

往復ピストン機関用回転式吸排気弁機構の研究

— ガスシール性能評価と吸入空気流動の解析 —

室木 巧¹・今井正行¹・森吉泰生²・関塚 晋³

1 機械工学科

2 千葉大学工学部電子機械工学科

3 三菱重工

A Study of Rotary Valve Mechanism for Reciprocating Piston Engine

Takumi MUROKI¹⁾, Masayuki IMAI¹⁾, Yasuo MORIYOSHI²⁾, Susumu SEKIZUKA³⁾

Abstract

A prototype rotary valve of newly designed for gas sealing has been developed and possibility of practical use for this rotary valve was confirmed. Farther, a numerical calculation was carried out to analyze the flow process during the intake stroke. As a result a modification of valve profile enabled to increase the intake mass flow rate.

Key Words: Rotary valve, Gas seal, Air flow.

1. まえがき

ロータリバルブ（RVと略称）方式の研究開発の歴史は、燃焼室内に発生する高圧ガスの気密性（ガスシール性能）との戦いの歴史といっても過言ではない。これまで多くのガスシール機構が考案、開発されてきたが、大方がシール面での強い押しつけ圧力により、ガス漏れを防ぐ手法がとられている例が多い。これはしゅう動部の摩擦損失が増加し、機械効率を低下させる。

本、研究供試RVに採用したシール機構は、しゅう動面をほぼ線接触とすることにより、油膜の剪断力による抵抗を低減している。

本研究では、まず、供試RVのガスシール性能を評価するのに、1) RVを実機に搭載しモータ駆動により圧力室内の圧力減衰を測定することで、1サイクル中のシール性能を評価した。次いで、2) RV静止状態の場合とモータ駆動による回転状態の場合で、非常に困難とされているRVから漏れる圧縮空気の微量を、高感度の流量計を使用して直接計測を行ない、ガスシール性能を評価した。最後に、RV吸気通路からシリンダー内に至る3次元幾何形状を忠実に再現しかつ、ピストンの動きも連動させて吸気流れ場の数値解析を行い体積効率改善のための要因を明らかにした。

2. ガスシール性能評価

RVにおける最も重要課題であるガスシール性能を測定評価する方法を確立した。

2.1. 供試ロータリバルブ及び供試機関

本実験に使用した供試切り欠き方式RVを図1に示す。本RVのガスシール機構の詳細を図2に示す。

まず、周方向のガス漏れに対しては、ハウジングの内面にロータ半径方向に設けた溝中に、頂部に半円形状をもつ薄い矩形板状のシール材（ラジアルシールと称す）を挿入し、底部に使用した板ばねによりシール面に圧着している。なを、シール板の片端部は45度に切断面をもつ2分割型とし、底面からのばね押し付け力により端面の隙間を0にする機構となっている。

次に、軸方向のガス漏れに対してはピストンリングをリング溝中に設置し（リングシールと称す）、これらをラジアルシール両端部に夫々2本ずつ使用している。このようなガスシール機構をR型と称す。次に、供試機関の諸元を表1に示す。

2.2. 評価方法-1

PV方式で運転した場合、シリンダーヘッドからのガス漏れはないと仮定できる。この場合の実測圧力値及び容積値から、ポルトローブ指数 n を次式より求める。

$$n = \frac{\ln P_2 - \ln P_1}{\ln V_1 - \ln V_2}$$

ここで、 P_1 ：圧縮前の圧力

P_2 ：圧縮後の圧力

V_1 ：圧縮前の容積

V_2 ：圧縮後の容積

上式で求めたポルトローブ指数 n を用いて、RVの圧縮漏れのない場合の理論圧縮後圧力 P_c を次式で求める。

$$P_c = P_0 \left\{ \frac{V_0}{V} \right\}^n$$

ここで、 P_0 ：RVの圧縮前の圧力

V_0 ：RVの圧縮前の容積

V ：RVの圧縮後の容積

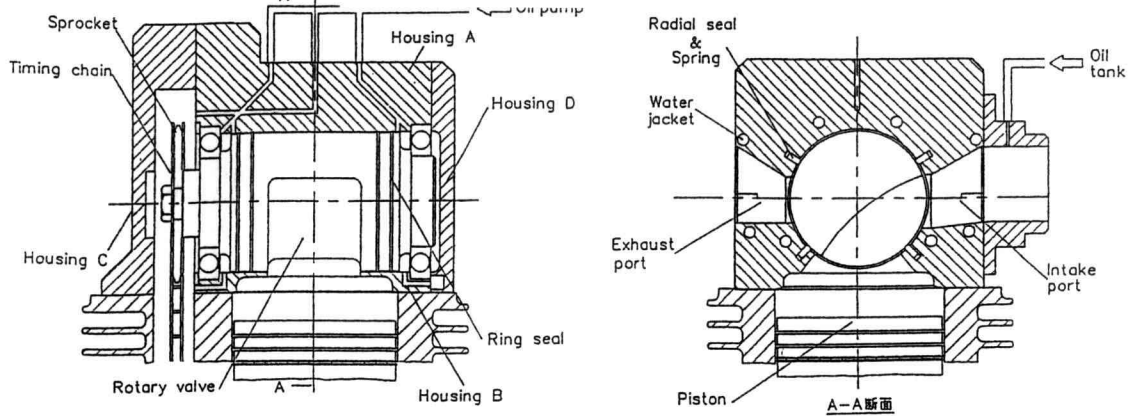


図1 供試切り欠方式ロータリバルブ (R型)

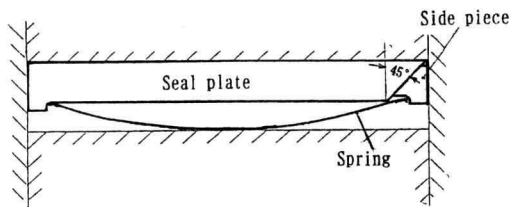
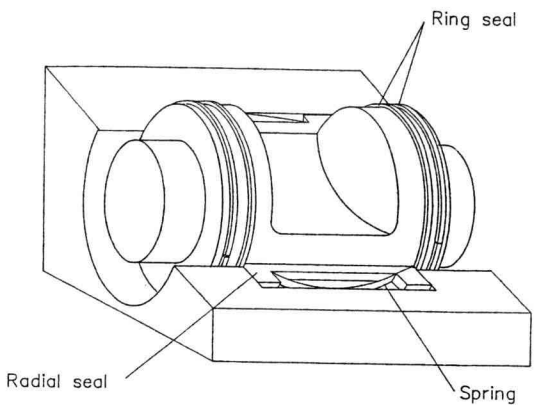


図2 ガスシール機構

表1 エンジン仕様

Type	4cycle・1cylinder, Air cooled
Valve	OHC 2 valve
Bore×Stroke	75mm × 56.5mm
Displacement	249 cc
Comp.ratio	9.2:1

上式で求めた P_c と、実測圧力値 P_e との圧力比を σ とすると

$$\sigma = \frac{P_e}{P_c}$$

すなわち、 σ は圧縮漏れのある場合とない場合の圧縮後圧力の比を表し、ガス漏れの評価値として使用される

2.3. 実験方法

供試機関を可変モータで駆動し、シリンダー内圧力を圧電式圧力ピックアップで計測した。

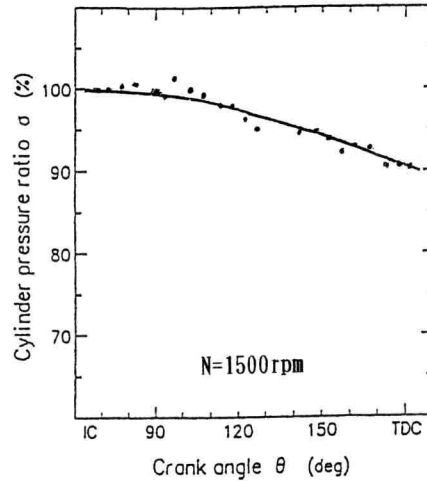


図3 圧縮行程中の圧力比 (σ) の値

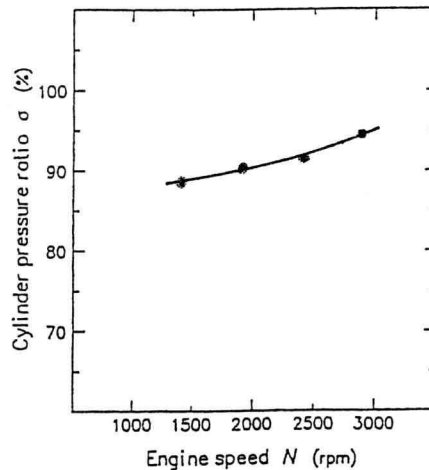


図4 エンジン回転数に対する圧力比 (σ) の最小値

2.4. 実験結果

機関回転数を1500~3000rpm に選り各回転数ごとの圧力比 σ を求めた。一例として1500rpmの場合、クランク角度に対する圧力比 σ を求めてみると図3に示すようになった。 σ は圧縮行程中期 120° ABDC 付近以降で低下している。最もガス漏れの多い圧縮上死点におけるシリンダー内圧力比 σ と機関回転数の関係を図4に示す。機関回転数の上昇と共に圧縮漏れは低減する。これは高回転程圧縮行程に要する時間が短くなるためと、高回転になる程シール接触面における滑り速度が大きくなり、流体潤滑における油膜圧力が増大しシール作用が増加するものと考えられる。

2.5 評価方法-2

図5に示すような実験装置を使用して、以下2項目 (A、B) の測定を行なってガスシール性能評価を行なった。

A. 圧縮圧力変化測定法

エンジン燃焼室に相当する圧力室を設け、その上に、RV本体を静止状態で装置し、コンプレッサーからの圧縮空気を保留させ、コンプレッサーからの圧縮空気をバルブで遮断した瞬間からの圧力室内の圧力変化を測定し圧力減衰曲線からガスシール性能を評価した。

試験条件として、RVを静止の状態とし、標準の漏れ機構をもったシールの各部の漏れ量を明らかにする目的で、図6に示すように、(1) 標準状態、(2) リングシールの合口を塞いだ状態、(3) ラジアルシール頂面後部を塞ぎ、ラジアルシールよりの見掛け上の漏れを防いだ状態、等の場合に対して測定した。

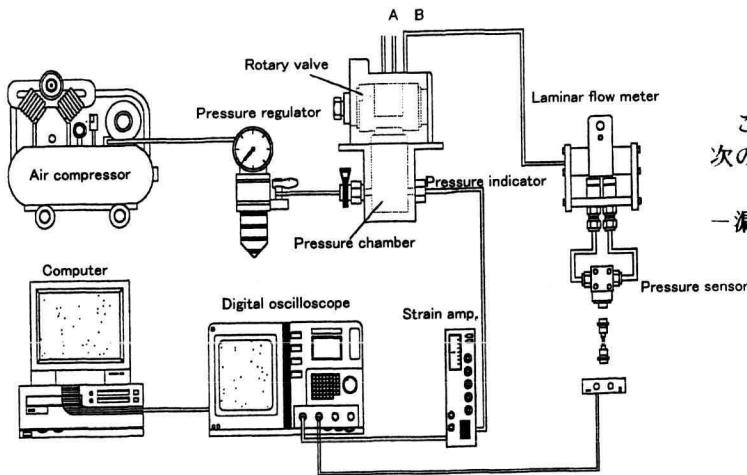


図5 ガスシール性能測定実験装置

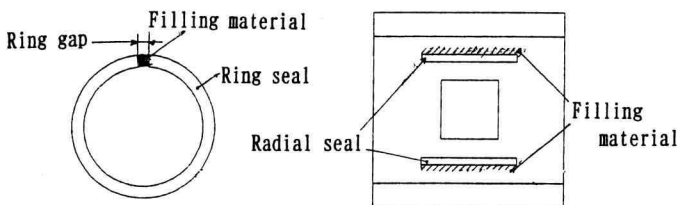


図6 漏れ防止処置

B. 洩れ量直接測定法

同上の実験装置を使用し、

測定方法は、エアコンプレッサーからの高圧空気を圧力室に導入蓄圧し、RVをモータ駆動し、圧力室からコックを急開しRVへ圧縮空気を導入し、ガスシール面からの漏れ空気量をRVハウジング上部に設けた(A)：ラジアルシールよりの漏れ、(B)：リングシール片側よりの漏れ、の2箇所の取り出し孔よりパイプにて、層流型気体流量計(ラミナーフローメータ、Model 531、測定範囲0~60 L/min.)に接続し漏れ空気量を測定することで評価した。試験条件は、(1) 標準状態、(2) リングシールの合口を塞ぐと同時に、リング溝底部にビニールシートを敷き漏れ間隙を見掛け上ゼロにした処置を行なった場合、として、測定した。

2.6. 実験結果

A. 圧縮圧力変化測定法

各部よりの漏れ防止処置をした場合(上記(1)、(2)、(3))の圧力の時間に対する減衰特性を図7に示す。

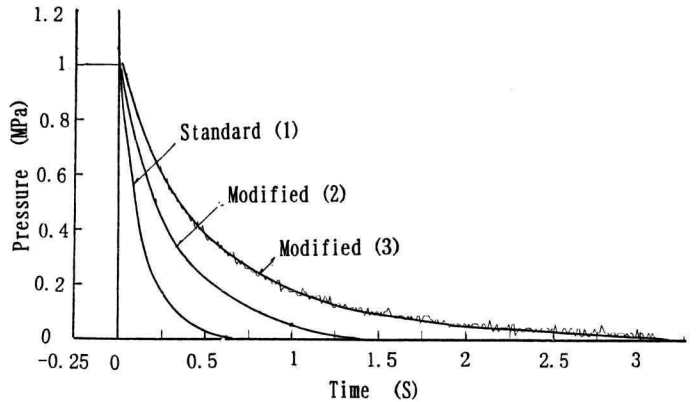


図7 圧縮漏れによる圧力減衰特性

これらのデータから各場合の見掛けの有効漏れ面積を次のように計算し、シール性能評価項目の一つとした。

—漏れ面積の計算—

計算に用いる記号；

- P : 大気圧 (Pa)
- P : 圧力室内圧力 (Pa)
- V : 圧力室容積 (m³)
- T₁ : 大気圧下の温度 (K)
- T₂ : 圧力Pにおける圧力室内温度 (K)
- ρ₂ : 圧力P時の空気の密度 (kg/m³)
- ρ₂ : 漏れ口の空気の密度 (kg/m³)
- m₁ : 大気圧下の容積内空気の質量 (kg)
- m₂ : 圧力P時の容積内空気の質量 (kg)
- Δm : 圧力室から漏れた空気の質量 (kg)
- v : 比容積 (m³/kg)
- Q : 漏れ流量 (kg/s)
- t : 漏れ時間 (s)
- A : 漏れ面積 (m²)
- w : 漏れ口の流速 (m/s)
- κ : 比熱比
- R : ガス定数
- φ : 流量係数

$$T_2 = \frac{T \cdot P}{P_A} \quad (\text{K}) \quad (1)$$

$$m_1 = \frac{P_A V}{RT_1} \quad (\text{kg}) \quad (2)$$

$$m_2 = \frac{P V}{RT_1} \quad (\text{kg}) \quad (3)$$

$$\Delta m = m_2 - m_1 \quad (\text{kg}) \quad (4)$$

$$Q = \psi \cdot A \cdot \rho \cdot w \quad (\text{kg/s}) \quad (5)$$

ここで、ψ = 1 と仮定する

$$w = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} P v \left(1 - \left(\frac{P_A}{P} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{m/s}) \quad \text{----- (6)}$$

$$v = \frac{1}{\rho_2} \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (7)$$

$$\rho_2 = \frac{P}{R T_2} \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (8)$$

$$\rho_3 = \frac{P_A}{R \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)} \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (9)$$

求める漏れ面積は

$$A = \frac{Q}{\rho_3 w} \quad (\text{m}^2) \quad (10)$$

(10) 式により各場合の見掛けの有効漏れ面積を求めてみると、図8のようになりこの結果リングシールの合口からの漏れ、ラジアルシールからの漏れが多いことが分かる。

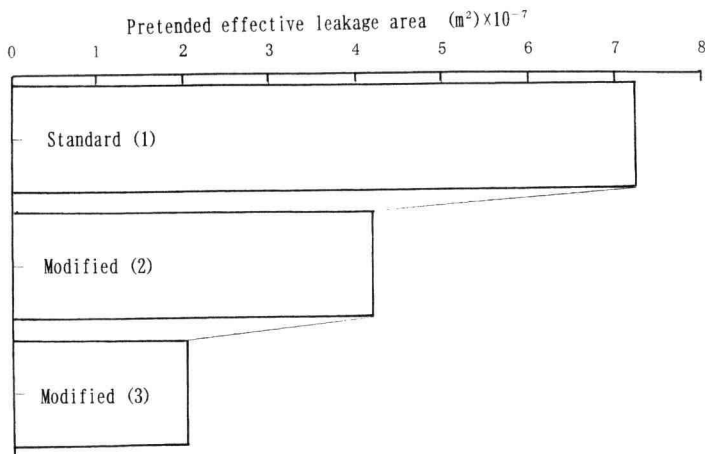


図8 見掛けの有効漏れ面積

B. 漏れ量直接測定法

流量計で測定された空気の漏れ量の測定例を図9に示す。Y軸の漏れ量をX軸の時間で積分すれば総漏れ量が求められる。

試験条件として次表のように設定した。

表2. 試験条件

ロータリバルブ 漏れ防止処置	バルブ回転数
無し	N=0
	=500rpm
	=900rpm
有り 処置 (※)	N=0
	=500rpm
	=900rpm

(※) 1) リングシールの合口を塞ぐ
2) リングシールの溝底部にビニールシートを敷き、隙間を塞ぐ

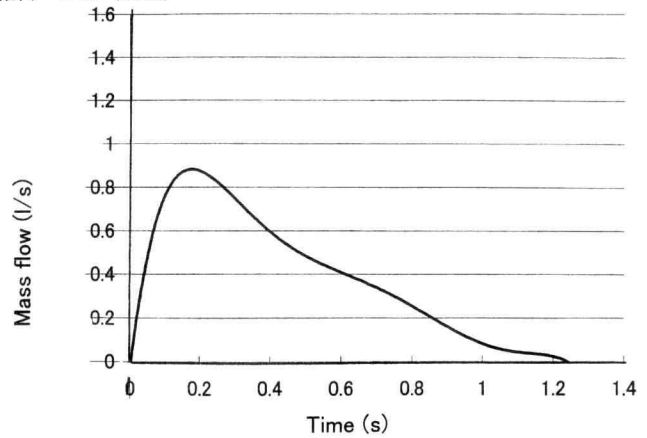


図9 洩れ量の測定例

圧力室内空気圧は、各試験条件に対してそれぞれ、0.2、0.4、0.6 MPa で行なった。

各条件で測定した結果をまとめてみると図10のようになった。

以上の結果から、

1. 供試RVの漏れ箇所はラジアルシールとリングシールから略同レベルの漏れが発生していると考えられる。
2. バルブ静止状態では油膜のシール効果が小さく、油膜面の滑り速度が増加すると共に油膜によるシール効果は向上する。

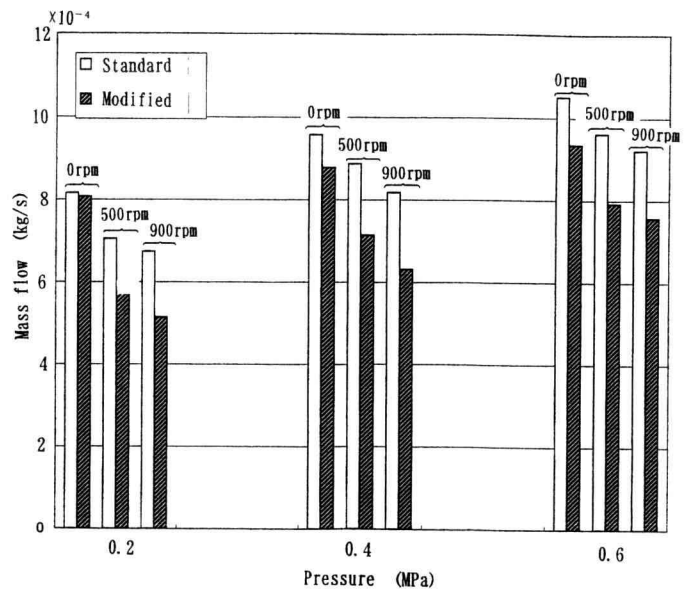


図10 洩れ量の測定結果

3. ロータリ弁吸気流れ場の解析

以前の実験結果、切欠き方式RVの開口部を流れる静的流量係数 μ_s を測定した結果図11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ている⁽¹⁾。これは、図12に示すように、両過程で同じ開口面積でも通路形状が大きく異なるためである。

この現象を解明するため吸気管からバルブ通路を通りシリンダー内に至る空気流動の数値計算を行なった。

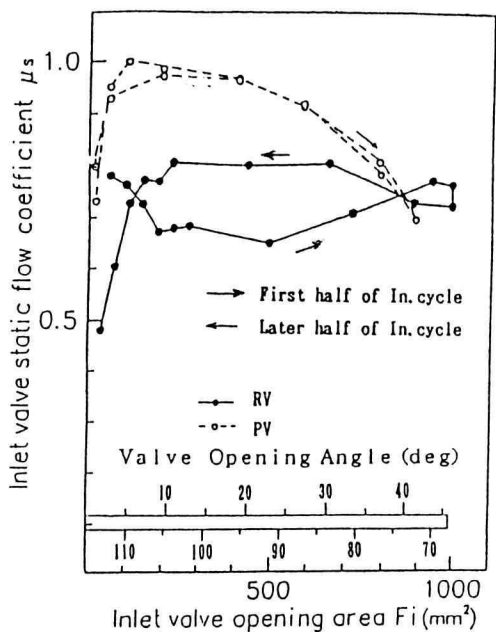


図1 1 バルブ吸気通路を流れる静的流量係数 (μ_s)

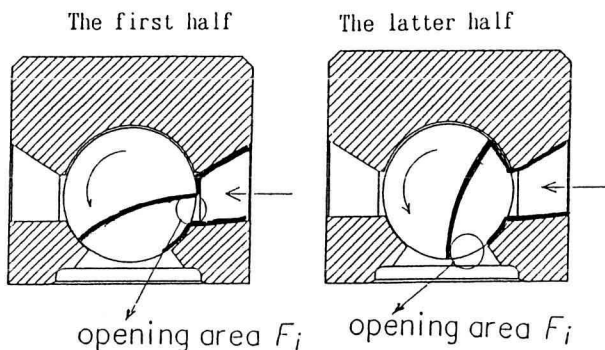


図1 2 同一開口面積における吸気通路形状の違い

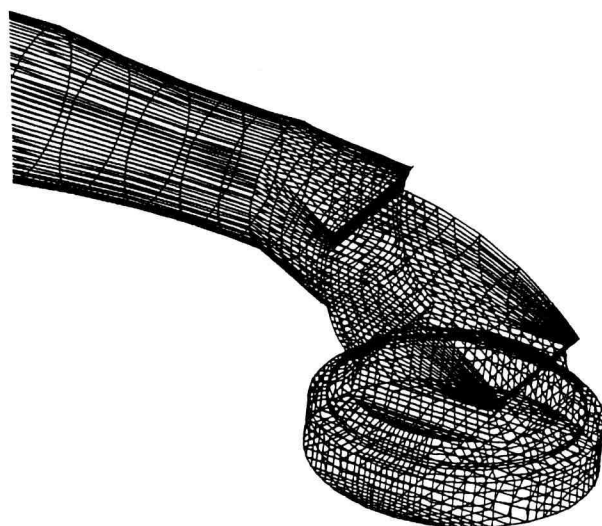


図1 3 吸気系の3次元計算格子

3. 1. RVの吸気流路

本研究で用いた切欠き方式RVの吸気流路形状のロータ回転位置に対する変化例を図1 2に示す。この吸気行程中の流れ場の計算を行うための計算格子を図1 3に示す。この時、実際のRVは面対称となるため、計算領域はその片側のみとした。計算格子数は約2500とした。

3. 2. 数値計算

数値計算には汎用流体解析ソフト FLUENTを用いた。乱流モデルには循環流れが生じるような流れ場で予測精度の高いRNG $k-\epsilon$ モデル⁽²⁾を用いた。作動流体は空気とし、壁面境界条件には壁法則を用いた。バルブは等回転、ピストン速度は実機のピストンの動きを与えた。

エンジン回転数は1500及び3000rpm、壁面温度は計算領域全体にわたり273Kとした。計算初期では平均流速は全空間で0とした。

3. 3. 計算結果及び考察

以下の計算結果においてバルブが回転するに際し、吸気ポートの開き始めの角度を 0° とする。回転角度を開口角度(以下O. Aと称す)と定義する。

計算は実験に用いたRVを忠実に再現した'標準RV'とこの形状に改良を加えた'改良RV'について行なった。

3. 3. 1. 標準RVの結果

計算はOA 8° 、ピストン位置は吸気上死点より開始しOA 104° 、吸気上死点後 192° まで行なった。

図1 4に OA 15° 1500rpm、における対称断面(Z = 0mm)における流れ場を示す。切欠き面付近と主流を挟んでその下部の合計2箇所にも再循環流が生じる。これらは、切欠き左端における開口部通過時の急激な流路変化により生じたものである。

図1 5に OA 24° 1500rpm、の時の対称断面上流れ場を示す。主流はOA 19° 付近で開口部と反対側の壁面に到達する。主流の発達に伴い主流上部及び下部の再循環流が発達している。

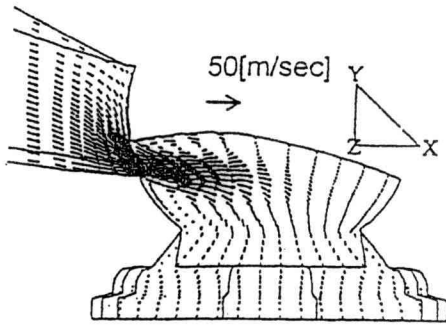
計算開始直後から、切欠き左端を通過する主流は切欠き面に沿うことなく、大きくY方向に反れて流れている。この理由としてバルブの回転方向と吸気管から切欠き部に流れ込む流れの方向とが逆向きであるため切欠き左端部からの剥離が促進されたことが考えられる。これにより、切欠き内部の主流の流量が減少している。

図1 6に OA 24° 3000rpm、の場合を示す。この場合は主流はOA 24° で反対側の壁に到達しており、1500rpmの場合に比し流れ場がおくれて変化しているが流れ場全体の様子は互いに類似している。

図1 7に OA 32° 1500rpm、の場合を示す。OA 24° でみられた主流上部及び下部の再循環流は共に消散傾向にある。

図1 8に OA 77° 1500rpm、(最大開口面積時)の場合の流れ場を示す。切欠き内部へ流入する流れはシリンダー長の増加に伴い弱まっている。

シリンダー内流入直後、切欠き右端の形状が原因で、シリンダー右上部に渦が形成されている。また、シリンダー右下ピストン頂部に到達した流れは左下の渦を形成する。以上述べたように吸気初期においては切欠き左端からの剥離が流れ場に大きく影響し吸気行程前半では



(a) Center section

図14 平均速度ベクトル
(OA15°, 1500rpm)

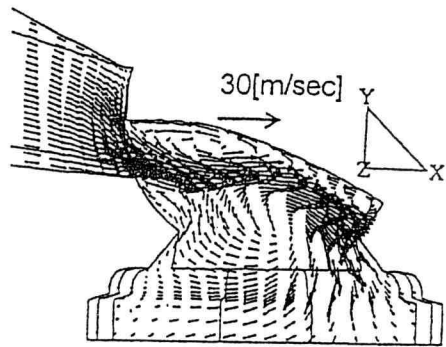
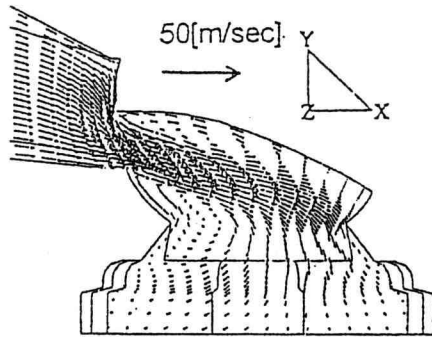
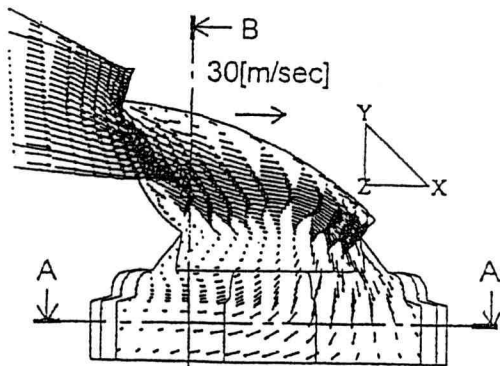


図15 平均速度ベクトル
(OA24°, 1500rpm)



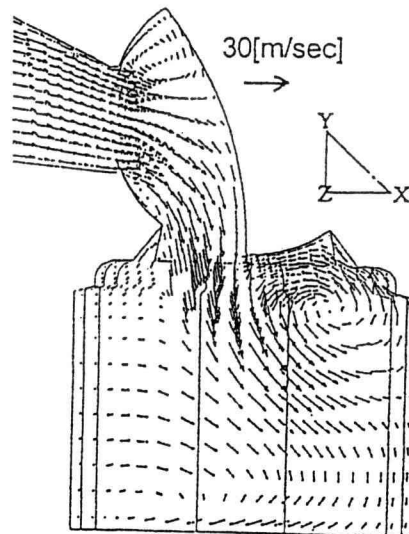
(a) Center section

図16 平均速度ベクトル
(OA24°, 3000rpm)



(a) Center section

図17 平均速度ベクトル
(OA32°, 1500rpm)



(a) 1500r/min

図18 平均速度ベクトル
(OA77°, 1500rpm)

大きく流量が制限されていると考えられる。そこで、剥離を抑制するために、切欠き端部に丸味を付けた‘改良RV’の計算格子を作成し、吸気行程中の流れ場への計算を行なった。

3.3.2. 改良RVの結果

開口部の幾何学的面積は‘標準RV’のそれと同じになるように作成し計算は1500rpmのみで行なった。

図19に OA15°の時の流れ場を示す。標準RVで生じていた計算開始直後からの切欠き左端の再循環流は生じることはなく切り欠き面に沿う流れとなっている。

また、実動流路面積が拡大されていることが分かる。

ただし、開口部右下の再循環流の様子は標準RVの場合と同じになっている。

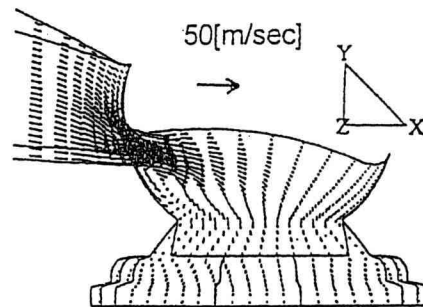


図19 (平均速度ベクトル
(OA15°, 1500rpm)

図20に OA24°の時の流れ場を示す。切欠き左端からの剥離流が発生することはない。しかし開口部右下の再循環流は大きく発達し主流をY軸方向に押し上げている。これは、標準RVと比較して計算開始直後から流入する流量が多く、この再循環流を助長しているためと考えられる。

図21に OA36°の時の流れ場を示す。この時になっても切欠き面付近に歳再循環流が形成されることはない。主流下部の再循環流は消散傾向にあることが分かる。標準RVと比較し、シリンダー内へ流入する実動流

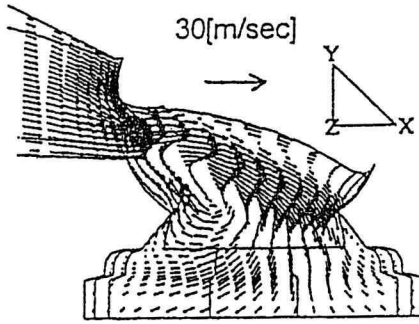


図20 (平均速度ベクトル
($\circ A24^\circ$, 1500rpm)

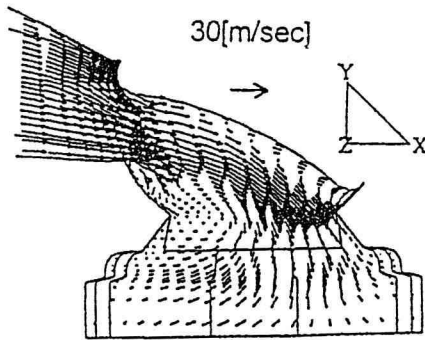


図21 (平均速度ベクトル
($\circ A36^\circ$, 1500rpm)

路が広がり流量の増加が見込まれる。この時点までの質量流量については標準RVに比べ約11%の増加がみられた

4. まとめ

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で、2つの重要項目、1) ガスシール性能 2) 吸気行程中の流れ場の解析、に関して実験、計測、数値計算を行ない以下の点が明らかになった。

- (1) ガスシール性能の評価実験を行なった結果、ガスシール性能はまだ完全とは云えないが実用上問題ないレベルにあると考えられる。また、ガス漏れ箇所、量を実験装置で測定したところ、各シール箇所からの洩れ量の概略が分かった。
- (2) 吸気系流れ場の数値計算による解析を行なった結果吸気行程初期において、切欠き端部が流れ場に及ぼす影響は大きく、剥離流により実効流路が狭められる。切欠き端部に丸みを付け剥離流が生じにくい形状にしたところ、質量流量が11%増加することが分かった。

文 献

- (1) 室木、他、自動車技術会講演会前刷集(1994-10)
- (2) Yakhot V. et al., Physics of Fluids A4(1992)1510