

回 転 弁 を 設 け た 吸 気 系 の 特 性

山 崎 堯 右 ・ 古 谷 信 介*

(農学部 機械工学研究室)

Characteristics of Suction Line with Rotary Valve

Takasuke YAMASAKI, Shinsuke FURUYA*

Laboratory of Mechanical Engineering, Faculty of Agriculture

*Kyowa Agricultural Machinery Co., Ltd.

Abstract : With the aim of finding the high speed characteristics of suction system with the rotary valve, experiments and calculation have been performed on the tested engine. As the results of them, it was concluded that volumetric efficiency was very depended on inertia effect of gas, and experimental values agreed with the approximate calculation in the estimation about critical flow.

緒 言

ポペット・バルブは高速運転時に、おどりや弁座への衝撃圧などの問題が生じることから、設計条件には種々の制約が生じる。一方回転弁は上記のような欠点がないが、気筒からのガスの軸封、焼きつきなどの障害に対して、充分な解決策が見出されないところから、内燃機関への実用には、従来供されてこなかった。しかし、最近には往復動機関のいわば古典的手法は公害等の問題から根底から問われることとなり、改ためて、回転弁の特質の検討も意味があるかと思われる。

ここでは、特に、回転弁をつけた吸気管系でのガスの慣性を考慮して、吸込性能への影響を検討する。試算式は実験からえられた、吸込量の増加しなくなる回転数と近い値がえられることなどから、ガスの慣性効果は比較的大きく働くことが推測され、単に弁機構の改良からのみでは吸気効率の向上に役立たないことを明らかにした。

計 算 式

以下、本文に使用する記号をここに規定する。

C :	$p \cdot \gamma^{-\kappa}$ で定まる常数	$[\text{kg}^{1-\kappa} \cdot \text{cm}^{3\kappa-2}]$
D' :	吸気管の直径	$[\text{cm}]$
F :	シリンダ断面積	$[\text{cm}^2]$
F_0 :	オリフィス絞り部分断面積	$[\text{cm}^2]$
F_v :	水蒸気の飽和蒸気圧	$[\text{mmHg}]$
f :	バルブの開き面積	$[\text{cm}^2]$
f' :	吸気管断面積	$[\text{cm}^2]$
G :	各瞬間におけるシリンダ内空気重量	$[\text{kg}]$
g :	重力の加速度	$[\text{cm}/\text{sec}^2]$
H :	大気圧	$[\text{mmHg}]$
l' :	吸気管の長さ	$[\text{cm}]$
m :	バルブの各瞬間における開口比	$[-]$
m' :	オリフィスの開口比	$[-]$
P :	シリンダ内の絶対圧	$[\text{kg}/\text{cm}^2]$

P_0 :	p を無次元化するための基準圧	(kg/cm^2)
p_1 :	吸気管内の圧力	(kg/cm^2)
p_a :	大気圧	(kg/cm^2)
p_s :	サージタンク内の圧力 (絶対圧)	(kg/cm^2)
Δp :	オリフィス前後の圧力差	(kg/cm^2)
q :	吸気管内の空気の瞬間流速	(cm/sec)
q' :	オリフィス内の空気流速	(cm/sec)
q_0 :	q を無次元化するための基準流速	(cm/sec)
r_h :	吸気管断面の水力半径	(cm)
T_0 :	t を無次元化するための基準時間	(sec)
t :	時間	(sec)
t_c :	温度	
V :	各瞬間におけるシリンダ容積	(cm^3)
V_0 :	シリンダすきま容積	(cm^3)
X_0 :	x を無次元化するための基準寸法	(cm)
x :	上死点よりピストン頭部までの距離	(cm)
α :	流量係数	
α' :	"	
β :	x の無次元化量	
γ :	シリンダ内の空気の比重量 (湿り空気)	(kg/cm^3)
γ' :	吸気管内の空気の比重量 (湿り空気)	(kg/cm^3)
γ_0 :	大気圧下における空気の比重量 (湿り空気)	(kg/cm^3)
γ_s :	サージ・タンク内の空気比重量 (湿り空気)	(kg/cm^3)
ϵ :	空気の圧縮性の補正係数	$(-)$
ϵ' :	"	$(-)$
ζ :	p の無次元化量	$(-)$
η :	q の "	$(-)$
κ :	空気の断熱指数	$(-)$
λ :	吸気管内壁面摩擦係数	$(-)$
τ :	t の無次元化量	$(-)$
φ :	相対湿度	$(-)$

乱流域の粘性を考慮した非定常損失係数は、研究がほとんどないことから準定常的取扱いをすることにする。

吸気管内の瞬間流速について考える。ただし、管内の管長方向の密度変化を考えない。

また、吸込管全体の mass を一体として考えることにする。運動量則から、

$$\frac{\gamma'}{g} f' l' \frac{dq}{dt} = f' (p_s - p_1) + f (p_1 - p) - \frac{\gamma'}{g} f' l' \xi \frac{q^2}{r_h} \quad (1)$$

ここで実際上略 $(f' - f) (p_s - p_1) \simeq \Delta^2 = 0$ とすれば(1)式は

$$\frac{\gamma'}{g} f' l' \frac{dq}{dt} = f (p_s - p) - \frac{\gamma'}{g} f' l' \xi \frac{q^2}{r_h} \quad (2)$$

ただし

$$\xi \equiv \frac{r_h}{2} \left\{ \frac{\lambda}{D'} + \frac{1}{\varepsilon^2 \cdot \alpha^2 \cdot m^2 \cdot l'} + \frac{\xi'}{r_h} \right\}$$

とおくことにする。上式中の ξ' はパイプの摩擦、弁のポート以外の損失係数とする。また、メイン・ノズルとチョーク・バルブが同時に全開のときは $\xi' = 0$ とする。この他に

$$\frac{dG}{dt} = r' \cdot f' \cdot q \quad (4)$$

$$\frac{dV}{dt} = F \cdot \frac{dx}{dt} \quad (5)$$

$$G = V \cdot r \quad (6)$$

$$p \cdot r^{-\kappa} = C \quad (7)$$

などの関係を使用すると、最終的に、

$$\left(\frac{f' \cdot l'}{g} \right) \frac{d^2 q}{dt^2} + \left(\xi \frac{2f' l'}{g \cdot r_h} \right) q \frac{dq}{dt} + \left(\frac{ff' \cdot \kappa C^{1/\kappa}}{V \cdot p^{1/\kappa-1}} \right) q = \left(\frac{f}{r'} \right) \frac{dp_s}{dt} + \left(\frac{f \kappa p F}{V \cdot r'} \right) \frac{dx}{dt} \quad (8)$$

となる。いま、サージ・タンク内の圧力は、エンジンの回転数が変化しなければ一定とみなすほど容量が大きいことから、 $dp_s = 0$ となり上式は

$$\left(\frac{f' l'}{g} \right) \frac{d^2 q}{dt^2} + \left(\frac{2\xi f' l'}{g r_h} \right) q \frac{dq}{dt} + \left(\frac{\kappa f f' \cdot C^{1/\kappa} \cdot p^{1-1/\kappa}}{V} \right) q = \left(\frac{f \cdot \kappa p F}{V r'} \right) \frac{dx}{dt} \quad (9)$$

となる。ここで、 $q \equiv q_0 \eta$ 、 $p \equiv P_0 \zeta$ 、 $x \equiv X_0 \beta$ 、 $t \equiv T_0 \tau$ 、 $f \equiv f_0 \theta$ と無次元化すると

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \eta}{d\tau^2} + \left[\frac{2\xi \cdot q_0 T_0}{r_h} \right] \eta \frac{d\eta}{d\tau} + \left[\frac{g \cdot f_0 \cdot \kappa \cdot C^{1/\kappa} \cdot T_0^2 \cdot p_0^{1-1/\kappa}}{l' \cdot V} \right] \zeta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \theta \cdot \eta \\ = \left[\frac{g \cdot f_0 \cdot \kappa \cdot F \cdot T_0 \cdot p_0 \cdot X_0}{f' l' q_0 V \cdot r'} \right] \zeta \cdot \theta \cdot \frac{d\beta}{d\tau} \end{aligned} \quad (10)$$

ただし $\theta(\tau)$ 、 $\zeta(\tau)$ 、 $\eta(\tau)$ 、 $\beta(\tau)$ 、 ξ はクランクの回転によって強制的に変化する量であり、周期関数である。また弁の開き初めと閉じおわりで $\eta = 0$ となる。

実験装置

図1に示すように、試作した供試機関について、点火を行わずに、サージ・タンクを介して、吸気管を通じて気化器からシリンダ内へと空気を導いた。

試作機関は図1に示すごとく、4サイクル単気筒で弁部は気筒上部にあり、回転弁はクランク軸からチェーンによって強制的に駆動されている。ここで取扱う機構は図1に示すように弁座を含む軸受部がシリンダ・ブロックと別体となり、爆発行程におけるガス圧が矢印方向に作用し、この軸受部を押し上げて、ジャーナルをかねた回転弁に密着するしくみとなっている。

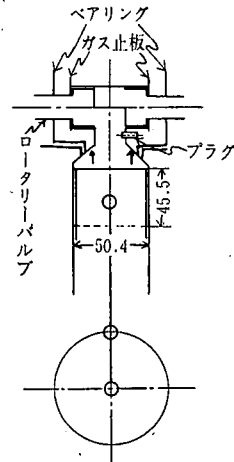


Fig. 1 Out-line of Valve Mechanics

シリンダ径×行程は 50.4 mm ϕ × 45.5 mm, 排気量 90.8 cc, 圧縮比 6.0 : 1 である。弁の開閉時期は図 3, 表 1 に示す。またクランク回転角に対するバルブ開口面積の経過は図 5 に, 回転弁部の寸法は図 4 に示す。本実験は, 特に吸入効率を検討するものであるためクランクの回転は外部の他の機関によって駆動せしめた。

吸入空気の脈動を防止するためのサージ・タンクを設けこの入口に空気流量測定用のオリフィスを設けて定常な流速を測った。空気はこのサージ・タンクから, 任意の長さの内径 31 mm のビニールパイプを通して気化器に入る。空気流量測定には低流量域をかんがみ, 前川¹⁾による丸型オリフィスを使った。内径 23.97 mm ϕ , 開口比 0.3304 である。差圧はゲッチングン型マノメータにより 1/20 mm 水柱迄をよみとった。サージ・タンクの容量は 0.064 m³, ゴム膜の径は 200 mm ϕ , 厚さ 1.7 mm である。

シリンダ内の指圧計は新興通信社製の MP/50 型, 出力歪量 $1420 \times 10^{-6}/50$ kg/cm² のストレン・ゲージ式ピック・アップである。これからとりだした出力信号はストレン・メータを介入して, ブラウン管オシロ・スコープによって周期圧力波形を像映し, これを写真撮影によって記録した。動歪測定器は新興通信工業製型式 DS61/MTY であった。回転数は菅原研究所製型式 S-8 A のストロボ・スコープを使用した。

測定方法としては, パラメーターとして, 回転数, メーン・ノズル開度, チョーク・バルブ開度, 吸気管長の 4 変数を考え, 他を固定して実験を行なった。

サージ・タンク内の圧力は, サージ・タンク壁面の圧力取出口より, 傾斜マノメータに導き, ゲージ圧を測定した。

また, 空気流量については

$$q' = \epsilon' \alpha' m' \sqrt{2g\Delta p/r_0}$$

ただし

$$r_0 = 1.2931 \times \frac{273}{273 + t^{\circ}\text{C}} \times \frac{H - 0.398 \phi F_0}{760}$$

によった。

実験結果および計算式との比較

本実験条件の諸元を使い, 前記の(10)式を Nyström 法によって数値計算を行った結果を図 6, 7, 8 に示す。ただし, 数値計算上一応 $\lambda = 0.035$, $\epsilon\alpha = 0.60$ を仮定し, ζ は, 指圧線図から, その瞬間瞬間の圧力を使った。また, 時間きざみ $\Delta\tau$ は 0.0220 を採用した。

図 9, 10, 11 の黒丸が数値計算結果を一行程積分して平均した流速である。pipe の損失係数を多少変化さしてみたが結果的には余り効いてこなかった。

以上の結果から, 低速域では略, 実測値と計算値に近いことから, ガスの慣性の効果については略計算式で説明がつく。高速域になってくると計算式はあまり計算式と合わないが全体として, 吸入効率が悪くなっていく傾向は計算式でもあらわれているようである。

特に各場合とも実測値が上まわっている原因としては, まづ管内の波動の伝播から管長方向に密度変化が生じていること, すなわち加速度の管長方向の勾配を考慮すべきこと, また, 気化器付近の流れの取扱いが簡略化しすぎたこと, 回転弁自身による遠心効果(このことは重要で, いわゆる遠心ブロワとしての過給機の役目をもたしうる)を計算では考慮しなかったことなどがあげられよう。

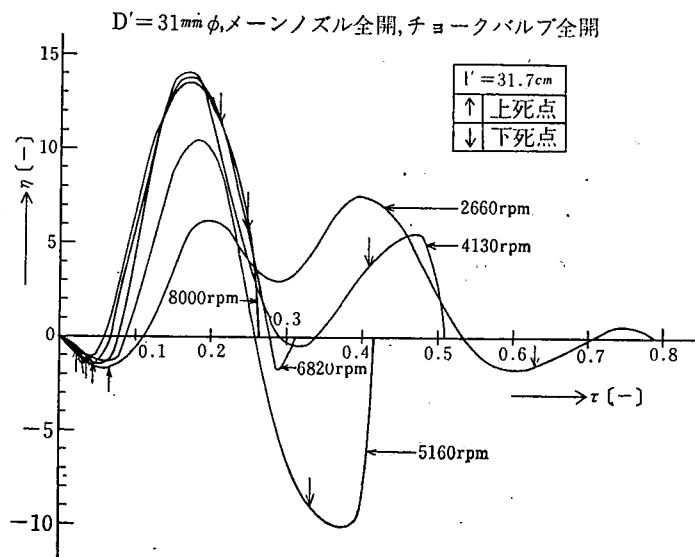


Fig. 6 Calculated Un-steady Velocity in Pipe

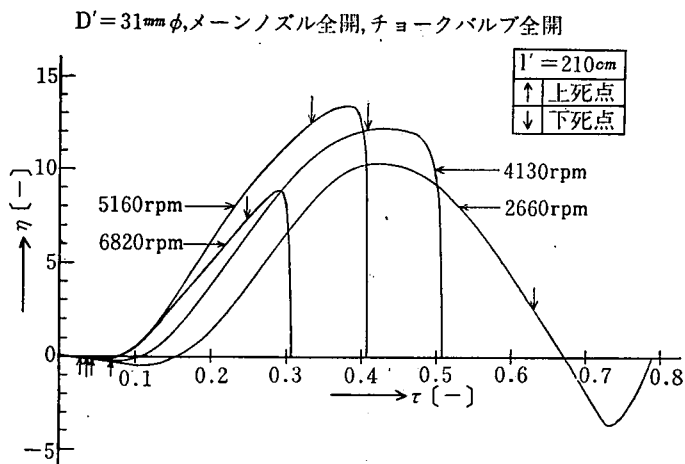


Fig. 7 Calculated Un-steady Velocity in Pipe

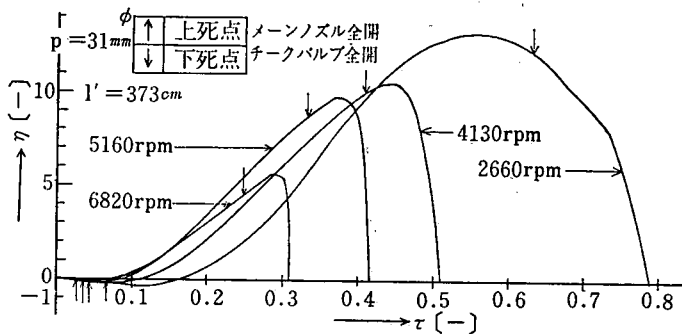


Fig. 8 Calculated Un-steady Velocity in Pipe

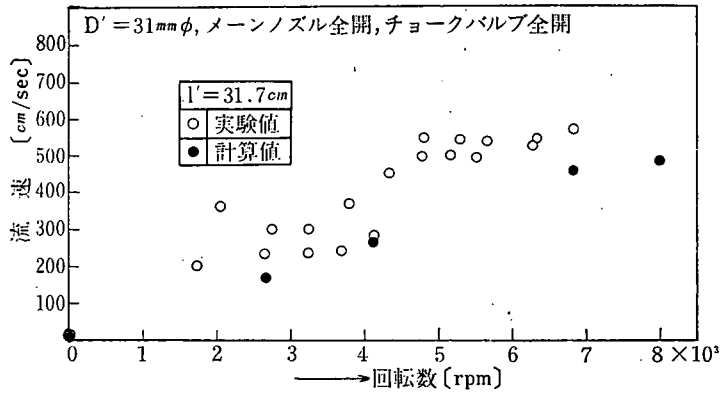


Fig. 9 Comparison of Experimental Data and Calculation

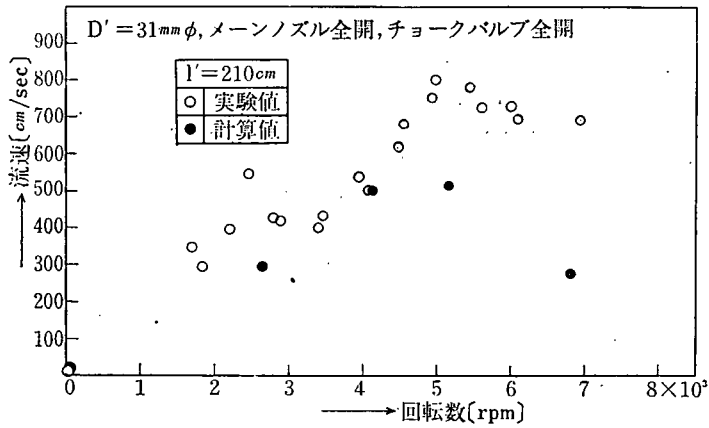


Fig. 10 Comparison of Experimental Data and Calculation

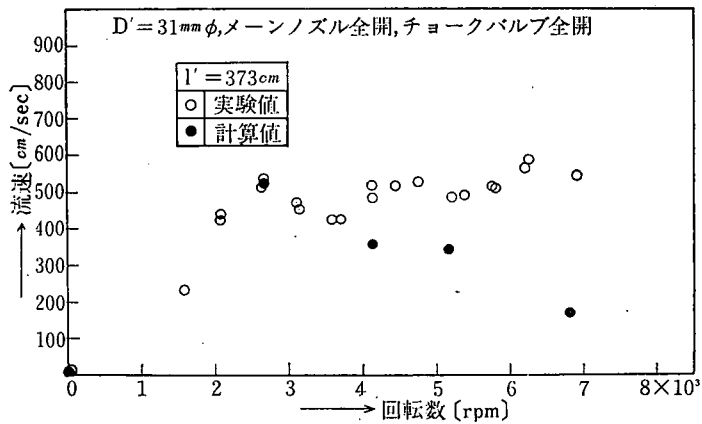


Fig. 11 Comparison of Experimental Data and Calculation

結局、実験値の傾向から、管長が短いほど、吸込流量は回転数に対して、ほぼ一定値を示し、管長が長くなるほど高速回転の場合、吸気効果は低下する傾向を示す。

結 論

計算した式は、いくつかの仮定を設けているにもかかわらず 5000 rpm 程度迄の大略的な慣性効果の傾向を把かみうることがわかった。この式に入っている係数と関与するパラメータの大小関係が、吸気効率に及ぼす効果を調べれば、一般の往復機関の吸気系特性を検討する上で資するであろう。また、本実験の条件に限って、回転弁方式であっても、ガスの慣性効果のために、5000 rpm くらいからは、吸入が悪化するから、これを改善するためには、弁内に羽根を植込むなどして押し込みをかける必要があることがわかる。

最後に供試機関を提供して下さり、一度ならぬ御指摘御配慮を賜った山崎技研 K. K. 社長山崎圭次氏に謝意を表します。

文 献

- 1) Brown, F. T., "Swall-Amplitude Frequency Behavior of Fluid Lines with Turbulent Flow", *Journal of Basic Engineering*, Trans. ASME, Series D, -50 L 89, No. 4, 678-693 (1969).
- 2) 草間秀俊, 管内非定常流の流体損失について。日本機械学会論文集, 第18巻, 第66号, 97-100 (1952).

(昭和47年 9 月30日受理)