

カーエアコンサイクルにおけるベーン形圧縮機の計算モデル*

福田 充 宏*¹, 柳 沢 正*¹
清水 孝*¹, 鈴木 康 巨*²

Mathematical Model of Vane Compressors for Computer Simulation of Automotive Air Conditioning Cycle

Mitsuhiro FUKUTA, Tadashi YANAGISAWA,
Takashi SHIMIZU and Yasuhiro SUZUKI

Computer simulation of refrigerating cycles for automotive air conditioners is effective in predicting performance of the cycle. To predict the performance exactly, a proper mathematical model of a compressor is needed. In this study, the mathematical model of a vane compressor for the automotive air conditioning cycle is developed. The model consists of two control volumes, a cylinder and a rear case, and a compressor body. It takes account of influences of lubricating oil and heat transfer between refrigerant and the compressor body. Validity of the model is confirmed by comparison between calculated results and experimental ones. Propriety of the compressor modeling in the cycle simulation influences transient behavior of the cycle greatly.

Key Words: Compressor, Refrigeration, Air Conditioning, Vane Compressor, Simulation, Mathematical Model, Transient Behavior

1. 緒 言

カーエアコンサイクルのような蒸気圧縮冷凍サイクルの運転性能の予測には計算機によるサイクルシミュレーションが有効であり、さまざまな計算モデル^{(1)~(4)}が開発されているが、一般にそれらのモデルでは非常に簡略化した圧縮機モデルが使用されていることが多い。しかし、カーエアコンサイクルでは熱交換器の容量が小さいために圧縮機の挙動がサイクルの特性に与える影響が大きく、正確なシミュレーションのためには圧縮機内部における伝熱現象^{(5)~(7)}や冷凍機油の影響⁽⁸⁾⁽⁹⁾を考慮に入れた圧縮機モデルを使用する必要がある。

そこで本研究では、圧縮機内部における伝熱現象および冷凍機油による冷却作用を考慮に入れたカーエアコン用ベーン形圧縮機の計算モデルを構築し、計算結果と実験結果を比較することによりモデルの妥当性を確認する。さらにその圧縮機モデルを簡単な冷凍サイクルシミュレーションに組み込み、圧縮機のモデル化の適否がサイクルの応答に与える影響を検討する。

2. 理論解析

2・1 圧縮機の概要 図1に本研究でモデル化の対象としたベーン形圧縮機の概要を示す。シリンダ内に吸い込まれた冷媒ガスには、冷媒とともに圧縮機に吸い込まれた冷凍機油と、シリンダ内しゅう動部から圧縮室内に漏れ込む冷凍機油が混入する。シリンダ内で圧縮後、吐出し弁を経て吐出された冷媒ガスと冷凍機油はリヤケース内で分離され、冷媒ガスは凝縮器に送られ、冷凍機油はシリンダ内との圧力差を利用して各部の潤滑やシールのために圧縮機内に供給される。

2・2 圧縮機モデル 図1に示したベーン形圧縮

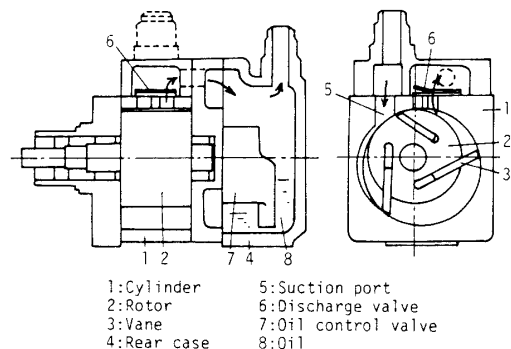


図1 ベーン形圧縮機の概要

* 原稿受付 平成4年9月8日。

*¹ 正員, 静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。

*² 准員, 静岡大学大学院 [現:三菱電機(株)]。

機の物理モデルを図2に示す。圧縮機モデルはシリンダ部とリヤケース部の二つの検査体積、および圧縮機部材で構成される。ここで、シリンダ部およびリヤケース部に存在する冷媒の質量変化は検査体積に出入りする流量に比べて小さいために無視することができ、その状態変化のみを考える。また、冷媒と冷凍機油は完全に熱交換し、同じ温度で変化すると考える。

2・2・1 シリンダ部 圧力 P_s 、温度 T_s (エンタルピー h_s) でシリンダ内に吸い込まれた質量流量 G_r の冷媒と、冷媒とともにサイクルを循環してきた温度 T_s 、質量流量 G_{os} の冷凍機油、およびしゅう動部から圧縮室内に漏れ込む温度 T_d (=吐出し温度)、質量流量 G_{ol} の冷凍機油は、シリンダ内において圧縮動力 L_c と圧縮機部材からの熱流 Q_c を受領して、温度 T_v の均一状態で圧力 P_d (=吐出し圧力) のリヤケース内に吐出される。シリンダ吐出し冷媒のエンタルピーを h_v とし、冷凍機油の温度変化に費やされる熱流を Q_{co} とすると、冷媒に対して次のエネルギー式が成り立つ。

$$h_v = h_s + (L_c + Q_c - Q_{co}) / G_r \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで冷凍機油への熱流 Q_{co} は冷凍機油の比熱を c_o として次式で表される。

$$Q_{co} = c_o \{ G_{os}(T_v - T_s) + G_{ol}(T_v - T_d) \} \quad \dots\dots\dots (2)$$

一方、圧縮動力 L_c は軸動力 L_{in} から機械損失を除いた分であり、機械効率 η_m を用いて次式で得られる。

$$L_c = \eta_m L_{in} \quad \dots\dots\dots (3)$$

軸動力 L_{in} は吸込圧力 P_s から吐出し圧力 P_d まで等エントロピー圧縮をした場合のエンタルピー差 Δh と冷媒流量 G_r 、圧縮機の全効率 η_i を用いて次式で与えられる。

$$L_{in} = G_r \Delta h / \eta_i \quad \dots\dots\dots (4)$$

また冷媒の質量流量 G_r は圧縮機の理論吸込体積 V_{th} 、回転数 N 、吸込冷媒の比体積 v_s 、体積効率 η_v を用いて次式で与えられる。

$$G_r = \eta_v V_{th} N / v_s \quad \dots\dots\dots (5)$$

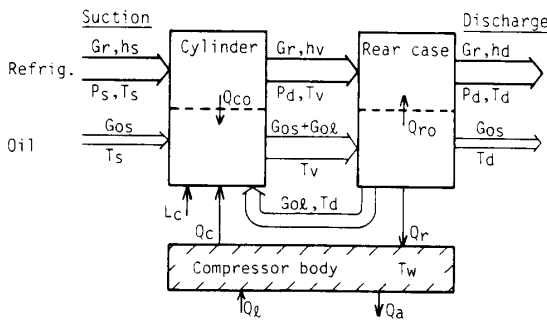


図2 圧縮機の物理モデル

さらに圧縮機部材からの熱流 Q_c はシリンダ内壁における熱伝達率を α_c 、伝熱面積を A_c 、部材および冷媒の代表温度を T_w 、 T_{cr} として次式で与えられる。

$$Q_c = \alpha_c A_c (T_w - T_{cr}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(2)~(6)を式(1)に代入すればシリンダ吐出し温度 T_v とエンタルピー h_v に関する方程式が得られ、温度とエンタルピーの熱物性相関式を用いてこの方程式を解くことによりシリンダ吐出し温度 T_v を求めることができる。ただしこのようにして求めた温度が吐出し圧力における飽和温度以下になった場合は、吐出し冷媒は湿り状態であるとみなされ、吐出し温度 T_v は飽和温度に等しいものとして、式(1)~(6)より計算されるエンタルピー h_v からシリンダ吐出し冷媒の乾き度が計算される。

2・2・2 リヤケース部 リヤケース内において冷媒ガスと冷凍機油は圧縮機部材に熱流 Q_r を放出し、吐出し温度 T_d で均一な状態となり、冷媒ガスと一部の冷凍機油が圧縮機から流出する。冷凍機油の温度変化により放出される熱流を Q_{ro} とすると、吐出し冷媒のエンタルピー h_d は次式で表される。

$$h_d = h_v - (Q_r - Q_{ro}) / G_r \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、熱流 Q_r はリヤケース内壁における熱伝達率を α_r 、伝熱面積を A_r 、部材および冷媒の代表温度を T_w 、 T_{rr} として式(8)で与えられ、また冷凍機油からの放熱流 Q_{ro} は式(9)で与えられる。

$$Q_r = \alpha_r A_r (T_{rr} - T_w) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$Q_{ro} = c_o (G_{os} + G_{ol})(T_v - T_d) \quad \dots\dots\dots (9)$$

式(7)~(9)よりリヤケース吐出し温度 T_d あるいは乾き度がシリンダ部での場合と同様にして求められる。

2・2・3 圧縮機部材 圧縮機部材は冷媒および冷凍機油からの熱流 Q_c 、 Q_r とともに圧縮機の損失動力に相当する熱流 Q_i を受領し、外気に熱流 Q_a を放出する。圧縮機部材の温度は一樣であると仮定し、部材の熱容量を C とすると、部材の代表温度 T_w の時間変化は次式で表される。

$$dT_w/dt = (Q_i - Q_c + Q_r - Q_a) / C \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで

$$Q_i = L_{in}(1 - \eta_m) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$Q_a = \alpha_a A_a (T_w - T_a) \quad \dots\dots\dots (12)$$

式(12)において α_a は圧縮機外壁における熱伝達率、 A_a は伝熱面積、 T_a は外気温度である。

2・3 シリンダ・リヤケース一体モデル 2・2節では圧縮機内部をシリンダ部とリヤケース部とに分割したモデル(図2、以下分割モデルと称す)を示したが、シリンダ部とリヤケース部を一つの検査体積としたシ

リング・リヤケース一体モデル（以下一体モデルと称す）をすることもできる。圧縮機内のしゅう動部より漏れ込んだ吐出し温度状態の冷凍機油は、シリンダおよびリヤケース内において熱流を受授して再び吐出し温度状態に戻るため、一体モデルでは、しゅう動部から漏れ込む冷凍機油による熱の移動が相殺される。圧縮機に吸い込まれた冷媒ガスと冷凍機油が圧縮動力と圧縮機部材からの熱流を受領し、圧縮機から温度 T_d (エンタルピー h_d) で吐出されるとすると、式(1)、(2)に対応して次式が得られる。

$$h_d = h_s + (L_c + Q_c - Q_{co}) / G_r \dots\dots\dots(1)'$$

$$Q_{co} = c_o G_{os} (T_d - T_s) \dots\dots\dots(2)'$$

また圧縮機部材の温度変化は次式で与えられる。

$$dT_w / dt = (Q_i - Q_c - Q_a) / C \dots\dots\dots(10)'$$

上式において圧縮動力 L_c 、熱流 Q_c 、 Q_i 、 Q_a 、質量流量 G_r は 2・2 節と同様に与えられる。

2・4 冷凍サイクルモデル 圧縮機モデルを簡単な冷凍サイクルシミュレーションに組み込み、圧縮機モデルの適否がサイクルシミュレーションの結果に及ぼす影響を検討する。今回用いたサイクルシミュレーションは圧縮機、凝縮器、蒸発器、膨張弁、配管のそれぞれのモデルで構成されている⁽¹⁰⁾。熱交換器モデルでは、冷媒の過熱域、飽和域、過冷却域をそれぞれ集中定数系としてエネルギー式を適用し、熱交換器内の体積が一定となる条件式および飽和域における気液の体積比を与える条件式を連立して、圧力や各部の温度変化、各領域への移動流量を求める。熱交換器、膨張弁、配管モデルの詳細は文献(10)を参照していただきたい。

3. 実験装置および方法

本研究に使用した実験用冷凍サイクルは R12 を作動媒体とし、供試圧縮機、二重管式熱交換器、手動膨張弁により構成されており、その概要を図3に示す。凝縮器の熱負荷（冷水）は自動給水弁により制御され、

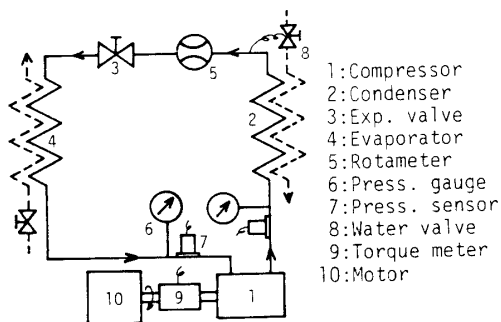


図3 実験用冷凍サイクル

蒸発器の熱負荷（温水）は手動給水弁により調整する。圧縮機は軸動力測定用のトルクメータを介して可変速誘導電動機で駆動し、吸込管および吐出し管にひずみゲージ式圧力変換器を取付けてある。冷媒温度は圧縮機吸込側、吐出し弁直後、リヤケース出口の3点にC-C熱電対を挿入して測定し、圧縮機部材の温度はシリンダ壁の吸込側、吐出し側、両者の中間、およびリヤケースの4点にC-C熱電対を取付けて測定する。測定では圧縮機を所定の回転数（1000～3000rpm）で起動し、定常状態に至るまでの過渡的な圧力や温度の変化をパーソナルコンピュータに記録する。また種々の回転数にて定常運転を行い、圧縮機の定常性能値とサイクルを循環する冷凍機油混合率を測定する。なお、供試圧縮機の理論吸込体積は $V_{th} = 114 \text{ cm}^3/\text{rev}$ 、熱容量は $C = 2.4 \text{ kJ/K}$ である。

4. 結果および検討

4・1 実験結果 図4に回転数1000rpmで起動した場合の吸込温度 T_s 、吸込圧力 P_s （吸込飽和温度 T_s^* ）、吐出し圧力 P_d （吐出し飽和温度 T_d^* ）、シリンダ吐出し温度 T_v 、リヤケース吐出し温度 T_a 、圧縮機部材温度 T_w の時間変化の測定値を示す。ここで、部材温度は熱電対を取付けた4点の平均温度で示している。起動直後冷媒は圧縮機内において低温の部材に熱を奪われて湿り状態となり、吐出し飽和温度に等しい温度で吐出される。やがて部材の温度が上昇してくると冷媒は乾き状態でシリンダから吐出され、リヤケース内で熱を放出して圧縮機から出ていくようになり、しだいに定常状態になっていく。起動後約2min後に吐出し圧力が突然安定しているが、これは凝縮器側の熱負荷を自動給水弁で制御しているためである。

4・2 計算パラメータ 圧縮機モデルの計算には種々の性能値や熱伝達率が必要であり、以下にそれらの値の与え方について述べる。

4・2・1 圧縮機の性能値 圧縮機の体積効率 η_v 、

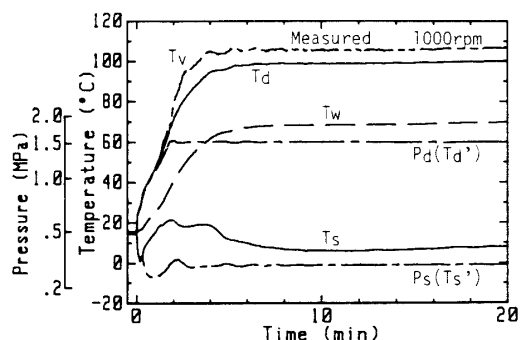


図4 起動時の過渡的挙動（測定結果）

機械効率 η_m , 全効率 η_i は圧縮機吸込圧力 0.309 MPa (蒸発温度 0°C 相当), 吐出し圧力 1.52 MPa (凝縮温度 60°C 相当) として種々の回転数で定常運転した場合の値を使用する。

冷凍サイクルを循環する冷凍機油の質量流量 G_{os} は, 定常運転時におけるサンプリングによる冷凍機油混合率の測定に基づいて, 回転数によらず冷媒質量流量の 2% とする。また圧縮機各部のしゅう動部から漏れ込む冷凍機油はリヤケース内圧力とシリンダ内圧力の差圧によって漏れ込むため, 冷凍機油の粘度が等しければその流量 G_{oi} は回転数にかかわらず一定と考えられ, ロータ端面におけるすきま流れの解析⁽¹¹⁾ を考慮して 5 g/s (圧縮機回転数 1000 rpm において冷媒質量流量の約 20% に相当) と仮定する。

4.2.2 熱伝達容量 αA 圧縮機内部の伝熱に関しては, 流れ経路が複雑なために伝熱面積を単純に決定することが困難であり, また冷凍機油の介在のために一般的な伝熱相関式を用いて熱伝達率を見積もることは不相当である。ここでは以前の報告⁽⁶⁾ と同様に, 定常運転時の流量や動力, 各部の温度, エンタルピーを用いて式 (1), (7), (10) より熱流 Q_c, Q_r, Q_a を求め, それらを式 (6), (8), (12) とを等置することにより, シリンダ部, リヤケース部, 圧縮機外壁における熱伝達容量 αA (= 熱伝達率 \times 伝熱面積) の値を定める。

これらの値は圧縮機および冷媒の代表温度の与え方により変化するため, これについて以下に検討する。図 5 は図 4 で示した吸込温度 T_s , シリンダ吐出し温度 T_v , 圧縮機部材各部の平均温度 T_w の変化と, 冷媒と冷凍機油が圧縮動力 L_c を受領したとして見積もった温度 T_c (以下, 圧縮動力受領後温度と称す), および吸込温度と圧縮動力受領後温度の平均値 $(T_s + T_c)/2$ の変化を示している。シリンダ吐出し温度 T_v と圧縮動力受領後温度 T_c とを比較すると, 冷媒はシリンダ内において起動直後には低温の圧縮機部材に熱を奪

れ ($T_c > T_v$), 逆に定常運転時にはおもに吸込過程において圧縮機部材から熱を受領して $T_c < T_v$ となっていることがわかる。図 5 に示す吸込温度と圧縮動力受領後温度の平均値 $(T_s + T_c)/2$ と圧縮機部材温度 T_w の関係は上記の熱の授受の関係を満たすものであり, それぞれをシリンダ内の冷媒と圧縮機部材の代表温度とするのに適している。またリヤケース部ではシリンダ吐出し温度 T_v とリヤケース吐出し温度 T_a との差はそれほど大きくなく, 冷媒代表温度としてシリンダ吐出し温度を用いた。このようにして求めたシリンダ部, リヤケース部, 圧縮機外壁における熱伝達容量の値を図 6 に示す。

図 6 においてシリンダ部の熱伝達容量 $\alpha_c A_c$ は流速の影響を強く受け, 回転数とともにほぼ比例的に増加している。一方リヤケース内の熱伝達容量 $\alpha_r A_r$ はほぼ一定となっているが, これはリヤケース内では流速が遅く, おもに飛散している冷凍機油によって熱伝達が支配されているからである。また圧縮機外壁の熱伝達容量 $\alpha_a A_a$ もほぼ一定となっている。なお, 2.3 節で示したシリンダ・リヤケース一体モデルの場合の熱伝達容量 $\alpha' A'$ を図 6 中に参考値として示すが, シリンダ吐出し温度とリヤケース吐出し温度の差に相当する熱流と, しゅう動部より漏れ込む冷凍機油の温度変化分の熱流がそれぞれ相殺されているために, 分割モデルの場合より熱伝達容量は小さくなる。また図 6 には示さないが, 冷凍機油の影響を無視した場合には冷凍機油の温度変化分の熱流が含まれないために, 熱伝達容量は冷凍機油の影響を考慮に入れた場合より小さくなる。

4.3 実験結果と計算結果との比較 圧縮機モデルの妥当性を検討するために, 図 4 の実験結果における吸込圧力 P_s , 吸込温度 T_s , 吐出し圧力 P_a の変化を圧縮機モデルの境界条件として与えて圧縮機モデル単体で計算を行い, シリンダ吐出し温度 T_v , リヤケー

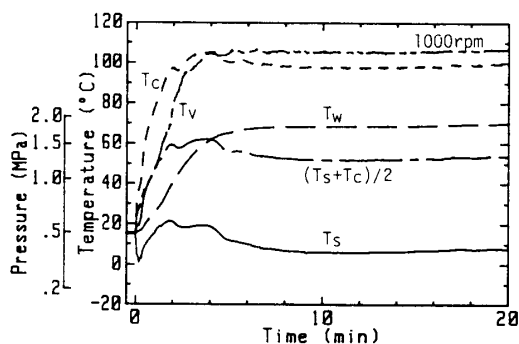


図 5 冷媒および圧縮機部材の代表温度

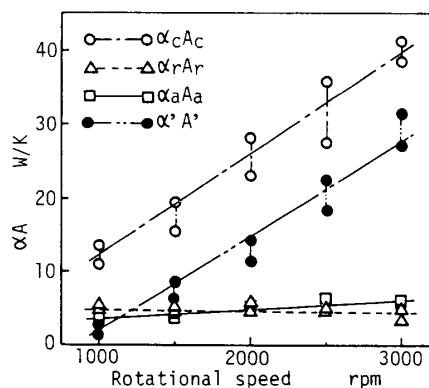


図 6 熱伝達容量

ス吐出し温度 T_d 、部材温度 T_w を実験結果と比較する。図7~9はそれぞれ、冷凍機油の影響を考慮に入れない場合の計算結果、2・3節で示したシリンダ・リヤケース一体モデルによる計算結果、および2・2節で示したシリンダ・リヤケース分割モデルによる計算結果を示している。図4に示した実験結果と比較すると、冷凍機油を考慮に入れない場合(図7)や一体モデルの場合(図8)は圧縮機内の熱伝達容量が小さいために起動直後の過渡状態における吐出し温度 T_v 、 T_d がかなり高く見積もられ、また一体モデルの場合には圧縮

機部材温度 T_w の変化もかなり異なっており、これらのモデルでは圧縮機の過渡的な挙動を十分に記述できないことがわかる。

分割モデルの場合(図9)には、全体の傾向は図7や図8の場合よりも実験結果(図4)に近いが、やはり起動後の過渡状態における吐出し温度はやや高く見積もられている。これは、実際の圧縮機の起動直後には冷凍機油の発泡によりかなり多量の冷凍機油が冷媒とともに冷凍サイクルを循環しており、この冷凍機油により吐出し温度が低下するからである。そこで、冷凍機油の発泡が湿り吐出し状態のときに活発となる⁽¹²⁾こ

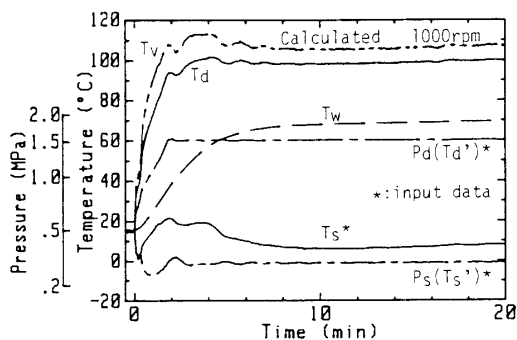


図7 圧縮機モデル単体による計算結果 (冷凍機油なし)

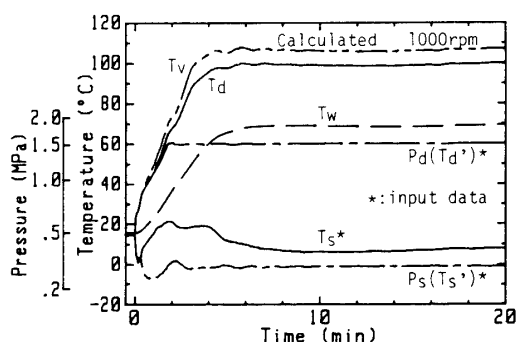


図10 圧縮機モデル単体による計算結果 (冷凍機油混合率変化)

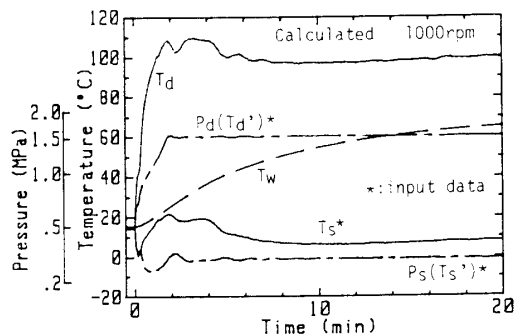


図8 圧縮機モデル単体による計算結果 (シリンダ・リヤケース一体モデル)

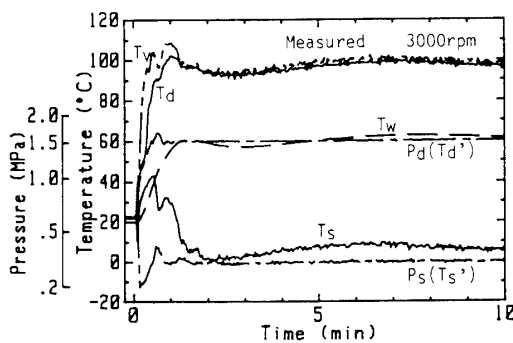


図11 起動時の過渡的挙動 (3000rpm, 測定結果)

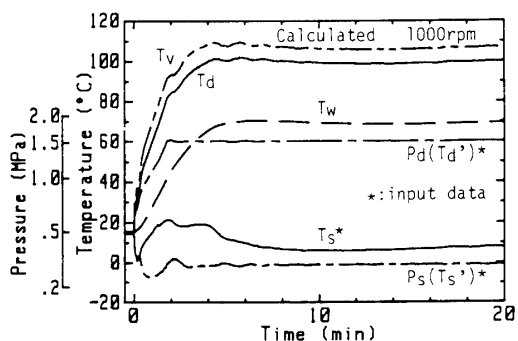


図9 圧縮機モデル単体による計算結果 (冷凍機油混合率一定)

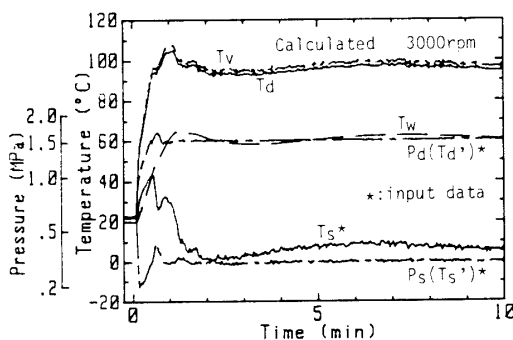


図12 圧縮機モデル単体による計算結果 (3000rpm, 冷凍機油混合率変化)

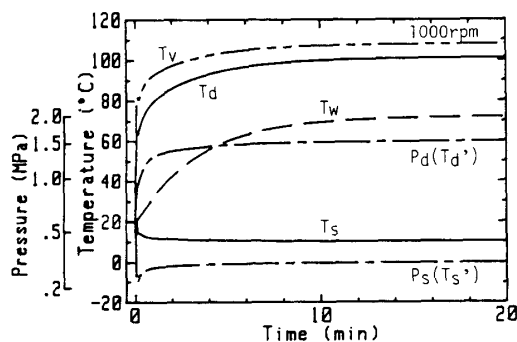


図 13 サイクルシミュレーションの結果
(冷凍機油なし)

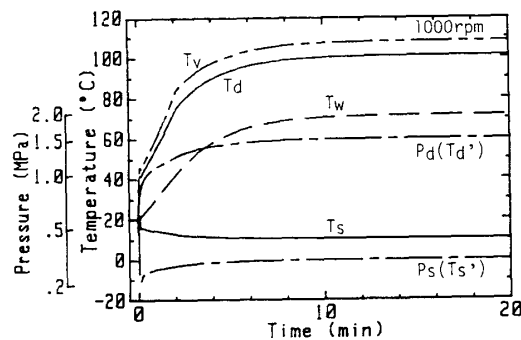


図 14 サイクルシミュレーションの結果
(冷凍機油混合率変化)

とを考慮に入れて、吐出しが飽和状態の場合には冷凍機油のサイクル循環割合を大きく(30%)し、吐出しが乾き状態に移行してから一定の時間(1000 rpmでは2 min間)で定常循環割合(2%)まで減少するとして計算した結果を図10に示す。図10では起動直後の吐出し温度も実験結果とよく一致している。カーエアコン用圧縮機のリヤケース内における油分離空間は小さく、またサイクルはたえず過渡的な状態で運転されるために、サイクルを循環して冷媒とともに再びシリンダに吸込まれる冷凍機油量の変化が大きく、適正な圧縮機モデルには伝熱現象とともに冷凍機油循環量の正確な見積もりが必要となる。

図11, 12に起動回転数を3000 rpmとした場合の実験結果と計算結果を示すが、両者はよく似た変化を示しており、圧縮機モデルの妥当性がうかがわれる。実験結果では起動直後にリヤケース吐出し温度 T_d がシリンダ吐出し温度 T_o より低下しているのに対し、計算結果では両者の温度はほぼ等しくなっている。これは、3000 rpmでの起動直後にはリヤケース内の比較的低温の冷凍機油もサイクルに流出してしまい、熱電対がこの温度を測定してしまうからである。なお図12の計算においてサイクルの冷凍機油循環率は吐出し冷媒が湿り状態から乾き状態に移行して30 s間で30%から2%まで減少するものとしている。

4.4 サイクルの応答に与える影響 実際のサイクルシミュレーションにおいて圧縮機の挙動が変化すれば凝縮圧力をはじめとするサイクル全体の応答も異なってくる。そこで2.4節に示したように簡単なサイクルシミュレーションに圧縮機モデルを組み込み、圧縮機モデルがサイクルの応答に与える影響を検討する。

図13, 14にはそれぞれ図7, 10に対応した圧縮機モデルをサイクルシミュレーションに組み込んだ場合の計算結果を示す。サイクルの仕様は小形乗用車クラス

のものを想定しており、詳細は文献(10)を参照していただきたい。ただし膨張弁の開度は一定として計算を行い、外部の空気温度は20°Cとした。圧縮機単体モデルの場合と同様に、冷凍機油を考慮に入れない場合(図13)にはそれを考慮に入れた図14の場合に比べて吐出し温度 T_o , T_d が起動後ただちに上昇し、凝縮圧力 P_d も早く上昇する。これは吐出し温度の増加により、凝縮器において過熱域が増加する分、凝縮域が減少して放熱量が減少するためであり、カーエアコンサイクルのように熱交換器の容量が小さい場合には圧縮機のモデル化の適否がサイクルの過渡応答に大きく影響する。ここで図4の実験結果に比べて図13, 14における起動直後の圧力の応答が早いのは、実験装置に使用した二重管式熱交換器の熱容量が非常に大きいのに対し、計算ではカーエアコン用の空冷熱交換器を想定しているためである。なお今回のシミュレーションでは熱交換器における伝熱現象に対して冷媒とともに循環する冷凍機油の影響を考慮していないが、圧縮機での場合と同様に熱交換器においてもその影響を考慮する必要がある。

5. 結 言

カーエアコン用のペーン形圧縮機について、シリンダ部、リヤケース部および圧縮機部材より構成される計算モデルを構築し、実験により得られた過渡的な挙動と計算値とを比較した。その結果、部材との伝熱現象や冷凍機油による冷却作用を考慮に入れた今回のモデルが妥当であることが確認され、過渡的な冷凍機油循環量の見積もりが必要であることや、シリンダ・リヤケース一体モデルでは圧縮機の過渡的挙動が計算できないことがわかった。また、このモデルを簡単なサイクルシミュレーションに組み込み、計算結果を比較した結果、圧縮機モデルの適否がサイクルの過渡応答に影響を与えることが明らかとなった。

文 献

- (1) 福島・ほか2名, 冷凍, **52-593** (1977), 301.
(2) 松岡, 冷凍, **59-679** (1984), 371.
(3) Sami, S. M., ほか3名, *ASHRAE Trans.*, **93-2** (1987), 471.
(4) MacArthur, J. W. and Grald, E. W., *Int. J. Refrig.*, **12-1** (1989), 29.
(5) 福島・宮本, 冷論, **2-2** (1985), 111.
(6) 柳沢・ほか2名, 機論, **56-526, B** (1990), 1696.
(7) 柳沢・ほか3名, 冷論, **9-1** (1992), 65.
(8) 椎林・ほか3名, 機論, **55-512, B** (1989), 1168.
(9) Stosic, N., ほか3名, *Proc. 1990 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1990), 34.
(10) 福田・ほか2名, 機論, **56-530, B** (1990), 3199.
(11) 福田・ほか2名, 機論, **58-545, B** (1992), 174.
(12) 柳沢・ほか3名, 冷論, **8-1** (1991), 35.
-