

冷凍サイクルの断続時エネルギー損失の低減

Reduction of Thermal Energy Loss in Cyclic Operation of Refrigeration Cycle

権 守 仁 彦* 小 暮 博 志* 原 利 次*
 Masahiko GOMMORI Hiroshi KOGURE Toshitsugu HARA

* (株)日立製作所 栃木工場 (329-44 栃木県下都賀郡大平町富田800)
 Tochigi Works, Hitachi, Ltd., (800, Tomita, Ohira-machi, Shimotsuga-gun, Tochigi-ken, 329-44)

Summary

Investigation of thermal energy loss in cyclic operation of refrigeration cycle in a refrigerator-freezer were made. The energy loss was found to consist of three parts; hot gas-refrigerant entering loss, cooling lag loss, and evaporator superheat loss. Hot gas-refrigerant entering loss is occurred when high temperature gaseous refrigerant in a condenser flows into an evaporator to heat up the refrigerant in it. Main results are as follows; 1) Hot gas-refrigerant entering loss, which was the most dominant, was found to be from 7.6 to 12.3% (for reciprocating compressor) and from 11.9 to 17.4% (for rotary compressor) of the cooling load, respectively. 2) The thermal energy loss was confirmed to be able to be reduced when hot gas-refrigerant was restricted to flow in the evaporator with control valves. It follows to reduce electrical power consumption by 10 and 15%, in the case of reciprocating compressor and of rotary compressor, respectively. 3) Cycle frequency was made to be optimized theoretically and experimentally in the case of with and without valves.

Key words: Refrigeration Cycle, Saving Energy, Cyclic Operation, Thermal Energy Loss, Refrigerant Control-valve

1. 結 言

家電製品の省電力化はあい変わらず基盤的な社会的ニーズであり、家庭用冷凍冷蔵庫においても、圧縮機の効率向上など、継続的に各要素機器の効率向上の努力がなされている。

しかし、冷凍冷蔵庫では庫内を一定温度に維持するために圧縮機を断続させているため、断続の度毎にエネルギー損失が発生し、各要素機器の効率向上の効果が必ずしも充分に発揮されているとはいえない。

本研究は、冷凍冷蔵庫用冷凍サイクルを制御方式の面から見直し、断続運転時に発生するエネルギー損失の内訳を分析すると共に、これらを低減する方法と、これによる省電力効果を明らかにしたものである。¹⁾

使用記号

Q	: 高温冷媒流入損失	(J)
M	: 蒸発器へ流入する冷媒の質量流量	(Kg/min)
h	: 比エンタルピー	(KJ/Kg)
Δh	: 比エンタルピー差	(KJ/Kg)
P	: 凝縮器圧力	(Pa)
V	: 凝縮器容積	(m ³)
T	: 凝縮器出口温度	(K)
a	: キャピラリチューブのコンダクタンス	(mmin)
R	: ガス定数	(J/KgK)
t	: 経過時間	(min)

添字

g	: ガス冷媒
ℓ	: 液冷媒
e	: 蒸発器

2. 断続時エネルギー損失の分析

2.1 断続時エネルギー損失の内訳

従来の冷凍冷蔵庫は、その冷凍室内の温度を検知して圧縮機の運転を行っており、その冷凍サイクルは、Fig.1に示す様に、圧縮機、凝縮器、減圧器、蒸発器で構成されている。断続運転時の蒸発器に着目すると、その時間的温度変化は、Fig.2の実線で示す様になる。比較のために、損失がない場合の蒸発器温度を破線で示す。両者を比較すると、3種類のエネルギー損失としてまとめられる。これらをTable 1に示す。

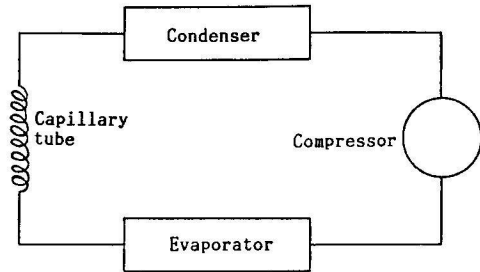


Fig.1 Schematic diagram of conventional refrigeration cycle for refrigerator-freezer

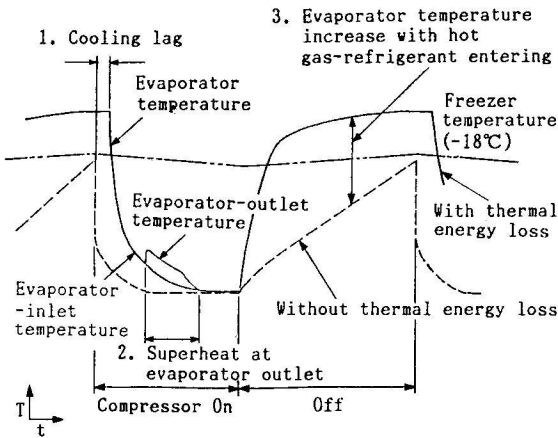


Fig.2 Change of evaporator-temperature in cyclic operation

Table 1 Causes of thermal energy loss in cyclic operation

Thermal energy loss	Causes
1 Cooling lag loss	Liquid refrigerant lags to flow in evaporator
2 Superheat loss	Liquid refrigerant is too poor to flow evaporator outlet
3 Hot gas-refrigerant entering loss	Hot gas-refrigerant flows in evaporator when compressor stops

第1は、冷え出し遅れ損失と呼ばれるもので、圧縮機が起動したにもかかわらず蒸発器が冷え出さないためのものである。これは起動時に、液冷媒が蒸発器にこないことが原因と考えられる。

第2は、冷え遅れ損失であり、圧縮機起動後数分間、蒸発器出口が液溜れしているためのものである。これは液冷媒が十分に蒸発器にないことが原因と考えられる。

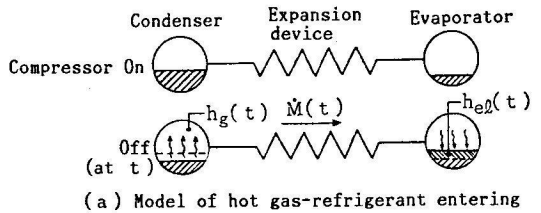
第3は、高温冷媒流入損失である。Fig.2において、エネルギー損失がない場合と比較して、現状の蒸発器温度は圧縮機停止直後に急上昇している。これは、圧縮機停止後、高温冷媒が蒸発器へ流入するためと考えられる。

以上の3種類の断続時エネルギー損失のうち、最も大きな損失と考えられる高温冷媒流入損失について詳しく検討した。

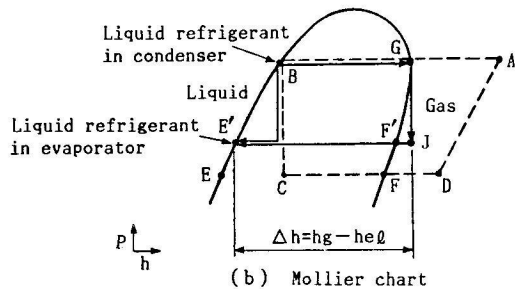
2.2 高温冷媒流入損失

2.2.1 高温冷媒流入損失の原因

高温冷媒流入損失の原因は、Fig.3(a)に示すモデルのように考えられる。圧縮機停止後、凝縮器内の液冷媒は凝縮器内の圧力低下により蒸発してガス冷媒となり、この時に周囲から熱を奪う。さらに、高温ガス冷媒は減圧器を通過し、等エンタルピ変化して蒸発器へ流入し、熱を放出して凝縮する。この際に流入する熱量が高温冷媒流入損失である。この過程をFig.3(b)のモリエル線図上で説明すると、圧縮機の運転中は冷媒はA→B→C→D→Aと変化する。圧縮機が停止す



(a) Model of hot gas-refrigerant entering



(b) Mollier chart

Fig.3 Behavior of hot gas-refrigerant

ると、凝縮器内の液冷媒はB→G→Jと状態変化して蒸発器内へ流入し、J→E'となる。この間の冷媒の比エンタルピ差 Δh は $h_g - h_{el}$ で表される。

この考え方をもとに、圧縮機停止時に凝縮器から蒸発器へ流入する高温冷媒流入損失 $Q(t)$ は、式(1)で表される。

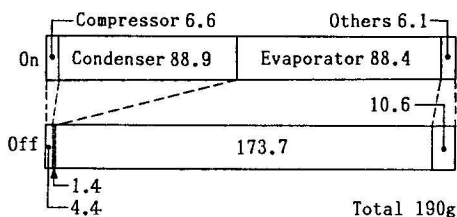
$$Q(t) = \int_0^t \dot{M}_g(\tau) h_g(\tau) d\tau + \int_0^t \dot{M}_l(\tau) h_l(\tau) d\tau - \int_0^t \dot{M}(\tau) h_{el}(\tau) d\tau \quad (1)$$

ここで $\dot{M}(\tau) = \dot{M}_g(\tau) + \dot{M}_l(\tau)$

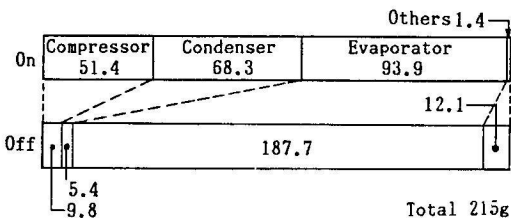
$Q(t)$: 停止時間 t までの高温冷媒流入損失

減圧器であるキャピラリチューブ入口の冷媒の状態を目視により観察すると、圧縮機停止後30~60秒間冷媒は気液共存状態でキャピラリチューブに流入するが、その後はガス状になっていた。このことから蒸発器へ流入する液冷媒質量は無視できるとした。また、液冷媒の比エンタルピ B, E' の差も僅かである。従って、式(1)右辺第2項の液冷媒質量 \dot{M}_l は無視できる程度であり、流入する冷媒はすべてガス冷媒とみなすと、 $\dot{M}_g(\tau) = \dot{M}(\tau)$ となり、式(1)は次のようになる。

$$Q(t) = \int_0^t \dot{M}(\tau) (h_g(\tau) - h_{el}(t)) d\tau \quad (2)$$



(a) For reciprocating compressor



(b) For rotary compressor

Fig.4 Distribution of residual refrigerant (Ambient temperature 30°C)

300ℓ、2ドア冷凍冷蔵庫について、レシプロ圧縮機とロータリ圧縮機を搭載した場合の各々につき、圧縮機運転時と停止時の、圧縮機、凝縮器、蒸発器内の残留冷媒分布を、Fig.4に示す。Fig.4から、圧縮機運転中に凝縮器内にあった冷媒は、停止時にほとんど蒸発器へ流入すること、さらにロータリ圧縮機では、圧縮機内の冷媒もほとんど蒸発器へ流入すること、がわかる。このためにロータリ圧縮機ではレシプロ圧縮機と比べて、約1.2倍の冷媒流入量となる。

高圧側より蒸発器へ流入する冷媒量が、エネルギー損失に重要な影響を及ぼすことがわかったので、流入する冷媒の質量流量と比エンタルピ差を求めるために、冷媒温度と凝縮器圧力の時間的変化を測定した。

Fig.5に実験装置の概要を示す。冷媒流入量は、キャピラリチューブを介して、蒸発器圧力とほぼ同圧である大気へ開放して、ガスメータにより測定した。比エンタルピは、凝縮器出口で冷媒温度を、圧縮機吐出側で凝縮器圧力を、各々測定し、R12冷媒熱物性値表²⁾により求めた。

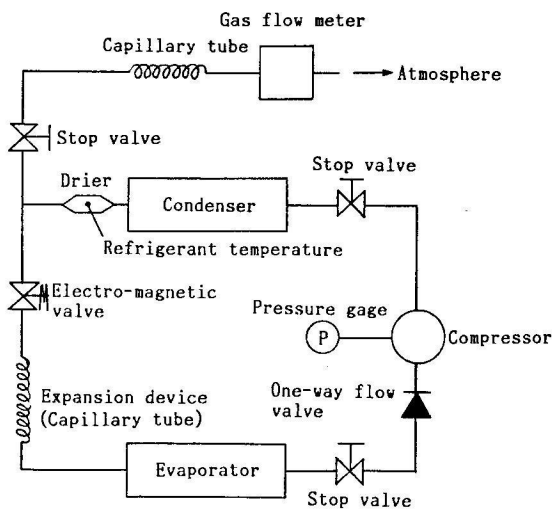


Fig.5 Experimental apparatus for hot gas-refrigerant entering

Fig.6、7に実験結果を示す。Fig.6に、圧縮機停止後の凝縮器圧力と冷媒温度の時間的変化を示す。比較のために、高圧容器から直接抵抗を経て低圧側へ流出すると考えた時の計算値を実線で示した。凝縮器圧力の変化はコンダクタンスを a とすると次式で表される。

$$\frac{dM}{dt} = a (P_{\infty} - P) \quad (3)$$

$$P V = M R T \quad (4)$$

より

$$\frac{V}{R T} \cdot \frac{dP}{dt} = a (P_{\infty} - P) \quad (5)$$

これを解いて

$$\frac{P - P_{\infty}}{P_0 - P_{\infty}} = \exp\left(-\frac{a R T}{V} t\right) \quad (6)$$

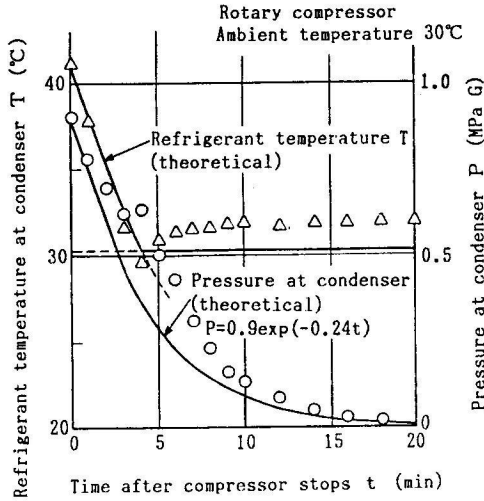


Fig.6 Changes of temperature and pressure of refrigerant entering in evaporator

Fig. 6の凝縮器圧力の計算値は上式の係数を実験的に求めた場合のものである。また、冷媒温度の計算値は飽和蒸気線上を下り、周囲温度に達すると、凝縮器温度の影響を受けるために、この例では周囲温度30°Cに近づくと考えられ、実験値も同様の傾向を示している。

Fig. 7に、圧縮機停止後、高圧側から流入する冷媒の質量流量M、流入前と流入後の冷媒の比エンタルピ差Δh、及び全流入熱量Qの、時間的变化を示す。Fig. 3のモデルで考えた質量流量Mは、係数を実験で求めると次の様に表わされる。

$$\dot{M} = 29.7 \times 10^{-3} \exp(-0.24 t) \quad (7)$$

式(2)に、先に求めた質量流量Mと比エンタルピ差Δhを代入し、圧縮機停止後の経過時間tで積分すると、全流入熱量Q(t)は、Fig. 7の破線で示す様になる。図より、比較的早い時間で多くの熱量が蒸発器へ流入することがわかる。

次に、高温冷媒流入損失が全体の冷却負荷に占める割合を求めるために、冷凍冷蔵庫の冷却負荷の内訳を求めた。これをFig. 8に示す。高温冷媒流入損失は、レシプロ圧縮機搭載時で7.6~12.3%、ロータリ圧縮機搭載時で11.9~17.4%と、全冷却負荷100%に対して10~15%を占めている。また、レシプロ圧縮機に対して、ロータリ圧縮機搭載時の高温冷媒流入損失は1.5~1.7倍と大きい。これは、運転時に圧縮機内の冷凍機油に多量の冷媒が溶解しているためと考えられる。

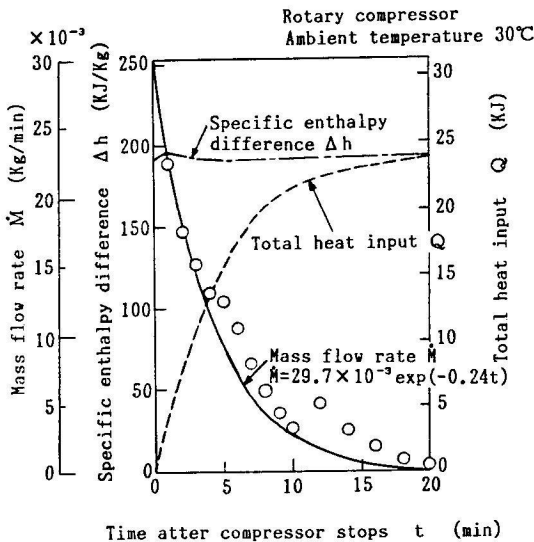


Fig.7 Changes of mass flow rate and total heat input of refrigerant entering in evaporator

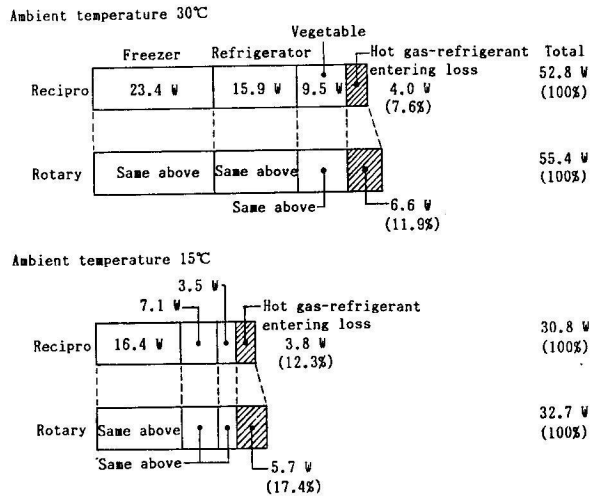


Fig.8 Distribution of cooling load in refrigerator freezer

2.3 冷え出し遅れ損失と冷え遅れ損失

Fig. 2 に示した冷え出し遅れ損失と冷え遅れ損失につき、蒸発器の温度変化と風量から吸熱量を算出して求めた。冷え出し遅れは約40秒であり、これは全冷却負荷の3~5%であり、高温冷媒流入損失の約1/4に相当する。

ここで冷え出し遅れ損失と冷え遅れ損失は、圧縮機起動後の蒸発器の理想状態からの温度分布のずれが冷却能力不十分のためであると考えて、この不足分を熱量に換算し、それを消費電力量に換算して求めた。

冷え遅れ損失は蒸発器の液溜れ現象(スーパーヒート)として現れるが、ルームエアコンの断続時の性能低下係数Cdと同様の手法で現在検討中である。

3. 弁制御による断続時エネルギー損失の低減

3.1 断続時エネルギー損失の低減方法

高温冷媒流入損失、冷え出し遅れ損失及び冷え遅れ損失を低減する方法として、Fig. 9 にその構成を示す。圧縮機停止後、高圧側から蒸発器への高温冷媒流入を防止するため、凝縮器出口に冷媒制御弁(開閉弁)を設

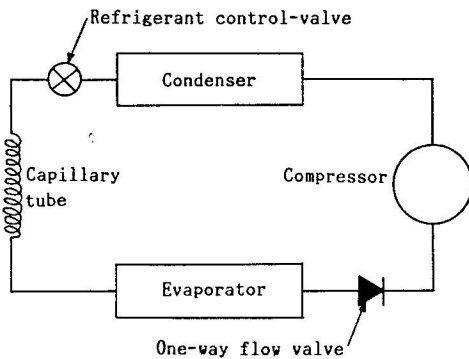


Fig.9 Schematic diagram of refrigeration cycle with control valve

ける。さらに、ロータリ圧縮機の場合には圧縮機から蒸発器への高温冷媒逆流を防止するために、圧縮機吸込側に逆止弁を設ける。このような冷凍サイクルを以後、弁制御冷凍サイクルと呼ぶことにする。

3.2 弁制御冷凍サイクルの省電力効果

弁制御冷凍サイクルの蒸発器温度の時間的変化をFig.10に実線で示す。比較のために現状の蒸発器温度を一点鎖線で示す。弁制御冷凍サイクルは従来と比べて冷え出し遅れは0.7分改善され圧縮機起動とほぼ同時に蒸発器が冷え出す様になった。これは、圧縮機起動直後、凝縮器から液冷媒が蒸発器に流入するからで

ある。ちなみに従来の冷凍サイクルでは圧縮機起動後約0.7分して液冷媒が流入している。また、蒸発器出口の液溜れ時間も15分から8分に約7分短縮した。さらに、圧縮機停止後、高圧側の高温冷媒は冷媒制御弁及び逆止弁により蒸発器への流入を防止されるため、現状の場合と異なり、蒸発器は自然対流により熱交換し、その温度上昇は緩やかとなる。

次に弁制御冷凍サイクルの省電力効果についてFig. 8,11で説明する。弁制御により、高温冷媒流入損失

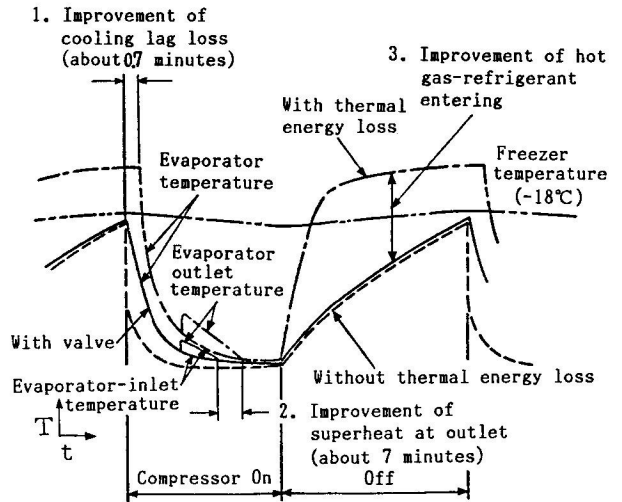


Fig.10 Reduction of thermal energy loss in cyclic operation with control valve

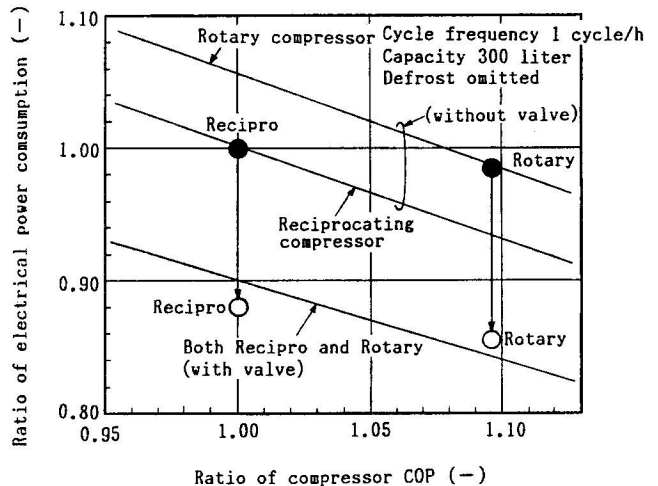


Fig.11 Relation of compressor COP and electrical power consumption

(Fig. 8の斜線部)は周囲温度30/15℃において、レシプロ圧縮機で7.6/12.3%，ロータリ圧縮機で11.9/17.4%の低減となった。周囲温度30℃および15℃のデータから年平均の省電力効果を圧縮機の成績係数COPとの関係で算出した結果、Fig.11に示す様になった。横軸に圧縮機COP比率、縦軸にレシプロ圧縮機を搭載した従来の冷凍冷蔵庫の消費電力量を基準とした消費電力量比率をとると、弁制御によりレシプロ圧縮機で10.0%，ロータリ圧縮機で14.7%の省電力効果が計算で得られ、実験値とほぼ一致した結果が得られた。

また、ロータリ圧縮機の省電力効果はレシプロ圧縮機と比べて約1.5倍大きくなっている。これは前述の通り、ロータリ圧縮機は運転中に冷媒が冷凍機油に溶解してしまうためであると考えられる。

4. 断続回数が消費電力量に及ぼす影響

今までは、従来の量産されてきた冷蔵庫に合わせて、運転方法を1時間に1回断続する場合について説明したが、次に断続回数が消費電力量に及ぼす影響について検討した。Fig.12に断続回数異なる場合の蒸発器

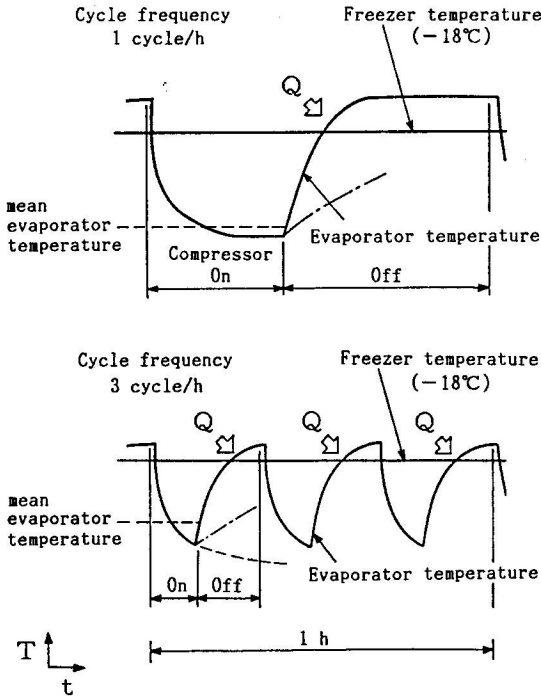


Fig.12 Effects of the variation on electrical power consumption of cycle

温度の時間的変化を示す。断続回数が3回/hの場合は1回/hに対して、従来の冷凍サイクルでは高温冷媒流入損失は約3倍となる。また、冷え出し遅れ損失、冷え遅れ損失も同様に約3倍となる。

これに対して断続回数3回/hの平均蒸発器温度は1回/hより上昇し、蒸発器温度の上昇により冷凍サイクルの効率は向上する。

4.1 従来冷凍サイクル

Fig.13は、レシプロ圧縮機を搭載した従来の冷凍サ

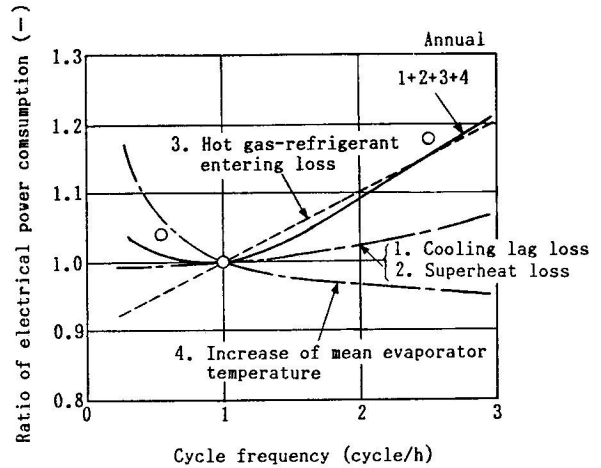


Fig.13 Relation of electrical power consumption and cycle frequency (with reciprocating compressor)

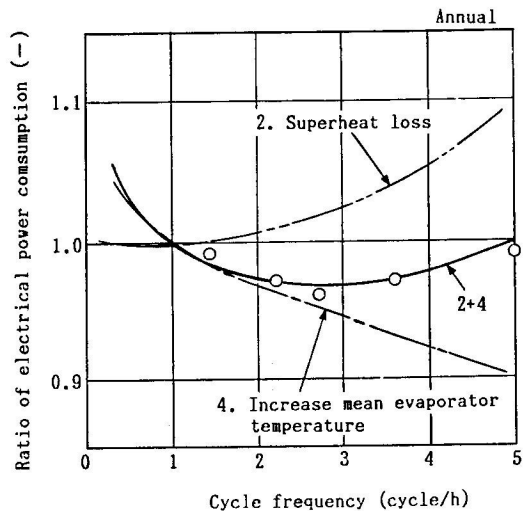


Fig.14 Relation of electrical power consumption and cycle frequency (with rotary compressor)

イクルの断続回数と消費電力量の関係を示している。横軸に断続回数、縦軸に断続回数が1回/hの場合の消費電力量を基準とした消費電力量比率をとると、断続回数の増加に伴い高温冷媒流入損失は急激に増加し、また、冷え出し遅れ損失、冷え遅れ損失も徐々に増加する。一方、蒸発器温度の上昇の効果により、消費電力量は緩やかに減少する。これらをまとめると全体としては実線で示す様に下に凸のカーブとなり最適値が存在し、この例では断続回数1回/hが最適であることがわかる。

4.2 弁制御冷凍サイクル

Fig.14は、ロータリ圧縮機を搭載した弁制御冷凍サイクルの断続回数と消費電力量の関係を示している。Fig.13と同様に横軸に断続回数、縦軸に断続回数1回/hの場合の消費電力量を基準とした消費電力量比率をとると、従来の冷凍サイクルの場合と異なり、弁制御により高温冷媒流入損失及び冷え出し遅れ損失はなくなるので、蒸発器温度の上昇による効率向上と冷え遅れ損失が支配的となり、全体では実線で示す様に断続回数の最適値が2~3回/hと、従来より大きい側に移っている。

5. 冷媒制御弁の開動作遅延が省電力効果に及ぼす影響

本研究に用いた冷媒制御弁は1.5Wの電磁弁であり

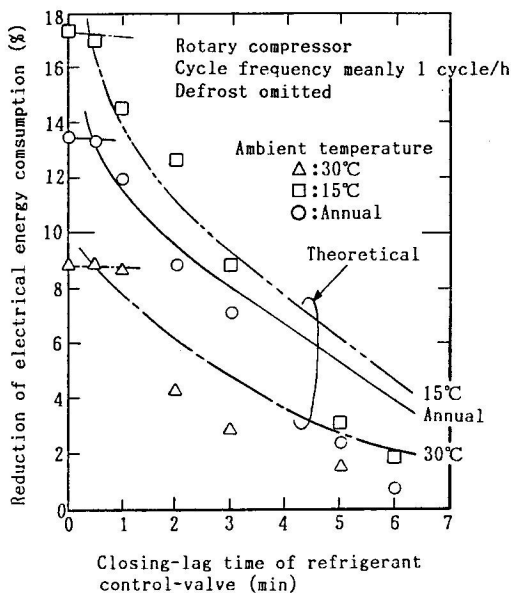


Fig.15 Effects on energy saving of closing lag time with refrigerant control-valve

消費電力量及び開閉動作時の衝撃音等に問題がある。そこで、電磁弁に代わる冷媒制御弁として、ロータリ圧縮機特有の断続運転時の圧力変化に対応して開閉する差圧弁を採用すべく省電力効果の検討を行なった。圧縮機停止後の差圧弁の開動作時間は、圧縮機から蒸発器への高温冷媒逆流量により異なるため、差圧弁の開動作が遅れた場合に、高温冷媒がキャピラリチューブを通して蒸発器に流入し、弁制御による省電力効果が減少することが予想された。そこで、冷媒制御弁の開動作遅延が省電力効果に及ぼす影響について検討した。但し、断続回数は約1回/hで行なった。

Fig.15に計算及び実験結果を示す。開動作遅延により、最初は液冷媒のまま、0.5分以後はガスで流入するとして考えたときの熱量を、冷却負荷に加算して求めた省電力効果の計算値は、実験値の傾向を大体示している。冷媒制御弁の開動作遅延時間が少なくとも0.5分以内では省電力効果の減少は緩やかであり、弁の開じ遅れが無い場合と同等の省電力効果が得られることがわかった。これは、圧縮機停止直後流入する液冷媒の比エンタルピが小さいためと考えられる。

6. 結言

(1) 冷蔵庫用冷凍サイクルの断続時エネルギー損失のうち、最も大きな損失である高温冷媒流入損失について、300ℓクラスの冷凍冷蔵庫を例にとり、検討した結果、圧縮機停止後、高压側の凝縮冷媒は凝縮器内の圧力低下により蒸発してガス冷媒となり、蒸発器へ流入することがわかった。

高温冷媒流入損失が全冷却負荷に占める比率は、レシプロ圧縮機搭載時で7.6/12.3% (周囲温度30/15°C)、ロータリ圧縮機搭載時で11.9/17.4%である。また、レシプロ圧縮機に対してロータリ圧縮機の高温冷媒流入損失は1.5~1.7倍と大きい。

(2) 断続時エネルギー損失を低減する方法は、凝縮器出口に冷媒制御弁、圧縮機吸込側に逆止弁を各々設け、圧縮機停止後、高压側の高温冷媒の蒸発器への流入を防止することである。この方法により、高温冷媒流入損失と冷え出し遅れ損失を低減することができ、年平均の省電力効果は、レシプロ圧縮機搭載時で10%、ロータリ圧縮機搭載時で15%である。

(3) 断続回数が消費電力量に及ぼす影響について検討した結果、レシプロ圧縮機を搭載した従来の冷凍サイクルでは、断続回数の増加に伴い高温冷媒流入損失は急激に増加し、一方、蒸発器温度の上昇の効果により消費電力量は緩やかに減少するため、断続回数1回/hが最適であることがわかった。

これに対し、ロータリ圧縮機を搭載した弁制御冷凍サイクルでは、高温冷媒流入損失と冷え出し遅れ損失が無くなり蒸発器温度の上昇による効率向上と冷え遅れ損失が支配的となり、断続回数の最適値が2～3回/hと、従来の冷凍サイクルより大きい側に移る。

(4) ロータリ冷蔵庫において、圧縮機停止後、冷媒制御弁の開動作遅延が省電力効果に及ぼす影響について検討した結果、実験値では遅延時間が0.5分以内では、閉じ遅れない場合と同等の省電力効果が得られ

ることがわかった。

文 献

- 1) 権守仁彦, 小暮博志, 原利次: 第18回空気調和冷凍連合講演会講演論文集, 1, 77(1984-4)
- 2) 日本冷凍協会: 冷媒熱物性値表(R12蒸気表)
- 3) 那須均, 森田充, 藤本真嗣: 昭和58年度日本冷凍協会学術講演会講演論文集, 1, 113(1983-11)