噴射弁 (B) プランジヤ径 7 mm

弁ばね調整圧 200 kg/cm²

調節桿 全開

測定期日 26-10-8

誤差表

	400 rpm	750	1200
給油 cc	97.0	97.3	97.5
受油 cc	99.0	98.5	100.2
差 cc	-2.0	-1.2	-2.7
誤差 %	-2.1	-1.2	-2.8

第 7 図

強さが大きくなったので第1の山に相当する圧力波ではニードル弁を押し上げることができず反射して次の増大された圧力波で初めて開く結果と考えられる。更に低速における最大噴射率が弁ばねの初圧に相当影響されるのに対して高速においてはほとんど影響がない結果が現われている。

IV. 結 論

本機を試作し実験した結果、多スリット式にて相当に噴射率決定の時間を短縮することができ、かつ測定誤差は実用上さしつかえ無い程度に低くできるとの結論を得る。

V. 附 記

本実験は東京工業大学機械科内燃実験室にて校費の一部を費して行ったものである。昭和 25 年 4 月に試作を開始し昭和 26 年 2 月に組上り測定実験に入り以後不備な個所を改良考案して測定を続け 26 年 7 月に至り一応満足できる結果に達した。その間昭和 26 年度卒業学生、安部宗昌、ユオノ、昭和 27 年度卒業学生 畠山光佐、小松達彌の諸君は試作組立測定に多大の労を払われたことを報告して謝意を表す。

注：—

(1) 昭和 27 年 10 月 18 日 広島地方講演会において講演。

原稿受付 昭和 27 年 12 月 6 日。

(2), (3) 正員、東京工業大学。

621.432.3.013.2

四サイクル機関の吸込効率に関する研究 (第 6 報 発火運転について)⁽¹⁾

浅沼 強⁽²⁾ 倉林 俊雄⁽³⁾

Study on a Volumetric Efficiency of Four-Cycle Engine

(6th Report, On the case of Firing Operation)

by Tsuyoshi ASANUMA and Toshio KURABAYASHI

To apply some conclusions obtained from the motoring tests in the previous reports to the case of firing operation, the effects of firing on the volumetric efficiency should be investigated.

In the preliminary motoring experiments, it is verified that an inserting of a carburetor in the intake-system not only reduces the value of volumetric efficiency but causes a considerable shift of the engine speed where the maximum efficiency takes place to the lower speed. This fact is also proved theoretically.

From the experimental and theoretical results in firing, the followings are concluded: 1) Pressure-change of the residual gas has some effects upon the efficiency but no influences upon the inertia-supercharging or the conditions giving the maximum efficiency. 2) Temperature-change of an intaken air in the cylinder makes the efficiency a little low and the speed of the maximum value slide fairly to the higher speed. As regards the latter phenomenon it is shown that considering a correction for the temperature-change in an acoustic velocity contained in the characteristic number ζ , the case of firing may be identical with that of motoring.

1. 緒 言

前報⁽⁴⁾⁽⁵⁾までの実験は、吸気管による脈動、慣性両効果をかく乱しないために、流量測定装置を排気側におき、いずれも電動機駆動によった。したがって従来の諸結論を発火運転の場合にも適用するためには、発火に基づく諸影響を吟味、検討しておく必要がある。よってまず予備実験として、流量測定装置の位置、および気化器の有無の影響を吟味し、ついで発火運転の実験ならびに理論式から、残留ガスや吸気の温度変化等の吸込効率および慣性過給(最大吸込効率の条件)におよぼす影響につき検討した。

2. 実験装置ならびに実験方法

予備実験には主として第4, 5報に使用した機関B(Triumph)を用い、発火実験には、東発発電用単シリンダ空冷ガソリンサイクル機関(機関C)を用い、その次元は次の通りである。

シリンダ径×行程: 76φ×80 mm

行程体積: $V_s = 362.7 \text{ cc}$

圧縮比: $\epsilon = 4.56$

吸気弁開: 上死点前 21°

〃 閉: 下死点后 46°

排気弁開: 下死点前 44°

〃 閉: 0°

弁重り: 21°

なお機関Cの弁揚程は第1図に示す。吸気管取付部の吸気孔径が1"φであるので、吸気管としては従来用いた1"φのガス管(内径27.3 mm)を用い、その他の装置ならびに実験方法はいずれも第4報機関Bの場合と全く同様である。

第1図 弁揚程曲線 (機関C)

3. 予備実験と実験結果に対する考察

3.1 流量測定装置を吸気側においた場合 従来の駆動運転においては、流量計を排気側においたが、発火運転においては流量測定を吸気側で行う必要がある。そこで、機関Bにつき第2図のごとく流量計を吸気側において実験した。その実験結果を第2図に示す。吸込効率の全般的な傾向は、排気側に流量計をおいた場合とよく似ており、ただ吸気側の場合は、吸気管入口圧が低下するので、効率は一様に低下している。しかし

第2図 流量測定装置の位置をかえた場合の実験結果 (機関B)

最大効率を示す機関回転数 N_M (この場合は約 1500 rpm) は両効率曲線において少しも変化していない。

次に第5報と同様に、吸気管長 $l=1 \text{ m}$ の場合につき吸気管内

の圧力変化をインジェータ線図にとり、第3図から明らかなごとく、流量計を吸気側においてもや

第3図 吸気管内圧力線図 (機関B, 吸気側に流量計)

は機関回転数 $N=1530 \text{ rpm}$ 附近で慣性過給が行われ、最大の吸込効率を示す。よって流量測定装置を吸、排気いずれの側においても慣性効果はなんら影響を受けないことがわかる。

3.2 気化器をつけた場合 第4図のごとき気化器を吸気管とシリンダの間に挿入して駆動運転した場合の実験結果を第5図に示す。絞り弁は全開とし、その前後には曲り管がついている。この場合、吸気管入口

第4図 気化器

第5図 気化器を取付けた場合の実験結果
(機関 B)

圧の低下の他に気化器取付けのため流量計を排気側においた気化器なしの効率曲線に比べ吸込効率は 20% 近く低下している。

さらに最大効率を与える回転数 N_M が各吸気管長いずれの場合でも、かなり低速側に移動している。これは次のべるごとく気化器により流動抵抗が増大したためである。

同様の駆動実験を機関 C につき行い、その結果を第 6 図に示す。図の曲線①は流量計を排気側におき気化器のない駆動実験の場合である。②は流量計を吸気側におき、気化器のある駆動実験の場合であり、③は②の場合に燃料を供給した駆動実験の場合である。曲線①と曲線②もしくは③との関係は第 5 図の機関 B の場合と全く同じであり、気化器の挿入により N_M の値が明らかに低速側にずれている。

第6図 駆動および発火運転の場合の実験
(機関 C)

第7図 駆動運転と発火運転の場合の
吸気管内圧力線図 (機関 C, $l=1m$)

次に気化器の有無によるかかる N_M の移動の実態を明らかにするため、吸気管圧(吸気弁直前)のインジケータ線図をとり、その結果を第 7 図に示す。気化器取付の場合 ($l=1m$, ③), $N=1090$ rpm 曲線では最大の慣性過給が行われ、 $N=1524$ rpm 曲線ではほとんど過給されていないことがわかる。よって、この場合気化器挿入により明らかに、最大効率は従来の $N_M = 1500$ rpm (①) から低速側にずれた $N=1000$ rpm 附近に生ずることが確認される。

3.3 流動抵抗と慣性過給との関係 上述の実験結果を、第 3 報に示した慣性過給に対する理論結果から検討し、慣性過給に対する流動抵抗の影響を明らかにしよう。

流動抵抗の係数 μ は次式で与えられる。

$$\mu = \frac{V_s}{4L f_i} \left(\frac{1}{\beta(\theta)^2} \cdot \frac{d\beta}{d\theta} \right) \left(\lambda_1 + \frac{L}{d} \chi + \lambda_2 \right) \quad (1)$$

ここに、 V_s は行程体積、 L および f_i は吸気管の実長および断面積、 λ_1 および λ_2 は吸気管入口および、吸気弁まわりの損失係数、 d は吸気管径、 χ は吸気管壁の摩擦係数であり、また $\frac{1}{\beta(\theta)^2} \cdot \frac{d\beta}{d\theta} \approx 2.3$ とおくことができる。いま μ の値を変えた場合の理論結果(第 3 報)を第 8 図に示す。慣性過給に対する等価吸気管長 $L^* = \sqrt{V_s L / f_i}$ を一定とし、かつ音速 a を一定とすると、慣性特性数 $\zeta \left(\equiv \frac{\omega L^*}{a} \right)$ は機関の回転数 N (または角速度 ω) と見なしてさしつかえない。図において吸気弁閉じ角 θ_2 を一定とする場合、 μ が増加すると、慣性過給により最大効率を与える N_M すなわち

第8図 流動抵抗 (μ) と理論的吸込効率 (ξ)
($\kappa=1/3$)

ξ_M の値は漸次小さくなることがわかる。これは前述の実験結果において気化器により N_M が低速側にずれる事実と定性的によく一致している。

次にかかる気化器の影響を定量的に比較検討して見る。気化器の流動抵抗を実測するため、定常流の下における圧力降下を測定し、その結果を第9図に示す。横

第9図 気化器と吸気管の損失水頭 h

軸には流速の二乗に比例する丸型ノズルの圧力差 h_N (cmAq) がとってある。これから気化器の損失係数 λ_c を求めると $\lambda_c=1.86$ である。

次に第5, 6図において、気化器の抵抗増加による最大効率を与える ξ_M の値の変化から、気化器の損失係数 λ_c を求める。第1表には図の効率曲線から求めた ξ_M の値が示してある。またさきに示した理論結果(第8図)を基とする ξ_M と μ との関係図(第10図)において、供試機関の有効吸気弁閉じ角 θ_2^* ($=\theta_2-15^\circ$) と ξ_M から、それぞれの場合の μ の値を求め、更に気化器による μ の増加量 $\Delta\mu_c$ を次式に代入して λ_c の値を算出する。

$$\Delta\mu_c = \frac{V_s}{4Lfi} \left(\frac{1}{\beta(\theta)^2} \cdot \frac{d\xi}{d\theta} \right) \cdot \lambda_c \quad (2)$$

これらの値はいずれも第1表に示してある。気化器の損失係数 λ_c の平均値は 1.52 であり、実測値と比べ

第1表 気化器の損失係数 λ_c

機 関 B ($\theta_2^*=222^\circ$)							
吸気管長 l m	等価吸気管長 L^* m	気化器	最大効率 の回転数 N_M rpm	ξ_M	μ	$\Delta\mu_c$	λ_c
1	1.064 1.128	なし① あり②	1550 970	0.508 0.337	0.76 1.37	0.61	1.44
3	1.751 1.792	なし① あり②	980 800	0.539 0.442	0.72 0.98	0.26	1.55
機 関 C ($\theta_2^*=211^\circ$)							
1	0.853 0.904	なし① あり②	1650 1180	0.434 0.328	0.85 1.23	0.38	1.41
3	1.402 1.435	なし① あり②	1000 850	0.432 0.376	0.87 1.05	0.18	1.68

第10図 ξ_M と μ との関係(理論 $\kappa=1/3$)

やや小さいが、後者には気化器前後の管接続部の損失が加算されていることを考慮すると、両者はかなりよく一致していることがわかる。

かくて、気化器の有無により、最大効率を与える ξ_M もしくは N_M の低下する事実は、気化器の抵抗増加に基因することが、慣性過給の観点から定量的にも実証されたものといえる。なお気化器の損失係数はこの場合の吸気管の抵抗損失に換算すると約 10 m の吸気管に相当し、意外に大きいことがわかる。

4. 発火実験とその結果に対する考察

4.1 実験結果 発火実験においては、やはり気化器の絞り弁は全開とし、また点火時期は上死点前 30° に固定し、駆動用交流調速電動機により負荷をかけて機関回転数を変更する。1000 rpm 以下の低速では若干ノックしている。

この場合の実験結果は第6図に示してある。図の曲

線④は発火運転の場合であり、全く同じ条件の駆動運転③と比較し、著しく傾向が異なり、単に発火運転による効率低下のみでは説明できない。とくに吸気管長 $l=1\text{ m}$ の場合、最大効率を与える回転数 N_M の値が曲線③のそれに比べ著しく高速側にずれている。

次に発火運転において N_M がこのように著しく高速側に移動する現象が、果して慣性過給に基因するか否かを検討すべく、前節と同様に吸気管圧のインジケータ線図をとった。第7図によると発火運転時には同じ条件の駆動運転に比べ高速側において、慣性過給されていることが確認される。

すなわち発火運転により N_M が高速側にずれるのは、慣性過給の条件が変わるためで、最大効率がやはり慣性過給により生ずることは、本質的に何んら変りないことがわかる。かかる発火運転による条件の変化としては、残留ガスおよびシリンダ内に吸入された吸気の温度変化の二つが考えられるので、以下これらについて考察する。

4.2 発火運転の場合の慣性過給に対する理論式

第3報では、駆動運転の場合の理論式を誘導し、発火運転の条件は全く考慮されていない。よって第3報の場合と同じ振動模型を考え、吸気管内気柱の運動方程式を作ると、

$$\frac{d^2x}{dt^2} + r' \frac{dx}{dt} = \frac{1}{\rho_0 L} (p_0 - p(\theta)) \quad (3)$$

ここに x は吸気管内気柱の移動距離、 p_0 および ρ_0 は吸気管入口の大気圧および密度、 r' は吸気弁の絞り抵抗を含む全流動抵抗の係数、 $p(\theta)$ はクランク角 θ におけるシリンダ圧である (第11図参照)。

第11図 機関吸気系統の骨組図

シリンダ圧 $p(\theta)$ につき考える。シリンダに吸入された吸気は燃料の気化により ΔT_f だけ温度降下し、シリンダ内の各高温壁面等により加熱されて ΔT_w だけ温度上昇し、さらに残留ガス (排気行程終りの圧力を p_r 、その温度を T_r とする) と混合して、任意のクランク角において $T(\theta)$ になるものとする。残留ガスの重量 G_r は

$$G_r = (p_r \cdot V_c) / (R_r \cdot T_r) \quad (4)$$

吸入新気の重量 G_s は

$$G_s = (p_0 \cdot f_i \cdot x) / (R_s \cdot T_0) \quad (5)$$

ここに V_c はすきま体積、 R_r, R_s はそれぞれのガス定数である。クランク角 θ におけるシリンダ体積を $V(\theta)$ とすると

$$p(\theta) = \{ (G_r + G_s) R \cdot T(\theta) \} / V(\theta) \quad (6)$$

吸、廃気の比熱およびガス定数が等しいものとする (この仮定による誤差は最大2%をこえない)。

熱授受の関係から

$$G_s \{ T(\theta) - (T_0 + \Delta T_w - \Delta T_f) \} = G_r (T_r - T(\theta)) \quad (7)$$

である。本式を (6) 式に代入して、

$$p(\theta) = \frac{1}{V(\theta)} \left\{ p_r \cdot V_c + p_0 \cdot f_i \cdot x \left(\frac{T_0 + \Delta T_w - \Delta T_f}{T_0} \right) \right\} \quad (8)$$

である。ここに $(\Delta T_w - \Delta T_f)$ は θ のかん数であるが吸込期間 ($\theta=0 \sim \theta_2$) の平均値を考え一定とおく。

すなわち

$$\frac{1}{\theta_2} \int_0^{\theta_2} (T_0 + \Delta T_w - \Delta T_f) / T_0 \cdot d\theta \equiv \tau \quad (9)$$

また残留ガス圧 p_r と p_0 との比を

$$p_r / p_0 \equiv \sigma \quad (10)$$

とし、さらに行程体積を V_s として

$$\xi = f_i \cdot x / V_s \quad (11)$$

$$\kappa = V_c / V_s = 1 / (\epsilon - 1) \quad (12)$$

ここに ξ は理論的吸込効率を表わし、 κ は圧縮比 ϵ に相当するものである。さらに

$$V(\theta) = V_c + V_s \left(\frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{1}{4\nu} \frac{1 - \cos 2\theta}{2} + \dots \right) \equiv V_s (\kappa + \Theta(\theta, \nu)) \quad (13)$$

とおくと、シリンダ圧は

$$p(\theta) = p_0 \cdot \frac{\sigma \cdot \kappa + \tau \cdot \xi}{\kappa + \Theta(\theta, \nu)} \quad (14)$$

である。本式を (3) 式に代入し、かつ変数 t をクランク角 θ にかえ、 $d\theta/dt = \omega$ とすると

$$\frac{d^2\xi}{d\theta^2} + \frac{r'}{\omega} \frac{d\xi}{d\theta} = \frac{f_i}{\omega^2 V_s L} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \left\{ 1 - \frac{\sigma \cdot \kappa + \tau \cdot \xi}{\kappa + \Theta(\theta, \nu)} \right\} \quad (15)$$

さらに

$$\tau \cdot \xi \equiv \xi' \quad (16)$$

$$\zeta \equiv \frac{\omega}{a_0 \sqrt{\tau}} \cdot \sqrt{\frac{V_s \cdot L}{f_i}} = \frac{\omega L^*}{a} \quad (17)$$

$$\mu = \frac{1}{2} \cdot \frac{r'}{\omega} \quad (18)$$

とおく。 a_0 および a はそれぞれ大気中およびシリンダ内で吸気が、伝熱 (ΔT_w) と燃料気化 (ΔT_f) の影響を受けた時の温度に相当する音速である。よって

$$\frac{d^2\xi'}{d\theta^2} + 2\mu \frac{d\xi'}{d\theta} + \frac{1}{\zeta^2} \left\{ \frac{\sigma \kappa + \xi'}{\kappa + \Theta(\theta, \nu)} - 1 \right\} = 0 \quad (I)$$

初期条件: $\theta=0$ にて $\xi'=0$, $d\xi'/d\theta=0$ (II)

これら両式が発火運転に対する慣性過給の理論式と、

初期条件式である。

4.3 残留ガス圧の影響 前節において、残留ガス温度 T_r が、吸込効率に対して全く影響せず、ただ残留ガス圧 σ のみが効率に影響することがわかる。いま簡単のため (I) 式において $\tau=1$ とすると、

$$\frac{d^2 \xi}{d\theta^2} + 2\mu \frac{d\xi}{d\theta} + \frac{1}{\xi_0^2} \left\{ \frac{\sigma \kappa + \xi}{\kappa + \theta(\theta, \nu)} - 1 \right\} = 0 \quad (I_\sigma)$$

$$\xi_0 = \frac{\omega L^*}{a_0} \quad (17')$$

$\sigma=1/2$ および 1.0 の理論結果を第 12 図に比較して

第 12 図 残留ガス圧と吸込効率
(理論, $\mu=1$, $\kappa=1/6$)

ある。図の $\sigma=1/2$ 曲線は吸気弁開直後の押し込み効果により、下死点後の吸込効率 (ξ) は、慣性特性数 ζ や吸気弁閉じ角 θ_2 にはほとんど無関係に、 $\sigma=1$ 曲線に比べ一様に約 8% の効率増加を示している。 $\sigma=1/2$ の場合につき、静的に計算すると効率増加は約 6% であり⁽⁶⁾、両者の差が慣性効果によるものと考えられる。また残留ガス圧が吸気圧より高い場合 ($\sigma=3/2$) は、第 13 図から明らかなごとく、弁開直後、弁から

第 13 図 残留ガス圧と吸込効率
(理論 $\mu=1$, $\kappa=1/6$)

吸気管へ残留ガスが逆流することがわかる。なおこの場合も下死点後の効率 ξ は ζ や θ_2 に無関係に、 $\sigma=1$ のそれに比べ約 8% 低い。よって $\sigma=1$ のときの効率 ξ_0 との差は、 $\sigma \geq 1$ いずれの場合でも

$$\xi - \xi_0 = \kappa(1 - \sigma) \quad (19)$$

で近似的に与えられることがわかる。

次に第 12, 13 図において、それぞれ σ の異なる各効率曲線の傾向はいずれもきわめて相似であり、また最大効率を示すクランク角の値 (θ_2) は σ のいかんにかかわらず一定である。したがって残留ガス圧 (σ) は効率値に対しては (19) 式のごとく影響をもつが、最適の吸気弁閉じ角 θ_2 に対しては全く影響を及ぼさない。それゆえ逆に閉じ角 θ_2 が一定の場合、最大効率を与える慣性特性数 ζ_M に対してもなから影響しないことがわかる。

4.4 吸気温度変化の影響 基礎式 (I) において便宜上 $\sigma=1$ とおくと

$$\frac{d^2 \xi'}{d\theta^2} + 2\mu \frac{d\xi'}{d\theta} + \frac{1}{\xi'^2} \left\{ \frac{\kappa + \xi'}{\kappa + \theta(\theta, \nu)} - 1 \right\} = 0 \quad (I_\tau)$$

これは、(I σ) 式において $\sigma=1$ としたものと全く同形であり、吸気温度変化 (τ) の影響は、既述の (16) (17) 式から検討すればよいことがわかる。

4.4.1 燃料を供給した場合 第 6 図または第 14

図において、燃料なしの曲線②と、燃料を供給した曲線③ (いずれも駆動運転) を比較する。燃料気化による温度降下 ($\tau < 1$) のため効率は増加するはずであるが、燃料の分圧 (理論的混合比のとき約 7%) に相当して、空気量は減少するためその差だけ

第 14 図 駆動および発火運転
の場合の実験結果 (機関 C)

効率曲線③は②

よりも全面的に低下している。また温度降下のため曲線③の最大効率を与える回転数は N_M のそれに比べわずかながら低速側にずれていることがわかる。

4.4.2 発火運転の場合 発火運転すると一般に $\tau > 1$ であり、(16) 式により吸込効率は低下する。第 14 図の発火曲線④は②に比べ、ほぼ吸気温度上昇 (τ) に逆比例して低下していることがわかる。

次に慣性過給の観点から最大効率を与える回転数 N_M につき考察する。発火運転により本質的に ζ_M の値は変化しないことが、既述のごとくインジケータ線図から確認され、ただその時の過給条件が (17) 式のごとく変わることがわかった。すなわち発火運転によるシリンダ内の平均音速 a の変化を考えればよい。たとえ

ば燃料気化による温度降下の際は $a < a_0$ であり, N_M は低速側へずれ, 発火運転による温度上昇の際には $a > a_0$, したがって N_M は高速側へ移動する. これは第 14 図の実験曲線の傾向とよく符合している.

いま, この関係を定量的に検討して見よう. 第 14 図から求めた最大効率を与える回転数 N_{M2} (駆動曲線 ②) と N_{M4} (発火曲線 ④) とは次の関係をもっている.

$$\zeta_M = \frac{\pi N_{M2} L^*}{30 a_0} = \frac{\pi N_{M4} L^*}{30 a}$$

$$\therefore N_{M2} = \frac{a_0}{a} N_{M4} = \frac{1}{\sqrt{\tau}} N_{M4} \dots \dots \dots (20)$$

いまシリンダ内の高温壁面等による平均温度上昇 $\frac{1}{\theta_2} \int_0^{\theta_2} \Delta T_w d\theta = \Delta T_w = 110^\circ \text{C}^{(7)}$, また燃料気化による平均温度降下 $\Delta T_f = 20^\circ \text{C}$, $T_0 = 288^\circ \text{K}$ とすると, $\tau = 1.313$ である.

第 2 表 N_M に対する発火運転の影響

吸気管長 $l \text{ m}$	第 14 図から求めた N_M		(20) 式により 換算した N_{M2} (駆動)
	N_{M2} (駆動)	N_{M4} (発火)	
1	1 180	1 400	1 220
2	1 100	1 250	1 090
3	850	980	855

第 2 表には各実験曲線から求めた N_{M2} , N_{M4} とこの N_{M4} の値を (20) 式により駆動の場合に換算した N_{M2} とが比較してある. N_{M2} の実験値と換算値はよく一致しており, 上述の推論の妥当なことがわかる. かくて吸気の温度変化の影響は, まず効率値に対しては (16) 式から, また慣性過給の観点からは (17) 式により慣性過給係数 ζ に含まれる音速に, 温度修正を施せばよいことが実証された. したがって駆動実験より得られた前報までの慣性過給に対する諸結論は, かかる修正を加えることにより, そのまま発火運転の場合にも適用し得るものといえよう.

最後に, さきの第 6 図において, 曲線 ① と曲線 ④ の傾向がきわめて相似であり, とくに N_M の値がほぼ一致していることをもって, 直ちに駆動実験と発火実験における慣性過給に変化がないと結論することは, 既述のごとく誤りであり, 気化器により N_M は低速へ一たんずれ, 発火運転により再び N_M が高速側へ移動したもので, ①, ④ 両曲線の N_M の一致は, 幸運とも言えるものである.

5. 脈動効果に対する影響

第 6 図の $l = 3 \text{ m}$ の効率曲線において, 曲線 ① の $N = 1000 \text{ rpm}$ 以上の高速範囲には, いわゆる吸気管による脈動効果がよく現われている. しかるにその他

の曲線においてはかかる脈動の影響がほとんど減衰し, とくに発火実験の曲線 ④ では全く消滅していることがわかる. 第 3 報ならびに本報における慣性過給の理論式の誘導に当り, 脈動効果を見捨て, 慣性効果にのみ注目したが, 本図からもかかる仮定の十分妥当なことが立証されたものといえよう.

6. 結 言

流量測定装置を排気側におき, 吸気側には吸気管のみを取付けた従来の駆動実験に比べ, 発火運転の場合考慮すべき諸点につき検討した.

その結果を要約すると次の通りである.

a. 流量測定装置を吸気側におくと, 吸気管入口の圧力低下により, 若干効率は低下するが, 効率曲線の傾向, とくに最大効率の位置は変化せず, 結局慣性過給に対しななら影響しないことが確認された.

b. 吸気管に気化器を取付けると流動抵抗が著しく増大する (これは約 10 m の吸気管の抵抗に相当). このため効率が全般的に低下するばかりでなく, 最大効率を与える機関回転数 N_M が著しく低速側へずれる. この事実を実験ならびに理論から実証した.

c. 残留ガスの影響につき検討した結果, 残留ガスの温度は吸込効率に対しななら影響せず, 残留ガス圧 (σ) は (19) 式のごとく効率に影響するが, 慣性過給すなわち最大効率を与える条件 (N_M もしくは ζ_M) に対しては関係しないことが理論的に明らかとなった.

d. シリンダ内の吸気の温度上昇は, (16) 式により効率値を低下させると共に最大効率を与える回転数 N_M を著しく高速側へずらす. 後者については, 慣性過給の観点から求めた (17) または (20) 式に基き, ζ に含まれる音速に温度修正を施すことにより, 駆動実験の場合と全く同じであることを実証した.

e. 脈動効果は, 発火運転, とくに気化器の挿入により著しく減衰し, ほとんど考慮する必要のないことがわかった.

なお本研究に対し貴重な助言を賜った東大の八田教授ならびに実験を手伝っていただいた本学の松下柏郎君に厚く謝意を表する.

注: —

(1) 昭和 28 年 5 月 15 日 長岡地方講演会において講演, 原稿受付 昭和 28 年 5 月 28 日.

(2), (3) 正員, 群馬大学工学部.

(4) 浅沼, 機械学会論文誌, 第 1 報, 9 巻 37 号 (昭 18), 第 2 報, 10 巻 38 号 (昭 19), 第 3 報, 13 巻 44 号 (昭 22), 第 4 報, 18 巻 76 号 (昭 27).

(5) 浅沼, 倉林, 機械学会論文誌, 第 5 報, 18 巻 76 号 (昭 27).

(6) F. Schmidt, Verbrennungsmotoren, Berlin. (1939), 133.

(7) 平尾, 機械学会論文誌, 19 巻 80 号 (昭 28), 44.