

レシプロ型圧縮機の圧力変化を考慮した負荷トルク特性 および機械パラメータの推定手法

学生員 塩井 太介* 学生員 熊谷 崇宏 正員 日下 佳佑
上級会員 伊東 淳一(長岡技術科学大学)

Estimation Method of Load Torque Characteristics and Mechanical Parameter for Reciprocating Compressor Considering Pressure variation

Taisuke Shioi*, Student Member, Takahiro Kumagai, Student Member, Keisuke Kusaka, Member
Jun-ichi Itoh, Senior Member (Nagaoka University of Technology)

This paper proposes an estimation method of a load torque characteristics of reciprocating compressors. The load torque fluctuations of compressor cause the torque ripple of a motor. In addition, torque characteristics of the compressor depend on the pressure in the cylinder and rotation speed of the motor. In order to simulate the motor torque ripple, it is necessary to clearly the torque characteristics of the compressor at each pressure condition. In this paper, estimates the load torque characteristics from the rotation speed. In addition, simulating the compressor system using estimated load torque characteristics. As the result, the error rate between experimental results and simulation value of torque ripple is less than 10%.

キーワード：永久磁石同期モータ，コンプレッサ，パラメータ推定，ポリトロープ変化
(Keywords : PMSM, compressor, parameter estimation, polytopic change)

1. はじめに

近年，埋め込み磁石同期モータ (IPMSM) は小型・高効率といった特徴を有することから，エアコンや冷蔵庫などの家電製品に幅広く使用されている⁽¹⁾⁽²⁾。これらの製品に搭載される圧縮機では，温度管理のために吸引，圧縮，吐出の3動作を周期的に繰り返すため，周期的な負荷トルクの変動が生じる⁽³⁾。特に，一般的に冷蔵庫に使用されるレシプロ型圧縮機は，大きな負荷トルクリプルが発生することが知られている。圧縮機の負荷トルク変動は，内部に組み込まれている駆動用モータの速度リプルやトルクリプルの原因となるため，モータの制御性能を悪化させる。

圧縮機のトルク特性は，冷媒の圧力や回転速度などの駆動条件によって変化する。そのため，圧縮機の負荷トルク特性によるシステムへの影響を検討するためには，圧力変化を考慮した物理モデルを用いる必要がある。

これまで，圧縮機の物理モデルを用いた様々な研究が行われている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。文献(4)では，圧縮機の物理モデルを基に，機械効率を向上させるための最適な設計法を提案している。文献(5)では，圧縮機の負荷トルク変動がシステムの振動を引き起こすことを物理モデルから解析している。しか

し，いずれの文献も負荷トルク特性を決定するために必要なパラメータは，定数として与えられており，パラメータ不明時にはモデルを構築することはできない。加えて，いずれの文献もピストンの動作に焦点をあてており，圧縮機の負荷トルク特性が駆動モータの運転特性に及ぼす影響について，理論的に検討した文献は著者らの知る限り無い。

本論文では，圧縮機負荷を考慮したシミュレーションモデルを構築することを目的に，冷媒の圧力変化を考慮した圧縮機の負荷トルク特性の推定法を提案する。減速時での速度波形に対して，誤差が最小になるよう最小二乗法を用いてフィッティングを行うことで，負荷トルクを推定する。ここで，速度波形からトルクを求めるためには，モータに負荷を接続した条件でのイナーシャの値が必要となる。そこで，本論文では負荷を接続したモータのイナーシャの推定を行う。推定したパラメータを用いることで，シミュレーションにより誤差率 10%以下で，機械周波数のトルクリプルを模擬できることを確認したため報告する。

2. レシプロ型圧縮機のモデル

<2.1> 圧縮機のモデル 図1にレシプロ型圧縮機の動作図を示す。レシプロ型圧縮機ではロータの回転に応じて(a)

吸引, (b)圧縮, (c)排出の3工程を周期的に繰り返すことで温度管理を行う。(a)吸引工程では, シリンダ内圧力が吸引側の圧力 P_s よりも低いため, 吸引弁が開きシリンダ内にガスが流入する。そして, ピストンが最もシリンダ壁から遠くなる下死点に到達すると, ピストンは逆方向に動き出し(b)圧縮工程に移行する。(b)圧縮工程では, ピストンがシリンダ内のガスを圧縮するため圧力が上昇する。そして, 圧力が上昇し吐出圧力 P_d を上回ると吐出弁が開き, (c)排出工程に移行する。(c)排出工程では, シリンダ内の圧縮空気が吐出弁から外部に吐出される。このように, 圧縮機はロータの回転角によりピストンの位置とシリンダ内の圧力が変化する。

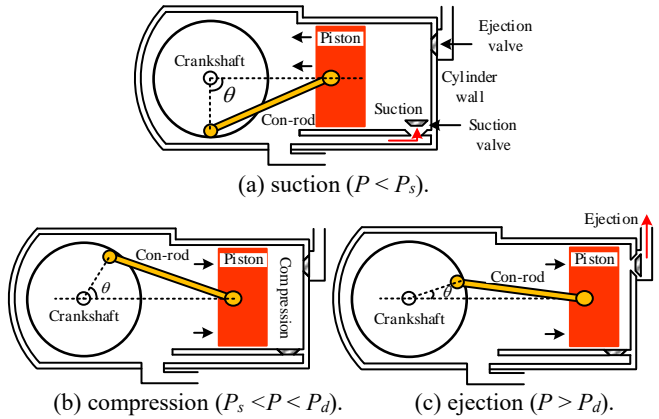


Fig. 1. scheme drawings of compressor.

<2.2> 負荷トルク式の導出 図 2 に圧縮機に用いられるピストン-クランク機構に加わる力を示す。図 2 よりクランクシャフトに加わる負荷トルク T_L は, クランクピンの回転接線方向の力 F_T から(1)式で求められる⁽⁵⁾。

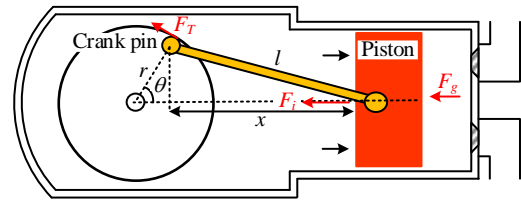


Fig. 2. Force of piston-crank mechanism.

$$T_L = rF_T = r(F_g + F_i) \left\{ 1 - \frac{\rho \cos \theta}{\sqrt{1 - \rho^2 \sin^2 \theta}} \right\} \sin \theta \dots\dots\dots (1)$$

ここで, r はクランク半径, ρ はクランク半径とコンロッド長 l の比である。クランク角 θ は, ピストンが最もシリンダ壁に近くなる上死点をゼロ(原点)とする。(1)式より, 負荷トルク T_L はピストンに作用する慣性力 F_i と, シリンダ内のガスがピストンに作用する力 F_g から求めることができる。

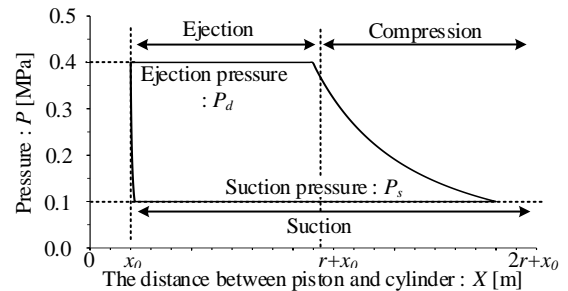


Fig. 3. Pressure characteristic of compressor.

はじめに, ピストンにかかる慣性力 F_i について算出する。図 2 より, ピストン-クランク機構におけるクランク角 θ とピストンの上死点からの変位 x の関係は(2)式で求められる。

$$x = r \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{\rho}{4} (1 - \cos 2\theta) \right\} \dots\dots\dots (2)$$

慣性力 F_i は加速度に比例するため, (2)式を2回微分することで(3)式で求められる。

$$F_i = m \frac{d^2 x}{dt^2} = rm\omega^2 (\cos \theta + \rho \cos 2\theta) \dots\dots\dots (3)$$

ここで, m はピストンの重量, ω はロータ回転速度である。次に, ガスの圧力 P がピストンを押す力 F_g を算出する。

図 3 にピストンの位置とシリンダ内圧力の関係を示す。このとき, ガス圧力は圧縮工程ではポリトロープ変化で近似すると(4)式で求められる。

$$P = \begin{cases} P_d \left(\frac{x_0}{x+x_0} \right)^k, & (P > P_s, \theta \leq 180) \\ P_s, & (P \leq P_s, \theta \leq 180) \\ P_d \left(\frac{2r+x_0}{x+x_0} \right)^k, & (P < P_d, \theta > 180) \\ P_d, & (P \geq P_d, \theta > 180) \end{cases} \dots\dots\dots (4)$$

ここで, k はポリトロープ指数, P_d は吐出圧力, P_s は吸引圧力, x_0 は上死点におけるピストンとシリンダ壁の距離である。(2)式および(4)式より, クランク角 θ におけるシリンダ内の圧力が求まる。また, 図 1 より, シリンダ外には外部からガスが供給されているため, シリンダ外の圧力は吸引圧力と等しい。そのため, ガスがピストンに作用する力 F_g はシリンダ内外の圧力差より(5)式で求まる。

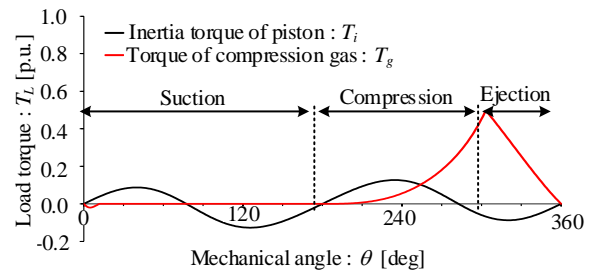


Fig. 4. Load torque characteristic of compressor.

$$F_g = S(P - P_s) \dots\dots\dots (5)$$

ここで, S はピストンの断面積である。(3), (5)式を(1)式に代入することでモータ速度および位相から負荷トルクを算出することができる。

図 4 に(3), (5)式より求めた圧縮機のトルク特性を示す。図 4 に示すように, 圧縮機のトルクは圧縮・排出工程における圧縮ガスによるトルクの影響が大きい。しかし, ガス圧力を決定するパラメータであるポリトロープ指数 k は, 冷媒の熱損失により変化するため正確な値が分からない。そのため, 本論文では負荷トルクと回転速度の関係に着目し, 実測した減速時の速度波形に対して最小二乗法を用いてフィッティングを行うことで, ポリトロープ指数を決定する。

3. 圧縮機イナーシャの推定手法

回転速度からトルクを推定するためには、モータのイナーシャ値が必要となる。そこで、本論文ではモータを減速させた際の速度変化からイナーシャ値を推定する。モータ速度とトルクの関係式を(6)式に示す。

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_L - D\omega \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 T_e はモータトルク、 D は粘性摩擦係数である。(6)式より、負荷トルク T_L がゼロの条件ではモータトルクと速度変化からイナーシャを推定できる⁽⁶⁾⁽⁷⁾。しかし、圧縮機用モータは圧縮機内部に取り付けられているため、負荷トルクがゼロの条件で試験を行うことは困難である。そこで、本論文では2章で導出した圧縮機のトルク特性に着目し、負荷トルクを考慮したイナーシャ推定法を提案する。図4より、吸引工程で発生する負荷トルクは慣性トルクの成分のみであることがわかる。よって、吸引工程での負荷トルクは圧縮機のパラメータから推定可能である。そのため、吸引工程での速度変化に着目するとイナーシャは(1)、(6)式より(7)式で推定できる。

$$\left\{ \begin{array}{l} J = \frac{dt}{d\omega} \left\{ T_e - rF_i \left(1 - \frac{\rho \cos \theta}{\sqrt{1 - \rho^2 \sin^2 \theta}} \right) \sin \theta \right\} \\ T_e = P_f \phi i_q + P_f (L_d - L_q) i_d i_q \end{array} \right. \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 P_f は極対数、 ϕ は磁石磁束、 L_d 、 L_q はdq軸インダクタンス、 i_d 、 i_q はdq軸電流である。また、粘性摩擦の影響は制動トルクに比べて十分に小さいと仮定している。

4. 実験条件および実験結果

<4.1> 実験条件 図5に、実験に使用した試験機の制御ブロック図を示す。本論文では、短絡制動とフリーランを組み合わせることで減速時の電流振幅を一定に制御する⁽⁸⁾。

圧縮機は内部が高圧・高温の過酷な環境になるため、内部のモータに速度や位置センサを取り付けられない。そのため、モータの電流・電圧といった情報から回転速度を推定する必要がある。

図6に拡張誘起電圧方式を用いた速度推定器を示す⁽⁹⁾。図6より、(8)式を用いて拡張誘起電圧から求めた軸ずれ角 $\Delta\theta$ に対してPLLを適用することで回転速度を推定する。

$$\Delta\theta = \tan^{-1} \left(\frac{v_d - R_d i_d - L_q \omega i_q}{v_q + R_q i_q - L_d \omega i_d} \right) \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 R_d は電機子巻線抵抗、 v_d 、 v_q はdq軸電圧である。表1に実験に使用した圧縮機のパラメータを示す。本実験では、圧縮機が負荷として接続された評価装置を用いる。

<4.2> イナーシャの推定結果 図7に電流振幅を0.5Aに制御した際の回転速度推定結果を示す。図7より、回転速度はガスによる圧縮トルクが発生する圧縮・吸引工程で大きく変化している。また、電流振幅を一定に制御することで、機械角によらず一定のトルクを出力できる。図7に示す速

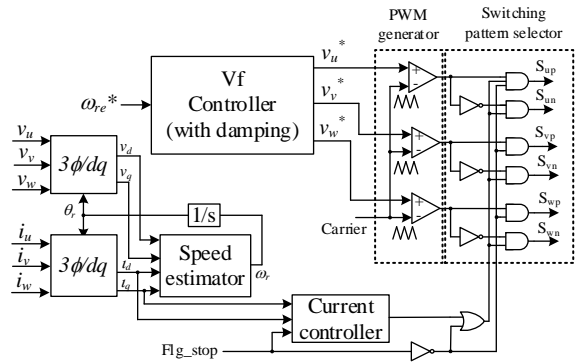


Fig.5. Control block with V/f control and speed estimator.

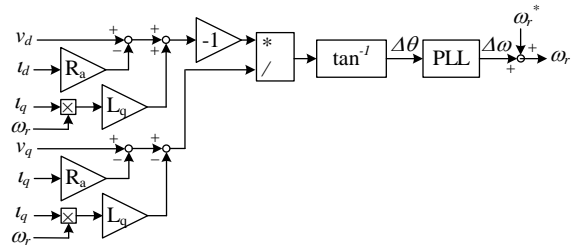


Fig.6. Block diagram of speed estimator.

Table 1. Mechanical parameter value of compressor.

Parameter	Symbol	Value
Mass of piston	m	0.041 kg
Clearance of piston	x_0	0.1 mm
Area of piston surface	S	503 mm ²
Radius of Crank	r	9 mm
Conrod length	l	37.3 mm

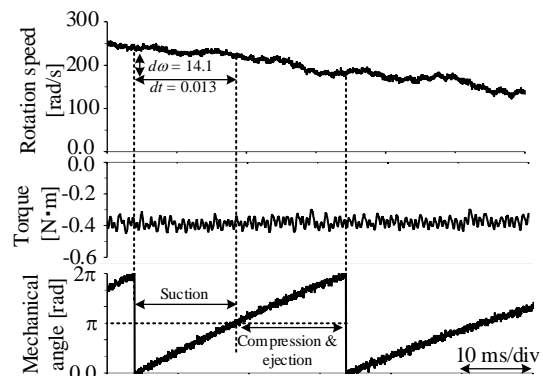


Fig.7. Rotation speed and motor torque in current control.

度波形より求めたイナーシャ値は3700 kg・m²であり、実験に使用したモータ単体のイナーシャに対して、約6%大きい結果となった。これは、ロータの先にピストンが接続されているため、システム全体のイナーシャがモータ単体の時の値よりも大きくなったことが原因であると考えられる。

<4.3> 負荷トルク特性の推定結果 圧縮工程に着目するとモータ速度と負荷トルクの関係は(1)、(4)、(5)、(6)式より次式で表される。

$$J \frac{d\omega}{dt} = -r \sin \theta \left\{ S \left(P_d \left(\frac{2r + x_0}{x + x_0} \right)^k - P_s \right) + F_i \right\} \left\{ 1 - \frac{\rho \cos \theta}{\sqrt{1 - \rho^2 \sin^2 \theta}} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

本実験ではフリーランを用いて負荷トルクのみで減速した際の速度波形が(9)式と一致するように最小二乗法を用いてポリトロープ指数 k を決定する。

図 8 に減速時の回転速度波形および算出した負荷トルク特性を示す。その結果、誤差最小の条件からポリトロープ指数を 1.87 と算定した。

<4.4> シミュレーション結果と実験結果の比較 図 9 に導出した負荷トルク特性を考慮したシミュレーションにおける電流波形を示す。図 9 より、モータの電流には機械周波数でのリップルが発生しており、その振幅は冷媒の圧力や回転速度によって変化している。図 9(a)(b)より、2つの圧力条件の両方で機械周波数の電流リップルを誤差率 10%以下でシミュレーションにより模擬できていることがわかる。

図 10 にモータトルク波形の比較結果を示す。ここで、制動トルクの実験値は測定した dq 軸電流から、(7)式を用いて算出している。図 10 より、導出した負荷トルク特性をシミュレーションに適用することで、機械周波数のトルクリップルを誤差率 10%以下で模擬できている。ここで、モータトルクの平均値に差が生じているのは、測定した電流波形からトルクを算出する際に、(8)式から求めた推定位相を用いているためだと考える。以上の結果より、本モデルを用いることで圧縮機負荷接続時のモータの挙動を解析可能である。

5. まとめ

本論文では、冷媒の圧力変化を考慮した圧縮機の負荷トルク特性の推定法を提案した。本手法では、実験で取得した回転速度とモデルから求めた速度が一致するように、フィッティングを行うことでポリトロープ指数を推定する。圧縮機を搭載した評価装置を用いて、実機実験を行いフリーラン減速時の速度波形から、ポリトロープ指数を 1.87 に決定した。推定した値をシミュレーションに適用することで、圧縮機の負荷トルクリップルに起因した電流リップルとトルクリップルを、誤差率 10%以下で再現できることを確認した。

文 献

- (1) 大森 英樹, 岩井 利明, 中島 昇:「拡大期を迎えた家電・モバイル機器のエネルギーエレクトロニクス」, 電学論 D, Vol. 124, No. 11, pp. 1087-1093(2004)
- (2) Kwang-Woon Lee, Sungin Park, and Seongki Jeong, : "A Seamless Transition Control of Sensorless PMSM Compressor Drives for Improving Efficiency Based on a Dual-Mode Operation", IEEE Transactions of Power Electronics, Vol.33, No.10, pp. 1446-56(2015)
- (3) 岩田博, 中村満, 松下修己, 須藤正庸, : 「空調用圧縮機の振動と騒音」, 日本冷凍協会論文集, Vol.7, No.2, pp.1-13(1990)
- (4) 辻 琢磨, 石井 徳章, 阿南 景子, 澤井 清, 森本 敬, 飯田 登, Charles W. Knisely: 「レシプロ型圧縮機の機械効率を最高にする基本的最適設計」, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 28, No. 3, pp. 201-211 (2011)
- (5) 北村 為之: 「往復動圧縮機のトルク変動とその影響」, ターボ機械, Vol. 17, No. 9, pp. 546-551(1989)
- (6) X. Zhang and Z. Li, "Sliding-Mode Observer-Based Mechanical Parameter Estimation for Permanent Magnet Synchronous Motor", IEEE Transactions on Power Electronics, Vol. 31, No. 8, pp. 5732-5745(2016)
- (7) K. Liu and Z. Q. Zhu, "Mechanical Parameter Estimation of Permanent-

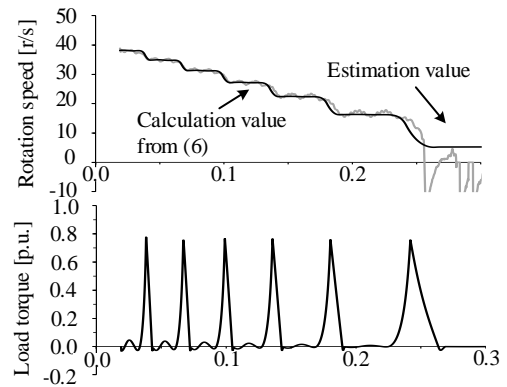


Fig.8. Rotation speed and estimated load torque characteristics.

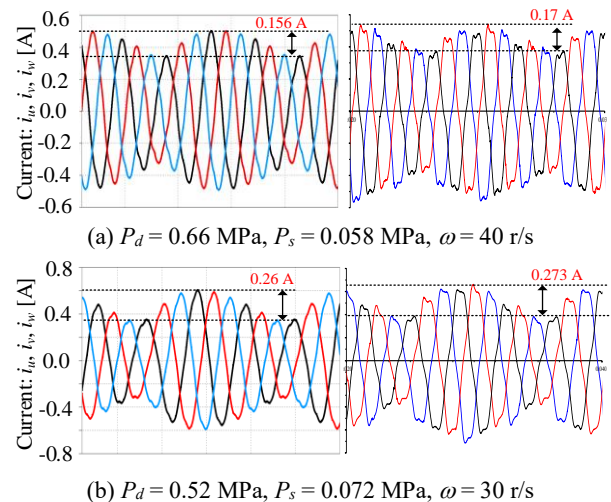


Fig.9. motor current waveform with the compressor. (left : simulation result, right : experimental result)

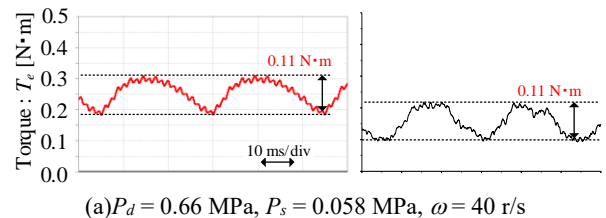


Fig.10. Motor torque waveform with the compressor. (left : simulation result, right : experimental result)

- (8) 塩井太介, 熊谷崇宏, 伊東淳一: 「コンプレッサ駆動用モータの停止時振動低減法」, SPC-20-0228, HCA-20-078, VT-20-083 (2020)
- (9) 市川真士, 陳志謙, 富田睦雄, 道木慎二, 大熊繁: 「拡張誘起電圧モデルに基づく突極型永久磁石同期モータのセンサレス制御」, 電学論 D, Vol.122, No.12 pp.1088-1096 (2002)