

蒸気圧縮式冷凍機の運転特性—I.

圧縮機の吸入および吐出温度についての考察 *

中 川 隆 夫 ・ 林 桂

On the Operating Characteristics of Vapour Compressed Refrigerating System-I.

Observation of Suction and Delivery Temperatures of Compressor *

By

Takao NAKAGAWA and Katura HAYASHI

This paper is the first of the series in which the results of a study of the operating characteristics of vapour compressed refrigerating system will be presented.

For the purpose of this study, we measured and considered the temperature at the inlet and the outlet of the compressor. The refrigerant is R-22. We specially considered the temperature at the outlet, because this temperature is one of the important factors to control the refrigerating system.

We measured the temperature through two methods. The 1st is the laboratorial method in which a thermocouple in a capillary tube is used and the 2nd is the practical method in which a barthermometer is used. A hand expansion valve is used in both methods.

In the experimental results, it was found that within about 20 minutes after starting the compressor, the difference value of the temperatures of the refrigerant at the outlet measured by the thermometer and the thermocouple is large. But after about 20 minutes, the value with 15°C added to the reading on the thermometer show the approximate temperature of the refrigerant at the outlet of the compressor.

We seldom calculate in analysing refrigeration cycles but use p-i diagram. But if analysis of refrigeration cycles is carried out by calculation, it seems possible that 1.20~1.23 may be employed for the index value of adiabatic compression, and 1.22 of polytropic compression.

1. ま え が き

蒸気一段圧縮式冷凍サイクルの理論的解析がほぼ完成された現在では、蒸気二段圧縮式冷凍サイクルの解析、特にその標準サイクルに興味がそそがれている。

しかし、蒸気一段圧縮式冷凍機の実際の運転特性を理論的解析結果にむすびつけるには、まだ各種のデー

* 水産大学校研究業績 第511号, 1967年7月17日 受理
Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No. 511.
Received Jul. 17, 1967.

タが不足しているように考えられる。すなわち、冷媒流量および冷媒蒸気の乾き度は測定の困難さのために、運転中の測定値はほとんど発表されていないし、また信頼すべき総合体積効率も見あたらないように思われる。

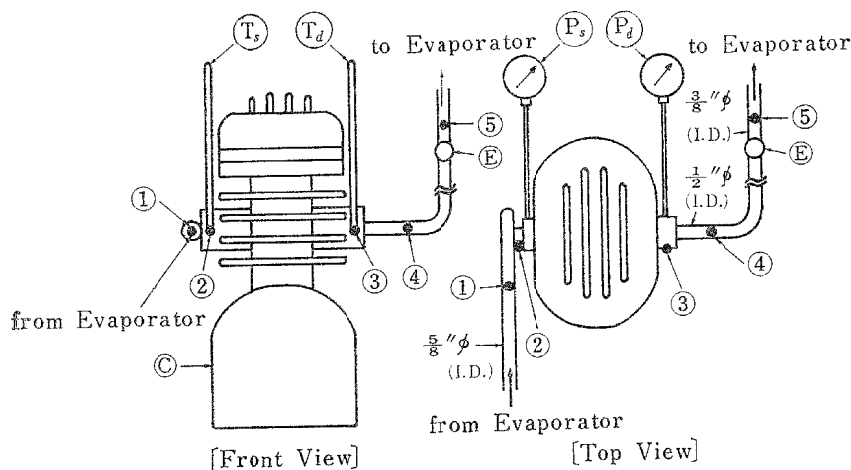
また、測定が比較的簡単で、かつ精密な測定器の入手が容易である測温および測圧についても、実験室的な測定値と現場的な測定値との差異についての考察も見あたらないようである。

われわれは、これらの諸問題をとりあげたのであるが、この報告では、圧縮機の吸入および吐出温度、なかでも実際の運転管理の際に問題となるのは吐出温度であるから、これを重視して考察の対象とした。

冷媒温度を測定する場合、実験室では温度測定のための複雑な工作が可能であり、また精密測定器の使用もできるが、現場では工作上でもまた経費の点でも種々の制約をうける場合が多く、普通、温度計を配管に密着させて測温している。よって、今回の実験では、この二方法により温度を測定し、その差について考察を行ない、さらに前者の測定値から断熱圧縮およびポリトロップ圧縮とした場合について、その指数についても考察した。

2. 実験装置と方法

使用した実験装置は 1.5kW の蒸気一段圧縮式冷凍機で、冷媒は R-22 (Monochlorodifluoromethane) である。



●: Point of Measuring Temperature

Fig. 1 Apparatus for Measuring Temperature of Refrigerant

- ① Measuring Point of Suction Vapour
- ② Measuring Point of Suction Vapour by Alcohol Thermometer
- ③ Measuring Point of Delivery Vapour by Mercury Thermometer
- ④ Measuring Point of Delivery Vapour
- ⑤ Measuring Point of Outlet of Expansion Valve
- (C) Compressor
- T_s Alcohol Thermometer
- T_d Mercury Thermometer
- P_s Low Pressure Gauge
- P_d High Pressure Gauge
- (E) Hand Expansion Valve

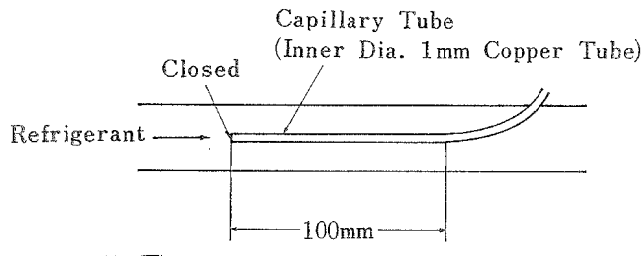


Fig. 2 Capillary Tube for Measuring Temperature

図1に実験装置の測温点を示す。測温点は全部で5点であるが、No. 1, 4, 5の3点は直径0.5mmのCu-Co熱電対で測温した。これは図2に示すように、配管中に先端を密閉した内径約1mmの銅管を約100mm挿入熔接して、これに熱電対を挿入したものである。またNo. 2, 3は、一般の冷凍工場で測温しているように市販のアルコールおよび水銀棒状温度計(1/1)を密着・パテ止めして温度を読んだ。

吐出圧力測定には150mmφ、1目盛0.2kg/cm²の圧力計を使用し、吸入圧力測定には同径の、1目盛0.025kg/cm²および20mmHgの連成計を使用した。

絞り機構としては手動膨張弁を使用した。一般には自動膨張弁が使用されているが、これは吸入圧力が変動し、その結果、圧縮比が変わるので、本実験では、一定の条件を長く保つように圧力調整が簡単にできる手動膨張弁を使用した。

つぎに、蒸発圧力を1.15at(飽和温度-38.4°C)より1.50at(飽和温度-32.5°C)までの間になるように設定し、吸入温度がほぼ一定になってから約25分間データをとった。

冷凍負荷は特別には考えなかった。冷凍装置附属の、からの冷蔵庫の温度をさげただけである。

3. 実験結果とその検討

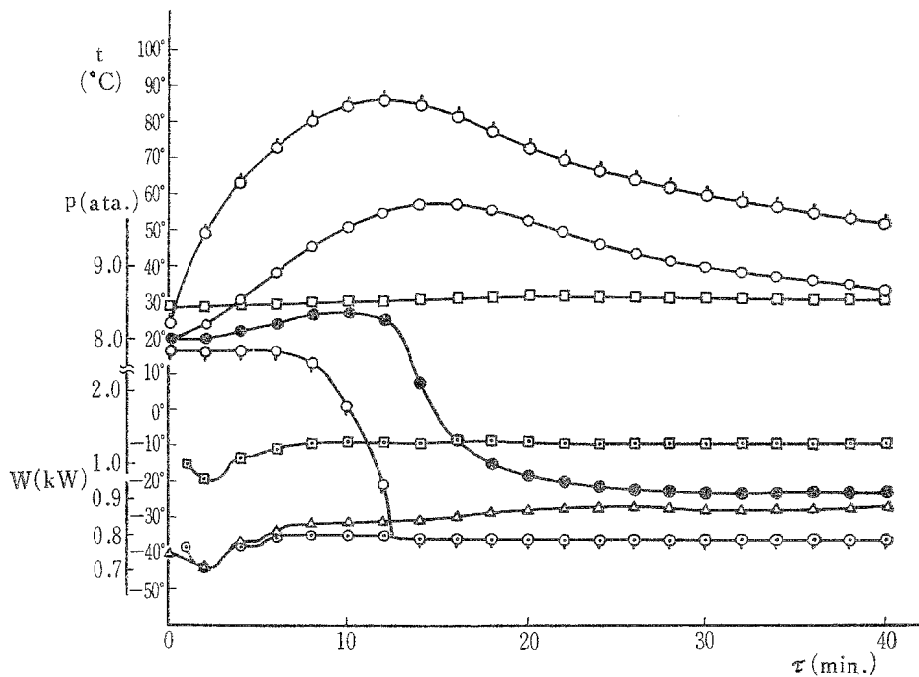


Fig. 3 Diagram of Operating Characteristics

- : Temperature of Delivery Vapour by Thermocouple
- : Temperature of Delivery Vapour by Thermometer
- : Temperature of Suction Vapour by Thermometer
- ◐ : Temperature of Suction Vapour by Thermocouple
- ⊙ : Temperature of Outlet at Expansion Valve
- : Pressure of Delivery Vapour
- ▣ : Pressure of Suction Vapour
- △ : Power for Compressor

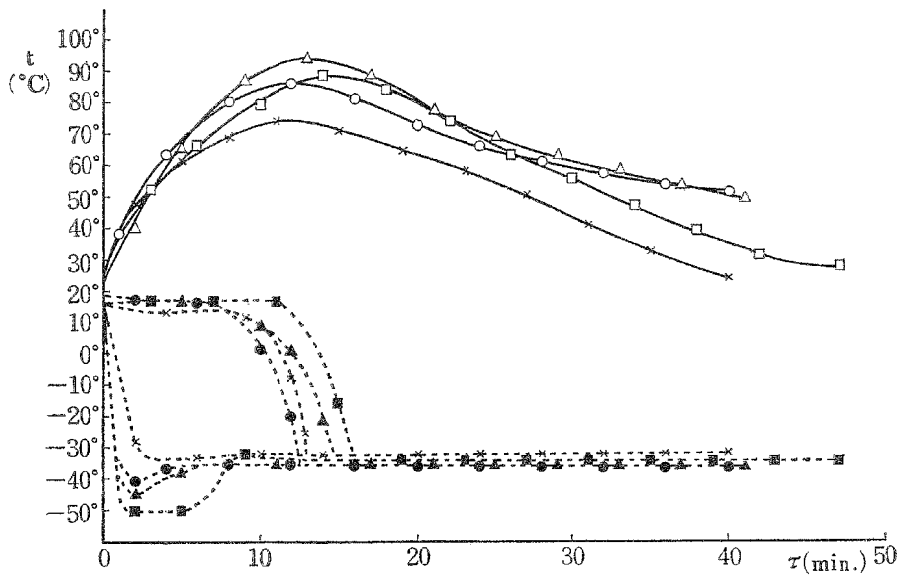


Fig. 4 Diagram of Suction and Delivery Temperature by Thermocouple

- △— : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.27$
- : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.29$
- : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.38$
- ×— : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.45$
- -▲- - : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.27$
- -●- - : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.29$
- -■- - : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.38$
- -×- - : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.45$
- P_s : Pressure of Suction Vapour

すべての実験における特性値曲線は、定性的には同じ形をしているので、その一例として図3に、実験 No.2 における各種特性値をプロットしたものを示す。また、図4に、実験 No.1, 2, 3, 4 における各測温値を示したが、これによると、運転後約15分で吸入温度が一定になるので、種々の計算および考察はこれ以後について行なった。

3-1 吐出温度

3-1-1 熱電対による測温値

図4からわかるように、吐出温度は吸入温度がほぼ一定になる時刻（運転後約13~14分）に最高温度を示し、以後なめらかなカーブを描いて減少する。これは冷媒流量および周囲温度からきまるある一定値に近づく。一応実験は約40分間行なったが、別の実験で三時間連続運転した結果、実際の吐出温度は63.03°C、この場合の理論断熱圧縮吐出温度は61.00°Cとなった。このことから、冷媒流量および周囲温度が一定ならば、かなり長期間の運転後には、断熱圧縮として求められる温度になるのではないかと思われる。また、吸入冷媒蒸気が湿り状態であれば、断熱圧縮後に等温圧縮される合成圧縮になるのではないかと思われるが、現在のところ、解析するにはデータが不足しているので、以後の実験に待ちたい。しかし、これは前に述べたように、手動膨張弁を使用していることであり、実際の運転のように自動膨張弁を使用すれば、このような状態は絶対に起らず（開度設定を誤れば別であるが）、常にポリトロップ圧縮によってきまる温度を指示する。

3-1-2 水銀棒状温度計による測温値

図3および図5からわかるように、運転開始後約15分でピークとなり、以後3-1-1と同じ傾向で温度は低下して行くが、3-1-1と比較して変化がゆるやかであり、最高温度も約27°C低く、ピークに達する時間も約3~4分遅い。

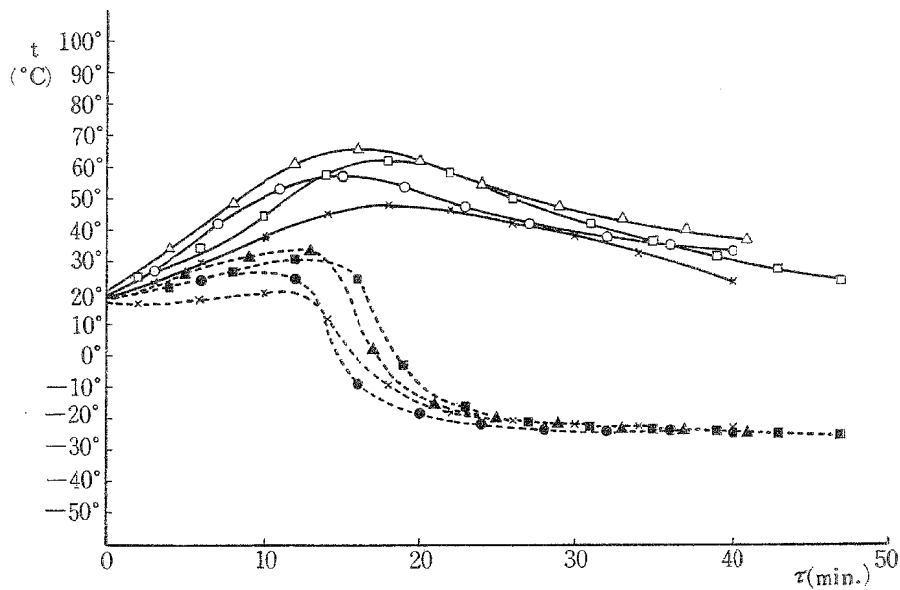


Fig. 5 Diagram of Suction and Delivery Temperature by Thermometer

- △— : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.27$
- : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.29$
- : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.38$
- ×— : Temperature of Delivery Vapour at $P_s=1.45$
- ▲-- : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.27$
- : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.29$
- : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.38$
- ×-- : Temperature of Suction Vapour at $P_s=1.45$
- P_s : Pressure of Suction Vapour

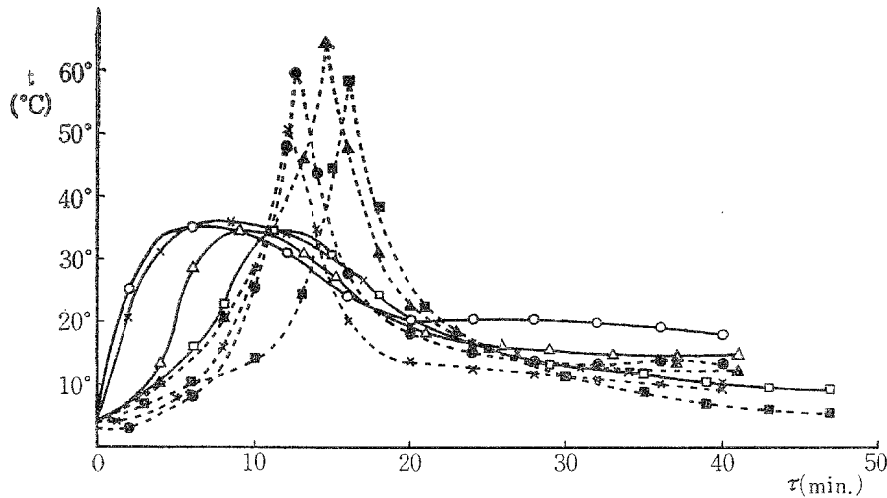


Fig. 6 Diagram of Difference of Temperature at Suction and Delivery

- △— : Difference of Temperature at Delivery $P_s=1.27$
- : Difference of Temperature at Delivery $P_s=1.29$
- : Difference of Temperature at Delivery $P_s=1.38$
- ×— : Difference of Temperature at Delivery $P_s=1.45$
- -△- - : Difference of Temperature at Suction $P_s=1.27$
- -●- - : Difference of Temperature at Suction $P_s=1.29$
- -■- - : Difference of Temperature at Suction $P_s=1.38$
- -×- - : Difference of Temperature at Suction $P_s=1.45$
- P_s : Pressure of Suction Vapour

3-1-3 熱電対およびアルコール棒状温度計による測温値の差

図6に示すように、運転開始後急激に差がまし、約8分後に最大（約35°C）となり以後時間の経過につれて次第に減少していくのであるが、しかしこの場合、ピークになる時間は、単に運転開始後の経過時間ばかりでなく、図6に示す吸入冷媒蒸気温度差のピーク時とも関連がある。また、運転開始後約20分以上経過すれば減少はゆるやかになり、ほぼ一定の温度差（約5°C）を示すようになる。

3-2 吸入温度

3-2-1 熱電対による測温値

吸入冷媒蒸気温度は図3および図4からわかるように、運転開始後約15分前後で一定値に落ち着く。この値は、膨張弁が手動のため、自動膨張弁の場合のように吸入蒸気は過熱されておらず、吸入圧力に対応する飽和温度にまったく等しい。また、図に膨張弁出口温度も示したが、この温度は運転開始後約10分でほぼ一定となり、吸入蒸気温度とほとんど同じ値（約-35°C）となる。

3-2-2 アルコール棒状温度計による測温値

図5からわかるように、運転開始後約20分でほぼ一定値（約-23°C）に落ち着く。3-2-1の場合と比較して変化の度合がゆるやかで、一定値を示す時間は約5分くらい遅れる。

3-2-3 熱電対およびアルコール棒状温度計による測温値の差

この結果を図6に示したが、ピークになる時間は蒸発温度により異なり、この温度が低いほどその時間は短くなる。しかし、一定値になる時間はほぼ一定で、運転開始後約27分で、その値は約13°Cである。

蒸発温度が低いということは、手動膨張弁の絞りが大きいことであり、そのため冷媒流量が減少する。熱電対による値は理論的には瞬時にその蒸気温度を示すが、棒状温度計に対する冷却作用は、冷媒流量が少ないため鈍くなる。よってその差のピークが早い時間にあられる。

3-3 吸入圧力

圧縮機の吸入および吐出圧力はブルドン管型圧力計で読みとるのが普通である。この場合、吐出圧力はそれ自身としてはまったく問題はないが、真空になる吸入圧力については、圧力計の目盛に問題がおこる。すなわち、真空部は大気圧が760mmHgであるとして目盛られているが、一般に大気圧はかならずしも760mmHgではないので、当然補正が必要になる。

いま、大気圧を H [mmHg]、真空部の圧力計を h [mmHg] とすれば、普通その真空部の絶対圧力は $\frac{760-h}{735.5}$ [at abs] として求め、蒸発温度はこれに対応する飽和温度を各冷媒の蒸気表、または適当な線図から読みとっている。

つぎに、大気圧が760mmHgでない場合の補正式を求めると

$$p' = \frac{H(760-h)}{735.5 \cdot 760}$$

のようになる。

ここに

p' : 補正した真空圧力 [at abs]

この計算結果を表1に示す。普通の大気圧下でも、真空度が大きくなると、約5%の補正割合を生じ、大気圧が異常に近くなると、その補正割合は10%にもなる。しかし、一般のデータブックでは、表1に示すような圧力差に対応する温度を知ることができないので、なおざりにしがちであるが、二段圧縮式冷凍装置の取扱いには、これが圧縮比に関係してくるので注意しなければならない。

4. R-22 のポリトロープ指数および断熱指数について

冷凍サイクルの理論的解析のみならず実際の解析においても、圧縮機からの吐出温度および理論圧縮仕事を計算する場合、 p - i 線図から、断熱圧縮されたものとして直接読みとり、断熱変化の式はもちろん、ポリトロープ変化の式はまったく使わない。また使うにしても、冷媒蒸気は完全ガスはもちろん半完全ガスともみなしえないので、ポリトロープ指数および断熱指数は温度および圧力の複雑な関数になる。

われわれは、R-22 蒸気を使用し、実験および計算より、これらの指数について考察をおこなった。

4-1 ポリトロープ指数

蒸気のポリトロープ指数を次式のように定義されると仮定した場合の指数 n とする。

$$\frac{T}{p^{\frac{n-1}{n}}} = \text{定数} \quad (1)$$

この場合、指数 n は変化中一定とする。これは、実際の蒸気の、実際の変化とはいちじるしく異なるが、現在のところ、たとえば、圧縮機中の冷媒蒸気の圧縮過程中的挙動を時々刻々測定すべき方法がないのでやむをえない。前に述べた実験方法で測定した吸入温度、吸入圧力および吐出温度、吐出圧力の値から n の値を求めれば、式(2)のようになる。

Table 1 Values of P and P'

Atmospheric Pressure H (mmHg)	Reading Value of Vacuum gauge h (mmHg)	Noncorrected Value of Vacuum Pressure P (at abs)	Corrected Value of Vacuum Pressure P' (at abs)	$ P-P' $	$\frac{ P-P' }{P}$ (%)
740	10	0.9925	0.9929	0.0004	0.04
	50	0.9381	0.9399	0.0010	0.11
	100	0.8702	0.8737	0.0035	0.40
	200	0.7342	0.7414	0.0072	0.98
	300	0.5982	0.6089	0.0107	1.78
	400	0.4623	0.4766	0.0143	3.09
	500	0.3263	0.3442	0.0179	5.49
	600	0.1903	0.2118	0.0215	11.30
750	10	1.0061	1.0063	0.0002	0.02
	50	0.9517	0.9526	0.0009	0.09
	100	0.8838	0.8855	0.0017	0.19
	200	0.7478	0.7514	0.0036	0.48
	300	0.6118	0.6172	0.0054	0.88
	400	0.4759	0.4831	0.0072	1.51
	500	0.3399	0.3488	0.0089	2.62
	600	0.2039	0.2146	0.0107	5.25
760	10	1.0197	1.0197		
	50	0.9653	0.9653		
	100	0.8973	0.8973		
	200	0.7614	0.7614		
	300	0.6254	0.6254	0	0
	400	0.4895	0.4895		
	500	0.3535	0.3535		
	600	0.2175	0.2175		
770	10	1.0333	1.0331	0.0002	0.02
	50	0.9789	0.9780	0.0009	0.09
	100	0.9109	0.9091	0.0018	0.20
	200	0.7750	0.7714	0.0036	0.47
	300	0.6390	0.6336	0.0054	0.85
	400	0.5031	0.4959	0.0072	1.43
	500	0.3671	0.3582	0.0089	2.42
	600	0.2311	0.2204	0.0107	4.63
780	10	1.0469	1.0465	0.0004	0.04
	50	0.9925	0.9907	0.0018	0.18
	100	0.9245	0.9209	0.0036	0.39
	200	0.7886	0.7814	0.0072	0.91
	300	0.6526	0.6419	0.0107	1.64
	400	0.5167	0.5024	0.0143	2.77
	500	0.3807	0.3628	0.0179	4.70
	600	0.2447	0.2232	0.0215	8.79

$$n = \frac{\log(P_d/P_s)}{\log(P_d/P_s) - \log(T_d/T_s)} \quad (2)$$

ここに P_d : 吐出圧力 [kg/cm²]

P_s : 吸入圧力 [kg/cm²]

T_d : 熱電対によって測温した吐出温度 [°K]

T_s : 熱電対によって測温した吸入温度 [°K]

式(2)から求めた n の値を、 p_s をパラメーターとして、 n -圧縮比 (p_d/p_s) 座標に示せば図7のようになる。

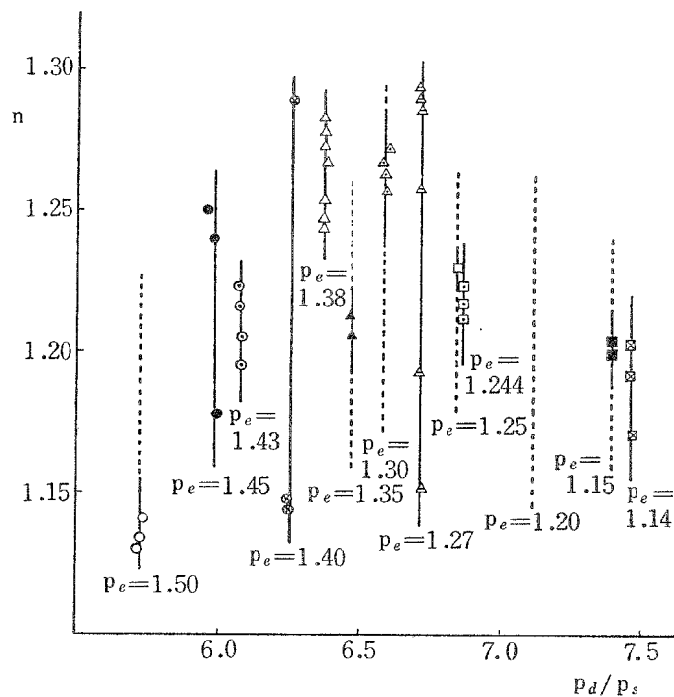


Fig. 7 Diagram of $n - \left(\frac{p_d}{p_s}\right)$

一般に、吐出圧力は凝縮器の冷却水温度あるいは冷却空気温度から限定されるので、ほとんど変動させることができず、また、吸入圧力も正常運転ということからあまり高圧あるいは低圧にすることができないので、圧縮比はある範囲にかぎられる。われわれはできる限り変動させて、約 5.8 から 7.5 の圧縮比を実現させた。その結果、 n の値は 1.22 を中心にして、1.13 から 1.29 までの間に分布することがわかった。しかし、 $p_e = 1.40 \text{ kg/cm}^2$, 1.27 kg/cm^2 のように約 14% も差のあるものもあるが、さらに細心の注意を払って実験をおこなえば、 n の値は他の場合のようにある程度集中するのではなからうかと思われる。

4-2 断熱指数^{1), 2), 3)}

蒸気の断熱指数とは断熱変化が次の式

$$pv^\kappa = \text{定数} \quad (3)$$

で表わされると仮定したときの指数 κ のことである。実際の気体に対しては、指数 κ は一般に温度および圧力の関数であるから、式(3)を p で微分して変形すれば

$$\frac{1}{p} + \kappa \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s + \left(\frac{\partial \kappa}{\partial p} \right)_s \ln v = 0$$

よく行なわれているように、この式の第 3 項は第 1 項および第 2 項に比較して小さいので省略することがで

きる, よって近似的に次式がえられる。

$$\kappa = -\frac{v}{p \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s} \quad (4)$$

蒸気の等温指数を m とすれば, 同様にして

$$m = -\frac{v}{p \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T} \quad (5)$$

となる。式(4)および式(5)を次式

$$\frac{c_p}{c_v} = \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$$

に代入すれば

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} m \quad (6)$$

となる。

R-22 の状態式⁴⁾は

$$v = \frac{9.802T}{p} - \frac{0.0753 \cdot (100)^{2.5}}{T^{2.5}} - \frac{2 \cdot 10^{-5}p}{(T/100)^8} \quad (7)$$

R-22 の定圧比熱 c_p は

$$c_p = 0.0536 + 0.0314 \left(\frac{T}{100} \right) + \frac{1.543 \cdot 10^{-5}p}{(T/100)^{3.5}} + \frac{1.686 \cdot 10^{-8}p^2}{(T/100)^9} \quad (8)$$

ここに

p : 蒸気圧力 [kg/cm²]

v : 蒸気の比容積 [m³/kg]

T : 絶対温度 [°K]

$$= t \text{ [°C]} + 273.2$$

また, 定容比熱は次式で表わされる。

$$c_v = c_p + AT \frac{\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P^2}{\left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T} \quad (9)$$

よって, 式(9), (7), (8)より R-22 の定容比熱は次のようになる。

$$c_v = 0.0536 + 3.14 \cdot 10^{-4}T + \frac{7.7335 \cdot 10^3 p}{T^{3.5}} + \frac{1.686 \cdot 10^{10} p^2}{T^9} - \frac{T}{426.80} \\ \times \frac{\left(\frac{9.802}{p} + \frac{5.953 \cdot 10^4}{T^{3.5}} + \frac{1.6 \cdot 10^{12} p}{T^9} \right)^2}{\left(\frac{9.802T}{p^2} + \frac{2 \cdot 10^{11}}{T^8} \right)} \quad (10)$$

よって, 式(6), (5), (8), (10)より, κ の値を計算することができる。図8はこの結果を, 圧力をパラメータとして示したものであり, 点線は乾き飽和蒸気の状態である。

また, 完全ガスにおいて定義されている断熱指数 c_p/c_v を, 式(8), (10)で求めた値から計算して示したものが, 同図の鎖線である。いずれも, 圧力, 温度は大体実用範囲内の値をとった。この図から, c_p/c_v の値と κ の値が非常に異なることがわかる。

ここに求めた κ は, ある状態からの微小断熱変化の場合には近似的に適用できるが, 変化の範囲が大きくなると適用できない。これは, κ は式(6)のファクタ以外にさらに断熱変化の始まる点と終る点の状態に関係があるからである。

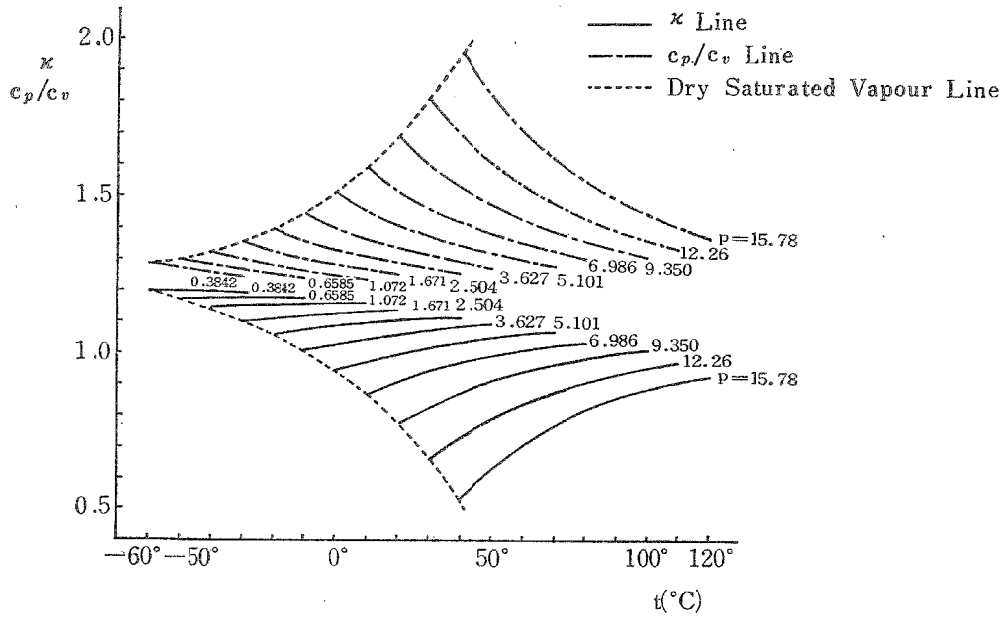


Fig. 8 Diagram of $\kappa, c_p/c_v$

断熱変化の始まる点を乾き飽和蒸気とし、終る点を -50°C より 40°C までの 10°C おきの飽和圧力とし、断熱圧縮後の温度を p-i 線図より読みとり、式 (1) より計算してその結果を図 9 の三次元座標に示した。

$$\kappa = \frac{\log(p_1/p_2)}{\log(p_1/p_2) - \log(T_1/T_2)} \quad (1)$$

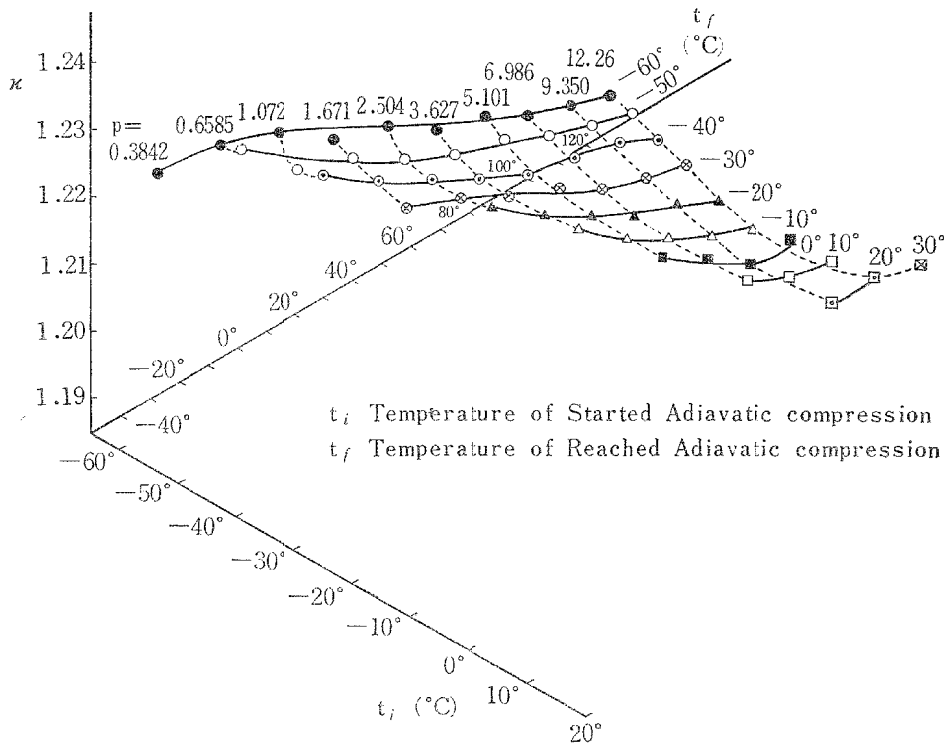


Fig. 9 Diagram of κ of Adiabatic Compression Process

ここに

p_1 : 圧縮始めの圧力; 乾き飽和蒸気圧, $[\text{kg}/\text{cm}^2]$

p_2 : 圧縮終りの圧力; 任意の乾き飽和蒸気状態の飽和圧力, $[\text{kg}/\text{cm}^2]$

T_1 : 圧縮始めの絶対温度 ; p_1 に対応する飽和温度, $[\text{°K}]$

T_2 : 圧縮終りの絶対温度 ; p_1, T_1 点を通る等エントロピ線と p_2 線との交点, $[\text{°K}]$

この方法によると, κ の値は 1.20 から 1.23 になる。普通, 一般に R-22 の c_p/c_v の値としては 1.184⁵⁾, 1.178⁶⁾, 1.163⁶⁾ が採用されているが, 変換範囲を低温から高温 (冷凍サイクルとしての作動範囲) というように考えると, 1.22 位がよいのではないかと思う。また図 8 のある状態の κ の値をもとにして, 圧縮始めと終りの値の単なる算術平均をとっても, それが, たまたま図 9 の κ の値とほぼ等しくてもなんの理論的根拠もないのであって, あくまでも, κ を気体の状態値および断熱変化の始点および終点の状態値の関数として表わすか, あるいは Iberall の考えたような近似法⁴⁾ をさらに発展させる方法を考えなければならない。

5. あとがき

本報においては, 本実験装置に精密な冷媒流量計が設置されていないので, 冷媒流量に本質的に関係がないと思われる圧縮機の吸入および吐出温度についての考察をおこなった。

その結果, 運転開始後約 20 分以内では, 温度計の指度は吐出冷媒の値と大きな差があり, 20 分以後の測温では, 温度計の値に約 15°C を加えれば, 吐出冷媒の値にほとんど近いことがわかった。しかし, 吸入温度の微細な変化を解析するにはやはり, 精密な冷媒流量を知らなければならないことがわかった。近々に, 冷媒流量計が完成するので, 冷凍効果等の解析とあわせて, 吸入および吐出温度についても再検討する予定である。

また, 冷凍サイクルの解析には p - i 線図を使用するが, もし計算による場合には, 断熱指数の値としては, 1.20~1.23 を, ポリトロップ圧縮とした場合は, その指数の値は 1.22 を使用すれば, ほとんどの場合に適用できるであろう。また, R-22 ばかりでなく, 他の冷媒についても計算を行なうので, 変化過程を通しての指数の解析が進むものと思われる。

参 考 文 献

- 1) 山県清, 1955: 断熱指数に対する一考察, 熱および熱力学講演会, 第 610 回講演会前刷
- 2) 谷下市松, 1960: 工業熱力学基礎編
- 3) 菅原菅雄, 1959: 工業熱力学
- 4) 菅原菅雄, 1946: 日本機械学会論文集, 49 (334), 9.
- 5) 日本冷凍協会, 1963: 冷凍空調便覧
- 6) Plank, R., 1956: Handbuch der Kältetechnik (N)