

小型2ストローク機関におけるメタノール燃料を用  
いた時のシリンダーおよびリングのトライボロジー

2014年3月

岩手大学大学院 工学研究科  
機械・社会環境システム工学専攻  
衛 飛

# 目次

第1章 緒論	
1.1 研究の背景と目的	1
1.2 本論分の構成	4
参考文献	7
第2章 実機運転における摩耗の進行	
2.1 緒言	12
2.2 実験装置および方法	13
2.3 実験結果および考察	41
2.4 結言	113
参考文献	115
第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性	
3.1 緒言	117
3.2 実験装置および方法	118
3.3 実験結果および考察	135
3.4 結言	158
参考文献	160
第4章 往復摺動試験機による摩耗試験	
4.1 緒言	161
4.2 実験装置および実験方法	162
4.3 実験結果および考察	181
4.4 結言	190
参考文献	191
第5章 実機実験と摺動試験の関係	194
第6章 結論	
6.1 第2章で得られた知見	199
6.2 第3章で得られた知見	200
6.3 第4章で得られた知見	201
6.4 おわりに	202
謝辞	203
付録	204

# 第 1 章 諸論

## 1.1 研究の背景と目的

### 1.1.1 背景

エンジンの摩耗は、シリンダーとピストンリングの機械的な摺動、温度、圧力、トライボケミカル反応など多くの要因が関係する。そのため、実機実験では各要因の影響を個別に判定し難く、そのために、往復摺動試験機を用いた模擬実験も有効となってくる。

エンジンの摩耗に関する研究は、突発的なトラブルの防止(焼付き)、エンジンの精度維持・寿命延長(潤滑、表面処理)、運転コストの低減(摩擦損失)のおおよそ 3 つに分類される。特に動弁系、ピストン・リングとシリンダー、クランク軸やコンロッドなどの軸受の摩耗に関する理論的研究、実験的研究は、極めて多数行われている<sup>(1)~(7)</sup>。理論的研究の代表として古浜によるピストンリングの動的潤滑論<sup>(6)</sup>が挙げられる。古浜は油膜厚さについて理論式の導出を行った。実機を用いた実験研究は、エンジンを所定の条件で長時間運転した後エンジンを解体し、各部品の摩耗計測、摺動部表面観察、エンジンオイル分析を行うものが一般的である<sup>(1)~(6)</sup>。現在もっとも多く利用されている摩耗計測法は、エンジンを所定の条件で長時間運転した後分解する手順で行う、シリンダーゲージ、マイクロメータ、表面粗さ計、真円度測定機などを用いた測定法である。しかし、運転途中の経過やシリンダーライナ表面を微視的な観察をするのは難しく、摩耗プローブを設けてシリンダー摺動面を評価するという新たな方法もある<sup>(6)</sup>。また、放射化部品をエンジンに組み付け、外部に設けた放射線検出器で摩耗に伴う残量放射線の強度変化、あるいは潤滑油中に混入する摩耗粉の放射強度を測定する方法も<sup>(7)</sup>ある。往復摺動試験機を用いた模擬実験は、実機実験内のリングとシリンダー間の側圧力と潤滑油の流れを再現して実験を行い、実験の結果を分析して実機実験との関係を考察している<sup>(8)</sup>。

現在、エンジンの摩耗に関する研究の多くは、自動車に代表される 4 ストローク機関に

## 第1章 諸論

関するもの<sup>(9)~(18)</sup>が多くを占め、一方2ストローク機関に関する研究<sup>(19)~(23)</sup>はあまり見られない。また、燃焼室内に燃料と共に潤滑油を供給し燃焼させている2ストローク機関では、もともとの潤滑油供給方法である混合潤滑と燃料と別系統で潤滑油を供給する分離潤滑を比較すると、同量の潤滑油を供給した場合、分離潤滑の方が各部位で2~3倍の油膜を保持できる<sup>(24)</sup>ため潤滑油消費量の低減や、確実な潤滑油供給を目的として、潤滑油供給方法は分離潤滑に移行してきた。しかし、潤滑油を燃料と共に燃焼させるという基本的機構は変化せず、潤滑油の排気規制が二輪車や汎用機まで適用される中で、厳しい状況に立たされている。このような理由により、多くの自動車関連の企業が2ストローク機関の研究開発から手をひいているが、2ストローク機関は4ストローク機関に比べ、給・排気バルブを持たないため部品点数が少なく、構造が単純であり、低コスト、メンテナンスが容易、小型軽量で比出力が大きいという特徴から、芝刈り機、チェーンソーといったハンドヘルド製品で一定の市場を確立しており、今後も需要が絶えないと考えられる。しかし、2ストロークエンジンでは掃気孔よりクランク室で一時圧縮された混合気を吸気して燃焼ガスを排気孔から追い出すために吹抜けによる未燃ガスが多く、燃料と潤滑油を一定比率に混合してシリンダー内に供給するという構造・燃焼形態から潤滑油の消費が非常に多く、また、潤滑条件が厳しいことから焼付きを防止する目的として過剰に潤滑油を供給しているのが現状である。

2ストローク機関では多量の燃焼室デポジット(Combustion Chamber Deposit: CCD)が生成され<sup>(25)(26)</sup>、岩渕らの研究結果<sup>(27)</sup>では、CCD生成は機関内に供給された燃料からよりも潤滑油からの起因が大きいことを明らかにし、また、藤本ら<sup>(28)</sup>や福井ら<sup>(29)</sup>は潤滑油成分の中でも、清浄分散剤として添加してある金属系清浄剤や無灰型分散剤がCCD生成に大きな影響を与えることを明らかにした。CCDが堆積すると、要求オクタン価の増加<sup>(19)(30)(31)</sup>やスキッシュエリアへの堆積によるピストンクラウンとシリンダーヘッドの干渉<sup>(32)</sup>等の悪影響が報告されている。さらには、ピストンの往復運動・首振りによる振動やノッキングに

## 第 1 章 諸論

よる衝撃，CCD が吸収した燃料や水分などの液体の熱膨張により剥離し<sup>(9)(33)</sup>，シリンダー摺動面に入り込むことによる摩耗の悪化が懸念されている<sup>(19)(34)(35)</sup>。また，2 ストローク機関にも適用される排気規制や，資源枯渇から考えても潤滑油消費量の低減は必要だと考えられる。エンジン摺動部が適正な潤滑状態を維持し，過剰供給とならないよう，必要最低限の潤滑油供給量に定める必要がある。

### 1.1.2 目的

また近い将来，化石燃料の枯渇などさまざまな問題があり，代替燃料への転換が求められており，電気自動車やハイブリットカー，アルコール燃料などの新しい技術の開発が進められている。中でもアルコール燃料は排気ガス低減の見地から既存の自動車用を主体とするエンジン用燃料として注目されている。アルコール燃料には，主にエタノール燃料とメタノール燃料がある。エタノール燃料は主に農作物から生産されるのが主流であり，ブラジルやメキシコ，アメリカなどが自動車用燃料として用いている<sup>(36)</sup>。メタノール燃料は，天然ガスや石炭などの既存技術による工業的生産が可能である<sup>(37)</sup>が，現在はあまり走行しておらず，まだまだ研究・開発が必要である。だが，エタノールは農作物から生産されるため，農作物の生産に向かない日本などの国では生産性や経済性などの観点から代替燃料としてはメタノールの方が現実性を帯びている。また，メタノールは，天然ガスと石炭あるいは酸素製鉄排ガスからも低コストで大量に製造可能である点でエタノールよりも優れている。さらに，バイオマスからメタンを効率的に生産することが可能になったり，メタノールを効率的に生産できる微生物が発見されるなど，バイオマスからのメタノール生産が実用化されれば，メタノールもバイオ燃料として脚光を浴びる可能性がある<sup>(38)</sup>。

そこで本研究では，代替燃料への取り組みとしてメタノール燃料を用いた実験を行った。その理由として 2 ストローク機関の最大の利点が小型軽量であり，扱いやすいというところにあるため，常温で液体であり持ち運びにも容易なメタノール燃料に着目して実験を行った。メタノールをガソリンの代替燃料として内燃機関に用いた場合，以下のような利点，

## 第1章 諸論

欠点がある<sup>(39)~(46)</sup>.

利点

- ① 常温で液体であることから天然ガスや水素に比べて扱いやすい。
- ② オクタン価がガソリンより高く、圧縮比を高めることが可能である。
- ③ 含酸素燃料(分子に酸素を含む)であり、排出ガスがガソリンの場合に比べて低公害であり、窒素酸化物、排出微粒子、硫黄酸化物の大幅低減が図れる。また、排出ガスの光化学反応性が低い。
- ④ 天然ガス、石炭、農作物などから製造可能である。

欠点

- ① 容積あたりの発熱量がガソリンの半分弱であることから、熱効率が良くても同一燃料タンク容量の運転時間がガソリンの6割程度となる。
- ② 沸点が高いため、低温始動性、圧縮着火性に問題がある。
- ③ メタノール環境はガソリン、軽油に比べ、燃料系部品の腐食・酸化、及びプラスチック、ゴムの膨潤が激しい。
- ④ 未燃メタノール、ホルムアルデヒドなどの新排出物の生成がある。

### 1.2 本論文の構成

本論文は以下のように構成されている。

#### 第1章 諸論

本論文の背景とその位置付け、研究目的について述べる。

#### 第2章 実機運転における摩耗の進行

摩耗試験により得られた結果をまとめることにより、2ストローク機関におけるシリンダ

## 第 1 章 諸論

一およびリングの摩耗特性を詳細に考察する。燃料には市販レギュラーガソリンおよびメタノールを用い、汎用の空冷単気筒 2 ストローク火花点火機関を長時間運転し、シリンダーおよびピストンリングの摩耗進行について比較を行う。シリンダーは円筒形状を高精度で測定できる真円度測定器を用いた測定を試みる。これより、渡邊<sup>(47)</sup>では任意の摺動方向八方向のみの摩耗量測定であったものが、全体の形状変化として円周方向も詳細に捉えることが可能となる。また、ピストンリングの摩耗形態を調査するため、摺動面にビッカース痕を付け、レーザ顕微鏡を用いて、圧痕の深さを測定することにより摩耗形態を調査する。

### 第 3 章 シリンダー壁面における潤滑油特性

メタノール燃料を用いた場合、市販の 2 ストローク用潤滑油は混じり合わないため、シリンダー壁面での潤滑状態がガソリン燃料と異なると思われる。そのため、運転中にシリンダー壁面に付着した油膜を採取し、ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの粘度測定および熱重量分析、示差熱分析を行い、エンジン内での潤滑油の挙動を推定する。このことより得られた結果と第 2 章での摩耗実験の結果を比較し、市販のガソリン用に用いられる 2 ストローク用潤滑油がメタノール燃料を用いた場合でも使用可能であるかを判断する。粘度測定にはカップアンドコーン型粘度計を用いて、温度-粘度特性を調べ、潤滑状況を検討する。

### 第 4 章 往復摺動試験機による摩耗試験

実機エンジンにおいて摩擦摩耗に及ぼす影響因子を明らかにするために、往復摺動試験機で実験を行う。摺動試験片には実機エンジンのシリンダーとピストンリングから切り出したものを用い、その摺動面に 2 ストローク用潤滑油と燃料を混合したものを供給する。供給燃料としてはガソリンおよびメタノールを用いる。摺動試験機の負荷を変化させ摺動

## 第 1 章 諸論

試験の時間経過による、摩擦係数および摩耗量を測定して、その結果に及ぼす潤滑油混合割合や燃料種類の違いによる影響を調べ、実機機関における摩擦摩耗との関係を検討する。

### 第 5 章 実機実験と摺動試験の関係

実機実験と摺動試験の実験結果を比べて、摺動試験の実機実験における有効性を検討する。また、実験条件と同じ場合の得られた結果の関連性を分析する。さらに実機実験と摺動試験の関係について得られた。

第 6 章では、本論文で得られた結論を述べた。

## 第1章 諸論

### 参考文献

- (1) 山本匡吾, エンジントライボロジーの基礎(自動車エンジンの摩耗), エンジンテクノロジー, 山海堂, Vol.4 No.6, pp96-101, (2002)
- (2) 加納知広, エンジン潤滑油の基礎 第2回: エンジン内部の重要な潤滑領域, エンジンテクノロジー, 山海堂, Vol.5 No.5, pp96-101, (2003)
- (3) 瀧口雅章, 先進のピストントライボロジー技術, エンジンテクノロジー, 山海堂, Vol.8 No.1, pp15-19, (2006)
- (4) 山本匡吾・野田卓, エンジンのトライボロジー計測, 豊田中央研究所 R&D レビュー Vol.28 No.1, pp13-23, (1993)
- (5) Zheng Ma N.A.Henein W.Bryzik J.Glidewell, Cylinder-Liner Surface Analysis During SI Engine Break-In, Journal of Tribology, Vol. 45 No. 3, pp397-403, (2002).
- (6) 古浜庄一, ピストンリングの動的潤滑論(第一報, 計算), 日本機械学会論文集(第2部), Vol.24No.148, pp.1032-1039, (1958)
- (7) A.J.Dennis-C.P.Garner-D.H.C.Taylor, The Effect of EGR on Diesel Engine Wear, SAE Paper, Vol.108 SECTION3, pp1185-1197, 1999-01-0839, (1999)
- (8) 加茂利明, 小型2ストローク機関におけるシリンダ摩耗に関する研究, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2003)
- (9) 古浜庄一・秋篠捷雄, ガソリン機関のピストンリングの異常摩耗に関する研究, 潤滑 Vol.16 No.12, pp11-20, (1971)
- (10) 古浜庄一, ディーゼル機関の燃焼生成物がピストンリングの摩耗に及ぼす影響, 日本機械学会論文集(第2部), Vol.25 No.160, pp1334-1346, (1959)
- (11) 木村好次, メタノールエンジンのトライボロジーにおける二三の問題, 日本機械学会, 自動車のトライボロジー講演論文集, No.910-51, pp91-96, (1991)

## 第 1 章 諸論

- (12) Q.Y.JIANG, Abrasive Wear of Locomotive Diesel Engines and Contaminant Control, TRIBOLOGY Paper., Vol.41 No.4, pp605-609, (1998)
- (13) Ishiki, K. ·Oshida, S. ·Takiguchi, M. ·Urabe, M., A Study of Abnormal Wear in Power Cylinder of Diesel Engine with EGR – Wear Mechanism of Soot Contaminated in Lubricating Oil –, SAE Paper, 2000-01-0925, pp1-6, (2000)
- (14) 成田恵一, ディーゼルスーツがエンジン油の性能に与える影響, トライボロジスト, Vol.42 No.6, pp425-429, (1997)
- (15) P.R.RYASON·I.CHAN·J.GILMORE, Polishing wear by soot, Wear, 137, pp15-24, (1990)
- (16) 中垣疆 ·石附喜昭, ディーゼルエンジンのボアポリッシュ摩耗, 潤滑 Vol.27 No.5, pp31-36, (1982)
- (17) 三宅譲治 ·不破良雄 ·中小原武, エンジン摺動部材料のトライボロジ, 自動車技術, Vol.45 No.6, pp72-78, (1991)
- (18) 斉藤正, ボアポリッシュエンジン油からみた一, 潤滑, Vol.27 No.5, pp392-394, (1982)
- (19) 藤田尚毅 ·小野寺英輝 ·辻正一 ·伊藤光博, 小型 2 サイクルメタノール火花点火エンジンのトライボロジ, 日本機械学会論文集 Vol.60 No.571 Series C, pp169-172, (1994)
- (20) 下河原, 2 ストローク SI エンジンのトライボロジー(シリンダ表面形状の変化と摩耗の関係), 日本機械学会, 東北支部八戸地方講演会講演論文集, Vol.961 No.2, pp177-179, (1996)
- (21) 平綿勝彦 ·田辺明, 2 サイクルエンジンの摩耗について, トライボロジスト, Vol.39 No.2, pp59-66, (1994)
- (22) 藤田尚毅 ·小野寺英輝 ·伊藤光博 ·岩淵明, メタノール小型 2 サイクル SI エンジンの

## 第 1 章 諸論

トライボロジー(ガソリンおよびガス燃料とのシリンダ摩耗の比較), 日本機械学会論文  
文集 Vol.63 No.611 Series C, pp282-288, (1997)

- (23) 小澤智也・藤田尚毅・北野三千雄, 小型 2 ストロークエンジンにおけるメタノール燃料の燃焼室デポジットに対する効果, 自技会前刷集, Vol.29 No.4, pp53-57, (1998)
- (24) 小早川隆・平井好美・小川次夫・鈴木栄治, ラジオアイソトープによる潤滑油の挙動— 2 サイクルガソリン機関の場合—, 内燃機関, Vol.8 No.91, pp15-28, (1969)
- (25) 伊斯拉海提阿不力孜・藤田尚毅・北野三千雄・吉田宏, 小形 2 ストロークエンジンにおける燃焼室デポジットのピストン上たい積特性, 日本機械学会論文集, Series B, Vol.71 No.702, pp717-723, (2005)
- (26) 佐藤慎司・藤田尚毅・衛飛・廣瀬宏一・今洋, 小型 2 ストローク機関の運転条件が燃焼室デポジット生成に与える影響, 第 22 回内燃機関シンポジウム・講演論文集, pp197-202, (2011)
- (27) 岩渕力也・佐藤唯史・藤田尚毅・北野三千雄, 2 ストローク機関の燃焼室デポジット生成に対する燃料と潤滑油の寄与比率の評価, 自技会前刷集, Vol.49 No.99, pp13-16, (1999)
- (28) 藤本義雄・間瀬喜夫・小松源一, ニサイクル機関潤滑油に関する研究—燃焼室の清浄さに及ぼす添加剤と基油の影響—, 潤滑, Vol.14 No.4, pp173-179, (1969)
- (29) 福井雅人, 燃焼室堆積物生成機構・要因の解明, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2001)
- (30) R.J. Price-C.M.Beck-C.Morley, Some Evidence for Chemical Effects on Octane Requirement Increase from Deposits in Spark Ignition Engines, SAE Paper, Vol.106 No.4, pp612-624, (1997)
- (31) 福西豊二, 2 サイクル機関の潤滑, 潤滑, Vol.14 No.4, pp46-52, (1972)
- (32) 岩本・ほか 4 名, 燃焼室デポジットに関するカーボンノック解析, 自技会前刷集,

## 第1章 諸論

- No.942, pp85-88, (1964)
- (33) Shi-wa Steave Cheng, A physical mechanism for deposit formation in a combustion chamber, SAE Paper, No.941892, pp944-953, (1994)
- (34) 斉藤正, ボアポリッシュエンジン油から見た一, 潤滑, Vol.27 No.5, pp102-103, (1982)
- (35) Nikanjam, M. · Boom, R., The Effects of Fuels and Engines on Intake Valve and Combustion Chamber Deposite, SAE Paper, No.962028, pp1-15, (1996)
- (36) 加藤和正, 自動車用ガソリンエンジンの基礎と実際(10), 内燃機関, Vol.25 No.322, pp81-86, (1986)
- (37) 鍵谷勤, 代替燃料としてのアルコールとその経済性, エネルギー・資源, Vol.1 No. 2, pp23-30, (1980)
- (38) アルコール燃料, ウィキペディア フリー百科事典,  
<http://ja.wikipedia.org/wiki/%E3%82%A2%E3%83%AB%E3%82%B3%E3%83%B C%E3%83%AB%E7%87%83%E6%96%99>
- (39) 堀雅彦, メタノールエンジン最近の動向, Readout HORIBA Technical Reports, 株式会社堀場製作所, pp17-21, (1993)
- (40) 自動車技術ハンドブック, 第1分冊, 自動車技術会, 基礎・理論編, p12, (2004)
- (41) 西田章・古屋達男・吉光利男, メタノールエンジンの開発, 内燃機関, Vol.30 No.379, pp64-71, (1991)
- (42) 石川栄, アルコール車用エンジン油, 日石レビュー, Vol.27 No.5, pp14-19, (1985)
- (43) 須賀稔之・北島真一・小林吉彦・長島隆・佐藤克明・犬童規之, メタノール自動車の開発, HONDA R&D Technical Review, pp100-110, (1990)
- (44) 岩井信雄, メタノール自動車, 日本エネルギー学会誌, Vol.71 No.3, pp154-161, (1990)
- (45) 矢作嘉章, アルコール混合燃料と摩耗, 潤滑, Vol.28 No.12, pp877-882, (1983)

## 第 1 章 諸論

- (46) 細野恭司・小田恵介・相原久元, メタノール燃料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, Vol.36 No.11, pp873-876, (1991)
- (47) 渡邊修, 小型 2 サイクルエンジンにメタノール燃料を用いた場合の分離潤滑の効果, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (1993)

## 第2章 実機運転における摩耗の進行

### 2.1 緒言

2ストローク機関の場合、潤滑方法は4ストローク機関と異なり潤滑油が常時供給されるためオイル劣化の心配はなく、給・排気バルブの摩耗も考える必要はない。メタノール燃料を用いた2ストローク機関についてはエンジン性能に関する研究<sup>(1)(2)(3)</sup>が主で、メタノール燃料で最も懸念されている摩耗に関する研究は、渡邊<sup>(4)</sup>によるメタノールとガソリンの混合燃料（M85：メタノール85%＋ガソリン15%）を用いて、長時間実機で運転を行った場合のシリンダー内壁摩耗量の時間経過を調査したものだけである。渡邊は、常にオイルは燃焼室に供給されるかたちとなり、シリンダー内壁の摩耗にはスラッジの影響が大きく影響し、メタノールの清浄性が2サイクル機関には好影響を与えるという結果を得ている。また、メタノールの燃焼によって生成する蟻酸は低温時に多く生成され、シリンダー内壁が4ストローク機関に比べ2ストローク機関の方が高温になることから、蟻酸による腐食は起こりにくいと考えている。しかし、渡邊はメタノール燃料を用いた場合のピストンリング摩耗特性の調査と、メタノールのみ燃料（M100：メタノール100%）での摩耗特性の調査は行っていない。一方、今西<sup>(5)</sup>はメタノール燃料（M100）を用いてシリンダーの初期摩耗について調査をし、メタノールの清浄作用が潤滑油膜の形成を困難にし、境界潤滑の割合が多くなることから摩耗が増大したと考察している。しかし、今西の場合は初期摩耗に対する評価であり、総計50時間までの運転時間での摩耗調査であったため、長時間のシリンダー・リング摩耗までは評価していない。

そこで本研究では、メタノール燃料（M100）およびガソリン（M0）で汎用の空冷単気筒2ストローク火花点火機関を長時間運転し、シリンダー及びピストンリングの摩耗を調査する。シリンダーは円筒形状を高精度で測定できる真円度測定器を用いた測定を試みる。これにより、渡邊では任意の摺動方向八方向のみの摩耗量測定であったものが、全体の形状変化として円周方向も詳細に捉えることが可能となる。また、ピストンリングの摩耗形態を調査するため、摺動面にピッカース痕

## 第2章 実機運転における摩耗の進行

を付け、レーザー顕微鏡を用いて、圧痕の深さを測定することにより摩耗形態を調査する。

### 2.2 実験装置および方法

#### 2.2.1 実験装置

供試機関は、富士重工製ロビンエンジン(EC17D型, 175.1cm<sup>3</sup>)を用いた。これは汎用強制空冷式単気筒クランク室圧縮2ストローク火花点火機関である。また、燃料には市販のレギュラーガソリンとメタノール燃料(M100, 和光一級メチルアルコール, 含量: 99.5%)の2種類を、潤滑油には出光興産株式会社製のアポイルベスト2ストローク機関用潤滑油(N)を用いた。表2.1にこの潤滑油の含有成分および物性を示す。この潤滑油は、全成分の約41%が、オレフィンとよばれるもので、ベースオイルの一つであり、スモークの発生を低減するための役割を担っている。次に、灯油が27%を占めている。灯油は、燃料との混和性を良くするために添加されている。灯油自体の潤滑性能は低い。しかし、燃焼し易く、デポジット化し難いため<sup>6)</sup>、キャリアオイルとして優れている。そして、ベースオイルとしての鉱油が25%、エンジン内及び排気口やマフラーの清浄に保つために、金属系清浄剤(成分:Ca スルフォネート系)及び無灰型分散剤(成分:コハク酸イミド系)が7%含まれる。

図2.1に実験装置の概略図を示し、表2.2には供試機関の主要緒元を示す。

##### a) 吸気系

吸入空気の測定には、吸気サージタンク、層流型気体流量計、ゲッチング式マノメータを用いて給気比(Deliver Ratio: DR)、空気過剰率(Excess Air Ratio: EAR)を算出した。また、吸入空気密度の温度補正を行うため、層流型気体流量計のフィルター近傍にK型熱電対を設置している。

##### b) 燃料供給系

供給した燃料の計測を行うため、上皿電子天秤上に燃料タンクを置き、接続されたパーソナルコンピュータにより自動的に単位時間消費重量を測定した。また、燃料と空気の混合比を任意に設定するため、気化器のメインジェットに挿入量を任意に変えられるニードルスクリューを製作して取

り付けた。

燃料消費量  $B_f$  [g/s] 以下のように算出される。

$$B_f = \frac{F_g}{T} \quad (2-1)$$

$F_g$  : 燃料消費量[g],  $T$  : 測定時間[s]

### c) 潤滑油供給系

供試機関は本来混合潤滑方式であるが、今回の実験においては潤滑油供給量を任意に設定するためや、極性物質のメタノールと潤滑油が混じり合わないことから潤滑油の供給を分離潤滑方式に変更した。マイクロチューブポンプを仕用して、潤滑油を吸気口の直前に滴下供給した。潤滑油供給量の検出は、潤滑油供給チューブの途中に設けたパルス発信型オーバル流量計により、ユニバーサルカウンターで  $1.0\text{cm}^3$  が通過するのに要した時間を検出し、それから単位時間当たりの潤滑油供給量を求めた。

### d) 動力測定系

動力測定と回転数の制御には、タイヤ型カップリングによって連結した秤量器付の交流式電気動力計を用いた。タイヤ型カップリングは微小な中心軸のずれを吸収する。また、動力計は機関の始動の役目も果たす。機関の回転数は動力計の回転軸末端に設置したロータリーエンコーダからの出力信号を回転計に入力して表示させた。以上の計測値より、出力とトルクを算出している。

### e) 排気系

排気サージタンク、サイレンサーを通して外気に排気ガスを放出する。

Table 2.1 Properties of commercial two-stroke engine oil

Specific weight[15°C]	0.8582
Coefficient of Viscosity[mPa · s]	
@40	41.03
@100	7.53
Components [wt%]	
Paraffin's	47
Olefins	41
Aromatics	5
Metallic Detergent, Ash less Dispersant	7
Viscosity Index	153
Total base number[mgKOH/g]	2.4
Flash Point [°C]	98
Pour Point[°C]	-30

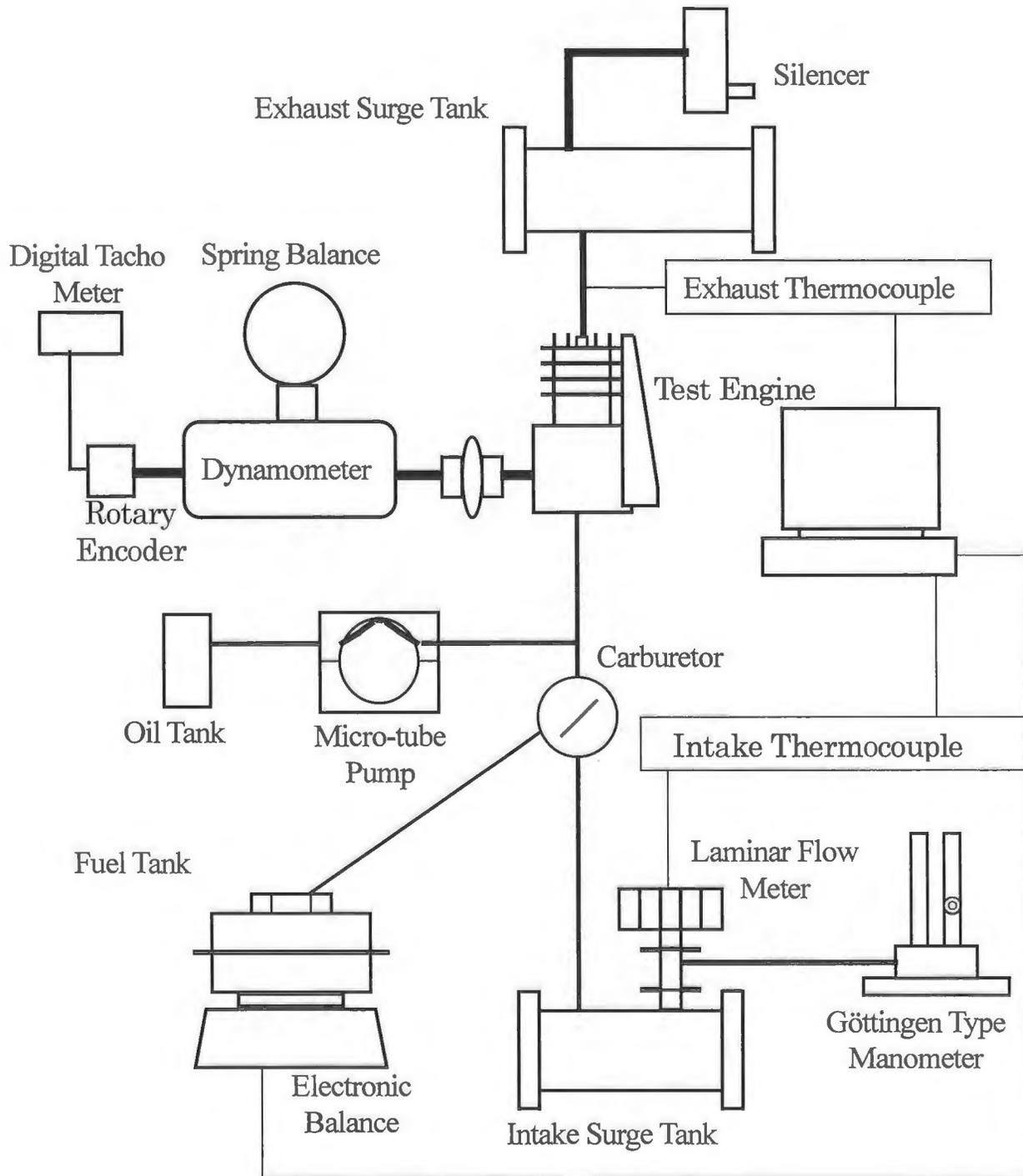


Fig.2.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table2.2 Engine specifications

Manufactured	Fuji Heavy Industries Led.
Name	EC17D
Form	Air Cooled Single Cylinder Two-Stroke Piston Valve Type Gasoline Engine
Scavenging	Schnürle Type
Fuel Supply	Carburetor
Bore×Stroke	62×58[mm]
Displacement	175.1[cm <sup>3</sup> ]
Compression Ratio	7.1
Ignition Timing	22[degCA, BTDC]
Rating Power	3.68[kW]/67[s <sup>-1</sup> ]
Maximum Power	4.78[kW]/83[s <sup>-1</sup> ]
Maximum Torque	11.2[Nm]/54[s <sup>-1</sup> ]

2.22 実験手順

実験には、4組のシリンダー・ピストンおよびピストンリングを使用し、それぞれを区別するため、G1,G2,M1,M2と番号を付けて表した。G1,G2は燃料としてガソリンを用い、M1,M2はメタノールを用いたものである。

実験は、シリンダー、ピストン、ピストンリング、シリンダーヘッドが新品の状態から運転を行い、初期摩耗の影響がないよう、回転数  $1000\text{min}^{-1}$ ・給気比 0.2・空気過剰率 0.90 の条件に設定し、計 50 時間に達成するまで行った。その後、回転数  $2200\text{min}^{-1}$ ・給気比 0.35・空気過剰率 0.90 の条件に設定し、運転前後 15 分間のアイドリングを含む 5 時間の運転を累積運転時間 100 時間まで運転を行った。さらに、同様の運転条件で、累計運転時間 150 時間まで運転した。各運転条件での潤滑油供給量は表 2.3 に示す通りである。なお、潤滑油供給量は、G1,G2,M1 では燃料と潤滑油の比率が 25:1 になるように設定し、M2 では G1,G2 と同量の潤滑油供給量に設定している。このとき、メタノール燃料と潤滑油の比率は 33.5:1 となる。すなわち、回転数に対する潤滑油供給量は G1,G2,M2 が同じにある。

加茂と菊池による研究<sup>7)8)</sup>では 50 時間の運転で初期摩耗が終了し、定常摩耗の段階となるとしているため、本研究では、始めの 50 時間の運転で十分にシリンダーとピストンリングをなじませ、その後条件を厳しくして運転を行うことにした。

シリンダーおよびピストンリングの摩耗量の測定は累計運転時間 0, 50, 100, 150 時間について計 4 回行った。

Table 2.3 The supply rate of the lubricating oil [ $\text{cm}^3/\text{min}$ ]

	Oil consumption		Fuel:Oil
	$1000\text{min}^{-1}$	$2200\text{min}^{-1}$	
G1,G2(Gasoline)	0.184	0.709	25:1
M1(M100)	0.394	1.516	25:1
M2(M100)	0.184	0.709	33.5:1

### 2.23 形状測定を摩耗量の算出

#### a) シリンダー形状変化の測定

シリンダー形状を測定するにあたり、Taylor Hobson 社製の全自動真円度測定機(TALYROND300 : 詳細は付録参照)を使用した。シリンダー測定には、シリンダー周方向(Roundness: RND)と摺動方向(Straightness: STR)の2方向の測定を行った。図 2.2, 図 2.3 に、測定位置を示し、表 2.4, 表 2.5 には測定箇所の詳細を示す。円周方向の測定は、図 2.2, 表 2.4 にあるとおり、シリンダー上方から順に RND1 から RND9 と称し、測定した。各 RND では高さ方向に 0.25mm 刻みずつ 9 箇所測定した。摺動方向の測定は、図 2.3, 表 2.5 にあるとおり、排気孔側を STR1 とし、時計方向に 45 度ずつ STR8 まで測定した。STR2 および STR8 は 1deg ずつ 12 箇所測定し、その他の方向では 1deg ずつ 7 箇所測定した。

シリンダーの形状変化を測定するにあたり、真円度測定機の回転テーブルと、シリンダー中心が完全に一致していないため、測定データが偏心量を含んでいる。このことから、下に示す余弦定理を用いて測定データの補正を行い、シリンダー半径 R を算出した。図 2.4 に次式の記号の位置関係を示す。

$$R = \sqrt{A^2 + B^2 - 2 \cdot A \cdot B \cdot \cos \alpha} \quad (2-2)$$

ただし、R : シリンダー半径, B : 偏心量。

A : 測定データ,  $\alpha$  : [偏心量] - [測定角度]

ワークテーブルの角度 0[deg]の位置を A, ワークテーブル中心を O, シリンダー中心を O', シリンダー摺動面上の測定点を P とする。OO'が偏心量 E, PO'がシリンダー半径 R, PO が測定半径 M,  $\angle POA$  が測定点の方向になり、 $\angle O'OA$  はシリンダー中心がワークテーブル中心から偏心している方向(偏心角度)となる。偏心量, 偏心角度, 測定半径が既知であるため、 $\angle POO'$ に余弦定理を適用し、シリンダー半径を求めている。

#### b) ピストンリングの摩耗量の測定

ピストンリングの摩耗を測定するにあたり、OLYMPUS 社製の走査型共焦点レーザ顕微鏡

## 第2章 実機運転における摩耗の進行

(OLS1000)を使用した。リングの摩耗量の測定は、摺動面にビッカース痕をつけ、圧痕の深さを測定することにより摩耗量を算出した。図 2.5 に、測定箇所を示し、図 2.6 にはリング摺動面上のビッカース痕をつけた位置を示す。図 2.5 にあるとおり、トップリング、セカンドリングはそれぞれ、D2 と D8 の方向に合口部があり、この方向を除く計 7 箇所を測定した。小型 2 ストロークエンジンの場合、リングの合口部が給排気孔に引っかかるとリングを破損するため、ピストンは回り止めピンが付いている。図 2.6 に示すように、リング摺動面にはビッカース痕を摺動方向に対し上下に 2 つ付け、燃焼室側を上部ビッカース痕、クランク室側を下部ビッカース痕とした。摩耗量は以下の式により算出している。

$$W_{PR} = \sum (r_a - r_b) \quad (2-3)$$

ただし、 $W_{PR}$ ：全摩耗量[mm]

$r_a$ ：運転後のビッカース痕の深さ[mm]

$r_b$ ：運転前のビッカース痕の深さ[mm]

なお、摩耗量は上部と下部のビッカース痕深さの減少量を各 50 時間ごとに算出し、その総和をとることにより、新品時からの全摩耗量として評価した。

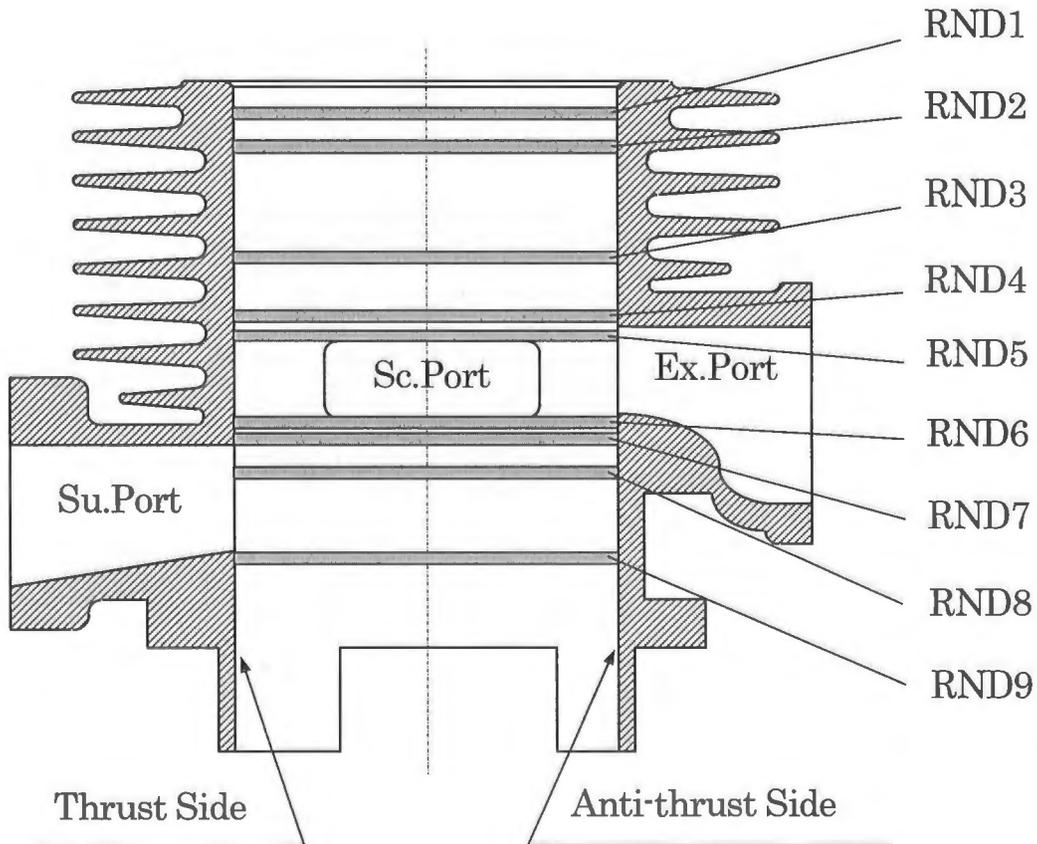


Fig.2.2 Measurement positions of cylinder roundness for the roundness measurement equipment

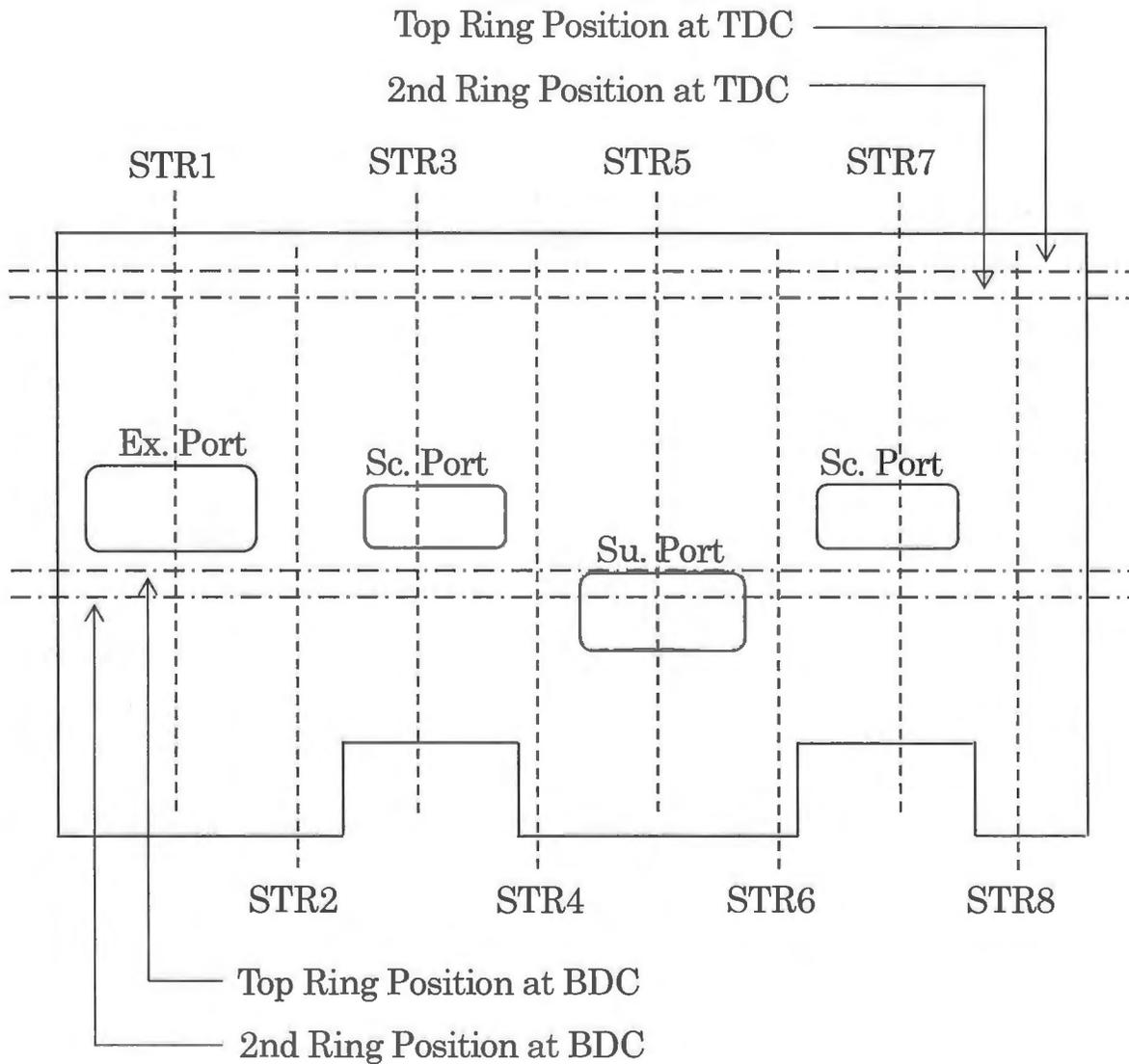


Fig.2.3 (a) Measurement positions of cylinder straightness for the roundness measurement equipment

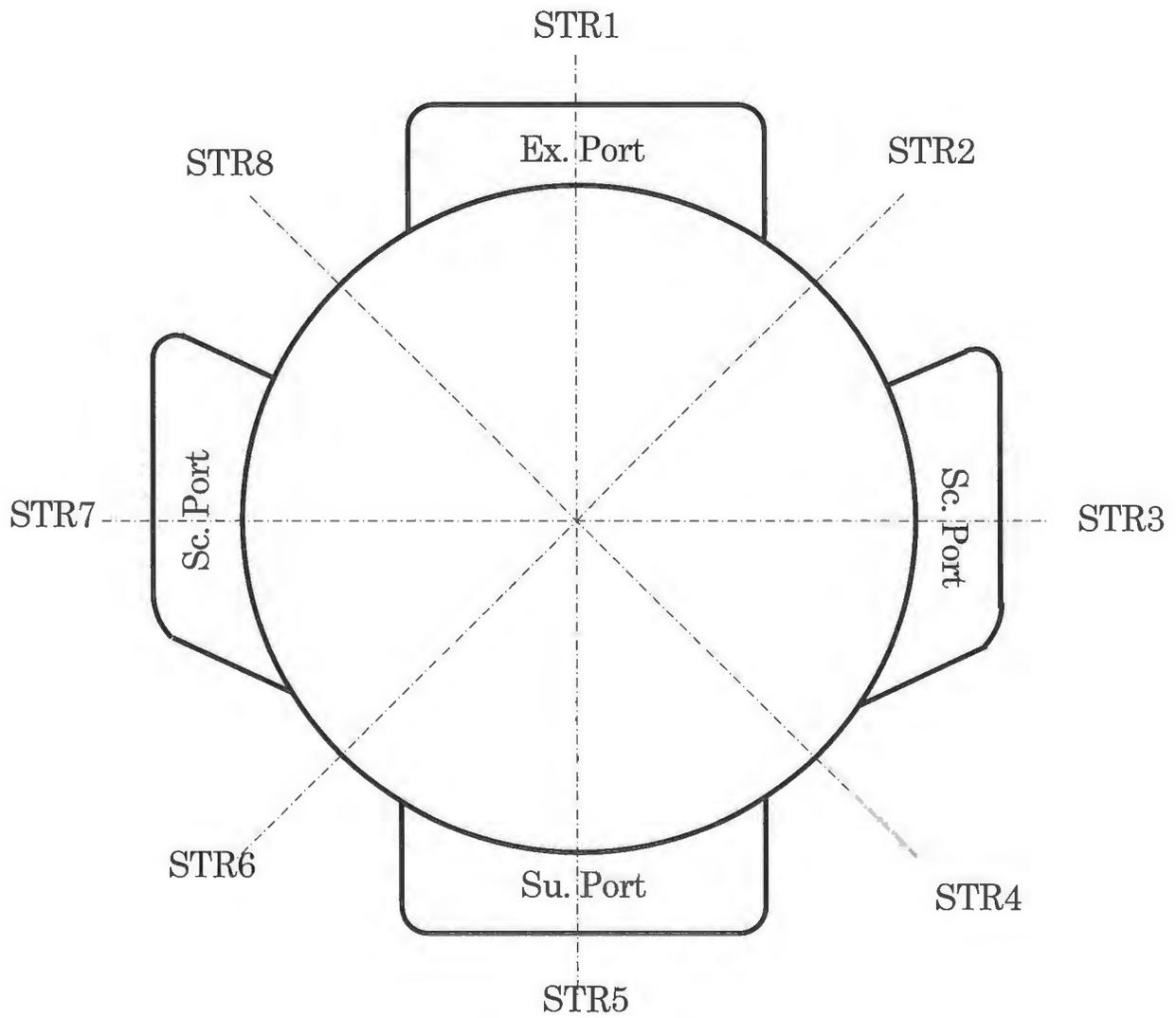


Fig.2.3 (b) Measurement positions of cylinder straightness for the roundness measurement equipment

Table2.4 Measurement positions of cylinder roundness

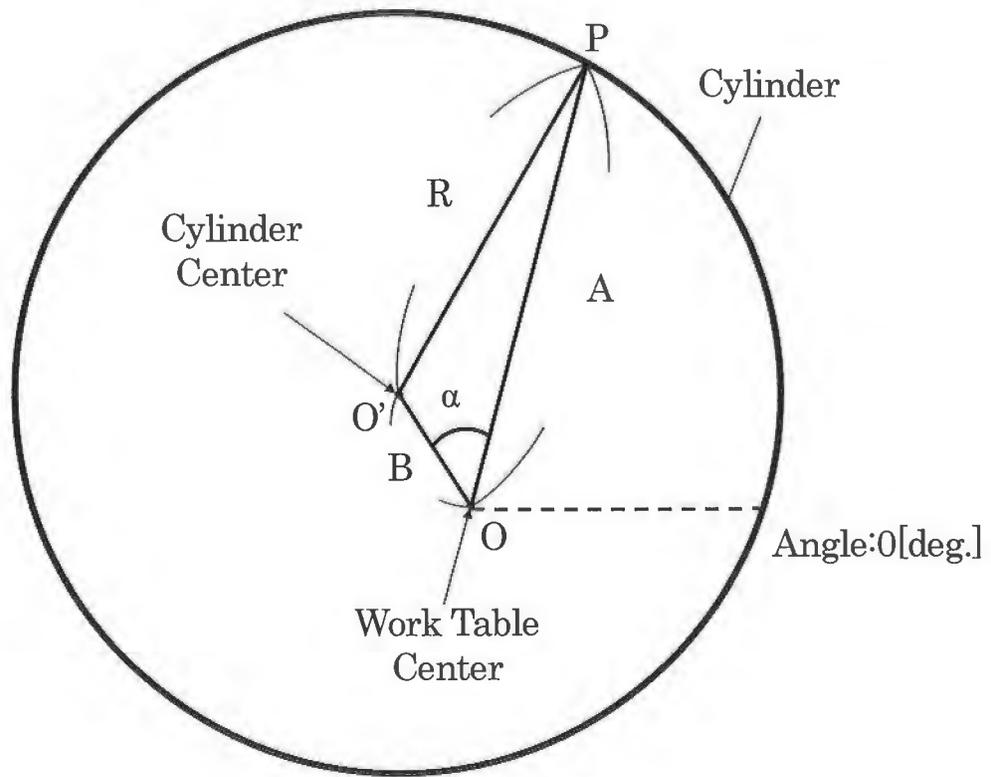
Name	Distance from Cylinder top end [mm]	Comment
RND1	5~7	Top Ring at TDC
RND2	10~12	2nd Ring at TDC
RND3	34~36	Ring Speed Max
RND4	41~43	Ex. Port over
RND5	45~47	Sc. Port over
RND6	61~63	Ex. & Sc. Port under
RND7	63~65	Top Ring at BDC & Su.Port over
RND8	68~70	2nd Ring at BDC
RND9	91~93	Su. Port under

Table2.5 Measurement positions of cylinder straightness

Name	Measure angle [deg.]	Comment
STR1	2~358	Exhaust Port
STR2	308~317	Affinity of Top Ring
STR3	268~272	Scavenging Port
STR4	223~227	_____
STR5	178~182	Suction Prot
STR6	133~137	_____
STR7	88~92	Scavenging Port
STR8	43~52	Affinity of Second Ring

Cosines Theorem:

$$R = \sqrt{A^2 + E^2 - 2AE \cos \alpha} \quad (2-2)$$



- $\alpha$  : Eccentric Angle – Measurement Angle
- R : Compensation Data
- A : Measurement Data
- B : Eccentric Quantity

Fig.2.4 The compensation method of a cylinder bore by the cosines theorem

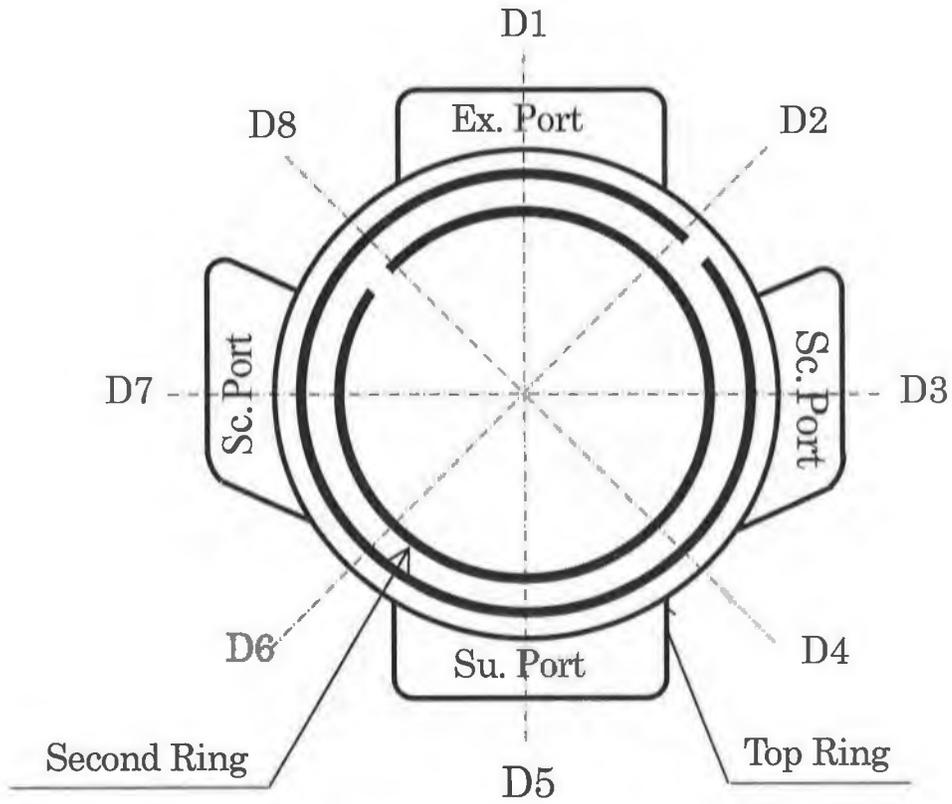


Fig.2.5 Measuring positions of piston rings

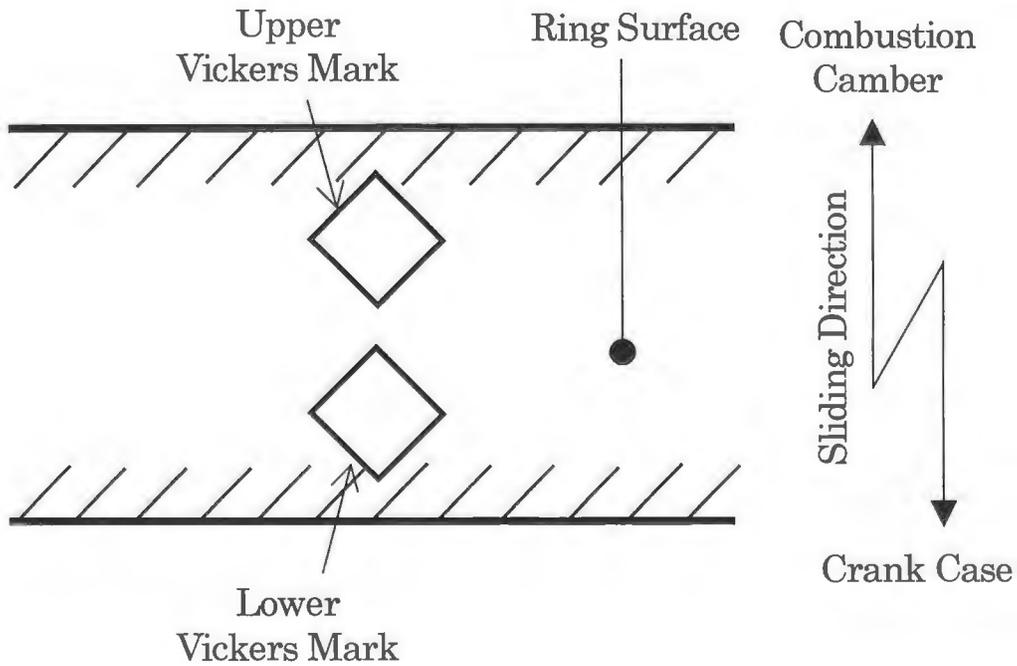


Fig.2.6 Vickers mark position on the piston ring surface

### 2.24 測定機について

#### a) 真円度測定機について

図 2.7 に、Taylor Hobson 社製の全自動真円度測定機 (TALYROND300) の全体写真を、図 2.8 に、測定機の本体の概略図を示す。本機は、測定部を制御するパーソナルコンピュータ、結果を出力するプリンタにより構成されている。図 2.8 にあるように、ベースユニットにコラム (垂直軸)、アーム (水平軸)、ワークテーブル、スタイラス (ピックアップゲージ) が装備されておりワークテーブルに測定物を置き、接触式のスタイラスで円形状などを測定するものである。コラム、アーム、ワークテーブルの動作は、図中に示す矢印の方向に動き、そのうちのコラム、アームはジョイスティックとコンピュータで、ワークテーブルはコンピュータによって操作する。なお、今回の測定には、スタイラス先端の球が直径 2mm の標準的のものを使用した。

形状変化を測定するにあたり、シリンダーを毎回同じように設置し、繰り返し測定できるような基準を設ける必要がある。そこで、シリンダー測定用の基準を設けるためのジグを作成した。図 2.9、図 2.10、図 2.11 に、作成した台座ジグ、台座ジグに取り付けるピン、校正リングを示す。図 2.12 には、回転テーブルに設置した時の概略図を示す。図 2.12 にあるように、回転テーブル上に台座ジグを設置し、その上に校正リングを取り付けたシリンダーを設置する。回転テーブル上には 3 本の V 字型の溝があり、その溝を利用することにより、常に台座ジグの設置角度が一致するようにした。

測定に先立ち、回転テーブルとシリンダー中心が一致するようにキャリブレーションを行う必要がある。キャリブレーションには先に示した台座ジグと校正リングを用いて行う。初めに、台座ジグの上面を測定し、台座ジグの平行度と回転テーブル回転軸に対する直角度を小さくすることで、回転軸とシリンダー中心軸を平行になるように校正をする (レベリング)。次に、校正リングの内径を測定し、円筒度と、同軸度を小さくすることで、回転軸とシリンダー中心軸を近づけるように校正を行う (センタリング)。以上の校正を繰り返し、回転軸と、シリンダー中心を限りなく近づけることが可能になる。(円筒度、同軸度：付録参照)

測定に用いた真円度測定機は絶対量ではなく相対量による測定となるため、基準となる長さを指

## 第2章 実機運転における摩耗の進行

定する必要がある。シリンダー摺動面は運転する毎に内径が変化するため、シリンダー半径の測定の基準には校正リング内径を用いた。校正リング内径を基準円として用い、そこからの相対変化によりシリンダー半径を測定することにより、運転後に測定した場合でも、形状変化量を測定することが可能となる。

図 2.13 には、スタイラスの径が測定におよぼす影響を示す。スタイラス先端は球形であるため、スタイラスが鋭い山を通る場合には、スタイラスは山よりも丸くなるように動く(図 2.13(a))。また、深い谷がある表面ではその先端寸法のためスタイラスが完全には底まで入らない(図 2.13(b))。一方、山の高さへの影響はない(図 2.13(c))。

### b) レーザ顕微鏡について

図 2.14 にピストンリングの摩耗の調査に使用した、OLYMPUS 社製の走査型共焦点レーザ顕微鏡(OLS1000)を示す。本機は、測定部とそれを制御するパーソナルコンピュータ、結果を出力するプリンタにより構成されている。測定は、図 2.14 中左側のレーザ顕微鏡部のワークテーブルに測定物を置き、その構造、形状を右側のパソコンに取り込むことにより行われる。

次に走査型共焦点レーザ顕微鏡の測定原理を説明する。走査型共焦点レーザ顕微鏡は、走査範囲を指定してレーザを試料面に照射し、反射光をピンホールを通して検出器に集光する。焦点の合っている場所からの反射光の大部分はピンホールを通過するが、焦点の合っていない場所からの反射光は、ピンホールの部分で広がってしまうため、ピンホールを通過する光量が激減する。このため、焦点が合った部分だけの画像を得ることができる。

レーザ顕微鏡でピストンリングの測定をする際は、ピストンリングの測定箇所・方向を同じに保つ必要がある。そのため、図 2.15、図 2.16 に示すようなピストンリング固定用のジグを用いた。このジグにピストンリングを取り付け、レーザ顕微鏡を操作すると、ビッカース痕の断面形状がパソコン内に取り込まれる。図 2.17 には、パソコン内に取り込まれたビッカース痕付近のピストンリングの断面形状を示す。なお、この断面形状は、ビッカース痕の対角線上をとっている。痕の深さを測定するには、図 2.17 のように、痕の中心から左右に三箇所ずつ取り、計六箇所に平均を痕の深

## 第2章 実機運転における摩耗の進行

さとしている。これをピストンリングに対し水平方向、垂直方向で行う。摩耗量評価に用いる痕の深さは、水平方向、垂直方向の測定によって得られた痕の深さの平均値をとる。

また、ビッカース痕の摩耗量を調査するためには、図2.17のように痕形状がはっきりと見えなければならぬ。ビッカース痕内に摩耗粉が入り込んでいると、痕形状がくずれ、正確な深さを測定できないからである。このため、運転後のピストンリングは、エンジンから取り外され、その後アセトンおよびガソリンで洗浄し、さらに超音波洗浄機により洗浄した。



Fig.2.7 Photograph of the roundness measurement equipment

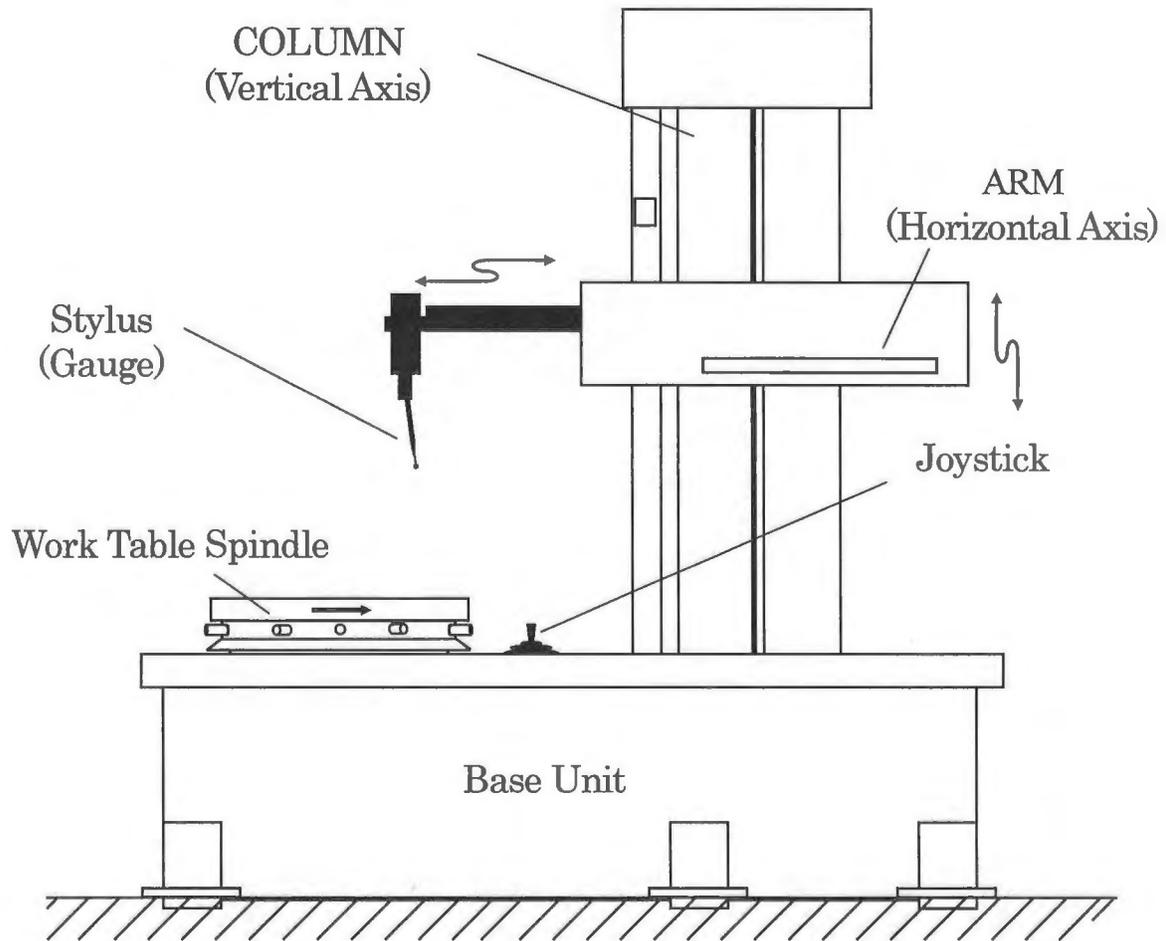


Fig.2.8 Schematic diagram of measurement part for the roundness measurement equipment

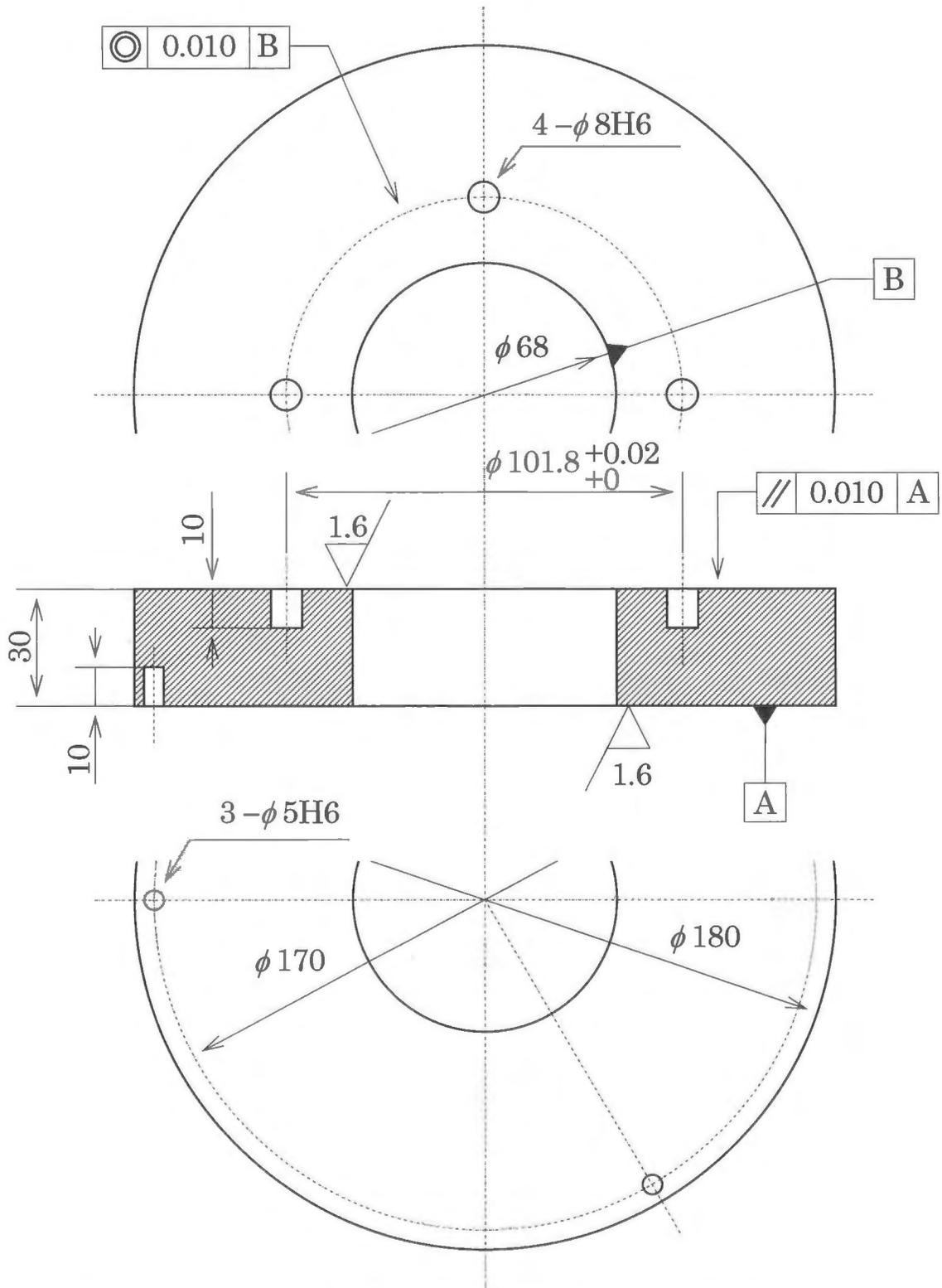


Fig.2.9 The Plinth Jig of cylinder measurement for the roundness measurement equipment

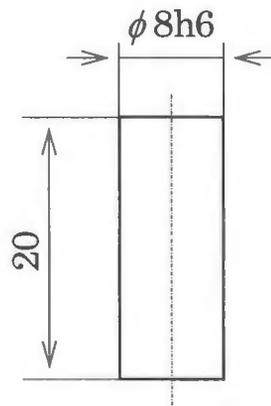


Fig.2.10 Pin of the Plinth Jig for cylinder measurement for the roundness measurement equipment

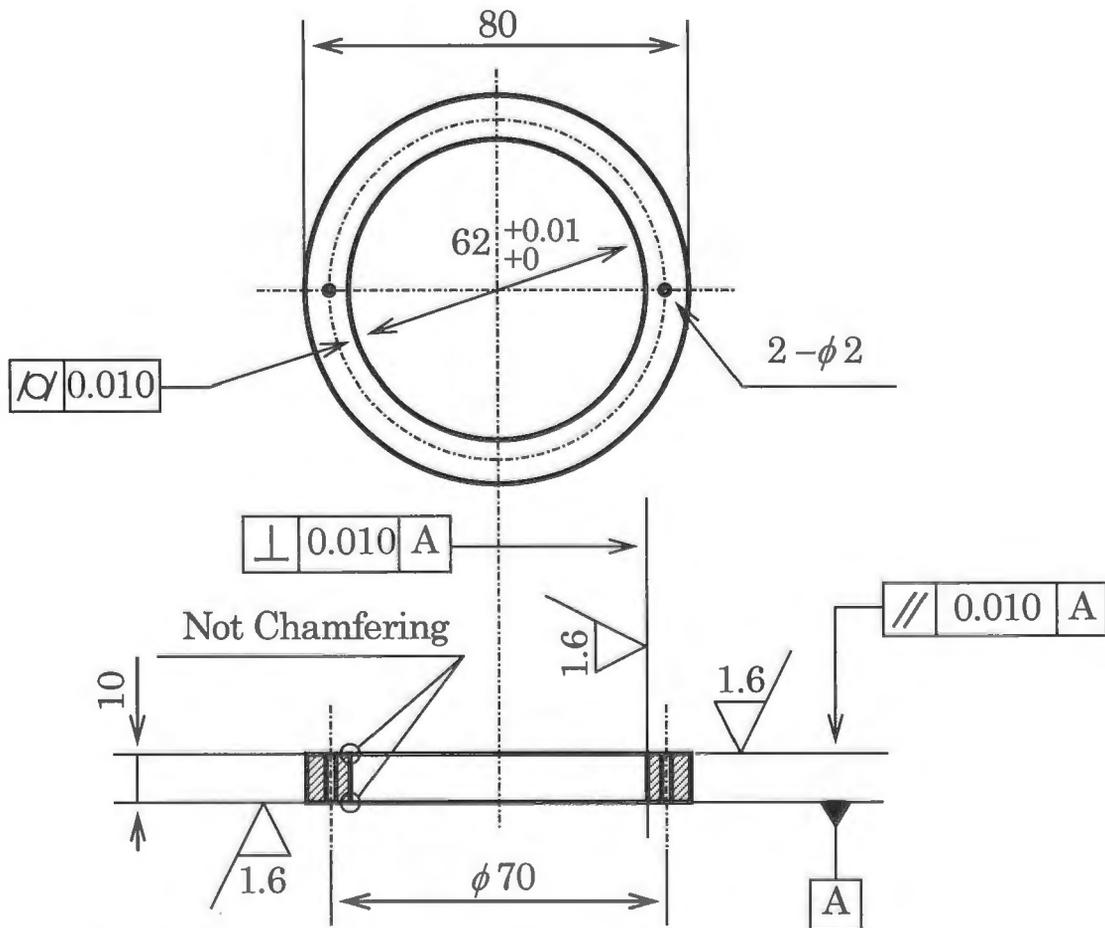


Fig.2.11 Proofreading ring of cylinder measurement for the roundness measurement equipment

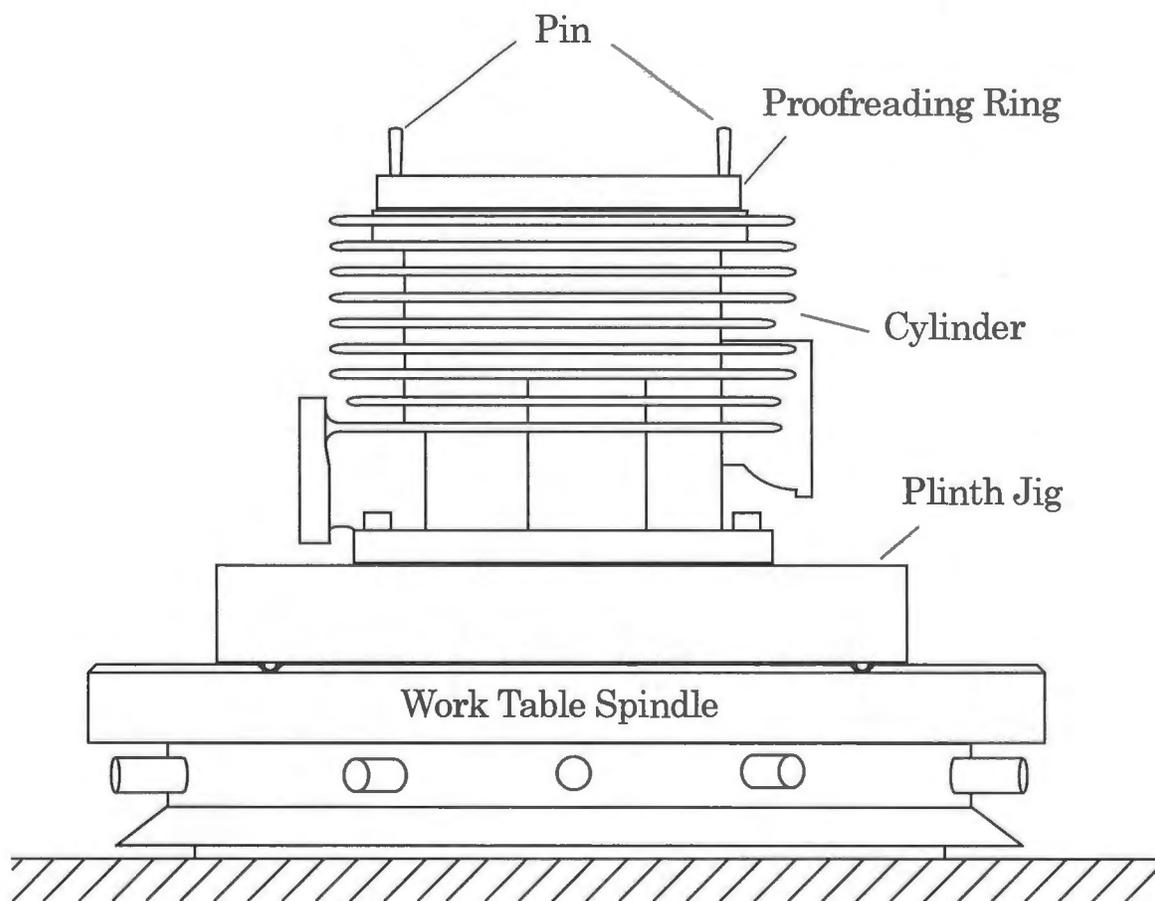


Fig.2.12 Installation of cylinder for the roundness measurement equipment

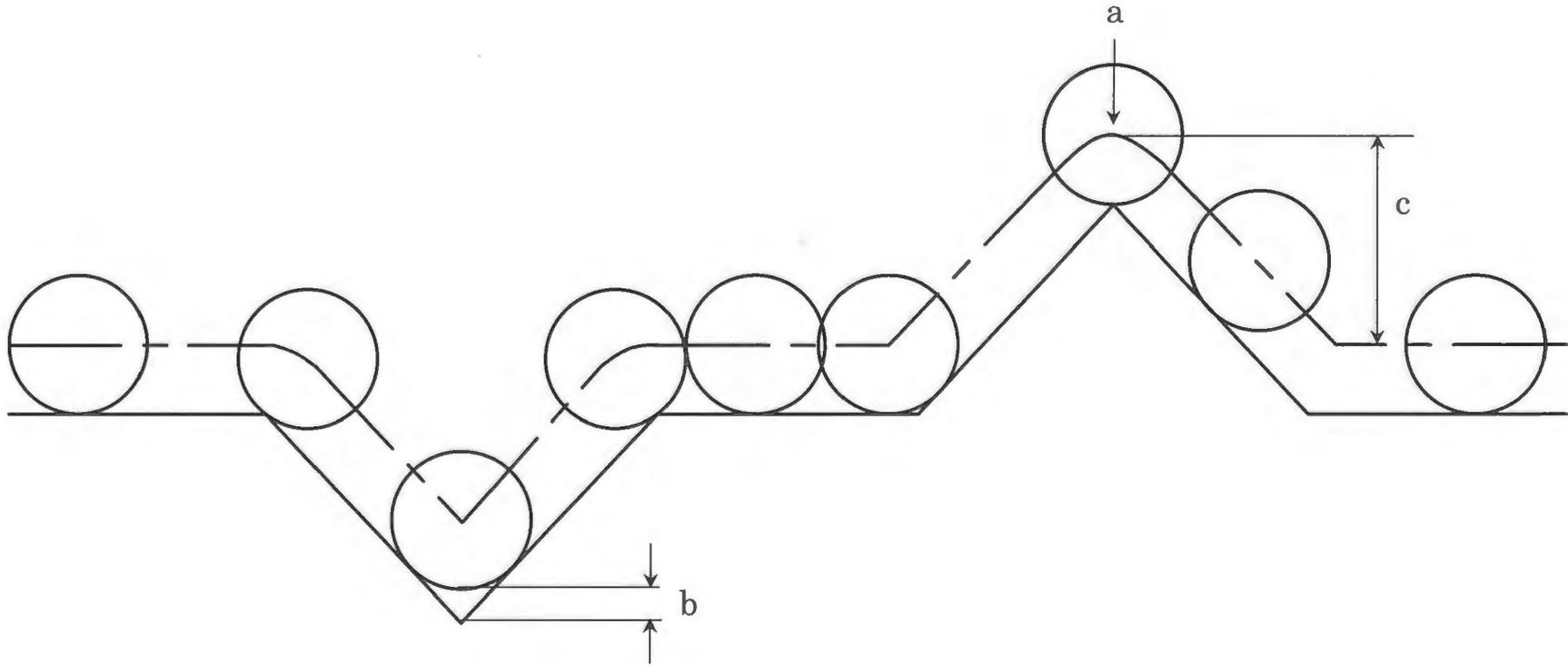


Fig.2.13 Influence of diameter of stylus; (a) The peak becomes a curved surface (b) The valley becomes shallow (c) There is no influence on height



Fig.2.14 Photograph of the laser microscope

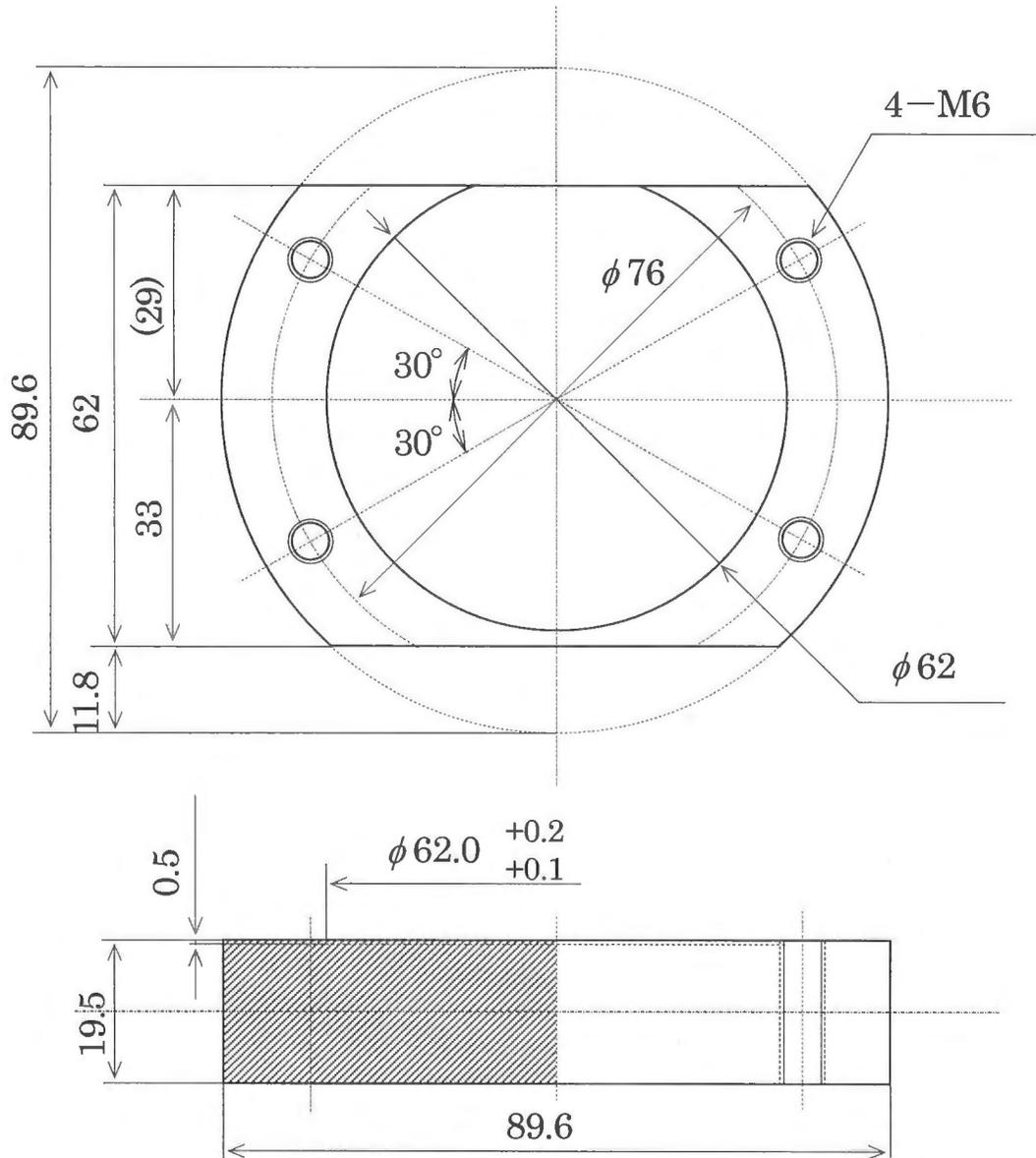


Fig.2.15 The Plinth Jig B of piston ring measurement for the laser microscope

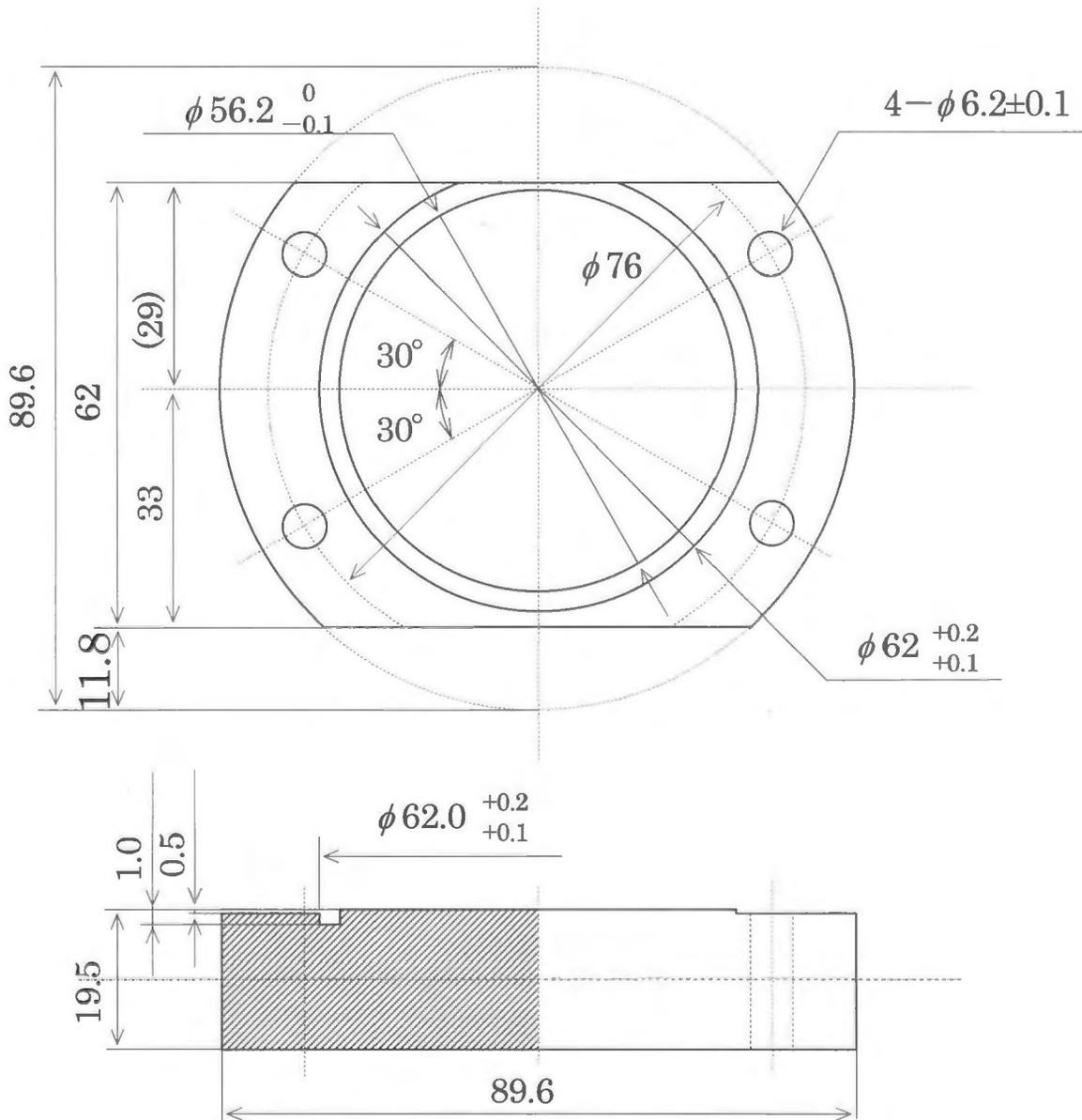


Fig.2.16 The Plinth Jig A of piston ring measurement for the laser microscope

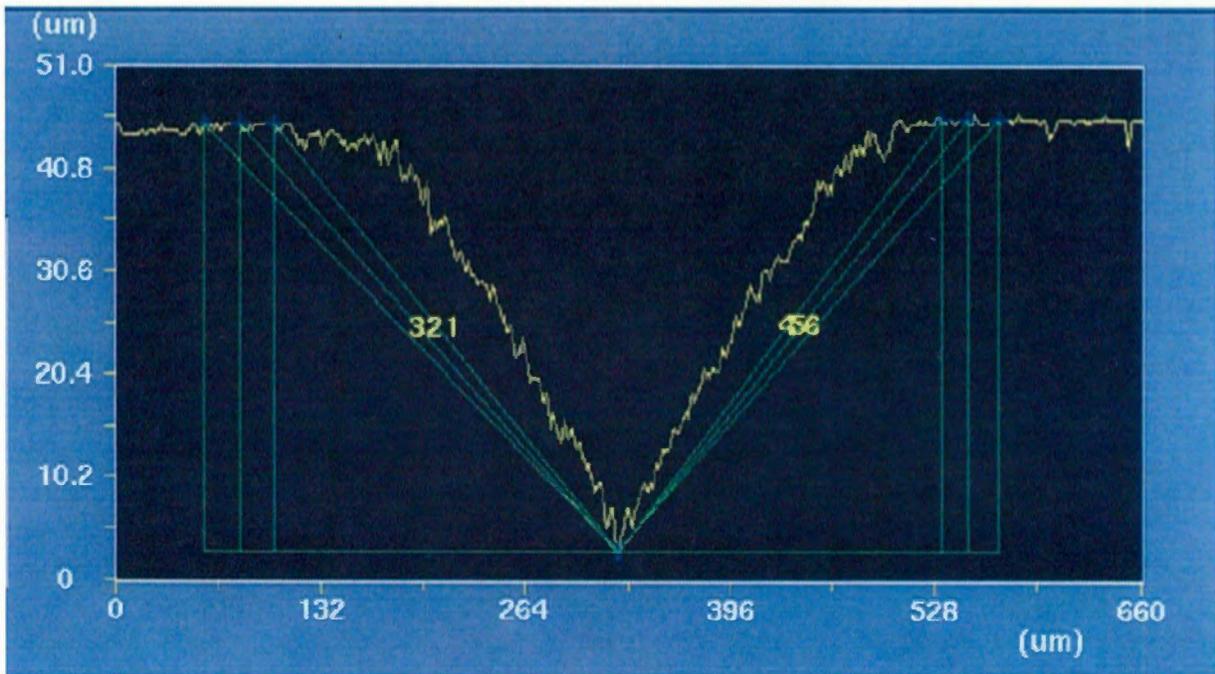


Fig.2.17 The form of the vickers mark measurement for the laser microscope