

クランク室圧縮2サイクル機関の給気比と機関トルクとの関係について

その他（別言語等）のタイトル	On the Relationship between Delivery Ratio and Engine Torque in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine
著者	澤 則弘
雑誌名	室蘭工業大学研究報告
巻	4
号	3
ページ	645-653
発行年	1964-06-30
URL	http://hdl.handle.net/10258/3205

クランク室圧縮2サイクル機関の給気比と 機関トルクとの関係について

沢 則 弘

On the Relationship between Delivery Ratio and Engine Torque in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa

Abstract

The paper treats of the experimental analysis regarding the machining condition where the maximum torque is obtained and the relationship of delivery ratio to engine torque in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine.

1. 緒 言

給気比に対する給気管系および排気管系の動的効果につき考察を進め、簡単な近似理論から、それぞれの最適同調条件式を誘導し、その妥当性を実験的にも立証して来た^{1),2)}。しかし実用の点からは、直接機関トルクが問題であり、従来の給排気管効果に関する実験的研究も直接機関トルクを測定しているものが多い^{3),4)}。しかしながら、とくに気化器付クランク室圧縮型2サイクル機関の機関トルクに影響する因子は余りにも多く、かつ複雑である。たとえば給排気管の長さを変えてさえ燃料流量は大幅に変動し、その上、給気管の脈動波の影響や燃料の吹戻し現象をも伴うため有効な混合比の調整は極めて煩雑である。また、かかる場合、混合比による燃焼効率の変化、さらに摩擦トルクの変動等によって機関トルクはかなり影響されるので、直接機関トルクに及ぼす給排気管系の影響を判別することは、かなり困難といわねばならない。しかし、シリンダ内の燃焼状況を何んらかの方法で直接観測しながら燃料調整を慎重に行なうことができる場合には、すでに報告した²⁾ように発火運転時の給気比曲線と機関トルク曲線とが、ほぼ相似となることから給気比に注目し、それに及ぼす給排気管系の影響について研究を進めてきたわけである。しかし、給気比から機関性能(トルク)を云々することはあくまでも間接的であるので、給気比に関して得られた各結論を本型式の機関に適用しようとするとき給気比と機関トルクとの関連性を確認しておく必要がある。かかる観点から本研究では給気管系と排気管系に大別し、給気比および機関トルクに対するこれら各管系による動的効果の様

相を調べ、とくに後者に対する同調条件を求め、給気比と機関トルクの両者の関連性を明らかにした。従って給気比と機関トルクの測定および給排気管系各部の変動圧力の記録に主眼を置いた一連の実験を行なった。

2. 実験装置および実験方法

供試機関は機関 E-50²⁾ を用い、実験装置も前報²⁾ までに用いたものとはほぼ同じである。ただ 図-1 に示すように、従来負荷用として用いた電動機型動力計 (三相交流分巻整流子) の代

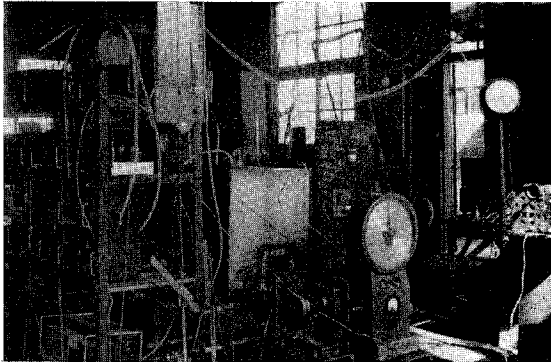


図-1 実験装置

りに Zöllner 渦電流式電気動力計を供試機関に直結した。

この動力計は、とくに小型高速機関に適しており、機関回転数と機関トルクが直読でき、しかも計衡機にはオイルダンパーが内蔵されているので指針の変動はほとんどなく、迅速に読取ることができる。

実験は動力計の励磁電流を調整して機関を高速 ($N \doteq 4500$ rpm) から約 200 rpm おきに低速回転 ($N \doteq 2000$ rpm) まで下げる。この際、シリンダ温度 (測温プラグ使用) の定常になるのを待って給気量、機関トルク、回転数および排気ガス温度等を精確に測定する。なお機関を常に良好な燃焼状態に保つため、機関トルクの指針を監視しながら混合比 (燃料流量) を浮子室油面の高さや、可変型主ノズルの調整によってたえず微動調節した。このときの最適混合比はほぼ 12 ± 1 であった。(ベンチュリ型流量計で直読)

実験は動力計の励磁電流を調整して機関を高速 ($N \doteq 4500$ rpm) から約

使用せる燃料は市販の自動車用ガソリン JIS K 2202 2号 (日本石油 K. K. 製) とモビール SAE 30 # の混合燃料であり、その混合割合は 20:1 とした。また本型式機関では点火進め角 (θ_{ig}) は $\theta_{ig} = 25 \sim 35^\circ$ が最適であり、しかも機関回転数であまり変らない。そこで本研究においては $\theta_{ig} = 28^\circ$ に固定した。

3. 実験結果および考察

3-1 給気管効果と機関トルク

給気比に対する給気管系の動的効果についてすでに報告⁵⁾ したが、かかる場合の給気比と機関トルクとの関連を調べる目的で排気管を取除き ($L_e \doteq 3$ cm), 給気管長 (L_i) のみを変えて実験を行なった。いま比較を容易にするため最大給気比 (K_M) および最大トルク (T_M) を規準とし、それぞれの比 K/L_M および T/T_M で各実験結果を整理すると 図-2 の通りである。

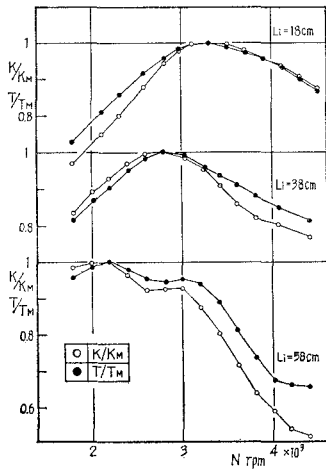


図-2 給気比と機関トルクの比較 (給気管系) C-4/4, $L_e=3\text{ cm}$

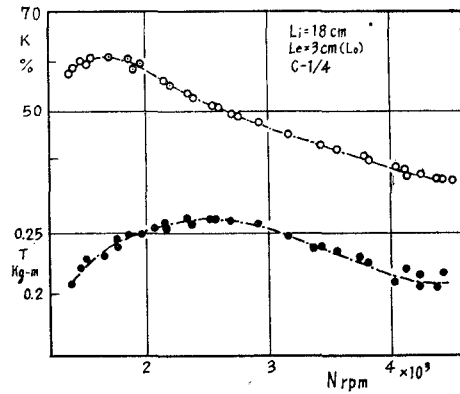


図-3 給気比と機関トルクとの関係 (C-1/4)

図において、 K/K_M 曲線と T/T_M 曲線はいずれもほぼ相似であり、しかも最大給気比を与える回転数 ($K/K_M=1$ の回転) と最大トルク ($T/T_M=1$) の回転数はよく一致している。従って、機関トルクに対する給気管系の動的効果、とりわけ最大トルクの生成条件に及ぼす諸因子の影響に関しては、給気比による実験 (発火運転) をもって代用できることがわかる。

さらに、すでに指摘したように発火運転と駆動運転の給気比曲線も相似であるので、駆動運転のもとに給気比に関して得られた従来の結論は、すべて機関トルクに対しても、そのまま適用して差支えないものと思われる。しかし、気化器開度が極めて小さい場合 (たとえば C-1/4) には 図-3 のように給気比と機関トルクの両曲線は相似とならず、機関トルク曲線の山を生ずる機関回転数は給気比曲線の山を生ずる回転数よりも高速側に移動している。

この理由については、今後詳細な実験的究明を要するが、一応次の如く推察される。一般に気化器開度が小さく、給気比が低いとクランク室圧も、それに応じて低くなるので、掃排気過程において、燃焼ガスがクランク室内に吹戻す現象がかなり顕著となる。しかも、この現象は低速回転ほど増加する傾向をもつ。(排気孔の時間面積が増大するため) 従って新気の充填効率が急激に低下し、燃焼悪化を伴って機関トルクの著しい減少をきたし、その結果ちょうど $N=2500\text{ rpm}$ 付近で最大の機関トルクを生じたものと思われる。なお気化器全開の場合には給気比も高いのでクランク室への燃焼ガスの吹戻しも少なく、かかる現象はほとんど表われないようである。

3.2 排気管効果と機関トルク

排気管系の給気比に及ぼす影響については、すでに報告²⁾したが、この場合の給気比と機関トルクとの関係を次に述べる。

3.2.1 直管型排気管の場合

機関回転数を一定とし ($N = 2400$ rpm, および $N = 3000$ rpm), 排気管長 (L_e) を変えた実験結果を排気吹出し特性数 $Z_e \left(\equiv \frac{\omega}{a_e} \cdot L_e^* \right)$ で整理したのが図-4である。

図によると, 最大トルク $(T - T_0)_M$ を与える特性数 (Z_e) は最大給気比 $(K - K_0)_M$ を与える特性数 (Z_e) よりもやや小さい。これは $Z_e \left(\equiv \frac{\omega}{a_e} L_e^* \right) \propto N \cdot L_e^*$ の関係から容易に推測されるように他の因子 (L_e^*, a_e) が一定の場合には $(T - T_0)_M$ を与える回転数が $(K - K_0)_M$ の回転数よりも低速側に生じていることを意味する。この原因を明らかにするため図-5のオシログラムと図-4の実験結果とを対比すると, 次の通りである。

たとえば, 図-4の a 点 ($Z_e \doteq 0.15$) における給気比 $(K - K_0)$ は小さな山を生じているが, 機関トルク $(T - T_0)$ はむしろ低く, 機関トルク曲線の谷となっている。この場合の排気管圧は図-5 (a) の如く掃排気期間の後半に排気吹出し圧力波の二次の負圧が重畳している。これに対し図-5 (b), $Z_e \doteq 0.275$ では掃気期間後半, とくに S.C. ~ E.C. の期間に二次の正圧波がちょうど重なっているがトルク曲線は上昇を始めている。さらに図-5 (c), $Z_e \doteq 0.365$ では排気吹出し圧力波の1サイクルが排気期間 (θ_e) にほぼ一致している。この場合, 機関トルク $(T - T_0)$ は最大値を示している。同様のことは機関回転数が $N \doteq 3000$ rpm の場合にも認められる。たとえば図-6 (e) のように排気吹出し圧力波の一サイクルが掃排気期間 θ_{es} (E.O. ~ S.C.) に一致するときやはり最大トルクを生じている。(図-4 参照)

元来機関トルクはシリンダ内の充填新気量によ

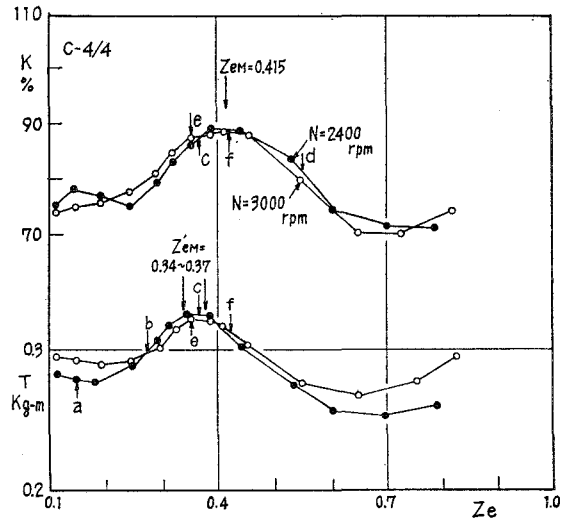


図-4 給気比, 機関トルクと Z_e (C-4/4)

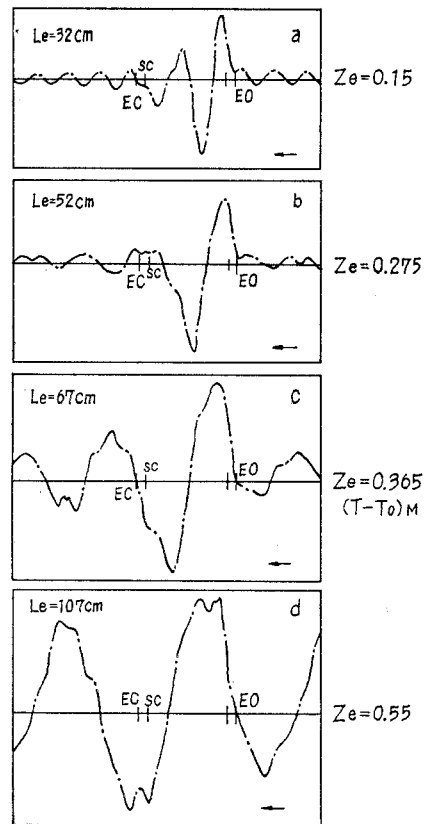


図-5 オシログラム (C-4/4, $N = 2400$ rpm)

って規定されるものであり、主として給気比に依存することは云うまでもないが、さらに掃気孔閉(S.C.)から排気孔閉(E.C.)の間における排気管内圧にも幾分左右されるものと考えられる。それ故、充填効率(従って機関トルク)の改善を計るためには掃気期間後半に大きな負圧を同調させて排気作用を助長する排気吹出し効果(最大給気比)の他に、S.C.~E.C.期間に二次の正圧波を重畳させて充填ガスがこの期間に排出するのを阻止する一種の過給効果をも考慮しなければならないだろう。従って、機関トルクに注目する場合には図-5(c)および図-6(e)の変動圧力波形からわかるように、給気比の場合と多少異なった同調条件が必要と考えられる。

次に気化器開度C-1/4の場合の実験結果を排気吹出し特性数(Z_e)で整理すると図-7となり、図中a, b点に対応するオシログラムを図-8に示す。

この場合、最大トルク($T-T_0$)_Mの生成条件としては図-8(a), $Z_e \doteq 0.35$ に示すように掃排気期間(θ_{es})と排気吹出し圧力波の1サイクルとが同調することであり、この場合も前述の結果とよく一致している。なお図-5(d), 図-6(f), および図-8(b)のように排気吹出し圧力波の約3/4サイクルが有効掃排気期間(θ_{es}^*)に同調するときには最大給気比($K-K_0$)_Mが与えられ、すでに報告²⁾したことと全く同じである。

以上の解析から機関トルクに対する排気吹出し効果の同調条件としては、給気比の場合と同様に

$$Z_{er} (\equiv \omega \cdot L_e^* / a_e) r \doteq \theta_{es} / 360 \sim \theta_e / 360 \quad (1)$$

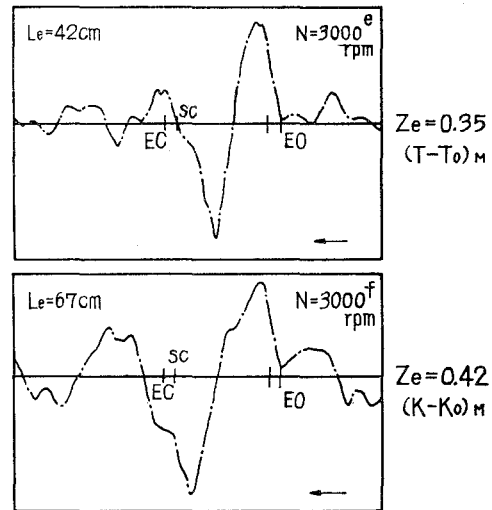


図-6 オシログラム (C-4/4, N=3000 rpm)

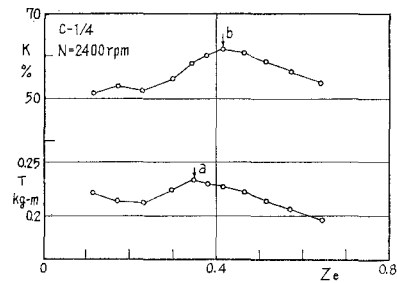


図-7 給気比、機関トルクと Z_e (C-1/4, N=2400 rpm)

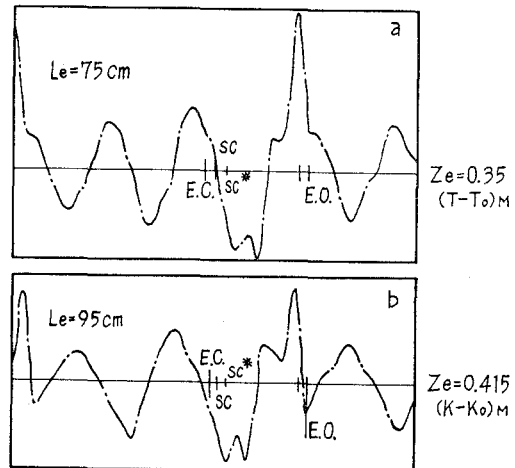


図-8 オシログラム (C-1/4, N=2400 rpm)

が得られる。次に機関トルクに対する最適の排気吹出し特性数 (Z_{er}) と給気比に対する特性数 (Z_{eM}) との関係は (1) 式と前報の同調条件式²⁾ とから次の如く与えられる。

$$Z_{er} = (3/4) \cdot (\theta_{es}/\theta_{es}^*) \cdot Z_{eM} \tag{2}$$

いま (1) 式から供試機関に対する特性数 Z_{er} を求めると、掃排気期間 (θ_{es}) を用いた場合には $Z_{er} \doteq 0.34$ 、排気期間 (θ_e) に対しては $Z_{er} \doteq 0.37$ となる。また前報²⁾ で提唱した給気比に対する同調条件式に有効掃排気期間 (θ_{es}^*) を用いると $Z_{eM} \doteq 0.415$ となる。これらの各計算値を図-4 に併記してあるが、いずれも実験値とよく一致しており、(1) 式が十分に妥当であることがわかる。かくして給気比に関して得られたすべての結論は (2) 式を用いることにより容易に機関トルクに対して換等適用することができるものと云えよう。

3.2.2 排気管における絞りの効果

W. Wilhelm⁶⁾ の実験結果によると、排気管系の開口端をかなり小さく絞った場合、給気比が低下するにもかかわらず機関トルクはむしろ向上している例が見受けられる。しかし、その理由については触れていない。そこで、かかる開口端絞りの効果を詳細に調べる目的で、拡張室付排気管系の尾管開口端に開口比 $f/f_e = 1, 0.73$ および 0.52 の穴あき板を取付けて実験を行なった。その結果を図-9 に比較してある。

図において給気比 ($K-K_0$) は開口比 (f/f_e) が小さくなると順次低下し、 $f/f_e \doteq 0.52$ ともなると、もはや排気吹出し効果はほとんど期待できず、実験回転範囲の大部分は $(K-K_0) \leq 0$ となっている。しかし、機関トルク ($T-T_0$) は給気比の劣化にもかかわらず、ほぼ全回転数範囲

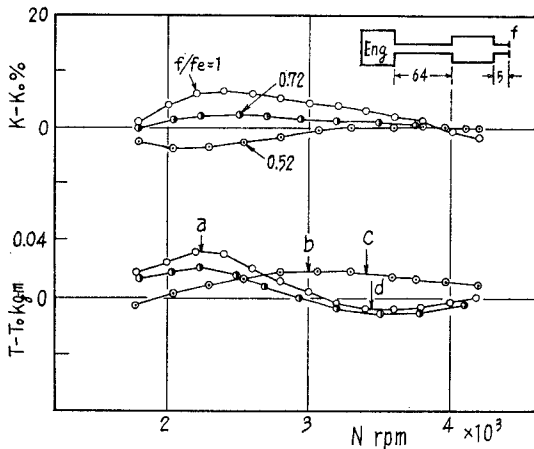


図-9 開口端絞りの効果 (C-4/4, $V/V_h = 9.5$)

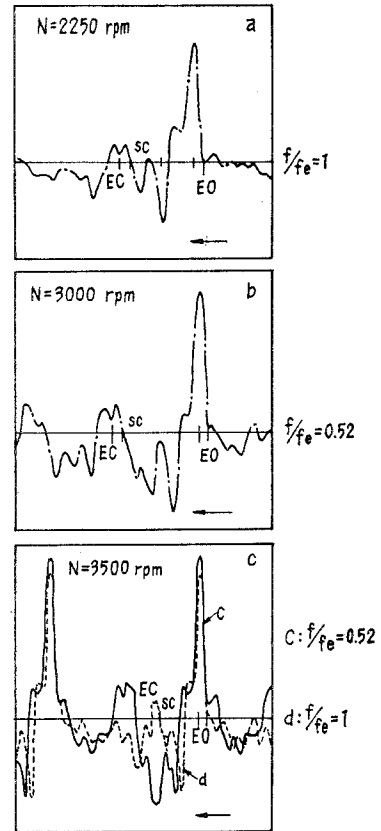


図-10 オシログラム

にわたってかなり増加しており、その曲線の山も高速側にづれている。このように開口端絞りが高速性能の改善に対し、かなり有効であることがわかる。かかる場合も 図-10 (a) および (b) に示すように排気吹出し圧力波の1サイクルが掃排気期間 (θ_{e0}) に同調する $N=2250$ rpm (図-a, $f/f_e=1$) および $N=3000$ rpm (図-b, $f/f_e=0.52$) 附近で機関トルク曲線の山 (図-9 の a および b 点) を生じており、このことは先に指摘した最大トルクの生成条件、すなわち排気吹出し効果の同調条件が“絞り”のある場合にも全く同様に成立することがわかる。従って、最大トルク $(T-T_0)_M$ を与える回転数が絞りのため ($f/f_e=1 \rightarrow 0.52$)、図-9 の a 点から b 点へと高速側に移動する理由としては、絞りにより排気管内のガス温度が上昇し、そのため管内排気ガスの音速 (a_e) が増大したことに基因するものと考えられる。事実、排気温度の測定結果からも温度上昇が認められるが、図-10 (c) のオシログラムに示すように $f/f=0.52$ (図の c, 実線) における排気吹出し圧力波の周期が $f/f_e=1$ (図の d, 点線) よりもかなり短くなっており、音速 (a_e) の増加していることを示している。次に円錐型排気管に絞りを挿入した場合にも 図-11 に示すように全く同じことが云える。

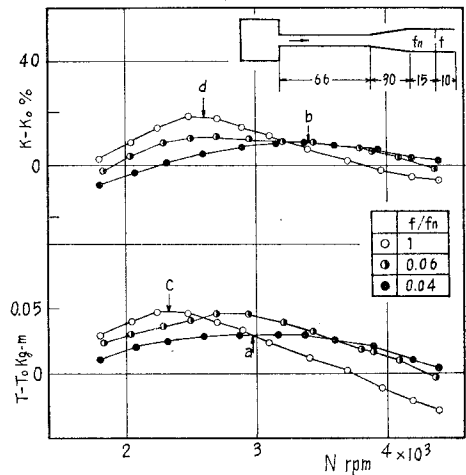


図-11 円錐型排気管における絞り効果

すなわち同図において、低速回転 ($N=2800$

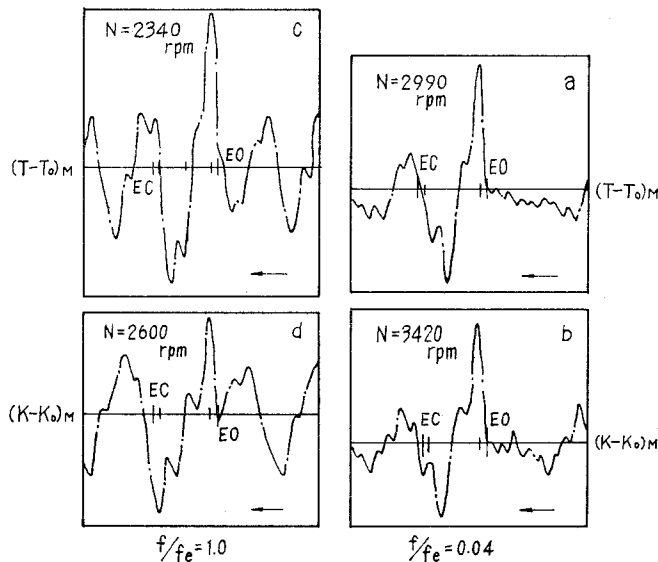


図-12 オシログラム (円錐型排気管)

rpm 以下)の給気比 $(K-K_0)$ および機関トルク $(T-T_0)$ は絞り開口比 (f/f_0) に比例して低下するが、逆に高速性能は改善される傾向がある。かかる場合も最大トルク $(T-T_0)_M$ の生成条件は図-12(a), (c)に、最大給気比 $(K-K_0)_M$ の同調条件は図-12(b), (d)に示すように前節の直管型排気管や上述せる拡張室付排気管(絞り付)の場合と全く同じことがわかる。

以上排気管における絞り効果について解析したが、これは排気管効果の利用上注目すべき現象であり、積極的に活用すべきものであろう。

4. 結 言

給排気管効果を利用した場合の給気比と機関トルクとの関連性について述べたが要約すると次の通りである。

(1) 給気管効果を利用した場合の給気比 (K) と機関トルク (T) の両曲線はほぼ相似となり、しかも、その最大となる機関回転数もよく一致する。それ故、給気比に関して得られた諸結論はそのまま機関トルクに対して適用できるものと考えられる。

(2) 排気管効果を利用した場合の給気比 $(K-K_0)$ と機関トルク $(T-T_0)$ の両曲線もほぼ相似となるが、一般に後者の最大となる機関回転数は前者の最大になる回転数よりも低速側にずれる。(排気管長が一定の場合)なお実験結果の解析から最大給気比 $(K-K_0)_M$ および最大機関トルク $(T-T_0)_M$ を与える排気吹出し特性数、 Z_{eM} および Z_{eT} の間には次の関係が成立することが明らかになった。

$$Z_{eT} = (3/4) \cdot (\theta_{es}/\theta_{es}^*) \cdot Z_{eM} \quad (2)$$

従って、給気比 $(K-K_0)$ に関して得られた結論はいずれも機関トルクにそのまま換算適用することができる。

(3) 排気管系の開口端に“絞り”を取付けると一般に、その開口比 (f/f_0) に比例して給気比 $(K-K_0)$ は順次低下するが機関トルクは高速側において逆に増加する傾向を示す。これは管端の絞りによって排気ガスの温度が上昇し、そのため最大トルク $(T-T_0)_M$ の位置が $(K-K_0)_M$ に比べ高速側に移動するのである。従って、とくに高速性能の改善に対し、充分利用価値があるものと考えられる。なお、絞りを設けた場合も排気吹出し効果の同調条件としては(1)式をそのまま用いて差支えないことがわかった。

終りにのぞみ、御指導御鞭撻を賜わった東京大学浅沼強教授、北海道大学黒岩保教授、動力計を借与下された工業技術院機械試験所千代木尚久課長、実験に協力された群馬大学工学部青柳富夫氏、同学卒業研究生飯田一雄、野尻貞夫、田所秀敏諸氏および日頃御世話戴だいている本学千谷茂教授、林重信講師、福島和俊助手、早川友吉技官、三田村ナミ子事務官および機械工学科各位に深甚な謝意を表す。

文 献

- 1) 沢： 機械学会北海道支部第9回講演会前刷 (昭38-10).
- 2) 沢： 室工大研報 4, 2.
- 3) 渡部： 機械学会論文集 26, 162 (昭35-2), 363.
- 4) R. S. Benson: I.M.E. Proc. 174, 24 (1960), 713.
- 5) 浅沼・沢： Bulletin of JSME Vol. 3, No. 9 (1960), 137.
- 6) W. Wihelm: Forsch. Landes Nordrhein-Westfalen 981 (1961).