

第1章 冷凍サイクル制御とは

冷凍サイクルの制御を実行するに当たり、まず必要になるものが図1.1.1の冷媒回路系統図と図1.1.2のモリエ線図である。冷媒回路全体を見回しながら、各要素デバイスの入口・出口を確認し、図1.1.2のモリエ線図とマッチングさせることからスタートする。

1.1 制御アクチュエータと制御目的

図1.1.1に示すシンプルな冷媒回路を例にとり、制御アクチュエータと制御目的の説明をする。

アクチュエータは4つある。インバータ圧縮機の回転数 N_{comp} と膨張弁の開口面積 S_b と凝縮器の送風機回転数 N_c と蒸発器の送風機回転数 N_e である。

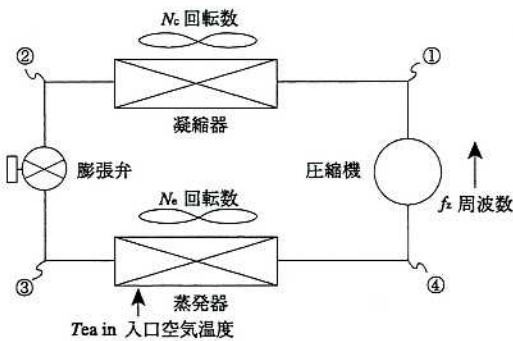


図1.1.1 冷媒回路系統図

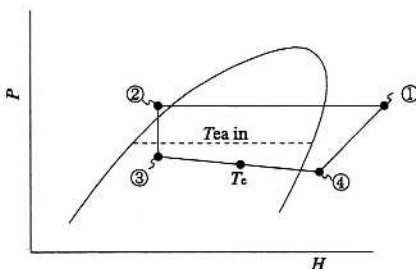


図1.1.2 モリエ線図

1.1.1 アクチュエータとしての圧縮機

ロータリー圧縮機、スクロール圧縮機などの容積型蒸気圧縮機は、単位時間あたり一定容積のガス（蒸気）を吸い込んで吐き出すものである。内容積をストロークボリュウム V_{st} (cm³) といい、単位時間あたりの押しつけ量のことを理論ピストン押しつけ量 V_p (m³/h) という。

$$V_p = V_{st} \times N_{comp} \times 3600 \times \frac{1}{10^6} \quad (1.1.1)$$

V_{st} : ストロークボリュウム (cm³)

N_{comp} : (回転/秒) = (ヘルツ)

V_p : 理論ピストン押しつけ量 (m³/h)

これを質量に直すと循環流量 G (kg/h) になる。

$$G = V_p \times \frac{1}{v_g} \times \eta_v \quad (1.1.2)$$

v_g : 吸入冷媒ガスの比容積 (m³/kg)

η_v : 体積効率 (約0.8~0.9程度) (-)

冷媒循環流量は、理論ピストン押しつけ量に比例し、吸入冷媒ガスの比容積に反比例し、体積効率 η_v に比例する。

このうち、制御可能なものが周波数 f_z である。正確にいうなら圧縮機の回転数である。DCモータ搭載の圧縮機ならば、周波数=回転数であるが、誘導電動機では磁界の周波数 f_z とロータの回転数 N_{comp} の間にスリップ比 s があり、図1.1.3~図1.1.8に示すようにに負荷トルクに応じてスリップ比 s が異なる。

$$N_{comp} = (1-s) \cdot f_z \quad (1.1.3)$$

N_{comp} : 実回転数 (回/秒)

s : スリップ比 (約0.03)

f_z : 磁界周波数 (ヘルツ)

冷媒ガスの比容積 v_g (m³/kg) はモリエ線図

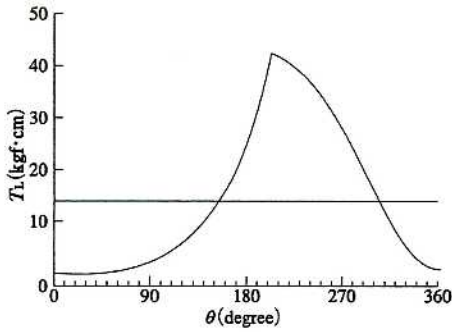


図1.1.3 負荷トルク¹⁾

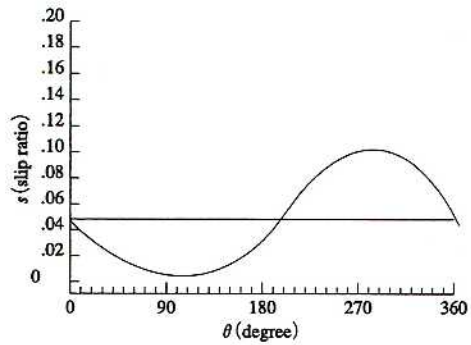


図1.1.6 スリップ比s

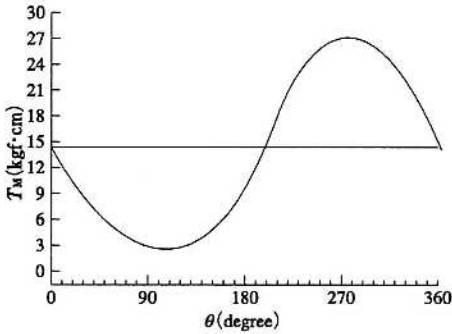


図1.1.4 モータトルク

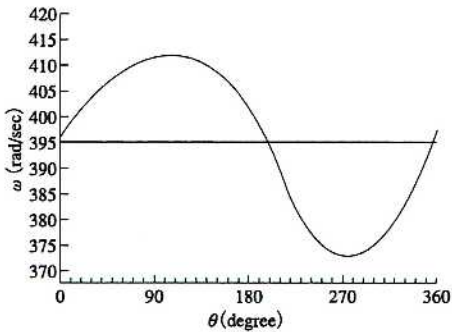


図1.1.5 回転速度 ω (rad/sec)

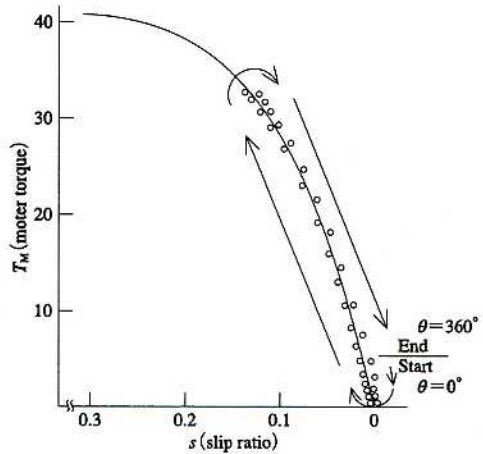


図1.1.7 モータトルク T_M とスリップ比

より、圧力 P が高いと小さくなり、温度 T が低いと小さくなる (図1.1.9)。つまり循環流量 G は、低圧圧力が高く、吸込ガス冷媒温度が低いと増加することになる。これらのモリエ線図上の物性値は、他のアクチュエータである膨張弁、送風機と外気・室内の温度条件によっても影響を受ける。

最後の体積効率 η_v は、圧縮比 $\gamma = P_1/P_4$ の関数として図1.1.10のように表わされ、圧縮比が大きくなると漏れが増加し、体積効率が悪くなる。これは、高圧 P_1 と低圧 P_4 を決定づける空気条件、熱交換器の性能、および圧縮機そのものの漏れ性能に依存する。冷凍サイクル制御でできることは、なるべく高圧 P_1 は低く、低圧 P_4 は高く運転することになる。

具体例として、ロータリー圧縮機の1回転中のスリップ比の変動¹⁾を示す。図1.1.3は負荷トルク T_L (kgf·cm)で、平均負荷トルク $\bar{T}_L = 14.5$ kgf·cmに対し、回転角 θ が 180° 近辺から急増している。

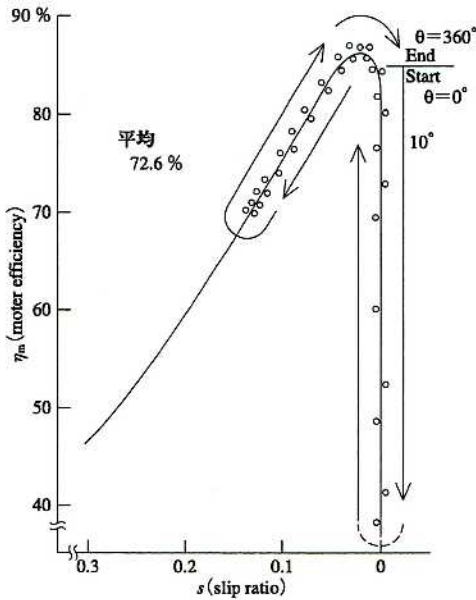


図1.1.8 モータ効率 η_m とスリップ比

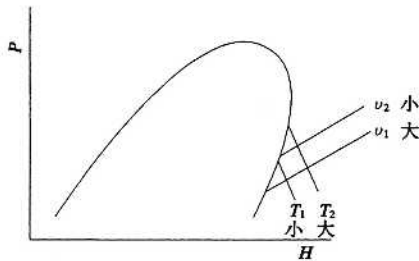


図1.1.9 比容積

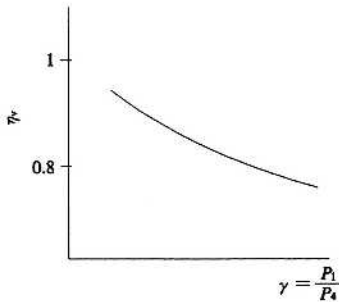


図1.1.10 体積効率

一方、モータの発生トルクは図1.1.4のように平均値 \bar{T}_M (kgf·cm)は同じ14.5 kgf·cmであるが、サインカーブを描いている。その結果、回転速度 ω (rad/sec)は図1.1.5のように最初は加速され、後半で減速されている。

この結果をモータの特性曲線 T_M-s 図で示すと図1.1.7のように1回転中のスリップ比を追跡できる。この時のモータ効率 η_m -スリップ比 s 曲線は図1.1.8のようになり、平均のモータ効率 η_m は0.726となっている。

図1.1.11の横軸 H はエンタルピー (kJ/kg)で、冷媒1 kgの持つエネルギーである。冷媒循環量が G (kg/h)のとき、冷房能力 Q_e (kW)は次式のようなになる。

$$Q_e = G \cdot \Delta I_e \cdot \frac{1}{3600} \quad (1.1.4)$$

G : 冷媒循環流量 (kg/h)

ΔI_e : 冷凍効果 (kJ/kg) ($=H_4 - H_3$)

H_4 : 蒸発器出口冷媒エンタルピー

(kJ/kg)

H_3 : 蒸発器入口冷媒エンタルピー

(kJ/kg)

したがって、能力は冷媒循環流量に比例し、冷凍効果 ΔI_e に比例するといえる。このうち、冷凍効果 ΔI_e は膨張弁および熱交換器の送風機の制御に依存し、圧縮機の制御目的は直接的には、冷房能力(冷凍能力)または暖房能力を制御することになる。

ここで、圧縮機の理論圧縮動力は、 $W_{\text{comp th}}$ (kW) とすると図1.1.11より次式となる。

$$W_{\text{comp th}} = G \cdot (H_1 - H_4) \cdot \frac{1}{3600} \quad (1.1.5)$$

H_1 : 吐出冷媒ガスエンタルピー (kJ/kg)

H_4 : 吸入冷媒ガスエンタルピー (kJ/kg)

したがって理論 COP_{th} は次式となる。

$$COP_{\text{th}} = \frac{Q_e}{W_{\text{comp th}}} = \frac{G \cdot (H_4 - H_3)}{G \cdot (H_1 - H_4)} = \frac{H_4 - H_3}{H_1 - H_4} \quad (1.1.6)$$

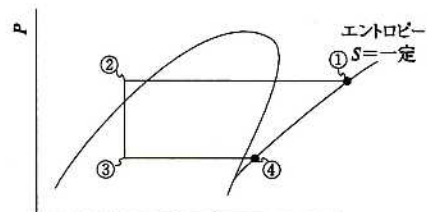


図1.1.11 能力 H