

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 (第二報)

福田 浩・佐々木 章

Effect of Intake and Exhaust System on Engine
Performance in 4-cycle Diesel Engine (2nd. Report)

Hiroshi FUKUDA and Akira SASAKI
(昭和52年10月31日受理)

1 緒 言

さきに、本研究紀要第10号(昭和50年1月)において、内燃機関の性能を大きく左右する吸気の体積効率におよぼす吸排気管系の動的効果について報告した。

これらの実験は、機関の運転を電気動力計による無着火駆動運転の結果として得られたもので、実際の着火出力運転とは解析上本質的には変りがないものとの前提にもとづいたものである。

しかし、着火出力運転では、無着火駆動運転と当然ながら差異があり、前報で述べたような解析方法では必ずしも適正に体積効率を把握できないことがわかった。

無着火時に対して、着火運転時に表われる主な相違点は、着火時における燃料の燃焼による高温、高圧の燃焼ガスの発生である。

高温の燃焼ガスは、機関全体を加熱し、とくに吸気系統の加熱に伴う吸気温度の上昇をもたらし、残留ガスの存在とともに吸気のシリンダ流入を大きく阻害する要因となっている。

また、高温の排気は管内発生脈動波の進行に影響を与える。

なお、高圧の燃焼ガスは、とくに排気管内脈動波形を変え、残留ガスによる発生の時期や波形のずれを来たす結果となる。

以上のような違いを適格に把握し、体積効率におよぼす影響をより明確にするため、着火出力運転を行ない、無着火時の結果と比較するとともに、体積効率を解析整理する上に必要な新たな因子や条件を具体的にすることを目的として実験して得られた結果の中から、主なものを述べることにする。

昭和53年2月

2 実験の装置と方法

供試エンジンは、前報と同様でヤンマーNS-90である。

着火運転時の出力値は、1PSと3PSの2通りとし機関回転数や吸排気管系の寸法・組合わせおよび各部圧力の変動の記録や吸気量の計測、計算は前報と同じである。

排気管内のガス温度は、アルメル・クロメル熱電対により測定した。

3 実験の結果と考察

吸排気管の種々の組合わせにより行なった一連の実験結果の中から、吸気管長 $L_s = 2.0\text{m}$ 、排気管長 $L_e = 1.5\text{m}$ の場合を取り上げ、無着火と着火1P・S.および3P・S. 運転時についての体積効率 η_v を機関回転数 n に対して示すと図-1に示すようになる。

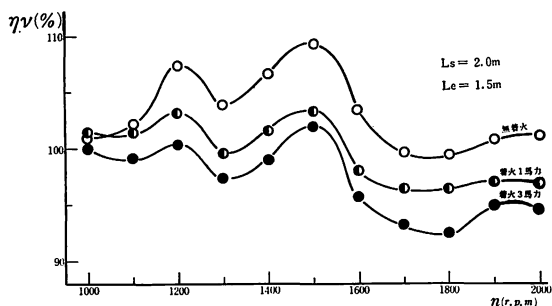


図 1

ここに示された結果から、 η_v は無着火に比べて着火時には、回転数による傾向はほぼ同様であるが、出力値の増加に伴ない様に低下していることがわかる。

このような傾向は、他の吸排気管の種々の組合わせによる実験によってもほとんど変わらない。

着火運転時に体積効率が出力値に対応して低下する因子として種々考えられるが、第一に燃料の燃焼による高温高压ガスの発生である。

燃焼ガス圧力は無着火に比べてきわめて高く、シリンダ内圧の急激な変化は直接的には吸排気的作用に結びつかないが、高压の残留ガスの存在は、吸入新気の流入を大きく阻害することは明らかである。

しかもきわめて高温であることから、吸気を加熱して膨張させ、新気の比重量を低下させることになる。

また、排気温度が出力値に対応して高くなるため、(排気管内の平均温度として 1 P.S. で 220℃, 3 P.S. で 450℃), 排気管内脈動圧力波の進行速度が増大して、圧力波の管内往復回数が増え、排気圧力値の高いことから発生圧力波の振幅は大きい、管摩擦による減衰率が大きくなって、動的効果の度合が少なくなる。

以上のような原因によって生ずる無着火と着火出力運転時における差異をより明白にするために、図-1 に示された結果の中から、機関回転数 $n = 1200, 1300$ および 1500 r.p.m. の場合について、出力値 0, 1 P.S., 3 P.S. それぞれの吸排気管内発生脈動圧力を電磁オシログラフで記録した波形を示すと図-2, 3, 4 のようになる。

3-1 回転数による影響

図-1 に示された結果から、回転数 n による体積効率 η_v への影響はきわめて大きいことがわかる。

a) 吸気管系

吸気弁の開き初めに同期する脈動波の効果は、図-2 ~ 4 の順に機関回転数 $n = 1200 \text{ r.p.m.}$ では正圧波が同期し、正の効果、 $n = 1300 \text{ r.p.m.}$ では負圧波が同期して負の効果を示し、 $n = 1500 \text{ r.p.m.}$ の場合は、正負両圧力波が相殺する形で同期していて、効果の正負の判断ははっきりしない。

また、吸気弁の閉じる直前の圧力波から生ずる慣性効果についてみると、回転数 n には関係なく、すべて正の圧力波が同期していていつれの場合にも正の効果が期待できるが、同期波の振幅(効果の度合に比例)は $n = 1300, 1200, 1500 \text{ r.p.m.}$ の順に大きくなっている。

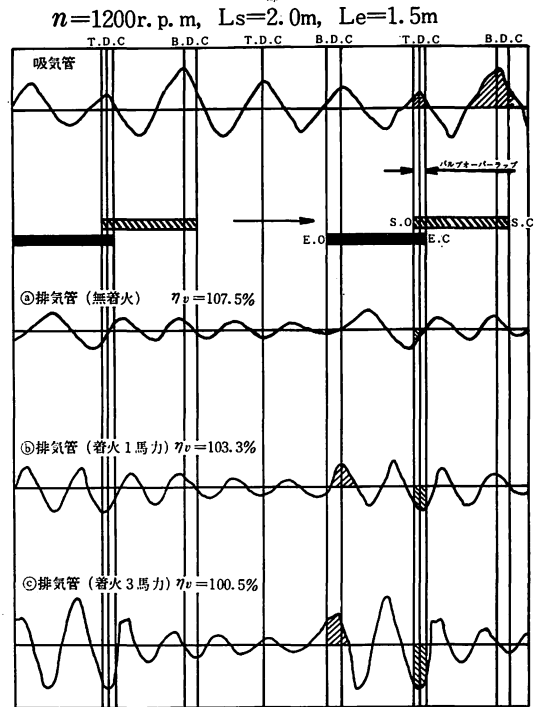


図 2

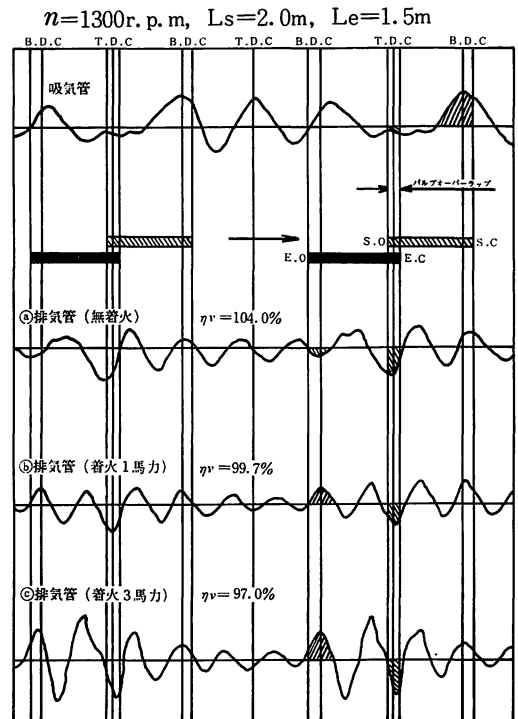


図 3

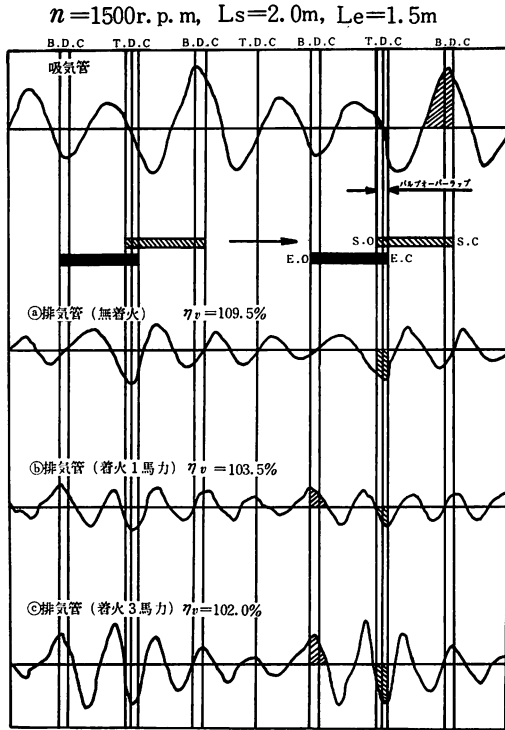


図 4

なお、この結果は出力値の大小によっては変らない。

さらに、バルブオーバーラップ期間と吸気弁の閉じる直前を除く吸気期間中には、シリンダ内圧がピストンの下り行程、すなわち、負の圧力を助長する期間に相当するので、負の圧力波が同期する割合の大きいことは、それだけ吸気効率を増大させるわけであるが、この割合は、 $n = 1500, 1200, 1300 \text{ r. p. m.}$ の順に小さくなっている。

b) 排気管系

排気弁の開き初めの脈動波についてみると、回転数 n には関係なく無着火時に負の圧力波が小さいながらも同期しており、正の効果を、着火時には出力値に関係なくすべての回転数に対して正圧波が同期している、負の効果を示している。

また、排気弁の閉じる直前、すなわちバルブオーバーラップ時には、排気慣性と掃気の効果を得る上できわめて重要であるが、着火、無着火ともに回転数にはほとんど関係なく、すべて負の圧力波が同期しており正の効果が期待でき、同期の振幅の大きさからみても $n = 1500, 1300, 1200 \text{ r. p. m.}$ の順に小さく、前述の結果と一致する。

以上のことから、体積効率におよぼす吸排気管系の動

的な効果への機関回転数の影響度合はきわめて顕著であり、吸気管系の方がより支配的であることがわかる。

3-2 出力値の影響

出力値の増大につれ体積効率は機関回転数 n に無関係に一樣に低下しているが、図-2の結果を選んで吸排気管内脈動波から具体的に出力値の η_v におよぼす影響について検討してみる。

回転数が同一であれば、着火、無着火にかかわらず吸気管内圧力波の示す傾向には大きな差異は認められず、排気管系に表われる圧力波の相違が結局は体積効率に影響をおよぼす要因と考えられる。

排気弁の開き初めでは、この時期に負圧波が同期すれば正の効果となり、正圧波が同期していても、その振幅または重なり具合が少なければ、排気を押し出すことに対しては正の効果が期待でき、体積効率を向上させる。

無着火時には、負圧波が同期し、正の効果を与えているが、着火時には 1 P. S. 、 3 P. S. 、ともに正圧波が同期して負の効果となる。

また、出力値の大きい方が回転数にはかかわらず負の効果の割合が大きくなっている。

なお、排気弁の全開度期間を前半と後半とに分けて、排気管内脈動波と排気流出との関連を検討してみると、前半期には、シリンダ内圧が高く排気流動に対して支配的であるため、管内圧力波の影響は少ないが、後半期にはシリンダ内圧が低く管内圧力波の振幅の大きさが直接排気の流動に影響をおよぼすと考えられ、図-2~4に示した脈動波形から、無着火時には負圧波が後半期の大半を占めて正の効果をもたらし、着火時には負の効果をもたらす正圧波が同期して、前者に比べて体積効率の低く表われる原因の一つとなっている。

このような結果は、回転数には関係なく表われる。

図-2~4に示した排気管内圧力波形の着火、無着火における大きな相違点として特徴的なことは、排気弁の開いた時期で管内脈動波の第一発生は、無着火では負の同期、着火時には正圧波が同期していることである。

このことは、前報で述べた排気脈動次数 q_e による動的な効果度の解析上その取り扱いが両者間で基本的に異なることを意味する。

一連の本実験結果について、着火時には前報の脈動次数 $q_e = a\theta_e/24nLe$ を用いることが妥当であるが、無着火時には $q_e = (a\theta_e/24nLe) + x$ として、 $x = \theta_p/\theta_e = 0.30 \sim 0.55$ の範囲 (本実験の結果) で q_e を算出し、整理する方がより適当であることがわかった。

このような違いは、シリンダ内圧の変化に対応する排気管内圧力波のおくれが原因と考えられる。

すなわち、図一五に示したシリンダ内圧の変化比較図から、着火時には燃焼圧が高いため、弁開き初め時に排気吹き出しの状態となって、圧力レベルの高い第一圧力波を発生させることになる。

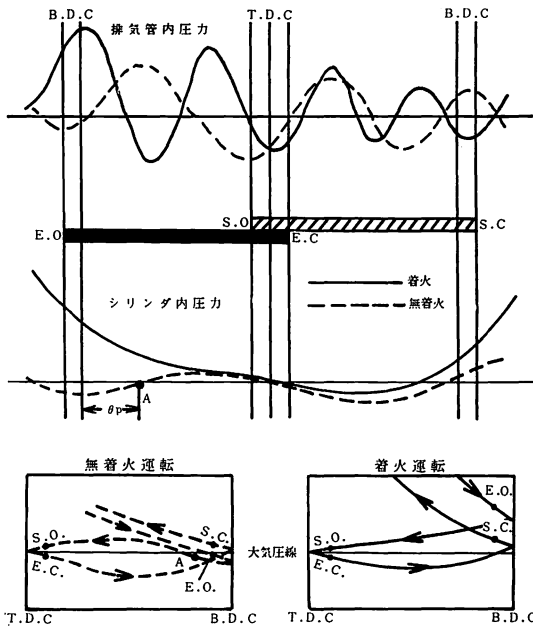


図 5

これに対して無着火時には、弁の開いた時期ではシリンダ内圧は大気圧以下で、排気管内圧力（ほぼ大気圧）よりむしろ低く、ピストンの下降に伴ないその度合はますます大きくなり、下死点付近で最大となる。

その後、ピストンは上昇圧縮行程に移るが、それまでの間に排気管からシリンダへと逆流している空気と、ピストン圧縮作用によるシリンダ内空気の流れが衝突する時期、すなわち、図一五でクランク角度下死点後 θ_D の時期A点で急激な圧力上昇が生じる結果、着火時に比較して θ_D/θ_E で表わされるだけおくれで第一圧力波が発生するものと考えられる。

このおくれによる圧力波のずれと大きさが、着火と無着火時の体積効率に大きな違いをもたらす一因子となっていると推察される。

3-3 吸排気加熱の影響

無着火運転には、機関作動流体は常温の空気、圧縮時の温度上昇は少なく、膨張時にはかえって断熱膨張に

よる温度低下をもたらし、圧力による状態変化はきわめて少ないといえる。

着火出力運転時には、燃焼ガスが作動流体となるためにそれ自体温度はきわめて高く、出力値の増大につれて高くなる。

本実験では、定量的にこの点について確かめの測定結果を得ていないが、吸気系からの伝熱による吸入新気の加熱膨張およびシリンダ内高温残留ガスの存在により、吸気の流入を妨げる結果となり、吸入の効率を著しく低下させる因子となっていることは容易に推察できる。

また、排気温度が高いことから、排気管内脈動圧力波は進行速度（音速）が大となる結果、管内を往復する脈動波の回数が多くなり、それだけ管摩擦による振幅の減衰度合が増して、排気管系の動的効果度を低下させることにつながる。

4 結 言

四サイクルディーゼル機関の体積効率におよぼす吸気管系の動的効果について、前報の無着火運転時での実験に引き続き着火出力運転の実験を行ない、無着火時との比較検討を試みた結果の中から、得られた主なものをまとめるとつぎのようになる。

- 1) 着火、無着火それぞれの運転時における体積効率値には大きな差異を生ずることを明らかにし比較した。
- 2) これら差異を生じせしめた影響諸因子を見出し、個々に定量的な検討を加えた。
- 3) 無着火時では見出されなかった新しい影響因子を加えて効果度整理数（脈動次数）をより適正なものにすることができた。

最後に、本実験を行なうにあたり、終始協力された当時学生の桜庭直、松浦清、加藤正男、杉淵清純の諸君に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 八田桂三, 浅沼強, 内燃機関ハンドブック, 朝倉書店, (1969)
- 2) C.F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, vol.1 The M.I.T. Press. (1971)
- 3) 八木静夫他, 自動車技術, 23, 5, (1969)
- 4) 阿部享他, 日本機械学会論文集, 35, 277, (1969)
- 5) 福田基一他, 同 上, 38, 307, (1972)
- 6) 西脇一宇, 嶋本讓, 同 上, 42, 364, (1976)