

特集 実車搭載時のカーエアコン性能予測技術開発*

Development of the A/C Performance Prediction on the Actual Vehicle

須藤 知宏
Tomohiro SUDO

北田 基博
Motohiro KITADA

浅野 秀夫
Hideo ASANO

水野 貴裕
Takahiro MIZUNO

Recently, it is required that A/C (Air conditioning) performance prediction technology imports the accuracy in the state assembled to the actual vehicle.

This paper is described to calculate the under hood simulation paying attention to the condenser, which is easy to be affected by the actual vehicle. Considering these results, the distribution of wind velocity and temperature in front of the condenser are calculated. The condenser performance considering these distributions is predicted, and then the temperature of the A/C outlet is predicted by using the balance calculation of the condenser's performance and refrigeration cycle.

Consequently, we developed the predictive system of the A/C performance on condition the actual vehicle.

Key words : Air conditioning, Computational Fluid Dynamics, Numerical analysis, Simulation

1. まえがき

近年、車両開発の動向として乗員空間の拡大に伴うエンジンルーム（以後Eng.ルーム）の縮小・過密化及び空力性能向上のためのグリル開口部の縮小傾向にある。また、将来的には燃料電池自動車による熱源の多様化により、カーエアコン部品であるコンデンサの放熱環境が益々厳しくなっている。一方、車両開発期間の短縮に伴いカーエアコンの開発期間も短くなってきており、今後、十分な実車評価が難しい状況となることが予想される。このため、実車のない段階でも実車搭載状態のエアコン性能を予測できる技術が必要不可欠となってきた。

本論文では、エアコン負荷の高いアイドル状態におけるEng.ルーム内熱流れをCFD（Computational Fluid Dynamics）を用いて計算し、コンデンサ前面部の風速・温度分布を求める。その分布を考慮したコンデンサ性能を求め、冷凍サイクルとのバランス計算からエアコン性能を予測する手法を開発し、計画段階の車両に適用したので報告する。

2. エアコンシステム設計の課題

現在の実車エアコン性能の評価・改良は、車両が無い段階ではコンデンサに均一な風速・温度分布条件でベンチ評価を行う。その後、試作車ができてからエアコンシステムを実車搭載し、実機によるチューニングで改良検討を行っている。ベンチと実車評価における最大の相違点は、コンデンサ前面部の風速・温度分布である。実車ではフロント開口部のレイアウトやコン

デンサ周りの部品構成により、風速・温度分布が様になり難い。そこで、この分布の違いによるコンデンサ性能への影響を確認するため、コンデンサの4隅に対して局所的に加熱する実験を行った。Fig. 1は加熱領域（A～D）と加熱による性能変化を示す。この結果から、コア全体の平均温度は同じでも、過熱位置の違いにより、最大で15%性能に差が生じることが確認できる。

このことから、エアコンシステム設計では、コンデンサ前面の平均風速・温度だけでなく、風速分布・温度分布の影響を考慮した設計が重要と考えられる。

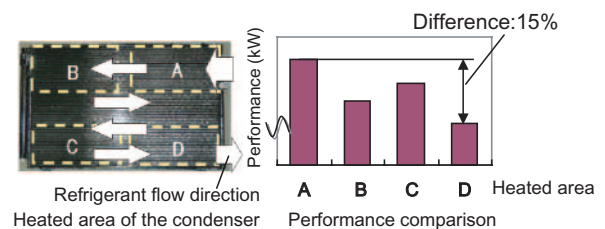


Fig. 1 Performance change of heated area

3. 実車エアコン性能予測手法の構想

実車状態のエアコンシステムを設計するためには、実車状態のエアコン性能を予測する技術が必要である。Fig. 2に実車エアコン性能予測手法の全体構想を示す。

始めに、実車状態のコンデンサ前面風速・温度分布を予測するために、Eng.ルーム内の熱流れ計算手法（CFD）を開発する。次に、風速・温度分布を考慮で

*2004年1月19日 原稿受理

きるコンデンサ性能モデルを開発し、コンデンサ性能と冷凍サイクルの連成によるバランス計算を行う手法を構築する。これら一連の計算により、実車状態のエアコン性能及び吹出し温度の予測を実施する。

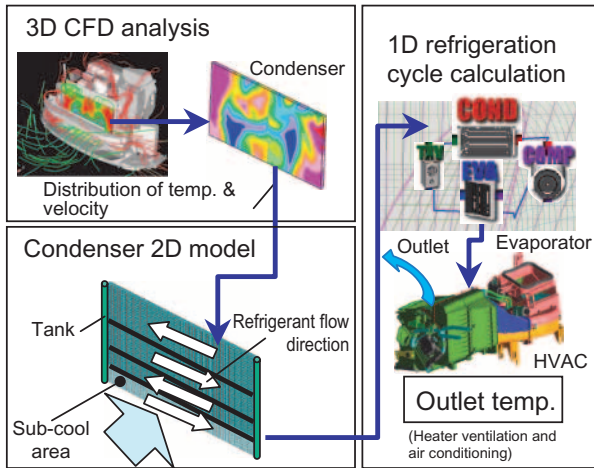


Fig. 2 Prediction concept

4. Eng.ルーム内CFD

4.1 解析モデル

コンデンサの風速・温度分布を予測するためには、Eng.ルーム内部の流れと車体外側の流れの考慮が必要である。

解析モデルをFig. 3及びFig. 4に示す。Fig. 3はFF車のEng.ルームを示しており、補機部品をモデル化したものである。Eng.ルーム内モデルの特徴としては、コンデンサ周辺部はモデル形状及び搭載部品を詳細に再現し、Eng.周辺部は内部流れに影響が小さいと考え、簡略なモデル化を実施した。Fig. 4は車体外側の空間を示し、車長に対して十分大きな空間を設けることにより、妥当な車体外側の流れを考慮した。

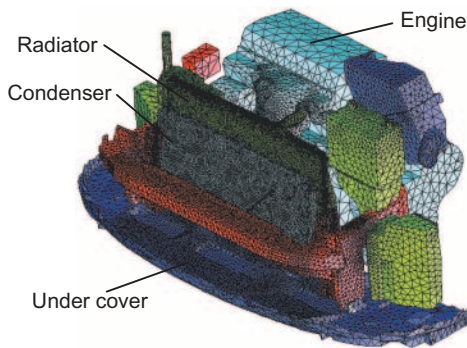


Fig. 3 Inside engine room

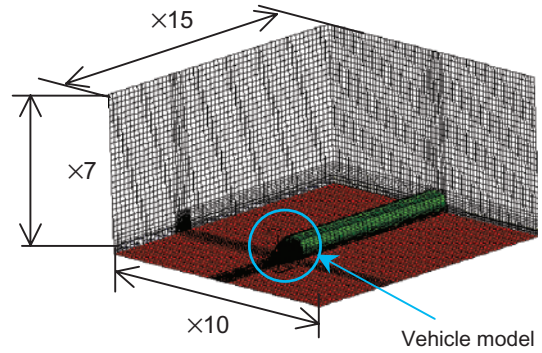


Fig. 4 Area of outside body

4.2 計算条件

4.2.1 電動ファンモデル

電動ファンの計算モデルについて説明する。電動ファンにおける計算モデルの役割は、

- ①実車状態でのファン風量が再現できること
- ②ファン流出風の方向ベクトルが実機と一致していること

が重要である。そのため、Eng.ルーム内CFDでは上記2点が可能となるマルチフレーム手法 (multi reference frame) を用いて計算を行った。本手法については、解析ソフトウェア(ソフト名: Star-CD)の標準的な計算手法¹⁾²⁾のため概要のみ説明する。

計算モデルは翼形状を含む翼周囲の空気領域からなる (Fig. 5)。空気領域は回転軸を中心とした回転座標系で翼回転と反対方向に体積力を与えることで相対的に翼から流体力を与えたのと同値の計算を行っている。この手法は翼を回転させずに定常計算で解けるため、計算負荷が非定常計算より大幅に少ない。

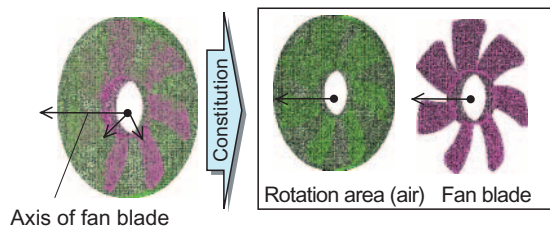


Fig. 5 Constitution of multi reference frame

次に、計算手法の有効性を確認するため、上記の①②に対応した実験検証を行った。

Fig. 6に電動ファン単体のファン特性 (圧力損失ー風量特性) を示す。Fig. 6より、低風量の領域でやや誤差が大きめに見られるものの、全体の特性傾向及び高風量ではほぼ一致していることが分かる。また、本

Eng.ルームCFDの主対象としているアイドル相当の風量範囲においては、計算誤差は5%以内である。これが冷房性能へ与える影響は約0.7%と僅かであるため、計算精度としては実用可能と判断した。なお、低風量域における誤差については翼面の剥離やサージング等の影響が計算上十分に考慮できていないためと考えられる。

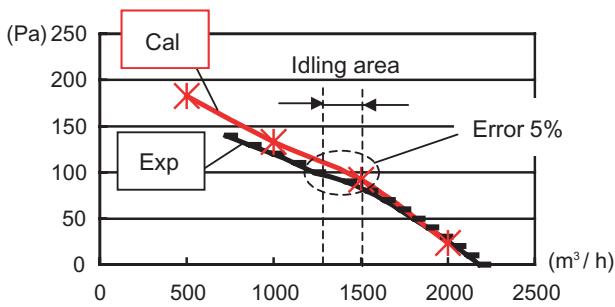


Fig. 6 Fan characteristics

Fig. 7にファン流出風の方方向ベクトルを測定するためのPIV (Particle Image Velocimetry) 計測装置を示す。測定方法はファンとレーザー照射器を垂直に設置し (Fig. 7)、レーザー光をFig. 8の位置に照射する。レーザー光を照射した部位では、レーザー平面 (※) で発生している風向及び風速を2次元断面でカメラを用いて測定する。なお、シーディングにはジエチレングリコール (粒子径1 μ m) を使用した。

(※) レーザ光は平面シート光

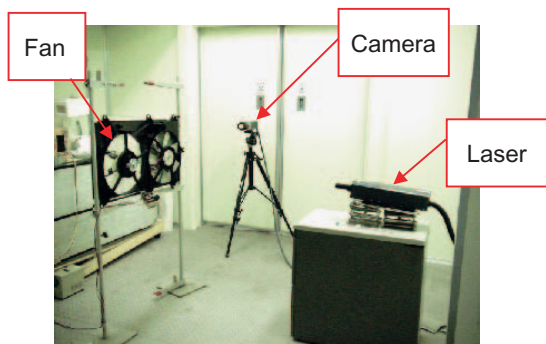


Fig. 7 Measurement state

Fig. 9にPIVにより測定したファン流出風の実験結果とマルチフレーム手法による計算結果を同一領域で示す。実験では、ファン後方部の流れは軸流方向が主流であり、主流部の流速は8m/s程度であることが分かる。一方、計算結果においても流れ場の全体傾向が

実験とほぼ一致していることが確認できた。

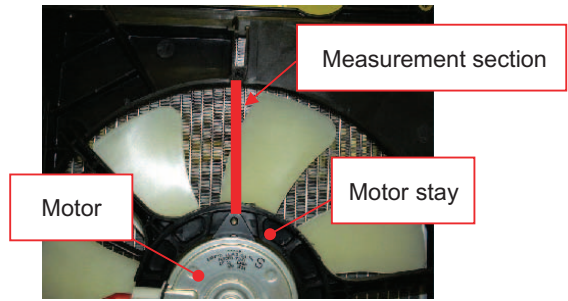


Fig. 8 Measurement section

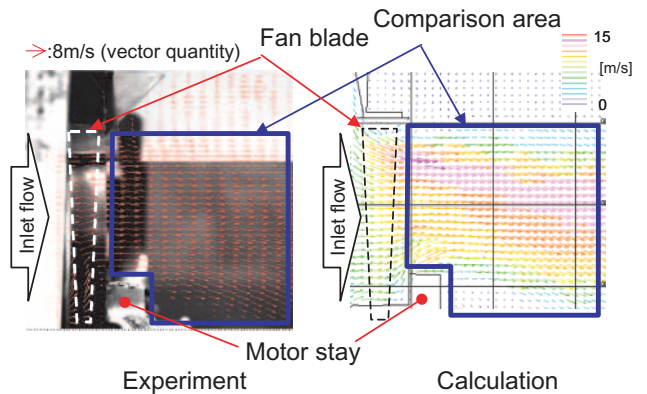


Fig. 9 Flow velocity vector behind the fan

4.2.2 その他の計算条件

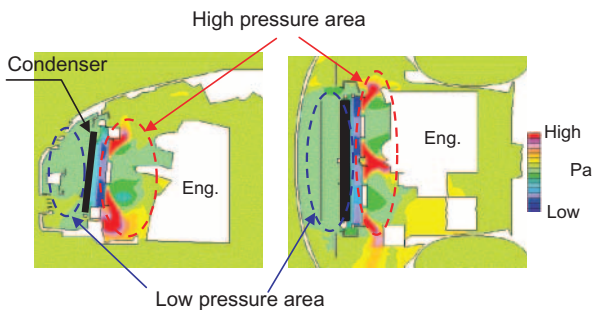
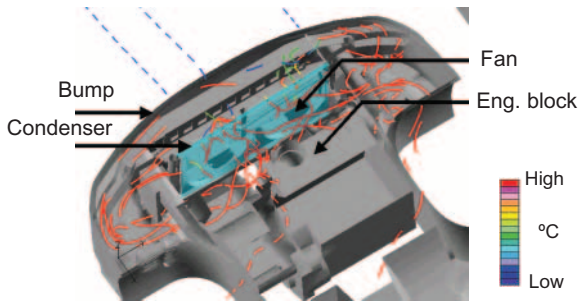
Table 1にEng.ルーム内CFDに設定した計算条件を示す。

Table 1 Calculation condition

| Item | Calculation setting |
|---------------------------------------|---|
| CFD | STAR-CD |
| Mesh type | Tetrahedral |
| Number of mesh | 3,500,000 |
| Flow condition | Steady/Incompressible flow |
| Scheme | Multidimensional second order accurate differencing scheme |
| Turbulence model | Standard κ - ϵ turbulence model |
| Boundary condition | <ul style="list-style-type: none"> • Inlet : 0.05m/s (constant) • Outlet : Pressure • Wall : Log-low |
| Heating element (use experiment data) | <ul style="list-style-type: none"> • Wind temp. through the radiator : 70°C • Engine block surface temp. : 130°C • Exhaust pipe temp. : 250°C (take account of convective heat transfer) |

4.3 Eng.ルーム内熱流れの計算結果

Fig. 10にEng.ルーム内で発生する熱流れの流動状態を示す。流れの傾向として、電動ファンから出てきた熱風がEng.ブロックに衝突し左右に分岐する。分岐した熱風はそれぞれ両サイドバンパ内部に入り込み、バンパの内側を通過してコンデンサ前面に回り込んでいる。そして、回り込んだ熱風は電動ファンにより、再びコンデンサへ吸い込まれる現象が計算より確認できる。Eng.ルーム断面における静圧分布をFig. 11に示す。コンデンサの前後において、大きな圧力差が発生していることが計算より確認できる。この圧力差によって、Eng.ルーム側からコンデンサ前方側へ回り込む流れが生じているものと考えられる。



4.4 実験検証

4.4.1 流動状況の検証

コンデンサ熱風回り込み流れを煙による可視化実験により検証した。実験はバンパ平面部を透明樹脂にし、Eng.ルーム内に煙を注入して可視化を行った。

Fig. 12に回り込み流れの流動状況の計算と実験の比較を示す。バンパ側面の流れは、実験ではランプ付近から流入し、バンパの下部を伝ってコンデンサへ引かれていくことが分かる。このことは、計算でも同じように流れていることが確認できた。コンデンサ前面

のグリル付近の流れは、実験では助手席側から流れてきた熱風がコンデンサ前面で電動ファンにより吸い込まれていく流れをしており、同じような流れが計算でも確認することができた。以上のことから、計算でのコンデンサ熱風回り込み流れの傾向は実験と一致していることが確認できた。

| | Experiment | Calculation |
|--------------------|------------|-------------|
| Bumper aspect | | |
| Foreside condenser | | |

Fig. 12 Validate the eng. room flow

4.4.2 コンデンサ前面部 風速・温度分布の検証

実車試験によるコンデンサ前面部の風速分布は、プロペラ風速計 (Fig. 13) を用いて30点 (5×6) 測定し、温度分布については熱電対を用いてコンデンサの枠端部を含む56点測定した。

Fig. 14にコンデンサ前面部の風速分布と温度分布を実験と計算で比較した結果を示す。風速分布は全体的な傾向が類似しており、温度分布は運転席側一高温領域及び中央部一低温領域の分布の特徴が実験結果とほぼ一致していることが確認できる。

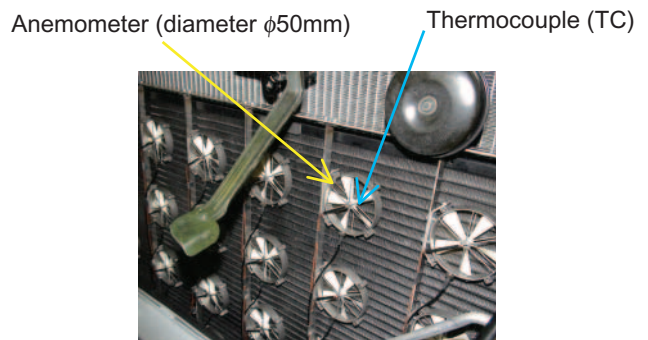


Fig. 13 Anemometer of propeller type

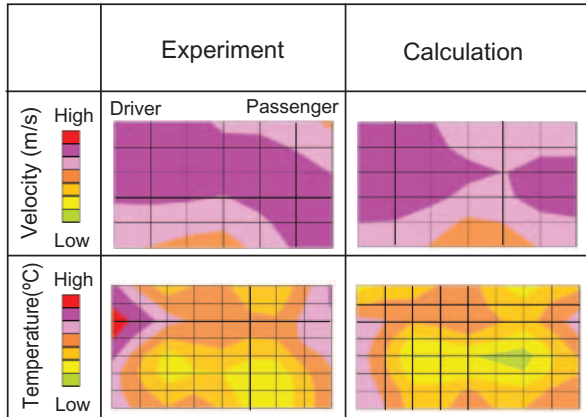
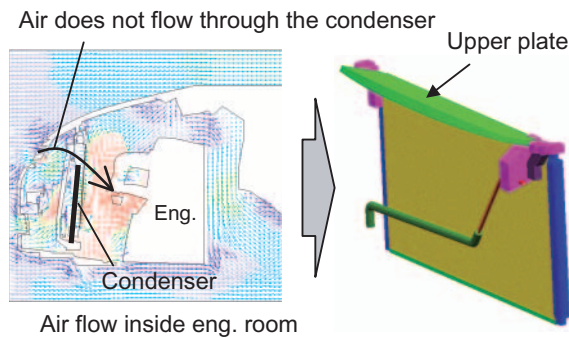


Fig. 14 Distribution in front of condenser

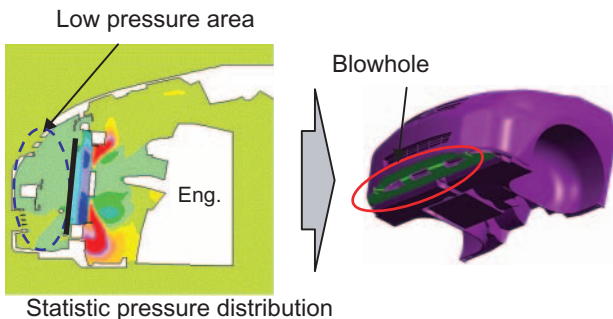
4.5 計算手法の適用性検証

Eng.ルーム内熱流れ技術の適用性を確認するため、前述の解析結果を用いて熱回り込みの改善案を検討した。Fig. 15にEng.ルーム内の流れの特徴と改善策の検討例を示す。

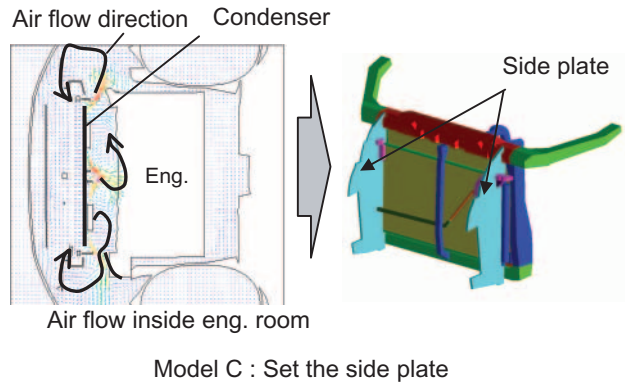
モデルAはグリルから流入した風がコンデンサ上部を通過しないことに注目し、コンデンサ上端にガイドを設置することで、コンデンサ上部の冷却を目的とする。モデルBはバンパ下側に穴を明け、コンデンサ前面部の負圧を利用して外気を導入し、コンデンサー



Model A : Set the plate upper condenser



Model B : Make the blowhole



Model C : Set the side plate

Fig. 15 Flow characteristic & improvement idea

ブクール領域を冷却することを目的とする。モデルCはバンパ両サイドからの熱風回り込みを遮断することを目的とする。

前述の3モデルに対し実車による検証を実施した。Fig. 16に検証モデル(A, B, C)におけるコンデンサ前面部の平均温度の比較結果を示す。オリジナル形状に対し、いずれの改善策ともに効果が見られる。その傾向は実験結果ともよく一致しており、本検討例では遮蔽板による改善策が最も有効であると判断できる。なお、計算側の温度が実験よりも低い傾向を示しているのは、日射及び地熱の影響を本計算では考慮していないことが一因として考えられる。

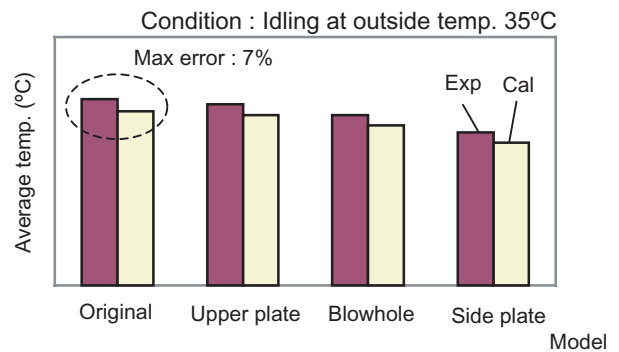


Fig. 16 Average temperature in front of condenser

結果の一例として、遮蔽板モデル (Model C) における温度分布の比較をFig. 17に示す。この比較結果から、平均温度だけでなく、分布傾向も計算と実験で類似にあることが確認できる。以上より、コンデンサ放熱環境予測技術として風速・温度分布の予測評価及び改良検討が可能であることを確認した。

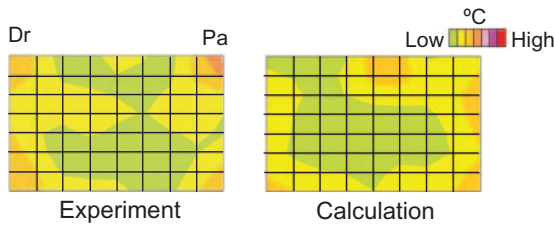


Fig. 17 Temperature comparison of side plate model

5. コンデンサ 2Dモデル

現在主流のマルチフロータイプ（以後MF）³⁾は、コンデンサに流入した冷媒が入口側タンクより多数のチューブに分岐し、吐出側タンクに流れる。また吐出側タンクに仕切り板を入れることで、パス数を設定できる内部構造をしている。この構造を持ったコンデンサ性能予測モデルの構築を検討する。

5.1 コンデンサ性能計算プログラム

コンデンサ前面部の風速・温度分布を考慮した性能予測を実施するためには、各チューブを流れる冷媒流量を考慮し、チューブ微小領域にて発生する放熱量を求める必要がある。

5.1.1 計算ロジック

計算プログラムの考え方^{4) 5) 6) 7)}をFig. 18に示す。冷媒流れ方向にチューブをN分割し、分割した1区間をセルとする。コンデンサ内の冷媒状態は、気相・液相・気液2相の状態が存在するため、まず始めに第1セルの中で冷媒乾き度 $X(i)$ を求め、冷媒の相状態を判定する。次に相状態に応じた冷媒熱伝達率 $(\alpha r(i))$ と冷媒圧力損失 $(\Delta Pr(i))$ を計算し、この二つの値からセル内で発生する放熱量 $(\Delta Qr(i))$ を求める。冷媒気液2相状態における圧力損失と熱伝達率の求め方については、5.1.2項及び5.1.3項にて説明する。

つづいて、 $\Delta Qr(i)$ から次のセルの乾き度 $X(i+1)$ を求め、同じように次のセルで発生する $\alpha r(i+1)$ と $\Delta Pr(i+1)$ の計算を実施し、放熱量 $\Delta Qr(i+1)$ を求める。これを最終セル（N番目）まで繰り返し、最終セルの乾き度が目標乾き度と一致する場合、すべてのセルの放熱量を合計しコンデンサ全体の放熱量 Qr を計算する。しかし、最終乾き度が不一致の場合、最初に仮定した冷媒流量を変更して最初のセルから再計算を行う。また、各チューブへの冷媒分配量の計算については5.1.4項で説明する。

5.1.2 冷媒 2 相域での圧力損失

冷媒 2 相域での圧力損失における一般式は、既に

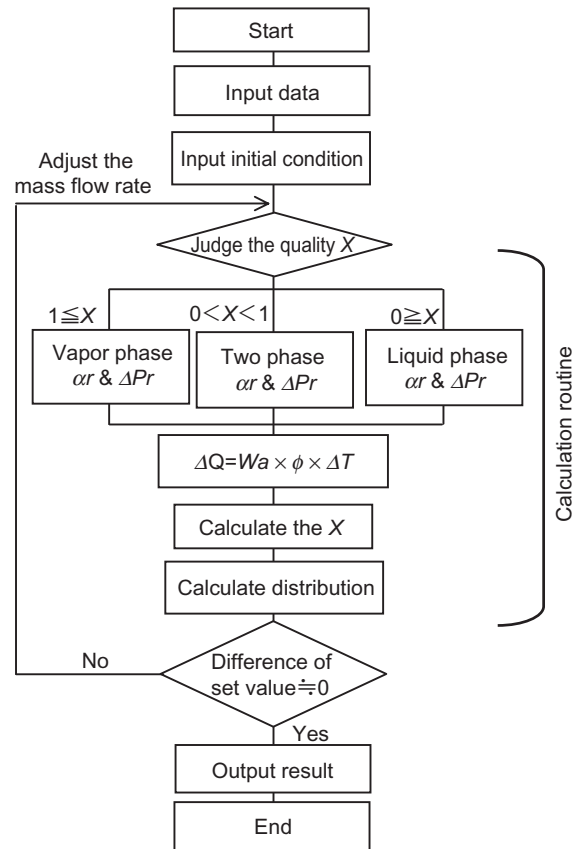


Fig. 18 Condenser performance calculation

Lockhart-Martinelliにより示されており、式(1)に示すように、圧力損失は液単相での圧力損失にある係数をかけたもので表されている。この無次元係数は式(2)に示すようにMartinelli Parameterにより関数化されている。この関数化されたParameterは実験より式(3)として定義され、式中に用いられている乗数 $C1 \cdot C2 \cdot C3$ は実験により決定した。

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_F = \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_L \times \theta_L^2 \tag{1}$$

$$\theta_L^2 = \frac{\Delta P_F}{\Delta P_L} = 1 + \frac{21}{X} + \frac{1}{X^2} \tag{2}$$

$$X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{C1} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{C2} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{C3} \tag{3}$$

5.1.3 冷媒 2 相域での熱伝達率

冷媒 2 相域における熱伝達率については、多数の研究者により円管での実験式が提案されている。しかし、これらの対象はMFコンデンサより管径が10倍以上あり、適用範囲から大きく外れている。また、これらの実験式は気相と液相の流れ方である流動様式により大

大きく影響されることが分かっている。そこで、MFコンデンサによる実験を行い、実験データをもとに独自の手法にて式を整理した。

考え方は圧力損失と同様で、式(4)に示すように液単相の熱伝達率に2相ヌセルト数をかけたもので表す。この2相ヌセルト数は実験より式(5)・式(6)・式(7)により定義し、式(7)中の乗数C4・C5・C6は実験により決定した。

$$\alpha_r = Nu_F \times \lambda_L / d \quad (4)$$

$$Nu_F = \xi \times Nu_L \quad (5)$$

$$\xi = F(\beta) \quad (6)$$

$$\beta = \frac{Nu_G}{Nu_L} = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{C4} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{C5} \left(\frac{Pr_G}{Pr_L}\right)^{C6} \quad (7)$$

5.1.4 チューブ間の冷媒流量分配計算

Fig. 19にチューブ間にて発生する冷媒流量分配計算の考え方を示す。始めに、各チューブを流れる冷媒量はコンデンサを通過する冷媒量をチューブ本数Mで割った値を初期値として定義する。次に、各チューブで発生する冷媒圧力損失を計算し、圧力損失値を比較する。圧力損失値が等しくならない場合はチューブ間で冷媒流量の調整を行い、再計算を実施することで冷媒流量の分配を考慮する。なお、今回の分配計算においては、チューブの入口と出口側に設置されているタンク内の圧力分布は均一とした。

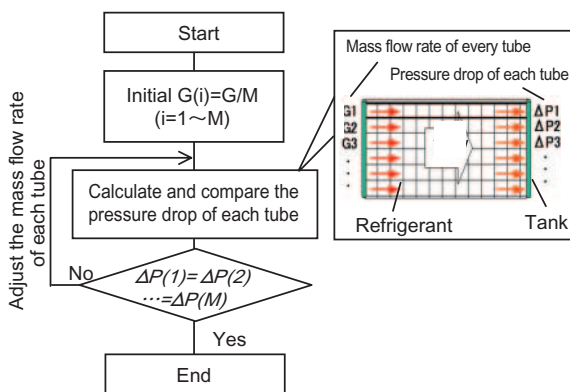


Fig. 19 Refrigerant distribution calculation

5.2 “CFD” と “コンデンサ 2Dモデル” の連成

CFDとコンデンサ2Dモデルの連成方法をFig. 20に示す。Eng.ルームCFDで求めたコンデンサ前面部の風速・温度分布をコンデンサ2Dモデルの入力条件として設定し、コンデンサ2Dモデル (Fig. 21) の同一セル内で空気側と冷媒側の熱交換を実施する。ここで、チューブ&フィンの領域を1つのセルと定義し、セル内の熱交換は5.1節に説明したサブルーチン計算を行い、各セルで発生した熱量の合計がコンデンサ性能となる。なお、実機ではコンデンササイド部にモジュレータが設置されているが、本計算では計算負荷低減のため対象外とし、空気の流れ方向における冷媒は一様と仮定し、分割セル数は1層とした。また、本モデルはコンデンサ通過後の空気温度の算出が可能であるため、車両設計で重要となる実車状態のラジエータ性能予測に対しても有効である。

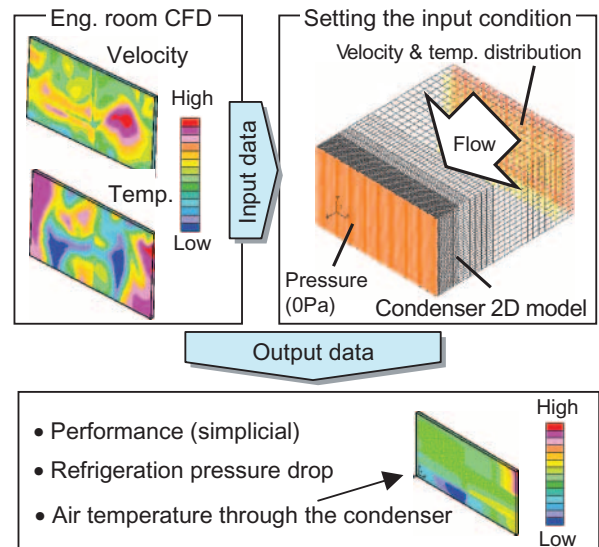


Fig. 20 Coupling calculation method

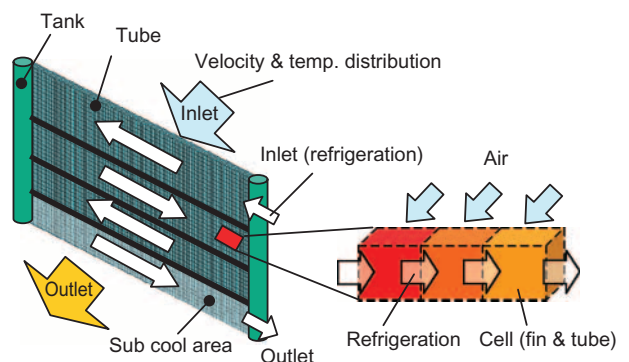


Fig. 21 Condenser 2D calculation model

5.3 コンデンサ2Dモデルの精度評価

5.1節, 5.2節で構築した手法を用いて, コンデンサ前面に風速・温度分布がある場合の性能予測計算精度を検証した。Fig. 1で示した実験結果をもとに, 計算による熱量比較結果をFig. 22に示す。比較結果より, 今回構築したコンデンサモデルは最大3%程度の誤差で予測可能であることを確認した。

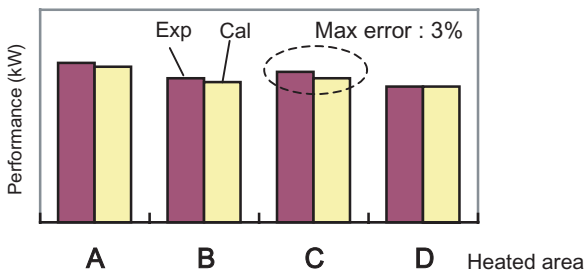


Fig. 22 Performance comparison

6. 冷凍サイクル計算

6.1 冷凍サイクル計算プログラム

Fig. 23に冷凍サイクル計算のフローを示す。計算条件として, 外気温度・製品仕様などを設定し, 初期条件としてコンプレッサの吸入・吐出圧力値の仮定を行う。仮定した圧力をもとにサイクル部品(コンプレッサ・配管・熱交換器)で発生する冷媒圧力損失及び熱交換量を計算する⁸⁾。この結果より, エバポレータで

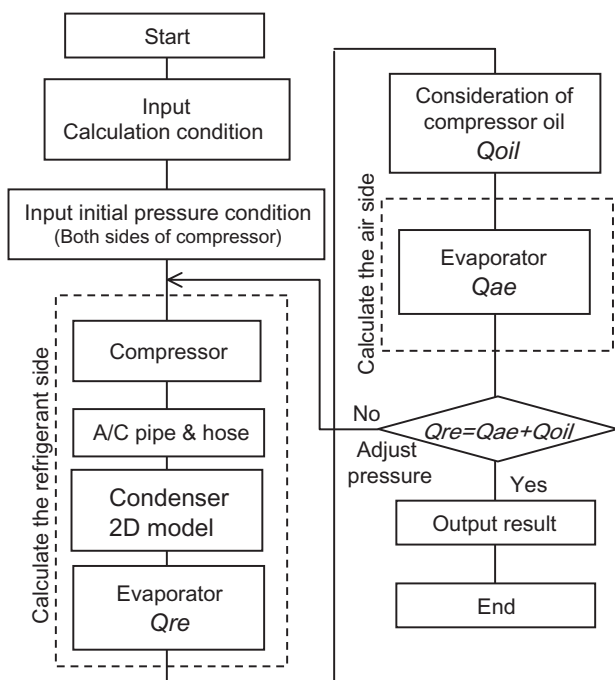


Fig. 23 Refrigerant cycle calculation

発生する冷媒側の熱量 Q_{re} と冷媒とオイルの熱交換量 Q_{oil} を求めることができる。次に, 空気側の熱量 Q_{ae} を求め, $Q_{re}=Q_{ae}+Q_{oil}$ となるようにコンプレッサの吸入・吐出圧力を調整し, 冷凍サイクルのバランス計算を実施する。

6.2 “コンデンサ2Dモデル”と“1D冷凍サイクル”の連成

従来の冷凍サイクル計算では, コンデンサ部分の計算は空気側入力条件が一樣とされていた。そこで, コンデンサ前面の風速・温度分布が考慮できるコンデンサ2Dモデルを冷凍サイクル計算のコンデンサ部分に適用することで, 分布を考慮できる冷凍サイクル計算プログラムを構築した。冷凍サイクルのバランス計算における1Dと2Dの連成方法をFig. 24に示す。Fig. 24は1Dで計算された冷媒流量・冷媒温度・冷媒圧力データを2D計算の入力値とすることを示す。ここで, 2Dの入力値とする際に, 冷媒流量はコンデンサチューブの本数で割った冷媒流量を各々のチューブに初期値として与える。冷媒温度・圧力については, 1Dの計算結果をそのまま各チューブの入力値として与えることで, 1Dと2Dの連成計算を実施する。これより, コンデンサの分布を考慮した実車状態のエアコン吹出し温度及び性能予測が可能となり, エアコンシステム設計において重要な冷房性能予測技術の構築が完了した。

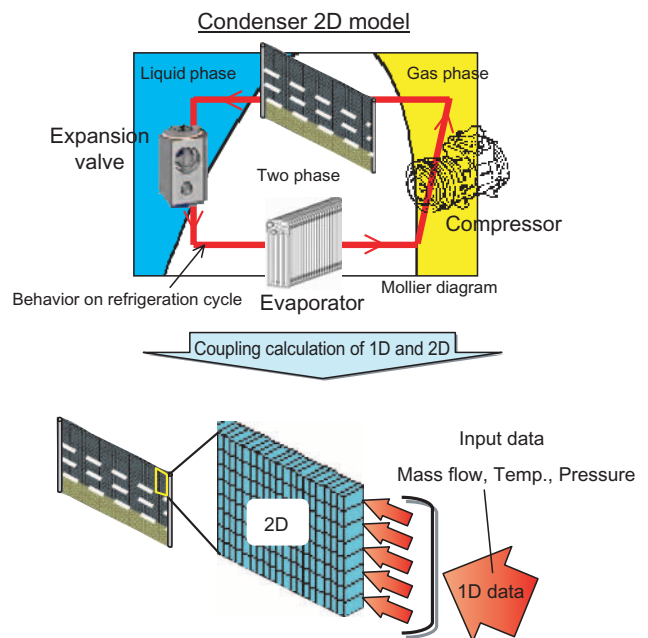


Fig. 24 Coupling calculation 1D and 2D

7. 開発車両への適用効果

車両構造が決定する前の段階に、実車エアコン性能予測技術を開発車両へ適用し、エアコン性能を確保したEng.ルーム設計の検討を行った。その結果、コンデンサ両側にガイドを設置することで、フロント開口部からの冷却風を効率的に活用できることをEng.ルーム設計部門に提案した。

Fig. 25に、この改善策による計算上の効果を示す。これより、コンデンサ前面の平均温度は10℃低下し、エアコン吹出し温度は1℃（外気温35℃時）の効果を得ることができ、この改善策を車両構造が決定される前の開発車両に適用することができた。

なお、改良構造の形状については、現在開発期間中のため割愛させて頂く。

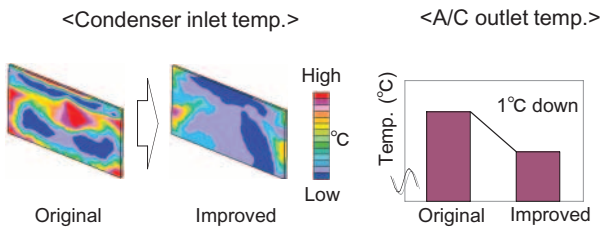


Fig. 25 Improved effect

8. まとめ

- (1) コンデンサ前面温度・風速分布を考慮した実車状態のエアコン性能を予測することが可能となる技術を構築した。
- (2) 分布の考慮により、コンデンサ性能計算精度が15⇒3%以内に予測することが可能となった。
- (3) 車両計画段階で実車エアコン性能予測を実施することにより、エアコン性能を確保したEng.ルーム設計を車両メーカーへ提案し、適用することができた。

記号

本論文で用いた記号を以下に整理する。

- d : 相当直径 (m)
- G : 重量流量 (kg/s)
- Nu : ヌセルト数 ($= \alpha \cdot d / \lambda$)
- P : 圧力 (Pa)
- Q : 熱量 (W)
- T : 温度 (K)
- Wa : 空気側水当量 (W/K)
- X : マルチネリ パラメータ
- x : 冷媒乾き度
- α : 熱伝達率 (W/m² K)
- Φ : 温度効率
- θ : 2相圧損パラメータ
- ρ : 密度 (kg/m³)
- μ : 粘性係数 (kg/ms)
- λ : 熱伝導 (W/mK)
- ξ : 2相ヌセルトパラメータ

添え字

- F : 気液二相
- G : 気相
- i : 個数
- L : 液相

<参考文献>

- 1) CDAJ : STAR-CD VERSION 3.2 TUTORIALS Vol.1 pp.7-55.
- 2) CDAJ : STAR-CD VERSION 3.2 METHODOLOGY pp.1-5.
- 3) カーエアコン研究会：カーエアコン，山海堂
- 4) 日本機械学会：伝熱工学資料，改訂第4版
- 5) 日本機械学会：管路・ダクトの流体抵抗
- 6) 植田辰洋：気液二相流，養賢堂
- 7) 日本冷凍協会・日本フロンガス協会：代替フロンの熱物性，三美印刷(株)
- 8) 竹内俊雄：自動車技術会前刷集，20015068



<著 者>



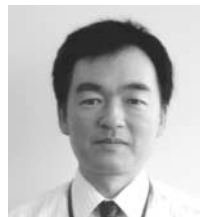
須藤 知宏
(すどう ともひろ)
冷暖房実験部
エアコン流れ解析要素技術の開発
に従事



北田 基博
(きただ もとひろ)
冷暖房実験部
エアコン流れ解析要素技術の開発
に従事



浅野 秀夫
(あさの ひでお)
冷暖房実験部
エアコン仮想設計システムツールの
開発に従事



水野 貴裕
(みずの たかひろ)
トヨタ車体(株) 内装シート設計部
ミニバン, SUV関係のエアコン設
計業務に従事