

特集 二相流エジェクタを適用した冷凍サイクル*

Refrigeration Cycle With Two-Phase Ejector

武内 裕嗣

Hirotsugu TAKEUCHI

山中 隆

Takashi YAMANAKA

中川 勝文

Masafumi NAKAGAWA

横関 敦彦

Atsuhiko YOKOZEKI

The development of high efficiency refrigeration cycle is important for energy saving in order to inhibit global warming . The refrigeration cycle with two-phase ejector is very useful to decrease compressor force and raise the coefficient of performance of the refrigeration cycle.

In order to make clear the characteristics of the two-phase ejector refrigeration cycle ,the cycle simulation is developed in this study. The following results were obtained by using this simulation. The increment of the condenser pressure and decrement of the sub-cool temperature are effective for raising the coefficient of performance of the refrigeration cycle. The energy efficiency of the two-phase ejector used in this experiment was approximately 12%. The efficiency is expected to be increased by the improvement of the mixing characteristics of the ejector and the nozzle efficiency.

Key Words : Simulation, Experiment, Refrigeration Cycle, Ejector

1. 結論

近年、省エネルギーや地球温暖化防止の観点から冷凍空調分野においても冷凍サイクルの省動力化への期待が高まっている。特に、公共性の高いバスは空調装置の稼働時間が一般の乗用車に比べ長く、冷凍サイクルの効率向上の必要性が高くなっている。その対応手段のひとつとして、従来膨張弁で無駄に捨てられていた膨張エネルギーを有効利用する技術としてFig.1に示すようにエジェクタを用いたサイクルが提案されている¹⁾。

このエジェクタサイクルは、膨張エネルギーを圧力エネルギーに変換するもので、圧縮機の吸入圧力を上昇させることで、圧縮機の圧縮仕事を低減し、冷凍サイクルの効率を向上させることができる。これにより回収可能なエネルギーは、理論上圧縮機仕事の約15%もあり、すべてを回収することは不可能であるが、この一部を回収することにより、冷凍サイクルの効率を高めることができる。気相と液相が混在する二相流エジェクタは、一般的に気液の熱力学的非平衡や気液の速度差等により、単相流エジェクタよりも効率が低い。従来の単相流エジェクタの研究例としては、蒸気エジェクタが主であるが²⁾実用化研究がなされた例はほとんどない。本研究では、筆者らが実施した二相流エジェクタ単体性能の研究³⁾の続報として二相流エジェクタを冷凍サイクルに適用した場合の冷房性能シミュレーションを開発し、エジェクタの効率に対す

る冷房性能特性を明確化した。また、実際にエジェクタを試作し実験によってエネルギー変換効率と流量比の特性を明確化し、実際に冷凍サイクルに使用した場合の効果をシミュレーションにより推定した。

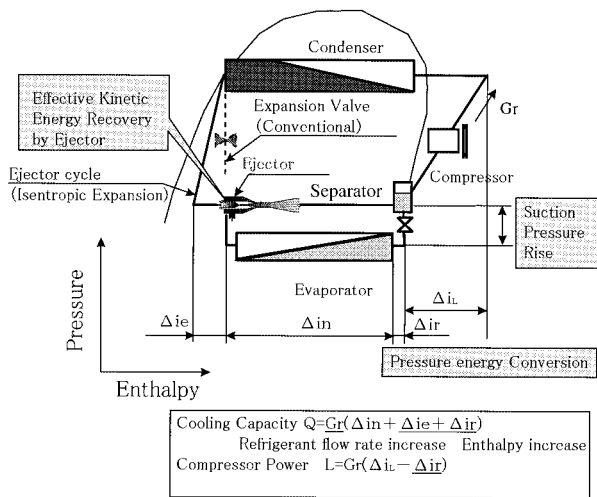


Fig.1 Two-phase ejector cycle

(社)空気調和・衛生工学会の了解を得て、論文集No.70 (1998.7)より加筆転載

2. 主な記号

- G_n : 駆動流量[kg/h]
- G_e : 吸引流量[kg/h]
- Q : 冷房能力[kW]
- L : 圧縮動力[kW]
- i : 比エンタルピー[kJ/kg]
- S : 比エントロピー[kJ/(kg·K)]
- U : 流速[m/s]
- : 密度[kg/m³]
- X : 乾き度[-]
- e : エネルギー変換効率[-]
- P_H : ノズル入口圧力[Pa]
- P_D : 圧縮機吸入圧力[Pa]
- P_L : 低圧側圧力[Pa]
- P_{mix} : 混合部出口圧力[Pa]
- P_s : ノズル出口圧力[Pa]
- D_{mix} : 混合部径[mm]
- U_n : ノズル出口速度[m/s]
- U_e : 吸引部出口速度[m/s]
- $S_g(t)$: 温度 t での飽和ガスの比エントロピー [kJ/(kg·K)]
- $S_l(t)$: 温度 t での飽和液の比エントロピー [kJ/(kg·K)]
- $V_{g}(t)$: 温度 t での飽和ガスの比容積[m³/kg]
- $V_{l}(t)$: 温度 t での飽和液の比容積[m³/kg]

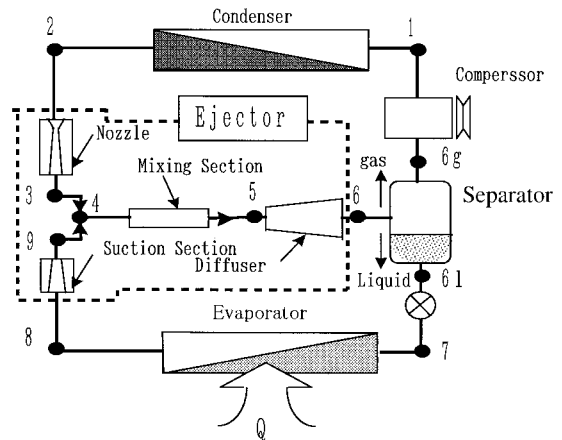


Fig.2 Component of ejector cycle

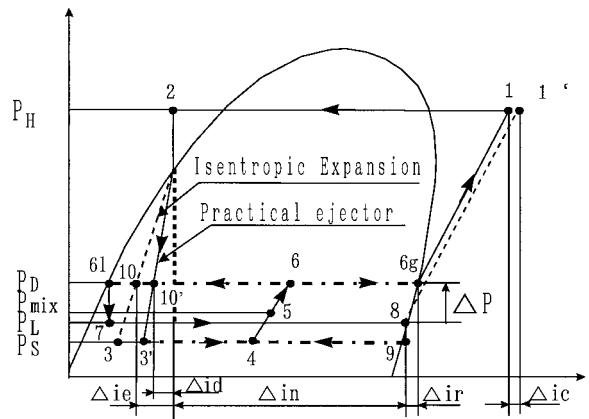


Fig.3 Operation of ejector cycle

3. 二相流エジェクタを適用した冷凍サイクル

3.1 二相流エジェクタを適用した冷凍サイクルの構成と作動

従来の膨張弁サイクルとエジェクタサイクルの大きな違いは、従来の膨張弁が使用されている減圧過程にエジェクタを設置し、受液器を気液分離器に置き換えた構成をしていることである。このエジェクタサイクルの構成をFig.2に示し、冷媒の圧力・比エンタルピー線図上の変化をFig.3に示す。

まず、凝縮器で放熱した液冷媒(2)はノズルで減圧加速される(3)。また、同様に蒸発器を出たガス冷媒(8)は吸引部で加速され(9)混合部入口で混合し(4)混合部出口(5)で圧力 P_{mix} まで上昇する。次に混合部から出た高速流はディフューザによって減速され圧力 P_D まで圧力回復する(6)。その後、圧力回復された二相流は気液分離器で分離され、ガス(6g)は圧縮機に、液(6l)は減圧され蒸発器に送られる(7)。このエジェクタの昇圧作用によって圧縮機吸入圧が上昇し圧縮比

が減少することにより圧縮機仕事を低減することができる。

3.2 理想的なエジェクタサイクルの基礎式

基礎式を考える上で混合部で駆動流と吸引流とが完全に混合し相間の速度差はないものとし、エジェクタのノズル、混合部、ディフューザ部では等エントロピーとなる均質流モデルを考える。このようなモデルを本研究では理想的なエジェクタと呼ぶ。

いま、Fig.4のようなエジェクタを考える。ノズルを流れる駆動流の質量流量を G_n 、噴出速度を U_n 、出口圧力を P_s とする。一定流路断面 A_{mix} 、長さ L_{mix} の混合部の入口圧力はノズル出口圧力に等しく、また吸引流の混合部入口圧力になっているとする。吸引流は質量流量 G_e で流入するが、流れ方向の運動量は持っていないものとする。

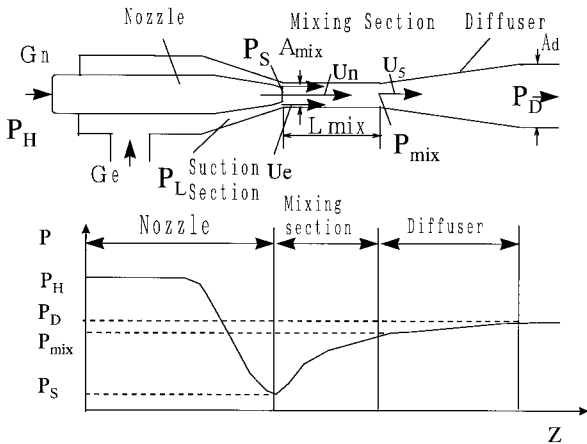


Fig.4 Two-phase ejector

混合部で混合が完全に行われて、出口部では、圧力は P_{mix} に、速度は U_s になる。そして、出口断面積 A_d のディフューザで減速され速度は U_d に、圧力は P_D まで増加する。

3.2.1 ノズルの流れ

凝縮器を出た液冷媒は、圧力 P_H 、エンタルピー i_2 の状態からエジェクタのノズルで理想的には等エンタルピーで減圧加速される。ノズル出口では圧力 P_s 、エンタルピー i_3 となり、式(1)よりエジェクタの駆動流の流速 U_n が決定される。

$$U_n^2/2 = i_2 - i_3, S_3 = S_2 \quad (1)$$

3.2.2 混合部の流れ

ノズルで加速された二相流は蒸発器を出たガス冷媒(圧力 P_L 、エンタルピー i_9)を吸引し、混合部で混合される。混合部の流れは複雑であるが理想的には混合部で一定の断面積 A_{mix} に対して、質量保存、運動量保存、エネルギー保存が成立し、次式のようになる。

$$(G_n + G_e)U_s = G_n U_n + G_e U_e = A_{mix} U_s \quad (2)$$

$$P_{mix} A_{mix} + (G_n + G_e)U_s = P_s A_{mix} + G_n U_n + G_e U_e \quad (3)$$

$$(G_n + G_e)U_s^2/2 + i_5 = G_n(U_n^2/2 + i_3) + G_e(U_e^2/2 + i_9) \quad (4)$$

$$X_5 = \{S_4 - S(t_5)\} / \{S_g(t_5) - S(t_5)\} \quad (5)$$

$$x_5 = 1 / \{(1 - X_5) V_{lg}(t_5) + X_5 V_{gd}(t_5)\} \quad (6)$$

混合部入口の状態 (G_n, G_e, P_s, U_e) が決められている時、上記の式は t_5 の関係式となるため、 t_5 が求められる。ここで、圧力 P_{mix} は t_5 の飽和圧力である。

以上の関係から混合部出口の状態 U_s, P_{mix} を計算する。

3.2.3 ディフューザ部の流れ

混合部を出た高速流はディフューザによって次式が成立するエンタルピーとエントロピーから決まる圧力 P_D まで圧力回復する。(圧力 P_D 、エンタルピー i_6)

$$i_6 = U_s^2/2 + i_5, S_6 = S_5 \quad (7)$$

エジェクタを出た冷媒は、気液分離器で分離されガスは圧縮機に吸引され(圧力 P_D 、エンタルピー i_{6g})液冷媒は、減圧装置により圧力 P_L に減圧され、蒸発器に流入する(圧力 P_L 、エンタルピー i_7)

蒸発器を出た蒸気はエジェクタ吸引部で加速され、吸引流となる。ノズルと同様に吸引部では

$$U_e^2/2 = i_8 - i_9, S_9 = S_8 \quad (8)$$

が成り立つ。これらの式を用いると各部の入口状態から出口状態が計算できるので、ディフューザ出口の乾き度と流量配分比 $G_n/(G_n + G_e)$ を等しくなるようにすると各点の状態が決まる。

3.2.4 エジェクタサイクルの性能計算式

エジェクタサイクルの性能を計算するために必要な基礎式を以下に示す。式(9)はエジェクタサイクルの冷房能力、式(10)は圧縮機動力を示す。

基礎式

$$Q = G(i_8 - i_7) \quad (9)$$

$$L = G(i_1 - i_{6g}) \quad (10)$$

$$COP = Q/L = G(i_8 - i_7) / G(i_1 - i_{6g}) \quad (11)$$

式(12)はエネルギー変換効率の定義である。エジェクタは断熱熱差 $i_2 - i_3$ をノズルにて運動エネルギー $U_n^2/2$ に変換し、吸引流を吸引し圧縮機の吸入圧力を上昇させる圧縮仕事をする。ここで、駆動流のエネルギーと吸引流の圧縮仕事の比 ϵ_e をエジェクタのエネルギー変換効率と定義した。

吸引流の圧縮仕事は従来の膨張弁サイクルのエンタルピー差 $(i_1 - i_8)$ からエジェクタサイクルの

$$\epsilon_e = G_e \{ (i_1 - i_8) - (i_1 - i_{6g}) \} / G (i_2 - i_{10}) = G (ir + ic) / G_n ie \quad (12)$$

ここで、 $ir = i_{6g} - i_8$ 、 $ie = i_2 - i_{10}$ 、 $ic = i_1 - i_1$ とした。

蒸発器に流入する液冷媒量 G_e はディフューザ出口の乾き度 X_6 から計算されるが、理想的には混合部では駆動流と吸引流が等圧で温度が等しいと考えられるため液冷媒の蒸発やガス冷媒の凝縮がないと仮定すると液冷媒量はノズル出口の乾き度 X_3 から決定される。しかし、混合部とディフューザで P_D まで圧力上昇することで乾き度が変化する。そこで、この圧力上昇による乾き度変化分を考慮するため圧力 P_D での乾き度

X_{10} を用いて液冷媒量を求めた。

$$\text{流量比 } G_e/G_n = G(1 - X_3)/G_n = 1 - X_3 \cdot 1 - X_{10} \quad (13)$$

式(9)を(12)(13)により変形すると

$$\begin{aligned} Q &= G(i_6 - i_{6f}) + G_n\{i_6 - (i_2 - i_{10}) - i_{10}\} \\ &= G(i_{6g} - i_{10}) - G_e\{(i_1 - i_8) - (i_1 - i_{6g})\} \\ &= G(id + in - ir) - G_e(ir + ic) \quad (14) \end{aligned}$$

となる。

$$\text{ここで, } in = i_8 - i_2, \quad id = i_2 - i_{10}, \quad ir = i_{6g} - i_8$$

4. エジェクタサイクルの理論性能推定

上記の基礎式を用いてエジェクタサイクルの冷媒側能力を推定する。作動冷媒としては冷媒の物性の影響をみるために、R12とオゾン層破壊防止のため塩素を含まない冷媒であるR134aを用いて計算を行った。

R12とR134aは冷房能力の差はほとんどないが物性値は若干差があるためTable 1に主な物性値の違いを示す。

Table 1 Characteristics of Refrigerant

Refrigerant	HFC-134a	CFC-12
Chemical formula	CH2F-CF3	CCl2F2
Boiling point	246.97K	243.36K
Critical temperature	374.30 ± 0.05	384.95K
Density of saturated liquid	1206.0 kg/m ³	1310.9 kg/m ³
Ratio of the specific heat capacities	1.1186	1.14
Surface tension	7.9mN/m	8.53mN/m

4.1 エネルギー変換効率の影響

Fig.5にエネルギー変換効率に対する冷房能力とコンプレッサ動力の比であるCOP(Coefficient of Performance)比、冷房能力比、圧縮動力比の特性を示す。ここで、それぞれの比は、従来の膨張弁サイクルに対する比を示している。

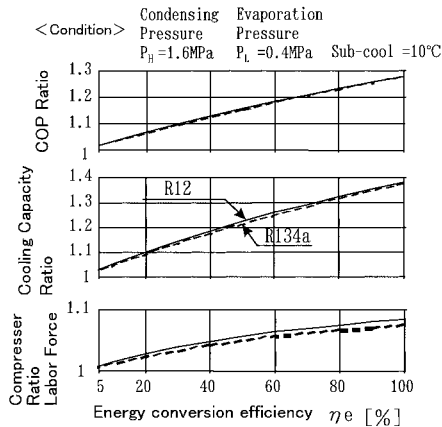


Fig.5 Performance of two-phase ejector cycle

エネルギー変換効率の増加により、圧縮動力と冷房能力は共に増加する。これは、冷媒流量が増加するためであるが、圧縮機吸入圧力の上昇による圧縮仕事が減少するためCOP比も増大することがわかる。また、R12と代替冷媒R134aでの性能差は1%程度と小さい。

エネルギー変換効率が20%程度の低い効率でもCOPの向上効果は8%程度あると共に、冷房能力が同時に10%程度向上することから、省動力化や機器の小型化などに有効な技術であることがわかる。

4.2 ノズル入口圧力の影響

ノズル入口圧力に対するエジェクタサイクルの性能特性をFig.6に示す。計算条件としてはエネルギー変換効率は25%で、車両用空調装置の通常の使用条件として、過冷却度を10、低圧0.4MPaとした。この条件でノズル入口圧力を変化させた場合、冷房能力およびCOPは共に向上する。これは、膨張弁で捨てられていたエネルギー (i_e) がノズル入口圧力の上昇に伴い増加するためであると考えられる。

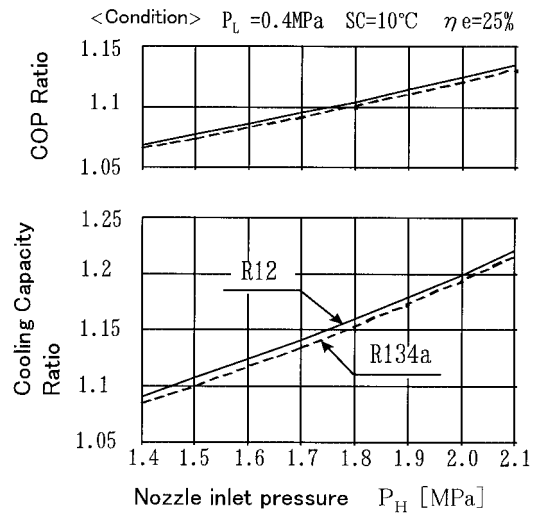


Fig.6 Cooling capacity of two-phase ejector cycle

4.3 過冷却度の影響

Fig.7にノズル入口圧力1.6MPa、エネルギー変換効率25%におけるノズル入口での過冷却度に対する性能を示す。この場合、R12とR134aで違いが見られ、過冷却度が大きい場合は、R12の方が有利になる。その理由を解明するため過冷却度に対する断熱熱落差 i_r , i_e をみる。

Fig.8に、過冷却度に対する断熱熱落差 i_e の変化を示す。R12とR134aを比較すると過冷却度が0か

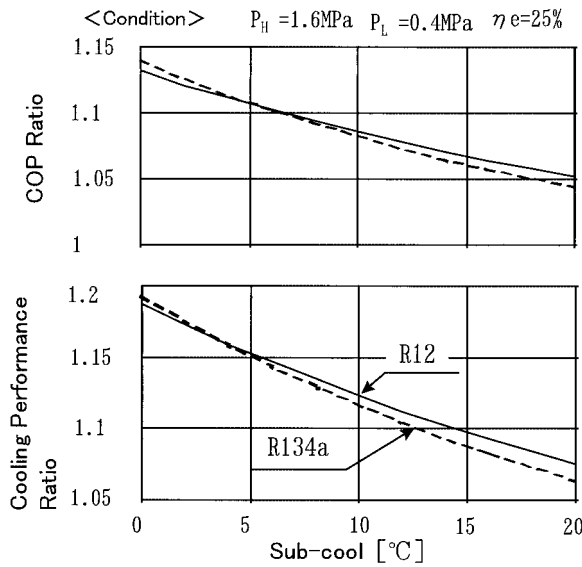


Fig.7 Relation of sub-cool and cooling performance and COP

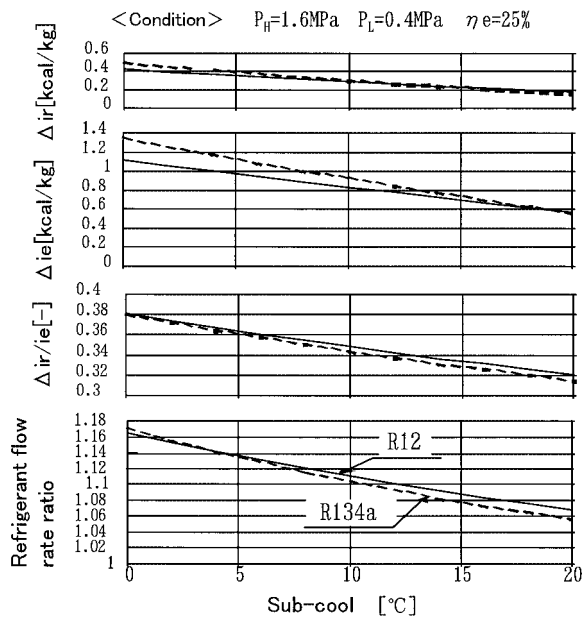


Fig.8 Sub-cool and refrigerant flow rate ratio

ら 18 程度の場合はR134aの方がR12に対し断熱熱落差 i_e が大きい、過冷却度が 18 より大きい場合は、R12の方がR134aよりも断熱熱落差 i_e が小さくなる。断熱熱落差の比 i_r / i_e を見てみると、過冷却度が小さい場合は、冷媒の差はほとんどないが、過冷却度が大きい場合はR134aの方がR12よりも小さくなっていくことがわかる。

このため、エジェクタでの昇圧も小さくなり、圧縮機の吸引冷媒の密度が減少し冷媒流量が低下する。以上のことから過冷却度が大きい場合はR12のほうが性能が優れる特性となる。

5. エジェクタサイクルによる COP 向上効果のまとめ

- 1) ノズルでの断熱熱落差が大きいほど、COP 向上効果は大きくなるため、ノズル入口圧力が高い場合は性能向上効果が高くなる。このため、圧縮機の回転数が高い場合や外気温が高い場合などの高負荷条件での省燃費化が図れる。
- 2) 過冷却度が増加した場合断熱熱落差が減少するため COP 向上効果は小さくなる。例えば、エネルギー変換効率が 25% の場合、同一ノズル入口圧力、低圧側圧力条件でサブクール 10 では COP 向上効果は 8%、冷房能力向上効果は 12% であるが、サブクール 20 では COP 向上効果は 5% 程度、冷房能力向上効果は 7% 程度となる。一般的に過冷却度が増大すると冷凍サイクルの性能は向上するがエジェクタサイクルの性能向上効果は低下するため、最大の性能を得るように過冷却度を最適に制御することが必要となる。

6. 実験によるエジェクタ単体性能の把握

エジェクタの性能を測定するために、Fig.9 に示すような冷凍能力約 10kW の R134a を用いた冷凍サイクルを用いた。

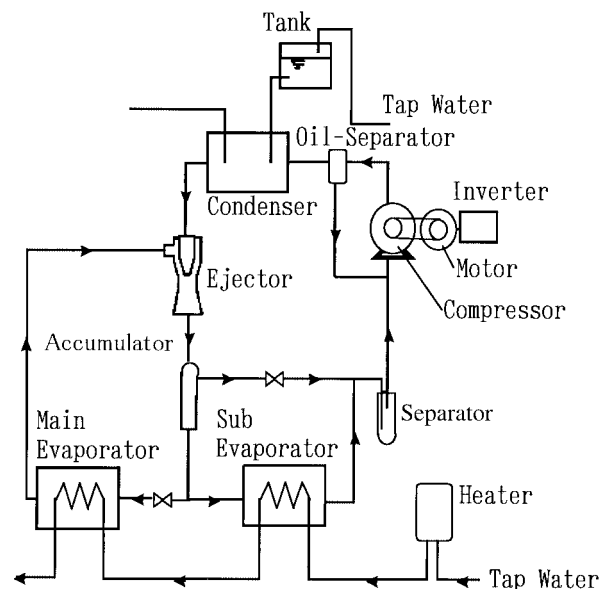


Fig.9 Experimental apparatus

この実験装置の特徴は、副蒸発器を設け主蒸発器に流れる吸引流量 G_e を変化可能としたことである。これによって、主蒸発器に流れる流量すなわちエジェクタの吸引流量を変化させることができる。

今回の実験で吸引流量 G_e を変化可能とした理由はエジェクタの吸引流量と昇圧の関係を明確化するためである。

実際のサイクルでは蒸発器を流れる冷媒流量 G_e に対して、蒸発器内の圧力損失などを適正に設計する必要がある。実験条件は、一般のエアコンの作動条件に近いノズル背圧0.4MPaに設定し、駆動流の流量 G_n は圧縮機の回転数をインバータで駆動されるモータで調節し240kg/hと固定した。また、ノズル入口温度は凝縮器の冷却水を調節し、40℃に設定した。

駆動流の流量 G_n は、圧縮機の回転数を測定し、吐き出し容積を求める実験式を用い計算した。

測定項目としては、エジェクタは吸引流を圧縮する圧縮機仕事をするため、代表的な特性として吸引流量と駆動流量との比 $g = G_e / G_n$ に対する圧力回復 $P_D = P_L$ を取り上げる。圧力回復 $P_D - P_L$ は差圧計で直接測定したが、吸引流量 G_e は冷却水の入口出口温度差と冷却水流量から測定した主蒸発器の能力 Q を主蒸発器前後の冷媒のエンタルピー差で割って求めた。主蒸発器前後の冷媒のエンタルピーは、温度・圧力をそれぞれ圧力計、熱電対を設置して測定し、冷媒の物性表から求めた。Fig.10は、縦軸に圧力回復 $P_D - P_L$ 、横軸に駆動流量と吸引流量の質量流量比 $g = G_e / G_n$ を示したものである。エジェクタはポンプの一種であるため吸引流量のないときに最も圧力回復が大きく、流量比の増加により吸引流量が増加し圧力回復が減少するという特性を示す。

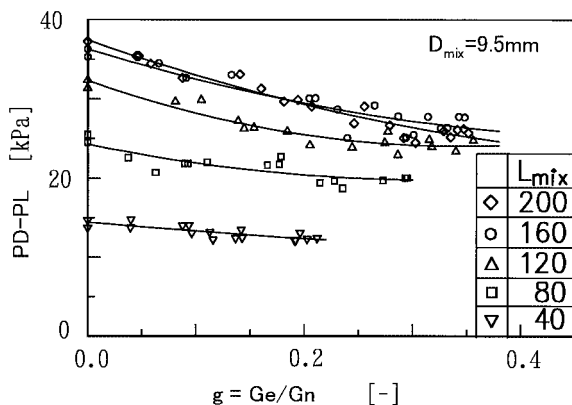


Fig.10 Pressure rise and flow rate

エネルギー変換効率の実験結果を、Fig.11に各混合部長さ L_{mix} に対して示す。縦軸はエジェクタのエネルギー変換効率を、横軸は流量比を表す。図中の破線は理想的なエジェクタの場合を表している。エジェクタを使用する限り、この破線を越えるエネルギー変換効率を実現することはできない。エネルギー変換率は流量比と圧力回復の積であるため、流量比が増大すると圧力回復が減少するため、流量比に対して最大値を持つ特性となる。また、流量比がない場合はエネルギー変換率は0となる。

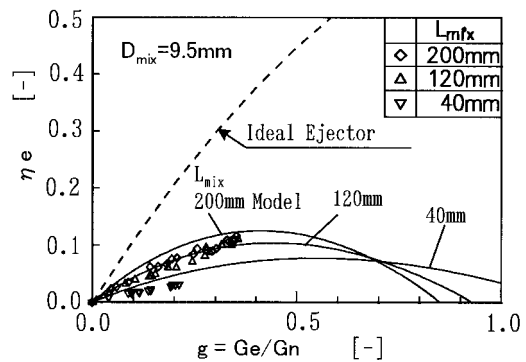


Fig.11 Energy conversion efficiency

7. エジェクタサイクルの性能推定

実験でエジェクタの流量比に対する圧力回復特性が測定できたので、このエジェクタを実際の冷凍サイクルに適用した場合の性能向上効果を冷凍サイクルシミュレーションを用い冷媒側能力と空気側能力とのつりあい計算から求めた。その結果、今回の試作エジェクタを実際の冷凍サイクルに適用した場合の効果は、従来の膨張弁サイクルに対してCOPは5%、冷房能力は約10%程度向上すると推定される。

8. エジェクタの高効率化への考察

今回の試作エジェクタのエネルギー変換率は12%程度であり実用化のためには更なる高効率化が必要である。また、試作エジェクタは従来の単相流ノズルの設計手法に基づいており、二相流ノズルに適した設計手法を明確化する必要がある。

混合部についても従来の蒸気エジェクタの設計手法を参考にしており、液体の慣性力が大きいことと圧力損失を考慮し最適化する必要があると思われる。

9. 結論

エジェクタを適用した冷凍サイクルの性能推定シミュレーションを作成しエジェクタの効率に対する性能向上効果を推定すると共に、実際にエジェクタを試作し実験を行った結果、以下の結論を得た。

- 1) シミュレーション結果として車両用空調で通常使用する条件では、R12と代替冷媒R134aでの性能差は小さい(1%程度)
- 2) エネルギー変換効率が20%程度の低い効率でもCOPの向上効果は8%程度あり、冷房能力が同時に10%程度向上することから、十分冷凍サイクルの性能向上が図れる可能性がある。
- 3) 今回の試作エジェクタを実際の冷凍サイクルに適用した場合の効果は、従来の膨張弁サイクルに対してCOPは5%、冷房能力は約10%程度向上すると推定される。

冷媒を用いた二相流エジェクタの設計手法については他に研究例がなく従来の蒸気エジェクタのような単相流エジェクタの設計手法は適用できない。二相流独自の現象を解明しエジェクタの高効率化を図る必要がある。

<参考文献>

- 1) A.L.Lee : " Two phase booster ejector for air conditioning and refrigeration cycles ", Heating/Piping/Air Conditioning, 56-59, Aug., 1975.
- 2) 植田辰洋 : " 蒸気エジェクタに関する研究 ", 日本機械学会論文集, 18(67), 103-112, 1952.
- 3) 中川ほか : " 管内高速ミスト噴流の混合性能に関する研究 ", 日本機械学会論文集B編(1994-7)60巻575号, P2552 ~ 2557.

<著 者>



武内 裕嗣
(たけうち ひろつぐ)

冷暖房技術4部
特殊車両用空調の開発, 設計に従事.
工学博士



中川 勝文
(なかがわ まさふみ)

豊橋技術科学大学
機械システム工学系助教授.
工学博士
混相流工学, 伝熱工学, 圧縮性流体力学に関する研究に従事.



山中 隆
(やまなか たかし)

冷暖房技術2部
乗用車用空調の開発, 設計に従事.



横関 敦彦
(よこぜき あつひこ)

豊橋技術科学大学工学研究科
機械システム工学専攻
(現職:(株)日立空調システム)
業務用空調機の冷凍サイクル開発に従事.