

神奈川工科大学 自動車システム開発工学科  
博士学位論文

**Multi-Physics** を含んだシミュレーション活用による  
車の新技術創出の研究

**Development of New Vehicle Technology by Advanced  
Usage of Computer Simulation including  
Simultaneous Multi-Physics Analysis**

2014年1月

(申請者氏名)

武山 哲

# Multi-Physics を含んだシミュレーション活用による

## 車の新技術創出の研究

### 論文の和文要旨

本論文では、全体を通じて①シミュレーションによる新技術の創出、②シミュレーションの広範囲の解法への発展、③最新の技術として熱流体に固体弾性変位も加えた Multi-Physics 連成シミュレーションの活用、④コンピュータの発展にともなうシミュレーション技術の変遷に関する研究結果と今後の方向を示す。

この研究で開発したシミュレーション技術は、単一の手法ではなく、1次元差分法、3次元差分法、そして複数の解法を同時に実行する Multi-Physics 連成シミュレーションという広範囲にわたるものである。論文後半には、熱流体に固体弾性変位も加えた Multi-Physics 連成シミュレーションの手法と、それを活用して創出した新冷却法を述べる。

下記に本論文の構成と各章の要旨を記述する。

#### 本論文の構成

**第1章**は、本研究の目的、車に求められる性能の変遷、CPU性能等コンピュータ環境の変遷と熱流体を中心としたシミュレーションの推移について述べる。シミュレーション開発には次の要素を考慮しながら、対象毎に重点を変えて異なる手法を用いた。すなわち、対象とする現象の性質（次元,速度）、計算機環境、市販コードの有無などである。

**第2章**では吸気系脈動解析によるエンジン出力向上に1次元差分法を用いて、独自のプログラムコードを開発した例を示す。排出物制御のための大量EGR（排気還流）解析には市販コード利用の3次元現象モデリングと新気・排気の効率的混合用吸気系設計例を示す。まず、計算機資源の質と量に頼らず、現象の本質をとらえた効率的な1次元計算手法により、エンジンの出力を予測できる熱流体解析シミュレーション、すなわちガス交換過程シミュレーションの数値計算手法の開発について述べる。同時にその手法によって、新しい機構を創出した開発例を示す。次に、計算機環境の向上とともに出現した3次元の熱流体シミュレーションを、その特性を生かして、実エンジン内の熱流体解析の実例と、改良設計の創出例について記述する。

**第3章**では、熱流体解析と固体の弾性変化解析を同時に進行させるMulti-Physics連成シミュレーションの実用化手法について述べる。個々の物理現象毎に開発された解析コードとメッシュ生成コードを活用しながら、それを簡単に統合しつつ修正できるConcurrent Mesh Platformという新しい概念の創出を記述する。これにより異なる物理現象が複数存在して相互に作用する現象を、同時かつ効率的にシミュレーションすることを実現した。

**第4章**では、実際にMulti-Physics連成シミュレーションを活用し流体力による固体の振動により流体境界層を通しての熱輸送を促進する新しい振動冷却方式の開発例を報告する。実例は、従来と比較して40%冷却効率が向上する新しい冷却方式振動冷却である。

**第5章**の結言では、**第2章**から**第4章**の内容から得られたシミュレーション技術開発と新技術開発に当たっての肝要なことを記述する。および今後の課題についての考察を述べる。

## 第1章 緒言

時代と共に、車に対する規制や市場要求が変わり、それに応じてシミュレーションの対象が変わってきていることを示す。加えて、コンピュータ能力の向上により、シミュレーションの適用範囲が拡大している概要を記述する。

特に著者が携わってきた熱流体シミュレーションを中心として、その数学的離散化の手法とその適用結果、さらに、近年では車に対する要求の複雑化と、計算機能力の向上とが相まって Multi-Physics 連成シミュレーションが適用の域まで達してきたその変遷について概要を述べる。

## 第2章 熱流体シミュレーションを用いた新技術創出

2-1, 2-2項では車に要求される性能と、それを予測する熱流体シミュレーションの従来課題を述べている。

2-3項では、車の出力性能を改善する手法と創出した新技術について述べる。エンジンの出力向上の要求に対し、従来は多数のエンジンを試作し実験により開発することがほとんどであり、かつガス交換過程の現象理解が不十分で実機に応用できなかったため、シミュレーションを適用したガス交換過程の予測とその解析、および吸入空気量増大が大きな課題として求められていた。特に、吸入管内の脈動を利用し吸入空気量増大ができる設計案を、シミュレーションを活用して創出することが大きな課題として求められていた。

しかし従来のシミュレーションは吸気系と極端に単純化した音響理論あるいは特性曲線

法を用いていたため、前者の音響理論では、充填効率の予測精度が低く、後者の特性曲線法では、菅の断面積変化の設定が難しい等の問題点があった。

**2-3-1 節**では、ガス交換過程シミュレーションの概要を述べる。

**2-3-2 節**では、離散化の手法として差分法を取り入れ、人工粘性係数に工夫を加えた管モデルについて記述する。

**2-3-3 節**では、マニホールド分岐部のモデルについて述べる。分岐モデルでは、それまでの手法では、分岐中心部の流速を考慮しなかったが、本モデルでは変形 FLIC 法を用いて、分岐中心部の慣性を考慮した。

**2-3-4 節**では、シリンダ等の容器モデルおよび燃焼モデルについて述べる。

**2-3-5 節**では、境界条件について示す。境界は、質量保存式、運動量保存式、エネルギー保存式、断熱変化式と管内との差分式でモデルどうしを結合する。排気バルブ開時の場合、吐出する流速が音速になり断熱式が成り立たないため、断熱式の代わりに音速の条件を入れる工夫を行った。同条件は、排気バルブの開口面積が狭い時だけの条件設定のため、充填効率の予測精度の相違はわずかである。

**2-3-6 節**では、実測値と計算値の比較を示す。

**2-3-7 節**では、シリンダ壁面における熱伝達が、充填効率予測の絶対値を決める重要なファクターであることを示している。

**2-3-8 節**では、**2-3-1 節**のガス交換過程シミュレーションを用い、6シリンダエンジンの吸気系の圧力脈動を分析した内容を示す。

**2-3-9 節**では、上記吸気系の挙動を活用し、可変吸気方式と呼ばれる新しい吸気方式を開発し、実機エンジンの出力改善に貢献した内容を示す。

**2-3-2 節**, から **2-3-6 節**の数値解析技術と, **2-3-9 節**の可変吸気方式の実機への適用に対し、1988 年 IMechE (The Institution of Mechanical Engineers;英国機械学会) Dugald Clerk 賞を受賞している。

**2-4 項**では出力増加による排気音の増加を抑えるため、同シミュレーションを活用し、排気吐出音を低減する排気位相差カムの開発を報告する。

**2-5 項**では、排気エミッション (特に HC, NO<sub>x</sub>) の削減が必要とされた状況とその対策について記述する。従来は、大量 EGR が NO<sub>x</sub> 削減の手段であったが燃焼不安定を招き、十分に混合する為に吸気系容積大にするとエンジンの応答、スペースの点で成立しないなどの問題があった。また、加熱式の触媒を使う試みもされたが、大電流を要することから、バッテリーの大型化等も招き、実用性がなかった。

1990 年代になって 3 次元シミュレーションの市販が始まったが、解析対象の現象に合ったモデリングを行なわないと、計算不能、計算時間の過大、大きな誤差集積などの問題が発生していた。

**2-5-1 節**では、3 次元熱流体の解法を良く知った上で、計算対象となる現象を必要最小限の計算量で表現するモデリング技術を、実験との対応付けをしながら開発した結果を報告する。これらの技術革新を活用することにより、エミッション発生源である燃焼の改善を可能とした。この手法は、計算資源が発達した今日においても、シミュレーションをいた

ずらに複雑化することなく、設計者にとって現象の理解が容易となる価値のある方法である。

**2-5-2 節**は、このエンジン内のガス流動解析を説明したものである。

但し、1990年代前半の市販の熱流体シミュレーションソフトは、精度や収束性が高くない、エンジンに適用すると、計算途中での発散や、実測値と合わないという問題があった。

そこで、4社の市販シミュレーションにて、計算メッシュ作成が可能であるか、可視化実験と計算のフローパターンが一致するか、およびバルブリフトに対する流入量の精度が適切であるか、加えて収束性が良いか等の観点で最適なソフトウェア（STAR-CD）を選び、本研究で用いるエンジン解析スタンダードシミュレーションとした。本3次元熱流体シミュレーションのエンジンへの適用は日本初である。

**2-5-3 節**では、**2-5-2 節**のシリンダ内のガス流動改善に加えて、もう一つのエミッション低減手法である EGR（Exhaust Gas Recirculation）の改善を、3次元シミュレーションによって現象解析と実機適用を行った結果報告である。

燃焼室内で生成される $\text{NO}_x$ は窒素の燃焼時の高温熱解離と酸化により発生する。EGRを施すとシリンダ内ガスの熱容量が増して火炎温度が下がるので、 $\text{NO}_x$ 低減に効果的である。このとき、排気ガスの新気への混合度合いの実験計測は殆どで不可能であるため、3次元シミュレーションを現象解析に応用した。その結果からシリンダに流入する新気と排ガスを均等に混合するスパイラル混合EGRという設計案を考案した。

**2-5-4 節**では、インホイールモータを有する電動車の車体周り熱流体解析を記述した。イ

インホイールモータは、一定の熱を発生する要素として、当該要素の体積に比例した発熱条件を与えた。ホイールの回転はなく、床面にはフリースリップの境界条件を与えている。

ここではフロント部、インホイール廻りの流れおよび、熱の分布は解析できた。これにより、インホイールモータが高温になり、さらなる詳細な解析が必要であるという課題が把握できた。

### 第3章 Multi-Physics 連成シミュレーションを効率的に行なう Concurrent Mesh

#### Platform の創出

3-1項では、CO<sub>2</sub>低減の要求から始まった電動化の究極の姿としてのインホイールモータ (in-wheel motor) の冷却改善設計に対し、Multi-Physics連成解析手法が必要であることを述べる。

3-2項では、構造振動と空気流変動の Multi-Physics 解析実行にあたっての解析用メッシュ生成の困難さを記述する。インホイールモータのような狭い空間を形成する構造の設計修正を行う場合、連成計算をする流体側の計算メッシュを再度構造体に沿って修正し、処理に多くの時間を要する課題を示した。

3-3項では、熱流体现象と構造振動現象の圧力を介しての連成問題を、効率的に解くため、著者が新しく開発した Concurrent Mesh Platform について述べる。まず、この Multi-Physics シミュレーションの基本方針として、すでに充分発達している個別 Physics の解析ソフトを統合的に使い、シミュレーション全体として連成解析を行なうという考え方

を説明する。昨今の連成シミュレーションでは、橋脚の変形のように弾性体外部の空間が広く、熱流体のメッシュが多く作成できる開かれた空間の連成計算は発表されるようになってきた。しかしながら、車の内部のように閉空間に部品が多数存在する複雑な対象に対して、メッシュ作成やメッシュの連結が難しく、多大な時間がかかるという **3-2 項**に示した問題があった。開発した **Concurrent Mesh Platform** は、構造体と熱流体メッシュを連結する機能を持つほか、モーフィングによってメッシュを動かす機能も有する。これにより、設計変更によって **CAD** 形状が変わっても、そのたびにメッシュを作りなおす必要がないため、形状変更に対するメッシュ作成時間が大幅に削減できることで、連成シミュレーションの普及が可能となったことを述べる。

**3-3-1 節**では、本 Platform の中心となる概念を述べる。この概念を用いながら、本研究で開発したメッシュ操作機能を使うと、構造体や流体のメッシュを使い慣れたメッシュジェネレータで作成した後は、異なる物理系のメッシュを半自動で連結し、データベース上でペアとすることによって、設計変更によって構造体の形状を修正した場合、同時に流体側のメッシュが自動的に作成できる。

**3-3-2 節**と **3-3-3 節**では、メッシュ作成の基本アルゴリズムを述べる。

**3-4 項**では、連成計算に用いた一般的なカップリングの方法を記述する。

**3-5 項**では、計算の結果最終的に到達したメッシュ形状を **CAD** 情報に戻す技術として使った一般的な技術を記述する。

## 第4章 熱流体・構造体の Multi-Physics 連成シミュレーションの適用と振動冷却手法の創出

4-1, 4-2項はインホイールモータに要求される冷却性能と従来の課題について述べている.

4-3項から4-4項(4-4-1節, 4-4-2節, 4-4-3節)は, 3章で開発した, CMP を用いて Multi-Physics 連成シミュレーションを, インホイールモータの冷却に適用した結果について述べる.

4-5項では, 実際に Multi-Physics 連成シミュレーションを適用して, 振動冷却と呼ぶ新しい冷却方式を開発できたことについて記述する.

振動冷却方式とは, 冷却用のフィンに断続的に当たる風の力と弾性復元力の連成現象を利用しフィンを振動させ, 乱流熱伝達を向上させ, 冷却対象部位をさらに低温に保つ新機構である. 計算では同振動により冷却性能が40%向上する結果を得た.

4-6項では, 同技術の特許化した具体的な構成について記述した.

## 第5章 結言

本章では, 熱流体を中心としたシミュレーション技術と Multi-Physics シミュレーション技術の開発, およびそれらを用いた新技術開発に関する研究の結論を述べる.

車に対する要求は, その年代ごとに異なってきたが, 計算機の発達と共に, 計算可能な熱流体シミュレーションの範囲が徐々に広がり, 本研究も1次元から3次元現象への拡張に貢献をした.

さらには、本研究により開発した **Concurrent Mesh Platform** により **Multi-Physics** 連成シミュレーションを、車のような狭い空間で応用することに成功し、構造の流体の相互作用を解くことができるようになった。ただし、変形は比較的小さく、大変形に対しては発散する課題が残っている。

本研究では、シミュレーション技術適用により、エンジンの出力向上、排気清浄化、電気自動車駆動ユニット性能向上の具体的技術開発に貢献できた。これらの例を振り返っての総合的結論として、シミュレーション技術は、開発短縮等の効率化だけに活用するものでなく、新しい機構を開発するにあたって、物理現象を理解する重要なツールとなり得るものであり、工業製品の更なる発展に貢献していくことを最後に述べる。

なお、本論文の欧文題名は

**Development of New Vehicle Technology by Advanced Usage of Computer Simulation including Simultaneous Multi-Physics Analysis** である。

第1章 緒言

1-1 シミュレーションの目的と変遷	
1-1-1 シミュレーションの目的	…15
1-1-2 自動車開発におけるシミュレーションの変遷	…17

第2章 熱流体シミュレーションを活用した車の新技術創出

2-1 車に要求される性能	…22
2-2 性能予測シミュレーションの課題と従来技術	
2-2-1 シミュレーションの課題	…23
2-2-2 シミュレーションの従来技術	…25
2-3 1次元差分法によるエンジンのガス交換過程シミュレーション技術	
2-3-1 ガス交換過程シミュレーションの概要	…27
2-3-2 管モデル（差分離散化手法）	…29
2-3-3 分岐モデル	…33
2-3-4 容器・シリンダモデル	…34
2-3-5 境界条件	…35
2-3-6 実測値と計算値の比較	…37
2-3-7 シリンダ壁面における熱伝達係数の予測値に及ぼす影響	…38
2-3-8 6シリンダエンジンの脈動解析	…40
2-3-9 可変吸気方式の実用化	…43
2-4 エンジンの排気吐出音低減技術	
2-4-1 排気吐出音のシミュレーション予測	…46
2-4-2 位相差バルブによる排気吐出音低減技術の開発	…49
2-5 3次元熱流体シミュレーション技術	
2-5-1 市販3次元熱流シミュレーションソフトの評価検証	…52

2-5-2	エンジンの吸気ポートと燃焼室内の ガス流動シミュレーション	…56
2-5-3	EGRガスと新気の最適混合方法の開発	…64
2-5-4	電動車両の熱流体シミュレーション技術	…70
2-6	まとめ	…75

### 第3章 Multi-Physics 連成シミュレーションを効率的に行なう

#### Concurrent Mesh Platform の創出

3-1	車に要求される性能	…76
3-2	性能予測シミュレーションの課題と従来技術	
3-2-1	シミュレーションの課題	…77
3-2-2	シミュレーションの従来技術	…78
3-3	Concurrent Mesh Platform による連成用メッシュ作成の効率化	…80
3-3-1	異なった物理系メッシュの連結の概念	…82
3-3-2	連成用メッシュの作成プロセス	…84
3-3-3	サーフェス・ラッピング技術	…94
3-4	連成シミュレーションにおける変数の受け渡し	
3-4-1	計算変数の受け渡し (カップリング)	…99
3-4-2	連成計算時のメッシング解法	…102
3-5	メッシュから CAD データへの再創生	…119
3-6	まとめ	…112

### 第4章 熱流体・構造体の Multi-Physics 連成シミュレーションの適用と

#### 振動冷却手法の開発

4-1	インホイールモータに要求される冷却性能	…114
-----	---------------------	------

4-2	冷却における従来の課題	…115
4-3	弾性体, 熱流体 Multi-Physics 連成シミュレーションの インホイールモータへの適用	…117
4-4	計算結果	
4-4-1	FIN 振動なしの場合の空気流	…126
4-4-2	FIN 振動と空気流連成解析結果	…128
4-4-3	モータの振動・空気流・冷却の達成計算結果	…130
4-5	Multi-Physics 連成シミュレーションによる新しい冷却方式の創出	…132
4-6	新冷却方式(振動冷却)の具体的設計案	…134
4-7	まとめ	…137
	第5章 結言	…138
	謝辞	…139
	添付資料 本研究の位置づけ	…140
	参考文献	…141

## 第1章 緒言

### 1-1 シミュレーションの目的と変遷

#### 1-1-1 シミュレーションの目的

工業製品の開発段階において、コンピュータを用いた設計、解析は欠くことのできないプロセスになっている。製品を開発するアプローチは Fig.1 に示すように、①製品の役割・目標値明確化、②目的を達成しうる原理の把握、③実際の形状、材質、制御方法の最適化、④製造段階に至る詳細設計の最適化の四つの段階に分けられる。

このうち、シミュレーションの目的は

- (1) 目に見えない現象や、不確実な現象を可視化することによって、物理現象を把握し、新しい機構の創出を支援すること。すなわち、発想の支援。
  - (2) 性能を定量的に予測し最適化することによって、試作、実験の点数を削減し、時間とコストを低減すること。すなわち効率化。
- の2つである。

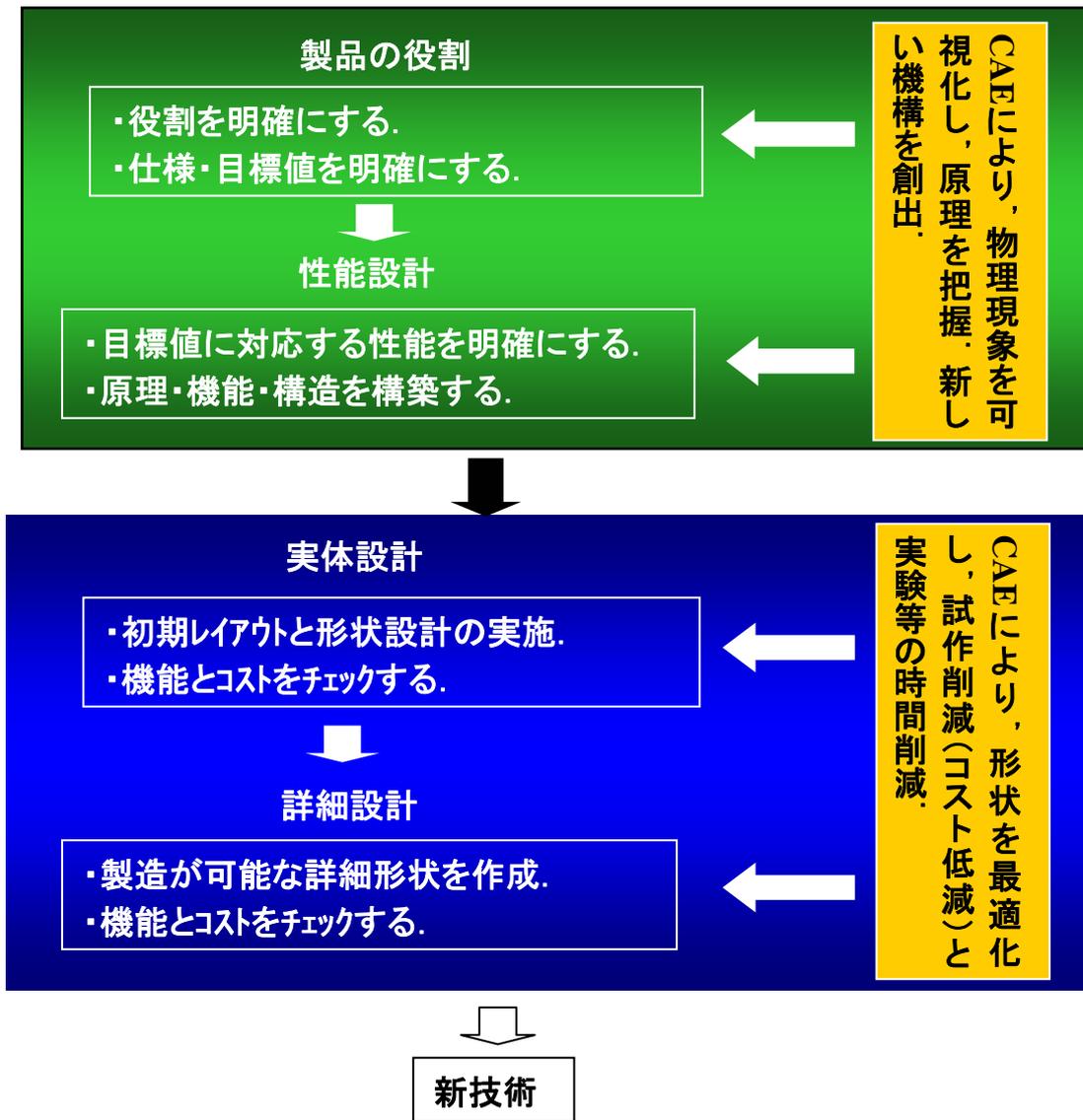


Fig.1 CAE を用いた開発手順 (体系的アプローチ)

## 1-1-2 自動車開発におけるシミュレーションの変遷

自動車開発において、従来は特に形状の最適化を中心にシミュレーションが用いられてきた。例えば、高い強度を要する構造の最適化や、通気抵抗を最小にする流体力学的な形状の最適化等、構造・流体等それぞれの物理現象に対して性能を予測し形状を決定してきた。(1)(2)

これに続く自動車開発におけるシミュレーションの変遷を概観し、次のように整理した。この変遷の整理に基づき本論文を構成した。本変遷については巻末に添付資料として付加した。

- 1) 静構造解析から音響解析，熱・流体解析，電磁場解析への対象物理現象の拡張。
- 2) 1次元から3次元への次元拡張，静解析から動解析への拡張
- 3) 解析者自身によるプログラム作成から市販大型プログラム利用への転換
- 4) CAD 情報を利用した計算モデルの作成と計算用メッシュ自動作成機能導入
- 5) 感度解析やトポロジー構築などの最適化
- 6) 複数の物理現象の相互作用の同時解析（マルチフィジックス）への拡張

自動車業界では出力性能の高い車の開発の要求が多く、特に、出力の高いエンジンの開発が求められてきた。特にガソリンエンジンでは、最適空燃を保ちつつ、新気をいかに多く供給するかが出力を左右する中心となる手段である。

従来は、新規エンジンを試作し実験により性能を評価して問題点を発見し、改良試作を重ねて開発することがほとんどであったが、それには多くの時間とコストがかかるため、シミュレーションによる空気量の予測と吸入現象の解析が大きな課題であった。

それまでのシミュレーションとしては、簡易的な音響理論（ヘルムホルツ共鳴）や特性曲線法によるものがあった。特性曲線法では、断面積変化などの幾何学的な複雑性を取り込むことが出来ない、一次の精度のため音速に近い流速の変化や排気等の急激な圧力変化に追従することが難しい、管摩擦や曲がり損失を入れることが難しいなど、精度と実用性

が充分でないという問題があった。

筆者は吸入空気流量の予測のため、2次の精度を持つ差分法を取り入れることに取り組んだ。加えてエンジンに適用できるように、境界条件、人工粘性係数、熱伝達係数に工夫を加え、熱流体のシミュレーション（エンジンではガス交換過程シミュレーションと呼ばれる）を開発した。同時に最大の課題であるエンジンへの適用を行い、可変吸気方式と呼ばれる新しい吸気方式により、エンジンの出力改善に貢献した。吸入空気量増大のための吸気系全体の長さやトポロジー検討には、管路の細かな形状ではなく、現象全体の見通しが利き、かつ細かな形状がきまっていない開発初期段階で使える准1次元解析が適している。

本研究ではこの要求に対応したシミュレーション手法を開発した。

加えて、エンジンの出力増大に伴う、排気音の増加を抑えるため、同シミュレーションを活用し、排気吐出音を低減する機構の開発も行った。

1980年代後半からは、日本、米国を中心として、排気エミッション（特にHC、NO<sub>x</sub>）の低下が求められるようになってきた。これへの対応策が検討されたが、従来の方法では、新しい規制値は厳しいものであるため、触媒の大型化を招き、白金などの貴金属の増加によってコストが上昇する問題が発生していた。また、排気エミッションの約7割は規制走行モードの前半、すなわち冷間時に発生するため、触媒温度を速く高めるために加熱式の触媒を使う試みもされたが、大電流を要することから、バッテリーの大型化等も招き、同じくコストが上昇する問題が発生した。

そこで、エンジニアリングワークステーション等の能力の向上した計算機と、市販の3次元熱流体シミュレーションを活用することによって、具体的かつ細かな管路形状を定義して細部の流れを再現し、排気エミッションの発生源であるエンジンの燃焼を改善する試みを行った。

1990年代前半の市販の熱流体シミュレーションソフトは、精度や収束性が高くなく、エンジンに適用すると、計算途中での発散や、実測値と合わないという問題もあった。そこで、4社のシミュレーションにて、計算メッシュ作成が可能であるか、可視化実験と計算のフローパターンが一致するか、およびバルブリフトに対する流入量の精度が適切である

か、加えて収束性検証を行って最適なソフトウェア (STAR-CD) を選び、本研究で用いるエンジン解析スタンダードシミュレーションとした。本シミュレーションの導入とエンジンへの適用は日本初であり、その後エンジンのみならず、車体外部の流れ (空力) や熱解析にも使われるようになっていく。

2000 年からは、燃費向上が求められるようになり、2000 年代後半からは HEV, EV の開発が始まることとなる。HEV, EV ではバッテリーやモータユニットの開発や制御はもとより狭い空間の中で、いかに冷却するかも大きな問題であり、熱流体シミュレーションに対する期待はさらに高くなった。

加えて、狭い空間の中で熱流体を計算した場合、構造体も一緒に動く問題や、構造体の動きを利用して冷却効率を高める必要があった。特にモータでは、約 160 度前後で、モータ内部の絶縁部が溶融し、絶縁ができなくなりモータが成立しなくなるという大きな問題もあった。

そこで、筆者は、熱流体と構造体を同時に解くことが可能な Multi-Physics 連成シミュレーションを活用し、モータ冷却の解析を行った。

連成シミュレーションは今までのシミュレーションと比較すると、物理系が複数になるため、それを計算するソルバが複数になるほか、計算メッシュも複数必要になってくる。そこで、筆者は、複数のメッシュを半自動で連結し、連成シミュレーションの計算が可能な Concurrent Mesh Platform を開発した。本シミュレーションはメッシュをモーフィングによって動かす機能を有し、CAD 形状が変わっても、何度もメッシュを作成する必要がないため、効率化にも大きく貢献している。

この効率的な Multi-Physics 連成シミュレーション手法を、電動車のインホイールモータを一例として適用することによって、振動冷却と呼ぶ新しい冷却方式を創出することができた。本冷却方式は 4 - 6 項に具体的設計案として記述した。(特許申請中)

このように、車に対する要求は、その年代ごとに異なってきたが、計算機の発達と共に、

計算可能なシミュレーションの範囲が徐々に広がってきた。

本論文では、その時々での工夫点について述べると共に、車の新しい機構創出に適用し実現してきた内容について述べる。

車は Fig.2 に示すように、市場におけるお客様満足度達成のため、複数の性能（物理現象）を両立しなければならない代表的な工業製品である。Fig.2 の下段は、その中の燃費について、同性能を向上するための関連系統図を著者の一部の知識により著した一例である。

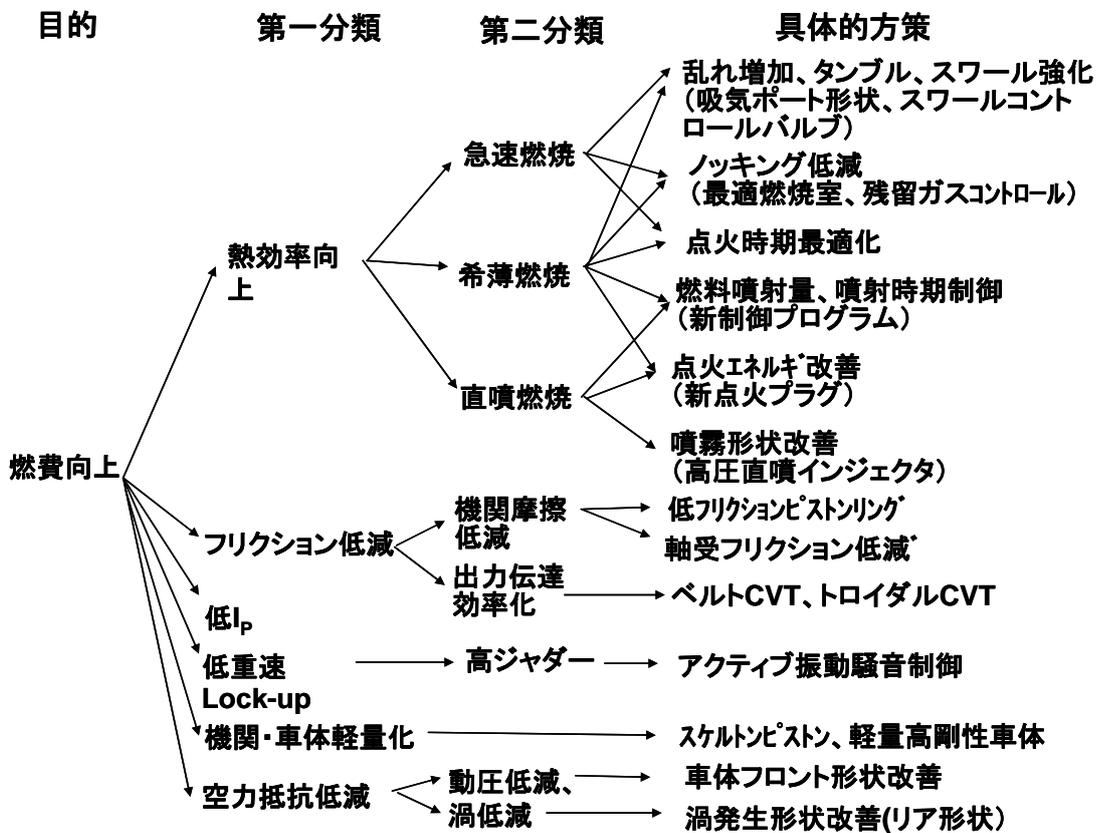
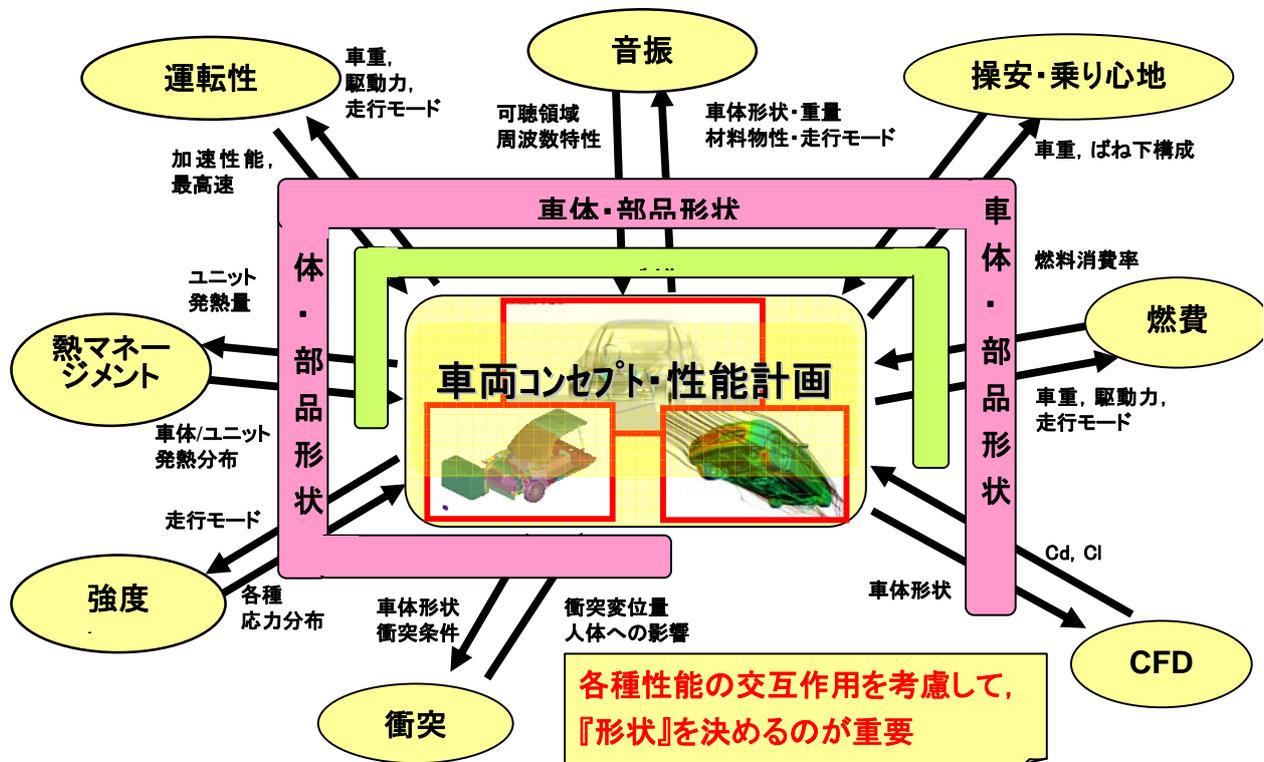


Fig.2 車の各種性能の相関

## 第2章 熱流体シミュレーションを活用した車の新技術創出

### 2-1 車に要求される性能

1980年代、欧米市場、日本市場ではガソリンエンジンの出力向上が求められ、また市場競争が激化していた。ガソリンエンジンにおいては、空燃費の関係から、エンジンに供給する燃料を付加しても出力は増大せず、当量比に従って新気を供給する必要がある。

新気を増加させて出力を向上させるには、エンジンの吸排気系の長さ、径の諸元だけではなく、吸排気バルブの開閉のタイミング（バルブタイミング）やエンジンの冷却も関わっており、それらの緒元を最適化する必要がある。

加えて、出力増大に伴い、エンジンからの排気吐出音は増大するが、騒音規制や、静かなエンジンの要求から、排気吐出音は極力抑える必要がある。

1980年代後半から、排気規制が始まり、従来は、排気ガスを転化する触媒を大きくする方法が取られたが、貴金属が増えることによりコストが発生する問題が発生した。

1988年より大気環境を懸念する声が大きくなり、走行モードを基準とした排気規制強化されるようになって来た。2004年連邦 Tier2 による NMHC NOx の規制強化が始まると共に、カリフォルニア州では連邦規制を上回る厳しい規制が強化されるに至った。触媒の転化効率を早い段階から行う目的で、伝熱触媒（EHC：Electronic Heated Catalyst）も考案されたが、伝熱のための電力が増加し、バッテリー大型化等、付加的な問題が発生した

同じく、2000年代では、HCやNOxだけでなくCO<sub>2</sub>そのものの排出規制、すなわち燃費規制の要求が強くなり、燃費向上が求められた。加えて、ガソリンの価格上昇から、燃費向上は規制だけでなく、市場の要求として強く求められるようになってきた。

以上のように、車、特にエンジンでは1980年代の出力向上、1980年代の排気エミッション削減、2000年代には燃費向上とめまぐるしく市場の要求変化し、それに対し、各自動車会社では随時新技術を投入する必要があった。

## 2-2 性能予測シミュレーションの課題と従来技術

2-1の性能要求に対し素早く新技術を投入するのは非常に難しく、従来はほとんどが実験に頼っていたため、新規エンジンの試作・実験に頼らざるをえなかった。(1)(2)

そこで、コンピュータを用いた性能予測により、それらの試作・実験の数を削減する必要があったが、1980年代前半では、出力を予測するシミュレーションがなく、かつコンピュータ能力の脆弱で、コンピュータシミュレーションの活用には困難を極めた。

すなわち、限られたコンピュータ能力で、性能を精度良く予測できるシミュレーション手法の開発実用化が大きな課題となっていた。

以下に性能シミュレーションにおける解くべき課題と、従来技術について述べる。

### 2-2-1 シミュレーションの課題

本節では、エンジンの予測シミュレーションのそれぞれの課題について述べる。

#### 【ガス交換シミュレーションの課題】

ガス交換シミュレーションには次のような条件を算出する課題がある。

- 1) エンジンの充填効率（実吸入空気重量/理論空気重量、20°C換算）を±2%程度で予測できること。
- 2) 管内流速範囲 -445m/sec~625m/sec に対応できること。  
排気バルブ開時では高負荷の場合700°Cの排気ガスが吐出し、吸気バルブからは200°Cの残留ガス（拭き戻し）が上流に向かって吐出逆流する可能性があるため。
- 3) 燃焼温度を算出できること。および、シリンダからの熱伝達を考慮できること。
- 4) 一定の体積を有する容器と管の分岐部の流体の状態量を算出できること。
- 5) 准1次元で扱えること（管の断面積変化を考慮できること）
- 6) 摩擦損失、管の曲がり損失を与えられること。

### 【排気吐出音予測の課題】

排気吐出音の増大については上記ガス交換シミュレーションを排気出口に用いる。

ここでは、排気管からの反射脈動の影響を考慮することが必要で、触媒や消音機のモデル化が課題となる。

### 【3次元熱流体シミュレーションの課題】

エミッションの発生元であるエンジンの改善を試みるに際し、従来の1次元のガス交換過程のモデル適用だけでは解決しないため、3次元の熱流体シミュレーションによるエンジン燃焼室内のガス流動への適用と実機への適用が課題となっていた。特に、精度と安定性、使いやすさを共に満足する熱流体シミュレーションの選定が課題であった。

筆者は、同課題のため、米国にて4種類の3次元熱流体シミュレーションに対し計算メッシュ作成が可能であるか、可視化実験と計算のフローパターンが一致するか、およびバルブリフトに対する流入量の精度が適切であるか、加えて収束性検証を行って最適なソフトウェア **STAR-CD**（インペリアルカレッジ **Gosman** 教授開発）を選び、本研究で用いるエンジン解析スタンダードシミュレーションとした。本3次元熱流体シミュレーションのエンジンへの適用<sup>(3)</sup>は日本初である。本内容については2-5-1節で詳細を説明する。

同熱流体シミュレーションの実機への適用、は燃費改善にとっても、重要な役割を担っており、今までのガス流動だけでなく、火炎の形成やノッキング現象を含め、実機への適用を課題として進歩してきた。<sup>(4)(5)</sup>

## 2-2-2 シミュレーションの従来技術

特に本節では、ガス交換シミュレーションについての従来技術を中心に述べる。(排気吐出音の予測についてはガス交換シミュレーションの適用課題であるため省略する。)

1980年代の充填効率の予測と吸排気管内脈動の予測としては、主に基本的な音響理論(ヘルムホルツ共鳴)と特性曲線法が用いられていた。前者はヘルムホルツ共鳴の周波数

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{V \cdot l}} \quad \text{C:音速 F:管断面積 V:シリンダ容量 l:管長}$$

を用いて、エンジンの同調回転数(トルクが最大となる回転数)を求めていた。本手法は、簡易的に用いることができエンジンの吸気マニホールド設計には有効であり、現在でも初期検討時の設計に用いている。しかしながら、本手法は吸気管内の流体の圧縮膨張をばねに置き換え、圧力が伝播するとした近似的なものであり、充填効率を求めることができないほか、圧力脈動、流速が大きくなると近似できないという問題がある。

オイラーの流体方程式のような双曲型1階偏微分方程式は、これまでに特性曲線法を用いて解かれることが多かった。<sup>(6)</sup> 特性曲線法は、偏微分方程式を3つの常微分方程式に置き換えて解く方法であり、亜音速から衝撃波まで解くことができ、充填効率の予測も可能である。但し、基本系では、特性曲線法は時間に対して1次精度である。<sup>(7)</sup> (2次のルンゲクッタ法を組み合わせると2次精度を持つことができるが、冗長になり、シミュレーションではほとんど使われない。) また、偏微分方程式に  $u^2$  が入ると解が発散することが知られている<sup>(8)</sup>。このためオイラーの運動量保存項に  $u^2$  に比例する管摩擦損失、曲り損失を入れようとする解けない。加えて管の断面積変化がある場合も誤差が大きくなる問題<sup>(9)</sup>があった。

当時、すでに差分法による離散化によりにより双曲型1階偏微分方程式を解く手法が用いられていた。<sup>(10)(11)</sup> 差分法の一つに2 step Lax-Wendoroff法がある。同差分法は、中心差分を用い2段階で差分を行うため、2次精度の差分法ではあり、充填効率の予測

精度は高く、摩擦損失、曲り損失、断面積変化を入れることができるが、中心差分の性格上不安定になる場合がある。加えて、温度が高く流速が不安定な吸排気バルブ周辺で計算が発散し停止する問題もあった。このため、差分法の手法だけでは、精度要求の高いガス交換過程シミュレーション開発には不十分であった。

そこで筆者は安定性確保と計算精度向上という発想のもとに開発に着手した。

モデル作成に当たって、特に工夫をした部分は次の項目である。

- (1) 中心差分の安定化のため、各保存則に影響の小さい人口粘性係数の選定
- (2) 温度勾配の大きい吸排気バルブ周りの接触部  $z-y$  の境界条件の改良
- (3) シリンダ内での燃焼による発熱計算
- (4) シリンダ壁面での熱伝達計算

(1) については2-3-1節で、(2)については2-3-5節で、(3)については2-3-4節で、(4)については2-3-7節にて詳細を述べる。

## 2-3 1次元差分法によるエンジンのガス交換過程シミュレーション技術

### 2-3-1 ガス交換過程シミュレーションの概要

車に搭載されたガソリンエンジンにおいて、充填効率（排気量に相当する理論空気重量に対する新規ガスの実空気重量の割合）を増加させるように、吸排気系の寸法・パラメータ（バルブタイミング等）を最適化する解析手法として、1次元差分法によるエンジンのガス交換過程シミュレーション<sup>(12)(13)(14)(15)(16)</sup>に取り組んだ。

Fig.3 にシミュレーションの概要を示す。エンジンの吸排気系のコンポーネントと燃焼室を、管、分岐モデルと容器モデル（燃焼室は燃焼反応を含むモデル）の組み合わせで置き換え、シミュレーションを行った。

ここで、管、容積の区分けは吸気により流速加速度が大きく、内部気体の慣性力が支配する部分を管とし、管部より充分断面積の大きな部分を容器とした。

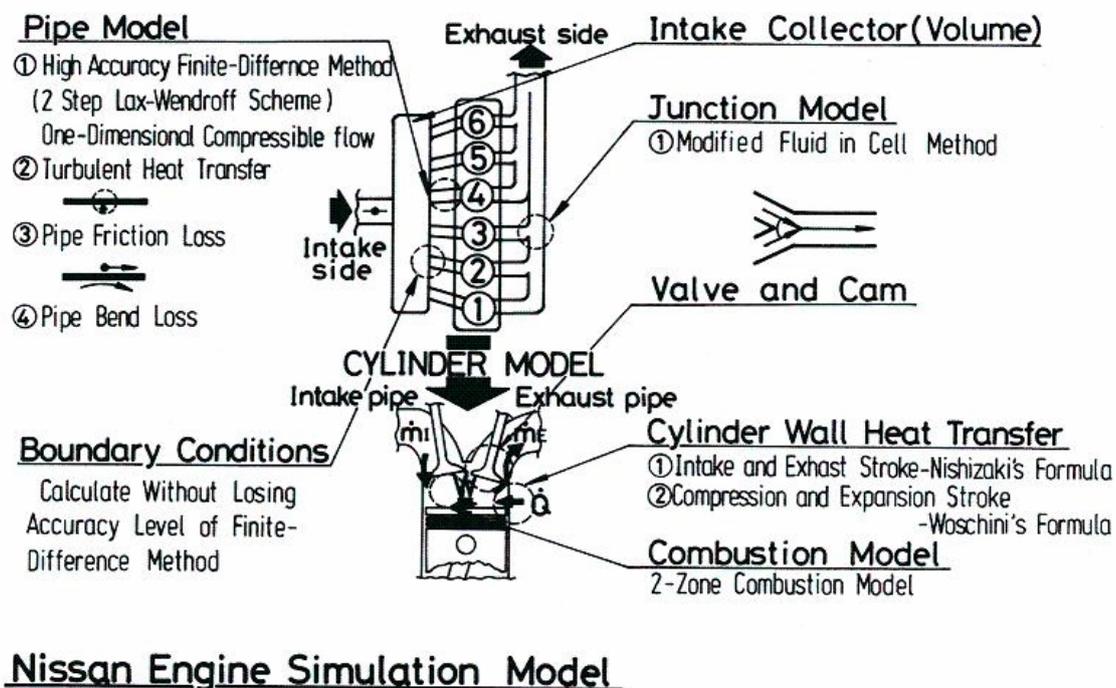


Fig.3 エンジンのガス交換過程シミュレーション概略図

なお、 $x$  方向の計算長さと同時間刻みは、クーラン数（流体の絶対安定条件：

$\Delta t * u / \Delta x < 1$ ）の関係から、 $\Delta x$  を 40mm、 $\Delta t$  を  $20 \mu \text{sec}$  とした。

（安定性確保のため、 $u$  を排気最大温度  $700^\circ\text{C}$  の音速とし、同  $u$  に対してクーラン数を  $1/3 \sim 1/4$  に設定）

## 2 - 3 章で用いる記号の説明

$C_m$ : 平均ピストン速度	$q_w$ : 単位時間, 単位面積当たりの
$D$ : シリンダボア径	シリンダ壁面からの熱伝達
$d$ : 円管内径	$T$ : 温度
$e$ : 単位質量あたりの内部エネルギー	$t$ : 時間
$g^+, g^-$ : 人工粘性係数	$S$ : 管断面積
$m_i, m_e$ : シリンダ内に流入, 流出するガス質量	
$h$ : 単位時間当たりの全エンタルピー	$u$ : 流速
$K$ : 人工粘性係数定数	$V$ : 容積
$\mathbf{n}$ : 変形フリック法法線ベクトル	
$Nu$ ; ヌッセルト数	$\alpha$ : 熱伝達係数
$P$ : 圧力	$\zeta$ : 曲がり損失係数
$Q$ : 単位時間当たりの全伝達量	$\xi$ : 摩擦損失係数
$q$ : 単位時間, 単位質量あたりの伝熱量	$\kappa$ : 比熱比
$\lambda$ : 流体の熱伝達率	$\nu$ : 流体の動粘性係数
$Re$ : レイノルズ数	$\rho$ : 密度
$\mathbf{W}$ : 偏微分方程式の時間微分項一般系ベクトル表示, $\rho, u, P$ の関数	
$\mathbf{F}$ : 偏微分方程式の空間微分項一般系ベクトル表示, $\rho, u, P$ の関数	
$\mathbf{V}$ : 偏微分方程式の時間微分項と空間微分項の和	
$\mathbf{W}, \mathbf{F}, \mathbf{V}$ はオイラーの各保存則により異なる	

## 2-3-2 管モデル (差分法離散化手法)

吸排気管の流体の挙動については、管の長手方向を  $x$  軸において、同方向の流体の運動を、オイラーの式に準拠し、質量保存則、運動量保存則、エネルギー保存則を解いたものである。また、断面積一様のパイプ内の乱流を想定し、密度と長さに応じた質量の運動が管壁での粘性抵抗を受ける。管の曲り部分では、管の軸方向に1次元で気体運動をすると想定し、曲りにより発生する抵抗を経験的な損失値として与える。吸気排気バルブの部分は、具体的な形状をモデリングせず、カムプロフィールによって決まる可変抵抗としてモデル化した。

以下に各保存則を示す。

オイラーの方程式 (1次元偏微分方程式)

$$\text{Mass} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) = -\frac{\rho u}{S} \cdot \frac{dS}{dx}$$

$$\text{Momentum} \quad \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = -\left(\frac{4\xi}{d} + \zeta\right) \frac{u \cdot |u|}{2}$$

$$\text{Energy} \quad S dx \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho u^2 + \rho E\right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[S \rho u \left(\frac{1}{2} u^2 + E + \frac{p}{\rho}\right)\right] dx = \rho q S dx$$

これらの偏微分方程式の数値解を求めるにあたって、コンピュータ上での離散化は、下記の 2 step-Lax・Wendroff 法<sup>(10)(11)</sup> を用いている。

ここで、Fig. 4 に、離散化の概略図と、人工粘性係数の与え方を示す。

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial f}{\partial x} = v \quad (\text{General Equation})$$



$$w_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} [(w_{j+1}^n + w_j^n) - (\frac{\Delta t}{\Delta x} + g_2) \{f(w_{j+1}^n) - f(w_j^n)\} - g_1 (w_{j+1}^n - w_j^n) + \frac{\Delta t}{2} \{v(w_j^n) + v(w_{j+1}^n)\}]$$

$$w_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} [(w_j^n - w_{j-1}^n) - (\frac{\Delta t}{\Delta x} + g_2) \{f(w_j^n) - f(w_{j-1}^n)\} - g_1 (w_j^n - w_{j-1}^n) + \frac{\Delta t}{2} \{v(w_j^n) + v(w_{j-1}^n)\}]$$

$$w_j^{n+1} = w_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} \{f(w_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}) - f(w_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}})\} + \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{\Delta x} [g_1 (w_{j+1}^n - w_j^n) - g_2 (w_j^n - w_{j-1}^n)] + \frac{\Delta t}{2} \{v(w_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}) + v(w_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}})\}$$

(  $g_0, g_0', g_1, g_1', g_2, g_2'$  Artificial Viscosity Factor )

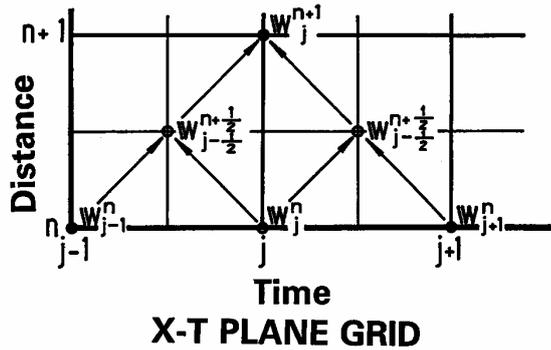


Fig.4 2 step-Lax Wendroff 法による離散化

$w_j^{n+1}$  は中間ステップの  $\rho, u, P$  を変数とした一般表示のオイラー関数を示し、同差分スキームではこの2段階の中心差分によって2次の差分精度を持つことが出来る。

ここで、 $g_1, g_2$  は人工粘性係数<sup>(17)</sup>であり、離散化における発散現象を抑制するために導入するものである。なお  $g$  の右肩にある  $-+$  の記号は上記中心差分の風上側風下側を示す。

基本的に、差分法において離散化をする場合、風上差分等の離散化に対して、中心差分は、精度上は利点が多いものの、安定性は風上差分より劣る性質をもっている。

特に粘性を持たないオイラーの方程式の場合に、計算が発散しやすく、人工粘性係数は安定性に効果が高い。なお、本人工粘性係数は急激な流体変化がない限り、2段階の差分の1段階において相殺される緩和係数で、人工粘性係数の定数  $K$  を適切な値に取れば、オイラーの偏微分方程式に減衰を与えるレベルのものではない。但し、人工粘性をあまり大きくしすぎると、流速変化を捉えられず、結果、対象となる充填効率を過少に見つめる怖れがある。そこで、本計算では、充填効率の予測にほとんど影響がなくかつ、実測値と合う定数として、 $K=1.0$  を用いている。

人工粘性係数

$$g^+ = \frac{K}{4c^2} \left\{ \bar{u}(\bar{u}-\bar{c})|\Delta(u+c)| - 2(\bar{u}+\bar{c})(\bar{u}-\bar{c})|\Delta u| \right. \\ \left. + \bar{u}(\bar{u}+\bar{c})|\Delta(u-c)| \right\}$$

$$g_1^+ = -\frac{K}{4c^2} \left\{ (2\bar{u}-\bar{c})|\Delta(u+c)| - 4\bar{u}|\Delta u| \right. \\ \left. + (2\bar{u}+\bar{c})|\Delta(u-c)| \right\}$$

$$g_2^+ = \frac{K}{4c^2} (|\Delta(u+c)| - 2|\Delta u| + |\Delta(u-c)|)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{2}(u_{j+1,n} + u_{j,n})$$

$$\Delta u = |u_{j+1,n} - u_{j,n}|$$

### 2-3-3 分岐モデル

マニホールド分岐部では、分岐中心部の流速を考慮した変形 FLIC 法<sup>(19)</sup>を採用した。本手法では Fig.5 に示す数個の 3 角要素を用い、2-step Lax-Wendroff 法と同じ時間ステップで計算を行う

これまでの計算<sup>(20)</sup>では、マニホールド分岐部も 1 つの容器モデルとして、2-3-4 の境界条件を用いてきた。この方法だと、分岐部（容器）に流入した時の流速が一端圧力に変換され、エネルギー保存式から、分岐部（容器）からの速度を再度計算する。エネルギーは圧力と動圧の総和で求められるため、流出時もエネルギーの総和は正確に計算される。しかしながら、分岐部では、本来相当の流速が残っており、圧力への換算分と流速として維持される部分のバランスに相違が生じてくる。すなわち、運動量保存則上流体の持つ流速（慣性力）が正確に求められない問題がある。実際に、容器としての合流部と、滑らかに集合・分岐するマニホールドでは下流の流速が異なる。さらに、分岐の角度によっても下流の流速は異なってくることは周知である。2-5-2 節以降でも述べるが、定常流の計算では、渦による粘性を除けば、エネルギー保存が支配的になるが、脈動を持つ流体や、渦のように流れの方向が変わり運動量変化が大きい場合は、運動量保存則を適正に解いていかないと流速変化による脈動現象が実機の現象と合わない。

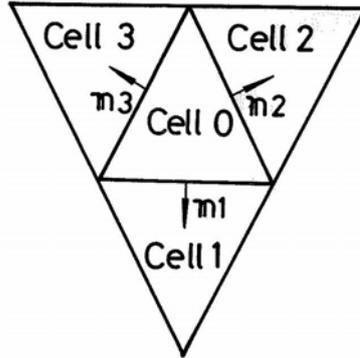
そこで、本変形 FLIC 法モデルでは、集合・分岐部中心に流速を持たせて、準 2 次元として解法することによって分岐部での運動量の変化を容器として扱った場合より正確に解くことが出来る。本モデルでは、容器モデルと同様にエネルギー損失は与えていないので気体は等エントロピー流れとして解かれる。

なお、fig.5 で  $\mathbf{F}_0^n$  は時刻  $n$  おける中心のセル（Cell 0）の流体の状態量を表しており、 $\mathbf{n}$  は同セルの 3 角要素の法線ベクトルを表す。すなわち、この法線ベクトルが分岐角度を表している。

## JUNCTION MODEL

$$F_0^{n+1} = \frac{1}{2} \left[ F_0^n + \tilde{F}_0^n - \frac{\Delta t}{V} \left( \tilde{H}_1 \cdot n_1 f_1 + \tilde{H}_2 \cdot n_2 f_2 + \tilde{H}_3 \cdot n_3 f_3 \right) \right]$$

$$\tilde{F}_0^n = F_0^n - \frac{\Delta t}{V_0} \left( H_1 \cdot n_1 f_1 + H_2 \cdot n_2 f_2 + H_3 \cdot n_3 f_3 \right)$$



$$F = \begin{cases} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho E^* \end{cases} \quad H = \begin{cases} \rho V \\ \rho u V + P i_x \\ \rho v V + P i_y \\ (\rho E^* + P) V \end{cases}$$

$$E^* = E + (u^2 + v^2) / 2$$

$$V = (u i_x + v i_y)$$

TRIANGULAR CELLS USED FOR MODIFIED FLUID-IN-CELL METHOD

Fig.5 変形 FLIC 法の 3 角形要素と保存則

## 2-3-4 容器モデル, シリンダモデル

コレクタ, サージタンク, およびシリンダは内部の流速が0の容器としてモデル化する. 流入するガスのエンタルピ  $h$ , 壁からの伝熱量  $Q$  を時間当たりの仕事の単位で表せば, 容器は基本的に次のエネルギー平衡式で表される.

なお, コレクタ, サージタンク, エアクリーナでは  $Q=0$  とする.

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\kappa-1} V \frac{dP}{dt} = h+Q$$

シリンダにおいて燃焼を伴う場合は, Fig.6 のモデルとなる.

### ●Energy Conservation

$$\dot{P}_c = \frac{1}{V} \{ (\kappa-1)\dot{Q} + \kappa P_c \dot{V} + \kappa R (T_i \dot{m}_i + T_e \dot{m}_e) \}$$

### ●Heat Transfer

Compression & combustion stroke

Boschni's equation

Intake & exhaust stroke

Nishiwaki's equation

### COMBUSTION MODEL

#### Two-Zone Model

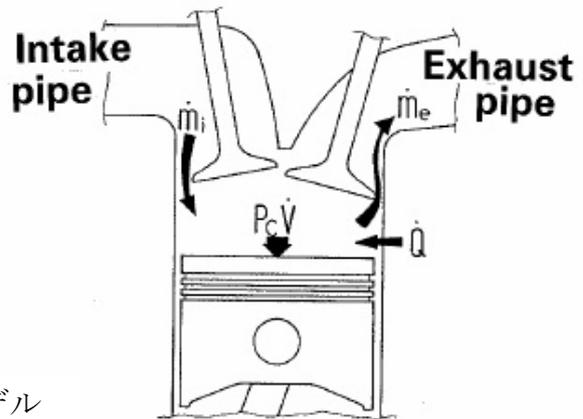


Fig.6 シリンダモデル

ここで, 吸気バルブから流入する質量  $m_i$  と排気バルブから流出する質量  $m_e$  はバルブがリフトした時のバルブ傘部とバルブシート部の円環面積から求められる.

また, 燃焼モデルは既燃ガスと未燃ガス質量の比で質量燃焼速度を求める, 2-ゾーンモデル (高木モデル<sup>(21)</sup>) を用いている.

なお, シリンダ壁と燃焼室内との熱量は, 圧縮燃焼行程では Boschni の式を, 吸排気行程では Nishiwaki の式を使い分けているが, 本内容は充填効率の絶対値の精度が左右される重要なポイントであるため, 2-3-7 節で述べる.

## 2-3-5 境界条件

マニホールドと容器のつなぎ部分には、Table 1 の境界条件を用いる。基本は、質量保存、運動量保存、エネルギー保存、断熱式と管内の差分要素を連立して解いていく。

管内の流速が亜音速である場合、これらの連立式は解を持つが、瞬間的に音速になる場合に本連立式が成り立たない場合がある。筆者は、この部分に、開発期間、2.5年の内、約半年をかけた。

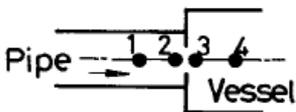
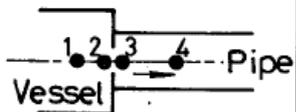
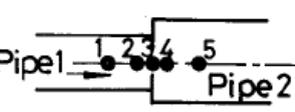
実際に起きる例として、排気バルブが開く瞬間がある。燃焼室内の残中ガス温度は、エンジンの負荷、回転によって決まるが、ほとんどの場合高温高圧の条件となり、かつ、排気バルブ開時は排気バルブとバルブシート間の開口面積が微少であるために、確実に音速になって残留ガスが流出する。この場合、断熱式は満たさず、一時的に狭い開口部を流出する流速を音速とおく必要がある。この音速として Table1 の境界条件数を満たさない期間は、10 ステップ前後であり、それを過ぎると、排気マニホールド内も高温高圧になるので差分法との連立が可能となってくる。

音速の境界条件を使わなくてはならないのは、約 10 ステップで、時間にして  $200\ \mu\text{sec}$  程度であり、開口部も微少であり流出する質量も 0.01% に満たないため、断熱変化のバランスの崩れはわずかである。

もちろん、質量保存、エネルギー保存は満足しているので、全体の充填効率の計算や排気脈動の計算にもほとんど影響しないため、排気バルブ開時の境界条件変更は、全体の計算にほとんど影響を与えないと考える。

なお、容器と管部の接合部は 1 次元のため Table 1 のように流れの縮小、拡大の要素は付加していない。

Table 1 境界条件

		Pipe and vessel	Vessel and pipe	Pipe1 and pipe2
Boundary type				
Equations	Mass	$\rho_2 u_2 F_2 = \rho_3 u_3 F_3$	$\rho_2 u_2 F_2 = \rho_3 u_3 F_3$	$\rho_2 u_2 F_2 = \rho_3 u_3 F_3 = \rho_4 u_4 F_4$
	Energy	$a_2^{2+K-1} u_2^2 = a_3^{2+K-1} u_3^2$	$a_1^2 = a_2^{2+K-1} u_2^2 = a_3^{2+K-1} u_3^2$	$a_2^{2+K-1} u_2^2 = a_3^{2+K-1} u_3^2 = a_4^{2+K-1} u_4^2$
	Isentropic	$P_2 / \rho_2^K = P_3 / \rho_3^K$	$P_1 / \rho_1^K = P_2 / \rho_2^K$	$P_2 / \rho_2^K = P_3 / \rho_3^K$
	Momentum	$P_3 = P_4$	$F_3(P_3 - P_2) = F_2 \rho_2 u_2^2 - F_3 \rho_3 u_3^2$	$F_4(P_4 - P_3) = F_3 \rho_3 u_3^2 - F_4 \rho_4 u_4^2$
Equations in pipe end		$\omega_2^{n+1} - \frac{\Delta t}{\Delta x} f(\omega_2^{n+1}) =$ $-\omega_1^{n+1} + \omega_2^n + \omega_1^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} \left\{ f(\omega_2^n) - f(\omega_1^{n+1}) - f(\omega_1^n) \right\}$ $+ 2\Delta t v(\omega_1^{n+1/2}) \text{---(a)}$ <p><math>\omega</math> : mass, energy</p>	$\omega_3^{n+1} - \frac{\Delta t}{\Delta x} f(\omega_3^{n+1}) =$ $-\omega_4^{n+1} + \omega_4^n + \omega_3^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} \left\{ f(\omega_4^{n+1}) + f(\omega_4^n) - f(\omega_3^n) \right\}$ $+ 2\Delta t v(\omega_3^{n+1/2}) \text{---(b)}$ <p><math>\omega</math> : mass</p>	<p>Equation(a) is used at point 2</p> <p>Equation(b) is used at point 4</p>

2-3-6 実測値と計算値の比較

計算結果の実機測定結果との比較には、2リッター2バルブ6シリンダエンジンを用いた。Fig.7に充填効率の実測値と計算値の比較を示す。両者は良く一致しており、特に実測値における3000rpm近傍の充填効率の立ち上がりが、計算によってもよく再現されている。また、Fig.6は吸気管内の圧力脈動の実測値と計算値の比較を示す。各回転域において圧力脈動も良く一致していることがわかる。なお、吸気マニホールドブランチは、520mm、φ40mmであり、吸気脈動測定点は吸気バルブ上流120mm上流である。

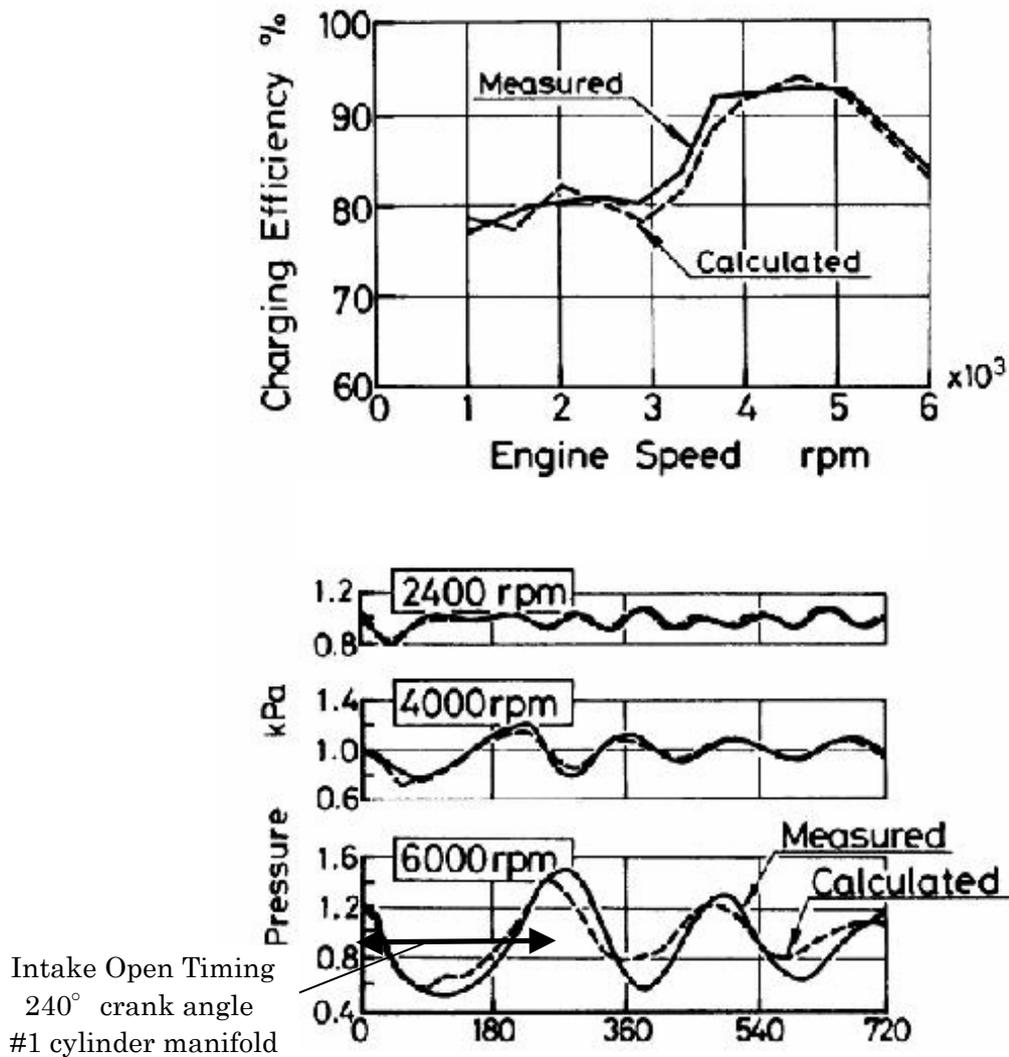


Fig.7 2バルブ6シリンダの充填効率と圧力脈動の計算値と実験値の比較

## 2-3-7 シリンダ壁面における熱伝達係数の予測値に及ぼす影響

充填効率の予測精度を高めるためには、シリンダ壁面の熱伝予測の精度を高め、燃焼室内のガス温度を正確に予測することが必要である。

従来、燃焼ガス温度を予測する式として、Woschni の熱伝達式<sup>(22)</sup>が広く用いられているが、本予測手法においては、吸排気行程に西脇の式<sup>(23)(24)</sup>を用い、圧縮膨張行程には従来どおり Woschni の式を用いる試みを行った。この理由は、Woschni の熱伝達式がピストン速度のみで熱伝達率を計算するのに対し、実際の吸排気工程では、吸入空気、排気ガスの流速が、ピストン速度に加わるため、壁面部のガス流速の増加により乱流熱伝達率が増加するため、Woschni の式のみでは、吸排気工程の熱伝達量が低く見積もられるからである。熱伝達の基本式は次式で表される。

$$\text{吸気行程： } Nui = 0.168 Re^{0.867}$$

$$\text{排気行程： } Nue = 1.69 Re^{0.578}$$

ここで、 $Nui, Nue$  は Nusselt 数、 $Re$  は Reynolds 数であり、 $\alpha$  を熱伝達率、代表寸法としてシリンダ径  $D$ 、代表速度として平均ピストン速度  $Cm$  の選び、 $\lambda$  を流体の熱伝導率、 $\nu$  を流体の動粘性係数とすれば、

$$Nu = \alpha \cdot D / \lambda$$

$$Re = Cm \cdot D / \nu$$

とする。これから熱伝達率を求めることが出来る。これが本研究の特徴の一つである。なお、燃焼室内ガス温度を  $Tg$ 、シリンダ壁面温度を  $Tw$  とすれば、燃焼室内から、壁面へ伝達する単位面積、単位時間当たりの熱量  $Q$  は

$$Q = \alpha ( Tg - Tw )$$

と表されるため、 $Q$  の時空間積分量を用いて燃焼室内の状態量が算出できる。なお、 $Tw$  はエンジンの型式とエンジン回転数毎に従い、実験データ ( $200^{\circ}\text{C} \sim 250^{\circ}\text{C}$ ) を与えている。

Fig.8 は、全行程に Woschni の式を用いて充填効率を予測した場合と、吸排気行程に西脇の式を用いて充填効率を予測した場合の比較を示す。

Woschni の式では、特に低回転速度域で実測値との誤差が大きく、実測値より充填効率が高く算出される。それに比較し、西脇の式と併用した場合では、実測値と計算値が、全回転域で精度良く算出されていることがわかる。

このように、低回転域の充填効率の予測においては、熱伝達による燃焼室内のガス温度の算出方法が精度を左右し、燃焼行程に主に用いられた Woschni の式だけでは、充填効率が正確に予測できないことを明確にした。

Woschni の式も、西脇の式もともに流体の乱流熱伝達の式であり、壁面における流速変化をさらに詳細に入力することにより、予測精度の向上は可能であるが、本 1 次元ガス交換過程シミュレーションは、使用目的が概略性能予測であるので不要である。さらなる精度向上を望む場合は、3次元燃焼シミュレーションが必要であり、本研究をベースとして、各種シミュレーションが実用化されている。

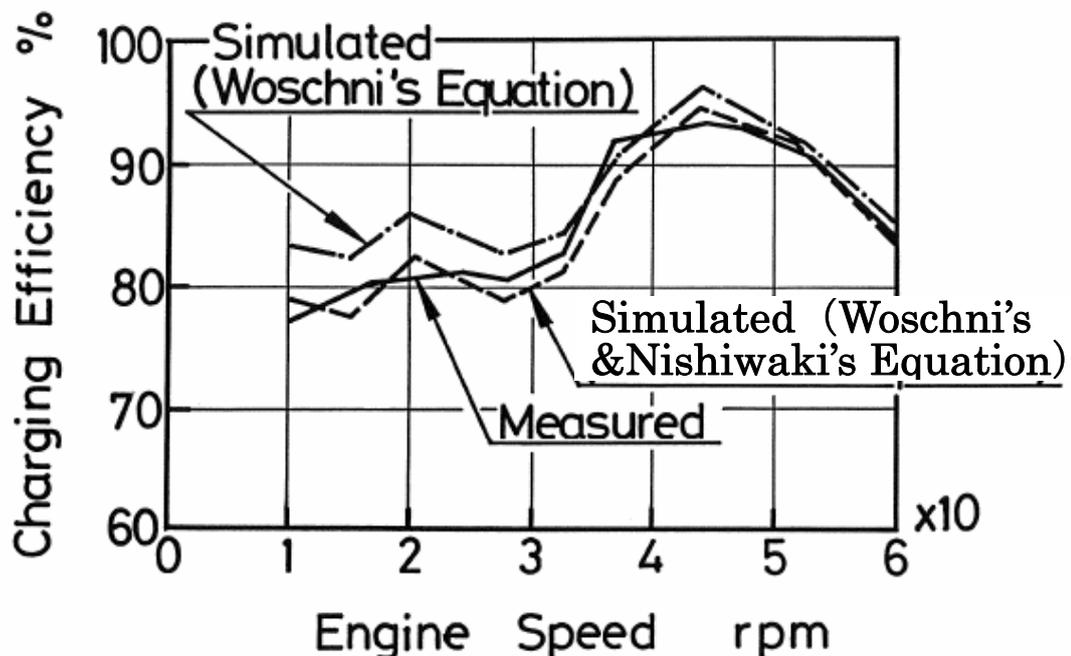


Fig.8 燃焼室壁面熱伝達式による充填効率の相違

## 2-3-8 6シリンダエンジンの脈動解析

本解析シミュレーションは、初めて、実機エンジンの吸排気系の開発に適用されたものであり、特に6シリンダエンジンの可変吸気方式の開発に於いては、本手法のシミュレーションを用いて迅速な実用化が可能となった。以下に、シミュレーションを用いた、可変吸気方式の現象解明と各パラメータの最適化の実例について述べる。

Fig.9 は一つのコレクタから、各シリンダに対し6本のブランチを通して吸気を配する一般的な6シリンダエンジンの吸気系の圧力脈動を示す。 Intensity Level db,

Pressure は0を大気とし、コレクタ容積は1.0リットル、ブランチ長さは520mmである。周波数分析結果によれば、吸気ブランチ内では機関回転の0.5次、1.5次、2.0次成分が主な脈動成分である。

これらの次数成分の振幅は吸気ブランチの長さに依存する共鳴に影響されていると言われている。一方、コレクタ内では、ほとんど圧力脈動が見られず、ほぼ一定圧を示す。この現象の一つの原因は、各シリンダの吸気行程が点火順序に従って、クランク各速 $120^\circ$ の位相差を有するため、回転の次数成分の圧力脈動が相殺されることによる。すなわち、慣性効果と脈動効果をもたらす圧力脈動は、主として吸気ブランチ内で生ずる。したがって、充填効率が極大を示す回転数は、吸気ブランチの長さ、径によって決まる。

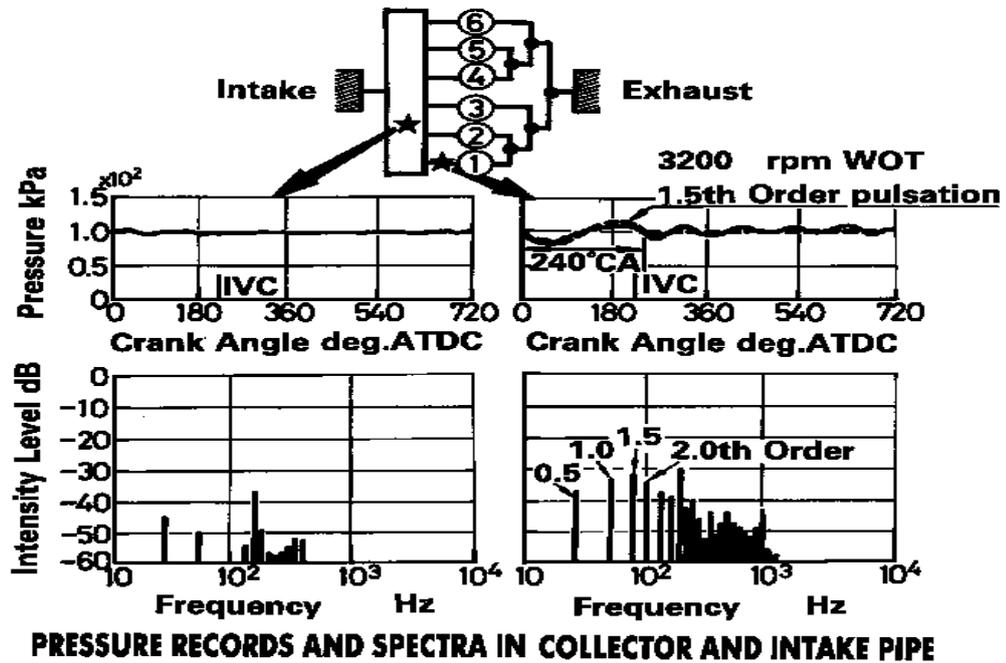


Fig.9 1つのコレクタをもつモデルにおける各部圧力脈動と周波数分析結果

これに対し、点火時期が  $240^\circ$  CA 異なる位相差を持つ3つの気筒を結合させ、コレクタを2つに分けた時の吸気系内の圧力脈動を Fig.10 に示す。2つに分かれたコレクタ内部では回転の1.5次成分の圧力脈動が増幅される。このコレクタ内の共鳴モードはコレクタ上流の吸気管長さと、コレクタ下流のブランチ長さを加えた振動モードであり、その共振周波数は上述のブランチ内気柱だけの場合に比べて低くできる。これは1.5次成分の脈動がコレクタ内を含めて、吸気系全体が振動し、振動部の実質的な長さが前の場合に比べて長くなるため共鳴周波数が低くなると考えてよい。この成分は、低回転域では吸気行程後半に正圧となることから、本現象は、6シリンダエンジンの低回転域の充填効率の増加に活用できる。

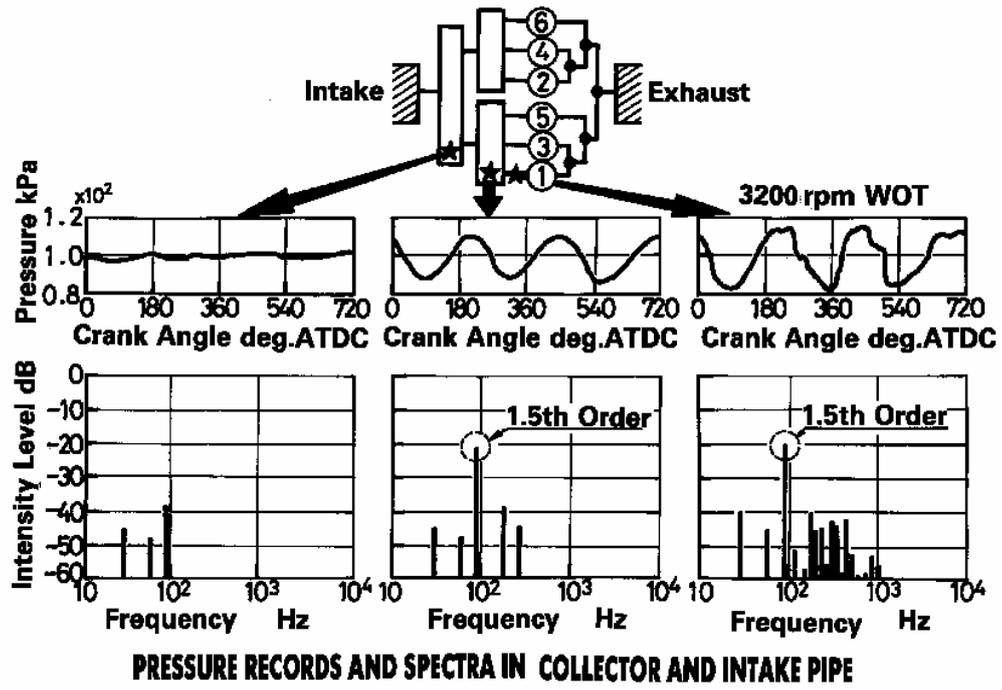


Fig.10 2つのコレクタをもつモデルにおける各部圧力脈動と周波数分析結果

## 2-3-9 可変吸気方式の実用化

Fig.9 の構成の吸気系は、吸気ブランチに依存した慣性効果を活用し、高回転域での充填効率を増大させ、Fig.10 の構成の吸気系は、コレクタを含む吸気管内全長の脈動を利用し低回転域での充填効率を増加させる。

この現象を実機のエンジンに活用し、可変吸気バタフライバルブによって Fig.8 と Fig.9 の吸気の二通りに吸気脈動構成を切り替え、低速域と高速域両方の充填効率の増加を可能とした機構を Fig.11 に示す。(Fig.11 は日産 VG30DE エンジンとして市販されている。

ここで、吸入空気量予測に用いたモデルを Fig.12 に示す。

Fig.13 に本エンジンの充填効率の実測値と計算値の比較を示す。4000rpm 附近の可変吸気バルブの開閉に応じて、充填効率の特性が変わる現象を捉えていることが分かる。

なお、Fig.13 のハッチング部分は、可変吸気方式による、低回転域の充填効率の向上分を示している。本研究により、低回転から、高回転まで、高い充填効率を維持し、エンジンの軸トルクを維持向上できる新しい機構を開発することができた。

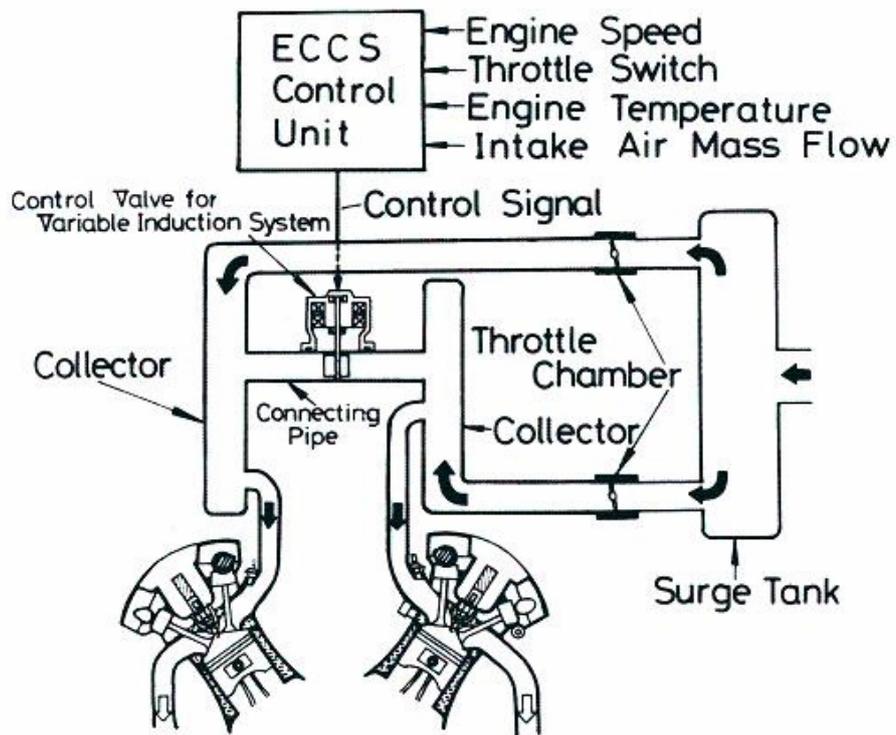


Fig.11 6シリンダエンジンの系統分割可変吸気方式

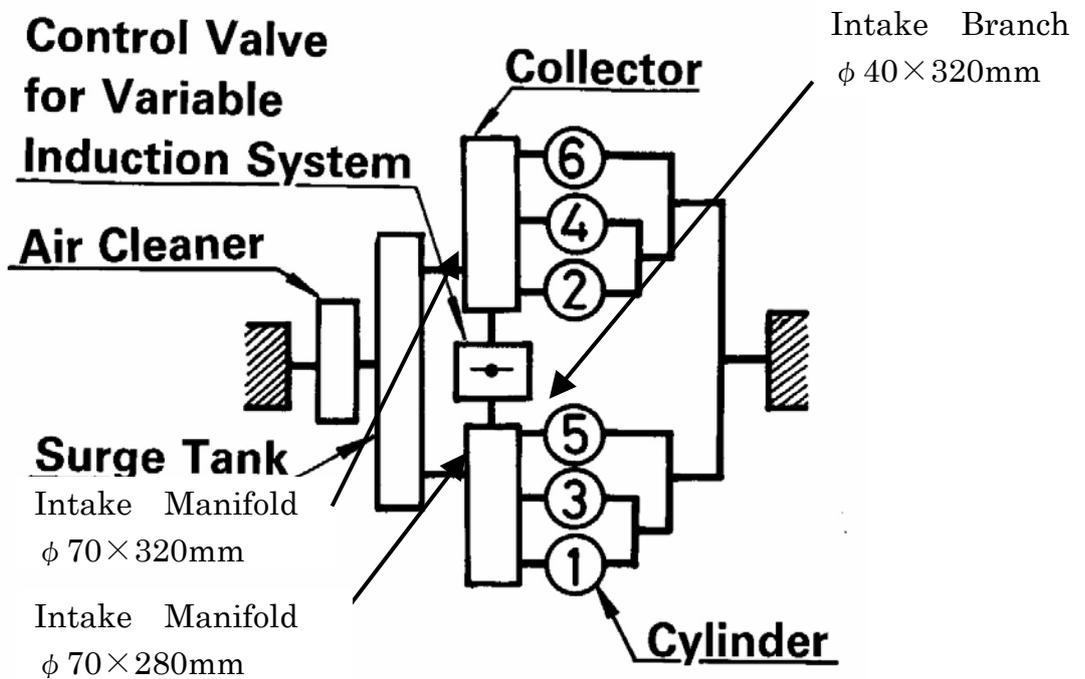


Fig.12 可変吸気方式の1次元計算モデル

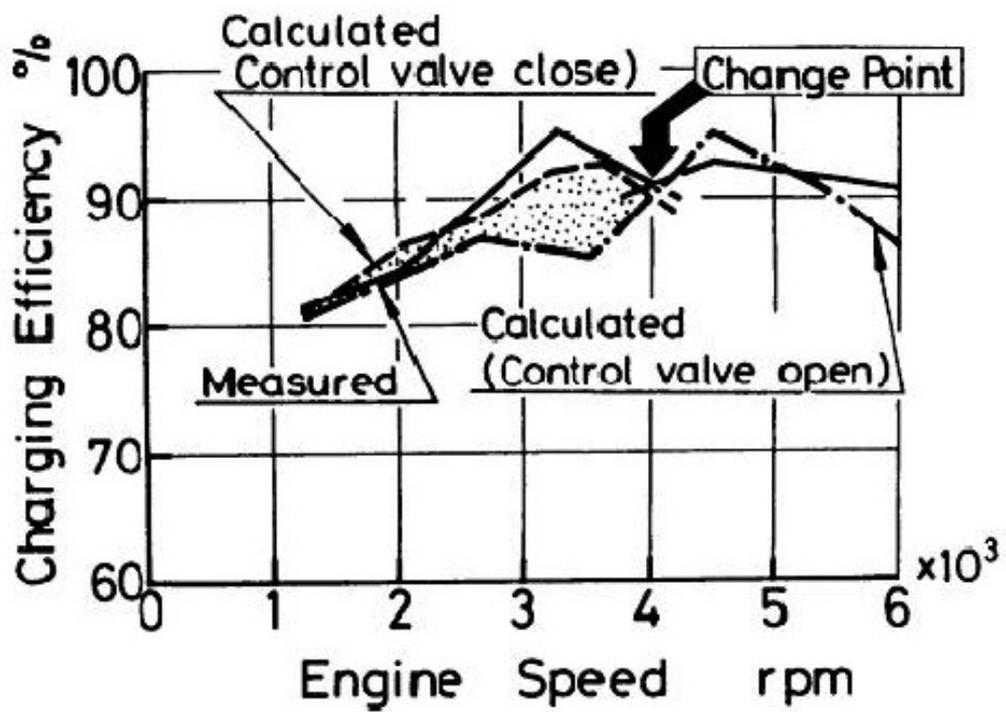


Fig.13 可変吸気方式による充填効率向上 (計算値と実験値との比較)

## 2-4 エンジンの排気吐出音低減技術

### 2-4-1 排気吐出音のシミュレーション予測

2-1章にて開発した流体解析手法を、多シリンダエンジンの排気音の予測と排気音低減に適用した。

1シリンダ当たり吸気2バルブ、排気2バルブの4バルブエンジンの普及によって、単位排気量あたりの出力が大幅に向上してきた。同時に出力の増加に伴って、排気吐出音の増大、特に高周波域で不快に感ずる騒音の増大が発生している。本原因は、排気管末端から放射され放射音による。その音源は、排気管内の排気圧力脈動であることは実験から分かっていた。<sup>(25)</sup>

そこで、筆者は、2-3章で開発した、1次元のガス交換過程シミュレーションを、排気圧脈動の予測に応用し、実機の改善を行った。<sup>(26)</sup>

供試エンジンとしては、Table 2に示す4シリンダ2リットルエンジンを用いている。なお、吸気マニホールドは480mm内径40φ、排気マニホールドは平均400mm内径36φで、#1、#4番シリンダ、#2、#3番シリンダを繋ぐ、いわゆるトーナメント型マニホールドを用いている。また、音響測定の実験室と繋ぐため排気直管は2000mmφ50の物を用いて。

管の計算要素は2-3-2節と同じく、 $\Delta x$ を40mm、 $\Delta t$ を20 $\mu$ secとしている。この時、排気管末端の開口部の圧力を下記の計算式に入力すると、放射音の無指向性という仮定を入れると、吐出口からL[m]地点の音圧レベルが計算される。計算では放射効率は1とした。音圧レベルSPLの計算式は下記のように記述される。

## 音圧レベルの計算式

$$\text{SPL}_j = 20 \log_{10} \frac{\delta P_{e j}}{\delta P_0} \quad (\delta P_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa})$$

$$\text{Equation of acoustic radiation} \quad \delta P_j = \frac{-i \omega_j u_j \rho_0 r^2}{2L} e^{-i(\omega_j t - \psi_j - k_j L)}$$

$$\text{Effective value of } \delta P_j \quad \delta P_{e j} = \frac{\omega_j u_j \rho_0 r^2}{2\sqrt{2} L}$$

$\omega_j$ : Angular velocity  $u_j$ : outlet velocity  
 $\rho_0$ : Atmospheric density  $r$ : Radius of the outlet  
 $\psi_j$ : Phase angle  $k_j$ :  $\omega_j/a_0$   $a_0$ : Speed of Sound

排気吐出出口から放射される低周波数は、呼吸する球から放射される音波のように広がるのが、過去の研究でのシュリーレン写真などで分かっている。この呼吸球の放射効率は、放射インピーダンスの実数部で表される。

$$\text{放射インピーダンスは} \quad \rho c \frac{(\kappa a)^2}{1 + (\kappa a)^2} \quad \kappa : \text{wave number} = 2\pi f/c \quad [1/\text{m}]$$

$$a : \text{radius} \quad [\text{m}]$$

$a = 0.025$  [m] とすると、1kHz 以下では、 $\kappa a < 1$  だから、この実数部は次のように、周

波数の二乗に比例する。  $\rho c \frac{(ka)^2}{1 + (ka)^2} \approx \rho c (ka)^2 = \rho c \left( \frac{2\pi a}{c} \right)^2 f^2$  ここで、脈動の1次成分

(Fig.14 での 200Hz 成分) の絶対値を実験値に合わせると、330Hz に誤差は見られるものの、それ以外の周波数成分は、少なくとも 700Hz まで良好に現象をシミュレートしている。1kHz 以上では上記のような放射効率の近似が成立しなくなるほかに、実験値が乱流による流体騒音に支配され始めるので、この方法の適用外となる。

本論文では乱流の影響が出始める 1 kHz より低周波側の 700kHz までの周波数で実験との比較を行った。

Table 2 エンジン諸元

Type of Engine			L4 Gasoline Engine
Bore×Stroke(mm)			83×83.6
Compression Ratio			9.5 : 1
Valve Timing	Intake	Open	15° BTDC
		Close	53° ABDC
	Exhaust	Open	59° BBDC
		Close	9° ATDC
Valve Diameter(mm)		Intake	2×34
		Exhaust	2×28

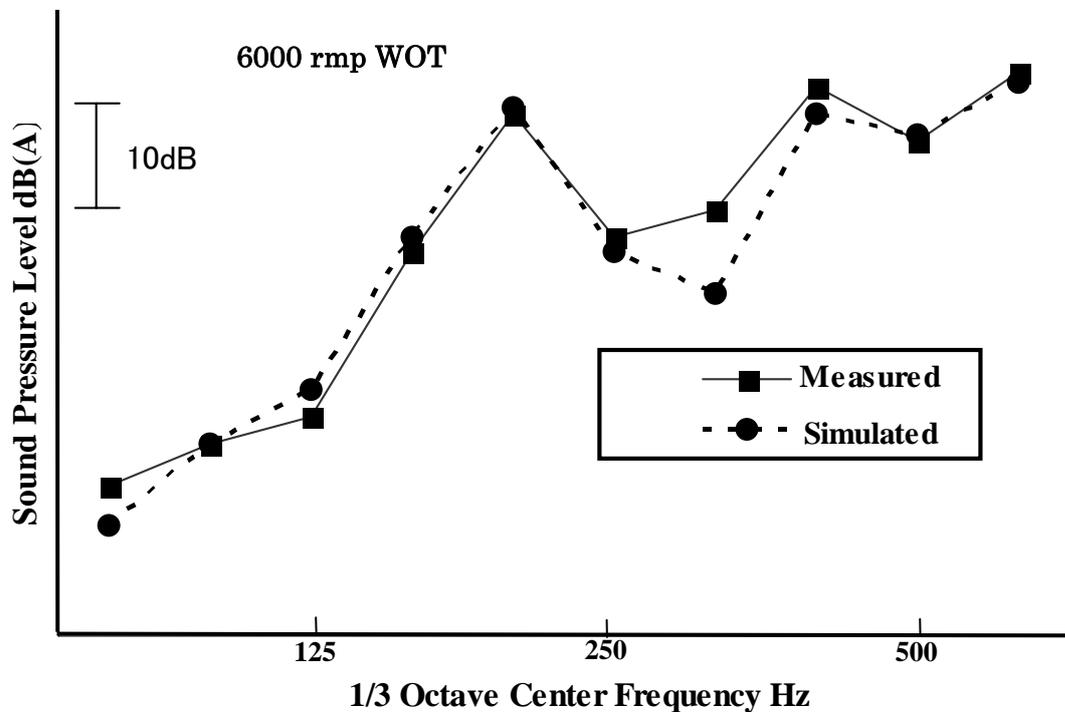


Fig.14 排気音の計算値と実験値の比較

## 2-4-2 位相差バルブによる排気吐出音低減技術の開発

排気音の低減を考える上で、排気脈動の源となる、排気バルブから流出する排気ガスの挙動に着目した。バルブの近傍（排気管内バルブより 80mm）における圧力脈動の計算値を Fig.14 に示す。排気バルブ開口部にて、ほぼ音速にて吐出した排気ガスは、圧力変化の大きな脈動として、排気管内を伝播する。なお排気温度は 2-3-4 節の燃焼モデルで算出され、排気バルブ開時のシリンダ内温度は 600°C である。

Fig.15 に示すように、2つの排気バルブが同時に 59° BBDC (Before Bottom Dead Center) で開くエンジンでは、吐出初期に図に表れる程度の  $\frac{dP_1}{d\theta}$  の圧力変化が発生する。この圧力変化が下流の排気管へ伝播し、開口部からその一部が吐出される。従って、同圧力変化を小さくすれば、吐出音も減少するはずである。

そこで筆者は、59° BBDC に開く排気バルブと 43° BBDC に開く排気バルブを併用し、排気ガスに位相差をつけて吐出する機構案を創出した。（駆動するカムに位相差をつけることから『排気位相差カム』(Differed E. V. D Cam) と呼ぶ。本機構により、Fig.14 に示すように、圧力変化は  $\frac{dP_2}{d\theta}$  の傾きとなり、吐出圧力の変化が小さくなったことがわかる

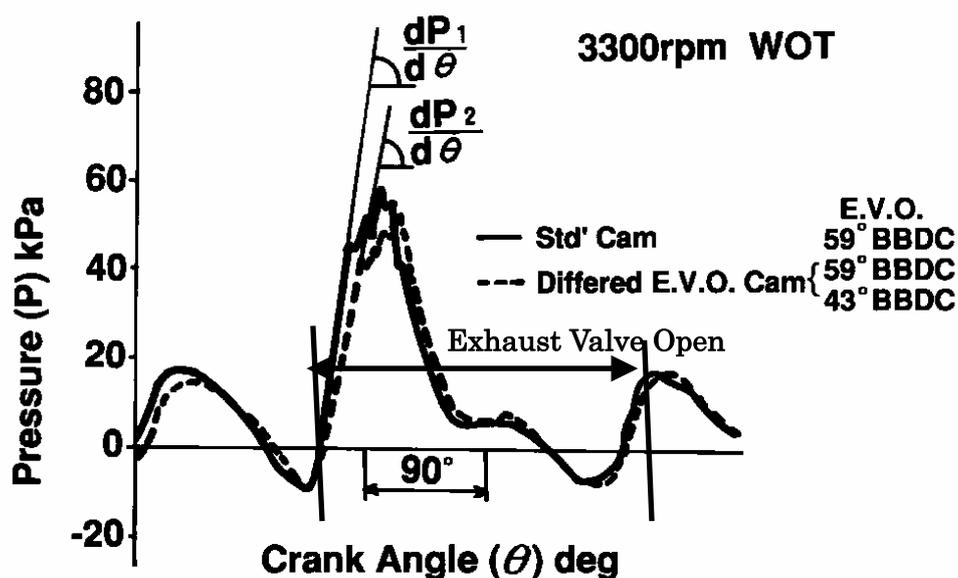


Fig.15 排気位相差カムを用いた場合の排気圧力脈動（排気バルブより 80 mm）

Fig.16 は、3300rpmにおける排気吐出音の通常のエンジンと、16°の位相差とともに、32°の位相差をつけたエンジンの排気吐出音の計算による比較を示しており、通常のエンジンより、排気位相差カムを用いたエンジンのほうが吐出音のレベルが下がることが予測されている。

Fig.16 は、3300rpmにおける排気バルブ開時期の位相差が0°、16°、32°の排気吐出音の計算による比較を示しており、通常のエンジンより、排気位相差カムを用いたエンジンのほうが吐出音のレベルが下がることが予測されている。なお、気筒内圧力に対するバルブ開時期の位相差の影響は小さいとしている。さらに、Fig.14 に示されているとおり、脈動圧力の最大振幅は低周波成分に支配されていて、圧力の変化率にはそれほど依存しない。つまり、圧力変化率は脈動の高次成分へ影響する。

Fig.17 は、排気位相差カムを実装したエンジンの実測値であり、実測値でも同様の特徴を有することを示している。

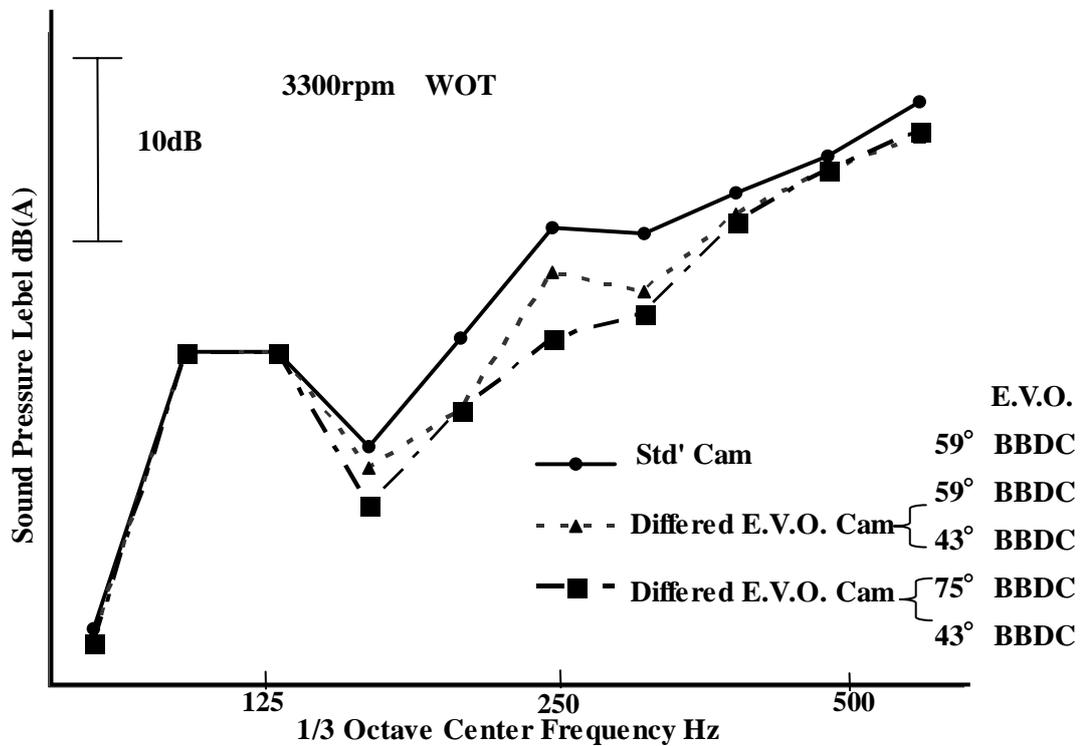


Fig.16 排気位相差カムによる排気音の低減（計算値）

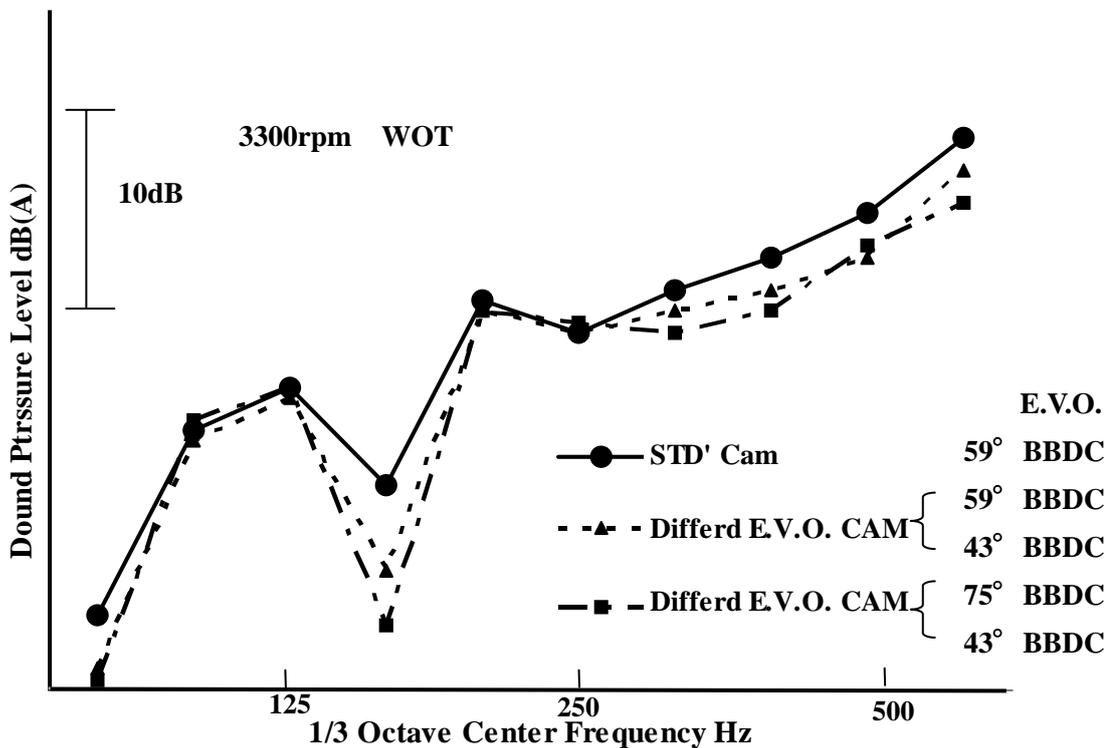


Fig.17 位相差カムによる排気音の低減（実測値）

以上から、排気吐出音の脈動によって発生する成分は、排気バルブタイミングに位相差を与えることによって、高次成分を主体として大幅に低減されることが判った。ただし、本章に前段で記述したように、乱流によって二次的に発生する高周波騒音はこの方法では低減できない。

2-1章で開発された2 step Lax-Wendroff法のガス流動シミュレーションを、本章では排気吐出音の予測に用い、これまで定性的に説明されていた排気吐出音の発生メカニズムを定量的に証明した。加えて、実機の内燃機関に適用し、排気吐出音を低減する新しい機構（排気位相差カム：外国特許出願済）を開発することができ、同シミュレーションが音振低減にも有効な手法であることが判った。加えて、排気バルブタイミングに位相差を与えることによって排気吐出音が低減されることが判った。

## 2-5-1 市販3次元熱流シミュレーションソフトの評価検証<sup>(3)</sup>

2-3項に述べたように、エンジン開発においては、1次元の数値計算においても、エンジンの出力や、吐出音の低周波成分を予測するには充分の精度をもっており、長さやバルブタイミング等の選定も可能である。

しかしながら、3次元的な詳細形状を最適化するためには、解析シミュレーションにおいても、3次元の数値解析手法を用いる必要がある。筆者は、計算流体力学(CFD)をエンジンの吸気ポートと燃焼室に適用し、国内の自動車業界では初めて、エンジンの開発に数値解析手法を取り入れ、各種エンジンの開発を行ってきた。

但し、1990年代前半の市販の熱流体シミュレーションソフトは、精度や収束性が高くなく、エンジンに適用すると、計算途中での発散や、実測値と合わないという問題もあった。そこで、4社のシミュレーションにて、計算メッシュ作成が可能であるか、可視化実験と計算のフローパターンが一致するか、およびバルブリフトに対する流入量の精度が適切であるか、加えて収束性検証を行って最適なソフトウェア STAR-CD を選び、本研究で用いるエンジン解析スタンダードシミュレーションとした。

Table 3 に検証に用いた4つの熱流体解析シミュレーションソフトを示す。

Table 3 各コードの特長

コード	次元	離散化法	格子	乱流モデル	壁関数
A	2, 3	FVM	非構造	$\kappa - \epsilon$	対数則
B	2, 3	FEM	非構造	$\kappa - \epsilon$	対数則
C	3	FEM	非構造	$\kappa - \epsilon$	対数則
D	2, 3	FDM	構造	$\kappa - \epsilon$	対数則

Cv 値の実測値と計算値の比較に際しては、2バルブ、4バルブのフラットヘッドのポート形状を用いた。Fig.18 に計算メッシュ、Fig.19 に、2バルブと、4バルブエンジンの Cv の実測値と計算値の比較を示す。なおメッシュ数は約 7 万メッシュを用いた。

コード A、コード B 共に 2バルブエンジンでは実測値と計算値は良く合うが、4バルブエンジンでは、フルリフト時の Cv 値にて、誤差があることが分かる。これは、メッシュ数が少ないことによる問題であり、現在の 100 万メッシュを超える計算ではフルリフト時でも誤差はない。

Fig.20 は可視化実験、LDV (Laser Doppler Velocimeter) 実験結果と計算値を比較したものである。コード A、コード B ともに実測値と計算値は、フローパターンは合っているが、バルブ直下の二つの渦形状を見ると、特に LDV 実験結果において向かって左側の渦の形状では、コード A の方が渦の大きさを的確に捉えていることが分かる。

コード A の FVM コードが Adapco 社で開発された STAR-CD であり、実測値との比較と共に、その使い安さに着目した。STAR-CD では PORT と呼ばれる吸気ポートにと特化した自動メッシュソフトを持っており、吸気ポートのメッシュ作成が大幅に簡略化できた。

よって、STAR-CD をスタンダードシミュレーションとして採用し、現在も Cv や燃焼室内の渦の解析に用いている。

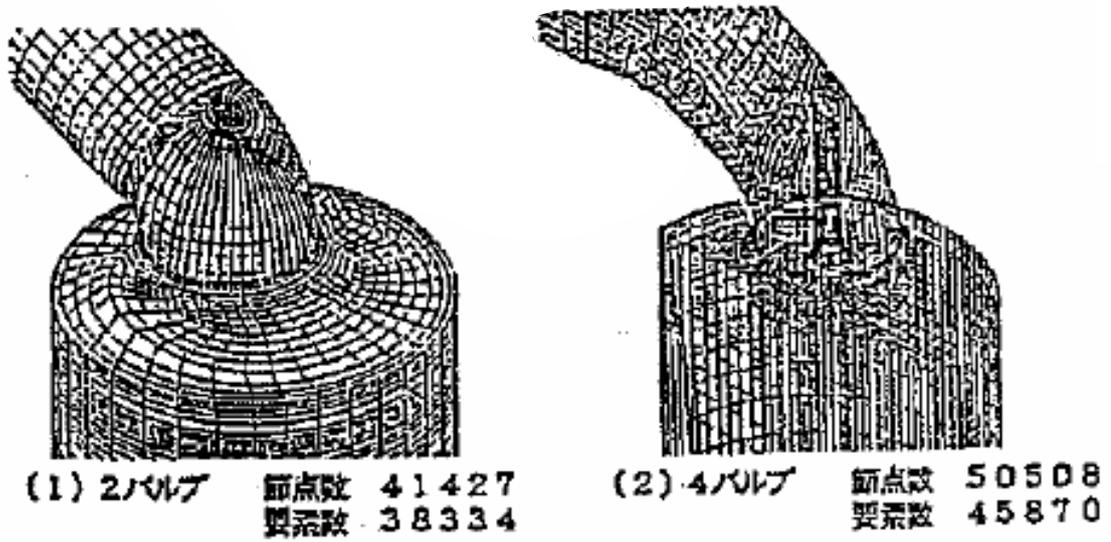


Fig.18 検証用メッシュ形状

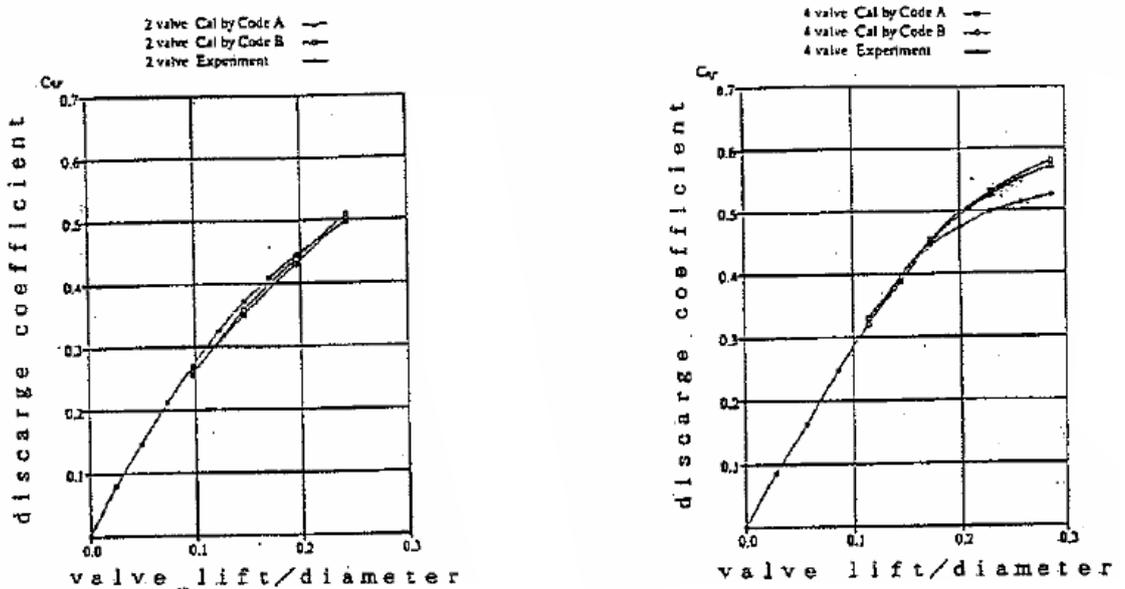


Fig.19  $C_v$ の実測値と計算値の比較 (左：2バルブ吸気ポート，右：4バルブ吸気ポート)

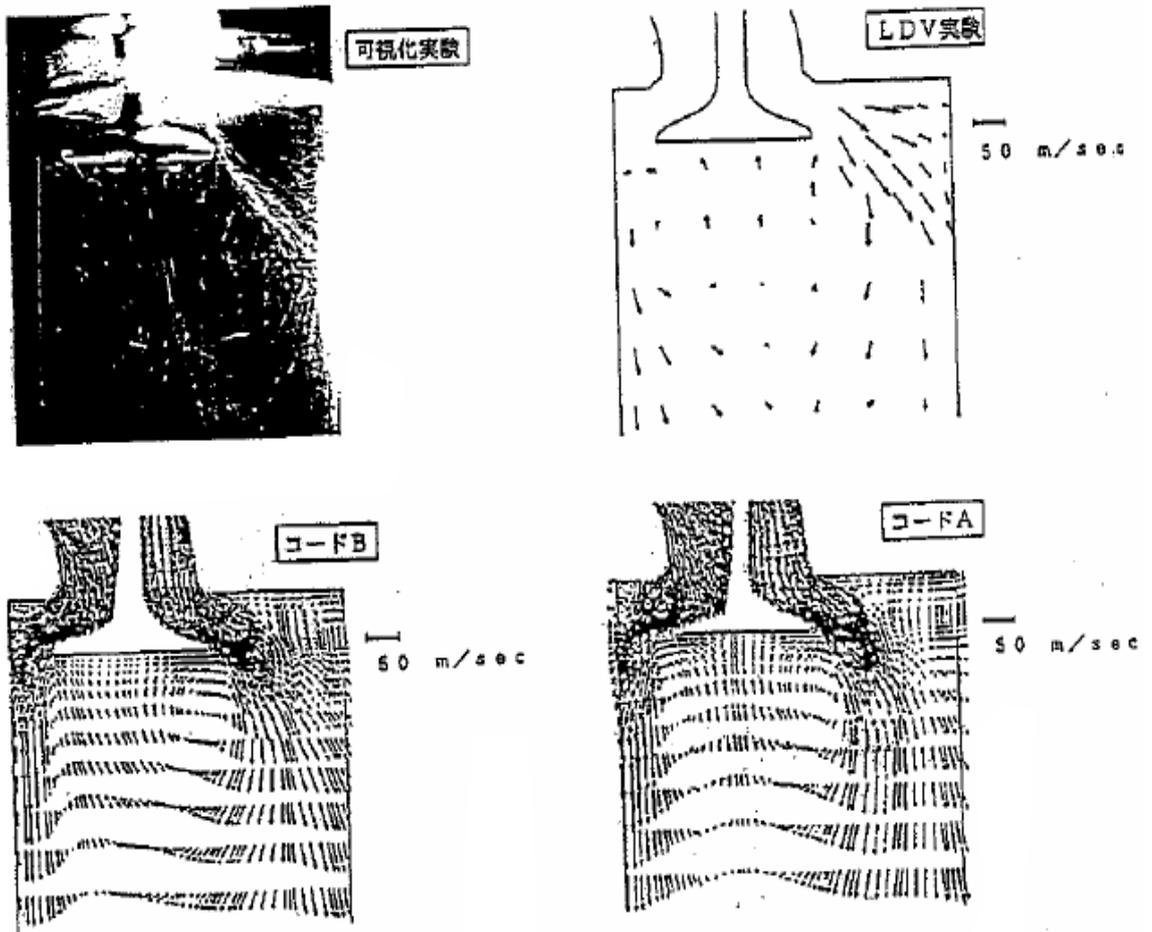


Fig.20 可視化実験と LDV 実験によりフローパターンの比較

## 2-5-2 エンジンの吸気ポートと燃焼室内のガス流動シミュレーション技術

エンジンの重要な性能としては、出力特性、燃費特性、排気特性が上げられるが、ここでは、出力特性と燃費特性を向上させるための CAE の適用事例について述べる。

出力向上（特にガソリンエンジン）では、2-1 項で述べたように、新気をいかに増加させ充填効率を向上させるかが課題である。このための方策は以下の通りである。

- ① 充填効率を全回転域で一様に向上させる方策としては、吸気ポートの  $C_v$ （通気抵抗）の低減が上げられる。ここで  $C_v$  はこの後の項で定義する無次元量である。
- ② 吸気の慣性効果を利用して、ある回転速度域で充填効率を上げることができ、この速度域を複数設けることで、実用速度域の広範囲で性能向上をねらう。

Fig.21 は、吸気ポートの  $C_v$  を予測するための計算メッシュを示す。

メッシュ構成の考え方を以下に述べる。

形状は、実験で測定する装置を模擬し、同装置および実燃焼室形状の CAD 図面を基本として、計算メッシュを生成している。

吸気ポートの上流には、吸気を整流するためのチャンバに相当するメッシュを設置する。本チャンバは大気解放を模擬するためのものであり、直径は吸気管の直径の実験装置と同じ 5 倍を用いている。このように設定するとチャンバ内の流速は断面積比に比例するため、流速は吸気管内の  $1/25$  となり、さらに動圧  $(1/2 \rho u^2)$  は  $1/125$  となるためエネルギー的には  $0.2\%$  以下の変化となり測定精度を落とすことがない。吸気管入り口の縮流を模擬するため管系の 3 倍以上の奥行きを持たせた。なお、本計算は定常流計算のため、脈動を考慮すること必要がないため、チャンバ容積にはこだわらない。但し、チャンバ奥行きは、大気解放を模擬し整流できるように経験から吸気管入り口から 3 倍程度に設定した。燃焼室のシリンダ長さは、実際のストロークの最低 3 倍以上とし精度の向上を図っている。このようにする理由は、シリンダ長さを徐々に増していった場合、シリンダ長さの 3 倍になるとシリンダ内流れが整流され、実機と同様に定常流の計算精度が高く収束性もよくなる経験

があり，この設定は安定性の面でも好ましいと考えられる．なお，シリンダ延長によるエネルギー損失はボアの摩擦損失のみであり影響は極めて小さい．

バルブ周りについて，バルブとバルブシート間を幅 1 mm で 10 層のメッシュを生成して特に詳細な流れをシミュレートできるようにしている．本来，乱流境界層は，内層として粘性底層，バーファ層，対流速領域と，その外層である乱流領域から形成されていることが公知である．さらに，この乱流層厚さは，主流のレイノルズ数によって異なるものの，最も使われている 99%境界層厚さ（主流に対して，流速が 99%まで一致する境界）を用いると，下記実験式で近似できる．

$$\delta = 5.0 \sqrt{\frac{\nu x}{U_{\infty}}} \quad \begin{array}{l} \delta : \text{境界層厚さ, } \nu : \text{動粘性係数, } U_{\infty} : \text{主流の流速} \\ x : \text{代表長 (ここでは吸気バルブ径 } 34 \phi \text{ 等)} \end{array}$$

$\nu = 1.5 \times 10^{-5}$  (20°C),  $U_{\infty} = 70 \text{ m/sec}$  (-300mmAq負圧測定の場合の理論空気流速)

を代入すると  $\delta = 0.4 \text{ mm}$  となる．計算ソフトには境界部の 1 メッシュに壁関数が入っているため，バルブ側 2 層，バルブシート側 2 層，計 4 層あれば境界層の問題はないが，この定常流計算では主流の流速，方向が特に重要なため，乱流領域に 6 層を加えて 10 層にし，圧力勾配の表現誤差が小さくなるようにバルブ廻りの流れを計算した．バルブとバルブシート間の距離は，バルブリフトによって決まるが，4バルブエンジンでは，10mm 以下が一般的であり，10 層の計算では，計算メッシュの幅は 1 mm 以下となる．境界層が 0.4mm となり壁法則が 1 メッシュに入っていることを考慮すると 1mm のメッシュ幅は境界層を計算する上でも適正と言える．

また，流体メッシュの場合，ヘキサメッシュ（六面体）が最も精度が良いことは知られている．特にレイヤーでは，壁関数を使う関係で最低 2 層のヘキサメッシュを配置する必要がある．最近では，テトラメッシュ（四面体），ポリヘドラルメッシュ（多面体）も計算可能になってきたが，本定常流計算には，少ないメッシュで精度を高めるため，レイヤーを含めてすべてのメッシュにヘキサメッシュを用いている．

なお，すべてのメッシュを合わせると 7 万メッシュとなる．同メッシュでも，当時の Pentium 4 プロセッサ 1 CPU では，定常計算に 1 日を要した．

昨今の、並列 CPU は数千倍の能力を持つためバルブ廻りのメッシュもさらに多層になり計 100 万メッシュ以上を用いており、企業内でも一般的となり広く普及している。

なお、この  $C_v$  を予測するシミュレーションは基礎方程式である Navier-Stokes を FVM (有限体積法) にて離散化して解く汎用コードの STAR-CD を用いている。

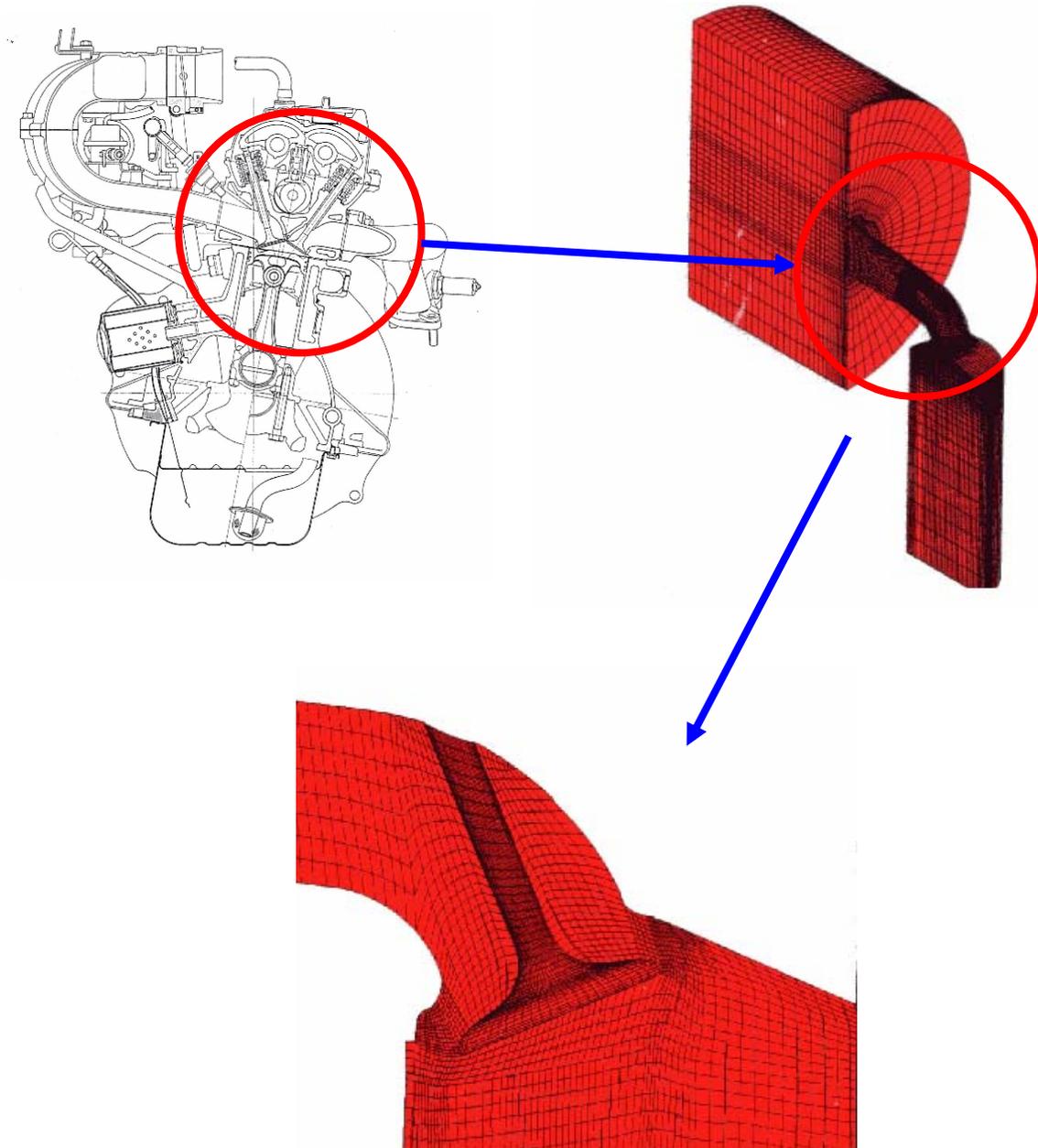


Fig.21 エンジンの吸気ポートの  $C_v$  予測計算メッシュ

Fig.22 は Fig.21 のメッシュを用いた場合の、流体の計算結果を示し、Fig.22 の左側が流速ベクトル、右側が圧力のコンタ図を示す。なお、管路は左右対称のため、対称面にシメトリック境界条件を設定している。また、乱流モデルには  $k-\epsilon$  を用いている。

計算条件としては、圧力境界を用い、Fig.21 のモデルのチャンバの開放面を大気圧とし、延長したシリンダの下面に  $-300 \text{ mmAq}$  を与えている。

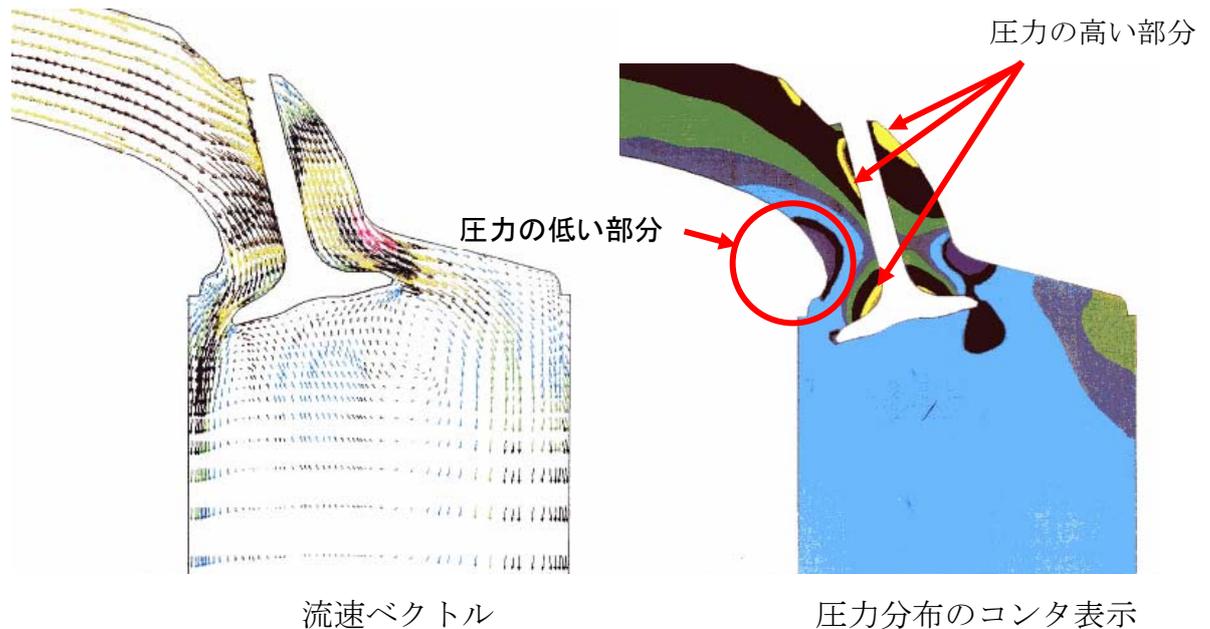


Fig.22 Cv 予測の数値流体シミュレーション結果

$C_v$  は、シリンダ下面を通過する流量を積算した総流量  $Q_c$  と、ピストン速度とシリンダ断面積の積から得られる理論空気流量  $Q_0$  の比  $C_v = Q_c / Q_0$  で表される。この  $C_v$  の大小によって燃焼室・吸気ポートの選定を行う。

また、正圧と負圧の領域が少なく均一な流れに近いほど  $C_v$  の性能が良いことが判っているため、設計段階では、Fig.22 の流速ベクトル図と圧力分布を用いて、大気圧を圧力ゼロと表記した場合、正圧と負圧の領域が出来るだけ少なくなるように設計する。

上記のように、吸気ポートと燃焼室内の吸気流動の改善は、通気抵抗を減少させ、新気を増大する効果があるが、もし同時に燃焼室の内部の渦を増加させることができればガスの乱れを改善し、燃焼速度が増大する。

次に、燃費向上と排気エミッション低減のためタンブル流（燃焼室内のたて渦）を強

化する手法について述べる。

Fig.23 はタンブルを測定する計測装置を示しておりシリンダ軸に直交する軸まわりにピストンに垂直に発生する渦のトルクを計測する **Impulse Meter** を配備している。ここでの **Impulse** は上記直行軸周りに作用する回転力積の意味である。図の **Intake Port** からシリンダに流入する空気が渦を作り、**Impulse Meter** 部分の管路軸に平行な軸まわりの回転速度を渦の角速度、つまり回転力積と等しいと仮定して計測する原理である。

Fig.24 はこの計測装置を模擬してタンブル流を予測するシミュレーション用のメッシュを示す。上流のチャンバは Fig.21 と同じ考え方で配置している。また、吸気管内で整流しタンブル流が正確に測れるように、吸気管長さ相当の直管を配置している。加えて **Impulse Meter** と同径の横渦用のメッシュを加え、燃焼室内の縦渦をスパイラル状に **Impulse Meter** に誘導する役割をしている。**Impulse Meter** はハニカム構造トルクメータであり、計測トルクはハニカム径に左右されないが、シリンダ円周の渦も正確に測れるように径はシリンダとほぼ同径が適切である。なお、Fig.24 も Fig.21 と同様に、対称面にシンメトリック境界条件を設けている。

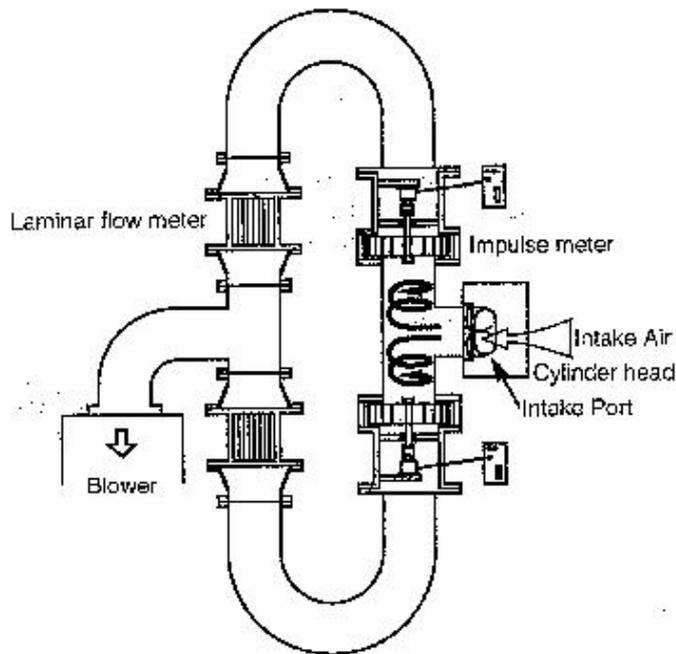


Fig.23 エンジン燃焼室内定常タンブル流計測装置

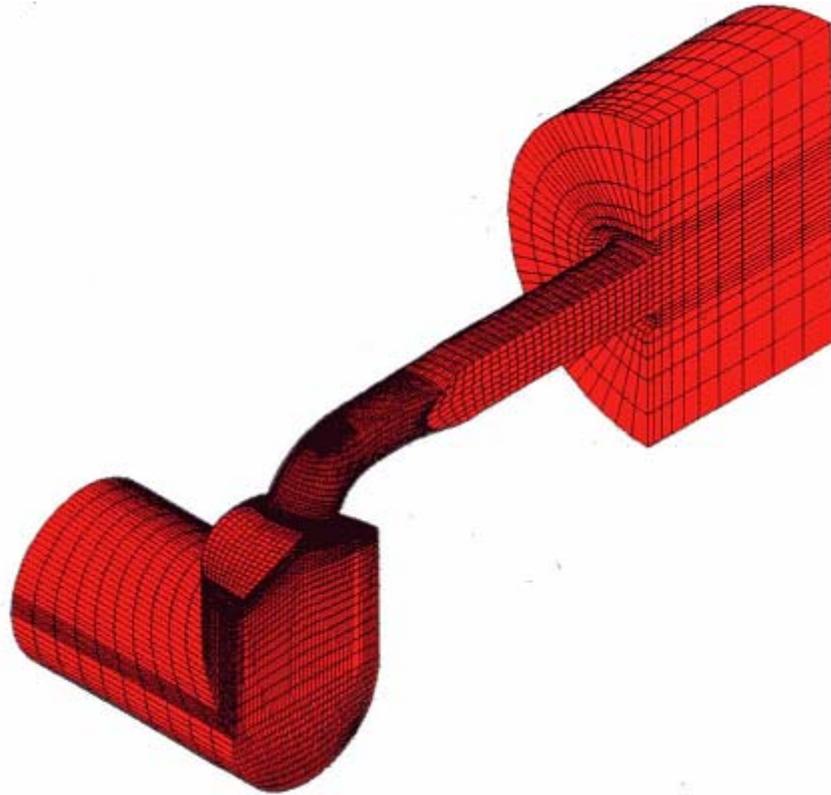


Fig.24 タンブル比予測用の計算メッシュ (シンメトリー境界条件使用)

Fig.25 は、燃焼室内の流速のコンタ図を示している。コンタ図は流速の大きさを色分けしたものだが、渦が発生すると渦の外周に流速の速い領域が色で表されるので、渦の大まかの様子をつかむにはコンタ図で概略を把握することが多い。Fig.25 では、燃焼室内に小さな渦は発生しているが、燃焼を加速する大きなタンブル流は発生していない。

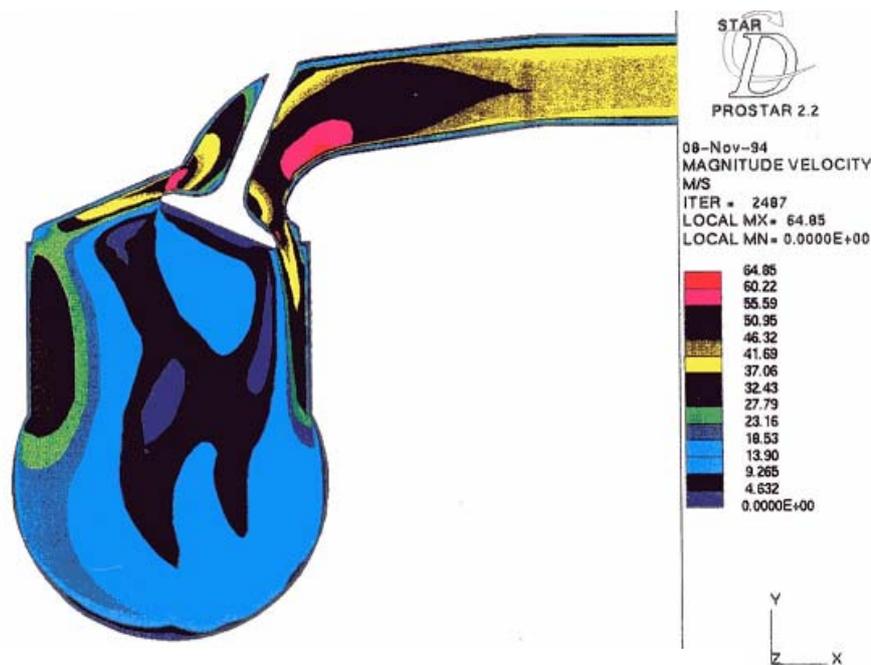


Fig.25 一般の燃焼室内の流れ（流速のコンター図）

そこで、吸気ポート内部に切りかきのついたバルブを設置して、ガス流動を改善した。つまり、吸気ポート上部の流速を大きくする。エンジンの全開状態では同バルブは流線と平行になるため、全開時出力を低減することはない。本バルブは中低負荷の領域で Fig.26 のように空気流に垂直になり、流れはこの切りかき部分からのみ流入する。本バルブをスワールコントロールバルブと呼ぶ。

但しこの場合、スワール（燃焼室内の横渦）以上に、タンブル流改善が中心となる。

なお、タンブル比はスワール比と同じ定義で

$T.R.=Notable/Crank$ （タンブル比）

Notable:上記により求められたタンブル回転速度（rad/sec）

Crank:空気流量からシリンダ軸方向平均流速と等しい平均ピストン速度に対応するクランク角速度(rad/s)

$N_{crank}=Q/(\pi/2*D^2*S)$       D:ボア径 (m)

Q:定常流量 (m<sup>3</sup>/sec)      S:ストローク(m)      にて、表される。

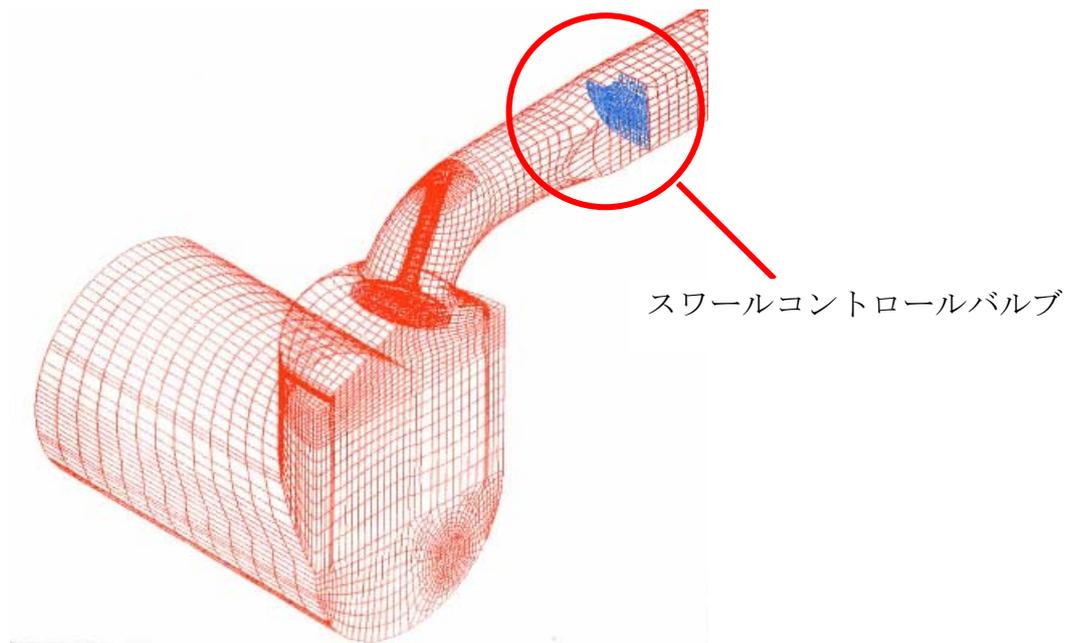


Fig.26 スワールコントロールバルブを装備したエンジンの吸気ポート

Fig.27 は同バルブを流れに対し垂直に立てた時の燃焼室内の流れを示している。  
 Fig.25 に対し、速い流れが、燃焼室の壁面に沿ってタンブル流が形成していることが  
 良く判る。

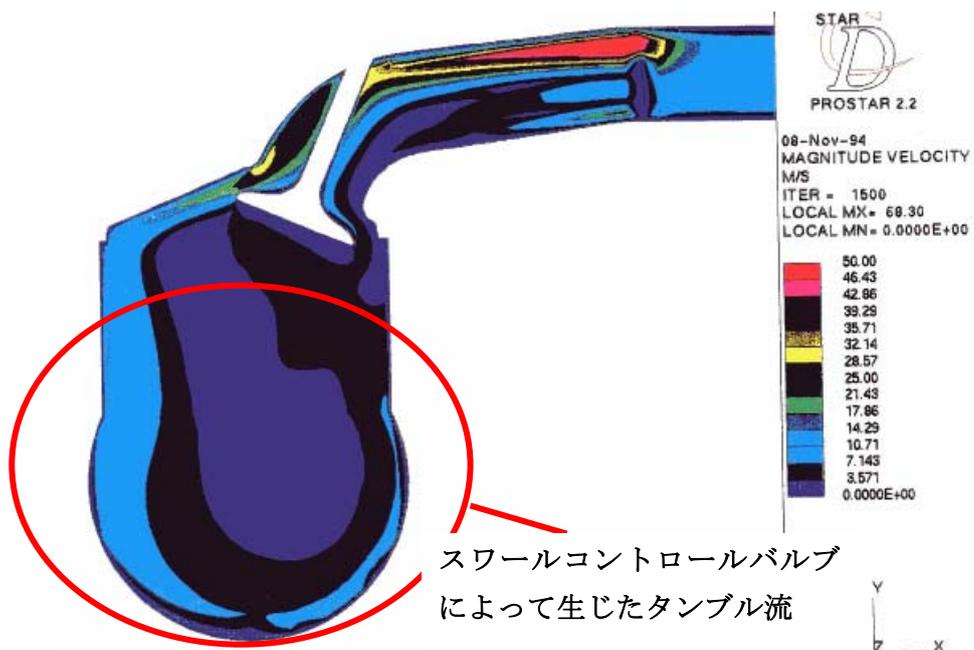


Fig.27 スワールコントロールバルブを装備した場合の燃焼室内の流速 (流速のコンタ図)

## 2-5-2 EGRガスと新気の最適混合方法の開発

温度の異なる流体を小さな容器内で素早く混合させる設計案の創出を、3次元熱流体シミュレーションを用いて行った。本解析はEGR (Exhaust Gas Recirculation) を行なう吸気マニホールド内にて、新気と排気ガスの混合をシミュレートしたものである。EGRの目的は、不活性ガスである排気ガスを新気と混合して、気筒内ガス全体としての熱容量を大きくし、燃焼の最高温度を下げて、NO<sub>x</sub>の発生を抑制することである。<sup>(1)</sup>

本手法の発想を以下に述べる。

異なるガスを混合する場合、主流が慣性を持った速い流体では、主流の中に異なったガスをそのまま注入しても、せん断力が小さいためにガスは主流にはさまれて下流に押し流されるだけである。もちろん、主流と混合するのはわずかである。しかしながら、主流に対してほぼ直角に注入するとともに、管の円周部の相対する方向から異なる流体を注入するとせん断力が発生し主流に乱れが発生する。加えてスパイラル上に注入することによって主流との接触面積の増加、接触時間の増加し2つの流体が混合しやすい状態を起こす。

すなわち、主流を強制的に攪拌しEGRガスを主流内部に取り込むことと、混合部分の面積、時間を増加させることによってEGRガスと新気を均一に混ぜようとした試みである。

Fig.28はEGRガスを新気と混合する機能を持つ吸気マニホールドの形状を示す。上流側に接続しているのは、仮想吸気チャンバであり、大気からの吸入を模擬し、コレクタ部の設計案の比較検討を容易にしている

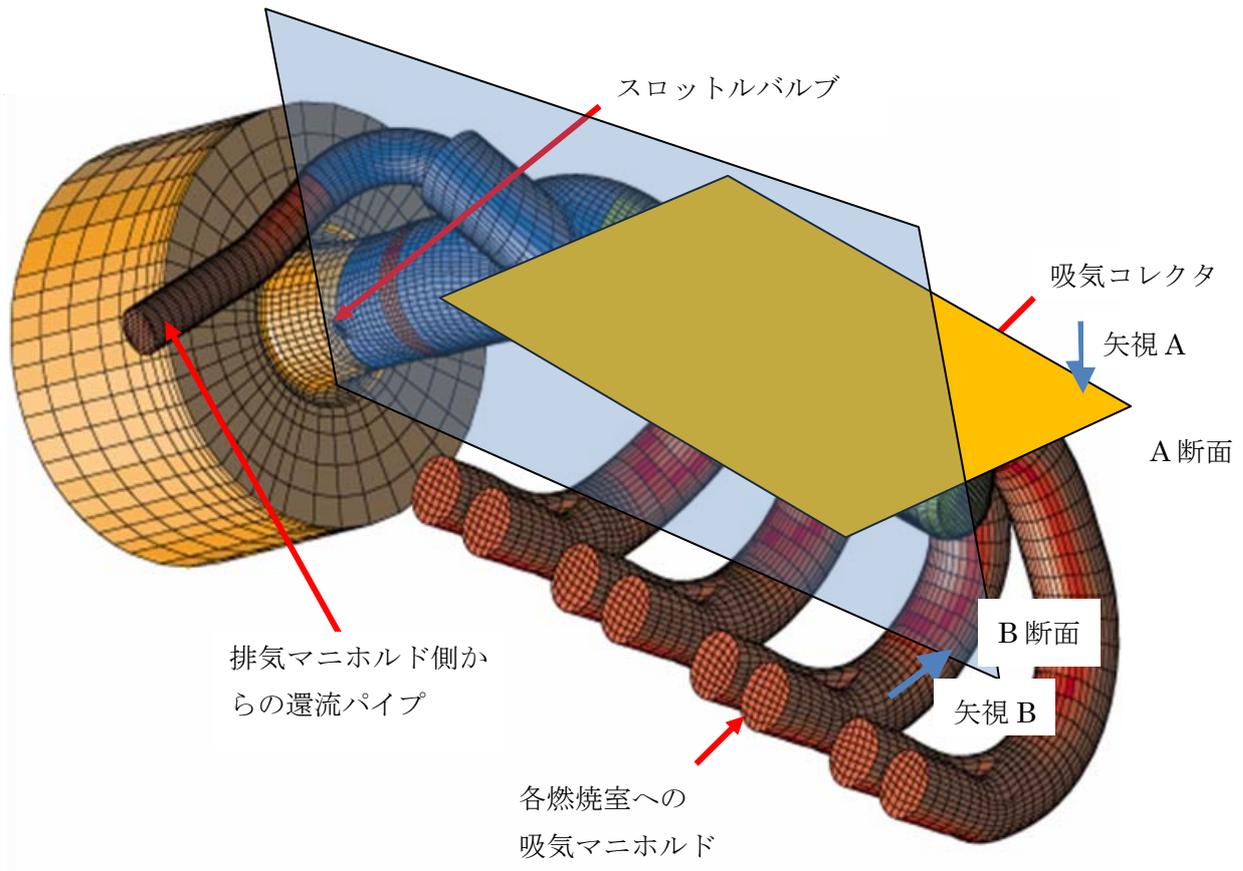


Fig.28 EGR 吸気マニホールドの計算用メッシュ形状 (直列4シリンダエンジン)

本形状は一般的な EGR 用吸気マニホールド形状であり，吸気コレクタの数十 mm 上流に排気からの還流パイプを設置してある．エンジンの燃焼状態をシリンダごとに安定させるためには，新気と排気を十分に混合し，各シリンダに均等に流入させる必要がある．（排気の割合が多いと点火時期を遅らせないと最適な燃焼状態は維持できない．同燃焼状態では，同じ点火時期で発生する軸トルクが異なって振動が発生するとともに，各シリンダでの燃焼が最適条件から外れるので排気エミッションも増加する．）

Fig.28 の EGR のパイプレイアウトでは，1 箇所から注入を行っているため，排気ガスはそのまま下流に押し流されて混合が起きていないことが分かる．

# 1，# 2 番側のシリンダ（コレクタから見て下流のシリンダ）に排気ガスが多く流入してしまう．この場合，# 1，# 2 シリンダは燃焼が安定しないため，点火時期を遅らせ

る必要があるが、シリンダごとに点火時期を変えるのは困難なため、エンジンは不安定になり、排気エミッションも増加する。

Fig.29 右端のバーコードは、新気と排気が混合した場合の、EGR ガスの分圧に対する密度分布を示す。

また、Fig.29 は1番シリンダの吸入工程時の過渡状態を表す。詳細はアニメーション3 照方。

#### 【計算条件】

1. 計算プログラム：3次元熱流体シミュレーション (STAR-CD) 1次風上差分圧縮性、乱流モデル  $\kappa - \epsilon$  .  
1次元ガス交換過程シミュレーション。
2. 非定常計算：1次元ガス交換過程シミュレーションでの吸気ブランチ端部の  $\rho, u, P$  を3次元熱流体シミュレーションに与え吸排気工程を模擬する。排気ガスはマニホールド4本集合部分の計算値を用いる。
3. 計算メッシュ数：150,000 メッシュ。
4. エンジン条件：4シリンダ2リットルエンジン，2000rpm, 1/4 スロットル開度。

なお、2000rpm 1/4 スロットル開度における実測値の EGR 率を比較した結果では 22% EGR の場合、一番 EGR 率の高いシリンダと一番低い EGR 率の差は 13%にもなっていることを検証している<sup>(30),(31)</sup>。

なお、fig.29,33 は EGR ガスのみの密度を表したものであるため EGR 率と異なる。

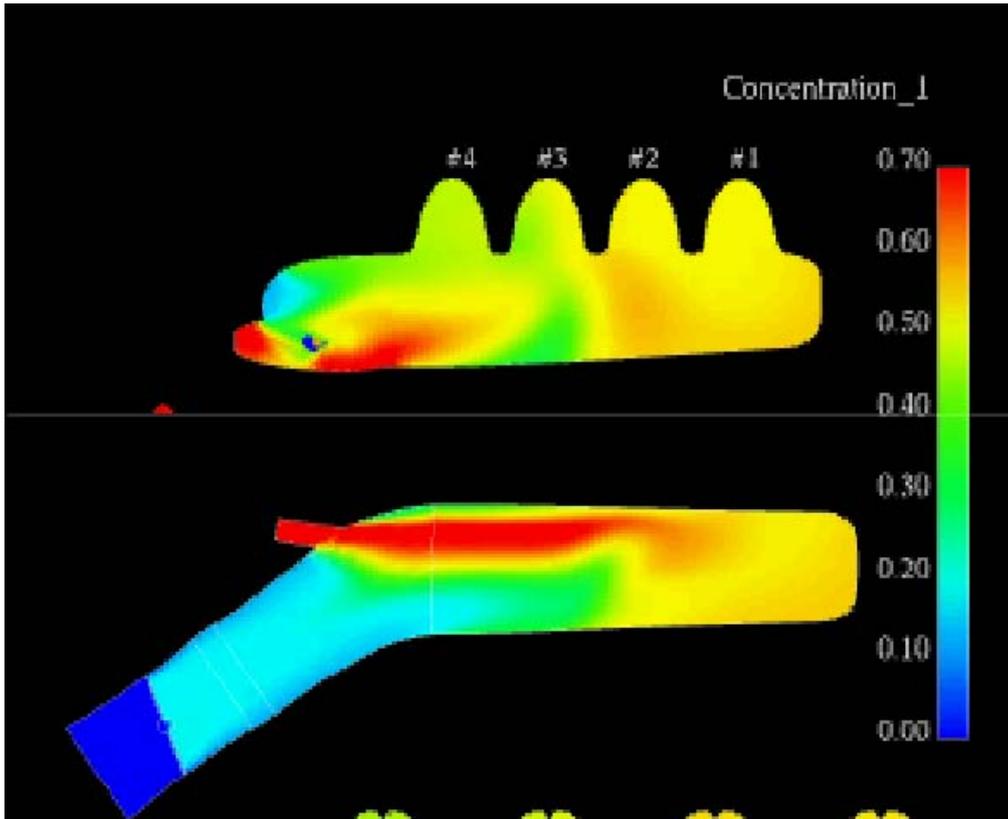


Fig.29 1箇所から EGR ガスを流入した場合の新気と排気ガスの混合状態  
 (上図 : Fig.28 の矢視 A A 断面, 下図 : 矢視 B B 断面)

また Fig.30 は, 乱れの大きいスロットル下流の流れ示したものである.

当初, この渦の中に排気ガスを流入させ混合を図ったが, 混合はされるものの, スロットルの裏側に, 排気ガス内不純物が付着し, スロットルの貼りつき現象 (スロットルと吸気マニホールドが貼り付いて, スロットル操作が円滑に出来ない問題) が発生することがわかった.

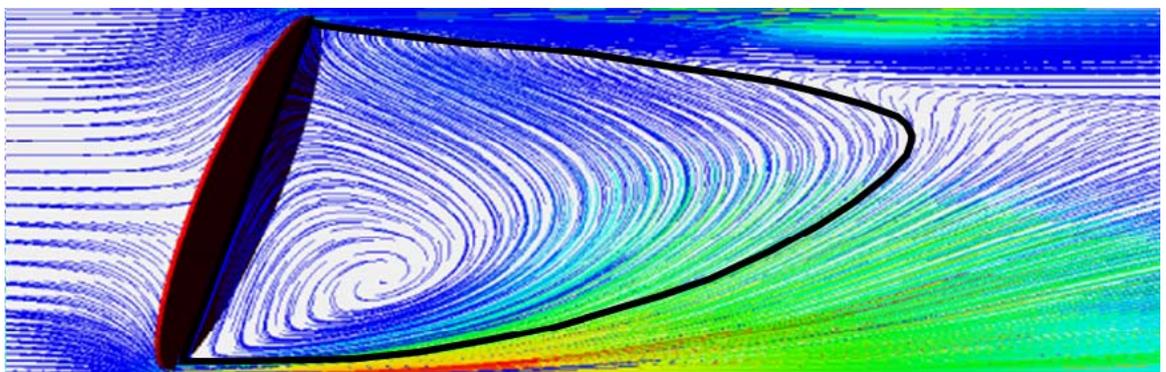


Fig.30 スロットル後流の渦 (流跡線)

筆者は、幾多の場所に EGR パイプの設置を試みたが、新気と排気ガスをうまく混合させることはできなかった。よって先に述べたように、一箇所から EGR ガスを注入しても、新気とは混ざらないという結論を得た。

そこで、当初の発想に従って新しい EGR 流入方式を検証した。Fig.31 はその形状である。コレクタ入り口の 2 箇所を挟んで相対位置に EGR 注入口を設けた。

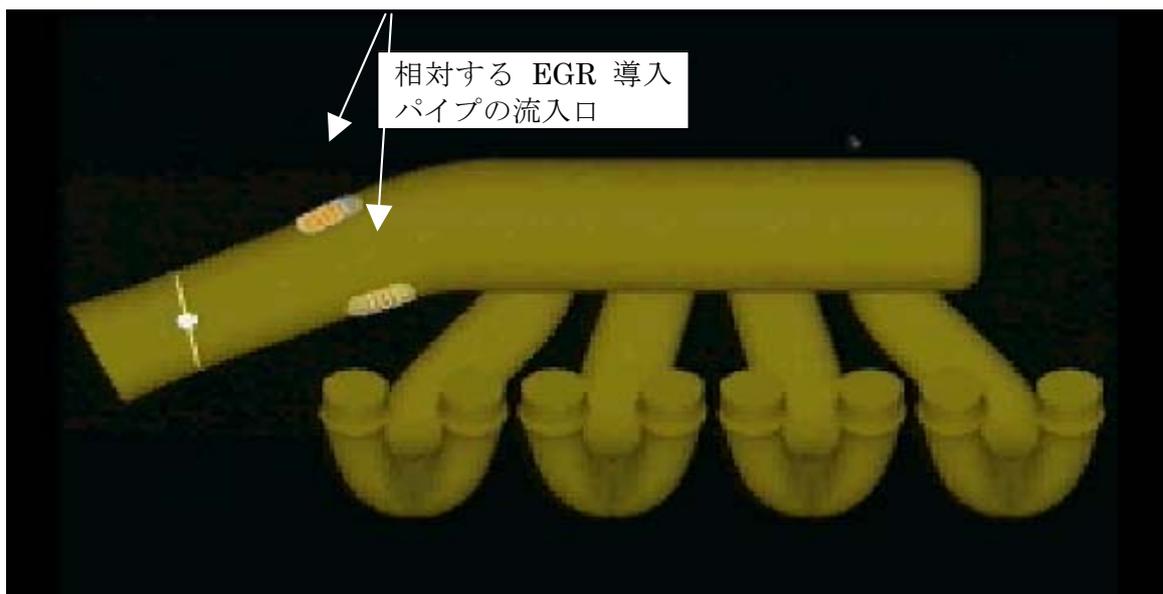


Fig.31 新しい EGR 用マニホールド形状



Fig.32 新しい EGR マニホールドにおける排気ガスの流入状況（流跡線）

ここで、「流跡線」とは、非定常計算において、任意の時刻から一定時間後までの流線の軌跡を表したものである。このような形状にすると、Fig.32 で明らかなように、排気ガスは吸気マニホールドに沿って回転しながら下流に挿入される。これによって、新気は強制的に排気ガスと混合が促進される。

Fig.33 はこのときの新規ガスと排気ガスの混合状態を示している。

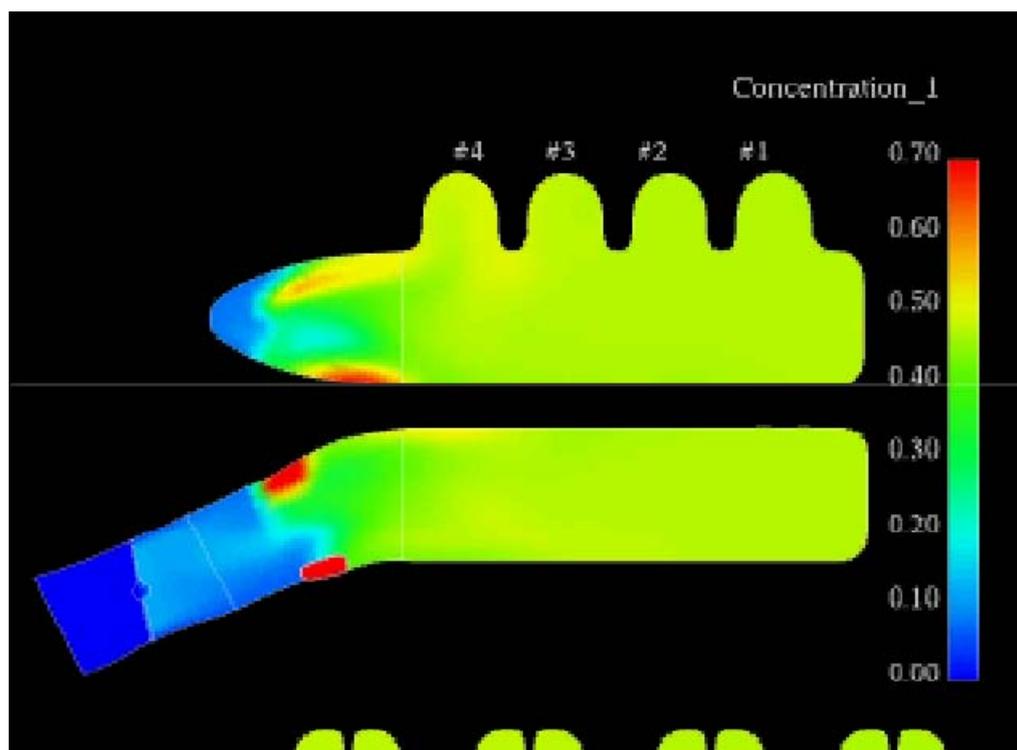


Fig.33 2箇所から EGR ガスを流入した場合の新気と排気ガスの状態  
(上図：Fig.28 の矢視 A A 断面，下図：矢視 B B 断面)

Fig.33 ではコレクタ内部において新気と排気ガスが良く混合し、各シリンダに混合ガスを均等に流入させていることがわかる。 Fig.29 と Fig.33 を比較してみるとはっきりその相違がわかる。(本件，国内特許出願済)

また、さらに近年では、排気ガスによる触媒の昇温メカニズムの解明<sup>(27)(28)(29)</sup>や、シリンダ内のガス流動に加えて、燃焼現象を同時に解き、火炎伝播を予測し、さらに、ノッキング現象まで予測するモデルが発表されている。<sup>(4)(5)</sup>

### 2-5-3 電動車両の熱流体シミュレーション技術

通常、熱流体と構造体熱伝導解析にも、有限要素法 (FEM)、有限差分法 (FDM)、有限体積法 (FVM) を用い Navier-Stokes の偏微分方程式と固体内の熱伝導の式を離散化する。ここでは最近、内燃機関に加えて、排気低減の最終手段として話題に上っている電動車両を対象とし、離散化手法としては2-5-1節で検証した有限体積法 (FVM) を用い熱解析を行った。

電動車両の一つの理想形として、タイヤハウジング内に電動機を設置し4輪で駆動する手段を用いているものがある。これを、In-Wheel-Motor (以下 IWM) と呼ぶが、IWM ではモータによる発熱が、車の耐久性、性能を左右する。 Fig.34, 35 は IWM を持つ車両全体の熱流体解析用メッシュを示す。

なお、境界条件としては、モータを円環上の発熱体と置き、1. 15kw の体積発熱とおき、停止状態、床面は Free スリップ状態を置いた。車体周りの空気流速は、10m/sec (36km/hr 車速相当) とし、温度を考慮した非圧縮性流れとした。

#### ●Body表面のメッシュ

セル長さは、  
・エッジは10mm  
・サイド面は20mm  
・ルーフ・シールド面は40mm  
・フロント部の面は20mm



Fig.34 電動車両の熱流体解析メッシュ

●Under-hood/-floorのメッシュ

セル長さは、  
 ・エッジは10mm  
 ・under-hood / -floorの面は20mm

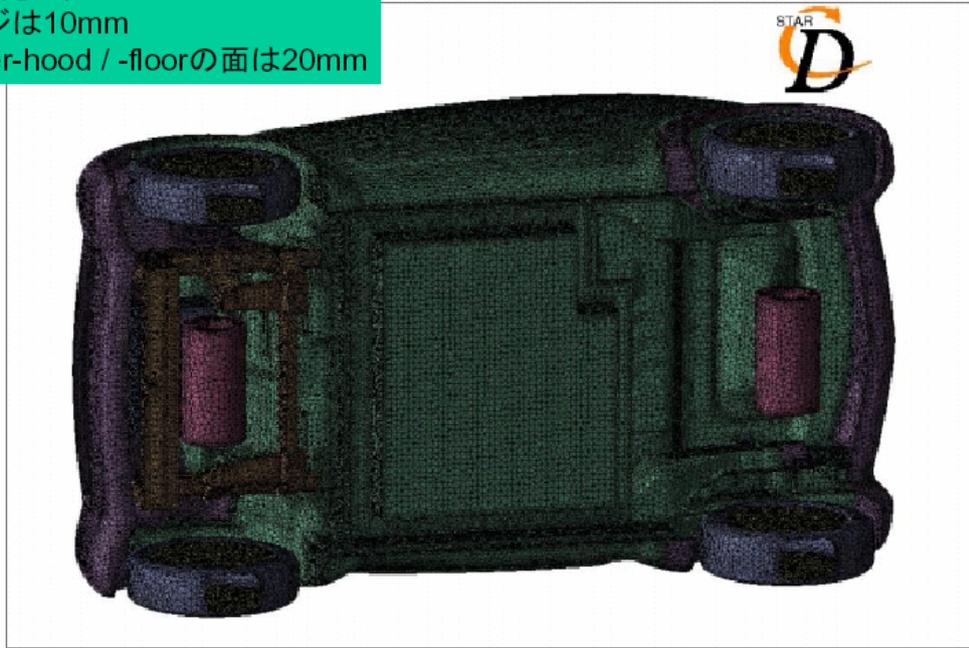
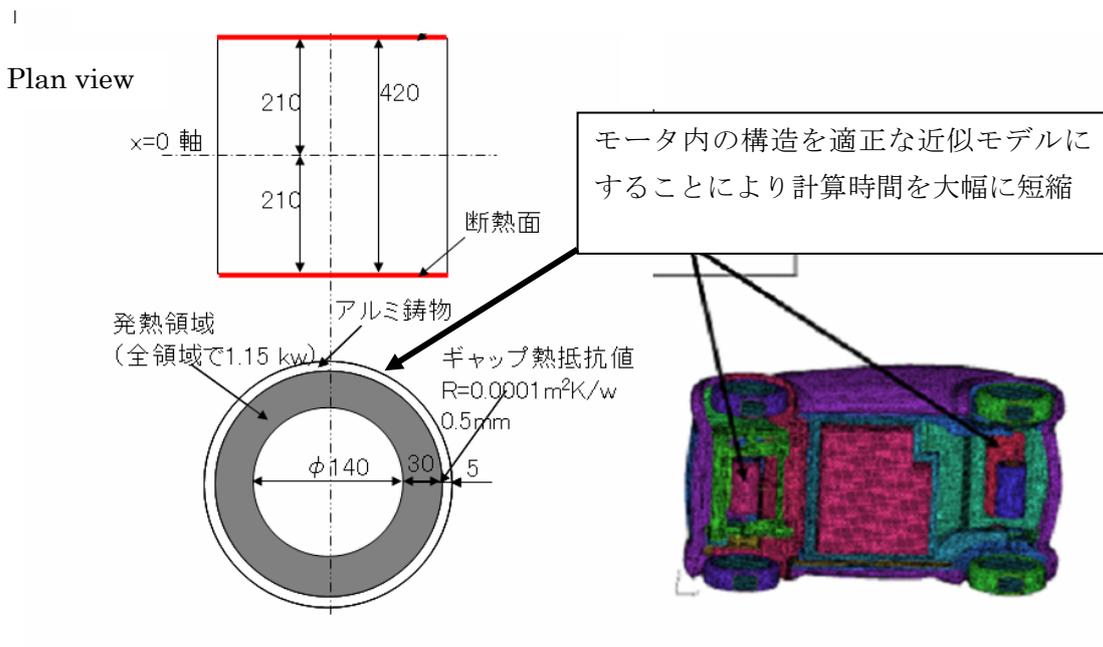


Fig.35 IWM を持つ車両のメッシュ形状 (床下から見た形状)

Fig.36 は、解析条件を示す。IWM 内部にある発熱部を簡易的に筒状のアルミ鋳物で包んだ形としてモデル化し、ここを熱発生部分とした。



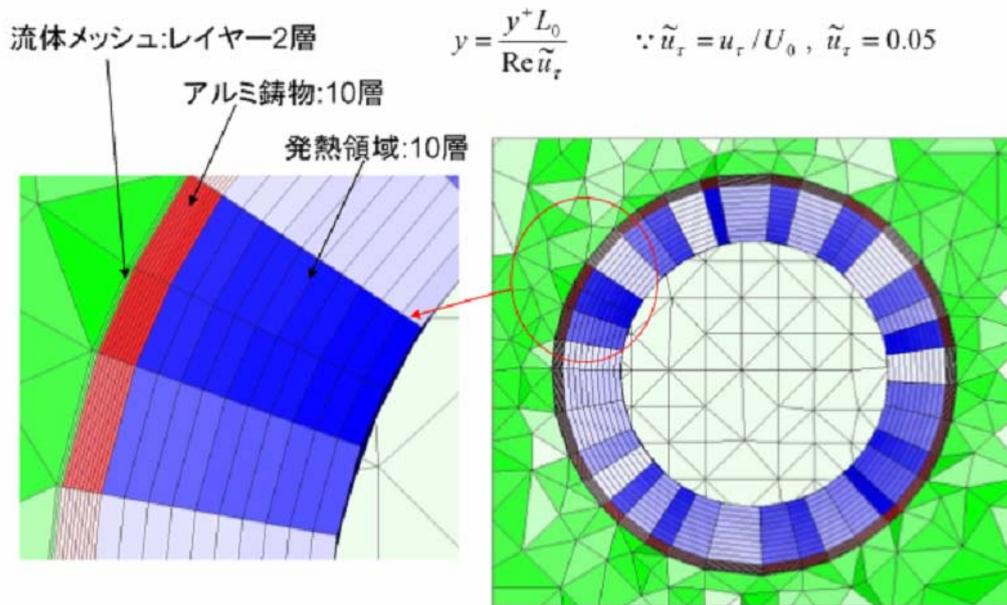


Fig.37 発熱領域モデル詳細

Fig.38, 39 は、上記メッシュと解析条件を入力とした場合の流体の計算結果を示す。  
 Fig.38 では、フロントの IWM には流れが多くあたっているが、後部の IWM には  
 Fig.39 から判るように、流れは小さく IWM に当たってないことが判る。

●車両前方の中心断面を始点とした流線

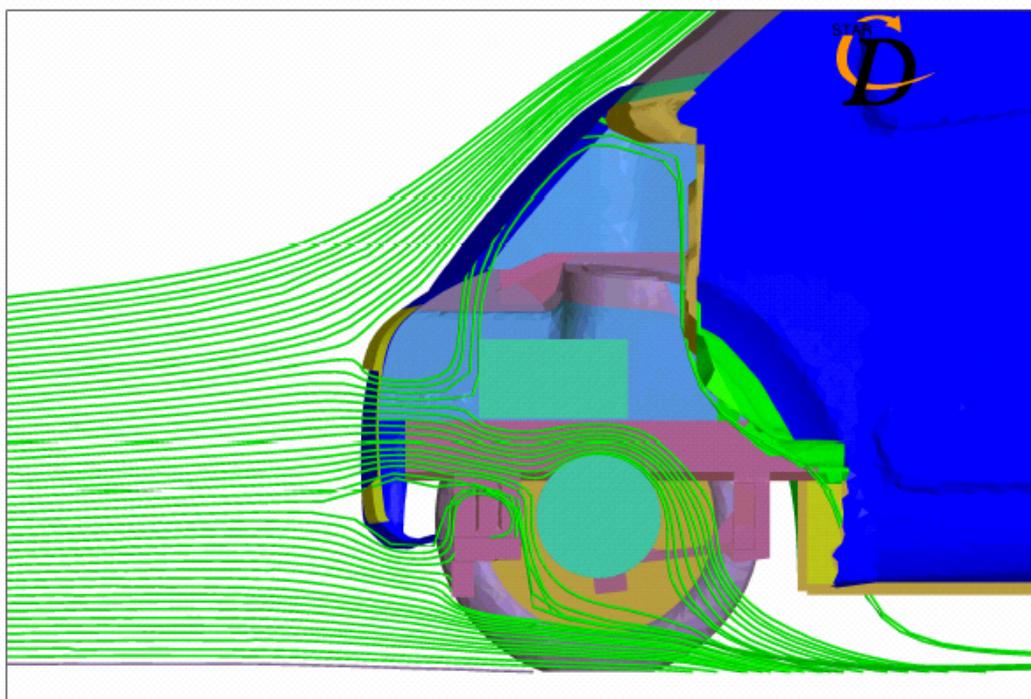


Fig.38 電動車両のフロント部流れ(流線)

●車両前方の床から0.08mを始点とした流線

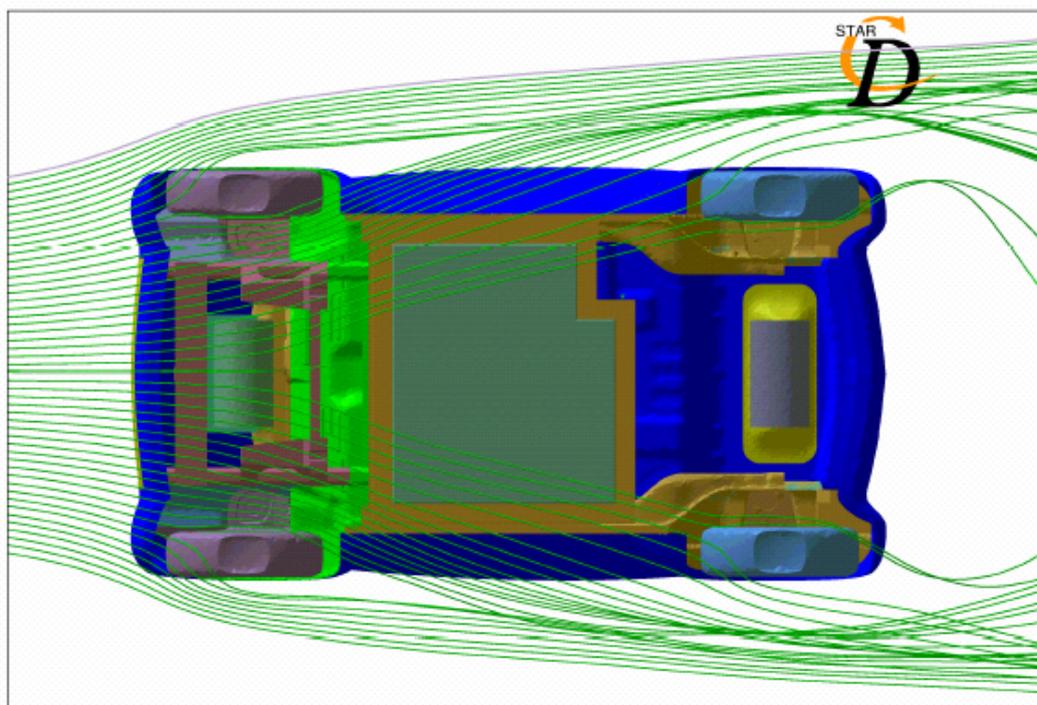


Fig.39 電動車両の床下部の流れ（流線）

ここで、乱流熱伝達によって IWM 表面から熱が大気中に放出される。  
なお、熱伝達係数  $\alpha$  は 2-3-7 節で述べたように、流速のべき乗（0.5～0.9：乗数はその時のレイノルズ数によって変わる）に比例する。

この結果、電動車全体の温度分布は Fig.40 のようになるが、後輪の熱がタイヤハウジングに停滞し熱が放出されない様子が見られる。Fig.41 はモータの温度を示しているがリアの IWM の温度がフロントに比べて上昇している様子が見られる。

● 中心断面の空気温度分布

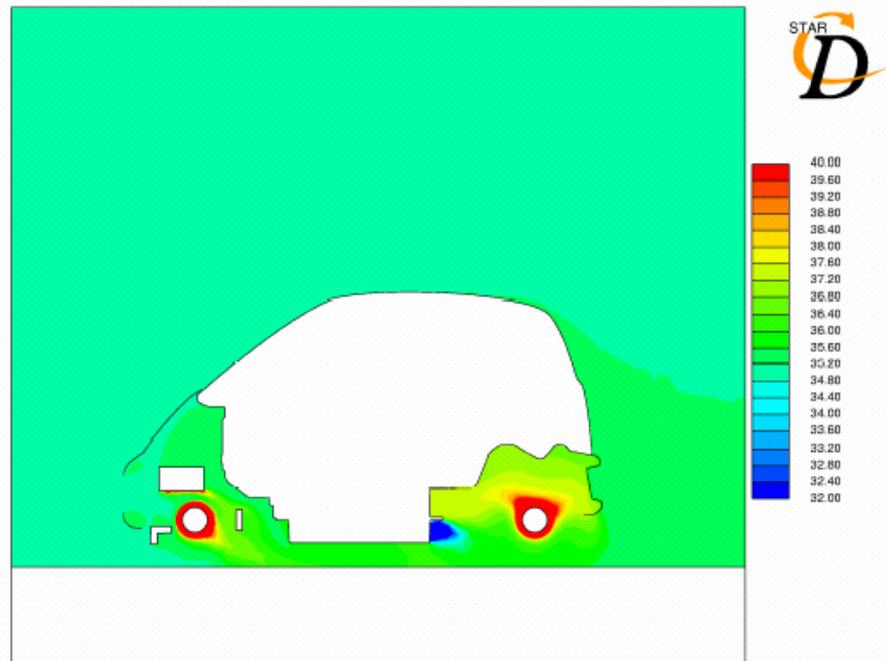


Fig.40 IWM 電動車両の温度分布

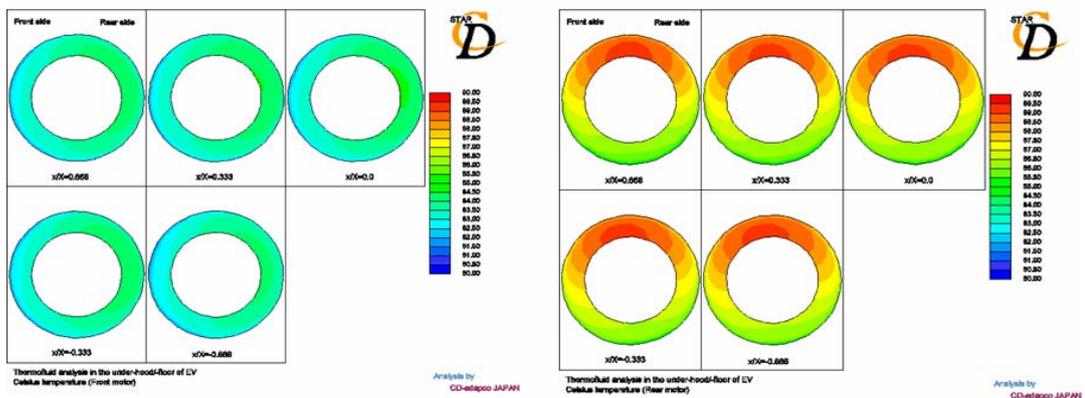


Fig.41 IWM 内部の温度分布

(左図が前輪の IWM, 右図が後輪の IWM, を示し, IWM 車体外側から車軸に垂直に 1cm ごとの断面の温度を表している. 上段 3 つ目が IWM の中央に位置する. なお, 図の赤色部最大温度は 90°C, 青色部最少温度は 80°C)

## 2-6 まとめ

ここまで記述したように、車の中でも特に解析が困難なエンジン等の内部熱流体现象に、独自のシミュレーション手法を開発し、同技術を用い実車の新技術創出を行ってきた。

### 【ガソリンエンジンの1次元ガス交換シミュレーション】

- 1) 1次元の差分法、2Step Lax-Wendoroff を独自のコードで作成した。

差分法の改善点は、2次精度の長所を生かしながら、中心差分の問題である不安定性を人工粘性係数を用い抑制し、加えて、曲がり損失係数、摩擦損失係数、管断面積変化を計算することが出来た。また、分岐部には変形 FLIC 法を適用し分岐角度を考慮したコードとした。これらの改善によって、特性曲線法では充分でなかった脈動現象を解くことが可能となった。

- 2) 燃焼計算に2領域燃焼モデルを用い、シリンダ壁面からの熱伝達には Boshni の式と西脇の式を併用することによって充填効率の予測精度を改善できた。
- 3) 同1次元差分法を用いて、排気吐出音を低減する一手法を解析し、位相差カム等の機構を実用化した。(海外特許登録済み)
- 4) 吸排気管内の脈動を解明し、新しいV6ガソリンエンジンの可変吸気方式を開発し、実機に適用した。(国内特許公告済み)

同技術は、ソフトウェア開発とハードウェアの実用化に対し、1988年、IMechE (英国機械学会) Dugard Clerk 賞を受賞した。

### 【ガソリンエンジンの3次元吸気系・燃焼室内ガス流動解析】

- 5) 汎用の3次元の熱流体シミュレーション検証すると共に  $C_v$ 、渦の強さを予測できるようにモデル化し、吸気ポート、燃焼室形状を、最適化する技術を確立した。
- 6) 同流体シミュレーションにより、ガソリンエンジンのエミッションを低減する、EGR の新混合方式を開発し、実機に適用した。(海外特許登録済み)
- 7) 電動車に同シミュレーションを適用したが、ユニットの開発には充分ではなく、流体と構造体との同時計算の必要性の課題を認識した。

### 第3章 Multi-Physics 連成シミュレーションを効率的に行なう

#### Concurrent Mesh Platform の開発

##### 3-1 車に要求される性能の高度化による Multi-Physics 解析への要求

2000年代後半からEV, HEVが市場投入され, 狭い空間にインホイールモータ (in-wheel motor), バッテリー配置の要求が強まっているが熱的な問題が浮上している. インホイールモータにおける詳細な熱的要求は, 4-1項に詳細を記載するが, 熱問題解決には流れと応力変形という流体と構造両方の物理分野にまたがる解析が求められる.

また, 上記の冷却に関する問題が至急改善しなければならない課題以外にも, 横風による車体のスピン, 横風による車体のヨー運動, 流体によって発生する各部の振動の問題, さらには電磁場による構造振動との交互干渉等, 異なる物理系の交互干渉で改善しなければならない問題は多い.

加えて, 車においては, 安全性, 耐久性, 低騒音性, 乗り心地等の性能を高度なレベルで調和する自動車<sup>(32)(33)(34)</sup>が求められている.

これらを解決する手段の一つが Multi-Physics 連成解析シミュレーションであり, これからの車づくりの一つの課題といえる.

## 3-2 性能シミュレーションの課題と従来技術

### 3-2-1 シミュレーションの課題

- 1) 2章に代表されるように、今までの、熱流体のシミュレーションによる解析は、間に配置された構造体の動きが極めて小さい場合、**Single-Physics** と仮定され解かれていた。お互いに接する物理系において、相互作用が少なく、お互いの物理系の時間が大きく異なる場合は、変化の大きい方の物理系の単一シミュレーションにより予測しても実用上問題ない。例えば、エンジンの吸入空気量の予測や車両の空気抵抗の予測では、エンジンや車両の形状の時間変化がわずかであると仮定して、単一の熱流体シミュレーションにより解いている。しかしながら、物理系の相互作用が大きく時間変化もお互いの物理系で近づいてくると、双方の物理系を同時に解くと伴にお互いの物理量のやり取りが出来る解析シミュレーションが必要になってくる。これが **Multi-Physics** 連成シミュレーションで、前述した通りのそのニーズは高い。
- 2) アイデアの具現化、早期の検証を考えた場合、**Multi-Physics** 連成シミュレーションシミュレーションが手軽に使い、新しいアイデアを迅速にかつ効率的に予測する必要がある。
- 3) 今まで用いてきた、単一シミュレーションのノウハウを流用し、ノウハウの蓄積が出来ることも重要な課題となる、企業においては、新しいソフトウェアをゼロから教育し実行するのが時間的に困難であることにもよる。
- 4) 一般的シミュレーションリソースで実行が可能である必要がある。

特に企業にとっては、アイデアを早期に具現化し予測していかないと、相互作用を考慮していかなければ出来ないような新しい製品の創出は困難である。

時間がかかるようなら、実験を優先する場合も考えられるので、上記3点を課題としてクリアしていく必要がある。

### 3-2-2 シミュレーションの従来技術

前述したとおり，単一 Physics の予測シミュレーションの従来技術の従来技術は多々あり，その問題点も相互作用のある問題や物理系どうしの時間スケールが近接しているときに解析できないことが明白であるので，本節では Multi-Physics 連成シミュレーションに限定した従来例を記述する．

#### 1) ソフトウェア入れ替えに伴うノウハウ停滞と手軽さに問題

東京大学の革新的シミュレーションソフトウェアの研究開発<sup>(35)</sup>で行われているように，相互作用を一体型強連成で解く方法がある．Multi-Physics 解析としては精度の高い強連成シミュレーションで，現象によっては同手法でないと解けない問題もある．例えば，風船の破裂のように構造体と流体の時間スケールがほぼ同時で相互作用を持つ現象もそれに値する．但し，車の中の現象ではエアバッグの現象を除きそれらの現象は少ない，また，問題として，第一にまったく新しいソフトウェアにより開発を始めなければならないことである．前述した課題3)に記述したように企業にとっては困難な技術である．加えて，本ソフトウェアは構造体・流体…のすべての形状のメッシュを1つにし，巨大なマトリックスを用い同じ離散化手法で同時に解かなくてはならない．これも，莫大なリソースが必要であり，企業単独での活用は困難であり課題4)に反する．加えて，構造体と流体で同じメッシュで解くのは難しく，手軽に使えない問題がある．

#### 2) 過大なメッシュ生成作業

最近では，市販のメッシュジェネレータが発売されるようになったが，それでも，連成シミュレーションに用いることの出来るメッシュの生成は難しく，ノウハウと時間がかかった．<sup>(36)</sup>特に，企業では，より性能の高いユニットを創出するため，形状を何度も修正する必要がある．この場合，再度，形状CADソフトの操作に戻ってからメッシュを再生成し，連成メッシュとして修正した後，境界条件を与え直さなくてはならないため，メッシュ生成時間が大幅に増加する．

片持ち円柱や風車のように開空間において流体と構造体の連成用メッシュを作成することはそれほど困難ではないが<sup>(37)</sup>, 構造体が多数存在し, 近接している狭い空間では, CAD からメッシュを切る場合, 構造体の境界との干渉や流体メッシュとの接合を考えて再度切り直さなくてはならないため多大なメッシュ作成時間がかかる<sup>(38)(39)</sup>ため, 課題 2) に反し, 必ずしも手軽なシミュレーションソフトとは言えない状況にある,

### 3) 不安定なメッシュ生成精度

CADデータ作成の際, 人手による形状修正が入ると, CAD情報からメッシュの変換に間違いが起こったり, トポロジーの異なるメッシュが生成されることがある.

これにより, 解析精度を保ちにくくなる. メッシュ生成等で人の手が入った場合には, その形状変化が本質的な物理上の問題を引き起こしているのか, メッシュの作り直しによる幾何学的な変化に起因するのか, 区別がつかない場合があった.

### 3-3 Concurrent Mesh Platform を用いた連成シミュレーションの効率化

3-2-2節の問題点に対し、まったく新しい考え方から、連成シミュレーション用メッシュプラットフォーム Concurrent Mesh Platform(以下 CMP)の概念<sup>(40)</sup>を創出し開発した。メッシュプラットフォームの概念図を Fig.42 に記す。

CMPは Multi-physics 連成シミュレーションを行うために、連成計算に使うメッシュを効率的、かつ精度良く準備するソフトウェアの体系である。

同プロセスを Fig.43 に示す。概略を簡単に記述すると、連成計算までに3つのステップがある。は第1ステップとして、新機構のアイデアを CAD で作成し、同形状に対して計算用のメッシュボリュームを作成することである。この場合、メッシュ生成ソフトは従来使い慣れたメッシュ生成ソフトを用いる。連成計算用にはテトラ（4面体）メッシュやヘキサ（6面体）メッシュが混在してもかまわない、ここで「メッシュボリューム(ソリッドメッシュ)」とは次のような多種情報の集合である。すなわち、メッシュの座標情報、構造、流体、音響、電磁場などの物性情報、これらに付加され境界条件、ノード間の結合状態の情報である。

第2ステップとして、第1ステップで作成されたボリュームメッシュの境界部分を最も近接したノードを連結し、1体のメッシュボリューム系を作る。これが多物理系一体型の CMP のメッシュ構造である。連結に関しては3-3-1節で報告する、アイデアに変更が生じたり、設計形状を修正する場合は、CMP では、一つの物理系のメッシュボリュームを変更するだけで、その周辺に位置する他の物理系のメッシュボリュームも連結された状態を維持しつつ同時に修正され、連成計算が可能な状態を作り出す。特に部品を付加・削除する機能をつけたモーフィング技術<sup>(41)</sup>を用いて修正するので、修正時間はほとんどかからない。すなわち、同 CMP は、形状変更の場合、従来行っていた CAD から何度もメッシュを再生成する概念を、メッシュボリュームを自動的に変更する方法に刷新したものである。

第3ステップ目は、出来あがったメッシュボリュームを使って連成計算を行う過程であるが、連成計算内では境界面追跡方の ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian)法<sup>(42)(43)</sup>を用いて、

Lagrangian 座標系（構造等）から Eulerian 座標系に  $\rho, u, P$  を受け渡していく。（詳細については 3-4-2 にて報告する、）連成ソルバとしては分離型反復弱連成法を用いるが、本手法は漸近型強連成法とも呼ばれている精度の高い計算手法である。

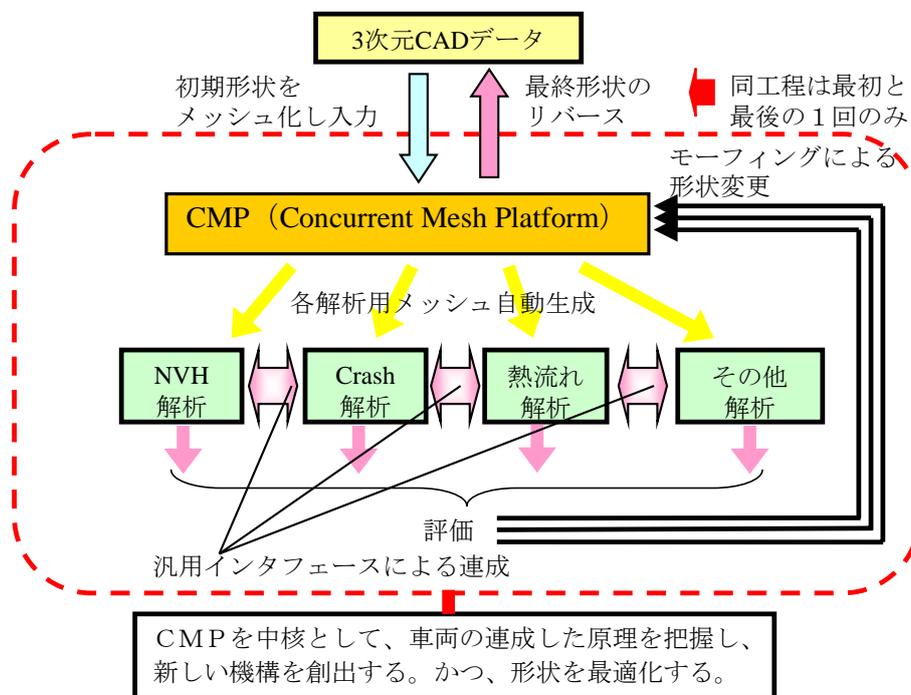


Fig.42 CMP (Concurrent Mesh Platform) の概要

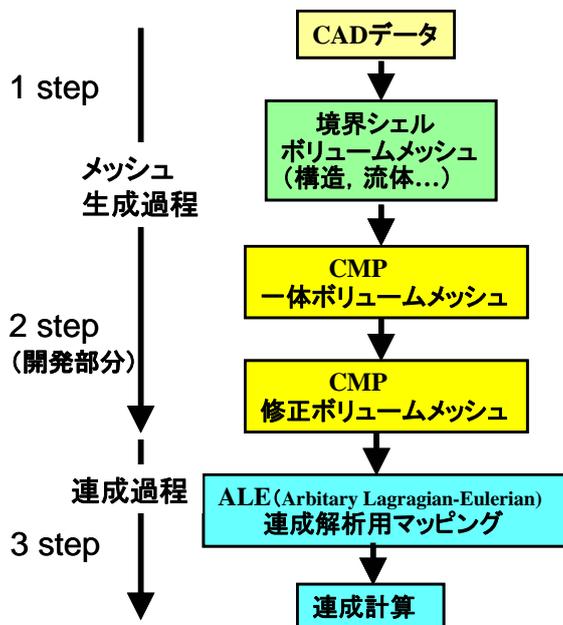


Fig.43 CMP を用いたメッシュ生成から連成解析までのプロセス

### 3-3-1 異なった物理系メッシュの連結の概念

本項では、CMP の中心となる異なった物理系メッシュの連結の概念について記述する。CMP ではこれを Autolink 機能と呼ぶ。同機能では、熱流体、構造体、磁場空間等種々の物理系のメッシュが連結可能であるが、ここでは最も良く用いる、熱流体・構造体の連成計算メッシュを例にとる。

Fig.44 はメッシュの連結の考え方を簡単に図に示したものである。構造体として、上部に若干へこみのある物体を置き、その周りを流体メッシュで取り囲んだ形状とした。また、熱流体側のメッシュは3-3-3節のサーフェス・ラッピングを使って構造体表面をスムーズにラッピングしているため、完全には構造体のノードと重ならず、構造体と流体との間に空間があるが、連成計算には問題がない。その理由は、実際の連成計算実行の際には ALE 法 (Arbitrary Lagrangian and Eulerian method) により、メッシュの間に補間されたノードが追加されて構造体と熱流体の間の物理量が受け渡されるからである。ALE による空間的な物理量の受け渡しについては3-4-2項3照方。

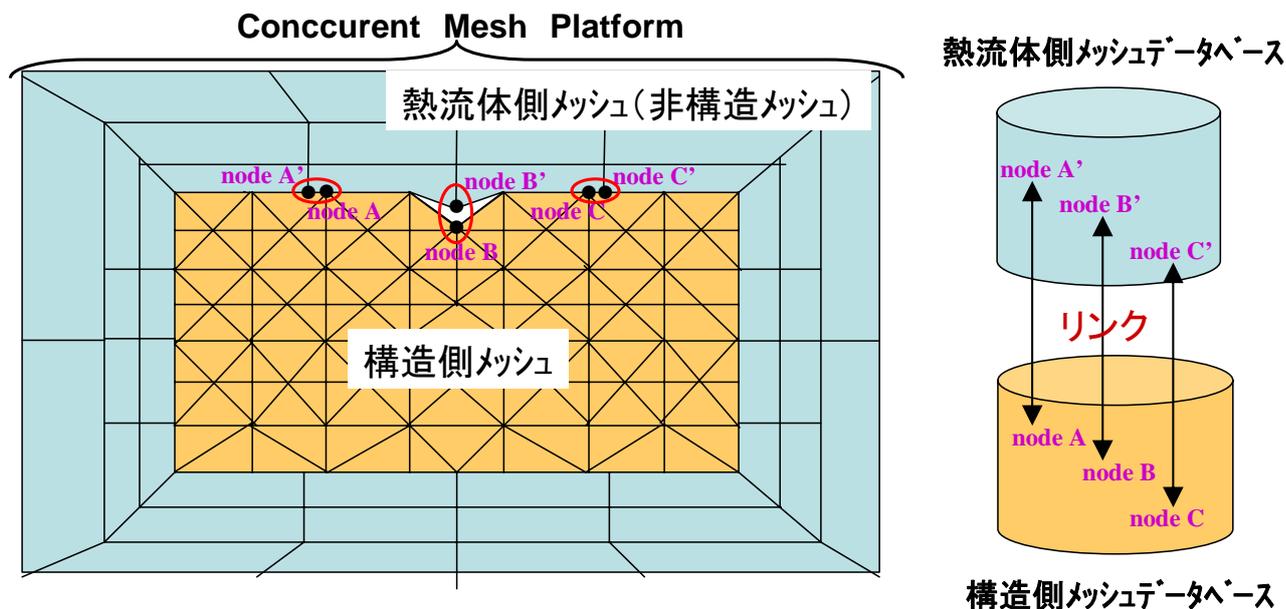


Fig.44 CMP における異なった物理系メッシュの連結の概念

使い慣れた構造解析および流体解析用のメッシュジェネレータを用いて、精度の良いメッシュを作成し、これらの境界部分における最も近接したノードをペアとして連結した統一メッシュを作る手法が **CMP** の連結の概念である。

まずペアの作り方であるが、第1ステップでボリュームメッシュを作成したら、境界部において構造体と熱流体のノードで、最も近接したノードを探しペアを作る。このとき、一定のトレランスを与えてその距離以内のノードに絞ってノードのペアを作ると不都合なペアが発生せず、連結が行われる。また、実際のソフトでは、万一、意図しないペアができた場合は、手動で意とするペアを連結する機能も付加している。ペアとなったノード番号は、データベースに登録され、設計変更でノードが変更する際に用いられる、

次に形状変更の方法について述べる。構造体の形状が変更されると想定すると、ペアになった流体のノードは構造体のノードと等距離を保って構造体ノードの移動した方向に移動する、すなわち、構造体ノードが設計変更によって、 $\Delta x, \Delta y, \Delta z$  移動したとすると、流体ノードも  $\Delta x, \Delta y, \Delta z$  移動する。モーフィングによって、構造体のノードを移動させた場合も、同じ方法で流体のノードは移動する、

またペア以外の熱流体メッシュは小さな移動の場合モーフィングによって移動する。大きな移動の場合や、部品を付加したような新しい空間が生じた場合は、ペアとなるメッシュを基点としてリサーフェスし、トリムドヘキサメッシュ（非構造6面体）やポリヘドラルメッシュ（多面体）によってボリュームメッシュを自動で作成する。

次の3-5項では、実際に移動する様子を記述する。

### 3-3-2 連成用メッシュの作成プロセス

連成シミュレーション用メッシュプラットフォームの作成手順を述べる。

#### ①基本となる Concurrent Mesh Platform(CMP)の作成

##### ①-1 CAD データより、数値解析上の必要性により、振動・強度解析 (NVH)、衝突解析 (Crash)、熱流体解析 (CFD)

の各ボリュームメッシュを作成する。(従来と同じ)

##### ① -2 同データを CMP 構築ソフトに取り込んで結合の準備をする。

##### ① -3 この中で形状変化をさせたいメッシュ群を Driver Model(親モデル)、他を Driven Model (子モデル)と指定する・

Fig.44 は車のサスペンション形状の強度解析用の Driver Model, Fig.45 は同サスペンション廻りの熱流体解析用 Driven Model の断面図を示す。(図中には形状変更の対象外である一部の付属部品も含まれている) なお, Fig.46 は Fig.45 の拡大図であり, 同解析の精度向上のため, 境界層は3層のメッシュで切っている。

3層とした理由は, 境界部を non-slip (流速停止) とした関係で, 壁付近の流速を壁法則で計算する場合, 精度良く流速を求めるには, 最低2層以上のレイヤーメッシュが必要であるからである。

##### ① -4 Driver Model と Driven Model を Autolink 機能を用いてリンクし, ①-1 で作成した複数の物理系の境界部ノードのペアを作り, メッシュを関連付ける。

リンクは前項で記述したように, 原則, 最も近い格子を自動的に対とみなし結合するが, 手作業での修正も可能。

##### ①-5 別々に作られたメッシュが Autolink 機能により, 一体となった CMP が完成する。

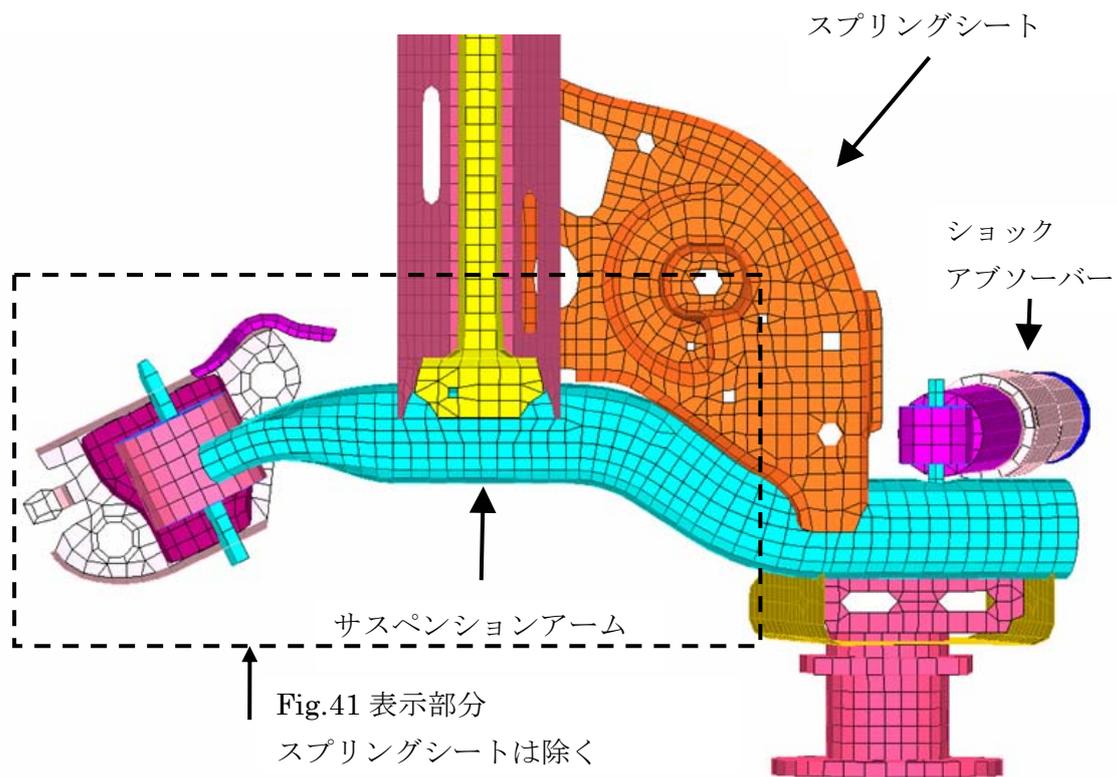


Fig.45 サスペンション廻りの構造解析用メッシュ  
Driver Model (親モデル)

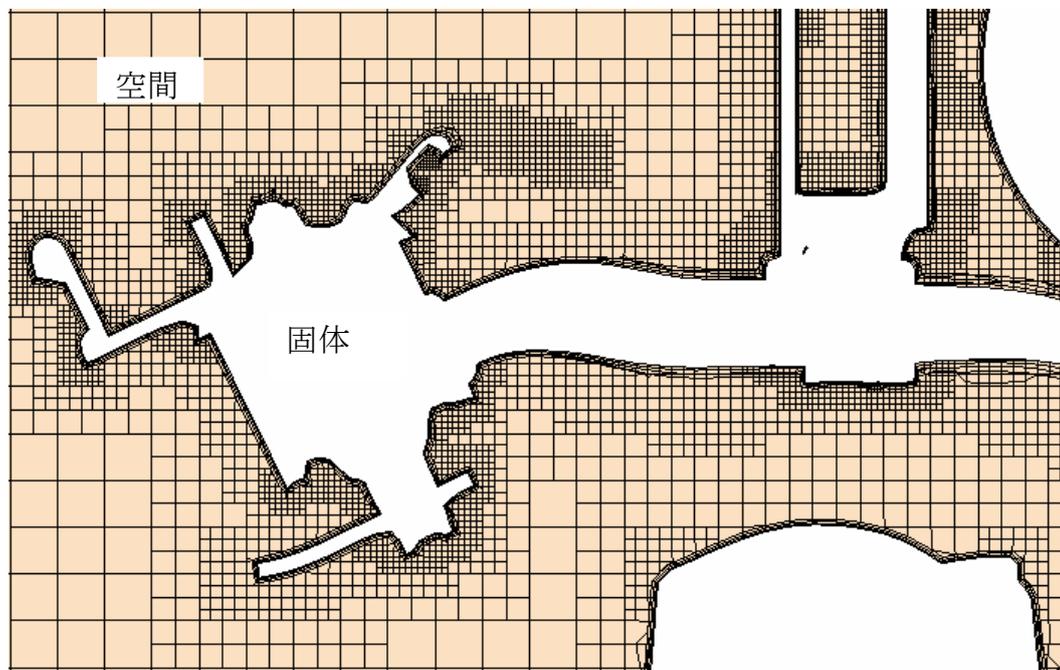


Fig.46 サスペンション廻りの熱流体解析用  
Driven Model (熱流体解析用子モデル)

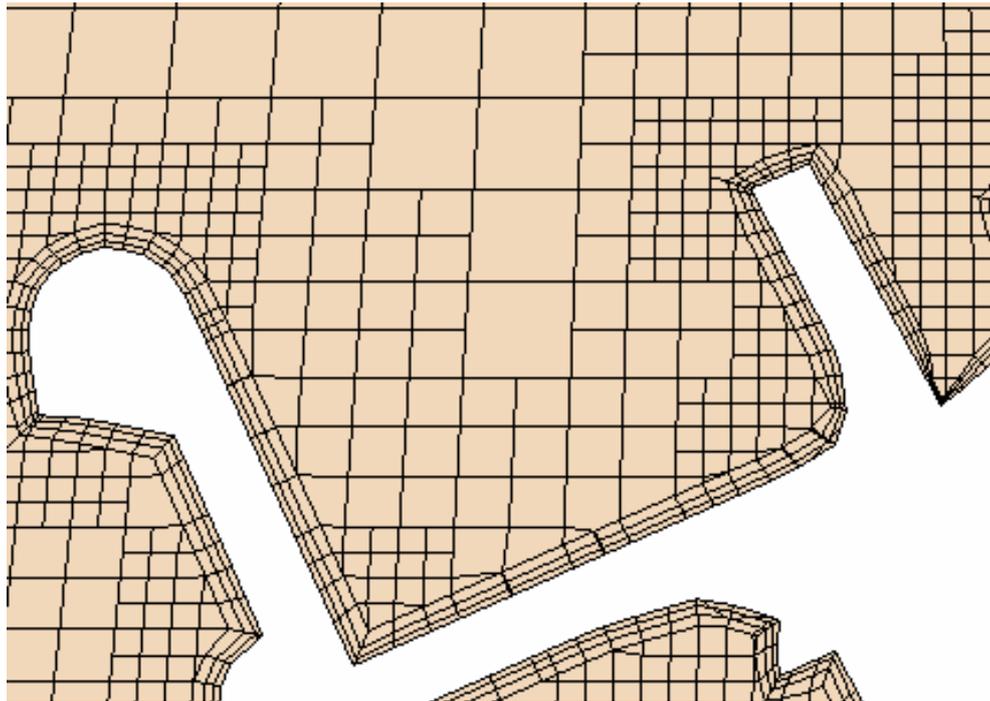


Fig.47 サスペンション廻りの熱流体解析用メッシュ  
Driven Model (子モデル) 境界層拡大図

## ② 形状の変更

- ② -1 形状変更したい部分を、新しいメッシュモーフィング技術を用いて Driver モデルのメッシュを変更する。同モーフィング手法は、メッシュ間にばね要素を張って、メッシュの変形によるばねの総歪エネルギーを小限にしてノードが動くとともに、自動的に境界部のメッシュと結合することができる。加えて、新規のボリュームメッシュを追加・削除しても自動的に結合する機能を有するため大きな修正やトポロジーの変化にも対応可能としている。ただし、固体間が連結する部位の追加には対応できない。

Fig.48 は、モーフィングで変形を許可する部分を設定した図である。(CMP の機能の一部)ここでは、Fig.48 において赤線で囲んだ部位のみモーフィングで動かすことができ、それ以外の部分はモーフィングにより変形しない。このためサスペンションアームの左側先端部分も部位全体の角度の変更を除いて、部位形状の変形はない。この機能によって、先端部位のボルト穴も円形を維持し、モーフィングの影響で楕円等に変形することはない。これは、製造上極めて重要なことで、変形を許可すると、ボルトを挿入できない形状となり設計図面として成り立たなくなるからである。

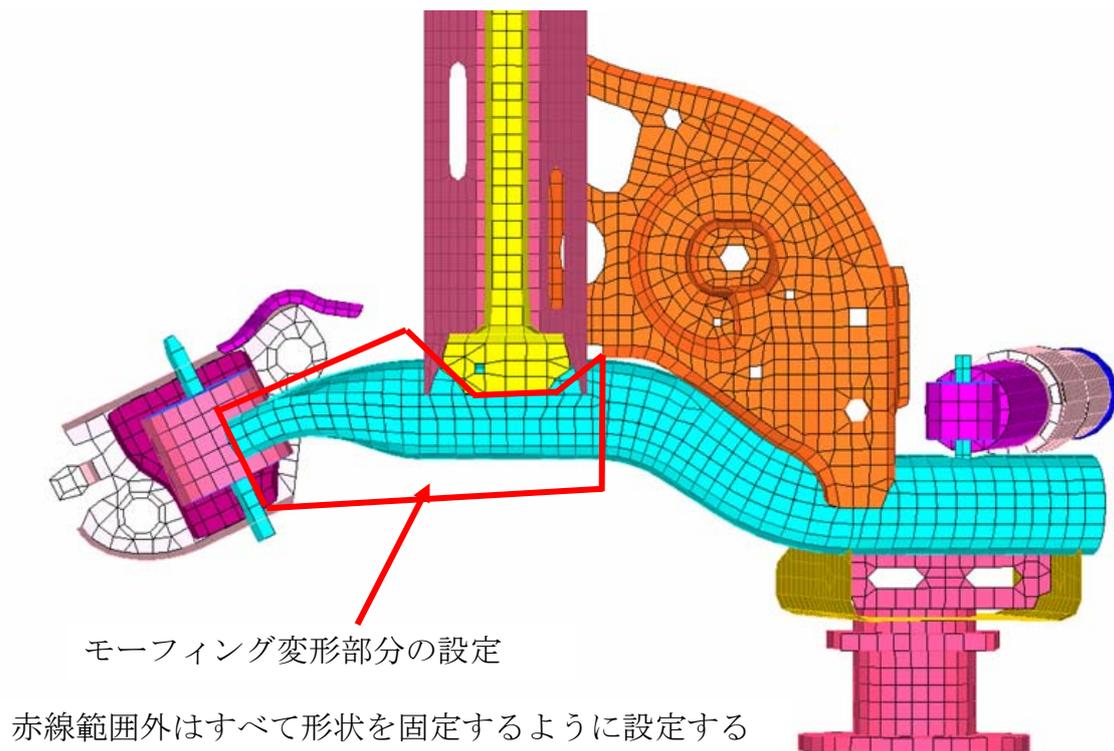


Fig.47 モーフィング変形部分の設定

- ② -2 変更された Driver Model をベースに Driven Model を自動的に更新する. このときの Driven Model の変更には, 次章のサーフェスラッピング技術を利用する.
- ③ -3 この中で形状変化させたメッシュ群を Driver Model(親モデル), 他を Driven Model (子モデル) と指定する.

Fig.49 はサスペンションユニットのアーム部分を画面下方にモーフィングを使って, 曲げた時の構造解析用の Driver Model (メッシュ) の変化を示している.

Fig.50 は変形後の熱流体解析用の Driven Mesh の断面図を示しており, Driver Model の変形に追従してメッシュが作成されているのが分かる.

また, Fig.51 は Fig.50 の拡大図を示しており, 流体計算向上のために設けられた境界層の4層のメッシュが正しく切れており, 変形後も流体のメッシュ生成ルールが引き継がれていることが分かる.

ここでいうメッシュ生成ルールとは、上記境界層に4層のメッシュレイヤーを設定すると、境界層付近の流速が正確に計算できることや、3次元メッシュは凸形状のメッシュであり、内部の体積が正しく計算されること（**negative volume** とならないこと）や、メッシュのアスペクト比（縦、横の長さの比）がなるべく1に近く、クーラン数の関係から特定の比以上（5以上のアスペクト比）にならないこと、特定の穴形状（ボルト穴）は変形しないなどのノウハウ等を示している。

これらが、自動更新により壊れてしまうと、計算が途中で発散するばかりか、最終的に変形した形状が、設計用CADとして使えないという結果（例えば、ボルト穴が楕円に変形してしまうと、ボルト穴として図面化できない等）が発生するため、もとの形状を固定する機能が設定されているこれらのノウハウや拘束条件は、変更しない用に設定が可能である。

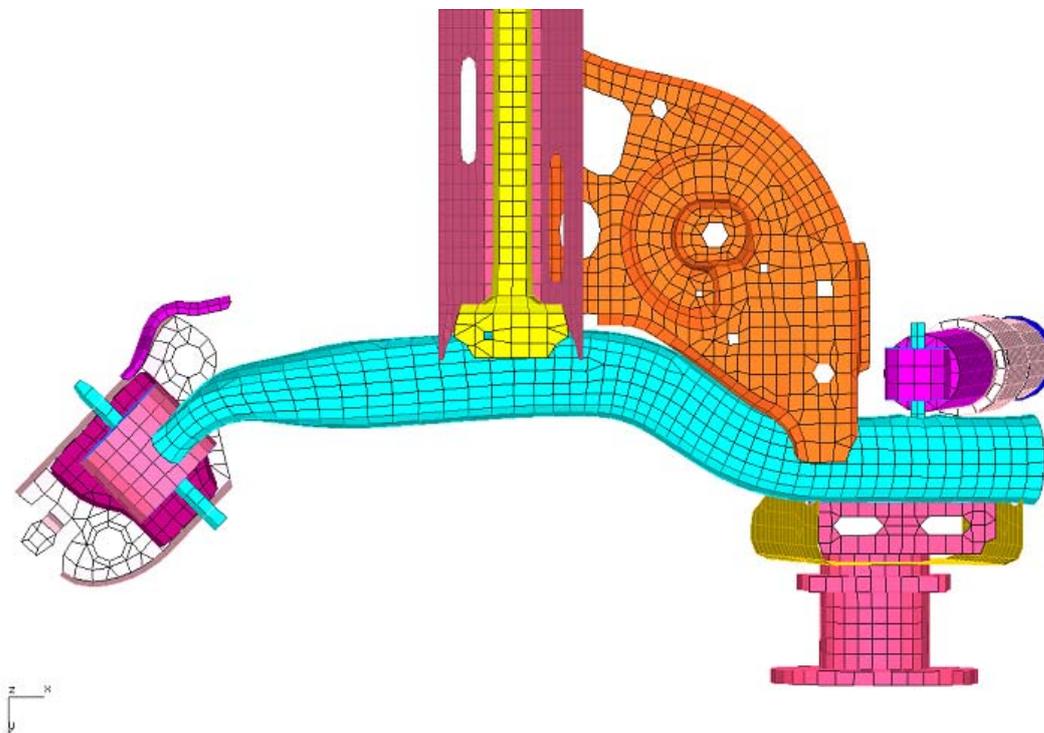


Fig.49 変形後のサスペンション廻りの構造解析用メッシュ  
Driver Model（親モデル）

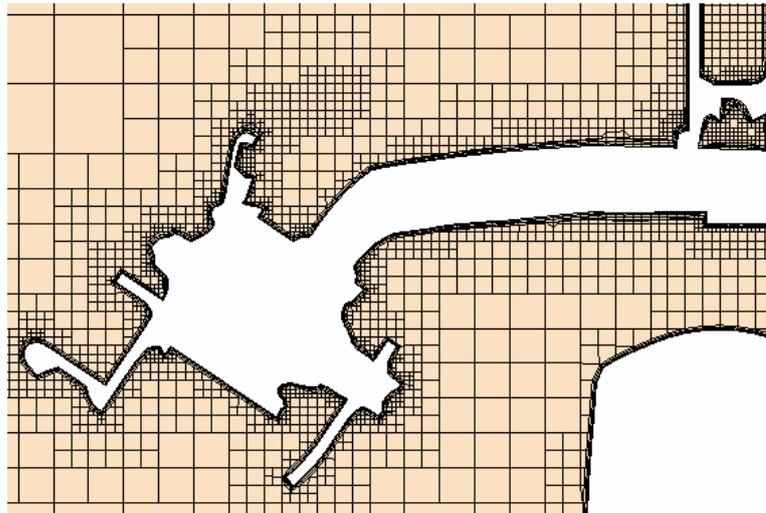


Fig.50 変形後のサスペンション廻りの熱流体用メッシュ  
Driven Model (子モデル)

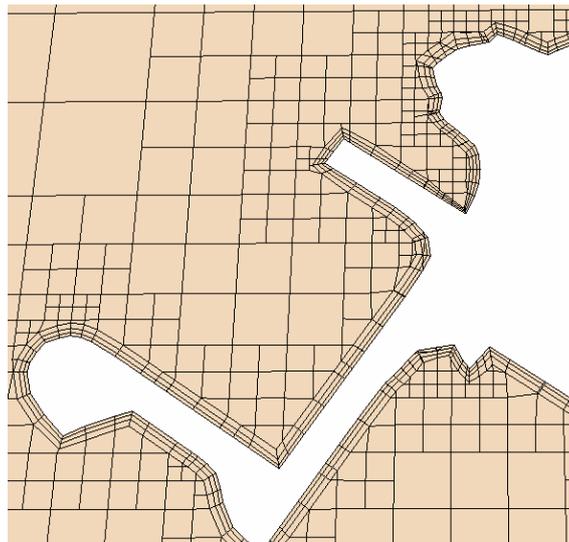


Fig.51 変形後のサスペンション廻りの熱流体解析用メッシュ  
Driven Model (子モデル) 境界層拡大図

Fig.52 は今回新しく開発したモーフィング機能を用いて、Fig.49 の右下のリアハブ付近を冷却する目的で取り付けを試みた導風板を追加したときのメッシュボリューム形状である。Fig.53 は導風板の設置によって、自動的に形成された、熱流体の Driven Mesh であり、新しいトポロジーの追加にもボリュームメッシュが追従していることが分かる。

なお、Fig.52 の導風板の周囲には紙面に直交する方向にもメッシュが存在する。

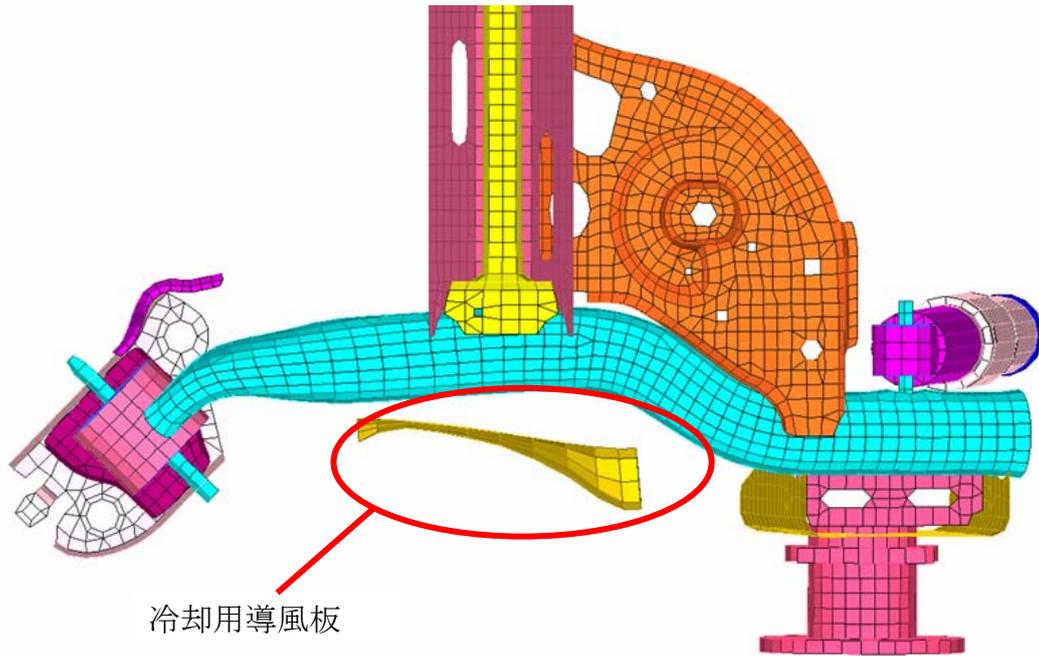


Fig.51 モーフィングにより導風板を追加した Driver Model (親モデル)

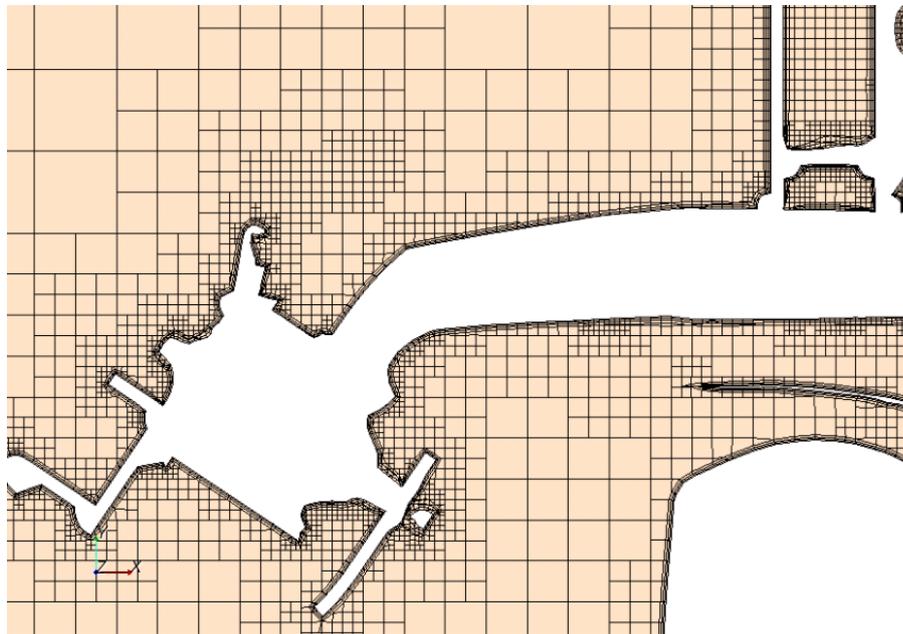


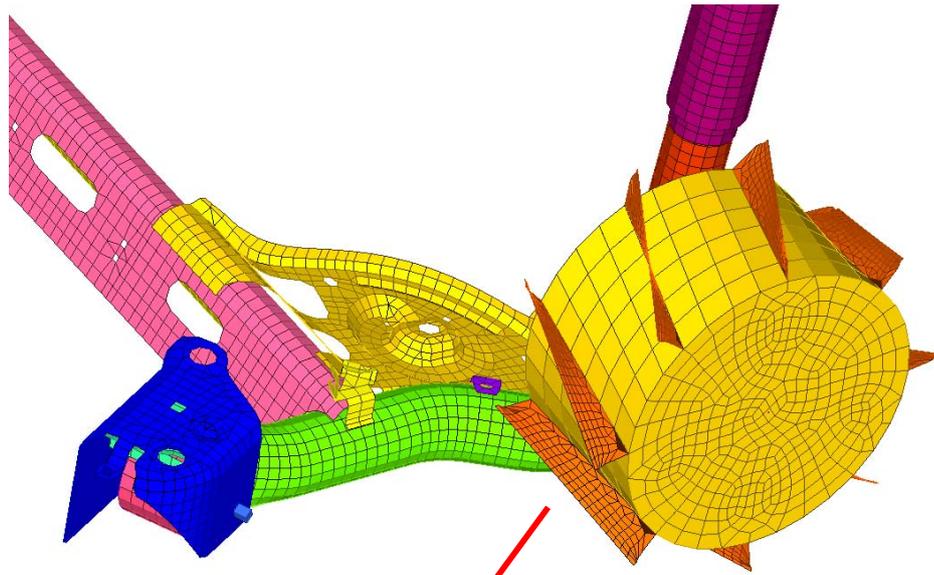
Fig.52 導風板を追加後のサスペンション廻りの熱流体用 Driven Model (子モデル)

また, 本 CMP では複数のトポロジーのメッシュボリュームを同時に追加することも可能である.

Fig.53 は, 冷却性能の向上のため, タイヤホイールに冷却用のフィンを複数付加した場合の, ボリュームメッシュを示している. Fig.53 の上が 8 枚のフィンを追加した場合, 下が 16 枚のフィンを追加した形状を示す. なお, Fig.53 は構造体のメッシュのみを示しているが,

ファンの周囲には CFD の 3 次元メッシュが自動生成されおり, 紙面直交方向にもメッシュが形成されている.

このように, 構想段階で考えられたアイデアを, 瞬時にメッシュボリュームとして複数追加してモデル化でき, 性能の予測が可能である. その結果, 新しい機構の創出が支援できる.



CMP の機能により追加した FIN のメッシュ

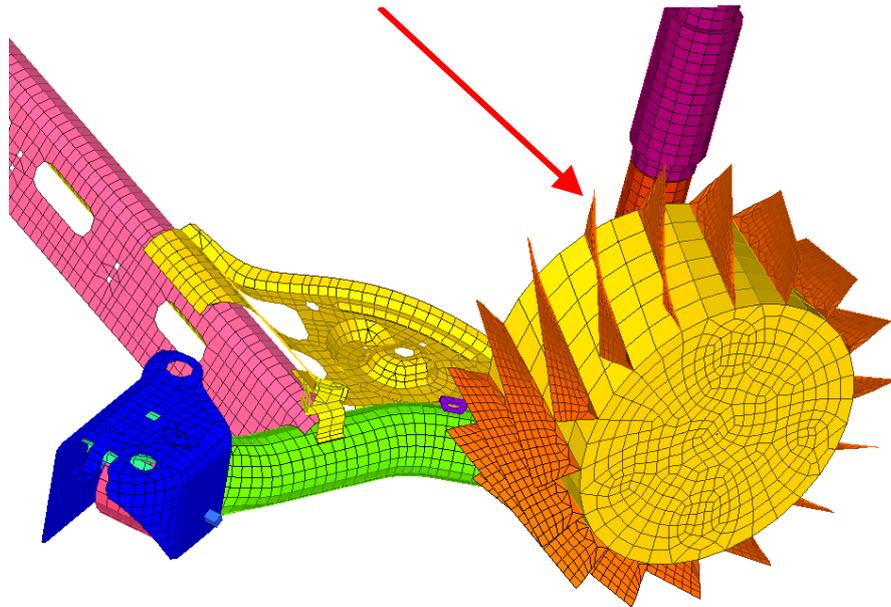


Fig.53 ホイール内ユニット（インホイールモータ等）  
に複数のフィンを追加したボリウムメッシュ

### ③ CMP の再構築と計算

最後に修正された形状から **CMP** が再構築され，連成計算に繋げる．このとき，

③-1 各境界条件等も，再度設定することなく新しい **CMP** に引き継がれ出力される．

③-2 **Multi-Physics** 連成シミュレーションの場合は，複数の物理メッシュが結合された **CMP** をそのまま用い，単一の物理現象の解析の場合は，**CMP** から一つの物理系のメッシュを抜き出して連成計算を開始することが可能である．

### 3-3-3 サーフェス・ラッピング技術

品質の悪い CAD データや複雑な CAD データは、最近に至るまで設計プロセス中で数値計算をルーチンワーク化することを妨げる一つの障害であった。

最近、データ変換ツールや CAD ソフトに CAE シミュレーション機能を埋め込むことで、CAD データを CAE モデルに渡す時の問題解決方法が急速に進歩したが、CAD のデータのサイズが大きい場合や形状が複雑な場合には、数値計算に適したメッシュの自動生成はいまだに困難である。

これは、計算モデルが細部まで詳細な形状を必要とした場合に、大変多くの CAD パートを組み合わせることに起因する。例えば、パーツ同士が重なり合うことで微妙な隙間が存在すると、その CAD データから作られるサーフェスは、開いた非多様体サーフェスとなり、計算のできないメッシュが生成される。

現在、CAE プロセスでは計算モデル作成工数が全体工数の大部分を占め、その中で最大の労力を使うのがサーフェスの準備とその修正であると言われている。

本研究では、サーフェス・ラッピング (Surface wrapping) 技術を適用した新しい自動形状修正ツールで、この問題に対する解決方法を開発した。サーフェス・ラッピングとは、パーツの幾何学的形状を計算シミュレーション用の離散点を持つ面で滑らかに包む手法である。この手法は"shrink-wrapping"と呼ばれ、パーツのアウトラインを単純に伸縮させてこの機能を果たそうとしたものである。しかしこの手法では、当初の CAD 形状で設定されていたフレット等の特性が、勝手に修正されてしまうという欠点も持っている。これと比較して、今回開発したソフトは、オリジナル CAD の表面形状をはるかに正確に再現できる特長を持つ。このオリジナル CAD 形状の再現性は、ユーザが規定できる。これを利用することによって自動的にオリジナル CAD のシャープなエッジや角を保持する機能も有する。これは、トレランス (自動変更が許される幅) の設定や、変更させたくない部分を特定する機能によるものである。

Fig.54 は自動車のエンジンルームと床下を含むメッシュボリュームである。図には

車両の表面についてオリジナルの CAD 形状とサーフェスラッピング処理後のシェル要素メッシュを示している。オリジナル CAD では、パーツ数は、約 300 であり、stereo-lithography (STL) format のファイル形式約 1400 万のトライアングル・データで表現されていた。これが、サーフェス・ラッピング後は、約半分の 700 万のトライアングル・データまでデータ量が縮小すると共に、表面の隙間等も修正され、3次元メッシュが作成可能な多様体のサーフェスが作成されている。

また、Fig.55 に示す複雑な構造でも、1 時間程度でラッピング処理が可能であり、時間的にも十分に工業製品への適用が可能である。

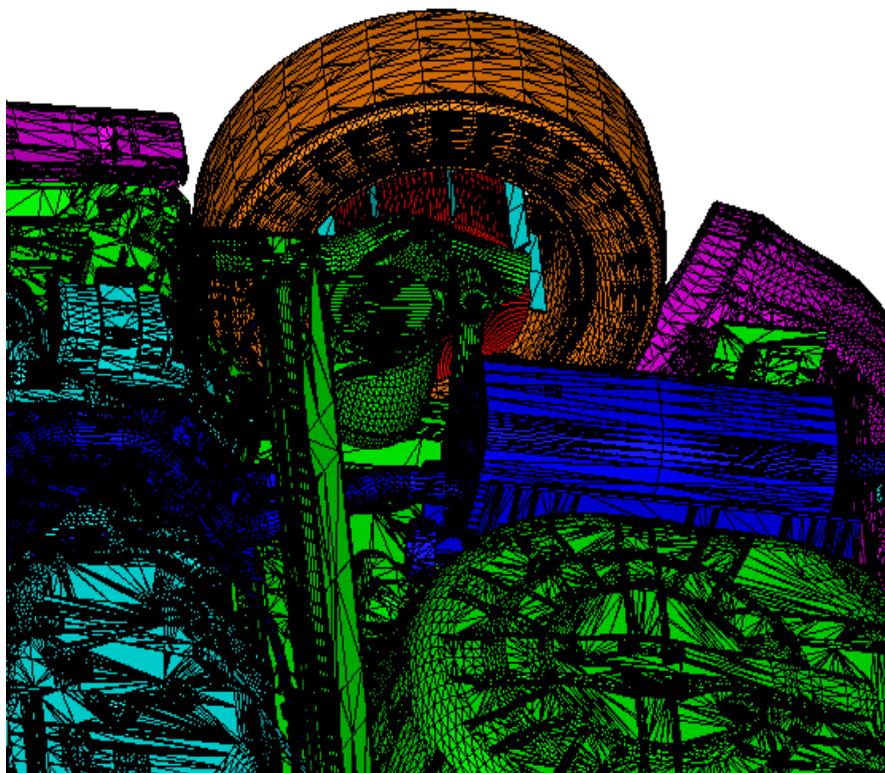
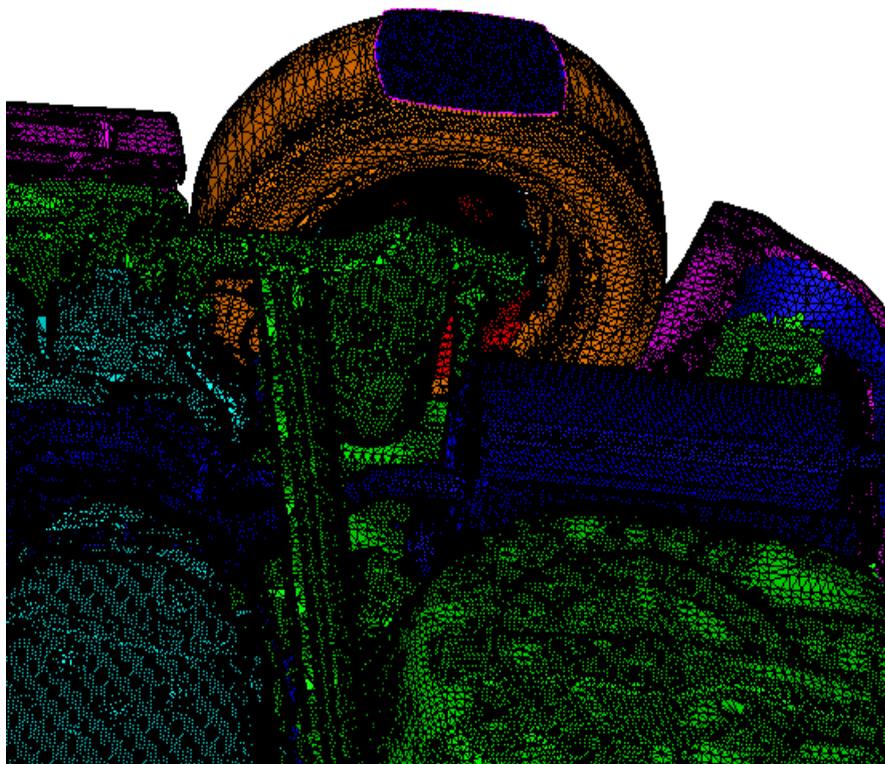


Fig.55 エンジンルームと床下を含む車両をサーフェス・ラッピングしたときの表面のシェル要素（上：オリジナルCAD，下：ラッピング・サーフェース）

これらの特長は、主に"shrink-wrapping"技術の中核となっている八分木3次元メッシュ作成技術によるところが大きい。八分木法は、2次元の四分木法<sup>(44)(45)(46)</sup>を3次元に拡張した手法で、一般的に知られている方法では、Yerryら<sup>(47)</sup>による方法が知られている。

Fig.56は車体に応用した八分木3次元メッシュの断面を示している。

この方法では、CADサーフェスと交差する初期立方体セルを、形状再現許容誤差もしくはユーザが指定した最小サイズまで八分割を繰り返し、3次元空間に置かれた形状を必要最小限の数の立方体として捉えるアルゴリズムである。同方法では、形状を再現する許容誤差もしくはユーザが指定した最小サイズまで八分割を行った後、CADサーフェスで分割したセルをカットし、形状を忠実に捉えるフレームワークになっている。

Fig.56で見ると、フロントグリルCAD境界において、外部の空間メッシュに対しメッシュが細かくなっている部分が本アルゴリズムで計算が可能ないように境界面を再構築し、ボリュームメッシュを作成した部分である。

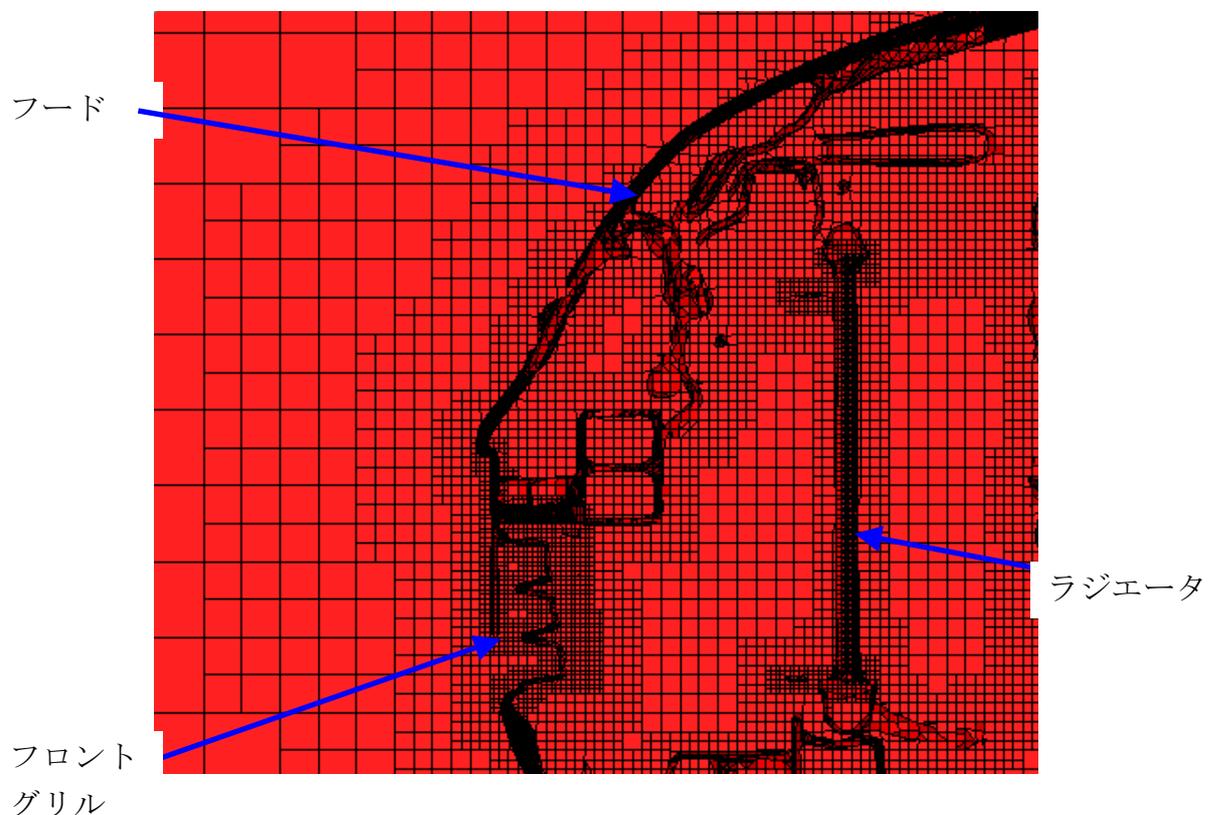


Fig.56 八分木法によるC立方体メッシュ

— 車体前部の断面図 —

CMP では、テトラ、プリズム、ヘキサまたは多面体セルを用いることが可能であるが、今回は表面の凹凸に対応しやすい、多面体セル (Polyhedral Mesh) を用いた。

本研究で開発した"Surface wrapping"技術では、八分木3次元メッシュ作成後、その物体表面に2次元メッシュを配置し、連続面の生成、非多様体部分の修と”Re-meshing”を行っている。この時、自動修正で多様体形状に変更するアルゴリズムを追化した。

また、鋭角部分や溝等の部分は従来滑らかな曲線で置き換えられてしまう問題があったが、指定角度以内は曲線で補間させない機能等も付加し、形状の再現性を重視した。

### 3-4 連成シミュレーションにおける変数の受け渡し

#### 3-4-1 物理変数の受け渡し<sup>(48)</sup> (カップリング)

異なる物性間で物理変数を受け渡す場合、受け渡す時間刻み  $\Delta t$  が問題となる。幾何学的な連続条件と力学的平衡条件を満たし、かつ、双方の計算の安定条件 (クーラン数) を満足するように  $\Delta t$  を一致させ物理変数を受け渡し、計算するのが強連成シミュレーションであり、それぞれ異なった物理現象を  $\Delta t$  時間遅れた状態で解き、得られた結果を用いて境界条件を修正しながら解く方法が弱連成である。

厳密に  $\Delta t$  を一致させて、完全な強連成を実現するには、1つのソースプログラムに複数の物理現象を離散化して組み込まなくてはならない。しかし、すでに物理現象毎に汎用的な精度の高いソルバプログラムが複数普及しており、1つのソースプログラムに統一することは困難である。加えて、もう一つの現象を  $\Delta t$  で計算してもほとんど計算精度は変わらない。

そこで、複数の物理現象を、汎用のインターフェイスを用いて個々のソルバに  $\Delta t$  ごとに受け渡す方法をこの研究では採用することにした。以下に、2つの物理現象の例として、流体と固体の間で応力のやり取りをする現象について説明する。

この例での変数の受け渡し方の概略を Fig.57 に示す。

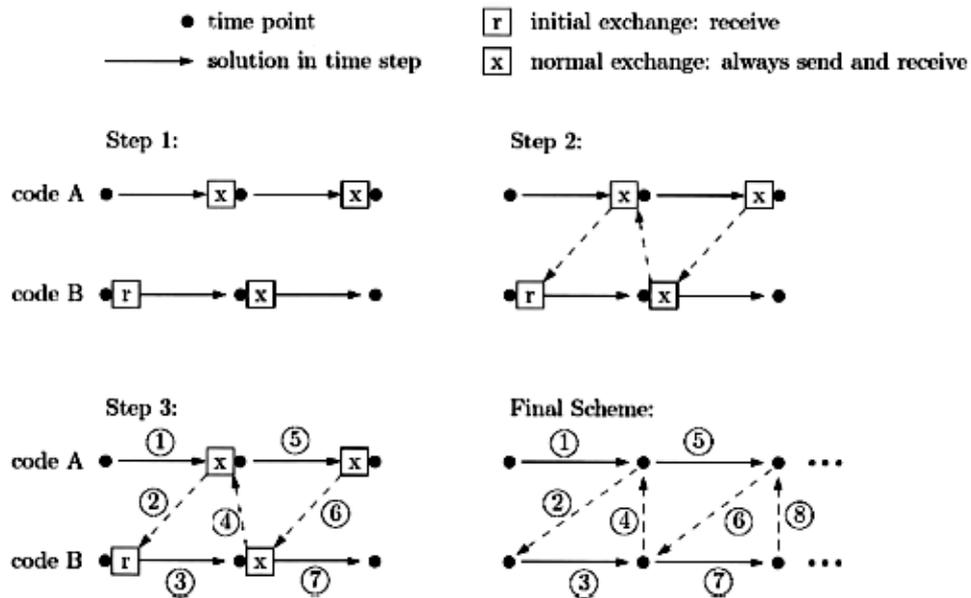


Fig.52 カップリングアルゴリズム

Fig.57 は、code A という片方のソルバプログラム A のある時間ステップ直後の状態 (Exchange after solution) , code B をもう一方のソルバプログラム B の計算ステップ直前状態 (before solution) としたときのアルゴリズムステップの進行を示している。この時のデータの受け渡しを以下に説明する。

- ① code A が計算を始める。
- ② code A は計算 ( 1 step) が終了し、 データを送り、 データ受信を待つ。
- ③ code B はデータを受け取った後、 計算を開始する。
- ④ code B は計算終了後、 データを送る。
- ⑤ code A は計算を再開する。
- ⑥ code A はデータを送信する。
- ⑦ code B はデータを受取り、 計算を再開する。

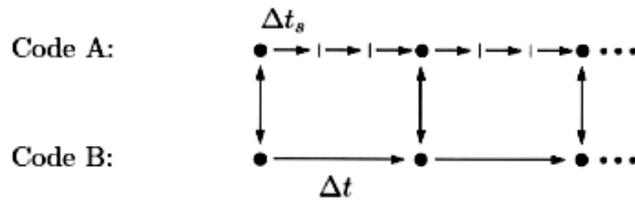


Fig.58 サブサイクリング カップリング

Fig.58 ではクーラン数が異なる物理現象のカップリングアルゴリズムを示す. なお2-3節と差分法と全く同じように, 時間刻み  $\Delta t_s$ , 空間刻み  $\Delta x$ , 物理現象の伝播速度を  $C$  としたとき, クーラン数  $C \times \Delta t_s / \Delta x < 1$  が計算安定の条件である.

Code Aのクーラン数条件を満足する時間刻みを  $\Delta t_s$  とし, Code Bの時間刻みを  $\Delta t$  としたとき,  $\Delta t$  が  $\Delta t_s$  に対して充分大きい場合は, Code Aで  $\Delta t_s$  の計算を繰り返した後,  $\Delta t$  時間後にCode Bに変数を受け渡すアルゴリズムとなる. こうすることにより, 無駄を省くことができる.

### 3-4-2 連成計算時のメッシング法

もう一つ、連成シミュレーションにおいて不可欠な技術は、メッシング技術である。4-1のCMPで用いたモーフィング技術も、数学的には本手法を用いているが、4-1のCMPでは、CAD形状からボリュームメッシュを作成する場合に用い、本章では連成計算が始まって、構造や流体の各メッシュが変形するときを使うので区別されたい。

一般に境界部の連続条件を算出する手法として、境界面追跡型の解法：

Arbitrary Lagrangian-Eulerian法（任意ラグランジュオイリアン法以下ALE法）が提案されている。その手法を大別すると以下のとおりである。

#### ① ダイナミックメッシュ法

形状の変化に伴い、その都度、メッシュを切り直す方法。

利点：新しいメッシュにより、比較的忠実に解析計算が実施できる。

欠点：メッシングに時間を要する。絶対にメッシュを切れる保障はない

#### ② マッピング法+モーフィング法

基本メッシュの境界を変形させ、補間を用いて、異なる物理変数を結合するとともに、内部領域はスムージング等で修正していく方法。

利点：新しいメッシュを作る必要がないため、短時間でメッシュ作成が可能。

欠点：大きな変形には向かない。

#### ③ 重合メッシュ法（オーバーラップメッシュ）

境界適合型の局所的なメッシュと解析領域全体を定義する境界非適合型のメッシュを容易に扱え、両メッシュの解析をなんらかの方法論で結びつける。幾何学的に複雑な問題を容易に取り扱えるようにした手法。

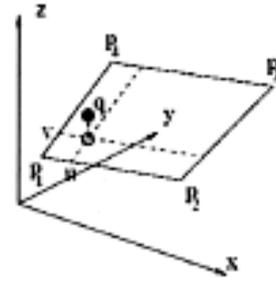
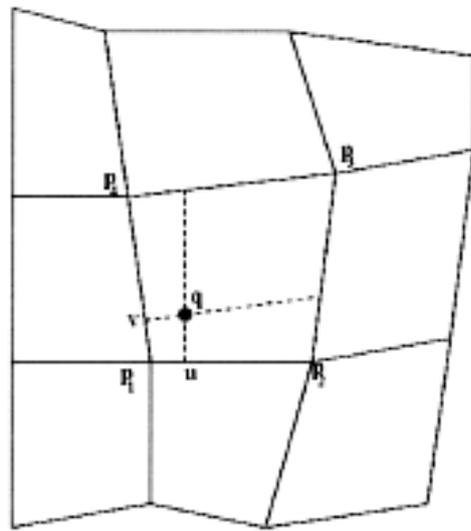
利点：どんな形状でも比較的簡単に扱える。

欠点：プログラムの複雑である。（現在、Navier-Stokes流体での適用事例はない）

- ① の手法では各物理解析の  $\Delta t$  ごとにそれぞれメッシュを切り直すことは、一方の物理現象の計算実施が、大幅に異なる場合のみ可能である。例えば、片方の  $\Delta t$  がもう片方の 1000 倍以上の場合は、1000 回に 1 回切り直しをすればよいので問題ないが、 $\Delta t$  が同等になってくる（強連成に近づいてくる）と、切り直す時間が極端に増え、現実上無理である。
- ③ の手法は最近開発されたものであるが、構造体は剛体とするなどの制約があり、構造体に変形する本来の連成計算の実施例は公表されていない。

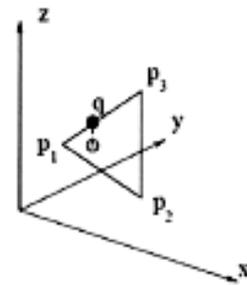
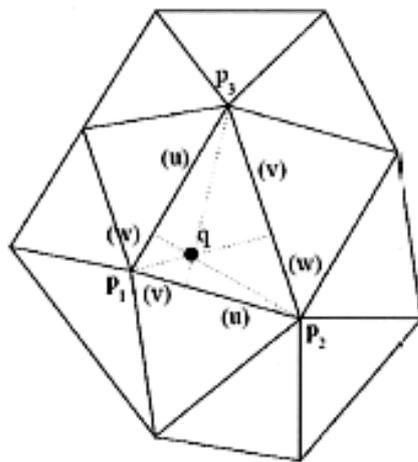
よって、本論文ではメッシングの変形に対し、大きな変形には向かないものの②のマッピング手法とモーフィング手法<sup>(48-70)</sup>を用いた。

以下に同手法について記述する。同手法で補間をするときは、基本的にローカル座標を使用する。Fig.59 は座標の補間を示したものである。基本的な境界部の補間座標の例として四角形要素 (a) と 3 角形要素のマッピング (b) を示す。



$$q = (1-v) \{ (1-u) p_1 + u p_2 \} + v \{ (1-u) p_2 + u p_3 \}$$

(a)



$$q = u p_1 + v p_2 + w p_3$$

(b)

Fig.59 補間座標系

ここで補間式を示す.

(a) では  $q=(1-v)\{(1-u)p_1+up_2\}+v\{(1-u)p_4+up_3\}$

(b) では  $q=up_1+vp_2+wp_3$

$p_1, p_2, p_3, p_4$  は実 node の座標,  $q$  は補間後のローカル座標であり,

$u, v, w$  は Fig.59(b) のように実エレメントの各辺に対する, 補間の割合を示している.

以下に Standard Conservative Interpolate において node もしくは element から node を補間する方法を Fig.59 に, node もしくは element から element を補間する方法を Fig.60 に示す.

ここで  $s_i$  は補間対象 node の物理量の一般的な表現.

$N_i$  は補間関数であり,  $u, v$  は, 補間平面に対し  $s_i$  から法線を引いた時の補間平面の辺に対する比 ( $u+v=1$ ) である.  $t$  は物理量  $s_i$  が作用した場合の補間平面の変化を示している.

$$t = \sum_i N_i(u, v) s_i$$

ただし, 全てを足すと 1 になるような重みをつけて,  $N$  を決定する.

$$w_i = N_i(u, v), \quad \sum_i w_i = 1$$

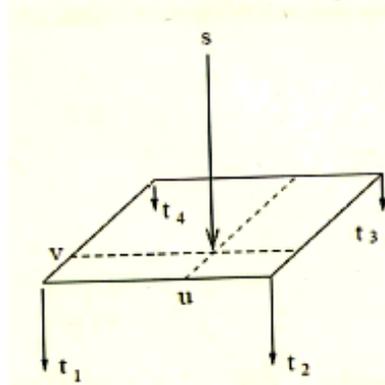


Fig.60 Standard Conservative interpolate による node の補間

$$v_E + = v_P$$

- ◆  $V_E=0$
- ◆  $V_E=V_E+V_P$

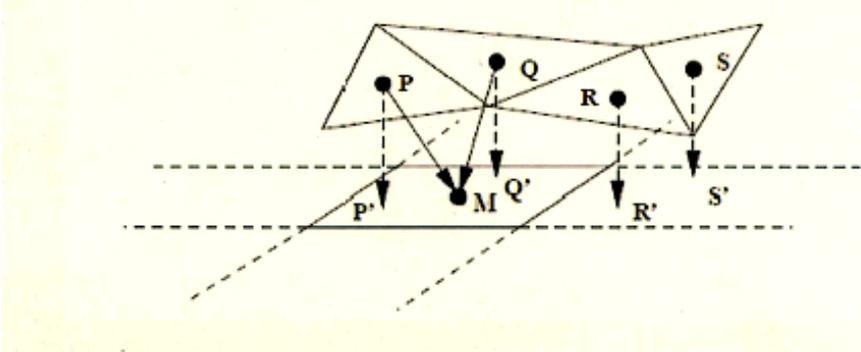


Fig.61 Standard Conservative interpolate による element 上の補間

以上のような手法によって、境界面で、構造系のメッシュから流体系のメッシュへ、または、流体系のメッシュから、構造系のメッシュにデータを補間し渡すことが可能である。

この作業を4-4項で示したカップリングアルゴリズムで、 $\Delta t$ 時間ごとに行うとメッシュを時々刻々変化させながら行う連成計算が可能となる。但し、これらは境界面が固定され、内部メッシュが動かない場合のみ有効である。

一般の解析では、構造および流体の相互作用での境界面が動き、内部のメッシュが変形する。この場合は、初期のメッシュ生成で使ったモーフィング技術を、 $\Delta t$ 時間ごとに適用する。Fig.62は、連成時のメッシュモーフィング技術の概念図である。

メッシュモーフィングは Spring based mesh Morphing 法を使用している。

この方法の特徴は、element の各 node 間に剛性をもたせて、境界上の node に仮想的な強制変位を与え、その結果生ずる他の node 位置を求めることである。具体的には node 間のばねで構成される剛性マトリックスを使った平衡式を、メッシュ移動の条件で解くことである。剛性を持たせる利点は、node 同士が接近し、結合する（潰れる）のを防ぐ効果を、ある範囲内で持たせることができることである。

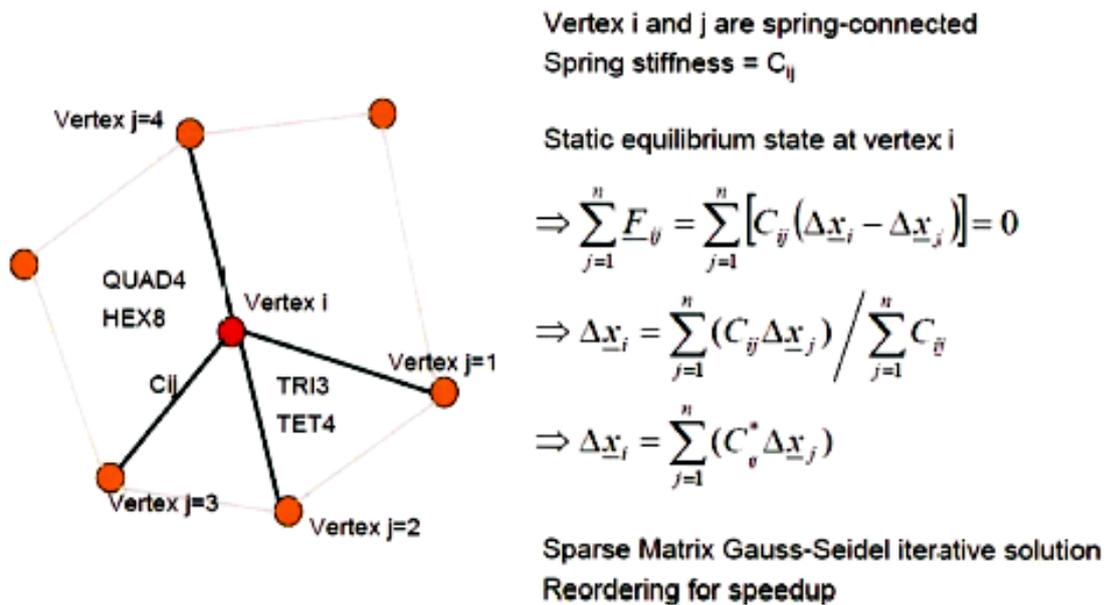


Fig.62 メッシュモーフイングにおける変位の計算概念

本例では2次元表示のため、 $\Delta x_i, \Delta x_j$  は x,y 方向のモーフイングによる移動量、 $C_{ij}$  は仮想スプリングの変位係数、 $F_{ij}$  は Vertex(Node)の座標値を表す。

この手法により、境界面が変化しても、内部のメッシュは node 間に貼られた spring によって、徐々に内部に変形が伝わり、境界面の動きに対応できる。

しかしながら、本手法には限界があり、空間側（流体側）が広い空間の場合は、比較的安定が、空間が狭い場合はスプリングのストロークに限界が生じて移動できない状態になる。

よって、柔軟なメッシュ変形を可能とするためには、4-5 ③ で述べた重合メッシュ（オーバーラップメッシュ）の完成が待たれる。

### 3-6 メッシュから CAD 情報への再創生

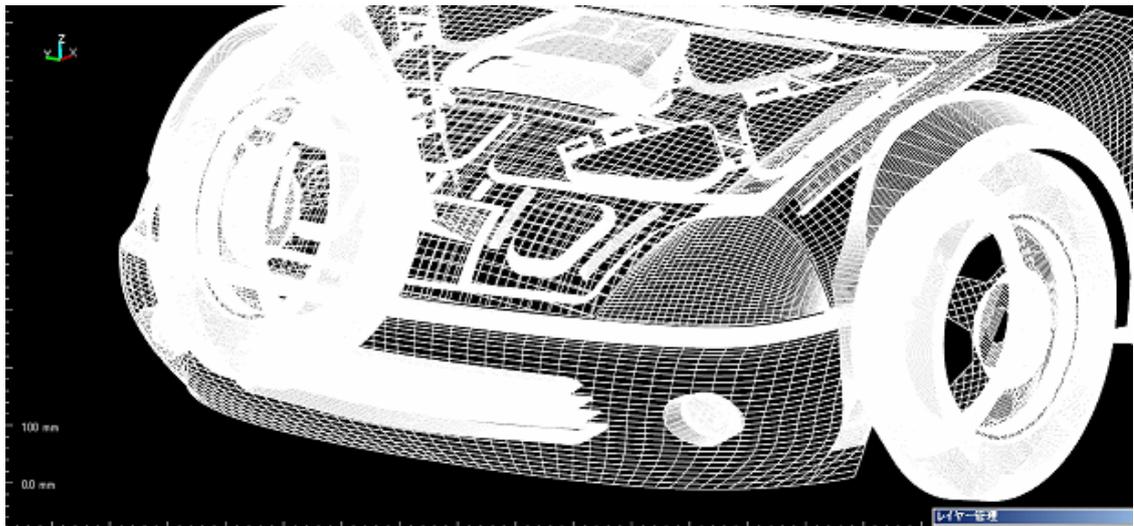
最後に、連成シミュレーションにより、最適化された CMP から元の形状，すなわち CAD に戻す再創生技術について述べる。

CMP は計算に直接活用できるメッシュボリュームを扱っているが，CAD は表面形状のシェルメッシュを扱う。このボリュームメッシュからシェルメッシュへの変換をサーフェッシングと呼ぶ。サーフェッシングを通してデータを取り込むと CAD データとして再現することが出来る。サーフェッシングを行う再創生ソフトはいくつか市販されているので，これらを活用することとした。

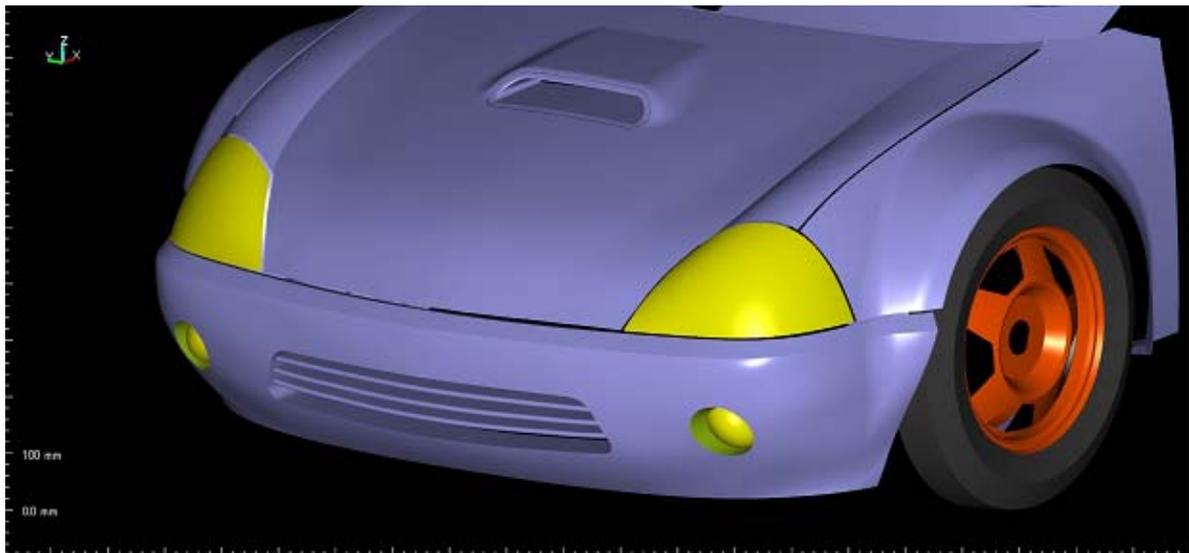
Fig.63 は車体，Fig.63 はサスペンションの CMP から，サーフェッシングし，CAD データを作成した例である。CMP から CAD への変換は，このように可能となった。

しかし，一旦ブロックメッシュからの逆変換を行うため，当初の CAD の精度に完全に戻すことは不可能で，下記の課題も残っている。

- (1) 主要な形状はCADへの逆変換は容易だが，結合部の形状等，細かい形状は手作業を加えないと完成しない。すなわち，部品が複雑に結合している場合は難度が高い。
- (2) サーフェッシングの精度はプラットフォームメッシュの粗さに依存する。また，ラッピングの章で述べたように，鋭角や溝の部分を考慮したCMPを作成しておかないと，もとのCADに近い精度のサーフェスが出来ない。
- (3) フィレットが多く使われている成型部品ではメッシュが粗すぎると，実形状を再現できないケースがあり，この部分も手作業が必要である。

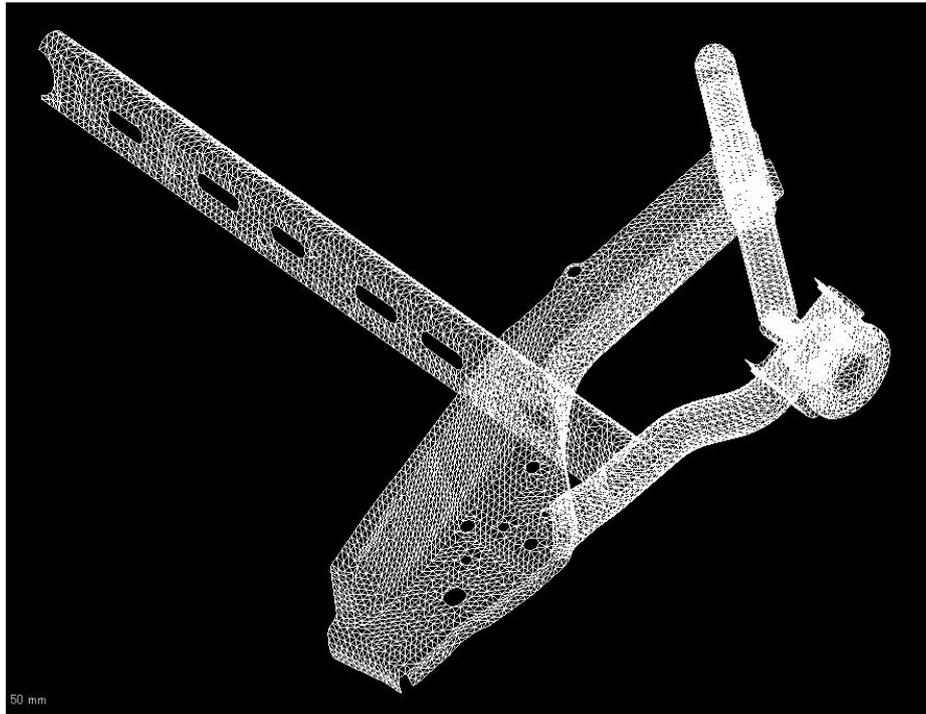


ボリュームメッシュ(境界面のみ表示)

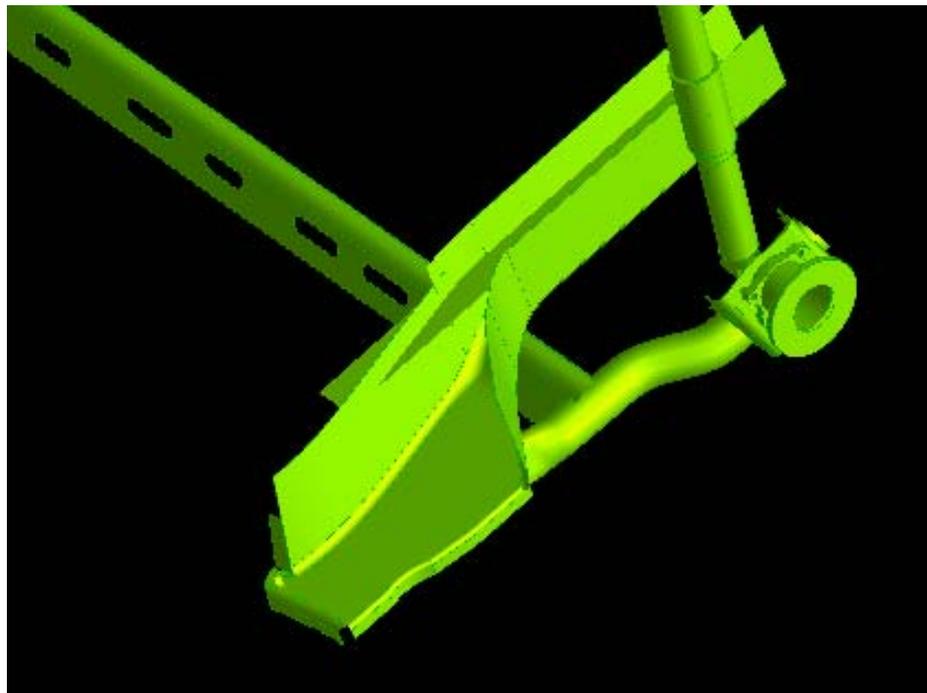


CAD サーフェス

Fig.58 メッシュから CAD データへの再創生  
例1(車体のサーフェシング,車体形状は仮想)



ボリウムメッシュ (境界面のみ表示)



CADサーフェス

Fig.59 メッシュからCADへの再創生  
例2(サスペンションのサーフェシング)

### 3-10 まとめ

- 1) 相関関係を持つ複数の物理現象（流体，構造，熱，磁場等）を解析する際に，異なる物理系のメッシュを個別に作成し，境界部を結合するのに多くの時間と困難が伴った．そこで，ボリュームメッシュを用いて簡単に形状変更ができ，自動的に連結することが可能な，CMP（Concurrent Mesh Platform）を提案し，実用的に使用できることを確認した．連成シミュレーションの第一歩となる汎用的なメッシング技術が出来た．
- 2) 本プラットフォームでは，CADに戻って形状を変更することなく，計算メッシュ上でメッシュモーフィングの技術により形状変更が可能となった．また，メッシュ作成空間の上でメッシュ同士の結合，削除が可能となる新しい機能も有するため，今まで困難であった複雑な形状修正も可能となった．加えて，同機能により，形状を変更する際のCADからCAEへのプロセスが大幅に削減され，CAEのプロセスを大幅にスピードアップすることが出来た．
- 3) 同時に，形状変更に際して，計算メッシュを手作業で再度作る必要がないため，形状変更の前と後で計算精度が異なることがなく，物理的な相違を的確に捉えた感度解析が可能となった．  
  
従来はメッシュの切り方によって，精度が異なることがあり，計算結果が，形状変化によるものか，メッシュの違いで発生したのか，区別できない場合があったが，その問題点を解決させた．

4) 加えて従来と異なり，本プラットフォームでは，市販のほとんどの解析シミュレーションソルバのメッシュ（構造・流体・磁場等）を継続して活用可能であるため，特別な連成ソルバに切り替えることなく，今まで培ってきたそれぞれの解析ノウハウをそのまま使うことが可能である．これは，企業経営上の大きな利点となる．

## 第4章 熱流体・構造体の Multi-Physics 連成シミュレーションの適用と

### 振動冷却手法の開発

本章では従来の単一シミュレーションでは不可能であった解析が連成シミュレーション手法により可能となった事例と共に，実機に適用した事例を報告する．

#### 4-1 インホイールモータに要求される冷却性能

近年の電気自動車の普及に伴って，それらの駆動方式も多岐にわたってきた．

従来の1つのモータによる駆動方式に加えて，4つのホイールの内部に1つずつモータを設置し，車両の動きを自在に操作できるインホイールモータ（in-wheel motor）も電気自動車の一つの駆動方式として開発が進められている．

同モータは駆動面では，エネルギーロス低減や，舵角を広げることによる旋廻等，新しい運転領域の拡大，安定性，乗り心地の向上の利点が挙げられる．

逆に，欠点として，耐久性，浸水防止，熱対策が要求される．

この中で，本論文では熱対策に的を絞り，新しい機構の創出について記述する．

モータにおいては，コイル等の絶縁部分の素材が，約160℃前後（安全係数を入れて140℃～150℃）で，熔融し，絶縁機能が損なわれる問題が知られている，モータ内が同温度を超えることは，確実に回避しなければならない重大な課題である．

また，ホイールインモータの近傍にはブレーキロータがあり，連続降坂等の際には，300度以上に加熱することも知られており，ブレーキ多用時のインホイールモータ

の冷却にも注意を払わなければならない。

加えて、走行後、停車し、また加速する運転条件は多々発生するが、停車時は、外部の冷却風が一時的にほぼゼロになるため、冷却が不十分になる可能性がある。

このように、インホイールモータの冷却では、ブレーキの問題、走行状態によって内部の温度を160℃以下に保つためには、各種冷却方式を考える必要がある。

#### 4-2 冷却における従来の課題<sup>(71)</sup>

従来のホイールインモータの冷却では、水冷、油冷を用いて強制的に冷却する例が多かった。または、水冷と空冷を組み合わせた取り組みもある。<sup>(72)</sup> いずれの場合でも水、および、油冷を行う配管を行うためには、車両本体とインホイールモータの配管の必要があった。

インホイール自体がタイヤと共に振動するため、金属の配管は出来ず、耐久性の高いプラスチックチューブを用いるなど、配管に難点も発生していた。

加えて、強制的に冷却するためのポンプも必要になりエネルギーロスが発生するほか、熱交換器（ラジエター）を設置し、冷却媒体から熱を取り出す必要があり、コストも増大する問題があった。

近年では空冷のホイールインモータ（40KW，550Nm，650V）が発表されている<sup>(73)</sup>。本インホイールモータではブレーキキャリパとサスペンションアームとの両立のため、モータ軸とタイヤ軸をオフセットさせ、カウンタギアで動力を伝達する形となっている。このインホイールモータの開発論文の中にも記載されているが、カ

ウンタギア内部にオイルポンプを配置し、油を循環させモータの冷却にも使用していると記述している。これらは、空冷だけではモータの冷却は難しいことを示しており、空冷だけのインホイールモータは、冷却設計が困難であることを示している。

また、空冷 FIN を強制的に振動させる特許もあるが、強制的な振動をさせるためのエネルギーが必要であるほかに、構造的にも問題があり、FIN 部の耐久性には大きな問題を抱えている特許であった。

#### 4-3 構造体, 熱流体 Multi-Physics 連成シミュレーションの適用

本章では, インホイールモータを例として, Multi-Physics 連成シミュレーションを使い, 空冷だけ冷却が可能か, 温度分布を計算した内容を示す.

このとき, 空冷用 FIN の剛性を振動可能な程度に低くし, かつ, フィン (FIN) と本体の熱伝導率はアルミと同等になるような複合素材を用いた.

(本素材はカーボングラファイト, もしくは, 薄膜のアルミに同カーボングラファイトをコーティングすれば, 実現可能な複合素材である.)

冷却対象の IWM は Fig.65, Fig.66 に示す形状である. 振動冷却の本質を雑多な情報から切り離して観察するためここでは実車形状とは異なる形状を示している.

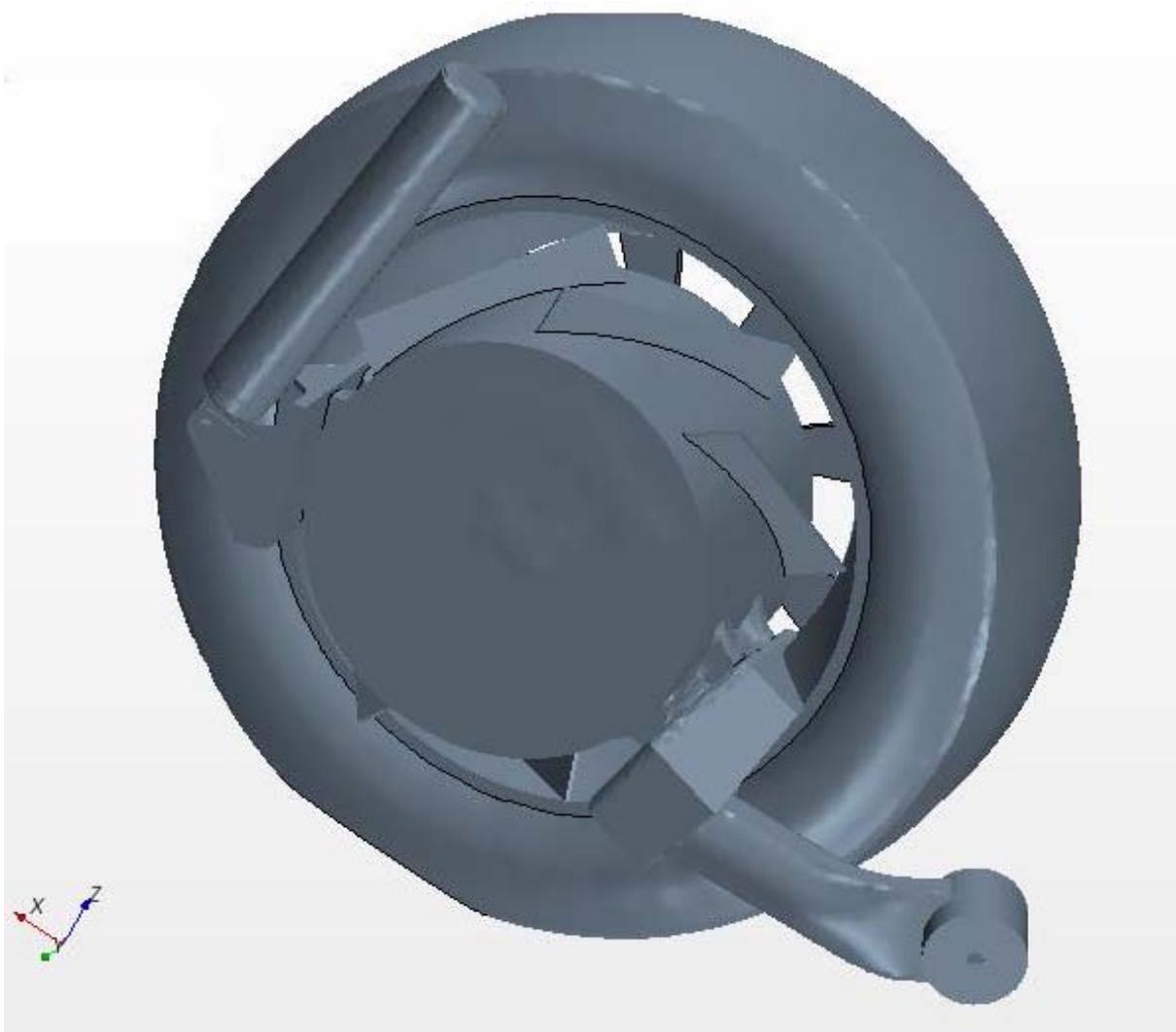


Fig.65 IWM の外観 1 (車体側形状は省略)

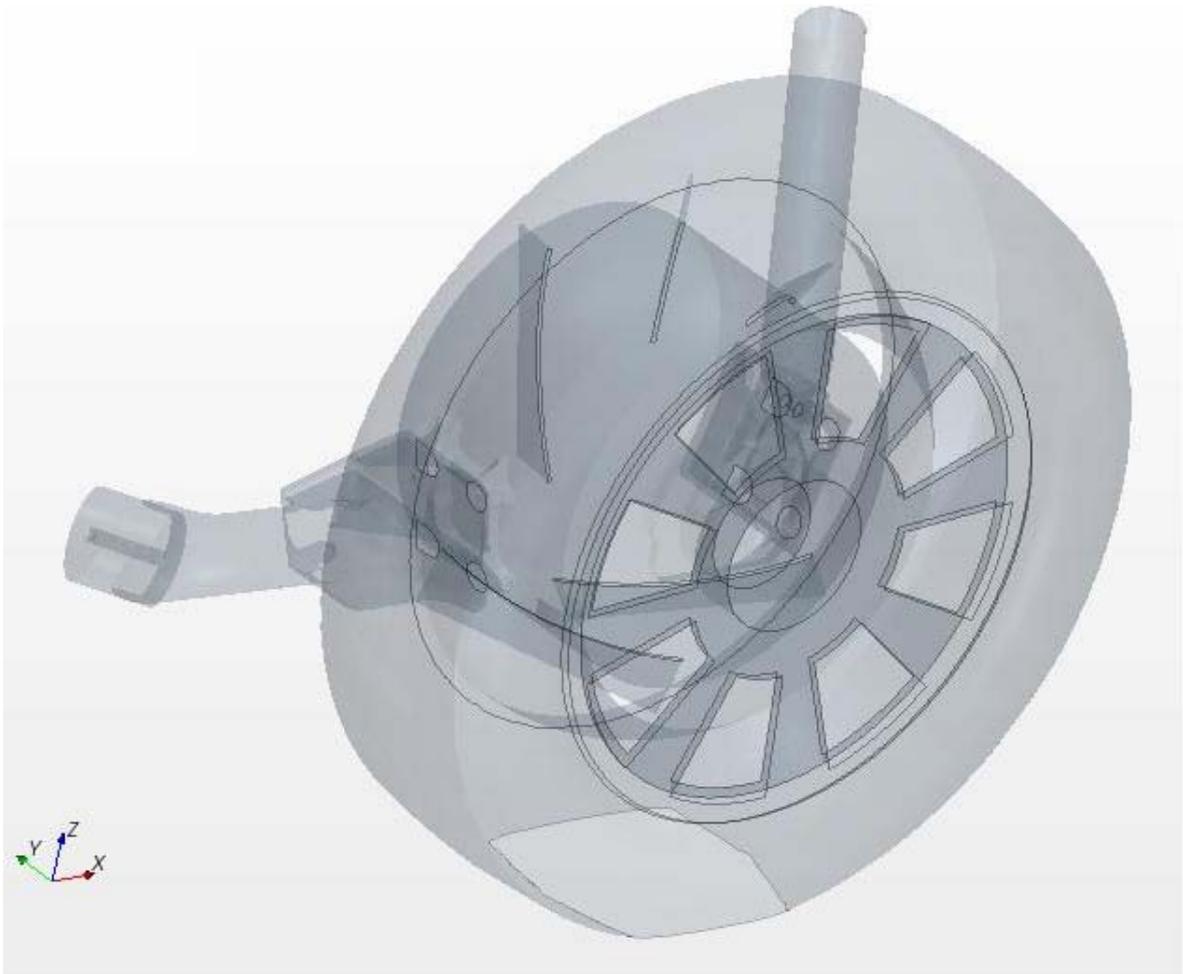


Fig.66 IWM の外観 2 (半透明)

駆動用モータは半分，ホイールに包囲されておき，残り半分は，ホイールの外側に出た配置となっている。

また，振動する FIN は車軸方向に対し斜めの配置で，モータ表面に接合されている。今回の解析では，5枚の FIN を配置し，冷却計算を行った。

#### 【FIN の素材】

ヤング率：14.8MPa (ゴム素材相当)

熱伝導率：236/WmK (アルミ常温相当)

のものを用いている.

現実でも、本素材に近いものが開発されている。(66)

#### 【モータハウジング素材】

ヤング率：152GPa 鋳鉄相当)

熱伝導率：48W/mK (鋳鉄相当)

#### 【計算範囲】

流体解析の対象範囲は、IWM、タイヤ、ホイール、ホイール支持ミッション、および床以外の空間部分としている。なお、タイヤ、ホイールは静止している状態とした。

(タイヤ、ホイールが回転すると連成メッシュと境界部が干渉するため現在の技術では出来ない。このためホイール回転時の空気流入を条件に加えている。)

本解析では、計算時間短縮のため、車体本体の境界を設定していない。

#### 【流体境界条件】

① 非圧縮性流体 温度 20 度 密度 1.205 kg/m<sup>3</sup>

② 流入流速

入り口流速：10m/sec 一定流速 車速 36Km/hr 相当

ホイールからの流入速度 (ホイール面に対し垂直, 地面に対し並行)

ホイール間隙からの流入流速： $5\sin\theta + 5$  m/sec の正弦波と仮定した。

振動数は 36km/hr の実測値を用いて 5.12Hz とした。なお、振幅は一般ホイールの実験値では、約 ± 1 m であるが、ホイールに空気導入翼をつけた場合、約 5 倍の流速絶対値の振幅が得られることから、一般車の実験値より大きく設定した。

### 【発熱境界条件】

発熱はモータ全体から 2kw の均等発熱が起こっていると設定.

本条件は 40KW のモータが鉄損により 5%のエネルギーに変換されたとした条件に相当する.

### 【熱伝達率】

おもに FIN からの熱伝達率は、乱流熱伝達率が主になるが、熱伝達率は、現段階では実験式によって表され、正確な理論解は存在しない.

例えば平板の乱流熱伝達の場合  $Re < 10^8$  では  $Nu = 0.00296Re^{4/5}Pr^{1/3}$  から熱伝達率  $\alpha$  が算出可能である.<sup>(67)</sup> 各係数は乱流流速や流体物性、固体側部位の形状、面の粗さによって、大きく異なる.

Nu: ヌッセルト数 Pr: プラントル数 Re:レイノルズ数

ここで、FIN やモータ表面からの乱流熱伝達率は、空気のプラントル数を 0.7

$Re = uL/\nu$  (L: 代表長,  $\nu$ :動粘性係数)  $Nu = \alpha L/\lambda$  ( $\lambda$ :熱伝導率) を代入

すると

$\alpha = 4.5L^{-0.2}u^{0.8}$  で表せる. 代表長を FIN に高さ 0.025m とすると

$$\alpha = 9.4u^{0.8}$$

で表され、これによって、FIN, モータ方の熱量は

$$q = \alpha (T_1 - T_2)$$

$T_1$ : 固体 (FIN, モータ) 側温度  $T_2$ : 固体近傍境界層流体温度

なお、本研究の対象であるモータの例では、物体間の温度差が小さく、輻射熱による熱稼動は無視しうる.

## 【解析ソルバ】

- ・ 流体：STAR-CCM+
- ・ 構造：ABAQUS
- ・ 熱：STAR-CCM+, および ABAQUS
- ・ 連成インターフェイス：MPCCI (STAR-CCM+内部で動作)

今回の解析では、Multi-Physics 連成シミュレーションによって、IWM の FIN とその周囲の空気のメッシュがモーフィングによって問題なく変化しつつ計算が実行され、FIN からの放熱に変化が出るかどうかを確認することを目的にしている。そのため、計算精度には重点を置かずやや粗いメッシュを用いている。流体の空間全体では、39万エレメントを用いている。エレメントはポリヘドラルメッシュ（6面体以上の多面体メッシュ）とヘキサメッシュ（6面体メッシュ）、プリズムメッシュ（5面体メッシュ）、テトラメッシュ（4面体メッシュ）のエレメントを組み合わせた構成となっている。また、モータおよびフィンの周りは2層のヘキサレイヤーメッシュを用いている。（2層は乱流構造自体の再現を高度に求めない通常使われるメッシュ数であり、壁面近傍の乱流を高精度に求める場合は4層以上が好ましい）

Fig.67 に IWM 周りのメッシュ（境界部分のみの表示）を示す。

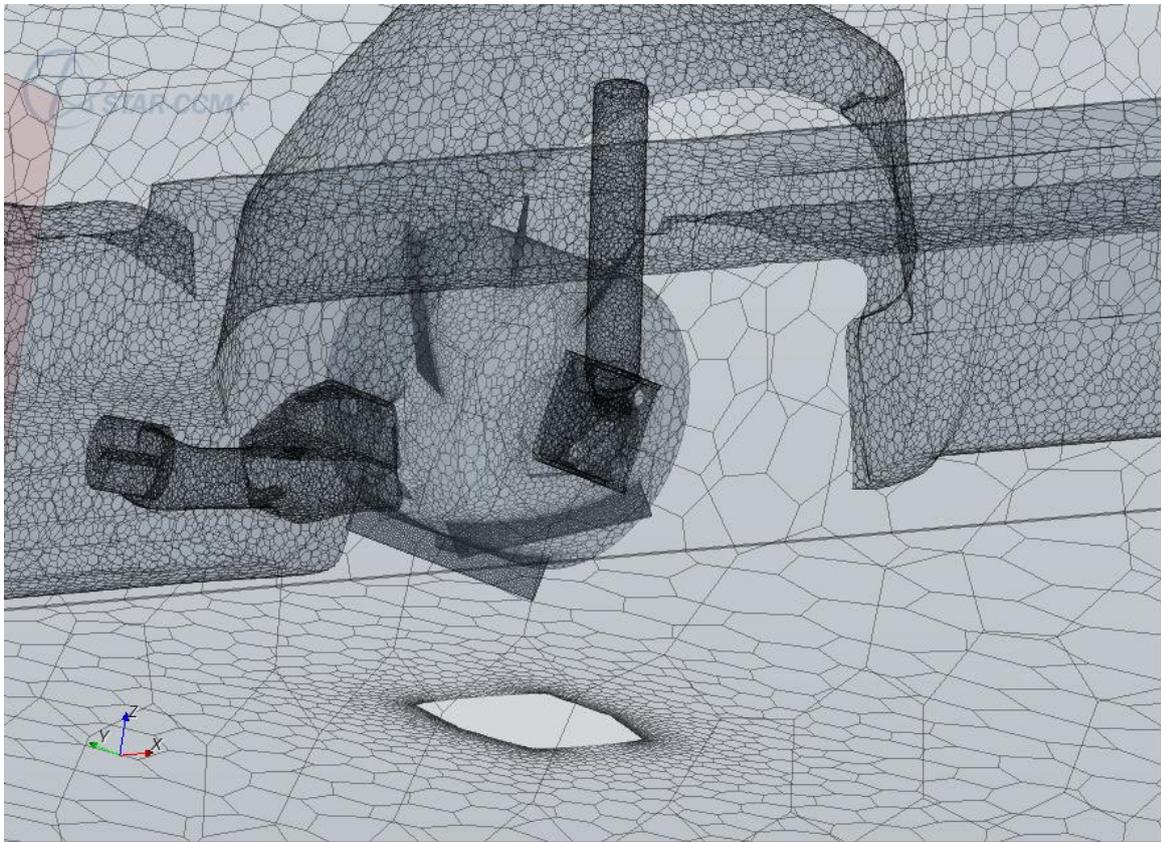
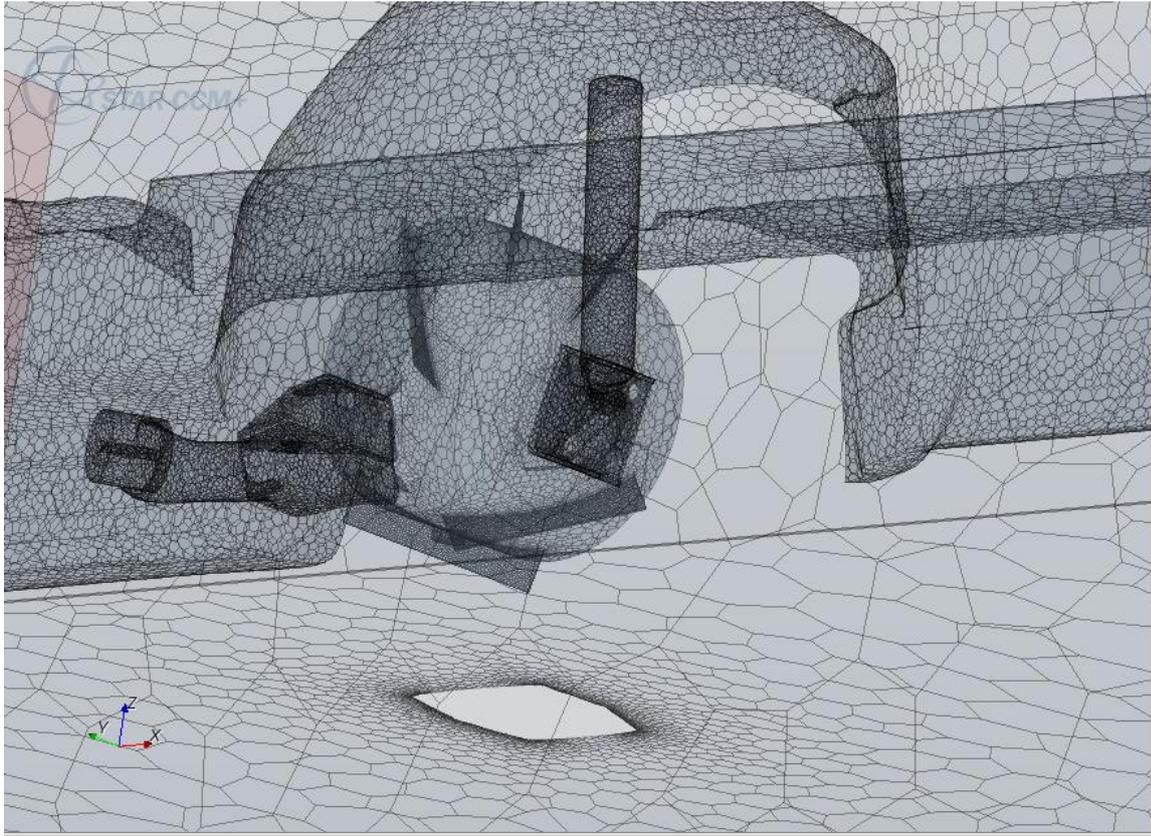


Fig.67 IWM 周りのボリュームメッシュの境界表示 (タイヤ部を除く)

Fig.67 では、空間メッシュをすべて表示すると、判別が困難になるので、  
固体面と空間の境界だけを表示している。実際は、空間全体にボリュームメッシュ  
が生成されている。

Fig.68 は、IWM とホイールハウジングのみを切り出して、さらに見やすくしたも  
のである。（タイヤおよびホイールは表示していない）

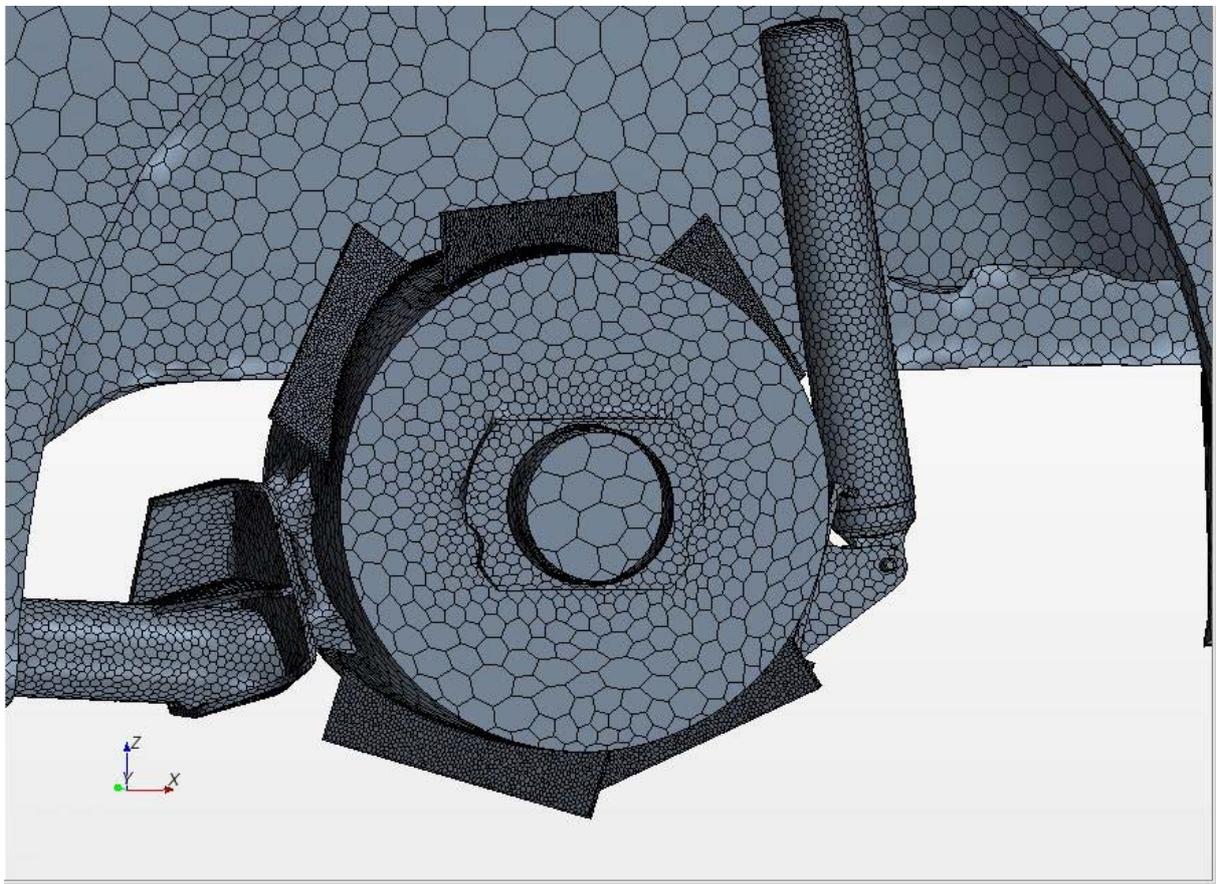


Fig.68 IWM と FIN およびホイールハウジングのメッシュ（境界表示）

Fig.69 は FIN 周りのメッシュボリュームを、タイヤのほぼ中央において X-Z 面（地面に対し垂直方向、かつ車体の向きと同方向）で断面を切って、横から見た形状である。モータハウジングと FIN という固体表面に近い空気部分に 2 層のレイヤーメッシュが見える。この部分と、その周りのやや色の薄いメッシュが連成計算のモーフィングによって動くメッシュである。

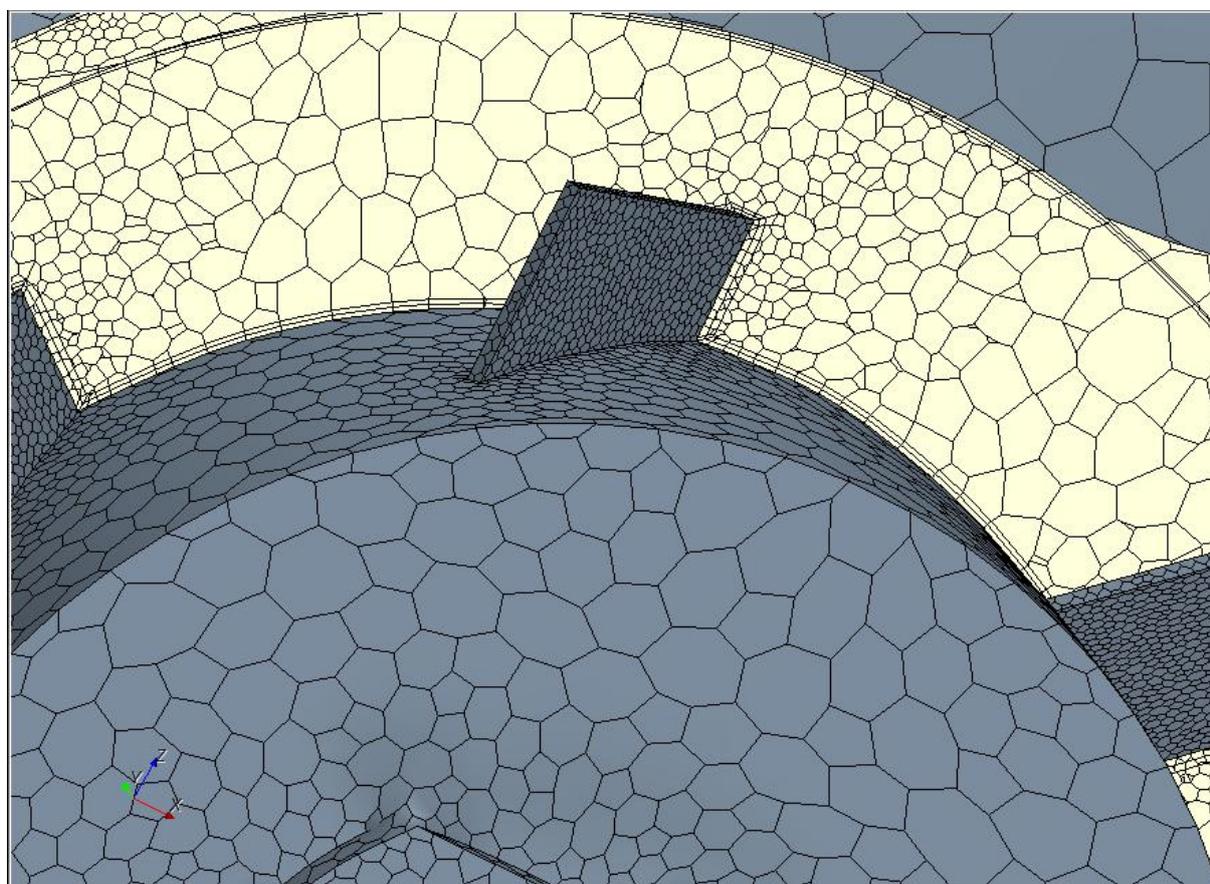


Fig.69 IWM ,Fin 周りのボリュームメッシュ面図

## 4-4 計算結果

### 4-4-1 FIN の振動なしの場合の空気流

まず、流れの計算結果を Fig.70 に示す。Fig.70 はタイヤセンターにおける X-Z 断面の流速ベクトルを現す。

Fig.70 の場合 Fin は固定して、振動はしていない。

Fig.71 は Fig.70 の FIN の周りを拡大表示したものである。

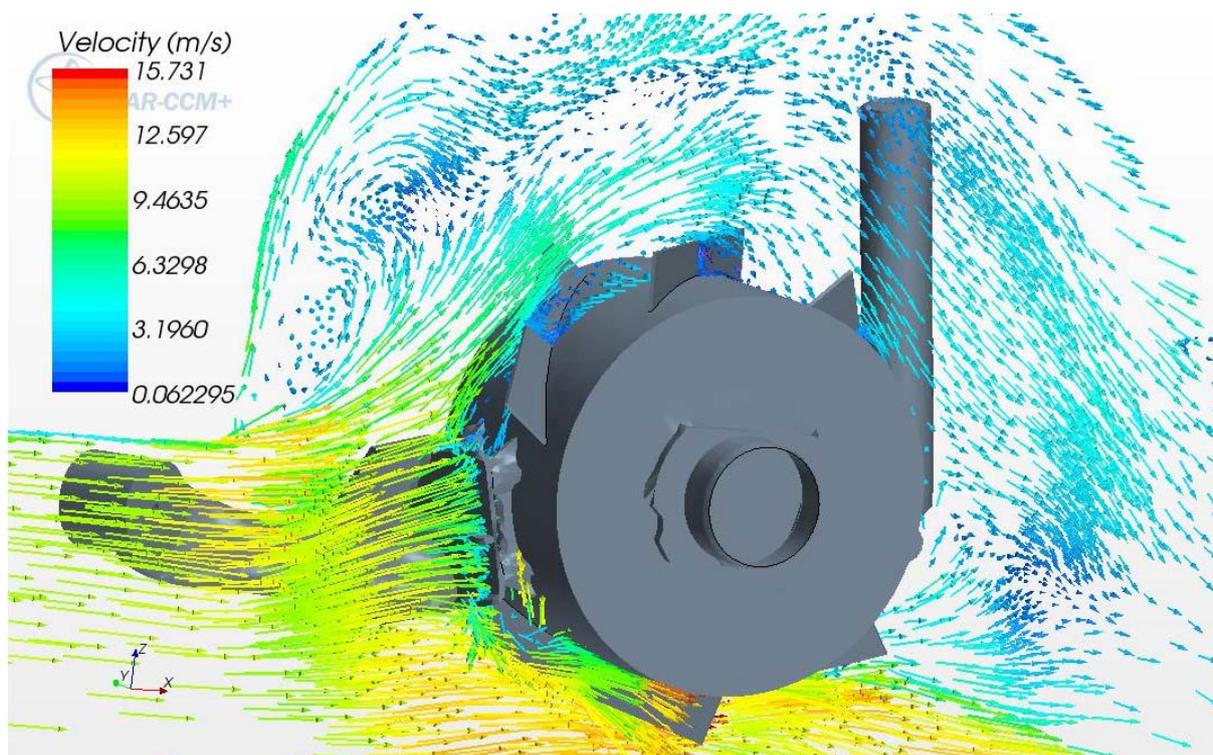


Fig.70 IWM 周りの空気流速のベクトル表示，左側が前方

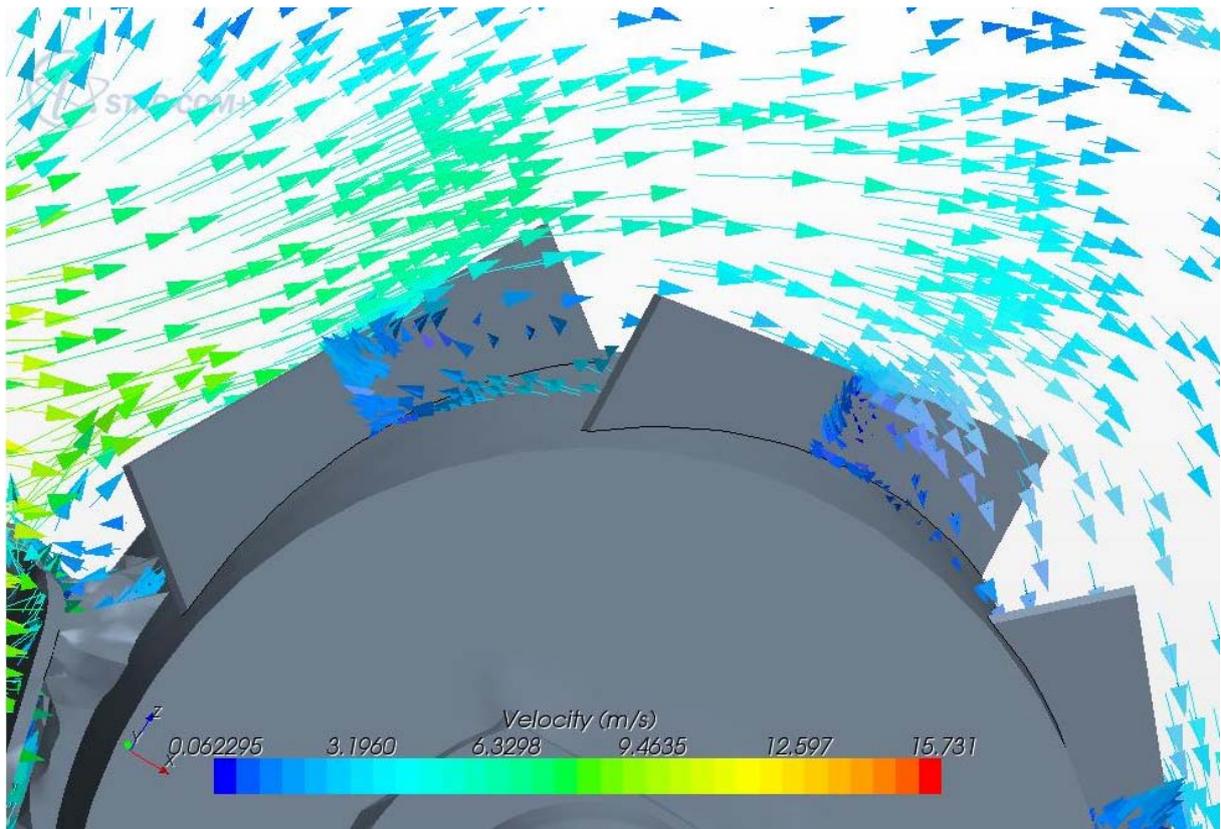


Fig.71 FINの周りの空気流速ベクトル表示 (Fig.65の拡大図)

Fig.70, Fig.71 から分かるように、外部の冷却流体は、FINを斜めに設置したこともあり、流速は減速することなく、FINを乗り越え、かつFIN背面では渦が形成されていることがわかる。この後流の渦がFINの流れに対して背面の圧力を下げ、FINにぶつかった流速の動圧と相まって、FINに加振力を与えていることが分かる。

一つの断面であるが、車速相当で路面に平行な主流とホイールから流入した流れが、FINにぶつかって、FINの背面に渦が発生している。この渦は間欠的に流速と流れの方向を変化させ、FINに対して動的に変化する力を与える。

#### 4-4-2 FIN 振動と空気流連成解析結果

次に、FIN のヤング率を 14.8MPa（ゴム相当）とし、FIN 変形と流体の挙動を同時に連成して解いたときの FIN の変形を Fig.71 に示す。

微小な変形を見やすくするため、変位は実際の 15 倍で表示しており、図中の色はフォン・ミーゼス応力を表している。すなわち、流体解析と構造解析が同時に行われていることを表している。

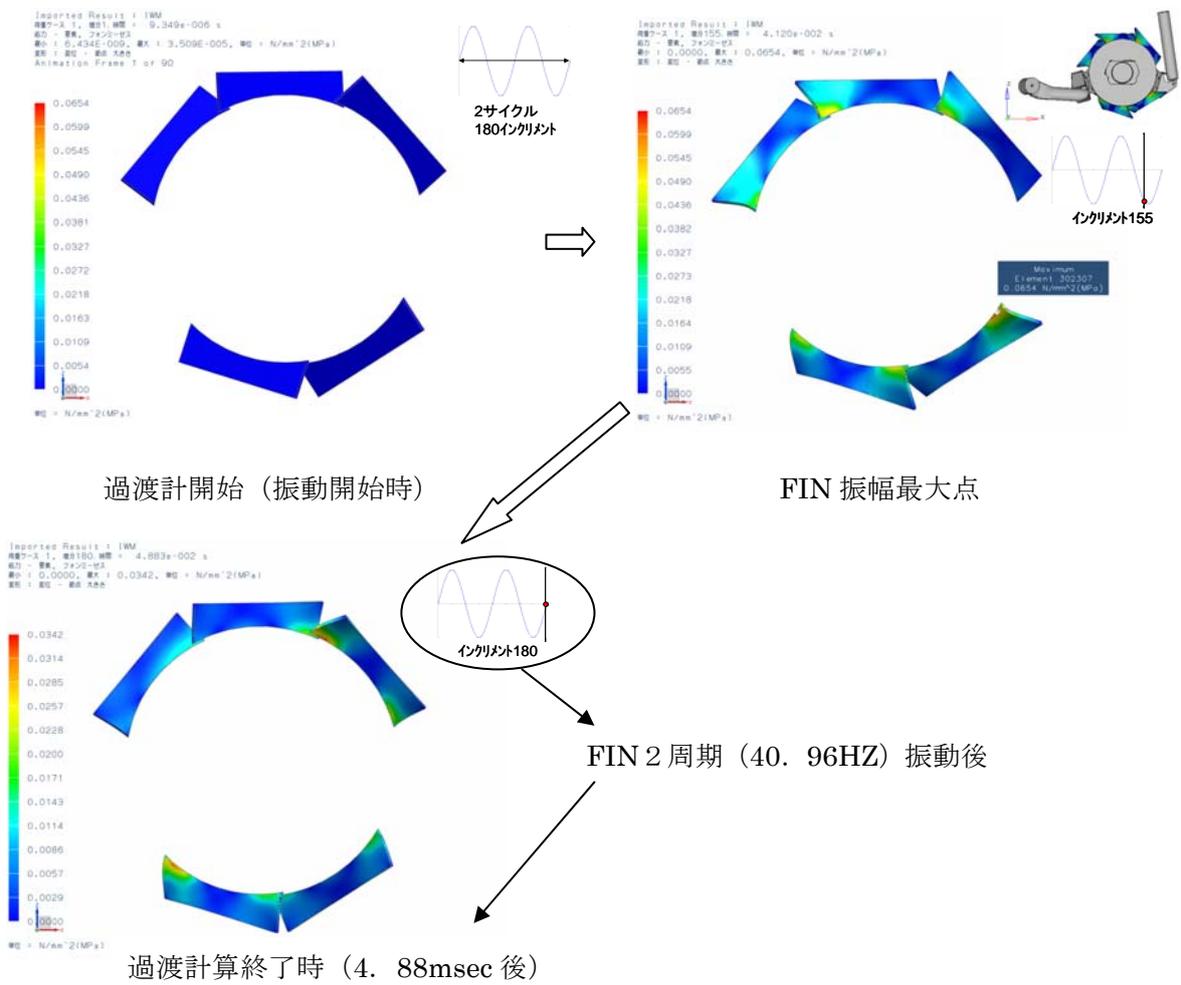


Fig.72 Multi-Physics 連成シミュレーションを用いた FIN 変形の挙動

Fig.72 から、今回の連成解析で外部の流体力によって、FINが振動している状態を可視化できることが確認された。振動の振幅は、先端が最大± 5 mmであり、振動の周波数はホイールから導入された正弦波の 8 次成分に同調し、40.96Hzであった。

Fig.73 に FIN が静止した場合の乱流熱伝達率と、流体との連成で振動した場合の乱流熱伝達率の比較結果を示す。(乱流熱伝達は熱流体ソフト STAR-CCM+で算出された周囲流速から、4 - 3 項の熱伝達率の式に代入すると算出できる。)

FIN が静止した場合に比べ、FIN の乱流熱伝達率が、大きく増加しているのが分かる。特に FIN において最も変動の大きい、FIN 上部の端の熱伝達が大きくなっていることが分かる。

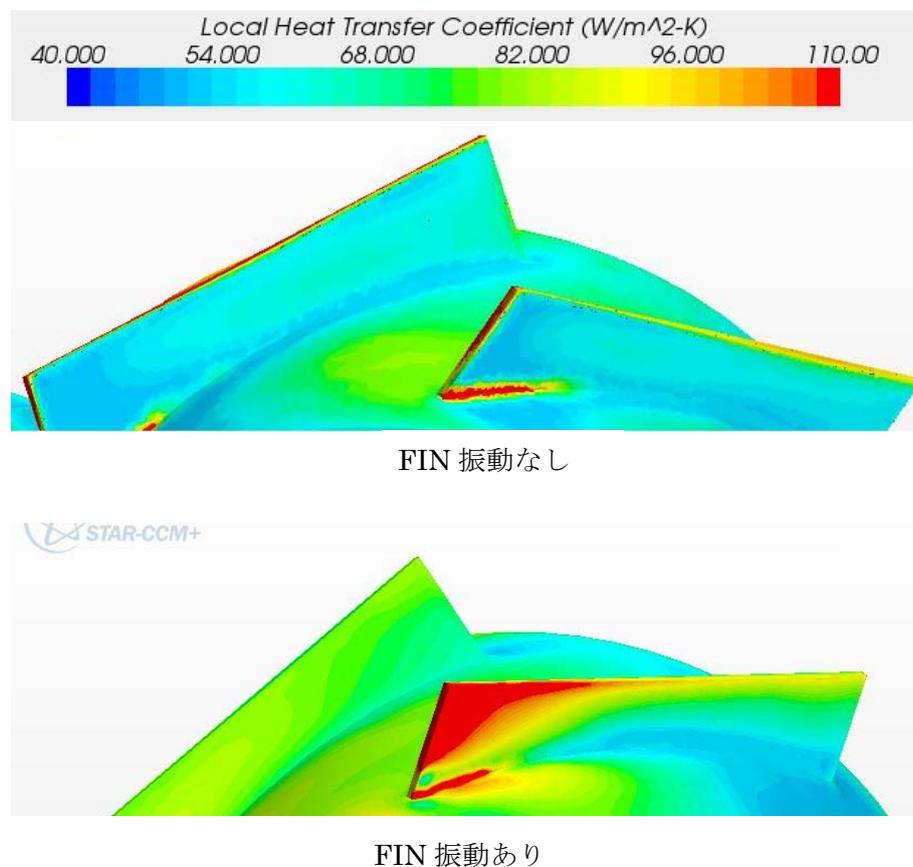


Fig.73 FIN 部熱伝達率の比較

#### 4-4-3 モータの振動・空気流・冷却の達成計算結果

Fig.74 に、定常になったときの、温度分布を示す。

図の最上段は、FIN を取り付けなかった場合のモータの温度を示している。図内左端のカラーバーは 10°C~130°C 目盛になっている。中段の形状は、モータに FIN を取り付けた形状であるが、FIN は固定し震動しない。アルミなどヤング率の高い FIN の場合はこれに相当する。最下段は、熱伝導率はアルミ相当で、ヤング率を低くし、外部の流れで、振動可能にした場合の温度を示している。

振動 FIN のモータ最大温度が最も下がるのは、Fig.71 の乱流熱伝達率の増加効果であり、FIN からの放熱量増加が増加するためである。加えて、FIN の振動により伝熱を阻害する流体の境界層が吹き飛び薄くなる現象にも起因する。

これは実験的にも明らかにされている。<sup>(74)</sup>

固定の FIN だけでも、FIN をつけない場合のモータ最大温度が 9.5°C 下がるが、FIN を振動させた場合はさらに 6.5°C の温度低下が見られる。

すなわち、FIN を振動させることによって、従来の固定 FIN に対し、さらに、  
40.6% の冷却改善効果を持たせることが可能であることが分かった。

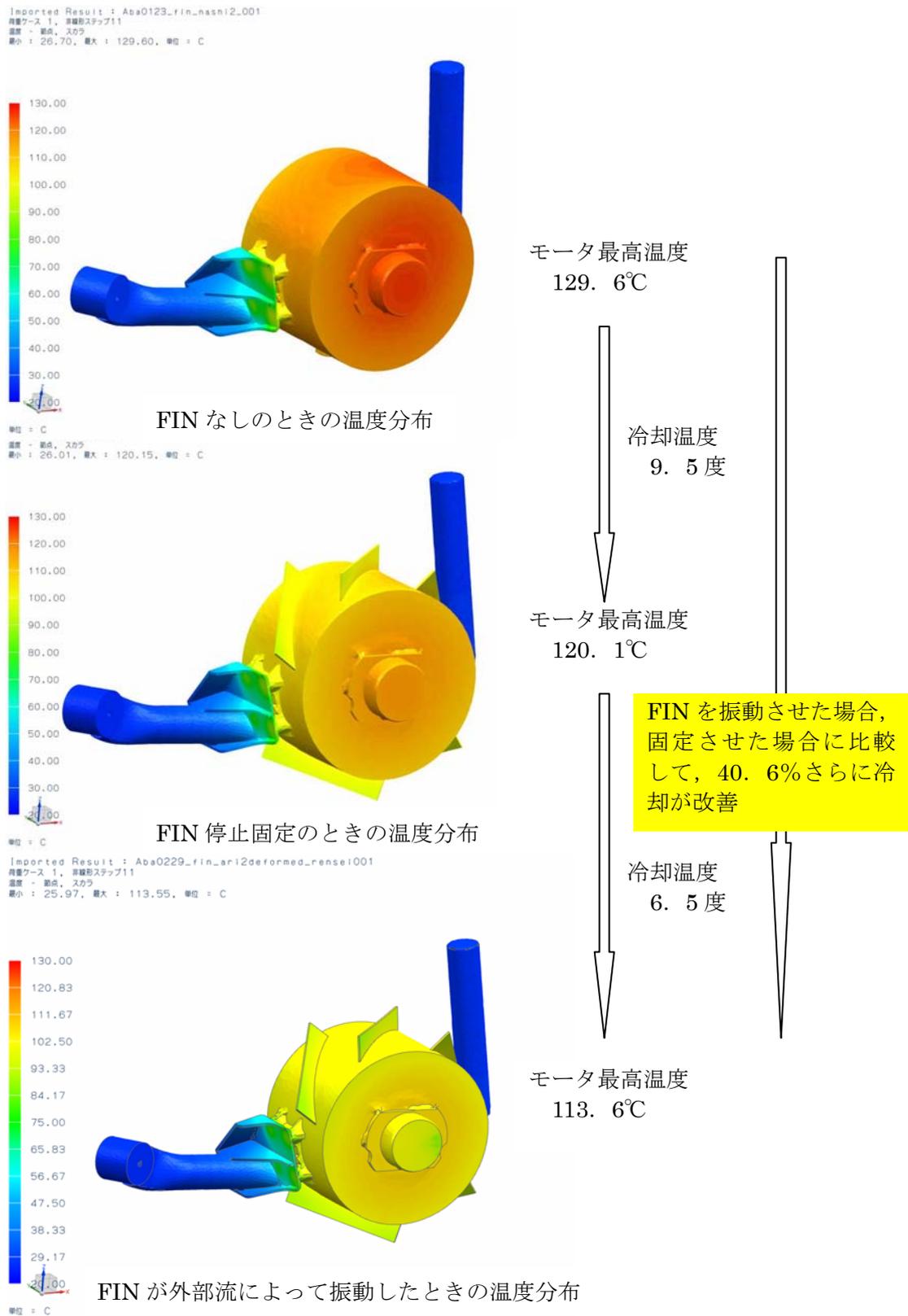


Fig.74 振動冷却による改善効果

#### 4-5 Multi-Physics 連成シミュレーションによる新しい冷却方式の創出

以上の Multi-Physics 連成シミュレーションの計算結果から導かれた新しい冷却方式について説明する。以降、これを振動冷却と呼ぶ。

剛性が高く固定された放熱 FIN では、乱流は一般的乱流の速度分布を有している。2-5-2 節で述べたように、乱流境界層は、内層として粘性底層、バッファ層、対流速領域と、その外層である乱流領域から形成されており、この乱流層厚さは、主流のレイノルズ数によって異なるものの、最も使われている 99%境界層厚さ（主流に対して、流速が 99%まで一致する境界）を用いると、下記実験式で近似できることが公知である。

$$\delta = 5.0 \sqrt{\frac{\nu L}{U_{\infty}}} \quad \begin{array}{l} \delta: \text{境界層厚さ, } \nu: \text{動粘性係数, } U_{\infty}: \text{主流の流速} \\ L: \text{代表長さ} \end{array}$$

今回の振動冷却の場合、 $U_{\infty}=10\text{m/sec}$ 、 $\nu=1.512 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{sec}$ 、 $L=0.10\text{m}$ (FIN 横幅)であるから 99%境界層厚さは 0.3mm 程度である。層流として見られる粘性底層、バッファ層はさらにそれより短いため、正確な乱流境界層の速度分布を一般解で算出するのは困難である、

但し、今回の計算では FIN の振幅が 1cm であり振動数が 40.96Hz であることが観察でき、実際の流速の増加は最大でも、 $0.01 \times 40.96\text{m} \approx 0.4\text{m}$  であるため境界層近傍の流速が高くなり乱流境界層に変化があったと予測できる。

これらのマイクロ単位の境界層の変化は、今後の課題として、実験を交えてさらに解明していきたいと考える。

いずれにしろ、Multi-Physics 連成シミュレーションでは、振動する弾性体の熱伝達率は 40% も増大しており、インホイールモータを初めとして、CPU 等の発熱素子の冷却に大きな効果がある可能性が予測できる。

なお、今回開発した、振動冷却方式は、特許申請が終了しており、次項において本内容を追記いたしたい。

#### 4-6 新冷却方式の具体的設計案

本項では4-5の現象を特許申請した内容を記述する。作用については前項にて記述されているので本項では省略する。

振動冷却を可能とする要件は主に下記3項目である。

- (1) 冷却用の流体（気体，液体を問わない）が，熱源に設置されたFINに対して間欠的に力を与え，FINが振動する構造であること。

（一様流であると，FINは傾きをもったまま停止し，振動が起こらないことがシミュレーションにて検証済である。）

- (2) FINは，冷却流体力によって振動が可能なヤング率を有し，かつ熱伝導率の高い素材であること。

（現在，カーボングラファイトや同条件を満たす複合材が開発されている。）

- (3) FINは間欠流に対し，ななめ方向に設置されていること。

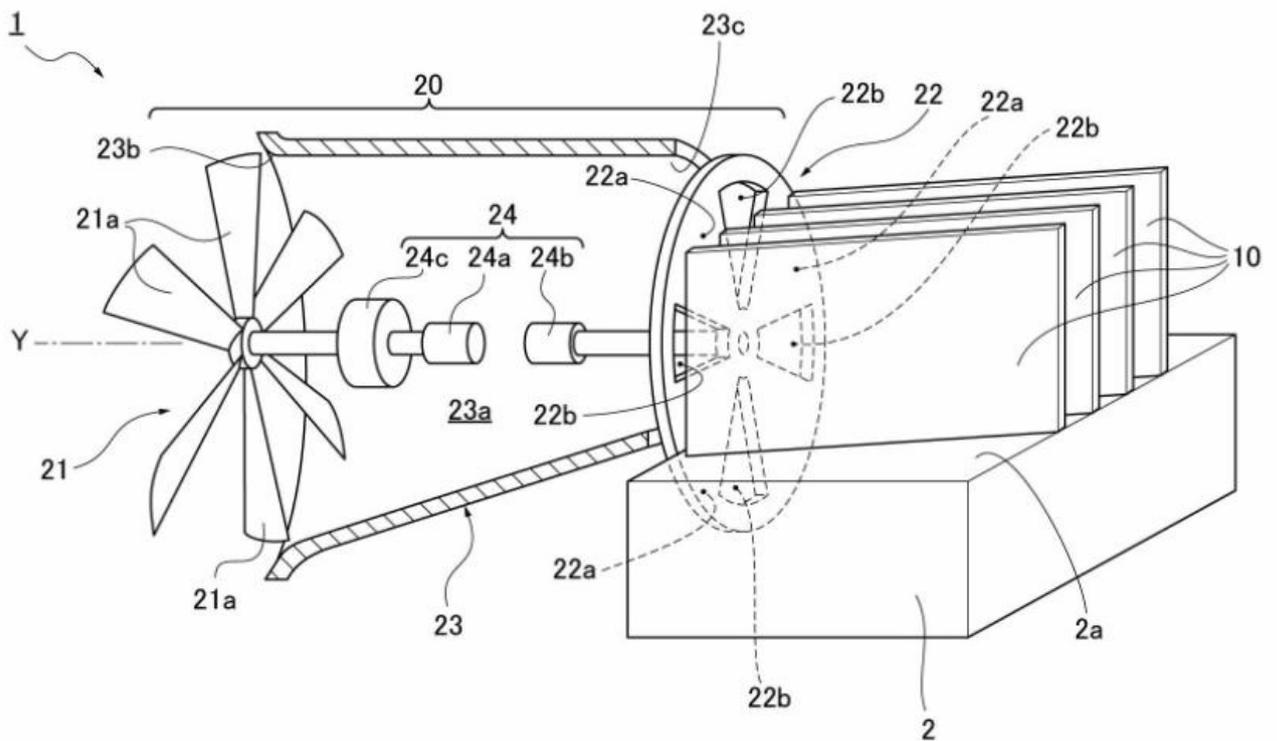
（流体に対し，垂直に設置すると，振動は大きいですが，冷却用の流体の流速も低下してしまい，乱流熱伝達が低下する。

また，冷却用流体に平行に設置すると，振動は起こらず乱流熱伝達が増加しないことをシミュレーションで検証済みである。）

特許の請求範囲としては、以下のように記述される。但し、公開された特許と請求範囲が異なる場合がある。

【請求項1】 発熱する被冷却部材に熱的に接続されると共に、弾性変形可能な冷却フィンと、前記冷却フィンに対して、冷却流体を間欠的に供給する冷却流体供給手段と、を備えることを特徴とする冷却装置。
【請求項2】 請求項1に記載された冷却装置において、前記冷却流体供給手段は、前記冷却流体を流すファンと、前記冷却流体が流れる流路と、この流路の流路抵抗を間欠的に変動させる抵抗変動手段と、を有することを特徴とする冷却装置。
【請求項3】 請求項2に記載された冷却装置において、前記抵抗変動手段は、前記冷却流体の流れを間欠的に遮断する遮断部を有することを特徴とする冷却装置。
【請求項4】 請求項2に記載された冷却装置において、前記抵抗変動手段は、前記冷却流体の流れを遮断する遮断部と、この遮断部に隣接する開口部と、を有し、前記流路の延在方向に回転軸方向が一致すると共に、前記流路に直交するように配置された回転可能な回転部材により構成することを特徴とする冷却装置。
【請求項5】 請求項1に記載された冷却装置において、前記冷却流体供給手段は、前記冷却流体の供給量を変化する供給量変化手段を有することを特徴とする冷却装置。
【請求項6】 請求項1から請求項5のいずれか一項に記載された冷却装置において、前記冷却フィンを、前記冷却流体供給手段による前記冷却流体の間欠的な供給によって振動させることを特徴とする冷却装置。
【請求項7】 請求項6に記載された冷却装置において、前記冷却フィンの振動方向を、前記冷却流体の流れ方向に対して異なる方向に設定することを特徴とする冷却装置。
【請求項8】 請求項7に記載された冷却装置において、前記冷却フィンの振動方向を、前記冷却流体の流れ方向に対して直交しない方向に設定することを特徴とする冷却装置。
【請求項9】 請求項7又は請求項8に記載された冷却装置において、前記冷却フィンの振動方向を、前記冷却流体の流れ方向に対して45°傾斜する方向に設定することを特徴とする冷却装置。
【請求項10】 請求項1から請求項9のいずれか一項に記載された冷却装置において、前記冷却フィンを、金属よりも低いヤング率を有すると共に、前記金属と同程度の熱伝導率を有する素材によって形成することを特徴とする冷却装置。
【請求項11】 請求項10に記載された冷却装置において、前記素材を、複合素材とすることを特徴とする冷却装置。

また、実施例について以下に示す。但し、公開された特許とは実施例、および、実施例記述が異なる場合がある。



【実施例 1】

実施例の詳細説明については、特許出願 NO. 2012-243402 を 3 照されたい。ここでは、要約のみ記述する。

【解決手段要約】

発熱する部材 2 に熱的に接続されると共に、前記送風ユニット 20 と、弾性変形可能な冷却フィン 10 を送風流に対し斜めに備える構造とした。

#### 4-7 まとめ

1) 今回の解析では、CMP を用いて、設計変更がある場合のメッシュ修正を効率的に作成するとともに、実際に、構造、熱流体の Multi-Physics 連成シミュレーションをインホイールモータに適用することができた。

2) 本 Multi-Physics 連成シミュレーションでは、流体の力を受けて、弾性体が変形し振動する現象を再現し、同時に熱が固体表面から放熱し、温度が変化する現象を解くことができた。

3) 狭い空間で、Multi-Physics 連成シミュレーションを使う場合、弾性体の変形によって、熱流体の空間メッシュが歪み、発散しやすくなるため、メッシュ作成等に充分注意が必要であることが分かった。Multi-Physics 連成シミュレーションは狭い閉空間での活用に課題が多いことが分かった。

4) Multi-Physics 連成シミュレーションでは、異なった物理系が複合し、相互作用を持った領域で、エンジニアに対し、どのような現象が起こっているのかを可視化して見せることが可能なツールであり、新しいアイデアの創出ツールとして今後さらに期待できるものであることが実証できた。

5) インホイールモータでの適用では、放熱 FIN を振動させることによって、静止した放熱 FIN に対し約 40%、熱伝達が増加し、冷却を促進できる可能性があることが分かった。本現象は電気部品の冷却等、他の工業製品への転用の可能性もある。

但し、本現象が境界層の変化によるものか、それ以外の原因によるものかは今の段階では判断できないため、今後の課題と致したい、

## 第5章 結言

第2章で述べた1次元のエンジンの吸排気管内の脈動解析から始め、第3章の吸気ポートと燃焼室内の解析で単一の予測は可能になり、日産自動車社内で汎用的に使われるようになった。加えて、第3章以下の **Multi-Physics** 連成シミュレーションにより、複合した物理系のユニット解析も可能になり、実際特許に繋がるような新しいアイデア、機構開発も可能になった。

いままでの CAE ツールでは、詳細設計段階で、試作・実験点数を削減する効率化ツールとしての活用が多かったが、物理的なメカニズムを解明することにより、当初の目的である Fig.1 の論理的な製品開発プロセス（体系的アプローチ）をシミュレーションによって、現象解明、効率化の両面から支援することができるようになってきた。

従来の自動車開発においては、個々の部位ごとに性能向上を図ってきた。今後は、さらに、車両性能が総合的にバランスのとれた車づくりが求められている。このためには、開発の初期段階から車両の複合的な性能を予測する連成解析技術（流体、構造、熱等の物理現象の **Multi-Physics** 連成シミュレーション）が必要になってきている。

今回、新しいメッシュ作成用プラットフォームを開発し **Multi-Physics** 連成シミュレーションのメッシュを簡単に作る試みも行ったが、複合的な車両性能開発には CAE を手軽に使い、アイデアや思いついた形状を何度も修正できるような、効率的な解析も有用であることを認識した。

## 謝辞

本研究に際し、論文として学術のご指導頂いた神奈川工科大学・石濱正男教授，田辺誠教授，平山弘教授，西口磯春教授，明治大学 萩原一郎教授，エンジンの燃焼，発熱に対しご教授頂いた，東京都市大学 高木靖雄教授，群馬工業高等専門学校 石澤静雄教授，差分法基本理論に対しご教授いただいた，理化学研究所 情報基盤センター 姫野龍太郎センター長，マンチェスター工科大学 Desnond Winterbone 教授，インペリアルカレッジ Allen Gosman 教授，東海大学 高木通俊教授に感謝申し上げます。最後に，これらの開発を一緒に進めていただいた，日産自動車株式会社 吉川泰雄氏，漆原友則氏を初めとし，IDAJ，デジタルプロセス等協力会社の方々，実験に携わって頂いた多くの方々に心から感謝申し上げます。

参考資料 本研究の位置づけ

本研究の主題	自動車開発の環境	その時点での従来技術の問題	コンピュータ能力	新技術開発に当たっていた問題点	学会・産業界におけるシミュレーション技術の焦点	OAEを用いた新開発による著者独自の工夫と成果	証明する事柄
	①80年代、欧州市場などの競争からガソリンエンジンの出力向上が求められた。(各社のほかから加えて、出力増大に伴うエンジンからの吐出音は、後方抑える必要があった。	触媒の大型化→貴金属の多用(ニストアップ) 加熱式触媒→大電流を要し、バッテリー大型化(コストアップ) 排気吐出音の低減は、主にマフラー等音響の増大が考えられるが、コストアップに繋がる。	1985年 COMNEX OIが発売。OAEで数値計算が可能となる。但し、計算能力は200Mbps程度。12万円計算が限界。	エンジンの燃費効率を予測し、実際のエンジン開発に適用できるソフトはなかった。特に吸気系マニホールド内の熱流体のシミュレーションと、エンジン燃焼モデルを同時に解く研究は皆無。また、排気吐出音の予測には熱流体運動を単純化した音響理論の応用がなかった。	新法の開発、個別ソフトウェアの構築。(FEM)ですでにNASTRANなど定番が存在したが、それ以外で実用が供するものにはなかった。	差分法によるガス交換過程シミュレーション(熱流体シミュレーション)を、数値計算手法から開発しコーディング。(約6000ラインのFORTRAN)マニホールド長、径、バルブタイミングの影響を説明し、出力向上を実現。吸気管内の脈動現象を説明し、6バルブエンジンの可変吸気方式(NDCS)実用化。V6300エンジンとして2300車面に搭載。また、4バルブエンジンにおける吐出音発生メカニズムを説明し、位相差力を用いた、マニホールドの精度と収束性を備えた3次元熱流れ解析シミュレーションにより吸気ポート内、燃焼室内のガス流動を説明。タンブル、スワールを用いた燃焼により燃焼時の火花の形成を改善。スワールコントロールバルブを活用。またEGR時の吸気管内の混合状態を説明。燃焼室による新混合方式を説明。	MedEでの表彰、SAEの論文、国内外特許、日産自動車などのエンジンの応用
車の新技術創出(OAE活用による新技術創出)	②85年より他社メーカー基本とした排気規制強化。2004年連邦Tier2によるNAHIC NOxの規制強化(ワカメ州は特に強化)	触媒の大型化、スケルトンエンジン(ニストアップ) 加熱式触媒→大電流を要し、バッテリー大型化(コストアップ) その他SPARCOによるEWSが市販され③次元シミュレーションの計算環境が整う。	1993年 Pentiumの登場によりコア 300Mbps。その他SPARCOによるEWSが市販され③次元シミュレーションの計算環境が整う。	市販の熱流体シミュレーションが出始め段階でも、計算が収束しなかつた。また、3次元の計算原理や実用性を解明し、エンジンに適用できるソフトを選び、自動車産業での熱流体解析ソフトのデファクトスタンダード化を促した。	FEM以外のソフトウェアが山回り始めたが、産業界での開発スピードと要求レベルには達していなかった。個別物理現象のモデリングに焦点が移る。	市販の熱流体シミュレーションによる燃費向上を企画。③次元熱流体シミュレーションに、ムービンググリッドを加えて、筒内の渦最適化、噴霧の最適化を実現。個別物理現象別のシミュレーションでは解明が困難な現象を、既存解析ソフトウェアでの計算結果を、微小時間ステップごとにメッシュを変化させながら繋ぐことで、より強連動に近似的にMulti-Physicsシミュレーションを実現した。	自動車技術会論文集、米国発特許(はじめとする超低排出エンジン)の吸気系
	③2000年代02期以降の要求が強くなり、燃費向上が求められた。	車体軽量化、スケルトンエンジン等を極限まで実施→衝突、耐久性の劣化に影響	2000年のPentium4以降、1コア7.6GHzと飛躍的に計算計算スピードが向上。ただし、左記の要求に応えるためには、計算手法面の工夫が必要とされた。	著者が直面した難題は、ピストンが上下する現象にあわせて、ムービンググリッドを適用する必要があった。	自動車エンジンでの燃料の燃焼、燃焼現象などを扱え、半減した開発期間に対応できるOAEソフト・モデリング	直噴エンジンによる燃費向上を企画。③次元熱流体シミュレーションに、ムービンググリッドを加えて、筒内の渦最適化、噴霧の最適化を実現。個別物理現象別のシミュレーションでは解明が困難な現象を、既存解析ソフトウェアでの計算結果を、微小時間ステップごとにメッシュを変化させながら繋ぐことで、より強連動に近似的にMulti-Physicsシミュレーションを実現した。	国内外特許、日産の燃費削減エンジン
	④2000年後半からSEV、HEVを市場投入。狭い空間にIn-Wheel Motor、バッテリー配置の要求が強まっているが強力的な問題が浮上。特にモーターでは約160度で生ずる内部過熱不良問題の解決が急務。	1993 モーターでは空冷が困難なため、水冷、油冷での対策に重量、コストアップを招き、In-wheel motorは商品化できていない。	2000年前半からIBMRS6000を初めとして並列コンピュータが実用化。グラフィックボードによる高速な並列コンピュータの登場。しかし、マルチメディアソフト、ウェアを安全に同時並列実行するほどの能力には達していない。	構造と流体を同時に解くための専用メッシュが必要であるが作成が難しい問題があった。また、形状を修正する場合等はCADからメッシュを切り直し、連動使用、結合が必要となり、さらに膨大な作業工不可能であった。	個別物理現象の解析ソフトウェアは熱成の段階に入り、それらを組み合わせて上手に解法に使う技術が焦点となってきた	構造と流体の連成解析から、構造と流体の連成解析のみならず、OAE等の要求が部位に活用範囲を拡大中。	自動車技術会論文集(狭く振動抑制)
(実験による新技術創出)	①②③④については、排気マニホールド改善による出力改善、吸気触媒の現象解析と実用化を実験を用いた改善も行ったが、本論文では、OAE活用による新技術創出を主眼とし、実験による新技術創出は割愛した。						

## 参考文献

- (1) 小林敏雄ほか：自動車技術ハンドブック 設計（パワートレイン）編，  
pp.52-53, 2005 年発行.
- (2) 中島泰夫ほか：改訂自動車用ガソリンエンジン, pp.64-74, 2009 年発行
- (3) 武山ほか：日産自動車における STAR-CD 適用事例, CDAJ ユーザセミナー,1995.
- (4) 寺地敦ほか：火花点火機関における三次元ノッキングシミュレーションの開発，  
自動車技術会論文集,vol35,pp.21-26,2004
- (5) 寺地敦ほか：火花点火式内燃機関における火炎伝播モデルの開発とノッキング予測への適用,日本機械学会論文集, B 編,vol.71, No.35, pp.2581-2587, 2005.
- (6) 嶋本ほか：多シリンダ機関の吸気慣性に関する研究,日本機械学会論文集,  
43 卷 371 号, 1977.
- (7) 田端正久ほか：特性曲線法に基づく有限差分スキームと差分スキーム,数値解析  
研究所講研録,1441 卷,pp.159-164
- (8) 島野和史：1 階偏微分の特性曲線法,秋田高専研究紀要,pp.114-117,2009
- (9) 岩永, 山岸：エンジン吸気管内の流れに関する特性曲線法の検証，  
神奈川工科大学研究紀要. B,理工学偏, pp.49-57, 1989.  
自動車技術会論文集, Vol.35, No.4, pp.21-26, 2004.
- (10) Lax P.D, et al. : System of conservation laws, Communication on Pure and Applied  
Mathematics, Vol.13, 1960.
- (11) MacLaren J.F.T. et al. : A Comparison of Numerical Solution of The Unsteady Flow  
Equations Applied to Rciprocating Compressor System, Journal Mechanical  
Engineering Science, Vol.17, No.5, 1975.

- (12) 武山, 石沢, 吉川, 高木 : ガス交換シミュレーションによる 4 バルブ機関の充填効率の予測, 自動車技術会論文集, No.36, 1987.
- (13) Takeyama, Ishizawa, Yoshizawa, and Takagi: Gas exchange simulation model for improving charging efficiency of four-valve internal combustion engine, I.M.e.c.E 28/87, the First Conference of the Computers in Engine Technology, 1987.
- (14) 武山: ガス交換モデルによる多シリンダ期間の充てん効率の予測, 日産技報, 1985.
- (15) 武山ほか: ガス交換シミュレーションによるエンジン出力性能の予測, 自動車技術会誌第 4 1 巻, No,4 , pp.448-453, 1987.
- (16) 武山 ; エンジンの事典 (朝倉出版), pp.141-154,1994
- (17) 安喜 : 人工粘性付 Lax-Wendroff および変形差分に関する数値実験, 航空宇宙技術研究所報告 217 号, 1970.
- (18) Takizawa et al. : A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal combustion Engine, SAE Trans.Vol.91, 820410, 1982.
- (19) 足立ほか : 分岐集合部を有する管内非定常流の一解析法, 日本機械学会論文集 43 巻, 366 号, 1977.
- (20) 東ほか : 静圧過給船舶用ディーゼル機関の排気脈動の研究 (第 1 法 計算手法の比較), Journal of the M.E.S.J, Vol.16, No.2, pp.96-104, 1981.
- (21) 高木ほか: 数学的モデルによる火花点火機関の性能予測, 日産技報第 19 号, 1983.
- (22) K.Sihling and G.Woschni, Experimental Investigation of The Instantaneous Heat Transfer in The Cylinder of A High speed Diesel Engine, SAE Paper 790833, 1979.
- (23) 西脇 : シリンダ内熱損失, 日本機械学会第 572 回講習会教材, 1983.

- (24) 西脇：日本機会学会第572回講演会教材, 1983
- (25) Okada et al., Study of the Generation mechanism for abnormal Exhaust Noise, SAE Paper No.871924, 1987.
- (26) Takeyama, Takeda, and Takagi: Reduction in Exhaust Noise Through Exhaust Valving Modifications Achieved with a Gas Dynamics Simulation Model, SAE Paper No. 910617, 1991.
- (27) Yoshizawa et al., Numerical Analysis of the Exhaust Gas Flow and Heat Transfer in Close-Coupled Catalytic Converter Systems during Warm-UP, Internal Combustion Engine Symposium, 9935798, 1999
- (28) Yoshizawa et al., Internal Combustion Engine Symposium, 9935798, Numerical Analysis of the Exhaust Gas Flow and Heat Transfer in Close-Coupled Catalytic Converter Systems during Warm-UP, 1999.
- (29) Yoshizawa et al.: Numerical Analysis oh Unsteady Exhaust Gas flow And ITS Application for Lambda Control Improvement, ASME International, 1999.
- (30) 森光司ほか：三次元流れ解析を用いた EGR 分配均一化技術開発, 第16回内燃機関シンポジウム講演論文集, pp.139-144, 2000
- (31) 森光司, 吉沢 幸大：エンジン吸排気系開発への数値シミュレーションの適用, 自動車技術会誌, Vol.55, No.6, pp.57-61, 2001
- (32) 藤谷克郎: 自動車の設計開発とシミュレーションの現状と展望, 自動車技術, Vol. 5, No.6, pp.4-8, 2001.
- (33) 武山：神奈川県産学研究発表会, 神奈川産業総合研究所, 2002

- (34) 武山：建築学会シンポジウム 特別講演論文, 2006.
- (35) 革新的シミュレーションソフトウェアの研究開発 平成 19 年 年報, 東京大学生産技術研究所 計算科学技術連携計算センター, pp.81-137, 2008.
- (36) 橋本敦：流体構造連成法に基づくフラッタ現象の解析, 2007
- (37) 片持ち柱の連成解析, 風車の連成解析：ANSYS パンフレット. 2013
- (38) 川崎栄：流体構造大規模連成解析を用いた高性能タービン翼および排気室設計法の開発, 地球シミュレータ産業利用シンポジウム, 2013
- (39) 山田他：第 19 回数値流体力学シンポジウム, 2次元羽ばたき運動の流体構造連成解析, 2005.
- (40) 武山ほか；車のmulti-physics 連成シミュレーション-Concurrent Mesh Platform の開発, 自動車技術会論文集, Vol41, No.2, pp.175-181, 20104186, March 2010.
- (41) Scott M.Muman: AIAA, Implicit Approaches for Moving Boundaries in a 3-D Cartesian Method, AIAA-2003-1119, 2003.
- (42) Jie Li et al.: An arbitrary Lagrangian Eulerian method for moving-boundary problems and application to jumping over water, 2005.
- (43) Benson, D.J. and J.O.Hallquist: A single Surface Contact Algorithm for the Post-Backing Analysis of Shell Structures, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 78, pp.141-163, 1990.
- (44) R.A.Finkel and J.L.Bentley: A data structure for retrieval on composite keys. Acta. Inform 4, pp.1-9, 1974.
- (45) H.Samet: The quadtree and related hierarchical data structures. Computing Surveys 16,

pp.188-260 , 1984.

- (46) H. Samet: The Design and Analysis of Spatial Data Structures. Addison-Wesley, 1990.
- (47) Yerry, M. A. and Shephard, M. S. : A modified quadtree approach to finite element mesh generation. IEEE Computer Graphic and Application, pp.39-46, 1983.
- (48) S.S.Sinha and P.J.Besl: "Principal patches: A viewpoint invariant surface description," inProc. IEEE Int. Conf. Robotics Automat, 1990.
- (49) Kalpundi, Nagesh Tumu, Tim Wehner, Raghu Yarlagadda (DaimlerChrysler Corporation): Multi-Disciplinary Optimization of a Sport Utility Vehicle Sachin Gogate, Ganesh ,SAE2004-05AE-271,2004.
- (50) Adamids, P., A.Back, U.Becker-Lemgau, Y.Ding, M Franzke, H.Holthoff, M.Laux, A.Müller, M.Münch,A.Reuter, B.Steckel, and R.Tilch,: Steell Strip Production – Pilot Application for Coupled simulation with Several Calculation Systems. Journ. Materials Journ Processsing Tecnology, pp.330-336,1998.
- (51) Ahrem.R., P.Post, and K.Wolf: A Commnication Library to Cpeople Simulation Codes on Distributed Systems for Multi-Physics Computations. E. D’Hollanders, G.Joubert F. Peters, and H.sips, eds., Parallel Computing: Fundamentals and applications, Proceedinds of the international conference ParCO 99, pp.47-55, Imperial College Press,2006.
- (52) Bakkee,E. , K.Wolfe, D. P Ho, and A. Achüller: The Coupled Communications Library. Proceedings of the Fifrh Euromicro Workshop on Parallel and Distributed Processing, London, UK, January pp.22-24, pp.155-162, IEEE Computer Society Press, Los

Alamitos, California, 1997.

- (53) Brakkee, E., K. Wolf, D.P. Ho and A. Achüller,: Coupling Industrial Simulation Codes on Parallel Computers Using a Communications Library. Advances in parallel computing, vol. 12, ParCo 97, pp.419-427, Elsevier science B.V, 1998,
- (54) Caral, J.R. and R. Löhner.; Conservative Load Projection and Tracking for Fluid-Structure problems. AIAA Paper pp.96-0797, 1996.
- (55) Ding, Y., A. Müller, A. Münch, and A. Reuter,: The GRISSLi Coupling Library. High Performance Computing on Hewlett-Packard systems (HiPer'97), pp.171-180, 1997.
- (56) Grandy, J.; Conservative remapping and Region Overlays by Intersecting Arbitrary Polyhedra, Journal of computational physics, 148, pp.433-466, 1999
- (57) Beker-Lemgau, U., M. Hackenberg, W. Joppich, S. MijaKovic, B. Steckel, T. Sontowski, and R. Tilch; Solution of Coupled Programs by Parallel Multigrid. H.-J. Bungartz, F. Durst and C. Zenger, eds., Lecture Notes in Computational Science and engineering: High Performance Scientific and Engineering Computing, pp.91-101, Springer Verlag, 1999.
- (58) Beker-Lemgau, U., M. Hackenberg, B. Steckel R. Tilch : Interpolation Management in the GRISSLi Coupling-Interface for Multidisciplinary Simulations, Computational Fluid Dynamics '98, 1266-1271, John Wiley & Sons, 1998.
- (59) Beker-Lemgau, U., M. Hackenberg, B. Steckel R. Tilch: Parallel Multigrid in the Simulation of Metal Flow. Advances in parallel computing, vol. 12, pp.195-202, Elsevier Science BV(NL), 1998.

- (60) Gropp, W., E.Lusk, and A.Akjellum: Using MPI: Parallel Programming with the Message Passing Interface. Scientific and Engineering Computation, MIT Press, Cambridge, Mass. , The latest developments on MPI are found at: <http://www.mcs.anl.gov/Project/mpi/index.html>,1994.
- (61) Knuth, D.: Sorting and searching. The Art of Computer Programming, Vol.3, Addison-Wesley, Massachusetts,1973.
- (62) Kuo, Y., S.-Y.Hwang, and H. Hu: A data Structure for Farst Region Serches. IEEE Design,Test of Computers, 6, pp.20-28,1989.
- (63) Löhner, R.: Some Useful Data Structures for the Generation of Unstructured Grids. Applied Numerical Mathematics, 4, pp.123-135,1988.
- (64) Löhner, R.: Robust, Vectorized Search Algorizms for Interpolation on Unstructured Grids. JApplied Numerical Mathematics, 4, pp.123-135,1995.
- (65) Löhner, R., C.Yang, J.Cebral, J.D.Baum, H.Luo, D.Pelessone, and C.Charman, 1995: Fluid-Structure Interaction Using a Loose Coupling Algolithm and Adaptive Unstructured Grids. AIAA Paper pp.95-2259,1995.
- (66) Maman, N.and C.Farhat: Matching Fluid and structure Meshes for Aeroelastic Computations. Computers Structures, 54, pp.779-785,1995.
- (67) Setrakian, A, G.Karagiorgis, H.Storm, J.Clinckenmaillie, P.Post, and S.Vlachoutsis: Open Interface for Coupling of Industrial Simulation Codes on Parallel Systems. T.Kvamsdal, I.Enevoldsen, K.Herfjord, C.Jenssen, K.Mehr, and S.P.Norsett, eds., Computational Methods for Structure Interaction: Proceedings from the

- International Symposium on Computational Methods for Fluid-Structure Interaction,  
pp.99-107, Trondheim, Tapir,2000.
- (68) Snir, M., S.Otto, S.Huss-Lederman, D.Walker, and J.Dongarra: The complete reference.  
The MIT Press, Cambridge, Massachusetts , London, England,1996.
- (69) Stepnov, A.and M Lee: The Standard Template Library. Technical Report HPL-94-34,  
HewlettPackard Laboratories, 1501 Page Mill Road, Palo Alto, CA 94304.,1994.
- (70) Zhang, z.; Finaite Element Procedures for Contacy- Impact programs. Oxford University  
Press,1993
- (71) David P.Dewitt,Frak.P.Incroperaほか ; Fundamentals of Heat and Mass Transfer,  
pp.455,Martch 2, 1934-May 17, 2005.
- (72) 鈴木 稔ほか：インホイールユニットの開発， NTT TECHNICAL REVIEW , No.  
75,2007
- (73) 村田智史：インホイールモータが自動車にもたらすもの，自動車技術会誌，  
Vol.67, pp.56-61, 2013.
- (74) 筒井ほか：平板の弾性振動による能動的境界層制御，日本機械学会論文集  
(B編) 61巻585号，論文No.64-1246, pp.1804, 1995