熱回路網法による空気調和用熱交換器性能の予測* (凝縮器能力に及ぼすフィン内熱伝導の影響)

加賀 邦彦^{*1}, 古藤 悟^{*1}, 大串 哲朗^{*1}

Prediction of Capacity of a Heat Exchanger by Thermal Network Method (Influence of Thermal Conduction in Fins on Capacity of a Condenser)

Kunihiko KAGA^{*2}, Satoru KOTOH and Tetsuro OGUSHI

^{*2} Advanced Technology R & D Center, Mitsubishi Electric Corporation,
8-1-1 Tukaguchi, Amagasaki-shi, Hyogo, 661-8661 Japan

This paper presents an influence of heat flow from high temperature refrigerant to low temperature refrigerant through fins by thermal conduction. For estimating the influence, we applied thermal network method that can consider refrigerant quality distribution in the heat exchanger. At a same time, for verifying the estimation, an experiment was performed with 2 row-2 pass heat exchanger. Prediction shows that heat transfer capacity of a condenser is reduced by 3% for a simple 2 row-2 pass heat exchanger by heat conduction in fins. By comparison between the experimental results and the predicted results, it was proved that predicting error was within 1% for condenser capacity.

Key Words: Heat Transfer, Heat Exchanger, Heat Conduction, Condensation, Refrigerant, Coefficient of Performance

1. 緒 言

空気調和機の省エネルギー化を達成するため、熱交換器の高性能化が重要であり、性能を最大限に引き出す高精度の性能予測技術が不可欠である。著者らは、これまでに熱交換器内を複数の要素に分割して熱抵抗で接続する熱回路網法を適用し、熱交換器内部の温度分布の影響を考慮した高精度の予測手法の検討を進めている^{(1)~(3)}。既報⁽²⁾⁽³⁾において、著者らは、熱交換器を凝縮器として用いた場合の性能を予測する手法として、比較的少ない要素分割数で冷媒側の相変化を表現できる有効比熱モデルを提案した。さらに、冷媒の流れに沿った静圧分布の熱交換能力に及ぼす影響を考慮するため、等価吸熱モデルを導入した。この方法では冷媒流れに沿った静圧分布を一次元の流体管路網を解いて求め、その静圧分布に対応する冷媒飽和温度の変化を等価な吸熱量に置き換えて熱回路網の方程式に組み込んで温度場を求める。これらの手法により計算した熱交換器の能力予測値を検証実験結果と比較するこ

とより妥当性を確認した。

本手法では、熱交換器内の冷媒、気流、パイプ、およびフィンの温度が列、段ごとに計算されるため、熱交換器の内部の温度分布が熱交換能力に及ぼす影響について精度よく予測できると期待できる。

本研究では、上記手法を凝縮器の能力予測に適用し、凝縮器内の冷媒温度分布とそれに起因するフィン内熱伝導の影響の定量化を行う。冷媒の相変化を利用した空気調和機の凝縮器の場合、高い成績係数を得るために冷媒のエンタルピー差を大きくする必要があり、凝縮器出口は過冷却状態となる。過冷却液部では管内の熱伝達率が低下するだけでなく空気との温度差が減少して熱交換器の熱コンダクタンスの低下要因となるため、熱交換器全体に占める過冷却部の体積は最小限にとどめるよう冷媒流路パターンを決定する必要がある。このため、通常は過冷却部を風上側に配置することなどにより熱交換器を確保することが行われており、定性的には改善が期待できる。しかしながら、3章で詳しく述べるように熱交換器のフィンは段方向および列方向に一体となって形成されている場合が多いため、冷媒過冷却状態の部分と二相状態の部分との間でフィン内の熱伝導に基づく熱移動が発生すると、これが過冷却を阻害すると予想され、この影響を無視し

* 原稿受付 2006年9月4日。

^{*1} 正員、三菱電機(株)先端技術総合研究所(〒661-8661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

E-mail: Kaga.Kunihiko@cw.MitsubishiElectric.co.jp

て確実性の高い設計は困難である。

空調用熱交換器のフィン内熱伝導に関連する研究としては、暖房時の吹出し気流の高温化を目的として熱交換器の列間を分析し、冷媒の過熱ガス域を拡大する効果を検討した伊藤ら⁽⁴⁾の研究があり、その中で、列間のフィン分析のありなしによるフィンの温度分布の差異を数値解析により予測している。しかし、そのほかには、冷媒流路パターンに依存する冷媒温度分布の変化とフィン内熱伝導の関係の定量的な把握は行われていないようである。

そこで、本研究では、フィン内熱伝導を考慮した最適冷媒流路パターン設計を可能とすることを最終的な目標ととらえ、その1ステップとして著者らが開発した熱交換器能力の予測手法を適用し、単純な冷媒流路パターンを有する熱交換器について、フィン内熱伝導の影響と冷媒側の流量分配の影響とを同時に考慮した数値解析を行い、フィン内熱伝導による温度均一化が熱交換器能力に及ぼす影響を定量的に予測した。同時に、上記予測に対応する熱交換器を用いた単体試験を行い予測手法の妥当性を調べた。

2. 記 号

A : 熱回路モデル1ブロックあたりの空気側放熱面積 m^2

CS : 熱回路モデル1ブロックあたりの熱伝導断面積 m^2

d : 熱回路モデルの隣接するブロック間のフィン内熱伝導距離 m

L : フィン積層方向長さ m

P : 静圧 kPa

s : 単位冷媒配管長さあたりの放熱面積 m^2/m

T : 温度 K

α : 対流熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

α_c : 接触熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

λ : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

ϕ : フィン効率

添 字

a : 空気

f : フィン

p : パイプ

calc: 計算値

exp: 実測値

in: 熱交換器冷媒入口

i, j : 接点 i, j 間の値

k : 熱回路モデル1ブロック内の空気流れ方向分割時の番号

3. フィン内熱伝導の影響の概要

図1に家庭用空調機で一般的に用いられる熱交換器を凝縮器として利用する場合の冷媒の流れと空気の流れの一例を示した。空調機用熱交換器はパイプとそれに直交する多層のフィンからなり、パイプ内を冷媒が、フィン間を空気が流れて熱交換を行う。空調機の分野では通常、風の流れ方向に沿ったパイプの並び方向を“列(Row)”方向、列方向に垂直な方向を“段(Column)”方向と呼ぶ。図1の例では熱交換器は2列6段で構成されており、冷媒流路は右側列の最上段から熱交換器に流入して下降し右側列の最下段から左側の列の最下段を経て最終的に左側列の最上段より流出する構成となっている。一方、気流は、過冷却部を先に冷却するよう、図1中、左側より一様に流入して右側から排出される。図1に示した冷媒流路パターンはあくまで一例であるが、空調機用熱交換器では、一つの冷媒流路について風上側列と風下側列の長さが等しくなるように設計する場合が多いため、冷媒出入口の位置関係が図1に示したものと類似の構成となる。

冷媒の相状態についてみると、右側列(風下側)の上部が高温の過熱ガス領域、左側列(風上側)の上部が低温の過冷却液領域、残りが冷媒温度が均一な二相領域となる。緒言でも述べたように、通常、熱交換器のフィンは複数列分を一体で形成するため、比較的高温の過熱ガス部を含む右側列と比較的低温の過冷却液部を含む左側列の間の温度差によりフィン内を熱伝導により熱が移動する。移動熱量は特に温度差の大きい熱交換器上部で大きくなると考えられるが、一般に過熱ガス領域は短く、過冷却領域は長いので、右側列(風下

Fig.1 Schematic view of heat flow through fins

側)の二相領域と過冷却領域の間でも熱移動が発生する。以上のようにフィンの熱伝導の影響は風上側では能力を低下させ風下側では熱交換能力を向上させるように作用し、熱交換能力の把握は、冷媒流量、空気流量、管内側の二相、ガス单相および液单相の熱伝達率と熱伝達面積、管外側熱伝達率と熱伝達面積、およびフィン内熱伝導の相互のバランスを考慮した詳細な検討が不可欠である。以下の章では、緒言で述べた手法を用いてフィン内熱伝導の影響を定量化した場合と、これを考慮しない場合との差異を明確化するとともに、単体熱交換器にて予測精度の検証を行う。

4. 熱交換器の熱回路モデル

熱回路網法を応用した熱交換器の能力予測手法については既報⁽²⁾⁽³⁾にて述べたので、その詳細は省略するが概略は以下のとおりである。空調用熱交換器の能力予測を精度よく行え、かつ設計者が簡易に利用できることを念頭におき、熱回路網法により冷媒の二相流状態を模擬するため等価比熱を導入するとともに、計算の省力化(要素数の節約)と物理的な妥当性(相変化の開始終了点の正確な再現)とを両立させる有効比熱評価法を考案して計算モデルに組み込んでいる。

本研究で予測に用いた熱交換器の熱回路モデルを図2に示す。本モデルでは熱交換器の各列段ごとにブロック分割し、さらに冷媒、パイプ、フィンおよびブロックを通過する空気それぞれの温度を求めるための節点要素を設けた。空気の節点要素は温度上昇プロファイルを考慮するため流れに沿って1ブロックあたり4点設けた。フィン内の熱伝導については、ブロックの

Fig. 2 Thermal network model of a heat exchanger

フィン要素と隣接するブロックのフィン要素とを熱抵抗で接続した。着目するブロックのフィン要素に関する熱バランスの式は以下のようにかける。

$$\phi \alpha_0 \sum_{k=1}^4 A_{f,k} (T_{f,i} - T_{a,i,k}) + \alpha c \cdot s_0 \cdot L (T_{f,i} - T_{p,i}) + \sum_j \frac{CS_{i,j} \cdot \lambda_f}{d_{i,j}} (T_{f,i} - T_{f,j}) = 0 \dots\dots\dots (1)$$

フィン要素以外の節点要素の温度を求める代数方程式の詳細は既報⁽²⁾を参照されたい。

5. 検証実験装置と供試熱交換器

上に述べた手法を用いて、フィン内熱伝導による熱漏えいの影響を把握する熱交換器内温度場の予測計算を行い、実測結果と比較することにより予測精度の検証を実施した。実験に際しては空気側の温度および湿度を制御可能な環境試験室内で、図3に示す風洞を用いて、テストセクション内に設けた供試熱交換器単体の能力と各部の温度を測定した。実験において冷媒温度の測定は冷媒配管U字曲がり部分の外壁にT形熱電対を張り付けその外周を断熱して行った。

冷媒としてはR22を用い、圧縮機5の運転周波数と冷凍サイクル内の膨張弁7の開度を制御することにより、冷媒流量 W と熱交換器への冷媒入口圧力 P_m および冷媒入口温度 T_m を変化させた。また、空気側流入条件は、熱交換器前面風速が1.5 m/sとなるよう、オリフィス3の差圧を精密微差圧計の出力値をモニタしつつ風洞のプロワ4の回転数を調整することにより制御した。また、テストセクション上流のおよそ100 mmの位置において熱電対により空気温度を、露点計にて露点をモニタし、吸込空気状態が温度20°C、湿度59%となるよう環境試験室の温度・湿度条件を制御した。

供試熱交換器の仕様につき表1、図4、5に示す。熱交換器フィンの積み幅方向長さ、フィンピッチ、フィン厚みを表1に、熱交換器内の冷媒の流し方のパターンを図4に、熱交換器各部の寸法を図5に示す。熱交換器は、2列14段で、冷媒の流路は熱交換器の段方向中央を出入口とする上下2流路とし、上側の流路を第

Fig. 3 Schematic view of experimental apparatus

Table 1 Dimensions of sample heat exchangers

Length[m]	0.3
Height[m]	0.294
Fin pitch[m]	0.0015
Fin thickness[m]	0.00011

Fig. 4 Schematic view of a sample heat exchanger

Fig. 5 Configuration of 2 type samples

1 流路, 下側の流路を第 2 流路とした。冷媒の流し方は、風下側(2 列め)を入口とし、冷媒入口側では外径 9.52 mm の管から熱交換器の直前で上下 2 方向に分配した。また冷媒出口側では熱交換器の出口直後で外径 9.52 mm の管に集合させた。冷媒入口圧力 P_{in} [kPa] は上下 2 方向に分配される直前の位置でブルドン管により測定した。フィン内熱伝導の影響を確認するため、フィンの 1 列めと 2 列めとが独立となっているタイプ A と 1 列めと 2 列めとが一体となっている(すなわちフィン内の熱伝導が発生する)タイプ B の 2 種類を用意した。フィンは切起しのない単純なフラットタイプフィンで材質は純アルミニウム [熱伝導率 230 W/(m・K)], フィン厚みは 0.11 mm である。冷媒配管は外径 7.35 mm の内面溝付き管(銅製)を使用した。なお、タイプ A の 1 列めと 2 列めのすきまについては、設置条件上はすきま 0 mm だがフィンピッチ方向のフィン位置にばらつきがあるため、段方向

全域で接触する条件とはなっていない。

6. 計算結果と実験結果との比較

本章では 5 章に述べた熱交換器の仕様とフィン内熱伝導の影響を、4 章で述べた予測手法に基づき定量化すると同時に、上の実験結果との比較により本手法の予測精度の検証を行った結果について述べる。表 2 に実験における冷媒流量と入口圧力および入口温度の実測値を示す。計算では、これらの実測値を境界条件として用いた。図 6 から図 9 に冷媒流れ方向に沿った冷媒温度分布の計算結果を実験値と併せて示す。図 6 および図 7 はケース 1(冷媒質量流量が 0.010 kg/s)の場合であり、図 6 が第 1 流路、図 7 が第 2 流路についての冷媒温度分布の計算値および実験値の比較である。

図 8 および図 9 はケース 2(冷媒質量流量が 0.008 8 kg/s)の場合であり図 8 が第 1 流路、図 9 が第 2 流路についての冷媒温度分布の計算値および実験値の比較である。各図の横軸は冷媒流入部からの冷媒流れに沿った距離、縦軸は冷媒温度である。実線および黒丸にて示したのはタイプ A の計算値および実験値、破線および白丸はタイプ B の計算値および実験値である。

まず、実線および破線で示した本手法による計算結果について述べる。凝縮器においては、過冷却液に働く重力の各流路間の冷媒流量の分配に及ぼす影響が無視できないため、第 1 流路の冷媒流量は第 2 流路のそれに比べて大きくなる。したがって、第 1 流路における冷媒の過冷却開始点は第 2 流路に比べて冷媒流れに沿って下流側に位置すると考えられる。既報⁽³⁾にて述べたとおり、本手法では重力の影響も考慮しており、第 1 流路と第 2 流路とは冷媒温度分布は一致せず、上に述べた特徴が現れる。

1 列めと 2 列めのフィンが独立しているタイプ A とフィンが一体となっているタイプ B とを比較すると、図 6 から図 9 に共通してタイプ B のほうがタイプ A に比較して過冷却開始点が上流側に移動するものの過冷却開始後の冷媒温度はある程度低下するとほぼ一定値となり、タイプ A に比べて熱交換器の出口での過冷却度が小さくなる予測結果となった。特に、重力の影響で過冷却度の大きい第 2 流路(図 7, 9)においては、この傾向は顕著であり、破線で示したタイプ B の計算値は、冷媒流入部からの距離が 3 m よりも下流の位置で冷媒流れに沿って温度変化がなく、ほぼ平坦な温度分布となっている。以上より、フィン内の熱伝導の影響により、過冷却度が 5 K から 10 K 近く減少し、熱交換器の能力として 4% 程度低下する結果となった(表 3)。

Table 2 Experimental conditions for refrigerant

	Mass Flow Rate W [kg/s]	Inlet static pressure P_{in} [kPa]	Inlet temperature T_{in} [°C]
Case1	0.0100	1812	76.22
Case2	0.0088	1824	70.40

Fig. 6 Calculated and experimental results of refrigerant temperature (Case 1 $W=0.0100$ kg/s, 1st-Pass) Fig. 7 Calculated and experimental results of refrigerant temperature (Case 1 $W=0.0100$ kg/s, 2nd-Pass) Fig. 8 Calculated and experimental results of refrigerant temperature (Case 2 $W=0.0088$ kg/s, 1st-Pass)

Table 3 Comparison between experimental and calculated results of capacity of heat exchanger as a condenser

(a) Case 1 ($W=0.0100$ kg/s)

	Type-A [W]	Type-B [W]	Ratio of reduction [%]
Calculation	2083	2025	2.8
Experiment	2112	2034	3.7
Error[%]	1.4	0.5	24.3

(b) Case 2 ($W=0.0088$ kg/s)

	Type-A [W]	Type-B [W]	Ratio of reduction [%]
Calculation	1838	1781	3.1
Experiment	1855	1779	4.1
Error[%]	0.9	0.1	24.3

Fig. 9 Calculated and experimental results of refrigerant temperature (Case 2 $W=0.0088$ kg/s, 2nd-Pass)

次に、図6から図9において、計算結果と実験結果とを比較する。黒丸および白丸で示した冷媒温度の実測値をみると、過冷却の開始位置に着目すると、タイプBの過冷却開始点がタイプAに比べて上流側に移動するが冷媒出口での温度はタイプAに比べて高い値となる特徴的な傾向が見られる。図6から図9に共通して、さきに述べた実線および破線で示した本計算手法による予測結果は、実測結果とよく一致していることが確かめられた。フィン内熱伝導についてはブロック間を数個の熱抵抗で接続する簡易な熱回路モデルでありながら、列間のフィン熱伝導の影響が定量的に予測可能であることが示唆された。

表3に熱交換器能力の実験値と計算値の比較を示した。これによれば、冷媒流量の異なる各ケースについてタイプA、Bともに能力の予測誤差は1%程度であ

り、以下に述べるように、タイプBのタイプAに対する性能低下率(実測値: 約4%, 予測誤差: 約24%)が成績係数に及ぼす影響についての定性的な議論を行うには十分な精度である。

タイプBのタイプAに対する性能低下率はフィンの熱伝導が熱交換能力に及ぼす影響度の指針である。凝縮能力4%の変化を一般的な空調調機の暖房運転条件(吸込空気温度20°C, 凝縮温度45°C)における凝縮温度の変化に換算すると1Kである。これを用いて、空調調機の成績係数(空調調機投入全入力に対する熱交換能力の比)に及ぼす影響をR22の圧力-エンタルピー線図⁽⁵⁾より求めると、およそ2%の変化に相当し、無視し得ないレベルである。

これらは単純な冷媒流路パターンに対する結果であるが、冷媒温度分布の特徴的なプロファイルを非常によく再現できていることから、今後、実際の熱交換器設計において冷媒流路パターンや寸法条件の異なるさまざまなケースでフィン熱伝導の影響を考慮した凝縮器の設計を机上にて実施できる可能性が示された。

7. 熱伝導の影響に関する現象論的考察

次に、フィン内熱伝導の影響により熱交換器内で発生する現象を数値計算による各部の温度予測結果をもとに論じる。図10および図11にフィンの段方向に沿った1列めと2列めの温度分布の計算結果の一例を示す。図10, 11中の横軸は熱交換器の段番号である(最上段を1段めとして鉛直下向きに数えた)。図10はタイプA, 図11はタイプBの冷媒温度およびフィン温度を示した。図10, 11中、▲印で示した1列めの冷媒温度につき、7段め(第1流路最下流)と8段め(第2流路最下流)を比較すると、7段めより8段めのほうが低くなっており、冷媒出口での過冷却度が大きい計算結果となっている。これは、6章で述べた重力の影響による冷媒流量の不均一化に基づくものである。

第1流路にあたる段番号1~7につき、図10で示したタイプAの特徴を述べる。×印で示した2列め(風下側)の冷媒温度は二相状態となっており、ほぼ47°C一定である。▲印で示した1列め(風上側)についてみると、2段めから過冷却状態となり熱交換器出口では約26°Cまで低下している。対応するフィン温度についてみると、■印で示した2列め(風下側)のフィン温度は約42°Cで一定であり、冷媒温度との差は約5Kである。一方、◆印で示した1列め(風上側)では、1段めで38°C, 2段めでは34°Cと冷媒の流れに沿って急激に温度が低下しており、冷媒温度との差は、1段めで9K, 2段めで13Kである。これは2段めで冷媒が

Fig. 10 Calculated results of fin and refrigerant temperature in case of Type A (Case 1 $W=0.010$ kg/s)

Fig. 11 Calculated results of fin and refrigerant temperature in case of Type B (Case 1 $W=0.010$ kg/s)

過冷却領域に入って管内側の熱伝達率が低下したためである。1列めにおける冷媒温度との差5Kと比較すれば、管内側の熱伝達率が低下する影響で4K拡大し、風上側に移って空気との温度差が増加する影響でさらに4K拡大するとわかる。フィン温度は、4段め以降は冷媒流れ方向に沿ってなだらかに低下しており、冷媒温度との差は7段めにおいても約4Kとなっている。

次に、同様の段番号1~7につき、図11で示したタイプBの特徴を述べる。まず冷媒温度についてみる

と、×印で示した2列め(風下側)の冷媒温度はタイプAと同じく47°Cでほぼ一定であるが、▲印で示した1列め(風上側)の冷媒温度はタイプAに比べて過冷却開始点が上流側にシフトしている。次に、フィン温度についてみると、■印で示したフィン温度は40°CとタイプAに比べて低下しているが、◆で示した1列め(風上側)のフィン温度は、1段めを除けば、タイプAに比べて高い値となる。段方向(すなわち冷媒の流れ方向)に沿った温度変化もなだらかであり、段番号4~7では約30°Cとほぼ一定温度である。これはフィン内熱伝導によって1列めと2列めのフィン温度が均一化したためである。2列めでは冷媒温度とフィン温度との差が拡大して放熱量が増加し、単位長さあたりの相変化量が増加するため過冷却の開始位置が冷媒流れに沿って上流側に移動する。しかし、1列めではフィン温度の上昇により冷媒温度とフィン温度との差が縮小するため過冷却の進行が抑制される。結果として▲印で示した冷媒温度は出口付近で約30°Cと、タイプAに比べて約5K過冷却度が減少している。

同様に、冷媒流量の少ない第2流路にあたる段番号8~14について述べる。タイプAについて示した図10では、過冷却が2列めの13段めから開始しておりそれに対応してフィン温度も低くなっている。また、1列めでは、折返し位置(段番号14)ですでに過冷却が大きく、出口では吸込空気温度の20°Cに近いレベルまで温度が低下する。対応するフィン温度も20°Cにほぼ一致するレベルまで分布している。タイプBについて示した図11では、さらにその度合いが大きく、1列めのフィン温度は熱伝導に起因する2列めからの熱流により27~28°C付近まで上昇する。これにより2列めの冷媒からみれば(放熱面積の拡大効果により)空気への放熱量が増加するため2列めでの過冷却開始点がタイプAよりも早まる。その影響は1列めに現れ、フィン温度分布は冷媒の出口側(段番号8~10付近)のほうに温度が高いプロファイルとなる。冷媒の温度はフィン温度が上昇するために放熱が阻害され過冷却が進行しない。冷媒の流出部に相当する1列めの8段め付近では冷媒温度とフィン温度とが逆転している。ここでは冷媒からフィンに伝えられるべき熱量がフィンから冷媒側に逆流する現象が発生している。

以上にみたようなフィン内熱伝導による冷媒温度分布の変化とその結果としての凝縮能力の変化は、管内冷媒の相変化状態とそれに伴う熱伝達率の変化、空気側の温度上昇などの影響が複合して発生しており、そ

の定量的な分析把握には本論文で採用したような熱解析手法が有効である。

8. 結 言

熱交換器の列間でフィンを介して冷媒高温部から低温部への熱伝導による熱流が凝縮器の熱交換能力に及ぼす影響を検討するため、基本的な冷媒流路パターンについて、著者らが検討した熱回路網法を応用した熱交換器能力予測手法を用いて予測するとともに、単体実験により予測精度を検証した。その結果、以下のことが明らかとなった。

(1) 実験結果により2列14段の熱交換器のフィン内熱伝導による熱交換器能力の低下が定量的に確認でき、その大きさは1列めと2列めのフィンを独立とした系に対して約4%であった。なお、凝縮能力4%が空気調和機の成績係数に及ぼす影響は一般的な空気調和機の暖房運転条件では約2%であり無視し得ないレベルである。

(2) 熱交換器能力予測手法により、フィン内熱伝導の影響は、1列めと2列めとを独立とした系に対して約3%の低下と推定できた。

(3) 冷媒温度分布について予測値と実験値を比較すると、フィン内熱伝導の影響を含む冷媒温度の特徴的なプロファイルがよく一致した。また、熱伝導を考慮した場合の本予測手法による熱交換能力の予測誤差は1%未満、フィン内熱伝導による熱交換能力低下の予測誤差は約24%となり、本予測手法が妥当であることを明らかにした。

以上より、本研究で検討した計算手法を用いて、熱交換器の流路パターンや寸法条件の異なる実設計の現場においても、フィン内熱伝導の影響を考慮した凝縮器の設計検討を机上にて実施できる可能性が示された。

文 献

- (1) Kaga, K. et al., *Proc. of 10th International Heat Transfer Conference*, I/2 (1994), pp. 99-105.
- (2) Kaga, K. et al., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 66, No. 647 (2000), pp. 1826-1832.
- (3) Kaga, K. et al., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 67, No. 654 (2001), pp. 189-196.
- (4) Ito, M. et al., *Transactions of JSRAE*, Vol. 12, No. 2 (1995), pp. 185-190.
- (5) JSME Data Book, *Thermophysical Properties of Fluids*, (1997), p. 371.