

ディーゼル機関の吸排気系流動損失の研究

熊谷直宜*・比気正*

An Experimental Study of Flow through the Poppet Valves for a Medium-speed Diesel Engine

By

Naoyoshi KUMAGAI and Tadashi HIKI

Abstract

This report gives an account of the tests carried out on steady flow around the valve in the cylinder cover of a high-output medium-speed diesel engine. The effective area ratios of the exhaust and suction valves are obtained for the three types of cylinder cover (Siamese, Semi Siamese, Tandem) and three types of valve cage. The induction swirl in a cylinder was measured using a paddle wheel. The effects of the form of valve and seat-ring on the effective area ratio were tested using the section model of valve.

The test results showed that,

- 1) The effective area ratio (suction and exhaust) is very little affected by the type of the cylinder cover.
- 2) The suction effective area ratio is affected by the type of valve cage, but the exhaust effective area ratio is little affected by valve cage.
- 3) The Tandem type cylinder cover causes highest induction swirl in a cylinder, while Siamese type causes lowest.
- 4) As the results of model tests, the most suitable forms of valve and seating are obtained.

1. ま え が き

近年、海上輸送を迅速化するためにコンテナ輸送方式が出現し、画期的な成功をもたらしたが、さらにその大型化、高速化が望まれるようになった。

この超高速大型コンテナ船に使用する機関として、中速中型の4サイクルディーゼル機関を使用するマルチプル・ギヤード・ディーゼル方式は、他の大型低速ディーゼル機関や蒸気タービンにくらべてその重量と機関室容積が小さくコンテナ船の主機として最も適当であろうと考えられる。

そこで、船舶局の主導により昭和45年から3カ年計画で、1気筒当たりの出力1,500馬力の超高速船用中速ギヤード・ディーゼル機関の開発が実施され、機関の試作、試運転を含む開発は(株)日本船用機器開発協会と三井造船株式会社との共同で実施され、船舶技術研究所ではそれに関連した基礎研究を行った。

その内の一つに本研究があり、その内容は開発目標機関60X(シリンダ直径600mm,ピストン行程640mm)の設計資料を得るために製作された単筒試験機関42X(シリンダ直径420mm,ピストン行程450mm)に使用するシリンダカバー3種(Siamese型, Semi

* 機関開発部 原稿受付：昭和49年5月21日

Siamese 型, Tandem 型) と弁箱 3 種について定常流による吸排気系の流動損失, シリンダ内スワールなどを測定し, さらに弁座部付近の模型により各部形状の流動損失におよぼす影響を求めたものである。

ディーゼル機関の出力増大を図る方法として, 機関回転数上昇および排気タービン過給機の使用による平均有効圧力上昇があるが, いずれの場合も機関に供給される空気量が機関出力の限界を決定する要因とされており, 吸排気系の改善による空気量の増加が機関性能を向上する。

上記の試作機関では過給圧が 2.9 ata と高い値を使用しているため, 排気タービン過給機を含む吸排気系の良否は機関性能を左右する度合いが従来の機関より多いため, 吸排気系の流動損失低減の必要性がさらに増大している。

また, このような排気タービン過給機を持つディーゼル機関の性能の解析には, 機関本体, 排気タービン過給機とそれらをむすぶ吸排気系の相関関係を求める必要があり, 吸排気系の特性を十分に知ることが必要である。

吸気行程, 排気行程とも流れは激しく変動する非定常現象であるが, 定常流により求めた流量係数を用いて微小時間ごとに定常関係式で取り扱ってむすびつけると, 計算値は実験値と定性的によく一致し, 適当な補正をすれば計算により動的状態を求め得ることが知られているから, 定常流試験により非定常流の流動損失の関係を求めることができる^{1) 2) 3) 4)}。

従来, 弁部の流量係数を求める研究は多いが, その多くは単純な形状の弁および弁座についての実験や, 小型機関について行ったもので, 4 弁式の大機関で高い圧力比まで実測することは空気源の関係などで行われていなかったようである。

本研究では当研究所の高圧空気源設備を使用して前記のようにシリンダ径 420mm の機関の吸排気流路を含めた状態で圧力比 2.0 までの定常流試験を行うことができ, さらにその弁部形状が流動損失におよぼす影響を模型による試験で求めた。また, 吸入スワールは直接噴射ディーゼル機関の完全な空気利用と燃焼時間の短縮に必要であり, 小型高速機関ではかなり研究されているが, 本機関のように大口径のものでも高性能を得るには吸入スワールを与えることが必要と考えられたので, 定常流によるスワールの計測を行った。

2. 実物シリンダカバーの試験

まえばきにも述べたように三井造船株式会社で試作した単筒試験機関 42X (シリンダ直径 420mm, ピストン行程 450mm) のシリンダカバー 3 種類と弁箱 3 種類につき, 定常流により吸排気系の流動損失および吸入スワールの計測を行ったので, その詳細を述べる。

2.1 試験装置および試験方法

試験装置の概略は図 1 に示すとおりで, 空気源としては当研究所の高圧空気源設備 (1,000 馬力, 空気流量 5.5kg/s, 圧力比 3.5) を使用し, これを出た空気は途中にバイパス弁を置き流量を調節したのち管路に設けられたオリフィス型絞り流量計で流量を計測して供試シリンダカバー①に至る。シリンダカバーは弁座部を上にして, さかさまに定盤の上に置かれ, これに試験用シリンダ②が取り付けられる。

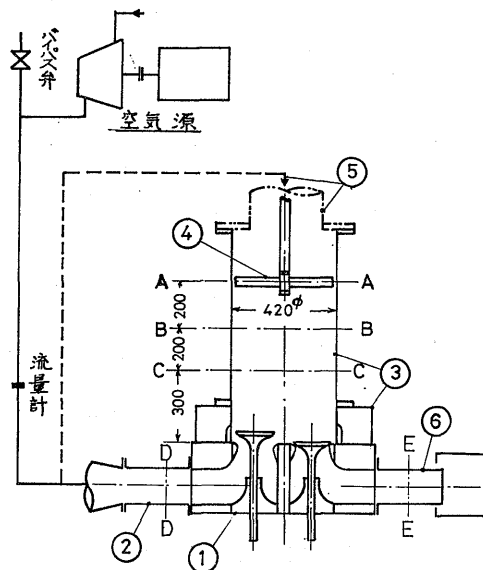


図 1 試験装置概略図

吸気系の試験のときは, 吸気管②でシリンダカバーと接続し, シリンダ上部は大気中に開放する。シリンダには吸入スワールを計測するため, A-A, B-B, C-C の 3 断面に 5 孔式風向風速計を取り付ける孔と, 静圧測定孔と気流温度計取り付け孔が開けてある。この風向風速計によるスワール計測のときシリンダはシリンダカバーに対して自由に回転でき, 任意の位置で計測できるようになっている。また, これと同時に羽根車④の回転数からもスワールの強さを求め

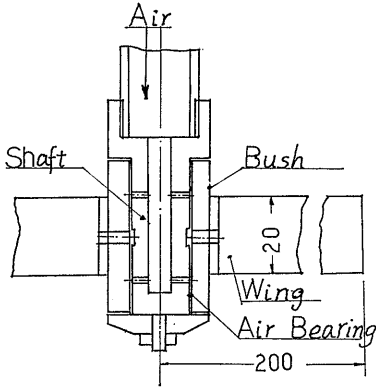


図 2 羽根車, 空気軸受

た。これは図2のように空気軸受を使用しているため、軸受摩擦は無視でき、気流の旋回に忠実に従うものと考えられる。この軸受は中軸を固定して内部から圧縮空気を送り、羽根のついたブッシュを浮き上がらせる構造である。羽根車の回転数は光電管を使用してデジタルカウンタにより測定した。

排気系の試験のときは点線のように空気配管⑥からシリンダ内に空気を送り、排気弁を通り排気管⑦から大気中に放出される。

試験したシリンダカバーは3種類で、図3のような流路形状で、吸気弁、排気弁とも2個ずつで図中のSは吸気弁、Eは排気弁の位置を示している。

弁部は、保守整備の容易さを考慮して、いずれも弁箱付きの構造で、熱応力を考えて対称形になっている。弁箱は図4.5のようにA、B、C3種類で、その取り付け状態は図4のようにになっている。Aは最初に設計したもので、BはAの弁座上部の絞り98φを113φ

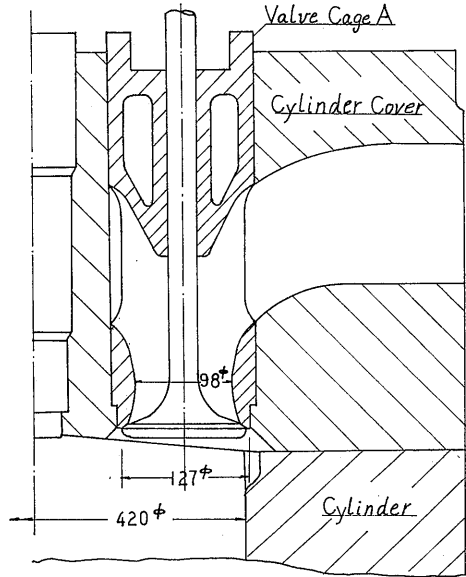


図 4 弁箱A取り付け図

に広げたもの、CはBの曲り部分にガイドをつけて曲りによる損失の低減を測ったものである。弁部の寸法は弁外径127mm、弁座角30°、弁座内径115mm、弁の最大リフト30.53mmである。

なお、試作機関の3シリンダグループの吸排気時の圧力波形の計算値と弁リフト曲線は図6のようにになっている。

試験の際の圧力、温度の測定は、吸気系試験のときは吸気管②のD-D断面で全圧、全温、静圧を、シリンダ側ではA、B、C断面の静圧、全温を測定した。排気試験ではシリンダのC断面における静圧、全温と

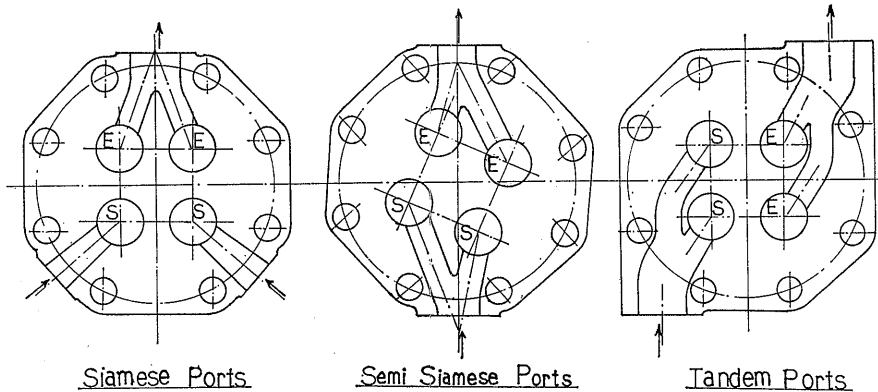


図 3 シリンダカバー流路形状

排気管⑥のE断面の動圧分布を25点のくし型ピトー管で測定した。なお、圧力は水銀柱または水柱で測定

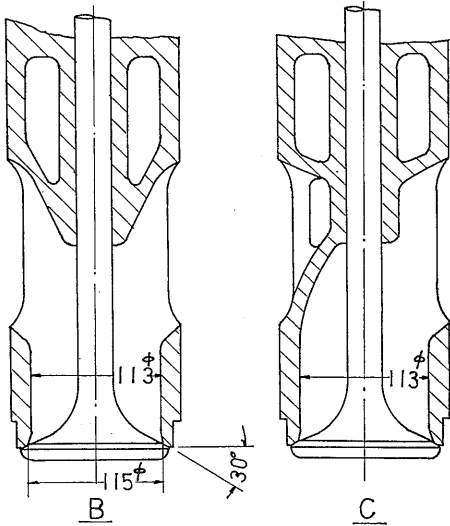


図5 弁箱B, C

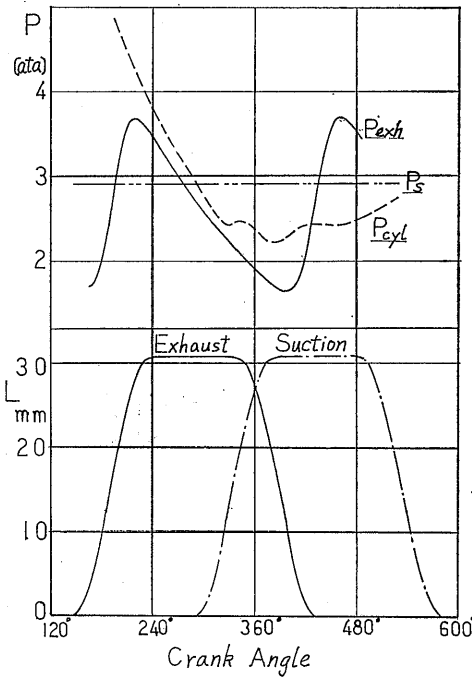


図6 吸排気時弁リフトと圧力波形(3シリンダグループ計算値) P_s—吸気圧 P_{cyl}—気筒内圧力 P_{exh}—排気管内圧力

(320)

し、温度はアルメル・クロメル熱電対を使用した。スワールはA, B, C各断面で円周上等間隔8カ所で半径方向に5点、計40点で5孔式風向風速計で測定した、これからの圧力は多管式傾斜マンオメータで読んだ。

試験条件は、弁リフトLを2.5mmから最大リフト30.53mmまでの間で9点とり、これを一定にして弁前後の圧力比rを吸気試験のときは1.05から1.5まで、排気試験のときは1.1から2.0まで変化させて計測した。この圧力比は吸気試験のときはD断面中心部の全圧P_{tl}とシリンダA断面の静圧P_Aの比をr_sとし、排気試験のときはシリンダC断面の静圧P_cと排気管出口静圧(大気圧)P_aの比をr_eとした。

$$r_s = P_{tl} / P_A \quad r_e = P_c / P_a \quad (1)$$

なお、試験に先だってD断面の全圧分布を計測したが、大口徑の管から絞ってあるため全断面で均一の圧力が得られ、中心部の全圧で代表できることがわかった。

また、弁リフトは弁棒の外端の変位をデップスマイクロメータにより測定した。

2.2 試験結果および考察

2.2.1 吸排気系流動損失

一般には弁部の流動損失は流量係数で評価されるが、それは次式により求められる。

$$\mu = G / G_{th} \quad (2)$$

ただし μ = 流量係数, G = 実測空気流量

G_{th} = 理論空気流量

この G_{th} は、定常流れの完全ガスが断熱変化をするものと考え、

$$G_{th} = AP_1 \phi \quad (3)$$

ただし A = 弁部最少流路面積(幾何学的開弁面積)

P_1 = 入口全圧

$$\phi = \sqrt{g \frac{\kappa}{RT_1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\kappa+1/\kappa-1}} \quad r > \text{臨界圧力比}$$

$$\phi = \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{RT_1} \left\{ \left(\frac{1}{r} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{1}{r} \right)^{\kappa+1/\kappa} \right\}}$$

$r < \text{臨界圧力比}$

$r = P_1 / P_2$ P_2 = 出口静圧 T_1 = 入口全温

κ = 比熱比 R = ガス常数

また、 $\mu \cdot A$ を有効開弁面積とってこれで比較することもあるが、さらにこれを無次元化して次式のような有効面積比 C を考えると比較に便利である。

$$C = \frac{\mu A}{\pi D^2 / 4} \quad (4)$$

ただし D =弁座内径

本試験の場合、弁箱Aでは弁座上部の絞り (98φ) のため、弁リフトが24mm以上では、最少流路断面が弁座部から 98φ の絞り部分に移って一定値となり、他の弁箱 (113φ) と比較するとき流量係数 μ では不適当なので、すべて有効面積比 C で比較を行った。なお、 C には吸気の場合は S 、排気の場合は e を添字として区別した。

(a) シリンダカバー流路の影響

Siamese 型シリンダカバーの吸気弁に弁箱Bを使用したときの吸気有効面積比 C_s と圧力比 r_s の関係を弁リフト L を弁座内径 D で割って無次元化したものをパラメーターにして表すと図7のようになる。 L/D

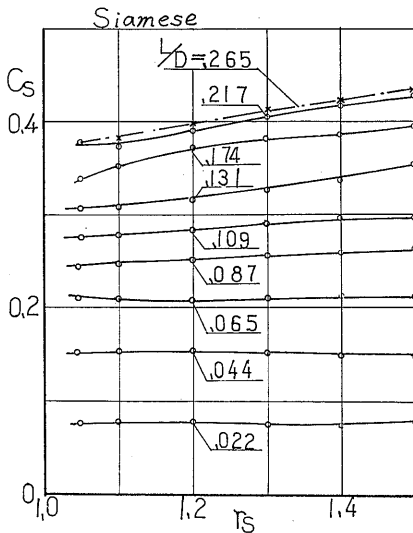


図7 Siamese 型吸気特性 (弁箱B)

が小さいときは r_s が変化してもほぼ一定値の C_s を示す。 L/D が大きくなると r_s の増加につれて C_s も増大するが、 L/D 最大では L/D の増加に対する C_s の増加は頭打ちになっている。

次に排気弁に弁箱Aを使用したときの C_e と r_e の関係は図8で、 L/D が大きくなると r_e の変化に対し複雑な曲線を示し、 L/D 最大では r_e の低い方が大きい C_e を示している。この傾向は後で述べるように弁座付近の形状によるようで、同じ弁箱を他のシリンダカバーに使用したときは同様の傾向を示した。

弁箱Bを3種類のシリンダカバー (Siamese, Semi Siamese, Tandem) の吸気孔に取り付けて得られた結果は図9のようになり、 L/D の大きいときには

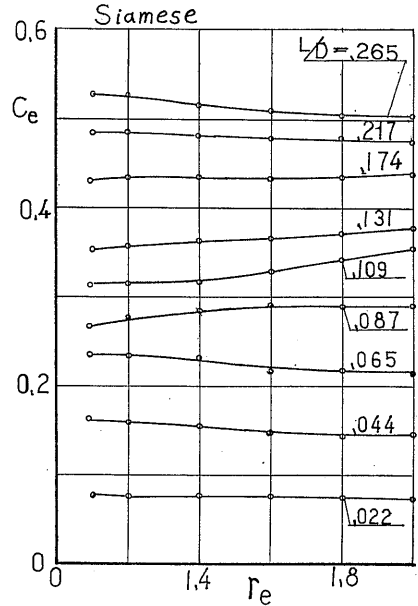


図8 Siamese 型排気特性 (弁箱A)

Semi Siamese が1番大きい C_s を示し、次に Tandem, Siamese と続くが、それほど大きい差ではない。その理由として Siamese では二つの弁から流出する空気は L が大きいときには流入方向にかたよっている⁹⁾ ため、その衝突損失によるものと考えられる。また Tandem では複雑な流路形状によるものと思われる。

次に弁箱Aを排気孔に取り付けて得られた結果は図10のように、3種類ともほとんど等しい値を示すが、Siamese がわずかにすぐれている。これも流路形状の影響であろう。

(b) 弁箱形状の影響

Siamese 型シリンダカバーに図4,5の弁箱A, B, Cを取り付けてその形状のおよぼす影響を求めた。シリンダカバーは通常図3のように二つの流入口から吸入され、一つの排気口から排出されるが、この試験ではこの2種類の流路の影響もみるため、吸気弁、排気弁とも両方の流路を使用し、たとえばAの弁箱を二つの流入口をもつ流路に使用したとき (図3—S) をA-2と表示した。したがって、従来の Siamese 型は吸気がB-2、排気がA-1で表される。

吸気弁として使用したときの試験結果は、 $r_s=1.5$ のときには図11のようになり、前の試験で使用した弁箱BはB-1の方がB-2よりわずかに大きい C_s の値を

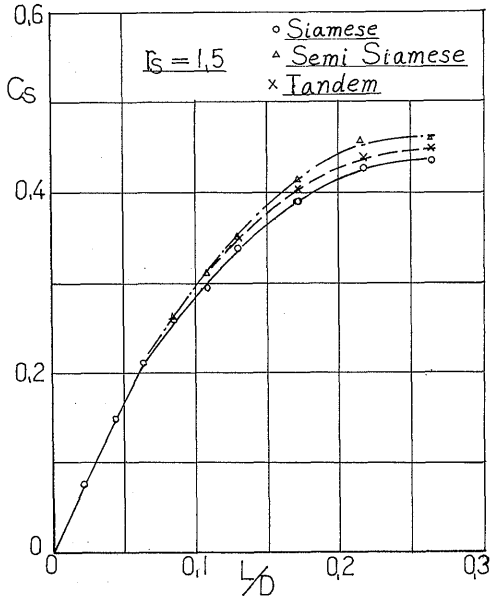


図9 シリンダカバーの影響 (吸気, 弁箱B)

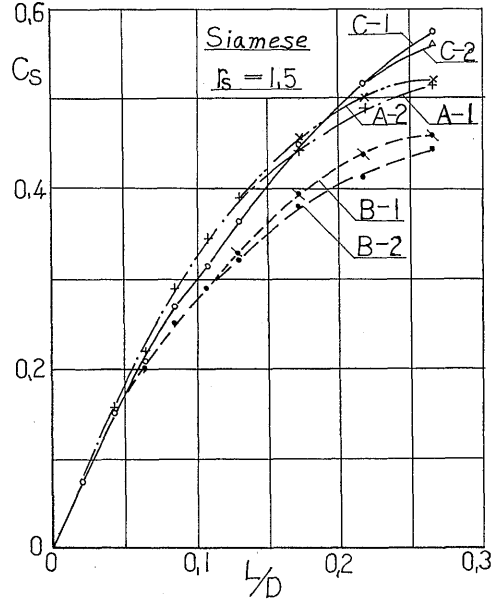


図11 弁箱の影響 (吸気)

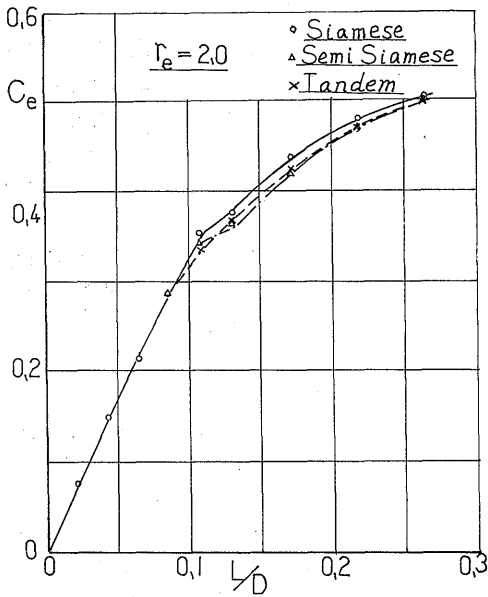


図10 シリンダカバーの影響 (排気, 弁箱A)

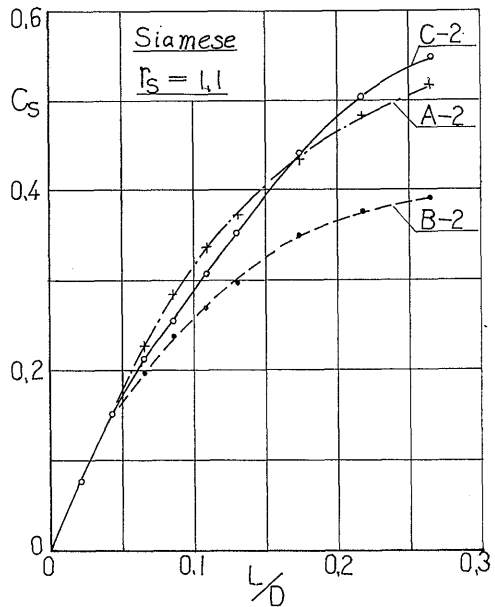


図12 弁箱の影響 (吸気)

示している。これに対しBの上流部の曲りにガイドをつけた弁箱CではC-1, C-2がほとんど一致してBよりかなり大きく、弁リフト最大では約25%増加している。また、弁座上流部に絞りがある弁箱A (前の試験

で排気弁に使用)を吸気弁として使用したときは、Bよりかなり大きく、Lの小さいときにはCよりも大きい値を示し、L最大付近で頭打ちになるがBにくらべ約19%大きい。今までの研究でも示されているが⁽³¹⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾

⁹⁾ 弁座上流の絞りが有効であることがわかる。なお、この絞りの影響は模型試験でも求めた。

同じ試験の $r_s=1.1$ のときは図12のようになり、C型、A型は $r_s=1.5$ と比較するとわずかに低い値

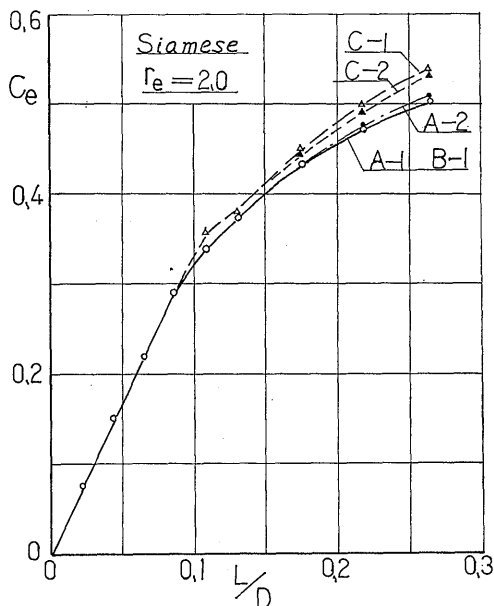


図13 弁箱の影響 (排気)

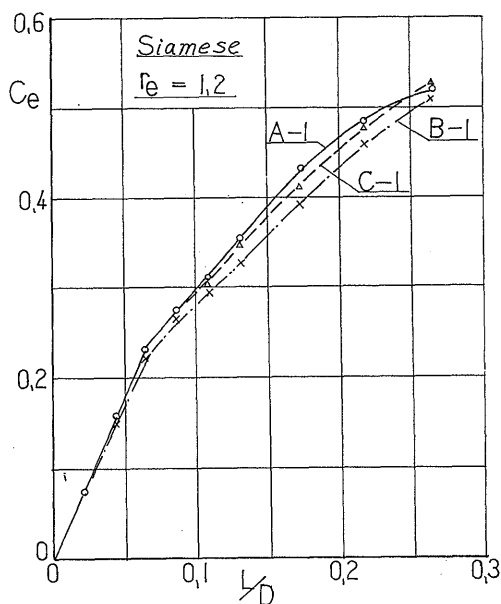


図14 弁箱の影響 (排気)

(約98%)を示すが、B型の場合は図7にも示されるように圧力比が低くなると相当小さい値 (L/D maxで88%)となり弁座上流の流路形状により圧力比の変化に対する C_s の変化の傾向が変わることがわかる。

次に排気弁として使用したとき $r_e=2.0$ では図13のようになり、A-1、B-1 は一致し、A-2 はLの大きいところでわずかに大きい C_e を示すが、C型では吸気弁の場合ほどガイドの効果は大きくなく約7%の増加にとどまった。

$r_e=1.2$ のときは図14のようになり、B型、C型は $L/D=0.08\sim 0.22$ で $r_e=2.0$ のときより低い値を示すが L/D 最大ではほぼ等しい値となっている。しかしA型では $L/D=0.08\sim 0.16$ で $r_e=2.0$ より低い値を示すが、 $L/D>0.16$ ではかえって大きい値を示して、圧力比の低いときに弁座上部の絞りの有効なことがわかる⁹⁾⁷⁾。排気弁の場合 L/D の大きいときは r_e が低いところで動作する (図6) のでA型が有利である。

2.2.2 吸入スワール

吸入スワールは前述したように、シリンダのA、B、C 3断面 (図1) につきシリンダ周囲を8等分し半径方向に5点、すなわち1断面40点で5孔式風向風速計によりシリンダ内の3次元流れ (円周方向、半径方向、軸方向) の成分と方向を計測した。その一例は図15で、Tandem型シリンダカバーを使用したときのA断面の円周切線方向の速度分布図である。中央部に半径40mmから80mmの旋回のない部分があり、それより外側は半径に比例して直線的に増加し強制うずに近い形をしている。この U_θ の各半径位置での平均値を求め、これからスワールの運動量モーメントを計算して羽根車の回転数を求めると、図の条件では風向風速計測から求めた値は1,300rpm、羽根車の実測値は1,360rpmでよく一致しており、他の場合もA、B断面ではよく一致したが、C断面では風向風速の分布が複雑で、羽根車の回転もまた不均一でありよい一致を示さなかった。なおB断面にくらべるとA断面のスワールは約2~3%減衰していた。

このように5孔式風向風速計による計測は多くの測定点とめんどろな計算があるので、代表的条件での計測にとどめ、吸気系試験中B断面で羽根車の回転数を計測してスワール特性を求めた。

普通スワール強さの定義として羽根車回転数 n_D と機関回転数 n の比 n_D/n (スワールレシオ) を用いている⁹⁾。これはシリンダ内空気の軸方向速度は平均

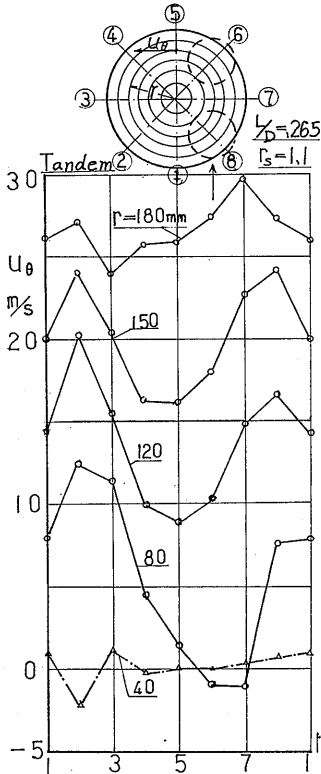


図15 吸入スワール，円周方向速度分布（A断面図）

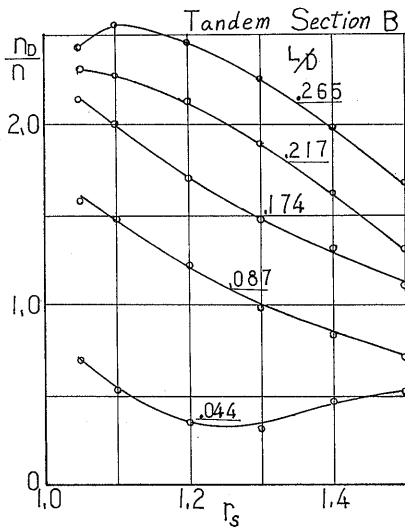


図16 スワールレシオ，弁リフトと圧力比の影響
 ピストン速度に等しいと考えると，シリンダ内空気流量との関係は次式で与えられる。

(324)

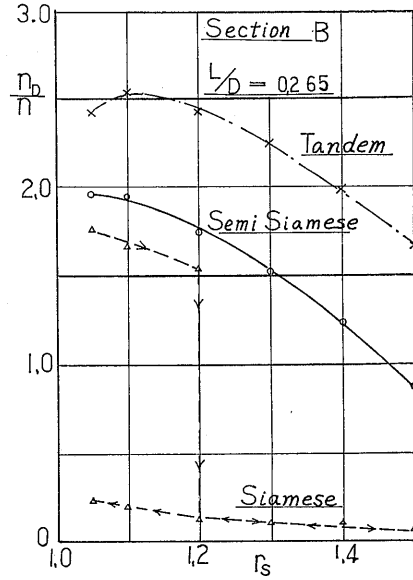


図17 スワールレシオ，シリンダカバーの影響

$$n_D/n = n_D r_{vh} / G \cdot 30 \quad (5)$$

ただし r —比重量 G —空気流量
 V_h —行程容積

このスワールレシオ n_D/n におよぼす弁リフトと圧力比の影響は，Tandem 型の場合，図16のようになり，弁リフトの増加とともに n_D/n は増加するが，圧力比の増加に対しては減少する傾向があることがわかる。

弁リフト最大のときの n_D/n と r_s の関係を3種類のシリンダカバーにつき示したのが図17で，Tandem, Semi Siamese 型はかなり大きい，Siamese 型は非常に低い値を示している。

なお Siamese 型の場合，比較的大きい値の線も一部書かれているが，これは弁リフトを一定にして圧力比を1.05から順次上昇して計測したが，初めは大きいスワールを示しているが，ある圧力比で急に減少してしまい，あとはごく低いスワールで安定し，その後，低い圧力比にしてもその状態を保った。また初期の大きいスワールの状態もそのまま10~20分放置すると急に低いスワールに安定した。Siamese 型の場合，吸気は対称形の流路から流入するのでスワールが発生しないように思われるが，二つの吸気弁への流入条件がわずかでも違えば大きいスワールが発生してしばらく続き，やがてそれが減衰して低いスワールに安定する

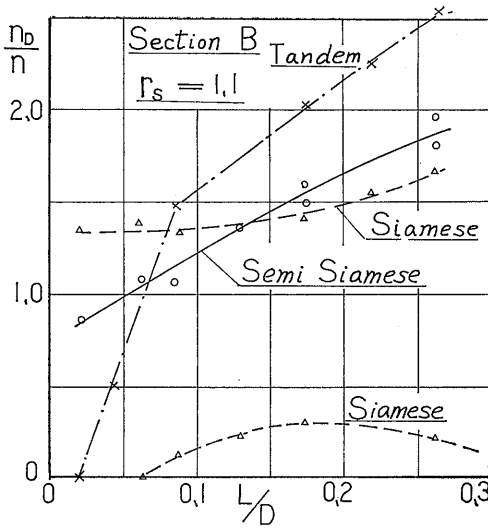


図18 スワールレシオ，シリンダカバーの影響

ようであり，定常流の安定した状態でスワールが認められなくても，実際の非定常状態ではかなりのスワールが存在する可能性はあるものと考えられる。したがって，実機あるいは模型内における作動状態でのスワール計測が必要である。

次に図18に $r_s=1.1$ で L/D の変化に対する n_D/n の変化を示す。Tandem 型が最大で次に Semi Siamese で Siamese は最低であるが，前述したように Siamese 型では流入初期にスワールが存在するが，これは図の中央部にある曲線のようになり Semi Siamese に近い値を示している。

2.2.3 排気管全圧分布

排気系試験のとき，排気管⑥のE断面で全圧分布を計測した。測定点は図19の右上の図のように排気管断面を縦横とも5等分して，その中心に動圧測定孔を位置させた25点のくし形全圧管により測定した。図19は Siamese 型シリンダカバーの排気管全圧分布図で，曲線Aは曲りの内側，Eは曲りの外側で流れは外側に押しやられ内側ではほとんど流れず，その上，二つの排気弁からの流れが互に作用して中央部に山ができた形となっている。

図20は Semi Siamese の場合で，Siamese と同様に外側にかたよった流れであるが大きな山は生じていない。

図21は Tandem の場合で，流路の水平面での曲りの影響が加わって，流れは水平面の曲りの外側および

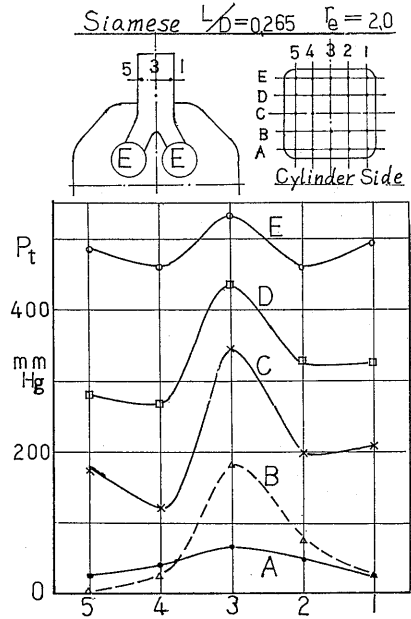


図19 排気管全圧分布 (Siamese, 弁箱A)

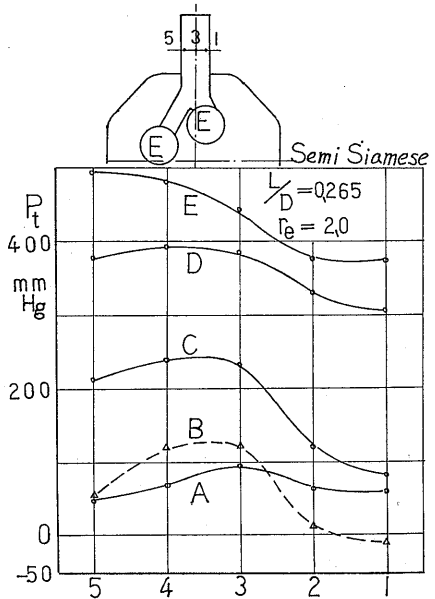


図20 排気管全圧分布 (Semi Siamese, 弁箱A)

び垂直面の曲りの外側にかたよった複雑な流れを示している。

以上の図19, 20, 21はいずれも弁箱Aを使用したときであるが，Siamese 型シリンダカバーに C型弁箱

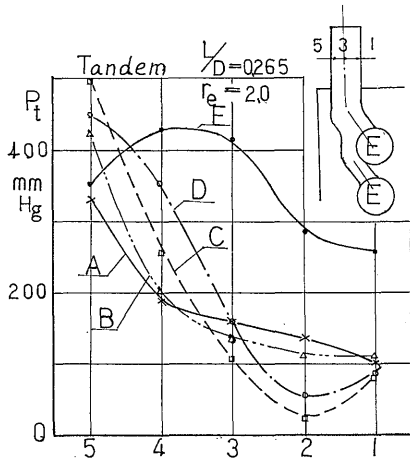


図21 排気管全圧分布 (Tandem, 弁箱A)

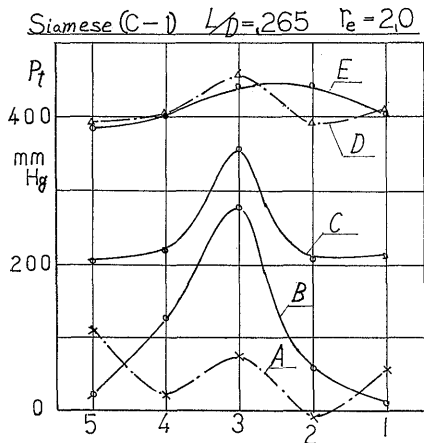


図22 排気管全圧分布 (Siamese, 弁箱C)

を使用したときは図22のようになり、図19に比較するとやや改善され曲りの外側のE、D 2本曲線はほぼ等しい値をとるが、それより内側ではかたよった流れとなって、この程度の整形では不十分と考えられ、弁座からの流動状態を十分解析して曲り形状を決定しなければならない⁽⁹⁾。

この全圧を積分して断面の平均全圧を求め、次式により排気系の損失係数ξを求めた。

$$\xi = \frac{P_{1t} - P_{2t}}{\gamma_2 v_2^2 / 2g} \quad (6)$$

ただし P_{1t} = 入口全圧 P_{2t} = 出口全圧

γ_2 = 出口比重量 v_2 = 出口流速

なお v_2 にはシリンダ静圧と排気管出口圧から求め

(326)

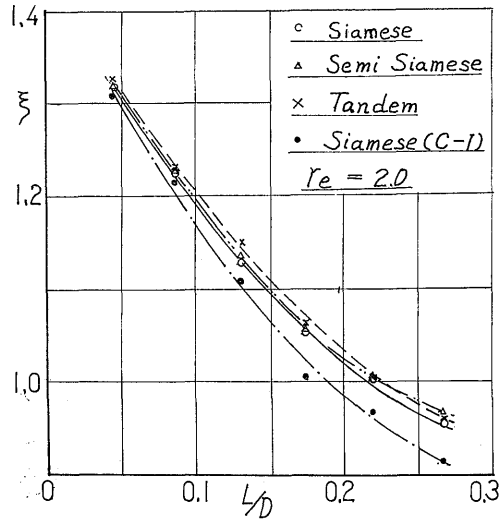


図23 排気損失係数

られる理論速度を使用した。図23はξとL/Dの関係を示す図で、Siamese、Semi Siamese、Tandemの3シリンダカバーに弁箱Aを使用したときは、ほぼ等しい値を示しLの増加とともに減少している。Siamese型に弁箱Cを使用したときはこれより低い値を示し、L最大で約5%低い値となっており、これは有効面積比 C_e の変化の傾向と同様である。

3. 弁部模型による試験

弁座付近の弁および弁座の形状が流動損失におよぼす影響をみるため、前記の42X機関の弁部と同寸法で図24のように12°の扇状の流路断面をもつ模型を製作して試験した。

3.1 試験装置および試験方法

試験した弁模型は図24のような構造で12°の扇状流路断面をもち、弁部Aを移動させて弁リフトを変化させ、吸気弁試験のときは図の上部から空気を送り、排気弁試験のときは下から空気を送って試験した。弁部Aには42X機関の弁と同寸法のもの、弁のかさ部の曲率半径Rを大きくしたものの2種類、弁座部Bは弁座上部の絞り寸法dとその部分の曲率半径ρを変えて10種類製作して、これらの寸法の影響を求めた。また、実機では弁の外側が一部シリンダ壁に当たるためシリンダに逃げを作っているが(図4)、この部分の寸法の影響を求めた。

試験方法は実物シリンダカバーのときと同じく、空

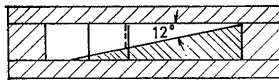
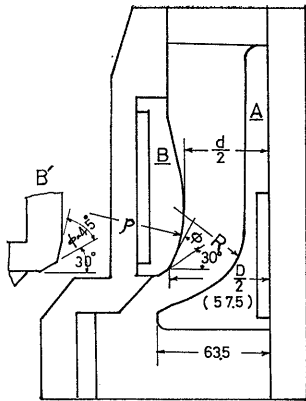


図24 弁模型

気源（100 Ps圧縮機）を出た空気はバイパス弁で流量を調整した後、オリフィス型絞り流量計を通り弁模型に入る。入口条件は模型直前の全圧で決め、出口は大気に開放した。結果の整理方法は実機による試験と同様である。

3.2 試験結果および考察

3.2.1 弁の曲率半径の影響

弁の曲率半径 R を実機に採用された 42mm から 60mm に増加したときの有効面積比 C の変化は、吸気弁

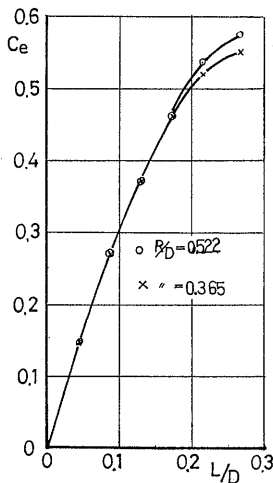


図25 弁部曲率半径 R の影響（排気）

では両者が一致して差は認められなかったが、排気弁では図25のように弁リフトの最大値付近で R が大きい方がわずかに大きい値（約 4%）を示しており、あまり大きい影響はなかった。なお、これ以上 R を大きくすることは構造上不可能であった。

3.2.2 弁座上部の絞りの影響

前述したように、弁座上部に絞りを作り適当な曲線で弁座と連結することは、吸排気とも有効であるが、この絞寸法 d の影響をみるため表 1 のように弁座模型を 5 種類作り試験した。なお模型の 4 種類は弁座部の曲率半径 rho は一定であるが d/D=0.983 のもの (b) は弁箱 B、C と同寸法で図24の B' のように phi=45度の線と d=113 の線が交わっておりこの部分は rho=0 である。

表 1 弁座寸法

| d/D | rho/D | phi |
|------|-------|-----|
| .800 | .261 | 10° |
| .852 | .261 | 15° |
| .905 | .261 | 25° |
| .948 | .261 | 35° |
| .983 | 0 | 45° |

図26は弁リフト最大のときの吸気弁に対する d の影響で、Cs におよぼす d/D の影響はかなり大きく、かつ最良点がありそれは rs の値により異なる点にある。また圧力比 rs が大きい方が大きい値を示しており d/D が大きい方が rs に対する変化が大きい。吸気弁としては d/D=0.92 が最適と考えられる。

図27は排気弁の場合であるが、d/D ≤ 0.905 では re の低い方が Ce が大きく、かつ d/D の影響が大である。しかし d/D ≥ 0.948 では、re の大きい方が Ce が大きく、その値はほぼ等しい。このように d/D=0.905 と 0.948 の間で流れが大きな変化をしているが、その理由として角度 phi が大きくなること、d/D > 0.94 では絞り部の流路面積の方が弁座部の流路面積より大きくなることなどにより弁座後の流れがはく離したためと考えられる。排気弁としては低圧力比で作動する時間が長いので d/D=0.9 付近が最適であろう。

これらの吸排気弁に対する最適値は、弁および弁座の形状がやや異なるが Hardenberg の実験値⁷⁾ とほぼ等しい値を示している。

3.2.3 弁座部の曲率半径の影響

弁座上部の絞り部分と弁座をむすぶ曲率半径 rho の影

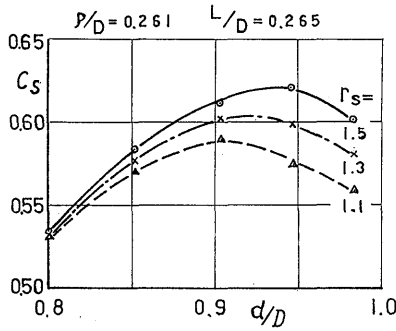


図26 弁座部絞り d の影響 (吸気)

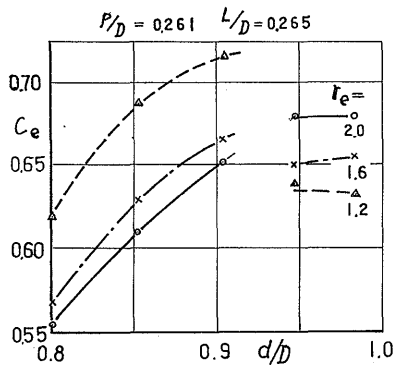


図27 弁座部絞り d の影響 (排気)

響をみるため表2のように2種類の d に対し ρ を変えて試験した。図28は弁リフト最大ときの吸気弁の場合で、 $d/D=0.852$ では ρ/D が 0.261 から 0.609 が増加すると $r_s=1.5$ では約 5% C_s が増加するが、 $r_s=1.1$ では 1.5% の増加にとどまっている。また、 $d/D=0.905$ のときは、 ρ/D が 0.261 から 0.522 に増加すると $r_s=1.5$ では約 1.5% の増加が $r_s=1.1$ では約 2% の減少となっており、 ρ の影響は大きくない。これは表2のように ρ を大きくすると角 ϕ も大きくなり、これによる逆効果に加わったためと考えられ

表 2 弁座寸法

| ρ/D | d/D | ϕ |
|----------|-------|--------|
| .261 | .852 | 15° |
| .435 | .852 | 25° |
| .609 | .852 | 35° |
| .261 | .905 | 25° |
| .522 | .905 | 35° |

a

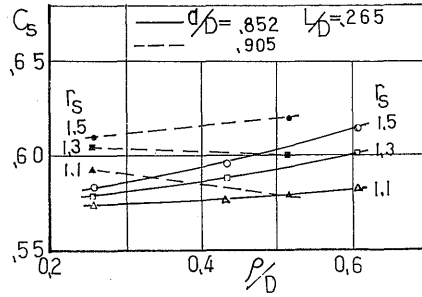


図28 弁座部曲率半径 ρ の影響 (吸気)

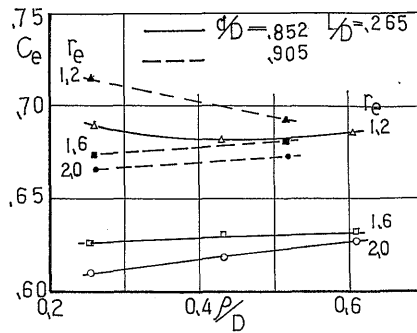


図29 弁座部曲率半径 ρ の影響 (排気)

る。

図29は排気弁の場合で、 $d/D=0.852$ のときは ρ の影響はほとんど無く、 $d/D=0.905$ では $r_e=1.2$ でかえて約 3% 減少している。これも吸気弁と同様角 ϕ による逆効果に加わったためと考えられる。

なお、表2の(a)の弁座は実機試験の弁箱Aとほぼ等しい寸法である。

3.2.4 シリンダ壁の逃げ寸法の影響

実機のシリンダカバーに弁箱を取り付けた状態では、図4のように弁のリフトが大きいために弁の外周がシリンダに当たるのでシリンダに逃げみぞを削ってあるが、これの影響を知るために弁模型に図30の斜線

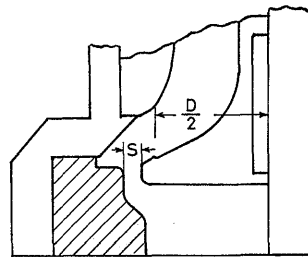


図30 弁の逃げ

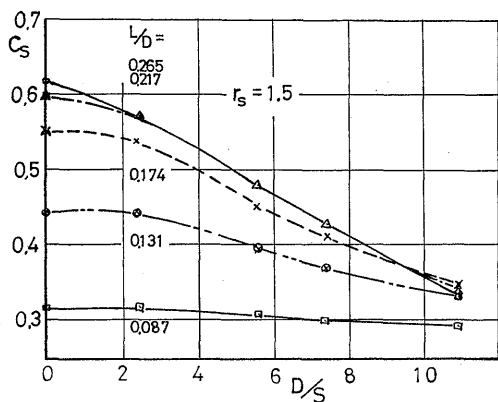


図31 逃げ寸法の影響 (吸気)

部のようなものを取り付け、距離Sを変化させてその影響を求めた。

図31は吸気弁として使用した場合で、Lの小さいときはあまり影響がないが、Lが大きくなると大きな影響をおよぼし、 $D/S=11$ では $L/D \geq 0.131$ で C_s はほぼ一定となり $D/S=0$ のときの最大値の53%になっている。

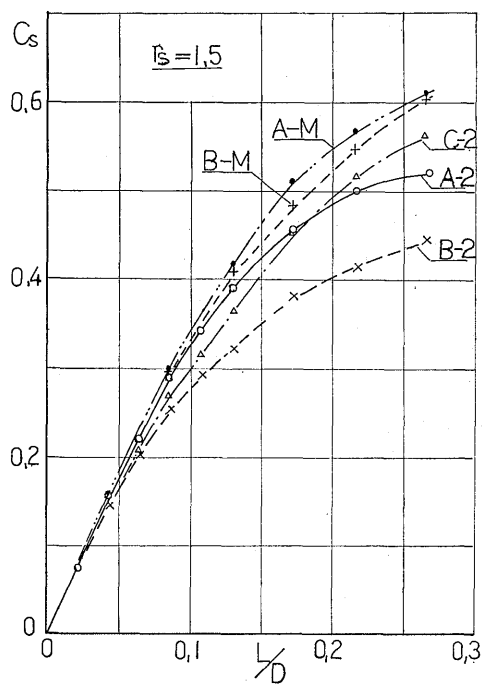


図33 模型と実物の比較 (吸気)

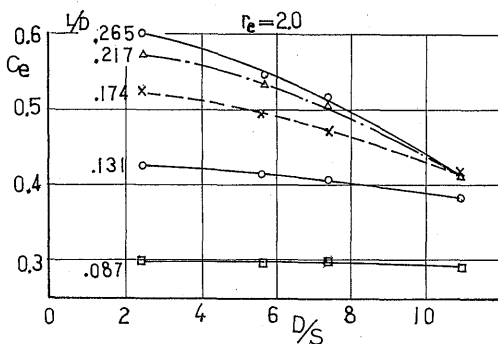


図32 逃げ寸法の影響 (排気)

図32は排気弁の場合で、吸気弁同様Lが小さいときはあまり影響がないが、Lが大きくなると影響も大きくなり、 $D/S=11$ では $L/D \geq 0.174$ で C_e は一定となり $D/S=2.2$ のときの最大値の68%になっている。

3.2.5 模型試験と実物試験の比較

前に述べたように表2の(a)の模型は弁箱Aの弁座付近の寸法とほぼ等しく、表1の(b)の模型は弁箱B、Cの弁座付近の寸法と等しいので、これらの模型による試験結果とSiamese型シリンダカバーにより弁箱形状の影響をみた試験結果と比較してみると図33、図34

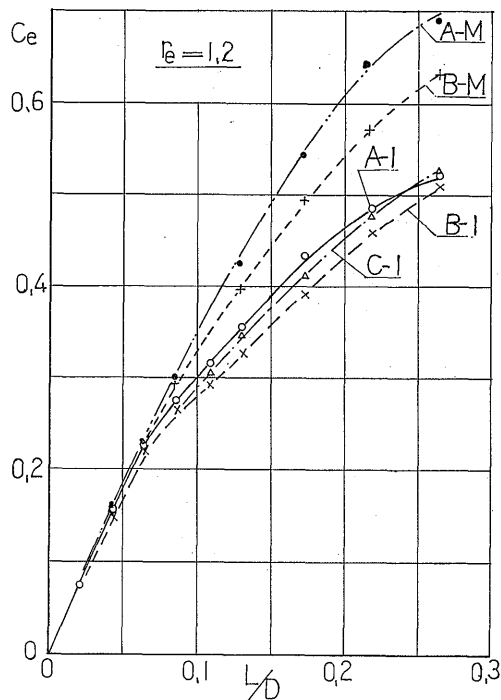


図34 模型と実物の比較 (排気)

のようになった。

図33は吸気弁の場合で、弁箱Bによる実物試験結果(B-2)は同形状の模型による試験結果(B-M)と比較すると、L最大の点でB-2はB-Mの74%であるが、これに曲り部のガイドをつけた弁箱Cを使用したC-2では93%まで改善されたことがわかる。また絞りのある弁箱Aでは、L最大の点でA-2はA-Mの84%で曲り部が弁箱Bと同形状でも絞りが有効に作用していることがわかる。

図34は排気弁の場合で、L最大のときA-1はA-Mの76%、B-1はB-Mの81%、C-1はB-Mの83%で、排気弁の場合、弁座より下流部の流路形状(絞り、曲り部ガイド)が有効に作用していないようで、さらに綿密な研究、解析が望まれる。

4. む す び

まず、実機用シリンダカバーによる試験の結果、次のことがわかった。

- 1) 3種類のシリンダカバーの流路形状が有効面積比におよぼす影響は、吸排気ともあまり明確でなくほぼ等しい値を示した。
- 2) 3種類のシリンダカバーの吸入スワールは Tandem 型が1番大きく次に Semi Siamese, Siamese であるが、Siamese の場合も二つの吸気管の条件が少しでもずればかなりのスワールを示すものと考えられる。また作動状態での計測が必要である。
- 3) Siamese 型シリンダカバーに3種類の弁箱をつけて行った試験では、吸気弁の場合ガイドつき弁箱Cと絞りつき弁箱Aが有効であったが、排気弁の場合には両者の効果はあまり大きくなかった。
- 4) 排気管の全圧測定の結果、流れは曲りの外側にかたより、ガイドつき弁箱もその効果はあまり大きくなかった。

次に、弁部模型による試験では

- 1) 弁のかさ部の曲率半径は大きい方がよいがその効果はわずかである。
- 2) 弁座上部の絞りの効果は、吸排気とも大きな影響をもち、それぞれ最良点がある。また排気弁ではある点で流れが大きく変わる現象がある。

3) 弁座上部の曲率半径の効果はあまりなかった。

4) シリンダ内壁に弁の逃げを作る場合、弁の外周が内壁に近接すると有効面積比の低下は大きい。

なお、さらに吸排気系の流動損失を低減するには、弁座付近の形状と吸気管(または排気管)までの流路形状が大きな影響を持つので、両者の関連をさらに系統的に研究する必要があるものと考ええる。

おわりに、単筒試験機用シリンダカバーおよび弁箱を貸与された三井造船株式会社の各位に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) W. A. Woods : An experimental study of flow through poppet valves. PIME Vol. 180 Pt. 3 N (1966) pp. 32~40
- 2) W. A. Woods : Discharge from a cylinder through a poppet valve to an exhaust pipe. PIME Vol. 182 Pt. 3 H (1968) pp. 137~144
- 3) L. J. Kaster : Poppet Inlet valve characteristics and their influence on the induction process. PIME Vol. 178 No. 36 (1964) pp. 955~975
- 4) H. Gehlhaar : Entwurf und Optimierung von Einlaß-ventilkanälen aufgeladener Viertakt-Großzdielmotoren. Maschinenbautechnik 21 Nr 11 (1972) pp. 512~517
- 5) 林 裕 : 4 サイクル直接噴射ディーゼル機関の吸気渦流について、日産ディーゼル技報 第32号 pp. 739~749
- 6) 斎藤宗三 : 4 サイクルディーゼル機関の吸排気系と性能の関連、内燃機関 第8巻第2号 (1969) pp. 53~63
- 7) H. Hardenberg : Die Optimierung der Ventil und Sitzringgeometrie an Ein- und Auslaßkanälen. MTZ 34 Nr 5 (1973) pp. 143~146
- 8) 平山伝治 : 排気弁通路の流れに関する研究、機械学会誌 第75巻第648号 (1972) pp. 1805~1812