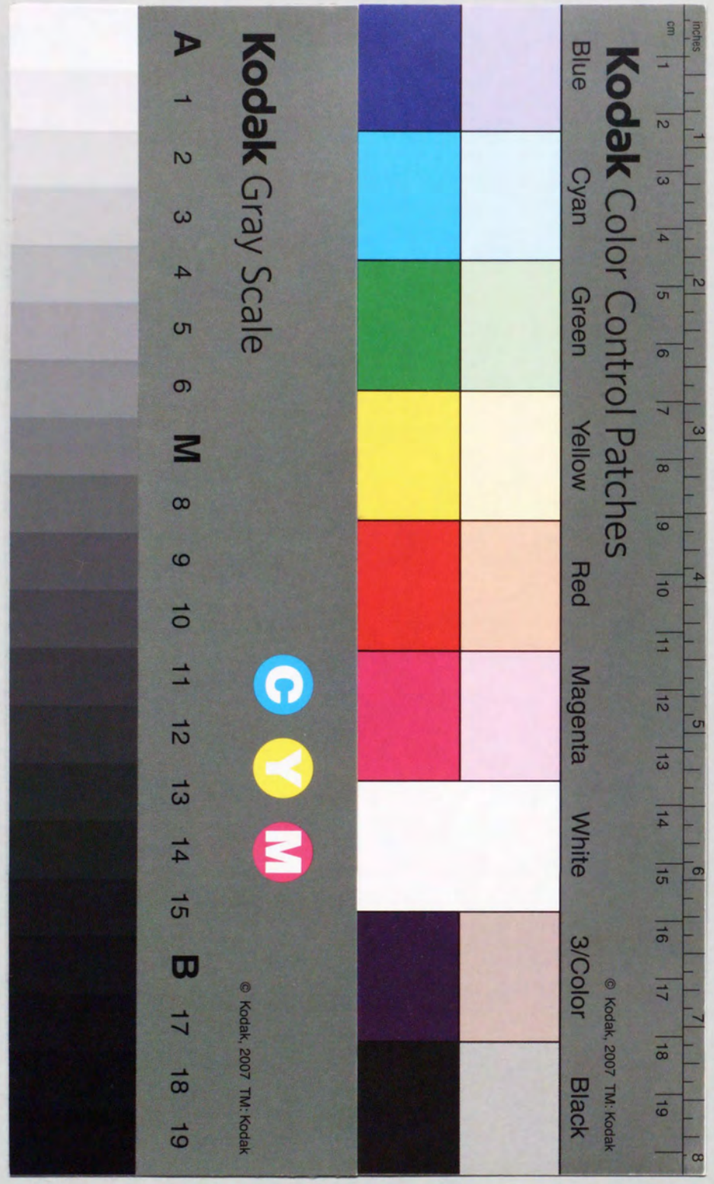
OUKA
The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	舶用ディーゼル機関におけるピストンリング負荷の軽減による潤滑性能向上に関する研究
Author(s)	徳永, 佳郎
Citation	大阪大学, 1998, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3144290
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka



舶用ディーゼル機関におけるピストンリング負荷の軽減による潤滑性能向上に関する研究

平成10年3月

徳永佳郎

舶用ディーゼル機関におけるピストンリング負荷の軽減による潤滑性能向上に関する研究

平成１０年３月

徳 永 佳 郎

目　　次

第１章　　序　　論 …… 1
１．１　舶用機関の低燃費化と燃料粗悪化による潤滑性能への影響 …… 2
１．２　ピストンリング・シリンダライナの焼損・摩耗低減対策 …… 5
１．３　研究の動機 …… 11
１．３．１　新シール機構考案の背景 …… 11
１．３．２　新シール機構の機能 …… 13
１．４　本研究の目的 …… 15
１．５　本論文の構成 …… 16
参考文献 …… 17

第２章　　新シール機構のシミュレーション …… 19
２．１　まえがき …… 19
２．２　シミュレーションモデル …… 19
２．３　基礎式 …… 21
２．３．１　リング間圧力・温度 …… 21
２．３．２　油膜厚さの解析 …… 22
２．３．３　計算方法 …… 24
２．４　計算結果 …… 26
２．４．１　リング間圧力及び充填空気量 …… 26
２．４．２　リング温度低減効果 …… 29
２．４．３　油膜厚さ …… 30
２．５　まとめ …… 32
参考文献 …… 32

第３章　　模型試験装置による摩耗実験 …… 33
３．１　まえがき …… 33
３．２　実験装置 …… 33
３．２．１　模型試験装置 …… 33
(a) 計測部
(b) 駆動部
３．２．２　付属装置 …… 38
(a) 高圧空気供給装置
(b) ダスト発生装置
(c) ミスト潤滑装置

３．３　摩耗実験 …… 40
３．３．１　実験方法 …… 40
３．３．２　実験条件 …… 42
(a) 高圧空気供給装置
(b) 荷重条件
(c) 摺動部材
(d) 回転数
(e) 潤滑油供給量
(f) 空気流量
３．３．３　実験結果 …… 45
(a) 予備実験
(b) 摩耗実験
３．４　まとめ …… 52
参考文献 …… 52

第４章　模型試験装置による新シール機構の実験 …… 53
４．１　まえがき …… 53
４．２　新シール機構実験装置 …… 53
４．２．１　実験装置概要 …… 53
４．２．２　空気供給システム …… 56
４．２．３　油圧作動システム …… 60
(a) 高油圧ユニット
(b) 油圧切換装置
４．２．４　作動指令システム …… 62
(a) 機能
(b) 入力部
(c) 出力部
(d) 演算部
４．２．５　計測システム …… 66
４．３　空気充填実験 …… 66
４．３．１　予備実験 …… 66
４．３．２　空気充填結果 …… 67
４．３．３　空気充填特性 …… 69
(a) 漏れ面積の影響
(b) リングの移動に伴う現象

４．３．４　空気供給弁の作動特性 …… 72
(a) 作動油温度の影響
(b) 制御系・油圧系の影響
(c) 再現性
(d) 回転数の影響
４．４　まとめ …… 76

第５章　試験機関による新シール機構の実験 …… 78
５．１　まえがき …… 78
５．２　試験機関 …… 78
５．２．１　試験機関要目 …… 78
５．２．２　機関運転条件及び機関性能 …… 83
５．３　新シール機構システム …… 84
５．３．１　システム概要 …… 84
５．３．２　空気供給系 …… 84
(a) 高圧空気供給装置
(b) 空気供給弁
(c) 取付方法
５．３．３　油圧作動系 …… 93
(a) 油圧ユニット
(b) 油圧切換弁
５．３．４　作動指令系 …… 95
(a) 入力部
(b) 出力部
(c) 制御部
５．３．５　危急停止系 …… 100
５．３．６　ドレン自動排出系 …… 100
５．３．７　安全装置（信頼性向上） …… 101
(a) 破裂板
(b) 焼結金属エレメント
５．３．８　計測方法 …… 102
５．４　予備実験 …… 104
５．４．１　空気供給条件の設定 …… 104
５．４．２　実験条件 …… 104
５．４．３　実験結果 …… 105
(a) 空気供給条件を変更した場合
(b) 空気供給弁の数を変更した場合

５．５　摩耗実験 …… 111
５．５．１　実験方法及び実験条件 …… 111
５．５．２　機関開放状況 …… 113
５．５．３　圧力計測結果 …… 120
５．５．４　摩耗量計測結果 …… 129
５．５．５　空気供給量計測結果 …… 130
５．６　まとめ …… 134
参考文献 …… 135

第６章　新シール機構の効果に対する検討 …… 136
６．１　まえがき …… 136
６．２　リング間圧力計測結果 …… 136
６．３　摩耗低減効果 …… 137
６．４　燃費低減効果 …… 139
６．４．１　新シール機構による燃費低減 …… 139
６．４．２　燃費低減効果に対する摩擦力の影響 …… 142
６．５　空気供給条件 …… 143
６．６　ブローバイ防止効果 …… 146
６．７　まとめ …… 150
参考文献 …… 151

第７章　結　論 …… 152

謝　辞 …… 157

第１章　序　論

１９７０年代のオイルショックによる燃料価格の高騰を契機として、低燃料消費率及び低質燃料油の使用可能な機関の開発が行われた。その結果、舶用ディーゼル機関の熱効率は驚異的に向上し、その最高値は機関単体として５０％を超えるレベルにまで達した[1]。一方、このような目覚しい舶用機関の発達に伴い新たな機関故障も発生しているが、これらの故障には舶用燃料油がますます低質化していることも起因していると考えられる[2][3][4]。

低燃費機関の開発は、静圧過給化、高効率過給機の開発、シリンダ内最高圧力の上昇等を実施したことにより達成できた。この中でシリンダ内最高圧力の上昇は、機関各部の部材に加わる応力の増大のみならず、ピストンリングとシリンダライナ間に加わる荷重も増大させるため、これら摺動部材の異常摩耗を引き起こす主要因となった[5][6]。表１．１は1990年、1991年に舶用ディーゼル機関において、重大損傷を生じた部品・部位別の発生割合を示したものである[7]。これによると、低速(２サイクル)・中速(４サイクル)機関では燃焼室回り、特にピストン、シリンダライナに集中していることがわかる。

表1．1　ディーゼル機関機種別故障形態

部品・部位 ＼ 機関		比率		
		低速主機	中速主機	発電機関
燃焼室	シリンダカバー	6．1	16．4	13．6
	ピストン	11．7	16．4	12．5
	シリンダライナ	31．8	10．3	2．3
動力伝達	連接棒	1．1	15．1	8．0
	クランクピン＆軸受	5．3		38．6
	主軸受	1．9	6．2	9．1
	クランク足出し	－	3．4	6．8
その他	過給機	28．1	21．2	3．4
	カム軸＆軸受	4．6	5．5	－
	その他（不明）	9．4	5．5	5．7
合計		100．0	100．0	100．0

機関メーカは低燃費機関の開発と共に機関の信頼性、耐久性の向上も目指したが、低質燃料油の使用への移行時期とも重なり、機関故障に対する原因究明が充分に追求できず、その解決に苦慮してきた。

しかるに最近の調査では、メーカ側の主機関に対する改善項目として、

① 環境対策
② 高性能・小型軽量化（高出力化）
③ 快適性向上・操作性向上

の順となっているのに対し、ユーザ側は

① 信頼性向上
② 保守整備の容易性向上（耐久性）
③ 環境対策

の順となっており、メーカ側とユーザ側との間に相違がある[4]。

このようにユーザ側は信頼性向上を最も重視しており、少数定員船や混乗船の増加により、機関保守間隔の延長と信頼性向上は舶用機関として必要不可欠な条件となっている[8][9]。

近年、環境問題が大きく取り上げられており、メーカ側はその対応策を最優先に取り組んでいるが、上述の通り、機関の信頼性向上は高性能化と常に表裏一体をなしており、舶用機関における永遠の課題である。

１．１　舶用機関の低燃費化と燃料粗悪化による潤滑性能への影響

ピストンリングとシリンダライナ間のガスシールと摩耗低減は、ディーゼル機関が発明されて以来、機関信頼性向上の中心課題である。特に、機関の保守間隔を左右するピストン開放間隔はピストンリングとシリンダライナの摩耗によって決まり、機関の信頼性を示す最も重要な指標のひとつである[6]。

ピストンリング（以下では「リング」と称す）とシリンダライナ（以下では「ライナ」と称す）の摺動条件の中で摩耗に影響する主要因は、リングをライナ面に押しつけるガス圧力によるリング荷重（△Ｐ）、リング・ライナ部材温度（T_w）、摺動速度（Ｖ）、燃焼残渣物（ＦＣＣ触媒粒子を含む灰分、アスファルテンの難燃性によって生じる固形炭化物等の硬質異物）及び燃料に含まれる硫黄分等である[2][10]。

将来機関ではこれらの要因が以下に述べるように大幅に悪化し、リング・ライナ摺動部の潤滑条件は著しく過酷になると予想される。

(1) リング荷重 △Ｐ：４サイクル機関を例にとれば、現存する機関のシリンダ内最高圧力（P_{MAX}）は１５MPa 程度が多いのに対し、将来はさらに上昇し２０MPa になると計画されており、リング荷重はP_{MAX}の上昇にほぼ比例的に増大する[11]。

また、将来機関ではリング荷重の増加により上下死点での油膜が薄くなるため、金属接触状態あるいは境界潤滑状態にあると考えられる期間が長くなり、さらにリング荷重も増加するためリング・ライナの摩耗量が増加する[12]。

(2) リング・ライナ温度 T_w：将来機関では燃焼期間が短縮されると共に空気量が減少する。さらにP_{MAX}は現状より４０％程度上昇するため、圧力上昇に伴う温度上昇も加わり温度条件はかなり過酷になる[13]。この結果、将来機関ではシリンダ内ガス温度が大きく上昇するため、リング・ライナ温度や油膜温度も上昇する。

(3) すべり速度 Ｖ：将来の四サイクル機関では、ピストン速度は１０m/sと計画されており、現状より約１０％増大する[1]。

(4) 燃焼残渣物：将来機関で使用される燃料は RM-55H（粘度７００cSt 相当）が想定されているが、このような燃料では粘度のみならず、灰分やＦＣＣ触媒粒子、アスファルテン等も大幅に増加するため、硬質の燃焼残渣物が増加する。これら硬質異物がブローバイガスと共にリング・ライナ間に侵入し、アブレシブ摩耗を引き起こすだけでなく、場合によっては突然の焼損に至ることがある[2]。

(5) 燃料中の硫黄分：本論文では取り扱わないが、燃料中の硫黄分によりライナ壁温度が硫酸の露点温度以下になると、ライナの腐食摩耗が増大する[15]。

一方、リングとライナのスカッフィング（軽度の焼損）発生に関する実験式として、

$$\phi = P_m^{\,l} \times C_m^{\,m} \times T_w^{\,n} \qquad \cdots\cdots(1.1)$$

が提案された[14]。

但し、 P_m：接触圧力（MPa）
C_m：平均速度（m/s）
T_w：平均ライナ温度（℃）
l、m、n：実験による指数

このϕ値が限界を超すとスカッフィングが発生する。接触圧力（P_m）をシリンダ内最高圧力（P_{MAX}）で代表させ、T_wをピストンリング溝とシリンダライナの平均温度とすると、現状の四サイクル機関では、

$$\phi = K \times P_{MAX}^{0.5} \times C_m \times T_w \qquad \cdots\cdots(1.2)$$
$$= K \times (15)^{0.5} \times (8) \times 160 = 5.0 \times 10^3 \times K$$

但し、K＝６～１３．５

となる。Kはリング、ライナの材質・形状及びP_{MAX}と第１－第２リング間圧力との比によって決まる定数である。中野によると、ＳＡＥ４０の潤滑油を使用した場合、$\phi = 8.4 \times 10^4$ を超えるとスカッフィングが発生する可能性が高いことから、この値をスカッフィング発生限界値とし、これをϕ_Aと称している[14]。もちろん材料、潤滑方法等の改善によってϕ_Aの値を大きくすることは可能である。

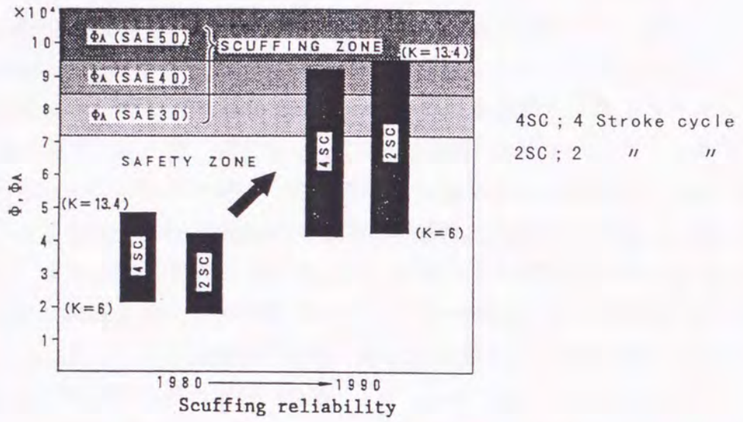
図１．１は１９８０年代と１９９０年代のϕ値を比較したものである。この図より中野は、１９９０年代におけるリング・ライナ摺動条件ではスカッフィング安全率（ϕ_A / ϕ）が大幅に低下することから、機関の信頼性、耐久性を低下させることを示唆しており、潤滑油、材料面の改善によりϕ_A値を下げるか、あるいはϕ値を下げるための改善策を要求している[14]。

この(1.2)式に将来機関のP_{MAX}、C_mの値を適用し、T_wを現状程度に維持でき

たとすると、将来機関のϕ値は

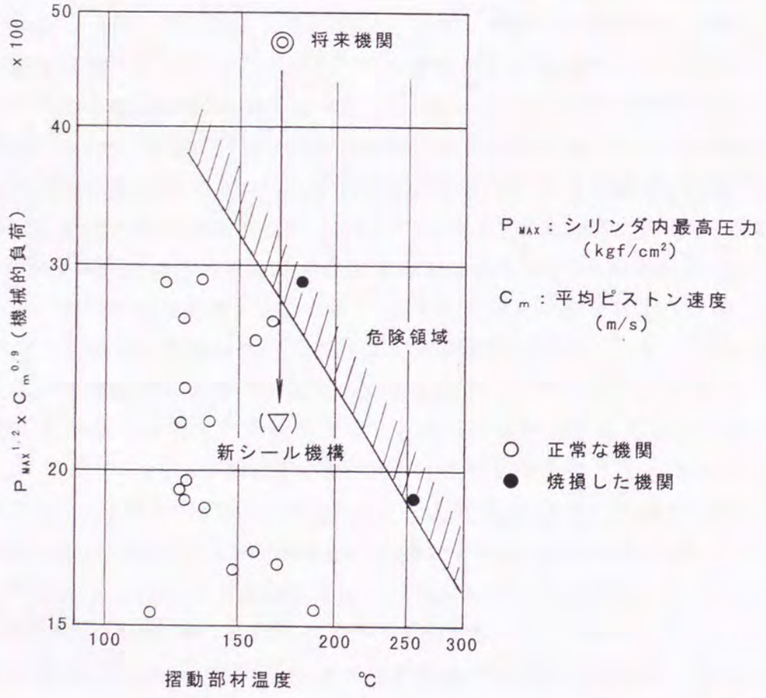
$$\phi = K \times (20)^{0.5} \times (10) \times 170 = 7.6 \times 10^{3} \times K$$

となり、Kの値によっては限界値を大幅に越える。



4SC ; 4 Stroke cycle
2SC ; 2 〃 〃

図１．１　スカッフィング発生限界の推移



P_{MAX}：シリンダ内最高圧力 (kgf/cm²)

C_m：平均ピストン速度 (m/s)

○ 正常な機関
● 焼損した機関

図１．２　舶用機関における焼付限界線図

また、図１．２[16]は数多くのデータをもとに作成した舶用機関の焼付限界線図である。図の横軸は摺動部材温度、縦軸は機械的負荷（値が大きい程、焼付易い）を示しており、斜線より上の領域は焼付を生じる可能性が高く、「危険領域」と称している。この図に上記の将来機関の値を◎で印す。将来機関は既にこの領域に入っている。実際には温度上昇も加わるので、通常のリング、ライナ、潤滑油を使用する限り将来機関は成立し難く、何らかの対策を施す必要があると考えられる。

１．２　ピストンリング・シリンダライナの焼損・摩耗低減対策

将来機関の低燃費化による摺動条件の過酷化と、燃料の低質化に伴うアブレシブ摩耗や腐食摩耗の増大に対する対策としては、

① 燃料清浄強化によりスラッジの除去を計り、アブレシブ摩耗の要因を低減する。
② 超低質燃料の硫黄含有量の増大に対し、潤滑油のアルカリ添加剤で対処する。
③ 潤滑油の高温強度を改善し、高温時における粘度上昇を図り油膜を厚くする。
④ リング・ライナ摺動部材の耐摩耗性を向上する。
⑤ 膨張行程におけるリング・ライナ間に形成される油膜厚さを異物の大きさより薄くすることにより、硬質異物の侵入を防止する。
⑥ リングの突合せ間隙を減少させ、燃焼ガスの侵入を防止する。
⑦ リングとライナの接触荷重を減少させ、燃焼行程において充分な厚さの油膜を形成する

等々が考えられる。以下に、各々に対する対策についてさらに詳細に述べる。

①に関しては、遠心清浄機の性能向上により、エンジン直前で燃料スラッジ除去率の向上を計る。しかしながら、除去効率を改善してもスラッジの完全除去は不可能であり、燃料比重の増大、高粘度化など遠心清浄の困難度は増大している[2][17][18][19]。

②、③に関しては、潤滑油に依存する対策であるが、硫酸腐食防止のためにはアルカリ添加物の外に、燃焼室壁面温度を露点以上に保持することが必要である[20][21]。機関側の対策としてはライナ冷却水温度や給気温度を上げること等がある[22]～[24]。

一方、リングのスカッフィング限界は１．１節で述べた通り、シリンダ内最高圧力、ピストン速度、リング・ライナ温度等によって支配されるが、これらの要因は何れをとっても低減させることは困難である。従って、潤滑油改善とリング・ライナの抜本的な改善を考えなければならない[10]。

④に関しては、新素材、新表面処理等により摺動面を硬化させ、リング・ライナの耐摩耗・耐焼付性をかなり改善できる[10][25]～[29]。

⑤、⑥、⑦に関しては、リング・ライナ間に形成させる油膜を常に保持すると共に、膨張行程途中の油膜厚さをできる限り薄くすることにより、硬質異物の侵入を防止する。また、上死点付近の油膜厚さはできる限り厚くすることにより、リングとライナの固体接触を防止する対策等が考えられる[2][30]。

そのためには、リング負荷（リング面圧、温度）の軽減及びリング合口部他からの燃焼ガスのブローバイ防止などが課題となるが、このような目的で開発されたリングの事例を以下に記す。

図１．３[31]は特殊なリング合口部をもつガスタイトリングの一例である。これは図１．４[32]に示すように、リング合口部を通る燃焼ガスによってライナ壁温が局所的に上昇するのを防止しようとするものである。図１．５[33]にガスタイトリングを使用することにより、局所的なライナ温度の上昇を防止した例を示す。

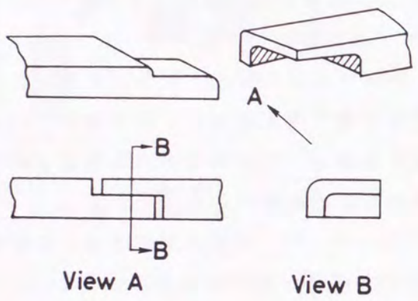


図１．３　ガスタイトリングの形状

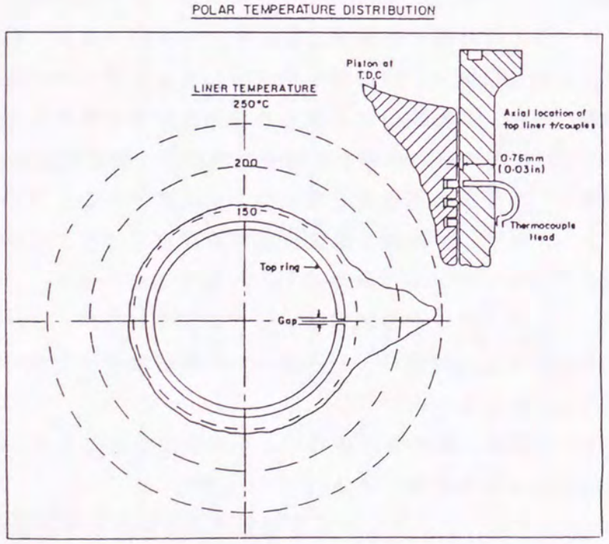


図１．４　ピストンリング合口からのブローバイによるシリンダライナ局所加熱の事例

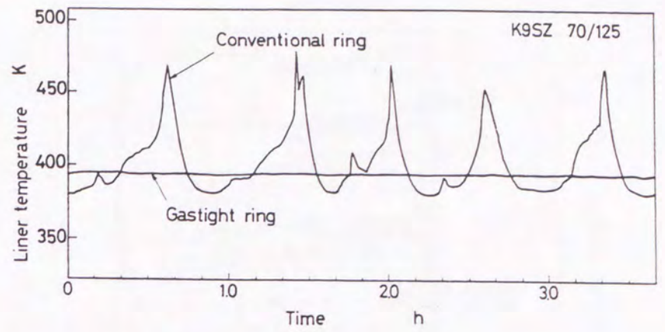


図１．５　K9SZ70/125機関のシリンダライナ温度の時間経過（ガスタイトリングの効果）

しかし、このようなリングを使用すれば第１リング荷重が増加し、リング・ライナの摩耗が増大する。そこで A.J.S Bakerら[32]は、第１リング及び第２リング背面の圧力を、リング溝に設けたガス抜穴から下部のリング溝へ順次抜く構造のピストン（図１．６に示す）を考えた。また、図１．７は三角形断面をしたコイルバネ状のクロスヘリカルリングであり、これもリング荷重を低減することが目的である。図１．８はこれをピストンに装着し、リング間圧力を計測した例である。この時の各リング間差圧を求めたものを図１．９に示す。図より、通常リングに比べクロスヘリカルリングの場合は差圧が減少し、リング荷重を減少できる[32]。

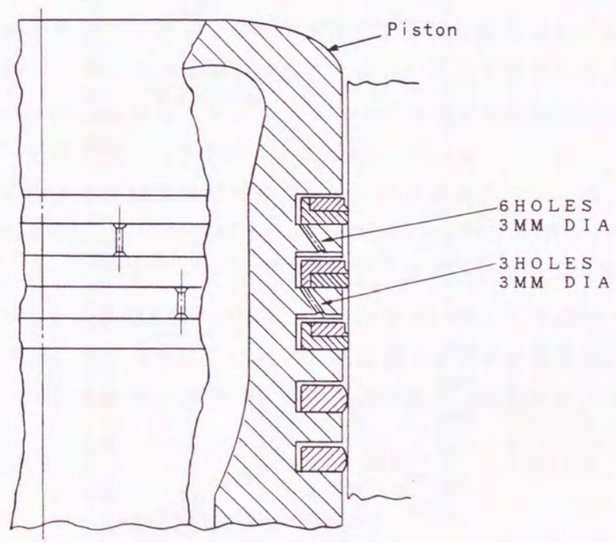


図１．６　リング溝下部にleak pathを設けたピストンの事例

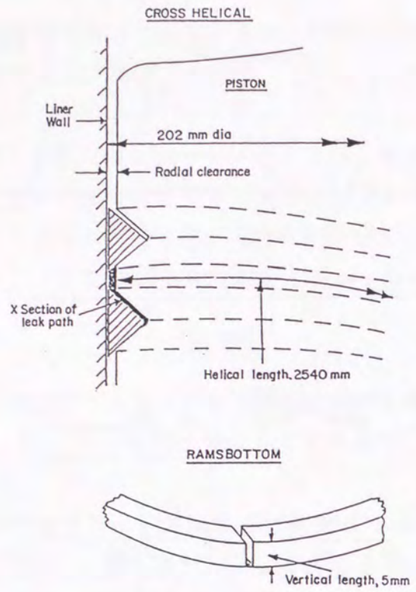


図１．７　クロスヘリカルリングの形状

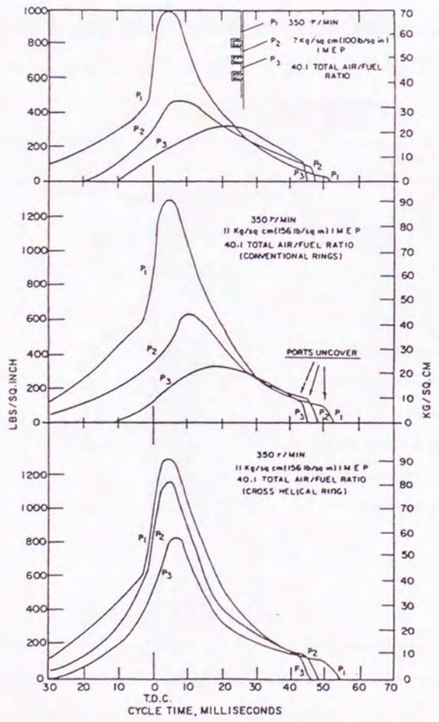


図１．８　通常リングとクロスヘリカルリングのリング間圧力計測結果

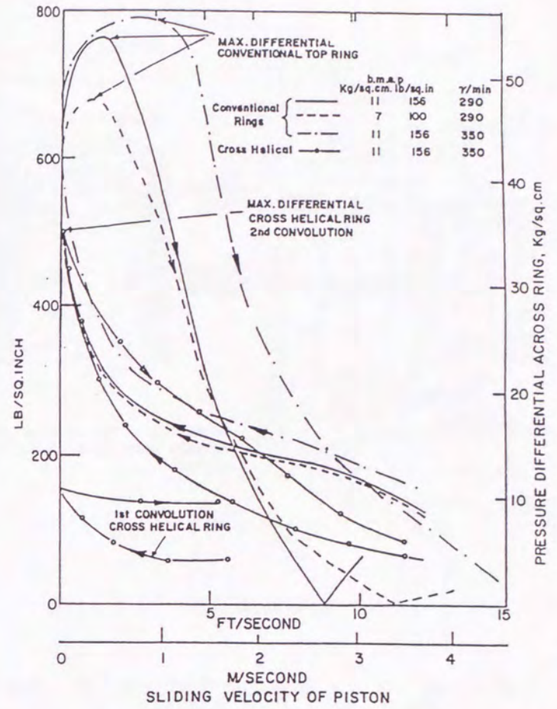


図１．９　通常リングとクロスヘリカルリングのリング差圧の比較

しかるに、これらの特殊なピストンやピストンリングは現在ほとんど使用されていないが、近年、リング・ライナの摺動条件悪化に伴ない再び見直されている。このように、ピストンリングの改良によるリング・ライナの潤滑条件を改善する対策が種々提案されているが、有効手段として確立されたものはない。

さらに先進的な技術としては潤滑油を使用しない気体潤滑がある。例えば図１．１０は、ＦＯＲＤ社のW.R.Wadeら[34]によるセラミックエンジンのリングなしピストンであるが、実験の結果によるとブローバイ量が大きいため実用化されていない。

また、図１．１１はＭＩＴのD.Hoult[35]によるGas Lubricated Piston ringである。これは、潤滑油を空気に置き換えることにより摩擦損失を減少させようとして提案されたものであるが、これも燃焼ガスのブローバイが大きく、計算による検討がおこなわれただけである。

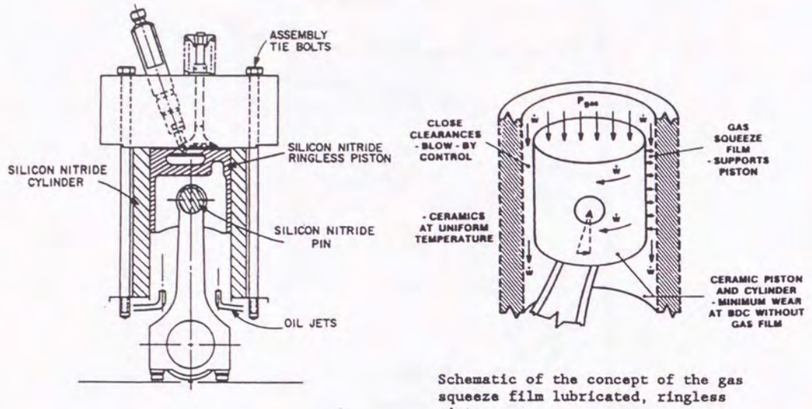


図１．１０　供試セラミックリングなしピストンエンジン

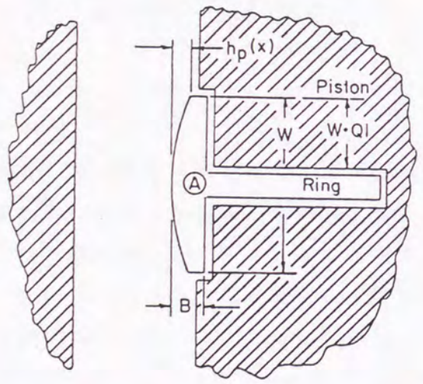


図１．１１　Gas Lubricated Piston Ringの一例

一方、国内では図１．１２に示す山本ら（京大）の研究[36][37]が知られている。これは一定の空気圧をピストンリング（あるいはピストン）とシリンダライナの間に加えることにより、気体による静圧流体潤滑を目指したものであるが、圧力条件も低く、燃焼のない圧縮機等への適用の可能性について検討されたところである。

このように気体潤滑やリングレスピストン[38]或いはGas Lubrication[39]はいずれも研究途上であり、内燃機関への実用化には至ってない。

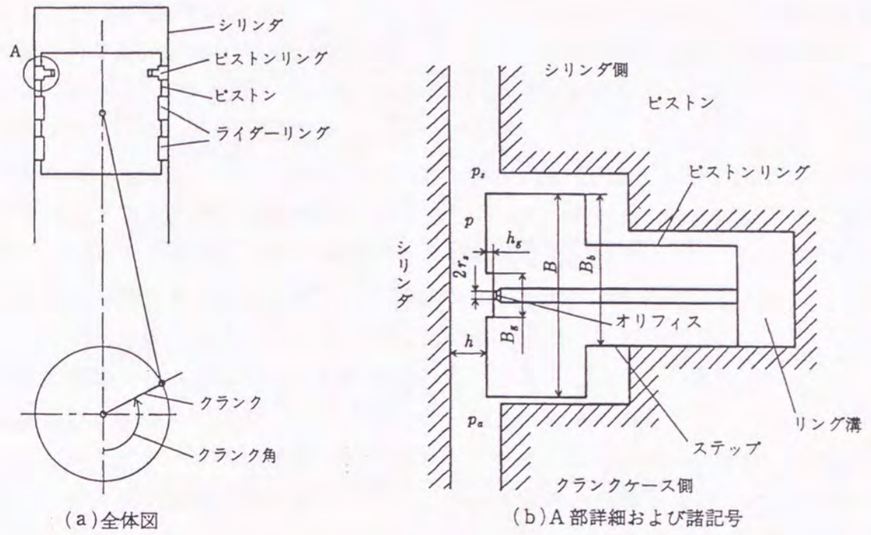


図１．１２　静圧気体潤滑ピストンリング

そこで、本研究は⑤、⑥、⑦に関する対応策として、第１－第２リング間に動的に空気圧を加えることによりリング負荷を減少させ、リング摺動条件を軽減する新しい摺動機構を考案し、その効果について調べたものである。

１．３　研究の動機

ここでは本研究を実施するに当たり、参考にした実例について述べると共に、本考案の特長について述べる。

１．３．１　新シール機構考案の背景

１．２節でも述べたように、近年、シリンダ内最高圧力の上昇、燃料の粗悪化等によりリング・ライナ間の摺動条件が過酷になり、リング合口からのブローバイによるライナ局所過熱等により異常摩耗が生じる。図１．１３は実船実験においてライナ壁温度を計測した結果であるが、通常の斜め合口リングでは合口部を通る燃焼ガスにより約１００K温度上昇することが分かる[40]。

これらの解決策の一例として、ガスタイトリングと称する合口部の極めて狭いリングを第１リングに使用し、合口からのガスブローバイを防止しているが、これを使用するとその気密性のため、逆に第１リングの面圧が増加し、その結果として摩耗が増大すると言う新たな問題を引き起こした[31]。

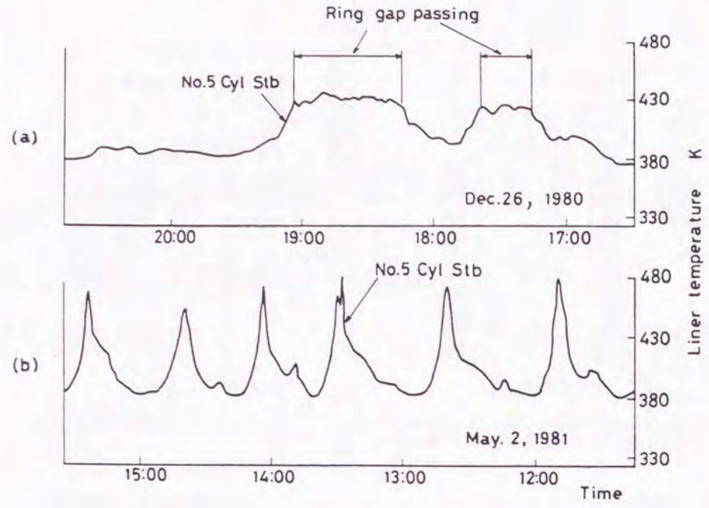


図１．１３　K9SZ70/125機関のシリンダライナ温度の時間経過

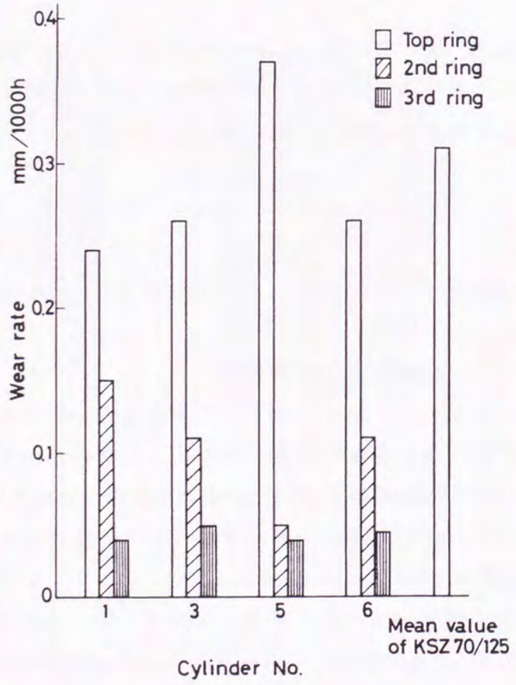


図１．１４　K9SZ70/125機関のピストンリング摩耗量

図１．１４は実船実験において、ガスタイトリングを用いた時のリング摩耗量を比較した結果である。No.５シリンダにガスタイトリング、他は通常の斜め合口リングを使用したが、No.５の第１リングの摩耗量は他シリンダに比べ大きいのに対し、第２リングは１／２～１／３に減少していることが分かる[31]。

この対策としては、１．２節で述べたリング溝下部にleak pathを設け、リング荷重の等分化を狙ったピストン（図１．６）や、cross herical ring（図１．７）と称するリングが考案された。これらはいずれもリング合口からのブローバイを防止すると共にリング荷重を等分化し、第１リングに荷重が集中するのを防止しようとするものであり、潤滑条件の厳しい第１リング荷重を減少させ、むしろ第２リング以下のリング荷重を増加させようとするものである。

しかるに、現在この様なリングやピストンは使用されていない。この主たる原因としては、第１リング以下に荷重を分担するには燃焼ガスをクランク室側へ流す必要があり、これにより潤滑油の劣化、リング温度の上昇等の問題を生じたのではないかと推定される。（実験結果から、一種のブローバイ現象に近い状況が生じたと推察できる。）

本考案はこの考えを基に、第１リング以下へ漏らすガスを燃焼ガスでなく空気にかえたものであり、リング合口からの燃焼ガスのブローバイを防ぐためのガスタイトリングを使用でき、かつ、できる限り燃焼ガスを第２リング以下に漏らすことなく、各リング荷重の等分化を計ろうとするものである。

以下では、この新しい考案を「新シール機構」と称し、従来から用いられている通常のピストンリングによるものを「従来機構」と称す。

即ち、新シール機構は第１リングと第２リングの間に高圧空気を充填し、この空気により燃焼ガスが燃焼室から流入するのを防止すると共に、第２リング以下へは燃焼ガスではなく、第１リングと第２リングの間に充填した低温の空気を漏らせるため、少なくとも前述の様な障害は回避できるものと考えられる。

また新シール機構は、第１リング以下のリング間圧力を自由に調整することにより、各リング荷重の等分化を図ることができる。即ち、通常第１リングに集中する荷重を分散し、機関の開放間隔を左右する第１リング、第２リングに集中している過大な摩耗を減少させ、各リングの摩耗量を等しくすることにより開放間隔を延長しようとするものである。

１．３．２　新シール機構の機能

新シール機構の作動原理を図１．１５に示す。これにより期待される効果は、

① 第１リング面圧の低減。

② リング温度の低減。

③ リング・ライナ間への燃焼ガスの流入防止。

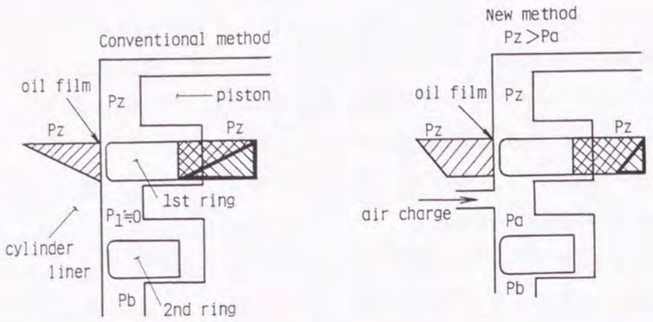


図１．１５　新シール機構の作動原理

等であり、これらの効果によって、将来機関における摺動条件の悪化を防止するのみならず、これを積極的に改善することが期待できる。以下に、それぞれの効果が生ずるメカニズムについて述べる。

① 第１リング面圧の低減

一般に摩耗量は荷重に比例して増加する(41)。実機において、ピストン上死点位置の第１リング付近のシリンダライナ摩耗量が最大となるのは、この付近の油膜厚さが薄いため固体接触の可能性が高く、さらに荷重も大きいためである(12) (42)。新シール機構の狙いは最もシール機能が大きく、従って過酷な第１リングの荷重を低減すること、即ち１．３．１項でも述べた通り、リング荷重の等分化を計ることにより第１リング負荷を減らすことである。

図１．１５は従来機構と新シール機構におけるリング荷重を模式的に示したものであるが、新シール機構は第１、第２リング間に圧力Ｐａ の高圧空気を充填することにより、従来機構では圧力がほとんど零とモデル化されている第１－第２リング間圧力を高くし、第１リングがライナを押す力（太線で囲った三角形の面積でその大きさを表わす）を減じようとするものである。図より、従来機構に比べ新シール機構の方が、押し付け力を表わす三角形の面積が小さいことが分かる。

また供給圧力Ｐａ を制御する（図１．１５では高くする）ことにより、第１リングの荷重をほぼ零にすることも可能であるが、実際の適用に当っては最適値を見出すことになる。

一方、新シール機構では第２リングの荷重が従来機構よりも高くなるが、供給する空気が清浄な空気であることから、これを第２、第３リングのリング間へ分配することにより、第２リングへ荷重が集中しないようにすることが可能と考えられる。

② リング温度の低減

低質燃料に関する実船実験の結果からも明らかであるが、通常のピストンリングによる摺動方式では、リング合口等を通って高温の燃焼ガスがリング間に入り込むため、

第１リングは上面、下面共に燃焼ガスにさらされる。前述の図１．１３はこのようなリング合口部通過によりライナ温度が上昇した例である。

これに対して新シール機構では、第１－第２リング間に外部より常温の空気を供給するため、燃焼室から高温の燃焼ガスが流入するのを防止できる。この結果、新シール機構のリング・ライナ温度は従来機関よりも低くなるものと予想される。

③ リング・ライナ間への燃焼ガスの流入防止

従来機構では燃焼室からリング間、さらにクランク室へ燃焼ガスが流入する。この時、リングとライナの摺動面に異物がかみ込み、リング・ライナの摩耗を促進すると共に、燃焼残渣物の侵入によりトランクピストン型ではクランク室内の軸受損傷が生じる。しかし、新シール機構では第１－第２リング間に高圧空気を供給することにより、燃焼ガスならびに燃焼残渣物がリング間およびクランク室に侵入することを防止すると考えられる。

この他の機能として、将来機関は１．１節で述べた通り、シリンダ内最高圧力、熱負荷の増大による部材温度及びピストン速度の上昇により、リング・ライナ摺動条件が現状よりかなり厳しくなる。図１．２において、従来機関では縦軸の（P_{MAX}）$^{1.2}$ の計算に第１リング負荷として、シリンダ内最高圧力（第１－第２リング間圧力を零とみなす）を用いるため、将来機関の仕様では「危険領域」に入る。

これに対し、将来機関に新シール機構を採用した場合には、（P_{MAX}）$^{1.2}$ の計算に第１リング負荷である第１リング差圧を用いるため、この値を減少させ▽印で示す安全側に下げることができる。

このように新シール機構はリング荷重を減少させることにより、リングとライナの摩耗量を減らすと共に、摺動部の潤滑条件を改善することにより、リングの耐焼付き性向上をも図ろうとするものである。

１．４　本研究の目的

本研究の目的は新シール機構を実機に適用し、従来機構と比較することによりその効果を検証することである。そのための主な研究課題を以下に示す。

(1) 新シール機構による第１リング摩耗量の低減とその検証を行う。
(2) 新シール機構により燃焼ガスブローバイ防止効果を向上させ、その効果を検証する。
(3) 上記以外の新シール機構による効果として、熱効率向上に対する効果を明らかにする。
(4) 新シール機構システムを構成する制御機器、空気供給弁などの信頼性向上を図る。
(5) 空気供給に伴う動力損失の評価及び空気供給量の低減を図る。
(6) 新シール機構を装備したことによる機関摺動部に対する影響を調べる。

(7) 新シール機構のシミュレーション計算の精度を検証する。

次章以降でこれらの研究課題について検討し、最終的に実機試験により新シール機構の効果を検証する。

１．５　本論文の構成

本論文の構成は７章から成る。

第１章では、舶用機関の信頼性に関する現状及び将来動向について述べ、このような状況下において生じるピストンリング・シリンダライナの潤滑障害に関する過去の研究について紹介する。次に、本研究実施に至った背景、新シール機構の作動原理、機能、効果及び研究目的と課題について述べた。

第２章では、新シール機構と従来機構を比較することにより、第１－第２リング間圧力・温度、油膜厚さ等がどのように異なるのかについてシミュレーション計算を行い、新シール機構が成立すれば、従来機構に比べリング・ライナの潤滑条件を改善できる（第１リングの負荷を軽減できる）ことを明らかにする。

第３章では、新シール機構の機能の１つに、ガスブローバイ防止によるリング・ライナの摩耗低減効果があるが、この効果を検証するため模型試験装置を設計・製作し、ＪＩＳ標準ダストを用いて摩耗実験を行うことにより、リング・ライナ摺動部へダストが侵入するのを防止できることについて述べる。

第４章では、新シール機構を成立させるには、ピストンが圧縮行程の上死点付近に位置する極短時間（約１０msec）の間に、第１－第２リング間容積部に高圧空気を充填できなければならないため、３章で製作した模型試験装置を改造し、実機の１／２スケールの空気供給システムを用いて空気充填実験を行うことにより、その可能性について明らかにする。

第５章では、実際の機関において、新シール機構を構成する各部品の耐久性及び摩耗低減効果や空気供給量等について調べるため、新シール機構システムを機関に装備し、試験機関による摩耗実験を行う。実験は従来機構と新シール機構で行い、各々の実験結果を比較することにより、新シール機構の摩耗低減効果や空気供給に伴う動力消費について明らかにする。

第６章では、新シール機構の場合においては使用するピストンリングの種類やその組み合わせ方により、各リング間圧力や空気供給量が異なるので、第２章で作成したシュミレーションプログラムの計算精度を検証すると共に、新シール機構の運転条件を変更した場合にその性能がどのようになるかについて検討する。さらに、新シール機構が有するその他の効果として、燃費低減効果やブローバイ防止効果等についても考察する。

第７章は、本論文全体の結論であり、各章の内容をまとめると共に、今後の研究課題について述べる。

参　考　文　献（第１章）

(1)　浜田；日本舶用機関学会誌、31－5、1996、P.286

(2)　檀上；日本舶用機関学会誌、32－2、1997、P.188

(3)　小田、中村、飯野、淡井；潤滑、第32巻、第11号、1987、P.804

(4)　H.Shiihara、H.Aoki；ＩＳＭＥ　ＫＯＢＥ’９０、E-1-1、1990

(5)　高橋；日本舶用機関学会誌、29－12、1994、P.930

(6)　原田；日本舶用機関学会誌、28－2、1993、P.104

(7)　古川；日本舶用機関学会誌、29－9、1994、P.568

(8)　木下；日本舶用機関学会誌、28－2、1993、P.72

(9)　緒方；日本舶用機関学会誌、29－12、1994、P.889

(10)　光武、田村；潤滑、第32巻、第11号、1987、P.767

(11)　荒川；日本舶用機関学会・第25回特別基金講演会（No.10）、1988、P.71

(12)　光武；日本造船学会誌、第703号、1988、P.24

(13)　M.K.Eberle；特別講演 "The Diesel-Promises and Problems"、ＩＳＭＥ　ＫＯＢＥ’９０、1990

(14)　H.Nakano；ＩＳＭＥ　ＫＯＢＥ’９０、B-5-9、1990

(15)　光武、前川、高橋、小山田；トライボロジスト、第34巻、第7号、1989、P.18

(16)　中野他；潤滑、Vol.27、No.5、1982、P.96

(17)　蛯原、黒崎、久米；日本舶用機関学会誌、28－2、1993、P.117

(18)　機関第３研究委員会１；日本舶用機関学会誌、28－2、1993、P.194

(19)　小田、花島；潤滑、第32巻、第11号、1987、P.760

(20)　光武他；三菱重工技報、第24巻、第2号、1987、P.1

(21)　彦坂；潤滑、第32巻、第11号、1987、P.797

(22)　C.Teetz；VDI-Forshungsk、626、1984

(23)　山本；日本造船学会誌、第627号、1981、P.470

(24)　花島；日本舶用機関学会誌、第16巻、第1号、1981、P.7

(25)　K.Toyama et al.；SAE paper 831345、1983

(26)　R.S.Radovanovic et al.；SAE paper 830319、1983

(27)　加瀬他；内燃機関、Vol.23、No.289、1984、P.57

(28)　塩野；内燃機関、Vol.21、No.14、1982、P.21

(29)　W.Lausch；ＭＴＺ、Vol.46、No.5、1985、P.163

(30)　朝鍋他；三菱重工技報、第24巻、第2号、1987、P.109（33）

(31)　園田；博士論文、1986、P.103～109

(32)　A.J.S.Baker、P.G.Casale、H.Sloan；9th CIMAC、A29、1971

(33) H.Nakano et al. ; ＩＳＭＥ　ＴＯＫＹＯ’８３、1983、P.469
(34) W.R.Wade et al. ; SAE paper 870651、1987
(35) D.Hoult ; Symposium on Non-Linear Problems in Energy Engineering、Argonne、Illinois、1983
(36) 山本；潤滑、第33巻、第5号、1988、P.414
(37) 山本、森、吉川；トライボロジスト、第37巻、第11号、1992、P.929
(38) R.Kamo、W.Bryzik、P.Glance ; SAE paper 870018、1987
(39) P.Sutor、W.Bryzik ; SAE paper 870157、1987
(40) 中野他；川崎重工技報、81号、1983、P.25
(41) H.Czichos ; TRIBOLOGY、Elsevier(Amsterdam)、1978
(42) 和栗他；トライボロジスト、第40巻、第5号、1995、P.417

第２章　新シール機構のシミュレーション

２．１　まえがき

第１章で述べた新シール機構の効果及び研究課題について検討するため、新シール機構のシミュレーション計算を行った。新シール機構はディーゼル機関にとって全く新しい概念であり、過去の事例もないことから、ピストン上死点付近の極短時間（約１０msec）の間に所定の空気圧を充填できるのか、またこれを適用することにより各リング間圧力はどのようになるのか、あるいはリング間容積部に供給する高圧空気の量はどの程度必要であるか等について検討を行った。

また、新シール機構は供給する空気圧力条件、使用するピストンリングの組み合わせ方等により計算結果が大きく異なる。ここでは、新シール機構のシミュレーションモデルを提案し、代表例についてリング間圧力・温度、油膜厚さを求めた。さらに、同じ計算条件で高圧空気を供給しない従来機構についても計算し、新シール機構と計算結果がどのように異なるのかについて比較検討することにより、本機構の効果を明らかにした。

尚、シミュレーションの精度を検証するための実機における計測結果との比較については第６章で行うこととし、本章では計算手法の確立を目指す。

２．２　シミュレーションモデル

新シール機構のシミュレーション計算の基本は各リング間圧力を求めることである。そこで、新シール機構のシミュレーションモデルとして、シリンダライナに空気を供給する空気供給弁を付属したものを考えた。

リング・ライナ部に空気供給弁を装着した時の機関全体のシミュレーションモデルを図２．１に示す。この中の代表例として、空気供給弁を含む第１－第２リング間容積部をモデル化した図を図２．２に示す。

図の中でVaは空気供給弁の容積であり、流入面積はFvである。リングが４本ある場合には、各リング間容積は$V1$～$V4$、リングのガス漏れ面積（リング合口部他）は$F1$～$F4$で表す。空気供給弁からの単位時間当たりの流量をdGv、各リングを通過する流量を$dG1$～$dG4$とし、各リング間容積部へ流入する方向を正とする。矢印は予想されるガスの流れる方向を表わす。

モデル化に当っては次のような仮定を設けた。この時の対象機関はボア４００㎜、ストローク５００㎜の４サイクル４０／５０機関とする。

① 各リング間容積部は定容積とする。
② 空気供給弁は定容積とし、空気供給中に外部からの補充はないとする。
③ 空気供給弁の開弁面積は図２．２にFvとして示し、近似式で与える。

④ シリンダライナ壁等への放熱、受熱は考慮しない。

⑤ 第１－第２リング間より燃焼室内へ流入する高圧空気により、シリンダ内圧力は影響されない。

⑥ リング上下面の圧力差により、リングは直ちに移動する。

以上の仮定にもとづき、新シール機構のシミュレーション計算は次のように行った。

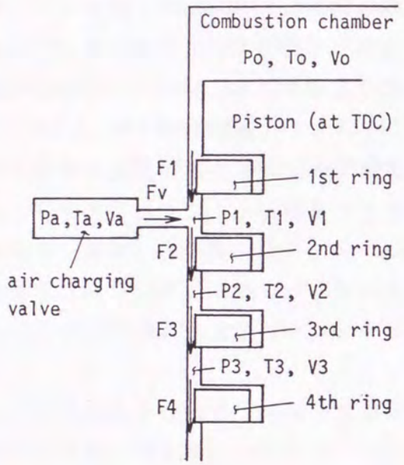


図２．１　新シール機構概略図

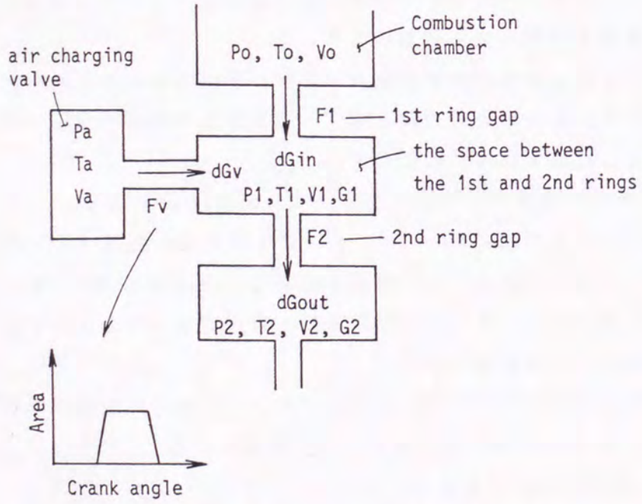


図２．２　新シール機構リング間容積部の計算モデル

２．３　基礎式

２．３．１　リング間圧力・温度

図２．１に示す一般的なリング間容積部の計算は次の３式が基礎式である。

質量保存式　$dG_i = \sum_j dG_{i,j}$　（i＝１、２、…）　…… (2.1)

エネルギ式　$dQ_i = dU_i + AP_i dV_i$　…… (2.2)

状態式　$P_i V_i = G_i R T_i$　…… (2.3)

ここで容積を一定とすると、(2.2)式は次のようになる。

$$dQ_i = dU_i = Cv_i T_i dG_i + Cv_i G_i dT_i \quad \cdots\cdots (2.4)$$

また、あるリング間容積部iに流入、あるいは流出する流体によって持ち込まれたり持ち出されるエネルギの合計dQ_iは次式で表される。

$$dQ_i = \sum_j dQ_{i,j} \quad \cdots\cdots (2.5)$$

但し、i：各リング間容積部（i＝１、２、…）

j：あるリング間容積部iに流入、あるいは流出する流体が存在する容積部（j＝１、２、…）

$dQ_{i,j}$：あるリング間容積部iに流入、あるいは流出するエネルギ

これらの式をもとに、図２．２に示す第１－第２リング間モデルについて展開する。

図２．２で従来機構の場合には、dt時間の間に第１－第２リング間容積部の圧力$P1$、温度$T1$、体積$V1$、重量$G1$のガスの中に、上流側の燃焼室から圧力$P0$、温度$T0$のガスが$dGin$流入し、下流側へ$dGout$流出する。

一方、新シール機構の場合には、さらに空気供給弁から圧力Pa、温度Taの空気が第１－第２リング間容積部へdGv流入する。

上式を用いて、このdt時間の間のP、T、Gの変化量を求める。(2.1)式は

$$dG1 = dGin - dGout + dGv \quad \cdots\cdots (2.6)$$

となる。これらの流入、流出する流量はノズル流れの式、例えば、$dGin$の場合には次式より求める(但し､流れが音速以下の場合)。

$$dGin = F1 * P1 \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa - 1}\frac{1}{RT1}\left\{\left(\frac{P2}{P1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P2}{P1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right\}} \quad \cdots\cdots (2.7)$$

また、(2.5)式は

$$dQ = dQin - dQout + dQv \quad \cdots\cdots (2.8)$$

となり、　$dQ = CpTdG$　と表わせることから、(2.8)式は

$$dQ = Cp_0 T0 dGin - Cp_1 T1 dGout + Cp_a Ta dGv \quad \cdots\cdots (2.9)$$

となる。(2.4)式と(2.9)式より

$$dT1 = \{(\kappa T0 - T1)dGin - (\kappa - 1)T1 dGout + (\kappa Ta - T1)dGv\}/G1 \quad \cdots\cdots (2.10)$$

又、(2.3)式より

$$dP1 = (T1dG1 + G1dT1)R / V1 \qquad \cdots\cdots (2.11)$$

が求まる。(2.11)式に(2.6)式と(2.10)式を代入することにより$dP1$を求める。このようにして求めた変化量$dP1$より、dt時間後のリング間圧力は$P1 + dP1$となる。同様にして、温度、重量を求める。

但し、 G：重量、V：容積、T：ガス温度、P：圧力、U：内部エネルギー、

Cv：定容比熱、Cp：定圧比熱、κ：比熱比、

in：あるリング間容積部への流入側、

out：あるリング間容積部からの流出側

2．3．2　油膜厚さの解析

新シール機構における油膜厚さを求めるため、図2．3に示す形状のピストンリングについて油膜厚さを求めた。以下にその計算方法について述べる。

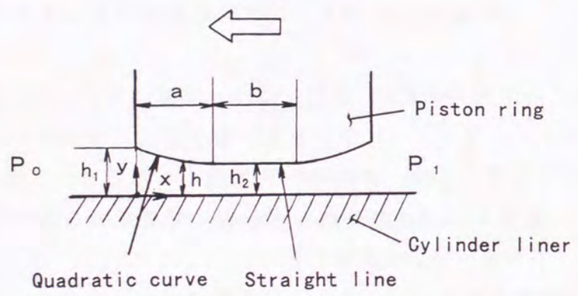


図2．3　ピストンリング摺動面モデル

まず、リングをライナに押し付ける力、すなわちリング荷重について考える。

図2．3より、P_0は一方では油膜上端に作用し、他方ではリング背面に作用する。そこで、リング背面に作用するリングの周方向単位長さ当りの荷重W_1は、

$$W_1 = (P_0 + P_e)BB \qquad \cdots\cdots (2.12)$$

となるが、P_0により油膜に作用する力W_2はリングの負荷容量を減少させるもので、リングの高圧側（P_0）から低圧側（P_1）まで、ほぼ直線的に変化する圧力分布と考えると、

$$W_2 = (P_0 + P_1)BB \qquad \cdots\cdots (2.13)$$

となる。従って、ガス圧によりリングに加わる単位長さ当りの正味荷重Wは、

$$W = W_1 - W_2 = \left\{P_e + \frac{1}{2}(P_0 - P_1)\right\}BB \qquad \cdots\cdots (2.14)$$

となる。

但し、BB：ピストンリング全幅

B　：リング荷重を受けるピストンリングの幅

P_e　：リング張力による面圧

P_0　：リング上面に加わるガス圧（但し、$P_0 > P_1$とする）

P_1　：リング下面に加わるガス圧

次に、リングの摺動面に生ずる油膜圧力について考える。図2．3で、リングはz方向（紙面に垂直な方向）に長いためこの方向の流れは無視できることから、$x-y$の二次元で考える。

リングとライナ間に潤滑油が豊富に存在し、リング・ライナ摺動部が全行程にわたって流体潤滑状態にあるとする。粘性流体の$Newton$の法則より、

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad \cdots\cdots (2.15)$$

ここで油膜厚さを　　$h = h(x,t)$　　と表す。

(2.15)式を$y=0$で$u=U$、$y=h$で$u=0$の境界条件で積分すると、

$$u = \frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - hy) - \frac{U}{h}y + U \qquad \cdots\cdots (2.16)$$

単位幅当たりのx方向に流れる流量Gxは、

$$Gx = \int_0^h (1 \times u)dy = -\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{2}h \qquad \cdots\cdots (2.17)$$

連続の式より、

$$\frac{\partial Gx}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \qquad \cdots\cdots (2.18)$$

(2.18)式に(2.17)式を代入すると、リング・ライナ間の油膜圧力分布を求める次の$Reynolds$の式が得られる。

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x}\right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \qquad \cdots\cdots (2.19)$$

リングの運動は上昇行程と下降行程に分ける。

但し、x：リング滑り面方向座標、y：油膜厚さ方向座標、t：時間、

h：油膜厚さ、μ：潤滑油粘度、u：y方向の油の流速、

U：x方向の滑り面速度、p：油膜圧力

(2.19)式を積分すると、次式が求まる。

$$p = 6\mu\left(U\int\frac{1}{h^2}dx + 2\frac{\partial h}{\partial t}\int\frac{x}{h^3}dx + C_1\int\frac{1}{h^3}dx\right) + C_2 \qquad \cdots\cdots (2.20)$$

一方、リングの上面と下面にはP_0あるいはP_1のガス圧力が加わり、リングとライ

ナ間に形成される油膜圧力は複雑な分布となる。そこで、(2.14)式で表わされる正味荷重Wがリングに作用すると考えると、境界条件として、リング上面（$x=0$）と下面（$x=B$）で$p=0$となることから、(2.20)式のC_1、C_2が求まる。これをもう一度xで積分すれば、リング周方向の単位長さ当りの負荷容量Wが得られる。即ち、

$$W = \int_0^B p\,dx \qquad \cdots\cdots (2.21)$$

ここでリング形状を図２．３に示すように、二次曲線と直線で表わすと、

$$0 \leqq x \leqq a \qquad h = h_1 - \frac{2(h_1-h_2)}{a}x + \frac{h_1-h_2}{a^2}x^2 \qquad \cdots\cdots (2.22)$$

但し、$h_1-h_2=e,\ a=rB=r(a+b)$

$$a \leqq x \leqq B \qquad h = h_2 \qquad \cdots\cdots (2.23)$$

これらを(2.21)式に代入して積分する。

この(2.21)式の油膜圧力による負荷容量と(2.14)式のリングに加わる荷重がつりあうことにより、(2.20)式の$\frac{\partial h}{\partial t}$、即ち、油膜厚さの変化が求まる。

なお、計算手法の詳細については和栗[1]、古浜[2]の文献で紹介されているため、ここでは割愛する。

２．３．３　計算方法

計算は、最初に燃焼室内の圧力・温度を機関性能シミュレーションプログラムにより求め、この値を初期値として２．３．１で述べた計算式により各リング間圧力を求める。即ち、Δｔ時間後（０．１℃Ａ）の各リング間容積部へ流れる流量をノズルの式より求め、さらにエネルギ出入りの式より各リング間圧力を求める。

４サイクル機関の場合にはこの計算を１サイクル（７２０℃Ａ）行い、最後の値と初期値とを比較し収束していなければ初期値を変更して再度計算する。これらの値が収束するまでこの計算を数回繰り返すことにより、最終的に各リング間圧力を求める。

リング間容積部へ供給する空気供給量あるいはリング合口からの漏れ量は、Δｔ時間毎の値を合計し１サイクル（４サイクル機関では７２０℃Ａ）当たりの値を求め、これを１分間当たりの値に換算した。

次に、この各リング間圧力の計算結果をもとに、２．３．２で述べた計算式によりリングの油膜厚さを求めた。

以上述べた新シール機構シミュレーションの概略の手順を図２．４にフローチャートで示す。以下の計算で用いた主な入力値として、表２．１にリング間圧力計算に用いたデータを、表２．２に油膜厚さの計算に用いたデータを示す。

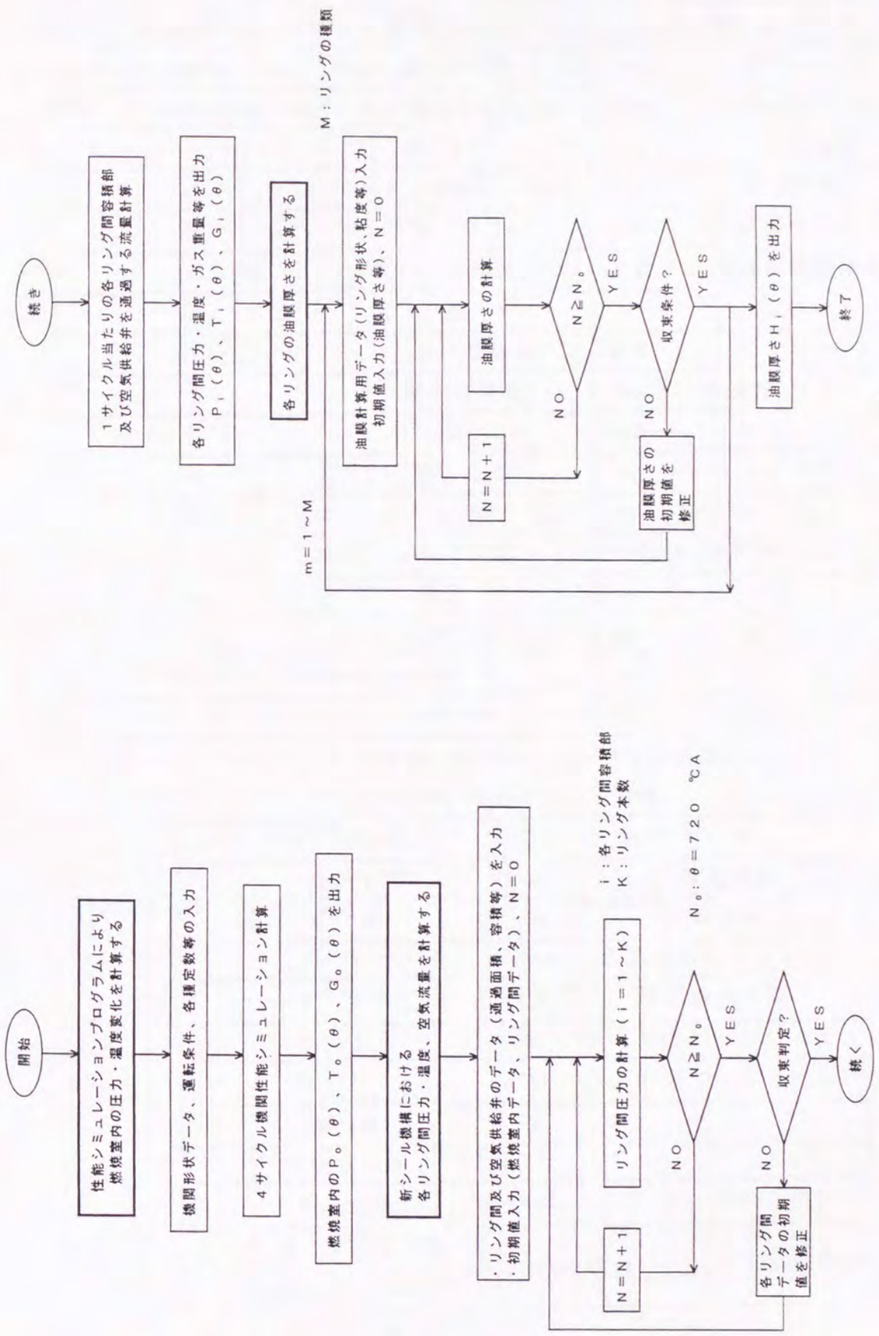


図２．４　新シール機構シミュレーションの計算手順

表２．１　リング間圧力計算データ

名　　称		新シール機構	従来機構
シリンダ径	mm	４００．０	←
ストローク	mm	５００．０	←
回転数	rpm	６００．０	←
機関負荷	%	１００	←
シリンダ内最高圧力	MPa	１９．６	←
空気供給開始時期	℃Ａ	上死点前　２０	－
〃　停止　〃	〃	〃　後　２０	－
〃　圧力	MPa	２０．６	－
Ｖ０（計算値）	cm^3	燃焼室容積	←
Ｖａ	cm^3	２０００．０	－
Ｖ１～Ｖ３	cm^3	３０．０	←
Ｖ４	m^3	２．０	←
Ｆｖ（最大値）	mm^2	２６．２	－
Ｆ１	mm^2	０．８５	←
Ｆ２	mm^2	９．６	２．４
Ｆ３	mm^2	３．６	４．０
Ｆ４	mm^2	４．８	５．３

表２．２　油膜厚さ計算データ

名　　称		計算データ
機関負荷	%	１００
回転数	rpm	６００
シリンダ内最高圧力	MPa	１９．６
空気供給圧力	MPa	２０．６
ピストンリング全幅　BB	mm	１０．０
ピストンリング張力　P_e	kgf	１５．０
B	mm	６．０
r		０．６６７
$e=h_1-h_2$	mm	０．０６
潤滑油粘度　μ	$kgfsec/cm^2$	8.22×10^{-8}（SAE40、120℃相当）

２．４　計算結果

２．４．１　リング間圧力および充填空気量

以下では、新シール機構によるリング荷重低減効果の確認、ピストン上死点前後の約４０℃Ａの間に第１－第２リング間容積部へ高圧空気を充填できる可能性およびその時の空気供給量について検討した。

図２．５に従来機構、図２．６に新シール機構における各リング間圧力の計算結果

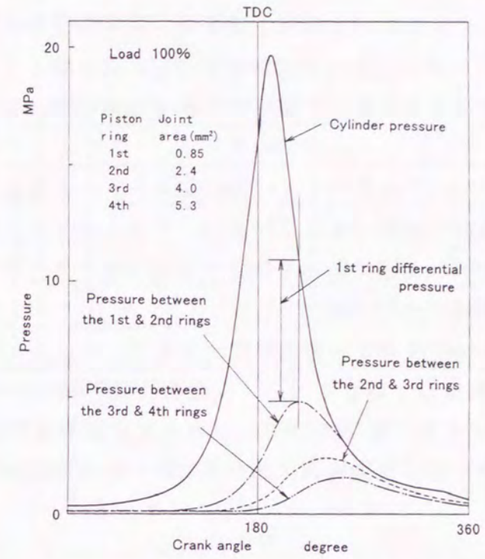


図２．５　従来機構におけるリング間圧力計算結果

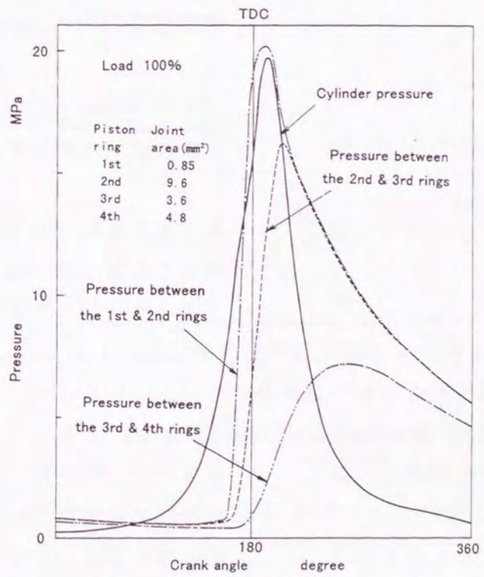


図２．６　新シール機構におけるリング間圧力計算結果

を示す。新シール機構の結果より、上死点前２０℃Ａより空気充填を始めれば、燃焼開始（上死点前７℃Ａ）前に第１－第２リング間圧力はシリンダ内圧力より高くなり、その後はリング間圧力の方が高くなっていることがわかる。

次に、従来機構と新シール機構のリング間圧力を比較することにより、第１リング面圧低減効果を明らかにする。

新シール機構は図１．１５に示す様に、第１リングと第２リングのリング間容積部に、シリンダ内圧力より高圧の空気を充填することにより第１リングの面圧を低減すると共に、この高圧空気を第２リング以下のリング間容積部に配分しようとするものである。

新シール機構で期待される効果のひとつは、シリンダ内最高圧力にほぼ比例して増大する第１リングの面圧を低減することである。しかし第１リングの面圧は、第１リング、第２リング等の漏れ面積によって変化すると予測されるので、各リングの漏れ面積と空気供給量の関係について検討した。

図２．７は表２．１に示す通り供給空気圧力として、P_{MAX}（１９．６ MPa）より高い２０．６ MPaを供給した場合について、従来機構と新シール機構の第１リング差圧を比較したものである。差圧はいずれの場合も上死点後で最大値を示すが、新シール機構の差圧の最大値は従来機構における差圧の最大値の約１／２以下であるこ

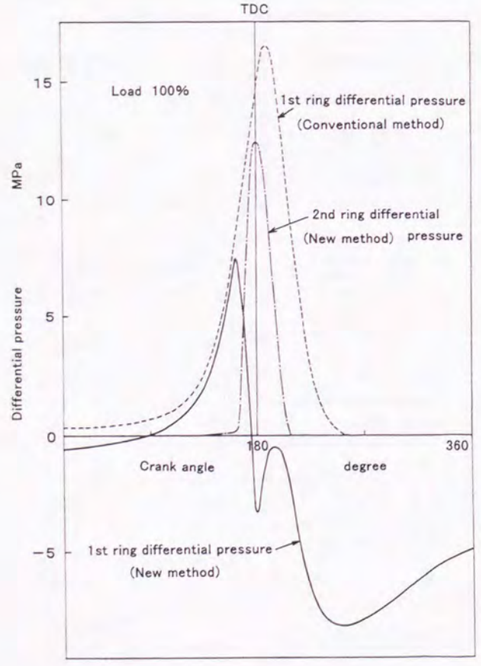


図２．７　従来機構と新シール機構のリング差圧

とから、第１リングの面圧も同じだけ減少する。

しかし新シール機構では、第１－第２リング間にシリンダ内圧力より高い空気圧が存在するため、第２リングに加わる荷重は従来機構より大きくなる。

これを軽減するには、第２リング以下のリング間容積部にこの高圧空気を分散させ、第２リングに加わる差圧を小さくするのがひとつの方策である。そこで各リングの漏れ面積を変えて計算した結果を表２．３に示す。

表２．３　新シール機構計算結果

	A mm²			ΔP MPa			G Nm³/min		
	F２	F３	F４	ΔP_{12}	ΔP_{23}	ΔP_{34}	Gc	Gr	Gt
1	9.6	3.6	4.8	7.64	12.44	12.19	0.26	1.0	1.26
2	9.6	2.4	4.8	7.38	12.08	14.14	0.33	0.96	1.29
3	6.7	3.6	3.4	7.33	14.43	9.34	0.29	0.86	1.15
4	5.0	3.8	6.0	7.74	16.22	7.68	0.21	0.86	1.07

但し、表中の各記号は次の通りである。

Ａ　　：各リング漏れ面積（Ｆ１：０．８５ mm²）

ΔP_{12}：第１リング差圧の最大値

ΔP_{23}：第２　〃　〃

ΔP_{34}：第３　〃　〃

Ｇｃ　：燃焼室内への漏れ量

Ｇｒ　：クランク室への漏れ量

Ｇｔ　：空気供給量（＝Ｇｃ＋Ｇｒ）

表２．３から以下のことが分かった。

a)　第２リング以下の漏れ面積を変更しても、第１リング差圧の最大値はほとんど変わらない。

b)　第２、３リング差圧の最大値を等しくした場合（表２．３のケース１）が各リング差圧の最大値と最小値の差が最も小さい。
（各リング差圧間のバラツキが最も少ない）

c)　空気供給量（Ｇｔ）はリング差圧の最大値が大きい程小さくなる。

次に表２．３のケース１について、この空気量を得るのに必要な動力を求めた。この時の空気供給量は１．２６ Nm³/minであり、大気圧から供給圧力（２４．５ MPa）まで４段で圧縮すると仮定すると、理論サイクルによる断熱圧縮動力は１８．６ PSとなる。４０／５０機関は定格出力１０００ PSであることから、この数値は機関出力の約２％に相当するが、実際は損失等によりこの値より大きくなるため３％程度の動力を必要とすると考えられる。

２．４．２　リング温度低減効果

新シール機構における第１リング温度を推定するため、第１－第２リング間ガス温度を求めた。第１リング温度はピストン及びライナ壁面よりの熱伝達と関連するが、このリング間のガス温度が低ければ、第１リング以下のリング温度は低下するものと考えられる。

図２．８に新シール機構の場合（実線）と、通常ピストンリングの場合（破線）の第１－第２リング間ガス温度を示す。図から、通常のピストンリングでは燃焼ガスがリング間に流入するため、リング間ガス温度は約１０００℃まで上昇するが、新シール機構では燃焼前にリング間に常温の空気を充填することにより燃焼ガスの流入を防止するため、リング間のガス温度はほとんど上昇しない。このことから、新シール機構のリング間ガス温度は極めて低いため、リング温度の低減やガスブローバイによる潤滑油の劣化を防止するのに寄与するものと考えられる。

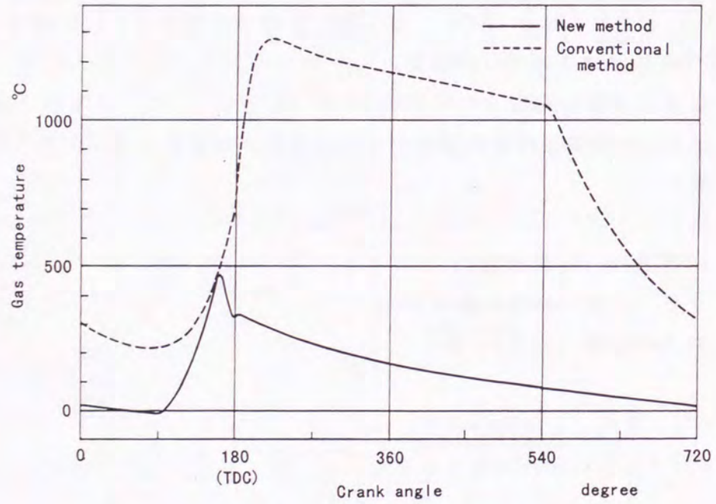


図２．８　第１－第２リング間ガス温度の比較

２．４．３　油膜厚さ

リング・ライナ間への異物侵入については、リング・ライナ間の油膜厚さと異物の大きさとの関係が重要である。そこで、新シール機構の場合の油膜厚さを求め従来機構と比較することにより、新シール機構におけるリングとライナの潤滑条件について検討した。

図２．９は前述の図２．５及び図２．６の圧力条件（機関負荷１００％）で、従来機構（実線）と新シール機構（破線）における第１リングの油膜厚さを計算した結果である。この時の計算条件（リング形状等）は表２．２に示した通りである。

燃焼ガス中の異物には燃料に含まれるＦＣＣ触媒粒子があるが、この燃料油中の分布例を表２．４に示す[3]。これからも分かるように、１０μｍ～３０μｍの粒子が多く含まれている。ここで、燃焼ガス中の異物がリング・ライナ間に侵入する可能性が

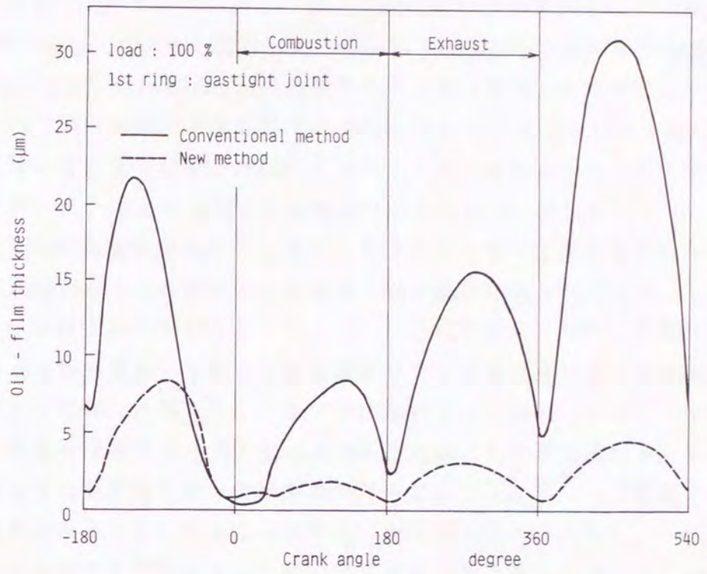


図２．９　第１リング油膜厚さの計算結果

表２．４　再生使用中の触媒粒子分布図

***** ヒストグラム *****　　測定個数 = 63　　単位 : PIXEL　　[等価円直径]

以上	未満	%	0	10	20	30	40	50	度数
0.000/	5.000:	1.59							1
5.000/	10.000:	3.17							2
10.000/	15.000:	19.05							12
15.000/	20.000:	22.22							14
20.000/	25.000:	30.16							19
25.000/	30.000:	12.70							8
30.000/	35.000:	7.94							5
35.000/	40.000:	1.59							1
40.000/	45.000:	1.59							1
45.000/	50.000:	0.00							0
50.000/	55.000:	0.00							0
55.000/	60.000:	0.00							0
60.000/	65.000:	0.00							0
65.000/	70.000:	0.00							0
70.000/	75.000:	0.00							0
75.000/	80.000:	0.00							0
80.000/	85.000:	0.00							0
85.000/	90.000:	0.00							0
90.000/	95.000:	0.00							0
95.000/	100.000:	0.00							0

最　小	:	2.7640
最　大	:	42.2653
合　計	:	1287.7800
平　均	:	20.4409
標準偏差	:	6.9466

最も大きいのは燃焼及び排気行程と考えると、新シール機構の場合は従来機構に比べ油膜厚さが１０μｍ以下であり、粒子径よりかなり薄いことから異物侵入を防止する可能性が高い。

２．５　まとめ

新シール機構はディーゼル機関にとって全く新しい概念であり、過去の事例もないことからシミュレーション計算を行い、その実現の可能性について検討した。

その結果、以下のことが明らかになった。

1)　将来機関のシリンダ内最高圧力（１９．６ MPa）より高い圧力を、ピストン上死点前後の４０℃Ａの間に第１－第２リング間容積部に供給できる。

2)　シリンダ内最高圧力より高い圧力を第１－第２リング間容積部に供給した新シール機構における第１リング荷重の最大値、即ち、差圧の最大値は従来機構の約半分に減少する。

3)　新シール機構の空気供給量は各リング間面積や供給する空気圧で大きく異なるが、各リング差圧をできるだけ等しくした条件下では、１．２６ Nm^3/min となる。これは機関出力の約２％に相当するが、実際には３％程度の動力を必要とする。

4)　新シール機構における第１－第２リング間容積部のガス温度の計算結果から、従来機構に比べ、リング間ガス温度は大幅に低下するため、ガスブローバイによる潤滑油の劣化を防止できる。

5)　新シール機構と従来機構の第１リングの油膜厚さを比べることにより、新シール機構では従来機構より上死点付近の油膜厚さが厚くなり、逆に下死点付近では薄くなることが分かった。燃料中に含まれる触媒粒子は１０μｍ以上が圧倒的に多く、これによりアブレシブ摩耗を引き起こしているが、新シール機構では燃焼・排気行程で油膜厚さの最大値が１０μｍ以下であることから、この触媒粒子の侵入を困難にすると予測される。

参　考　文　献（第２章）

(1)　和栗；日本舶用機関学会誌、第４巻、第２号、1969

(2)　古浜；日本機械学会誌、第27巻、第178号、1961

(3)　檀上；日本舶用機関学会誌、32－2、1997、P.188

第３章　模型試験装置による摩耗実験

３．１　まえがき

新シール機構の効果として「第１－第２リング間への空気供給によるガスブローバイの防止」がある。この効果について調べるため、模型試験装置を用いて燃焼ガスを模擬したダストを含む空気による摩耗実験を行った。即ち、模型試験装置の第１－第２リング間相当部に燃焼ガスより高圧の空気を供給することにより、燃焼ガス中の異物がリング間に侵入するのを防止できるのか、さらにこの結果として、リング・ライナの摩耗を減少することができるのかについて調べた。

この模型試験装置の計画に当たっては、特に以下の点に留意した。

１）リングには燃焼ガスに相当する条件のガスを供給すること。

燃焼ガスに相当する高圧空気として、ダスト発生装置により高圧空気中にダストを均一に混入し、燃焼ガス中に異物を含む雰囲気を模擬できる。

２）リングへの荷重は実機と同じ方法で加えること。

リング荷重は実機と同様、ガス圧（空気圧）をリング背面に加える。

３）リング・ライナ間に新シール機構を構成できること。

模型試験装置のリング・ライナ部に新シール機構を構成するため、リング間容積部に燃焼ガスに相当する空気圧力より高い空気圧を供給できる。

４）リングの潤滑条件を変更し得ること。

模型試験装置の潤滑条件として、リング荷重・速度・潤滑油粘度（ライナ温度）等を変更できる。

５）リング・ライナは実機と同仕様のものを使用できること。

模型試験装置に装着するリング・ライナは４サイクル舶用機関が装備するものと同じ材質及び形状とする。

３．２　実験装置

３．２．１　模型試験装置

模型試験装置はリング・ライナの摩耗量を計測する計測部と、この計測部のピストンを往復動させる駆動部から構成されている。図３．１に模型試験装置の全体図を、図３．２に装置全体の外観写真を示す。

(a)　計測部

計測部の外観写真を図３．３(a)に、組立図を図３．３(b)に示す。

本装置の計測部は摺動方向に３分割されたライナ（１－１、１－２、１－３）と、ピストン（２）に装着されたリング（３－１、３－２、３－３）より構成される。シール用の高圧空気は、ライナの外周に設けられた継手を通りピストンの上方スペース

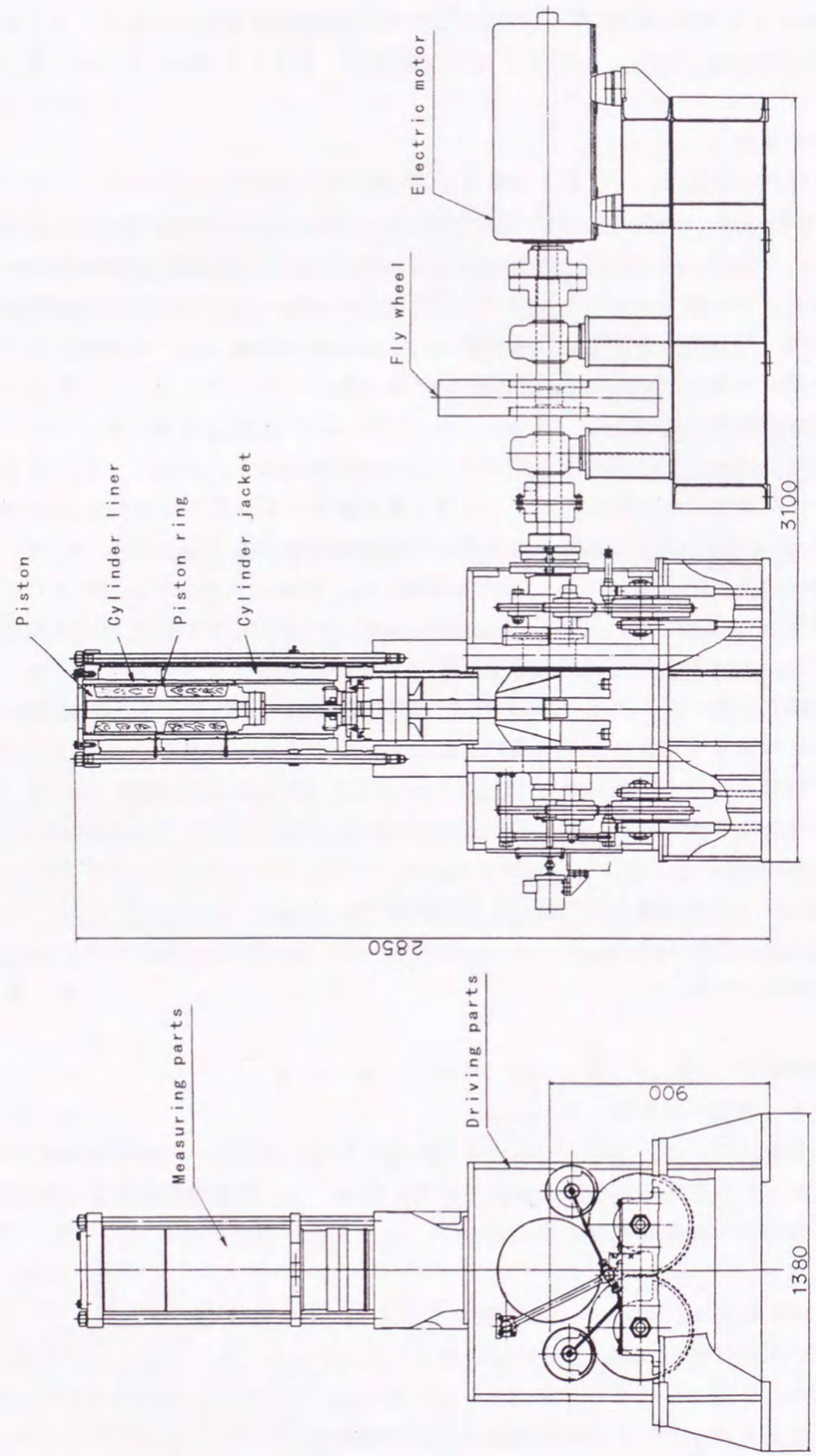


図３．１　模型試験装置全体図

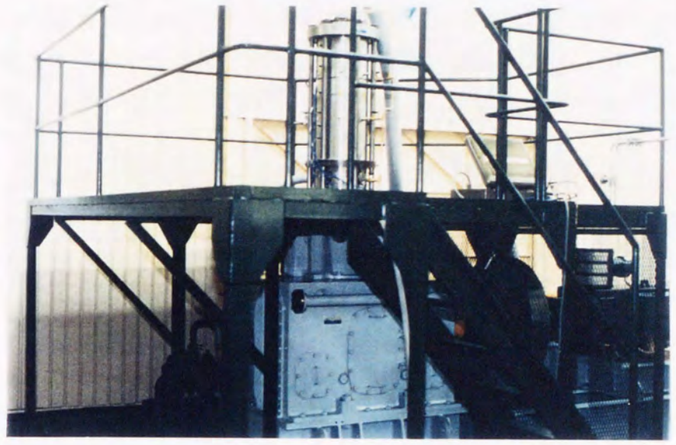


図３．２　模型試験装置外観写真



図３．３(a)　計測部外観写真

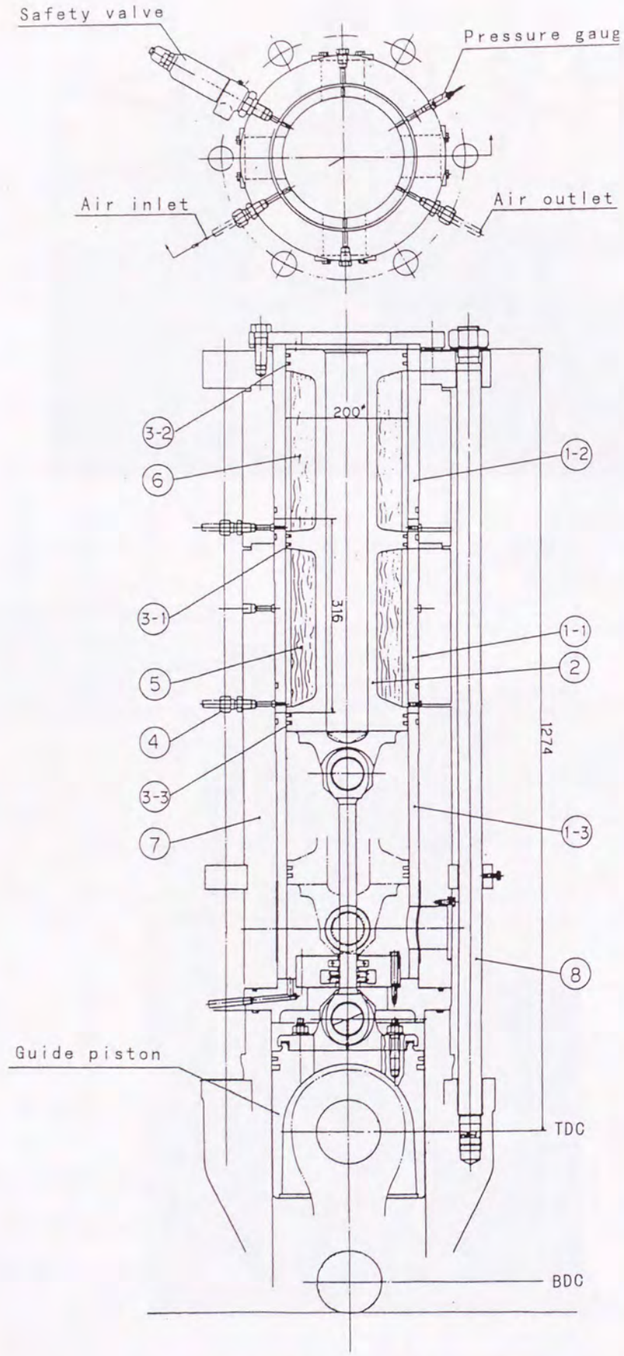


図３．３(b)　計測部組立図

（６）に供給され、ピストンの下方スペース（５）に充填された燃焼ガス相当の空気圧より高くすることにより新シール機構を形成する。この下部スペースには、摩耗促進と燃焼ガスに含まれる硬質粒子を模擬するため、ダストを混入した空気を供給する。

シール部を上方スペースとした理由は次の通りである。即ち、シール部を下方に設けた場合には、シール空気によりダストがリングとライナの間を通って侵入するのを妨げられ、排出されずに累積しながらリングの上面に堆積する。この累積した多量のダストがリングの摺動面やランド部に入り込み、リングの摩耗が増大する。そこで、ダスト部に供給されたダストを排出口より常時排出できるようにするため、シール部を上部にダスト部を下部に設けることにした。

ライナは３つに分割されており、個々のライナは各ピストンに装着されているリングに対応して摺動距離が制限されており、各々独立して摩耗量を計測できる構造となっている。計測部の主要目を表３．１に示す。

表３．１　模型試験装置計測部主要目

シリンダ数	１
シリンダ直径　mm	２００
ストローク　mm	２５０
回転数　rpm	０～１２００
ピストンリング寸法（Ｂｘ Ｔ）mm	４．９５ｘ８

平均ピストン速度は模型駆動装置により無段階に変更することができる。また、シリンダ内相当空気圧及びシール空気圧はそれぞれ独立に圧力を変更することができ、潤滑油供給量、潤滑油粘度、シリンダ内相当空気に含まれるダスト濃度等の組合せを変更することにより、新シール機構の異物侵入防止に関する実験研究を行うことができる。

リングの主要寸法（Ｂ×Ｔ）は表３．１記載のものであるが、リング形状のシール能力に及ぼす影響についても調べるため、合口形状として通常のアングルタイプとガスタイトタイプを製作した（図３．９のピストンリング形状参照）。

(b) 駆動部

駆動部は図３．１に示すようにエンジンと同様な構造を有しており、計測部をクランク軸・連接棒を経て往復運動させる機能を有する。駆動部は案内ピストン上に設けられたピンジョイントを経て計測部の連結棒に係合されており、計測部に駆動部の側圧が加わるのを防止している。

本装置の駆動部は定格出力５５kwの直流電動機により駆動され、回転数は１２００rpm まで連続可変できる。

３．２．２　付属装置

模型試験装置には新シール機構及びシール技術に関する実験を行うため、高圧空気供給装置、ダスト発生装置、ミスト潤滑装置等の装置が付属している。以下に各装置の概要について述べる。又、図３．４にこれらの付属装置の外観写真を示す。



図３．４　付属装置外観写真

(a) 高圧空気供給装置

高圧空気の供給は立形往復動圧縮機を用いた。その主要目を表３．２に示す。高圧空気圧縮機からの吐出空気は空気冷却器で冷却された後、貯槽（５０L）に貯えられ減圧弁を経てダスト発生装置及びミスト潤滑装置を通り、模型試験装置に供給される。

表３．２　空気圧縮機主要目

型　　式	立形水冷式４段圧縮
吐　出　圧　力　MPa	２４．５
吐　出　容　量　Nm^3/min	２
電　動　機　出　力　kw	３７

(b) ダスト発生装置

ダスト発生装置は図３．５に示すように、流動床を形成する混入部とダスト供給部より構成される。混入部には小粒径のガラスビーズ（１５０μm）が装填されており、入口部に導入される高圧空気によってガラスビーズは流動床を形成する。ダスト供給部は攪拌器により容器内のダストを攪拌し、微速で回転するねじ式フィーダで高圧筒

に供給する機能を有している。混入部に供給されたダストは、流動床を通過する気流によって均一に高圧空気の中に混入される。本装置の主要目を表３．３に示す。

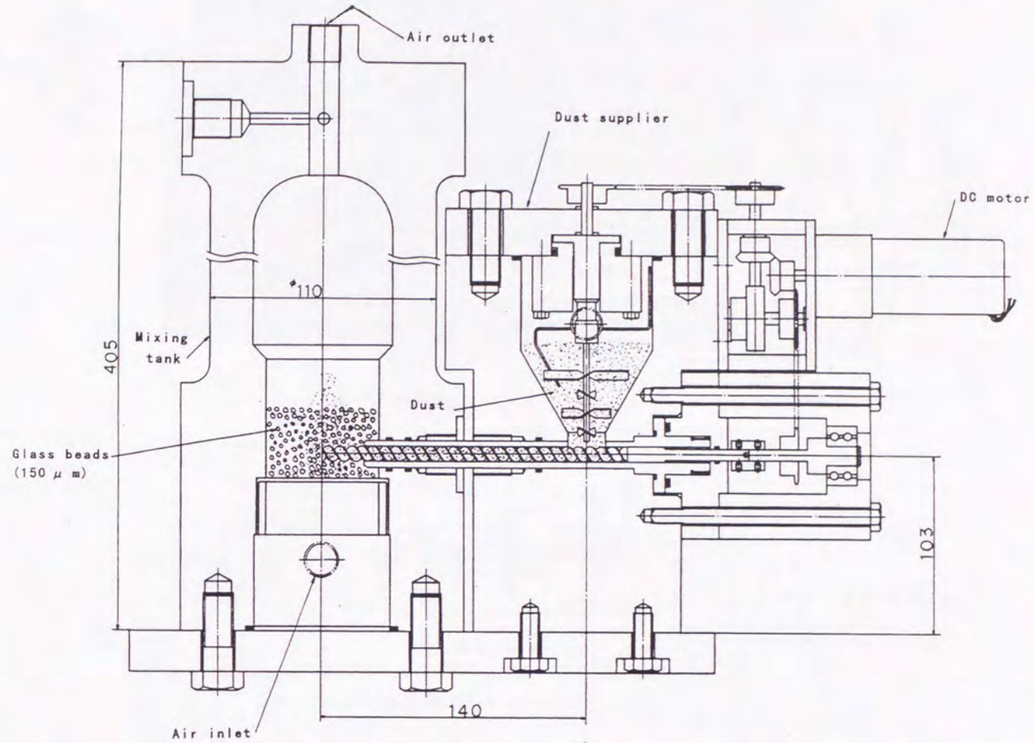


図３．５　ダスト発生装置

表３．３　ダスト発生装置主要目

使　用　ダ　ス　ト	JIS Z 8901 試験用ダスト２種
設　計　圧　力　MPa	２０．６
通　過　風　量　L/min	１０～２０
最大発生粒子濃度　g/m^3	１
最大粒子供給量　g/min	０．０２

(c) ミスト潤滑装置

図３．６に示すミスト潤滑装置は、潤滑油供給部の上流側と下流側の差圧によって供給された潤滑油を、ノズルを通過する気流によって霧化することにより、高圧空気の中に潤滑油を均一に含有させる装置である。潤滑油の油槽は２個備えられ、切換使

用が可能となっている。本装置の主要目を表３．４に示す。

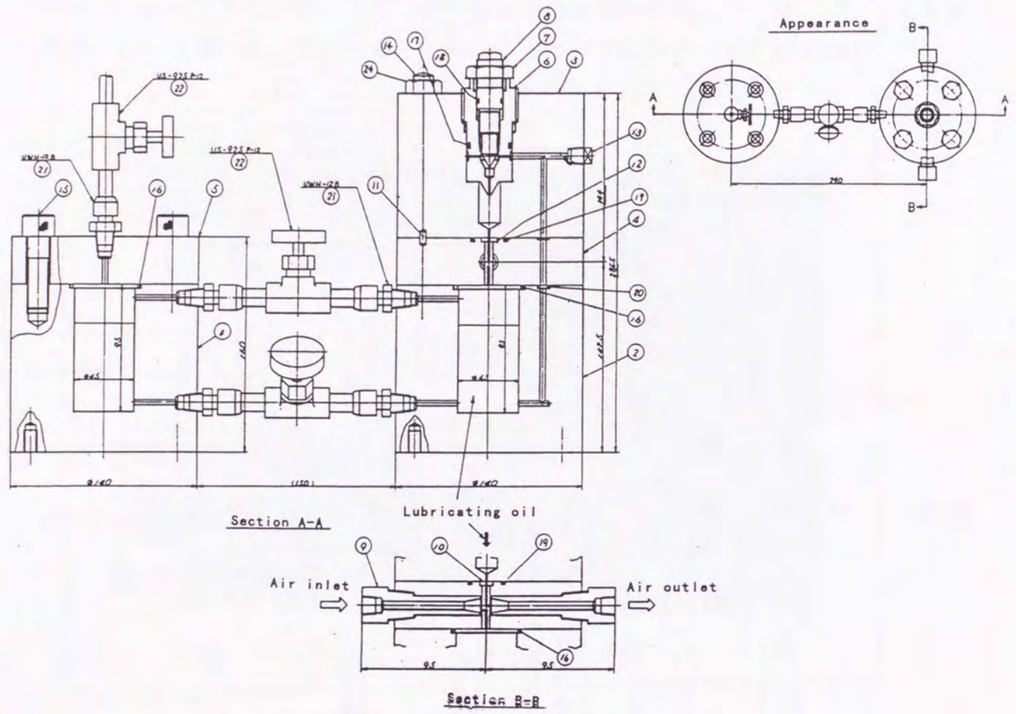


図３．６　ミスト潤滑装置

表３．４　ミスト潤滑装置主要目

設計圧力	MPa	２４．５
油槽	mL	１５０ｘ２
通過風量	Nm^3/min	１
吐出油量	g/H	０～３５
最大供給油量	mL/min	０．７３

３．３　摩耗実験

３．３．１　実験方法

本実験における主摩耗要因は硬質異物（ＪＩＳ２種標準ダスト）である。本実験では潤滑不良状態を避けるため、ライナ摺動面全体に潤滑油を供給する必要がある。そこで、ミスト潤滑装置以外に図３．７に示す定量ポンプによる強制注油も行った。前述の各付属装置を図３．８のように配置することにより実験装置を構成する。

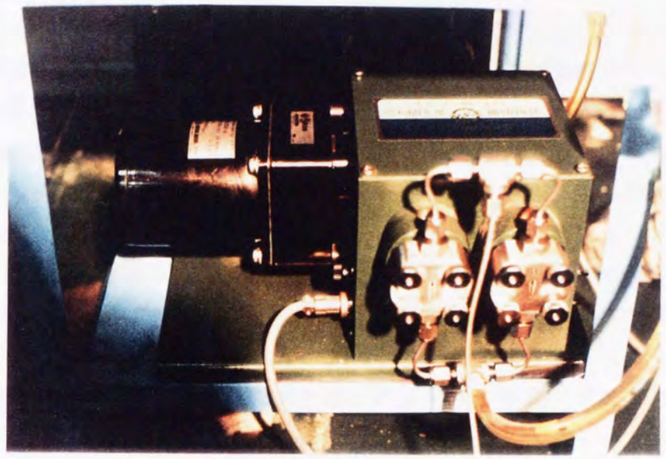


図３．７　潤滑油定量供給ポンプ

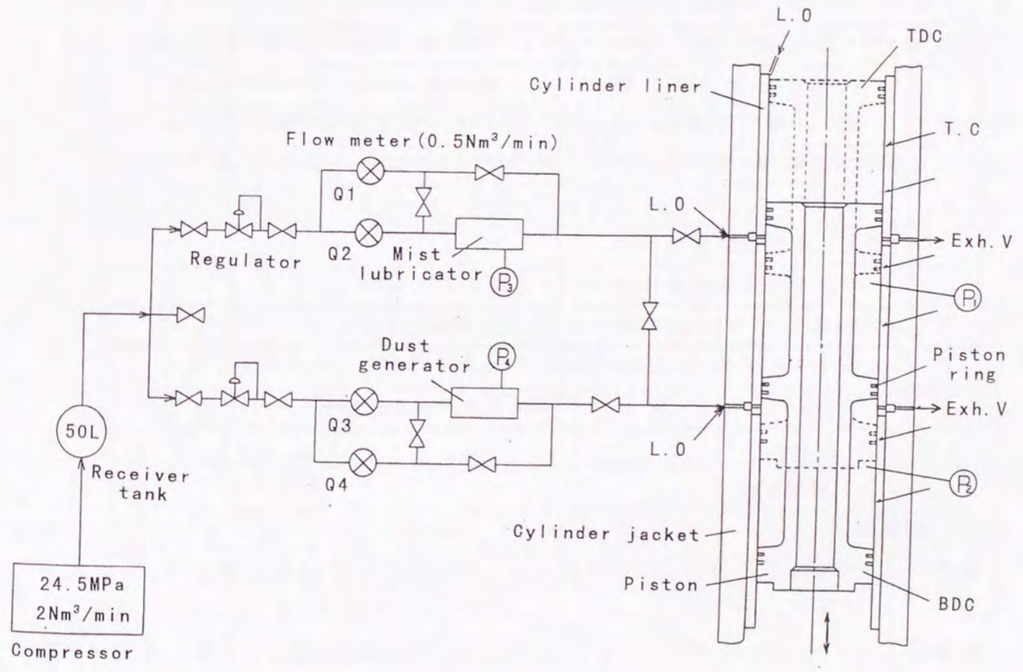


図３．８　模型試験装置及び付属機器系統図

本装置のピストンは3ヶのピストンクラウン相当部を有し、それぞれが行程距離（２５０mm）以上離れているため、各々に装着されたリングは3分割されたライナと一対一で対応して摺動する。図中、実線が下死点位置であり、破線が上死点位置である。

新シール機構の実験は次の様に行った。電動機により装置を所定の回転数まで上昇させた後、高圧空気圧縮機からの高圧空気を減圧弁で調圧し、流量計、ミスト潤滑装置を通りピストン上部のシール空気スペース（以下では「シール部」と称す）に供給する。次に、燃焼ガスを模擬するため、シール空気とは別の管路を通った高圧空気にダスト発生装置によりダストを混合し、ピストン下部のダスト混入空気スペース（以下では「ダスト部」と称す）に供給する。このように供給された空気は所定の流量、圧力になるよう排出弁で調整され、各スペースに設けた排出口より潤滑油と共に排出される。

リングは各ピストンクラウンに１本ずつ配し、中央部のリング（３－２）を「新シール型リング」、最下部のリング（３－３）を「従来型リング」と称し、各々の機構における第１リングを模擬している。最上部のリング（３－１）は「シールリング」である。本実験における計測項目とその計測方法を表３．５に示す。

表３．５　計測項目及び計測方法

	計測項目	計測方法	測定点数
1	回転数	光電式エンコーダ	1
2	空気流量	コリオリ式質量流量計	4
3	シール部圧力	歪ゲージ式圧力変換器	1
4	ダスト部圧力	〃	1
5	ミスト潤滑装置内圧力	〃	1
6	ダスト発生装置内圧力	〃	1
7	シリンダライナ温度	ＣＡ熱電対	6
8	シリンダ注油温度	〃	1
9	シリンダ注油量	オーバル流量計	1

３．３．２　実験条件

(a) 摩耗因子

燃焼ガスを模擬する空気には、摩耗因子として次のＪＩＳ ２種標準ダストを混入した。

試験用ＪＩＳ ２種標準ダスト（ＪＩＳ Ｚ ８９０１）の仕様

・使用材料：　けい砂

・粒径分布：　１μm ～２００μm

・中 位 径：　D_{P50}＝２７～３１μm

・混 入 量：　２０ mg/min（理論値）

(b) 荷重条件

リング荷重としてリングに加えるダスト部及びシール部空気圧力は、次の通り一定圧力とした。

・ダスト部空気圧力：　２．４５MPa

・シール部空気圧力：　４．９０MPa

従って、図３．８において従来型リングに加わる荷重（差圧）は２．４５MPa、新シール型リングに加わる荷重（差圧）も２．４５MPaとなり、各々の荷重条件は等しい。

(c) 摺動部材

実験に使用したリング形状を図３．９に示す。摺動面の形状は全てフラットである。No.３７５９はクロムメッキを、No.３７６０はモリブデン溶射を摺動面に施した。ライナは高りん鋳鉄で表面粗度はＲａ：２～４μm、ホーニング仕上げである。但し、Ｒａは中心線平均粗さである。

(d) 回転数

異物侵入は爆発行程にて生じると考えられることから、模型試験装置の回転数は爆発行程における油膜厚さが最大になる行程中央部付近の油膜条件を実機と同等にするため、流体潤滑状態の油膜厚さを支配するゾンマーフェルト数（μＵ／Ｗ）が実機と同一になるように決めた。

表３．６に実機条件と模型条件のゾンマーフェルト数を示す。

この様に実機と模型のゾンマーフェルト数を同等にするため、模型試験装置の回転数は２００rpmとした。

表３．６　実機と模型のゾンマーフェルト数

	実機条件（新シール機構）	模型条件
潤滑油の粘度 μ（kgfsec/cm²）	１．２２x１０$^{-7}$ （ＳＡＥ40、100℃）	２．３x１０$^{-7}$ （ＳＡＥ30、70℃）
平均ピストン速度 Ｃｍ（cm/sec）	１０００	１６６ （回転数：200 rpm）
リング荷重 Ｗ（kgf/cm）	２０ （Ｗ＝0.7(78-20)/2）	６．２５ （Ｗ＝0.5(25)/2）
ゾンマーフェルト数 μＣｍ／Ｗ	６．１x１０$^{-6}$	６．１x１０$^{-6}$

但し、　$W=B|P_0-P_1|/2$

Ｂ：ピストンリングの幅（cm）

P_0：シリンダ内最高圧力（kgf/cm²）

P_1：第１－第２リング間圧力（kgf/cm²）

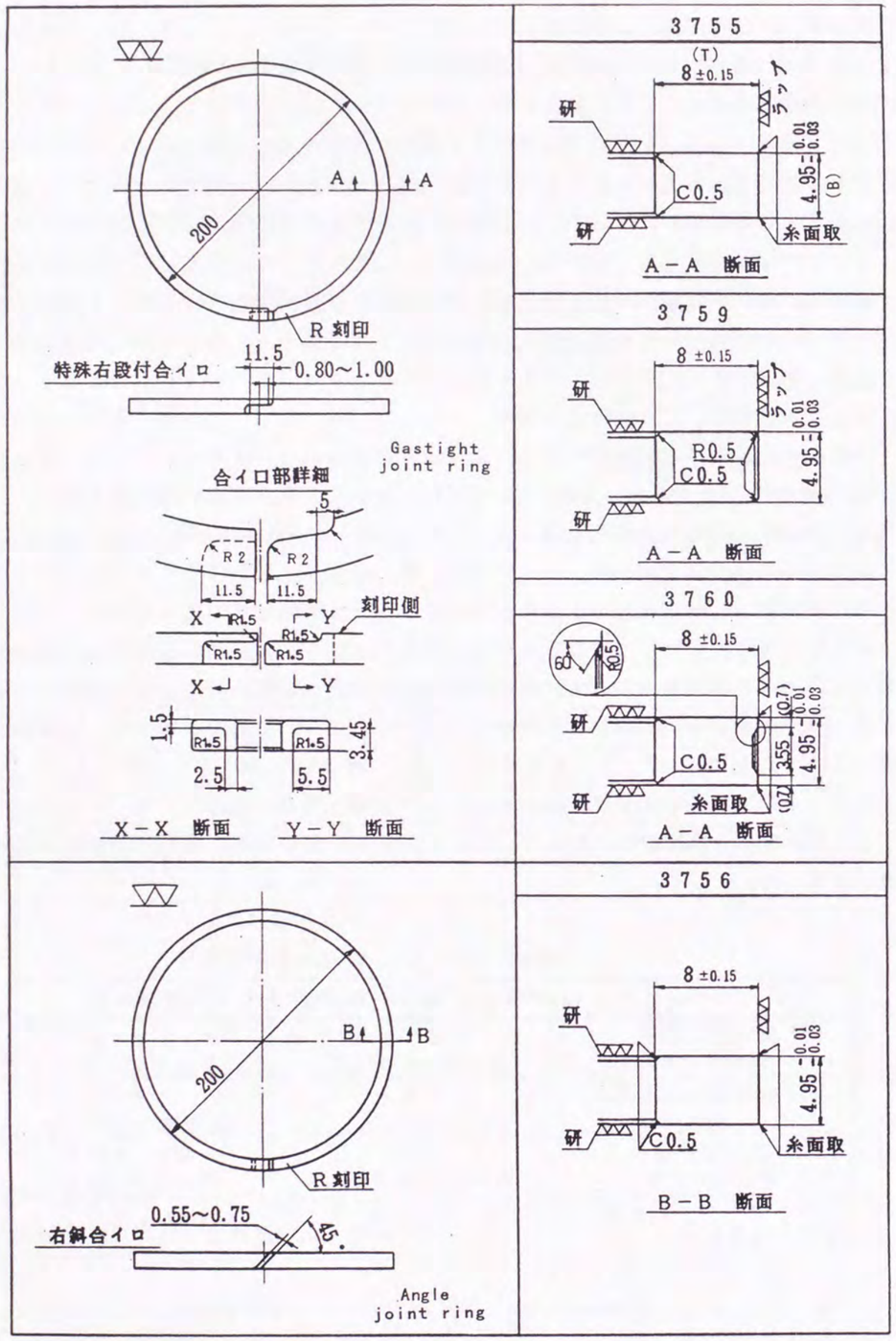


図３．９　ピストンリング形状

(e) 潤滑油供給量

ミスト潤滑装置により供給される潤滑油量は０．７mL/min であり、定量ポンプにより強制注油している潤滑油量は１３mL/min である。これらの油は排出口あるいはリング合口部等を通って排気と共に外部へ排出される。

(f) 空気流量

シール部へ供給される空気流量はＱ１；５５０NL/min、Ｑ２；４００NL/min、ダスト部へ供給される流量はＱ３；４００NL/min、Ｑ４；０NL/min、となるように排出弁を調整した。

３．３．３ 実験結果

摩耗実験は５時間の摺合せ運転を行った後、ピストンを開放しリングの重量を計測した。再びこれを組み込み１０時間運転した後、再度重量を計測し、これらの重量差をリングの摩耗量とした。又、リング・ライナの表面状態はスンプ法により採取した。スンプ（ＳＵＭＰ）法とは鈴木式ユニバーサルミクロプリント法の略称で、材料表面の凹凸をセルロイド板に転写するレプリカ法の１つである[1]。

なお、重量計測に使用した２００g用精密天秤の精度は±２mg である。

(a) 予備実験

ダストをほとんど混入しない場合のリング摩耗量を調べるため、図３．９に示すNo.３７５６リングを使用しダストをほとんど混入せずに５時間運転した後、リングの重量を計測した。

表３．７に計測結果を示す。この時の厚さ変化量とは、リング摺動面が全面均一に摩耗すると考えて算出した値である。精密天秤の計測精度から判断すると、両者の差は極めて小さく、１０００時間当りの厚さ変化量も現在稼働している舶用機関の水準であることがわかる。このことからダストを混入しない場合にはほとんど摩耗しない。

表３．７　ピストンリングの摩耗量（予備実験）

	新シール型リング	従来型リング
重量変化量　mg	３．０（0.6 mg/H）	２．０（0.4 mg/H）
厚さ変化量　μm	０．１３０	０．０８７
摩耗率　mm/1000H	０．０２６	０．０１７

(b) 摩耗実験

次にダストを混入して摩耗実験を行なった。リングは全てガスタイトリングであり、合口部を通るガスの流れは極めて少ない。ダストは２０mg/min 供給され、排気及び排油と共に排出されるが、時間が経つに従って累積するため、摺動面の潤滑油中のダスト濃度は徐々に増大する。従って、各実験条件においてダスト濃度に差が生じたり、

リングの材質や表面処理の違いにより摩耗量は異なる。

一般にアブレシブ摩耗ではダスト濃度に比例して摩耗量も増加する[(2)]ことから、本実験においてもダスト濃度が大きい場合には、従来型リングの摩耗量（W_O）も大きくなるが、同時に新シール型リングの摩耗量（W_N）も大きくなる。

そこで、実験データは従来型リング摩耗量（W_O）を基準にとり、新シール型リング摩耗量（W_N）との比R_Nで整理することとする。

即ち、

$$R_N = \frac{\text{新シール型リング摩耗量}\ (W_N)}{\text{従来型リング摩耗量}\ (W_O)}$$

このR_Nは従来機構に対する新シール機構によるリングの摩耗低減効果を表しており、R_Nの値が小さい程、低減効果の大きいことを表している。

表３．８に摺り合わせ運転（５時間）後、及びその後の摩耗実験（１０時間）における鋳鉄（No.１）、クロムメッキ（No.２）、モリブデン溶射（No.３）を行った各リングの実験結果を示す。但し、表中の摩耗量は１時間当りの摩耗量に換算した。

またNo.４は、ダスト部のみに２．４５MPaのダストを含む空気を通し、シール部には高圧空気を通さず、シール部の圧力が０．１MPaになるように空気圧力を調整して摩耗実験を行った結果である。この結果からもわかるように、シール部に高圧空気を通さない場合には、ダストはリングを通ってシール部へ侵入したため中央部のリングに過大な摩耗が生じた。また、供給されたダストが潤滑油と共に重力で降下することにより、最下部の従来型リングの摩耗量が多くなると懸念されたが、実験の結果は中央部のリングの摩耗量が最も多く、ダストの降下による最下部リングの摩耗量への影響は小さいことが分かった。この場合のR_Nの値は１．４４と１を越えている。

表３．８　ピストンリング摩耗量（摩耗実験）

リング No.		運転時間	W_O	W_N	W_S	R_N
		H	mg/H	mg/H	mg/H	−
1	３７５５（鋳鉄）	５	１２４	９８．６	７．２	０．８０
		１０	３００	１４３	８．７	０．４８
2	３７５９（Cr メッキ）	５	２０．０	１２．４	２．０	０．６２
		１０	２１．８	１２．５	０．２	０．５７
3	３７６０（Mo 溶射）	５	９３．２	６５．４	１．０	０．７０
		１０	３７１	１０８	６．３	０．２９
4	３７５５（従来機構）	１０	２３１	３３２	２．０(*)	１．４４

（＊）：シールリングに加わる空気圧は０．１MPaである

この様に、シール部に高圧空気を供給しない場合ではR_Nが１を超えているのに対し、シール部に高圧空気を供給することによりR_Nは０．８～０．３となることから、高圧空気が有効に働くことがわかった。

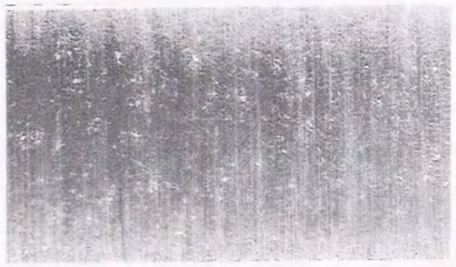
また、摩耗実験（１０時間）におけるR_Nの値より、新シール型リングは従来型リングに比べ摩耗量は１／２～１／３に減少することがわかった。またいずれの場合もシールリングの摩耗量（W_S）は非常に小さいことから、新シール型リングがダストの侵入を防止していることがわかる。

このR_Nの値はリングの種類がかわっても大きくかわらないが、摩耗量の絶対値はリングの材質によって異なり、硬質材料の方が少ない。但し、モリブデン溶射リングは摺動面が硬質であるにもかかわらず、本実験では摩耗量が多い。これはダストにより溶射皮膜が剥離したため摩耗量が多くなったものと考えられる。

図３．１０にNo.３７５５（鋳鉄）リング、図３．１１にNo.３７５９（Ｃｒメッキ）リング、図３．１２にNo.３７６０（Ｍｏ溶射）リングの実験後のリング表面写真を示す。各図の上からシールリング、新シール型リング、従来型リングで、倍率は１０倍である。また、図　３．１３は鋳鉄及びクロムメッキを施した新シール型リングと従来型リングの摺動面を走査電子顕微鏡（倍率１００倍）により観察したものである。

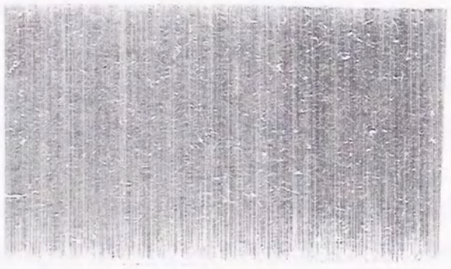
各図より、リング表面にはダストによる縦傷が無数にあるが、従来型リングに比べ新シール型リングの傷は浅く巾も狭いことがわかる。また、新シール型リングはダスト空気側（写真では下側）に傷が多数見られ、途中で消滅しているものもあるが、従来型リングでは上下に見られる。これは新シール型リングの下降行程では傷がつくが上昇行程では傷がつきにくいこと、及び空気圧によりダストがリングとライナの間を通るのを防止していることを意味している。さらに図３．１３から、従来型リングでは２０～３０μm以上の大きな粒子が通ったことが分かる。

これらの結果から、シール部圧力をダスト部圧力より高くすることにより、新シール型リングを通過するダストの侵入を防止していることがわかる。



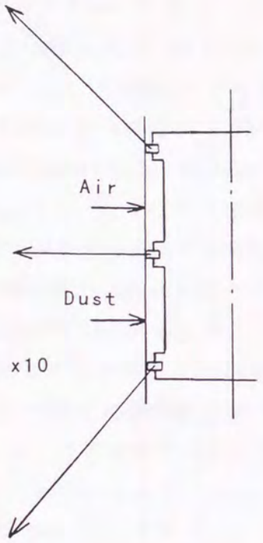
x10

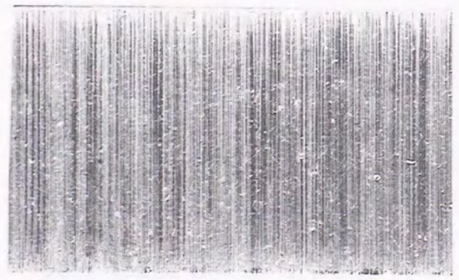
Seal ring



x10

New method type ring





x10

Conventional type ring

図３．１０　ピストンリング摺動面スンプ写真
（№３７５５，鋳鉄）



x10

Seal ring



x10

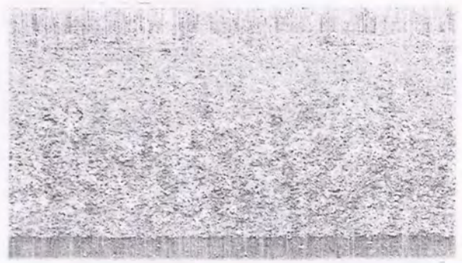
New method type ring



x10

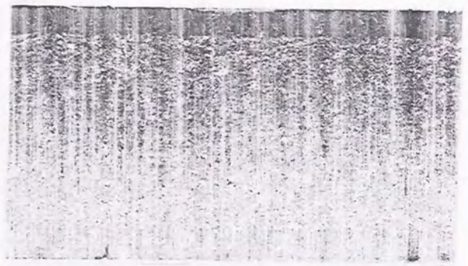
Conventional type ring

図３．１１　ピストンリング摺動面スンプ写真
（№３７５９，Ｃｒメッキ）



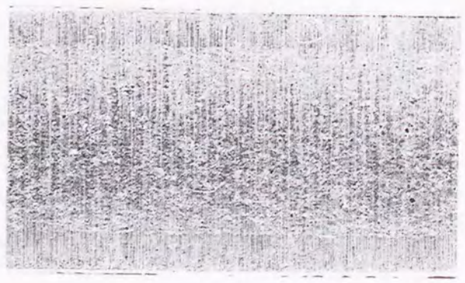
x10

Seal ring



x10

New method type ring



x10

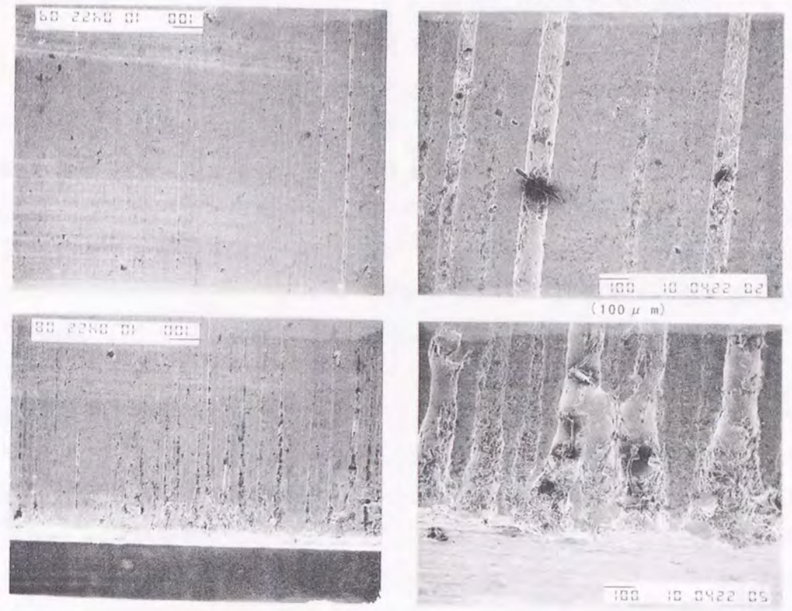
Conventional type ring

図３．１２　ピストンリング摺動面スンプ写真
（№３７６０，Ｍｏ溶射）

Cast iron ring

New method type ring

Conventional type ring



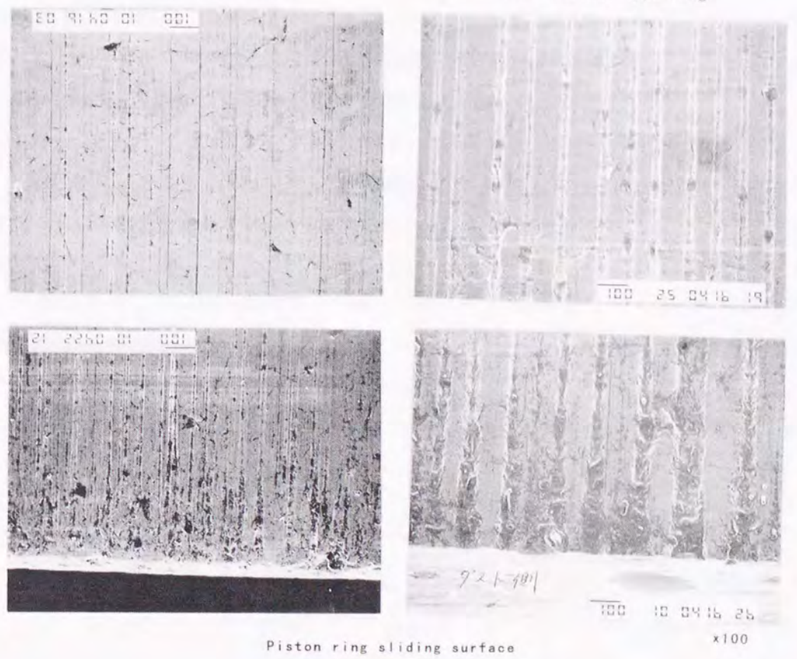
(100 μ m)

x100

Chromium plating ring

New method type ring

Conventional type ring



Piston ring sliding surface

x100

図３．１３　ピストンリング摺動面の拡大写真

３．４　まとめ

新シール機構の効果として、ガスブローバイに伴うリング・ライナ間への燃焼生成物の侵入防止がある。この効果を実験的に調べるため実機の１／２モデルの模型試験装置を製作し、燃焼ガスを模擬するために、ダスト発生装置によりダスト混入した空気を摩耗因子として使用して摩耗実験を行った。実験はリングの荷重に相当するリング差圧を新シール機構と従来機構で同一とし、シリンダ内相当部の圧力より第１－第２リング間相当部の圧力を高くすることにより、リング摺動部への異物侵入による摩耗を防止できるかどうかについて調べた。

実験結果より、以下のことが明らかになった。

1)　リング摺動面の表面観察の結果から、第１－第２リング間相当部にシリンダ内相当ガス圧より高い空気圧を供給することにより、２０～３０μm以上の大きな硬質異物がリング摺動面に侵入するのを防止できる。

2)　従来機構としてリング背圧にシリンダ内相当ガス圧を加えた場合と、新シール機構としてリング背圧にシリンダ内より高い空気圧を加えた場合について、各々リング差圧を同一にしてリングの摩耗量を計測した。実験結果より、新シール機構のリングは従来機構に比べ摩耗量が１／２～１／３に減少する。

3)　本実験における摩耗量の絶対値はリング材質、表面処理等の実験条件によって異なるが、硬質材料の方が摩耗量は少ない。但し、モリブデン溶射リングはダストにより溶射皮膜が剥離したため摩耗量が多い。

参　考　文　献（第３章）

(1)　日刊工業新聞社；金属熱処理技術便覧、P.745

(2)　H.Czichos；TRIBOLOGY、Elsevier(Amsterdam)、1978

第４章　模型試験装置による新シール機構の実験

４．１　まえがき

第２章で述べた通り、シミュレーション結果より上死点前後の４０℃Ａの間に、シリンダ内最高圧力相当の空気圧を第１－第２リング間容積部（以下では「リング間」と称す）に充填することが計算上は可能であることがわかった。然るに、新シール機構を実機に適用するには、ピストンが圧縮行程の上死点付近に位置する極短時間の間に、リング間に高圧空気を充填できなければならない。さらに、空気充填を行う場合には、機関の負荷によってシリンダ内最高圧力や回転数が異なるため、負荷に応じた最適の空気充填を行う必要がある。

そこで本章では、実機に新シール機構を適用する際に必要な設計データを得るため、第３章で製作した模型試験装置を一部改造し、この装置による空気充填実験を行うことにより、新シール機構の空気供給システムに関する次の特性について調べた。

１）リングの漏れ面積が充填特性に及ぼす影響

高圧空気をリング間に充填する際に、リングからの空気の漏れ（例えば合口部、リング溝とリングとの接触面、リング摺動面等を通る空気の流れ）が充填性能に及ぼす影響について調べる。

２）空気充填期間と充填圧力の関係

部分負荷におけるシリンダ内最高圧力は定格時より低い。従って、リング間への充填圧力を部分負荷のシリンダ内最高圧力に合わせて供給することにより、コンプレッサ動力や第１リング面圧を低減できる。そこで、空気供給弁の開弁期間と充填圧力の関係について調べる。

３）空気供給弁の作動特性

空気供給弁の作動のバラツキが充填特性に及ぼす影響や弁の再現性について調べる。これらはできる限り小さい方が優れているが、逆にどの程度までなら許容できるかについて明らかにする。

４）機関回転数と充填特性の関係

空気供給弁の充填特性が機関回転数に係わらず許容範囲内であることを確認する。

４．２　新シール機構実験装置

４．２．１　実験装置概要

実験装置は第３章で述べた模型試験装置の計測部のみを、新シール機構の実験を行えるように改造したものである。図４．１に本装置の改造部分の組立断面図を示す。シリンダライナ及びシリンダジャケットには、ピストン上死点位置付近に空気供給孔および空気供給弁取付座を４ヶ所設け、各々に空気供給弁を取り付けた。改造部分の

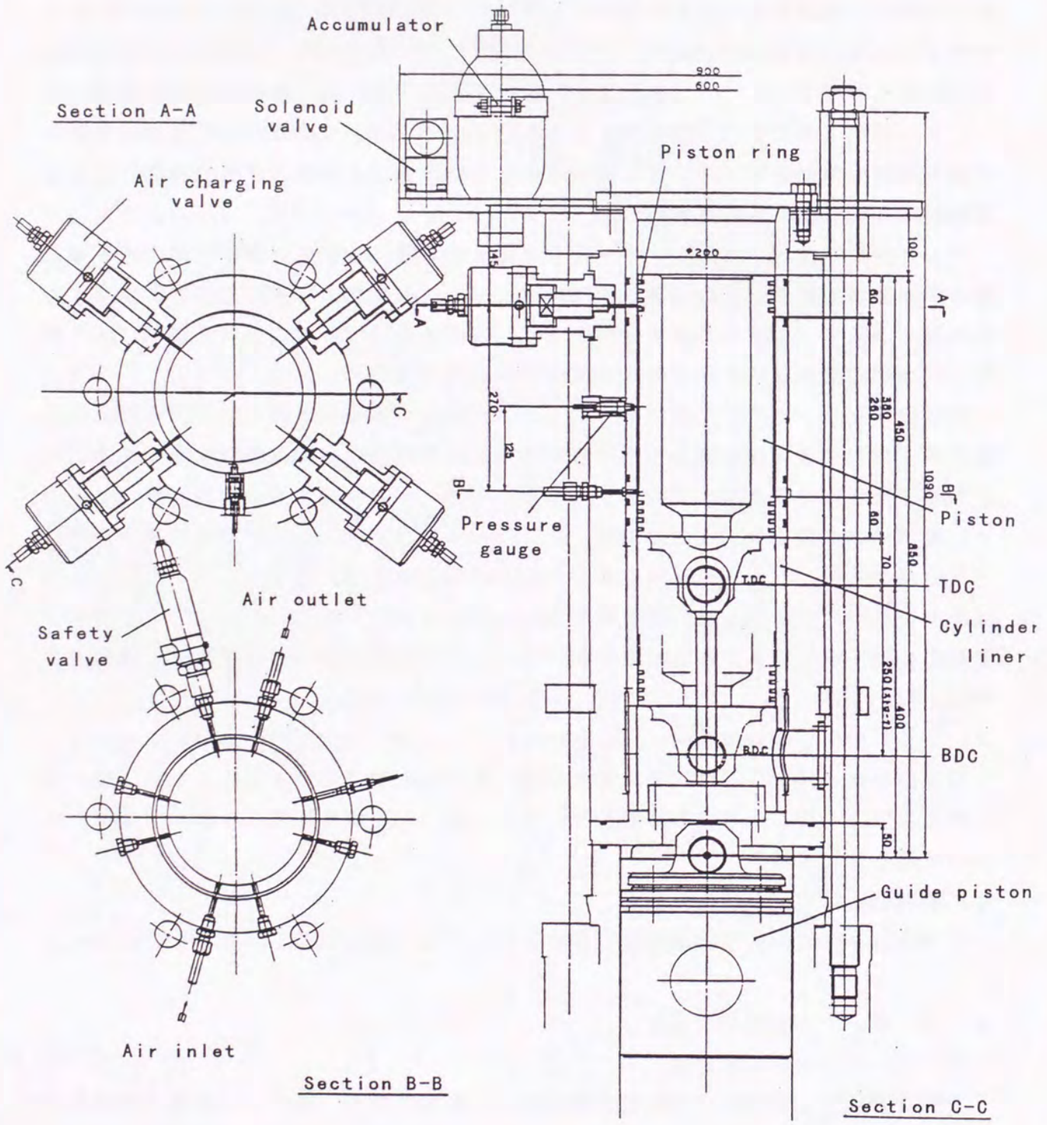


図４．１　実験装置改造部分の組立断面図

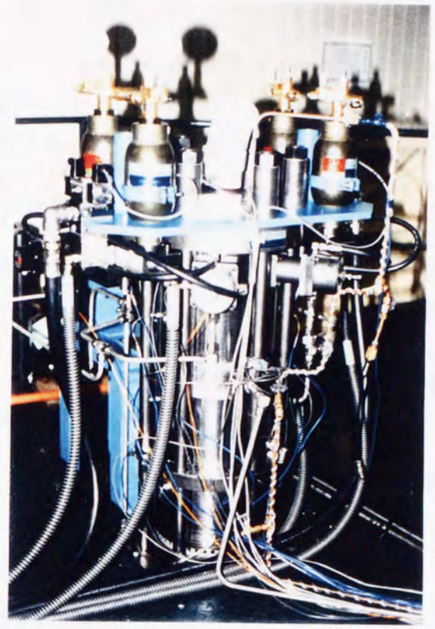


図４．２　改造部分の外観写真

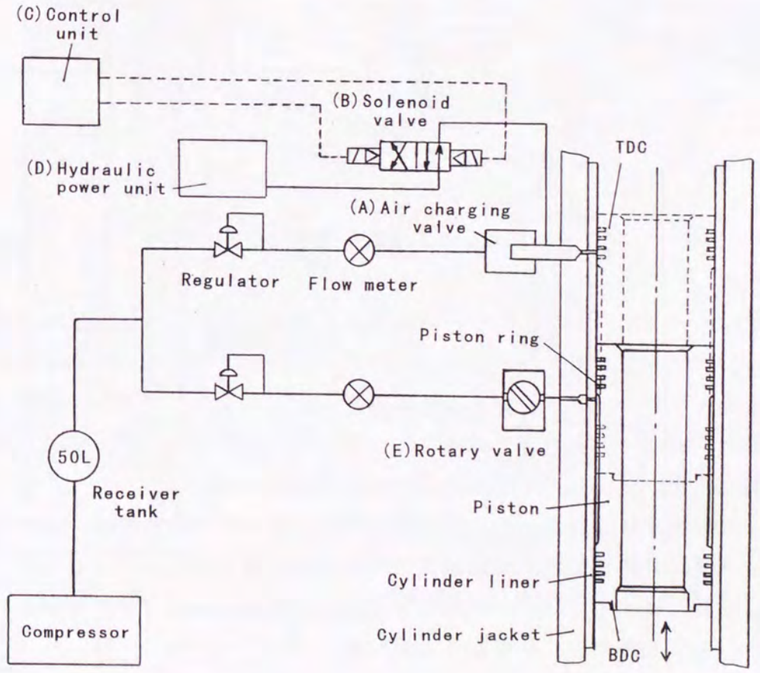


図４．３　実験装置系統図

外観写真を図４．２に示す。

図４．３に実験装置の系統図を示す。本装置の空気供給システムは実機の 1/2 スケールであり、実機とほぼ同一の機能を有している。従って、このシステムの特性を把握することにより、新シール機構を実機へ適用する際の設計資料を得ることができる。

実験に用いたピストンリングは４本で、第３章の図３．１０に示す No.３７５５ガスタイトリングを用いた。但し、第２リング以下には図４．４に示すスリットを設け、リング間に充填された空気の漏れ量を調整する。１スリットの漏れ面積は１ mm^2 であり、この数で空気充填中の漏れ量を変更する。

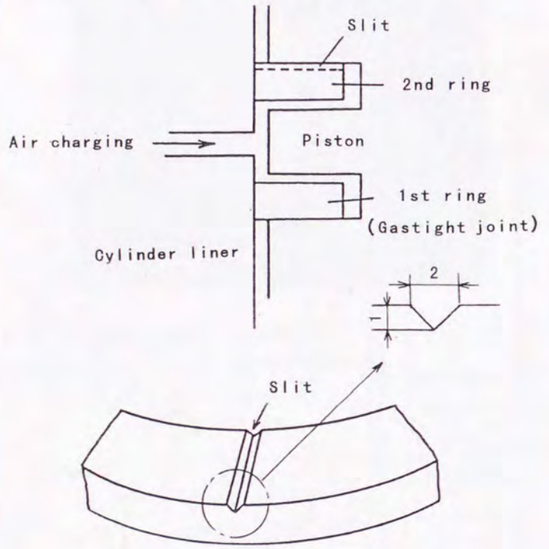


図４．４　スリットを設けたピストンリング

実験方法は次の通りである。即ち、高圧空気圧縮機からの空気は２系統に分けられ、一方はシリンダ内相当空気として回転弁（E）から燃焼室相当部（ダスト部）へ供給され、もう一方はシール空気として空気供給弁（A）からリング間へ供給される。この回転弁はステッピングモータで駆動され、エンコーダからのパルス信号により４サイクル機関と同様、２回転に１回の周期で変動圧を発生させる。

一方、空気供給弁はピストンの上死点前に開き上死点後に閉じるが、この開閉は油圧ユニット（D）の油圧を油圧切換装置（B）で切り換えることにより行う。油圧切換装置の切り換えるタイミングを制御する装置が作動指令装置（C）である。これらの機器の内、主要なものについて以下で述べる。

４．２．２　空気供給システム

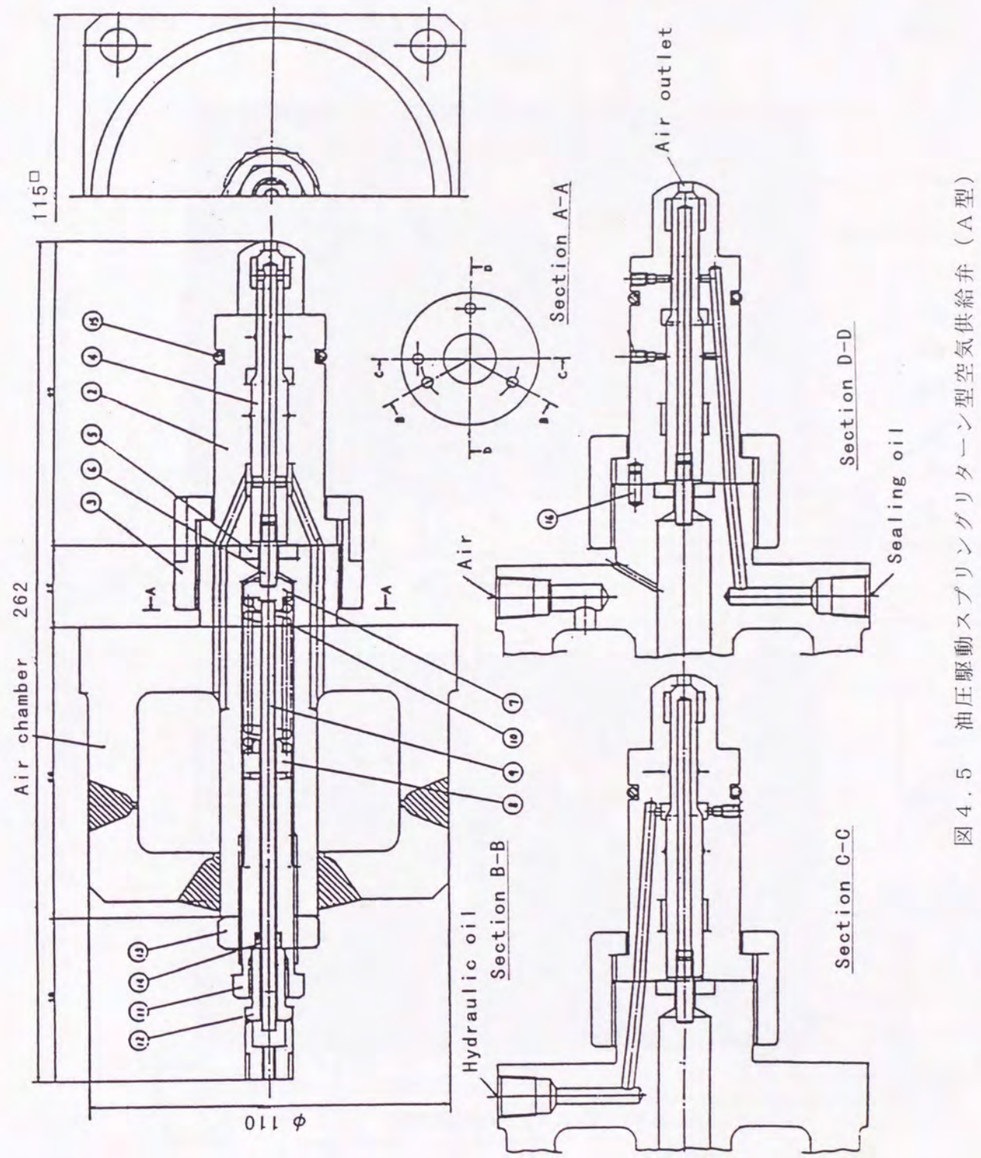


図４．５　油圧駆動スプリングリターン型空気供給弁（A型）

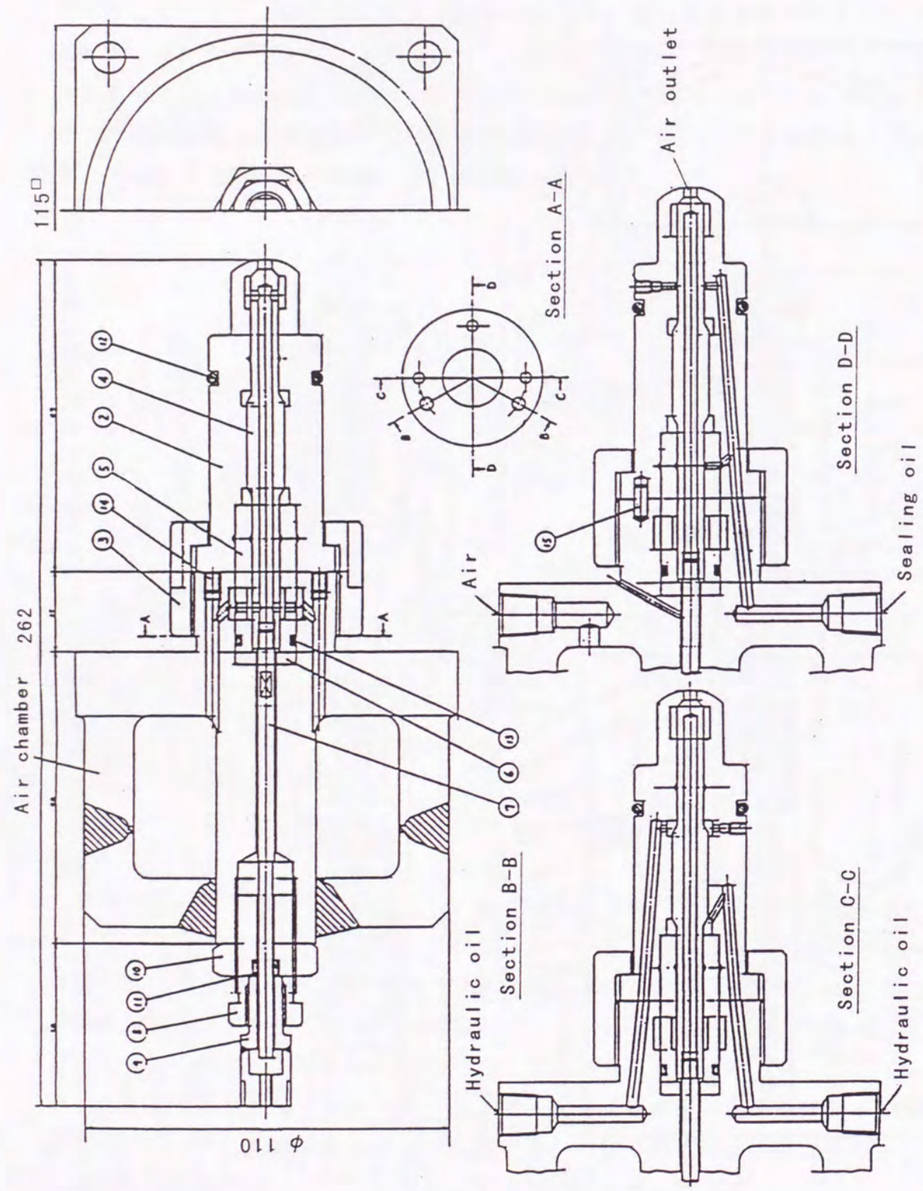


図４．６　油圧駆動油圧リターン型空気供給弁（Ｂ型）

本システムはリング間にシール空気を短時間で充填するものであり、空気源としての高圧空気圧縮機と、その空気をリング間に供給する空気供給弁から構成されている。図４．５に油圧駆動スプリングリターン型空気供給弁（Ａ型と称す）、図４．６に油圧駆動油圧リターン型空気供給弁（Ｂ型と称す）の組立図を示す。また、図４．７にＡ型の、図４．８にＢ型の外観写真を示す。

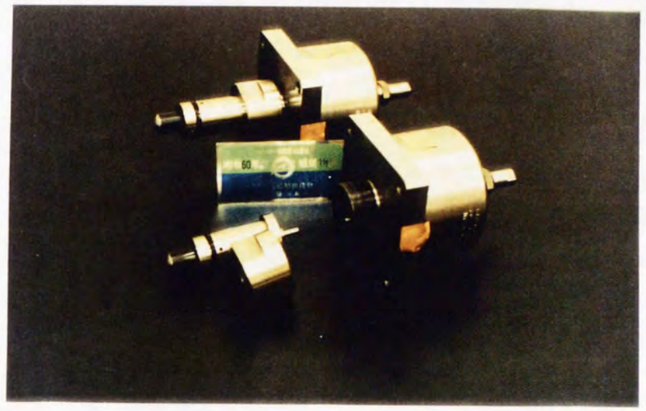


図４．７　空気供給弁（Ａ型）外観写真

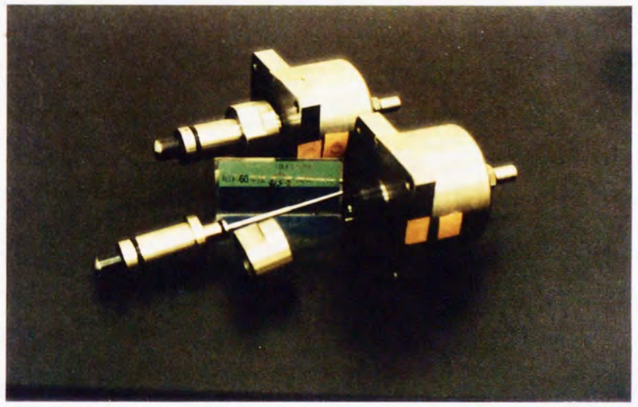


図４．８　空気供給弁（Ｂ型）外観写真

空気供給弁は空気槽を弁本体に有しており、その容積は２１６mL である。この容積はリング間容積の約２０倍であり、リング間への空気充填後も槽内の圧力降下を充填圧力の５％以下にできる。空気出口径は４mm である（但し、シリンダライナに設

けた孔径は試験機関との縮尺を考慮し３mmと定めた）。

空気槽の高圧空気は弁棒の内部を通り先端へ導かれる。この構造は、空気供給弁を実機のシリンダライナに装着する際に弁先端を極力小さくし、ライナへの装着穴径をできる限り小さくするために採用した。また、高圧空気が作動油へ混入するのを防止するため、その境界部に空気圧より高いシール油圧を加えた。

弁棒のストロークは１mm（開孔面積と同一の通路面積となるのに必要なストローク）で、その変位は変位計測棒の動きを非接触変位計で測定する。

４．２．３　油圧作動システム

本システムは空気供給弁を開閉するため、油圧供給とその切換えを行うものである。このシステム図を図４．９に示す。本図は空気供給弁Ｂ型に使用する場合を示しているが、Ａ型の場合はＣＬＯＳＥ側を閉にする。本システムは油圧源としての油圧ユニット、油圧切換装置およびアクチュエータとしての空気供給弁より構成されている。

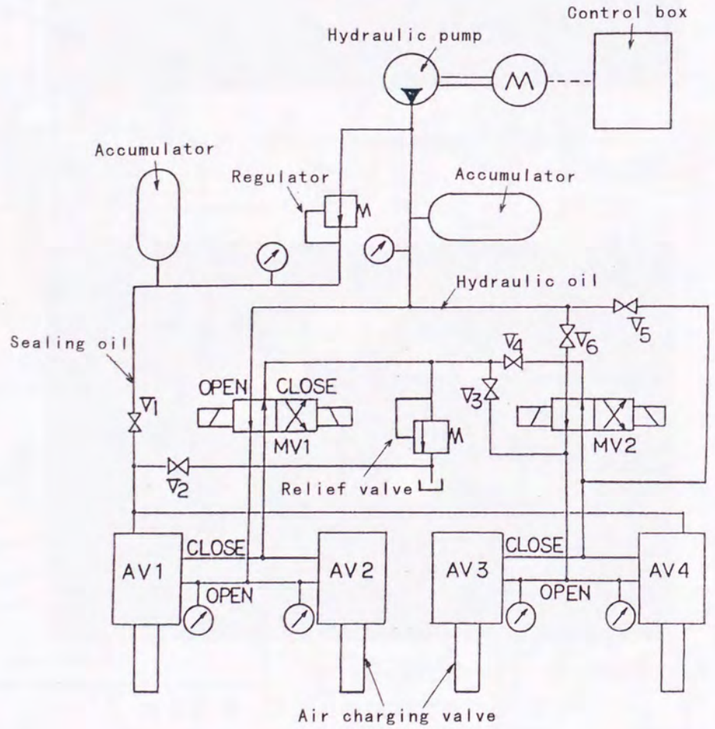


図４．９　油圧作動システム図

(a) 油圧ユニット

表４．１に油圧ユニット（油圧ポンプ）の主な仕様を示す。図４．１０にその外観写真を示す。

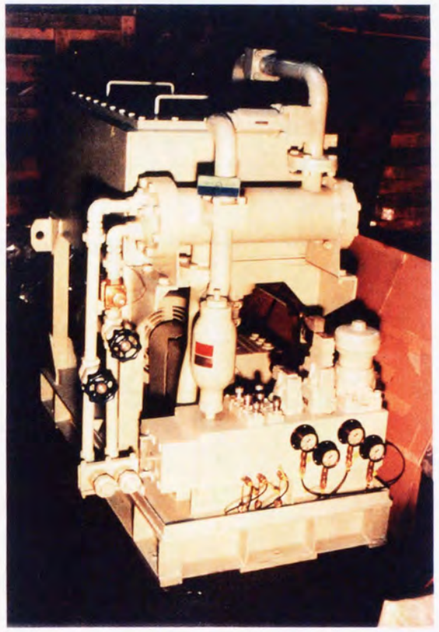


図４．１０　油圧ユニット外観写真

表４．１　油圧ユニットの主要目

作動油		ＩＳＯ ＶＧ６８
最高圧力	MPa	３０．９
常用圧力	MPa	２７．４
最大流量	L/min	２０
電動機	kW	１５

(b) 油圧切換装置

本装置は電磁弁及びその駆動アンプより構成されており、作動指令装置からの制御信号により油圧を切換える。本装置では１台の電磁弁で２台の空気供給弁を制御する。この電磁弁は２位置４方向切換弁で表４．２にその性能を、図４．１１に電磁弁の外形図を示す。

表４．２　電磁弁主要目及び性能

作動方法		手動又はフォトカップラ入力
切換時間	msec	≦２±0.03
最高圧力	MPa	４９
常用圧力	MPa	２７．４
最大流量	L/min	２０

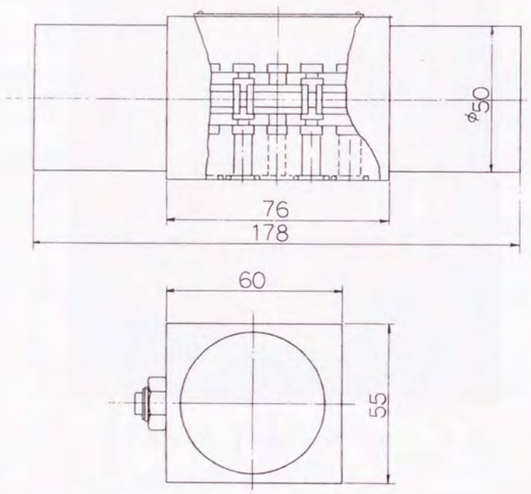


図４．１１　電磁弁外形図

４．２．４　作動指令システム

本システムは油圧作動システムの油圧切換装置の開閉を制御するものであり、エンコーダと作動指令装置より構成される。この中で作動指令装置が中心となるため、以下ではこの装置について述べる。

(a) 機　能

本装置は機関回転数の範囲において、指定されたクランク角度で空気供給弁を開閉するための指令信号を、油圧切換装置へ送る機能を有する。さらに、この指定のクランク角度は回転数が変化しても常に変わらず、同じタイミングで空気供給弁を作動させる必要がある。換言すれば、本装置は“電子カム”の役割を果たす。

図４．１２に本装置への入出力信号の関係を示す。図では上死点前τ_A℃Ａに空気供給弁を開け、この後ΔＴ℃Ａ後に空気供給弁を閉じる。この時に電磁弁の作動遅れ、油圧の遅れ等の系の遅れを見込み、τ_O、τ_Cを設定する。これらの

値は回転数、負荷にかかわらず一定である。

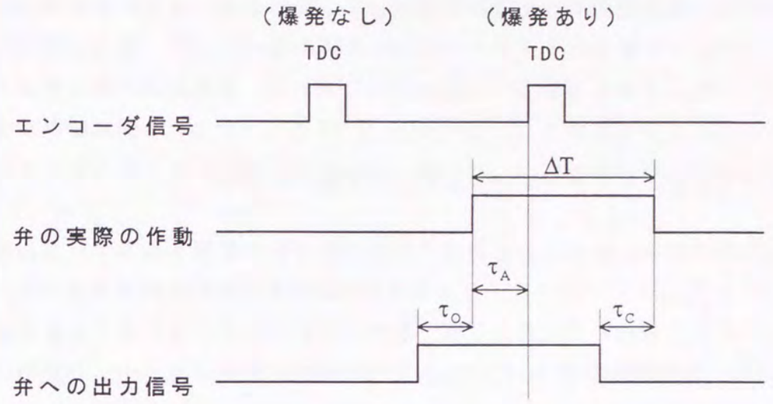


図４．１２　作動司令装置への入出力信号

本装置は４サイクル機関を想定しているため、これらのデータの読み込みと計算を２回転（７２０℃Ａ）毎に行う。

(b) 入力部

① エンコーダ信号

エンコーダの信号がピストンの上死点位置で出力される様に設置する。従って１回転に１パルス出力され、このパルス間の時間計測により回転数（Ｎ）を求める。

② 空気供給弁の針弁変位

弁の作動タイミングを監視するため、空気供給弁の針弁変位を非接触変位計で測り、弁の開閉時期や変位量の最大値を表示する。

③ シリンダ内（あるいは燃焼室相当部）圧力

シリンダ内圧力（模型装置では燃焼室相当部であるダスト部の圧力）を計測し、爆発行程か否かの判定（４サイクル機関仕様で計画のため）および後述する開弁期間の変動値を算定する際に使用する。

以上は外部からの信号を本装置へ入力するものであるが、以下の入力値は本装置の演算等に必要な数値であり、ディジスイッチで入力する。ディジスイッチの設定値は４桁とし、以下の数値はその最大値を示す。

④ 空気供給弁開弁時期

τ_A ：９９.９９ ℃Ａ

空気供給弁が実際に開くタイミングを設定するものであり、τ_Aは上死点前の角度

を示す。

⑤ 空気供給弁開弁期間

ΔＴ：９９.９９ ℃Ａ

空気供給弁の開弁期間を設定するものであり、上死点後（ΔＴ－τ_A）℃Ａに弁が閉じる。このΔＴはディジスイッチで設定した値を用いる場合（固定と称す）とシリンダ内圧力に応じて変える場合（変動と称す）がある。変動の場合には次式で求めたΔＴを用いる。

$$\Delta T\text{（変動）} = \Delta T\text{（ディジスイッチの値）} \times \frac{P_{CYL}}{P_{MAX}}$$

これは負荷（あるいはシリンダ内圧力）に応じて開弁期間を設定するために行なうものであり、P_{MAX}は⑦で述べる１００％負荷におけるシリンダ内最高圧力としてディジスイッチで設定され、P_{CYL}は③で述べたシリンダ内圧力の計測値である。

⑥ 油圧系（油圧切換装置等を含む）の作動遅れ

τ_o ：９９.９９ msec

τ_c ：９９.９９ msec

油圧切換装置及び油圧管路系における油圧の伝達遅れは、油圧を一定に設定することにより、管路が定まると負荷や回転数にかかわらず一定であると考えられる。空気供給弁を指定したタイミングで開閉するには、この遅れより前に油圧切換装置へ作動信号を送らねばならない。τ_oは開弁時の遅れ、τ_cは閉弁時の遅れである。

⑦ シリンダ内最高圧力（１００％負荷時）

P_{MAX} ：９９９.９ kgf/cm^2（９７．９９ MPa）

前述の⑤におけるP_{MAX}を設定するものである。変動の場合にこの値を変えることにより、開弁期間を負荷に応じた値にすることができる。

⑧ 爆発行程の判別

Ｐ ：９９.９９ kgf/cm^2（９．７９９ MPa）

本装置は４サイクル機関を対象として製作されている。従って空気供給弁は爆発行程で作動しなければならないため、エンコーダより入力されるＴＤＣ信号（Ｚ信号）が爆発行程か否かを判定する必要がある。そこでＺ信号を受けた時のシリンダ内圧力③の値がこの設定より大きいときは爆発行程と判定する。

(c) 出力部（表示部を含む）

① 油圧切換装置の制御信号

油圧切換装置駆動用アンプを制御するための開、閉信号をステップ信号で出力する。

② 空気供給弁の開閉時期、弁変位の表示

Ｘ：９９.９ ℃Ａ

Ｙ：９９.９ ℃Ａ

Ｈ：９.９９ mm

空気供給弁が指示通りのタイミングで作動しているか、あるいは弁棒が正規通り作動しているかを常時確認するため、弁の開閉時期と開弁時の弁変位を表示する。

前者（Ｘ）は上死点前を正、後者（Ｙ）は上死点後を正とする。弁リフト（Ｈ）は入力の最大値で表わす。

③ 回転数表示

Ｎ：９９９９.９ rpm

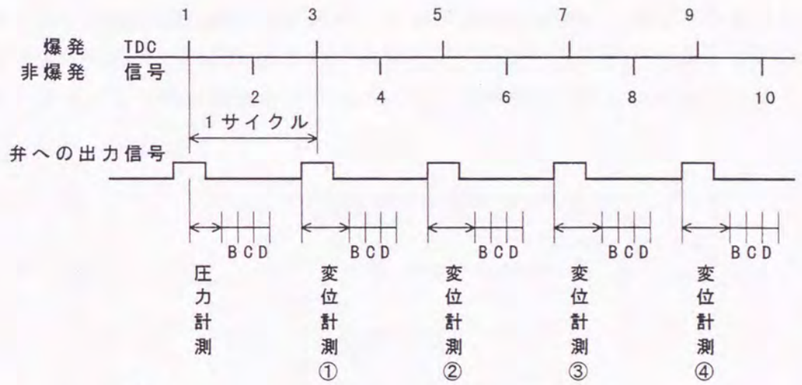
回転数は非爆発時のエンコーダ信号（Ｚ信号）から次の非爆発時エンコーダ信号までの時間を毎回計測し表示する。②の場合も含めこれらの表示は０．５秒毎に行う。

④ エラー表示

設定値が正しく入力されていない場合には、回転数表示に「----」を表示する。この表示が出ると弁の開閉制御は行わない。

(d) 演算部

演算は爆発行程から次の爆発行程までの間に毎回行い、前記の制御信号を出力する。図４．１３は本装置の演算システムの作動状況を示している。１０回転で１周期が終り元に戻る。



但し、

B：ディジスイッチ入力値を読み込む。

C：開・閉弁のための制御値計算を行う。

D：前回の表示から０．５秒以上経過していれば、計測値の表示を行う。

図４．１３　作動指令システム機能図

４．２．５　計測システム

計測項目は第３章の表３．５に示した項目の他に、表４．３に示す各項目を追加した。表４．３の１～４の各項目はデータレコーダへ入力し、アナライジングレコーダ

へ出力した。

表４．３　新シール機構計測項目

	計 測 項 目	セ　ン　サ	測定点数
1	空気供給弁変位量	渦電流式非接触変位計	4
2	空気供給弁空気槽内圧力	歪ゲージ式圧力変換器	4
3	油圧マニホルド内圧力	〃	2
4	リング間圧力	〃	4
5	シール油圧力	ブルドン管式圧力計	1
6	作動油圧力	〃	1

４．３　新シール機構による空気充填実験

４．３．１　予備実験

４．２．２で述べた２種類の空気供給弁について、その作動特性を調べた。図４．１４はＡ型空気供給弁の、図４．１５はＢ型空気供給弁の弁リフトを示す。Ｂ型では開弁までに１．７msecを要するが、Ａ型では０．８msecであり、約半分の時間で全開となる。閉弁の方はどちらもほぼ同一である。空気充填性能に影響するのは全開までの時間であり、これはできる限り小さい方が好ましいことから、以下の実験はＡ型で行った。

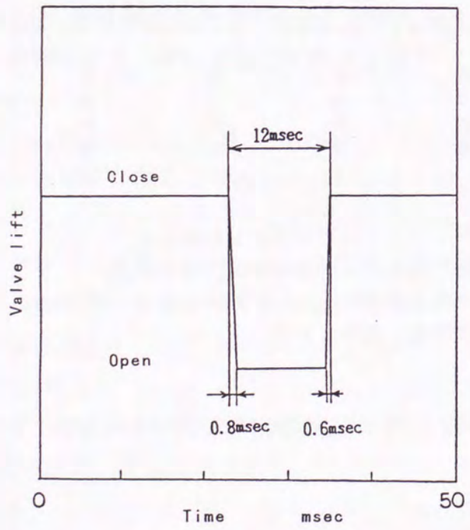


図４．１４　Ａ型空気供給弁の弁リフト

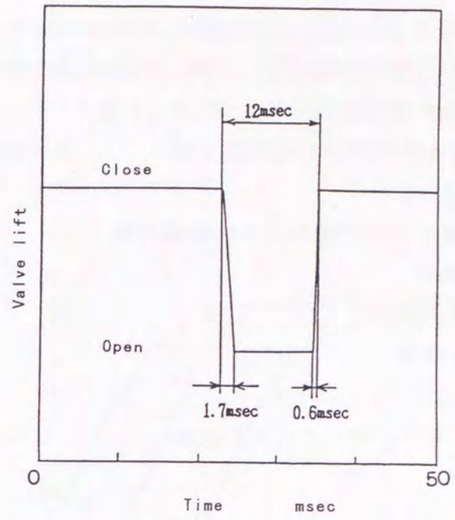


図４．１５　Ｂ型空気供給弁の弁リフト

４．３．２　空気充填結果

図４．１６は典型的な空気充填結果である。本図にはNo.１空気弁弁リフト、No.１空気弁空気槽内圧力、油圧マニホルド内圧力、各リング間圧力、シリンダ内圧力の計測結果を示す。この時の実験条件を表４．４に示す。

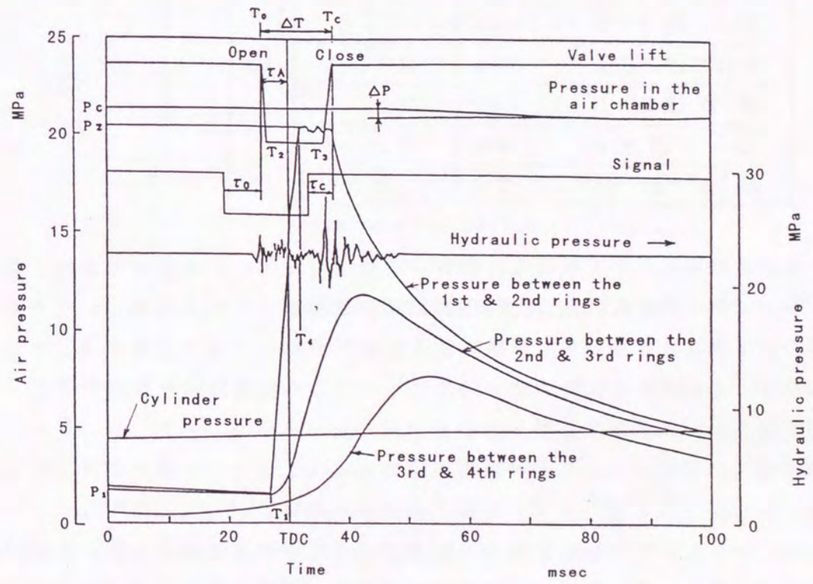


図４．１６　空気充填実験結果

各記号の定義は次の通りである。なお下記で、特記以外の弁は空気供給弁を指す。

P_Z　：　充填圧力（最高充填圧力）（第１－第２リング間圧力を指す）

P_C　：　弁開前の弁空気槽内空気圧力（P_Tと同じ）

ΔP　：　弁空気槽内空気圧力の圧力降下分

T_O　：　開弁開始時期

T_1　：　第１－第２リング間圧力上昇開始時期

T_2　：　弁全開時期

T_3　：　閉弁開始時期

T_4　：　P_Z相当時期

T_C　：　弁全閉時期

P_1　：　T_1時の第１－第２リング間圧力

P_2　：　T_2時の　〃

P_3　：　T_3時の　〃

P_C/P_1：　圧力比

P_Z/P_C：　充填率

$(P_3-P_2)/(T_3-T_2)$：　充填速度（弁全開期間中の単位時間当たりの圧力変化を表す）

表４．４　空気充填実験条件

空気供給弁	台	４
回転数	rpm	３００
弁空気槽内圧力	MPa	２１．１
作動油圧力	MPa	２２．５
シール油圧力	MPa	２２．５
開弁期間	℃A	２０

ここで充填期間について考える。新シール機構はピストン上昇行程中に、第１リングがシリンダライナに設けられた空気供給孔を通過して上死点に達し、その後下降行程で再び空気供給孔を通過するまでの間に、リング間への空気充填を完了させなければならない。４０／５０試験機関の場合についてこの充填期間を算出すると、

第１－第２リングランド長さ　　ｌ：１５ mm

連 桿 比　　λ：４．４

クランク半径　　ｒ：２５０ mm

であることから、空気供給孔が第１－第２リングランド部に開口している期間は１８℃Ａとなる。即ち、この機関の場合には上死点前１８℃Ａから上死点後１８℃Ａまでが充填期間となり、定格時は回転数が６００rpm であることから、絶対時間で言えば

１０msec となる。従ってこれ以上の時間を要する場合には、空気供給が継続されてもリング間への充填は行われない。

４．３．３　空気充填特性

(a) 漏れ面積の影響

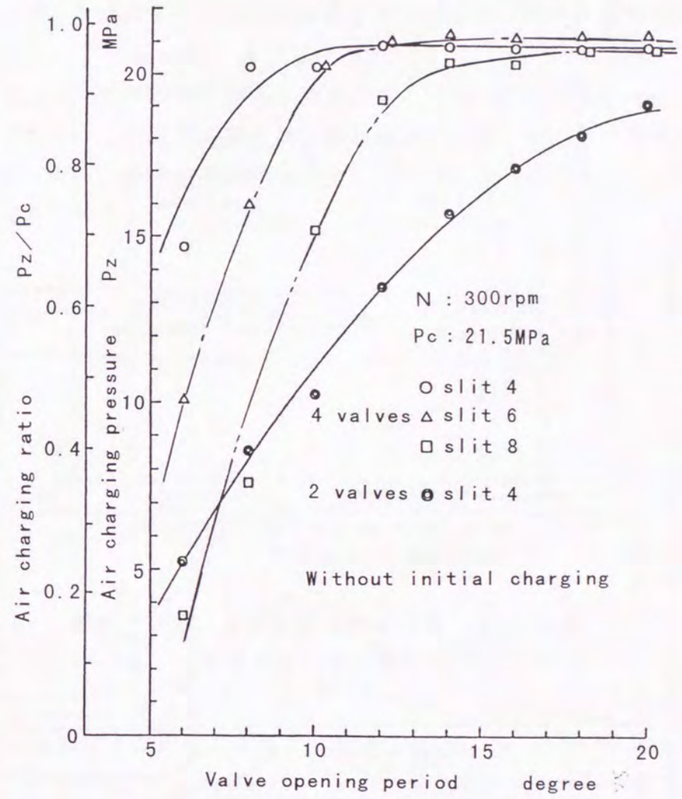


図４．１７　漏れ面積が充填特性に及ぼす影響
（初期充填のない場合）

図４．１７、４．１８は第２リングの漏れ面積を変更した場合について、充填圧力と開弁期間の関係を調べたものである。前者は空気供給弁のみの場合で、後者は回転弁によりシリンダ内圧力として変動圧を与えた場合である。図４．１７には空気供給弁２台の結果（図中◎印）も示す。２弁では１０msec の開弁期間（３００rpm では１８℃Ａ相当）を与えても充填率は０．８５程度であるが、４弁では同一条件下（スリット４）でも、１２℃Ａで既に充填率０．９５以上であり、さらに漏れ量の多い場

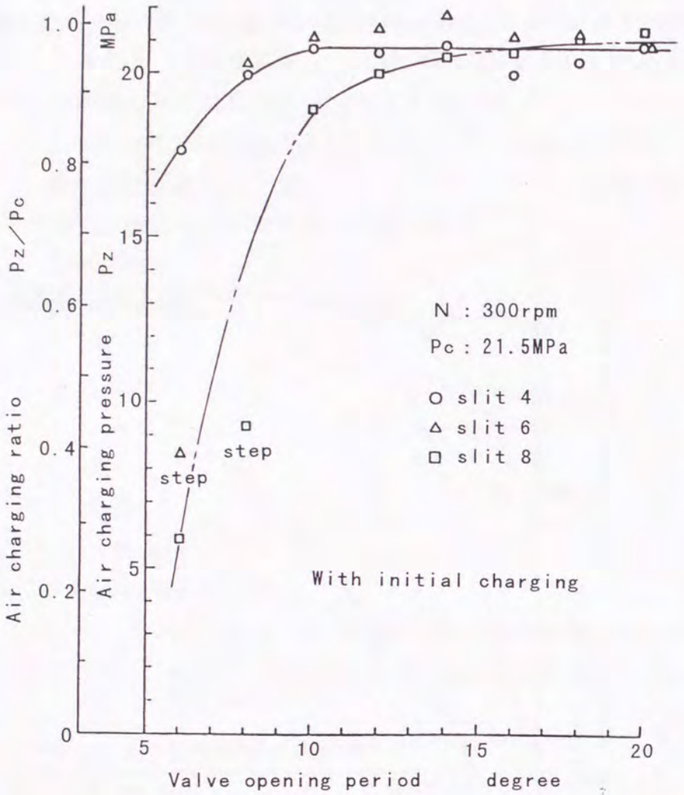


図４．１８　漏れ面積が充填特性に及ぼす影響
（初期充填のある場合）

合（スリット８）でも、１４℃Ａで０．９５近くになることがわかった。また、この時の２弁の場合における充填速度は約２．０MPa/msecで、ほぼ一定であった。

又、部分負荷に対しても開弁期間を変更することにより対応できることがわかった。即ち、部分負荷に相当する比較的開弁期間が短い場合には、開弁期間と充填圧力の関係がほぼ比例関係になっている。２弁の場合にも同様の傾向があることから、充填圧力によっては（圧力が低い場合には）２弁で対応できることがわかった。

これらの特性は、図４．１８のシリンダ内圧力を与えた場合にはさらに良好になることがわかる。これは圧縮行程でリング間へシリンダ内空気の漏れ込みがあるため、空気供給弁からの空気充填開始時の圧力（P_1）がシリンダ内圧力を与えない場合に比べて高くなり、圧力上昇に要する時間が短縮されたことによる。

(b) リングの移動に伴う現象

次に、図４．１８で「Step」と記されている２つの結果について述べる。(a)で述

べた通り、図４．１８の結果は図４．１７に比べ、同じ開弁期間では充填率、充填圧力共に高くなっているが、この２例については、他のデータを結んだ線から大きくはずれ、かなり低い値となっている。

これはリング間への空気充填時に、第１－第２リング間圧力がシリンダ内圧力より高くなり、第１リングの上下の圧力差によりリングがリング溝を移動する際に、第１－第２リング間容積が約５割増加したこと及びリング間圧力が燃焼室側へ抜けたことにより、一旦上昇した圧力が下がり再び上昇すると言った「Step」状の現象を生じたものと考えられる。

通常の場合は、リングが移動する際に空気充填が十分に行われていれば、このような現象は生じないが、この２例の場合は、漏れ面積が大きくかつ開弁期間が短いため、弁が閉じる途中、即ち、弁の通過面積が小さいため充填能力が低下し、このような現象が生じたと考えられる。

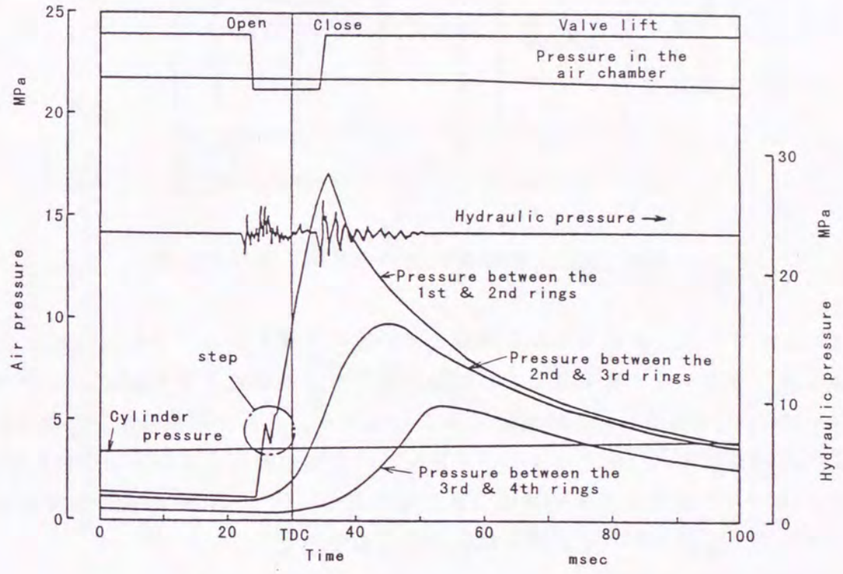


図４．１９　「step」現象の生じた実験結果

図４．１９は「Step」現象を生じさせた圧力波形の一例である。この場合の空気供給弁は弁リフトを０．６mm（通常は１mm）と縮小したものを使用することにより、空気の通過面積を小さくし、リングが移動する際の空気充填量を減少させた場合であり、同様の現象が生じたと考えられる。

従ってこのような「Step」現象を防止するには、リング間圧力とシリンダ内圧力が等しくなる時に、空気供給弁の空気充填能力を落さないようにする必要がある。

4．3．4　空気供給弁の作動特性

(a) 作動油温度の影響

油圧ユニットの作動油温度が空気供給弁の作動に及ぼす影響について調べた結果を図4．20に示す。縦軸は上死点からの開弁時期を時間で表した。この結果より油温

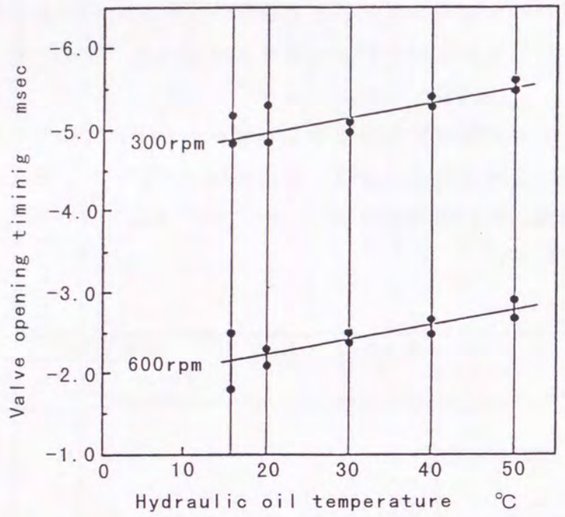


図4．20　作動油温度が弁作動に及ぼす影響

が30℃上昇すれば、作動指令から開弁までの遅れ時間が約0．5msec（600rpmでは2℃Aに相当する）短くなることがわかる。今、充填速度を2MPa/msecとすれば0．5msecで充填圧力が1MPa異なることになる。これは試験機関定格時におけるシリンダ内最高圧力（P_{MAX}：19．6MPa）の5％に相当するが、この程度ならばP_{MAX}のバラツキの範囲内であり許容できる値である。従って、作動油の温度は運転中に30℃以上変動を生じない様に調整する必要がある。

(b) 制御系・油圧系の影響

本実験では空気供給弁を4台作動させているが、この4台が同時に開閉する必要がある。また、弁の作動遅れ設定値の制御精度について確認する必要がある。即ち、閉弁遅れ設定値（τ_C）を5．3msec、開弁期間（ΔT）を20℃Aに固定し、作動指令装置の開弁時の遅延時間を制御するτ_Oを変えた場合、開弁開始時期（T_O）は変化しても閉弁開始時期（T_3）は不変でなければならない。逆に、τ_Oを4．8msec、ΔTを20℃に固定し、閉弁時の遅延時間を制御するτ_Cを変えた時に、T_3は変化してもT_Oは不変でなければならない。

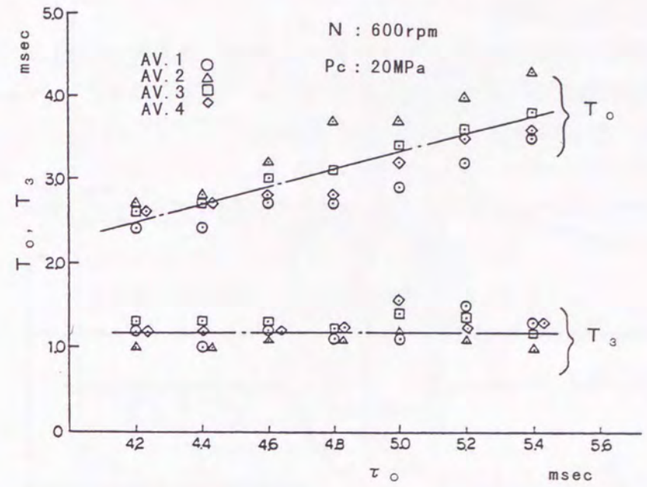


図4．21　作動遅れτ_Oの制御精度

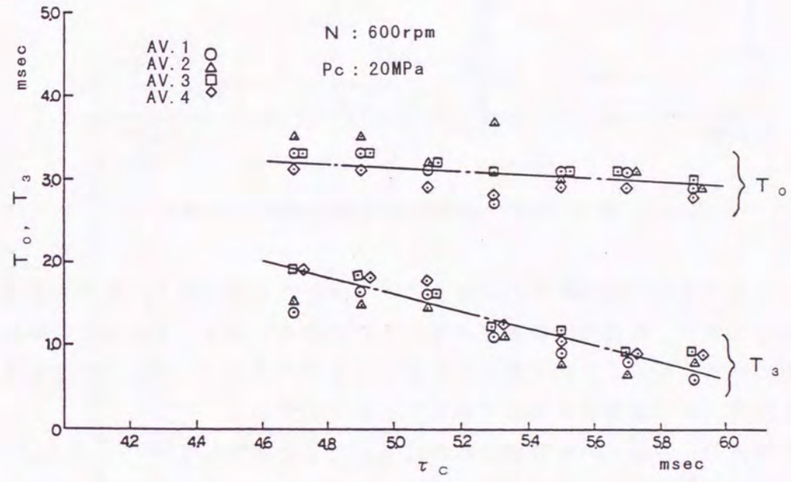


図4．22　作動遅れτ_Cの制御精度

回転数600rpmでこれらについて調べた結果を図4．21、図4．22に示す。縦軸はTDCからの時間である。これによるとτ_O、τ_Cを変えてもT_O、T_3の変動は0．5msec以下であり、(a)で述べた様に許容できる範囲内であることがわかる。

しかし図4．21によると、T_Oはτ_Oを大きくする程、4弁のバラツキが大きくなり許容値を越えている。この原因としては、管路内に混入している空気による作動遅れが考えられることから、実機の場合にも管路内の空気抜きを十分に行う必要がある。

(c) 再現性（くり返し精度）

空気供給弁単体のくり返し精度について調べるため、無作為に５回のデータを採取し、レコーダに重ね書きしたものを図４．２３と４．２４に示す。これらはいずれも回転数６００rpm、開弁期間２０℃Ａの場合である。

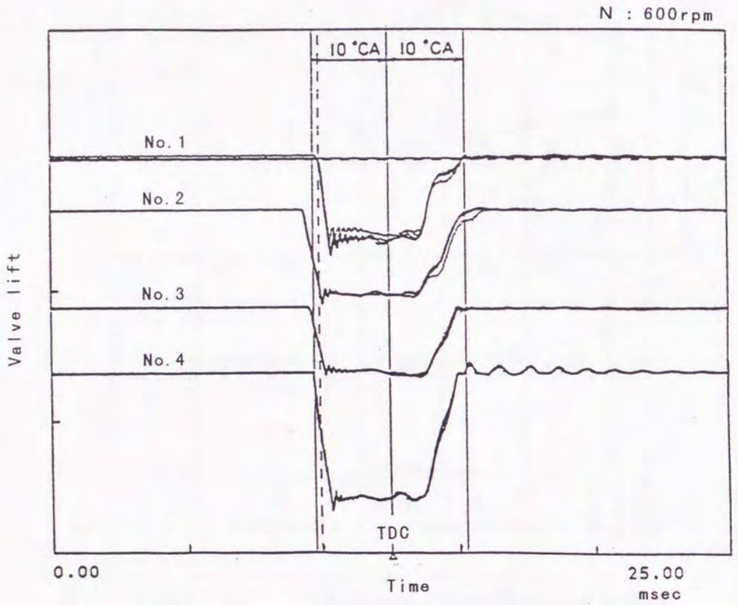


図４．２３　空気供給弁弁リフトの再現性

図４．２３は４つの空気供給弁の弁リフトを示したものである。各弁の波形はほとんど重なっており、再現性は良好であることがわかる。図４．２４はこの時の作動油圧力波形と、第１－第２リング間圧力を示したものである。これらの波形もほとんど重なっており、弁の再現性が良好であることを示している。

この結果より、弁個々の再現性は非常に良いことを確認したが、(b)でも述べた様に４弁同時に作動していないことから、実機の場合にはこれに対する対応を考える必要がある。

(d) 回転数の影響

図４．２５に回転数を変更した場合の充填特性を示す。各々の回転数で開弁期間を１１msecに固定し、空気弁空気槽内圧力（P_C）が２０MPaの時の結果である。回転数が変化しても充填特性はほぼ一定であることが確認された。

図４．２６は開弁時期設定値（τ_A）を上死点前１０℃Ａ、開弁期間（ΔＴ）を２０℃Ａ、τ_O、τ_Cを固定した場合について、回転数による各弁リフトのT_O、T_2、T_3、T_Cの変化について調べたものである。ここで開弁時期（T_O）は上死点前

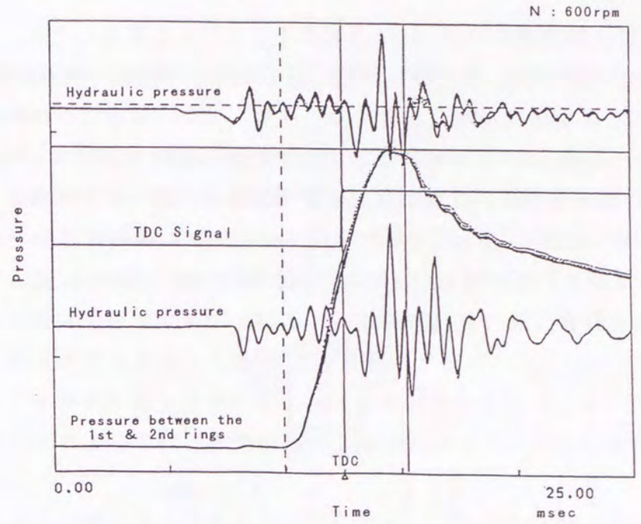


図４．２４　油圧及びリング間圧力の再現性

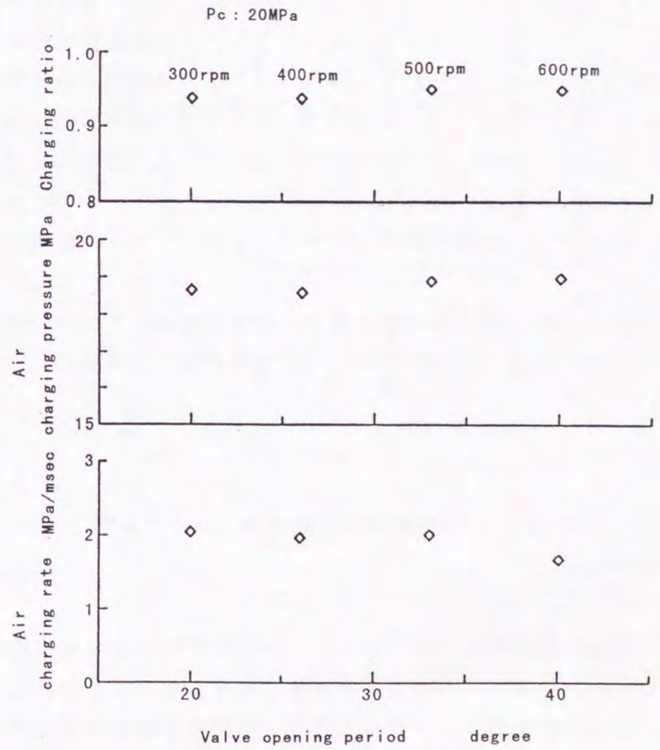


図４．２５　回転数が充填特性に及ぼす影響

１０℃Ａを基準に、閉弁時期（T_C）は上死点後１０℃Ａを基準にとり、この基準値からのずれを絶対時間で示した。即ち上死点前１０℃Ａで開き、上死点後１０℃Ａで閉じればT_O、T_Cは０msec になる。

この結果によるとT_Oはほとんど一定値であり、回転数の影響はないことを確認した。一方、T_Cは回転数が小さくなるにつれて値が大きくなっているが、性能に大きな影響を与える値ではない。例えば、３００rpm では約１msec の遅れを生じているが、この値をクランク角度に直せば１．８℃Ａであり許容できる値である。

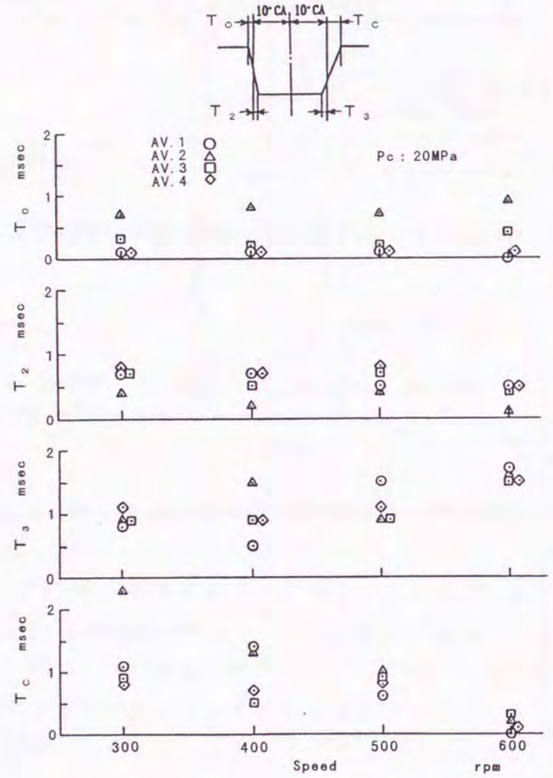


図４．２６　回転数が弁作動特性に及ぼす影響

４．４　まとめ

新シール機構を実機に適用するには、ピストンが圧縮行程の上死点付近に位置する極短時間（約１０msec）の間に、リング間に高圧空気を充填できなければならない。そこで本章では、実機の空気供給システムを設計・製作する際に必要なデータを得ることを目的に、第３章で製作した模型試験装置の計測部を一部改造し、実機の１／２スケールの新シール機構実験装置による空気充填実験を行い、その作動特性について

調べた。

実験の結果、以下のことが明らかになった。

1)　新シール機構実験装置のリング間へ、高圧空気を急速に充填するための空気供給システムを設計・製作し、空気充填実験によりその作動特性を把握した。実験結果から、新シール機構を実機へ適用する際に必要な設計指針を得た。

2)　空気供給弁は「油圧駆動スプリングリターン型」が急速開閉に適しており、再現性も良好であることから、本方式を採用することにした。

3)　空気供給弁を４台使用することにより、最も漏れ量の多い実験条件において、リング間に２０MPa の空気圧を１０msec 以内に充填できることが分かった。また、部分負荷に対しても開弁期間を変更することにより対応できることがわかった。

さらに充填条件によっては、空気供給弁２台で部分負荷から定格負荷まで対応可能である。

4)　空気充填途中で第１リングが上下面の圧力差によりリング溝を移動する際に、空気供給弁からの充填量が少ない場合には、リングがリング溝の中で浮き上がり、リング間圧力の上昇が低下する。

これを防止するには、リング間圧力とシリンダ内圧力が等しなる時に空気供給弁の空気充填能力を落さないようにする必要がある。

5)　空気供給弁の作動特性として、作動油の温度が３０℃上昇すれば約０．５msec（６００rpm では２℃Ａに相当する）遅れ時間が短くなることから、運転中の作動油温度は３０℃以上変動を生じない様に調整する必要がある。

6)　油圧系のバラツキが開弁時に影響を及ぼす原因としては、管路内に混入している空気による作動遅れが考えられることから、実機の場合にも管路内の空気抜きを十分に行う必要がある。

7)　機関負荷に応じて回転数が変化しても、空気供給弁の開閉時期はほとんど変わらないことから、充填特性は回転数に係わらずほぼ一定であることを確認した。

第５章　試験機関による新シール機構の実験

５．１　まえがき

前章では、ピストンが上死点付近に位置する極短時間（中速機関では約１０msec以内）の間に、第１－第２リング間容積部に高圧空気を充填する「新シール機構」を実機に適用するため、実機の１／２スケールの空気供給システムによる空気充填実験を行った。その結果から、新シール機構を実機に適用するための設計指針が得られた。

そこで本章では、４章の実験結果に基づき実際の４サイクル中速機関（試験機関）に装備する新シール機構システムを設計・製作し、実機における各システムの作動確認を行った後、従来機構との比較実験を行うことにより、新シール機構の摩耗低減効果等について明らかにする。

５．２　試験機関

５．２．１　試験機関要目

実験に用いた試験機関は中速ディーゼル機関を対象に設計・製作され、種々の実験を容易に行うため、カム軸のない所謂「メカトロニクス機関」である。即ち、電子制御装置からの電気信号により油圧アクチュエータを作動させ、燃料噴射弁や給・排気弁を駆動、制御する方式の機関である。

本機関の外観図及び外観写真を図５．１(a)、(b)に、縦断面図を図５．２に、横断面図を図５．３に示す。また試験機関の主要目を表５．１に示す。

表５．１　試験機関の主要目

型　　式		４サイクルトランクピストン型
シリンダ数	台	１
シリンダ直径	mm	４００
ピストン行程	mm	５００
行程容積	L	６２．８
定格出力	kW	７７２
定格回転数	rpm	６００
正味平均有効圧力	MPa	２．４５
平均ピストン速度	m/s	１０．０
シリンダ内最高圧力	MPa	１９．６
全　　長	mm	[ab.]３４５０
全　　幅	mm	[ab.]３７９０
全　　高	mm	[ab.]４２２０

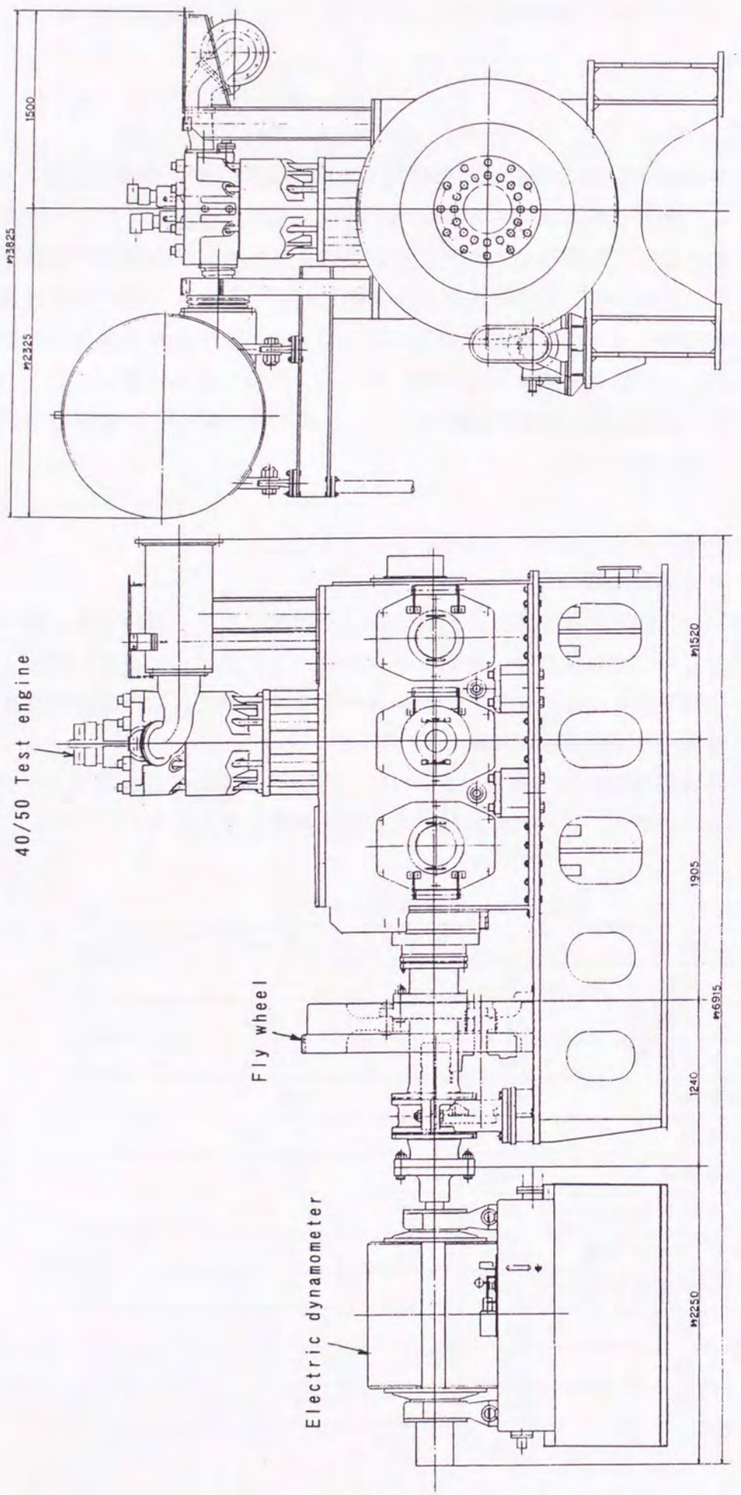
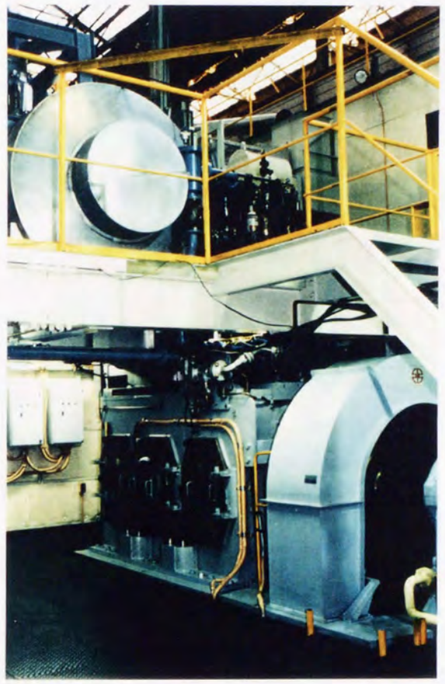


図５．１(a)　試験機関外観図



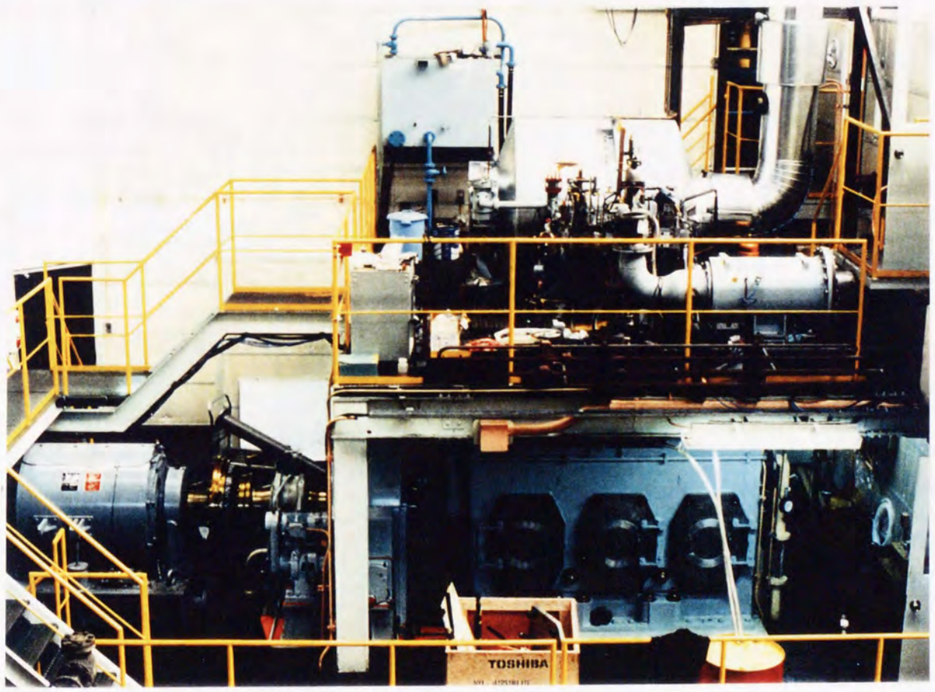


図５．１(b)　試験機関外観写真

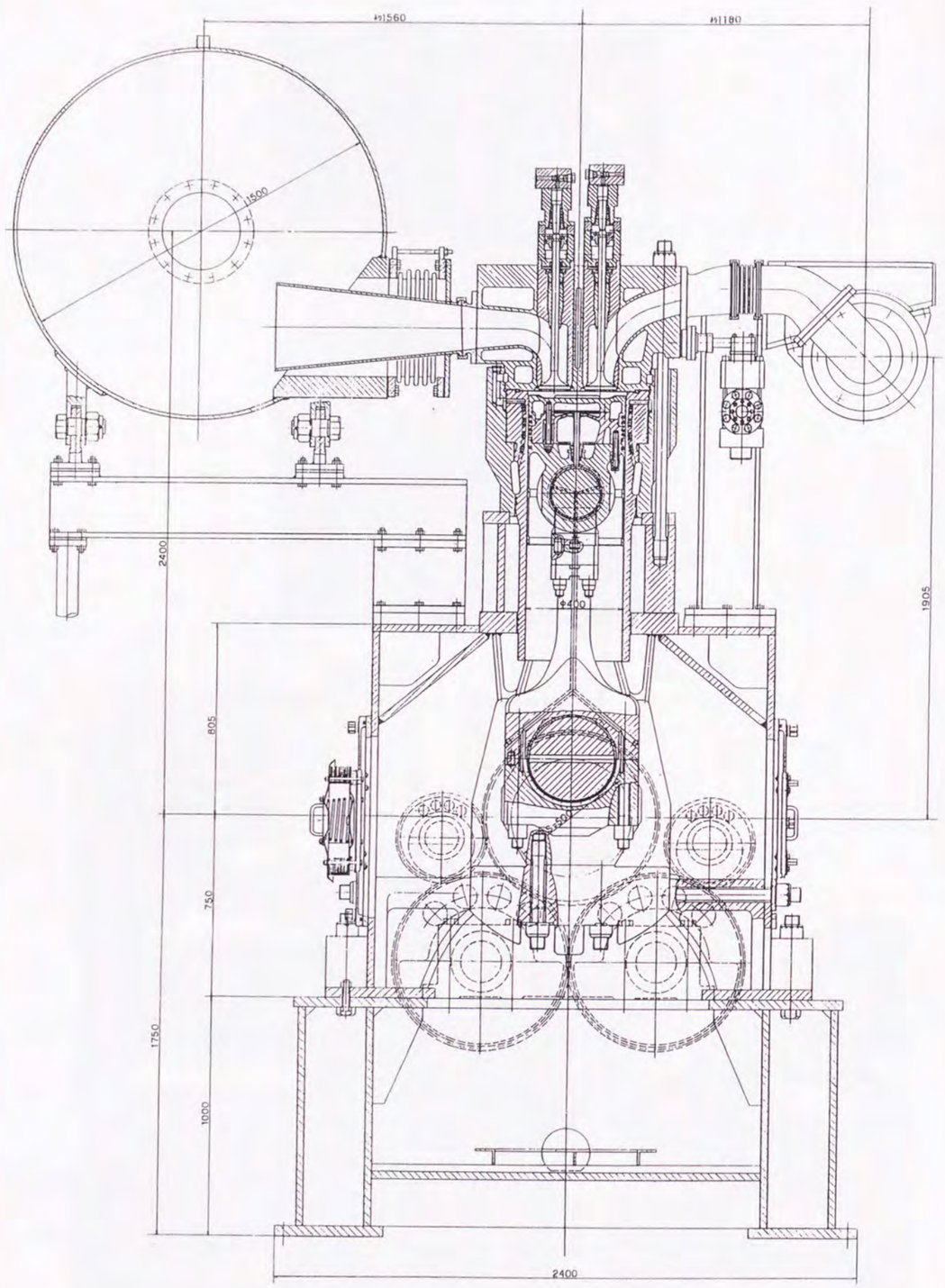


図５．２　試験機関縦断面図

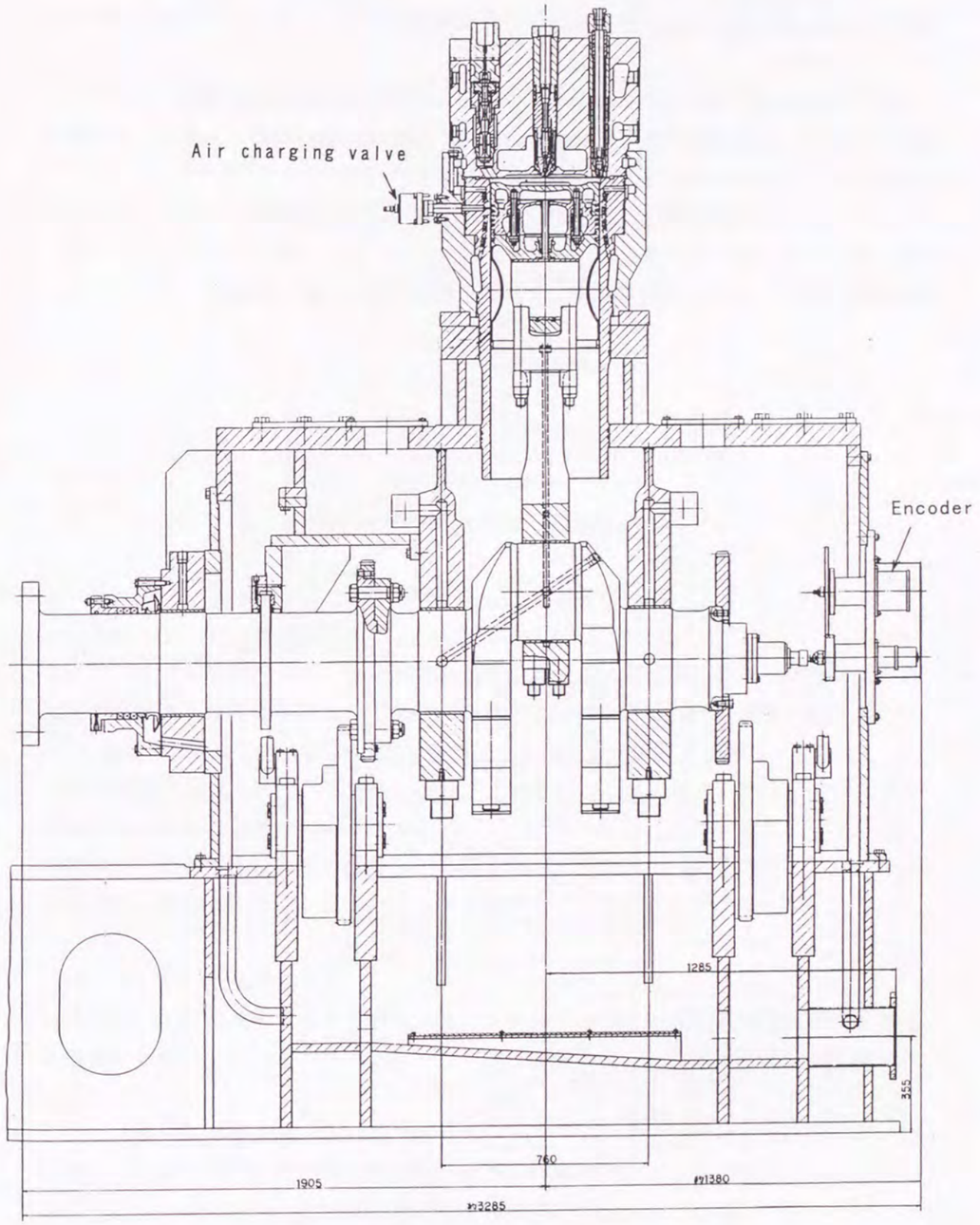


図５．３　試験機関横断面図

５．２．２　機関運転条件及び機関性能

本試験機関の特徴は「カム軸駆動」の代わりに「電子制御による油圧駆動」により運転中、全負荷において給・排気タイミングや燃料噴射タイミング等を任意に変更できることである。

本機関は過給機の代わりに別置きのブロアから過給のための空気を供給した。また、運転時における負荷は電気動力計により、機関出力が回転数の３乗に比例する舶用機関特性に基づくように加えた。燃料油はＡ重油を使用した。

図５．４に主な機関性能計測結果を示す。この中で、燃費は図５．５に示す通り、機関への燃料供給量と戻り量をロードセルで計測し、これらの値から時間当たりの燃料消費量を求め、この時の機関出力より燃料消費率（g/kW･hr）を求めた。

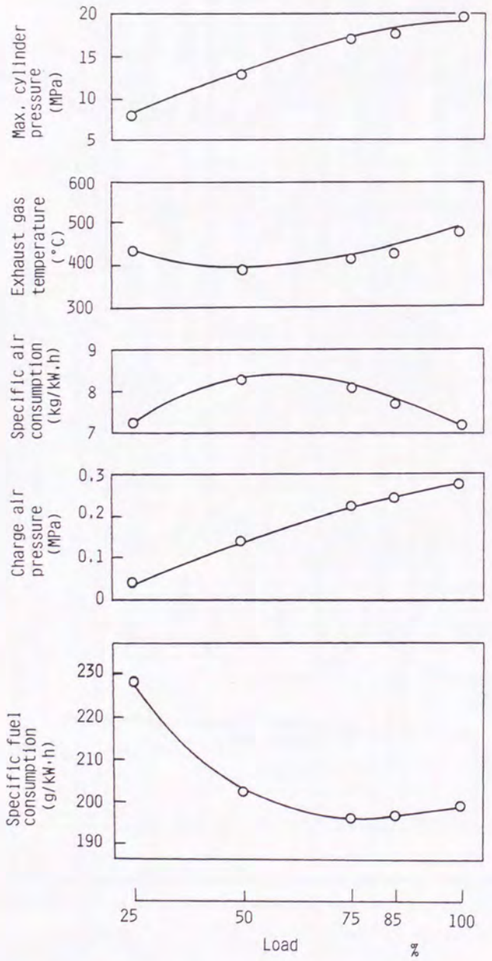


図５．４　機関性能計測結果

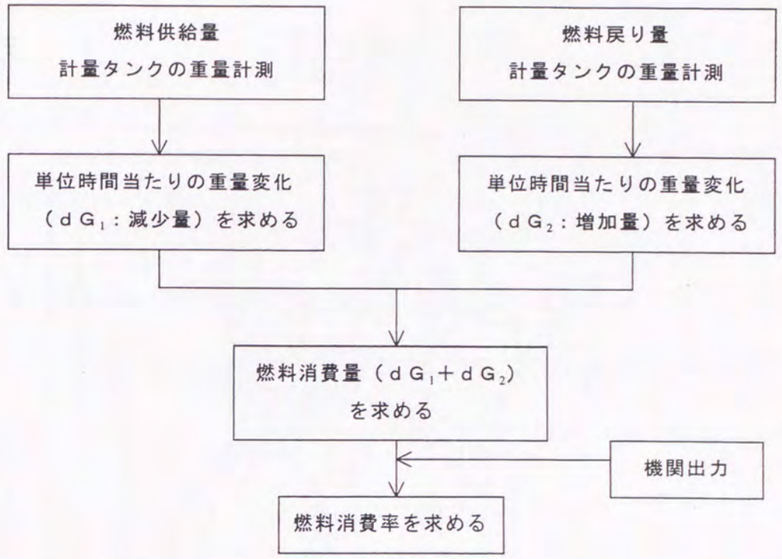


図５．５　燃料消費率の計測方法

５．３　新シール機構システム

５．３．１　システム概要

４０／５０試験機関用新シール機構システムは、第４章の模型装置による実験結果に基づき設計・製作されたものであり、空気供給、油圧作動、作動指令（制御ユニット）、危急停止、ドレン自動排出の５つのシステムと安全装置より構成される。

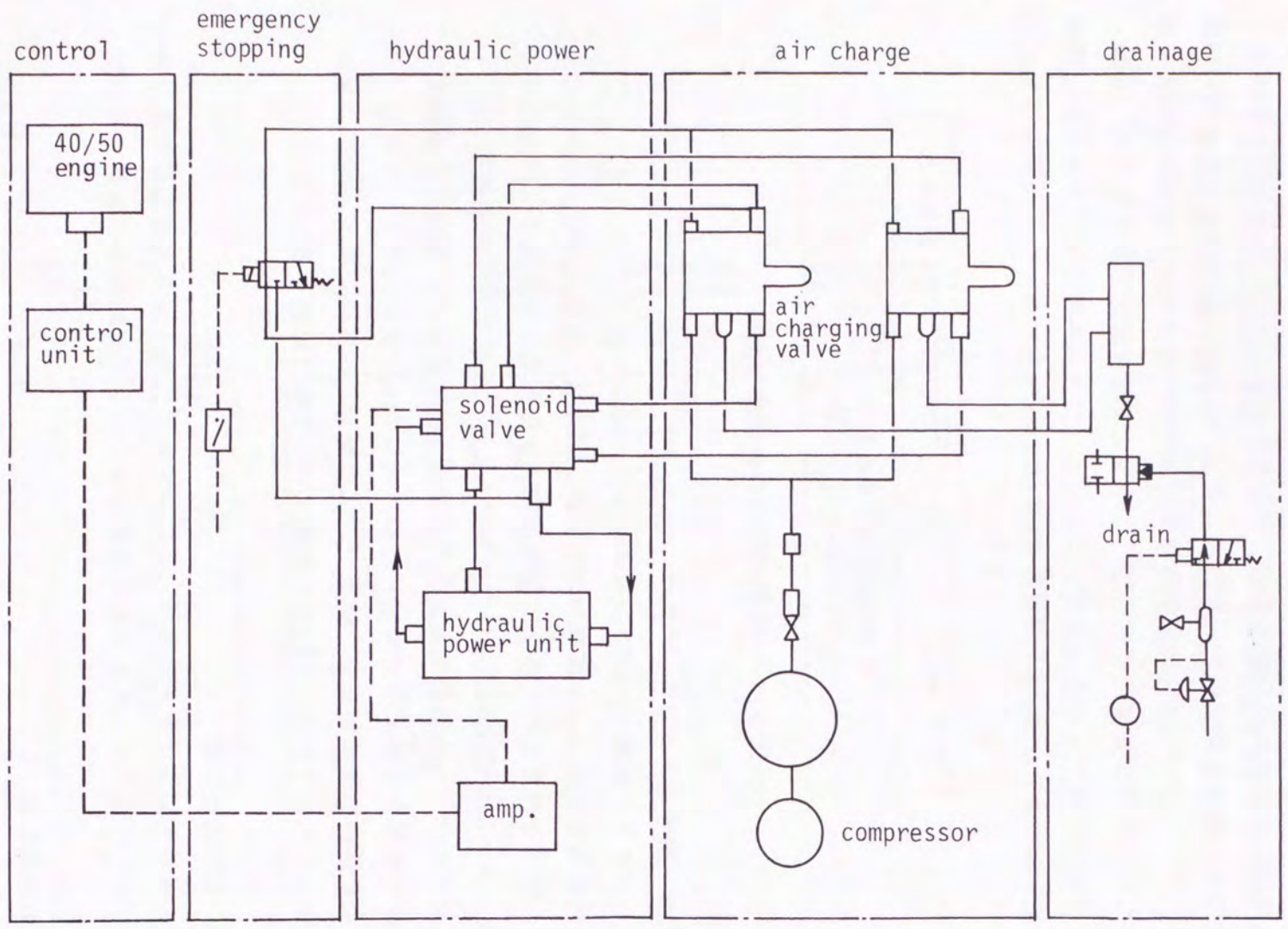
試験機関における新シール機構の各システムを図５．６に示す。図５．７は機関へ装着した各部品の配置を機関上部より見て示した図である。また、図５．８は新シール機構システムを試験機関に装着し、機関上方より撮影したものであり、図５．９は船尾側より撮影したものである。これらの詳細について以下に述べる。

５．３．２　空気供給系統

本システムを構成する主な要素は図５．６に示す様に、高圧空気供給装置である高圧空気圧縮機、ドレンセパレータ及びこの高圧空気をリング間容積部へ供給する空気供給弁である。

(a) 高圧空気供給装置

空気供給源となる高圧空気供給装置は第３章の実験に使用した立形往復動圧縮機を用いた。第３章の表３．２にその主要目を示す。この圧縮機には専用のドレンセパレータが付属されていないため、吐出空気に約５３０g/hrの水分（油分も含む）が混入する。この水分は空気供給弁を通りリング間容積部やエンジン内部へ入り、さび等の



Air charge system of the New method

図５．６　新シール機構系統図

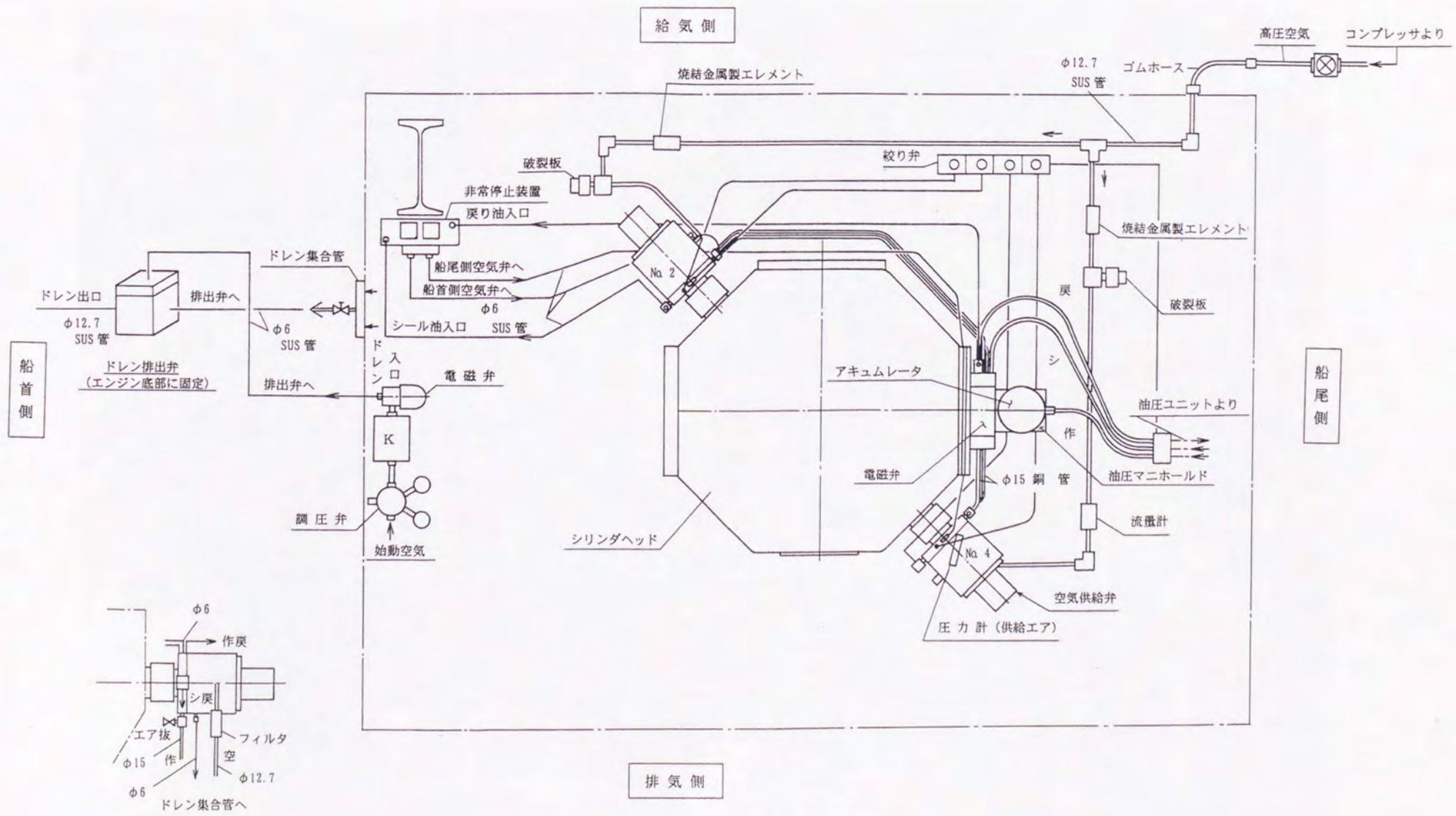


図５．７　新シール機構配置図

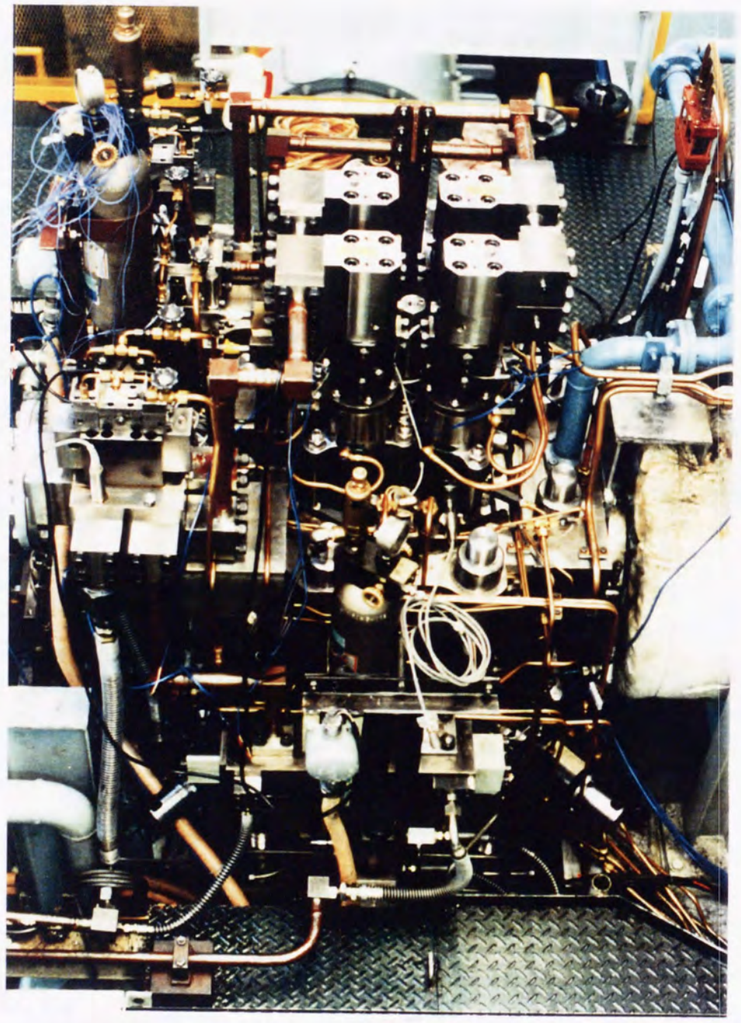


図５．８　試験機関上部より撮影した写真

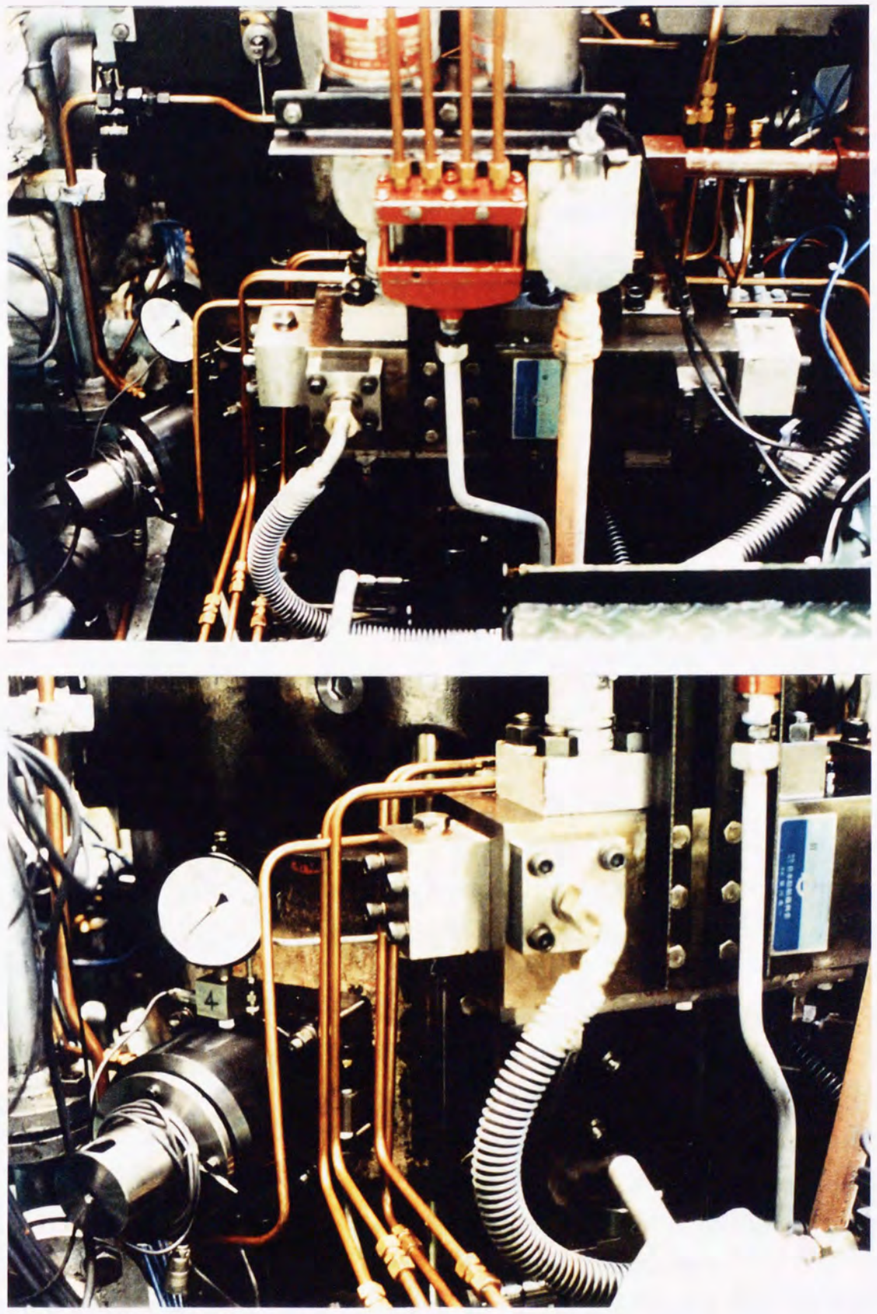


図５．９　船尾側より空気供給弁を撮影した写真

腐食の原因となるため極力除去する必要があることから、吸着凝集分離形式のドレンセパレータを設置した。本装置は内部エレメントにセラミックを使用し、分離効率は９５～９９％（経験値）である。これにより大部分の水分を除去することができる。

さらに空気供給圧力を自動調整するため、電動弁と調節計を設置した。このシステムは空気供給弁の空気槽内圧力を計測し、調節計の設定値と比較することにより電動弁を自動調節し、空気槽内圧力を所定の圧力に保持するものである。また、この弁は万一の時に空気供給を遮断する機能も有している。

(b) 空気供給弁

空気供給弁は新シール機構システムの主要部品であり、従来の機関には付属していない。これを実機に装着するには図５．１０に示すように、シリンダライナに設ける空気供給孔に次に述べる寸法的な制約がある。

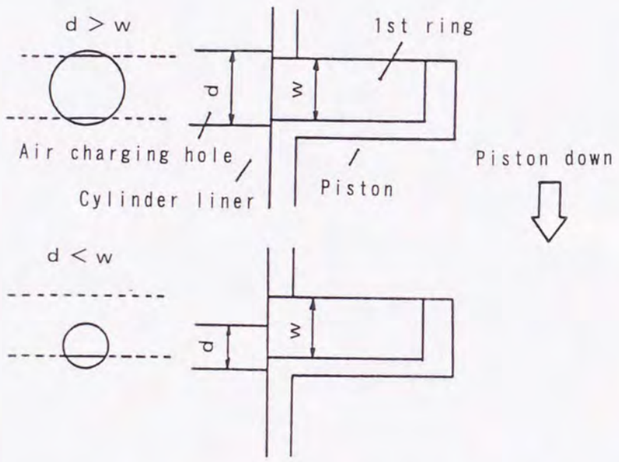


図５．１０　空気供給穴とピストンリング幅の関係

図５．１０の上図は供給孔ｄがピストンリング幅Ｗより大きい場合であり、下図が小さい場合である。リング間容積部に空気が充填された状態で、ピストンが下降行程に入り、第１リングが供給孔を通過する時、上図の場合には充填された高圧空気が燃焼室の方へ流出し、リング間圧力がシリンダ内圧力より低下するため新シール機構が成立しなくなる恐れがある。一方、下図の場合では第１リングによって供給孔上部が閉じられているため、このような流出を防ぐことができる。

空気供給孔にこの様な制約があると考えられるため、第４章で述べた模型装置及び試験機関の空気供給孔径ｄはピストンリング幅Ｗより小さくした。即ち模型装置では、Ｗ：５mmに対しｄ：４mm試験機関では、Ｗ：７mm対しｄ：６mmとした。

このような条件及び第４章の実験結果をもとに、試験機関用空気供給弁の設計、製作を行った。表５．２は模型実験のデータから４０／５０機関の充填性能を予想したものである。表中の供給面積Ｓは、４台の空気供給弁を使用した場合である。漏れ面積の影響もあるが、リング間容積と充填面積の比Ｖ／Ｓはほぼ充填時間に比例し、この値が大きい程、充填に要する時間が長くなる。

表５．２　空気供給弁の充填性能予測

		模型試験装置	試験機関
シリンダ直径　mm		２００	４００
ピストン行程　mm		２５０	５００
リング間容積（V）mL		１１．６	３５．８
供給面積（S）cm^2		０．５０３	１．１３１
Ｖ／Ｓ　cm		２３．１	３１．７
充填時間 msec（℃Ａ）	３００ rpm	５．８（１０．４）	７．９（１４．２）
	６００ rpm	５．８（２０．９）	７．９（２８．４）

この結果から推定すると、試験機関では約８msec、クランク角度で言えば定格時（６００rpm）においても約３０℃Ａで充填可能となり、ほぼ目標の３６℃Ａ以下になると予想される。

上記の検討結果及び模型実験で使用した空気供給弁の構造的、機能的な問題点を改良し、試験機関用空気供給弁を設計、製作した。図５．１１に外形図を、その外観写真を図５．１２に示す。この空気供給弁の構造は、基本的には模型実験で使用した油圧駆動スプリングリターン型（Ａ型）と同様である。表５．３に空気供給弁の主要目を示す。

主な改良個所は、空気槽を開放できるようにしたこと、弁棒の中空穴のプラグをバネ押し棒と分け、バネ押し棒は弁棒と一体となるようにしたこと（模型では兼用になっていたため、ネジの緩みや折損が生じた）及び空気槽と弁体とのシールにＯリングを使用したこと、その他、弁リフト計測方法、弁棒内部の通路等である。

空気槽の容積は約６００mLでリング間容積の約２０倍であることから、空気充填後の圧力降下を５％以下におさえることができる。この弁もシール油を供給することにより、作動油への高圧空気の侵入を防止する。

空気供給弁の針弁変位は２～２．５mmまで調整可能であり、その変位量は計測棒の動きを非接触変位計で測定する。

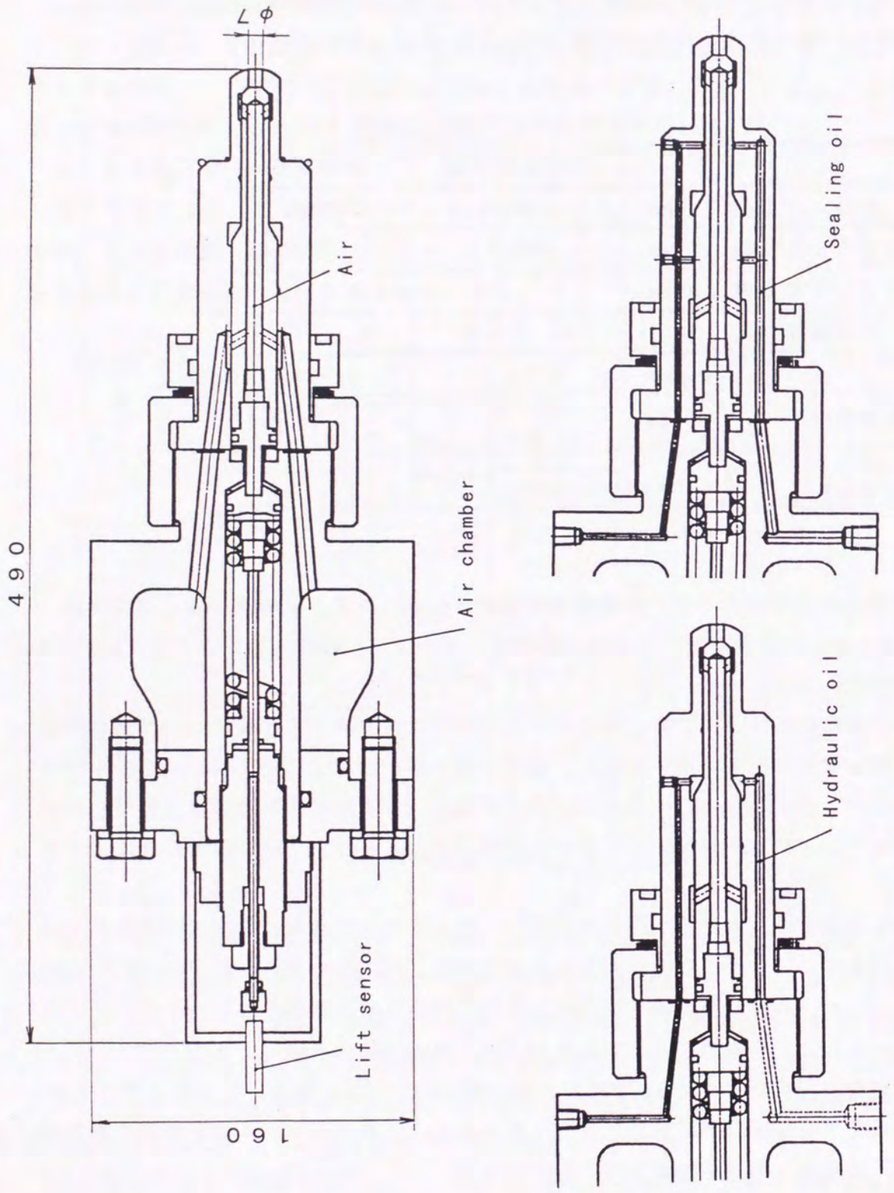


図５．１１　空気供給弁の構造

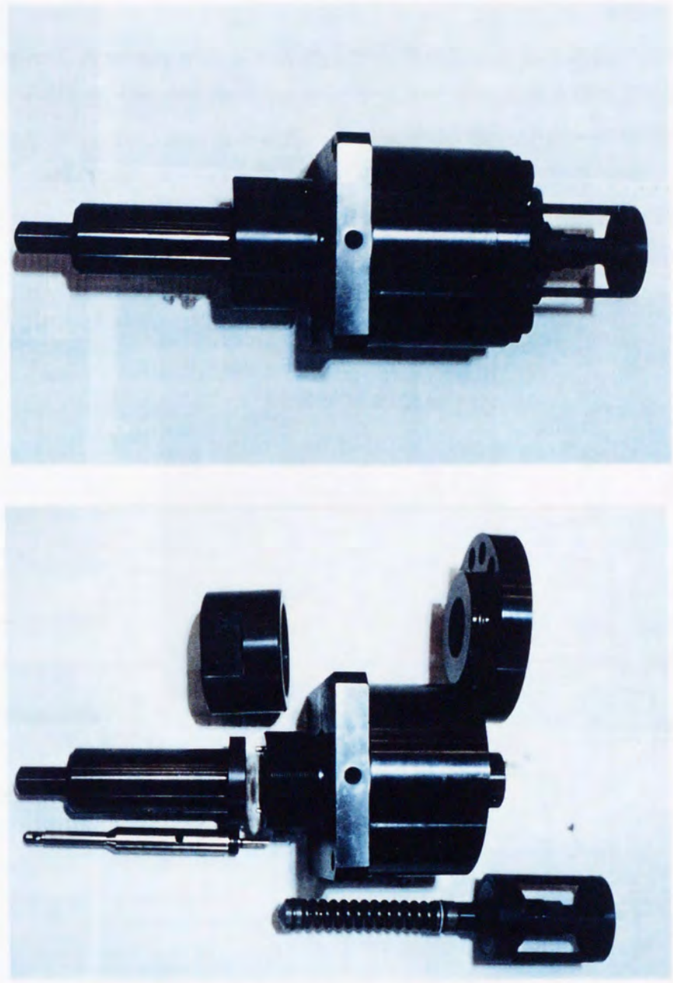


図５．１２　空気供給弁外観写真

表５．３　空気供給弁の主要目

形　　式		油圧駆動スプリングリターン式
供給油圧	MPa	１９．６
バネ荷重	kgf	４００
吐出穴径	mm	７．０
シール油圧力	MPa	２４．５
弁リフト	mm	２．０～２．５
空気槽容積	mL	[ab.] ６００

(c) 取付方法

空気供給弁を機関に取り付ける際には、燃焼ガスと冷却水のシールを行う必要がある。図５．１３に空気供給弁をシリンダブロックに取り付けた図を示す。冷却水のシールは、燃焼室側へは①、②のＯリングで、機関外部へは③のＯリングをリングスパンバネでシリンダライナへ押し付けると共に、④のＯリングで行った。

図の構造にすることにより、シリンダブロックとシリンダライナの組立誤差による空気供給弁の取付穴の軸中心がずれた場合でも、冷却水のシールが可能である。

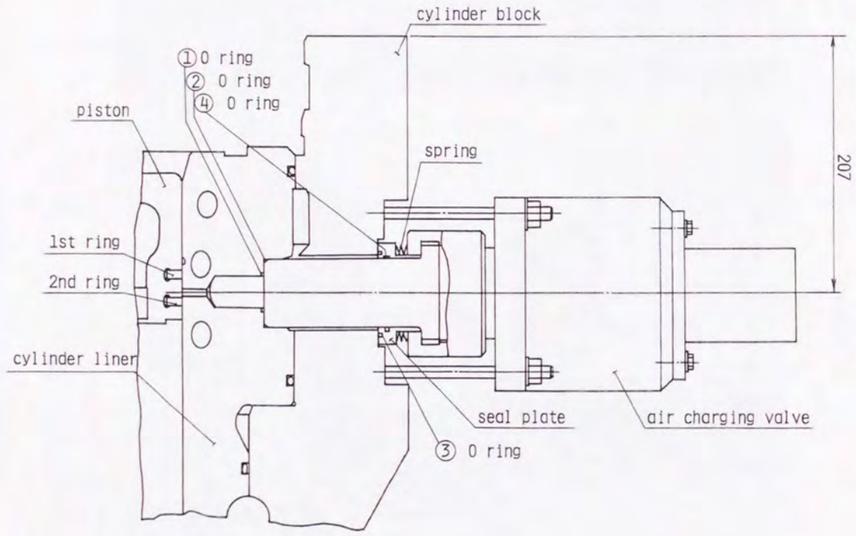


図５．１３　空気供給弁取付方法

５．３．３　油圧作動系統

本システムは空気供給弁を開閉するための油圧発生及びその切換を行うものであり、図５．６に示すように油圧ユニット、油圧切換弁（電磁弁）及びその駆動装置、アキュムレータ等より構成される。

模型実験で課題であった油圧ラインへの空気混入による作動遅れは、電磁弁が高速で切換わる時に気泡が発生し、これが作動油ラインに蓄積することによって生じることが分かった。そこで空気供給弁の油圧ラインに、作動油とシール油が循環できるようにし、その循環量をニードル弁で調節することにより解決した。

(a) 油圧ユニット

油圧ユニットの外観写真を図５．１４に、その系統図を図５．１５に示す。この油

圧ユニットから作動油圧とシール油圧が供給されるが、空気供給系と同様、これらの圧力を自動調整するため電磁リリーフ弁を設けた。これは各ライン圧力を計測し、調節計にて設定した圧力に調節するものである。この内、作動油は一定圧であるため最初の設定値に保持すればよいが、シール油は一部空気と共にシリンダ内へ入るため、

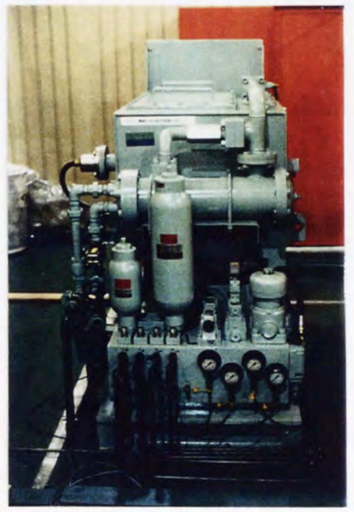


図５．１４　油圧ユニット外観写真

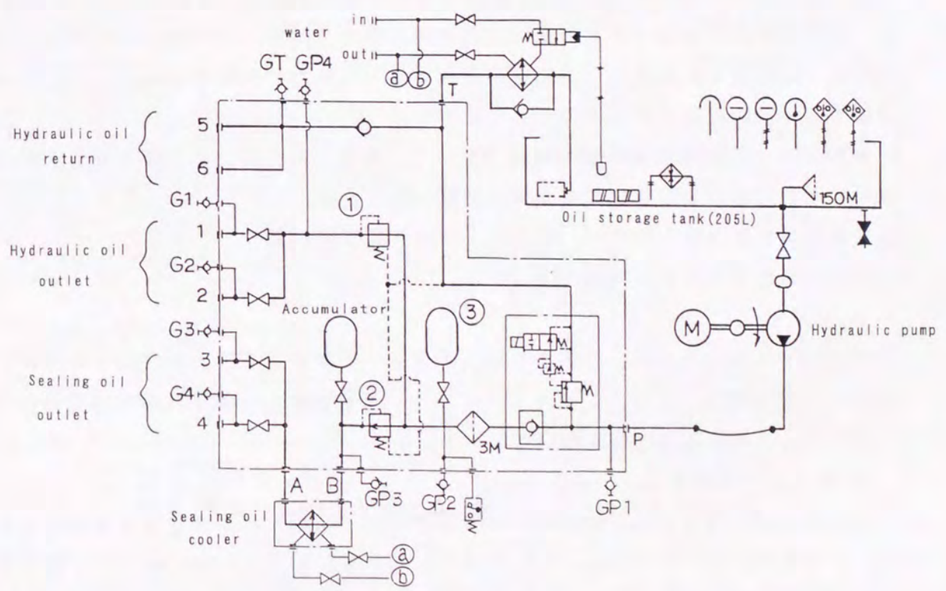


図５．１５　油圧ユニット系統図

できる限り減らす必要があることから、空気供給圧より２～３MPa高く設定した。さらにシール油出口に専用の冷却器を設け、粘度を高くすることによりその量を調整した。油圧ユニットの主要目を表５．４に示す。

表５．４　油圧ユニットの主要目

作　動　油		ＩＳＯ　ＶＧ１００
ポンプ吐出油量	L/min	１８
最高使用圧力	MPa	３０
タンク容量	L	２０５
電　動　機	kW	１５

(b) 油圧切換弁[1]

油圧切換弁は電磁弁及びその駆動装置より構成されており、作動指令系統の制御ユニットからの制御信号により油圧を切り換え、電磁弁１台で２台の空気供給弁を駆動する。使用した電磁弁は第４章で用いたものと同仕様であり、第４章の表４．２にその主要目を示す。電磁弁は図５．７に示すように、アキュムレータと共に油圧マニホルドに取り付け、これを空気供給弁の近くに配置した。

５．３．４　作動指令系統（制御ユニット）

本システムは前述の油圧切換弁を開閉するための作動指令信号を出力するものであり、機関付属のエンコーダと制御ユニットから構成される。この内、エンコーダは１回転に１回の信号を出力し、これを制御ユニットへ入力することによってシステムが稼動する。次に制御ユニットについて述べる。

制御ユニットは機関回転数の範囲において、指定したクランク角度で空気供給弁を開閉するための指令信号を電磁弁駆動装置へ送ると共に、弁リフト、各部圧力の計測結果を表示する機能を有する。本ユニットの外観写真を図５．１６に、ハードウェアブロック図を図５．１７に示す。

(a)入力部

本ユニットへの入力は、外部からの入力信号、ディジスイッチ及び動作を制御するON/OFFスイッチにより行う。ディジスイッチは２度読みし一致すれば有効な値とする。

以下では、外部入力信号について述べる。

① エンコーダ信号

上死点位置を指示するZ信号は、エンコーダの１回転１パルス信号を本ユニットへのトリガ信号として入力され、これをカウントすることにより回転数（N）を求める。

② 空気供給弁変位　　(mm)

No.１～No.４の空気供給弁の針弁リフトを計測する。計測は開弁信号を出力した後



図５．１６　制御ユニット外観写真

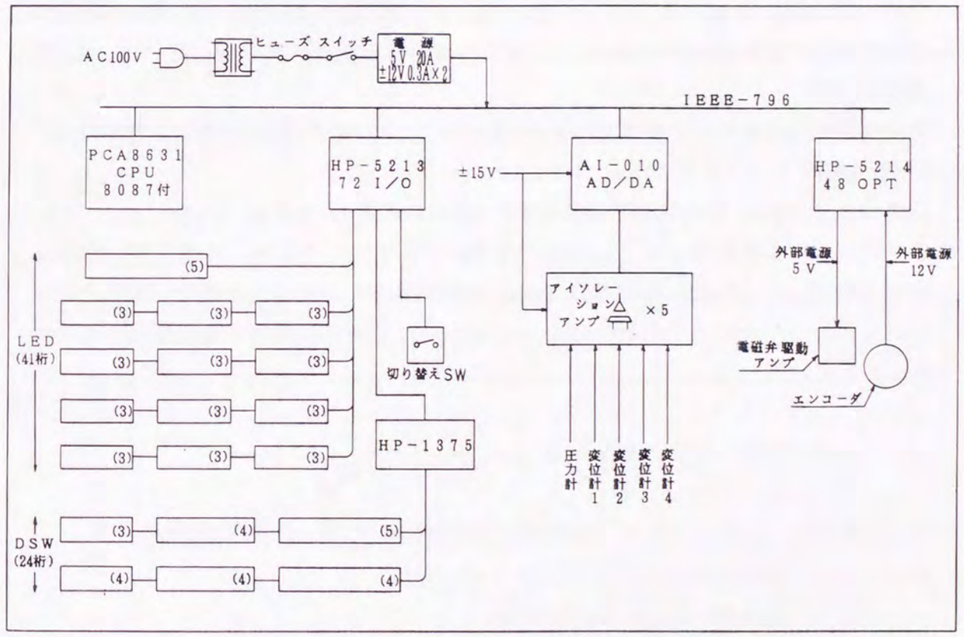


図５．１７　制御ユニットのハードウェアブロック図

の６０℃Aの間に行い、その最小値（針弁リフトは最大となる）及び開、閉時期を求める。

③ シリンダ内圧力　　P_0（MPa）

シリンダ内圧力を計測することにより、最初の上死点信号が爆発か非爆発かを判定する（４サイクル機関の場合に使用する機能）。さらに後述の開弁期間の変動値を算定する際にも使用する。

④ 第１－第２リング間圧力　　P_{12}（MPa）

第１－第２リング間圧力を計測する。上記③及び④は爆発時の上死点から３０℃Ａの間計測し、その最大値を求める。

⑤空気供給弁空気槽内圧力　　P_T（MPa）

No.１空気供給弁の空気槽内圧力を計測する。

⑥ 動力計出力　　L（kgf）

動力計出力（動力計のレバーに加わる力：L）を計測する。この値は空気供給弁を自動制御する際に使用し、制御スイッチを「自動」にすることにより自動制御になる。自動制御は機関負荷が指定負荷以上になれば弁の作動を開始し、指定負荷以下になれば中止する。但し、⑤、⑥は爆発時の上死点前２０℃Ａから上死点まで計測し、その平均値を求める。

次に、ディジスイッチ及び制御スイッチについて述べる。これらは制御値の計算等に使用するものである。

⑦ 開弁時期　　τ_A（℃Ａ）

空気供給弁の開弁時期を設定するものであり、上死点前からのクランク角度で示す。

⑧ 開弁期間　　ΔＴ（℃Ａ）

空気供給弁の開いている期間を設定するものであり、上死点後（ΔＴ－τ_A）℃Ａに弁が閉じることを意味する。このΔＴはディジスイッチで設定した値を用いる場合（固定と称す）と、部分負荷に応じてシリンダ内圧力により変える場合（変動と称す）がある。この切換は「変動・固定スイッチ」にて行う。変動の場合には次式で求めたΔＴを用いる。

$$\Delta T\text{（変動）} = \Delta T\text{（定格）} \times \left\{1-\left(1-\frac{P}{P_{MAX}}\right)^{\frac{1}{A}}\right\} \times \frac{N}{N_0}$$

この式からわかる様に、ΔＴ（変動）はΔＴ（定格）より小さい値となる。

但し、P　：上記②で求めた値（シリンダ内圧力）

N　：上記①で求めた値（回転数）

P_{MAX}　：機関負荷１００％（定格）におけるシリンダ内最高圧力
（ディジスイッチにて設定）

N_0　：機関負荷１００％（定格）における機関回転数
（ディジスイッチにて設定）

A　：充填圧力と開弁期間の関係を決める定数

（ディジスイッチにて設定）

⑨ 作動遅れ

開弁時の遅れ　　τ_O（msec）

閉弁時の遅れ　　τ_C（msec）

これは開弁（閉弁）信号を出力後、弁が実際に開き（閉じ）はじめるまでの電気系、油圧系等における遅れを補正するために設定する。この遅れは回転数、負荷にかかわることなく一定であるため絶対時間で指定する。

⑩ 爆発判定　　Ｐ（MPa）

起動スイッチＯＮの後、２回目の上死点位置におけるシリンダ内圧力（上記②の）の値がこの設定値より大きい場合には爆発時と判定し、小さい場合には非爆発時と判定する。

⑪ ＴＤＣ信号の補正　　τ_{TDC}（℃Ａ）

これはエンコーダのＺ信号と実際の上死点位置とのずれを補正するものである。

(b) 出力部（表示部）

① 油圧切換弁への制御信号

電磁弁駆動装置へ弁開閉の制御信号を出力する。図５．１８は弁開閉制御タイミングを示している。開弁時期は非爆発時の上死点からの時間で指定されており、次式による。

開弁時期＝３６０（℃Ａ）＋τ_{TDC}（℃Ａ）－τ_A（℃Ａ）－τ_O（msec）

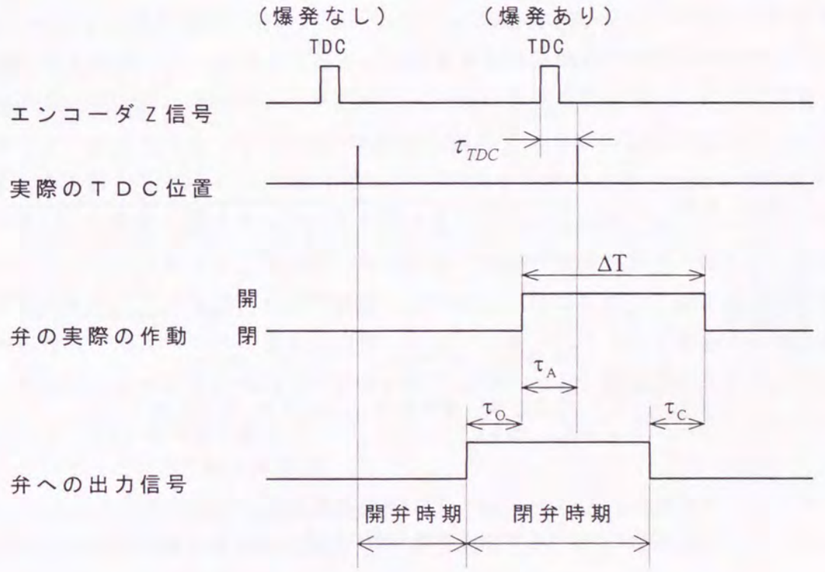


図５．１８　作動指令装置への入出力信号

閉弁時期は開弁信号を出力後からの時間で指定され、次式による。

閉弁時期＝ΔＴ（℃Ａ）＋τ_o（msec）－τ_C（msec）

但し、閉弁時期の信号は開弁時期と同様、非爆発時のＴＤＣからの時間で指定されるため、

閉弁時期＝３６０（℃Ａ）＋τ_{TDC}（℃Ａ）＋（ΔＴ－τ_A）（℃Ａ）－τ_C（msec）

となる。

② 空気供給弁開閉時期、弁リフト表示

各々の空気供給弁の開弁（閉弁）時期を、ＴＤＣ以前（以後）を正としてクランク角度で表示する。弁リフトは最小値を mm で表示する。

③ 回転数表示

主機回転数（N）を rpm で表示する。

④ 圧力表示

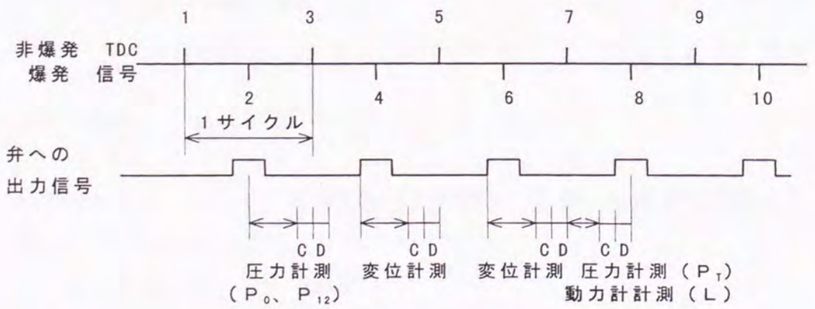
シリンダ内圧力（P_0）、第１－第２リング間圧力（P_{12}）、空気供給弁空気槽内圧力（P_T）を MPa で表示する。

⑤ エラー表示

設定値が正しく入力されていない場合には回転数表示に「----」が表示され制御エラーを示す。この表示が出ると弁の開閉制御は行わず、弁は閉じたままである。

(c) 制御部

制御計算は機関回転数５０rpm 以上で、爆発行程から次の爆発行程までの間に毎回行い、制御信号を出力する。本システムは図５．１９に示す様に４サイクル毎に繰り返し処理する。各サイクル毎に「測定」、「スイッチ入力」、「制御計算」を行い、続いて「表示」を行う。「表示」は前回の表示後０．５秒以上経過していれば実行する。



但し、

C：ディジスイッチ入力、開・閉弁のための制御値計算を行う。

D：前回の表示から 0.5 秒以上経過していれば、計測値の表示を行う。

図５．１９　作動指令装置の演算システム

５．３．５　危急停止系統

本システムは空気供給弁の空気槽内の圧力が異常に高くなった時、あるいは空気供給弁にバネ折損や弁棒の焼付き等の異常が生じた場合に、手動または自動的に空気供給弁を閉じるものである。図５．２０は本機能を付加するために行った空気供給弁の改造箇所を示す。

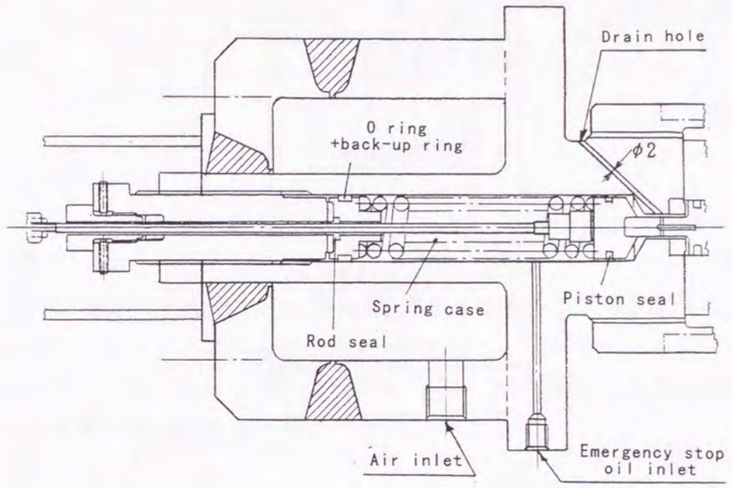


図５．２０　空気供給弁改造個所

本システムは図５．６に示す通り、シール油を分岐し電磁弁で切り換えることにより、空気供給弁を閉じる場合にはバネ室に８MPa のシール油を加え、通常の場合には油圧ユニットの背圧（０．２～０．３MPa）を加えるようにしたものである。この時、空気供給弁を閉じる力は４００kgf となり、バネ力と同等の力を加えることができる。

例えば、空気供給弁空気槽内の圧力が設定値より高くなれば、直ちに（約２０msec 以内）にリレーを作動させ、危急停止用作動油の電磁弁を切り換え、強制的に空気供給弁を閉じる。また、空気供給弁が機関と同期せず作動した場合、例えば、爆発行程の上死点以外のところで空気供給弁が開いた場合にも、弁リフト信号をトリガにして上記と同様に作動させることにより、弁を直ちに閉じることができる。

５．３．６　ドレン自動排出系統

本システムは空気供給弁の空気槽内に溜まるシール油や高圧空気中のドレンを定期的に外部へ自動排出するものである。ドレン排出間隔及び排出時間はタイマにより自由に設定できる。図５．２１にドレン排出弁の構造を示す。

この弁は通常１．４～１．７MPa の空気圧（機関始動用空気圧を減圧する）で閉じ

られており、開ける時は二方向電磁弁を切り換え、この空気圧を大気開放することにより、ドレンを含む高圧空気を排出する。

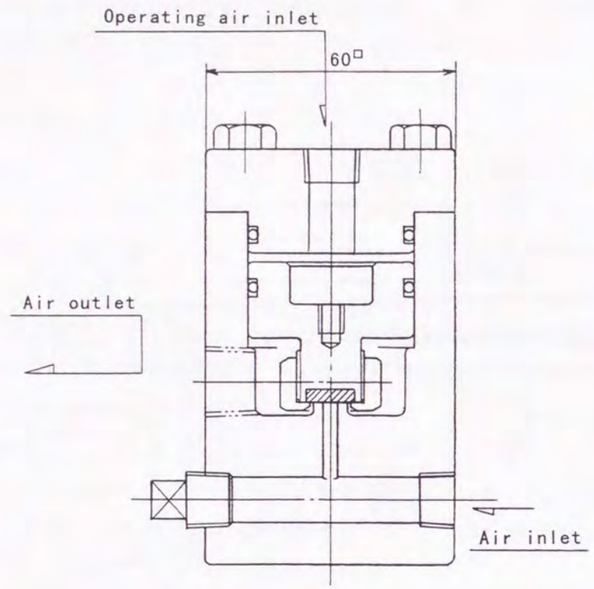


図５．２１　ドレン排出弁の構造

５．３．７　安全装置（信頼性向上）

新シール機構を実機に装着して運転する際に、万一のトラブルに備えてできる限りの安全対策を講じる必要がある。その一つが前述の「危急停止系統」であるが、この他の「安全装置」として以下の装置を設けた。

(a) 破裂板

空気供給弁の安全弁として空気槽及び空気配管に破裂板を設け、空気槽に異常な高圧が加わっても瞬時にその圧力を開放できるようにした。図５．２２に破裂板の構造を示す。

(b) 焼結金属製エレメント

リング間容積部には、空気供給弁より作動油（シール油）が供給されたり、極めて薄い油膜が塗布された状態になっていることから、引火の危険性が予想される[2]。さらに空気供給弁の空気通路を含め、空気配管は細い管路で形成されていることから、管の中で引火した場合には爆轟に至る可能性も考えられる[3]。そこで管路途中に、図５．２３に示す焼結金属製エレメント（メッシュ径：４０μm）を取り付けることにより、爆轟による衝撃波の伝播を防止できる様にした[4][5]。

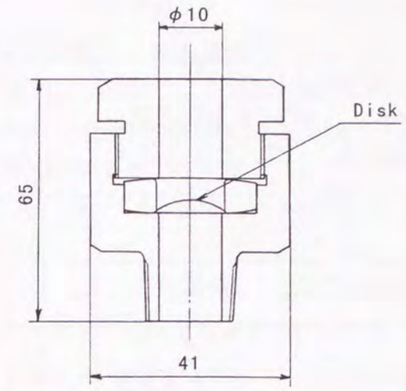


図５．２２　破 裂 板

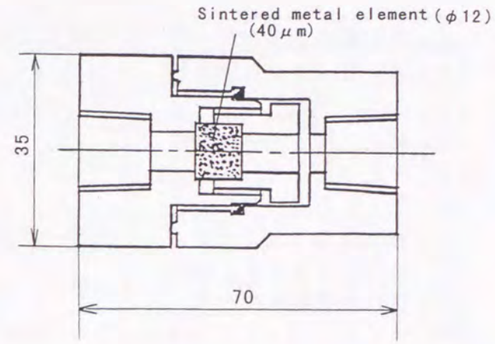


図５．２３　爆轟防止用エレメント

然るに、新シール機構の最大の特徴は、本システムに異常が生じた場合でも空気供給を停止することにより通常の機関に戻るため、機関を停止するという最悪の事態を防げることである。「随時空気を供給し、いつでも供給を停止できる」ことも、新シール機構の安全装置の一つである。

５．３．８　計測方法

試験機関の実験における計測システムは、機関の運転データを計測する以外に、新シール機構の作動状況を把握するために必要な計測センサ、計測機器等より構成されている。表５．５に主要な計測項目及び測定点数を示す。

この内、リング間圧力はシリンダライナ側より計っており、ピストンリングがこのセンサ位置を通過する際に、各リング間圧力が計測される。図５．２４に、ピストン上死点位置における各ピストンリングと圧力センサの位置関係を、各々①～④で記す。これらの圧力センサはピエゾ式圧力センサであることから、基準圧力を計測する必要がある。そこで、シリンダライナ下部に歪ゲージ式圧力センサを取り付け、この計測値を各センサに対する基準圧力とした。

これらの計測機器のデータはデータレコーダで記録し、アナライジングレコーダへ出力したり、あるいは制御ユニットに表示される。摩耗量は模型実験と同様、リングの重量を１kg精密基準天秤（感量１mg）で計測した。

一方、新シール機構の効果の１つとして、クランク室へのガスブローバイ防止がある。そこで、予備実験に引き続いて実施する摩耗実験でクランク室内のガス分析を行った。クランク室へ漏れた排気ガスを検知するため、比較的排気ガスに多く含まれ、通常空気中に存在しないＮＯx 濃度を計測した。

表５．５　新シール機構計測項目

	計　測　項　目	セ　ン　サ	計測機器	測定点数
1	空気供給弁針弁変位量	渦電流式非接触変位計	－	2
2	回転数（ＴＤＣ信号）	エンコーダ	ＦＶ変換器	1
3	シリンダ内圧力	ピエゾ式圧力センサ	チャージアンプ	1
4	第１－第２リング間圧力	〃	〃	1
5	第２－第３　〃	〃	〃	1
6	第３－第４　〃	〃	〃	1
7	基準圧力（クランク室）	歪ゲージ式圧力センサ	動歪計	1
8	油圧マニホルド内圧力	〃	〃	2
9	空気弁空気槽内圧力	〃	〃	4
10	シリンダライナ壁温度	ＣＡ熱電対	デジタル温度計	4
11	シール油圧力	歪ゲージ式圧力センサ	動歪計	1
12	作動油圧力	〃	〃	1
13	空気供給量	熱式質量流量計	－	1

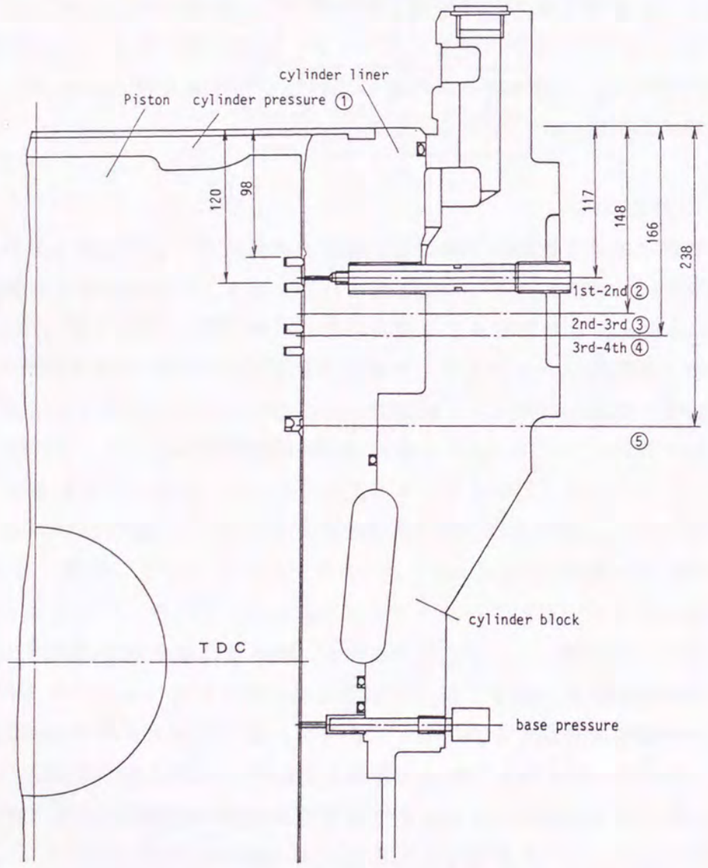


図５．２４　リング間圧力計測位置

５．４　予備実験

５．４．１　空気供給条件の設定

新シール機構による実験を行うに当たり、高圧空気を第１－第２リング間へ供給する際の圧力条件を決める必要がある。

空気供給条件としては、

① シリンダ内最高圧力＜第１－第２リング間供給圧力

②　〃　＝　〃

③　〃　＞　〃

の３つの場合が考えられる。しかるに、新シール機構の主たる機能は第１リングの面圧低減であるが、短所としては空気供給にともなう空気量の増大がある。最も良い供給条件は両者を考慮して決定する必要がある。

空気供給量は①、②が多く、③が最も少ない。そこで、①、②、③を各々新シール機構（Ａ）、新シール機構（Ｂ）、新シール機構（Ｃ）とし、試験機関によりこれらの圧力条件で実験することにより、摩耗実験における空気圧力条件を決めることとした。図５．２５に各々の第１リング面圧を模式的に示す。リング荷重は差圧に比例するため、リング差圧で荷重を代表する。

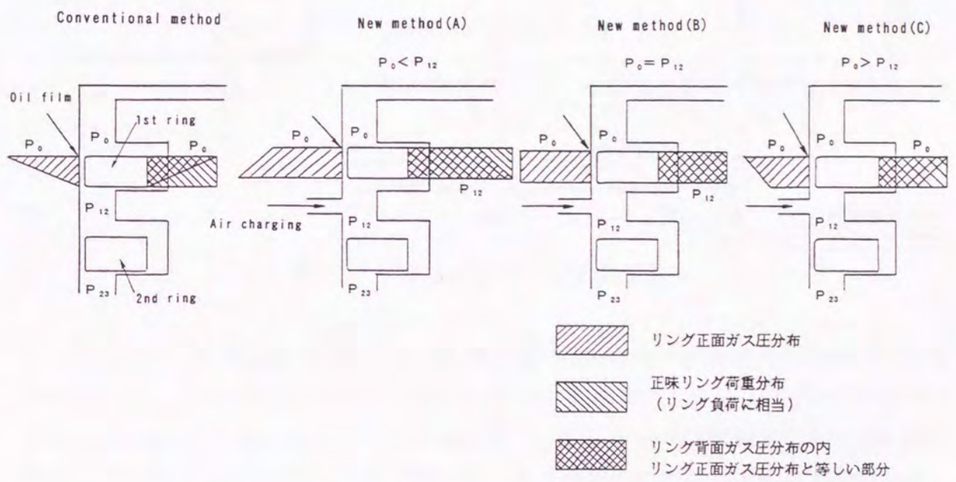


図５．２５　従来機構と新シール機構の第１リング面圧

５．４．２　実験条件

実験に使用したピストンリングは機関標準品のテーパリングで、摺動面にはクロムメッキを施してある。第１～第４リングまで同一形状であるが、第１リングのみリン

グ内面がインナーカットされている。図５．２６に第１リングの形状を示す。

油圧ユニットの作動油圧力は１７．６MPa、シール油圧力は空気弁空気槽圧力より２～３MPa高い圧力とした。

実験は回転数３００rpm、機関負荷１０％で行った。空気供給弁は上死点前１５℃Ａで開き、△Ｔ後に閉じる。予備実験では△Ｔ＝３０～２０℃Ａとした。空気槽内圧力は新シール機構（Ａ）、（Ｂ）の場合には１４．７MPaとし、新シール機構（Ｃ）の場合は５．９MPaとした。

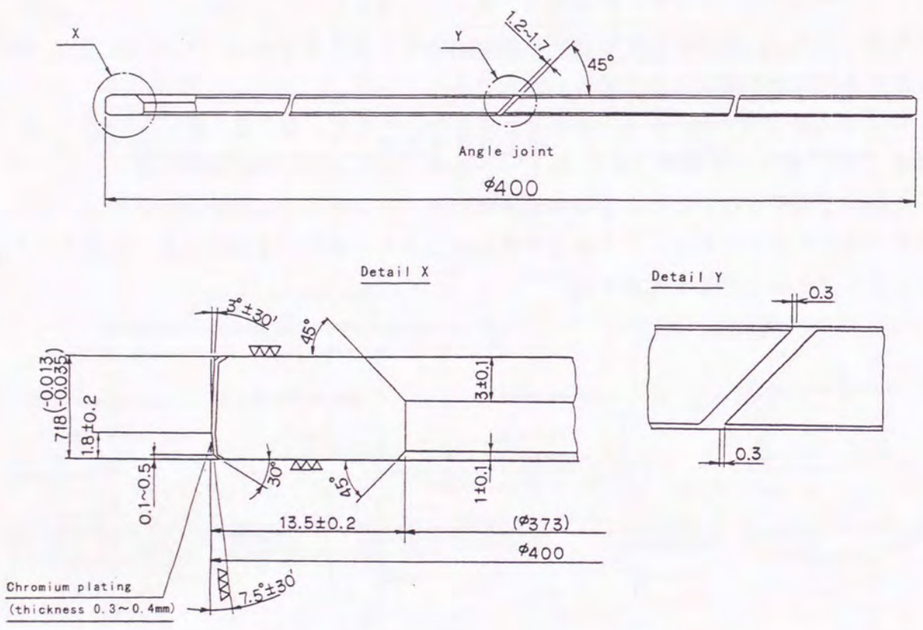


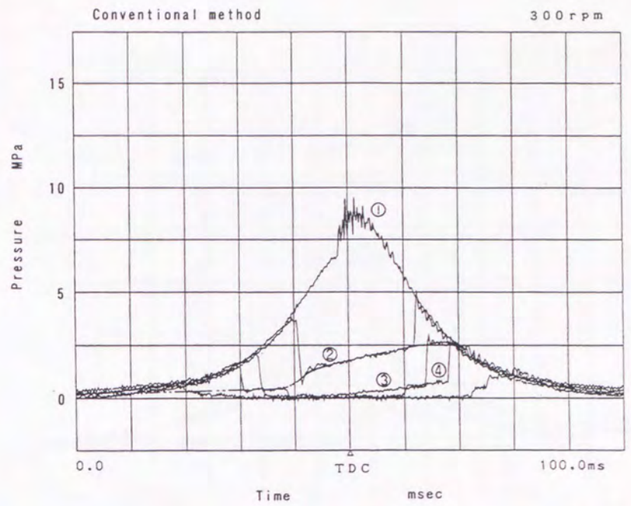
図５．２６　斜め合口ピストンリングの形状

５．４．３　実験結果

(a) 空気供給条件を変更した場合

各条件での実験結果を以下に示す。但し、図の①、②、③、④は図５．２４に示す位置で計測した。

図５．２７に従来機構のシリンダ内圧力（①）及び各リング間圧力（②、③、④）計測結果と第１、第２リング差圧を示す。第１リング差圧の最大値は６．９MPa 、第２リング差圧の最大値は２．０MPaとなっている。



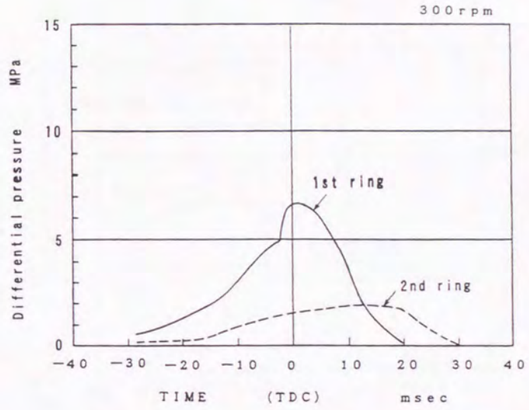
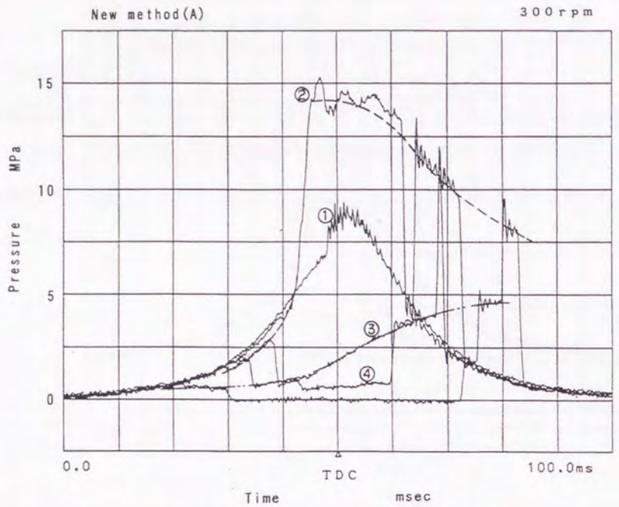


図５．２７　従来機構の圧力計測結果

これに対し、図５．２８に新シール機構（Ａ）の結果を示す。空気供給弁の空気槽圧力を１４．７MPa とすることにより、空気供給と同時に第１－第２リング間圧力がシリンダ内圧力より高くなっている。また第１、第２リング差圧ともに従来機構より高く、空気槽圧力をさらにシリンダ内圧力に近づける必要がある。

図５．２９は新シール機構（Ｂ）の結果である。この場合の空気槽圧力は新シール機構（Ａ）と同じであるが、開弁期間を短くすることにより供給圧力を下げた。しかし、第１－第２リング間圧力とシリンダ内圧力が等しくなるため、第１リング差圧は零となるが、第１－第２リング間へ供給された空気は燃焼室側へ流出することから、空気消費量が最も多い。これは第１リング上、下の圧力が等しいため、第４章で述べたようにリングがリング溝の中で浮いた状態になっていると予測され、その結果、空



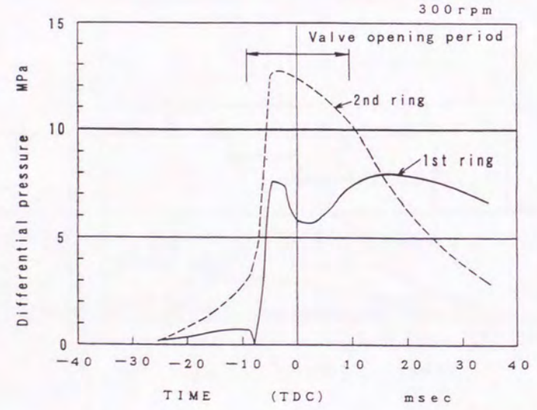
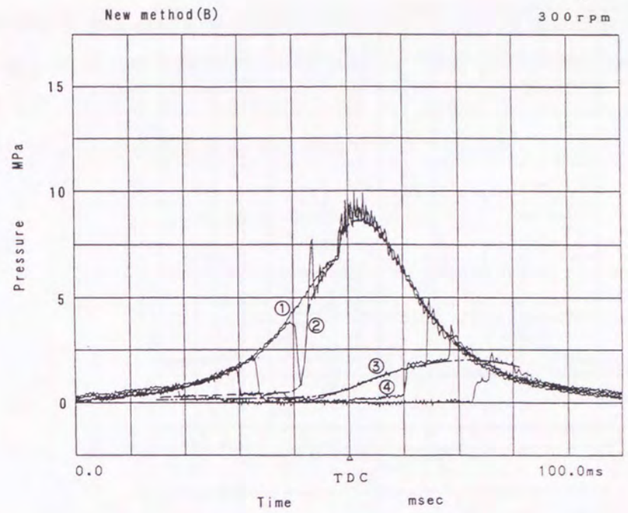


図５．２８　新シール機構（Ａ）の圧力計測結果

気の通過面積が最大になるためである。さらに、リング間への空気供給能力が低下した場合には、多量の燃焼ガスがリング間へ侵入し、ブローバイ現象に近い状況になる可能性もあり、最も好ましくない条件である。

図５．３０はシリンダ内最高圧力８．３MPa に対し、空気供給圧力を５．９MPa に設定した新シール機構（Ｃ）の結果である。この場合には第１リング差圧の最大値は２．９MPa 、第２リング差圧の最大値は４．９MPa となっており、従来機構に比べ第１リング差圧は半分以下になっている。供給圧力をさらに上げれば第１リング差圧はより小さくなるが、逆に第２リング差圧が増加する。空気供給圧力をシリンダ内最高圧力の半分にすることにより、第１、第２リング差圧を等しくできる。



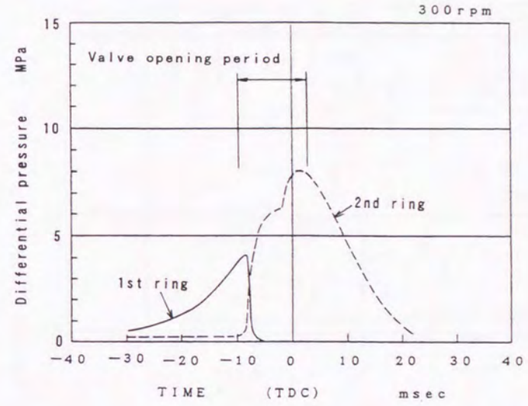
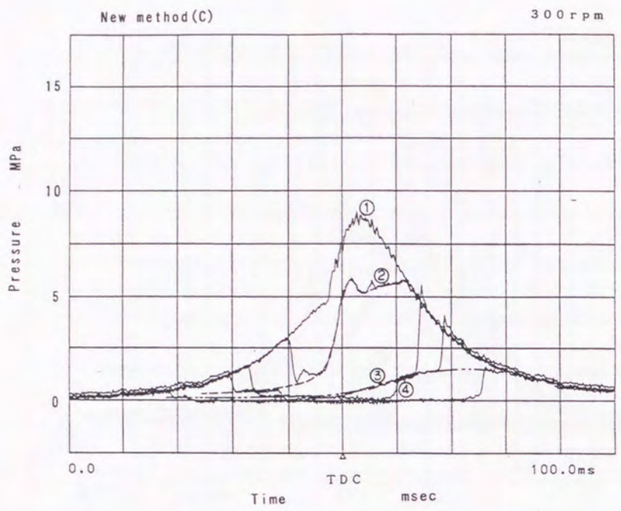


図５．２９　新シール機構（Ｂ）の圧力計測結果

次に空気供給量についてであるが、空気流量計測結果から新シール機構（Ａ）の場合には約４００NL/min、新シール機構（Ｃ）の場合には約１００NL/min であった。

これらの結果から総合的に判断して、新シール機構（Ｃ）を基本型とし、空気供給圧力をシリンダ内最高圧力の半分にすることにより、第１、第２リング差圧をほぼ等しくできることから、今後はこの条件で新シール機構の実験を行うことにする。



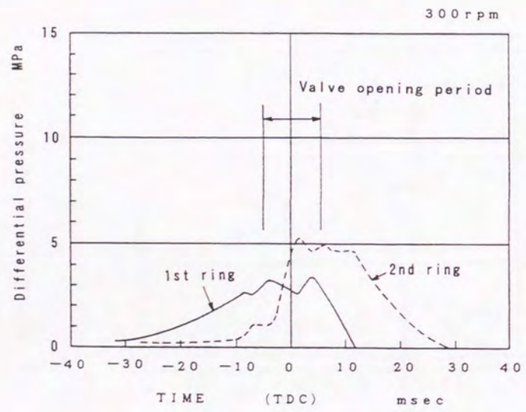


図５.３０　新シール機構（Ｃ）の圧力計測結果

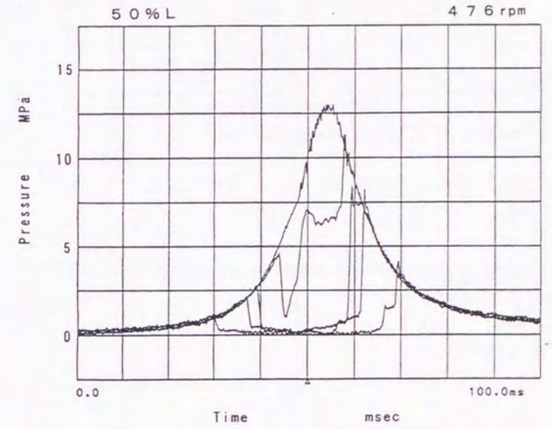
(b) 空気供給弁の数を変更した場合

前述の結果に基づき、リング間にシリンダ内最高圧力の約１／２の空気圧を供給することから、空気供給弁を２弁にした場合の実験を行った。

まず、４弁と２弁の充填特性を比較した。図５．３１に４弁の場合の機関負荷５０％（「５０％Ｌ」と略称す）におけるリング間圧力計測結果と差圧を、図５．３２に２弁の場合の同じ計測結果を示す。両者を比較すると、４弁の場合のリング間圧力は、シリンダ内圧力の圧縮圧力の上昇よりその傾きが急であるのに対し、２弁の場合はシリンダ内圧力の上昇とその傾きが等しく、ほぼ平行になっていることがわかる。その結果、４弁の場合には第１リング差圧に谷間が生じるが、２弁ではフラットになって

いる。

この結果から差圧線図を見る限り、リングの挙動には２弁の方が望ましくかつ第１リングの差圧の最大値も同等であることから、２弁でもその機能を充分に果し得ることを確認した。以上より、リング間にシリンダ内最高圧力の１／２程度の圧力を供給する場合には、２台の空気供給弁を使用することとした。



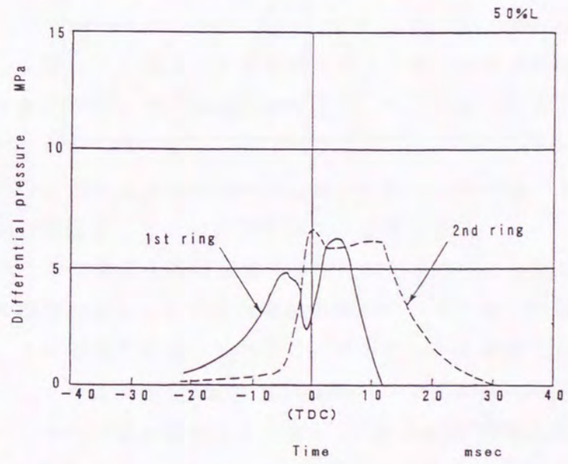
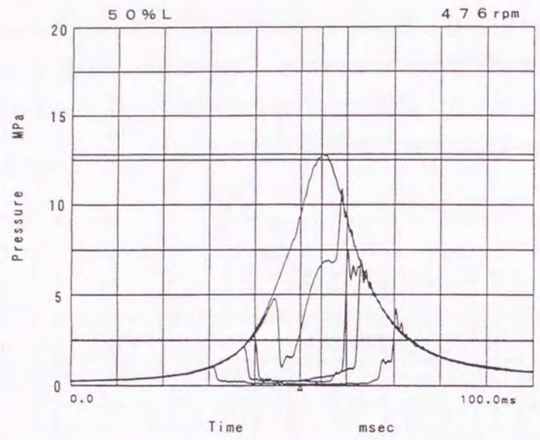


図５.３１　リング間圧力計測結果と差圧
（４弁の場合）



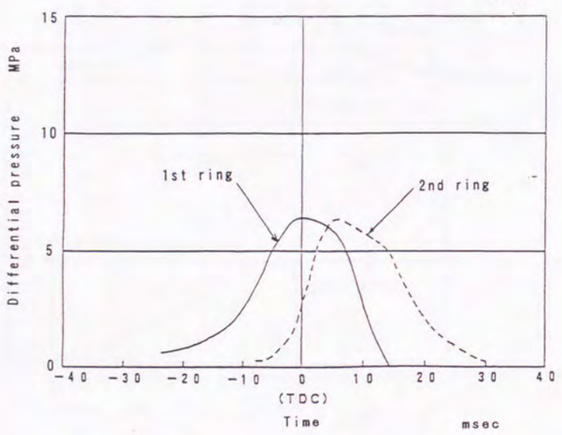


図５．３２　リング間圧力計測結果と差圧
（２弁の場合）

５．５　摩耗実験（従来機構と新シール機構の比較実験）

５．５．１　実験方法及び実験条件

実験で使用したリングは、予備実験でも使用した図５．２６に示す摺動面にクロムメッキを施した斜め合口リングと、図５．３３に示す摺動面は鋳鉄のままのガスタイトリングであり、これら２種類を組み合わせた。リングの組み合わせとしては、第１リングに斜め合口リングを使用した場合と、ガスタイトリングを使用した場合があるが、第２リング以下は全て斜め合口リングを使用した。

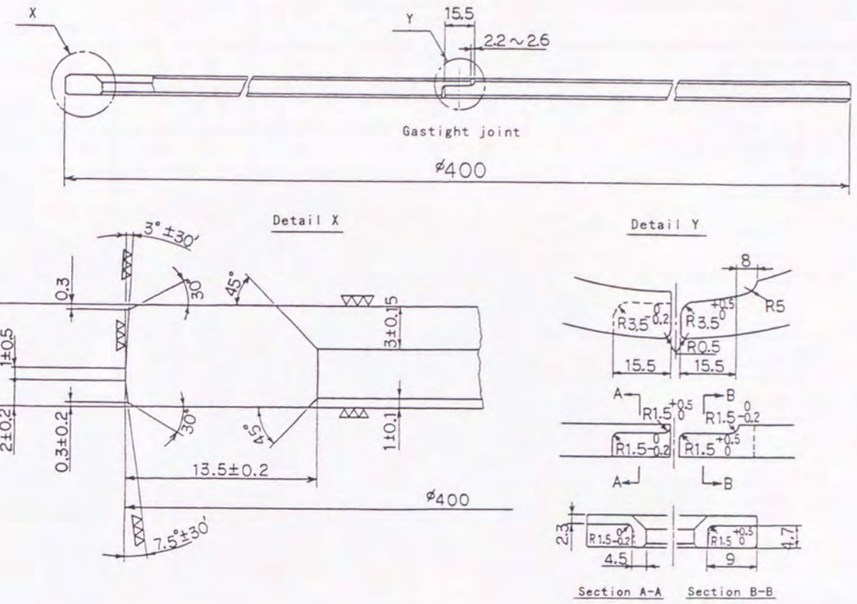


図５．３３　ガスタイトリングの形状

摩耗実験では、新シール機構による第１リングの摩耗低減効果を調べるため、第１リングにはガスタイトリング（鋳鉄）を使用し、リング差圧による摩耗量の差が大きく現れるようにした。

第１－第２リング間への空気供給圧力は５．４節の結果に基づき、シリンダ内最高圧力の約１／２に設定し、２台の空気供給弁を使用した。

摩耗実験に入る前にリングとライナの摺り合わせを行うため、従来機構と新シール機構で約１００時間の運転を行った。摩耗実験はこの摺り合わせ運転後、各リングの重量を計測し、次に機関負荷５０％で５０時間の新シール機構による運転を行い、再度重量を計測し、この重量差を新シール機構のリング摩耗量とした。次に、同じ機関負荷５０％で５０時間の従来機構による運転を行った後、同様にして従来機構の摩耗量を求めた。

表５．６に新シール機構の運転条件を示す。従来機構の場合は空気供給を停止しただけで、他の条件は新シール機構の運転条件と同一である。

摩耗実験の前に表５．６の運転条件で、新シール機構と従来機構によりリングとライナの摺り合わせ運転を行った。

表５．６　新シール機構の運転条件

機関負荷	%	２５	５０	７５	１００
主機回転数	rpm	３７８	４７６	５４５	６００
シリンダ内最高圧力	MPa	８．８	１２．７	１５．７	１９．６
空気供給元圧力	MPa	５．０	７．０	９．０	１１．０
空気供給弁	台	２	←	←	←
開弁時期（TDC前）	℃A	１５	←	←	←
開弁期間 ℃A	斜め合口リング	２２	２５	２９	３０
	ガスタイトリング	２７	３０	３２	３３
作動油圧力	MPa	１７．６	←	←	←
シール油圧力	MPa	６．９	８．８	１１．８	１３．７
ドレン排出間隔	min	１０	←	←	←
ドレン排出時間	sec	１	←	←	←

図５．３４は、機関負荷７５％において従来機構の運転途中で新シール機構に切換えた時の圧力計測結果であるが、切換えと同時に空気供給が行われていることがわかる。このように従来機構から新シール機構への切換え、あるいはその逆も随時行うことができる

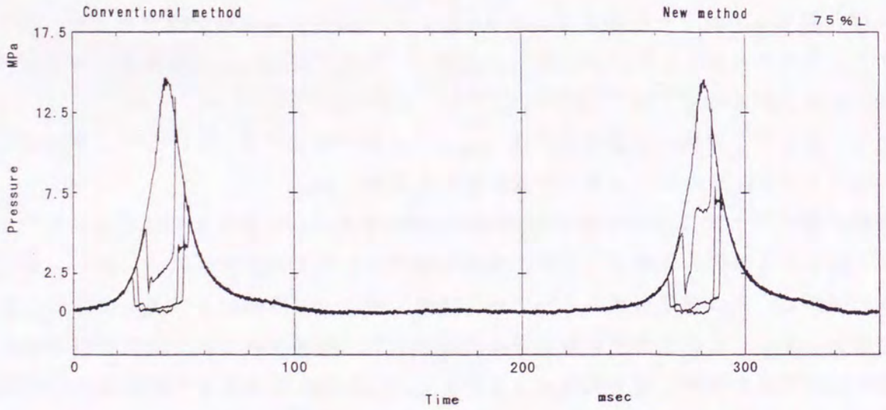
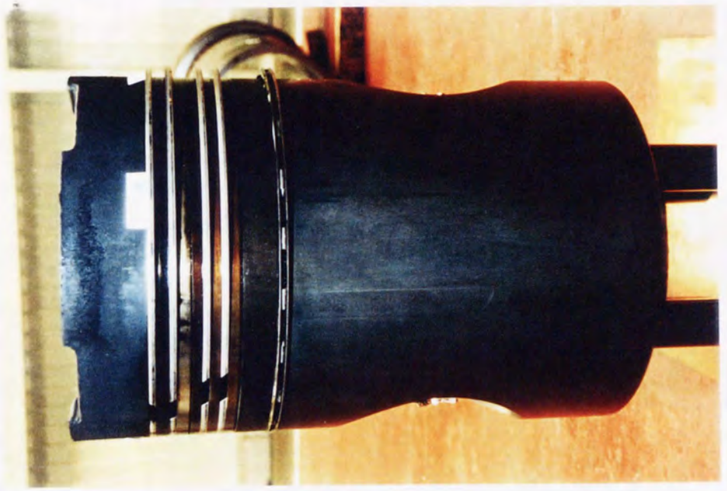


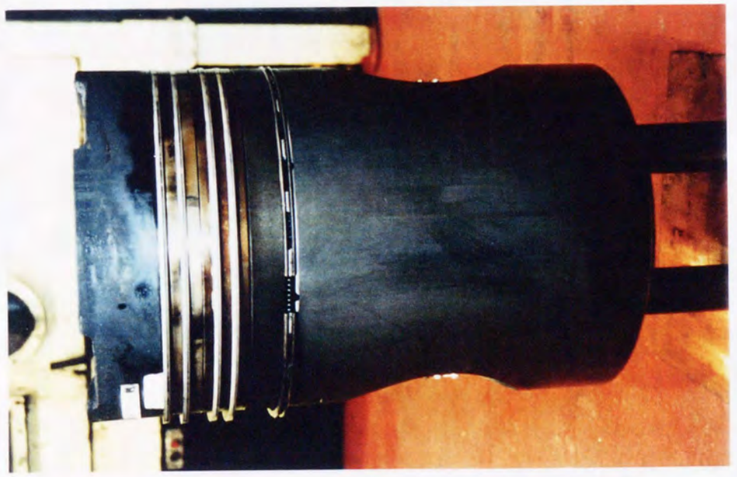
図５．３４　従来機構から新シール機構への切換時における圧力計測結果

５．５．２　機関開放状況

図５．３５は第１リングに斜め合口リングを使用して摺り合わせ運転を行った際の、



Conventional method



New method

図５．３５　運転後のピストン開放写真（第１リング:斜め合口リング

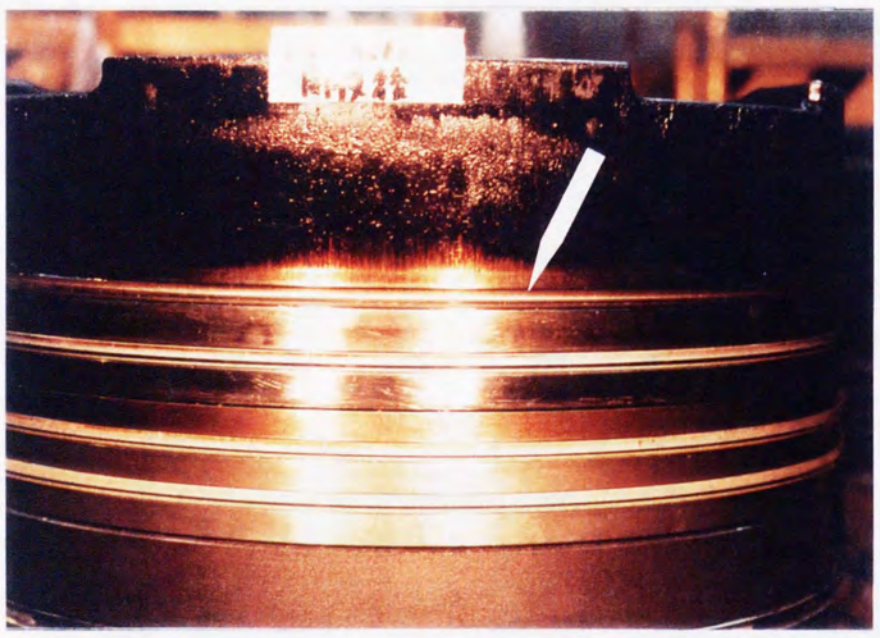


New method



Conventional method

図５．３６　運転後のピストン開放写真（第１リングガスタイトリング



New method



Conventional method

図５．３７　ピストン上部開放写真（第１リングガスタイトリング

従来機構と新シール機構による運転後のピストン開放写真である。一方、図３．３６は新シール機構、従来機構共に第１リングにガスタイトリングを使用して摩耗実験を行った後のピストン開放写真であり、図３．３７はこの時のピストンクラウンの外観写真である。図３．３５（従来機構）のピストン開放写真は第１リングに斜め合口リングを使用したため、合口部を通って燃焼ガスがブローバイし、ピストン上部の第１－第２リング溝等にかなり汚れが目立ったが、図３．３６の場合はガスタイトリングを使用したためガスブローバイが少なく、この部分の汚れはほとんど見られない。

一方、新シール機構の場合は第１－第２リング間の高圧空気が燃焼ガスの流入を防止するためガスブローバイが少なく、結果としてどちらの場合も汚れが少なくなったものと考えられる。

さらに第１リング上部のすき間であるが、図３．３７の新シール機構の場合には、第１リング上面とリング溝の隙間に入りこんだ燃焼残渣物は従来機構に比べ少ない。また第１－第２リング間圧力がシリンダ内圧力と一致した後は、燃焼室側へ高圧空気が流出するため、トップランド下部即ち第１リング直上部に燃焼残渣物の付着が見ら



図５．３８　ピストン上部拡大写真（従来機構）

れない（図５．３７ではピストンクラウンの金属光沢が見られる）。これに対し、図５．３８は従来機構のリング部をさらに拡大した写真であるが、写真上部のトップランド部へ均一に燃焼残渣物が付着していることがわかる。

図５．３９(a)は従来機構による運転後のリング摺動面の写真である。図の上から、第１、……、第４リングの順に並んでいる。第１リングは鋳鉄リングのため、１００時間程度の運転にもかかわらず、最初１mmであった当り幅が３～４mmに広がり、特に合口部の摩耗が大きいことがわかる。図５．３９(b)はこの時の摺動面のプロフィー

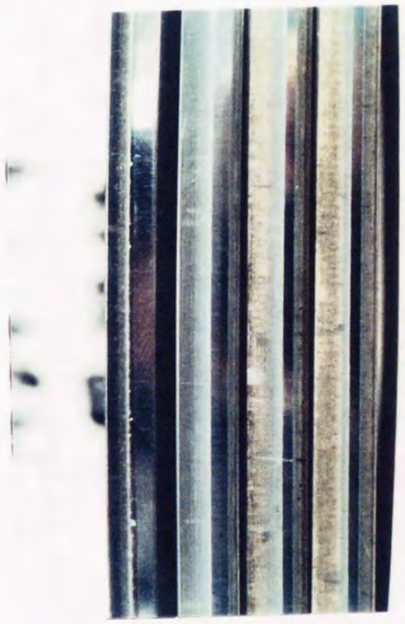




図５．３９(a)　運転後のピストンリング

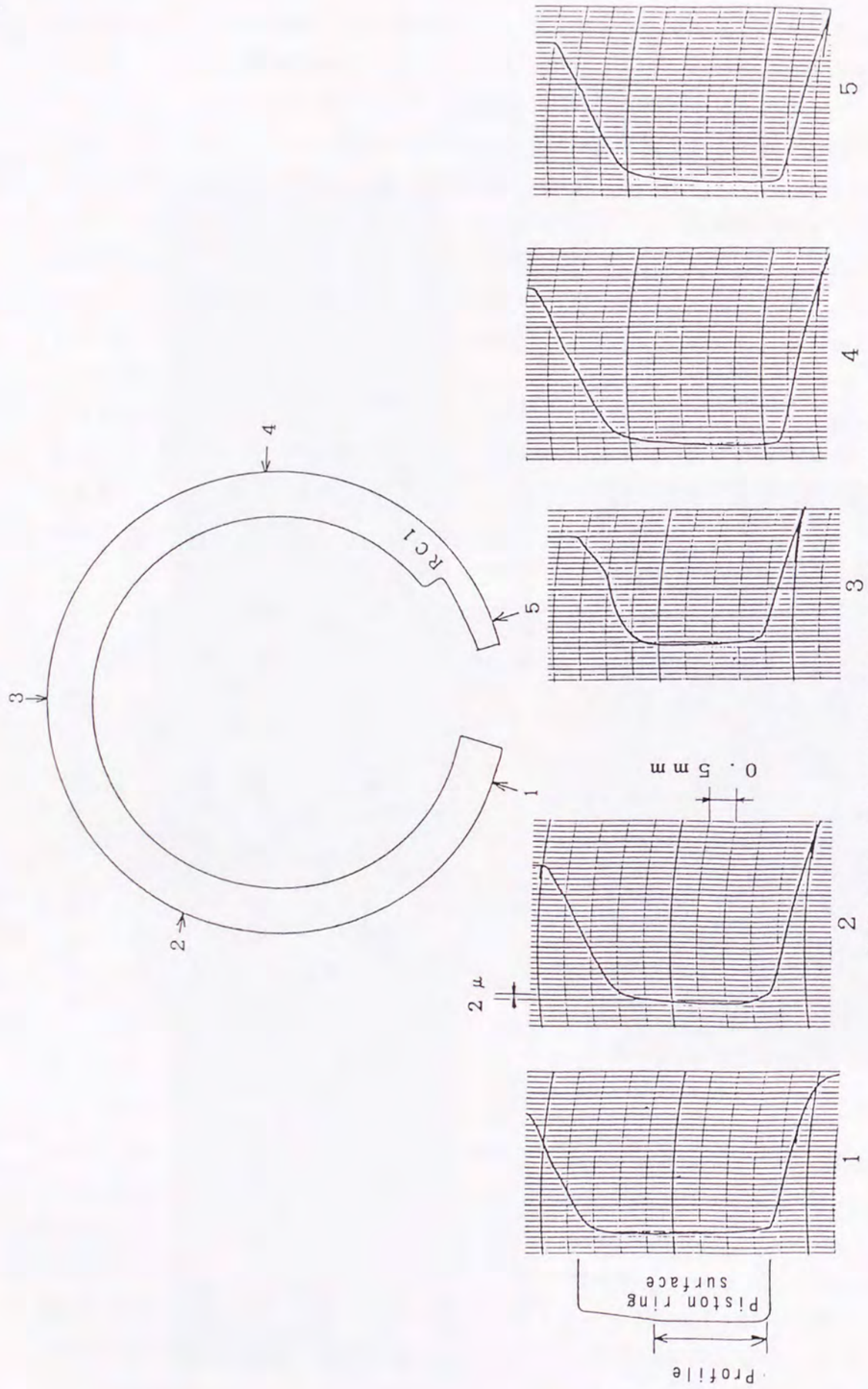


図５．３９(b)　運転後のピストンリング表面形状（第１リング）
摺動面の表面粗さ測定箇所及びプロフィール測定箇所

ルを測定した結果である。これによると摺動面の形状はなだらかなバレル形状に仕上がっている。リングの写真でも観察された当り幅はリングの各部で異なり、リングの合口付近が最も大きく、その反対側が最も小さい。

一方、新シール機構ではシリンダライナ摺動面に空気供給孔を設けていること、シリンダライナに空気供給弁の取付孔を設けていることなど、従来の機関には例を見ない部分があり、これによる障害が懸念された。しかし、開放後点検した結果、ピストン、ピストンリング、シリンダライナなどの機関部品には傷等の異常は見当たらず、新シール機構による障害はなかった。

図５．４０にシリンダライナの開放写真を示す。いずれも摺動面に異常はなく、ホーニングの目も残っており、機関は正常に作動していたことを示している。通常シリンダライナ上部のピストン上死点位置付近に、第１リングの当りによる光沢が見られるが、このライナには第２リングの当りによる光沢も見られる。これは新シール機構によって第２リングに加わった空気圧によって生じたものである。

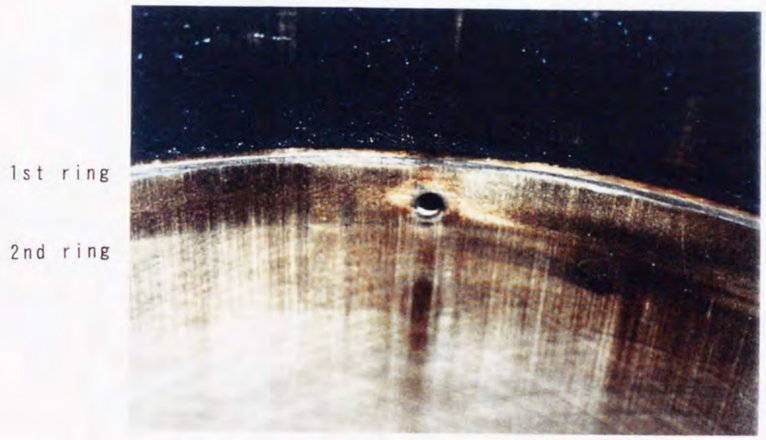


図５．４０　運転後のシリンダライナ開放写真
（空気供給孔付近）

５．５．３　圧力計測結果

図５．４１は従来機構の機関負荷５０％で、第１リングに斜め合口リングを用いた場合の圧力計測結果を示す。実線が実測結果で、破線は第２章で述べた方法による計算結果である。図５．４２は同一条件で運転した新シール機構の結果であるが、空気供給を停止してからも第１リング合口を通って燃焼ガスがリング間へ流入するため、第１－第２リング間圧力が徐々に上昇していることがわかる。

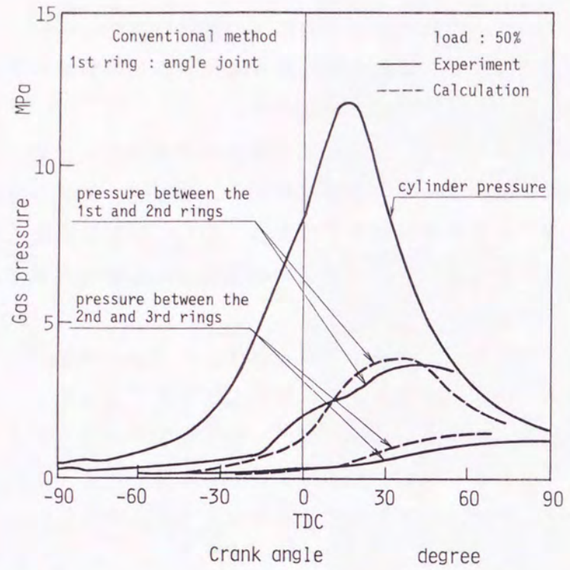


図５．４１　従来機構による圧力計測結果
（第１リング：斜め合口リング）

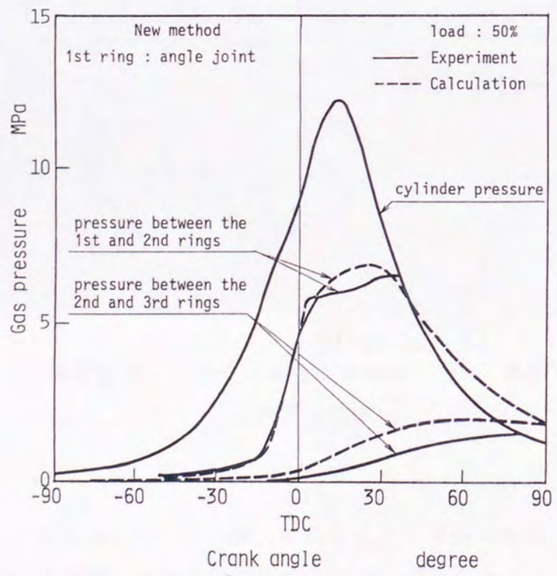


図５．４２　新シール機構による圧力計測結果
（第１リング：斜め合口リング）

これに対し、第１リングをガスタイトリングに代えた場合の計測結果を、従来機構については図５．４３に、新シール機構については図５．４４に示す。ガスタイトリ

ングは理論上リング合口面積が零に近く、従ってクランク室側への燃焼ガスの流入を防止できるため、シール性能に優れたピストンリングである。

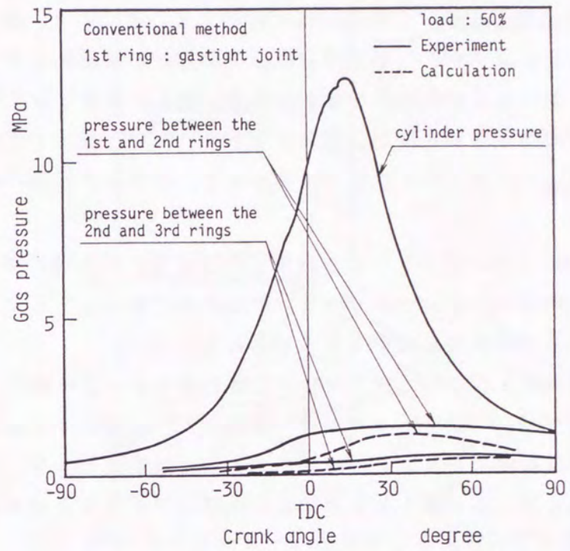


図５．４３　従来機構による圧力計測結果
（第１リング：ガスタイトリング）

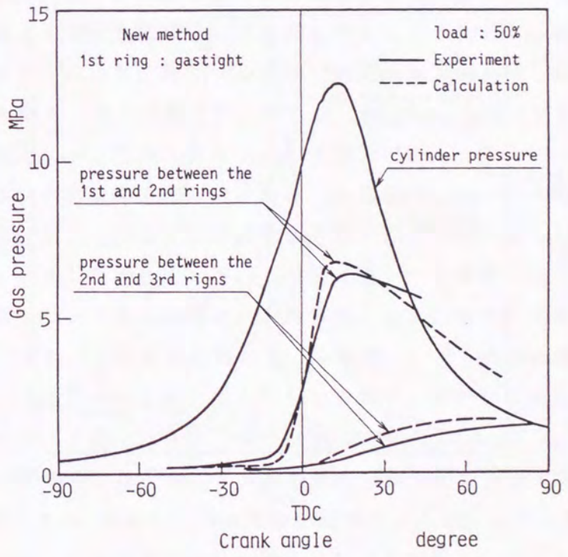


図５．４４　新シール機構による圧力計測結果
（第１リング：ガスタイトリング）

図５．４３の実験結果からも第１－第２リング間圧力が低く、ガスタイトリングが良好なシール性能を有していることがわかる。しかしこの結果、当然のことながら第１リングの差圧は大きくなり、摩耗等の増大が懸念される。

一方、新シール機構の場合はリング間へ空気を供給することにより、図５．４４に示すように、第１－第２リング間圧力を上昇させ第１リングの差圧を小さくできる。この図と図５．４２を比べると空気供給を停止した後、第１－第２リング間圧力は斜め合口リングの場合は増加するのに対し、ガスタイトリングでは低下している。これはガスタイトリングを通って流入する燃焼ガスが少なく、クランク室側へ流出するガスが多いためである。

この様に第１リングにガスタイトリングを使用すればそのシール能力が高いため、通常４本で構成されているコンプレッションリングを３本に減らしても充分であり、この結果、リングによる摩擦損失も減少できると考えられる。

図５．４５は、機関負荷１００％で第１リングに斜め合口リングを使用した時の従来機構の圧力計測結果であり、図５．４６は同一条件における新シール機構の計測結果である。現存する中速機関のシリンダ内最高圧力としては最高の１９．６MPaの場合でも、新シール機構を用いると第１リング荷重を大幅に下げることが可能である。

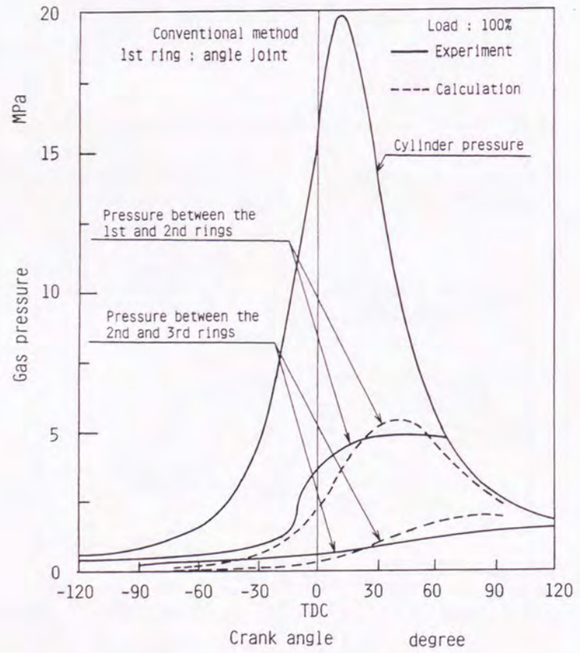


図５．４５　従来機構による圧力計測結果
（第１リング：斜め合口リング）

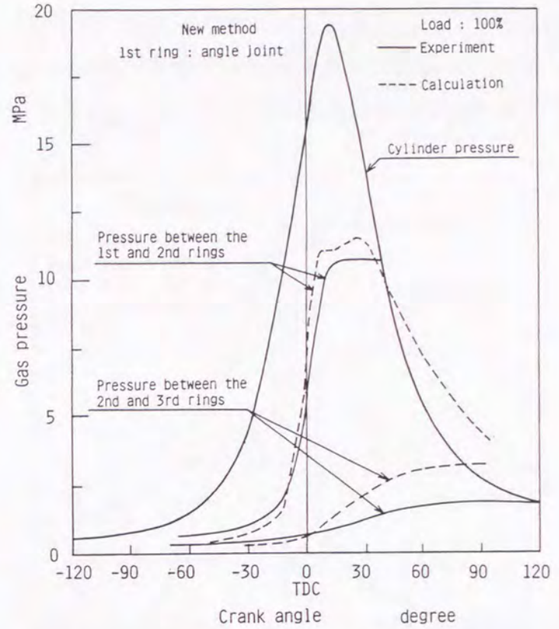


図５．４６　新シール機構による圧力計測結果
（第１リング：斜め合口リング）

次に、上記圧力計測結果から求めた各リング差圧について述べる。新シール機構の摩耗低減原理は第１リングの差圧を下げることである。図５．４７～図５．５４は各負荷における第１リング、第２リング差圧を求めたものであり、従来機構と新シール機構を比較することにより、新シール機構の差圧低減効果を示したものである。

図５．４７～図５．５０は第１リングを斜め合口にした場合であり、図５．５１～図５．５４は第１リングをガスタイトにした場合である。この内、図５．５２は空気供給圧力をシリンダ内最高圧力の約半分にした場合で、新シール機構の基準になるものである。これに対し、図５．５３は供給圧力を約３割程度低くした場合であり、図５．５４は逆に高くした場合である。この様に新シール機構は空気供給圧力を変えることにより、第１リング差圧や第２リング差圧を自由に変更できる。

図５．５５は上記の実験結果に基づき、各負荷における従来機構と新シール機構の第１、第２リング差圧の最大値を示したものである。差圧が最大となる時期は各負荷で異なるが、各リング差圧は負荷と共に増大している。

また従来機構の場合には、第１リングが斜め合口からガスタイトに変われば、第１リング差圧が約２MPa 増加するかわりに、第２リング差圧は逆に約２MPa 減少する。これに対し新シール機構の場合には、第１リングを変更しても第１リング、第２リング差圧の最大値は等しく、圧力波形も類似しており、リングが変わったことによる差

は見られないが、前述のように空気供給圧力を変更すれば圧力波形に差が生じる。

この結果からも、新シール機構により第１リング差圧、即ち第１リング負荷の軽減が可能であり、その大きさは空気供給圧力を変えることにより変更できることがわかった。

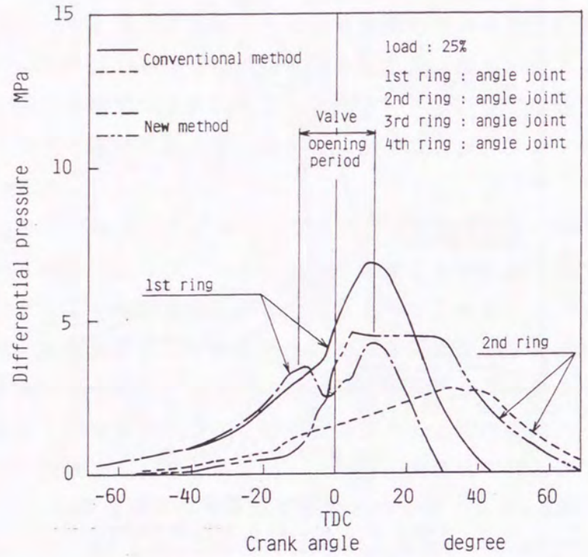


図５．４７　第１、第２リング差圧計測結果
（第１リング：斜め合口、２５％Ｌ）

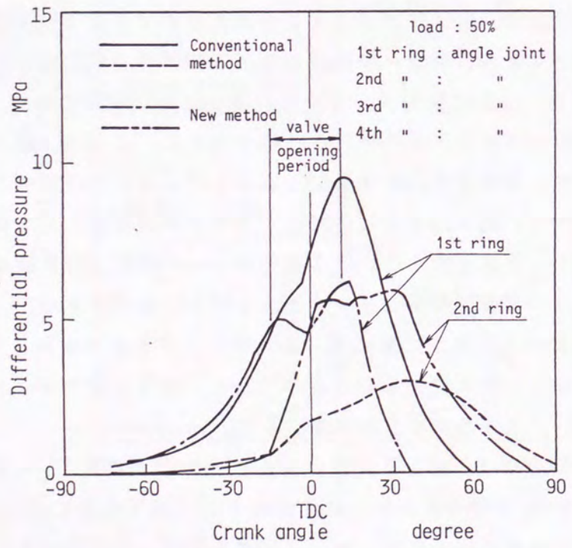


図５．４８　第１、第２リング差圧計測結果
（第１リング：斜め合口、５０％Ｌ）

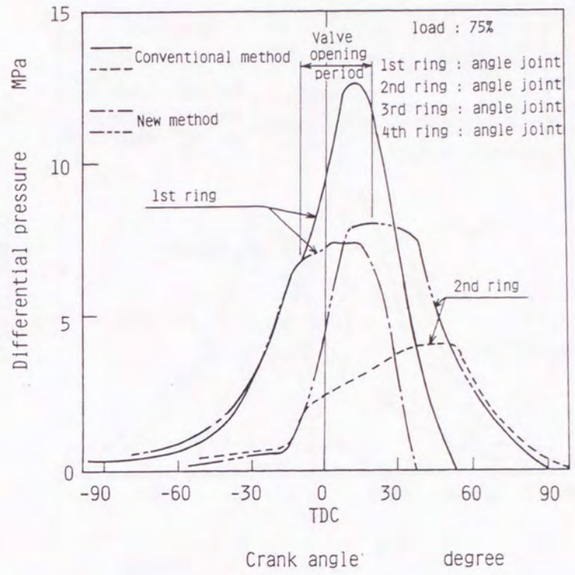


図５．４９　第１、第２リング差圧計測結果
（第１リング：斜め合口、７５％Ｌ）

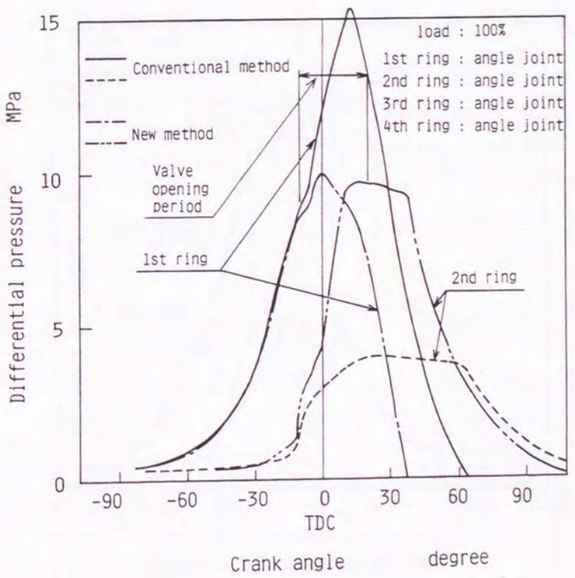


図５．５０　第１、第２リング差圧計測結果
（第１リング：斜め合口、１００％Ｌ）

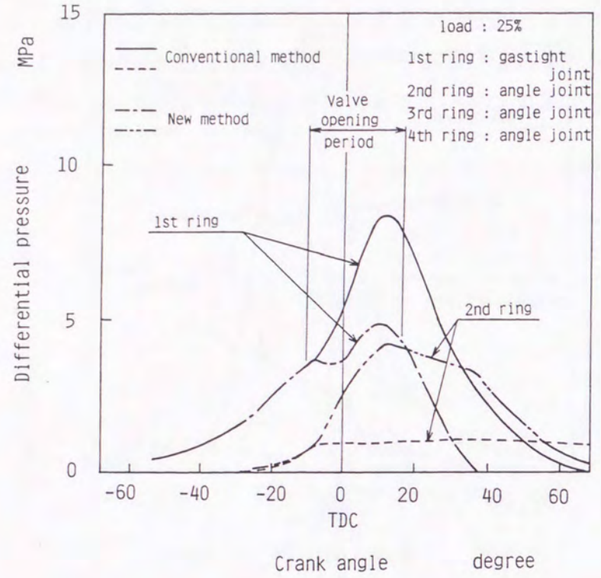


図５．５１　第１、第２リング差圧計測結果
（第１リング：ガスタイト、２５％Ｌ）

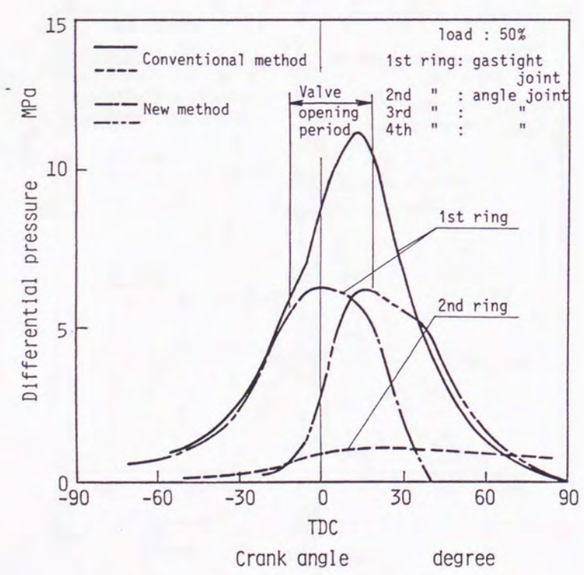


図５．５２　第１、第２リング差圧計測結果
（第１リング：ガスタイト、５０％Ｌ）

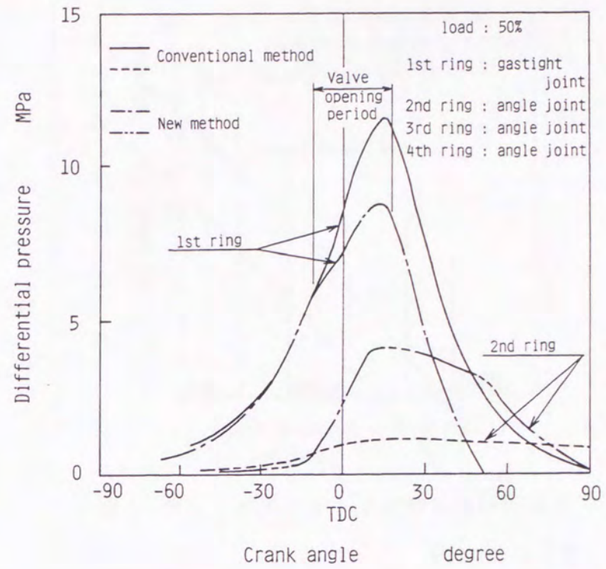


図５．５３　第１、第２リング差圧計測結果
（空気供給圧力が図５．５２より低い場合）

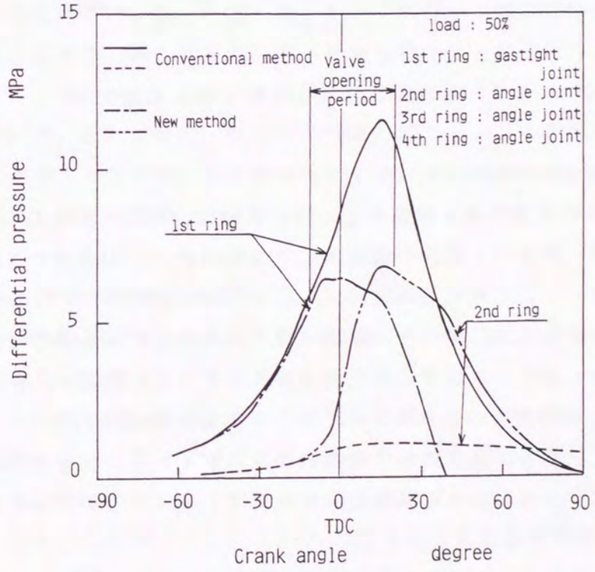


図５．５４　第１、第２リング差圧計測結果
（空気供給圧力が図５．５２より高い場合）

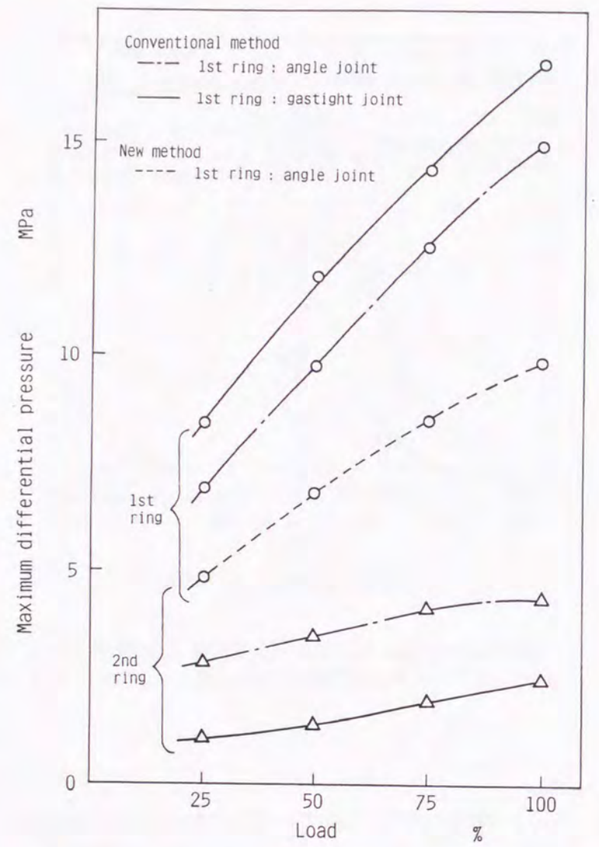


図５．５５　各負荷におけるリング差圧の最大値

５．５．４　摩耗量計測結果

新シール機構の摩耗低減効果を検証するための実験は、最初に約１００時間の摺り合せ運転を行った後、新シール機構の運転を約５０時間行い、引き続いて従来機構の運転を約５０時間行った。これは運転時間が１０００時間程度までのリング摩耗量は運転時間と共に減少するため、新シール機構、従来機構の順に摩耗実験を行うことにより、従来機構に対し新シール機構の摩耗量が多くなるように配慮した。

摩耗実験における機関負荷は５０％としたが、一部高負荷運転も行った。ピストンリングは第１リングに図５．３４に示す鋳鉄製のガスタイトリングを使用し、第２リング以下のリングはクロムメッキの斜め合口リングで、約４００時間程度運転したものを使用した。

摩耗量はピストンリングの重量を計測することにより評価し、これを時間当りに換算した。図５．５６に従来機構と新シール機構の第１、第２リングの摩耗量計測結果を示す。

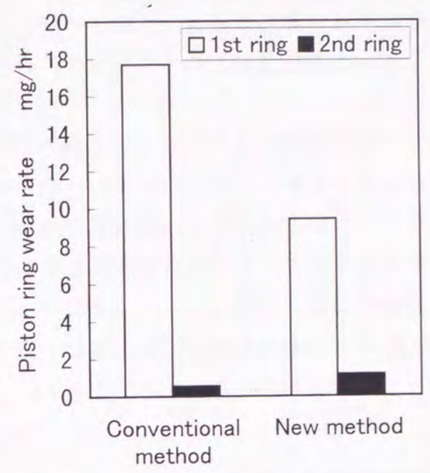


図５．５６　ピストンリング摩耗量計測結果

通常、斜め合口リングを使用した第１リングの摩耗量は第２リング以下に比べ３～５倍程大きい。これは第２リングに作用するガス圧力及び熱負荷が第１リングに比べはるかに小さいからであり、第１リングがスティック、切損、スカッフィング等の障害もなく正常に機能している限り、第２リング以下の摩耗量は小さくなる。

図５．５６の結果から、新シール機構の第１リングの摩耗量は従来機構の約１／２に減少していることがわかる。一方、第２リングについては、摺動面にクロムメッキされていることもあり、第１リングに比べどちらの場合も非常に小さく、特に従来機構は第１リングにガスタイトリングを使用したことにより、第１リングの１／１０以下に減少している。これに対し、新シール機構の第２リングの摩耗量は空気供給によりリング面圧が増大した結果、従来機構の第２リングに比べ約２～３倍に増加しているが、数値そのものは小さい。

５．５．５　空気供給量計測結果

新シール機構は機関外部より空気を供給するため、この空気供給量を計測することにより、空気製造に必要な動力を求めた。

ガスタイトリングと斜め合口リングの２種類の第１リングに対して、空気供給量を計測した。図５．５７は第１リングに斜め合口リングを用いた場合の空気供給量を各負荷毎に測った結果であり、図５．５８は第１リングにガスタイトリングを用いた場合の空気供給量計測結果である。（　）内の数字は空気供給弁空気槽内の圧力である。

これによると、ガスタイトリングの空気供給量は斜め合口リングの約２倍になっている。この理由は２つ考えられる。１つはガスタイトリングの場合には、空気供給開始時点の第１－第２リング間圧力が低いことである。もう１つはガスタイトリングの

シール性能が高いため、空気供給の間に燃焼室から第１－第２リング間容積部へ流入する燃焼ガス量が少なく、リング間圧力を上昇させるために必要な空気供給量が多くなったことである。

ピストンリングの本来の目的は燃焼ガスをクランク室側へ漏らさないことであり、ガスタイトリングは充分な機能を果たすことがわかった。このガスタイトリングを使用することの問題点は、リング面圧の増大による摩耗量の増加であるが、これに対しては、新シール機構を採用することにより摩耗量を減少できることがわかった。

このことから新シール機構において、第１リングにガスタイトリングを使用することにより、燃焼室からの燃焼ガスの侵入を防止すると共に、第１リングの面圧上昇はリング間へ空気を供給することにより防止することができる。

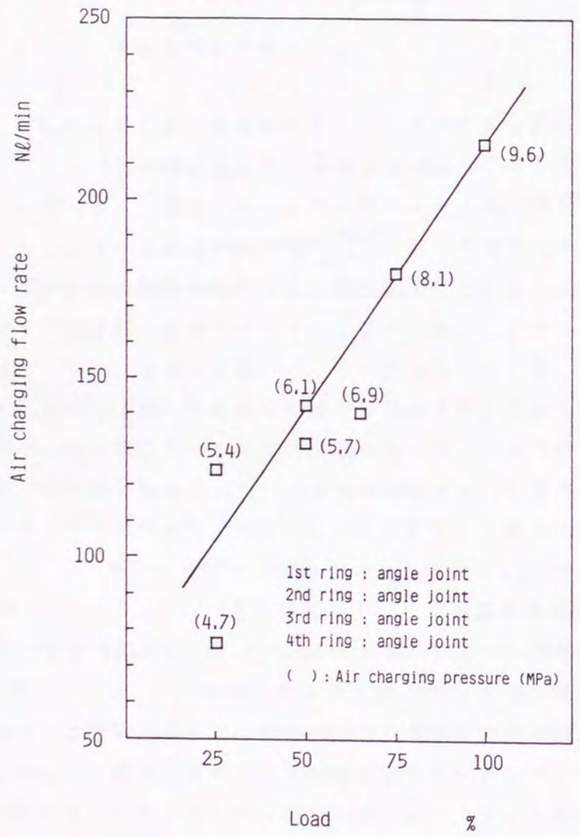


図５．５７　空気供給量計測結果（第１リング：斜め合口）

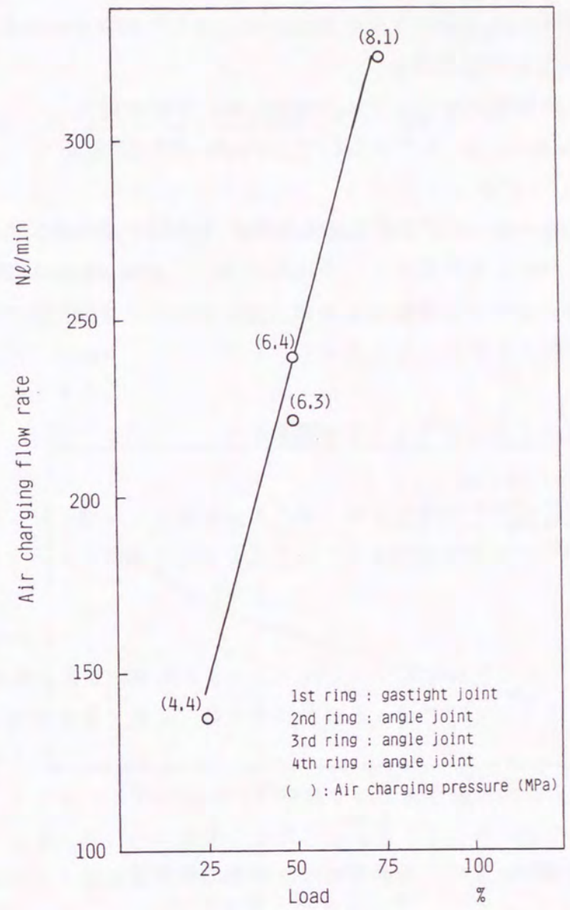


図５．５８　空気供給量計測結果（第１リング：ガスタイト）

次に、この空気供給量を得るために必要な動力を求めた。圧縮機の理論断熱圧縮動力 L_{ad} (kW)は次式で表わされる。但し、各段で中間冷却を行い、各段の圧力比が等しいとする。

$$L_{ad} = \frac{n\kappa}{\kappa - 1} \times \frac{P_1 V_1}{102} \times \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{n\kappa}} - 1 \right\} \qquad \text{(kW)}$$

例えば、４段圧縮で吐出圧力１５０(kgf/cm²) の場合には、

$\kappa = 1.35$

$n = 4$

$P_1 = 1.03 \times 10^4$ (kgf/m²)

$P_2 = 150 \times 10^4$ (kgf/m²)

$L_{ad} = 0.598 \times 10^3 V_1$ (kW)

となる。図５．５７の機関負荷１００％の場合には、空気供給量

$V_1 = 250$ (NL/min) $= 4.17 \times 10^{-3}$ (Nm³/sec) であるから、

$L_{ad} = 2.5$ (kW) となる。

圧縮機の断熱効率 $\eta_{ad} = 0.8$ とすると正味馬力は $L_e = 3.1$ (kW) となり、これは機関負荷１００％における機関出力７７２(kW)に対し、約０．４％に相当する。

この様にして各負荷に対する消費動力を求めた結果を図５．５９に示す。また、図５．５８の場合の消費動力を図５．６０に示す。

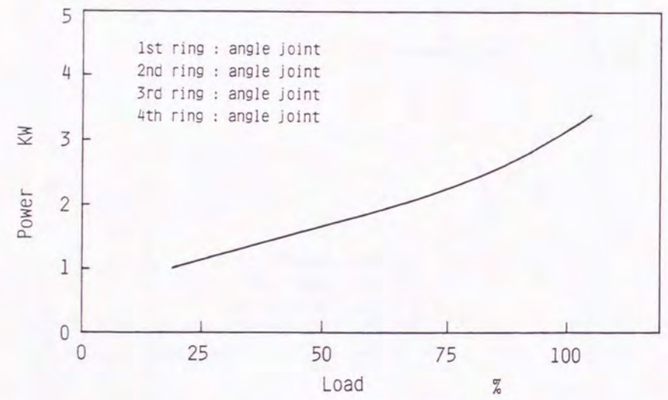


図５．５９　各負荷における動力消費量
（第１リング：斜め合口）

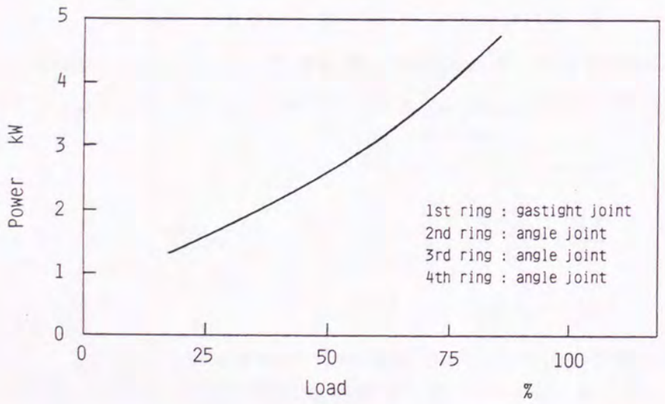


図５．６０　各負荷における動力消費量
（第１リング：ガスタイト）

一方、空気供給弁を駆動する油圧発生装置の消費動力 L_{oil} (kW) は次式で表わされる。

$$L_{oil} = P_{oil} \times V_{oil} \times \frac{N}{2} \times \frac{1}{450} \times \frac{1}{\eta} \times 0.735 \qquad \text{(kW)}$$

L_{oil} は回転数に比例して増加するが、ここでは最大値を求める。

$P_{oil} = 180$ (kgf/cm²)

$V_{oil} = 0.02$ (L)

$N = 600$ (rpm)

$\eta = 0.8$ とすると、

$L_{oil} = 2.16$ (kW) となり、これは機関負荷１００％における機関出力の約０．３％に相当する。

以上の結果より、新シール機構による動力損失は最大でも機関出力の０．７％程度であり、部分負荷ではこれより少なくなることがわかった。

５．６　まとめ

新シール機構は過去に事例のない全く新しいシステムであることから、模型実験をはじめ種々の実験を繰り返し、最終的に実機用としてのシステムを設計・製作し、試験機関に装着した。

本章では、このシステムが異常なく作動することを確認すると共に、従来機構と比較することにより、新シール機構の効果として第１リングの面圧低減及びリング・ライナ摺動部の摩耗低減効果について明らかにするため、試験機関による摩耗実験を行った。

さらに、新シール機構では外部よりリング間に空気を供給するため、この空気供給量を計測し、空気製造に必要な動力消費を求めた。

以下に、これらの実験結果をまとめて記す。

1)　実機を対象として、空気供給、油圧作動、作動指令（制御ユニット）、危急停止、ドレン自動排出の５つのシステムと安全装置より構成される新シール機構システムを設計・製作し、試験機関に装着して実験を行った結果、各システムの作動及び機能に異常のないことを確認した。

2)　リング間への空気供給圧力をシリンダ内最高圧力の約１／２とする圧力条件が、第１、第２リングの差圧及びリング間への空気供給量の点で最も好ましい。

3)　新シール機構による運転後の開放点検の結果、ピストン、ピストンリング、シリンダライナ等の機関摺動部品に異常はなかった。さらに、これらの部品は従来機構の場合と比べ清浄であった。

4)　現存する中速機関としては最高のシリンダ内最高圧力（P_{MAX}）を１９．６MPa

とした場合でも、新シール機構は第１リング差圧を下げることが可能であることから、将来さらにP_{MAX}が上昇した場合にも、新シール機構で対応できる可能性がある。

5)　リング間圧力計測結果から、第１リングにガスタイトリングを用いた新シール機構は、ガスブローバイ防止と第１リング差圧（面圧）低減の両面で有効であった。また、新シール機構はリング間への空気供給圧力を変更することにより、第１リング及び第２リングの差圧を自由に変更できる。

6)　機関負荷を５０％とし、リング間への空気供給圧力をシリンダ内最高圧力の約１／２とした新シール機構と従来機構とにより、各々５０時間の摩耗実験を行った。その結果、新シール機構の第１リングの摩耗量は従来機構に比べ、約１／２に減少することが分かった。一方、第２リングは従来機構の第２リングに比べ約２～３倍に増加するが、摺動面にクロムメッキを施しているため数値そのものは小さい。

7)　新シール機構による空気供給量は、第１リングに通常の斜め合口リングを使用した方がガスタイトリングに比べ、約６割と少ない。

8)　空気供給に伴う動力消費は、供給圧力をシリンダ内最高圧力の１／２程度とすれば、機関負荷１００％の場合には機関出力の約０．４％である。また、この時の空気供給弁を駆動する油圧装置の動力消費は約０．３％程度であることから、両者を合わせ最大でも機関出力の約０．７％と極めて少ないことを確認した。

参　考　文　献（第５章）

（１）　鹿嶌他；ＩＳＭＥ　ＫＯＢＥ’９０、1990

（２）　山本（訳）；高圧ガス、Vol.6、No.6、1969、P.70

（３）　松井；安全工学、Vol.19、No.6、1980、P.319

（４）　松井、林；高圧ガス、Vol.15、No.11、1978、P.1

（５）　松井；高圧ガス、Vol.19、No.2、1982、P.14

第６章　新シール機構の効果に対する検討

６．１　まえがき

第５章では、新シール機構システムを装着した試験機関による従来機構と新シール機構の比較実験を行うことにより、新シール機構の目的である第１リングの面圧低減や、その結果としてリングの摩耗量を低減できること等について明らかにした。

また、新シール機構の空気供給量を計測し、これに伴う動力消費や空気供給弁の油圧駆動に伴う動力消費を求めた結果、新シール機構による動力消費は最大でも機関出力の約０．７％とかなり小さいことが分かった。

然るに、ディーゼル機関にとって新シール機構は全く新しい技術であり、過去の研究事例もなく、使用するリングの種類やその組み合わせ方あるいは空気供給条件により、各リング間圧力や空気供給量等が大きく異なる。このように種々の運転条件で、実機による新シール機構の実験を行うには多くの時間と費用を必要とする。

そこで本章では、第２章で述べたシミュレーションによる計算結果と実測値を比較することにより、その計算精度を検証すると共に前章の実験結果を補足し、新シール機構の空気供給条件等について検討する。さらに新シール機構はリング・ライナの摩耗低減効果以外にも、機関燃費の改善やブローバイ防止等の効果を有しているが、これらの効果に対する検討を行うと共にその特性に関する評価を行う。

６．２　リング間圧力計算結果

新シール機構のシミュレーション計算の基本は各リング間圧力を求めることである。そこで、第２章で述べたシミュレーション計算手法を用い、各実験条件におけるリング間圧力を求め、この圧力が実測値と一致すれば、計算は実機状態をほぼシミュレートしていることになる。

本計算では２台の空気供給弁を１台とみなすため、空気槽容積（Ｖａ）や供給面積（Ｆｖ）は２台分を合計した値を用いた。

計算結果の一例を第５章の図５．４１から図５．４６に破線で示す。計算結果は実測値とほぼ一致しており、特に新シール機構の空気供給期間中の圧力上昇過程や、斜め合口リングでは空気供給後に第１―第２リング間圧力が上昇する（図５．４２）のに対し、ガスタイトリングでは圧力が下降する（図５．４４）過程等も再現されていることがわかる。

表６．１に、この時の計算に用いた主な数値を記す。但し、第１から第４のリング漏れ面積は次のようにして求めた。即ち、リングを通るガス漏れは①リング合口部以外に、②リングとライナの接触面、③リング下面とリング溝の接触面等からも生じ、さらにこれらの通過面積は、リングとライナの摺動条件、例えば、リングに加わる圧力や摺動部

材温度等によっても変化すると考えられる。従って、ここでの漏れ面積は機関負荷５０％におけるリング間圧力の計測結果と一致するように決めた。他の条件は第２章の表２．１、第５章の表５．６の数値を用いた。

以上より、本シミュレーションプログラムによる新シール機構、従来機構の計算結果はほぼ実測値と一致することから、本プログラムを用いて以下の新シール機構の性能評価を行った。

表６．１　リング間圧力計算条件

名　　称		新シール機構	従来機構
空気供給弁空気槽容積　Va　cm^3		１２００	−
各リング間容積　V1～V3　〃		３０．０	←
クランク室容積　V4　m^3		２．０	←
空気供給面積　Fv　mm^2		２８．３	−
第１リング漏れ面積 F1　mm^2	ガスタイト	０．４	←
	斜め合口	１．５	←
第２リング漏れ面積　F2　mm^2		２．０	←
第３　〃　F3　〃		２．９	←
第４　〃　F4　〃		３．２	←

６．３　摩耗低減効果

第５章の実験で、新シール機構により第１リングの摩耗量が従来機構に比べ減少することが分かった。そこで、第２章の「油膜厚さ」のシミュレーション計算により、新シール機構による第１リングの摩耗低減効果の理由について以下の検討を行った。前提条件として、リングとライナの間には潤滑油が豊富に存在し、リング・ライナ間摺動部が流体潤滑状態にあるとする。

第２章のシミュレーション計算で求めた従来機構と新シール機構における第１リングと第２リングの油膜厚さの計算結果を図６．１、図６．２に示す。この時の計算条件は下記の通りで、両者共に同一条件とした。また表６．２に、計算に用いたデータを示す。

① 全行程にわたって流体潤滑が成立する。

② 機関負荷は５０％とし、圧力条件は第５章の図５．４３、図５．４４とした。

③ 第１リングはガスタイトリングであり、リングは各々単独で摺動するとした。

図より第１リングの油膜厚さは爆発行程の上死点直後で両者共に１μm以下と、最も薄いことがわかる。一方、第２リングの油膜厚さを比較すると、新シール機構の方が従来機構に比べ爆発行程の上死点付近の厚さが薄い。このように従来機構、新シール機構共に、この上死点付近では潤滑条件が厳しく極めて油膜厚さが薄いことから、

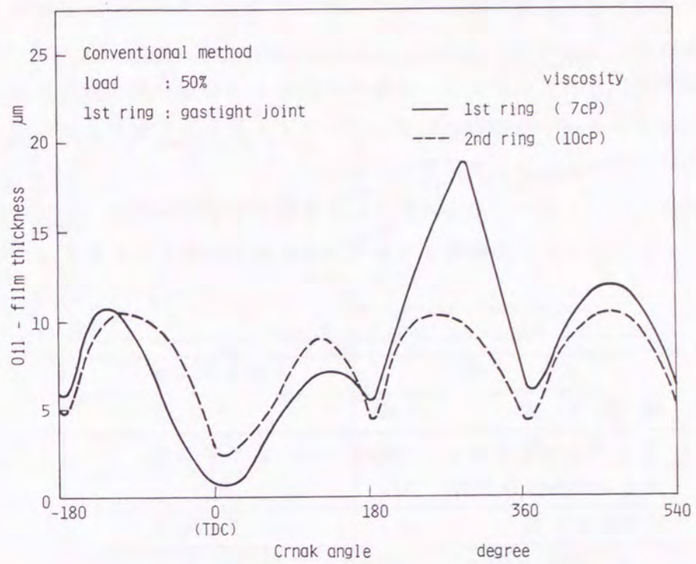


図６．１　従来機構における油膜厚さの計算結果

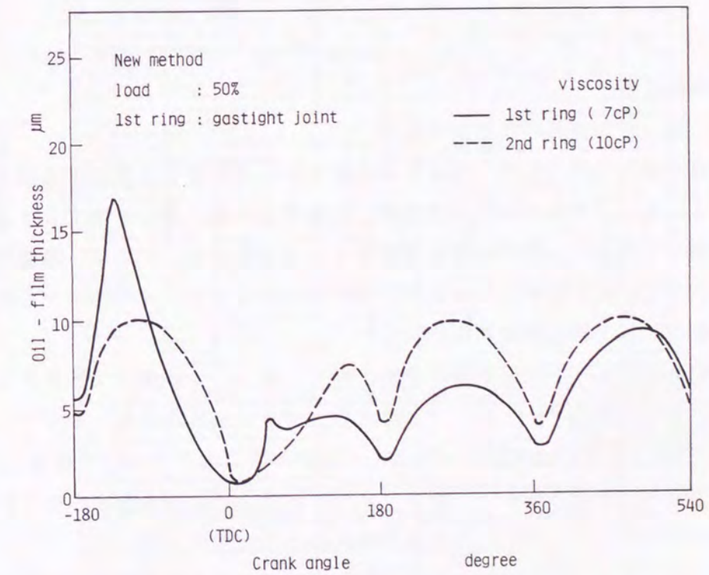


図６．２　新シール機構における油膜厚さの計算結果

境界潤滑あるいは混合潤滑状態であると考えられ、ライナとリングは金属接触しているものと考えられる。

第１リングの摩耗は主としてピストン上死点付近におけるこの様な非流体潤滑域において生じたものであり、この場合にはリングとライナに加わる荷重、即ち第１リングに加わる差圧の大きさによって摩耗量が決まる。

新シール機構はこのピストン上死点付近における第１リングの差圧（荷重）を低減する機構であり、この結果、従来機構より大巾に摩耗量が低減したと考えられる。

表６．２　油膜厚さ計算データ

名　　称		計算データ
機関負荷　%		５０
回転数　rpm		４７６
シリンダ内最高圧力　MPa		１２．７
空気供給圧力　MPa		７．０
リング全幅　BB　mm		７．０
リング張力　P_e　kgf		１２．０
リング形状	B　mm	５．０
	r	０．６
	$e=h_1-h_2$　mm	０．００７
潤滑油粘度　μ kgfsec/cm^2		０．４５０４×１０$^{-7}$

６．４　燃費低減効果

６．４．１　新シール機構による燃費改善

新シール機構は研究目的にも示したように、第１リングの負荷を軽減する技術であり、その結果としてリング摺動条件の改善及び燃焼ガスの漏れ量を低減することによる機関仕事の増大等により、機関の燃費改善効果が期待された。そこで、機関が定常状態になった段階で、従来機構から新シール機構へあるいは新シール機構から従来機構へ切換え、その前後で燃料消費率を計測した。

図６．３は各負荷における従来機構の燃費に対し、新シール機構による燃費改善量を示したものであり、ガスタイトリングを使用した場合には機関負荷２５％で５．４g/kWh、１００％で２．７g/kWh改善されることがわかる。また図の○印は第１リングが斜め合口リングの場合であり、□印はガスタイトリングの場合であるが、特に低負荷においてガスタイトリングによる改善量の大きいことが分かる。

また機関負荷５０％で、ガスタイトリングを用いた時の最も燃費改善量が大きい場合（６．１g/kWh）は、空気供給圧力をシリンダ内最高圧力の６０％と比較的高くした場合であり、最も小さい場合（２．４g/kWh）は４０％と低くした場合である。

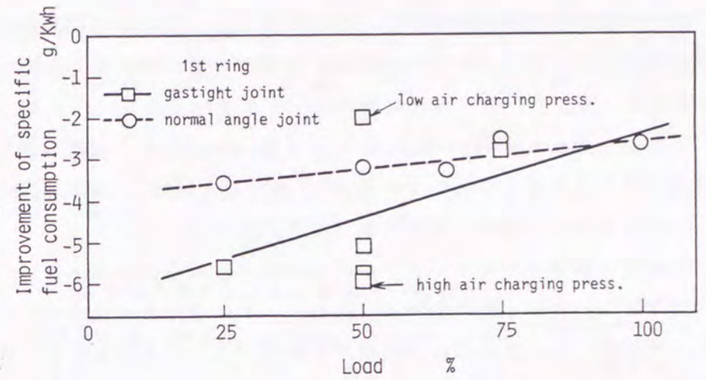


図６．３　新シール機構による燃費改善量

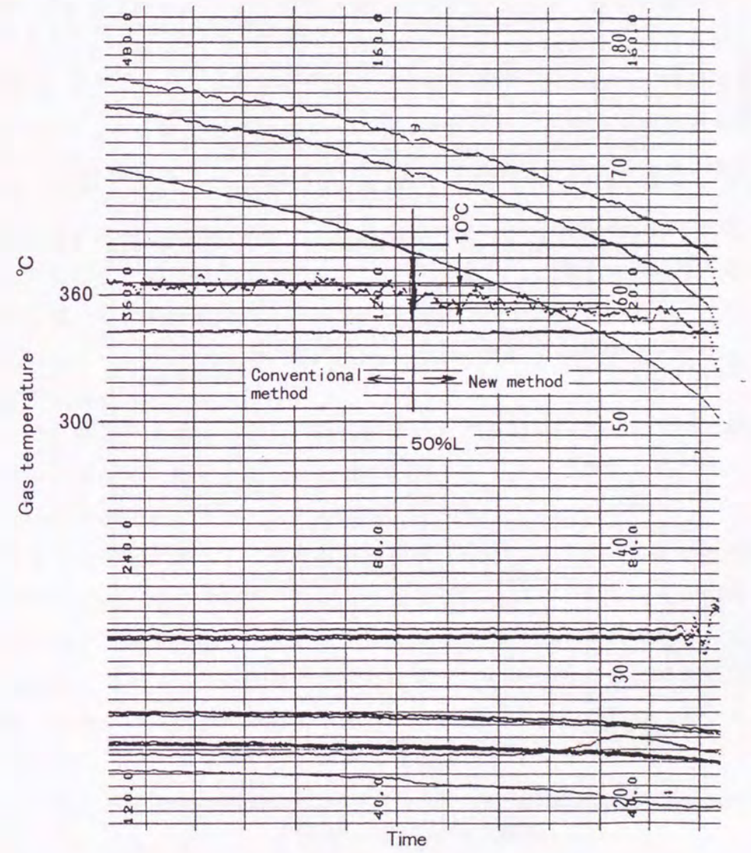


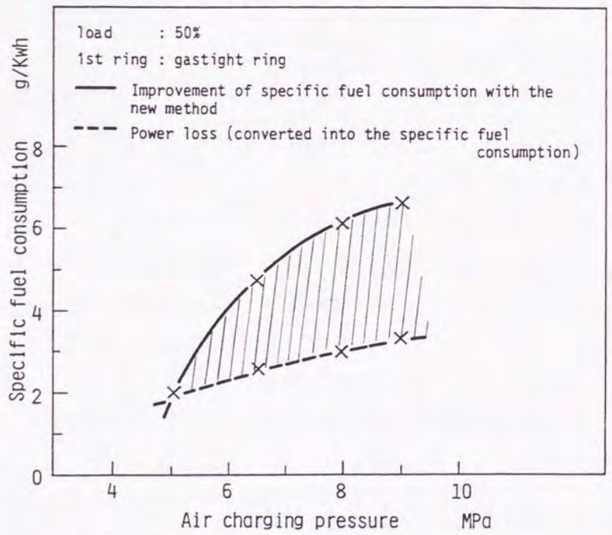
図６．４　従来機構から新シール機構への切換時における排気出口温度の変化

この理由としては、空気供給圧力が低い場合は従来機構に近くなるため燃費改善効果が小さくなるが、供給圧力を高くすれば、上記の摺動条件の改善及び漏れ量低減による機関仕事増大の効果が大きくなり、その結果、燃費改善効果が大きくなったものと考えられる。

さらに図６．４は機関負荷５０％において、従来機構から新シール機構へ切り換えた時の排気出口温度の変化を記録したものである。切り換えると同時に、排気温度が１０℃下がっており、この結果からも燃費が改善されたことが分かる。

次に、新シール機構を装着したエンジンシステムの空気供給圧力条件について検討するため、空気供給圧力に対する機関燃費の改善量と、その空気量を供給するのに必要なコンプレッサ駆動馬力及び空気供給弁の油圧駆動馬力の合計を機関燃費に換算した損失量とを求め、これらを比較した。

図６．５は機関負荷を５０％とし、第１リングにガスタイトリングを使用した場合の、空気供給圧力と正味機関燃費改善量の関係を示したものである。図の実線は新シール機構による燃費改善量、破線は空気供給に伴う総動力損失を燃費に換算した量であり、両値の差が正味燃費改善量である（図中斜線で示す）。この図からわかる様に、新シール機構を採用する場合には空気供給圧力を高くするに従い、エンジン全体としての機関燃費改善量が大きくなる。この結果、新シール機構の圧力条件としては、可能な限り空気供給圧力を上げる方が機関燃費改善のためには良いことが分かる。



Net Improvment in Specific Fuel Consumption under the New Method

図６．５　空気供給圧力と正味機関燃費改善量の関係

一方、新シール機構の所期の目的は、第１リングの荷重を減らすことにより、第１リングの摩耗量を減少させることであるが、空気供給により第２リングの荷重は逆に増加するため、第２リングの摩耗量もある程度増加する。つまり、空気供給圧力を高くし過ぎると、第１リングに比べ第２リングの摩耗量の方が大きくなる可能性があり、摩耗低減のためには第１リングと第２リングの摩耗量が同程度となる圧力条件が最適であると考えられる。

６．４．２　燃費低減効果に対する摩擦力の影響

新シール機構の燃費低減効果の一因として、第１リングの荷重低減による摩擦力の減少が考えられることから、第１リングの摩擦力について以下で検討する。

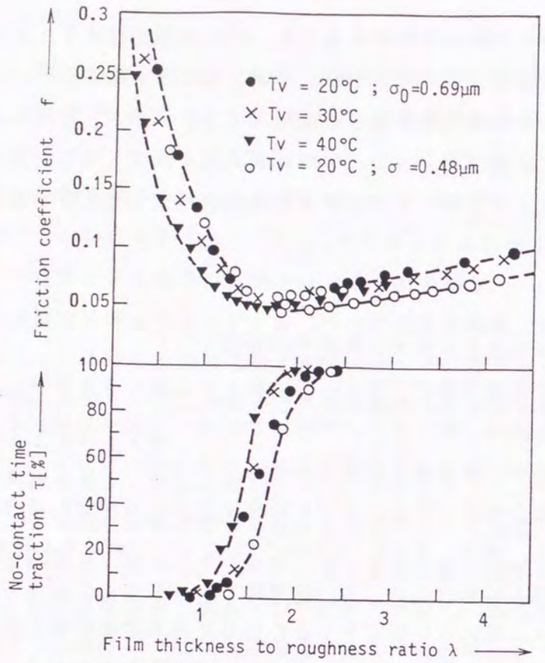
６．３節で述べた通り、通常爆発行程の上死点付近ではリング・ライナ間の潤滑状態は非流体潤滑であると考えられる。リングの摩擦力はこの非流体潤滑域をどの様に扱うかで大きく異なる。図６．６はH.Czichos[1]らによって求められた摩擦係数（ｆ）と、油膜厚さの表面粗さに対する比（λ）の関係を示したものである。これによると、非接触時間の割合（τ）が１００％より小さくなると非流体潤滑域となり、摩擦係数も０．０５以上と広範囲に変化していることがわかる。さらに、λが小さい程ｆは大きくなっていることから、金属接触の度合が増す程ｆは大きくなる。

上死点付近では、新シール機構は従来機構に比べ第１リング荷重が減少することから、摩擦係数が同一とすると新シール機構の第１リングの摩擦力は従来機構より減少すると考えられる。逆に第２リングについては、新シール機構の方が従来機構より荷重が増加しているため、摩擦力も増加すると考えられる。しかし第２リングは第１リングに比べ、リング及びライナの部材温度も低く、潤滑条件は良好であることから流体潤滑域の範囲も広いと考えられる。

このように新シール機構のリング列の摩擦力を定量的に評価することは困難であるが、定性的には前述の通り、新シール機構による第１リング摩擦力の低減の方が第２リング摩擦力の増加を上回ると考えられる。

以上をまとめると、新シール機構と従来機構におけるリング列の摩擦力の差は、主として第１リングと第２リングの差により生じる。つまり、図５．４８や図５．５２に示す様に第１リングと第２リングとでは上死点付近の差圧が異なる。その結果、新シール機構では第１リングの摩擦力が大巾に減り、比較的潤滑条件の良好な第２リングの摩擦力は増すが、総合すれば従来機構より摩擦力が減ったため、新シール機構の方が従来機構に比べ燃費が減少したと考えられる。

なお新シール機構と従来機構について、シリンダ内圧力計測より求めた図示平均有有効圧力（Ｐmi）を比較した結果から、有意差は認められなかった。



Friction and no-contact time fraction vs. film thickness-to-roughness ratio (F_N=9 N;pH = 32.3 MN m^{-2})

HORST CZICHOS

INFLUENCE OF ASPERITY CONTACT CONDITIONS ON THE FAILURE OF SLIDING ELASTOHYDRODYNAMIC CONTACTS

Wear, 41(1977)1-14

図６．６　摩擦係数と油膜厚さの表面粗さに対する比の関係

６．５　空気供給条件

図６．７は第１リングを斜め合口リングにした時の新シール機構の空気供給量を各負荷に対して計算した結果であり、□印と実線で示す。結果は第５章の図５．５７の計測結果と良く一致していることがわかる。また、△印と実線は新シール機構の場合に１サイクルの間にクランク室側へ流入した流量であり、ほぼ供給した空気量と等しいことがわかる。

一方、△印と破線は従来機構の場合にクランク室側へ流入した燃焼ガス流量であり、新シール機構の流量の約半分である。○印は燃焼室側へ流入した流量であり、新シール機構では機関負荷５０％を越えた付近からこの値が負になり、僅かではあるが逆流が起こっている。このため空気供給量よりもクランク室側流量の方が多くなっている。

図６．８は第１リングをガスタイトリングにした時の各負荷に対する空気供給量計算結果であり、図５．５８の計測結果とも良く一致している。図の記号等は図６．６と同じである。この図もガスタイトリングのシール性能が優れていることを表わして

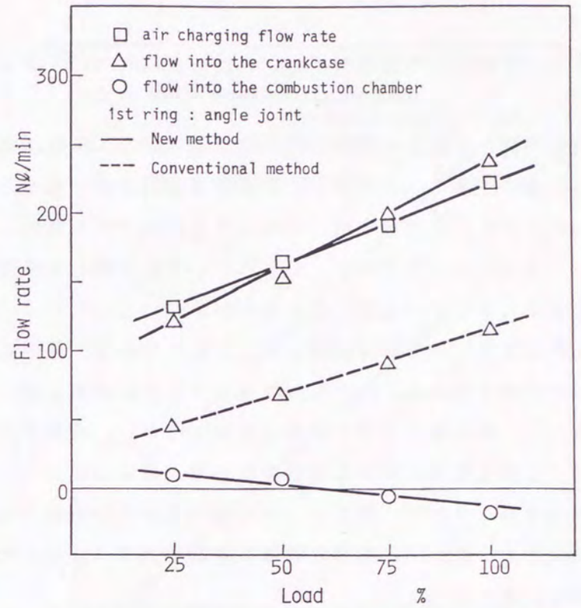


図６．７　各負荷における空気流量計算結果
（第１リング：斜め合口リング）

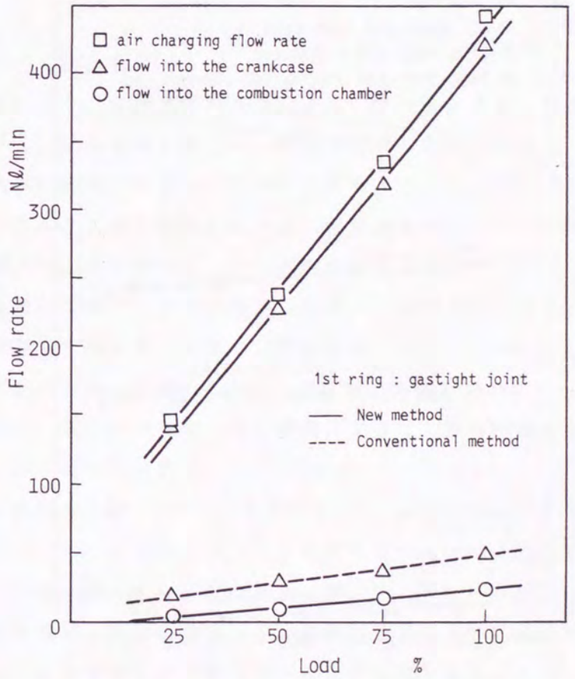


図６．８　各負荷における空気流量計算結果
（第１リング：ガスタイトリング）

おり、従来機構のクランク室側への流量が斜め合口リングに比べ、１／２以下になっている。

図６．９は空気供給期間と供給量の関係を示したものである。黒印は第１リングを斜め合口リングとした場合である。この場合は空気供給期間が長くなるとともに空気供給量が減少している。これは合口部を通って流入する燃焼ガスの量が、供給期間が長くなるのに比例して増加するためである。しかし、いずれの場合も供給期間の長短にかかわらず、供給量は大きく変わらないことがわかる。

図６．１０は空気供給圧力と供給量の関係を示したものである。黒印は図６．９と同様、斜め合口リングの場合である。いずれの場合も空気供給圧力を高くすると比例的に空気供給量が増大し、供給量に及ぼす影響は非常に大きい。空気供給量の増加はすなわち動力損失につながるため、できる限り少ない方が好ましい。

一方、空気供給圧力を高くすれば、第１リングの摩耗低減及び機関燃費低減の効果は大きいと考えられるため、新シール機構の最適条件を選択するに当ってはこれらの条件を充分に検討する必要がある。

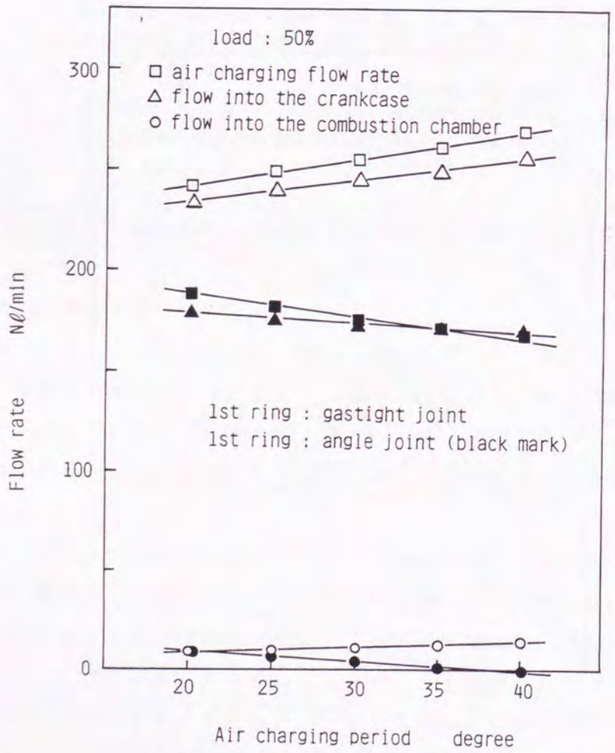


図６．９　空気供給期間と空気供給量の関係

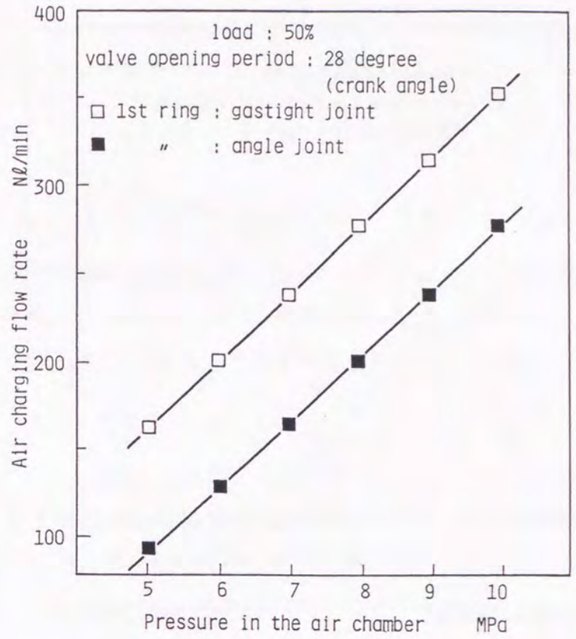


図６．１０　空気供給圧力と空気供給量の関係

６．６　ブローバイ防止効果

新シール機構により、燃焼ガスがクランク室へブローバイするのを防止する機能について調べるため、従来機構と新シール機構とで同じ条件で運転し、クランク室へのブローバイガス中の燃焼ガス成分を計測する代わりに、燃焼ガスに含まれるNO_x量を計測することにより、従来機構に比べどの程度燃焼ガスのブローバイ量を減少できるかについて調べた。この時の新シール機構の実験条件は表５．６に示す通りである。図６．１１は各負荷において機関が整定した後、１時間運転した後のNO_x濃度計測結果である。実験で使用したリングは全て斜め合口リングである。

この結果によるとクランク室内のNO_x濃度は、各負荷にわたって従来機構の約半分になっているが、新シール機構と従来機構でクランク室へ漏れ込むガス流量が異なるため、以下に示すような検討を行った。

クランク室の容積は６m^3、ガス抜き穴径は８０mmであることから、クランク室内圧力はほぼ大気圧に等しいとし、流入した量が流出すると考える。６．５節の計算結果より、クランク室へ漏れ込む流量は従来機構に対し新シール機構は２倍となっている。従って、従来機構の単位時間当たりの漏れ込み量をA(NL/min)とすると、新シール機構の場合は従来機構の２倍であることから漏れ込み量は２A(NL/min)となる。この時の排ガス中のNO_x濃度を各々X、Yppmとすると、従来機構のクランク室へ漏れ込むNO_x量はAX(NL/min)、新シール機構は２AY(NL/min)となる。

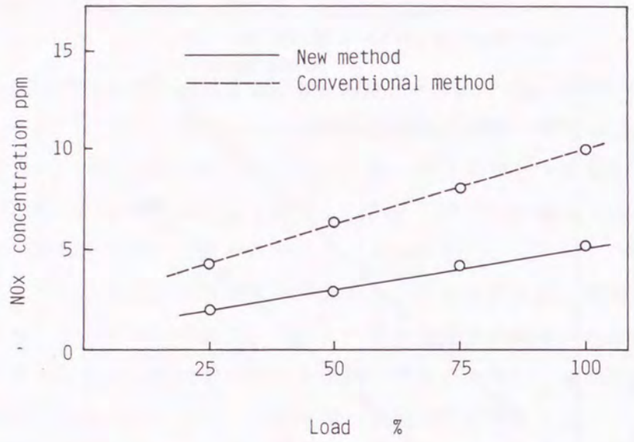


図６．１１　クランク室内ＮＯｘ濃度計測結果

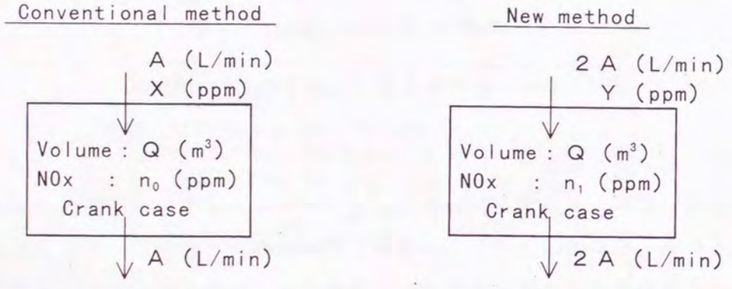


図６．１２(a)　クランク室内ＮＯｘ濃度計算モデル

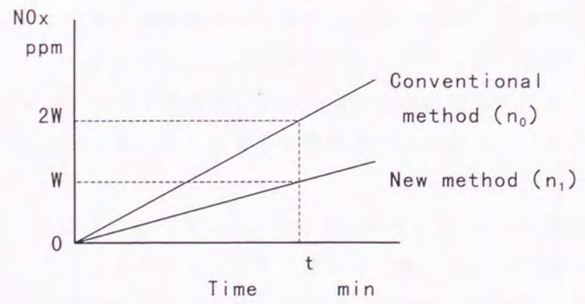


図６．１２(b)　クランク室内ＮＯｘ濃度の時間変化

図６．１２(a) に計算モデルを示す。またクランク室へ流入するガス量に比べ、クランク室の容積が非常に大きいため、NO_x 濃度が一定になるまでかなりの時間を必

要とすることから、クランク室内のNO_x濃度は図６．１２(b) のようになると考えられる。図より、クランク室内のNO_x濃度を次式で表わす。

従来機構　$$\int_0^t AXdT - \int_0^t An_0 dT = 2WQ \quad \cdots\cdots (6.1)$$

新シール機構　$$\int_0^t 2AYdT - \int_0^t 2An_1 dT = WQ \quad \cdots\cdots (6.2)$$

但し、Ｑはクランク室の容積であり、図６．１１の結果より従来機構のクランク室内のNO_x濃度は新シール機構の２倍であることから、ｔ時間後における新シール機構のNO_x濃度をＷ ppmとすると、従来機構は２Ｗ ppmとなる。

これより各々のNO_x濃度は、$n_0 = \frac{2W}{t}T$　、$n_1 = \frac{W}{t}T$ と表わされる。

(6.1)式より、$$AXt - AWt = 2WQ \quad \cdots\cdots (6.3)$$

(6.3)式より、従来機構でｔ時間の間に燃焼室からクランク室へ漏れ込むNO_x量は、

$$AXt = (Q + At)W + WQ \quad \cdots\cdots (6.4)$$

また(6.2)式より、$$2AYt - AWt = WQ \quad \cdots\cdots (6.5)$$

(6.5)式より、新シール機構の場合にクランク室へ漏れ込むNO_x量は、

$$2AYt = (Q + At)W \quad \cdots\cdots (6.6)$$

(6.4)、(6.6)式より、従来機構に対する新シール機構のNO_x量の比 R_bは、

$$R_b = \frac{2AYt}{AXt} = 1\Big/\left(1 + \frac{Q}{Q + At}\right) \quad \cdots\cdots (6.7)$$

ここで機関負荷５０％の場合について考えると、図６．７よりＡ＝７５NL/min、Ｑ＝６ m³、ｔ＝６０ minであることから R_b ＝０．６となる。この結果より、新シール機構は従来機構に比べ、クランク室への燃焼ガスの漏れ込み量が０．６に減少することが分かった。

次に、各リング間容積部の「燃焼ガス量」に着目し、従来機構と比較することにより、新シール機構のブローバイ防止効果について検討を行った。

ここでの燃焼ガス量 $G_f(\theta)$ とは、シリンダ内に噴射された燃料 $F(\theta)$ が量論空気量で燃焼した時に生じるガス量であり、$F(\theta)M_{th}$でその量を表わす。但し、$F(\theta)M_{th}$はクランク角度の関数であり、１サイクル中の燃焼期間（熱発生をしている間）で生成される。即ち、

$$G_f(\theta) = F(\theta)M_{th} = F(\theta)\frac{M(\theta)}{\lambda(\theta)} = F(\theta)\frac{G_a(\theta)\Big/F(\theta)}{\lambda(\theta)} = \frac{G_a(\theta)}{\lambda(\theta)} \quad \cdots\cdots (6.8)$$

となる。

但し、燃焼ガス量　　：$G_f(\theta)$　　(kg)

燃　料　量　　：$F(\theta)$　　〃
空　気　量　　：$G_a(\theta)$　　〃
リング間ガス重量：$G_a(\theta)+F(\theta)$　　〃
空　燃　比　　：$M(\theta)=G_a/F$
理論空燃比　　：$M_{th}(\cong 14)$　　（理論空気量）
空気過剰率　　：$\lambda(\theta)=M/M_{th}$

第２章のシミュレーションではリング間のガス重量（$G1$）として、各クランク角度における空気量と燃料量のあわせた量（$G_a(\theta)+F(\theta)$）を求めているが、$G_a(\theta) \gg F(\theta)$とみなせることから、$G_a(\theta)+F(\theta) \fallingdotseq G_a(\theta)$と考えると、(6.8)式は

$$G_f(\theta)=\frac{G_a(\theta)+F(\theta)}{\lambda(\theta)} \qquad \cdots\cdots (6.9)$$

となり、この式より燃焼ガス量$G_f(\theta)$を求めた。

従来機構も新シール機構も、燃焼後の燃焼室内のガス組成はほぼ同一であると考えられる。また、通常ブローバイガスとは燃焼ガスと空気との混合ガスであり、燃焼に寄与しない過剰な空気も含まれる。ここでのブローバイガスとは、新シール機構により外部から供給される空気を除くため、前述の通り燃焼室で発生した燃焼ガスにのみ着目し、この燃焼ガスが各リング間を通りクランク室へ流入するガスとした。

図６．１３は、NO_x濃度計測を行った時の計算条件で$G_f(\theta)$を求め、爆発行程時の上死点前２０℃Ａから上死点後１４０℃Ａまでの各リング間容積部に含まれる「燃焼ガス量」の時間変化を、従来機構と新シール機構で比較したものである。

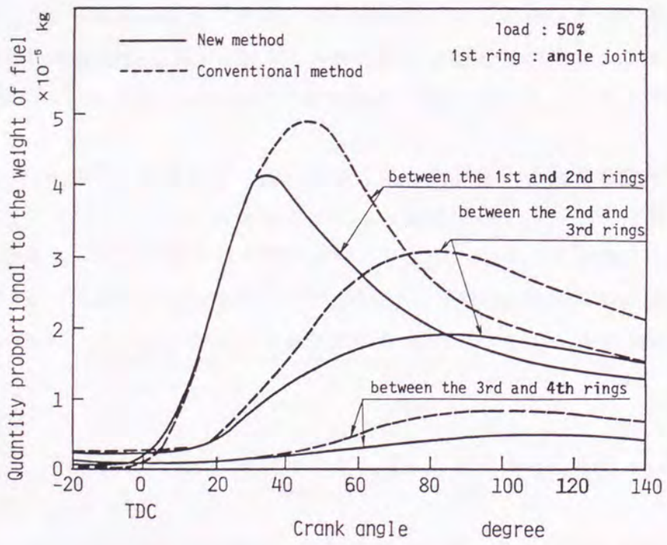


図６．１３　各リング間容積部の「燃焼ガス量」の変化

破線が従来機構、実線が新シール機構を表わしており、両者共「燃焼ガス量」は各リング間を通ってクランク室側へ行くに従い減少している。

図より新シール機構の場合には、各リング間へ流入した「燃焼ガス量」が従来機構の場合より少ないことから、新シール機構により燃焼ガスがリング間へ流入するのを防止していることが分かる。

特に、クランク室のすぐ上流側にある第３－第４リング間容積部では、「燃焼ガス量」は時間とともに増加し１２０℃Ａ付近で最大となるが、新シール機構の場合は従来機構に対し半分近くまで減少しており、前述のNO_x濃度計測の場合とほぼ同様の結果を示している。

６．７　まとめ

本章では、第２章のシミュレーションによる計算手法等を用いながら、前章の実験結果を補足することにより、新シール機構が有する様々な効果に対する検討を行うと共に、その特性に関する考察を行った。以下に、その検討結果について記す。

1)　第２章のシミュレーションプログラムによるリング間圧力計算結果は、リングの漏れ面積の流量係数等を選ぶことにより、実測値とほぼ一致することが分かった。この結果から、本プログラムは新シール機構の実機運転状態をほぼシミュレートしており、今後はこのプログラムにより新シール機構の様々な運転条件に対する性能評価を行うことができる。

2)　第１リングの油膜厚さの計算結果より、摩耗はピストン上死点付近の非流体潤滑領域においてリングとライナが金属接触状態になり、この時のリングに加わる荷重、即ちリング差圧により摩耗量が決まると考えられる。

3)　新シール機構の圧力条件を、シリンダ内最高圧力の約１／２の空気供給圧力とすることにより、機関燃費が２．７～５．４g/kWh 改善されることが分かった。また、この燃費改善量は空気供給圧力により異なり、圧力の高い方が大きい。

4)　従来機構において第１リングに斜め合口リングを用いた場合、クランク室側へ流入する燃焼ガスのブローバイ量は新シール機構の場合の約１／２である。一方、従来機構で第１リングにガスタイトリングを用いた場合は、斜め合口リングの場合に比べブローバイ量が１／２以下に減少する。

5)　クランク室内のNO_x濃度計測結果及び各リング間容積部の燃焼ガス量を計算した結果から、新シール機構はクランク室へ燃焼ガスが流入するのを防止できることが確認された。

6)　新シール機構の空気供給条件として、機関燃費改善量と空気供給に伴う動力損失を比較した結果、空気供給圧力が高くなるに従って燃費改善量が大きくなることから、可能な限り空気圧力を高くする方が好ましい。しかし、これに伴い第２リングの差圧が増加し、摩耗量が大きくなる恐れがあることから、第１、第２リングの摩耗量が同程度

となる圧力条件が最適であると考えられる。

参　考　文　献（第６章）

(1)　H.Czichos；Wear、41、1977、P.1

第７章　結　　論

本論文は、将来機関においてリング・ライナ摺動部の潤滑条件が著しく過酷になることに対する対応策として、新シール機構と称する第１－第２リング間に高圧空気を供給する方法により、第１リングの摩耗を減少できることについて論じたものである。

以下に、各章の結論をまとめて記す。

第１章では、舶用機関の信頼性に関する現状と将来動向及びこのような状況下におけるリング・ライナの潤滑障害に関する研究事例について概説し、さらに新シール機構考案の動機、その作動原理及び効果等について述べた。

最近の低燃費機関及び低質燃料油使用可能な機関の急速な開発により、機関の信頼性が著しく損なわれ、特に中・低速機関ではピストンやライナに損傷が多く発生している。また、少数定員船や混乗船の増加により、機関の保守間隔を延長することも重要な課題である。これらの課題に対処するには、リング・ライナの潤滑条件を改善し、摩耗量を低減することが最も重要である。

そこで、リング・ライナの摩耗や焼損に影響を及ぼす要因とその対応策について検討した結果、リング荷重の減少を狙った対応策として、クロスヘリカルリングやガスタイトリングと言った特殊なリングを使用したり、気体潤滑を適用した事例等があるが、いずれも実用化には至っていない。

これらの実例をもとに、第１－第２リング間に高圧空気を供給することにより、第１リング荷重を減少させようとするものが新シール機構であり、各リング荷重の等分化を狙ったものである。

新シール機構により期待される効果は、

① 第１リング面圧の低減、

② リング温度の低減、

③ リング・ライナ間への燃焼ガスの流入防止、

等である。以下の章ではこれらの効果について検証した。

第２章では将来機関に対し、通常のリングと潤滑油によるシール機構を適用した場合、リングとライナの摺動条件が著しく過酷になること、及びこのような厳しい摺動条件を改善するため新シール機構を適用した場合に、リング間圧力や空気供給量がどのようになるかについてシミュレーション計算により検討した。

その結果、新シール機構に関して、

1)　ピストン上死点付近の約４０℃Ａの間に、シリンダ内最高圧力より高い圧力をリング間容積部へ供給できる。

2)　リング間を通る燃焼ガスのブローバイを防止する。

3)　第１リング差圧及びリング間のガス温度を従来機構より低減できる。
等の特性を把握した。

第３章では、新シール機構の効果の１つであるリングとライナの間へ燃焼生成物が侵入するのを防止する効果について、実機の１／２モデルの模型試験装置により実験的に調べた。本装置はダスト発生装置やミスト潤滑装置等を用いることにより、実際の燃焼ガスの雰囲気や潤滑状態を模擬した条件のもとで、新シール機構をシミュレートできる。

実験結果より、以下の事柄が明らかになった。

1)　新シール機構の機能の内、リング・ライナ摺動面への異物侵入防止効果を検証するため、模型試験装置により荷重一定の条件で、摺動部に異物を混入して摩耗実験を行った。実験後のリングの摩耗量計測及びその表面観察により、空気供給を行っても潤滑油は摺動面に残り新シール機構が成立すること、新シール機構の摩耗低減効果及び異物侵入防止効果を確認した。

2)　リングの摩耗量はリング材質にかかわらず、新シール機構では従来機構に比べ約１／２～１／３に減少することがわかった。またリング摺動面の観察結果から、従来機構では大きな異物の侵入、通過による傷が見られるのに対し、新シール機構ではこのような傷は見られないことを確認した。

第４章では、新シール機構が実際の機関で成立するための条件として、ピストンが上死点付近に位置する極短時間（約１０msec）の間に、第１－第２リング間容積部に高圧空気を充填できなければならないことから、実機の１／２スケールの空気供給システムを設計・製作し、新シール機構による空気充填実験を行った。実験結果より空気充填性能に関し、以下のことが明らかになった。

1)　許容される最大開弁期間（約４０℃Ａ）に対し、本システムはこの半分の期間すなわちシリンダ内圧力が最大圧力に到達する前に、最大圧力に相当する約２０MPaの圧力を第１－第２リング間へ供給できる。

2)　リングの漏れ面積を変更した場合の空気充填結果より、リングからのガス漏れが大きい場合でも空気供給弁を４台使用すれば、将来機関のシリンダ内最高圧力相当の圧力を１０msec以内に充填できる。さらに、２台を使用した場合でも充填圧力が低い場合には、充分な供給能力を有することがわかった。

この結果より、本機構を試験機関へ適用する際の空気供給システムに関し、必要な設計指針が得られた。

第５章では、実機用新シール機構システムが異常なく作動することを確認すると共に、従来機構と比較することにより新シール機構の効果として、第１リングの差圧減少によるリング・ライナ摺動部の摩耗低減効果を明らかにするため、試験機関による

摩耗実験を行った。また、外部よりリング間に供給する空気供給量を計測し、その製造に必要な動力消費を求めた。以下に、これらの実験結果をまとめて記す。

1)　４０／５０試験機関用新シール機構システムは空気供給、油圧作動、作動指令、ドレン自動排出、緊急停止の５つのシステムと安全装置から構成されている。試験機関による実験結果より、各システムが正常に作動することを確認した。

2)　試験機関による新シール機構の実験として、第１－第２リング間へ供給する空気圧力をシリンダ内最高圧力に対し、高圧、等圧あるいは低圧の３ケースについて予備実験を行った。その結果、新シール機構としては空気供給圧力をシリンダ内最高圧力の約１／２とすることにより、第１、第２リングの最大差圧（荷重）がほぼ均等になることがわかった。

3)　前記の圧力条件による新シール機構と従来機構の実験結果を比較することにより、新シール機構は以下の効果を有することが明らかになった。

a)　ガスブローバイ防止効果（機関開放状況）

新シール機構を実施するに当って懸念されていた第１－第２リング間へ高圧空気を充填することによる障害、例えばライナ摺動面の空気供給穴やリング・ライナ間の油膜切れなどもなく、開放結果はピストン、ライナとも良好であった。さらに、これらの部品は従来機構に比べ清浄であることから、新シール機構により燃焼ガスがクランク室へ流入するのを防止していることがわかった。

b)　摩耗低減効果

第１リングにガスタイトリング（鋳鉄）を使用して、新シール機構と従来機構の摩耗実験を実施した。その結果、新シール機構の場合には第１リングの摩耗は従来機構に比べ、約半分に減少することがわかった。一方、第２リングの摩耗量は新シール機構の方が大きくなったが、その数値は小さい。

4)　機関負荷１００％の場合における空気供給に伴う動力消費は、供給圧力をシリンダ内最高圧力の１／２程度とすれば、機関出力の約０．４％となる。また、この空気供給弁を駆動する油圧装置の動力消費は約０．３％程度であることから、両者を合わせ最大でも機関出力の約０．７％と極めて少ないことを確認した。

第６章では、第２章のシミュレーションによる計算精度を検証すると共に、第５章の実験結果を補足することにより、新シール機構が有する効果や特性について考察した。以下にその結果をまとめた。

1)　新シール機構によるブローバイ防止効果を確認するために、クランク室内に漏れ込んだ燃焼ガス量を代表するものとして、燃焼ガスにのみ含まれるNO_x濃度を計測した。この結果から、新シール機構はクランク室へのガスブローバイ防止効果を有することがわかった。

2)　機関の負荷及び運転条件を同一にした場合、新シール機構は従来機構に比べ、各負荷にわたって２．７～５．４g/kWhの燃費改善が見られる。この燃費改善量は空気供給圧力によって異なり、圧力の高い方が大きい。これは新シール機構による第１リングの差圧（荷重）低減効果から、第１リングの摩擦力が減少したため、機関の摩擦損失が減少したことによるものと考えられる。

3)　機関燃費改善量と空気供給に伴う動力損失を比較した結果、空気供給圧力が高くなるに従って燃費改善量が大きくなることから、新シール機構の空気供給条件としては可能な限り空気圧力を高くする方が好ましい。しかし一方では、供給圧力の増加に伴い第２リングの差圧が増加するため、この摩耗量が大きくなる恐れがある。このことから、第１、第２リングの摩耗量が同程度となる圧力条件が最適であると考えられる。

本研究開発により、新シール機構は従来から使用されている摺動部材を使用しても、その摩耗低減効果により部材の寿命を延長できるだけでなく、将来機関に必要とされる熱効率向上に不可欠なシリンダ内最高圧力の上昇を可能にすると共に、ピストンの開放期間を延長できる可能性を有していること、さらに機関の燃費向上にも寄与することがわかった。また第１リングにガスタイトリングを用いた新シール機構は、ガスブローバイ防止のみならず、通常このリングを用いることにより生じるリング摩耗量の増加も防止できる。

一方、本研究では、新シール機構の試験条件としてシリンダ内最高圧力の約１／２の空気圧を第１－第２リング間へ供給したが、空気供給弁を４台使用することにより、さらにこの供給圧力を高くし燃費改善を図るとともに、第１リングの摩耗をさらに低減させることが可能と考えられる。ここでは、このような種々の条件での実験を行うことはできなかったが、第１－第２リング間容積部に高圧空気を供給することにより、第１リングの摩耗を低減するという初めての試みに取り組み、その要素技術を確立できたと考えている。

今後の主な研究課題は次の通りである。

1)　新シール機構を実際の機関へ適用するための要素技術は確立されたが、実用化に際しては、通常数百時間の連続運転を行う舶用機関に対する耐久性について評価する必要がある。

2)　本システムは試験機関がカム軸のない所謂メカトロニクス機関であるため、クランク角度の検出にエンコーダを用いたが、通常のカム軸を有する４サイクル機関や２サイクル機関に対し、これらの検出方法及び各機器の取付方法について検討を要す。

本研究は上記の課題を残すものの今後、熱効率向上のためシリンダ内最高圧力がさらに上昇し、現状のリングで燃焼ガスをシールできなくなった場合、あるいはその摩耗量が増加したり焼損に至る場合には、リングの負荷を根本的に減少させリング・ライナの潤滑性能を向上させる１つの方法として「新シール機構」を提案すると共に、その実現の可能性を検証できたと考えている。

謝　　辞

本研究をとりまとめるにあたり、終始懇切なご指導とご鞭撻を賜った大阪大学大学院工学研究科教授　高城敏美博士に深甚なる謝意を表します。

また、本論文について有益なご教示を賜った大阪大学大学院工学研究科教授　香月正司博士、大阪大学大学院工学研究科教授　片岡　勲博士に対しまして、厚くお礼申し上げます。

本論文をまとめるに際し、その機会を与えて戴いた川崎重工業（株）明石技術研究所長　荻原亮太郎博士、同副所長　森建二博士、業務部　早苗寿男部長に、心から感謝の意を表します。

本研究は、昭和５８年に当時の造船大手７社で「高信頼度舶用推進プラント技術研究組合」を設立し、（財）日本船舶振興会（現「日本財団」）の補助金を受けて、昭和５８年度から昭和６３年度にわたり実施した「高信頼度舶用推進プラントの研究開発」の１つである「新シール機構　ピストンリング・シリンダライナの研究」をまとめたものである。本研究の実施期間中には、プラント懇談会の諸先生方ならびに技術部会の各委員の方々より、懇切なご指導と助言を賜りましたことに対し、厚く感謝の意を表します。

本研究の遂行にあたっては、当時所属していた明石技術研究所エンジン研究室の上司である中野英明博士（当時エンジン研究室長）及び川重ガスタービン研究所　中村陽一取締役（当時エンジン研究室主幹、その後室長）よりご指導及びご援助を戴き、深く謝意を表します。

さらに本研究の実験遂行にあたり、多大のご協力を戴いた当時のエンジン研究室の方々に厚く感謝します。