

冷媒圧縮機における冷媒-油混合物の圧縮特性*

(第2報, ベーン形圧縮機の性能)

福田 充 宏^{*1}, 柳 沢 正^{*1}
清水 孝^{*1}, 鹿 田 達 郎^{*2}

Compression Characteristics of Refrigerant-Oil Mixture in Refrigerant Compressors (2nd Report, Performance of Vane Compressors)

Mitsuhiro FUKUTA, Tadashi YANAGISAWA,
Takashi SHIMIZU and Tatsuro SHIKATA

Refrigeration oil is used for lubrication, sealing and cooling in refrigerant compressors, and mixing of the oil with refrigerant has complicated effects on operating characteristics of the compressor. In this study, we measured operating performance of a vane compressor under various conditions of oil supply, and the experimental results were analyzed in detail using a mathematical compressor model developed in our previous study. With increasing ratio of the oil mixed in the suction refrigerant, volumetric efficiency of the compressor increased at lower rotational speed because of decreased losses of leakage and heat transfer, and it decreased at higher rotational speed due to increased pressure drop in a suction port. On the other hand, indicated efficiency increased slightly with increasing oil rate due to the cooling effect of the oil.

Key Words: Compressor, Positive-displacement Fluid Machinery, Refrigeration, Internal Flow, Heat Transfer, Refrigeration Oil, Compression Characteristics

1. 緒 言

冷凍機やヒートポンプ用の冷媒圧縮機では、しゅう動部の潤滑やシール、各部の冷却のために冷凍機油が用いられており、作動流体は冷媒に冷凍機油が混入したものとなっている。冷凍機油の混入は、冷媒圧縮機内の伝熱、漏れ、圧力損失(流路抵抗)などに対してそれぞれ大きく影響を及ぼすために、冷凍機油の混入が圧縮機の性能に与える影響は非常に複雑なものとなる。しかし冷媒圧縮機の性能に関する従来の研究^{(1)~(7)}では、伝熱、漏れ、流路抵抗に対して冷凍機油の影響を無視して解析を行っていたり、冷凍機油の混入が流量や動力に及ぼす影響を実験的にのみ調査したものが多く、冷凍機油の混入が伝熱、漏れ、圧力損失などの要因それぞれに及ぼす影響は定性的な記述のみであり、定量的な検討はなされていない。

そこで本研究ではベーン形冷媒圧縮機を用いて、圧縮機の吸込冷媒に混入する冷凍機油量や吐出し油だめからしゅう動部に供給される冷凍機油量を定量的に変化させ、そのときの圧縮特性や圧縮機性能の変化を実

験的に調査するとともに、第1報⁽⁸⁾で示した解析モデルを用いることによって、冷凍機油の混入が圧力や温度の変化といった圧縮特性や、冷媒流量や圧縮動力といった圧縮機の性能に与える影響を詳細に検討する。

2. 理論解析

図1に本研究に用いたベーン形圧縮機のシリンダ部の概要を示す。ロータ回転角 θ は最小すきまシール部を基準にとり、ロータ中心 O_r とベーン溝前縁端を結ぶロータ半径の回転角度とし、そのベーンに先行した部屋(吸込室、圧縮室または吐出し室)をその回転角に対応した部屋と定める。

2.1 計算モデル 本報で用いる解析モデルの詳細は第1報⁽⁸⁾で述べられているので、ここではその概要のみを紹介する。計算ではシリンダ内の一つの部屋を検査体積にとり、検査体積内の冷媒と冷凍機油にそれぞれ漏れと伝熱を考慮したエネルギー式を適用することにより、各部屋の圧力や温度の変化を解析する。ここで検査体積内の冷媒と油の温度は瞬時に熱平衡に達すると仮定した。

検査体積に出入りする冷媒および冷凍機油の流れとして、図1における吸込部[1]および吐出し部[2]を通る流れ、最小すきまシール部[3]および隣接圧縮

* 原稿受付 平成6年6月2日。

*¹ 正員, 静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。

*² 静岡大学大学院 [現:三菱自動車(株)]。

空間[4]における流れ、吐出しポート部での圧縮ガスの再膨張[5]、そして吐出し側油だめよりロータ端面しゅう動部に供給され、ロータ端面を通過して吸込室や圧縮室内に漏れ込む油[6]を考慮する。上記の流れのうち、吐出し油だめより供給される油の漏れ[6]以外の流れは、漏れ流路上流側での平均油混合率でノズルを流れる冷媒と油の二相流であるとして解析を行う。吐出し油だめよりロータ端面しゅう動部に供給され、シリンダ内に漏れ込む油[6]の流量は、二円板間の放射状流れとして解析し、シリンダ内に漏れ込んだ油からは減圧に伴う冷媒溶解度の変化に対応した冷媒ガスが放出されるとする。

流体と圧縮機部材との熱交換は、検査体積の内側表面積と熱伝達率を用いて計算する。熱伝達率は円管内の乱流熱伝達相関式において冷媒の物性値を用いて見積もった熱伝達率と冷凍機油の物性値を用いて見積もった熱伝達率の平均値とする。ここで圧縮機部材温度は実験から得られた温度分布を使用する。以上に示した解析モデルの詳細は文献(8)の前報を参照していただきたい。

2.2 圧縮機の性能 冷凍機油は圧縮室のシールやしゅう動部の潤滑、圧縮機部材の冷却を行っており、冷凍機油の存在が圧縮機の性能に大きな影響を及ぼす。本研究では、上記に示した計算モデルを用いて圧縮機の流量および動力を冷凍機油の影響を考慮して解析し、圧縮機の性能に影響を及ぼす要因を分析する。

圧縮機流量すなわち体積効率(実流量/圧縮機吸込条件における理想流量)に影響を及ぼす要因は、吸込側への漏れ、吸気加熱、および吸込ポートでの圧力降下に分けることができる。一方、動力は圧縮動力と機械損失とに分けられるが、ここでは圧縮仕事の変化す

なわち図示効率の変化に注目する。図示効率に影響を及ぼすおもな要因は、圧縮室への漏れ、伝熱、および吸込みや吐出しの流動抵抗に分けることができる。これらの要因は独立したものではなく、相互に影響し合っているものではあるが、ここでは各要因による影響を、それぞれの要因を考慮した場合と考慮しない場合との性能や効率の差として求める⁽³⁾。

3. 実験装置および方法

実験装置は第1報⁽⁸⁾に示したものと同一であり、実験に用いた圧縮機の概要と実験用冷凍サイクルの概要をそれぞれ図2、3に示す。本研究に用いたベーン形圧縮機において圧縮機外部からシリンダ内に流入する冷凍機油は、吸込冷媒ガスとともに吸込ポートより吸い込まれる冷凍機油と吐出し油だめよりロータ端面しゅう動部に供給される冷凍機油である。本実験では図3に示すように圧縮機の外部に設けた油分離器(2)からこの二つの経路に流量を測定した冷凍機油を供給

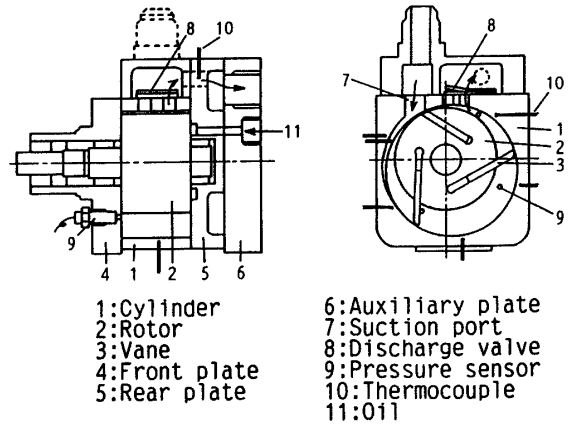


図2 実験用ベーン形圧縮機の概要

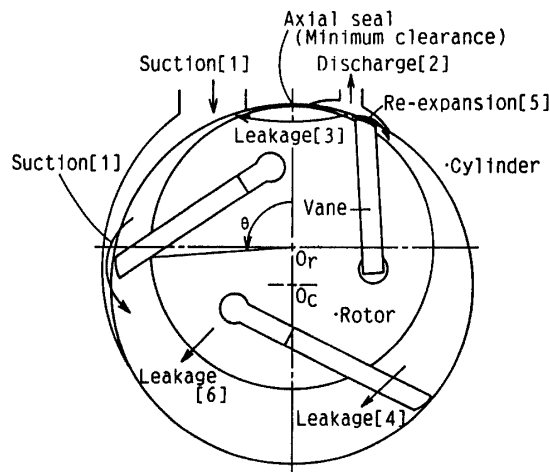


図1 シリンダ部の概要

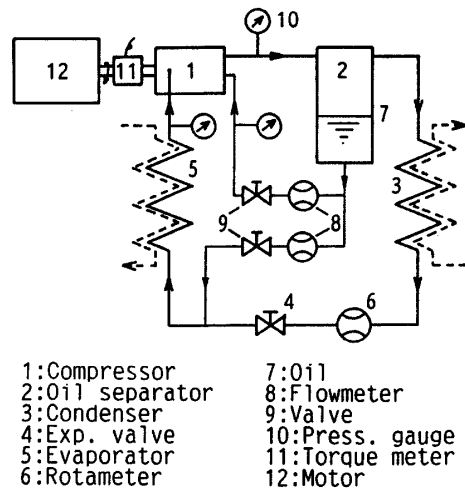


図3 実験用冷凍サイクル

し、定常運転時における冷媒流量、軸トルク、吐出し温度、吸込室内の温度、シリンダ壁の温度分布、シリンダ内の圧力変化を測定する。供試圧縮機には、ロータ端面しゅう動部への冷凍機油の供給が外部からできるように、通常の圧縮機の油分離器を取り外し、代わりに図2に示すような補助プレート(6)を取付けてある。実験装置の詳細は文献(8)の第1報を参照していただきたい。

通常の圧縮機では、吐出し油だめ内にたまった冷凍機油が圧力差によって絞りを通ってしゅう動部に供給される。そこで実験では、まず通常の圧縮機を想定して吐出し油だめからロータ端面しゅう動部への冷凍機油供給配管の絞り弁の開度を固定し、吸込側に混入する冷凍機油量を変化させて、圧縮機性能を測定する。次に、吐出し油だめからロータ端面しゅう動部に供給されシリンダ内に流れ込む油量の影響を調べるために、吸込側から混入する冷凍機油割合を一定とし、ロータ端面しゅう動部への供給油量を変化させて圧縮機性能を測定する。なお実験条件は吸込絶対圧力を0.297 MPa(蒸発温度0°C相当)、吐出し絶対圧力を1.57 MPa(凝縮温度58°C相当)、吸込冷媒過熱度10°Cとした。

4. 結果および検討

4.1 吸込側油量を変えた場合 図4に吸込側油混入率の変化に対する吐出し温度 T_{dis} の実験値と計算値、および吸込室内の温度 T_{in} の実験値の変化を示す。吐出し温度は、圧縮機吸込温度(10°C)からの理想断熱圧縮温度(71°C)よりかなり高く、吸込側供給油量の増加に伴って低下する。また吸込室内の温度も圧縮機の吸込温度(10°C)よりかなり高く、ベーン形圧縮機において吸気加熱が大きいことを示している。1000

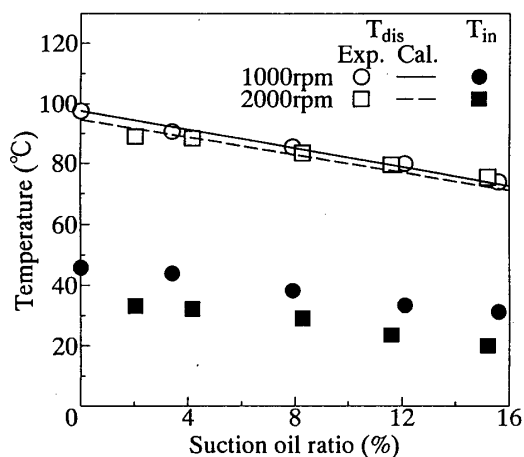


図4 吐出し温度と吸込室内温度

rpm の場合と2000 rpm の場合を比較すると、吸込室内温度は1000 rpm の場合のほうが高いが、吐出し温度は回転数によらず同程度となっている。図4中に示した吐出し温度の計算値は、第1報⁽⁸⁾で述べたように円管内の乱流熱伝達相関式(Dittus-Boelterの式)において平均圧力、温度における冷媒ガスの物性値を用いて算出した熱伝達率と冷凍機油の物性値を用いて算出した熱伝達率の平均値を用いたもので、実験値とよく一致している。

図5に回転数1000 rpm の場合において、吸込側油混入率の変化に対する体積効率の変化の実験値と計算値を示す。さらに計算値は体積効率の低下分を、漏れによる損失 $\Delta\eta_{vl}$ 、伝熱による損失 $\Delta\eta_{vq}$ 、および吸込ポートにおける圧力降下による損失 $\Delta\eta_{vp}$ の各要因ごとに分けて示す。計算値は、油混入率が約3%のときの体積効率が実験値と一致するように漏れ流路の流量係数を定めたものであるが、吸込油混入率の変化に対する相対的に体積効率の変化はよく一致している。体積効率の低下に対する各要因は、漏れを考慮した場合としない場合の流量の差から漏れによる損失分を求め、同様に伝熱を考慮した場合としない場合の流量の差から伝熱による損失分を求め、残りを圧力降下による損失分としたものである。したがって漏れによる損失には漏れが占める体積的な影響と漏れの持ち込む熱的な影響が含まれている。体積効率の低下を各要因ごとにみると、漏れによる損失 $\Delta\eta_{vl}$ が損失全体の2/3程度で最も大きく、漏れ経路別の内訳は最小すきまシール部(図1の[3])における漏れによる損失が漏れ損失全体の約80%、先行する圧縮室からの漏れ(図1の[4])による損失が約15%、吐出し油だめから供給されたロータ端面しゅう動部からの漏れ(図1の[6])による損失が約5%であった。吸込側混入油量が増加すると第1報⁽⁸⁾にて述べたように吐出し油だめからシ

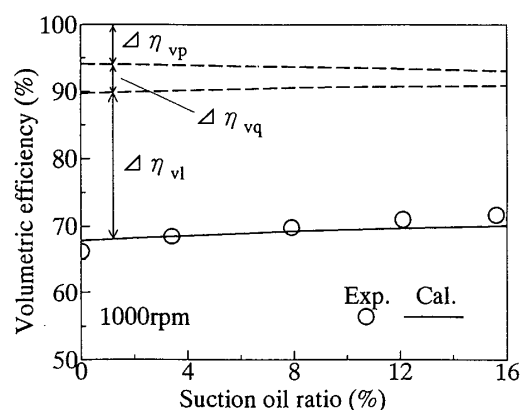


図5 吸込油混入率に対する体積効率の変化(1000 rpm)

リング内に入る冷凍機油が増加し、油が増えることによるシール効果の向上との兼ね合いで漏れによる損失はやや減少する。また吸込側油混入率が増加すると吸込ポートにおける圧力降下による損失 $\Delta\eta_{vp}$ が増加するが、吸込側からの油の冷却作用によって伝熱による損失 $\Delta\eta_{vl}$ は減少し、結果としてトータルの体積効率はやや増加する。

図6に回転数2000rpmの場合の体積効率の実験値と計算値、および計算による体積効率の低下要因を、吸込側油混入率に対して示す。2000rpmの場合には漏れによる損失が小さくなるために1000rpmの場合より体積効率は全体的に上昇している。計算値は1000rpmの場合と同じ流量係数を用いて計算したものであるが、この場合(2000rpm)も実験とほぼ一致している。体積効率の低下を要因ごとにみても、吸込ポートにおける圧力降下による損失が損失全体の半分以上を占めており、吸込側混入油量が増加すると、圧力損失が増加するために体積効率はやや減少する。

ロータ回転角に対する圧縮室内の圧力変化の実験値と計算値を、吸込側油混入率をパラメータとしてそれぞれ図7と図8に示す。図7の実験値において、吸込側油混入率が増加すると冷凍機油の冷却作用のために圧縮過程における圧力の上昇が抑制されるが、吐出しポートにおける流動抵抗の増加によって吐出しの過圧縮はやや増加している。図8の計算値は図7のはん雑になるために図7の実験値と重ねて表示していないが、図7とは吐出し直前から吐出し過程に対してやや違いがみられるものの、吸込側からの冷凍機油の混入に伴う圧力上昇の遅れの傾向はよく一致している。

計算で得られた圧力変化を基に図示仕事を算出し、図示効率の低下分を各要因に分けて示したものを図9と図10に回転数別に示す。図9、10において図示効率は図示仕事の計算値を理想断熱圧縮仕事で除したもの

であり、それぞれの要因は、図示仕事のうち吸込みの圧力損失と過圧縮による仕事の分を $\Delta\eta_{ip}$ 、漏れを考慮した場合としない場合の吸込圧力から吐出し圧力までの仕事の差の分を $\Delta\eta_{il}$ 、同様に伝熱を考慮した場合としない場合の仕事の差の分を $\Delta\eta_{iq}$ としたものである。したがっていちばん上の破線は吸い込んだガス冷媒量を圧縮機の吸込圧力から吐出し圧力まで損失なく圧縮した場合の仕事に対する図示効率であり、圧縮ガス量が吸込みの圧力損失により理想的な場合に対して少ないためと冷凍機油の冷却作用によって圧力の上昇が遅れるために、図示効率が100%以上となっている。回転数1000rpmの場合(図9)には吸込側油混入率が増加すると、ロータ端面しゅう動部からの漏れが増加して漏れによる損失 $\Delta\eta_{il}$ が増加し、吸込みや吐出しポートでの流動抵抗による損失 $\Delta\eta_{ip}$ も増加する。一方油の冷却作用による圧力上昇の遅れによって圧縮仕事は減少するために、結果としてトータルの図示効率はやや上昇する。回転数2000rpmの場合(図10)には1000rpmの場合に比べて吸込みの圧力損失や過圧縮による損失 $\Delta\eta_{ip}$ が大きくなっている。

図11に回転数1000rpmと2000rpmのときの実験で得られた軸動力と計算により得られた図示動力を

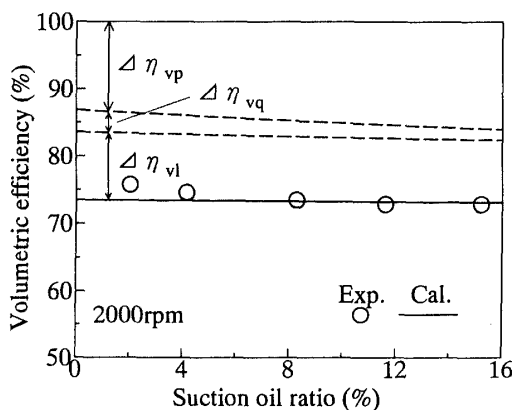


図6 吸込油混入率に対する体積効率の変化(2000rpm)

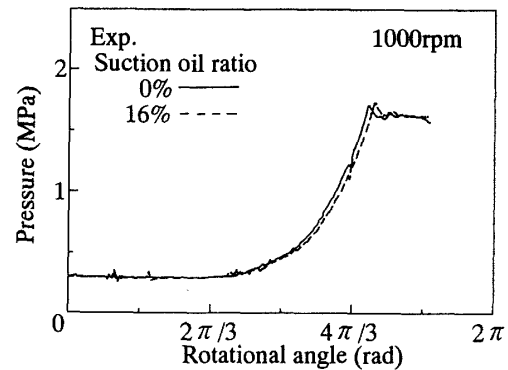


図7 圧縮室内圧力変化(実験値)

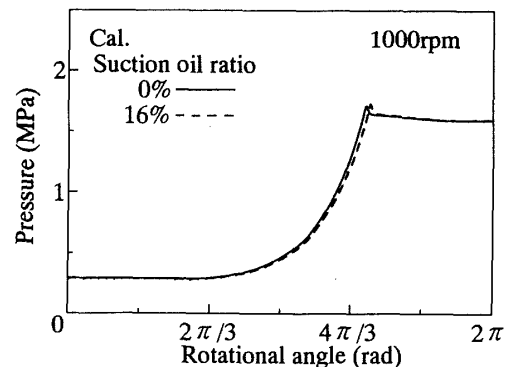


図8 圧縮室内圧力変化(計算値)

示す。軸動力の実験値はどちらの回転数の場合も吸込側油混入率によってほとんど変化していない。実験の軸動力と計算の図示動力の差は摩擦損失によるものであるが、回転数1000rpmの場合の両者の差すなわち摩擦損失はほぼ一定である。一方2000rpmの場合には摩擦損失がやや増加している傾向と読取れる。しかし実際には高回転になると本研究で仮定しているような冷凍機油と冷媒ガスの完全な熱交換は起こらず、油の冷却作用による動力低下は本計算結果ほどにはならないと思われる。

図12にロータ回転角に対応した部屋内の温度変化の計算値を示す。回転数1000rpmで吸込側油混入率が異なる場合を比較すると、吸込側油混入率が高い場合には吸込過程の過熱も小さく、吐出し温度も低いことがわかる。一方、回転数が異なる場合を比較すると、回転数が低い場合には一つの検査体積に入る漏れや伝熱量が多いため吸込過程での過熱が大きいが、圧縮が始まると油のために温度上昇が抑えられ、結果として吐出し温度は高回転の場合とほぼ同じ温度になる。

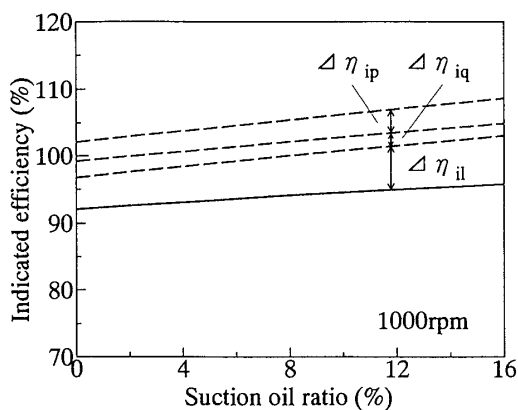


図9 吸込油混入率に対する図示効率の変化(1000rpm)

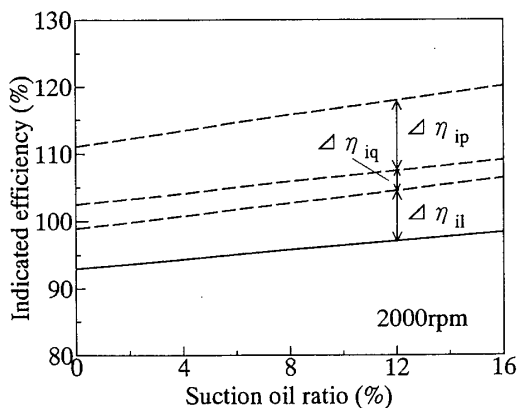


図10 吸込油混入率に対する図示効率の変化(2000rpm)

なお本研究では吸込冷媒とともに圧縮機に吸い込まれる冷凍機油の圧縮機性能に対する影響について検討したが、冷凍機油のサイクルへの循環は熱交換器における熱抵抗や圧力損失の原因ともなるために⁽⁹⁾、油分離能力を向上させ、油分離器から熱交換器を通さずに吸込室に直接給油することによってサイクルの性能向上が予想される。なお、その際冷凍機油の冷却が有効となる。

4.2 端面しゅう動部への供給油量の影響

吐出し油だめからしゅう動部を通してシリンダ内に漏れ込む油が圧縮機性能に与える影響を調べるために、吸込側油混入率を一定とし、ロータ端面しゅう動部への供給油量を変化させて圧縮機性能を測定した。図13に回転数1000rpmにおいて吸込側油混入率を5%と10%とした場合の、吐出し油だめからロータ端面しゅう動部への供給油量の変化に対する吐出し温度の変化を示す。吐出し油だめからの供給油には吸込側から混入する油のような冷却作用はなく、供給油量を増加させても吐出し温度はほとんど変化しない。計算値は油量が少ない場合を除いて実験値とよく一致している。

図14にロータ端面しゅう動部への供給油量の変化

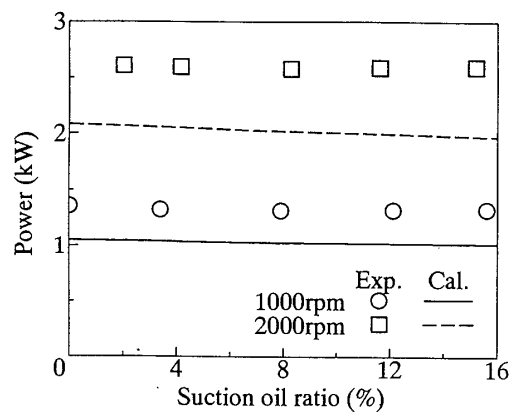


図11 吸込油混入率に対する軸動力と図示動力の変化

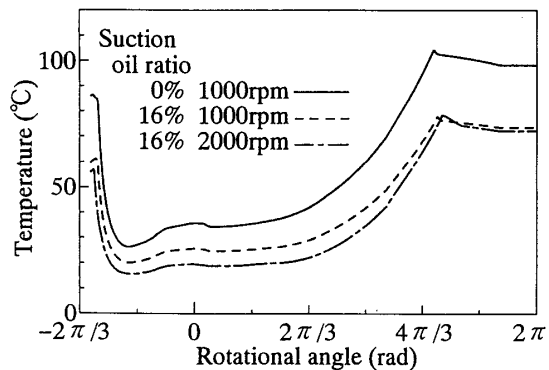


図12 圧縮室内温度変化

に対する体積効率の変化を示す。体積効率の計算値は供給油量を増加させるとわずかに減少しているが、実験値では逆に増加しており、特に供給油量が少ない場合に実験値と計算値の差が大きい。この理由は以下のように説明される。図15に端面しゅう動部への供給油量を変化させたときのエンドプレート上の油供給溝内の圧力の変化を示すが、給油管の絞り弁を絞って供給油量を減らしたときは油供給溝内の圧力が増加している。ロータ端面における漏れ流れは二円板間の放射状流れと考えることができるが、図15に示した結果は、流量が少ない場合に中心部の圧力が高いという結果であり、これは端面しゅう動部への供給油量が少ない場合には高圧の吐出し室のガスがロータの外周からエンドプレート上の油供給溝まで達するためと考えられる。したがってロータ端面しゅう動部への供給油量が少ない場合には、吐出し室からロータ端面を通して吸込側に漏れる流れが多く、図13や14にみられたように体積効率の実験値は減少し、吐出し温度も計算値よりやや上昇していると考えられる。このようにベーン形圧縮機において吐出し油だめからロータ端面しゅう

動部への供給油量は、油が漏れ込むことによる性能変化やベーン先端での押付け力に影響を及ぼすことはもとより、ロータ端面における漏れ状態を変化させて性能にも大きく影響を及ぼすことに注意するべきである。

ここで吐出し油だめからシリンダ内に漏れ込む冷凍機油が、体積効率と図示効率に与える影響を各要因ごとに示したものを図16, 17に示す。ただし上述した端

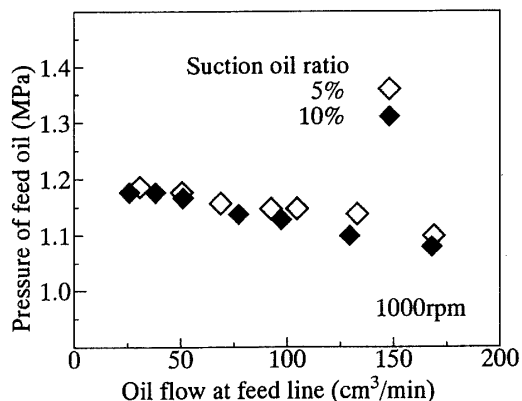


図15 しゅう動部給油量と供給圧力

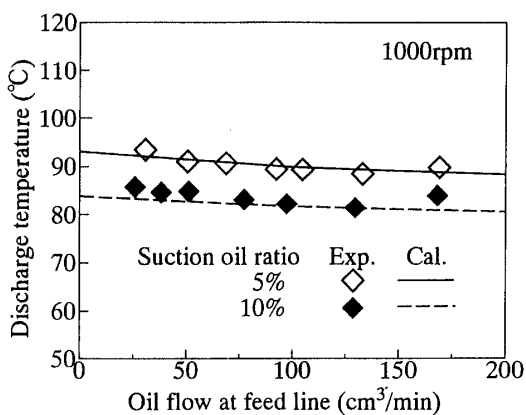


図13 しゅう動部給油量に対する吐出し温度の変化

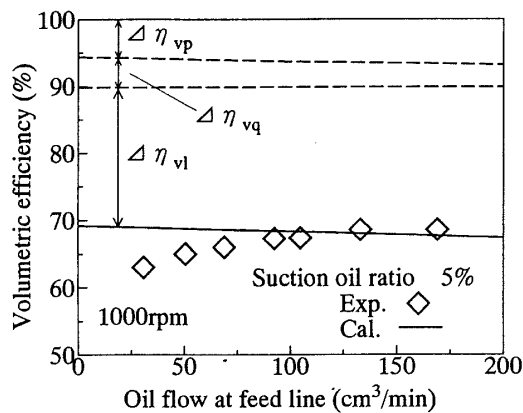


図16 しゅう動部給油量が体積効率に与える影響

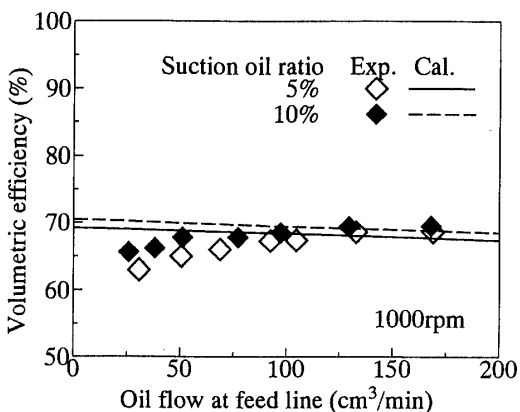


図14 しゅう動部給油量に対する体積効率の変化

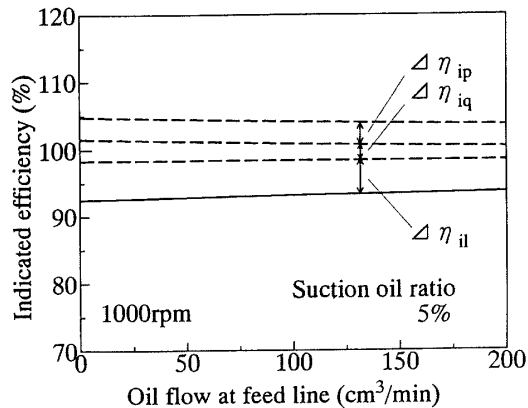


図17 しゅう動部給油量が図示効率に与える影響

面での漏れ状態の変化は無視している。図16は体積効率の低下要因を示すが、吐出し油だめからシリンダ内に漏れ込む油量が増加すると油の熱的な影響と油から放出される冷媒ガスにより漏れによる損失 $\Delta\eta_{vl}$ が増加する。またシリンダ内の油量が増加するために伝熱による吸込冷媒加熱は減少して $\Delta\eta_{vq}$ は減少し、吸込ポート溝における圧力降下により $\Delta\eta_{vp}$ はやや増加する。図17は図示効率を示すが、吐出し油だめからシリンダ内に漏れ込む油量が増加するとシール効果の向上によって漏れによる損失 $\Delta\eta_{il}$ がわずかに減少し、また伝熱による損失 $\Delta\eta_{iq}$ もやや減少するために、結果としてトータルの図示効率は少し増加する。なお図には示さないが、実験で得られた軸動力はほとんど一定であった。

5. 結 言

ベーン形冷媒圧縮機を用いて、圧縮機内に流入する冷凍機油量、各部の温度、圧縮機の性能などを測定し、計算モデルを用いて冷凍機油の混入が圧縮特性や性能に及ぼす影響を検討したところ、以下の結言を得た。

(1) 吸込過程のガス温度は、漏れが持ち込む熱と部材からの伝熱によってかなり過熱している。吸込側油混入率が増加すると吸込過程の温度や吐出し温度は大きく低下する。

(2) 吸込側油混入率が増加すると、低回転では漏れや伝熱による損失の減少により体積効率は向上し、高回転では圧力損失の増加により体積効率はやや減少

する。

(3) 吸込側油混入率が増加すると、漏れと流動抵抗による動力損失はやや増加するが、油の冷却作用によって圧縮仕事が減少するために、図示効率はやや増加する。

(4) ベーン形圧縮機のロータ端面しゅう動部への給油量は、ロータ端面を通る圧縮ガスの漏れ流れに大きな影響を及ぼし、端面しゅう動部への供給油量が増加すると体積効率はやや増加する。また端面での漏れ状態の変化を無視した計算では、吐出し油だめからシリンダ内へ漏れ込む油量が増加すると吐出し温度はほとんど変化しないが、体積効率はやや減少し、図示効率はやや上昇する。

終わりに臨み、本研究の遂行に多大な協力を賜った松下電器産業(株)のコンプレッサー事業部の方々に感謝の意を表す。

文 献

- (1) Stein, R. A., ほか2名, *ASHRAE Trans.*, 71-1(1965), 192.
- (2) 柳沢・ほか3名, 機論, 49-444, B(1983), 1762.
- (3) 丸山・ほか2名, 機論, 52-477, B(1986), 2261.
- (4) 椎林・ほか3名, 冷論, 3-3(1986), 167.
- (5) 浦新・ほか2名, 冷論, 3-2(1986), 79.
- (6) 椎林・ほか3名, 機論, 55-512, B(1989), 1168.
- (7) 椎林・ほか2名, 冷論, 7-2(1990), 171.
- (8) 福田・ほか3名, 機論, 61-582, B(1995).
- (9) Eckels, S. J. and Pate, M. B., *ASHRAE Trans.*, 97-2(1992), 62.