自由ピストン・ガス発生機の性能 (第1報)*

長尾不二夫** 大塚芳郎*** 山口邦彦****

The Performance of Free Piston Gas Generator (1st Report)

by Fujio NAGAO, Yoshiro OTSUKA and Kunihiro YAMAGUCHI

A free piston gas generator, the remodeled free piston air compressor of the Junkers type, was tested under the operational conditions in which gas delivery pressure is 0 to 2.57 atm and the outer dead centers are limited to 220 ± 5 mm, in order to obtain the fundamental data available to design. Besides, by analysing the indicator diagrams, the distribution of internal losses were ascertained, which revealed that the frictional loss in the power cylinder is largest.

1. 試験方法

試作した自由ピストン・ガス発生機⁽¹⁾について、3/4 負荷までの性能の詳細な分析的研究の結果を述べる。測定はすべて外死点を 220 ± 5 mm に保って行い、排気圧は 2.57 atm までである。試験方法と測定装置はすでに報告した自由ピストン空気圧縮機⁽²⁾の場合とほぼ同じであるが、ガス発生機においては、その出力の一部を受けもつ発動筒排気熱量の測定が必要なので、排気ガスだめにつづいて排気熱量計を設けた。熱量計出入口断面にそれぞれ6個のアロメル・クロメル熱電対を配置して温度分布を求めると第1図のようになる。入口の温度分布は壁面を除いては一定の値を示しているから、ガスだめにおける排気ガスと吹き抜け掃除空気との混合は十分であると考えられ、この一定値をガス発生機の排気温度とみなすことが許される。出口温度分布は壁面からの冷却のために一様でないから、速度分布を1/7 乗法則に従うものと仮定して平均温度を求め、排気熱量の算出に用いた。排気熱量の測定は、ガス発生機においては特に重要なので、吸込空気室に設けた流量計にて測定した空気量 G_0 kg/s を用いて、次式より求めた値と対比して正確を期した。

第1図 熱量計出入口断面の温度分布

$$Q_e = G_0 c_{pa} (t_7 - t_s) \text{ kcal/s} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 Q_e =発動筒排気熱量 kcal/s, c_{pa} =排気ガス定圧比熱 kcal/kg°C, t_7 =排気温度 °C, t_s =掃除空気温度 °C。自由ピストンの死点は行程記録装置によって直接行程軌跡を描かして求め、またこの装置に光電管式の行程指示計を取付けて、オシログラムにピストン運動を記録した(第7図)。各部圧力は、対称形の微小ノズルを設けたブルドン管圧力計で時間的平均値を読んだ。排気圧は、熱量計につづいて設けられた絞り弁によって調節し、ガスだめ平均圧を測定した。燃料はつばめ印ディーゼル軽油(比重0.810)、冷却水出口温度は約 40°C に保った。

2. 自由ピストンの運動

a. 反動筒平均圧と発動筒有効圧縮比 自由ピストン・ガス発生機が定常な運転状態を保つには、エア・クッションである反動筒のわずかな漏れ空気を補充することが必要であって、これは安定装置によって行われる。安定装置のさらに重要な役めは、反動筒平均圧と掃除空気平均圧との差を、運転状態に無関係に、ほぼ一定に保つことである。この圧力差は安定装置のばね荷重によってかえることができる。排気圧したがって掃除空気圧を一定に保ってばね荷重を低めてゆくと反動筒平均圧は低くなり、第2図に示すように、着火不能になって停止する着火限界に達するまで有効圧縮比を下げるができる。排気圧を高めると、発動筒と圧縮筒の内方行程仕事が増加するから、反動筒平均圧が同じなら有効圧縮比は低くなる。噴射時期を早くしても有効圧縮比は下がる。

b. 機関作動範囲 安定装置のばね荷重を一定に保ち、燃料の噴射量も変えないで排気圧を高めると、第3図に示すように、行程が次第に短くなって、掃除空気孔の開度が不十分のために停止する掃除限界に達す

* 昭和31年4月3日 第33期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和31年8月16日。

** 正員、京都大学工学部。

*** 正員、東北大学工学部(発表当時 京都大学工学部)。

**** 准員、民生ディーゼル工業会社(発表当時 京都大学工学部)。

外死点 220 ± 5 mm

第 2 図 反動筒平均圧と有効圧縮比

安定装置ばね荷重 (平衡位置)

—— 12.3 kg, 11.2 kg

第 3 図 自由ピストンの行程

る。噴油量を多くすると行程は長くなるが構造限界までである。ガス発生機においては、排気圧が低い場合には掃除空気が多量にあるので掃除効率が高く、排気圧が高い場合は十分過給されているから、構造限界に達するまでに煙限度が来ることはない。これら両限界の間を外死点は変化することができるが、排気圧が低くなると掃除限界と構造限界は互いに近づいて許容範囲がせまくなる。それは、定常運転状態にあっても外

死点はたえず変動するので、構造限界はもっとも長い行程で、掃除限界はもっとも短い行程によって規定されることになり、排気圧が低いほど変動がはげしいからである⁽³⁾。第 3 図の点線はばね荷重を低くしたときの内外死点を表す。内死点は外方へ出て有効圧縮比が低下するが、この圧縮比の変化による発動筒有効出力の増加または減少に従って、外死点は外または内に移る。圧縮比の変化は外死点の変動のはげしさにも影響を及ぼすので構造・掃除両限界も多少変化する。

c. ピストン往復数と時間面積係数⁽¹⁾ ピストン往復数は、第 4 図に示すように、外死点一定の場合、

● 2.57 atm, ○ 2.08 atm
 ▲ 1.58 atm, □ 1.09 atm
 ⊙ 0.60 atm, ▲ 0.15 atm

第 4 図 ピストン往復数と時間面積係数

反動筒平均圧とともに高まり、排気圧が高くなると逆に低くなる。時間面積係数は往復数とは逆の傾向にある。外死点の ± 5 mm 程度の相違は往復数にはほとんど影響しないが、時間面積には大きくひびく。そこで修正⁽⁴⁾を施して 217 mm にそろえたときの値を同図に示す。ピストン往復数を n cpm, 時間面積係数を y とすると、外死点一定の場合次の関係が存在する⁽⁴⁾。

$$ny = C \quad \dots \dots \dots (2)$$

定数 C は、外死点 = 217 mm の場合、 $C = 123$ cpm である。

3. 掃除作用

第 5 図に給気比 (掃除空気の全重量 + 排気圧と掃除空気温度に等しい圧力・温度の空気が発動筒有効容積を満たす重量) および掃排気孔換算面積に関する流量係数 μ_s ⁽¹⁾を示す。 μ_s が排気圧とともに上昇することは、高過給二サイクル機関にとって、掃除損失を減少

外死点 220 ± 5 mm第5図 給気比と μ_s 噴射終り 24 mm, 外死点 220 ± 5 mm

第6図 掃除圧力比

する上に好都合である。いずれの値も、実験の範囲では、ピストン速度による変化は認められなかった。

第6図に掃除圧力比(排気圧÷掃除空気平均圧)を示す。排気圧とともに上昇するのは給気比の減少と μ_s の向上に起因する。反動筒平均圧を高めると時間面積係数が小さくなるので、掃除圧力比は低下の傾向を示す。

排気圧の低い間は、掃除圧力比は排気圧とともに急速に上昇する。したがって掃除空気圧と排気圧との差も急速に小さくなるので、安定装置ばね荷重を一定に保つときは、反動筒平均圧と排気圧との差も小さくなる。第3図に見られる排気圧が0から1 atmになるまでの有効圧縮比の急速な低下は、このためである。

4. 圧縮筒特性

第7図(a)に圧縮筒の指圧線図を示す。上部に見

える三角波はピストン行程であって、そのピッチは行程 10 mm に相当する。掃除空気圧は、圧縮筒の吐出しによって上昇し掃除孔の開孔とともに下降する波動を示す。圧縮筒は、吐出し弁の振動による圧力脈動を伴って吐出しを終え、内死点より外方行程に移るが、ただちに再膨張は行わず圧力がほとんど一定に保たれる期間がみられる。これは吐出し弁閉鎖の遅れによる逆流期間である。しかし、この逆流は圧力差の小さい間にのみ起るから、その損失はわずかであって、損失の大部分は弁の抵抗によるものである。空気弁には羽毛弁を用いたが、弁板の強度に対する不安から、弁孔の長さおよび幅に比しては厚く(0.5 mm)したので、損失はかなり大きく、ために圧縮効率(吐出し空

(a) 圧縮筒および掃除空気室圧力, 排気圧=2.08 atm

(b) 発動筒および噴射圧力, 排気圧=2.57 atm

第7図 オシログラム

気の断熱圧縮仕事÷圧縮筒図示仕事)は、第8図に示すように、82% であって十分とはいえない。吐出し空気温度すなわち掃除空気温度は断熱圧縮温度より高

第8図 圧縮筒特性

い。したがって圧縮筒効率(吐出し空気の大気圧までの断熱膨張仕事+圧縮筒図示仕事)は圧縮効率を上まわる⁽⁹⁾。圧縮ピストンの摩擦平均有効圧は、熱勘定より求めると 0.19 kg/cm^2 、発動筒行程体積に換算すると 1.3 kg/cm^2 である。

5. 高過給時の燃焼と発動ピストン摩擦

第 7 図 (b) は燃焼圧および噴射圧のオシログラムの一例である。これより燃焼最高圧、圧縮圧(着火時の発動筒圧)および着火おくれを測定して、有効圧縮比に対して描くと第 9 図をうる。圧縮始め圧は排気圧と

噴射終り 24 mm, 外死点 $220 \pm 5 \text{ mm}$

第 9 図 燃焼圧と着火遅れ

ほぼ同じであるから、排気圧が高くなると圧縮比が低くとも、圧縮圧、最高圧は非常に高くなり、また掃除空気温度も高いから着火遅れも短くなる。試験機関の噴射系統はユニカース式であって蓄圧室がないため噴射期間が短く、したがって、指圧線図からもわかるように、定積燃焼部分が多いことも燃焼圧の高くなる原因の一つである。実測された燃焼圧の最高値は 155 atm (排気圧 2.57 atm , 有効圧縮比 $10:1$) であった。

第 10 図に発動筒図示熱効率と排気熱量を示す。図示熱効率は指圧線図より測定したものであり、排気熱量は(1)式より得られる値を燃料の低位発熱量(10500 kcal/kg)に対する比で表わしたものである。爆発度を燃焼最高圧+圧縮圧として指圧線図より求めてみると、第 11 図に示すように、排気圧によってほとんど変わらない。圧縮圧として、着火時の圧力の代りに、圧縮線の延長が内死点で示す圧力をとると爆発度は点線のようにになり、排気圧が低いほど高い値を示す。これは、排気圧が 0.60 atm の場合に明らかにみられるように、排気圧が低いと着火遅れが長くて着火後ただ

噴射終り 24 mm, 外死点 $220 \pm 5 \text{ mm}$

第 10 図 発動筒図示熱効率と排気熱量

噴射終り 24 mm, 外死点 $220 \pm 5 \text{ mm}$,
有効圧縮比 9.4

第 11 図 爆発度と図示熱効率

ちに最高圧に達するほど燃焼が爆発的だからである。発動筒空気過剰率は、第 1 表に示すように、実験の範囲では排気圧によってあまり変わらないから、掃除空気温度したがって圧縮始め温度の影響を考慮しても、排気圧が低いほど定積燃焼部分が多くなることは明らか

第 1 表 毎サイクル噴射量と発動筒空気過剰率

排気圧 atm	2.57	2.08	1.58	1.09	0.60	0.15
噴射量 mg	239 ~ 227	231 ~ 221	211 ~ 203	190 ~ 180	161 ~ 156	143 ~ 121
空気過剰率	2.25 ~ 2.37	2.22 ~ 2.32	2.21 ~ 2.30	2.24 ~ 2.37	2.21 ~ 2.28	1.88 ~ 2.22

ただし、体積効率は完全拡散の値とした。

である⁽⁶⁾。このことは第11図に示す図示熱効率が爆発度(点線)と同じ傾向をもって変化することからも推察することができる。

第12図に発動筒摩擦平均有効圧⁽⁷⁾行程体積当りを示す。有効圧縮比および排気圧が高くなると摩擦は急増する。第9図に示したように、燃焼圧が非常に高くなって、特に第1リングである幅の広い(12mm)火止めリングが境界摩擦の状態になるからと考えられる。燃料の低位発熱量を Q_m 、発動筒図示仕事に当価な熱量を Q_i 、直接熱損失を Q_h とすると、燃焼が完全ならば

$$\frac{Q_i}{Q_m} + \frac{Q_e}{Q_m} + \frac{Q_h}{Q_m} = 1 \quad (3)$$

第1, 2項に第10図の実測値を適用して、第3項の直接熱損失を求めると、運転条件に無関係に10%弱の値が得られる*。発動筒の冷却損失は排気圧が高いほど小さく、26~30%であるから、直接熱損失を差し引いた16~20%は摩擦熱と考えられ、発動筒の図示仕事はピストン摩擦のために、その30~35%を冷却水に奪い去られる。

6. 熱 勘 定

発動筒図示熱効率 Q_i/Q_m を η_i 、機械効率を η_m とすれば、圧縮筒図示仕事に当価な熱量は $\eta_i \eta_m Q_m$ 。冷却率⁽⁸⁾を r_c とすれば、圧縮筒におけるエンタルピの増加は次式で与えられる。

$$\eta_i \eta_m (1 - r_c) Q_m \quad (4)$$

吐出し空気の温度は一般に断熱圧縮の温度より高いからエントロピも増加し、第13図の $i-s$ 線図上でいえば、大気状態0より掃除空気室における状態5に達する。5より大気圧までの断熱熱落差 $5-5'$ は、圧縮筒効率を η_h' とすれば

$$\eta_i \eta_m \eta_h' Q_m \quad (5)$$

で表われ、エンタルピの増加量(4)式との差が、圧縮筒における全熱量の損失である**。掃除による圧力降下をうけて状態 s になった掃除空気の、大気圧まで

* 第10, 12図の点線は $Q_h/Q_m=10\%$ と仮定し、 Q_e/Q_m は第10図に示す実測値を用いて計算したものである。

** $1-r_c=\eta_h'$ になると全熱量の損失はなくなる。しかし、これは圧縮筒におけるエネルギー変換が完全なことではない。

p_s = 掃除空気平均圧, p_t = 排気圧, p_0 = 大気圧

第13図 $i-s$ 線図

の断熱熱落差 $s-s'$ が圧縮筒の有効出力であって、 $(s-s')/(5-5')=\nu_s$ とすると、有効出力は

$$\eta_i \eta_m \eta_h' \nu_s Q_m \quad (6)$$

で与えられる。5-s を等エンタルピ変化とすると

$$\nu_s = \frac{1 - \left(\frac{p_0}{p_t} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}}}{1 - \left(\alpha \frac{p_0}{p_t} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}}} \quad (7)$$

ただし、 p_t = 排気圧, p_0 = 大気圧, κ_a = 空気の断熱指数, α = 掃除圧力比。状態 s の空気は発動筒排気熱 Q_e によって、排気ガスだめ内で等圧加熱され状態7に達して、断熱熱落差が増加する。 $(7-8)/(s-s')=\nu_m$ とおけば、自由ピストン・ガス発生機の断熱ガス出力7-8は次式で与えられる。

$$\eta_i \eta_m \eta_h' \nu_s \nu_m Q_m \quad (8)$$

熱落差比 ν_m は自由ピストン・ガス発生機の場合、7および s における絶対温度の比としてさしつかえない。すなわち、

$$\nu_m = T_7/T_s \quad (9)$$

かくして、自由ピストン・ガス発生機の断熱熱効率(排気ガスの大気圧までの断熱熱落差÷燃料の低位発熱量) $\eta_{e, ad}$ は(8)式より容易に得られる。

$$\eta_{e, ad} = \eta_i \eta_m \eta_h' \nu_s \nu_m \quad (10)$$

第14図に断熱熱効率を有効圧縮比に対して示す。排気圧を一定に保って有効圧縮比を変えると図示熱効率 η_i 、機械効率 η_m および熱落差比 ν_m が変化し、 η_h' と ν_s も変化するが、互いに相殺する方向に変わるので、特に排気圧の高い場合は η_h'/ν_s は不変と考えてさしつかえない。有効圧縮比を高めてゆくと、 η_i は向上するが発動ピストン摩擦も増加するために、 $\eta_i \eta_m$ はある有効圧縮比で極大の値をとる。一方、有効圧縮比が上がると排気熱量が減少して ν_m が低下するから、断熱熱効率は、 $\eta_i \eta_m$ が極大になる圧縮比よりも低い圧縮比で極大値に達する。クランク式内燃機関におい

外死点 220 ± 5 mm, 噴射終り —●— 24 mm,
 ...●... 33 mm, ---●--- 42 mm

第 14 図 断熱熱効率

では $\eta_i \eta_m$ が正味熱効率を表す。したがって、有効圧縮比および噴射時期による燃焼の変化は正味熱効率に敏感に影響するが、ガス発生機においては排気熱量が出力の一部を負担するので、第 14 図にみられるように、これらの影響は比較的ふい。

断熱熱効率が極大になる有効圧縮比における熱勘定を排気圧に対して描くと第 15 図をうる。圧縮筒にお

燃料の低位発熱量 10 500 kcal/kg

第 15 図 熱勘定

けるエンタルピーの増加量、発動筒排気熱量および冷却損失の総和が 100% に近く、しかも排気圧によってほとんど変化しないことより、発動筒排気熱量の測定値は正しいものと考えられる。排気熱量の利用率は、第 13 図に示す $s'-s-7-8-s'$ なる Brayton サイクルの理論熱効率

$$1 - \left(\frac{p_0}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} \dots \dots \dots (11)$$

で与えられるから、排気圧とともに向上する。排気熱量も排気圧とともに増加するから、断熱ガス出力の内、排気熱による部分が多くなる。排気圧が低くなると、 $\eta_i \eta_m$ の向上にともなって圧縮筒エンタルピー増加量もふえるが、掃除圧力比 α の低下のために v_0 が低くなるので掃除損失が増大し、圧縮筒有効出力は減少して断熱熱効率も低くなる。しかしこれは掃除空気を側路して掃除圧力比を高めることによって避けることができる。発動筒冷却損失は大きな割合を占める。すでに述べたように、大部分は発動ピストンの摩擦熱によるものである。圧縮筒冷却損失もほとんど圧縮ピストンの摩擦熱によるものと考えられるから、機械効率を高めて、これらを圧縮筒有効出力の増加にふりむけることが、断熱熱効率を向上させる上にもっとも有効である。

7. む す び

試験機関は発動ピストンの内部冷却を行わない関係上、ピストンの焼損を避けるため燃料を制限したので、外死点を広く変えて測定することができなかったけれども、自由ピストン・ガス発生機の特質を明らかにし、各種の設計資料をうるという目的は十分達することができたと思う。すでに述べた試験機関の特種性のために、発動ピストン摩擦がとくに大きくて、断熱熱効率は十分とはいえない。しかし、この点のみに問題があることを、熱勘定の結果は示しているから、機械効率の改善によって断熱熱効率の飛躍的向上を期待することができる。

この研究は昭和 29 年度文部省科学試験研究費によるものであり、また試験機関の試作に当り終始御協力を賜った神戸製鋼所、居長竜太郎、小高 孝、亀岡敏雄、山内武の諸氏に深く感謝の意を表するとともに実験を手伝って頂いた当時の学生大友 満、桂田史郎の両君に謝意を表する。

文 献

- (1) 長尾・大塚, 機械学会論文集, 22 巻 116 号, 266 ページ (昭 31)。
- (2) 長尾・大塚, 機械学会論文集, 21 巻 112 号, 914 ページ (昭 30)。
- (3) 長尾・大塚, 外, 昭和 31 年 3 月 20 日 関西支部講演会前刷。
- (4) 大塚, 昭和 31 年 6 月 23 日 内燃機関総合講演会前刷。
- (5) 本論文集, 913 ページ。
- (6) 下記文献の (21) 式を用いて掃切比 σ を計算すると、排気圧が高くなるほど定圧燃焼部分が多くなることがわかる。
 長尾・大塚, 機械学会論文集, 18 巻 76 号, 49 ページ (昭 27)。
- (7) 摩擦平均有効圧の測定法については文献 (2) を参照されたい。