

DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNİN OPERASYON
İYİLEŞTİRMESİNE YÖNELİK VALF CİVATASI GEOMETRİSİ
TASARIMI

Yeşim YALNIZCAN



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNİN OPERASYON İYİLEŞTİRMESİNE YÖNELİK
VALF CİVATASI GEOMETRİSİ TASARIMI

Yeşim YALNIZCAN

Prof. Dr. A. Alper ÖZALP
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2012
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Yeşim YALNIZCAN tarafından hazırlanan “DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNİN OPERASYON İYİLEŞTİRMESİNE YÖNELİK VALF CİVATASI GEOMETRİSİ TASARIMI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Başkan: Prof. Dr. A. Alper ÖZALP
U.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye: Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ
U.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye: Doç. Dr. İhsan KARAMANGİL
U.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü

.././....

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

05/04/2012

İmza

Yeşim YALNIZCAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNİN OPERASYON İYİLEŞTİRMESİNE YÖNELİK VALF CİVATASI GEOMETRİSİ TASARIMI

Yeşim YALNIZCAN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Common Rail “ortak hat” anlamına gelen, dizel motorlarda kullanılan bir yakıt enjeksiyon sistemidir. Bugüne kadar kullanılan aynı türdeki sistemlere göre yakıt sarfiyatı, egzoz gazı emisyonu, çalışma sistemi ve gürültü oluşumu ele alındığında daha üstün bir sistemdir. Bu avantajları ile pazarlama stratejilerinin geliştirilmesinde önemli bir etkiye sahiptir. Müşteriler otomobil satın alırken yakıt sarfiyatı, emisyonu ve gürültüsü daha düşük olan araçları tercih eder hale gelmişlerdir. Bu nedenle üreticilerin bu özellikler üzerine yaptıkları Ar-Ge çalışmaları günden güne artmaktadır.

Bu tez çalışması ile common rail 1800 bar piezo enjektörlerinin gerilim ihtiyaçlarının azaltılması hedeflenmiştir. İzin verilen limit değerinden daha yüksek gerilim ile çalışan enjektörler gerilimin temin edildiği elektrik kontrol ünitelerinde (ECU) ani ısınmalara, yüksek enerji kayıplarına ve fonksiyon bozukluklarına neden olmaktadır. Bu nedenle üretilmekte olan yüksek gerilim ihtiyacına sahip enjektörler piyasaya serbest bırakılmamaktadır. Bu enjektörlerin satılmayıp ıskartaya ayrılıyor olması üretimde hem maddi hem de zamansal kayıplara neden olmaktadır.

Bu tez çalışmasında gerilim ihtiyacını düşürebilecek bir etken olarak valf pimi kırılma çapının düşürülmesi ele alınmıştır. AMESim simülasyon programı ile farklı valf pimi kırılma çaplarına sahip modellerde common rail 1800 bar piezo enjektör elemanlarının mekanik, hidrolik ve elektriksel davranışları incelenilmiştir. AMESim verilerinin teyit edilebilmesi için hidrolik ölçümler yürütülmüştür. Hidrolik ölçümlerde motorun simüle edildiği test cihazları kullanılmıştır. Bu test cihazları INCA ve Prisma NT yazılım programları ile desteklenirken, püskürtme ölçüm ve analiz aleti olarak hidrolik basınç arttırıcı (HDA) adı verilen ileri teknoloji ürünü bir cihaz kullanılmıştır.

HDA ölçüm sonuçları ve AMESim simülasyon verileri ile enjektör fonksiyonuna olumsuz etkide bulunmayıp gerilim ihtiyacını düşüren optimum valf pimi geometrisi tespit edilmek istenmiştir. 1,53 mm – 1,57 mm kırılma çaplı valf pimleri monte edilmiş enjektörlerin ölçümleri ve simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Test ve simülasyon sonuçları değerlendirildiğinde valf pimi kırılma çapının % 2,5 düşürülmesi ile enjektör gerilim ihtiyacının 1,2 V azaldığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: INCA, Prisma NT, HDA, AMESim, IQA, IVA, PWC, ECU
2012, xii + 102 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

VALVE BOLT GEOMETRY DESIGN FOR THE DIESEL PIESO INJECTOR OPERATION IMPROVEMENT

Yeşim YALNIZCAN

Uludag University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. A. Alper OZALP

Common Rail is a fuel injection system for diesel engines. Compared to the conventional diesel systems, the Common Rail system has the advantage of reduced fuel consumption, exhaust gas emissions and the motor noise. These advantages have a significant influence on the development of the marketing strategies. Customers prefer buying the automobiles with reduced fuel consumption, emissions and noise. For this reason, manufacturers carry out these features day by day with increasing R & D activities.

In this study it has been studied how to reduce the common rail piezo injector voltage requirement. Injectors do work with high voltages. This voltage is supplied by the electrical control unit (ECU). With high voltages it is possible to have a sudden warming and high energy losses on the ECU. These can cause malfunctions in the system. Therefore, the injectors which need high voltage requirements are not released after production. The scrap injectors lead to losses in the production and waste of time.

In this study the valve bolt geometries which can reduce the injector voltage requirements are examined. With AMESim simulation program the mechanical, hydraulic and electrical behaviour of common rail 1800 bar piezo injectors with different valve bolt geometries are investigated. To check the accuracy of the simulation programs hydraulic tests are applied. Engine's real behaviour is simulated with special test equipments. These test equipments are supported by the software programs Prisma NT and INCA. For the injection measurements and analysis a high-tech equipment called HDA is used. The optimum valve bolt geometry which will have not any negative impact on fuel consumption, emissions and noise levels is chosen.

The aim with HDA test results and AMESim simulation data is to define the optimum valve bolt geometry which does not have any negative effect on injection behaviour and reduce the injector voltage requirement. Valve bolts with edge diameters between 1,53 mm and 1,57 mm are tested and simulated.

The evaluations of test results and simulations show that % 2,5 reduction of valve bolt edge diameter reduce 1,2 V injector voltage requirement.

Keywords: INCA, Prisma NT, HDA, AMESIM, IQA, IVA, PWC, ECU

2012, xii + 102 pages.

TEŞEKKÜR

Tez konusunun belirlenmesi ve tezin oluşması aŐamasında değerli bilgi ve zamanını benimle paylaŐan saygıdeğer hocam ve danıŐmanım Prof. Dr. A. Alper Özalp'e, teorik kısıtlı zamanlarını ayırarak tezin oluŐmasında yardımcı olan BOSCH AR-GE bŐlümünden değerli mŐdŐrŐm Bernd GIEBEL'e, AMESim programında bana destek veren değerli uzmanlarımız Emrah GÖLBAŞI ve Sedat BAYTUNÇER'e, yŐksek lisans eğitimimim sŐresince desteklerini esirgemeyen kıymetli annem, babam ve ağabeyime ve bana sabırla yardımcı olan sevgili eŐime teŐekkŐrlerimi sunarım.

Yeşim YALNIZCAN
05/04/2012

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
SİMGELER ve KISALTMA DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	6
3.1 Common Rail Sistem Fonksiyonu.....	6
3.1.1 Common rail sistemi.....	6
3.1.2 Common rail piezo enjektörleri.....	8
3.1.3 Valf Grubu.....	16
3.2 Dizel Yakıtının Özellikleri.....	21
3.3 Ölçüm Sistematiği.....	24
3.3.1 Hidrolik ve elektrik ölçüm tezgahı ve ölçüm cihazları.....	24
3.3.2 Simülasyon.....	45
3.4 Valf Pimi Üretimi.....	51
4. BULGULAR.....	54
4.1 Simülatif ve Hidrolik Test Süreci.....	54
4.1.1. AMESim ölçümleri.....	52
4.1.2 Üretimde gerçekleştirilen denemeler.....	64
4.1.3 Hidrolik Denemeler.....	65
5. TARTIŞMA.....	90
6. SONUÇ.....	99
KAYNAKLAR.....	100
ÖZGEÇMİŞ.....	102

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Birim	Açıklama
A_O	mm	Valf pimi oturma alanı
b_e	kW/h	Özgül yakıt tüketimi
c	m/s	Ses hızı
c_A	N/ μ m	Aktör modül rijitliği
c_K	N/ μ m	Aktarma organı rijitliği
d_a	mm	Valf pimi kırılma çapı
d_p	mm	Valf pimi başlangıç çapı
d_O	mm	Valf pimi oturma çapı
F_A	N	Aktör modül kuvveti
F_{CR}	N	Valfin açma doğrultusuna karşı hidrolik kuvvet
F_{GT}	N	Geri tahliye hidrolik kuvveti
F_N	N	Valf pimi üzerindeki net kuvvet
F_V	N	Valfin açma doğrultusuna karşı toplam kuvvet
i	, mA	Çevrim oranı, Akım
K		Yakıtın sıkıştırılabilirliği
m	g	Yakıtın sıkıştırılabilirliği
n	1/min	Devir sayısı
P_{CR}	bar	Valfin açma doğrultusuna karşı hidrolik basıncı
P_{GT}	bar	Geri tahliye hidrolik basıncı
$P_{\ddot{O}}$	bar	Meme iğnesi açma basıncı
P	kW / bar	Güç , Basınç
Q	mm ³ /strok	Püskürtme miktarı
s		Standart sapma
t	μ s	Zaman
t_{diff}	μ s	İki püskürtme arası zaman
U	m/s , V	Hız , Gerilim
U_{Cha}	V	Karakteristik gerilim
V	mm ³	Hacim
x_A	μ m	Aktör modül stroku
x_S	μ m	Valf stroku
z		Silindir sayısı
σ_O	N/mm ²	Oturma alanı gerilimi
ν	kg/ms	Kinematik viskozite
ρ	kg/ m ³	Yoğunluk

Kısaltmalar	Açıklama
CFD	Hesaplamaalı akışkanlar dinamiği
CP	Common rail pompası
CR	Common rail
CRI	Common rail enjektörü
DHV	Basınç tutma valfi
ECU	Elektronik kontrol ünitesi
EM	Emisyon test noktası
ET	Tetikleme süresi
FL	Tam yük test noktası
HDA	Hidrolik basınç arttırıcı
IQA	Püskürtme miktarı düzeltme fonksiyonu
IVA	Püskürtme gerilimi düzeltme fonksiyonu
IP	Rölanti test noktası
MI	Ana püskürtme
OD	Ortalama değer
PI	Ön püskürtme
POI	Arka püskürtme
PWC	Basınç dalgalanması düzeltme fonksiyonu
Q_{PI}	Ön püskürtme noktasında _{ki} püskürtme miktarı
Q_{MI}	Ana püskürtme noktasında _{ki} püskürtme miktarı
SEM	Taramalı elektron mikroskobu
WLI	Beyaz ışık interferometresi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Common rail sisteminin başlıca elemanları.....	7
Şekil 3.2. 700 µs'lik örnek bir tetikleme süresinde voltajın ve akımın zamana bağlı davranışı.....	9
Şekil 3.2. Piezo enjektörünün ve elemanlarının isimleriyle birlikte kesit resmi.....	11
Şekil 3.3. Aktör organı ve kesit resmi.....	12
Şekil 3.4. Durgun konumda enjektörün kesit resmi (Manck, 2011).....	14
Şekil 3.6. Kapalı sistem kuvvet dengesi.....	14
Şekil 3.7. Püskürtmenin başlangıç durumunda enjektörün kesit resmi (Manck, 2011)..	15
Şekil 3.7. Püskürtmenin bitmesi durumunda enjektörün kesit resmi (Manck, 2011).....	16
Şekil 3.9. Valf grubu elemanları.....	16
Şekil 3.10. Valf pimi kuvvet dengesi.....	17
Şekil 3.10. Valf pimi oturma çapları.....	18
Şekil 3.12. Örnek bir standart ömür testi profili.....	20
Şekil 3.12. 1,45mm kırılma çaplı bir valf piminin 2000 h'lik bir ömür testinden sonraki SEM ile alınmış görüntüsü.....	20
Şekil 3.13. 1,55mm kırılma çaplı bir valf piminin 2000 h'lik bir ömür testinden sonraki SEM ile alınmış görüntüsü.....	21
Şekil 3.14. Farklı basınçlarda ve farklı sıcaklıklarda test yağı yoğunluğunun davranışı..	23
Şekil 3.15. Farklı basınçlarda ve farklı sıcaklıklarda test yağı viskozitesinin davranışı..	23
Şekil 3.16. Common rail ölçüm tezgâhı.....	25
Şekil 3.17. Düşük basınç döngüsü elemanları.....	25
Şekil 3.18. Basınç tutma valfi fonksiyonu.....	26
Şekil 3.19. Yüksek basınç döngüsü elemanları.....	27
Şekil 3.20. HDA elemanları.....	28
Şekil 3.22. Ses hızının hesaplanması.....	29
Şekil 3.23. Enjektör ısıtıcısı.....	31
Şekil 3.24. IQA fonksiyonu olan ve olmayan püskürtme karakteristiği eğrileri.....	32
Şekil 3.25. IQA fonksiyonu süreç adımları.....	33
Şekil 3.26. Örnek bir püskürtme haritası ölçümü.....	34
Şekil 3.27. Örnek bir test noktası ölçümü.....	35
Şekil 3.28. Örnek bir püskürtme gecikmesi ölçümü.....	36
Şekil 3.29. Örnek bir kütleli debi ölçümü.....	36
Şekil 3.29. Ön püskürtmeli ve ön püskürtmesiz püskürtmenin yanma basıncı üzerindeki etkisi.....	39
Şekil 3.30. Ön püskürtme, ana püskürtme ve arka püskürtmede kullanılan meme açma basıncı ve Rail basıncı.....	40
Şekil 3.31. Çoklu püskürtme tipleri.....	40
Şekil 3.32. Çoklu püskürtmeli akış oranında ideal püskürtme formları.....	41
Şekil 3.34. Örnek bir karakteristik gerilim ölçümü.....	43
Şekil 3.35 Örnek bir t_{diff} ölçümü.....	45
Şekil 3.36 Örnek bir basınç karakteristik haritası ölçümü.....	46
Şekil 3.37. X_S 5 µm ve 21 µm için basınç dağılımları.....	47
Şekil 3.37. Basınç farkının hıza etkisi.....	48

Şekil 3.38. Basınç farkının Re sayına etkisi.....	49
Şekil 3.39. Valf strokunun hıza oranı.....	49
Şekil 3.41. Örnek Piezo AMESIM girdileri.....	50
Şekil 3.43. AMESim valf pimi kırılma çapı girdileri	51
Şekil 3.44. AMESim valf pimi için kullanılan simülasyon model zinciri	51
Şekil 3.45. Valf pimi kırılma çapı taşıma prosesi	52
Şekil 4.1. Aynı yük altındaki voltaj değerleri	55
Şekil 4.2. Valf pimi serbest gövde diyagramı	56
Şekil 4.3. Valf piminin zamana bağlı hareketi	56
Şekil 4.4. Valf pimi üzerine gelen net kuvvet [F_N]	58
Şekil 4.5. Aktarma boşluğu basıncı.....	59
Şekil 4.6. Valf odası basıncı.....	60
Şekil 4.7. Kontrol odası basıncının zamana bağlı hareketi	60
Şekil 4.8. Meme iğnesinin zamana bağlı hareketi.....	61
Şekil 4.9. AMESIM Akış oranları	62
Şekil 4.10. Karakteristik gerilim ölçümü	63
Şekil 4.11. Üretimde elde edilen karakteristik gerilim ölçümleri	64
Şekil 4.12. Üretim ve simülasyon karakteristik gerilim karşılaştırmaları.....	65
Şekil 4.13. WLI ile örnek bir yüzey profili ve d_a ölçümü.....	53
Şekil 4.14. Havası boşaltılmış (a) ve boşaltılmamış (b) iki aktarma organının dengeli (a) ve dengesiz (b) fonksiyonları	43
Şekil 4.15. Püskürtme karakteristiği eğrisi (150 – 1000 μ s).....	67
Şekil 4.16. 300 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	68
Şekil 4.17. 800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	68
Şekil 4.18. 1200 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	69
Şekil 4.19. 1800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	69
Şekil 4.20. Püskürme miktarının yüzdesel değişimi	
Şekil 4.21. Sıcak ve soğuk püskürtme karakteristiği ölçümleri	70
Şekil 4.22. 1800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	71
Şekil 4.23. 1200 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	71
Şekil 4.24. 800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	72
Şekil 4.25. 800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi.....	72
Şekil 4.26. Tam yük test noktası ölçüm miktarları	73
Şekil 4.27. Tam yük test noktası standart sapma miktarları	73
Şekil 4.28. Ön püskürtme test noktası ölçüm miktarları.....	74
Şekil 4.29. Ön püskürtme test noktası standart sapma miktarları	74
Şekil 4.30. Emisyon test noktası ölçüm miktarları	74
Şekil 4.31. Emisyon test noktası standart sapma miktarları	75
Şekil 4.32. Rölanti test noktası ölçüm miktarları.....	75
Şekil 4.33. Rölanti test noktası standart sapma miktarları	75
Şekil 4.34. Püskürtme Başlangıcı ve Tetikleme Başlangıcı Arasındaki Zaman Farkı.....	76
Şekil 4.35. Tam yük noktası kütleli debi ölçümü	76
Şekil 4.36. Tam yük noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1)	77
Şekil 4.37. Tam yük noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2)	77
Şekil 4.38. Ön püskürtme noktası kütleli debi ölçümü.....	78
Şekil 4.39. Ön püskürtme noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1).....	78
Şekil 4.40. Ön püskürtme noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2).....	79

Şekil 4.41. Rölanti noktası kütleli debi ölçümü.....	79
Şekil 4.42. Rölanti noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1).....	80
Şekil 4.43. Rölanti noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2).....	80
Şekil 4.44. Emisyon noktası kütleli debi ölçümü	81
Şekil 4.45. Emisyon noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1)	81
Şekil 4.46. Emisyon noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2)	82
Şekil 4.47. Tam yük noktasında sıcak ve soğuk kütleli debi ölçümü	82
Şekil 4.48 Gerilim İhtiyacı Ölçümü	83
Şekil 4.49 Ön püskürtme & ana püskürtme kütleli debi ve akım grafikleri ile örnek elektriksel t_{diff} gösterimi	84
Şekil 4.50. t_{diff} ölçümü 1800 bar 1,5 mm ³ /strok ön püskürtme / 45 mm ³ /strok ana püskürtme.....	85
Şekil 4.51. 1800 bar delta t_{diff} ölçümü (d_a 1,57 mm - d_a 1,53 mm).....	85
Şekil 4.52. t_{diff} ölçümü 1200 bar 1,5 mm ³ /strok ön püskürtme / 45 mm ³ /strok ana püskürtme.....	86
Şekil 4.53. 1200 bar delta t_{diff} ölçümü (d_a 1,57 mm - d_a 1,52 mm).....	86
Şekil 4.54. Basınç Karakteristik Haritası Ölçümü	87
Şekil 4.55. 2000 µs tetikleme süresinde delta basınç karakteristik haritası	
Şekil 4.56. 1500 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası.....	88
Şekil 4.57. 1000 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası.....	88
Şekil 4.58. 500 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası.....	89
Şekil 4.59 250 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası.....	89
Şekil 5.1. Püskürtme miktarının tetikleme süresine ve basınca bağlı yüzdesel değişimi	91
Şekil 5.2. AMESim ve hidrolik test noktaları karşılaştırması.....	92
Şekil 5.3. Enjektör gerilim ihtiyacının hidrolik test ölçümleri ve AMESim simülasyonu ile karşılaştırılması (1,57 mm kırılma çaplı sistem referans alınmıştır.)	97

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1 AMESIM simülasyonu ile belirlenen test noktası püskürtme miktarları	63
Çizelge 4.2. Valf pimi kırılma çapları.....	66
Çizelge 4.3. t_{diff} ölçüm noktaları	84

1. GİRİŞ

Günümüzde sanayinin her kesiminde üretim ve tasarım maliyetlerinin azaltılması en önemli hedeflerden biridir. İyi bir mühendislik tasarımı, üretim maliyetlerin azaltılması ve iyi bir ürün kalitesinin elde edilmesinde önemli bir rol oynar. Son 40 yılda hızla artan otomobil talep miktarları ile otomotiv mühendisliği çalışmaları, teknolojinin gelişmesinde önemli bir role sahip olmuştur. Artan talep miktarları ile otomotiv pazarının içinde büyük bir rekabet meydana gelmiştir. Üretim ve araştırma için ayrılan zamanın kısaltılması, bu büyük pazarın içinde pay sahibi olabilmek için bir zorunluluk haline gelmiştir. Özellikle otomotiv endüstrisinde yeni tasarlanan araçların ve konfigürasyonlarının veya yenilenen modellerin piyasada ekonomik açıdan başarılı olabilmesi için sürekli geliştirmeler söz konusudur.

Otomotiv sektöründe müşteri odaklı ürün tasarımında birçok fonksiyonu yerine getiren parçalar tasarlanması gerekmektedir. Bu tasarım konularının arasında, müşterinin satın alma tercihlerini önemli ölçüde etkileyen common rail sistemine ait piezo dizel enjektörleri de yer almaktadır. Müşteri memnuniyetini en üst düzeyde tutabilmek için üreticiler araç performansını arttırıcı yeni iyileştirmeler yapmaktadır. Bu iyileştirmelerin doğruluğunun test ve simülasyon kontrolleri ile sağlanması gerekmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında enjektör gerilim ihtiyacını azaltıcı bir etken olarak valf pimi kırılma çapı değerinin düşürülmesi öngörülmüştür. Valf pimi kırılma çapının düşürülüyor olması ile akışın valf pimine karşı uyguladığı aksel kuvvetinin azalacağı ve böylelikle valf piminin daha düşük kuvvetlerde açılacağı öngörülmüştür.

Çok sayıda numune ile planlanan hidrolik testlerin hem mali hem de zamansal kayıpları olduğu için hem de hata riskinin en aza indirilmesi amacıyla öncelikle kırılma çapının azalması ile gerilim ihtiyacının azaldığı öngörüsünün AMESim simülasyon programı ile ön teyidi elde edilmiştir. Mekanik davranış, gerilim, kuvvet, basınç, geometrik farklılık ve zaman parametreleri 1D AMESim programı ile değerlendirilmiştir. AMESim programı ile farklı numunelerin gerilim ihtiyaçlarındaki ve püskürtme debilerindeki farklılıklar belirlenmiş ve hidrolik ve elektriksel test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Enjektör komponentlerinin zamana bağlı hareketleri ve aksel kuvvetleri incelenmiş, farklı kırılma çaplarına sahip bu sistemlerdeki farklılıklar karşılaştırılmıştır. Common rail piezo enjektöründeki hareket

komponentlerinin fiziksel davranışları belirlenmiş, hidrolik ve elektriksel test sonuçlarındaki farklılıklara sebep olan kuvvet ve yol etkenleri tespit edilmiştir. Simülasyon sonucu olarak 1.55 mm ve 1.535 mm kırılma çapları arasında 0,5 V, 1.55 mm ve 1.50 mm kırılma çapları arasında 3V'luk gerilim düşüşleri elde edilmiştir

AMESim simülasyonunun hata şüphesini ortadan kaldırılmak için simülasyon sonuçları doğrultusunda üretim sınırları (1.53 mm ... 1,57 mm) dâhilinde gerilim ihtiyacı dağılımını elde etme amaçlı hidrolik testler planlanmıştır. Valf pimi kırılma çapı büyüklüğünün enjektörün gerilim ihtiyacı ve püskürtme karakteristiği üzerindeki etkilerinin araştırılması üzerine motorun gerçek şartlardaki çalışmasının simule edildiği test stantları kullanılmıştır. Bu stantlarda müşteri uygulamacısının belirlediği ölçüm noktalarında hidrolik ve elektriksel testler gerçekleştirilmiştir. Hidrolik test kapsamında farklı kırılma çaplarına sahip 50 adet valf pimi ve bu valf pimleri ile eşleştirilmiş valf grupları üretilmiştir. Farklı sıcaklık, basınç, tetikleme süresi ve püskürtme koşullarında testler yürütülmüştür ve değerlendirilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

1997 yılında 'Common-Rail' sistemi Fiat'ın yan kuruluşu Elasis ile yapılan işbirliği sonucu geliştirilmiştir. Bosch common rail sistemini binek otomobillerine yönelik dünyada bir ilk olmak üzere 1997 yılında piyasaya çıkardı. 1999 yılında 1600 bar basınç püskürtebilen common rail piezo enjektörleri piyasaya sürülürken, 2004 yılında 1800 bar, 2007 yılında 2000 bar ve 2011 yılında 2200 bar püskürtebilen yeni nesil common rail piezo enjektörlerinin üretimine başlanılmıştır.

G.Renner, K.Koyanagi, R.R Maly (1998), piezo ve solenoid common rail enjektörleri arasındaki is ve gürültü emisyonları farklılıklarını incelenmişlerdir. Common rail piezo enjektörlerinin daha yüksek basınç ile püskürtme sebebi ile is emisyonlarını azalttıklarını, yüksek basınç ve püskürtme debilerinin motor gürültüsünün de artışına sebebiyet verdiğini 4 valfli bir Daimler-Benz motoru kullanarak tespit etmişlerdir.

F. Chmela, P. Jager, P. Herzog, F. Wirbeleit (1999), emisyonun direkt püskürtmeli dizel motorlarda püskürtme debisi formu ile iyileştirilebileceğini ispat etmiştir.

G. Gunnar, R.Kasper (2001), common rail piezo enjektörlerinin 2 ila 15 μ F kapasiteye sahip piezoelektrik aktörleri için bir güç yükseltici sistemi tasarlamışlardır ve voltaj ve akım beslemeli piezoelektrik seramikleri incelenmiştir.

BOSCH Diesel Motor Management (2002), püskürtme debisinin, püskürtme başlangıç zamanının, toplam püskürtme süresinin ve yanma başlangıç zamanının motorda oluşabilecek NO_x, HC, is ve partikel emisyonları, yanma gürültüsü, motor verimi ve gücü üzerindeki etkilerini incelemiş ve common rail sistemini kullanan dizel motorlardaki optimum püskürtme debi formu hakkında incelemeler yapılmıştır.

G. M. Bianchi, S. Falfari, P. Pelloni (2002), püskürtme debisi profilini yönetebilecek, motor performansını ve emisyon seviyelerini kontrol edebilecek network bazlı nümerik bir araç geliştirilmiştir. Bu model ile enjektörün elektriksel-akış-mekanik davranışı iğne deliklerindeki kaviteye dahil edilerek öngörülmektedir.

BOSCH Diesel Fuel Injection System Common Rail (2005), kaynağında piezo enjektörü komponentleri, çalışma prensibi, püskürtme davranışı ve püskürtme düzeltere fonksiyonlarına yer verilmiştir. Piezoelektrik seramiğinin gerilim ile fonksiyonuna yer verilmiştir.

S. Paul Wenzel (2006), is, partikel ve NO_x emisyonlarını azaltabilecek ideal bir motor için ısı hareket için model parametreler geliştirmiştir. Bu parametreler püskürtme debi formları ve zamanlamaları ile oluşturulmuştur.

Oki, M ve ark. (2006), DENSO enjektörlerini test ederek elektrik başlangıcı ve püskürtme başlangıcı arasındaki gecikme süresini 0,4 ms'den 0,1 ms'ye indirmişlerdir.

H. Suh, S. Park, C. Lee (2007), common rail piezo ve solenoid enjektör sistemlerinin atomizasyon karakteristiklerini karşılaştırmıştır. Piezo enjektörlerinin solenoid enjektörlere göre daha kısa zamanlarda daha yüksek debiler püskürtebildiğini tespit etmiştir. Piezo enjektörlerinin atomizasyon performansının hızlı tepki verme süreleri ve yüksek püskürtme debileri nedeni ile solenoid enjektörlere kıyasla çok iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

F. Chmela, P. Jager, P. Herzog; F. Wirbeleit (2007), direkt püskürtmeli dizel motorlarında püskürtme debisi formunun emisyon iyileştirilmesi üzerindeki rolünü incelemişlerdir.

N.Chug, B. Oh, N. Sunwoo (2008), lineer olmayan matematik modelleriyle solenoid ve piezo çalışan common rail enjektörlerinin kontrol uygulamalarını geliştirmişlerdir. Bu modeller baz alınarak püskürtme karakteristiklerinin en önemlisi olan püskürtme debisinin ve zamanlamasının öngörüsünü bir sliding-mode gözlemcisi ile yapılabilmektedir.

J. Kerekyarto (2009), püskürtme debisinin, püskürtme başlangıç zamanının, toplam püskürtme süresinin ve yanma başlangıç zamanının motorda oluşabilecek NO_x, HC, is ve partikel emisyonları, yanma gürültüsü, motor verimi ve gücü üzerindeki etkilerini incelemiş ve common rail sistemini kullanan dizel motorlardaki optimum püskürtme debi formunu belirlemiştir.

V. Chassagnoux (DS-PC/EIP5) (2009), piezo enjektörlerinde yaşanan valf pimi dönme problemini ve valf pimi geometrisinin bu problem üzerindeki etkisini incelemiştir.

Y.Yalnizcan (DS-PC/ENI3-Bu) (2009), valf pimi oturma yüzeyi alanının aşınma mekanizması üzerinde etkisini araştırmıştır ve nicel olarak farklı kırılma çaplarına sahip valf pimlerinin oturma yüzeylerine binen kuvveti hesaplamıştır.

T.Krinn (DS-PC/EIP1) ve Y.Yalnizcan (DS-PC/ENI3-Bu) (2009), valf stokunun enjektör gerilim ihtiyacı ve püskürtme karakteristiği üzerindeki etkilerini incelemiştir. 1 µm valf strokunun 0,4 V'luk enjektör gerilim ihtiyacındaki artışa neden olduğunu ölçmüşlerdir.

S. Baytunçer (DS-PC/ENI-Bu) (2009), AMESIM simülasyonu ile farklı kırılma çaplarına sahip enjektörlerin gerilim ihtiyaçlarını karşılamıştır. 1,55 mm ve 1,535 mm arasında 0,5 V'luk gerilim ihtiyacındaki düşüşü tespit etmişlerdir.

B.Manck (DS-PC/EIS3) (2011), CRI3-20 enjektörlerindeki valf piminin açılma, kapanma ve kaviteasyon davranışlarını 2D olarak analitik modelini oluşturmuştur.

V. Kumar Guptaa, Z. Zhang, Z. Sun (2011), Common Rail püskürtme sistemlerindeki basınç kontrolü için AMESIM simülasyon programında modelleme ve kontrol yazılımları gerçekleştirmişlerdir.

BOSCH Diesel Einspritztechnik (1993), kaynağında dizel yakıtının içeriği, setan sayısı, yanma özelliği, soğukta davranışı ve kimyasal özellikleri hakkında incelemeler yapılmıştır.

Literatür araştırmasında başta olmak üzere dizel enjektörlerin püskürtme karakteristiklerinin baz alındığı ve farklı püskürtme davranışlarının motor performansı, emisyon, yanma gürültüsü üzerindeki etkilerinin incelendiği çalışmalar yer almaktadır. Paralel olarak piezo enjektörlerinin yapabilirliği ve dizel yakıtının farklı basınç ve sıcaklık altındaki karakteristiksel davranış değişiklikleri incelenmiştir. Test sonuçlarında karşılaşılan farklı püskürtme davranışlarının motor verimine, NO_x ve is emisyon miktarlarına ve yanma gürültüsüne olası etkilerine bu araştırmalar çerçevesinde yorum getirilmiştir. BOSCH Ar-Ge dahili çalışmalarından destek alınmış ve kurulan teorilerin desteklenmesi yönünde atıflar yapılmıştır.

Bu tez çalışması ile farklı valf çapına sahip yüksek basınç sistemlerindeki zamana bağlı akış davranış farklılıklarının neden olduğu sistemin mekanik, hidrolik ve elektronik elemanlarındaki değişiklikler incelenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Common Rail Sistem Fonksiyonu

Bu bölümde soruna yönelik bir anlayış geliştirebilmek için öncelikle Common Rail sistemi, piezo enjektörü ve elemanları, enjektörün ve elemanlarının fonksiyonları hakkında bilgi verilmiştir. Tezin amacına yönelik olarak valf grubunun yapısı ve geometrisi detaylı olarak incelenmiştir. Valf grubunun fonksiyonu irdelenmiş ve yapılacak bir geometrik değişikliğin valf grubunda ve dolaylı olarak enjektörde fonksiyonel olarak nasıl bir değişikliğe yol açabileceği ile ilgili konuya yorum getirilmiştir.

3.1.1 Common rail sistemi

Common rail püskürtme sistemi, dizel motorlar için bir yüksek basınç stok sistemidir. Common rail (CR) ise tüm enjektörlerin toplam yakıt yüksek basınç stoku için kullanılır. Common rail teknolojisinde basınç üretimi ve püskürtme birbirinden ayrıdır. Ayrı bir yüksek basınç pompası yakıt hattını sürekli olarak yakıtla beslemektedir. Konvansiyonel dizel doğrudan sistemleri her püskürtme işlemi için yüksek yakıt basıncını her defasında yeniden biriktirmek zorunda kalırken, common rail sistemi düşük motor devirlerinde bile uygun basınçlı yakıtı daima hazır bulundurmaktadır. Common rail teknolojisi her çalışma döngüsü başına çoklu püskürtme sağlıyor olmasından ötürü de klasik sistemlerden ayrılır (BOSCH Diesel Motor Management, 2002). Bu döngü, sessiz çalışma için ön püskürtme (PI), ideal güç verimi için ana püskürtme (MI), düşük emisyonlar için ise arka püskürtme (POI) şeklinde üçe ayrılır ve istenen çalışma koşullarına göre püskürtme adetleri belirlenir (<http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diesel/commonrail.htm>, 2011). Common rail piezo enjektörleriyle azami 8'e kadar püskürtme adedi yapılabilir.

Chung ve ark. (2008) enjektörün ihtiyaç duyduğu devir sayısını ve basıncını baz alarak ne kadar püskürtme ve hangi püskürtme tipinin yapılması gerektiği ile ilgili bir model oluşturmuşlardır. Bu model ile hangi püskürtmenin ne zaman ve hangi tetikleme süresi ile olması gerektiği de hesaplanabilmektedir.

Common Rail sisteminin ana özelliği basınç oluşumunun ve yakıt enjeksiyonunun bağımsız olarak yapılıyor olmasıdır. Ayrı bir yüksek basınç pompası, 2200 bar'a kadar püskürtme için

gerekli olan yüksek basıncı oluşturur. Bu bir yüksek basınç stokuna (CR) kaydedilir ve kısa püskürtme hatları ve enjektörlerle kullanıma sunulur. Gerekli olan yüksek basınç miktarı, püskürtme miktarı, püskürtme zamanı, püskürtme sayısı ve devir sayısı elektronik kontrol ünitesi (ECU) tarafından sisteme sensörler aracılığıyla bildirilmektedir.

Common rail sistemini oluşturan ana elamanlar (pompa, rail, enjektör ve elektronik kontrol ünitesi Şekil 3.1.'de yer almaktadır.



Şekil 3.1. Common rail sisteminin başlıca elemanları

Common rail sistemin sağladığı teknik avantajlar (BOSCH Diesel Einspritztechnik, 1993):

- Hava-yakıt karışımının oluşumunu iyileştirir,
- Püskürtme basıncı geniş limitler içerisinde serbestçe seçilebilir,
- Püskürtme başlangıcı ve püskürtülen yakıt miktarı esnek olarak belirlenebilir (Euro 5, Euro 6...),
- Çalışma koşullarının değiştiği durumlarda ve özellikle de soğukta daha esnektir,
- Yanma ekolojik ve ekonomiktir,
- Çalışması için daha az motor gücüne ihtiyaç duyulur,
- Modüler bir sistemdir,
- Düşük maliyet ile daha iyi performans sağlar.

3.1.2 Common rail piezo enjektörleri

Yeni nesil common rail piezo enjektörleri, püskürtme valflerine kumanda edebilmek üzere piezo kristallerden yapılmış hızlı tetiklemeli bir erişim düzeneğinden yararlanmaktadır. Piezo kristaller bir elektrik alanı dâhilinde genişlemektedir. Elektronik kumandalı piezo erişim düzeneği solenoid enjektörlerden beş kat daha hızlı tetikleme yapmaktadır. Bosch grubu erişim düzeneğini enjektör gövdesine entegre etmiştir. Piezo paketinin hareketi hızla tetiklemeli enjektör iğnesine mekanik olmayan bir şekilde sürtünmesiz olarak aktarılmaktadır. Bu durum enjektörün tetikleme hızını iki katına çıkararak yanmadan kaynaklanan zararlı ürünlerin, motor gürültüsünün ve yakıt tüketiminin azaltılmasına olanak tanımaktadır (http://rbkwin.bosch.com/tr/tr/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/passenger-car/injection_systems/commonrailssystem/piezo.html, 2011).

G.Renner ve ark. (1998), 4 valfli bir Daimler-Benz motoru kullanarak hem piezo hem de solenoid enjektörlerin emisyon oranlarını tespit etmişlerdir. Common Rail piezo enjektörleri solenoid enjektörlere oranla daha yüksek basınçlı püskürtme sebebi ile is emisyonlarını % 70 azaltmaktadırlar.

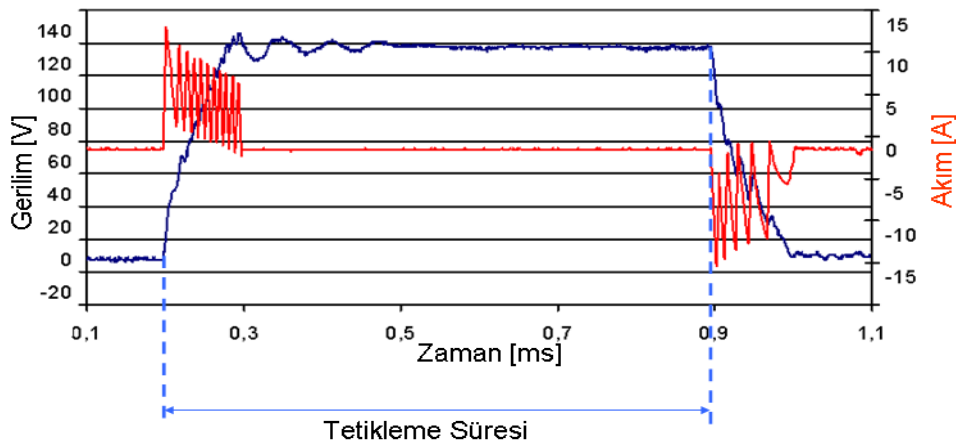
H. Suh ve ark. (2006), piezo enjektörlerinin solenoid enjektörleri ile karşılaştırıldığında maksimum püskürtme miktarlarına çok daha kısa sürelerde ulaştığını çok daha hızlı tepki gösterdiğini ve yanma atomizasyonlarının çok daha iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

Piezo enjektörleri tasarım konseptine bağlı olarak yakıt tüketimini % 3 azaltıcı, kirletici emisyon oranlarını % 20 azaltıcı, motor gücünü % 5 arttırıcı ve motor gürültüsünü 3 dB'e kadar indiren bir potansiyel sunmaktadırlar (<http://www.volkswagen.com>, 2009).

Piezo elektrik seramiği ana prensip olarak ters piezo elektrikli etki mantığıyla çalışmaktadır. Piezo çubuk yaklaşık 0,03 mm 'ye kadar 148 Voltta genişlemektedir (karşılaştırmalı olarak: 0,06 mm'lik bir yarıçapla bir saç) (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/#more-4376>, 2010). Aynı zamanda piezo elektrik seramiğinin düz piezo elektrikli etki özelliği bir sensör olarak kullanılabilir. Piezo elektrik seramiğine gelen karşı kuvvet algılanıp elektrik (gerilim) olarak verilmektedir. Elde edilen gerilimin titreşim frekansı değerlendirilerek piezo elektrik seramiğine karşı yük veren sistemin eksenel ve rijit çalışıp çalışmadığı kontrol edilir.

Oki, M ve ark. (2006), DENSO piezo enjektörlerini test ederek elektriklenme ve püskürtme başlangıcı arasındaki süreyi 100 μ s'ye indirmeyi başarmışlardır. Toplam tetikleme süresi ECU'ye zarar vermemek amacıyla yaklaşık 2000 μ s olarak belirlenmiştir. Uygulamada tüm basınç bölgelerinde bu kadar yüksek bir tetikleme süresi kullanılmamaktadır. Ancak soğuk koşullarda yakıtın yoğunluk ve viskozite değerlerinin değişmesi, metalin geometrisinin ve piezo elektrik yapının hem elektriksel hem de yapısal değişmesi nedeniyle püskürtme başlangıcı için yüksek tetikleme sürelerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Tetikleme süresi Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.



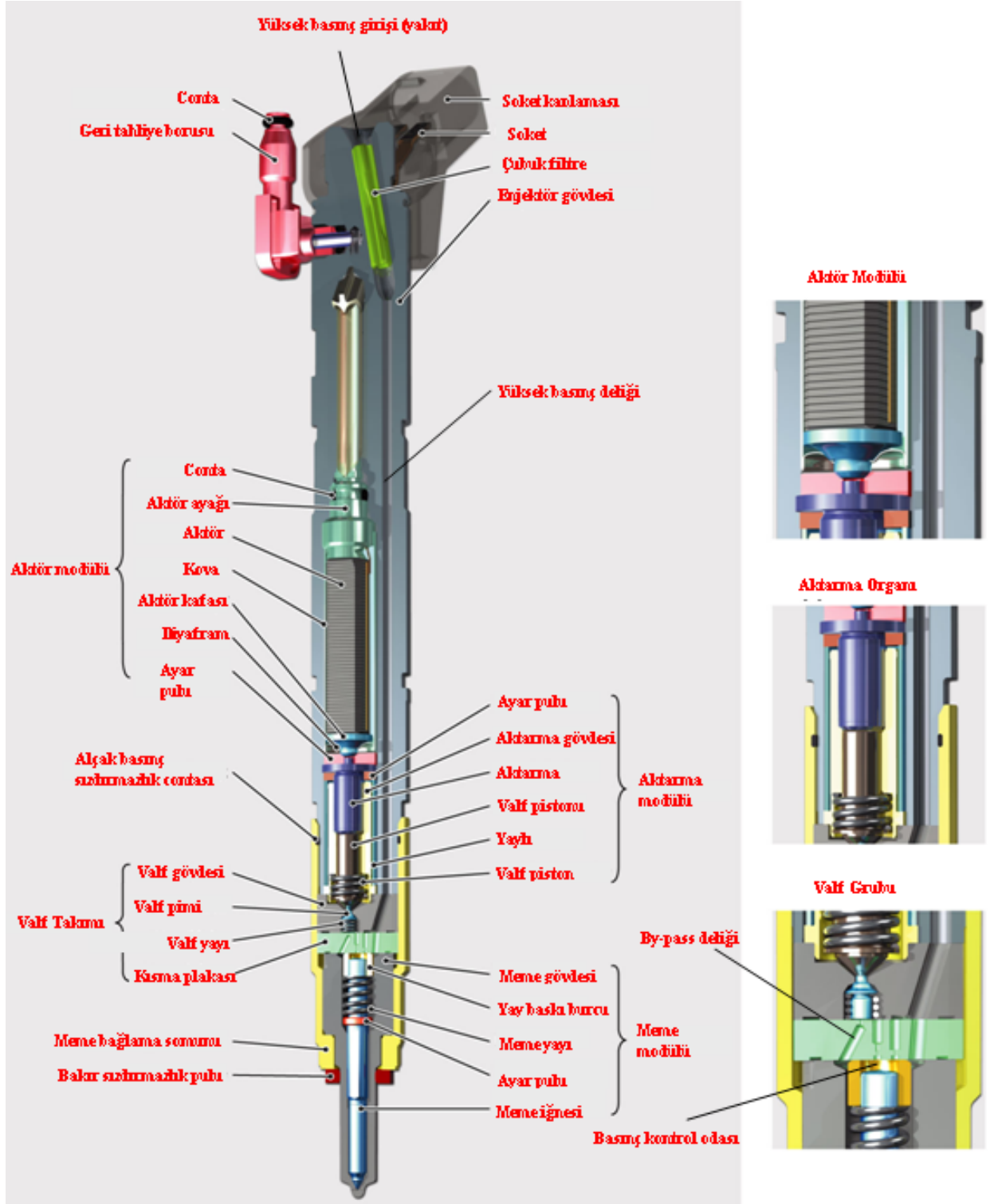
Şekil 3.2. 700 μ s'lik örnek bir tetikleme süresinde voltajın ve akımın zamana bağlı davranışı

Elektriklenme için ECU tarafından yaklaşık 17 A akım sağlanır ve bu akım ile piezo elektrik seramiği istenilen voltaj değerine ulaşana kadar şarj edilir. Motorda çalışma esnasında tam yük bölgesinde (devir sayısının ve basıncın en fazla olduğu ve maksimum püskürtme miktarlarının istenildiği bölge) ECU tarafından 185 V'a kadar gerilim ile beslenmektedir. Daha yüksek voltajlarda ECU aşırı ısınarak zarar görmekte ve verimi düşmektedir.

Piezo enjektörleri -40 °C ila +120 °C ortam sıcaklığında çalışabilmektedir. -40 °C'den düşük sıcaklıklarda dizel yakıtı parafinleşmekte ve viskozitesi yükselmektedir. Balmumu kristalleri oluşmakta veya jel haline dönüşmektedir. Yakıt enjektörü, yakıtı silindirin içine etkili bir şekilde itemez ve bu yüzden soğuk havalarda motorun çalıştırılmasını zorlaştırabilir. Dizel teknolojisinde bu zorluğu yenmek için çeşitli önlemler geliştirilmiştir. Sıkça kullanılan bir uygulama ile yakıt hattı ve yakıt filtresi elektrikle ısıtılmaktadır. Bazı motorlarda silindir içinde bulunan kızdırma bujileri denen küçük elektrikli ısıtıcılar, çalıştırmak için silindirleri önceden

ısıtırlar. Az sayıda motorda kullanılan başka bir teknolojiye ise, manifold içindeki rezistans telli ısıtıcılar, motor çalışma sıcaklığına gelinceye dek giriş havasını ısıtır. Soğuk havalarda, motor uzun süreli (1 saatten daha fazla) kapatıldığında kullanılan ve şehir cereyanı ile çalışan motor blok ısıtıcıları, aşınma ve çalıştırma zamanını azaltmak için sıklıkla kullanılır. Yüksek sıcaklıklarda ise sızdırmazlığı sağlayan o-ringlerde ve enjektör üzerinde yer alan kompozit malzemede hasarlar görülebilir. Piezo elektrik seramiği ise tekil parça olarak +160 °C'ye kadar elektriksel ve yapısal herhangi bir bozukluk göstermemektedir

Common rail piezo enjektörleri hidrolik, elektriksel ve mekanik bağlantılardan meydana gelmektedir. Elektriksel bağlantılar ile elde edilen mekanik kuvvetin hidrolik kuvvete karşı çalışması ile fonksiyon gerçekleşmektedir. Common rail piezo enjektörü elemanları Şekil 3.3.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Piezo enjektörünün ve elemanlarının isimleriyle birlikte kesit resmi (Manck, 2011)

Piezo enjektörleri temel olarak 4 ana elemandan oluşmaktadır:

Aktör modülü: İçeriğinde her biri yaklaşık 0,1 mm'lik yüzlerce katmanlı piezo elektrik seramiğini bulundurur. Dolaylı piezo elektrik etkiler ile gerilimin uygulandığı durumlarda seramikte uzama ve kuvvet iletimi gerçekleşir. Aktör organının içerisinde bulunan piezo elektrik seramiği 'PZT' seramiği olarak adlandırılır (K. Gumar ve ark. 2010). İçeriğinde başlıca kurşun, zirkonya ve titanat bulundurur. Her bir seramik katmanının arasında her biri yaklaşık 0,01 mm kalınlığında olmak üzere gümüş paladyum metal katmanları bulunmaktadır. Bu metal katmanlar elektrotlara bağlanmakta ve + ve – kutuplu elektrotlar iletim tellerine bağlanmaktadır.



Şekil 3.4. Aktör organı ve kesit resmi (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/,2010>)

Aktarma organı: Aktör organından aldığı yol ve kuvveti valf grubuna taşır. Toplamda iki pistonun oluşur. Aktarma pistonu ve valf pistonu olarak adlandırılırlar. Aktarma pistonu aktörden aldığı yol ve kuvveti valf pistonuna iletir. Aktarma pistonu ve valf pistonu arasında mekanik bir temas bulunmamaktadır. Her iki piston arasında yaklaşık 0.2 mm uzunluğunda yakıt bulunmaktadır. İki pistonun çapları farklıdır. Çapı küçük olan valf pistonu iki pistonun çapları oranınca daha çok yol almaktadır. Valf pistonu yol ve kuvveti direkt olarak valf pimine iletir.

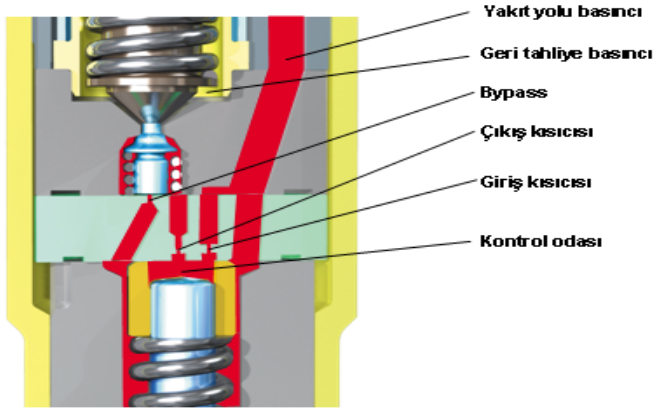
Valf grubu: Aktarma organı ve meme kısma plakası arasında yer almaktadır. Enjektör fonksiyonunda rol alan en önemli parçadır. Valf grubu elemanları valf plakası, valf pimi, valf yayı ve kısma plakasından oluşmaktadır.

- Valf plakası: Valf piminin oturduğu plakadır. Sızdırmazlık açısından önemli bir role sahiptir.
- Valf pimi: Enjektör kapalı iken valf plakasına, açık iken bypass kısıcısına oturur. Enjektörün kalbi rolündedir, fonksiyonunun temelidir.
- Valf yayı: Enjektör kapalı iken, sızdırmazlığın sağlanabilmesi için valf pimini valf plakasına oturtturur.
- Kısmı plakası (bypass, giriş ve çıkış kısıcılarını içermektedir.): Basınç dengelerinin yapıldığı plakadır.

Meme organı: Silindir içerisine püskürtmeyi sağlayan organdır. İğnenin aldığı yol, açma ve kapama hızı püskürtme davranışını dolayısı ile yanma davranışını belirler. Müşterinin istediği motor davranışına göre delik sayısı, geometrisi ve silindir içine püskürtülen sprey şekli ile belirlenmektedir.

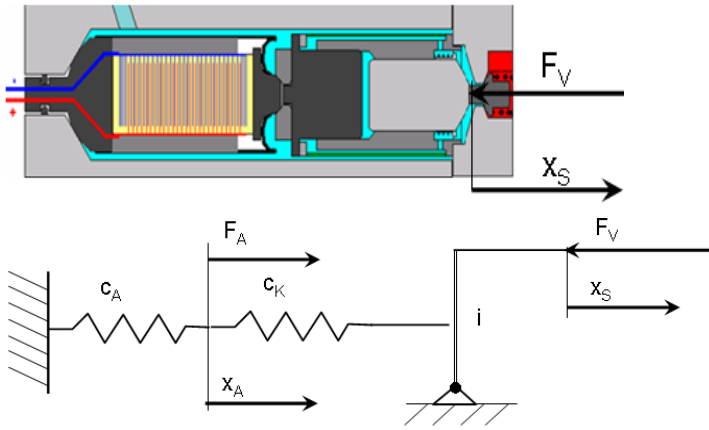
Piezo enjektörlerinde püskürtme fonksiyonu:

Durgun konumdaki enjektör elemanlarının konumu Şekil 3.5.'de gösterildiği gibidir. Durgun konumda enjektör kapalıdır. Piezo aktör modülünde hiçbir gerilim devrede değildir. Valf pimi valf yayının yardımı ile valf plakasının oturma yüzeyine temas etmektedir. Valf grubundan geri tahliyeye hiçbir sızıntı bulunmamaktadır. Enjektör iğnesinin üst tarafında ve valf grubunda yüksek yakıt yolu basıncı vardır. Valf grubu bypass kısıcısı tarafından aldığı yakıt yolu basıncını çıkış kısıcısı ile kontrol odasına geri gönderir. Valf odasında ve basınç kontrol odasında yüksek basınç bulunmaktadır. Enjektör iğnesi, üst yüzeyindeki büyük basınç oranı ve iğne yayının kuvveti ile kapalı durumda kalır (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/2010>).



Şekil 3.5. Durgun konumda enjektörün kesit resmi (Manck, 2011)

Püskürtme başlangıcı için piezo aktör organına 110V – 185V aralığında bir gerilim verilir. Rail basıncına göre istenen gerilim ECU tarafından sağlanacaktır. Piezo aktör seramiği verilen gerilim ile kuvvet [F_A] ve uzama [X_A] oluşturur. F_A uzamanın ve piezo elektrik seramiği rijitliğinin [c_A] bir fonksiyonudur. Kuvvet ve uzama aktarma organına iletilir. Aktarma organı bir hidrolik silindir gibi çalışır. Aktarma organı F_A ve X_A 'yı 1:1,4'lük bir çevrim [i] ile valf pimini hareket ettiren bir kuvvete ve yola dönüştürülür. c_K aktarma organının rijitliğini temsil etmektedir. F_V ise valf piminin açma kuvvetine karşı gösterdiği toplam karşı kuvveti göstermektedir.

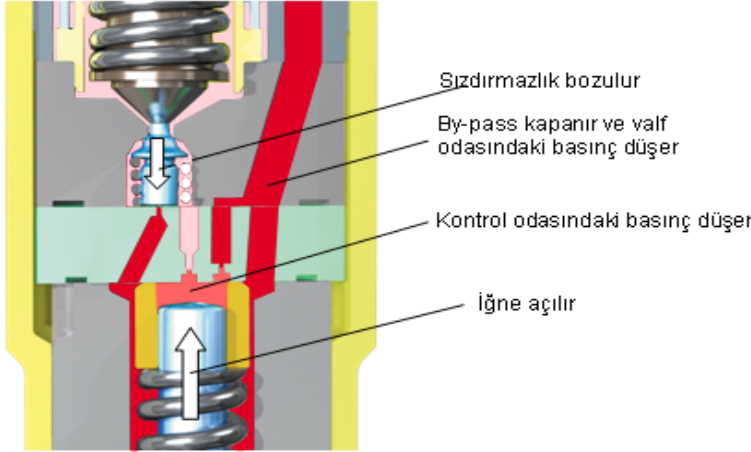


Şekil 3.6. Kapalı sistem kuvvet dengesi

Valf pimi F_A itme kuvveti ile valf grubunda yol [X_S] almaktadır. Bu yolun sonunda valf pimi bypass kısıcısının üzerine temas eder. Bypass kısıcısından valf odasına akan yüksek basınçlı yakıt kesilir. Valf odasını besleyen yüksek basınç kanalı kapatılmıştır. Geri tahliye tarafına

daimi bir akış olmaktadır. Valf odasındaki basıncın düşüşü ile kontrol odasındaki yüksek basınç A kısıcısı ile valf odasına doğru akar ve kontrol odası basıncı azalır. Kontrol odasındaki basıncın düşüşü ile iğnenin alt yüzeyindeki basınç üst yüzeyindekinden yüksek olur. İğne kalkar ve püskürtme başlar (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/,2010>).

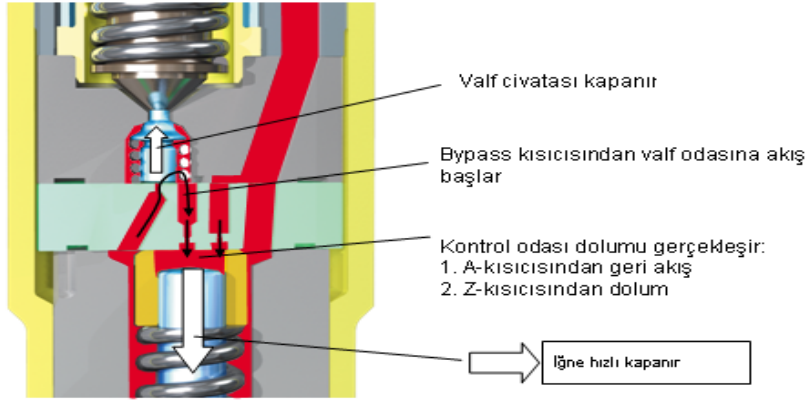
Püskürtme başlangıcında enjektör elemanlarının konumu Şekil 3.7.'de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.7. Püskürtmenin başlangıç durumunda enjektörün kesit resmi (Manck, 2011)

Aktöre verilen akımın ters çevrilmesiyle piezo elektrik seramiği deşarj olur. Aktör boyu ilk haline döner. Aktörün sağlamış olduğu yol ve kuvvetin geri çekilmesi ile aktarma organı yukarı doğru hareket eder. Devre valf pimini valf yayı yardımıyla tekrar yerine bastırır ve böylelikle geri tahliyeye akış yolu kapanır. Valf piminin kalkışından itibaren Bypass kısıcısından valf odasına yüksek basınç akışı başlar. Valf odası basıncı ve Z kısıcısı ile yüksek basınç dolan kontrol odası basınçları eşitlenir. Enjektör iğnesinin üst tarafında tekrar yüksek basınç vardır. Enjektör iğnesi aşağıya doğru hareket eder ve püskürtme sona ermiştir (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/,2010>).

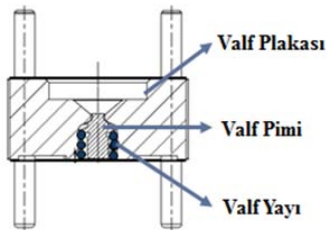
Püskürtme bitiminde enjektör elemanlarının konumu Şekil 3.8.'de gösterildiği gibidir.



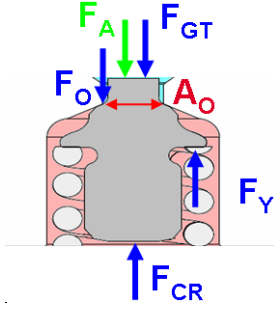
Şekil 3.8. Püskürtmenin bitmesi durumunda enjektörün kesit resmi (Manck, 2011)

3.1.3 Valf grubu

Valf grubunun temel görevi enjektörün açılıp kapanmasının sağlanmasıdır. Valf piminin üzerinde valf yayı bulunmaktadır. Bu yay enjektör kapalı durumdayken, valf piminin valf plakasına oturma alanı $[A_0]$ boyunca temas ederek, yukarıda durmasını sağlamaktadır. Enjektör kapalı durumda iken valf pimine sızdırmazlık bölgesinin üst tarafında geri tahliye hidrolik basıncı $[F_{GT}]$ [10 bar] ve sızdırmazlık bölgesinin alt tarafında common rail hidrolik basıncı $[F_{CR}]$ kuvvet uygulamaktadır. Piezo elektrik seramiğinin aldığı gerilim ile bir mekanik iletim kuvveti oluşturması durumunda $[F_A]$, valf pimi valf yayı kuvvetini $[F_Y]$ ve sistem basıncının oluşturduğu hidrolik kuvveti $[F_{CR}]$ yenerek aşağı doğru hareket edecektir ve oturma çapı teması ortadan kalkacaktır. Valf odası basıncı geri tahliye bölgesine akışın başlaması ile azalacaktır. Hidrolik dengenin bozuluyor olması enjektörün açılmasını sağlayacaktır. F_A kuvvetin kalkması durumunda ise yine yayın ve sistem basıncının yardımıyla valf pimi yukarı doğru hareket edecek ve oturma yüzeyine temas edecektir, böylece enjektör kapanacaktır.



Şekil 3.9. Valf grubu elemanları



Şekil 3.10. Valf pimi kuvvet dengesi

Valf pimi üzerine etkiyen kuvvet denklemleri:

a) Sistem kapalı iken:

$$\sum F = 0 \quad (3.1)$$

$$F_{CR} + F_Y - F_O - F_{GT} - F_A = 0 \quad (3.2)$$

$$F_A = F_{CR} + F_Y - F_O - F_{GT} \quad (3.3)$$

$$F_A = F_Y - F_O + (P_{CR} - P_{GT})A_O \quad (3.4)$$

b) Sistem açık iken:

$$F_O = 0 \quad (3.5)$$

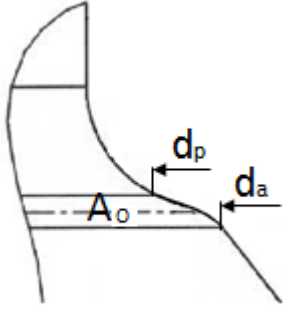
$$F_A = F_Y + (P_{CR} - P_{GT})A_O \quad (3.6)$$

Oturma alanının üzerindeki gerilme kuvvetinin hesaplanması:

$$F_{CR} = \left[\frac{\pi}{4} d_o^2 \right] P_{CR} \quad (3.7)$$

$$\sigma_o = \frac{F_{CR}}{A_o} \quad (3.8)$$

$$\sigma_o = \frac{d_o^2 P_{CR}}{(d_a^2 - d_p^2)} \quad (3.9)$$



Şekil 3.11. Valf pimi oturma çapları

1600 bar (CRI3-16), 1800 bar (CRI3-18) ve 2000 bar (CRI3-20) enjektörlerinde kullanılan valf pimleri arasında farklılıklar vardır. Bu farklılıkların temel nedeni basınç artışının kuvvet artışına, birim alana düşen kuvvetin artışına, aşınma mekanizmasının oluşumuna sebep olmaktadır. Aşınma mekanizmalarının azaltılması amacı ile oturma çapları düşürülmüş ve alan azaltılmıştır.

Kırılma Çapı Geometrik Ölçüleri:

$$d_a \text{ CRI3-16} = 1.45 \text{ mm}$$

$$d_a \text{ CRI3-18, CRI3-20} = 1.55 \text{ mm}$$

Yakıt sistem basıncının [P_{CR}]artıyor olması, sistem kuvvetinin ve oturma yüzeyinde oluşan sürtünme kuvvetinin artışına neden olacaktır. Bu da beraberinde aşınma artışına yol açacaktır. Aşınma sonrası valf pimi geometri değişikliğinden dolayı valf piminin daha yukarı pozisyonda oturması gerçekleştirecektir. Bu değişiklik valf piminin hareket mesafesinde bir artış gerçekleştirecektir. Valf piminin artış gösteren yol mesafesince hareket edebilmesi için, daha yüksek bir açma kuvvetine [F_A] ihtiyaç duyulacaktır. Daha yüksek bir açma kuvveti daha yüksek bir gerilim ihtiyacı anlamına gelmektedir. Enjektöre ömrü boyunca eklenebilecek ekstra gerilim sınırlıdır. ECU'nün verimli çalışabilmesi için belirli bir voltaj değerinden öteye geçememektedir. Eğer enjektörün ömrü süresinde aşınma mekanizmalarından dolayı meydana gelen gerilim ihtiyacı ECU tarafından verilebilecek ek voltaj değeri sınırından büyük olur ise bu durumda enjektör ihtiyacından düşük bir gerilim ile çalışır. Aktörden gelen daha düşük bir kuvvet ile valf pimi geç açılır. İğne geç açılır ve istenen tetikleme süresinde az yol alacağından ötürü erken kapanır. Böylelikle püskürtme miktarları istenenden düşük olur ve yanma performansı azalır. Jenerasyon bazında valf pimi kırılma çaplarının farklı olması bu nedenledir. Artan basınca göre valf pimi üzerine binen kuvveti dengelemek amacı ile kırılma

çapları küçültülmüştür. Yükselen kuvvetler nedeniyle artacak olan aşınmayı azaltabilmek için yüzey alanı büyütülmüştür.

CRI3-16, CRI3-18, CRI3-20 enjektörleri oturma yüzeylerinde kuvvet hesapları yapılmıştır. (3.7), (3.8) ve (3.9) denklemleri kullanılmıştır.

CRI 3-16:

$$d_a=1,45 \text{ mm}, d_p= 1,2 \text{ mm}, P_{CR} = 1600 \text{ bar}$$

$$\sigma_O = 507,77 \text{ N/mm}^2$$

CRI 3-18 ve CRI 3-20:

Eger yükselen basınçta aynı geometri kullanılırsa:

$$d_a =1,45 \text{ mm}, d_p = 1,2 \text{ mm}, P_{CR} = 2000 \text{ bar}$$

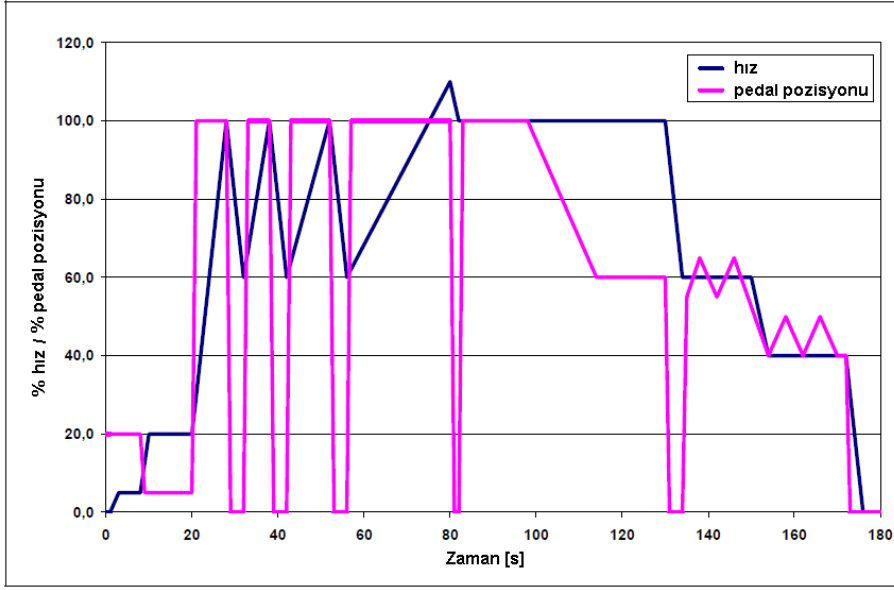
$$\sigma_O = 634,71 \text{ N/mm}^2$$

Birim alana yüklenen kuvvet ciddi miktarda artacaktır. Yeni geometri ile elde edilen birim alan kuvveti CRI 3-16 ile çok yakın tutulmuştur.

$$d_a = 1,55 \text{ mm}, d_p = 1,2 \text{ mm}, P_{CR} = 2000 \text{ bar}$$

$$\sigma_O = 499,22 \text{ N/mm}^2$$

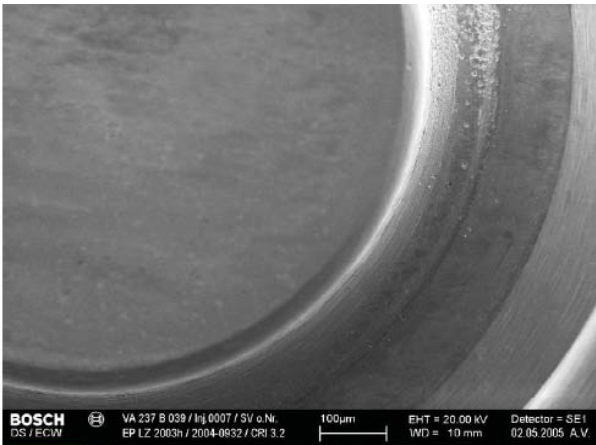
Ballerstadt ve ark. (2005), kırılma çapı değişikliğin herhangi bir aşınma mekanizmasına yol açmadığını kanıtlayabilmek için bir ömür testi yürütmüşlerdir. Bu denemede 10 adet enjektör 1,55 mm kırılma çapına sahip numune valf pimiyle ve 10 adet enjektör 1,45 mm kırılma çapına sahip valf pimiyle üretilmiştir. 2000 saatlik standart bir test programı uygulanmıştır. 2000 saatlik olan bu test programı enjektörün garanti edildiği 300.000 km'lik bir sürüşe denk gelmektedir. Bu program taksi profiline sahiptir. Değişken devir sayıları ve basınç profiline sahiptir. 40 % tam yükte çalışmaktadır. Gerçek duruma göre oldukça ağırlaştırılmış bir testtir. Toplam 576 milyon püskürtme yapılmıştır.



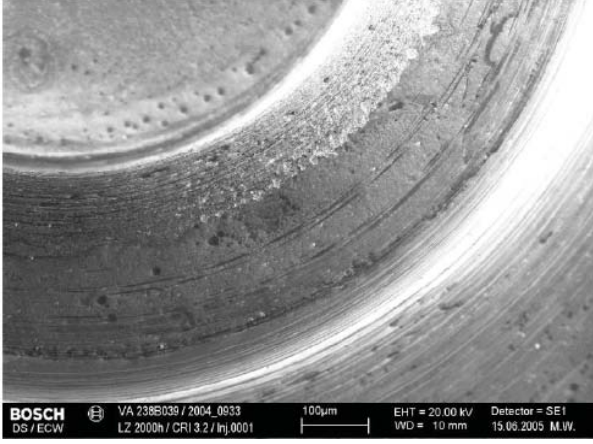
Şekil 3.12. Örnek bir standart ömür testi profili

Test sonucunda valf plakaları ve valf pimlerinin aşınma miktarları beyaz ışık interferometresi ile ölçülmüş ve SEM cihazı ile fotoğrafları çekilmiştir.

1,45 mm'lik kırılma çapına sahip enjektörde toplam 4,26 μm 'lik bir aşınma görülmüştür. 1,55 mm'lik çapına sahip enjektörde ise toplam 3,24 μm 'lik bir aşınma görülmüştür. 1 μm 'lik fark ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Ölçüm cihazından ve ortamından kaynaklanabilir. İki farklı kırılma çapına sahip sistemlerde aşınma mekanizmasında ciddi bir farklılık görülmemiştir.



Şekil 3.13. 1,45mm kırılma çaplı bir valf piminin 2000 h'lik bir ömür testinden sonraki SEM ile alınmış görüntüsü



Şekil 3.14. 1,55mm kırılma çaplı bir valf piminin 2000 h'lık bir ömür testinden sonraki SEM ile alınmış görüntüsü

3.2 Dizel Yakıtının Özellikleri

Bu bölümde dizel yakıtı (DIN EN 590) ve kullanılan test yağının (ISO 4113 - Shell V1404) özellikleri incelenmiştir.

Dizel yakıtının dizel motorunun fonksiyonu, soğukta çalışabilirliği, gücü, yakıt tüketimi, emisyonu, gürültüsü, ömrü ve ekonomikliği üzerinde etkileri vardır. Bu etkiler dizel yakıtının setan sayısı, kendiliğinden tutuşma sıcaklığı, alt kaynama sınırı, yoğunluğu, viskozitesi, akıcılığı, aromatik bileşenleri ve saflığı tarafından belirlenir.

Setan sayısının yüksekliği yakıtın daha erken tutuşmasının gerçekleştirir böylelikle yanma iyileşir ve NOx harici emisyonlar azalır. Tutuşma erken gerçekleştiği için yanma odası sıcaklığı yükselir ve NOx emisyonunda artışlar görülür.

Alt kaynama sınırı düşük olan yakıt yüksek olan yakıtı göre daha düşük sıcaklıklarda parafınleşir. Böylelikle soğuk koşullardaki performansı daha yüksektir.

Viskozitesi yüksek olan yakıtın atomizasyonu kötüdür ve emisyonlar yüksektir. Viskozite düşük olur ise motorda sızdırma problemi oluşur ve yüksek sıcaklıklarda motor performansı düşer.

Yoğunluğun yüksek oluşu yakıtın enerji içeriğinin, motor gücünün ve is emisyonlarının artışına sebep verir.

Aromatik bileşenler (fenol, anilin...) yakıtın setan sayısını yükseltir ve poliaromatik bileşenler (naftalin...) yakıtın yağlayıcılık özelliğini iyileştirir.

Tüm bu özelliklerin optimum değerleri DIN EN 590 dizel yakıt normunda belirlenmiştir. Otomobil üreticileri bu normdaki yakıtların alınmasını tavsiye etmektedirler. Enjektör testlerinde DIN EN 590'a, yani standart dizel yakıtına en yakın özelliklere sahip yağ ISO 4113 (Shell V1404) kullanılmaktadır. Test yağı özelliklerine Çizelge 3.1.'de yer verilmiştir (<https://www.ils.co.nz>, 2010), (Holborn Europa Raffinerie GmbH Spezifikationen,2010).

Çizelge 3.1. ISO 4113 test yağı özellikleri

Kimyasal & Fiziksel Veriler		
	Birim	
Görünüm		berrak
Yoğunluk @ 15 °C	g/ml	0,83
Kinematik Viskozite 40 °C cSt	mm ² /s	2,55
Yanma Noktası (ASTM D56)	°C	85
Sülfür	% kütle	0,1
Renk (ISO 2049)		1
Korozyon:		
ASTM D 130 Bakır	3 saat @ 100 °C	iyi
ASTM D 665A Çelik	24 saat, pas yok	iyi
FSTM 5322.1 Galvanik	10 gün, pas yok	iyi

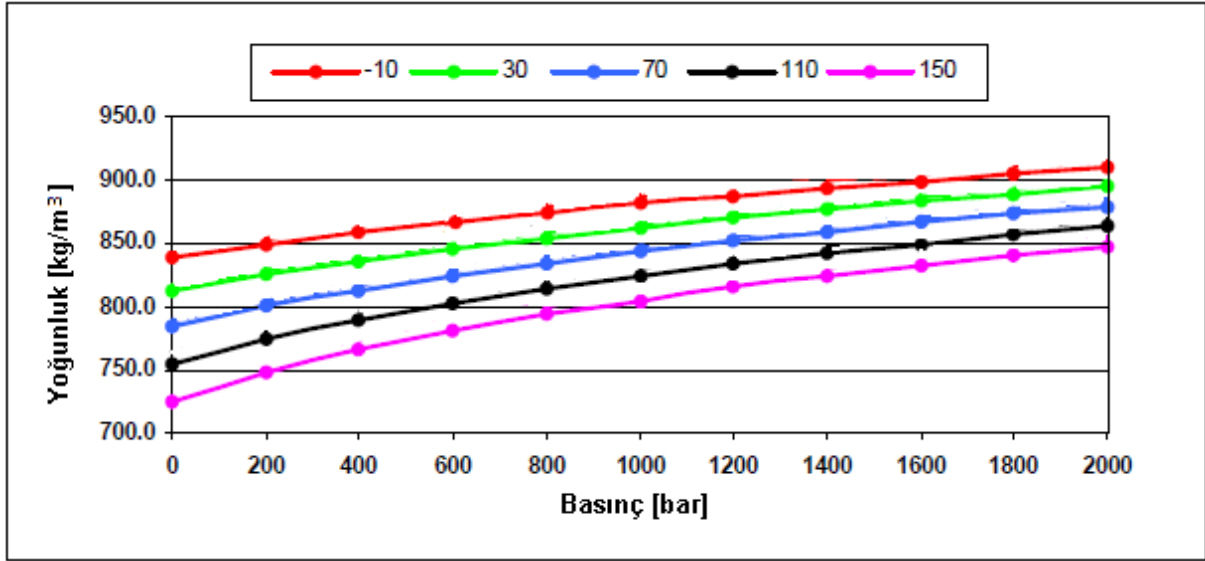
Test Yağı Parametreleri:

Sıcaklık: Yapılan testlerde motordaki gerçek değerlere en yakın olarak pompa giriş sıcaklığı 30 °C olarak seçilir. Böylelikle enjektöre giriş sıcaklığı yaklaşık 70 °C ölçülür. Sabit sıcaklıkta artış gösteren basınç ile yakıtın yoğunluk ve viskozite değerleri de artış göstermektedir.

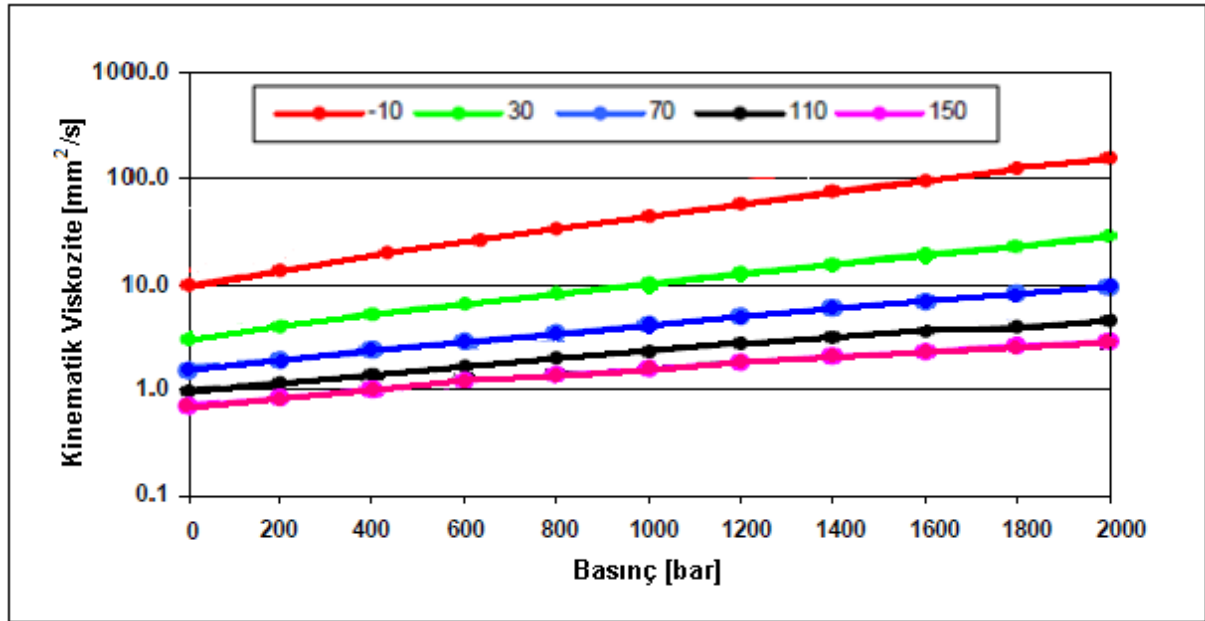
Yoğunluk: 40 °C'de 0 bar'dan 2000 bar'a yakıt yoğunluğu % 9'luk bir artış gösterir (Şekil 3.15.).

Viskozite: 20 °C'de 0 bar'dan 2000 bar'a yakıt viskozitesi % 280'lik bir artış gösterir (Şekil 3.16.).

Şekil 3.15. ve Şekil 3.16.'da test yağı (ISO 4113) yoğunluğunun ve viskozitesinin basıncın etkisi ile farklı sıcaklıklardaki (20 °C, 40 °C ve 80 °C) davranışı gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Farklı basınçlarda ve farklı sıcaklıklarda test yağı yoğunluğunun davranışı (Siebke, 2009)



Şekil 3.16. Farklı basınçlarda ve farklı sıcaklıklarda test yağı viskozitesinin davranışı (Siebke, 2009)

3.3 Ölçüm Sistematiği

Bu bölümde testlerin yapıldığı cihazlar, fonksiyonları ve değerlendirme kriterleri, valf pimi parça geometrisinin, yüzey özelliklerinin detaylı ve hassas olarak ölçüldüğü ve fotoğraflandırıldığı ölçüm cihazları ve simülasyonların yürütüldüğü AMESim programı incelenilmiştir.

3.3.1 Hidrolik ve elektriksel ölçüm tezgâhı ve ölçüm cihazları

Common rail ölçüm tezgâhının hassasiyeti aylık periyodik yapılan ölçümler ile belirlenmektedir. Bu ölçümler 10 adet enjektör ile gerçekleştirilmektedir. Ölçümler geliştirme laboratuvarında bulunan 7 adet tezgâh ve Feuerbach/ Almanya geliştirme departmanında bulunan 12 adet ölçüm tezgâhı ile karşılaştırılmakta ve değerlendirilmektedir. Bir senelik ölçümler dahilinde püskürtme miktarları 1800 bar'da % 0,85, 1200 bar'da % 0,52, 800 bar'da % 0,37 ve 300 bar'da % 0,28 en yüksek sapmalarını göstermektedir.

Ölçüm tezgâhlarında motor şartları software ve hardware olarak simule edilmiştir.

1. Software:

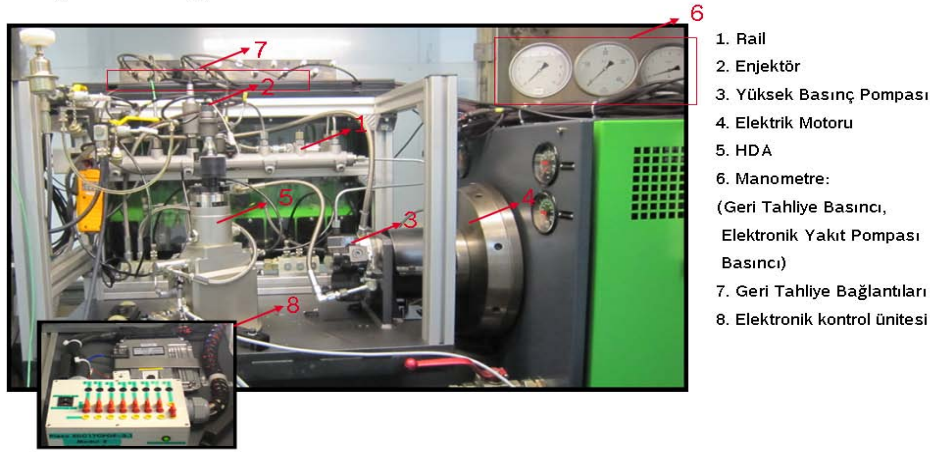
Motor ve pompa devirleri, rail basıncı, tetikleme süreleri, sıcaklık, vs. hardware değişiklikler software tarafından INCA programıyla manüel ve Prisma NT programıyla otomatik olarak kontrol edilmektedir. INCA programıyla tetikleme süresi, basınç miktarı, iki püskürtme arası zaman, krank mili açısı vs. birçok parametre ayarlanabilmektedir. INCA programında hardware üzerinde yer alan basınç ve sıcaklık sensör verileri okunabilmektedir. Rail üzerindeki basınç sensörü (Kistler Sensörü), tank sıcaklık sensörü, devir sayısı gibi çıktılar okunabilir. Prisma NT programı ise INCA programını yönetir. Yapılması istenilen ölçümlerin parametreleri bir parametre dosyasına girilir (rail basıncı, tetikleme süresi, devir sayısı, iki püskürtme arası zaman vs.) ve Prisma NT programı otomatik olarak bu parametre dosyasını okuyup INCA programını yönetir.

Tüm ölçüm sonuçları bir '.csv' datasına atılmakta ve Famos programıyla okunabilmektedir. Famos programı Excel programının geliştirilmiş bir versiyonudur.

Dünya çapında ölçüm mühendisleri ve mekanikerleri ölçüm verilerini analiz edebilmek ve değerlendirebilmek için bu programı kullanmaktadır. Bu araç ile herhangi bir ölçümün analizi çok hızlı bir şekilde grafik formatlara dökülebilmektedir. Famos programının oldukça geniş alanda oluşturulmuş fonksiyonlarıyla herhangi bir komplekslikteki ölçüm sonucu basit bir şekilde çözülebilmektedir (http://www.metrum.co.uk/images/Famos_quick_view.jpg, 2011). Famos programıyla okunan ölçüm sonuçları Sequence Master programıyla standartlaştırılmış formatlarda grafiklendirilir. Bu formatlar Famos programına makrolar halinde girilir.

2. Hardware:

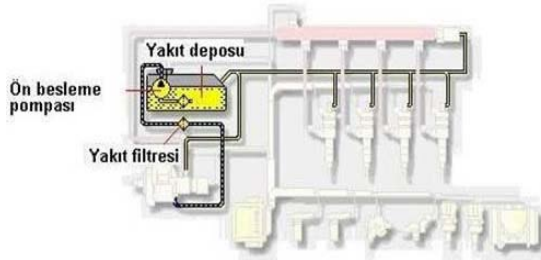
Ölçüm Tezgahı



Şekil 3.17. Common rail ölçüm tezgâhı

Common rail sistemi düşük basınç döngüsü ve yüksek basınç döngüsü olmak üzere 2 ana gruptan oluşmaktadır.

1. Düşük Basınç Döngüsü:



Şekil 3.18. Düşük basınç döngüsü elemanları (www.obitet.gazi.edu.tr/sunular/11.ppt, 2010)

Düşük basınç döngüsü dâhilinde yakıt tankı, elektronik yakıt pompası (4 bar) ve enjektör geri tahliye bağlantıları bulunmaktadır.

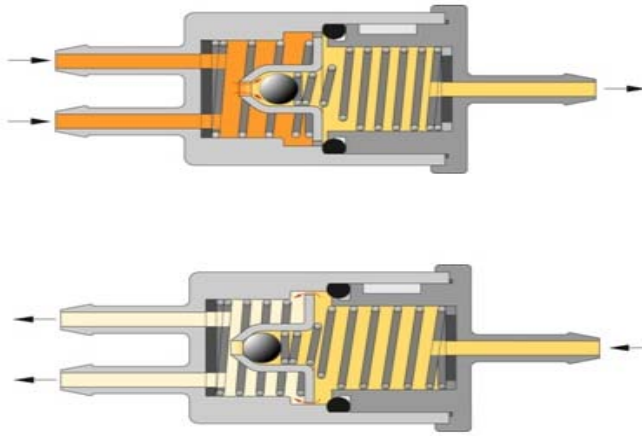
Yakıt tankı yakıtın saklandığı alandır. Korozyona dirençli ve sızdırmaz olmalıdır. Üzerinde ani basınç artışlarına duyarlı güvenlik valfleri bulundurmaktadır. Yakıt filtresi ve su ayırıcı tank içerisinde bulunur.

Yakıt filtresi Common Rail sisteminde herhangi bir partikel erozyonuna sebep vermeyecek hassasiyette üretilmiştir.

Su ayırıcı yakıt içerisindeki suyu yakıttan uzaklaştırır. Böylece korozyonu engeller.

Elektronik yakıt pompası tanktan aldığı yakıtı yüksek basınç pompasına iletir. Yakıt tankı dâhilinde ve ya haricinde konumlandırılabilir.

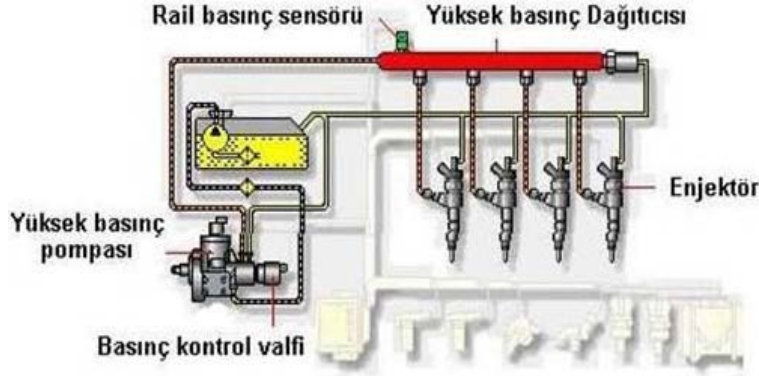
Basınç Tutma Valfi (DHV): Aktarma pistonu ve valf pistonu arasında yaklaşık 0,2 mm yüksekliğinde sıvı bulunmaktadır. Aktarma pistonu ve valf pistonu arasında mekanik bir temas bulunmamaktadır. Her iki piston arasında yakıt bulunmaktadır. İki pistonun çapları farklıdır. Çapı küçük olan valf pistonu daha çok yol iki pistonun çapları oranınca daha çok yol almaktadır. Valf pistonu yol ve kuvveti direkt olarak valf pimine iletir. Bu sıvının boşalması durumunda valf pistonu hareket etmeyecek ve püskürtme olmayacaktır. Bu nedenle enjektöre geri tahliye bağlantısından 10 bar'lık bir basınç gönderilmektedir. Bu da basınç tutma Valfi ile gerçekleşmektedir.



Şekil 3.19. Basınç tutma valfi fonksiyonu

Basınç tutma valfi içerisinde bir adet yay bulunmaktadır. Yay kuvveti 10 bar'ın sağladığı kuvvete denk gelmektedir. Enjektörden 10 bar'ın üzerinde geri tahliye basıncı gelmesi durumunda enjektöre 10 bar geri gönderilir ve fazlası tanka gönderilir.

Yüksek Basınç Döngüsü:



Şekil 3.20. Yüksek basınç döngüsü elemanları (www.obitet.gazi.edu.tr/sunular/11.ppt, 2010)

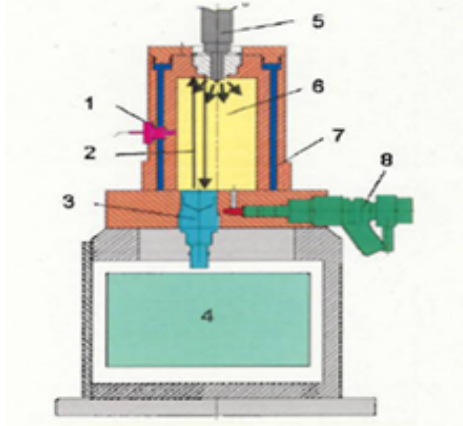
Yüksek basınç döngüsü yüksek basınç pompası, rail ve enjektörden oluşur.

Yüksek basınç pompası CP4.2 pompası ile 2200 bar'a kadar basınç üretebilir. Üzerinde elektronik kontrol ünitesi (ECU) tarafından kumanda edilen bir valf ve sensör bulunmaktadır. Böylelikle gerekli basınç ECU tarafından öğrenilmektedir.

Rail pompadan aldığı yakıtı saklamakta ve enjektöre dağıtmaktadır. Üzerinde elektronik kontrol ünitesi (ECU) ile bağlantılı bir basınç sensörü ve yakıt tahliye valfi bulunmaktadır. Uygulamalara göre sıralı ve ya V şeklinde üretilir. 4, 6 ve ya 8 enjektör bağlanabilir. Dalgalanmaların azaltılması için enjektör bağlantısında bir adet kısıcı bulunmaktadır. Enjektör fonksiyonel ve geometrik olarak detaylı olarak Bölüm 3.1.2'de anlatılmıştır.

Hidrolik basınç arttırıcı (HDA) common rail sistemi ölçümlerinde enjektörlerin püskürtme ölçümlerinin yapıldığı cihazdır. HDA bir silindir vazifesi görür. HDA içerisinde basınç sensörleri, ses hızı ölçüm alanı, ses hızı sensörü, elektronik değerlendirme ünitesi, tahliye valfleri ve soğutma kanalı bulundurulur. Her püskürtme

sonrası yakıt tanka göndermektedir. Silindir etrafını dolaşan soğutma kanalı sayesinde yakıt ve sistem aşırı ısınmadan korunur. Devamlı olarak 40 °C test yağı bulunmaktadır.



Fonksiyon	
1	Basınç sensörü 0-100bar
2	Ultrasonik ölçüm alanı
3	Ultrasonik sensör
4	Elektronik Değerlendirme
5	Enjektör
6	Yüksek Sıcaklığa Dayanıklı Çelik Oda (128ml)
7	Soğutma Kanalı
8	HDEV Egzoz Valfi

Şekil 3.21. HDA elemanları

2 numaralı ses hızı ölçüm alanında hassas bir ölçümün gerçekleştirilebilmesi için bu alanda;

- Sıcaklık kompenzasyonu yapılmış bir basınç sensörü
- Ses hızı sensörü
- Basınç emniyet kontrol valfi
- Drenaj valfi
- Elektronik yükseltici
- Ses hızı değerlendirme elektroniği bulunmaktadır.

Ölçüm bilgisayarında ise:

- Online görüntü için güçlü bir DSP sistem
- Kontrol için CPCI bilgisayarı, görüntüleme ve ana bilgisayar sistemi ile iletişim
- Ölçüm odasının bağımsız kalibrasyonu
- 100 kHz örnekleme hızı ile 4 ADC kanalları bulunmaktadır , iki kanal kullanıcıya özel görevler için kullanılabilir
- 4 DAC kanalları ± 10 V, 100 kHz ile çalışır.

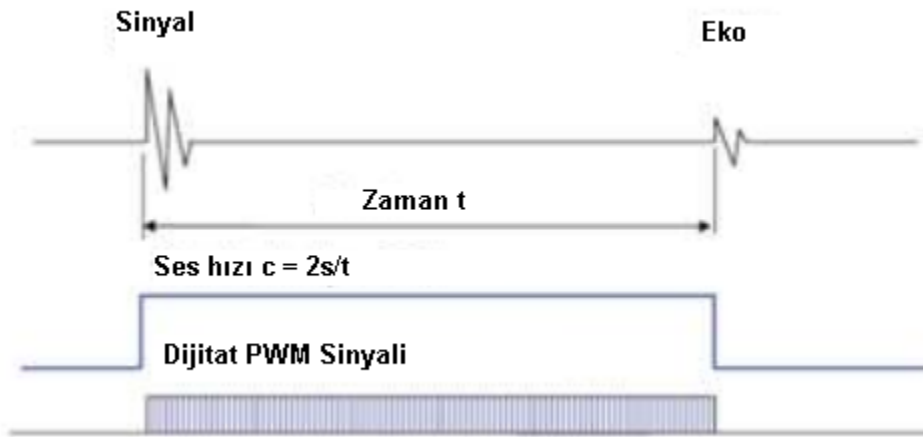
Ölçüm özellikleri ve hassasiyeti aşağıdaki gibidir:

- HDA ölçüm aletinin püskürtme frekansı 30 – 3100 1/dak'dır.
- Bir çevrimdeki ölçüm alanı ise % 100'dür.
- Ölçüm çözünürlüğü -0,01mg'dır.
- Bir çevrimdeki püskürtülen toplam miktar 0,1 – 500 mg olabilir.
- 100 kHz'lik bir frekans ile çalışır.
- 2 püskürtme arasındaki minimum geçikme 20 µs olabilir.
- Bir çevrimde 10 püskürtmeye kadar püskürtme yapılabilir.
- Karşı basınç 5 – 95 bar arasında değiştirilebilir.

(<http://www.moehwald.de/runtime/cms.run/download/code>, 2011)

HDA ile Ölçüm Prensibi

HDA ile ölçüm prensibi temel olarak yakıtın ses hızının hesaplanması ile gerçekleşir. HDA ölçüm odasının tabanında bir piezo seramik sensör bulunmaktadır. Piezo seramik elektriksel burst sinyali oluşturur. Ses dalga yolunu alır ve geriye yankılanır. Eko sinyali piezo seramik ile elektriksel gerilime dönüştürülür. Burst sinyali ve eko sinyali arasındaki zaman ile ses hızı hesaplanır. Piezo seramiğin tetiklenmesi ve ultrasonik dalganın geri yankılanması arasındaki zaman dijital sinyal okuyucusu (DSP) tarafından 13,3 ns'lik (0,15 m/s) bir çözünürlük ile değerlendirilir.



Şekil 3.22. Ses hızının hesaplanması

Püskürtme ile kapalı hacimdeki odada basınç artışının ölçülmesi ile ölçüm gerçekleşir. Odada ölçüm öncesi 50 bar'lık basınçta yakıt bulunmaktadır. Bu basınç silindirde

enjektöre karşı gelen basıncı temsil etmektedir. HDA odası test yağı ile doldurulmuştur ve sabit bir hacme sahiptir. Püskürtme esnasında sisteme ek bir basınç gelir ΔP ve oda basıncı yükselir. Hesaplanan ses hızı ve odadaki basınç farkı ile yakıtın yoğunluğu aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Genel olarak ses hızı Newton-Laplace formülü ile ifade edilmiştir (3.11):

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (3.11)$$

Sıkıştırılabilirlik ve yoğunluk K ve ρ (kg/m^3) ile ifade edilmiştir. Sıvılarda ses hızının hesabında sıvının sıkıştırılabilirliği ve yoğunluğu en önemli faktörlerdir. K formülü sıvının sıkıştırılabilirliğe karşı olan direncini ifade eder.

Yakıtın sıkıştırılabilirlik formülü $K > 0$ denklem 3.12'deki gibi ifade edilir:

$$K = V \frac{\partial P}{\partial V} \quad (3.12)$$

V hacmi ve $\partial P / \partial V$ hacme bağlı basıncın kısmi türevini temsil eder. HDA ölçümünde sabit hacim kullanılmaktadır.

Böylelikle ses hızı malzemenin rijitliği (elastik bünyenin deformasyona olan direnci) arttıkça yükselir ve yoğunluk azaldıkça düşer. Klasik mekanikte ise ses hızı c formül x 'teki gibi ifade edilmiştir: Diferansiyelde adyabatik değişiklik (ısı ve kütle kaybının olmadığı bir durum) göz önünde bulundurularak kurulur.

$$c^2 = \frac{\partial P}{\partial \rho} \quad (3.13)$$

$$\Delta m = V \times \Delta \rho \quad (3.14)$$

Strok başına püskürtme miktarı:

$$\Delta m = V \int_{P_0}^{P_0 + \Delta P} \frac{1}{c(P)^2} dP \quad (3.15)$$

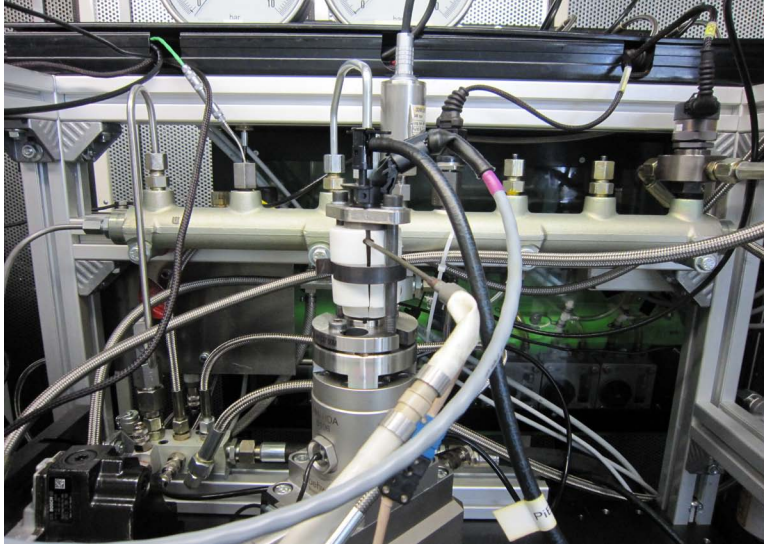
HDA ile yapılabilecek temel ölçümler:

1. Püskürtme Karakteristiği Eğrisi
2. Test Noktası ve Kütleli Debi Ölçümü
3. Gerilim İhtiyacı Ölçümü
4. t_{diff} Ölçümü
5. Basıncın Püskürtme Karakteristiğine Etkisi

Yukarıda maddelenen ölçümler hem soğuk hem de sıcak koşullarda tekrarlanmıştır.

a) Soğuk koşullar: Ortam sıcaklığı oda sıcaklığı değerinde ve 40°C pompa giriş sıcaklığında yapılmıştır.

b) Sıcak koşullar: 120 °C ortam sıcaklığında ve 90 °C pompa giriş sıcaklığında yapılmıştır. 120 °C ortam sıcaklığı ve 90 °C pompa giriş sıcaklığı enjektörün çalışmasına izin verilen en büyük sıcaklıklardır. 120 °C ortam sıcaklığı enjektörün etrafına sarı bir metal spiralın ısıtılması ile sağlanmıştır. Sıcaklığın kontrolü için K tipi bir sıcaklık sensörü kullanılmıştır. K tipi sıcaklık sensörü olan PT100 – 40 ° C ve + 250 °C arasında ölçüm yapabilmektedir. $\pm 2.5^{\circ}$ C sapması vardır.

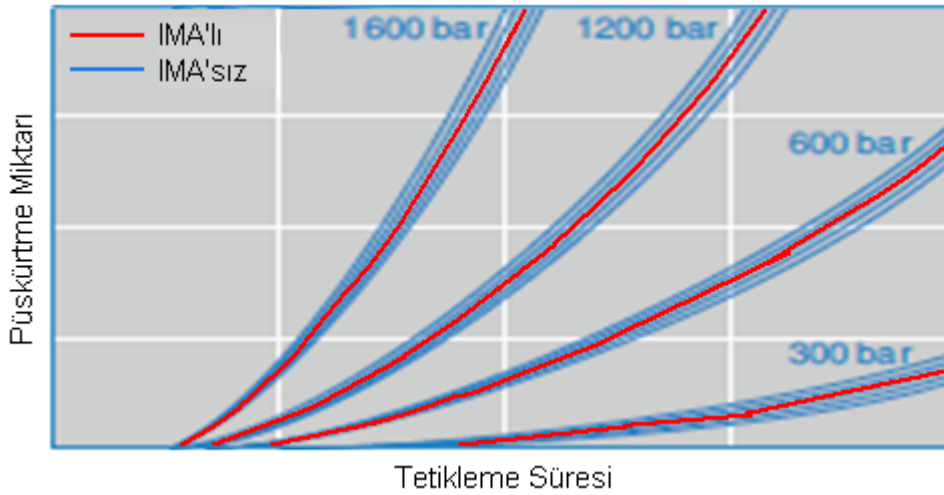


Şekil 3.23. Enjektör ısıtıcısı

1. Püskürtme Karakteristiği Eğrisi:

Püskürtme karakteristiği eğrisi enjektör davranışının detaylı olarak incelenmesinde ve tüm çalışma bölgelerindeki püskürtme miktarlarının belirlenmesinde kullanılır. Farklı basınç ve farklı tetikleme sürelerinde gözlenen püskürtme miktarlarındaki dalgalanmalar ve eğrinin eğimi enjektörün ve enjektör elemanlarının davranışı hakkında ipuçları verir. Birden fazla enjektörün farklı çalışma bölgelerindeki püskürtme miktarlarının karşılaştırılması yapılabilir.

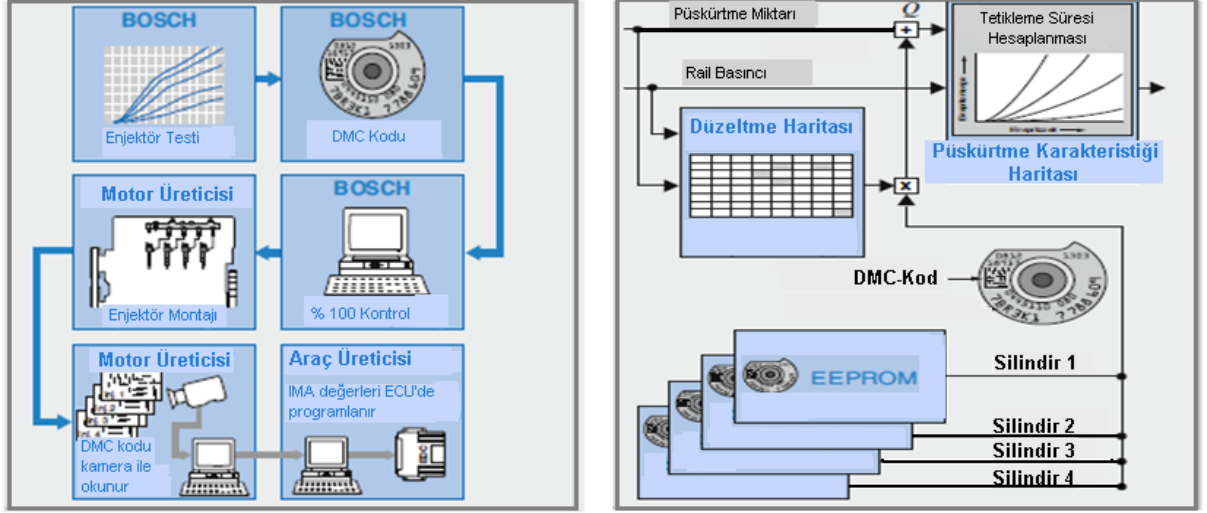
Uygulamada ise ECU'de püskürtme miktarı düzeltme fonksiyonu'nun (IQA) çalışması için kullanılır. IQA fonksiyonu püskürtme miktarı ölçüm doğruluğunu artırabilmek için oluşturulmuş bir yazılım programıdır. Bu fonksiyon ile common rail sistemine ait her enjektörün tüm püskürtme karakteristiği haritasında yer alan püskürtme miktarı müşteri uygulamacısı tarafından belirlenen miktarlara getirilmek zorundadır. Şekil 3.24.'de püskürtme miktarlarındaki sapmaların büyüklüğü belirtilmiştir. Bu fonksiyonun teknik kullanımı emisyon oranlarını küçültmek ve üretim toleranslarını sınırlamak için gereklidir. (Dieselmotor-Management im Überblick (2010)).



Şekil 3.24 IQA fonksiyonu olan ve olmayan püskürtme karakteristiği eğrileri

IQA ile istenen değerlerin ayarlanabilmesi için müşteri uygulamacısı tarafından bir püskürtme karakteristiği eğrisi belirlenir. Müşterinin oluşturduğu püskürtme karakteristiği eğrisinde istenilen basınçtaki püskürtme miktarını elde edebilmek için tetikleme süresi artırılır veya azaltılır (bkz. Şekil 3.25.) (Dieselmotor-Management im Überblick (2010)).

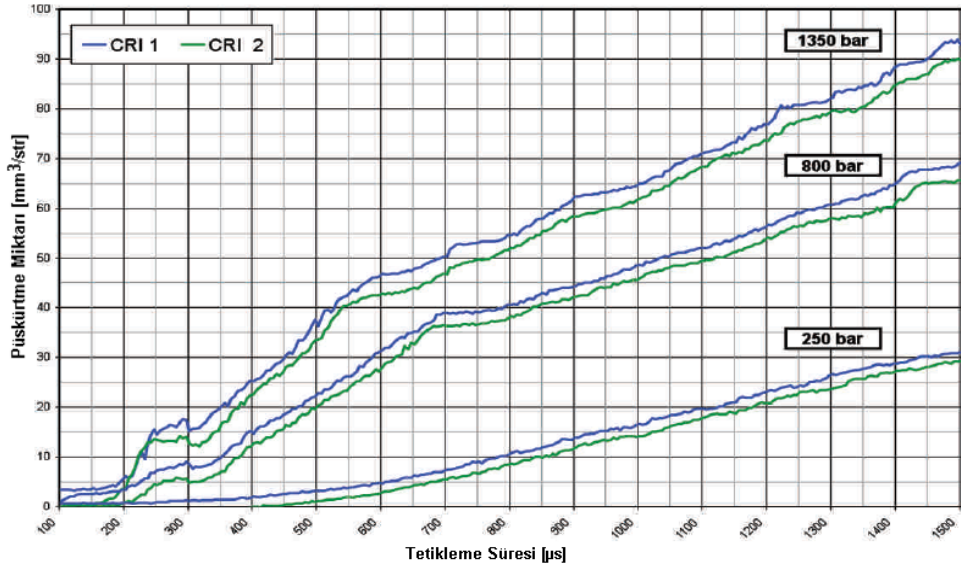
Überblick (2010)). İki püskürtme karakteristiği eğrisi arasındaki müşteri tarafından belirlenen test noktalarındaki püskürtme miktarı farkı enjektörün DMC koduna girilir. Otomobil üreticileri enjektörü monte ederken IQA kodunu DMC kodu okuyarak ECU'ye girer ve ECU'de silindirlerin püskürtme sırası belirlenir. Her hangi bir tamirhanede bile enjektör değişecek olsa bu kodlar ECU'ye girilir. Tüm bu işlemler Şekil 3.25.'de görsel olarak anlatılmıştır.



Şekil 3.25. IQA fonksiyonu süreç adımları

Püskürtme Karakteristiği Haritası Ölçümü:

Bu ölçüm basınç sabit tutularak tetikleme süresinin değiştirilmesi ile püskürtme miktarının hesaplanmasından oluşur. Örnek: 2000 bar'da 2000 μ s'de 50 adet ölçüm yapılır. Bu 50 adet ölçümün ortalaması olan püskürtme miktarı nokta olarak grafiğe girilir. Sonrasında 5'er μ s azaltılarak tekrar ölçümler alınır ve noktalar grafiğe girilir. Bu işleme enjektörün çalışabileceği minimum tetikleme süresi olan 150 μ s'e kadar devam edilir. En sonunda noktalar birleştirilir ve bir eğri ortaya çıkar. Bu eğriye püskürtme karakteristiği eğrisi adı verilir. Bu işlem isteğe göre farklı basınçlarda tekrar edilebilir.



Şekil 3.26. Örnek bir puskurtme haritası ölçümü

2. Test Noktası, Puskurtme Gecikmesi ve Kütleli Debi Ölçümü

a) Test Noktası Ölçümü:

Motor üreticisi tarafından belirlenen basınç ve tetikleme sürelerinde 4 kontrol ölçümü yapılmaktadır:

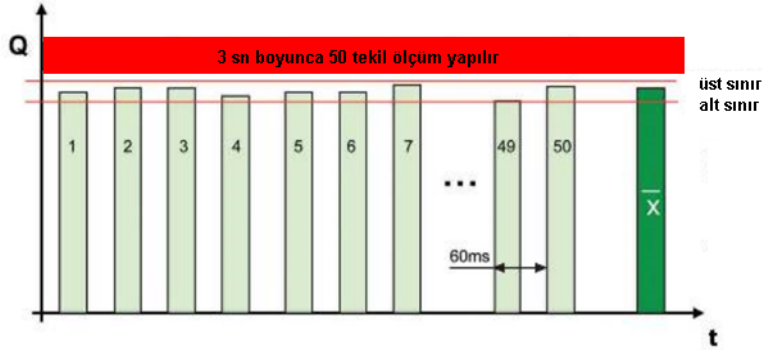
- Tam yük noktası (FL): Pedalın tam basılı olduğu durumdur. En fazla puskurtme miktarının ve en yüksek motor devir sayılarının elde edildiği test noktasıdır.
- Ön puskurtme noktası (PI): Ana puskurtme öncesi silindir sıcaklığını arttırmak ve yataklama yapmak amacı ile puskurtülebilecek en küçük puskurtme miktarının test edildiği noktadır.
- Emisyon noktası (EM): Aracın en çok kullanıldığı dolayısıyla emisyon oranlarının en büyük oranlarda görüldüğü test noktasıdır.
- Rölanti Noktası (IP): Pedala basılmadığı zamanki ve motorun en düşük çalışma rejiminin kontrol edildiği test noktasıdır.

4 test noktasında da 50şer adet ölçüm yapılır. Bu 50 ölçümün ortalaması ve standart sapması (3s) hesap edilir.

Ortalama Puskurtme Miktarı:
$$\bar{Q} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Q_i \quad (3.16)$$

Standart Sapma:

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum (x_i - \bar{x})^2} \quad (3.17)$$



Şekil 3.27. Örnek bir test noktası ölçümü

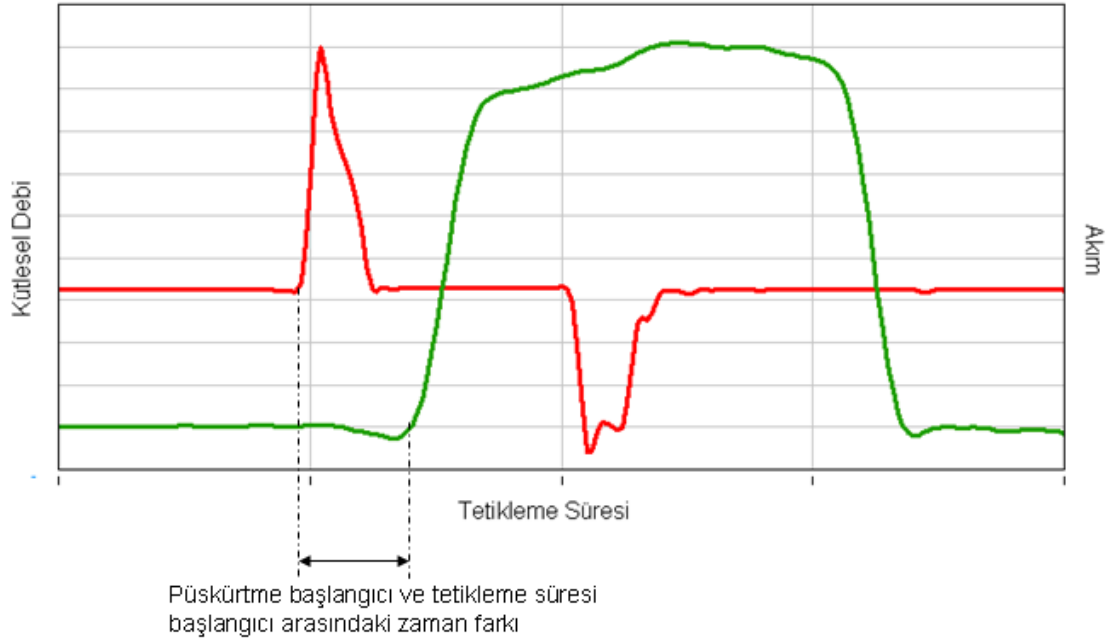
Ölçümler esnasında kullanılan test noktalarının basınçları ve tetikleme süreleri Çizelge 3.2'deki gibidir.

Çizelge 3.2. Müşteri tarafından belirlenen test noktaları

Test Noktası		Püskürtme Miktarı	
Numara	Test Adı	P [bar]	AD [µs]
1	Emisyon	800	475
2	Ön Püskürtme	1200	180
3	Rölanti	300	495
4	Tam Yük	1800	535

b) Püskürtme Gecikmesi Ölçümü:

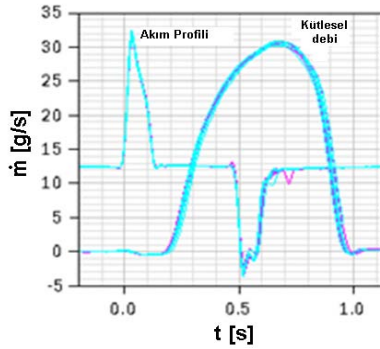
Püskürtme gecikmesi ölçümü ile tetikleme süresi başlangıcı ve püskürtme başlangıcı arasındaki zaman ölçülür. Enjektörün tepki süresi kontrol edilir. Püskürtme başlangıcının erken oluşu ve geç oluşu motor performansını etkilemektedir. Püskürtme başlangıcı ne kadar gecikirse krank milinin açısı üst ölü noktaya o kadar yaklaşacaktır. Sıkıştırma oranlarındaki farklılık yanma performansını kötüleştirecektir.



Şekil 3.28. Örnek bir püskürtme gecikmesi ölçümü

c) Kütlesel Debi Ölçümü:

Kütlesel debi ölçümü ile püskürtme anlık takip edilebilir. Hangi tetikleme süresinde akışın ne kadar miktar olduğu, enjektörün açılma ve kapanma süreleri, elektriksel ve hidrolik tepkime süreleri arası zaman hesaplanabilir.



Şekil 3.29. Örnek bir kütlesel debi ölçümü

Dizel motorlarda yanma olayı yakıtın yanma odasına ne zaman ve ne kadar püskürtüldüğüne bağlıdır. Püskürtmenin başlangıç zamanı ve uzunluğu, yakıtın yanma odasındaki dağılımına, püskürtülen yakıtın hava ile karışma durumuna (homojenlik) etki eder. Püskürtme başlangıcı, anlık debi ve yakıtın toplam püskürtme süresi yanma olayı için en önemli parametrelerdir. Dizel motorlarda mükemmel bir fonksiyon

bekleniyor ise bu parametreleri etki büyüklüklerinin ve birbirlerine olan bağlantıların çok iyi bilinmesi gerekmektedir. İdeal bir püskürtme için püskürtme karakteristiğini etkileyebilecek yapılan her bir değişiklikte (software, hardware, malzeme, geometri) akış oranının ölçülmesi ve standart kütleli debi miktarı ile karşılaştırılması gerekmektedir. Herhangi büyük bir sapma durumunda, erken veya geç püskürtme, gürültü, emisyon seviyesinde artış, motor veriminin düşüşü durumları ile karşılaşılabılır.

Yanma olayındaki en büyük etkenlerden biri karışımın (hava + yakıt) yapısıdır. Bu da büyük oranlarda püskürtme zamanlanması ile ayarlanılmaktadır. Kütleli debinin bilinmesi emisyonların en aza indirilmesi için dizel motorlarında bilinmesi gereken şartlardan bir tanesidir (Kerekyarto J. (2009)).

Püskürtme ile yakıttaki basınç enerjisi akış enerjisine dönüşür. Zamanında püskürtülen yakıt miktarı meme geometrisine ve püskürtme basıncına bağlıdır. Yüksek yakıt basıncı yakıtın meme dışına yüksek çıkış hızına ve bu da atomizasyonun iyileşmesine (çok ince damlacıklar halinde) sebep olmaktadır. Böylelikle buharlaşma gerçekleşir ve egzozdaki partikül miktarı azalır. İstenilen çalışma noktasındaki püskürtme miktarı (mm^3/strok) denklem (3.18)'deki gibi hesaplanılmaktadır.

$$Q = \frac{P_{CR} \cdot b_e \cdot 1000}{30 \cdot n \cdot z \cdot \rho} = \int q(t) dt \quad (3.18)$$

Bu da göstermektedir ki motor gücü sabit bir etki derecesine bu da doğru orantılı püskürtme miktarına bağlıdır. Yakıt doğru bir zamanda doğru miktar ve davranış ile püskürtülmelidir. Aksi takdirde kirletici emisyon artışları yüksek yanma gürültüsü ya da yakıtın gereksiz tüketimine sebep olabilir. Yakıtın püskürtme başlangıç zamanı ve yanmanın başlangıç zamanı arasında geçen zaman dizel motorlarındaki yanma olayı için çok önemlidir. Bu zaman çoğunlukla yakıtı ama bazen de yanma odası şartlarına bağlıdır. Bu zaman diliminde büyük bir miktar yakıt püskürtülür ise bu yanma odasındaki ani basınç artışına ve yüksek yanma gürültülerine sebep olacaktır. Yüksek sıcaklık artışı da yüksek NO_x emisyonlarına sebebiyet verecektir. Püskürtme başlangıcı ve süresi egzoz davranışı ve böylelikle partikül emisyonlarındaki, NO_x ve HC emisyonlarındaki davranışı etkilemektedir. Püskürtme başlangıcı gecikir ise ya da püskürtme daha uzun sürer ise yanma sıcaklığı o kadar düşük olur. Böylelikle yanma

odasındaki basınç artışı ve NO_x emisyonları düşük olur. Ancak diğer yandan da yakıt tüketimi, HC emisyonları, is ve partikül emisyonlarında artış gözlemlenir. Püskürtme süresi yani memenin açıldığı ve yanma odasına püskürtmenin devam ettiği süredir. Optimal bir yanma için ve yakıt tüketiminin ve is emisyonlarının azaltılabilmesi için püskürtme süresinin müşteri aplikasyoncusu tarafından çalışma noktasının belirlenmesi gerekmektedir.

Yanma esnasında dışarıya verilen yanmış hava içeriğinde % 67 oranında N₂ ve tam bir yanma durumunda % 11 oranında H₂O, % 12 oranında CO₂, % 10 oranında O₂ bulunmaktadır (S. Wenzel, 1997). Bu gazların kontrolü için otomobillerde bir sistem geliştirilmiştir. Egzoz gazı geri çevrimi (EGR), egzoz gazının bir kısmını yeniden motor içine, silindirlere çevirerek yanma sonucunda oluşan ısıyı düşürmeyi, bu şekilde çevre açısından zararlı azot oksit gazlarını (NO_x) kontrol altında tutmayı hedefleyen sistemdir. Günümüz benzinli ve dizel motorlarında yaygın şekilde kullanılmaktadır.

Motora giren taze havanın yanmış egzoz gazı ile karışımı, yanma sıcaklığını ve (dizel motorlarda) fazla oksijen miktarını azaltır. NO_x gazlarının oluşumu yüksek sıcaklıklarda çok hızlandığından, sıcaklığın kontrol edilmesi zararlı NO_x gazları oluşumunun da kontrol edilmesini sağlar (F.Schaefer ve ark., 1993).

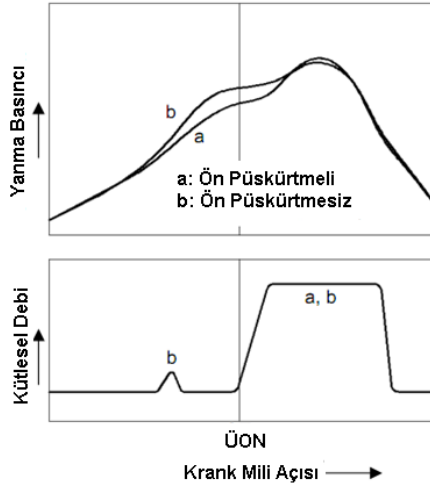
Çizelge 3.3. Püskürtme zamanlamasının ve basıncının farklı emisyon tipleri üzerindeki etkisi

Önlemler	Kirlenici emisyonlar					Yakıt tüketimi	Isıl yük	Çevrim sonrası egzoz sıcaklığı
	Nox	CO	Is	HC	RCHO			
Püskürtme süresinin azaltılması	-	+	+	0	0	+	0	0
Püskürtme basıncının artırılması	-	+	+	0	+	+	-	+

Çoklu püskürtme ile istenilen miktar birçok püskürtmeye dağılır. Bu püskürtme tipleri ön püskürtme, ana püskürtme ve arka püskürtmeden oluşur.

a) Ön püskürtme: Yanma gürültüsünün oluşumunu ve NO_x emisyonlarının azalmasını sağlar (<http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diesel/commonrail.htm>, 2011). Yanma odasının hazırlanmasını sağlar. Dizel yakıtının ufak bir miktarı (1...4 mm³) silindire

püskürtülür. Ön püskürtme olmaz ise üst ölü noktada ani bir basınç artışı gerçekleşir. Dik bir basınç artışı yüksek yanma gürültüsüne sebebiyet verir. Bir veya iki ön püskürtme olur ise yanma basınç artışı stabil bir artış gösterir. Ana püskürtmenin püskürtme başlangıcı ve yanma başlangıcı arasındaki zamanı kısalır. Böylelikle gürültü, yakıt tüketimi, NO_x , HC emisyonları azalır. Ama yine de partikül emisyonlarında hafif bir artış gözlemlenir. Eğer üçüncü bir ön püskürtme olur ise yanma odasındaki yakıt ve hava karışımı homojenleşir.



Şekil 3.30. Ön püskürtmeli ve ön püskürtmesiz püskürtmenin yanma basıncı üzerindeki etkisi

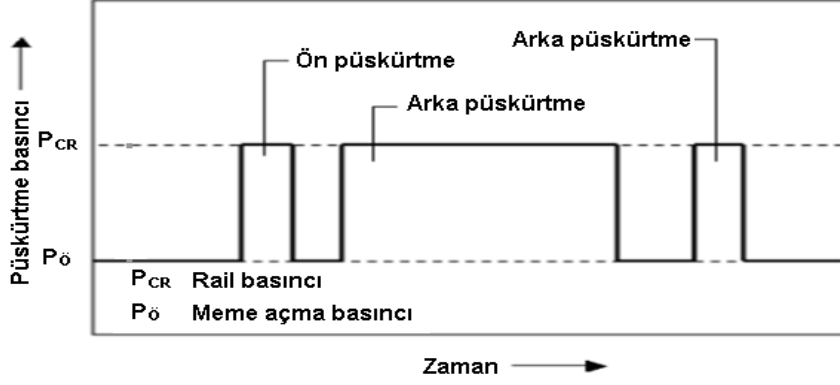
Yanma gecikmesini azaltabilmek için tasarlanan çoklu püskürtme ön püskürtme ve ana püskürtme ile gerçekleşmektedir. Bu fikir püskürtmeyi iki ve ya daha fazla pulslarda bölerek ana püskürtmenin bekleme süresini azaltacaktır (G. M. Bianchi ve ark., 2002).

b) Ana Püskürtme: Dik bir basınç artışı ile motorda çalışma esnasında egzoz gazı devridaimi olmadan NO_x emisyonları azalır. Hafif bir basınç artışı ile motorda çalışma esnasında egzoz gazı devri daimi olmadan is emisyonlarının azaltılması hedeflenir. Sabit yüksek bir basınç ile egzoz devridaimi olarak is emisyonlarının azaltılması hedeflenir.

c) Arka püskürtme:

Erken bir arka püskürtme ana püskürtme sonrasında ölçülemez. Is emisyonlarının azaltılması için kullanılır. Ana püskürtme sonrası partiküllerinin yanma olayı devam eder ve emisyon % 20 ... % 70 azalma gösterir. Geç bir arka püskürtme NO_x

katalizatörü için indirgen madde olarak kullanılır. Partikül filtresindeki rejenerasyon için oksidasyon katalizatöründeki egzoz sıcaklığını yükseltir.



Şekil 3.31. Ön püskürtme, ana püskürtme ve arka püskürtmede kullanılan meme açma basıncı ve Rail basıncı

Common rail sistemlerinde basınç motor devrine ve krank mili açısına bağlı değildir. Yüksek basınç pompası basıncı püskürtmeden bağımsız oluşturur. Rail basıncı püskürtme esnasında dalgalanmanın verdiği etki haricinde sabittir. Bu sebep ile akış oranı iğnenin hızlı hareketi nedeni ile rampalanmaz, dikdörtgen şeklindedir. Enjektöre gerilim sağlayan elektronik kontrol ünitesi püskürtme başlangıcını süresini optimum şekilde motora uygulayabilmektedir (Chemela ve ark., 1999).

Bir önemli nokta ise yanma başlangıcı ve püskürtme başlangıcı arasındaki zamanda püskürtülen miktarın sınırlandırılmasıdır. Bu süre zarfında püskürtülen miktar erken yanmayı hızlandırır. Ne kadar çok miktarda yakıt gönderilir ise o kadar NOx emisyonları ve gürültü artar.

ön-püskürtme	
iki-ön-püskürtme	
iki-ana-püskürtme	
arka-püskürtme	

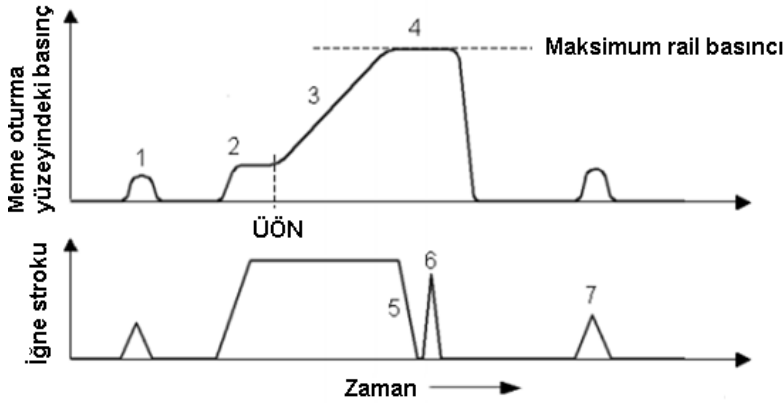
Şekil 3.32. Çoklu püskürtme tipleri

Çizelge 4.3. Akış oranını farklılıklarının motor gücü, yakıt tüketimi ve emisyon üzerindeki etkileri

Hata / etkisi	Motor gücü düşer	Yakıt tüketimi artar	HC ve is emisyonları artar	Nox emisyonları	Motor hasar görür
Püskürtme çok erken	x	x		x	x
Püskürtme çok geç	x	x	x		x
Ön püskürtme yok			x (sadece HC)	x	
Arka püskürtme yok			x (sadece NOx)		

İdeal akış oranı:

Dizel yakıtı yüksek basınçlarda sıkıştırılabilir. Bu davranış ve basınç dalgalanmaları nedeni ile püskürtme zamanlamasının çeşitli software fonksiyonları ile düzeltilmesi gerekmektedir. İstenilen püskürtme miktarından olan sapmalar yanma zamanlamasındaki sapmalara bu da kirletici emisyonlara, motordaki güç ve verim kaybına ve yanma gürültülerine sebep olmaktadır. Common rail sistemlerindeki ideal basınç ve iğne stroku davranışı aşağıdaki özelliklere sahiptir.



Şekil 3.33. Çoklu püskürtmeli akış oranında ideal püskürtme formları

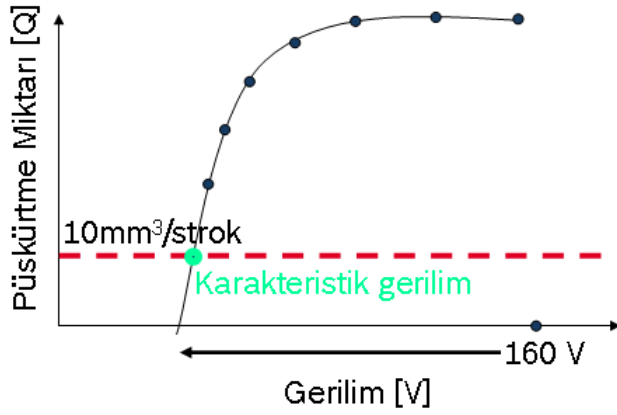
İdeal bir akış için:

1. Ön püskürtme olabildiğince düşük basınçlarda gerçekleşmelidir.
2. Ana püskürtme ters bir kayık (yamuk) şeklinde olmalıdır.
3. Kayık şeklinden sonra lineer bir basınç artışı olmalıdır.
4. Maksimum basınca erişilmelidir.
5. Ana püskürtme sonunda iğne çok hızlı bir şekilde kapatılmalıdır.
6. İşlerin yakılması için ana püskürtme ardından hemen bir yüksek basınçlı arka püskürtme yapılmalıdır.
7. Düşük basınçlı geç bir arka püskürtme ile egzoz için HC hazırlanır.

3. Gerilim ihtiyacı ölçümü:

Bu hesaplamada 1600 bar ve 700 μs 'de püskürtme miktarı ölçülür. Bu ölçümlere 160 V itibariyle başlanılır ve 4 V aralıklar ile püskürtme miktarı 10 mm^3/strok 'a düşene kadar gerilim düşürülür. 10 mm^3/strok 'a denk gelen voltaj değerine karakteristik voltaj denir. Enjektörün ömrü süresince motorda çalıştırılacağı gerilim değerleri karakteristik voltajdan yola çıkılarak hesaplanır. 4 V aralıklar ile bulunan karakteristik voltaj IVA 'injector voltage adjustment' adı verilen sınıflar ile sınıflandırılır. Bu sınıflar 3 basınç noktasında verilmesi gereken voltaj değerini verirler. Bu basınçlar 200 bar, 1200 bar ve 2700 bar'dır. Bu noktalar arasındaki basınç seviyelerinde bu noktalara denk gelen voltaj değerleri arası interpolasyon yapılır. Enjektöre saptanan gerilim değeri verilir. Enjektörün üzerinde yer alan 'DMC' karekodların içerisine enjektörün gerilim ihtiyacı yani IVA sınıfı girilir. Enjektör motora monte edilir iken ECU'ye IVA sınıfı girilir. Motor ömrü boyunca verilmiş olan gerilim değerleri ile çalışır. Enjektör ömründe meydana gelebilecek olan valf aşınması, piezo elektrik seramiğinin boyutsal ve kapasitif değişimi nedeni ile püskürtme değerlerinde oynamalar olabilir. Valf plakası ve pimindeki aşınma valf strokunun büyümesine sebep olacaktır. Valf strokunun büyümesi ile valf pimini bypass kısıcısına oturtacak kuvvetin büyümesi gerekmektedir. Bu da ancak gerilim ihtiyacının artırılması ile mümkün olur. Bu tarz aşınma mekanizmalarının kontrolü amaçlı ECU tarafından enjektör otomobildeki normal çalışma fonksiyonunu gerçekleştirirken periyodik gerilim ihtiyacı kontrolleri gerçekleştirilir. Belirli bir sınıra kadar IVA sınıfının üzerine gerilim değeri eklenebilir.

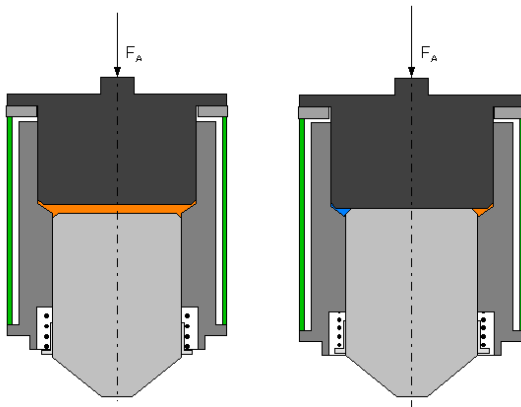
Denemeler esnasında daha hassas bir sonucun alınabilmesi için ölçümler 160 V'dan başlanılmış ve 4'er volt değil 1'er Volt adımlarla düşürülmüştür. Böylece valf pimi kırılma çapının enjektör gerilim ihtiyacı üzerindeki etkisi daha net olarak görülmüştür. 1 V'tan düşük aralıklarla ölçüm cihazının yapabilirliğinin altında olması nedeniyle mümkün olmamıştır.



Şekil 3.34. Örnek bir karakteristik gerilim ölçümü

Uygulamalarda 1 adet CRI3-18 enjektörü kullanılmıştır. Bu enjektör tipinin seçilmiş olmasının sebebi üretimde bu tipe ait parçaların yüksek gerilim ihtiyacı nedeni ile ıskarta miktarlarının yüksek oranda olmasıdır. Her yeni valf grubu enjektörün içerisine monte edildikten sonra, enjektörün ihtiyaç duyduğu gerilim ihtiyacı belirlenmiş ve bu gerilim ile püskürtme karakteristiği haritası, akış oranı (kütleli debi) ve t_{diff} ölçümleri yapılmıştır.

50 adet valf pimi farklı kırılma çapları ile üretilmiştir (1,53 mm – 1,57 mm) ve ait olan valf plakaları ile eşleştirilmiştir. Bu valf grupları sırası ile tek bir CRI3-18 enjektörüne monte edilmiş ve ölçülmüştür. Her montaj prosesi sonrası enjektörler 10 dakika boyunca çalıştırılmış ve fonksiyonu sabitleştirilmiştir, iç havası alınmıştır.



Şekil 3.35. Havası boşaltılmış (a) ve boşaltılmamış (b) iki aktarma organının dengeli (a) ve dengesiz (b) fonksiyonları

Enjektör çalışır iken içerisinde hava kalmış ise bu hava aktör organı ve aktarma organı arasına sıkışır. Havaya baskı uygulamak yakıta baskı uygulamaktan çok daha kolay olacağı için enjektör çok düşük gerilim ihtiyacına sahip olur ve püskürtme gerçekleşmez. Bu hatanın gerçekleşmemesi için özel vakum cihazları geliştirilmiştir. Enjektör öncelikle vakumlanır sonrasında ise belirli bir basınçta ve hızda test yağı ile doldurulur. Kısa zamanlı bir çözüm önerisi olarak enjektörler 10 dakika boyunca çalıştırılmıştır.

Bir diğer önemli husus ise aynı sıcaklıkta karşılaştırma testlerinin yapılmasıdır. Farklı sıcaklıkta hem test yağının viskozitesi ve yoğunluğu farklı davranış gösterecektir hem de piezo elektrik seramiği farklı davranışlar göstermektedir. Ölçüm sonuçlarını karşılaştırmak mümkün değildir. Bunun için 10 dakika çalıştırma işleminden sonra enjektör oda sıcaklığına gelene kadar soğumaya bırakılır.

Ölçümler sırasında önce monte edilmiş enjektörün gerilim ihtiyacı bulunur ve bu gerilim ile püskürtme ölçümleri gerçekleşir. Böylelikle gerçek durum analiz edilmiş olur. Çünkü seride farklı kırılma çaplarında, farklı stroklarda ve farklı özelliklerde enjektörler üretilecektir. Ancak sadece aynı gerilim ihtiyacı ile tüm varyasyonlar ölçülseydi bu durumda sadece değişkenin püskürtme miktarı üzerindeki etkisi tespit edilecek olurdu. Kırılma çapının püskürtme miktarı üzerindeki etkisi aynı yük, akım ve voltaj girdisi ile AMESIM simülasyonu ile tespit edilmiştir.

4. İki püskürtme arası zaman (t_{diff} ölçümü):

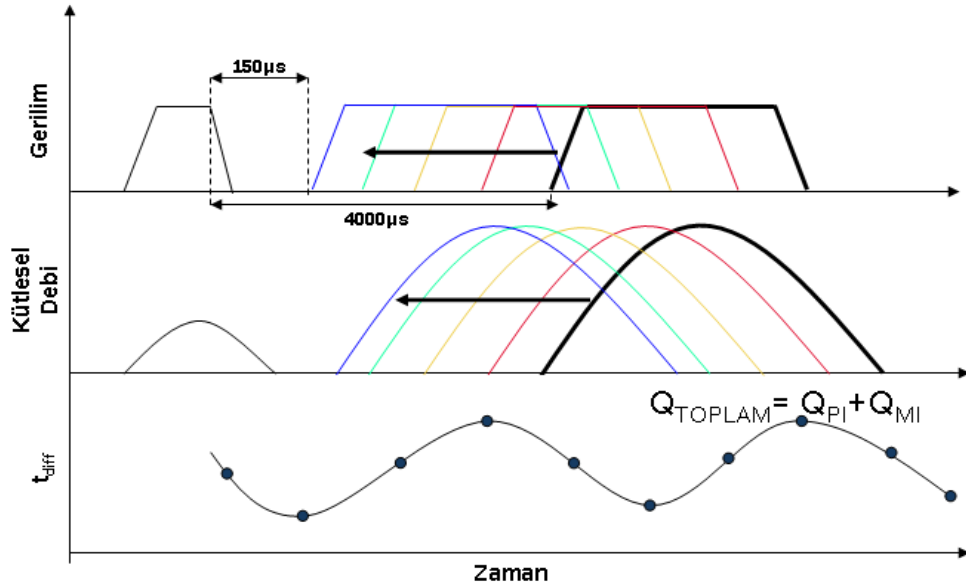
Bu ölçüm ile iki püskürtme arası sabit zamanda püskürtme miktarı değişikliği olup olmadığı kontrol edilir. Aynı zamanda stabil bir püskürtme için minimum püskürtme arası zaman tespit edilebilir. İki püskürtme arası zaman değiştikçe püskürtme miktarında sinüzoidal dalgalar görünmektedir. Bu püskürtme dalgalanması raildeki basınç dalgalanmasından kaynaklanmaktadır.

Uygulamalarda herhangi bir enjektör tipi kullanılmadan önce özel motor testleri ile her bir aplikasyon noktasında t_{diff} haritaları çıkarılır. Bu haritalar ECU'ye kaydedilir. Sistem ömrü boyunca raildeki basınç dalgalanmasını kontrol edebilmek amacı ile kullanılır. Bu sistem düzeltme fonksiyona 'PWC' 'pressure wave control' basınç dalgası

düzeltilme fonksiyonu' ismi verilir. İki püskürtme arası zamanda haritaya uymayan bir püskürtme miktarı verildiğinde bu sapma tetikleme süresi ve ya gerilim ile düzeltilir. T_{diff} testlerinde herhangi bir farklılık çıkması durumunda ise enjektör yüklenen haritaya uymaz ve ECU'ye istenen zamanda istenmeyen miktarlar püskürtmelere sebebiyet verecektir.

Bu ölçümlerde ana püskürtme $45 \text{ mm}^3/\text{strok}$ ve ön püskürtme $1.5 \text{ mm}^3/\text{strok}$ püskürtülecek şekilde tetikleme süreleri belirlenmiş ve iki püskürtme arası sürenin $5 \mu\text{s}$ 'lık adımlarla $4000 \mu\text{s}$ 'den $150 \mu\text{s}$ 'e düşürülmesi esnasında ölçüm noktaları alınmıştır.

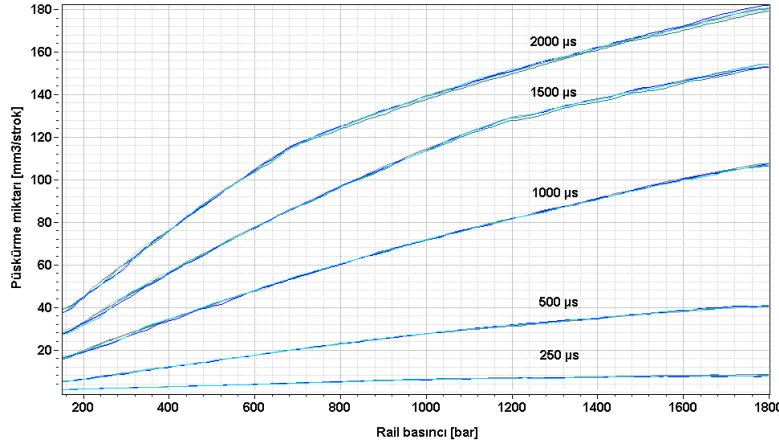
Ölçüm eğri karakteristiğinin uyumluluğuyla değerlendirilmiştir. Eğrinin sinüzoidal karakteristiğinin raildeki basınç dalgalanması ile bir ilgisi vardır. Püskürtme sonucu raildeki basınç düşer ve ardındaki püskürtme daha düşük basınç ile gerçekleşir. Bu durumu ECU fark eder ve pompaya daha yüksek basınç göndermesini emreder. Böylelikle düşük basıncı nominal basınca dengeleyebilmek için nominal basınçtan daha yüksek basınç gönderir ve bir sonraki püskürtme ilk değerden daha yüksek olur. Herhangi bir uyumsuzluk olması durumunda elektronik kontrol ünitesine kaydedilen püskürtme düzeltilme fonksiyonlarının 'PWC' ayarlarında hata olma olasılığı oluşacaktır.



Şekil 3.35 Örnek bir t_{diff} ölçümü

5. Basınç karakteristik haritası ölçümü:

Bu ölçümlerde aynı tetikleme sürelerinde basınç değiştirilerek püskürtme miktarı ölçülmüştür. Böylelikle basınç değişiminin püskürtme karakteristiği üzerindeki etkisi incelenmiştir.



Şekil 3.36 Örnek bir basınç karakteristik haritası ölçümü

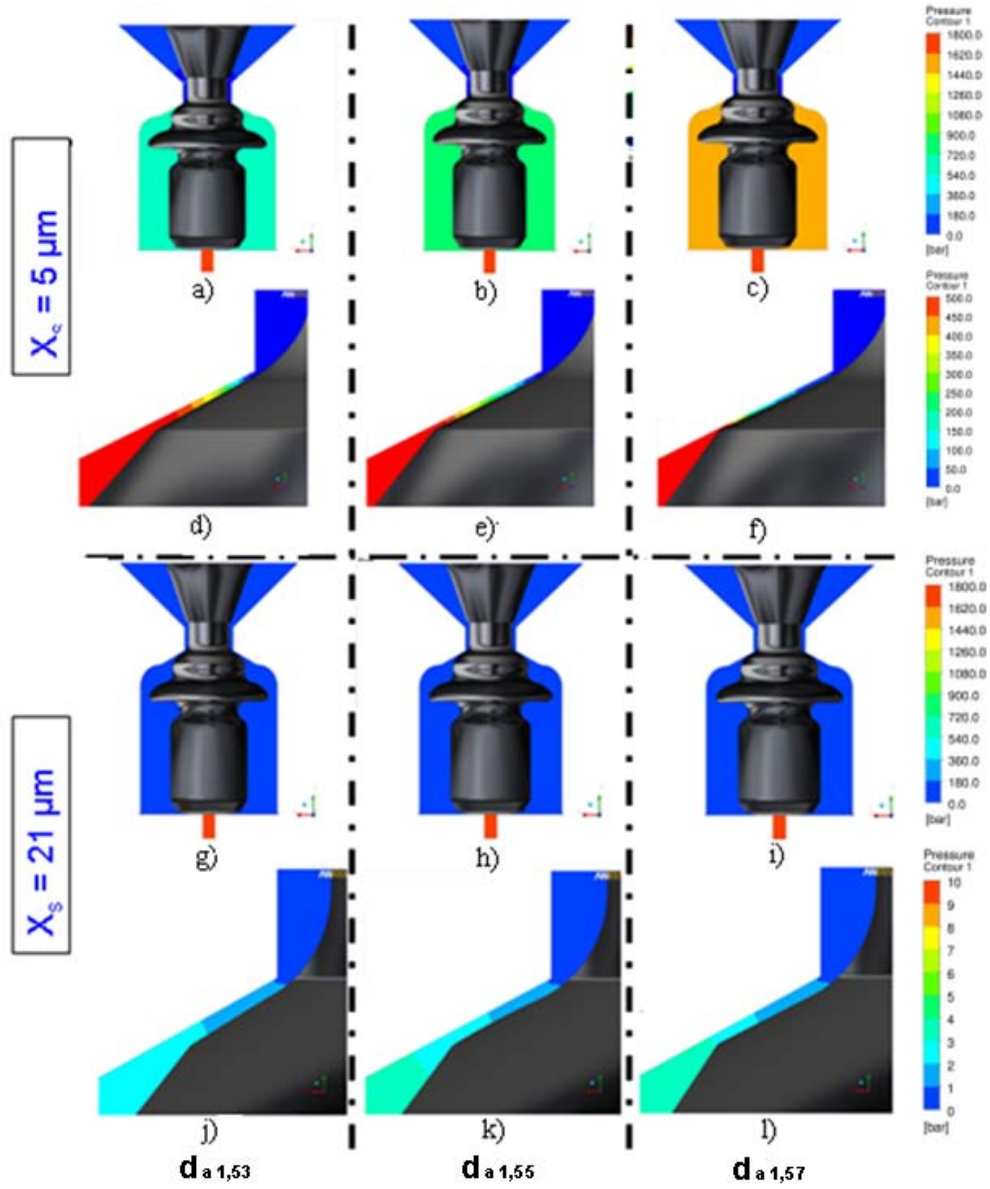
3.3.2. Simulasyon ve Teorik Hesaplamalar

Gölbasi E., Yalnızcan Y. (2011) CFX 13,0 programı kullanarak 3D CFD simülasyonu ile farklı valf pimi geometrilerinde valf pimi geometrisinin hidrolik etkisini incelemişlerdir. X_s 5 μm ve 21 μm valf stroklarında debi, hız alanı, basınç alanı ve valf pimi üzerine gelen eksenel kuvvetleri hesaplamışlardır. Yaklaşık 1 300 000 hexa element ile optimize edilmiş akış baz alınmıştır. SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Kavitasyon modeli incelenmemiştir ve yakıt sıvı fazındadır. Giriş basıncı 1800 bar ve geri tahliye basıncı 1 bar seçilmiştir.

Basınç Dağılımı:

Valf odası basıncındaki farklılığı en net 5 μm gibi küçük bir valf strokunda görmüşlerdir. 1,57 mm kırılma çapına sahip bir sistemin valf odası basıncı 1450 bar (Şekil 3.37c.) iken 1,53 mm kırılma çapına sahip bir sistemin valf odası basıncı 600 bar'dır (Şekil 3.37 a.). Valf strokunun 5 μm olduğu durumdaki 0,04 mm'lik çap farklılığı 850 bar'lık farklılığa sebebiyet vermektedir. Bu durum küçük valf stroklarındaki kısılmanın etkisini göstermiştir. Kırılma çapı % 4 küçük olan bir sistemde akış kısılmanın etkisinden kurtulmuştur.

21 μm valf strokunda ise akış tam gelişmiştir ve kısılmanın etkisi tamamen ortadan kalkmıştır. Kırılma çapı % 4 küçük olan sistemde yalnızca 2 bar'lık bir basınç fazlalığı görülmüştür (Şekil 3.37 j,l).



Şekil 3.37. X_S 5 μm ve 21 μm için basınç dağılımları

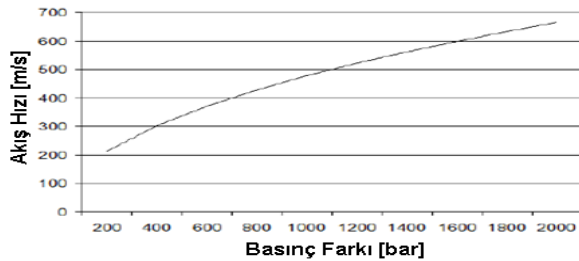
Çizelge 4.5. Çıkış debilerinin ve valf pimi üzerindeki aksnel kuvvetlerin değerleri

		Kırılma Çapı [mm]					
		1,52		1,55		1,57	
		Q _{GT}	F _{CR}	Q _{GT}	F _{CR}	Q _{GT}	F _{CR}
Valf stroku [µm]	5	5,79	45,46	5,24	65,59	2,76	142,26
	21	0,51	16,65	0,51	16,72	0,51	16,75

1,57 mm kırılma çapına sahip bir sistemin valf pimine A kısıcısı tarafından gelen akışın sebep olduğu hidrolik kuvvet [F_{CR}] 142,26 N iken 1,53 mm kırılma çapına sahip bir sistemin F_{CR}'i 45,46 N'dur. Valf strokunun 5 µm olduğu durumdaki 0,04 mm'lik çap fazlalığı % 300'lük bir kuvvet artışına sebep olmuştur. Bu durum 1,57 mm kırılma çapına sahip sistemdeki 850 bar'lık basınç fazlalığının bir sonucudur. Geri tahliyedeki akış debisi [Q_{GT}] 1,57 mm'lik sistemde 1,52 mm'ye göre %50 daha düşüktür. Bu da kısılmanın etkisinin bir ispatıdır. 21 µm valf strokunda ise akış gelişmiştir. Geri tahliye debilerinde bir farklılık görülmemektedir, valf pimi üzerine binen hidrolik kuvvette alan farklılığının etkisi orantısal olarak görülmektedir. 1,57 mm'lik sistemdeki F_{CR} 1,52 mm'ye göre % 1 daha yüksektir.

Manck (2011) tarafından farklı valf stoklarındaki akış 2D olarak incelenmiştir. Bu modelde u₁= 0 (sabit durum) olarak kabul edilmiştir ve kayıplar ve potansiyel fark ihmal edilmiştir. Bernoulli denklemi olarak (3.19)'daki gibi çözülmüştür.

$$u^2 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.19)$$

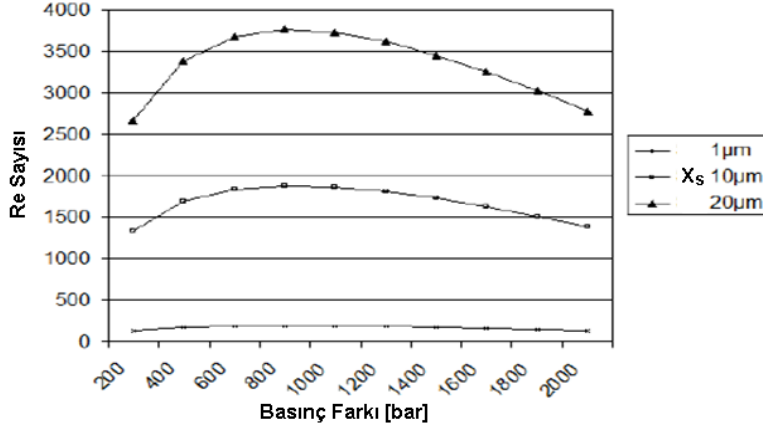


Şekil 5.38. Basınç farkının hıza etkisi

Karşı basınç 1 bar olarak kabul edilirse valf odasından geri tahliyeye akış hızı maksimum 670 m/s'yi bulmaktadır.

1 μm , 10 μm ve 20 μm 'lik valf stroklarında Reynolds sayısı incelenmiştir:

$$Re = \frac{ud_h}{\nu} \quad (3.20)$$

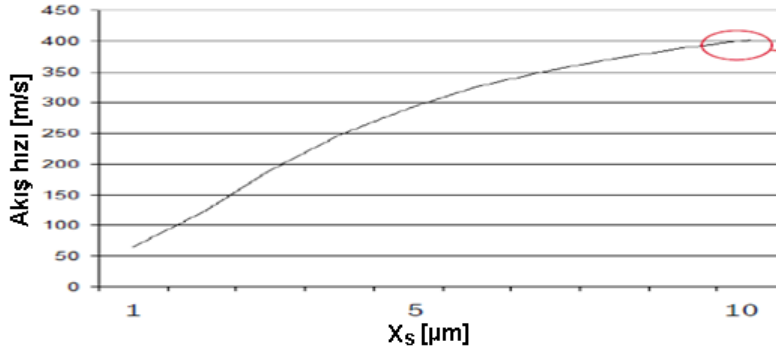


Şekil 5.39. Basınç farkının Re sayına etkisi

20 μm 'den 10 μm 'ye akış alanını türbülanslı, ($Re > 2300$)

10 μm 'den 1 μm 'ye strok alanını lineer ve

1 μm ve altını mikro akış olarak kabul etmiştir.



Şekil 5.40. Valf strokunun hıza oranı

1 μm ve 10 μm 'ye valf stroku değişiminin ger tahliyeye laminer artan bir hız ile gerçekleştirileceğini teorik olarak hesap etmişlerdir.

Gölbasi E., Yalnızcan Y. (2011)'ın CFD çalışmalarının ve Manck (2009)'un doğruluğunun ispatı yönünde hidrolik testler ve AMESim simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

AMESim Simülasyonu:

AMESim tek boyutlu sistemlerin (1D) modellenmesi ve analiz edilmesi için kullanılan bir simülasyon metodudur. Software paketleri 1D simülasyonu modelleme ve çift fazlı akışları analiz etmek için kullanılan akıllı ve multi disiplinler bir sistemdir.

Model bileşenleri sistemde bulunan pnömatik, elektriksel ve mekanik hareketleri anlatabilmek için analitik modeller kullanır. Bir sistemde bir simülasyon modeli oluşturabilmek için valide edilmiş bir set data kullanılır. Bu datalar farklı fiziksel alanlar için önceden tanımlanmış bileşenler içerir.

Kullanıcı fiziksel bazlı bir sistem oluşturabilir, bu da 1D geometriyi temsil eder. Sistemdeki alt modeller bağlanmalıdır. Her bir alt model portlara sahiptir. Bu portlar çeşitli girdilere ve çıktılara sahiptir. Bir alt modele ait girdiler bir başka alt modelde çıktılara bağlanır (vica-versa). Bu da birtakım akıllı sistemleri CAD geometrisi ile detaylandırılmadan simule edilmesini sağlar.

AMESIM Piezo modeli bu tez çalışmasında bir kara kutu gibi kullanılmıştır. Rail basıncı, tetikleme süresi, akım miktarı gibi giriş parametreleri (bkz. Şekil 3.41.) değiştirilerek enjektör elemanlarının hareket, hız ve kuvvet değişimleri incelenmiştir. AMESIM modeli ile çıkış debileri ve kütleleri hesaplanmıştır.

The screenshot shows the AMESim software interface with the 'Global Parameter Setup' dialog box open. The dialog box has a table for setting parameters and a list of global parameters below it. Red arrows point from the parameter list to the 'Enter these parameters' section of the dialog box.

Submodel	Parameter	Unit	Set 1	Set 2	Set 3	Set 4
Global - prail	(system) Rail p...	bar	800	800	300	1800
Global - ta	(Ansteuerung) ...	ms	0.49	0.19	0.535	0.5

Setup method: varying between 2 limits user-defined data sets

Min value: Max value: Num. sim:

Enter these parameters

New set Remove set 1 Load... Save...

Set global parameters:

Name	Title	Unit	Value	Minimum	Default	Maximum	Scope
prail	(system) Rail pressure	bar	1800	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
pgegen	(system) pressure of combustion	bar	50	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
psys	(system) system pressure	bar	10	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
tzyl	(System) Spannpfapter-/Zylinder...	degC	120	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
Tdiesel	(system) temperature of diesel (...)	degC	40	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
Tdiesel1	(system) temperature of diesel (...)	degC	(Tdiesel+0.01011*prail)	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
Tdiesel3	(system) temperature of diesel (...)	degC	...iesel1+20*prail/1000)	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
TdieselDuese	(system) temperature of diesel (...)	degC	50	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
az	(schaltventil) Z-throttle	cm**3/min	367	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
az	(schaltventil) quotient A-throttle...	null	0.706	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
uo	(aktor) Spannung bei Simulations...	null	0	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
mf	(ansteuerung) Mehr...	null	0	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
ifile	(ansteuerung) Alternativschalter ...	null	1	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
Uregsol	(ansteuerung) Soll-Regelspannung	V	130	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
kfaktorm	(ansteuerung) druckabh�angige k...	null	...1/2200*(prail-200)	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
kfaktorc	(ansteuerung) druckabh�angige k...	null	...9/2200*(prail-200)	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
mfaktor	(ansteuerung) manueller k-Faktor...	null	...rm*Uregsol-kfaktor	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
tstart	(ansteuerung) multi DASS/PEP) B...	s	0.0001	-1e+06	0.0001	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
lfaktor	(aktor) Faktor f�ur Aktorl�nge	null	1	-1e+06	2	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
afaktor	(aktor) Faktor f�ur Aktorquerschn...	null	1	-1e+06	1	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
tchar_ref	(Ansteuerung) Referenz-Flankenzei...	s	0.0001	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
tchar_def	(Ansteuerung) Default-Flankenzei...	s	tchar_ref	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
tdischne_def	(Ansteuerung) Default-Flankenzei...	s	tchar_def	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
tswitch_SG	(Ansteuerung) minimale SG-Umsch...	s	9e-06	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
ta_min	(Ansteuerung) minimale SG-AD	s	tchar_def+tswitch_SG	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
ta	(Ansteuerung) energizing time	s	0.0007	-1e+06	0	1e+06	circuit: /home/goe1bu/AME Test/AME
cl							

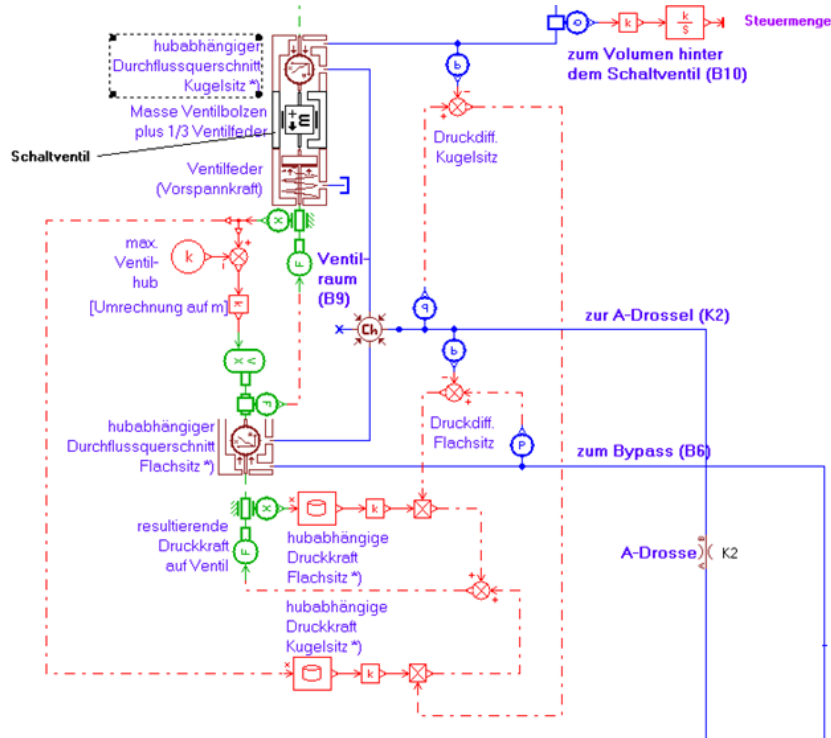
Şekil 3.41. Örnek Piezo AMESIM girdileri

Tez çalışmasında farklı valf pimi kırılma çapları AMESIM sistemine girilmiştir (bkz. Şekil 3.42).

Global Parameter Setup								
Set global parameters:								
Real	Integer	Text						
Name	Title	Unit	Value	Minimum	Default	Maximum	Scope	
mUA	Masse Kopplerkolben	g	2.805	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
mUAo	obere Masse Kopplerkolben, mit Einstel...	g	$mES+mUA/5+mRohr$	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
mUAu	untere Masse Kopplerkolben	g	$mUA/4/5$	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
cUAKop	Kombi-Steifigkeit Koppler/Kopplerraum...	N/mm	$1/(1/(cUA^2)+1/140.2e3)$	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
F0steuer	(schaltventil) Vorspannkraft Steuerventil...	N	26	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
Vventil	(schaltventil) Ventilraumvolumen	mm ³	11.66	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
Qavorw	(schaltventil) Durchfluss A-Drossel vorw...	cm ³ /min	az^2Qz	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
Qarckw	(schaltventil) Durchfluss A-Drossel rück...	cm ³ /min	$1.254*Qavorw$	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
AF	(schaltventil) Anpassungsfaktor Qavorw	null	0.01	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
dsteuer1nom	(schaltventil) Steuerventil Sitzdurchmes...	mm	1.45	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
dsteuer1	(schaltventil) Steuerventil Sitzdurchmes...	mm	dsteuer1nom	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
dsteuer2	(schaltventil) Steuerventil Sitzdurchmes...	mm	0.3	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
dHDDp	(schaltventil) Durchmesser HD-Bohrung ...	mm	0.8	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
dHDDpf1	(schaltventil) friction factor port 1->2 zu ...	null	1.37	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
dHDDpf2	(schaltventil) friction factor port 2->1 zu ...	null	1.221	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
hnadel0	(duesenmodul) Max. Dusenadelhub (N...	null	1.2	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
hnadel	(duesenmodul) Max. Dusenadelhub (K...	mm	$hnadel0*prail/2000^0.043$	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
F0duese	(duesenmodul) Vorspannkraft Dusenfeder	N	14	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
cduese	(duesenmodul) Steifigkeit Dusenfeder	N/mm	30	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	
dsteuer	(duesenmodul) Durchmesser Steuerraum	mm	3.5	-1e+06	0	1e+06	circuit: C:/AM	

Şekil 3.42. AMESim valf pimi kırılma çapı girdileri

AMESim piezo valf pimi modelinde valf pimi geometrisi ve kütlesi, valf odası hacmi, geri tahliye akışı, valf yayı kuvveti, valf stroku, A-kısıcısı akışı bypass kısıcısı akışı ve sistemin hidrolik ve mekanik kuvvetleri zincire girilmiştir (bkz. Şekil 3.43.).

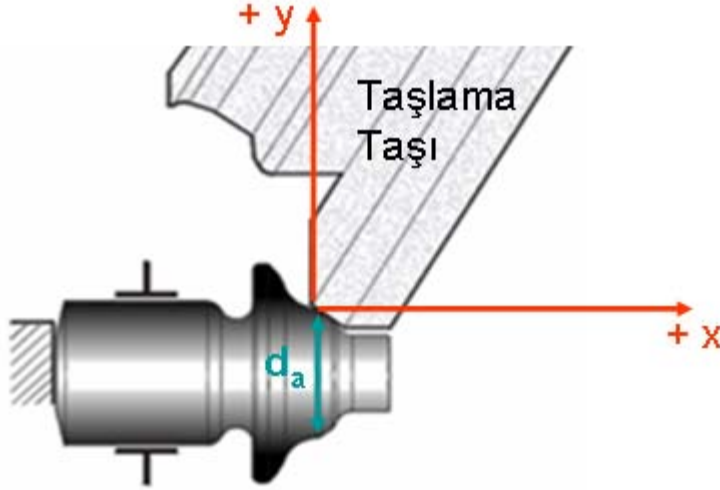


Şekil 3.43. AMESim valf pimi için kullanılan simülasyon model zinciri

3.4 Valf Pimi Üretimi

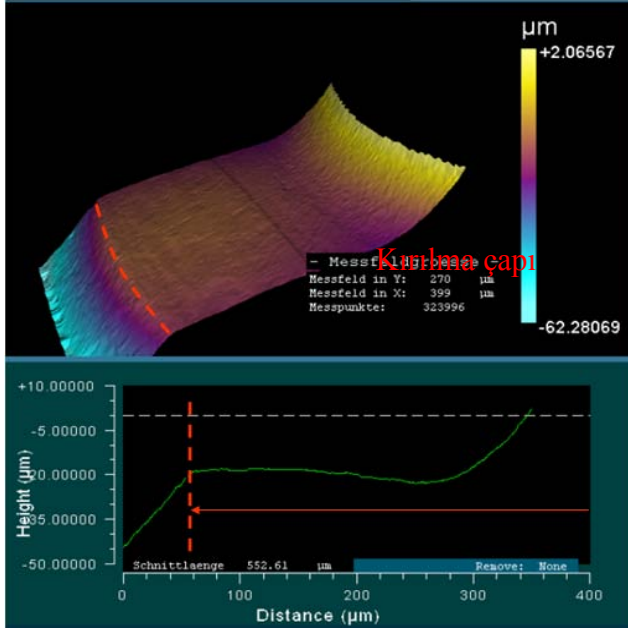
Valf pimi krom alaşımlı çelikten üretilmektedir. Üretimde 1,53 mm ... 1,57 mm kırılma çaplarında valf pimleri üretilmektedir ve yapılan kontroller her bir şarjdan alınan 3 adet valf piminin spc kontrolleri ile gerçekleştirilmektedir.

Farklı kırılma çapını elde edebilmek için yazılımda bulunan taşlama parametrelerinde farklılıklar yapılması gerekmektedir. Taşlama için Atlantic GMBH 500 X 20 kullanılmaktadır. 1,53 mm kırılma çapı istendiği durumda taşın pozisyonu 1,57 mm'ye göre 4 mm +x ekseninde yer almalıdır. Bu da yazılımda yer alan parametrelerin değiştirilmesi ile gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.44. Valf pimi kırılma çapı taşlama prosesi

Robert Bosch Bamberg Almanya Fabrikasında istenilen kırılma çaplarındaki 50 adet valf pimi taşlama profilleri değiştirilerek üretilmiştir. Üretilen valf pimi kırılma çaplarını teyit etme amaçlı valf pimleri Bursa kalite departmanına beyaz ışık interferometresi (WLI) ölçümleri yapılmak üzere gönderilmiştir. Ölçümler nanometre hassasiyetindedir.



Şekil 3.45.WLI ile örnek bir yüzey profili ve d_a ölçümü

Kalite departmanından gelen valf pimi kırılma çapı değerleri (bkz. Çizelge 4.2) dâhilinde test akışları planlanılmıştır

4. BULGULAR

Bu bölümde tüm hidrolik, geometrik ve simülatif denemeler amaçları ve değerlendirmeleri ile yer almaktadır. Öncelikle AMESim programı ile farklı valf pimi kırılma çapına sahip sistemlerin simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Piezo enjektör komponentlerinin birim zamandaki hareketleri ve kuvvet dengeleri incelenmiş ve istenilen basınç ve tetikleme sürelerindeki püskürtme miktarları ile karakteristik gerilim değerleri hesaplanmıştır. AMESim programının doğruluğunu teyit üzere hidrolik bir test süreci planlanmıştır. 50 adet farklı kırılma çaplarına sahip valf pimi üretilmiştir. Bu çapların teyidi için kalite departmanında tekrar ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm sonuçları baz alınarak test sonuçları değerlendirilmiştir.

4.1. Simülatif ve Hidrolik Test Süreci

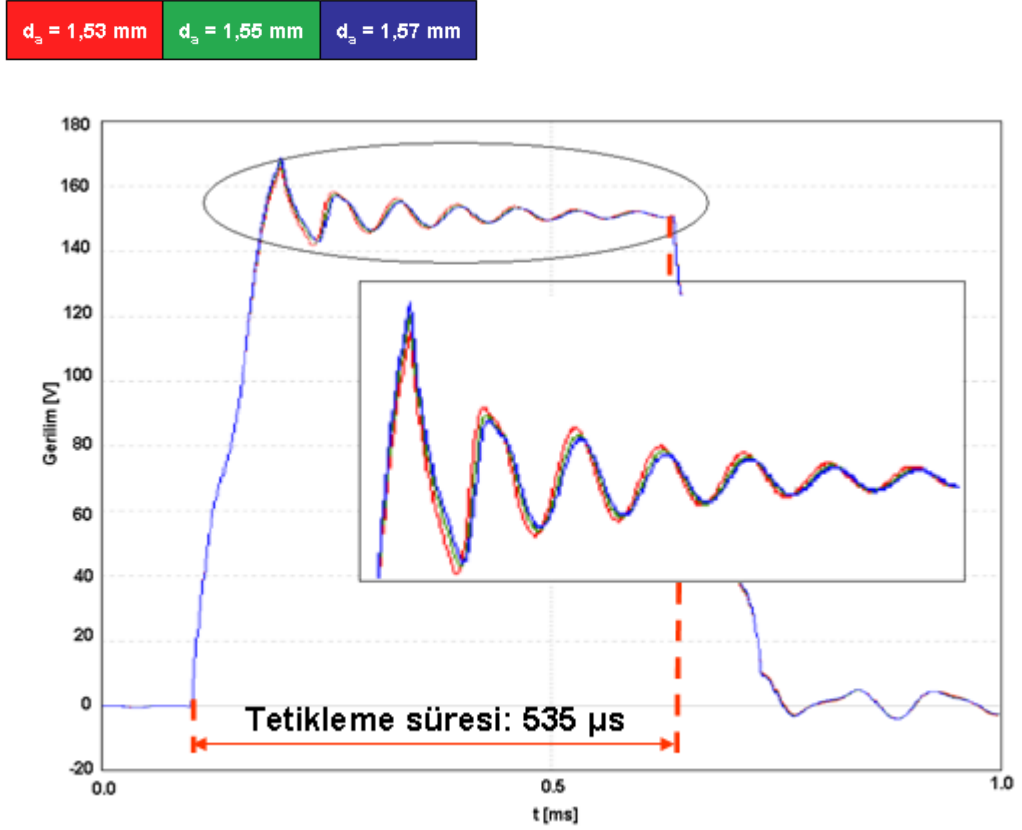
4.1.1. AMESim ölçümleri

Uygulamalarda AMESim 8.1.1 programı kullanılmıştır. Gölbaşı E., Yalnızcan Y. (2011) CFD çalışmalarının sonucunda kırılma çapı 1,57 mm olan sistemde açma anında valf odasındaki basıncın kırılma çapı 1,52 mm olan sisteme göre 850 bar daha yüksek olduğunu hesaplamışlardır. Bu durumda kırılma çapı 1,52 mm olan sistemin daha erken ve daha küçük açma kuvvetleri [F_A] püskürtme gerçekleştirilebileceği ön görüşünde bulunmuştur. Bu sonucun teyidi için valf piminin hareket ve kuvvet değişimi ve bu değişimin etki zinciri AMESim programı ile simüle edilmiştir. Simülasyon girdisi olarak tam yük noktası seçilmiştir. 1800 bar rail basıncı ve 535 µs tetikleme süresi ele alınmıştır.

Etki zinciri;

1. Gerilim eğrileri
2. Valf piminin zamana bağlı hareketi [X_S]
3. Valf pimi üzerine gelen eksenel kuvvet [F_A]
4. Kontrol odasındaki basıncın zamana bağlı değişimi [P_C]
5. Meme iğnesinin zamana bağlı hareketi [X_N]
6. Akış oranı [m]
7. Püskürtme miktarı [Q]

1. Gerilim eğrileri



Şekil 4.1. Aynı yük altındaki voltaj değerleri

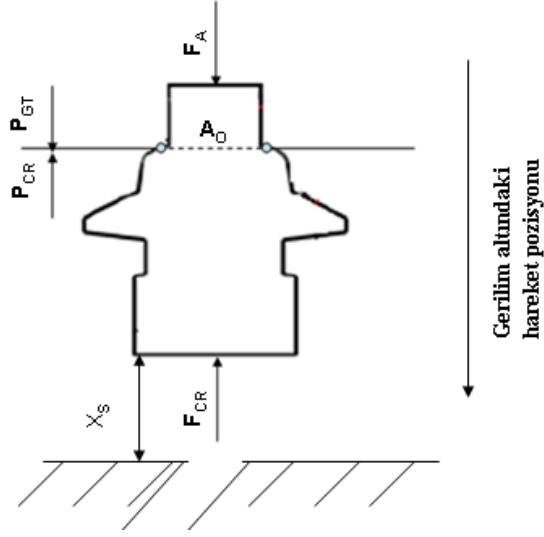
Simülasyon girdisi olarak valf pimi kırılma çapı farklı olan her sisteme aynı yük verilmiştir.

$$Q = \int idt \quad (4.1)$$

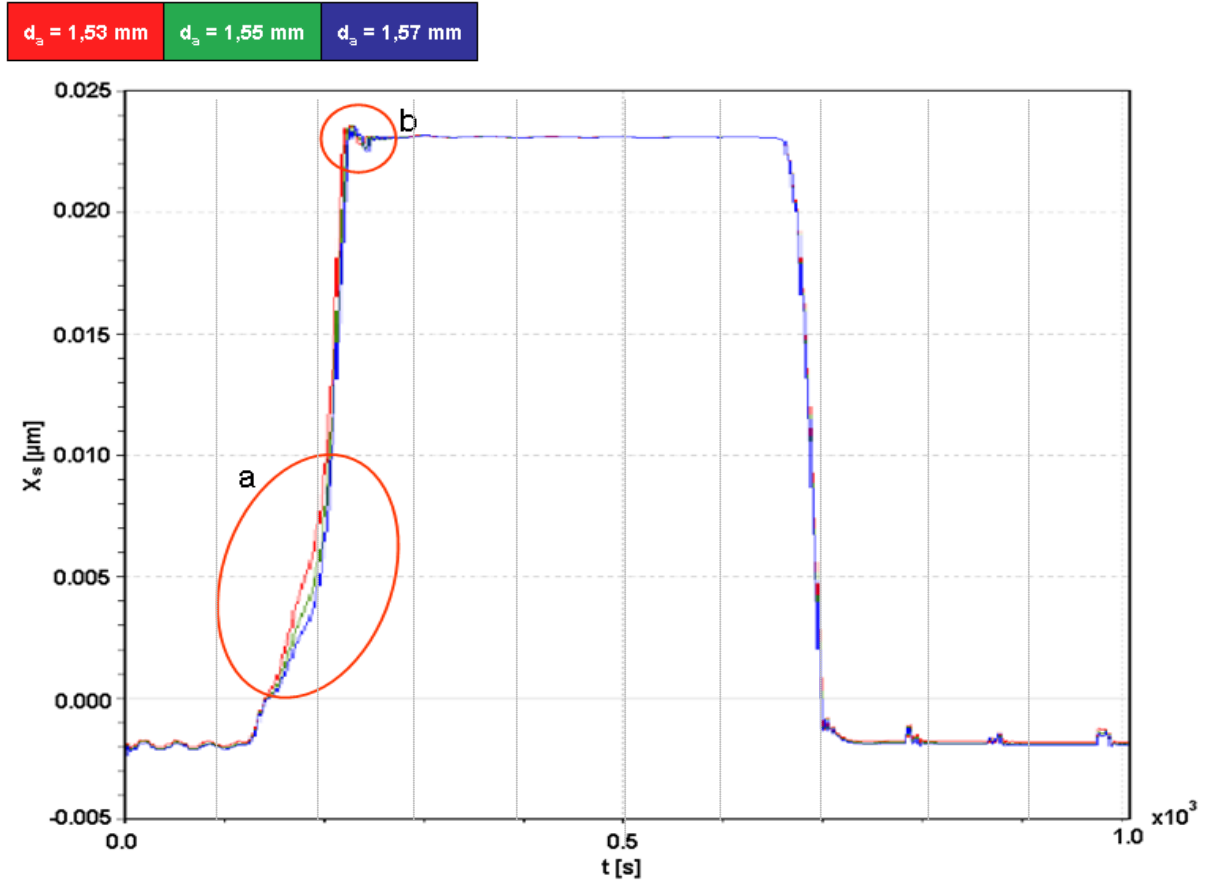
Farklı sistemler birim zamanda aynı akıma maruz kalmışlardır. Akım sistem elemanlarının hareket hızını belirleyen bir parametredir. Bu durumda aynı kütleye sahip sistem elemanlarının hareket hızları aynı olmalıdır.

Gerilim ise sistem elemanlarının kuvvetini belirleyen bir parametredir. Gerilim eğrilerinde farklılıklar görülüyor olması ise sistemin hidrolik kuvvetlerinden kaynaklanan karşı kuvvetlerin farklılığındandır. Karşı hidrolik kuvvet farklılıkları ve sebepleri ve bu farklılıkların sebep olduğu karakteristik gerilimdeki değişim Şekil 4.1'de detaylı olarak gösterilmiştir. Dalga frekansı incelendiğinde 1,53 mm sisteminin yaklaşık 6 µs daha erken tepki gösterdiği görülmüştür.

2. Valf piminin zamana bağlı hareketi:



Şekil 4.2. Valf pimi serbest gövde diyagramı



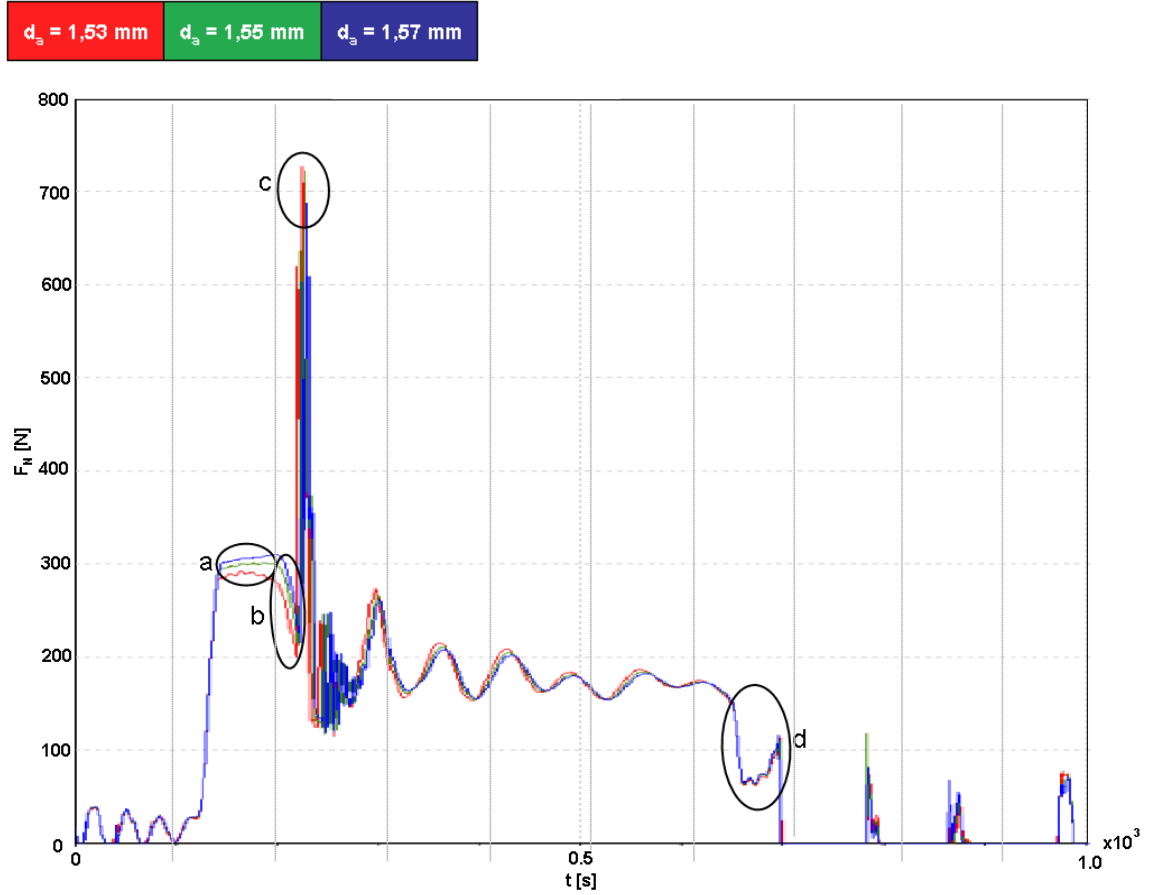
Şekil 4.3. Valf piminin zamana bağlı hareketi

Tam yük test noktası (1800 bar rail basıncı, 535 μ s tetikleme süresi) için simule edilmiştir. Enjektör içinde yakıt basıncının ve herhangi bir kuvvetin bulunmadığı durumdaki valf piminin valf yayı üzerinde aldığı pozisyon y ekseninde 0 olarak gösterilmiştir. Sistemde basınç olduğu durumda valf odasındaki sistem basıncı [F_{CR}] valf pimini yaklaşık 2 μ m yukarı itmektir. Bu nedenle valf pimi hareketi y ekseninde 0 değerinin altında başlamıştır ve d_0 2 μ m aşağıya kaymıştır.

F_A kuvvetinin oluşması ile valf pimi pozisyonununun 5 μ m aşağı hareket ettiği durumda, kırılma çapı 1,53 mm olan valf piminin 1,57 mm'ye göre yaklaşık 20 μ s erken hareket ettiği (Şekil 4.3.a) görülmüştür. 1,57 mm kırılma çapına sahip valf piminin eğri eğimi valf piminin lineer hareket etmediğini göstermektedir. Bu durum Gölbası E., Yalnızcan Y. (2011) CFD çalışmalarında tespit ettikleri kısılma etkisini net olarak göstermektedir.

Kısılmanın etkisi ile valf odası basıncı kırılma çapı yüksek olan sistemde azalamamakta ve dolayısı ile valf pimine daha yüksek karşı hidrolik kuvvetler uygulamaktadır. Bu durum valf pimi hareketini kısılmanın etkisi geçene kadar (yaklaşık 10 μ m) yavaşlatmaktadır. Yaklaşık 220 μ s'de valf pimi toplam yolunu almıştır. 220 μ s'deki dalgalanma valf piminin zemine oturduktan sonra yeniden yükselmesinden (yaklaşık 0,5 μ m) kaynaklanmaktadır (Şekil 4.3.b). Titreşimin sönümlenmesi yaklaşık 20 μ s sürmektedir. 650 μ s'ye kadar valf pimi zeminde oturmaktadır. Valf odası basıncı geri tahliyeye akmaktadır. 650 μ s sonrasında valf pimi tam 50 μ s boyunca 0 pozisyonuna yol alır. Kapanma hareketinde farklı kırılma çaplarına sahip sistemlerde farklılık görülmemiştir. 800 μ s'deki dalgalanma valf piminin 0 pozisyonuna çarpıp 1 μ m geri dönmesinden kaynaklanmaktadır. Bu hareket valf yayı tarafından yaklaşık 500 μ s boyunca sönümlenir.

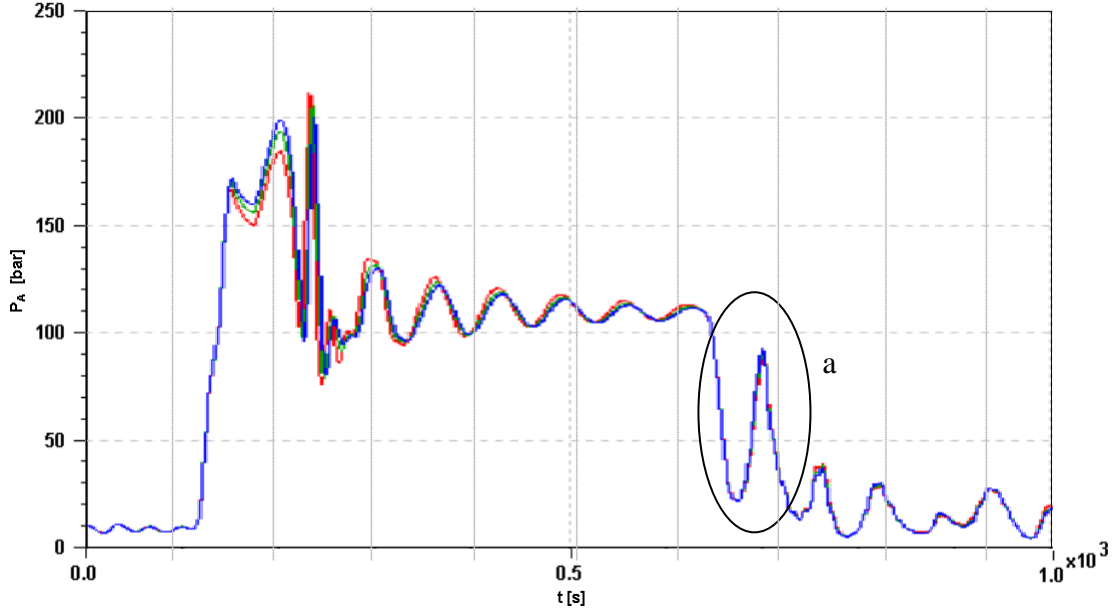
3. Valf pimini etkileyen net kuvvet



Şekil 4.4. Valf pimi üzerine gelen net kuvvet [F_N]

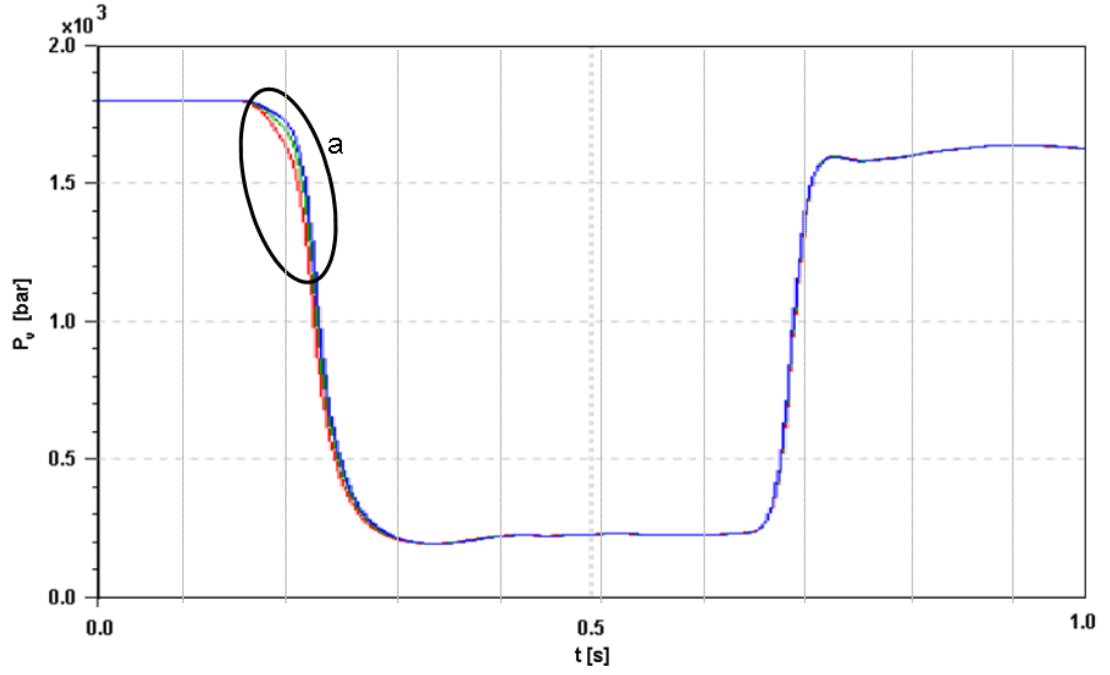
Valf pimini etkileyen net kuvvetler Şekil 4.4.'de belirtilmiştir. Valf odası hidrolik basıncının [P_{CR}] sebep olduğu valf piminin $2 \mu\text{m}$ 'lik pozisyon değişimini 0 pozisyonuna getirebilmek için $120 \mu\text{s} - 130 \mu\text{s}$ zaman aralığında F_A kuvveti P_{CR} 'ı yenebilmek için karşı gelecektir. $1,53 \text{ mm}$ kırılma çaplı valf piminin açma kuvveti $1,57 \text{ mm}$ kırılma çaplı valf pimine göre 35 N daha düşüktür. Kısılmanın etkisi süresince $200 \mu\text{s}$ 'ye kadar kuvvet sabit kalmaktadır (Şekil 4.4.a). Kısılmanın etkisinin sona ermesi ile $210 \mu\text{s}$ 'e kadar kuvvet 100 N azalmaktadır (Şekil 4.4.b). $220 \mu\text{s}$ 'de valf piminin bypass yüzeyine çarpması ile kuvvet aniden 720 N 'a yükselmiştir ve ardından 180 N 'a sönümlenmiştir. Valf piminin bypass yüzeyine çarpıp yeniden yükselme hareketinin sebep olduğu F_A 'daki değişim $250 \mu\text{s}$ ile $300 \mu\text{s}$ 'de görülmektedir. $650 \mu\text{s}$ 'de valf pimi yukarı doğru hareket etmeye başlamıştır ve hareketi $700 \mu\text{s}$ 'de tamamlanmıştır (Şekil 4.4.c). F_A 'daki düşüş $650 \mu\text{s}$ ile $680 \mu\text{s}$ arasında görülmektedir. Valf piminin kapanmasından sonraki dalgalanmalar valf yayının hareketi ile bağlantılıdır.

Valf pimi 700 μ s'de kapanmaktadır. Ancak 680 μ s ve 700 μ s arasında kuvvet artışı görülmektedir (Şekil 4.4d.). Valf piminin yukarı doğru hareketi ile valf pistonu da yukarı hareket edecektir. Aktarma pistonu ve valf pistonu arasındaki yakıt sıkışacaktır ve basıncı artacaktır. Bu durumda valf pistonunu aşağıya indirebilmek için karşı bir kuvvet oluşturacaktır (Şekil 4.5.a). Bu kuvvet valf pimine 50 N iletilmektedir.



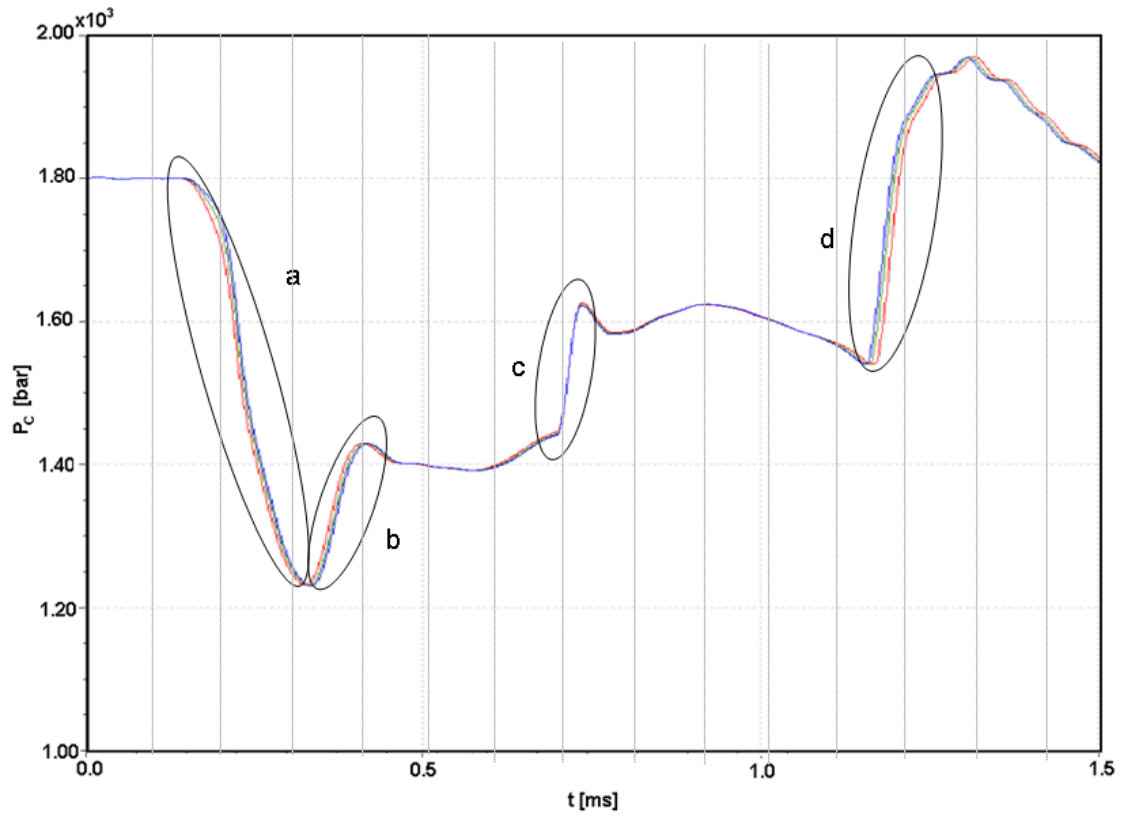
Şekil 4.5. Aktarma boşluğu basıncı

1,53 mm kırılma çapına sahip valf pimli sistemin 1,57'ye göre daha düşük kuvvetlerce (35 N) açılabilmesi (Şekil 4.4.a) P_{CR} 'in birim zamanda farklılıklar gösteriyor olmasındandır. (Şekil 4.6.a) incelenildiğinde valf piminin hareketi itibari ile toplam 20 μ s boyunca valf odası basıncında farklılıklar görülmüştür. Valf strokunun 5 μ m olduğu durumda iki sistemdeki valf odası basınç farklılığı yaklaşık olarak 200 bar olarak bulunmuştur. Şekil 4.3'teki harekete bağlı zaman grafiği Şekil 4.6 ile eşleştirildiğinde 10 μ m hareket mesafesi valf odası basınç farklılığının zamana bağlı değişiminin sona erdiği görülmektedir.



Şekil 4.6. Valf odası basıncı

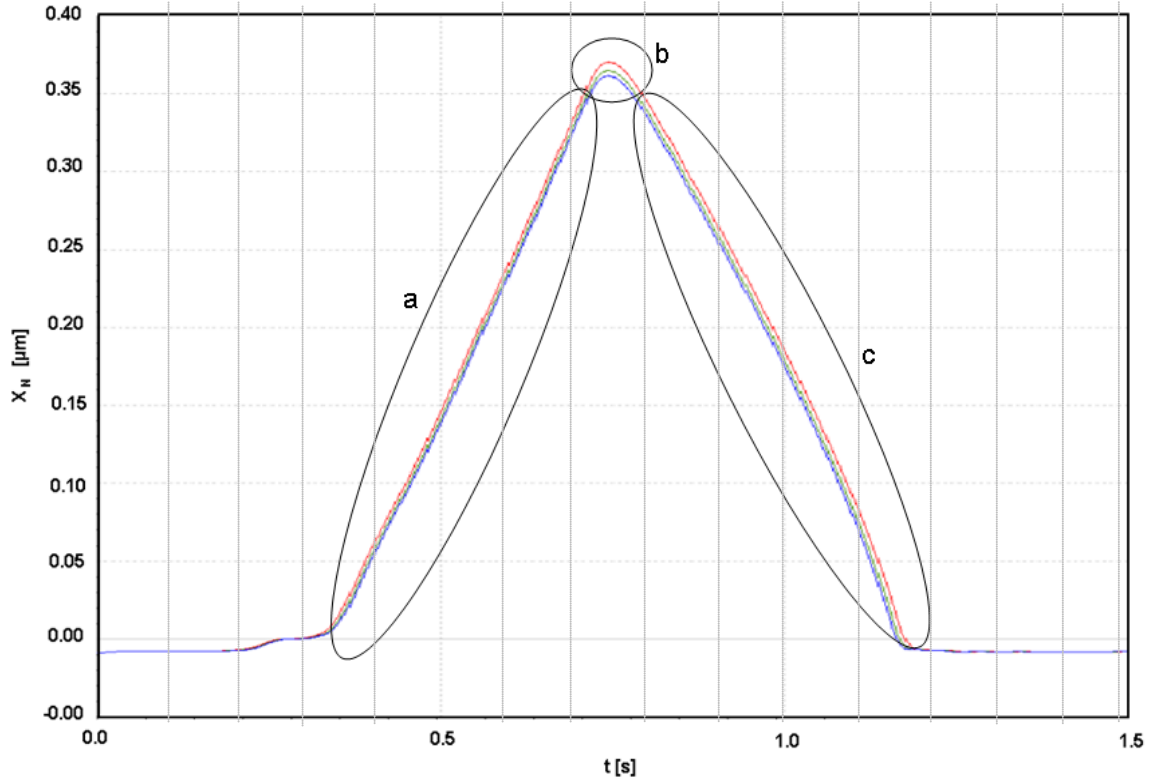
4. Kontrol odası basıncının zamana bağlı değişimi:



Şekil 4.7. Kontrol odası basıncının zamana bağlı hareketi

Kırılma çapı düşük olan valf pimine sahip sistemde kontrol odasındaki basınç valf piminin hareketi ile 20 μ s daha erken boşalmaya başlamıştır (Şekil 4.7.a). Basınç düşüşü 180 μ s'den 320 μ s'e kadar gerçekleşmiştir. Bu süre zarfında kontrol odası basıncı yaklaşık 550 bar düşmüştür. 1250 bar'lık kontrol basıncının oluşturduğu iğneyi kapatma yönündeki etki kuvveti silindir basıncı tarafından oluşan iğneyi açma yönündeki etki kuvvetine yenik düşmüştür ve iğne açılmaya başlamıştır. İğnenin açılması ile kontrol odası hacmi azalmış ve basıncı 200 bar artmıştır (Şekil 4.7.b). Valf pimi 700 μ s'de kapanmıştır ve geri tahliye akış sona ermiştir. Bu durumda Z kısıcısı ve bypass kısıcısı kontrol odasının doldurmaya başlamışlardır ve basınç 200 bar daha yükselmiştir.(Şekil 4.7.d) anı başlangıcında iğne kapanmıştır ve kontrol odası basıncı 1800 bara yükselmiştir.

5. Meme iğnesinin zamana bağlı değişimi:

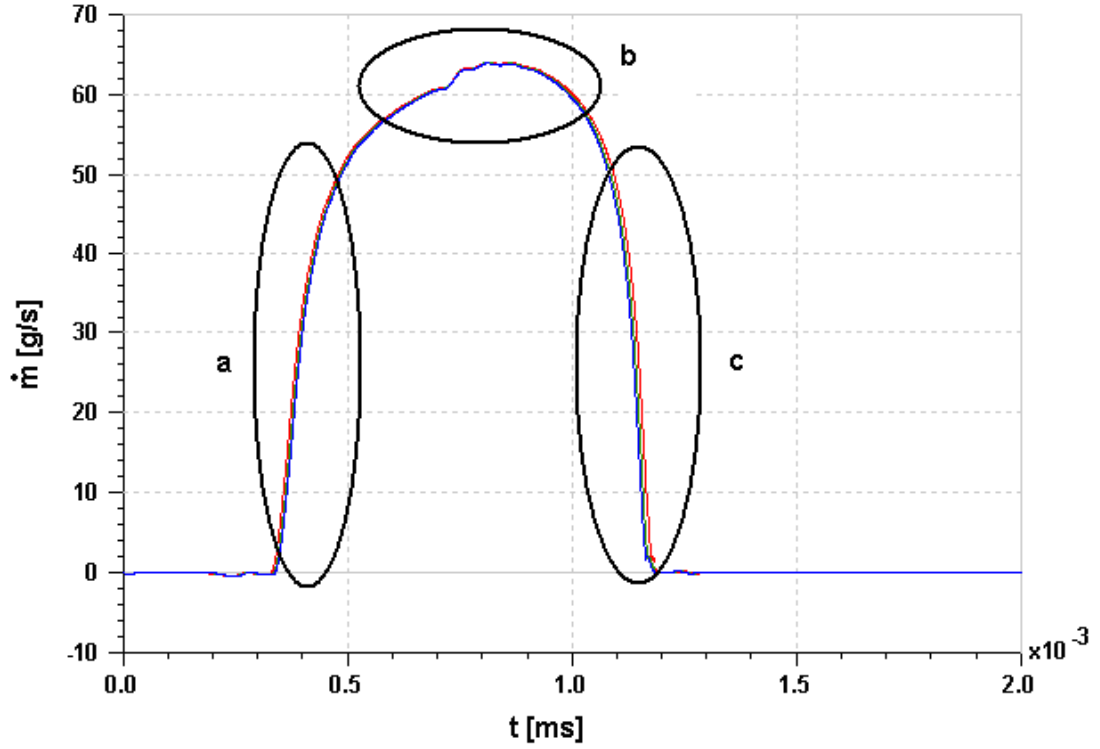


Şekil 4.8.Meme iğnesinin zamana bağlı hareketi

Kırılma çapı 1,52 mm olan valf pimi sisteminde meme iğnesi 1,57 mm sistemine göre erken hareket ediyor ve geç kapanma gösteriyor. Çünkü kontrol odası basıncı daha erken boşalmaktadır. İğne 20 μ s erken kalkmaktadır (Şekil 4.8.a). Bu nedenle aynı

tetikleme süresinde 25 μm daha çok yol almaktadır (Şekil 4.8.b). 25 μm fazla yolu 40 μs geç sürelerde kapamaktadır. Böylelikle kapanma süresi artmaktadır (Şekil 4.8.c).

6. Tam yük noktasında akış oranı:



Şekil 4.9. AMESIM Akış oranları

Kırılma çapı 1,52 mm olan valf pimi sisteminde meme iğnesi 1,57 mm sistemine göre erken püskürtmekte ve geç kapanmaktadır. Çünkü iğne daha erken hareket etmektedir. Püskürtme 10 μs erken başlamaktadır. (Şekil 4.9.a). (Şekil 4.9.b)'de püskürtme miktarı 700 μs 'de yaklaşık 4 mm^3/strok artmaktadır. Bunun sebebi valf piminin tam o anda kapanıyor olmasıdır. Püskürtme 36 μs geç bitmektedir. (Şekil 4.9.c).

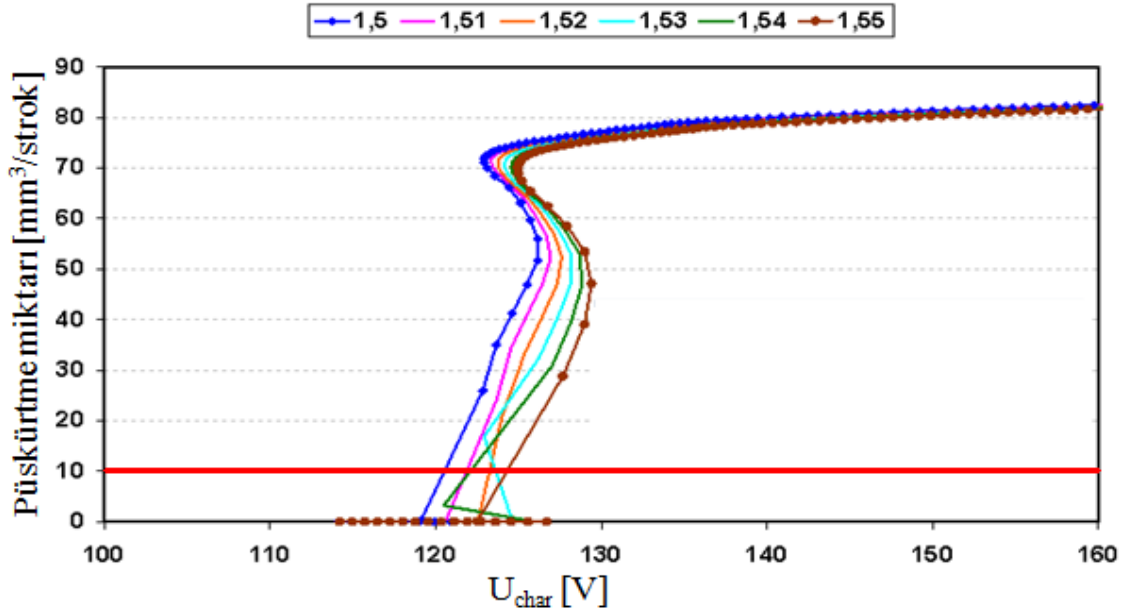
7. Püskürtme miktarı:

Çizelge 4.1 AMESIM simülasyonu ile belirlenen test noktası püskürtme miktarları

Püskürtme Miktarı	Kırılma Çapı		
	1.52mm	1.55mm	1.57mm
Tam Yük [mm ³ /strok]	43.6	42.8	42.3
Ön Püskürtme [mm ³ /strok]	0.92	0.82	0.76
Emisyon Noktası [mm ³ /strok]	17.8	17.7	17.6
Rölanti Noktası [mm ³ /strok]	6.1	6.08	6.06

Kırılma çapı arttıkça püskürtme miktarında düzenli bir azalma gözlemlenmektedir. 1,53 mm ve 1,57 mm kırılma çapına sahip sistemler arasında 1,3 mm³/strok'luk bir püskürtme miktarı azalması görülmektedir. Diğer ölçüm noktalarında da bu azalma lineer olarak görülmektedir. Ön püskürtme noktasında 0,16 mm³/strok, emisyon noktasında 0,2 mm³/strok ve rölanti noktasında 0,04 mm³/strok'luk farklılıklar görülmüştür. Ön püskürtme noktası, emisyon noktası ve rölanti noktasındaki farklılıklar ihmal edilebilecek derecede küçüktür.

8. Gerilim ihtiyacı ölçümü

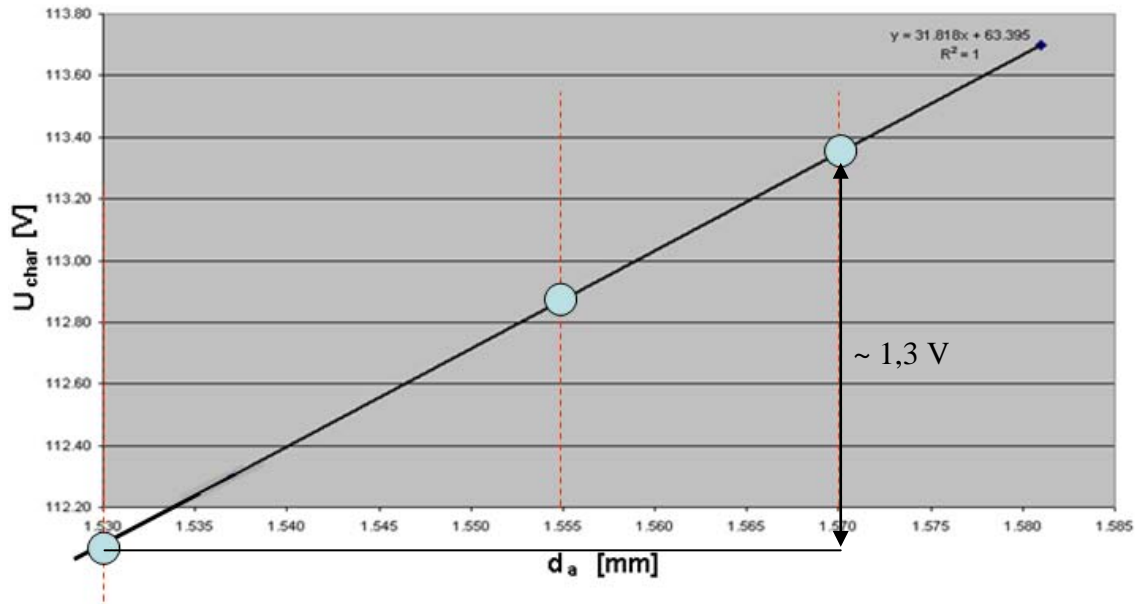


Şekil 4 10. Karakteristik gerilim ölçümü

1,55 mm valf pimi kırılma çapına sahip sistemlerde ve 1,53 mm'ye göre 0,8 V gerilim ihtiyacı fazlalığı tespit edilmiştir.

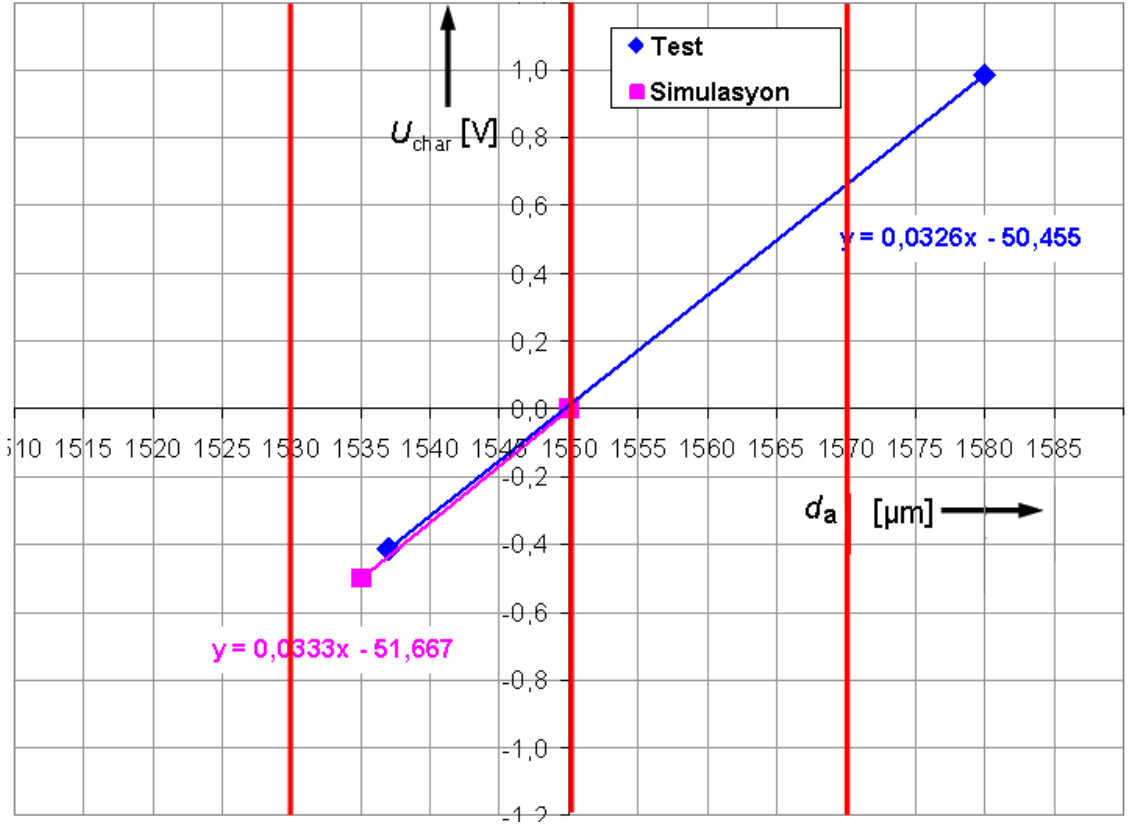
4.1.2 Üretimde gerçekleştirilen testler

1,53 mm – 1,57 mm valf pimi kırılma çaplarında 50 adet numune ürettirilmiştir. Bu numuneler farklı enjektörlere monte edilmiştir. Seri şartlarda üretilmiştir ve üretim test hatlarında karakteristik gerilimleri ölçülmüştür.



Şekil 4.11. Üretimde elde edilen karakteristik gerilim ölçümleri

Test sonucunda 1,57 mm valf pimi kırılma çapına sahip sistemin 1,53 mm'lik sisteme göre 1,3 V yüksek gerilim ihtiyacı olduğu tespit edilmiştir. 1,55 mm ve 1,57 mm arasında 0,5 V gerilim ihtiyacı farkı görülmüştür. 1,55 mm ve 1,53 mm arasında 0,8 V gerilim ihtiyacı farkı görülmüştür.



Şekil 4.12. Üretim ve simulasyon karakteristik gerilim karşılaştırmaları

Ölçüm sonucu olarak 0,033 mm/V'luk bir hassasiyet tespit edilmiştir. Üretim ve simulasyon sonuçları % 0,6'lık bir sapma göstermiştir.

4.1.3 Hidrolik denemeler

Uygulamalarda 1 adet CRI3-18 enjektörü kullanılmıştır. Bu enjektör tipinin seçilmiş olmasının sebebi üretimde bu tipe ait parçaların yüksek gerilim ihtiyacı nedeni ile ıskarta miktarlarının yüksek oranda olmasıdır. Her yeni valf grubu enjektörün içerisine monte edildikten sonra, enjektörün ihtiyaç duyduğu gerilim ihtiyacı belirlenmiş ve bu gerilim ile püskürtme karakteristiği haritası, akış oranı (kütleli debi) ve t_{diff} ölçümleri yapılmıştır.

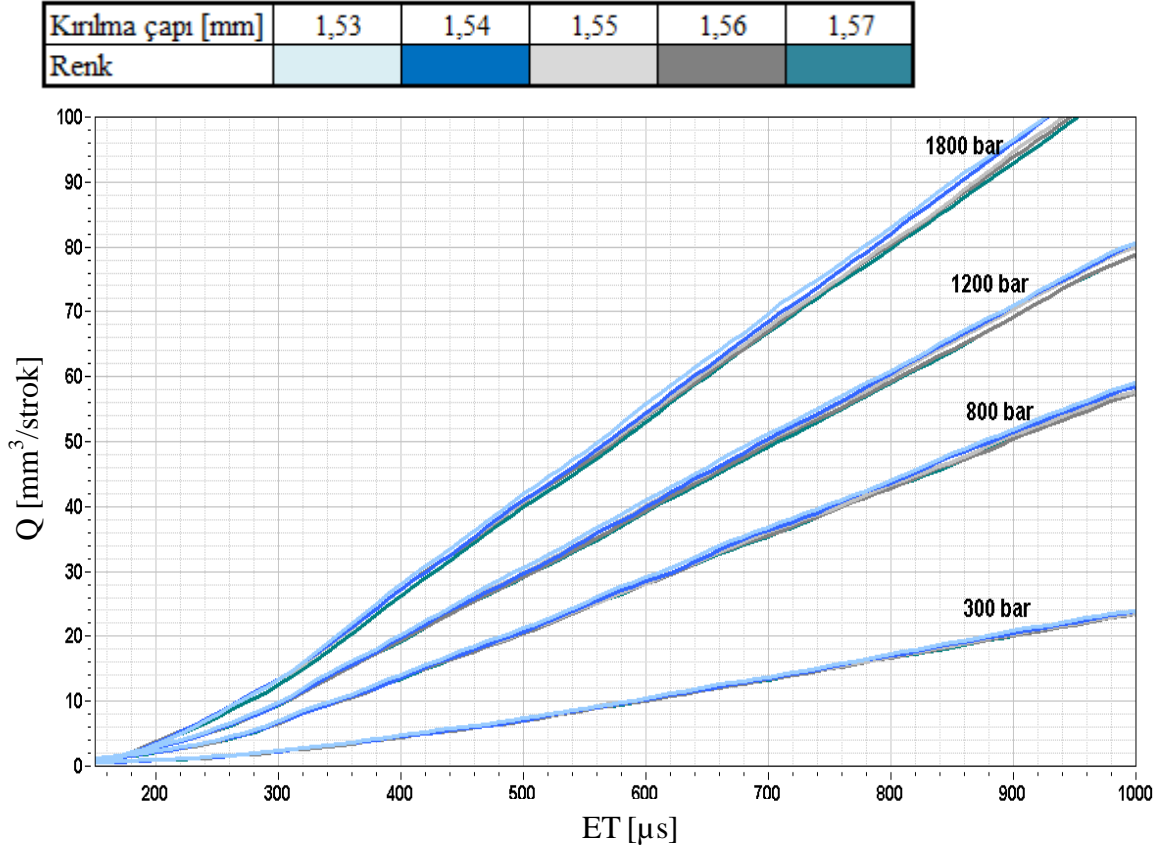
Valf grubu strokları (18 µm – 23,2 µm) aralığında ölçülmüştür.

Çizelge 4.2. Valf pimi kırılma çapları

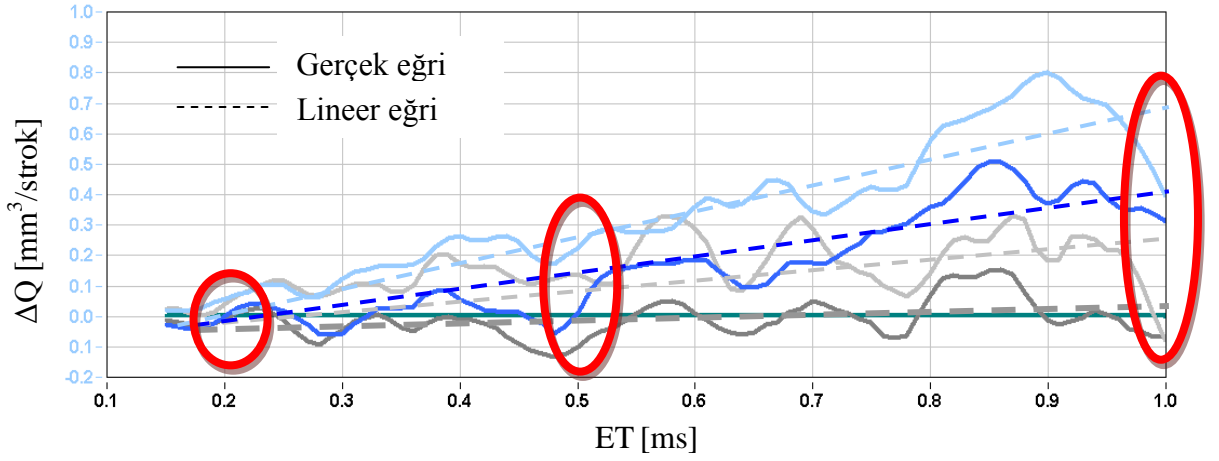
Enjektör Numarası	Valf Stroku (µm)	Kırılma Çapı (mm)	Enjektör Numarası	Valf Stroku (µm)	Kırılma Çapı (mm)
1	20.90	1.5431	26	20.50	1.5302
2	20.60	1.5414	27	21.40	1.5293
3	20.20	1.542	28	19.70	1.5243
4	18.80	1.5363	29	21.40	1.5271
5	19.70	1.5412	30	20.10	1.5255
6	20.50	1.5414	31	20.60	1.5569
7	20.00	1.5406	32	20.10	1.5585
8	18.00	1.541	33	20.70	1.5551
9	21.20	1.5425	34	21.40	1.5571
10	18.90	1.543	35	20.20	1.5564
11	22.60	1.5474	36	19.80	1.5537
12	18.90	1.5493	37	20.70	1.5589
13	20.30	1.5528	38	20.40	1.556
14	19.80	1.5485	39	19.80	1.5569
15	20.90	1.5509	40	18.80	1.5532
16	18.60	1.5506	41	21.90	1.5351
17	19.10	1.5482	42	20.20	1.535
18	20.50	1.561	43	22.40	1.5347
19	20.20	1.5512	44	22.20	1.5307
20	19.80	1.5616	45	18.50	1.5307
21	20.20	1.5279	46	22.70	1.5364
22	20.50	1.5254	47	22.20	1.5363
23	20.50	1.529	48	23.20	1.5323
24	21.30	1.5312	49	20.10	1.5346
25	20.50	1.5263	50	21.60	1.5301

1. Püskürtme Karakteristiği Eğrisi:

Püskürtme karakteristiği eğrisinde küçük kırılma çaplı valf pimlerinin yüksek püskürtme miktarlarına sebep olduğu görülmektedir. Şekil 4.15.'de ortalama değer eğrisinde püskürtme miktarı farklılığı her basınç seviyesinde ve her tetikleme süresinde net olarak görülmektedir. Şekil 4.16., Şekil 4.17., Şekil 4.18., Şekil 4.19.'da sırasıyla 300 bar, 800 bar, 1200 bar, 1800 bar püskürtme karakteristiği eğrilerinin 1.57 mm valf pimi kırılma çapı ile ölçülmüş püskürtme karakteristiği eğrisi referans alınarak fark eğrileri gösterilmiştir. Değerlendirmede üç tetikleme süresi seçilmiştir; 200 μ s, 500 μ s ve 1000 μ s. 200 μ s ön püskürtmelerde ve 500 μ s tam yük ve kısmi yük motor uygulamalarında en sık kullanılan tetikleme süreleridir. 1000 μ s ise uygulamalarda motor uygulamalarında kullanılmamaktadır ancak yüksek tetikleme sürelerinde enjektör davranışının incelenmesi için örnek olarak seçilmiştir.

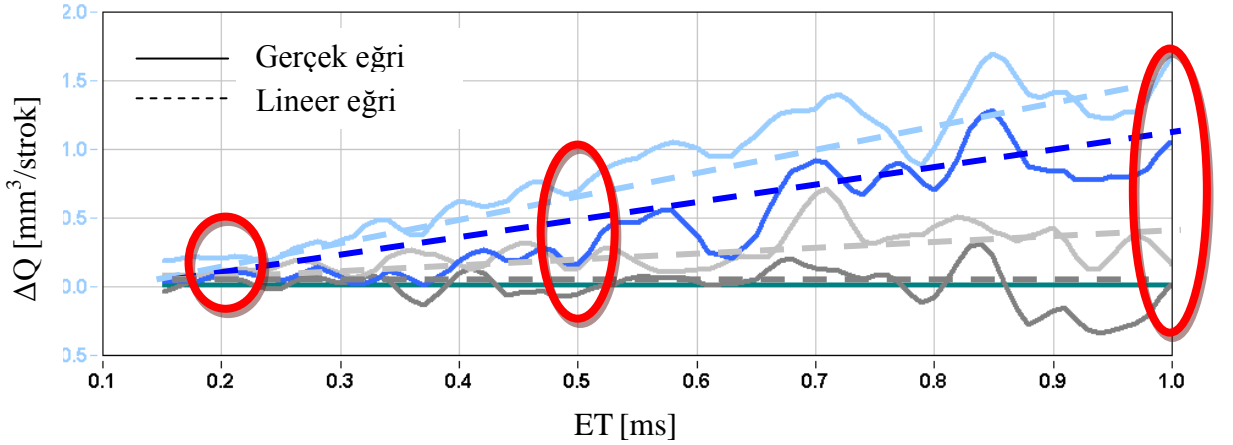


Şekil 4.13. Püskürtme karakteristiği eğrisi (150 – 1000 μ s)



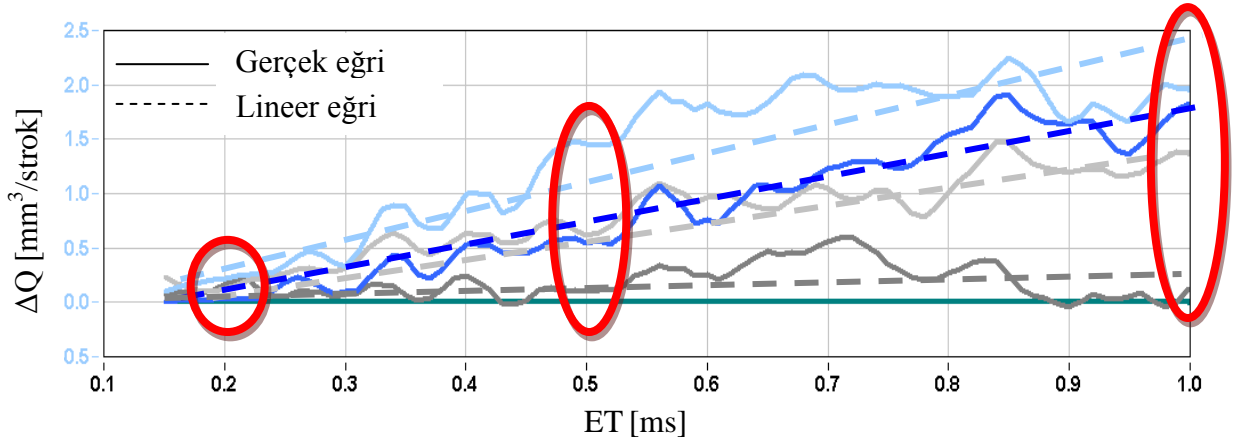
Şekil 4.14. 300 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

Şekil 4.16. bütün olarak incelendiğinde birim tetikleme zamanında kırılma çapının azalması ile püskürtme miktarının artışı görülmektedir. Yüzesel olarak değerlendirildiğinde 200 μ s tetikleme süresinde % 4,2'e kadar bir farklılık görülürken 500 μ s tetikleme süresinde 1,57 mm sistemi 1,53 mm'lik sisteme göre % 2,6 az püskürtmüştür. 1000 μ s'de bu fark % 2'ye düşmektedir.



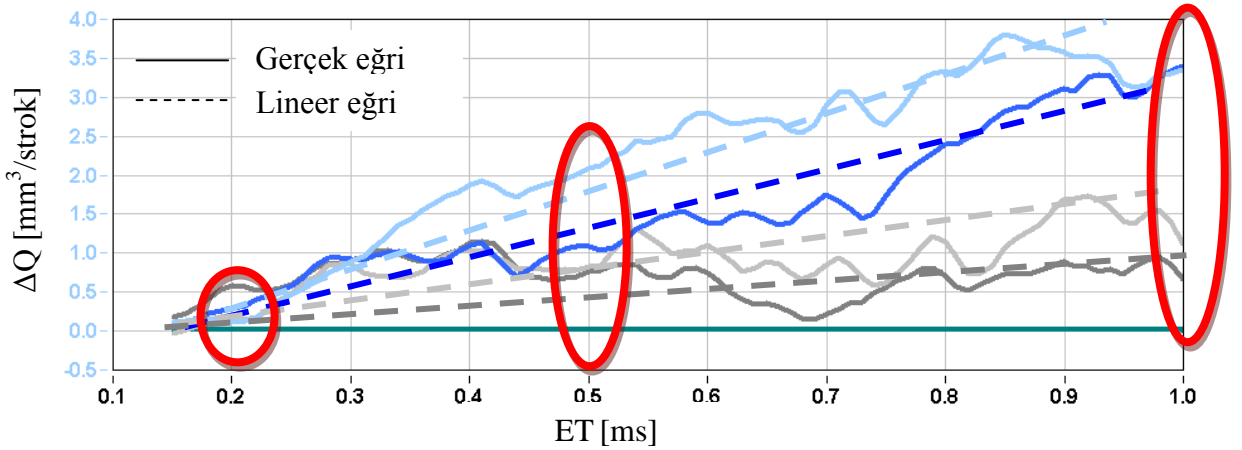
Şekil 4.15. 800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

200 μ s tetikleme süresinde % 10'a kadar bir farklılık görülürken 500 μ s tetikleme süresinde 1,57 mm sistemi 1,53 mm'lik sisteme göre % 4,2, az püskürtmüştür. 1000 μ s'de bu fark % 3,4'e düşmektedir.



Şekil 4.16. 1200 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

200 μ s tetikleme süresinde % 7,5'a kadar bir farklılık görülürken 500 μ s tetikleme süresinde 1,57 mm sistemi 1,53 mm'lik sisteme göre % 4,9 az püskürtmüştür. 1000 μ s'de bu fark % 2,9'e düşmektedir.



Şekil 4.17. 1800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

200 μ s tetikleme süresinde % 6'ya kadar bir farklılık görülürken 500 μ s tetikleme süresinde 1,57 mm sistemi 1,53 mm'lik sisteme göre % 4,1 az püskürtmüştür. 1000 μ s'de bu fark % 3,9'a düşmektedir.

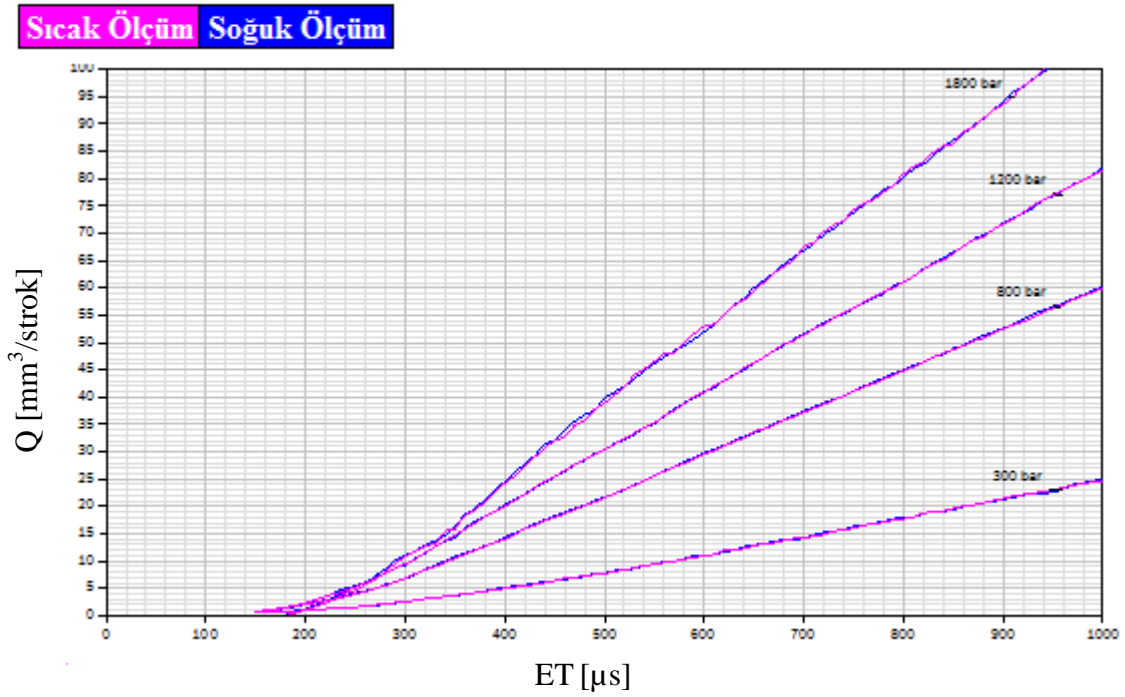
Beklenildiği gibi tetikleme süreleri karşılaştırıldığında kırılma çapının etkisi ile püskürtme miktarındaki yüzdesel değişim en fazla 200 μ s tetikleme süresinde görülmüştür. Tetikleme süresi uzadıkça kırılma çapının etkisi azalmaktadır. Kırılma çapı değişikliğinin etkisinin en çok valf piminin açılması esnasında olduğu AMESim

simülasyonunda Şekil 4.2.'de belirlenmiştir. Bu etki tetikleme süresi uzadıkça yüzdesel olarak azalma göstermektedir. Hidrolik test sonuçları teoriyi desteklemiştir.

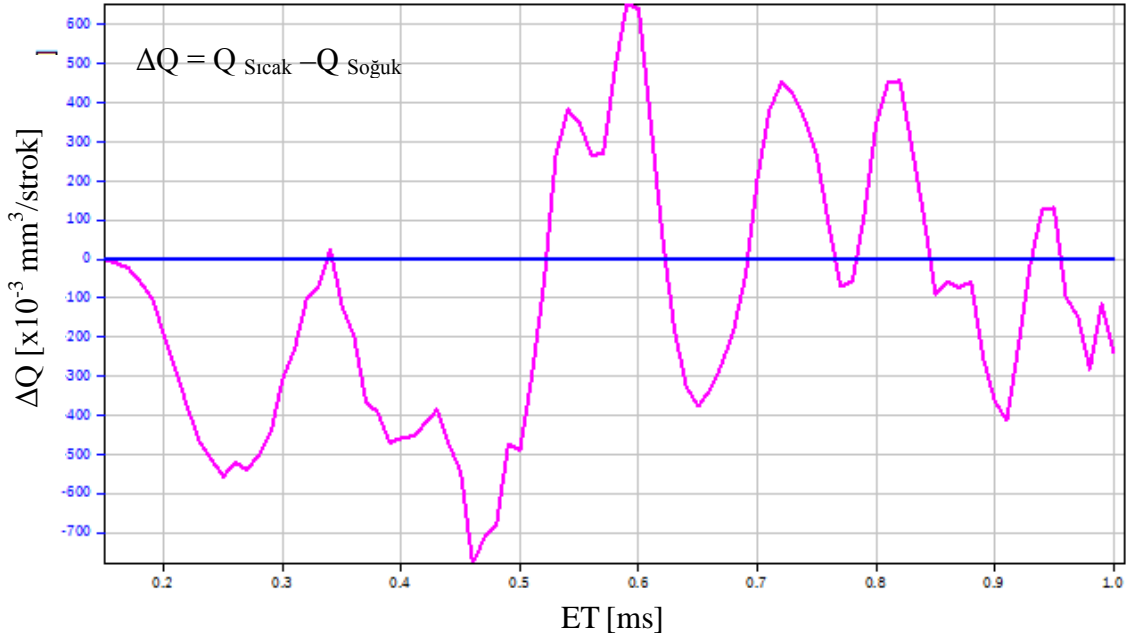
Rail basıncın artışı ile valf odası basıncı artmakta ve valf pimini açmaya yönelik direnç gösteren hidrolik kuvvetlerde bir artış olmaktadır. Valf pimi kırılma çapı azaldıkça bu hidrolik direnç kuvveti azalacak ve erken açmaya sebebiyet verecektir. Hidrolik test sonuçları analiz edildiğinde görülmüştür ki kırılma çapının %1 azalması ile rail basınındaki 100 bar'lık artış püskürtme miktarını yaklaşık $0,125 \text{ mm}^3/\text{strok}$ artmaktadır.

Püskürtme Karakteristiği Eğrisi (Sıcak Ölçüm):

Bu ölçümlerde 1,53 mm kırılma çaplı sistemin püskürtme karakteristiği eğrileri hem soğuk şartlarda hem de sıcak şartlarda değerlendirilmiştir.

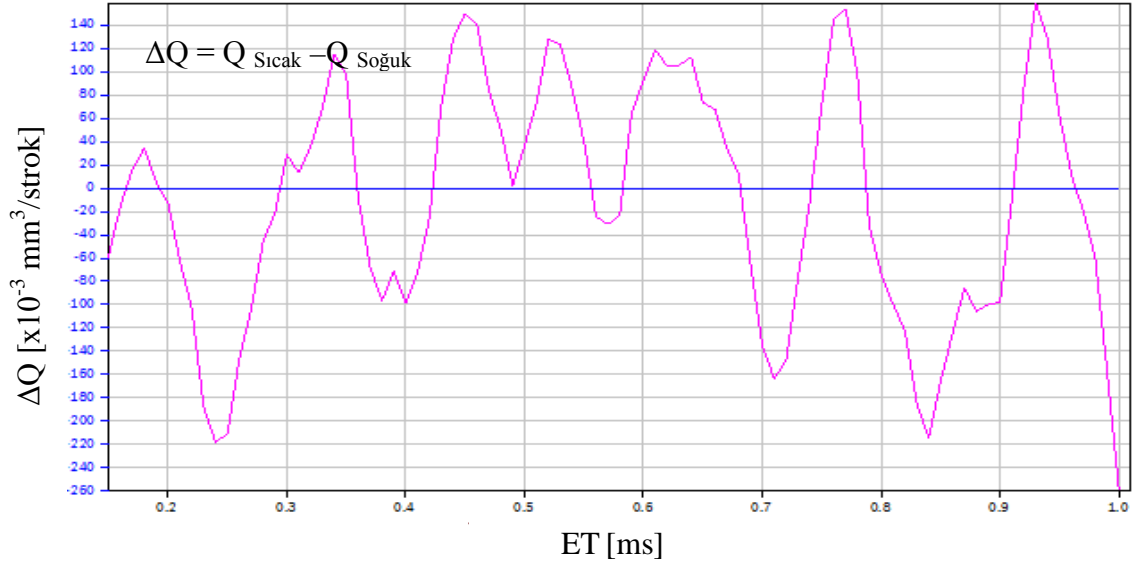


Şekil 4.18. d_a 1,53 mm sıcak ve soğuk püskürtme karakteristiği ölçümleri



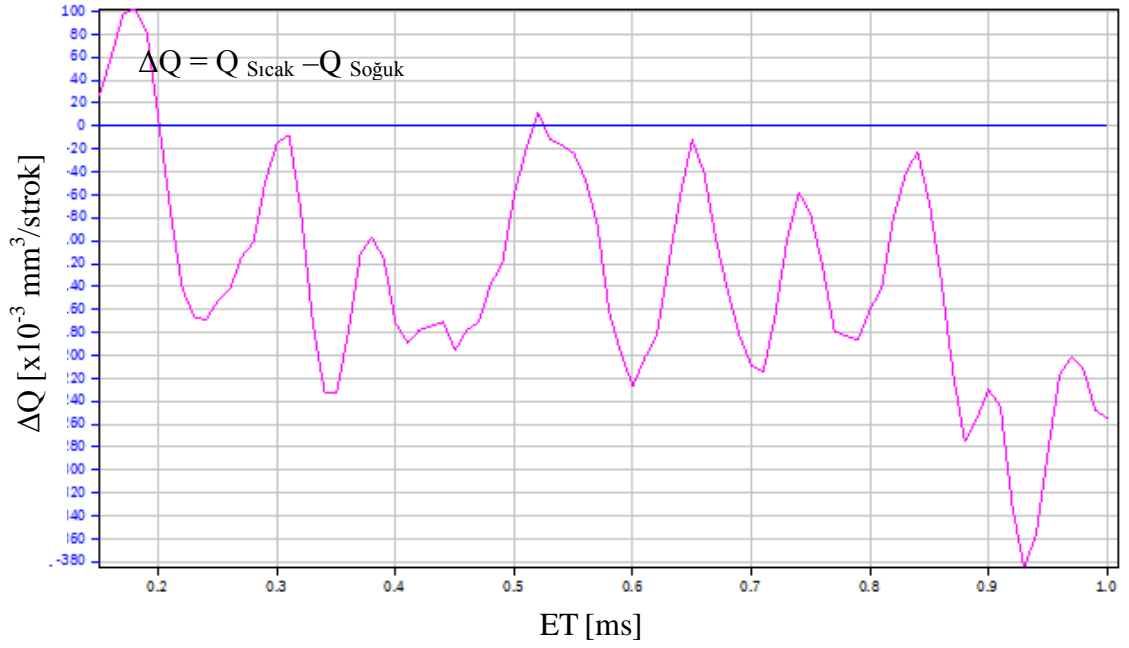
Şekil 4.19. 1800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

1800 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinde $0,7 \text{ mm}^3/\text{strok}$ 'un altında sapmalar gözlemlenmiştir ve ihmal edilmiştir. Sıcak ölçümün püskürtme karakteristiği üzerinde bir etkisi görülmemiştir.



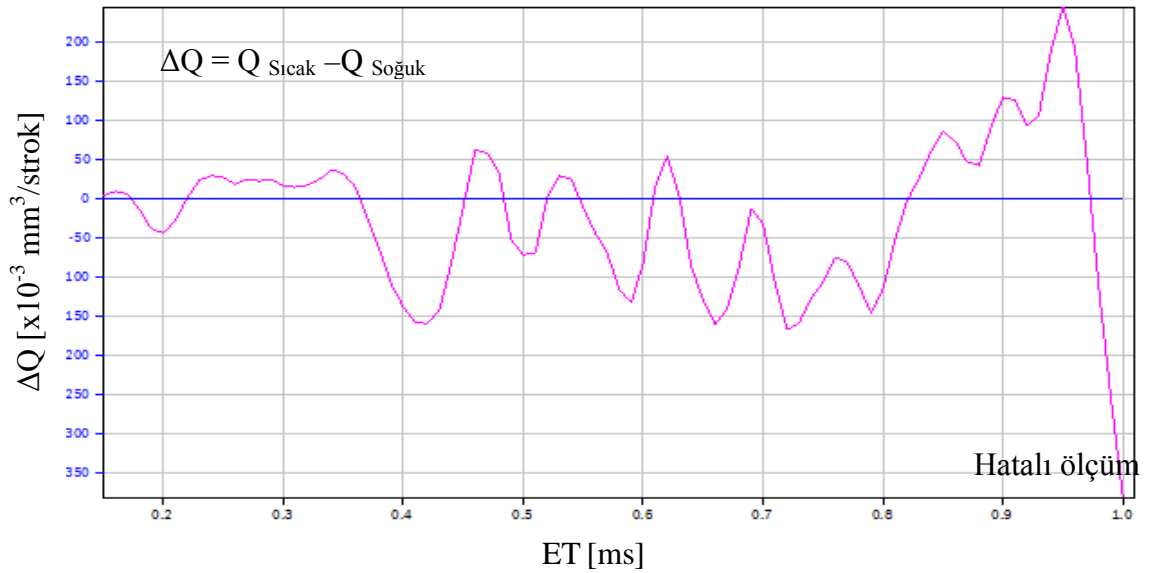
Şekil 4.20 1200 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

1200 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinde $0,26 \text{ mm}^3/\text{strok}$ 'un altında sapmalar gözlemlenmiştir ve ihmal edilmiştir. Sıcak ölçümün püskürtme karakteristiği üzerinde bir etkisi görülmemiştir.



Şekil 4.21 800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

800 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinde $0,38 \text{ mm}^3/\text{strok}$ 'un altında sapmalar gözlemlenmiştir ve ihmal edilmiştir. Sıcak ölçümün püskürtme karakteristiği üzerinde bir etkisi görülmemiştir.



Şekil 4.22 800 bar delta püskürtme karakteristiği eğrisi

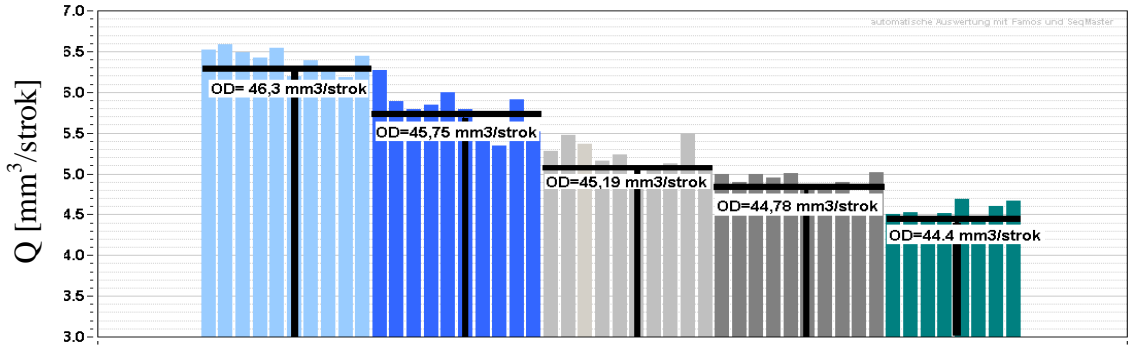
300 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinde $0,15 \text{ mm}^3/\text{strok}$ 'un altında sapmalar gözlemlenmiştir ve ihmal edilmiştir. Sıcak ölçümün püskürtme karakteristiği üzerinde bir etkisi görülmemiştir.

2.a. Test Noktaları:

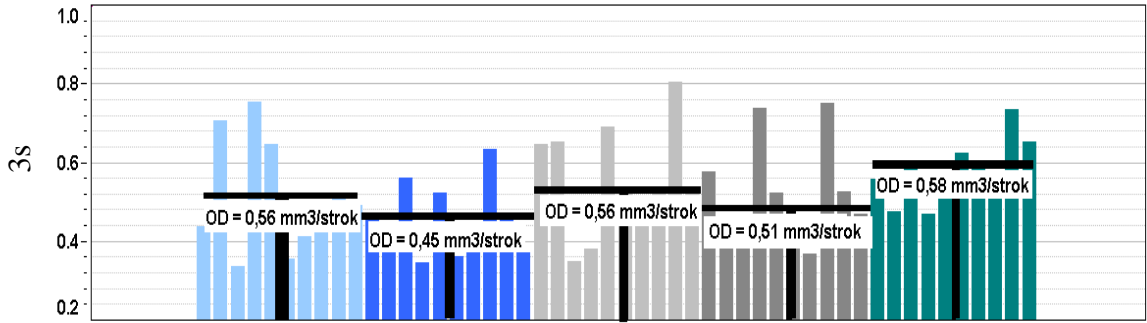
Kırılma çapı [mm]	1,53	1,54	1,55	1,56	1,57
Renk					

Tam Yük Noktası (Rail basıncı 1800 bar, Tetikleme Süresi 535 μ s):

- Kırılma çapının artışıyla püskürtme miktarında 1,9 mm^3/strok 'a kadar bir azalma gözlemlenmiştir.
- Standart sapmalarda bir korelasyon görülmemiştir.



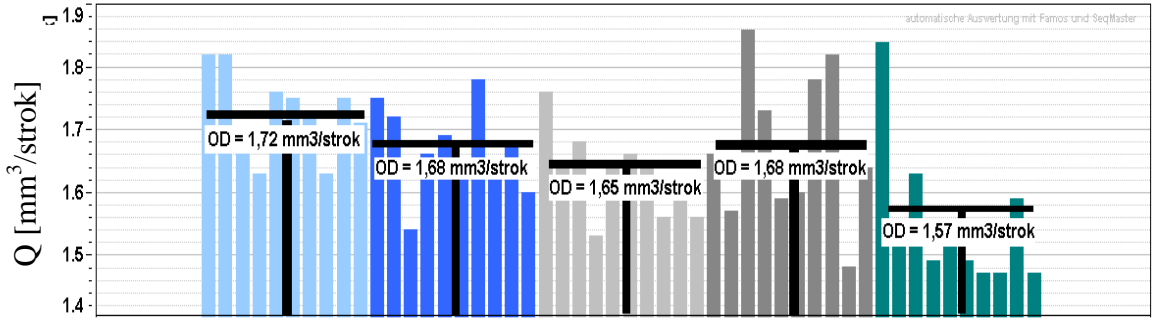
Şekil 4.23. Tam yük test noktası ölçüm miktarları



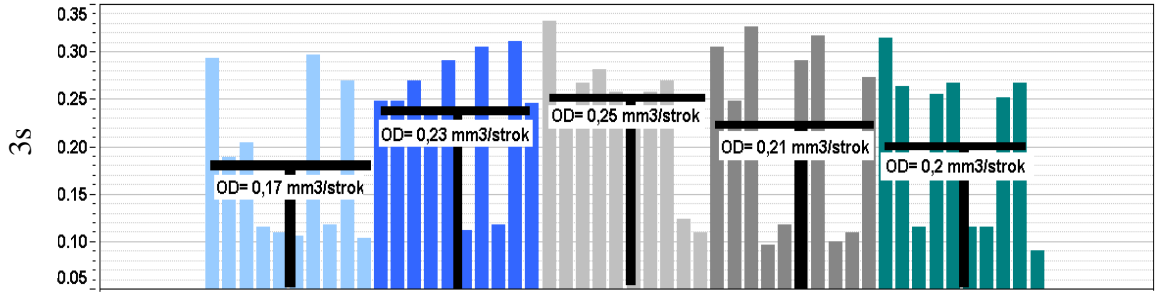
Şekil 4.24. Tam yük test noktası standart sapma miktarları

Ön Püskürtme Noktası (Rail Basıncı 1200 bar, Tetikleme Süresi 180 μ s):

- Kırılma çapının artışıyla püskürtme miktarında 0,15 mm^3/strok 'a kadar bir azalma gözlemlenmiştir.
- Standart sapmalarda bir korelasyon görülmemiştir.



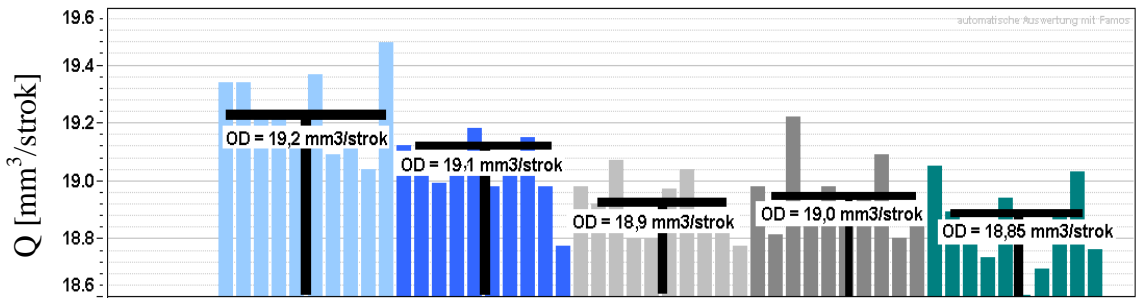
Şekil 4.25 Ön püskürtme test noktası ölçüm miktarları



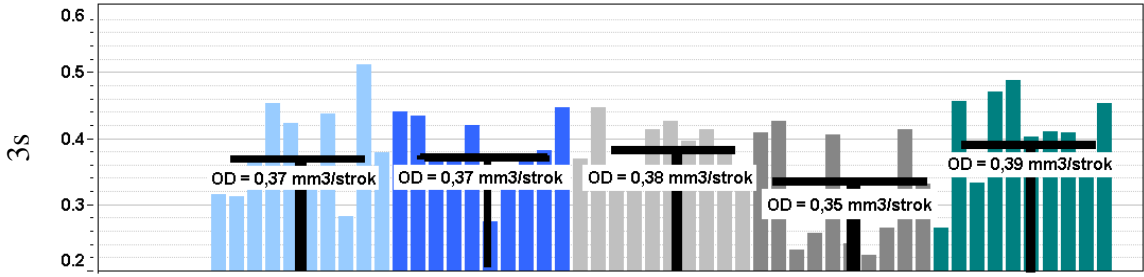
Şekil 4.26 Ön püskürtme test noktası standart sapma miktarları

Emisyon Noktası (Rail Basıncı 800 bar, Tetikleme Süresi 475 μ s):

- Kırılma çapının artışıyla püskürtme miktarında 0,35 mm³/strok'a kadar bir azalma gözlemlenmiştir.
- Standart sapmalarda bir korelasyon görülmemiştir.



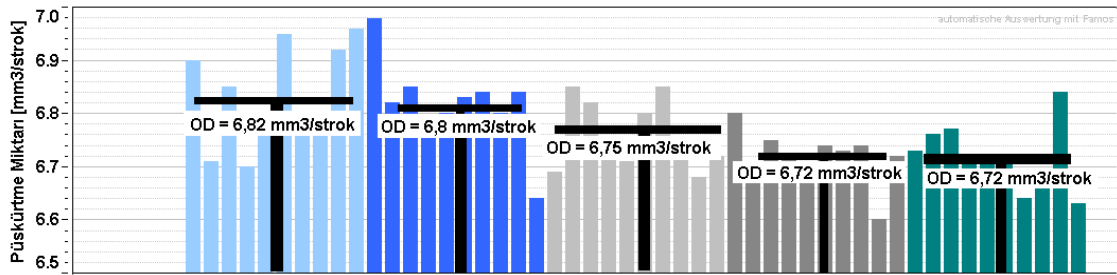
Şekil 4.27 Emisyon test noktası ölçüm miktarları



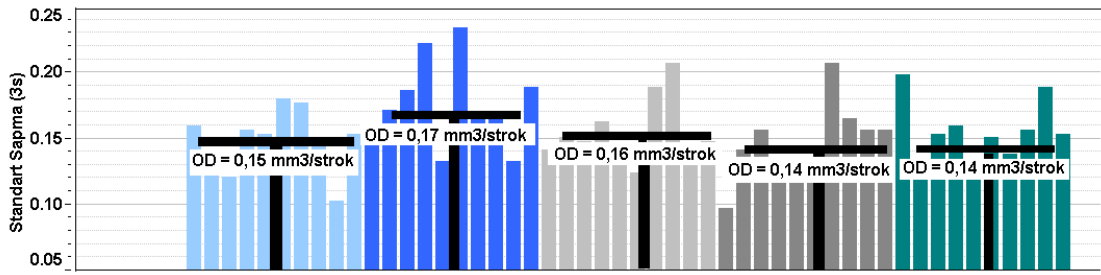
Şekil 4.28 Emisyon test noktası standart sapma miktarları

Rölanti Noktası (Rail Basıncı 300 bar, Tetikleme Süresi 495 µs):

- Kırılma çapının artışıyla püskürtme miktarında 0,1 mm³/strok'a kadar bir azalma gözlemlenmiştir.
- Standart sapmalarda bir korelasyon görülmemiştir.



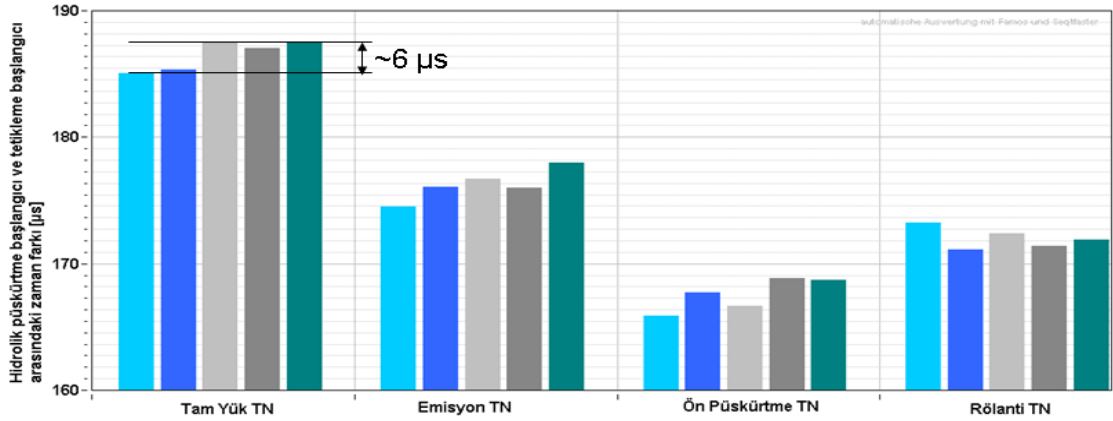
Şekil 4.29 Rölanti test noktası ölçüm miktarları



Şekil 4.30 Rölanti test noktası standart sapma miktarları

2.b. Püskürtme Gecikmesi Ölçümü:

1,53 mm kırılma çapına sahip bir sistem 1,57 mm'lik sisteme kıyasla tam yük noktasında 6 μ s, emisyon ve ön püskürtme noktalarında 4 μ s daha erken püskürtmüştür. Rölanti noktasında bir korelasyon görülmemiştir. Kırılma çapının değişiminin enjektörün tepki süresini değiştirdiği kanıtlanmıştır.

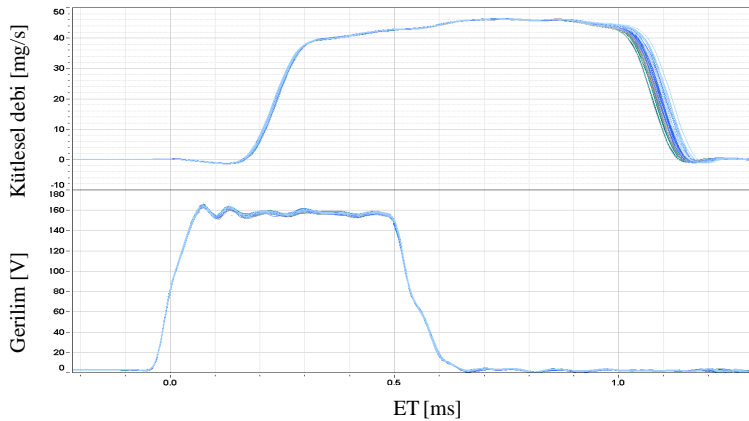


Şekil 4.31 Püskürtme Başlangıcı ve Tetikleme Başlangıcı Arasındaki Zaman Farkı

2.c. Kütleli Debi Ölçümü:

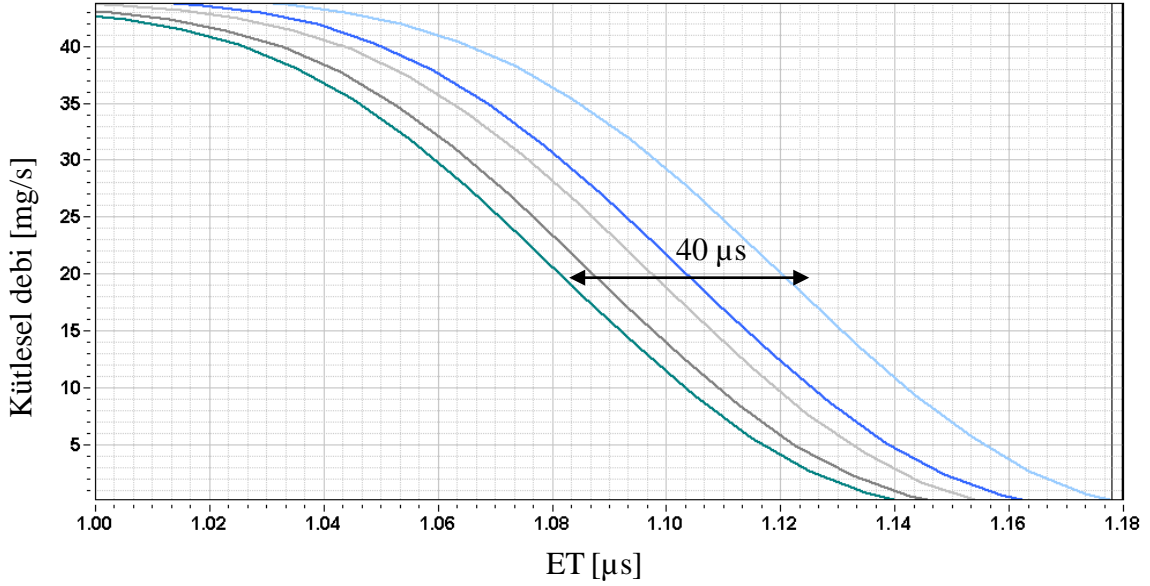
Tam Yük Noktası (Rail basıncı 1800 bar, Tetikleleme süresi 535 μ s):

Tam yük noktası kütleli debi ölçümleri Şekil 4.35.'de ve detay resimleri Şekil 4.36. ve Şekil 4.37.'de yer almaktadır. Şekil 4.36.'da kırılma çapı 1,53 mm olan sistemin erken açılma gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.34'te ortalama değişimin 6 μ s olduğu esaplanmıştır.



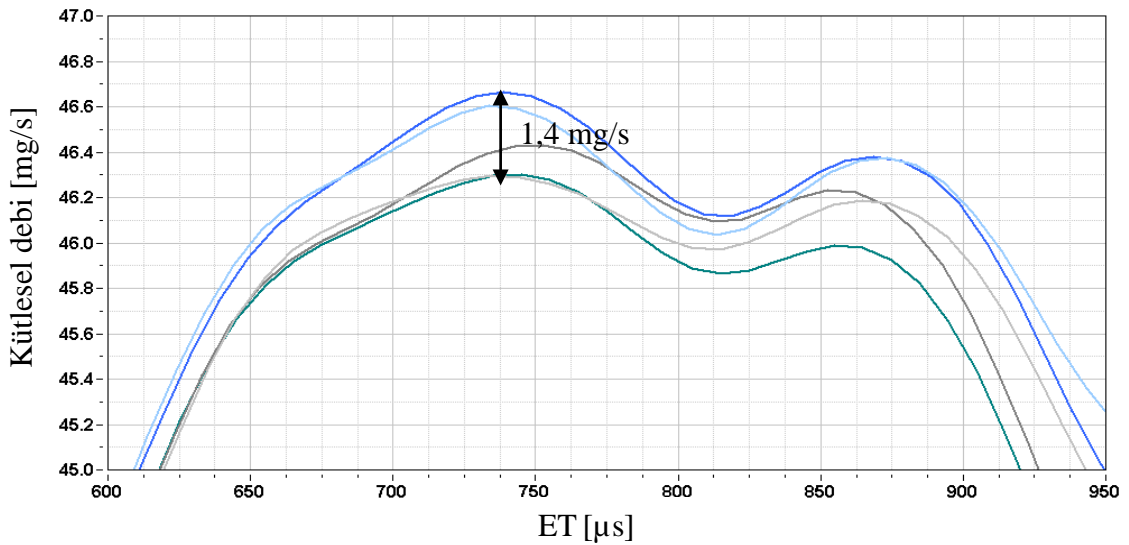
Şekil 4.32. Tam yük noktası kütleli debi ölçümü

Şekil 4.36.'da 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre ortalama 40 μ s geç kapama yaptığı görülmüştür. 0.01 mm kırılma çapı artışı püskürtme süresini ortalama % 4 uzatmaktadır.



Şekil 4.33. Tam yük noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1)

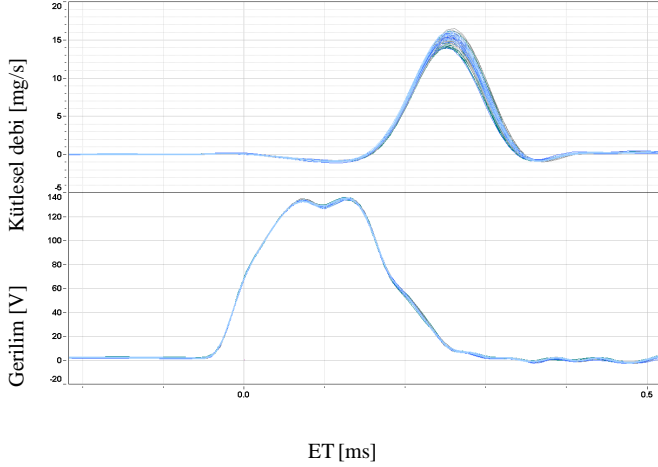
Şekil 4.37'de 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre iğnenin en yüksek strokunu aldığı durumda ortalama 1,4 mg/s püskürtme debisi fazlalığı görülmüştür. 0,1 mm kırılma çapı artışı püskürtme süresini ortalama % 0,6 arttırmaktadır.



Şekil 4.34. Tam yük noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2)

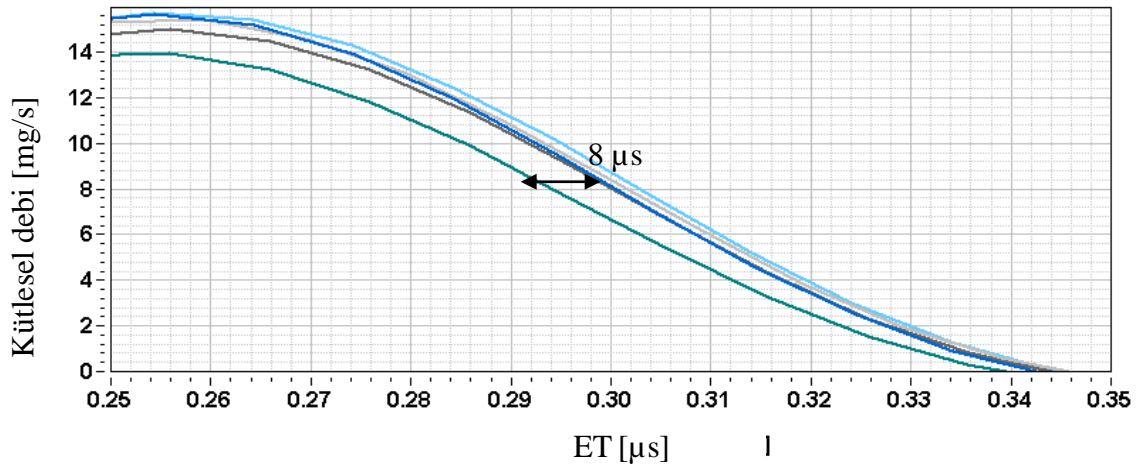
Ön Püskürtme Noktası (Rail basıncı 1200 bar, Tetikleme süresi 180 μ s):

Ön püskürtme noktası kütleli debi ölçümleri Şekil 4.38.'da ve detay resimleri Şekil 4.39. ve Şekil 4.40.'da yer almaktadır. Şekil 4.36.'da kırılma çapı 1,53 mm olan sistemin erken açılma gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.34'te ortalama değişimin 4 μ s olduğu hesaplanmıştır.



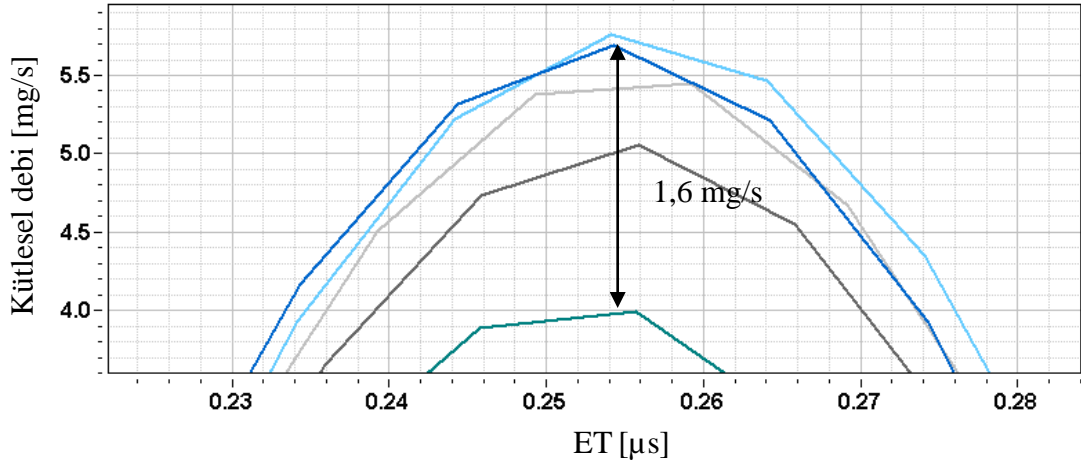
Şekil 4.35. Ön püskürtme noktası kütleli debi ölçümü

Şekil 4.39.'da 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre ortalama 8 μ s geç kapama yaptığı görülmüştür. Kırılma çapı değişiminin ön püskürtme süresine korelasyonu düşüktür.



Şekil 4.36. Ön püskürtme noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1)

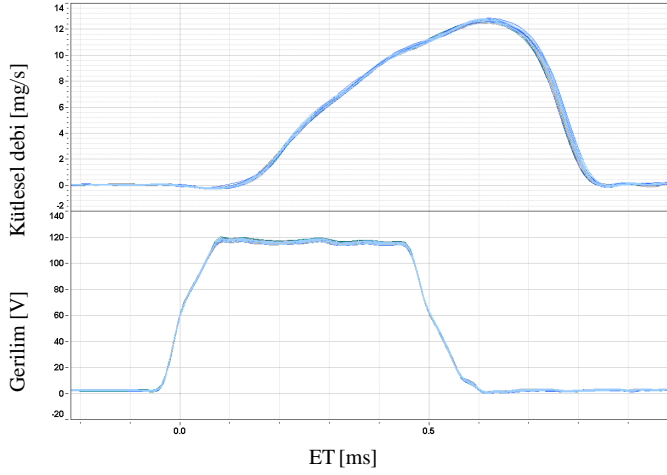
Şekil 4.40.'ta 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre iğnenin en yüksek strokunu aldığı durumda ortalama 1,4 mg/s püskürtme debisi fazlalığı görülmüştür. 0,1 mm kırılma çapı artışı püskürtme süresini ortalama % 2,85 arttırmaktadır.



Şekil 4.37. Ön püskürtme noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2)

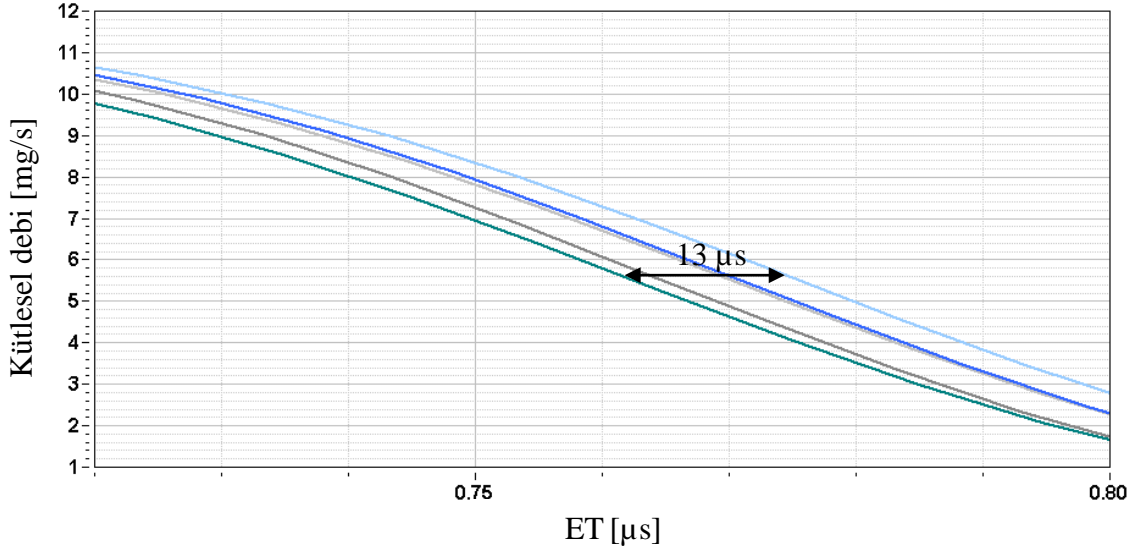
Rölanti Noktası (Rail basıncı 300 bar, Tetikleme süresi 495 µs):

Rölanti noktası kütleli debi ölçümleri Şekil 4.41.'de ve detay resimleri Şekil 4.42. ve Şekil 4.43.'de yer almaktadır. Şekil 4.41.'de kırılma çapı 1,53 mm olan sistemin erken açılma gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.34.'te ortalama değişimin 4 µs olduğu hesaplanmıştır.



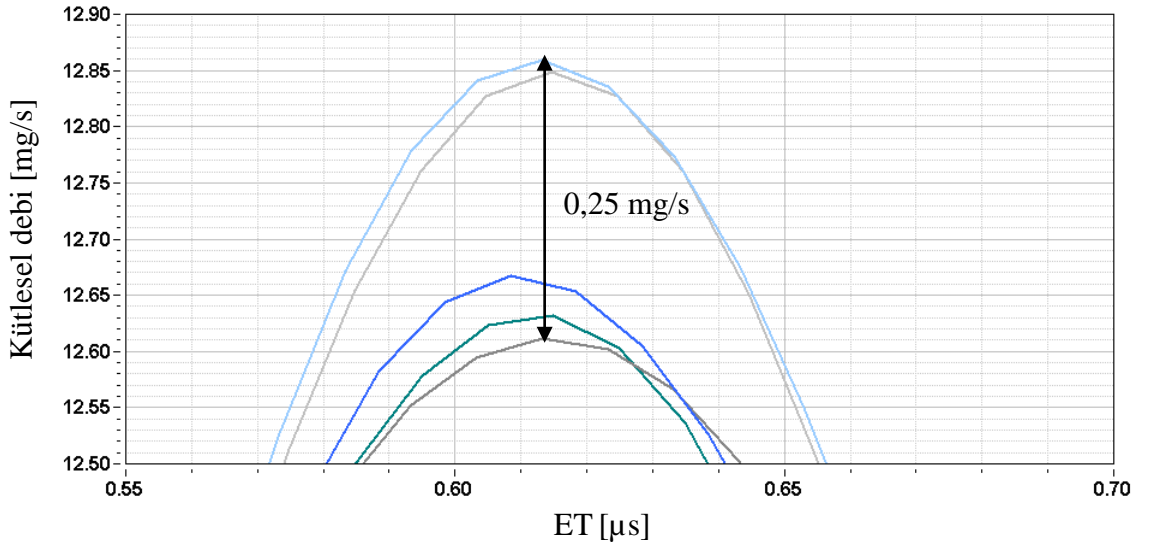
Şekil 4.38. Rölanti noktası kütleli debi ölçümü

Şekil 4.42.'de 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre ortalama 13 µs geç kapama yaptığı görülmüştür. 0,01 mm kırılma çapı değişiminin emisyon noktası püskürtme süresine % 0,18'lik bir etkisi vardır.



Şekil 4.39. Rölanti noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1)

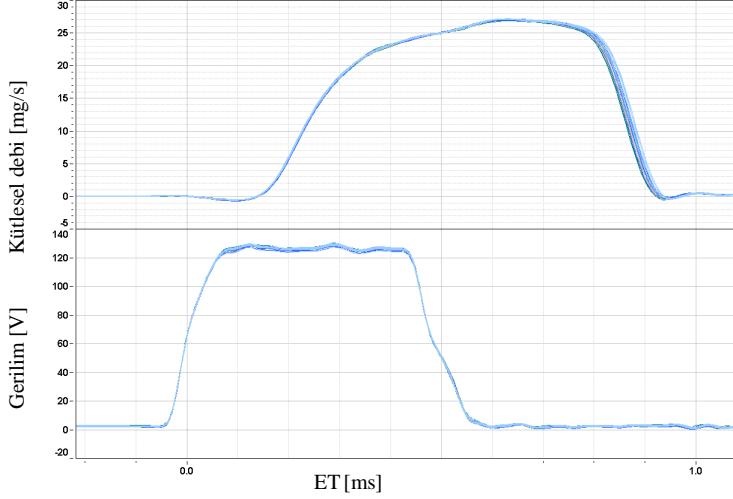
Şekil 4.43.'de 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre iğnenin en yüksek strokunu aldığı durumda ortalama 0,25 mg/s püskürtme debisi fazlalığı görülmüştür. 0,1 mm kırılma çapı artışı püskürtme süresini ortalama % 2,85 arttırmaktadır.



Şekil 4.40. Rölanti noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2)

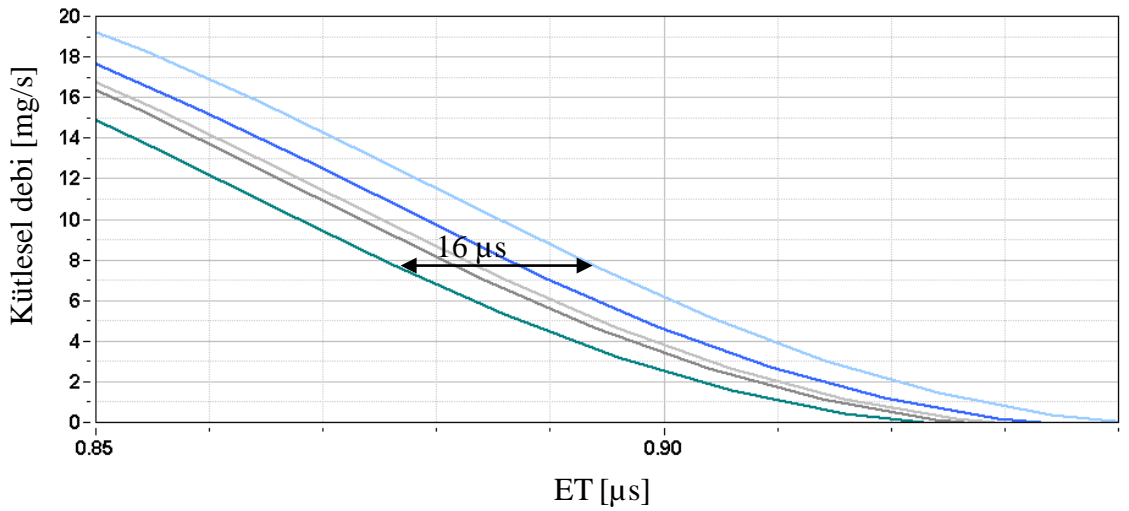
Emisyon Noktası (Rail basıncı 300 bar, Tetikleme süresi 475 μ s):

Emisyon noktası kütleli debi ölçümleri Şekil 4.44.'de ve detay resimleri Şekil 4.45. ve Şekil 4.46'de yer almaktadır. Şekil 4.34'da kırılma çapı 1,53 mm olan sistemin erken açılma gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.34.'te ortalama değışimin 4 μ s olduğu hesaplanmıştır.



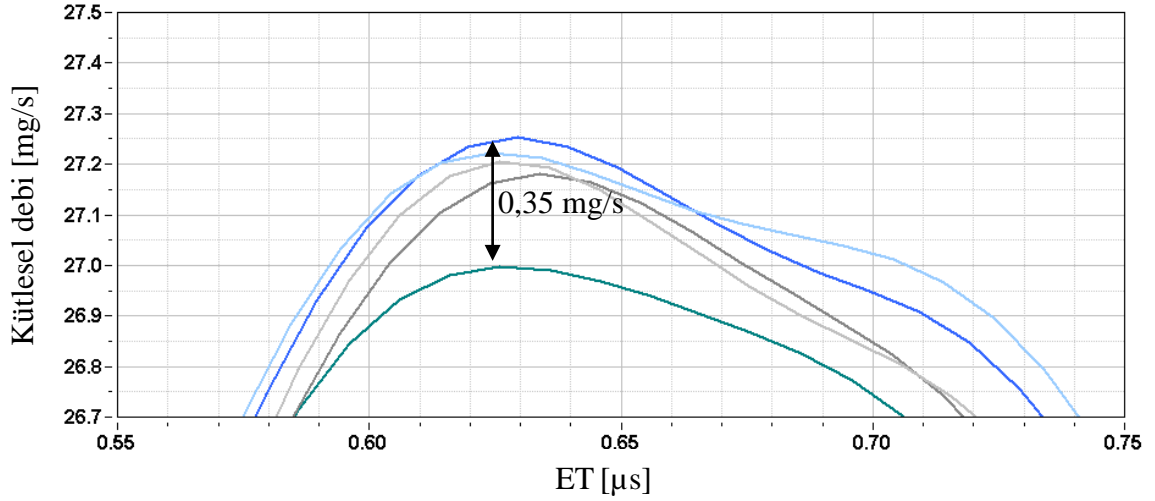
Şekil 4.41. Emisyon noktası kütleli debi ölçümü

Şekil 4.45'de 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre ortalama 16 μ s geç kapama yaptığı görülmüştür. 0,01 mm kırılma çapı değışiminin emisyon noktası püskürtme süresine % 1,88'lik bir etkisi vardır.



Şekil 4.42. Emisyon noktası kütleli debi ölçümü (Detay 1)

Şekil 4.46'da 1,53 mm kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm'ye göre iğnenin en yüksek strokunu aldığı durumda ortalama 0,35 mg/s püskürtme debisi fazlalığı görülmüştür. 0,1 mm kırılma çapı artışı püskürtme süresini ortalama % 1,3 arttırmaktadır.

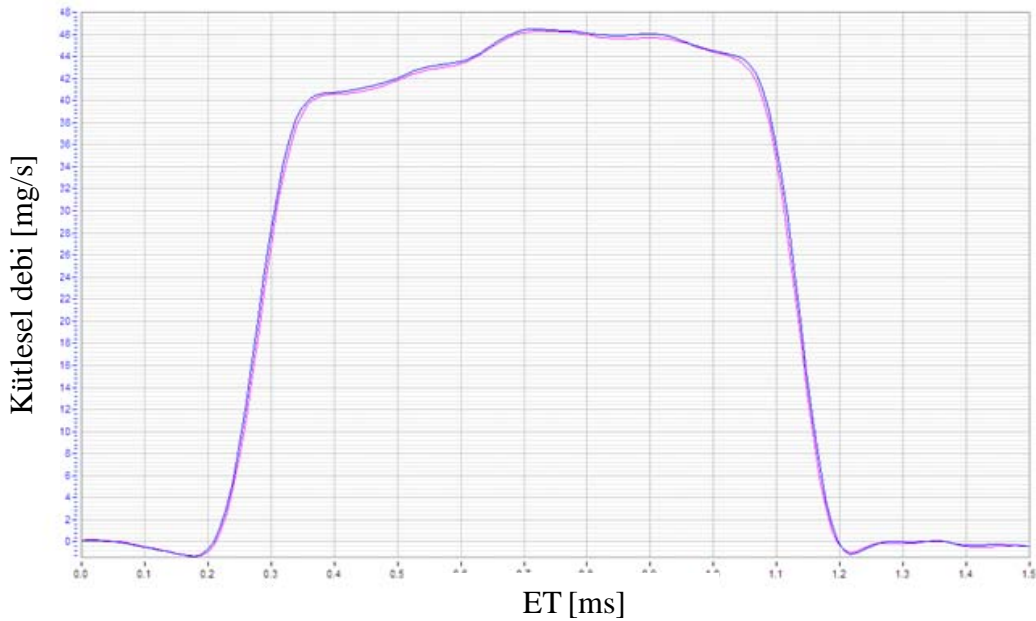


Şekil 4.43. Emisyon noktası kütleli debi ölçümü (Detay 2)

Sıcak Ölçüm:

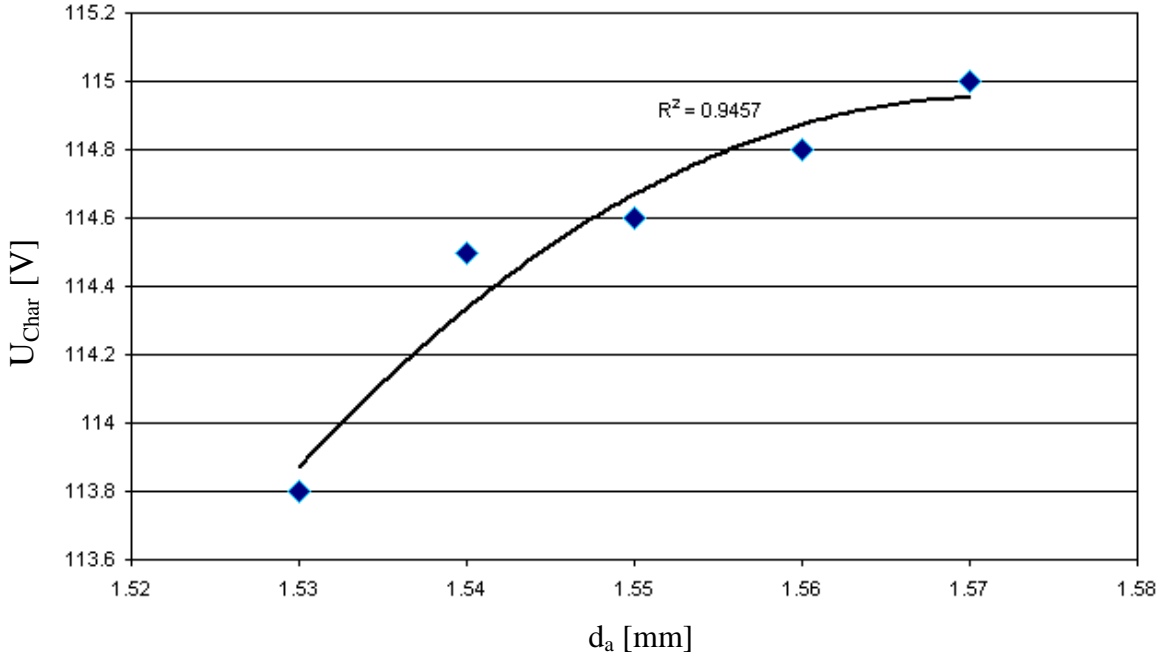
Şekil 4.47.'de tam yük noktasında da 1,53 sisteminin sıcak ve soğuk kütleli debi ölçümlerine yer verilmiştir. Sıcak ölçümün kütleli debi üzerinde bir etkisi olmadığı kanıtlanmıştır. Eğrilerde sapma görülmemektedir.

Sıcak Ölçüm **Soğuk Ölçüm**



Şekil 4.44. Tam yük noktasında da 1,53 sisteminin sıcak ve soğuk kütleli debi ölçümü

3. Gerilim İhtiyacı Üzerindeki Etki:



Şekil 4.45 Gerilim İhtiyacı Ölçümü

Gerilim ihtiyacının kırılma çapına korelasyonu $R^2 = 0,94$ olarak ölçülmüştür. Bu korelasyon değerlendirilecek olunursa 1.55 mm ve 1.53 mm arasında yaklaşık 0.7 V gerilim ihtiyacı düşüşü görülmüştür. 1,57 mm ve 1,53 mm arasında yaklaşık 1,2 V'luk bir gerilim kazancı ölçülmüştür.

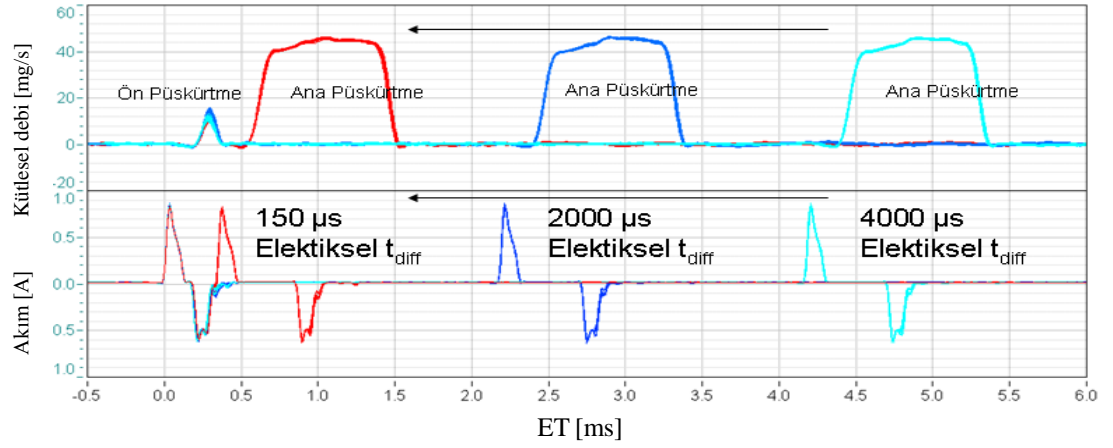
Tecrübelerle göre valf grubu strokunun gerilim ihtiyacı üzerindeki büyük etkisi bilinmektedir. Valf strokunun artışı ile valf piminin bypass kısıcısına oturma mesafesi artmaktadır. Bu da daha yüksek bir kuvvet ihtiyacına sebebiyet vermektedir. Daha yüksek kuvvet ise yüksek gerilim ile mümkün olmaktadır. Bir diğer açıdan bakılacak olunur ise valf stroku düşük olan bir numunede bypass kısıcısı daha erken kapanacaktır. Kontrol odasındaki basınç daha erken boşalacaktır ve iğne daha erken hareket edecektir, daha çok yol alacak ve daha geç kapanacaktır. Sonuç olarak püskürtme miktarı daha çok olacaktır.

4. İki Püskürtme Arası Zaman Ölçümleri:

İki püskürtme arası zaman ölçümü şartları Çizelge 4.3.'te belirtilmiştir. 4 farklı basınç değeri ele alınmıştır; 1600 bar, 1200 bar, 800 bar, 300 bar. Bu ölçümlerde ön püskürtme & ana püskürtme (Şekil 4.49.) değişkenleri incelenilmiştir.

Çizelge 4.3. t_{diff} ölçüm noktaları

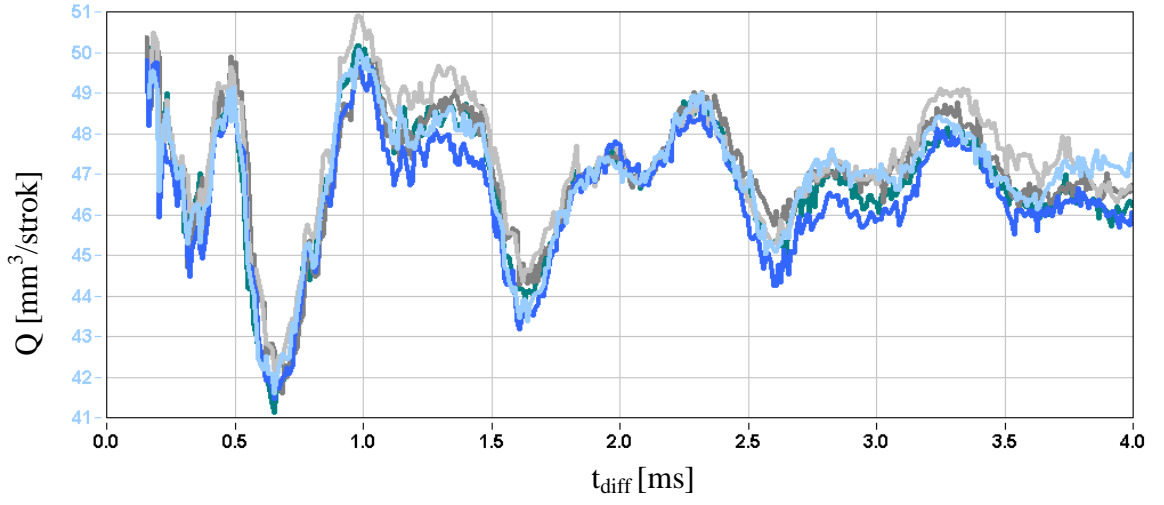
Ölçüm Numarası	Basınç [bar]	Püskürtme Miktarları [mm ³ /strok]	
		Ön Püskürtme	Ana Püskürtme
1	1600	1,5	45
2	1200	1,5	45



Şekil 4.46 Ön püskürtme & ana püskürtme kütleli debi ve akım grafikleri ile örnek elektriksel t_{diff} gösterimi

Şekil 4.49.'da ön püskürtme & ana püskürtme elektriksel t_{diff} 'leri örnek olarak 150 μ s, 2000 μ s ve 4000 μ s'de gösterilmiştir. Ölçümler 4000 μ s'de başlatılmış ve 5 μ s adımlarla 150 μ s'ye kadar düşürülmüştür.

Ölçüm 1:



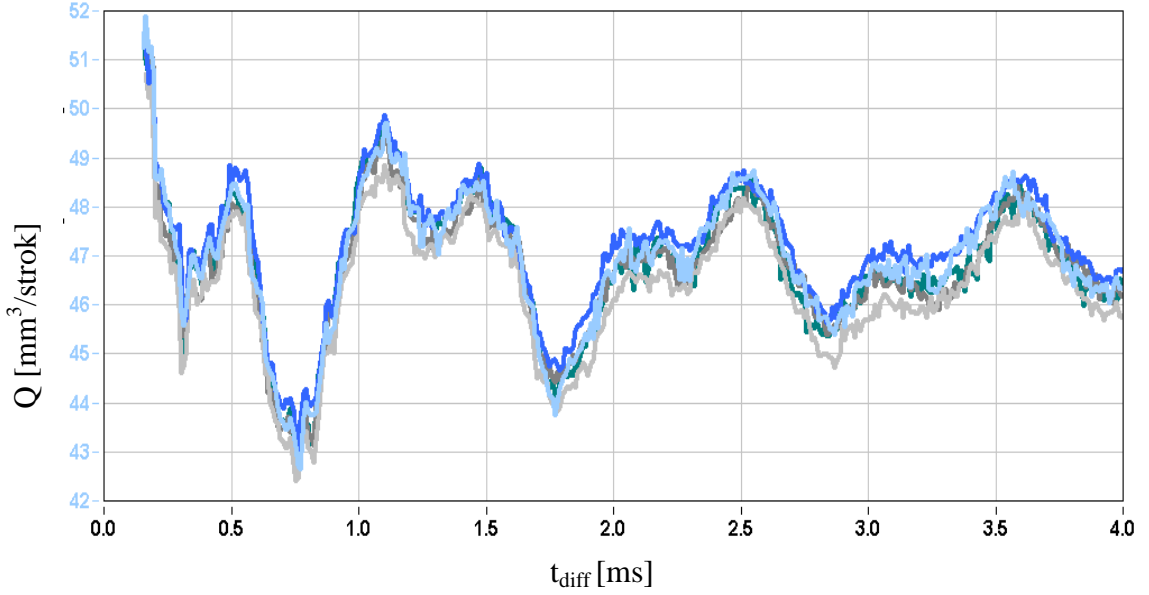
Şekil 4.47. 1800 bar t_{diff} ölçümü, 1,5 mm³/strok ön püskürtme / 45 mm³/strok ana püskürtme



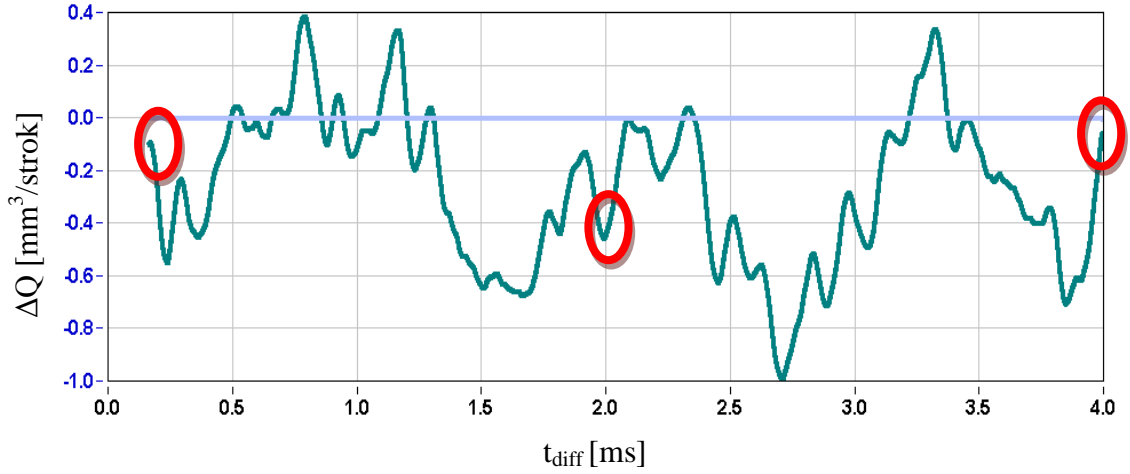
Şekil 4.48. 1800 bar delta t_{diff} ölçümü (d_a 1,57 mm - d_a 1,53 mm)

t_{diff} eğrileri incelenirken 3 kontrol noktası alınmıştır; 150 μ s, 2000 μ s ve 4000 μ s. 150 μ s ölçüm noktasında % 0,6, 2000 μ s ölçüm noktasında % 0,83, 4000 μ s ölçüm noktasında % 1,67 püskürtme farklılığı görülmüştür.

Ölçüm 2:



Şekil 4.49. 1200 bar t_{diff} ölçümü 1,5 mm³/strok ön püskürtme / 45 mm³/strok ana püskürtme



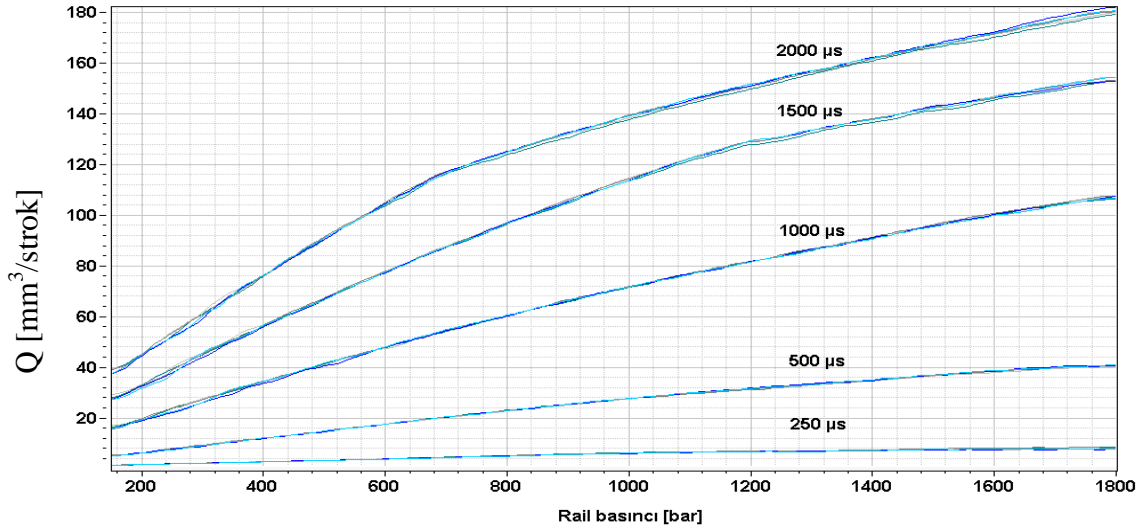
Şekil 4.50. 1200 bar delta t_{diff} ölçümü (d_a 1,57 mm - d_a 1,53 mm)

150 μ s ölçüm noktasında % 0,19, 2000 μ s ölçüm noktasında % 0,85, 4000 μ s ölçüm noktasında % 0,1 püskürtme farklılığı görülmüştür.

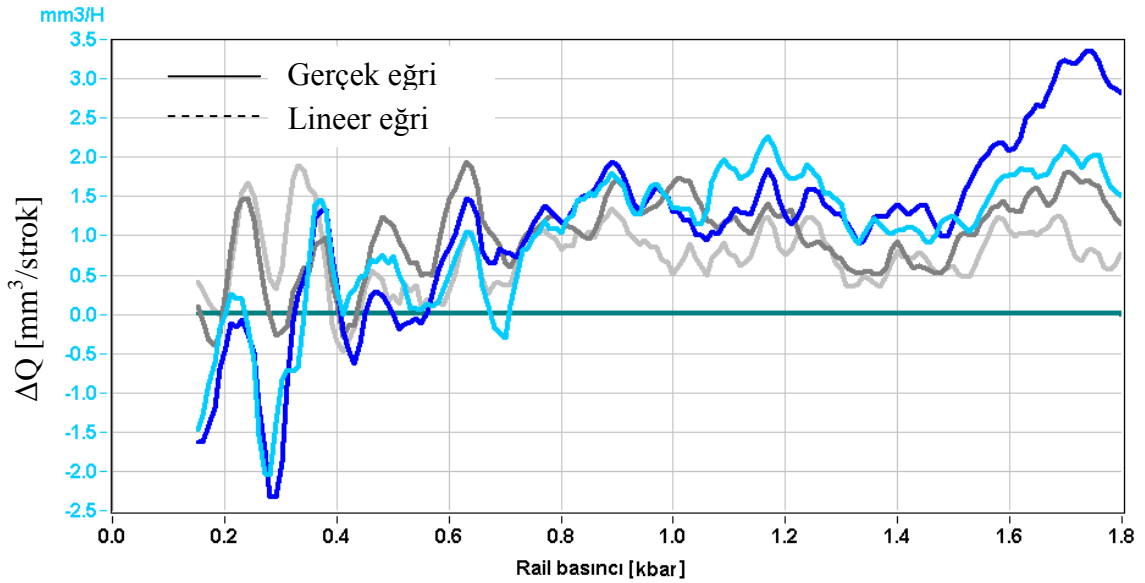
Bu püskürtme miktarı farklılıkları tetikleme süresinin değiştirilmesi ile IQA fonksiyonu yardımıyla tetikleme süresinin değiştirilmesiyle düzeltilebilmektedir. t_{diff} eğrilerindeki sapmaların küçük olması PWC fonksiyonunda bozukluklara neden olmayacaktır.

5. Basınç Karakteristik Haritası Ölçümü

Ölçümlerde 2000 μ s, 1500 μ s, 1000 μ s, 500 μ s ve 250 μ s sabit tetikleme sürelerinde 1800 bar'dan 150 bar'a kadar 5 bar adımlar ile püskürtme miktarları ölçülmüştür. Şekil 4.54.'te ölçümler genel olarak gösterilirken, Şekil 4.55. , Şekil 4.56. , Şekil 4.57.'de detaylı olarak delta eğrileri gösterilmiştir. Delta eğrilerinde d_a 1,57 mm ölçümleri referans alınmıştır.

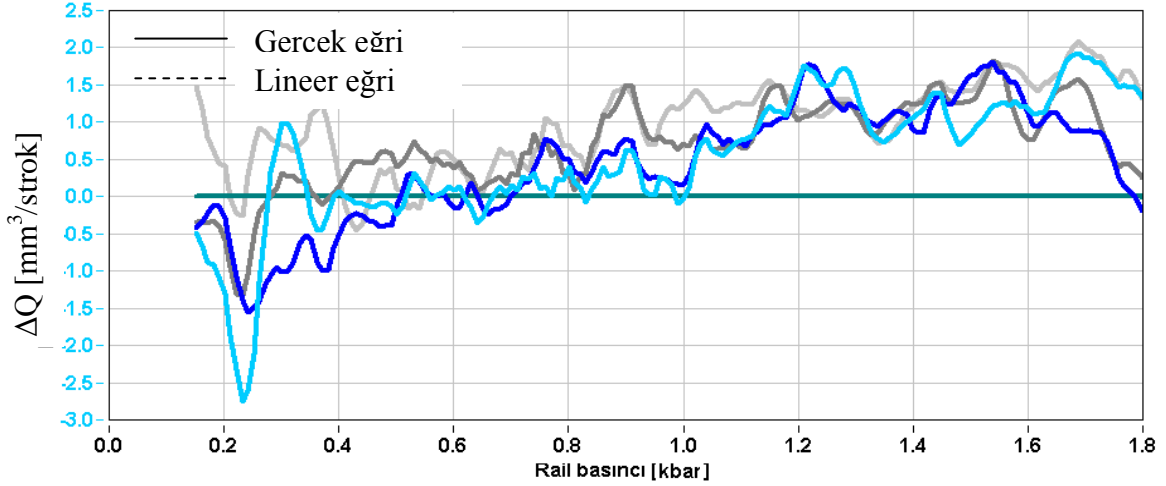


Şekil 4.51. Basınç Karakteristik Haritası Ölçümü



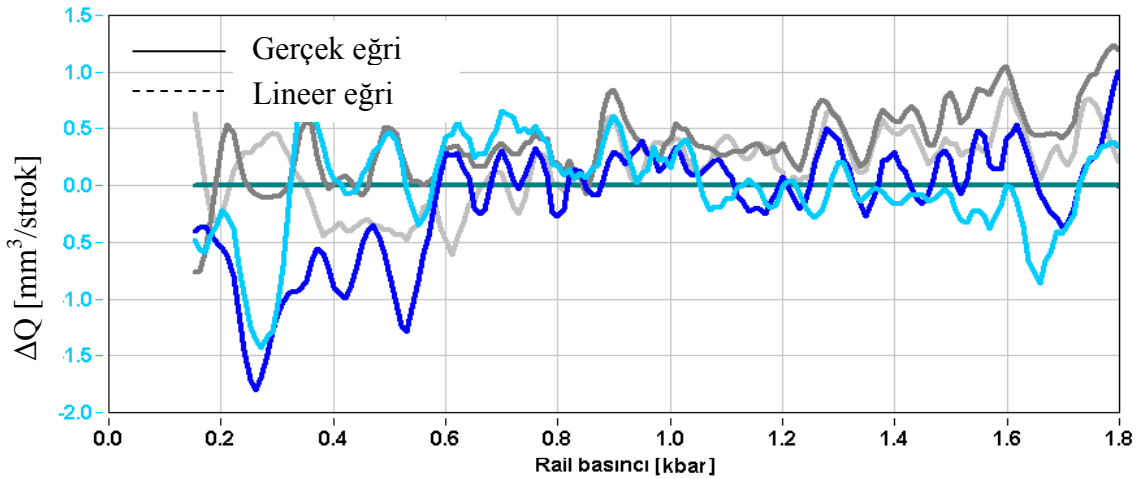
Şekil 4.54'te 2000 μ s tetikleme süresi değerlendirmesinde basınç artışı ile püskürtme miktarlarındaki değişim incelendiğinde 200 bar'da düşük püskürtme miktarı, 1000

bar'da % 1,07 yüksek püskürtme miktarı ve 1800 bar'da % 0,83 püskürtme miktarı farklılığı görülmüştür.



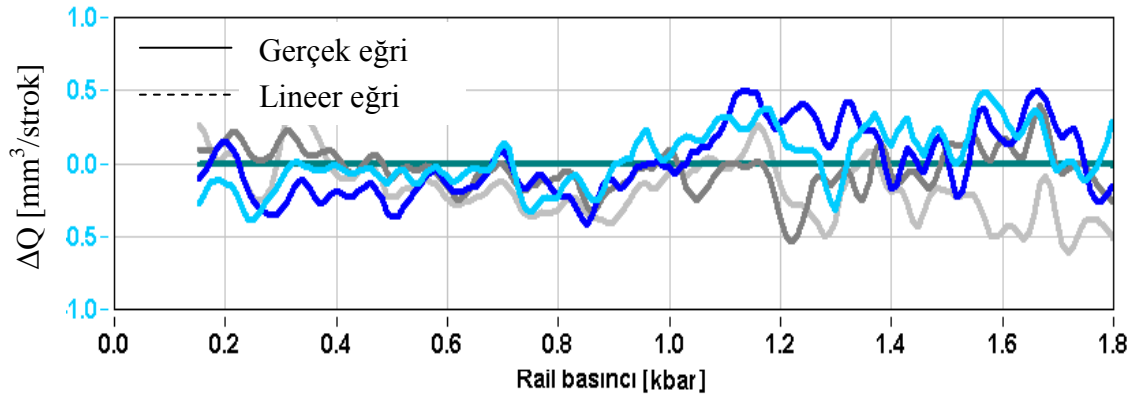
Şekil 4.52. 1500 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası

Şekil 4.55'da 1500 µs tetikleme süresi değerlendirmesinde basınç artışı ile püskürtme miktarlarındaki değişim incelendiğinde 200 bar'da % 1,6 düşük püskürtme miktarı, 1000 bar'da % 0,1 yüksek püskürtme miktarı ve 1800 bar'da % 1 püskürtme miktarı farklılığı görülmüştür.



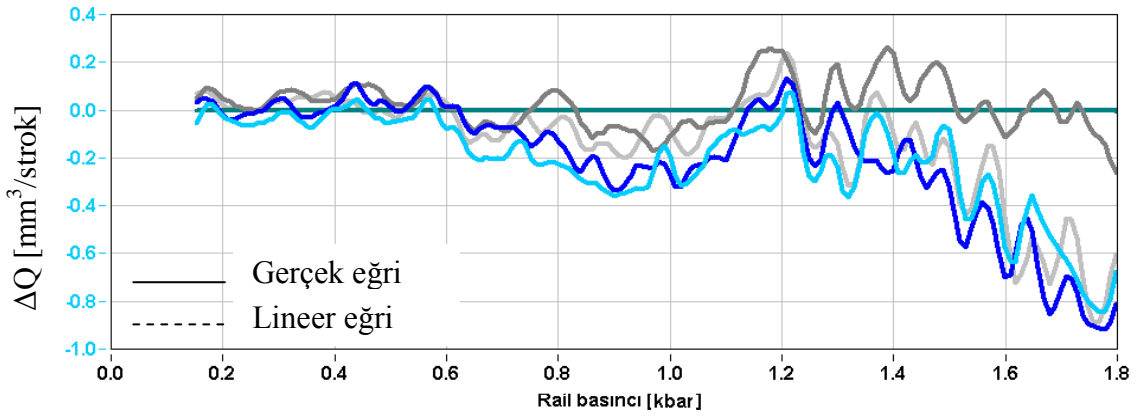
Şekil 4.53. 1000 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası

Şekil 4.56'da 1000 µs tetikleme süresi değerlendirmesinde basınç artışı ile püskürtme miktarlarındaki değişim incelendiğinde 150 bar'da % 2,7 düşük püskürtme miktarı, 1000 bar'da % 0,25 yüksek püskürtme miktarı ve 1800 bar'da % 0,36 püskürtme miktarı farklılığı görülmüştür.



Şekil 4.54. 500 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası

Şekil 4.57.'de 500 µs tetikleme süresi değerlendirmesinde basınç artışı ile püskürtme miktarlarındaki değişim incelendiğinde 150 bar'da % 0,1 düşük püskürtme miktarı, 1000 bar'da % 0,1 yüksek püskürtme miktarı ve 1800 bar'da % 0,62 püskürtme miktarı farklılığı görülmüştür.



Şekil 4.55 250 µs tetikleme süresinde basınç karakteristik haritası

Şekil 4.59'da 250 µs tetikleme süresi değerlendirmesinde basınç artışı ile püskürtme miktarlarındaki değişim incelendiğinde 150 bar'da fark görülmemiş, 1000 bar'da % 6 yüksek püskürtme miktarı ve 1800 bar'da %10 püskürtme miktarı farklılığı görülmüştür.

Basınç eğrileri motor uygulamalarının yürütüldüğü 600 µs'ye kadar değerlendirildiğinde en yüksek basınç olan 1800 bar'da 1,53 mm sistemi 1,57 mm sistemine göre 0,9 mm³/strok'luk püskürtme miktarı değişimi göstermektedir. 0,9 mm³/strok düzeltme fonksiyonları ile tetikleme süresi ayarlanarak düzeltilebilecek bir sapma değeridir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Tartışma bölümünde valf pimi kırılma çapının değişikliğinin sistemin püskürtme karakteristiğine ve gerilim ihtiyacına yorum getirilmiştir. Hidrolik test sonuçları ve simülatif sonuçlar karşılaştırılmış ve yorumlanılmıştır. Tolerans sınırları dâhilinde en düşük valf pimi kırılma çapı ile en yüksek valf pimi kırılma çapının püskürtme karakteristiği üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir.

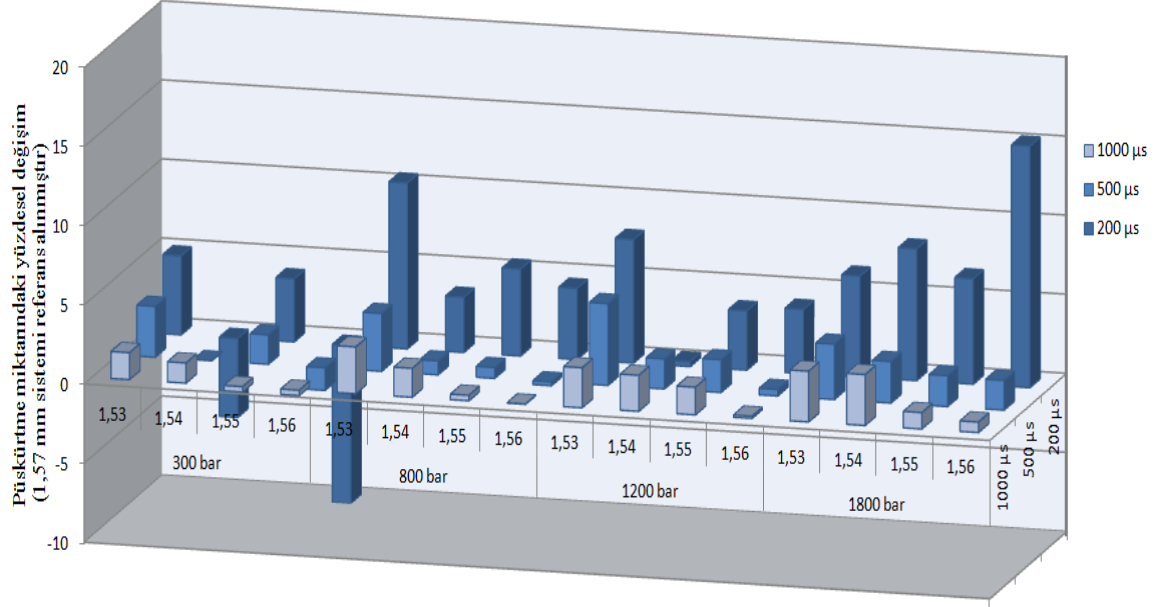
Püskürtme karakteristiğinin değerlendirilmesi:

1. Sabit basınçlarda tetikleme süresi değiştirilerek alınan püskürtme karakteristiği eğrilerinde tetikleme süresinin etkileri incelenmiştir. Şekil 5.1. göz önüne alındığında tetikleme süresinin 200 μ s'den 1000 μ s'ye artışıyla 1,53 mm sisteminin 1,57 mm sistemine göre yüzdesel püskürtme miktarındaki değişiminde tüm kırılma çapı sistemlerinde genel bir azalma görülmüştür. Bu durum valf pimi kırılma çapı etkisinin en fazla valf piminin açılması esnasında olduğu teorisini desteklemektedir.

Şekil 4.3. ve Şekil 4.6. 1800 bar rail basıncının ele alındığı AMESim simülasyonlarında valf piminin hareketinden itibaren 20 μ s boyunca valf pimi hareketinde ve valf odası basıncında 300 bar'a kadar farklılıklar görülmüştür. Şekil 4.6.'da valf pimi bypass kısıcısına oturana dek valf odasında basınç farklılığı görülmüş sonrasında oda basıncı farklı kırılma çapı sistemlerinde eşitlenmiştir.

Akış kesit alanı küçük bir aralıktan daha alçak basınçlı ortama akmak istemektedir. Valf pimi 1,57 mm olan sistemde akış kesit alanı 1,53 mm olan sisteme göre % 4,9 daha küçüktür. Bu durum kısılmanın etkisini arttırmaktadır. Kısılma ile daha küçük debilerde akış [Q_{GT}] düşük basınçlı ortama akmakta, valf odası basıncı [P_V] azalamamakta ve dolayısı ile valf pimine daha yüksek karşı hidrolik kuvvetler uygulamaktadır. Bu durum valf pimi hareketini [X_S] kısılmanın etkisi geçene kadar (yaklaşık 10 μ m) (bkz. Şekil 4.3.) yavaşlatmaktadır. 20 μ s boyunca 1,53 mm ve 1,57 mm sistem valf odalarında en fazla 300 bar'lık bir basınç farklılığı oluşmaktadır. Valf odası basınç farklılığı başlangıç durumunda birim zamandaki püskürtme miktarını değiştirmektedir.

Toplam püskürtme miktarı ele alındığında püskürtme başlangıcında görülen kısılma etkisinin sebep olduğu püskürtme miktarındaki değişimin toplam püskürtme miktarındaki yüzdesel oranı tetikleme süresinin uzamasıyla azalmıştır.



Şekil 5.1. Püskürtme miktarının tetikleme süresine ve basınca bağlı yüzdesel değişimi (1,57 mm kırılma çaplı sistem referans alınmıştır)

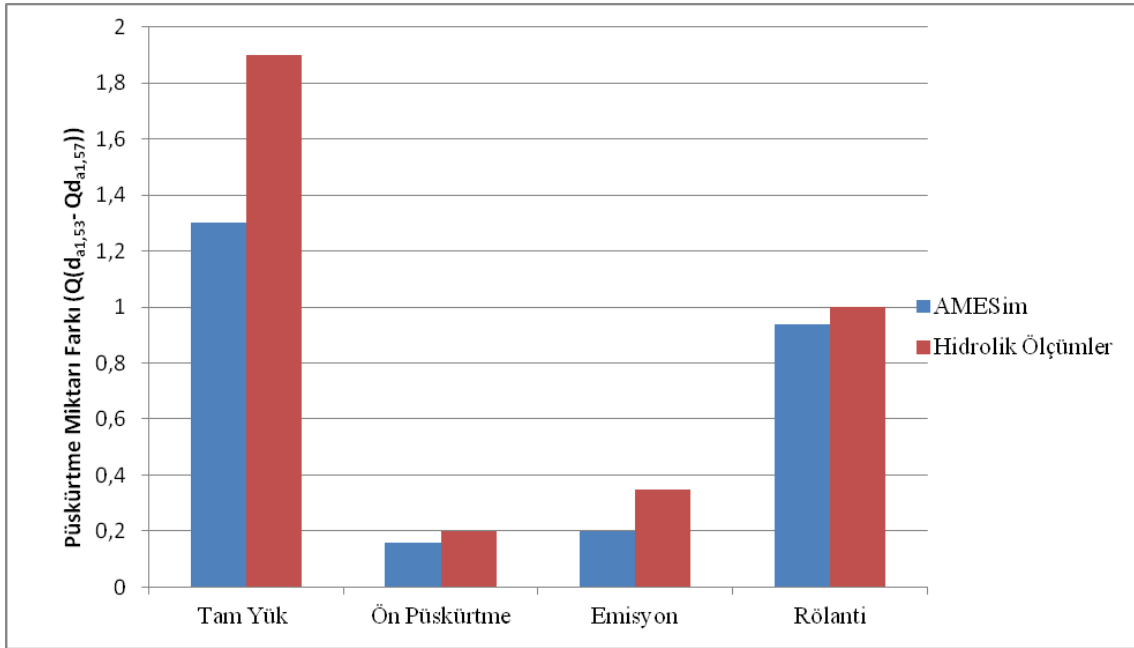
Püskürtme karakteristiği haritaları göstermektedir ki valf pimi kırılma çapının azalması sistemi yüzdesel olarak en çok yüksek basınçlarda ve düşük tetikleme sürelerinde etkilemektedir. Yüksek basınç ve düşük tetikleme süreleri ise ön püskürtme noktalarında kullanılmaktadır.

Ön püskürtme miktarındaki artış silindir basıncı artma oranında [bar / °CA] ve ısı salınım oranlarında artışa sebep olmaktadır. Bu etkiler yanma gürültüsünü, NO_x ve is oluşumunu tetiklemektedir. Ön püskürtme test noktası hidrolik ölçümleri değerlendirildiğinde 1,53 mm sistemi 1,57 mm sistemine göre ortalama 0,2 mm³/strok yüksek püskürtmektedir. Hidrolik ölçümler AMESim simülasyonundan % 2,7 sapma göstermektedir.

Tam yük test noktası ölçümleri değerlendirildiğinde 1,53 mm sistemi 1,57 mm sistemine göre ortalama 1,9 mm³/strok yüksek püskürtmektedir. Hidrolik ölçümler AMESim simülasyonundan % 1,65 sapma göstermektedir.

Emisyon test noktası ölçümleri değerlendirildiğinde 1,53 mm sistemi 1,57 mm sistemine göre 0,25 mm³/strok yüksek püskürtmektedir. Hidrolik ölçümler AMESim simülasyonundan % 0,17 sapma göstermektedir.

Rölanti test noktası ölçümleri değerlendirildiğinde 1,53 mm sistemi 1,57 mm sistemine göre 0,1 mm³/strok yüksek püskürtmektedir. Hidrolik ölçümler AMESim simülasyonundan % 1,6 sapma göstermektedir.



Şekil 5.2. AMESim ve hidrolik test noktaları karşılaştırması

AMESim ve hidrolik test noktaları karşılaştırıldığında sapmaların ihmal edilebilecek seviyede olduğu görülmüştür. Bu kadar küçük 0,7 mm³/strok seviyesindeki farklılıklar hidrolik testlerde izin verilen sapma seviyesindedir ve ihmal edilebilir.

2. Valf pimi kırılma çapıyla artan püskürtme miktarının artış sebebinin detaylandırılması için test noktalarında kütleli debi formları alınmıştır.

1. Tam yük noktasında 1,53 mm kırılma çapına sahip sistem 1,57 mm sistemine göre 6 μ s erken açılmış ve 40 μ s geç kapanmıştır. 0,01 mm kırılma çapı artışı püskürtme süresini ortalama % 4 uzatmaktadır.
2. Ön püskürtme noktasında 1,53 mm kırılma çapına sahip sistem 1,57 mm sistemine göre 4 μ s erken açılmış ve 8 μ s geç kapanmıştır.
3. Rölanti noktasında 1,53 mm kırılma çapına sahip sistem 1,57 mm sistemine göre 4 μ s erken açılmış ve 13 μ s geç kapanmıştır. 0,01 mm kırılma çapı değişiminin emisyon noktası püskürtme süresine %0,18'lik bir etkisi vardır.
4. Emisyon noktasında 1,53 mm kırılma çapına sahip sistem 1,57 mm sistemine göre 4 μ s erken açılmış ve 16 μ s geç kapanmıştır. 0,01 mm kırılma çapı değişiminin emisyon noktası püskürtme süresine % 1,88'lik bir etkisi vardır.

Test noktaları detaylı incelendiğinde 1,53 mm valf pimi kırılma çapına sahip sistemin 1,57 mm sistemine göre erken püskürtmeye başladığı ve geç püskürtmesinin tamamlandığı görülmektedir. Tam yük noktasındaki hareket AMESim simülasyonu ile karşılaştırıldığında püskürtme 10 μ s erken başlamakta ve 38 μ s geç bitmektedir. Sonuçlar hidrolik ölçümlerden 2 μ s sapmaktadır.

Enjektörün erken açılıyor olması kök neden olarak valf piminin hareketindeki farklılık ile açıklanmaktadır. Valf pimi kırılma çapı farklı olan sistemlerde düşük valf stroklarında kısılmanın etkisi nedeniyle valf pimleri birim zamanda farklı miktarda yol almaktadır. Düşük kırılma çapına sahip bir valf pimi akış kesit alanının büyüklüğünden dolayı daha yüksek debilerde yakıtı geri tahliye bölgesine göndermektedir. Düşük kırılma çapına sahip bir valf pimi akış alanındaki hız, yüzey alanı, debi ve basınç farklılıkları Gölbaşı E., Yalnizcan Y. (2011) tarafından CFD programında detaylı olarak incelenilmiştir. 5 μ m valf strokunda incelenen akış dinamiğinde 1,57 mm kırılma çapına sahip valf pimi sistemindeki geri tahliyeye yol alan debi miktarı 1,53 mm kırılma çapındaki valf pimi sistemindeki debiye oranla 2 kat düşüktür. Bu nedenle valf

odasındaki basınç düşüşü 1,53 mm'lik sisteme göre oldukça düşüktür. Aynı valf strokunda valf odasındaki basıncın daha yüksek oluşu valf pimine A kısıcısına tarafından gelen aksel kuvvetin daha yüksek oluşuna sebebiyet vermektedir. Aktör modülü tarafından gelen kuvvetin aynı olduğu durumda karşı aksel kuvvetin daha yüksek olması valf piminin hareketini zorlanacaktır. Bu da kısılmanın etkisinin göstermektedir. Bu nedenle valf pimi Bypass kısıcısına daha geç oturacaktır. Kontrol odası basıncı daha erken boşalmakta ve iğne daha erken hareket etmektedir. Böylelikle iğne daha çok yol almakta ve daha geç kapanmaktadır. Enjektör püskürtme miktarı fazlalaşır.

ECU hafızasında yer alan müşterinin oluşturduğu püskürtme karakteristiği eğrisindeki istenilen basınçtaki püskürtme miktarını elde edebilmek için IQA fonksiyonu kullanılmaktadır. IQA fonksiyonu ile püskürtme miktarı tetikleme süresinin arttırılması veya azaltılması ile düzeltilmektedir.

Püskürtmenin kırılma küçük olan sistemlerde geç bitiyor oluşu tetikleme süresinin azaltılması ile düzeltilebilecek bir durumdur. Ancak püskürtmenin erken başlıyor oluşu herhangi bir fonksiyon tarafından düzeltilememektedir. Yakıtın erken püskürtülmesi sonucu karışım yanarken sıkıştırma işlemi devam edeceğinden, alev cephesinin geçmiş olduğu bölgedeki karışımın sıcaklığı yanmadan sonra bile artacaktır. Bu yüzden alev cephesinin geçmiş olduğu bölgelerde, alev cephesinin önündeki bölgeye göre daha fazla NO oluşacaktır. NO_x emisyonlarında artış görülecektir.

6 µs erken açılmanın NO_x, HC ve is emisyon oranlarına olan nicel etkisi ve yanma gürültüsündeki nicel değişimi motor uygulamacıları tarafından test edilmeli ve değerlendirilmelidir.

4. Sabit tetikleme sürelerinde basınç değiştirilerek alınan püskürtme karakteristiği eğrilerinde basıncın etkileri incelenmiştir.

2000 µs eğrisi incelendiğinde 700 bar'da ve 1500 µs eğrisi incelendiğinde 1200 µs'de basınç eğrilerinde kırılmalar görülmektedir. Bu kırılmaların gerçekleştiği anda tetikleme süreleri o kadar yüksektir ki meme iğnesi kısma plakasına çarpmakta ve daha yukarıya gidememektedir. Çarpmanın enerjisi ile tetikleme süresi uzatıldıkça iğne aşağıya ve yukarıya tilt etmektedir. Bu nedenle püskürtme miktarındaki sapmalarda ciddi artışlar

söz konusudur. Düşük tetikleme sürelerinde basınç en yüksek değerinde bile olsa iğne tepe noktaya ulaşmamaktadır.

Motor uygulamalarında iğnenin tepe noktasına varması istenmemektedir. İğnenin tepe noktaya ulaşması ile püskürtme miktarındaki sapmalar yükselmekte ve püskürtme karakteristiği eğrisinin eğimi değişmektedir. Eğrinin eğimindeki değişim düzeltme fonksiyonunu etkisiz hale getirmektedir. Uygulamalarda en yüksek 600 μ s noktası kullanılmaktadır.

Basınç eğrileri 600 μ s'ye kadar değerlendirildiğinde en yüksek basınç olan 1800 bar'da 1,53 mm sistemi 1,57 mm sistemine göre 0,9 mm³/strok'luk püskürtme miktarı değişimi göstermektedir. 0,9 mm³/strok düzeltme fonksiyonları ile tetikleme süresi ayarlanarak düzeltilebilecek bir sapma değeridir.

Sabit tetikleme sürelerinde basının püskürtme karakteristiği üzerinde kritik bir etkisi bulunmamaktadır.

4. İki püskürtme arası zaman ölçümleri incelenmiştir.

İki püskürtme arası zaman ölçümleri değerlendirmelerinde 2 ölçüm dikkate alınmıştır. 1,5 mm³/strok ön püskürtme ve 45 mm³/strok ana püskürtme bu püskürtme şeklinin en sık kullanıldığı tam yük noktalarında yani yüksek basınçlarda kullanılmıştır; 1800 bar ve 1200 bar.

1,53 mm ve 1,57 mm sistemleri karşılaştırıldığında 1800 bar eğrisinde (bkz. Şekil 4.51.) en yüksek 0,8 mm³/strok, 1200 bar eğrisinde (bkz. Şekil 4.53.) en yüksek 1 mm³/strok sapmalar görülmüştür.

1,53 mm ve 1,57 mm t_{diff} eğrilerinin frekansı incelenildiğinde dalgalanma başlangıç ve bitim zamanlarında farklılık olmadığı görülmektedir. Eğriler zamana bağlı sapma göstermemektedir. Püskürtme miktarındaki farklılıklar 1,53 mm sisteminin 1. noktada detaylı açıklandığı gibi yüksek püskürtme miktarına yatkınlığından kaynaklanmaktadır.

PWC fonksiyonu t_{diff} eğrisindeki püskürtme miktarı sapmalarını tetikleme süresini ve gerilim miktarını değiştirerek, ECU hafızasında yer alan baz t_{diff} eğrisine uydurmak için

tasarlanmıştır. Motor uygulamalarında devir sayısına, istenen püskürtme sayısına ve püskürtme miktarına göre bu harita baz alınarak ideal bir t_{diff} noktası seçilmektedir. Bu noktada istenilen püskürtme miktarı elde edilemez ise önce tetikleme süresi ile sonrasında ise gerilim ile püskürtme miktarı düzeltilmektedir.

1 mm³/strok püskürtme miktarı sapması PWC fonksiyonu ile düzeltilebilecek küçüklüktedir. 1,53 mm sisteminin iki püskürtme arası zaman opsiyonlarında püskürtme sisteminde olumsuz bir etkisi bulunmamaktadır.

5. Enjektörün sıcak ve soğuk ortam koşullarındaki püskürtme davranışı incelenmiştir.

Common rail piezo enjektörleri -40 °C ila +140 °C’de fonksiyonlarını istikrarlı sağlayabilecek şekilde tasarlanmıştır. -40 °C ölçümleri soğuk kamaralarda özel HDA’lar ve ölçüm tezgâhları ile Feuerbach/Almanya fabrikasında ölçülmektedir. Bu sistem Bursa geliştirme laboratuvarlarında bulunmadığı için ölçüm tezgâhının verebileceği en düşük sıcaklık olan +40 °C tank sıcaklığı kullanılmıştır. En yüksek sıcaklık olarak ise 140 °C ortam sıcaklığı ve 90 °C tank sıcaklığında yapılmıştır.

Püskürtme karakteristiği eğrilerinde 1,53 mm ve 1,57 mm sıcak ölçümleri karşılaştırılmıştır:

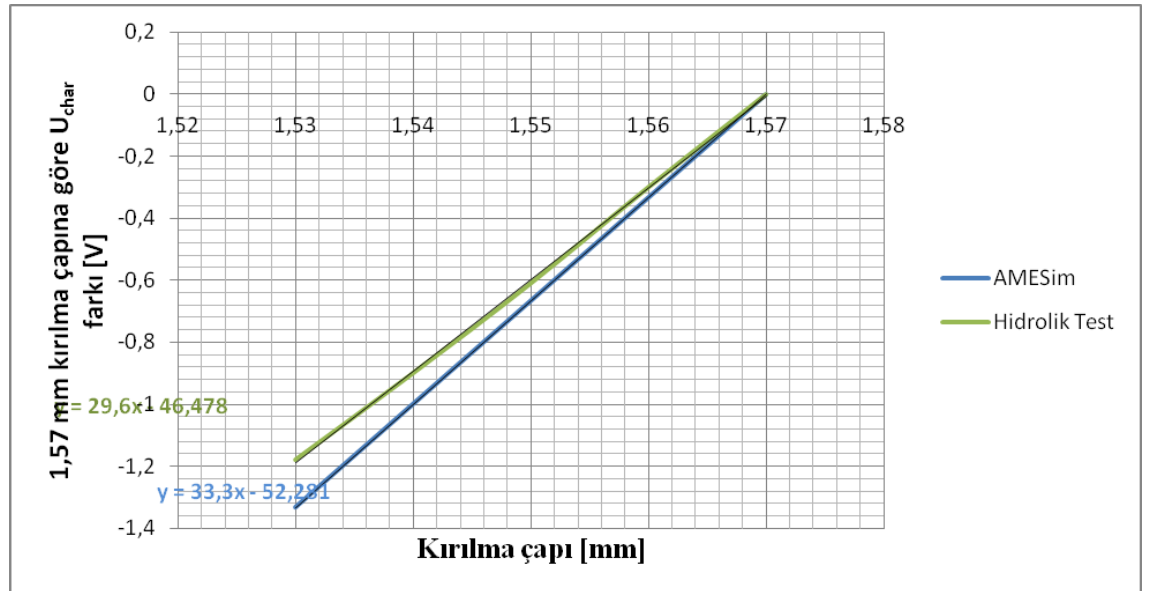
- ⇒ 1800 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinde en yüksek sapma 0,7 mm³/strok un altında,
- ⇒ 1200 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinde en yüksek sapma 0,4 mm³/strok’un altında,
- ⇒ 800 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinde en yüksek sapma 0,2 mm³/strok’un altında,
- ⇒ 300 bar sıcak ve soğuk ölçümlerinden yüksek sapma 0,3 mm³/strok’un altında gözlemlenmiştir ve ihmal edilmiştir.

Sıcak ve soğuk ölçümlerin kütleli debileri incelendiğinde sıcak ölçümün püskürtme karakteristiği üzerinde bir etkisi görülmemiştir. Şekil 4.47.’de tam yük noktasında sıcak ve soğuk kütleli debi ölçümlerine yer verilmiştir. Sıcak ölçümün kütleli debi üzerinde püskürtme başlangıcı ve bitiminde herhangi bir zamansal sapmaya etkisi olmadığı kanıtlanmıştır.

Enjektör gerilim ihtiyacının değerlendirilmesi:

Bu tez çalışması ile common rail 1800 bar piezo enjektörlerinin gerilim ihtiyaçlarının azaltılması hedeflenmiştir. İzin verilen limit değerinden daha yüksek gerilim ile çalışan enjektörler gerilimin temin edildiği elektrik kontrol ünitelerinde (ECU) ani ısınmalara, yüksek enerji kayıplarına ve fonksiyon bozukluklarına neden olmaktadır. Bu nedenle üretilmekte olan yüksek gerilim ihtiyacına sahip enjektörler piyasaya serbest bırakılmamaktadır. Bu enjektörlerin satılmayıp iskartaya ayrılıyor olması üretimde hem maddi hem de zamansal kayıplara neden olmaktadır.

AMESIM simülasyonu ile ve AMESim verilerinin teyit edilebilmesi için hidrolik testler ile enjektör gerilim ihtiyacı yürütülmüştür. Şekil 5.3.'te 1,57 mm valf pimi kırılma çapı referans alınarak farklı çaplardaki sistemlerin gerilim ihtiyaçları gösterilmiştir. 1,53 mm valf pimi kırılma çapına sahip sistem 1,57 mm sistemine göre AMESim simülasyonu ile 1,32 V gerilim ihtiyacı düşmüş ve hidrolik test sonuçları ile 1,18V gerilim ihtiyacı düşmüştür. AMESim simülasyonu hidrolik test sonuçlarından % 0,12 sapma göstermiştir.



Şekil 5.3. Enjektör gerilim ihtiyacının hidrolik test ölçümleri ve AMESim simülasyonu ile karşılaştırılması (1,57 mm kırılma çaplı sistem referans alınmıştır.)

Valf piminin kırılma çapının azaltılıyor olması ile enjektör gerilim ihtiyacının düştüğünün öngörüsü AMESim simülasyonu ve hidrolik test ölçümleriyle teyit edilmiştir.

Gerilim ihtiyacındaki farklılık valf piminin açılması ile birlikte akışın kısılma etkisinden kurtulup tam gelişmiş akışa geçene kadarki hidrolik eksenel kuvvet $[F_{CR}]$ farklılıklarından kaynaklanmaktadır. 1,57 mm kırılma çaplı valf piminin açılması esnasında kısılmanın etkisi nedeniyle 1,53 mm kırılma çaplı valf pimine göre 35 N daha fazla kuvvete $[F_A]$ ihtiyacı vardır (bkz. Şekil 4.4.).

Bu durumun sebebi birim zamandaki valf odası basıncının $[P_V]$ farklılığındandır. 1,57 mm kırılma çapına sahip sistemdeki akış kesit alanının 1,53 mm sistemine göre % 4,9 oranında küçük olması kısılma etkisini tetiklemektedir. Kısılma sebebiyle geri tahliyeye akan akış debisinin $[Q_{GT}]$ %50 küçük olmasından valf odası basıncı yeterli düşmemektedir dolayı (E. Gölbaşı, Y.Yalınzcan, 2011). Valf odası basıncı 5 μ m valf strokunda 1,57 mm sisteminde 300 bar daha yüksek olmaktadır. $[F_{CR}]$ kuvvetini % 30 arttırmakta ve valf piminin enjektörün açılması esnasındaki hareketini kısıtlamaktadır. Yüksek $[F_{CR}]$ kuvveti yüksek karşı $[F_A]$ kuvveti gerektirmektedir. $[F_A]$ kuvvetindeki farklılık AMESim simülasyonu ile 35 N olarak hesaplanmıştır. $[F_A]$ kuvveti ise ancak gerilim miktarının artırılması ile sağlanabilmektedir.

6. SONUÇ

Simülasyon verileri hidrolik test ölçümleri ile teyit edilmiştir:

- Valf pimi kırılma çapının 1,57 mm'den 1,55 mm'ye düşürülüyor olması ile enjektör gerilim ihtiyacında 0,4 V ve 1,53 mm'ye düşürülüyor olması 1,2 V düşüş sağlanmıştır. Bu durum 1,53 mm kırılma çaplı valf piminin açılmasından itibaren hareketinde, düşük valf stroklarında ($X_S = 0 - 10 \mu\text{m}$), yaklaşık % 30 daha küçük karşı hidrolik kuvvete maruz kalmasına bağlı olarak gerçekleşmektedir. Valf pimi kırılma çapı üretim sınırının 1,57 mm'den 1,53 mm'ye çekilmesiyle elde edilen 1,2 V'luk kazanç tezin amacına yönelik sonuçlanmıştır.
- Ön püskürtme, emisyon ve rölanti test noktalarında ölçülen püskürtme miktarlarında $d_{a,1,53}$ sistemi $d_{a,1,57}$ sistemine göre en fazla % 1 sapma göstermiştir ve ihmal edilmiştir. Sapma basıncın ve tetikleme süresinin artışıyla yükselmiş ve net olarak tam yük noktasında 1,9 mm³/strok olarak görülmüştür. 1,9 mm³/strok püskürtmenin 6 μs erken başlaması ve 40 μs geç bitmesi ile gerçekleşmektedir. ECU'de yer alan IQA düzeltme fonksiyonu ile tetikleme süresi değiştirilerek püskürtmenin erken veya geç kapanması düzeltilebilir bir durumdur. Ancak püskürtmenin erken başlıyor olması herhangi bir fonksiyon ile düzeltilememektedir. Bu durum common rail sisteminde emisyon artışlarına, istenmeyen yanma gürültüsüne ve motor veriminin düşüşüne sebep olma ihtimali vardır. Bu etkilerin büyüklüğü motor uygulamacıları tarafından $d_{a,1,53}$ sistemi ile test edilmeli ve değerlendirilmelidir.

KAYNAKLAR

- Anonim,2000.** ISO 4113 Spezifikationen Castrol Diesel Calibration Oil . Castrol Diesel
- Anonim,2002.**ISO 4113 Spezifikationen. Holborn Europa Raffinerie GmbH,Hamburg.
- Anonim, 2010.** Common Rail Sistemi.<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/,2010->(Erişim Tarihi:2011)
- Anonim, 2011.**Das Common Rail System.
<http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diesel/commonrail.htm->(Erişim Tarihi:2011)
- Anonim, 2011.**Emmision Standarts. <http://www.dieselnat.com->(Erişim Tarihi:2011)
- Anonim,2011.**Hydraulischesdruckanstiegsverfahren.<http://www.moehwald.de->
(Erişim Tarihi:2011)
- Balcerzak P.. 2009.** Interne Presentation Untersuchung Abrisskanteneinfluss über Spannungsbedarf. (BaP/MFE-IIIE2)
- Bianchi G., Falfari M. S., Pelloni P. 2002.** Numerical Analysis of High-Pressure Fast-Response Common Rail Injector Dynamics. *SAE Technical Paper Series*, 2002-01-0213.
- Chmela F. , Jager P. , Herzog P. , Wirbeleit F. 1999.** Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsverformung. *MTZ*, 60: 552-558.
- Chug N., Oh B., Sunwoo N. 2008.** Modelling and injection rate estimation of common-rail injectors for direct-injection diesel engines.
- Golbasi E., Yalnizcan Y.,... 2011.** Interne Presentation. Reduzierung CRI3-18 SV-Abbriskantendurchmesser (DS-PC/ENI3-Bu)
- Goldstein A.B., Newbury, D. E.; Echlin, P.; Joy, D. C.; Fiori, C.; Lifshin, E. 1981.** Scanning electron microscopy and x-ray microanalysis. *New York: Plenum Pres*, 71:109-125
- Gunnar G., Kasper R.. 2001.** Power Drive Circuits for Piezo-Electric Actuators in Automotive Applications. *Ph.D. Thesis*, Institute of Mobile Systems, der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, Deutschland.
- Kerekyarto J. 2009.** Ermittlung des Einspritzverlaufs an Diesel Injektoren. *Ph.D. Thesis*, Fakultät Maschinenbau, der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, Deutschland.

Kumar V. Zhangb Z., Sun Z.. 2011. Modeling and control of a novel pressure regulation mechanism for Common Rail fuel injection systems. *Applied Mathematical Modelling*, 35:3473-3483.

Manck B..2011. Herleitung eines analtischen Modells zur Beschreibung der Durchströmung in CR-Schaltventilen von Dieselinjektoren.*Msc Thesis*. Der Institut für Aerodynamik und Gasdynamik,der Universiät Stuttgart.

Oki, M ve ark..2006. 180MPa Piezo Common Rail System. SAE International, 2006-01-0274

Renner G., Koyanagi K., Maly R. 1998. Effect of Common rail design on the emmision charachteristics of passenger car DI Diesel engines. *The 4 th International Symposium COMODIA*, 98: 477~482.

Robert Bosch GmbH. 1993. BOSCH Diesel Einspritztechnik. Ed: Robert BOSCH GmbH 1. Auflage, pp:20-25

Robert Bosch GmbH. 2002. BOSCH Diesel Motor Management. Ed: Robert BOSCH GmbH 3.Auflage, pp:56-57

Robert Bosch GmbH. 2005. BOSCH Diesel Fuel Injection System. Ed: Robert BOSCH GmbH 5.Auflage, pp:42-57

Schaefer F. , Basshuysen R. 1993. Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von PKW-Verbrennungsmotoren, Ed.:Schaefer F. , Basshuysen, Wien, pp: 69-70

Siebke A. 2009. Intern Presentation. High pressure hydraulics of common rail systems.
Suh H., Park S., Lee C. 2007. Effects of piezo-driven injection system on the macroscopic and microscopic automization characteristics of diesel fuel system. *Fuel*, 86: 2833–2845

Trimby P., Prior D.. 1999. Microstructural imaging techniques: a comparison between light and scanning electron microscopy. *Tectonophysics*, 303: 71-81.

Wenzel P. 2006 Modellierung der Russ und NOx Emissionen des Dieselmotors. *Ph.D. Thesis*, Fakultät Maschinenbau, der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, Deutschland.

Yalnizcan Y.. 2009. Interne Presentation. Reduzierung Abrisskantendurchmesser (DS-PC/ENI3-Bu)

Yalnizcan Y., Krinn T.. 2009. Interne Presentation. Reduzierung CRI3-18 SV-Hub.(DS-PC/ENI3-Bu)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Yeşim Yalnızcan

Doğum Yeri ve Tarihi: 02.01.1987

Yabancı Dili: İngilizce, Almanca

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise: Bursa Anadolu Lisesi, 2004

Lisans: Uludağ Üniversitesi, MMF Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans: Uludağ Üniversitesi, MMF Makine Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl: Robert BOSCH GmbH. 27.11.2007 tarihinden

itibaren Geliştirme Departmanı'nda test mühendisi olarak görev almaktadır. 01.03.2009

– 01.03.2010 tarihleri arasında Bosch Feuerbach / Almanya fabrikasında aynı iş tanımı

ile görev almıştır.

İletişim (e-posta) : yesim.yalnizcan@tr.bosch.com