気 水 混 合 物 の 流 動*

第 3 報 水平管および傾斜管上向流における摩擦損失

赤 川 浩 爾**

The Flow of the Mixture of Air and Water

III. The Friction Losses in Horizontal, Inclined and Vertical Tubes

by Kōji AKAGAWA

1) Let ξ be the ratio of the actual friction loss of the two-phase flow to the friction loss obtained when the water alone flows through the tube, and also, let f_w be the fraction of the water volume to the total tube volume. Then the following simple relation holds: $\xi = f_w^{-Z}$, where Z is a function of the inclination alone and is from 1.4 to 1.9.

2) Let φ be the ratio of the frictional coefficient of two-phase flow, as defined under consideration of the relative velocity, to the frictional coefficient of the single phase water flow. Then φ is a function of f_w alone and falls in a range between 1 and 2.

3) The ratios ξ and φ for the mixture of the saturated steam and water were obtained from the diagram by Martinelli and Nelson.

1. 結 言

ボイラ水循環計算をする場合に蒸発管中の飽和蒸気と飽和水の混合流の摩擦損失を知る必要がある。このような混合流に対する摩擦係数について前に著者は、Lockhart, Martinelli および Schurig の研究を用いて求めた結果を報告した⁽¹⁾が、まだ十分なる結果をうることはできなかった。また気液混合流の摩擦損失の研究もかなりあるが⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾、これらは液相に比して気相の流量の多いものが大部分を占め、ボイラの自然循環に用いられる程度の流量範囲でなされた実験は少く、また一般的な結論も得られていない。最近 Schwarz により、80 ata までの飽和蒸気-飽和水混合流に対する摩擦係数⁽⁶⁾が求められて、0.040~0.0556 の値が示されている。これは圧力、水流量、蒸発量の異なる 10 個の実験点から得られたものであり、系統的に調べられたものではない。

そこで本研究では気液 2 相流の摩擦損失の一般的性質および摩擦係数の値を知るために、常温、大気圧下の空気-水 2 相流で水流量、空気流量および管傾き角を変えて詳細に実験を行った。この空気-水 2 相流での実験結果と Martinelli, Nelson の研究⁽⁷⁾を用いて求めた臨界圧までの飽和蒸気-飽和水 2 相流に対する値とを比較検討してかなり類似した性質のあることを認めた。これによって本実験で得られた詳細な実験結

果もある程度の類推をもって飽和状態の 2 相流に適用しうるものと思われる。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略は第 2 報第 1 図に示した。測定管は長さ 5.49 m, 内径 27.6 mm の 1" ガス管で、圧力差測定タップ ⑩ 間の長さは 4.965 m である。流量範囲は $w_{w0} = 0.2 \sim 2.64$ m/s, $w_{d0} = 0.1 \sim 1.5$ m/s, 管傾き角は前報と同様である。両相の流量を一定状態に保って ⑩ 間の圧力差および絶対圧を U 字管 ⑪ で測定した。前報で述べた流動現象から予想されるように、差圧、絶対圧はかなり変動するが、場合に応じてベンチコックで U 字管への連結用ビニール管を絞る、変動の平均値を求めた。また圧力測定とは別に前報で述べた混合物中の水容積比 f_w の測定値から混合物の比重量 $\gamma_m = \gamma_w f_w + \gamma_d (1 - f_w) \div \gamma_w f_w$ を求め、これを用いて 2 相流の摩擦損失 Δp_m を、次のようにして算出した。ただし γ_w, γ_d はそれぞれ水、空気の比重量である。測定された静圧差 Δp は、 H をタップ間の高さ、 Δp_a を加速損失とすれば

$$\Delta p = H \cdot \gamma_m + \Delta p_a + \Delta p_m \quad \dots\dots\dots (1)$$

である。ここで Δp_a は次式で与えられる。

$$\Delta p_a = (G_w/g)(w_{w2} - w_{w1}) + (G_d/g)(w_{d2} - w_{d1}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで G_w, G_d は水、空気の流量 (重量), w_w, w_d は水、空気の絶対速度, サフィックス 1, 2 は測定管の入口, 出口側のタップ位置を表わす。本実験では $G_d \ll G_w$ であるから (2) 式の第 2 項は省略できる。また

* 昭和 31 年 4 月 2 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 10 月 24 日。

** 正員、神戸大学工学部。

$w_{w2}=w_{w0}/f_{w2}$, $w_{w1}=w_{w0}/f_{w1}$ であるから Δp_a は次式で求められる.

$$\Delta p_a = (w_{w0}^2/g)\gamma_w \times \{(1/f_{w2}) - (1/f_{w1})\} \dots\dots\dots (3)$$

ここで本実験では全管長についての平均の f_w を測定しているのみで f_{w1} , f_{w2} の値は直接知ることができないが次のようにして定めた. 1, 2 点の圧力がわかっているからその点における空気流量

w_{d01} , w_{d02} が求められる. そこで第 2 報第 3 図の各曲線から f_{w1} , f_{w2} の近似値を読みとる. このようにして求めた Δp_a の値は一般に小さく, 水平管で最大 2%, 垂直管で 3% 程度であった.

3. 実験結果とその考察

3.1 摩擦損失の実験

値 各傾斜管に対する摩擦損失の実験値を第 1 図に示す. 水平管では w_{w0} の小さい場合でもなめらかな測定曲線が得られるが, 傾斜管では (1) 式の $H\gamma_m$ の値が大となり Δp と同一オーダーの値となる場合もあって誤差が大きになるとともに, w_{w0} が小さい場合には流れの脈動がはげしくなるのでその平均値を求めることにも無理があり点はかなり分散する. この影響は傾き角の大きいほど大となり, 30° 管では $w_{w0} < 0.5$ m/s, 60° 管では 0.6 m/s, 垂直管では 0.8 m/s 以下では点の分散が大きくなり, 平均値以外に脈動をも考慮に入れて別に研究しなければならない. なお測定管の水のみの单相流の摩擦係数の値はほぼランダー公式に一致している.

第 1 図 摩擦損失の実験値

摩擦損失は本実験範囲では空気量に比例して直線的に増加している(第1図では片対数目盛であるために曲っている)。また(a)~(d)図を比較してみると $w_{w0} > 1 \text{ m/s}$ では摩擦損失は管傾き角による差があまり認められない。しかし管傾き角が変ると管中の平均圧力が変るために同一 w_{w0} でも管傾き角によって質量流量は変っているので、傾き角の影響のみとは言えないが、いずれにしても大差ないものと思われる。また逆にこのように平均の容積流量 w_{w0} で表わすのがよいことを示している。

3・2 摩擦損失比と水容積比との関係 水のみが

第2図 摩擦損失比

第1表

2相流の種類	本 実 験				Lockhart-Martinelli		Martinelli-Nelson
	水平管	30°傾斜管	60°傾斜管	垂直管	乱流—乱流 (液) (気)	乱流—層流 (液) (気)	飽和水—飽和蒸気
Z	1.40	1.90	1.74	1.51	1.975	1.68	$1.975 - 0.987 \times 10^{-3} p$ (p: ata)

第3図 摩擦損失比

流れた場合の単位長さ当りの摩擦損失を $(\Delta p / \Delta l)_{w0}$ で表わし、摩擦損失比 ξ を次のように定義する。

$$\xi = \left(\frac{\Delta p}{\Delta l} \right)_m / \left(\frac{\Delta p}{\Delta l} \right)_{w0}$$

この ξ と f_w の関係を第2図(a)~(d)に示す。これによると、各傾斜管ではそれぞれ1本の直線で表わされ、水流速 w_{w0} の系統的な影響は認められない。すなわち2相流の摩擦損失は、きわめて簡単に次式で表わされる。

$$\xi = f_w^{-Z} \quad \dots\dots\dots (3)$$

このZの値は第1表に示すように傾き角により多少

異なっている。

一方 Johnson ら⁽⁸⁾による伝熱を伴う空気-水2相流の実験値より、この関係を求めて第3図に示した。 w_{w0} の大なるほど平均直線の傾き角は小になるようであるがほぼ(3)式の関係が得られている。また Lockhart, Martinelli の大気圧における摩擦損失の関係図⁽⁹⁾(以下これを L-M 法と略称する)から求めた線を図中に示した。これは事実上直線であり Z の値を第1表中に示した。ただし図中の T-T は気相、液相が乱流、T-V は液相が乱流、気相が層流範囲内にある場合を示している。また Martinelli, Nelson の飽和蒸気-飽和水2相流に対する関係図⁽⁷⁾から求めても、各圧力に対して直線関係が得られた、その Z の値をも第1表中に示した。

一方これらの関係は定性的には次のように求められる。2相流で気相と液相の圧力損失は等しいはずであるから、単に液相のみで考えて $(\Delta p / \Delta l)_m$ を次式で表わす。

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_m = \frac{\lambda_w}{D'} \frac{w_w^2}{2g} \gamma_w \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで D' は液相の水力学的深さで $D' = \alpha D^*$ と表わす。 w_w は水の絶対速度であり $w_w = w_{w0}/f_w$ である。 λ_w は液相の摩擦係数で (7), (9) 式で与えられる。また水のみが流れた場合の摩擦損失 $(\Delta p/\Delta l)_{w0}$ は

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{w0} = \frac{\lambda_{w0}}{D} \frac{w_{w0}^2}{2g} \gamma_w \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで λ_{w0} は水のみが流れた場合の摩擦係数である。

(4), (5) 式より ξ は次式で与えられる。

$$\xi = \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_m / \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{w0} = \frac{1}{\alpha f_w^2} \frac{\lambda_w}{\lambda_{w0}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで λ_w が Blasius 式に従うものとすれば

$$\begin{aligned} \lambda_w &= 0.3164 / \left(\frac{w_w D'}{\nu}\right)^{0.25} \\ &= 0.3164 / \left(\frac{w_{w0} D}{\nu}\right)^{0.25} \left(\frac{\alpha}{f_w}\right)^{0.25} \\ &= \lambda_{w0} / \left(\frac{\alpha}{f_w}\right)^{0.25} \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

ここで ν は水の動粘性係数である。(7) 式を (6) 式に代入すれば

$$\xi = 1 / (\alpha^{1.25} f_w^{1.75}) \quad \dots\dots\dots (8)$$

(8) 式で $\alpha = 1$ とすれば、第 3 図中に示した $Z = 1.75$ の直線となる。また本実験で用いられた管のように λ がランダー式⁽¹⁰⁾に従うものとすれば上と同様にして次式の関係が得られる。

$$\xi = \frac{1}{\alpha f_w^2} \cdot \frac{(f_w/\alpha)^{0.44} + 0.01418 R_{e0}^{0.44}}{1 + 0.01418 R_{e0}^{0.44}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

(9) 式で $R_{e0} \equiv w_{w0} D / \nu$ である。この値を 3×10^4 , $\alpha = 1$ とした場合の値を第 3 図中に示したが、これはほぼ直線であり、 $Z = 1.83$ とみなされる。以上の (8), (9) 式はいずれも前記実験値に似た傾向を示す。このように 2 相流の流動現象は複雑なものであるが上述の (3) 式で示した簡単な関係で表わされ Z の値は 1.4 ~ 2 程度の値を取る。

3.3 相対速度を考慮した 2 相流の摩擦係数 ボイラ水の自然循環の計算で必要であるのは著者が前に述べたように⁽¹¹⁾ 相対速度を考慮に入れた摩擦係数 λ_{m1} である。これは次のように定義されている。2 相流の摩擦損失を次式で示す。

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_m = \frac{\lambda_{m1}}{D} \frac{w_m^2}{2g} \gamma_m$$

ここで平均比重量 γ_m , 平均速度 w_m は次式で与えられている。 $\gamma_m = f_w \gamma_w$

+ $(1 - f_w) \gamma_d$, $w_m = (w_{w0} \gamma_w + w_{d0} \gamma_d) / \{f_w (\gamma_w - \gamma_d) + \gamma_d\}$ ただし w_{w0} , w_{d0} は水, 空気が管断面を満たして流れた場合の流速である。これを上式に代入すれば

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_m &= \left(\frac{\lambda_{w0}}{D} \frac{w_{w0}^2}{2g} \gamma_w\right) \left(1 + \frac{w_{d0} \gamma_d}{w_{w0} \gamma_w}\right)^2 \frac{1}{f_w} \frac{\lambda_m}{\lambda_{w0}} \\ &= \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{w0} \left(1 + \frac{w_{d0} \gamma_d}{w_{w0} \gamma_w}\right)^2 \frac{1}{f_w} \frac{\lambda_{m1}}{\lambda_{w0}} \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

(10) 式より 2 相流と水の单相流との摩擦係数比 φ_1 は

$$\varphi_1 \equiv \frac{\lambda_{m1}}{\lambda_{w0}} = \left\{ \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_m / \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{w0} \right\} f_w / \left(1 + \frac{w_{d0} \gamma_d}{w_{w0} \gamma_w}\right)^2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\equiv \xi f_w \quad \dots\dots\dots (11')$$

(11) 式で $(w_{d0} \gamma_d) / (w_{w0} \gamma_w) \ll 1$ であるから (11') と表わせる。

(11') 式を用いて実験値から φ_1 の値を求めることができる。この値を空気容積比の $f_d \equiv (1 - f_w)$ に対して第 4 図 (a) ~ (d) に示す。(図中の w_{w0} の符号は第 1 図, 第 2 図に示したものと同一である。また第 5 図, 第 6 図についても同様である。) 水平管では w_{w0} に関係なく 1 本の曲線で表わされる。30°, 60° 管では w_{w0} の小なるほど φ_1 の値が大きくなり図中の実線に示したような傾向にある。一方 ξ は f_w に対して (3) 式に示した関係にあるから、これを (11') 式に代入すれば φ_1 は次式で与えられる。

$$\varphi_1 = \xi f_w = f_w^{1-Z} \quad \dots\dots\dots (12)$$

φ_1 はこの (12) 式によって一義的に定められるはずで

第 4 図 摩擦係数比 φ_1

ある。 Z に対して第 1 表の値を用いて求めた φ_1 の値を第 4 図中に点線で示した (水平管では実線と一致)。これによると垂直管では多少誤差が大きいが一般に実験値は誤差 15% 以内で表わされるようである。すな

* 水平管で空気と水が完全に 2 層に分離している場合には、通常の開きよの流体平均深さとして容易に求められる (機械工学便覧, 8-44, 第 26 表)。この α の値は f_w が 0.4 ~ 1.0 では 0.9 ~ 1.2 であるので近似的に 1 とおける。一般の 2 相流では α の値はわからないが以上のことから 1 に近いものと推定される。

わち摩擦係数は f_w のみによって定められる。また w_{w0} が 1.3 m/s 以上では管傾き角に関係なくほぼ同一曲線で表わされる。自然循環に用いられるような $f_a < 0.7$ の範囲では φ_1 の値は $1 \sim 2$ 程度で、相当によくまとまっている。

また φ_1 を w_{d0}/w_{w0} に対して示すと第5図(a)~(d)

第5図 摩擦係数比 φ_1

が得られる。図中に L-M 法より求めた値を示したが本実験値よりやや大きいが一傾向を示している。

3・4 相対速度を考慮しない摩擦係数 相対速度を考慮せず単に流動した両相の流量のみから摩擦係数 λ_{m2} を求めると次のようになる。この λ_{m2} を用いて摩擦損失は次式で表わされる。

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_m = \frac{\lambda_{m2}}{D} \frac{w_m'^2}{2g} \gamma_m'$$

ここで $w_m' = w_{w0} + w_{d0}$, $\gamma_m' = (w_{w0}\gamma_w + w_{d0}\gamma_d)/(w_{w0} + w_{d0})$ であるから、これらを上式に代入して(11)式を求めたのと同様にして、摩擦係数比 φ_2 は次式で求められる。

$$\varphi_2 \equiv \frac{\lambda_{m2}}{\lambda_{w0}} = \xi \left/ \left(1 + \frac{w_{d0}}{w_{w0}}\right) \left(1 + \frac{w_{d0}}{w_{w0}} \frac{\gamma_d}{\gamma_w}\right) \right. \dots (13)$$

(13) 式によって求めた φ_2 の値を w_{d0}/w_{w0} に対して

第6図(a)~(d)に示した。水平管では $w_{w0} > 0.5 \text{ m/s}$ ではほぼ1本の曲線で表わされ、 $w_{w0} < 0.5 \text{ m/s}$ では

第6図 摩擦損失比 φ_2 (符号は第5図と同じ)

点線で示したように小さくなるようである。また L-M 法より求めた値を鎖線で示したが非常によく似た傾向を示している。傾斜管の場合には w_{d0}/w_{w0} が2まではいずれも φ_2 の値は増加してゆくだいたい $1 \sim 1.4$ 程度の値である。

4. 飽和蒸気-飽和水2相流の摩擦損失

前章までで空気-水2相流の摩擦損失の性質をかなり一般的に表わすことができた。ところでボイラ水循環計算では、飽和蒸気-飽和水2相流に対するこれらの値を知る必要があるが、従来これについて系統的な実験を行ったものがなかった。しかし、Martinelli, Nelson は大気圧下の L-M 関係図を Davidson らの飽和蒸気-飽和水2相流の実験を用いて補正して、臨界圧までの圧力での摩擦損失の関係図を提案している。

それによって与えられているものは各圧力に対する ξ 対 $(\Delta p/\Delta l)_{w0}/(\Delta p/\Delta l)_{d0}$, および f_w 対 $(\Delta p/\Delta l)_{w0}/(\Delta p/\Delta l)_{d0}$ の図* である。ただし $(\Delta p/\Delta l)_{d0}$ は蒸気のみが管断面を満たして流れた場合の摩擦損失である。したがってこれらの図を用いて前章までで導いたところの ξ と f_w の関係および φ_1 , φ_2 を算出することができる。この方法については著者が既報⁽¹²⁾ で詳細に述べたのでここでは省略して結果のみを示すことにする。これによって得られた結果と前章までの空気-水2相流の値とを比較検討してみる。

4・1 摩擦損失比と水容積比との関係 各圧力に対して ξ と f_w との関係を上記の図から求めると第3

* これらの図は著者が文献(1)の論文第1図で紹介したものと同様で、各圧力に対する線が示されている。ここでは直接必要ではないので省略する。

図のように直線関係が得られ、 Z の値は 1 ata の場合 1.975 であり、圧力が高いほど小になり、臨界圧では理論的に求めるところの 1.75* となった。これを圧力に対して第 1 表に示したように表わした。すなわち空気-水 2 相流の本実験の傾向と一致している。

4・2 摩擦損失係数比 φ_1 各圧力における φ_1 の値を蒸気容積比 f_d に対して示すと第 7 図が得られた。

第 7 図 飽和蒸気-飽和水 2 相流の摩擦係数比 φ_1

これによると圧力 100 ata 以下で $f_d < 0.6$ の範囲では φ_1 はかなり似かよった傾向を示している。また (12) 式の Z に摩擦係数が Blasius 式に従うものとして (8) 式の 1.75 の値を用いると図中の鎖線となり、きわめてよく似た値を示し圧力の影響が小さい。これに対して点線で第 4 図の実験曲線を示したが、ほぼ同様な傾向を示している。このような表示方法によれば空気-水 2 相流の実験でもかなり高圧の飽和状態の場合に近い値を示すものと思われる。また自然循環の計算でこの図を用いて 100 ata までは φ_1 を f_d のみによって定めてもよいものと思われる。

φ_1 を w_{d0}/w_{w0} に対して示すと第 8 図**が得られる。この場合には圧力による差が大きく、大気圧下の実験値を高圧に用いることはできない。

4・3 摩擦係数比 φ_2 各圧力における φ_2 と w_{d0}/w_{w0} の関係を第 9 図**に示す。大気圧下の空気-水 2 相流では第 6 図に示したようによく一致しているが、この図のように圧力による差が大きいので上の実験値を他の圧力の場合にそのまま用いることができないことが認められる。

5. 結 語

* 臨界状態で w_{w0} の流量に対して $y w_{w0}$ の流量が加わったとすると、(4) 式で $w w = w_{w0}(1+y)$, $\lambda w = 0.3164 / \{ (w_{w0}(1+y) D / \nu) \}^{0.25}$ となるので $(\Delta p / D) w / (\Delta p / D)_{w0} = (1+y)^{1.75}$ となる。一方 $f_w = w_{w0} / w_{w0}(1+y) = 1 / (1+y)$ であるからこの 2 式から y を消去すると $\xi = f_w^{-1.75}$ となる。

** 著者が文献 (1) の論文で示したものと同一表示法であるが、その場合には文献 (9) の大気圧下の関係図から高圧範囲の φ_1, φ_2 の値を算出した。したがって本報の文献 (7) の関係図から算出したものの方が正しい。

第 8 図 飽和蒸気-飽和水 2 相流の摩擦係数比 φ_1

第 9 図 飽和蒸気-飽和水 2 相流の摩擦係数比 φ_2

1" ガス管で常温の空気-水 2 相流の摩擦損失を水平管, 30°, 60° 傾斜管, 垂直管で測定した結果と Martinelli, Nelson の研究から求めた高圧の飽和状態における値とを比較検討して次の結果を得た。

(1) 摩擦損失比は管傾き角, 圧力に関係なく一般に $\xi = f_w^{-Z}$ で表わされる。

(2) 相対速度を考慮した摩擦係数比 φ_1 は $f_d < 0.7$ では 1~2 程度の値であり、近似的には f_d のみで定まる。また 100 ata 以下で $f_d < 0.6$ では近似的に $\varphi_1 = (1-f_d)^{-0.75}$ で表わされる。これによって λ_{m1} の値は前記 Schwarz の実験値と同程度の値が得られる。

(3) φ_1 を w_{d0}/w_{w0} に対して第 5 図で示したが、これは圧力によって変る。

(4) 相対速度を考慮しない摩擦係数比 φ_2 を w_{d0}/w_{w0} に対して第 6 図に示した。この空気-水 2 相流での値は水平管で 0.8~1.2, 傾斜, 垂直管では 1~1.4 であった。

(5) 各圧力に対する φ_2 の値を第 9 図に示した。この値は 0.6~2.1 程度である。

最後に本研究に対して御教示いただいた大阪大学石谷清幹博士, また実験に協力された当時神戸大学学生, 児島康夫, 小沢明, 柴田典雄, 山本武彦, 十河正昭の諸君に深く感謝の意を表する次第である。

文 献

- (1) 赤川・小泉, 機械学会論文集, 20 卷 92 号, 280 ページ (昭 29).
- (2) Boelter, Kepner, *Ind. and Engg. Chem.*, Vol.31, p.426 (1939).
- (3) 矢木・白井・佐々木, 化学機械, 15 卷 7 号, 717 ページ (1951).
- (4) 矢木・佐々木, 化学工学, 17 卷 6 号, 216 ページ (1953).
- (5) 矢木・加藤, 化学工学, 18 卷 1 号, 2 ページ (1954).
- (6) K. Schwarz, *Forsch-heft* 445 (1954).
- (7) Martinelli, Nelson, *Trans. ASME.*, Vol. 70, p. 695 (1948~8).
- (8) Johnson, Abou-Sabe, *Trans. ASME.*, Vol. 74, No.6, p. 977 (1952).
- (9) Lockhart, Martinelli, *Chem. Engg. Progress*, Vol. 45, No. 1, p. 39 (1949).
- (10) 機械工学便覧, 8-32, 第 12 表.
- (11) 赤川, 機械学会論文集, 19 卷 88 号, 40 ページ (昭 18) および文献 (1).
- (12) 文献 (1) に同じ.

ニ ュ ー ス

60 HP 自動車エンジン

FG 4 A 300 型エンジンは 57 型プリンス自動車 (乗用車およびトラック) に使用される. 第 1 図にキャブオーバトラック用に装備された本機の外観写真を, 第 2 図に標準性能曲線を示す.

主要諸元

種 類	水冷, 4 サイクル, 直列 4 シリンダ, ガソリンエンジン
弁 配 置	頭上弁式, 衝棒駆動
内 径 × 行 程	75 mm × 84 mm
総 排 気 量	1'484 cc
圧 縮 比	7.5
最 高 出 力	60 HP/4 400 rpm
最 大 ト ル ク	10.75 kg-m/3 200 rpm
機 関 寸 法 (長×幅×高)	730 mm × 480 mm × 770 mm
機関乾燥重量	163 kg

第 1 図

電 気 装 置 12 V 方式

点火順序, 1—3—4—2

点火早め装置, 遠心式および真空式

点火せん 14 mm,

ねじ長さ 19 mm

充電発電機 200 W

始動電動機 1.4 HP

燃 料 装 置 気化器, 降流型 2 バレル 1 個

電気清浄器, オイルバス式

潤 滑 装 置 歯車ポンプによる全圧送式, 油圧 3 kg/cm²

オイルフィルタエレメント, 綿糸

諸 容 量 潤滑油 4.2 l

冷却水 10 l

[富士精密工業会社]

第 2 図 FG 4 A 300 型エンジン性能曲線