

膨張弁を通過した冷媒の気液二相流動現象の可視化 ： 第2報 : 膨張弁絞り機構部の低騒音化

著者	藤井 康彦, 木村 繁男, 齋藤 隆之, 木綿 隆弘, 松村 和彦
雑誌名	日本冷凍空調学会論文集 = Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers
巻	23
号	4
ページ	409-418
発行年	2006-12-30
URL	http://hdl.handle.net/2297/29507

膨張弁を通過した冷媒の
気液二相流動現象の可視化
—第2報: 膨張弁絞り機構部の低騒音化—
Two-Phase Flow Visualization of Refrigerant Fluid at Expansion Valve
—2nd Report: Throttle of Expansion Valve—

藤井康彦* 木村繁男** 齋藤隆之***
Yasuhiko FUJII Shigeo KIMURA Takayuki SAITO
木綿隆弘** 松村和彦*
Takahiro KIWATA Kazuhiko MATSUMURA

*太平洋工業株式会社 (503-2397 岐阜県安八郡神戸町)

Pacific Industrial Co., Ltd (Godo, Anpachi, Gifu503-2397)

**金沢大学大学院自然科学研究科 (920-1192 石川県金沢市角間町)

Graduate School of Natural Science and Technology, The University of Kanazawa
(Kakuma-machi, Kanazawa, Ishikawa 920-1192)

***静岡大学創造科学技術大学院 (432-8561 静岡県浜松市城北3-5-1)

Graduate School of Science and Engineering, The University of Shizuoka
(3-5-1Johoku, Hamamatsu, Shizuoka 432-8561)

Summary

Recently, there has been an increase in demand for low-noise air-conditioners. The reduction of noise originating from the expansion valve in an air-conditioner is particularly important, since the propagation of noise along the piping system leads to problems for overall low-noise operation. In order to design a low-noise operating valve, it is necessary to understand the flow characteristics of the refrigerant passing through the throttle of the valve. By acquiring knowledge from the visualization of two-phase flow in an old throttle design, we manufactured an expansion valve with a new throttle design that aims for a reduction in noise generation. We compared the performances of the old and new throttle designs by monitoring the refrigerant flow conditions, refrigerant pressures and temperatures, as well as the acoustic noise generation. Flow visualization of the new throttle clearly indicates liquid or bubbly flow upstream; there is no slug flow. These results show a direct contrast to those for the old throttle design, where slug flow can occur upstream under certain operating conditions. There is also a marked reduction in the noise power spectra in the high frequency domain, which is the one that poses particular problems for the human ear.

Key words: Refrigerant, Room air conditioner, Expansion valve, Two-Phase flow, Visualization, Noise.

1. 緒言

家庭用及び事務所・店舗用の空気調和装置は、圧縮機、熱交換器、送風ファン、冷暖切替用四方弁及び絞り機構部を持つ膨張弁からなる室外機と熱交換器、送風ファン等からなる室内機に分離した構成が主流を占めている。空気調和装置には、省エネと並び低騒音化が重要機能として要求されている。騒音については、ファン、機能部品類の作動音が技術レベルの向上により改善されてきた。その結果、冷媒の流れに起因して発生する騒音が問題となり、その中でも膨張弁内部の絞り機構部で発生する騒音の低減が重要となってきた。

冷媒が膨張弁の絞り機構部を通過する際発生する冷媒流体音は、従来から発生しており、システムとしての研究がなされている。更に、膨張弁の絞り機構部を実機に近い状態にして、冷媒流れの可視化と計測による実験から気液二相の基礎的な流体现象を解明した研究がおこなわれてきた¹⁾。

そこで本研究では、膨張弁における冷媒流れに起因する騒音について、構造面での設計改良に役立てるため、前報¹⁾から得られた知見をもとに、絞り機構部の設計の見直しを行った。

次に設計変更の効果確認のため、設計変更に基づいた絞り機構部の試作を行い実機による実験を行った。実験は、冷媒流れの可視化と冷媒圧力・冷媒温度の計測および騒音の測定を行った。また設計変更前と設計変更品の絞り機構部における気液二相の基礎的な変動現象を比較検討し、騒音低減に対する設計変更効果の検証を行った。

2. 実験装置と実験方法

2.1 実験装置

図1と図2に使用冷媒がR410Aで2.8kWの家庭用空気調和装置を利用した実験装置の冷凍サイクル図と実験装置を、図3に膨張弁の絞り機構部を流れの可視化用に取替え可能にするためブロック化した可視化試験区間の写真、図4に冷媒圧力・冷媒温度の計測用に絞り機構部をブロック化した計測試験区間の断面図を示す。

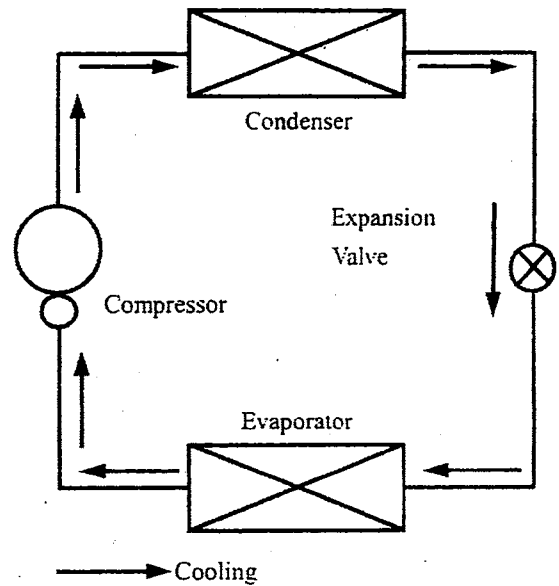


Fig.1 Refrigeration cycle

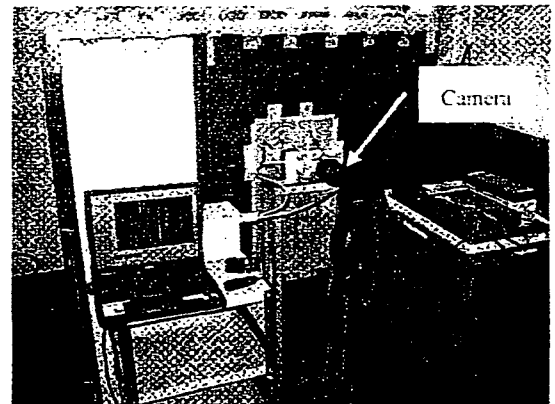


Fig.2 Photo of experimental device

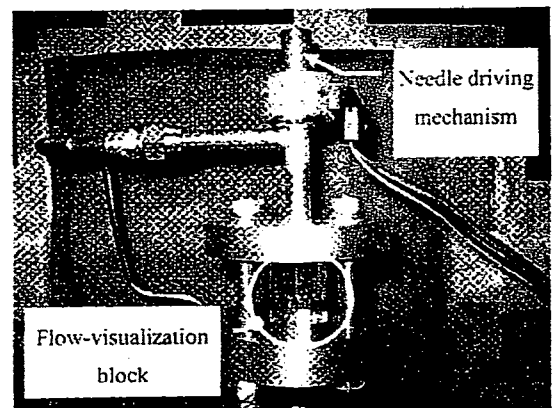


Fig.3 Flow-visualization apparatus

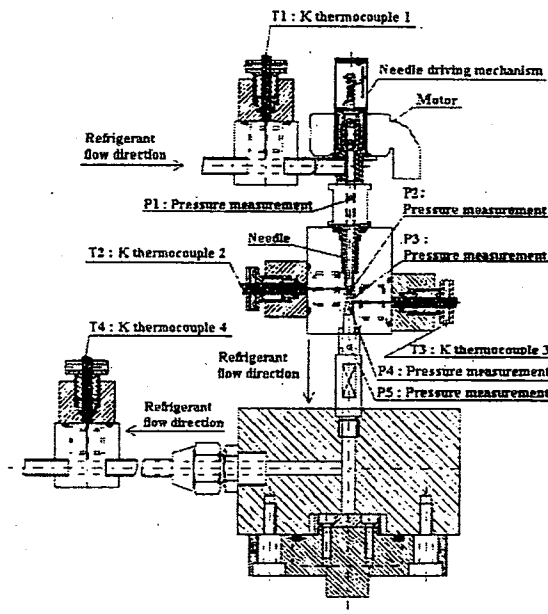


Fig.4 Drawing of experimental device

可視化試験区間、計測試験区間各々の絞り機構部には、同形状、同材質のニードルが、装着されている。ニードルは、モーター駆動により軸方向に変位し、絞り機構部の開口断面積を変えることで流量を変化させる機能を持つ。また、空気調和装置には外部から圧縮機の回転数を変えることにより、冷媒流量を制御できる基板が装着されている。

可視化試験区間は、前報¹⁾と同設計・工法により、実験目的に適合する耐冷媒性、耐冷凍油性、耐熱性、耐寒性、4.5MPa以上の耐圧性、配管との接続強度を持ち、絞り機構部は実製品と同程度の高精度形状を持つ。膨張弁の絞り機構部については、設計変更された形状のものである。

冷媒圧力・冷媒温度の計測試験区間は絞り機構部を可視化試験区間と同形状とし、可視化試験区間と対比できるようにした。絞り機構部と外装の材質は、実際の空気調和装置で使用されている膨張弁と同材質である黄銅とした。

また、測定用センサーは、絞り機構部を挟む上流と膨張後の下流の冷媒圧力測定用にひずみゲージ式圧力変換器(共和電業株PG-50U)を、冷媒温度の測定用にK熱電対(株チノー)を装着した。

設計変更品の流量特性は図5の通り設計変更前と同じ流量特性に設定した。流量の測定条件は膨張弁の流量測定用に冷媒との相関性を考慮して設定された。使用流体が空気、入り口圧力が0.098MPa、温度が20℃のものである。

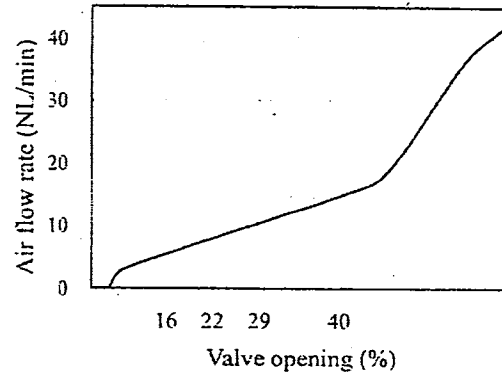


Fig.5 Flow rate as a function of valve opening

騒音は、精密騒音計(リオン株NA-42S)を用い、図6の写真に示すとおり、可視化試験区間の膨張弁絞り機構外壁から水平方向に3mmの距離に騒音計マイクを設置し、各試験条件における測定を行った。また、騒音は物理的な音圧レベルを人間の聴感に補正するA特性のフィルタを使用した。

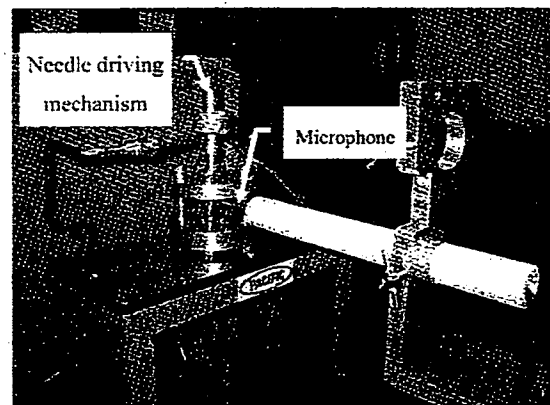


Fig.6 Acoustic noise measurement

2.2 実験方法

試験条件は、空気調和装置を使用する上下限と定常時に使用する領域を考慮し、冷媒流量が、 $0.73 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ (26.3kg/h)、 $1.11 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ (40.0kg/h)、 $1.67 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ (60.0kg/h)、 $2.01 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ (72.5kg/h)

の4条件、弁開度が16%、22%、29%、40%の4条件の組み合わせ16条件とした。これらに対応する膨張弁入り口側圧力条件は1.8MPa～2.3MPaで入り口側温度条件は30℃～35℃である。尚、可視化及び計測は、各条件について5分を経過した定常状態で行った。

可視化については、高速度カメラにより16条件における冷媒の気液二相流動状態の撮影を行った。次にブロック毎交換し、16条件における冷媒圧力と冷媒温度を測定した。冷媒圧力は絞り機構部を挟み上流側P1、P2の2箇所、下流側P3、P4、P5の3箇所を測定し、冷媒温度は絞り機構部を挟み上流側T1、T2の2箇所、下流側T3、T4の2箇所を測定した。

騒音は圧縮機、送風機等の騒音が計測値に影響が出ないように、防音策をして測定を行った。防音策の結果、暗騒音は22dBであった。

3. 実験結果及び考察

3.1 設計変更品の可視化

可視化の代表例として、弁開度16%と弁開度40%で冷媒流量を変化させた時の設計変更品の絞り機構部上流側における可視化写真(シャッタースピード125 μ s)を示す。

最初に弁開度16%の写真を、図7(a)、(b)、(c)、(d)に示す。結果は、冷媒流量4条件ともすべて液相であった。次に弁開度40%の写真を図8(a)、(b)、(c)、(d)に示す。現象としては弁開度16%の事象と顕著に異なり、冷媒流量4条件ともすべて気泡流となっている。気泡の大きさは冷媒流量4条件とも0.16mm～0.48mmの範囲である。

次に、設計変更品の絞り機構部下流側の弁開度16%における可視化写真を図9(a)、(b)、(c)、(d)に示す。流動様式は冷媒流量4条件ともすべて噴霧流となっており特に有意差は見られない。弁開度40%の写真を図10(a)、(b)、(c)、(d)に示す。現象としては弁開度16%の事象と同様噴霧流となっている。

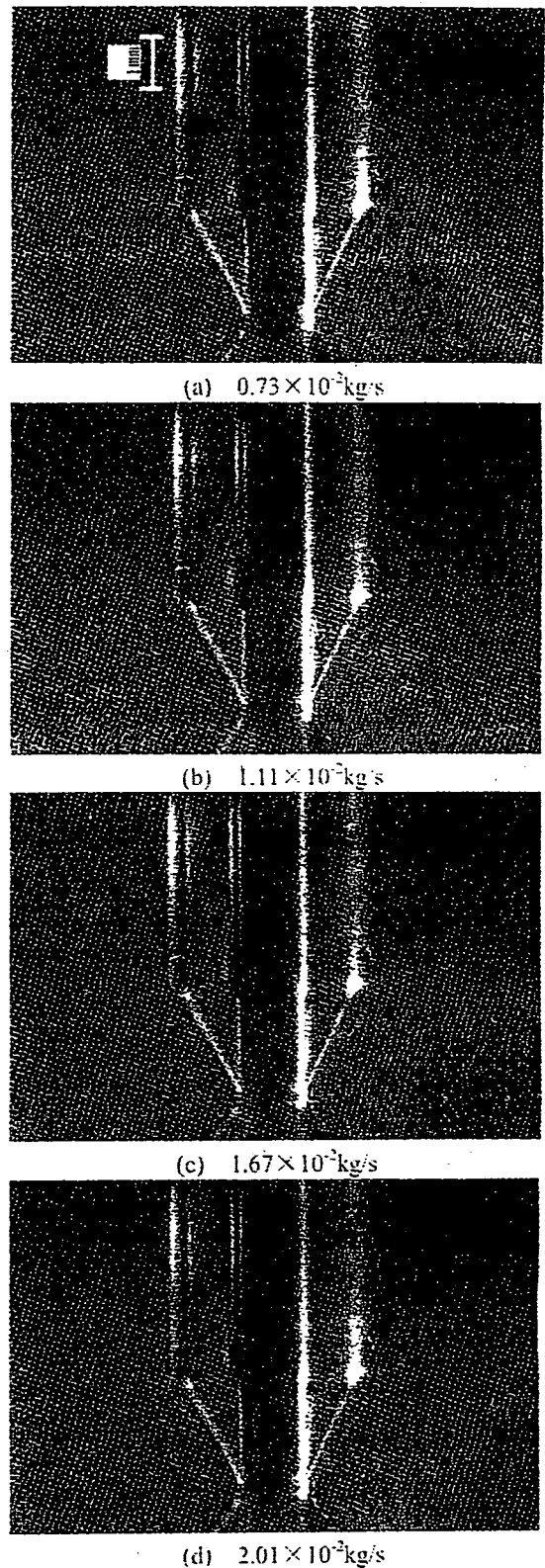


Fig.7 Upstream flow visualization at valve opening 16% for four different flow rates

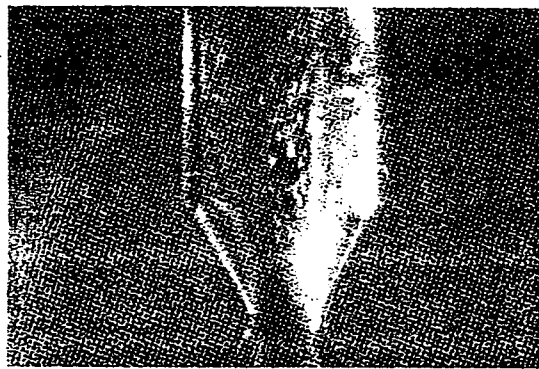
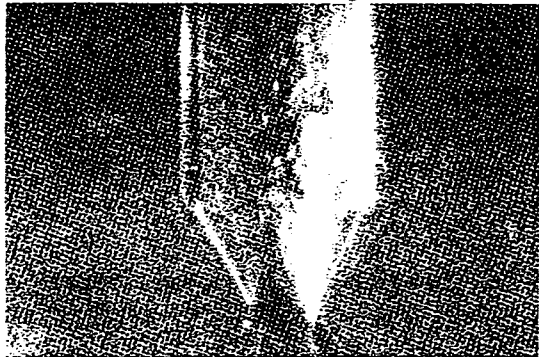
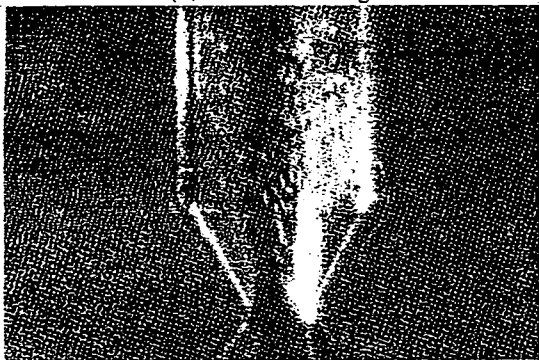
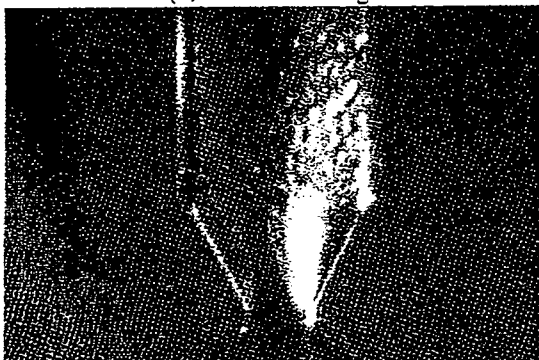
(a) $0.73 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (b) $1.11 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (c) $1.67 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (d) $2.01 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

Fig.8 Upstream flow visualization at valve opening 40% for four different flow rates

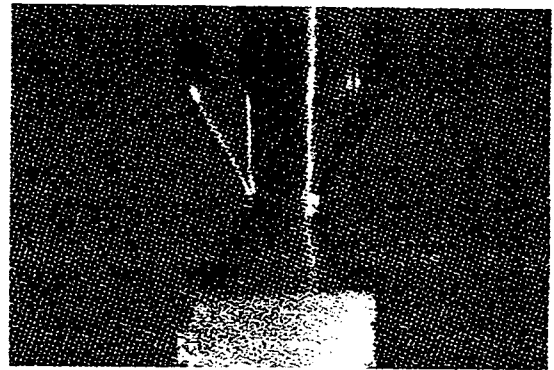
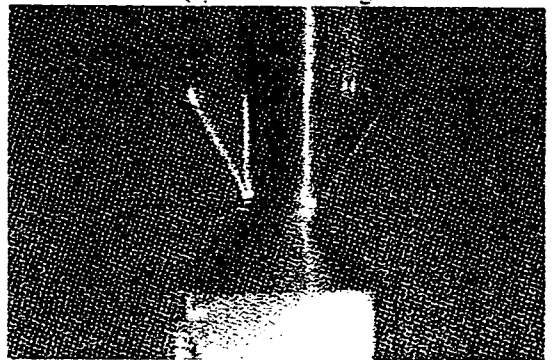
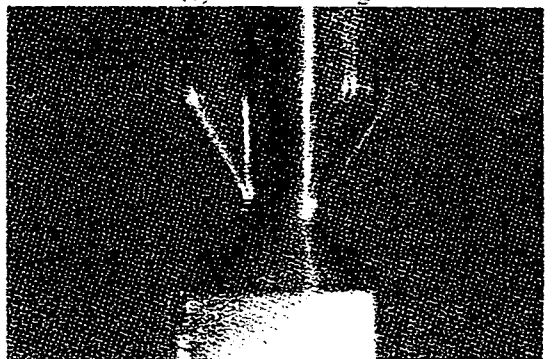
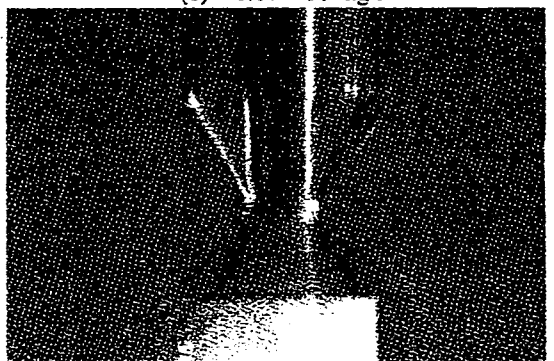
(a) $0.73 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (b) $1.11 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (c) $1.67 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (d) $2.01 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

Fig.9 Downstream flow visualization at valve opening 16% for four different flow rates

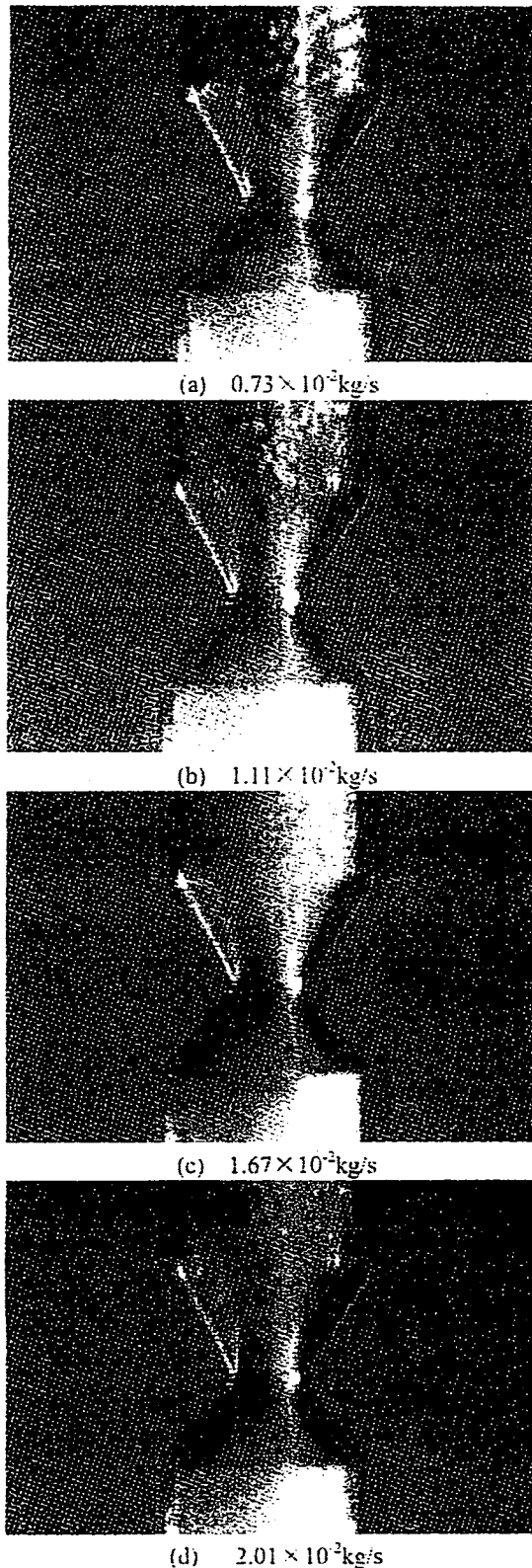


Fig.10 Downstream flow visualization at valve opening 40% for four different flow rates

3.2 設計変更内容

設計変更の内容を図 11 と図 12 により説明する。図 12 に示される設計変更前の絞り機構部の形状の研究結果¹⁾から、絞り機構部の上流側の冷媒流れに着目した。すなわち、絞り機構部の上流側の形状を変更することにより、絞り機構部を通過する冷媒の流れを緩やかに変化させることを主目的とし設計変更を行った。具体的には、図 11 に示すように設計変更前が絞り機構部の上流側で円筒状であったのに対し、設計変更品では、絞り機構部の上流側をテーパ形状に設定した。

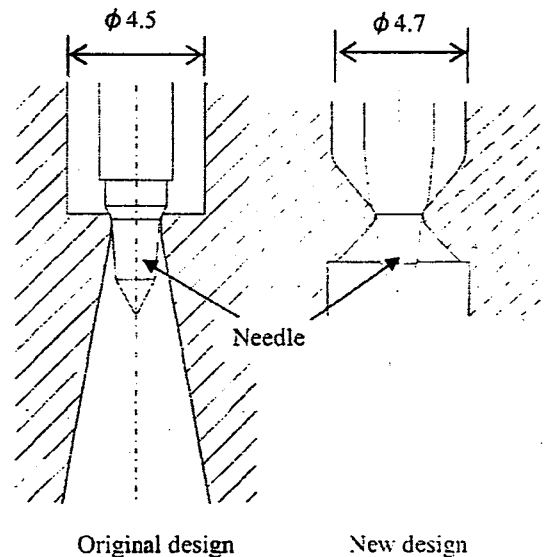


Fig.11 Drawing of throttle

3.3 設計変更前と設計変更品の比較

設計変更前と設計変更品の可視化における事象の比較を代表例によっておこなった。その方法は、現象を最も代表できる組み合わせによった。試験条件で弁開度 16%、冷媒流量 $0.73 \times 10^{-3} \text{kg/s}$ (26.3kg/h) と弁開度 40%、冷媒流量 $2.01 \times 10^{-3} \text{kg/s}$ (72.5kg/h) とにおける現象を選出し、絞り機構部上流側と絞り機構部下流側の比較をおこなった。

はじめに絞り機構部上流側での比較をおこなう。設計変更前では図 12 に示すように気泡の大きさが大きいもので 2.6mm となるスラグ流が見られる¹⁾。これに対し設計変更品では前述の図 7(a) に示されるように液相であり、明らかに設計



The original throttle¹⁾ The new throttle
 Fig.12 Flow-visualization at valve opening 16%
 and flow rate $0.73 \times 10^{-3} \text{kg/s}$

変更の効果が見られる。

次に絞り機構部下流側での比較を行う。設計変更前では、図 13 に示すように噴霧流が見られる¹⁾。これに対し設計変更品でも前述の図 10(d) に示されるように噴霧流となっている。

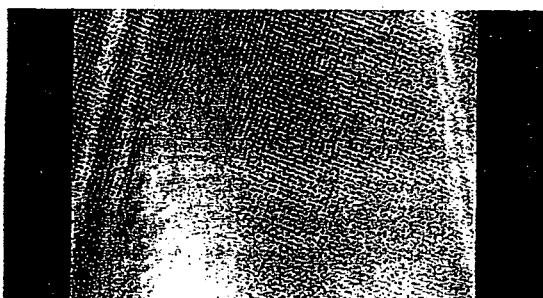


Fig.13 Downstream flow-visualization at valve opening 40% and flow rate $2.01 \times 10^{-3} \text{kg/s}$ for the original throttle shape by Fujii¹⁾

3.4 設計変更前と設計変更品の騒音測定結果と設計変更効果

膨張弁で発生し問題となる騒音は、過去から冷房時で冷媒流量が少なく膨張弁の弁開度が小さいときに発生する傾向が確認されている¹⁾。よって、上記条件に相当する試験条件として弁開度 16%、冷媒流量 $0.73 \times 10^{-3} \text{kg/s}$ (26.3kg/h) における騒音実測値の FFT を代表例として示した。設計変更前を図 14 に、設計変更品を図 15 に示す。

図から明らかなように、顕著に周波数成分と騒音の大きさに差が出ている。周波数 10Hz~400Hz では 6dB の差で図 15 が大きく、逆に周波

数 800Hz~1050Hz では 19 dB、2kHz~3 kHz では 25 dB、6kHz~7 kHz では 15 dB の差で図 14 が大きい現象が見られる。

実際に騒音を耳で聞いて比較すると、変更前では問題となるジョボジョボ・シャラシャラ・シャーという耳障りで周波数が高い領域での騒音が聞こえるが、設計変更品では特に耳障りな騒音は聞かれない。すなわち騒音として問題となる周波数が高い領域での騒音が、設計変更品では少なくなったと考えられ、設計変更の効果を確認された。

設計変更の効果を確認するために、全 16 条件における絞り機構部上流側における騒音と流動様式の測定結果について、設計変更前を図 16 に、設計変更品を図 17 に示す。

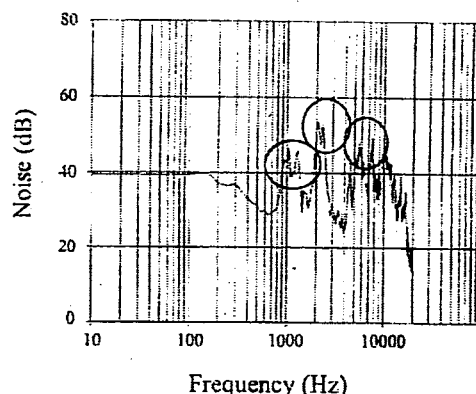


Fig.14 Power spectra of acoustic noise in the original expansion valve at valve opening 16%, flow rate $0.73 \times 10^{-3} \text{kg/s}$

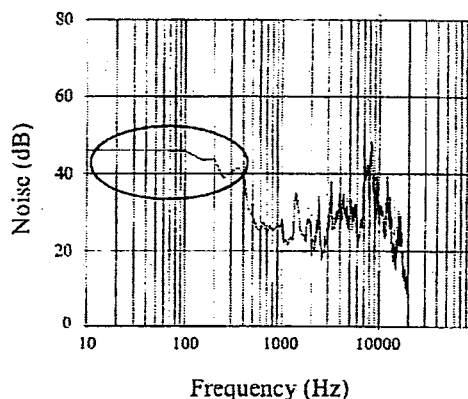





Fig.15 Power spectra of acoustic noise in the new expansion valve at valve opening 16%, flow rate $0.73 \times 10^{-3} \text{kg/s}$

図16と図17において、 は耳で実際に聞いて耳障りな騒音が聞こえる領域を、 は、騒音は聞こえるが耳障りではなく問題がない領域を、 は、問題となる騒音の発生がない領域を示す。

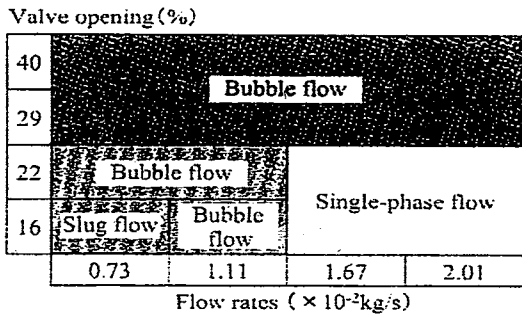


Fig.16 Dependence of flow regime on valve opening and flow rate for the original throttle

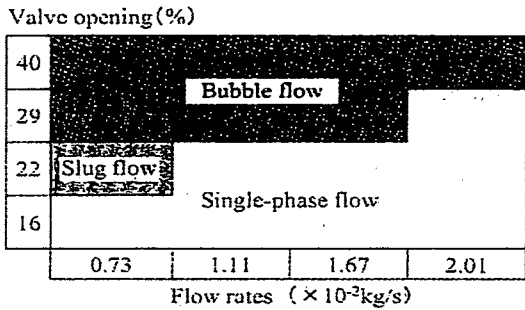
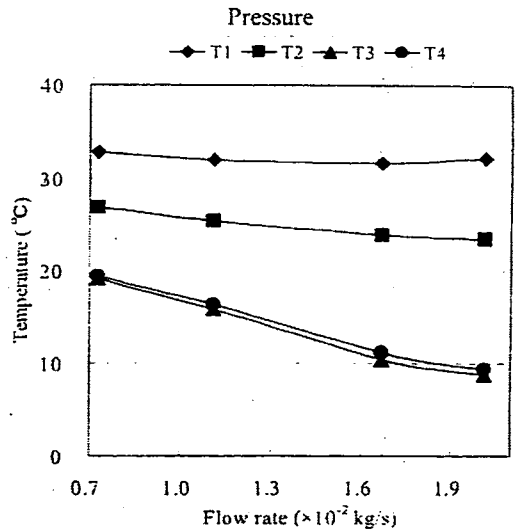
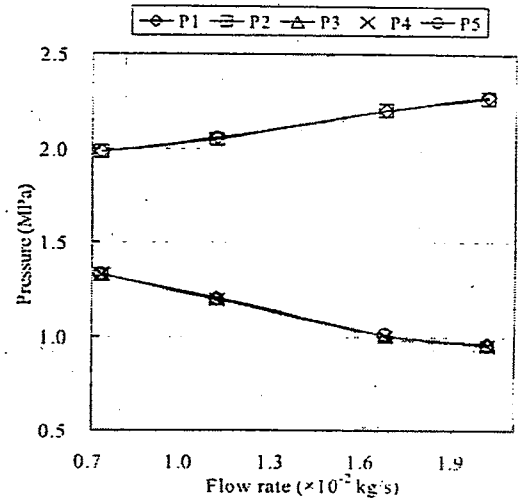


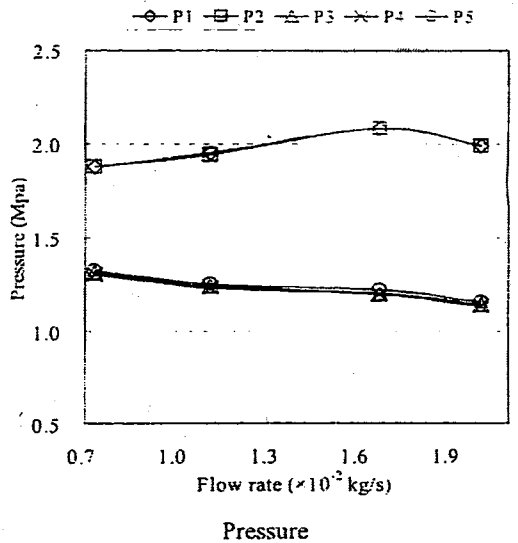
Fig.17 Dependence of flow regime on valve opening and flow rate for the new throttle

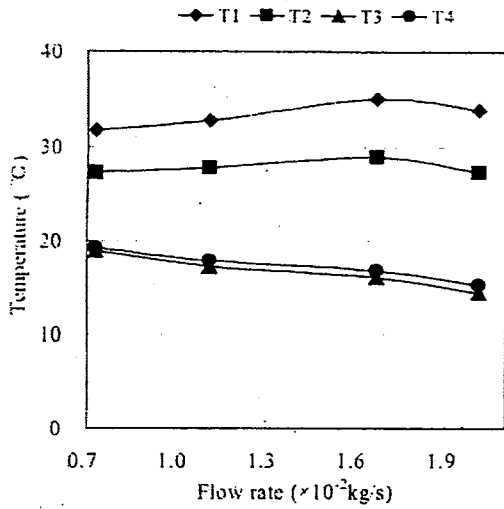
3.5 設計変更品の冷媒圧力、冷媒温度とボイド率及び設計変更前との比較

可視化試験区間をブロックごとと交換し、可視化と同条件で冷媒圧力と冷媒温度を測定した。膨張弁絞り機構部の弁開度16%と弁開度40%における各冷媒流量の冷媒圧力と冷媒温度の測定結果を図18(a),(b)に示す。冷媒圧力は、絞り機構部上流側P1, P2間に差がなく、下流側P3, P4, P5間にも差がないが、絞り機構部を挟んだ上流側と下流側には顕著な差がある。その差は冷媒流量の増加とともに拡大傾向にある。この傾向は設計変更前¹⁾と同様であった。冷媒温度は上流側T1, T2間にそれぞれ差があり、絞り機構部を挟んだ上流側T2と下流側T3にも差があるが、下流側T3, T4間には差が見られない。この傾向は設計変更前¹⁾と同様であった。



(a) Valve opening 16%





Temperature
(b) Valve opening 40%

Fig.18 Pressure and temperature differences across the expansion valve with various flow rates

尚、上流側 T1, T2 間の温度差の原因は、計測用試験区間部絞り機構部と外装の材質が黄銅であ

るため、その熱伝導により、絞り機構部の上流側の温度と絞り機構部下流側の温度が、この区間において温度勾配を発生させたことによるものと考えられる。

次に、騒音に対し優位的に関係する絞り機構部上流側の流動様式について、可視化試験区間による可視化結果を、可視化と同条件で冷媒圧力と冷媒温度の測定結果を用い、検証を行った。

方法は、設計変更前と設計変更品双方について、絞り機構部上流側圧力 P2 と温度 T2 の測定値を冷媒 R410A の圧力・エンタルピー線図にプロットすることにより相状態を確認した。プロットした結果、気液二相状態にある場合は、鉛直管内上昇流の流動様式線図(Hewitt-Roberts)を用いてその流動様式を検証した。結果は、図 19 と図 20 に示すとおり、可視化結果の図 17 と図 18 に対して、概ね相関が得られた。

次に、冷媒圧力と冷媒温度の計測結果から絞り機構部下流側のテーパ部のボイド率を解析した。絞り機構部を挟み、上流側の冷媒圧力 P2

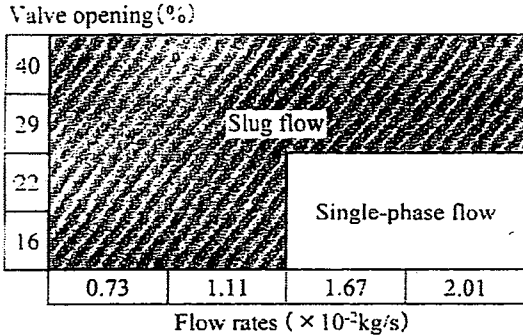


Fig.19 Dependence of flow regime on valve opening and flow rate for the original throttle

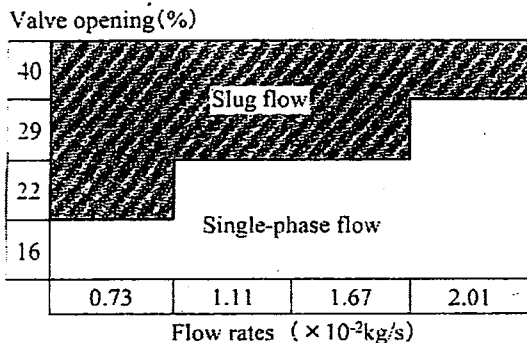
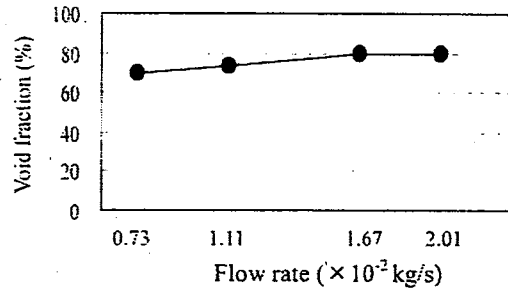
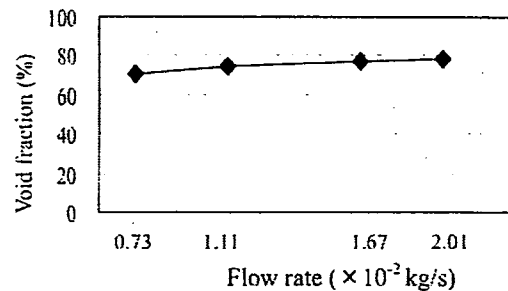


Fig.20 Dependence of flow regime on valve opening and flow rate for the new throttle



(a) Valve opening 16%



(b) Valve opening 40%

Fig.21 Percentage of void fraction difference at expansion valve for various refrigerant flow

と冷媒温度 T_2 、下流側の冷媒圧力 P_3 と冷媒温度 T_3 、及び冷媒 R410A の圧力・エンタルピ線図からの乾き度の読み取りと冷媒 R410A の液と蒸気の密度を用いて算出した。結果を図 21 (a), (b) に示す。算出された絞り機構部下流側のテーパ一部のボイド率は 68%~80%であった。設計変更前のボイド率が、64%~82%であった¹⁾ことからボイド率については特に有意差はないものと考えられる。

4. 結論

空調装置に使用される膨張弁の絞り機構部で発生する騒音を低減すべく、膨張弁の絞り機構部における研究¹⁾から得られた知見をもとに、絞り機構部の設計変更を行った。設計変更品における流れの可視化及び冷媒圧力・冷媒温度の計測と騒音の測定から得られたデータを基に設計変更前との比較を行い、以下の結果を得た。

- (1) 絞り機構部の上流側の形状をテーパに変更することにより、絞り機構部を通過する冷媒の流れを緩やかに変化させることを主目的とした設計変更品の可視化試験区間を開発した。これにより膨張弁の絞り機構部の有用な可視化ができた。絞り機構部を可視化試験区間と同形状に製作した冷媒圧力と冷媒温度の計測試験区間により、可視化と計測結果との対比ができた。
- (2) 設計変更品の膨張弁の弁開度 16%において、絞り機構部上流側で冷媒流量 4 条件ともすべて液相であった。弁開度 40%では弁開度 16%の事象と顕著に異なり、冷媒流量 4 条件ともすべて気泡流であった。気泡の大きさは冷媒流量 4 条件とも 0.16mm~0.48mm の範囲である。
- 絞り機構部下流側の弁開度 16%における流動様式は冷媒流量 4 条件ともすべて噴霧流となっており条件間の有意差は見られない。弁開度 40%の現象としては弁開度 16%の事象と同様、噴霧流となっている。
- (3) 設計変更前と設計変更品の可視化における事象の比較を、試験条件で弁開度 16%、冷媒流量 $0.73 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ (26.3kg/h) と弁開度 40%、冷媒流量 $2.01 \times 10^{-2} \text{kg/s}$ (72.5kg/h) でおこなった。絞り機構部上流側では、設計変更前では気泡の大きさ

が大きいもので 2.6mm となるスラグ流が見られる¹⁾のに対し設計変更品では液相であり、明らかに設計変更の効果が見られた。

絞り機構部下流側の比較においては、設計変更前で噴霧流が見られる¹⁾のに対し、設計変更品でも同様に噴霧流となっている。

(4) 設計変更品の冷媒圧力・冷媒温度の計測結果と冷媒 R410A の熱力学特性から絞り機構部のテーパ部におけるボイド率を算出した結果、ボイド率は 68%~80%であった。設計変更前のボイド率 64%~82%¹⁾と比較しても、特に有意差は認められなかった。

(5) 設計変更前と設計変更品の騒音測定結果を比較すると、顕著に周波数成分と騒音の差がみられた。周波数 10Hz~400Hz では 6dB の差で設計変更品が大きく、逆に周波数 800Hz~1050Hz では 19 dB、2kHz~3 kHz では 25 dB、6kHz~7 kHz では 15 dB の差で設計変更前が大きい現象が見られた。

実際に騒音を耳で聞いた時、設計変更品では特に耳障りな騒音は聞かれないことから、設計変更品では問題となる騒音の周波数が高い領域で少なくなったことが騒音低減に効果があったと考えられる。

文 献

- 1) 藤井康彦, 木村繁男, 齋藤隆之, 木綿隆弘, 松村和彦: 冷空論, 23 (1), 67 (2006).
- 2) 観音立三, 富増和宏, 佐藤和弘: 三菱重工技報, 28 (2), 135 (1991).
- 3) 観音立三: 機論 (B 編), 63 (611), 132 (1997).
- 4) 梅田知巳, 中村昭三, 小国研作, 福島敏彦, 下出新一, 長井誠, 功刀能文: 機論 (B 編), 59 (557), 243 (1993).
- 5) 梅田知巳, 福島敏彦, 中村昭三, 佐藤良次, 深野徹, 伊藤正明: 機論 (B 編), 60 (574), 56 (1994).
- 6) 宮本悠樹, 齋藤隆之: 機論 (B 編) 71 (5), 1307 (2005).
- 7) T. Saito, K. Tsuchiya and T. Kajishima, Experimental Thermal and Fluid Science, 29 (3), 305 (2005). (in Japanese).