

往復ピストン機関用回転式吸気弁の研究

— 弁駆動損失の測定と吸入空気流動の解析 —

室木 巧¹・中山康弘¹・長原秀貴¹・森吉泰生²・川山宇仁³

1 機械工学科

2 千葉大学工学部機械工学科

3 千葉大学大学院工学研究科機械工学専攻

A Study of Rotary Valve for Reciprocating Piston Engine

Takumi MUROKI, Yasuhiro NAKAYAMA, Hideki NAGAHARA, Yasuo MORIYOSHI, Takahito KAWAYAMA

Abstract

Prototype rotary valve of newly designed for gas sealing have been developed and possibility of practical use for this rotary valve was confirmed. Therefore mechanical driving loss in the valve train was measured comparing that of the poppet valve drive train, and it was found that mechanical loss of rotary valve was very lower level.

Related with the air flows rate from inlet pipe to cylinder through rotary valve, the numerical analysis of static coefficient of discharge and also, the unsteady calculate with a rotating rotary valve during the intake stroke was made to the dynamic effect.

As a result, the temporal variations of flow rate and the flow pattern inside the cylinder were influenced due to the inertial or dynamic effect.

Key Words: Rotary Valve, Mechanical driving loss, Air flow

1. はじめに

筆者らはこれまでに、ガスシール機構を工夫した新しいロータリバルブ（RVと略記する）方式を考案し実用域に達する可能性を確認してきた¹⁾。

そこで、このガスシール方式を採用したRVを駆動するための駆動損失が果たして、熱効率上許容限にあるかどうかを計測した。その結果、現用のポペットバルブ方式（PVと略記する）に比べ大幅に低いレベルにあることが明らかにされた。

次いで、本RVは開口部の通路形状が吸気の開き側と閉じ側とで異なるため、同じ開口面積でも静的流量係数がPVのそれと比べ大きく異なる特性となることが確認されている²⁾。そこで、この現象を解明するため吸気管からバルブ通路を通りシリンダ内に至る空気流動の数値解析を行い同一開口面積で通路形状が異なる場合の吸入空気流動の速度ベクトルを求め、流れの状態と静的流量係数とを対比することができた。さらに、バルブを回転させ、非定常状態における流動解析も行い静的状態との比較検討を行なった結果についても報告する。

2. 駆動損失の測定

ガスシール機構を改善した切欠き方式RVの駆動損失を従来から使用されているPVのそれと比較測定した。

2.1 供試ロータリバルブ

供試ロータリバルブの構造を図1に示す。図示のようにRV本体であるロータに切欠きが設けられており、ハウジングにはRV本体の軸に垂直方向に吸気ポート及び排気ポートが設けられている。一方燃焼室の開口部は1つで吸気口及び排気口を兼ねている。

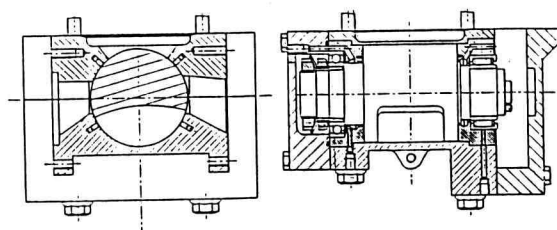


図1 供試ロータリバルブ

図2に示すようにバルブは反時計方向に回転し燃焼開口部と吸気ポートが切欠きによってつながれるときにそれぞれ吸排気が行なわれる。

次に、本実験に使用した切欠き方式RVはより気密性を向上させたシール機構として新たに設計された構造になっている。すなわち、図3に示すように 1) 周方向の漏れに対するシールはロータリエンジンの燃焼室に用いられているアベックスシールをラジアルシールとして採用している。2) 軸方向の漏れに対するシールはバルブの外周から端面を伝わって軸受け部に漏れようとする高圧ガスをコーナーシールによって連結されたサイドシールによってシールする構造を採用している。

2.2 供試ポペットバルブ

上記RVとの比較に用いたPV方式を図4に示す。これは通常採用されている標準的なPVの構造であるため詳細は略す。

以上、両供試験バルブの角度面積線図を図5に示す。

2.3 実験装置及び実験方法

動弁系の駆動損失測定装置の概略を図6に示す。測定測定用に製作した中実段付きシャフトの一端に、チェーンを介してシリンダヘッドを接続し、他端を可変速電動機で駆動した。シャフトには動弁系の駆動トルクによってねじれが発生するので、これを段付き部に接続した歪みゲージで検出し、スリップリングを介してアンプに入力した。ここで、駆動損失トルクは、歪みゲージにより歪み量 ϵ を測定することにより次式より求められる。

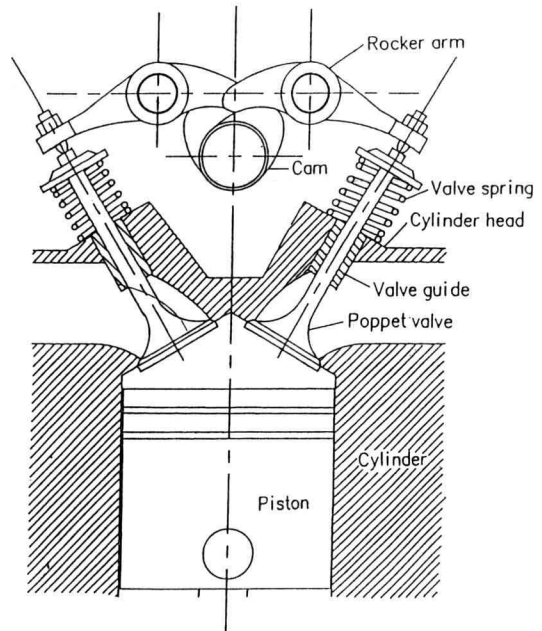


図4 ポペットバルブの構造

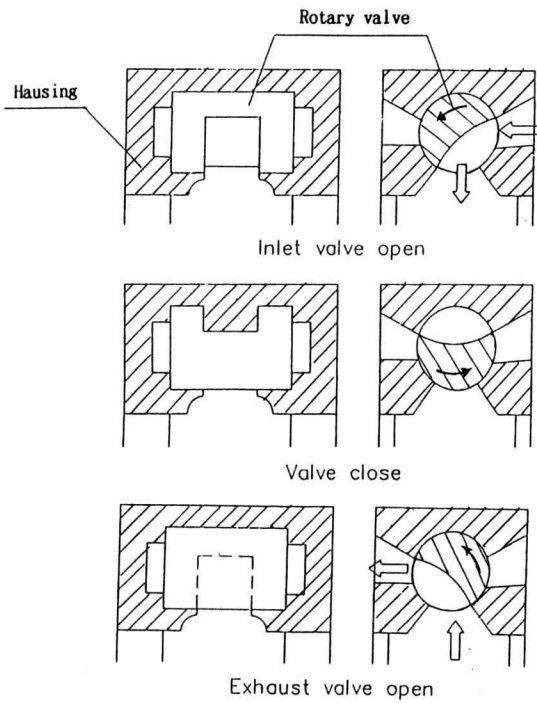


図2 切欠き式ロータリバルブの作動形態

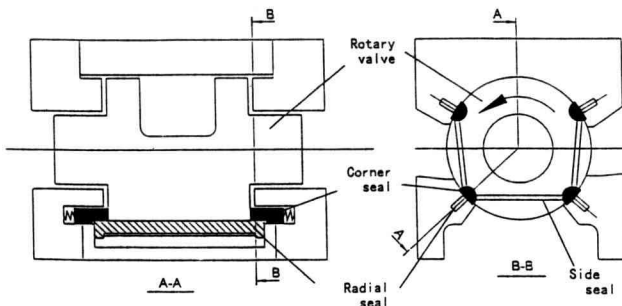


図3 シール機構の構造

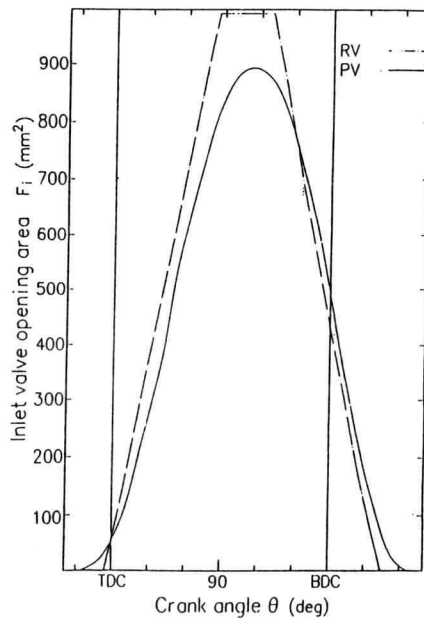


図5 角度面積線図

$$T = \frac{\pi d^3 G \varepsilon}{8} \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (2.1)$$

T : トルク (N·m)

d : 中実丸棒直径 (mm)

G : 横弾性係数 (MPa)

ε : 軸と45°傾いた面の垂直歪み

軸の回転数はクランク軸の回転数と同じで 500rpm~2000rpm まで 250rpm おきに設定した。各回転数で暖気運転を行い同一条件で抵抗測定ができるように潤滑油を 50°C に設定して測定した。最後にバルブ本体の駆動抵抗以外の諸抵抗 (バルブ駆動用チェーン、軸受部等) を測定するためロータリバルブ本体からシール部分を除いたダミーシャフト (以下DSと略称する) を用いた。

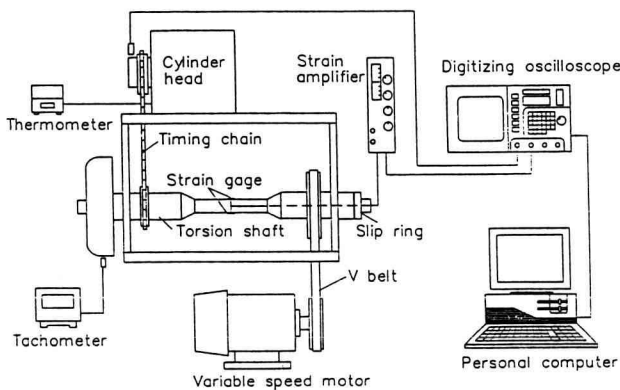


図6 動弁系の駆動損失測定用実験装置

2.4 動弁系の駆動損失の計算

駆動損失Lはクランク角を基準とした場合、(2.1)式を使って次式によって求められる。

$$L = 2\pi \frac{N}{60} = \frac{2\pi}{360} \cdot \frac{N}{120} \cdot \int_0^{720} T d\theta \quad (2.2)$$

ここで、N : クランク軸回転数 (rpm)

T : 動弁系駆動トルク (N·m)

θ : クランク角度 (deg.)

2.5 ポベットバルブ方式の駆動トルクの計算

PVの駆動トルクT(θ)は、

$$T(\theta) = \{kh(\theta) + w\alpha(\theta) + \mu f(\theta)\} \cdot \int \frac{dh(\theta)}{d\theta} d\theta \quad (2.3)$$

ここで、k : ばね定数 13.43 (N/m)

h(θ) : バルブリフト量 (m)

α(θ) : バルブの加速度 (m/s²)

f(θ) : カムに加わる全荷重 (N)

w : 弁機構の換算質量 (kg)

(2.3)式により、PV方式の機関の1行程におけ

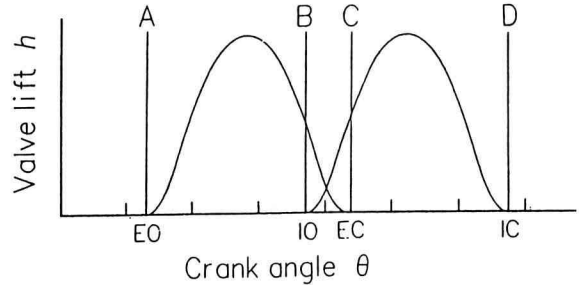


図7 ポベットバルブ方式の駆動トルクの見積り
動弁系駆動トルクは図7のように3つの期間に分けて計算することができる。

① A-B間 (排気口開~吸気口開)

$$T(\theta) = \{kh_E(\theta) + w\alpha_E(\theta) + \mu f_E(\theta)\} \cdot \int \frac{dh_E(\theta)}{d\theta} d\theta \quad (2.4)$$

② B-C間 (吸気口開~排気口閉)

$$T(\theta) = \{kh_I(\theta) + w\alpha_I(\theta) + \mu f_I(\theta)\} \cdot \int \frac{dh_I(\theta)}{d\theta} d\theta + \{kh_E(\theta) + w\alpha_E(\theta) + \mu f_E(\theta)\} \cdot \int \frac{dh_E(\theta)}{d\theta} d\theta \quad (2.5)$$

③ C-D間 (排気口閉~吸気口閉)

$$T(\theta) = \{kh_I(\theta) + w\alpha_I(\theta) + \mu f_I(\theta)\} \cdot \int \frac{dh_I(\theta)}{d\theta} d\theta \quad (2.6)$$

ここで、k ; ばね定数=13.43 (N/m)

h_{I, E}(θ) : 吸排気バルブリフト量 (m)

α_{I, E}(θ) : 吸排気バルブの加速度 (m/s²)

f_{I, E}(θ) : カムに加わる全荷重 (N)

2.6 実験結果及び考察

(1) 動弁系の駆動トルク

RV, PV及びDSのクランク角θと駆動トルクTとの関係の測定例として 500rpm, 2000rpm におけるデータを図8に示す。

PVの駆動トルクはスプリング圧縮力、バルブ系の慣性力及び摩擦力の接触面におけるカムシャフトの接線方向の和とバルブリフト量の変化率との積として表される。なお、回転数が増加するにつれて、負のトルクが減少するのは、各部の摩擦力、バルブ系の慣性力が増加するためである。

一方、RV, DSはクランク角度による大きい変化はみられず連続的にやや安定状態を保っている。これは、RV方式が回転によって吸排気を行なう構造でありシール部、タイミングチェーン及び軸受部の摩擦力のみが駆

動トルクとして下記のように表されるからである。

$$L' = 4 \mu F u \quad (2.7)$$

ただし、 $U = \frac{2 \pi r N}{60}$

ここで、 L' : RVの駆動損失からDSの駆動損失を引いた値 (W)

F : ラジアルシールの押付け力及び端面シールの押付け力をラジアルシール部に置換した値との和 (N)

r : ハウジングの内径 (m)

N : エンジン回転数 (rpm)

次に、図9にPVの場合の計算値と実験値の駆動トルク変動を示す。ここで、計算値によるトルクはDSの平均トルクの値を上乗せしてある。この図から、PVのトルク変動は計算値のそれとかなり近く、定性的にはよい一致をみている。

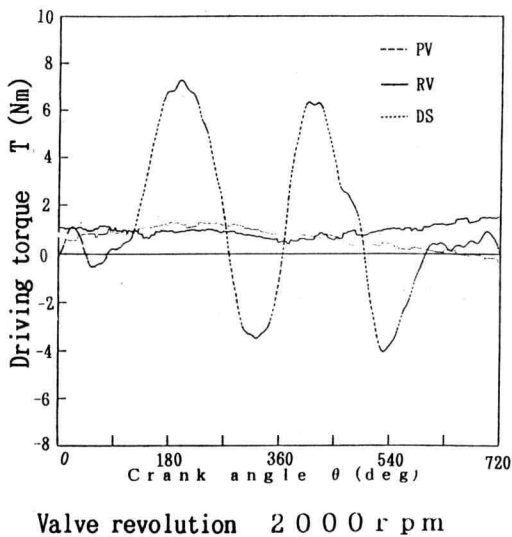
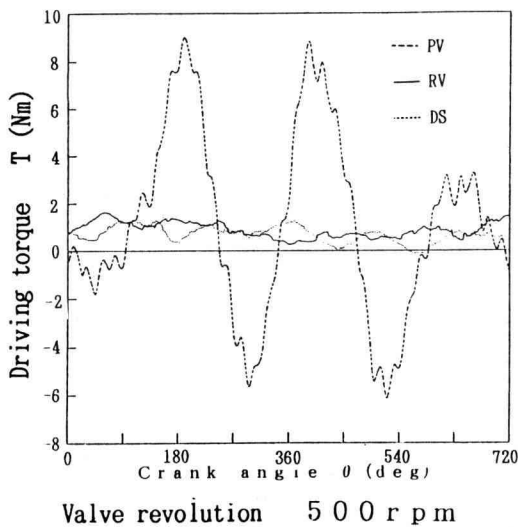


図8 動弁系駆動トルクとクランク角度

(2) 動弁系の駆動損失

以上の測定した駆動トルクから、(2.2)式から求められる駆動損失Lとエンジン回転数との関係を図10に示す。この図から、LはNにほぼ比例しており、各回転数におけるPV, RV, DSの比率はほぼ一定になっている。なお、回転数が増加するにつれて、駆動損失が

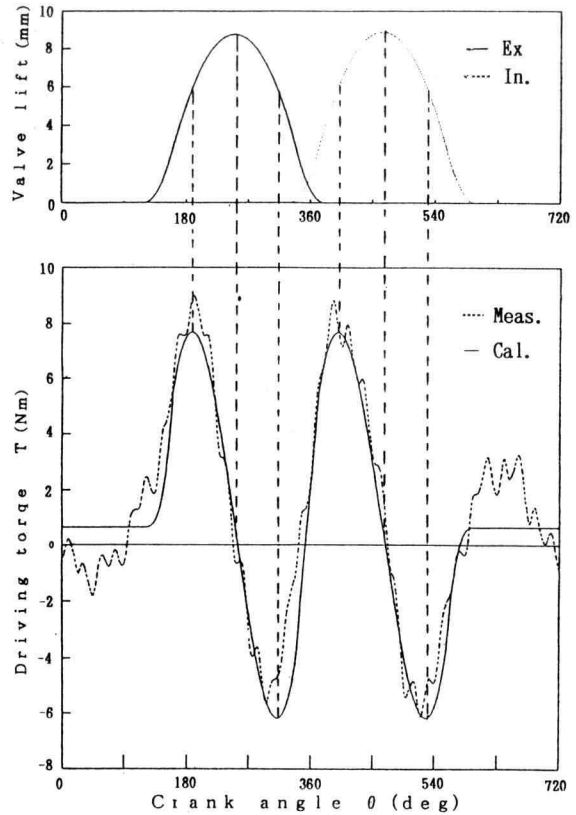


図9 ポペットバルブ駆動トルクの実測値と計算値の比較

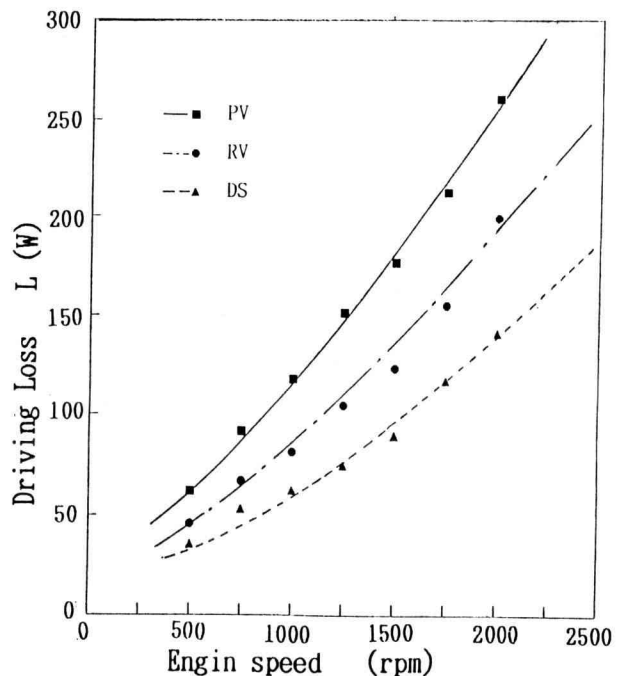


図10 動弁系の駆動損失

二次曲線的に増加するのは、各部の摩擦力、バルブ系の慣性力が増加したためである。図11にPV, RVの駆動損失からDSの損失を引いた弁機構のみの駆動損失とエンジン回転数の関係を示す。これを見ると、RVはPVに比べ駆動損失が約60%も低いことが分かる。なおRVにおける主としてラジアルシールとハウジング間の摩擦係数の値は(2.6)式から500~2000rpmにおいて、0.11~0.14程度となりここでの摩擦は境界摩擦であることが分かる。

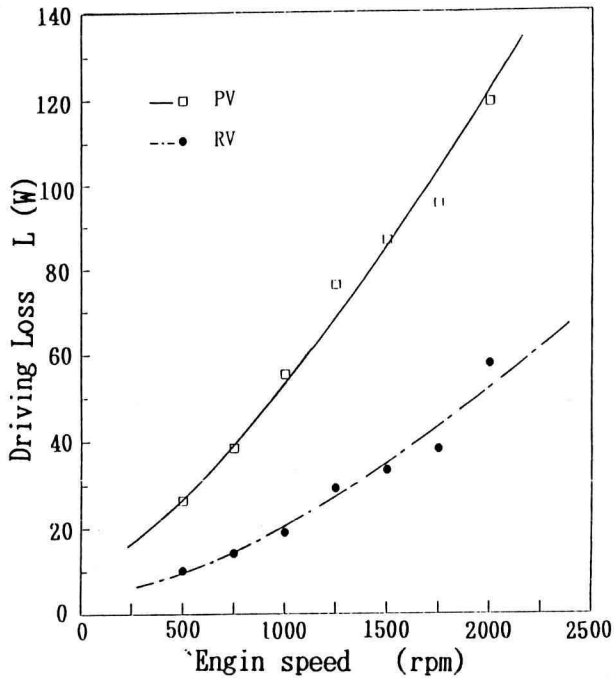


図11 動弁機構のみの駆動損失

3. ロータリバルブを流れる空気流動の解析

以前の実験結果²⁾ 切欠き方式RVの開口部を流れる静的流量係数 μ_s を図12に示す測定装置で測定した結果図13に示すように、開き側過程と閉じ側過程とで同じ開口面積にも拘らず、異なる μ_s の値をとることが分かった。これは図14に示すように吸気開側過程と閉側過程とでは同じ開口面積でも通路形状が大きく異なるためである。この現象をp解明するため、吸気管からバルブ通路を通りモデルシリンダー内に至る空気流動の数値計算を行なった。

3.1 吸入空気流動の数値解析

数値解析の方法は下記のように行なった。

(1) 基礎方程式

1) 連続の式 (質量保存の式)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

2) ナビエ・ストークス方程式 (運動量保存の式)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (3.2)$$

p : 静圧 τ_{ij} : 応力テンソル

F_i : 外力 ρ : 密度 g_i : 重力の加速度

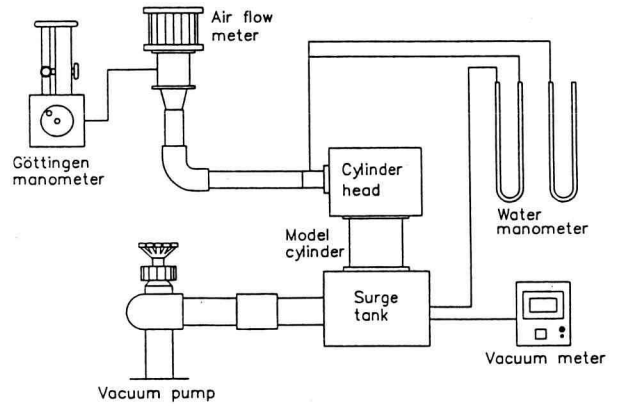


図12 静的流量係数測定装置

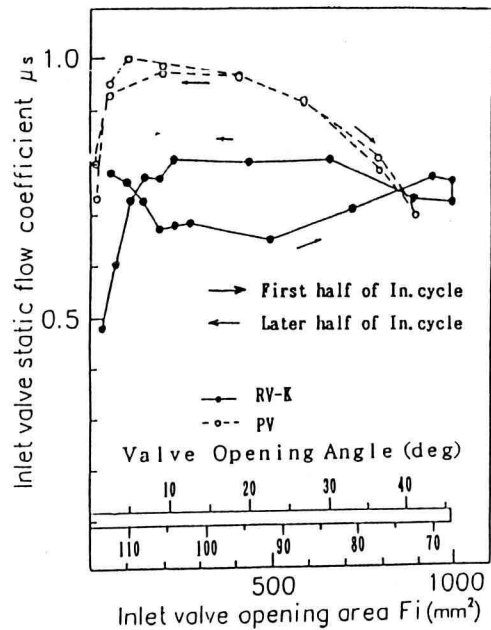


図13 PVとRVの静的流量係数特性の比較

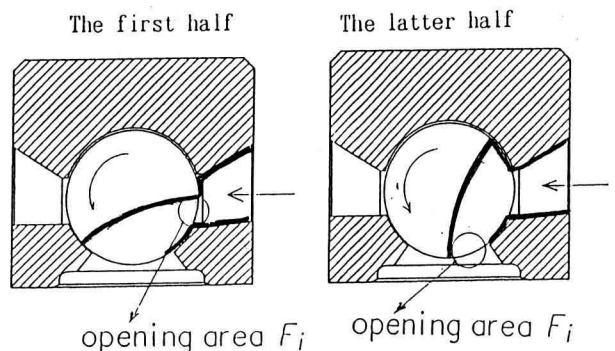


図14 同一開口面積 F_i における流入通路形状の違い

(2) バルブ回転時の計算結果

図18にバルブ回転速度を175 rad/s (クランク速度3330rpmに相当)とした場合の速度ベクトルの結果を示す。図中、バルブは時計回りに回転しており、外周速度は10.9m/sになる。

開口角度12度では、バルブ静止時に比べ、バルブ流入部での流れが弱く、最大流速は20%程度小さくなっている。また、シリンダ内での縦渦の中心が上に上がっている。これらはいずれもバルブが開いて間もなく非定常性が強くでているためと考えられる。

開口角度42度ではバルブ静止時に比べ最大流速が半分近くまで落ちており、バルブ表面付近での流速の減少が著しい。バルブ回転による体積変化の影響があると考えられる。

開口角度73度では、静止時に比べ流速は15%程度の減少に留まっており、バルブ内での流れ場はよく似ている。しかし、シリンダ内では右上部での循環流が強くなりまた流れもシリンダの右側の壁に沿って進んでゆく。これはバルブが時計方向に回転するため循環流が強化され

た結果と考えられる。

開口角度103度では最大流速は静止時よりも2倍近く大きく、シリンダ内で大きな循環流を形成している

また、バルブ内での循環流も強い。シリンダ内へ吹き出す方向は、静止時に比べ逆になっている。バルブが時計回りに回転するのでバルブから吹き出す時に流体は左向きな速度を与えられ、静止時と同様に左側の壁に沿って流れても良さそうであるが、シリンダ右上部の循環流による巻き込みと圧力降下によって図のような方向に吹き出すものと考えられる。

以上、静止時と回転時を比べると、定性的にも定量的にも流れ場には大きな相違のみられることが分かった。

(3) バルブ高回転時の計算結果

次に、バルブ回転速度を2倍にして350 rad/s (クランク角度6600rpm)にした時の結果を図19に示す。

開口角度12度では、低回転時に比べ最大流速がやや大きくなる程度で、定性的にもほとんど変わらない。

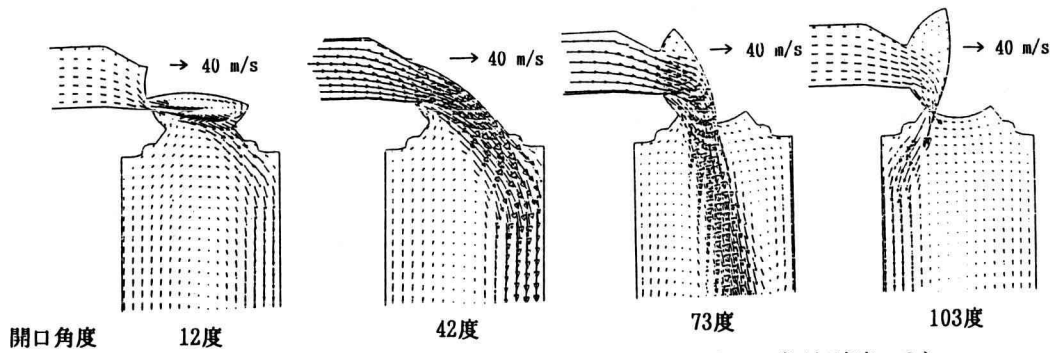


図17 各バルブ開口角度における空気流の速度ベクトル (バルブ回転速度=0)

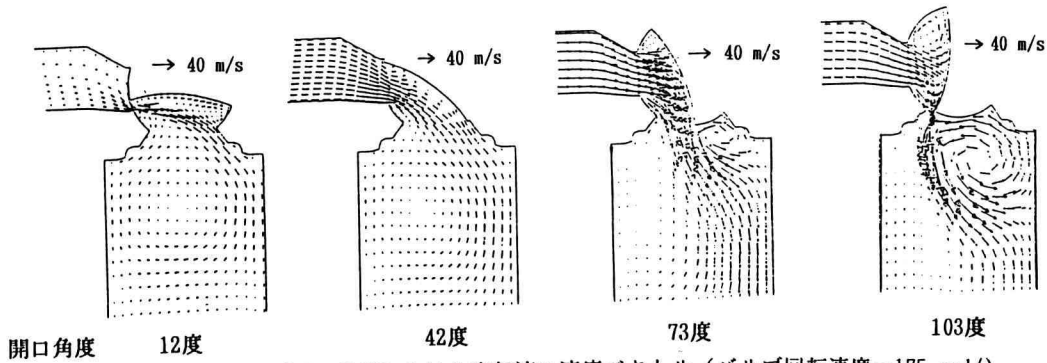


図18 各バルブ開口角度における空気流の速度ベクトル (バルブ回転速度=175 rad/s)

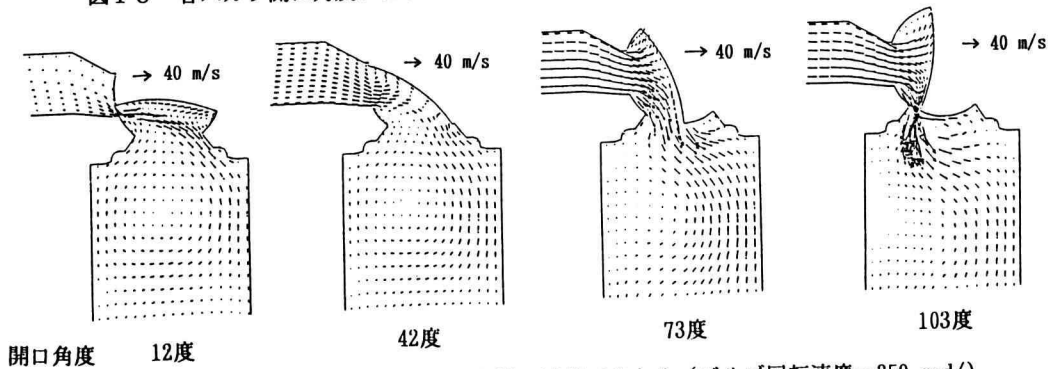


図19 各バルブ開口角度における空気流の速度ベクトル (バルブ回転速度=350 rad/s)

開口角度42度では、バルブの回転によるバルブ表面近くの流れが高回転時には強く影響を与えている。これは外周速度(21.8m/s)と最大平均流速(21.4m/s)が同程度になるためである。

開口角度73度では、低回転に比べ最大平均流速が、30%程度小さくなり、シリンダ右上部の循環流も相対的に弱くなっている。

開口角度103度では、低回転時と同様、最大平均流速は10m/s程度と小さく、シリンダ右上部での循環も小さい。

以上、回転同士を比較すると、大きな変化はみられないが、高回転の方が初期の流量が少なく、後期の流量が増え、慣性による効果が現われているものと考えられる。

4. まとめ

4サイクル内燃機関用吸排気弁として未だ実用化されていないが、現用ポペットバルブに比べ多くの長所をもつロータリバルブを試作し、種々の基礎研究を行なった中2つの重要項目、すなわち 1) バルブ機構の駆動損失 2) 吸気口部を通じ弁部及びシリンダ内の空気流動の解析に関して実験、計測、数値計算を行い以下のようなことが明らかになった。

- 1) エンジンの熱効率(燃料消費率)に対して大きい要因の一つである弁駆動系の抵抗損失の大きさはポペットバルブの約40%程度と小さく、熱効率上非常に有利であることが判明した。これは本実験用に試作したロータリバルブのガスシール機構の構造により得られた効果である。
- 2) バルブを通過する空気の流れ場を、まず、バルブが回転しない静的状態において、数値解析により明らかにした。この結果、ロータリバルブの静的流量係数は、バルブ通路の最小面積が同じでも、その形状の違いにより吸気行程後半の方が渦流量係数が大きくなる。数値解析の結果、直進しようとする流れがバルブに妨げられることと、流れの剥離による圧力損失がその原因と考えられる。
- 3) バルブ回転時の流れ場を数値解析によって明らかにした。この結果、定常時に比べ流れ場は定性的にも定量的にも大きく異なることが分かった。中でも、流量が相対的に吸気前半で小さく後半で大きくなること、シリンダ内で形成される縦渦の向きは変わらないことなどが重要な相違点である。

参考文献

- 1) 室木 巧、石原基固、他2名；円筒型ロータリバルブの研究、自動車技術会論文集、
Vol. 24, No. 4, Oct. 1993
- 2) 室木 巧、森吉泰生、鈴木真雄；ロータリバルブによる吸入空気流動の解析、自動車技術会学術講演会前刷集、946, 1994-10
- 3) Yakhov V. et al., Physics of Fluid 4A, 1510,
1992