

四サイクルディーゼル機関の性能におよぼす 吸排気管系の影響について (第一報)

福田 浩・保坂 新英

Effect of Intake and Exhaust System on Engine
Performance in 4-cycle Diesel Engine (1st. Report)

Hiroshi FUKUDA and Shinei HOSAKA

(昭和49年10月31日受理)

1. 緒 言

往復式内燃機関の性能に影響をおよぼす因子として種々考えられるが、結局は平均有効圧力が高く、回転速度の高いことが機関の高出力化を実現するために一義的に要求される事項である。

しかし、これらの要求は実際には必ずしも制限なしに満足させることはできない。

回転速度を上げることにより機械的強度、機械効率の低下を伴ない、とくに吸気の体積効率の低下がもっとも大きな障害となる。

一方、平均有効圧力は、あらゆる機関回転速度で得られる体積効率に対してほぼ直線的に増減する関係にあるので、結果的には出力の低下に吸気量の多少が直接影響をおよぼすこととなる。

このような見地から、体積効率に対する研究は従来から数多く見受けられ、とくに吸排気管系の動的効果として知られる脈動効果と慣性効果については詳細な資料が提出されている。

しかし、これらの研究資料の多くは、吸排気管の個々についての解析結果が主で、吸排気管系の種々の組合わせによって生ずる相互作用としての総合的な効果については未だ不明な点が多いように思われる。

本報告では、実験装置の関係から広い範囲にわたっての検討はできなかったが、体積効率におよぼす吸排気管系の動的効果を総合的に把握することを試み、得られた結果の主なものを明らかにした。

2. 吸・排気管と体積効率

吸気の体積効率 η_v 値に影響を与える吸排気管系の動的効果として脈動効果 (pulsation effect) と慣性効果 (inertia effect) とがある。

昭和50年2月

2-1 吸気管系

吸気管内にとどまっていた吸気が吸入弁が開いてピストンの吸入作用により急激に動きだし、管の弁側端部に負圧が発生する。この負圧は負圧波となって長さ L_s の吸気管内を開口端に向かって進み、開口端では正の圧力波となって t_0 時間後に再び弁側端部に帰ってくる。

このとき吸気弁が開いておれば、吸気をシリングの中へ押し込む作用が働らき、吸気密度を高め体積効率の増大が期待できる。

このように、管内圧力波が発生したサイクルの吸気過程に直接影響を与える場合を慣性効果と呼び、この効果を積極的に利用し吸気量の増大を計ることは慣性過給として知られている。

また、吸気行程の終了時に吸入弁を閉じると弁側端部に正の圧力が発生し、管の開口端で反射し負圧波となって帰り、吸入弁が閉じていればそのまま負圧波として管開口端へ進む、この圧力の正負波は交互に管内を吸気の音速 a で往復する。

いま、交互往復正負圧力波のうち、正の波がつぎのサイクルの吸入時に同期させると、吸気圧力を高めることとなり体積効率を増大し正の効果が期待できる。

これとは逆に、負圧波が同期すると負の効果となって体積効率は低下する。

このように、吸気管内に発生した圧力の残存脈動波がつぎのサイクルの吸気過程におよぼす影響を脈動効果と言う。

脈動効果を検討するに便利なように、機関の1サイクルに要する時間 t と圧力波が管内を2往復するに要する時間 t_0 との比を脈動次数 q_0 とすると、機関回転数を n として吸入弁の閉止前に正の圧力波を同期させるためには次式

$$q_s = \frac{t}{t_s} = \frac{120/n}{4L_s a} = \frac{30a}{nL_s}$$

から q_s の値が整数(正の脈動波)が吸排気バルブオーバーラップに同期すると、掃気効率が良好となるため η_v は増大しピークを示し、逆に q_s の値が端数値となるときは η_v は低下する。

2-2 排気管系

吸気管の場合と同様、排気弁が開くと排気吹出しにより弁側端部に高い正の圧力が発生し、管内を正負の圧力波として排気の音速 a で交互に往復する。

この往復圧力波のうち負の圧力波が排気弁の閉じる前に同期すれば、シリンダ内の残留ガスを吸い出す作用が働き、とくに弁オーバーラップ期間に同期させることができれば、掃気作用が良好に行なわれて体積効率はより増大することとなる。

排気の脈動次数 q_e は、排気管長 L_e 、排気弁開度 θ_e (有効開弁角度値)、管内気体の音速 a 、機関回転数 n とし、圧力波が管内を q_e 往復するに要する時間 t_e 、クランクが角度 θ_e だけ回るに要する時間を t とすれば、

$$t_e = 4q_e L_e / a$$

$$t = 60/n \theta_e / 360 = \theta_e / 6n$$

となり $t = t_e$ として q_e を表わすと

$$q_e = \frac{a\theta_e}{24nL_e}$$

となる。

本実験の結果から、次数 q_e が端数値(負の脈動波)がバルブオーバーラップ時に同期すると正の効果を示す。

3. 実験の装置と方法

本実験に供したエンジンは、水冷4サイクル横型単筒ディーゼル機関、ヤンマーNS-90で、主要諸元を表-1に示した。

表-1 供試エンジンの主要諸元

ピストン直径	85mm	圧縮比	21
ピストン行程	90mm	連続出力	8.0/2200 P.S/r.p.m
総排気量	510cc		
燃焼方式	予燃焼室式	平均ピストン速度	6.6m/s

吸排気弁の開閉時期は

吸気弁	開度	T. D. C. 前	10°
	閉度	B. D. C. 後	23°
排気弁	開度	B. D. C. 前	30°
	閉度	T. D. C. 後	10°

弁オーバーラップ期間は20°である。

機関の運転は電気動力計(UK型交流動力計)による駆動運転とし、回転数は1000~2000r.p.mの間を100r.p.m.とびに選んだ。

吸気管は内径36mmの鋼管で、吸気管長さ L_s は0.2~1.6mまで20cmとび、排気管長さ L_e は0, 1.0, 2.0mの3通りとし、これらの種々の組合わせによる実験をした。

吸気量 Q_a はサージタンクに取りつけた壁槽入口ノズルにより計量し、体積効率はピストンの行程容積を V_s として次式によって計算した。

$$\eta_v = \frac{120Q_a}{V_s n}$$

吸気管内の圧力波の変動状態は、それぞれの管の弁側端部に設置した圧力ピックアップにより取り出し、動歪計、増幅装置を介して直記式電磁オシログラフに記録させた。

図-1に実験装置の概略を示した。

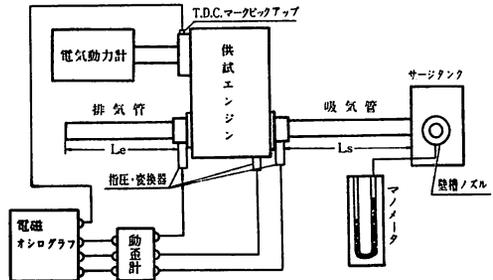


図-1 実験装置概略

4. 実験の結果と考察

吸気の体積効率 η_v をエンジン回転数 n に対し、吸気管長さ $L_s=1.0m$ と $1.6m$ 一定の場合を選んで排気管長さ L_e をパラメータとしてプロットしたものを図-2と3に示した。

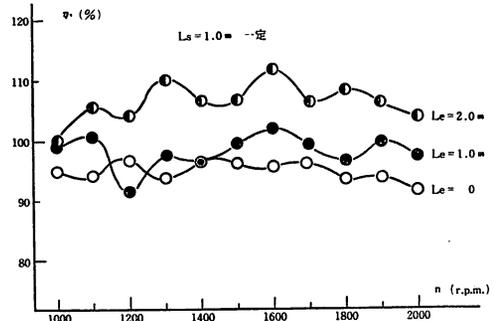


図-2 吸排気管系の組合わせによる体積効率

これらの結果から、一定吸気管長さの場合について、組合わせた排気管長さとしてエンジン回転数の違いにより η_v

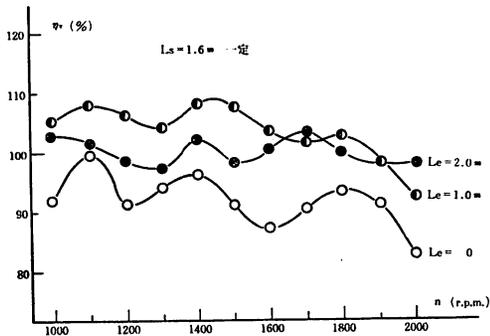


図-3 吸排気管系の組合わせによる体積効率

に大きな変化を生じ、 η_v の山と谷とは n に対し交互に表われており、これらの中に何らかの関係があることが推察できる。

このような η_v の変化は、とりもおおざく吸排気管系の吸排気の脈動および慣性による動的効果によるもので、これらの間の関係をより明確にするためにエンジン回転数 $n=1100$ r. p. m. と 1600 r. p. m. の場合について、吸排

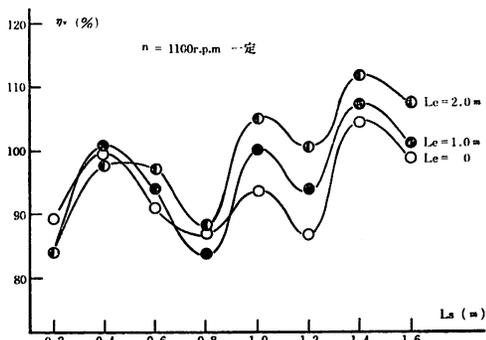


図-4 吸排気管の組合わせによる体積効率

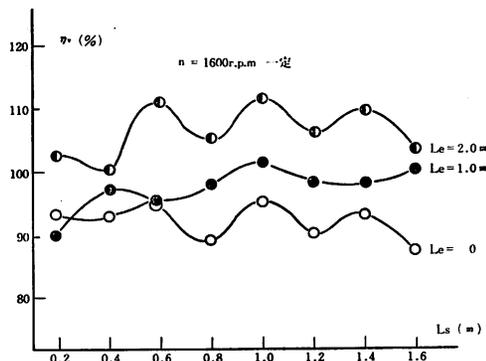


図-5 吸排気管の組合わせによる体積効率

昭和50年2月

気管長の種々の組合わせによるの変化を示すと図-4と5のようになる。

これらの示おされた結果から、ある特定の回転数に対し吸気管だけを取りつけた場合には、当然ながら排気管の影響はないので吸気管内の圧力脈動波による動的な効果のみが明確に表われている。

また、適切な組合わせで排気管も取りつけると、吸気管のみの場合よりも大きな正効果が得られ、 η_v は著しく増大しているが、不適当な組合わせでは、負の効果が相乗し η_v を著しく低下させている。

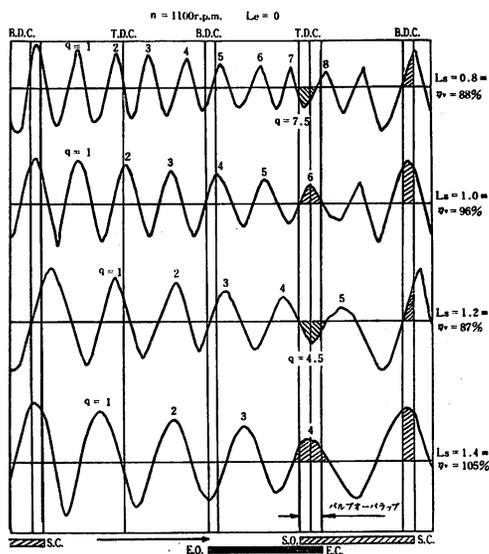


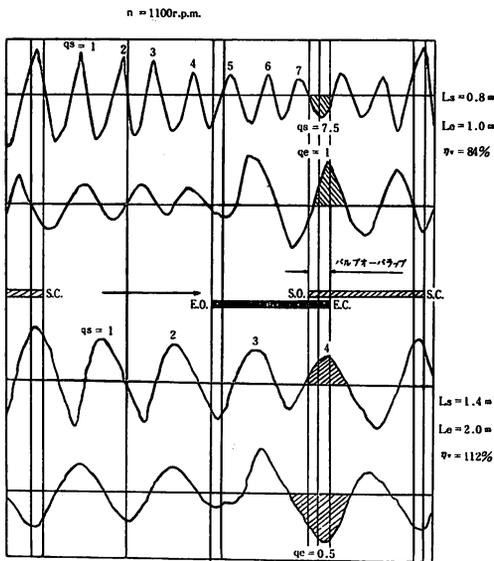
図-6 吸気管内圧力波 (排気管のない場合)

図-6に図-4の中から吸気管だけを取りつけた場合を選んでその管内圧力波の変動状態を示した。

この結果から、吸気管の長さ $L_s=0.8$ m では、吸気の脈動次数 $q_s=7.5$ の負圧波が吸気弁の開き始めと排気弁の閉じ前、すなわちバルブオーバーラップ時に同期し、しかも吸気弁の閉じる前に同期している正の圧力波も弁の有効開き角度以内では、正の効果を明瞭に表わすような同期となっていない。したがって吸気に対しては負効果となり、 η_v を低下させているものと考えられる。

吸気管の長さ $L_s=1.0$ m の場合には、 $q_s=6.0$ の正の圧力波が吸気弁の開きはじめの T. D. C. に同期しており、しかも、吸気弁の閉じる前でも正の圧力波が有効に重なって η_v を増大させている。

$L_s=1.2$ m, および 1.4 m の場合についても、以上で説明したように、バルブオーバーラップ時期に正の圧力脈動波が同期すると、吸気の押し込み作用によるシリンダ内の残留ガスを一掃する掃気効果が働らくため、 η_v は増大



図一七 吸排気管内圧力波
(吸排気管の組合わせ)

しピークを示す。(正効果)

これとは逆に、負の圧力脈動波が同期する場合には、掃気作用の不良と吸気押し込み作用の欠除から結局、 η_v は低下するものと考えられる。(負効果)

なお、吸気弁の閉じる直前の正圧波の有効な同期は、吸気密度を高める結果となるので η_v を増大させるものと考えられる。

図一七にエンジン回転数 $n=1100$ r. p. mで吸気管と排気管とを組合わせた場合、それぞれの管系における動的効果の影響が相乗し結果的にはより大きな正負の効果が体積効率 η_v に表われる代表的な二つの例を示した。

吸気管長 $L_s=0.8$ mと排気管長 $L_e=1.0$ mの組合わせでは、吸気管側では前述のように脈動次数 $q_s=7.5$ で負の効果となり、一方、排気管側では排気脈動次数 $q_e=1.0$ と大きな正の圧力波がバルブオーバーラップ時に同期し、シリンダ内残留ガスの吸い出し作用および掃気的作用が著しく低下し、負の効果となって η_v は減少する。

これに対して、吸気管長さ $L_s=1.4$ mと排気管長 $L_e=2.0$ mとの組合わせの場合には、それぞれの脈動次数 $q_s=4.0$ と $q_e=0.5$ とがバルブオーバーラップ時と同期し、吸気の正圧波と排気側の負圧波が重畳して大きな正の効果となり、 η_v を著しく増大させている。

一連の実験結果から、吸排気管ともにこれらの長さが短いほど、エンジンの回転数が低いほど脈動次数値は大きい。

このことは1サイクル中に管内を往復する圧力波が管内壁の抵抗を受ける回数が多く、それだけ圧力波振幅の

減少する度合いが大きいことになって、正負いずれの効果にしる η_v におよぼす影響は小さくなる。

このことから、定性的には吸排気管長の大きなほど、エンジン回転数の高い場合ほど効果の表われる度合いが著しいことになるが、実用的な面からは当然ながら限界がある。

5. 結 言

四サイクルディーゼルエンジンの吸排気管系の動的効果が吸気の体積効率におよぼす影響について実験を所得られた結果の中から主なものをまとめてみると、つぎのようになる。

- 1) 体積効率におよぼす影響として、吸排気管系それぞれに現われた脈動の効果と慣性効果の相乗的效果を具体的にすることができた。
- 2) 体積効率は機関回転数および吸排気管系の長さとの組合わせにより大きな影響を受けるが、吸気管長さの大きなほど、回転数の高いほど効果の度合いが大きい。
- 3) 適切な長さの吸排気管を組合わせて取りつけることによって、体積効率は増大するが、吸気管系の方の影響がより支配的である。

終りに、この実験を進めるにあたって熱心に協力された当時学生の菊地隆、工藤隆の両君に感謝します。

参 考 文 献

- 1) 浅沼強, 日本機械学会誌, 66, 528, (1963)
- 2) 八田桂三, 浅沼強, 内燃機関ハンドブック, 朝倉書店, (1964)
- 3) 福田基一, 日本機械学会誌, 69, 567, (1966)
- 4) 長尾不二夫他, 日本機械学会論文集, 26, 171, (1960)
- 5) 八木静夫他, 自動車技術, 23, 5, (1969)
- 6) 阿部享他, 日本機械学会論文集, 35, 277, (1969)
- 7) C.F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, vol.1, The M.I.T. Press. (1971)