

スクロール圧縮機の最適運転圧力比*

鄭 敏之*¹, 柳 沢 正*²
福田 充宏*², 清水 孝*²

Optimum Operating Pressure Ratios for Scroll Compressors

CHENG Min Chi, Tadashi YANAGISAWA,
Mitsuhiro FUKUTA, and Takashi SHIMIZU

A scroll compressor has a built-in volume ratio, and ideally it should be operated under a built-in pressure ratio condition that is a function of the built-in volume ratio. But in actual operation, the compressor shows its maximum efficiency at a pressure ratio that differs from the built-in pressure ratio. In this paper, theoretical performances are presented by analyses accounting of flow resistance at the openings of scroll wraps and leakage through wrap clearances. The flow resistance at the discharge opening causes an over compression loss in a built-in pressure operation but reduces a undercompression loss in a high-pressure operation, which indicates that the optimum operating pressure ratio shifts to a pressure ratio higher than the built-in pressure ratio. Leakage accelerates the pressure rise during a compression process so that the optimum pressure ratio becomes lower than it would be in the absence of leakage. Increase in the compressor speed moderates the under compression loss and leads to a higher optimum operating pressure ratio.

Key Words: Compressor, Positive-Displacement Fluid Machinery, Refrigeration, Internal Flow, Scroll Compressor, Optimum Pressure Ratio, Performance, Leakage Lose

1. 緒 言

回転容積形の流体機械の一種であるスクロール機関は、今日、冷媒圧縮機⁽¹⁾⁽²⁾や空気圧縮機⁽³⁾、真空ポンプ⁽⁴⁾などとして実用化され、運転性能の向上や新たな用途を目差しての研究開発が推進されている。

さてスクロール圧縮機は、内部での圧縮開始体積および終了体積が歯形の幾何学的形状で定まるいわゆる内部体積比一定の圧縮機であり、弁機構を設けなくても運転できるが、その場合、内部体積比に依存して決まる内部圧力比と実際の運転圧力比との兼ね合いによって圧縮機の効率が変化する。理想的には内部圧力比と等しい圧力比で運転することが望ましいが、実際には歯形への吸込み吐出しに伴う流動抵抗や歯形すきまでの漏れなどがあるために、理想的な内部圧力比とは異なる圧力比で運転するほうが好ましいことがある。

そこで本研究では、スクロール圧縮機の幾何学的特性に基づいて歯形室内の圧力に影響を及ぼす種々の因子を理論的に解析し、それらの影響を考慮に入れて効率が最高となる最適運転圧力比について検討する。

* 平成元年3月10日 東海支部第38期総会講演会において講演、原稿受付、昭和63年9月7日。

*¹ 中国南京化工学院(静岡大学工学部在中)。

*² 正員、静岡大学工学部(〒432 浜松市城北3-5-1)。

2. 理論解析

2・1 理想性能 図1は解析の対象としたスクロール歯形の概要であり、底板から一定高さ突出した歯形は、半径 a の円の伸開線(インボリュート)で形成されている。厚さ b の歯形の中央曲線の始点を基準とした $x-y$ 座標系において、伸開角 ϕ の位置における歯形の内側および外側曲線上の点 $A(\phi)$, $B(\phi)$ までの接線長さ l_a , l_b は次式で表される。

$$l_a = a(\phi - a) \dots \dots \dots (1)$$

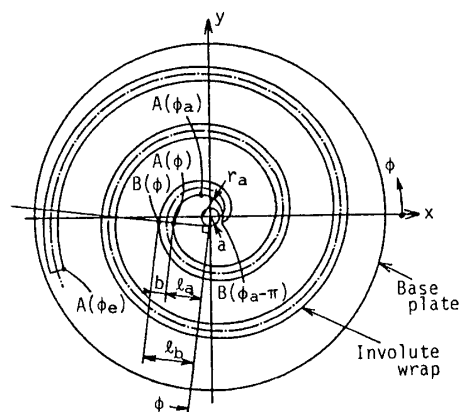


図1 スクロール歯形の概要

$$l_b = a(\phi + a) \dots\dots\dots(2)$$

ここに $a = b/(2a)$ である。なおインボリュート歯形の終端伸開角は ϕ_e 、始端伸開角は内側曲線が ϕ_a 、外側曲線が $\phi_a - \pi$ であり、始端部は半径 $r_a = [a\{\phi_a - \pi/2 + 1/(\phi_a - \pi/2)\}]$ の円弧で内側曲線と滑らかに接続されているものとする。

さて図1の $x-y$ 座標で表された歯形を固定し、それと鏡対象で $x'-y'$ 座標で表された歯形を位相を π だけずらして組合せ、その歯形を旋回半径 $r (= a(\pi - 2a))$ で並進回転運動させれば圧縮動作が得られる。この組合せ状態の歯形を図2に示す。圧縮開始時 (X 軸方向) を基準として旋回歯形の回転角を θ とすると、 θ の一回転の間に外側の吸込室に気体が吸込まれ、回転とともに圧縮が進行して θ が次式の θ_a に達する度に圧縮室が中央の吐出し室に開放される。

$$\theta_a = \phi_e - \phi_a - 2\pi \text{INT}\left(\frac{\phi_e - \phi_a}{2\pi}\right) \dots\dots\dots(3)$$

ここに関数 $\text{INT}(x)$ は x を越えない最大整数を表す。また $n = \text{INT}\{(\phi_e - \theta - \phi_a)/(2\pi)\} + 1$ とすると、二つの歯形壁間には n 対の接点と $(n-1)$ 対の圧縮室が存在し、歯形の内側曲線に沿って始端部から i 番めに位置する接点の伸開角 ϕ_i は次式で表される。

$$\phi_i = \phi_e - \theta - 2\pi(n-i) \dots\dots\dots(4)$$

これらの接点により形成される一対の吸込室の体積 V_n 、 i 番めと $(i+1)$ 番めの接点の間の一対の圧縮室の体積 V_i および吐出し室の体積 V_0 はそれぞれ幾何学的な関係より以下のように表される⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。

$$\begin{aligned} V_n &= 2h \left(\frac{1}{2} \int_{\phi_n}^{\phi_e} l_a^2 d\phi - \frac{1}{2} \int_{\phi_n - \pi}^{\phi_e - \pi} l_b^2 d\phi \right) \\ &\quad + \text{面積}(\triangle 2345) \\ &= har \{ \theta(2\phi_e - \theta - \pi) - 2(\phi_e - \pi + a)\sin\theta \\ &\quad - (\pi/2 - a)\sin(2\theta) + 2(1 - \cos\theta) \} \dots\dots\dots(5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_i &= 2h \left(\frac{1}{2} \int_{\phi_i}^{\phi_i + 2\pi} l_a^2 d\phi - \frac{1}{2} \int_{\phi_i - \pi}^{\phi_i + \pi} l_b^2 d\phi \right) \\ &= 2\pi har(2\phi_i + \pi) \dots\dots\dots(6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_0 &= 2h \left(\frac{1}{2} \int_{\phi_a}^{\phi_1} l_a^2 d\phi - \frac{1}{2} \int_{\phi_a - \pi}^{\phi_1 - \pi} l_b^2 d\phi \right) + V_c \\ &= har(\phi_1 - \phi_a)(\phi_1 + \phi_a - \pi) + V_c \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

ここに h は歯形の高さ、 $V_c = [hr^2\{\pi - \sin^{-1}(2a/r_a) - (2a/r_a)\}]$ はすきま体積 $(= V_0(\phi_1 = \phi_a))$ である。式(6)において ϕ_i を $\phi_e - 2\pi$ または ϕ_a とおけば圧縮開始体積 V_s と終了体積 V_e が求められる。

気体の歯形室への吸込み、圧縮、吐出しが理想的に行われる場合、吸込室の圧力 P_n および吐出し室の圧力 P_0 はそれぞれ圧縮機の吸込圧力 P_s および吐出し圧力 P_d に等しく、また体積 V_i の圧縮室の圧力 P_i は断熱圧縮指数を κ として次式で与えられる。

$$P_i = P_s (V_s/V_i)^\kappa \dots\dots\dots(8)$$

この圧力に抗して旋回歯形を角速度 ω で駆動するための軸トルク T および平均動力 L は次式となる。

$$\begin{aligned} T &= - \sum_{j=0}^n (P_j - P_s) dV_j/d\theta \\ &= har \{ (2\phi_1 - \pi)(P_d - P_s) + 4\pi \sum_{j=1}^{n-1} (P_j - P_s) \} \dots\dots\dots(9) \end{aligned}$$

$$L = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} T d\theta \dots\dots\dots(10)$$

2.2 実際的な性能 実際のスクロール圧縮機では上述の理想的な場合とは異なり、気体流動に伴う圧力損失や歯形すきまでの漏れなどのために歯形室内の圧力が影響を受ける。これらを考慮に入れると一般に体積 V_j の歯形室の圧力 P_j は次式で評価される。

$$P_j = P_s \rho_s^\kappa (m_j/V_j)^\kappa \dots\dots\dots(11)$$

ここに ρ_s は吸込気体の密度である。また m_j はその歯形室内の気体の質量であり、吸込開始からある時刻 t までの間にその歯形室に種々の要因で出入りする気体の質量流量 \dot{m} の総和の積分値として求められる。

$$m_j = \int_0^t \sum \dot{m} dt \dots\dots\dots(12)$$

個々の要因による気体の質量流量は以下のように見積もられる。まず吸込室への気体の流入に関連して、図2にみられるように、歯形の終端部と相対する歯形の外壁との間で形成される吸込開口部を通して吸込圧力 P_s の歯形外周部から圧力 P_n の吸込室に流入する気体の質量流量は次式で表される。

$$\dot{m} = 2hw_s c f(P_s, P_n) \dots\dots\dots(13)$$

ここに c は流量係数、関数 $f(P_1, P_2)$ は圧力 P_1 の部屋から単位面積の絞りを通して圧力 P_2 の部屋に流入する等エントロピー流れの質量流量である。また吸込開口部の幅 w_s は次式で近似される。

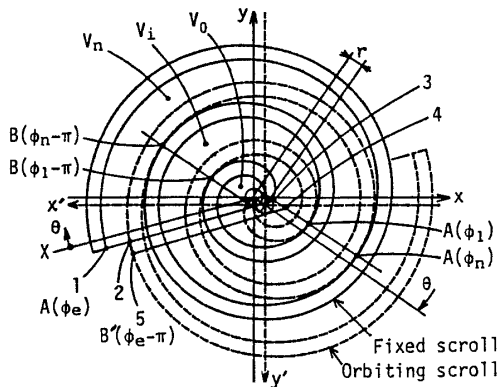


図2 組合せ状態のスクロール歯形

$$w_s = \sqrt{13} - \sqrt{23} = r(1 - \cos \theta) \dots\dots\dots (14)$$

次に吐出し室に関連して、圧力 P_0 の吐出し室から底板上の直径 d の吐出し口を通して圧力 P_d の歯形外部に流出する気体流量は基本的に次式で表される、

$$\dot{m} = (\pi/4)d^2 c_f(P_0, P_d) \dots\dots\dots (15)$$

しかし吐出し過程へ移行直後では、図3に示すように歯形始端部壁の近接により体積 V_0 の吐出し室が体積 V_{01} と V_{00} の二つの部屋に分離され、圧力がそれぞれ P_{01} と P_{00} の二つの部屋の間では次の流量の気体が入り出す、

$$\dot{m} = 2hw_d c_f(P_{01}, P_{00}) \dots\dots\dots (16)$$

ここに吐出し開口部の幅 w_d および二つの部屋の体積 V_{00} , V_{01} はそれぞれ以下のように表される、

$$w_d = \sqrt{13} - \sqrt{23} \\ = r_a - \sqrt{r^2 + (r_a - r)^2 + 2r(r_a - r)\cos(\theta - \theta_d)} \dots\dots\dots (17)$$

$$V_{00} = 2h\{\text{面積}(\nabla 132') - \text{面積}(\Delta 232')\} \\ = hr_a\{r_a\beta - (r_a - w_d)\sin\beta\} \dots\dots\dots (18)$$

ただし

$$\beta = \pi - \cos^{-1}\left[\frac{r_a - r + r\cos(\theta - \theta_d)}{r_a - w_d}\right] \\ - \sin^{-1}(2a/r_a) \\ V_{01} = V_0 - V_{00} \dots\dots\dots (19)$$

一方、歯形すきまにおける漏れに関しては、歯形接触点の壁面間の半径方向すきま δ_r における流れと、底板と歯形端面間の軸方向すきま δ_a における流れがあり、これらの漏れ流量は次式で表される、

$$\dot{m} = 2c(h\delta_r + l_j\delta_a)(P_{j-1}, P_j) \\ - 2c(h\delta_r + l_{j+1}\delta_a)(P_j, P_{j+1}) \dots\dots\dots (20)$$

ここに l_j は j 番めと $j+1$ 番めの部屋の間端面すきま漏れ長さであり基本的には次の形で表される、

$$l_j = \int_{\phi_j - \pi}^{\phi_j} a\phi d\phi = \pi a(\phi_j - \pi/2) \dots\dots\dots (21)$$

以上の気体の出入りを考慮して歯形室内の圧力が式(11)によって求められ、それに基づいて巡回歯形を駆

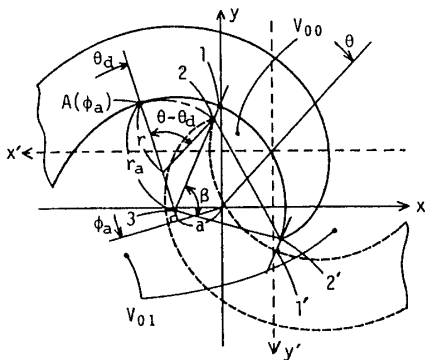


図3 スクロール歯形始端部の拡大図

動するための軸トルク T および動力 L が求められる。また吸込気体の質量流量 \dot{m}_s は圧縮開始気体の質量流量から漏れ質量流量を差引いて求められる。よってスクロール圧縮機の断熱圧縮効率 η_{ad} は、完全断熱圧縮動力 L_{ad} を用いて以下の式で算出される、

$$L_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_s \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \{(P_d/P_s)^{1-1/\kappa} - 1\} \dots\dots\dots (22)$$

$$\eta_{ad} = L_{ad}/L \dots\dots\dots (23)$$

なお、以上の計算式に基づく性能は軸の微小回転角度毎の繰返し計算により求めることができる、

3. 計算結果と考察

性能計算に使用したスクロール圧縮機の歯形寸法は基礎円半径 $a=3$ mm, 歯厚 $b=4.6$ mm, 歯高 $h=29.4$ mm, 始端角 $\phi_a=1.09\pi$ rad, 終端角 $\phi_e=5.59\pi$ rad, 始端円弧半径 $r_a=7.2$ mm, すきま体積 $V_c=2.0$ cm³, 吐出し口直径 $d=10$ mm である。理論吸込体積 $V_s=68.7$ cm³, 内部体積比 $\epsilon_v (=V_s/V_d)=2.57$ である。また性能計算条件は、建物空調用圧縮機を想定して、作動流体として冷媒 R 22{断熱圧縮指数 $\kappa=1.1$ とする} を選び、吸込圧力 $P_s=584$ kPa[abs]{飽和温度 5°C 相当}, 吸込密度 $\rho_s=23.5$ kg/m³{ 15°C 相当} とし、吐出し圧力 P_d を圧力比が2から5の範囲で変化させる。また標準回転数を $N=3500$ rpm とし、流量係数はすべて1とする。

3.1 歯形の流動抵抗の影響 図4にスクロール歯形への吸込み吐出しに伴う流動抵抗が軸回転角度 θ に対する歯形室内圧力 P_j および軸トルク T の変化に及ぼす影響を示す。ただし圧力およびトルクはそれぞれ吸込圧力 P_s および断熱圧縮平均トルク $T_{ad} [= \kappa/(\kappa - 1)P_s V_s \{(P_d/P_s)^{1-1/\kappa} - 1\} / (2\pi)]$ で無次元化してある。

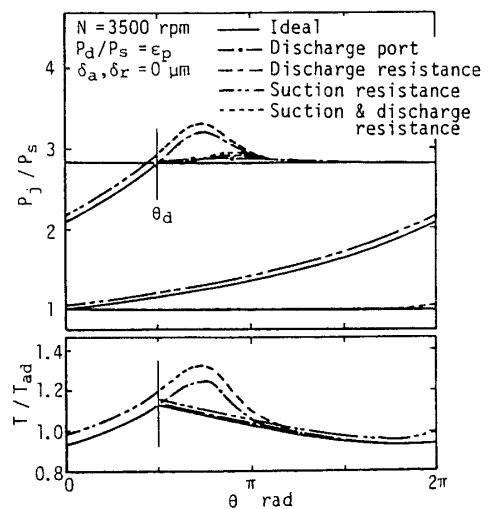


図4 流動抵抗の圧力およびトルクへの影響

また運転圧力比 P_d/P_s は歯形の内部圧力比 $\epsilon_p (= \epsilon_p^i) = 2.83$ に等しい場合のものである。まず吐出し過程における流動抵抗の影響に関しては、吐出し口の抵抗だけではほとんど過圧縮がみられない場合でも、歯形始端壁の接近による抵抗を含めた全体の吐出し抵抗を考慮した場合には大きな過圧縮を生じている。これは図5に示すように、吐出し口の面積 $A_p (= \pi d^2/4)$ が一定であるのに対して、歯形吐出し面積 $A_d (= 2hw_d)$ は吐出し開始 ($\theta = \theta_d$) 直後では非常に小さいためであり、このとき二つに分割された吐出し室の圧力は圧縮過程の延長のように増加していく。この圧力変化に対応したトルク変化にも吐出し過程での大きな増加がみられる。

次に、図4において吸込過程の流動抵抗の影響をみると、理想的な吸込終了 ($\theta = 2\pi$) 以前に圧力上昇が開始しており、それに引続く圧縮過程での圧力も高くなっている。これは図5にみられるように、吸込室の体積 V_n が吸込終了以前に減少を始め、しかも吸込室と外部空間とを区切る歯形吸込面積 $A_s (= 2hw_s)$ が縮小してきて既に吸込まれた気体の逆流を抑制するからである。このことは吸込気体量の増加をもたらす、図4の例では103.5%の体積効率を得られている。このときのトルクは流量増加を反映して一律に増加している。吸込みと吐出しの両方の流動抵抗を考慮した場合にはそれぞれの影響の足し合わせとなっており、吐出し抵抗のみの場合に比べて過圧縮がさらに増加している。トルクについても同様である。

ここで、運転圧力比 P_d/P_s が内部圧力比 $\epsilon_p (= 2.83)$ と異なる場合についての圧力およびトルクの変化を図6に示す。理想的な圧力が吐出し開始 ($\theta = \theta_d$) と同時に吐出し圧力まで階段状に変化するのに対して、歯形の流動抵抗を考慮すると低圧力比の場合には過圧縮が非常に顕著となる。一方、高圧力比の場合には、吐出し

過程に移行しても滑らかな圧力上昇を続け階段状の圧力上昇が緩和されるとともに過圧縮も小さくなる。そのためにトルク変化曲線の変動幅は高圧力比となってもあまり大きくはならない。なお、図6の吐出し過程における2本の圧力曲線は、二つに分離された吐出し室 (V_{00}, V_{01}) に対応したものである。

以上の圧力およびトルクに基づいて計算された断熱圧縮効率 η_{ad} と運転圧力比 P_d/P_s の関係を示すと図7のようになる。理想的な場合には内部圧力比 ϵ_p で運転した場合に100%の最高効率を示すが、吸込流動抵抗を考慮に入れると、 ϵ_p よりも若干高い運転圧力比で最高効率を示すようになる。これは吸込流動抵抗によって吸込終了圧力ひいては圧縮終了圧力が增加するからである。一方、吐出し流動抵抗についてみると、 ϵ_p よりもかなり高い圧力比で最高効率を示している。これは ϵ_p 近傍では過圧縮損失が過大となるのに対し、高圧力比では不足圧縮損失が緩和されるからである。吸込みと吐出しの両方の流動抵抗を加味すると、最高効率となる圧力比はさらに大きくなり、本計算例では3.6程度に達する。なお流動抵抗によって効率の最大値はもちろん低下するが、効率曲線の形はより偏平と

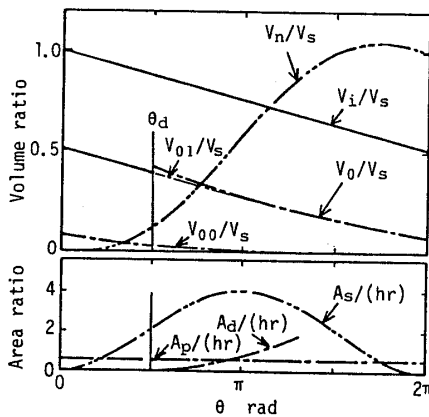


図5 歯形室体積および流路面積の変化線図

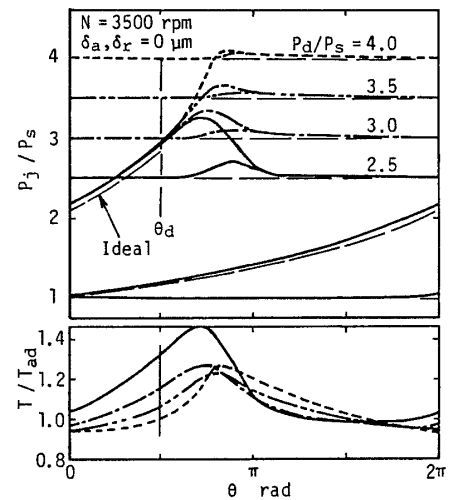


図6 運転圧力比の圧力、トルクへの影響(1)

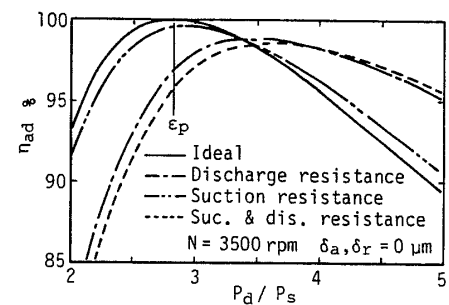


図7 運転圧力比と断熱圧縮効率の関係(1)

なり、最適運転圧力比から外れても効率への影響は小さいことがわかる。

3.2 漏れの影響 図8は、吸込み吐出しの流動抵抗に加えて、歯形の壁面すきまおよび端面すきまにおける漏れが圧力 P_j および軸トルク T に及ぼす影響を示したものである。漏れの無い場合 ($\delta_a = \delta_r = 0$) に比べて、端面すきま δ_a での漏れが有る場合には、圧縮過程の大部分において圧力が増加するものの、吐出し過程に移行してからの過圧縮は幾分小さくなっている。一方、壁面すきま δ_r での漏れがある場合には、圧縮過程後半での圧力上昇が促進され、過圧縮が増大する。両方のすきまでの漏れを考慮した場合には、圧縮途中の圧力増加はさらに大きくなるが、過圧縮は漏れの無い場合よりも抑制されている。これらの漏れがあるとトルク曲線は平均的には増加するが、ピーク値でみると端面すきま漏れと壁面すきま漏れではその増減が逆の傾向となっている。

吸込み吐出しの流動抵抗に加えてすきま漏れを考慮した場合のさまざまな運転圧力条件における圧力およびトルク変化曲線を図9に示す。図6に示した漏れの無い場合と比較すると、低圧力比での過圧縮は緩和されているが、圧縮途中の圧力上昇は高圧力比になるほど大きくなっている。その結果としてのトルク変化曲線は、図6の漏れの無い場合と比較して低圧力比でのピーク値は減少しているが、全体的には増加傾向にある。

そこで漏れがある場合の断熱圧縮効率 η_{ad} と運転圧力比 P_d/P_s の関係を示すと図10のようになる。端面すきま δ_a および壁面すきま δ_r が零の場合と比較すると、それぞれのすきまが大きくなるに従って凸形の効率曲線が徐々に低下し、そのときピーク位置は次第に左に移行していく。この移動は一定すきまのもとで

は高圧力比の場合ほど漏れ圧力上昇損失が大きくなることに起因しており、漏れによって最適運転圧力比は漏れの無い場合よりも低圧力比側に移行する。

3.3 回転数の影響 吸込み吐出しに伴う流動抵抗を考慮した場合に、軸の回転数 N が圧力 P_j およびトルク T の変化に及ぼす影響を図11に示す。ただし運転圧力比は内部圧力比に等しく、漏れはないものとする。回転数が大きくなるほど吐出し流動抵抗が大きくなるために過圧縮が顕著となり、それにつれてトルク変動も大きくなっている。一方、吸込過程では回転数が大きくなると吸込流動抵抗のために圧力が低下するが、吸込過程の終了時には回復して圧縮過程ではほとんど同様の圧力上昇過程となっている。これを体積効率で比較すると $N=1750, 3500, 7000$ rpm において、それぞれ 102.8, 103.3, 103.7% であり回転数増加とともに微増する。なお回転数が極端に高くなると

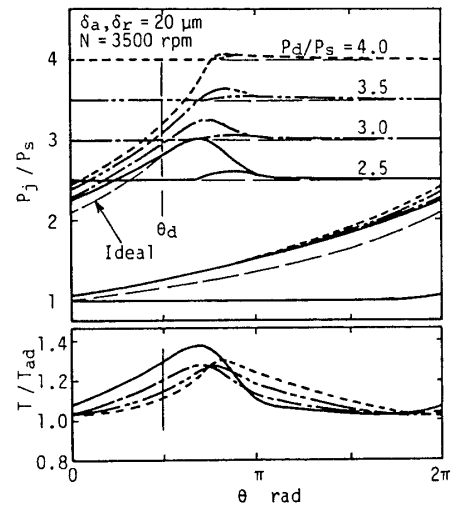


図9 運転圧力比の圧力、トルクへの影響(2)

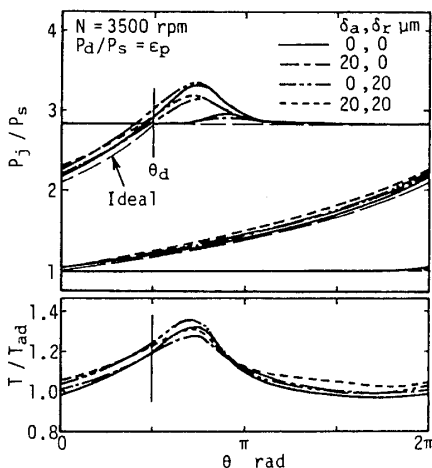


図8 漏れの圧力およびトルクへの影響

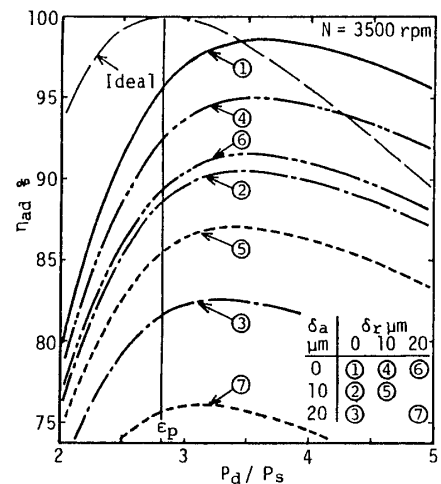


図10 運転圧力比と断熱効率の関係(2)

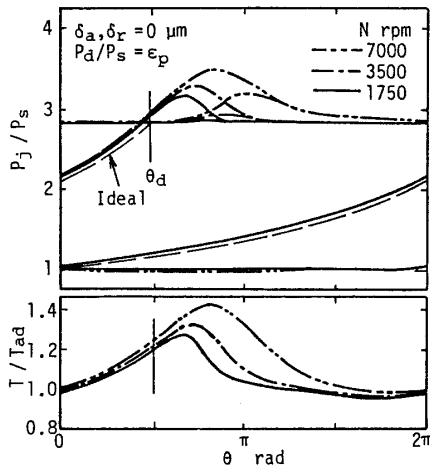


図 11 回転数の圧力およびトルクへの影響

体積効率は低下傾向に変わる。

回転数 N が断熱圧縮効率 η_{ad} と運転圧力比 P_d/P_s の関係に及ぼす影響をすきま値 $\delta_a (= \delta_r)$ をパラメータとして図 12 に示す。同一すきま条件において回転数の異なる場合を比較すると、すきまの値すなわち漏れの有無によって効率の増減傾向は異なるものの、回転数の増加とともに最高効率となる圧力比は次第に増加していく。これは、高回転数の場合ほど吐出し流動抵抗が増大して高圧力比側での吐出し気体の逆流損失が抑制されるからである。また高回転数の場合ほど効率曲線の形は偏平となり、運転圧力比の効率への影響が小さくなる。

なお、性能計算において流量係数はすべて 1 と仮定してきたが、流量係数をもっと小さい場合には吸込み吐出しに伴う流動抵抗が増加するので回転数が増加したと同様の影響となり最適運転圧力比はより高圧力比側に移行する。以上の解析では始端部の内側曲線に円弧が滑らかに接続する歯形を対象としてきたが、他の曲線で接続しても接続部に段差でも設けない限り歯形の接近抵抗が最適運転圧力比に大きな影響を及ぼす傾向となることに変わりない。また今回の検討において、吐出し口の性能への影響はその通路面積による流動抵抗のみを考慮してきたが、実際には歯形と吐出し口の相対的な位置や吐出し弁の有無によっても異なるので、そうした観点からの検討も必要であろう。

4. 結 言

スクロール圧縮機の幾何学的形状に基づいて、吸込

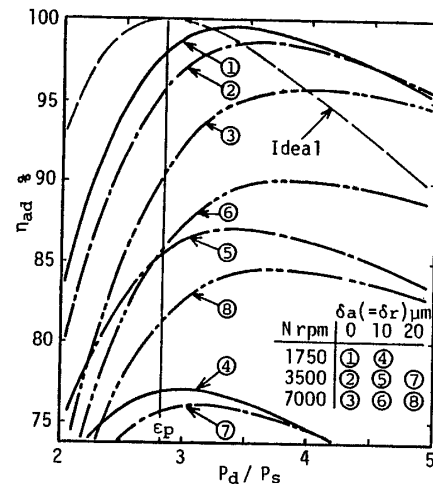


図 12 運転圧力比と断熱効率の関係 (3)

み吐出しに伴う流動抵抗およびすきま漏れが圧力、トルク変化に及ぼす影響を検討し以下のまとめを得た。

(1) 歯形の吸込流動抵抗は、吸込終了以前に最大となる吸込気体の逆流を妨げ圧縮開始圧力を上昇させるので最適圧力比は内部圧力比よりも若干高くなる。

(2) 歯形の吐出し流動抵抗は過圧縮増加の原因となるが、不足圧縮損失を緩和するので内部圧力比よりもかなり高い圧力比において最適運転状態となる。

(3) 歯形の端面および壁面すきま漏れは高圧力比になるほど大きな圧縮圧力の上昇を招くので最適圧力比は漏れのない場合よりも低圧力比側に移行する。

(4) 回転数の増加は吐出し流動抵抗の増大を招き過圧縮を増加させるが、その反面で不足圧縮損失を緩和するので最適圧力比はより高圧力比側に移行する。

以上のようにスクロール圧縮機では、回転数や漏れの大きさを考慮に入れて使用運転圧力状態で最高効率となる内部圧力比を持つ歯形寸法を選ぶ必要がある。

文 献

- (1) 平賀・ほか 5 名, 冷凍, 62-720(1987), 1106.
- (2) 荒田・村山, 文献(1)の 1116 ページ.
- (3) Arai, N., ほか 3 名, TOKIKO REVIEW, 29-4(1985), 21.
- (4) 山中, 機誌, 90-828(1987), 1469.
- (5) 森下・杉原, ターボ機械, 13-4(1985), 209.
- (6) 柳沢・ほか 3 名, 機論, 54-506, B(1988), 2798.
- (7) Tojo, K., ほか 5 名, Proc. ICEC at Purdue, (1986), 872.
- (8) Nieter, J. J., Proc. ICEC at Purdue, (1988), 165.