

ベーンロータリ式コンプレッサの消費動力解析

Power Consumption Analysis of Vane Rotary Compressor

山田 竜介*
Ryusuke Yamada

佐藤 敬太*
Keita Sato

竹差 大騎*
Hiroki Takesashi

要 旨

近年、自動車の燃費向上のため各コンポーネントのエネルギー効率の向上が求められている。前報では、効率を向上させたカーエアコン用固定容量ベーンロータリ式コンプレッサ（新型CRシリーズ）の紹介を行った。今回、新シリーズ開発で実行したコンプレッサ動力の解析技術について報告する。

Abstract

In recent years, improvement of energy efficiency at each component level is desired for higher vehicle fuel economy. In the previous Calsonic Kansei Technical Report, we introduced new efficient fixed displacement vane rotary compressors (new CR series) for car air conditioners. This report describes the detail of the compressor power analysis technology utilized for the new series development.

Key Words : Efficiency, Environment, Simulation/Vane Rotary

1. はじめに

昨今、CO₂排出量をはじめとした環境問題への関心が高まっている。その動向に伴いカーエアコン使用時の燃費向上も求められており、弊社が生産しているベーンロータリ式コンプレッサのエネルギー効率を向上させる必要がある。前報では、この効率を向上させた新型CRコンプレッサを紹介した。今回、新型CR開発での消費動力の解析技術について報告する。

2. CRコンプレッサの構造

CRコンプレッサは固定容量同心形ベーンロータリ構造を採用している。Fig. 1にCRコンプレッサの部品構成、Fig. 2に圧縮機構部の断面図、Fig. 3に冷媒ガスとオイルの流れを示す。冷媒はフロントヘッドに設けられた吸入ポートから、フロントヘッドとフロントサイドブロックで囲まれた吸入チャンバーを通過し圧縮機構部に導入される。圧縮機構部は楕円シリンダと両サイドブロックで密閉された空間にロータと5枚のベーンが内蔵された構造となっている。圧縮は1回転あたり10回圧縮を行う。圧縮された冷媒はリード弁-遠心分離式のオイルセパレータを通過し、ケースのポートから吐出される。オイルセパレータでは冷媒とオイルが分離される。また、ベーンは背面に供給されるオイルによってシリンダに押しつけられている。

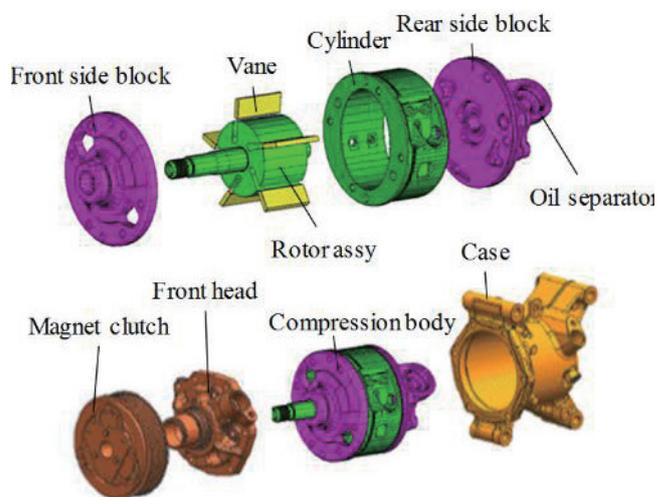


Fig. 1 Structure of Vane Rotary Compressor

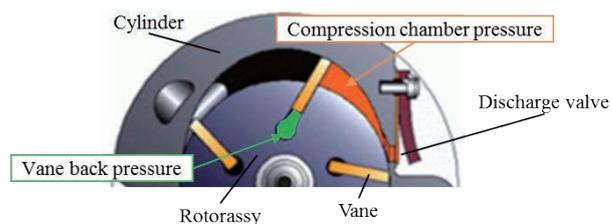


Fig. 2 Compression Chamber

* コンプレッサ事業本部 コンプレッサ開発グループ

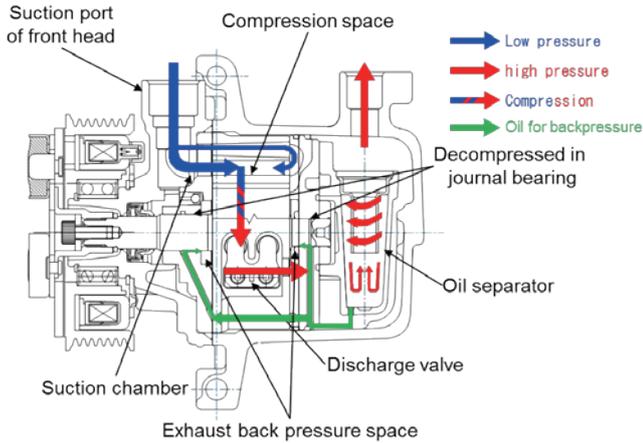


Fig. 3 Refrigerant and Oil

3. 消費動力要因分析

理論動力と実動力の比である全断熱効率は、式(1)で示される。今回、ベルト駆動の動力伝達損失は除外して考える。消費動力の損失要因としては①体積効率、②断熱圧縮損失、③摺動損失である。以下各損失の詳細な計算手法を示す。

$$\eta_{al} = \frac{L_{th}\eta_v}{\Delta L_m + \Delta L_c + L_{th}} \quad \dots (1)$$

η_{al} : 全効率

L_{th} : 理想流量の理論圧縮動力

η_v : 体積効率

ΔL_m : 摺動損失

ΔL_c : 断熱圧縮損失

3.1. 体積効率 η_v

体積効率は、理想流量と実流量の比である。今回の報告では、体積効率を便宜的に一つの圧縮室の理想吐出質量と実吐出質量の比として定義し、式(2)として計算を行っている。

$$\eta_v = \frac{m_i - \Delta m_q - \Delta m_l}{m_i} \quad \dots (2)$$

m_i : 一つの圧縮室あたりの冷媒理想質量

Δm_q : 吸気加熱と圧力損失による冷媒密度低下分

Δm_l : 隙間漏れによる冷媒質量低下分

体積効率の損失要因としては、気体の状態方程式で表される①吸気加熱と圧力損失、構造によって発生し圧縮室の冷媒充填率を低下させる②漏れである。

3.1.1. 流路壁からの加熱と流路抵抗による圧損

吸入ポートから圧縮室入口までの間で吸気加熱と圧力損失が発生する。加熱は流路を形成する部品の熱量が冷媒へ伝達することで発生する。加熱により体積流量は増

加し、圧力損失も増加する。これらの損失を質量に換算すると式(3)になる。

$$\Delta m_q = V\rho_1 \left(1 - \frac{T_1 P_2}{T_2 P_1}\right) \quad \dots (3)$$

V : 圧縮室体積

ρ_1 : 吸入ポート部の冷媒密度

T_1 : 吸入ポート部の冷媒温度

T_2 : 圧縮室手前の冷媒温度

P_1 : 吸入ポート部の冷媒圧力

P_2 : 圧縮室手前の冷媒圧力

3.1.2. 充填率低下に影響する漏れ

漏れは摺動部品間の隙間を通じ発生する。計算手法は、一つの圧縮室あたりの冷媒流入出を分けて考える。流入は吸入中に、理想吸入体積に対して圧縮室に冷媒が漏れ込み充填率が低下するものである。流出は冷媒吸入終了から吐出終了までの間に、圧縮室から冷媒が漏れ出し充填率が低下するものである。これらの漏れ流量は、流体粘性の影響が大きい隙間の漏れは式(4)で、流体粘性の影響が小さい隙間の漏れは式(5)で計算する。

$$G = \frac{(P_2 - P_1)h^3 b}{12\nu l} \quad \dots (4)$$

$$G = A \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_1 \rho_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(\kappa+1)}{\kappa}} \right\}} \quad \dots (5)$$

G : 漏れ流量

h : 隙間高さ

b : 流路幅

ν : 動粘度

l : 流路長さ

A : 流路断面積

P_1 : 上流側圧力

P_2 : 下流側圧力

κ : 比熱比

ρ_1 : 上流側冷媒密度

3.2. 断熱圧縮損失 ΔL_c

断熱圧縮損失は冷媒吸入終了後に前後の圧縮室との間で発生する漏れや吐出部の流路損失により、理想的な断熱圧縮仕事以上の仕事を行うことで発生する動力である。

圧縮室の仕事量は圧縮室圧力と体積からPV線図の面積として計算できる。圧縮室圧力は、再圧縮や隙間漏れ、流路抵抗による圧縮室内の冷媒密度変化を算出し、式(6)により求める。

$$\frac{dP}{dt} = \kappa \frac{P}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad \dots (6)$$

P : 圧縮室圧力
 ρ : 圧縮室密度

圧縮室圧力の計算結果を Fig. 4 に示す. 理想 PV 線図は図の斜線部である. 理想と実際の仕事との面積差が損失仕事である.

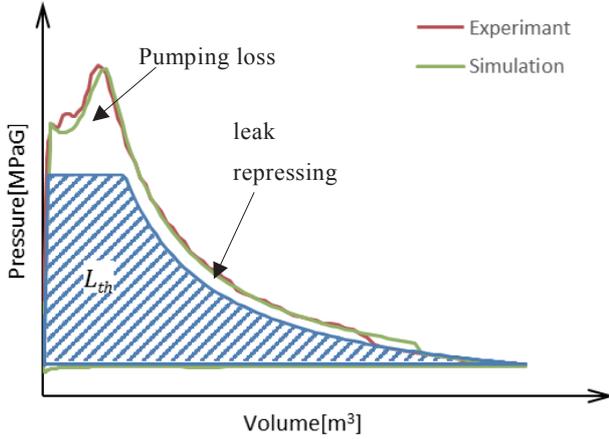


Fig. 4 Pressure-volume Diagram

3.3. 機械損失 ΔL_m

機械損失は①摺動摩擦, ②粘性流体摩擦によって発生する動力である.

3.3.1. 摺動摩擦力

摺動摩擦力は, ベーンとロータ, シリンダとロータが摺動することで発生する. これらの摩擦力を Fig. 5 に示す. 摩擦力は, ベーン背圧や遠心力等により発生する力と形状要素で決まるベクトル方向のつり合い式 (7)(8)(9) から求める. 圧縮室圧力や背圧は 3.2. の PV 線図を利用する. 摩擦係数はオイルが介在するためストライベック曲線から推定を行う.

$$-f_3 \sin\varphi - f_{4f} + f_{4r} + FL_5 - FL_6 f_5 + (\sin\psi - \mu_{cv} \cos\psi) f_7 - f_{8f} + f_{8r} = 0 \quad \dots (7)$$

$$f_1 - (f_{2f} + f_{2r}) + f_3 \cos\varphi - FL_{56} \mu_{rv} f_5 - FL_{56} \mu_{rv} f_6 - (\cos\psi - \mu_{cv} \sin\psi) f_7 = 0 \quad \dots (8)$$

$$l_1 f_1 + l_2 f_2 - l_2 r f_{2r} + l_3 f_3 + l_4 f_4 - l_4 r f_{4r} - FL_5 (l_5 + FL_{56} \mu_{rv} l_5') f_5 + FL_6 (l_6 + FL_{56} \mu_{rv} l_6') f_6 - \mu_{cv} l_7' f_7 + l_8 f_8 - l_8 r f_{8r} = 0 \quad \dots (9)$$

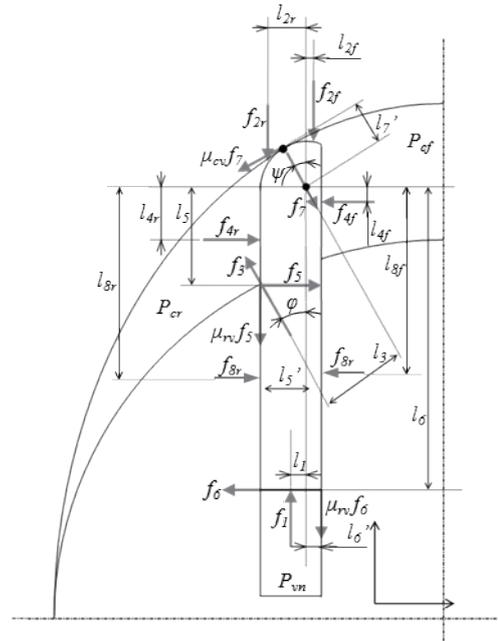


Fig. 5 Force Acting on the Vane

- f_1 : 背圧 (P_{vn}) によりベーン背面に働く力
- f_2 : 指圧 (P_c) によりベーン先端に働く力
- f_3 : 遠心力
- f_4 : 指圧 (P_c) によりベーン側面に働く力
- f_5, f_6 : ローターベーン接点の垂直抗力
- f_7 : シリンダーベーン接点の垂直抗力
- f_8 : ローターベーン間の圧力によりベーン側面に働く力
- μ_{rv} : ローターベーン接点の摩擦係数
- μ_{cv} : シリンダーベーン接点の摩擦係数
- FL_5 : f_5 の働く方向を表す符号
- FL_6 : f_6 の働く方向を表す符号
- FL_{56} : f_5, f_6 の摩擦力の働く方向を表す符号

3.3.2. 粘性流体摩擦力

粘性流体摩擦力は, ベーンとサイドブロック, ロータとサイドブロック, ロータとシリンダ, 軸受部で生じる. これらの摩擦力は式 (10) のニュートンの粘性法則より計算を行う.

$$\tau = M \frac{du}{dy} \quad \dots (10)$$

τ : せん断力

M : 冷媒が溶解した潤滑油の粘度

$\frac{du}{dy}$: 垂直方向の粘性変化

4. 計算結果

3.1. ~ 3.3. の手法を用い消費動力の指標である全断熱圧縮効率(式(1))を計算した。この結果と実機(カロリーメーター)で計測した結果を Fig. 6 に示す。

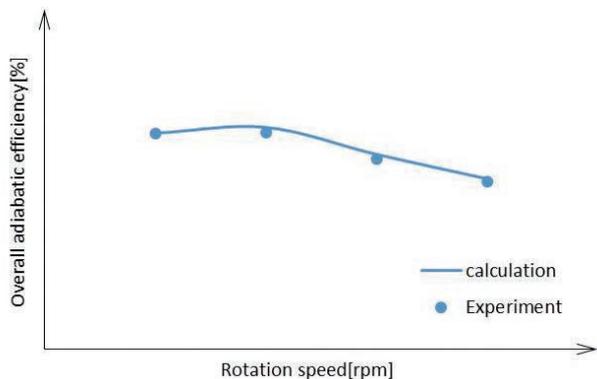


Fig. 6 Overall Adiabatic Efficiency

計算結果は実測結果と同様の傾向を示している。この結果を用い要因分析したものが Fig. 7 である。

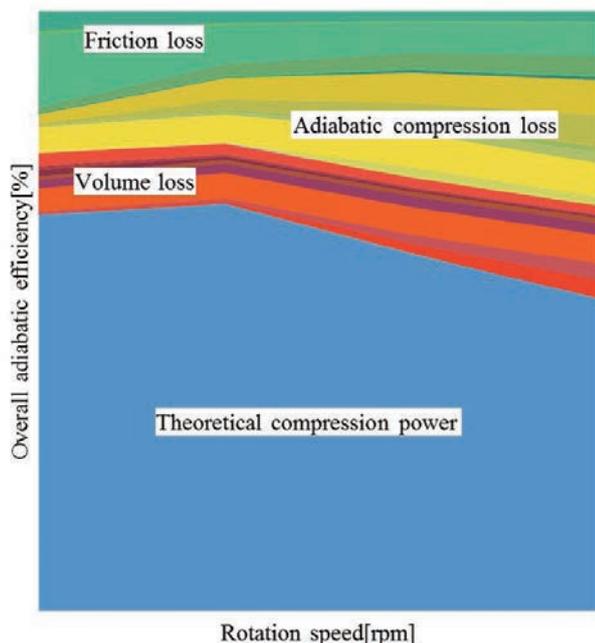


Fig. 7 Breakdown of Overall Adiabatic Efficiency

Fig. 7 に示すように、損失に対する各要素の寄与率を的確に把握することができた。高回転側では断熱圧縮損失の比率が最も高い。その要因は吐出弁及び吐出流路の影響である。以上の Fig. 7 の計算結果と各部品の形状要素を踏まえ、改善を行った新型 C R シリーズで 9 % の動力低減を達成した。

5. まとめ

ベーンロータリ式コンプレッサの定常運転時のエネルギー損失をモデル化し、その損失要因と寄与率を明らかにした。その結果、効率向上の着眼点を絞り込むことができ、開発を効率的に行うことが可能となった。

今後さらに本手法を過渡領域まで適用可能とする開発を継続する。またこの手法を利用し、増々厳しくなる環境規制対応と実用燃費向上に向けてコンプレッサの効率向上に貢献して行く。

参考文献

- (1) 福田 充宏, 柳沢 正, 清水 孝, 鹿田 達郎: 冷媒圧縮機における冷媒-油混合物の圧縮特性, 日本機械学会論文集, 61 巻, 582 号, p.191-197 (1995)
- (2) 日本冷凍空調学会圧縮機技術委員会編: 冷媒圧縮機, 東京, 日本冷凍空調学会, p.264 (2013)
- (3) 山路 陽, 佐藤 敬太, 中澤 圭祐, 柳川 英輝: 新型 C R コンプレッサの開発, Calsonic Kansei Technical Review vol. 11, p.20-23 (2015)

