U.D.C. 621.512:621.837.3]: [621.565.7:629.113.04

クーラ用斜板式圧縮機

Swash Plate Type Car-cooler Compressors

谷 征治郎* 金本一夫* 桑原一夫** Seijirô Tani Kazuo Kanemoto Kazuo Kuwahara

要

旨

斜板式圧縮機は、従来のクランク式圧縮機に比較して、振動やトルク変動が少ないなどの特徴を持っている。 本稿は、斜板式圧縮機の機構を理論的および実験的に解析し、斜板式圧縮機の特徴を立証するとともに、ピス トン部冷媒漏えいおよび内部温度分布による圧縮機の体積効率への影響度に関して、実験的に検討を加えた結 果を述べる。

1. 緒 言

モータリゼーションの普及に伴い、カークーラの需要も年々増加 の一途をたどっている。従来のクランク式圧縮機は、たて方向に長 く, トルク変動が大きいため, 装着性やエンジンに及ぼす負荷の点 で制約を受けることが多いが、斜板式圧縮機は、この点ですぐれて いる(1)。

斜板式圧縮機は、斜板の回転をスリッパ、ボールを介してピスト ンに伝え、シャフトの軸方向にピストンを往復動させるものであり、 動運動で行なわれる。

ピストンは、軸と同心の円周上に120度等分に3本配置され、ピ ストンの両端で複動圧縮を行なう。

ピストンの両端には、シリンダヘッド、吸入室、吐出室を持ち、 吸入・吐出両室はそれぞれ連通されている。

3. 斜板機構の力学的解析

斜板式圧縮機は従来のクランク式圧縮機に比較して独特の力学的 関係を持つので、以下力学的関係について解析する。

力学的にみて次のような特徴を持っている。

- (1) ピストンの往復動慣性力がバランスする。
- (2) ピストンの慣性力と斜板の遠心力による偶力をバランスさ 転角をθとすると(1)式で表わされる。 せることができる。
- (3) トルク変動が小さい。

本報告は,斜板機構とクランク機構を力学的に解析するとともに, ピストンリングを廃止した場合の冷媒の漏えいと体積効率の関係, ならびに斜板式圧縮機内部の温度分布について実験的に検討を加え た結果を報告する。

2. 斜板式圧縮機の構造

斜板式圧縮機は、アメリカG.M.社で開発されたものであり⁽²⁾, その構造は、図1に示すようにシャフトに斜板をキーどめし、シャ フトの回転に伴う斜板の揺動運動を、スリッパ、ボールを介してピ ストンに伝え、シャフトと同方向にピストンを往復動させるように したものである。クランク式圧縮機のクランク、コンロッドに相当 する働きは、斜板、スリッパ、ボールより構成する球関節継手の揺



3.1 往復動慣性力

ピストンの変位は、一つのピストンの上死点位置からの斜板の回

ここに、 y: 斜板の回転角 θ の時のピストン変位 (cm)

θ: 一つのピストンの上死点からの斜板の回転角

(rad)

 R_0 : ピストン中心とシャフト中心間距離 (cm)

α: 斜板 傾斜角 (rad)

上死点: $y_{\theta=0}=0$

7-11

下死点: $y_{\theta=\pi}=2R_0\cdot\tan\alpha$

一方, ピストン1個あたりの往復動慣性力は, (2)式で表わさ れる。

 $F_y = -W/g \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} \quad \dots \quad (2)$ ここに, F_y : ピストン1個あたりの往復動慣性力 (kg) W: 往復動重量 (kg) g: 重力の加速度 (980.665 cm/s²) 間 (s) θ は回転角速度と時間の関数で(3)式で表わされ る。



日立製作所佐和工場 日立製作所機械研究所

64

図 2 斜 板

 $\theta = \omega \cdot t$ (3) ここに、 ω : 斜板の回転角速度 (rad/s) (1),(2),(3)式より、 F_y は(4)式で表わされる。 $F_y = -W/g \cdot \omega^2 R_0 \tan \alpha \cdot \cos \theta$ (4) ピストンは $2/3\pi$ rad ずつ位相をずらせて3本配置されているた め、合成された往復動慣性力は(5)式で表わされる。

$$F = -\sum_{n=0}^{2} \frac{W}{g} \cdot \omega^{2} R_{0} \tan \alpha \cdot \cos \left(n \frac{2}{3} \pi + \theta \right) \dots (5)$$
$$= -\frac{W}{g} \cdot \omega^{2} R_{0} \tan \alpha \cdot \sum_{n=0}^{2} \cos \left(n \frac{2}{3} \pi + \theta \right) = 0$$

ここに, *F*: 3本のピストンの往復動慣性力の和 (kg) すなわち, (5)式より往復動慣性力は軸と同心の円周上に 2/3π rad 等分に配置されているため相殺されゼロとなる。

3.2 慣性力と遠心力により生ずる偶力

図2の状態において,斜板の回転により生ずる遠心力はX軸に対して偶力を生ずる。

X軸に関するモーメントは(6)式で表わされる。

$$M_{x} = -\int_{R_{1}}^{R_{2}} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{2\rho L}{g \cos \alpha} \cdot \omega^{2} r^{3} \cos^{2} \beta \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta \cdot d\beta \cdot dr$$
$$= -\frac{\pi \rho L}{4g \cos \alpha} \cdot \omega^{2} \tan \alpha \cdot \cos \theta \left[R_{2}^{4} - R_{1}^{4} \right] \quad \dots \dots \dots (6)$$



図3 クランク機構

 P_d : 吐出絶対圧力 (kg/cm² abs)

Ps: 吸入絶対圧力 (kg/cm² abs)

冷媒の膨張, 圧縮によりピストンにかかる力は(11)式で表わされる。

 $F_g = \pi/4 \cdot D^2 \cdot (P_\theta - P_{(\theta + \pi)})$ (11) ここに、 F_g : 冷媒の膨張、圧縮によりビストン1個にかかる力 (kg) D: ピストン径 (cm)

 P_{θ} : $P_{(\theta+\pi)}$ は, θ , $\theta+\pi$ の値により (9) 式または (10) 式

ここに, M_x: 斜板の遠心力により生ずるX軸に関する偶力

 $(kg \cdot cm)$

ρ: 斜板の比重 (kg/cm³)

L: 斜板の厚さ (cm)

一方, ピストンの往復動により生ずる偶力は, (5)式を用いて表 わすと次のようになる。

X軸に関する頂性力による歯力と遠心力による歯力を等しくする には、(6)、(7)式の $M_x \ge M_{x'}$ を等しいとすることにより(8)式 で表わされる。

したがって(8)式のように、ピストン重量と斜板厚さを選定する ことにより、X軸に関するモーメントをゼロにすることができる。 z軸に関しても、同様の結果が得られる。

3.3 圧縮機のシャフトにかかるトルク

シリンダ内部における冷媒ガスの圧力変化は、冷媒ガスが断熱圧縮されると仮定することにより(9),(10)式のように表わされる。

(1) 膨 張 行 程 (0≦θ≦πのとき)

ただし、 $P < P_s$ のときには $P = P_s$ とする。

(2) 圧 縮 行 程 (π≤θ≤2πのとき)

の P を用いる。

E縮機のシャフトにかかるトルクは、冷媒の膨張、圧縮により ピストンにかかる力とピストンの往復動慣性力の和が働くとし て、(4)、(11)式より得た(12)式で表わされる。

$$T_{c} = \sum_{n=0}^{2} \left\{ \left(F_{g(n_{3}^{2}\pi + \theta)} + F_{y(n_{3}^{2}\pi + \theta)} \right) \cdot R_{0} \tan \alpha \cdot \sin \left(n \frac{2}{3} \pi + \theta \right) \right\}$$
.....(12)

ここに、 T_c : シャフトにかかるトルク (kg·cm)

ところが往復動慣性力による軸トルクはつり合ってゼロになる ため、シャフトにかかるトルクは冷媒の膨張、圧縮によりピスト ンにかかる力のみの関数となり、(13)式で表わされる。

(13) 式よりシャフトにかかるトルクは回転数には関係なく,吸入,吐出圧力の変化のみで定まることが明らかになった。

3.4 斜板式とクランク式のトルク変動の比較

クランク式の一例として、2気筒のクランク式圧縮機を取り上 げる。

コンロッド比えを(14)式のように表わすと、ピストン変位は(15) 式で表わされる。

ここに、L_c: コンロッド長さ (cm)

*R*_c: クランク腕の長さ (cm)

ここに、 y_c : クランクの回転角 θ_c のときのピストン変位 (cm)

- θ_c : 上死点からのクランクの回転角 (rad)
- 上死点: $y_{c\theta c=0}=0$



ただし、P>Paのときには、P=Paとする。
ここに、P: シリンダ内部の冷媒ガスの圧力 (kg/cm² abs)
c: クリアランス係数
s: ピストンストローク (cm)
k: 比熱比 (冷媒 R-12に対しては k≒1.1)

下死点: $y_{c\,\theta c=\pi}=2R_c$ シリンダ内部における冷媒ガスの圧力変化は斜板式圧縮機の場合 と同じで(9), (10)式で表わされる。 一方,冷媒の膨張, 圧縮によりピストンにかかる力ならびに往復 動慣性力は (16), (17) 式で表わされ, 軸トルクは両者の差として (18)式で表わされる。 $F_{a}'=\pi/4\cdot D^2P$(16)

65

496

立 評 日 論

VOL. 53 NO. 5 1971



斜板式圧縮機とクランク式圧縮機のトルク曲線 図 4









ここに、Fg': 冷媒の膨張、圧縮によりピストン1個にかかる力 (kg)

$$F_{y'} = -\frac{W}{g} \cdot \omega^{2} R_{c} \cdot (\cos \theta_{c} + \cos 2\theta_{c}/2\lambda) \qquad (17)$$
ここに、 $F_{y'}$: ビストン 1 個あたりの往復動慣性力 (kg)
 $T_{c'} = \sum_{n=0}^{1} \left\{ (F_{g'(n\pi+\theta_{c})} + F_{y'(n\pi+\theta_{c})}) \cdot R_{c} \cdot \sin (n\pi+\theta_{c}) \right.$

$$\times \frac{1 + \cos (n\pi + \theta_{c})}{\sqrt{4\lambda^{2} - \sin^{2}(n\pi + \theta_{c})}} \left. \qquad (18) \right\}$$

ここに、 $T_{c'}$: クランクシャフトにかかるトルク (kg·cm) (13) 式と(18) 式を用いて, 斜板式圧縮機(行程体積 119 cc, ストロ ーク2.46cm, ピストンボア3.2cm, 6気筒) とクランク式圧縮機(行 程体積100 cc, ストローク2.81 cm, ピストンボア4.76 cm, 2気筒) についてシャフトにかかるトルクを計算した一例を示すと図4のよ うになる。

図4より明らかなように、平均トルクに対するトルク変動幅の比 (以下トルク変動率と称す)は斜板式圧縮機が20%、クランク式圧縮 機が470%であり,斜板式圧縮機はクランク角60度間隔の複動で, かつ6気筒に相当するため、トルク変動が著しく小さくなることが うかがわれる。

3.5 斜板式圧縮機における軸ねじり共振

66

斜板式圧縮機の駆動軸は構造上細長い形状のため, 軸のねじり共 振がクランク式圧縮機の場合より生じやすい。

M J_1 J_2 J_3

図7 ダンパ付きの振動系モデル

 J_2 : ピストン, 斜板系の慣性モーメント (kg·cm·s²)

K: 軸のねじりバネ定数 (kg•cm/rad) 斜板式圧縮機は1回転に6回の圧縮を行なうので,共振回転速度 は(20)式で表わされる。

ここに、 N_0 : 共振固有回転速度 (rpm) 3.4 で検討した行程体積 119 cc の斜板式圧縮機について計算する

と N₀=4,280 rpm である。

実験結果は図6に示すとおりであるが4,100 rpm 付近に共振点が 存在する。

共振を防止する方法としてクラッチ部にダンパを入れ図7のよう な共振系を考えると、固有振動数は(21)式で表わされる。

ダンパ付きの試作品について共振点を計算で求めると No=3,200 8,910 rpm となり、図6の白丸印がゴムダンパ付きクラッチを前記 圧縮機に装着した場合の共振曲線である。

ダンパを設けることによりトルク変動率を900%から170%に減 衰させることが可能となった。

斜板式圧縮機を図5のように2自由度系にモデル化すると、固有 振動数は(19)式で表わされる。



ここに、 fo: 固有振動数 (Hz) J1: クラッチ, プーリ系の慣性モーメント $(kg \cdot cm \cdot s^2)$

4. ピストン、シリンダ間隙と体積効率 ピストンリングを装着しない場合は、 ピストン、 シリンダ間隙 (かんげき)からの冷媒漏えい量が体積効率に大きく影響を及ぼす。

冷媒漏えい量を図8に示す装置にてソレノイド弁を開き、シェル 室内と吸入側を均圧にした状態で定常状態まで運転し、ソレノイド 弁を閉じたとき、シェルに直結したタンク内の圧力上昇をペンレコ ーダにより記録した。



図9 ピストンボア部ギャップと漏えい率



図10 ピストンボア部ギャップと体積効率

気体の状態方程式は(22)式で表わされる。

P	$g \bullet V_g =$	$r_g \bullet R_g \bullet T_g$	(22)
ここに,	P_g :	マンク内ガス圧力 (kg/m²)	
	V_g :	ィェルとタンク内の容積の和 (m ³)	
	W_g :	私 の 重 量 (kg)	
	D .	\tilde{r} 7 \Leftrightarrow \tilde{k} $(m/^{\circ}K)$	

ボア部の間隙とボアの比(以下ギャップ率と称す)との関係を測定結 果について整理すると図9のようになる。

$$R_L = \frac{G_L}{G + G_L} \times 100 \quad \dots \quad (25)$$

ここに、 R_L : 相対的漏えい率 (%)

G: 冷媒循環量 (kg/h)

一方、ピストンボア部ギャップ率と体積効率の関係は図10のよう であり、ピストンボア部ギャップ率に対する漏えい率と体積効率の 変化の傾向はほぼ同程度であることがうかがわれる。

ピストンリングを装着したときの体積効率は図10の矢印のよう であり、ピストンボア部ギャップ率 0.11~0.16% 程度であれば、ピ ストンリングを使用したときと同じ程度の体積効率が確保されるこ とが明らかになった。

また,漏えい量自体は回転速度の変化に対してほぼ一定であり, ピストンボア部ギャップ率の2乗に比例していることが明らかにな った。

5. 圧縮機内の温度分布

斜板式圧縮機は、リヤ側とフロント側に吸入室, 吐出室を持つた め、クランク式に比べて内部の温度分布は独特の傾向を示している。 図11はシャシダイナモ上における実車走行時に圧縮機内部に銅-コンスタンタン熱電対をそう入し,自動平衡形記録計にて温度分布 を測定した結果の一例である。

アイドリング時は無風状態であるが、アイドリング以外では車速 に比例してボンネット前面より風を車速に相当するだけ吹きつ けた。 フロント側の吸入弁前の冷媒温度は,吸入冷媒がリヤ側より圧縮 機内部を通ってくる過程で加熱されるため, リヤ側の吸入弁前の冷 媒の温度に比較して高くなっている。 吸入温度が上昇すると比体積の大きな冷媒ガスを吸入することに なり,見掛け上の体積効率が低下するため,吸入弁前の温度上昇に

67

 \mathbf{A}_{q} : \mathcal{I} \wedge \mathcal{E} \mathcal{M} (\mathbf{II}/\mathbf{A}) T_q: 気体の温度(°K) タンク内の温度を一定とすれば(23)式が成立する。 ガスの漏えい量を GLとすれば GLは(24)式で表わされる。

日立評論



図12 吸入弁前温度の上昇率

ついて吸入温度の比で表わすと図12のようになる。

リヤ側の吸入弁前の温度上昇率はほとんど変化しないのに対し, フロント側の温度上昇率が回転速度の増加とともに低下するのは、 回転速度が大きくなると圧縮熱と摩擦熱が増大し加熱量も増大する が,他方,冷媒循環量も増大するため温度上昇率としては逆に低下 したものと考えられる。

体積効率 プは比体積 レ。に比例すると考えると(26)式が成立する。

VOL. 53 NO. 5 1971

 $\Delta \eta_v = \eta_v (T_s'/T_s - 1) \dots (28)$ したがって $T_{s'}/T_{s}$ は実際の体積効率と見掛け上の体積効率の差 の割合を示す値で、Ts'/Tsが小さいほど体積効率が向上すること が明らかになった。

6. 結 言

以上,斜板式圧縮機の特徴について述べたが,力学的検討とピス トン,シリンダボア間の冷媒漏えい,内部温度上昇について検討し た結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 斜板式圧縮機においてピストンの往復動慣性力ならびにそ の偶力は斜板の厚さを設定することによりつり合いが得ら れ,振動上理想的な圧縮機であるといえる。
- (2) 圧縮機の軸にかかるトルクは、冷媒の吸入、圧縮に伴う力 のみで,回転速度には無関係であり、トルク変動率はクラ ンク式の20分の1程度である。
- (3) 軸のねじり共振はクラッチにダンパを設けることにより, 5分の1程度に振幅を減衰させることができる。
- (4) ピストンリングを装着しない場分, ピストンとシリンダボ アのギャップ率を0.11~0.16%に設定することにより性能 を確保することができる。

終わりに本斜板式圧縮機の開発にあたって、終始適切なご助言を いただいた日産自動車株式会社上田氏ならびに逆瀬川氏に謝意を表

498

- ここに、 η_v, v_s : 圧縮機入口ガス温度 $T_s(^{\circ}K)$ から求めた体積効 率と圧縮機入口の冷媒の比体積 (m³/kg)
 - $\eta_{v'}, v_{s'}$: 吸入弁前温度 $T_{s'}(^{\circ}K)$ から求めた体積効率と吸 入弁前の冷媒の比体積 (m³/kg)

圧縮機入口と吸入弁前の間の圧力の変化を無視すると,比体積は 絶対温度に比例するので(27)式が成立する。

η ν' と η ν の 差を Δη ν と す れば, (26), (27) 式 よ り (28) 式 が 成 立 する。

する。

考 文 献

- (1) 川平: 冷凍機用圧縮機の最近の動向 日本機械学会誌 69-570 (昭 41-7)
- John Weibel et al: The Engineering Development (2)Compressor for Automotive Air Conditioning Systems: General Motors Engineering Journal (1963-4/4)





この発明は電子線加工の際, 被加工部分より放射される特性X線 を検知しつつ加工を行なう方法に関している。

従来,非常に薄い層,たとえば半導体基板上の拡散層,エピタキ シャル層等の局部的切断の際には化学薬品によるエッチング法が使 用されているが, この方法では切断の深さは前もって求めたエッチ ング条件から推定されるエッチング時間によって制御するため,正 確なエッチング形状および深さを得ることは困難であった。

この発明は電子線を使用して薄層の加工,分析等を精密かつ確実 に行なうもので,要旨とするところは,電子線によって試料を所望 の形状,深さに加工する際,被加工部分より放出される特性X線を X線分光計に入れ加工進度を検知し、同時に組成を知り、必要あれ ば,電子線による加工を一時停止して分析を行なう電子線加工法で

線,たとえばAsの特性X線の波長は1.18Å,Alは8.34Åが放出さ れるからこれを検知することにより加工層を間接的に知りうる。

電子線加工装置の加工条件の一例は加速電圧 65 kV,電流はパル ス状で,パルス幅 50 μs, 繰返し周波数 2,000 c/s で平均電流 15 μA, この加工条件により最小みぞ幅30μのシリコン半導体装置の加工 ができ、さらに厚さ方向に関しては加工精度を数ミクロン以内に押 えることができる。 (志村)



ある。

68

図はPNPN スイッチ素子の要部断面図で、1と3はAlドープの P形層, 2と4はAsドープのN形層を示し, 破線部分は発明の方 法によって加工除去された部分を示している。 電子線によって今どの層を加工しているかは、各層ごとの特性X

