

■ 研究論文 ■

ベーン型回転圧縮機の性能改良

Improvement of Efficiency and Performance of Vane-typed Rotary Compressor

内山 洋司*・宮里 和成**・星野 謙三***

Yohji Uchiyama Kazunari Miyazato Kenzo Hoshino

(1994年1月31日原稿受理)

Abstract

Compressed performance of a compressor can be improved when gas is compressed with isothermal process. Continuous cooling during compression could achieve isothermal compression if cooling liquid is injected into a compressor.

We have tried to make an experiment of the efficiency improvement with a vane-typed rotary compressor. The amount of cooling liquid is adjusted to attain a minimum temperature. The number of vane is increased from 6 to 12 and its shape is improved not to leak air from higher pressure chamber to lower one in a compressor.

It is clarified that the lowest consumed power is attained by twelve improved vanes with the experiment; the compression efficiency is achieved by 30% better than that of a conventional compressor.

1. 目的

圧縮機のエネルギー効率を改善するには、等温圧縮の状態なるべく圧縮空気の温度が上昇しないように圧縮するのが望ましい。それには通常、多段冷却圧縮法がとられるが、筆者らは圧縮機内部に冷却液体を注入する連続冷却圧縮法を提案し、気体分子を加速する圧縮面を冷却することが最も有効であることを述べた¹⁾。

しかし、実用の圧縮機においては、圧縮方式に変位型と速度型の2種類があり、圧縮機内部に冷却液体を注入して等温化によるエネルギー効率の向上を論ずることは難しい。液体注入による効率改善は、圧縮過程で気体分子の運動速度が小さい変位型が比較的有利であると考えられる。変位型には回転式と往復動式がある。実用の変位型圧縮機は、潤滑を目的に圧縮機内に油を注入しているが、実際にはその油が冷却効果を兼ねて消費動力を理論動力にしているとは限らない。

本研究は、冷却液体を圧縮機に注入し連続冷却圧縮で、等温圧縮に近い消費動力にすることで、従来の実用圧縮機の効率を改善することを目的としている。本研究で検討した圧縮機は、変位型でも冷却が比較的容易といわれているベーン型回転圧縮機である。実験は、ベーンおよび圧縮空気の吐出口を改良することで、吐出圧、吐出量、温度、動力を測定した。種々の改良実験により、消費動力を従来の実用機よりも25%程度まで低減することができた。

2. ベーン型回転圧縮機のエネルギー損失

実験に使ったベーン型回転圧縮機の外観を図-1に示す²⁾。図-2(1)と(2)は圧縮機の内部説明図で、空気は図-2(1)の流入室Aよりローターの周辺にあるベーンの間に入り、ローターの回転で圧縮されて吐出口Bから押し出される。この圧縮過程でCより冷却を兼ねて潤滑油が圧縮室に注入され、ベーン、ステーター、ロー

* 助電力中央研究所 経済社会研究所
技術評価グループリーダー
〒100 東京都千代田区大手町1-6-1 大手町ビル7F

** クロダイインターナショナル 取締役
〒213 川崎市高津区久慈1121
*** 星野研究所 所長
〒169 東京都新宿区百人町1-3-24

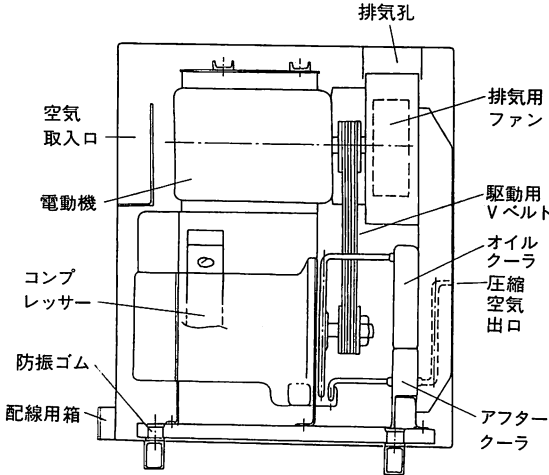


図-1 ベーン型回転圧縮機の全体図

ター間の潤滑及び冷却が行われる。吐出された圧縮空気は、図のGの油分離器を通して送気管Lに送られる。分離された潤滑油はステーターの外側にあるオイル室に溜まりオイルクーラーTを通して再びオイル注入口から圧縮室に注入される。

それゆえ、ベーン型回転圧縮機の損失は、動力伝達と電動機内部で消費するものを除けば、ほとんどがローターとステーター内で発生する。このうち、ベーンとステーター、ローターとの摺動摩擦を除いた熱力学的な損失は

- a) 圧縮室の温度上昇によるもの
 - b) 吐出口における高圧空気の逆戻りによるもの
 - c) ステーターとベーンとの間からの漏洩によるもの
 - d) 圧縮室の圧力の異常上昇によるもの
- と考えられる。本研究は、それらの損失を最小にする

ため、ベーンと吐出口部分を改良し、圧縮機の性能実験を行った。主な改良点を以下に示す。

a) 圧縮機の温度上昇

実験に使用したベーン型回転圧縮機の潤滑油の冷却能力を大きくするため、潤滑油の吐出流量を増やした。それにより、圧縮面であるローターの表面の最高温度が圧縮中は室温より+25℃以内になるようにした。

b) 吐出口における高圧空気の逆戻り

ベーン型圧縮機において、圧縮される空気は吐出口に近くなると急激に容積が小さくなり、空気の圧力も大きくなる。ローターの回転で圧縮される空気室が吐出口に到達するときの圧力は、ベーンの枚数で異なる。ベーンの枚数が少ないほど、吐出時の空気圧は小さい。例えば、市販の圧縮機のベーン枚数は、図-3の上図に示すように6枚である。そのときの吐出時の空気圧は310KPaになる。その場合、吐出室の圧力である最終出口圧力を例えば600KPaに設定して圧縮機を駆動すると、最初の310KPaまでは、圧縮されている空気室のほうが大きいため、断熱膨張で空気は吐出室へ吹き出される。しかし、310KPaを境に吐出室の圧力は空気室の圧力より大きくなるため、それ以後は逆に吐出室から空気室に高圧空気が逆流にすることになる。そして、空気室に逆流した空気を吐出室に再び吹き出すため、圧縮機はその分、動力消費が大きくなる。市販されている6枚ベーン圧縮機は、通常の運転において絶えず空気の逆戻りが生じていることになる。

高圧空気の逆戻りを防止するには、ベーンの枚数を増やすことが有効である。本研究では、従来の圧縮機のベーン間角度が60°であったので、この角度を30°とし、従来のベーンとベーンの間に新しくベーンを追加し、6枚から12枚にした。図-3の下図には、改良後

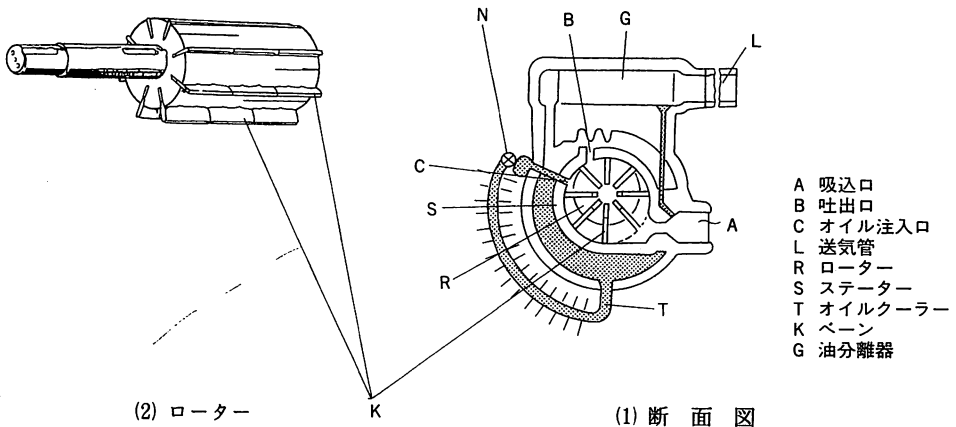


図-2 圧縮機内部

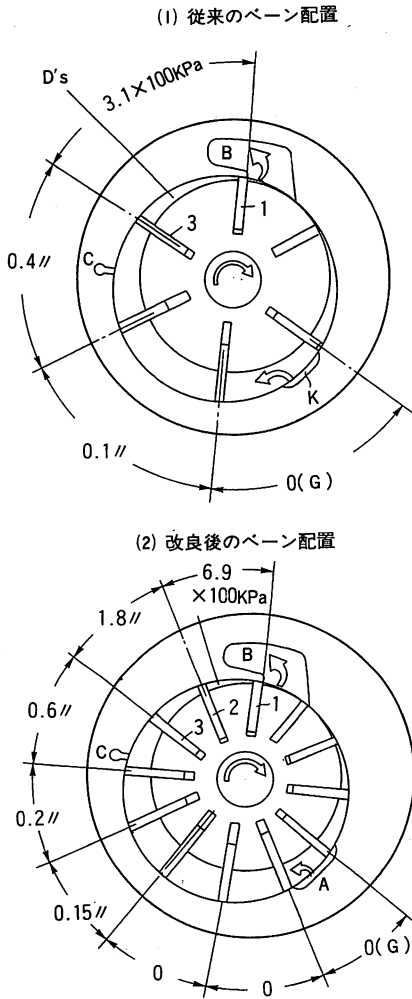


図-3 ベーンの配置図

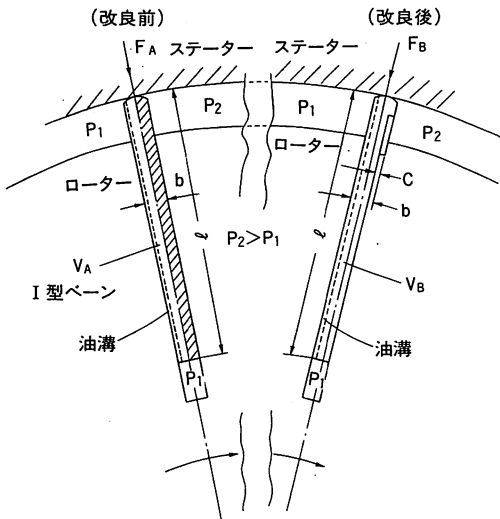


図-4 ベーン形状

のベーンの配置を示す。ベーンの枚数を増やしたことによる空気の圧縮力は、最終の吐出位置で690KPaになり、逆戻り現象が改善できることが図から分かる。
 c) ステーターとベーンとの間からの漏洩による損失

図-4は、ベーンとステーター内面との接触状態を示したものである。ベーン頭部の形状は弧形をしており、ステーターとの接触は線接触になっている。低圧空気室側にしゅう動部潤滑用の溝が掘ってあるため、ベーン溝内部の圧力は低圧側の圧力 P_1 となる。すなわち、ベーンは上部と下部の差圧により絶えず向心力を受けることになる。このため、高圧側の圧力が高まってベーンを挟む空気室の差圧が大きくなると差圧による向心力が遠心力を超え、ステーターとベーンの間から空気が低圧側に漏洩しやすくなる。ベーンをステーターから引き離す向心力 F_A はベーン幅が一樣な場合（I型と呼ぶ）には、式(1)で表される。

$$F_A = a \left\{ \frac{b}{2} P_1 + \frac{b}{2} P_2 - bP_1 - bP_f \right\} \quad (1)$$

高圧室と低圧室の圧力差 $\Delta P = P_2 - P_1$ とすると、 F_A は式(2)で表される。

$$F_A = a \cdot b \left\{ \frac{\Delta P}{2} - P_f \right\} \quad (2)$$

但し P_2 : 高圧室の圧力

P_1 : 低圧室の圧力

P_f : 遠心力による圧力、ベーンに働く円心力を断面 $a \cdot b$ で除したもの

a : ベーン長さ（横方向）

b : ベーンの厚さ

F_A は $\Delta P > 2 P_f$ の場合に正となり、その条件でベーンはステーター面より離れ、高圧側から低圧側へ空気が洩れる。

ベーンとステーター間の空気の漏洩を防止するには、高圧側の圧力 P_2 によりベーンが押し下げられる向心力を小さくする工夫が必要となる。本研究では、ベーン溝を狭くしベーン先端を図-4の右図に示すようにP型（以下P型と呼ぶ）にし、それによりベーンとステーターの線接触の中心位置ができるだけ高圧側にずれるようにした。このベーン設計によれば、ベーンをステーターから離す力 F_B は、式(3)で表される。

$$F_B = \left\{ \left(\frac{b}{2} - c \right) \Delta P - (b - c) P_f \right\} a \quad (3)$$

上式から、 F_B は $\Delta P > 2(b - c) / (b - 2c) P_f$ の場合に正となり、そのときベーンはステーターから離れる。ここで、 $(b - c) / (b - 2c) > 1$ であるから、ベーン

が離れるときの圧力差 ΔP は、Pのほうが大きい。すなわち、ベーンは従来のI型に比べ改良したP型のほうがステーターから離れにくくなる。特に、 $c=b/2$ にとったときは ΔP は ∞ となり常にベーンはステーターに接触していることになる。

d) 圧縮室の圧力の異常上昇によるエネルギー損失

c) の影響は、ベーンの枚数が少ないほど影響を受けることになる。ベーンの枚数を増やすと、吐出口からの高圧空気の逆戻り量を低減し、ステーターとベーン間の空気の漏洩を少なくする効果がある。しかし、逆に、吐出口付近の圧縮室の圧力を異常に高める恐れがある。特に、潤滑油が空気室に注入されているため、非圧縮性液体である油の影響で、急激に圧縮室の圧力が上昇する恐れがある。

圧力の異常上昇を防止するには、吐出口の位置が最適になるよう設計する必要がある。本研究では、吐出口の位置を変えることで消費動力の変化を測定し、最低動力となる適切な吐出口の位置を求めた。

実験に使用した改良後のベーンの枚数は12枚であり、その吐出時の圧力は最高圧で800KPaである。また、実験ではなるべく等温圧縮に近づけるため冷却油の量を多くしており、その影響によって吐出時の圧力が異常に高くなる可能性がある。この圧力上昇を抑えるため、図-5に示すように、吐出入口1の位置により手前の2及び3の位置に孔をあけ、圧縮室と吐出室Bとが手前で通ずることにより、圧縮室内の過圧縮を防ぐ方法を用いた。

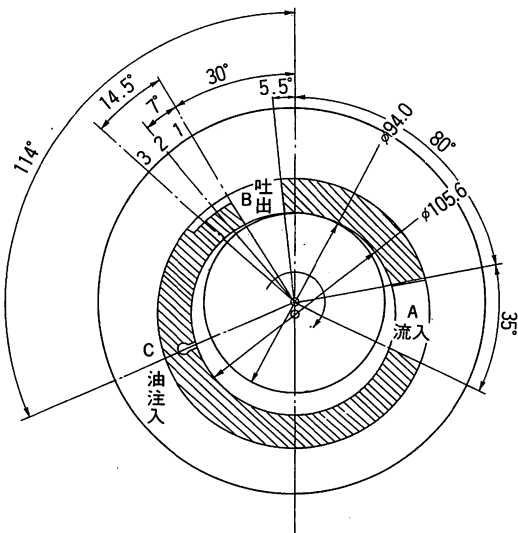


図-5 空気吐出口の設計改良

3. 実験方法

今回の実験に使用したベーン型回転圧縮機はクロダインターナショナル(株)のKR85型であり、その外観及び内部説明図は先に図-1と図-2に示した。このKR85型を使用し、市販時のそのままの設計状態で行った試験を標準試験とし、標準型に次々改造加工を行って施行した試験を改良試験とした。

(1) 標準試験

標準試験のベーンの諸元は、以下のとおりである。

ベーン数：6枚 (60°ピッチ)

ベーン型：I型 (6I)

ベーン寸法：I=50mm, a=180mm, b=4mm

実験は、吐出圧P [N/m²]、風量Q [m³/s]、動力W [J/s]、温度T [°C] を測定した。実験中は、吐出室Bの温度が+(20°~25°C) で安定するように油量を調整した。

圧縮機の圧縮性能は風量が多く、動力が少ないほど優れていることになる。標準試験に添字sをつけると、圧縮性能Y_sは、次式で表される。

$$Y_s = Q_s / W_s \quad (4)$$

(2) 改良試験

標準試験終了後、試験機を以下のように改造した。

ベーン数：12枚 (30°ピッチ)

ベーン型：6枚標準ベーン (I型) の中間に6枚のP型ベーンを挿入 (6I6P)

ベーン寸法：I型 I=50mm, a=180mm, b=4mm

P型 I=50mm, a=180mm, b=4mm, c=1.5mm

実験は上述12枚のベーンで標準試験と同様の測定を行った。試験は、既に図-5に示したように吐出口の位置を下記の3種類にして行った。

試験1……T₁……孔なし (吐出位置は標準試験と同じ)

試験2……T₂……7°の位置に孔

試験3……T₃……7°と14.5°の位置に孔

改良試験の性能は(4)式と同様に表わされ、それぞれの試験について添字tをつけた圧縮性能Y_tを算出し、標準試験のY_sと比較した。

4. 実験結果

4.1 圧縮性能の比較

標準試験と改良試験の圧縮性能の結果を図-6に示す。

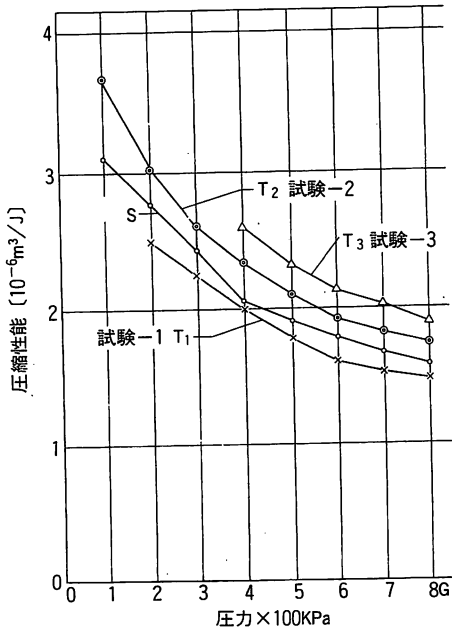


図-6 圧縮性能曲線

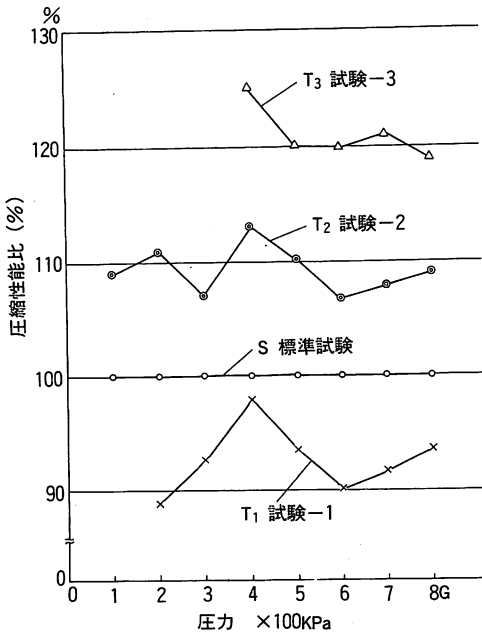


図-7 圧縮性能の比較

図は異なる吐出圧に対し圧縮性能の変化をプロットしたものである。改良試験の性能は(4)式と同様に表わされたもので、吐出圧が大きくなるほど単位動力あたりの風量は増える傾向にあることが分かる。実験から試験-3の結果が最も圧縮性能にすぐれ、試験-1が最も悪い結果となった。図-7は、標準試験の各吐出圧における圧縮性能を100%とし、そのに対する改良試験の結

果を割合で示したものである。吐出口の出口位置を変更しなかった試験-1の結果は、実験の吐出圧範囲である図から $(2.0 \sim 8.0) \times 100 \text{ PaG}$ の試験圧力範囲で、試験-1の圧縮性能が標準試験の結果により2~10%程度まで悪くなっていることが分る。それに対し、吐出口の位置を変更した試験-2と試験-3は、標準試験に比べ、圧縮性能がすべての吐出圧に対しすぐれている。特にT₃の結果は、標準試験より20%以上もよくなっている。

この原因は、ペーンの改良と枚数の増加が逆戻り損失、及び、ペーンとステーターとの間の漏洩損失を少なくしたためである。しかし、試験-1の場合は、潤滑油の注入量の増大が原因で、ペーンの最終時点での吐出圧が大きくなり、過圧縮の状態になったと考えられる。過圧縮状態は、オイル注入口の圧力を計測することで、その圧力上昇から判断できた。それによると、試験-1では空気室の圧力が最終段階で吐出室の設定圧力より高くなることが確認された。それに対し、吐出口の位置を手前にした試験-2と試験-3では、圧力の上昇が小さかった。特に、試験-3は、吐出時の空気室の圧力が高压時の設定圧力にほぼ同じ理想的な状態で圧縮されたと考えられる。なぜならば、孔の位置を試験-3よりさらに手前にあけた試験では、逆に圧縮性能が悪くなる結果を示した。

4.2 逆戻りと漏洩試験

a) 吐出口における高压空気の逆戻り試験

図-3において、空気吸入口Aを閉鎖し吐出口Bに圧力を加えて運転し、そのときの動力を測定することに

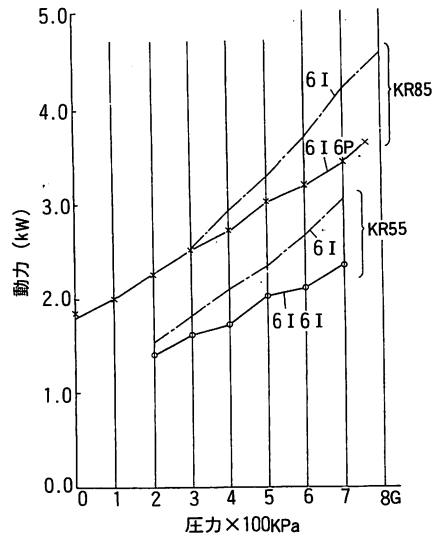


図-8 高压空気の逆戻り試験

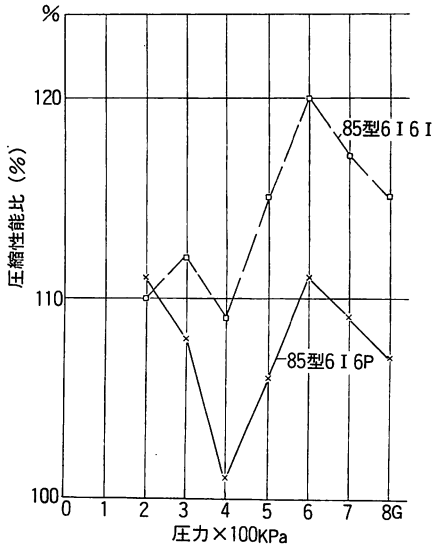


図-9 空気の漏洩試験

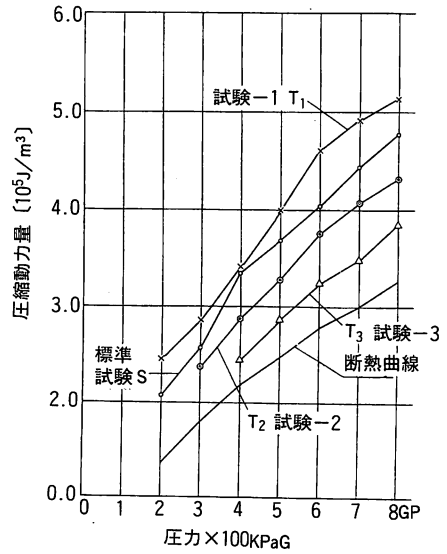


図-10 正味の圧縮動力量

より、吐出口における高圧空気の逆戻り現象がわかる。この試験は、吸込み空気量がほぼゼロに近いので、過圧縮状態になることはなく、逆戻りによる動力損失のみが測定できる。

本研究では、2種類のベーン型回転圧縮機KR85とKR55について試験を実施した。試験は、6枚ベーンと12枚ベーンの両方について行い、枚数の違いによる逆戻りの動力消費量を調べた。図-8は、その試験結果で、ベーン枚数を増やした方が消費動力が小さいことが分る。12枚ベーンの消費動力は、圧力に比例して増加しているのに対し、6枚ベーンは高圧になると動力が急激に増えている。すなわち、枚数増加による消費動力は、高圧になるほど少ないことが分る。これは、ベーン枚数が少ないと、逆戻りによる動力損失は吐出圧が高圧になるほど大きくなることを意味している。そして、逆戻り現象を改善するにはベーン枚数を増やせばよいことが分る。

b) スターターとベーンとの間の漏洩試験

ベーンの枚数を12枚にしたとき、ベーン先端形状を変えることで、スタータとベーンの漏洩がどの程度まで改善できるかを実験した。実験は、KR85のロータリー圧縮機で6I6Iと6I6Pの2種類について比較した。

図-9は、試験-1について行った実験結果で、12枚ベーンと6枚ベーンの消費動力比 W_{12}/W_6 を、それぞれ6I6Iと6I6Pとで比較したものである。動力比は、異なる吐出圧について求めたが、300kPa以上の吐出

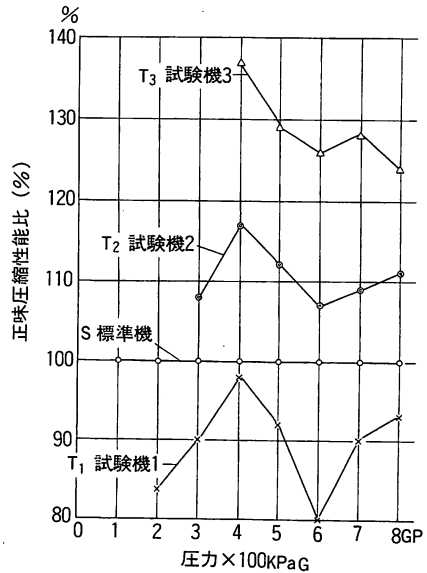


図-11 正味圧縮性能の比較

圧では6I6Iのほうが動力比が大きくなっていることが分る。すなわち、6I6Iのベーン形状はベーンとスターターとの間の漏洩があり、それをP型ベーンにすることで改善されていることが明らかとなった。

4.3 正味圧縮動力の比較

測定される実際の動力には、モーター損失や冷却ファン動力などが含まれており、必ずしも空気の圧縮だけに使われた動力とは限らない。もし、風量 $Q = 0 [m^3/s]$ 、吐出圧 $P = 0 [N/m^2G]$ にして、圧縮機を駆動し、その動力 W_0 を測定すれば、無負荷状態の消費

動力を求めることができる。

そして、実際の空気圧縮時の消費動力 W からこの無負荷動力 W_0 を差し引けば、圧縮過程の消費動力に相当する正味の圧縮動力 $(W - W_0)$ が求まることになる。また、正味圧縮動力を風量 Q で割れば 1 m^3 あたりの圧縮動力量 E が計算できる。

$$E = (W - W_0) / Q \quad [\text{J} / \text{m}^3] \quad (5)$$

図-10は、各試験結果について空気 1 Nm^3 あたりの圧縮動力量 E を求めたものである。図から E の値は、試験-1の結果が最も大きく、それに対して試験-3の値は最も少なく優れた結果であることが分る。特に、理論的に求めた断熱圧縮の動力量に比べると、従来の圧縮機は45%も動力量が増加しているのに対し、試験-3の場合は15%程度の増加に抑えられている。

図-11は、従来機の標準試験の正味圧縮動力量を基準に、改良試験の圧縮性能を示したものである。図の縦軸の正味圧縮性能比は、圧縮動力量の逆数を標準試験の値を100%にして比較したものである。図から改良試験で圧縮過程の性能が、従来に比べどの程度まで改善されたかが分る。標準試験に比べた結果は、試験-1が劣っているが、試験-2,3は優れており、図-7と同じような結果になっている。圧縮過程だけの性能を比較すれば、今回のベーンの改良により30%も性能が向上したことになる。

5. 結論

現用のベーン型回転圧縮機は潤滑用の油が冷却を兼ねて注入されていることから、断熱圧縮に近い理論効

率になるはずである。しかし、実際の断熱効率 65% 程度と、かなり理論と掛け離れている。今回の改良試験の過程で、下記に示すものが主なエネルギー損失の要因であることを突き詰めた。

- a) 圧縮中の温度上昇
- b) 吐出口における高压空気の逆戻り
- c) ステーターとベーンの間空気の洩れ
- d) 圧縮室の圧力の異常上昇

実験は、上記の損失エネルギーを最小にし、圧縮機のエネルギー効率の向上を目的として、ベーン型回転圧縮機KR85を用いて性能の改良試験を行った。それらの対策として、ベーンの数及び形を変え、また吐出口の位置及び潤滑油を調整した。その結果、現用のKR85のベーン型回転圧縮機に対し、20%の圧縮性能の向上を得ることができた。また、この値から圧縮機の無負荷時の固有損失を除いて空気圧縮仕事だけで比較すると約30%のエネルギー効率が上昇したことになる。KR85型のベーン型回転圧縮機は、エネルギー性能のよい圧縮機と言われて来たが、今回の試験は従来の圧縮機をベーンの改良によって更に理論効率に近づけ、性能の向上を可能にした。

参考文献

- 1) 内山洋司, 星野謙三, 新型圧縮機の開発と自然エネルギー貯蔵への適用, エネルギー資源研究会 第8回研究発表講演論文集
- 2) 宮里和成; 回転圧縮機(2) ベーン圧縮機, 油圧と空気圧, 12巻, 3号(1981) 1