



Fig.3-35 Picture of the interior of automobile for wind tunnel experiments. Interior panels and the seats were removed to eliminate the sound absorbing effect in experiments.

Fig.3-36 及び 3-37 に流れ場の解析結果と振動解析に用いた表面圧力変動データの精度評価結果を示す。解析規模の小さい 8200 万格子の解析では、高い周波数の圧力が解析できていないことがわかる。52 億格子の解析では周波数 4kHz 付近まで実験値と良く一致することがわかる。先に示したように解像度 1mm(最小格子幅 0.1mm)の解析によって目標とする周波数帯域の渦が解像できていることがわかる。

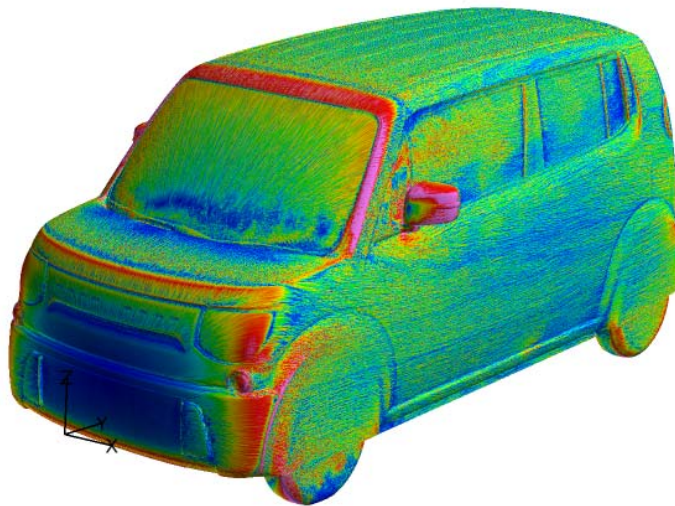


Fig.3-36 Distribution of instantaneous vorticity magnitude on the surface of an automobile

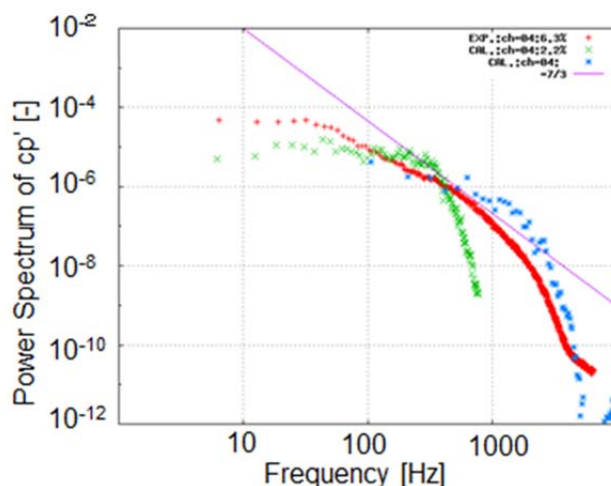


Fig. 3-37 Comparison of calculated and measured surface pressure spectra of automobile (Red: Experiment, Blue: Fine mesh 52B, Green : Coarse mesh 8200M)

流体解析で得られた圧力変動を振動解析の加振力としてデータマッピングを行い、振動解析を行った結果を Fig.3-38 に示す。ここで、Fig. 3-38 (a)は事前に行った要素数 100 万、自由度 600 万の予備解析結果である。Fig. 3-38 (b)は今回行った解析結果で、剛性減衰を考慮しない従来型のレイリー減衰を用いた場合、Fig. 3-38 (c)は剛性減衰を考慮した場合である。

Fig. 3-38 (a) ではメッシュの解像度が低いため、車体表面の加速度のコンターが粗いことがわかる。Fig. 3-38 (b)は非常に細かいコンターが現れ、周波数の高い振動まで解析できているように見える。しかし、Fig. 3-38 (b)の解析データを実験と比べてみたところ、数 100Hz 以上の周波数では実験とあまり一致せず、振動を過大評価していることがわかった。むしろ Fig. 3-38 (a)の低解析結果のほうが実験に近く、(b)のように振動を過大評価するようなことはなかった(解像度不足のため、高い周波数の振動を小さく評価する)。これは (b)では解像が高いことから高い周波数まで振動を解析しているものの減衰の値が不適切(剛性減衰を無視)であるため、高い周波数の振動を過大評価してしまったためと考えられる。Fig.3-39 に(c)の解析結果と実験結果を比較した結果を示す。(c)では剛性減衰の効果を考慮したことから、高い周波数まで実験と良く一致することがわかる。ただし、全ての部位で4kHzまでの予測ができていくわけではなく、1kHz程度までしか解析できていない部位もある。この原因として剛性減衰の推定がまだ不十分である可能性がある。また、現在の振動解析では周囲の空気との干渉はまったく考慮されていない。実際には空気による付加質量の効果や減衰の影響もあると考えられるため、高い周波数帯域についてはこれらも考慮する必要があるのかもしれない。この点については今後の課題である。

なお、全ての部材の振動を4kHzまで解像するには、さらに自由度の高い解析が必要であり、現在の1500万自由度を1億自由度程度まで大きくする必要があると予想される。

Fig.3-40 に音響解析に使用したキャビンのモデルを示す。振動解析については、エンジンなど形状を省略したパーツを除き、構造部材と考えられる部分は、気流にさらされている部分もさらされていない部分も含めて全て解析を行っているが、車内騒音解析には、キャビン内壁面の振動速度が音の振動速度と一致すると仮定して解析を行った。このため、たとえば、ボンネットから出た音がウィンドシールドを透過してくるような音は考慮していない。ただし、ボンネットの振動が車体構造を通じて、ウィンドシールドの振動に寄与する効果は取り入れられている。空力解析は非圧縮解析で行っているため、車外空力音の成分が内部に透過する成分も含まれていない。ただし、非圧縮性解析でも圧縮性

解析でも音波の伝播を除けば車体周りにできる圧力変動の時間平均エネルギーは(解析がただしければ)ほぼ一致しているはずである。このため、圧力変動のパワーには空力音の成分も含まれており、時間平均された加振力としては空力音の成分も含まれている。この場合、空力音が乱流成分とは異なり、波動として位相が揃っているために車内内部に効率よく透過する場合はその効果を考慮することはできない。

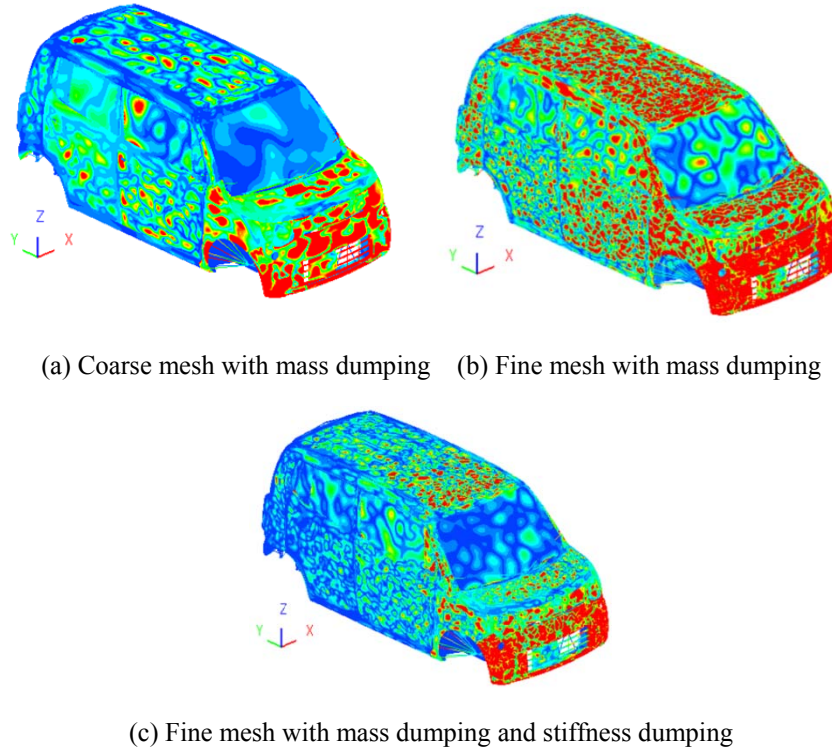


Fig. 3-38 Distribution of acceleration on the surface vibration of an actual automobile caused by unsteady flow around car body

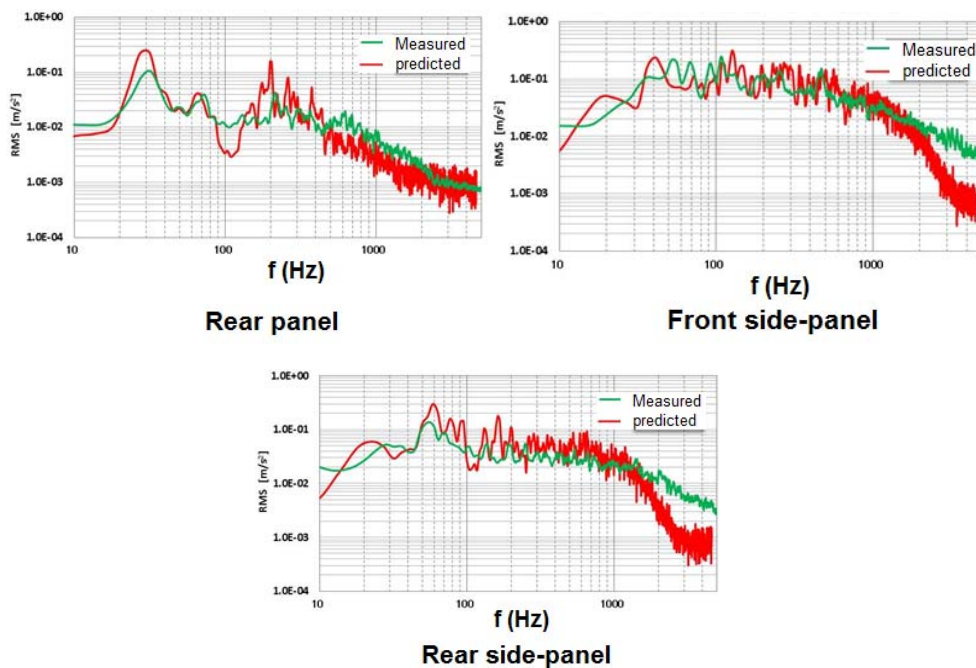


Fig.3-39 Comparison of calculated and measured acceleration spectra of surface vibration

風洞実験で外部から境界層の変動に比べればはるかに小さな音を入射しても内部で音を計測できることから、この効果については今後検討していく必要がある。仮に圧縮性の流れ解析で車体周りの音を計算することができれば、今回用いた振動解析・音響解析で外部音の効果も考慮することが可能である。また、非圧縮解析の場合は、分離解法により音場を解析し、そのときの圧力変動を元に振動解析を行い、その影響を見積もることが可能である。ただし、この場合は、非圧縮解析の圧力変動との 2 重カウントを避けるため、非圧縮解析結果から音場解析の圧力を引いたものと音場解析のみの圧力を入力とした解析を行う必要があり、解析としては多くのリソースを必要とする。外部音場の効果が実際にどの程度あるのかについて、今後明らかにしていきたい。

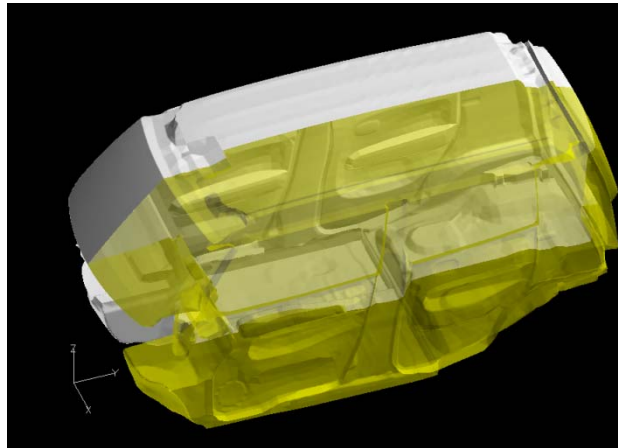


Fig. 3-40 Computational domain of interior noise simulation

Fig.3-41 に車内音場と外部の流れ場を合成した図を示す。注意する必要があるのは、外部流れ場と内部音場のデータは同一時刻のものではなく、外部流れは瞬時値のデータ、内部音場はある特定の周波数成分の平均値であり、時間的に同期したデータではない点である。それでも車体の各部に作用する圧力変動と内部の圧力場の関係がいろいろとわかる。たとえば、屋根上の境界層の変動と音場には強い相関がみられる。今後、流れ場、振動、音場の相互相関を求め、内部音に対する各部位や渦構造の寄与度を解析していきたい。

Fig.3-42 は内部音場の音圧レベルを周波数毎の分布を比較した結果である。周波数が低い場合は、キャビンの長手方向と高さに依存したモードがみられるが、周波数が 630Hz 以上となると音場のスケールが小さくなるため、はっきりとしたモードが観察されなくなる。周波数 1kHz 以上になると無数の音圧の山谷がみられるようになる。解析的な面では周波数 400Hz 以上となるとポアソン方程式の収束性が悪くなり、10000 回以上の反復計算が必要となった。100Hz 程度の場合は収束回数 300 回程度である。

Fig.3-43 は Fig.3-41 と同じように音場と流れ場の時間的な同期のないデータではあるが、ドアミラーの下流のはく離域の渦度の強い領域から室内に向かう音場の粒子速度のベクトルが観察される。

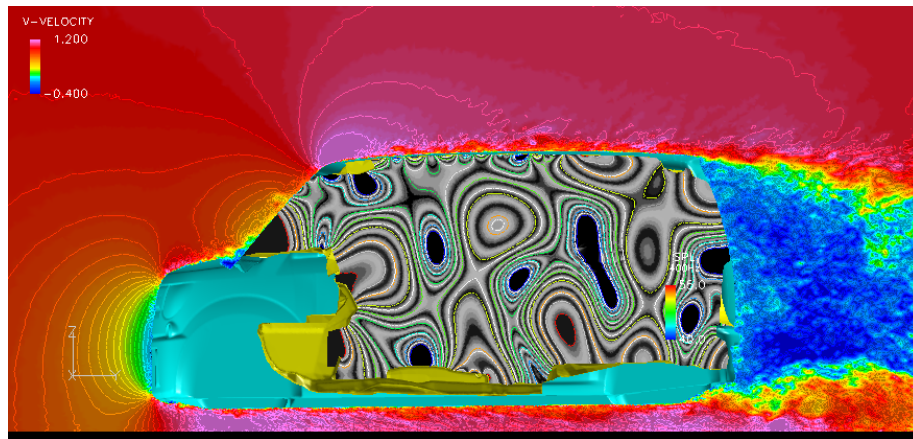


Fig.3-41 Distribution of sound pressure level in the cabin and velocity contour around a car body

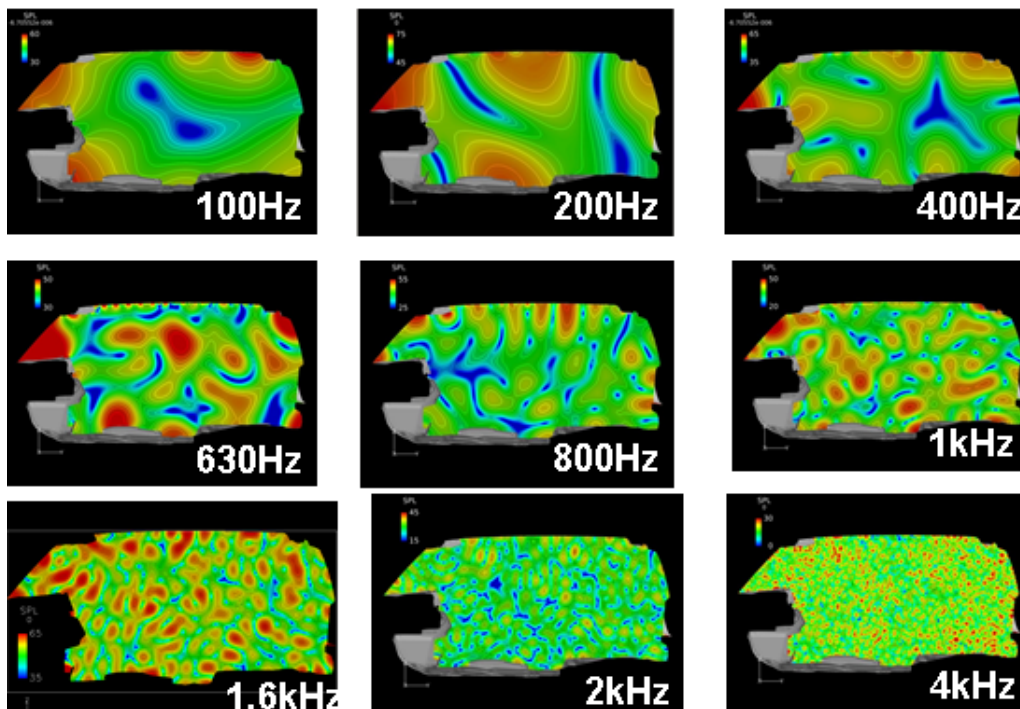


Fig. 3-42 Contours of sound pressure level in the cabin caused by unsteady flow around a car body

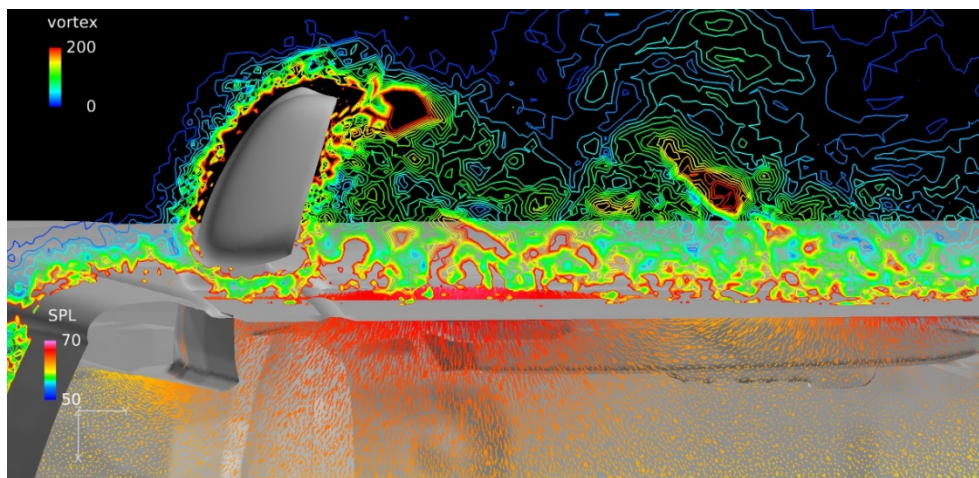


Fig. 3-43 Contours of vorticity and acoustic particle velocities in the cabin

Fig.3-44 にドライバーの耳元付近の音圧レベル(1/3 オクターブバンドレベル、A 特性補正あり)を示す。512 分割された狭帯域スペクトルのデータを 1/3 オクターブバンド毎にまとめ、A 特性補正を行うことで、設計時によく使われるデータ形式にまとめた。実験ではドライバー耳元付近に設置した無指向性マイクを用いて音を計測しているが、解析の場合は、マイク設置点を中心に、半径 10cm の仮想球面を考え、この内部の音圧レベルの平均値を求めた。これはモードが明確に存在する場合、数 mm の測定位置の違いで音圧が 30dB 程度変わる場合があるからである。実際の音場でもモードが形成されるはずであるが、非定常流れが加振源である場合、加振源が時間と共に変化するため、非常に長い時間の平均値を用いている実験と FFT のデータ長で 7 回程度の解析では非定常性の影響が大きく異なる可能性がある。図中のエラーバーは計測領域内での最大値と解析領域内の中央値(メディアン値)である。メディアン値と平均値(緑色の棒グラフ)がそれほど変わらないことから、平均値と中央値はほぼ等しいが、計測領域内で音圧が ± 30 dB 程度変わる場合もあり、ある特定の点のデータだけでは評価できない可能性がある。実際に車に乗っているときの音圧はキャビン内部の平均的なものとなると考えられ、低周波数領域以外はそれほどモードの影響を受けないと予想される。これには内装(特にシート)の影響もあると考えられる。

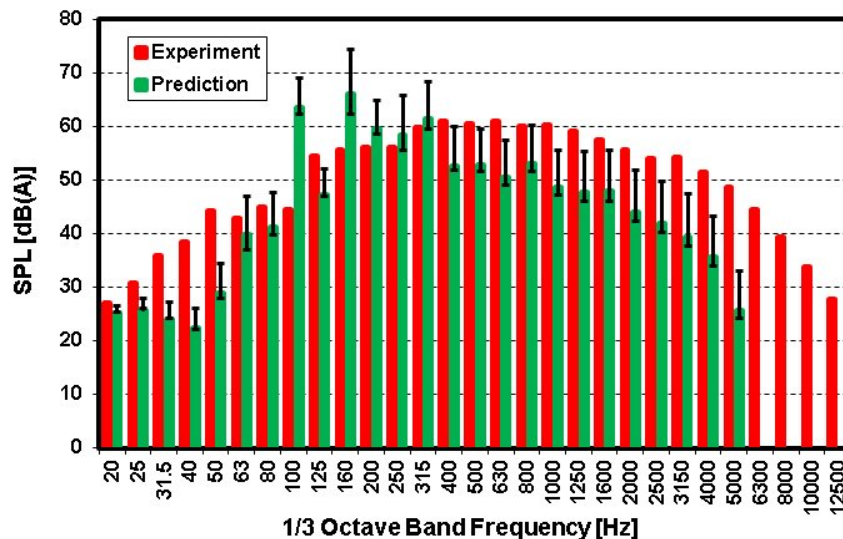


Fig. 3-44 Comparison of predicted and measured 1/3 octave-band sound pressure levels in the automobile cabin (Error bars denotes maximum value and center value of simulation area)

このような実験と解析の差異を勘案すると、解析結果は低い周波数帯域(315Hz 以下)では実験と良く一致していると言える。ただし、100Hz と 160Hz は過大評価しており、解析では強いモードが生じている。この原因は今のところ不明であるが、構造振動に解析について再度検討する必要があると思われる。また、高い周波数域では実験に比べて解析結果が小さくなっている。

高い周波数での精度が悪い原因として、音の境界条件をキャビンから見える面だけにしたことが一因として考えられる。そこで Fig.3-45 に示すようにドア部の袋構造を含めた境界条件に改めて解析を行った。境界条件を修正した結果、Fig.3-46 に示すように高い周波数まで解析精度が向上することが確認された。

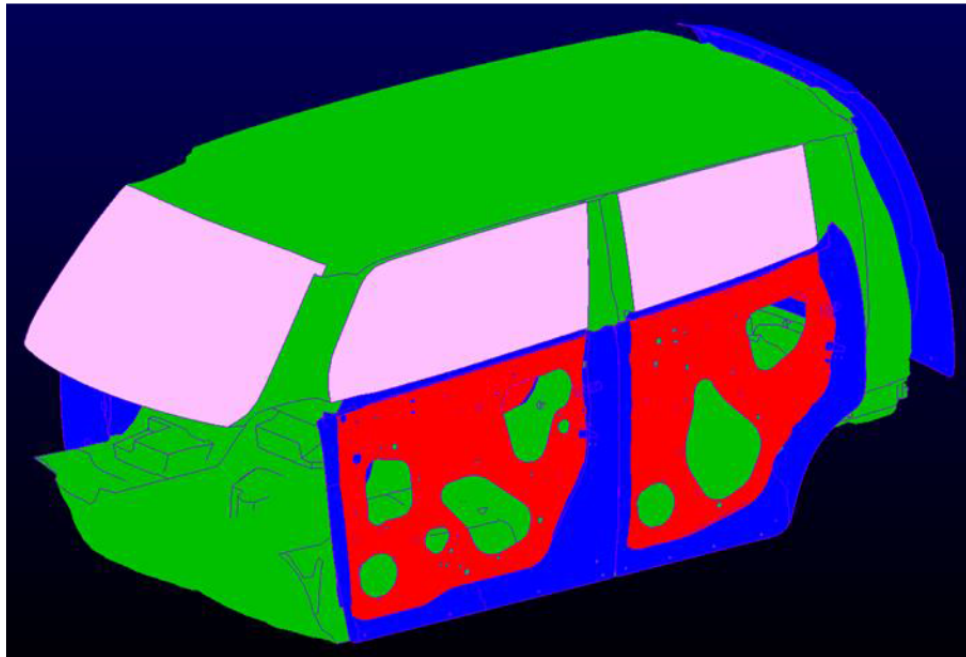


Fig. 3-45 Computational domain of interior noise simulation (modified)

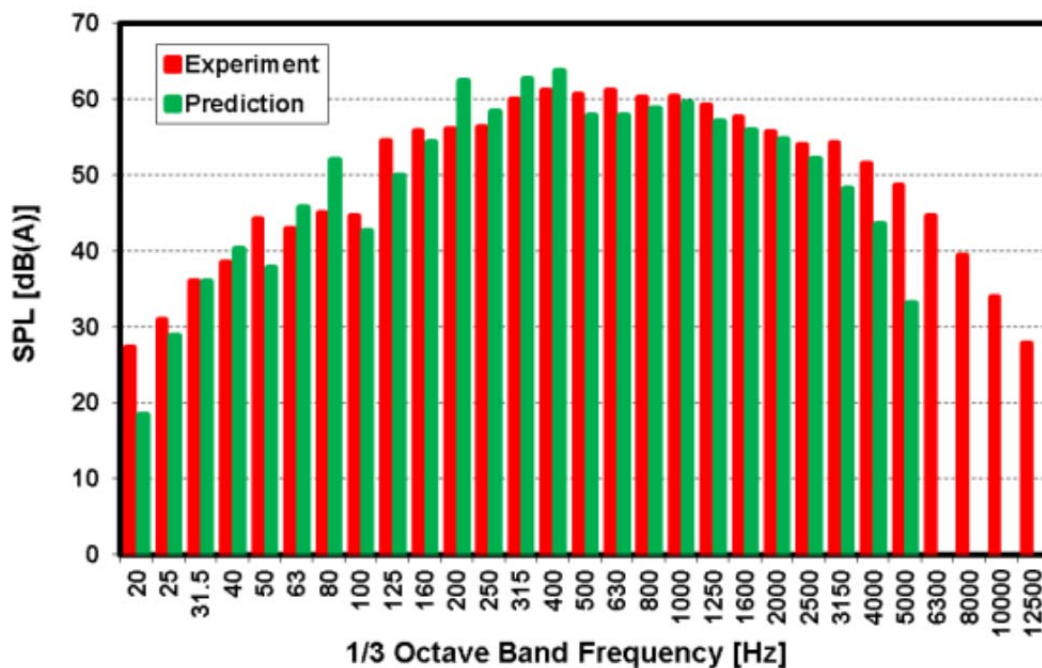


Fig.3-46 Comparison of predicted and measured 1/3 octave-band sound pressure levels in the automobile cabin

空力に起因する自動車の車内騒音を予測するため、流体・構造振動・音響連成解析プログラムを開発し、その実証計算を行った。流体解析、振動解析、騒音解析にはそれぞれ50億要素、250万要素、3000万要素規模の解析を行うことにより4kHz程度までの車内音を定量的に予測することが可能であることを確認した。

現在、より大規模な流体解析(床下構造等を含む)、振動・音響解析を実施しており、また室内吸音効果の影響、音響境界条件面について検討を進めている。これによりさらに実車に近い状態の解析を行うことが可能となる。また、形状や材質の変更に対する感度解析、各部の振動、渦と内部

音の寄与率解析などを行い、車内騒音低減のために活用を進めている。

本研究テーマは、自動車用の冷却ファンの騒音予測手法の開発を目的としたもので、特にファン周りの詳細流れを把握し、流体騒音との関連性の明確化に主眼を置いている。現在までに、FrontFlow/blue を用いて、実機と解析の流れ比較による精度を確認し、固有直行分解法を用い、流体騒音の直接の原因となる流れパターンを抽出した。現在は、P-Q 特性だけでなく、流れのスペクトル比較による詳細な精度検証と、流れパターンと音の比較による流れ構造と騒音の関連性を究明中である。Fig.3-47、Fig.3-48 は、本検討で得られた 8600 万要素および 6.9 億要素の P-Q 特性およびファン表面の流れ構造の結果であり、対象とするファンの性能を支配する流れ構造を解明した。

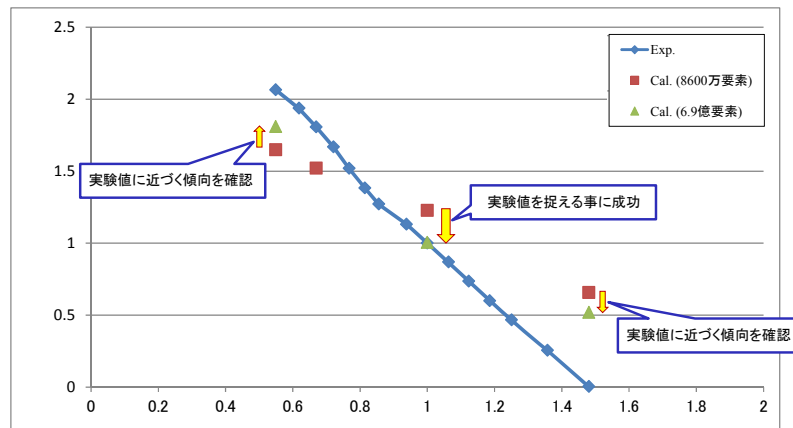


Fig.3-47 Predictive result of P-Q characteristics of a cooling fan using 86 million and 690 million grids.

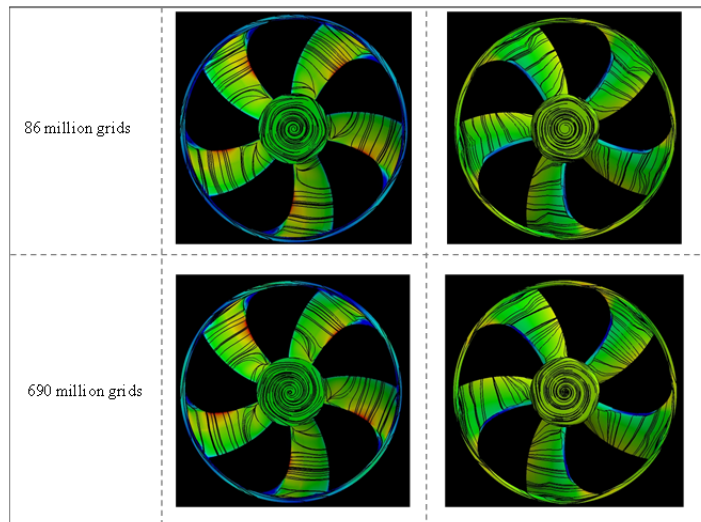


Fig.3-48 Flow structure on a blade surface using 86 million and 690 million grids.

(3-1-4) エンジンルーム・排管系の熱害解析

エンジンの更なる効率化、高度化する電子機器の誤動作防止などを背景として、エンジンルーム内の熱マネジメントに対する要求は高まる一方である。それに伴い、エンジンルーム熱害に関するCFDには大きな期待が寄せられている。しかしながら、エンジンルーム内には多数の部品が配置され、それぞれが複雑な形状を持つため、品質の良い計算格子を作成することが難しいという課題がある。また、部品の材料が多岐に渡るため、多種・多様な境界条件を処理する必要があるという課題もある。これらのことから、CFD による熱害解析は、本格的な実用化には至っていないのが現

状である。本研究テーマでは、これらの課題を解決することを目的として、直交格子に基づいた熱流体解析システム FrontFlow/violet (FFV)を開発し、その有効性を検証した。

- ◇ 本研究では、検証課題として、再循環流れを取り上げた。アイドリング中の自動車のエンジンルームでは、熱交換器を通過し高温となった冷却風が再度熱交換器に流入することがあり、この現象は再循環流れと呼ばれている。再循環流れが発生すると、熱交換器内冷媒から冷却風への熱輸送が抑制され、熱交換器の冷却性能が低下する。その結果、エンジンおよびその周辺が高温となり、部品の劣化や破損を招くことになる。そのため、与えられた部品配置、部品形状に対して、再循環流れの有無を予測したり、熱交換器性能への影響を評価したりすることが求められている。
- ◇ 本研究では、Fig.3-49(a)に示す熱風洞試験に対応した数値シミュレーションを実施した。風洞入口における流速として 0km/h (すなわちアイドル状態)および 80km/h の 2 ケースを考え、それぞれの条件において、ラジエータとコンデンサの間に設けた計測面における流速分布を実験結果と比較した。
- ◇ 計算格子としては、前述のとおり、階層型の直交格子を用いた。車体周辺に最も細かい格子が配置されるように、車体からの距離に応じて 4 段階で格子の大きさを調整した。その結果、ブロック数は 6319 個となった。また、それぞれのブロックに 32x32x32 個の計算セルを割り当てたので、全計算セル数は約 2 億点となった。このとき、最も細かい計算セルの大きさは、約 5.4mm であった。なお、本研究で実施した全てのシミュレーションで、同じ計算格子を用いた。
- ◇ シミュレーションの実行には、「京」の 792 ノードを使用した。1つのシミュレーションの計算ステップ数は 150,000 ステップで、約 125 時間を要した。そのうち、計算格子の作成に要した時間は約 5 時間で、全体の約 4% であった。なお、物理的な時間は約 3.7 秒に相当する。
- ◇ Fig.3-50 には、計測面における流速分布を、数値シミュレーションと実験で比較した結果を示す。風洞入口速度が 0km/h、80km/h いずれの場合においても、2 基のファン間で流速が小さくなることなど、分布の定性的な様子は概ね再現できていることが分かる。また、用途によっては、定量的にも十分な精度を持つと言える。一方で、ファン中心近傍においては、流速を過小評価する傾向が見られる。この原因としては、ファンによる流体駆動を考慮するために導入した静圧特性モデルが不十分であることが考えられる。この問題を解決するためには、原理的には、ファンの回転運動を明示的に考慮した解析が必要となる。しかしながら、その実現には、直交格子上で移動境界を扱うための技術開発が必要になる。また、ファン内部は局部的にレイノルズ数が高くなることから、計算負荷の増大も懸念される。特に後者は、直交格子による流体解析の長所を損なうことにもなりかねない。したがって、このような解決手段は必ずしも有効ではないと考えられる。それよりはむしろ、ファン静圧特性モデルを高度化したり、特性モデルの影響がどの程度あるかを把握したりする方が重要であると思われる。

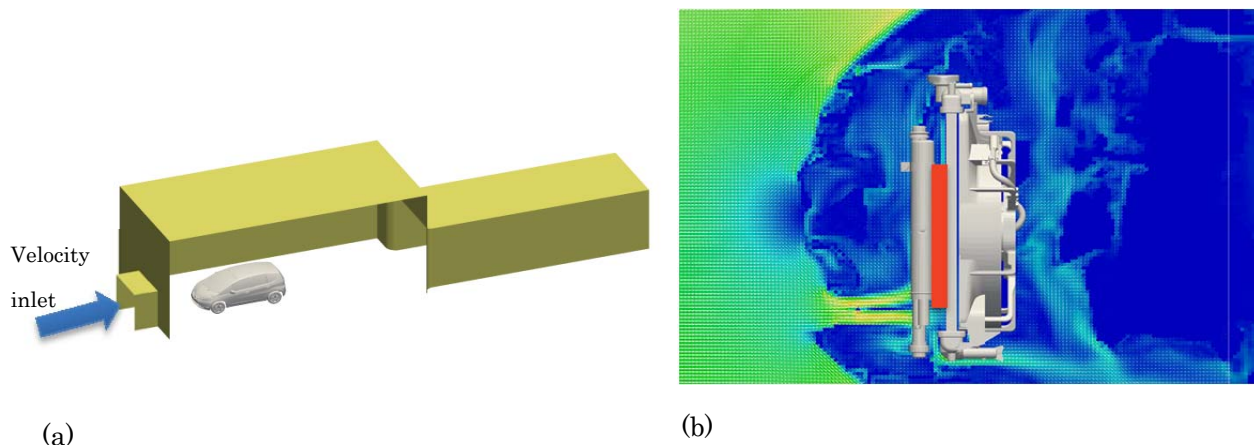


Fig. 3-49 (a) Overview of the thermal wind tunnel simulated in the present study, and (b) the close-up view of the computed flow field around the test section (indicated by the red filled square).

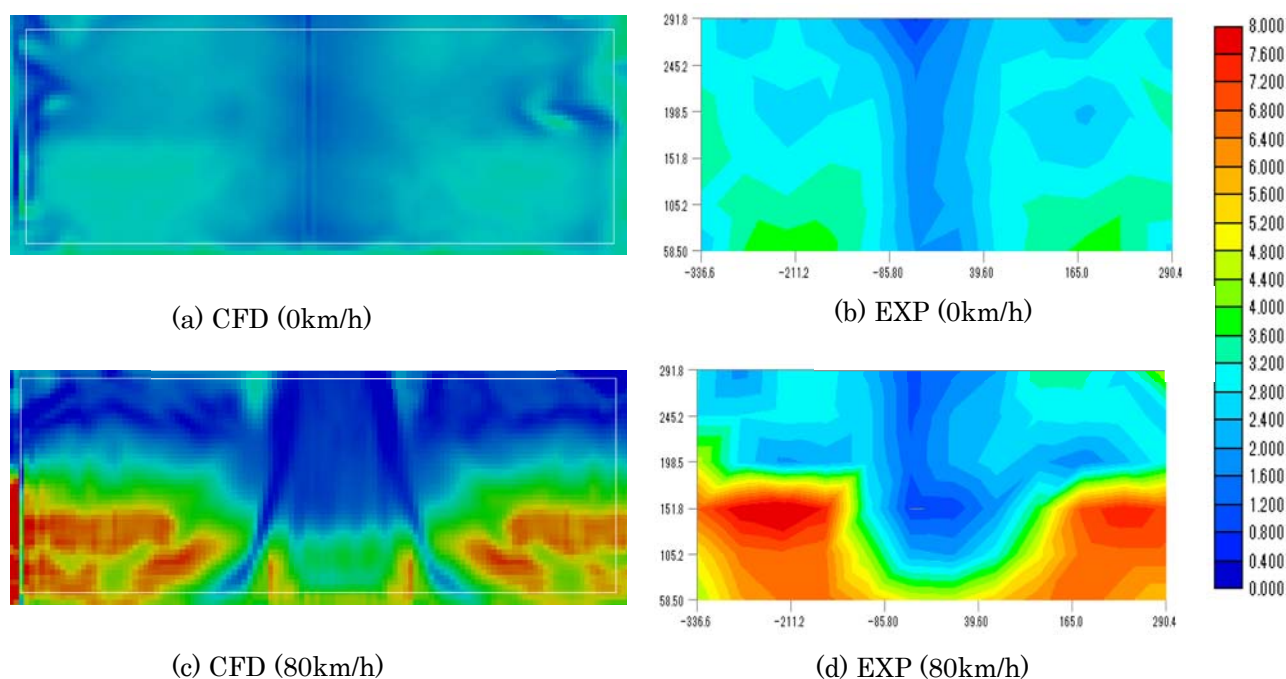


Fig.3-50 Comparison of the flow velocity at the test section between the present CFD and the experimental for the inlet velocity 0km/h (at the idle condition) and 80km/h.

(3-1-5) 大規模データ処理に適した統合インターフェースの開発

設計に必要な情報を、シミュレーション結果から迅速に得るために、効率的なプロセスのフレームワークを提供することを目的に、統合インターフェースを開発している。計算科学技術推進体制構築では、シミュレータ群として、FrontFlow/blue、red、violet 等を想定し、これらに対してプリ・ポスト処理を合わせたシステムとして「HPC 次世代ものづくりプラットフォーム」(HPC/PF)を開発・運用している。本研究ではこの HPC/PF を基盤として、自動車コンソーシアムでどのような機能が必要か、どのよう

な使い方をするのかをまとめ、随時、HPC/PF の開発にフィードバックしている。詳細は推進体制構築の HPC/PF の開発状況を参照されたい。

(3-2) ターボ機械用次世代設計システム

研究機関 7 機関、民間企業 14 社が参画する「ターボ機械 HPC プロジェクト」において、ターボ機械の性能、振動、騒音を評価する実証計算を実施している。これまでに、京を含む大規模計算リソースにおいて高速に動作する計算コードを整備し、これを活用した実証計算を進めている。

(3-2-1) 計算コードチューニング(中間評価までの成果)

実証解析で利用する計算コード FrontFlow/blue(FFB)を、京において高速に動作するようチューニングし、ベンチマークテストを実施した。ノードあたりグリッド数 100 万点の条件で weak-scale ベンチマークテストを実施した結果、単体性能 4%、並列性能 3%(38,000 ノード)を確認した(Fig.3-51)。

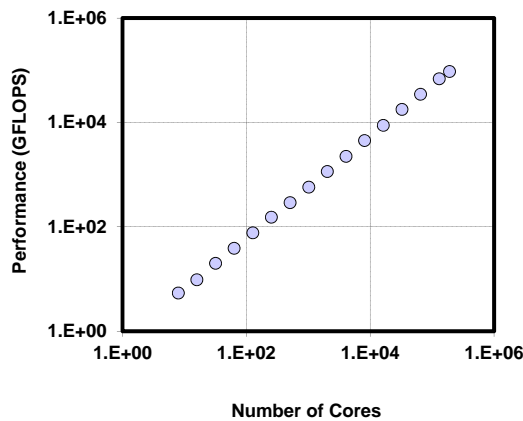


Fig. 3-51 Benchmark test of FrontFlow/blue on K

(3-2-2) 遠心圧縮機のサージ予測

ターボ過給機用遠心圧縮機の実形状を対象とした検証試計算を実施した。供試遠心圧縮機は、回転体であるインペラと、その下流に配される静止流路部(ディフューザおよびスクロール)により構成され、計算領域としてインペラ入口からスクロール出口までの圧縮機全体を対象とした(Fig. 3-52)。ミキシングプレーンを使った定常解析、移動境界接続を用いた非定常解析を行い妥当な結果を得ることができた。また、ディープサージ解析に向けて、配管系を簡易モデル化し 3 次元圧縮機 CFD と統合したモデル計算(Fig. 3-53)に関して見通しを得ることができた。

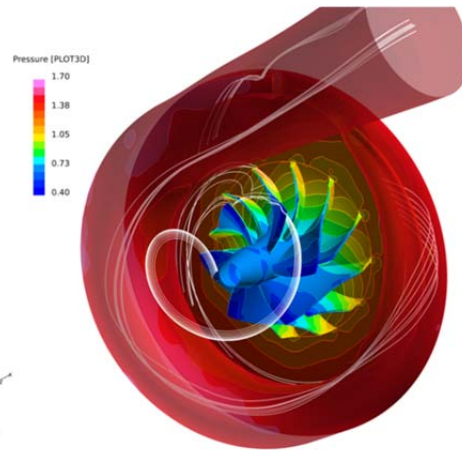


Fig. 3-52 Trial application to centrifugal compressor

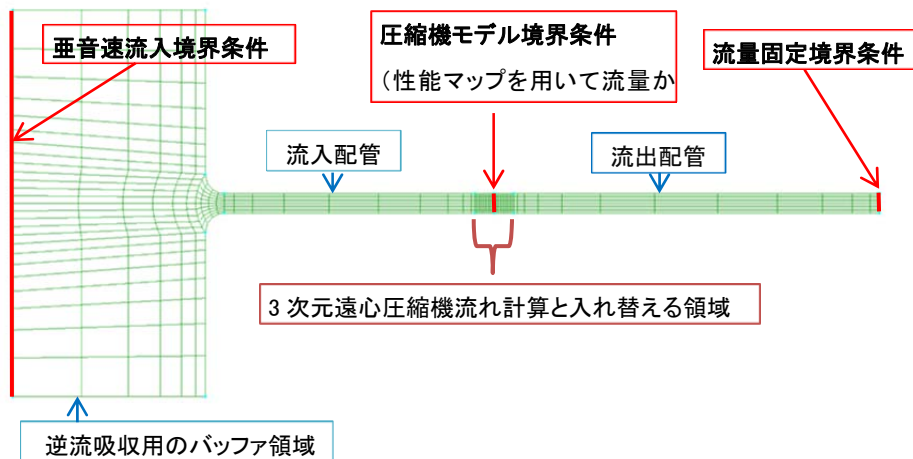


Fig. 3-53 Simple model for surge analysis

(3-2-3) 多段遠心ポンプの内部流れ解析 (中間評価以降の成果)

多段遠心ポンプ内部流れの高精度予測を目的に LES 解析を実施した。Fig.3-54 に対象とする多段遠心ポンプの外観を示す。羽根車、ディフューザ、リターンチャンネルの枚数はそれぞれ 7, 10, 10 でありポンプの比速度は $122 [\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$ である。低流量作動点の流れでは羽根車軸方向位置の変化により、羽根車背面の漏れ流路における流れが変わり、これにより軸スラストに影響を及ぼすことが実験的に確認されている。本研究では、設計流量および 20%流量における LES 解析を実施し水力性能の予測精度を検証したのちに、20%流量においてベース形状より、羽根車の軸位置をずらした計算を実施し、軸スラスト変化の傾向が捉えられるかを検証した。Fig.3-55 に全揚程の比較を示す。図に示す通り、全揚程の予測結果は実験結果にほぼ一致した。流れ場の可視化結果の一例として中央断面における軸流方向速度の瞬時場を Fig.3-56 に示す。図中で赤色は吸い込み側から掃き出し側に向かう順流を表しており、青または黒は逆流を表している。20%流量における流れは羽根車入口のシュラウド側で逆流しており、また、羽根車内部で 3 次元的な流れになっており複雑な流れ構造が図から確認できる。

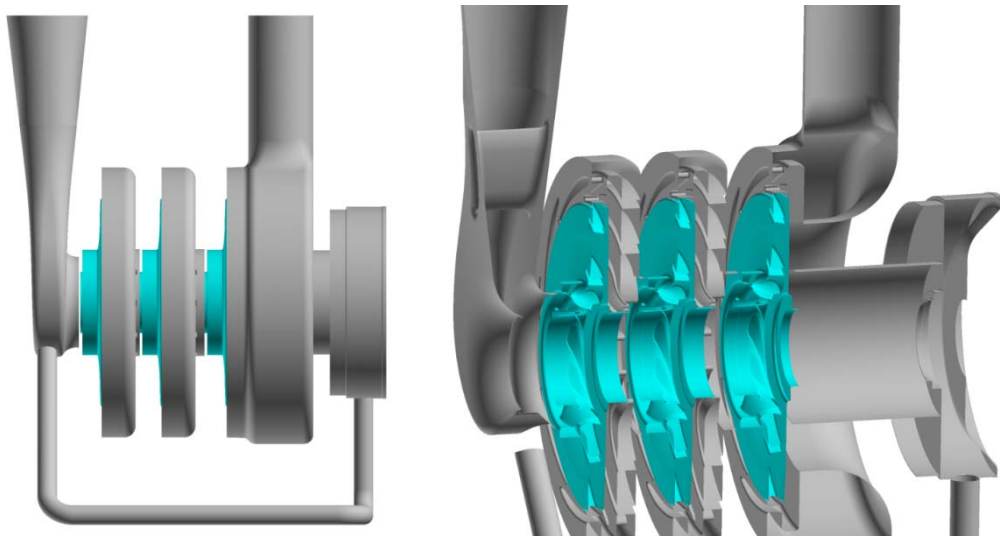


Fig.3-54 Multi-Stage Centrifugal Pump

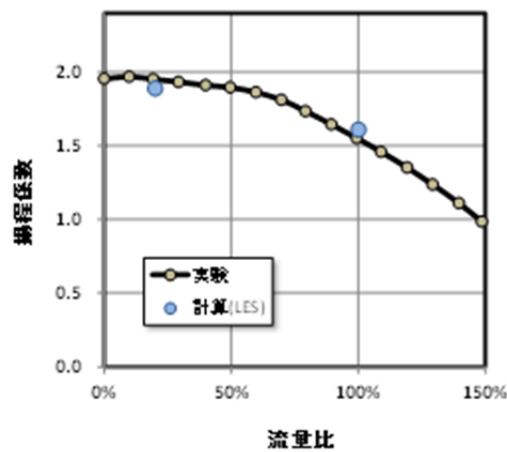


Fig.3-55 Comparison of total head of multi-stage centrifugal pump

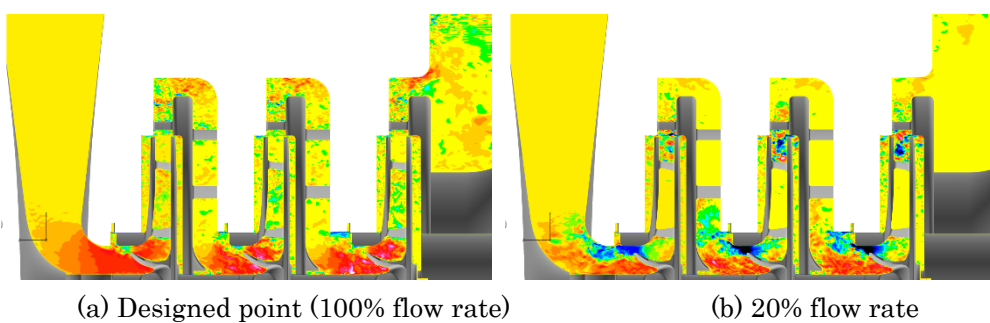
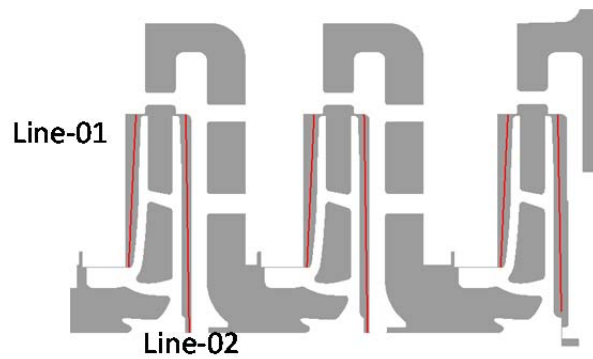


Fig.3-56 Distributions of instantaneous axial velocity on center cross section

次に、羽根車軸位置をベース位置より上流にずらした計算を実施した。ずらした幅は羽根車出口幅の7.7%である。Fig.3-57に1段目羽根車背面流路における圧力分布の比較を示す。縦軸の圧力は羽根車入口からの静圧の差を羽根車入口・出口の静圧差で規格化している。軸ずれのケースではLine01(上流側羽根車背面流路)の圧力の降下量が大きくなっている。これにより軸スラストは上流側にシフトする。なお、図は省略するが羽根車背面の圧力分布の変化は2段目、3段目においても同様な傾向であった。羽根車位置を上流にずらした場合、軸スラストが上流にシフトする傾向は

実験でも確認されており、本計算においてもこの傾向を再現することができた。羽根車背面圧力の変化は、羽根車軸位置シフトに伴い羽根車背面漏れ流路に入り込む旋回成分の増加によるものと推定できるが、その詳細は分かっていないため今後詳細について分析する予定である。また、羽根車背面の漏れ流量は圧力差(すなわち羽根車のヘッド)および流路抵抗によって決まるが、現在のLES解析では、ライナーリングおよび羽根車背面に発達する乱流境界層を解像していないため、摩擦損失および流路抵抗を過小評価し、漏れ流量の予測精度が悪いことが確認されている。



(a) Sampling Lines

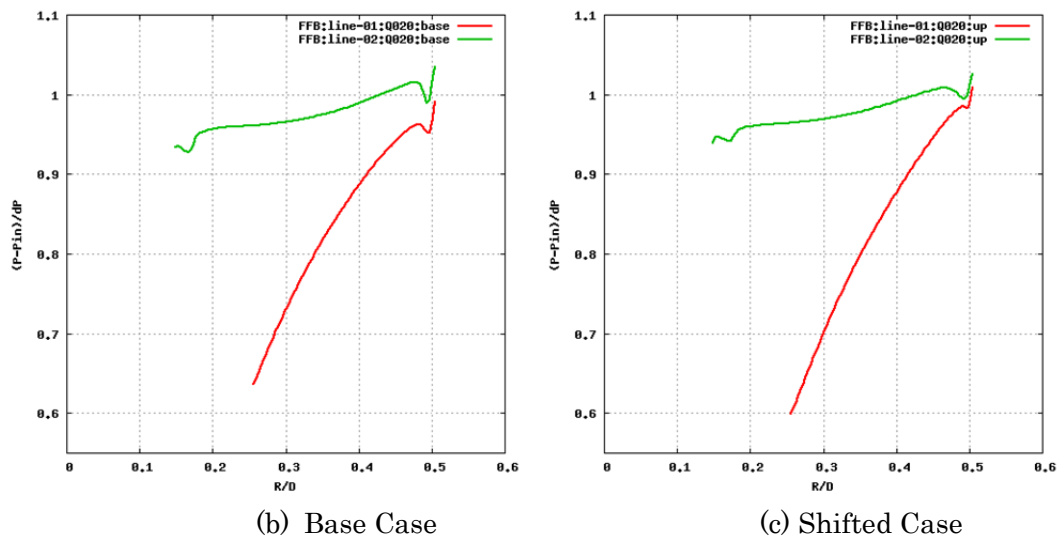


Fig.3-57 Comparison of pressure distributions in the leakage passage in the 1st impeller

ポンプ全体計算では漏れ流路に対する解像度が不足していたため、漏れ流路の流路抵抗、圧力抵抗およびこれから計算される軸スラストの予測精度に課題が残った。ここでは、漏れ流路に発達する乱流境界層を解像するLES解析を行った。1段目上流側の漏れ流路のみを対象とし、計算規模はおおよそ20億グリッドであった。Fig.3-58に漏れ流路に発達する乱流境界層の可視化結果として壁面表面の瞬時渦度絶対値の比較を示す。本LES解析により予測した流路抵抗を経験式と比較しおおよそ一致を確認し、流路あたり20億規模のLES解析により漏れ流路の流れ場を精度良く計算できることがわかった。また、ここで用いた計算格子解像をポンプ全体に適用し、全体で約200億グリッドのLES解析を実施することにより、漏れ流路の流路抵抗の高精度予測を含めた、ポンプ内部流れの高精度計算の目的を立てることができた。

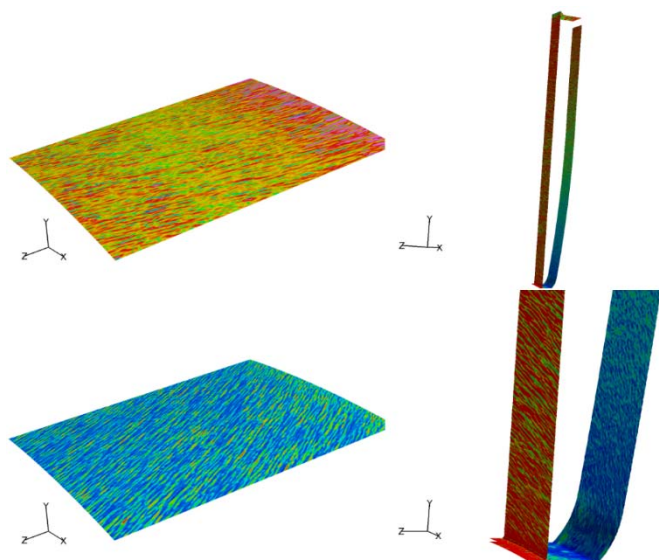


Fig.3-58 Distributions of magnitude of instantaneous vorticity in the leakage passage of the first stage (left top: shroud side wall of liner ring, left bottom: hub side wall of liner ring, right: passage behind the impeller)

(3-2-4) ファンの性能・騒音予測

ファン騒音の予測を目的とし、直径 460mm、回転数 2000rpm の遠心送風機内を対象に音源データ取得のための内部流れ解析および、流体解析で算出した音源データを用いた音響解析を実施した。ここでは、ファン内部の翼面に発達する乱流境界層を解像するため 50 億グリッドを用いた解析を実施している(Fig.3-59)。流体解析で計算された圧力変動データを音源データとする音響解析によりファン騒音を予測するが、予測された圧力変動は実験値とよく一致することを確認した(Fig.3-60)。50 億グリッドの計算は計算時間が不足しているため、音源データの評価は現状 8000 万グリッドを用いた流体計算の結果で行っている。今後、音源データの高精度により、ファン騒音予測の高精度化を図る。

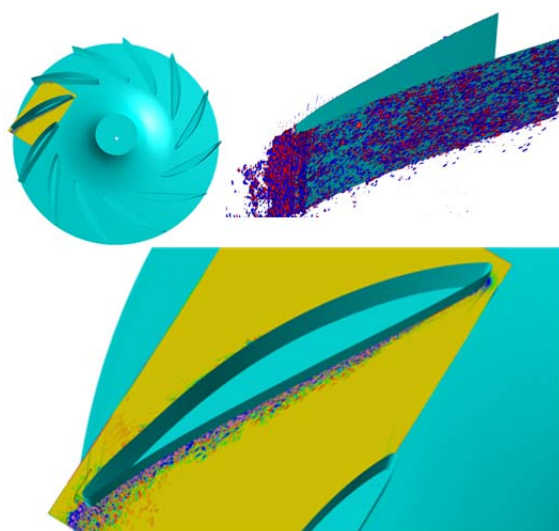


Fig. 3-59 Vortical structure on a blade in the centrifugal fan

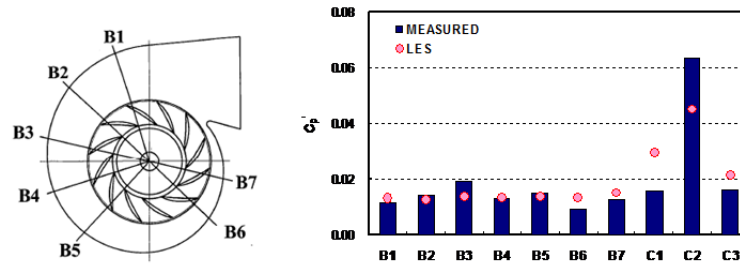
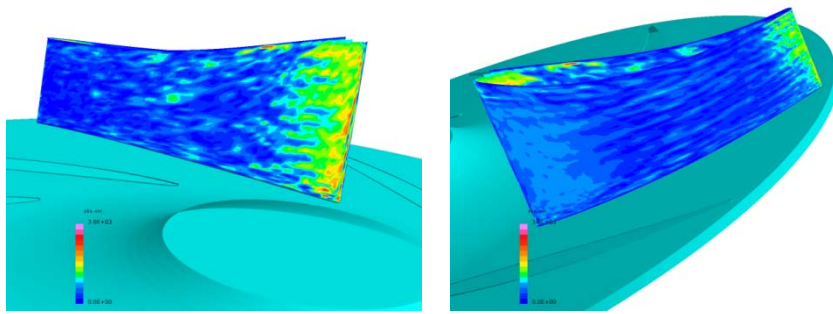


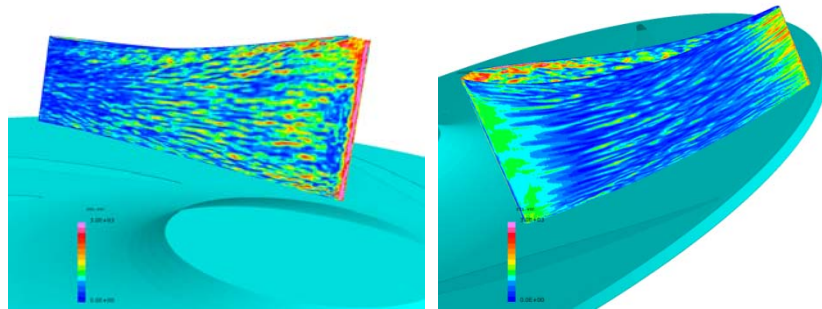
Fig.3-60 Comparisons of pressure fluctuation on the casing surface of the centrifugal fan

Fig.3-61 に 4 種類(960 万グリッド、8000 万グリッド、6.4 億グリッド、50 億グリッド)の計算格子による翼面付近の渦度瞬時場を示す。前述した通り、羽根車の翼面上には、直径 0.15mm 程度の縦渦が 0.75mm 程度の間隔で存在する。これを解像するため、最大 50 億グリッド(羽根車あたり 2.4 億グリッド)の計算格子を用いた計算を実行した。ただし、50 億グリッドの計算は計算リソースの都合により羽根車 0.2 回転分の計算しか実行していないため、統計処理はせず瞬時場の評価にのみ使用した。可視化結果より、解像度をあげると渦のスケールが小さくなることが確認できる。また、50 億グリッドの計算では、およそ 30 本程度の縦渦が存在し、チップ周速から概算される渦の数(50 本)と同程度までの渦を解像できていることが確認できる。

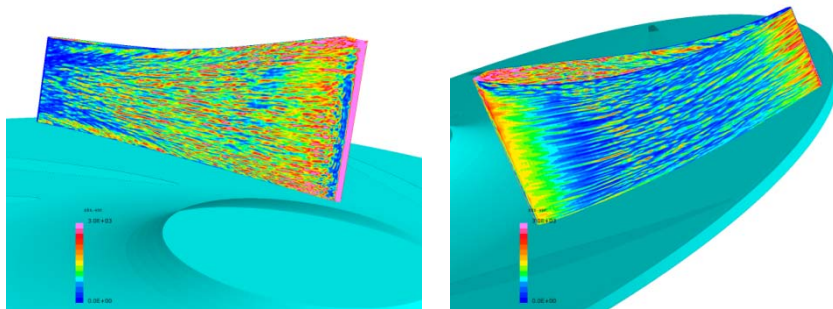
遠心送風機内部流れの LES 解析により得た羽根車に作用する流体力により 2 重極音源を計算しこれを点音源として送風機内部に与えた音響解析を実施した。Fig.3-62 に音響解析の計算モデルおよび計算格子を示す。Fig.3-63 に空力騒音の計算結果と実験結果の比較を示す。実験結果において、1 次の翼通過周波数騒音は 400Hz である。800Hz 付近や 1000~1500Hz にかけての緩やかな音圧レベルの盛り上がりはケーシングやダクトの音響効果であると推定される。計算結果には 800Hz 付近や 1000Hz 付近の緩やかな音圧レベルの盛り上がりが見えられており、定性的には実験結果を予測できている。音圧レベルの絶対値としては概ね 900Hz 以上で過大評価している。



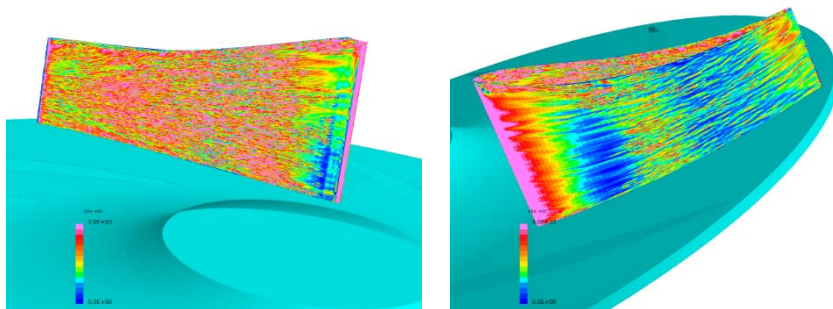
(1) 9.6 million grids (base mesh)



(2) 80 million grids (one tie refined)



(3) 640 million grids (two times refined)



(4) 5 billion grid (three time refined)

Fig.3-61 Instantaneous absolute vorticity on the impeller blade
(left: suction side, right: pressure side)

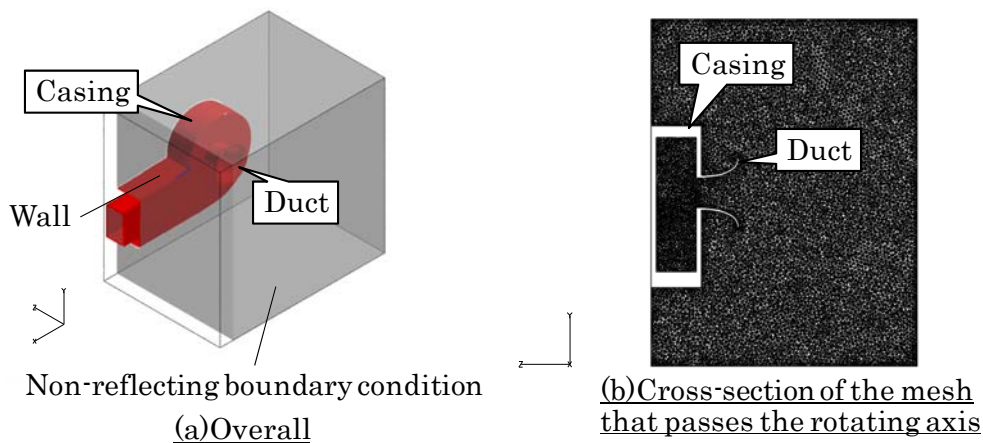


Fig. 3-62 Computational model for acoustical analysis

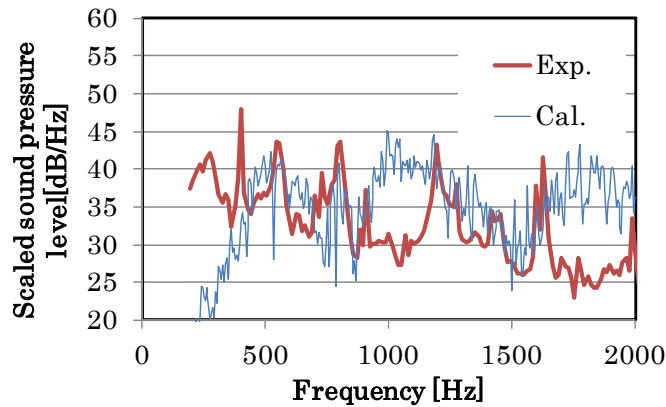


Fig. 3-63 Comparison of sound pressure level

(3-2-5) 水車ドラフトチューブ内部流れ解析

水車ドラフトチューブ内に発生するふれ回り渦の挙動を解明することを目的に、水車ドラフトチューブ内の非定常キャビテーション流れの LES 解析を実施した。これまでの検証計算により、ドラフトチューブ内の非定常流れ場を精度良く計算するためには、ランナーを含めた計算が必要であることが確認されているので、本研究においても、16 枚のガイドベーンをもつケーシング流路および 13 枚の羽根車ランナーを含む計算を実施した。計算格子は約 1.2 億である。ランナーの大きさは入口径が 138mm、出口径が 125mm である。本解析の目的はドラフトチューブ内のふれ回り渦の分析であるため、これが発生する部分流量(最高効率点の 65%流量)に対して計算を実施した。この条件における流量は $0.02\text{m}^3/\text{s}$ であり、ランナーの回転数は 1272rpm である。ランナー出口径およびここでのチップ周速をベースとするレイノルズ数は約 10^6 である。

キャビテーションがドラフトチューブ内部流れに与える影響を調査するため、キャビテーションなしの計算に加え、キャビテーション数として、0.20, 0.15, 0.10, 0.05 を与えたキャビテーション流れ解析を実施した。キャビテーション数はドラフトチューブ出口圧力と飽和蒸気圧の差をランナー出口におけるチップ周速から計算される動圧で規格化したパラメータである。Fig.3-64 にキャビテーション数 0.20, 0.15, 0.10 の場合のキャビテーションを伴い渦の形状を液体堆積率 95%の等値面として示す。キャビテーション数の減少とともにドラフトチューブ内の渦が大きく成長することが確認できる。ふれ回り渦のふれ回り周波数を Table3-3 に示す。ふれ回り周波数 f はランナーの回転数で規格化してい

る。また、表中のパーセント表示は、キャビテーションなしの場合のふれ回り周波数からの増分を、キャビテーションなしのふれ回り周波数で規格化した値である。表より、キャビテーション数の減少に伴いふれ回り周波数が増加している。この傾向は横浜国立大学で実施された実験結果と同じ傾向となっている。

水車ドラフトチューブ内のキャビテーション流れの解析を部分流量点(最高効率流量の 65%)および大流量点(最高効率流量の 130%)の動作条件に対して実施した。ここでは部分流流量点における結果を報告する。部分流量ではランナー回転数の 25%の周波数でふれまわる渦が確認された。Fig.3-65 にキャビテーション数 σ とドラフトチューブ内に形成される渦の関係をしめす。ここでキャビテーション数とは基準圧力と飽和蒸気圧の差を基準圧力で規格化した値であり、これが小さいほどキャビテーションが発生しやすい条件となる。ここで $\sigma=0.05$ における渦形状は通常実験で観察される渦構造とことになっており、この計算では渦構造を正しくとらえられていないと考えられる。この理由は、水車システム全体の音響効果や共鳴効果が考慮されていないためと考えており、今後、これらの効果を考慮するための機能拡充が必要であることが確認された。

Table3-3 Precession speed of the vortex rope with regards to the cavitation number

Cavitation Number σ	f/f_n
Non-cavitating computation	0.246
0.20	0.249 (1.2%)
0.15	0.252 (2.4%)
0.10	0.256 (4.1%)

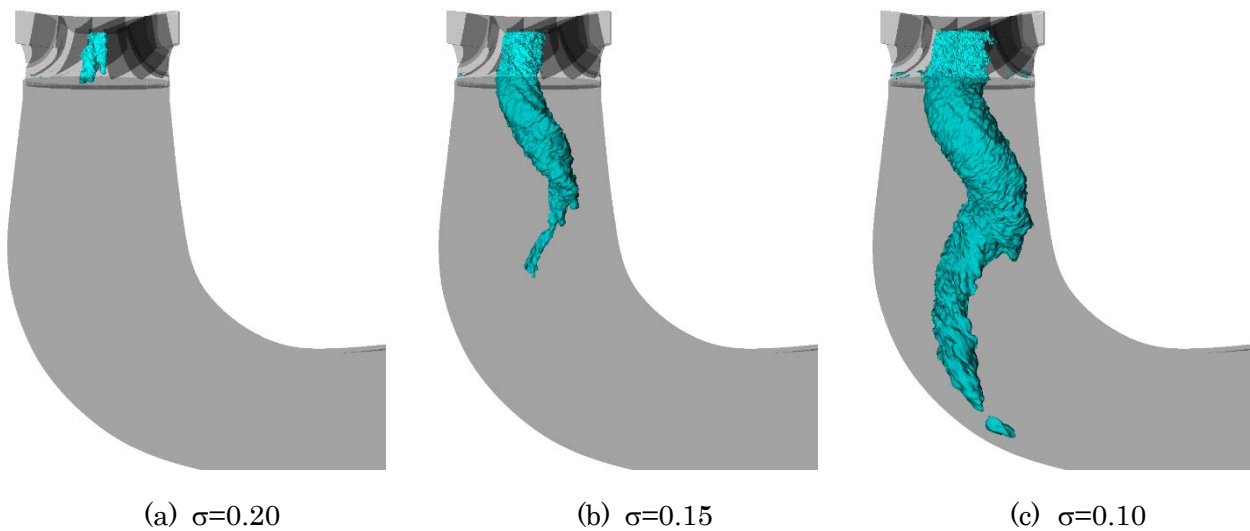


Fig.3-64 Instantaneous iso-contour of liquid volume fraction equal to 0.95

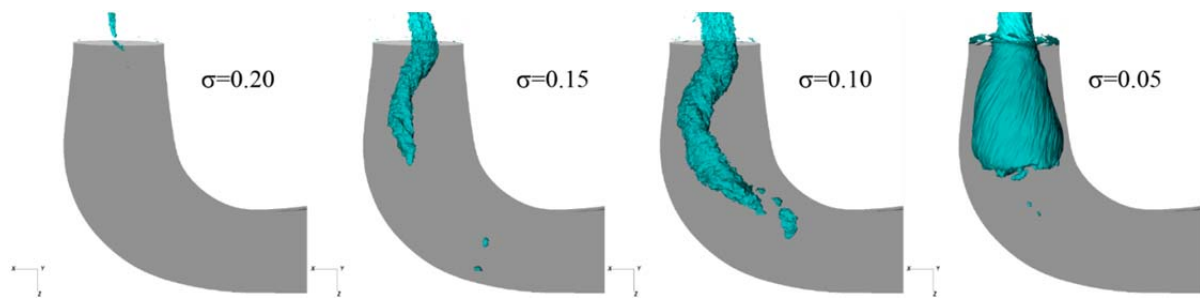


Fig.3-65 Iso-surface of the void fraction (5%) for different cavitation numbers

(3-2-6) 蒸気タービン最終段の非定常流動予測

蒸気タービン最終段の実形状を対象とした機能検証を行った。3,000rpm(50Hz)、最終段翼長 40 インチクラスの低圧 3 段の仮想タービンに対して低負荷条件下での非定常多段解析を実施した。2,200 万点規模の 3 段 1 ピッチ非定常解析を実施し、低負荷条件において、最終段翼の低次固有振動数に対する、強制振動の加振源となり得る逆流域を補足できる見込みを得た。また、仮想タービンに対して 13 億点規模の低圧 3 段全周非定常解析(「京」の 645 ノード、5160 プロセスを用いて 1 ステップに 55 秒)を試行し、大規模非定常解析の実現可能性を確認した。Fig.3-66 にエントロピー分布を示す。

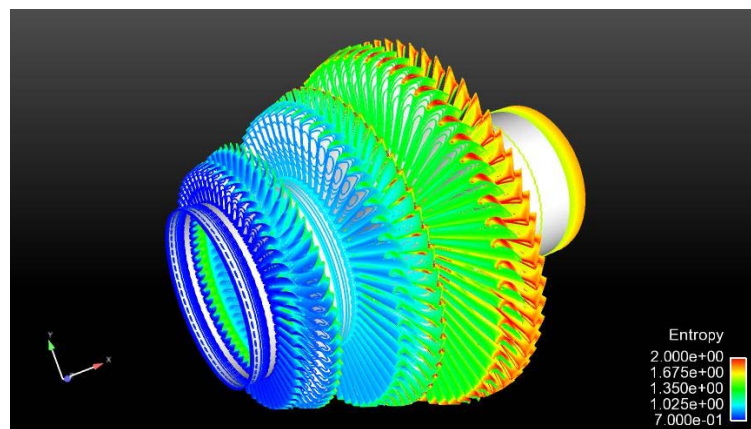


Fig.3-66 Entropy distributions of the virtual turbine

(3-2-7) 吸込み水槽

ポンプ吸込み水槽における空気吸込み渦と水中渦の発生メカニズムを解明するため、16 億グリッド規模の大規模高精度の LES 解析を実施し、模型実験での計測結果との比較を行った。計算結果から得られた吸込み水槽内で発生する渦の様子を Fig.3-67 に示す。色は渦度の大きさを表している。水槽底面から吸込み口に向かって渦度の大きい強い渦が発生しているのが分かる。非定常解析を行うことで、渦の発生・消滅する現象を再現することができた。また、解析条件を変えることで、渦の発生メカニズムに関して定量的な議論も行っており、今後、これらの分析結果をまとめ、渦の発生メカニズムを解明する。

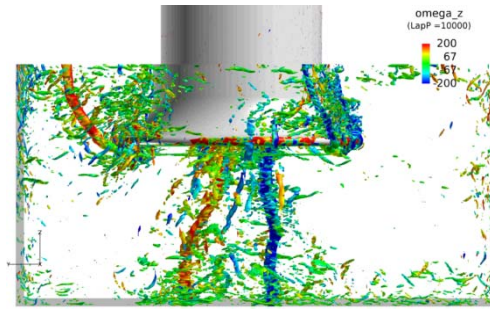
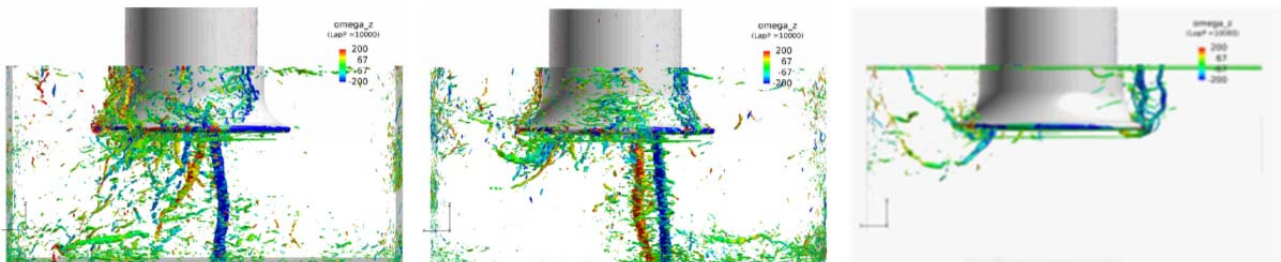


Fig.3-67 Instantaneous structure of vortices in suction sump

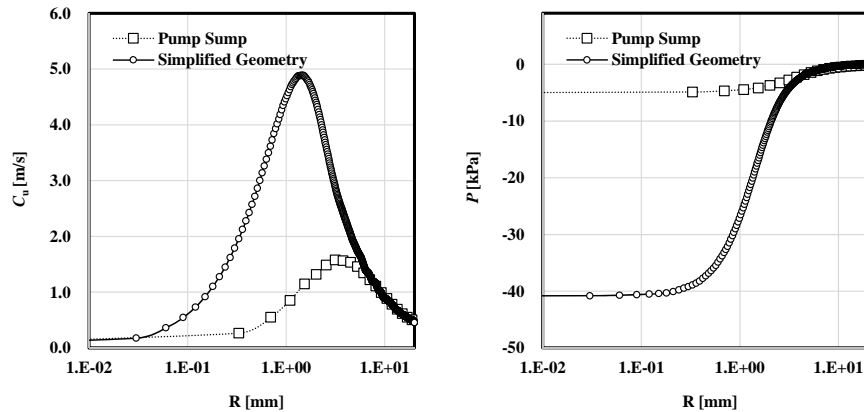
水中渦の起源が境界層のシアであることを確認するため、水槽中の境界を変えたテスト計算を実施した。すなわち、上流で境界層を乱流に遷移させら場合、層流境界層の場合、およびスリップ境界を適用し境界層を発達しない場合の3ケースの計算を実行した。Fig.3-68に上記3ケースにおける渦の可視化結果を示す。このテスト計算により、水中渦は水槽中の境界層が乱流・層流に関わらず発生するが、境界層がない場合は極端に弱くなることがわかった。これより、水中渦の起源が境界層中のシアであるという上記の分析結果と整合的である。また、境界層が乱流であっても、層流であっても水中渦が発生することより、乱流境界層中の微小な縦渦は水中渦の発生に寄与していないことがわかった。



(1) Turbulent boundary layer (2) Laminar boundary layer (3) No boundary layer

Fig. 3-68 Comparison of vortices with different types of approaching boundary layers

水槽全体の流れ場を対象とした LES 解析では、渦コア近傍の解像度不足のため渦コアの中心圧力の予測精度に課題があったため、渦コア近傍に計算格子を集中させ、計算格子幅を 1/10 程度 (0.25mm から 0.03mm) に細かくした計算を実施し、渦コアの流れ構造を分析した。この結果、水槽全体の計算では渦コアの圧力は大気圧の 5%程度まで降下しなかったのに対し、高解像度計算では、大気圧の 45%程度まで降下することを確認した。Fig.3-69 に渦コア近傍の周方向速度および圧力の半径方向分布の比較を示す。



(a) rotational velocity

(b) pressure

Fig. 3-69 Comparison of vortices with different types of approaching boundary layers

(3-3) 船体に関する研究

曳航水槽試験の代替を最終目標として、船体の推進抵抗の予測技術の研究開発を実施した。本研究は一般財団法人日本造船技術センターと連携して実施している。これまでプロペラや造波抵抗の影響を考慮しない条件(平水中)で、自航試験条件(船長約 5m、速度約 1m/s、レイノルズ数 4.6×10^6)の船体まわり流れの準直接計算を実施し、その計算精度を確認した。また、プロペラや造波抵抗に関する試計算を実施し各コンポーネントにおける課題の抽出および精度確認をした。

(3-3-1) 抵抗試験に対応した計算

プロペラおよび造波を考慮しない条件で、船体モデル KVLCC2(長さ約 5m、速度約 1m/s、レイノルズ数 4.6×10^6)に対して船体まわりの準直接計算をした。計算格子は船体表面で乱流境界層を解像するよう、主流方向、壁面垂直方向、スパン方向の解像度が壁座標で(20, 2, 7)となるように作成した。計算規模は 320 億であり京 24800 ノードを用いて計算した。Fig.3-70 に船体表面の渦度分布を示す。これより、船体前方より乱流遷移していることが定性的に確認することができる。予測した船体の推進抵抗を実験値と比較し予測誤差が 1%以内であることを確認している。また、表面圧力データ、後流の速度分布に関しても実験値と良好に一致することを確認している。

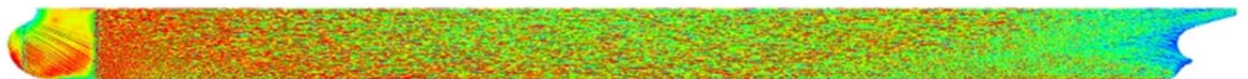


Fig.3-70 Distribution of instantaneous vorticity on the ship

(3-3-2) 応用計算

前述した平水中まわり流れ解析に加え、船体の推進抵抗を予測するために必要なプロペラや造波に関する試計算を実施した。

1)プロペラ単体試験に対応した計算

船体につけるプロペラだけをとりだし、単独でプロペラまわりの準直接計算を実施し、対応する実験値との比較を実施した。計算結果と実験データ(トルク係数 K_Q およびスラスト係数 K_T)を比較した

結果、本計算により精度良くプロペラ特性を予測できることを確認した。

上記プロペラ単体計算技術を他のプロペラ形状に適用した。約 100 億グリッドの LES 解析を実施し、実験データと比較し、精度良くプロペラ特性と予測できることを確認した。

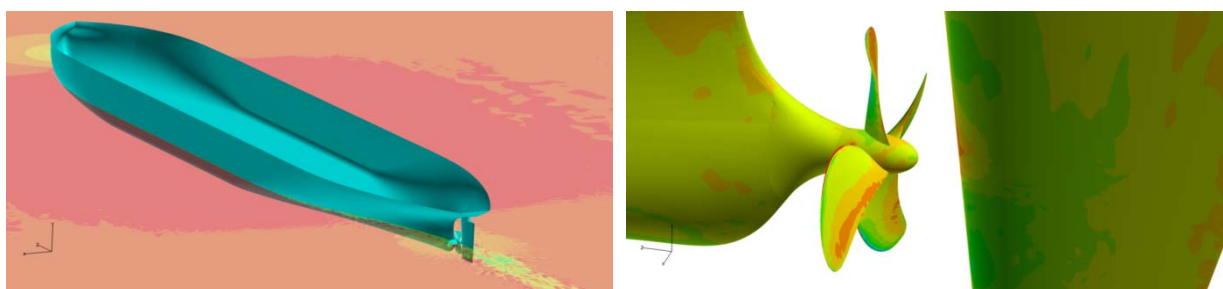
2) 自航試験に対応した計算

前述の船体モデル KVLCC2 に対する船体まわり流れに対して、全節で単独のテスト計算をしたプロペラを組み合わせた一体計算を実施した。解析規模は 40 億グリッドである。Fig.3-71 に計算の可視化結果を示す。船とプロペラの一体計算に関しては、平成 24 年度までの解析で技術的な課題があがったが、平成 25 年度上期でそれに対する対策を行い、課題解決の見込を得ている。

以下に、技術課題およびその解決策をまとめる。

計算コスト: 一体計算では、プロペラと船体の速度スケールが船に対して 5 倍ほど大きいので、船単体の計算の場合よりも小さな時間刻みを適用する必要があるため、計算コストが大きくなる。対策として、プロペラと船体で異なる時間刻みを設定できる機能を検討した。詳細設計まで終了しており、本機能により 5 倍以上の高速化が期待でき、船単体の計算と比較して、2 倍以内の計算コストで一体計算を実行できる見込みを得ている。

数値的圧力振動: プロペラ領域で生じる数値的な圧力振動が、船体推進抵抗の予測値に影響を与え予測精度を低下させる課題が生じたが、数値的な圧力振動が生じないように計算方法の改良を行った。これにより、一体計算においても高精度に船体抵抗を予測できる見込みを得ている。



(a) Stream-wise velocity

(b) surface pressure

Fig.3-71 Flow fields around the ship with propeller

計算コスト: 船体とプロペラの速度スケール比に起因する計算コスト増効果を緩和するため、局所時間刻み計算機能を実装し、この機能を検証した。この機能を使用することにより、3 倍の高速化を確認することができた。

数値的圧力振動: 静止系と回転系を同時に計算するために必要となるオーバーセット機能に起因する数値圧力振動の緩和するためオーバーセット機能の手法を改良した。改良した手法を自航計算に適用することにより、自航計算の際に生じていた数値的圧力振動を解消できるとことを確認した。

3) 造波計算

VOF 計算機能を用いた船体まわりの自由表面流れの計算を実施した。Fig.3-72 に船体まわり自由表面流れの可視化結果として、液体体積率 0.5 の等値面を示す。本計算はプロペラを含まない

800万要素の試計算であるが、今後は数十億グリッドのLES解析を実施し、船体表面に発達する乱流境界層中の渦と自由表面を同時に計算する計算技術を確立する。

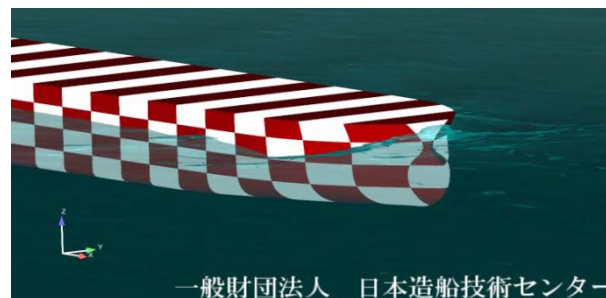


Fig.3-72 Free surface distribution around the ship

60億グリッドを用いて船体表面の乱流境界層を解像すると同時に自由表面を考慮する計算を実施した。平成27年度末までに船体まわり流れおよび造波抵抗を高精度に予測する計算を完了させる見込みである。

(3-4) 次世代燃焼・ガス化装置設計システム

近年、地球の温暖化防止に対する世論の高まりを受け、エンジンやボイラをはじめとして様々なエネルギー・輸送機器に利用されている燃焼・ガス化装置の高効率化および低エミッション化が強く求められている。本研究では、燃焼・ガス化装置の設計や最適操作条件の選定を支援するための数値シミュレータを開発し、その信頼性および有用性を検証することを目的とする。以下に、これまでに得られた主な結果を示す[1-9]。なお、これらの成果は主に、FrontFlow/red (FFR)を京都大学、電力中央研究所、および(株)数値フローデザイン (NuFD)によって改良したものをを用いている。

(3-4-1) ガス燃焼のLES

1) 1,700°C級ガスタービン燃焼器内燃焼場のLES

予混合燃焼と拡散燃焼が混在する複雑な乱流燃焼場を呈するMHI(三菱重工業)が研究開発中の1,700°C級ガスタービン燃焼器(Fig.3-73)内の燃焼場にflamelet/progress-variable法とG方程式モデルをカップリングさせた部分予混合燃焼モデルを適用した。燃料はメタン、エチレン、プロパンの混合物とし、約280化学種、1,600反応を考慮した。計算格子の節点数、セル数ともに約600万とした。Table 3-4に計算を実施した2条件を示す。Fig. 3-74に燃焼器内における瞬間ガス温度分布を、またFig. 3-75に時間平均ガス温度分布を測定値と比較したものをそれぞれ示す。図より、LESにより得られた計算値は実験値と良く一致することが確認できる。

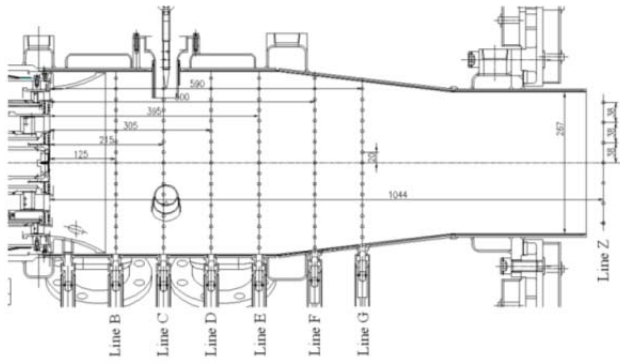


Fig. 3-73 MHI gas turbine

Table 3-4 Cases performed.

Case	Inlet	U or V [m/s]	Φ [-]	Z [-]
Rich-Lean	A	36	0.74	0.028
	B	43	1.49	0.057
	C	-57	0.25	0.0094
Lean-Lean	A	36	1.00	0.038
	B	43	1.00	0.038
	C	-59	1.00	0.038

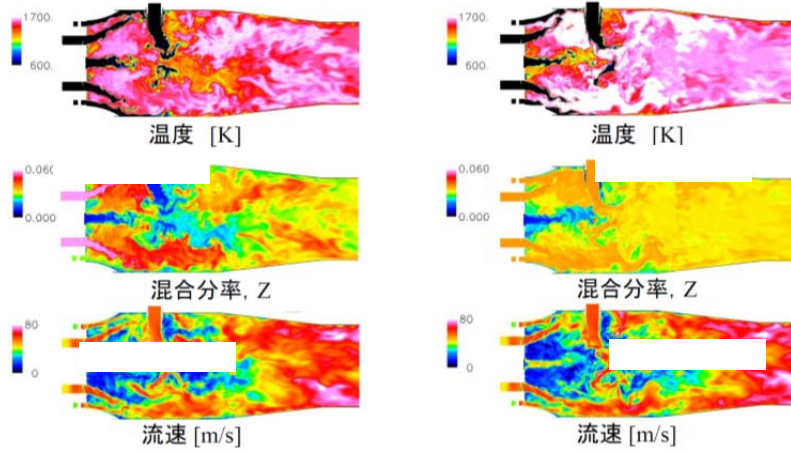
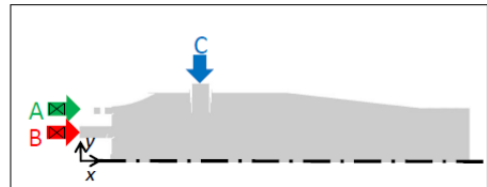


Fig. 3-74 Instantaneous gas temperature (top), mixture fraction (middle) and velocity (bottom).

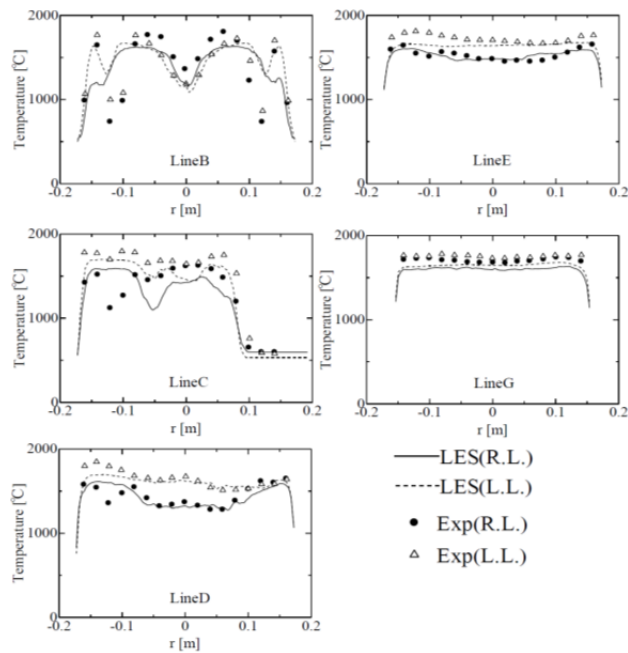


Fig.3-75 Comparison of time-averaged gas temperature