

液体燃料中における衝突摩耗に関する研究

Study on Impact Wear in Liquid Fuels

1998年10月

学位論文：博士(工学)甲92

木下雅夫

# 目 次

|                          |    |
|--------------------------|----|
| 1. 緒論                    | 1  |
| 1.1 研究の背景                | 2  |
| 1.1.1 メタノールエンジンの開発動向     | 2  |
| 1.1.2 メタノールエンジン用燃料噴射弁の課題 | 3  |
| 1.2 従来の研究事例              | 7  |
| 1.2.1 液体燃料中の摩耗に関する研究     | 7  |
| 1.2.2 摩擦・摩耗試験に関する研究      | 8  |
| 1.3 本論文の研究内容             | 9  |
| 2. 液体燃料の性質               | 11 |
| 2.1 燃料噴射弁の動作環境           | 12 |
| 2.2 燃料のトライボ特性            | 12 |
| 2.2.1 燃料の組成と物性値          | 12 |
| 2.2.2 摩擦係数と耐荷重能          | 14 |
| 3. 燃料噴射弁の摩耗              | 35 |
| 3.1 オットータイプエンジン用燃料噴射弁    | 36 |
| 3.1.1 試験方法               | 36 |
| 3.1.2 燃料噴射弁の性能           | 36 |
| 3.2 ディーゼルタイプエンジン用燃料噴射弁   | 52 |
| 3.2.1 試験方法               | 52 |
| 3.2.2 燃料の種類と摩耗の関係        | 52 |
| 3.2.3 摩耗の抑制              | 54 |

|                          |     |
|--------------------------|-----|
| 4. 衝突試験                  | 73  |
| 4.1 衝突試験装置の製作            | 74  |
| 4.1.1 試験装置の構造            | 74  |
| 4.1.2 試験装置の性能            | 75  |
| 4.2 摩耗試験                 | 76  |
| 4.2.1 摩耗の経時変化            | 76  |
| 4.2.2 燃料の種類と摩耗の関係        | 76  |
| 4.2.3 EPMA 分析            | 77  |
| 4.3 接触電気抵抗の測定            | 78  |
| 4.3.1 接触電気抵抗と摩耗の関係       | 78  |
| 4.3.2 アルコール中の接触電気抵抗      | 79  |
| 4.3.3 パラフィン系炭化水素中の接触電気抵抗 | 79  |
| 4.3.4 衝突荷重と接触電気抵抗の関係     | 80  |
| 4.3.4 耐衝撃荷重能             | 81  |
| 5. 結 論                   | 115 |
| 参考文献                     | 118 |
| 謝 辞                      | 124 |

# 第 1 章

## 緒 論

## 1.1 研究の背景

### 1.1.1 メタノールエンジンの開発動向

#### (1) メタノールエンジン開発の背景と現状

アルコールは1973年の第一次オイルショックを契機に有力な石油代替エネルギーとして注目され始め、自動車メーカーでもアルコール燃料を使用できる自動車の研究・開発が活発に行われるようになった。特にメタノールは工業的に合成する事が比較的容易であり、実用性の高い石油代替燃料と考えられている。近年は都市部の大気汚染の問題から、石油代替燃料自動車の低公害性についても議論され始めた。その中でメタノール自動車は、石油代替および低公害の両面から期待のもたれている次世代車の一つであり、LNGやCNG車そして電気自動車とともに重要な位置を占めている<sup>(1)~(3)</sup>。現在、メタノール自動車の開発は世界各国で行われており、実用化に向けた技術蓄積が図られている<sup>(4)~(10)</sup>。

自動車用燃料として用いられているメタノールは、一般に純度99.8%の工業用メタノールであるが、これらのメタノールと無鉛でオクタン価90のガソリンをそれぞれ85vol.%と15vol.%の比で混合したM85燃料も用いられている<sup>(11)(12)</sup>。さらには、Flexible Fuel Vehicle (FFV) と称して、メタノールとガソリンの混合割合をセンサーで判定して、燃料噴射量や点火時期を混合割合に応じて最適化するメタノール自動車の研究も進んでいる<sup>(13)(14)</sup>。

メタノール自動車用エンジンには、ガソリン火花点火エンジンをベースにしたもの（以下オットータイプメタノールエンジンと記述）とディーゼルエンジンをベースにしたもの（以下ディーゼルタイプメタノールエンジンと記述）の2種類がある。

メタノールはガソリンよりオクタン価が高く、自着火しにくい燃料である。そのため、オットータイプメタノールエンジンでは、現状のガソリンエンジンに比較してノッキングが生じにくく、エンジンの高圧縮化を図ることができる<sup>(15)(16)</sup>。しかし、排気に関しては、HC、COおよびNO<sub>x</sub>濃度がガソリンエンジンと同程度である上に、低温時にアルデヒド濃度が高くなるという短所がある<sup>(17)(18)</sup>。

一方、ディーゼルタイプメタノールエンジンは、現状の軽油ディーゼルエンジンに比較して、燃焼温度が低いためにNO<sub>x</sub>が2分の1程度になる。また、炭素数の少ない含酸素燃料であるため、黒煙や粒子状物質をほとんど排出せず、排出ガスの清浄性が非常に高い。しかし、前述したようにメタノールのオクタン価が高い事から通常のディーゼル機関と同様の圧縮比で自着火させる事がむずかしく、火花点火・グロー点火・着火向上剤を使用する等の燃焼方式の検討が必要となっている<sup>(19)(20)</sup>。

## (2) メタノールエンジンの開発課題

メタノールエンジンの実用化へ向けた課題も次第に明らかになってきている。

吸排気バルブやピストンリングのように、燃焼ガスとエンジンオイルにさらされる環境で摺動する部品は、従来エンジンに比較して摩耗の進行が早い。エンジンオイルを調べてみると全塩基価の低下が大きく、オイルの劣化が進んでいる事がわかる。また、オイル中の鉄濃度や蟻酸の蓄積濃度も高い事から、蟻酸や水分等の燃焼生成物が腐食をもたらして、摩耗の進行を早めていると考えられている<sup>(21)~(24)</sup>。

また、燃料供給系にも問題が生じている。燃料噴射弁の燃料流量が次第に低下するため、エンジンの走行性能や排気を悪化させる。これは、メタノールがエンジンオイルとの親和性が低いためにオイルミストの洗浄能力が低くなってノズル噴口近傍に付着したデポジットが離脱しにくくなったり、噴射弁が摩耗して動作性能が悪化するためと考えられている<sup>(25)</sup>。

このように、メタノールエンジンでは、メタノールもしくはそれらの燃焼生成物がもたらす特殊な環境により、従来エンジンでは認められなかった現象が生じる<sup>(26)(27)</sup>。これらの現象は、特にトライボロジーの領域の問題が多く、メタノールエンジンの実用化を図る上で大きな課題となっている。

### 1.1.2 メタノールエンジン用燃料噴射弁の課題

#### (1) 燃料噴射弁の構造

燃料噴射弁は、エンジン回転に同期してエンジン筒内に燃料を供給する役割を果たしている<sup>(28)</sup><sup>(29)</sup>。オットータイプメタノールエンジンに用いられる燃料噴射弁の構造を図 1-1 に示す。燃料噴射弁は、エンジンに燃料の供給および遮断を行うための弁を持つノズル部と、その弁を動作させるためのアクチュエータを持つハウジング部に分けられる。ノズル部はバルブニードル(以下ニードルと記述)とバルブボディ(以下ボディと記述)で構成されている。ニードルは、その側面に設けられたニードルガイドがボディ内面に接して摺動する。そして、ニードルの先端部に設けられているシート面をボディと密着させて燃料の油密を保つ構造になっている。ハウジング部にはアクチュエータとして電磁ソレノイドが挿入されており、その電磁ソレノイドでバルブニードルを駆動する。ソレノイド内のコイルに通電すると電磁力が働いてバルブニードルを引き上げ、燃料をエンジンに供給する。通電を止めると電磁力の作用がなくなるため、アクチュエータ内のバネによりバルブニードルが押し下げられて、燃料が遮断される。このように、燃料噴射弁はバルブニードルの摺動により燃料流量を制御しているが、バルブニードルがバルブボディに衝突する時のシート面圧は数 GPa に達する。

## (2) メタノールエンジン用燃料噴射弁の研究課題

ガソリンならびにM85燃料を使用して、200時間のエンジン試験（ノズルの開閉回数は180,000回）を行った後のバルブニードルのシート面を示す<sup>(30) (31)</sup>。図1-2はその走査電子顕微鏡写真（Scanning Electron Microscope）である。ガソリンを用いた燃料噴射弁のシート面は加工痕が50  $\mu$ m程度の幅で消失しており、この部分でバルブボディと密着して燃料油密を保っている事がわかる。一方、M85の場合には、加工痕跡の消失した部分がガソリンよりはるかに広く、それらの面が波状に荒れている事がわかる。このように、ガソリンとメタノールは同程度の粘度であるにもかかわらず、メタノール燃料を用いるとガソリンを用いた場合には認められないような著しい摩耗が生ずる。

佐藤らは、メタノール車の実車耐久試験（120時間、バルブニードルの開閉回数は150,000回）後の燃料噴射弁のシート面の摩耗状況を調べている。そして、バルブニードルのシート面にクロム炭化物が脱落してディンプル状となっている損傷形態を見出し、その損傷はエンジン筒内からの吹き返しガス中の塩酸の混入によりメタノールの腐食性が強まるために生じたものと結論づけている<sup>(32)</sup>。

しかし、メタノールを作動流体として燃料噴射弁のみを単体駆動させた実験を行った場合でも、燃料噴射弁のシート面に著しい摩耗が見られる<sup>(31)</sup>。つまり、エンジン筒内からの吹き返しガスの影響がない系でも、メタノール燃料を用いると燃料噴射弁が摩耗する。この結果は、メタノール中に燃料噴射弁の摩耗を促進させる要因が含まれている事を示唆している。燃料噴射弁の摩耗がメタノールのどのような性質に由来するものなのかという疑問を明確にしておく事は、メタノールエンジンの開発を進める上で非常に重要である。

現在、一般的な自動車用燃料として用いられているガソリンはトルエン、キシレン、ペンタン、ヘキサン等の百余種の炭化水素が混合した液体である。一方、メタノールは炭素数1のアルキル基にOH基が加わった単組成の液体であり、その性質は種々の点でガソリンと異なる事が予想される。燃料噴射弁のシート面には数GPaの衝突応力が繰り返し加わるが、このような数GPaの衝突応力が繰り返し加わる系で、メタノールのどのような性質が大きく寄与して摩耗を促進させるのかという点を明らかにする事が本研究の課題である。

さて、燃料噴射弁のような工業製品を対象にした解析を行うためには、二通りの方法がある。実際に使用されている対象物を用いて解析を行う場合と、対象物の基本構造をとらえたシミュレート試験機を製作し、それらを用いて解析する場合とである。前者の場合には、そこで得られる結果を用いて対象物の改善・改良を直接的に行う事ができるが、一般にはそのような現実的な対象物は、現象の観察やそれらを把握するためのセンサの取付けが困難である場合が多い。後者は、対象物の基本特性や特徴を捕えておき、必要な情報が得られるような形であらかじめ試験機の構成

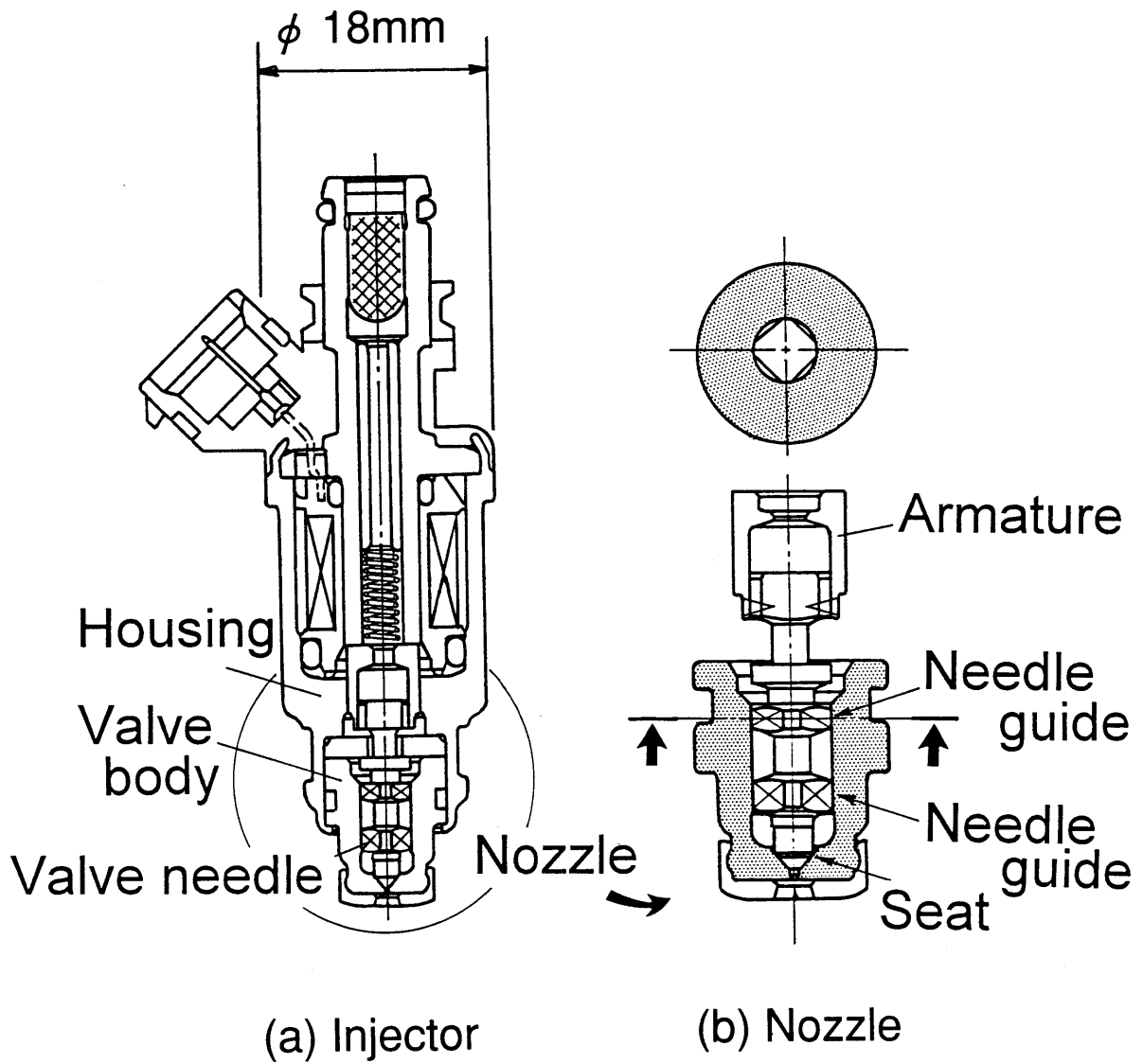
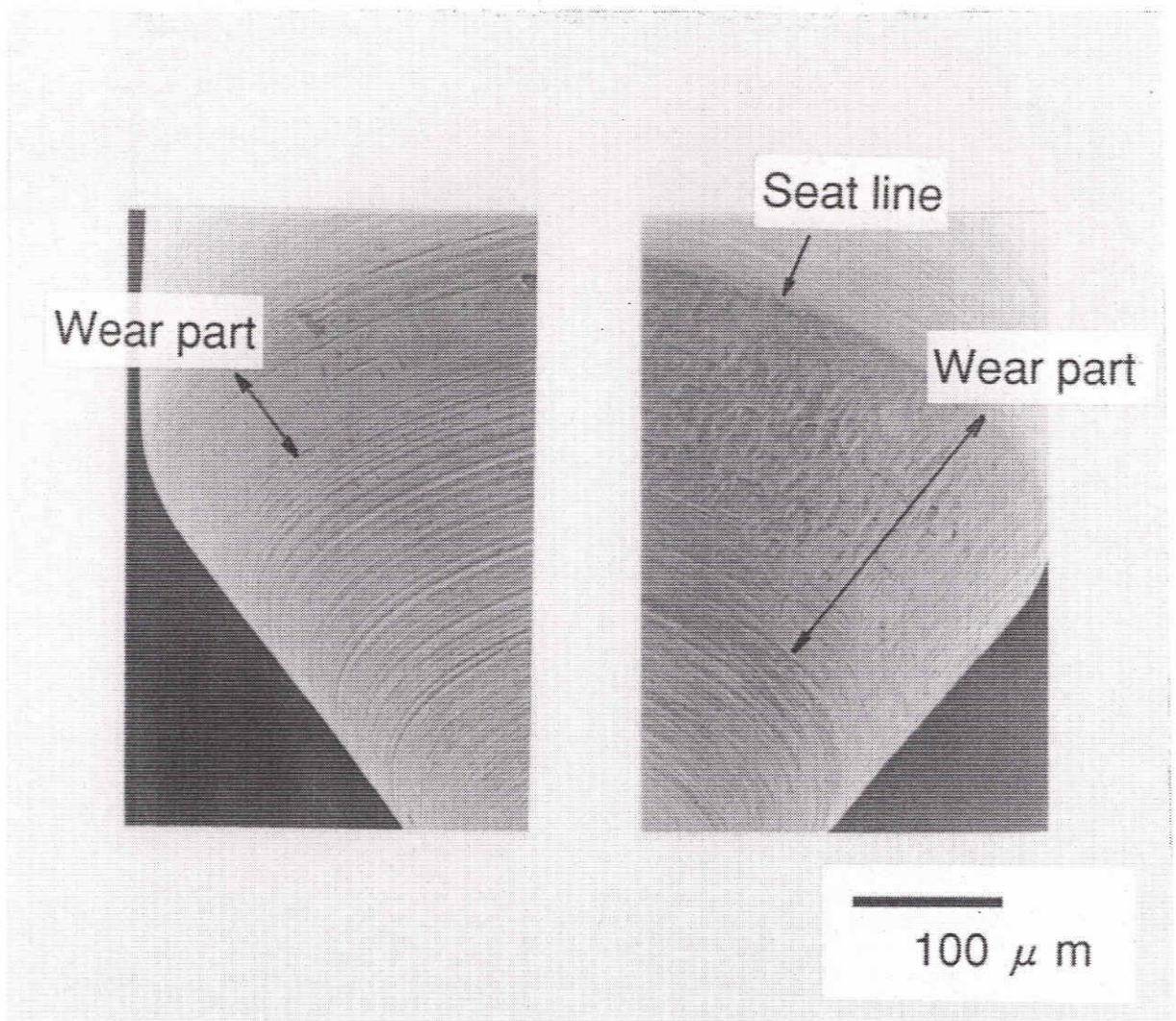


Fig.1-1 Schematic diagram of fuel injector





(a) Gasoline

(b) M85

Fig.1-2 Comparison of valve needle seat wear between gasoline and M85

を考えることができるために、現象の解析が詳細にできる利点を持つ。本研究の目的は燃料噴射弁の摩耗機構を明らかにする事であるが、燃料噴射弁を用いた実験のみでなく、衝突荷重が加わる系に生ずる摩耗現象をより広い観点から把握するために、対象物の基本構造を模擬した試験機を試作して、燃料中でのトライボ現象の解析を行う事を検討した。

## 1.2 従来の研究事例

### 1.2.1 液体燃料中の摩耗に関する研究

液体燃料やアルコール、炭化水素中で摩擦・摩耗現象を解析した研究事例について調べてみた。中島らは、ガソホールと呼ばれるガソリンとエタノールと水の混合燃料中で鋼 (SUJ2) のピン-オン-ディスク試験を行っている。ガソホール中のエタノール濃度を変化させるとエタノール濃度が20%の場合に摩耗が最も進行し、その原因がエタノール中に含まれる水の腐食作用による事を報告している<sup>(33)</sup>。矢作らは混合割合の異なるガソホール中にSUJ2を50日間浸し、燃料の混合割合とコロージョンポテンシャルの関係を調べて、中島らの実験結果を裏付けている<sup>(34)</sup>。Aguiarらは、エタノールにSUS440Cを5000時間浸す実験を行い、ステンレス鋼にも腐食が生じる事を報告している<sup>(35)</sup>。また、佐藤らはメタノールおよびガソリンに300ppmの塩酸を添加した溶液を用いてSUS440Cの腐食試験を行い、ガソリンに塩酸を添加した溶液よりメタノールに塩酸を添加した溶液の方が腐食が進行する事を報告している<sup>(32)</sup>。これらの研究結果は、アルコール中で腐食作用が進行しやすい事を示している。

また、Hibiらは、種々のアルコール中でSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>を用いて摺動試験を行っている。そして、非金属で腐食が進行しにくいSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>がアルコール中で摩耗する原因として、Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>の酸化やエステル化等のトライボケミカル反応を挙げている<sup>(36)</sup>。また、Bowdenは”Friction and Lubrication of Solids”の中で金属表面の境界摩擦現象を詳述しているが、アルコールは表面に対して物理吸着する性質を持っている事を指摘している<sup>(37)</sup>。

次に、アルコールおよび炭化水素の粘度-圧力依存性について調査してみた。M.D.HerseyやW.R.Jonesらは液体の粘度-圧力依存性を調べているが<sup>(38)</sup><sup>(39)</sup>、そのほとんどが潤滑油に関するものであり、アルコールや炭化水素に関する記述は見られなかった。化学便覧<sup>(40)</sup>にはメタノール、エタノール、プロパノール、トルエンの1GPaまでの粘度-圧力依存性が掲載されているが、その他のアルコールや炭化水素の粘度-圧力依存性に関するデータを得る事はできなかった。しかし、トルエンとメタノールは常圧下での粘性率が同程度であるにもかかわらず、1GPaではトルエンがメタノールの2倍以上の粘性率になっていた。この結果から炭化水素とアルコールとでは粘度-圧力依存性が大きく異なる可能性もあると考えられる。

以上の研究からは、①アルコール中では腐食が生じやすく、トライボケミカル反応や吸着作用

のような物理化学的な作用が働く事、②アルコールと炭化水素とでは粘度の圧力依存性が異なる可能性のある事がわかった。

### 1.2.2 摩擦・摩耗試験に関する研究

燃料噴射弁の摩耗現象を解析するための摩擦・摩耗試験機を試作する事を念頭において、摩擦・摩耗試験機および摩擦・摩耗試験試験法について調べた。

振り子試験機と四球試験機はよく知られた汎用試験機である。前者は、摩擦方向が変わる地点ですべり速度が0となり、周期の中央で最高速度になる往復型の試験機で、平均的な摩擦係数を測定する事ができる<sup>(41)</sup>。しかし、その摺動速度に制約がある上に、試験片が小さいために摩耗状況を評価する事は困難である。後者は曾田により開発された試験機であり、摩擦係数と潤滑剤の耐荷重能を測定できる<sup>(42)</sup><sup>(43)</sup>。摩耗の進行にともなって面圧が減少するという短所はあるものの、摩耗痕直径という指標により摩耗の程度も比較的容易に評価できる。Griggらは四球試験機を用いてディーゼルエンジン用燃料噴射ポンプの摩耗を抑制するための燃料添加剤の研究<sup>(44)</sup>を行っている。

その他の摺動試験機としては、pin-on-disk型<sup>(34)</sup><sup>(35)</sup>や、cylinder-on-cylinder型<sup>(45)</sup>、ball-on-cylinder型<sup>(46)</sup>～<sup>(48)</sup>、three ball-on-disk型<sup>(49)</sup>等を挙げる事ができる。試験片にシリンダやボールを用いると高い面圧条件の実験を比較的容易に行う事ができる。また、岡部らははずみ車を利用した定速度すべり試験機を開発して、種々の粘度の液体の境界摩擦係数を測定している。そして、試料間に金属接触が生じる境界潤滑域で試験を行った場合でも、摩擦係数は粘度の増加にともなって小さくなり、液体の流体力学的荷重支持能力が境界潤滑域でも現れる事を示している<sup>(50)</sup><sup>(51)</sup>。

次に、衝撃荷重が加わる条件でトライボ現象を解析した研究例を挙げる。

土屋らは、クランク機構を利用してモーターの回転運動を往復運動に変換し、鋼球を試験片に繰り返し衝突させる装置を試作している<sup>(52)</sup>。衝突荷重は、装置に取り付けたカウンタバランスウエイトにより変えられるようになっており、衝突荷重を圧電型ロードセルで測定できるようにしている。さらに、この装置を用いて硬質被膜の剥離性を評価している。加藤らは繰り返し衝撃の加わる装置を試作して、セラミックスと金属の組み合わせにおける表面層の剥離による疲労摩耗の問題を解析している。試験装置は、揺動部の先に先端形状の異なるピンが取り付けられていて、それらがセラミックス製のディスクに繰り返し衝突するようになっている<sup>(53)</sup><sup>(54)</sup>。今戸らは、塑性加工の過程で衝撃的な荷重を受ける潤滑油の挙動を調べるために、玉軸受けで支えられたアームの先端に鋼球を取付け、その鋼球を試料油を塗布した試験片に自由落下させる実験を行っている<sup>(55)</sup>～<sup>(59)</sup>。そして、鋼球と試験片間の接触電気抵抗を測定する事により<sup>(60)</sup><sup>(61)</sup>、衝突時の試料油の挙動を解析している。また、Larssonらも潤滑油を塗布したガラス板の上に金属球を自由落下させ

る実験を行っている。潤滑油に単色光を当てる事により、衝突過程での干渉縞の変化を高速ビデオカメラで撮影して、液膜厚さの変化を光学的に測定している<sup>(62)</sup>。

また、往復運動をしている物体に運動方向と垂直な荷重を周期的に加えられるようにした装置を用いて、摩擦力を解析した研究も見られる。坂本らは、スティックスリップの発生するピン-平面接触部に0.001～10Hzの正弦波振動を加えて、摩擦力の変化する様子を調べている<sup>(63)～(65)</sup>。Ludemaらは、繰り返し摺動する部材にセラミックス球を押しつけ、サーボ弁を用いてその摺動速度と押しつけ力を周期的に変化させる装置を製作し、セラミックスの摩擦機構を調べている<sup>(66)</sup>。さらに、衝撃荷重が加わる系の力学的な挙動や摩擦摩擦現象を総括したものにEngelや茶谷の著書がある<sup>(67) (68)</sup>。

このように、現在までも各種試験機を用いた摩擦・摩擦に関する研究が多数なされてきている。しかし、燃料噴射弁の摩擦現象を解析する上で必要と考えられる“数GPa程度の応力が繰り返し衝突する系における液体燃料のトライボ特性”を解析した研究事例は認められなかった。

### 1.3 本論文の研究内容

本研究の目的は、メタノールを用いた場合の燃料噴射弁の摩擦機構を明らかにする事である。そのためには、燃料噴射弁のように数GPaの衝撃的な応力が繰り返し加わる系において、腐食・トライボケミカル反応・吸着・粘度の圧力依存性等の摩擦要因の中で、どの要因が最も大きく作用するのかという点を明らかにする必要がある。本研究では、燃料噴射弁の動作性能や摩擦状況を評価する試験を行うとともに、燃料噴射弁の摩擦現象をシミュレートできる衝突試験装置を製作している。この装置は液体中で鋼球を平板に繰り返し衝突させて、鋼球と平板の摩擦状況ならびに鋼球と平板間の接触電気抵抗を測定できるようにしたものである。本装置により、燃料噴射弁を用いた試験とは異なった観点から液体燃料中の衝突摩擦現象を解析できるようにした。

第2章では、まず、液体燃料の性状ならびにトライボ特性について述べる。燃料噴射弁の動作環境を明確にするとともに、振り子試験機と四球試験機を用いて、種々の液体燃料の摩擦係数と耐荷重能を測定する。また、油性剤と極圧剤をそれらの燃料に添加した場合の影響についても評価する。

第3章ではメタノールエンジンの燃料噴射弁の摩擦状況を報告する。メタノール燃料を用いると燃料噴射弁にどのような摩擦現象が生じるのか、そして、燃料噴射弁の摩擦が噴射弁性能にどのような影響を与えるのかという点をまとめる。さらに、燃料の種類を変えた時の燃料噴射弁の摩擦状況の違いから、燃料噴射弁の摩擦要因を検討する。また、燃料添加剤・材質・表面処理等の摩擦抑制効果についても言及する。

第4章では、衝突試験装置を用いた実験の結果を報告する。はじめに衝突試験装置の構造や性

能，また，この試験装置でどのようなトライボ特性を解析するのかという点について述べる．次に，この装置を用いてメタノール，エタノール，ガソリン中で試料の摩耗状況を評価する．燃料の種類の影響や摩耗面の形態，表面分析の結果を示すとともに，燃料噴射弁の摩耗状況と比較する．さらに，衝突する部材間の接触電気抵抗を測定して，接触電気抵抗と摩耗との関係を調べる．そして，衝突荷重と接触電気抵抗の関係から得られる特性曲線を利用して，衝突荷重が加わった場合の燃料の耐荷重能を指標化する事を試みる．

最後に第5章では，全体の検討結果をまとめて，メタノールを用いた場合の燃料噴射弁の摩耗機構を総括する．

## 第 2 章

### 液体燃料の性質

## 2.1 燃料噴射弁の動作環境

燃料噴射弁を駆動した時に、燃料にはどの程度の圧力がどの程度の時間加わるのかという点を明確にしておくため、燃料噴射弁の動作条件をまとめた。

図2-1にオットータイプメタノールエンジンの燃料噴射ノズルの構造を示す。ニードル、ボディともステンレス鋼(SUS440C)を用いており、その硬度はHRC60程度である。一般的なオットータイプエンジンでは吸気管に燃料を噴射するため、燃料圧力は最大でも0.3MPaである。ノズルのシート角は90度、シート直径は2.4mmで、ニードルを7.8Nのばねで押さえている。ニードルは電磁アクチュエーターで駆動しているが、その質量は0.27gであり、ニードルがボディに衝突する直前の速度は0.5m/sに達する。ノズル閉弁時の衝突荷重は600～700Nで、シート面圧は2.1～2.5GPa程度になる。ノズル温度は最高で100℃程度になるが、燃料が噴口から噴出しているため、燃料噴射弁が作動している時の燃料温度は最高でも50℃程度である。

図2-2にディーゼルタイプメタノールエンジンの燃料噴射ノズルの構造を示す。ニードルにはタングステン系高速度鋼(SKH2)、ボディには構造用鋼(SCM420)を用いており、両者の硬度ともHRC60程度である。ディーゼルタイプエンジンでは燃料をエンジン筒内に噴射するため、燃料圧力はオットータイプエンジンより高く、20～50MPa程度である。ノズルのシート角は60度、シート直径は2.7mmで、ニードルを100Nのばねで押さえている。ニードルの駆動は燃料圧力を利用しているが、ニードルの質量は0.37gあり、ニードル閉弁時の最大速度は1m/sに達する。そのため、シート面に加わる最大荷重は1600～2000Nで、シート面圧は3.8～4.8GPa程度になる。ノズル温度は最高で180℃程度になるが、燃料が噴口から噴出しているため、燃料噴射弁が作動している時の燃料温度は最高でも70℃程度である。オットータイプメタノールエンジン用ノズルとディーゼルタイプメタノールエンジン用ノズルの諸元を表2-1にまとめた。

## 2.2 燃料のトライボ特性

### 2.1 燃料組成と物性値

本研究に用いた燃料の物性値を把握しておくため、それらのデータをまとめた。

本研究では、炭化水素燃料としてガソリンと軽油、アルコール燃料としてメタノール・エタノール・プロパノールを用いている。また、ガソリンの基本特性を把握する目的で、ペンタン・ヘキサン・ヘプタン・オクタン・ヘキサデカンのパラフィン系炭化水素を使用した。これらの燃料の分子構造、動粘度<sup>(69)</sup>、分子量、沸点<sup>(69)</sup>、比誘電率<sup>(70)</sup>を表2-2に示す。多成分組成のガソリンと軽油の粘度と比重は物性表等には明確な値が記述されおらず、ウベローデ粘度計と浮き秤比重計で測定した値を示した。本研究に用いたガソリンは無鉛レギュラー仕様のLFT-3Aと呼ばれる規格品である。図2-3にガスクロマトグラフィーで測定したLFT-3Aの成分組成を示す。組成比

が5vol.%を越える主要な成分は、トルエン18vol.%、o-キシレン13vol.%、i-ペンタン7vol.%、i-ヘキサン6vol.%である。また、本研究に用いたアルコールおよびパラフィン系炭化水素は一級規格の試薬であり、それぞれの純度はメタノールが99.8%、エタノールが99.5%、プロパノールが98%、ペンタンが97%、ヘプタンが98%、ヘキサンが95%、オクタンが98%である<sup>(71)</sup>。

25℃の時の燃料の動粘度を図2-4に比較した。ガソリンの動粘度は $0.5 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 、メタノールは $0.68 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ である。これらの粘度はパラフィン系炭化水素ではヘキサン(C<sub>6</sub>H<sub>14</sub>)とオクタン(C<sub>7</sub>H<sub>16</sub>)にそれぞれ相当している。一方、メタノールに炭素が一つ加わったエタノールでは動粘度が $1.37 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ にまで増加する。また、軽油の動粘度は $3.6 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ で、パラフィン系炭化水素ではヘキサデカン(C<sub>16</sub>H<sub>34</sub>)に相当している。

これらの燃料が噴射弁のノズルシートの摩耗状況に差をもたらす要因として、①粘性、②気相化の容易性、③境界潤滑性、④腐食性等が考えられる。それぞれの要因に関する物性値を比較してみた。

粘性に関しては、粘度の温度依存性や圧力依存性を調べる必要がある。メタノールとガソリンの粘度の温度依存性を図2-5に示す。ガソリンに関しては一般的なデータが公表されていないため、その主要成分であるヘキサン、オクタン、トルエンのデータで代用した<sup>(69)</sup>。アルコール、パラフィン系炭化水素とも、炭素数の増加にともなって曲線の勾配が大きくなる傾向が認められる。しかし、メタノールとオクタンあるいはトルエンの間には粘度の温度依存性に対する差はみられなかった。この結果からは、メタノールとガソリン間では粘度の温度依存性がほとんどない事が推測される。さらに、メタノールとガソリンの粘度の圧力依存性について調べてみた。粘度の圧力依存性が明確になっている液体は非常に少なく、ガソリンならびにパラフィン系炭化水素に関しても公表されたものはなかった。図2-6にはメタノール、エタノール、プロパノールとトルエンの常圧から1GPaまでの粘度-圧力依存性を示してある<sup>(40)</sup>。アルコールに関しては、炭素数が増えるに従ってその曲線勾配が大きくなる様子がわかる。一方、トルエンはメタノールと常圧下での粘度が同程度であるにもかかわらず、1GPaではトルエンはメタノールより一桁大きな粘性率になっている。この結果は、メタノールとガソリンとでは粘度の圧力依存性が大きく異なる事を予想させる。

キャビテーションが発生したり、ノズル温度が上昇したりして燃料の一部が気化するとノードルとボディとの固体接触の割合が高くなって摩耗が促進する事が考えられる。燃料の沸点を比較した結果を図2-7に示す。メタノールの沸点は64℃であるが、ガソリンは30℃から210℃までの広い範囲の留分を持っている。この結果は摩耗原因として燃料の気相化の容易性を考慮する必要がある事を示している。

境界潤滑性を指標化した物性値を示す事はむずかしいが、とりあえず分子量と比誘電率を比較



してみた。図2-8は線図上に分子量を比較した結果である。メタノールとエタノールの分子量は50以下である。一方、ガソリンの分子量は100程度あり、ヘキサンやオクタンに近く、メタノールとガソリンの分子量は大きく異なっている。図2-9は比誘電率を比較した結果である。極性を持つメタノールとエタノールは20～30と大きく、ガソリンやヘキサンの炭化水素は2前後である。極性の大きな液体では表面との間に吸着作用が働くために境界潤滑性が良好になったり、電気化学的な現象が生じて腐食作用が働く事が知られている。

## 2.2.2 摩擦係数と耐荷重能

汎用試験機である振り子式摩擦試験機と四球試験機を用いて、本研究に用いた燃料のトライボ特性を比較してみた。表2-3に振り子式試験機と四球試験機に生ずる荷重、接触圧力、摺動速度をまとめた結果を示す。また、図2-10は燃料噴射ノズルに加わる接触圧力と、振り子式試験機と四球試験機の接触圧力を線図上で比較した結果である。非定常な衝突現象と定常な摺動現象という大きな違いはあるものの、ノズルシート面には四球試験と同等レベルの面圧が加わる事がわかる。

### (1) 境界摩擦係数の測定

図2-11に振り子試験機を用いてガソリンと軽油、オクタンとヘキサデカン、メタノールとエタノールの境界摩擦係数を測定した結果を示す。摩擦係数の測定結果にばらつきがみられたために最大値、最小値、平均値の3点を記載した。ここでは、それぞれの液体の25℃における動粘度との関係をまとめてある。参考データとして、試験機の容器内に燃料を入れずにドライの状態で行った時の摩擦係数を点線で示した。オクタンとヘキサデカンの摩擦係数はドライの状態と同等レベルであり、パラフィン系炭化水素の潤滑性が非常に悪い事がわかる。ガソリンと軽油の摩擦係数は0.3前後で、単一組成のオクタンとヘキサデカンよりずっと小さい値を示す。一方、メタノールとエタノールもガソリンと同程度の摩擦係数であった。しかし、エタノールはメタノールより粘度が大きいにもかかわらず、メタノールより摩擦係数が大きくなっている。これはメタノールがエタノールより極性が大きく、表面への吸着作用が強く働いているためと考えられる。

### (2) 耐荷重能の測定

次に、ガソリンと軽油およびメタノールとエタノールの耐荷重能を曾田式四球試験機を用いて測定した結果を示す。試験は常法に従い、回転速度200rpm（すべり速度12cm/s）で規定の油圧負荷毎に1分間行った。鋼球は各負荷毎に交換した。摩擦係数の測定結果を図2-12に、鋼球の摩擦痕跡を図2-13に示す。エタノールを用いた場合には3.2GPaで摩擦係数が急激に増加して焼付きに至り、メタノールでは3.5GPaで焼付きが生じた。また、ガソリンは4.5GPa、軽油は5.5GPaでそれぞれ焼付きが生じた。このようにメタノールとエタノールのアルコールはガソリンに比較して耐荷重能の小さな燃料であることがわかる。オクタンとヘキサデカンの測定も同様に行ったが、摩

擦係数が非常に大きくて両者とも初期圧である 2GPa で焼付きが生じてしまった。

### (3) 燃料添加剤の影響

境界潤滑を改善するための添加剤として、油性剤と極圧剤が上げられる。前者は境界潤滑域での摩擦係数を下げる役割を、後者は液体の耐荷重能を補完する役割を果たす。

油性剤の効果を見るため、その代表的な性質を持つオレイン酸をメタノールに添加してみた。図 2-14 はメタノールにオレイン酸を加えた時の摩擦係数の変化を振り子式試験機で調べた結果である。メタノールに 0.01wt.% のオレイン酸を添加しただけで、摩擦係数が 0.3 から 0.15 へと半減した。さらにオレイン酸の添加量を増やしてみたが、摩擦係数はそれより著しく下がらなかった。さらに、オレイン酸を添加した時の摩耗の抑制効果を四球試験機で確認してみた。その結果を図 2-15 に示す。オレイン酸の添加により摩耗が抑制できる事が確認できた。しかし、摩耗の抑制効果は 1wt.% 程度で飽和した。

次に、リン酸トリメチルをメタノールに 1wt.% ならびに 10wt.% 添加して、極圧剤の効果を四球試験で調べてみた。その結果を図 2-16 に示す。図中には比較のためにメタノール、ガソリン、軽油の摩擦係数を併記した。リン酸トリメチルを 1wt.% 添加しても摩擦係数の違いとなつては現れなかった。10wt.% 添加すると摩擦係数が多少は低くなってガソリンのレベルに近づきはした。メタノールに極圧剤を添加して摩擦係数を下げるためには、多量の極圧剤が必要となる事がわかった。

メタノールに粘度向上剤を添加し、燃料の粘度を増加させて摩耗を抑制する事も考えられる。しかし、メタノールはその極性が大きく、溶解する粘度向上剤が限定される。一般的に潤滑油に用いられるオレフィンコポリマーやポリメタクリレートはメタノールには溶解しない。そこで、デシルアルコールやグリセリン、表面活性剤の中からトリトン X、高分子化合物の中からポリエチレンオキサイドを選択して、増粘効果を調べてみた。図 2-17 にそれらの添加濃度と粘度の関係を示してある。それらの内では分子量 5 万のポリエチレンオキサイド (PEO-50000) が最も効果があった。しかし、この溶剤はメタノール中では 10℃ 以下になると凝集が発生するため、実用的な使用に対しては問題がある。この結果から、メタノールに対する適切な増粘剤を見つける事はむずかしい課題である事がわかった。

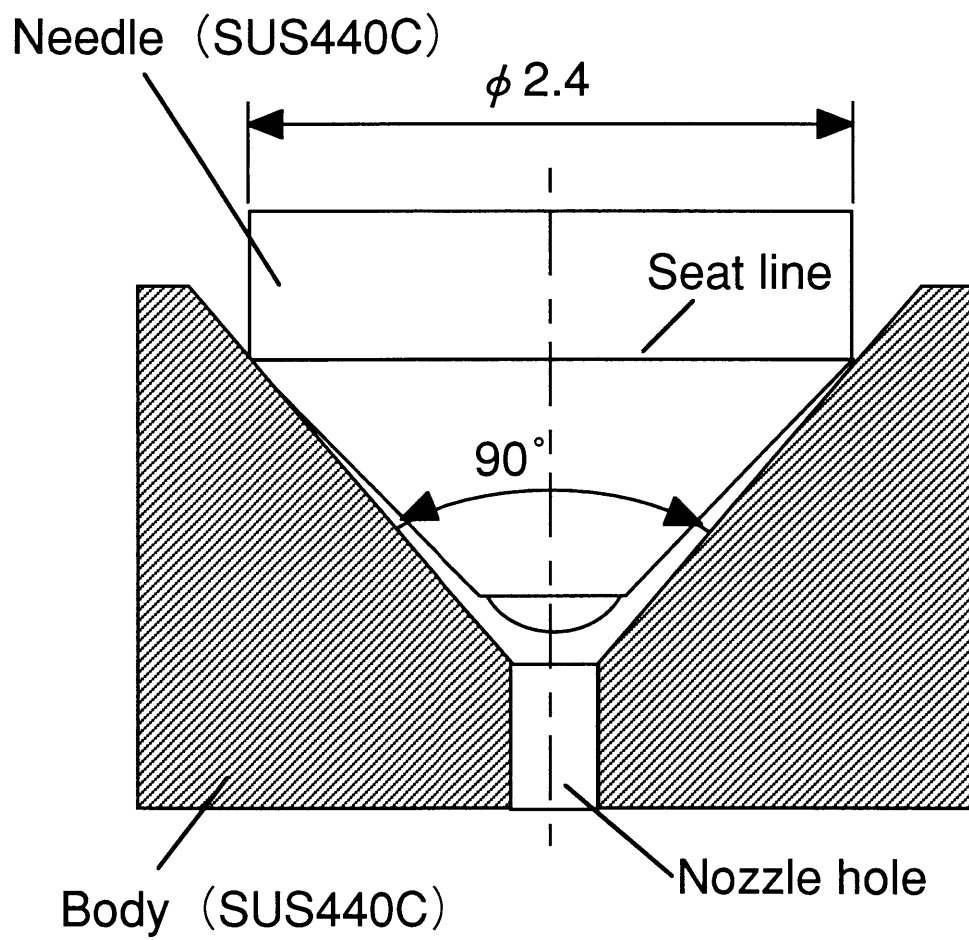


Fig.2-1 Otto-type nozzle

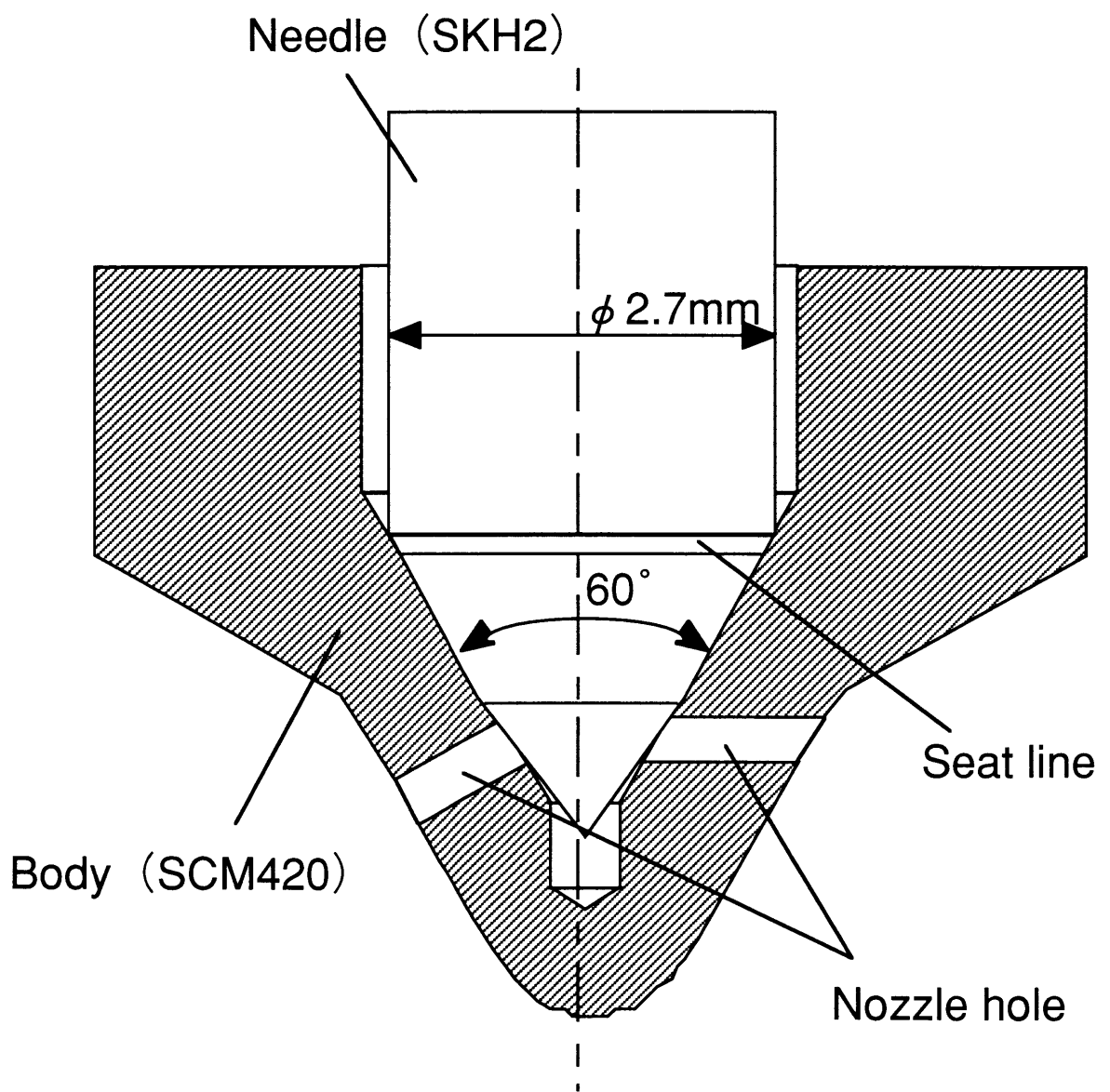


Fig.2-2 Diesel-type nozzle

Table 2-1 Comparison of nozzle condition

| Nozzle                   |               | Normal force<br>N | Moment.<br>ratio | Needle<br>mass<br>g | Partial<br>force<br>ratio | Area<br>mm <sup>2</sup>               | Contact<br>pressure<br>GPa | Velocity<br>m/s |
|--------------------------|---------------|-------------------|------------------|---------------------|---------------------------|---------------------------------------|----------------------------|-----------------|
| Diesel<br>type<br>nozzle | Seat<br>face  | 1600 -<br>2000    | 1                | 0.37                | 0.5<br>(60deg)            | 0.21<br>( $\phi$ 2.7<br>$\times$ 0.1) | 3.8 - 4.8                  | 1               |
| Otto<br>type<br>nozzle   | Seat<br>face  | 600 -<br>700      | 0.36             | 0.27                | 0.64<br>(80deg)           | 0.18<br>( $\phi$ 2.4<br>$\times$ 0.1) | 2.1 - 2.5                  | 0.5             |
|                          | Guide<br>face | 3 - 30            | /                |                     |                           | 0.8<br>(0.8<br>$\times$ 1)            | 0.04                       | 50              |

Table2-2 Comparison of liquid fuel properties

| Liquid fuel  | Molecular formula                              | Viscosity $\times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s | Molecular weight | Boiling point °C | Dielectric ratio |
|--------------|--|--|------------------|------------------|------------------|
| Gasoline     | C <sub>7.5</sub> H <sub>13.4</sub>             | 0.5  | 103              | 34—212           | 2                |
| Light oil    | C <sub>16</sub> H <sub>30.4</sub>              | 3.6  | 222              | 170—350          | —                |
| Methanol     | CH <sub>3</sub> OH                             | 0.68   | 32               | 64               | 32               |
| Ethanol      | C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH               | 1.37   | 46               | 78               | 25               |
| Propanol     | C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH               | 2.49   | 60               | 97               | —                |
| n-Pentane    | n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>               | 0.36   | 72               | 36               | —                |
| n-Hexane     | n-C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>               | 0.45   | 86               | 69               | —                |
| n-Heptane    | n-C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>               | 0.58   | 100              | 98               | 1.9              |
| n-Octane     | n-C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>               | 0.74   | 114              | 126              | —                |
| Toruen       | C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> -CH <sub>3</sub> | 0.64   | 92               | 110              | 2.4              |
| n-Hexadecane | n-C <sub>16</sub> H <sub>34</sub>              | 3.99   | 226              | 290              | —                |

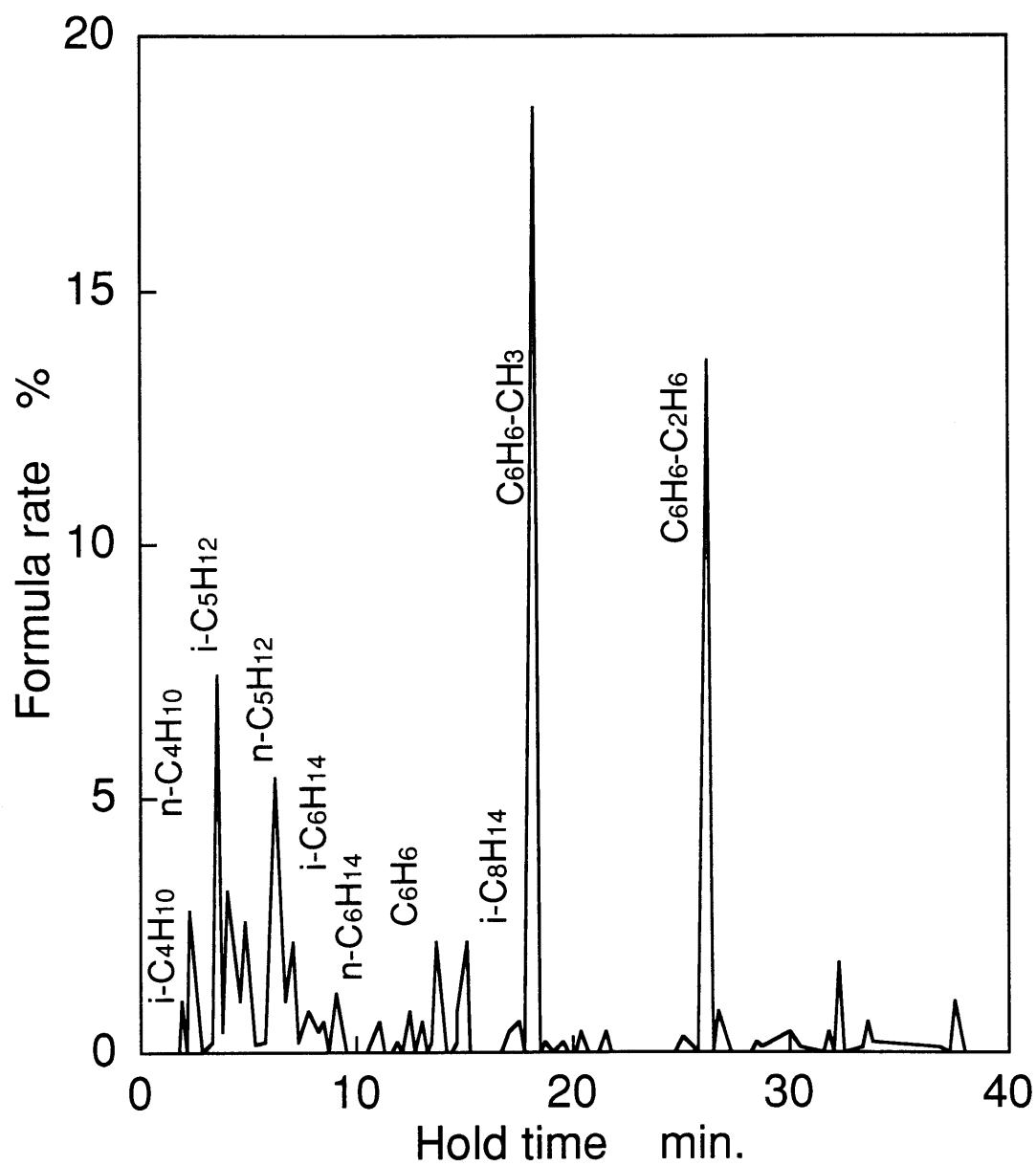


Fig.2-3 Formulation of gasoline

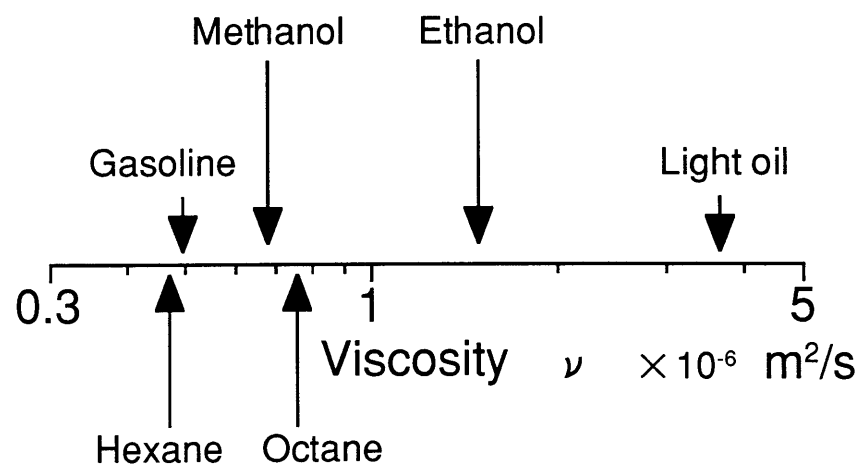


Fig.2-4 Comparison of liquid fuel viscosity



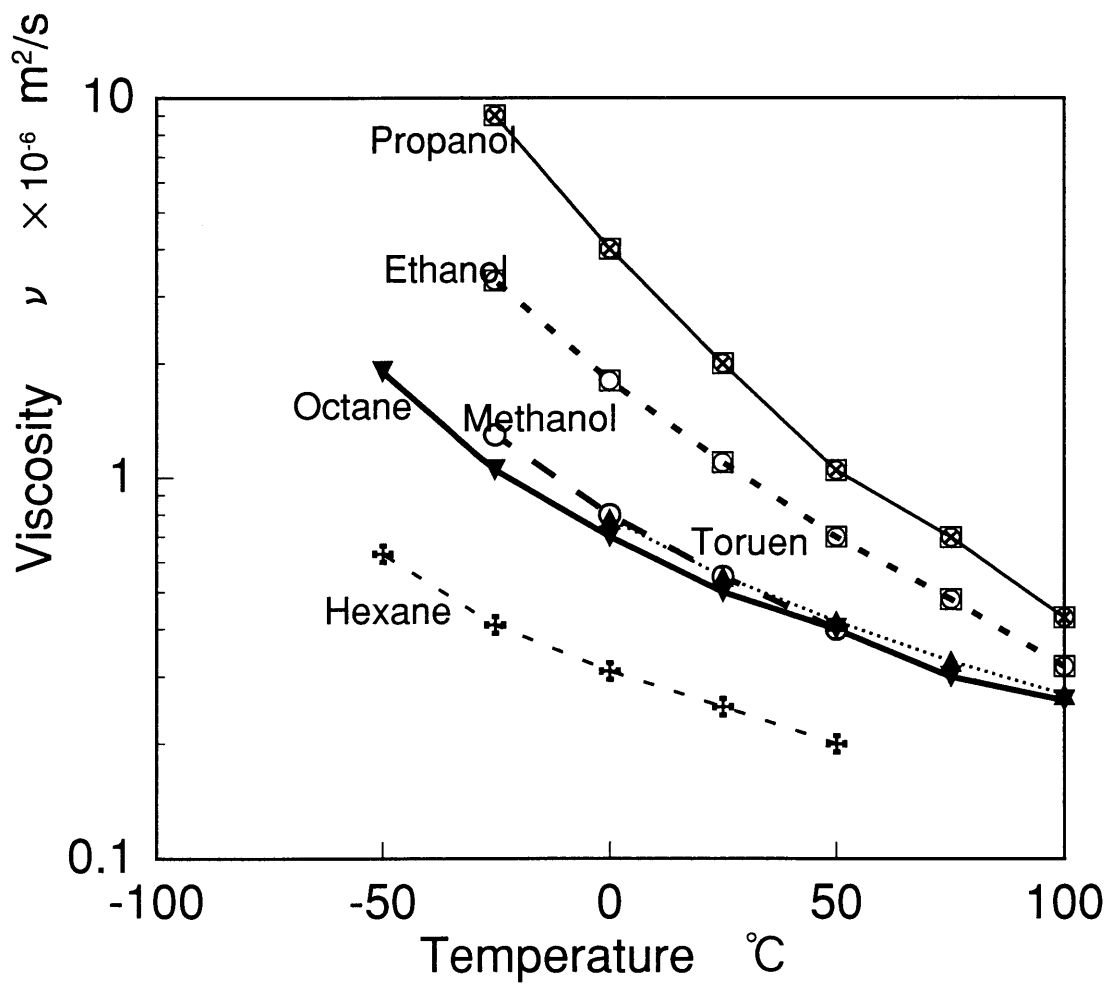


Fig.2-5 Relation between temperature and viscosity

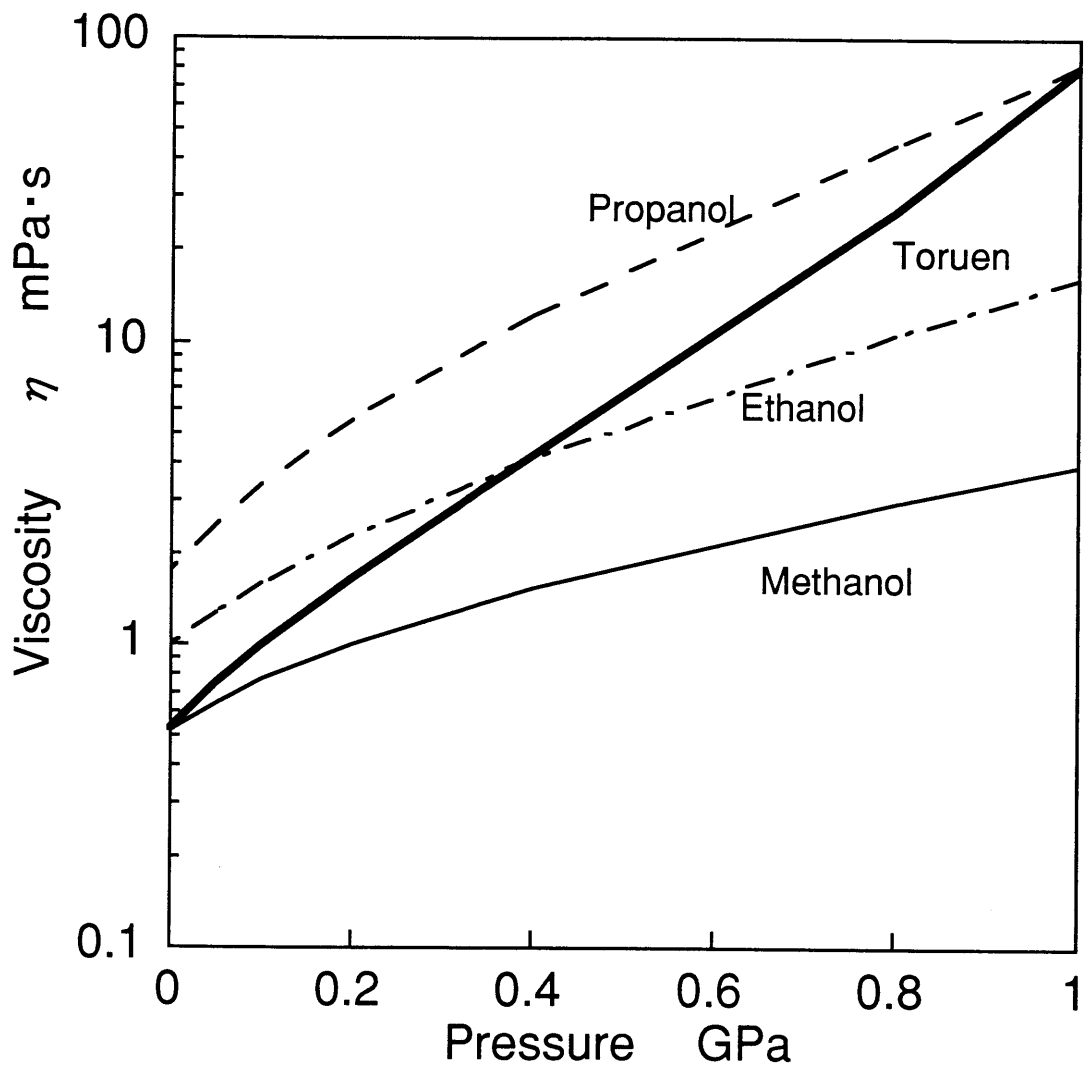


Fig.2-6 Relation between pressure and viscosity

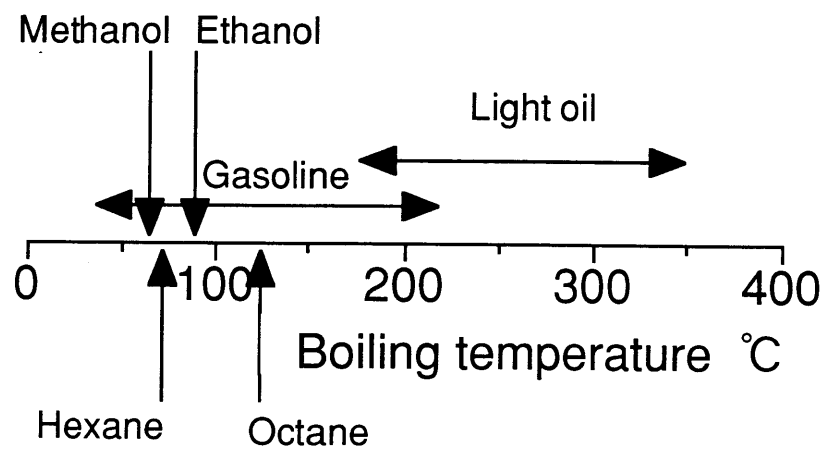


Fig.2-7 Comparison of liquid fuel boiling point

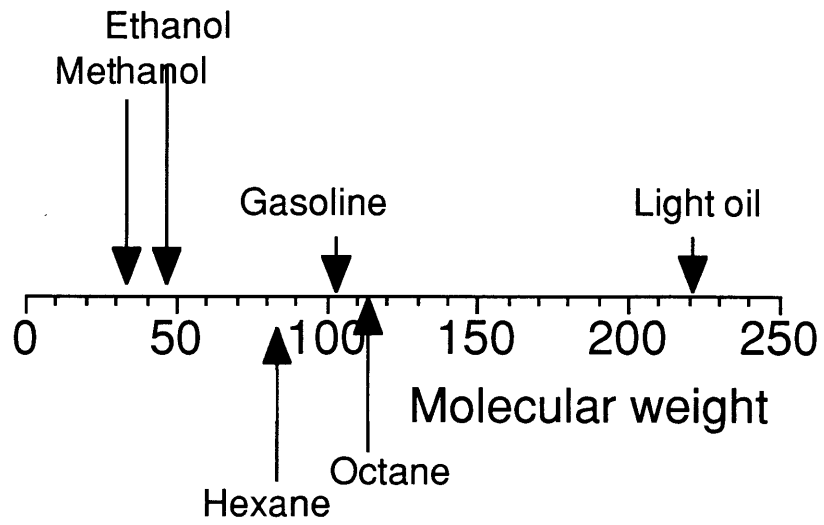


Fig.2-8 Comparison of liquid fuel molecular weight

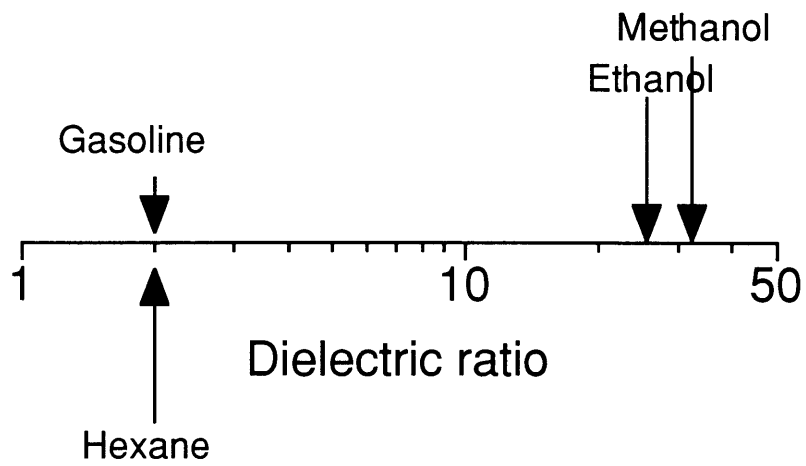


Fig.2-9 Comparison of liquid fuel dielectric ratio

Table2-3 Comparison of friction test condition

| Friction test | Normal force<br>N | Contact press.<br>GPa | Velocity<br>m/s            |
|---------------|-------------------|-----------------------|----------------------------|
| Pendulum-type | 1                 | 1                     | $0 - 0.5 \times 10^{-3}$   |
| Four-ball     | 70 - 1600         | 2 - 6                 | $0.6 \times 10^{-3} - 0.1$ |

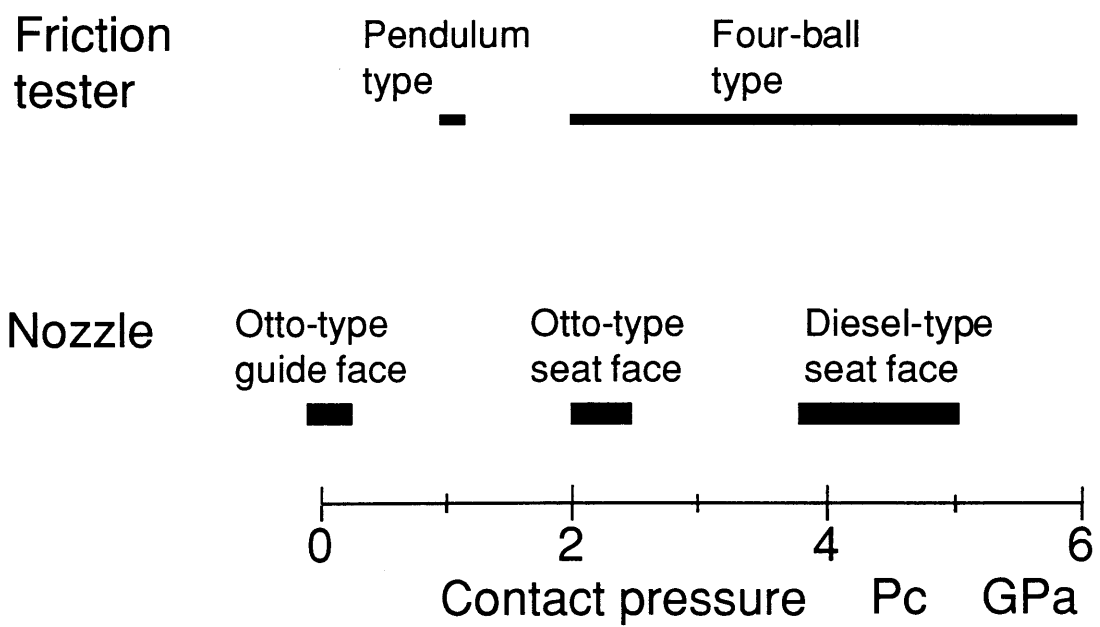


Fig.2-10 Comparison of contact pressure

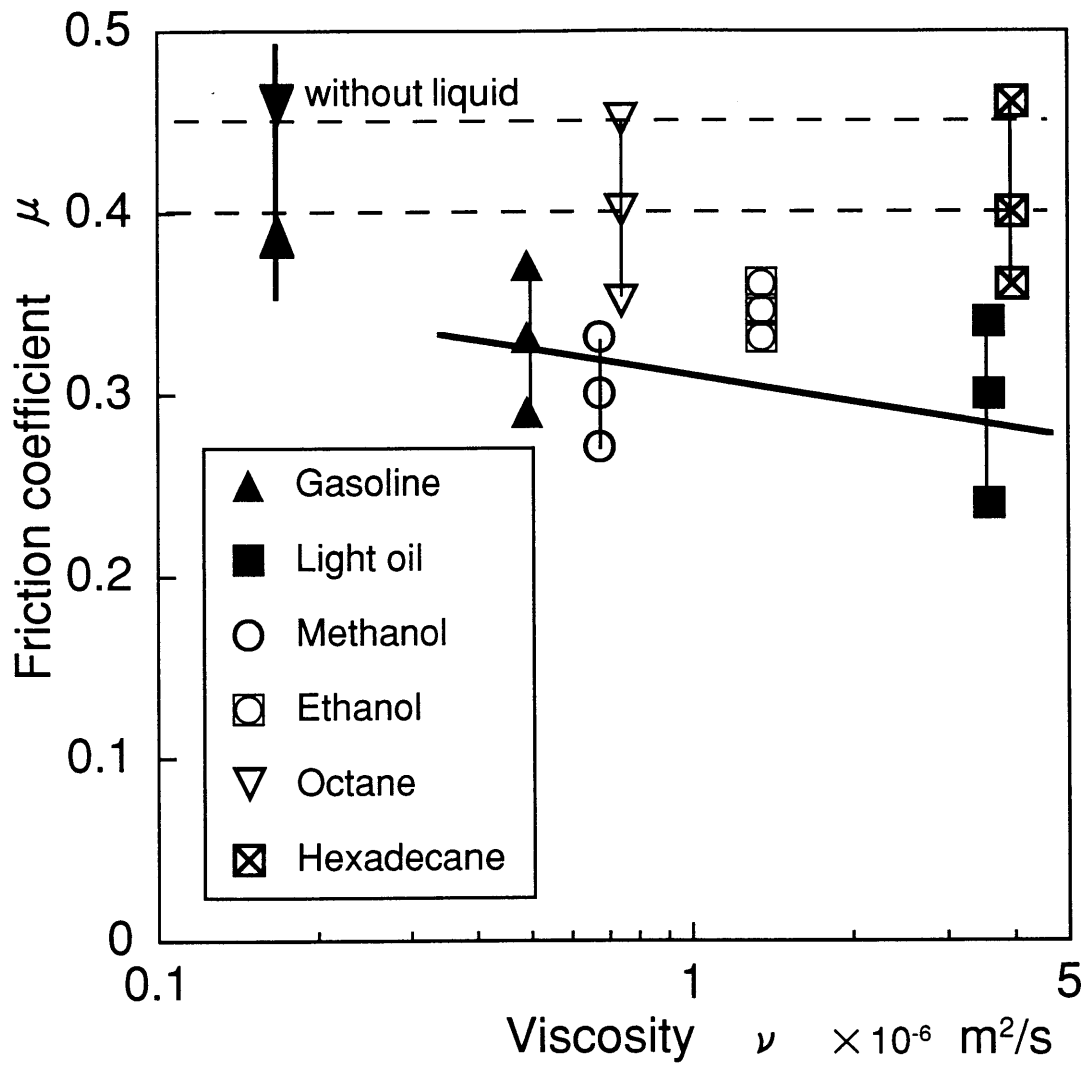


Fig.2-11 Boundary friction coefficient measured by pendulum-type tester

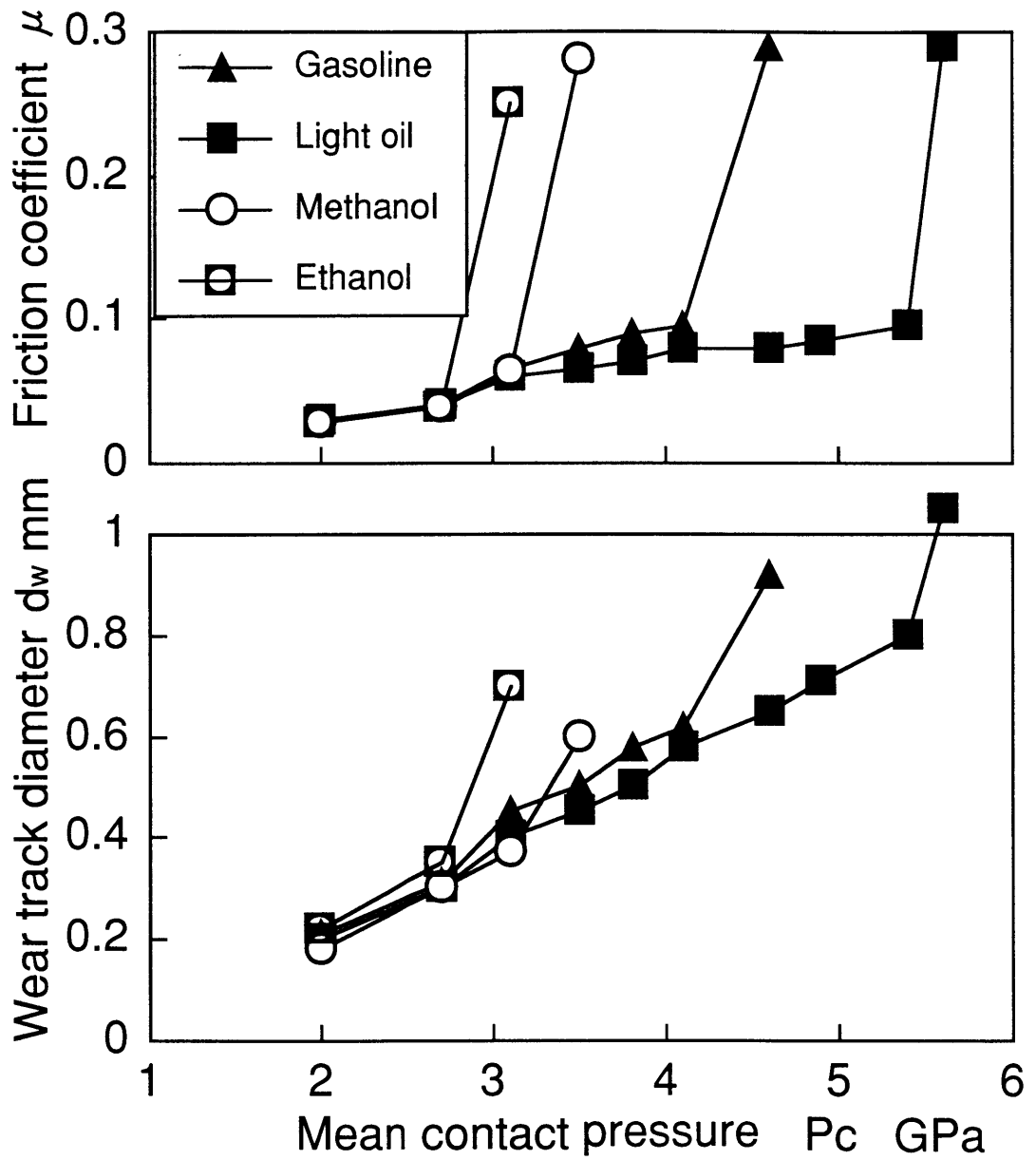


Fig.2-12 Comparison of load carrying capacity measured by four-ball tester



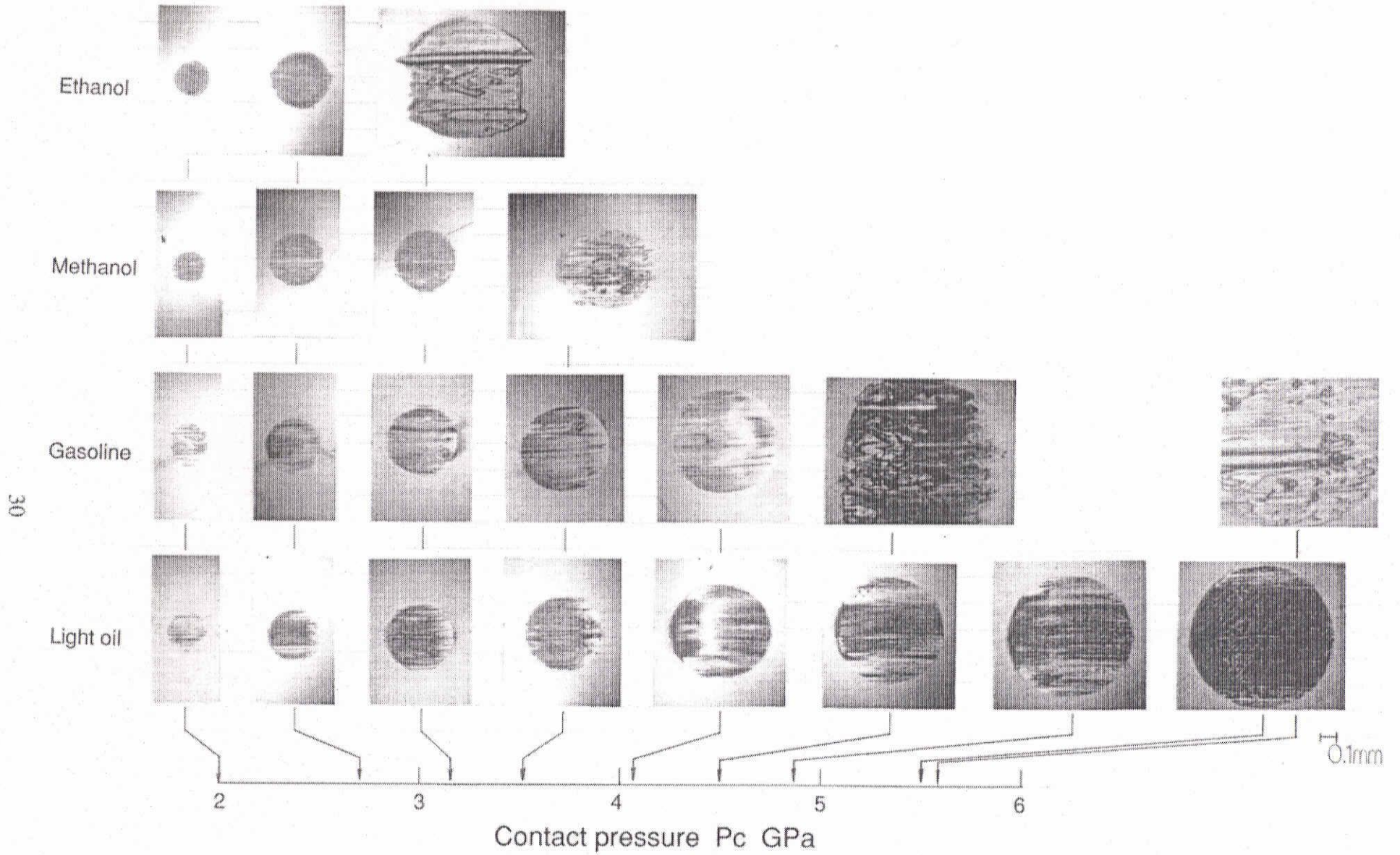


Fig.2-13 Appearance of ball surface measured by four-ball tester

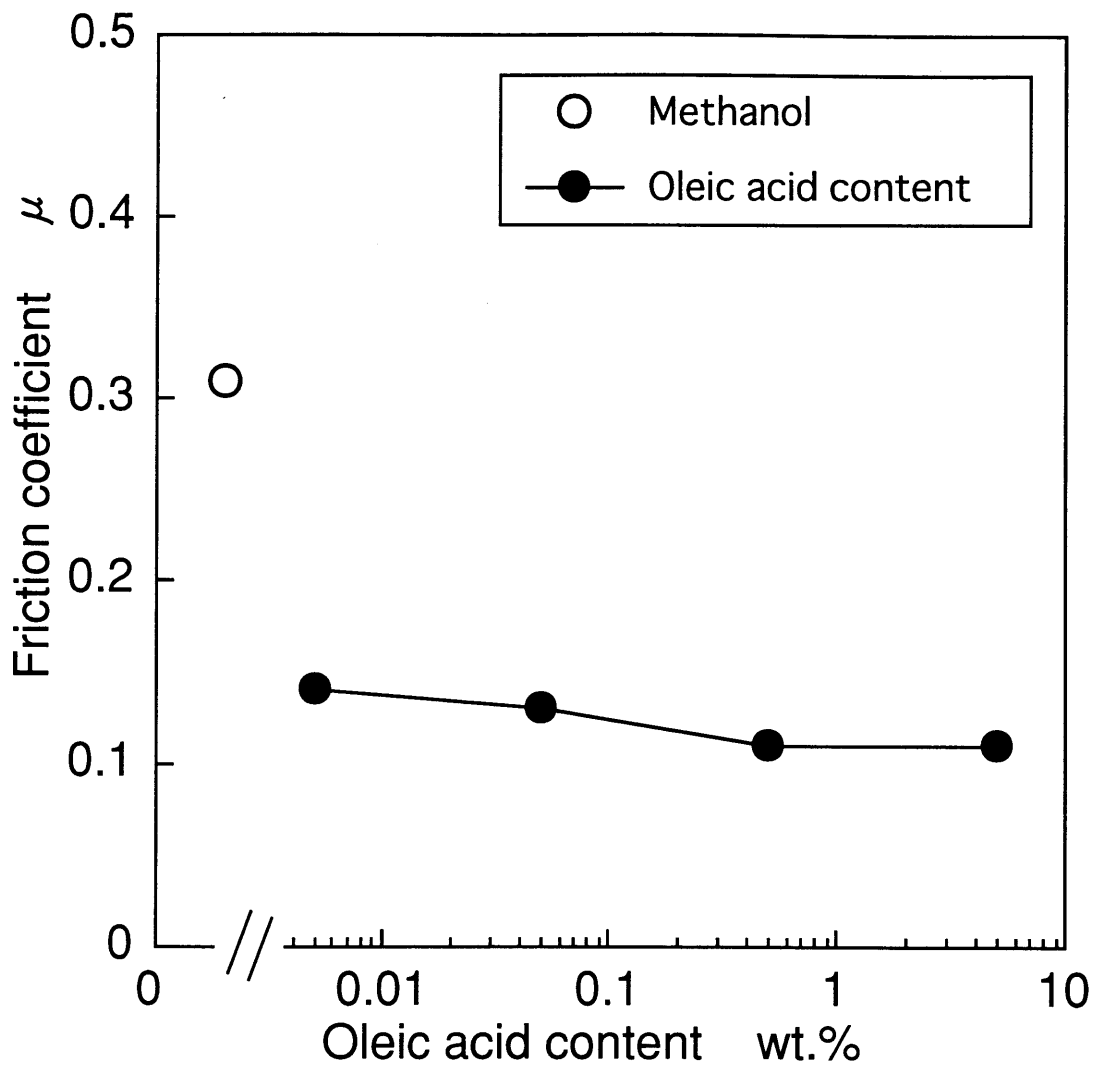


Fig.2-14 Effect of oleic acid content in methanol on friction coefficient measured by pendulum-type tester

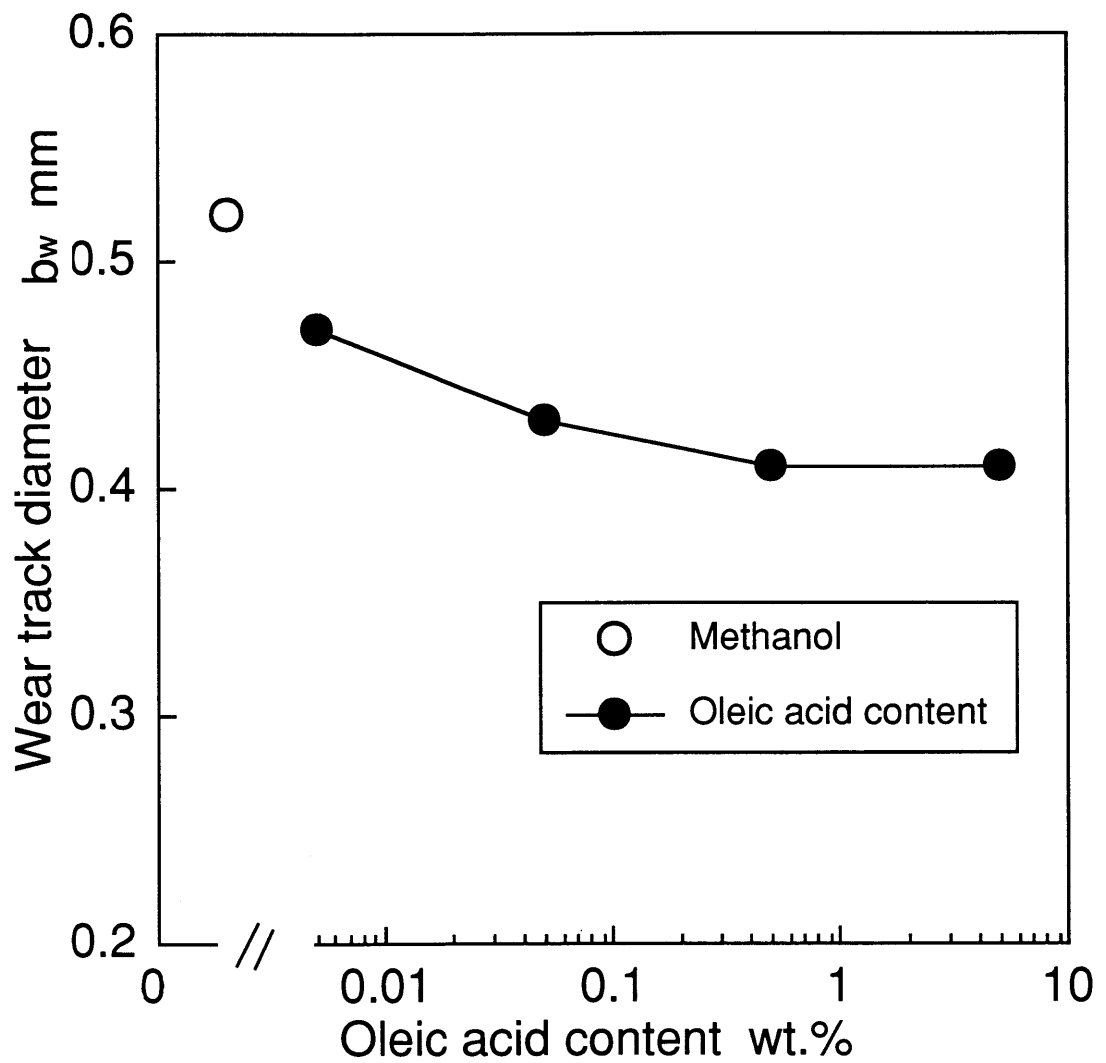


Fig.2-15 Effect of oleic acid content in methanol on wear measured by four-ball tester

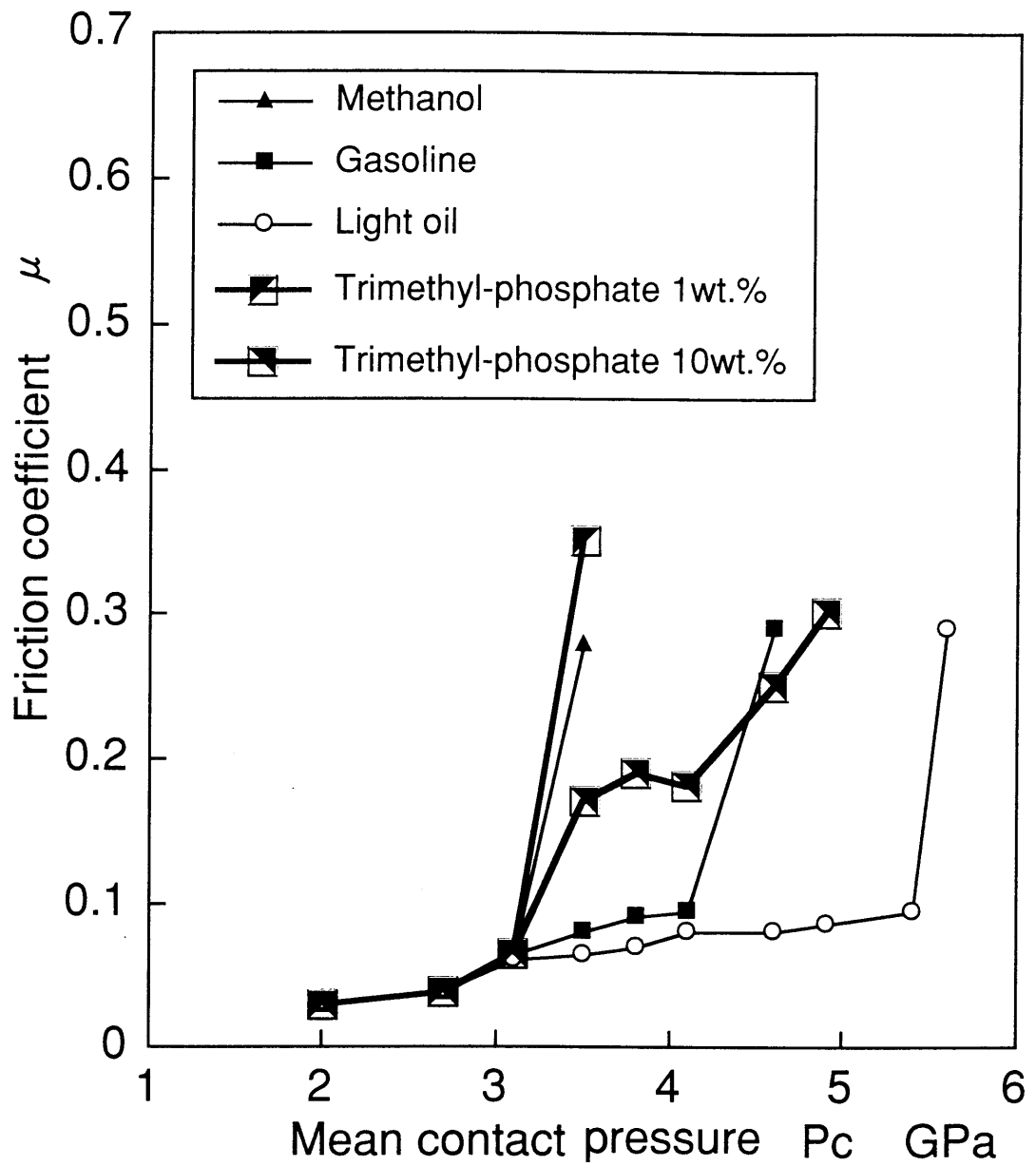


Fig.2-16 Effect of trimethyl-phosphate content in methanol on friction coefficient measured by four-ball tester

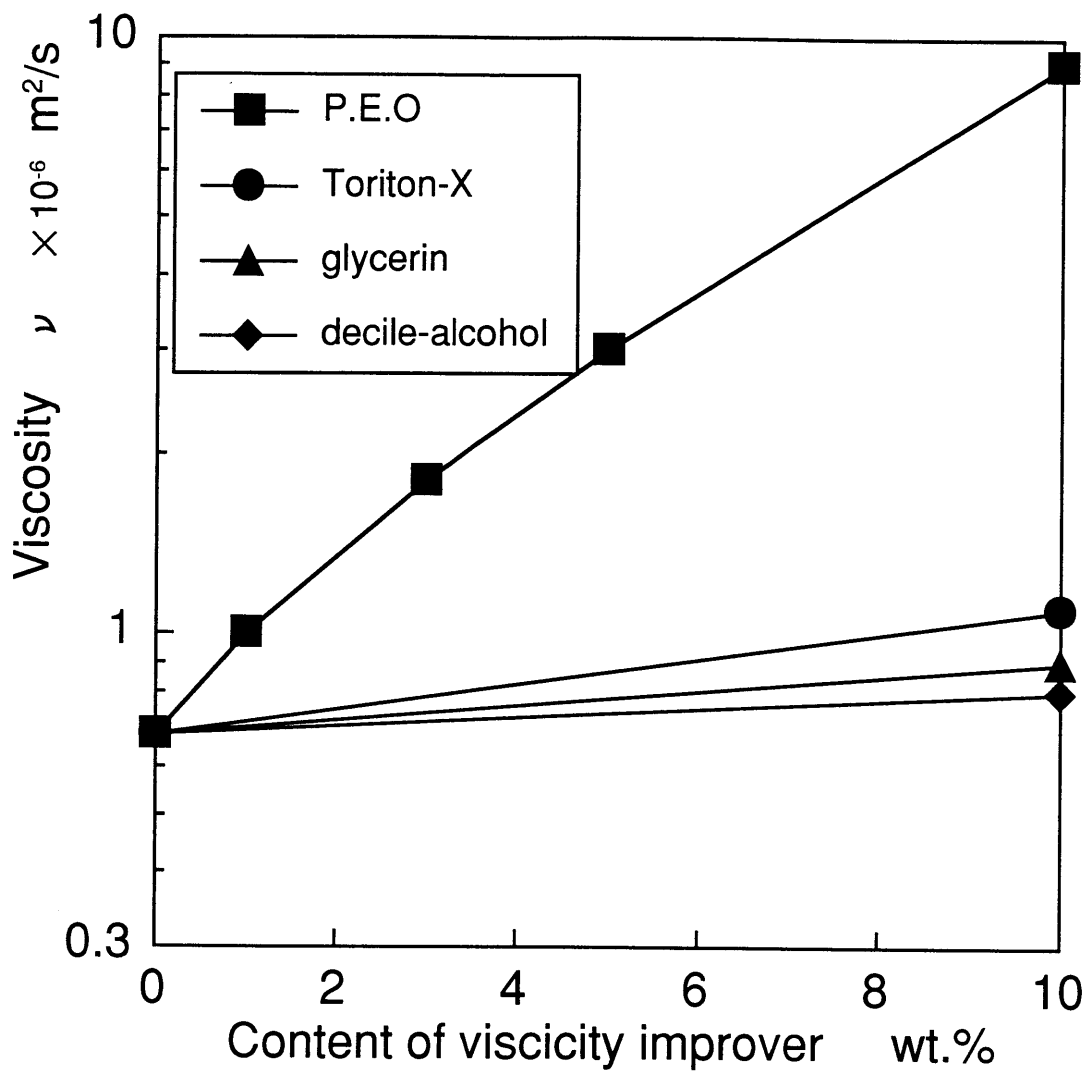


Fig.2-17 Relation between viscosity improver and viscosity

## 第3章

### 燃料噴射弁の摩耗

### 3.1 オットータイプエンジン用燃料噴射弁

#### 3.1.1 試験方法

オットータイプメタノールエンジン用燃料噴射弁の問題点を把握するために、エンジン試験、ならびにエンジン試験を模擬した噴射弁単体試験を行った。燃料噴射弁の構造は1.1.2節と2.1節で述べたとおりである（図1-1参照）。また、この試験に用いたメタノール燃料は純度99.8%のメタノールを85%、オクタン価90の無鉛レギュラーガソリンを15%混ぜたM85燃料を用いている。

エンジン試験の条件を表3-1に示す。試験は吸気管燃料噴射（EFI）の直列4気筒1600ccのエンジンを用いて、規定モードで200時間の運転を行った。この試験で燃料噴射弁のニードルの往復回数は $28 \times 10^6$ 回に達する。

また、このエンジンの燃料供給系を用いて噴射弁単体試験を行った。その試験装置の構成を図3-1に、試験条件を表3-2に示す。この試験では燃料噴射弁への燃焼ガスの吹き返しやクランクケースからのブローバイガスの影響がない条件で実験を行う事ができる。燃料噴射弁はエンジンを加熱停止した状態を疑似するために100℃に電気加熱した。そして、50Hzで30分駆動し、15分止めるというサイクルを100時間繰り返した。この試験で燃料噴射弁のニードルの往復回数は $12 \times 10^6$ 回に達する。

#### 3.1.2 燃料噴射弁の性能

ここでは、エンジン試験および噴射弁単体試験を終えた燃料噴射弁の流量、ニードルの摺動力、ノズルの摩耗状況等を測定して、メタノール燃料が燃料噴射弁性能に与える影響を明らかにする。

試験前後の燃料噴射弁の流量を比較した結果を示す。図3-2はエンジン試験を行った8本と、単体試験を行った8本の燃料噴射弁の試験前後の燃料流量を比較したものである。静的流量（Static flow rate）とはノズルを開弁した状態で燃料噴射弁の流量を測定するもので、ノズルの噴口面積の変化を評価する事ができる。一方、動的流量（Dynamic flow rate）とは燃料噴射弁を駆動させた状態で燃料流量を測るもので、ニードルの応答時間の変化を評価する事ができる。図3-2の試験結果から、静的流量には試験前後に大きな変化はなく、ノズルの噴口面積が変わっていない事がわかる。しかし、動的流量に関してはほとんどの燃料噴射弁で流量低下が生じており、ニードルの応答時間に変化が生じている事がわかる。

そこで、動的流量の低下した燃料噴射弁のニードルの作動状況をさらに詳細に調べた。図3-3は燃料噴射弁に2msの駆動パルス（Input pulse）を印加して、燃料噴射弁を作動させた時の燃料噴射弁のニードルの動きを示している。燃料噴射弁には駆動パルスの印加直後から電流が流れて始めて電磁力が働く。インダクタンスによる電流遅れとニードルを押さえるためのばねが存在するた

め、ニードルは駆動パルスの印加から1ms程度遅れて動き始め、1.6msで完全に開弁する。また、駆動パルスが終了しても電磁力の減衰に時間を要するため、ニードルの閉弁が始まるまでにも0.5ms程度を要する。駆動パルスの印加からニードルが完全に開弁するまでの時間を開弁時間(Opening time)、駆動パルスの終了からニードルが完全に閉弁するまでの時間を閉弁時間(Closing time)と呼ぶ。動的流量の低下した燃料噴射弁(Deteriorated injector)は閉弁時間に変化はないものの、開弁時間が正規の燃料噴射弁(Normal injector)に比較して長くなっている事がわかる。

次に、開弁時間のみが長くなる原因を探るために、燃料噴射弁ニードルの摺動力の測定を行った。その試験装置の構成を図3-4に示す。この装置はノズル噴口に挿入したピンを介してロードセルでニードルの摺動力を測定できるようにしたものである。摺動力測定時には噴射弁の燃料入口から挿入したロッドを用いて、ニードルの変位量も測定している。このような方法で得られたニードルの摺動力を図3-5に示す。横軸にニードル変位を、縦軸に摺動力を取ってある。正規の燃料噴射弁では、ニードルを押す力がばね力(7.8N)を越えた直後からニードルの摺動が始まっている。開弁行程(Opening stroke)と閉弁行程(Closing stroke)とではニードルの摺動力にほとんど差はみられない。一方、動的流量が低下した燃料噴射弁を調べてみると、ニードルの摺動開始時の力が7.8Nより大きくなっている上に、開弁行程と閉弁行程の摺動力の差が大きいためヒステリシスが生じている。この結果から、メタノール燃料を用いて作動させた燃料噴射弁では、ニードルの摺動抵抗が大きくなっている事がわかる。しかし、この測定結果からは燃料噴射弁の開弁時期だけが遅れる理由は明らかになっていない。

そこで、燃料噴射弁を作動させた状態でニードルの傾きを計測する事を試みた。ニードルには上下各4面づつの案内面(needle guide)が設けられており、これらの面がボディ内面と接して摺動している。ニードルの案内面とボディ内面との間隙は $2\mu\text{m}$ である。ニードル最上部には磁気回路を構成するアマチュアが取付けられており、このアマチュアとハウジング部との間隙は $100\mu\text{m}$ ある。つまり、ニードルは質量の大きいアマチュアを上部に持つため、ニードルが摺動する際に振れが生じる可能性がある。

ここでは燃料噴射弁のハウジングに120度毎に穴を開けて、3本の光学式変位センサ用光ファイバを挿入して、燃料噴射弁を作動させた状態でアマチュアとハウジング間の間隙の変化を測定した。その結果を図3-6に示す。A、B、Cはそれぞれのセンサの出力を表しており、+は間隙が大きくなった事を、-は間隙が小さくなった事を示している。また、燃料噴射弁に加速度センサを取り付けて、ニードルの開閉弁時期を確認している。開弁にともなってニードルが上昇するとセンサAの位置の間隙はしだいに小さくなり、センサBとCとの位置の間隙はしだいに大きくなった。ニードルが上方に達して停止すると、A、B、Cの間隙は変化しなくなった。さらに、ニードルが下降する閉弁行程においても、ニードルが上方に達して停止した時の間隙を維持していた。し



かし、ニードルが下方に達して閉弁が完了するとそれらの間隙は開弁前の状態に戻った。これらの結果から、開閉弁行程におけるニードルの姿勢を推測してみる。その状態を図3-7に模式的に示した。ニードル最上部に質量の大きなアマチュアが取付けられている構造になっている事、およびニードル案内面とそれに接するボディ面の間隙とアマチュアとの間隙が異なる事から、ニードルは傾いた状態で着座していると考えられる (a)。ニードルの案内面は後述するように、面粗さが小さくなってなめらかになっており、それらの面は密着した状態になっている。そのため、電流が流れてニードルを引上げる力が作用してもニードルの開弁が遅れる事になる。吸引力が増すにつれてニードルはやがて引上げられるが、その過程でニードルの傾きは是正される (b)。閉弁行程でもその是正された姿勢が保たれるものの (c)、着座と同時にニードルが再度傾く。このようなニードルの運動を考える事で、開弁時間のみが遅れる理由を説明する事ができる。

次に摩耗の状態を調べてみる。既に図1-2にガソリンとM85燃料を使用した場合のニードルシート面の摩耗状況を示した。メタノール燃料を用いた場合、シート面の摩耗形態は同一の試験条件でも多少異なる。図3-8はシート面損傷の最も大きな場合のニードルのSEM写真である。シート面には数 $\mu\text{m}$ から数十 $\mu\text{m}$ の大きさの多数の凹凸が見られ、シート線から離れるにつれて凹凸の大きさが小さくなる傾向が認められる。

次に、摺動面の摩耗状況を調べてみた。図3-9にガソリンとM85燃料を使用した場合の摺動面の摩耗状況を示す。この面でもメタノール燃料を用いた方がガソリンより摩耗が促進している。しかし、シート面の場合と異なって、摩耗面の面粗さは小さくなって鏡面状に遷移している。そして、八つある摺動面の中で対抗する位置にある面が大きく摩耗している状況が把握でき、ニードルが傾いた状態で運動している事をうかがわせている。

図3-10は燃料噴射弁の動的流量の変化とシート面および摺動面における最大摩耗深さの関係を示したグラフである。この結果から、流量低下とノズル摩耗とに相関関係がある事がわかる。そこで、燃料噴射弁に摩耗抑制対策を施して、流量低下の改善度合をエンジン試験と単体試験で調べてみた。その結果を図3-11に示す。第1は摺動面の摩耗を抑制するために摺動面積を2倍にした試験結果である。第2はニードルおよびボディにPVD法を用いてTiNをコーティングした試験結果である。第3は0.1wt.%のオレイン酸をメタノールに添加して試験を行った結果である。いずれの方策も未対策品に比較して動的流量の変化割合が小さくなっている事がわかる。しかし、製品の規格である流量変化を $\pm 3\%$ 以内押さえるという基準を満たす事はできなかった。

以上述べたように、メタノール燃料を用いるとノズルの摩耗が進行して燃料噴射弁の性能が悪化する事がわかる。

Table3-1 Engine dynamometer test condition

|                     |   |
|---------------------|---|
| Fuel                | M85                                     |
| Engine type         | 4cycle, In-line4                        |
| Engine displacement | 1587cc                                  |
| Engine speed        | 1000 -6000rpm<br>(regular driving mode) |
| Total test time     | 100h                                    |

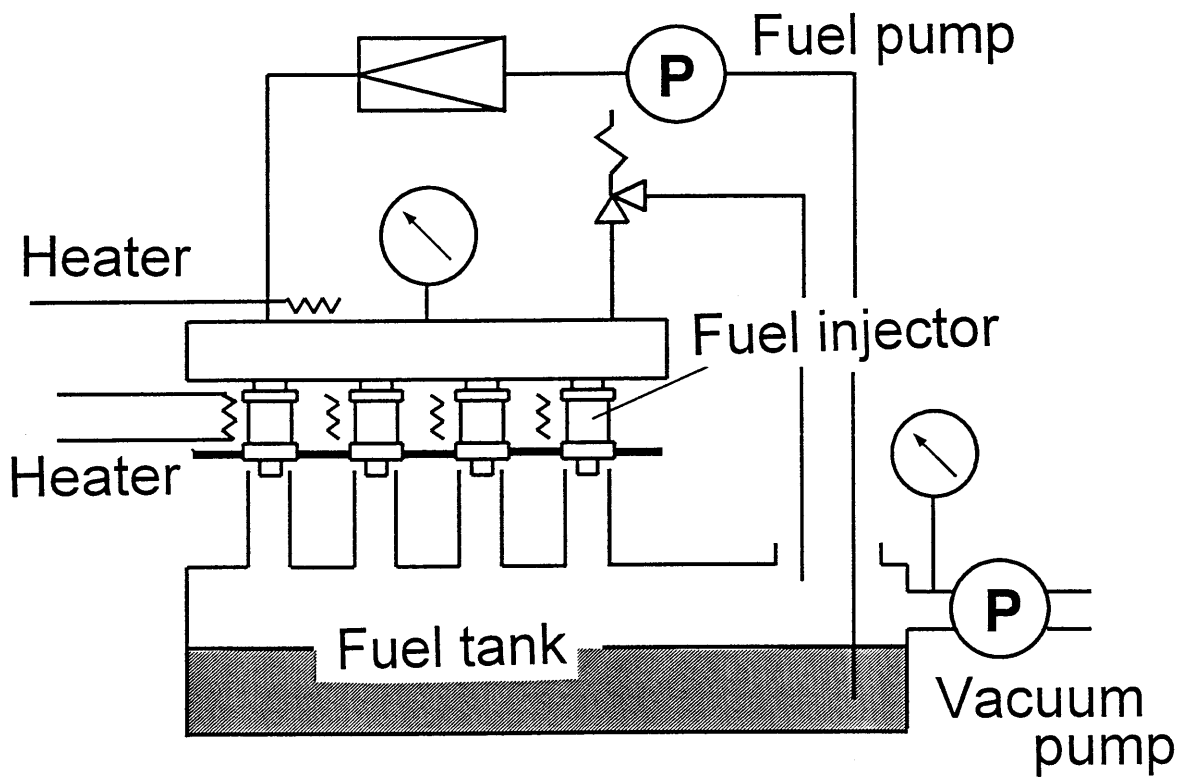


Fig.3-1 Injector bench test apparatus

Table3-2 Injector bench test condition

|                        |       |
|------------------------|-------|
| Fuel                   | M85   |
| Injector temperature   | 100°C |
| Injector back pressure | 60kPa |
| Frequency              | 50Hz  |
| Total test time        | 100h  |

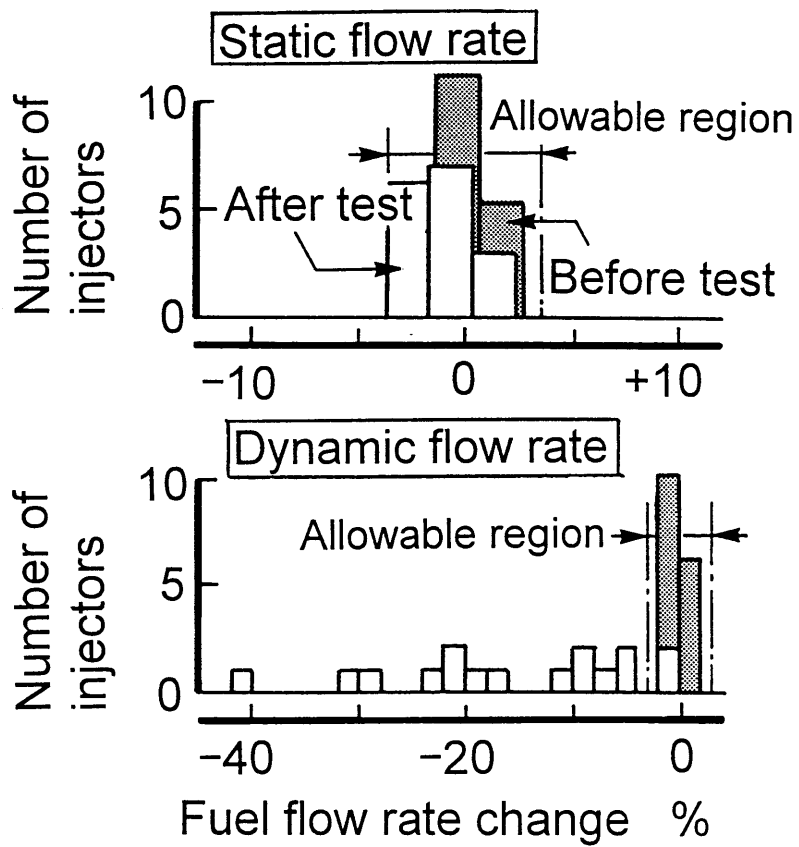


Fig.3-2 Flow rate change of Injector

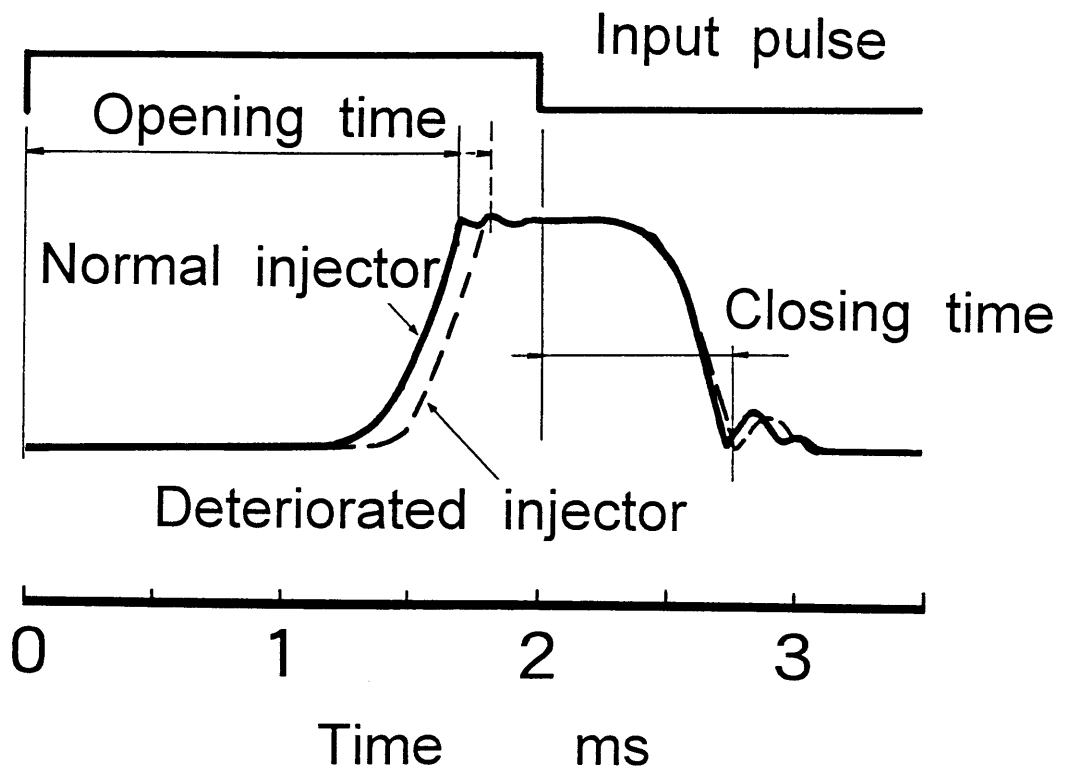


Fig.3-3 Comparison of valve needle lift

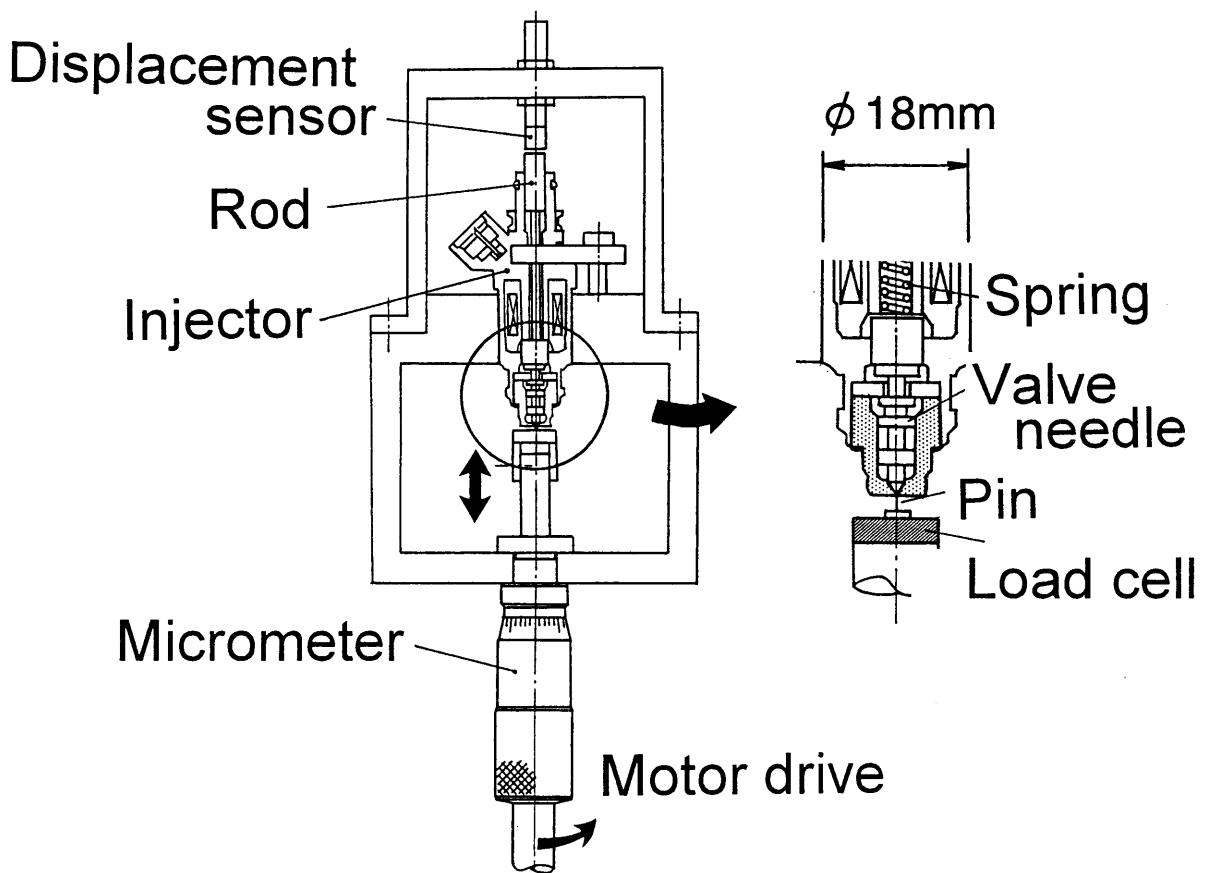


Fig.3-4 Slide force measuring apparatus

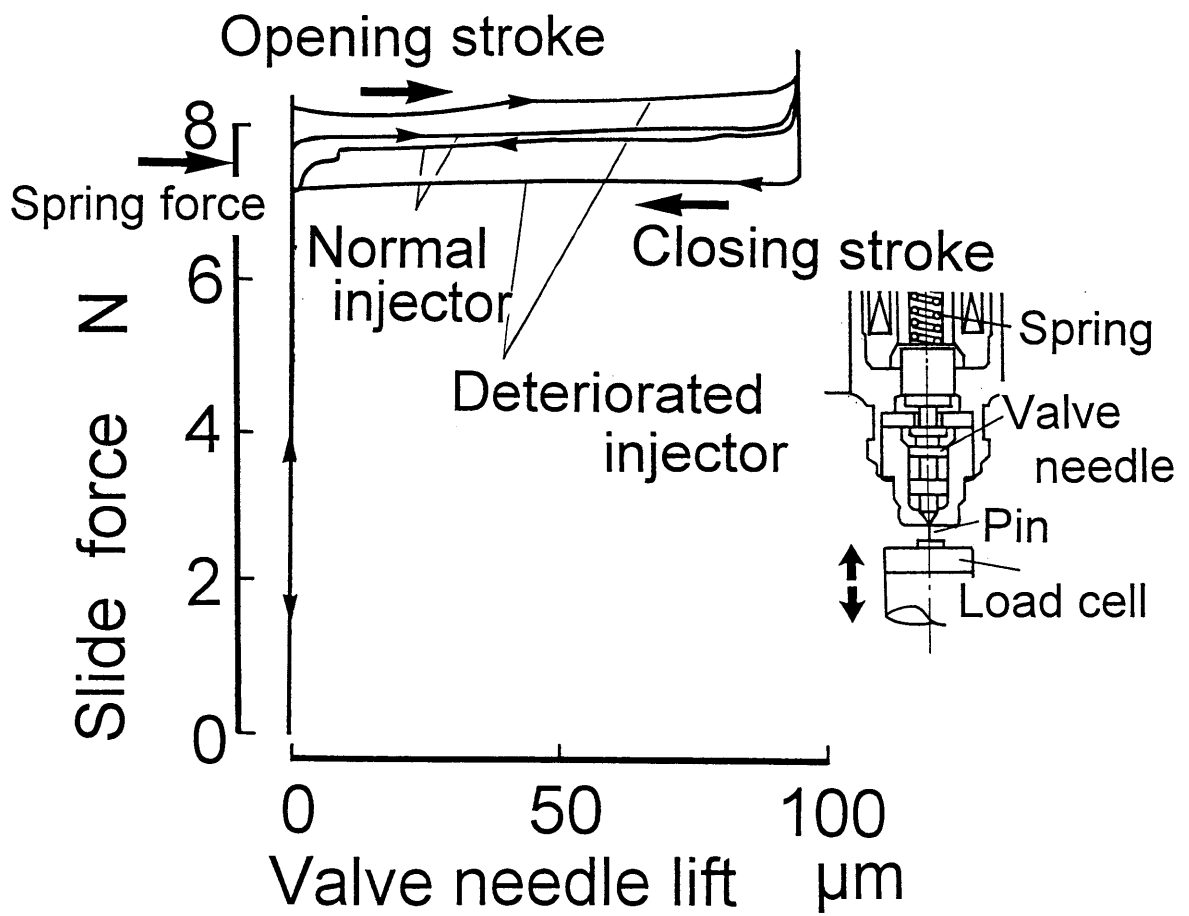


Fig.3-5 Comparison of slide force



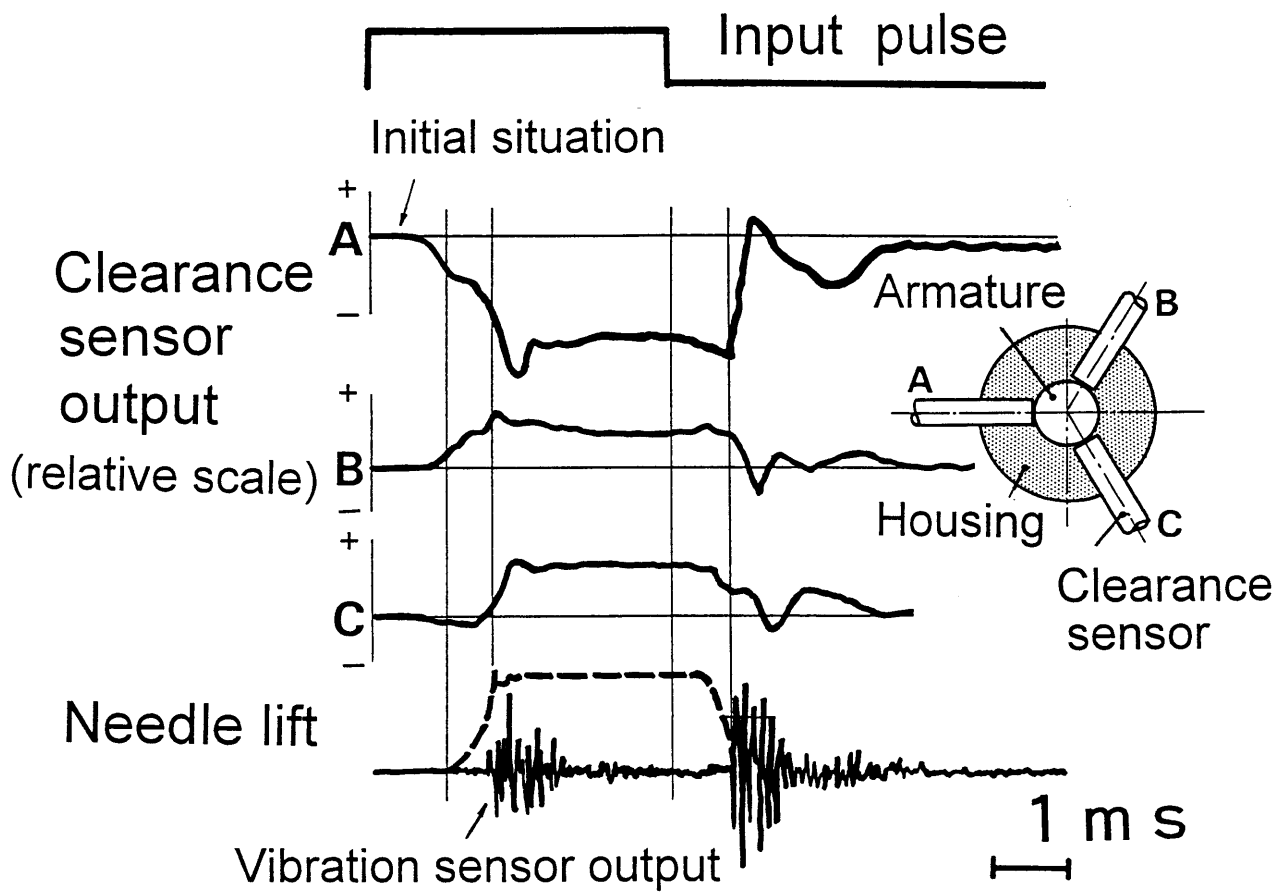


Fig.3-6 Valiation in clearances

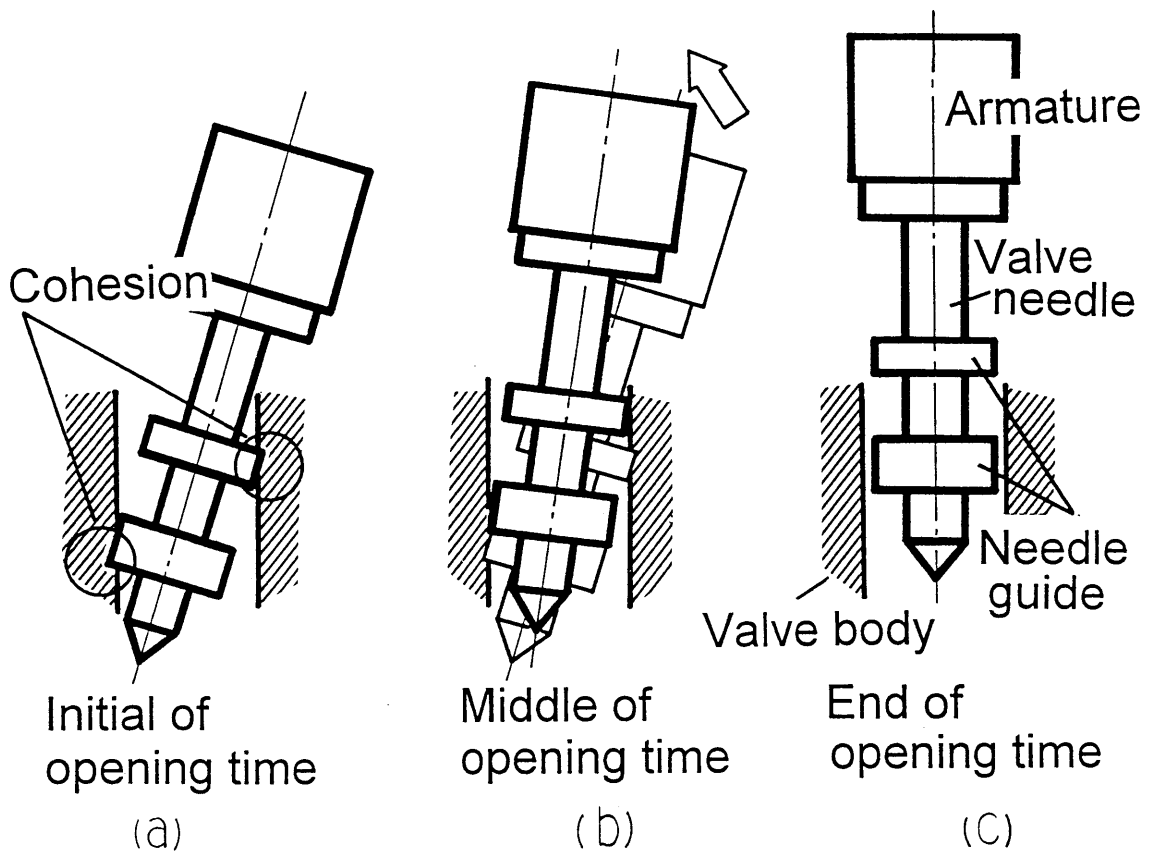


Fig.3-7 Valve needle movement

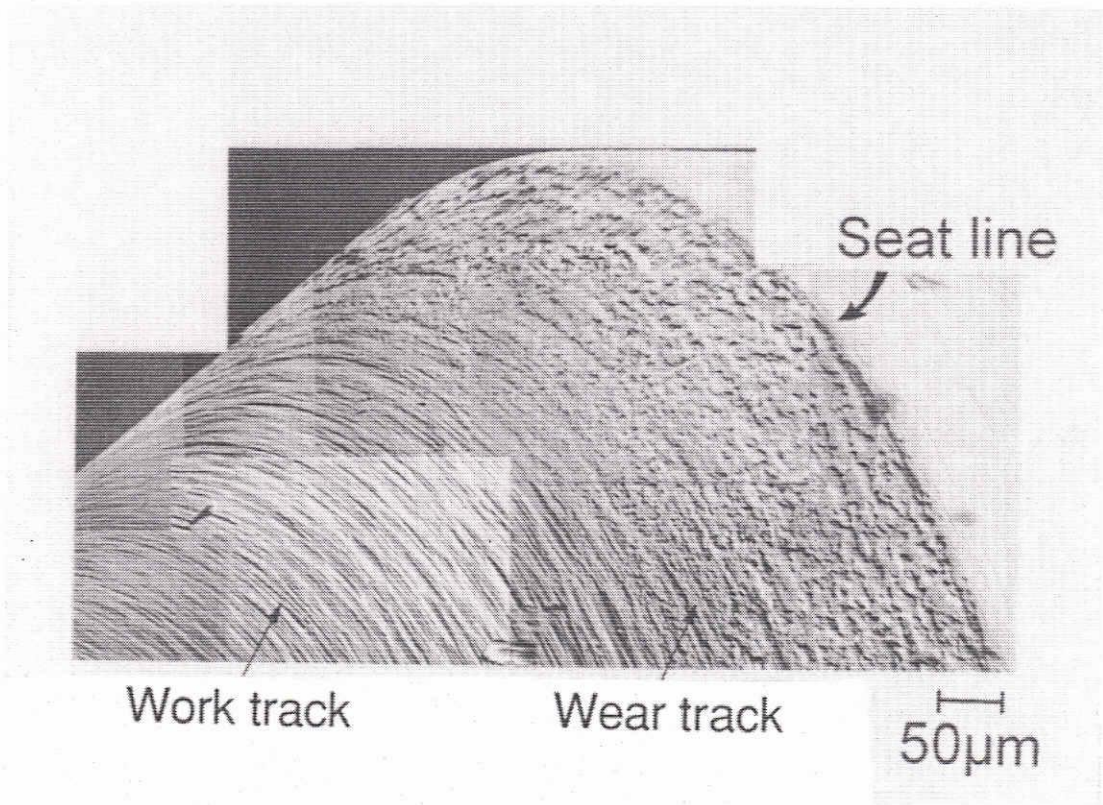
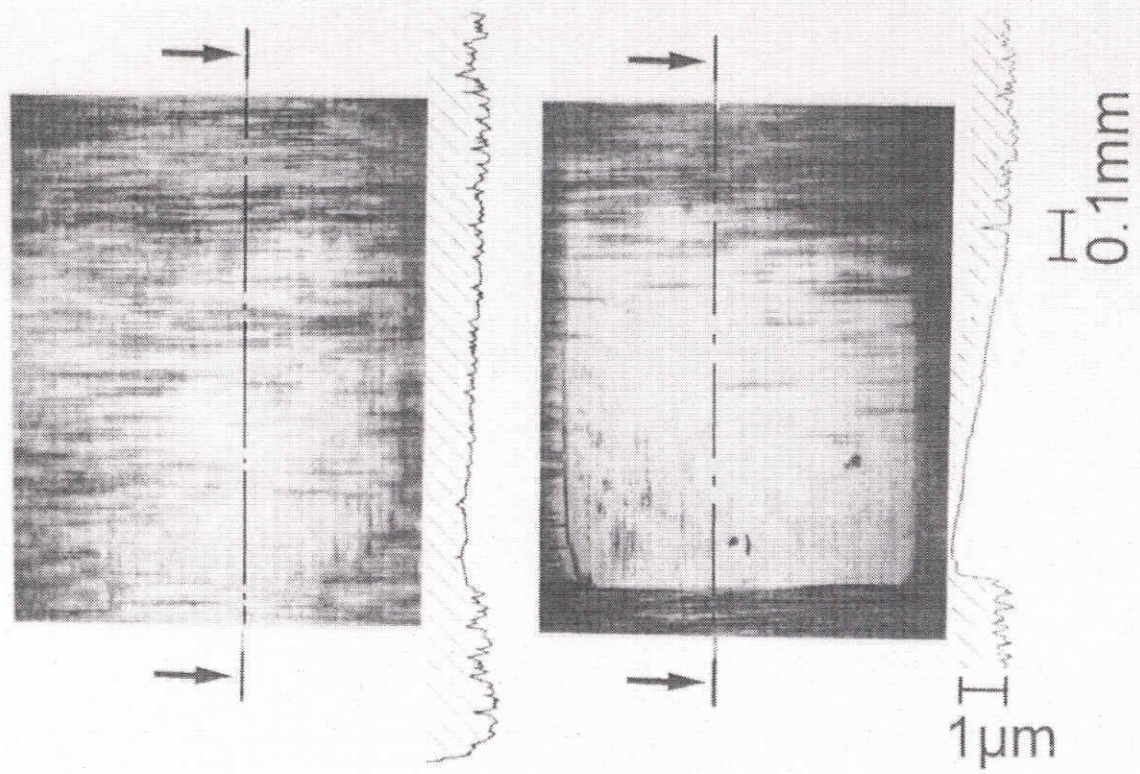
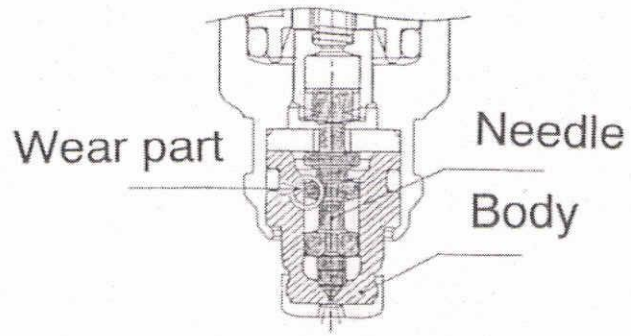


Fig.3-8 Valve needle seat with M85



(a) Gasoline

(b) M85

Fig.3-9 Comparison of valve body guide wear between gasoline and M85

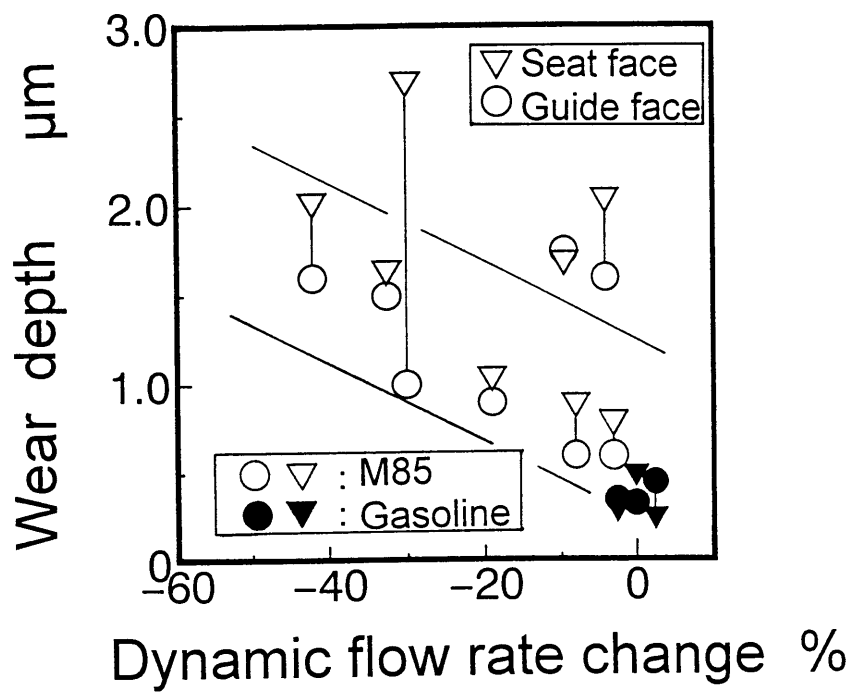


Fig.3-10 Relation between flow rate change and wear

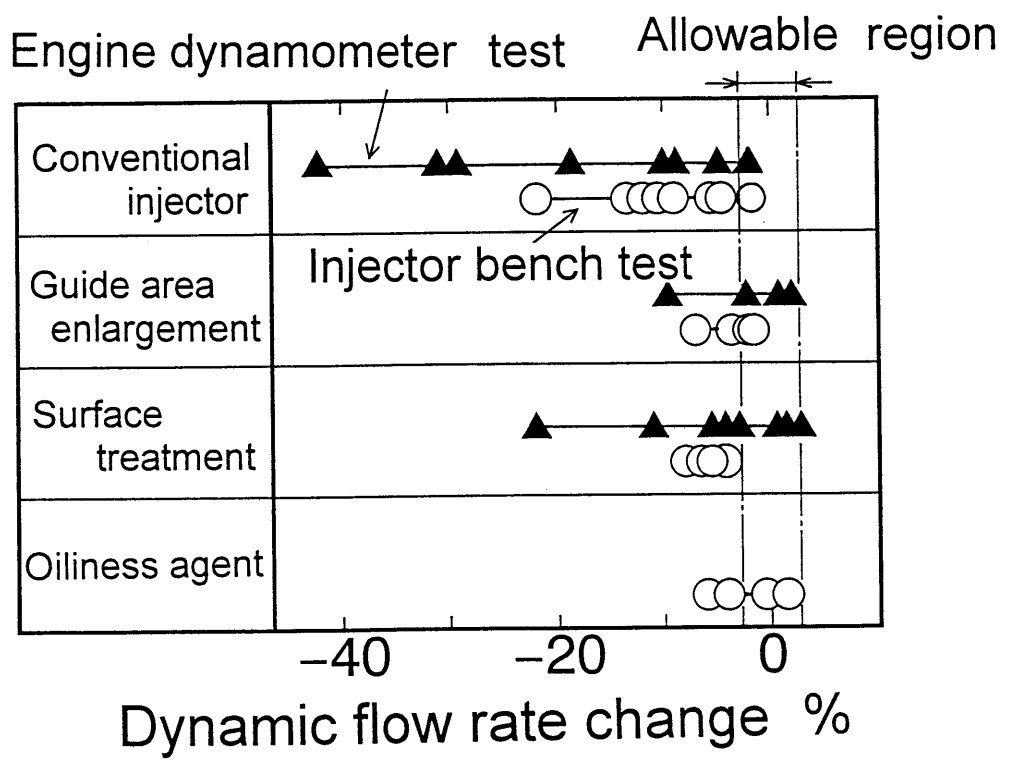


Fig.3-11 Effects of countermeasures

## 3.2 ディーゼルタイプエンジン用燃料噴射弁

### 3.2.1 試験方法

本節では、ディーゼルタイプメタノールエンジン用燃料噴射弁の摩耗現象を解析する。ここではメタノール100%の燃料を用いている。はじめに、ディーゼルタイプメタノールエンジンを300時間運転した後の燃料噴射弁の摩耗状況を調べた結果を報告する。図3-12は試験前のニードルのSEM写真とその表面粗さを示している。ニードルはシート位置から100 $\mu$ m程度の幅で加工痕が消失しているが、これはノズルシート面に当たりをつけるために予備作動させた時に形成されたものである。その下流側には規則的な周期で、数分の1 $\mu$ m程度の深さの加工痕が連なっている様子が観察できる。一方、図3-13はエンジン試験により $27 \times 10^6$ 回程度の開閉を繰り返したニードルのSEM写真とその表面粗さを示したものである。シートから下流1.2mmの位置まで加工痕が消失してなめらかな面に遷移しており、その表面には数十から数百 $\mu$ m程度の幅でうねりが生じている。このノズルではニードル閉弁の際に燃料の噴射切れが悪くなり、燃料の油密不良が生じていた。

この結果から、ディーゼルタイプエンジンでもオットータイプエンジンと同様にメタノールを用いると燃料噴射ノズルシート面に摩耗が生じて、噴射弁性能が悪化する事がわかる。そこで、燃料の種類と燃料噴射弁の摩耗状況の関係を調べる事にした。これらの試験はエンジンに取り付けられている燃料供給系を実験室に設置し、20リットルの燃料を循環させて、50時間行った。燃料はメタノール、エタノール、ガソリン、軽油を用いた。噴射ノズルの温度は常温のままにしたものと、エンジンの最大熱負荷条件を想定して180℃に電気加熱したものを準備した。その試験条件を表3-3に示す。噴射弁の開弁圧は28MPa、燃料流量は50mm<sup>3</sup>/stに設定し、ポンプ回転数を800rpmとした。この噴射弁単体試験を終えた後、ニードルとボディ表面の面粗さの測定と光学顕微鏡による観察を行い、それらの摩耗状況を調査した。

### 3.2.2 燃料の種類と摩耗の関係

メタノール、エタノール、ガソリン、軽油の4種類の燃料を用いて噴射弁単体試験を行い、ノズルの摩耗状況を評価した結果を図3-14と図3-15に示す。図3-14はニードルとボディを表面粗さ計で測定した結果である。ノズルの摩耗はシートから下流方向に同心円状に進行する。ここでは摩耗面の幅を摩耗幅 (Wear track width)、摩耗の最大深さを摩耗深さ (Wear track depth) と呼ぶ事にする。図3-15は表面粗さを測定した結果をまとめたものである。摩耗幅を折れ線グラフで、摩耗深さを棒グラフで表している。白印はノズル温度が25℃の場合、黒印は180℃の場合の結果である。ガソリンは引火の危険性があるため、180℃の試験は行わなかった。上部にはニードルの測

定結果を、下部にはボディの測定結果を示してある。メタノールでは180℃の場合に25℃の場合に比較して摩耗幅、摩耗深さとも20%程度大きくなっているが、他の燃料では温度の違いによる有意差は認められなかった。メタノールのように沸点の低い燃料では摩耗状況に温度依存性が生じる事がわかる。しかし、常温の場合でもメタノールを用いた時の摩耗が他の燃料に比較して著しく大きく、メタノールの沸点が低い事が燃料噴射弁の摩耗の主要因とは考え難い。

図3-16は横軸に摩耗幅、縦軸に摩耗深さを取って図3-15の結果をまとめたものである。この結果からニードル、ボディとも摩耗幅と摩耗深さに相関関係がある事がわかり、ノズルの摩耗の大きさを現す指標としてはニードルの摩耗幅を用いればよい事がわかる。

図3-17は、横軸に燃料の25℃における動粘度を、縦軸にその燃料を用いた時のニードルの摩耗幅を示している。この結果からは、基本的には粘度の増加にともなってノズルの摩耗が小さくなるものの、アルコール燃料と炭化水素燃料を比較した場合にはアルコール燃料の方が摩耗が進行する事がわかる。

次に、メタノールを用いた時のシート面の摩耗状況が時間経過にともなって変化する様子を調べた。図3-18は、ノズル温度を常温にして前述と同様な噴射弁単体試験を行った時のニードルシート面の摩耗幅の変化を示している。摩耗幅は試験開始直後から急激に増加するが、時間経過とともにその進行速度が低下している事がわかる。図3-19は4時間、20時間、50時間経過した時のニードル表面の顕微鏡写真であり、図3-20はその摩耗面の形態変化の特徴を模式的に示したものである。4時間の写真では、シート直下で摩耗面が波状に荒れている様子が確認できる。時間が経過するにつれて波状の形態はしだいに消失し、20時間経過した時点ではなめらかな面に遷移している。そして30時間以降では同心円状の条痕が現れるようになった。

これらの摩耗表面に化学変化が生じているかどうかを調べるために、ニードル摩耗面のEPMA分析を行った。①試験前、②波状の表面形態が見られた試験開始4時間後、③試験終了時の50時間後のX線強度比を表3-4に示す。試験前の条件でBaとCが多いのは、ニードル加工時に使用した潤滑油が付着していたためと考えられる。4時間経過、50時間経過のデータとも、S、Cl、Na、O等の腐食の発生にともなって増加する元素の量に変化は見られなかった。この結果は、前述した摩耗面形態の変化が化学的要因によるものというよりも、摩耗の進行にともなうシート面圧の変化によるものである事を示唆している。

図3-21は、メタノール、エタノール、ガソリン、軽油をそれぞれ用いた時の噴射弁試験前後のシート面圧の変化を表したものである。試験前のシート面圧は本来使用する燃料にかかわらず同じであるが、それを2.1節で測定した燃料の耐荷重能で割って無次元化した面圧を示してある。試験前のシート面圧は約4GPaであるが、メタノール、エタノールの耐荷重能はそれより小さいため、試験前の無次元面圧は1を超える値になる。これらのアルコール燃料を用いた場合にはシート面の



摩耗が促進されるために面圧の低下が著しく、50時間後には無次元面圧は0.3程度となる。軽油の耐荷重能はシート面圧の1.2倍ある。軽油を用いた場合にはノズルの摩耗は進行しないため、無次元面圧も変化しない。一方、ガソリンのシート面圧は耐荷重と同程度で、アルコールと軽油の中間的な挙動を示している。メタノールとエタノールはシート面圧が燃料の耐荷重能を大きく超えているために、摩耗が促進されるという考え方が成り立つ。

この考え方に基づいて、前述のメタノールを使用した時の摩耗面の形態変化を考えてみる。試験初期にはシート面圧が高いためにノズル表面に凝着が生じ、それらが波状の条痕となって現れる。その後、摩耗の進行とともに受圧面積が広がって面圧が低下するために、ノズル表面はなめらかな面に遷移する。また、摩耗の進行速度も低下すると思われる。30時間以降に現れる同心円状の条痕はニードルの回転にともなうものと推測される。

### 3.2.3 摩耗の抑制

#### (1) 油性剤と極圧剤

メタノールに油性剤や極圧剤を添加した場合のノズルの摩耗抑制効果を噴射弁単体試験を行って調べた。オレイン酸は0.5wt.%を、リン酸トリメチルは1wt.%をそれぞれメタノールに混ぜて試験を行った。その結果を図3-22に示す。オレイン酸を添加した場合、その摩耗幅に変化はなかった。しかし、摩耗深さに関してはニードルの摩耗深さが $4\mu\text{m}$ から $2\mu\text{m}$ へと改善したものの、ボディでは $5\mu\text{m}$ から $8\mu\text{m}$ へと悪化した。このようにオレイン酸によりニードルとボディとの摩耗深さに著しい差が生じるという興味ある結果が得られたが、その理由は現状では不明である。ノズル温度を $180^{\circ}\text{C}$ に上げた条件でも同様な結果が得られた。

一方、リン酸トリメチルを添加した場合には、その添加量が少なかった事もあって、ノズルの摩耗抑制効果は得られなかった。

#### (2) 材質

ニードル材質を変えた場合の摩耗抑制効果を単体試験を行って調べた。ニードル材質を現状のSKH2（W系高速度工具鋼）に変えて、SKH51（Mo系高速度鋼）とSKD11（合金工具鋼）を用いた。それらの単体試験結果を図3-23に示す。摩耗幅には大きな改善効果は認められなかったが、摩耗深さは両者とも小さくなった。特にSKD11を用いた場合には従来品の半分以下の摩耗深さになった。それらの化学成分を比較した結果を図3-24示す。化学成分を比較すると、SKH2、SKH51、SKD11と摩耗深さが小さいニードルほど炭素とクロムの量が多くなっている事がわかる。このことから、摩耗の低減はCr炭化物が増加して凝着が生じにくくなったためという考え方が成り立つ。

### (3) 表面硬化処理

ニードルに表面硬化処理を施し<sup>(72)(73)</sup>、メタノール燃料を用いた場合のノズルの摩耗抑制効果を調べた。表面硬化処理は①窒化鋼 (SACM645) を用いての窒化処理、PVD法による②CrNおよび③TiNコーティング、④浸漬法によるVCコーティングの4種類を行った。図3-25にそれらの表面硬化処理をしたニードルの硬度を示す。また、本試験に用いたボディの硬度も併記した。単体試験を終えたノズルの摩耗状況を図3-26に示す。ニードルに窒化処理ならびにCrN処理を施した場合には、ニードルの摩耗深さは軽油を用いた時と同等レベルにまで小さくなった。しかし、CrN処理を施したノズルでは、ボディの摩耗が従来のもより増してしまった。一方、窒化処理を施したノズルではボディの摩耗深さも $2\mu\text{m}$ と減少しており、その改善効果には著しいものが認められた。TiNでは逆に、ボディの摩耗深さは $1\mu\text{m}$ 程度にまで低減したが、ニードルは従来品と同程度の摩耗が生じた。最も硬度の高いVCをコーティングしたノズルでは摩耗深さに $1\mu\text{m}$ 程度の改善効果が得られたのみであった。これらの結果の中ではニードルを窒化処理した場合に最もよい結果が得られた。ニードルのみに表面処理を施す場合には、表面処理材のボディ側への攻撃性も考慮して、適切な硬度にする必要がある事がわかる。

これまでの検討結果から、メタノール燃料を用いた場合にも摩耗深さをある程度低減できる事はわかったが、摩耗幅を改善できる見通しはたたなかった。摩耗深さの増減は金属表面で生ずる凝着現象と関連し、摩耗幅はシート面におけるせん断力と関連したものと推測される。摩耗幅の低減に関しては、ノズルのシート角と摩耗の関係を調べていく事が必要と思われる。

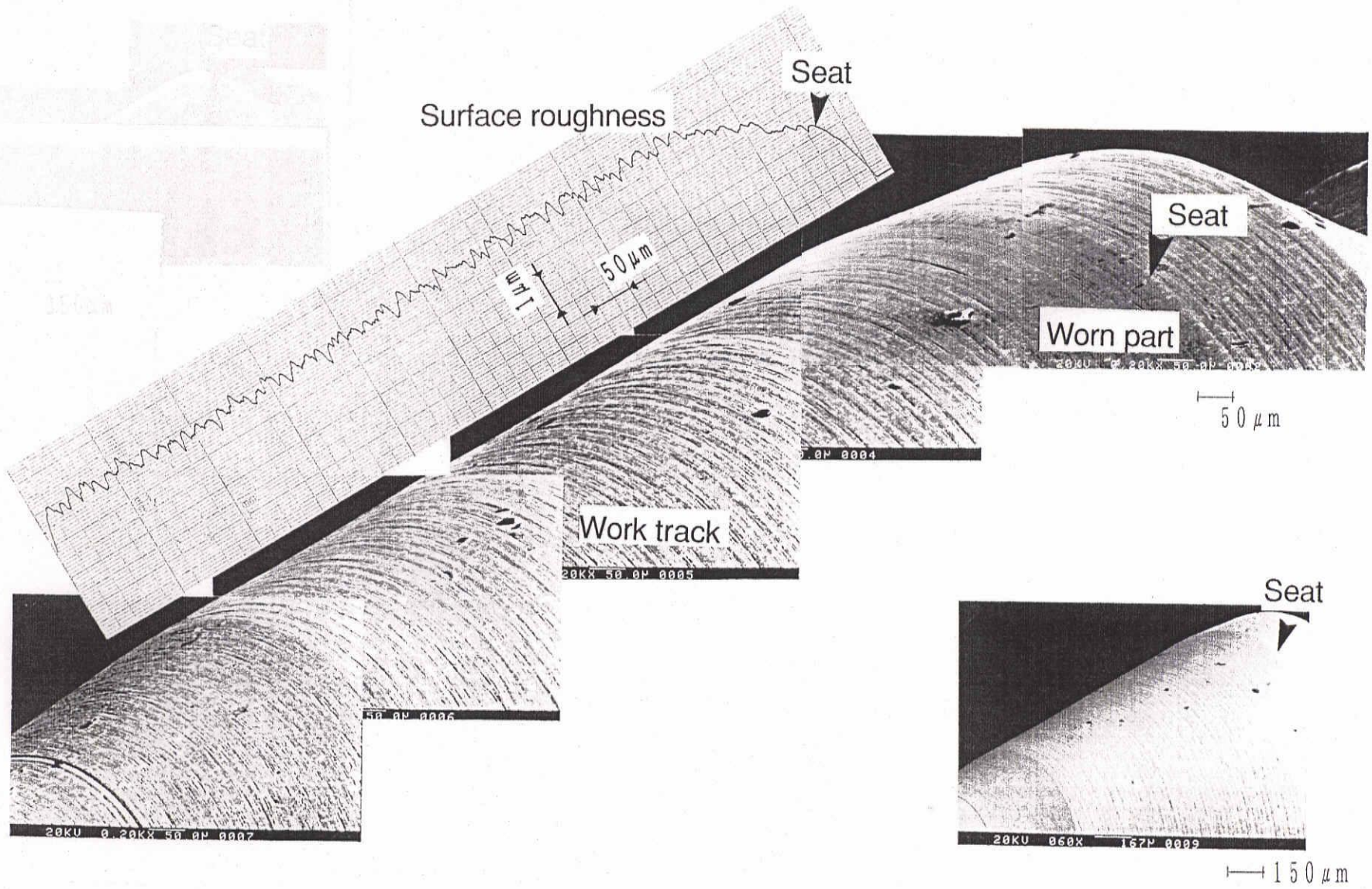


Fig.3-12 Needle valve seat before engine dynamometer test

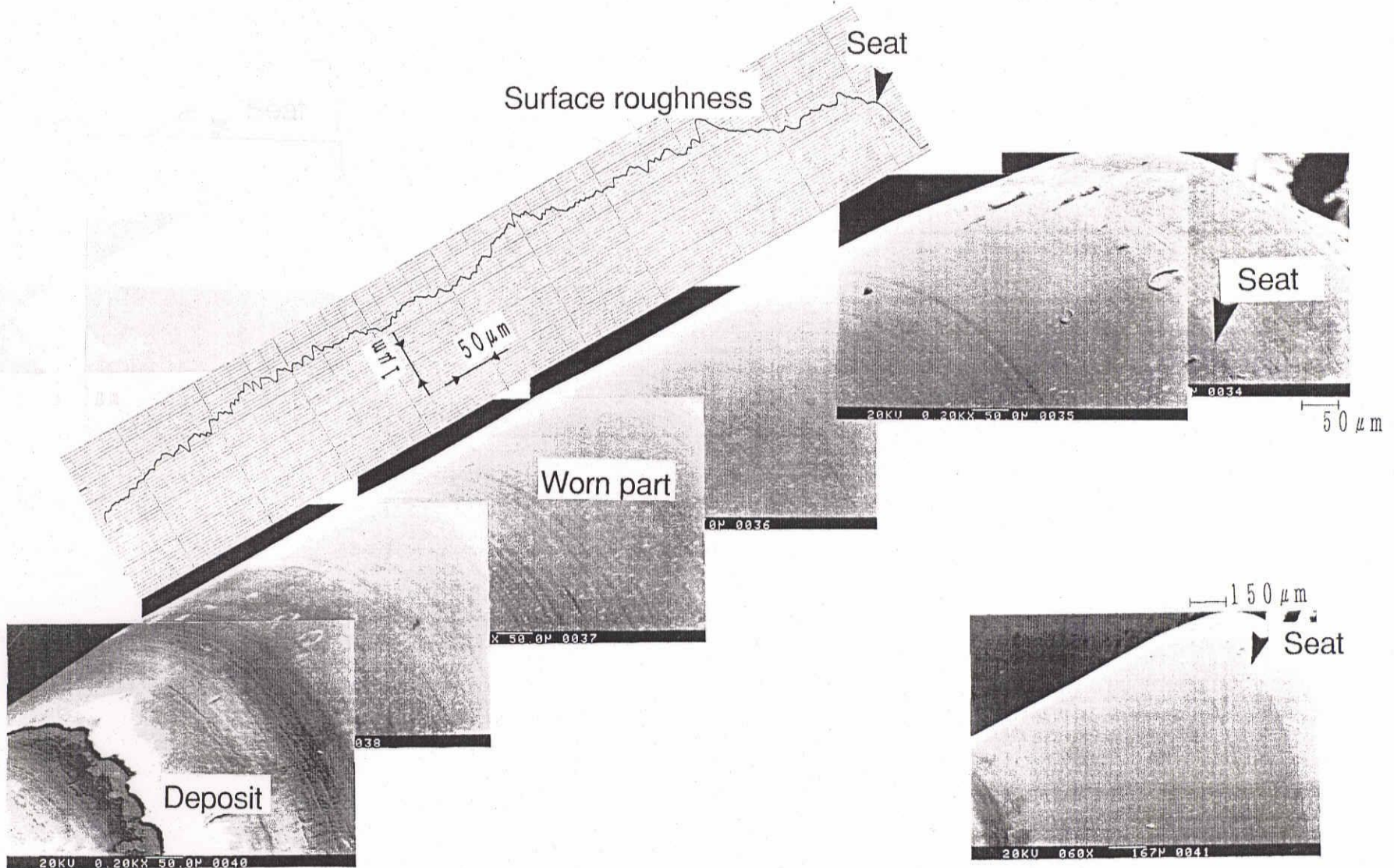
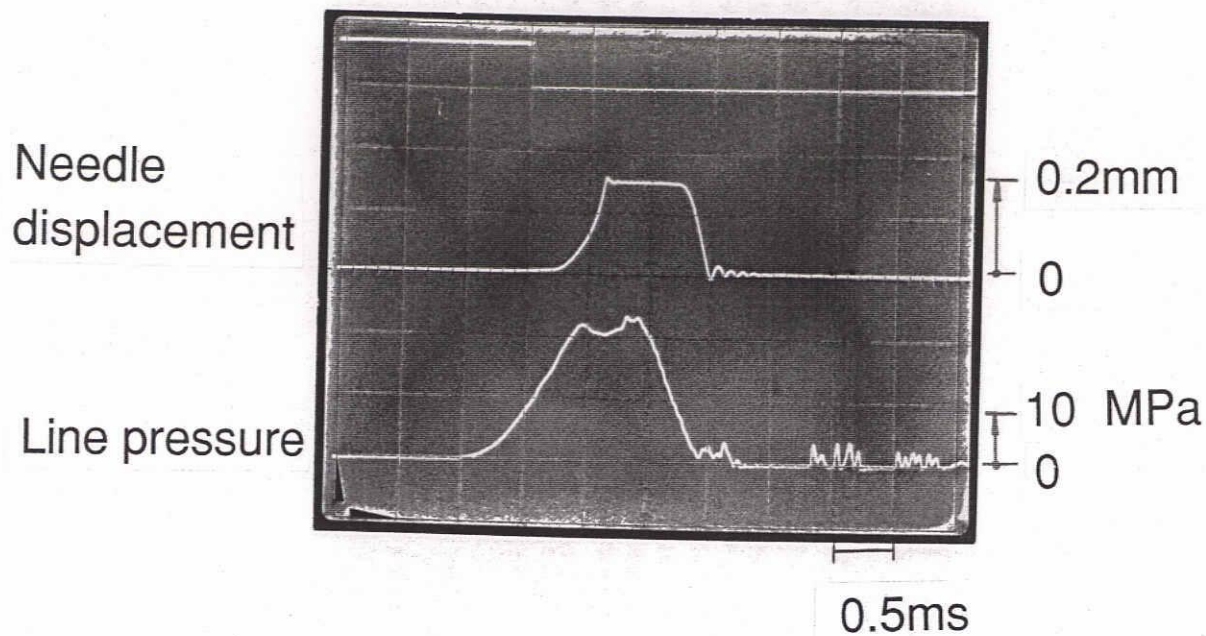


Fig.3-13 Needle valve seat after engine dynamometer test



|                        |                       |
|------------------------|-----------------------|
| Valve opening pressure | 28MPa                 |
| Flow rate              | 50mm <sup>3</sup> /st |
| Pump speed             | 800rpm                |
| Nozzle temperature     | 25°C / 180°C          |
| Test time              | 50h                   |

Table3-3 Injector bench test conditions

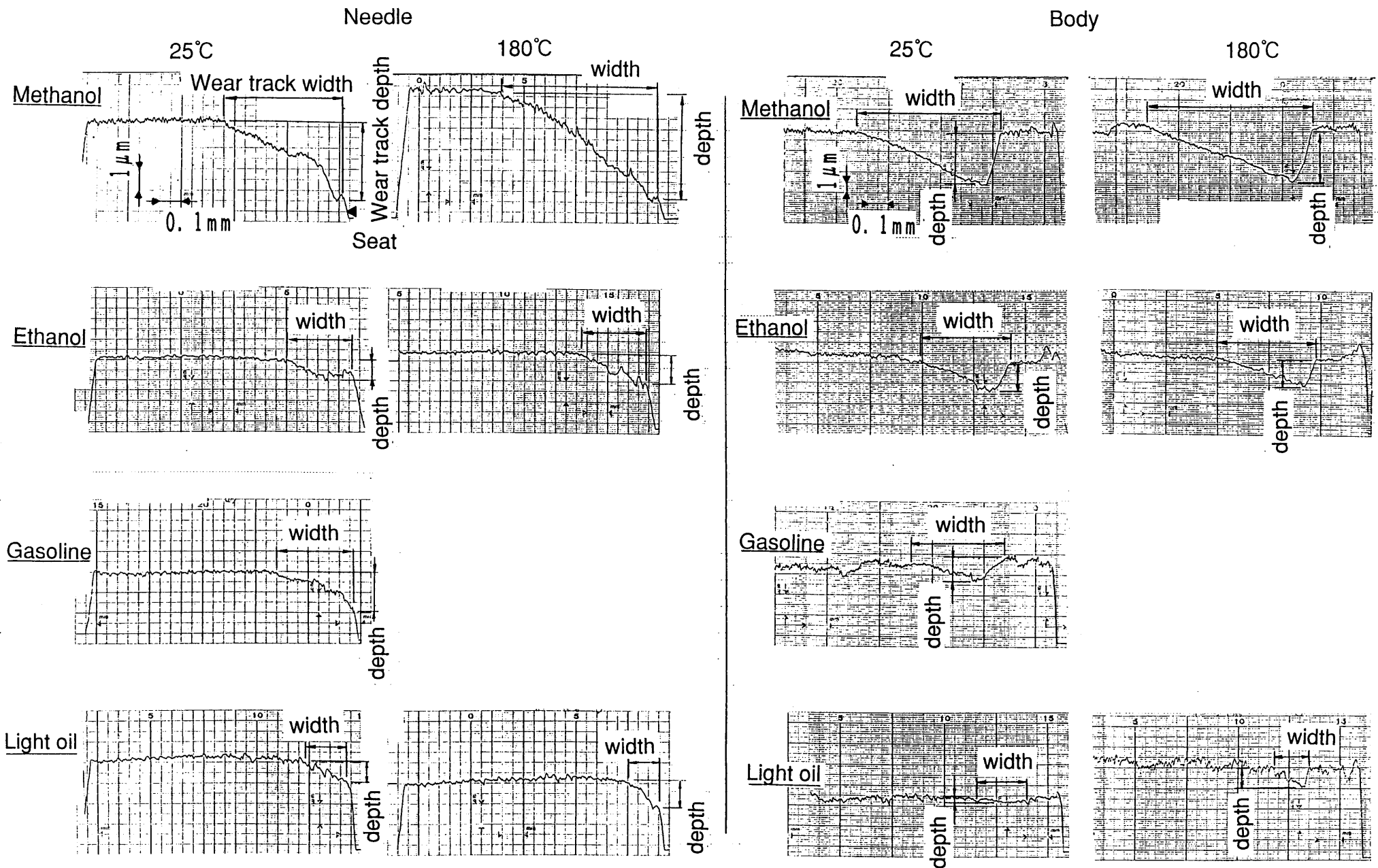


Fig.3-14 Surface roughness on needle and body

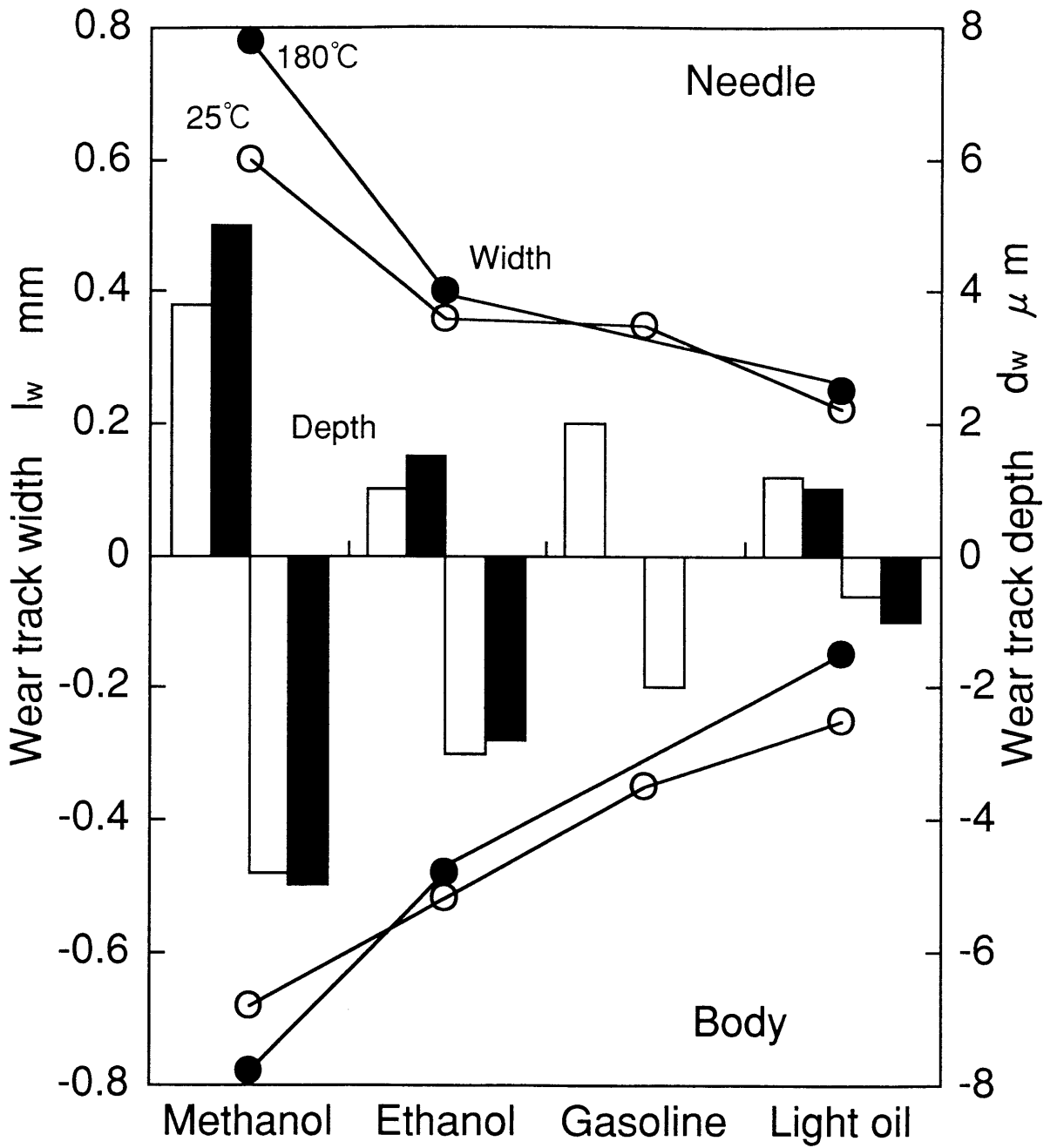


Fig.3-15 Nozzle wear with several fuels

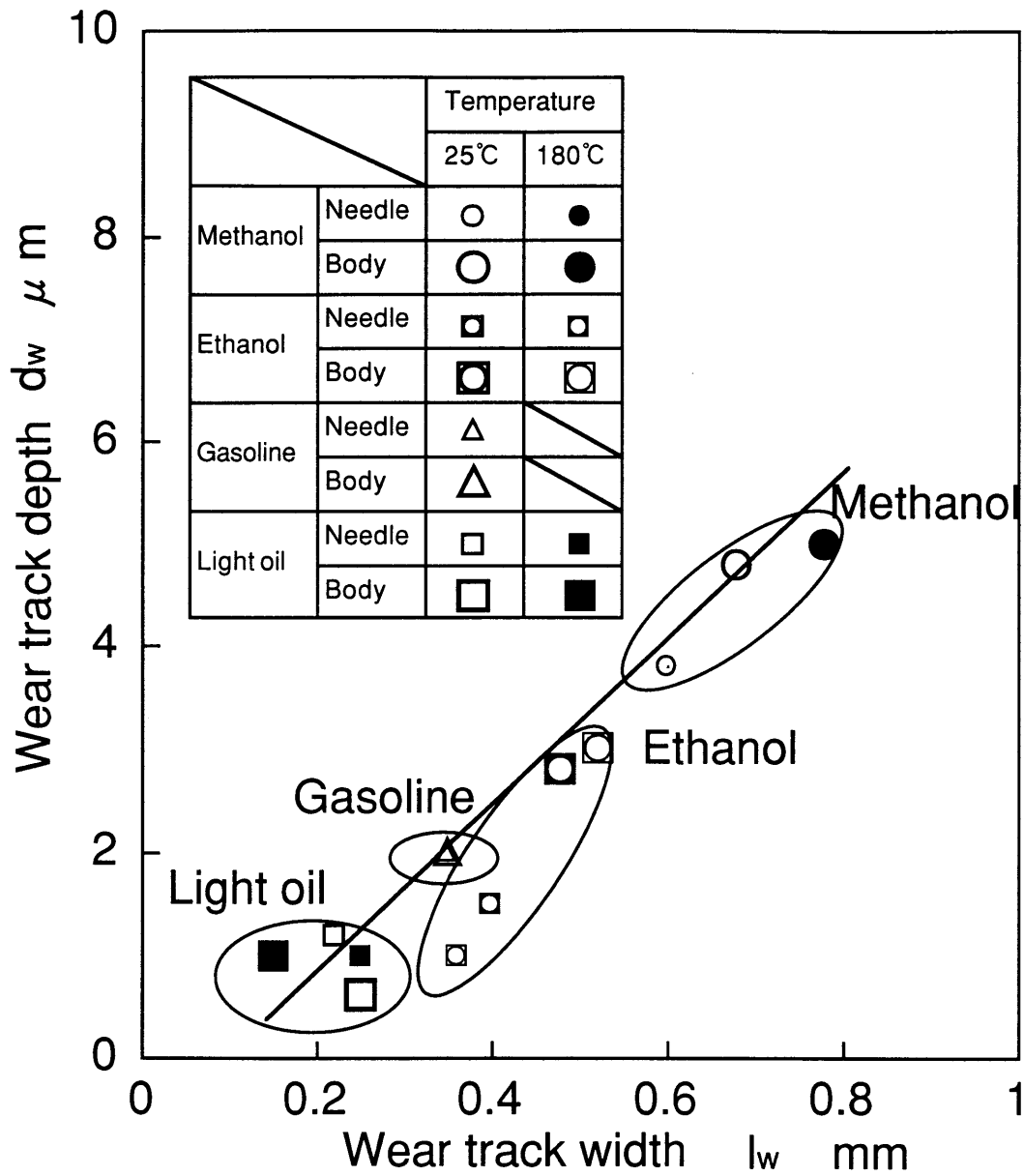


Fig.3-16 Nozzle wear with several fuels



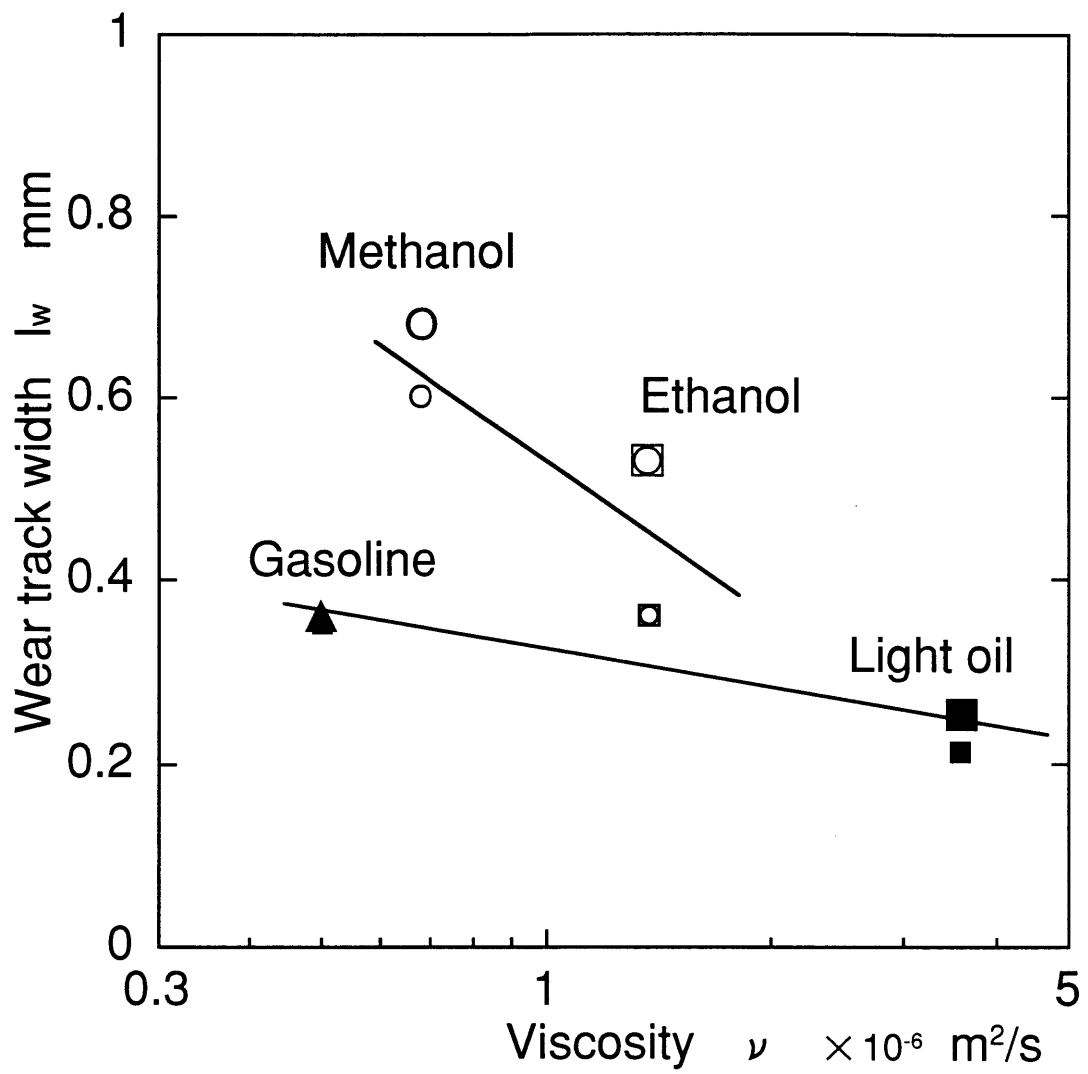


Fig.3-17 Relation between fuel viscosity and nozzle wear

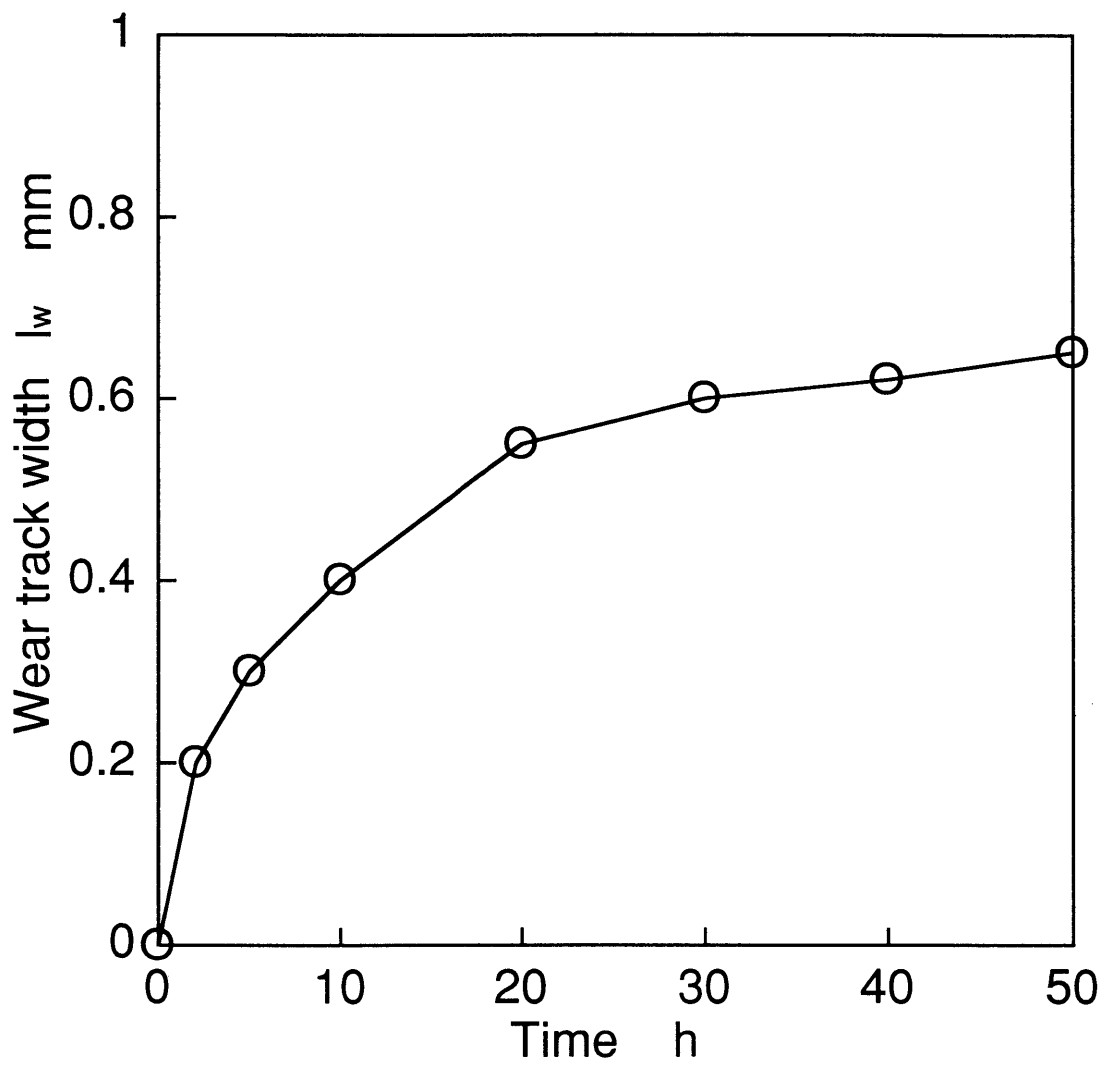


Fig.3-18 Time passage of wear track width in methanol

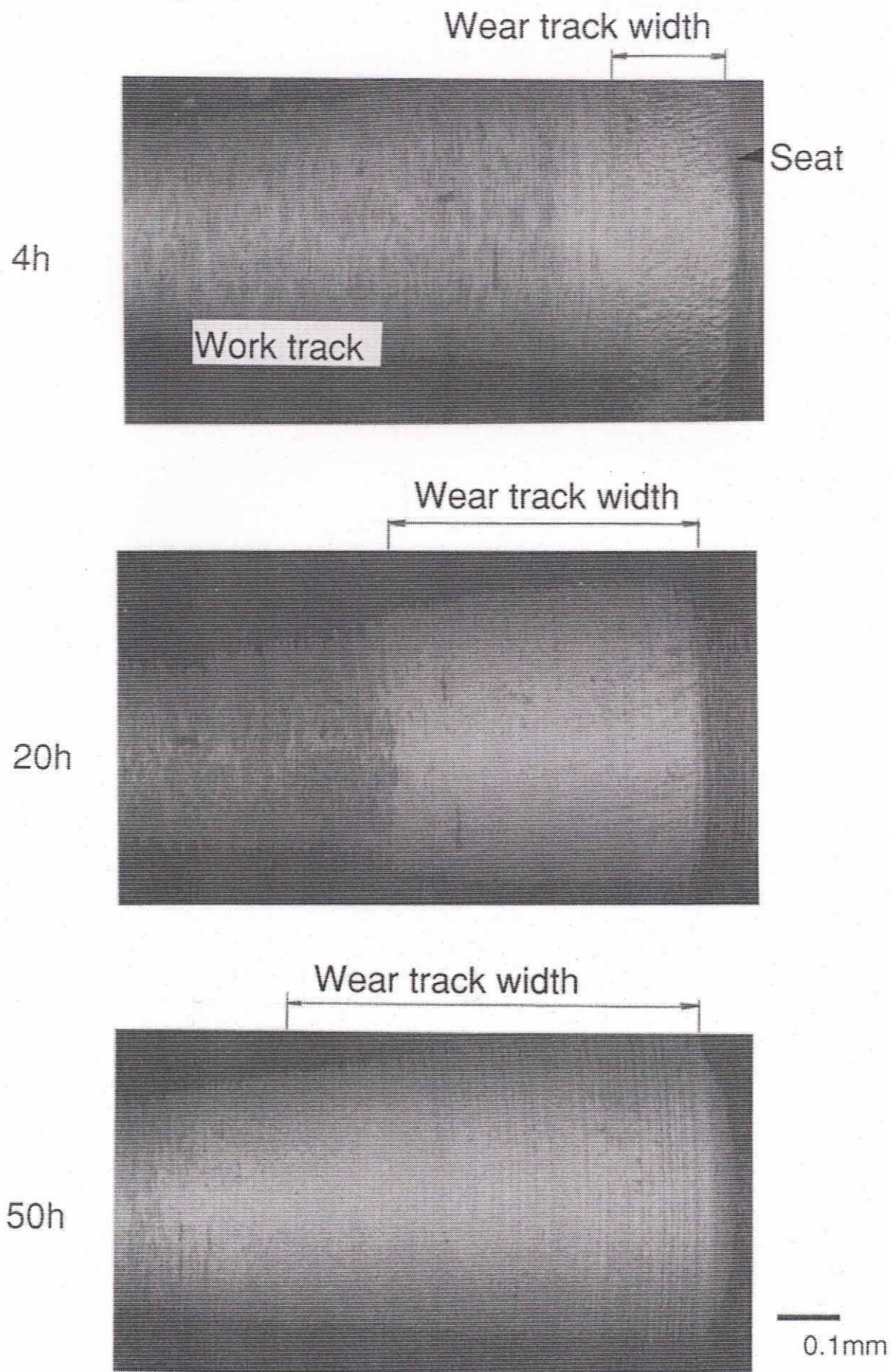


Fig.3-19 Needle valve seat surface

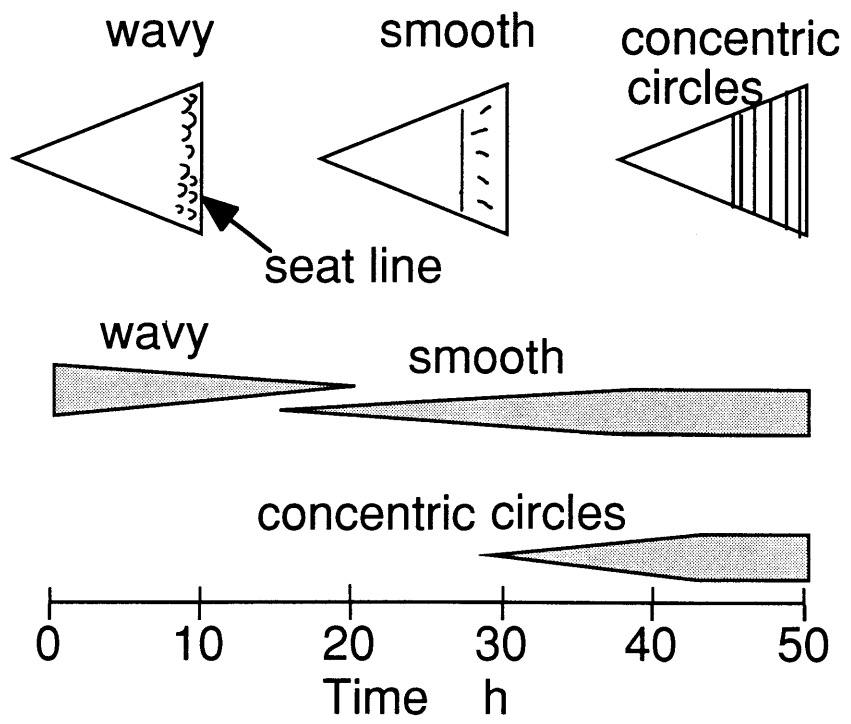


Fig.3-20 Appearance changes of seat surface on needle valve

Table3-4 EPMA results on seat surfaces

| Time | Si  | V   | Cr  | Mn  | Fe | W  | Mo  | S   | P |
|------|-----|-----|-----|-----|----|----|-----|-----|---|
| 0h   | 0.2 | 0.9 | 4.8 | 0.4 | 71 | 14 | 0.3 | 0.1 | - |
| 4h   | 0.2 | 0.9 | 5.7 | 0.4 | 81 | 11 | 0.2 | 0.2 | - |
| 50h  | 0.2 | 0.8 | 5.6 | 0.4 | 77 | 13 | 0.2 | 0.3 | - |

| Time | Cl | K | Ca | Zn | Na | Al | Ba  | O   | C   |
|------|----|---|----|----|----|----|-----|-----|-----|
| 0h   | -  | - | -  | -  | -  | -  | 0.8 | 0.3 | 5.5 |
| 4h   | -  | - | -  | -  | -  | -  | -   | 0.6 | 0.3 |
| 50h  | -  | - | -  | -  | -  | -  | -   | 0.4 | 0.4 |

(Figures show rate of X-ray intensity.)

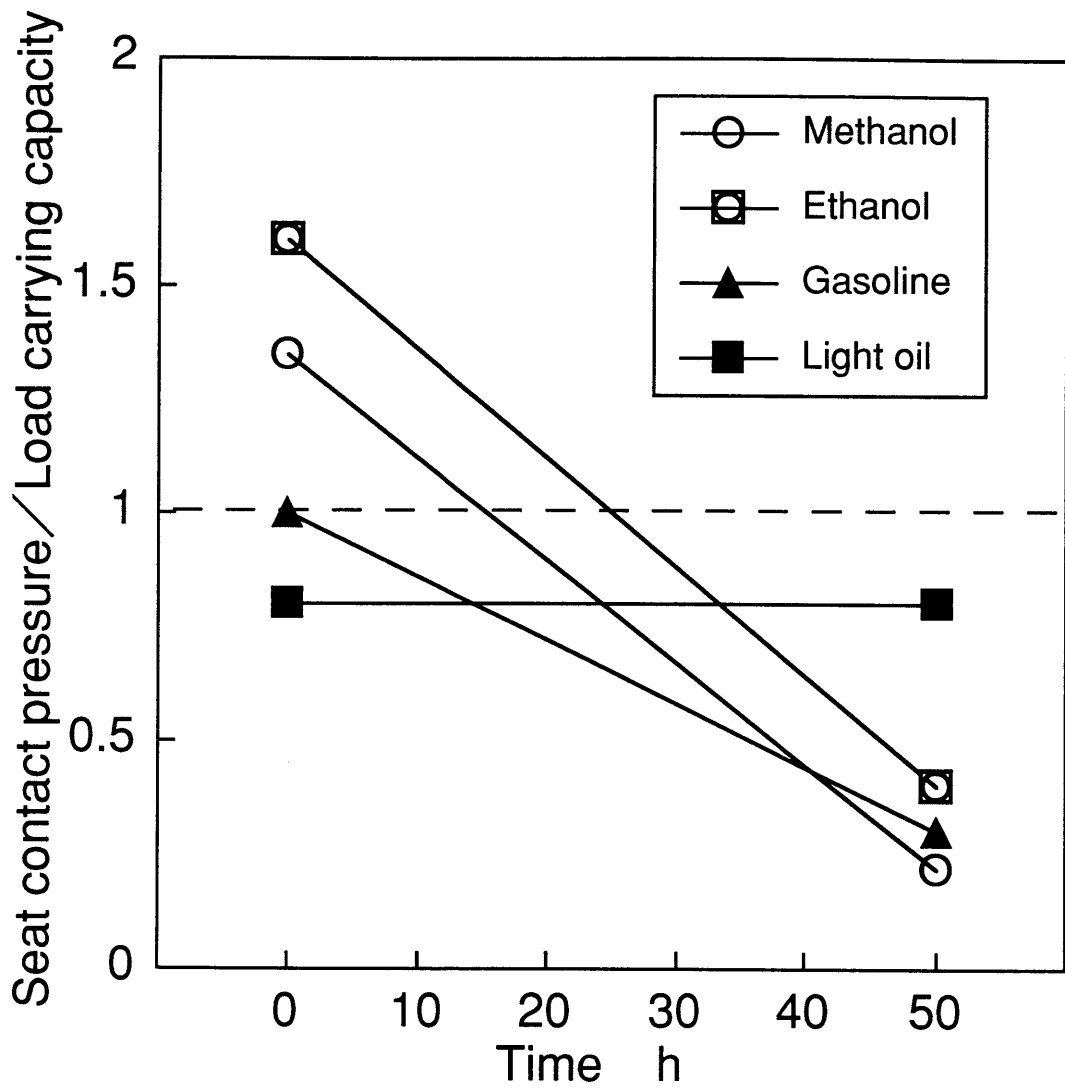


Fig.3-21 Time passage of nozzle seat contact pressure in some fuels

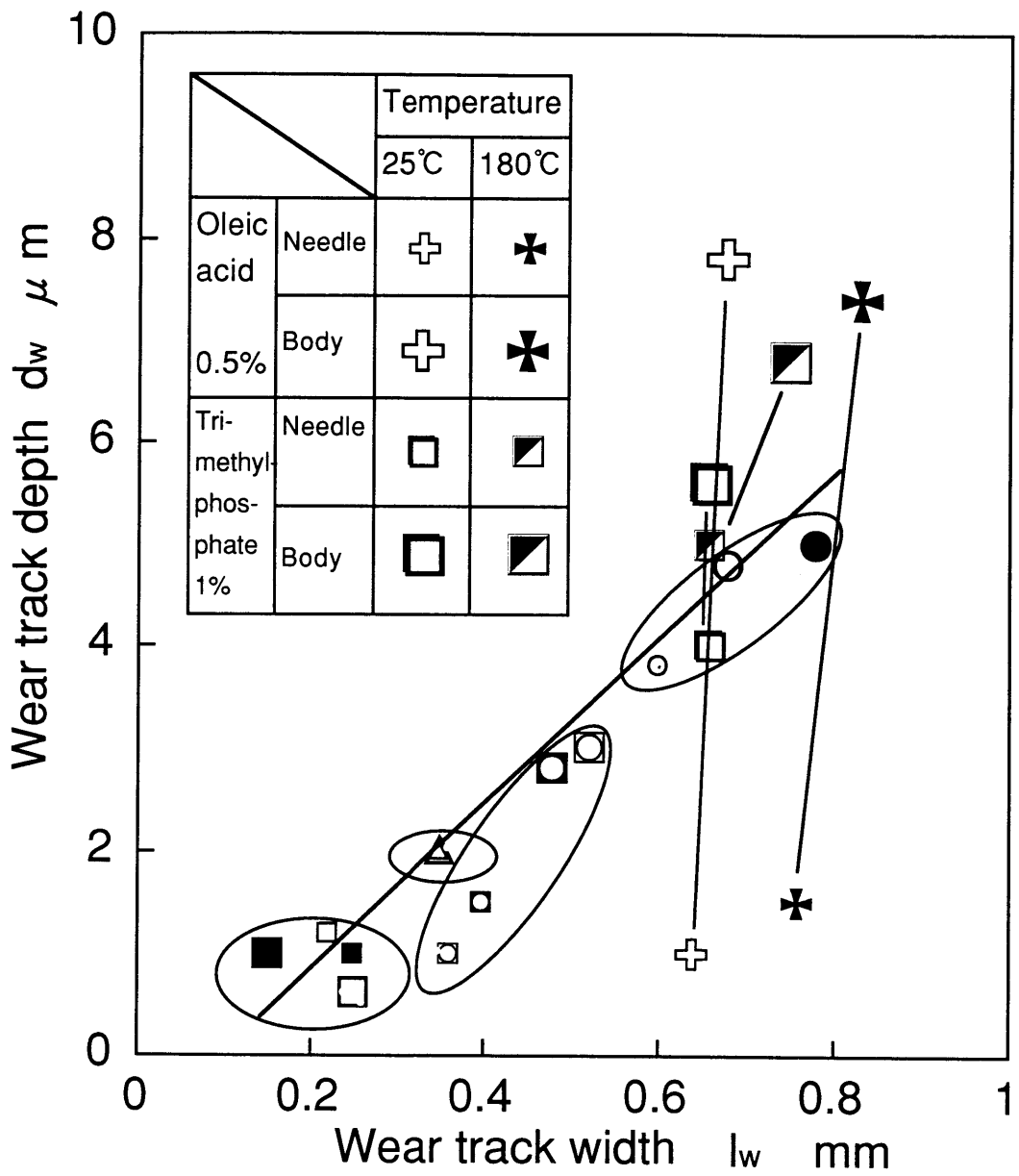


Fig.3-22 Nozzle wear by methanol with additives

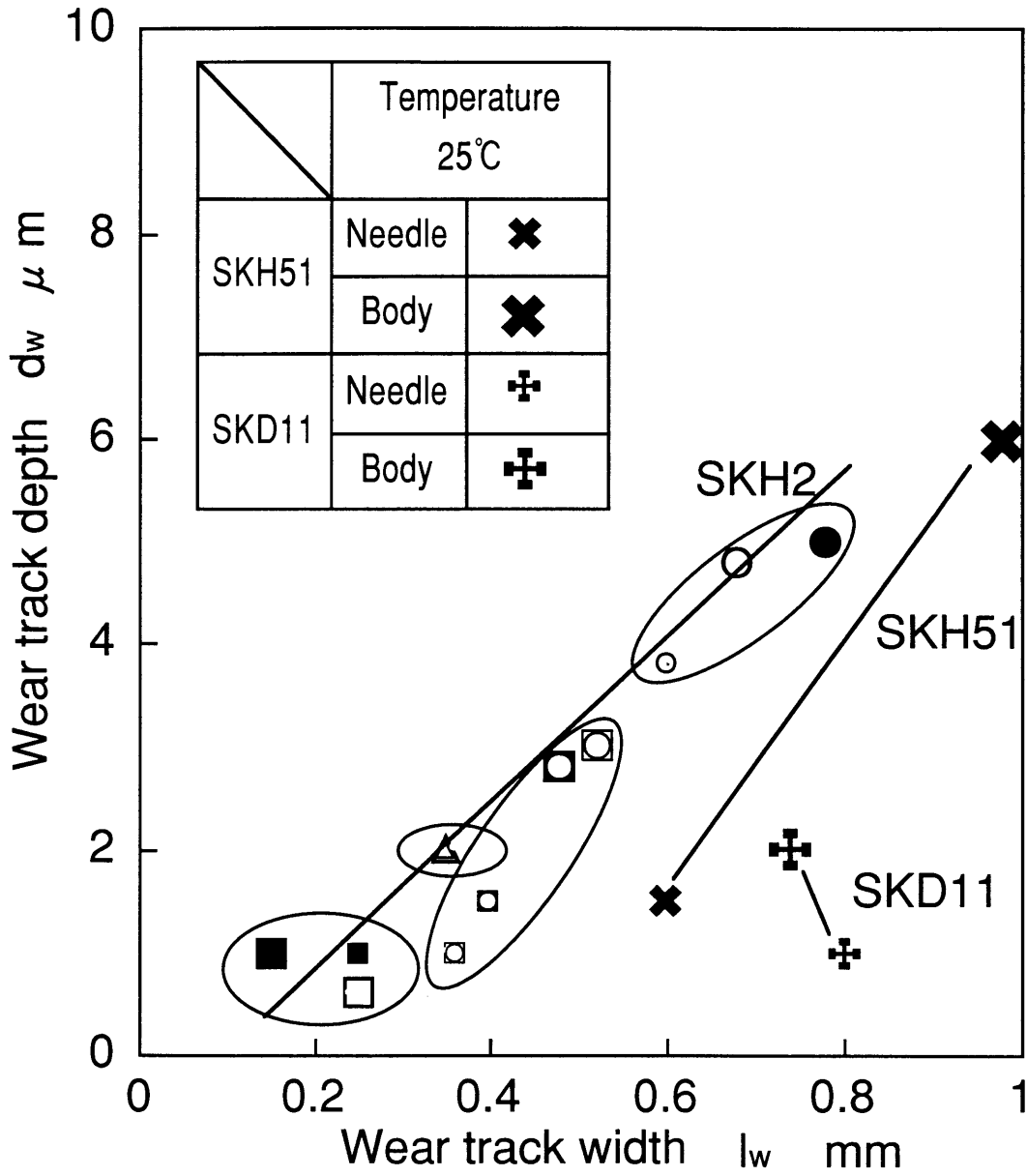


Fig.3-23 Nozzle wear in methanol with several materials



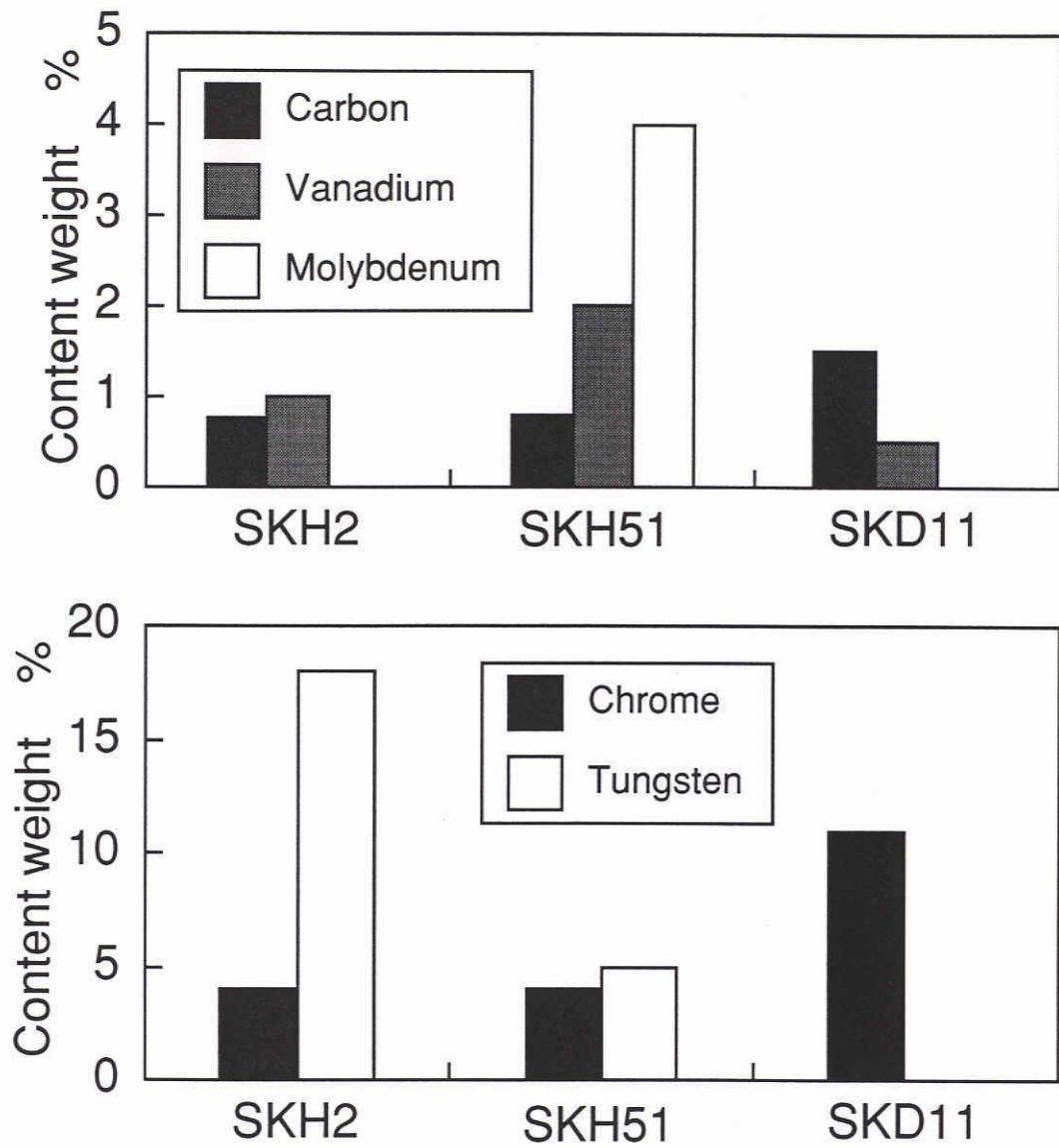


Fig.3-24 Needle valve quality

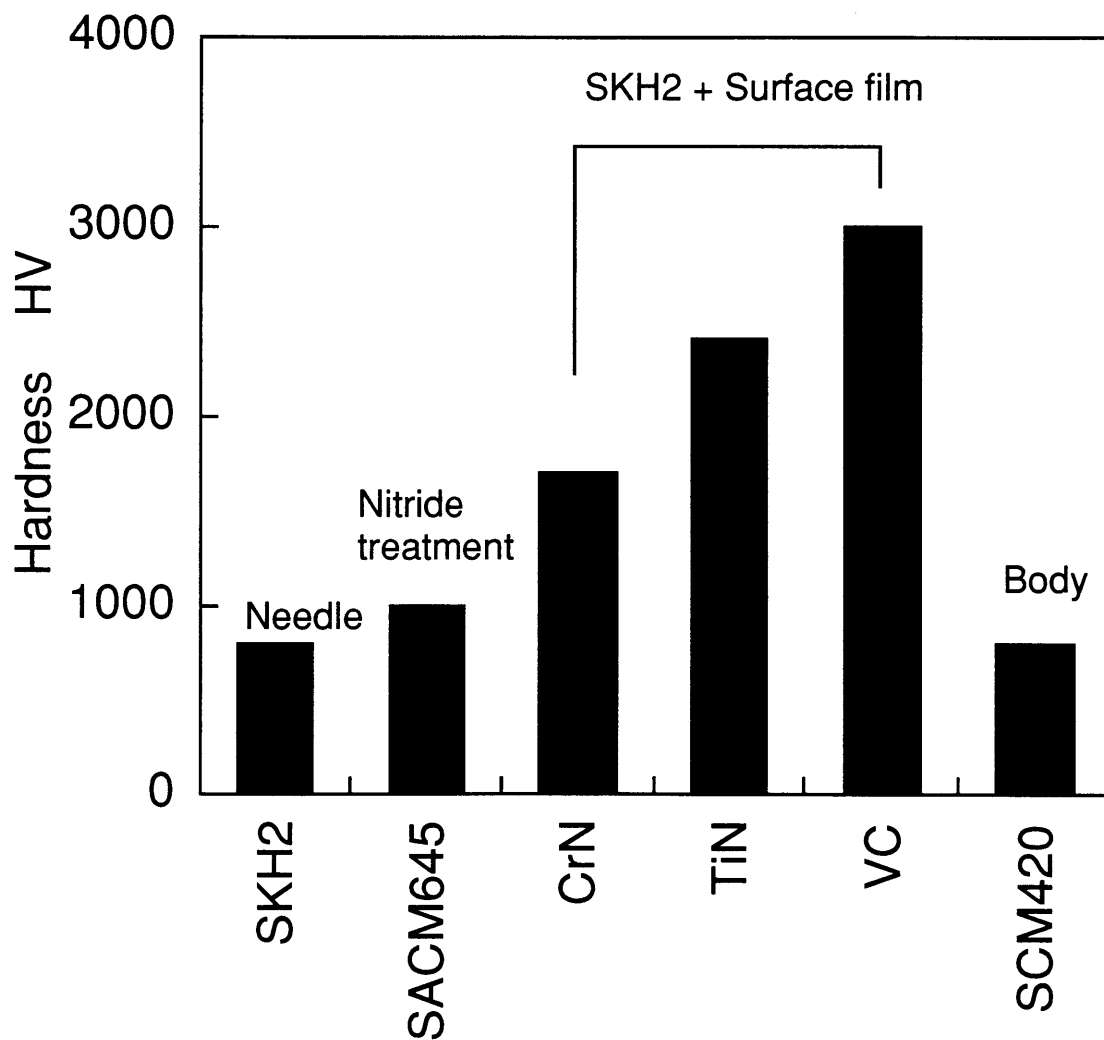


Fig.3-25 Material hardness

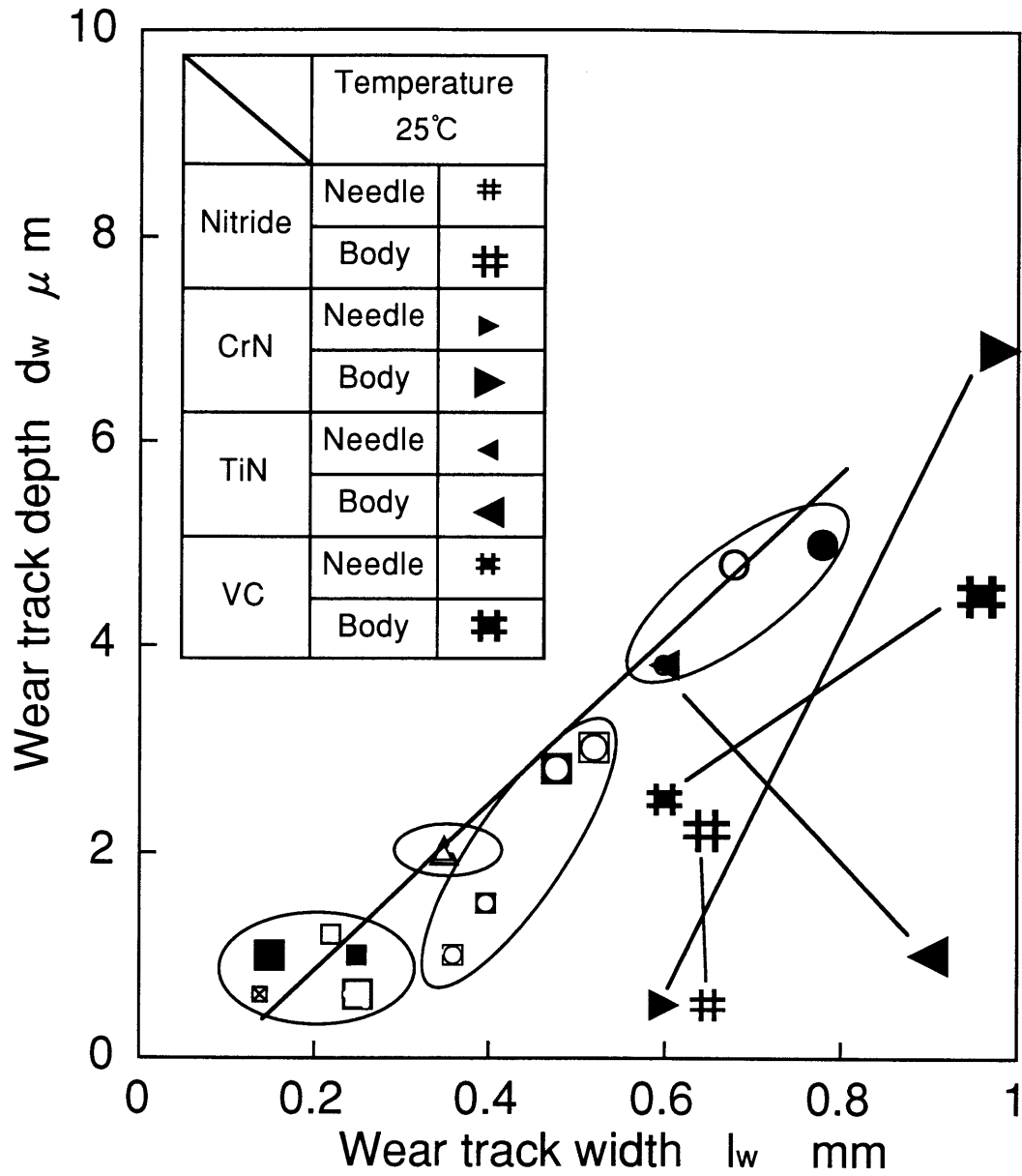


Fig.3-26 Nozzle wear in methanol with surface treatment

## 第 4 章

### 衝突試験

## 4.1 衝突試験装置の製作

### 4.1.1 試験装置の構造

燃料噴射ノズルの材質や燃料の種類を変えた実験を行った結果、アルコール燃料は同一粘度の炭化水素燃料より摩耗が促進する事が明らかになった。また、アルコール燃料は炭化水素燃料と比較して耐荷重能が小さい事もわかった。しかし、耐荷重能の測定は四球試験機を用いた定常摺動試験下での結果であり、この値を繰り返し衝撃荷重が加わる燃料噴射弁の摩耗現象と直接的に関連づけるには問題が多い。

そこで本章では、燃料噴射弁のシート面のように衝撃的な荷重が繰り返し加わる系の摩耗現象を別の観点から解析する事を試みる。具体的には、燃料噴射ノズルのシート面の摩耗現象を単純な構成でシミュレートする装置を製作して、その衝突面における摩擦・摩耗現象を解析を行う。その解析手段としては①摩耗面の観察・分析、②摩擦力の測定、③液膜挙動の把握等が挙げられる。

摩耗面の観察・分析は、SEM等の装置に挿入可能な形状の試料を用いる事に気を配れば、燃料噴射弁の摩耗状況を評価した方法と同様な方法で実施する事ができる。

次に、繰り返し衝突荷重が加わる系で摩擦力を測定する方法を検討してみた。その検討例を図4-1に示す。(a)は定常回転するディスクに鋼球を衝突させてディスクのトルク変化を測定する方法、(b)は固定したディスクの中心軸をはずした位置に鋼球を衝突させてディスクのねじれを計る方法である。(c)と(d)は傾斜した面を持つブロックに鋼球を衝突させる事により、その分力を測定して摩擦力を測る方法である。しかし、鋼球を衝突させた時の接触時間は $\mu$ sオーダーであり、そのすべり距離も弾性変形オーダーと考えられる。そのような状況の中で、衝突時の分力から摩擦力を計測する事は非常にむずかしいと思われる。

また、光学的に液膜挙動を把握する方法として、干渉縞や蛍光から液膜厚さを測定する事が知られている。そのためには光学的な窓を設けて、その窓に対して物体を衝突させる事が必要となるが、燃料噴射弁と同等な荷重条件でガラス製の窓に部材を衝突させる事はむずかしい。比較的単純な構成で液膜挙動を把握する方法としては、電気容量や電気抵抗を測定する事が知られている(5.5)(6.0)(6.1)。

数GPaという高い面圧を繰り返し生じさせるには、鋼球を利用する事が有用である。そこで本研究では、電磁アクチュエータを利用して鋼球を平板に衝突させて、燃料噴射弁の運動を模擬する事にした。そして、鋼球が平板に衝突した際の液膜の挙動を把握するために、鋼球と平板間の接触電気抵抗を測定して、数GPaの衝突荷重が繰り返し加わる液体中での摩耗と液膜の関係を探る事とした(7.4)。鋼球が衝突する際の衝撃力は数 $\mu$ sオーダーで変化する事が予想されるが、圧電型のロードセルを使用すれば、衝突力の時間履歴も測定できると思われる。

図4-2に衝撃試験装置の構造原理を、図4-3に主要部品の写真を示す。本装置は、電磁アクチュエータ①を用いて、液体燃料中⑦で鋼球②を平板③に繰り返し衝突させる。液体燃料はタンク⑥に供給するが、導管を経て本体⑩に導いている。タンクはガラス製で、その内容量が容易に目視できる。また、タンクの取付け位置を調整する事で液面高さが変わるため本体内の燃料量を変化させる事ができる。電磁アクチュエータはE型のヨーク⑫とI型のアマチュア⑬で磁気回路を構成し、ケイ素鋼を用いて所定の電磁力を発生するように設計してある<sup>(75)</sup>。アマチュアにはロッド⑤が取付けられている。さらに、そのロッドにはホルダ⑮を介して鋼球が取り付けられているため、鋼球はアマチュアと一体となって運動する。平板は電氣的に絶縁した状態で本体に固定する。ロッドが本体と摺動する部分は熱処理を施して表面硬度をHRC60程度にしてある。電磁アクチュエータには種々の強さのばね④が挿入できるが、座金⑭の厚さを変えてばね力を調整する事もできる。衝突時の荷重はロッドに取り付けた圧電型ロードセル⑧（KISTLER社製、9011A）で測定する。鋼球の運動は、アマチュアに固定した計測ロッド⑯の変位を渦電流式変位センサ⑨（電子応用社製、PU-05）で測定する。

試験に用いた試料の性状を表4-1に示す。鋼球と平板の材質はSUS440Cで、オートタイプメタノールエンジン用燃料噴射弁のノズルと同材質である。鋼球は市販の軸受用鋼球（JIS等級3）を用いており、平板はその表面を研削加工により所定の表面粗さに仕上げている。

鋼球が平板に衝突した時の接触電気抵抗を測定する回路を図4-4に示す。直流電源と100Ω抵抗とを直列に接続して、鋼球と平板間の電圧変化を測定する。電圧の印加が摩耗に及ぼす影響も懸念されるが、0.1V以下であれば0Vの場合とほとんど同じである事が知られており<sup>(61)</sup>、本試験でもその研究結果を参考にして印加電圧を50mVとした。なお、参考データとして、鉄とメタノール・エタノール・トルエンの電気伝導度を表4-2に示した。アルコールと炭化水素とでは電気伝導度が異なるが、金属の伝導度と比較した場合には無視できるオーダーである事がわかる。

この接触電圧信号と圧電型ロードセル出力、ならびに変位センサ出力を電磁アクチュエータのトリガー信号に同期させてA/D変換メモリ（岩崎通信社製、DM-501）に入力する。A/D変換メモリの記憶容量は10bit、4kwordで、時間分解能は2μs/wordである。これらの信号はパーソナルコンピュータを用いて演算処理を行う。この測定系の構成を図4-5に示す。

#### 4.1.2 試験装置の性能

衝撃試験装置の駆動状況を図4-6に示す。電磁アクチュエータは24Vの定電圧電源を用いて駆動する。電圧は発振器の信号でトランジスタをスイッチングできるようにしてあり、アクチュエータの駆動周波数を0.01Hzから10Hzの範囲で選択できる。トランジスタをONにしてコイルに電流を供給すると、アクチュエータに電磁力が発生する。ばね力より電磁力が大きくなった時点で鋼球

が上方へ変位し始める。本実験では鋼球の変位量を0.26mmに設定してある。次に、電流を遮断すると、鋼球はばね力の作用により平板に衝突する。この条件では1回のアクチュエータの作動(1サイクル)に対して十数回におよぶ衝突を繰り返す。鋼球が平板に衝突した時の衝突荷重と接触電圧が変化の様子が図中からわかる。図4-7にメタノール、エタノール、ガソリンを用いた時の1サイクルの最大衝突荷重の変化を示す。衝突回数の増加にともなって最大荷重が低下する様子が把握できるが、液体の種類を変えた場合でもその荷重値に差がない事がわかる。

本試験では、ばね定数が100N/mm, 50N/mm, 10N/mmの3種類のばねを用いて実験を行った。3種類のばねを用いた時に鋼球が平板に衝突する直前の速度と最大荷重を表4-3にまとめるとともに、1回のアクチュエータの作動における一番始めの衝突の荷重履歴を図4-8に示した。この装置では1~3GPaの接触面圧を発生させる事ができる。本装置と燃料噴射弁のシート面圧、振り子試験機や四球試験機で生ずる面圧範囲を線図上で比較した結果を図4-9に示す。

## 4.2 摩耗試験

### 4.2.1 摩耗の経時変化

メタノール中で試料の摩耗状況を調べた。アクチュエータには100N/mmのばねを挿入し、その駆動周波数を10Hzに設定した。図4-10と図4-11は衝突試験によって平板に生じたくぼみ深さとくぼみ直径の時間経過を示したグラフである。くぼみ深さは $1 \times 10^4$ サイクル時に $4 \mu\text{m}$ 程度であったものが、 $20 \times 10^4$ サイクルでは $8 \mu\text{m}$ に達した。一方、くぼみ直径は $1 \times 10^4$ サイクル時に0.8mm、 $20 \times 10^4$ サイクル時に0.9mmとくぼみ深さに比べて変化する割合が非常に小さかった。図4-12には、 $2.2 \times 10^4$ 、 $8.6 \times 10^4$ 、 $17.2 \times 10^4$ サイクル時における平板にできたくぼみの表面形態を示す。 $2.2 \times 10^4$ で既にくぼみ表面には小さな凹凸が見られるが、サイクル数の増加にともなってその凹凸が次第に大きくなっている様子が観察できる。

このように衝突試験機を用いてメタノール中で摩耗試験を行った場合にも、試料表面には燃料噴射ノズルに類似した多数の凹凸が生じたが、時間経過にともなう摩耗面の形態変化は生じなかった。この試験では衝突力が平板表面に垂直に加わるために、表面せん断力はノズルに比較して小さい。その結果、面圧の変化が少なくなって、摩耗面の形態変化が生じなかったと考えられる。

### 4.2.2 燃料の種類と摩耗の関係

メタノールとエタノールとガソリンの摩耗状況を比較した<sup>(76)</sup>。アクチュエータには100N/mmのばねを挿入し、駆動周波数を10Hzに、衝突サイクル数は $17.2 \times 10^4$ とした。この試験で生じた平板のくぼみ形状とその内面の表面粗さを触針式粗さ計で測定するとともに、それらの表面を光学顕微鏡とSEMを用いて観察した。平板上にできた衝突痕のくぼみ深さを比較した結果を図

4-13に示す。メタノールを使用した場合には、くぼみの最大深さは約 $7.6\ \mu\text{m}$ あった。一方、エタノールとガソリンを使用した場合のくぼみ深さは両者とも $6\ \mu\text{m}$ 程度であった。

次に、くぼみ表面の形態を比較する。図4-14と図4-15にメタノールを用いた時のくぼみ表面の写真と表面粗さの測定結果を示す。くぼみの表面には多数の凹凸が存在し、くぼみ中心部の方が周囲部より凹凸が大きくなっている。中心部の凹凸の深さは $1\ \mu\text{m}$ 程度であった。また、平板に認められた凹凸と同様の形態が鋼球表面にも転写されていた。

図4-16と図4-17にエタノールを用いた時のくぼみ表面の写真と表面粗さの測定結果を示す。エタノールではくぼみの最大深さは $6.1\ \mu\text{m}$ 、表面の凹凸の深さは $0.5\ \mu\text{m}$ 以下であった。メタノールに比較してくぼみ深さおよび表面の凹凸とも小さくなっている。また、SEM写真では、くぼみ表面にまだ平板試料作成時の研削痕が残っている事が確認できる。くぼみの直径はメタノールの場合と同程度であった。

図4-18と図4-19にガソリンを用いた時のくぼみ表面の写真と表面粗さの測定結果を示す。ガソリンでは、平板の最大くぼみ深さはエタノールと同程度であるが、表面形態の変化はほとんど認められず、直径数 $\mu\text{m}$ 程度の微小痕が点在しているのみで、平板表面の研削痕がくぼみ全体に残っていた。

メタノールの方がガソリンより摩耗が促進する事、メタノール使用時の試料表面に明確な凹凸が認められる事は、噴射弁シート面の摩耗状況<sup>(31)</sup>と同様であり、本試験装置で噴射弁シート面の摩耗現象をシミュレートできる事がわかった。

#### 4.2.3 EPMA 分析

メタノール、エタノール、ガソリンを用いて $17.2 \times 10^4$ サイクルの衝突試験を行った前後の化学成分の変化を調べるため、プレートに形成されたくぼみ表面のEPMA分析を行った。これらの表面形態は燃料の種類により異なるが、いずれの条件においても凹凸が存在しており、凹の部分と平坦な部分の2箇所化学成分を測定した。その結果を表4-4に示す。ガソリンの場合にのみS, Pn, ZnとBa元素が検出された。これらはガソリンに含有されている成分が検出されたものと考えられる。また、いずれの燃料を用いた場合にも酸素元素が増加している事がわかる。これらの酸素元素の増加は凹の部分の方が平坦な部分より多くなっている。このような凹の部分での酸素の増加は、その部位で酸化反応の進行がより顕著になっている事を示しているのか、あるいは、炭化物の脱落にともなう見かけ上のものなのかを現状のデータのみから特定する事は困難である。いずれにしても、メタノールを用いた時にみられた多数の凹凸が化学反応による可能性があるという結果は、ここでも得られなかった。



## 4.3 接触電気抵抗の測定

### 4.3.1 接触電気抵抗と摩耗の関係

鋼球が平板に衝突する時の衝突荷重と接触電気抵抗をメタノール，エタノール，ガソリン中で測定した。ばね定数は摩耗試験の時と同じ100N/mである。駆動周波数を変えても接触抵抗の挙動が変わらない事が確認できたので，アクチュエータの駆動周波数を1Hzにして実験を行った。本装置は1回のアクチュエータの作動に対して十数回におよぶ衝突を繰り返す事を前に述べたが，ここでは最初の衝突のみを検討の対象にした。その結果を図4-20に示す。試料間の接触電気抵抗が無限大の状態を接触比0，試料間に金属接触が生じてその間の電気抵抗が0になる状態を接触比1と定義する。つまり，接触比0.5とは鋼球と平板間の接触抵抗が挿入抵抗（100Ω）と同じ値になっている事を意味している。鋼球と平板が接触している時間はおよそ200μsであり，燃料が変わっても衝突時の荷重履歴に大きな変化はみられなかった。一方，接触比は燃料の種類により大きく変化し，メタノール，エタノール，ガソリンの順で鋼球と平板間の接触が起こりにくくなった。この結果は，燃料中の鋼球と平板の金属接触の生じやすさと摩耗の大きさとに相関関係がある事を示している。

衝突荷重と接触比の関係を衝突荷重 - 接触比線図に現してみた。その結果を図4-21に示す。メタノールでは衝突荷重の増加にともなって接触比も単調に増加し，衝突荷重が200N程度に達した時に接触比が1に至る。エタノールでも衝突荷重の増加にともなって接触比が単調に増加するが，メタノールに比較して接触比の増加割合は小さくなっている。衝突荷重が最大値を過ぎてから接触比が1に至るため，衝突荷重と接触比に位相差が生じてヒステリシスが発生している。一方，ガソリンでは，衝突荷重の増加過程で接触比が増加する割合が大きく変化している。接触比は300Nから急激に増加するが，600N以降では再度増加割合が低下する。ここでも最大荷重に達した後に接触比が1に至り，エタノールの場合より大きなヒステリシスが生じている。このように，衝突荷重と接触比の関係を衝突荷重 - 接触比線図に現すと，衝突荷重が加わった時の燃料の特性違いを明確に現す事ができる。

燃料によって衝突荷重 - 接触比線図特性が異なる原因として，燃料の粘度の圧力依存性の違いが考えられる。鋼球が平板に衝突した時には，その間に形成される液膜の圧力が増加する。メタノールのような高圧時の粘度が低い燃料<sup>(40)</sup>では，鋼球が平板に衝突した時に形成される液膜の粘度増加は小さく，金属接触が進行しやすい。しかし，ガソリンでは液膜の圧力増加にともなう粘度増加がメタノールより大きいため，衝突荷重が加わった時の金属接触の度合いがメタノールやエタノールに比較して小さいと考えられる。そして，この金属接触状況の違いが摩耗状況の差となっても現れると考えられる。メタノール試験時に生じたくぼみ表面の凹凸は，鋼球と平板

が金属接触した時に生じる凝着痕と推測される。

#### 4.3.2 アルコール中の接触電気抵抗

接触電気抵抗の示す意味をより深く理解するために、試験条件を広げて実験を行った。メタノール、エタノール、プロパノールのアルコール中で (a) 100N/mm, (b) 50N/mm, (c) 10N/mm のばねを用いて鋼球が平板に衝突した時の接触電気抵抗を測定した結果を図4-22から図4-24に示す<sup>(77)</sup>。図中の縦細線はそれぞれの条件で衝突荷重が最大になる時期を示している。

メタノールの100N/mmの条件では、0.02ms程度の時間で接触比が1に達する。そして、接触比1の状態が0.15ms程度継続した後、接触比が低下する。エタノールの100N/mmの条件では、メタノールより接触比の増加速度が遅くなる。接触比は正弦関数的に変化して、0.1ms程度で最大値1に至る。プロパノールの100N/mmの条件でも、接触比は正弦関数的に変化するが、その最大値は0.8で留まる。このように、鋼球が平板に衝突する時の接触電気抵抗を測定する事により、アルコールの炭素数が増加するにつれて鋼球と平板間の金属接触が生じにくくなる状況を把握する事ができる。

エタノール中でばね力を (a) 100N/mm, (b) 50N/mm, (c) 10N/mm と変えて衝突試験を行った時の接触比が変化の様子を説明する。接触比は正弦関数的に変化するが、ばね力の低下にともなって最大接触比が小さくなり、金属接触が生じている時間が長くなる。このような傾向は、メタノールやプロパノール中でも同様であった。

#### 4.3.3 パラフィン系炭化水素中の接触電気抵抗

ペンタン、ヘキサン、ヘプタンのパラフィン系炭化水素中でも同様の試験を行った<sup>(78)</sup>。(a) 100N/mm, (b) 50N/mm, (c) 10N/mmのばねを用いて鋼球を平板に衝突させた時の接触比を図4-25から図4-27に示す。パラフィン系炭化水素中の接触比の挙動は、アルコールに比較してサイクル間の変動が大きくなった。そのため、図中に10サイクル分の接触比の履歴を表示した。ペンタンの100N/mmの条件では、接触比は衝突開始から0.02ms程度の時間で急激に増加する。そして、0.18ms程度までは0.5～0.9の間で一定値を保持し、その後低下する。このように接触比は矩形的に変化して、最大値が1に至る事なく一定値を保つ。これは、衝突荷重が増加しても鋼球と平板の金属接触面積が増えない事を意味する。ヘキサンの100N/mmの条件では、サイクル毎の変動がさらに拡大する。ペンタンの時と同様に、接触比が矩形的に変化するサイクルもあれば、接触比の立上り勾配が小さくなったり、衝突開始直後に接触比が増加しない不動帯域ができたりするサイクルもある。ヘプタンの100N/mmの条件では、接触比がペンタンやヘキサンに比較して小さくなり、サイクル間の変動も増す。このように、パラフィン系炭化水素の場合でも、炭素数の増加

にともない，鋼球と平板間の金属接触は生じにくくなる．そして，パラフィン系炭化水素では接触比のサイクル間変動がアルコールに比較して大きくなる事が特徴である．

ペンタン中でばね定数を変えて，衝突時の最大荷重を小さくした時の接触比の変化について述べる．ばね定数を小さくすると，炭素数が増加した場合と同様に，衝突開始時に接触比が増加しない不動帯域ができたり，接触比の立上り勾配が小さくなったりする．特に，10N/mmの条件では，0.1ms以降で一旦低下した接触比が再度上昇するというような不安定な挙動が見られる．衝突荷重の低下にとまって金属接触が起り難くなったり，サイクル間の変動が増加する傾向はヘキサンやヘプタンを用いた場合にも同様に認められる．

#### 4.3.4 衝突荷重と接触電気抵抗の関係

鋼球と平板の衝突をヘルツ接触と仮定すると，衝突荷重から平均接触圧力 (Mean contact pressure) が計算できる．平均接触圧力が最大値に達するまでの接触比と平均接触圧力の関係を調べた．メタノール，エタノール，プロパノールのアルコール中でばね定数を変えた場合の結果を図4-28の (a) ~ (c) に示す．メタノール，エタノール，プロパノールと炭素数が多くなるにつれて，同一接触比における平均接触圧力が大きくなっている．このような接触比と平均接触圧力の関係からは，衝撃的な荷重が加わった時に液体が支える荷重を比較する事ができる．境界潤滑領域では，衝突時の荷重は金属接触の部分と液体の部分とで支えられる．その状況を図4-29に模式的に示した．接触比は鋼球と平板の金属接触面積の相対的な大きさを現しており，接触比が同じ場合，金属接触の部分で支える荷重の衝突時の荷重に対する割合が同じになる．そのため図4-30に示したように，同一接触比上では，平均接触圧力が大きい液体ほど，その液体が支える荷重が大きい事になる．100N/mmのばねを用いた時のメタノールとプロパノールの接触比-平均接触圧力線図を比較する．接触比0.6の時のメタノールの平均接触圧力は約1.2MPaであるが，同一ばね力で接触比0.6の時のプロパノールの平均接触圧力は約2.8MPaである．この結果は，プロパノールがメタノールの2倍以上の荷重を支えている事を示している．

また，基本的に平均接触圧力は接触比の1/n乗の関数になっている．これは，ヘルツ接触面積は衝突荷重の2/3乗に，平均接触圧力は衝突荷重の1/3乗に比例するため，平均接触圧力がヘルツ接触面積の1/2乗の関数で表される事に由来していると考えられる．

図4-31に示したように，粘度 $\eta$ の液体中で半径Rの平行な剛体平面が速度Vで近づく場合，平面間に形成される膜の圧力Pと膜厚hの間にはスクイーズ膜作用として $P = \eta \cdot V \cdot R^2 \cdot 1/h^3$ の関係が存在する事が知られている<sup>(37)</sup>．平均接触圧力が膜の圧力Pに，接触比は膜厚hの関数であり， $h^3$ を液膜体積とみなして接触比がその逆数 $1/h^3$ に比例するものと仮定すると，金属接触が生じている面積が非常に小さくて無視できる場合には，接触比-平均接触圧力線図の勾配は液体粘度 $\eta$ に比

例する事になる。図 4-32 は、1GPa におけるメタノールの粘度を 1 として同じ圧力におけるエタノールとプロパノールの粘度を比較したものである。棒グラフは物性表<sup>(40)</sup>の値を示し、折れ線グラフは接触比-平均接触圧力線図の 1GPa における勾配から算出した値である。両者は、炭素数の増加にともなって粘度が増加する割合がほぼ一致している。ここでの試験は鋼球と平板に金属接触が生じる境界潤滑領域の試験であるが、鋼球が平板に衝突した直後の接触比が小さい領域で前述の仮定が満たされるならば、接触比-平均接触圧力線図は液体の粘度の圧力依存性の違いを現している事になる。

ペンタン、ヘキサン、ヘプタンのパラフィン系炭化水素についても接触比と平均接触圧力の関係を同様にまとめた。パラフィン系炭化水素の接触比はサイクル毎に変動する事を示したが、ここではその 10 サイクル分を算術平均した値を用いる。その結果を図 4-28 の (d) ~ (f) に併記した。ばね力が同じであれば、同一接触比における平均接触圧力は炭素数の増加とともに大きくなっている。しかし、パラフィン系炭化水素はアルコールのように単純に平均接触圧力が接触比の  $1/n$  乗の関数になっておらず、非線形な挙動を示している。ペンタンの 100N/mm の条件を見てみると、平均接触圧力は接触比 0.05 程度までに急激に増加した後、接触比が 0.1 から 0.6 まではほぼ一定勾配を保っている。その後、0.6 を越えた時点からは再度勾配が急増している。この特性は、図 4-25 の (a) の条件で、衝突荷重が増加しているにもかかわらず、接触比が 0.5 ~ 0.8 近傍で一定値を保ってそれ以上増加しない現象として現れている。ヘキサンの 100N/mm の条件でも、接触比 0.6 近傍で平均接触圧力が急増している。同じ条件のヘプタンでは接触比は 0.4 で留まっている。このように接触比-平均接触圧力線図の勾配が大きく変化するパラフィン系炭化水素の性質は、衝突荷重のわずかな差が接触比に大きな変化をもたらす事になる。そのため、図 4-25 ~ 図 4-27 に示した接触比のサイクル間変動を生み出していると考えられる。

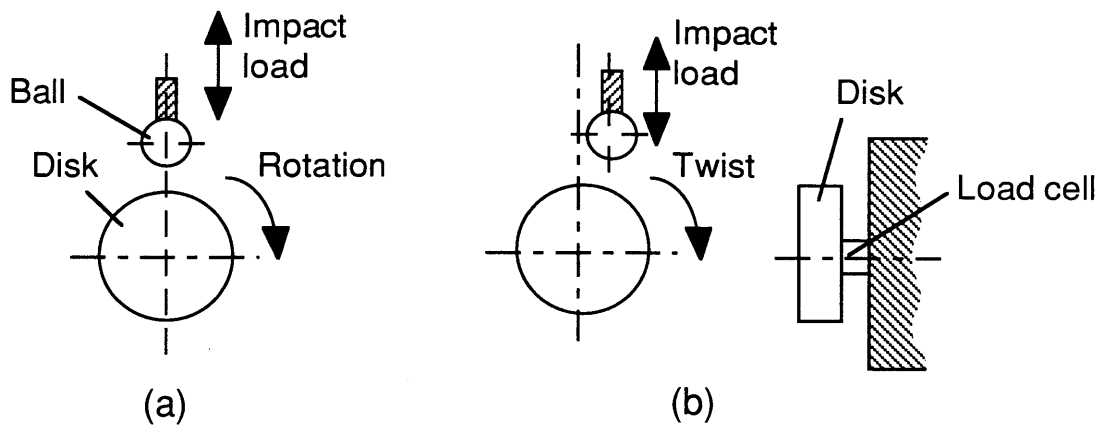
#### 4.3.4 耐衝撃荷重能

今までの測定結果から、衝撃荷重が加わった時の液体の耐荷重能を指標化する事を試みた。接触比-平均接触圧力線図の平均勾配は、衝撃的な荷重が加わった時の液体の荷重支持能力を現していると考えられる。そこで、接触比-平均接触圧力線図の上で、最大接触比とその時の平均接触圧力を求め、後者を前者で割った値をその液体の耐衝撃荷重能と定めた。

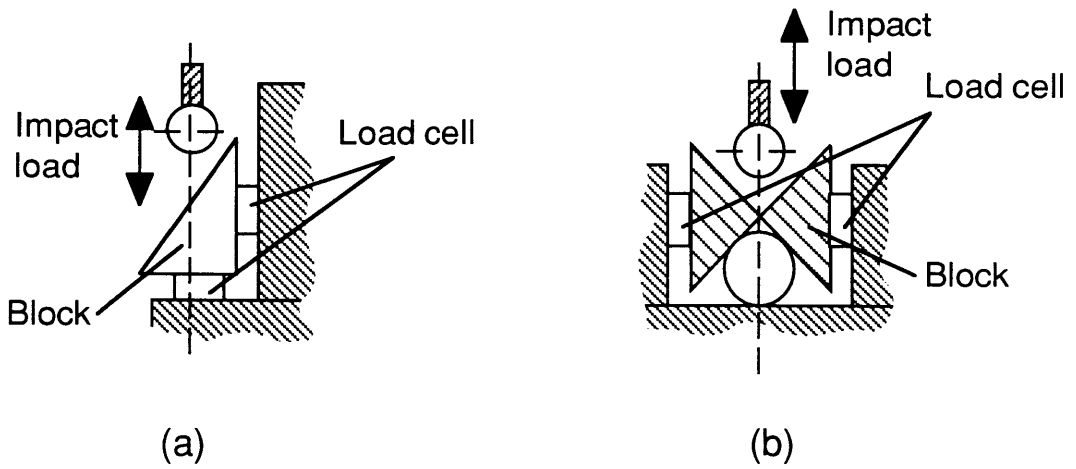
図 4-33 は 25℃の液体の動粘度と、ばね定数 100N/mm の試験で得られた耐衝撃荷重能 (Impact load carrying capacity) の関係を示したものである。耐衝撃荷重能は動粘度の増加にともなって大きくなる傾向が認められるが、アルコールとパラフィン系炭化水素ではその増加割合が大きく異なっている。本試験に用いたパラフィン系炭化水素はアルコールより常温での動粘度が低いにもかかわらず、耐衝撃荷重能はむしろ大きくなっている。つまり、常温での動粘度が同じ場合には、

パラフィン系炭化水素の方がアルコールより大きな衝撃荷重を支持できる事がわかる。さらに、アルコールおよびパラフィン系炭化水素とも炭素数の増加にともなって耐衝撃荷重能は増加するが、炭素数が増える事による耐衝撃荷重能の平均的な増分はパラフィン系炭化水素の方が大きい事がわかる。アルコールとパラフィン炭化水素の耐衝撃荷重能の差は、粘度の圧力依存性の違いによる所が大きいと推測されるが、耐衝撃荷重能を決める詳細な要因については今後さらに検討を進める必要があると考えている。

図4-34はメタノール、エタノール、プロパノールのアルコール類とガソリンの耐衝撃荷重能を比較した結果である。これらのアルコールはガソリンより耐衝撃荷重能が小さい事がわかる。ここに示した耐衝撃荷重能の差が、メタノールを用いた場合にガソリンを用いた場合より燃料噴射弁のシート面の摩耗を促進させる主要原因となっていると考えられる。言い換えると、衝突荷重が加わった時にはシート面の間には液膜が形成され、その粘度が増加する。接触電気抵抗の測定結果から、メタノールはガソリンに比較して高圧時の粘度が低い燃料であると推測される。そのために、衝突時に金属接触が生じ易くなって、金属表面一部が凝着を起し、摩耗が進行すると考えられる。



(A) Moment measuring



(B) Load measuring

Fig.4-1 Friction measuring plan

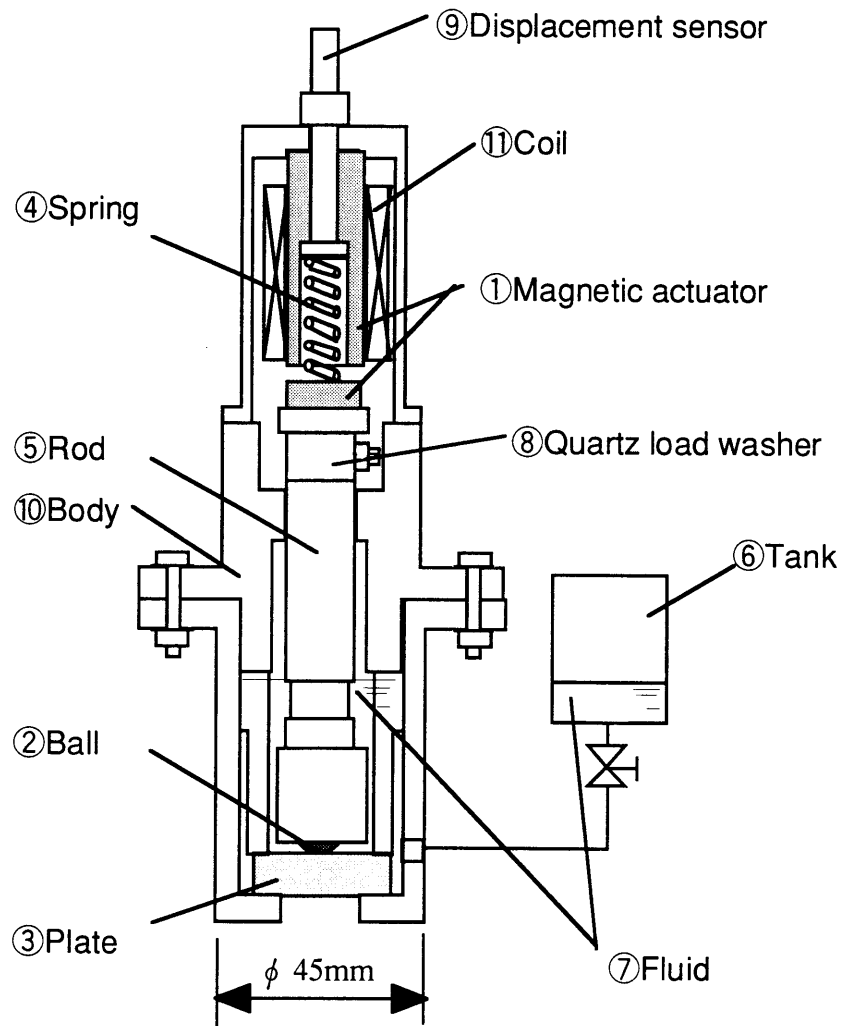


Fig.4-2 Schematic diagram of impact tester

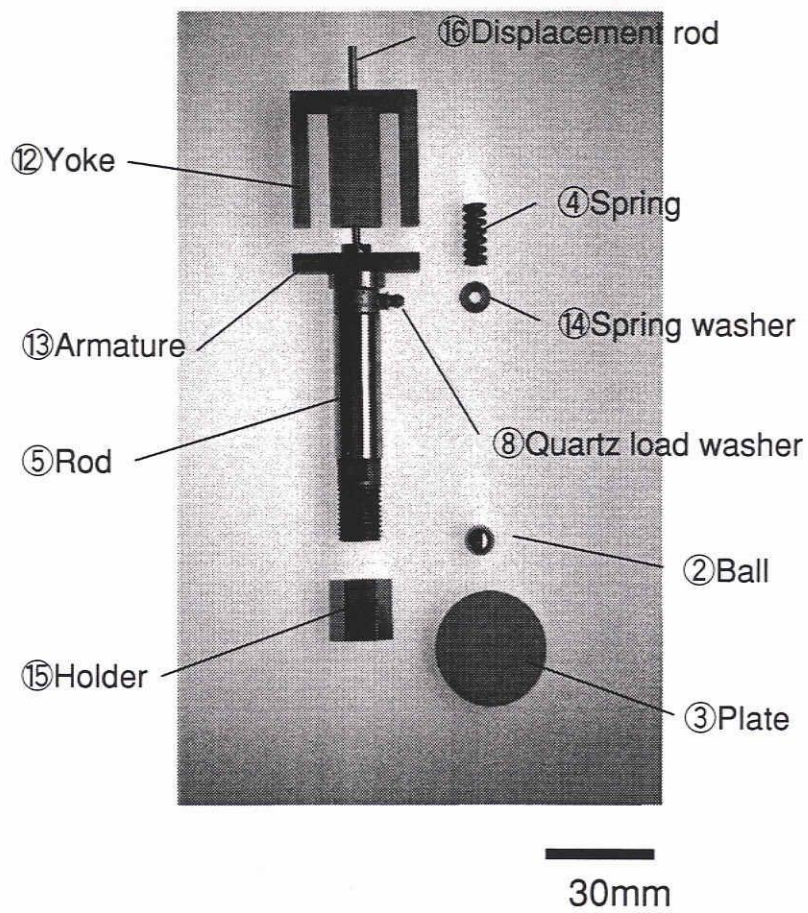


Fig.4-3 Photograph of impact tester element



Table4-1 Properties of test pieces

|                   | Ball            | Plate          |
|-------------------|-----------------|----------------|
| Material          | SUS440C         | SUS440C        |
| Diameter          | 3/8in.          | 30mm           |
| Thickness         | ————            | 8mm            |
| Hardness          | HRC59~66        | HRC58~60       |
| Surface roughness | 0.005 $\mu$ mRa | 0.04 $\mu$ mRa |

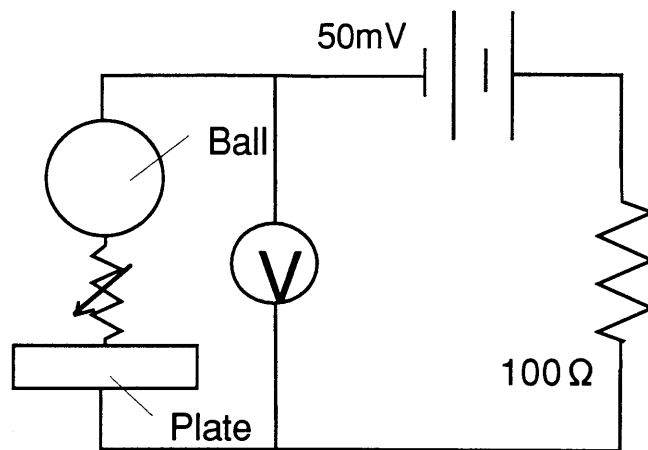


Fig.4-4 Contact voltage measurement circuit

Table4-2 Electric conductivity

|          | Electric conductivity<br>$\Omega^{-1} \cdot \text{cm}^{-1}$ |
|----------|---|
| Steel    | $1 \sim 2 \times 10^5$                                      |
| Methanol | $2 \sim 7 \times 10^{-9}$                                   |
| Ethanol  | $1 \times 10^{-9}$  |
| Toruen   | $1 \times 10^{-14}$   |

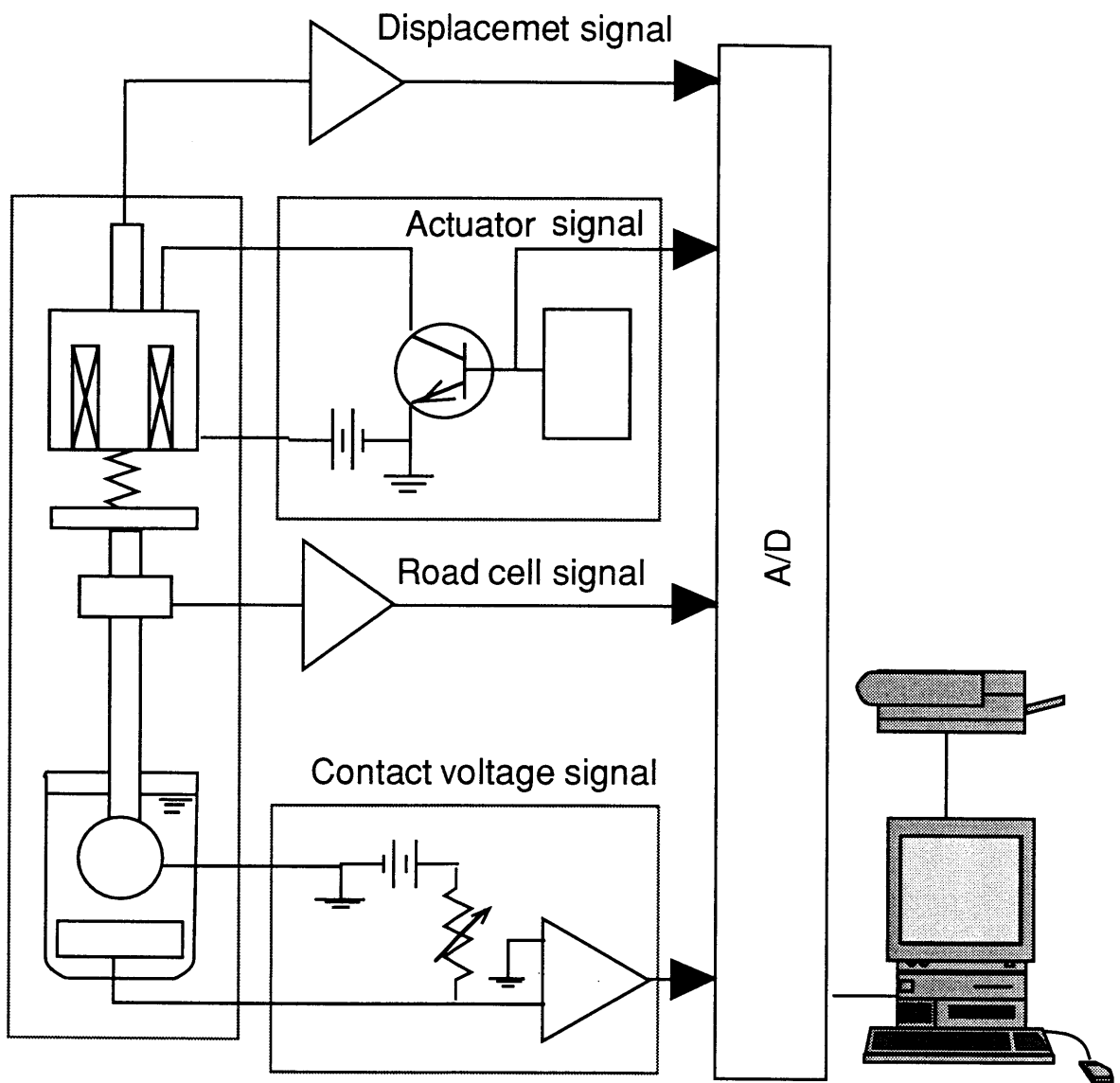


Fig.4-5 Experimental apparatus system

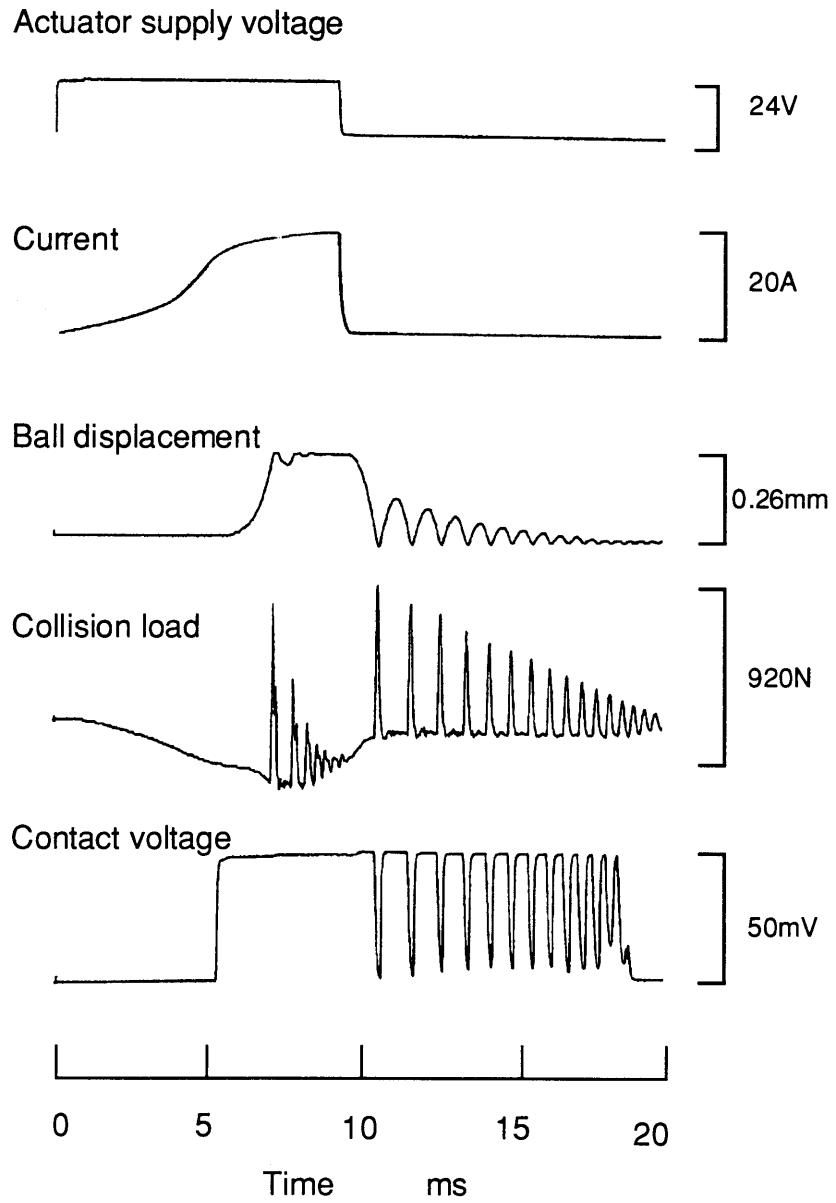


Fig.4-6 Synchronization of experimental signals

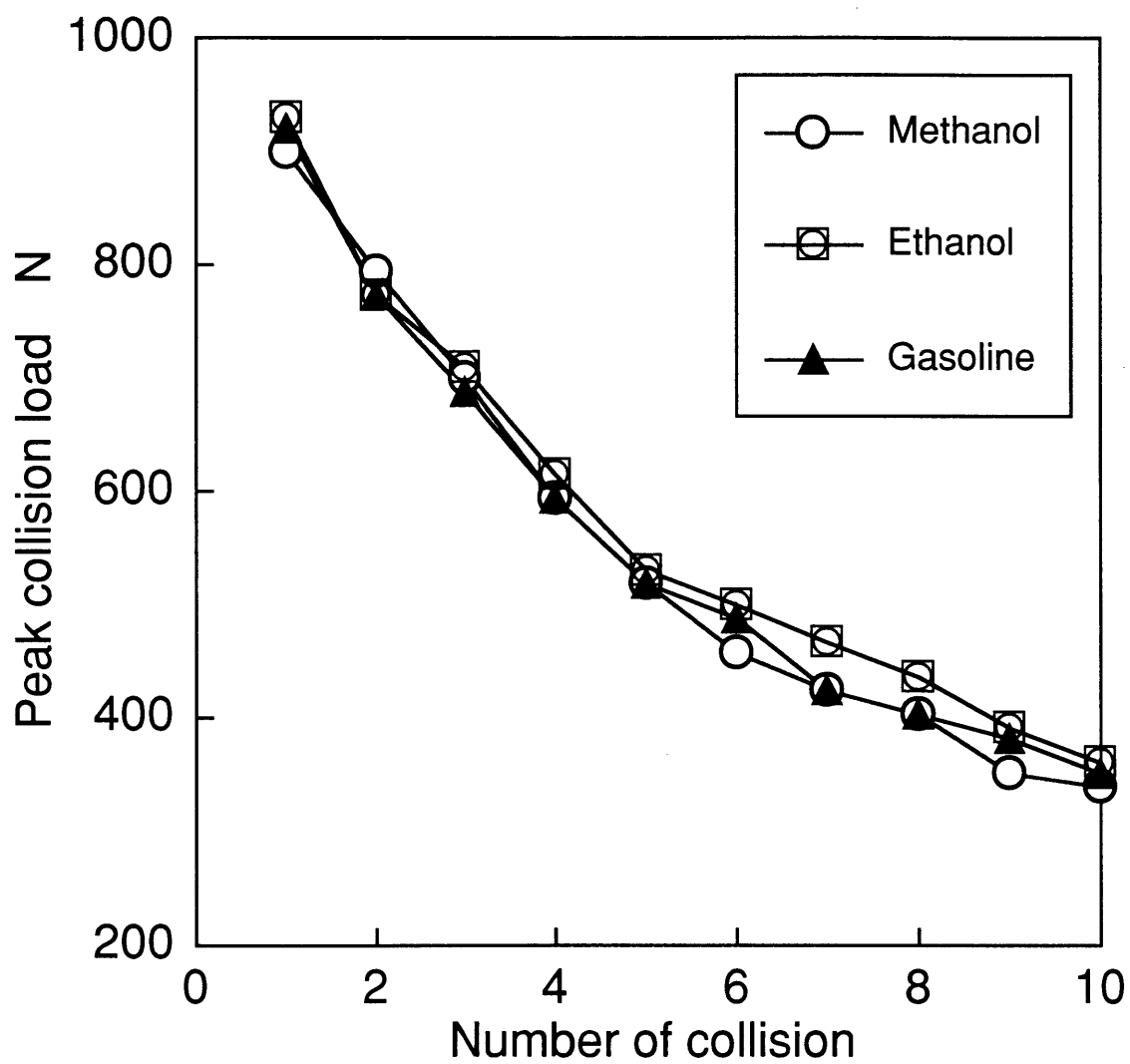


Fig.4-7 Peak collision load on one cycle

Table4-3 Spring strength

| Spring constant<br>N/mm | Max.impact load<br>N | Impact speed<br>m/s |
|-------------------------|----------------------|---------------------|
| 100                     | 920                  | 0.6                 |
| 50                      | 500                  | 0.3                 |
| 10                      | 180                  | 0.2                 |

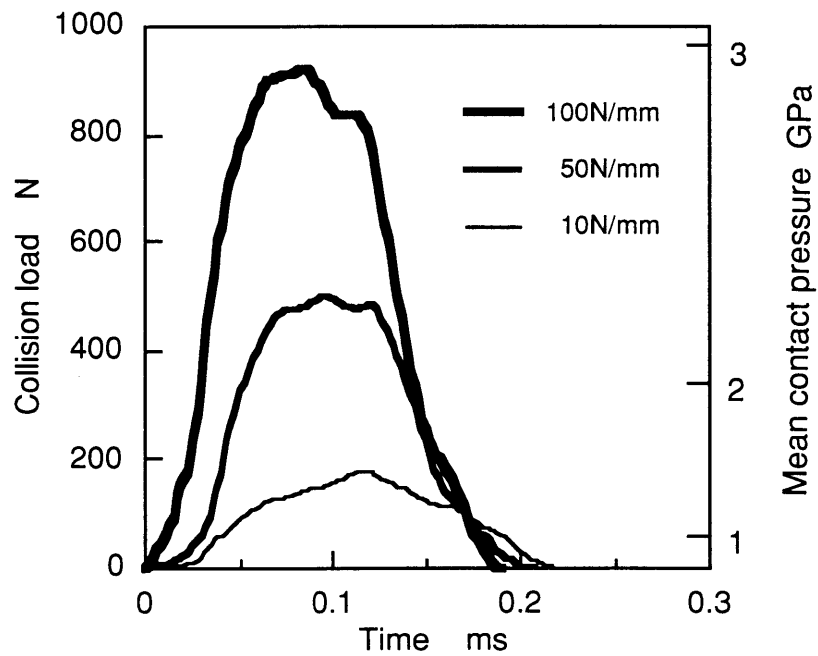


Fig.4-8 Collision load history with passage of time

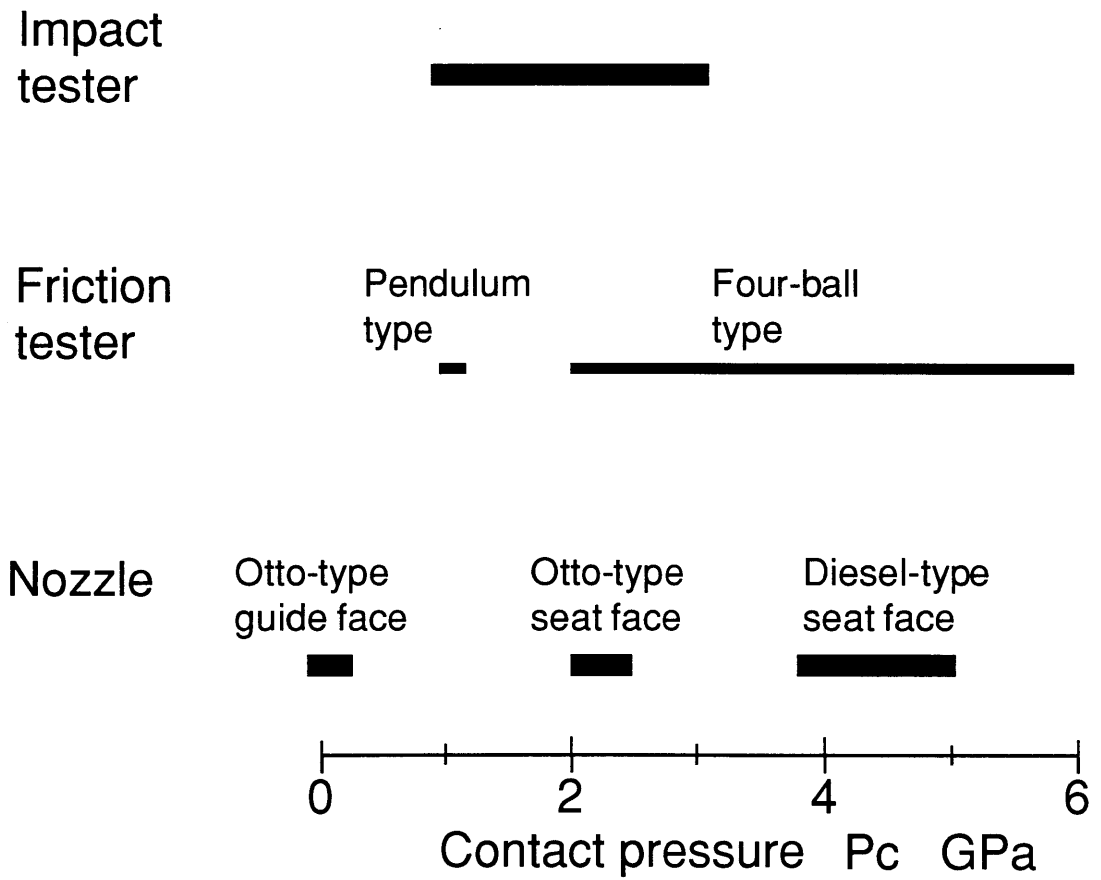


Fig.4-9 Comparison of contact pressure

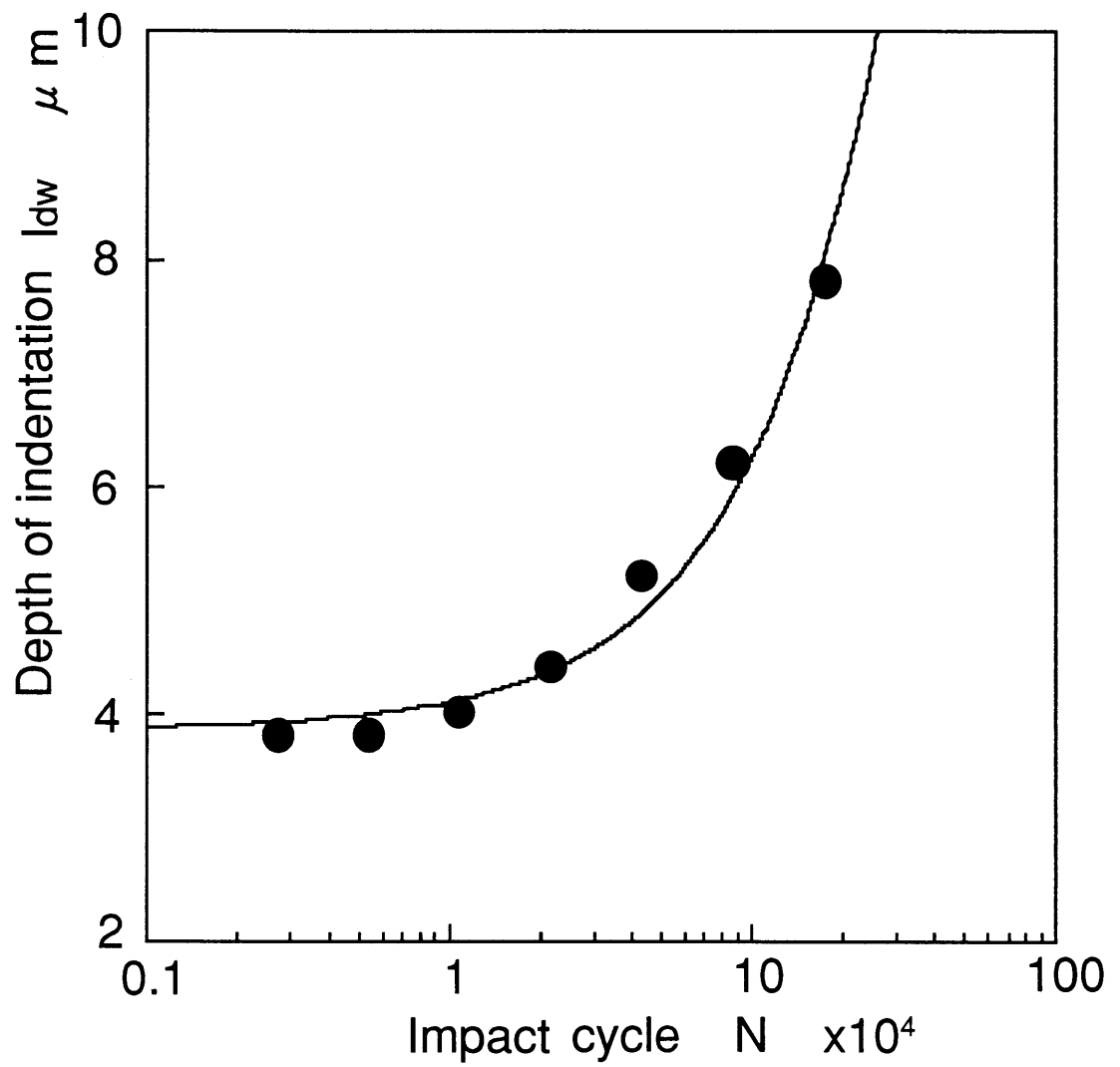


Fig.4-10 Depth of indentation history with passage of time in methanol



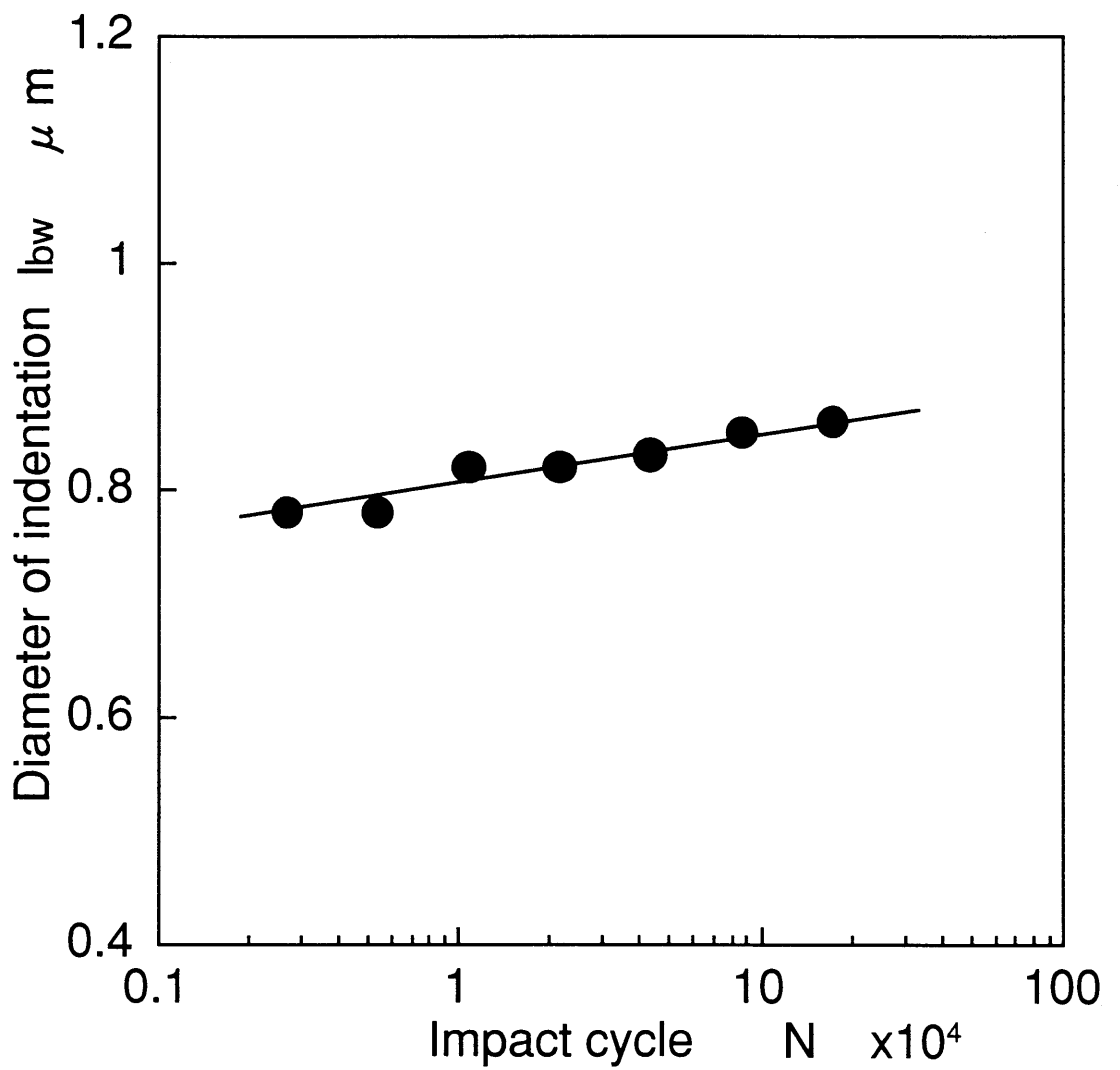
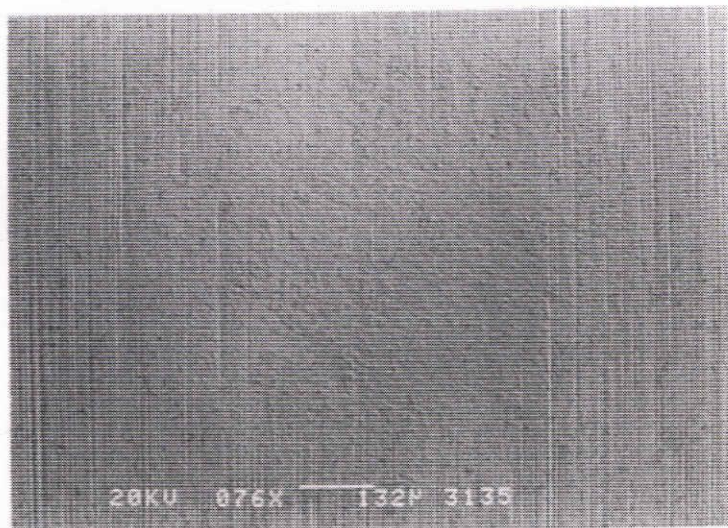
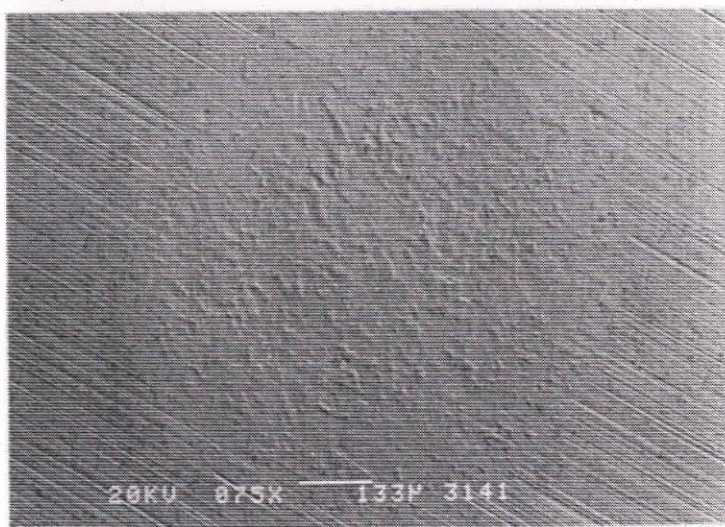


Fig.4-11 Diameter of indentation history with passage of time in methanol

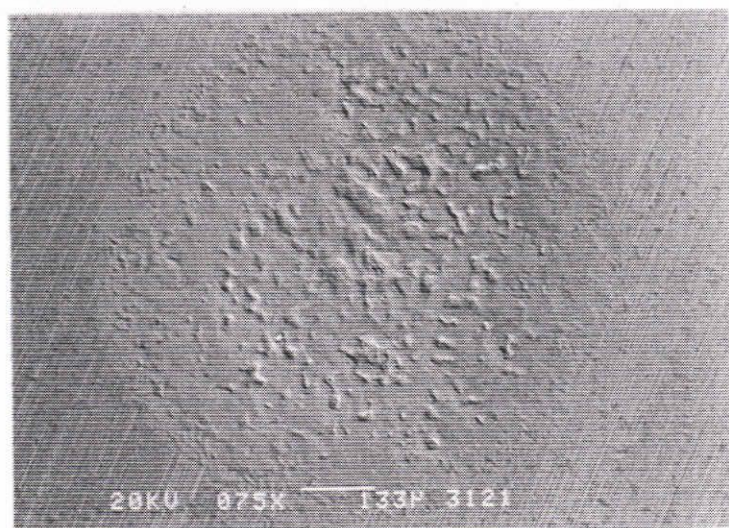
Impact cycle  
(a) 22000



(b) 86000



(c) 172000



100  $\mu$ m

Fig.4-12 Time history of plate surface with metanol

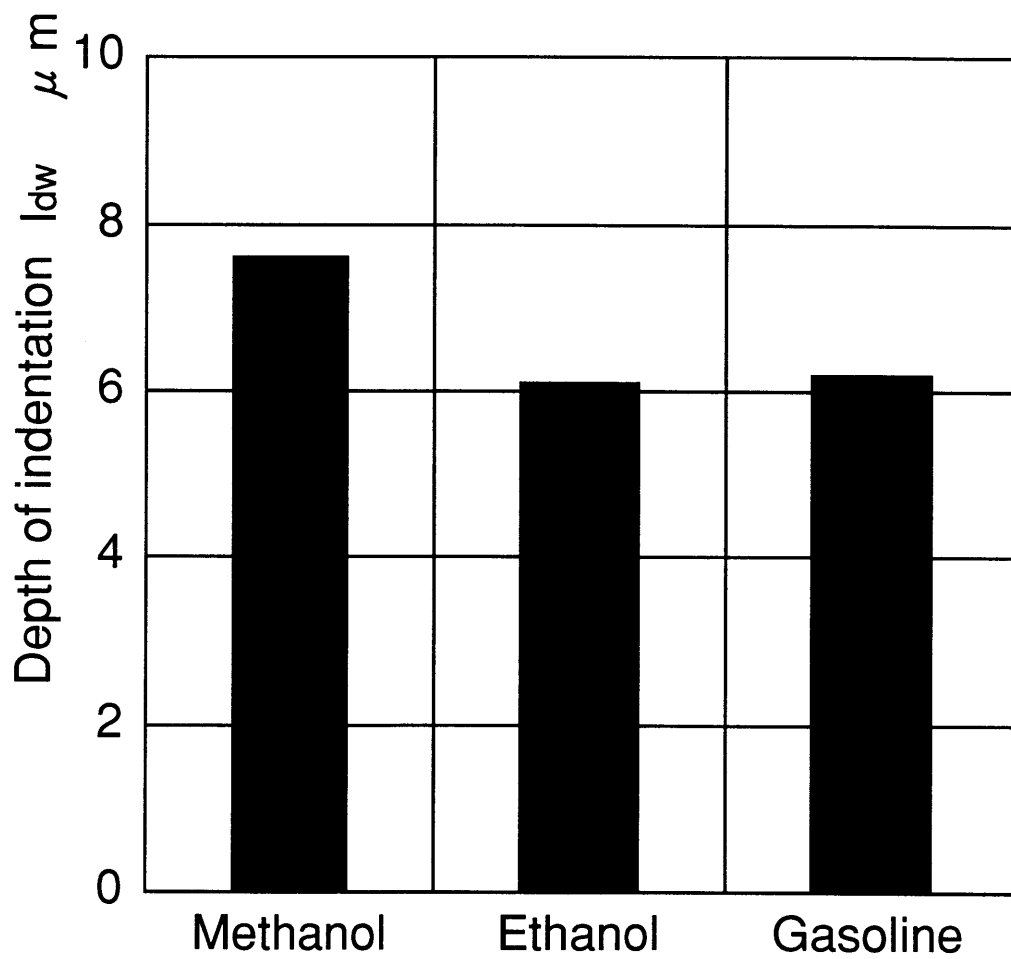
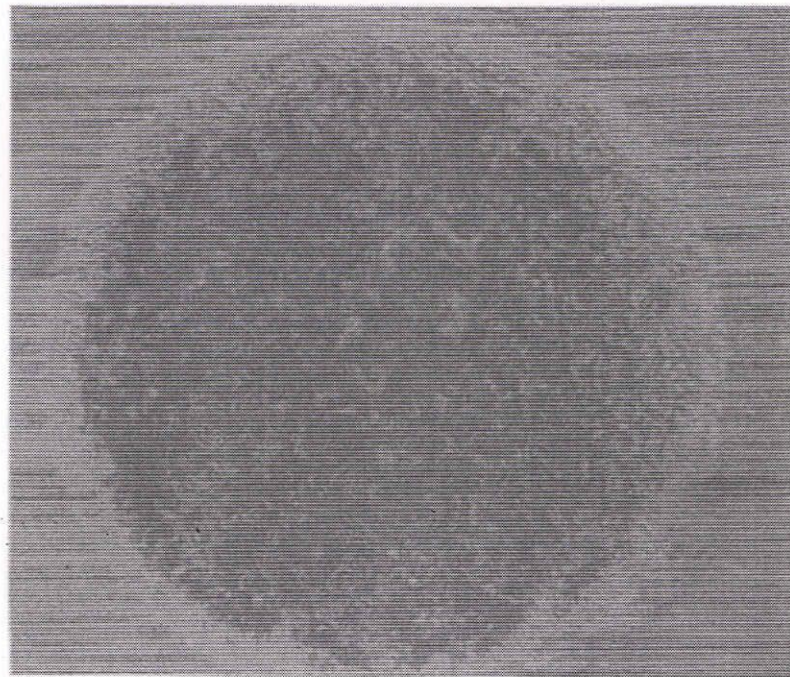
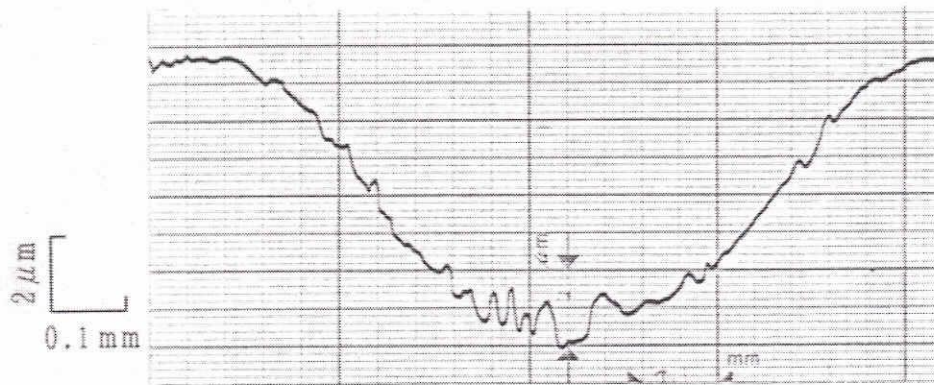


Fig.4-13 Comparison of indentation depth

0.1 mm  
Photo scale

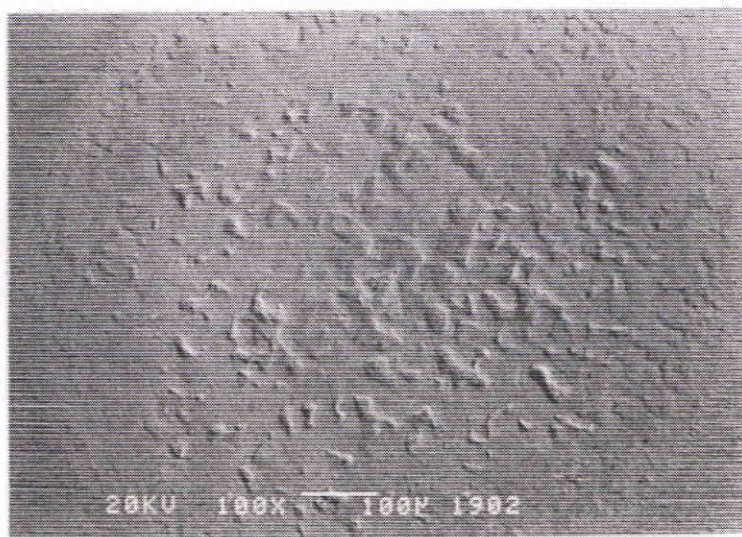


Photograph of optical microscope



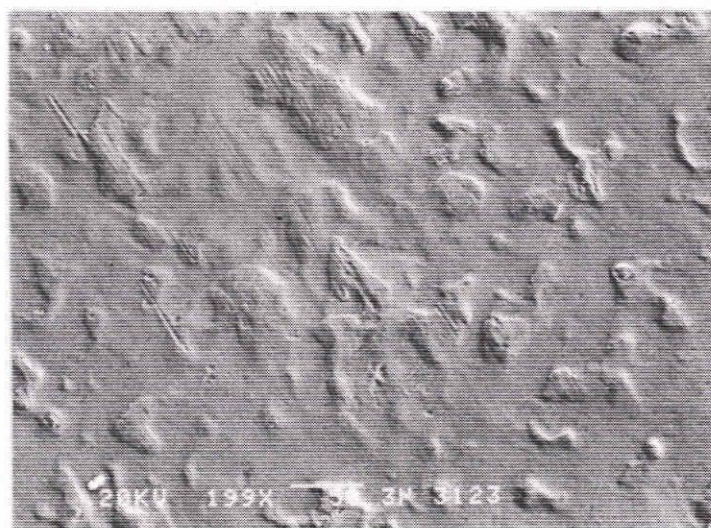
Surface roughness

Fig.4-14 Indentation on plate with methanol



(a)

100  $\mu\text{m}$

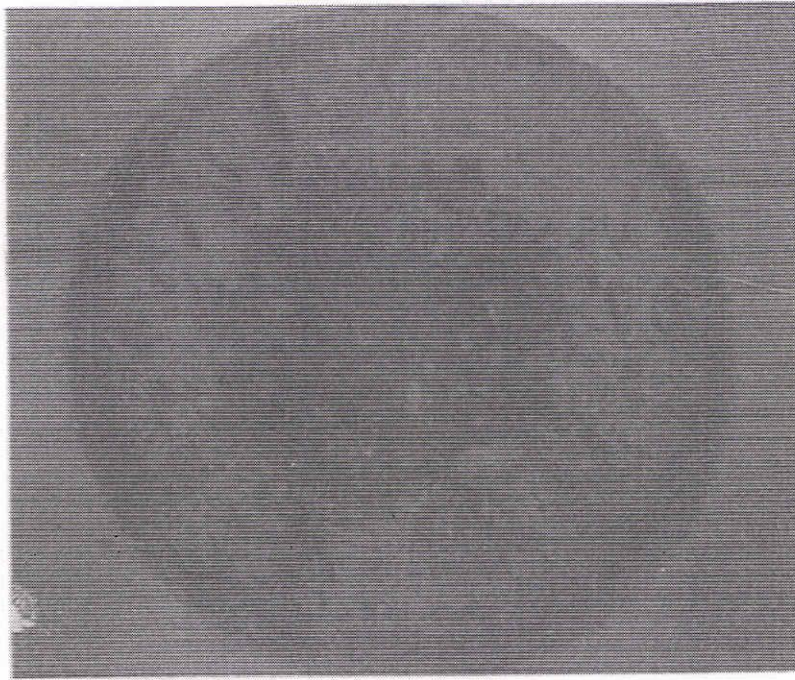


(b)

50  $\mu\text{m}$

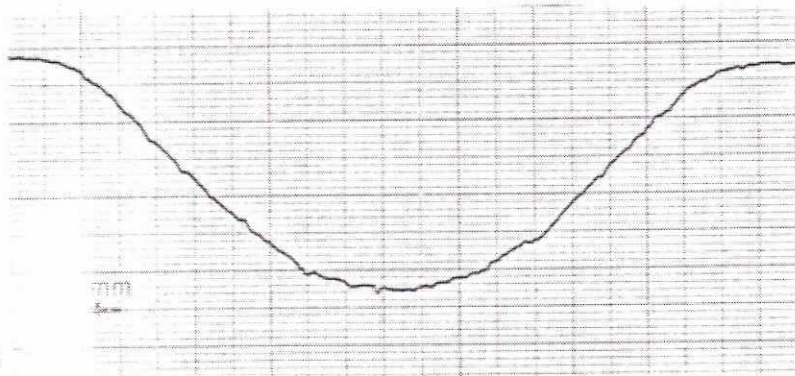
Fig.4-15 SEM photograph of plate with methanol

0.1mm  
Photo scale



Photograph of optical microscope

2  $\mu$ m  
0.1 mm



Surface roughness

Fig.4-16 Indentation on plate with ethanol



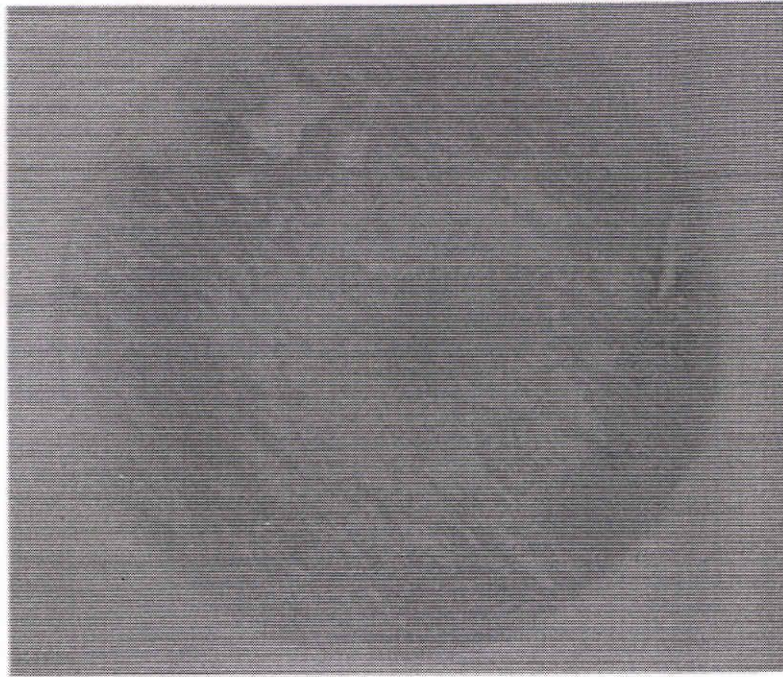
(a)  100  $\mu\text{m}$



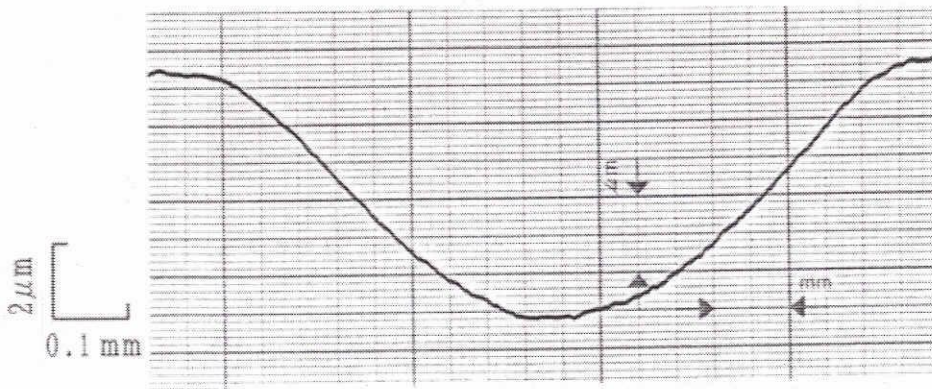
(b)  50  $\mu\text{m}$

Fig.4-17 SEM photograph of plate with ethanol

0.1 mm  
Photo scale



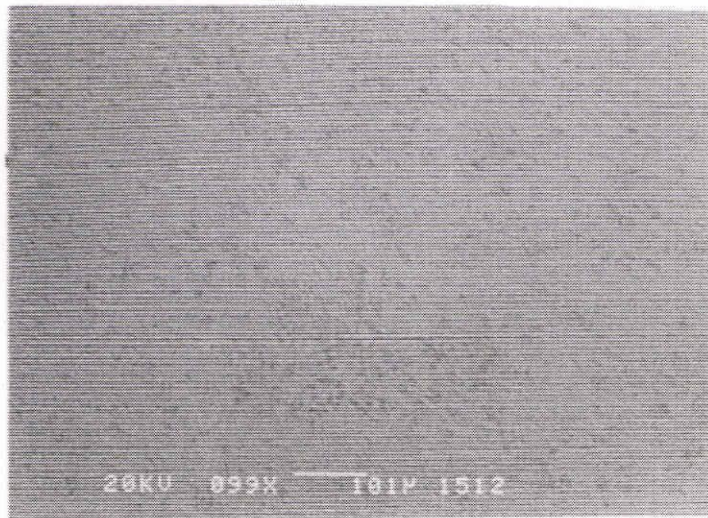
Photograph of optical microscope



Surface roughness

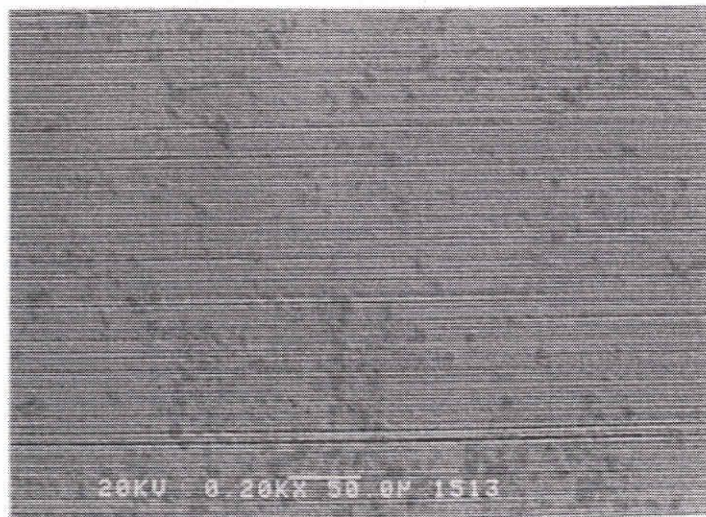
Fig.4-18 Indentation on plate with gasoline





(a)

100  $\mu$ m



(b)

50  $\mu$ m

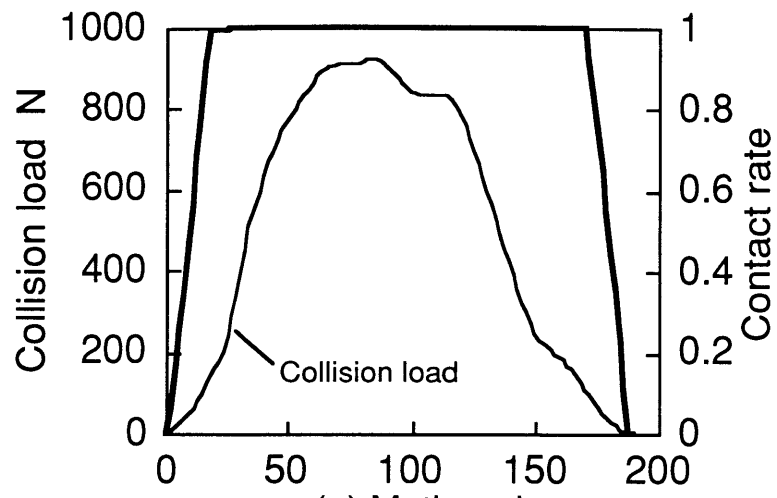
Fig.4-19 SEM photograph of plate with gasoline

Table4-4 EPMA results on hard plate surfaces

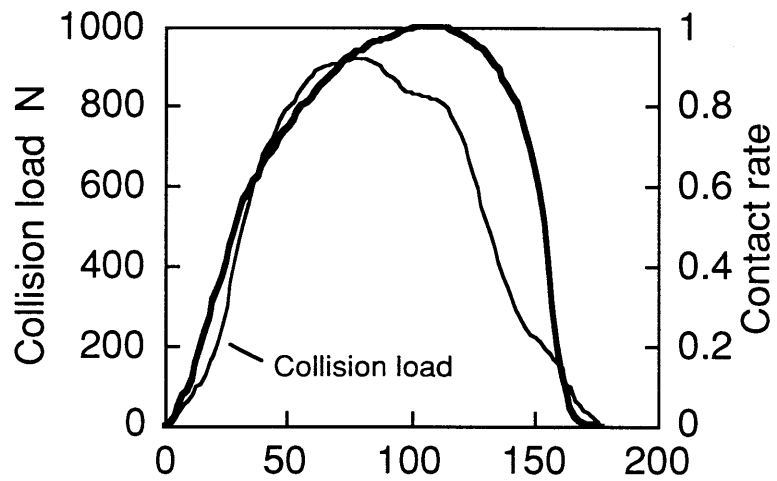
|             |          |        | Si  | V   | Cr | Mn  | Fe | W   | Mo  | S   | P   |
|-------------|----------|--------|-----|-----|----|-----|----|-----|-----|-----|-----|
| Before test |          |        | 0.3 | 0.1 | 25 | 0.3 | 74 | -   | 0.5 | -   | -   |
| After test  | Methanol | indent | 0.3 | 0.1 | 21 | 0.3 | 74 | -   | 0.3 | -   | -   |
|             |          | flat   | 0.3 | 0.1 | 23 | 0.3 | 75 | -   | 0.5 | -   | -   |
|             | Ethanol  | indent | 0.3 | 0.1 | 21 | 0.4 | 75 | -   | 0.7 | -   | -   |
|             |          | flat   | 0.3 | 0.1 | 21 | 0.3 | 71 | -   | 0.3 | -   | -   |
|             | Gasoline | indent | 0.3 | 0.1 | 22 | 0.4 | 73 | 0.1 | 0.4 | 0.1 | 0.2 |
|             |          | flat   | 0.3 | 0.1 | 22 | 0.3 | 75 | 0.1 | 0.5 | 0.1 | 0.1 |

|             |          |        | Cl | K | Ca | Zn  | Na | Al | Ba  | O   | C   |
|-------------|----------|--------|----|---|----|-----|----|----|-----|-----|-----|
| Before test |          |        | -  | - | -  | -   | -  | -  | -   | 0.1 | 1.2 |
| After test  | Methanol | indent | -  | - | -  | -   | -  | -  | -   | 3.1 | 0.7 |
|             |          | flat   | -  | - | -  | -   | -  | -  | -   | 2.5 | 0.7 |
|             | Ethanol  | indent | -  | - | -  | -   | -  | -  | -   | 1.5 | 0.7 |
|             |          | flat   | -  | - | -  | -   | -  | -  | -   | 0.7 | 0.6 |
|             | Gasoline | indent | -  | - | -  | 0.7 | -  | -  | 0.2 | 4.1 | 1.0 |
|             |          | flat   | -  | - | -  | 0.7 | -  | -  | 0.1 | 1.9 | 0.8 |

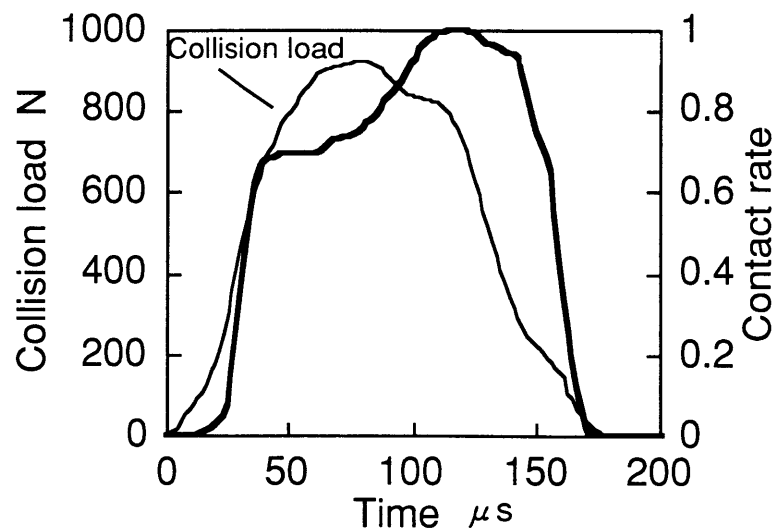
(Figures show rate of X-ray intensity.)



(a) Methanol

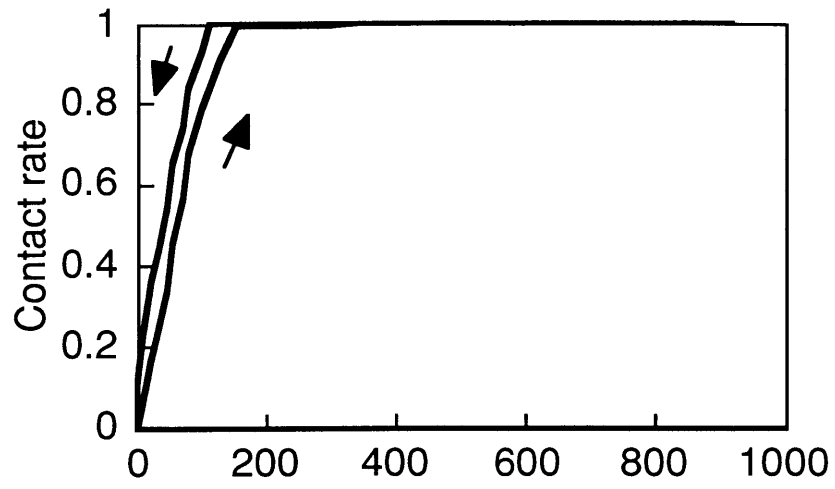


(b) Ethanol

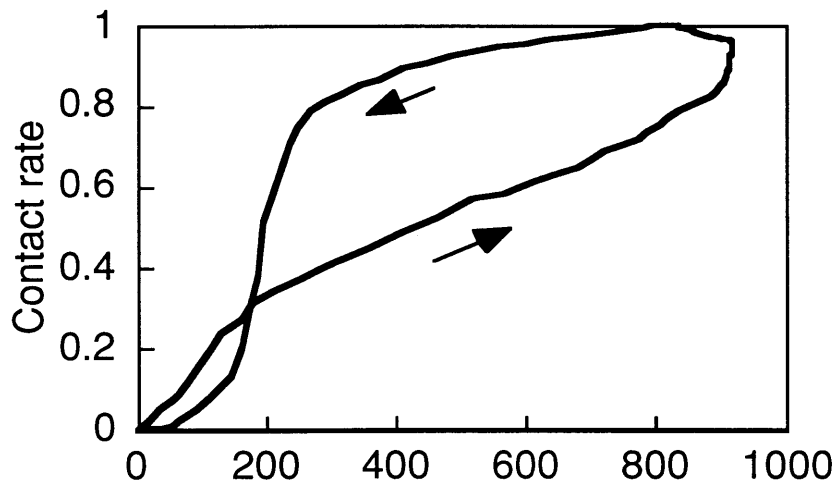


(c) Gasoline

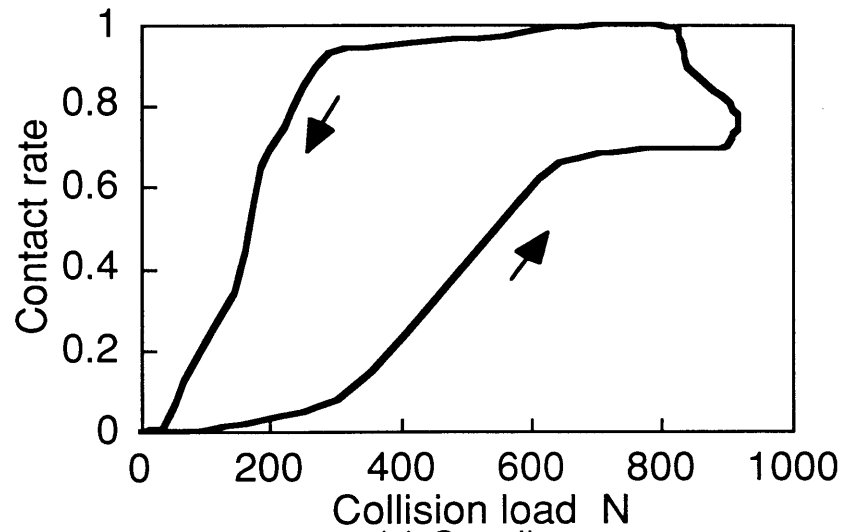
Fig.4-20 Collision load and contact rate history



(a) Methanol



(b) Ethanol



(c) Gasoline

Fig.4-21 Characteristic of collision load - contact rate

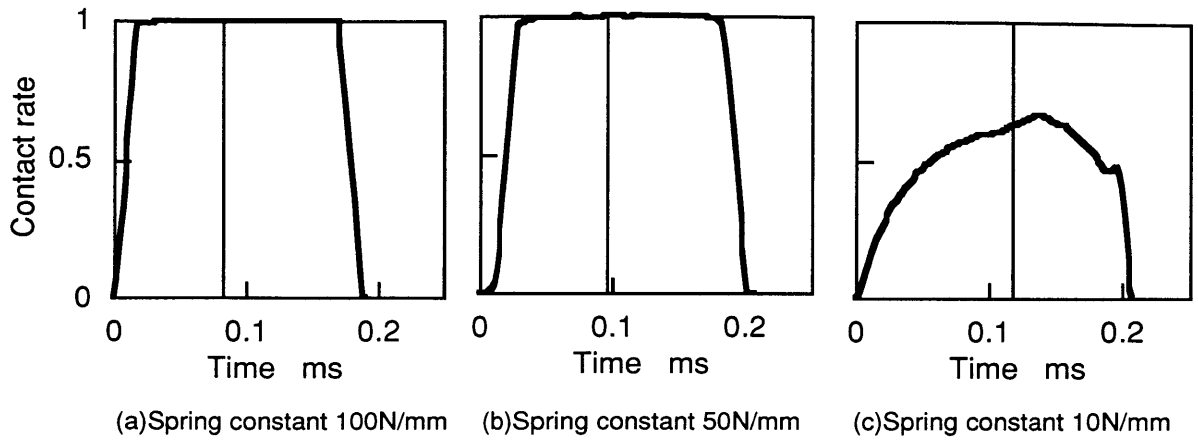


Fig.4-22 Contact rate history with passage of time in methanol

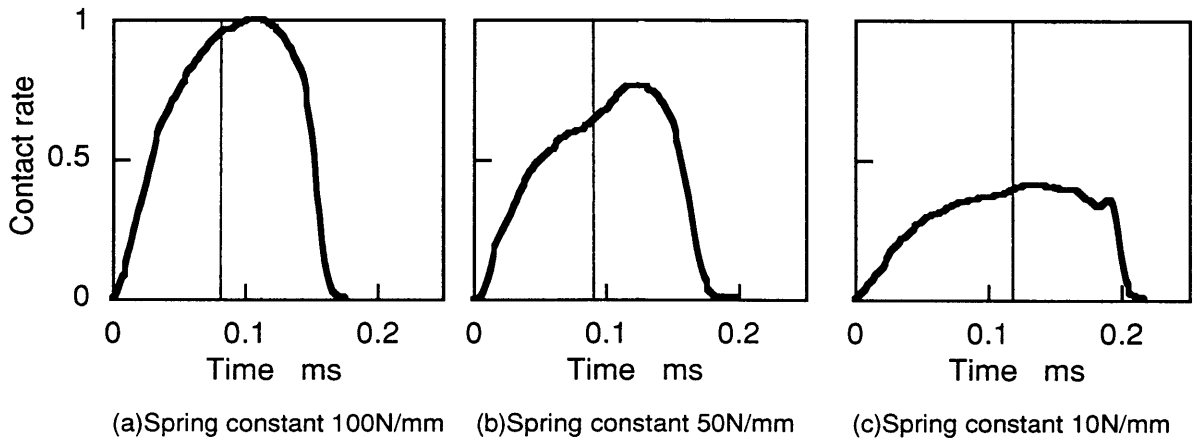


Fig.4-23 Contact rate history with passage of time in ethanol

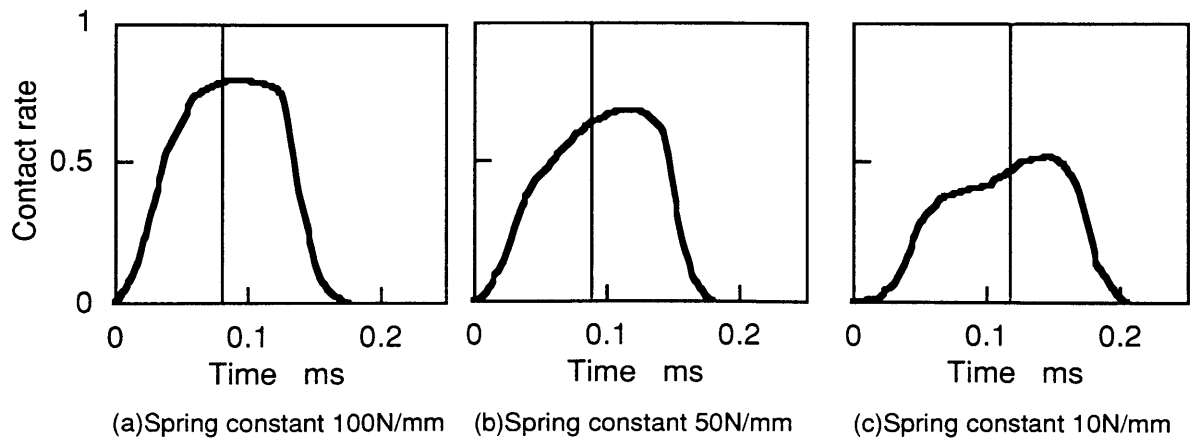


Fig.4-24 Contact rate history with passage of time in propanol

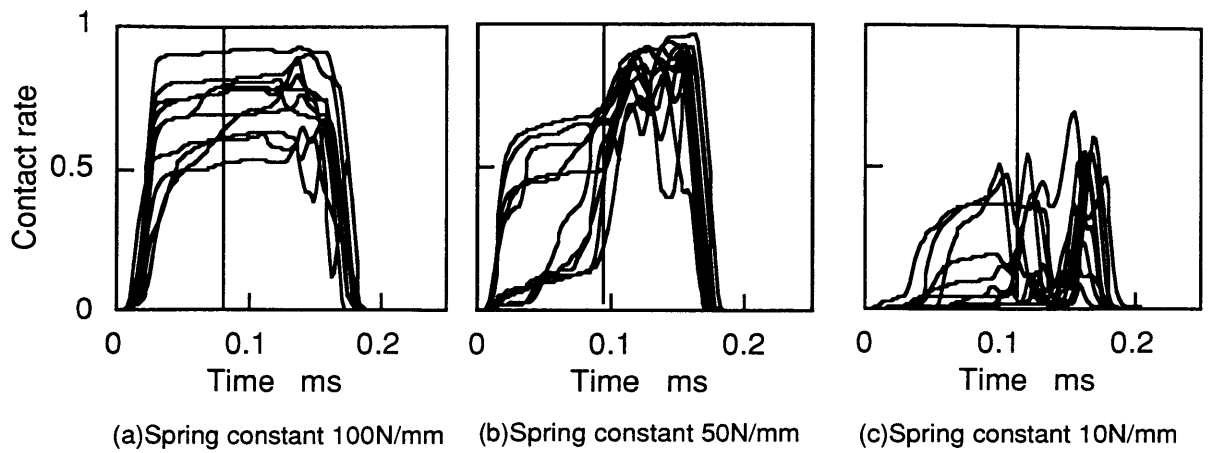


Fig.4-25 Contact rate history with passage of time in pentane

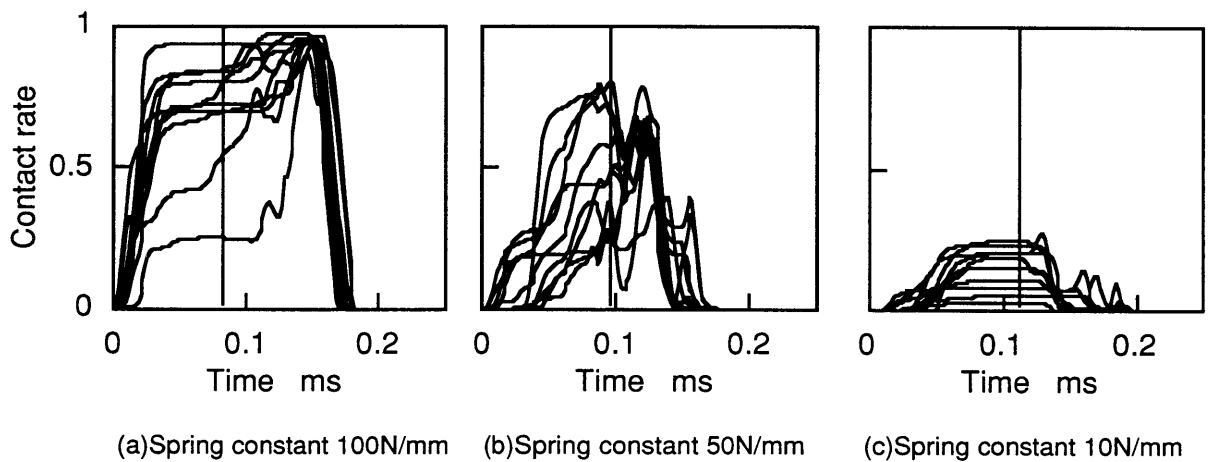


Fig.4-26 Contact rate history with passage of time in hexane

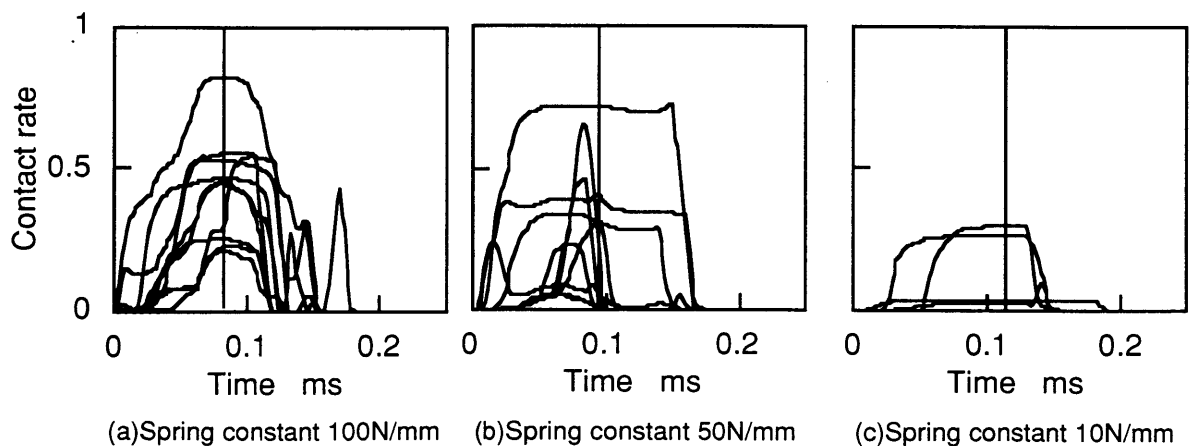


Fig.4-27 Contact rate history with passage of time in heptane

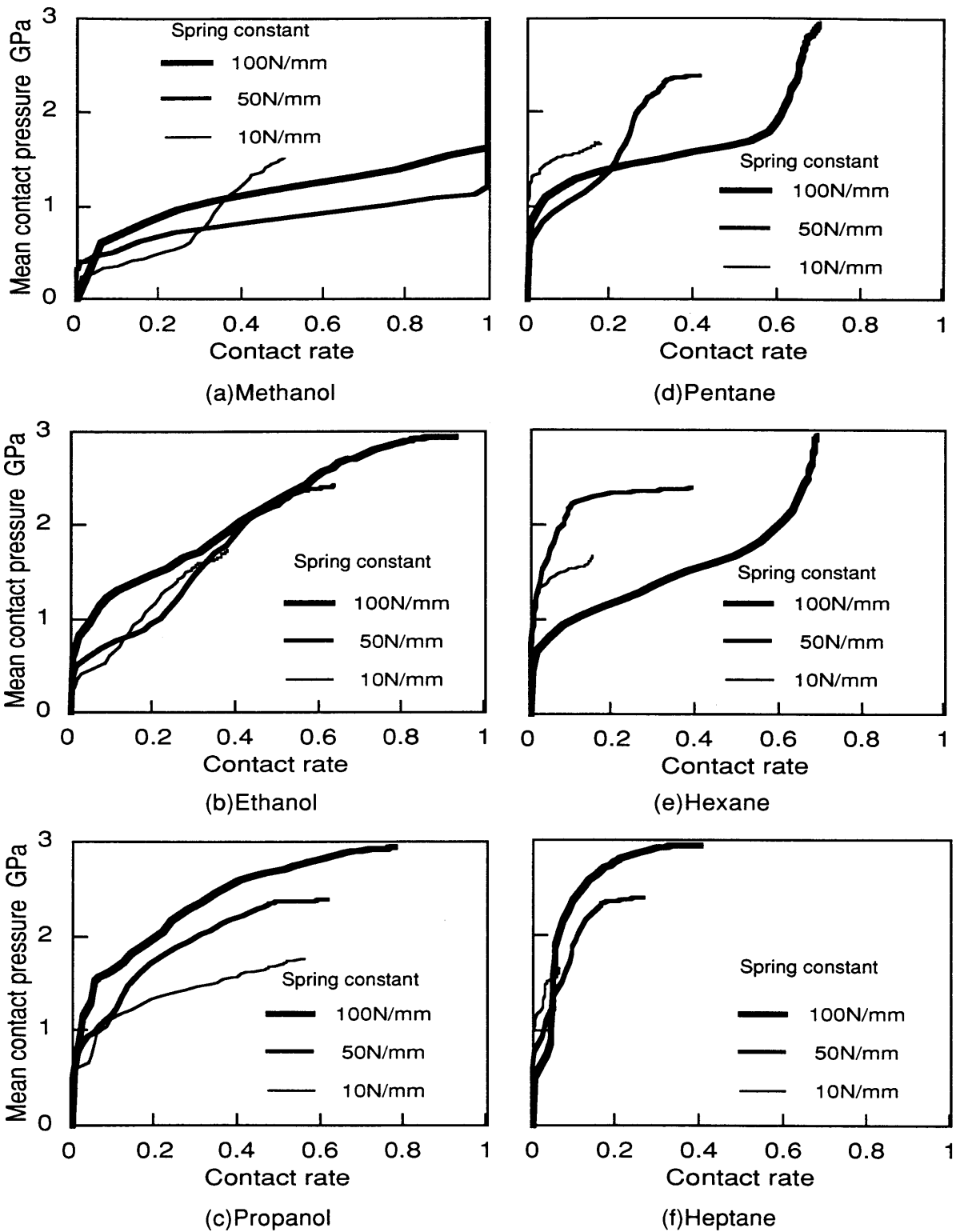


Fig.4-28 Contact rate - mean contact pressure characteristic

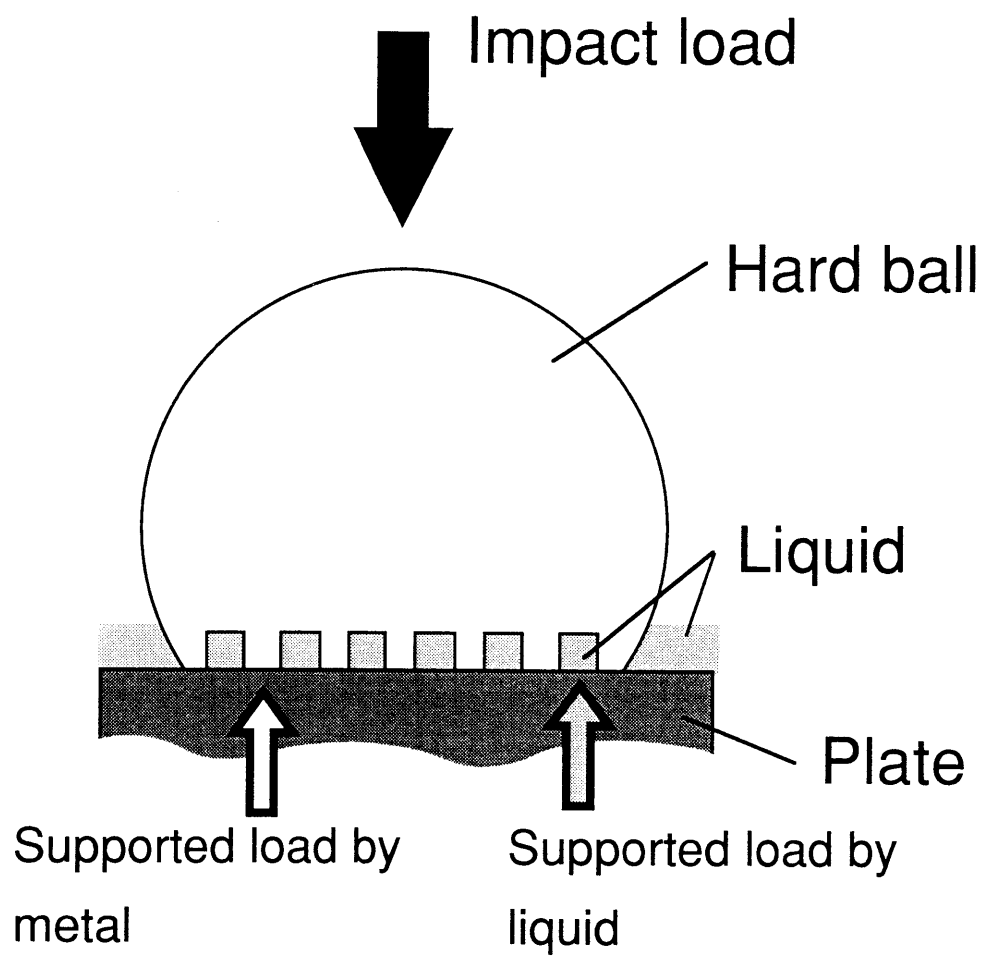


Fig.4-29 Impact load distribution at boundary lubrication



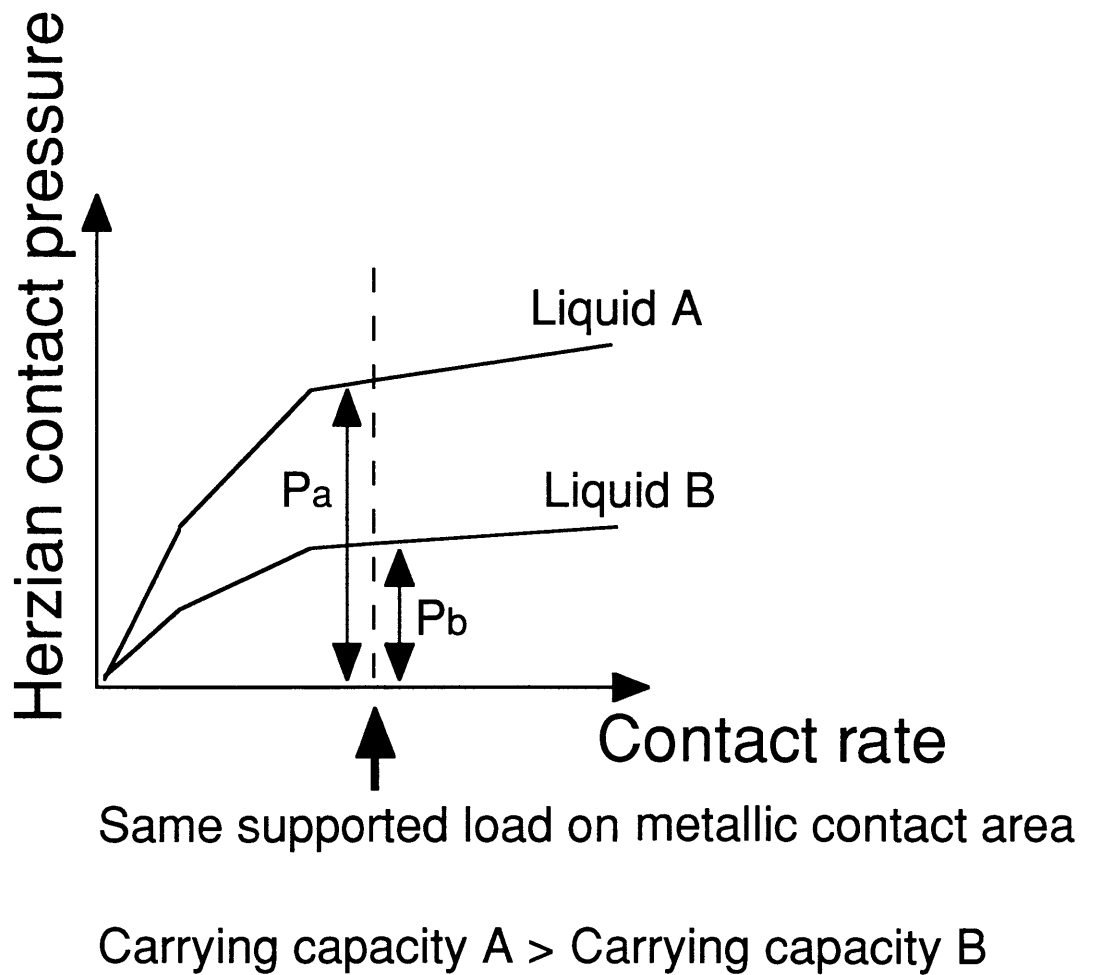
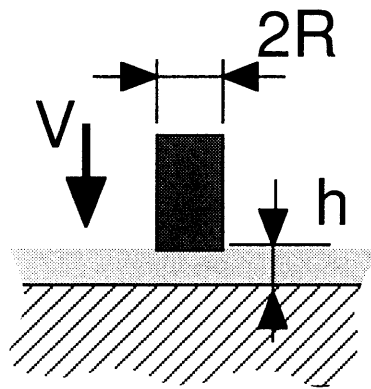


Fig.4-30 Mean of contact rate - herzian contact pressure characteristic

$$P = \eta \cdot V \cdot R^2 \cdot 1/h^3$$



P : pressure

$\eta$  : viscosity

V : velocity

R : radius

h : film thickness

Fig.4-31 Squeeze film equation

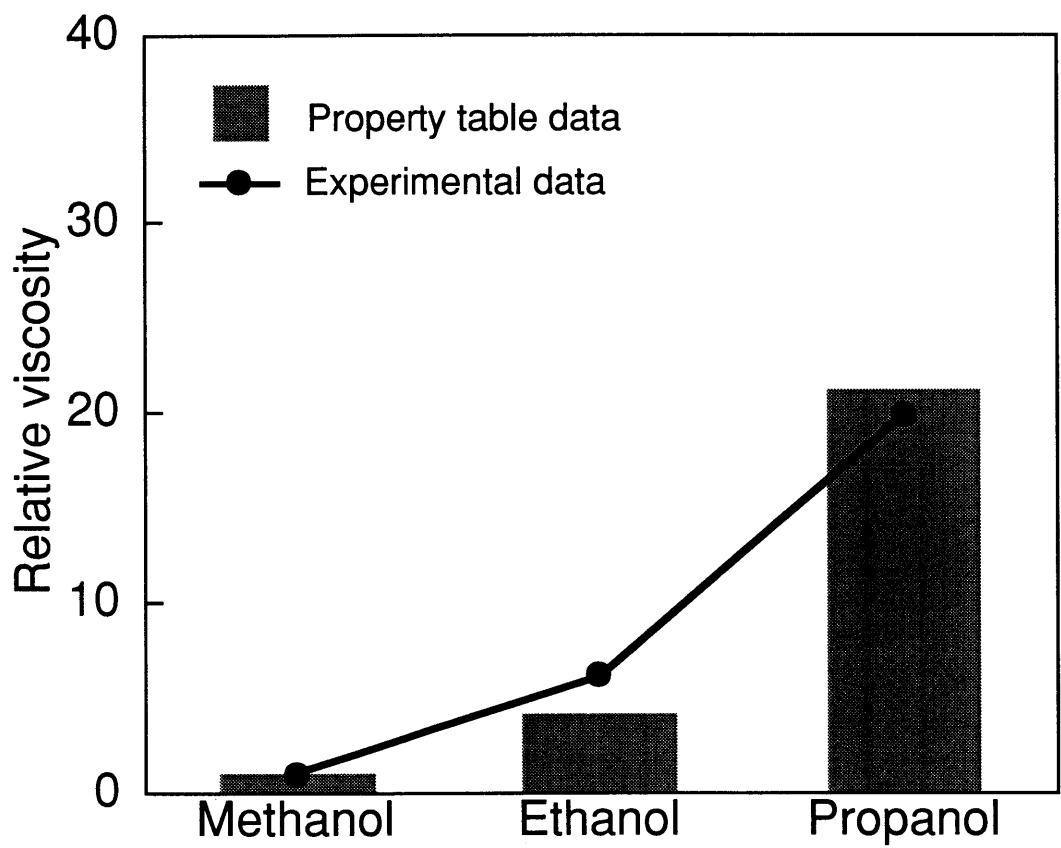


Fig.4-32 Comparison of relative viscosity at 1 GPa

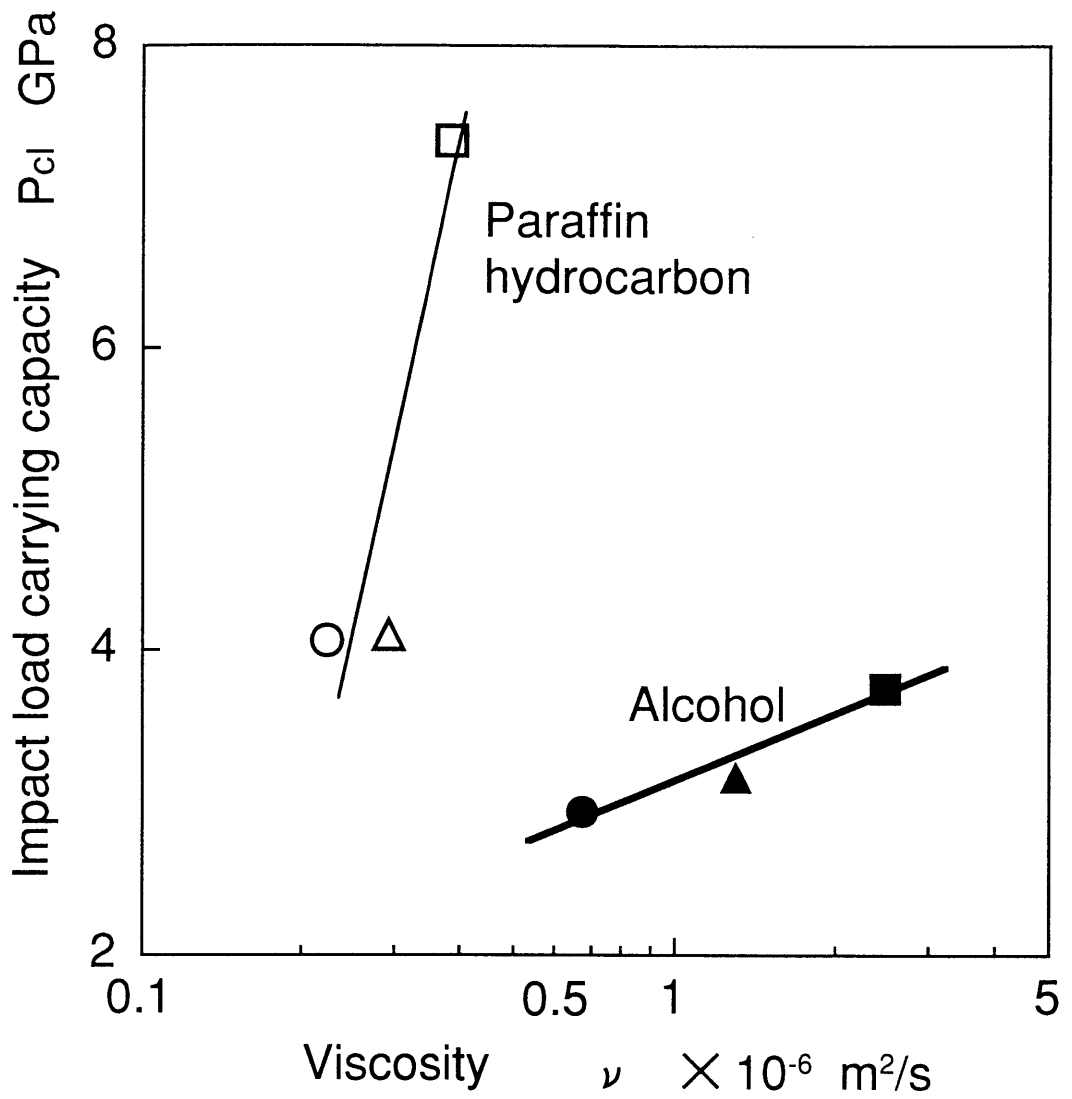


Fig.4-33 Relation between viscosity and impact load carrying capacity

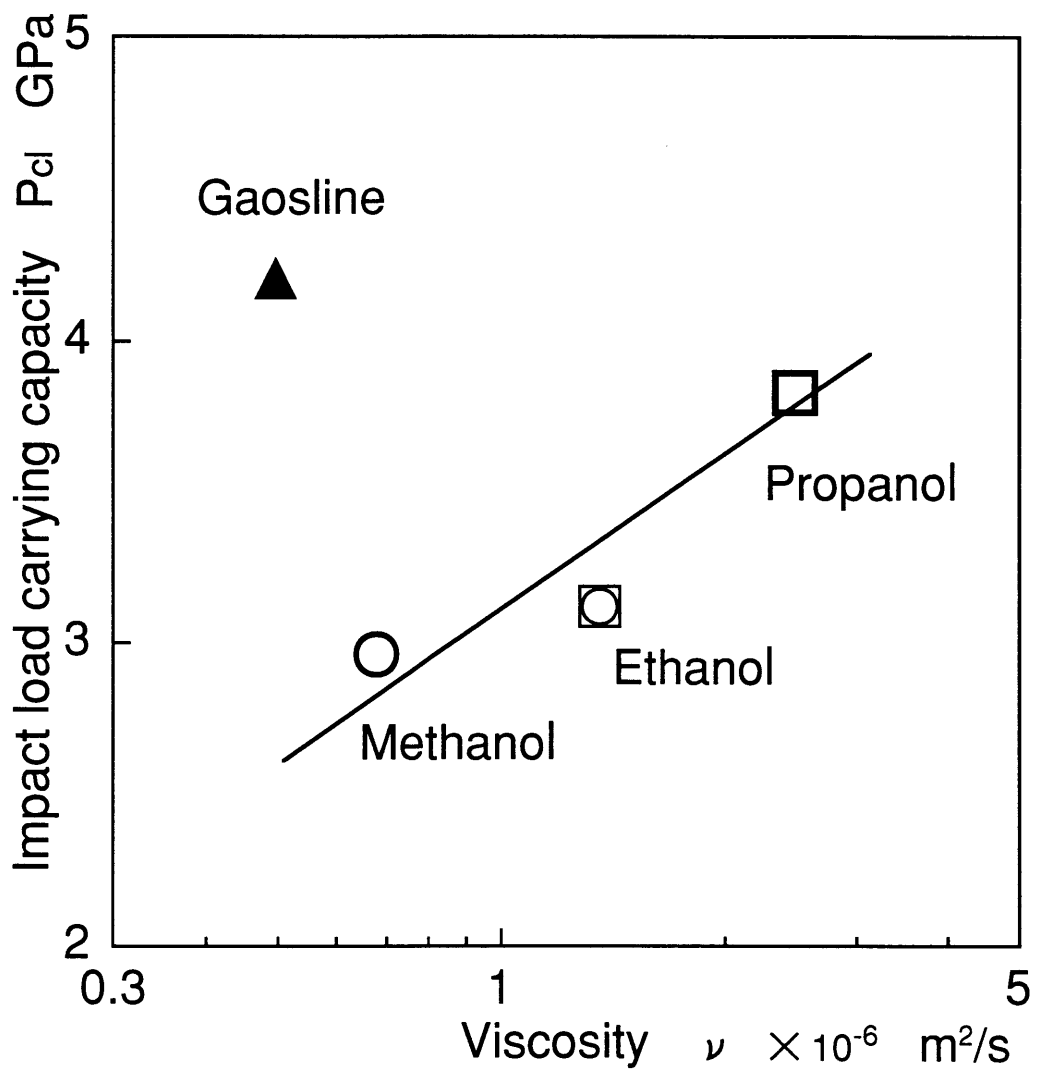


Fig.4-34 Relation between fuel viscosity and impact load carrying capacity

## 第 5 章

### 結 論

本研究の目的は、メタノール燃料を用いた時の燃料噴射弁の摩耗機構を明らかにする事である。メタノールとガソリンの粘度は同程度であるにもかかわらず、メタノール燃料を用いると従来のガソリン燃料を用いた時に比較して燃料噴射弁が著しく摩耗する。この原因を明確にするため、摩耗を促進させる要因を種々の観点から探った。

第1章では、メタノールエンジンの開発の背景を述べるとともに、液体燃料中における衝突摩耗に関する研究の事例について報告した。第2章では、振り子式試験機と四球試験機を用いて燃料の境界摩擦係数と耐荷重能を測定した結果を示した。第3章では、燃料噴射弁の単体試験を行って、燃料の種類を変えた場合にノズルの摩耗がどのように変化するかという点を報告した。最後に第4章では、燃料噴射弁に生ずる摩耗現象を解析するために、鋼球を平板に繰り返し衝突させて鋼球と平板の摩耗状況ならびに鋼球と平板間の接触電気抵抗を測定できる衝突試験装置を製作し、液体燃料中やアルコールおよびパラフィン系炭化水素中で実験を行った結果を報告した。本研究で得られた結果の要旨を下記にまとめる。

#### 燃料の境界摩擦係数と耐荷重能

(1) 振り子式摩擦試験機と四球試験機を用いて、メタノール・エタノールのアルコール燃料とガソリン・軽油の炭化水素燃料のトライボ特性を比較し、両者の境界摩擦係数に顕著な差はないものの、アルコール燃料は炭化水素燃料より耐荷重能が小さい事を明らかにした。

#### 噴射弁単体試験

(2) メタノール燃料を用いると、ガソリンを用いた場合に比較して、燃料噴射ノズルのシート面の摩耗が進行し、その摩耗面には数 $\mu\text{m}$ オーダーの多数の凹凸が現れた。しかし、摩耗表面の化学成分には顕著な違いは認められなかった。

(3) ノズルシート面の摩耗深さは、窒化処理を施したりクロム炭化物が多い材質を用いる事で緩和できたが、ノズルシート面の摩耗幅を抑制する事はできなかった。

#### 衝突試験

(4) メタノールはガソリンより摩耗を進行させて、試料表面に多数の凹凸を生じさせた。この状況はメタノールエンジン用噴射弁のシート面の摩耗状態と類似していた。この試験でも摩耗表面の化学成分には顕著な違いは認められなかった。

(5) 衝突荷重と接触電気抵抗の関係を衝突荷重 - 接触比線図に表すと、燃料による金属接触状況の違いを明確に表す事ができた。これらの衝突荷重 - 接触比特性の比較から、金属接触が生じやすい燃料ほど摩耗が大きくなる事がわかった。

(6) 衝突荷重と接触電気抵抗の関係から得られる特性曲線を利用して、液体の耐衝撃荷重能を指標化する事ができた。この指標を用いてアルコールとパラフィン系炭化水素の耐衝撃荷重能を比較すると、常温での粘度が同じであれば、アルコールの方がパラフィン系炭化水素より耐衝撃荷重能が小さい事がわかった。

(7) 衝撃的な荷重が加わった時に銅球と平板間に形成される液膜は、衝突荷重の増加にともなって粘度が増加するが、接触電気抵抗の測定により、メタノールはガソリンに比較して高圧時の粘度が低い燃料である事がわかった。そのため、メタノールを用いた時には液膜の破断にともなって金属接触が生じ易くなり、その金属表面の一部に凝着が生じて摩耗が著しく進行するという燃料噴射弁の摩耗機構を明らかにする事ができた。



## 参考文献

### メタノールエンジンに関連した文献

- (1) N. D. Brinkman et. al, Exhaust Emissions, Fuel Economy and Driveability of Vehicles Fueled with Alcohol-Gasoline Blends, SAE Paper750120 (1975).
- (2) 瀬古俊之, メタノール自動車の現状と将来動向, 自動車研究, 第15巻, 第9号, p11-17 (1993).
- (3) 濱野宜郎 他, メタノール燃料仕様とその国際共同研究, 自動車研究, Vol.18, No.2, p67-15 (1996).
- (4) 星野嵩 他, 動きだした高濃度メタノール燃料試験自動車管理したフリートテスト, 自動車研究, 第11巻, 第5号, p22-30 (1989).
- (5) 岩井信夫 他, 高濃度メタノール燃料試験自動車管理下フリートテスト実施状況, 自動車研究, 第12巻, 第12号, p7-10 (1990).
- (6) 須賀稔之 他, メタノール自動車の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.2, p100-110 (1990).
- (7) H. Nohira et al., Toyota's Activity of Methanol Fueled Vehicle Development, 9th International Symposium on Alcohol Fuels, p538-545 (1990).
- (8) F. Quissek et al., Development and Optimization of Alcohol Fueled SI-Engines for Passenger Cars, SAE Paper911730 (1991).
- (9) 野平英隆 他, トヨタにおけるメタノール自動車の開発, 内燃機関, Vol.31, No.397, p15-21 (1992).
- (10) N. Iwai et al., The Durability and Reliability Analysis of PEC's M85 Otto-Type Fleet Vehicles, 10th International Symposium on Alcohol Fuels, p843-855 (1993).
- (11) 秋山賢一 他, メタノール混合ガソリンの成分分析, 自動車技術会学術講演会前刷集 862, p609-611 (1986).
- (12) N. D. Brinkman et. al, The Development of Improved Fuel Specifications for Methanol and Ethanol, SAE Paper940764 (1994).
- (13) W. McMahon, Alternative-Fueled Vehicle Fleet Test Program, CARB Technical Report, p1 - 76 (1990).
- (14) 高橋和男 他, 低・高温下におけるFFVの運転性, 自動車技術会学術講演会前刷り集 912, No.3, p133-136 (1991).
- (15) V. Battista et al., Review of Cold Starting Performance of Methanol and High Methanol Blends in Spark Ignition Engines: Neat Methanol, SAE Paper902154 (1990).

- (16) 岩井信夫 他, オットータイプメタノール自動車の耐久性・信頼性, 自動車技術, Vol.45, No.4, p24-32 (1991).
- (17) 長家慶一 他, オットータイプ高濃度メタノール自動車の炭化水素および含酸素化合物の排出挙動, 自動車研究, 第12巻, 第11号, p6-9 (1990).
- (18) Y. Tsukasaki et. al, Study of Mileage-Related Formaldehyde Emission from Methanol Fueled Vehicles, SAE Paper900705 (1990).
- (19) J. R. Agama et. al, Catalytic Ignition of Methanol in a Diesel Engine with a Platinum-Coated Glow Plug, SAE Paper911737 (1991).
- (20) J.M.Betton, Replacement of Diesel by Alcohol, Chemicals for the Automotive Industry, No.93, p134-144 (1989).
- (21) H. W. Marbach et. al, The Effects of Alcohol Fuels and Fully Formulated Lubricants on Engine Wear, SAE Paper811199 (1981).
- (22) S.E. Schwartz, An Analysis of Upper-Cylinder Wear with Fuels Containing Methanol, Lubrication Engineering, vol.42, p292-299 (1986).
- (23) 細野恭司 他, FFV 低温腐食摩耗試験法の開発, 自動車技術, Vol.48, No.5, p55-60 (1994).
- (24) 細野恭司 他, メタノール車の実用化におけるエンジンオイルの課題, トライボロジスト, 第36巻, 第11号, p873-876 (1991).
- (25) 竹原竹一郎 他, メタノール燃料が燃料系部品材料に及ぼす影響, 自動車技術会, 学術講演会前刷集 862, p613-616 (1986).
- (26) 長家慶一 他, 高濃度メタノール燃料の組成が低温始動性へ及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷り集 862, No.3, p603-608 (1986).
- (27) 藤本佳夫 他, メタノール混合燃料の高温下における車両運転性能への影響, 自動車技術会学術講演会前刷り集 871, p131-136 (1987).
- (28) M. Greiner et. al, BOSCH Fuel Injectors - New Developments, SAE Paper870124 (1987).
- (29) N. Simon et. al, Experimental Measurement Techniques to Optimize Designe Injection Valves, SAE Paper920520 (1992).
- (30) 木下雅夫 他, メタノール車用インジェクタの噴射量変化に関する一考察, 自動車技術会学術講演前刷集 945, p 61-64 (1994).
- (31) M. Kinoshita et al., Study of Fuel Flow Rate Change in Injector for Methanol Fueled S.I. Engine, SAE1995 Transactions, vol.104, Journal of Engines, Section3-950071, p80-87 (1996).
- (32) 佐藤和彦 他, ガソリン混合メタノール燃料噴射弁シート面の腐食損傷, 材料と環境, Vol.43, No.3, p134-138 (1994).

アルコールの性質に関連した文献

- (33) K. Nakajima, Y. Yahagi, Corrosive Wear of Steel with Gasoline-Ethanol-Water, Transactions of the ASME, Vol.105, p552-558 (1983).
- (34) Y. Yahagi, Y. Mizutani, Corrosive Wear of Steel in Gasoline-Ethanol-Water Mixtures, Wear, vol.97, p17-25 (1984).
- (35) A. Aguiar et al., Corrosion of Stainless Steel AISI-440C in Hydrated Ethanol Fuel, Corrosion Science, Vol.25, No.2, p117-131 (1985).
- (36) Y. Hibi, Y. Enomoto, Friction and Wear of Silicon Nitride in Water, n-Alcohols, Water-Methanol and Water-Glycol, Bulletin of Mechanical Engineering Laboratory, No.53, p1-13 (1990).
- (37) F. P. Bowden, D. Tabor, Friction and Lubrication of Solids, New York, Oxford (1950).
- (38) Mayo D. Hersey, Richard F. Hopkins, Viscosity of Lubricants under Pressure, American Society of Mechanical Engineers, Library of Congress Catalog Card Number: 54-8199, p1-86 (1954).
- (39) William R. Jones, JR, Robert L. Johnson, Ward O. Winer, David M. Sanborn, Pressure-Viscosity Measurements for Several Lubricants to  $5.5 \times 10^8$  Newtons Per Square Meter ( $8 \times 10^4$  PSI) and 149C (300F), ASLE Transactions, Vol.18, 4, p249-262 (1974).
- (40) 化学便覧基礎編Ⅱ改訂3版, 日本化学会編, 丸善, p43-44 (1984).

摩擦・摩耗試験に関する文献

- (41) H. Okabe, M. Masuko, K. Sakurai, Dynamic Behavior of Surface-Adsorbed Molecules under Boundary Lubrication, ASLE Transactions, vol.24, No.4, p467-473 (1981).
- (42) 曾田範宗, 小西誠一, 潤滑油成分と油膜の耐荷重能 (第1報) - 温度の影響を除いた耐荷重能 -, 潤滑, 第13巻第11号, p14-22 (1968).
- (43) 曾田範宗, 小西誠一, 潤滑油成分と油膜の耐荷重能 (第2報) - 極性成分の影響 -, 第14巻第11号, p18-22 (1969).
- (44) H. C. Grigg, R. Heinz, The Lubricity of Diesel Fuel Injection Equipment Calibration Fluid, SAE Technical paper 892148, (1989).
- (45) 川村益彦, 藤田憲次, 二宮清, クロスピン型潤滑油試験機を用いたエンジン油の潤滑性の検討, 潤滑, 第23巻第6号, p422-427 (1977).
- (46) W. G. Dukek, Ball-on-Cylinder Testing for Aviation Fuel Lubricity, SAE Technical paper 881537 (1988).

- (47) Desination: D 5001-90a, Standard Test Method for Measurement of Lubricity of Aviation Turbine Fuels by the Ball-on-Cylinder Lubricity Evaluator (BOCLE), An American National Standard, p284-289 (1990).
- (48) S. R. Jenkins, G. M. Landells, J. W. Hadley, Diesel Fuel Lubricity Development of a Constant Load Scuffing Test using the Ball on Cylinder Lubricity Evaluator (BOCLE), SAE Technical paper 932691 (1993).
- (49) K. K. Chao, D. K. Toth, C. S. Saba, An Integrated Test Method for High-Temperature Liquid Lubricants: Dynamic Test, STLE, Tribology Transactions, vol.37, 2, p293-298, (1994).
- (50) 岡部平八郎, 益子正文, 桜井清和, 境界摩擦に関する研究 (第1報) -はずみ車試験機の試作と無添加鉱油を用いた測定-, 潤滑, 第30巻第6号, p415-421 (1985).
- (51) 益子正文, 森木恵一, 岡部平八郎, 境界摩擦に関する研究 (第2報) -極性化合物の潤滑性とその挙動解析-, 潤滑, 第30巻第6号, p422-429 (1985).
- (52) 土屋能成, 新井透, 繰り返し打撃法による硬質膜の損傷評価, 材料とプロセス, vol.5 (1992).
- (53) 富田博嗣, 加藤康司, 繰り返し衝撃によって生ずる変形と摩耗に及ぼすピン先端の形状の影響, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 東京, p199-202 (1995).
- (54) H. Tomita, K. Kato, The Effect Temperature and Material Combination on Repeated Impact Wear Properties, International Tribology Conference, Yokohama, p501 (1995).
- (55) 今戸啓二, 宮川浩臣, 三浦篤義, 平野富士夫, トラクション油の衝撃荷重下での挙動について, 日本潤滑学会トライボロジー会議予稿集, 東京, p243-246 (1992).
- (56) 今戸啓二, 宮川浩臣, 三浦篤義, 平野富士夫, 弾性衝突状態における油膜の挙動について, 日本潤滑学会トライボロジー会議予稿集, 盛岡, p677-680 (1992).
- (57) 今戸啓二, 宮川浩臣, 三浦篤義, 平野富士夫, 衝撃荷重下でのトラクション油の挙動, 日本機械学会論文集 No.948-3, p245-247 (1994).
- (58) K. Imado, H. Miyagawa, A. Miura, N. Ueyama, STLE Tribology Transactions, Vol.37, 2, p378-386 (1994).
- (59) 今戸啓二, 宮川浩臣, 三浦篤義, 平野富士夫, 金属板の衝撃における荷重 - 変形特性, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, 東京, p137-140 (1995).
- (60) 川村益彦 他, 潤滑, 第23巻第6号, p422 (1978).
- (61) 川村益彦, 電圧印加法による潤滑膜の動的観察, 潤滑, 第24巻第6号, p331-336 (1979).
- (62) R. Larsson, J. Lundberg, Study of Lubricated Impact Using Optical Interferometry, Wear, 190, p184-189 (1995).

- (63) 坂本亨, 阿保正義, 格内敏, 振動荷重によるスティックスリップ振動の低減, トライボロジスト, 第36巻第1号, p57-63 (1991).
- (64) 坂本亨, 阿保正義, 格内敏, 振動荷重によるスティックスリップ振動の低減 (第2報) - 低周波振動荷重下の摩擦変化 -, トライボロジスト, 第36巻第12号, p962-968 (1991).
- (65) M. Abo, T. Sakamoto, S. Sakamoto, The Variation of Friction in Plastic Contact under Vibratory Load, International Tribology Conference Yokohama, International Tribology Conference, Yokohama, p499 (1995).
- (66) K. Y. Lee, K. C. Ludema, Fatigue Wear of Structural Ceramics in The Repeated Biaxial Indentations, International Tribology Conference Yokohama, International Tribology Conference, Yokohama, p497 (1995).
- (67) Engel, P.A.Engel, Impact Wear of Materials, Elsevier (1976).
- (68) 茶谷明義, 衝撃強度設計, 機械の研究, 第42巻第7号, p86-90 (1990).
- (69) R. W. Gallant, Carl Yaws, Physical Properties of Hydrocarbons, Gulf Publishing Company, Vol.1, Second Edition, p74-76 (1992).
- (70) 化学便覧基礎編Ⅱ改訂3版, 日本化学会編, 丸善, p451-453 (1984).
- (71) 和光純薬工業総合カタログ第29版, 共進社 (1986).

#### 表面硬化処理の方法に関する文献

- (72) 池永勝, 河野通宏, 蒸着法によるセラミックコーティングの応用, 機械と工具, p104-111 (1987).
- (73) 玉垣浩, 中山明, アークイオンプレーティング法による硬質皮膜コーティング, 神戸製鋼技報, Vol.39, No.1 (1989).

#### 本研究の内容に関連のある文献

- (74) 木下雅夫, 早川徹洋, 斎藤昭則, 堂田邦明, 液体燃料中におけるステンレス鋼の衝撃摩耗試験, 日本トライボロジー会議北九州予講集, p69-71 (1996).
- (75) 木下雅夫, 斎藤昭則, 山田正俊, 積層型直流電磁ソレノイドの応答解析, 日本機械学会, 第3回電磁力関連のシンポジウム講演論文集, p7-11 (1991).
- (76) 木下雅夫, 堂田邦明, 早川徹洋, 斎藤昭則, 液体燃料中における鋼球と平板の衝撃試験 (第1報, 衝撃試験装置の試作とメタノールとガソリン中での摩耗試験), 日本機械学会論文集 (C編), 64巻, 618号, p669-675 (1998).

- (77) 堂田邦明, 木下雅夫, 早川徹洋, アルコール雰囲気における衝撃接触の挙動, 日本機械学会東海支部第46回総会講演会予稿集, p289-290 (1997).
- (78) 木下雅夫, 堂田邦明, 早川徹洋, 斎藤昭則, 液体燃料中における鋼球と平板の衝撃試験 (第2報, アルコールとパラフィン系炭化水素の耐衝撃荷重能), 日本機械学会論文集 (C編), 64巻, 626号, p282-289 (1998).
- (31) M. Kinoshita et al., Study of Fuel Flow Rate Change in Injector for Methanol Fueled S.I. Engine, SAE1995 Transactions, vol.104, Journal of Engines, Section3-950071, p80-87 (1996).

## 謝 辞

本研究は、著者が（株）豊田中央研究所と岐阜大学で行ったものである。

本論文を結ぶにあたり、研究の遂行と論文の作成について終始甚大なる御指導ならびに御鞭撻を賜りました岐阜大学工学部 堂田邦明教授に深く感謝の意を表します。また、本論文をまとめるにあたり、有益なる御討論と御教示をいただきました岐阜大学工学部 丸井悦男教授および藤井洋教授に感謝いたします。

さらに、本研究を行うにあたって終始御指導をいただいた（株）豊田中央研究所 燃料制御研究室室長 斎藤昭則工学博士に感謝の意を表すとともに、研究の遂行にあたって種々の御協力をいただいたトヨタ自動車（株）、（株）デンソーおよび（株）豊田中央研究所の皆様にも厚くお礼申し上げます。

また、本研究を岐阜大学大学院工学研究科において行う上で御支援を賜りました（株）豊田中央研究所 元取締役 藤掛賢司工学博士、同 機械1部副部長 片桐晴郎工学博士、岐阜大学工学部 若井和憲教授にお礼申し上げます。