

# クランク室圧縮形ニサイクル機関の掃気

(吸気孔制御方式について)

石神重男・田中義弘・浜崎和則

(受理 昭和48年5月31日)

## SCAVENGING OF THE CRANKCASE COMPRESSION TYPE TWO STROKE CYCLE ENGINE

(On the Inlet Port Control Mechanism)

Shigeo ISHIGAMI, Yoshihiro TANAKA  
and Kazunori HAMASAKI

Concerning the crankcase compression type two stroke cycle engines that inlet port control mechanism is piston valve and is rotary disc valve, the influences of the engine speed and the back-pressure of the scavenging port upon the delivery ratio were studied. The results are obtained as follows:

- (1) When the back-pressure of the scavenging port  $P_d$  is constant, extending over the wide range, the delivery ratio of the rotary disc valve engine is larger than that of the piston valve engine.
- (2) As the back-pressure of the scavenging port  $P_d$  increases, the piston valve engine speed that gives the largest value of the delivery ratio moves to the region of higher engine speed, and does not move in the rotary disc valve engine.
- (3) In the region of the low engine speed, suction air  $G$  and the back-pressure of the scavenging port  $P_d$  are satisfied with the equation as follows:

$$G = \frac{P_a \cdot V_1 \left\{ 1 - \left( \frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{1}{\epsilon^n}} \right\}}{R \cdot T_a \cdot n}$$

### 1. ま え が き

クランク室圧縮形ニサイクル機関の吸気孔制御方式としてピストン弁形、ロータリディスク弁形、リード弁形等があり、おのおのについて多くの研究<sup>1)2)3)4)5)6)</sup>がなされているがまだ不明な点が多く、特に吸気孔制御方式相互間の比較検討をしたものは見当らない。本研究はピストン弁形制御とロータリディスク弁形制御の比較を行ったもので、すなわち両形式の機関における機関回転数の変化に対する給気比変化の特性を掃気吐出側圧力を種々変化させた場合について比較検討した。

### 2. 実験装置および方法

実験装置の概略を図1に示す。1：吸気量測定用丸

形ノズル (12°)・2, 5, 8：サージタンク・3：ルーツブロワ・4：バイパス弁・6：機関・7：可変速モータ・9：大気放出弁・10：クランク室圧力測定用ピックアップである。二つの供試機関はシュニール掃気式ク

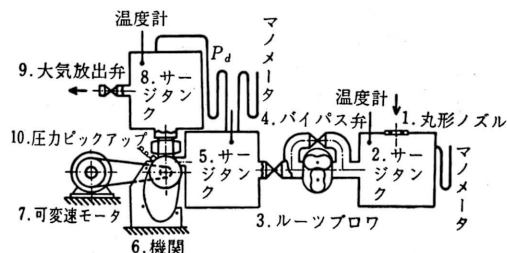


図 1

シリンダ室圧縮二サイクル機関で、諸元を表1、弁開閉時期を図2、クランク角ポート面積を図3、ロータリ弁の吸気孔とロータリディスクを図4に示す。シリンダ径および行程寸法は全く同じである。5は吸気孔近くに配置し、内圧を常に大気圧に保ち大気吸入状態とした。排気孔は閉じ、シリンダヘッドを取りはずし8をシリンダ上端に直接取付け、9の調節により内圧を変化させ、この圧力を掃気吐出側圧力とした。以下吐出側圧力と称する。クランク室内圧力は半導体式圧力ピックアップで取出しオシシロに記録、機関はモータリングして実験した。実験範囲は機関回転数 3,000~10,000rpm、吐出側圧力はゲージ圧で 0~300mmHg である。記号は K: 給気比, N: rpm, IO: 吸気孔開, IC: 吸気孔閉, SO: 掃気孔開, SC: 掃気孔閉, P: 圧力, T: 絶対温度, V: 容積,  $\varepsilon$ : クランク室圧縮比, R: 空気的气体定数,  $n$ : ポリトロプ指数,  $u$ : 空気の内部エネルギー, サフィックスは  $a$ : 大気圧状態,  $d$ : シリンダ内の状態を示す。吸気量  $G$  (g/s) を理論的に求めるために図5に示すようなクランク室掃気ポンプの理論サイクルを考える。1: 圧縮始め, 2: 圧縮終り, 3: シリンダ内の状態, 4: 膨張終りの状態を示す。 $C_p$ : 空気の定圧比熱,  $C_v$ : 空気の定容比熱とし、1→2, 3→4 はいずれもポリトロプ変化と仮定する。

表 1

形 式	ピストン 弁	ロータリ ディスク 弁
諸 元		
シリンダ径 ×行程	41mm×37.8mm	41mm×37.8mm
行 程 容 積	50 cc	50 cc
最 大 出 力	4.2PS/8000rpm	6PS/9000 rpm
クランク室 圧 縮 比	1.33	1.31

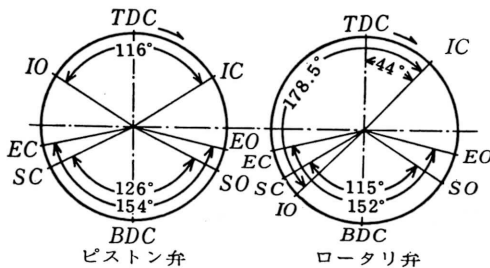


図 2

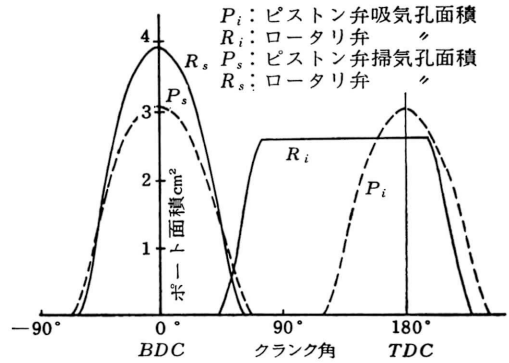


図 3

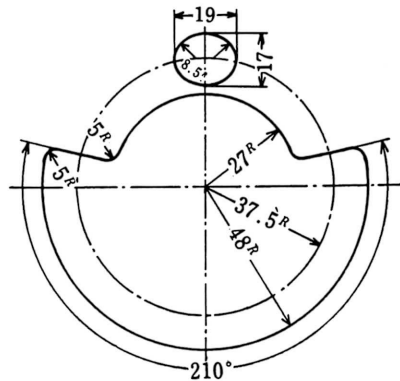


図 4

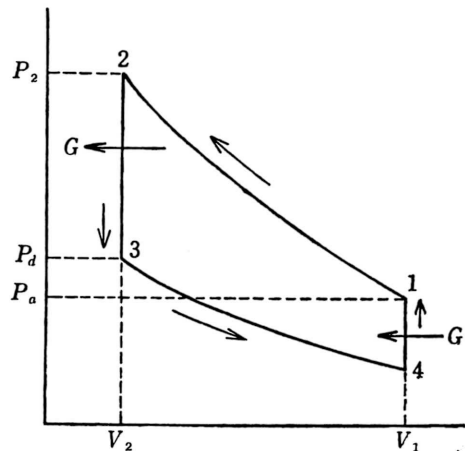


図 5

1の状態では

$$P_a V_1 = G_1 R T_1 \quad \dots\dots\dots (a)$$

1から2の状態変化は

$$\left. \begin{aligned} P_a V_1^n &= P_2 V_2^n \\ P_2 V_2 &= G_1 R T_2 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (b)$$

2から3の状態変化はシリンダ内ポリトロブ膨張と仮定すると、

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_2}{T_3} &= \left( \frac{P_2}{P_d} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad P_d V_2 = G_3 R T_3 \\ G_1 u_2 &= G_3 u_3 + G u_d + A P_d V_d \\ P_d V_d &= G R T_d, \quad G_1 C_v T_2 = G_3 C_v T_3 + G C_p T_d \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (c)$$

3から4の状態変化は

$$P_d V_3 = P_4 V_1, \quad P_4 V_1 = G_3 R T_4 \quad \dots\dots\dots (d)$$

4から1の状態変化は

$$\left. \begin{aligned} G_3 u_4 + G u_a + A P_a V_a &= G_1 u_1, \quad P_a V_a = G R T_a \\ G_3 C_v T_4 + G C_p T_a + G A R T_a &= G_1 C_v T_1 \\ G_3 C_v T_4 + G C_p T_a &= G_1 C_v T_1 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (e)$$

(a), (b), (c), (d), (e)より  $G = G_1 - G_3$  として吸気量  $G$  (g/s) は次のようになる。

$$G = \frac{P_a V_1 \left\{ 1 - \left( \frac{P_d}{P_a} \right) \cdot \frac{1}{\varepsilon^n} \right\}}{R \cdot T_a \cdot n} \quad \dots\dots\dots (1)$$

### 3. 実験結果および考察

#### 1) クランク角—ポート面積線図

図3のごとくピストン弁の場合は構造上、吸気孔、掃気孔の面積の変化はおのおの上死点、下死点を対称軸とする放物線状の曲線となり、開孔期間は比較的短いクランク角期間となる。これに対して、ロータリ弁の場合は掃気孔はピストンで開閉するので、ピストン弁と同様に下死点を対称軸とする放物線状の曲線であるが、吸気孔はピストン運動とは無関係に選定することができる。供試機関では吸気孔開孔期間は非対称で上死点前134.5度から上死点后44度まで計178.5度の長期間となっている。このようなクランク角—ポート面積のとり方が両形式の主要な吸気作用上の相違点と見ることができる。

#### 2) 回転数と給気比

吐出側圧力をパラメータとし、回転数に対する給気比の変化をとったのが図6である。図のごとく両形式ともにそれぞれ(i)給気比はある回転数で最大値となる山形の曲線で変化し、(ii)吐出側圧力が変化しても、ほぼ相似の山形の曲線であり、(iii)吐出側圧力が上昇

するとともに給気比曲線が低下する等の傾向はほぼ同様である。吐出側圧力： $P_d < 150 \text{ mmHg}$  のとき、同じ吐出側圧力ではロータリ弁の給気比が一般に高いが、これは吸気孔の角度面積の大きいことが有利に働いたものである。吐出側圧力： $P_d > 150 \text{ mmHg}$  のとき、同じ吐出側圧力ではピストン弁の給気比が一般に高い。これはロータリ弁では掃気孔閉前に吸気孔が開いているので  $P_d$  が高くなると吸気孔開後クランク室からサージタンク5への逆流が多くなり、これに比べてピストン弁ではクランク室内に高い負圧を形成しておいて後吸気孔が開くので  $P_d$  が高くても、その影響は少なく給気比は高くなるものと考えられる。給気比最大値を与える回転速度は吐出側圧力上昇とともにピストン弁では高速回転域に移動する(図中a→b)。ロータリ弁ではほとんど移動しない(図中c→d)。これはクランク室内指圧線図(図9)の検討から明らかであるが、ピストン弁では  $P_d$  が高いほど  $P_{sc}$  は高く、それに続く  $P_{to}$  も高い。 $P_{to}$  が高いほど吸気過程間の最低圧の負圧は小さく、その発生時期はおくれる。その結果負圧が回復し正圧の山となるまでのクランク角は少なくてよい。この正圧の山すなわち吸気期間終期の圧力の山は通常 TDC 後に生ずるが、その発生クランク角時期は  $P_d$  が高いほど TDC の方に近づく。すなわち圧力の山の時期は時間的には早くなる。よって

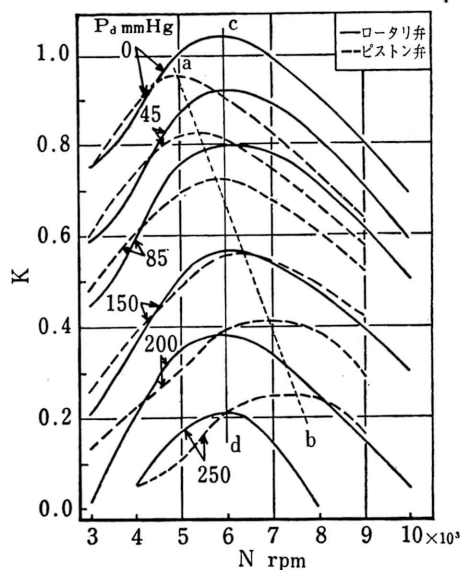


図 6

この正圧の山を  $IC$  時期に合せるには回転数は速くなければならない。  $IC$  時期に正圧が高いほど給気比は大きくなるから  $P_d$  が高いほど給気比の最大値を与える回転数は高速域に移動することになる。ロータリ弁では  $P_d$  が高いほど  $P_{sc}$ 、 $P_{Io}$  が高いことは同様であるが、掃気孔が閉じるとき、すでに吸気孔は開いておりその後ピストンが  $TDC$  に達するまでのクランク角は十分大きい。したがって  $P_{Io}$  の大きいほどクランク室内最低負圧発生時期がおくれる傾向はピストン弁と同様であるけれども、吸気過程間の最低負圧は総体的に小さい。(実験した範囲ではピストン弁で  $0 \sim -150\text{mmHg}$  におよぶのにロータリ弁では  $-30 \sim -80\text{mmHg}$  の程度であった)、しかも  $P_d$  のいかににかかわらず、ほぼ同じ値である。よってほぼ同じ最低負圧から圧力の回復が始まり引続きピストンによる圧縮を受けることになる。すなわち回転数のいかににかかわらずピストンは同じ初期条件の吸気を圧縮することになり  $P_d$  のいかににかかわらず給気比最大を与える回転数は移動しない。

### 3) 吸気量と吐出側圧力

回転数をパラメータとし吸気量と吐出側圧力の関係を図7に示す。図7中の細線は実測点を結んだ線で、太線は理論式(I)により計算した結果である。式中の  $n$  は  $P-V$  線図より求めた実測ポリトロップ指数、 $\epsilon$  は指圧線図より無効角を考慮して求めたクランク室修正圧縮比を適用した。回転数が上昇するとともに実質

圧縮開始時期は幾何学的吸気孔閉の時期よりしだいに前進し、したがってクランク室修正圧縮比は増大する。この傾向はピストン弁で  $5000\text{rpm}$ 、ロータリ弁で  $6000\text{rpm}$  まで続いたが、この間は理論式と実測値はほぼ一致した。それ以上の回転数になると圧縮は常に  $TDC$  から始まる結果となり、理論式(I)と実測値は大きくはなれてくる。これは吸気孔時間面積が吸気の有効な吸入に対して不足となるためである。高速域でピストン弁の方がロータリ弁より高い吐出側圧力まで実験でき、ロータリ弁では  $P_d$  を高く維持できなかったのはピストン弁では掃気孔開期間と吸気孔開期間が完全に分離しており、一方供試ロータリ弁では両期間が一部重合していたためである。以上のことから逆にロータリ弁はピストン弁に比べて吐出側圧力が高いときは吸気量が少なくなり不利で吐出側圧力が低いときはピストン弁より有利であるといえる。

### 4) クランク室指圧線図より見た両弁形式の差異

両形式のクランク室指圧線図比較例を図8、図9、図10に最低負圧の大きさと発生時期を図11に示す。吸気孔開後クランク室圧力は降下しているが、ピストン弁では全般的に見ると降下は急でその最低点の負圧は  $P_d$  が小さいときには大きく  $-100 \sim -150\text{mmHg}$  に達し  $P_d$  が大きくなると急速に小さくなる。またその発生時期は  $TDC$  以前で  $TDC$  に近いクランク角にある。細かく見ると、 $P_d$  が高くなった場合、最低負圧は小さくなりその発生時期は  $TDC$  以前で  $TDC$  に近い方

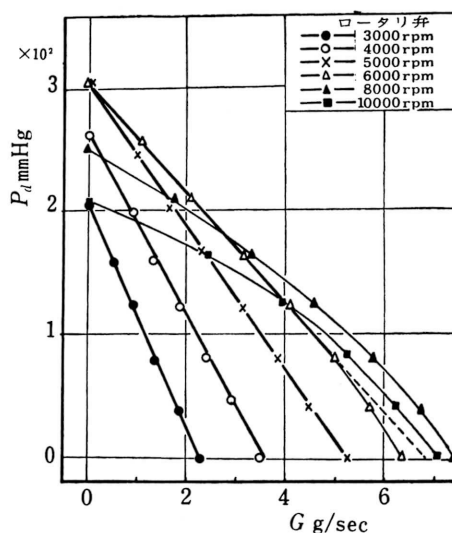
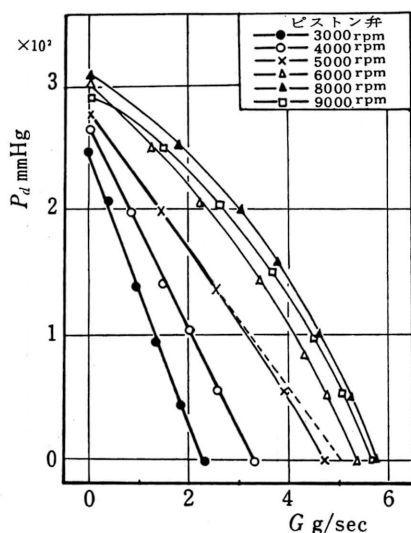


図 7



に移動し、 $P_d$  一定で回転数をますと図11中の破線で示すように最低負圧は大きくなりその発生時期はTDCに近づく。これにくらべロータリ弁では最低負圧は一般的に小さく $-30 \sim -80 \text{ mmHg}$ の範囲にとどまり、発生時期はTDCよりはるかに前である。細かく見ると $P_d$ が高くなった場合最低負圧の大きさは大差ないが、その発生時期はTDCに近い方に移動し、 $P_d$ を一定とし回転を速くすると最低負圧はいくらか大きくなり、その発生時期はTDCに近づく。すなわちロータリ弁式はピストン弁式にくらべ吸気孔開時を早い時期にできるため最低負圧値は小さく、その発生時期はTDCより大きく前進した時期である。その結果ピストンの

TDCに達する時期にはクランク室内圧力はすでに大気圧あるいはそれ以上に回復している。すなわち吸気孔開時のクランク室内圧力条件の相違の影響はIO～TDCの時期が長いいためTDC付近ではほとんど消滅している。よってTDC付近の圧力は回転数、 $P_d$ のいかんにかかわらず常に大気圧付近で、その値の差は少ない。このことがその後の圧縮過程を有利にし、回転数に変化してもピストン弁にくらべて給気比曲線の大きな低下を生じない結果となる。ロータリ弁がピストン弁より回転数の広い範囲にわたって給気比が大きくなり、特に高速回転域で有利なのはこのためである。

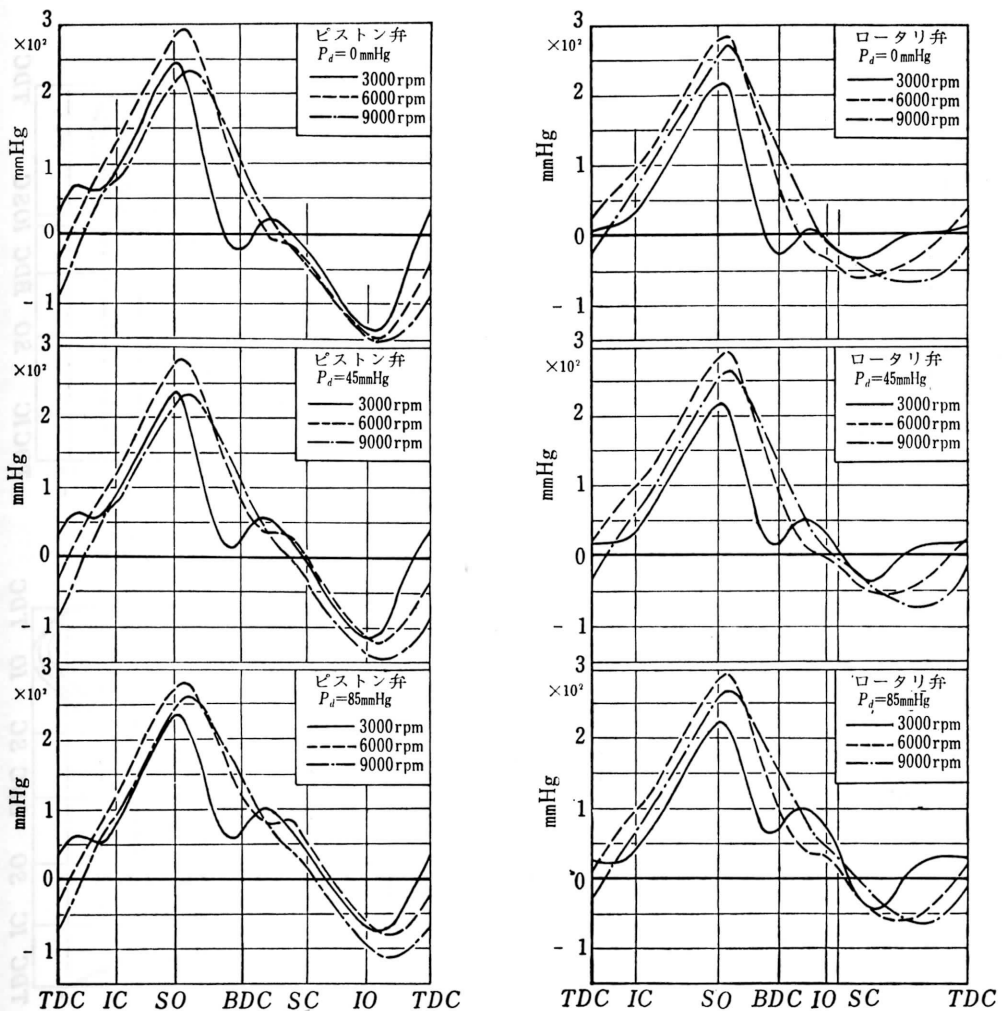


図 8

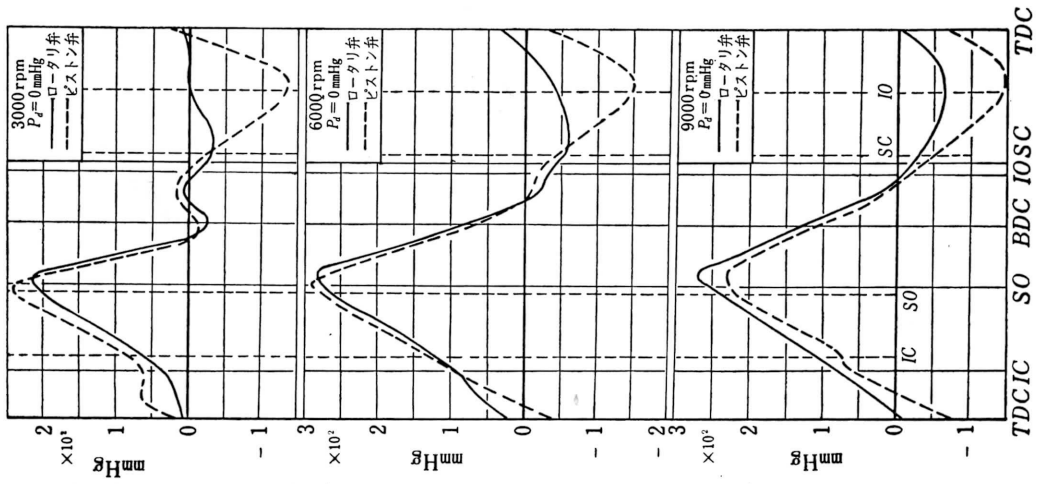


図 9

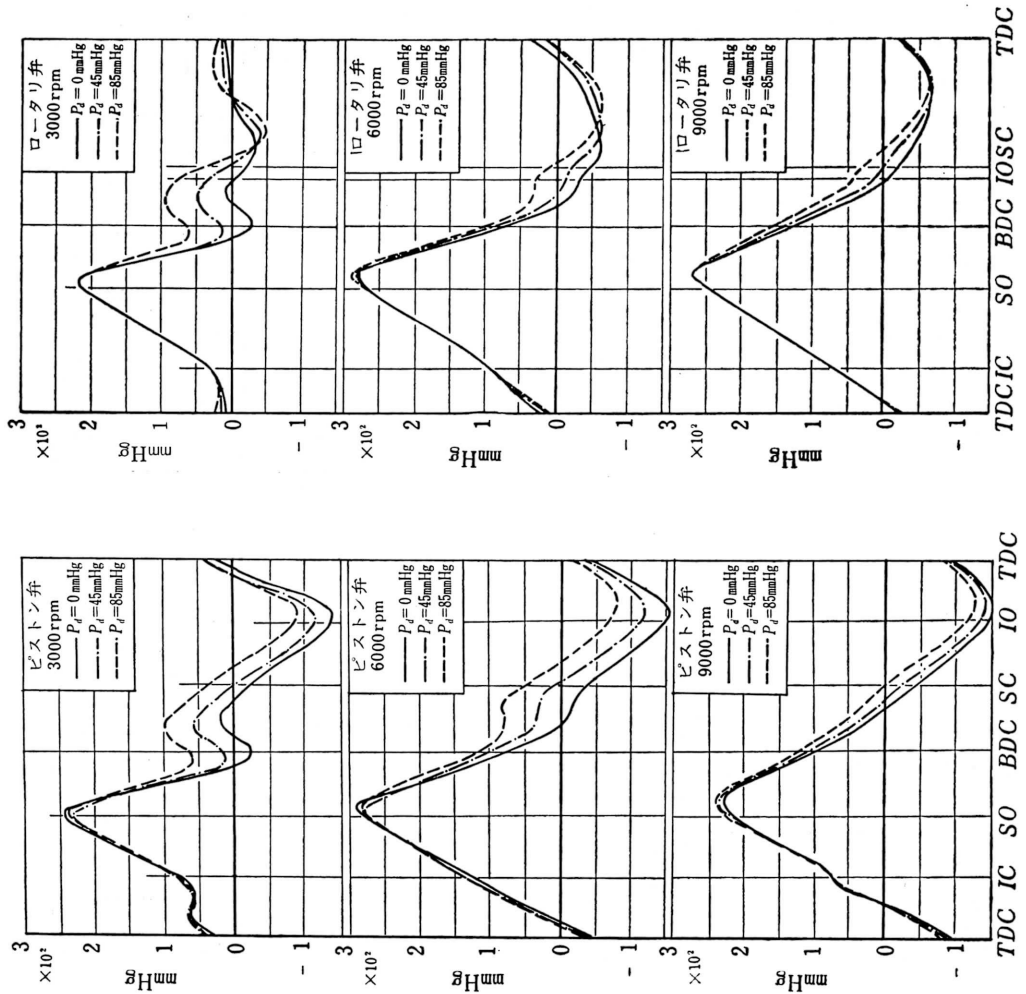


図 10

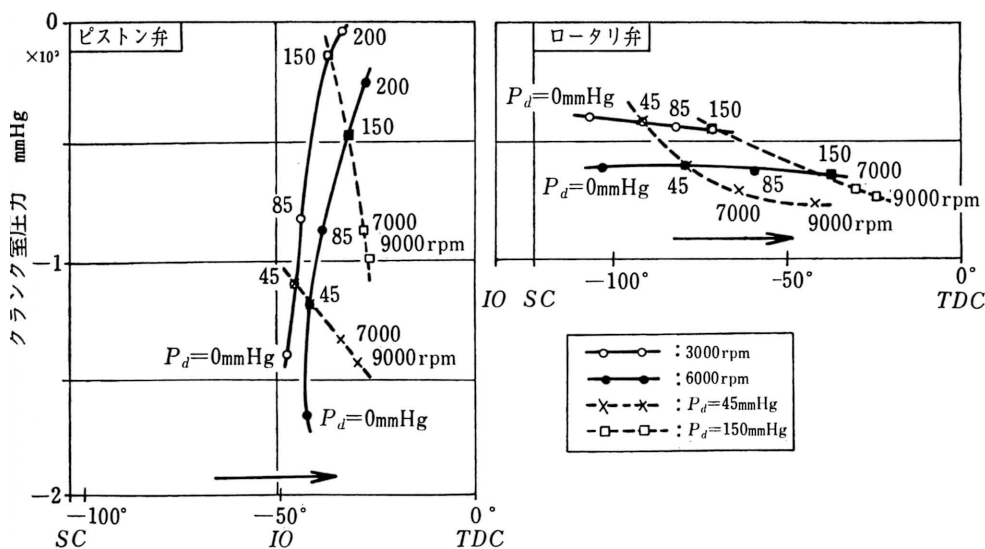


図 11

#### 4. 結 論

ピストン弁形およびロータリ弁形の両吸気孔制御方式について、回転数の変化および吐出側圧力の変化の影響を検討した結果、次の傾向が明らかとなった。

1) 両形式とも回転数の変化に対する給気比曲線は一つの山をもった曲線となる。

2) ロータリ弁の方が吸気孔開閉を非対称にすることができ、かつ吸気孔開時間面積を大きくできるため  $P_d$  = 一定としたときの給気比曲線は回転数の広い範囲にわたり高く、その最高値も高い。

3) 吐出側圧力上昇とともに給気比は低下するが給気比最高点を示す回転数は吐出側圧力上昇とともにピストン弁では高速側に移動し、ロータリ弁ではほとんど移動しない。

4) 吸気量と吐出側圧力の関係はある回転数までは式(1)の関係が成立つが高速回転になると、この関係からはなれる。はなれるのは吸気孔時間面積の不足が関係するものと思われる。

5) ロータリ弁の方がクランク室指圧線図の吸気孔開後の最低負圧は小さく、その位置は TDC より前進しており、したがってその後の圧力回復が早くそれにつづく圧縮が有利となり高速回転域で給気比を大きくすることができる。

終りに本実験に協力を得た大学院修了生の生見益三、学部卒業生の高木敏治、戸島光滋ならびに山田耕二の

諸君に感謝の意を表わします。なお本研究は昭和47年3月22日、日本機械学会九州支部第25期総会講演会において発表したもの<sup>7)</sup>に加筆したものである。

#### 文 献

- 1) 石神・田中・浜崎：鹿児島大学工学部研究報告 8号（昭和42-9），41.
- 2) 渡部・小茂島：日本機械学会論文集. 34, 268（昭和43-12），2200.
- 3) 加藤：内燃機関. 5, 5（昭和41-5），79.
- 4) 山本・露木・高宮：自動車技術. 23, 2（1969-2），113.
- 5) 浅沼・沢：日本機械学会論文集. 25, 156（昭和34-8），834.
- 6) 長尾・嶋本・三宅：日本機械学会論文集. 26, 171（昭和35-11），1675.
- 7) 石神・田中・浜崎・生見：日本機械学会講演論文集. No. 728-1（昭和47-3），161.