621.436.019.2-57

掃気ポンプ入口絞りによる二サイクルディーゼル 機 関 の 始 動 の 助 け*

長尾不二夫**, 太田脩二***, 井上恵太****, 高倉 稔****

Starting Aid by Inlet Throttling of Scavenging Pump in Two-Cycle Diesel Engine

by Fujio NAGAO, Shuji OHTA, Tokuta INOUE,
and Minoru TAKAKURA

The temperature rise of the inlet-air due to throttling is very useful for starting aid in Diesel engines as described in the previous papers.

To the two-cycle Diesel engine with a scavenging pump, the same method has been applied, throttling the inlet side of the pump. The theoretical calculation and the measurement of the scavenge air temperature was carried out for the various throttle ratios, which contain throttle area, stroke volume, and rotating speed.

Results obtained are summarized as follows:

(1) The scavenge air temperature rises as the throttle ratio decreases. For the same throttle ratio, the temperature rise becomes large with increasing rotating speed of the pump.

(2) In a practical engine, the minimum starting temperature of cooling water was lowered by about 30°C by applying this method, for a certain throttle ratio.

1. 緒 言

ディーゼル機関の冷始動を助けるのに有効な方法の一つは、圧縮温度を高めることである。したがって、給気の温度を高めることによって、始動性を改善することができる。

さきに、クランク室圧縮二サイクルディーゼル機関あるいは四サイクルディーゼル機関において吸気を絞った場合、ピストンの吸込仕事が増加し、圧縮始めの温度が高くなり始動の助けとなることを報告した⁽¹⁾⁽²⁾。掃気ポンプを有する二サイクル機関の場合にも、吸込側に絞りを設けると吸込仕事が増加し、掃気温度を高めることができる。

この研究は、ルーツ圧縮機の吸込側を絞った場合の掃気の温度上昇を、理論的計算および実験によって求め、それによって二サイクルディーゼル機関の冷始動をどの程度改善できるかを比較したものである。

2. 絞りを設けた場合のルーツ圧縮機すきま容積内の圧力および温度変化

ロータがケーシングとの間につくるすきま容積内の圧力は、その部分が吸込側にある間は、絞りを通じて吸込みが行なわれ、ロータが回転するにつれて圧力が下がるが、つぎに吐出し側へ移ると、吐出し口から急激に空気が逆流し、すきま容積内は吐出し側の圧力に等しくなる。そしてロータの回転とともに吐出しが行なわれる。つぎのサイクルの吸込始めの圧力は、このサイクルの吸込終りの圧力に等しくなる。

つぎに、吸込始めから吸込終わりまでの圧力変化を理論的に計算する。

記号 p, v, G, T, V : すきま容積内の圧力, 比体積, 空気重量, 温度, 体積, それらに添字 0 を付して大気状態を表わす。

c_p, c_v, R, κ : 空気の定圧比熱, 定積比熱, ガス定数, 比熱比。

dt 時間に面積 f , 流量係数 μ の穴を通じて dG_0 の外気が流入し, すきま容積内の空気と完全に混合するものとすれば,

$$c_p T_0 dG_0 = d(c_v GT) + A p dV \dots \dots \dots (1)$$

* 昭和 37 年 10 月 30 日 第 40 期全国大会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和 37 年 7 月 25 日。

** 正員, 京都大学工学部 (京都市左京区吉田本町)。

*** 正員, 日産ディーゼル工業会社。

**** 准員, 京都大学工学部。

また,

$$dG_0 = \mu f \psi \sqrt{2g p_0 / v_0} dt \dots\dots\dots (2)$$

ただし, $\frac{p}{p_0} > \left\{ \frac{2}{\kappa+1} \right\}^{\kappa/(\kappa-1)}$ のとき,

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left\{ \left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right\}}$$

$\frac{p}{p_0} \leq \left\{ \frac{2}{\kappa+1} \right\}^{\kappa/(\kappa-1)}$ のとき,

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{1/(\kappa-1)} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}}$$

吸込始めから測ったロータの回転角を θ , 毎分回転数を n とすると,

$d\theta = 6\pi n dt$ となるから (1) および (2) 式より,

$$\frac{d \ln(p/p_0)}{d\theta} = \frac{\xi V_s}{V} \psi \left(\frac{p}{p_0} \right)^{-1} - \frac{\kappa}{V} \frac{dV}{d\theta} \dots\dots (3)$$

ただし,

$$\xi = \frac{\kappa \mu f \sqrt{2gRT_0}}{6\pi V_s} \quad V_s = V_2 - V_1: \text{行程体積}$$

この (3) 式をとくと, すきま容積内の圧力変化を計算することができる. 圧力がわかれば温度変化は (2) 式から計算した G_0 を用いて状態式より求められる.

ロータが 90° 回転する間の吸込側すきま容積 (絞り取付位置より内側の容積) が第 1 図のように変化する二葉ルーツ圧縮機に対して, $\xi = 4.15 \times 10^{-3}$, 8.30×10^{-3} , 16.61×10^{-3} , 24.91×10^{-3} ($\mu = 0.6$, $n = 100 \text{ rpm}$, $T_0 = 283.2^\circ \text{K}$ で, $f = 6.28 \times 10^{-6}$, 12.57×10^{-6} , 25.13×10^{-6} , $37.70 \times 10^{-6} \text{ m}^2$) の場合の圧力変化を H. Bonin の図式解法⁽³⁾によって計算した.

第 2 図は計算結果であって, 1 回めの吸込みから順次, 圧力, 温度および体積効率 η_v に換算した流入空気量, すなわち,

$$\eta_v = \frac{G_0}{p_0 V_s / RT_0} = \frac{V_0}{V_s}$$

が変化して行くようすを示している. また, 第 3 図に各サイクルの吸込終りの圧力の変化のようすを示す. 絞り比 ξ が小さいほど圧力低下が大きく, また吸込終りの圧力は数サイクルの後定常となり, 同様の圧力変化を繰返すようになる.

なお, この形の圧縮機にあっては, 吸込みの終り近

第 1 図 ルーツ圧縮機の吸込側すきま容積

くでロータとケーシングとの間にも絞りが生じることが考えられるが, 計算に用いた圧縮機の場合, 絞りとして作用する期間は吸込終り直前の約 0.1° にすぎないので, その影響は無視した.

第 2 図 3 サイクルまでのすきま容積内の圧力, 体積効率, 温度の変化

第 3 図 吸込終りにおけるすきま容積内の圧力, 体積効率, 温度の変化

3. 掃気温度の計算

ロータ間, およびロータとケーシング間からのもれがないと考えると, 吸込始めの状態は前サイクルの吸込終りの状態に等しく, 吸込終りの状態はサイクル数によってかわってくる。

添字 1, 2 は吸込始め, 吸込終り, $n-1, n$ は第 $n-1$ サイクル, 第 n サイクルを表わし, $G_{1,n}$ は第 n サイクルの初めにおける吸込側残留空気重量, $G_{0,n}$ は第 n サイクルの吸込中に流入する空気重量であるとすれば,

$$p_{1,n} V_1 = G_{1,n} R T_{1,n}, \quad p_{2,n} V_2 = (G_{1,n} + G_{0,n}) R T_{2,n} \quad \dots\dots\dots (4)$$

また, 吸込始めと吸込終りのエネルギーの平衡より,

$$c_p G_{0,n} T_0 = c_v (G_{0,n} + G_{1,n}) T_{2,n} - c_v G_{1,n} T_{2,n-1} + A \int_{1,n}^{2,n} p dV \quad \dots\dots\dots (5)$$

であるから, これらの式より,

$$\frac{T_{2,n}}{T_0} = \frac{\kappa(p_{2,n}/p_{2,n-1})\epsilon}{(p_{2,n}/p_{2,n-1})\epsilon - 1 + \kappa(T_0/T_{2,n-1}) + (\kappa - 1)(p_{m,n}/p_{2,n-1})(\epsilon - 1)} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし, $\epsilon = V_2/V_1$. また $p_{m,n}$ は n 回めの吸込行程中の平均圧力, すなわち,

$$p_{m,n} = \int_{1,n}^{2,n} p dV / V_s \quad \dots\dots\dots (7)$$

である。

つぎに, 吐出し口の開口面積は非常に大きいので逆流は瞬間的に行なわれる。すなわち, $V_s = V_2 - V_1$ のもとで行なわれると考える。

圧縮機が回転を始めてから吐出し側の圧力, すなわち掃気圧力は漸次上昇してある圧力になる。この圧力は吐出し始めと吐出し終りとで必ず異なるが, 定常状態になるとその比は一定となり, また, 掃気だめが大きい場合にはその比の値は 1 に近く, 圧縮による圧力変動は無視できると考えられる。 n 回めの吐出しを行なった後の吐出し側圧力を $p_{s,n}$ とすれば, ロータのすきま容積が吐出し側へ移ると, 圧力 $p_{s,n-1}$, 温度 $T_{s,n-1}$ の空気が $G_{s,n}$ だけ逆流して, すきま容積内の圧力が $p_{s,n-1}$ になる。したがって, その時の温度を $T_{2',n}$ とすると,

$$p_{s,n-1} V_s = \left\{ (G_{0,n} + G_{1,n}) \frac{V_2 - V_1}{V_2} + G_{s,n} \right\} R T_{2',n} \quad \dots\dots\dots (8)$$

逆流前後のエネルギーの平衡から

$$c_p G_{s,n} T_{s,n-1} = c_v \left\{ (G_{0,n} + G_{1,n}) \frac{V_2 - V_1}{V_s} + G_{s,n} \right\} T_{2',n} - c_v (G_{0,n} + G_{1,n}) \frac{V_2 - V_1}{V_2} T_{2,n} \quad \dots\dots\dots (9)$$

これに (4) 式および (8) 式を代入すると,

$$T_{2',n} = \frac{\kappa(p_{s,n-1}/p_{2,n}) T_{s,n-1}}{p_{s,n-1}/p_{2,n} - 1 + \kappa(T_{s,n-1}/T_{2,n})} \quad \dots\dots\dots (10)$$

となる。吐出し側圧力を一定と考えると,

$$p_{s,n-1} = p_{s,n} = p_s$$

となって, 結局,

$$T_{2',n} = \frac{\kappa(p_s/p_{2,n}) T_{s,n-1}}{p_s/p_{2,n} - 1 + \kappa(T_{s,n-1}/T_{2,n})} \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。そして, 吐出し後に吐出し側の空気と混合し, 温度は $T_{s,n}$ に低下する。

(4) 式および (6) 式を用いて, 前述の二葉圧縮機について各サイクルの吸入および吐出し空気量, 吸込終りにおける温度を計算した結果を第 3 図に示す。空気量は 10 サイクル程度ではほぼ定常になり, $\xi = 4.15 \times 10^{-3}$ の場合, 定常状態での吐出し量は絞らない場合のほぼ 1/8 である。一方吸込終りの温度は, はじめ流入空気量に対してロータの排気量が大きいいため急激に下がるが, やがて流入空気量が増し流入のようすは定常絞りの状態に近づくので, 上昇し大気温度に近づいてゆく。

また, 始動の場合には, ルーツ圧縮機の吐出し圧力は一般に低いので $p_s = p_0$ と考え, 吐出し後の混合はないものとして, (11) 式を用いて掃気温度上昇を計算した結果を示すと, 第 4, 5 図のようになる。ただし, 逆流する空気の温度 $T_{s,n-1}$ としては, 前のサイ

サイクル数 (1 サイクル = ロータ 1/4 回転)
第 4 図 掃気温度上昇

クルの逆流後の温度 $T_{2',n-1}$, および大気温度 T_0 の両極端をとり, この二とおりの場合について, 圧縮機の回転数 $n=100$ rpm, 大気温度 $T_0=283.2^\circ\text{K}$, $\mu=0.6$ とし, $\xi=4.15\times 10^{-3}$, 8.30×10^{-3} , 16.61×10^{-3} , 24.91×10^{-3} の四つの値に対して定常になるまで計算したものである。第4図で, 温度上昇の大きいほう(実線)が $T_{s,n-1}=T_{2',n-1}$ とした場合, 小さいほう(点線)が $T_{s,n-1}=T_0$ とした場合である。

定常に達したときには $T_{2,n}=T_0$ となるから, 吸込側の圧力を $p_{2,n}=p_2$, 吐出し空気温度を $T_s=T_{2',n}=T_{2'}$ とすれば, (11) 式より逆流空気温度 $T_{s,n-1}=T_0$ としたときの定常吐出し空気温度は,

$$T_s=T_{2'}=\frac{\kappa\left(\frac{p_s}{p_2}\right)T_0}{\frac{p_s}{p_2}+\kappa-1} \dots\dots\dots(12)$$

となり, これは p_2, T_0 なる状態の容器に p_s, T_0 なる空気が流入して p_s になったときの温度である⁽¹⁾。

逆流空気温度を吐出し側空気温度とした場合の定常吐出し空気温度は, (11) 式で $T_{s,n-1}=T_{2',n}=T_s$ とすれば,

$$T_s=\frac{\kappa-1}{\kappa}\left(\frac{p_s}{p_2}-1\right)T_0+T_0 \dots\dots\dots(13)$$

となり, これは p_2, T_0 なる空気を p_s へ送出したときの温度に相当する。

第5図は定常に達した時の温度上昇を, この二つの

— (13) 式による計算値, ---- (12) 式による計算値
第5図 掃気温度上昇(定常値)

場合について絞り比 ξ に対して示したものである。

4. 掃気温度の測定

計算に用いた二葉ルーツ圧縮機の吐出し管(約2m)の先を解放しておき, 圧縮機入口に絞りを設け, 電動機で回転して吐出し空気の温度を測定した。温度の測定は白金抵抗線温度計(10°C における抵抗値 169Ω , 使用電流 5mA)を圧縮吐出し口より 10cm の位置に取付けオシログラムに記録した。第6図に $\xi=4.15\times 10^{-3}$ の場合の一例を示す。圧縮機が回転を始めると吐出し空気の温度は漸次上昇してゆくが, ξ が小さい場合ほど一定温度に落ち着くのに時間がかかる。また, 同じ回数だけ回転したときの温度上昇も ξ の小さいほうが高いことは, 温度上昇が主として吸込中にできた負圧のところへ吐出し側から空気が逆流することによっておこることからもわかる。

第7図に ξ に対して吐出し空気の温度上昇を測定した結果を示す。○印は温度上昇が一定に落ち着いたときの温度計のよみから求めた値で, △印はオシログラム

第7図 圧縮機入口を絞った場合の温度上昇

$\xi=4.15\times 10^{-3}$ ($n=100$ rpm, $T_0=8^\circ\text{C}$)
第6図 吐出し空気温度変化の記録例

から 10 回転後 (40 回の吸込後) の温度上昇を求めたものである。また, $\times$, $+$ 印は吸込側圧力の定常になったときの実測値より (12), (13) 式を用いて求めたものである。実線は $n=100$ rpm とし絞面積 f をかえた場合, 点線は $f=25.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ とし n をかえた場合である。

温度上昇および流量はいずれも, 同じ ξ の値に対して n を大きくした場合のほうが, f を大きくした場合よりも大きくなる。たとえば, 同じ $\xi=4.15 \times 10^{-3}$ でも $f=25.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, $n=400$ rpm では定常状態で 73°C に達するのに対して, $f=6.28 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, $n=100$ rpm では 45°C にすぎない。これは回転速度が大きいと壁面への熱損失や, 圧縮のもれが少ないためと考えられる。なお, 絞りを設けない場合, 吐出し空気の温度上昇は 400 rpm 以下では定常状態でもほとんど認められなかった。

5. 始動性の比較

計算に用いた諸元を持つ圧縮機を単流掃気式二サイクルディーゼル機関 (日産ディーゼル会社, UD 形単

第 8 図 圧縮機入口を絞った場合の始動性の比較

シリンダ, 46 PS/2 000 rpm) に用いて, 圧縮機入口に $25.13 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 絞りを取付け, 回転速度をかえて最低始動冷却水温度によって始動性を比較した。その結果を第 8 図に示す。ただし, 機関 (直接噴射式) の圧縮比は 15.2 を 10.9 に下げて常温で始動を困難にし, 200 ± 5 rpm でモータリングし, 冷却水入口, シリンダジャケット内 (冷却水抜口より温度計をそう入), 冷却水出口の 3 箇所の水温を $\pm 5^\circ\text{C}$ の範囲で一定させ, $78 \text{ mm}^3/\text{行程}$ の燃料を 20 サイクルの間噴射し, 発火の有無を調べた。圧縮機吐出し口と機関の空気だめ (シリンダライナの周囲) との間に, 径 6 cm, 長さ約 2 m のビニルホースがあり, そこを通る間に掃気は冷やされるので, 圧縮機吐出し口と空気だめの入口で測定した温度をあわせて示す。始動試験中圧縮機は ξ に応じある回転速度でずっと回転させておいた。

$\xi=8.30 \times 10^{-3}$ ($f=25.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, $n=200$ rpm) ではその低下は約 30°C にも達し, 著しく始動性を改善することができる。なお, 実験時の大気は $8 \sim 10^\circ\text{C}$ であった。

f をかえて同様の実験を行なえば最適絞り比が見出されるであろう。

6. 結 言

掃気用圧縮機の入口側に絞りを設けることにより掃気温度を高め, 二サイクルディーゼル機関の始動性を改善することができる。

(1) 二葉ルーツ圧縮機の入口に絞りを設けた場合, 吐出し空気の温度は漸次上昇し, その値は絞り比 ξ が小さいほど大きい。同じ ξ に対しては回転速度が大きい場合のほうが温度上昇も大きい。これは壁面への熱損失, 圧縮機のもれの影響と考えられる。

$\xi=8.30 \times 10^{-3}$ (絞り面積 $f=12.57 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, 圧縮機回転数 $n=100$ rpm) の場合, 大気温度の空気が逆流すると考えたときの圧縮機内での理論的温度上昇は定常状態で 76°C に達するが, 吐出し空気温度の実測値は 39°C 程度であった。

(2) 始動試験の結果, $\xi=8.30 \times 10^{-3}$ ($f=25.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, $n=200$ rpm) では最低始動冷却水温度を約 30°C 下げることができた。

文 献

- (1) 長尾・柿本・太田・小西, 機械学会論文集, 27-177 (昭 36-5), 762.
- (2) 長尾・柿本・太田・小西, 機械学会論文集, 28-186 (昭 37-2), 277.
- (3) H. Bonin, Z.AMM, 4-6 (1924), 492.

討 論

【質問】 (1) 結言の(1)において絞り比が小さいほど、吐出し空気温度の上昇が大きいとあるが、この温度上昇は主として吐出し側よりの空気の逆流によるものとするれば(998ページ右欄13行め)、最初の着火はしても、つぎの2回目以後の着火は困難ではないか。

(2) 第8図において、80 rpmのさい空気だめ入口温度の上昇が 12°C くらいであるのに、最低始動冷却水温度は 17°C ぐらい低下している。この理由を、お知らせください。(深沢正一)

【回答】 (1) 掃気ポンプの吸込側を絞っても、給気比がある値(この実験では0.5)以上であれば、2回目以後の着火が困難になる心配はない。

(2) この実験は外気温度が $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ でおこなったもので、絞らない場合の始動限界冷却水温度を 40°C (空気だめ入口温度 10°C)として、始動限界に対する冷却水温度の低下分と空気だめ入口温度上昇との関係を示すと、実験の範囲では、付図1に示すようになる。

一般に二サイクル機関においては、四サイクル機関にくらべて吸込行程がないため、壁温(したがって冷却水温度)が圧縮終りの温度におよぼす影響は少ない。このことは、J. Zemanの式[Forschung, 6-3 (1935), 132]を用いて計算しても明らかである。この傾向が付図1の特に掃気温度上昇の小さい範囲に現われ、ご指摘のような結果になったものと思われる。しかし空気だめ入口における掃気温度が大気温度にくらべ相当高い場合には空気だめの部分は水冷却されていないため、シリンダ内へはいるまでに大気中へ熱を失い、実際の圧縮始めの温度は、それより低下している

付図1 掃気温度上昇による最低始動冷却水温度の低下

ので冷却水温度をあまり下げることができなくなり、付図1の掃気温度上昇の大きい部分で曲線がねてくる原因となる。

【質問】 掃気ポンプ入口を絞ることによって始動所要馬力の増加はないか。

(佐藤 豪)

【回答】 掃気ポンプの所要馬力の増加は、機関回転数 200 rpm 掃気送風機回転数 100 rpm, 絞り比 $\xi = 16.61 \times 10^{-3}$, 給気比 0.66 において、機関平均有効圧に換算し $0.23 \sim 0.29 \text{ kg/cm}^2$ であった。これは機関本体の駆動平均有効圧 $p_e = 2.13 \text{ kg/m}^2$ にくらべて非常に小さい。

ニュース

油圧ポンプ・油圧電動機製造業の 38 年度振興計画

通産省機械工業審議会では油圧ポンプ、油圧電動機製造業の 38 年度振興計画をまとめた。

それによると 38 年度中に設置する新設備は金属工作機械など 712 台、総額 21 億 5800 万円となっており、くず化または転用する設備は 216 台となっている。

また、生産目標は 255 億円で、うち輸出は 13 億 9000 万円となっている。

このほか、生産品種の専門化の促進、輸出体制の強化をはかるため、各企業間の生産協調体制の推進、プランジャ形油圧ポンプの JIS 制定など工業標準化の促進、主要業界と技術上の共同研究の実施などをそれぞれ重要施策としてとりあげている。

注目すべき点つぎのとおり。

1. 輸出計画=37 年度中にカナダ横断展、モントリオール国際見本市などに共同出品を行なうとともに、

アメリカ、イタリア、ブラジル、ソ連などの市場開発に努めた結果、37 年度後半に総額 5 億円を越す有力な引合をうけた。しかし、その具体化は 37 年度実績は約 2 億円にとどまったが、こんご大幅な輸出の伸びが期待されるので、13 億 9000 万円を輸出目標に決めた。

2. 標準化=これは着々と計画が進んでおり、油圧シリンダ、油圧配管用継手類、油圧用プランジャポンプの JIS は現在工業技術院で審議中である。また、油圧装置用電磁切換弁、油圧用ろ過器、油圧配管用ねじ込み形継手、油圧用ゴムホースアッセンブリ、油圧用語および記号についてはそれぞれ原案作成中である。このほか工業会規格として検査規格、油圧配管用炭素鋼鋼管規格のそれぞれについて原案を作成している。

(服部 敏夫)