

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOLENOİD DİZEL ENJEKTÖRDE VALF YUVASI
YÜZEYİNE UYGULANACAK ÖN
ŞEKİLLENDİRME İŞLEMİ İLE PARÇACIK
EROZYONUNDAN KAYNAKLANAN HASARLI
YÜZEYLERİN İYİLEŞTİRİLMESİ

Uğur KILIÇ

Haziran, 2022
İZMİR

**SOLENOİD DİZEL ENJEKTÖRDE VALF YUVASI
YÜZEYİNE UYGULANACAK ÖN
ŞEKİLLENDİRME İŞLEMİ İLE PARÇACIK
EROZYONUNDAN KAYNAKLANAN HASARLI
YÜZEYLERİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekanik Yüksek Lisans Programı

Uğur KILIÇ

Haziran, 2022

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

UĞUR KILIÇ, tarafından PROF.DR. RAMAZAN KARAKUZU yönetiminde hazırlanan “SOLENOİD DİZEL ENJEKTÖRDE VALF YUVASI YÜZEYİNE UYGULANACAK ÖN ŞEKİLLENDİRME İŞLEMİ İLE PARÇACIK EROZYONUNDAN KAYNAKLANAN HASARLI YÜZEYLERİN İYİLEŞTİRİLMESİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ramazan KARAKUZU

Yönetici

Prof. Dr. Kutlay SEVER

Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa Umut KARAOĞLAN

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Okan FISTIKOĞLU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca her zaman yanımda olan ve tecrübelerini benden esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. Ramazan KARAKUZU ‘ya teşekkür ederim.

Tezim boyunca her konuda bana içtenlikle destek veren çalışma arkadaşlarım, başta Rahmi SERT olmak üzere, Rahman ÇAKIR, Fethi Tuğsan AYDOĞDU, Furkan ÇAYIROĞLU, Metin ÇETİN, Zdenek BENES, Arif ERDOĞAN ve Suat AYYILDIZ’a teşekkür ederim.

Yüksek lisansım boyunca her konuda yanımda olan arkadaşlarıma ve aileme teşekkür ederim.

Uğur KILIÇ

SOLENOİD DİZEL ENJEKTÖRDE VALF YUVASI YÜZEYİNE UYGULANACAK ÖN ŞEKİLLENDİRME İŞLEMİ İLE PARÇACIK EROZYONUNDAN KAYNAKLANAN HASARLI YÜZEYLERİN İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖZ

Ortak hat sistemi, modern dizel motorlarda en çok kullanılan enjeksiyon teknolojisidir. Bu sistemin en önemli parçalarından biri silindir içine 2500 bar'a kadar basınçta yakıt püskürten enjektörlerdir. Bu yakıt sisteminde en çok kullanılan enjektör tipi, elektro valf ile kontrol edilen selenoid valfli dizel enjektörlerdir. Valfin kontrol hacmi etrafındaki kuvvetlerin dengesi, selenoid valfin kontrolünü sağlar. Yakıt, Elektronik Kontrol Ünitesi (EKÜ)' den gelen akımla selenoid valfi açıp kapatarak silindire enjekte edilir. Bu döngü, enjektörün ömrü boyunca milyonlarca kez tekrarlanır. Yüksek basınçta defalarca tekrarlanan bu döngü sonucunda yakıttaki katı partiküller nedeniyle enjektör valfi aşınabilir ve valfin sızdırmasına neden olabilir. Bunun sonucunda, enjeksiyon karakteristiği ve motor emisyon değerlerinde farklılıklar meydana gelebilir.

Bosch geliştirme departmanı tarafından yapılan bir çalışmada, kaplaması kalkmış ve aşınmış valf gövdeleri ikinci bir dayanım testine sokulmuştur. Bu testin sonucunda, enjektörün temizlik seviyesinin değişmediği gözlemlenmiştir. Buna göre, oluşan bu aşınma geometrisinin valf gövdelerindeki kaplama uygulamasına alternatif olabileceği yorumu yapılmıştır. Bu tez çalışmasında, sıfır kilometre dizel enjektörlerde, kaplamasız valf parçalarının bilye oturma yüzeyine, küresel profil ile kuvvet uygulanarak yüzeyin deforme edilmesi ve bunun valf parçasının performansına olan etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda, valfin fonksiyonel davranışını incelemek için bilgisayar destekli simülasyon çalışması yürütülmüştür. Simülasyon çalışması sonucuna istinaden, partikül ve kavitasyon davranışını incelemek için test çalışmaları tamamlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Selenoid enjektör, valf oturma yüzeyi, partikül erozyonu, aşınma

IMPROVING THE DAMAGED SURFACES DUE TO PARTICLE EROSION BY PRE-FORMING PROCESS TO BE APPLIED TO THE VALVE SEAT SURFACE IN SOLENOID DIESEL INJECTOR

ABSTRACT

Common-Rail system is the most used injection technology in modern diesel engines. One of the most important parts of this system is the injectors that inject fuel with a pressure up to 2500 bars into the combustion chamber. The most used injector type in this fuel system is diesel injectors with solenoid valves controlled by electro valves. The balance of forces around control volume of valve provides control of the solenoid valve. Fuel is injected into the combustion chamber by opening or closing the solenoid valve with the current from the Electronic Control Unit (ECU). This cycle is repeated millions of times over the life of the injector. As a result of this cycle repeated over and over at high pressure, the injector valve may wear out due to solid particles in the fuel and may cause the valves to leak. Thus, differences in injection characteristics and engine emission values can occur.

In a study conducted by the Bosch development department, the injectors which have coated and worn valve bodies were subjected to a second endurance test. As a result of this test, the cleanliness of the injector had not changed. Accordingly, it has been interpreted that this wear geometry may be an alternative to coating application on valve bodies. In this thesis, the deformation of the surface by applying force with a spherical profile to the ball seating surface of uncoated valve parts in zero-kilometre diesel injectors and its effect on the performance of the valve part were investigated. In this context, a computer-aided simulation study was carried out to examine the functional behaviour of the valve. Based on the simulation study result, test studies were completed to examine the particle and cavitation behaviour.

Keywords: Solenoid injector, valve seat, particle erosion, wear

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ	xii
SEMBOLLER LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xiii
BÖLÜM BİR - GİRİŞ	1
1.1 Literatür Taraması.....	2
BÖLÜM İKİ – DİZEL YAKIT ENJEKSİYONU	13
2.1 Ortak Hat Sistem	16
2.2 Selenoid Valfli Enjektör.....	16
2.2.1 Çalışma Prensibi	21
2.2.2 Alt Bileşenler	23
2.2.3 Ayar Parametreleri	25
BÖLÜM ÜÇ – VALF OTURMA YÜZEYİ	29
3.1 Partikül Erozyonu.....	31
3.1.1 Partiküllerin Dizel FIE Üzerindeki Etkisi	34
3.1.2 Hasar Mekanizması.....	37
3.1.3 Temizlik Seviyesi.....	40

3.2 Kavitasyon Erozyonu	46
3.2.1 Hasar Mekanizması	49
3.2.2 Hasar Sınıflandırması	51
BÖLÜM DÖRT – VALF OTURMA YÜZEYİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ	53
4.1 Valf Oturma Yüzeyinin Dayanıklılığını Arttırma	53
4.1.1 Aşınmış Parçaların Analizi	54
4.1.2 Zwick Makinesi ile Küresel Şekil Verilmesi	57
4.1.3 Ön Şekil Geometrisinin Belirlenmesi	58
4.2 Simülasyon	61
BÖLÜM BEŞ – DENEYSEL ÇALIŞMA	66
5.1 DCF Ömür Testi	66
5.1.1 Numunelerin Hazırlanması	67
5.1.2 Test Parametrelerinin Ayarlanması	68
5.1.3 Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi	68
5.1 KDL Dayanım Testi	71
5.2.1 CFT Testi	72
5.2.2 Numunelerin Hazırlanması	74
5.2.3 Test Parametrelerinin Ayarlanması	74
5.2.4 Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi	75
BÖLÜM ALTI - SONUÇLAR	77
KAYNAKLAR	79

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Metal parçacık şeklinin duvar yüzeyindeki girintiye etkisi	4
Şekil 1.2 Parçacık boyutuna ve parçacık çarpma hızına karşı erozyon oranı	5
Şekil 1.3 Akış hızı 3,62 m/s ve ağırlıkça %20 kum konsantrasyonu için kum boyutunun erozyona etkisi	5
Şekil 1.4 Hızı 3 m/s olan ve iki farklı çarpma açısında (30° ve 90°) ağırlıkça %20 silis kumu varlığında AA 6063 hedef malzeme üzerinde kum boyutunun erozyon hızı, çarpan parçacık sayısı ve çarpma kinetik enerjisine etkisi	6
Şekil 1.5 Aşınma sertliğinin (a) AISI 1020 çeliğinin (b) WC-12Co'nun aşınma davranışına etkisi	8
Şekil 2.1 Diesel'in başarılı 1897 kabul testinde kullanılan üçüncü test motoru.....	13
Şekil 2.2 Ticari araçlar için ilk dizel enjeksiyon pompası	14
Şekil 2.3 Mercedes-Benz 260D motoru	14
Şekil 2.4 VP44 radyal pistonlu distribütör tipi enjeksiyon pompası	15
Şekil 2.5 Yakıt sisteminin blok şeması	16
Şekil 2.6 İlk ortak hat enjeksiyon sistemi	17
Şekil 2.7 Ray üzerinde bulunan basınç kontrol valfli ortak hat dizel yakıt enjeksiyon sistemi.....	18
Şekil 2.8 Enjektör tipleri	19
Şekil 2.9 Birim enjektör sistemi parçası	20
Şekil 2.10 Enjektörün motor düzeneğindeki pozisyonu	21
Şekil 2.11 İkinci nesil ortak hat enjektör	22
Şekil 2.12 Enjektör çalışma prensibi	23
Şekil 2.13 Bir selenoid enjektörün alt grupları	23
Şekil 2.14 Armatür grubu ve AH gösterimi	26
Şekil 2.15 Valf seti eşleştirme parçası	27
Şekil 2.16 Armatür grubu ve armatür stroğu gösterimi	27
Şekil 2.17 Enjektörün yayları	28
Şekil 3.1 Valf grubu tipleri	29

Şekil 3.2 Tetiklenen enjektörde valf bilyesinin yer değiştirmesi	29
Şekil 3.3 Valf bilye yuvası yüzeyi	30
Şekil 3.4 Dizel yakıt filtresi	32
Şekil 3.5 Valf oturma yüzeyi aşınması	33
Şekil 3.6 Partikülün kaplamalı yüzeye etkisinin simülasyonu.....	34
Şekil 3.7 Temiz yakıt ve 0,8-2,5 µm partiküllü yakıtın yakıt enjeksiyon profilleri...	36
Şekil 3.8 1,5-3,5 µm ve 2-6 µm partiküllü yakıtın enjeksiyon profilleri	36
Şekil 3.9 Parçacık hasar mekanizmasının gösterimi	37
Şekil 3.10 Valf yuvası hasar mekanizmasının ön hasarı.....	37
Şekil 3.11 Taşlama hasar mekanizması	38
Şekil 3.12 Yansıma hasarı mekanizması.....	39
Şekil 3.13 Aşınma ilerlemesi	39
Şekil 3.14 Partikül sayacı.....	41
Şekil 3.15 ISO 4406 kirlilik kodları.....	41
Şekil 3.16 Dünya çapındaki katı parçacık haritası	42
Şekil 3.17 Kritik ömür testi sonucu örneği	43
Şekil 3.18 Palmgren Miner kuralı	44
Şekil 3.19 ISO seviyesinin hesaplanması	45
Şekil 3.20 Temizlik ve ISO seviyesi	46
Şekil 3.21 Kavitasyon oluşum diyagramı	47
Şekil 3.22 Şok dalgalarının oluşumu	47
Şekil 3.23 Valf oturma yüzeyinde kavitasyon erozyonu	48
Şekil 3.24 Kavitasyon erozyonu hasar mekanizması.....	49
Şekil 3.25 Enjektörde kavitasyon oluşumu.....	50
Şekil 3.26 Armatür stroğunun kavitasyon etkisi	50
Şekil 3.27 Kavitasyon erozyonu hasarının sınıflandırılması	51
Şekil 4.1 Enjektör 1'in WLI ve SEM görüntüleri.....	56
Şekil 4.2 Zwick makinesi.....	57
Şekil 4.3 Valf gövdesi bası testi fiziksel yapısı.....	57
Şekil 4.4 Helget pahı	59
Şekil 4.5 Genişlik ve derinlik yaklaşımı ile parametrelerin belirlenmesi	59
Şekil 4.6 Valf oturma yüzeyine verilen şeklin geometrisi	60

Şekil 4.7 Kosimülasyon algoritmasının çalışma prensibi	61
Şekil 4.8 Sonlu hacimler modelinin mesh yapısı	63
Şekil 4.9 HAD çalışması	64
Şekil 4.10 Kavitasyon erozyonu simülasyon çalışması	64
Şekil 5.1 DCF dayanım testi tezgahı	67
Şekil 5.2 CRI2-16 OHW seri enjektör aşınma değeri	69
Şekil 5.3 CRI2-16 OHW ön şekil verme uygulanmış enjektör aşınma değeri	69
Şekil 5.4 CRI2-16 OHW varyantlarının temizlik seviyeleri	70
Şekil 5.5 KDL test tezgahı	71
Şekil 5.6 Sabit akışlı enjektör testi	72
Şekil 5.7 Sabit akışlı enjektör testi tezgahı	73
Şekil 5.8 CFT testi sonucu	73
Şekil 5.9 KDL3 profil çevrimine bir örnek	75
Şekil 5.10 KDL3 sonrası SEM ve ELAM sonuçları	76

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1 AISI 1020 çeliğinin aşındırıcı parçacıkları ve erozyon oranı	7
Tablo 3.1 Parçacık yüklü yakıt varyasyonu	42
Tablo 3.2 Enjektör temizlik seviyeleri	46
Tablo 4.1 CRI1-18 OHW enjektörlerinin DCF testlerinin birleştirilmiş sonucu.....	55
Tablo 4.2 WLI verilerinin makro değerlendirmesi	56
Tablo 4.3 Deneme parametreleri.....	58
Tablo 4.4 Deneme sonuçları	60

SEMBOLLER LİSTESİ

UHC	: Yanmamış hidrokarbon
CO	: Karbon monoksit
NO _x	: Azot oksit
CaCO ₃	: Kalsit
Ca ₅ (PO ₄) ₃	: Apatit
Al ₂ O ₃	: Alüminyum oksit
SiC	: Silisyum karbür
SiO ₂	: Silikon dioksit
Fe ₂ O ₃	: Demir oksit
HV	: Vickers sertlik değeri
°C	: Santigrat
1020 karbon çeliği	: Ağırlıkça %0.18-0.23 oranında karbon atomu içeren çelik
WC-12Co	: Ağırlıkça %12 kobalt içeren sanayi çeliği
X6CrNiTi18-10	: 321 kalite paslanmaz çelik
CrN	: Krom nitrür
µm	: Mikrometre
kN	: kiloNewton

KISALTMALAR

AISI	: Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü
CFD	: Computational Fluid Dynamics
EKÜ	: Elektronik kontrol ünitesi
TDI	: Turbo dizel enjeksiyon
CRI	: Common Rail Injection (Ortak Hat)
OHW	: Off high way
VW	: Volkswagen
DCF	: Dust Contaminated Fuel
KDL	: Konstant Druck Daurlauf
QALT	: Quantity Accelerated Life Time
EN	: European Standards
ISO	: International Organization for Standardization
SGS	: Société Générale de Surveillance
WLI	: Wight light inferometry
SEM	: Scanning electron microscope
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Direkt enjeksiyonlu dizel motorun kara taşıtlarına ilk uygulaması 1924 yılında Alman ticari araç ve kamyon üreticisi Man firması tarafından gerçekleştirilmiştir. Zamanın şartlarına göre bu teknoloji, kullanılan motorlara göre daha verimli ve daha çevre dostu olması nedeniyle otomotiv endüstrisi için bir dönüm noktasıydı. Dizel motorlar ürettikleri yüksek tork değerleri ile kısa sürede diğer ağır vasıta üreticilerinin dikkatini çekmeyi başardı. Bunun yanı sıra, yüksek tork üretimine ihtiyaç duyan demiryolu ve deniz taşımacılığında da çalışmalar hız kazandı. İlk kez 1929'da deniz kullanımı için küçük gemilere uygulanmaya başlandı. 1997 yılında Alman otomotiv parçaları üreticisi Bosch, geliştirdiği Common Rail “Ortak Hat” sistemini dünyaya ilk kez duyurdu. Ortak hat dizel motorlar daha az emisyon üretmektedir. Bununla beraber daha az yakıt tüketirken araca daha fazla güç sağlar. Bu da dizel motorlar için yeni bir kilometre taşı anlamına gelmektedir. Böylece ortak hat sistemli dizel motorlara olan talep artmış ve ilerleyen yıllarda üretilen araçların çoğunda bu teknoloji kullanılmıştır.

Araçlarda kullanılan mevcut içten yanmalı motorlara kıyasla daha temiz ve çevre dostu bir çözüm olarak sunulan elektrikli motorların her geçen gün önemi artmaktadır. Elektrikli motora sahip araçların oranı, dünya genelinde binek otomobillerin %9'una ulaşmıştır. Fakat kullanımı en yaygın motor tipi hala içten yanmalı motorlardır. Emisyon üretmeyen ve çevre dostu elektrikli motorlara kıyasla, içten yanmalı motorlar sürekli tartışmanın merkezinde yer almaktadır. Otomotiv üreticileri için hazırlanan çevre düzenlemeleri, motor üreticilerini her geçen gün daha düşük emisyon değerlerine ulaşmaya zorlamaktadır. Motor silindirindeki yanma olayı, emisyon değerlerini düşürmek için en önemli parametrelerden biridir. Yüksek basınçlarda, yanma odasına daha atomize biçimde gönderilen yakıt, hava ile ideal bir karışım oluşturur. İdeal karışımın sonucunda gerçekleşen ideal yanma ile hidrokarbonlar (UHC), karbon monoksit (CO), kurum ve azot oksitler (NOx) gibi emisyon değerlerini artıran kirleticilerin oranı oldukça düşmektedir.

Emisyon değerlerini azaltmak için daha yüksek basınçlarda çalışan enjektörler geliştirilmektedir. Fakat bu durum enjektörün alt parçalarında dayanım problemlerini beraberinde getirmektedir. Özellikle en kritik kısımlardan biri olan valf bölgesinde mukavemet ile ilgili sorunlar yaşanmaktadır. Yüksek basınçla artan hidrolik kuvvetler, yakıttaki katı parçacıkların daha yüksek kuvvetlerde karşılaştıkları yüzeylere temas etmelerine neden olur. Bu durum, bileşenlerin yüzeyinde abrasif aşınma, adhezif aşınma ve yorulma aşınması gibi durumlara neden olabilir.

Valf bölgesindeki ileri derecede aşınma sonucunda bu alanda sızıntılar meydana gelir. Bu durumda enjektörün akış karakteristiği bozulur ve sıfır km güç değerlerine göre farklılıklar ortaya çıkar. Aynı zamanda emisyon değerlerinde fark oluşmasına neden olur. Enjektör valf parçaları tasarlanırken bu koşullar dikkate alınmalıdır. Bu nedenle valf gövdelerine uygulanan sert kaplama çözümleri ile yüzey aşınması minimuma indirilir ve valf gövdesinin ömrü uzatılır.

Bu tez kapsamında kaplanmamış valf gövdesinin oturma yüzeyine küresel profil ile kuvvet uygulanarak yüzeyin deforme edilmesi ve bunun valf parçasının performansına olan etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda, valf performansını incelemek için bilgisayar destekli simülasyon çalışması yürütülmüştür. Sonrasında ise, saha koşullarındaki maksimum basıncı temsil eden enjeksiyon tetikleme profili ile kavitasyon erozyonu ve saha koşulunu temsil eden bir enjeksiyon tetikleme profili ile partikül erozyonu dayanımı deneysel olarak incelenmiştir.

1.1 Literatür Taraması

Sanayileşme dönemi ile insanlar makine kullanımını daha geniş alanlara yaymak için uğraşmaya başladı. İnsanlığın hayatını kolaylaştıran ve konforunu attıran motorlar ise üzerine en çok çalışma yapılan konulardan biri haline geldi.

19. yüzyılda tüm ısı motorlarının geliştirilmesinde büyük ilerlemeler görüldü. O günlerde kullanımda olan motor tipleri; buhar motoru, yağ motoru, gaz motoru ve hızla gelişen benzinli motorlardı. Tüm bu motorlar ısıyı işe çevirme prensibi ile çalışıyordu.

Ancak her durumda işe dönüşen ısı miktarı küçük ve verim düşüktü. Buhar motoru için verim %6 civarında iken, benzinli motorlarda bu oran yalnızca %10 civarındaydı. 1893 yılında Alman bilim adamı Rudolf Diesel, sıkıştırma prensibi ile çalışan ve teorik olarak verimi %75 olan dizel motorun ilk prototipini geliştirdi. 1987 yılına gelindiğinde üretilen 3. prototip, %26,2 verim ile testlerden başarıyla geçti ve tüm dünyaya duyuruldu. Bu motor teorik olarak hesaplanan verimin altında kalsa da hala diğer motorlara göre daha verimli ve daha yüksek tork üretebildiği için o dönemde büyük ses getirdi.

Aradan geçen yüzyıldan fazla sürede dizel motorların güç ve verimliliği önemli ölçüde artmıştır. Günümüzde dizel motorların verimi %40 seviyesinde iken bu motorların yakıt püskürtme elemanı olan enjektörlerin çalışma basıncı 2700 bar seviyesine kadar yükselmiştir. Fakat bu yüksek çalışma basıncı altında birbirleri ile temaslı ve eş zamanlı çalışan alt parçalarda oluşan aşınmalar, çatlaklar veya kırılmalar gibi hata durumları enjektörün fonksiyonunu yerine getirememesine ya da tamamen kullanım dışı olmasına neden olur.

Artan çalışma basıncı, dizel enjeksiyon sistemi elemanlarının güvenilirlik ve ömür koşullarının daha dar toleranslara sokulması, aşınmanın sınırlandırılmasını ve kontrol altında tutulmasını gerektirmektedir.

Yordanov, Hadjiev ve Stankov (2018) tarafından yapılan bir çalışmada valf geometrik konumunun, aşınmanın bir sonucu olarak değişmesi ile meydana gelen elektromanyetik boşluk stroğunun ve valf kontrol yayı kuvvetinin değişimi deneysel olarak incelenmiştir. Valf oturma yüzeyindeki aşınmayı simüle etmek için enjektör montajı yapılırken $0,05-0,08 \pm 0,003$ mm aralığında verilen negatif valf pozisyonu stroğu ile farklı basınç ve enerji verme sürelerinde yakıt geri dönüş miktarlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Valf oturma yüzeyindeki aşınma, yakıt geri dönüş miktarındaki artış ile tespit edilebilir. Test sonuçlarından aşağıdaki çıkarımlar elde edilmiştir;

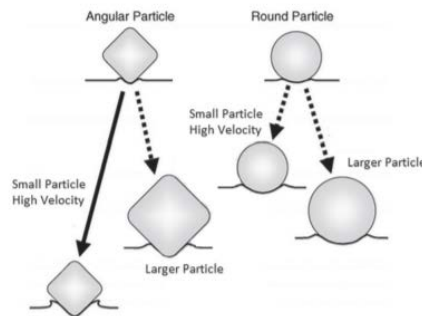
1. Negatif strok verilen tüm enjektörlerde yakıt geri dönüş miktarı artmıştır.

2. Artan çalışma basıncı ile akış oranı artarken, yakıt geri dönüş miktarı azalmıştır.
3. Çalışma basıncı arttıkça, aşınmaya bağlı yakıt geri dönüş miktarı artmıştır.

Selenoid enjektörlerin valf oturma yüzeyindeki aşınma oluşumu partikülün şekli, boyutu, malzemesi, yoğunluğu veya tokluğu gibi birden çok parametreye bağlıdır.

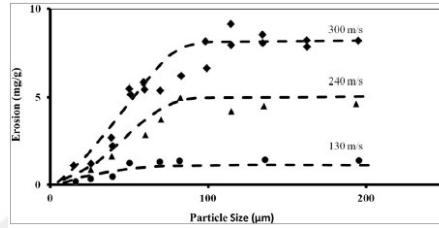
Hutchings, Winter ve Field (1976) yaptıkları çalışmada, parçacık şeklinin erozyonun büyüklüğü üzerinde önemli bir etkisi olduğu gözlemlenmiştir. İki farklı parçacık şekli, keskin köşeli parçacıklar ve küresel parçacıklar kullanıldığında, köşeli parçacıklardan kaynaklanan erozyon sonuçları, yuvarlak parçacıklardan kaynaklanan erozyon sonuçlarına göre dört kat daha büyük olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca maksimum erozyonla sonuçlanan çarpma açısının, partikül şekline bağlı olduğu ve partikül açısallığına bağlı olarak değiştiği bildirilmiştir. Yapılan bir başka çalışmada Levy ve Chik (1983) benzer davranışı gözlemlediler ve parçacıkların keskinliğinin erozyonun büyüklüğü üzerinde en yüksek etkiye sahip olduğunu bildirdiler.

Oka, Okamura ve Yoshida (2005) yaptıkları bir çalışmada ise, parçacığın darbe hızındaki veya çapındaki artışın erozyon hasarını hızlandığı belirtilmiştir. Girinti ne kadar büyük veya derinse, girintinin kenarından o kadar fazla malzeme çıkarılır. Buna istinaden, Şekil 1.1’de gösterildiği gibi açısallı parçacığın yuvarlak parçalara göre daha derine nüfuz etmesi ve aşınma oranını arttırması bu çalışmanın çıktılarından bir tanesidir.



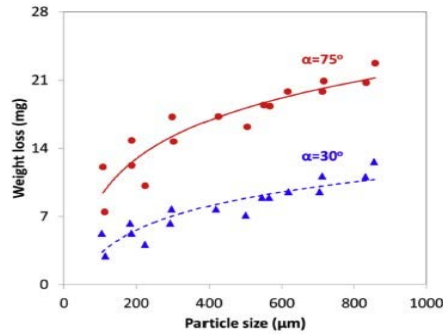
Şekil 1.1 Metal parçacık şeklinin duvar yüzeyindeki girintiye etkisi (Oka ve Yoshida, 2005)

Erozyon büyüklüğünü belirleyen bir diğer önemli parçacık özelliği ise parçacık boyutudur. Daha büyük parçacıklar daha büyük kinetik enerjiye sahiptir, bu nedenle daha küçük olanlarla aynı hızda bir hedefe çarpsalar bile daha fazla erozyon yaratacaklardır. Şekil 1.2'de belirtildiği gibi, erozyon oranı parçacık boyutunun bir fonksiyonu olarak verilmiştir (Tilly, 1973). Bu çalışmanın bir diğer çıktısı ise, parçacıklar yaklaşık 100 μm 'den büyük olduğunda erozyonun parçacık boyutundan etkilenmediğini göstermektedir.



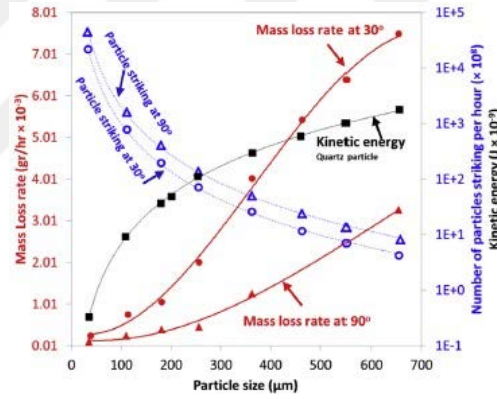
Şekil 1.2 Parçacık boyutuna ve parçacık çarpma hızına karşı erozyon oranı (Tilly, 1973)

Gandhi ve Borse (2002), 30° ve 75° 'lik iki farklı çarpma açısı için kum boyutunun dökme demir erozyon davranışı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Taşıyıcı sıvı hızı 3,62 m/s ve kum konsantrasyonu ağırlıkça %20 olan deney düzeneğinde, kum boyutu ile erozyon oranı arasında doğrusal bir ilişki gözlemlenmiştir. Bu grafik Şekil 1.3'te verilmiştir. Benzer davranış başka araştırmacılar tarafından da rapor edilmiştir (Elkholy, 1983; Clark, 1991). Bu sonuçlar, parçacıkların çarpma hızının sabit olmaması ve parçacıklar sıvı akışlarına sürüklendiğinde parçacık boyutuyla birlikte değişmesi gerçeğinden etkilenir.



Şekil 1.3 Akış hızı 3,62 m/s ve ağırlıkça %20 kum konsantrasyonu için kum boyutunun erozyona etkisi (Gandhi ve Borse, 2002)

Bir başka çalışmada Desale, Gandhi ve Jain (2009), 37,5-655 μm aralığında sekiz farklı boyutta silika kumu için bir alüminyum alaşımının (AA 6063) erozyon performansı üzerindeki partikül boyutunun etkisini incelemiştir. Taşıyıcı sıvı hızı 3 m/s ve kum konsantrasyonu ağırlıkça %20 olan deney düzeneğinde, 30° ve 90° olmak üzere iki farklı darbe açısındaki etkileri gözlemlediler. Sabit bir kum konsantrasyonunda (ağırlıkça %) partikül boyutunun artmasının, partikül sayısını ve darbeleri azaltmasına rağmen erozyon oranını arttırdığı sonucuna varmışlardır. Şekil 1.4'te parçacık çarpma hızı ve çarpma başına kinetik enerjinin, parçacık boyutundan etkilendiğini gösteren bir grafik vardır. Ne yazık ki, bulamaç erozyonu göz önüne alındığında, kütle kaybı, hedefler boyunca değişen parçacık çarpma hızları, sıvı viskozite etkileri ve ayrıca parçacıkların konsantrasyonu ve parçacık-parçacık hedef etkileşimleri gibi diğer faktörlerden etkilenebilir.



Şekil 1.4 Hızı 3 m/s olan ve iki farklı çarpma açısında (30° ve 90°) ağırlıkça %20 silis kumu varlığında AA 6063 hedef malzeme üzerinde kum boyutunun erozyon hızı, çarpan parçacık sayısı ve çarpma kinetik enerjisine etkisi (Desale ve ark., 2009)

Sonuç olarak, genellikle benzer koşullar ve benzer çarpma hızı için, daha küçük kum parçacıkları, daha düşük kinetik enerji nedeniyle daha büyük parçacıklara kıyasla daha düşük erozyon oranlarına neden olur. Bununla birlikte, küçük keskin parçacıkların büyük yarı yuvarlak veya yuvarlak parçacıklardan daha aşındırıcı olabileceği göz önünde bulundurulmalıdır. Bu küçük parçacıklar türbülansın daha fazla etkilenir. Bu yüzden türbülans ve devridaim alanlarının yüksek olduğu geometrilerde daha fazla erozyona neden olabilir. Genel olarak, kum boyutu ve erozyon oranı arasındaki hem doğrusal hem de kuvvet kanunu ilişkileri birkaç

araştırmacı tarafından önerilmiştir. Bu ilişki, ne yazık ki, hedef malzeme özellikleri, deneysel koşullar, parçacık çarpma hızı, parçacık-parçacık etkileşimleri, sıvı özellikleri ve kum boyutu dağılımı gibi çeşitli faktörlerden etkilenmiştir.

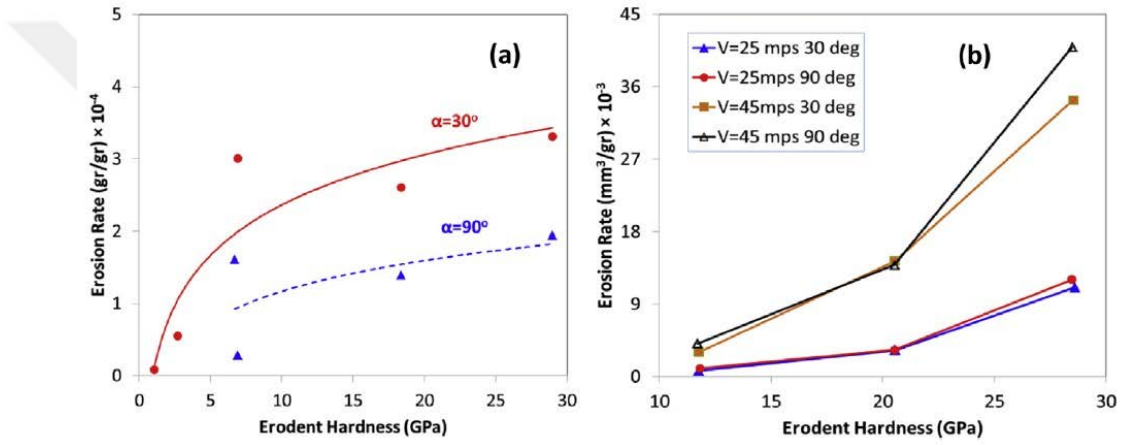
Partikül sertliği erozyon oluşumunu etkileyen bir diğer önemli parametredir. Çeliği aşındırmak için kalsit (CaCO_3) ve apatit ($\text{Ca}_5(\text{PO}_4)_3$) gibi yumuşak aşındırıcılar kullanıldığında erozyon oranı düşüktür. Apatit, kalsite göre daha yüksek sertliğe sahiptir ve kalsite göre biraz daha fazla erozyona neden olur. Levy ve Chik (1983) yaptıkları çalışmada, soğuk haddelenmiş 1020 çeliğini 80 m/s hıza sahip 6 farklı parça ile 25°C sıcaklıkta aşındırmışlardır. Sünek malzemelerde maksimum aşınmaya neden olabilecek açığa yakın olan çarpma açısı 30° ile daha düşük erozyon oluşma hızının meydana geldiği 90° çarpma açısında yapılan deneyler sonucunda parçacıkların sertlik ve aşındırma oranları Tablo 1.1’de verilmiştir.

Aşındırıcı parçacığın yoğunluğu, aşındırıcılığın belirlenmesinde bir diğer önemli faktördür. Daha yüksek yoğunluklu parçacıklar daha yüksek kinetik enerjiye sahiptir ve daha yüksek erozyon oranlarına neden olan daha fazla darbe kuvveti oluşturur. Çelik taneciği, Alüminyum oksit (Al_2O_3), SiC ve SiO_2 ile karşılaştırıldığında daha yüksek yoğunluğa sahiptir ve dolayısıyla daha yüksek erozyon oranına neden olur (Tablo 1.1). SiC, SiO_2 ve Al_2O_3 birbirine yakın yoğunluğa sahiptir. Partikül şekli ve boyutu benzer olduğunda karbon çeliği hedef malzeme için birbirine yakın erozyon oranına neden olur.

Tablo 1.1 AISI 1020 çeliğinin aşındırıcı parçacıkları ve erozyon oranı (Levy ve Chik, 1983)

Parçacık Bileşimi	Yoğunluk [g/cc]	Mohs Sertlik Ölçeği	Vickers Sertlik Değeri [kg/mm ²]	Erozyon Oranı [g/g]	
				$\alpha=30^\circ$	$\alpha=90^\circ$
CaCO_3	-	3	115	0,03	-
$\text{Ca}_5(\text{PO}_4)_3$	-	5	300	0,5	0,3
SiO_2	2,7	7	700	3,0	1,6
Al_2O_3	4,0	9	1900	2,6	1,4
SiC	3,2	>9	3000	3,3	1,9
Çelik taneciği	7,9	-	-	5,3	-
Yuvarlak çelik taneciği	7,9	-	-	1,4	-

Babu, Basu ve Sundararajan (2011) yaptıkları çalışmada, parçacığın Vickers sertliği yaklaşık 700 HV'ye ulaştığında, aşındırıcı parçacıkların sertliğindeki artışlar erozyon oranını önemli ölçüde arttırmadığı bildirilmiştir. Bunun nedeni parçacıkların hedef çeliğe çarptıklarında parçalanmayacak kadar sert olmaları olabilir. Hedef duvarın sertliği ile partiküllerin sertliği ve erozyon hasarı arasında bir ilişki olduğu gözlemlenmiştir. SiO₂, Vickers ölçeğinde dört kat daha düşük bir sertliğe sahip olmasına rağmen, AISI 1020 karbon çeliği hedef malzemesi için SiC kadar aşındırıcıdır. Ancak WC-12Co gibi daha sert hedef malzemeler için SiC ve SiO₂ partikülleri farklı aşındırıcı etkiye sahiptir.



Şekil 1.5 Aşınma sertliğinin (a) AISI 1020 çeliğinin (Levy ve Chik, 1983) (b) WC-12Co'nun (Babu ve ark., 2011) aşınma davranışına etkisi

Tüm bu çalışmalar göz önünde bulundurulduğunda, aşağıdaki çıkarımlar elde edilebilir.

1. Daha sert parçacıklar daha aşındırıcı olabilir çünkü hedef duvara çarptıklarında daha az parçalanırlar. Bununla birlikte, partiküllerin artık parçalanmadığı kritik bir sertlik değerinin ötesinde, sertlikte daha fazla artış, aşındırıcı etkiyi arttırmaz (Şekil 1.5-a).
2. Wada ve Watanabe (1987), erozyon oranı ile hedefin partikül sertliği oranı arasındaki ilişkiyi açıklamak için aşağıdaki korelasyonun kullanılabileceğini öne sürmüştür.

$$Erozyon\ oranı \propto \left(\frac{H_t}{H_p}\right)^n \quad (1.1)$$

H_t : hedef malzeme sertliği

H_p : aşındırıcı parçacık sertliği

n : ampirik bir sayı

3. Sonraki yıllarda, Shipway ve Hutchings (1996) partikül ve hedef duvar malzemelerinin erozyon davranışı üzerindeki etkisini de inceledi. Farklı sertlikteki farklı malzemeleri incelediler. Birleşmeye doğru aşındırıcı sertliğinin hedef sertliğe oranını artırmanın, erozyon oranını hızla arttırdığı ve erozyon oranının hız üssünü azalttığı sonucuna varmışlardır.

Taşıyıcı sıvı, parçacıkların çarpma hızını etkileyebileceğinden, erozyon oranı üzerinde en büyük etkiye sahip olabilir. Katı partikül erozyonunu içeren pratik uygulamalarda partiküller bir taşıyıcı sıvı tarafından duvara taşınır. Viskozite ve yoğunluk gibi taşıyıcı akışkanın özellikleri partikül davranışını etkiler. Bunun sonucunda erozyon desenini ve büyüklüğünü etkiler. Erozyon üzerindeki taşıyıcı sıvı etkisinin miktarı geometriye ve akış düzenine bağlıdır. Örneğin, doğrudan çarpma geometrisinde, taşıyıcı sıvı duvara doğru hareket eder. Bu nedenle, taşıyıcı sıvı parçacıkları alır ve onları duvara doğru yönlendirir. Düz boru gibi diğer geometrilerde taşıyıcı akışkan duvara paralel hareket eder. Bu geometride türbülanslı dalgalanmalar parçacıkların yollarını değiştirmekten ve onları duvara doğru hareket ettirmekten sorumludur. Ayrıca sıvı özellikleri yerel partikül konsantrasyonunu doğrudan etkiler. Bu durum, toplam parçacık konsantrasyonu düşük olsa bile, akış düzeninden dolayı yerel parçacık konsantrasyonunun yüksek olabileceğini belirtmekle beraber, erozyon büyüklüğü ve modelini etkileyebileceği anlamına gelir. Daha yüksek yerel parçacık konsantrasyonu, daha fazla parçacık-parçacık etkileşimi anlamına gelir. Bunun sonucunda, Chen (2004) tarafından gözlemlenen koruma etkisi meydana gelebilir. Parçacık duvar etkileşimi, sıvı sınır tabakasından doğrudan etkilenir.

Çoğu modelde, araştırmacılar parçacık-parçacık etkileşimlerini ihmal eder, ancak bulamaç erozyonunda, erozyon büyüklüğü üzerinde önemli bir etkisi vardır. Parçacık-

parçacık etkileşimlerinin erozyon üzerindeki etkisi birçok araştırmacı tarafından gözlemlenmiştir (Andrews ve Horsfield, 1983; Liebhard ve Levy, 1991; Shipway ve Hutchings, 1994; Chen, 2004). Araştırmacılar, erozyon oranı ile kum konsantrasyonu arasındaki ilişkiyi açıklayan farklı mekanizmalar önerdiler. Yüksek kum konsantrasyonlarında, partiküllerin duvardan geri teptiğinde, duvara doğru hareket eden partiküllere çarparak onları yavaşlattıkları öne sürülmüştür. Bu fenomene “ekranlama” adı verilir (Brown, Jun ve Edington, 1981; Deng ve diğerleri, 2005). Bu nedenle, sıvı ve geometri koşullarına bağlı olarak, daha yüksek kum konsantrasyonları daha düşük erozyon oranı ile sonuçlanabilir.

Pek çok deneysel veriye rağmen, hedef malzeme ile katı parçacık erozyon hızı arasındaki ilişki hala net değil. Daha yüksek sertliğe sahip malzemelere sahip olmanın daha yüksek erozyon direnci ile sonuçlandığına inanılmaktadır (Finnie, Wolak ve Kabil, 1967). Bununla birlikte, Levy ve Hickey (1982), yüksek sertliğe sahip bir malzemenin, daha düşük sertliğe sahip malzemelere kıyasla daha yüksek bir erozyon oranı ile sonuçlanabileceğini göstermiştir. Gözlemlerine dayanarak, sünekliğin, daha düşük erozyon oranıyla sonuçlanabilecek plastik deformasyon yoluyla parçacık çarpma kinetik enerjisini yüzeyin dağıtmasına izin verdiğini öne sürdü. Hedef malzemenin tokluğu, erozyon performansının daha iyi bir göstergesi olabilir. Çünkü artan sertlik sünekliği azaltabilir ve sonuç olarak kırılma mekanizmasının neden olduğu erozyon oranını artırabilir. Artan tokluk, sünekliği düşürmeden malzemenin sertliğinin arttığını gösterir. Malzeme tokluğu ve erozyon performansı için bir korelasyon geliştirmek daha mantıklı olacaktır. Foley ve Levy (1983), hedef malzemenin yerel mukavemeti belirli bir değerden düşükse, parçacıkların plastik deformasyonla malzemeyi kaldırabildiğini gözlemlediler.

Erozyon mekanizmasında sıcaklığın rolünü açıklamak için farklı hipotezler öne sürülmüştür. Smeltzer, Gulden ve Compton (1970), sıcaklık arttıkça erozyon hızının azaldığını gözlemlemiştir. Daha sonra Levy (1979), artan sıcaklıkla metal sünekliğinin arttığını öne sürmüştür. Bu nedenle parçacıklar duvara çarptığında, kinetik enerjilerinin çoğu plastik deformasyon tarafından emilir. Bununla birlikte, sıcaklığın

erozyon üzerindeki etkisi kesin olmamakla birlikte sınırlı bir etkiye sahip olduğu değerlendirilmiştir.

Valf sızdırmazlığının bozulmasına neden olan ve enjektör ömrünü etkileyen bir diğer hata mekanizması ise kavitasyon erozyonudur. Enjektörlerde meydana gelen kavitasyon erozyonu kaçınılmaz bir durumdur. Bu olay engellenemeyeceği için yapılan tüm çalışmalar kavitasyon mekanizmasının kontrol edilebilir hale getirilmesi üzerinedir. Bu yüzden literatürde kavitasyon erozyonu için yapılmış birçok simülasyon analizi sonucu vardır.

Kayakol (2014), solenoid valflerde kabarcıklı dizel yakıt akışının kararlı durum ve geçici akış özellikler üzerine yaptığı araştırmada, valf bilyesinin altındaki akışın yavaşlamasına bağlı olarak durgunluk etkisinin, yüzey duvarları boyunca akışın ayrılması ve yeniden bağlanması, kabarcık oluşumu üzerindeki etkilerinden dolayı kavitasyon analizinde kilit noktalar olarak görülebileceği değerlendirmesini yapmıştır.

Solenoid valf geometrisi içinde dizel sıvı akışında kabarcık oluşumu nedeniyle kavitasyonun CFD simülasyonu için iki fazlı modelleme gerekmektedir. Von Dirke, Krautter, Ostertag, Mennicken ve Badock, (1999) yaptıkları çalışmada, sıvı ve buhar fazının ayrı ayrı işlendiği iki akışkan modeli ile kavitasyonlu akışı tanımladı. Her faz için, ortalama hacim oranı için bir taşıma denkleminin kullanıldığı çalışmada, valf yuvasının en dar kısmında kavitasyon geliştiği bildirilmiştir.

N. Kayakol (2015) kabarcık-sıvı akışına uygun iki fazlı bir karışım modeli ile yaptığı çalışmada, kavitasyon hasarının yerinin sadece erozyon mekanizması ile belirlenemeyeceğini, basınç ve buhar dağılımını sağlayan doğru bir kavitasyon modeline ihtiyaç duyulduğunu belirtmiştir. Bunun sebebi, kabarcıkların oluştuğu ve patladığı bölgelerin farklı olabileceği gerçeğinden kaynaklanmaktadır. Kabarcıkların düşük basınç bölgelerinde oluştuğunu, fakat yüksek basınç bölgelerinde, özellikle bilyenin altında ve valf yatağının yakınında çöktüğünü bildirmiştir.

Krella ve Cz yzniewski (2006), katodik ark yöntemiyle kavitasyon direncini inceledikleri çalışmada, Cr-N kaplamalı  stenitik X6CrNiTi18-10  eliğinin kuluçka süresinin, kaplamasız çeliğe nazaran %50 daha uzun olduğunu tespit etmişlerdir. ve kuluçka süresinin uzamasının temel sebeplerinin ise kaplamanın yüksek sertliği ve adezyonu olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca Cr-N kaplamanın çoğunlukla delaminasyon kaynaklı hasar gördüğünü ve farklı kavitasyon yoğunluklarında meydana gelen hasarlarda, yüksek genlikli kavitasyon darbelerinin önemli bir rol oynadığını belirtmişlerdir.

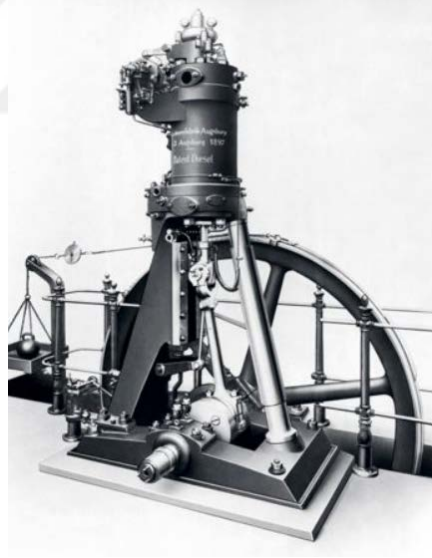


BÖLÜM İKİ

DİZEL YAKIT ENJEKSİYONU

19. yüzyılın sonlarında kullanılan en yaygın motor tipi buhar motorlarıydı. Boyutları büyük, verimliliği düşük ve ürettikleri güç yetersizdi. Ama o zamanlarda daha iyi bir alternatif yoktu. Bu durum 1897'de Şekil 2.1'de gösterilen dizel motorun Alman bilim adamı Rudolf Diesel tarafından icat edilmesiyle değişti. Buhar motorları ile karşılaştırıldığında daha küçük, daha verimli ve daha fazla güç üretebiliyordu (BOSCH Diesel Motor Management 2002).

İlk dizel motor yaklaşık %26 verimlilikle çalıştı. Hesaplamalar teorik olarak 250 bar çalışma basıncını gösterse de motor sadece 30 bar basınçta çalışabiliyordu. Yine de verimliliği diğer motorlara göre oldukça yüksekti. Bu nedenle, dizel motorla ilgili çalışmalar giderek daha fazla devam etti.



Şekil 2.2 Diesel'in başarılı 1897 kabul testinde kullanılan üçüncü test motoru (Bosch, 2002)

Dizel motor, avantajları nedeniyle kısa sürede büyük ilgi gördü. Bu nedenle dizel enjeksiyon parçalarının üretimi 1923 yılında ilk dizel pompa örnekleriyle ivme kazanmıştır. Daha sonra, ilk numuneler orijinal ekipman üreticileri tarafından test edildikten ve onaylandıktan sonra, 1927'de seri üretime başlandı (Wintrich vd., 2017).

Bosch'un 1927'de geliştirdiği ve şekil2.2'de gösterilen dizel enjeksiyon pompası ile nispeten yüksek motor devirlerinde bile, yanma odasını n oda ve ana olarak ikiye ayırarak, karışım oluşumunun kontrolü sağlanmıştır. Bunun sonucunda yüksek hassasiyetli yakıt ölçümünü mümkün hale gelmiştir (Tschoeke ve Mollenhauer, 2010).



şekil 2.2 Ticari araçlar için ilk dizel enjeksiyon pompası (Wintrich ve diğerleri 2017)

1936 yılına gelindiğinde otomotiv dünyası için önemli bir gelişme daha yaşandı. Alman otomotiv reticisi Mercedes, şekil 2.3'te gösterilen dizel motoru ilk kez seri üretim bir araçta kullandı (Wintrich vd., 2017). Kısa bir süre içinde diğer binek ve ticari araç üreticileri de kendi araçlarında dizel motor uygulamasını düşündüler.



şekil 2.3 Mercedes-Benz 260D motor (Bosch, 2002)

1986 Yılına gelindiğinde enjeksiyon sistemleri için önemli bir gelişme yaşandı. Elektronik kontrol ünitesi (EKÜ) ilk olarak dağıtıcı pompalara uygulanmıştır. Daha sonra 1987 yılında hat içi pompalarda kullanıldı. Enjeksiyon sistemine dahil olan EKÜ, motorun emisyon, gürültü, güç ve yakıt tüketimi gibi özelliklerinde iyileştirmeler sağlamıştır. Elektronik motor kontrolünün en önemli özellikleri, bir aracın ömrü boyunca yüksek kullanılabilirlik, zor çevre koşullarında bile tam işlevsellik, herhangi bir çalışma koşulu ve motor devrinde ise gerçek zamanlı çalışmadır (Tschoeke ve Mollenhauer, 2010).

1989 Yılında Bosch ile Audi firmalarının iş birliği sonucunda Audi 100TDI'da yaklaşık 1000 bar basınçta çalışabilen ve elektronik olarak yönetilen ilk turbo şarjlı dizel enjeksiyon sistemi kullanıldı. Bu sistem dizel motorları daha ekonomik hale getirmiştir. Bunun sonucunda otomobillerde çok çeşitli dizel motorların kullanılmasını sağlamıştır.

1996 Yılında Opel Vectra aracında direkt enjeksiyonlu ve silindir başına dört valfli ilk dizel turbo şarjlı motor kullanıldı (Zhao, 2009). Bu araç, Şekil 2.4'te gösterilen direkt enjeksiyonlu ve elektronik kontrollü VP37 pompaya sahip ilk seri üretim aracıydı (Wintrich vd., 2017).

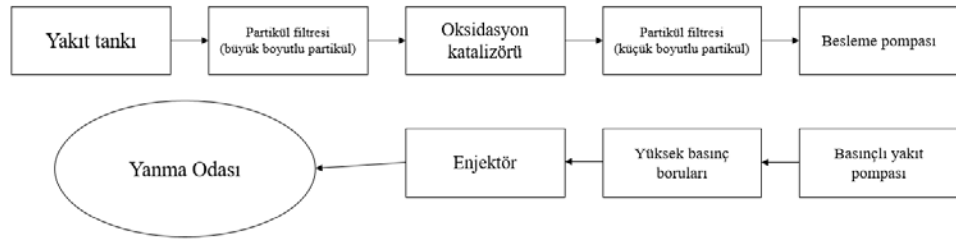


Şekil 2.4 VP44 radyal pistonlu distribütör tipi enjeksiyon pompası (Wintrich vd., 2017)

Dizel motorların icadından 100 yıl sonra yapılan çalışmalar ve iyileştirmelerle dizel yakıt enjeksiyon sistemleri çok daha verimli ve kullanışlı hale gelmiştir. 2.1 bölümünde açıklanacak olan ortak hat sistemler ile bu durum daha da ileri götürülmüştür.

İslam vd. (2018) dizel yakıt enjeksiyon sistemi üzerinde çalışma yapmış ve dizel enjeksiyonun nasıl çalıştığını gösteren şema Şekil 2.5'te verilmiştir.

“Dizel yakıt sisteminin işlevi, her motor silindirine doğru zamanda kesin miktarda atomize ve basınçlı yakıt enjekte etmektir. Dizel motorda yanma, bu yakıt akışı sıcak basınçlı hava ile karıştırıldığında meydana gelir.”

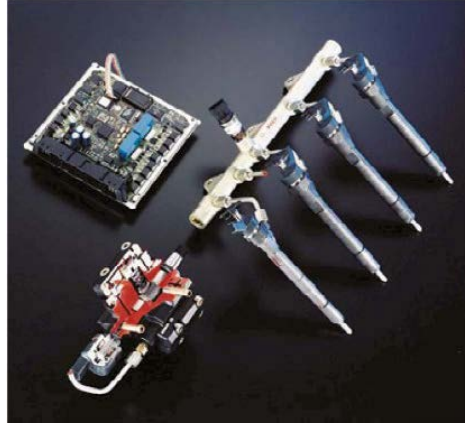


Şekil 2.5 Yakıt sisteminin blok şeması (İslam vd., 2018)

Ortak hatta tutulan yüksek basınçlı yakıt, enjektörlerle doğrudan motorun yanma odasına püskürtülür. Enjektör memesini açan ve kapatan valf, elektronik kontrol ünitesi tarafından kontrol edilir. Enjektörün açılma süresi ve sistem basıncı, verilecek yakıt miktarını belirler. Sabit basınçtaki yakıt miktarı, enjektör valfinin açılma süresi ile doğru orantılıdır.

2.1 Ortak Hatlı Sistem

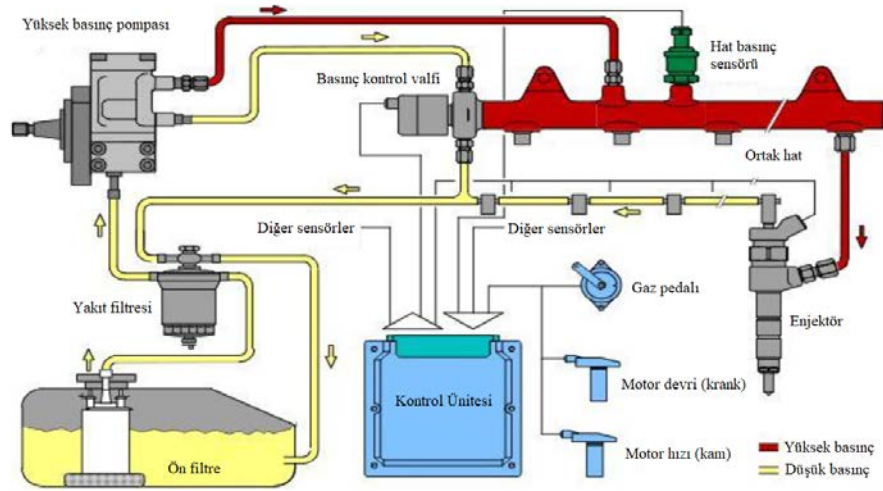
Ortak hat sistemi ilk olarak 1997 yılında Bosch tarafından binek otomobiller için direkt enjeksiyonlu dizel motorlarda tanıtıldı ve seri üretime girdi. Şekil 2.6'da bir örneği bulunmaktadır. Geleneksel dizel enjeksiyon sistemleri ile karşılaştırıldığında bu sistem, enjeksiyonun istenilen basınç ve zamanda gerçekleşebilmesi ile öne çıkar.



Şekil 2.6 İlk ortak hat enjeksiyon sistemi (Wintrich vd., 2017)

Ortak hat enjeksiyon sistemi, dizel motorlar için yüksek basınçlı bir yakıt besleme sistemidir. Ortak hat, tüm enjektörlerin toplam yüksek basınçlı yakıt beslemesi için kullanılır. Ortak hat teknolojisinde basınç üretimi ve enjeksiyon ayrıdır. Ayrı bir yüksek basınç pompası sürekli olarak ortak yakıt rayına yakıt sağlar. Konvansiyonel dizel sistemlerin her direkt enjeksiyonunda tekrar yüksek yakıt basıncı oluşturması gerekirken, ortak hat sistemi düşük motor devirlerinde bile her zaman uygun yakıt basıncını korur. Bu ortak hat sisteminin örneklerinden olan, ray üzerinde basınç kontrol valfi bulunan bir dizel enjeksiyon sistemi Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Ortak hat teknolojisi, çalışma döngüsü başına birden fazla enjeksiyona izin vermesi bakımından geleneksel sistemlerden de farklıdır (BOSCH Diesel Motor Management 2002).

1997 yılında tanıtılan ilk ortak hat sistemi maksimum enjeksiyon basıncı sunmamakla birlikte, motor devri ve yükten bağımsız olarak enjeksiyon düzeni, zamanlama ve basınç seviyesinde maksimum esneklik sunmuştur. Uygulanabilir basınç rölantide yaklaşık 250 bar ile tam yükte maksimum 1350 bar arasında değişmekteydi. Bu, yanma odasını ana enjeksiyon için hazırlayan pilot enjeksiyonun kalibrasyonuna yeni bir kalite kazandırmıştır. Bu gelişme yanmaya bağlı gürültü ve emisyon değerlerini iyileştirmiştir. (Wintrich vd., 2017).



Şekil 2.7 Ray üzerinde bulunan basınç kontrol valfli ortak hat dizel yakıt enjeksiyon sistemi (Bosch,2002)

Tschöke vd. (2010) çalışmalarında ortak hat sisteminin avantajlarını şöyle sıralamıştır:

- Düşük hızlarda bile yüksek püskürtme basıncına izin vererek yüksek tork elde edilmesini sağlar.
- Düşük motor devirlerinde ve yüklerde sürekli kullanılabilir yüksek enjeksiyon basınçları sağlar.
- Motor döngüsü boyunca birden fazla enjeksiyon sağlar.
- Basınçlandırmayı püskürtme işleminden ayırarak istenilen basınçta istenilen zamanda püskürtme olanağı sağlar.
- Motora monte edilmesi kolaydır.
- Düşük tahrik torku maksimum seviyede sağlanır.

Ek olarak, diğer avantajlar şunlardır:

- Daha iyi yanma kalitesi için ön püskürtme olması
- Toplam egzoz emisyonlarının azaltılması
- Partikül emisyonlarının azaltılması
- Gürültü emisyonlarında azalma
- Geliştirilmiş yakıt verimliliği
- Güç artışı

Yukarıdaki avantajların bir sonucu olarak, yakıt tüketimi ve emisyon seviyeleri düşmektedir. Çalışmalar ortak hat direkt enjeksiyon teknolojisine sahip araçların konvansiyonel dizel araçlara göre %25 daha az yakıt tükettiğini göstermektedir.

Ortak hattın çalışma basıncını artırarak, daha fazla yakıt atomize edilir ve yanma silindirine püskürtülür. Bu, daha az titreşim ve gürültünün yanı sıra daha düşük yakıt tüketimi sağlamaktadır. Bu nedenle çalışma basıncını yükseltmek için büyük çaba sarf edilmiştir. Günümüz ortak hat sistemlerinin çalışma basıncı 2700 bar seviyesine kadar çıkmaktadır ki bu, birinci nesil ortak hat sistemlerinin 1350 bar çalışma basıncına kıyasla önemli bir gelişmedir.

2.2 Selenoid Valfli Enjektör

Enjektörler, ortak hat enjeksiyon sisteminin en önemli parçalarından biridir. Bir enjektörün temel bileşenleri; enjektör memesi, enjektör gövdesi, kontrol vanası ve kontrol odasıdır. Şekil 2.8’de gösterildiği gibi selenoid veya piezo aktüatörü ile kontrol vanası çalıştırılır. Her iki enjektör tipi ile birden fazla enjeksiyon mümkündür. Piezo enjektörleri, selenoid enjektörlerden beş kat daha hızlı tepki verebilir. Bu yapı, bir motor döngüsünde daha fazla enjeksiyonu mümkün kılar. Ancak dünyadaki motorların çoğunda selenoid enjektörleri kullanılmaktadır. Çünkü piezo enjektörleri selenoid enjektörlerden daha pahalıdır.



Selenoid Enjektör

Piezo Enjektör

Şekil 2.8 Enjektör tipleri

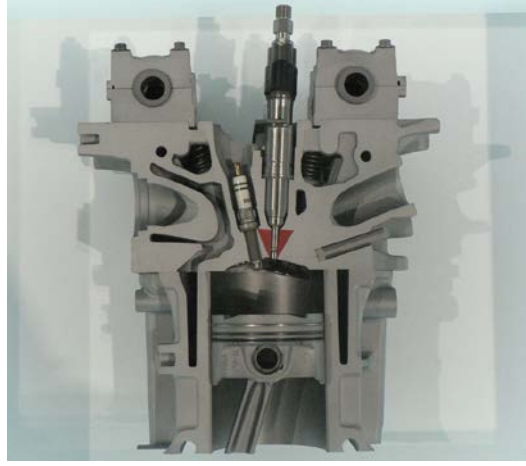
Ortak hat sisteminin devreye girmesinden sonra, enjektörlerin performansı radyal pistonlu pompa sistemine kıyasla daha da önemli hale gelmiştir. Bunun nedeni, ortak hat sisteminde enjeksiyon zamanlamasının enjektörün çalıştırılmasıyla belirlenmesi ve enjeksiyon hızının pompa çıkışından neredeyse bağımsız olmasıdır (Wintrich vd. 2017). Basınç kontrol sistemi yerine strok kontrollü vana kullanımı iyi avantajlar getirmiştir. Bunlardan en önemlisi enjeksiyon hızıdır. Bu iyileştirme ile enjeksiyon dağılımı daha iyi yönetilebilir. Bu da verimliliği arttırmaktadır.

Bu kompakt sistem, özellikle küçük yüksek basınç bölümüyle, o zamanlar endüstri standardı olan nominal hızda 2050 bar seviyesine kadar maksimum enjeksiyon basıncı sağladı. 1998 yılında VW, binek araçlarda birim enjeksiyon sistemini benimseyen ilk üretici olmuştur (Wintrich vd., 2017). Şekil 2.9’da birim enjektörün bir örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.9 Birim enjektör (Wintrich vd., 2017)

Enjektörlerin sistem basıncı ve kontrol valfi tipi farklı olsa da iç yerleşimi hepsinde hemen hemen aynıdır. Ancak püskürtme memesi, püskürtme yönü, püskürtme deliklerinin çapı ve sayısı, kullanılan motorun silindir kapağına özel olarak tasarlanan enjektör gövdesi her enjektör tipinde farklıdır. Enjektörler motora dik veya açılı olarak monte edilebilir. Bu, motor üreticisinin tasarımına bağlıdır. Şekil 2.10'da bir enjektörün, motorun silindir kapağına nasıl montaj yapıldığına dair bir örnek vardır.

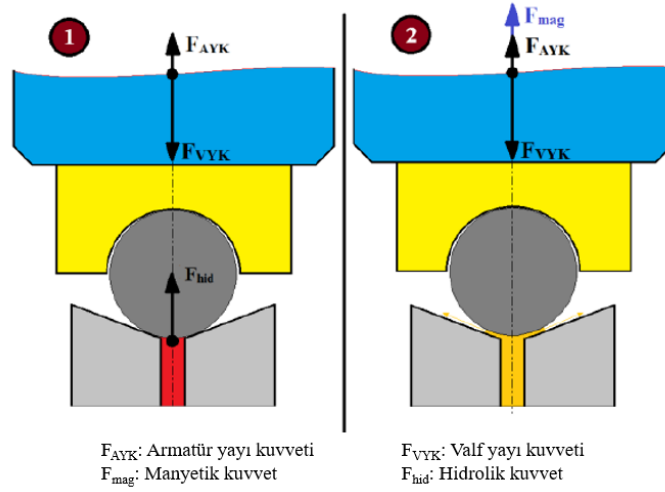


Şekil 2.10 Enjektörün motor düzeneğindeki pozisyonu

Bosch, 2003 yılında yeni nesil solenoid valf enjektörlerinin seri üretimine başladı. Bu süreçte sistem teknolojisi, gerekli emisyon düzenlemeleri ve artan performans gereklilikleri doğrultusunda iyileştirmeler yapılmıştır. Bu enjektör, daha düşük pilot hacimleri ve daha hızlı enjeksiyon ayırma süreleri sağlayan üstün bir solenoid valfe sahip olması bakımından ilkinden farklıdır. Aynı zamanda, maksimum çalışma basıncı 1350'den 1600 bar seviyesine yükselmiştir. Bugün, solenoid enjektörlerin çalışma basıncı 2500 bar seviyesine kadar çıkmaktadır.

2.2.1 Çalışma Prensibi

Solenoid valf üzerine etki eden hidrolik ve manyetik kuvvetlerin dengesi, solenoid valf enjektörlerinin açılma ve kapanma davranışını kontrol eder. Kuvvet dengesinin bileşenleri Şekil 2.11'de sunulmuştur. Mıknatıs kuvveti, EKÜ'den gelen akım uygulandığında solenoid valf yaylarının kapanma kuvvetinin üstesinden gelir ve solenoid çekirdeği yukarı doğru yükselir. Kontrol hacmindeki yüksek basınçlı yakıt, valf topunu yukarı doğru hareket ettirdikten sonra geri akış borusuna gider. Kontrol hacmindeki basınç azaldıkça, transfer çubuğu yukarı doğru hareket eder. Sonuç olarak, enjektör iğnesi açılır ve yakıt silindire enjekte edilir. Elektrik akımı kesildiğinde, solenoid valf devre dışı bırakılır. Böylece, valf bilyesi önceki konumuna geri döner. Sonunda, hidrolik-manyetik kuvvet dengesi yeniden kurulur ve sistem kapalı durumuna geri döner.



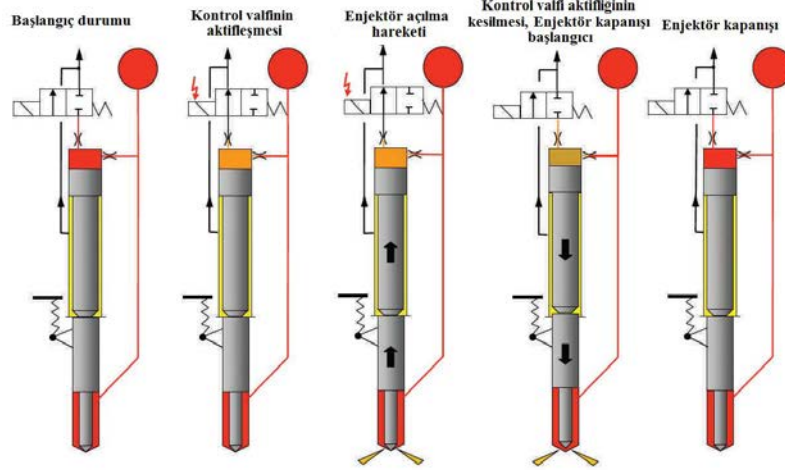
Şekil 2.11 Valf bilyesinin kapalı ve açık durumu

Tasarımdaki geliştirmeler hidrolik verimliliğin artırılmasına yardımcı olabilir. Meme oturma yüzeyinin küçültülmesi, valf pistonu ve A-delığinin çapını azaltmak, geri dönüş miktarının azalmasını sağlar. Bu tür mühendislik iyileştirmeleri enjektör üreticileri tarafından sürekli çalışılmaktadır (Wintrich vd., 2017).

Motor çalışırken ve yüksek basınçlı pompa yakıt verirken, Tschoeke ve Mollenhauer (2010) enjektörün dört çalışma durumunu aşağıdaki gibi tanımlamıştır,

- Enjektör tam kapalı (bitişik yüksek basınçla)
- Enjektör açılma durumu (enjeksiyonun başlangıcı)
- Enjektör tam açık
- Enjektör kapanma durumu (enjeksiyonun sonu)

Bir selenoid valf enjektörünün bileşenleri ve yukarıda sıralanmış çalışma durumları Şekil 2.12'te verilmiştir.

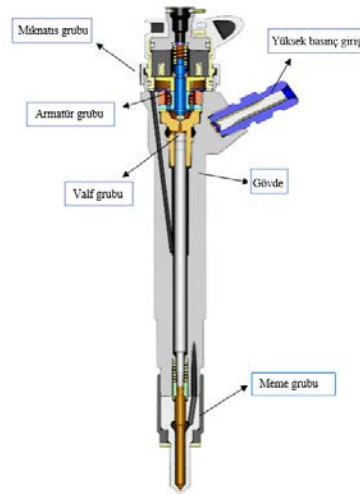


Şekil 2.12 Enjektör çalışma prensibi

Valf bilyesine etki eden helisel yay ve hidrolik kuvvetlerin dengesi bu çalışma pozisyonlarına neden olur. Helisel yay, motor çalışmıyorken enjektörü kapalı tutar ve bu pozisyondayken ortak hatta basınç yoktur.

2.2.2 Alt Bileşenler

Bir solenoid enjektörün 6 ana bileşeni vardır. Bunlar çoğunlukla önce alt montaj olarak üretilir, daha sonra enjektör montajı yapılır. Şekil 2.13 bu bileşenleri göstermektedir.



Şekil 2.13 Bir solenoid enjektörün alt grupları

Yüksek Basınç Girişi: Yüksek basınçlı yakıtın raydan enjektöre aktarılmasından sorumlu eleman grubudur. Pompadan çıkan yakıt, partikülleri uzaklaştırmak için filtrelenmiş olsa bile partiküller yakıtta kalabilir. Bu bağlantı elemanının enjektörde tıkanmayı ve fonksiyon değerlerindeki değişiklikleri önlemek için kendi filtresi vardır. Bu eleman grubunda, raydan gelen yüksek basınçlı yakıt boşluğu özel tasarlanan bölgelerde geçirilir. Yakıtta kalan belirli büyükteki katı parçacıklar bu bölgelerden geçerken yüksek hidrolik basıncında etkisiyle parçalanır ve katı parçacıklar için izin verilen boyutlara indirgenir. Bu bölümden geçen yakıt enjektöre enjekte edilir.

Mıknatıs Grubu: Enjektör fonksiyonunu başlatan gruptur. Mıknatıs çekirdeğinin içinde sarmal bir bobin bulunur. Bu bobinin tellerinden, EKÜ'den gelen akımın geçmesiyle bir manyetik alan ve mıknatıslanma meydana gelir. Oluşan manyetik kuvvet sonucu armatür cıvatası yukarı doğru hareket ederken püskürtme olayı başlamış olur.

Armatür Grubu: Enjektör fonksiyonunun en önemli parçalarından biridir. Enjektör iğnesi mekanik olarak selenoid valfin elektromanyetik armatürüne bağlanır. Armatür cıvatası, armatür plakası ile yukarı ve aşağı hareket ederken, bobin demir çekirdek ile kilitlenir. Bobin içinde akım yoksa, armatür yay kuvveti iğneyi oturma yüzeyine bastırır ve yakıt püskürtülmez. Bobin aktive edildiğinde, elektromanyetik kuvvet armatür plakasını yukarı çeker ve yayı sıkıştırır. Böylece sistem açık hale gelmiş olur.

Valf Grubu: Enjektör fonksiyonunun en önemli parçalarından bir diğeridir. Sıvı kütle akış hızlarını kontrol eden yakıt enjeksiyon sistemindeki selenoid valftir. Yay kuvvetine eşdeğer hidrolik basınç, yakıtın enjektör ve iğne taraflarında bulunduğu hacimler tarafından oluşturulur. İğne ucu oturma yüzeyine zorlandığı için yakıt enjeksiyonu yapılmaz. Mıknatıs bobinine akım verildiğinde, armatür plakası ve valf bilyesi üretilen manyetik kuvvet tarafından yukarı kaldırılır. Yakıt, yüksek basınç bölgesinden düşük basınç bölgesine geçer, çünkü Z-deligi üzerindeki akış hızı, A-deligi üzerindeki akış hızından daha düşüktür. Böylece yüksek basınç bölgesindeki basınç azalır. Valf pistonuna etki eden hidrolik kuvvet yavaş yavaş azalır ve valf pistonu yukarı doğru harekete başlar. İğne, meme haznesindeki yüksek basınçlı yakıt

tarafından yukarı itilir ve bu da yakıt enjeksiyon işlemini başlatır. Bobine gelen akım kapatıldığında, küresel valf bilyesi eski konumuna geri döner. Sonuç olarak, kontrol odasının basıncı tekrar artar ve iğne yuvası itilerek enjeksiyona son verilir.

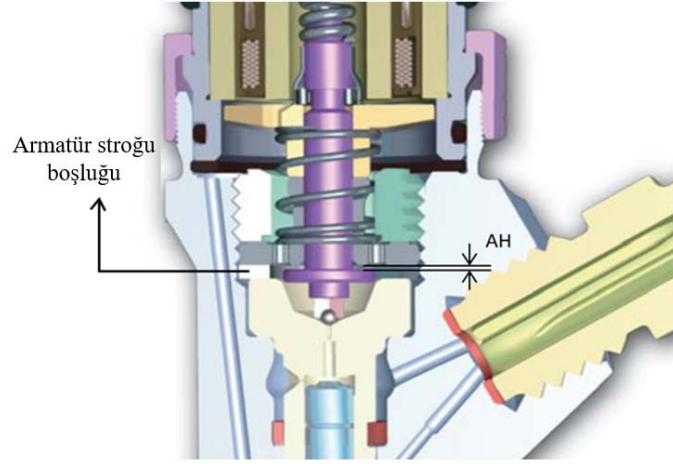
Gövde: Enjektörün tüm alt gruplarının monte edildiği kısımdır. Alt grupların işlevlerini sistem basıncı altında gerçekleştirmelerini sağlar. Bununla birlikte, yüksek basınç nedeniyle bu üründe çatlama, enjektör fonksiyon arızaları veya kırılma gibi istenmeyen durumlar meydana gelebilir. Ek olarak, motora monte edilen enjektörün tutma noktaları bu kısımda olduğundan müşteri taleplerine göre farklı boyutlarda olabilir, ancak iç sistem teknik tasarımı aynı sistem basıncındaki tüm enjektörlerle aynıdır.

Meme: Silindire yakıt püskürten bileşendir. Püskürtme davranışı, dolayısı ile yanma davranışı, iğnenin açılış ve kapanış davranışı ile belirlenir. Silindire püskürtülen deliklerin sayısı, geometrisi ve püskürtme düzeninin tümü müşterinin istediği motor özelliklerine bağlı olarak tasarlanır.

2.2.3 Ayar Parametreleri

Enjektörün çalışma fonksiyonlarının uzun süreler boyunca stabil olmasını sağlamak için enjektör monte edilirken bazı ayar parametreleri yapılır.

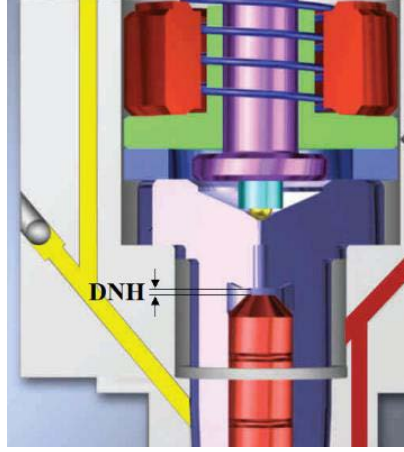
Armatür Stroğu (AH): Armatür cıvatasının armatür kılavuzuna değip, durana kadar yaptığı stroktur (Şekil 2.14). Bu ayar parametresi montaj sırasında, istenilen AH miktarını sağlayacak ayar pulunun seçilmesi ve konulması ile mekanik olarak ayarlanır. Montaj sırasında lazer ünitesi tarafından doğruluğu kontrol edilir.



Şekil 2.14 Armatür grubu ve AH gösterimi

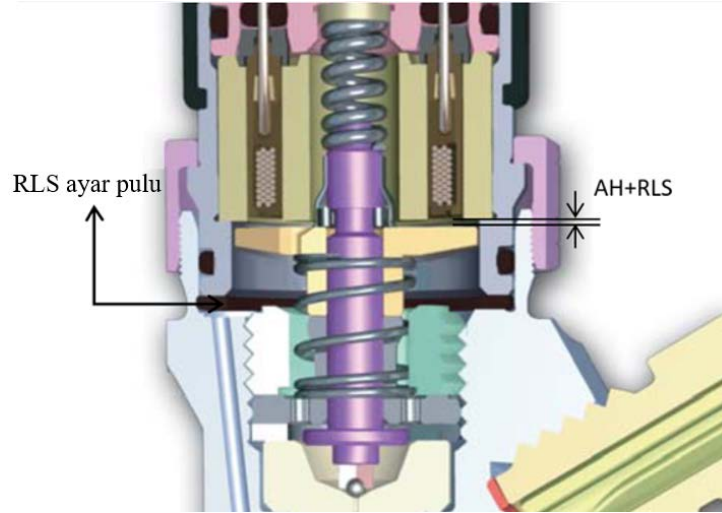
Armatür stroğu, enjeksiyon fonksiyonunun kararlılığı için kritik bir parametredir. İç tasarımına ve çalışma basıncına bağlı olarak her enjektör için farklı değerleri vardır. Montaj sırasında ayarlanan armatür stroğu değeri sonradan değiştirilirse valf bilyesinin açık kalma süresi, kontrol hacminden geçen ve geri dönüş hattına giden yakıt miktarı gibi birçok durumu etkiler. Akış özelliklerinde farklılıklar, motor gücü çıkışı için artan toleranslar ve geri akış miktarındaki değişikliklerden kaynaklanan emisyon değerlerindeki farklılıklara neden olmaktadır.

Kontrol Hacmi (DNH): Valf pistonunun üst yüzeyi ile valf gövdesi yüzeyi arasındaki mesafe olarak tanımlanır. Valf parçaları ile valf-piston alt grubunu eşleştirmek için bir bağlantı parçası kullanılır (Şekil 2.15). Yay kuvvetine karşılık gelen hidrolik basınç bu yakıt hacmi ile oluşturulduğundan, stabiliteyi korumak kritik önem taşır. A-delığinden geçen yakıtın akış hızı, hacimdeki değişime bağlı olarak değişir. Bu, meme iğnesinin açılma davranışında ve geri akış borusuna giden yakıt miktarında bir değişikliğe neden olur. Sonuç olarak, enjeksiyon karakteri değişir.



Şekil 2.15 Valf seti eşleştirme parçası

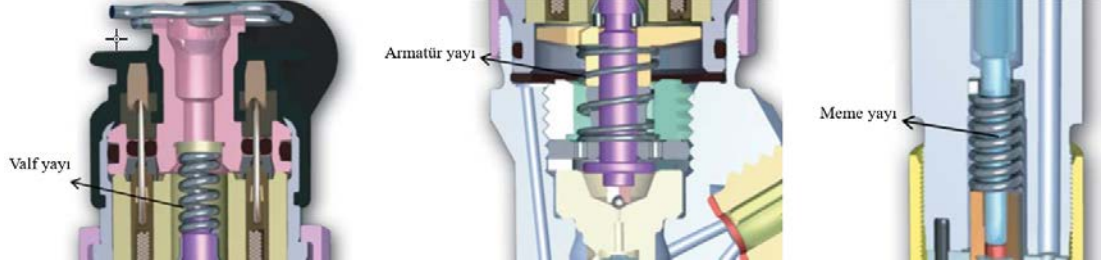
Artakalan Hava Boşluğu (RLS): Enjektör açıkken RLS, mıknatıs çekirdeği ile armatür plakası arasındaki mesafedir (Şekil 2.16). Enjektörün çalışması sırasında bu alana yakıt dolar. Bu boşluk, armatür plakasının mıknatısın alt yüzeyine yapışmasını önlemek için vardır. Bu boşluk, enjektör kapalıyken AH ve RLS değerleri toplamı kadardır. RLS montaj sırasında bir ayar pulu yardımıyla mekanik olarak ayarlanmaktadır.



Şekil 2.16 Armatür grubu ve armatür stroğu gösterimi

Enjektör Yayları: Enjektör sistemindeki tüm yaylar birlikte çalışarak sistemi kapalı tutar. EKÜ'den gelen akım ile püskürtme için enjektör tetiklendiğinde ayar parametre

değerleri kadar tüm yaylar açılır. Akım kesildiğinde yaylar anında normal konumlarına döner ve enjektör devre dışı konumuna geri döner. Enjektör yayları Şekil 2.17’de gösterilmiştir.



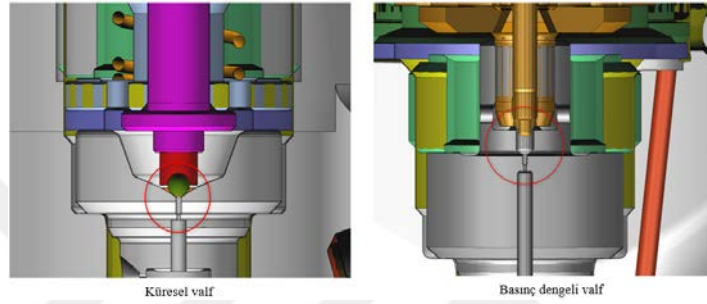
Şekil 2.17 Enjektörün yayları

Aynı jenerasyona ait tüm enjektör tiplerinin iç tasarımları ne kadar aynı olsa da bazı boyutsal farklılıklar ve işletme basıncı değişimi nedeniyle ayar parametreleri her bir enjektör tipi için farklı olabilir. Bu yüzden enjektör platform geliştirme sırasında farklı tiplerdeki enjektör tipleri için ayar parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir.

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

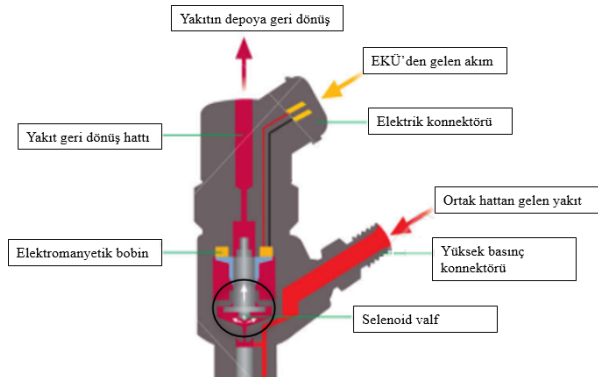
VALF OTURMA YÜZEYİ

Valf grubu Bölüm 2.2.2'de bahsedildiği gibi, enjektörün en kritik bileşenlerinden biridir. Selenoid enjektörlerde iki tip valf tasarımı vardır: küresel ve basınç dengeli valfler (Şekil 3.1). En yaygın kullanılan tasarım, bu tezde inceleyeceğimiz küresel valf tipidir.



Şekil 3.1 Valf grubu tipleri

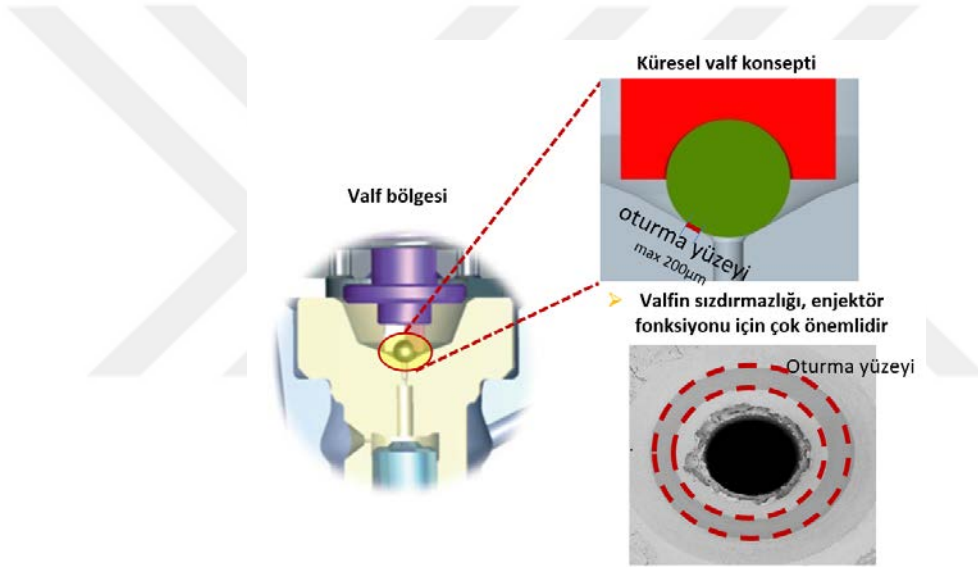
Bölüm 2.2.1'de açıklandığı gibi, mıknatıs bobine enerji verildiğinde, elektromanyetik kuvvet altındaki armatür, gövdeden çekirdek yönüne doğru hareket eder. Buna karşılık yakıt, valf bilyesini yukarı doğru iter ve geri akış borusuna akar (Şekil 3.2). Akım kesildiğinde, valf bilyesi önceki konumuna geri döner. Bu döngü, ortalama bir enjektör ömründe 1,5 milyardan fazla kez tekrarlanır.



Şekil 3.2 Tetiklenen enjektörde valf bilyesinin yer değiştirmesi

Valf bilyesi malzemesi, çeliklerin sahip olduğu sürtünme ve yapışma sorunlarını azalttığı ve ayrıca motorun çalışması sırasında uygulanan aksel ve teğetsel basınçlara çelikten daha etkili bir şekilde direndiği keşfedilen seramiktir. Fakat bazı eski enjektör tasarımlarında hala çelik valf bilyesi kullanılmaktadır. Valf bilyesinin çapı, enjektör iç tasarımına bağlı olarak farklı boyutlarda olabilir.

Valf bilyesinin temel amacı, sistem kapalıyken yakıt sızıntısını önlemektir. Enjektör kapalıyken valf bilyesinin valf gövdesine temas ettiği konum Şekil 3.3'te gösterilmektedir. Buradaki oturma yüzeyinin genişliği farklı boyutlardaki valf bilyesi çaplarından dolayı farklılık gösterebilir.



Şekil 3.3 Valf bilye yuvası yüzeyi

İlk başta sıfır km enjektöründeki valf bilyesi, valf gövdesi ile alan teması yapar. Milyonlarca tetiklemeden sonra valf bilyesi valf gövdesinin oturma yüzeyinde plastik deformasyona neden olarak temas alanını genişletir ve temas yüzeyini küresel forma dönüştürür. Malzemenin mikro seviyede tanecik yapısı ve boyutu her bir nokta için farklı olduğu için oluşan deformasyon her temas noktası için eşit olmayacaktır. Bu yüzden homojen bir geometrik form oluşmaz. Ayrıca kavitasyon erozyonu ve yakıttaki katı partiküllerin neden olduğu partikül erozyonu sonucu oluşan aşınma düzensizliği nedeniyle yakıt sızıntısı kaçınılmazdır.

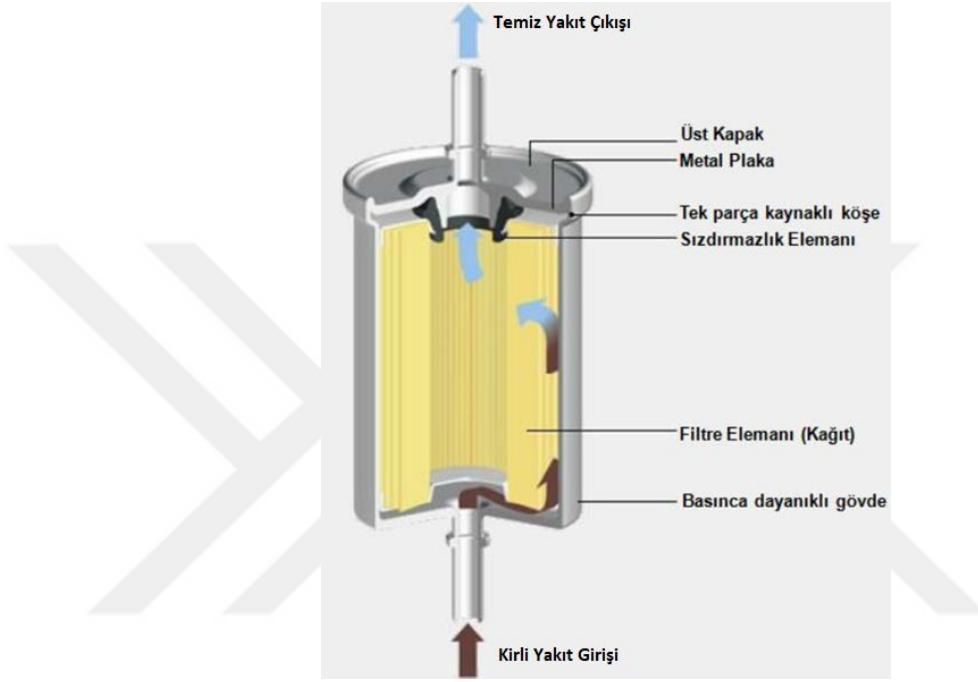
3.1 Partikül Erozyonu

Dizel yakıtlardaki partikül kirliliği, enjektörün ömrü üzerinde önemli bir etkiye sahip olabilir. Partiküller valf oturma yüzeyine bastırıldığında, valf gövdesi ve sızdırmazlık elemanı (valf bilyesi, ...) deforme olur. Malzeme sertliği arttıkça oluşan deformasyon azalır. Parçacık baskısının derinliği azaltılarak valf grubunun hizmet ömrünün uzatılması sağlanır. Bununla birlikte, gevrek kırılma hatasından kaçınmak için malzeme yeterince sağlam olmalıdır. Valf bilyesi, valf yuvasından daha yumuşaksa, parçacıklar valf gövdesini koruyarak bilye yüzeyine zorlanır. Her iki kontak ortağının da toplam sertliği daha yüksek ve valf yuvası sızdırmazlık elemanından daha sert olduğu durumda, valf yuvası en uzun hizmet ömrüne sahiptir.

Valf bilyesi ve valf gövdesi gibi birlikte çalışan parçalar zamanla arızalanabilir. Modern yakıt enjeksiyon sistemleri genellikle yakıtla yağlansa da yine de aşınma hasarlarına bağlı arızalar olabilir. Adhezif aşınma, abrasif aşınma, korozyon aşınma, yorulma aşınması ve diğer aşınma türleri bu arızaların en tipik nedenleridir. Malzemelerin sertliği, yüzey pürüzlülüğü, uygulanan ısı işlemleri, ortamdaki yağlayıcı varlığı ve değişen sürtünme katsayısı, aşınma hasarı ile ilgili konulardır. Bununla birlikte, valf düzeneğinde en yaygın aşınma türü, yüksek yoğunluklu katı parçacıklara sahip kötü yakıt veya kavitasyon erozyonu nedeniyle valf gövdesinden kopan parçacıkların neden olduğu aşındırıcı aşınmadır.

Yakıtta iki tip partikül vardır. Küçük partiküller, aşındırıcı aşınma için çok önemlidir. O kadar küçüktürler ki, yakıt filtresi kullanıldığında bile bu partiküller yakıtla birlikte enjeksiyon sistemine girebilir ve ne kadar küçüklerse o kadar sert olurlar. Küçük partiküller bu nedenle abrasif aşınmanın ana nedenidir. 6,5-7 μm 'den büyük partiküllerin aşınma oluşumuna katkısı küçük partiküllere göre daha azdır. Yakıt, bir yakıt filtresi ile enjeksiyon sistemine girmeden hemen önce büyük partiküllerden arındırılabilir. Filtreden geçebilen boyuttaki partiküller ise, enjektörün yüksek basınç bağlantı noktasındaki bir başka filtrede yüksek hidrolik basıncın etkisiyle kırılır ve daha küçük boyutlara bölünür.

Yakıt filtresinin büyük partikülleri nasıl tuttuğu Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi, küçük partiküller, hidrolik basınç nedeniyle yüksek enerjili partiküller gibi yakıt içinde hareket eder. Birleştikleri yüzeyde aşındırıcı aşınmaya neden olabilirler. Aşınma açısından en kritik bölgeler ise valf ve meme oturma yüzeyleridir.



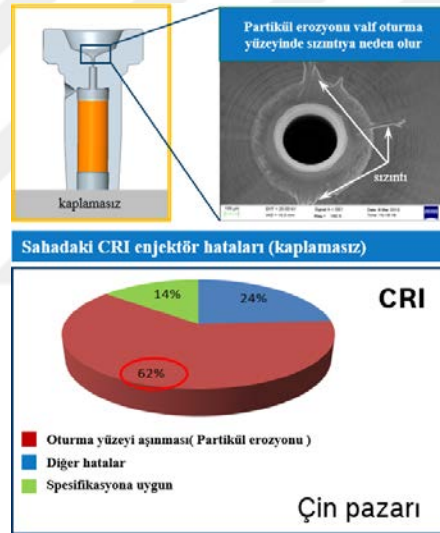
Şekil 3.4 Dizel yakıt filtresi

Yakıt filtresi yakıt içerisindeki partiküllerin makro seviyede ayıklanmasını sağlamaktadır. Fakat yine de 4 μm -40 μm arasındaki partiküller yakıt ile enjektörün iç sistemine ulaşabilmektedir. Tane boyutu arttıkça sertlik değeri de artar. Partikül boyutu dağılımının etkisi, büyük partiküllerin valf oturma yüzeyine sıkıştığında küçük partiküllerden daha derin izlenimler bırakmasıyla açıklanabilir. Bunun sonucunda valf oturma yüzeyi sızıntısı da artar. DCF testindeki ortalama hizmet ömrü, çapı 6 μm 'nin üzerinde olan partiküllerin oranı %2-3'ten %10'un üzerine çıktığında enjektörün dayanım ömrü %50'nin üzerinde azalır.

Enjektör valfinin birincil işlevi, sızdırmazlığı sağlamak ve uygun zamanda akışa izin vermektir. Valf oturma yüzeyinde ileri düzeyde aşınma, sızıntı sorununa neden

olur. Armatür stroğu bu aşınmalardan etkilenen önemli bir parametredir. Armatür stroğunun önemi Bölüm 2.2.3'te açıklanmıştır. Enjektörün hidrolik enjeksiyon özellikleri, valf parçalarındaki aşınma nedeniyle değişen armatür stroğu yüzünden önemli ölçüde etkilenir. Sıfır kilometrede enjektörün ayar değerinin yükselmesi enjeksiyon miktarını etkiler. Bu nedenle armatür stroğunun artması ya da azalması istenmez.

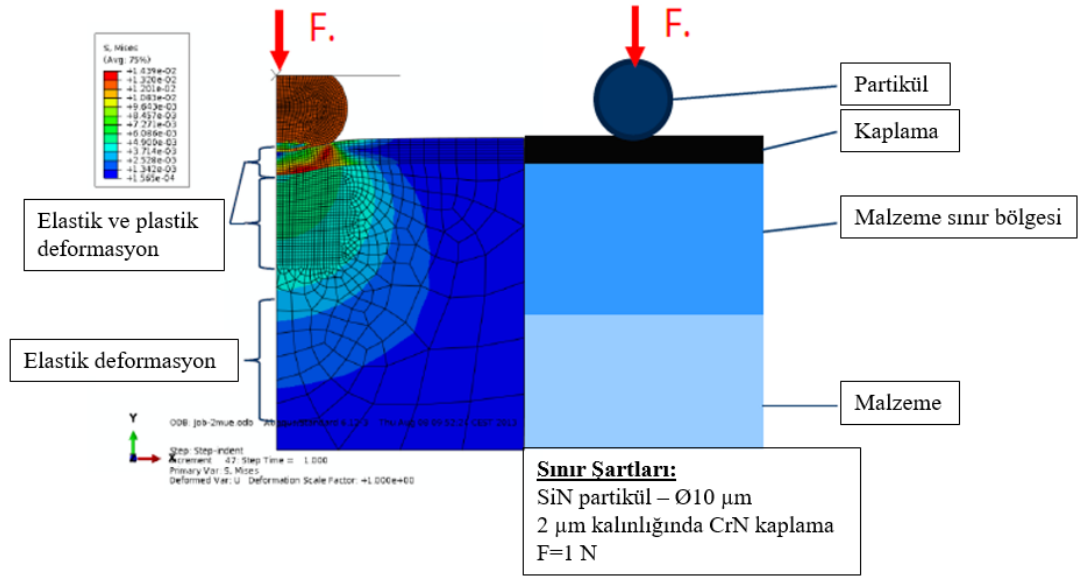
Küçük aşındırıcı partiküller, Şekil 3.5'te gösterildiği gibi valf oturma yüzeyinde kanal şeklinde boşluklar oluşturabilir. Bu boşluklar sonucunda valf oturma yüzeyinde yakıt sızıntısı meydana gelir. Bu, yüksek basınç pompasının pompalaması gereken yakıt miktarını arttırırken, armatür stroğu sapmasına neden olur.



Şekil 3.5 Valf oturma yüzeyi aşınması

Valf oturma yüzeyinin aşınması en yaygın enjektör hatalarından biridir. Bu nedenle özellikle yakıt kirliliğinin yüksek olduğu ülkelerde, valf gövdesinin aşındırıcı korozyona karşı direncini artırmak için valf gövdesi sert kaplama çözümleri ile kaplanır. Bu sayede bu arıza durumuna karşı enjektörün ömrü uzatılmış olunur.

Şekil 3.6'da görüldüğü gibi partikül, sert kaplama yüzeyi ile ilk ve en şiddetli temasını yapmaktadır. Partikülün darbe şiddeti kaplanmış yüzeyde elastik ve plastik deformasyon oluştururken, ana malzemede sadece elastik deformasyon meydana gelir.



Şekil 3.6 Partikülün kaplamalı yüzeye etkisinin simülasyonu

Kaplama malzemesinin sertliği de mukavemet için çok önemlidir. Yapılan ölçümlerde kaplanmış malzemelerde partikül etkisi $0,2 \mu\text{m}$ 'ye kadar çıkarken, kaplanmamış malzemelerde bu değer $0,9 \mu\text{m}$ 'ye kadar çıkmaktadır. Bu sonuç, kaplamanın mukavemet açısından önemini ortaya koymaktadır. Kaplama ve taban malzemesinin sertliği arttıkça valfin kullanım ömrü uzar. Ancak tüm bu avantajlara rağmen kaplama maliyetli ve uygulanabilirlik açısından hassas bir işlemdir.

3.1.1 Partiküllerin Dizel FIE Üzerindeki Etkisi

Tüm yakıtlar, en yüksek kaliteli dizel yakıtlar dahil, az miktarda kirlilik içerir. Bu kirliliklerden bazıları, en sıkı araç filtrelerinden bile geçebilen çok küçük partiküller içerir. Yakıtta çok miktarda bu küçük, çözünmeyen parçacıklar varsa, bunlar zamanla normal motor çalışması sırasında içinden geçerken enjektörleri aşındırabilir. Aşırı durumlarda, bu aşınma yakıt püskürtme karakteristiğini önemli ölçüde değiştirerek motor performansının düşmesine neden olabilir. İleri aşınma durumlarında enjektör arızasına bile yol açabilir.

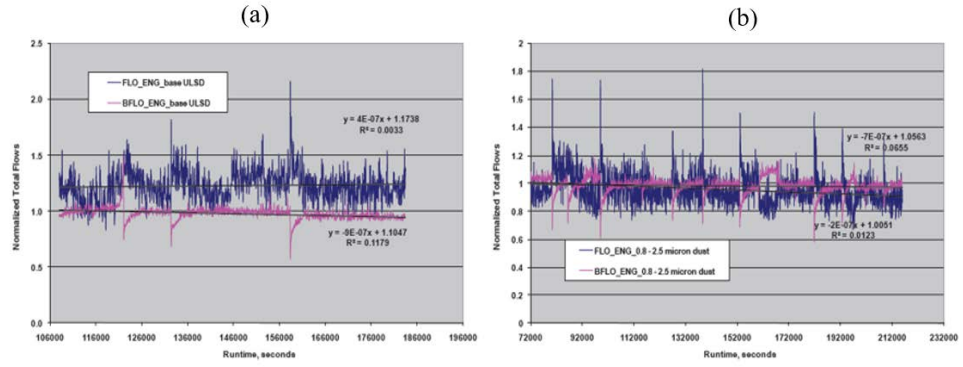
Parçacık erozyonu, enjektörde önemli fonksiyonel kusurlara neden olur. Bu kusurların oluşması araç için aşağıdaki sonuçları doğuracaktır,

- Geri akış miktarında artış
 - Motoru çalıştırma zorluğu
 - Yetersiz pompa dağıtımı nedeniyle düşük sistem basıncı
- Enjeksiyon miktarında artış
 - Egzoz gazında siyah duman
 - Aşırı ısı veya hidrolik kilit nedeniyle motor hasarı
 - Silindir denge oranlarının düşmesi
- Yanlış enjeksiyon zamanlaması ve süresi
 - Gürültülü motor çalışması
 - Zayıf silindir dengesi
 - Piston hasarı

Genel kirlilik, yakıtta kum, pas ve çözünmemiş organik bileşikler gibi çözünmemiş yabancı parçacıkların tamamını kapsamaktadır. Bu sayı EN 590 standardına göre 24 mg/kg ile sınırlıdır. Mineral tozu, yüksek basınçlı yakıt enjeksiyon sistemleri için tehlikeli olan aşırı sert silikatlar içerir. Genel kirlilikteki az miktardaki sert partiküller bile abrasif aşınmaya neden olur (örn. solenoid valflerin oturma yüzeyinde). Bu tür aşınmalar nedeniyle valf sızıntısı oluşur. Sızıntıyla nedeniyle, enjeksiyon basıncı ve egzoz partikül emisyonlarını artarken motor performansı düşer. (BOSCH Dizel Motor Yönetimi 2002).

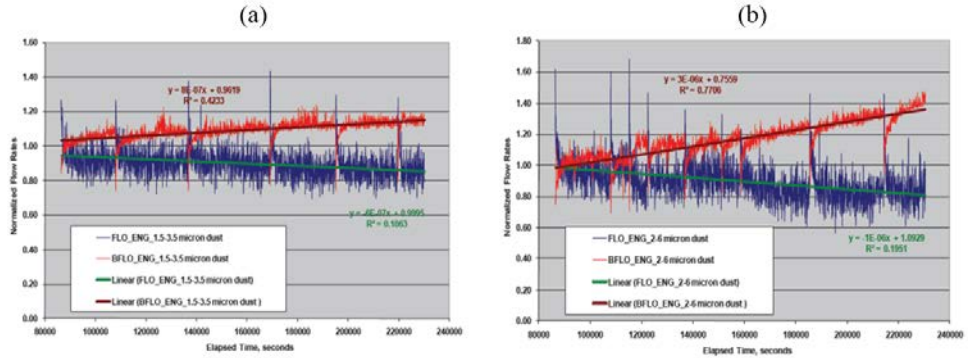
7 µm'ye kadar boyuta sahip yakıt partikülleri kritiktir, çünkü özellikle 100 ml yakıt bu tür milyonlarca parçacık içerebilir. Yüksek verimli yakıt filtreleri, sorunun çözülmesine yardımcı olabilir. (BOSCH Dizel Motor Yönetimi 2002).

Bir filtre firması Donaldson tarafından dizel enjeksiyon sistemlerinde filtrenin önemini vurgulamak için yapılan bir çalışmada, farklı büyüklükteki partiküllerle yüklenen enjektörlerde aşınma oluşumu araştırıldı. Şekil 3.7'de 0,8-2,5 µm, 1,5-3,5 µm ve 2-6 µm boyutlarındaki partiküllerle yapılan testlerin sonucunda enjektörlerin yakıt geri akış miktar grafikleri verilmiştir. 0,8-2,5 µm numuneler için geri akış miktarında sapma olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, çarpıcı bir şekilde aşınma başlangıcı gerçekleşmediği belirtilmiştir.



Şekil 3.7 Temiz yakıt(a) ve 0,8-2,5 µm partiküllü yakıtın(b) enjeksiyon profilleri

Elde edilen diğer sonuçlarda, valf yuvasında aşınma oluşumunun ve yakıt geri akış miktarının partikül boyutu büyüdükçe arttığı elde edilmiştir. 2-6 µm partiküllü yakıtla yapılan testlerdeki parçaların aşınma ve yakıt geri akış miktarı, 1,5-3,5 µm partikül içeren yakıtla yapılan testlerdeki enjektörlere göre daha fazladır (Şekil 3.8).



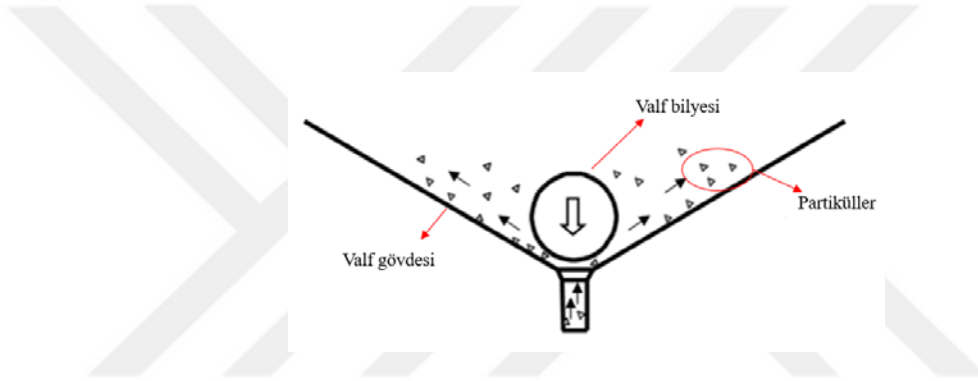
Şekil 3.8 1,5-3,5 µm(a) ve 2-6 µm(b) partiküllü yakıtın enjeksiyon profilleri

Bu testler sonucunda 1600 bar sistem basıncında 2-3 µm aralığındaki partiküllerde mekanik hasar meydana gelmiştir. Diğer bir çıktı ise, filtre kullanımının bu tür arızaların oluşmasını önleyebileceği, en azından azaltabileceği tavsiyesidir.

3.1.2 Hasar Mekanizması

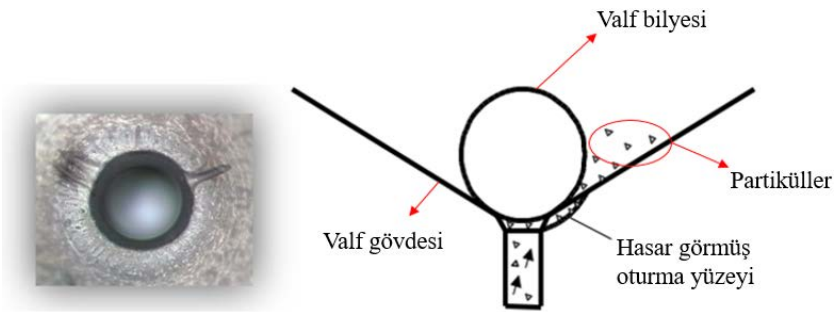
Partiküller, sistemdeki basınç ile birlikte hareket eden öğelerdir. Bu nesnelerin valf gövdelerindeki partikül erozyonu analizi, farklı arıza türleri ve aşınma mekanizmalarına yol açtığını ortaya koymaktadır.

Partiküllerin baskısı: Bu mekanizma, küresel valf kapanırken meydana gelir. Burada küresel valf kapanırken, partiküller valf bilyesinin aşağı yönlü hareketi sırasında oluşan hidrolik kuvvetler ile valf oturma yüzeyine doğru bastırılır. Yüksek basınçlı yakıt ile hareket eden partiküller valf gövdesi üzerinde abrasif aşınmaya neden olur.



Şekil 3.9 Parçacık hasar mekanizmasının gösterimi

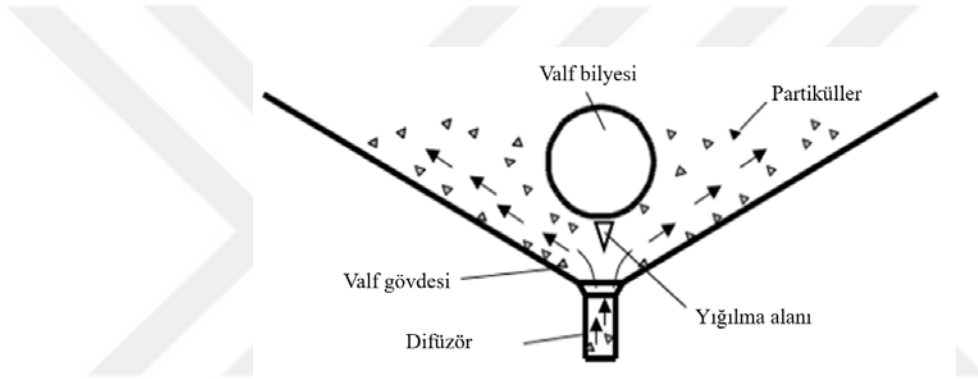
Kanal genişletme (Alt akış): Bu mekanizma, valf kapatıldığında meydana gelir. Valf bilyesinin oturma yüzeyi, ezikler veya kraterler nedeniyle hasar görürse, bu noktalarda sızıntı meydana gelebilir. Parçacık yüklü yakıt bu bölgelerden akar ve erozyon yoluyla kanallar oluşturur.



Şekil 3.10 Valf yuvası hasar mekanizmasının ön hasarı

Taşılama etkisi: Bu mekanizma mekanik temasın olmadığı alanlarda dahi hasara neden olur. Akış kuvvetleri parçacıkların hareket etmesine neden olur. Uzun temas sürelerinde yüzeyde abrasif aşınmaya neden olurlar. Kısa temas sürelerinde ise yüzeye çarparak darbe erozyonuna sebep olur. Tekrarlanan bu durum sonucu yüzeyden malzeme kalkar. Bu mekanizma, küresel vananın çalışma aşamalarından herhangi biri sırasında ortaya çıkabilir:

- Açılma sırasında
- Açık durumda
- Kapanma sırasında

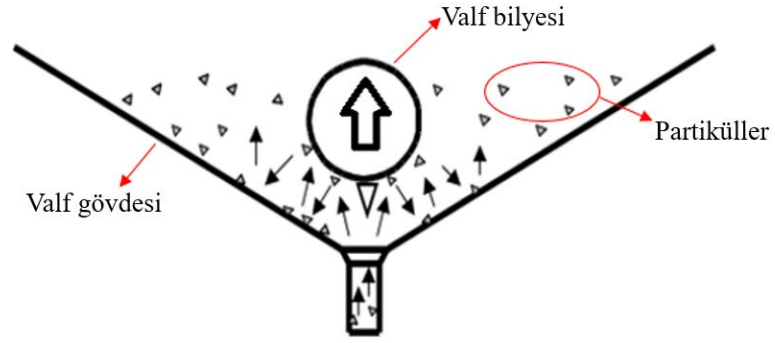


Şekil 3.11 Taşılama etkisi hasar mekanizması

Yansıma: Parçacıklar bu hasar mekanizmasında valf oturma duvarı ile yüksek hızlarda çarpışır. Bu durum yüzeyde doğrudan bir iz bırakır ya da belirli bir büyüme periyodundan sonra tekrarlanan stres sonucu yüzeyin kırılmasına neden olur. Bu durum aşağıdaki süreçlerde ortaya çıkabilir:

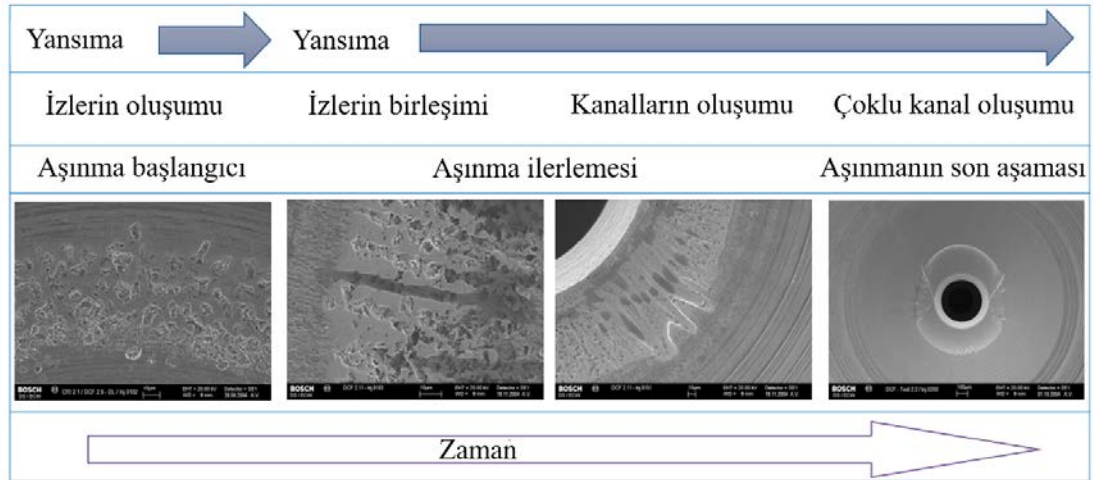
- Açılma sırasında
- Açık durumda
- Kapanma sırasında

Oturma alanında, hasarın “partikül baskısı” veya “yansıma” kaynaklı olup olmadığını net olarak ayırt etmek mümkün değildir.



Şekil 3.12 Yansıma hasarı mekanizması

Yakıtla birlikte hareket eden partiküller, valf bilyesine temas ettikten sonra yansıma yoluyla geri döner ve valf yuvası bölgesini ezer. Bu etki sonucunda valf oturma yüzeyinde dağınık olarak çok sayıda noktasal izler oluşur. Noktasal izlerin birleşmesiyle oturma yüzeyi boyunca oluşan kılcal kanallar, valfin sızdırmasına yol açar. Genel aşınma ilerlemesi Şekil 3.13'te gösterilmektedir.



Şekil 3.13 Aşınma ilerlemesi

Valf yuvasında aşınma varlığı için ortalama bir süre yoktur. Aşınmanın ortaya çıkması ve aşınma hızı; partikül sayısı, partikül boyutu, hat basıncı gibi bazı parametrelere bağlıdır.

3.1.3 Temizlik Seviyesi

Dizel yakıtın fiziksel özelliklerinin yanı sıra, kirliliğin dizel yakıt enjektörlerinin ömrü üzerinde önemli bir etkisi vardır. Partiküller yakıtlarda tipik bir kirleticidir ve aşınmaya, erozyona ve belki de fonksiyon kritik bölgelerin tıkanmasına neden olabilir. Partiküllerin zarar verici etkisi büyük ölçüde boyutlarına ve sertliklerine bağlıdır. Bu nedenle, bir dizel yakıtın hasar potansiyelini belirlemek için partikül boyutu dağılımı ve bileşimi bilinmelidir.

Ortak hat sistemleri için yakıt filtresi üreticileri, izin verilen katı partikül miktarı açısından belirli seviyelerde yakıt temizliğine ihtiyaç duyar. Bu durum enjektörler içinde geçerlidir. Bir enjektörün çalışma ömrü boyunca maruz kalacağı yakıt kirliliğine karşı aşınma direncini tanımlamak için dayanım testleri yapılır. Böylece yakıt kirliliğinin değişkenlik gösterdiği farklı bölgelerde müşteri beklentilerini karşılayabilecek nitelikte ve doğrulukta enjektörlerin tasarlanması sağlanır.

ISO 4406, dizel yakıtta 4 μm 'den büyük partiküllerin boyut dağılımını analiz etmek için bir yöntemi tanımlayan yerleşik bir standarttır. Bu standartta bahsedilen numune yakıtın kirliliği, lazer sensörün boyutlandırabildiği ve sayabildiği partikül sayacı yardımı ile belirlenebilir. Ancak tespit edilen partiküllerin bileşimi hakkında herhangi bir bilgi vermez.

Yakıt içerisindeki kirleticiler bir dizi form ve boyutta mevcut olduğundan, partikül boyutunun mikron cinsinden ölçülmesini gerektirir. ISO 4406 standardına göre 1 ml sıvı numunesinin içinde bulunan farklı boyutlardaki partiküllerin miktarı Şekil 3.14'te bir örneği olan partikül sayacı ile ölçülür.



Şekil 3.14 Partikül sayacı

Yapılan araştırmalara göre sahadan toplanan yakıt numunelerinin sadece %25'i sert partikül içeriyor. Fakat temizlik testlerinde kullanılan yakıtın içerisindeki partiküllerin tamamı sert partiküllerdir. Bu da temizlik testlerindeki enjektörlerin saha koşullarındaki enjektörlere göre daha fazla partikül aşınmaya zorlanması anlamına gelmektedir. Böylece ölçümü hassas olan ve sahadaki koşulların çok dinamik olmasından dolayı yalnızca yakınsak bir tahmin ile tanımlanan enjektör temizlik seviyesi için doğal bir güvenlik katsayısı konulmuş olunur. Genellikle temizlik seviyesi olarak bilinen ISO 4406 kodu, bir mililitre yakıtta bulunan partikül miktarını gösteren üç sayıdan oluşur. Her sayı, Şekil 3.15'teki ISO18 temizlik seviyesi örneğinde olduğu gibi, 4 µm, 6 µm ve 14 µm boyutundaki partiküllerin sayısını belirtir.

ISO 4406:1999		
ISO Skalası	1ml'deki Partikül Sayısı Aralığı	
24	80,000	160,000
23	40,000	80,000
22	20,000	40,000
21	10,000	20,000
20	5,000	10,000
19	2,500	5,000
18	1,300	2,500
17	640	1,300
16	320	640
15	160	320
14	80	160
13	40	80
12	20	40
11	10	20
10	5	10
9	2.5	5
8	1.3	2.5
7	.64	1.3
6	.32	.64

18/16/13

- >14 µm
- >6 µm
- >4 µm

Şekil 3.15 ISO 4406 kirlilik kodları

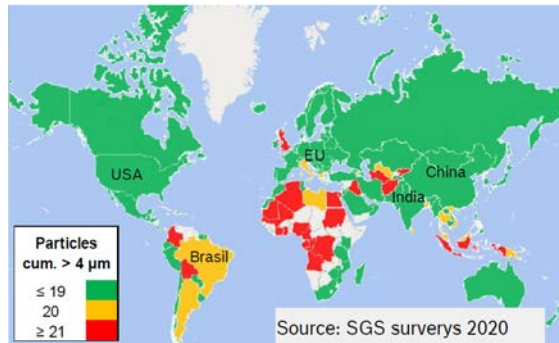
Ağırlıklı olarak silikon oksit ve alüminyum oksitlerden oluşan partiküller, analiz edilen sahadan alınan numunelerdeki en sert malzemelerdir. Yalnızca silikat partikülü, eşiğin üzerinde olandan daha sert mineraller içerir. Çelikler ve demir oksitler de sert partiküle dahildir.

Farklı lokasyonlardaki sahalardan toplanan yakıtlar üzerinde yapılan incelemelerde, akaryakıt içerisindeki sert partiküllerin dağılımı Tablo 3.1'deki gibi elde edilmiştir. Buna göre partikül yüklü yakıt üreticilerinin ürettikleri yakıttaki dağılım aynı tablodan görülebilmektedir.

Tablo 3.1 Parçacık yüklü yakıt varyasyonu

Parçacık Analizi Alan no.		JIS-TD Sınıf 11	Arizona	MİRA
SiO ₂	%49	%32 – 40	%68 – 76	-
Al ₂ O ₃	%24	%26 – 32	%10 – 15	%100
Fe ₂ O ₃	%18	%17 – 23	%2 – 5	-

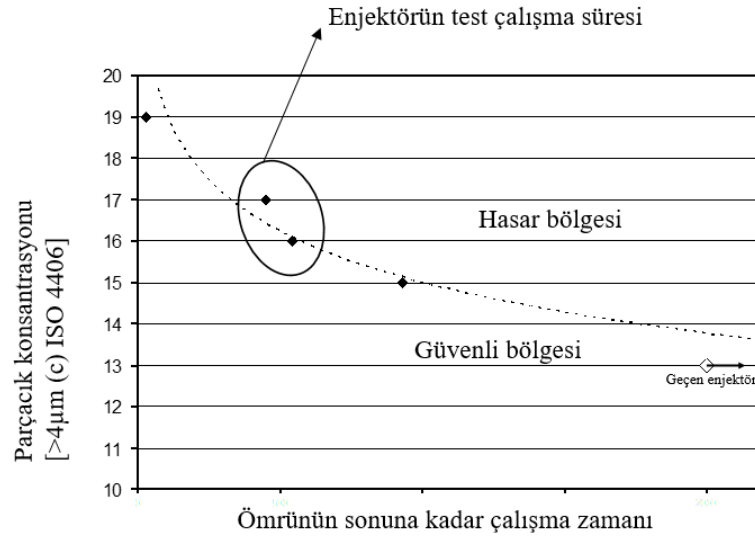
Yakıttaki ortalama partikül miktarı her ülkede farklıdır. Bu tamamen depolama ve çevre koşulları veya yakıt ikmali gibi faktörlere bağlıdır. Bu nedenle belirlenen ülkelerden belirli aralıklarla akaryakıt numuneleri alınarak analizler yapılmaktadır. Şekil 3.16'da SGS firması tarafından 2020 yılına ait bir araştırma gösterilmektedir. Bu analizler sonucunda o ülkedeki pazarın yakıt kalitesi belirlenmekte ve dizel enjektör tasarımı yapılırken bu koşullar göz önünde bulundurulmaktadır.



Şekil 3.16 Dünya çapındaki yakıt kirlilik haritası

Dünyanın farklı yerlerinde kullanılacak enjektörlere maruz kalacak partikül yüklemesi farklı olacağından her enjektör tasarımı için farklı mühendislik yaklaşımları yapılmaktadır. Partikül yakıt oranının yüksek olduğu bölgeler için sert kaplama çözümleri ile kaplanmış valf gövdesi kullanılırken, kaliteli yakıt olarak da adlandırılan daha az partikül içeren yakıt bulunan bölgelerde kullanılacak enjektörler için valf gövdesi kısmında kaplama kullanılmamaktadır. Enjektörün nerede kullanılacağına bakılmaksızın, enjektörün parçacık mukavemetini belirlemek için tasarım sürecinde önemli bir ömür testi yapılır.

Test sonucu, partikül konsantrasyonuna bağlı olarak ömrünün sonuna kadar olan çalışma süresinin olduğu bir eğriye çizilir. Bu eğriye bir örnek Şekil 3.17’de verilmiştir. Bazen tek bir ISO düzeyinde elde edilen test verileri bu grafiği çizmek için yeterli değildir. Bu yüzden grafiği oluşturmak için yeterli veri elde edilene kadar testler farklı ISO seviyelerinde yapılır. Bu kritik ömür testi, talepler için geliştirilen ve tasarım olarak farklılık gösteren her enjektör tipi için yapılmalıdır.



Şekil 3.17 Kritik ömür testi sonucu örneği

Daha önce de belirtildiği gibi, yakıt deposunda bir ön filtre ve yakıttaki partiküllerin enjektöre verdiği zararı azaltmak için yüksek basınç pompası ile yakıt deposu arasında bir yakıt filtresi bulunmaktadır. Yakıt filtrelerinin birçok farklı kalite ve kapasitesi

vardır. Hangi yakıt filtresinin kullanılacağına enjektörün izin verilen partikül kirlilik düzeyine göre karar verilir. Akaryakıt istasyonlarında depolanan yakıtlarda kirlilik daha fazladır. Daha sonra bu yakıt enjeksiyon sistemindeki filtrasyon işlemlerinden geçtiği ve yüksek basınçla hareket ettiği için hidrolik kuvvetlerin etkisiyle kırılır ve boyut değiştirir. Dolayısıyla enjektörün içindeki yakıtın kirlilik seviyesi depolamadaki yakıtın kirlilik seviyesinden farklıdır. Böylece enjektörler için kritik ömür testlerinden elde edilen veriler ile enjektörün partikül dayanımına karşılık gelen temizlik seviyesi belirlenir.

Temizlik seviyesinin belirlenirken Palmgren'in geliştirdiği, yükleme boyunca genliğin değiştiği kümülatif hasar modelinden yararlanılır.

$$\sum_{i=1}^k \frac{S_i \times n_i}{S_i \times N_i} = C \quad (3.1)$$

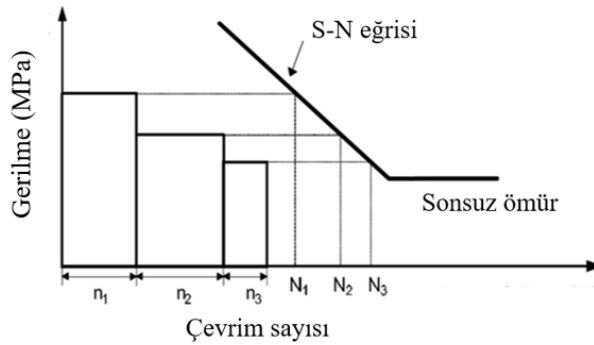
n_i : test edilen gerilme büyüklüğündeki çevrim sayısı

N_i : test edilen gerilme büyüklüğündeki yorulma ömrü

S_i : test edilen gerilme büyüklüğü

C : hasar fraksiyonu, 1'e ulaştığında hasar gerçekleşir

Palmgren yaklaşımıyla oluşturulan S-N eğrisinin şematik görünümü Şekil 3.18'da görülmektedir.



Şekil 3.18 Palmgren Miner kuralı

Aynı tasarıma sahip 6 enjektör ile yapılan doğrulama testlerinde, enjektörlerin test sırasında arızalanması ve Palmgren yaklaşımı için yeterli bilginin toplanamaması durumunda, daha düşük seviyedeki ISO seviyesinde bu test tekrarlanır. Bu durum, test edilen enjektörün temizlik seviyesini belirlemek için gereken kritik ömür oranı “x” değerini bulana kadar devam eder. Bu değerin belirlenmesinden sonra, Bosch ticari sırrının bir parçası olan ve aşağıda belirtilen denklem ile enjektörün temizlik seviyesine karar verilir.

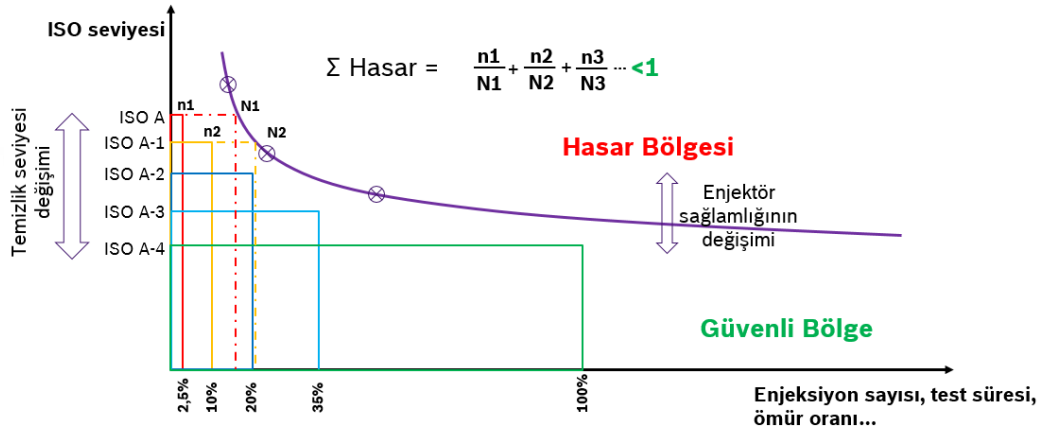
$$y = a \times \ln x + b \quad (3.2)$$

y: ISO seviyesi

a: her enjektör için aynı olan denklem sabiti

x: kritik ömür oranı

b: eğrinin dikey pozisyonunu belirleyen katsayı



Şekil 3.19 ISO seviyesinin hesaplanması

Temizlik seviyesinin kabul görmüş gösterim şekli ISO seviyeleri ile yapılır. Fakat bazen bu ISO seviyelerini temsil eden farklı gösterimlerde olabilir. Bu duruma bir örnek Şekil 3.20’de gösterilmiştir.

Temizlik Seviyesi	3	2	1	0	-1	-2	-3
ISO Seviyesi	11	12	13	14	15	16	17



- Enjektörün ömrü boyunca dayanabileceği parçacık yükü
- Temizlik seviyesinin azalması, partikül erozyon sağlamlığını artırır

Şekil 3.20 Temizlik ve ISO seviyesi

Bu tez çalışması kapsamında ele alınan enjektörlerin temizlik seviyesi değerleri aşağıda verilen Tablo 3.2’de görülmektedir.

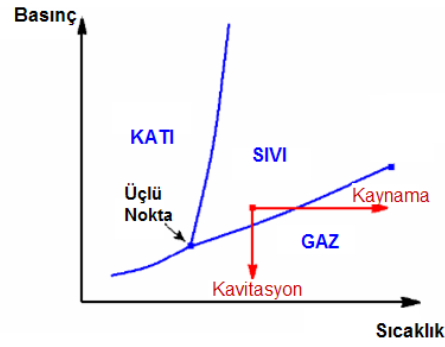
Tablo 3.2 Enjektör temizlik seviyeleri

Enjektör jenerasyonu	Enjektör durumu	Gövde kaplaması	Temizlik seviyesi
CRI1-18 OHW	Sıfır km	Sert kaplama	-5
	Aşınmış valf	Sert kaplama(aşınmış)	-5
CRI2-16 OHW	Sıfır km	Sert kaplama	-4
	Sıfır km	-	2

Yukarıdaki tablodan da anlaşılabacağı gibi CRI2-16 OHW gövdelerine uygulanan sert kaplama ile bu enjektörlerin partikül erozyonuna dayanımı artmaktadır. Dolayısı ile bu tez çalışmasındaki asıl amaç, temizlik seviyesi 2 olan kaplamasız CRI2-16 OHW gövdelerine yapılacak şartlandırma işlemi sonrasında bu enjektörlerin temizlik seviyesinin sert kaplamalı CRI2-16 OHW enjektörlerinininki gibi -4 olmasını sağlamaktır. Böylece maliyetli ve beraberinde farklı hata mekanizmalarına neden olan sert yüzey kaplaması işlemi elimine edilirken, enjektörlerin temizlik seviyesinin iyileştirilmesi sağlanmış olunur.

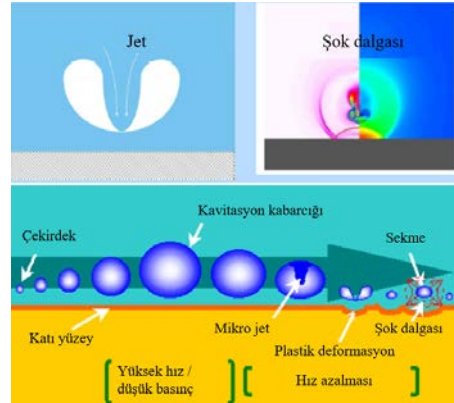
3.2 Kaviteasyon Erozyonu

Sıvı basıncının buharlaşma basıncının altına düşmesiyle sıvının gaz fazına geçmesi ve basıncın yükselmesiyle tekrardan sıvı fazına geri dönmesi olayına “kaviteasyon” denir. Şekil 3.21’de kaviteasyon oluşumunu gösteren diyagram verilmiştir.



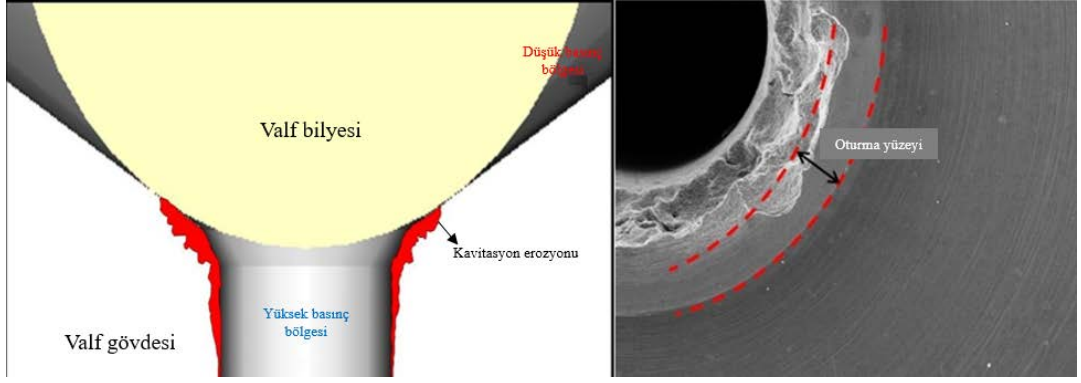
Şekil 3.21 Kavitasyon oluşum diyagramı

Mikro saniye seviyesinde tetikleme sürelerinde ve yüksek basınçta çalışan solenoid valflerin oturma yüzeyinde, yakıt akışının yüksek basınçtan düşük basınç bölgelerine genişlemesi ile yüksek iç basınca sahip gaz (kavitasyon) kabarcıkları oluşur. Buhar kabarcıklarının çökmesi Şekil 3.22’te gösterildiği gibi şok dalgaları ve jetler yaratır. Bu durum 800 Kelvin’den büyük lokal sıcaklıkların meydana gelmesi ve katı cidar yakınlarında yüksek mekanik yüklere neden olur. Malzemenin yüzey sertleşmesine bağlı olarak maksimum şekil değiştirmenin geçilmesi ve mekanik yorulma sonucu, yüzeyden malzeme kopar.



Şekil 3.22 Şok dalgalarının oluşumu

Kavitasyon erozyonu, oturma yüzeyi duvarının yakınında kavitasyon kabarcıklarının patlaması sırasında meydana gelen aşırı yüksek basınç zirvelerinden kaynaklanır. Valf oturma bölgesindeki kavitasyon erozyonu Şekil 3.23’te gösterilmiştir.



Şekil 3.23 Valf oturma yüzeyinde kavitasyon erozyonu

Kavitasyon erozyonu sonucu valf oturma yüzeyinde meydana gelen aşınmalar tıpkı partikül erozyonunda olduğu gibi enjeksiyon karakteristiğini değiştirir ya da enjektör hatalarına neden olur. Solenoid enjektörler meydana gelen kavitasyon aşağıdaki durumların meydana gelmesine neden olur.

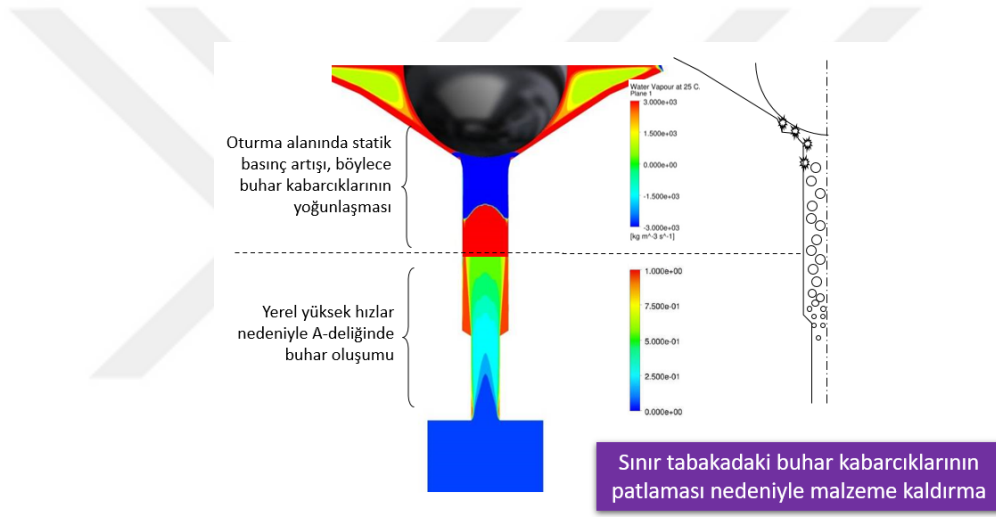
- Kavitasyon erozyonu sonucu valfin sızdırmazlığının bozulması
- Aracın gürültülü çalışması
- Araçta titreşim
- Düşük verim, beklenmeyen kuvvet artışlarıdır.

Kavitasyon erozyonu yüksek basınçta çalışan dizel enjektörler için kaçınılmaz bir durumdur. Kabarcıkların oluştukları yer ile yoğunlaştıkları yer farklı olduğu için kontrol edilmesi de oldukça güçtür. Dolayısı ile birçok enjektör üreticisi, enjektör fonksiyonun kullanım ömrü boyunca stabil tutulabilmesi için çeşitli mühendislik iyileştirmeleri üzerine çalışmaktadır.

Enjektörün en kritik bölgelerinden biri olan ve sızdırmazlığı sağlayan valf parçasının kavitasyon erozyonu direncini arttırmak için valf gövdesine sert yüzey kaplaması uygulanır. Çelik malzemeye göre yüzey sertliği daha yüksek olan kaplama malzemesi sayesinde kavitasyon etkisi azaltılmış veya minimuma indirgenmiş olunur.

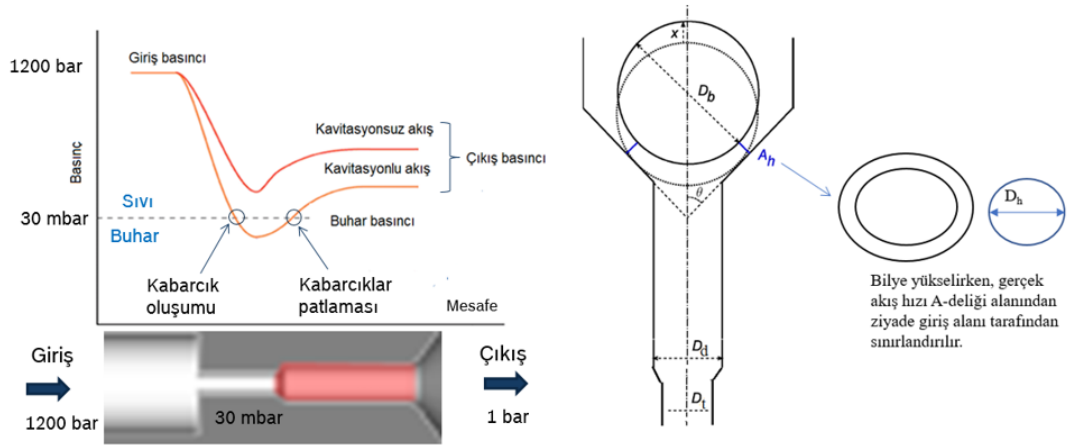
3.2.1 Hasar Mekanizması

Enjektör açıldığında, sabit ortam sıcaklığında yüksek basınç bölgesinden düşük basınç bölgesine geçen yakıt içerisinde basınç düşüşünden dolayı kavitasyon kabarcıkları oluşur. Oluşan kavitasyon kabarcıkları akışla birlikte hareket eder. Bu durumda, statik basınç artar ve kabarcıklar patlar (Şekil 3.24). Hasarlar esas olarak valf oturma yüzeyinin yakınında ve bilyenin hemen altındaki Helget pahında meydana gelir. Bu bölgelerde malzeme yüzeyinde yerel bir mekanik yüke neden olan mikro jetler oluşur ve bu bölgelerde malzeme kaybı meydana gelir. Bu durum, enjektörlerin ömrünü sınırlayan valf bilye yuvasındaki sızıntıya yol açar.



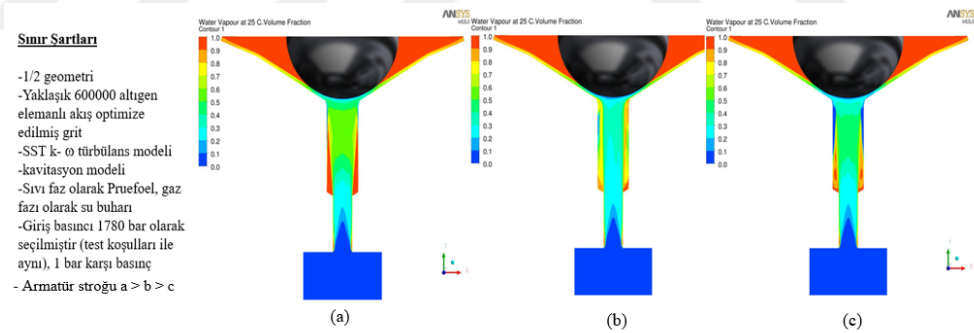
Şekil 3.24 Kavitasyon erozyonu hasar mekanizması

Armatür stroğu kavitasyon davranışı etkileyen önemli bir parametredir. Armatür stroğunun artması ile valf bilyesinin altında kalan difüzör basıncı azalır. Bilyenin kısılma limiti sınırında, kavitasyon A-delğinde başlar. Armatür stroğu azaldığında akış debisi de azalır. Bilyenin kısılma sınırından sonra armatür stroğu artsa bile, A-delği boyunca hacim akışı değişmez. Bununla birlikte, kavitasyon, Şekil 3.25'te gösterildiği gibi bilyenin kısılma limitinin üzerindeki noktalarda artar. Bu durum, daha fazla kavitasyon ve hasara yol açar.



Şekil 3.25 Enjektörde kavitasyon oluşumu

Yapılan bir simülasyon çalışmasında, armatür stroğunun daha az yani valf bilyesinin difüzöre yakın olduğu durumlarda kavitasyon oluşumunun azaldığı gözlemlenmiştir. Yüksek armatür stroğunda, difüzör girişi ve oturma yüzeyinin ötesindeki yüksek buhar oluşumu Şekil 3.26'da gösterilmektedir.



Şekil 3.26 Armatür stroğunun kavitasyon etkisi

Daha önceki bölümlerde anlatıldığı gibi ayar parametreleri enjektör fonksiyonu için oldukça önemlidir. Bu çalışmadaki en önemli nokta ise armatür stroğunun rölatif değişimidir. Çünkü armatür stroğundaki farklılıklar kısılma ya da kavitasyon gibi hata mekanizmalarının ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Enjektörün elektrik akımı ile beslenmesi sonucu oluşan zincir reaksiyonda valf bilyesinin oturma yüzeyinden yukarı yönde hareketi sırasında valf bilyesinin altında bir yoğunlaşma bölgesi oluşur. Bu sırada yüksek basınçlı yakıt düşük basınçlı yakıtın olduğu hacme doğru akmaya başlar.

Bilindiği üzere kavitasyon, sıvılardaki doyma buhar basıncının altında bir basınç düşüşüyle oluşan yüksek enerjili buhar ve gaz dolu "boşlukların" oluşmasıdır. Bu boşlukların yüzeyde ya da yüzeye yakın bölgelerde patlaması ile kavitasyon erozyonu gerçekleşir. Dolayısı ile bu bölgedeki bir değişim kavitasyon davranışını direkt olarak etkileyecektir. Bu çalışmada ise valf bilyesinin $5 \mu\text{m} \pm 1 \mu\text{m}$ daha aşağıda oturma yüzeyine sahip olmasından dolayı bu bölgede mutlak bir değişim vardır.

Yüksek basınçta çalışan ve farklı basınç bölgelerine sahip dizel enjektörde, akışta oluşan kavitasyon önlenememektedir. Bu nedenle enjektörlerin kavitasyon davranışının, anlaşılması ve yönetilmesi gerekir.

3.2.2 Hasar Sınıflandırması

Kavitasyon, basınç değişimleri sonucu oluşmaktadır. Bu yüzden çalışma basıncı yüksek olan enjektörlerde kavitasyon eğilimi daha fazladır. Aynı çalışma basıncındaki enjektörlerde bile valf grubundaki tasarım farklılıkları, kavitasyon davranışı değiştirebilir. Bu yüzden her enjektör tipi için proje başında, o enjektörün kavitasyon eğilimini belirlemek için KDL testi yapılır. Bu test sonucunda, valf oturma yüzeylerindeki kavitasyon oluşumuna bakılarak, kavitasyon direnci kategorize edilir. Kavitasyon kategorileri Şekil 3.27’de gösterilmektedir.

Kategori 0: - Helget pahında erozyon yok - Difüzör deliğinde erozyon mümkün	Kategori 1: - Helget pahındaki erozyon oturma yüzeyinin başlangıcına kadar - Sızdırmazlık yuvasında hafif lokal penetrasyon mümkün ($x < \text{oturma yüzeyi genişliğinin } \%20\text{'si}$)	Kategori 2: - Sızdırmazlık yuvasında gözle görülür erozyon ($\%20 \leq x < \%60$ oturma yüzeyi genişliğinin) - Sızdırmazlık yuvası işlevsel	Kategori 2.5: - Sızdırmazlık yuvasında gözle görülür erozyon ($x \geq \%60$ oturma yüzeyi genişliğinin) - Sızdırmazlık yuvası işlevsel	Kategori 3: - Sızdırmazlık yuvasında erozyon - Sızdırmazlık yuvası işlevsel değil - Geri tahliye miktarında artış - Enjeksiyon miktarında artış mümkün (özellikle yüksek basınç seviyelerinde)

Şekil 3.27 Kavitasyon erozyonu hasarının sınıflandırılması

Bu çalışmada, valf oturma yüzeyine verilen n şekil verme işlemi sonrası valf bilyesi difüzöre daha yakın bir pozisyona gelmiştir. Armatür stroğu değişmemiş olsa bile bu yeni konumun bilye altındaki yoğunlaşma bölgesi basıncını değiştireceği düşünüldüğü için kavitasyon davranışının da değişmesi beklenmektedir.



BÖLÜM DÖRT

VALF OTURMA YÜZEYİNİN İYİLEŞTİRLMESİ

Bu bölümde valf oturma yüzeyinin kavitasyon ve partikül erozyona karşı direncini arttırmak için uygulanacak yöntemler ele alınacaktır.

4.1 Valf Oturma Yüzeyinin Dayanıklılığını Arttırma

Bir önceki bölümde açıklandığı gibi, enjektör valf gövdelerindeki partikül ve kavitasyon erozyonu, enjeksiyon özelliklerinde değişikliklere neden olan önemli hasarlardır. DFIE dayanıklılığını artırmak için enjektörün valf gövdesine sert kaplama uygulanmıştır. Ancak bu uygulama hem maliyetlidir hem de katman delaminasyonu gibi farklı hasar mekanizmalarının ortaya çıkmasına neden olabilir. Bu nedenle kaplamalar yerine yapılabilecek mühendislik iyileştirmeleri her zaman tartışma konusu olmuştur. En uygulanabilir yaklaşım, şartlandırma işlemidir.

Enjektör memelerinin şartlandırma adı verilen bir işlemi vardır. Bu, kısa süreli motor çalışması sırasında meme oturma yüzeyinin bozulmasını önlemenin bir yöntemidir. Enjektörün çalışması sırasında meme oturma yüzeyinde oluşabilecek deformasyonu araç sahaya çıkmadan önce oluşturmak ve operasyon sırasında oluşabilecek deformasyonu sınırlamak için şartlandırma işlemi yapılmaktadır. Kısa süreli çalışma sonucu oluşabilecek püskürtme miktarındaki değişikliğin ortadan kaldırılması, püskürtme miktarı tutarlılığının sağlanması ve minimum kalibrasyon ile motor potansiyelinden maksimum düzeyde yararlanılması avantajları arasındadır.

Bosch Geliştirme Departmanı tarafından gerçekleştirilen platform geliştirme testlerinde CRI1-18 OHW jenerasyonuna ait ve sert yüzey kaplamalı valf gövdelerine sahip enjektörün DCF testi sonucu temizlik seviyesinin “-5” olduğu belirlenmiştir. Daha sonra yapılan bir başka çalışmada ise DCF testinden çıkan, kaplaması aşınmış ve valf oturma yüzeyinde küresel derinlik olan enjektörler tekrar DCF testine tabi tutulmuştur. Bu test sonucunda enjektörlerin temizlik seviyesinde herhangi bir değişiklik olmadığı gözlemlenmiştir. Bu durum, ilk DCF testinin sonunda oluşan

aşınma geometrisinin, kaplanmış yüzeyler kadar partikül erozyonuna dirençli olduğu fikrine yol açmıştır. Ayrıca valf gövdelerinde partikül erozyonu nedeniyle valf oturma yüzeyinde oluşan derinlik için enjektör memelerinde uygulanan şartlandırmanın yapılıp yapılamayacağı sorusunu akla getirmiştir.

CRI1-18 OHW enjektörlerinin DCF testleri sonucunda aşınan valf yuvalarının geometrisi analiz edilmiştir. Kaplamalı ve kaplamasız çeşitleri bulunan CRI2-16 OHW enjektörün kaplamasız valf gövdesine bu geometri formunun verilmiştir. Test sonucunda elde edilen temizlik seviyesi, diğer CRI2-16 OHW uygulamalarının sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu amaç doğrultusunda, pahalı sert yüzey kaplamasına alternatif olarak ön şekil verme işleminin doğrulanması hedeflenmiştir.

Valf gövdelerine uygulanan sert kaplama yalnızca partikül erozyonuna karşı direnci arttırmamaktadır. Uygulanan kaplama ile valf gövdesinin kaviteasyon erozyonu direncinde bir iyileşme sağlanır. Dolayısı ile bu çalışmanın hedeflerinden biri olan kaplamanın kaldırılması ile valf parçaları kaviteasyona daha çok eğilimli hale gelecektir. Fakat Bölüm 3.2.1’de açıklandığı üzere, verilecek olan şekil sonrası valf bilyesinin difüzöre daha yakın olması ile kaviteasyon direncinin artması beklenmektedir. Kaplamanın kaldırılması ile oluşan kaviteasyon eğilimindeki negatif etki ve verilen şekil ile elde edilen pozitif etkinin mutlak farkı, yalnızca yapılacak olan simülasyon ve deneysel çalışmaların tamamlanması ile belirlenebilir.

4.1.1 Aşınmış Parçaların Analizi

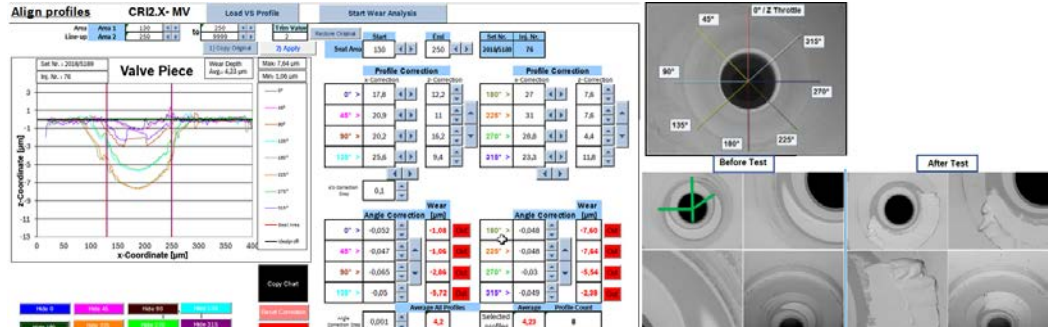
İki farklı tip CRI1-18 OHW enjektörleri için farklı zamanlarda DCF test tezgahlarında QALT profilli testler yapılmıştır. Test tezgahlarından alınan ilk sonuçlara göre hemen hemen tüm enjektörlerde valf oturma yüzeyinde aşınmaya bağlı olarak armatür stroğu sapması ve geri akış miktarında artış olduğu gözlemlenmiştir. Ancak bu parçalardan özellikle dördünde gelişmiş valf oturma yüzeyi aşınması ve yüzeyden kaplamanın kalkması durumu vardı. Bu dört valf gövdesi için ortalama aşınma derinlikleri Tablo 4.1’te görülebilir. Bu nedenle bu kısımların incelenmesi yapılmıştır.

Tablo 4.1 CRI1-18 OHW enjektörlerinin DCF testlerinin birleştirilmiş sonucu

Enjektör Numarası	Yüzeyde Kaplama Kaybı	Valf Gövdesinde Arıza	Ortalama Aşınma Derinliği
1	Evet	Asimetrik aşınma oturma alanı	4,23 µm
2	Evet	Asimetrik aşınma oturma alanı	5,56 µm
3	Evet	Asimetrik aşınma oturma alanı	6,37 µm
4	Evet	Asimetrik aşınma oturma alanı	3,86 µm

Daha detaylı analizler yapabilmek için testler tamamlandıktan sonra valf gövdeleri enjektörlerden sökülerek incelendi. İncelemeler, elektron mikroskobu ve WLI (wight light inferometry) cihazı ile yapıldı. WLI cihazı ile ölçüm yaparken ölçülecek parçanın yüzeyine ışık gönderir ve geri dönen ışığı toplayarak yüzeyin topografyasını ortaya çıkarır. Hassas ışık dalgaları ile yüzey boyunca sürekliliği veya yüzeyde mikron seviyesindeki derinlikleri görmek mümkündür. WLI makinesinden alınan sonuç verileri, derinlik analizi için excel makrosu kullanmak üzere excel girdilerine dönüştürülebilir. Yıkama işlemi ölçüm doğruluğu için önemli olduğundan, ölçümlerden önce parçalar çeşitli solüsyonlarla yıkanarak akaryakıt kaynaklı kalıntı ve yabancı maddelerden arındırılmıştır.

Her bir valf gövdesi için elektron mikroskobu (SEM) ve WLI ölçümleri yapılmıştır. İlk test sonucunda daha çok aşınan alanlardaki aşınma ikinci testte ilerlerken, daha az aşınan alanlarda aşınma miktarında önemli bir artış gözlenmedi. Birinci enjektör valf gövdesinin WLI makro değerlendirmesi ve SEM fotoğrafları Şekil 4.1'da görülebilir. Bu, kaplamanın kalktığı ve daha az aşınmış alanların, kaplanmış yüzeyler kadar partikül erozyonunun neden olduğu aşınmaya karşı dirençli olduğu varsayımına yol açmıştır.



Şekil 4.1 Enjektör 1'in WLI ve SEM görüntüleri

İlk enjektör için yapılan yaklaşım diğer enjektörler için de yapılmıştır. Tüm valf gövdelerinde ilk DCF testine kıyasla ikinci testte daha az aşınmış alanların aşınma derinliği ve genişlikleri Tablo 4.2'te gösterilmiştir. Bu çalışmaya göre 6,5 μm derinlik ve 192 μm genişliğe sahip bir geometrinin aşınma direncini arttıracak yorumu yapılmıştır.

Tablo 4.2 WLI verilerinin makro değerlendirmesi (A.G.: Aşınma genişliği, A.D.: Aşınma derinliği)

		Enjektör 1		Enjektör 2		Enjektör 3		Enjektör 4	
Açı		A.G. [μm]	A.D. [μm]	A.G. [μm]	A.D. [μm]	A.G. [μm]	A.D. [μm]	A.G. [μm]	A.D. [μm]
0°		50	-1.08	150	-3.05	150	-4.21	120	-1.41
45°		80	-1.06	190	-5.81	210	-7.89	100	-1.22
90°		140	-2.86	210	-8.05	250	-10.81	140	-3.15
135 °		170	-5.72	230	-8.87	250	-10.99	190	-6.11
180°		210	-7.6	220	-7.56	230	-8.4	210	-7.04
225 °		200	-7.64	180	-5.67	160	-4.2	200	-6.5
270°		180	-5.54	140	-3.22	140	-1.96	160	-3.95
315 °		120	-2.38	120	-2.25	130	-2.52	90	-1.48
Ort.		170	-5.29	196,67	-6.50	218	-8.46	185	-5.7
Genel ort.	A. G.	192.42 μm							
	A. D.	-6,49 μm							

Ancak dikkate alınması gereken bir diğer konu da CRI1-18 OHW ve CRI2-16 OHW arasındaki tasarım farklılıklarıdır. Valf gövdesi tasarımı veya valf küresi gibi temel tasarım farklılıkları, incelemeler sonucunda elde edilen valf oturma yüzeyi geometrisinin genişlik ve derinlik değerleri için optimizasyon gerektirmektedir. Bu nedenle, bu değerler sabit değildir, yalnızca CRI2-16 OHW enjektörlerine uygulanacak geometriyi tanımlamak için bir referans noktasıdır.

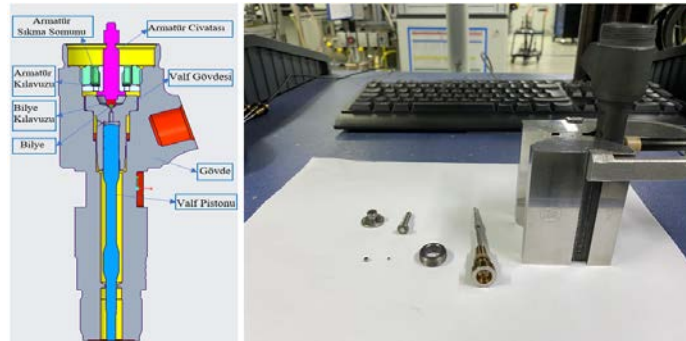
4.1.2 Zwick Makinesi ile Küresel Şekil Verilmesi

Bir önceki bölümde bahsedilen CRI1-18 OHW enjektörlerinin DCF test sonuçlarından elde edilen küresel valf yuvası boyutlarının CRI2-16 OHW valf gövdelerine uygulanması için Şekil 4.2’te gösterilen ve Bursa Bosch tesisinde bulunan Zwick makinesi kullanılmıştır. Bu makine ile maksimum 10 kN kuvvete kadar olan malzemelerin bası testleri yapılmıştır. Sonuçlar kuvvet, deplasman ve zaman olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.2 Zwick makinesi

Seri üretim parçalarından valf gövdesi üzerindeki oturma yüzeyinde herhangi bir küresel geometri yoktur. Taşlama ile bu bölüme tüm yüzey boyunca konik bir form verilir. Dolayısı ile bu işlem için özel bir prosedür yoktur. Bu yüzden bu özel formun Zwick makinesinde daha düzgün verilebilmesi için Şekil 4.3’teki fiziksel yapı ile her bir valf gövdesine verilen formun benzer olması amaçlanmıştır.



Şekil 4.3 Valf gövdesi bası testi fiziksel yapısı

Bu fiziksel yapı ile aynı parametrelerde basma işlemi yapılan parçalarda oluşan geometrilerin birbirine benzer olduğu gözlenmiştir. Dolayısı ile tek yapılması gereken istenilen formu vermek için kuvvet ve hız parametrelerinin belirlenmesidir.

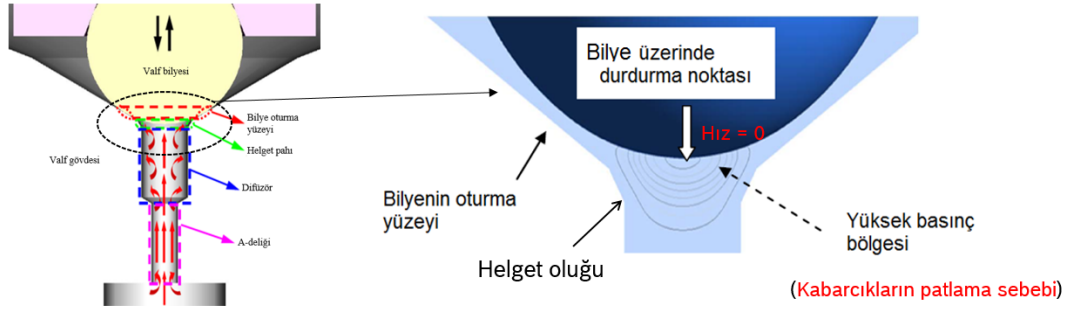
4.1.3 Ön Form Geometrisinin Belirlenmesi

Zwick makinesindeki ilk denemelerde CRI2-16 OHW valf gövdelerine farklı kuvvet ve hızlarda basma kuvveti uygulanmıştır. Farklı parametreler sonucu parçalarda oluşan derinlikler Tablo 4.3'te gösterilmiştir.

Tablo 4.3 Deneme parametreleri

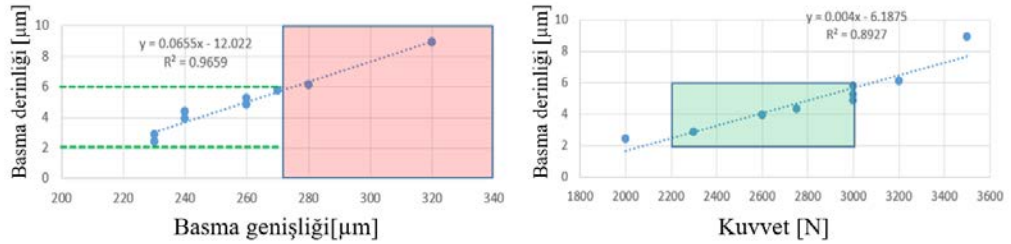
Numune Numarası	Basma Kuvveti (N)	Basma Hızı (mm/dak)	Basma Genişliği (μm)	Helget Pahının Varlığı	Basma Derinliği Min. (μm)	Basma Derinliği Maks. (μm)	Ort. (μm)
1	3500	60	320	Yok	8.63	9.19	8.91
2	3200	60	280	Yok	5.32	6.74	6.03
3	3000	60	260	Var	4.6	5.06	4.83
4	3000	60	260	Var	4.95	5.56	5.26
5	3000	60	270	Var	5.35	6.11	5.73
6	2800	60	260	Var	4.03	4.95	4.49
7	2800	60	280	Yok	2.88	5.88	4.38
8	2750	60	240	Var	4.21	4.53	4.37
9	2700	60	270	Var	4.47	5.51	4.99
10	2700	60	260	Var	4.33	4.89	4.61
11	2600	30	270	Var	3.98	3.18	3.58
12	2600	30	270	Var	4.75	5.8	5.28

Elde edilen bu değerler incelendiğinde, oturma yüzeyi genişliği 270 μm'den büyük olan parçalarda, plastik şekil değiştirmenin valf gövdesi üzerindeki “Helget-Chamfer” diye bilinen ve Şekil 4.4'te gösterilen pah kırma bölgesine kadar ilerlediği gözlemlenmiştir. Pah kırma işleminin yapılması kavitasyon erozyonu gibi başka hata türlerinin ortaya çıkmaması için önemli bir prosestir.



Şekil 4.4 Helget pahu

Tüm bu durumlar göz önünde bulundurulduğunda valf oturma yüzeyine verilecek geometrinin genişliği, Helget pahuında bir değişikliğe neden olmamasına dikkat edilmelidir. Buna göre valf oturma yüzeyine şekil verme işlemi yapılan deneme parçalarının WLI ölçümleri ve SEM çekimleri yapılmıştır. Oturma yüzeyi genişliği 270 μm 'den büyük olan geometrilerde pahun geometrisi bozulurken, eşit veya küçük olan genişliklerde Helget pahuında herhangi bir değişim görülmemiştir. Bu genişliğe karşılık gelen derinlik ise 4-6 μm arasında değişmektedir. CRI1-18 OHW aşınmış parça analizlerindeki değerler ise 6.4 μm derinlik ve 192 μm genişlikti. Fakat daha önce belirtildiği gibi valf grubunun tasarım farklılıkları (valf bilyesi çapı, vb..) bu değerlerin farklı olmasına neden olabilir. Yine de elde edilen değerler büyük oranda yakınlık göstermiştir. Bu sebeple genişliği 270 μm 'den az olan ve en büyük derinliği elde etmemizi sağlayan (Şekil 4.5) kuvvet ve hız basma parametreleri ile üretilen parçaların testlerde kullanılması planlanmıştır.



Şekil 4.5 Genişlik ve derinlik yaklaşımı ile parametrelerin belirlenmesi

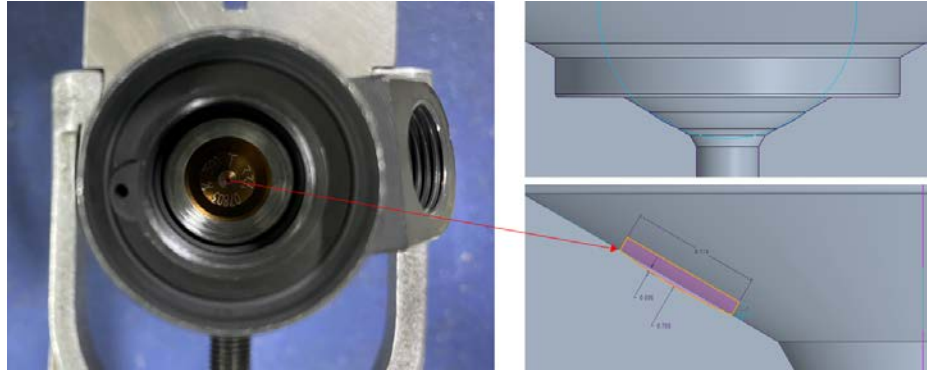
2.7 kN basma kuvveti ve 60 mm/dk basma hızı ile üretilen 50 parçanın tamamı 5 $\mu\text{m} \pm 1 \mu\text{m}$ derinliğe sahipken, genişlikleri 250-270 μm arasında değişmektedir. Bu

parçalardan 10 tanesinin sonucu Tablo 4.4'te gösterilmiştir. Diğer parçalarda belirlenen tolerans değerinin içindedir. Dolayısı ile tüm parçalar hedeflenen değerlerde olup, testler için uygun görülmüştür.

Tablo 4.4 Deneme sonuçları

Numune numarası	Basma kuvveti (N)	Basma hızı (mm/dk)	Basma genişliği (μm)	Basma derinliği (μm)	Tolerans (μm)
1	2700	60	250	4.845	0.745
2	2700	60	260	4.97	0.65
3	2700	60	260	5.13	0.32
4	2700	60	260	4.46	0.32
5	2700	60	260	4.88	0.26
6	2700	60	260	4.69	0.23
7	2700	60	240	4.465	0.305
8	2700	60	260	4.875	0.365
9	2700	60	260	5.16	0.36
10	2700	60	260	5.21	0.39

Valf oturma yüzeyine verilen şekil mikron seviyesinde olduğu için çıplak gözle görülmesi oldukça zordur. Şekil 4.6'da bu geometrinin valf gövdesi üzerindeki değişimi gösterilmiştir.



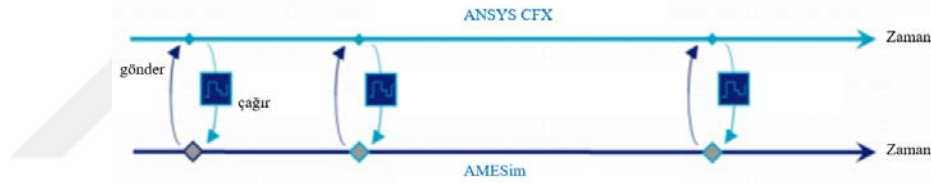
Şekil 4.6 Valf oturma yüzeyine verilen şeklin geometrisi

Daha önce bahsedildiği gibi Helget pahındaki ezilme kaviteasyon eğiliminde farklılığa neden olabilir. Modellemesi yapılan bu tasarım ile verilen geometrinin Helget pahının uzağında olduğu bir kez daha görülmüştür.

4.2 Simülasyon

Ön şekil verilmiş valfin dinamik davranışının bilinmemesi sebebi ile bir boyutlu simülasyon ile 3 boyutlu HAD analizlerinin birlikte çözülmesi gerekliliği doğmuştur. CFX-AMESim Kosimülasyonu koşturulması ile valf dinamiğinin gerçeği yansıtacak şekilde modellenmesi sağlanmıştır. Değişen kontrol odası basıncı ile ön şekil verilmiş ve verilmemiş valflerin dinamik davranışının sınır şartı olarak gerçekçi modellenmesi sağlanmıştır.

Kosimülasyon algoritmasının çalışma prensibi Şekil 4.8’de gösterildiği gibidir. Her bir zaman adımında CFX ve LMS AMESim çözücülerini “gönder” ve “çağır” fonksiyonlarını gerçekleştirerek bilgi alışverişi yapmakta ve her bir zaman adımı bu alışveriş yapılan bilgiler doğrultusunda yakınsamaktadır.



Şekil 4.7 Kosimülasyon algoritmasının çalışma prensibi

Bu sayede fonksiyon esnasında meydana gelen karmaşık ve değişken sınır şartları CFX çözümüne her bir zaman adımı için girdi olarak verilebilmektedir. Değişken sınır şartlarının CFX çözücüsüne “gönder” ve “çağır” fonksiyonları ile verilmesi sonucu ile yakıt içerisinde oluşacak kavitasyon kabarcıkları test koşullarındaki haline yakınsayacak şekilde modellenmiş olmaktadır. Aynı zamanda AMESim çözücüsüne CFX çözücüsü tarafından iletilen hidrolik kuvvet ve akış debisi bilgileri ile de bir boyutlu sistem simülasyonunun önceden şekil verilmiş ve verilmemiş valfler için ayrı ayrı yakınsamasını sağlanmaktadır. Bu sayede valf dinamiğinin valfe önceden şekil verme işlemi ile nasıl değişeceği hesaplanabilmektedir. CFX’de problemin oluşturulması için yüksek basınç ve düşük basınç sınır koşulları tamamı ile AMESim tarafından sağlanmaktadır. Termal sınır koşulları ise izotermik olarak verilmiştir. Enerji denklemlerinin kullanımı spesifik bir ısı transferi problemi çözülmediğinden

çok manalı sonuçlar vermeyecektir. Karşılaştırma yapabilmek adına enerji denklemleri kullanılmamıştır. Çok fazlı CFX probleminde fazlar arası kütle transferi, kavitasyon kabarcıklarının oluşumunu yalnızca basınç değişimi ile hesaplayan, Raileigh Plesset kavitasyon modeli kullanılmıştır.

Buhar basıncı P_v , sıvı fazın basıncı P_l , rezervuar basıncı P , mol fraksiyonu N_B , akışkan yoğunluğu ρ , viskozitesi μ ve karışımın buhar hacmi fraksiyonu α olarak tanımlanmıştır.

Sıvı içinde bir baloncüğün zamana bağlı çap büyümesi aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3P_l}} \quad (4.1)$$

kabarcık (buhar) hacim oranı

$$\alpha = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R^3 N_B \quad (4.2)$$

kabarcık kütesinin değişim hızı

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_v \frac{dV_B}{dt} = \rho_v \left(\frac{4}{3} \pi R^3 \right) = 4\pi R^2 \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3P_l}} \quad (4.3)$$

birim hacim başına toplam fazlar arası kütle aktarım hızı

$$\frac{dm}{dt} = N_B \frac{dm_B}{dt} = N_B \rho_v \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R^3 \right) \quad (4.4)$$

CFX çözücüsünün akışkan parçası üzerindeki kontrol hacminin kinematik davranışının modellenmesi için RANS denklemleri kullanılmıştır.

$$\rho = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l(P, T) \quad (4.5)$$

$$\mu = \alpha \mu_v + (1 - \alpha) \mu_l(P, T) \quad (4.6)$$

RANS denklemlerine uygulanması

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (4.7)$$

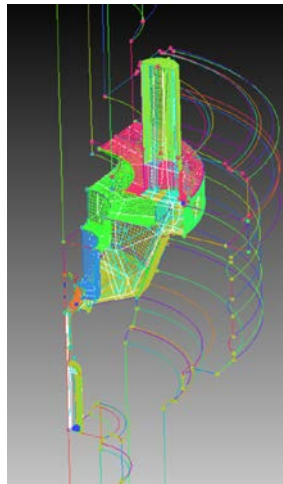
$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (4.8)$$

Buhar hacim fraksiyonunun (α) taşıma denklemi,

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha_v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_v \alpha_v u_j)}{\partial x_j} = \dot{m} \quad (4.9)$$

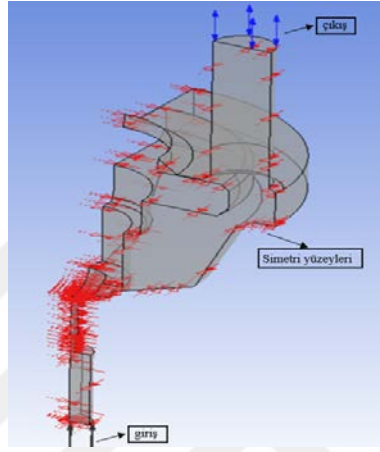
burada $\dot{m}$, faz geçişi sırasında buharlaşma ve yoğunlaşma için kaynak terimidir.

Bu geometrinin sonlu hacimlere bölünebilmesi için ICEM CFD 19.1 yazılımı kullanılmıştır. Eleman sayısı aynı olacak şekilde iki farklı mesh yapısı kullanılmıştır. 2 mesh yapısında da 2.500.000 hexahedra eleman kullanılmıştır. Sınır tabakasını yakalayabilmek için duvar yakınındaki bölgelerde mesh ağı yoğunlaştırılmıştır. Mesh ağının determinant ve açı değerleri, çözücü yakınsamasının ve numerik hatanın iyileştirilmesi için optimize edilmiştir. İşlemi hızlandırmak için $\frac{1}{4}$ model kullanılmıştır. Örnek mesh yapısı Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



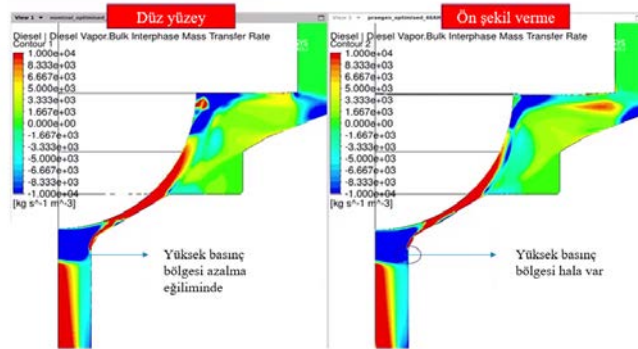
Şekil 4.8 Sonlu hacimler modelinin mesh yapısı

Bu çalışmada simülasyon araçları olarak AMESim 14.2 ve CFX 19.2 versiyonları kullanılmıştır. Sınır şartları kosimülasyon algoritması ile AMESim tarafından sağlanmaktadır. Başlangıç koşulları, giriş 1600 bar ve çıkış 0.5 bar olacak şekilde, ayrıca girişten sızdırmazlık bölgesine kadar olan kontrol hacmi CEL fonksiyonu ile 1600 bar olarak tanımlanmıştır. Kalan bölgelerdeki basınç 0.5 bar seviyesindedir. Sınır şartları Şekil 4.9’da gösterildiği gibidir.



Şekil 4.9 HAD çalışması

Yukarıdaki simülasyon araçları ve denklemler kullanılarak elde edilen sonuçlar Şekil 4.10’da verilmiştir. Mavi ile gösterilen bölgeler kavitasyon kabarcıklarının çöktüğü alanları temsil ederken, kırmızı ile gösterilen bölgeler ise kavitasyon kabarcıklarının olduğu bölgeler olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.10 Kaviteasyon erozyonu simülasyon çalışması

A-delighinden gelen yakıtın hızı valf bilyesi ile karşılaşınca azalmaktadır. Dolayısı ile valf bilyesinin altında yüksek basınç alanı oluşur. Bu yüksek basınç alanı ile karşılaşan kavitasyon kabarcığı çökme eğilimindedir. Yüksek basınç alanının büyüklüğü, valf oturma yüzeyi üzerindeki kavitasyon erozyonunu etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Bu hacmin, referans ile yapılan karşılaştırması sonucu kavitasyon davranışı hakkında bilgi edinilebilir.

Yapılan kavitasyon çalışması neticesinde, enjektör çalışma koşullarında valf bilyesi altında kalan durgunluk noktası hacmi önceden şekil verilmiş valf gövdesinde düz valf gövdesine göre daha büyüktür. Bu da A-delighi içerisinde oluşan kavitasyon kabarcıklarının valf oturma yüzeyine daha çok nüfuz etmesi ve kavitasyon erozyonu eğilimin artmasına neden olmaktadır. Ön şekil verme uygulanmış valf gövdeleri ile kavitasyon davranışında bir iyileştirme gözlemlenmiştir.

BÖLÜM BEŞ

DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1 DCF Ömür Testi

Bu tez kapsamında, kaplaması kaldırılan valf gövdelerine uygulanacak bir ön şekil verme işlemi ile bu valf gövdelerinin montaj yapılacağı enjektörlerin partikül dayanımı deneysel olarak incelenmiştir. Her enjektör üreticisi kendi ürünü için fonksiyonu stabil bir garanti ömrü sunar. Tüm enjektör üreticileri bu süre değişken olmakla beraber bu süre genellikle enjektörün tetiklenme sayısını gösteren kilometre sayısı ile verilir. Örnek vermek gerekirse, kimi enjektör üreticileri 300,000 kilometre fonksiyonu stabil olma garantisi verirken kimi üreticiler ise bu sayısının altında ya da daha üstünde bir garanti ömür süresi sunmaktadır. Bu süre hesaplanırken, geliştirme aşamasındaki enjektörün farklı saha ve çalışma koşullarının yanı sıra farklı sürücü profillerinde maruz kalabileceği yüklemeler göz önünde bulundurulur. Buna göre çeşitli profillerde yüklemeler yapılarak enjektörün dayanım, aşınma ve diğer hata mekanizmaları test tezgâhlarında simüle edilir. Bir enjektörün motor içerisinde 300.000 kilometre tetiklemeye ulaşması yıllar sürebilir. Geliştirme projeleri çok daha kısa sürelerde tamamlanması gerektiği için aracın yoldaki çalışma profili test tezgahlarında çok daha kısa süreler içerisinde simüle edilmeye çalışılmaktadır.

DCF test tezgahına partikül sayacı entegrasyonu ile ömür testleri için kullanılan yapı Şekil 5.1’de gösterilmiştir. DCF tezgahına sıfır km enjektörler bağlanır. İstenilen ISO seviyesine karşılık gelen partikül karışımı partikül üreticilerinden alınır ve EN 590 standardına uygun yakıt ile karıştırılarak test sıvısı hazırlanır. Enjektörlere yakıt gönderilirken, partikül sayacı test boyunca yakıttaki partiküllerin boyutunu ve sayısını ölçer. Geri akış miktarı belirlenen tolerans değerlerinin dışına çıktığı anda test durdurulur. Böylece uzun süreli kullanım sonucunda enjektörde oluşacak partikül erozyonunun neden olduğu sızdırma hataları, hızlandırılmış kirli yakıt yüklemesi ile saha koşulları kısa sürede test tezgahında gerçekleştirilmiş olunur.



Şekil 5.1 DCF dayanım testi tezgâhı

DCF test tezgahında yapılan QALT profil testler ile araçtaki enjektörün ömrü boyunca maruz kalabileceği partiküllerin toplamı çok kısa sürede yakıt ile enjektöre verilebilir. Böylece seneler içinde oluşan ve yakıt içerisindeki partiküllerin neden olduğu aşınma kaynaklı hasarlar, test tezgahlarında saatler içerisinde meydana gelebilir. Bu sayede geliştirme aşamasındaki enjektörün temizlik seviyesi çok kısa bir süre içerisinde ve çalışmanın başında belirlenebilir.

Bir enjektör geliştirme çalışmasında enjektör temizlik seviyesini belirlemek için yapılan testin numune sayısı 6 adettir. Bu miktar, seri üretimi yapılacak olan bir enjektörün aşınmaya karşı gösterdiği direnci temsilen tasarım doğrulama miktarı olarak belirlenmiştir. Buna göre, bir önceki bölümde bahsedilen ve belirlenen tolerans içerisinde ön şekil verme işlemleri tamamlanan valf gövdelerinden 6 tanesinin enjektör montajı testlerde kullanılmak üzere tamamlanmıştır.

5.1.1 Numunelerin Hazırlanması

Daha önceki bölümlerde anlatıldığı üzere her bir enjektör tipinin müşteri beklentisini karşılayacak püskürtme profili gereksinimleri göz önünde bulundurularak bazı montaj ayar parametreleri platform geliştirme sırasından belirlenir. Buna göre, testlerde kullanılacak olan 6 adet CRI2-16 OHW jenerasyonuna ait 457 tip enjektörün

montaj parametreleri, yine bu enjektör için tanımlanan veri şartnamesine göre nominal değerlerde ayarlanmıştır.

5.1.2 Test Parametrelerinin Ayarlanması

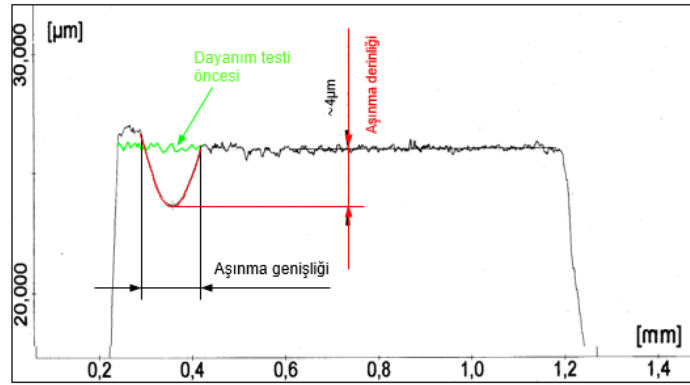
Test parçalarının ayarlanması kadar test parametrelerinin ayarlanması da önemli bir noktadır. Platform serbestliği verilecek olan enjektörün test koşulları takılacağı araçtaki motor özelliklerini yansıtmalıdır. Bir başka durumda ise aynı platformdaki enjektör için yapılacak ufak tasarım farklılıklarının sonuçlarını değerlendirmek için ise yine iki farklı tasarıma sahip platform enjektörlerinin aynı test koşullarına sahip olması gerekmektedir.

Bu çalışmadaki test parametreleri, daha önce kaplamasız valf gövdesine sahip CRI2-16 OHW platformunun serbestliği sırasında belirlenen test profili ile aynı tutulmuştur. Buna göre testte kullanılan motor devir hızı, enjeksiyon basınç değeri ve süreleri, kullanılan yakıt pompası gibi tüm parametreler aynı olmakla beraber, bunlar Bosch ticari sırrının bir parçası olduğu için açık veri paylaşımı yapılamamaktadır.

Kaplamasız valf gövdesine sahip CRI2-16 OHW enjektörünün temizlik seviyesi daha önce yapılan ISO17 ve ISO19 testleri sonucu “2” olarak belirlenmişti. Bu çalışmada partikül dayanımının artacağı düşünüldüğü için ISO20 seviyesinde bir test yürütme kararı alınmıştır. Ayrıca 3.1.3 bölümünde bahsedildiği gibi bu testte EN 590 yakıtının ISO20 seviyesinde partikül kirliliğine sahip olması için JIS-TD Sınıf 11 firmasının karışımı kullanılmıştır.

5.1.3 Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi

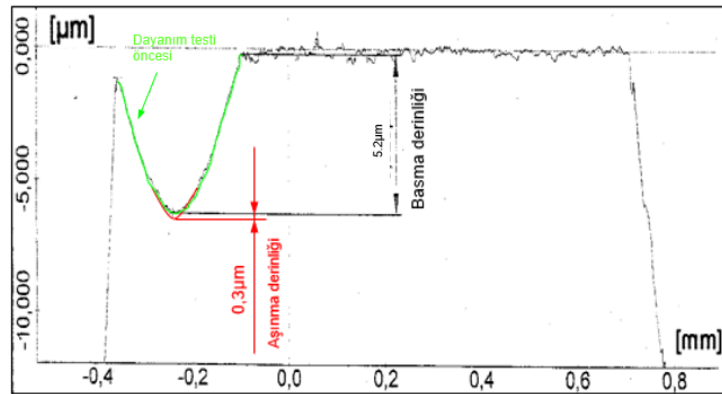
Kaplamasız ve ön şekil verme uygulanmamış CRI2-16 OHW enjektörlerinin yapılan bir çalışmadaki DCF dayanım testi sonuçlarına göre valf gövdelerindeki ortalama aşınma derinliği Şekil 5.2’de verildiği gibi 4 µm civarındadır.



Şekil 5.2 CRI2-16 OHW seri enjektör aşınma değeri

Bu durum sıfır kilometre enjektörlerde ayarlanan armatür stroğunun belirli bir tetikleme sonrası 4 μm kadar negatif sürüklenme yapacağını yani bu stroğun artacağını göstermektedir. Daha önce de bahsedildiği gibi böyle bir durumda, enjeksiyon profili sıfır kilometre ayarlarına göre farklılık gösterecektir.

Ön şekil verme işlemi uygulanmış kaplamasız CRI2-16 OHW enjektörlerinin DCF testi sonucuna göre aşınma derinliği Şekil 5.3'te verilmiştir. Şekilden aşınma derinliğinin 0,3 mm olduğu görülmektedir.

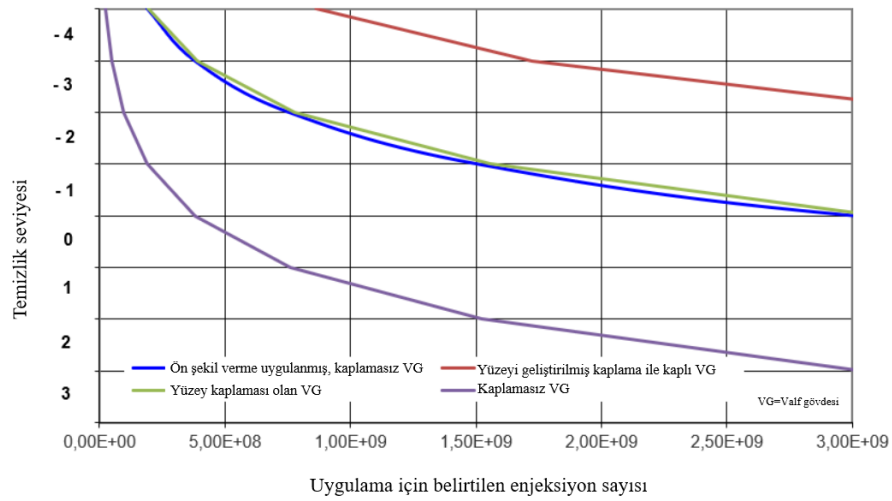


Şekil 5.3 CRI2-16 OHW ön şekil verme uygulanmış enjektör aşınma değeri

Bu değer seri enjektör aşınma değerine göre çok düşüktür. Enjektörler için sahadaki uzun tetiklenmeler sonucu enjeksiyon karakteristiğinin değişmeye başlayacağını belirten saha toleransları tanımlıdır. CRI2-16 OHW seri enjektörleri sonuçları saha

toleranslarının dışında kalırken ön şekil verme uygulanmış olan enjektörlerin sonuçları bu tolerans değerlerinin içindedir. Oluşan bu küçük negatif sürüklenme ile enjektör ömrü boyunca sıfır kilometre profiline oldukça yakın bir enjeksiyon yapacağı anlamına gelmektedir.

Elde edilen bu veriler doğrultusunda Wöhler eğrisine oturtmak için yapılan 1,5 milyar tetikleme hedefli hesaplamalar sonucu ön şekil verme uygulanmış kaplamasız CRI2-16 OHW enjektörlerinin temizlik seviyesi “-2” olarak bulunmuştur. Temizlik seviyesini bulmak için kullanılan yöntem Bölüm 3.1.3’te anlatılmıştır. Şekil 5.4, CRI2-16 OHW enjektörlerinin hedeflenen enjeksiyon sayısına bağlı olarak temizlik seviyelerinin göstermektedir.



Şekil 5.4 CRI2-16 OHW varyantlarının temizlik seviyeleri

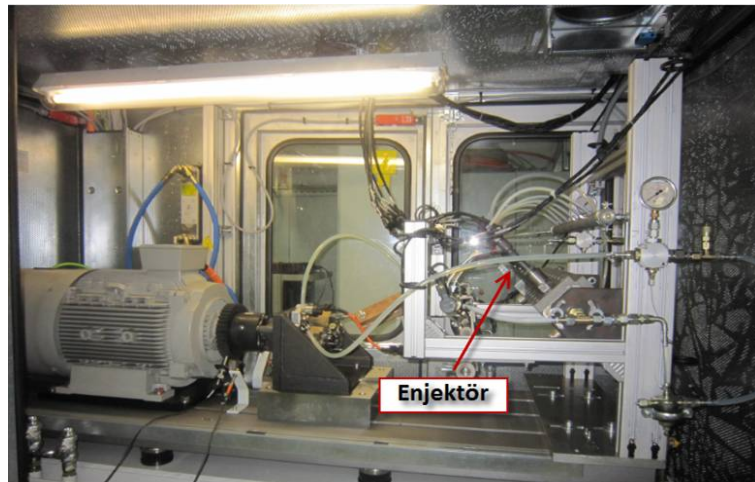
Bu tez çalışması kapsamında yapılan deneysel çalışmanın amacı, kaplama yerine yapılacak mühendislik iyileştirmesi ile kaplamasız partikül erozyonu dayanımını Bosch kaplamalı enjektörler kadar arttırabilmektir. Böylece yakıt kirliliği fazla olan ülkelerdeki, maliyetli ve hassas bir prosese sahip olan sert yüzey kaplamalı valf gövdesine sahip enjektör talepleri ön şekil verme uygulanmış valf gövdesi ile karşılanabilecektir. Testlerini tamamladığımız tasarımımızın temizlik seviyesi, kaplamasız enjektörlerden daha iyi iken, tedarikçi kaplamalı enjektörlere yakın seviyede ve Bosch kaplamalı enjektörlerden ise daha kötü sayılabilir.

Elde edilen sonuçlar, ön şekil verme işleminin enjektör ömrü açısından partikül erozyonuna karşı önemli bir iyileştirme gösterdiğini ortaya koymuştur. Partikül erozyonu direnci istenilen seviyede olmadığı için bu konudaki çalışmalar devam edecektir. Partikül erozyonu hasar mekanizmalarından birinde yapılabilecek bir iyileştirme ile temizlik seviyesinin daha da artacağı düşünülmektedir.

5.2 KDL Dayanım Testi

Dizel enjektörlerin ömür dayanımlarının deneysel olarak incelendiği bir başka yöntem ise KDL testidir. Gerçek bir motorun koşullarına mümkün olduğunca yakın hasar mekanizmalarını simüle etmek için test profilleri tanımlanır. Yüksek basınç seviyesinde ve farklı tetikleme zamanlarında, hızlandırılmış yakıt miktarı yüklemesi ile hedeflenen çalışma süresine ulaşılmaya çalışılır. Böylece enjektör ömrü boyunca alt parçalarının üzerindeki artan stres veya yük durumu daha kısa sürelerde test tezgahlarında gerçekleştirilmiş olunur.

Dayanıklılık testleri sırasında yakıttan kaynaklanan tortular veya test edilen sistemde hasarlar oluşabileceğinden, tüm hidrolik boruların, hortumların ve valflerin kolayca temizlenebilir olması gerekmektedir. KDL testlerinin yapıldığı test tezgâhı Şekil 5.5'te gösterilmiştir.

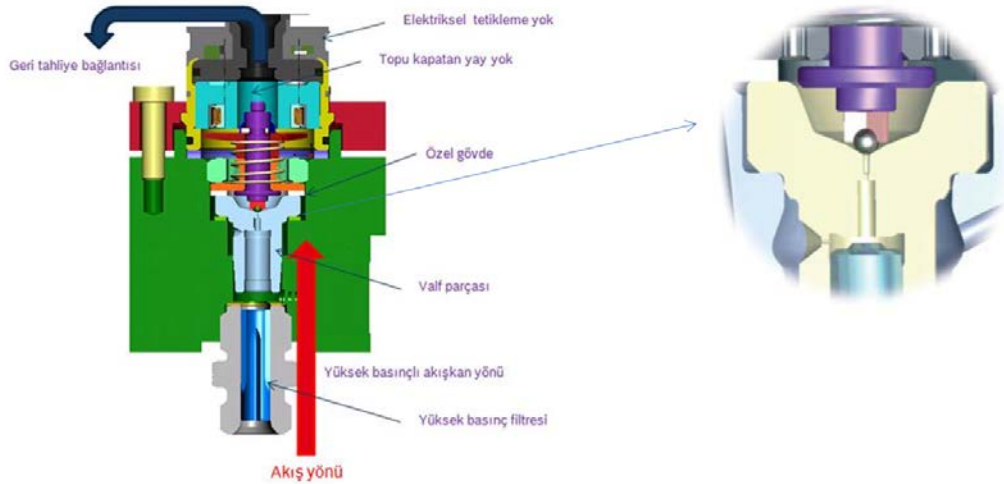


Şekil 5.5 KDL test tezgâhı

Tasarımı temsil eden 6 adet enjektörle yapılan testler, geri akış miktarında belirlenen değerlerin üzerine çıkması durumunda durdurulur. Çünkü bu durum enjektör içerisindeki sızdırmazlık elemanlarından en az birinde hasarın gerçekleştiğini göstermektedir. Demonte edilen enjektörün alt parçaları tek tek incelenir ve sızdırmanın gerçekleştiği bölge tespit edilir. Test sıvısı olarak EN 590 standardına uygun yakıt kullanılır. DCF ömür testinden farklı olarak bu testte yakıt, partikül içeriği ile karıştırılmaz. Böylece enjektörün kavitasyon davranışı incelenmiş olunur.

5.2.1 CFT Testi

Özel bir enjektör gövdesine montajı yapılan valf parçasına Şekil 5.6'da gösterildiği yönde sürekli akış verilir. Akışın etkisiyle yukarı yönde hareket eden valf bilyesinin konumu test boyunca sabittir. Böylelikle hedeflenen bölgede daha kısa sürede kavitasyon erozyonu gerçekleştirilir.



Şekil 5.6 Sabit akışlı enjektör testi

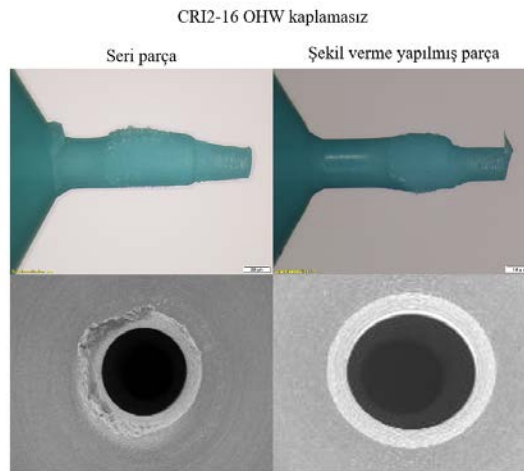
Enjektörün çalışma ömrü boyunca valf bilyesinin konumu enjektörün açık ya da kapalı olma durumuna göre değişkendir. Dolayısı ile CFT testi enjektörün sahadaki durumunu temsil eden bir profil oluşturmaz. Fakat sürekli verilen akış ile valf oturma yüzeyinin kavitasyon direnci hakkında bilgi verebilir. Bu testten olumlu sonuçlar alınması durumunda, kavitasyon direncini anlamak için sahadaki duruma daha yakınsak bir profile sahip KDL testleri yapılır.

Valf gövdelerine şekil verme işlemi uygulanmış CRI2-16 OHW enjektörlerinin kavitasyon davranışının, serideki kaplamasız valf gövdelerine göre değişimini anlamak için Şekil 5.7’de gösterilen tezgâhta CFT testleri tamamlanmıştır.



Şekil 5.7 Sabit akışlı enjektör testi tezgâhı

Test sonrası A-deligi ve difüzör bölgesindeki kavitasyon davranışını incelemek için parçalara ELAM dökümü yapılmıştır. Bunun yanı sıra valf oturma bölgelerindeki incelemek için ise SEM çekimleri tamamlanmıştır. Seri ve şekil verme yapılmış parçalar için sonuçlar Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 CFT testi sonucu

Sonuçlardan da anlaşılacağı üzere, seri parçalarda kavitasyon erozyonu valf oturma yüzeyi, difüzör ve A- deliği çıkışında gerçekleşmektedir. Buradaki en kritik bölge valf oturma yüzeyidir. Daha önce açıklandığı üzere, bu bölgedeki erozyon valfin sızdırmazlık özelliğinin bozulmasına neden olur. Şekil verme uygulanmış valf gövdelerinde ise kavitasyon difüzör ve A-deliği çıkışında sınırlandırılmış olup, valf oturma yüzeyinde herhangi bir kavitasyon gözlenmemiştir. Böylece uygulanan geometrinin kavitasyon direncini geliştirdiği söylenebilir. Daha detaylı kavitasyon analizi için KDL testlerinin yapılmasına karar verilmiştir.

5.2.2 Numunelerin Hazırlanması

Daha önceki bölümlerde anlatıldığı gibi, armatür stroğunun düşük olduğu tasarımlarda kavitasyon davranışında bir iyileşme olduğu bilinmektedir. Bir diğer durum ise, CRI2-16 OHW enjektörünün nominal armatür stroğunda kavitasyon direncinin oldukça yüksek olmasıdır. Bunun nedeni, proje geliştirme aşamasında uygulanan mühendislik uygulamaları ile kavitasyon davranışı daha kontrollü bir yapıya ulaşmıştır.

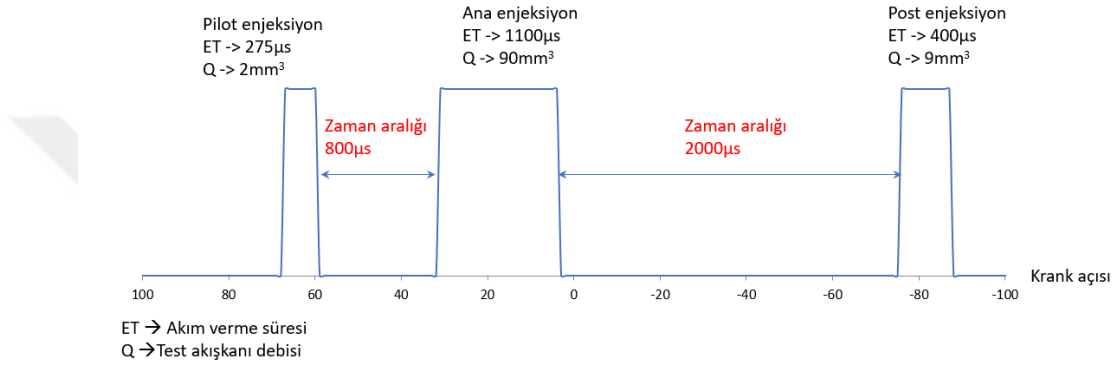
Tüm bu bilgiler doğrultusunda, teste sokulması planlanan 2 adet seri ile 4 adet ön şekil verme uygulanmış valf gövdesine sahip enjektörlerin, üst toleranslar değerindeki armatür stroğu değerlerinde montajı yapılmıştır. Böylece enjektörlerin kavitasyon erozyonu hatasına zorlanması sağlanacaktır.

5.2.3 Test Parametrelerinin Ayarlanması

Sahadan toplanan veriler doğrultusunda KDL profilleri oluşturulur. Farklı püskürtme karakteristiklerinin yanı sıra motor devri ve hedef ömür tetikleme sayısı gibi parametreler göz önünde bulundurulur.

Bu çalışma kapsamında KDL3 profili kullanılarak bir dayanım testi gerçekleştirilecektir. Motor devri 5000 rpm, pompa devri 3300 rpm, test süresi 1000 saat, toplam tetikleme hedefi 1,5 milyar olacak şekilde ayarlamalar tamamlanmıştır.

KDL profilinde bir çevrim içerisinde 3 farklı püskürtme zamanı vardır. Pilot enjeksiyonda, yanma odasının sıcaklığı ana yanma öncesi uygun koşullara getirilir. Ana enjeksiyon ile güç dönüşümü sağlanır. Son olarak post enjeksiyon ile ana enjeksiyondan kalan yanmamış yakıt, tortu gibi maddelerin tamamen yanması sağlanır. Test boyunca enjektör basınç ve akım verme süreleri, farklı KDL profillerine göre değişkenlik gösterir. Bu çalışmada uygulayacağımız KDL3 profiline bir örnek Şekil 5.9’da gösterilmektedir.



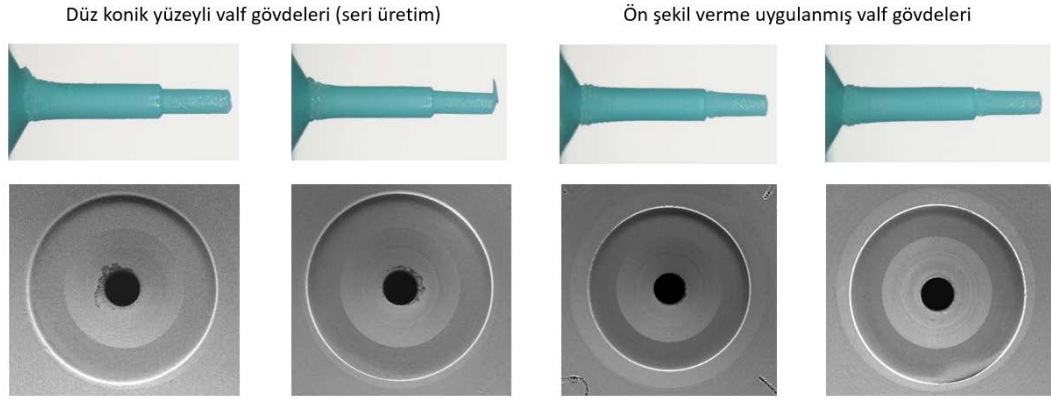
Şekil 5.9 KDL3 profil çevrimine bir örnek

Yapılan tüm dayanım testleri ve bu testlerin şartnameleri Bosch ticari sırrının bir parçası olduğu için daha fazla bilgi verilememektedir.

5.2.4 Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi

KDL testleri sırasında her 250 saatte bir ara ölçüm yapılır. Bunun amacı, ölçümlerde belirlenen yakıt geri tahliye toleranslarının dışına çıkıp çıkmadığını kontrol etmektir. Eğer bu değer tolerans değerinin üzerine çıkarsa, valf bölgesinde erozyon kaynaklı sızdırmanın gerçekleşebileceği kabul edilmektedir.

250 ve 500 saat ara ölçümlerde herhangi bir anormalliğe rastlanmamıştır. 750 saat ölçümlerinde geri tahliye miktarlarındaki artışlardan dolayı enjektörler sökülerek incelenmiştir. REM ve ELAM dökümüne ait görseller Şekil 5.10’da gösterilmiştir.



Şekil 5.10 KDL3 sonrası REM ve ELAM sonuçları

Daha önce yapılan simülasyon ve CFT testi çalışmalarında, ön şekil verme uygulanmış valf gövdelerinin yüksek basınç kavitasyon erozyonuna karşı iyileştirme gösterdiği gözlemlenmişti. Yapılan KDL testi sonucu için benzer durum söylenebilir. REM çekimlerinde görüldüğü üzere, düz konik yüzeye sahip valf gövdelerinde kavitasyon erozyonu valf oturma yüzeyinde tespit edilmiştir. Ön şekil verme uygulanmış valf gövdelerinde her ne kadar kavitasyon erozyonu başlangıcı olsa da düz konik yüzeylerde olandan daha az miktardadır. Buna göre, aynı şartlarda test edilen parçaların sonuçlarına göre, ön şekil vermenin kavitasyon erozyonu hata mekanizmasını iyileştirdiği söylenebilir.

Kavitasyon, dizel enjektörlerde engellenebilen bir süreç değildir. Farklı basınç rejimlerine sahip dizel enjektörler, kavitasyon yalnızca kontrol edilebilir. Valf oturma yüzeyinde oluşabilecek erozyon, buradaki sızdırmazlık fonksiyonunu bozacağı için kavitasyonun bu bölgede oluşumunu azaltmak öncelikli hedeftir. Bu test çalışmasında kavitasyonun valf oturma yüzeyinden uzaklaştırılması ise iyi bir çıktı olarak tespit edilmiştir.

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR

Bu çalışmada CRI1-18 OHW jenerasyonunun enjektörlerinin aşınmış kaplamalı valf gövdeleri ile ilgili daha önceden yapılan DCF dayanım testi sonuçları incelenmiştir. İnceleme sonucu test sonunda kaplamalar kalkmış ve asimetrik aşınmalar meydana gelmiş olmasına rağmen enjektörün temizlik seviyesinin “-5” olduğu görülmüştür. Buradan yola çıkarak kaplamasız ve küresel derinliğe sahip valf gövdelerinin partikül erozyonu dayanımının deneysel olarak incelenmesi fikri ortaya çıkmıştır. Bunun yanı sıra bu geometrinin kavitasyon erozyonu direncinin incelenmesine de karar verilmiştir. İlk olarak asimetrik aşınma geometri analizi yapılarak verilecek küresel geometrinin derinliği ve genişliği belirlenmiştir. Ardından bu değerler kaplamasız valf gövdesine sahip CRI2-16 OHW enjektörüne göre optimize edilmiştir. Belirlenen tolerans aralığında üretilen valf gövdelerinin enjektör montajları tamamlanmıştır. Temizlik seviyesi testleri Bosch Jihlava fabrikasında yapılırken, KDL testleri Bosch Bursa fabrikasında gerçekleştirilmiştir. Testlerden elde edilen veriler ışığında aşağıdaki sonuçlar verilmiştir.

- Ön şekil verme uygulanmış kaplamasız valf gövdelerindeki DCF sonrası aşınma miktarının seri valf gövdelerine göre oldukça düşük olduğu görülmüştür.
- Ön şekil verme uygulanmış kaplamasız valf gövdelerindeki DCF sonrası asimetrik aşınma seri valf gövdelerine göre hafifçe azaldığı gözlemlenmiştir.
- Ön şekil verme uygulanmış kaplamasız valf gövdelerindeki DCF sonrası armatür stroğu kaymasının seri valf gövdelerine göre oldukça azaldığı tespit edilmiştir.
- Ön şekil verme uygulanmış kaplamasız valf gövdelerinin partikül erozyonu dayanımı kaplamasız seri valf gövdelerine oldukça arttığı gözlemlenmiştir.

- Ön şekil verme uygulanmış kaplamasız valf gövdelerinin partikül erozyonu dayanımı tedarikçi kaplamalı seri valf gövdeleri ile benzer olduğu gözlemlenmiştir.
- Ön şekil verme uygulanmış kaplamasız valf gövdelerinin partikül erozyonu dayanımı Bosch kaplamalı seri valf gövdelerine göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.
- Akış çizgilerindeki değişimi analiz etmek için yapılan simülasyon çalışmasında, ön şekil vermenin kavitasyon erozyonu için iyileştirme sağladığı gözlemlenmiştir.
- Yapılan CFT testinde kavitasyonun, A-deliği çıkışı ile difüzör başlangıcı bölgesine kaydırıldığı gözlemlenmiştir.
- Yapılan CFT testinin sonucuna göre ön şekil verme uygulanmış valf gövdelerinin bilye oturma yüzeylerinde kavitasyon erozyonu oluşmadığı gözlemlenmiştir.
- Yapılan KDL testinde, konik yüzeye sahip valf gövdesinin bilye oturma yüzeyinde kategori 1 ile 2 arasında kavitasyon erozyonu oluşurken, ön şekil verme uygulanmış valf gövdelerinde hafif kavitasyon oluşumu gözlemlenmiştir. Buna göre, ön şekil verme işlemi ile kavitasyon erozyonuna karşı iyileştirme sağlandığı söylenebilir.

Yapılan bu mühendislik iyileştirmesi, seride olan ve yakıt kirliliğinin çok yüksek olmadığı ülkelerdeki talepleri karşılayan tedarikçi kaplamalı valf gövdelerine bir alternatif olarak sunulabilir. Bunun yanı sıra dünya ülkeleri, özellikle yakıt kirliliğinin yüksek olduğu ülkeler, artık araç kullanıcıları için daha iyi yol ve yakıt depolama şartları sunmaya çalışmaktadır. Bu da enjektörlerden beklenen dayanım seviyesinin düşmesi anlamına gelmektedir. Böyle bir durumda ise elde edilen test sonuçları da yine birçok pazarda kullanılabilir hale gelebilir.

KAYNAKLAR

- Andrews, D. R. ve Horsfield, N. (1983). Particle collisions in the vicinity of an eroding surface. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 16(4), 525.
- Aponte, R. D., Teran, L. A., Ladino, J. A., Larrahondo, F., Coronado, J. J. ve Rodríguez, S. A. (2017). Computational study of the particle size effect on a jet erosion wear device. *Wear*, 374, 97-103.
- Babu, P. S., Basu, B. ve Sundararajan, G. (2011). The influence of erodent hardness on the erosion behavior of detonation sprayed WC-12Co coatings. *Wear*, 270(11-12), 903-913.
- Briscoe, B. (1992). Tribology—friction and wear of engineering materials: IM Hutchings.
- Brown, R. E. J. J. W., Jun, E. J. ve Edington, J. W. (1981). Erosion of α -Fe by spherical glass particles. *Wear*, 70(3), 347-363.
- Chen, X. (2004). *Application of computational fluid dynamics (cfd) to single-phase and multiphase flow simulation and erosion prediction* (Doctoral dissertation, Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, The University of Tulsa).
- Clark, H. M. (1991). On the impact rate and impact energy of particles in a slurry pot erosion tester. *Wear*, 147(1), 165-183.
- Clark, H.M. ve Hartwich, R.B. (2001). A re-examination of the particle size effect in slurry erosion, *Wear* 248, 147–161.
- Deng, T., Chaudhry, A. R., Patel, M., Hutchings, I. ve Bradley, M. S. A. (2005). Effect of particle concentration on erosion rate of mild steel bends in a pneumatic conveyor. *Wear*, 258(1-4), 480-487.

- Desale, G. R., Gandhi, B. K. ve Jain, S. C. (2009). Particle size effects on the slurry erosion of aluminium alloy (AA 6063). *Wear*, 266(11-12), 1066-1071.
- Elkholy, A. (1983). Prediction of abrasion wear for slurry pump materials. *Wear*, 84(1), 39-49.
- Finnie, I., Wolak, J., & Kabil, Y. (1967). Erosion of metals by solid particles. *J.Mater*, 2(3), 682-700.
- Foley, T., & Levy, A. (1983). The erosion of heat-treated steels. *Wear*, 91(1), 45-64.
- Gandhi, B. K. ve Borse, S.V. (2002). Effects of particle size and size distribution on estimating erosion wear of cast iron in sand-water slurries. *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences*. 9. 480-486.
- Hutchings, I. M., Winter, R. E., ve Field, J. E. (1976). Solid particle erosion of metals: the removal of surface material by spherical projectiles. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, 348(1654), 379-392.
- Kayakol, N. (2014). CFD modelling on flow characteristics of two phase flow in solenoid valves. In *Proceedings of CONV-14: International Symposium on Convective Heat and Mass Transfer*.. Begel House Inc..
- Kayakol, N. (2015). CFD modeling of cavitation in solenoid valves for diesel fuel injection. *Computational Methods in Multiphase Flow VIII*, 89, 413.
- Krella, A. ve Czyżniewski, A. (2006). Cavitation erosion resistance of Cr–N coating deposited on stainless steel. *Wear*, 260(11-12), 1324-1332.
- Levy, A. V. (1979). The role of plasticity in erosion. In *International Conference on Erosion by Liquid and Solid Impact*, 5 th, Cambridge, England (pp. 39-1).

- Levy, A. V. (1981). The Solid Particle Erosion Behaviour of Steel as a Function of Microstructure. *Wear* 68 (3): 269–287.
- Levy, A., ve G. Hickey. (1982). Surface Degradation of Metals in Simulated Synthetic Fuels Plant Environments In: NACE Corrosion/82, *International Corrosion Forum*, p.154.
- Levy, A. V. ve Chik, P. (1983). The effects of erodent composition and shape on the erosion of steel. *Wear*, 89(2), 151-162.
- Liebhard, M. ve Levy, A. (1991). The effect of erodent particle characteristics on the erosion of metals. *Wear*, 151(2), 381-390.
- Mollenhauer, K., ve Tschöke, H. (Eds.). (2010). *Handbook of diesel engines*. Springer Science & Business Media.
- Nguyen, Q. B., V. B. Nguyen, C. Y. H. Lim, Q. T. Trinh, S. Sankaranarayanan, Y. W. Zhang, ve M. Gupta. (2014). Effect of Impact Angle and Testing Time on Erosion of Stainless Steel at Higher Velocities. *Wear* 321: 87–93.
- Oka, Y. I., K. Okamura, ve T. Yoshida. (2005). Practical Estimation of Erosion Damage Caused by Solid Particle Impact Part 1: Effects of Impact Parameters on a Predictive Equation. *Wear* 259 (1–6): 95–101.
- Oka, Y., ve T. Yoshida. (2005). Practical Estimation of Erosion Damage Caused by Solid Particle Impact: Part 2: Mechanical Properties of Materials Directly Associated with Erosion Damage. *Wear* 259 (1–6): 102–109.
- Robert Bosch GmbH. (2005). BOSCH Diesel Fuel Injection System. Ed: *Robert BOSCH GmbH 5.Auflage*, pp:42-57

- Salik, J., D. Buckey, ve W. Brainard. (1981). The Effect of Mechanical Surface and Heat Treatments on Erosion Resistance of 6061 Aluminum Alloy. *Wear* 65: 351–358.
- Shipway, P., ve Hutchings, I. (1994). A method for optimizing the particle flux in erosion testing with a gas-blast apparatus. *Wear*, 174(1), 169-175.
- Shipway, P. H., ve Hutchings, I. M. (1995). Measurement of coating durability by solid particle erosion. *Surface and Coatings Technology*, 71(1), 1-8.
- Shipway, P. H., ve Hutchings, I. M. (1996). The role of particle properties in the erosion of brittle materials. *Wear*, 193(1), 105-113.
- Shrinivasa, U. (2012). The evolution of diesel engines. *Resonance*, 17(4), 365-377.
- Smeltzer, C., M. Gulden, ve W. Compton. (1970). “Mechanisms of Metal Removal by Impacting Dust Particles.” *Journal of Basic Engineering* 92: 639–654.
- Srinivasan, S., ve R. O. Scattergood. (1988). “Effect of Erodent Hardness on Erosion of Brittle Materials.” *Wear* 128 (2): 139–152.
- Tilly, G. (1973). A two Stage Mechanism of Ductile Erosion. *Wear* 23 (1): 87–96.
- Tschoeke, H. ve Mollenhauer, K. (2010). *Handbook of diesel engines*.
- Wintrich, T., Krüger M., Naber D., Zeh D., Hinrichsen C., Uhr C., Köhler D., Rapp H. (2017). Bosch common rail for passenger car/light duty–The first 20 years. *Internationales Stuttgarter Symposium*, 17: 177-191.
- Von Dirke, M., Krautter, A., Ostertag, J., Mennicken, M., ve Badock, C. (1999). Simulation of cavitating flows in diesel injectors. *Oil & Gas Technology-REV.IFP* 54:223– 226.

- Yordanov, N., Hadjiev, K., ve Stankov, E. (2018). Experimental simulation of common rail electromagnetic injectors wearing. *Machines. Technologies. Materials.*, 12(5), 208-211.
- Zhao, H. (Ed.). (2009). *Advanced direct injection combustion engine technologies and development: diesel engines* (Vol. 2). Elsevier.
- Zhao, H. (Ed.). (2014). *Advanced direct injection combustion engine technologies and development: Gasoline and gas engines* (Vol. 1). Elsevier.
- Wada, S., & Watanabe, N. (1987). Solid-Particle Erosion of Brittle Materials (Part 4). *Yogyo Kyokaishi*, 95(9), 835-43.
- Wintrich, T., Krüger, M., Naber, D., Zeh, D., Hinrichsen, C., Uhr, C vd. (2017). Bosch common rail for passenger car/light duty–The first 20 years. In 17. *Internationales Stuttgarter Symposium* (pp. 177-191). Springer Vieweg, Wiesbaden.
- Xin, Q. (2011). *Diesel engine system design*. Elsevier.