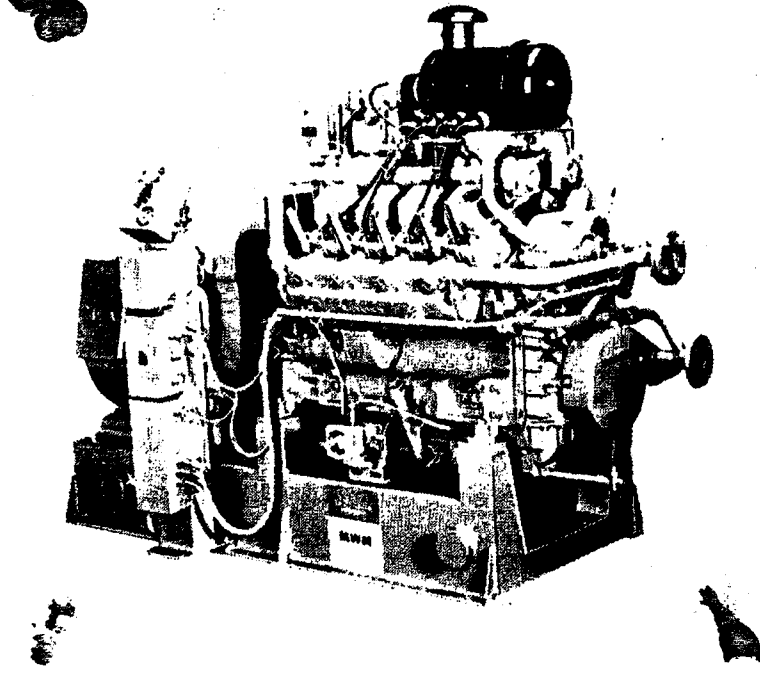
Metan sayısı MZ = 100

	Dizel Çalışması	Gaz Çalışması
1.Kullanılabilir enerji		
Mekanik enerji	% 42	% 41
Motor soğutma suyuna	% 7,6	% 6,7
Dolgu soğutulmasına	% 7,8	% 6,8
Egzost gazı enerjisi		
Dizel 180°C'ye kadar	% 26,6	
Gaz 120°C'ye kadar		% 28,2
Toplam kullanılabilir enerji	% 88,8	% 81,5
2.Kullanılamayan enerji		
Işıma	% 20	% 20
Ard gaz enerjisi	% 9,2	% 10,5
Toplam kayıp enerji	% 11,2	% 12,5

Tablo 3.4. Isı Bilançosu.

3.4.2. MWM Motoru

Şekil 3.28'de otto-gaz yöntemine göre modifiye edilen bir D 234 motoru görülmektedir.



Şekil 3.28. WMM Otto-Gaz Motoru G 234-V8

Motor yapısı	V6 motor
Strok	140 mm
Çap	128 mm
Strok hacmi/sil	1,8 dm ³
Devir sayısı	1500 1/min.

Yanma olayı optimizasyonu ve egzost gazları içindeki zararlı madde emisyonlarının iyileştirilebilmesi aşağıdaki bazı faktörler üzerinde ayrıntılı çalışmalarla sağlanır.

- Karışım Oluşturma Sistemi :

Gaz karıştırıcı (karbüratör) : homojen gaz-hava karışımlarının teminini sağlar.

Kısılma klapesi : Silindirlere alınan taze dolgu miktarını kontrol eder.

Emme sistemi : Her silindire eşit miktarda taze dolgu alınmasını sağlar.

Hem hava hem de gaz miktarını simultane olarak kısılma klapesi önünde kontrol eden gaz karıştırıcısı, ne silindirler için yeterli homojenlikte gaz-hava karışımını ne de motorun değişken çalışma şartlarına bağlı olarak gerekli olan λ havafazlalık katsayısı sabitliğini sağlar. Venturi prensibine göre çalışan karıştırıcı ancak bir sıfır basınç düzenleyicisi (Nulldruckregler) vasıtasıyla otto-gaz motorunun $\lambda = 1$ çalışma şartına uygun olarak gerekli gaz miktarını ayarlayabilir. Böylelikle, motorun her iki sırasında artan NO_x emisyonlarından kaçınılabılır /19/.

İyi bir özgül yakıt harcamasına ulaşabilmek için doğal gaz kullanımında ve sıkıştırma oranı $\epsilon = 12 \div 14$ arası seçildiğinde yüksek enerjili ateşleme sistemleri denenmiştir.

- Manyetolu ateşleme
- Bobinli ateşleme (Yüksek gerilim kondansatör ateşlemesi)

Motor Parametreleri:

- Yanma odasının modifikasyonu
- Sıkıştırma oranı varyasyonları
- Yanma odasında dolgu hareketleri
- Buji varyasyonları

Bir otto-gaz motorunun stokyometrik karışım oranı $\lambda = 1$ 'de vuruntusuz olarak çalışabilmesi ve zararlı madde emisyonlarının azaltılabilmesi sadece üç yollu bir katalizatörün kullanılması ile mümkündür. Katalizatörün λ aralığını tam olarak sabit tutabilmek için lambda ayar sistemi geliştirilmiştir. Ve bu sistem gaz miktarını % 0,1 oranda ayarlanabilecek kadar hassastır. Yapılan deneylerin sonuçları TA Luft 1985 hava standardı değerlerine de uygundur. Tablo 3.5'de TA Luft standardı verilmektedir. Ayrıca yapılan deneylerde Lambda-Sonde ve üç yollu katalizatör eskimesi, kirlenme gibi çalışmaya bağlı olumsuz etkiler katalizatörlü taşıt motorlarından daha düşük düzeydedir. İlk seri üretilen MWM G 234-V8 motoru Aralık 1984'de Weinheim'da bir merkezi ısıtma merkezine yerleştirilmiş ve bugüne kadar (1988) problemsiz olarak çalışmaktadır /19/.

- Yağlama yağı değişimi	2000 h
(Analizlere ve buji kontrollerine göre)	
- Bujilerin değişimi	4000 h
- Silindir gömlek ve piston kontrolü	16000 h
- Ateşleme sistemi revizyonu	24000 h
- Motor revizyonu	60000 h

Pratiğe yönelik bu tecrübeler ışığında motorun ilk revizyonunda sadece segmanların değiştirilmesinin yeterli olduğu görülmüştür.

Araştırma çalışmalarının amacı (1981)

Boyut	Ölçüm değeri (% 0 O ₂)	(% 5 O ₂)
kg/TJ	ppm	kg/m ³
NO _x = 100	200	0,31
CO = 240	780	0,73
HC = 30	55 (C ₃ H ₈)	

İlk Gelişmeler (1983)

NO _x	100	0,155
CO	300	0,285
HC	300 (C ₃ H ₈)	0,445

İkincil Gelişmeler (1984)

NO _x	30	0,045
CO	225	0,215
HC	150 (C ₃ H ₈)	0,225
HC CH ₄ olmaksızın	30 (C ₃ H ₈)	0,045

TA Luft Egzost Gazı standardı önerisi (1985)

NO _x	0,5
CO	0,65
HC	0,15

Tablo 3.5. TA Luft egzost gazı standardı.

3.4.3. E 2866 DUH MAN Doğal Gaz Motoru

3.4.3.1. Yakıtın Depolanması

Doğal gaz, propan ve bütan karışımının bazı önemli değerleri Tablo 3.6'da dizel yakıtı ile karşılaştırmalı olarak verilmektedir.

	DİZEL	LPG	DOĞAL GAZ LNG	CNG
Yakıtın depo içindeki hali	sıvı	sıvı	sıvı	gaz
Depo sıcaklığı	oda sıc.	oda sıc.	-162°C	oda sıc.
Max. tank basıncı	Atmosfer	5 bar	2 bar	200 bar
Isıl değeri (MS/l)	34,7	24,8	21	7,2
Yakıt yoğunluğu kg/l	0,83	0,54	0,42	0,17

LPG : Sıvılaştırılmış petrol (Propan/Bütan)

LNG : Sıvılaştırılmış doğal gaz

CNG : Sıkıştırılmış doğal gaz

Tablo 3.6. Yakıtların bazı yönlerden karşılaştırılması

Taşıt deposundaki yakıt dizel ve propan/bütan karışımında sıvı doğal gazda ise ya sıvı halde ya da sıkıştırılmış gaz halindedir. Gaz formundaki depolamada doğal gaz 200 barın üzerinde bir basınç ile sıkıştırılır ve "CNG compressed Natural Gasé olarak adlandırılır.

Propan-bütan karışımında 5 ya da 8 barlık bir basınç gazı sıvılaştırmak için yeterlidir. Sıvı durumda bu yakıt "LPG : Liquefied Petroleum Gas" adını alır. Yakıtın tanklara depolanması oda sıcaklığında ve alçak basınç tanklarında gerçekleşir.

Yakıtların ısıl değerleri de yoğunluklarında olduğu gibi büyük farklılıklar gösterir.

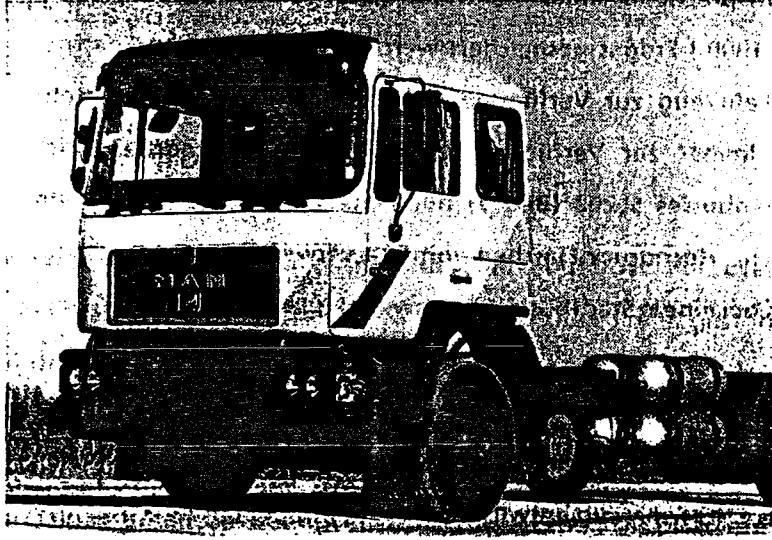
Dizel yakıtı 34,7 MJ/L ısı değeri ve 0,83 kg/l yoğunluk ile en yüksek değere sahipken bu durum CNG de 7,2 MJ/L ısı değeri ve 0,17 kg/l yoğunluk ile oldukça aşağılara düşmektedir. Propan'da ise ısı değeri 24,8 MJ/L, yoğunluk da 0,54 kg/l ile relatif olarak dizel yakıtına yakın bir konumdadır. Böylelikle LPG'nin taşıt üzerinde depolanması bir problem teşkil etmemektedir.

Doğal gaz'da ise durumun o kadar uygun olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni 4,8 L doğal gaz 200 bar basınç altında 1 l dizel yakıtının içerdiği enerjiye sahip olmasıdır. 200 lt'lik dizel yakıtına uygun olan miktarda doğal gaz yaklaşık olarak 1000 lt hacim kaplamaktadır. Bu kadar büyük bir hacmin de taşıt üzerinde yakıt deposu olarak kullanılması imkansızdır. Şekil 3.29'da görülen SL 202 şehir içi otobüsünün tabanında 600 lt'lik bir hacim yaklaşık 88 lt doğal gazın taşıt üzerinde depolanmasını sağlayacak şekilde alçak basınç tankları kullanılmaktadır.



Şekil 3.29. SL 200 şehir içi otobüsü.

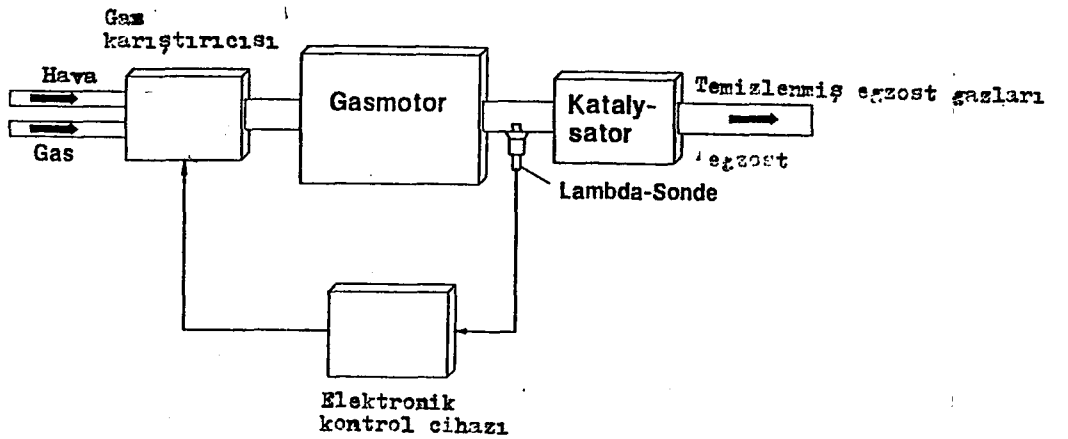
Şekil 3.30'da ise MAN tarafından Belçikalı bir işletme için geliştirdiği 19 242 MAN kamyonu görülmektedir. Araç akslarının arasında sağ ve sol taraflarda her biri 200 bar basınca dayanıklı 4'er adet basınçlı tank bulunmaktadır.



Şekil 3.30. MAN 19 242 Doğal gaz kamyonu.

3.4.3.2. Gaz Yolu

Doğal gaz motorlarının burada ayarlayıcıları ve katalizatörlerle beraber kullanıldığı durumlarda ortaya çevre dostu bir sistem çıkmaktadır. Şekil 3.31'de sistemin elemanları şematik olarak gösteriliyor.



Şekil 3.31. Bir doğal gaz motorunun sistem şeması.

Elektronik ayar düzeneği emilen gaz-hava karışımının sürekli olarak stokyometrik oranda olmasını sağlar. Bilgileri Lambda-Sonde üzerinden alır, işler ve gaz karıştırıcısının adım silindirini tahrik eden bir elektro motor vasıtasıyla uygun karışımların hazırlanmasını sağlar. Böylelikle gaz miktarı öyle kontrol edilir ki gaz hava karışımı otto motorunda sürekli $\lambda = 1$ ile yanar.

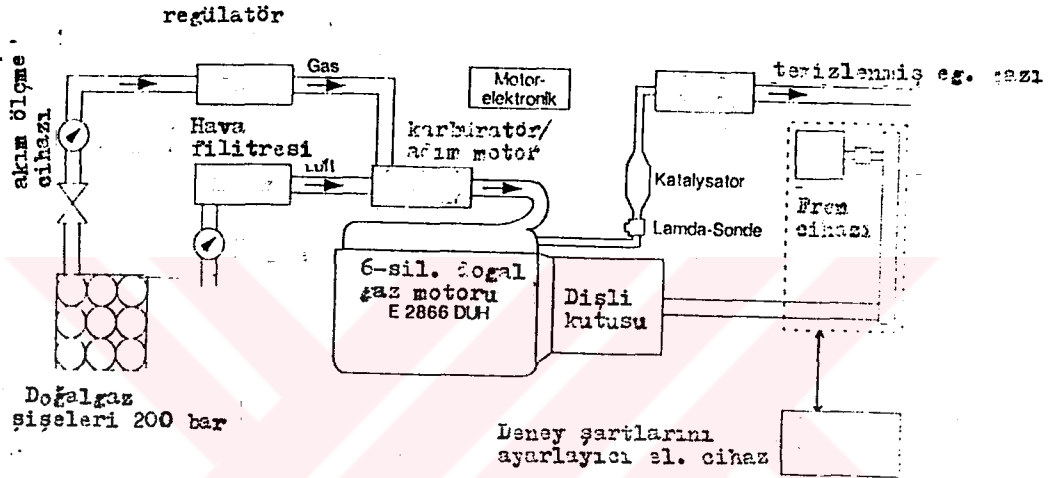
Üç yollu katalizatör tabakalı bir metal taşıyıcı Monolith'den oluşur. Petek kangalının et kalınlığı sadece $0,04 \div 0,07$ mm.dir. Böylece kayıp basınç çok az olur. Metal monolith'in uygun ısı kapasitesi sayesinde katalizatör startdan sonra kısa sürede zararlı egzost gazlarının en iyi şekilde oksitlemeye başlar. Emici, oksitleyici tabaka olarak Alüminyumoksit tabakası üzerine çok ince platin Rodium olan saf metal tabası kullanılmaktadır. Katalizatör egzost gazları sıcaklığının 250°C 'nin altına inmesini engellemek için mümkün olduğunca egzost gazlarının motordan çıkış noktasına yakın yerleştirilmelidir. Gürültü damperi ve katalizatör ayrı bölümlere yerleştirilir (Şekil 3.32) Resimde katalizatörden önceki Lambda-Sonde belirgin olarak görülüyor.



Şekil 3.32. Lambda-Sonde ve katalizatör.

3.4.3.3. Gaz Motorunun Dizel Motoru ile Karşılaştırılması

MAN Münih'te dinamik bir deney standında yapılan deneyler sonucunda güç, yakıt harcamı, gürültü ve egzost gazı emisyonları hakkında aşağıdaki veriler yayınlanmıştır /22/. Şekil 3.32'de gerçek taşıt şartlarını aksları, tekerlekleri ve hava direncini simüle ederek sağlayan deney standı şematik olarak görülmektedir.



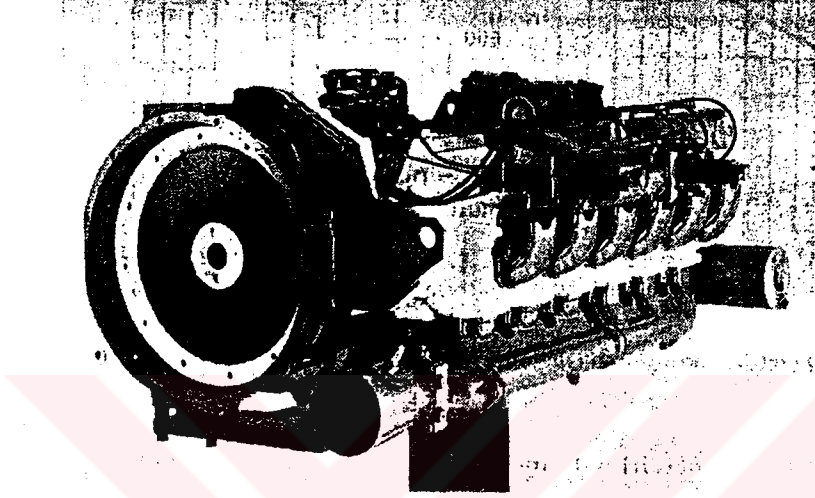
Şekil 3.33. Deney standı düzenlemesi.

Kullanılan doğal gaz motoru E 2866 DUH (Şekil 3.34) bir modifiye edilmiş D 2866 UH dizel motorudur.

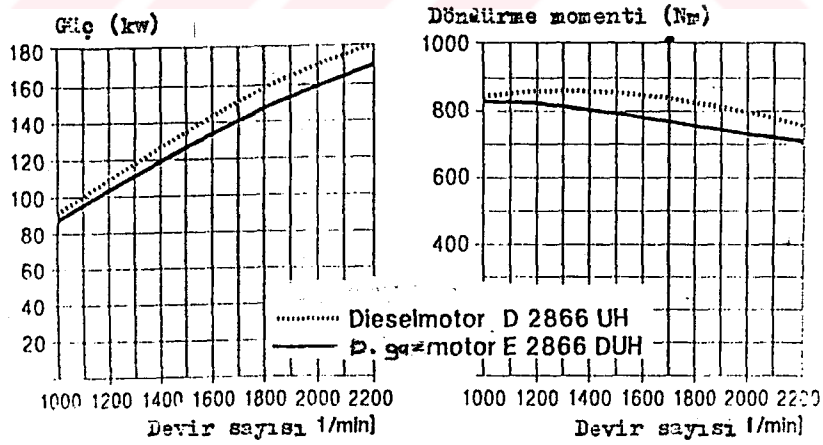
- Motor çeşidi : 6 silindir sıra motor
- Baz motor : Dizel D 2866 UH (Motor blok ve krank mili):
kam miliyle özel silindir kapak, yüksek güçlü bir ateşleme sistemi, gaz ayarlayıcıları Landi Renzo, Deltec-Karıştırıcı (Karbüratör), Degussa-katalizator
- Çalışma şekli : 4 stroklu otto
- Motor hacmi : 11.9 litre
- Çap x strok : 128 j 155 mm
- Sıkıştırma oranı: 12,5

Dönme Momenti ve Güç

Şekil 3.35'de doğal gaz motoruyla dizel motoru arasındaki güç ve döndürme momenti karşılaştırması görülmüyor.



Şekil 3.33. Doğal gaz E 2866 DUH motoru.



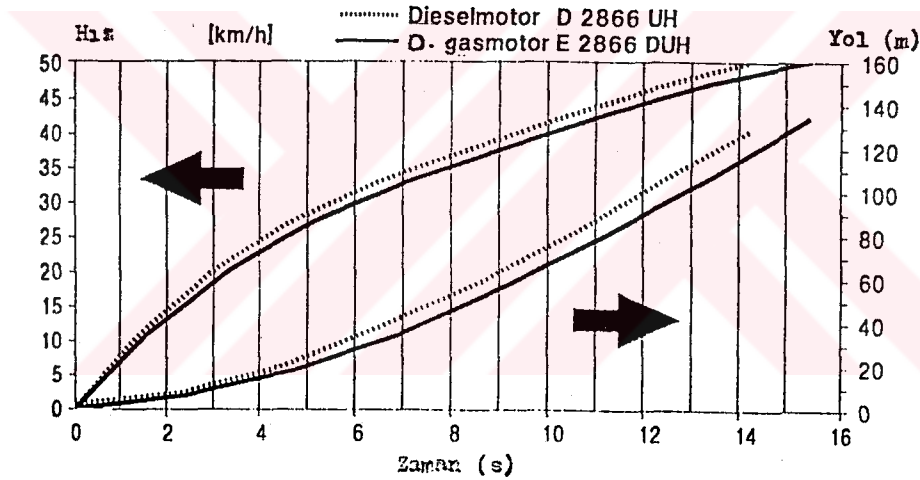
Şekil 3.34. Dizel motor doğal gaz motoru karşılaştırması

Dizel motor 240 PS max güce ve 850 Nm döndürme momentini 1200-1400 1/min'de yani ortalama motor devir sayılarında sağlamaktadır.

Doğal gaz ise 230 PS'lik bir güce sahiptir ve 830 Nm'lik max. döndürme momentini 1000 l/min'de kullanıma sunmaktadır. Her iki motorda yaklaşık olarak aynı güçtedir ve özellikle doğal gaz motoru şehir içi kullanımda sık sık durup kalkan taşıtlarda otomatik dişli kutularıyla beraber kullanıldığında uygun bir çalışma paketi sunmaktadır.

İvmelenme ve Seyahat Gücü

Her iki motor çeşidi arasında gerçek seyahat güçlerinin karşılaştırması sonucu aşağıdaki ivmelenme diyagramı ortaya çıkmaktadır (Şekil 3.35).



Şekil 3.35. Doğal gaz ve dizel motor arasındaki ivmelenme karşılaştırması.

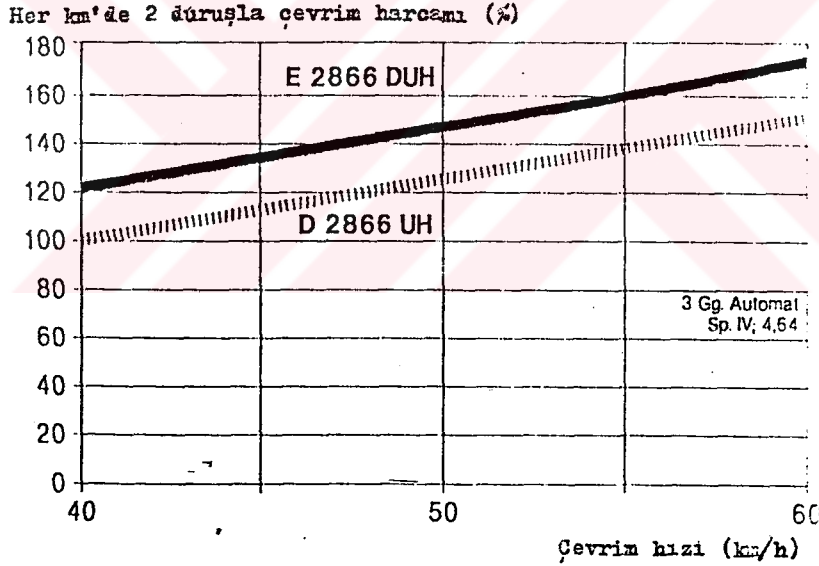
Simulasyon 12,4 t ağırlığında bir taşıt ile gerçekleştirildi ve her iki çalışmada da dişli kutuları akslar ve tekerlekler için aynı parametreler kullanıldı.

Dizel motorda kullanılan dişli kutusu programı kullanıldığında ivmelenme sırasında dizel motorun döndürme momenti çok az miktarda doğal gaz motorundan biraz daha yüksektir. Doğal gaz motoru 0 km'den 50 km'ye hızlanabilmek için dizel motorundan 1,2 saniye daha uzun bir süreye ihtiyacı vardır.

Enerji Harcamı

Daha önce de belirtildiği gibi, doğal gaz max 200 bar basınç altında yüksek basınçlı kaplarda depolanmaktadır. Stokiyometrik oranda yanan doğal gaz motoru dizel motoruna göre daha düşük bir verimle çalışır. Eğer motorda yakıt olarak doğal gaz kullanılıyorsa doğal gazın yüksek metan sayısı nedeniyle ortaya çıkan yüksek vuruntu dayanımı sayesinde artırılabilen sıkıştırma oranı vasıtasıyla motor verimi bir miktar iyileştirilebilir. Araştırmalarda kullanılan motorun sıkıştırma oranı $E = 12,5$ olduğu halde bu değer 14 civarında çıkarılabilir.

D 2866 UH dizel motoru ve E 2866 DUH doğal gaz motoru arasında gerçek çevrimdeki yakıt harcamı karşılaştırması Şekil 3.36'da verilmektedir.



Şekil 3.36. Bir SL 202 tipinde ağır vasıtanın (12,4 t) E 2866 DUH ve D 2866 UH tipinde motor kullanımıyla ortaya çıkan yakıt harcamı.

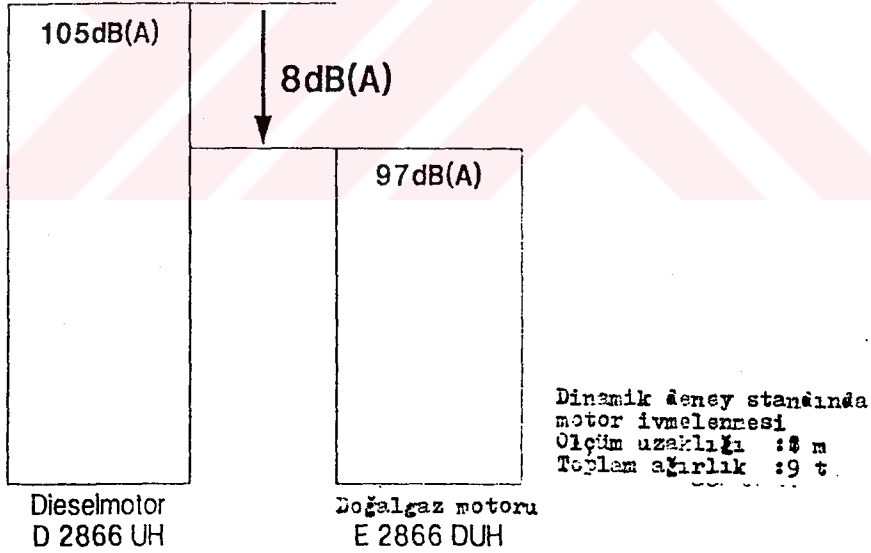
Doğal gaz motorunun yakıt harcamı dizel motorunda olduğu gibi 40, 50 ve 60 km/h 'lik hızlar için diyagramda gösterilmiştir. Gaz çalışmasında motor dizel motordan yaklaşık olarak % 20 daha fazla enerji tüketmektedir.

Gürültü

Doğal gaz motoru 1 stroklu otto motoru prensibine göre çalıştığından dolayı dizel motorundan daha az gürültülü çalışmaktadır. Bunun diğer bir açıklaması da yanma basıncı doğal gaz motorunda daha düşük olduğu için gürültü seviyesi dizel motorundan daha düşüktür şeklinde olabilir.

Yapılan gürültü ölçüm çalışmalarında doğal gaz E 2866 DUH ve dizel motor D 2866 UH kullanılmış ölçümler deney standından 1 m mesafede ve simultane olarak toplam ağırlığı 12,4 t olan bir taşıt kullanılmıştır. Gürültü değeri dB olarak ölçülmüştür.

Doğal gaz motoru bu ölçümlerde dizel motoruna karşın açık bir avantaj sağlamıştır. Doğal gaz motorunda gürültü seviyesi dizel motorundan yaklaşık olarak 8 dB daha azdır.



Dynamischer Geräusch-Vergleich: Erdgas- und Dieselmotor im Nahfeld (1 m Abstand)

Şekil 3.37. Dinamik gürültü karşılaştırması.

Egzost Gazı Emisyonu

Çevre dostu, çevreye daha az zararlı olan ürünler bugünlerde ağır vasıta üreticileri için de ilk sıralara yerleşmiştir. Bu aşamada özellikle motorların egzost gazları emisyonlarında bulunan zararlı maddelerin azaltılmasına ve gürültü seviyesinin azaltılmasına çalışılmaktadır.

Böylelikle bugünkü modern dolgu havası soğutmalı dizel motorlarla 1.10.1990'dan itibaren geçerli olan Avrupa egzost gazı emisyonları sınırı değerlerinden de daha iyi sonuçlar alınmıştır. Bu sınır değerler CO, HC, NO_x gibi gaz formundaki emisyonları tarif etmektedir. İlave olarak 1.10.1991 den itibaren partikül emisyonları için Avrupa'da yürürlüğe giren sınır değerler İsveç'te 0,7 gr/kWh şeklindedir ve 1996'da ise 0,15 gr/kWh sınırına çekilecektir. (Motor gücü 85 kW).

Günümüzde Avrupa ülkeleri için geçerli olan egzost gazı emisyon değerleri Tablo 3.7'de verilmektedir. Bu tablo 3.5 ton'dan ağır olan bütün ağır vasıtalar için geçerlidir.

Dizel motorlarda bu konudaki zorluk yakıt harcamı, HC, partikül ve kurum emisyonu ile NO_x emisyonu arasındaki çelişkidir. NO_x emisyonunun azaltılması bir taraftan istenirken diğer taraftan da diğer zararlı madde emisyonlarının ve yakıt harcamasının artışı bir çelişki ortaya koymaktadır.

Doğal gaz motoru için böyle bir çelişki söz konusu değildir. Doğal gaz motorunda zincir formundaki CH₄ metan gazı kullanıldığı için yanma olayında oksijen aracısız olarak karbonla bağ oluşturabilmektedir. Böylelikle siyah duman ortaya çıkmaz. Diğer gaz formundaki emisyonları da katalizatör vasıtasıyla yakılmakta veya azaltılmaktadır. Doğal gaz motoru E 2866 DUH CO, HC, NO_x ve partikül için 1996/97 yılları için öngörülen Euro II sınır değerlerini dahi sağlayabilmektedir. Partikül emisyonu da diğer motorlardan daha azdır.

	EG	İsveç	Taşıt üreticileri önerisi	EG önerisi Euro I	EG önerisi* Euro II
g/kWh	1.10.1990	1.10.1991	1991-1992	NT 01.09.1992 E2 01.01.1993	NT 01.10.1996 E2 01.01.1997
CO	11,2	4,9	5,0	4,5	4,0
HC	2,4	1,23	1,25	1,1	1,1
NO _x	14,4	9,0	9,0	8,0	7,0
Partikül		0,7	0.4 > 150 kW 0.7 < 150 kW	0.36 > 85 kW 0.63 < 85 kW	0.30 ya da** 0.15

NT : yeni tipler

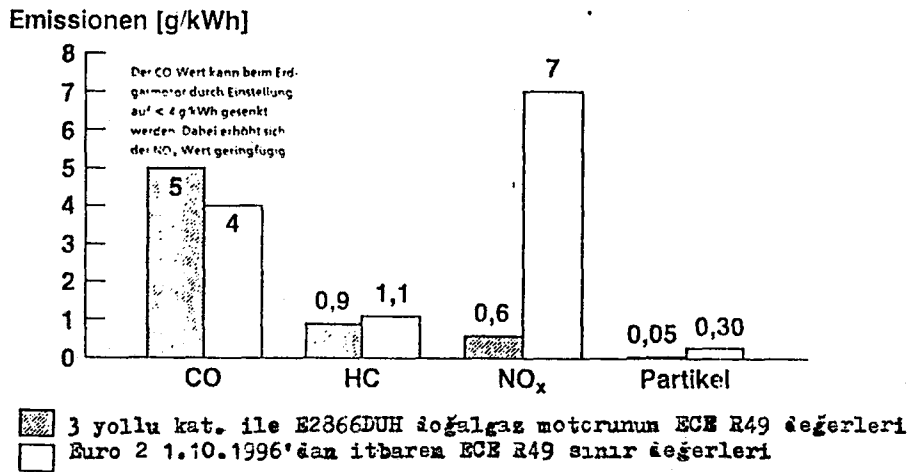
E2 : ilk kayıt

** : EG 9/94 e kadar karar verecek

* : daha kaliteli yakıt J < % 0,03 metan sayısı > 55

Tablo 3.7. Avrupa'da geçerli egzost gazı sınır değerleri.

Şekil 3.38'de ECE R 49 testinde doğalgaz motorunun emisyon değerleri verilmektedir.



Şekil 3.38. Euro II ile karşılaştırmalı olarak üç yollu katalizatör ile doğal gaz motorunun emisyon değerleri.

Doğal gaz motorları üç yollu katalizatörler ile beraber kullanıldıkları zaman ortaya çevreyi kirletmeyen sistemler çıkmaktadır.

4. LABORATUARDA MEVCUT BİR MOTORUN DOĞALGAZA DÖNÜŞÜMÜNÜN İNCELENMESİ

Doğal gaz motoruna dönüştürülmesi düşünülen SÜPER STAR dizel motorunun teknik özellikleri :

Silindir adedi	: 1
Silindir hacmi	: 0,77 lt
Silindir çapı	: 98 mm
Strok	: 100 mm
Motor gücü	: 10 HP/1800 d/d
Sıkıştırma oranı	: 17
Çalıştırma prensibi	: Dört zamanlı, direkt püskürtmeli

4.1. DOĞALGAZ MOTORUNA DÖNÜŞÜM İÇİN UYGUN SİSTEMİN SEÇİLMESİ

4.1.1. SİSTEM TİPLERİNİN TANITILMASI

Tip 1. Tek Yakıtlı, buji ateşlemeli sistemler

- a) Stokiyometrik, karbüratörlü
- b) Enerji hazneli, fakir yanmalı, karbüratörlü
- c) Enerji hazneli, fakir yanmalı, çok delikli gaz enjeksiyonlu
- d) Enerji hazneli, fakir yanmalı, kademeli dolgu, kısma valfsiz, turbo şarjlı ve çok delikli, zamanlamalı gaz darbe portlu enjeksiyon

Tip 2. Çift yakıtlı, dizel pilot püskürtmeli, mekanik pompalı sistemler

- a) Stokiyometrik karbüratörlü
- b) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı gaz portlu enjeksiyonlu
- c) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı darbe gaz enjeksiyon, kademeli dolgu

d) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı darbe gaz portlu enjeksiyon, kademeli dolgu, kısma valfsiz, turboşarjlı ve soğutmalı

Tip 3. Çift yakıtlı, dizel pilot, mekanik pompalı, elektronik kontrollü sistemler

- a) Stokymetrik karbüratörlü
- b) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı gaz portlu enjeksiyon
- c) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı darbe gaz portlu enjeksiyon, kademeli dolgu
- d) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı darbe gaz portlu enjeksiyon, kademeli dolgu, kısma valfsiz turboşarjlı ve soğutmalı

Tip 4. Çift yakıtlı, elektro-hidrolik dizel pilot püskürtmeli ve değişebilir enjeksiyon zamanlamalı tam elektronik kontrollü sistemler

- a) Stokymetrik karbüratörlü
- b) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı gaz portlu enjeksiyon
- c) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı darbe gaz portlu enjeksiyon, kademeli dolgu
- d) Çok delikli, fakir yanmalı, zamanlamalı darbe gaz portlu enjeksiyon, kademeli dolgu, kısma valfsiz, turboşarjlı ve soğutmalı

Tip 5. Çift yakıtlı, dizel pilot püskürtmeli, yüksek basınçlı direkt püskürtmeli gaz ve değişebilir enjeksiyon zamanlamalı tam elektronik kontrollü sistemler

- a) Buhar sıkıştırılmasından oluşan yüksek basınçlı gaz
- b) LNG tankından LNG kazanına doğalgaz (LNC) pompalanarak elde edilen yüksek basınçlı gaz

Doğalgaz motoru için yakıt ve ateşleme sağlayan sistem tipleri çeşitli seviyelerde karmaşıklığa, performansa ve fiyata sahiptir. Optimum sistemin seçimi alternatiflerin çeşitli seviyelerde elenmesine bağlıdır.

Doğalgaz motoru için yakıt ve ateşleme sağlayan sistem tipleri çeşitli seviyelerde karmaşıklığa, performansa ve fiyata sahiptir. Optimum sistemin seçimi alternatiflerin çeşitli seviyelerde elenmesine bağlıdır. Sistem seçiminde özel uygulamalar veya tüm sistem ve elemanların fiyat fayda oranları da önemli rol oynar. Tüm sistem performansı açısından 5. nci seçenek büyük gemi dizellerinde Sulzer, Mitsui, Wartsila tarafından kullanılmaktadır. Bu sistemde dizel veya ağır yakıtların yanında sıvı doğalgazdan elde edilen buharlaşmış doğal gaz ile birlikte kullanılır ve sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG) taşıyan tankerler için uygun bir seçenektir. Çünkü çalışma sırasında buharlaşan doğalgaz kullanılır.

Sistemin avantajları :

- Yüksek basınçlı gaz enjeksiyonuyla takip edilen pilot yakıtının sıkışması ile ateşlenmesi yani basit dizel prensibi kullanılır.
- Eğer gaz enjeksiyonu sıvı yakıt enjeksiyonu ile eş zamanlı olursa detenasyon olmaz.
- Kısmi valfi yoktur.
- Fakir yanma olduğundan karışım oranı kontrol ediciye ihtiyaç yoktur.
- Dizel çevrimi verimliliğindedir.
- Egzostta yanmamış yakıt miktarı ihmal edilebilir orandadır.
- Buharlaşmış yakıtı kullanabilir.

En basit seçenek olan tip la otto çevrimi buji ateşlemeli bir motorun tüm avantaj ve dezavantajlarına sahiptir.

Avantajları :

- Düşük maliyet
- Basitlik
- Hafif ağırlık

- Küçük boyut
- Mevcut otto motorlarına adaptasyon
- Gazın alçak basınçta kullanılması
- Basit güvenilir kontrol sistemi

Dezavantajları :

- Karışım kontrol ihtiyacı
- Kısmi valfi
- Yüksek ortalama efektif basınçlarda Pme detenasyon
- Dar ateşleme limitleri
- Otto çevrimi verimliliği
- Yüksek CO, HC, NO_x emisyonları
- Dizel yakıt kullanılamaması
- Kısa zaman aralıklarında bakıma ihtiyaç göstermesi

2.nci ve 5.nci alternatifler arasında çeşitli çift yakıtlı sistemler sıralanmıştır. Uzun araştırmalar sonucunda otobüs dizel motorları için tip 3b'deki alternatif performans ve maliyet açısından kabul edilir çözümü oluşturur. 5.nci alternatif büyük gemi dizel motorları için uygundur.

Bu çalışmada dönüşümü yapılacak SÜPER STAR 7710 dizel motoru stasyonere bir motor olduğundan basitlik ve ucuz maliyet ön plana çıkmaktadır. Bu aşamada ise çeşitli karmaşık sistemlerin kullanılmasının yerine daha basit bir sistem olan ve Tip 2a'da belirtilen çift yakıtlı, stokyometrik karbüratörlü pilot püskürtmeli, mekanik pompalı sistem ön plana çıkmaktadır.

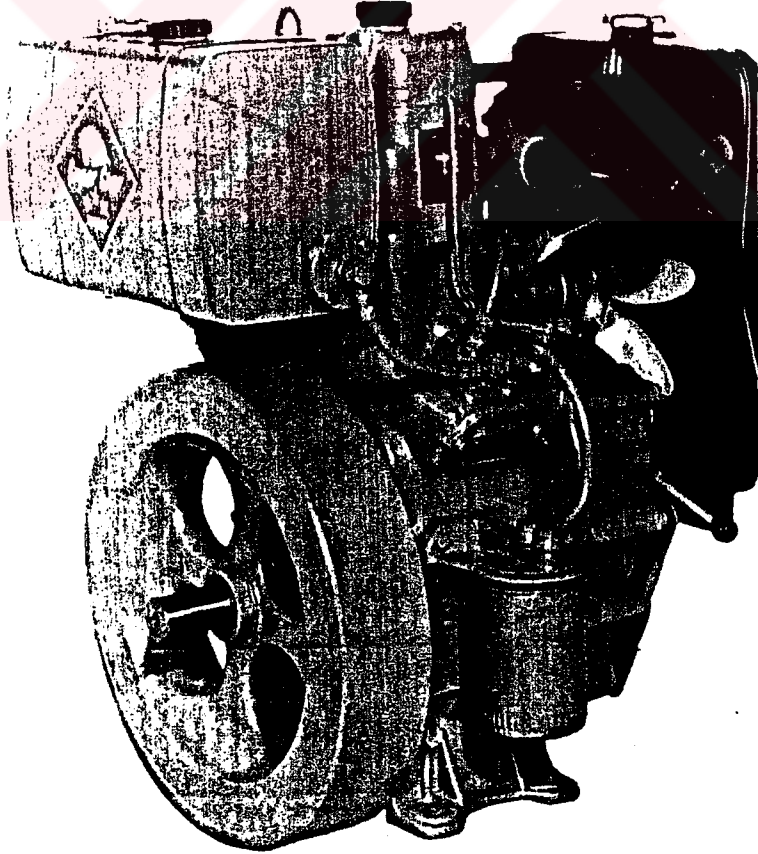
4.2. MOTORUN DOĞALGAZA DÖNÜŞÜMÜ

Şekil 4.1'de görülen SÜPER STAR 7710 motorunun doğalgaza dönüşümünün yapılabilmesi için ilk aşama $\epsilon = 17$ olan sıkıştırma oranında sıkıştırma periyodunun sonlarında elde edilen silindir içi sıcaklığının yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığını aşmaması gereklidir.

Aksi halde dizel vuruntusu olabilir. Böyle bir durumda sıkıştırma oranının silindir üst kapak contasını değiştirmek ya da conta temas yüzeylerinin traşlanması suretiyle azaltılması gerekecektir. Daha sonraki aşama ise 200-250 bar basınçlı tanktan ya da işletmede mevcut gaz hatlarından gelen gazın bir basınç düşürücü regülatörde basıncının azaltılması ve emme manifoldu üzerine monte edilen gaz karbüratöründe hava ile karışımının sağlanmasından sonra taze dolgunun emme periyodunda silindire alınmasıdır. Bu amaçla bir basınç düşürücü regülatöre ve bir de doğalgaz karbüratörüne gereksinim duyulmaktadır. Bu arada kullanılan yakıt değiştiği için gücünde de bir değişim olacaktır.

***Super Star* TEK SİLİNDİRLİ
RADYATÖRLÜ MOTOR ÇEŞİTLERİ:**

10 HP
12 HP
16 HP



Şekil 4.1. SUPER STAR TEK SİLİNDİRLİ RADYATÖRLÜ MOTOR

Yapılan hesaplamalarda SÜPER STAR 7710 dizel motorunun ideal dizel çevrimine göre çalıştığı kabul edilmiş ve gerekli hesaplamalar bu çevrimin gereklerine göre yapılmıştır. Hesaplamalarda ϵ_g olarak gösterilen ön genişleme oranı $\epsilon_g = 2,05$ olarak kabul edilmiş ve doğruluğu gösterilmeye çalışılmıştır. Bunun dışında yapılan kabuller aşağıda belirtilmiştir.

$$\eta_m = 0,85 \text{ mekanik verim}$$

$$\eta_v = 0,85 \text{ volumetrik verim}$$

$$\eta_y = 0,80 \text{ yanma verimi}$$

$$\eta_g = 0,70 \text{ organik verim}$$

Buna göre doğal gazı dönüşümü düşünülen bu motorda doğalgaz kullanıldığı zaman sistem çift yakıtlı olarak düzenlenecek ve istenildiği zaman % 100 dizel yakıtı kullanımına uygun olacaktır. Doğalgaz kullanımında dizel yakıt oranı % 20 ye kadar azaltılabilecek ve yük ayarı da karbüratör üzerindeki gaz keleşbeği vasıtasıyla sağlanacaktır.

$$t_1 = 20^\circ\text{C} \quad T_1 = 293 \text{ K}$$

$$T_2 = T_1 \epsilon^{4-1}$$

$$T_2 = 293.17^{1,4-1}$$

$$T_2 = 910 \text{ K} \quad t_2 = 637^\circ\text{C}$$

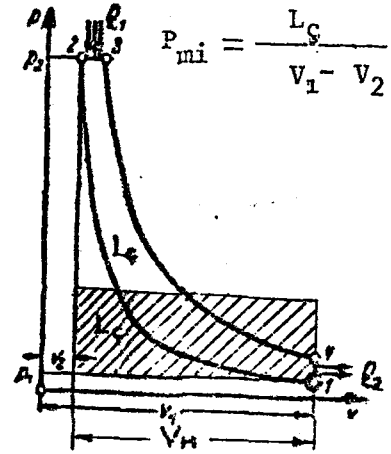
Sayfa 10 daki tablo 21 den de görüldüğü gibi sıkıştırma sonu sıcaklığı doğal gazın bileşimindeki metanın kendi kendine tutuşma sıcaklığının altındadır. Bu nedenle herhangi bir ϵ değıştirme operasyonuna gerek yoktur.

$$L_4 = Q_1 - Q_2$$

$$Q_1 = m C_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = m C_v (T_4 - T_1)$$

$$n_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$



Buradan gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra

$$\eta_t = 1 - \frac{\epsilon^k - 1}{\epsilon^{k-1} \cdot k \cdot (\epsilon_g - 1)}$$

$$P_{mi} = \frac{\eta_t \cdot P_1 \cdot k \cdot \epsilon^k \cdot (\epsilon_g - 1)}{(k-1) \cdot (\epsilon - 1)}$$

şeklinde bulunur.

Katalog değerlerinden hareketle efektif verim ve ortalama indike basıncın hesabı :

Ne = 10 HP (7,42 kW)

$$be = 187 \text{ gr/HPPh} \quad (250,67 \text{ gr/kwh})$$

$$H_u = 42000 \text{ kJ/kg} \quad \text{dizel yakıtı için ısııl değer}$$

$H_u = 10048 \text{ kcal/kg}$ (Otto und Dieselmotoren s : 51)

$$\eta_e = \frac{1}{b_{e.Hu}}$$

$$\eta_e = \frac{1}{250,67 \cdot 42000 \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1000}}$$

$$\eta_e = 0,342$$

$$N_e = P_{me} \cdot V_H \cdot Z \cdot n \cdot \frac{1}{a \cdot 450} \quad (\text{HP})$$

$$P_{me} = \frac{N_e \cdot a \cdot 450}{V_H \cdot Z \cdot n}$$

$$P_{me} = \frac{10 \cdot 2 \cdot 450}{\pi \cdot \frac{0,98^2}{4} \cdot 1,0 \cdot 1.1800}$$

$$P_{me} = 6,63 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{mi} = P_{me} / \eta_m$$

$$P_{mi} = 6,63 / 0,85$$

$$P_{mi} = 7,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$N_e = \text{Efektif güç} \quad (\text{HP})$$

$$P_{me} = \text{Efektif ortalama basınç} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$V_H = \text{Strok hacmi}$$

$$Z = \text{Silindir sayısı}$$

$a =$ İki motorlu motorlarda 1, dört stroklu motorlarda 2 alınır.

$n =$ Devir sayısı

$\eta_e =$ Efektif verim

$b_e =$ Özgül efektif yakıt sarfiyatı

$H_u =$ Yakıtın alt ısı değeri

ϵ_g 'nin doğruluğunun gösterimi :

$$P_1 = 1,0336 \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta_t = 1 - \frac{2,05^{1,4} - 1}{17^{1,4-1} \cdot 1,4 \cdot (2,05-1)}$$

$$\eta_t = 0,62$$

$$P_{mi} = \frac{0,62 \cdot 1,0336 \cdot 1,4 \cdot 17^{1,4} (2,05-1)}{(1,4-1) (17-1)}$$

$$P_{mi} = 7,78 \text{ kg/cm}^2$$

Görüldüğü gibi $\epsilon_g = 2,05$ olarak seçilmiş olması pratik hesaplamalarda fazla bir yanlışlığa sebep olmamaktadır.

4.2.1. Motor Gücünün Yakıt Değişimine Göre Hesaplanması

SÜPER STAR 7710 motoru doğalgaza göre modifiye edildikten sonra yakıt olarak dizel yakıtının yanında ana yakıt olarak doğal gaz kullanacaktır. Bu durumda bu yakıtın ısı değeri, hava ihtiyacı gibi bazı unsurlardan dolayı motor gücünde + ya da - yönde bir değişim olması kaçınılmazdır.

Motor Gücü Hesabı :

Karışımın ısı değeri :

1 m³ karışımın verdiği ısı değere karışımın ısı değeri denir.

Karışımındaki yakıtın gaz, sıvı (silindirde buharlaşmış), sıvı (buharlaşmamış) durumlarında birbirinden ayrı düşünülmesi gerekir.

1⁰-Gaz Halindeki Yakıtlar

1 m³ gaz halindeki yakıt $\lambda L_{\min}$ (m³) kadar hava ile karıştırılır. Bu durumda karışımın ısı değeri

$$H_{UG} = \frac{H_u \cdot \eta_y}{1 + \lambda L_{\min}} \quad (\text{kcal/m}^3)$$

2⁰ Sıvı Halde Yakıt (Silindirde buharlaşmış)

Bu durum otto motorlarında görülür.

1 kg yakıttan V_y (m³) yakıt buharı oluşmuş ise V_y (m³) buharlaşmış yakıt $\lambda L_{\min}$ (m³) kadar hava ile karıştırılır. Bu durumda karışımın ısı değeri

$$H_{KB} = \frac{H_u \cdot \eta_y}{V_y + \lambda L_{\min}} \quad (\text{kcal/m}^3)$$

3⁰- Sıvı halde yakıt (Buharlaşmamış)

Bu durumda yakıt hacmi ihmal edilir ve karışımın ısı değeri:

$$H_{KS} = \frac{H_u \cdot \eta_y}{\lambda L_{\min}} \quad (\text{kcal/m}^3)$$

İş peryodu başına açığa çıkan ısı değerinin hesabı :

Motorun strok hacmi otto motorlarında karışım, dizel motorlarında hava ile dolar.

Bilinmektedir ki, emme sürecinde kısılma ve sürtünme kayıpları ile giren taze dolgu sıcak çeperlere ve artık yanma ürünleri ile teması sonucu bir kayıp oluşur. Bu kayıplar volümetrik verim η_v olarak ifade edilir.

Bir iş peryodunda silindire emilen hava veya taze dolgu

$$\eta_v \cdot V_H \quad (\text{m}^3/\text{iş peryodu}) \text{ olur.}$$

Bu taze dolguda $\frac{\eta_v \cdot V_H}{V_K}$ (kg/iş peryodu) kadar yakıt vardır.

Bunun yanması ile açığa çıkan ısı (Q_1)

$$Q_1 = \frac{\eta_v \cdot V_H}{V_K} \cdot \eta_y \cdot H_u \quad (\text{kcal/iş peryodu})$$

V_H ($\text{m}^3/\text{iş peryodu}$)

V_K ($\text{m}^3/\text{kg gaz}$)

H_u (kcal/kg)

İndike iş (W_i) :

$$W_i = Q_1 \cdot \eta_i$$

$$1 \text{ kcal} = 427 \text{ kgm}$$

$$W_i = 427 \cdot Q_1 \cdot \eta_i \quad (\text{kgm})$$

İndike güç (N_i) :

n (d/d) devir sayısında saniyede yapılan indike işe uygun güç

$$N_i = W_i \cdot n \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{a} \quad (\text{HP}) \text{ olur.}$$

$$N_i = 427 \cdot V_H \cdot \frac{H_u}{V_y + \lambda L_{\min}} \cdot \eta_v \cdot \eta_y \cdot \eta_i \cdot n \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{a} \quad (\text{HP})$$

$$P_{mi} = 427 \cdot \frac{H_u}{V_y + \lambda L_{\min}} \cdot \eta_v \cdot \eta_y \cdot \eta_i \quad (\text{kg/m}^2)$$

Ortalama indike basınç olduğuna göre (Z) silindir varsa indike güç

$$N_i = P_{mi} \cdot V_H \cdot n \cdot Z \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{a} \quad (\text{HP}) \text{ olarak bulunur.}$$

Dizel Yakıtı için Güç Hesabı :

Yakıtın tam yanabilmesi için minimum hava miktarı :

Dizel yakıtının yaklaşık kütleli bileşimi :

0,87 Karbon, 0,126 Hidrojen, 0,004 Oksijen şeklindedir /23/.

Ayrıca havanın ağırlıksal bileşimi de

0,23 Oksijen, 0,77 Azot olduğuna göre 1 kg yakıtın tam yanabilmesi için gerekli minimum hava miktarı

$$L_{\min} = 1/0,23. (8/3 C + 8.H - O) \quad (\text{kg h/kg y})$$

ifadesiyle bulunur.

$$L_{\min} = 1/0,23 (8/3 \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004)$$

$$L_{\min} = 14,452 \quad (\text{kg h/kg y})$$

Yakıtın alt ısı değeri tesbiti :

Kütleli bileşimi bilinen sıvı yakıtların alt ısı değerlerinin tesbiti için mendelev formülü yeterli hassasiyettedir.

Mendelev formülü :

$$H_u = 33,91 \cdot c + 125,60 \cdot H - 10,89 (O - s) - 2,51 (g - H + W)$$

şeklindedir. Buna göre

W - Yanma ürünlerinde bulunan su buharının kütleli miktarıdır.

$$H_u = 33,91 \cdot 0,87 + 125,60 \cdot 0,126 - 10,89 (0,004 - 0) - 2,51 (9 \cdot 0,126 + 0)$$

$$H_u = 42,4374 \quad (\text{MJ/kg})$$

$$H_u = 42437,4 \quad (\text{kJ/kg})$$

$$H_u = 10152 \quad (\text{kcal/kg})$$

Dizel motorunda havafazlalık katsayısı $\lambda = 1,3 \div 1,7$ arasında değiştiği bilindiğinden, burada $\lambda = 1,4$ alınmıştır.

$$P_{mi} = 6,32 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{me} = 6,32 \cdot 0,85$$

$$P_{me} = 5,38 \text{ kg/cm}^2$$

$$N_e = 5,38 \cdot 0,754 \cdot 1 \cdot 1800 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{450}$$

$$N_e = 8,11 \text{ HP}$$

Doğal Gaz Kullanımında Motor Gücü Hesabı :

Doğalgazın yanması için gerekli minimum hava hesabı :

Doğalgazın elemanter bileşimi hacimsel olarak;

$$\text{CH}_4 \dots\dots\dots 0,95456$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 \dots\dots\dots 0,02411$$

$$\text{C}_3\text{H}_8 \dots\dots\dots 0,00736$$

$$\text{C}_4\text{H}_{10} \dots\dots\dots 0,00371$$

$$\text{C}_5\text{H}_{12} \dots\dots\dots 0,00146$$

$$\text{N}_2 \dots\dots\dots 0,00776$$

$$\text{CO}_2 \dots\dots\dots 0,00085$$

(Gasmotoren s : 20)

Kimyasal Yanma Reaksiyonları :



$$O_{\min} = \frac{2\text{CH}_4}{V_{\text{CH}_4}} + \frac{7/2 \text{C}_2\text{H}_6}{V_{\text{C}_2\text{H}_6}} + \frac{5\text{C}_3\text{H}_8}{V_{\text{C}_3\text{H}_8}} + \frac{13/2 \text{C}_4\text{H}_{10}}{V_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} + \frac{8 \text{C}_5\text{H}_{12}}{V_{\text{C}_5\text{H}_{12}}}) \quad v_{\text{O}_2}$$

$$O_{\min} = 2,0659 \quad (\text{m}^2 \text{O}_2 / \text{m}^3 \text{G})$$

$$L_{\min} = O_{\min} / 0,21$$

$$L_{\min} = 9,8376 \quad (\text{m}^3 \text{hava} / \text{m}^3 \text{gaz})$$

Motorda stokiyometrik karışım kullanılacağından hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1$ alınacaktır.

1 m³ yakıtın yanması için gerekli hava miktarı

$$\sigma_h = 1,293 \quad \text{kg} / \text{m}^3$$

$$\dot{G}_h = 9,8376 \cdot 1,293$$

$$\dot{G}_h = 12,72 \quad \text{kg hava} / \text{m}^3 \text{Gaz}$$

$$\sigma_G = 0,77 \quad \text{kg} / \text{m}^3$$

$$L_h = 12,72 / 0,77$$

$$L_h = 16,52 \quad \text{kg h} / \text{kg G}$$

Motor Gücü Hesabı :

% 80 Doğal gaz, % 20 Dizel yakıtı

$$H_u = 48700 \text{ kJ/kg}$$

$$H_u = 11650 \text{ kcal/kg}$$

$$H_u = 37400 \text{ kJ/m}^3 \quad (\text{Doğal gaz için sayfa 18})$$

$$H_u = 8950 \text{ kcal/m}^3$$

$$P_{mi} = 427 \left| \frac{0,80 \cdot 11650}{1 + 16,52} + \frac{0,2 \cdot 10152}{1,4 \cdot 14,452} \right| 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,62 \cdot 0,7 \cdot 10^{-4}$$

$$P_{mi} = 7,9 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{me} = 7,9 \cdot 0,85$$

$$P_{me} = 6,77 \text{ kg/cm}^2$$

$$N_e = 6,77 \cdot 0,754 \cdot 1 \cdot 1800 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{450}$$

$$N_e = 10,2 \text{ HP} \quad (7,6 \text{ kW})$$

Hesaplamalardan da görüldüğü gibi doğalgaz motorundan da sıkıştırma oranına dokunulmadığı halde yakıtın ısı değeri yüksek olması nedeniyle dizel motorlarında ulaşılan güçten daha büyük değerlere ulaşmak mümkün olmaktadır.

4.2.1 KARBÜRATÖR BOYUTLARININ HESAPLANMASI

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} = \frac{1}{0,342 \cdot 48700 \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1000}}$$

$$b_e = 216,146 \text{ gr/kwh} \quad (0,281 \text{ m}^3/\text{kwh})$$

$$B = 216,146 \cdot 7,6 \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1000}$$

$$B = 4,56 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$B = 5,93 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Saniyede motora gönderilen yakıtın yanması için gereken hava miktarı

$$\dot{G}_h = B \cdot L_h$$

$$\dot{G}_h = 4,56 \cdot 10^{-4} \cdot 16,52$$

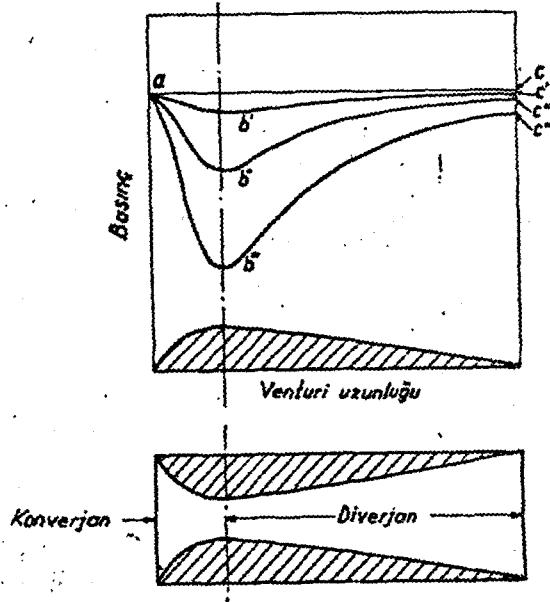
$$G_h = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ kgh/kg G}$$

$$G_h = 5,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h/m}^3 \text{ G}$$

4.2.1. Karbüratör Boyutlarının Hesaplanması

Yakıtın memeden kolayca emilebilmesi için memenin çıkış tarafındaki basıncın azaltılması gereklidir. Bu nedenle bu bölgeye tekabül eden venturi bölgesi çapı daraltılır. Bu daraltmanın büyük enerji kayıplarına neden olmaması için venturi lülesi adı verilen özel bir formda yapılması gerekir. Şekil 4.2'de bir venturi lülesi ve lüle boyunca basınç değişimi gösterilmiştir. Venturinin en dar yerinde basınç düşüğü en büyük değerindedir. Lüledeki hava hızı, hava basıncı ve lüle kesiti arasındaki bağıntı Bernoulli ve süreklilik teoremleri yardımı ile hesaplanabilir. Sürtünme kayıpları ihmal edilecek olursa venturi çıkış basıncı, giriş basıncına eşit bulunur.

"a" noktasındaki basınç hemen hemen atmosferik basınca eşittir. abc eğrisi en geniş lüledeki basınç değişmesini, a b c eğrisi de en dar yerdeki basınç değişmesini göstermektedir. Venturi lülesinin en dar kesiti motorun nominal devir sayısında ve gücünde 75 m/s'lik bir hız oluşturacak şekilde hesaplanır /22/.



Şekil 4.2. Venturi lülesi ve lüledeki basınç değişimi.

Venturi lülesinin hesaplanması :

Termodinamikten bilindiği gibi venturi lülesinin en dar kesitindeki hız

$$C_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}}$$

C_2 = Venturi lülesinin en dar kesitindeki hız (m/s)

P_2 = Venturi lülesinin en dar kesitindeki basınç (kg/cm²)

P_1 = Venturi lülesinin giriş kesitindeki basınç

T_1 = Venturi lülesinin giriş sıcaklığı (K)

k = Adyabatik katsayı 1,4

R = Üniversal gaz sabiti 29,27 kgm/kgK

g = Yer çekimi ivmesi 9,81 m/s²

Venturi lülesine girişteki basınç atmosfer basıncı olarak kabul edilecektir. En dar kesitin alanı olan F_2 'den saniyede geçen hava miktarı;

$$G_{2h} = \frac{F_2 \cdot C_2}{v_2} \quad \text{kg/s}$$

$$v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/k}$$

$$v_1 = R \cdot T_1 / P_1$$

$$v_1 = \text{Venturi lülesine girişteki özgül hacim} \quad \text{kg/m}^3$$

$$v_2 = \text{Venturi lülesinin en dar yerindeki özgül hacim} \quad \text{kg/m}^3$$

$$C_2 = 75 \quad \text{m/s}$$

$$P_1 = 1,0336 \quad \text{kg/cm}^2$$

$$t_1 = 20^\circ\text{C}$$

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

$$P_2 = P_1 \cdot \left| 1 - \frac{C_2^2 \cdot (k-1)}{2 \cdot g \cdot k \cdot R \cdot T_1} \right|^{k/(k-1)}$$

$$P_2 = 0,999 \quad \text{kg/cm}^2$$

$$\dot{G}_h = F_2 \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P_1^2}{R T_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}$$

Gerçekte venturi lülesinden geçen hava miktarı denklem 4.17'de gösterilen değerden ch katsayısı kadar farklıdır. Bu katsayı venturi lülesi akım katsayısı adını alır ve $ch = 0,8$ alınabilir.

$$G_h = ch \cdot \dot{G}_h$$

Venturi lülesinin çok dar olması durumunda meydana gelen fazla kısılmadan dolayı motorun volümetrik verimi dolayısıyla gücü azalır. Fakat yanma verimi iyileşir. Bu nedenle geniş boğazlı venturi lülesi yüksek güç, dar boğazlı venturi lülesi ise yüksek verim aranan motorlarda kullanılmalıdır.

$$F_2 = \frac{G_h \cdot ch}{\sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P_1^2}{R \cdot T_1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k+1)/k}}$$

$$F_2 = 0,679 \text{ cm}^2$$

$$D_H = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_2} = 0,93 \text{ cm}$$

Yakıt Memesinin Hesaplanması

Denklem 4.17'de görüldüğü gibi emilen hava miktarı arttıkça P_2/P_1 oranı azalmaktadır. Yani venturi lülesinin en dar yerindeki basınç düşmektedir. Ve bu bölgeye açılan yakıt borusunun ucunda da bu basınç hakimdir. Burada oluşan vakuma uygun yakıt emilmekte ve hava ile karışımı sağlanmaktadır.

$$G_G = F_G \sqrt{2 \cdot g \cdot \sigma_G \cdot (P_1 - P_2)}$$

P_1 = Regülatörden sonraki gaz basıncı

P_2 = Venturi boğazının en dar yerindeki basınç

$$F_G = \frac{G_G}{\sqrt{2g \sigma_G (P_1 - P_2)}}$$

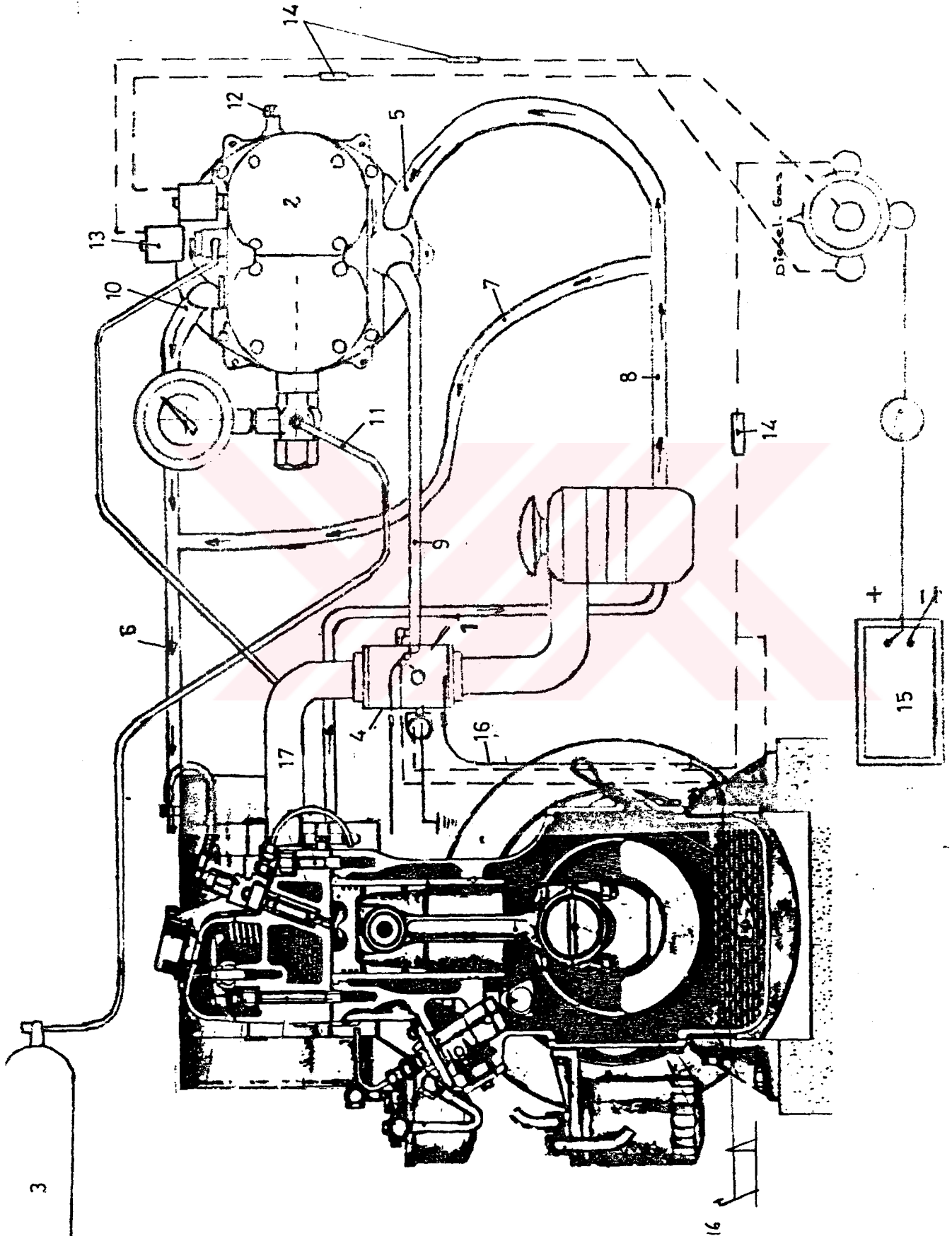
$$F_G = \frac{4,56 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 0,77 \cdot (1,0336 - 0,999) \cdot 10^4}}$$

$$F_G = 6,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$d_G = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_G} = 2,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_G = 0,284 \text{ cm}$$





Doğalgaz motoru sistem şeması.

- 1- Dizel/gaz karbüratörü (karıştırıcı)
- 2- Metan gazı ayar regülatörü
- 3- Doğal gaz yakıt deposu
- 4- Dizel ya da Dizel-gaz çalışmasını kontrol ünitesi
- 5- Radyatör suyu giriş bağlantısı
- 6- Su çıkış hortumu
- 7- By-Pass bağlantısı
- 8- Sıcak su giriş hortumu
- 9- Karıştırıcıya gaz sağlayan hortum
- 10- Isıtma suyu çıkış bağlantısı
- 11- Yüksek basınçlı gaz girişi
- 12- Kısma duyarlılığını kontrol eden ayarlayıcı
- 13- Gaz kesici selonoid
- 14- Sigortalar
- 15- Akümülatör
- 16- Gaz pedalı
- 17- Emme manifoldu

Doğalgaz herhangi bir yakıttan ya da LPG'den çok daha emniyetli olarak kullanılabilir. Son senelerde meydana gelen binlerce trafik kazası incelendiğinde çarpışmalarda yakıt tanklarının hemen parçalandığı ve yere dökülen yakıtın yangına sebep olduğu; LPG'nin de havadan ağır olması dolayısıyla yerde kalıp parlamaya sebep olmasına karşın, doğalgazın hem deposunun sağlamlığı, hem de havadan hafif olması, dolayısıyla yerde kalmadığından herhangi bir yangına sebep olma ihtimali çok azdır.

Motorda tüm yüksek basınçlı gaz devresi depodan regülatöre kadar çift duvarlı sistemdir. Motordaki dağıtım devresi de çift duvarlıdır.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Günümüzde hava kirliliğinin % 40 kadarına araçlar sebebiyet vermektedir. Oysa doğal gaz her açıdan temiz bir yakıttır. Egzost gazları emisyonları dizel yakıtı göre oldukça temizdir. Egzost gazları emisyonunda katı partiküller bulunmaz. Hava kirliliği önleme yönetmeliğinin ülkemizin büyük şehirlerinde zorunlu olarak uygulanması durumunda çözüm olarak sürekli trafikte bulunan belediye otobüsleri gibi ticari araçlarda da doğal gaz kullanımı zorunlu hale gelecektir.

Mevcut dizel motorları, motor üzerinde bazı değişiklikler yapmak suretiyle doğal gaz motoru olarak kullanılmaları mümkündür. Motor veriminde önemli ölçüde bir değişiklik olmaz. Buna karşın egzost gazları emisyonunun oldukça temiz olması, günümüzde hava ve çevre kirliliğinin başlıca sorun olması nedeni ile dizel motorlarda doğal gazın kullanılması faydalı olacaktır.

Dünyada halen Kanada, A.B.D., Avusturya, Birleşik Almanya ve Brezilya gibi ülkelerde doğal gaz ile çalışan belediye otobüsleri başarı ile kullanılmaktadır.

Dizel motorlarda, doğal gaz kullanılması durumunda doğal gazın tutuşma eğiliminin az olması nedeni ile ateşleme sistemleri geliştirilmiştir. Çünkü dizel yakıtın 330°C de kendi kendine tutuşmasına rağmen doğal gaz yaklaşık 650°C'de kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşmaktadır. Bu nedenle tek yakıtlı ve çift yakıtlı sistem halinde doğal gaz dönüşümü sağlanır.

Tek yakıtlı sistemde dizel motoru otto motoru prensibine göre çalışır. % 100 doğal gaz kullanılır. Çift yakıtlı sistemde % 10'na kadar dizel yakıtı kullanılır. Geri kalan % 90 doğal gazdır.

Dizel motorlarda doğal gazın kullanılması ile motor elemanlarının ömrü artacaktır. Böylece motor bakım masrafları azalacaktır. Bunun yanında motorda en büyük sorun olan gürültü ve titreşim de dizel motora göre daha az olacaktır.

Toplu taşımacılıkta kullanılan belediye otobüslerinin çift yakıtlı sisteme göre modifiye edilerek motorlarının doğal gaza dönüşümü yapılabilir. Böylece yurdumuzda da belediyelerin teşviki ile doğal gaz ile çalışan otobüsler sayesinde hava kirliliği nispeten azaltılabilir.

Çok yakın bir zamanda Ankara Büyükşehir Belediyesinin ardından İstanbul ve İzmir belediyeleri de kademeli olarak doğal gaz ile çalışan araçların servise çıkması amacıyla gerekli çalışmaları yapmaya başlamışlardır.

KAYNAKLAR

1. Die Betriebsstoffe für Verbrennungskraft Maschinen Philippovich A.
Bd.1. Springer Wien (1939)
2. Gasmotor und Wechselmotor sowie die gasformigen Kraftstoffe
in den letzten 30 Jahren Leiker M.
MTZ. 26/5
3. Zur Kühlung von Rauchgas Vergasungs und schwelgasen
Brennst-Warme-Kraft 34/2 (1982)
Ullrich H., Delmann, M.
4. Jantsch F.: Kraftstoff - Handbuch (G.Auflage)
Franchische Verlagshandlung Stuttgart.
5. Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau
15.Auflage Springer Verlag Berlin.
6. Erweiterung der Energierzeugung durch Kraftgase
Cartellieri W., Taucar G., Pfeifer U.
Forschungsberichte 2.235/1,2,3 der FVV Frankfurt
Teile 1,2 (1968), Teile 3 (1970)
7. Die Beurteilung des Klopffuerhaltens von Kraftgasen in
Ottosaugmotoren
Pfeifer U.
Diss. TH-Wien (1970).
8. Rau B. : Probleme beim Einsatz von Gasen unterschiedlicher
Qualitat in Gasmotoren.
GWF Gas/Erdgas 123/3.
9. Motor Vehicle Emissions- Problem or the Oppotunity 1 tnt. Int
Congr. on Combustion Engines
Springer M.J. Oslo 1985.
10. California Energy Comission: Californias Methanol Program
Evaluation Report P 500-86 012A 1987.

11. Dieselmotor Konzepte zur Verwendung alternativer Kraftstoffe
Dip. Ing. U.Hilger, E. Scheid
VDI Berichte Nr.714, 1988.
12. Pischinger F.: Havenith C.; Stutzenberger H.; Zweistoffbetrieb
Gasöl-Methanol für Dieselstraßenfahrzeuge
Verlag TÜV Rheinland 1978.
13. W.Rixmann; Der Leistungsabfall gasbetriebener Fahrzeugmotoren
und die Wege seiner Verminderung
Z. VDI Bd 80 (1936) Nr.21
14. Zinner K.: Erfahrung mit der Hochverdichtung von Gasmotoren
MTZ g. (1948)
15. Herwart Schrader ; Mercedes Benz Bd 3 von 170 V zum 300 SL.
16. Dip. Ing. P. von Korff: Dip. ing. W. Meyer.
Der Erdgasmotor E 2866 DUH mit Dreiweg katalysator im
Vergleich zum Dieselmotor.
17. J.J. Seppen : A de Voogd, J. von der Weide Gas/Luft
Mischersysteme mit Lambda - Regelung für unterschiedlicher
Betriebsverhältnisse.
18. W.R. Dietrich
Untersuchungen zur Schadstoffreduzierung von Otto-Gasmotoren
und Lambda-Sondenregelung (1988)
19. Terasek ; Verminderung der Emission von Partikeln, heterogenen
polyzyklischen Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden eines
direkteinspritzten Dieselmotors durch das Diesel-Gasverfahren
Dissertation TH, Darmstadt 1982.
20. W.Klaunig; K.Will; Große Diesel gasmotoren mit hohem
Wirkungsgrad, Weiter Anpassungsfähigkeit und geringer
Umweltbelastung.

21. Prof.Dr. I.Hakkı Öz; Motorlar Cilt II
Birsen Yayınevi
22. Heinz Grohe; Otto und Dieselmotoren
Vogel Buchverlag
23. Adnan Balık; Diesel Motorlarında Yanma ve Yanma Modellerinin
İncelenmesi
24. Helmut Pucher und J.Mitarbeiter; Gasmotorentechnik
Expert Verlag



ÖZGEÇMİŞ

Kenan GÜRBÜZ 1968 yılında Tekirdağ'da doğdu. İlkokulu İstanbul Kartaltepe İlkokulunda, Ortaokulu İstanbul Şekerevler Ortaokulunda tamamladı. Bakırköy Lisesi'nden 1984 yılında mezun oldu. Aynı yıl Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı. Mühendislik öğrenimini 1989 yılında bitirdi. 1990 yılında Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Makina Mühendisliği Enerji Makinaları Bölümünde Yüksek lisans eğitimine başladı.

Halen serbest Makina Mühendisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.