

クランク室圧縮形二サイクル機関の掃気

(吸気管内の圧力波形と給気比について)

田中義弘*・浜崎和則**・石神重男***

(受理 昭和 46 年 5 月 31 日)

SCAVENGING OF THE CRANKCASE COMPRESSION TYPE TWO STROKE CYCLE ENGINE

(On the Pressure Wave of the Suction Pipe System
and the Delivery Ratio)

Yoshihiro TANAKA, Kazunori HAMASAKI,
and Shigeo ISHIGAMI

Except exhaust system, the influences of the suction pipe length, crankcase volume and engine speed upon delivery ratio in crankcase compression type two stroke cycle engine were studied.

As result, engine speed that given the peak in the delivery ratio curve is able to be calculated as follows:

1. Only inertia effect:

$$N_I = \frac{a}{4Ls} \cdot \frac{\Theta^*_{IO \rightarrow IO}}{360} \cdot 60 \cdot 2$$

2. Inertia effect and pulsation effect:

$$\text{low engine speed: } N_{II} = \frac{a}{4Ls} \cdot \frac{\Theta^*_{IO \rightarrow IO}}{360} \cdot 60 \cdot \frac{1}{(n+0.5)}$$

Where $n=0, 1, 2, \dots$

$$\text{high engine speed: } N_{III} = \frac{a}{4Ls} \cdot \frac{\Theta^*_{IO \rightarrow IO}}{360} \cdot 60 \cdot \left(\frac{1}{n'} \right)$$

where $n'=1, 2, 3, \dots$

1. 結 言

二サイクル機関の給気比は吸気・排気系中の気中の慣性効果・脈動効果に左右されることが知られているが、特にクランク室圧縮形二サイクル機関のばあいその影響が大きい。これらについて最近いくつかの研究^{1) 2) 3) 4)} がなされており、筆者らも今までにクランク室容積の影響⁵⁾、掃気流入抵抗の影響⁶⁾ などについて解明してきたがなお不明な点が多い。

本研究はクランク室圧縮形二サイクル機関の吸気管

長、回転数を変えたばあいの給気比、吸気管内およびクランク室内圧力変化をしらべ、給気比との関係について検討したものである。このさいクランク室容積の変化の影響も加えて検討した。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す。供試機関はジュニーレ掃気式クランク室圧縮形二サイクル機関で、シリンダ直径 80 mm、行程 100 mm、ポート開閉時期は図2、機関原形のクランク室圧縮比は 1.406 である。

* 鹿児島大学工学部機械工学第二学教室・助教授

** 鹿児島大学工学部機械工学第二学教室・助手

*** 鹿児島大学工学部機械工学第二学教室・教授

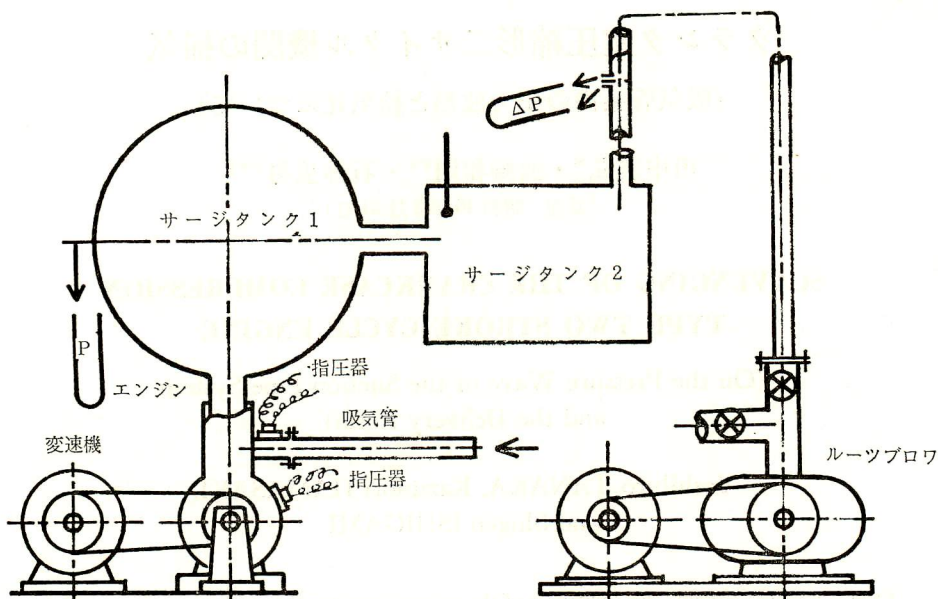


図1 実験装置概略図

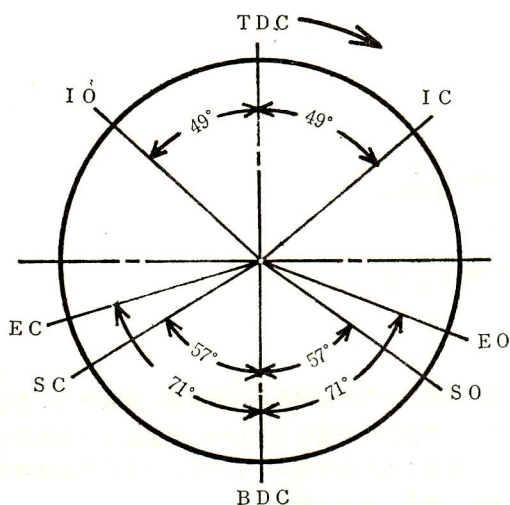


図2 ポート開閉時期

吸気管—クランク室系の効果のみを明らかにするため、排気孔は盲蓋をしシリンダヘッドをはずしてこの部を行程容積の約600倍の容積のサージタンク1に接続した。タンク内圧力はタンクに続く管、ルーツブロワ、バイパス弁等の系路によって実験中常に大気圧に保った。吸気孔直前の吸気管内圧力およびクランク室内圧力測定ピックアップは市販指圧器では取り付け接続管内の脈動圧力を混入しやすいので新たに図3にし

めすピックアップを試作して使用した。吸気量は四分円ノズル、回転数はデジタルカウンタで測定し、実験は機関をモータリング運転して行なった。

使用した記号は K : 給気比, L : 吸気管実長 mm, L_s : 吸気管とクランク室を一体とした振動系の相当管長 (一端閉管) mm, N : 毎分回転数, θ : クランク角, Θ : クランク角であらわしたある期間, p : 圧力 kg/cm^2 atg., V_c : クランク室容積を变化するための付加容積 cc, a : 吸気管内音速 m/s, m : 慣性次数である。サフィックスは IO : 吸気孔開時, IC : 吸気孔閉時, SIC : 吸気孔閉時の吸気孔直前の状態, CIC : 吸気孔閉時のクランク室内の状態, *: 吸気孔開閉についての有効角に対応する値である。

L_s は吸気管系を長さ L , 断面積 F , 吸気孔開口期間のクランク室平均容積 V_{mean} の系とし音響インピーダンスの考えを入れて次式から算出される。

$$F \cot\left(\frac{L}{L_e} \pi\right) - \frac{V_{\text{mean}} \cdot \pi}{L_e} = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$L_s = \frac{L_e}{2} \dots \dots \dots (2)$$

ただし L_e : 等価管長 (原系と振動数の等しい両端閉管の長さ)

実験範囲は $N=400 \sim 2000$ rpm, $L=700, 1000, 1400$ mm, 原機関の吸気孔閉時のクランク室容積 $=1574$ cc, $V_c=0, 500, 1500$ cc である。

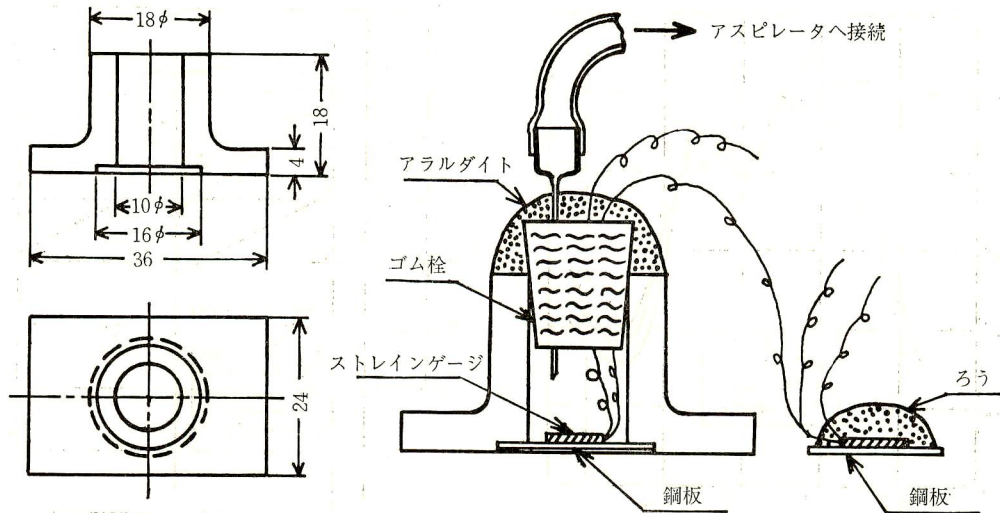


図3 試作指圧器の詳細図

3. 実験結果とその検討

(1) 給気比と回転数との関係.

吸気管長を一定にし、クランク室付加容積をパラメータとしたときの給気比と回転数の関係を図4、図5、図6にしめす。この結果は排気系の影響を含まないものである。給気比は回転数の変化とともに大幅に変化し、いくつかの山をもった曲線となる。この中で $K_{\max}$ を与える山は吸気系内気柱の慣性効果によ

て、他の山は脈動効果によって生じたものである。また吸気管長が短くなるほど $K_{\max}$ を生ずる回転数は高速側に移動することがわかる。 V_c のことなる曲線を比べてみると $K_{\max}$ を与える回転数は V_c が大きくなるほどいくらか低速側に移動している。しかし曲線全体の形は V_c が変わってもさほど変化していない。特に $K_{\max}$ 点以外の給気比の山は V_c が変化してもほぼ一定の回転数のところに生じている。このことは前者が吸気管とクランク室を一体とした振動系の振動従っ

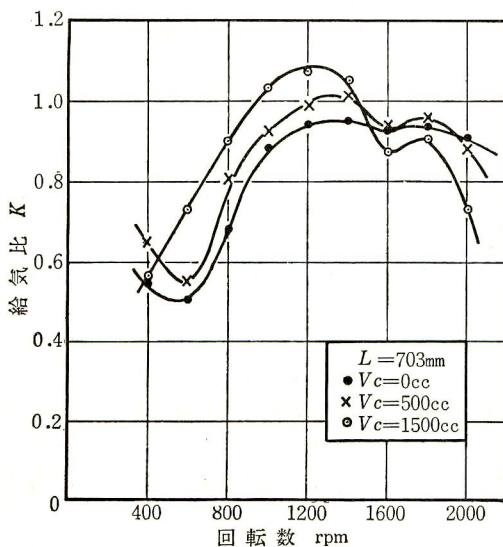


図4 回転数と給気比の関係

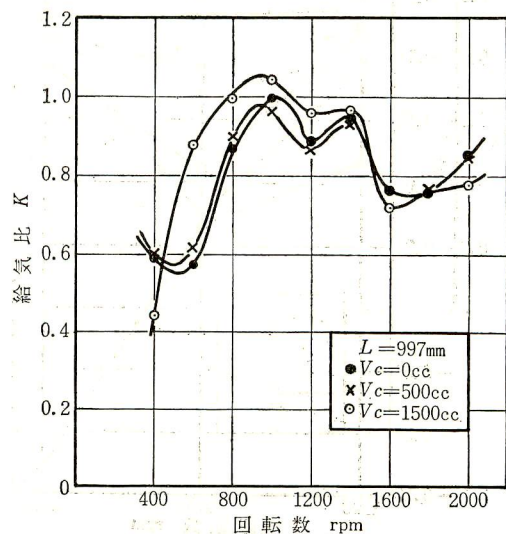


図5 回転数と給気比の関係

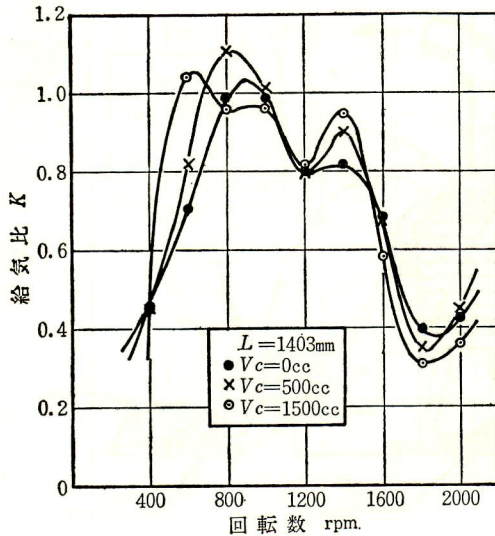
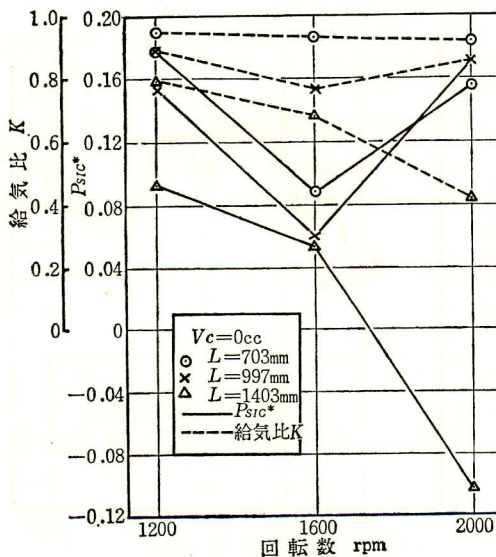
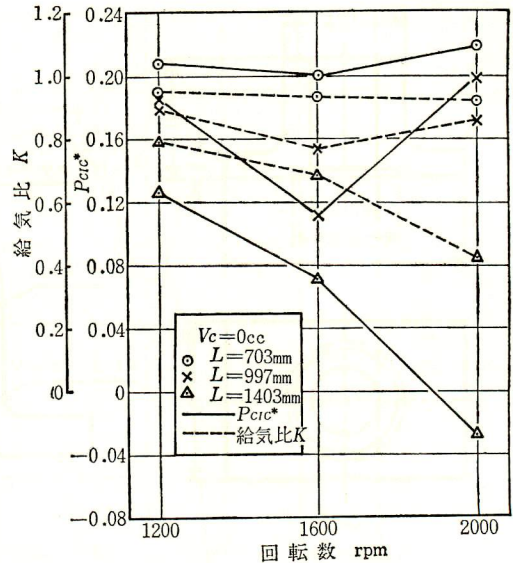


図6 回転数と給気比の関係

て慣性効果, 後者は吸気管内のみの振動従って脈動効果に起因するものと判断される. 以下 V_c を一定とし, 吸気管長をパラメータとし主として給気比と回転数との関係に着目して検討した.

(2) 給気比と P^*_{sIC} , P^*_{cIC} の関係.

V_c を一定, L をパラメータとしたときの N と K , P^*_{sIC} , N と K , P^*_{cIC} の関係例を図7, 図8に示す. 給気比増減の傾向は P^*_{sIC} , P^*_{cIC} の増減に対応

図7 回転数に対する給気比と P^*_{sIC} との関係図8 回転数に対する給気比と P^*_{cIC} との関係

し, 特に P^*_{cIC} の増減に比例することが明らかである.

(3) 給気比を大きくする N , L , V_c の条件について.

(i) 給気比 K と慣性次数 m について.

図4) は吸気孔が開いて, その時発達した圧力波が往復し吸気孔が開いている期間に何周期かやってきたかを表わす数 m を慣性次数と名づけ次式で与えた.

$$m = \frac{\theta_{IO \rightarrow IC}}{360} \cdot \frac{\nu_1}{N} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし ν_1 : 吸気系気柱の自由振動数,
この式を L_s で書きかえらる

$$m = \frac{a}{4L_s} \cdot \frac{\theta_{IO \rightarrow IC}}{360} \cdot \frac{60}{N} \quad \dots\dots\dots (4)$$

この式を利用して本実験の結果を整理したのが図9であり, $K_{\max}$ は $m=0.5$ 付近に生ずることがわかる.

三宅ら⁷⁾ は吸気孔の有効開時と同時にクランク室内の負圧が作用して吸気孔に負圧波が発生し, これが吸気孔開後吸気管, クランク室を含めた自由振動系として振動し, その自由振動は $1/2$ 周期経過後に正圧の最大値となり, この時期が吸気孔の有効閉時期に同調すれば圧力波を有効に利用することにより給気比の最大値を与えろと考え, その時の回転数 N_I を次式で与えた.

$$N_I = \frac{a}{4L_s} \cdot \frac{\theta^*_{IO \rightarrow IC}}{360} \cdot 60 \cdot 2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

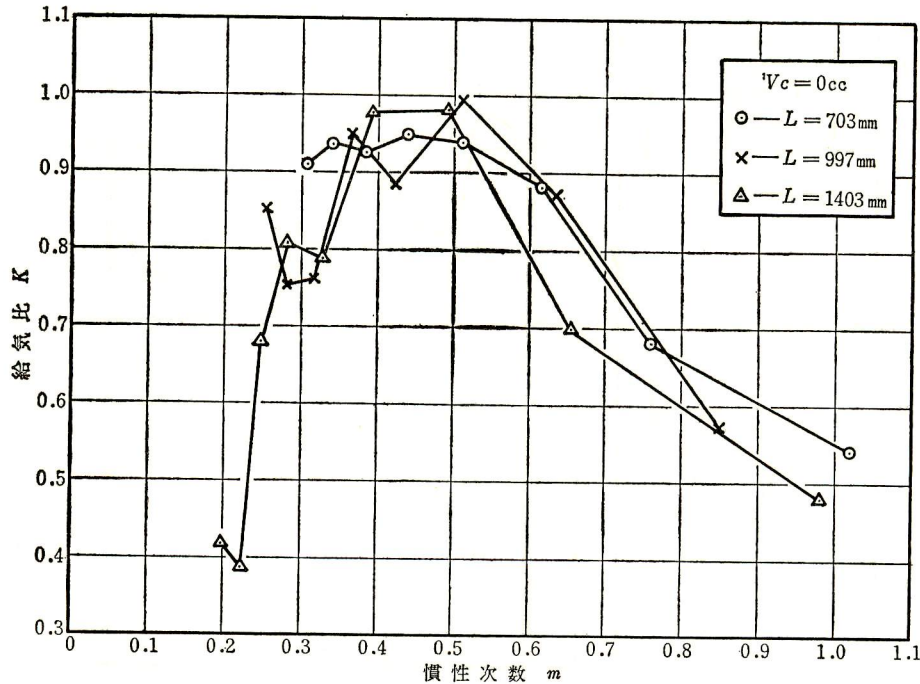


図9 慣性次数と給気比の関係

式中の $\theta^*_{IO \rightarrow IC}$ は吸気孔の有効開期間角である。

岡の式(4)では $\theta_{IO \rightarrow IC}$ をとっているが、実際問題としては $\theta^*_{IO \rightarrow IC}$ をとって計算すべきもので、したがって以下すべて有効角で考えてゆくことにする。有効角は指圧線図から求めることができる。

(4)式の N に(5)式の N_I を入れると K_{max} を与えるときの慣性次数として $m=0.5$ が算出される。この値は図9に示した本実験の結果とよく一致した。

(ii) 吸気孔直前の圧力波形と K の関係。

$L=997$ mm として回転数を 50 回転ピッチで変え、 N - K 関係を詳細にしらべたのが図10で、同じ条件のときの吸気孔直前の圧力変化のいくつかを図11に示す。

図10中の N_I は $m=0.5$ に対応する回転数で、給気比は大きい。しかし最大値ではなくその両側の 900, 1100 rpm 付近に最大値が生じている。これは N_I が吸気孔開にともなう吸気管とクランク室からなる振動系の単なる慣性効果として算出した値であって、慣性効果だけでなくここに K_{max} が生ずるはずであるが吸気管内に前サイクル以来の脈動波が存在し、これが加わるために変化がおこったもので、このばあいには N_I 点に脈動効果の谷が重なり、その両側に山がきたために

図のごとき曲線となったものとみられる。このことから吸気管内に残存する前サイクルからの脈動波が吸気孔の有効開時期にいかなる位相であるかが K の値を論ずる上に重要であることをしめすものである。

(A) 図11の(a)(c)のばあい。

これらのばあい良好な給気比を与えているが、(a)、(c)図をみると吸気孔が開く時期 θ^*_{IO} に吸気管内脈動波の負の波が到達している。すなわち吸気孔が開いたあとクランク室の吸入の負圧と脈動波の負圧が重なり、 θ^*_{IO} 後の負圧の谷は深くなり、これにつづく圧力上昇は大きく、 P^*_{IC} 時に高い P^*_{OIC} を与え、けつきよく K の値は大きくなる。オッシロからみて脈動波が以上のような位相となることは θ^*_{IC} からつぎの θ^*_{IO} までの期間、すなわち $\theta^*_{IC \rightarrow IO}$ の間に吸気管内脈動波が $(n+0.5)$ 周波含まれることを意味する。

ただし $n=0, 1, 2, \dots$

以上のような給気比の山を与える回転数を N_{II} とすると N_{II} は(5)式から類推して次式で求めることができる。

$$N_{II} = \frac{a}{4Ls} \cdot \frac{(360 - \theta^*_{IO \rightarrow IC})}{360} \cdot 60 \cdot \left(\frac{2}{1}, \frac{2}{3}, \frac{2}{5}, \dots \right) \quad \dots\dots\dots(6)$$

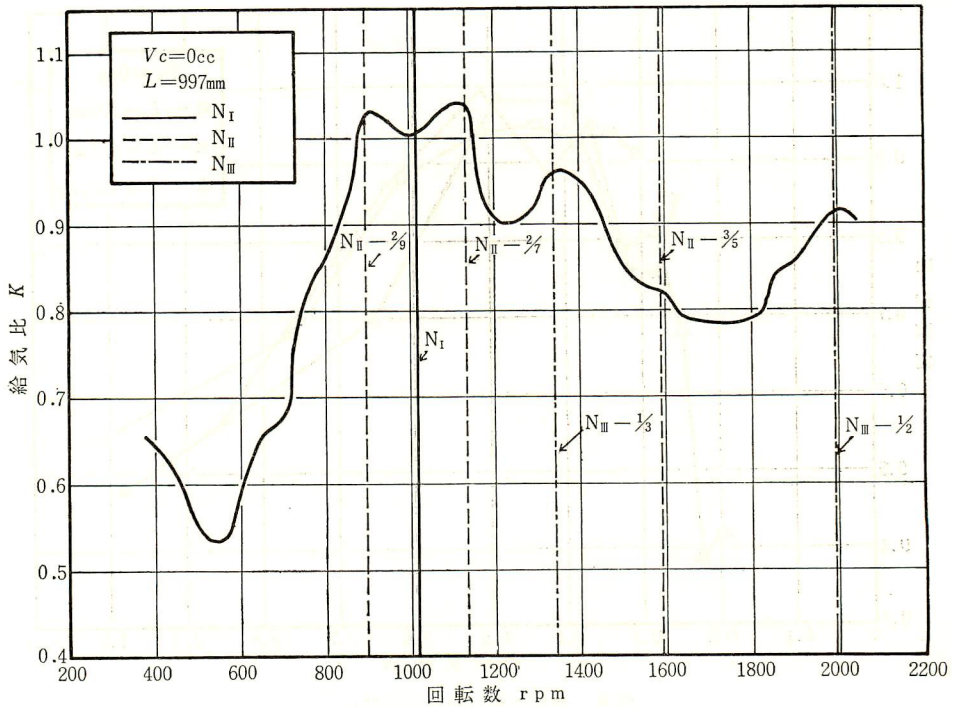


図10 回転数と給気比の関係

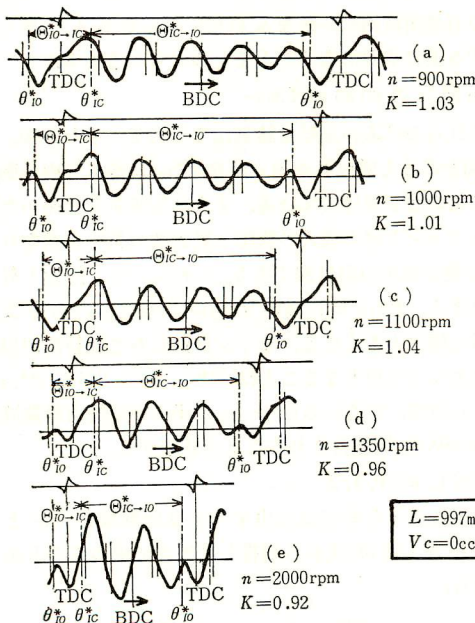


図11 吸気孔直前の圧力波形

$$= -\frac{a}{4Ls} \cdot \frac{\Theta_{IC-IO}^*}{360} \cdot 60 \cdot \frac{1}{(n+0.5)} \dots\dots\dots (6')$$

ただし $n=0, 1, 2, \dots$

(b) 図 11 (b) のばあい.

このばあいは θ_{IO}^* のとき脈動波の正圧波が同調しており, θ_{IO}^* 後の負圧の谷は浅く, したがってこれにつづいておこる圧力上昇はゆるやかであり P_{SIC} は低く, 給気比も小さい.

(c) 図 11 の (d), (e) のばあい.

以上の (A), (B) で論じたのは比較的回転数の低い運転範囲で, 言いかえると吸気管内の脈動波の周期と吸気孔の有効開時から閉時までの時間 (クランク角ではない) がほぼ近い値の条件のばあいであった. 回転数が高くなると前者 (周期) は同じであるのに後者が短くなってゆくの給気比上昇の条件が異なってくる. 図 11 の (d) および (e) はそれぞれ 1350, 2000 rpm の時の圧力波形で, このとき図 10 にしめすように給気比の山ができています. 圧力波形からみて θ_{IO}^* の時に吸気管内の正圧波が到達しているとき給気比がよいことがわかる. これは N_{II} のばあいと反対の条件である. かくなる理由は吸気孔開口時間が短いいため N_{II} の

ばあいのように θ^*_{I0} 後の負圧の谷を深くするとそれにつづく圧力上昇を完了するに十分な時間がなくなり、圧力が上昇しきれないうちに θ^*_{IC} に達し給気比の低下をまねくのであって、したがってこのばあいは負圧の谷を浅くすること、つまり脈動波の正圧波が θ^*_{I0} に同調することの方が好ましいことになる。圧力変化図からもわかるようにこの条件のときは θ^*_{IC} から θ^*_{I0} の期間に吸気管内の圧力波が 1, 2, 3, ... 周期するときに相当する。このときの回転数を N_{III} とすれば (6) 式から類推して

$$N_{III} = \frac{a}{4L_s} \cdot \frac{(360 - \theta^*_{I0 - I0})}{360} \cdot 60 \cdot \left(\frac{1}{1}, \frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \dots \right) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$= \frac{a}{4L_s} \cdot \frac{\theta^*_{IC - I0}}{360} \cdot 60 \cdot \left(\frac{1}{n'} \right) \quad \dots\dots\dots (7')$$

ただし $n' = 1, 2, 3, \dots$

以上の (5), (6), (7) 式による計算結果を図 10 の中に記入したが、給気比曲線中の山とよく一致した。よって以上の三式を利用することにより、吸気管長 L が与えられるならば給気比の山ができる回転数を、また逆に給気比を大きくしたい回転数が与えられるならそれを実現するための吸気管長 L を求めることができる。すなわち常用回転数に対する最適管長を求めることができる。高速回転エンジンにおいて構造上吸気管を最適管長まで短かくできないばあいもあるが、そのときは (7), (7)' 式によって次善の好条件の点を求めて利用することができる。

4. 結 論

クランク室圧縮形二サイクル機関の給気比に対する給気系のみの影響をエンジンをモータリングして検討した結果つぎのことが明らかとなった。

給気比はクランク室容積の影響を受け、これが大きくなると給気比の山は低回転側にいくらか移動する。しかし $N-K$ 曲線の全体の形はあまり変化しない。特に K_{max} の山以外の山は容積がかわってもほとんど移動しない。吸気管長、クランク室容積が一定でも回転数が変わると給気比はいちぢるしく上下し、 $N-K$ 曲線には多くの山があらわれる。 K_{max} を与える山は吸

気管が短いほど、クランク室容積が小さいほど高速域に移動する。 P^*_{sIC} , P^*_{cIC} が大きいほど給気比は大きい。給気比が大きくなる回転数は慣性効果のみの影響のときは (5) 式の N_I として、これに脈動効果が加わったときは (6), (6)' 式の N_{II} で、吸気管内圧力波の周期に比し吸気孔開時間が短いとき、すなわちある吸気管長に対して回転数がいちぢるしく高いときは (7), (7)' 式で算出される。これにより適当な吸気系の計画ができる。

5. あ と が き

本研究を遂行するにあたり、実験に協力した学生、柿元邦彦、小森園準一、宮本和雄の諸君に謝意を表する。なお本研究は昭和 43 年 5 月 31 日、日本機械学会九州支部第 21 期鹿児島地方講演会において発表したものに加筆したものである。

6. 文 献

- 1) 浅沼, 沢: 小形二サイクル機関における給気管系の影響について。
日本機械学会論文集 25 巻 156 号 (昭 34-8)
- 2) 長尾, 嶋本, 三宅: クランク室掃気二サイクル機関の吸気管効果。
日本機械学会論文集 26 巻 171 号 (昭 35-11)。
沢: クランク室圧縮形二サイクル機関における給気管系の慣性効果について。
室蘭工業大学研究報告, 4 巻 2 号 (昭 38-6)。
- 3) 岡, 横森: 二サイクル機関の吸気管長が機関性能におよぼす影響。
日本機械学会東海支部講演会論文集 (昭 42-10)。
- 4) 田中: クランク室圧縮形二サイクルエンジンの掃気 (クランク室の影響)。
日本機械学会九州支部 佐世保地方講演会 (昭 40-5)。
- 5) 石神, 田中: クランク室圧縮形二サイクルエンジンの掃気 (掃気流入抵抗について)。
日本機械学会九州支部第 20 期総会講演会 (昭 42-3)。
- 6) 三宅, 三谷: 小形二サイクル機関の吸・排気系に関する考察。
内燃機関 3 巻 23 号 (昭 39-5)。