コモンレールシステム用インジェクタにおける高圧燃料噴射機構に関する研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2017-10-05 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/2297/45389

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 3.0 International License.

博　　士　　論　　文

コモンレールシステム用インジェクタにおける高圧燃料噴射機構に関する研究

金沢大学大学院自然科学研究科
システム創成科学専攻

学　籍　番　号：1223122014
氏　　名：松本　修一
主任指導教員名：西島　義明
提　出　年　月：2015 年 9 月 30 日

目次

第１章　序論 7
１．１　本研究の背景 7
１．１．１　ディーゼルエンジンの歴史 7
１．１．２　ディーゼルエンジンの特徴 8
１．１．３　ディーゼルエンジンを取り巻く環境 9
１．１．４　ディーゼルエンジンへの期待 9
１．２　燃料噴射装置 9
１．２．１　ディーゼルエンジン用燃料噴射装置の役割 9
１．２．２　ディーゼルエンジン用燃料噴射装置の重要性 10
１．２．３　コモンレールシステム以前の燃料噴射装置 10
１．２．４　燃料噴射装置へのニーズ 11
１．２．５　コモンレールシステムの特徴 11
１．２．６　コモンレールシステムの誕生 11
１．２．７　コモンレールシステム用インジェクタの基本構造と作動 12
第２章　インジェクタへの要求と本研究の対象 21
２．１　インジェクタへの要求 21
２．２　従来技術 22
２．２．１　高圧化 22
２．２．２　高応答化 23
２．２．３　燃料ロバスト性向上 23
２．２．４　エネルギーロス低減 25
２．２．５　コモンレールシステム用インジェクタの制御弁 25
２．２．６　まとめ 26
２．３　課題解決方針 26
２．３．１　高圧化 26
２．３．２　高応答化 27
２．３．３　燃料ロバスト性向上 27
２．３．４　エネルギーロス低減 27
２．４　静リークの弊害 27
２．４．１　静リークの特徴 27
２．４．２　高圧化と静リーク 28
第３章　高圧化による部材変形が静リーク量に与える影響 35
３．１　静リークのメカニズム 35
３．２　静リーク量実測 36
３．３　連成解析 36

３．４　まとめ 37
第４章　弁形状最適化 45
４．１　制御弁基本構造 45
４．１．１　３方弁実現方法 45
４．１．２　ポペット型制御弁の基本構造 45
４．１．３　ポペット弁の課題 46
４．２　平面シート開発 47
４．２．１　平面シートの課題 47
４．２．２　油圧負荷低減の工夫 49
４．２．３　必要シール長さ 50
４．２．４　評価確認 51
４．２．５　まとめ 51
第５章　ソレノイド駆動による 3 方弁機能の実現 62
５．１　理想と現実 62
５．２　制御弁構造検討 63
５．３　詳細設計 65
５．３．１　インジェクタ基本検討式 65
５．３．２　従来構造の主要設計及び基本式の検証 67
５．３．３　新規構造の検討式 67
５．３．４　新規構造の効果 69
第６章　インジェクタ全体の静リークレス化 83
６．１　従来構造における静リークの存在理由と廃止の課題 83
６．２　従来構造ベースの静リークレス化検討 84
６．３　アクチュエータ及び制御弁のインジェクタボデー内搭載 85
６．３．１　検討条件 85
６．３．２　検討内容及び結果 86
６．４　まとめ 86
第７章　量産を前提とした製品設計とその効果 90
７．１　具体的構造 90
７．２　基本噴射性能 (2.5) 91
７．３　燃料ロバスト性向上 92
７．４　エンジン評価結果 (7.2) 93
第８章　結論（全体要約） 103
８．１　ディーゼルエンジンへの期待 103
８．２　ディーゼルエンジン用燃料噴射装置の役割 103
８．３　コモンレール用インジェクタの構造と作動，及び特徴 104
８．４　３ＷＶ機能の実現 105
８．５　３ＷＶ機能を活かしたインジェクタ設計検討 106

８．６　新しいインジェクタ構造検討 106
８．７　評価結果 107
８．８　まとめ 108
謝辞 109

図一覧

Fig.1.1.1 Coal dust injection system of Rudolph Diesel(1893) 14
Fig.1.1.2 The Mckechhie solid injection system(1910) 14
Fig.1.1.3 Combustion chamber 15
Fig.1.2.1 Jerk fuel injection system 15
Fig.1.2.2 Schematic diagram of Jerk fuel injection system 16
Fig.1.2.3 Diesel emission regulation in Japan and Europe 16
Fig.1.2.4 Common rail system 17
Fig.1.2.5 Magnetically operated nozzle 17
Fig.1.2.6 Simplified electrical circuit 17
Fig.1.2.7 Injector of world first mass production common rail system 18
Fig.1.2.8 Injector with 2way control valve 18
Fig.1.2.9 Injector with static leakage-less 2way control valve 19
Fig.1.2.10 Schematic diagram of Injector 19
Fig.1.2.11 Nozzle structure 20
Fig.1.2.12 Schematic diagram of direct drive Injector 20
Fig.2.1.1 Injection rate 30
Fig.2.1.2 Series synthetic area 30
Fig.2.1.3 Relation between nozzle saet and synthetic area 30
Fig.2.2.1 Injector structure 31
Fig.2.2.2 Relation between fuel temprature and induction period 31
Fig.2.2.3 Schematic diagram of injector with 3WV 32
Fig.2.2.4 Consumption energy(per engine 1 cycle) 32
Fig.2.2.5 Grouping and history of control valve 33
Fig.2.2.6 Feature of control valve 33
Fig.2.3.1 Subject and solution of injector 33
Fig.2.4.1 Basic fomula of Static leakage and Switching leakage 34
Fig.2.4.2 Culculation result by basic formula 34
Fig.3.1.1 Symbol of cylinder deformation equation 39
Fig.3.1.2 Calculation result of clearance change 39
Fig.3.2.1 Experimental equipmant 40
Fig.3.2.2 Static leakage structure 40
Fig.3.2.3 Fuel viscosity property 41
Fig.3.2.4 Comparison between experimental results and culculation result 41
Fig.3.3.1 Culculation model and condition 42
Fig.3.3.2 Static leakage 42
Fig.3.3.3 Clearance deformation 43
Fig.3.3.4 Pressure at clearance 43

Fig.3.3.5 Static leakage 44
Fig.4.1.1 Type of control valve 53
Fig.4.1.2 Engine and common rail system 53
Fig.4.1.3 Structure of injector 54
Fig.4.1.4 Ideal and actual condition of conical poppet valve 54
Fig.4.1.5 Example of misalignment compensation mechanism 55
Fig.4.1.6 Poppet valve structure with misalignment compensation mechanism 55
Fig.4.1.7 Demerit of conical-spherical seat 56
Fig.4.1.8 Flow area difference depend on seat design 56
Fig.4.2.1 Function and needs of seat outside diameter 57
Fig.4.2.2 Equation of flat seat leakage 57
Fig.4.2.3 Stability of seating 58
Fig.4.2.4 Equation of disk clearance flow 58
Fig.4.2.5 Combination of seat diameter 59
Fig.4.2.6 Schematic diagram of improved seat structure 59
Fig.4.2.7 Flat seat with fuel discharge groove 60
Fig.4.2.8 Relation between seal length and leakage quantity 60
Fig.4.2.9 Surface roughness 60
Fig.4.2.10 Specification and condition of experimentation 61
Fig.4.2.11 Experimental results 61
Fig.5.1.1 Concept of Control valve and nozzle movement 72
Fig.5.1.2 Mass production 3way valve structure 72
Fig.5.2.1 3way valve structure 73
Fig.5.2.2 Design value around low pressure seat 73
Fig.5.2.3 Direct drive piezo injector structure published by Continental 73
Fig.5.2.4 Pin diameter study result 74
Fig.5.2.5 Pressure change around conventional 2way valve 74
Fig.5.2.6 Idea of new concept control valve 75
Fig.5.3.1 Schematic diagram of conventional injector 76
Fig.5.3.2 Item and symbol 77
Fig.5.3.3 Conventional injector calculation condition 78
Fig.5.3.4 Control valve calculation condition 78
Fig.5.3.5 Structure of out-orifice and control valve 78
Fig.5.3.6 Experimental results@100MPa 79
Fig.5.3.7 Experimental results@180MPa 79
Fig.5.3.8 Comparison between calculation results and experimental results 79
Fig.5.3.9 Schematic diagram of control plate 80
Fig.5.3.10 Intermediate chamber model 80

Fig.5.3.11 Comparison of Nozzle needle velocity 81
Fig.5.3.12 Control plate design example 81
Fig.5.3.13 Fuel pressure and load 82
Fig.5.3.14 Injection pressure and nozzle opning velocity 82
Fig.6.1.1 Relation between Control chamber diameter and nozzle needle velocity on conventional structure injector 87
Fig.6.1.2 Relation between Control chamber diameter and Rco on conventional structure injector 87
Fig.6.3.1 Conventional injector structure 88
Fig.6.3.2 Given space for actuator to put inside injector body 88
Fig.6.3.3 Calculation condition 89
Fig.6.3.4 Comparison of Nozzle needle velocity 89
Fig.7.1.1 Injector structure 95
Fig.7.1.2 New concept structure 95
Fig.7.2.1 Injection quantity gain characteristics and Injection deviation (shot to shot) characteristics 96
Fig.7.2.2 Injection rate 96
Fig.7.2.3 Affection of nozzle seat throttring on atomization 97
Fig.7.2.4 Fuel leakage 97
Fig.7.2.5 Durability test result of fuel leakage 98
Fig.7.2.6 Required pumping quantity 98
Fig.7.3.1 Leakage temperature 99
Fig.7.3.2 Test condition 99
Fig.7.3.3 Experimental condition 100
Fig.7.3.4 Rig test result 100
Fig.7.4.1 Engine for experimentation 101
Fig.7.4.2 Emission test resul(NOx-PM trade-off) 102
Fig.7.4.3 Test result of Fuel Consumption 102

第１章　　序論

１．１　本研究の背景

１．１．１　ディーゼルエンジンの歴史

ディーゼルエンジンは，ルドルフ・ディーゼルが発明した内燃機関である．ルドルフ・ディーゼルは 1892 年に論文「今日知られている蒸気エンジンに取って代わる合理的熱エンジンの理論と設計」を発表し，この中でディーゼルエンジンの基本原理を紹介している．最大の特徴は，「空気を圧縮すると高温になる」ことと「燃料の混合気は高温になると自然に着火する」という現象に目をつけた圧縮自己着火にある．この原理を活用するために，空気だけを先に燃焼室に入れ，燃料は空気が圧縮された後に燃焼室に噴射することと，空気の圧縮率を空気の温度が燃料の発火点を超えるまで高くすることを提案．試行錯誤を繰り返した後，1897 年に実質上の稼動，つまり長時間運転を可能とした．この運転により，当時としてはあらゆる熱機関の頂点の性能を示す熱効率 26.2%という新記録を実現している．この成功の鍵は，燃料を微粒子化して噴射する「空気噴射方式」を採用したことである．当初は図 1.1.1 [1.1] に示すように，燃料に微粉炭を用い，燃焼室内へ燃料を圧縮空気と共に送り込む方式であったが，その後石油が使われるようになっていった．当初は約 4MPa の圧力により，燃料と空気との高速混合を可能としていた．現在の噴射圧は，200MPa を越えているが，圧力により燃料を微粒化するという原理が，当時も今も重要なキーポイントになっていることは感慨深い．

その後 1910 年にイギリスのビッカース社が，図 1.1.2 [1.1] に示す無気噴射装置を発明．この装置は燃料のみを圧縮し燃焼室内に噴射する方式で，現在多く使われている燃料噴射装置の基礎となるものである．当時噴射装置は各エンジンメーカーが製造していたが，1922 年にはドイツのボッシュ社が燃料噴射装置を製造する方針を決定．1927 年に噴射ポンプ専門メーカーとして，初めて燃料噴射装置の製造を開始した．このときから各エンジンメーカーは噴射装置の自家製造から開放され，ディーゼルエンジンの発展が始まった．

しかしながら当時のディーゼルエンジンは，その排気量の大きさとエンジンそのものが大型で重いことから，まずは乗用車用よりも主に船舶や定置型の発電用として実用化が開始されていった．その後改良が重ねられ，車両用としてはまずトラック用に採用された後，乗用車用として採用されるのは実用化から約 40 年後の 1936 年，ベンツの 260D と呼ばれた乗用車に，2600cc，４５馬力の４気筒ディーゼルエンジンが搭載されたのが世界初になる．これは主にタクシーに使用され好評であったとのこと．熱効率は優れていたものの，出力がガソリンエンジンより小さく，すぐに普及はしなかったが，その後も改良が進められた．日本で始めてディーゼル乗用車が生産されたのは，1961 年である．いすゞが 2000cc のディーゼル乗用車を搭載した「ベレル」を発表 [1.2]．その後，ディーゼルエンジンはガソリンエンジンと比較して，燃費のよさ，電気系の故障の少なさ，耐久性，メンテナンスの優位性などにより営業車としては，高く評価されていった．しかし一般ドライバーに対しては，静かさ，加速の点でガソリンエンジンに及ばず，普及は進まなかった．

ディーゼルエンジンは，空気のみを吸入して圧縮し，その中に燃料を噴射し空気と燃料を瞬時に混合させる必要があるため，ディーゼルエンジンの中で最も重要な技術として，燃焼室と燃料噴射装置がある．燃料噴射圧力は現在では 200MPa を超えるが，1930～1950 年ではせいぜい 35～40MPa

程度であり，噴射に使われる圧力エネルギーだけでは霧化が不十分であり，空気との混合が困難であった．その対策として，燃焼室内で圧縮された空気の流動エネルギーを利用すべく，多くの燃焼室形状が試みられた．この中でも当時普及した燃焼室形状は，図 1.1.3 [1.3] に示す予燃焼室式や渦流室式がある．これらの方式は燃焼室をシリンダヘッド側に設けて，圧縮された空気を小孔を通して燃焼室に導入することにより空気に運動エネルギーを与え，このエネルギーにより燃焼室内に噴射された燃料と空気の混合を促進し，良好な燃焼を実現させるという仕組みである．このアイデアは燃料の噴射圧力も比較的低くてもよく，またエンジン騒音も比較的静かであったため，広く使われるようになった．但しこれらの方式では，小孔を空気が通過するときの絞り損失や，燃焼室表面積が広くなり壁面から奪われる熱損式の増加を伴った．

1995 年にはそれまでの燃料噴射装置とは全く異なるコモンレールシステムと呼ばれる噴射装置が日本電装（現在のデンソー）によって開発され，トラック用ディーゼルエンジンに搭載された．このコモンレールシステムは，エンジンの回転数や負荷に依存することなく，噴射圧力，噴射時期，噴射量，噴射回数などの自由度が大幅に向上しており，現在の噴射装置の主流となっている．またディーゼルエンジンと相性のよいターボチャージャーの性能も向上し，最近 20 年でディーゼルエンジン性能は大幅に向上した．

１．１．２　ディーゼルエンジンの特徴

ここでは，身近に広く使われているガソリンエンジンと比較することにより，ディーゼルエンジンの特徴を示す．両者とも，液体燃料をエンジン内に取り込み，これを燃焼させることによってエネルギーを取り出すこと，また共にピストン，シリンダ，クランク機構を持つなど，一見似ているように見えるが，異なる点も多い．最大の相違点は，着火方法である．ガソリンエンジンでは，あらかじめ吸気にガソリンを霧化して混合させ，或いは直噴方式と呼ばれる噴射方式においては燃焼室内に取り入れた吸気に燃料を噴射して混合させ，この混合気を火花によって着火させることにより燃焼が始まる．つまり点火タイミングにより着火タイミングをコントロールしている．これに対してディーゼルエンジンでは燃焼室内には空気だけを吸入して圧縮し，高温になった空気中に燃料を噴射し，この燃料が高温により気化し，自己着火する．つまり噴射タイミングによって着火タイミングをコントロールしている．従って，ガソリンエンジンに必要な点火プラグはディーゼルエンジンには不要である．重油など低精製の燃料でも着火温度が低い燃料であれば，ディーゼルエンジンでは使用可能である．また，着火方法の違いにより過給を行ってもガソリンエンジンで問題となるノッキングは発生しない．圧縮比を低く設定する必要がないために過給との相性がよく，過給による効果を引き出しやすい．また，高圧縮比とすることができるため，熱効率を高めることができる．通常のガソリンエンジンでは圧縮比は 10 前後であるが，ディーゼルエンジンでは一般的に 15～20 程度の圧縮比である．しかしながら，高い圧縮比は機械的強度を必要とし，丈夫な部品は重く嵩張る．コストも掛かり，可動部重量による機械的損失も大きくなるというデメリットもある．

また，出力制御方法も大きく異なる．どちらも必要な出力に応じて燃料供給量が異なるのは同じであるが，ガソリンエンジンは火花着火であり，着火できる空燃比範囲が狭いために，同時に吸入空気量もコントロールする必要がある．吸入空気量のコントロールは吸気管に設置されたスロットルバルブで行うのが一般的である．低出力時にはスロットルを絞り通路を狭くすることで吸入空気

量を大きく絞るため損失が発生する．これに対してディーゼルエンジンでは圧縮着火であり，着火性の空燃比に対する依存性は小さい．出力を制御するために吸入空気量を制限する必要はなく，ディーゼルエンジンの高い熱効率に貢献している．

このようにガソリンエンジンにもディーゼルエンジンにも，メリットデメリットがある．デメリットに対しては共に技術改善が進んでいるが，原理的に熱効率が高いディーゼルエンジンは，地球温暖化の対策の１つとして注目され続けている．

１．１．３　ディーゼルエンジンを取り巻く環境

現代社会において，内燃機関は自動車や船舶のような搬送用機械をはじめとし，定置発電用動力源などとしても広く利用され，我々の今日の生活にはなくてはならないものになっている．なかでもディーゼル機関は原理的に熱効率の高い内燃機関として幾多の研究と改良が重ねられてきた．この高効率すなわち低燃料消費率により，二酸化炭素の排出量が最も少ない内燃機関として注目されている．さらに使用燃料が安価な重油であっても運転可能であり大きなトルク特性が得られることにより，小型乗用車から大型トラックまで幅広く動力源として用いられており，世界の生産台数は年間 2000 万台に迫ろうとしている．

１．１．４　ディーゼルエンジンへの期待

近年の急激な地球環境悪化に対して，種々の地球温暖化対策が進められている．このような中，ディーゼルエンジンは燃費が良く，二酸化炭素の排出量が少ないため，地球温暖化防止に貢献する内燃機関として注目されている．1995 年にはディーゼルエンジンの性能を大きく左右する，重要な部品である燃料噴射装置としてコモンレールシステムが開発され，幾多の改良が進められることにより，ディーゼルエンジンの性能向上に貢献している．先進国のみならず新興国でも，噴射装置におけるコモンレールシステム比率は増加しつつある．年々厳しくなる排出ガス規制，燃費規制に伴い，燃料噴射の更なる高圧化・高機能化のニーズがあり，コモンレールシステムもディーゼルエンジンの期待に応えて進化している．また，ディーゼルエンジンと相性の良いターボ技術の進歩，排ガス後処理技術の進歩など，ディーゼルエンジンの性能向上に貢献する技術開発も確実に進んでおり，ディーゼルエンジンへの期待はますます高まっている．

１．２　燃料噴射装置

１．２．１　ディーゼルエンジン用燃料噴射装置の役割

ディーゼルエンジンでは，燃料を燃焼室内へ噴射し，空気と混合した上で自己着火させる必要がある．その性能を最大限に発揮させ，安定的に運転するためには，噴射量，噴射時期を適正にコントロールする必要があると共に，適切な噴霧を形成する必要がある．つまり燃焼室内空間に，微粒化した燃料分布を時間軸も含めて最適に配置することが求められる．最適な分布はエンジンの運転状態によっても異なるため，運転状態に応じて形成される噴霧状態を変える必要がある．燃焼室内での液体燃料の微粒化は，噴射圧力エネルギーを運動エネルギーに変換することにより実現される．通常燃料噴射装置は，燃料を昇圧するためのポンプ，燃料を燃焼室内に噴射するためのノズル，これらを接続する噴射管から構成される．この基本構成は，ディーゼルエンジンが開発されて以来現

在も変わっていない．しかし，近年開発されたコモンレールシステムと呼ぶ噴射装置では，ポンプとノズルをつなぐ噴射管の途中にレールと呼ぶ容器を追加配置するようになったこと，ノズルに噴射をコントロールするためのアクチュエータが追加されインジェクタと呼ばれるようになったことが大きな変化点である．

１．２．２　ディーゼルエンジン用燃料噴射装置の重要性

ディーゼルエンジンの性能に関わる評価指標としては，主な項目だけでも，出力，燃費，排出ガス，騒音，振動など，数多くある．燃料噴射装置は，これらすべての性能に影響するディーゼルエンジンにとって非常に重要な部品である．例えばディーゼルエンジンではガソリンエンジンのように吸入空気量を制限するスロットルバルブを持たず，出力は燃料噴射量によってコントロールされる．そのため，安定したエンジン出力を得るためには，常に噴射量を安定させる必要がある．また，例えば噴霧の貫徹力が強すぎて燃焼室壁面に到達し付着すると，その燃料は燃焼できず出力に変換されないため燃費悪化を招く．噴霧の微粒化が悪いと，燃料は完全燃焼できず蒸し焼き状態になり，煤となって排出され排気ガスが悪化する．噴射時期が早く，エンジンピストンが上死点に到達する前に燃焼が始まると，上死点での筒内圧が上昇しすぎ，大きな騒音や振動を引き起こす．これらは一例ではあるが，エンジンの本質でもある燃焼は燃料噴射装置の形成する時間的空間的噴霧状態によって大きく左右されるために，燃料噴射装置は非常に重要な役割を担っている．

１．２．３　コモンレールシステム以前の燃料噴射装置

ディーゼルエンジンが発明された当初は，圧縮空気を利用して燃料を微粒化し噴射する「空気噴射方式」が用いられていたが，その後燃料だけを圧縮する「無気噴射方式」に置き換わっていった．1 回の噴射は，ポンププランジャーの一行程の加圧と吐出により実現され，この方式を「ジャーク式」噴射ポンプと呼ぶ．昇圧された燃料は，金属製のパイプにより噴射ポンプと連結され，かつ，エンジンシリンダ１つ１つに配置されているノズルと呼ばれる噴射器へ送られていた．ノズルでは昇圧された燃料がノズル内スプリングに打ち勝って弁を開け，エンジン筒内に燃料を噴射するという構造であった．ジャーク式燃料噴射装置の全体構成図及び構造模式図を図 1.2.1[(1.4)] 及び図 1.2.2 に示す．「ジャーク式」噴射ポンプは，列型ポンプ，分配型ポンプに大別され，それぞれ以下の特徴をもっている．

列型ポンプは，主要部品として，タイマ，ポンプ，ガバナ，フィードポンプと呼ばれる部品により構成され，タイマとガバナにより噴射量，噴射タイミングが制御されている．燃料を昇圧する機構はポンププランジャ構造であり，これはエンジン気筒数分存在し，それぞれのポンププランジャ構造が，エンジン気筒と 1 対 1 で連結されている．

分配型ポンプは，列型とは異なり，1 本のポンププランジャが回転しながらエンジンの各気筒のノズルに高圧燃料を分配する構造である．主要部品としては，列型と同様にタイマ，ポンプ，ガバナ，フィードポンプがある．列型と比較して，小型軽量で高速化にも対応でき，小型乗用車から中型トラックなどに多く採用されてきた．

これらのポンプは，1995 年にコモンレールシステムが量産開始され 15 年以上たった現在でも排ガス規制の緩い地域を中心に広く使われており，現在でも高いニーズがある．最新のポンプでは電

子制御方式が取り入れられたり，様々な改善もされている．しかしコモンレールシステムのようにエンジン回転数とは独立に自由に噴射圧力を制御したり，多段噴射をしたりすることはできない．

１．２．４　燃料噴射装置へのニーズ

近年排ガスに対する規制はますます厳しくなっている．日本と欧州の排ガス規制値を図 1.2.3 に示す．また地球温暖化観点からは，燃費に対する要求も厳しくなっている．これらの規制に対応するためには，エンジンの回転数に依存しない噴射圧力制御，多段噴射制御，噴射精度向上，噴射圧力増大などが必要である．これらが実現可能な噴射装置としてコモンレールシステムのニーズが高まっている．

１．２．５　コモンレールシステムの特徴

ここでは，３項で説明した「ジャーク式」噴射ポンプと比較してコモンレールシステムの特徴を簡単に示す．コモンレールシステムの簡易構成図を図 1.2.4 に示す．コモンレールシステムの目的は，噴射圧力，噴射量，噴射タイミング，噴射回数などをエンジン運転状態に依存せず自由に高精度に制御することである．このために，コモンレールシステムを構成する各コンポーネントに求められる機能もジャーク式とは異なる．コモンレールシステムを構成する主要コンポーネントとしては，ポンプ，レール，インジェクタがある．ポンプは，「ジャーク式」噴射ポンプでは燃料を昇圧することに加え，噴射タイミングや噴射量を制御する機能を有していた．しかしコモンレールシステムのポンプでは，圧力を制御するために圧送量を制御することが基本機能となる．噴射タイミングや噴射量などの噴射に関する制御機能は有していない．コモンレールシステムではジャーク式にはなかったコンポーネントとしてレールと呼ばれる蓄圧容器が追加されている．レールは通常ポンプと１本の配管で接続され，ポンプから圧送された高圧燃料は一旦レールに蓄えられる．レールには圧力センサが設置されており，この検出値と要求値の差によりポンプの圧送量が決められる．ジャーク式でノズルと呼ばれていたエンジン各気筒へ燃料を噴射する装置は，コモンレールシステムではインジェクタと呼ばれる．各気筒に配置されたインジェクタはそれぞれアクチュエータを備え，このアクチュエータによってエンジン各気筒への噴射（噴射量，噴射タイミング，噴射回数）を制御する．レールとインジェクタはそれぞれ配管で接続され，この配管を通して高圧燃料がレールから各インジェクタへ送られる．このように従来のジャーク式ではポンプが多くの機能を担っていたが，コモンレールシステムにおいては，エンジン燃焼に影響を与える噴射量，噴射タイミングなど主要な機能がポンプからインジェクタに移され，インジェクタの重要性は非常に高くなった．以上の基本構成により，コモンレールシステムではエンジン運転状態に依存せず，より自由な噴射ができることとなる．

１．２．６　コモンレールシステムの誕生

コモンレールシステムの発明に関して我々が調べた限りでは，Thomas Gaff が 1913 年に発明し，米国特許を取得しているのが最初であるが，ここでは実用化はされなかった．その 20 年後の 1933 年に Harry Kennedy が米国特許 1092956 を取得し，Atlas-Imperial Diesel Engine 社により生産された[1.1]．図 1.2.5 に電磁式インジェクタの断面図を，図 1.2.6 に原理的な電気回路図を示す[1.1]．

しかし本格的コモンレールシステムの量産が始まったのは，さらに半世紀以上が経過した 1995 年からである．トラック用ディーゼルエンジンのための噴射装置として量産が開始された．また，コモンレールシステムという名称は，1991 年にデンソーが SAE で発表[1.5]して以降，一般的に使われるようになった．

1995 年に世界で始めて量産開始されたコモンレールシステム用インジェクタの構造を図 1.2.7 に示す．噴射最高圧力は 110-120MPa である．制御弁以外の基本構造は，現在でも大幅に変わらず広く一般に使われている．しかし制御弁については継続的に改善され，基本構造も変化してきた．1998 年に２方弁（図 1.2.8）が量産開始されている．1995 年に量産開始されたインジェクタでは，図 1.2.7 に示すように高圧側及び低圧側の２つのシート部を持ち，制御弁の駆動により２つのシートを切り替える 3 方弁と呼ばれる弁構造が採用された．3 方弁が採用された理由は，インジェクタ用制御弁としては 3 方弁が理想構造であるためである．詳細は第 5 章 1 節に記載する．

しかしながら，3 方弁は１つのシートの開閉だけを行う 2 方弁と比較して，より大きな駆動力を必要とするデメリットがある．ここでは駆動力の不足を補うために，負荷である燃料圧力をバランスさせてキャンセルさせる圧力バランス方式を採用している．しかしその背反として高圧から低圧に繋がる摺動部が 3 箇所も存在しており，常時流出する多量の燃料リーク（静リーク）が課題となっていた．尚，「静リーク」とはインジェクタの駆動の有無に関わらず常時隙間部（軸部材の摺動クリアランス）から流出する燃料リークのことである．1998 年の改良では，３方弁を２方弁に変更することにより，静リークが発生する摺動部を 1 箇所に低減し，燃料リーク量を低減している．尚，これらはトラック用大型エンジンに用いられていたが，乗用車用ディーゼルエンジン向けコモンレールシステムは，ボッシュより 1997 年に量産が開始されている．この乗用車用コモンレールシステムは要求される噴射量が少ないため制御弁の負荷も小さいことを生かし，静リークレス制御弁が実現されていた．その後 1999 年より，デンソーからも静リークレスを実現した制御弁（図 1.2.9）を用いた乗用車用コモンレールシステムが量産開始された．しかしながらボッシュ製，デンソー製共にこの時点で静リークレスとできたのは制御弁部のみであり，インジェクタの他の部位には 2 箇所の静リークが存在していた．

１．２．７　コモンレールシステム用インジェクタの基本構造と作動

コモンレールシステム用インジェクタにはいくつかの構造がある．現在広く用いられている代表的なインジェクタ[1.6]の断面図とその構造模式図を図 1.2.10 に示す．基本構造は 1999 年にデンソーが乗用車ディーゼルエンジン用として量産開始したインジェクタと同じである．この構造では，インジェクタ外部から制御される ON-OFF 制御弁の開閉により，制御室の圧力をコントロールし，ノズルニードル及びノズルニードルと当接し一体となって作動する制御ピストン上下の燃料圧力バランスを利用してノズルニードル及び制御ピストンを作動させている．各部位の名称を図 1.2.10 に示す．コモンレールシステムでは，高圧燃料はポンプからレールを介して常時インジェクタまで供給されている．インジェクタにてノズルニードルを開閉することにより，噴射を制御することとなる．噴射を開始するためには，ソレノイドに通電し制御弁を開弁することにより OUT オリフィスを通して制御室の燃料を排出する．その結果，制御室圧力は低下し，ノズルニードルをノズルシート部に押し付ける力が低下する．ノズル室圧力がノズルニードルを押し上げる力より小さくなった

ときに,ノズルニードルが開弁し噴射が開始する.ソレノイドの通電を終了すると制御弁は閉弁し,制御室からの燃料の排出は停止する．その後も IN オリフィスより燃料が制御室に流入して制御室圧力は上昇し,ノズルニードルを押し下げる力が増加することによりノズルニードルがノズルシートを閉弁する方向に動き出す．その結果，最終的にノズルシートが閉弁し噴射が終了する.

エンジン筒内へ必要な燃料を噴射するために，ノズルニードルのシート径はおよそφ1.5 以上,リフト量はおよそ 200μm 以上が使用されている．これは要求される噴射量により異なるが，要求噴射量が大きいものでは，シート径φ1.75，リフト量 300μm 以上が使用される場合も多い．通常ノズルシート部は,図 1.2.11 に示すように,ノズルニードルとノズルボデーによって形成される.ノズルシート部の下流にサックと呼ばれる容積が存在し，この部分で各噴孔へ燃料が分配される.従って燃料をエンジン燃焼室内に供給していない状態,つまりノズルシートが閉弁している状態では，サック部圧力は燃焼室圧と等しくなり，噴射燃料圧と比較して非常に低い圧力となっている.サック部圧力つまり燃焼室圧が高い方がノズルニードルを開弁しやすい．しかし，通常サック部が大気圧であってもノズルシートを開弁できるように設計する．例えば噴射燃料圧が 200MPa，シート径がφ1.7 の場合には，開弁するために式 1-1 の駆動力が必要となる.

$$\frac{\pi}{4}\cdot 1.7^{2}\cdot 200 = 454\ (\mathrm{N}) \quad (式\ 1\text{-}1)$$

しかしコモンレールシステム用インジェクタの体格に搭載可能なソレノイドアクチュエータで発生可能な駆動力は最大 80N 程度以下であり,ソレノイドアクチュエータで直接ノズルニードルを駆動することは不可能である．またノズルニードルリフト量も 300μm 程度必要であるのに対して,コモンレールシステム用インジェクタの体格に搭載可能なソレノイドアクチュエータで実現可能なリフト量は 50μm 程度が現実的な値である．従って図 1.2.12 に示すようなソレノイドで直接ノズルニードルを駆動することはできないため，図 1.2.10 に示す制御弁を用いた油圧サーボ構造が主流となっている.

（参考文献）

1.1)PAUL G. BURMAN, FRANK DeLUCA, ”Fuel Injection and Controls for internal combustion engines”,1962 Simmons-Boardman Publishing Corporation, P.1-8

1.2)小川英之,″ディーゼルこそが，地球を救う”,2004,ダイヤモンド社，P.35-49

1.3)鈴木孝幸,”自動車用ディーゼルエンジンの理論と実際”,山海堂　2007 年，P.4

1.4)藤沢英也,”ディーゼル燃料噴射”,山海堂　1988 年，P.16

1.5)Miyaki M,” Development of New Electronically Controlled Fuel Injection System ECD-U2 for Diesel Engines”,SAE PaperNo.910252,1991

1.6)依田稔之，“ディーゼルコモンレールシステム”,Motor Ring No.32　2011/5 月（電子版 PDF）

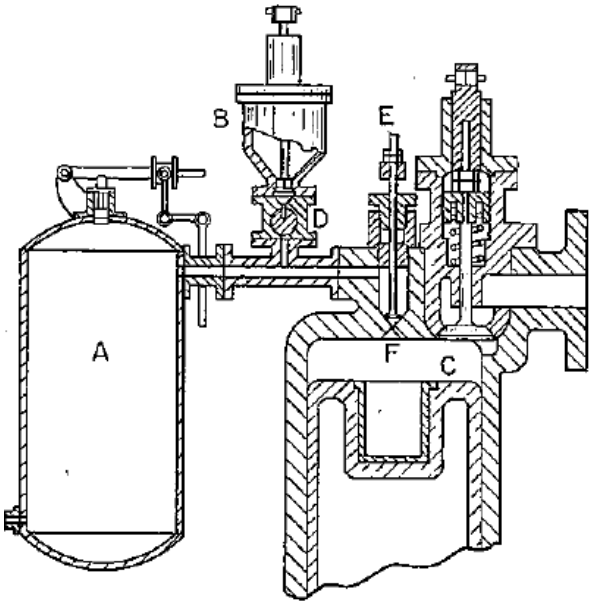


Fig.1.1.1 Coal dust injection system of Rudolph Diesel(1893) [1.1]

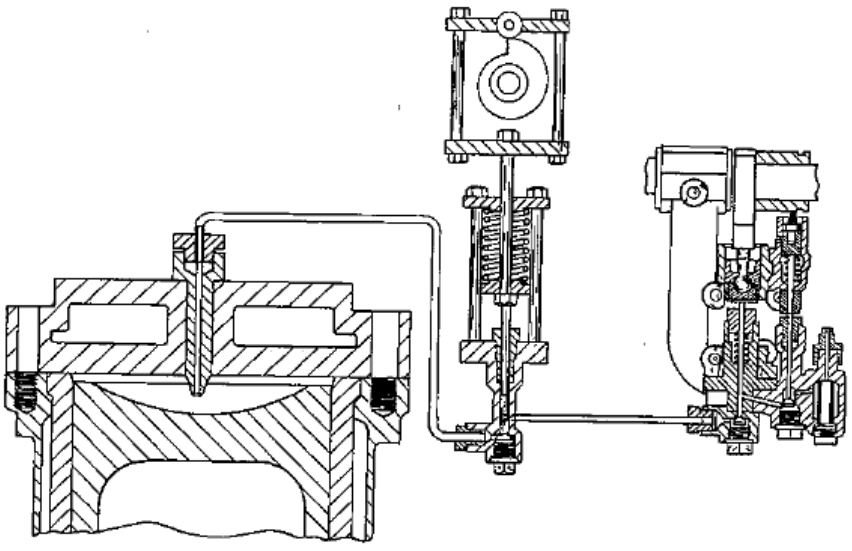
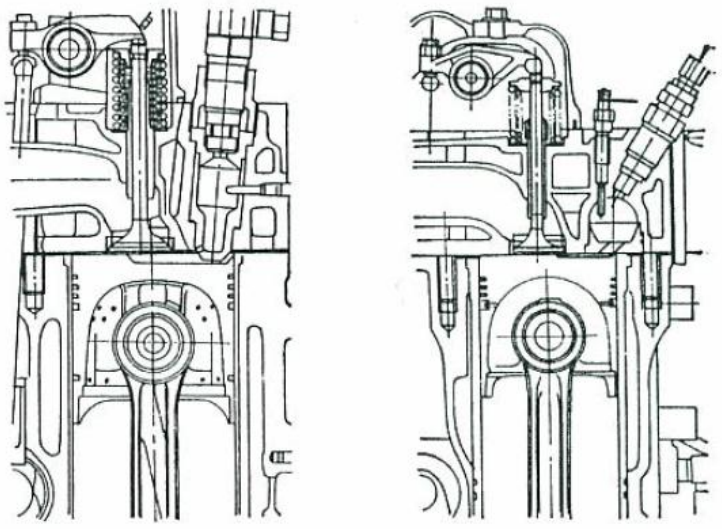


Fig.1.1.2 The Mckechhie solid injection system(1910) [1.1]



a) Precombustion chamber b) Swirl chamber

Fig.1.1.3 Combustion chamber [1.3]

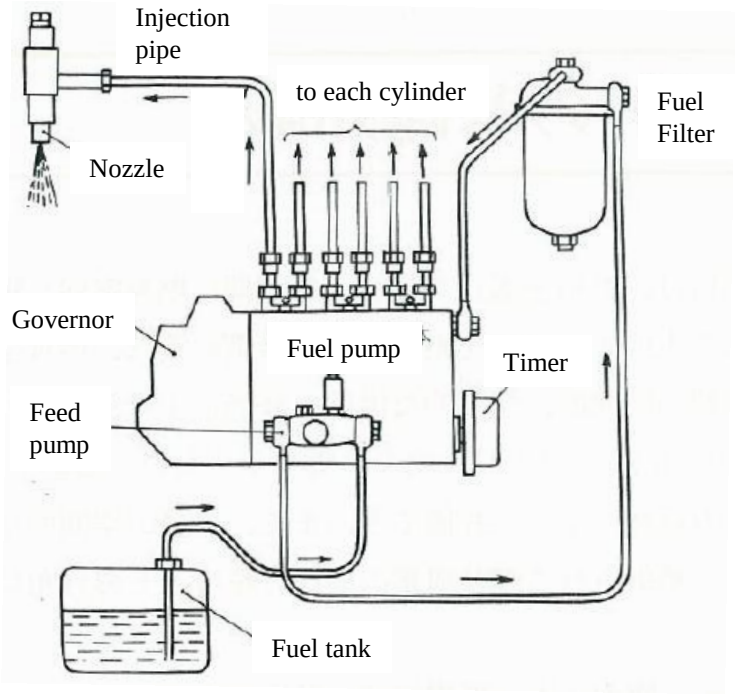


Fig.1.2.1 Jerk fuel injection system [1.4]

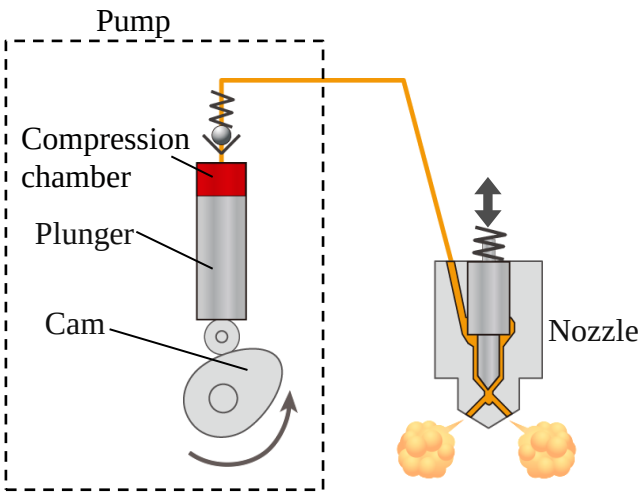


Fig.1.2.2 Schematic diagram of Jerk fuel injection system

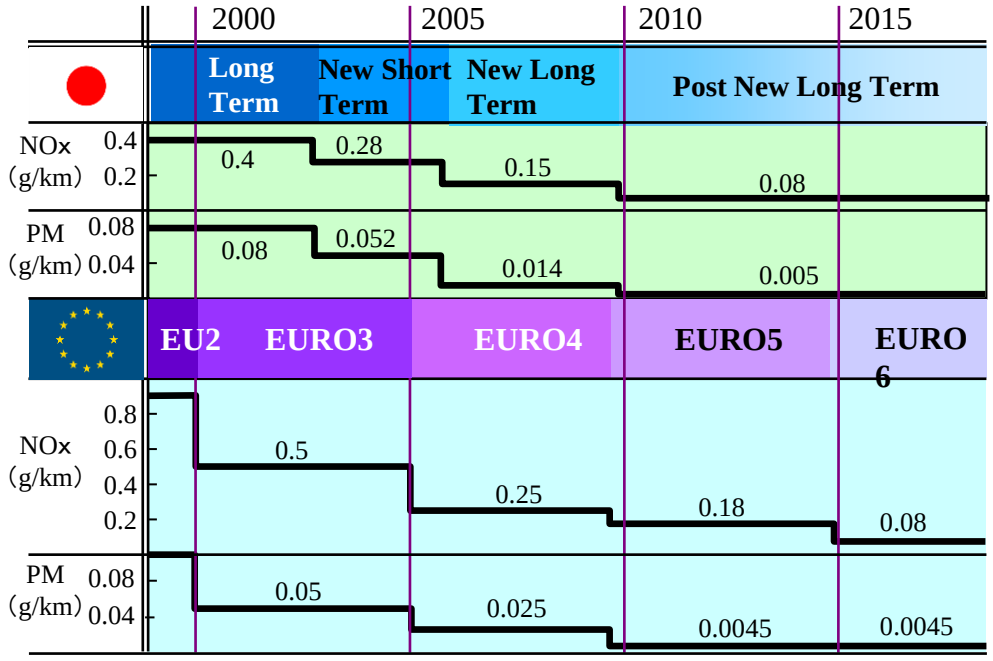


Fig.1.2.3 Diesel emission regulation in Japan and Europe

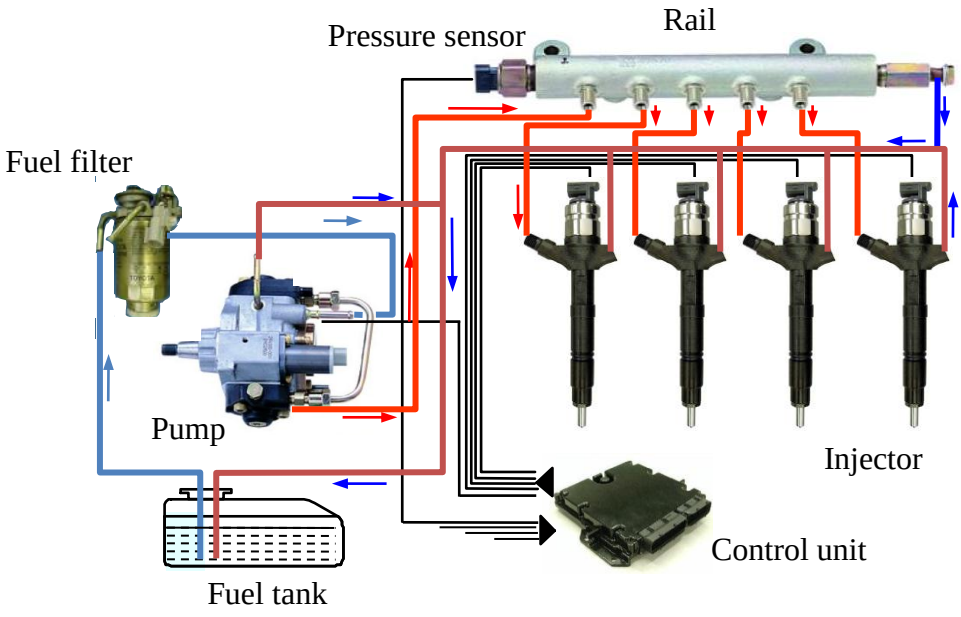


Fig.1.2.4 Common rail system

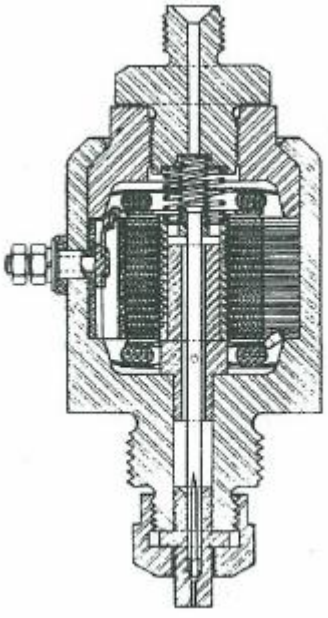


Fig.1.2.5 Magnetically operated nozzle (1.1)

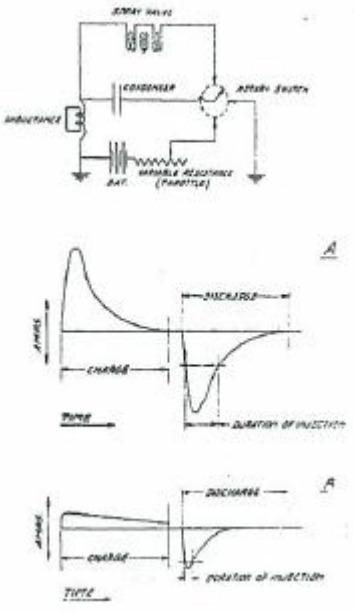


Fig.1.2.6 Simplified electrical circuit (1.1)

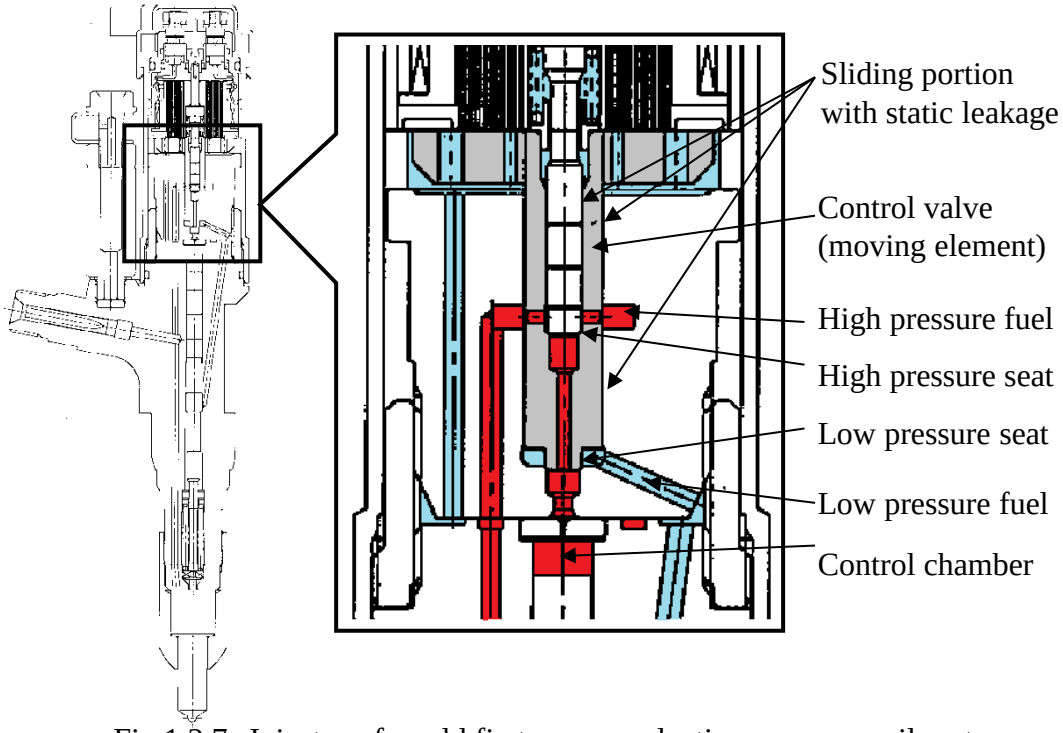


Fig.1.2.7 Injector of world first mass production common rail system

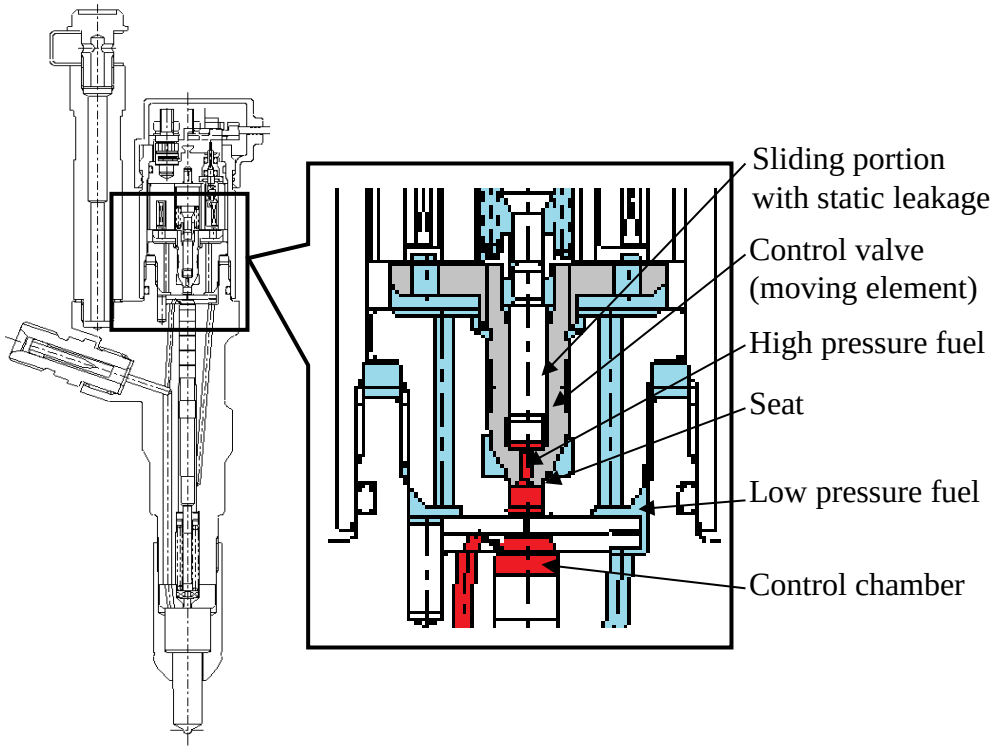


Fig.1.2.8 Injector with 2way control valve

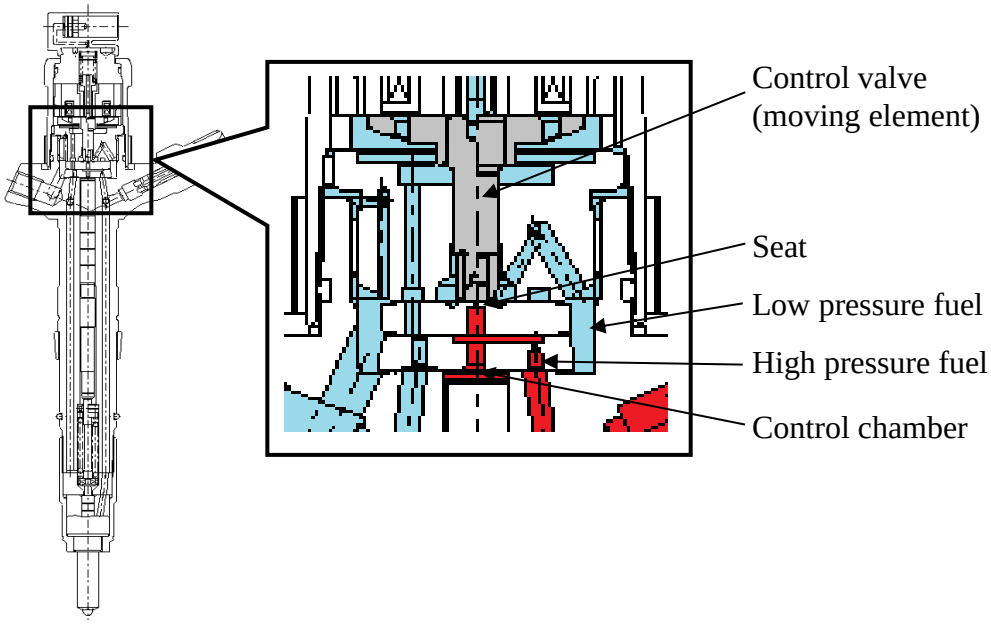


Fig.1.2.9 Injector with static leakage-less 2way control valve

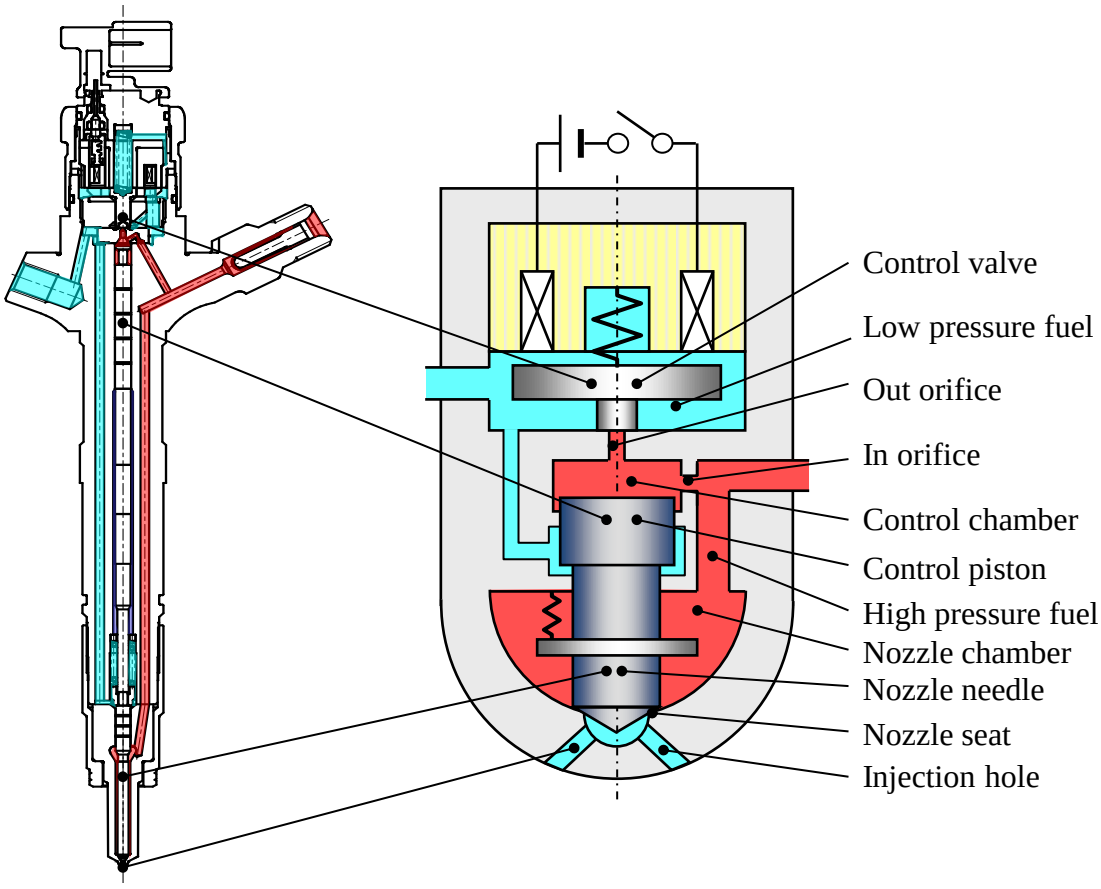


Fig.1.2.10 Schematic diagram of Injector

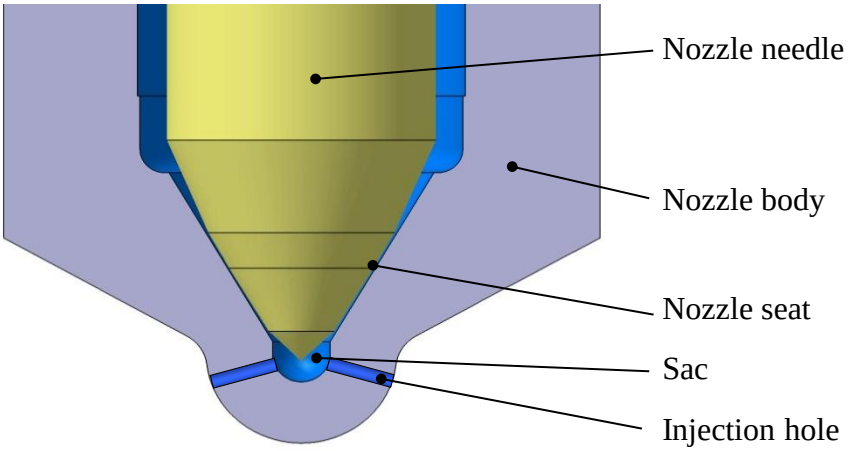


Fig.1.2.11 Nozzle structure

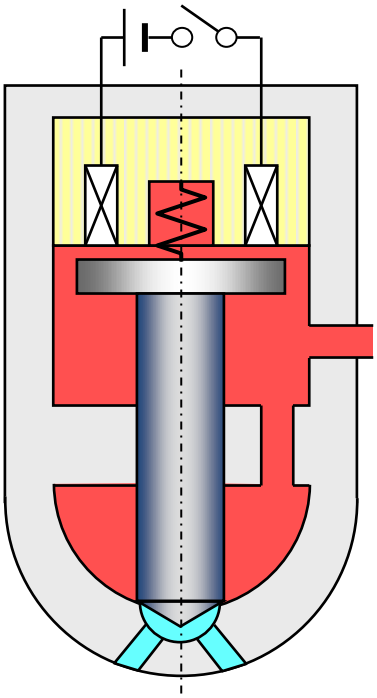


Fig.1.2.12 Schematic diagram of direct drive Injector

第２章　　インジェクタへの要求と本研究の対象

２．１　インジェクタへの要求

現在コモンレールシステムはますます厳しくなる排ガス，燃費等への要求にこたえるために，特に排ガス規制の厳しい地域，車種において主流になりつつある．そして市場からの更なるニーズに対応するために，コモンレールシステムの１つの構成要素であるインジェクタへの要求項目は多い．ディーゼルエンジンを燃焼観点から考えると，予混合燃焼と拡散燃焼が並存するために，時間的，空間的な噴霧形成が非常に重要である．従ってエンジンが噴射系に求めている最重要項目は，時間的空間的にどんな噴霧形成ができるか，と言う事ができる．

時間的な噴霧形成は，およそ噴射率で表すことができる．噴射率は噴射開始から終了までの瞬時瞬時において，単位時間あたりの噴射流量を表したものであり，図 2.1.1 のように表すことができる．噴射率の単位は流量であるため，基本的には式 2-1 で表すことができる．

$$Q = C \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad \text{（式 2-1）}$$

ここで C は流量係数，A は流路面積，ΔP は差圧，ρ は流体密度である．差圧は噴射される燃料の圧力と噴射される雰囲気圧との差であり，コモンレールシステムで使われる噴射圧力とエンジン筒内の圧力を対象とした場合には，ほぼ噴射圧力と考えて良い．流路面積は，ノズルニードルリフト量によって変化するノズルシート部の円環状流路面積と固定値である噴孔部流路面積（孔面積×噴口数）を直列配置の２つの絞りとして捉え，これらを結合した場合の合成面積と考える．ノズルシート部の構造は図 1.2.11 に示したものである．直列合成面積は図 2.1.2 に示すように計算することができる．ノズルシート部の流路面積と流量係数をそれぞれ A_1 と C_1，噴孔部の流路面積と流量係数をそれぞれ A_2 と C_2 とし，A_1 をノズルニードルリフト量の関数，A_2 を固定値として計算すればよい．図 2.1.3 には，合成面積計算例をノズルニードルリフト速度が速い場合と遅い場合の 2 例について示す．いずれの計算結果においても，ノズルニードル開弁直後はノズルニードルリフトが小さくノズルシート部の開口面積も小さい．特にノズルシート部の開口面積が噴孔部流路面積より小さい間は，合成面積はノズルシート部の影響を強く受ける．ノズルニードルリフトが大きくなるに従い噴孔部流路面積でサチュレートする．これらの基本式からわかるように，噴射率は，噴射圧力とノズルニードルのリフト作動によりコントロールできる．

また，ある時間的な噴霧形成，つまり噴射率が実現できたとき，これを空間的にどういう分布にするかは，噴孔形状，サック形状等の噴孔まわりのデザインにより決まる．このデザインにより，噴孔から噴出する燃料の流れをコントロールし，噴霧の空間的分布を特徴付けることができる．例えば一般的には噴孔長を長くすれば細く遠くへ飛ぶ噴霧となる．噴孔長を短くすると広く広がり遠くへ飛びにくい噴霧となる．この噴射性能を，エンジンに搭載可能な限られた体格内で，かつ，長期にわたる使用に耐えられる信頼性を確保して実現する必要がある．但し最終的に求められる空間的噴霧形態はエンジン燃焼コンセプトにより異なる．また噴霧の空間分布の支配的要因である噴孔周りデザインはインジェクタ構造とは基本的には独立して検討できる要素であるため，ここでは取り上げないこととする．従って燃焼観点でのインジェクタへの要求として，噴射率の自由度を向上させることに注力する．そして噴射率の自由度を向上させるためには，噴射率の高さの制約となっ

ている最大噴射圧力を高くすること，噴射率の形状を決めるノズルニードル作動を高速化することが必要である．つまり噴射の高圧化及びノズルニードル作動の高応答化が燃焼観点からの要求となる．尚，噴孔径を大きくしても噴射率を高くすることができるが，噴孔形状は噴霧の微粒化とも関連が強く噴霧の空間分布のデザイン要素の１つであるため，ここでは噴孔径を大きくすることは考えないこととする．

インジェクタの最重要機能であるエンジン筒内への燃料供給に関する要求は上記のとおりである．これに加えて，世界中の様々な環境で継続的に使用されることを考慮した燃料ロバスト性向上，車両の燃費改善にためのエネルギーロス低減，ISS（Idle Stop and Start）への対応，エンジン搭載性向上のための小型化なども同様に重要である．ISS 対応で求められることは，エンジン再始動時の始動性確保である．このためにはエンジン停止中の燃料圧力維持が必要である．実現のためにはエンジン停止中でありインジェクタを駆動しない場合の燃料リークを無くすこと，つまり静リークをなくすことである．これらインジェクタへの要求を改めてまとめると，高圧化，高応答化，燃料ロバスト性向上，エネルギーロス低減の４つに大別できる．次にこれら４つのキーワードについての，従来技術について述べる．

但しその前にこの研究で対象とするアクチュエータについて定義する．一般的にコントロールの自由度を向上させるにはアクチュエータを複数個使い，ON-OFF でなくリニア制御すればよい．しかし構造が複雑となる，体格が大きくなる，生産コストが高くなるなどの弊害を伴う．将来的には研究開発が進むと考えられるが，本研究では複雑さを増すのではなく，実用化により実際に早く広く世界に貢献することを目的とする．つまり単体アクチュエータかつ ON-OFF 制御の範囲で実現を目指すこととした．また現状市場で使用されているインジェクタ用の主要なアクチュエータは ON-OFF ソレノイドアクチュエータであり，このアクチュエータを用いたインジェクタ改善を実現することが市場に広く貢献するために最重要であると考えた．以上の考えより「1 個の ON-OFF ソレノイドアクチュエータでできること」を今回の研究対象とする．

２．２　従来技術

ここでは前記４つのキーワードの項目について従来技術がどうであったかを述べる．

２．２．１　高圧化

代表的なコモンレールシステム用インジェクタの調査結果を図 2.2.1 に示す．乗用車用については，例えば Matthias Schnell らボッシュ [2.1] が高圧化の影響を受けにくい，つまり駆動負荷を小さくすることができる圧力バランス弁を用いることによって高圧化を進めようとしているが，これは摺動部から静リークを発生させる弊害を伴っている．また，このアイデアを取り入れても 2010 年時点での最高噴射圧は 180MPa である．M. F. Russell らデルファイ [2.2] も高圧化の影響を受けにくい圧力バランス弁を用いることによって高圧化を進めてきている．それでも 2010 年時点の最高噴射圧は 180～200MPa である [2.3]．圧力バランス弁を用いることにより駆動負荷を小さくすることはできるが，デメリットである静リークによる発熱やエネルギーロスが高圧化の妨げになっていると推定する．商用車向け大型エンジン用については，M.Parche らボッシュ [2.4] が静リークをなくすことにより高圧化を実現しようとしているが，2010 年時点では最高噴射圧が約 220MPa 程度である．最終的には 250MPa を目指しているとの記載があるが，課題は燃料リークと記載されている．

このインジェクタは我々が文献調査により把握している限りでは 2010 年時点で唯一量産されている静リークレスソレノイドインジェクタであるが，実際に量産されている確認はできていない．しかし図 2.2.1 に示すように体格が大きく（外径が太く）乗用車用小型エンジンには搭載が困難である可能性がある．またデンソー[1.6]も高圧化を目指しているが，2010 年時点では 200MPa が最高噴射圧である．以上のように，2010 年時点での最高噴射圧はおよそ 200MPa である．さらなる高圧化のためにはアクチュエータ駆動力不足への対応及びリーク量抑制の両立が最大の課題の１つとなっている．

尚，高圧化のためには，磨耗，焼き付き，疲労破壊等に対する開発も必要となる．これらは別途，材料や表面改質に着目した多くの研究がなされている．ここではインジェクタの構造研究に主眼をおく．

２．２．２　高応答化

インジェクタの応答性については明確な定義もなく記載された文献も少ないため，前記圧力のように文献より定量的に比較するのは困難である．応答性を加速度 a と考えると，運動方程式 $a=F/m$ より駆動力 F と被駆動部質量 m で考えることができる．高応答であることは換言すると，駆動力余裕（＝駆動力－負荷）が大きく被駆動部質量が小さいということである．つまり高応答であるためには，駆動力が大きく，駆動負荷が小さく，被駆動部質量が小さいと良いということになる．駆動力については，本研究では許容されるインジェクタ体格内に配置できるソレノイドに限定したことにより，ほぼ決定される．磁性材料や構造の工夫により駆動力も少しずつ向上しているが，本研究では駆動力そのものの向上は対象外とする．被駆動部質量は，ソレノイド及び制御弁を最終的に駆動したいノズルニードルの近くに配置することにより，小さくすることができる．しかしノズルニードルの近く，つまりエンジン上では燃焼室に近い位置には，エンジンの吸排気弁，冷却水通路など多くの機能が密集しておりインジェクタに対する体格制約も大きい．従ってソレノイドの体格も制約され，ソレノイド駆動力も小さくならざるを得ない．ソレノイド配置位置と被駆動部質量の関係は，①ソレノイドをノズルニードルから遠い位置に配置した駆動力は大きいが被駆動部質量も大きい場合と，②ソレノイドをノズルニードルに近い位置に配置した駆動力は小さいが被駆動部質量も小さい場合の２つの選択肢がある．現時点どちらについても量産化されており，前者①の選択肢がこれまでは主流であり，前述したボッシュやデンソーのインジェクタが代表である[1.6,2.1,2.3]．後者②の代表としては，前述したデルファイのインジェクタがある[2.2]．また駆動負荷を小さくするための手段は，前項の高圧化と同じである．例えばデルファイのインジェクタ[2.2]においては圧力バランス弁が採用されており静リーク発生を犠牲にしている．高応答化のためにも静リークを発生させずに駆動負荷を低減することが課題となる．

２．２．３　燃料ロバスト性向上

世界で使われる燃料については調査をしても，全てを把握するのは困難である．従って調査して得られた情報から最悪燃料を推定してインジェクタ設計を考えることが重要である．インジェクタへの悪影響としては，燃料劣化が引き起こすデポジット生成と付着による作動不良，特に摺動不良が最大の課題である．燃料劣化は化学反応であり温度上昇に伴い劣化速度が進む．一例として図

2.2.2に燃料温度と誘導時間の関係を示す．誘導時間とは，ある条件下で燃料の導電率が急変するまでの時間であり，燃料の酸化安定性を示す数値である．誘導時間が短いということは燃料劣化が早く進行することを示している．インジェクタとしてできることは，発生したデポジットの付着を抑制するために，DLC（Diamond-like Carbon）コーティングなどの表面処理技術開発も行われているが，ここでは生成そのものを抑制することを目指す．生成を抑制するためには，燃料の昇温を抑制すること，つまりインジェクタのリーク量を減らすことが重要である．特に昇温による粘性低下がリーク量増加及びさらなる昇温を加速させるため，昇温の要因となる静リークを無くすことが望ましい．静リーク量の基本計算式は図2.4.1[(4.1)]に示され，静リーク量は粘性に反比例するため粘性低下はリーク量増加をもたらす．また，燃料昇温はリーク発生時に燃料圧力エネルギーが解放され熱エネルギーに変換されることにより発生するため，リーク量が多いほど熱エネルギーが増加する．しかしながら，図2.2.1に示す代表的なインジェクタの内，静リークが発生する摺動箇所が存在しないのは，デンソー，ボッシュ，デルファイのピエゾインジェクタ，及びボッシュの大型車用ソレノイドインジェクタであるCRIN3.3のみである．この中で現物で量産化を確認できているのは，前記３社の駆動力余裕が充分大きいピエゾインジェクタのみである．駆動力余裕の小さいソレノイドインジェクタでは現物の確認はできれおらず，なんらかの噴射性能を犠牲にしているか，或いは大型車専用として大きな体格で大駆動力の発生できるソレノイドアクチュエータを用いている可能性もある．いずれにしても静リークレスを実現することは大きな課題である．またインジェクタには静リークとは別に，制御弁の開閉に伴い発生する燃料リークも存在する．これは作動に伴って発生する燃料であるため「動リーク」と呼んでいる．この動リークについても原理的にはさらに低減できる余地がある．詳細は第５章１節にて説明することとし，ここでは模式図を用いて簡単に説明する．動リーク量を原理的に最小とするためには，制御弁を図2.2.3に示すように３方弁とすることにより実現できる．３方弁が実現できれば具体的には図2.2.3右拡大図に示すように，効率的に制御室圧を減圧，昇圧できる．ここでいう「効率的」の意味は，ノズルニードル開弁時にはノズルニードル上昇のために必要な量のみ燃料を排出し，ノズルニードル閉弁時にはノズルニードル下降に必要な分だけ燃料を導入するということである．「必要な量」は「制御室断面積×ノズルニードルリフト」であり，実現により動リーク量を原理的に最小にすることができる．従来構造である２方弁を用いたインジェクタの場合にはノズルニードル開弁時にもともと制御室内にある燃料を排出するだけでなく，制御室に流入する燃料も同時に排出するため，より多くの燃料を排出することになる．「効率的」に制御室を減圧，昇圧するためには３方弁が必要となるが，ソレノイドアクチュエータの駆動力で３方弁を実現するのは困難であった．第１章２節に前述した通り，過去３方弁を実現するために図1.2.7に示すような静リーク部が３箇所もある制御弁構造が実用化された例があった．しかし，静リーク量が多いという背反が大きいため，近年ソレノイドアクチュエータで３方弁機能を実現し量産しているコモンレールシステム用インジェクタは，我々がベンチマークしている限りにおいては見当たらない．

究極の燃料ロバスト，つまり完全リークレス構造としては，D.Schöppeらデルファイ[(2.3)]が，直動ピエゾアクチュエータを用いたインジェクタとして発表している．しかし高圧燃料中にピエゾアクチュエータを配置するという構造を採用していた．そのため，一時期ベンツ乗用車Cクラスの一部の機種向けに量産されたものの，その後継続的な生産はなく終了している．

２．２．４　エネルギーロス低減

インジェクタで消費されるエネルギーには，噴射された燃料のエネルギー，リークした燃料のエネルギー，アクチュエータ駆動のための電気的エネルギーがある．噴射された燃料エネルギーは本来の目的のために消費されるエネルギーであり，エネルギーロスではないためここでは取り扱わない．リーク燃料のエネルギーは高圧の燃料が持っているエネルギー：E であり，その圧力を P，体積を V とすると，

$$E = P \cdot V \qquad \text{(式 2-2)}$$

と表すことができる．ここでエネルギーの単位はジュール J であり，これは圧力と体積の積で表せることが単位の関係を示す式 2-3 からも確認できる．

$$\mathrm{J} = \mathrm{N} \cdot \mathrm{m} = \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2} \cdot \mathrm{m}^3 = \mathrm{Pa} \cdot \mathrm{m}^3 \qquad \text{(式 2-3)}$$

インジェクタで消費されるエネルギーについて記載された文献が見当たらないため，図 1.2.10 に示される典型的な従来構造のインジェクタについて調査した．調査は文献 1.6 に示されるデンソーのインジェクタを用いて実施した．調査条件は，エンジン回転 4000rpm，エンジン 1 サイクル（2 回転）あたり 1 回噴射することを想定した．エンジン 1 サイクル当たりのエネルギー消費を比較することとした．結果を図 2.2.4 に示すが，結果より駆動のための電気エネルギは燃料リークエネルギーと比較して無視できるレベルであることがわかる．

以上より，消費エネルギは燃料リークのみとして考えることとする．燃料リークには，常時発生している静リークと噴射時のみ発生する動リークがある．静リークについては前述の通り，ソレノイドアクチュエータを用いた静リークレスの乗用車用インジェクタは，我々が調べた範囲では 2010 年時点で生産されていない．動リークについては，詳細は 5 章 1 節に記載する．ノズルニードル上昇分のみ排出するという原理的に動リーク量が最小となる構造のインジェクタは，ソレノイドインジェクタについて調査した限りでは図 1.2.7 に示すインジェクタのみである．しかし，図 1.2.7 に示すインジェクタは静リークを発生しており，そのリーク量の多さが課題となり，現在は生産されていない．つまり，ソレノイドインジェクタでは原理的に最小となる動リーク量を実現しているものは調査した限りにおいて存在しない．

２．２．５　コモンレールシステム用インジェクタの制御弁

ここで従来のコモンレールシステム用インジェクタを整理するために，その制御弁の特徴についてまとめることとする．図 2.2.5 には現在市場で確認できる主要な制御弁分類と代表的なコモンレールシステムサプライヤー（ボッシュ，デンソー，デルファイ）毎の変遷を示す．図 2.2.6 には，図 2.2.5 で示した制御弁の特徴を示す．図 2.2.5 の縦軸は，静リークが存在するかどうかを表している．前節で記載したとおり，静リークは存在しないことが望ましい．横軸は２方弁か３方弁かを示している．前節で記載したとおり，またエネルギーロス低減の観点からも動リーク量が低減できる 3 方弁が理想である．

文献 2.1 によると，近年ボッシュは高圧及び高応答化への対応を目的として，乗用車用インジェクタについては従来の圧力アンバランス弁（静リーク無）から圧力バランス弁（静リーク有）に変

更してきている．しかしながら，静リークが発生することにより，原理的に燃料ロバスト悪化とエネルギーロスが犠牲となっている．デルファイは一貫して文献 2.2 に示される圧力バランス弁を継続している．理由はデルファイがエンジンへの搭載性と駆動部質量低減による応答性の向上を重要視しているためと推定する．この実現のためにはソレノイドをインジェクタボデー内部（ノズルニードル近く）に収容する必要があるため，体格が小さく駆動力も小さいソレノイドを採用する必要があるためである．デンソーは最初は 3 方弁から開発を始めたが，静リーク量の多さを問題とし，静リーク量低減のために３方弁から方針を変更した構造（図 2.2.5 では「DN-s2」と示す）を採った．2010 年時点では静リークレスの圧力アンバランス 2 方弁（図 2.2.5 では「DN-s3」と示す）が主流となっている．しかし,「DN-s3」は制御弁では静リークは発生していないが，ノズルニードル，制御ピストンなど他の部位で静リークが発生している構造となっている[1.6]．以上のように，これまでソレノイドにて駆動される制御弁を用いたインジェクタにおいて，理想領域となる図 2.2.5 の右上領域を実現したインジェクタは存在しない．

２．２．６　まとめ

ソレノイドインジェクタについてこれまでの動向（2010 年時点）をまとめる．高圧化は商用車用では一部 220MPa の発表が有るが，乗用車用では最大 200MPa までとなっている．高応答は理想形態である「小型ソレノイド+圧力アンバランス弁+ノズルニードル駆動（制御ピストンレス)」となる構造は生産されていない．燃料ロバスト上重要である静リークレスインジェクタも実際の生産は確認できていない．また，エネルギーロス低減観点で重要である原理的に動リーク量が最小となるインジェクタも生産されていない．つまりこれらの課題を解決することによりディーゼルエンジンに対して大きく貢献できるコモンレールシステムを提供できることになると考える．

２．３　課題解決方針

これまでインジェクタへの要求として，高圧化，高応答化，燃料ロバスト性向上，エネルギーロス低減，を説明してきた．またこれらの課題について，理想はどうであるかについても記載してきた．ここでは改めて整理し，解決方針を明確にする．

２．３．１　高圧化

許容される体格内に配置することのできるソレノイドアクチュエータでは駆動力が不足であることが課題となっている．この課題に対して静リークを伴う圧力バランス弁を採用する動向があるが，これは燃料ロバスト悪化及びエネルギーロス増加の弊害を伴う．つまり圧力バランス弁を使わずに，制御弁の駆動負荷をいかに低減するかが重要である．制御弁の駆動負荷は，制御弁で取り扱う流量（＝動リーク量）に依存するため，駆動負荷を低減するためには動リーク量を低減できればよい．

一方取り扱う流量に応じて制御弁開口面積を決める必要があるが，開口面積は制御弁リフトとシート形状に依存する．制御弁リフトは 1 次元値であり数値を決めるだけあるが，シート形状は自由度があるため工夫の余地があると考えた．以上より，ここでは駆動負荷となる動リーク量そのものを低減することとし，同じ動リーク量であっても制御弁駆動力を低減するための制御弁シート形状の原理的な最適化を目指すこととする．尚，第 2 節 3 項で記載したとおり「動リーク量を原理的に

最小にする」ためには「3 方弁の機能」が必要である．換言すればここで目指す方針は，制御弁シート形状の最適化及び 3 方弁機能の実現である．尚，本論文中では「制御弁開口面積」を制御弁流路中の最小面積と定義する．

２．３．２　高応答化

前節で記載の通り課題は駆動負荷の低減であり，解決方針は高圧化のための解決方針と同じである．

２．３．３　燃料ロバスト性向上

燃料ロバスト性向上のためには，燃料温度を下げることが必要である．そのためには燃料リーク量を低減することが必要である．特に静リークを発生させる摺動部は，温度上昇による燃料粘性低下がさらにリーク量を増やし温度上昇を招く悪いサイクルにつながる．また，燃料デポジットによる摺動不良のリスクが高い．そこで制御弁部だけではなくインジェクタ全体として静リークを無くすことを方針とする．動リークについても前述の通り原理的には低減できる余地があるため，原理的最小まで低減することを方針とする．尚，静リークは高圧化の大きな障害になっており，別途第 4 節及び第３章で計算結果，評価結果も用いて詳細に述べることとする．

２．３．４　エネルギーロス低減

インジェクタにおけるエネルギーロスのほとんどは第２節４項に記載した通り燃料リークであり，解決手段は燃料ロバスト性向上のための解決手段と同様リーク量の低減である．

以上，課題に対する解決方針を図 2.3.1 にまとめる．

２．４　静リークの弊害

２．４．１　静リークの特徴

前節で解決方針の１つとして静リークレスを挙げたが，課題解決に取り掛かる前にここでは静リークの弊害について記載する．静リークとは，インジェクタの駆動（噴射）の有無に関係なく常時発生している燃料リークのことである．現在量産されているコモンレールシステム用インジェクタの多くは静リークが存在する構造となっている．これら静リークは全て摺動部クリアランスにおいて発生している．例えば前述した図1.2.7に示す３方弁は3箇所の静リークをもっている．図1.2.10に示すインジェクタは制御弁には静リークはないが，インジェクタ全体では 2 箇所の静リークをもっている．静リークそのものは，動リークのように噴射時の駆動力を増幅させるような機能を持っておらず常時流れ続けている．しかし，図 1.2.7 に示す３方弁や図 1.2.10 に示すインジェクタのように，摺動部材の一部を高圧部に一部を低圧部に面するような構造とすることにより，高圧部から受ける油圧力と低圧部から受ける油圧力を利用した設計ができる．つまりこれらの油圧力を最適化すること，つまり油圧力をバランスさせることによりほぼゼロにすることもできる．従って高圧化によって油圧負荷が増加する場合や，高応答化のために駆動力余裕を大きくしたい場合にはメリットがあり，実際この目的で使われている．

一方，静リークは多くの弊害をもっている．これまでに述べたものも含めて改めて列記する．

1）ポンプに対してより多くの吐出量を要求し，車両の燃費を悪化させる．

2）リークによって圧力エネルギーが熱エネルギーに変換され，燃料が高温化することにより次のような問題を発生させる．

(ア)燃料冷却のために燃料クーラーが必要となる．

(イ)燃料の粘性が低下することにより，燃料を潤滑剤として使っているポンプにおいてはその信頼性が低下する．

(ウ)燃料の粘性が低下することにより，ポンプ吐出機構の隙間部の漏れが増加し，ポンプの吐出効率が低下する．

(エ)使用燃料温度範囲が高温側に広がることになり，特に樹脂など耐熱性に注意した設計が必要となる．

(オ)燃料そのものの劣化が促進され，燃料デポジット等の劣化燃料起因の問題発生確率が増加する．

また，特に静リークの弊害は燃料圧力が高圧になるほど顕著になることである．具体的には次の２つのメカニズムにより高圧化により静リーク量が増加する．

3）高圧化により部材が弾性変形して摺動クリアランスが増加する．静リークは隙間流れでありクリアランスの 3 乗に比例する（参照：図 2.4.1）．以上より，高圧化により加速度的にリーク量が増加する．

4）静リーク量は燃料の粘性に反比例する．粘性は温度が高くなると小さくなる．高圧化によりリーク時の燃料発熱が増加し燃料温度が上昇する．以上より，高圧化により加速度的ににリーク量が増加する．

このように静リークは高圧化に伴う隙間の増加と粘性の低下により加速度的に増加する特性を原理的に持っている．高圧化に伴う制御弁等の駆動負荷を低減するための１つの手段とされつつも，一方では高圧化を妨げる非常に大きな弊害になると考えられる．

２．４．２　高圧化と静リーク

ここでは高圧化と静リーク量の関係を基本式を用いて定性的に把握し，高圧化の上でどの程度問題になるかを考察することとした．まずはじめに，動リークと静リークの基本式を図 2.4.1 に，これを用いた計算結果を図 2.4.2 に示す．図 2.4.2 では圧力が 200MPa の場合のリーク量を１として，圧力が変化した場合のリーク量の比率を示してある．動リークは圧力の平方根に比例するため，圧力が増加してもリークの増加比率は比較的緩やかになる．これに対して静リークの場合は，圧力に比例するため，この点だけ考えても動リークより高圧化による増加比率が高い．またクリアランスについてはその 3 乗にリーク量が比例する．通常１μｍ程度で設計している摺動クリアランスが，仮に圧力で１μｍ増加して 2 倍になると，静リーク量が 8 倍に増加することになる．この点からも高圧化の大きな妨げになることが推定できる．尚，動リーク量はオリフィス面積に比例するため，仮に直径 200μｍのオリフィスが圧力で１μｍ増加して 201μｍになったとしても，動リーク増加量は約１％に過ぎない．さらに，図 3.2.3 に示すように粘性は温度の影響を大きく受けるため，高圧化→高温化→粘性低下→静リーク量増加→高温化，というように高圧化をきっかけに加速度的に静リーク量が増加する悪いサイクルが回るようになる．従って図 2.4.1 に示す基本式で計算すると静

リーク量は図 2.4.2 に示すように圧力に比例して増加する結果になるが，現実的には圧力の増加に伴い急激に増加すると考えられる．

第 3 章では高圧化と静リーク量の関係を検証する．但し，前記第 4 節の４）に記載した燃料温度の上昇については，温度上昇した静リーク燃料が一旦燃料タンクに戻り再度インジェクタに供給されるまでの配管構造や燃料タンク内の燃料残量によっても昇温量が変化する．つまり本研究対象外の部位の影響を多く受けるため，ここでは検証対象としないこととした．第 3 章では前記第 4 節３）に記載した高圧化による部材の弾性変形が静リーク量に及ぼす影響について，計算と実験により検証する．

（参考文献）

2.1) Matthias Schnell, Rolf Leonhard, Johann Warga, Thomas Pauer,Markus Rückle,” New Solenoid Valves for Bosch Common Rail Systems for Passenger Cars and Light Duty Applications”, 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2009, P.250-260

2.2) M. F. Russell, G. Greeves and N. Guerrassi,” More Torque, Less Emissions and Less Noise”, SAE 2000 World Congress Detroit, Michigan March 6-9, 2000-01-0942

2.3) D.Schöppe, S.Zülch, D.Geurts, C.Gris, R.W.Jorach, “Delphi’s New Direct Acting Common Rail Injection System”, 30. Internationales Wiener Motorensymposium 2009（電子版 PDF）

2.4) M. Parche,K. P. Sassen,R. LeonhardC. Alvarez-Avila, “ Bosch 2000/2200 bar Common Rail System for Commercial Vehicles”, 31. Internationales Wiener Motorensymposium 2010（電子版 PDF）

2.5) Shuichi Matsumoto, Koichi Yamada, Kenji Date,” Concepts and Evolution of Injector for Common Rail System”, SAE International 2012-01-1753（電子版 PDF）

2.6) Manfred Dürnholz,” Bosch Common Rail System for Small Diesel Engines in Emerging Markets”, 30. Internationales Wiener Motorensymposium 2009（電子版 PDF）

2.7) Rolf Leonhard, Johann Warga, Thomas Pauer,Friedrich Boecking, Detlev Straub,” Bosch 2000-bar Common Rail System for Passenger Cars and Light Duty Vehicles”,29. Internationales Wiener Motorensymposium 2008（電子版 PDF）

2.8) F. Rudolph, J. Hadler, H.-J. Engler, A. Krause, M. Stamm, “ The new 1.6l TDI engine from Volkswagen“, 30th International Vienna Engine Symposium 2009（電子版 PDF）

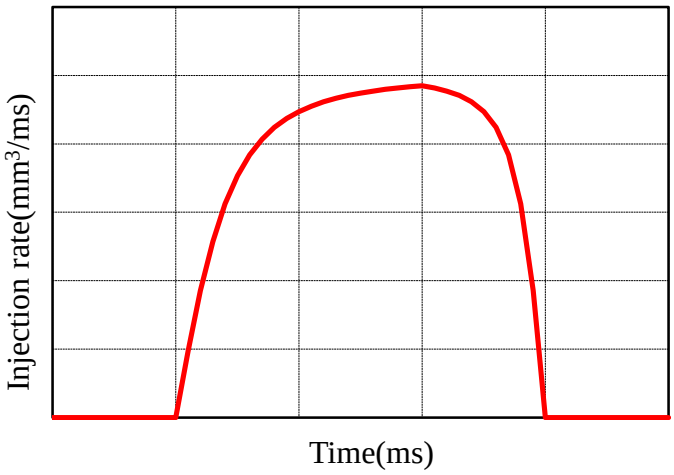
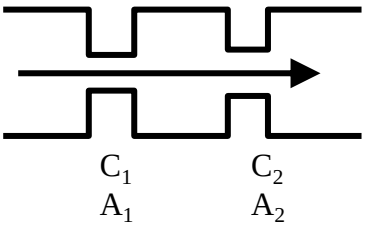


Fig.2.1.1 Injection rate



$$CA = \frac{C_1 A_1 C_2 A_2}{\sqrt{C_1^{\,2} A_1^{\,2} + C_2^{\,2} A_2^{\,2}}}$$

Fig.2.1.2 Series synthetic area

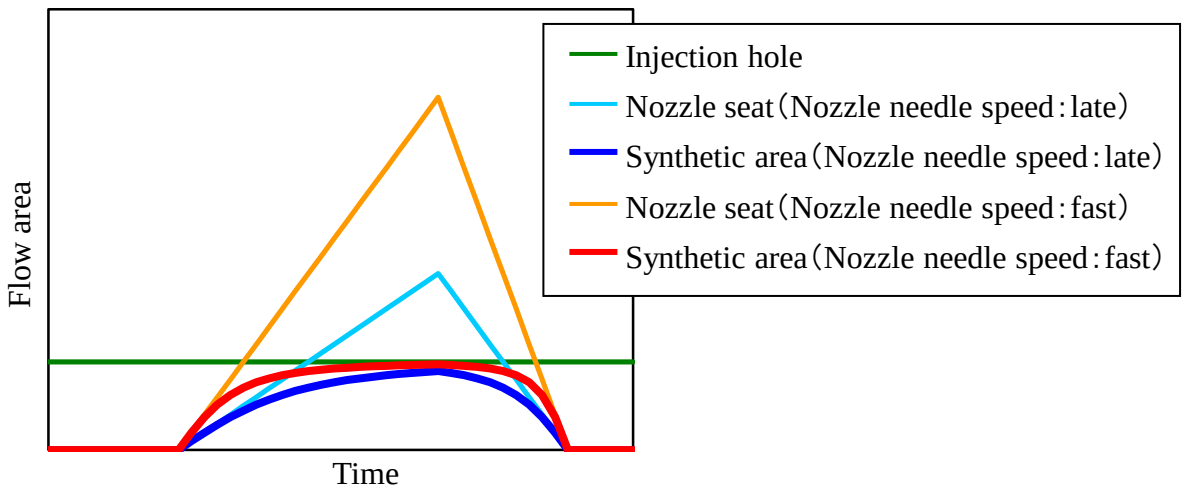
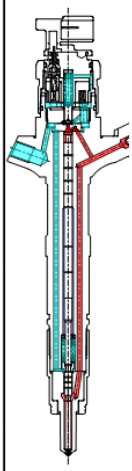
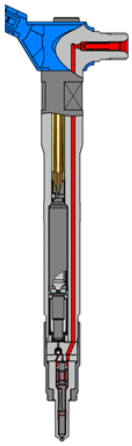
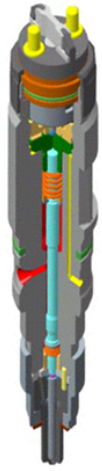
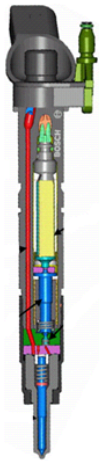
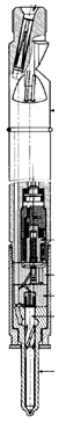
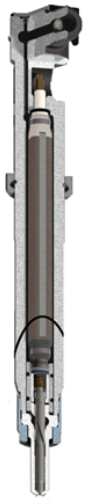
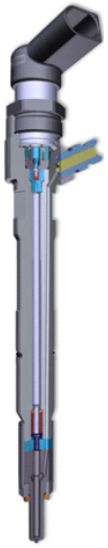


Fig.2.1.3 Relation between nozzle saet and synthetic area

	DENSO		BOSCH				DELPHI		Continental
Model	G3S	G3P	CRI2-16	CRI2-18	CRIN3.3 (for commercial vehicle)	CRI3-20	DFI1.1	DFI3	
Structure									
Max pressure ★1	200MPa	200MPa	160MPa	180MPa	220MPa	200MPa	200MPa	200MPa	160MPa
Static leakage	yes	no	yes	yes	no	no	yes	no	yes
Dynamic leakage	yes	yes	yes	yes	yes	yes	yes	no	yes
Actuator	Solenoid	Piezo	Solenoid	Solenoid	Solenoid	Piezo	Solenoid	Piezo	Piezo
Driven part	Control valve	Control valve	Control valve	Control valve ★2	Control valve	Control valve	Control valve ★2	Nozzle needle	Control valve
Source	ref.1.6	ref.2.5	ref.2.6	ref.2.1	ref.2.4	ref.2.7	ref.2.2	ref.2.3	ref.2.8

★1:Estimation at 2010
★2:Pressure balance type control valve

Fig.2.2.1 Injector structure

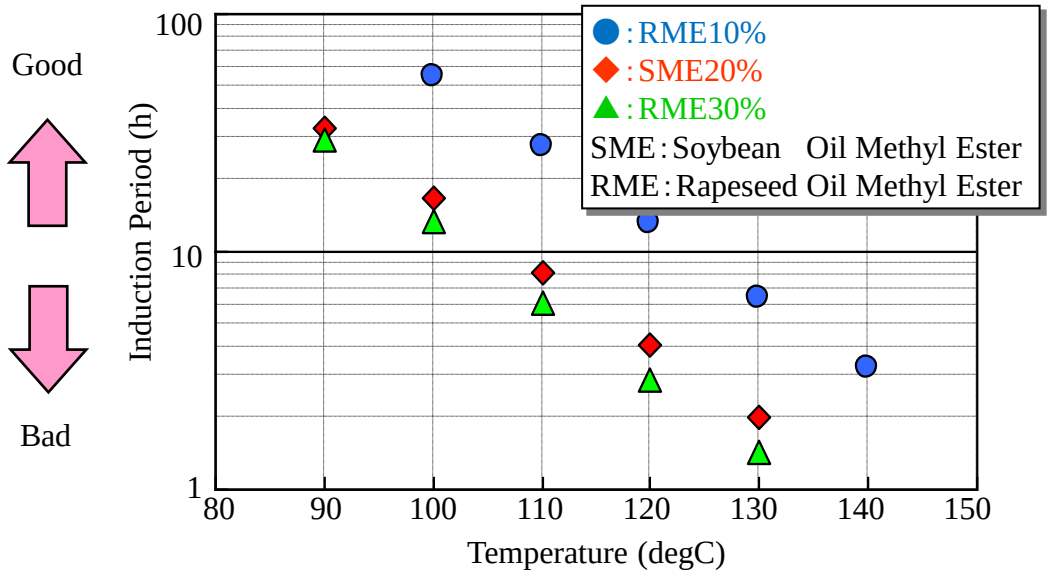


Fig.2.2.2 Relation between fuel temprature and induction period

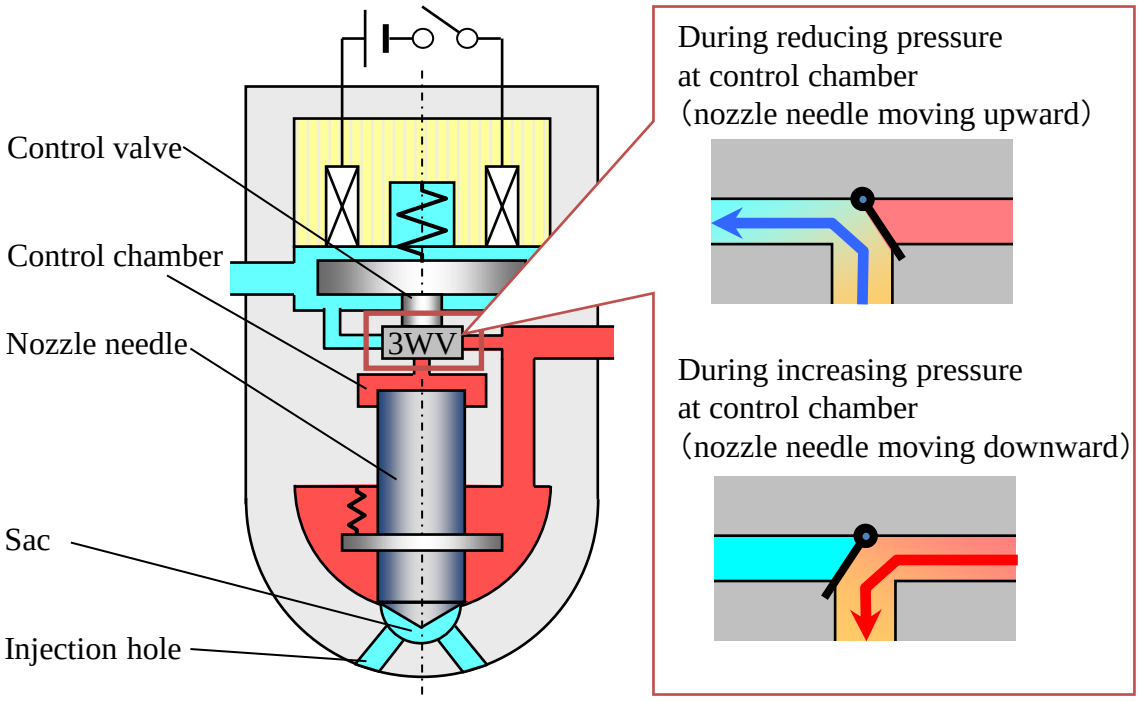


Fig.2.2.3 Schematic diagram of injector with 3WV

Investigation condition

Injection pressure	:200MPa
Injection quantity	:80mm^3
Injection times	:1time/cycle
Leakage measuring duration	:30ms(=1cycle) *1

*1：Ne=4000rpm ⇒ 15ms/rev ⇒ 30ms/cycle

Investigation result

Drive electric energy	:41mJ
（Input energy:45mJ－Recovery energy:4mJ）	
Leakage quantity	:45mm^3
Leakage energy（calculated by formula2-2）	:9.0J
Injection energy（calculated by formula2-2）	:16.0J

Fig.2.2.4 Consumption energy(per engine 1 cycle)

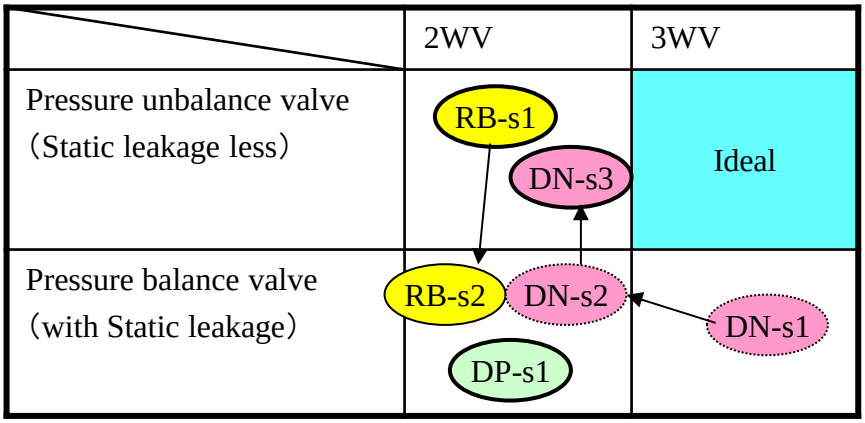


Fig.2.2.5 Grouping and history of control valve

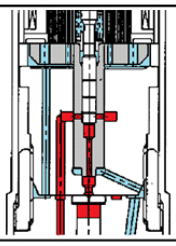
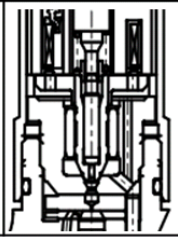
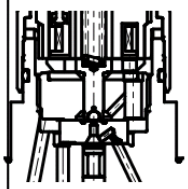
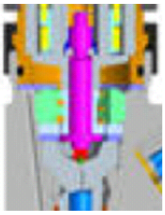
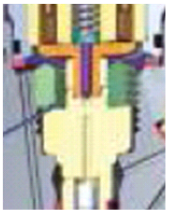
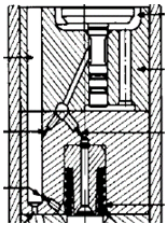
	DN-s1	DN-s2	DN-s3	RB-s1	RB-s2	DP-s1
Manufacturer model	DENSO X0	DENSO X1	DENSO X2～G3S	Bosch CRI1-14～2-16	Bosch CRI2.5～2.6	Delphi DFI1.1～1.4
Structure						
Feature of control valve						
Structure	3WV	2WV	2WV	2WV	2WV	2WV
Static leakage	3 parts	1 part	0 part	0 part	1 part	1 part
Valve position	upper	upper	upper	upper	upper	Inside body
Max pressure	120MPa	120MPa	200MPa	160MPa	200MPa	180MPa
Source	DENSO in-house	DENSO in-house	DENSO in-house	ref.2.6	ref.2.1	ref.2.2

Fig.2.2.6 Feature of control valve

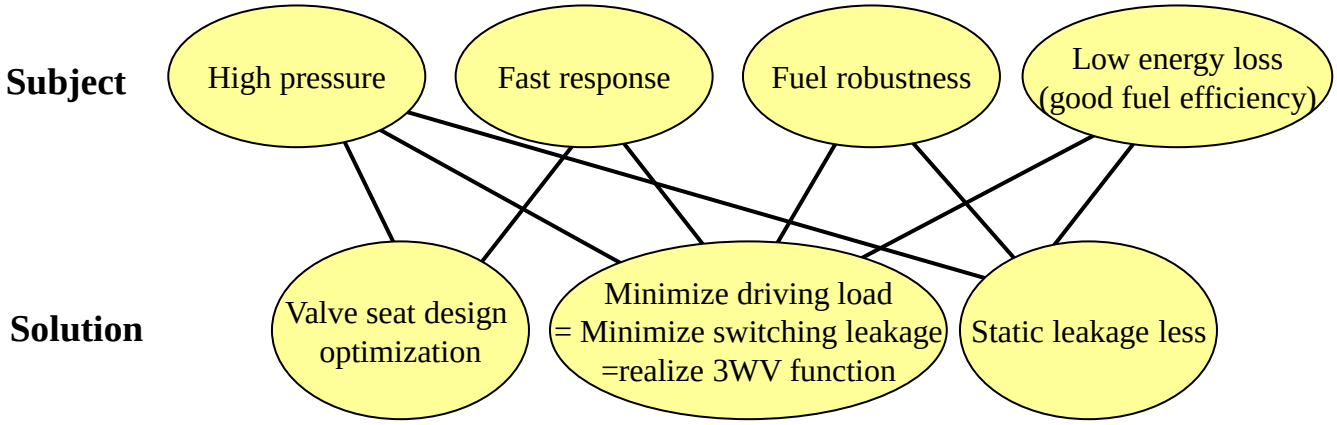


Fig.2.3.1 Subject and solution of injector

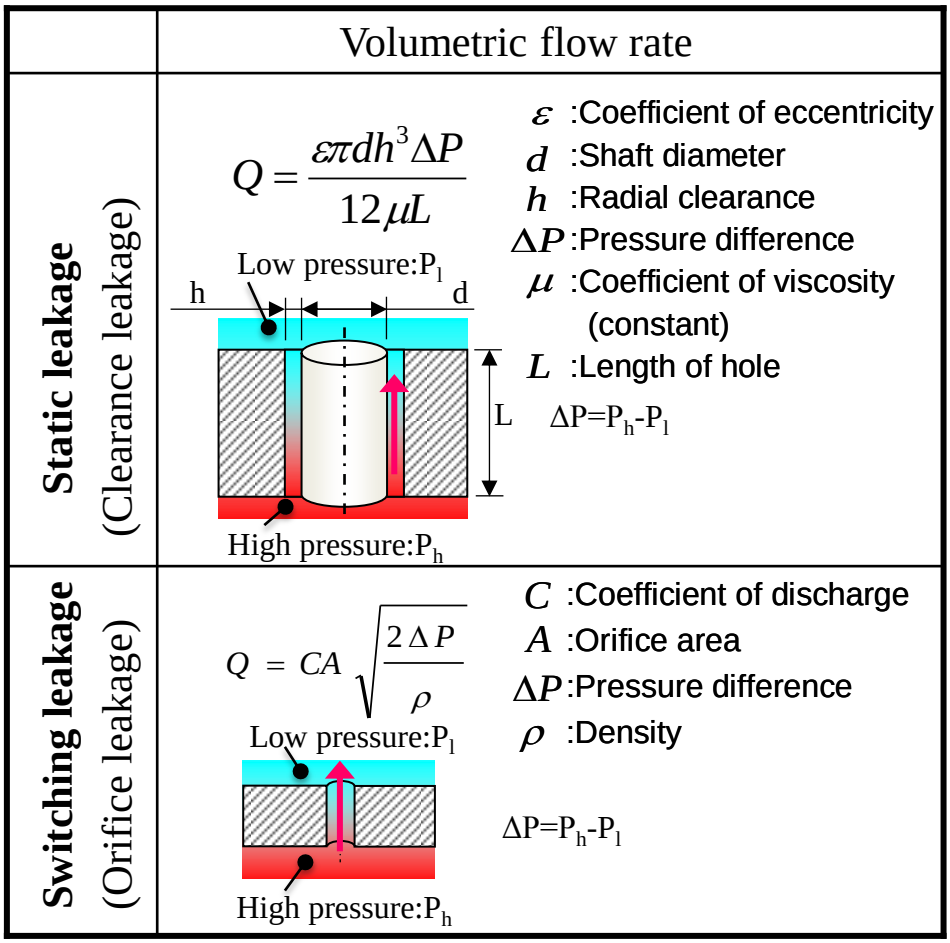


Fig.2.4.1 Basic fomula of Static leakage and Switching leakage

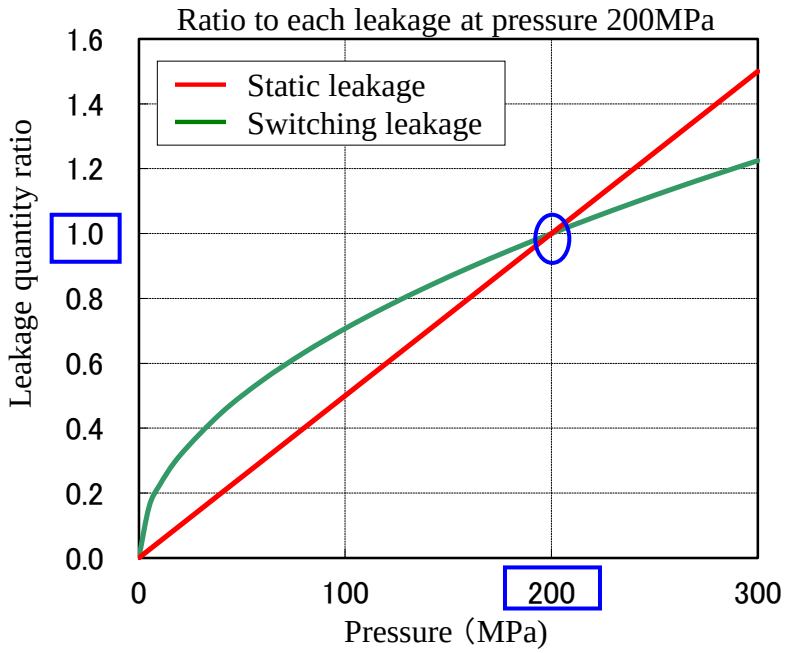


Fig2.4.2 Culculation result by basic formula

第３章　高圧化による部材変形が静リーク量に与える影響

３．１　静リークのメカニズム

静リーク量の基本式は，図 2.4.1 に示される通りであるが改めてここに記載する．

$$Q = \frac{\varepsilon \cdot \pi \cdot d \cdot h^3 \cdot \Delta P}{12 \cdot \mu \cdot L} \qquad \text{（式 3-1）}$$

各記号の表す意味は次の通りである．

ε ：偏芯係数

d ：摺動部径

h ：摺動部半径クリアランス

ΔP: 摺動部両端間の圧力差

μ ：流体粘性係数

L: 摺動部長さ

ここで ε は摺動部軸部材が摺動部孔内で偏芯している程度を表し，偏芯無の場合は１，最大偏芯している場合は 2.5 となる．

式 3-1 は構造すなわち寸法が決まっていれば，リーク量は圧力 ΔP に比例して増加することを示している．しかし，圧力 ΔP が増加した場合の部材の変形が考慮されていない．部材の変形によりクリアランス h が増加した場合には，リーク量はクリアランス h の三乗に比例して増加する．

ここで圧力による変形の影響を，基本式を用いて一例を計算する．厚肉円筒（両端開放）の内外径の変形は，次式 (3.1) であらわされる．

$$u = \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{r_i^2 \cdot p_i - r_o^2 \cdot p_o}{r_o^2 - r_i^2} \cdot r + \frac{1+\nu}{E} \cdot \frac{r_i^2 \cdot r_o^2 \cdot (p_i - p_o)}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{r} \qquad \text{（式 3-2）}$$

各記号の表す意味は次の通りである．図 3.1.1 に構造を示す．

u ：径方向変位

ν ：ポアソン比

E ：ヤング率

r_i ：内半径

r_o ：外半径

p_i ：内側圧力

p_o ：外側圧力

一例として変形によるクリアランス変化を計算した結果を図 3.1.2 に示す．この条件においてクリアランス部圧力が 200MPa の場合には，シリンダ側部材の内径が約４μm拡大しピストン側部材の外径が約２μm縮小する結果となる．従って半径クリアランス（隙間）は約３μm拡大することになる．クリアランス部は高圧側から低圧側にかけて圧力勾配があるため，全域にわたって３μm拡大することはない．しかし初期半径クリアランスを１μmとして，半径クリアランスがクリアランス部全域で３μm拡大すると仮定すると，静リーク量が 4 倍の三乗すなわち 64 倍に増加する．仮にクリアランス拡大量がクリアランス部全域にわたって半分の 1.5μm拡大すると仮定した場合でも，静リーク量が 2.5 倍の三乗すなわち 15.6 倍に増加する．

この数値からわかるように，圧力によるクリアランス拡大が静リーク量に与える影響は大きい．

次に静リーク量を実測し，式 3-1 に示す基本式で計算される結果との差を確認することとした．その後，計算により静リーク量を精度よく推定する方法を検討し，その精度を実測結果と比較検証する．

３．２　静リーク量実測

評価装置概要を図 3.2.1 に示す．評価装置は５つの部位より構成されている．燃料タンクには評価に用いる燃料が蓄えられており，燃料温度の調整が行えるようになっている．燃料タンクは SPCC 鋼板で製作されており，タンク容量は 52L である．昇圧ポンプは，デンソー製コモンレールシステム用ポンプを用いた．昇圧ポンプは燃料タンクより燃料を吸い上げ，所定の圧力に昇圧した燃料を吐出することができる．昇圧ポンプより吐出された燃料は，吐出による燃料脈動を低減するために，レールと呼ばれる蓄圧容器に送り込まれる．蓄圧容器はデンソー製コモンレールシステム用レールを用いた．また蓄圧容器には，昇圧ポンプが吐出する燃料圧力を計測するために圧力センサ及び燃料温度を計測するために温度センサが取り付けられている．蓄圧容器から出た燃料は，静リーク装置に導入される．高圧部位の燃料配管は，臼井国際産業製の高圧燃料配管を使用．ここで用いた配管は内径φ3，外径φ6.4 の 200MPa 対応配管である．静リーク装置の構造模式図を図 3.2.2 に示す．静リーク装置は，補給用として市販されているコモンレールシステム用インジェクタの中から，静リーク個所が一か所のみ存在するインジェクタを選定して購入し，用いることとした．静リーク量を計測する流量計は，メスシリンダーを用いた．メスシリンダーの一目盛りは，0.1cm^3 であり，二分間にこのメスシリンダーに溜まる燃料より流量を算出した．燃料は ISO 規格軽油（ISO4113　ディーゼル噴射装置評価用燃料）を使用した．使用した燃料の粘性係数を図 3.2.3 に示す．燃料温度は，昇圧のためのポンプ入口燃料温度を 315K（42℃）に調整し，摺動部へ流入する直前位置（図 3.2.1 に示す rail 部）の高圧燃料温度を 338K(65℃)とした．

静リーク量測定結果を図 3.2.4 に示す．また図 3.2.4 には合わせて，式 3-1 に示す基本式で計算した静リーク量計算値も示す．計算は偏心係数 ε を１として行った．偏心係数 ε を１とした理由は次の通りである．摺動クリアランスは部材変形により高圧側の方が大きくなっていると考えられ，軸部材が偏心した場合，隙間を流れる流体の圧力により中心方向に戻される力が作用するためである[4.1]．図 3.2.4 より実測した静リーク量と式 3-1 による計算値は想定した通り大幅に異なることが確認できる．これは式 3-1 では燃料圧力によるクリアランスの拡大が考慮されておらずリーク量は圧力に比例して増加することになっているためである．実際には燃料圧力の増加に伴いクリアランスが増加することを考慮する必要がある．

３．３　連成解析

次に圧力によりクリアランスが変化する状態において，精度よくリーク量が推定できる方法を検討する．式 3-1 ではクリアランスの変化が考慮されておらず，クリアランスの入口から出口までの圧力降下も直線的であることを前提に計算されている．しかし，現実的には圧力によりクリアランスが変化し，クリアランスの変化によって圧力降下の分布も直線的ではなくなっていると考えられる．そこでクリアランスと圧力の連成解析を行うことにより静リーク量を高精度に推定できると考えた．連成解析は表計算ソフトを用いて，以下の方法で行った．①摺動部を軸方向に複数要素に等

分割．②低圧側端部要素の端部側初期圧力として 0MPa を付与，高圧側端部要素の端部側初期圧力として所定の高圧値を付与．各要素間境界部には高圧側から低圧側まで直線的に圧力が変化すると仮定した場合の初期値を付与．③各要素における流体圧力は各要素両端境界部圧力の平均値とし，各要素毎に式 3-2 を用いて部材変形量を計算しクリアランスを算出．④各要素両端境界部圧力差と③で算出したクリアランスを用いて，式 3-1 にて各要素部の流量を計算．⑤各要素部の流れは連続であり全ての要素部の質量流量は等しくなることより，各要素部流量の偏差平方和が一定値以下になるように繰り返し各要素間境界部圧力を変更．以上の計算により最終的に各要素部の流量は等しくなり，適正な各要素部クリアランス，流量，圧力が得られると考えた．①の分割数については，要素間クリアランス変化量の平均値が面粗さ以下となるように設定した．今回の計算においては高圧側の圧力を 200MPa として計算するため，摺動部両端間でのクリアランス変化量，すなわち 200MPa と 0MPa のクリアランス計算結果差は式 3-2 による計算結果より 2.2μm．面粗さは，0.25μm程度であり，10 分割することとした．また計算収束条件として，流量の偏差平方和が流量の 0.1%以下となることを条件とした．また各要素内のクリアランスは軸方向に一定であると仮定した．つまり各部位内では式 3-1 が成立する．計算に用いたモデル及び条件を図 3.3.1 に示す．

計算結果を図 3.3.2 に示す．図 3.3.2 には静リーク量を式 3-1 で計算した結果を実測結果と重ねて示す．この結果より，流れと変形を連成解析することにより，実測とほぼ一致する結果が得られることが確認できた．式 3-1 による解法と連成解析による解法の最大の違いは，摺動部の高圧側入口から低圧側出口までの間のクリアランスと圧力を固定値ではなく変数として取り扱ったことである．変数として取り扱ったクリアランスと圧力を図 3.3.3 と図 3.3.4 に示す．クリアランスに関しては，式 3-1 では摺動部全域にわたって図 3.3.3 にて直線で示される固定値で計算されているが，連成解析結果ではプロットで示される上に凸の曲線分布となっている．図 3.3.4 は圧力分布を示している．式 3-1 の結果では，摺動部全域にわたってクリアランスが一定の前提であるため圧力は高圧側から低圧側に向けて直線的に降下することになるが，連成解析ではプロットで示されるように上に凸の曲線分布となっていることがわかる．実際には図 3.3.3，図 3.3.4 に示されるようなクリアランス及び圧力分布となることによって，式 3-1 で示されるより多くの静リークが発生していると考えられる．

現在のコモンレールシステム噴射圧力の主流は 200MPa 以下であるが，今後はさらなる高圧化のニーズも高く，300MPa の開発も進められている [3.2]．そこで今回の連成解析を用いて 300MPa まで高圧化した場合の静リーク量について推定した．結果を図 3.3.5 に示す．連成解析では 200MPa から 300MPa に圧力を上げることによりリーク量がほぼ３倍に増加するという結果になる．静リーク量は圧力上昇に伴い加速度的に増加しており，高圧化のためには静リークは大きな課題であることがわかる．

３．４　まとめ

コモンレールシステムの高圧化を目指した場合に生じる静リークについて，実験と計算により考察した．その結果，以下のことがわかった．

１．高圧化に伴う構造変形がリーク量に大きな影響を与える．

２．リーク量は圧力に対して比例せず，1 より大きな次数をとる．

３．圧力が 200MPa から 300MPa まで上昇することにより，リーク量は約 3 倍に増加する．

（参考文献）

3.1)中原一郎：円板および厚肉円筒，材料力学　下巻，東京，養賢堂，1991，　P.82-86

3.2) Ing. Jürgen Hammer：Advanced Diesel Fuel Injection Equipment - A never ending BOSCH story，　14th Stuttgart International Symposium Automotive(2014)　（電子版 PDF）

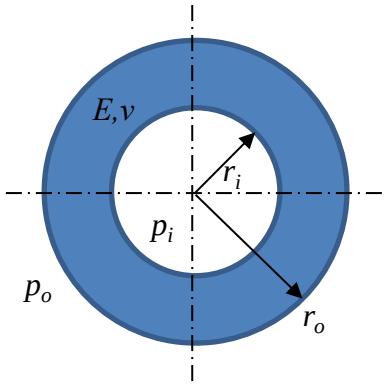


Fig.3.1.1 Symbol of cylinder deformation equation

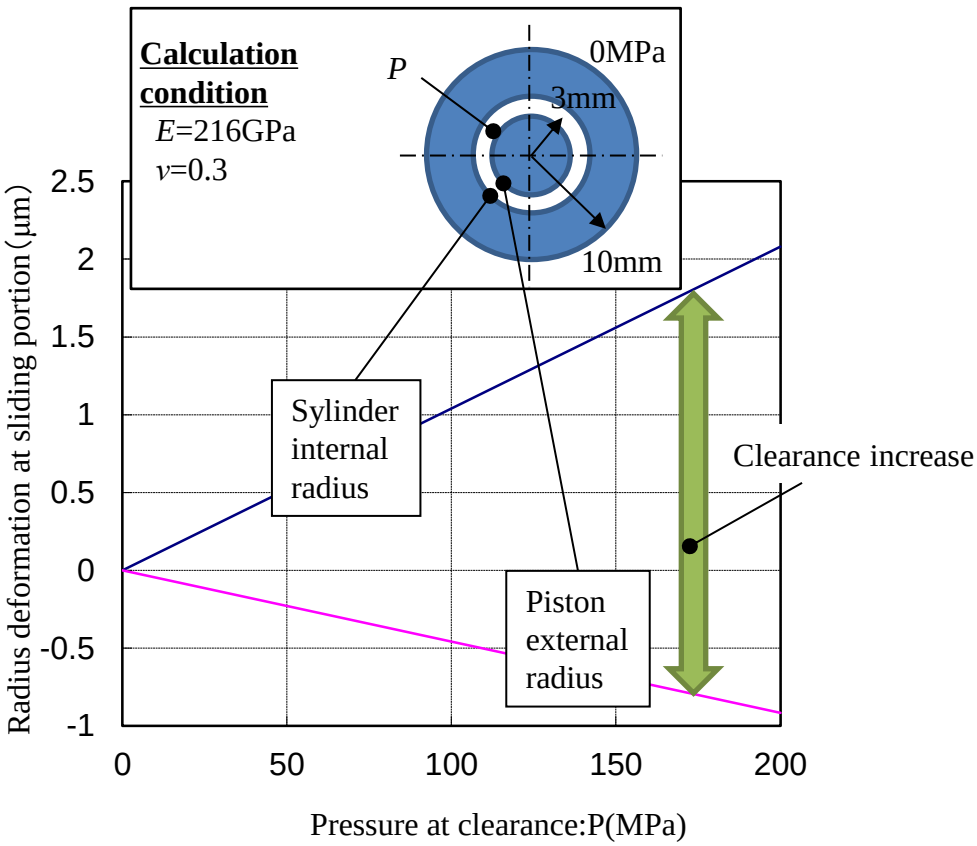


Fig.3.1.2 Calculation result of clearance change

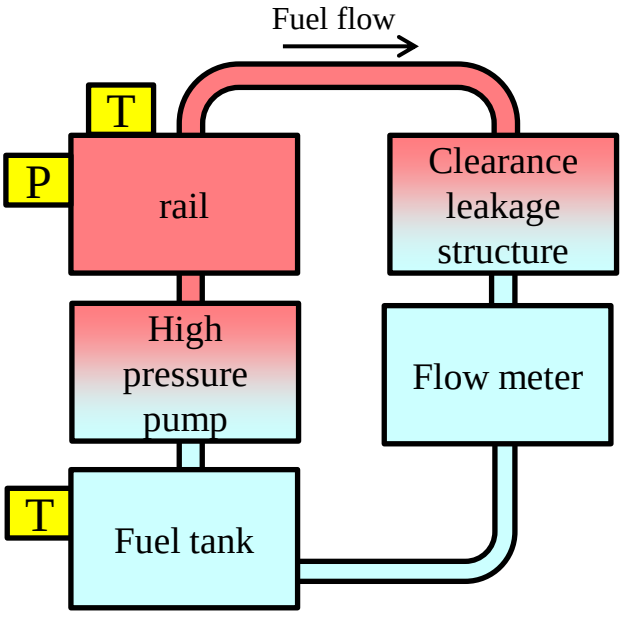


Fig.3.2.1 Experimental equipmant

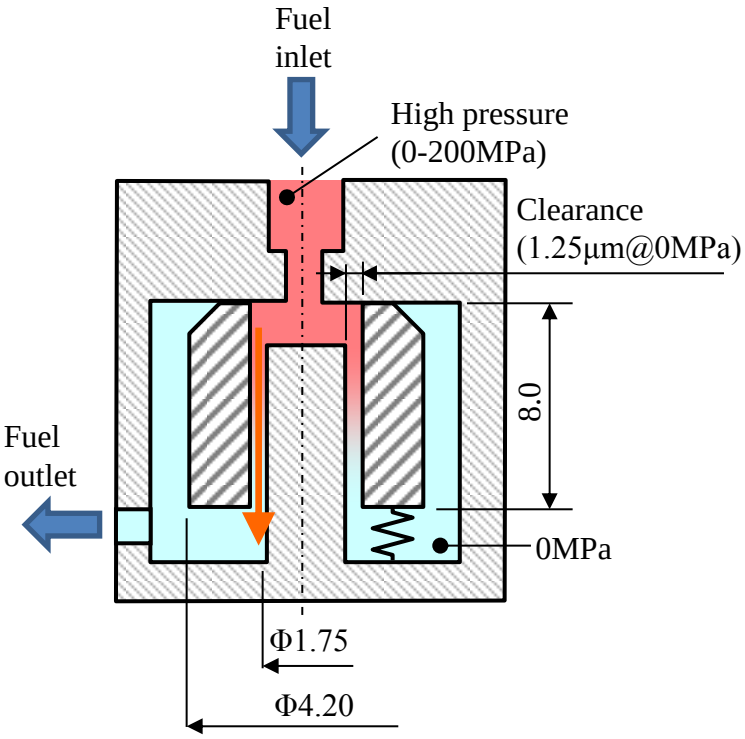


Fig.3.2.2 Static leakage structure

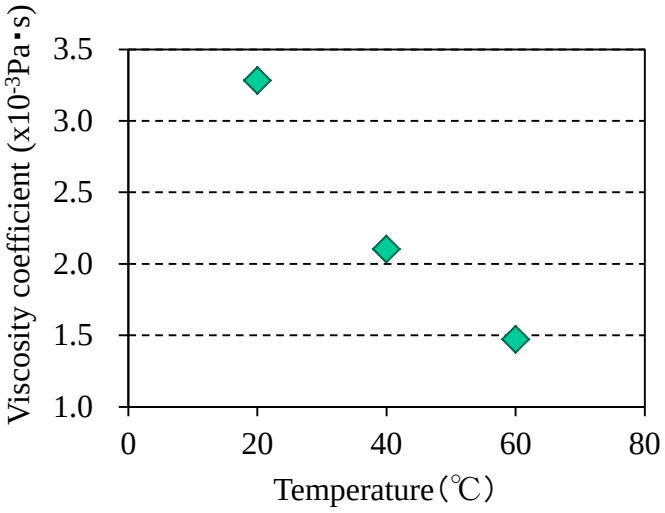


Fig.3.2.3 Fuel viscosity property

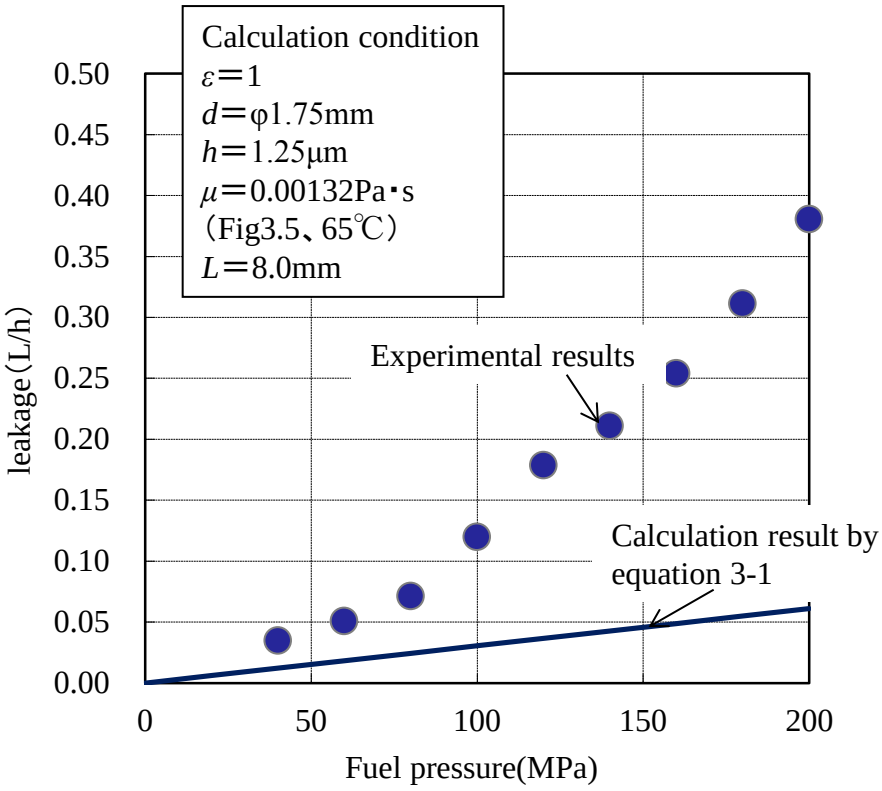


Fig.3.2.4 Comparison between experimental results and culculation result

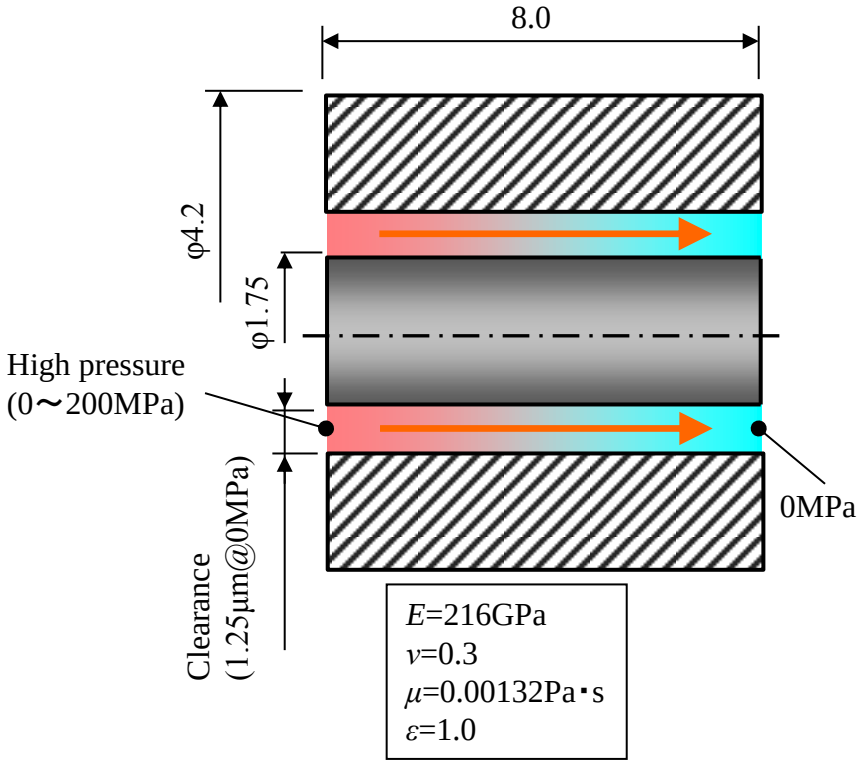


Fig.3.3.1 Culculation model and condition

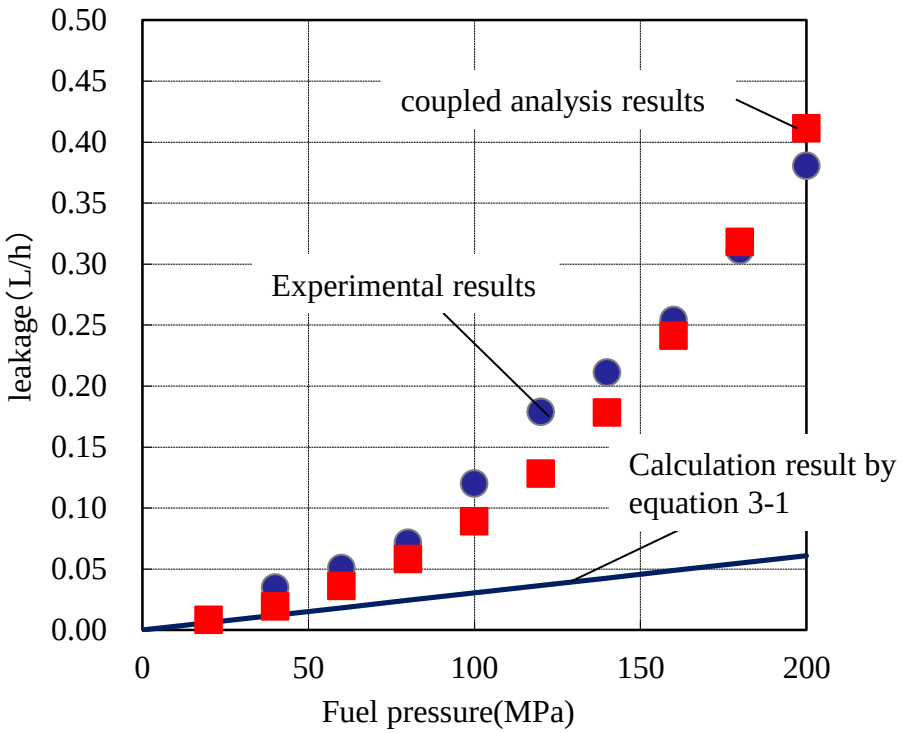


Fig.3.3.2 Static leakage

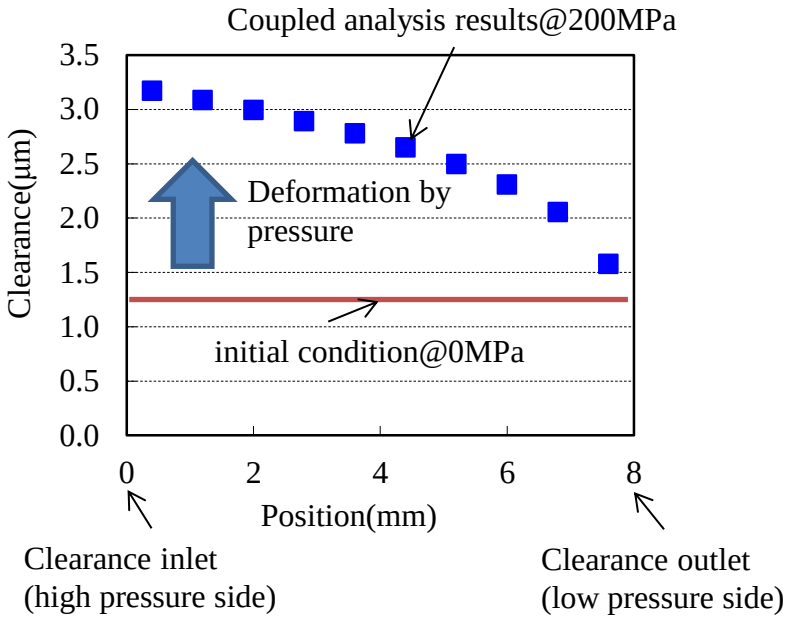


Fig.3.3.3 Clearance deformation

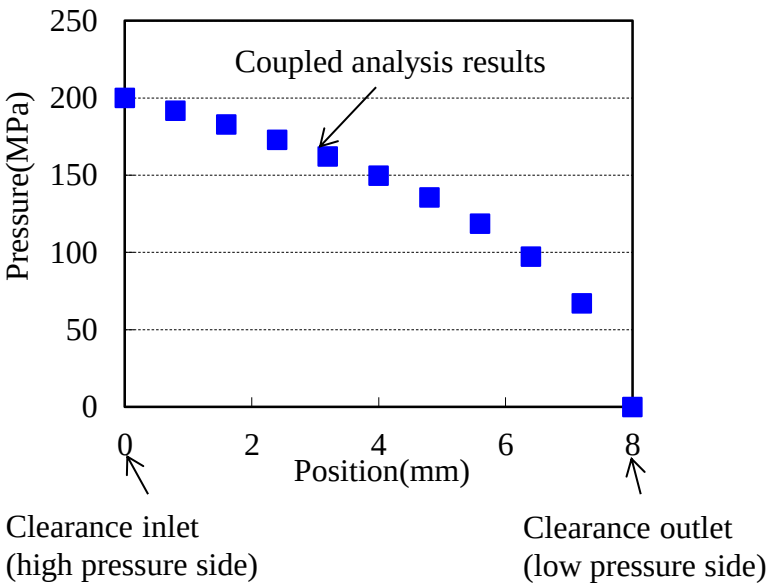


Fig.3.3.4 Pressure at clearance

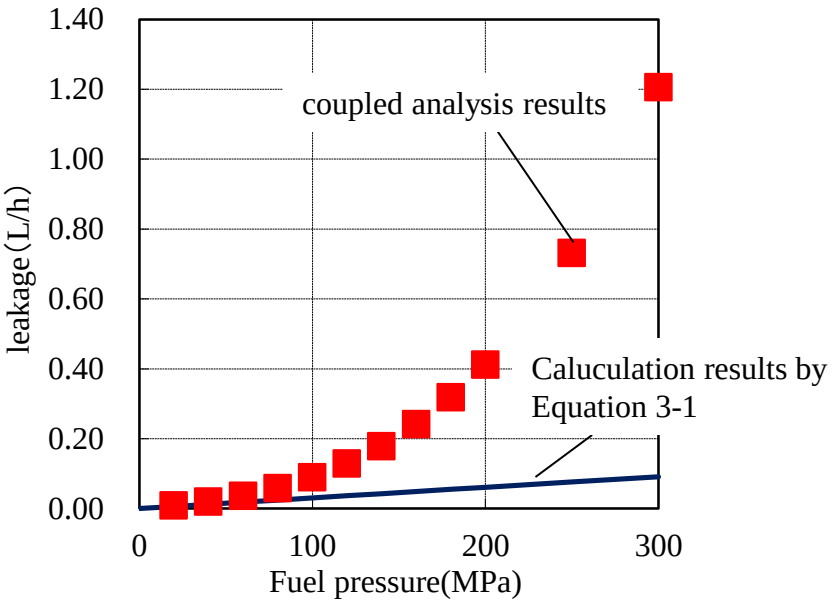


Fig.3.3.5 Static leakage

第４章弁形状最適化

４．１　制御弁基本構造

４．１．１　３方弁実現方法

目指している制御弁構造は図 2.2.3 に示す 3 方弁である．本来 3 方弁を前提に弁形状を検討すべきであるが，インジェクタ体格内に収容できるソレノイドアクチュエータで圧力バランス構造ではない 3 方弁を駆動するのは非常に困難であると判断した．アクチュエータにより直接駆動される弁構造は 2 方弁とし，なんらかの工夫によって 3 方弁機能を実現することとした．3 方弁機能を実現する詳細については第５章に示す．従って本章ではアクチュエータにより直接駆動される弁構造として２方弁，つまり単純に１箇所のシートを開閉する構造の弁を選定し，駆動負荷が最小となるようにその形状の最適化を目指す．

４．１．２　ポペット型制御弁の基本構造

圧力バランス弁は１章でも述べたとおり，原理的に静リーク，燃料ロバスト，耐異物ロバストと切り離すことはできないため用いない．圧力バランス弁を除外すれば制御弁基本構造はポペット弁となる．JIS において，ポペット弁は「弁体が弁座シート面から直角方向に移動する形式のバルブ」と定義されている．アクチュエータにソレノイドを用いるコモンレールシステム用インジェクタの構成部品として考えた場合，次の３つの観点が重要である．これらを勘案し，閉弁時はスプリング力でシートされており，開弁が必要な場合にアクチュエータを駆動することにより制御弁をスプリング力に対抗して引き上げシートを開き，閉弁が必要な場合にはアクチュエータの駆動を終了しスプリング力により制御弁を閉弁方向に作動させシートする構造（図 4.1.1 左図に模式図を示す）が望ましいと考える．

観点①：エンジンへの搭載状態を考えた場合，一例として図 4.1.2 に示すように，インジェクタの搭載スペースが確保されているのはエンジン上部（クランク軸反対側）のみである．現実的に知りうる限りのディーゼルエンジンでは，インジェクタはエンジン上部に配置されている．従って一般的に駆動配線はインジェクタ上部に接続部（コネクタ）が設けられる．駆動配線の取り回し上，ソレノイドはインジェクタ上部，少なくとも高圧燃料構造部（制御弁，ノズル等）の上部側に配置されることが望ましい（図 4.1.3）．

観点②：図 4.1.2 に示す通り，エンジン筒内へ燃料を噴射するための噴孔はインジェクタ下端部に配置する必要がある．従って高圧燃料もインジェクタ下端側へ導く必要がある．強度について細心の製造上の注意が必要である高圧燃料構造部は，インジェクタ構造を簡素化する観点から可能な限りバラバラに配置せずまとめて配置するのが望ましい．少なくとも噴孔部はインジェクタ下部に配置する必要があるため，高圧燃料構造部はインジェクタ下部にまとめて配置することが望ましい．従って，高圧燃料の制御弁から低圧部への燃料（動リーク）排出は，インジェクタ下部から上部に向かう方向とするのが望ましい．

観点③：ソレノイドは一般的に通電により吸引力を発生するため，通電時に制御弁が引き上げられ，開弁する構造が望ましい．インジェクタ以外のコモンレールシステム構成部品の一部，具体的にはコモンレールの圧力を積極的に減圧させるために用いられる減圧弁には図 4.1.1 右図に示すようにステータ中心部にシャフトを貫通させ，吸引力により制御弁閉弁力を確保している製品があ

る．一方，インジェクタの場合は，もし断線等により意図せず吸引力が失われると，制御弁開弁保持状態となり燃料が噴きっ放し状態となることにより，エンジン過回転など大事故につながる可能性がある．フェイルセーフの観点からも，通電により開弁する構造が望ましい．また前述の通りアクチュエータ駆動のための電気エネルギーはリークエネルギーと比較すると無視できる程度に少ないが（図 2.2.4），これは噴射時に通電することを前提に計算した結果である．通電 OFF することにより噴射する場合には無視できないレベルのエネルギー消費となるため，エネルギー消費観点から考えても噴射が必要なときだけ通電するのが望ましい．

以上よりインジェクタ用として考えた場合の制御弁構造として，図 4.1.3 に示すようにインジェクタ上部から順にソレノイド-制御弁-シート部の順で配置され，非噴射時にはスプリングによりシート部は閉弁しており，噴射時に通電によりシート部が開弁し噴射する構造が望ましいと考える．尚，図 2.2.6 に記載の制御弁は全てこの基本構造を採用している．異なるのは弁体及びシート部構造であり，この構造差によって 2 方弁，3 方弁の差や，静リーク有無の差が生じている．また静リークの存在しない圧力アンバランス弁は全てポペット弁である．

４．１．３　ポペット弁の課題

非常に高い圧力を確実にシールさせるには，確実なシール面の密着が必要となる．ゴムなどの弾性変形を利用してシールする場合には，２つのシール部材の同軸度や直角度などの微小なずれは弾性変形部材が吸収してくれる．しかし，100MPa を超える圧力のシールに対する耐性はなく，弾性変形を利用せずに完全に密着する必要がある．そのためには，図 4.1.4 に示すような単純な構造では軸ズレや傾きが吸収できず完全に密着することができないため，２つの部材の同軸と傾きを吸収する機構を持つ必要がある．最もシンプルな吸収構造例を図 4.1.5 に示す．軸ズレは平面間の横滑りを用いる方法，傾きは円錐―球面による角度吸収を示す．この２つの機構のいずれかをシート部と共有させることにより，シンプルな構造で軸ズレと傾きを吸収可能である．平面間の横滑りをシートと共有する場合には，図 4.1.6 右側に示すように平面シート構造となり，シート部以外に円錐―球面による角度吸収構造を持つことになる．円錐―球面をシートと共有する場合には，図 4.1.6 左側に示すようにシート部で角度ズレを吸収し，平面横滑り構造をシート部以外に持つ構造となる．

しかしながら，コモンレールシステム用インジェクタとして我々が想定しているシート径はおよそφ0.5㎜程度以下であり，このレベルの微小径円錐シート加工には課題がある．円錐である弁座（シートを形成する２部材の内，アクチュエータによって駆動されない固定側）の高精度な仕上げが困難であるという課題である．弁座となる円錐は振れ，面粗度を高精度に仕上げる必要があり，この部分は回転加工により仕上げられるが，径が小さい場合には加工速度（被削物と刃物の相対速度）を上げにくく，原理的に高精度加工が困難である．また将来的な燃料高圧化ニーズによりシート径をさらに小さくしなければならないリスクもある．この観点ではシート径と加工速度が関連性を持たない平面-平面シートが有利である．

また制御弁への負荷が同じ，つまり例えば制御弁シート径とリフト量が同一の場合の，制御弁シート部開口面積についても平面シートが有利であるといえる．これは，平面シートの場合は弁座と弁体側の平面が精度よく加工できていれば，シート径を形成する弁座側平面と流路となる穴のエッジ部の真円が若干悪くても平面同士で確実に密着できる．しかし円錐シートの場合は，弁体側が球

面であるために，平面シート同様に弁座側円錐面と流路となる穴のエッジ部をシート径とするためにはエッジ部の真円を高精度に仕上げる必要がある．円錐面と流路となる穴によって形成される円筒面の交線を高精度真円に仕上げることは通常困難であるために，シートはエッジを使わずに円錐面に形成する．例えば図 4.1.7 に示すようにシート径をφ0.3 とする場合，平面シートであればφ0.3 の流路となる孔を平面にあければ構成できる．しかし円錐シートの場合はシート部を円錐面内に形成するために，シート部とエッジ部との直線距離が仮に 0.05 必要だとするとシート角により異なるが孔径は約φ0.2+α程度しか開けられない．そのため平面シートと比べて制御弁シート部に接続される上流側流路面積が小さくなるというデメリットがある．また，平面シートでは，弁体の移動距離（制御弁リフト）分だけシート部開口面積が増加するが，円錐シートでは，シート角により異なるがシート部開口面積は弁体の移動距離分よりも構造的に少なくなる．シート部開口面積の計算式を図 4.1.7 に示す．また制御弁リフトを 0.1㎜に固定しシート径をパラメータとした場合の平面シートと円錐シート（シート角 90°）の計算例を図 4.1.8 に示す．図 4.1.8 からも平面シートの方が流路面積を大きく確保しやすいことがわかる．但しここでは流量係数については考慮しておらず，実際の適用においては別途考慮する必要がある．

以上より，φ0.5 程度以下のシート径を形成するシート方式として，原理的に有利である平面シートを採用することとし，次に平面シートの課題とその解決について述べる．

４．２　平面シート開発

４．２．１　平面シートの課題

円錐シートと比較した場合の，平面シートの大きな特徴は，前者は線シートであることに対して，後者は面シートとなっていることである．厳密に言えば前者でも弾性変形により有限のシート幅を持っており面シートということもできるが，ここでは後者に対して相対的にシート幅は小さいため線シートとする．平面シートでは弁体と弁座が面で接触するために，接触面の内径と外径２つの設計値が存在することになる．これをそれぞれシート内径，シート外径と呼ぶこととする．

シート内径は，必要な流路面積を確保するためには大きいほうが良く，油圧負荷を小さくするためには小さいほうが良い．シート内径はこれらのトレードオフで決定される．コモンレールシステム用インジェクタの制御弁として用いられる場合には，およそφ0.1 からφ1.0㎜を考えておけばよい．また平面シートの場合には，ドリル或いは放電による孔あけと平面研削により加工されるため，この程度の大きさであれば，円錐シートのように加工上の問題もない．これは平面シートの強みである．

一方シート外径は，より多くの要因を考慮する必要があり，これを図 4.2.1 に示す．ここに記載している機能について説明する．

① 軸ズレ吸収機能：前節でも説明してきたが，弁体側と弁座側の完全な同軸組み付けは量産においては不可能であり，図 4.2.2 に示すように軸ズレを吸収する機能が必要である．軸ズレはシート内外径差以内であればシート可能であり，外径は大きいほうが軸ズレに対する許容値を大きくできる．

② シール長：スプリングにより平面-平面を押し付けて密着させるシール構造においては，一般的にその面圧は金属表面の面粗度や平面度まで完全に押しつぶして完全に密

着させる設計はされない．それだけ大きな力を製品構造物の中で発生させるのは製品体格から考えて非現実的である場合が多いためである．従ってシール性を確保するためには，個々の部品のシール部面粗度を小さく仕上げる必要がある．コモンレールシステム用インジェクタにおいて，インジェクタ外部に燃料が漏れることは車両火災を発生させる可能性もあるためあってはならない．今回研究対象とする制御弁のシート部は，図 4.1.3 に示すようにシート時に完全油密できていなくてもインジェクタ外部には燃料が漏れない．インジェクタ内で高圧部から低圧部に漏れるのみである．ポンプにさらに追加の燃料吐出を要求したり，漏れがシート部を侵食して経時的に漏れが増加するなどの実害がなければ，にじみ程度の若干の漏れは許容できると考えた．平面間隙間流れの基本式を図 4.2.2 に示す．詳細は本節３項にて記載する．この式からもわかるように，漏れ量はシール長さに反比例するため，シート外径は大きいほうが有利である．また，異物挟み込み等によるシート部損傷時でもシール長が長ければ損傷がシート内径側からシート外径側への貫通路を形成する可能性は低くなり，この観点でもシール長は長いことが望ましい．尚，図 4.2.2 に示す式における b はシート幅であるが，ここに示すフラット弁の場合には，[π×シート径]が b にあたる．

③ 組み付け性：インジェクタ生産時の組付けは，人が組み付ける可能性も，自動化により機械が組み付ける可能性もある．また，弁体は直径 1～2㎜ 程度の球体の一部に平面が加工された部品（図 4.2.2 参照）である．平面が加工された向きを正しく認識し正しい向きに組み付けるためには，平面部が大きいほうが，すなわちシート外径が大きいほうが組み付け容易である．平面部が大きいほうが，組み付け時の座り性も安定していると考えられる．従ってこの観点からもシート外径が大きいほうが有利である．

④ 弁体着座時の座り性：弁体と弁座の軸ズレがある場合には，制御弁開弁時の流れの力により，弁体が傾く可能性が否定できない．弁体中心から偏芯した流体の力による弁体を回転させようとする力が，弁体の反平面側（球面-円錐接触部）の摩擦力より大きくなると弁体は回転し傾く．この状況から次に着座する場合を考える．着座過程においては，弁体傾きを戻そうとする力が大きいほうがよい．図 4.2.3 に示すように，シート外径が大きいほうが作用点の弁体中心からの距離が長く，弁体傾きを戻そうとする回転モーメントが大きくなる．この観点からもシート外径が大きいほうが有利である．

⑤ 油圧負荷低減：制御弁開弁中には，シート内外径間では，流体はある圧力分布をもって流れている．この圧力は，弁体に油圧負荷として作用する．従ってこの作用面積を小さくする，つまりシート外径を小さくするほうが，油圧負荷低減の観点からは有利である．

以上，シート外径の機能と大小のニーズについて述べてきたが，油圧負荷を除けばシート外径は大きいほうがよいため，基本シート外径は大きく設定し，なんらかの工夫により油圧負荷を低減する方針とした．そのためには，まず油圧負荷がどういうメカニズムで発生しているかを検討し，その上でどういう改善ができるかを検討する必要がある．次項では，油圧負荷に着目して検討を進める．

４．２．２　油圧負荷低減の工夫

まず，油圧負荷を見積もる必要がある．図 4.2.4 に示すようにクリアランス h が半径 r に対して十分小さい場合（$h \ll r$）について考える．弁体に作用する油圧負荷を図 4.2.4 における弁体下方（高圧側）から作用する力と上方から作用する力に分け，下方から作用する力についてはさらに，１）$0 \leqq r \leqq r_1$，２）$r_1 \leqq r \leqq r_2$ の２つに分けることとする．

１）$0 \leqq r \leqq r_1$

この領域に作用する油圧負荷を Fvp_1 とすると，次式で表せる．

$$F_{vp1} = \pi \cdot r_1^{\,2} \cdot P_1 \qquad \text{（式 4-1）}$$

２）$r_1 \leqq r \leqq r_2$

この領域に作用する油圧負荷を F_{vp12} とする．この領域における半径 r における圧力 p は，

$$p = P_1 - \frac{\ln(r / r_1)}{\ln(r_2 / r_1)} \cdot (P_1 - P_2) \qquad \text{（式 4-2）}$$

と表わせる [4.1]．これを用いると，油圧負荷は，前記 p を半径 r_1 から r_2 まで積分すれば良い．従って，F_{vp12} は次式で表せる．

$$F_{vp12} = \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \pi \cdot r \cdot p dr = \pi \left\{ (r_2^{\,2} - r_1^{\,2}) \cdot \frac{P_1 - P_2}{2 \cdot \ln(r_2 / r_1)} + r_2^{\,2} \cdot P_2 - r_1^{\,2} \cdot P_1 \right\} \qquad \text{（式 4-3）}$$

最後に，弁体上方から作用する力は，F_{vp2} とすると，

$$F_{vp2} = \pi \cdot r_2^{\,2} \cdot P_2 \qquad \text{（式 4-4）}$$

となり，これらをあわせると，弁体に作用する油圧負荷 F_{vp} は，次式のように整理できる．

$$F_{vp} = F_{vp1} + F_{vp12} + F_{vp2} = \pi \cdot (r_2^{\,2} - r_1^{\,2}) \cdot \frac{P_1 - P_2}{2 \cdot \ln(r_2 / r_1)} \qquad \text{（式 4-5）}$$

次に，油圧負荷を低減する方法を検討した．式 4-5 より燃料圧力が固定であるとき，油圧負荷はシート内外径で決まることがわかる．はじめに，シート内外径を制御弁構造のどの部位で決めるのがよいかについて考えた．但し制御弁体格は搭載上の上限があるため，ここでは弁体外径は固定して検討した．内径と外径はそれぞれ弁体側と弁座側で決めることができ，その組み合わせは，２×２の４通りとなる（図 4.2.5）．ここでまずシート内径について考えると，シート内径を弁体側で決めることのメリットが見つからない．図 4.2.5 の a，b に示すようシート内径を弁体側で決めるためには，弁座に設けられた流路である孔径より大きくする必要があり，必要以上に受圧面積を拡大するデメリットしか見当たらない．図 4.2.5 の a に示すようにシート内外径共に弁体側に設けると，シール長を安定させることができるメリットはあるが，これは，図 4.2.5 の d に示すようシート内外径共に弁座側に設けることでも達成できる．従ってまず，シート内径は弁座側で決めることとした．その上で次にシート外径について図 4.2.1 に示すシート外径の機能に従って考えることとした．

まず「軸ズレ吸収」については，図 4.2.5 の c に示すようシート外径が弁体側にあっても（この

場合，シート外径＝弁体平面外径)，図 4.2.5 のｄに示すよう弁座側にあっても（この場合，シート外径＜弁体平面外径)，シート内径と弁体平面径の半径差が軸ズレ許容量となる．この観点ではシート外径は弁体側と弁座側のどちらであっても同じである．

「シール長さ」については，シール長を確保するためにはシート外径をより大きく設定できる弁体側への設定が有利である．しかし漏れ量目標（詳細は第 3 項に記載）を満足する最小シール長を確保できるならば，シート外径は弁座側にあってもよい．

「組み付け性」と「着座時座り性」については，弁体がいかに傾きにくいか，また傾いたときの復元力が大きいかということが重要であり，この観点から考えるとシート外径がより大きく設定できる弁体側への設定が有利である．

しかしここで着目したいのは，傾かないための或いは復元力を与えるシート外径は，シールするためのシート外径と機能が異なるということである．「軸ズレ吸収」「シール長さ」という漏らさないためのシート外径は，シート内径からシート外径まで連続して弁体と弁座が接触している必要がある．しかし傾かないため或いは傾きを復元するためには，弁体側と弁座側がシート外径において接触することができればよい．

以上の検討結果より，シート外径については，傾かないため或いは傾きを復元するために接触していればよいシート外径と，漏らさないためのシート外径との２つの機能に分けて考えることとした．傾かないため或いは傾きを復元するためのシート外径は大きいほうが良い．漏らさないためのシート外径は必要なシール長さを確保できる範囲で，油圧負荷の観点より小さいほうがいい．必要なシール長さは，第 3 項にて検討する．

この考え方より構造を再度検討した結果を図 4.2.6 に示す．傾かないためのシート外径は弁体側に設け，シールのためのシート外径は弁座側に設けるという，新しい構造を考案した．弁座側シート外径を構成する環状溝は，溝を設定するだけでは溝より外部に流体を逃がすことができないため，溝と外部の低圧部とを連通させるための放射状溝を設置した．この放射状溝により，環状溝の圧力は，低圧側圧力と等しくなり，油圧負荷を低減できることになる．

結果，図 4.2.7 に示すように，環状+放射状溝を形成する制御弁案を考案した．この構造であれば，「軸ズレ吸収」「組み付け性」「着座時座り性」を確保するために大きくしたいシート外径と，「油圧負荷」を低減するために小さくしたいシート外径を独立してそれぞれ弁体側と弁座側に設定できる．尚，弁体側に設定するシート外径は大きいほうがいいわけであるが，現実的には限られたスペース内で設計する必要性から弁体平面外径が決定されることとなる．

４．２．３　必要シール長さ

次に必要シール長さについて定量的に検討する．前述した通り，ここで検討している平面シートは完全油密とする強い必要性はないため，平面シート部からの漏れ量許容値を達成できる範囲で設計する．文献 1.6 に示されるインジェクタのリーク量を実測すると，エンジン定格点においてはおよそ 50㎟/30ms 程度以上であるため，その 1%である 0.5㎟/30ms を許容値目安とすることとした．ここで「㎟/30ms」という単位について説明する．エンジンが 4000rpm で回転している場合，15ms で 1 回転していることになる．対象としているエンジンは 4 ストロークエンジンであり，燃料噴射はエンジン 2 回転について 1 回行われる．つまり，燃料噴射は 30ms 毎に行われ，燃料噴射にとっ

ての 1 サイクルは 30ms となる．燃料噴射装置の検討をする場合には，燃料噴射 1 サイクルを１つの基準として議論されることが多い．ここではエンジンが 4000rpm で回転している場合を前提としたため，「mm^3/30ms」という単位を用いた．具体的なエンジン回転数を示さずに燃料噴射 1 サイクルを１つの基準とする場合には，「mm^3/st」という単位を使う場合も多い．第 7 章の評価結果を示すグラフ等に用いている．この場合，例えばエンジン回転数が 4000rpm であれば「mm^3/30ms」と等しく，エンジン回転数が 2000rpm であれば「mm^3/60ms」と等しいと考えればよい．

平行円板間の隙間流れ流量は，図 4.2.4 に示す式(4.1)で表せる．この式を用いて流量を計算した．計算条件及び計算結果を図 4.2.8 に示す．ここで燃料の粘性係数は，図 3-5 の 60℃の値を用いている．シート平面部の加工実力として面粗度データを図 4.2.9 に示すが，平均隙間 0.2μm は充分実力があることがわかる．この結果より，シート内径φ0.4，燃料圧力 200MPa，平均隙間 0.2μm であれば，シール長さ 0.05～0.1mm もあれば漏れ量許容値目安 0.5mm^3/30ms に対して充分余裕があることがわかる．但し，漏れ量は，隙間の 3 乗に比例するために，面の出来栄えには充分注意をする必要がある．以上より，シール長さについては，油密性観点では大きいほうが有利であることには変わりないが，現実的には 0.05～0.1mm 程度あれば充分必要機能を満たせることが設計計算上確認できた．

４．２．４　評価確認

効果の確認のために，従来の環状溝無し構造と新しい環状溝付き構造の両者を試作し実験により確認した．評価装置概要は図 3.2.1 で説明したものとほぼ同じである．相違点は，燃料タンクにおける燃料調整温度を 333K(60℃)としたことと，静リーク装置の代わりにデンソー製インジェクタを用いたこと．評価においては，図 2.2.6 に示すデンソー製“X1”インジェクタを改造して環状溝無し構造及び新しい環状溝付き構造の制御弁を組み込み，実使用条件に近い状態を再現するためにインジェクタを作動させて評価を行った．評価品の主な仕様及び評価条件は，図 4.2.10 に示す．

評価結果を図 4.2.11 に示す．環状溝有・環状溝無共に噴射圧力の増加に従いリーク量が徐々に増加している（噴射圧力≦80MPa の領域）のは，評価に用いたインジェクタの２箇所の静リーク発生部位からのリークと動リークである．環状溝無しの構造では，式 4-5 を用いて計算すると 71MPa で油圧負荷が 40N となりスプリング力と釣り合う．評価結果では 80MPa を超えるあたりからリーク量が急増しており，ほぼ計算どおりの結果となっていることが確認できた．環状溝有りでは，140MPa での油圧負荷計算値は 22N（＜40N）である．評価結果でも 140MPa でのリーク量急増はなく，狙い通りの効果があることが確認できた．尚，評価に用いたインジェクタの許容最高噴射圧が 140MPa であったため，評価は 140MPa までとしている．

４．２．５　まとめ

以上，必要な機能を満たしつつ，油圧負荷を最小にできる２方弁シート形状について検討してきた結果，図 4.2.9 に示すようにシート内径及び油密のためのシート外径を弁座に設置し，傾き防止のためのシート外径を弁体に設置した環状及び放射状溝付きフラットシートが最適であることを見出し，その効果を確認することができた．

（参考文献）

4.1）市川常雄，他，“油圧工学”，朝倉書店　1979年，P.9-26

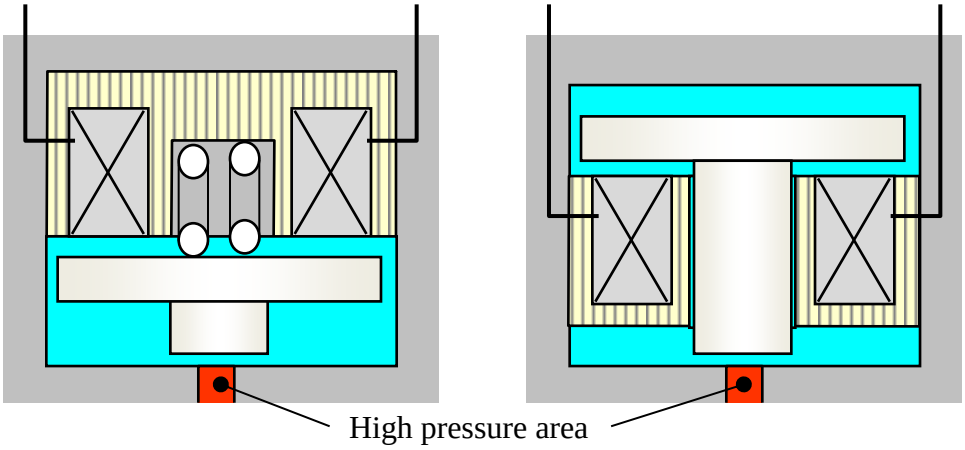


Fig.4.1.1 Type of control valve

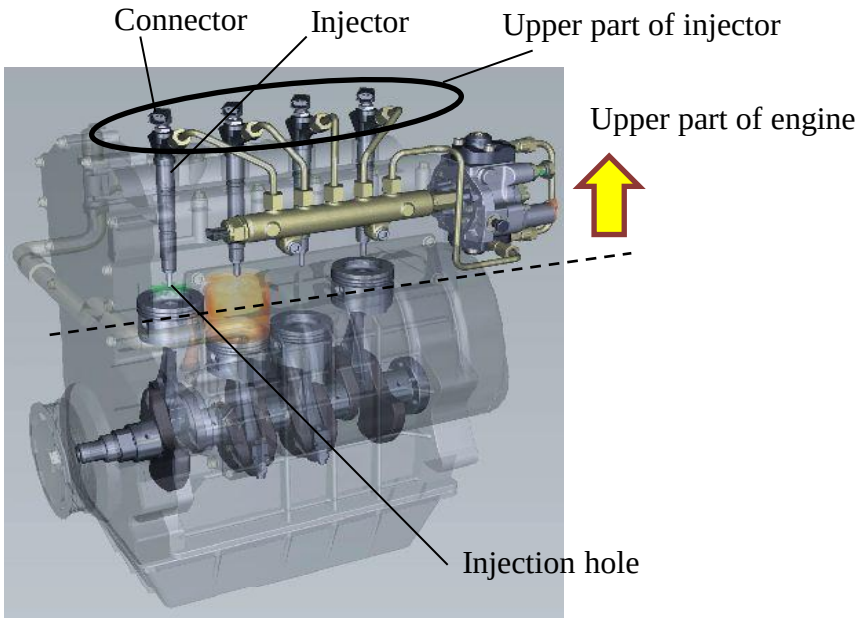


Fig.4.1.2 Engine and common rail system

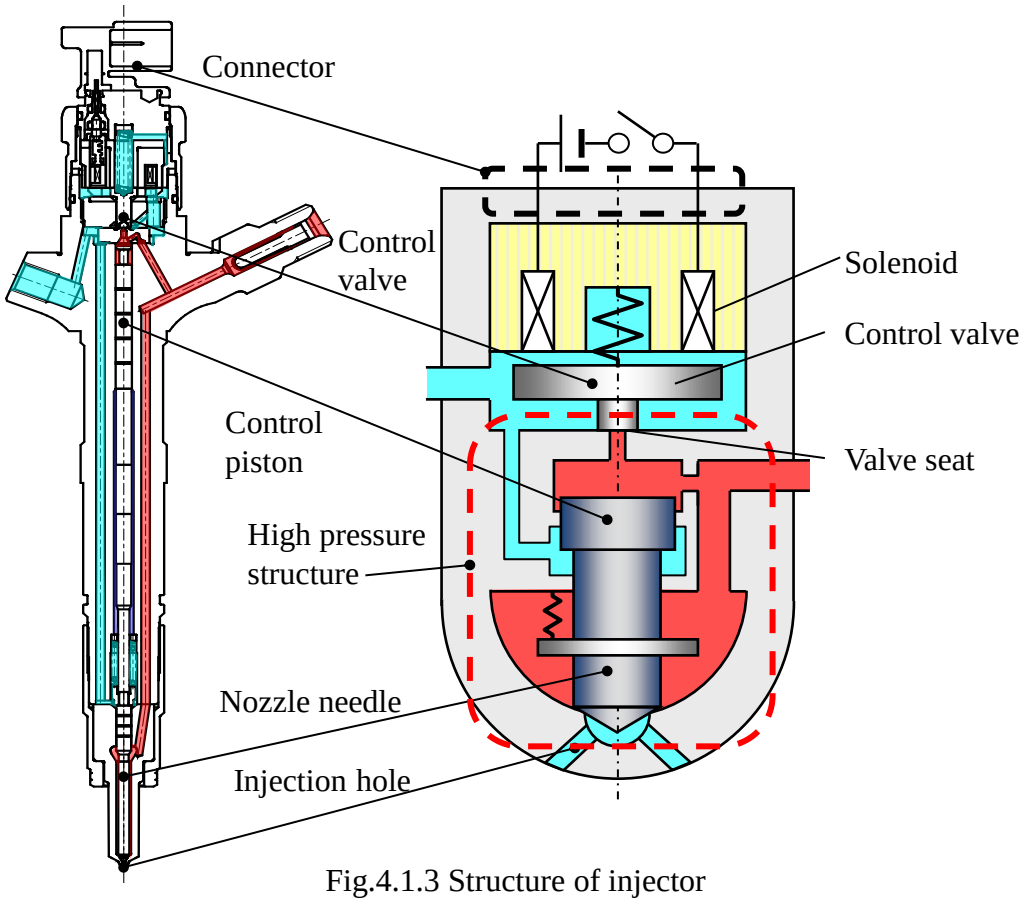


Fig.4.1.3 Structure of injector

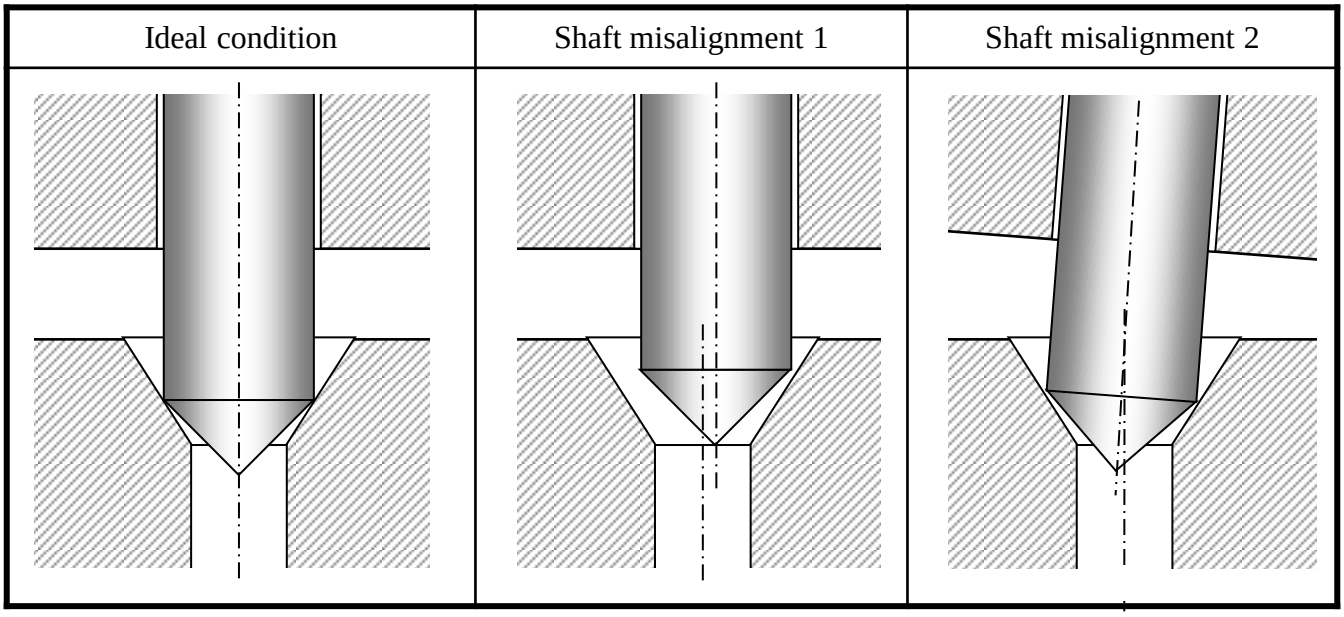


Fig.4.1.4 Ideal and actual condition of conical poppet valve

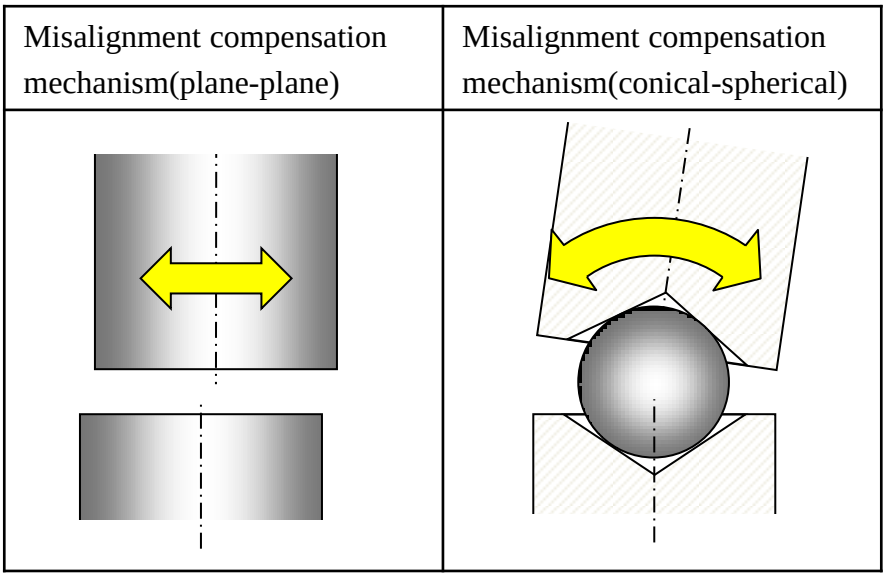


Fig.4.1.5 Example of misalignment compensation mechanism

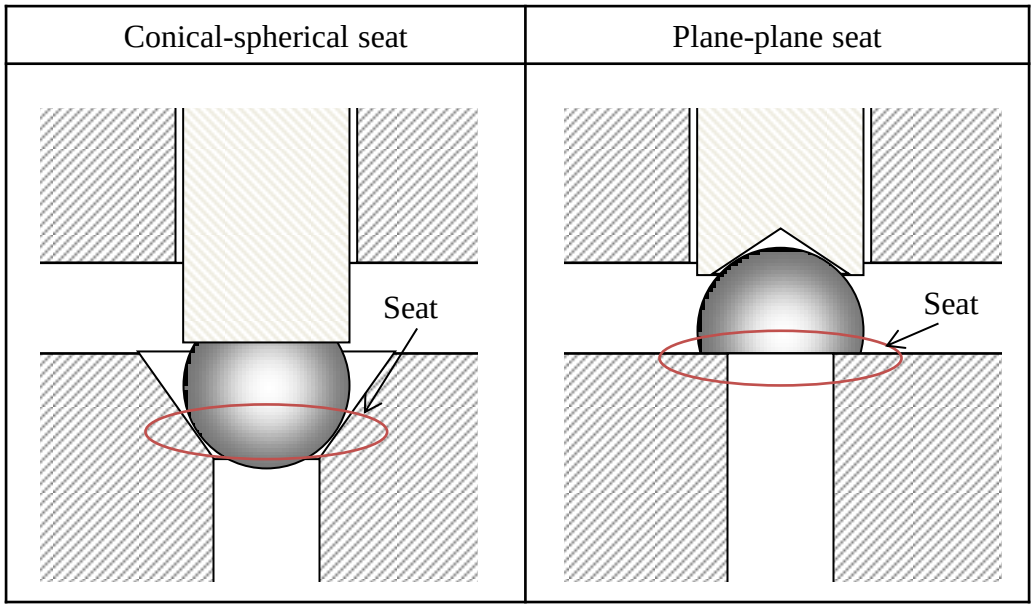
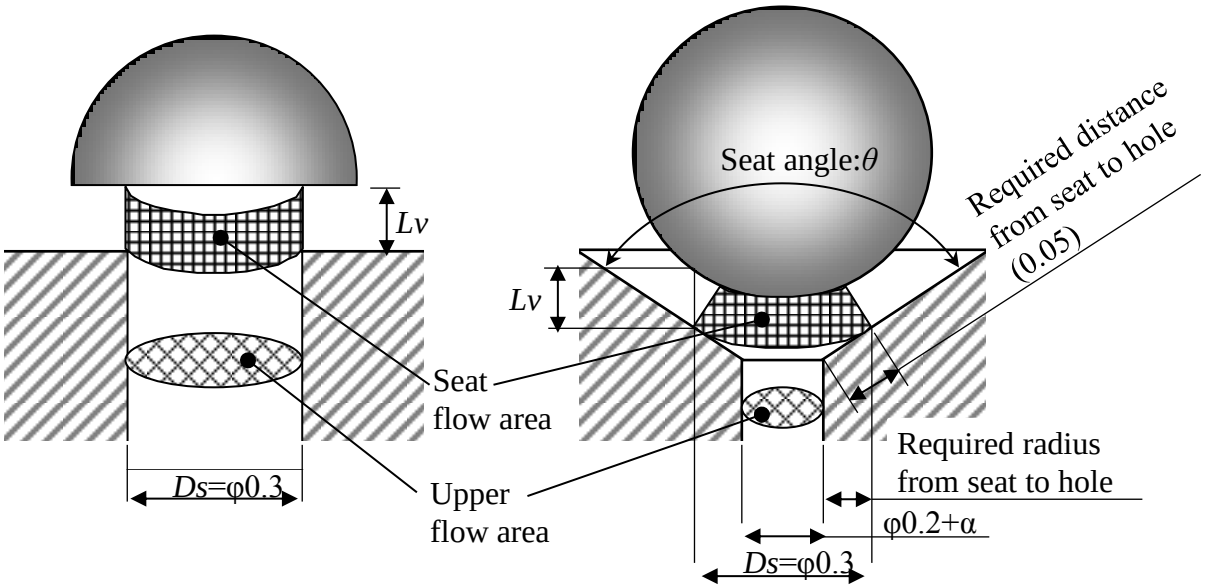


Fig.4.1.6 Poppet valve structure with misalignment compensation mechanism

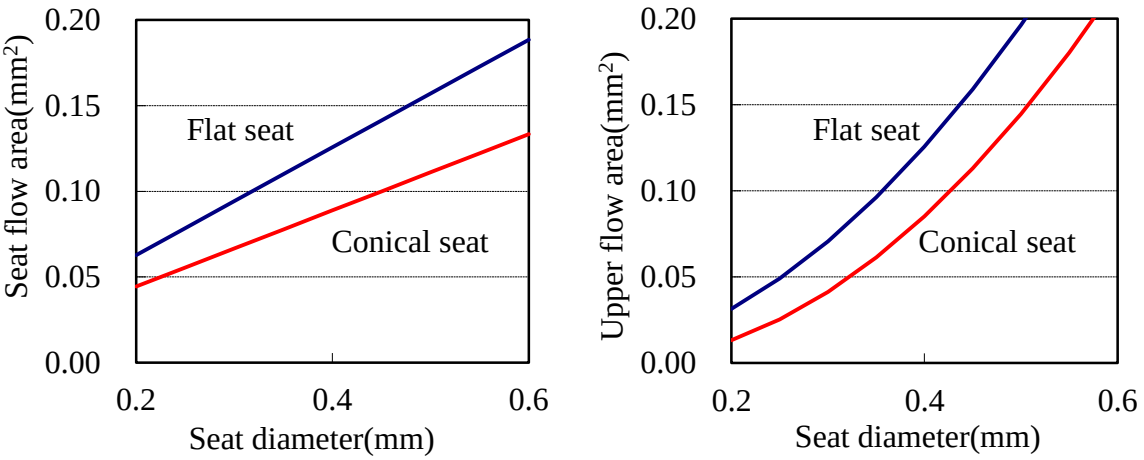


Equation of seat flow area

$$S = \pi \cdot Ds \cdot Lv \cdot \sin\frac{\theta}{2}$$

Ds:Seat diameter
Lv:Valve lift
θ:Seat angle

Fig.4.1.7 Demerit of conical-spherical seat



Calculation condition
*Seat angle:conical seat=90deg, flat seat=180deg
*Valve lift:0.1mm
*Required distance from seat to hole(conical seat):0.05mm

Fig.4.1.8 Flow area difference depend on seat design

Function	Seat outside diameter needs		Reason
	large	small	
①tolerate shaft misalignment between body valve and valve seat ring	○		Tolerance is radius difference between seat outside and seat inside.
②seal length	○		Seal length is radius difference between seat outside and seat inside.
③easy assembly	○		Large flat plane makes assembly easy.
④improve seating stability	○		Large flat plane can have large restore angular moment, when open and tilt valve is seating.
⑤decrease pressure load		○	Pressure affects up to seat outside diameter.

Fig.4.2.1 Function and needs of seat outside diameter

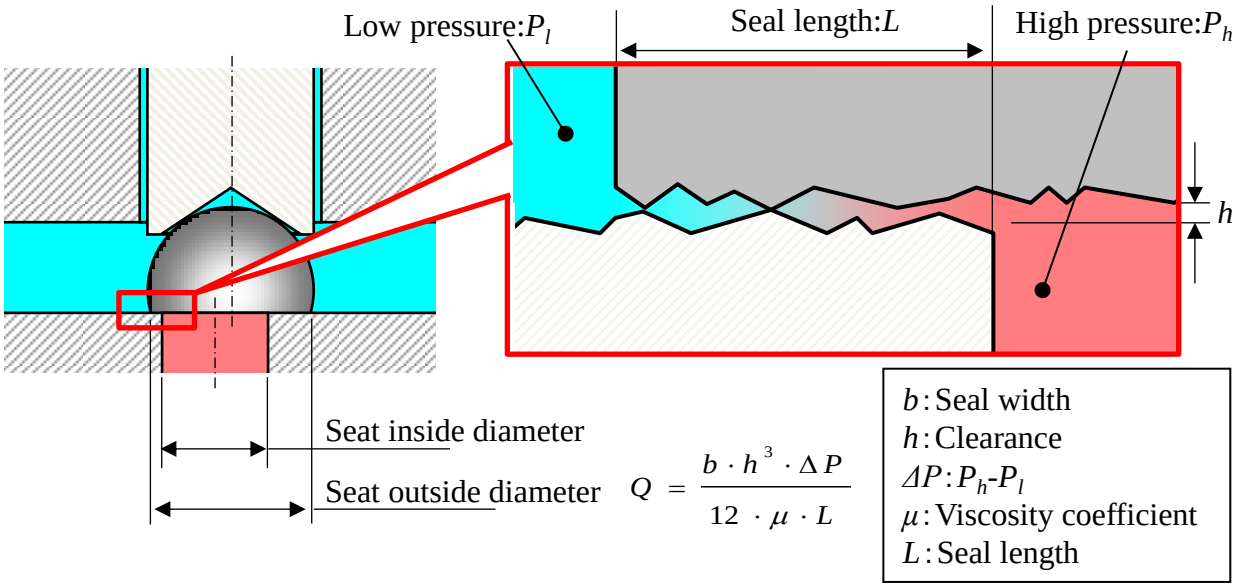
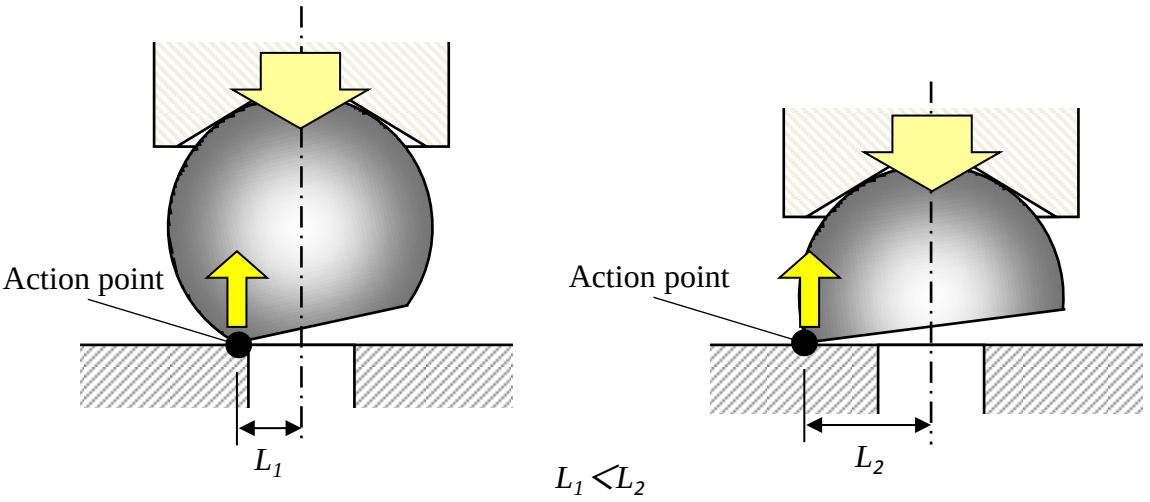
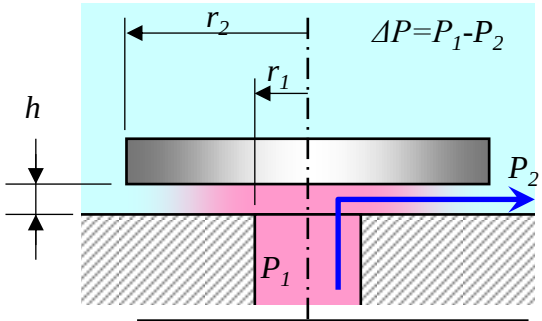


Fig.4.2.2 Equation of flat seat leakage



Valve righting moment is smaller　　Valve righting moment is larger

Fig.4.2.3 Stability of seating



Q : Flow quantity
h : clearance
ΔP : Pressure difference
μ : Viscosity coefficient
r_2 : Seat outside radius
r_1 : Seat inside radius

$$Q = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot \Delta P}{6 \cdot \mu \cdot \ln(r_2 / r_1)}$$

Fig.4.2.4 Equation of disk clearance flow

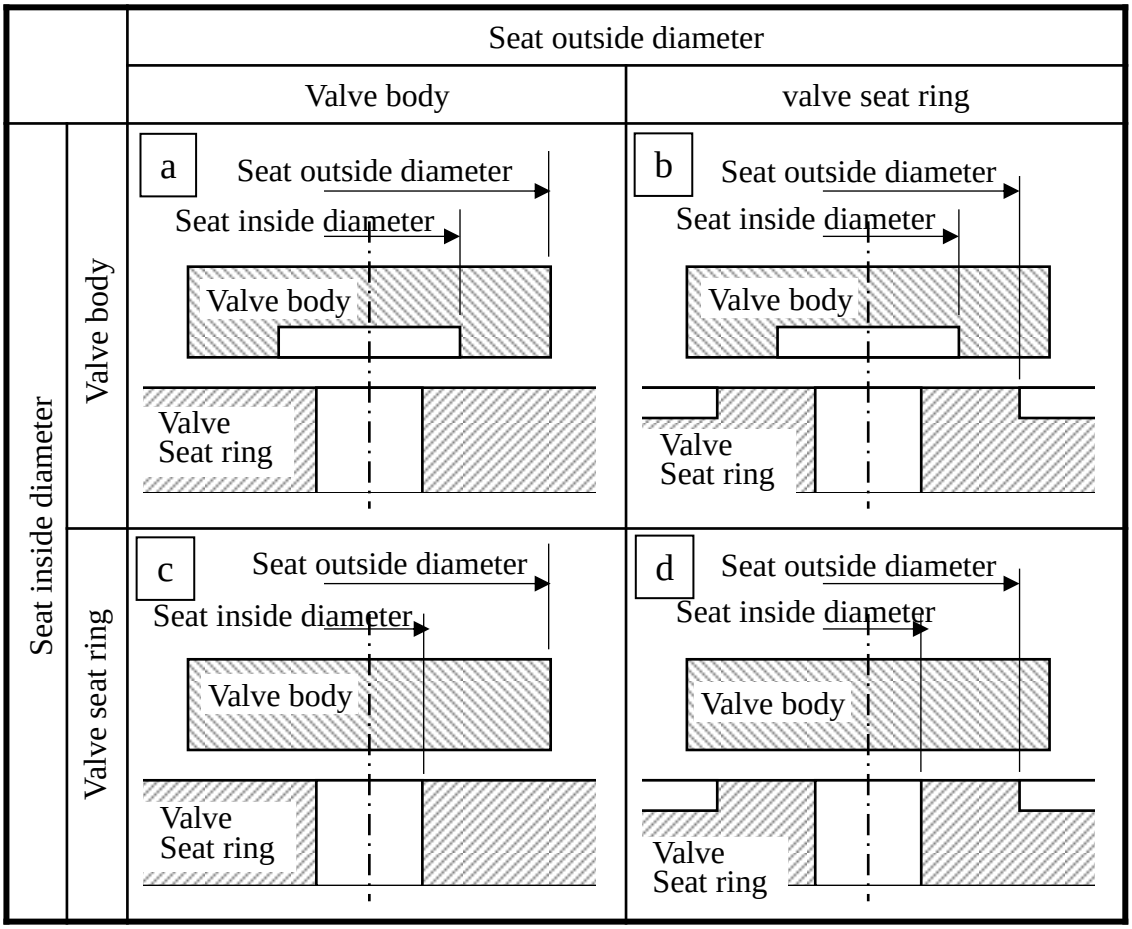


Fig.4.2.5 Combination of seat diameter

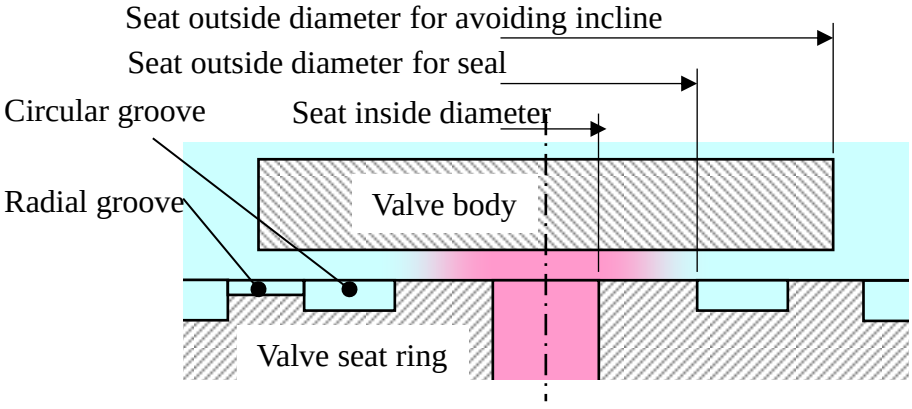


Fig.4.2.6 Schematic diagram of improved seat structure

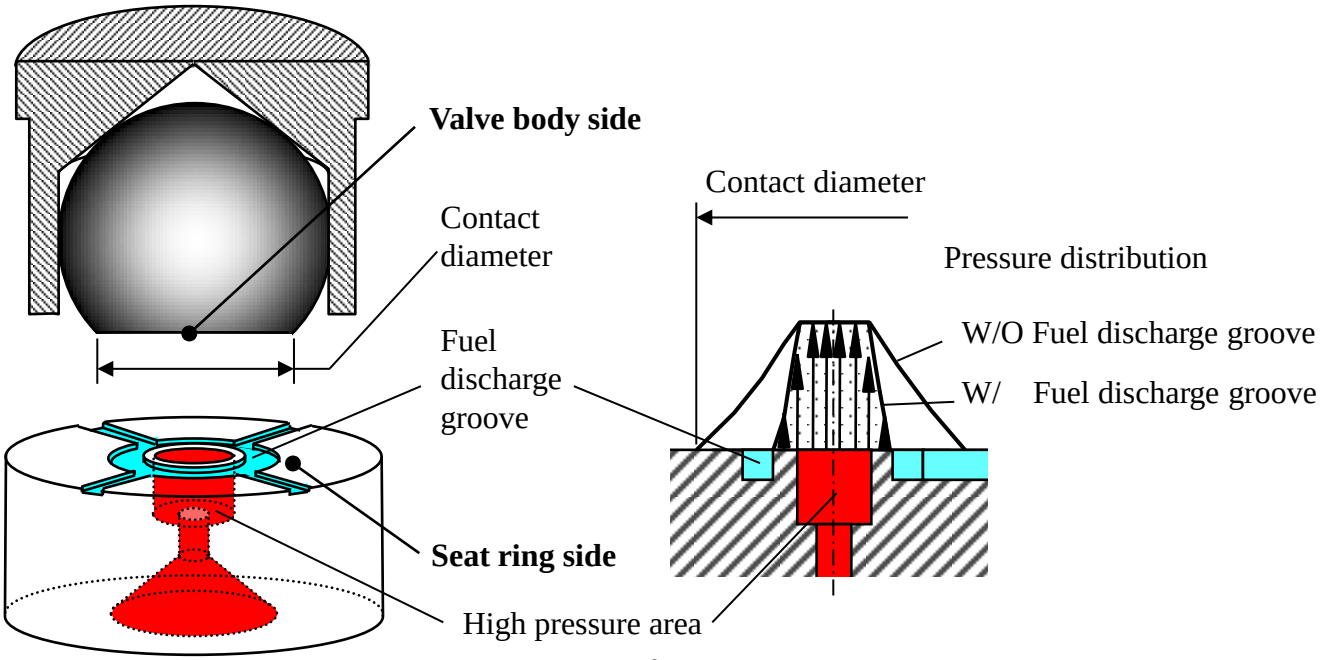


Fig.4.2.7 Flat seat with fuel discharge groove

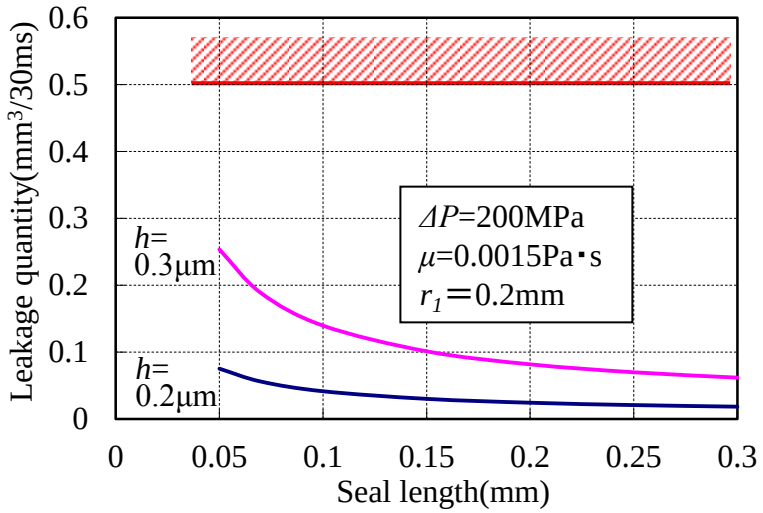


Fig.4.2.8 Relation between seal length and leakage quantity

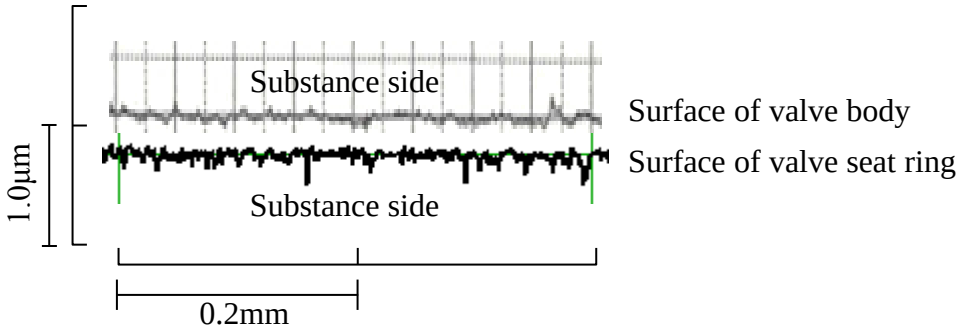
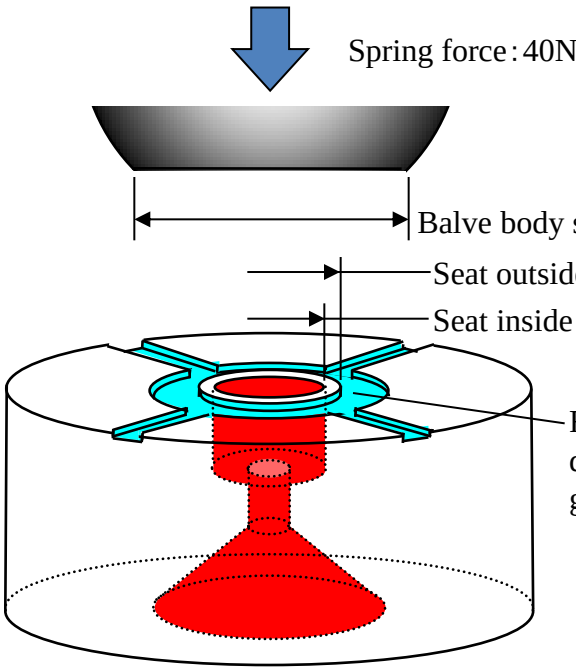


Fig.4.2.9 Surface roughness



Item	value	unit
Drive interval of valve	60	ms
Drive time of valve	1.0	ms
Fuel temperature	333	K

Fig.4.2.10 Specification and condition of experimentation

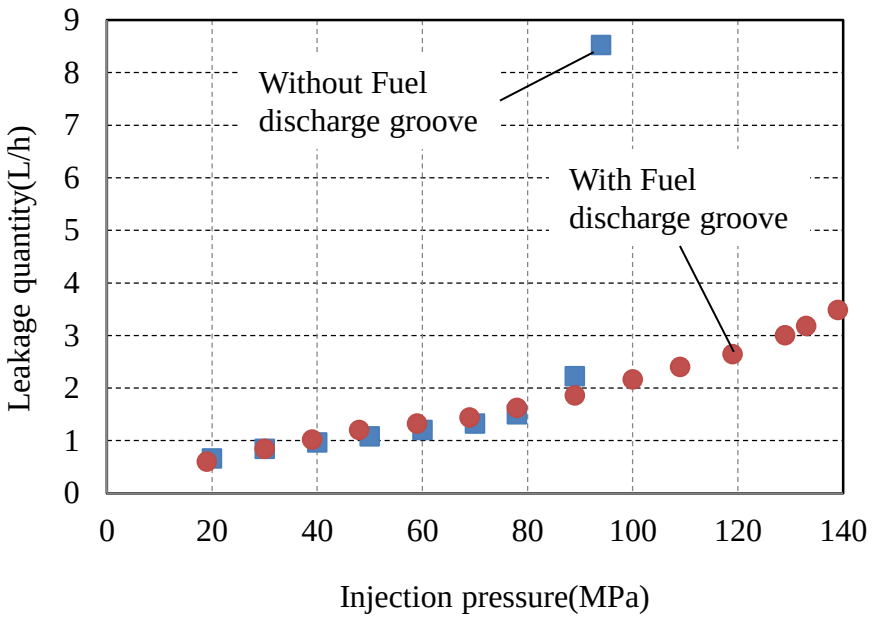


Fig.4.2.11 Experimental results

第５章　　ソレノイド駆動による３方弁機能の実現

５．１　理想と現実

コモンレールシステム用インジェクタの基本構造及びその作動については，第１章２節７項で説明した．ここではその中でも，制御室の機能についてまず再確認する．制御室の基本機能は２つである．１つ目はノズルニードルを開弁させたいときに，制御室内の燃料を排出して制御室圧力を下げ，ノズルニードル閉弁力を低下させることによりノズルニードルを開弁方向に動かし始めること．その後継続して制御室内の燃料を排出して，ノズルニードルを開弁方向に移動させること．２つ目はノズルニードルを閉弁させたいときに，制御室に燃料を注入してその圧力を上げノズルニードル閉弁力を高めることによりノズルニードルを閉弁方向に動かし始めること．その後継続的に制御室に燃料を注入してノズルニードルを閉弁方向に移動させ，その結果としてノズルニードルを閉弁させることである．従って，ノズルニードル開弁のためには，制御室は低圧側と連通され，ノズルニードル閉弁のためには高圧側と連通される必要がある．ノズルニードル開弁時に高圧側と連通していても，「高圧からの流入量＜低圧への流出量」であれば，制御室内圧力は低下し，制御室内燃料は減少するので，ノズルニードル開弁は可能である．しかし同じ応答性つまり制御室圧降下速度を実現するためには，制御室と高圧側が連通している場合は連通部からの流入燃料をキャンセルするだけのより多くの燃料流出が必要であり，動リーク量が増加する．またノズルニードル閉弁時に制御室が低圧側と流通していても「高圧からの流入量＞低圧への流出量」であればノズルニードル閉弁が可能であるが，この場合も無駄に燃料を流出させることになり効率が悪化する．従って理想構造は図 2.2.3 や図 5.1.1 右図に示す通りである．高圧側，低圧側，制御室側と３つの通路が接続する部位において，ノズルニードル開弁時は制御室は低圧側のみと連通し，高圧側は遮断されている．ノズルニードル閉弁又はノズルニードル閉弁状態維持時は，制御室は高圧側のみと連通しており，低圧側が遮断されている．

この理想の実現のためには，３方弁或いは３方弁機能が必要である．図 1.2.7 に示すように過去実用化された３方弁もあるが，静リーク量が多いという課題もあり現在は生産されていない．ソレノイドアクチュエータを用いたインジェクタで圧力バランス機構を用いない，つまり静リークのない３方弁構造としては，これまで私の知る範囲では実用化されたものは存在しない．ソレノイドアクチュエータと比較して非常に大きな駆動力を発生できるピエゾアクチュエータを用いたインジェクタでは，図 5.1.2 に示すように，ボッシュ，デンソーから圧力バランス機構を用いない３方弁構造を採用したインジェクタが量産化されている．しかし大駆動力が発生できるピエゾインジェクタにおいてさえ，量産化されているのは噴射圧 200MPa 以下である．文献 5.1 からの推定であるが，ボッシュではピエゾインジェクタをさらに高圧化する中で，制御弁構造を圧力バランス弁かつ２方弁に変更しようとしている．このように，インジェクタ体格内に収まるソレノイドアクチュエータ程度の小さい駆動力で，200MPa 以上の噴射圧で，しかも圧力バランス弁を使わずに３方弁を実現することは非常に困難である．しかしながら，現在の主流となっている２方弁方式は，ノズルニードル開弁時に制御室を経て高圧部から低圧部まで燃料流路が連通しており，無駄に燃料を排出している．無駄な燃料の排出が存在するということは，流量が必要以上に多いということである．この必要以上の大流量を取り扱うために，２方弁はより大きな駆動力を必要としている．また高圧ポンプへの要求吐出量も必要以上となっている．２方弁を用いたインジェクタはこれら大きな無駄を許

容することによって成立している．ノズルニードル開弁時に高圧側から制御室に流入しさらに低圧側に排出される燃料は，３方弁構造が実現できないためにやむを得ず発生している燃料流れであり機能をもっていない．この燃料流れは無駄であるため，原理原則に従い検討を進めればなくすことができるはずと考え，検討を進めることとした．

５．２　制御弁構造検討

改めて圧力バランス機構を使わずにかつ１つのアクチュエータにより，いかに３方弁機能を成立させるかを考える．制御室を高圧部か低圧部のいずれかに連通させるためには，図 5.2.1 に示すように，アクチュエータの ON-OFF により，弁体を２つシートのいずれかにシートさせる必要がある．アクチュエータは低圧部に配置する，静リークを発生させる高圧-低圧間の摺動部はもたない，使えるアクチュエータは 1 個で ON-OFF 制御するもの，という前提の範囲内で検討する．基本構造として，図 5.2.1 に示す構造に収束する．これまでピエゾアクチュエータを用いて量産化されてきた３方弁構造を見ても，この基本構造をはずれるものはなく，ボッシュ，デンソーの 200MPa 仕様のピエゾインジェクタがこの構造を採用している（cf.図 5.1.2）．この構造において最も設計が難しいのは，シート配置，流路確保，駆動部配置と多くの機能が集中する低圧側シート部周りである．そこでまず設計が最も難しい低圧側シート周りの設計に着目して検討を行い，成立可能性を見極めることとする．

図 5.2.1 に示すように，シート径，孔径，ピン径の関係は，確実にシート径＞孔径＞ピン径　である必要がある．ここでシート径＞孔径が必要である理由は，４章１節３項で述べた理由と同じである．孔径＞ピン径である理由は，この隙間の環状部が流路となり，流路面積を確保するためである．図 5.2.2 には，３方弁低圧側シートと類似構造の量産品設計寸法を示す．ここで類似構造とは，「高圧燃料中に弁体が存在し，低圧側に配置したアクチュエータを用いて，弁体が収容されたスペースから低圧への流路中に配置された駆動力伝達部材を介して弁体を高圧側に押し開く構造」である．ここで，「ボッシュ（３WV)」と「デンソー（３WV)」は，ピエゾインジェクタで用いられている量産 3 方弁の値（構造は図 5.1.2 に示す）を，「コンチネンタル（２WV)」は量産 2 方弁 [2.8] の値を示す．これらの値は，市場で補給品用として流通しているものを入手するなどした現物の実測値である．「コンチネンタル（直動)」は，弁ではないが，低圧側に配置されたアクチュエータからピンを介して高圧側に配置された部品へ駆動力を伝達する構造であるため，参考に記載する．また「コンチネンタル（直動)」は量産品実物は入手できておらず量産されているかどうかの明確な確認もできていないため，文献記載の構造図 [5.2] からの推定値を示す．

またその構造を図 5.2.3 に示す．これら数値からみても，シート径と孔径とピン径はそれぞれ幅 0.2㎜程度の差が設けられている．コンチネンタル 2 方弁の孔径とシート径差のみ 1㎜以上となっているが，これだけ径差を大きくしている理由は理解できない．またピン径はおよそφ0.8㎜程度以上となっている．荷重負荷を下げる観点から考えるとシート径を小さくするのが望ましく，そのためには孔径，ピン径を小さくする必要がある．ピン径を小さくするとピンの座屈が問題となるため，現実的にφ0.8 程度以上になっていると考える．例えば図 5.2.4 に示す条件で計算した場合，油圧負荷を座屈限界以下とするためには，ピン径がφ0.37（＝シート径φ0.77）以上必要となる．シート径が最小とできるこの場合でも油圧負荷は，計算上 116N となり，インジェクタ体格内（イ

ンジェクタ上部の径拡大部を含む）に収容できるソレノイドで発生できる最大駆動力（およそ 80N）を超えている．現実的には，弁体からピンへの作用力は必ずしも理想的にピン中央になるわけでなく偏心する可能性があるため，座屈はピン径がφ0.37 以上でも発生する可能性も高く，余裕度確保するために製品のピン径実勢はφ0.8 程度になっていると考えられる．ピン径φ0.8，シート径φ1.2 の場合の油圧負荷は計算上 283N となり，ソレノイド駆動では全く不可能な数値となる．したがって，低圧部に配置した ON-OFF 制御するソレノイドアクチュエータ１個で静リークレス３方弁を実現するためには，従来構造の延長上では答えが見当たらず，全く新しい発想で検討する必要があると考えた．

そのためもう一度原点に戻って考えることとした．ここまでの検討から，インジェクタに収容できる体格のソレノイドアクチュエータ（最大駆動力約 80N）での直接駆動では，１箇所のシート部を弁体をアクチュエータ側に引いて開弁することしかできない．つまり３方弁の駆動は不可能であり，２方弁駆動しかできない．一方理想を実現するためには３方弁が必要である．３方弁は必要機能から考えると２つのシートを同じタイミングで開閉できればよいということである．前記制約から考えると，アクチュエータでは直接１つのシートを開閉し，もう一方のシートをなんらかの方法で連動させることで実現できないかと考えた．この発想に立って再度現状の制御弁構造を見ると，図 5.2.5 に示すように，本来圧力を制御したい制御室以外にも，制御弁の開閉に伴って圧力が変化する部位があることがわかる．それは OUT オリフィスと制御弁シートの間である．この部位は，制御弁閉弁中は高圧であるが，開弁することにより低圧に変化する．また制御弁を閉弁することにより，ノズルニードル閉弁作動中は制御室と同じ中圧となり，ノズルニードルが閉弁後は再度高圧に戻る．この圧力変化を利用して，アクチュエータで直接駆動できない弁体を連動させることを検討した．

以下，図 5.2.6 に示す現状の制御弁（２方弁）及び制御室の模式構造を基本として検討内容を説明する．①に制御弁が駆動していない状態を示す．この状態は噴射していない状態であり，燃料の流れは存在しない．噴射するためには，②に示すように制御弁を開くが，ここで理想と異なるのは，高圧部から IN オリフィスを通って燃料が制御室に流れ込んでくることである．これを防止するためには，高圧部から制御室へ連通する通路を塞ぐ必要がある．通路を塞ぐためには③に示すように，通路を塞ぐ部材（以下，プレートと記載する）が必要である．しかしプレートを配置するだけでは機能せず，高圧側圧力と制御室圧力の差に対抗する力，例えば③に記載しているスプリング力が必要となる．一方，噴射終了のために制御弁を閉弁し高圧部から制御室へ燃料を導入するときにはこのプレートを開く必要がある．しかし③に示すように固定スプリングを設置すると，高圧側から制御室への通路は閉じられたまま開くことはない．ここで先述した OUT オリフィスと制御弁シート間の変化する圧力を利用することとした．制御弁開弁時には，この部位の圧力は低圧となるため，制御室の中圧とこの低圧の圧力差を利用して，高圧と制御室の圧力差によるプレートを開ける力に打ち勝ち，プレートを閉弁維持するのである．このために，④に示すように，まず OUT オリフィスをプレートに移動し，プレートの下流側が低圧になるようにした．さらにこの低圧部の面積を広げることにより，プレートに作用する，高圧，中圧，低圧のバランスを取り，制御弁開弁時に，プレートが閉弁維持できるようにした．この場合，制御室内のスプリングはプレート閉弁維持のための機能は不要となり，単にプレートを閉弁側に付勢させるだけの力があればよい．この状態から制御弁

が閉じると，⑤⑥に示すようにOUTオリフィスと制御弁シート間圧力は上昇し，制御室と同じ中圧となる．その結果プレートを閉弁方向に付勢する力がなくなるため，プレートは高圧部からの圧力で開弁し，高圧部から制御室への燃料流入が可能となる．以上にように，２方弁である制御弁開閉により低圧側シートを直接開閉しつつ，この開閉に伴うOUTオリフィスと制御弁シート間の圧力変化を利用し，もう一方の高圧側シート開閉を連動させる構造案を見出した．この構造はアクチュエータで直接駆動するのは2方弁であるが，全体として3方弁の機能を備えており，実質的にはソレノイドアクチュエータにより圧力バランス弁を使わずに3方弁を実現できることになる．次はインジェクタに許容される体格内で，様々な要求を満たした具体的な設計が可能かどうかの詳細設計検討が必要である．

５．３　詳細設計

５．３．１　インジェクタ基本検討式

ここでははじめにインジェクタの基本設計をするための関係式について述べる．これはいくつかの仮定のもとに静的なバランスから導いた関係式であり，実際の挙動とは精度良く一致しない部分もある．しかし基本的な検討をするうえでは非常に有用であり，さらに詳細な設計をする場合には，動的シミュレーション結果，実験結果のフィードバックにより精度を向上させていくことが必要である．ここで記載する基本検討式の主要な仮定は，次の通りとする．

○　動的な影響は考慮しない，静的バランスから導くものとする．
○　ノズルニードル動作中は，制御室圧は一定とする．
○　ノズルニードルは等速運動とする．
○　制御弁は瞬時に開閉する．

また，基本検討で想定するインジェクタ構造を図5.3.1に，ここで用いる記号を図5.3.2に示す．

ここではまず基本検討項目として，ノズルニードル開閉可否と開閉速度が，設計パラメータとどういう関係にあるかを表す．ここでは高圧（＝インジェクタへの供給燃料圧力）に対する制御室圧力の比率を kp とする．またノズルニードルが作動しないと仮定した場合の，制御弁開弁後の制御室安定圧比率を kps とする．kps はINオリフィス絞り，OUTオリフィス絞り等の設計値により表すことができる．一方，ノズルニードルが開弁するために必要な制御室圧比率：kpo，ノズルニードルが閉弁するために必要な制御室圧比率：kpc を設計値で表す．これらの大小関係を比較することで，ノズルニードルの作動可否を判断する．またこれらの値がわかれば，IN，OUTそれぞれのオリフィスを流れる流量を計算できるため，ノズルニードルの開閉弁速度も算出することができる．

はじめに kps について考える．仮にノズルニードルが動かないとすると，制御弁開弁時に制御室圧は降下を続け，最終的に

$$Q_1 = Q_2 \quad \text{（式 5-1）}$$

となるところで安定する．ここで Q_1, Q_2 はそれぞれ

$$Q_1 = C_1 \cdot A_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (Pc - Pv)}{\rho}}, \quad Q_2 = C_2 \cdot A_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (Pv - P_0)}{\rho}} \quad \text{（式 5-2）}$$

と表せ，

$$Pv = kp \cdot Pc \qquad (式\ 5\text{-}3)$$

であるため，式 5-1 を成立させる式 5-3 の kp が kps ということになる．したがって，

$$kps = \frac{C_1^2 \cdot A_1^2}{C_1^2 \cdot A_1^2 + C_2^2 \cdot A_2^2} \qquad (式\ 5\text{-}4)$$

但し，実際は制御室と低圧部の間には，OUT オリフィスだけでなく，制御弁シート部が絞りとなっている．OUT オリフィスに対して極力大きな開口面積になるように設定しているが，若干の流量抵抗にはなる．しかし，OUT オリフィスと制御弁シート絞りはほぼ連続して配置されている．従って独立した２つの絞りとせずここでは制御弁シート絞りについてはモデル化せず，C_2の値をその分小さくすることにより，C_2に含めることとする．

次にノズルニードルが開弁できるための制御室圧：kpo について検討する．ノズルニードル開弁開始タイミングにおけるノズルニードル作用力に着目すると，

$$Pc \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (Dn^2 - Ds^2) + Ps \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 = kpo \cdot Pc \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Dp^2 + Fk \qquad (式\ 5\text{-}5)$$

となる．ノズルニードル開弁前にはサック室の圧力が０であるとすると，

$$kpo = \frac{Dn^2 - Ds^2}{Dp^2} - \frac{4 \cdot Fk}{Pc \cdot \pi \cdot Dp^2} \qquad (式\ 5\text{-}6)$$

となる．インジェクタが噴射，つまりノズルニードルが開弁できるためには，$kpo > kps$ が必要である．次にノズルニードルが閉じ始めるときに，サック室圧力が Pc であると仮定してノズルニードルに作用する力を考える．

$$Pc \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Dn^2 = kpc \cdot Pc \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Dp^2 + Fk \qquad (式\ 5\text{-}7)$$

となる．但しここではノズルスプリングのバネ定数の影響は無視している．これを変形すると，

$$kpc = \frac{Dn^2}{Dp^2} - \frac{4 \cdot Fk}{Pc \cdot \pi \cdot Dp^2} \qquad (式\ 5\text{-}8)$$

となる．また，ノズルニードル開閉弁速度は，それぞれ

$$Vo = \frac{Q_2 - Q_1}{Ap} = \frac{4}{\pi \cdot Dp^2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot Pc}{\rho}} \cdot (C_2 \cdot A_2 \cdot \sqrt{kpo} - C_1 \cdot A_1 \cdot \sqrt{1 - kpo}) \qquad (式\ 5\text{-}9)$$

$$Vc = \frac{Q_1}{Ap} = \frac{4}{\pi \cdot Dp^2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot Pc}{\rho}} \cdot C_1 \cdot A_1 \cdot \sqrt{1 - kpc} \qquad (式\ 5\text{-}10)$$

となる．但し，式 5-9 は式 5-6 を用いておりサック室圧が０であることを前提としているため，ノズルニードル開弁直後のノズルニードル速度を表すことになる．ノズルニードルがリフトするに伴いサック室圧は上昇するため，ノズルニードルリフトに伴いノズルニードル開弁速度も上昇する．また同様に，式 5-10 は式 5-8 を用いておりサック室圧が Pc であることを前提としているため，ノズルニードルが充分リフトしている場合のノズルニードル速度を表すことになる．ノズルニードルリフトが小さくなるに伴いサック室圧は低下するため，ノズルニードル閉弁速度が大きくなる．またインジェクタの高圧燃料入口とサック室の間に絞りが存在する場合は，ノズルニードルが充分リ

フトしている場合でもサック室圧は Pc より低くなるため，絞りによる圧損が大きい場合にはその考慮が必要である．

５．３．２　従来構造の主要設計及び基本式の検証

前項で導出した式を用いて，従来構造のノズルニードル速度を計算した．計算に用いた主要設計値を図 5.3.3 に示す．ここでは最大噴射圧を 200MPa を前提とし，体格，生産性，バラツキ，信頼性など，量産するための制約を考慮して選定された値を示している．ソレノイド駆動力の制約を受けているのは，OUT オリフィス径である．これを大きくすることができれば性能向上できるが，外径φ18 のソレノイドを用いて最大圧力 200MPa とした場合に許容される最大値として，φ0.22 を選定している．また IN オリフィスの流量係数 C_1＝0.95 としている．OUT オリフィス流量係数 C_2＝0.9 と C_1 より小さくなっている理由は，流路上 OUT オリフィスと直列に配置されている制御弁シート絞りの影響を C_2 に含めた値としているためである．ここで前提としている制御弁シート部設計値は図 5.3.4 に示す．尚，C_2=0.9 という値は過去評価結果からの経験値であり，図 5.3.10 に示すような直列 2 重絞りモデルで計算した結果とは一致しない．これは図 5.3.1 に示す構造のインジェクタにおいて，OUT オリフィスと制御弁シートは図 5.3.5 に示すように隣接しており，「１つの絞り」と「直列 2 重絞り」の中間特性を示すためであると考える．

次にこれらの値を用いて基本検討式の検証を行った．評価は，図 5.3.3 及び図 5.3.4 に示す設計値にてインジェクタを試作し，このインジェクタを用いて行った．噴射圧力 100MPa，及び 180MPa でのノズルニードルリフト波形を図 5.3.6 及び図 5.3.7 に示す．図 5.3.6 及び図 5.3.7 において，ノズルニードルリフトがゼロ以下の領域は，ノズルニードルが着座後も閉弁方向に閉弁荷重を受け，弾性変形を起こして沈み込んでいることを示す．この評価結果より，それぞれの圧力の①ノズルニードル開弁直度のノズルニードル開弁速度，②ノズルニードルリフト大領域でのノズルニードル閉弁速度，③ノズルニードル着座直前のノズルニードル閉弁速度を読み取り，①②③の読み取り値と基本検討式にて計算した結果を図 5.3.8 に示す．尚，ノズルニードル着座直前のノズルニードル閉弁速度は，着座直前にはサック室圧はほぼ０になっていると考え，式 5-10 にて kpc の代わりに kpo を用いて計算している．図 5.3.8 より，基本検討式を用いた計算結果は実測と非常によく一致していることが確認できる．また噴射可能である最低圧力は，実測値が 13MPa であったことに対して，計算上では 12MPa であり，最低噴射可能圧も計算結果は実測と非常によく一致していることが確認できた．

５．３．３　新規構造の検討式

新規構造においても，第１項で導出した関係式は使える．１点だけ注意が必要であるのは，新規構造では制御弁開弁時に制御室への流入燃料は存在しないことである．従って新規構造では kps という概念が不要になることと，ノズルニードル開弁速度計算時には A_1=0 とする必要がある．従来構造では，ノズルニードルが開弁できるかどうかは kps と kpo の大小関係で判断した．しかし新規構造においては，制御室圧比率 kp が kpo まで低下することができるかどうか，つまり制御室圧比率 kp が kpo に低下するまで制御プレートが閉弁維持できるかどうかで決まる．もし制御プレートが閉弁維持できずに開弁すると，高圧から制御室への燃料流入が始まり制御室圧がそれ以上下がら

なくなるためである．詳細は本項内で後述する．

新規構造での新たな設計ポイントは，制御プレートの作動である．制御プレートの作動は，高圧 *Pc*，制御室圧 *Pv*，中間室圧 *Pm* の３つの圧力とこれらそれぞれが作用する面積によって決まる作用力のバランスが鍵となる．これらの基本設計を考えるモデルを図 5.3.9 に示す．制御室内に配置されたスプリングは制御プレートを初期位置決めのために付勢しておくだけの機能である．従って簡略化のために基本モデルには入れない．また，高圧，制御室圧，中間室圧を区分するシール部は有限のシール長さが必要であるが，ここでは簡略化のためエッジシールとして考える．

新規構造では従来構造に加えて新たに中間室圧についての設計が必要となる．中間室は制御室と低圧部との間に配置されている．制御弁が閉じている場合は，中間室には流れが発生しないため制御室と同圧となる．制御弁が開弁している場合には，中間室は設計値によって決まる一定圧力になる．模式図を図 5.3.10 に示す．ここでは必要以上に基本検討式が複雑になるのを避けるために，制御弁の流量係数と開口面積は用いない．代わりに図 5.3.10 に示すように制御室圧に対する中間室圧の圧力比率を *kpm（=Pm/Pv）* として，これを固定値として代用する．

ここで，図 5.3.9 に示すように制御プレートの高圧の受圧面積を *Sc*，中間室圧の受圧面積を *Sm* とすると制御室圧の受圧面積は *Sc+Sm* となる．制御弁が閉弁し状態が平衡している場合は，中間室圧，制御室圧は全て高圧と等しくなるため，圧力による制御プレート作動力は発生しない．従って，制御プレートはスプリングにより図 5.3.9 の上方向に付勢されている．噴射のために制御弁が開弁したときには，制御プレートは高圧部から制御室への燃料流入を防止するために，上方向に付勢されている必要がある．このためには，制御プレートへの作動力バランスより，

$$Sc \cdot Pc + Sm \cdot Pm < (Sc + Sm) \cdot Pv \qquad (式\ 5\text{-}11)$$

が成立している必要がある．噴射が開始されるためには，制御室圧がノズルニードル開弁可能である圧力：*kpo・Pc* に降下するまでこの状態が維持できる必要がある．従って，

$$Sc \cdot Pc + Sm \cdot kpo \cdot kpm \cdot Pc < (Sc + Sm) \cdot kpo \cdot Pc \qquad (式\ 5\text{-}12)$$

であることが必要．これを変形すると，

$$\frac{Sm}{Sc} > \frac{1 - kpo}{(1 - kpm) \cdot kpo} \qquad (式\ 5\text{-}13)$$

となる．これが成立するためには，絶対的に *Sm* は大きいほうがよく，*Sc* は小さいほうが良い．また，右辺は小さいほうが良く，*kpo* は大きいほうがいいことがわかる．式 5-6 より *kpo* は *Pc* の関数であり，*Pc* が小さいと *kpo* も小さくなる．従って *Sm* と *Sc* の関係によっては低圧で式 5-13 が不成立となる，つまり噴射不可能となる可能性がある．新規構造においては，式 5-13 を用いることによって最低可能噴射圧が計算できる．

一方，噴射終了のために制御弁が閉弁した場合には，制御室圧と中間室圧は等しくなる．この状態で制御プレートが下方に作動するためには，

$$Pc \cdot Sc > Pv \cdot Sc = kpc \cdot Pc \cdot Sc \qquad (式\ 5\text{-}14)$$

が成立する必要がある．式 5-8 より，少なくとも *Dp≧Dn* かつノズルスプリングが存在 *(Fk>0)* すれば *kpc<1* であり，式 5-14 は成立することがわかる．つまり噴射終了のための制御プレート設計は特別気にする必要がない．

また新規構造では，OUT オリフィスと制御弁シート部が離れて設置されるため本来別々の絞りと

して取り扱う必要があると考える．しかしノズルニードル開弁速度の計算においては，中間室圧が重要ではなくこれらの絞りを一体化して取り扱ってもよいと考えた．従って従来構造の基本式同様に制御弁シート部絞りの影響を OUT オリフィスの流量係数：C_2の値に入れ込んで計算することとした．具体的には，制御弁シート部絞りの影響を入れ込んだ OUT オリフィスの流量係数を C_2’とすると，

$$C_2' \cdot A_2 = \frac{C_2 \cdot A_2 \cdot Cv \cdot Av}{\sqrt{C_2^{\,2} \cdot A_2^{\,2} + Cv^{\,2} \cdot Av^{\,2}}} \qquad \text{(式 5-15)}$$

であればいい．よって C_2’は

$$C_2' = \frac{C_2 \cdot Cv \cdot Av}{\sqrt{C_2^{\,2} \cdot A_2^{\,2} + Cv^{\,2} \cdot Av^{\,2}}} \qquad \text{(式 5-16)}$$

で表せる．ここで C_2’の値は，図 5.3.4 に示す制御弁設計値を用いて，式 5-16 により計算すると，C_2’=0.74 となる．但しここで用いる C_2の値は，図 5.3.3 に示される C_2=*0.9* ではなく，OUT オリフィス単体の流量係数である C_2=*0.95* である．

５．３．４　新規構造の効果

ここでは新規構造の効果について，インジェクタ全体の基本構造は変えずに制御弁のみを新規構造に変更した２つの場合について定量的な机上検討を実施する．１つは主要設計値が本節 2 項に示す従来のままの場合に，ノズルニードル開弁速度などの性能がどれだけ向上できるか検討した．もう１つはノズルニードル開弁速度などの性能が従来同等となるように設計値を変更した場合にどれだけ高圧化が可能かについて検討した．

はじめに主要設計値を変えない場合の計算を実施した．但し IN オリフィス径はφ0.2 からφ0.3 へと拡大している．IN オリフィス径を拡大した理由は次の通りである．従来構造ではアクチュエータ駆動力限界から OUT オリフィス径を大きくできない制約がある．この制約下で IN オリフィス径を大きくすると，*kps* が大きくなり最低噴射可能圧が高くなることと，制御室内燃料の排出速度が低下することによりノズルニードル開弁速度が小さくなるという課題があった．しかし新規構造では構造的にこれらの制約はなくなるため，IN オリフィス径を拡大することによりノズルニードル閉弁速度を向上することができるためである．検討結果を図 5.3.11 に示す．IN オリフィス径を除き従来構造の基本寸法設計値を踏襲しながら，単純に新規構造 3 方弁機能を採用することにより，ノズルニードル開閉弁速度とも，2 倍以上に向上できることがわかる．具体的には，開弁速度は向上効果が最も少ない最高圧 200MPa にて 2.43 倍となっている．尚ここでノズルニードル開弁速度を大きくできたのは 3 方弁機能によりノズルニードル上昇中は高圧から制御室への燃料流入をなくすことができた効果であり，ノズルニードル閉弁速度が大きくできたのは IN オリフィス径を大きくした効果である．

また，従来構造の最低噴射圧は，図 5.3.8 に示される計算結果より約 12MPa（開弁速度グラフと横軸の交点）となる．新規構造でこれを実現するためには，*kpo*@12MPa を式 5-13 に代入して成立するような *Sm* と *Sc* の関係にすればよい．例えば図 5.3.12 に示すように，高圧部を円環溝として

構成し，その内部に中間室圧部を設け，かつ高圧溝外径を制御室摺動径と同じφ3.8 とした場合には，高圧溝内径をφ3.14 以上，つまり溝幅を 0.33 以下にすればよい．この構造及び寸法は現在の量産加工技術から考えて難易度は高いが実現可能である．

次に性能を従来同等とし，高圧化を目指した検討を実施した．高圧化の課題は，磨耗，焼き付き，疲労破壊等に対する耐力向上や，燃料温度上昇に対する対策，アクチュエータ必要駆動力増大など非常に多い．しかし今回の研究対象として考えないといけない最大の課題はアクチュエータの駆動力である．ここではアクチュエータ駆動力を同等としたままいかに高圧化を実現するかという観点で検討する．アクチュエータがコントロールする対象は，OUT オリフィスを通過して流出する燃料であり，この燃料の圧力と流量が重要となる．同じアクチュエータを用いて高圧化するためには，流量を低減する必要がある．前述のとおり新規構造では OUT オリフィス流量 Q_2 が同等であってもノズルニードル開弁速度を 2.43 倍（@200MPa）にできる．ここではこの余裕度（ノズルニードル開弁速度 2.43 倍）を高圧化に用いることを考える．具体的にはノズルニードル開弁速度は従来同等のまま，つまり OUT オリフィス流量を低減することによって，どこまで高圧化できるか検討する．

新規構造のノズルニードル開弁速度は式 5-9 において $Q_1=0$ とすればよく，OUT オリフィス流量：Q_2 に比例することがわかる．図 5.3.10 において，OUT オリフィス絞りと制御弁シート絞りの 2 箇所の流路面積をそれぞれ 1/2.43 にすれば，図 5.3.10 に記載の式からもわかるとおり，中間室圧力：Pm を変えずに流量：Q が 1/2.43 になることがわかる．従ってここでは，制御弁シート部流路面積と OUT オリフィス流路面積をそれぞれ 1/2.43 にする．OUT オリフィス径は従来構造においては図 5.3.3 に示すとおりφ0.22 であるため，開口面積を 1/2.43 とすると，およそφ0.14 となる．制御弁シート部流路面積は，

$$Sv = \pi \cdot Dv \cdot Hv \qquad \text{（式 5-17）}$$

と表せる．油圧負荷は式 4-5 で表せるが，理解を簡単とするために，油圧負荷は式 4-5 を変形し，次式で考える．

$$F_{vp} = F_{vp1} + F_{vp12} + F_{vp2} = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \frac{P_1 - P_2}{2 \cdot \ln(r_2 / r_1)} = \pi \cdot (r_2 - r_1) \cdot (r_2 + r_1) \cdot \frac{P_1 - P_2}{2 \cdot \ln(r_2 / r_1)} \qquad \text{（式 5-18）}$$

ここでは，$Dv=2 \cdot r_1$ であり，シール長：r_2-r_1 を従来同一の固定値とすると，r_1 を小さくすることにより，式 5-17，式 5-18 より油圧負荷：F_{vp} も制御弁シート部流路面積：Sv も小さくできることがわかる．「ノズルニードル閉弁速度は従来同等」という条件で，油圧負荷を小さくするためには，制御弁シート径：Dv を従来比 1/2.43 とすればよく，その結果制御弁シート径：Dv は，図 5.3.4 に示すφ0.4 に対して，新規構造では，φ0.16 となる．ここで検討した新しい OUT オリフィス径：φ0.14 と制御弁シート径：φ0.16 の数値を用いて，新規構造において油圧負荷を計算した結果を図 5.3.13 に，ノズルニードル開弁速度を計算した結果を図 5.3.14 に示す．図 5.3.13 からは，新規構造を高圧化に特化した場合，約 690MPa において従来構造同等の油圧負荷になること，つまり計算上は 690MPa まで高圧化が可能であることがわかる．また図 5.3.14 からは新規構造では 200MPa において意図通り従来構造と同等のノズルニードル開弁速度となっていることがわかる．また 690MPa での新規構造の開弁速度は Vo=1.05m/s となり，結果的には 200MPa での値の約 2 倍となっている．つまり従来構造と新規構造それぞれの最大噴射圧力でのノズルニードル開弁速度での

比較であれば,従来よりもノズルニードル開弁速度を約2倍にできていることになる.換言すれば,最大噴射圧でのノズルニードル開弁速度を同等にするという前提であれば,さらに噴射圧を高くできるということであるが,現実的には690MPa以上での耐圧を確保することは困難であり,他の機能性能にバランスよく振り分けることが望ましいと考える.

以上より新規構造を採用することにより,性能を大幅に向上できることが計算上確認できた.次章では,新規構造のメリットを活かしたインジェクタ全体の静リークレス化実現検討を実施する.

(参考文献)

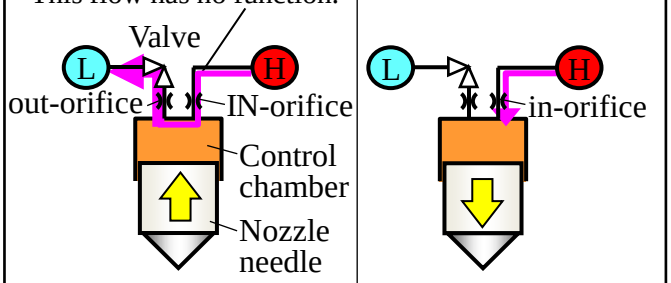
5.1) Johann Warga, Thomas Pauer, Friedrich Boecking,Jürgen Gerhardt, Rolf Leonhard,“Consistent Further Development of the High Pressure Diesel Fuel Injection Systems for Passenger Cars”, 32. Internationales Wiener Motorensymposium 2011 (電子版PDF)

5.2) Detlev Schöppe,”Next Generation of Common Rail Diesel Injection System Featuring Piezo Injectors with Direct-Driven Needle and Closed-Loop Control”, 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2013 (電子版PDF)

Conventional (2-Way-Valve)

Passage between high pressure area and control chamber is always open.

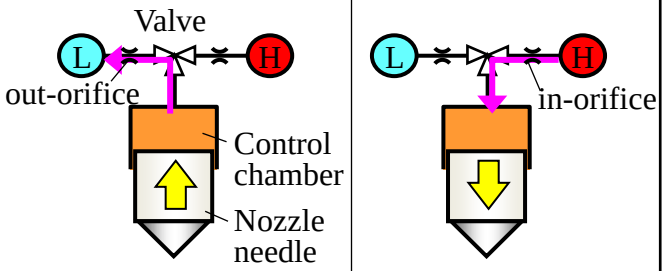
Start of Injection	End of Injection
Valve open	Valve close
This flow has no function.	



New concept (3-Way-Function-Valve)

Passage between high pressure area and control chamber is controlled by valve.

Start of Injection	End of Injection
Valve open (low pressure side) Valve close (high pressure side)	Valve close (low pressure side) Valve open (high pressure side)



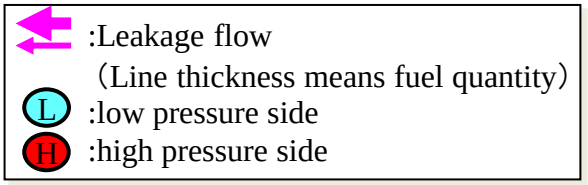


Fig.5.1.1Concept of Control valve and nozzle movement

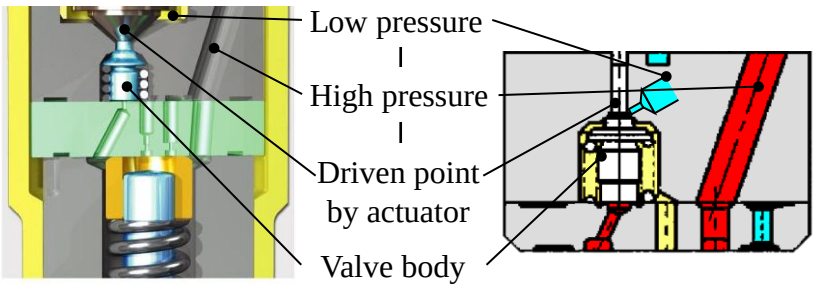
Model	BOSCH：CRI3-20	DENSO：G3P
Structure		
Actuator	Piezo	Piezo
notes	Valve structure is 3way valve, but there is fuel leakage from high pressure side to low pressure side during injection.	This is only one mass production injector which realized minimized switching leakage and static leakage-less at 2008.
Source	Ref.2.7	Ref.2.5

Fig.5.1.2 Mass production 3way valve structure

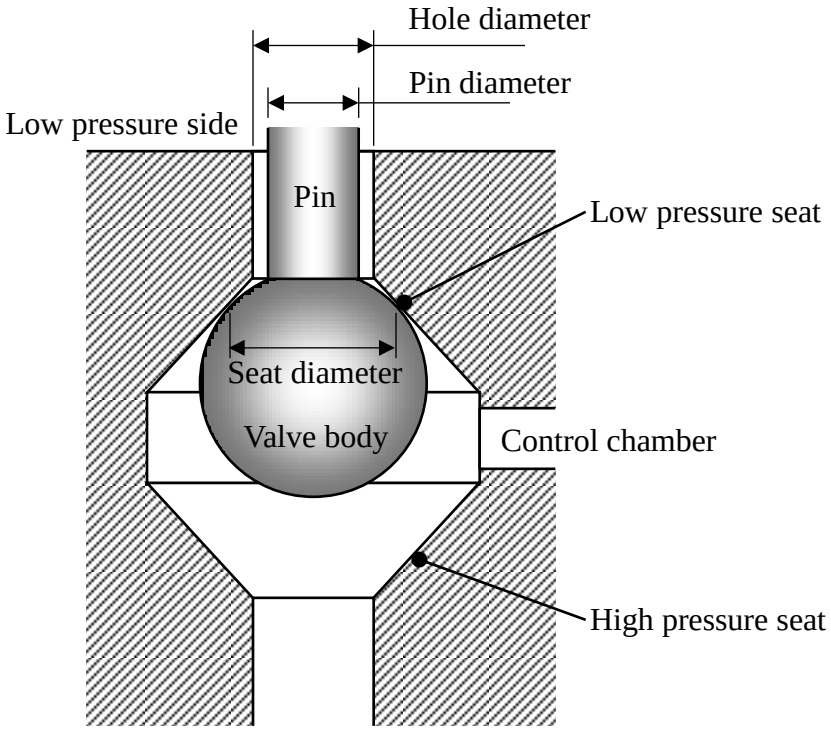


Fig.5.2.1 3way valve structure

*unit:mm

	BOSCH (3WV)	DENSO (3WV)	Continental (2WV)	Continental (direct drive)
Seat diameter	φ1.55	φ1.18	φ3.10	-
Hole diameter	φ1.2	φ1.0	φ1.85	φ0.8
Pin diameter	φ1.0	φ0.8	φ1.69	φ0.8

Fig.5.2.2 Design value around low pressure seat

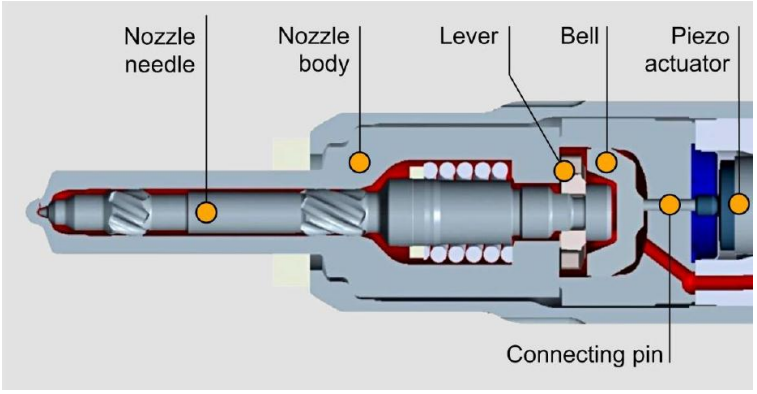


Fig.5.2.3 Direct drive piezo injector structure published by Continental [5.2]

Item	Value	unit
Pin length:l	2	mm
Pin Young's modulus:E	210000	MPa
Pin-seat diameter difference	0.4	mm
Fuel pressure	250	MPa

Load:Fp
Buckling load:Fcr
Seat diameter:Ds
Pin diameter:Dp
Pin moment of inertia of area:Ip

$$Fp = \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 \cdot P$$

$$Fcr = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot Ip}{4 \cdot l^2}$$

$$Ip = \frac{\pi}{64} \cdot Dp^4$$

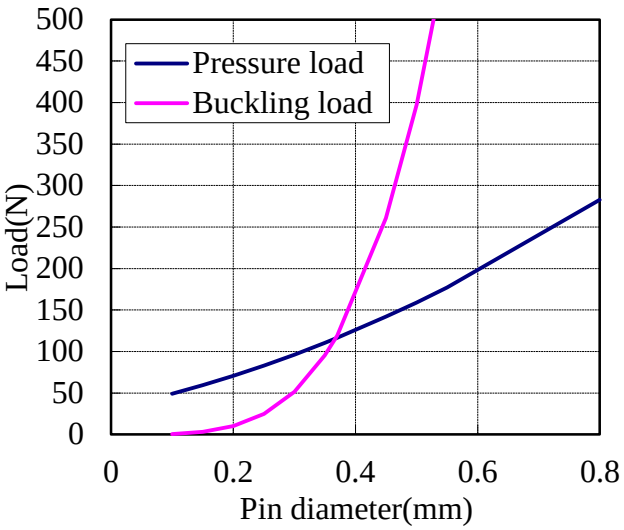


Fig.5.2.4 Pin diameter study result

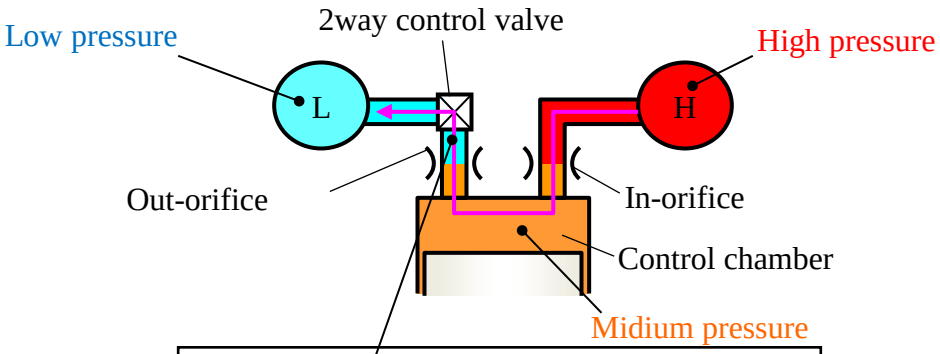
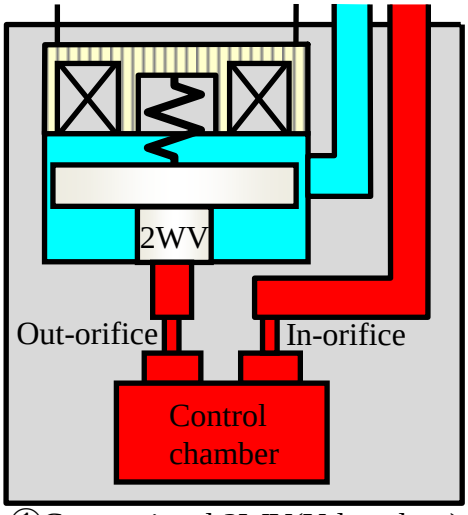
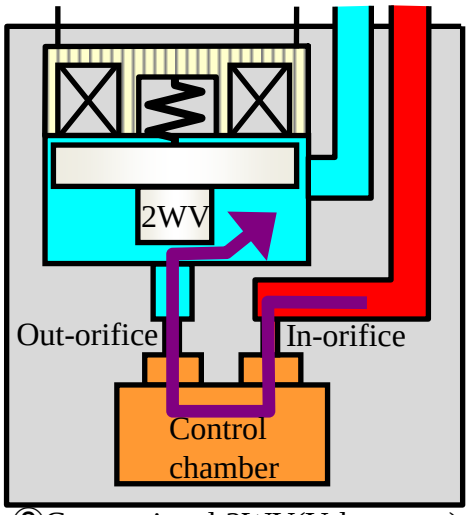


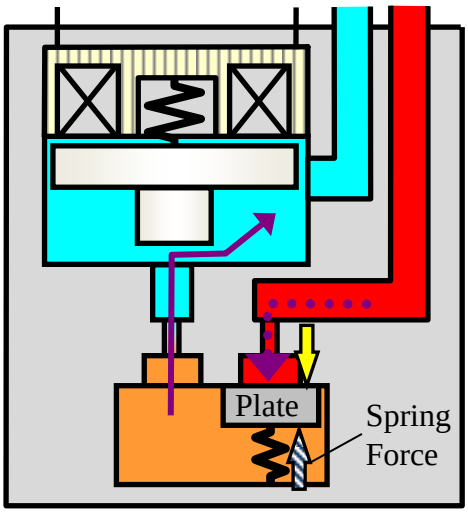
Fig.5.2.5 Pressure change around conventional 2way valve



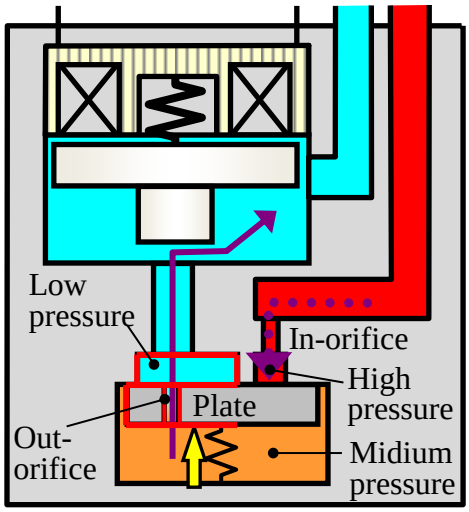
①Conventional 2WV(Valve close)



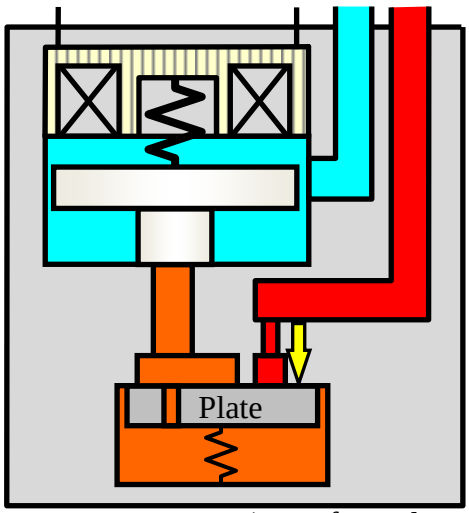
②Conventional 2WV(Valve open)



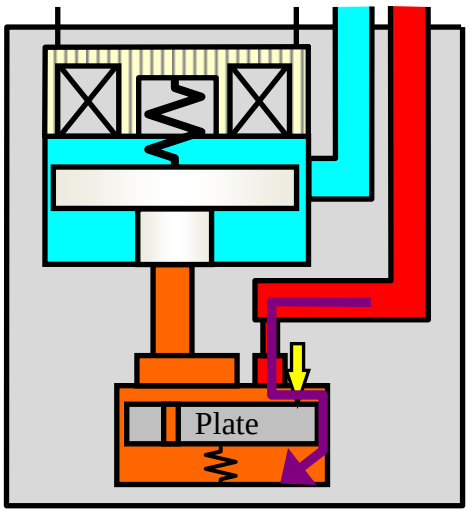
③Under consideration



④New concept structure(Valve open)



⑤New concept structure(Just after valve close)



⑥New concept structure(Valve close,Plate open)

Fig.5.2.6 Idea of new concept control valve

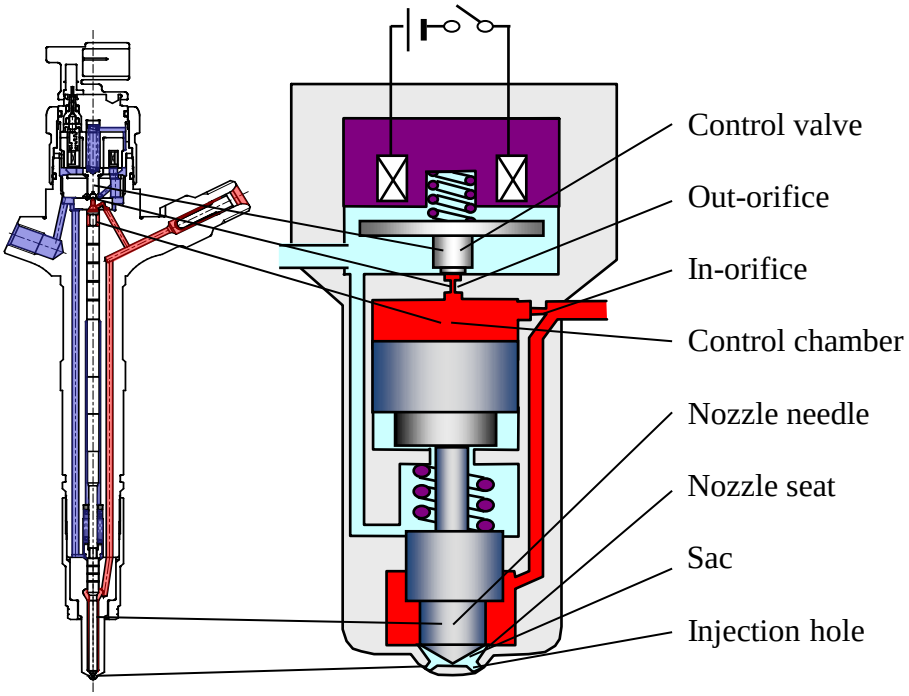


Fig.5.3.1 Schematic diagram of conventional injector

Symbol	Item
Pc	Injection pressure(high pressure)
Pv	Control chamber pressure
P_0	Low side pressure(=0)
Ps	Sac pressure
Dp	Control chamber diameter
Ap	Control chamber area（=π/4*Dp^2）
Dn	Nozzle diameter(sliding portion)
Ds	Nozzle seat diameter
D_1	In-orifice diameter
D_2	Out-orifice diameter
A_1	In-orifice area（=π/4*D1^2）
A_2	Out-orifice area（=π/4*D2^2）
C_1	In-orifice flow coefficient
C_2	Out-orifice flow coefficient
Q_1	In-orifice flow quantity
Q_2	Out-orifice flow quantity
Fk	Nozzle spring force
kp	Control chamber pressure coefficient（＝Pv/Pc)
kps	kp（@pressure equilibrium,w/o nozzle）
kpo	kp（@nozzle open）
kpc	kp（@nozzle close）
Vo	Nozzle open velocity
Vc	Nozzle close velocity
ρ	Fuel density

Fig.5.3.2 Item and symbol

Item	Symbol	valve	unit
Control chamber diameter	*Dp*	3.8	mm
Nozzle diameter(sliding portion)	*Dn*	3.5	mm
Nozzle seat diameter	*Ds*	1.7	mm
In-orifice diameter	D_1	0.2	mm
Out-orifice diameter	D_2	0.22	mm
In-orifice flow coefficient	C_1	0.95	-
Out-orifice flow coefficient	C_2	*1 0.9	-
Nozzle spring force	*Fk*	30	N
Fuel density	ρ	850	kg/m^3

*1:including pressure loss at valve seat

Fig.5.3.3 Conventional injector calculation condition

Item	Symbol	valve	unit
Valve seat diameter	*Dv*	0.4	mm
Valve lift	*Hv*	0.045	mm
Valve seat flow coefficient	*Cv*	0.8	-

Fig.5.3.4 Control valve calculation condition

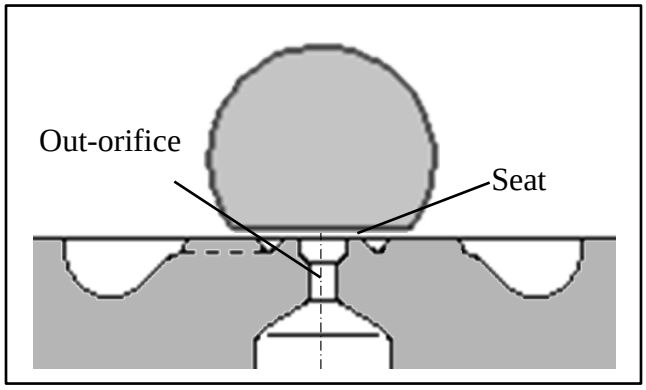


Fig.5.3.5 Structure of out-orifice and control valve

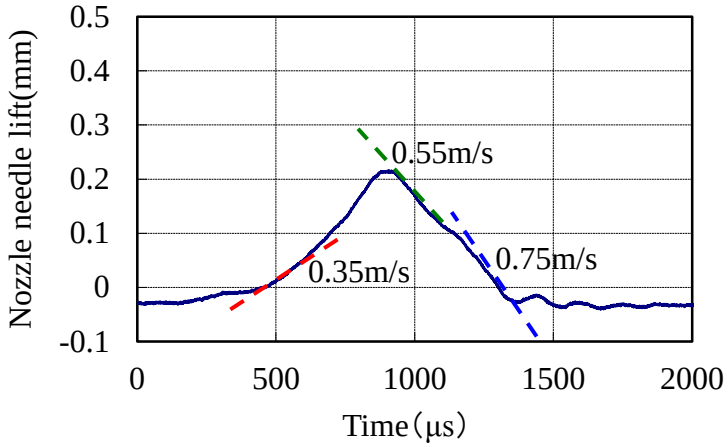


Fig.5.3.6 Experimental results@100MPa

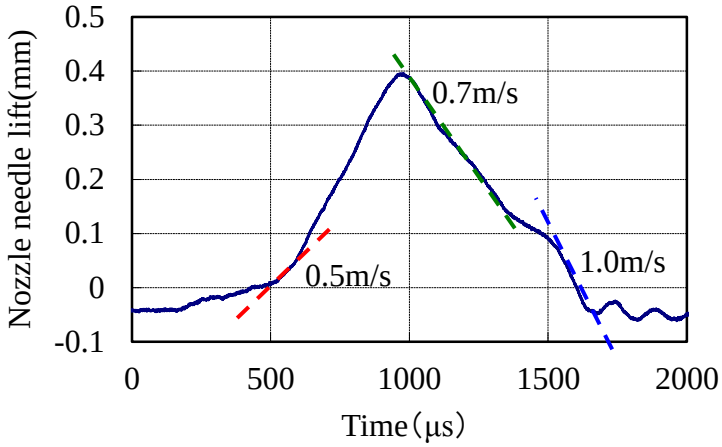


Fig.5.3.7 Experimental results@180MPa

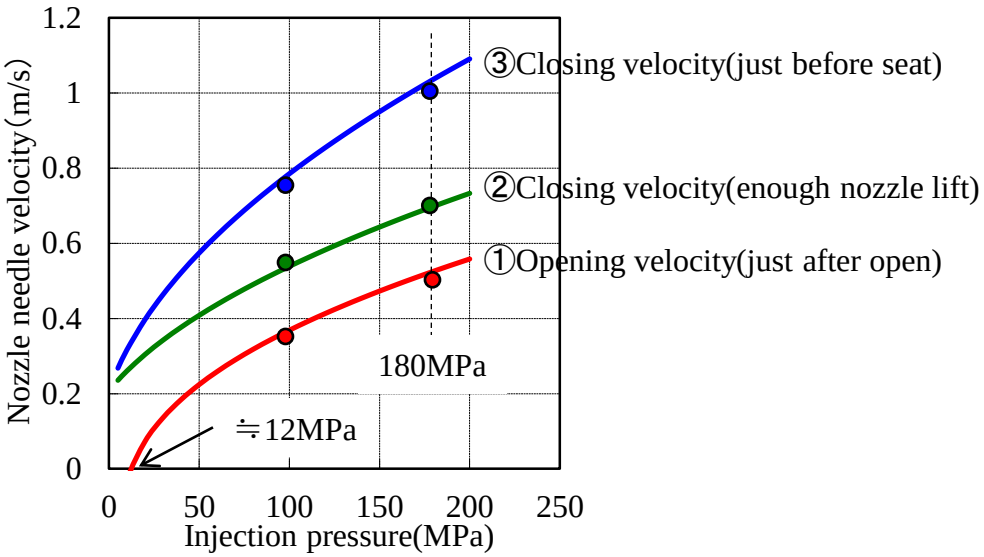


Fig.5.3.8 Comparison between calculation results and experimental results

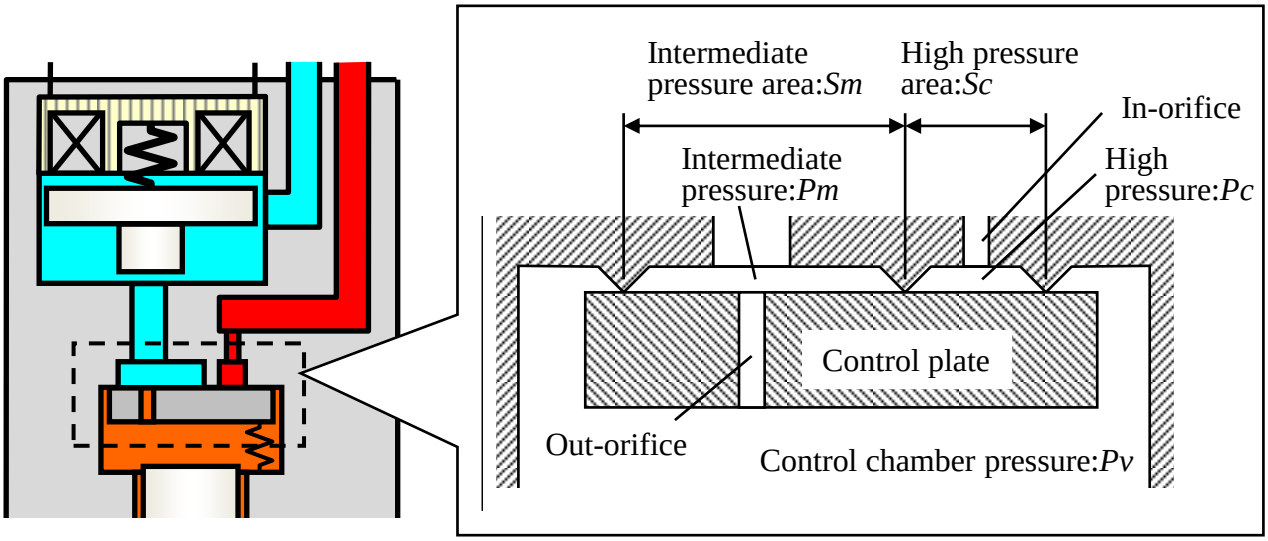
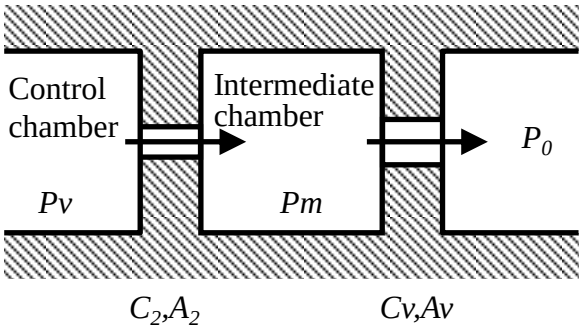


Fig.5.3.9 Schematic diagram of control plate



In case of P_0=0

$$Q = \frac{C_2 A_2 CvAv}{\sqrt{C_2^{\,2} A_2^{\,2} + Cv^{\,2} Av^{\,2}}} \sqrt{\frac{2 \cdot Pv}{\rho}}$$

$$Pm = kpm \cdot Pv = \frac{C_2^{\,2} A_2^{\,2}}{C_2^{\,2} A_2^{\,2} + Cv^{\,2} Av^{\,2}} \cdot Pv$$

Fig.5.3.10 Intermediate chamber model

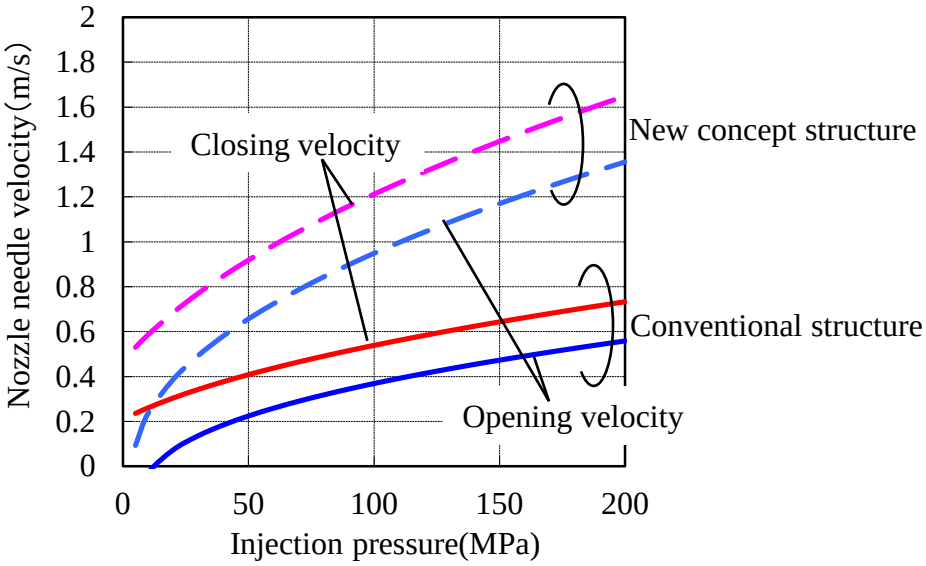


Fig.5.3.11 Comparison of Nozzle needle velocity

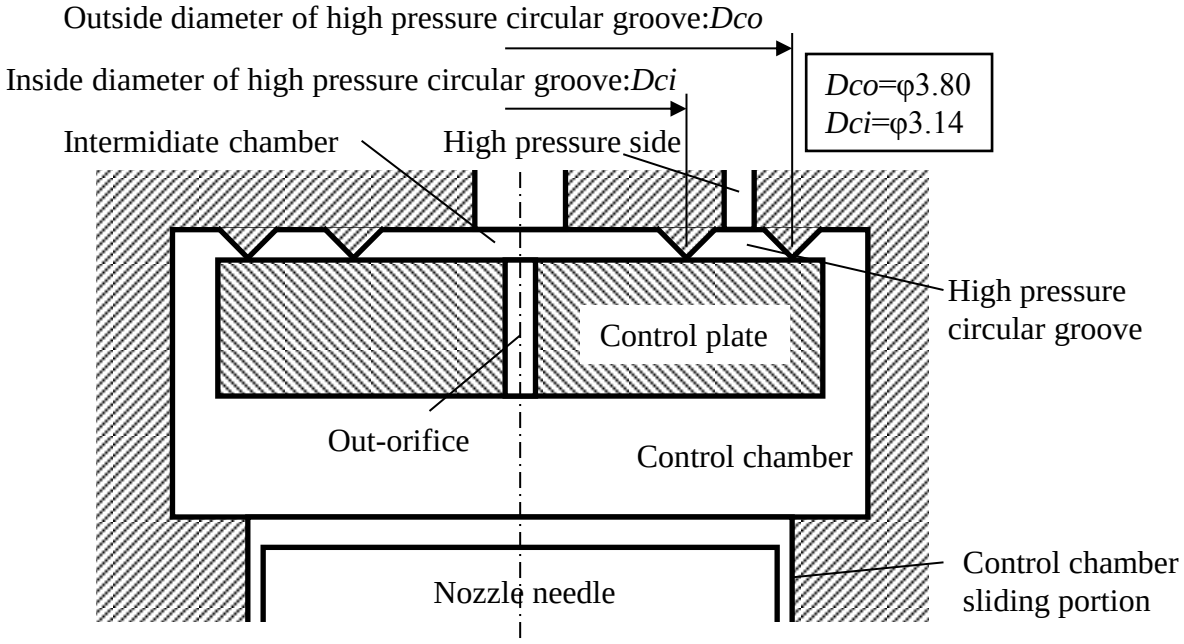


Fig.5.3.12 Control plate design example

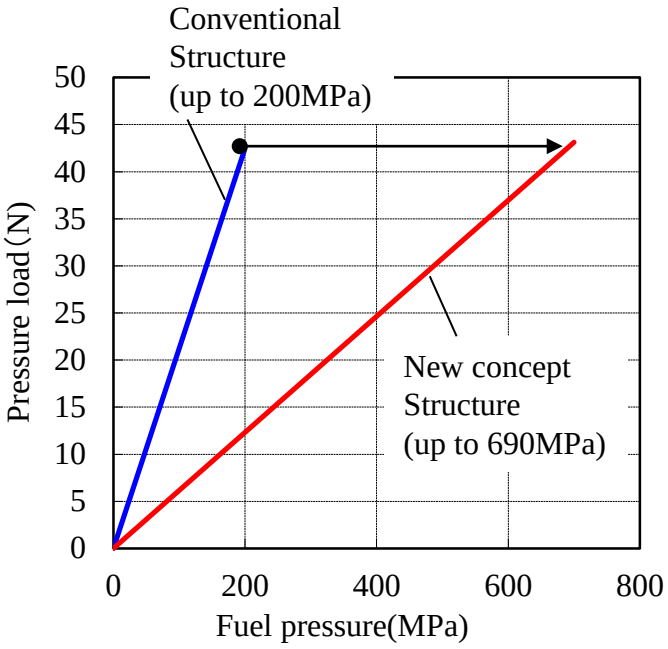


Fig.5.3.13 Fuel pressure and load

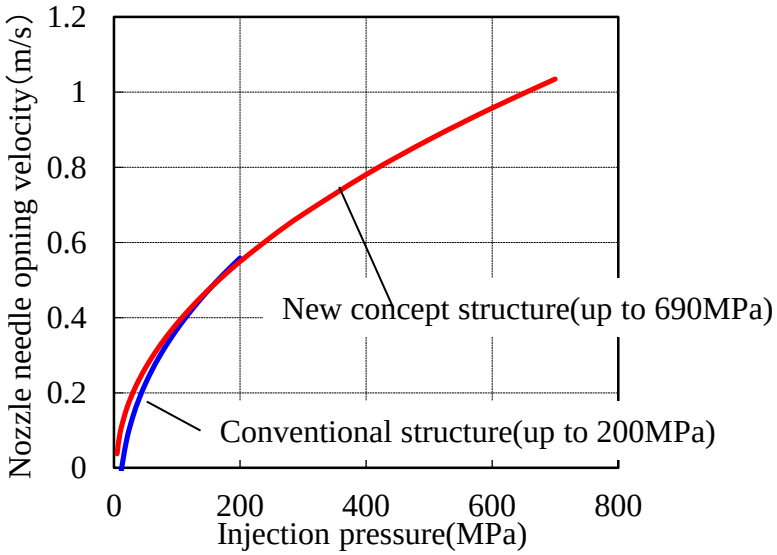


Fig.5.3.14 Injection pressure and nozzle opning velocity

第６章　　インジェクタ全体の静リークレス化

６．１　従来構造における静リークの存在理由と廃止の課題

従来構造の模式図である図 5.3.1 を見ればわかるとおり，従来構造では制御ピストン径とノズルガイド径が *Dp>Dn* のようになっている．この２つの部品の間には低圧部が存在するために，2 箇所の静リークが発生している．2 箇所の静リーク発生を許容して制御ピストン径とノズルガイド径を異なる値としている理由は，ノズルニードル閉弁速度を早くするためである．式 5-8 と式 5-10 において，制御ピストン径：*Dp* を固定してノズルガイド径：*Dn* を大きくしていくと，式 5-8 において *kpc* が大きくなり，その結果式 5-10 においてノズルニードル閉弁速度：*Vc* が小さくなることからも理解できる．式 5-8 において *Dp=Dn*, かつ *Fk=0* とした場合には *kpc=0* となり，式 5-10 では *Vc=0* となる．つまり，式 5-8 と式 5-10 を見る限り，制御ピストン径とノズルガイド径が同径の場合には，ノズルニードルの閉弁はノズルスプリング力のみに頼っていることとなる．

基本はその通りであるが，実際は他の要因も影響しており，その点についてここで述べる．式 5-7 を導出する条件として，サック室圧が *Pc* であると仮定しているが，厳密にはサック室圧は *Pc* より少し低い値となっている．理想的にはより高い実噴射圧力を確保するためには，サック室圧力は *Pc* と同等であるべきだ．しかし図 5.3.1 からもわかるように，サック室圧はインジェクタ内の高圧燃料通路，ノズルシート，噴孔の圧力損失のバランスで決まる値である．例えば噴孔径が大きいインジェクタではサック室圧は低くなりやすい．*Pc* に対するサック室圧の比率を *kpsac* として，サック室圧が *Pc* より低いことを考慮するために，サック室圧を，

$$Ps = kpsac \cdot Pc \qquad (式\ 5\text{-}19)$$

とすると，式 5-7 は，

$$kpsac \cdot Pc \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Dn^{2} = kpc \cdot Pc \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Dp^{2} + Fk \qquad (式\ 5\text{-}20)$$

となり，式 5-8 は，

$$kpc = \frac{kpsac \cdot Dn^{2}}{Dp^{2}} - \frac{4 \cdot Fk}{Pc \cdot \pi \cdot Dp^{2}} \qquad (式\ 5\text{-}21)$$

となる．これを式 5-10 に代入すれば，サック室圧が低い分だけ，ノズルニードル閉弁速度向上に貢献していることがわかる．

図 6.1.1 には，従来構造において，*kpsac=1* とした場合に，制御ピストン径のみをφ3.8 からφ3.5（＝ノズルガイド径）まで変化させたときのノズルニードル開閉弁速度を示している．制御ピストン径を小さくするに従い，ノズルニードル開弁速度は速くなり，閉弁速度は遅くなることがわかる．ここで，アクチュエータ駆動（制御弁開弁状態）中はノズルニードルが等速で開弁作動を続け，アクチュエータ駆動 OFF 後に等速で閉弁作動すると仮定し，アクチュエータ駆動時間に対してノズルシートが開いている期間（ノズルニードル開弁期間）の比率を *Rco* とすると，

$$Rco = \frac{\frac{Ln}{Vo} + \frac{Ln}{Vc}}{\frac{Ln}{Vo}} = \frac{Vo}{Vc} + 1 \qquad (式\ 5\text{-}22)$$

となる．但し，ここで *Ln* はノズルニードルリフト量を示す．また制御ピストン径のみをφ3.8 か

らφ3.5まで変化させた時の *Rco* 計算結果を図6.1.2に示す．コモンレールシステム用インジェクタにおいて，噴射量のコントロールはアクチュエータの駆動時間で指示すること，噴射量はノズルニードル開弁期間にほぼ比例することを合わせて考えると，*Rco* が大きくなるということは噴射量の制御精度が悪くなるということを示している．

このように制御ピストン径とノズルガイド径の差を小さくする或いは同一とすると，ノズルニードル閉弁速度が遅くなることにより上記問題が発生する．ノズルニードル閉弁速度の低下を避けるためには，IN オリフィス径を大きくするか，或いはサック室圧が低くなるとノズルニードル閉弁速度が速くなることを利用するためにインジェクタ内の噴孔へ繋がる高圧通路に絞りを設置し，サック室圧力を低下させる必要がある．しかしINオリフィス径を大きくすると式5-4で表される *kps* が式5-6で表される *kpo* に対して大きくなり，低圧での噴射が不可能となる．尚，低圧での噴射は良好なエンジン始動性やアイドリング時の騒音低減のために不可欠である．また，高圧通路への絞り設置によりサック室圧力を低下させることは実噴射圧を低下させることになり無駄が発生することとなる．我々がベンチマークした結果，インジェクタ内の噴孔へ繋がる高圧通路に絞りを設置し，実噴射圧のロスを許容しながらノズルニードル閉弁速度を確保し，さらに制御ピストン径とノズルガイド径を同一とし，制御ピストンとノズルガイドにおける静リークをなくしているインジェクタを確認できた．代表例は図2.2.1に示すデルファイのソレノイドインジェクタであるが，このインジェクタには制御弁に静リークが存在する．しかしながら新規構造では，IN オリフィスは独立して大きさを設定できる．この利点を活用し，実噴射圧もノズルニードル閉弁速度も低下させることなく制御ピストン径とノズルガイド径を同一とし，インジェクタ全体の静リークレスを実現することを次に検討する．

６．２　従来構造ベースの静リークレス化検討

制御弁を圧力バランス弁としていないインジェクタにおいては，静リークをなくすことは制御ピストン径とノズルガイド径を同一にすることに等しい．またノズルニードル閉弁速度は，従来構造も新規構造も式5-10で計算できるため，新規構造において制御ピストン径をφ3.8からノズルガイド径と同じφ3.5まで小さくした場合のノズルニードル閉弁速度は，図6.1.1に示される従来構造の計算結果同様0.73m/sから0.27m/sまで低下する．しかし，式5-10からわかるように，ノズルニードル閉弁速度はINオリフィス絞り面積に比例しており，閉弁速度を0.27m/sから0.73m/sまで2.7倍にするためには，INオリフィス絞り径をφ0.2からφ0.33に拡大すればよい．また式5-9に $A_1=0$ を代入した式からわかるように，新規構造において制御ピストン径をφ3.8からφ3.5に小さくした場合に開弁速度は速くなるが，これが速すぎる場合はOUTオリフィス径を小さくすればよい．この場合，同時に制御弁シート径も小さくすれば制御弁への油圧負荷が低減するため，さらに高圧まで使用可能となる．また，制御ピストン径＝ノズルガイド径の場合，*Dp=Dn* を式5-8式に代入し，これを式5-10に代入すると，式5-10から *Pc* が消去される．つまり，従来構造では，図5.3.8に示されるように低噴射圧力では，ノズルニードル閉弁速度が遅くなっていたが，制御ピストン径＝ノズルガイド径とした場合には，ノズルニードル閉弁速度は圧力に依存しない，つまり低圧でも高速に閉弁できることがわかる．

以上，新規構造採用の場合には，高圧通路に絞りを設置して実噴射圧を低下させなくとも，IN

オリフィス径を拡大することにより，性能を犠牲にせずにインジェクタ全体を静リークレス化できることが確認できた．また，さらに高圧化できることも確認できた．

６．３　アクチュエータ及び制御弁のインジェクタボデー内搭載

ここではインジェクタ全体の静リークレス化，250MPa までの高圧化と同時に，ソレノイドアクチュエータ及び制御弁のインジェクタボデー内への配置（＝ノズルニードル直上への配置）の実現を検討する．理由は以下に述べる複数のメリットがあるためである．メリットは，制御ピストン廃止による可動部質量低減，インジェクタ小型化によるエンジンへの搭載性向上などである．特に第2章2節に記載したとおり，デルファイのソレノイドインジェクタは，アクチュエータが小さくなることを補うために制御弁を圧力バランス弁にして静リーク発生を許容し，かつ，ノズルニードル閉弁速度の低下を補うために高圧通路内に絞りを設置して実噴射圧を低下させることを許容してまで，アクチュエータ及び制御弁をインジェクタボデー内に搭載している．当然ここではこれらのデメリットは許容せずにアクチュエータ及び制御弁のインジェクタボデー内搭載を検討する．

６．３．１　検討条件

本節で関連する現状インジェクタの構造及び主要寸法についてはじめに確認する．現状構造では，現状図 6.3.1 に示すように約φ19 のインジェクタボデー径（エンジン搭載性からの要求値）に対して，アクチュエータであるソレノイド径がφ18 必要である．従ってインジェクタボデーφ19 内には搭載できず，インジェクタ上部に太い部分を構成し，ここにアクチュエータと制御弁を配置している．しかしインジェクタの全長が長くなる，高圧燃料配管をインジェクタ上部に取り付けできない，などの弊害がある．アクチュエータをインジェクタボデー内に搭載するためにアクチュエータを小さくする，つまり駆動力を小さくするということは，制御される対象である高圧燃料流量を少なくしなければならないということであり，OUT オリフィスをどこまで小さくできるかということでもある．ここでは，最大噴射圧は一旦従来同等の 200MPa を前提に検討する．また，内臓化の１つの目的である「アクチュエータと制御弁をノズルニードルの近くに配置し，可動機構と質量を低減する」ことを実現するため，駆動力をノズルニードルに伝達する制御ピストンが存在せず，制御室に直接ノズルニードルが配置されている構造を前提として検討する．また従来φ18 であったソレノイド径をφ19 のインジェクタボデーに内臓するためには，許容される寸法まで小さくする必要がある．許容される寸法は，ノズル締結のために標準的に使用されるネジ（M17×0.5）やφ２の高圧通路の配置を考慮するとφ11 となる（図 6.3.2 に示す）．ここで，ソレノイドアクチュエータの駆動力（吸引力）と体格について考える．基本的には吸引力は磁力の発生する面積に比例する．そこで少し大胆ではあるがここでは吸引力はソレノイドに許容される直径の２乗に比例すると仮定する．これを前提にすると，$11^2/18^2=0.37$ であるため，吸引力を従来比 37%に低減する必要がある．また，吸引力が小さくなっても成立させるためには油圧負荷の低減が必要であるが，その低減量については，ここでは制御弁シート面積を従来比 37%に低減，OUT オリフィス面積を従来比 37%に低減すればよいと考える．

６．３．２　検討内容及び結果

上記に従いOUTオリフィス径を計算すると，従来φ0.22であったので，φ0.134とする必要がある．この場合の主要設計値とノズルニードル速度計算結果を図 6.3.3 と図 6.3.4 に示す．尚，INオリフィス径は前節で検討したφ0.33を用いている．仮にさらにこれを250MPaまで高圧化しようとした場合，アクチュエータへの油圧負荷を同等とするためには，単純計算ではOUTオリフィス通過流量を200/250とする，つまりOUTオリフィス面積を4/5倍する必要がある．この場合，OUTオリフィス径は，φ0.12となり，この場合のノズルニードル開弁速度も図 6.3.4 に追記する．この場合，200MPa での開弁速度は従来構造比若干小さくなっているが，最大噴射圧でのノズルニードル開弁速度は増加している．よって「性能悪化無く，250MPa の高圧化及びソレノイドアクチュエータのインジェクタボデー内への配置が静リークレスインジェクタにて実現可能」と判断する．

６．４　まとめ

以上いくつかの仮定を前提としているが，新規構造を採用することにより，計算上は大幅にインジェクタの機能と性能を向上できることが確認できた．第3節の250MPaを前提とした計算では，最大噴射圧でのノズルニードル速度を従来同等以上とし，低圧側については従来より速度を大幅に向上し，250MPa への高圧化，静リークレス化，動リーク量低減，アクチュエータ内臓化が実現できることが確認できた．さらに可動部質量の大幅低減による高応答化，リーク量低減による燃料温度低下，燃料劣化防止，ポンプ必要吐出量の低減など，多くのメリットがあると考える．次章では，量産を前提とした具体的な構造検討及び設計，これらを反映した試作品による効果確認，その結果について考察することとする．

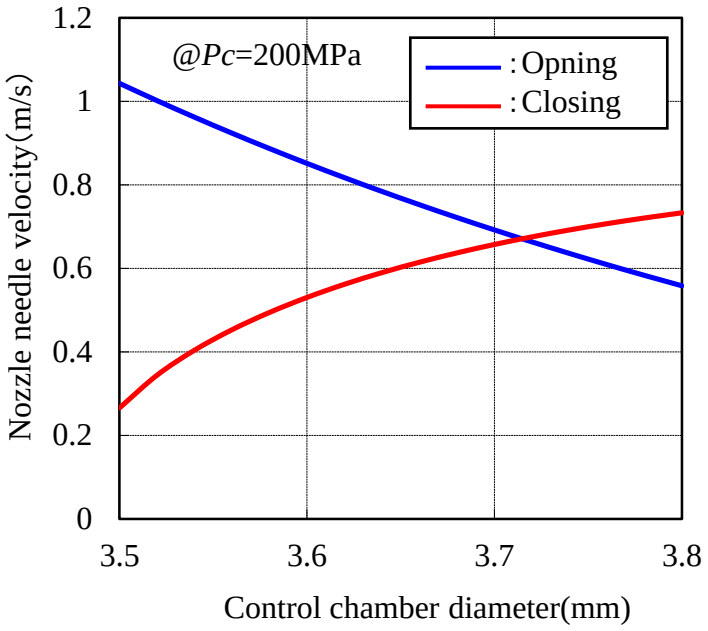


Fig.6.1.1 Relation between Control chamber diameter and nozzle needle velocity on conventional structure injector

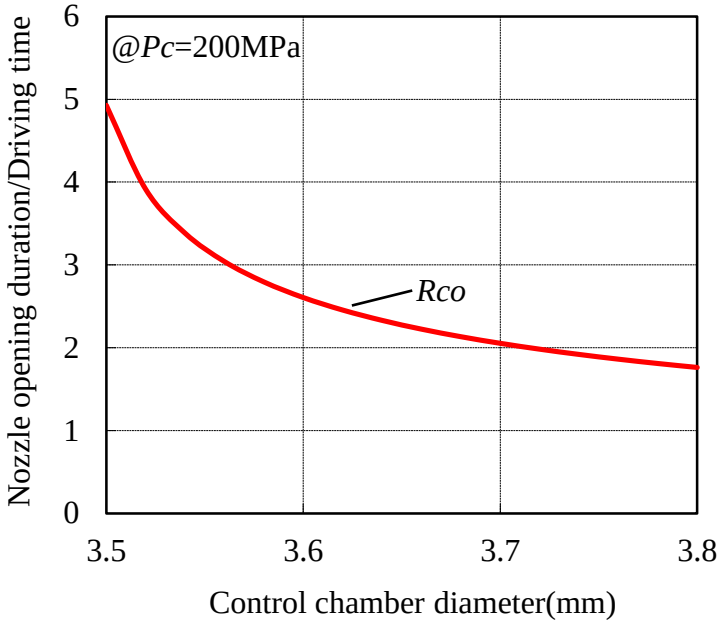


Fig.6.1.2 Relation between Control chamber diameter and Rco on conventional structure injector

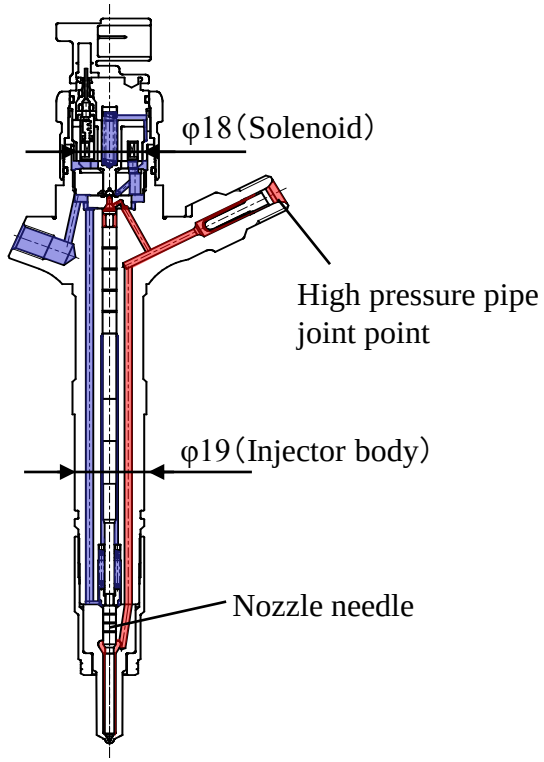


Fig.6.3.1 Conventional injector structure

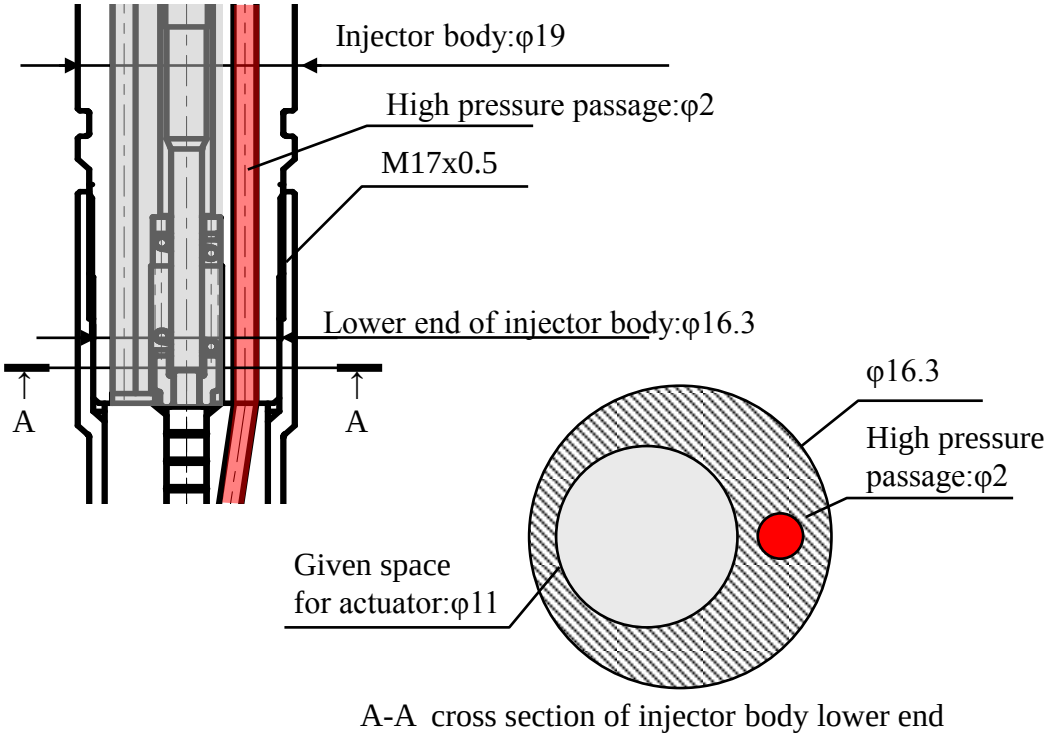


Fig.6.3.2 Given space for actuator to put inside injector body

Item	Symbol	Value		unit
		Conventional structure	New concept structure	
Control chamber diameter	*Dp*	3.8	3.5	mm
Nozzle diameter (sliding portion)	*Dn*	3.5	3.5	mm
Nozzle seat diameter	*Ds*	1.7	1.7	mm
In-orifice diameter	D_1	0.2	0.33	mm
Out-orifice diameter	D_2	0.22	0.134	mm
In-orifice flow coefficient	C_1	0.95	0.95	-
Out-orifice flow coefficient	C_2	0.9	0.74	-
Nozzle spring force	*Fk*	30	30	N
Fuel density	ρ	850	850	kg/m^3

Fig.6.3.3 Calculation condition

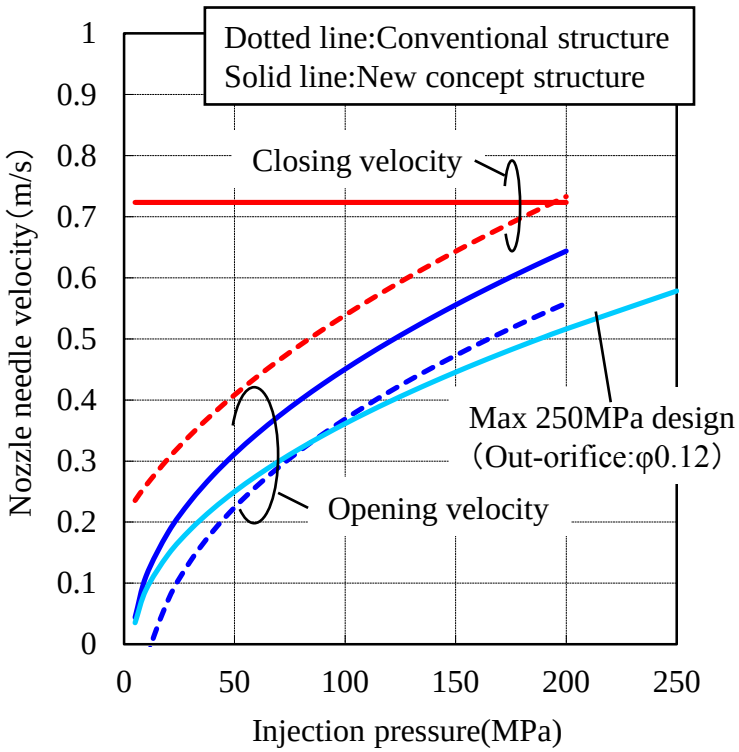


Fig.6.3.4 Comparison of Nozzle needle velocity

第７章　量産を前提とした製品設計とその効果

７．１　具体的構造

インジェクタに対する要求は第 2 章第 1 節に記載しているが，ここで改めてインジェクタに対する要求を具体的に整理すると下記が挙げられる．

① 燃焼に適した噴霧形成のための，高圧噴射
② 燃焼に適した噴霧形成のための，ノズルニードル開閉弁速度の向上及び設定自由度向上
③ 燃焼に適した噴霧形成のための，高精度安定噴射
④ 燃費向上のための，燃料リーク量低減
⑤ 耐燃料ロバスト性向上（燃料劣化防止）のための，燃料リーク量低減（燃料温度低減）
⑥ ISS 対応（エンジン停止中の燃料圧力維持）のための，静リークレス化
⑦ エンジン搭載性向上のための，小型化と設計自由度向上（例えば高圧配管取付け位置の自由度向上）

これらのニーズに応えるために開発をしてきた訳であるが，実際にニーズに応え，世の中に貢献していくためには，量産し，市場で使ってもらう必要がある．量産を前提としてこれらのニーズを高次元に成立させる構造として，部品の加工性，組付性，信頼性など必要なことを全て考慮して新規構造を設計した．概略図を図 7.1.1 に比較のために従来構造と並べて示す．またその主要部分の構造を図 7.1.2 に示す．図 7.1.1 を見ると従来構造と比較して新規構造では，アクチュエータ，制御弁，制御室をノズル直上のインジェクタボデー内に配置し，また制御ピストンも廃止することにより，非常にコンパクトな構造にできていることがわかる．また重要機能部品をインジェクタ下部に集約することにより，インジェクタ上部は，高圧燃料入口，燃料リーク出口，電気コネクタなどインジェクタ外部との結合部位をエンジン搭載面からのニーズにあわせて，従来より自由に配置することが可能となった．エンジン設計を変えずにインジェクタを新規構造に変更したい場合には，従来と同じ外観形状にすることもできる．図 7.1.2 からわかるように，新規構造ではノズルニードル上部が制御ピストンを介さず直接制御室に面していることにより，よりダイレクトに制御室圧力変化をノズルニードルの作動に伝達できる．制御ピストンがある場合には，制御ピストンの質量による応答遅れ，曲がりや軸方向弾性変形による応答遅れや共振にも配慮した設計が必要であったが，これらも不要となる．但し，多くの機能をインジェクタ下部の限られた空間内に配置していることより，各部品の各形状は従来以上に高精度に加工する必要があり，生産技術の向上が必要となる．

上記①~⑦のニーズに対して，どういう考え方でバランスさせて量産設計をしていくかについて，ここで改めて整理する．⑦については，第 5 章第 3 節で記載したとおり，アクチュエータ及び制御弁をインジェクタボデー内に搭載することを目標とした．⑥は静リークレス実現が目標．④と⑤は原理的な MIN リーク量，つまり静リークレスとノズルニードル上昇分のみ（制御室断面積×ノズルニードルリフト）の動リーク実現が目標．③については，制御ピストンを廃止し，制御弁をノズル直上に配置して，制御室圧により直接ノズルニードルを作動させること，及び結果として噴射安定性の向上が目標．②については，ノズルニードル開閉弁速度が従来同等以上となることと，その設定が独立してできることを目標とした．独立した設定は 3 方弁により実現できる．①については，現実的には今回検討した対象以外の構造強度や，ポンプ設計などが制約となっており，本研究では 250MPa の実現を目標とした．これらの目標を満たせるよう，今回の研究範囲外である，強度設計

や加工限界なども考慮し，第 6 章第 3 節で示した 250MPa 仕様の設計値をベースに試作を行った．次節以降で，その評価結果を示す．

７．２　基本噴射性能 [2.5]

はじめに駆動時間に対する噴射量と噴射安定性（毎回噴射ばらつきの標準偏差）を，従来構造ソレノイドインジェクタ，新規構造ソレノイドインジェクタ，及び参考のためにピエゾインジェクタについて図 7.2.1 に示す．従来構造ソレノイドインジェクタは図 2.2.1 に示すデンソー製“G3S”インジェクタ，ピエゾインジェクタは図 2.2.1 に示すデンソー製“G3P”インジェクタを用いて評価を実施した．評価装置概要は図 3.2.1 で説明したものと基本構成は同じである．相違点は，以下の通りである．

・燃料タンクにおける燃料調整温度 313K(40℃)とした．
・高圧ポンプ，レール，レールに取り付けられた圧力センサは許容最高圧力が 250MPa であるデンソー製第 4 世代コモンレールシステム製品を用いた．
・高圧燃料配管は臼井国際産業の 250MPa 対応配管（内径φ3，外径φ8）とした．
・静リーク装置の代わりに前述したインジェクタを用いた．
・流量計は，1 噴射毎の噴射量が測定できる小野測器製 FJ6000 を用いた．噴射量測定精度は測定値の 0.25%である．但し図 7.2.2 に示す噴射率測定時には，自作の噴射率測定装置を用いた．噴射率測定装置に基本構造は次の通りである．噴射率測定装置は，内径φ4 外径φ8 の鋼管であり，鋼管内部には燃料が充填されている．また鋼管下流にはレギュレータが設置されており，鋼管内圧力が 2MPa となるように設定されている．鋼管には圧力センサ（キスラ：型式 601Ａ）が取り付けられている．噴射による流量が圧力波となって鋼管内を伝播し，この圧力を測定することにより，瞬時流量つまり噴射率を計測している．またレギュレータ下流には 3 章で用いたものと同じメスシリンダが設置されており，メスシリンダを用いて噴射量を測定することができる．

ピエゾインジェクタは，従来ソレノイドインジェクタと比較して 10 倍以上の駆動力を持つピエゾアクチュエータ及び制御弁をインジェクタボデー内のノズル直上に配置することにより，従来ソレノイドインジェクタと比較してより安定した高速噴射を実現している．それぞれ３つの噴射圧力について示しているが，新規構造ソレノイドインジェクタのみ最高圧力が 250MPa となっている．この結果より，新規構造ソレノイドインジェクタでは，250MPa という高圧まで噴射を実現していると共に，従来ソレノイドより安定したピエゾインジェクタ同等レベルの噴射が実現できていることが確認できた．6 章 1 節では，駆動時間に対する噴射量の比率が噴射安定性に影響することを述べたが，図 7.2.1 より新規構造ソレノイドインジェクタが最もこの比率が小さい，すなわち駆動時間に対する噴射量の傾きが小さいことも確認できる．

図 7.2.2 には噴射率波形を示す．噴射率とはある時間瞬時の噴射流量であり，縦軸の単位は流量である．噴射率の最大値は，噴孔面積と噴射圧力で決まる．インジェクタの性能を示すのは，ノズルニードル速度が影響する噴射率の上昇速度及び下降速度である．特に噴射開始直後のノズルシートで絞っているシート絞り期間（図 2.1.3 参照）をいかに早く通過して噴孔部で差圧を発生させるかは噴霧微粒化にとって重要である（図 7.2.3 参照）．図 7.2.2 に参考のためピエゾインジェクタの結果についても示している．図 7.2.2 より，最高噴射圧力での噴射率の上昇速度は，新規構造ソ

レノイドインジェクタでは従来ソレノイドインジェクタよりも速く，ピエゾインジェクタ同等となることを確認できた．

図 7.2.4 には２条件のエンジン運転点における燃料リーク特性を示す．リーク量はエンジン１サイクル当たりのリーク量を示している．図 7.2.4 においては，エンジントルク同等ということはインジェクタの噴射圧力及び１サイクル当たりの噴射量が同等であるということを示す．またエンジン回転数の違いは，噴射から噴射までの間隔の違い，つまり静リークが発生する時間の違いを示している．従って，ここに示すエンジン運転２条件においては，動リークに対しては同一条件であると言える．しかし常時発生している静リークは噴射から噴射までの時間に比例するために，１サイクル当たりの静リーク量で表現するとエンジン低回転ほど増加することになる．それぞれのインジェクタはそれぞれの最大噴射圧力で噴射しており，従来構造は 200MPa，新規構造は 250MPa である．しかし新規構造はノズルニードル開弁中に IN オリフィスが閉じられているために動リーク量が少なく，動リーク量は従来構造と比較して約 1/3 以下を実現できていることが確認できた．また，新規構造においては静リークがないため，特にニーズが高まりつつある低速高トルク領域において従来構造とのリーク量の差が顕著になる．この領域のトータルリーク量では，新規構造は従来構造比 1/8 以下を実現できていることを確認できた．尚，ここではピエゾインジェクタついては示していないが，ピエゾインジェクタも静リークレス，3 方弁による原理的最低動リーク量を実現しており，新規構造ソレノイドインジェクタとほぼ同等のリーク量を実現できている．

図 7.2.5 には，リーク量の経時変化を示す．静リークは，摺動部の隙間流れであり，隙間の 3 乗に比例するため，作動による磨耗等により隙間が増加することにより経時的に増加していく．またわずかなクリアランスの差の影響を受けるため，そのばらつきも大きい．従って従来構造ソレノイドインジェクタでは，経時的にリーク量が増加するとともにそのばらつきも増加する．これに対して，静リークのない新規構造ソレノイドインジェクタ及びピエゾインジェクタでは，経時的にリーク量は安定していることが確認できた．このように新規構造ソレノイドインジェクタを使う場合には，リーク量の絶対値が少ないと共にそのばらつきも小さいため，経時劣化まで考慮して決められるポンプへの要求吐出量も少なくできる．従ってポンプ体格を小さくできると共に，ポンプが必要とする駆動トルクも低減できるため，車両としての燃費の向上にも貢献できる．図 7.2.6 はあるエンジンを対象とした時のポンプ必要吐出量を示している．新規構造インジェクタでは，静リークがないため特に低回転領域において必要吐出量が少なくなり，最大吐出量で比較すると従来比約半分でいいことが確認できた．

７．３　燃料ロバスト性向上

ここでは，リーク量の低減による燃料温度の低減効果，またその結果としての耐燃料ロバスト性についての評価結果を示す．図 2.2.2 には，バイオディーゼル燃料の燃料温度と誘導時間の関係について評価した結果を示している．誘導時間については２章２節で説明しているが，ある条件下で燃料の導電率が急変するまでの時間であり，燃料の酸化安定性を示す数値である．誘導時間が短いということは燃料劣化が早く進行することを示している．図 2.2.2 よりバイオ含有量，バイオの種類によって値は異なるが，燃料温度が高くなるに従い，急激に酸化安定性が低下し，劣化が促進されることがわかる．逆に考えると，燃料温度を下げることによって，燃料は安定し劣化しにくくな

るため，燃料デポジットなど燃料劣化を起因とする不具合は発生しにくくなるということである．図 7.3.1 には，インジェクタからのリーク燃料の温度を示す．この測定条件においては，インジェクタ構造差によるリーク燃料温度は約 90℃の差がある．90℃の温度差を図 2.2.2 に当てはめて考えると，新規構造では燃料安定性が約 100 倍向上しているといえる．

次に市場を想定したバイオ燃料耐久評価により，燃料に対するロバスト性の向上を確認した．評価条件を図 7.3.2 に示す．評価条件設定の詳細については文献 7.1 に示されているが，バイオ燃料が劣化しやすい市場での使われ方を考慮した条件となっている．具体的には，バイオディーゼル燃料の劣化は，一旦燃料を給油した後，車両内での燃料放置期間が長い乗り方が不利であると考え，年間 2 回の給油（タンク内放置 180 日）を想定した条件設定となっている．またエンジン停止中にデポジットが付着することを想定して，停止と作動を繰り返すモードとし，評価時間 750 時間が 15 年間走行相当となるように設定した．尚，全酸化（TAN）の市場最悪想定値は，0.25mgKOH/g を想定している．今回の評価は，基本的に第 7 章第 2 節で用いたものと同じ評価装置を用いた．但し，評価ベンチ内のタンク，配管類は，燃料への不純物の溶出等による燃料への影響を与えないように，ＳＵＳ製タンク，テフロンコートした配管を特別に準備して使用した．評価条件を図 7.3.3 に，評価結果を図 7.3.4 に示す．評価は全酸化が市場最悪想定値である 0.25mgKOH/g 及びそれを超える 0.30mgKOH/g となるまで継続し，これらを超えるタイミングで新燃料に交換した．いずれにおいても，従来構造では一定時間経過後に燃料デポジットを起因とする摺動不良により噴射量変化が発生しているのに対して，新規構造では 1600 時間まで評価したが問題ないこと，つまり燃料劣化に対してロバスト性が向上できていることが確認できた．

７．４　エンジン評価結果 (7.2)

噴射系単体でどんなに各種性能がよくても，その効果がエンジンで現れなければ意味がない．ここでは新規構造を採用したインジェクタが，最終的にはエンジンとしてどれだけうれしいかを評価した．エンジン評価は，北米に本社がある農建機メーカー：JohnDeere 社の協力を頂き実施した．評価は，図 7.4.1 に示す 9L 直列 6 気筒エンジン（ボア：φ118mm，ストローク：136mm）を用いて，北米アイオワ州の JohnDeere 技術センターにて，US EPA（アメリカ合衆国環境保護庁）の Final Tier 4 規制を満たすことを目的に実施された．使用した計測器は次に示す通りである．Nox 計測は，HORIBA 製の MEXA7000 シリーズの排気ガス計測装置を使用．PM 計測は，AVL 製の Smoke meter 415SE を使用．また燃料消費量は，AVL 製の Fuel meter：733S を使用している．

図 7.4.2 は，従来構造ソレノイドインジェクタを用いた噴射系を新規構造ソレノイドインジェクタを用いた噴射系に載せ替えた場合の NRTC モード（特殊ディーゼル車両用排出ガス規制のための過渡運転モード：Non-Road Transient Cycl）における排気特性を示している．実測値に対する累乗近似曲線を破線で示す．従来構造インジェクタの最高噴射圧力は 200MPa であるが，新規構造インジェクタでは最高噴射圧力 240MPa が使われている．また，高圧化の利点を活用するためにノズル噴孔仕様は，従来構造がφ0.178mm×６孔であるのに対して，新規構造ではφ0.162mm×６孔に小径化するという適合がされている．評価結果より，NOｘの特定領域だけではなく幅広い範囲において NOx-PM トレードオフが改善されていることが確認できた．特に NOｘが約 2.5g/kWh のポイントで見ると，PM が 50%程度低減しており，大幅な排ガス改善が達成できている．これは高圧化及び

噴孔径縮小により噴霧が改善（微粒化）されたことが１つの要因であると考えられる.

図 7.4.3 は，燃料消費量について示している．3 つのグラフは，１）従来構造噴射系で適合された場合，２）１）に噴射系のみ新規構造に載せ替えた場合，３）新規構造噴射系で最適適合した場合を示している．ここでの噴射圧力と噴孔仕様は，１）２）は 200MPa，φ0.178㎜×６孔．３）は 240MPa，φ0.162㎜×６孔にて評価を実施．評価は Final Tier 4 規制に合致するように NOｘ，PM は一定値以下となるように実施された．図 7.4.3 より噴射系を新規構造に載せ替えただけでも約 1%の燃料消費量低減効果が現れていることが確認できる．これはリーク燃料低減によるポンプ仕事低減効果によると考えられる．噴孔仕様を変えて噴射圧を上げ最適適合すると，約 3%の燃料消費量低減効果が引き出せることを確認できた.

これらエンジン評価結果より，新規構造インジェクタはインジェクタ性能が改善されるだけでなく，エンジンとしてもその効果が表れていることを確認することができた.

（参考文献）

7.1）山田幸一,” バイオディーゼル使用時のインジェクタデポジットの生成メカニズム”，自動車技術会シンポジウム 2013.1.17（電子版 PDF）

7.2）Shuichi Matsumoto,” 4th Generation Diesel Common Rail System:Realizing Ideal Structure Function for Diesel Engine”, 2013 SAE International 2013-01-1590（電子版 PDF）

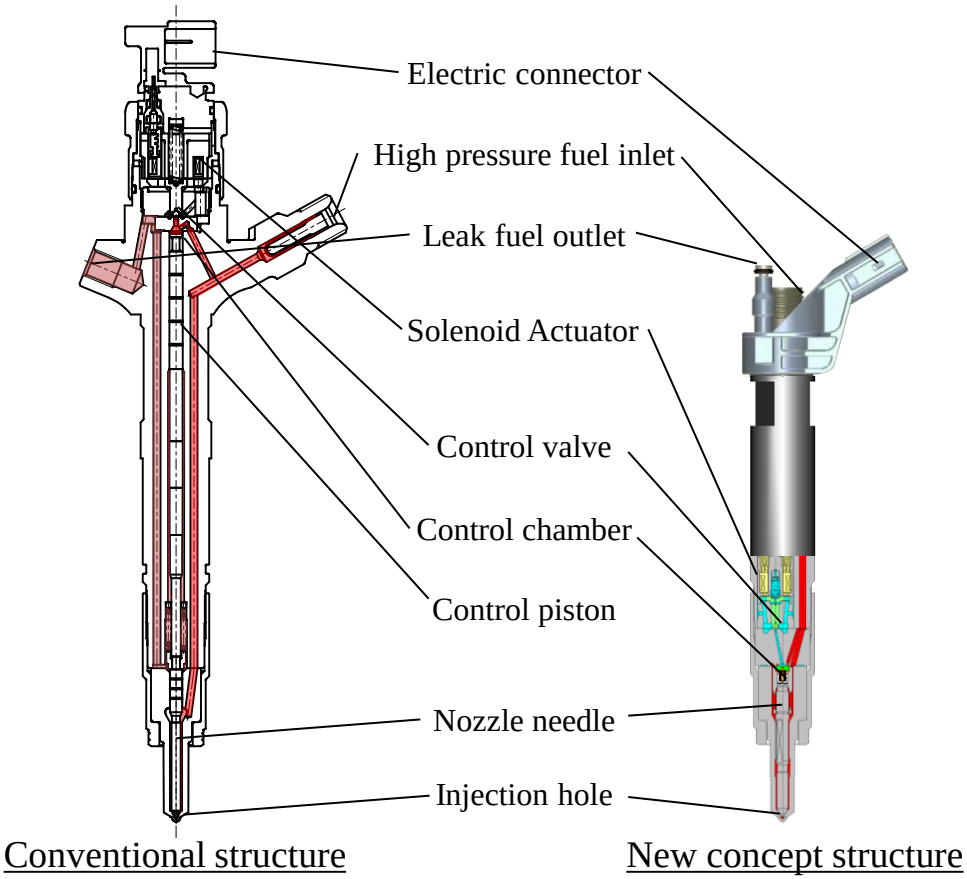


Fig.7.1.1 Injector structure

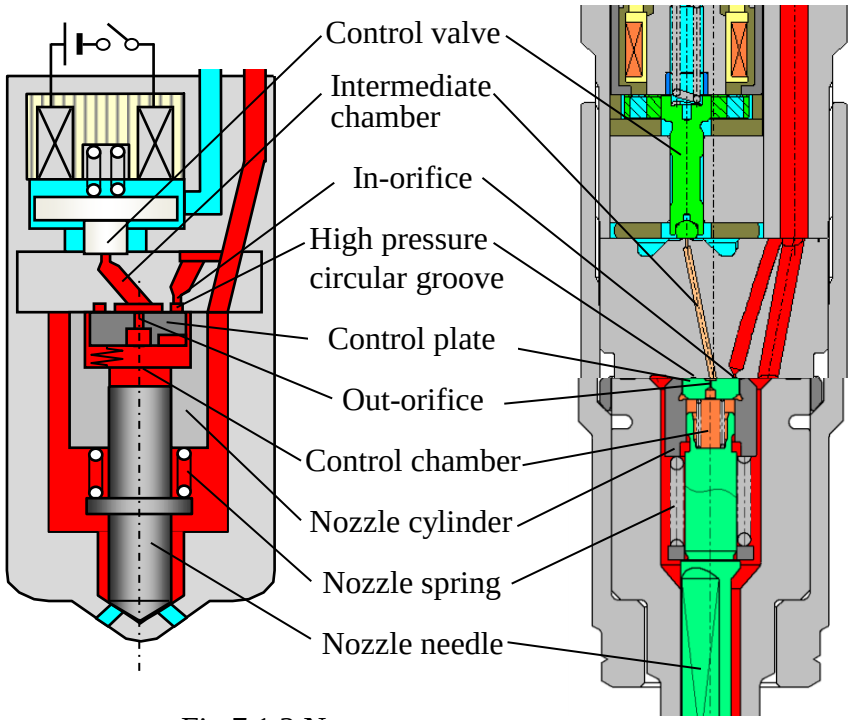


Fig.7.1.2 New concept structure

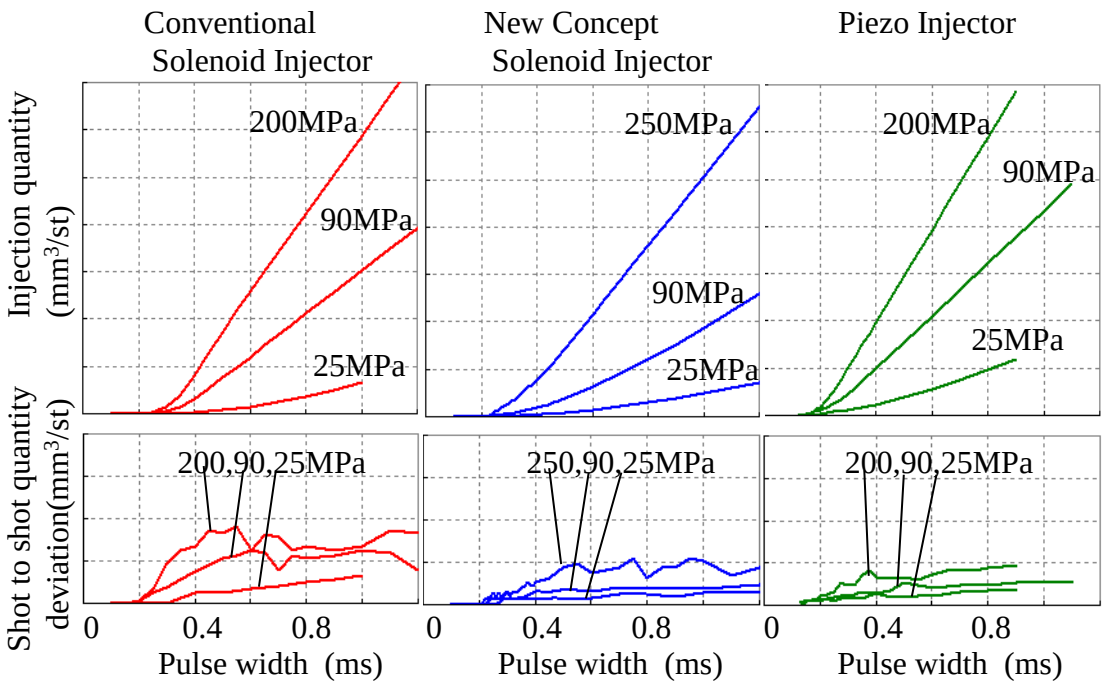


Fig.7.2.1 Injection quantity gain characteristics and
Injection deviation (shot to shot) characteristics

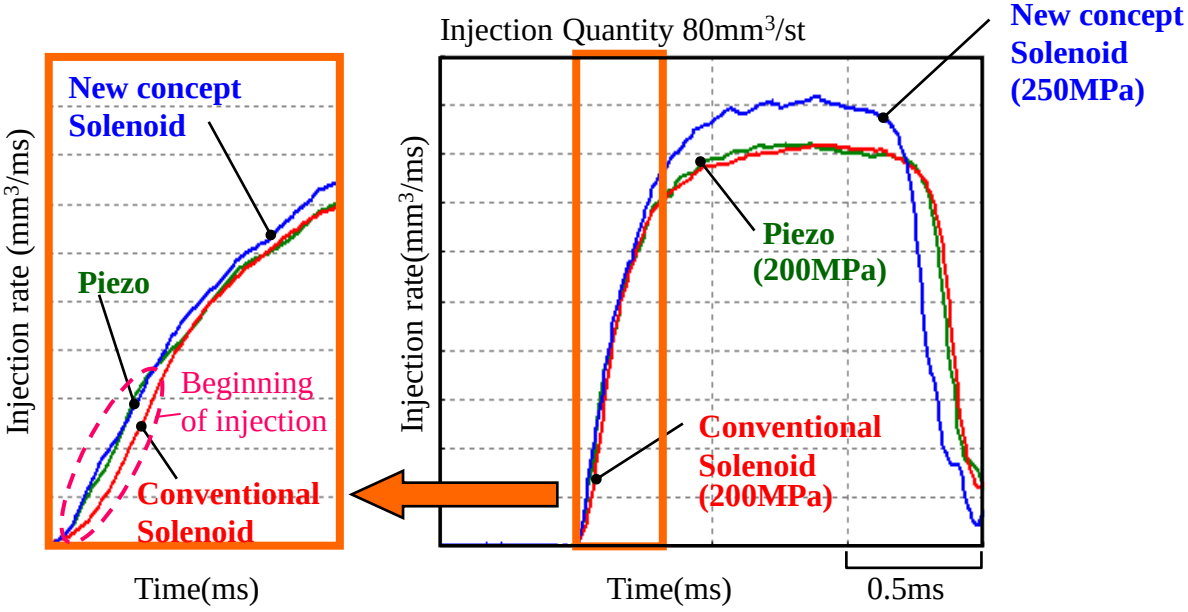


Fig.7.2.2 Injection rate

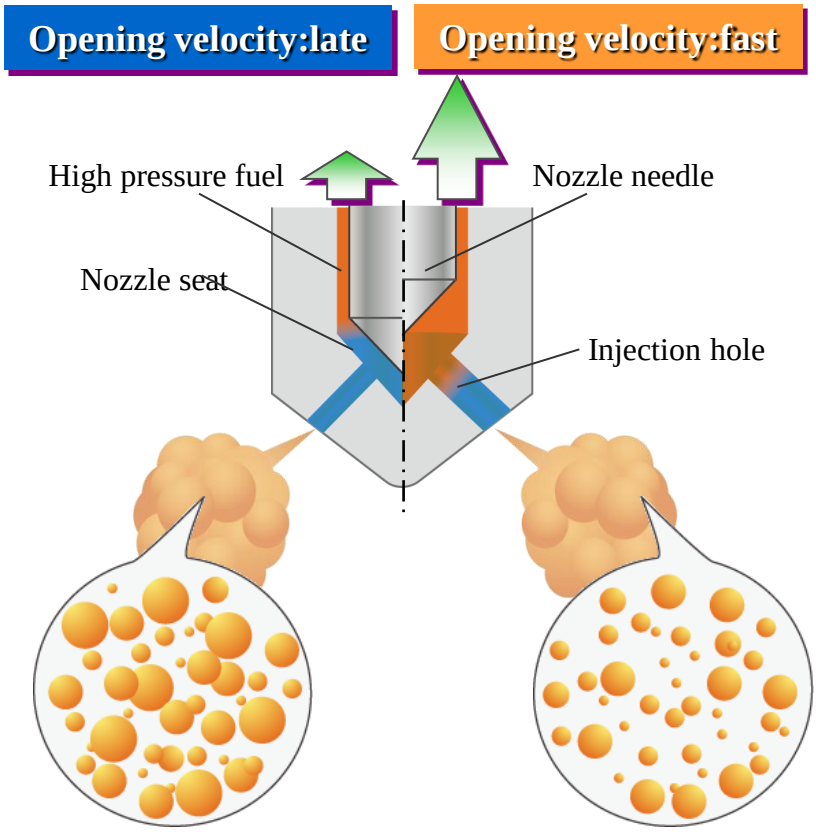


Fig.7.2.3 Affection of nozzle seat throttring on atomization

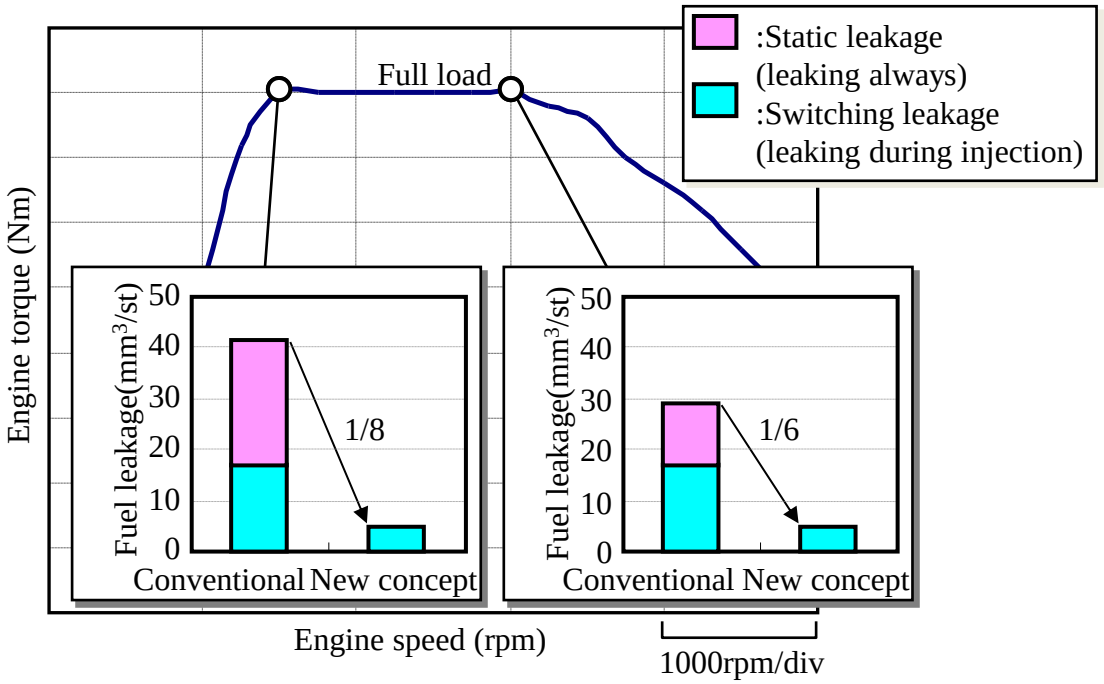
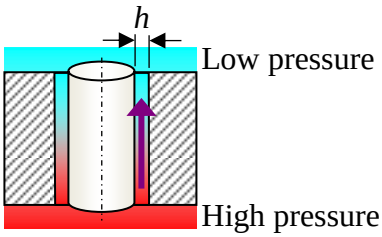


Fig.7.2.4 Fuel leakage

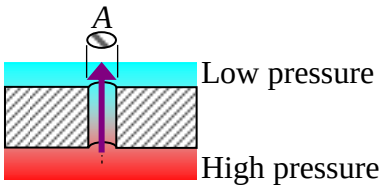
Static leakage

$Ql \propto h^3$ *Ql : leakage*
h : clearance



Switching leakage

$Ql \propto A$ *Ql : leakage*
A : orifice area



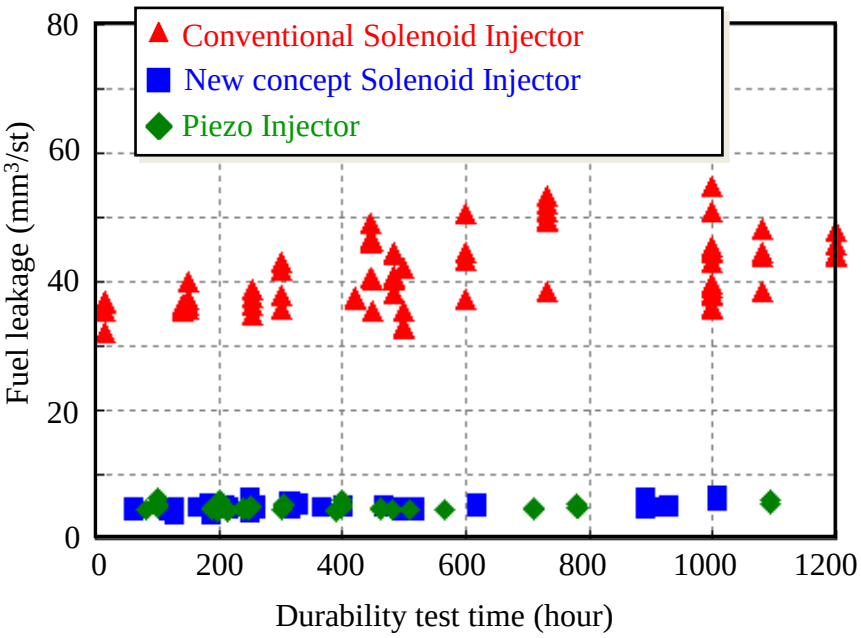


Fig.7.2.5 Durability test result of fuel leakage

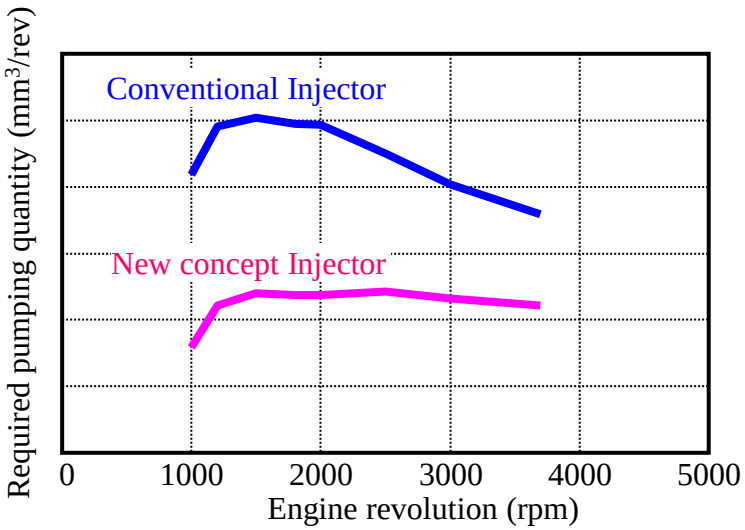


Fig.7.2.6 Required pumping quantity

Fuel temperature @tank	:40℃
Fuel pressure	:200MPa
Injection quantity	:40mm3/st

*Leakage temperature measure point
: 100mm from injector leakage outlet.

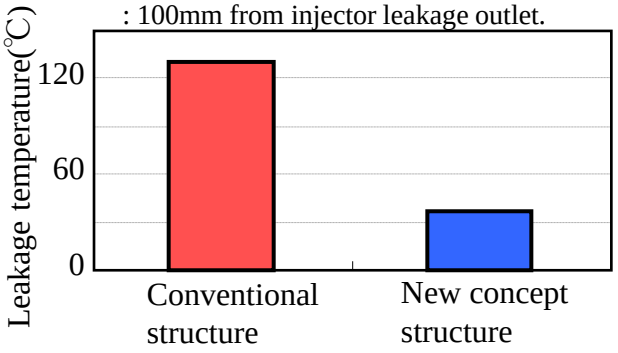
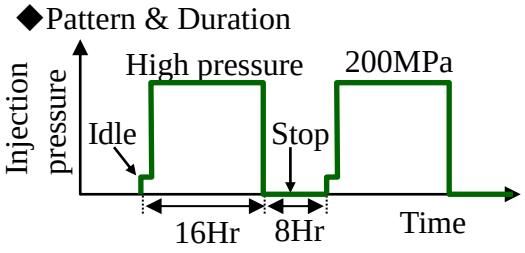


Fig.7.3.1 Leakage temperature



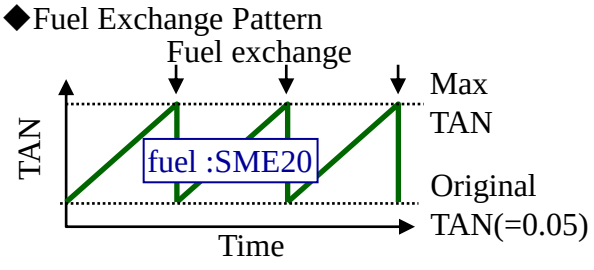


Fig.7.3.2 Test condition

Test condition
Pump speed：2000rpm
Fuel temperature：60℃
Idle condition：32MPa、8mm^3/st
High pressure condition：200MPa、40mm^3/st

Fig.7.3.3 Experimental condition

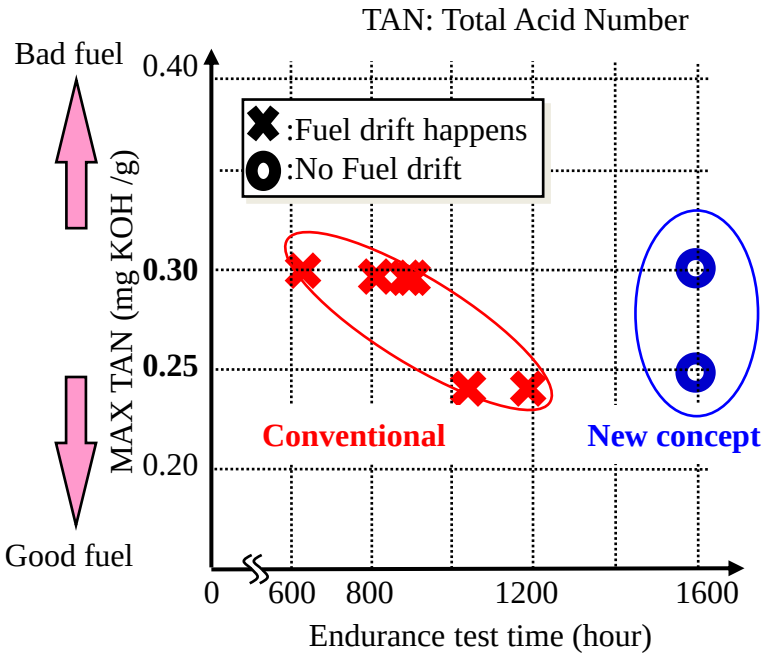


Fig.7.3.4 Rig test result

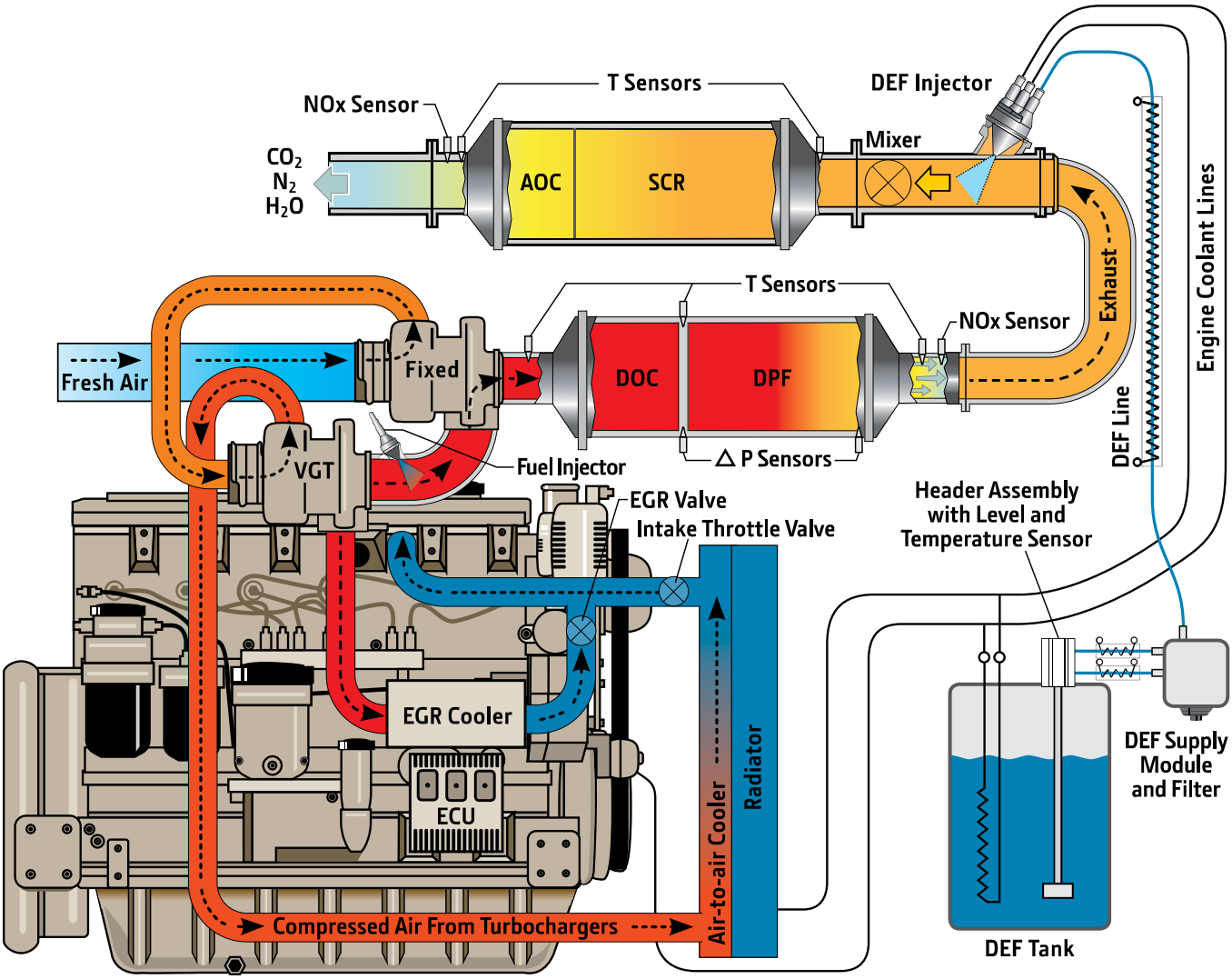


Fig.7.4.1 Engine for experimentation

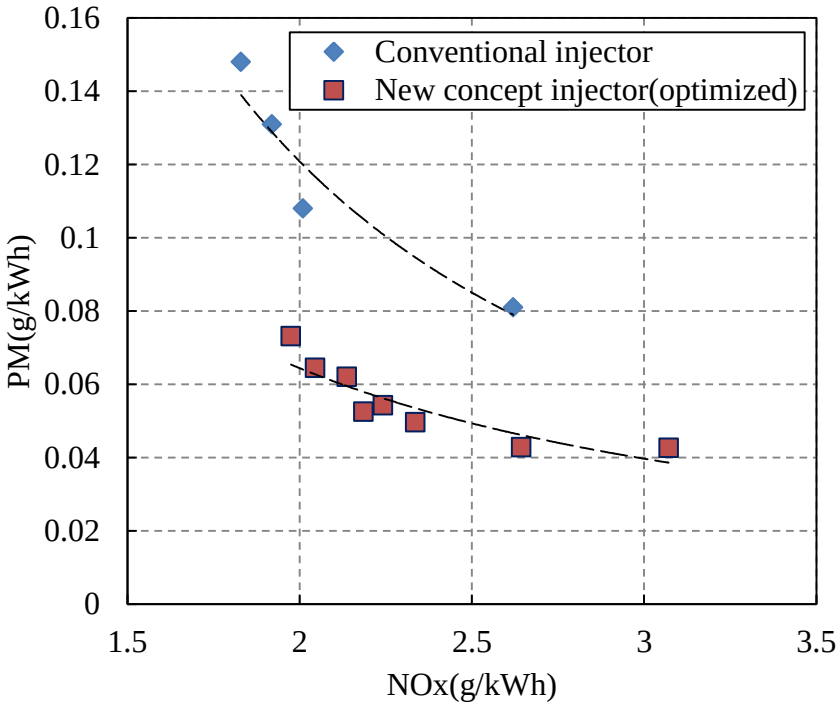


Fig.7.4.2 Emission test resul(NOx-PM trade-off)

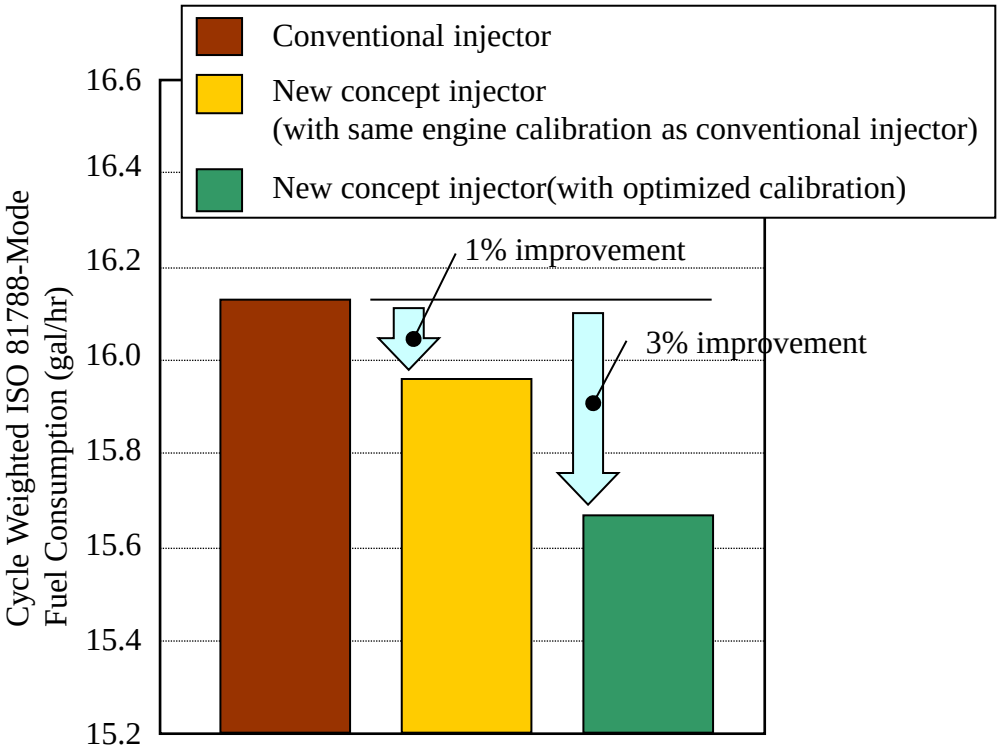


Fig7.4.3 Test result of Fuel Consumption

第８章　　結論（全体要約）

８．１　ディーゼルエンジンへの期待

近年の急激な地球環境悪化に対して，種々の地球温暖化対策が進められている．このような中，ディーゼルエンジンは燃費が良く，二酸化炭素の排出量が少ないため，地球温暖化防止に貢献する内燃機関として注目されている．1995 年にはディーゼルエンジンの性能を大きく左右する重要な部品である燃料噴射装置としてコモンレールシステムが開発され，幾多の改良が進められることにより，ディーゼルエンジンの性能向上に貢献している．先進国のみならず新興国でも，噴射装置におけるコモンレールシステム比率は増加しつつある．年々厳しくなる排出ガス規制，燃費規制に伴い，燃料噴射の更なる高圧化・高機能化のニーズがあり，コモンレールシステムもディーゼルエンジンの期待に応えて進化している．また，ディーゼルエンジンと相性の良いターボ技術の進歩，排ガス後処理技術の進歩など，ディーゼルエンジンの性能向上に貢献する技術開発も確実に進んでおり，ディーゼルエンジンへの期待は高まっている．

８．２　ディーゼルエンジン用燃料噴射装置の役割

ディーゼルエンジンでは，燃料を燃焼室内へ噴射し，空気と混合した上で自己着火させる必要がある．その性能を最大限に発揮させ，安定的に運転するためには，噴射量，噴射時期を適正にコントロールする必要があると共に，適切な噴霧を形成する必要がある．つまり燃焼室内空間に，微粒化した燃料分布を時間軸も含めて最適に配置することが求められる．最適な分布はエンジンの運転状態によっても異なるため，運転状態に応じて形成される噴霧状態を変える必要がある．燃焼室内での液体燃料の微粒化は，噴射圧力エネルギーを運動エネルギーに変換することにより実現される．通常燃料噴射装置は，燃料を昇圧するためのポンプ，燃料を燃焼室内に噴射するためのノズル，これらを接続する噴射管から構成される．この基本構成は，ディーゼルエンジンが開発されて以来現在も変わっていない．しかし，1995 年に開発されたコモンレールシステムと呼ぶ噴射装置では，ポンプとノズルをつなぐ噴射管の途中にレールと呼ぶ容器を追加配置するようになったこと，ノズルに噴射をコントロールするためのアクチュエータが追加されインジェクタと呼ばれるようになったことが大きな変化点である．

現在コモンレールシステムはますます厳しくなる排ガス，燃費等への要求にこたえるために，特に排ガス規制の厳しい地域，車種において主流になりつつある．そして市場からの更なるニーズに対応するために，コモンレールシステムの１つの構成要素であるインジェクタへの要求項目は非常に多い．

エンジン燃焼，つまり噴霧形成の観点からは，噴射の高圧化及びノズルニードル作動の高応答化が要求となる．これに加えて，世界中の様々な環境で継続的に使用されることを考慮した燃料ロバスト性向上，車両の燃費改善にためのエネルギーロス低減，ISS（Idle Stop and Start）への対応，エンジン搭載性向上のための小型化なども同様に重要である．ISS 対応で求められることは，エンジン再始動時の始動性確保である．このためにはエンジン停止中の燃料圧力維持が必要である．これらインジェクタへの要求を改めてまとめると，高圧化，高応答化，燃料ロバスト性向上，エネルギーロス低減の４つに大別できる．

本研究では，成果を普及させることを考え，一般的に広く普及している「1 個の ON-OFF ソレノ

イドアクチュエータ」を用いたコモンレールシステム用インジェクタを対象とした.

８．３　コモンレール用インジェクタの構造と作動，及び特徴

インジェクタの基本構造と作動について，図 1.2.10 を用いて説明する．この構造では，インジェクタ外部から制御される ON-OFF 制御弁の開閉により，制御室の圧力をコントロールし，ノズルニードル及びノズルニードルと当接し一体となって作動する制御ピストン上下の燃料圧力バランスを利用してノズルニードル及び制御ピストンを作動させている．コモンレールシステムでは，高圧燃料はポンプからレールを介して常時インジェクタまで供給されている．インジェクタにてノズルニードルを開閉することにより，高圧燃料の噴射を制御することとなる．噴射を開始するためには，ソレノイドに通電し制御弁を開弁することにより OUT オリフィスを通して制御室の燃料を排出する．この排出燃料を以降「動リーク」と呼ぶ．その結果，制御室圧力は低下し，ノズルニードルをノズルシート部に押し付ける力が低下する．制御室圧力がノズルニードルを押し下げる力が，ノズル室圧力がノズルニードルを押し上げる力より小さくなったときに，ノズルニードルが開弁し噴射が開始する．ソレノイドの通電を終了すると制御弁は閉弁し，制御室からの燃料の排出は停止する．その後も IN オリフィスより燃料が制御室に流入して制御室圧力は上昇し，ノズルニードルを押し下げる力が増加することによりノズルニードルがノズルシートを閉弁する方向に動き出す．その結果，最終的にノズルシートが閉弁し噴射が終了する．

インジェクタの構造比較を行う．原理的には，図 1.2.12 に記載している「直接駆動」の構造が最もシンプルな構造であり，噴射圧力が低いガソリンポート噴射用インジェクタはこの構造が一般的に用いられている．しかし，高圧燃料を取り扱う必要があるディーゼルエンジン用インジェクタにおいては，インジェクタ体格内に収容できるサイズのソレノイドアクチュエータでは駆動力が不足しているため，制御室の油圧を介してノズルニードルの開閉をコントロールする構造をとっている．また現在普及している図 1.2.10 に記載する構造では，摺動部クリアランスより常時発生しているリーク，静リークが２か所存在する．また，制御室圧を低下させるために制御弁開弁中は，高圧部から IN オリフィスを通って燃料が制御室に流入しており，制御室圧を低下させるために本来必要とされる以上の燃料を制御室から OUT オリフィスを通して排出する必要がある．これらの無駄をなくすためには，図 2.2.3 に記載の３WV を用いた構造が望ましい．

本研究では，前述したインジェクタへの要求である，高圧化，高応答化，燃料ロバスト性向上，エネルギーロス低減を実現するために，制御弁構造の最適化（３WV 機能の実現）及び静リークレスを目指すこととした．３WV 機能の実現により，動リーク低減（エネルギーロス低減）のみならず，制御弁が取り扱うリーク燃料を低減できるため，アクチュエータの駆動力余裕を得ることもできる．

また静リークは摺動隙間を常時流れる漏れであり，一般的な基本式では，リーク量は隙間の３乗及び圧力に比例する．しかしコモンレールインジェクタでは 100MPa 以上の圧力が使用されるために，圧力による隙間の増加（部材変形）が無視できない．図 3.3.2 に一般的な基本式で計算した結果，圧力による隙間の拡大を考慮した連成計算結果，実測結果を示す．連成計算結果と実測結果はほぼ一致しており，圧力の増加に伴い流量が大幅に増加することがわかる．また，燃料リークにより，燃料の持つ圧力エネルギーが温度エネルギーに変換されるために，燃料温度が上昇する．燃料

温度の上昇が燃料劣化をもたらすことは知られており，これらの観点からも，高圧化のために静リークを無くすことは必須とであると考える．

８．４　３ＷＶ機能の実現

３WV 機能を実現する，つまりアクチュエータの ON-OFF により制御室を高圧部か低圧部のいずれかに連通させるためには，アクチュエータの ON-OFF により，弁体を２つシートのいずれかにシートさせる必要がある．アクチュエータは低圧部に配置する，静リークを発生させる高圧-低圧間の摺動部はもたない，使えるアクチュエータは 1 個で ON-OFF 制御するもの，という前提の範囲内で検討すると基本構造として，図 5.2.1 に示す構造に収束する．これま量産化されてきたコモンレールインジェクタ用３WV も図 5.2.1 に示す構造を採用している（駆動力が大きいピエゾアクチュエータを用いたインジェクタで採用されている）．この構造において最も設計が難しいのは，シート配置，流路確保，駆動部配置と多くの機能が集中する低圧側シート部周りである．図 5.2.1 に示すように，シート径，孔径，ピン径の関係は，確実に「シート径＞孔径＞ピン径」である必要がある．現実的な条件で計算した場合，油圧負荷を駆動部ピンの座屈限界以下とするためには，ピン径がφ0.37 以上必要となる．結果を図 5.2.4 に示す．シート径が最小とできるこの場合でも油圧負荷は，計算上 116N となり，インジェクタ体格に収容できるソレノイドで発生できる最大駆動力（約 80N）を超えている．したがって，低圧部に配置した ON-OFF 制御するソレノイドアクチュエータ１個で静リークレス３WV を実現するためには，従来構造の延長上では答えが見当たらず，全く新しい発想で検討する必要がある．

そのため新しい発想で考えることとした．ここまでの検討から３WV の駆動は不可能であり，２WV 駆動しかできない．一方理想を実現するためには３WV が必要である．３WV は必要機能から考えると２つのシートを同じタイミングで開閉（一方を開き，一方を閉じる）できればよいということである．前記制約から考えると，アクチュエータでは直接１つのシートを開閉し，もう一方のシートをなんらかの方法で連動させることで実現できないかと考えた．この発想に立って再度現状の制御弁構造を見ると，図 5.2.5 に示すように，本来圧力を制御したい制御室以外にも，制御弁の開閉に伴って圧力が変化する部位があることがわかる．それは OUT オリフィスと制御弁シートの間である．この部位は，制御弁閉弁中は高圧であるが，開弁することにより低圧に変化する．また制御弁を閉弁することにより，ノズルニードル閉弁作動中は制御室と同じ中圧となり，ノズルニードルが閉弁後は再度高圧に戻る．この圧力変化を利用して，アクチュエータで直接駆動できない弁体を連動させることを検討した．

以下，図 1.2.10 に示す現状の制御弁（２WV）及び制御室の模式構造を基本として検討内容を図 5.2.6 を用いて説明する．①に制御弁が駆動していない状態を示す．この状態は噴射していない状態であり，燃料の流れは存在しない．噴射するためには，②に示すように制御弁を開くが，ここで理想と異なるのは，高圧部から IN オリフィスを通って燃料が制御室に流れ込んでくることである．これを防止するためには，高圧部から制御室へ連通する通路を塞ぐ必要がある．通路を塞ぐためには③に示すように，通路を塞ぐ部材（以下，プレートと記載する）が必要である．しかしプレートを配置するだけでは機能せず，高圧側圧力と制御室圧力の差に対抗する力，例えば③に記載しているスプリング力が必要となる．一方，噴射終了のために制御弁を閉弁し高圧部から制御室へ燃料を

導入するときにはこのプレートを開く必要がある．しかし③に示すように固定スプリングを設置すると，高圧側から制御室への通路は閉じられたまま開くことはない．ここで先述した OUT オリフィスと制御弁シート間の変化する圧力を利用することとした．制御弁開弁時には，この部位の圧力は低圧となるため，制御室の中圧とこの低圧の圧力差を利用して，高圧と制御室の圧力差によるプレートを開ける力に打ち勝ち，プレートを閉弁維持するのである．このために，④に示すように，まず OUT オリフィスをプレートに移動し，プレートの下流側が低圧になるようにした．さらにこの低圧部の面積を広げることにより，プレートに作用する，高圧，中圧，低圧のバランスを取り，制御弁開弁時に，プレートが閉弁維持できるようにした．この場合，制御室内のスプリングはプレート閉弁維持のための機能は不要となり，単にプレートを閉弁側に付勢させるだけの力があればよい．この状態から制御弁が閉じると，⑤⑥に示すように OUT オリフィスと制御弁シート間圧力は上昇し，制御室と同じ中圧となる．その結果プレートを閉弁方向に付勢する力がなくなるため，プレートは高圧部からの圧力で開弁し，高圧部から制御室への燃料流入が可能となる．以上にように，２WV である制御弁開閉により低圧側シートを直接開閉しつつ，この開閉に伴う OUT オリフィスと制御弁シート間の圧力変化を利用し，もう一方の高圧側シート開閉を連動させる構造案を見出した．この構造はアクチュエータで直接駆動するのは２WV であるが，全体として３WV の機能を備えており，実質的にはソレノイドアクチュエータにより圧力バランス弁を使わず３WV を実現できることになる．

８．５　３ＷＶ機能を活かしたインジェクタ設計検討

ここでは３WV 機能実現のメリットを活かし，インジェクタ全体の静リークレス化，250MPa までの高圧化，ソレノイドアクチュエータ及び制御弁のインジェクタボデー内への配置（＝ノズルニードル直上への配置，図 7.1.1 に示す）の実現を検討する．理由は以下に述べる複数のメリットがあるためである．メリットは，制御ピストン廃止による可動部質量低減による応答性向上，インジェクタ小型化によるエンジンへの搭載性向上，インジェクタ軽量化による車両燃費向上などである．ソレノイドアクチュエータは従来インジェクタ上部に配置していたためφ18 の体格が許容されていたが，ボデー内に搭載するためにはφ11 まで縮小する必要があり，駆動力も低下する．ソレノイドアクチュエータの駆動力は，体格断面積におよそ比例すると仮定し，ここでは駆動力低下を従来比 37%（＝112/182）としたが，３WV 機能の実現により制御弁が取り扱う燃料を低減できるため，実現可能であると考えた．計算結果を図 6.3.4 に示す．最大噴射圧を従来同等の 200MPa とした場合には，噴射圧力全域でノズル開閉弁速度を従来以上とすることができた．最大噴射圧力を 250MPa まで増加させた場合には 200MPa での開弁速度は従来構造比若干小さくなっているが，最大噴射圧でのノズルニードル開弁速度は従来構造より増加している．よって「性能悪化無く，250MPa の高圧化及びソレノイドアクチュエータのインジェクタボデー内への配置が静リークレスインジェクタにて実現可能」と考えた．尚，ここでの設計計算を行うために，インジェクタ作動に関する基本計算式を本研究において構築し，その計算式を用いて計算を行っている．

８．６　新しいインジェクタ構造検討

次に量産されることを考慮し，ここまで検証した結果を反映した具体的構造を検討した．概略図及び主要部分の構造を図 7.1.2 に示す．図 7.1.2 を見ると従来構造と比較して新規構造では，アク

チュエータ，制御弁，制御室をノズル直上のインジェクタボデー内に配置し，また制御ピストンも廃止することにより，非常にコンパクトな構造にできていることがわかる．新規構造ではノズルニードル上部が制御ピストンを介さず直接制御室に面していることにより，よりダイレクトに制御室圧力変化をノズルニードルの作動に伝達できる．制御ピストンがある場合には，制御ピストンの質量による応答遅れ，曲がりや軸方向弾性変形による応答遅れや共振にも配慮した設計が必要であったが，これらも不要となる．

８．７　評価結果

はじめに駆動時間に対する噴射量と噴射安定性（毎回噴射ばらつきの標準偏差）を，従来構造ソレノイドインジェクタ，新規構造ソレノイドインジェクタ，及び参考のためにピエゾインジェクタについて図 7.2.1 に示す．ピエゾインジェクタは，従来ソレノイドインジェクタと比較して 10 倍以上の駆動力を持つピエゾアクチュエータ及び制御弁をインジェクタボデー内のノズル直上に配置することにより，従来ソレノイドインジェクタと比較してより安定した高速噴射を実現している．それぞれ３つの噴射圧力について示しているが，新規構造ソレノイドインジェクタのみ最高圧力が 250MPa となっている．この結果より，新規構造ソレノイドインジェクタでは，250MPa という高圧まで噴射を実現していると共に，従来ソレノイドより安定したピエゾインジェクタ同等レベルの噴射が実現できていることが確認できた．

図 7.2.4 には２条件のエンジン運転点における燃料リーク特性を示す．リーク量はエンジン１サイクル当たりのリーク量を示している．エンジントルク同等ということはインジェクタの噴射圧力及び１サイクル当たりの噴射量が同等であることを示す．またエンジン回転数の違いは，噴射から噴射までの間隔の違い，つまり静リークが発生する時間の違いを示している．従って，ここに示すエンジン運転２条件においては，動リークに対しては同一条件であると言える．しかし常時発生している静リークは噴射から噴射までの時間に比例するために，１サイクル当たりの静リーク量で表現するとエンジン低回転ほど増加することになる．それぞれのインジェクタはそれぞれの最大噴射圧力で噴射しており，従来構造は 200MPa，新規構造は 250MPa である．しかし新規構造はノズルニードル開弁中に IN オリフィスが閉じられているために動リーク量が少なく，動リークは従来構造と比較して約 1/3 以下を実現できていることが確認できた．また，新規構造においては静リークがないため，特にニーズが高まりつつある低速高トルク領域において従来構造とのリーク量の差が顕著になる．この領域のトータルリーク量では，新規構造は従来構造比 1/8 以下を実現できていることを確認できた．

図 7.2.5 には，リーク量の経時変化を示す．静リークは，摺動部の隙間流れであり，隙間の 3 乗に比例するため，作動による磨耗等により隙間が増加することにより経時的に増加していく．またわずかなクリアランスの差の影響を受けるため，そのばらつきも大きい．従って従来構造ソレノイドインジェクタでは，経時的にリーク量が増加するとともにそのばらつきも増加する．これに対して，静リークのない新規構造ソレノイドインジェクタ及びピエゾインジェクタでは，経時的にリーク量は安定していることが確認できた．このように新規構造ソレノイドインジェクタを使う場合には，リーク量の絶対値が少ないと共にそのばらつきも小さいため，経時劣化まで考慮して決められるポンプへの要求吐出量も少なくできる．従ってポンプ体格を小さくできると共に，ポンプが必要

とする駆動トルクも低減できるため，車両としての燃費の向上にも貢献できる．

燃料劣化に関する耐久評価結果を図 7.3.4 に示す．耐久評価は使用燃料の全酸化が市場最悪想定値である 0.25mgKOH/g 及びそれを超える 0.30mgKOH/g となるまで継続し，これらを超えるタイミングで新燃料に交換して継続した．グラフの縦軸は燃料を交換した全酸化の値を示す．いずれにおいても，従来構造では一定時間経過後に燃料デポジットを起因とする摺動不良により噴射量変化が発生しているのに対して，新規構造では 1600 時間まで評価したが問題ないこと，つまり燃料劣化に対してロバスト性が向上できていることが確認できた．

８．８　まとめ

「1 個の ON-OFF ソレノイドアクチュエータ」を用いたコモンレールシステム用インジェクタの検討を実施してきた．従来構造ソレノイドインジェクタにおいては静リークをなくすことは困難であり，ポンプへの要求吐出量が増加することによる車両の燃費悪化，燃料の高温化によるシステム信頼性低下や燃料デポジットの懸念増加，高圧化への障害となっていた．一連の検討を通して改めて静リークの課題を明確にすると共に，創出した新規構造を採用することによりインジェクタの小型化，高応答化，高圧化，静リークレス，耐久性向上を同時に実現可能とした．これらインジェクタの性能向上を実測データにより確認すると共に，新規構造インジェクタを搭載したエンジン性能の向上も確認することができた．

謝辞

本研究は，金沢大学と株式会社デンソーとの協力で平成 24 年 4 月に創設された連携講座内において進めたものです．連携講座の設立に際しては，金沢大学　山崎光悦学長，金沢大学大学院　自然科学研究科副研究科長　森本章治教授，金沢大学大学院　自然科学研究科　榎本啓士准教授，株式会社デンソー研究開発１部　深谷直樹担当次長にご尽力いただきました．本連携講座は金沢大学大学院　自然科学研究科　システム創生科学専攻内におかれた先進自動車工学講座であり，株式会社デンソー内に客員教員を擁するものです．

本論文の作成にあたり，構成の御指導，御査読と御助言を賜りました金沢大学大学院　自然科学研究科　　榎本啓士准教授，金沢大学大学院　自然科学研究科　木村繁男教授，金沢大学大学院自然科学研究科　寺岡喜和准教授，株式会社デンソー研究開発 2 部　西島義明室長（自然科学研究科　客員教授），株式会社デンソーパワトレシス開発部　松井良彦担当係長（同　客員准教授）に心から感謝申し上げます．

著者は，株式会社デンソーにて，1995 年より 2014 年まで一部の期間を除きディーゼルエンジンコモンレール噴射システム用インジェクタの開発，設計に携わることができました．本研究は，その間の成果の一部をまとめたものです．このような機会を与えて頂いた，元株式会社デンソー　大森徳郎取締役副社長，元株式会社デンソー研究開発 2 部　黒柳正利担当部長，元株式会社デンソー研究開発２部　鳥谷尾哲也部長を始めとする皆様に感謝の意を表します．また，開発，設計の機会を与えて頂いたのみならず，その成果を本論文にまとめる機会を与えて頂いた，株式会社デンソー篠原幸弘常務役員に感謝の意を表します．

またエンジン評価においては,アメリカ JohnDeere 社の Mr. Mani Subramani,Mr.Charles Klose, Mr.Jason Schneider のご協力を頂きました．ここに感謝の意を表します．

すべての方々のお名前を記すことはできませんが，研究の遂行から論文の作成に至るまで多くの方々のご支援を頂きました，ここに感謝の意を表します．