ディンプルチューブによる空調機用熱交換器の性能向上

Improvement of Heat Exchanger Performance of Air Conditioner by Using Dimple Tube

日月 * 2 技術本部 典*1 渡 ற 吉 吉 盐 エアコン製作所 # 上 ΤĒ 志*3 伷 戸 宏 治*3

快適性向上,省エネルギー等の観点からエアコンに対するニーズは高く,これに対応するため熱交換器の高性能化が求められ ている。本報ではカーエアコン用熱交換器の冷媒側性能向上のため、チューブ内面に複数の突起(ディンプル)を設けることに よる伝熱促進手法を検討した。解析及び可視化結果により、だ円体突起の熱伝達率が優れることを確認した。だ円ディンプル配 列のチューブ熱伝達率と熱交換器の性能計測を行い、従来のチューブと比較し、熱伝達率で約2倍が得られた。このディンプル チューブを凝縮器及び蒸発器に適用した。凝縮器では熱交換量で約15%向上の見通しが得られた。蒸発器では従来のプレートと 波板(インナフィン)とから成る積層チューブをディンプルチューブに置換え、同一交換熱量で軽量化(10%)を図り実用化し た。

High heat exchanger performance in air conditioners is very important to comfortable living and energy saving. We studied the refrigerant performance in a car heat exchanger with projections (dimples) on its inner walls. Experimental and analytical results showed that an elliptical dimple is optimum in heat transfer coefficient in for all types of dimple. Heat transfer coefficient of tubes with elliptical dimples is as twice that of an extruded tube. For a condenser with dimples, heat transfer increased 15% compared to a current condenser. Comparing an evaporator with dimple tubes and a current evaporator, heat exchange was the same however a weight of the evaporator with dimple tubes was 10% less than the current one. This evaporator is applied in a car.

1. まえがき

カーエアコンに対する市場ニーズとして、快適性向上,環境保 護(省エネルギー,省冷媒),安全性等が挙げられる。カーエアコ ンの重要なコンポーネントである熱交換器は,これらのニーズに 対応するための性能向上が求められている。

カーエアコン用の凝縮器はマルチフロータイプが多く用いられ ており、従来は図1(a)に示す押出し偏平チューブと、空気側コル ゲートフィンとの組合せによる形状の最適化により高性能化を図 ってきた。

従来タイプ凝縮器の熱抵抗の寄与度分析結果から、空気側とと もに熱抵抗の大きい冷媒側の性能向上を図るため、図1(b)に示す チューブ内面に複数の突起(ディンプル)を設けることによる伝 熱促進を検討した。

本報では冷媒側熱伝達率向上の観点から凝縮器の検討結果について述べ,蒸発器への適用についても触れる.

2. 冷媒側伝熱促進手法の検討

圧力損失を考慮した冷媒側熱伝達率を向上させる手法として,

 注葉流路
 (a) 押出し傷平チューブ
 (b) ディンブルチューブ

 図1
 凝縮器用チューブ
 従来の凝縮器で使用されている押出し傷 平チューブと伝熱促進用のディンブルタイプのチューブを示す. Current extruded tube and dimple tube

*1 名古屋研究所機械物理研究室主査 工博

*2 名古屋研究所機械物理研究室

*3 技術部カーエアコン設計課

管内面に突起(ディンプル)を設ける形状を対象に検討した。 検討はディンプル形状及び配列の性能への影響について、解析、 流れの可視化により行っている。

2.1 ディンプル形状及び配列の解析

図2に従来の押出しチューブの単相流熱伝達率を水力等価直径 と流路長さを用いた, Kays and London の結果⁽¹⁾に基づき整理し た結果を示す。図2の縦軸は単相流熱伝達率の無次元量, 横軸は レイノルズ数を示す。従来のチューブの冷媒流量範囲では, レイ ノルズ数は層流と乱流の遷移域にあり, 熱伝達率の無次元量は低 い値を示す。

図3にはチューブ内面の伝熱促進の基本となる二次元の突起形



2 押出し編半ナューブの無次元単相流熱伝達率 押出し编 平チューブの熱伝達率を無次元単相流熱伝達率で整理した結果 を示す。

Single phase heat transfer coefficient of circular tube with abrupt contraction entrances

三菱重工技報 Vol. 37 No. 2 (2000-3)



二次元柱回りの無次元局所単相流熱伝達率 図3 二次元円柱及び だ円柱回りの局所単相流熱伝達率を示す。 Single phase heat transfer coefficient around two-dimensional bodys

状の違いによる突起物回りの単相流熱伝達率を示す。突起は円柱 及びだ円柱体であり、縦軸は局所熱伝達率の無次元量、横軸は突 起形状の無次元半周囲長を示し,従来チューブと同一のレイノル ズ数(Re=4000)の結果を示したものである⁽²⁾⁽³⁾. 突起形状はだ 円柱が円柱より、突起表面での加速効果が大きく、温度境界層を 薄くできるため熱伝達率が優れている.しかも突起後流のはく離 を少なくできるため、流動抵抗の低減が可能となる。 このように高 性能の資質を持っているだ円体のチューブ内面への適用を図った。

図3には二次元円柱及びだ円柱の実験値(2)(3)と併せ、今回実施し た熱流動解析コードを使用した熱流動解析結果も示しており、実 験と解析が一致していることを確認している.この熱流動解析に





凝縮器用チューブのディンプル配列

のだ円ディンプルの配列を示す。 Arrangement of elliptical dimple

図 4

δ:だ円間すき間(長径方向) d: だ円短径 **P**: 長径方向だ円ピッチ P_t : 短径方向だ円ピッチ

凝縮器用チューブ

より、だ円体の形状とだ円体間ピッチとをパラメータにした最適 配列の検討を実施した、配列の決定に当っては冷媒側熱伝達率、 冷媒側圧力損失,応力限界を考慮した検討を行い,図4に示すス タッガード配列を選択した.

図5にインライン配列と今回選択したスタッガード配列での流 速分析の解析結果を示す。解析は単相流とし実用流速 V_{w.max} = 2 m/s で実施している. ここで Vw.maxは最小の流路で定義した流速 である.

インライン配列では、だ円ディンプル後流には更新されにくい 干渉渦が形成され、最小流路を素通りする流れが確認できる。選 択したスタッガード配列ではディンプルに沿った流れとなり、だ 円ディンプルの後流チューブ面まで有効に利用できることが確認 できた

2.2 実寸大モデルによる可視化

解析の妥当性を検証するため、解析と同一のだ円ディンプル形 状,配列での微細気泡注入による可視化を実施した.

図6にインライン配列と今回選択したスタッガード配列での可 視化結果を示す。解析結果同様インライン配列では、だ円ディン プル後流にできる干渉渦の影響で、最小流路を素通りする流れが



図 5 チューブ間流速分布の単相流解析結果 (a)にインライン配列の流速分布の解析結果を,(b) にスタッガード配列の流速分布の解析結果を示す。 Velocity distribution between tubes



(b) スタッガード

図 6 だ円チューブの可視化結果 (a)にインライン配列の流速分布の可視化結果を、(b)にスタッガード 配列の流速分布の可視化結果を示す Flow visualization results around dimple

79

80

生じている.スタッガード配列ではディンプル間の最小流路で湾 曲する流れが生じており,だ円ディンプルの後流壁面が更新され ており.解析結果と同様な結果を確認できた.

2.3 強度を考慮した最適配置

解析及び可視化で確認したスタッガード配列は,強度を考慮し た配列となっているが,これを選択するために事前に検討したデ ィンプル間最小流路距離に対する応力,冷媒側圧力損失,凝縮熱 伝達率の関係を図7に示す.図7で分かるようにディンプル間最 小通路距離が大きくなるにつれ応力限界が大きくなる.凝縮熱伝 達率,冷媒側圧力損失はディンプル間最小通路距離が大きくなる につれわずかに減少する傾向を示し,図7に示す応力限界よりデ ィンプル間最小通路距離は基準値の1.05倍としている.



Study on dimple pitch

3. 凝縮器用チューブ単体実験装置及び実験方法

図8に冷媒側熱伝達率測定に用いた実験装置を示す. コンプレ ッサから吐出された冷媒ガスをオイルセパレータに通し, 冷凍機 油を分離した後, 前置熱交(予冷器)により冷却し,供試部入口 クォリティを調整している.供試部は有効管長 640 mm の二重管 構造とし,内管(アルミチューブ)と外管(アクリル)との間に 恒温の冷却水を流している.熱伝達率算出のための壁温計測には, K タイプのシース型熱電対を用い,供試管入口部,中央部,出口



表1 実験条件

Experimental conditions		
冷媒	HFC 134 a	
飽 和温度(<i>CT</i> _m)	55°C	
冷媒流量 (G _r)	1.5~ 5×10 ⁻³ kg/s	
冷媒クォリティ(x)	0~1	
熱流 束(q _i)	10~40 kW/m ²	

部の3箇所に3点ないし4点埋込み,この平均値により平均冷媒 熱伝達率を算出した。表1に実験条件を示す。実験は定常状態で 行い,冷媒流量 G_rkg/s をパラメータとした。

4. 凝縮器実験結果

図9にだ円ディンプルチューブと押出し偏平チューブの冷媒流 量に対する凝縮熱伝達率及び圧力損失を示す。凝縮熱伝達率は, 流量が増加するにつれ熱伝達率も向上していくが,だ円ディンプ ルチューブの熱伝達率は,押出し偏平チューブに対し約2倍の優 れた特性を示し,二相流冷媒実験においても,だ円ディンプルに よる熱伝達率向上を確認できた。強制対流凝縮,強制対流蒸発に ついては,従来から単相流をベースとした二相流における寄与度 で,熱伝達率が良く整理できるため,単相流の熱伝達率を向上さ



ーブの平均凝縮熱伝達率と圧力損失の実験結果 を示す。 Experimental results of condensing mean

heat transfer coefficient and pressure drop

表2 凝縮器の性能比較

Overall heat transfer capacity of condenser				
		押出しチューブ 凝縮器	ディンプルチューブ 凝縮器	
熱伝達率 (W/m ² K)	冷媒側 (管内側)	1 900	4 200	
	空気側(フィン側)	180	180	
熱交換能力比率		100	115	

せたことにより、二相流の凝縮熱伝達率も向上できた。冷媒側圧 力損失は、流路断面積が小さくなった影響で押出しチューブと比 較すると大きくなっているが、熱交換量向上によるシステムでの 圧力低下が図れるため、実用上は問題のない範囲にある。

表2にチューブ単体で凝縮熱伝達率を確認しただ円ディンプル チューブを用いた凝縮器と押出し偏平チューブを用いた凝縮器の 性能比較を示す.だ円ディンプルによる冷媒側熱伝達率の差によ り、15%の熱交換量の向上を確認した.

また,このだ円ディンプルチューブを用いた凝縮器は,従来の 凝縮器と比較すると,重量を15%低減し,冷媒チャージ量も20% 低減できる見通しである.

5. 伝熱促進手法の蒸発器への適用

カーエアコン用の蒸発器には積層型が用いられており,従来は 冷媒側にインナフィンを採用していた. 凝縮器で高い熱伝達率が 得られただ円ディンプルチューブを積層型蒸発器にも適用し,性 能改善を図った. 図10にだ円ディンプルチューブとインナフィン チューブでの冷媒流量に対する蒸発熱伝達率及び圧力損失を示す. 蒸発の場合も凝縮器同様熱伝達率の向上が図れ,図11に示す蒸発 器としての性能はインナフィンタイプの蒸発器と同等以上の性能 を確保するとともに10%の重量低減を図ることができ,実用化し た.



図11 **蒸発器** だ円ディンプルチューブを用い た蒸発器を示す。 Dimple evaporator

6.まとめ

カーエアコン用熱交換器のチューブにだ円ディンプルを用いて 伝熱促進を図り、以下の結果を得た。

(1) だ円ディンプルチューブの凝縮熱伝達率を測定し、押出し偏 平チューブと比較し、約2倍の熱伝達率を得た。



実験結果 だ円ディンプルチューブとイ ンナフィンチューブの平均蒸発熱伝達率と圧 力損失の実験結果を示す. Experimental results of boiling mean heat transfer coefficient and pressure drop

(2) だ円ディンプルチューブを用いた凝縮器の性能を測定し,押 出し偏平チューブを用いた凝縮器と比較し,15%の交換熱量向 上を得た.

(3) だ円ディンプルチューブを蒸発器に適用し、性能改善を図った.

参考文献

- (1) Kays, W. M. et al., Compact Heat Exchangers (1955)
- (2) Drake, R. M. et al., Local Heat-Transfer Coefficients on Surface of an Elliptical Cylinder, Axis Ratio 1.3, in a High-Speed Air Stream, Trans. ASME (1953)
- (3) Eckert, E. R. et al., Local Nusselt numbers for the flow of air past cylinders at low Reynolds numbers, Trans. ASME (1952)