冷凍能力の自己調節形カーエアコン用ロータリ圧縮機の研究*

(第4報, スライディングベーン式の体積効率)

丸山照雄**, 山内信也**, 鹿籠六信夫***

Capacity Self Controllable Rotary Type Compressors for Automotive Air Conditioners (4th Report, Volumetric Efficiency of Vane Rotary Type)

by Teruo MARUYAMA, Shinya YAMAUCHI, and Nobuo KAGOROKU

This report describes a method for making accurate theoretical predictions of the absolute value of the volumetric efficiency of vane rotary type compressors used in automotive air conditioners. Considering in detail internal leakage, heat transfer and the step variation in the suction passage leads to the basic equations of the suction process. We have performed experiments on the 3 vane rotary (2 ports suction method) reviewed as the capacity self controllable type in the former report (2nd Report) and compared this with the result of theoretical analysis based on the above basic equations. With a revolution speed between 1 000 and 3 000 rpm, a compression ratio between 3.47 and 6.02 and volumetric efficiency between 50 and 80%, the results showed a good correspondence, with an accuracy of 2~3% between the theoretical and experimental value.

Key Words: Thermal Engineering Equipment, Rotary Type Compressor, Refrigerating Machine, Automotive Air Conditioner

1. 緒 言

カーエアコンに用いられる圧縮機の場合, 回転数, 圧縮比等の使用条件は, 車両がおかれた環境(走行条件, 熱交換器の熱負荷条件など)によって大幅に変化する。もし圧縮機の性能を決める重要な評価因子である体積効率が, 圧縮機の使用条件の変化によってどのように変わるかを計算機シミュレーションを用いて, 精度よく予測できるならば, その実用上の効果は大きい。

スライディングベーン式の性能解析法に関しては, 従来から計算機シミュレーションを前提とした, 幾つかの報告例がある。たとえば, 体積効率に大きな影響を与える内部漏れに関する William ら⁽¹⁾の研究, 配管の圧力脈動まで考慮して, 羽根室の圧力特性を求める方法を示した Ahmet ら⁽²⁾の研究, その他幾つかの研究例⁽³⁾⁽⁴⁾がある。しかしいずれも解析結果を提示しているのにとどまり, 体積効率の絶対値を, 実験値との厳密な対比のもとで, 理論的に計算できる方法まで言

及した報告例は見あたらない。

さて著者らは, カーエアコンの高速時の余剰冷凍能力に関わる問題点を解消するために, 低速で高い冷凍能力を保ち, 高速時にだけ冷凍能力が大幅に抑制される機能をもつ自己調節形圧縮機の検討を行ってきた⁽⁵⁾⁽⁶⁾。本報では, 自己調節作用を効果的に施すため, 前報⁽⁶⁾で対象に選んだ2ポート吸入方式(3ベーン)を用いて, 体積効率の絶対値を理論的に求めることを試みる。そのために内部漏れと吸気加熱および吸入流路の段階的变化を詳細に考慮して, 羽根室の圧力と温度を求める吸入行程の基礎式を導いた。また圧縮比を変えて体積効率を求める実験を行い, 理論計算結果との対比を行った。

おもな記号

A : ノズルの開孔面積
 A_{hc}, A_m : 羽根室および吸入通路の伝熱面積
 A_1, A_2 : 第1ポートおよび第2ポート面積
 a : ノズルの有効流量面積 $= cA$
 a_i : 等価内部漏れ面積 $= c_i A_i$
 c : ノズルの縮流係数
 G : 冷媒の質量流量
 G_c : 羽根室冷媒の総質量

* 昭和61年4月3日 第63期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和60年11月20日。

** 正員, 松下電器産業(株)生産技術研究所 (〒571 門真市松葉町2-7)。

*** 正員, 松下電器産業(株)コンプレッサ事業部 (〒525 草津市野路町2275-3)。

I : エンタルピ $= iG_c$

N : 回転数

P : 圧力

R : 気体定数

R_r : ロータ半径

T : 絶対温度

T_m : 吸入通路 (中間室) の平均温度

V : 羽根室の容積

Q : 熱量

α : 熱伝達率

α_H : 熱拡散率

$\Delta\eta$: 体積効率の低下分

$\Delta\eta_0$: 吸入絞りによる体積効率の低下分

$\Delta\eta_s$: 実測値 ($\epsilon \rightarrow 1$) から得られる体積効率の低下分 (補正した冷凍能力の降下率)

ϵ : 圧縮比 $= P_d/P_s$

ϵ_0 : 臨界条件のときの ϵ の値

$$= \{2/(x+1)\}^{-x/(x-1)}$$

η_v : 体積効率

θ : ベーン(a)の走行角 (図1)

θ_1 : ベーン(a)の第2ポート通過角 (図1)

θ_2 : ベーン(b)の第1ポート通過角 (図1)

κ : 比熱比 $= c_p/c_v$

λ : 熱伝導率

ν : 動粘度

ω : 回転角速度

添 字

a : 角度 θ のときの着目する羽根室に対応 (図1)

e : 吸入行程終了時

s, d : 冷媒の供給源側および吐出し側

dR, dT : ロータ端面および半径すきまの漏れの上流側

H, l : 吸気加熱および内部漏れ

lR, lT : ロータ端面すきまおよび半径すきまの漏れ

HC, Hm : 羽根室内および吸入通路の吸気加熱

m : 吸入通路 (中間室)

m_1, m_2 : 吸入通路の上流側および下流側

R, T : ロータ端面すきまおよびロータ半径すきま

th: 理論値

1: 上部羽根室あるいは第1ポート

2: 下部羽根室あるいは第2ポート

3: 高圧側羽根室

2. スライディングベーン式の体積効率

本報では、図1に示す3ベーンロータリ (2ポート

吸入方式) を対象として検討を行う。圧縮機の詳細構造に関しては、前報⁽⁶⁾でその詳細を説明しているため本報では省略する。

圧縮機の体積効率 η_v は、吸入経路に絞り (図1の第1ポート, 第2ポート) を設けることにより生ずる η_v の低下分 $\Delta\eta_0$, 内部漏れ (リーク), 吸気加熱 (吸入行程の受熱) に起因する低下分をそれぞれ $\Delta\eta_l, \eta_H$ とすれば、次式で表すことができる。

$$\eta_v = 100 - \Delta\eta_0 - \Delta\eta_l - \Delta\eta_H \dots \dots \dots (1)$$

$\Delta\eta_0$ は、本研究では損失として取扱わず、高速時の冷凍能力と動力を低減させる効果として利用しているものである。 η_v を低下させる内部漏れ $\Delta\eta_l$ は、圧縮機のしゅう動部のすきまの設定によって大幅に変わり、また、吸気加熱 $\Delta\eta_H$ は $\Delta\eta_l$ と比べて十分小さいと見込まれるため、前報⁽⁶⁾で示したように、

(1) 高い体積効率が要求される低速時には、 $\Delta\eta_0$ は極力小さいこと。

(2) 冷凍能力が過剰となる高速時にだけ $\Delta\eta_0$ が大幅に増大すること。

の2点を満足させることが、自己調節形圧縮機の基本構造 (吸入方式, ベーン枚数) を選択するうえでの前提条件となる。

内部漏れに関しては、本報では漏れ量の最も大きいと思われるロータ半径すきまからの漏れ G_{lR} と、ロータ端面すきまからの漏れ G_{lT} について取扱う。漏れ G_{lT} は、高圧側羽根室の冷媒がロータ外壁とシリンダ内壁で形成される最小の間げき部を介して、低圧側へ流入するものであり、漏れ G_{lR} は、ロータ端面から冷媒が低圧側へ放射状に流出するものである。また、吸入通路 (1), (2) {中間室} と羽根室の壁面となる側板とシリンダは、高温の吐出し冷媒のため、吐出し温度 T_d に近い高温となっており、低温の吸入冷媒は吸入通路と羽根室内で加熱される。内部漏れと吸気加熱は、 η_v を低下させる要因となるにもかかわらず、羽根室

図1 内部漏れと吸気加熱を示す図

内冷媒の比容積の増加により、圧力と温度の上昇をもたらすため、圧縮機の動力削減には何ら寄与しない。

3. 内部漏れと吸気加熱を考慮した基礎式

3.1 圧力と温度変化式の導出 羽根室に次のエネルギーの平衡式を適用し、前報⁽⁶⁾で示したのと同様の方法で、ペーンの走行角 θ に対応した圧力と温度の変化式を導く。

$$dU + PdV - dQ - dI = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

微小時間内の冷媒の内部エネルギーの変化は

$$dU = c_v G_c dT_a + c_v T_a dG_c \quad \dots\dots\dots (3)$$

羽根室の内壁から、微小時間の間に冷媒が受ける伝熱エネルギーは、

$$dQ = a_{HC} A_{HC} (T_a - T_s) dt \quad \dots\dots\dots (4)$$

内部漏れがある場合、微小時間に羽根室へ持ち込まれるエンタルピの総和は、

$$dI = c_p T_{m1} G_1 dt + c_p T_{m2} G_2 dt + c_p T_{a1} G_i dt \quad \dots\dots\dots (5)$$

G_1, G_2, G_i はいずれも正あるいは零の値である。式(3)～(5)を式(2)に代入し、ペーンの走行角 θ が $0 < \theta < \theta_1$ の区間での圧力と温度の変化式を求めると、以下に示す式(6)～(9)が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{dP_a}{dt} = & \frac{\kappa R}{V_a} (T_{m1} G_1 + T_{aT} G_{iT} + T_{aR} G_{iR}) \\ & - \frac{\kappa P_a}{V_a} \frac{dV_a}{dt} + \frac{\kappa R}{c_p V_a} \frac{dQ_a}{dt} \quad \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dP_2}{dt} = & \frac{\kappa R}{V_2} (T_{m2} G_2 + T_{aR} G_{iR}) - \frac{\kappa}{V_2} \frac{dV_2}{dt} P_2 \\ & + \frac{\kappa R}{c_p V_2} \frac{dQ_2}{dt} \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_a}{dt} = & \frac{\kappa R T_{m1} T_a}{P_a V_a} G_1 \\ & + \frac{\kappa R T_a}{P_a V_a} (T_{aR} G_{iR} + T_{aT} G_{iT}) + \frac{\kappa R T_a}{c_p P_a V_a} \frac{dQ_a}{dt} \\ & - \frac{RT_a^2}{P_a V_a} (G_1 + G_{iR} + G_{iT}) - \frac{(\kappa - 1) T_a}{V_a} \frac{dV_a}{dt} \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_2}{dt} = & \frac{\kappa R T_{m2} T_2}{P_2 V_2} G_2 + \frac{\kappa R T_2 T_{aR}}{P_2 V_2} G_{iR} \\ & + \frac{\kappa R T_2}{c_p P_2 V_2} \frac{dQ_2}{dt} - \frac{RT_2^2}{P_2 V_2} (G_2 + G_{iR}) \\ & - \frac{(\kappa - 1) T_2}{V_2} \frac{dV_2}{dt} \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

また基礎式の記載は省略するが、 $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$ の区間および $\theta_2 < \theta \leq \theta_e$ の区間も、吸入通路の段階的变化を考慮して、同様の手順で圧力と温度の変化式を導くことができる。

3.2 吸入通路内の圧力と温度の式 吸入通路内

は、エネルギーの平衡式を用いて dT_m/dt の計算の結果、吸入行程中の温度変化は少ないことがわかったので、温度は定常熱伝達の計算⁽⁹⁾を行って求める。通路内を流動する冷媒は、図1に示すように通路(1)、(2)で受熱し、その結果第1ポート、第2ポートの各ノズルの上流側温度は T_s から以下に示す T_{m1}, T_{m2} に上昇する。

$$\begin{aligned} \frac{dP_m}{dt} = & \frac{\kappa R}{V_m} (T_s G_s - T_{m1} G_1 - T_{m2} G_2) \\ & + \frac{\kappa R}{c_p V_m} \left(\frac{dQ_{m1}}{dt} + \frac{dQ_{m2}}{dt} \right) \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

$$\frac{dP_3}{dt} = - \frac{\kappa R}{V_3} T_3 G_3 - \frac{\kappa P_3}{V_3} \frac{dV_3}{dt} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$T_{m1} = (2\alpha_{m1} A_{m1} T_a + 2c_p G_s T_s - \alpha_{m1} A_{m1} T_s) / (\alpha_{m1} A_{m1} + 2c_p G_s) \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$T_{m2} = (2\alpha_{m2} A_{m2} T_a + 2c_p G_s T_s - \alpha_{m2} A_{m2} T_{m1}) / (\alpha_{m2} A_{m2} + 2c_p G_2) \quad \dots\dots\dots (13)$$

通路内の平均圧力 P_m は吸気加熱だけを考慮し、3.1節で圧力変化式を導いたのと同様の方法で、エネルギーの平衡式を適用すると式(10)が得られる。

3.3 高圧側羽根室の圧力変化式 ロータ半径すきまの漏れ流量 G_{iT} を計算するのに必要な高圧側羽根室(図1の③)の圧力 $P_3 (= P_{aT})$ 、温度 $T_3 (= T_{aT})$ は、計算の煩雑さを避けるため、内部漏れ、吸気加熱、吐出し弁の挙動を無視した圧力変化式〔式(11)〕を用いて解く。

3.4 内部漏れと熱伝達の式

3.4.1 内部漏れの式 内部漏れは断熱・等エントロピ流れにおけるノズルの式を用いるが、通常の場合は、流れは臨界状態($\epsilon > \epsilon_0$)にあると考えられるので、たとえばロータ半径すきまからの漏れの場合、次式を用いる。

$$G_{iT} = a_{iT} \sqrt{2\rho_{aT} P_{aT} \frac{\kappa}{\kappa + 1} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{2/(\kappa - 1)}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

内部漏れ $G_i (= G_{iT} + G_{iR})$ はロータ半径すきまからの漏れ G_{iT} とそれ以外の漏れをロータ端面すきまからの漏れ G_{iR} で代表させる。

3.4.2 熱伝達率 吸入通路と羽根室内部の伝熱量は、計算機シミュレーションを行ううえでの実用性を考慮して、定常乱流熱伝達の相似則の考え方を採用して求める。平均熱伝達率の相関式として、

$$\alpha = c_a \left(\frac{\lambda}{D} \right) R_e^{m_a} P_r^{n_a} \quad \dots\dots\dots (15)$$

吸入通路の伝熱に関しては、Dittus-Boelterの式⁽⁹⁾を用いるが、この場合式(15)を用いて、 $c_a = 0.023, m_a = 0.8, n_a = 0.4$ である。

羽根室内部の伝熱に関しては、スライディングペー

ン式の熱伝達を求めるための相関式を導いた研究例は見られないため、柳沢・清水ら⁽⁸⁾がローリングピストン式圧縮機に適用した McAdams の相関式を用いる。このときは式(15)を用いて、 c_a , n_a , m_a は上述した Dittus-Boelter の式と同じ値を用いる。代表長さとして $D=R_r$, 代表速度として $U=3\omega R_r$ である。羽根室内部の伝熱計算に必要な伝熱面積 A_{HC} を図2に示す。なおレイノルズ数 $Re(=UD/\nu)$, プラントル数 $Pr(=\nu/\alpha_H)$ を求めるのに必要な物性値 λ , ν , α_H は、供給源冷媒(フロン R12)の値を用いる。

3.5 体積効率の計算方法 角度 θ に対応して連立微分方程式〔例えば、 $0<\theta<\theta_1$ のときは式(6)~(11)〕を順次解くことにより、羽根室の圧力 P_a と温度 T_a が得られる。内部漏れと伝熱の計算に必要な高圧側羽根室の圧力 P_3 , 温度 T_3 , T_d は吸入行程終了時の圧力 P_{ae} と温度 T_{ae} が求まらなると計算できないため、繰返し計算を行う。本報では、体積効率は次のようにして求めた。吸入行程終了時の冷媒の総質量を $G_{ce}(=P_{ae}V_e/RT_{ae})$ とすると、この G_{ce} から内部漏れの総量 G_{cel} を差引いた値が、吸入ポートから流入する冷媒の実質上の総質量となる。それゆえ、 η_v は

$$\eta_v = 100(G_{ce} - G_{cel})/(\rho_s V_e) \dots\dots\dots (16)$$

4. ε - η_v 特性を求める実験

表1の仕様による圧縮機(具体的な構成については前報⁽⁸⁾参照)を用いて、第1, 第2ポートの吸入面積 A_1 , A_2 の組合せを選択し、回転数 N と圧縮比 ε を各種変えて、二次冷媒式カロリメータを用いて、 ε - η_v 特性を求める実験を行った。圧縮比 ε の設定範囲はカロリメータを構成する冷凍サイクルの熱交換器の容量、膨張弁の開度などで制約を受ける。そのため、安定したデータが実測できる $3.47 \leq \varepsilon \leq 6.02$ の範囲で測定を行った。実測結果を図4(a)~(c)に示す。

表1 供試圧縮機主要寸法

B	mm	40.0	V_m	cm ³	38.3
R_c	mm	36.3	θ_c		240°
R_r	mm	28.8	θ_{r1}		40°
V_{th}	cm ³	115	θ_{r2}		110°

図2 羽根室内の伝熱面積 A_{HC} と θ の関係

5. 理論計算のための準備

5.1 ε - η_v 特性の説明 理論計算から得られた η_v を実験的に検証するのに ε - η_v 特性が重要な役割をもつため、本報では、新たに得られた知見を加えて、図3を用いてもう少し詳しく説明する。

(1) 理論計算から得られる ε - η_v 特性(一点鎖線)が $\varepsilon=\varepsilon_0$ を境として、その傾きが若干異なるのは、 $\varepsilon > \varepsilon_0$ の区間では、漏れ流体はその漏れ量が羽根室圧力 P_a に依存しない臨界状態となり、 $\varepsilon=\varepsilon_0$ がその臨界条件となるからである。

(2) 任意の ε における η_v を理論的に精度よく計算できるためには、実測値から推定される $\varepsilon \rightarrow 1$ の値が、 $\varepsilon=1$ のときの理論値(内部漏れと吸気加熱を考慮しない計算結果)とよい近似を示すことが前提条件となる。しかし、 $1 \leq \varepsilon < \varepsilon_0$ の区間のこの配は実測値からは求められない。したがって、 $\varepsilon > \varepsilon_0$ の区間で測定した実測データを直線補外したとき、誤差 ΔE が生ずる。

(3) しかしこの誤差 ΔE は、回転数 N が大きくなれば、小さくなるため、理論値の実験値による検証は、図4(a)~(c)のデータから分かるように、 $N \geq 1800$ rpm の結果を比較すれば十分である。

5.2 等価漏れ面積の決定 理論計算を行ううえで必要な、未決定パラメータであるロータ半径すきまとロータ端面すきまの等価漏れ面積 a_{lr} および a_{lr} は次のようにして求めた。まず、ロータ半径すきまに関しては、同一部材を用いて、圧縮機の組立時に半径すきま δ_r の調節ができるため、 δ_r を変えたときの η_v の相対的变化 $\Delta\eta_v$ を実測し、実験値と理論値の対比のもとで、 $a_{lr}=0.0037 \text{ cm}^2$ ($\delta_r=20 \mu\text{m}$ において $c_{lr}=0.5$ に相当)を採用した。このみかけの縮流係数とも言うべき c_{lr} の値は、ローリングピストン式圧縮機の半径すきまの漏れに関する柳沢の研究例⁽⁷⁾と比べて、同程度の値である。次に上記 δ_r 以外の漏れの発生箇所として代表させたロータ端面すきまに関しては、 ε

図3 ε - η_v 特性の説明図

$=4.88$, $N=1800$ rpm, $A_1=0.40$ cm², $A_2=0.15$ cm² のときの実測値 $\eta_v^*=65.5\%$ [図4(a)の○で示す点] を選び, a_{1T} を種々変化させて η_v を計算し, 上記実測値の η_v^* と一致する計算値 η_v (絶対値) を求めたところ, $a_{1R}=0.0038$ cm² を得た. η_v^* は, ϵ - η_v 特性を最小二乗法などで直線近似して決定すべきであるが, データのばらつきが比較的小さいため, この一点だけの実測値を採用した.

6. 実験と理論の対比

理論計算を行ううえで必要な諸数値がすべて求めたため, ϵ - η_v 特性を求めた4章の実験と同一条件で行った計算結果と実測値の対比を行った. 吸入面積が異なるケースについての結果を図4に示す. η_v が全般に低いのは, 損失の理論的な取扱い方法の検討に主眼点をおいた本報の研究の目的を考慮して, しゅう動部のすきまをやや大きめに設定しているためである.

低速 $N=1000$ rpm において, $\epsilon=3.90\sim 4.88$ の理論値と実測値の間に1~2%の差が見られ, 高速 $N=2500\sim 3000$ rpm で実測値の η_v が理論値より2~3%ほど低くめになっている以外は, A_1 , A_2 の異なる3ケースとも, 理論値は実験値に対して, 極めてよい一致を示す. また, 図4(a)と(c)のデータからプロットした N - η_v 特性を図5に示すが, $N=1400$ rpm 近傍で η_v が極大値をもつ様子もよく一致している.

7. 考 察

7.1 η_v を低下させる要因分析結果の一例 図6のグラフ①~⑤は, $A_1=0.64$ cm², $A_2=0.28$ cm², $\epsilon=4.88$ の場合について, η_v を低下させる各要因を個別に求めた解析結果の一例である. ①は, η_v を低下させるすべての要因を含むもので, カロリメータによる

実測値 (記号●) と対比して示す. ⑤は, 吸入絞りによる η_v の低下分 $\Delta\eta_a$ だけを考慮したもので, 実測値の ϵ - η_v 特性を直線補外して得られた結果 (記号○) と対比して示す. また, たとえば④のグラフは, $\Delta\eta_{HC}$, $\Delta\eta_{HM}$, $\Delta\eta_{LR}$ を考慮しない場合の η_v の解析結果である. この結果から, 漏れが低速時の η_v に与える影響は極めて大きく, たとえば $N=1000$ rpm で $\Delta\eta_L (= \Delta\eta_{1T} + \Delta\eta_{1R})$ は16%程度であることがわかる. また N に対しても大きな依存性を持ち, $N=3000$ rpm のときの η_v の低下分は, $N=1000$ rpm のときのそれと比べて1/3程度である. また吸気加熱が η_v に与える影響は漏れと比べて小さく, N に対する依存性も比較的少ない.

7.2 本報で示した η_v の計算法についての考察

実験値と理論値の対比を行ったのは, 限定された範囲ではあるが, 比較的単純な内部漏れと熱伝達の解析モデルを用いているにもかかわらず, 理論計算から得られた結果は実験値とよい一致を示すことがわかった. この理由として, 以下に示す点が考えられる.

第1の理由は, しゅう動部の等価漏れ面積 (あるいは縮流係数) は, とくにロータ端面すきま漏れの場合, その現象の複雑さゆえに, 本来ははっきりとした値を知るのが困難な値であるが, 理論値が実測の η_v と等しくなるように, その値を決定しているという点にある. このような方法は, 理論解析を行ううえで必要なさまざまな仮定を設けるうえで生ずる誤差をすべて包括する実用的なものである.

第2の理由は, 図7で示すように, $\epsilon=1$ のとき, すなわち内部漏れと吸気加熱を考慮しない場合の解析結果が, 実測値の $\epsilon \rightarrow 1$ から推定される値とよい一致を示しているという点である. 任意の ϵ における理論値と実測値がよい一致を示すためには, 内部漏れと吸気

図4 ϵ - η_v 特性の解析結果と実測結果

図5 N - η_v 特性の解析結果と実測結果 図6 η_v を低下させる要因分析結果の一例

加熱がない場合の圧力と温度を求める解析手法が確立されているのが前提となるからである。

第3の理由は、スライディングベーン式の構造上の特徴を考慮して、圧力と温度を求める基礎式を導いているという点にある。スライディングベーン式の場合、複数のベーンがシリンダの内面を走行することにより、圧力と温度変化の位相の異なる複数の羽根室(図1の①～③)が同時に形成される。それゆえ、本報で示した基礎式〔式(6)～(11)〕では、

- (1) 高速時の吸入通路(中間室)の圧力 P_m の降下
- (2) 吸気加熱によるノズル入口温度 T_{m1} , T_{m2} の上昇

(3) 高速時の過圧縮によるロータ半径すきまからの漏れ流量 G_{lr} の増加などが特性に与える影響が、この羽根室間の位相差を詳細に考慮して導かれている。なお、本報で提示した η_v の計算法の適用限界についての検討、およびさらに厳密な損失分析を行ううえで必要と思われる熱伝達率とその相関式の検証は、今後の課題と考える。

8. 結 言

(1) 本報で示した体積効率の実用的な計算法を、順を追って要約すれば、次のとおりである。

(i) 内部漏れと吸気加熱および吸入行程中の吸入流路の段階的变化を詳細に考慮して、羽根室の圧力と温度を求める吸入行程の基礎式を導いた。

(ii) 圧縮比 ε を変えて体積効率 η_v を求める実験を行い、実験値の η_v を直線補外 ($\varepsilon \rightarrow 1$) とすることにより、理論値の $\eta_v (\varepsilon=1)$ の検証を行った。

(iii) 体積効率の低下分 $\Delta\eta_{lr}$ となるロータ端面すきまの漏れ面積 a_{lr} を種々変化させて η_v (絶対値) を計算し、実測値の η_v と一致する等価漏れ面積 a_{lr} を決定した。

(2) 上記(i)～(iii)により、理論計算に必要なすべての諸数値が求まったため、圧縮比 ε 、回転数 N 、吸入面積 A_1 , A_2 を各種変えた実測結果と理論計算結果の対比を行った。理論値の η_v は $3.47 \leq \varepsilon \leq 6.02$, $1000 \leq N \leq 3000$ rpm, $50 < \eta_v < 80\%$ の範囲で、実測値に対して、2～3%の精度でよい近似を示した。

終わりに、本研究に強力なご支援をいただいた松下電器産業(株)の田中實氏に、また開発をとに進めた同社の関係者各位に深謝します。

また、本論文執筆に際して、貴重なご助言とご指導をいただいた東京工業大学 梅谷陽二教授に深謝の意を表します。

文 献

- (1) William, A. R., ほか1名, *Proc. Purdue Comp. Technol. Conf.*, (1980), 112.
- (2) Ahmet, S. Jicer., ほか1名, 文献(1)の118ページ.
- (3) Peterson, C. R., ほか1名, *Proc. Purdue Compr. Technol. Conf.*, (1972), 1.
- (4) Stein, R. A., ほか2名, *Trans. ASHRAE*, No. 1929 (1965), 192.
- (5) 丸山・ほか2名, 機論, 51-468, B (昭60), 2672.
- (6) 丸山・ほか3名, 機論, 52-476 (昭61), 1524.
- (7) 柳沢, 機論, 48-426, B (昭57), 265.
- (8) 柳沢・清水・ほか2名, 機論, 49-444, B (昭58), 1762.
- (9) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 (改訂第2版), (昭41), 27.