

蒸気圧縮式冷凍機の運転特性—II*

高速多気筒圧縮機の温度特性について

中 川 隆 夫

On the Operating Characteristics of
Compressed Vapour Refrigerating System—II.
Characteristics of Temperature on the Multicylinder High Speed Compressor

By
Takao NAKAGAWA

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

The purpose of this study is to consider the characteristics of temperature on the multi-cylinder high speed compressor.

The refrigerant is R-22 and a hand expansion valve is used. The author paid special attention to the temperature of compressed vapour in the cylinder, because this temperature is one of the important factors in analysing compression processes.

The temperature of compressed vapour was measured by a thermocouple inserted into the cylinder.

As a result of the experiment, it was found out that the value of the temperature of compressed vapour was about 90°C in a steady-state condition.

The mean value of polytropic index that calculated from temperature of compressed vapour was about 1.257.

Secondly, the author performed measurement in a practical way of the temperature at the inlet and the outlet of the compressor.

1. ま え が き

冷凍機に関する各種の性能解析および総合的な特性の解析をおこなう場合、設計上のデータや理論的解析を基礎として実際の面へとすすむのが普通である。

*水産大学校研究業績 第814号, 1977年11月21日受理。
Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No. 814.
Received Nov. 21, 1977.

しかし、運転特性の解析には多くの複雑な要素が関係するため、理論値と大きくことなる場合が多く、その違いを解明するには実際的な各種のデータの集積が必要となる。

しかし、冷凍機には機種が多く、同じ機種でも冷凍能力の大小、冷凍負荷の状態、冷媒循環量の適不適、そのほか多くの条件を設定して運転データを集めることは容易なことではなく、これが直接利用しうる実際的なデータが少ない理由の一つであると思われる。

現場におけるデータの採取にあたっては、計測器や計測方法の適不適が大きく影響するのでこの点を考慮することはもちろんであるが、経費の点や計測器類の取り付けのための加工など、いろいろと問題点が多く、したがって、運転管理上の目安としてのデータをとる程度で、効率のよい運転を行なうためには数多くのデータが必要であるにもかかわらずそこまでは行なっていない場合が多い。

これらの観点から、第I報においては、圧縮機の吐出温度および吸入温度について考察したが、今回はこれをさらに一步進めて、現場ではほとんど計測することができない圧縮温度を、シリンダヘッドを加工し、熱電対を直接シリンダ内に挿入することにより測定した。

圧縮温度を知ることは特性解析の面からはもちろんのこと、運転管理の面においても有益であるが、実際のデータが少ないのが現状である。

測定した圧縮温度よりポリトロップ指数 n を算出し、その特性を解析するとともに、吐出温度との関連についても考察した。

さらに、第I報における使用実験機は、小形の中速2気筒立形圧縮機であったが、今回は、まったく別個の実験装置で、圧縮機も機種のことなる高速多気筒圧縮機を使用したので、再検討の意味も含めて前回と同様な方法で計測するとともに、測定点を増し各点の関連について考察した。

圧縮過程の解析は、圧縮温度の測定とともに圧縮圧力の変動をも合わせて測定し、総合的に行なうことが望ましく、今回も圧力変換器により測圧し、一応データを採取したが、総合的な解析にはデータが不足なので次回で検討することとし、今回は圧縮温度の解析にとどめた。

2. 実験装置と方法

2・1 実験装置

実験に使用した一段圧縮冷凍装置を図1に示したが、冷媒はR-22を使用し、冷凍負荷としてブライン(メタノール200kg)を冷却するもので、主要機器の要目はつぎのとおりである。

圧縮機：高速多気筒形(3気筒)

シリンダ径 65 mm

ピストン行程 50 mm

定格回転数 1765 rpm

標準冷凍サイクルにおける冷凍能力 6.2 R.T.

アンロータ機構付(手動式)

電動機：三相200V誘導電動機

定格出力 11 kW

凝縮器：横形シェルチューブ式

冷媒流量計：差圧流量計(オリフィス式)

吐出圧力計：標準圧力計(0.75級), 150 mm ϕ , 1目盛0.2 kg/cm²

吸入圧力計：標準圧力計(連成計, 0.5級), 150 mm ϕ , 1目盛0.05 kg/cm²および5 cmHg

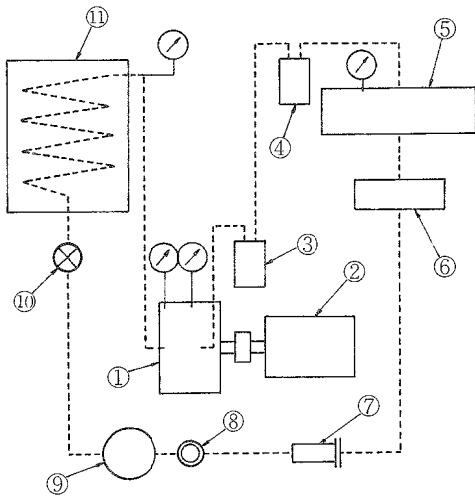


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.

- Notes
- ① Multicylinder high speed compressor
 - ② Induction motor
 - ③ No. 1 oil separator
 - ④ No. 2 oil separator
 - ⑤ Condenser
 - ⑥ Liquid receiver
 - ⑦ Dryer
 - ⑧ Sight glass
 - ⑨ Flow meter for refrigerant
 - ⑩ Hand expansion valve
 - ⑪ Brine tank

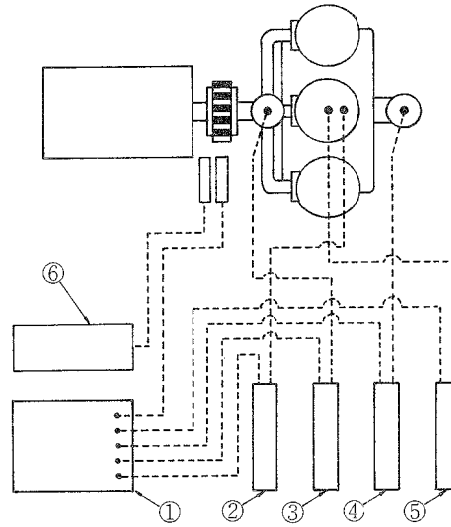


Fig. 2. Apparatus for measuring temperature and pressure.

- Notes
- ① Electromagnetic oscillograph
 - ②, ③, ④, ⑤ DC amplifier
 - ⑥ Digital tachometer (photo electric type)

2・2 計測装置

実験データの採取に使用した計測器およびその結線図を図2に示した。

圧縮温度および圧縮圧力の測定は、No. 2 シリンダのカバーを図3に示すように特別に加工し、検出端を設けることにより行なった。

圧縮温度の測定には直径 0.3 mm の C C 熱電対を使用し、その先端を加工して直径を 0.2 mm とし検出の遅れを極力少なくするよう配慮した。

この熱電対を図3の①で示した挿入管(孔径 2 mm)からシリンダライナの頂部に挿入し、ピストンヘッドに接触しない程度に露出させてセットした。

圧縮圧力の測定には半導体の小形圧力変換器を図3の②で示した検出端にセットして行なった。

吸入および吐出温度の測定には直径 0.32 mm の C C 熱電対を使用し、これを吐出管および吸入管中に特設した挿入管(内径 3 mm の銅管の先端を密閉したもの)へ挿入し温度を検出した。

これら測温・測圧の信号を図2に示すように、直流増幅器により増幅して直記式電磁オシログラフで記録

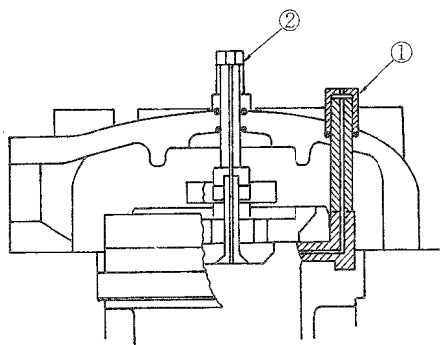


Fig. 3. Detecting element for measuring temperature and pressure.

- Notes
- ① Inserted tube for thermocouple
 - ② Setting part for pressure transducer

した。

とくに、圧縮温度の検出には速い応答を必要とするので、高感度の振動子を使用し検出遅れがないよう配慮した。

これ以外の各部の測温はC C 熱電対を使用し、多点式(24点)デジタル温度記録計により行なった。

そのほか、直記式電磁オシログラフの記録紙へのピストントップ位置のマーク挿入は、光電式ピックアップにて行ない、圧縮機の回転数は光電式ピックアップをデジタル回転計に接続して測定した。

2・3 実験方法

実験は冷凍負荷と冷媒循環量の条件を変えて行なったが、ここでは多くの実験の中から代表的な4つの実験をえらび、これらを実験A, B, C, Dと呼称して考察した。

実験方法は常温の状態より起動し、1分間隔で20~40分間運転し各部のデータを採取した。

冷媒循環量の設定は手動膨張弁により行なった。本実験装置には自動膨張弁も設置されているので、自動膨張弁による特性解析も当然必要であるが、この場合には、ほかに多くの要素が関係し条件の設定が困難となるので、次の機会に考察する。

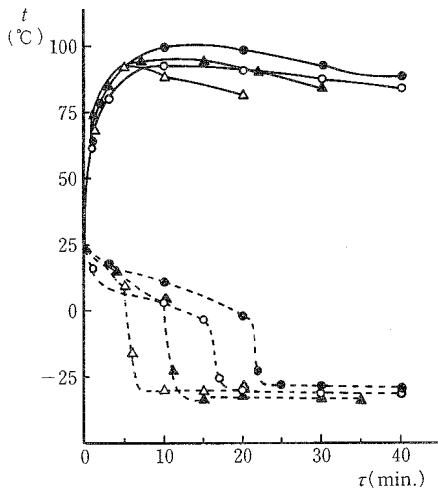


Fig. 4. Temperature of compression and suction vapour.

- Notes
- △— : Temperature of compression in experiment A
 - ▲— : Temperature of compression in experiment B
 - : Temperature of compression in experiment C
 - : Temperature of compression in experiment D
 - -△- - : Temperature of suction in experiment A
 - -▲- - : Temperature of suction in experiment B
 - -○- - : Temperature of suction in experiment C
 - -●- - : Temperature of suction in experiment D

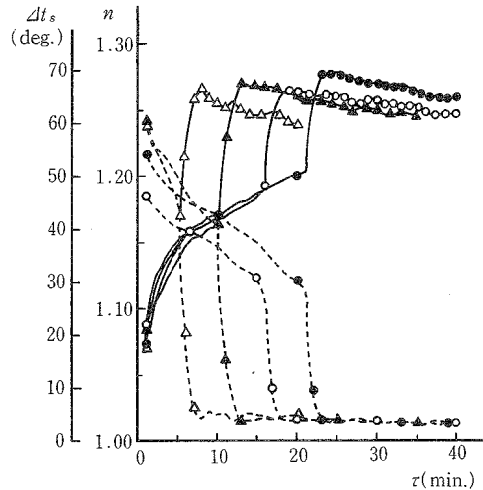


Fig. 5. Relations between polytropic index (n) and degree of superheat of suction vapour (Δt_s).

- Notes
- : Polytropic index (Calculated from compression temperature)
 - - - : Degree of superheat of suction vapour (Same marks as used in Fig. 4)

使用した手動膨張弁は弁ハンドルを17回転させれば全開となるが、本実験では4～7回転させて実施した。ここでは便宜上4回転させた場合を開度4というように呼称して表示する。なお、各実験中の膨張弁開度は一定とした。

以下各実験における条件および冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスの状態について説明する。

実験A：膨張弁開度を5（平均冷媒流量0.085 m³/h）とし、ラインを予冷することにより冷凍負荷を小さくし、冷媒循環量過剰の状態を条件とした。したがって、運転開始後20分で吐出温度の低下が著しくなったので実験を打切った。この実験におけるデータを図中に△印で表示した。

実験B：膨張弁開度を4（平均冷媒流量0.065 m³/h）とし、実験Aとほぼ同じ冷凍負荷に対し冷媒循環量を減少させて、吸入温度が安定するまでの時間を実験Aと比較しやや長くした。この実験におけるデータを図中に▲印で表示した。

実験C：膨張弁開度を6（平均冷媒流量0.100 m³/h）とし、実験A、Bの場合より冷媒循環量を増したが、冷凍負荷を大きくすることにより、吸入温度が安定するまでの時間は実験Bの場合よりも長くなった。

この実験におけるデータを図中に○印で表示した。

実験D：膨張弁開度を7（平均冷媒流量0.120 m³/h）とし、冷媒循環量に対し冷凍負荷を増大することにより、冷媒循環量を適正量よりやや不足した状態とした。したがって、吸入温度が安定するまでの時間は4つの実験中で最も長くなった。

この実験におけるデータを図中に●印で表示した。

冷凍負荷に対する冷媒循環量が適正であるか否かの判定方法は、各種のデータより計算するのが一番確実であるが、ここでは簡略的な方法として吸入温度が安定するまでの時間の長短をその目安とした。

すなわち、図4の点線で示した吸入温度の状態変化についてみれば明らかなように、各実験における冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスの適不適により、吸入温度が安定するまでの時間にはっきりとした差が示されている。この場合の適正時間を判断するのは難しいが、本実験装置に関するかぎり過去の多くのデータにより、運転開始後13～14分が一応の適正時間と考えられる。この時間を基準にしてみれば、実験B、Cの場合、冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスが比較的良い状態にあり、これに対して実験Aは冷媒循環量が過剰な状態であり、反対に実験Dは冷媒循環量がやや不足した状態にあるといえる。

3. 実験結果とその検討

3・1 圧縮温度

圧縮機内における圧縮過程の解析を行なう場合、理論的解析が一応の基礎となるが、実際の圧縮過程は冷媒が不完全ガスであるため、多くの要素が複雑に関係して解析が困難な場合が多い。

また、現場における圧縮温度および圧縮圧力の測定は、シリンダカバーに特別な加工を必要とするので、実際にはほとんど行なわれていない。

そこで、今回は実験室における運転ではあるが、市販の実用機に特別加工を施して、圧縮温度および圧縮圧力を測定することにより運転特性の解析を行なった。

3・1・1 圧縮温度の解析

図4に各実験における圧縮温度を実線で示した。

圧縮温度はそのときの冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスにより多少の温度差はあるが、バランスが適正であると思われる実験B、Cにおける平均圧縮温度は約90℃であり、冷凍負荷が大きい実験Dでは約100℃、反対に冷凍負荷が小さい実験Aでは約80℃と平均圧縮温度90℃に対して±10℃の温度差がある。

全体の傾向としては、運転開始後約7～13分で最高温度に達して、その後徐々に降下した。この最高温度

に到達するまでの時間は、吸入温度が安定するまでの時間と同じような傾向を示す。

最高温度に到達したあと徐々に温度が低下しているのは、各実験とも手動膨張弁の開度を一定に保って行なったので、冷凍負荷が次第に減少していくにしたがって冷媒循環量が過剰な状態になっていったためと推察される。今回データとしては採用しなかったが、冷凍負荷に対し冷媒循環量が不足している場合には、この温度降下の現象はみられず、かえって温度が上昇した場合もあった。

3・1・2 圧縮温度より算出したポリトロープ指数と吸入蒸気の過熱度との関係

蒸気のポリトロープ指数 n は^{2) 4)}

$$n = \frac{\log(p_d/p_s)}{\log(p_d/p_s) - \log(T_c/T_s)} \quad (1)$$

ここに p_d : 吐出圧力 [kg/cm²abs.]

p_s : 吸入圧力 [kg/cm²abs.]

T_c : 圧縮温度 [°K]

T_s : 吸入温度 [°K]

算出した n の値を図5に実線で示し、このときの吸入蒸気の過熱度の変化を点線で示した。

n の値に影響する要素は式(1)からみて、圧縮比 (p_d/p_s) および圧縮温度、吸入温度であるが、図5からみれば、定性的には吸入蒸気の過熱度が最も大きく影響し、個々の状態では冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスによって決まる圧縮温度が影響しているといえよう。

この観点から n と吸入蒸気の過熱度との関係を表わすと、図6に示すごとく、運転初期の過熱度が大きな状態では多少のばらつきはあるものの、 n の値は小さく、 $n=1.08$ 前後の値を示し、過熱度が減少するにしたがって次第に増加し、過熱度が40(deg.)以下になるとほぼ一定の値で直線的に増加する。

この増加の状態は定常状態になるまで続き、この間の n の増加割合は過熱度1(deg.)につき約0.0028である。

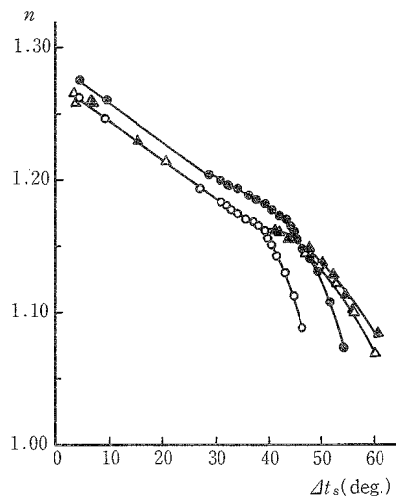


Fig. 6. Relations between polytropic index (n) and degree of superheat of suction vapour (Δt_s).

Note Polytropic index calculated from compression temperature

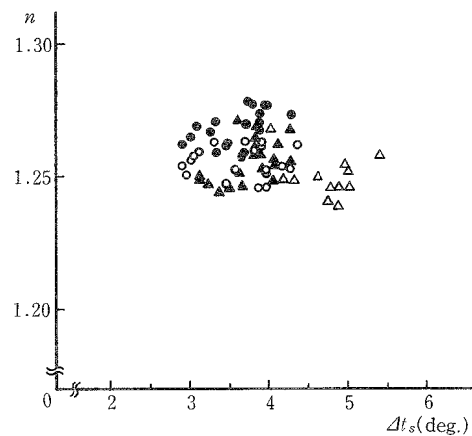


Fig. 7. Relations between polytropic index (n) and degree of superheat of suction vapour (Δt_s).

Note Polytropic index calculated from compression temperature at steady-state condition

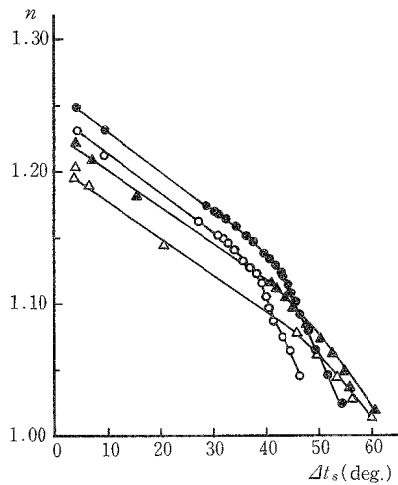


Fig. 8. Relations between polytropic index (n) and degree of superheat of suction vapour (Δt_s).

Note Polytropic index calculated from delivery temperature

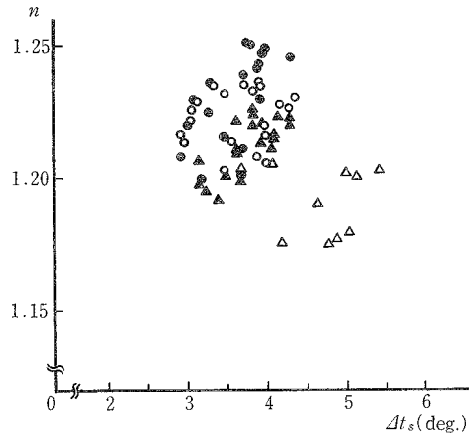


Fig. 9. Relations between polytropic index (n) and degree of superheat of suction vapour (Δt_s).

Note Polytropic index calculated by delivery temperature in a steady-state condition

定常状態になって過熱度が3~4 (deg.) に落ち着くと、 n の値は図7に示すごとく、ほぼ安定した値を示し、 n の平均値1.257前後の値となる。

本実験の場合、圧縮温度が冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスの影響をやや受けてはいるが、ほぼ一定の値を示したので、図6において、過熱度が3~40 (deg.) の間では、実験A、B、Cにおける n の値は一本の直線上に示された。

しかし、総合的に判断すると、標準的な n の値に比較し冷凍負荷に対する冷媒循環量が過剰な場合には n の値はやや小さく、反対に不足気味の場合には図6の実験Dのデータが示すごとくやや大きめの値をとるといえる。

吐出温度について同様の方法で n を算出し、吸入蒸気の過熱度との関係を調べてみると、図8に示すごとく、圧縮温度の場合と同様の傾向を示し、 n の増加割合もほとんど同じである。

ただし、この場合には吐出温度が冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスによりかなり影響を受けていることが図8よりうかがえる。

すなわち、吸入蒸気の過熱度が40 (deg.) 以下になると、同じ過熱度では冷凍負荷が大きくなるにしたがって、 n の値も大きくなっている。この傾向は定常状態に達してからもみられ、図9に示すごとく、 n の値はかなりばらついてはいるものの、同じような傾向を示す。

吐出温度が冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスの影響を受けていることは、圧縮温度との差をとってみればはっきりする。

図10にこの温度差を示したが、各実験における温度差は冷凍負荷と冷媒循環量のバランスの状態によって、かなりちがってくるのが示されている。

この図から、定常状態における圧縮温度と吐出温度との平均温度差が約17°Cであることがわかる。また、運転開始後約25分以上経過すると温度差が大きくなっているが、これは冷凍負荷に対し冷媒循環量が過剰になるにしたがって圧縮温度よりも吐出温度の降下がはげしいことを示しており、この原因は圧縮機の吸入部が低温となり本体を冷却する状態となって、その影響が吐出管に及んだためと推察される。

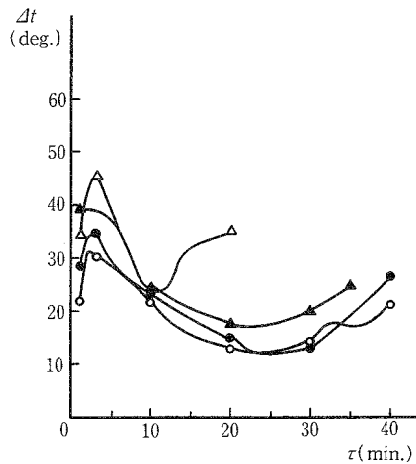


Fig. 10. Difference of the temperature (Δt) at compression and delivery temperature.

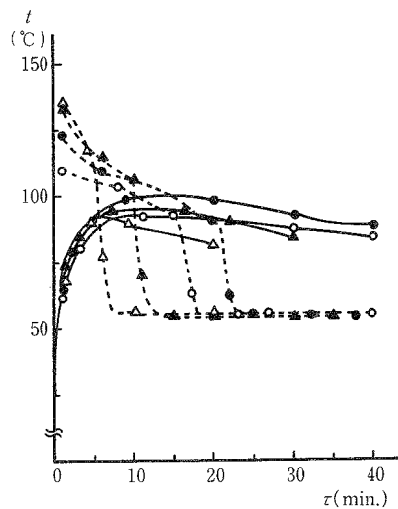


Fig. 11. Relations between polytropic compression and adiabatic compression.

Notes — : Temperature of polytropic compression
 --- : Temperature of adiabatic compression

冷凍機の運転特性を解析する場合、まず基本的な事項として各部の測温・測圧があり、各部の状態を正確に把握する必要があるが、実験室における場合をのぞき、実際には経費や設備・計測器の面で困難な場合が多い。

とくに、圧縮機の性能解析にあたって、圧縮機付の温度計（棒状温度計が多い）および圧力計による計測値は、運転管理上からは一応目安としての価値はあるものの、性能解析には役に立たない場合が多い。

なお、吐出温度より算出した定常状態における n の平均値は 1.217 となったが、この値は第 I 報における推定値 1.22 とほぼ同じ値であり、このことは、R-22 の場合圧縮機の種類に関係なく、ほぼ同じ値になることを示している。

3・1・3 実際の圧縮温度と断熱圧縮温度との比較

不完全ガスである冷媒蒸気の圧縮温度を、R-22 の状態式から求める場合は別として、理論的に求めることは困難であるから、ここでは冷媒蒸気を便宜上完全ガスと見なし、かつ断熱圧縮として次式³⁾より算出して、実際の圧縮温度と比較した。

$$T_c = T_s \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \quad (2)$$

ここに、 α : 断熱指数 $\alpha = 1.184$

その結果を図 11 に点線で示し、実線で表わした実際の圧縮温度と比較してみると非常な違いがあることがわかる。

断熱圧縮の場合、圧縮温度に影響をあたえる要素としては式(2)より、圧縮比、吸入温度および断熱指数であるが、図 11 でみるかぎり図 4 に点線で示した吸入温度の変化と全く同様の傾向を示し、圧縮比が同じ場合には吸入温度の影響を大きく受けることがわかる。

なお、定常状態における断熱圧縮温度は、冷凍負荷と冷媒循環量のバランスの影響はほとんど受けず、ほぼ一定の値、約 55°C になった。

この断熱圧縮温度を定常状態における実際の圧縮温度の平均値約 90°C に近づけるためには、ほかの条件が同じ場合は α の値として、1.26 を使えばよい。さらに、実際の吐出温度の平均値 73°C に近づけるためには α の値として 1.22 を使えばよく、この値は第 I 報における α の推定値 1.20~1.23 の範囲内にある。

3・2 圧縮機の吐出温度および吸入温度の測定

それは、冷凍機の場合には、内燃機関などとはことなり、作動温度および圧力の範囲が狭く、これらが利点である面も多いが、逆にいえば、範囲が狭いので僅かな値の違いが性能に大きく影響することになる。

したがって、種々の僅かな変動を正確に精度よくまたタイムラグが小さく指示または記録する計測器が必要であり、測定方法が問題となる。

これらのことは現場ではなかなか実現し難く、解析に使用できる精度のよいデータが得難いからである。

そこで、測圧については次の機会に検討することとして、ここでは吐出温度および吸入温度を現場的に可能なかぎり正確に測定する方法について検討する。

3・2・1 吐出温度の測定

図12に圧縮機の測温点を示したが、このうち②、③、④、⑤、⑥の5点が吐出温度関係の測温点であり、②の熱電対挿入管を特設した以外には特別な工作は行っていない。

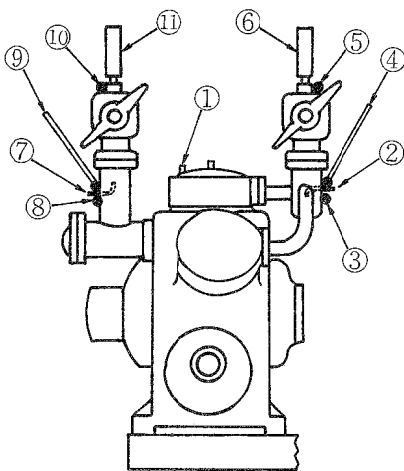


Fig. 12. Measuring point of the temperature in the compressor.

- Notes
- ① : Compression temperature with the thermocouple
 - ② : Delivery temperature with the thermocouple
 - ③, ⑤ : Temperature of delivery pipe with the thermocouple
 - ④, ⑥ : Delivery temperature with the bar thermometer
 - ⑦ : Suction temperature with the thermocouple
 - ⑧, ⑩ : Temperature of suction pipe with the thermocouple
 - ⑨, ⑪ : Suction temperature with the bar thermometer

おき、熱電対の先端を吐出管に完全に密着させ、また外部との断熱を充分に行なわなかったためである。

⑥の圧縮機附属の棒状温度計の値は、時間がたてば②の値に近づくものの、途中の温度変化に対する追従も悪く、温度も約30°C低くなる。したがって、性能解析のデータとして使用できないのは勿論のこと、運転管理の面でもよほど注意しないと判断を誤る恐れがある。

測定方法は、第I報での実験に使用した圧縮機が小形の立形圧縮機であったのに対し、今回は高速多気筒形圧縮機を使用したため、機種の違いにより測温値がどのような値を示すかをチェックするため、前回と同じ方法で行なった。もちろん多くの条件がことなるため、単純な比較はできないが参考にはなるであろう。

④にアルコール棒状温度計(1/4)を密着・パテ止めて固定し、②との温度差を調べるとともに、今回は④の測温部と接近させて③の熱電対を固定し、同じ個所での測温体の違いを調べた。

さらに、圧縮機附属の水銀棒状温度計(5/16)⑥に接近させて⑤の熱電対を固定し、両者の違いをも調べた。

これらの測温値を図13(実験Cのデータ)および図14(実験Dのデータ)に実線で示し、吐出温度に関する考察の基準になる挿入熱電対②の値と、これと比較するために棒状温度計④の値とを図15に実線で示した。

まず、図15により②と④についてみれば、④の値は②の値によく追従し、その温度差もほぼ一定であり、この温度差を図16に実線で示したが、実験CおよびDとも同じ傾向を示しており、安定した状態では温度差が約15°Cであることがわかる。

これに対して④と同じ個所で測温した③の熱電対による値は、④の値より6~10°C低い値を示し、この個所についていえば熱電対より棒状温度計のほうがよいという結果がでた。これは熱電対の取付方法に問題があるためで、実験室的にすればよくなることは間違いないが、あくまでも現場的であるということに主眼を

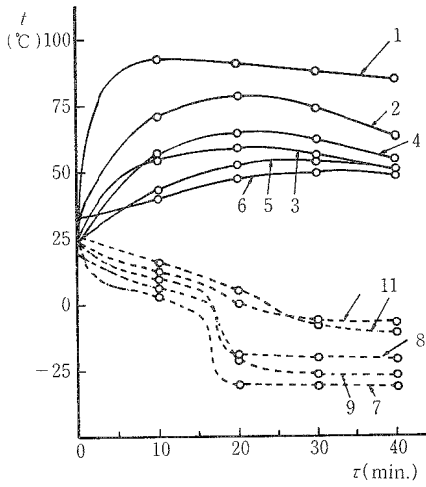


Fig. 13. Relations of each measuring point in the experiment C.

Notes — : Temperature of delivery part
 --- : Temperature of suction part
 (Same number as used in Fig.12)

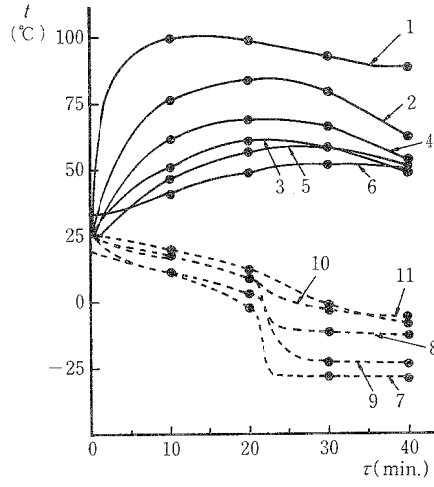


Fig. 14. Relations of each measuring point in the experiment D.

Notes — : Temperature of delivery part.
 --- : Temperature of suction part
 (Same number as used in Fig.12)

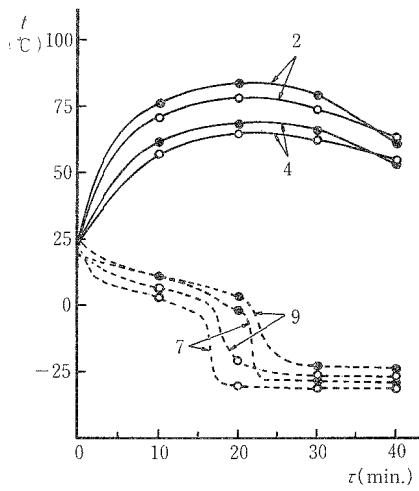


Fig. 15. Temperature of suction and delivery.

Notes 2 : Delivery temperature with the thermocouple
 4 : delivery temperature with the bar thermometer
 7 : Suction temperature with the thermocouple
 9 : Suction temperature with the bar thermometer

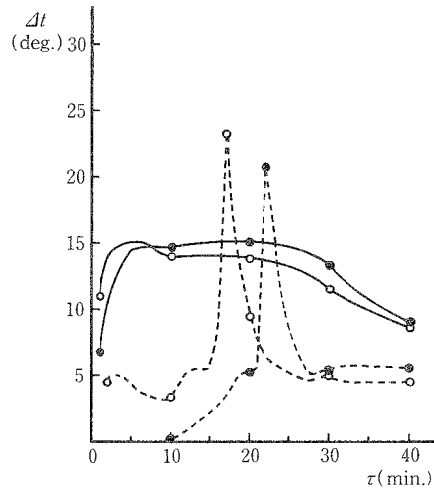


Fig. 16. Difference of the temperature (Δt) at suction and delivery.

Notes — : Difference of the temperature at suction
 --- : Difference of the temperature at delivery

これは測定箇所がシリンダから離れ過ぎていることと、取付部のキャップと温度計保護キャップとが二重の障害となっているためである。測定箇所が悪い証拠は同じ個所で測温した熱電対⑤の値も⑥の値とほぼ同じ傾向を示していることからもうかがえる。

以上のことを総合すれば、熱電対挿入管を設置できる場合を除いて、棒状温度計を吐出管に接触させて測温する場合には、なるべくシリンダに近い個所に温度計をバテ止めして測温する方法が最も良いといえる。

3・2・2 吸入温度の測定

吸入温度の測定については、吐出温度の場合と同様で、図 12 の⑦、⑧、⑨、⑩、⑪の 5 点について行なった。

その結果を図 13 および図 14 に点線で示した。ここで、⑦の熱電対と⑨の棒状温度計についてみれば、図 15 に点線で示したごとく、吐出温度の場合と同様に⑨の値は⑦の値によく追従し、定常状態における平均温度差は約 5℃ と良好な値を示している。

しかし、吐出温度の場合とはことなり、運転開始から吸入温度が安定するまでは熱電対と棒状温度計とでは特性の違いがはっきりとあらわれ、とくに、吸入温度が安定する直前に温度が急激に変動する時期があり、このときに両者の温度差は図 16 に点線で示したごとく最大となる。

圧縮機附属の棒状温度計⑩についてみれば、吐出棒状温度計⑥の場合と同様に温度変化に対する追従が悪く、⑦との差も約 20℃ あるなど問題が多い。

以上を総合すると吐出温度測定の場合とまったく同じことがいえ、とくに定常状態において棒状温度計をバテ止めして測温するとかなりよい値を示す。

3・2・3 立形圧縮機と高速多気筒形圧縮機との比較

今回の実験機の高速多気筒形圧縮機は、この機種の中では小形の部類に属し、前回の実験機も立形の小形である。

したがって両機種と比較とはいっても小形に限定し、しかも同じ条件における測定ではないので、測定値についてはふれずに同じ測定方法による結果の定性的な比較にとどめる。図 17 に実験 C の測温値と、前回の実験値の中から実験 C の状態に近いものを選び出し、図 18 にそれらの温度差を示したが、両者とも全体的な傾向としては似ているものの、運転初期の温度変化にはかなりの違いがみられる。

まず、吐出温度についてみれば、高速多気筒形の場合、全般に温度変化がゆるやかであるのに対して立形の場合は運転初期の温度変化が大きい。これは、両機種とも小形ではあるが、圧縮機の大きさにはかなりの差があり、圧縮機本体の重量が立形が約 50 kg であるのに対して高速多気筒形は 240 kg もあるためである。

すなわち、測温箇所が同じ位置にあるとしても、立形は圧縮機全体の熱容量が小さいため、圧縮熱が速く伝わり温度上昇が速くしかも大きく現われるものと思われる。

このことは吸入温度が安定した後、冷媒循環量が過剰気味となるためにおこる、吐出温度の降下が大きく現われる傾向をみてもうかがえる。

これに対して高速多気筒形の場合には、圧縮機全体の熱容量が大きいため温度変化はゆるやかになる。

熱電対と棒状温度計との温度差についてみれば、今回は棒状温度計を熱電対挿入管の横の吐出管の肉厚が薄い部分につけたので、温度変化によく追従し熱電対との温度差もあまり大きくならなかったが、前回は、両方の測温箇所が少し離れていて、しかも棒状温度計の取付位置が制約を受けて肉厚の厚い部分に取付けて測温したために、温度変化に対する追従が悪く、熱電対との温度差も大きくなったものと思われる。

この傾向は吸入温度の測温結果にはっきりとでており、運転初期には吸入棒状温度計の測温値がやや増加しているために大きな温度差（約 60℃）が生じている。

棒状温度計の測温値がやや増加しているのは、運転初期には圧縮熱による温度上昇が大きく、その影響が吸入部に及んだためと推察される。

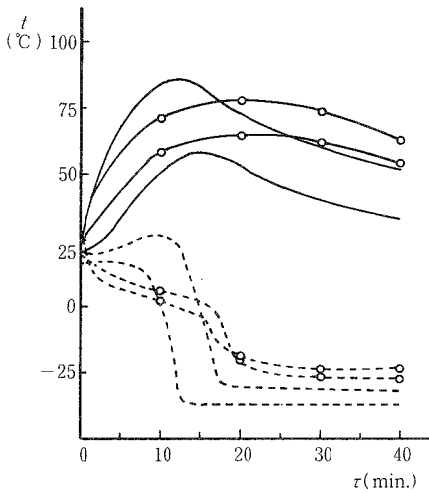


Fig. 17. Comparison of temperature in vertical compressor and multicylinder high speed compressor.

Notes —: Delivery temperature in vertical type
 —○—: Delivery temperature in multicylinder high speed type
 - - - - : Suction temperature in vertical type
 - - -○- - : Suction temperature in multicylinder high speed type

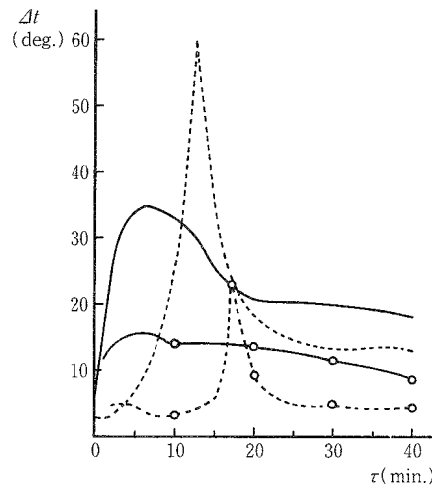


Fig. 18. Difference of the temperature (Δt) at suction and delivery.

Notes —: Difference of delivery temperature in vertical type
 —○—: Difference of delivery temperature in multicylinder high speed type
 - - - - : Difference of suction temperature in vertical type
 - - -○- - : Difference of suction temperature in multicylinder high speed type

4. あとがき

本報においては、実際の圧縮機内の圧縮過程を解析する第一歩として圧縮温度を測定し、これをポリトロップ指数 n で表示するとともに吐出温度との関係を調べた。

その結果、圧縮機の吸入圧力および吸入温度より吸入冷媒蒸気の過熱度を算出して、この過熱度の変化を追跡するとともに、そのときの冷凍負荷と冷媒循環量のバランスの状態を加味すれば、 n の推定値を求めることができ、実際の圧縮温度を測定することができない場合でも、この n の値より圧縮温度を推定できることがわかった。

すなわち、標準的な運転状態における n の値は、運転初期の約 1.08 より過熱度が減少するとともに増加し、吸入温度が安定し定常状態に達して過熱度が 3~4 (deg.) に落ち着いた状態では 1.257 を基準とし、これに冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスの状態を加味して、冷媒循環量が過剰な場合にはやや小さな値 ($n=1.24\sim 1.25$) に、反対に不足気味の場合にはやや大きな値 ($n=1.26\sim 1.28$) に修正すれば、そのときの圧縮温度を推定することができる。

なお、近似的には吐出温度が測定できれば、定常状態における吐出温度が標準的な値 (75°C 前後) の場合、この温度に 15~20°C プラスすれば圧縮温度の推定値が求まる。

また、吐出温度より算出した n の値に、そのときの冷凍負荷と冷媒循環量とのバランスの状態によって、0.02~0.06 をプラスすれば、圧縮温度における n の値を推定することができる。

つぎに、吐出温度および吸入温度の現場的な測定方法であるが、これらの温度を熱電対挿入管の設置により測定できない場合には、棒状温度計をシリングになるべく近い管壁にパテ止めして測定し、定常状態においては、温度計の読みで吐出部では約 8°C をプラスすれば吐出温度を、また吸入部では温度計の読みより約 5°C 低い値を吸入温度とすることにより推定できる。

なお、圧縮温度の測定値の確認方法としては、R-22 の状態式から求める方法があるが、この場合には、式中の各値を正確に求めないかぎり正確な温度がえられず、実際的にはかなり困難なことが多い。そこで簡略的な方法として電動機の入力を電力計で測定し、冷媒液流量計で測定した値より単位冷媒循環量当たりの仕事量を求め、この値をモリエル線図にプロットして逆算的に圧縮温度を求めた。その結果、定常状態において、測定値 90.50°C 、 95.45°C に対してそれぞれ逆算値 92.0°C 、 96.8°C がえられたので一応確認できた。

本報は、圧縮温度の解析のみを行なったが、今後、圧縮圧力の解析および冷媒流量計で測定した冷媒循環量などを加えて、圧縮機の総合的な特性解析を行う予定である。

おわりに、本報の作成にあたって、本校機関学科林教官にご指導をいただき、また同科大崎教官のご協力をえたことを深く感謝する次第である。

参考文献

- 1) 中川隆夫・林 桂, 1967: 本報告 自然科学篇 第8号, 511.
- 2) 谷下市松, 1970: 工業熱力学 基礎篇, 裳華房, 東京, p. 52-56.
- 3) 谷下市松, 1967: 工業熱力学 応用篇, 裳華房, 東京, p. 324-328.
- 4) 内田秀雄, 1965: 冷凍機械工学ハンドブック, 朝倉書店, 東京, p. 610.