

磁性流体を利用した圧縮機* (第3報, 永久磁石対回転形装置の性能試験)

佐田富道雄*¹, 中村尚裕*², 佐藤泰生*³

A Gas Compressor Using Magnetic Fluid (3rd Report, Characteristics of a New Apparatus Driven by Rotating Paired Permanent Magnets)

Michio SADATOMI*⁴, Takahiro NAKAMURA and Yoshifusa SATO

*⁴Kumamoto University, Dept. of Mechanical Engineering and Materials Science,
Kurokami 2-39-1, Kumamoto, 860-8555 Japan

In the first report of this series⁽¹⁾, we proposed a non-mechanical gas compressor using magnetic fluid (MF) and a linear motor. And then, its feasibility was confirmed by a simplified test using two kinds of apparatus, i.e., a straight-channel-type compressor driven with a series of belt-driven paired permanent magnets⁽¹⁾, and a spiral-channel-type compressor with a unique linear motor called "electromagnetic motor"⁽²⁾. However, the discharge pressure obtained in these compressors was not enough. In this study, in order to increase the discharge pressure and to know the precise performance, a new apparatus having a spiral channel and a rotating paired permanent magnets has been developed and tested. Results of this test together with comparisons with calculations by a simplified one-dimensional model are presented in this paper.

Key Words: Fluid Machinery, Gas Compressor, Magnetic Fluid, Multi-phase Flow, Slug Flow, Rotating Magnetism, Experiment, Analysis

1. 緒 言

磁性流体(Magnetic Fluid, 以下 MF と略記)は, 磁場への反応性と流動性とを併せ持つ人造流体として知られており, これまで潤滑, 軸シール, ダンプ等に使用されてきた^{(3)~(6)}.

そのような MF の新しい応用法として, 最近, 著者らは図1に示す MF とリニアモータを利用する気体圧縮機を提案した⁽¹⁾. その圧縮機では, シリンダ内に形成される断続的な MF スラグが容積式圧縮機のピストンと同等の働きをし, そのようなスラグの間に吸い込まれた気体はシリンダに沿って流動し圧縮される. このように, この圧縮機では気体と MF の二相スラグ流が現れ, 空気は非機械的駆動力で圧縮される. この圧縮機の実現性は, まず, 図2に示す装置, すなわち, リニアモータの代わりに永久磁石対をベルト駆動する形式の単純化された装置によって確認した. しかしながら, シリンダの長さが短いことなどの理由に

より, 十分な吐出し圧力を得ることができなかった.

続く第2報の研究では, 図3に示す, らせん状流路と電磁モータと呼ばれる特殊なりニアモータを用いた装置を試験した⁽²⁾. この改良形の装置では, シリンダを長く, かつコンパクトにするために, 直線状のシリンダの代わりにらせん状流路を採用した. そして, らせん状流路に沿って移動する磁場を発生させるため, その流路の上下に一对の環状コイルからなる電磁モータを配置し, その磁場の回転速度をインバータで制御した. この圧縮機は, インバータ周波数 3 kHz 以下, すなわち, 磁場の回転速度 $U < 0.56$ m/s では, 吐出し圧力は最高 16 kPa となり必ずしも十分ではないものの, うまく作動した. しかしながら, $U > 0.56$ m/s では, 電磁モータから供給される磁場の強さが十分ではなく, この圧縮機は作動しなかった.

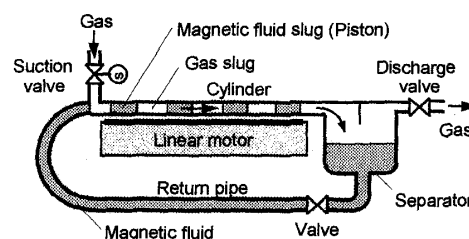


Fig.1 Prototype of a gas compressor using MF⁽¹⁾

* 原稿受付 1998年9月18日.

*¹ 正員, 熊本大学工学部 (☎ 860-8555 熊本市黒髪2-39-1).

*² 正員, 三菱電機(株)静岡製作所 (☎ 422-8528 静岡市小島3-18-1).

*³ 正員, 八代工業高等専門学校 (☎ 866-8585 八代市平山新町2627).

E-mail: sadatomi@mech.kumamoto-u.ac.jp

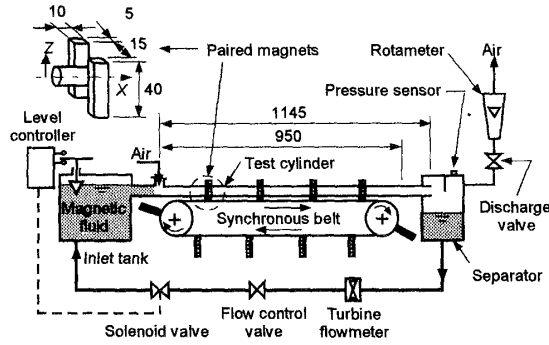


Fig. 2 Apparatus having a straight channel and permanent magnets⁽¹⁾

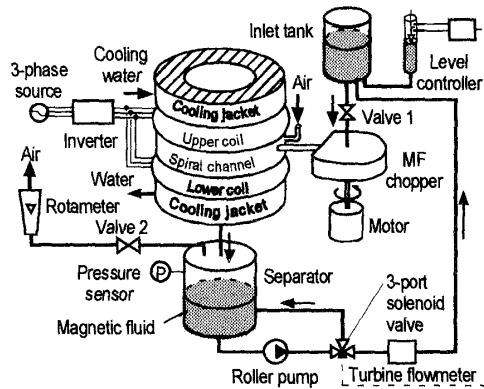


Fig. 3 Apparatus having a spiral channel and an electromagnetic motor⁽²⁾

第3報の本研究では、らせん状流路と回転する永久磁石対をもつ新しい装置を開発し、試験した。この装置では、強力な回転磁場を得るために、電磁モータの代わりに、らせん状流路の上下の薄い円盤に多数の永久磁石対を固定し、可変速モータで回転した。試験では、磁場の回転速度とMFの供給流量が次の三つのパラメータに及ぼす影響を調べ、分析した。すなわち、(1)最高締切圧力、(2)所定の吐出し圧力における空気の吐出し流量、および(3)その圧力での圧縮機の流体効率である。この論文では、この試験結果と2章に述べる単純化したモデルによる計算との比較結果について報告する。

2. 理論的背景

この圧縮機の性能に関するパラメータについて、いくつかの理論的な式を紹介する。それらの導出に際しては、次の二つの仮定を置いた。

(1) 流路内は図4(a)に示す一次元の理想流れになるものとする。すなわち、実在の流れではMFの供給流量の多寡に応じて図4(b)に示すように異なる厚さの液膜が壁面に形成されるが、そのような液膜はな

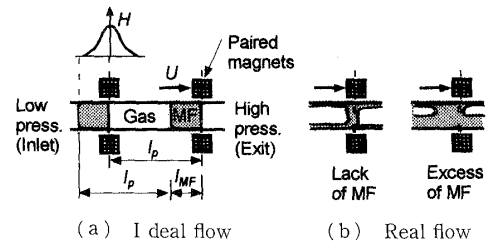


Fig. 4 Illustration of ideal flow and real flow in the channel

いものとする。

(2) MFスラグ間の気体は等温圧縮されるものとする。

まず、圧縮機による圧力上昇 ΔP は、単純化された一次元の運動量保存式⁽¹⁾⁽²⁾により次のように表せる。

$$\Delta P = (F_m - F_f) / A \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 F_m は各MFスラグに作用する磁気体積力の合計、 F_f は磁場が作用する有効な流路長さ Δx における壁面摩擦力、 A は流路の断面積である。

式(1)の磁気力 F_m は次式で計算できる。

$$F_m = NA\mu_0 \int M dH \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 N は前述の長さ Δx に存在する磁石対の総数、 μ_0 は真空中の透磁率、 M はMFの磁化である。所定の磁場強さ H における M は本磁性流体の磁化曲線⁽²⁾ から評価可能である。また、本実験装置における磁場強さ、 H は $B = \mu_0(H + M)$ の式を利用して、後出の磁束密度分布の実験値から求めることができる。式(2)の計算では、MFスラグは図4(a)における低圧力側に位置することを考慮しなければならない。MFは逆圧力こう配に対して移動するためである。

式(1)の壁面摩擦力 F_f は前報⁽¹⁾⁽²⁾ と同じく次の Chhabra らの式⁽⁷⁾ で計算できる。

$$F_f = \tau_{w, MF} l_w \Delta x \lambda \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 l_w は壁のぬれぶち長さ、 λ はMFの体積率、 $\lambda = l_{MF} / l_p$ [図4(a)参照] である。 $\tau_{w, MF}$ はMFスラグ部の壁面せん断応力であり、指数法則に従う非ニュートン流体に適用可能な Metzner-Reed の式⁽⁸⁾ で計算することにした。もし、 F_f が F_m と比較して十分に小さく、しかもすべてのMFは磁場の後ろ側 ($H=0$ から H_{max} までの低圧力側) のみに存在するとすれば、圧力上昇の上限値 ΔP_{UPL} が次式によって与えられる。

$$\Delta P_{UPL} = F_m / A \dots\dots\dots (4)$$

流路単位断面積当たりの気体の吐出し流量、すなわち、気体の容積流束 j_c は次の連続の式で与えられる。

$$j_c = U(1 - \lambda) \dots\dots\dots (5)$$

ここで、理想流れにおいては、MF スラグと気泡の速度は磁場の移動速度 U に等しく、次の式が成り立つことに注意しなければならない。

$$U = j_C + j_{MF}, \dots\dots\dots (6)$$

$$\lambda = \frac{l_{MF}}{l_P} = \frac{j_{MF}}{U}. \dots\dots\dots (7)$$

本圧縮機の流体効率 η_C を、次式のように、等温圧縮動力 L_G と機械損失の効果を含まない正味の軸動力 L_E の比として定義した。

$$\eta_C = L_G / L_E. \dots\dots\dots (8)$$

式(8)において、 L_G は一般に次式で与えられる。

$$L_G = P_a Q_{Co} \ln \{(P_a + \Delta P) / P_a\}. \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 P_a と Q_{Co} はそれぞれ吸込み側の圧力(大気圧)と体積流量であり、 ΔP は圧縮機による圧力上昇である。しかしながら、もし、 ΔP が P_a と比較して十分に小さければ、 L_G は次式で近似できる。

$$L_G = \Delta P Q_C = \Delta P j_C A. \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 Q_C は圧縮機の流路の中間点における体積流量である。他方、式(8)の L_E は次式で与えられる。

$$L_E = (T - T_o) \omega \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 T は MF を導入した通常運転時の軸トルク、 T_o は MF を入れない空転時の軸トルク、 ω は軸の角速度である。もし、 F_f の効果が無視できるなら、 L_E は近似的に次式によっても表される。

$$L_E = \Delta P A U = F_m U. \dots\dots\dots (12)$$

このようにして得た式(1)、(5)、(10)、(12)を式(8)に代入すると、理想流れにおける圧縮機の流体効率を与える式として次式が導かれる。

$$\eta_C = (1 - F_f / F_m)(1 - \lambda). \dots\dots\dots (13)$$

3. 実験

3-1 実験装置 図5は本実験装置を示す。その特徴は次のとおりである。

- (1) 圧縮機をコンパクトにするために図6のらせん

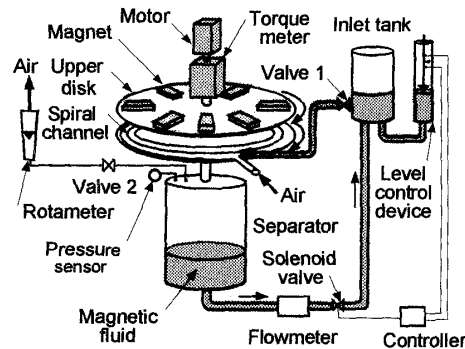


Fig. 5 Apparatus having a spiral channel and paired permanent magnets

ん状流路を使用した(その流路は管内径 7 mm のガラス製で、らせんの曲率は平均値として 145 mm であった。管の全長と磁場作用に対して有効な部分の長さ Δx はそれぞれ 2700 mm と 2340 mm であった。また、磁石対間の平均ピッチは 114 mm であり、長さ Δx の区間における磁石対の数 N は平均で 20.5 であった)。

(2) らせん状流路に沿って回転する磁場を発生させるため、流路の上下に設けた直径 340 mm の円盤に 8 対の強力な永久磁石を取付け、上側の円盤を可変速モータで回転させた(下側の円盤は磁石対間の吸引力によって同期して回転した)。

図5において、MF は液位の高さを一定に調節した入口のタンクから流量調整弁#1 を経てらせん状流路に流入した。MF は、流入直後に流路内で各磁石対の位置に MF スラグを形成し、回転磁場によって図6の時計回り方向に流路出口まで移動した。いっぽう、空気は、先行する MF スラグの後方に生じる負圧によって MF スラグの間に吸入された。流路を通過した MF と空気は分離タンクへ流出した。そこで分離した MF は分離タンク内の圧力によって入口タンクへ戻された。しかしながら、運転開始直後はその圧力が不十分であったため、分離タンクとタービン流量計の間に設置したローラポンプで MF はくみ上げられた。

実験に用いた MF は、取扱いの容易さと飽和磁化 (0.031 T) の高さを考慮して、タイホー工業製の W-40 とした。20°C における密度は 1396 kg/m³ であり、見掛け粘度は約 0.017 Pa·s であった。

強力な永久磁石としては、10 mm 角で長さ 40 mm の寸法をもつ住友特殊金属製の NEOMAX-35 を使用した。らせん状流路の管軸、 x 軸、に垂直な磁石間距離は 15 mm であった。図7はそのような磁石の対が発生する磁場の x 方向分布の測定結果で、実験値は円周方向に 45° 間隔で設置した 8 対の平均値である。丸印と三角印は円周方向の各位置において、磁石を 1 個

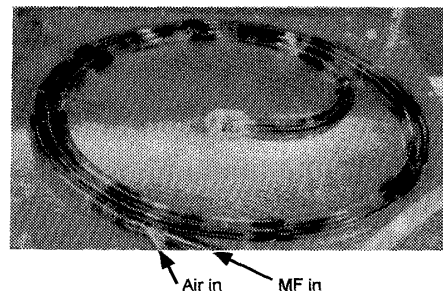


Fig. 6 Photograph of spiral channel (MF slug is seen above magnets hidden below a brass plate)

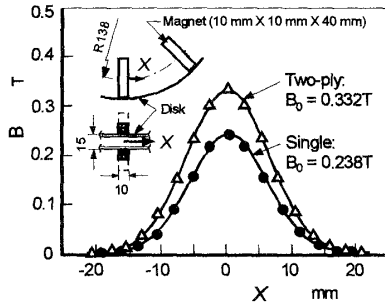


Fig. 7 Magnetic flux density distribution along the x-axis between paired magnets

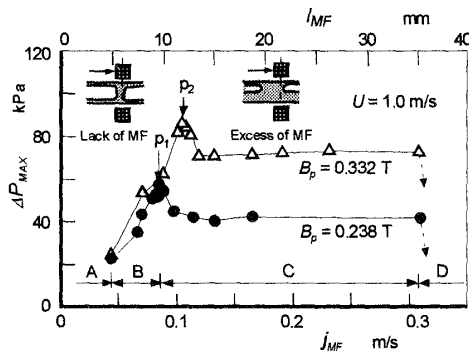


Fig. 8 Maximum discharge pressure vs. volumetric flux of MF at $U=1.0$ m/s (Effect of magnetic field intensity)

ずつで対にした場合と、二枚重ねで対にした場合である。磁場の検出範囲は約 $-15 \text{ mm} < x < 15 \text{ mm}$ であったことから、MF スラッグの長さの上限は 30 mm であることがわかる。なお、両者の磁束密度の最大値は 0.238 T と 0.332 T であり、電磁モータ⁽²⁾が発生する磁場の約 3~4 倍であることがわかった。

3・2 実験項目と測定 磁場の回転速度と MF の導入流量が及ぼす影響を調べるため、実験はその速度を $U=0.5, 1.0, 1.5$ m/s および 2.0 m/s の一定として、MF 導入流量を徐々に変えて行った。その回転速度は、平均回転半径、すなわち、らせん状流路の平均曲率(145 mm)と光センサによる軸回転数の測定値により誤差 1% 以内で求めた。実験は、次の 2 種類に分けられる。

一つは、最高締切圧力⁽¹⁾⁽²⁾の測定であった。この測定では、図 5 における空気の吐出し弁#2 を閉じた状態で運転し、流路内の MF スラッグが破断するまで分離タンクの圧力を上昇させた。その破断直前の分離タンクの内圧を圧力センサで測定し(誤差 10 Pa 以内)、その結果を最高締切圧力の実験値とした。

もう一つは、ある所定の吐出し圧力(もちろん、最高締切圧力以下)における、空気の吐出し流量と軸トルクの測定であった。その圧力は、吐出し弁#2 の開度

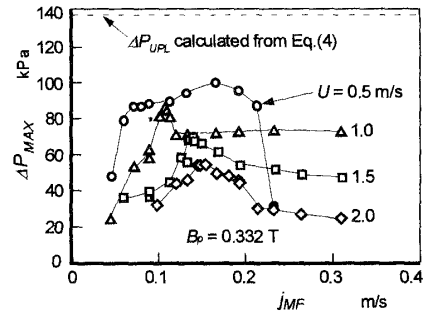


Fig. 9 Maximum discharge pressure vs. volumetric flux of MF at $B_p=0.332$ T (Effect of magnet velocity)

により所定値の 1% 以内に調整した。空気の吐出し流量は検定済みの浮子式流量計で 3% 以内、MF の循環流量は検定済みのタービン流量計で 1% 以内、軸トルクは検定済みのトルク変換器で 1% 以内という、それぞれの誤差で測定した。これらの測定値と軸回転数の測定値を用いて、次式により本圧縮機の流体効率を評価した。

$$\eta_c = \frac{L_C}{L_E} = \frac{P_a Q_{Co} \ln \left\{ \frac{(P_a + \Delta P)}{P_a} \right\}}{(T - T_0) \omega} \dots (14)$$

4. 結果と考察

4・1 最高締切り圧力 図 8 は、最高締切圧力 ΔP_{MAX} の典型的な実験結果で、磁石速度 $U=1.0$ m/s におけるものである。横軸は、MF の容積流束 j_{MF} ($= Q_{MF}/A$)、ならびに理想流れを仮定して式(7)より決定される MF スラッグの長さ l_{MF} である。三角印は二枚重ねの磁石対 ($B_p=0.332$ T) のとき、丸印は一枚 ($B_p=0.238$ T) のときの実験値である。

以下に、実験値を A~D の 4 領域(それぞれの境界は、複雑さを避けるため一枚の磁石対の場合のみを示す)に分けて議論する。 j_{MF} が小さい場合(領域 A)や大きい場合(領域 D)は、MF 過少あるいは過多のため圧縮機はうまく作動せず、実験値は得られなかった。領域 B では、 ΔP_{MAX} は j_{MF} の増加に従ってピーク値まで上昇した。これは、式(7)による l_{MF} が j_{MF} の増加に従って磁場の半幅に相当する上限値まで増え、式(2)による F_m ひいては式(1)による ΔP がその上限値に対応するところまで増加するからである。領域 C においては、 ΔP_{MAX} は MF スラッグの変形や式(1)における F_f の増加によって徐々に減少するものと考えられる。気泡周りの MF 液膜は、速度は小さいものと考えられるが、 j_{MF} の増加に従って厚くなり、その移動による F_f は無視できない値になるのであろう。

最高締切圧力のピーク値(図 8 中の p_1 および p_2)に

ついては、磁場の強さ、すなわち B_p 値に比例することがわかる。また、ピークが現れるときの j_{MF} 値も磁場の強さに依存する。この理由は、図7からわかるように磁場の増強によって磁場がわずかではあるが広がり、磁場に補足される MF スラッグの長さが長くなるためと考えられる。

図9は、二枚重ねの磁石対 ($B_p=0.322\text{T}$) に関する ΔP_{MAX} の実験結果で、磁場速度をパラメータとしている。また、参考のために、式(4)による圧力上昇の上限値 ΔP_{UPL} も破線で示している。図9より、本圧縮機は前報⁽²⁾の圧縮機における磁場速度の約4倍の $U=2.0\text{ m/s}$ においても作動可能であることがわかる。さらに、式(1)の F_f が U の増加によって増えるため、各磁場速度における ΔP_{MAX} のピーク値は U の増加により低下することもわかる。また、式(7)からわかるように、 F_m に影響する l_{MF} は j_{MF}/U に依存するため、上述のピーク値が現れるときの j_{MF} は、 $U>1.0\text{ m/s}$ の場合には、 U の増加に従って増加している。

本実験における ΔP_{MAX} の最高値は図9に見られるように約 100 kPa であり、前報⁽²⁾の圧縮機の約6倍であった。しかしながら、その最高値は式(4)による上限値の70%にとどまっている。なお、 ΔP_{MAX} は、磁石対の数⁽¹⁾あるいは磁場の強さを増せば、さらに増加できるものと期待できる。

4・2 空気の吐出し流量 図10は分離タンクの圧力、すなわち、吐出し圧力を $\Delta P=30\text{ kPa}$ に調整したときの空気吐出し流束 $j_c (=Q_c/A)$ の実験値である。他の諸条件は図8と同じである。図10には、図8における p_1 と p_2 、および理想流れに適合する式(6)による破線も示してある。図示の実験条件では磁場の強さによらず、 $0.06\text{ m/s} < j_{MF} < 0.31\text{ m/s}$ 、すなわち、領域B、Cにおいてのみ運転可能であった。しかしながら、図10におけるこれら二つの領域ではデータの傾

向が異なっている。 j_c は、領域Bにおいては理想流れが呈する値に近く、領域CにおいてはMF導入量が過多であるため、その値よりかなり低い、磁場に保持できない余分なMFは流路の底部を停滞するような状態で流動し、流路入口において空気の吸入を妨げた。このため、 j_c が低下した。この j_c が急低下する臨界点の j_{MF} は、 d_1 と d_2 で示すように、磁場の強さに依存する。そして、それらの臨界点は、磁場の半幅、すなわち、1枚の磁石対と二枚重ねの磁石対に対して 14 mm と 16 mm を l_{MF} として代入すれば、式(7)よりほぼ推定可能であった。さらに、 j_{MF} に関するもう一つの臨界点、すなわち、領域A、B間の遷移点も、その半幅の約50%の長さを l_{MF} に代入すれば、式(7)より推定できる。

図11は磁場の強さを固定して、磁場速度を変えたときの空気吐出し流束の実験値である。 $U=1.0\text{ m/s}$ の場合を除き、 $\Delta P=30\text{ kPa}$ の吐出し圧力条件のみの実験値を提示している。領域B、C間の遷移点を前述の方法で計算し、 $l_{MF}=16\text{ mm}$ に対応するその遷移 j_{MF} を、それぞれの U に対して縦棒で示している。領域Bにおける j_c は、 U の増加とともに理想流れに對

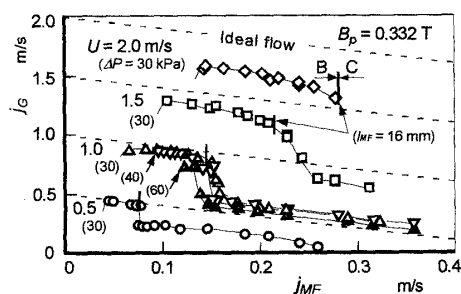


Fig. 11 Volumetric flux of discharged air vs. volumetric flux of MF (Effect of magnet velocity and discharge pressure)

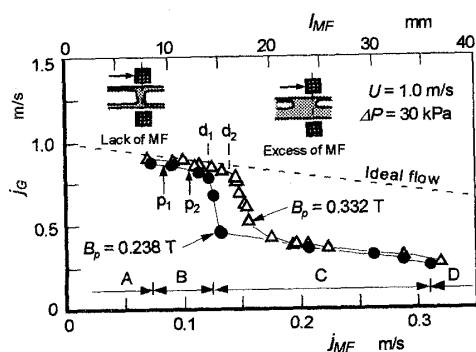


Fig. 10 Volumetric flux of discharged air vs. volumetric flux of MF at $U=1.0\text{ m/s}$ and $\Delta P=30\text{ kPa}$ (Effect of magnetic field intensity)

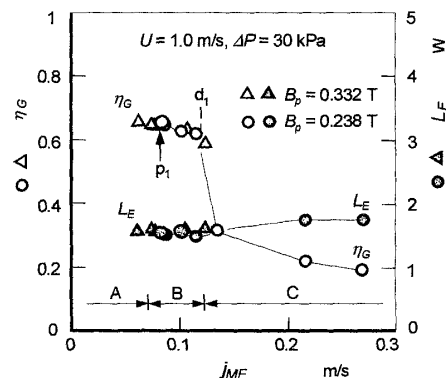


Fig. 12 Isothermal compression efficiency and effective shaft power vs. volumetric flux of MF at $U=1.0\text{ m/s}$ and $\Delta P=30\text{ kPa}$ (Effect of magnetic field intensity)

する値より低下していくが、おおむね理想流れに対する値に近いといえる。その低下の意味については、4・3節で言及する。なお、 ΔP の影響については、 ΔP の増大に伴って領域Bは狭くなり、 j_G は若干低下した。

4・3 圧縮機の流体効率 図12は、 $U=1.0$ m/s、 $\Delta P=30$ kPaの条件で得られた等温圧縮効率 η_G と有効軸動力 L_E の実験値を示す。磁場強さと j_{MF} の L_E への影響および磁場強さの η_G への影響は小さい。しかしながら、 j_{MF} の η_G への影響は明らかであり、 η_G は領域Bにおいてのみ高いことがわかる。

図13は、異なる磁場速度に対して η_G と L_E の実験値を示す。実験値は $B_p=0.238$ Tの磁場において、 $\Delta P=30$ kPaの条件で得られており、領域Bの実験値のみを提示している。この領域では、 j_{MF} の L_E および η_G への影響は小さいが、 U の影響は明らかである。 η_G の最高値は $U=0.5$ m/sにおける約0.75であった。さらに、式(12)より明らかであるように、 L_E は U の増加とともに上昇した。

図14は、図13の各 U において臨界点 d_i に最も近

い j_{MF} における η_G と L_E の実験値を磁場速度に対して示したものである。参考のために、理想流れを対象とした式(13)による計算値を破線で示す。 η_G は U の増加とともに減少し、計算値と実験値の定性的傾向は同じであるといえる。しかしながら、実験値の減少は計算値の減少より急であった。この減少度合いの不一致に関する一つの理由は次によると考えられる。実際上は、MFに働く摩擦せん断応力はMFスラグを変形させ、しかも壁面付近のMFは磁場と同じ速度で動くことができない。このため、最適な j_{MF} を選んだとしても、空気泡と壁の間にMF液膜ができる。そして、その膜厚は U の増加に従って厚くなると推定できる。したがって、 U の増加につれて、理想流れよりも空気の吸入量はさらに減少すると考えられる。実際、図11からわかるように、特に、 $U=1.5$ m/sと2.0 m/sにおいて、顕著な j_G の低下が見られた。この j_G の低下が、式(9)における L_G の減少、ひいては式(8)における η_G の低下を引き起こすと考えている。しかしながら、本計算モデルでは、MF液膜の存在を考慮していない。このことが、 η_G に関する実験値が計算値よりも低いこと的主因であると考えている。そのような計算モデルの改良が今後の課題である。

5. 結 言

磁性流体を利用した圧縮機の吐出し圧力の増大とその詳細な性能調査を目的として、らせん状流路と回転する永久磁石とをもつ新しい装置を開発し試験した。試験では、磁場の回転速度とMFの導入流量が次のパラメータに及ぼす影響を調べた。すなわち、(1)最高締切圧力、(2)所定の吐出し圧力における空気の吐出し流量、および(3)その吐出し圧力における圧縮機の流体効率、であった。さらに、これらの試験結果を分析するために簡単化された一次元モデルを導出し、それによる計算値と実験値との比較を試みた。その結果、次の四つの知見が得られた。

(1) (i) 流路内はMF液膜がない理想流れである、(ii) 空気は等温圧縮される、という二つの仮定のもとに、圧縮機の性能を分析するための簡単化された一次元モデルを導出した。

(2) 前報⁽²⁾の電磁モータに比べて4倍の強さの磁場を発生する永久磁石対を採用することにより、最高締切圧力を前報の圧縮機の約6倍、すなわち、100 kPaまで上昇させることができた。そして、磁場の回転速度も、約4倍の2.0 m/sまで上げることができた。しかしながら最高締切圧力の最大値は、理想流れに対する式(4)による上限値の約70%にとどまった。

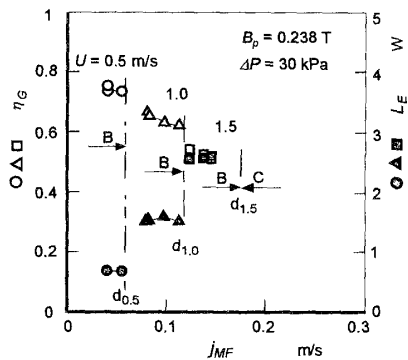


Fig. 13 Isothermal compression efficiency and effective shaft power vs. volumetric flux of MF at $B_p=0.238$ T and $\Delta P=30$ kPa (Effect of magnet velocity)

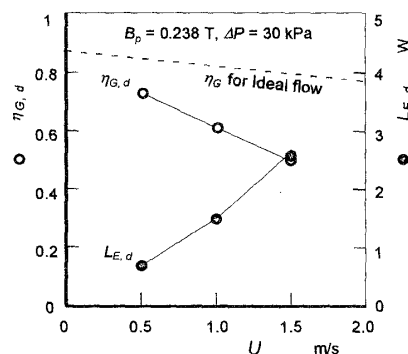


Fig. 14 Effect of magnet velocity on isothermal compression efficiency and effective shaft power at $B_p=0.238$ T and $\Delta P=30$ kPa

(3) 空気の吐出し流量は, MF の導入流量を最適値になるように調整すれば, 理想流れに対する値にはほぼ等しくなった。その最適値は, 磁場の半幅の約 50% から 100% の長さの MF スラグを想定し, その長さを式(7)に代入することにより決定できた。ただし, 磁場の回転速度が 1.5 m/s 以上になると, MF-流路壁間の摩擦の増大により, 空気の吐出し量はいくぶん減少した。

(4) 本圧縮機の流体効率 は最大 0.75 であり, 回転速度の増加につれて低下した。この低下の傾向は, 定性的には理想流れに対する式(13)により表せた。しかしながら, 定量的には不十分であり, 今後, 空気泡周りの MF 液膜を考慮することによって, そのモデルは改良する必要がある。

終わりに, 本研究に有益なご助言をいただいた三井三池製作所, 西村睦郎, 糸永泰彦の両氏, ならびに実験に協力いただいた当時熊本大学学生 坂田雄市, 古

賀慎弥の両氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 佐藤泰生・ほか 3 名, 機論, 59-562, B(1993), 1809-1815.
- (2) Sadatomi, M. and Sato, Y., *Proc. 3rd Int. Conf. Multiphase Flow, ICMF'98*, Lyon, France, Paper # 385 (1998), 1-6.
- (3) Rosensweig, R. E., *Ferrohydrodynamics*, (1985), 1-344, Cambridge Univ. Press.
- (4) 神山新一, 磁性流体入門, (1989), 1-135, 産業図書.
- (5) Fertman, V. E., *Magnetic Fluids Guidebook: Properties and Applications*, (1990), 1-146, Hemisphere Pub. Co..
- (6) Berkovsky, B. M., Medvedev, V. F. and Krakov, M. S., *Magnetic Fluid-Engineering Applications*, (1993), 1-243, Oxford Univ. Press.
- (7) Chhabra, R. P., Farooqi, S. I. and Richardson, J. F., *Chem. Eng. Res. Des.*, 62-1 (1984), 22-32.
- (8) Metzner, A. B. and Reed, J. C., *AIChE J.*, 1 (1955), 434-440.