

二相流エゼクタを適用した冷凍サイクル

武内 裕嗣*¹ 山中 隆*³
中川 勝文*² 横関 敦彦*²

地球温暖化防止のため、冷凍サイクルの省動力化が求められている。二相流エゼクタを用いた冷凍サイクルは、圧縮動力の低減や冷凍サイクルの効率を向上するのに大変有用である。本研究では、二相流エゼクタサイクルの性能特性を明確化するためサイクル性能シミュレーションを行った。その結果、凝縮圧力の上昇や過冷却度が小さい場合は、エゼクタサイクルの性能向上効果が大きいことがシミュレーションによりわかった。また、実験によるエゼクタ単体性能の測定結果、エゼクタのエネルギー変換効率は約12%であることがわかった。この効率は、混合部やノズルの高効率化による向上が期待される。

キーワード：シミュレーション・実験・冷凍サイクル・エゼクタ

緒 論

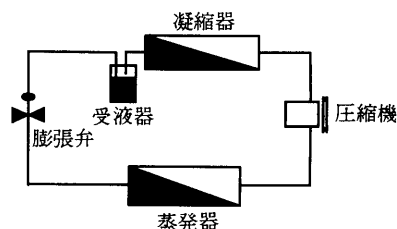
近年、省エネルギーや地球温暖化防止の観点から、冷凍空調分野においても冷凍サイクルの省動力化への期待が高まっている。特に、公共性の高いバスは空調装置の稼働時間が一般の乗用車に比べ長く、冷凍サイクルの効率向上の必要性が高くなっている。その対応手段の一つとして、従来膨張弁で無駄に捨てられていた膨張エネルギーを有効利用する技術として、図-1に示すようにエゼクタを用いたサイクルが提案されている¹⁾。

このエゼクタサイクルは、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。この有効なエネルギーは、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。二相流エゼクタは、一般的に気液の熱力学的非平衡や気液の速度差などにより、単相流エゼクタよりも効率が低い。従来の単相流エゼクタの研究例としては、蒸気エゼクタが主であるが²⁾、実用化研究を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ゼクタ単体性能の研究³⁾の続報とし

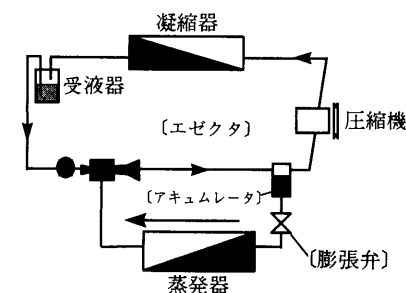
*¹ (株)デンソー冷暖房技術4部 正会員

*² 豊橋技術科学大学

*³ (株)デンソー冷暖房技術4部



(a) 従来の冷凍サイクル



(b) 二相流エゼクタを適用した冷凍サイクル

図-1 冷凍サイクルの違い

て、二相流エゼ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、エゼクタの効率に対する冷房性能特性を明確化した。また、実際にエゼクタを試作し実験に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。

1. 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]
ρ	： 密度	[kg/m ³]
X	： 乾き度	[-]
η_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)]
$V_{gp}(t)$	： 温度 t での飽和ガスの比容積	[m ³ /kg]
$V_{lp}(t)$	： 温度 t での飽和液の比容積	[m ³ /kg]

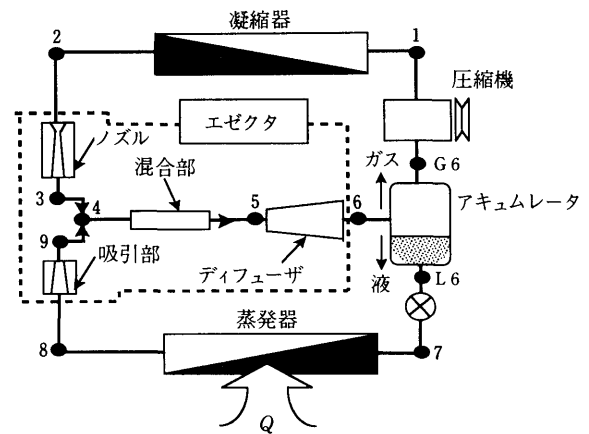


図-2 エゼクタサイクルの構成

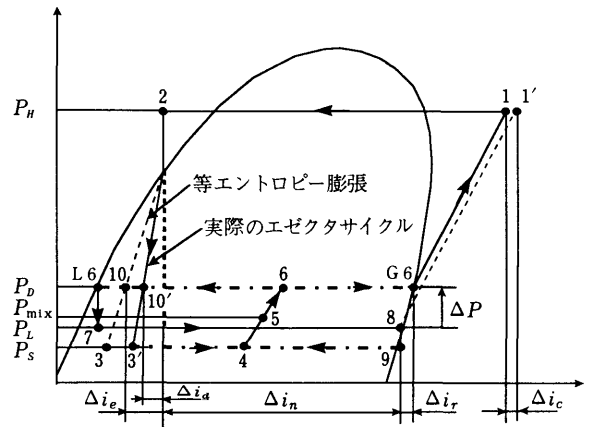


図-3 エゼクタサイクルの作動

2. 二相流エゼクタを適用した冷凍サイクル

2.1 二相流エゼ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ゼ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ゼクタを設置し、受液器をアキュムレータに置き換えた構成をしていることである。このエゼクタサイクルの構成を図-2に示し、冷媒の圧力・比エンタルピー線図上の変化を図-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アキュムレータで気液分離され、ガス(G6)は圧縮機に、液(L6)は減圧され蒸発器に送られる(7)。このエゼ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。

2.2 理想的なエゼクタサイクルの基礎式

基礎式を考えるうえで、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、エゼクタのノズル、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ゼクタと呼ぶ。

いま、図-4のようなエゼクタを考える。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。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 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。

(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 の状態からエゼクタのノズルで理想的には等エントロ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)よりエゼクタの駆動流の流速 U_n が決定さ

二相流エゼクタを適用した冷凍サイクル

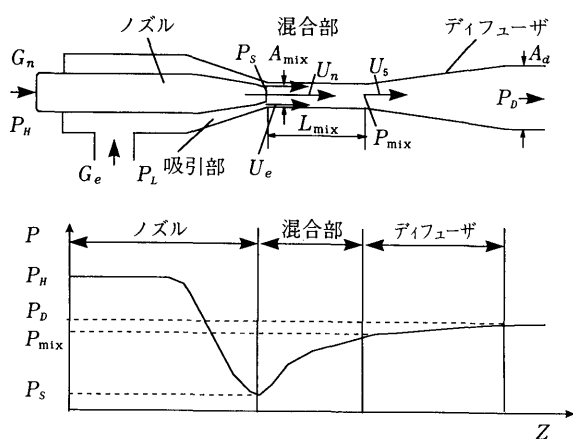


図-4 二相流エゼクタ

れる。

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

(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、次式ようになる。

$$\frac{G_n + G_e}{\rho_5 U_5} = \frac{G_n}{\rho_3 U_n} + \frac{G_e}{\rho_9 U_e} = A_{mix} \quad \dots\dots(2)$$

$$P_{mix} A_{mix} + (G_n + G_e) U_5 = P_s A_{mix} + G_n U_n + G_e U_e \quad \dots\dots(3)$$

$$(G_n + G_e) (U_5^2/2 + i_5) = G_n (U_n^2/2 + i_3) + G_e (U_e^2/2 + i_9), \quad S_4 = S_5 \quad \dots\dots(4)$$

$$X_5 = \frac{S_4 - S_1(t_5)}{S_g(t_5) - S_1(t_5)} \quad \dots\dots(5)$$

$$\rho_5 = \frac{1}{(1 - X_5) V_{lp}(t_5) + X_5 V_{gp}(t_5)} \quad \dots\dots(6)$$

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_5, P_{mix} を計算する。

(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)。

$$i_6 = U_5^2/2 + i_5, \quad S_6 = S_5 \quad \dots\dots(7)$$

エゼクタを出た冷媒は、アキュムレータで気液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ゼ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、

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

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。

(4) エゼクタサイクルの性能計算式

エゼ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)はエゼ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

$$Q = G_e (i_8 - i_7) \quad \dots\dots(9)$$

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

$$COP = \frac{Q}{L} = \frac{G_e (i_8 - i_7)}{G_n (i_1 - i_{6g})} \quad \dots\dots(11)$$

式(12)はエネルギー変換効率の定義である。エゼクタは断熱熱落差 $i_2 - i_3$ 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 η_e をエゼ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 ($i_{1'} - i_8$) からエゼクタサイクルの

$$\eta_e = \frac{G_e \{ (i_{1'} - i_8) - (i_1 - i_{6g}) \}}{G_n (i_2 - i_{10})} = \frac{G_e (\Delta i_r + \Delta i_c)}{G_n \Delta i_e} \quad \dots\dots(12)$$

ここで、 $\Delta i_r = i_{6g} - i_8$, $\Delta i_e = i_2 - i_{10}$, $\Delta i_c = i_{1'} - i_1$ 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。

$$\text{流量比} \quad \frac{G_e}{G_n} = \frac{G_n (1 - X_3)}{G_n} = 1 - X_3 \doteq 1 - X_{10'} \quad \dots\dots(13)$$

式(9)を式(12), (13)により変形すると、

$$Q = G_e (i_6 - i_{61}) + G_n \{ i_6 - \eta_e (i_2 - i_{10}) - i_{10'} \} = G_n (i_{6g} - i_{10'}) - G_e \{ (i_{1'} - i_8) - (i_1 - i_{6g}) \} = G_n (\Delta i_d + \Delta i_n + \Delta i_r) - G_e (\Delta i_r + \Delta i_c) \quad \dots\dots(14)$$

となる。

ここで、 $\Delta i_n = i_8 - i_2$, $\Delta i_d = i_2 - i_{10'}$, $\Delta i_r = i_{6g} - i_8$

表-1 各冷媒の一般的特性

特性	冷媒	HFCJ134a	CFCJ12
化学式		CH ₂ F-CF ₃	CCl ₂ F ₂
沸点		246.97 K	243.36 K
臨界温度		374.30 ± 0.05 K	384.95 K
飽和液体の密度		1 206.0 kg/m ³	1 310.9 kg/m ³
比熱比		1.118 6	1.140
表面張力		7.9 mN/m	8.53 mN/m

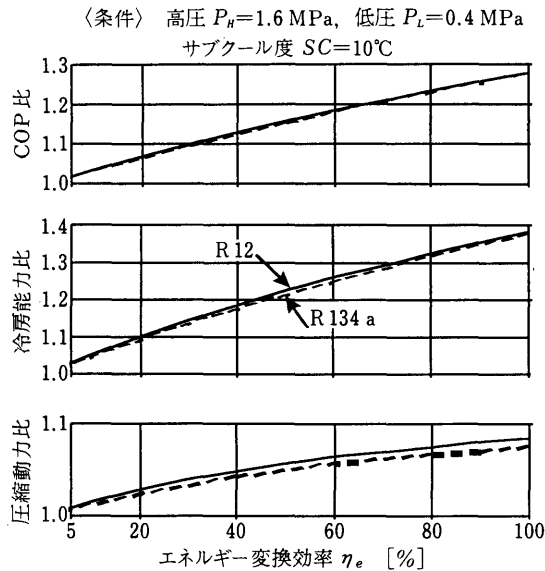


図-5 エネルギー変換効率に対する性能

3. エゼクタサイクルの理論性能推定

上記の基礎式を用いてエゼ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、R 12 とオゾン層破壊防止のため塩素を含まない冷媒である R 134 a を用いて計算を行った。

R 12 と R 134 a 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、表-1 に主な物性値の違いを示す。

3.1 エネルギー変換効率の影響

図-5 にエネルギー変換効率に対する COP 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。

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ともに増加する。これは、冷媒流量が増加するためであるが、圧縮機吸引圧力の上昇による圧縮仕事が増加するため COP 比も増大することがわかる。また、R 12 と代替冷媒 R 134 a 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% 程度あるとともに、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。

3.2 ノズル入口圧力の影響

ノズル入口圧力に対するエゼクタサイクルの性能特性を

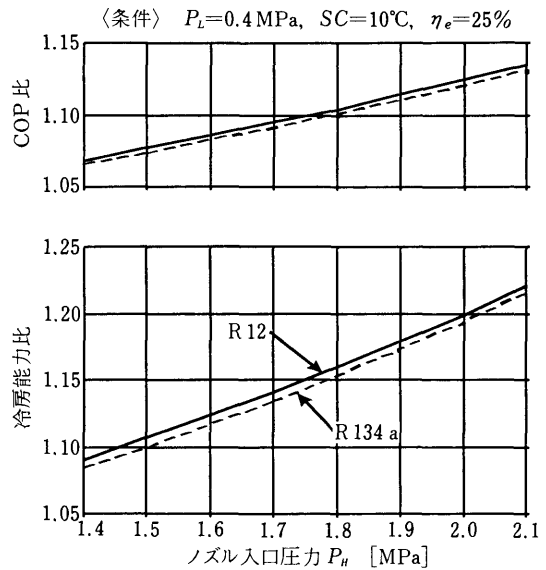


図-6 ノズル入口圧力に対する性能

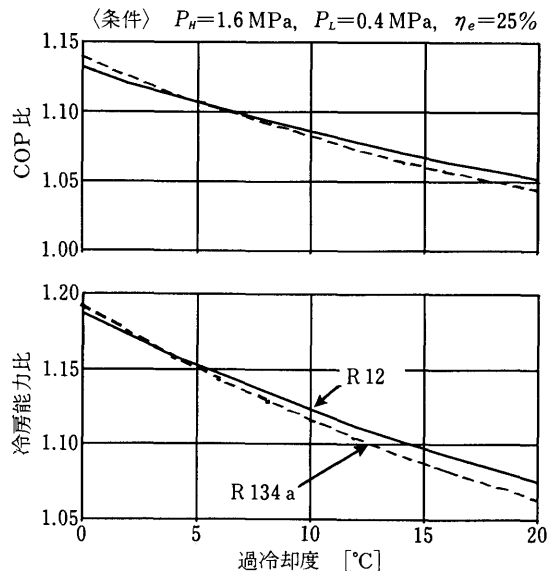


図-7 過冷却度に対する性能

図-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°C 、低压 0.4 MPa 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 はともに向上する。これは、膨張弁で捨てられていたエネルギー (Δi_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。

3.3 過冷却度の影響

図-7 に、ノズル入口圧力 1.6 MPa、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、R 12 と R 134 a で違いが見られ、過冷却度が大きい場合は、R 12 のほうが有利になる。その理由を解明するため過冷却度に対する断熱熱落差 Δi_r 、 Δi_e をみる。

二相流エゼクタを適用した冷凍サイクル

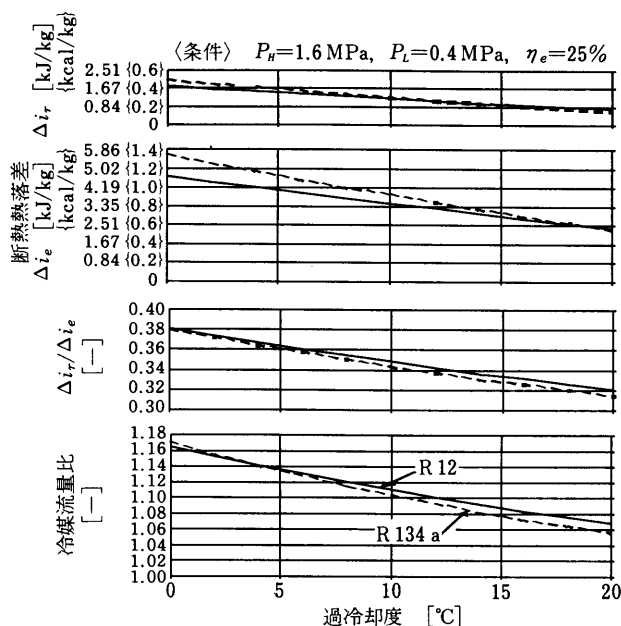


図-8 過冷却度に対する断熱熱落差の変化

図-8に、過冷却度に対する断熱熱落差 Δi_e の変化を示す。R12とR134aを比較すると、過冷却度が0°Cから18°C程度の場合にはR134aのほうがR12に対し断熱熱落差 Δi_e が大きい、過冷却度が18°Cより大きい場合は、R12のほうがR134aよりも断熱熱落差 Δi_e が小さくなる。断熱熱落差の比 $\Delta i_r / \Delta i_e$ 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のほうがR12よりも小さくなっていくことがわかる。

このため、エゼ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。

4. エゼ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度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°C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°C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ゼクタサイク

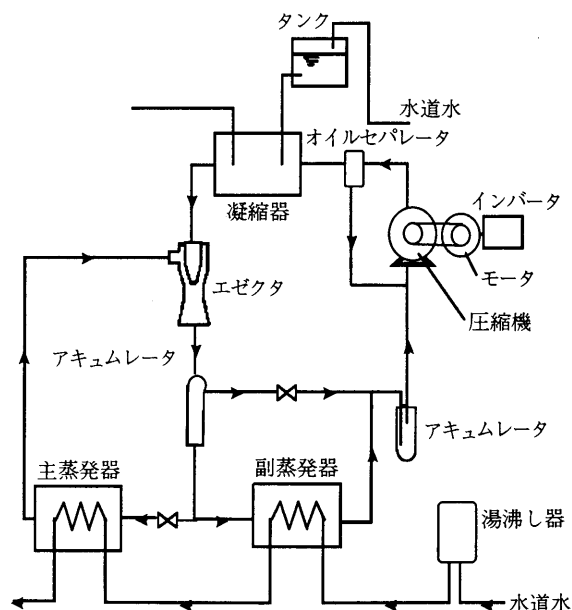


図-9 実験装置

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。

5. 実験によるエゼクタ単体性能の把握

エゼクタの性能を測定するために、図-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。

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ゼ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、エゼ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°C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、エゼ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

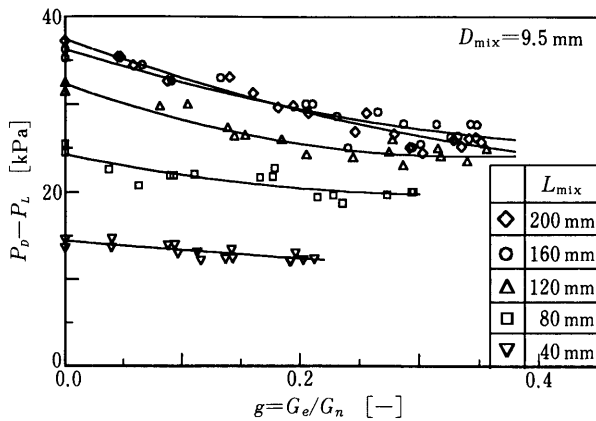


図-10 流量比に対する圧力回復

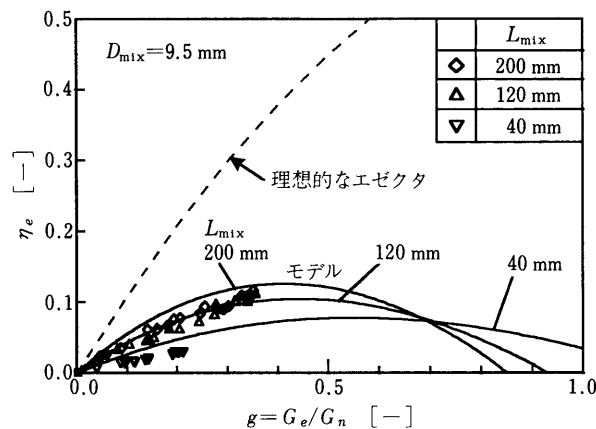


図-11 エネルギー変換効率

ピーは、圧力・温度をそれぞれ圧力計、熱電対を設置して測定し、冷媒の物性表から求めた。図-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。エゼクタはポンプの一種であるため吸引流量のない時が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。

エネルギー変換効率の実験結果を、図-11に各混合部長さ L_{mix} に対して示す。縦軸はエゼ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ゼクタの場合を表している。エゼ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。

6. エゼクタサイクルの性能推定

実験でエゼクタの流量比に対する圧力回復特性が測定できたので、このエゼ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釣り合い計算から求めた。その結果、今回の試作エゼ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。

7. エゼクタの高効率化への考察

今回の試作エゼクタのエネルギー変換効率は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、試作エゼ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ゼ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。

結 論

エゼ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、エゼクタの効率に対する性能向上効果を推定するとともに、実際にエゼ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) 今回の試作エゼ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8%程度向上すると推定される。

冷媒を用いた二相流エゼクタの設計手法については他に研究例がなく、従来の蒸気エゼクタのような単相流エゼ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、エゼ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, pp. 56~59 (Aug., 1975)
- 2) 植田辰洋：蒸気エゼクタに関する研究，日本機械学会論文集，18-67(1952)，pp. 103~112
- 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，60巻575号(1994-7)，pp. 2552~2557

(平成 9. 11. 5 原稿受付)

二相流エゼクタを適用した冷凍サイクル

Refrigeration Cycle with Two-Phase Ejector

by Hirotsugu TAKEUCHI^{*1}, Masafumi NAKAGAWA^{*2}, Takashi YAMANAKA^{*3}
and Atsuhiko YOKOZEKI^{*2}

Key Words : Simulation, Experiment, Refrigeration Cycle, Ejector

Synopsis : 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 simula-

tion 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.

(Received November 5, 1997)

^{*1} Air Conditioning Department 4, Denso Corporation,
Member

^{*2} Toyohashi University of Technology

^{*3} Air Conditioning Department 4, Denso Corporation