621. 432. 4. 052

クランク室掃気二サイクル機関のクランク室容積と給気比*

長尾不二夫**, 島本 譲**, 大林秀彦***, 倉田武彦***

Effect of Crankcase Volume on the Delivery Ratio
of a Crankcase-Scavenged Two-Cycle Engineby Fujio NAGAO, Yuzuru SHIMAMOTO, Hidehiko ŌBAYASHI,
and Takehiko KURATA

In order to increase the delivery ratio and the scavenge pressure in a crankcase-scavenged two-cycle engine, the crankcase volume must be made as small as possible. However, there exists constructive restriction. On the other hand, the delivery ratio is considerably affected by the pressure pulsation in the exhaust and inlet systems.

Changing the crankcase volume of a gasoline engine, the present authors have experimentally investigated its effect on the delivery ratio and the effect of the exhaust and inlet systems on the compensation for the drop of delivery ratio caused by the increase of crankcase volume. Finally they found out the conditions to improve conspicuously the delivery ratio by properly tuned exhaust and induction pipes.

1. 緒 言

クランク室掃気二サイクル機関では、給気比および掃気圧力を高めるため、クランク室すきま容積をできるだけ小さくせねばならぬが、構造上から制約される。一方給気比は吸・排気管系の圧力振動によって影響されることが大きく、しばしば100%以上にもなるから、この研究では吸・排気管効果に及ぼすクランク室すきま容積の影響を求め、すきま容積が大きくなるために低下する給気比を、どの程度吸・排気管の同調によって補い得るかを調べ、さらに吸・排気管効果によって期待できる給気比向上の限度およびそのための条件について実験的に検討を行った。

2. 実験方法

実験に用いた機関は次のような諸元をもつ、空冷の Schnürle 式掃気二サイクル・ガソリン機関である。

定格出力	5.5 PS/3 600 rpm
シリンダ径×行程	65 mm×60 mm
クランク室有効行程/行程	0.475
開閉時間	角度面積
吸気孔 上死点前後 66°	564 cm ² /deg
掃気孔 下死点前後 55.7°	325 cm ² /deg

排気孔 下死点前後 72.6° 924 cm²/deg

吸気管直径 29 mm

排気管直径 40 mm

実験装置の概要を第1図に示す。機関に取付けられた排気管の先は、行程体積の約200倍の排気だめに差入れられ、排気ガスはそこから室外に導かれる。気化器は吸気管の先端に位置するようにし、直接サージタンクに固定した。サージタンクは行程体積の約240倍の容積をもち、圧力の脈動を静めるため三方がゴム膜になっている。そうしてその中の圧力が常に大気圧に保たれるように、弁を調整しつつ沈みタンクより空気を送り、沈みタンクが一定距離を降下する時間から空気流量を求めて給気比を算出する。気化器の絞り弁は全開とし、また燃料計量孔面積も一定としたので、回転速度、吸気管長さが変るにつれて、混合比はかなり変動している。しかし排気吹出し時のシリンダ圧力は、

第1図 実験装置

* 昭和33年9月26日 関西支部第202回研究発表講演会において講演、原稿受付 昭和33年12月12日。

** 正員、京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 准員、京都大学工学部。

この程度の変動ではあまり影響されず、給気比の変化によって影響を受ける方がはるかに大きい。またクランク室壁面に 9.8 cm^2 の穴をあけ、外側より容器を取付けて、クランク室すきま容積を任意の値に変えられるようにした。排気管長さには、シリンダ内壁より排気管の先端までの長さをとるものとし、吸気管長さには、同じく気化器の先までの長さをとった。したがって吸・排気管を取付けないもっとも短い場合においても、構造上吸気および排気通路は、それぞれ 13.1, 17.6 cm の長さをもっている。

3. 理論的考察

給気比に影響する要素は数多くあるから、できるだけそれらを一つの形にまとめておけば便利である。そこで吸・排気管による脈動のない静的な場合について、クランク室内の圧力変化を求め、給気比に影響する要素の間の関係を調べた。

使用記号を以下に示す。

f_a, f_e, f_s : 吸気, 排気および掃気孔面積

f_c : 気化器ののど面積

g : 重力加速度

G : クランク室内空気重量

n : 回転速度

p : クランク室内圧力

p_1, p_2 : 吸気孔閉時および開時のクランク室内圧力

R : ガス定数

t : 時間

T : クランク室内空気の絶対温度

V : クランク室容積

V_1 : 吸気孔開閉時のクランク室容積

V_c : クランク室すきま容積

V_s : 行程体積

μ : 流量係数

$\mu_a, \mu_e, \mu_s, \mu_c$: 吸気, 排気, 掃気孔および気化器ののどの流量係数

κ : 比熱比

θ : クランク角度

添字 0: 空気の基準状態 (大気圧)

クランク室内空気の状態は次式であらわすことができる。

$$pV/G = RT \quad \dots\dots\dots(1)$$

これを時間で微分すれば

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{1}{G} \frac{dG}{dt} = \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} \quad \dots\dots\dots(2)$$

いま、計算を簡略化するため、空気の流出、流入が行われているときも含めてクランク室内空気の状態変

化を、断熱変化であらわし得ると仮定する。圧力 p と温度 T の間には

$$\frac{1}{T} \frac{dT}{dt} = \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{1}{p} \frac{dp}{dt} \quad \dots\dots\dots(3)$$

の関係が成立することとなるから、これを (2) 式に代入する。

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{\kappa}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{\kappa}{G} \frac{dG}{dt} = 0 \quad \dots\dots\dots(4)$$

吸気孔および気化器ののどを含め、吸気通路を

$$\frac{1}{\mu^2 F_a^2} = \frac{1}{\mu_a^2 f_a^2} + \frac{1}{\mu_c^2 f_c^2} \quad \dots\dots\dots(5)$$

であらわされる換算面積 F_a をもつ穴におきかえ、直接この穴を通してクランク室と大気の間に空気の流通があるものとする。また掃・排気孔を含む掃気通路についても、同様に換算面積 F_s を次式で求めて、一つの穴を通る流れにおきかえる。

$$\frac{1}{\mu^2 F_s^2} = \frac{1}{\mu_s^2 f_s^2} + \frac{1}{\mu_e^2 f_e^2} \quad \dots\dots\dots(6)$$

クランク室内空気の重量変化 dG/dt は、

クランク室より流出する場合

$$\frac{dG}{dt} = -\mu F \sqrt{\frac{2\kappa g p_0 \gamma_0}{\kappa-1}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1} \quad \dots\dots\dots(7)$$

クランク室に流入する場合

$$\frac{dG}{dt} = \mu F \sqrt{\frac{2\kappa g p_0 \gamma_0}{\kappa-1}} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1/\kappa} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}} \quad \dots\dots\dots(8)$$

ここで掃気孔の開いている場合は、換算面積 F に F_s を、また吸気孔の開いている場合は、 F_a を用いばよい。

一方クランク室内空気の重量 G は

$$G = V \gamma_0 (p/p_0)^{1/\kappa} \quad \dots\dots\dots(9)$$

また

$$d\theta/dt = 6n \quad \dots\dots\dots(10)$$

であるから、(7)~(10) 式を (4) 式に代入する。

クランク室より流出する場合は

$$\begin{aligned} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\kappa}{V} \frac{dV}{d\theta} \\ + \frac{\kappa}{6n} \sqrt{\frac{2\kappa g p_0}{(\kappa-1)\gamma_0}} \frac{\mu F}{V} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-1/\kappa} \sqrt{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1} \\ = 0 \quad \dots\dots\dots(11) \end{aligned}$$

クランク室に流入する場合は

$$\begin{aligned} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\kappa}{V} \frac{dV}{d\theta} \\ - \frac{\kappa}{6n} \sqrt{\frac{2\kappa g p_0}{(\kappa-1)\gamma_0}} \frac{\mu F}{V} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}} = 0 \\ \dots\dots\dots(12) \end{aligned}$$

最初吸気孔開時のクランク室内圧力を仮定し、(11)

あるいは(12)式を用いてクランク室内圧力変化を数値計算で求める。そうして得られる1行程後の吸気孔開時の圧力が、さきに仮定した圧力に等しくなるまで、

第2図 クランク室内圧力変化(計算)

第3図 給気比と回転速度の関係(計算)

第4図 給気比が最大となる回転速度 n_0 と回転速度 n の比 n_0/n と給気比の関係(計算)

計算をくりかえせば、クランク室内圧力変化が求まる。したがって給気比は次式で与えられる。

$$\text{給気比} = \left\{ \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{1/\kappa} - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{1/\kappa} \right\} \frac{V_1}{V_s} \dots \dots (13)$$

流量係数を $\mu_a = \mu_e = \mu_s = 0.8$, $\mu_e = 1$ とし、使用機関の孔寸法を用いてクランク室内圧力変化を求めた一例が第2図である。回転速度 1000 rpm では吸気孔および掃・排気孔の時間面積が大きすぎるため、吸気および掃気期間の初期に、それぞれ吸気、掃気を完了し、クランク室内圧力はほぼ死点で大気圧に等しくなる。それ以後はクランク室から押出されるので吸気孔閉時の圧力は高くない。また掃気期間の終りでは、ピストンの動きによって生じる負圧が掃気孔からの逆流によって減じられ、掃気孔閉時の圧力低下が少いので、吸気孔開時の負圧も小さくなる。回転速度 2500 rpm では、吸気の流入する期間は長くなるが、クランク室からの逆流が少くなるので、吸気孔閉時の圧力は高くなる。4000 rpm では孔の時間面積が不足し、吸込みが吸気期間の終り近くまで行われるため、吸気孔開時の圧力は再び低くなる。また掃気流れについても同様に、2500 rpm では掃気の流出する期間は長くなるが、逆流が少くなるので、掃気孔閉時の圧力は低くなる。しかし4000 rpm では掃気の流出が長びくため、掃気孔閉時の圧力は再び高くなる。第3図は給気比を求めたものであって、クランク室すきま容積と行程体積の比 V_c/V_s が大きくなるにつれ、給気比の最大となる回転速度 n_0 は低くなる。しかし給気比の最大値はほとんど変わらないから、横軸を n_0/n であらわすと第4図になる。給気比と回転速度の関係は、すきま容積に無関係にほぼ一つの曲線によってあらわされるから、実験結果をこの方法でまとめることとした。孔の

第5図 給気比と回転速度の関係

時間面積は回転速度に反比例して増減する。したがって第 4 図の横軸は回転速度の比であるから、時間面積の逆比で示されていることにもなる。同図の $n_0/n=1$ における状態は、給気比が最大になるから、孔の時間面積がもっとも適当な値にある場合に相当する。したがって n_0/n が 1 以外のときの状態は、孔の開いているクランク角度を変えずに、孔の幅を増減して、時間面積をもっとも適した値の n_0/n 倍にしたときの状態にあたる。 $n_0/n > 1$ では孔の時間面積が大きすぎるため、吸気孔からの逆流が多くなることなどによって、給気比は低くなり、 $n_0/n < 1$ では時間面積の不足のため吸込量が少なくなる。

4. 実験結果

吸・排気管を取付けずに、クランク室すきま容積を変えて給気比を求めると、第 5 図のように給気比の最大となる回転速度は、すきま容積の増加につれて低い方に移っている。この給気比が最大となるときの回転速度 n_0 は、すきま容積 V_c の $1/2$ 乗にはほぼ反比例して増減する。 n_0/n を横軸にして同図を書きかえると、第 6 図の D に示されるように一つの曲線上に重なる。これは計算結果と傾向が一致しており、一つのすきま容積に対する給気比と回転速度の関係から、他のすきま容積における状態を推定できることがわかる。

第 7 図は一定回転速度において、クランク室すきま容積を変えて、それぞれ適当な長さの吸気、または排気管のみを用いて得られる最大の給気比、およびそれらを同時に取付けたときの給気比を求めたものである。吸・排気管を用いない場合からの給気比の向上は排気管については、その効果の多くが排気吹出しによってなされるため、すきま容積の広い範囲にわたってほとんど変わらないが、吸気管については、すきま容積の増加とともに急速に少なくなる。したがって吸・排気管両者を用いるときも、すきま容積をますと、得られる給気比の最大値は低くなる。すきま容積の増加につれて吸気管の効果が少なくなるのは、最適の吸気管長さが短くなり、また圧力変動も小さくなるために、慣性効果の失われることによると思われる。ディフューザ（円すい角 8° 、ディフューザ両端の面積比 9）をまっすぐな排気管の先に取り付けた例では、排気管のみの効果は大きくなるが、吸気管をとともに用いるときは、まっすぐな排気管を用いる場合と変わらない。第 8, 9 図は同様に 1800, 3000 rpm について求めたものである。3000 rpm では吸・排気管をとともに取付けたときの給気比が、適当な長さの吸気管のみを用いるときの値よりも低くなっている。したがって吸・排気管を

第 6 図 最適長さの吸・排気管の効果

第 7 図 クランク室すきま容積 V_c の影響

第 8 図 クランク室すきま容積 V_c の影響

単独に用いるときの最適長さは、必ずしも両者をとともに取付けるときの最適長さにはならない。給気比は吸・排気管の同調によって著しく高められ、その最大

値はクランク室すきま容積を小さくするにつれて大きくなるが, その大きくなる割合はしだいにゆるやかになる。これは吸・排気管によって得られる給気比向上の限界に近づき, また摩擦損失が増すためと思われる。したがって吸・排気管効果を利用する場合, すきま容積を無理に小さくしてもあまり効果はないように思われる。

1 800, 2 400, 3 000 rpm において, 各クランク室すきま容積に対して, もっとも適した長さの吸・排気管を用いて得られる給気比を第 6 図にえがくと高い回転速度の場合に若干の相違を示すが, ほぼ一つの曲線によってあらわされる。孔の時間面積は吸・排気管を取付けない場合, $n_0/n=1$ において, もっとも適した状態にあるから, 同図より吸・排気管効果がいかなるときに有効であるかを推定できる。すなわち排気管の同調によって得られる給気比(曲線 C)の, 吸・排気管を取付けない場合の給気比(曲線 D)からの向上は, n_0/n の広い範囲にわたってほぼ同じであり, 排気管の効果は孔の時間面積にあまり影響されない。吸気管については, 曲線 B から明らかに $n_0/n > 1$, すなわち孔の時間面積が十分大きくなければ有効でないことがわかる。したがって吸・排気管効果をともに利用するとき, 給気比は曲線 A に示されるように, 孔の時間面積を十分大きくしなければ向上しない。第 10 図はクランク室内圧力変化を光電管インジケータを用いて測定し, 吸気孔開閉時のクランク室内圧力を求めた結果である。最適長さの吸気管の使用によって, 吸気孔閉時の圧力は高くなるが, 吸気孔開時の圧力はほとんど変わらない。また排気管の使用によって, 吸気孔開時の圧力のみ影響をうける。したがって吸・排気管をともに用いるときは, 吸気孔開時の圧力は低く閉時の圧力は高くなって, 給気比が向上する。吸気孔閉時の圧力が, 最適長さの吸気管を用いるとき, 回転速度の増加とともに低くなるのが, もっとも大きい変化であるから, 吸気管の効果が機関の高速側で失われるのは, おもに吸気孔の時間面積の不足によると思われる。

5. 結 言

クランク室掃気二サイクル機関のクランク室すきま容積と吸・排気管効果の関係を実験的に調べ, 次の結果を得た。

(1) 孔の大きさが一定の場合, 給気比はある回転

第 9 図 クランク室すきま容積 V_c の影響

第 10 図 吸気孔閉時のクランク室内圧力と回転速度の関係

速度において最大となる。この給気比の最大値はクランク室すきま容積によって変らないが, そのときの回転速度はすきま容積の増加につれて, 低い方に移る。

(2) クランク室すきま容積が大きいために低下する給気比は, 吸・排気管の同調によって補われ, すきま容積を無理に小さくしても効果は少いように思われる。

(3) 排気管の効果は孔の時間面積にあまり関係せず一定であるが, 吸気管の効果は, 孔の時間面積が吸・排気管をとりつけない場合にもっとも適している値よりも, かなり大きくなければ, 十分発揮されない。したがって吸・排気管の同調によって給気比の向上をはかるときも, 孔の時間面積を十分大きくせねばならない。