

冷媒圧縮機における湿り冷媒の圧縮特性*

Asit K. DUTTA*¹, 柳沢 正*², 福田充宏*²A Study on the Compression Characteristics of Wet Vapor
in the Refrigerant Compressor

Asit K. DUTTA, Tadashi YANAGISAWA and Mitsuhiro FUKUTA

In this study, the compression characteristics of wet vapor refrigerant are investigated theoretically and experimentally. In the theoretical analysis, vapor and liquid phases, and the heat transfer between them are modeled in three different ways, i.e., homogeneous model, slug model and droplet model. The influence of the parameters, such as quality of wet vapor and cylinder wall heat transfer, on pressure as well as on temperature are investigated. On the other hand, two different types of experiment have been conducted to check the validity of the models. One is the refrigeration cycle experiment which was conducted using a reciprocating compressor under liquid suctioning. The results agree with the model in which the vapor-liquid mixture is considered homogeneous. The other is a model experiment which was conducted using the components of the reciprocating compressor without connection to the refrigeration cycle. The liquid refrigerant is injected into the compressor cylinder and different qualities of vapor and liquid slug are created inside the cylinder prior to compressor start. The results agree with the model in which the vapor and liquid slug are assumed to be separated with constant liquid slug temperature. Furthermore, the results of both experiments are investigated with the help of a droplet model with different droplet sizes.

Key Words: Refrigeration, Positive-Displacement Fluid Machinery, Compressor, Wet Condition, Wet Compression, Compression Characteristic

1. 緒 言

冷媒圧縮機を低温用システム等で高圧縮比運転する場合やインバータ制御で高速運転をする場合には、しばしば吐出し温度の上昇が問題となる。また、最近では冷媒の代替化に伴う潤滑性能の劣化に対処するために、吐出し温度や圧縮機の温度をできるだけ下げることが要求されている。ヘリウム圧縮機等では吐出し温度を低下させるために油の冷却作用を利用した油注入システム等を採用することもある⁽¹⁾が、冷媒圧縮機では液冷媒の蒸発潜熱を利用した湿り圧縮システムが有効であり、従来からいくつかの研究がなされている^{(2)~(4)}。湿り圧縮に関する研究は大きく二つに分かれており、その一つは多量の液を含む比較的乾き度

の低い場合の圧縮に対して、液塊の挙動や吐出し弁における流動抵抗、安全弁の作動に関連したものである^{(5),(6)}。もう一つは、吐出し温度低下のために湿り圧縮を積極的に利用した場合の圧縮機性能等に関するもので^{(2)~(4)}、本研究もこちらに分類される。湿り圧縮時の性能に注目したこれらの研究ではいずれにおいても実験および解析がなされているが、実験においてはスクロール圧縮機実機を用いる場合が多く、測定結果には冷凍機油の冷却効果などの影響も含まれており⁽¹⁾湿り圧縮のみの特性は明らかになっていない。また、解析では湿り圧縮に対して影響力の大きい伝熱の影響を無視している場合などが多く^{(2),(3),(5)}、湿り冷媒の圧縮特性やその解析モデルについてはまだ不明な点も多い。解析においては湿り圧縮に対する油の影響に注目したのものもあるが⁽²⁾、これらを正確に解析するためにも、まず湿り冷媒の圧縮特性を単独で明らかにする必要がある。本研究では、圧縮冷媒中への冷凍機油の混入が比較的少ない往復形の圧縮機を

* 原稿受付 1996年12月19日。

*¹ 正員、静岡大学大学院 (〒432 浜松市城北3-5-1)。*² 正員、静岡大学工学部。

用いて実験を行うとともに、湿り冷媒の気液圧縮モデルを数種類構築し、実験値との比較によりその妥当性を検討する。また得られた解析モデルを用いて、湿り冷媒の圧縮時の温度変化や圧力変化、乾き度変化等の圧縮特性を明らかにする。

2. 理論解析

本研究では圧縮機のシリンダ内を検査体積にとり、シリンダ内のガス冷媒と液冷媒それぞれにエネルギー式を適用して、湿り冷媒の圧縮特性を解析する。ただし本研究では純冷媒を対象としている。

2.1 支配方程式 図1に解析モデルの概要を示す。体積 V 、圧力 P の検査体積は dV/dt で体積変化しており、検査体積内には、ガス冷媒(質量 m_g 、比エンタルピー h_g 、比体積 v_g)と液冷媒(質量 m_l 、比エンタルピー h_l 、比体積 v_l)が存在している。液はガスと伝熱流 Q で熱交換し(液に入る熱流を正とする)、単位時間当たり質量 G_e の液が蒸発する。検査体積において外部とはガス(質量流量 G_g 、エンタルピー h_g)あるいは液(質量流量 G_l 、エンタルピー h_l)の出入り(流入を添字 i 、流出を添字 o で示す)、および外部からの伝熱流 Q_w がある。このとき、検査体積内のガス冷媒に対して次のエネルギー式および連続の式が成り立つ。

$$\frac{d(m_g u_g)}{dt} = G_{gi} h_{gi} - G_{go} h_{go} - Q + Q_{wg} - \frac{Pd(m_g v_g)}{dt} \quad (1)$$

$$dm_g/dt = G_{gi} - G_{go} + G_e \quad (2)$$

ここに t は時間、 u_g は検査体積内のガス冷媒の内部エネルギーである。上式およびエンタルピーの定義より次の関係が得られる。

$$m_g \frac{dh_g}{dt} = G_{gi}(h_{gi} - h_g) + G_{go}(h_g - h_{go}) + Q_{wg} + m_g v_g \frac{dP}{dt} - Q \quad (3)$$

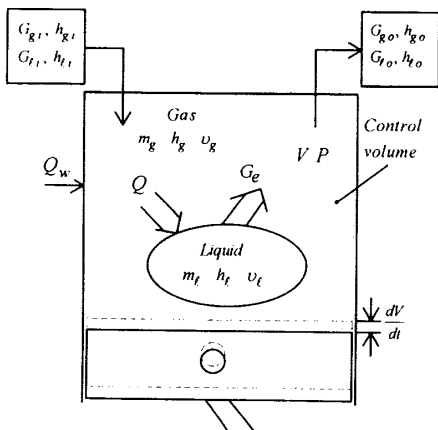


Fig. 1 Analytical model

同様に検査体積内の液冷媒に対して次式が成り立つ。

$$m_l \frac{dh_l}{dt} = G_{li}(h_{li} - h_l) + G_{lo}(h_l - h_{lo}) - G_e(h_g - h_l) + Q_{wl} + m_l v_l \frac{dP}{dt} + Q \quad (4)$$

一方、検査体積の体積変化は、検査体積に出入りする気液冷媒の質量流量および検査体積内のガス冷媒の比体積変化と次式で関係づけられる。ただし次式において液冷媒の比体積変化は無視している。

$$\frac{dV}{dt} = G_e(v_g - v_l) + m_g \frac{dv_g}{dt} + v_g(G_{gi} - G_{go}) + v_l(G_{li} - G_{lo}) \quad (5)$$

式(3)~(5)においてガス冷媒の比体積および比エンタルピーはガス冷媒の圧力 P 、温度 T_g の関数であり、液冷媒の比体積および比エンタルピーは液冷媒の温度 T_l の関数である。したがってこれらをそれぞれ適当な相関式⁽⁷⁾を用いて与えることにより、上式は圧力 P 、ガス冷媒の温度 T_g 、液冷媒の温度 T_l の時間微分連立方程式となる。

2.2 壁面伝熱および冷媒流量の見積もり 湿り冷媒の圧縮過程では冷媒の相変化が生じるため、シリンダ壁面からの伝熱現象は圧縮特性に対して大きな影響をもっており、解析においても伝熱の影響を考慮する必要がある。シリンダ壁面からの伝熱量の扱いに関しては様々な考え方が可能であるが、液冷媒に入る熱とガス冷媒に入る熱を分けることは困難であること、本研究で対象としている湿り冷媒のボイド率が97%以上であること、冷媒が乾いている状態でも同じモデルにより計算が行えることなどの理由により、本研究ではシリンダ壁からの伝熱流は全てガス冷媒に入ると仮定する($Q_{wg} = Q_w, Q_{wl} = 0$)。検査体積(圧縮機シリンダ)の内表面積 A_w 、熱伝達率 α 、および部材温度 T_w とガス冷媒温度 ($T_g = T$) の差を用いて式(3)における壁面からの伝熱流を与える。

$$Q_w = A_w \alpha (T_w - T) \quad (6)$$

熱伝達率は Adeir⁽⁸⁾が往復圧縮機において用いた次式により与える。

$$\alpha = 0.053 \left(\frac{\lambda}{D_h} \right) \left\{ \frac{D_h(D_h \omega)}{\nu} \right\}^{0.8} Pr^{0.6} \quad (7)$$

ここで D_h は代表長さ $\{=6 \times (\text{体積}) / (\text{面積})\}$ 、 ω は軸角速度、 λ は熱伝導率、 ν は動粘度、 Pr はプラントル数である。湿り圧縮のような二相状態の場合の熱物性値の与え方は確立されておらず、本研究では、吸込み圧力と吐出し圧力の平均圧力における飽和ガスおよび飽和液冷媒の物性値を用いて α の値をそれぞれ算出し、乾き度 χ で直線補間することにより湿り状態における熱伝達率を与える。また部材の温度は一様であるとし、実験より得られる部材温度の代表値を与える。

一方、検査体積に出入りする冷媒流量は、上流側流体の乾き度をもつ二相分離流が摩擦のないノズルを流れるとした場合の流量に、適当な流量係数を乗じて与える⁽⁹⁾。

2.3 気相と液相のモデル化 シリンダ内に液冷媒が存在しない場合には式(3)と式(5)を用いてガス冷媒の圧力変化と温度変化を計算することができる。

一方、シリンダ内に液冷媒が存在する場合には気液間の伝熱流を与える必要があり、また式(3)~(5)における未知変数は四つ(圧力、ガス冷媒の温度、液冷媒の温度、単位時間当たりの蒸発質量)であるから、温度変化と圧力変化に関してもう一つ条件を与えるために、気相と液相のモデル化が必要となる。従来の研究では気相と液相は瞬時に熱平衡に達して飽和状態になるとしたモデル^{(2),(3),(5)}や、気相と液相の境界相を定義して、それぞれの接触面積を実験的に与えたモデル⁽⁴⁾等があるが、いずれもその妥当性やパラメータの与え方には不明確な点も多い。本研究では以下に示す三つのモデルを用いて湿り冷媒の圧縮特性を解析し、実験値との比較によりその妥当性を検討する。

2.3.1 均質モデル 定常運転中の圧縮機のシリンダ内に吸込まれた、あるいは注入された液冷媒は微粒化しており、気体と液体は瞬時に熱平衡に達して飽和状態となると仮定する。式(3)~(5)においてガス冷媒の温度と液冷媒の温度は等しく、圧力をその温度における飽和圧力として温度の関数で与えれば、式(3)~(5)より冷媒の温度(圧力)変化と単位時間当たりの蒸発量、およびガスと液の交換熱流が得られる。

2.3.2 液塊モデル 圧縮機が高速で運転されている場合や液冷媒が十分に微粒化していないような場合には、液冷媒の温度上昇がガス冷媒の温度上昇に比べて遅れることが予想される。そこで多少大胆な取扱いではあるが、シリンダ内においてガス冷媒は飽和状態を保ちながら変化するが、液冷媒の温度は変化しないと仮定したモデルについても検討する。この場合には、ガスは飽和状態を保つのに必要な量だけ液と熱交換をし、それは蒸発する液の顕熱および潜熱分に等しいことになる。式(3)~(5)において液冷媒の温度変化はなく、圧力はガス冷媒の温度に対応した飽和圧力として温度の関数とおけば、ガス冷媒の温度(圧力)変化と単位時間当たりの蒸発量、およびガスと液の交換熱流が得られる。

2.3.3 液滴モデル 液冷媒はある直径をもつ液滴として検査体積内に存在し、ガス冷媒と液冷媒はそれぞれ異なる温度をもっていると仮定する。ガスから液への伝熱流 Q はガスと液の温度差、液滴の全表面

積 A_L および液面における熱伝達率 α_L を用いて次式で与える。

$$Q = A_L \alpha_L (T_g - T_L) \dots \dots \dots (8)$$

液体の表面積 A_L は液滴の直径を d として次式で表される。

$$A_L = 6m_L v_L / d \dots \dots \dots (9)$$

また、液体の表面における熱伝達率は Stošić ら⁽¹⁰⁾ が用いたヌセルト数 Nu の相関式より与える。

$$Nu = \alpha_L d / \lambda_L = 2 + 0.6 Re_L^{0.6} Pr_L^{0.33} \dots \dots \dots (10)$$

ここに λ_L は液体の熱伝導率、 Re_L はレイノルズ数 ($= U_L d / \nu_L$)、 Pr_L はプラントル数である。また代表速度 U_L は圧縮機のピストン速度とする。

液滴モデルにおける計算では、液滴の直径を適当に仮定して式(8)により伝熱流を与え、式(3)~(5)の連立時間微分方程式を解く。その際、検査体積内の圧力変化とガス冷媒の温度変化を計算するとともに、液冷媒の温度が圧力に対応した飽和温度より低い場合には蒸発量を0とおいて液冷媒の温度変化を計算し、液冷媒が飽和温度である場合には飽和温度を圧力の関数で与えて単位時間当たりの蒸発質量を計算する。

3. 実験装置および方法

本研究では冷凍機油の混入が圧縮特性に及ぼす影響を極力避けるために、冷凍機油混入量の少ない往復圧縮機を用いて実験を行う。実験では圧縮機を冷凍サイクルに接続した場合と、接続せずにシリンダ内の閉

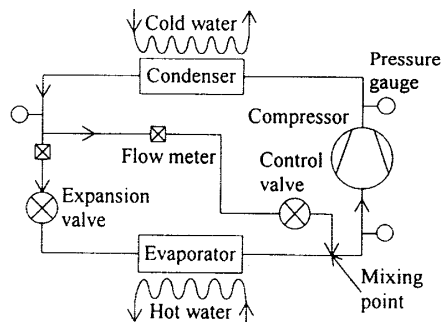


Fig. 2 Schematic diagram of experimental refrigeration cycle

Table 1 Dimensions of tested compressor

Stroke	2.88	cm
Piston Diameter	5.00	cm
Clearance Volume	1.98	cm ³
Stroke Volume	56.32	cm ³

空間において湿り冷媒の圧縮を行う場合について実験を行う。

3.1 サイクル実験 実験用冷凍サイクルの概要を図2に示す。圧縮機にはシリンダ内圧力やシリンダ温度、吐出し温度などの測定が容易な開放形の往復圧縮機を用い、これを外部の可変速電動機によりベルト駆動する。この圧縮機を冷凍サイクルに接続し、吸込み冷媒の乾き度を定量的に変化させるために、凝縮器から出た液冷媒の一部を圧縮機吸込み側にバイパスし、蒸発器出口の冷媒と混合して圧縮機に吸込ませる。圧縮機のシリンダ内圧力は圧電形圧力計で測定し、吸込み側と吐出し側の圧力はブルドン管圧力計およびひずみゲージ式圧力計で測定する。圧縮機の吸込みおよび吐出し冷媒の温度、部材の温度ならびにサイクル各部の温度はC-C熱電対で測定する。蒸発器を流れる流量は浮き子式流量計で測定し、バイパス流量は容積式流量計で測定する。また、圧縮機の回転数およびクランク軸回転角度は光学センサにより検出する。本研究で用いた圧縮機の主要寸法を表1に示す。

図2において蒸発器から出た冷媒が凝縮器よりバイパスされた冷媒と混合する点における比エンタルピー h_m は、バイパスと蒸発器出口の質量流量の割合を R として次式で表される。

$$h_m = \frac{h_{eva} - R h_{by}}{1 + R} \quad \dots \dots \dots (11)$$

ここで h_{by} 、 h_{eva} はバイパスおよび蒸発器から出た冷媒それぞれの比エンタルピーである。混合点における比エンタルピーに対し、混合点から圧縮機吸込みポート流路部における伝熱による比エンタルピー変化を補正して、圧縮機シリンダへの吸込み冷媒の乾き度を決定する。圧縮機吸込みポート部における伝熱流は、管伝熱面積と流入冷媒の乾き度における熱伝達率、および実験で得られた管壁面温度と冷媒との温度差から算出する。

実験は HCFC-22 を作動流体とし、圧縮機の回転数と吸込み乾き度を変えて、吸込みと吐出し絶対圧力がそれぞれ 0.59 MPa と 1.57 MPa でサイクルが安定した状態において行う。

3.2 閉空間におけるモデル圧縮実験 実際の圧縮機を用いた実験では、吸込み弁の圧力損失により乾き度が変化したり、圧縮過程に対して漏れや伝熱が大きく影響したりする。そこで往復圧縮機を冷凍サイクルに接続せずに、閉空間としたシリンダ内においてあらかじめ乾き度が既知の冷媒を封入し、これを圧縮することにより湿り冷媒の圧縮特性を調査する。実験用圧縮機の概要を図3に示し、主要寸法を表2に示す。実験では往復圧縮機のシリンダ上部に付加的な閉空間

を持つシリンダヘッドブロックを取り付け、ピストン外周部からの冷媒の漏れを防ぐためピストンの上部にOリングを取り付けた。圧縮機は電動機で電磁クラッチを介してベルト駆動し、圧縮機の回転数およびクランク軸回転角度は磁気センサにより検出した。シリンダ内の圧力変化はひずみゲージ式圧力計で測定し、温度はC-C熱電対により測定した。また封入後の液冷媒の様子をシリンダ上部に取り付けたのぞき窓から確認した。

実験ではピストンを下死点状態にセットし、真空引きしたシリンダ内に所定量の冷媒 HCFC-22 を封入し、シリンダ圧力が室温における飽和圧力で定常となるまで放置する。この時の冷媒の乾き度は、封入冷媒量、シリンダ体積、飽和ガス冷媒および飽和液冷媒の比体積から算出される。その後圧縮機を起動して測定を行うが、圧縮・膨張過程を繰り返すにしたがって徐々に温度が上昇するために、伝熱の影響の小さな起動後最初の圧縮行程のデータを解析対象とする。

4. 結果および検討

4.1 サイクル実験による結果 開放形往復圧縮機を冷凍サイクルに接続し、液バイパス方式により吸込み乾き度を変化させた実験の結果を以下に示す。

図4に、回転数 2000 rpm におけるクランク角に対するシリンダ内圧力変化と吸込み弁直前の吸込み室および吐出し弁直後の吐出し室の圧力脈動の実験値を、吸込み乾き度をパラメータとして示す。ここでク

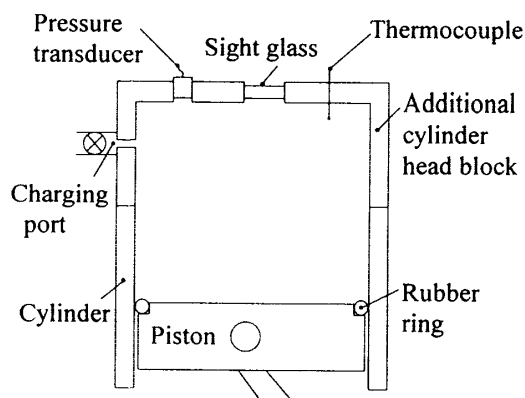


Fig. 3 Schematic diagram of model experiment

Table 2 Dimensions of model experiment compressor

Stroke	2.40	cm
Piston Diameter	5.00	cm
Clearance Volume	62.80	cm ³
Stroke Volume	47.05	cm ³

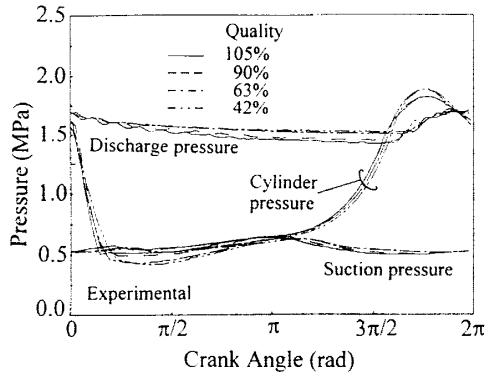


Fig. 4 Compressor cylinder and plenum pressures change with different suction vapor qualities

ランク角の基準は上死点である。往復圧縮機の場合には吸込み室や吐出し室における圧力脈動が大きく、吸込み過程や吐出し過程におけるシリンダ内圧力はこの圧力脈動の影響を大きく受けている。また吸込み乾き度の低下に伴い吸込みおよび吐出し弁における流動抵抗が増加するために、吸込み過程における圧力損失や吐出し過程における過圧縮は吸込み乾き度の低下に伴い増加する。

図5に圧縮吐出し過程(クランク角 $\pi \sim 2\pi$ rad)におけるシリンダ内の圧力変化の実験値と三種類の気液圧縮解析モデルによる計算値を示す。ただし図5では乾き度が異なる場合の実験値の比較やそれぞれの乾き度に対応した計算値との比較を容易にするために、シリンダ内の圧力変化を、それぞれの乾き度における下死点(クランク角 $=\pi$ rad)時のシリンダ内圧力で無次元化して示している。実験結果において、圧縮開始直後の圧力は、過熱ガス(乾き度 105%)の場合に比べて湿っている場合の方が、液冷媒の蒸発に伴うガス質量の増加によりわずかではあるが大きくなっている。また圧縮過程の後半($1.25\pi \sim 1.6\pi$ rad)では、吸込み冷媒の乾き度が小さくなるほど、液冷媒の蒸発による冷却作用によって圧力の上昇が遅くなっている。

それぞれの気液圧縮解析モデルを用いた計算結果では、実験値に対応した乾き度の計算値を示しているが、乾き度 105%の場合には湿り状態とはならないために、すべて同じ値が示されている。気液均質モデルによる計算結果を見ても、吐出し室の圧力脈動は考慮されていないために吐出し過程における圧力変化は異なっているが、冷媒の乾き度が小さくなるほど圧縮過程における圧力上昇が遅れる様子は実験結果と良く一致している。乾き度が 42%の時の実験値は均質モデルで予想されるほど圧力上昇が遅くないが、これは乾き度が低くなると液冷媒がガス冷媒と完全には熱交換できないからである。一方、液塊モ

デルでは乾き度が 90%の時には 105%の時に比べて圧力上昇が遅くなるが、63%の時には再び 105%の時と同程度となり、42%の時には逆に 105%の時より圧縮過程における圧力上昇が早くなっている。液塊モデルでは液冷媒の温度が変化しないと仮定しているため、残留液冷媒の顕熱分の冷却作用がないことになり、液量が多く乾き度が小さくなってくると、蒸発冷媒のみによる冷却作用よりも蒸発によるガス冷媒質量の増加作用や非圧縮性の液冷媒の占める体積の増加により、圧力上昇が速くなるためである。また、液滴モデルでは吸込み冷媒の乾き度が 105%の場合と 42%の場合について示しており、42%の場合には液滴の直径を $1\mu\text{m}$ 、 $10\mu\text{m}$ 、 $100\mu\text{m}$ とした場合の計算結果を示している。乾き度が 42%で液滴の直径を $1\mu\text{m}$ とした場合の計算値は均質モデルの計算値と同程度であり、

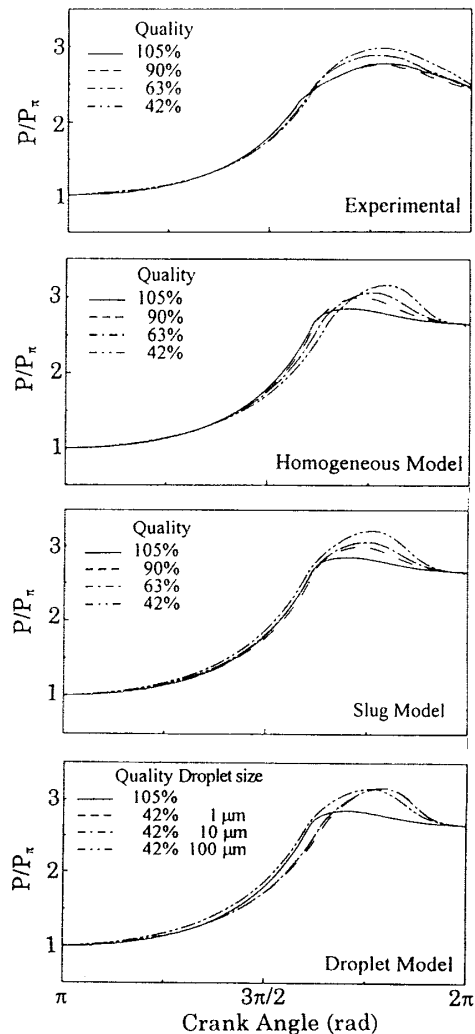


Fig. 5 Experimental and analytical results of compression characteristics at different suction vapor qualities

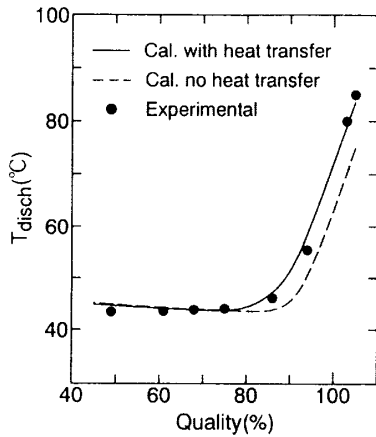


Fig. 6 Discharge temperature changes with different suction vapor qualities

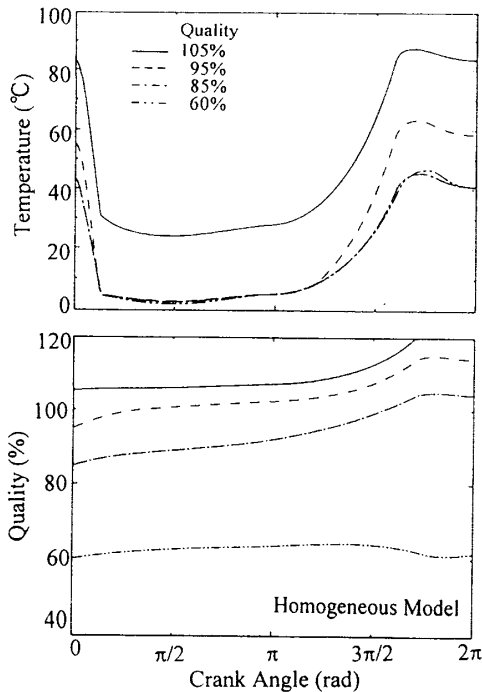


Fig. 7 Analytical results of quality and temperature change inside the compressor cylinder at different suction vapor qualities

液滴の直径を大きくすると気液間の熱交換量が減少して $10\mu\text{m}$ の時実験値とほぼ同じになり、さらに $100\mu\text{m}$ の時には液塊モデルによる計算結果と同程度になっている。これらの計算結果と実験結果とを比較すると、気液均質モデルや小さな液滴を仮定した液滴モデルの計算結果が実験結果と同様な傾向を示しており、圧縮機の定常運転中に湿り冷媒を吸い込んだ場合には、冷媒が微粒化して冷媒ガスとほぼ完全に熱交換していると推定することができる。

図6に吸込み乾き度と吐出し温度の関係についての、実験結果と気液均質モデルによる計算結果を示す。

計算結果では、部材との伝熱を考慮に入れた場合とともに、部材との伝熱を考慮しない場合の結果も参考として示す。吐出し温度は吸込み乾き度の低下とともに著しく減少し、約90%より乾き度が小さくなると吐出し側でも湿り状態となり、吐出し圧力に対応した飽和凝縮温度でほぼ一定となっている。実験値と計算値とを比較すると、部材との伝熱を考慮に入れた場合の計算結果は実験値とよく一致しており、計算の妥当性を示している。伝熱を考慮に入れない場合には90%以上の乾き度において 10°C 弱低い吐出し温度が見積もられている。ここで、壁面において液冷媒が蒸発するような場合には熱伝達率がかなり大きいことも予想されるが、一例として飽和液冷媒に対する熱伝達率を用いて計算した場合には吐き出し温度が実験値よりかなり高く見積もられ、また圧力の変化の立ち上がりも大きくなってしまいう結果となった(図は省略)。なお吐出し側が湿り状態であるときに、吸込み乾き度の低下にもなって吐出し温度の計算値はやや上昇しているが、これは液冷媒による吐出し流動抵抗の増大にもなって吐出し圧力が実質的に増加するためである。

シリンダ内の圧力変化の測定は容易であるが、湿り冷媒の圧縮過程における温度変化や乾き度変化の測定は困難であり、不明な点も多い。そこで図7に気液均質モデルから得られたシリンダ内冷媒の温度変化(上図)と乾き度変化(下図)を吸込み乾き度をパラメータとしてクランク角度に対して示す。吸込み冷媒が乾いている(105%)時、吸込み過程の温度は吸込みポートおよびシリンダ内における伝熱のために、サイクル側の吸込み温度(20°C)よりも約 5°C 高く、圧縮後の吐出し温度も理想断熱圧縮温度(72°C)よりも約 13°C 高くなっている。一方、吸込み冷媒が湿っている場合には伝熱により液が蒸発し、吸込み過程での温度はほぼ蒸発温度(5.3°C)に等しく、圧縮過程においても冷媒の温度は低いが、吸込み乾き度が95%の場合には圧縮開始後しばらくして液冷媒が無くなり、そこからの温度上昇が大きくなっている。次にシリンダ内の乾き度変化を見ると、吸込み乾き度が85%の場合には圧縮の進行に伴って液冷媒が蒸発して乾き度が上昇しているが、乾き度が60%の場合には、液冷媒の顕熱温度上昇のために冷媒ガスが冷やされて凝縮し、乾き度が減少している。この場合の解析例では、圧縮過程においてガス冷媒が凝縮するのは吸込み乾き度が75%以下の時であった。

4.2 モデル圧縮実験の結果 圧縮開始時の乾き度の設定を正確に行うためや部材との伝熱の影響を少なくするために、圧縮機モデルシリンダ内の閉空

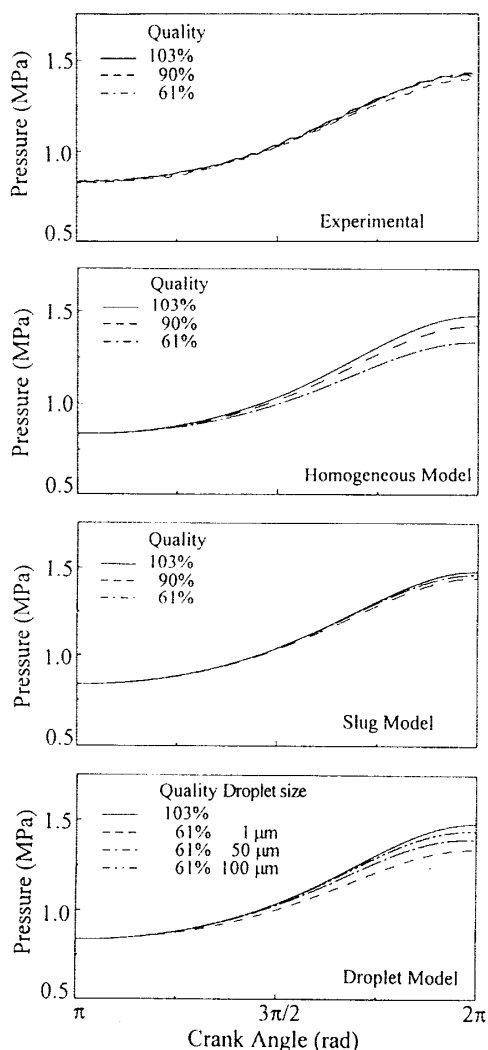


Fig. 8 Model experimental and analytical results of compression characteristics at different initial qualities of vapor

間に冷媒を封入し、乾き度を設定した後に圧縮した場合の結果を以下に示す。

図8にモデル圧縮実験において850 rpmで起動した場合の圧縮開始時の圧力上昇の実験値(乾き度103%, 90%, 61%)と、三種類の解析モデルによる計算値とを示す。実験結果では乾き度が103%の場合に比べて90%の場合には圧力の上昇が遅れているが、さらに乾き度が小さく(61%)になると圧力の上昇が再び大きくなり、103%の場合と同程度になっている。気液均質モデルによる計算結果では乾き度が小さくなるにしたがって圧力の上昇が遅れているが、液塊モデルでは実験値と同様の傾向が示されている。これは本圧縮実験では、圧縮開始時にシリンダ内に存在する液冷媒は微粒化せずにピストン頂部に溜まった状態であり、液塊モデルの状態に近かったからである。した

がって、液冷媒は圧縮過程においてガス冷媒と充分熱交換できないため冷却作用は小さく、乾き度が小さくなると冷却作用より蒸発によるガス冷媒質量の増加や液冷媒の占める体積増加による影響の方が大きくなって圧力上昇が大きくなる。液滴モデルでは液滴の大きさが $1\mu\text{m}$ の場合には均質モデルと同様の結果を示し、 $50\mu\text{m}$ の場合には表面積が減少しガスとの熱交換量が減少するために $1\mu\text{m}$ の場合より圧力の上昇が大きくなる。また、液滴の大きさが $100\mu\text{m}$ の場合には液塊モデルとほぼ同様の結果となっている。したがって今後液滴の大きさの与え方に対する指針が得られれば、液滴モデルを様々な状態の湿り圧縮に適用できる可能性はある。ただし、液量が非常に多い場合には壁面伝熱状態が異なることが予想され、液滴モデルの適用範囲に対する検討が必要となる。

5. 結 言

冷媒圧縮機における湿り冷媒の圧縮特性を、冷凍機油混入量が少ない往復圧縮機を用いて実験的に調査するとともに、三種類の解析モデルの妥当性を実験値との比較により検討し、以下の結論を得た。

- (1) 冷凍サイクルに接続した定常運転中の圧縮機における湿り冷媒の圧縮の場合には、吸込み冷媒の乾き度が小さくなるほど圧縮過程における圧力上昇は遅くなる。また、吸込みや吐出しの流動抵抗は増加する。
- (2) 定常運転時には吸込まれた液冷媒は微粒化していると推察され、乾き度が非常に小さい場合を除いては気液平衡を仮定した均質モデルによりその圧縮特性を解析することができる。その場合圧縮機部材との熱伝達を考慮する必要がある。
- (3) シリンダ内下部に液冷媒が溜まっている圧縮モデル実験の場合には、冷媒の乾き度が小さくなると圧縮過程における圧力上昇は遅くなるが、さらに乾き度が小さくなると逆に圧力上昇は大きくなる。
- (4) シリンダ内において液冷媒がガス冷媒と分離して溜まっているような場合には、液冷媒とガス冷媒はそれぞれ別の温度で変化していると考えられ、液冷媒の温度が変化しないとした液塊モデルにより解析することができる。
- (5) 液滴モデルでは液滴直径の与え方を工夫することにより、様々な状態の湿り圧縮に適用できる可能性がある。

文 献

- (1) 椎林正夫・伊豆永康・佐渡慎太郎, ヘリウム液化冷凍装置用スクロール圧縮機の性能, 冷論, 7-2

- (1990), 67-75.
- (2) Afjei, Th., Suter, P., Favrat, D., Experimental analysis of an inverter-driven scroll compressor with liquid injection, Proceedings of Int. Compr. Eng. Conf. at Purdue, 2 (1992), 541-550.
- (3) Ayub, S., Bush, W. J., Haller, K. D., Liquid refrigerant injection in scroll compressors operating at high compression ratios, Proceedings of Int. Compr. Eng. Conf. at Purdue, 2 (1992), 561-567.
- (4) 平野隆久・萩本清・松田進, スクロール圧縮機の冷媒液インジェクション時の挙動, 冷論, 10-2 (1993), 227-238.
- (5) Liu, Z., Soedel, W., An investigation of compressor slugging problems, Proceedings of Int. Compr. Eng. Conf., at Purdue, 2 (1994), 433-440.
- (6) Sing, R., Nieter, J. J., Prater, G. Jr., An investigation of the compressor slugging phenomenon, ASHRAE Trans., 92-1 (1986), 250-258.
- (7) 日本冷凍協会編, 冷凍空調便覧(基礎編), (1992), 日本冷凍協会.
- (8) Adair, R. P., M.S. Thesis, Purdue University (1972).
- (9) 福田充宏・柳沢正・清水孝・鹿田達郎, 冷媒圧縮機における冷媒-油混合物の圧縮特性, 機論, 61-582, B(1995), 542-548.
- (10) Stošić, N., Milutinovic, Lj., Hanjalic, K., Kovacevic, K., Investigation of the influence of oil injection upon the screw compressor working process, Int. J. Refrig., 15-4 (1992), 206-220.
-