



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	自動車運動-空力連成解析手法の開発と非定常空力予測
Author(s)	池田, 隼
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第12301号
Issue Date	2016-03-24
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k12301
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/61660
Type	doctoral thesis
File Information	Jun_Ikeda.pdf



学位論文 博士（工学）

自動車運動-空力連成解析手法の開発と 非定常空力予測

A Coupled Mechanical Motion and Aerodynamics Simulation of a Road
Vehicle for the Assessment of Unsteady Aerodynamics

平成 28 年 3 月

北海道大学 大学院工学院 機械宇宙工学専攻

池田 隼

目次

目次	1
第 1 章 序論	3
1.1 背景	5
1.1.1 自動車空力解析と CFD	5
1.1.2 空力性能と走行安定性	6
1.2 先行研究	8
1.2.1 ピッチング運動およびヒービング運動中の非定常空気力	8
1.2.2 ヨーイング運動中の非定常空気力	9
1.2.3 車両運動への空気力の影響	10
1.3 目的と概要	12
1.3.1 本研究の目的	12
1.3.2 対象とする車両運動	12
1.3.3 本論文の構成	13
第 2 章 流体および車両運動解析手法	14
2.1 流体解析手法	14
2.1.1 流体解析の基礎方程式	14
2.1.2 境界条件と壁モデル	16
2.1.3 流体解析における離散化とアルゴリズム	17
2.1.4 解析ソフトウェアとハードウェア	19
2.1.5 数値解析精度の検証	20
2.2 車両運動解析手法	26
2.2.1 車両運動解析の基礎方程式	26
2.2.2 タイヤ力モデル	30
2.2.3 車両運動解析における離散化とアルゴリズム	34
第 3 章 連成解析手法の構築	36
3.1 移動境界手法	36
3.1.1 Arbitrary Lagrangian Eulerian 法	36
3.1.2 非慣性系に基づく手法	40
3.1.3 移動境界手法の組み合わせ	41
3.2 数値流体解析と運動解析の連成	45
3.2.1 連成解析手法	45
3.2.2 双方向連成解析のアルゴリズム	45
第 4 章 強制加振時の空力応答	49
4.1 計算条件	49
4.1.1 解析対象	49

4.1.2	解析格子	50
4.1.3	境界条件および物理条件, 計算条件.....	51
4.1.4	運動条件	52
4.2	空力ダンピング効果の評価手法	55
4.3	周期的ローリング・ヨーイング運動	56
4.3.1	周期的ローリング・ヨーイング運動時の空力応答.....	56
4.3.2	周期的ローリング・ヨーイング運動時の流れ場.....	61
4.4	強制レーンチェンジ運動	71
4.4.1	強制レーンチェンジ運動時の空力応答.....	71
4.4.2	強制レーンチェンジ運動時の流れ場.....	74
4.5	まとめ	77
第5章	連成レーンチェンジ解析	79
5.1	計算条件	79
5.2	運動応答の評価	81
5.2.1	準定常解析を基にした運動応答の評価.....	81
5.2.2	連成解析による運動応答の評価	89
5.2.3	運動方程式中の各項の寄与	94
5.3	まとめ	102
第6章	結論	104
参考文献		107
謝辞		111

第1章 序論

本章では本論文の研究背景，先行研究について述べ，目的と研究概要を示す．

背景の説明に先立ち，本論文における空気力の定義および無次元化について述べる．空力性能は各軸方向の力と各軸回りのモーメントの6つで表される．これらを空力六分力と呼ぶ．空力六分力の定義を図 1.1 に示す．さらに，自動車の空力性能の評価には，これらの空気力を密度，一様流速，車体前面投影面積，ホイールベース長によって無次元化した空力係数が用いられる．

本論文では基本的に，進行方向を x 軸正の向きに，進行方向左手側を y 軸正の向き，地面に対して鉛直上向きを z 軸正の向きとした座標系を用いた．強制運動解析および連成解析における運動方向の定義および空気力方向の定義はこの座標系に従った．これに対して一般的に，風洞実験や，それとの空力係数の比較による精度検証を目的とした数値流体解析では，空気抵抗が働く車体後方向き，即ち一様流の方向が x 軸正とされる．このとき，進行方向右手側を y 軸正の向き，地面に対して鉛直上向きを z 軸正の向きとする．本論文でも数値解析精度の検証を目的として行った解析についてはこの座標系に従う．つまり本論文では，式 1.1 から式 1.6 に示すように，運動解析で考慮される無次元化していない空気力は進行方向を x 軸正の向きに，風洞実験との比較に用いる無次元化した空力係数は車両後方に向かって x 軸正と定義し， z 軸方向の力と z 軸回りのモーメント以外は逆向きに定義した．なお，各空気力は自動車車体のうち，タイヤを除くばね上車体に作用する値を用いる．また，無次元化には密度 ρ ，一様流速 U ，車体前面投影面積 A ，ホイールベース長 W_B を用いた．車体前面投影面積は 1/4 スケールモデルで 0.133 m^2 ，ホイールベース長は $W_B = 0.65 \text{ m}$ である．他に，無次元化された変数として圧力係数および総圧係数を用いた．圧力係数 C_p は静圧 p を密度 ρ と一様流速 U で，総圧係数 C_{tp} は静圧と動圧の和を密度 ρ と一様流速 U で無次元化した．これらの定義は式 1.7 および式 1.8 に示す．なお， p_∞ は基準とする圧力である．

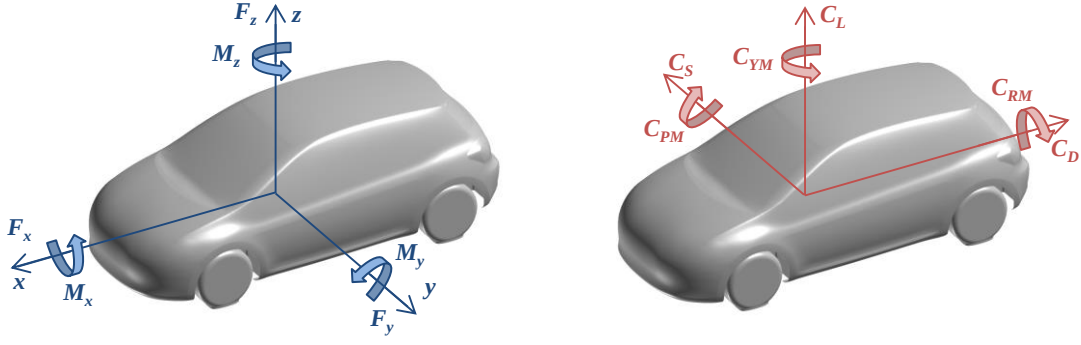


Fig.1.1 Definition of aerodynamic forces and moments

$$C_D = -\frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (1.1)$$

$$C_S = -\frac{F_y}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (1.2)$$

$$C_L = \frac{F_z}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (1.3)$$

$$C_{RM} = -\frac{M_x}{\frac{1}{2}\rho U^2 A W_B} \quad (1.4)$$

$$C_{PM} = -\frac{M_y}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (1.5)$$

$$C_{YM} = \frac{M_z}{\frac{1}{2}\rho U^2 A W_B} \quad (1.6)$$

$$C_p = \frac{(p - p_\infty)}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (1.7)$$

$$C_{p_total} = \frac{(p - p_\infty) + \frac{1}{2}\rho u^2}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (1.8)$$

1.1 背景

1.1.1 自動車空力解析と CFD

自動車は 1700 年代に蒸気機関を原動機として誕生し、その後原動機の進化や生産方式の発展に伴って大衆へと普及し、現代では身近な輸送機器として数多くの車両が世界中を走行するようになっている。この自動車に関わる工学な課題としては、材料や強度など多くの項目が挙げられる。そのうち、空気力学的な課題としては、Hucho¹が分類した「車両に作用する空気力やモーメントの把握」、「エンジン冷却」、「車室内の空調性能の設計」そして、それらの実用性能の解析や、騒音、泥はね等を明らかにするための「詳細な流れ場の把握」である。これらの課題は、車両に作用する空気力や車体周りの流れ構造の把握といった外部流れの問題と、冷却や空調といった内部流れの問題に分けることができる。

前者の問題に着目すると、自動車は剥離を伴うブラフボディであり、その周囲に複数の後引き渦が発生し、それらが干渉しあうことで複雑な乱流場となる。そのため、これまでも風洞実験や実走行試験、数値解析といった取り組みが行われているものの、外部流れやその詳細な流れ場の把握は難しい課題となっている。

自動車空力への取り組みは、自動車的高速化を目的とし、走行抵抗の減少のために空気抵抗を減らすことから始まっている。この問題が着目されるようになったのは、1930 年代のアウトバーンの発展がきっかけになっている。このころ、ドイツではダイムラー・ベンツとシュツットガルト工科大学を皮切りに風洞施設の建設が始められ、自動車の空力についての研究が始まっている¹。

風洞試験は現在でも自動車空力性能の解明に重要なツールとなっており、模型を用いて、各部形状の影響の調査や、車両開発におけるデザイン初期段階の検討がなされている。また、実車を用いた風洞試験により、開発後期、生産モデルを用いた最終的な空力性能の確認と調整が行われる。風洞装置自体についても、ノズル形状やブロッキングの影響について調査²が行われるなど、計測手法の精度向上を目的とした研究もなされている。さらに、実走行環境との差を小さくするための、ホイール回転効果や地面との相対速度影響を考慮し、風洞床面に発達する境界層影響を排除できるムービングベルト付きの風洞³が建設され、実車走行時の空力特性解明に向けて活用されている。

実験的なアプローチとしては、風洞試験の他に、実際に車両を路上走行させて空力性能を計測する実走行試験が挙げられる。実走行試験では、自然風の影響を考慮することができ、実用性能を計測することができる一方、この影響を排除することはできないため、測定値にバラつきが生じる。さらに、実際に走行しているため、空力性能だけを評価することができず、機械的な装置の影響を排除することができないことも難しさとして挙げられる。

これら実験的手法に共通する課題として、流れ場の詳細な情報を把握することが技術的に困難であることが挙げられる。したがって、空気力発生 of 物理メカニズム解明に必要とされる、詳細な流れ場の把握に活用するのは難しい。さらに従来、空力性能の評価は主に風洞施設や定常数値流体解析を用いて、一様流化での時間平均した空気力に基づいた定常空力性能が評価されてきた。一方で、実走行環境で走行している自動車には、接近流変動や車両姿勢変化に伴う非定常空気力が作用し、運動性能にも影響をあたえることが明らかになりつつある。しかしながら、風洞実験では非定常な接近流生成は困難であり、車両姿勢を動的に変化させることも難しい。さらに、このような姿勢変化時の空気力の計測には慣

性力の影響を受けるために空気力のみを抽出するのは難しい。実走行試験では、前述のようにこれらの非定常空気力の影響を含めた調査が可能だが、空気力の計測や詳細な流れ構造把握が困難となる。

そこで、詳細な流れ場の把握と非定常空力の調査には、数値流体解析(CFD)による流れ場の解析が有効な手法となりうる。数値解析における課題として、自動車周りの乱流場を扱うことができる乱流モデルが必要とされ、そのモデルに含まれる誤差、数値解法やスキームといった手法の影響、技術的なノウハウの蓄積、自動車まわりの乱流場を解ける計算リソースの要求が挙げられる。しかしながら、近年の計算機性能の発達によって、高精度な流れ場の解析ができるようになりつつあり、詳細な流れ構造の把握が可能という利点を活かすことで、自動車空力の研究、自動車開発プロセスでの活用が進んでいる。

4. 自動車空力に CFD が活用されるようになり始めた当時は、時間平均に基づく乱流モデルを用いた定常空力性能の研究が行われていたが、近年では空間平均に基づく乱流モデルを用いることで、後述するような非定常空力性能の解析も可能になっている。そして計算機性能の向上によって、より現実に近い非定常な乱流場を高精度で捉えることができるようになるに従い、自動車空力解析の中で CFD の占める役割はさらに大きくなりつつある。

1.1.2 空力性能と走行安定性

具体的な自動車空力性能の課題について述べる。外部流れに要求される項目は、空気抵抗の低減と走行安定性の向上である。特に自動車が高速走行しているときには、空気力が車速の自乗に比例して大きくなるため、例えば、走行抵抗に占める空気抵抗の割合が転がり抵抗よりも大きくなるなどその影響が無視できなくなる。前節で述べたように、空力性能への取り組みは、空気抵抗の低減から始まっている。1920 年代から 1930 年代にかけては、航空機の翼形を基にした流線型の自動車が多く作られたが、その後、積載量と居住性といった輸送機器として性能と、地上を走るという航空機とは大きく異なる環境に合わせ、自動車として合理的な空力形状の開発が行われるようになった。具体的な一例としては、翼のように後端が閉じられた形状でなく、垂直に切り落とした形状でも十分な空気抵抗低減が図れるということである。これにより、後部の室内空間を広くとることができた。このような形状の工夫は空気抵抗の低減にとどまらず、空力ヨーイングモーメントを小さくし、走行安定性を向上させるのに有利ということが明らかにされている¹⁾。

このような走行安定性に寄与する空気力としては、揚力係数が重要なファクターではあるが、揚力係数の低減は抵抗低減と背反する場合があることから、その両立が重要な課題となっている⁵⁾。さらに、燃費向上を目的とした車体の軽量化は、車両運動に対する空気力の寄与が相対的に高くなり、走行安定性に寄与する空力特性を調査することの重要性はより高まりつつあるといえる。

1933 年に Kamm により、空気抵抗が小さい車両は横風安定性が悪い傾向にあるという報告がなされて以降、走行安定性と空力特性が本格化している¹⁾。横風安定性は現在でも自動車空力では重要な課題として挙げられ、多くの研究がなされている。横風安定性は横風を受けた時の横変位量とヨーレートで評価される。このような姿勢変化を生み出す空気力は、主に横力とヨーイングモーメントである。この横風安定性の評価は、風洞中で車両の前後軸を傾けることで、接近流の風向を変化させて測定した空力特性を用いて評価されてきた。このとき、空力ヨーイングモーメントを変化させる流れのメカニズムも示されている⁶⁾。この例のように、姿勢角を直進状態から変え、固定した状態で行われる準定常解析に

よる評価が行われる一方で、横風帯に突入していく過渡的状況では自動車に作用する空気力は、準定常解析による評価とは異なる特性をみせる場合がある。横風突入に対応する具体的な非定常空気力の例として、ヨーイングモーメントのオーバーシュートが挙げられる⁷⁾。

このような非定常空気力の走行安定性への影響に着目する必要があるが指摘され、多くの研究がなされるようになっている⁸⁾。横風突入のように、車両に対する接近流の変化という現象だけではなく、路面凹凸による車両姿勢変化⁹⁾や、ドライバーの操舵による方向転換¹⁰⁾のように、車両姿勢変化によって生じる現象も報告されている。これらの操舵時の空力特性についても、従来は時間平均した横力やヨーイングモーメント、揚力を用いて評価されてきたが、近年では時間的に変化する非定常空気力の存在が明らかにされている。次節ではこれらの非定常空気力と走行安定性の関係について調査した研究の詳細について述べる。

1.2 先行研究

1.2.1 ピッチング運動およびヒービング運動中の非定常空気力

ピッチング運動やヒービング運動は、主に路面凹凸の影響による車両姿勢変化といえる。このような地面に対して垂直方向の運動は乗り心地への影響だけでなく、タイヤ接地荷重を変化させるため、結果としてタイヤで生じる横力やヨーイングモーメントが変化し、操縦安定性に対しても大きく影響する。

風洞実験による研究として、Aschwenden ら¹¹はレースカー形状の自動車模型に加振装置をとりつけることで、模型を強制加振し、ピッチング・ヒービング運動中に模型にかかる空気力を測定している。この実験では、車体に作用する非定常空気力の存在が明らかにされ、その空気力変化はサイン関数で変化した姿勢角に対して同周期ではあるものの、位相遅れを生じることが示されている。このように強制加振した車両姿勢に対する空気力応答は、入力姿勢角に対する位相遅れとゲインによって評価される。

Okada ら⁹は高速走行しているセダン車の非定常空力特性を、実走行試験と風洞実験によって調査している。実走行試験では、直進走行中の車両の前後地上高の時間変化を計測している。この実験では、機械特性が同じで空力特性のみを形状変更によって変えた、原型車と空力改善形状車の2車種が用いられている。結果として、これらの2車種では車体前後地上高の時間変化が大きく異なり、空力改善形状車の方がその振幅が小さく、運動を減衰させる空気力が作用していることを示した。さらに、風洞実験によって両車種の流れ構造が調査され、トランクデッキ上の流れが二次元的であるか、三次元的であるかが、その運動挙動に影響すると報告している。

Okada らの実験に対応させ、Cheng ら¹²⁻¹⁴は非定常 CFD 解析に移動境界手法を組み合わせることで、ピッチング運動中の車両に作用する非定常空力特性を解析している。Cheng らは Okada らの実験によって明らかにされたトランクデッキ上の二次元的流れ構造、三次元的流れ構造を再現できる簡易車両模型を用い、それらを強制加振することでピッチング運動中の流れ構造の非定常な変化を調査した。さらに、その空力ピッチングモーメントの応答を定量的に説明する空力ダンピング係数を導入し、空力的な運動減衰効果を評価している。結果として、トランクデッキ上におけるフロントピラーからの縦渦およびリアピラーからの縦渦挙動が、ピッチング運動に対する空力ダンピング効果の大小に寄与していることを明らかにし、流れの物理メカニズムを解明した。

他にも、佐藤ら^{15,16}によって、簡易車両をヒービング運動もしくはピッチング運動させた CFD 解析が行われ、その空力応答についての調査がなされている。この研究では、圧力変動を変位角項、角速度項、角加速度項に分離し、位相ずれとゲインを用いて、流体作用を分離して評価している。

以上のように、ピッチング運動やヒービング運動の研究によって、空気力応答は入力姿勢角に対する位相遅れとゲインによって評価されること、ピッチング運動を空力的に抑制・減衰させられることが示され、走行安定性の向上にこれらの影響を考慮することの重要性が示されている。

1.2.2 ヨーイング運動中の非定常空気力

ドライバー操舵による姿勢変化時に受ける空力応答は、車両に対する接近流風向の変化に着目した研究がなされてきた。操舵時には車体のヨー角が変化し、横方向へと移動する。したがって、これらの運動は水平面内の運動と空力応答の調査といえる。このとき、運動挙動は地面に固定された系からみたヨー角変化ではなく、車両に固定された系からみた接近流風向によって整理される。この接近流風向と車両中心軸のなす角を車体滑り角と呼び、その時間変化に着目して調査されている。

また、接近流風向の変化という観点から、横風帯を通過する現象をヨー角の変化に置き換え、一様流中で車両のヨー角を周期的に変化させた風洞実験や CFD 解析も行われている。

Theissen ら¹⁷は風洞中で実車形状を基にしたセダン型車両模型のヨー角を変化させた実験を行っている。この実験では空力横力と空力ヨーイングモーメントは、入力 of ヨー角変化に対して位相遅れを生じていることを示している。さらに、Wojciak ら¹⁸は車体後部形状を変更し、異なる 3 つの車両モデルを対象とした風洞実験を行い、空力応答を調査している。この実験では形状によって空力応答の位相遅れやゲインが異なることが示され、形状によって横風遭遇時の安定性が大きく異なることが示された。また、車体後部の圧力分布からその流れ構造を議論している。さらに、Guilmineau ら¹⁹は実験および数値解析により、簡略化されたブラフボディのヨー角を加振させたときの空力応答を調査している。これらの研究では、サイン波状の横風風速変化を受けた時には、空力横力や空力ヨーイングモーメントが同じ周波数でサイン波状の応答を示し、位相遅れやゲインによって空力的な安定性が議論されている。

前節で述べたように、急激に横風風速が変化するような突風への遭遇時の空力応答も調査されている。Beauvais ら⁷は風洞実験により、レール上におかれた自動車模型を横風帯に突入させたときの空力ヨーイングモーメント応答を調査している。実走行試験では、トラックのシャシーに乗用車上部車体を載せ、横風ブローの前を通過させることで空力ヨーイングモーメントの計測が行われている²⁰。これらの実験から、横風突風時のような急激な風向変化時には、空力ヨーイングモーメントがオーバーシュートすることが示されている。このような突発的な空力応答を生み出すメカニズム解明のため、非定常 CFD 解析がなされている。Hemida²¹らは箱型車両を対象とした CFD 解析を行い、非定常空力応答の原因が車体表面から非定常に発生する渦構造にあることを示している。より実物に近い形状の非定常空力応答調査として、池田ら²²はハッチバック型車両とセダン型車両、そして異なる床下形状をもつセダン型車両を対象とした CFD 解析を行うことで、それら形状の違いによる空力ヨーイングモーメントオーバーシュートの差異と、その発生メカニズムを車体まわりの伴流の非定常的な変化から明らかにしている。

これらのように、横風を接近流風向の変化として模擬した調査に加え、実際にヨーイング運動する自動車まわりの流れに関する研究もなされている。Okada ら¹⁰はピッチング運動に関する研究と同様に、市販乗用車をベースにした形状の異なる 2 車種を用いた強制蛇行運動を対象とした実走行実験を行っている。この実験では車体表面の圧力測定点から、車体に作用する空力横力や空力ヨーイングモーメントが見積もられ、ヨーイング運動を増幅・減衰させる空気力の存在が明らかにされている。そして、ピッチング運動と同様の空力ダンピング効果が存在を明らかにしている。

Tsubokura ら²³は Okada ら¹⁰の実走行試験に対応する非定常 CFD 解析を行い、2 車種のセダン型車両まわりの流れ構造を調査している。この研究では、2 つの移動境界手法を組み合わせることで、横移動とヨーイング運動を再現した。両車種の車体滑り角に対するダンピング効果を、Cheng らの手法¹³を用

いることで定量的に比較、評価している。この結果から、フロントホイールハウスの後方から側面にかけて分布する伴流（サイドウェイク）の厚さによって、車体側面の圧力変化の時間遅れに差異が生まれ、それがヨーイング運動へのダンピング効果の大小に寄与していることを明らかにしている。

以上のように、ヨーイング運動中の空力応答は空力横力や空力ヨーイングモーメントの応答に時間遅れが生じることが示され、その発生には非定常な渦構造や伴流が寄与していることが明らかにされている。さらに、これら非定常な空力応答が水平面内の車両運動を変化させることも示された。しかしながら、ピッチング運動、ヒービング運動に関する研究とともに、その運動は同一平面内に拘束されており、二次元的な運動といえる。さらに、運動と同一の方向、軸周りの空気力のみに着目している。そのため、例えば、ヨーイング運動によって生じる流れ現象によって引き起こされる空力ローリングモーメントの応答といったように、着目している空気力の軸周りとは異なる軸周りの運動によって生じる現象については明らかにされていない。したがって、実車走行時の複合的かつ三次元的な車両姿勢変化を対象とした研究はいまだ不十分といえる。

1.2.3 車両運動への空気力の影響

運動中の空力応答に着目した研究が行われてきた一方で、空気力が運動応答に与える影響についても研究されている。このような研究では車両運動力学に基づいた運動解析において空気力を考慮することで、運動応答に及ぼす空気力の影響と、その評価手法が検討されている。

Shibue ら²⁴は車両運動中に受ける空気力を、運動解析で用いられるコーナリングパワーに換算し、評価する手法を提案している。この手法では、ヨーイング運動によって接近流風向が変化したときに車両に作用する定常空力横力、揚力およびヨーイングモーメントを、等価コーナリングパワーの変化量に換算している。これによって、空気力影響を前輪と後輪の等価コーナリングパワーという2つの変数で表現できることを示した。さらに車両運動力学における運動特性の評価と同様に、スタビリティファクタとして評価できることを示している。

Ogawa ら²⁵は等価コーナリングパワーの変化量を、等価揚力の変化量として表す手法を提案した。コーナリングパワーはタイヤ接地面で生じ、その力の大きさは接地荷重とタイヤ舵角によって決まる。そこで、等価コーナリングパワーの変化量を生み出すのに必要な垂直方向の力を等価揚力として表す手法を示した。さらに、この手法と実走行試験を行った結果から、走行安定性への空力横力や空力ヨーイングモーメントといった空気力の影響を明らかにし、車両開発において、この評価手法に基づいた走行安定性向上が可能であることを示した。

さらに、運動応答と空力を直接結びつける取り組みとして、Nakashima ら²⁶は非定常 CFD 解析と運動解析を連成することで、非定常空気力を考慮しつつ運動応答を調べられる双方向連成解析を行っている。この研究では対象を大型トラック車両として、横風突入を想定した解析を行い、空気力の影響を受けた時のヨー角変化や横変位量を調べている。このとき、車両姿勢を固定した解析によって得られた準定常空力係数のマップから予測した空気力を与えた運動解析結果と、CFD 解析と同時に運動方程式を解いた連成解析結果を比較している。結果として、車両に作用する空気力、運動応答ともに準定常解析とは大きく異なる傾向になることが示され、運動解析へも非定常空気力の考慮が必要であるとしている。

このように、車両運動応答への空気力については、準定常的な取り組みがなされてきているのに加え、近年では非定常空気力をも考慮にいった運動応答解析が行われている。しかしながら、運動が二輪モデルのように平面内に単純化されており、水平面内運動や鉛直面内運動が同時に起きるような、実車走行時の車両姿勢変化の考慮までは至っていない。一方で、操舵時の官能試験結果は、ロール角速度との相関が高いという報告がなされている²⁷⁾。ここで述べたような単純化された運動解析手法では、操舵時の水平面内運動のみが考慮され、ロール応答には空気力を反映させることができないという問題がある。

1.3 目的と概要

1.3.1 本研究の目的

前節までに述べた研究背景から、実車走行時の走行安定性と空気力の関係を明らかにするためには、実車走行時の運動姿勢をより精確に再現し、非定常空気力が車両運動応答に与える影響を調べる必要があることがわかる。

特に、同一平面内の運動として表される、ピッチング運動とヒービング運動、横移動とヨーイング運動だけでなく、それらの姿勢が同時に変化する三次元的な多自由度運動しているときの空力応答を明らかにする必要がある。これまでは、運動と同一の方向・軸周りの空気力、即ち1自由度にモデル化された解析にとどまっていることから、ある軸周りの運動によって生じる流れが他の軸周り空力応答に及ぼす影響を解明する必要がある。

運動解析と空気力の関係についても、単純化された運動モデルを基にした運動解析にとどまっている。したがって、走行・操縦安定性に及ぼす非定常空気力の影響を明らかにするためには、多自由度の車両運動を再現できる運動モデルを用い、なおかつ運動時に作用する非定常空気力を高精度に再現することで、非定常空気力が反映された車両運動を予測する必要がある。

これらの課題を解決し、走行性能への非定常空気力影響を明らかにしていくために、本論文では以下の2点を目的とする。

1. 自動車の三次元的な多自由度運動時の非定常空力応答を明らかにする。本論文ではロール角とヨー角の変化に着目し、ロール角とヨー角を強制的に周期的に変化させた複合運動中の非定常空力応答と、単体ローリング、単体ヨーイング運動中の非定常空力応答と比較することで、多自由度運動時の空力応答とその発生メカニズムを明らかにする。
2. 多自由度車両運動と非定常空力解析の連成手法を構築する。そしてこの手法をレーンチェンジ運動中のばね上車体、すなわちサスペンション・ダンパ系の上に置かれる自動車車体が空気力を受けた際のヒービング運動、ローリング運動、ピッチング運動の姿勢変化予測に適用することで、非定常空力が車両の運動応答に及ぼす影響を明らかにし、その評価手法を提案する。

1.3.2 対象とする車両運動

本研究で対象とする車両運動は、操舵時の車両運動の一つであるレーンチェンジ運動とした。具体的には140 km/hで走行中、右に3 m離れた車線に2秒で移動する状況を想定した。レーンチェンジ運動中の姿勢変化は、市販の運動解析ソフトウェアを用いた空気力を考慮しない運動解析結果を基にしており、この結果は共同研究先企業より提供を受けた。図1.2に対象とした運動の模式図と、姿勢のうち時間変化が大きい横方向、ロール角、ヨー角、車体滑り角を示す。3 mの横変位、最大5度のヨー角変化の他に、ロール角が最大で2.0度と変化している。また、前述のように操舵時の走行安定性に関する官

能評価点はローリング運動と相関が高いことが指摘されている²⁷。そこで、本研究では主にローリング運動に着目して研究を進めた。

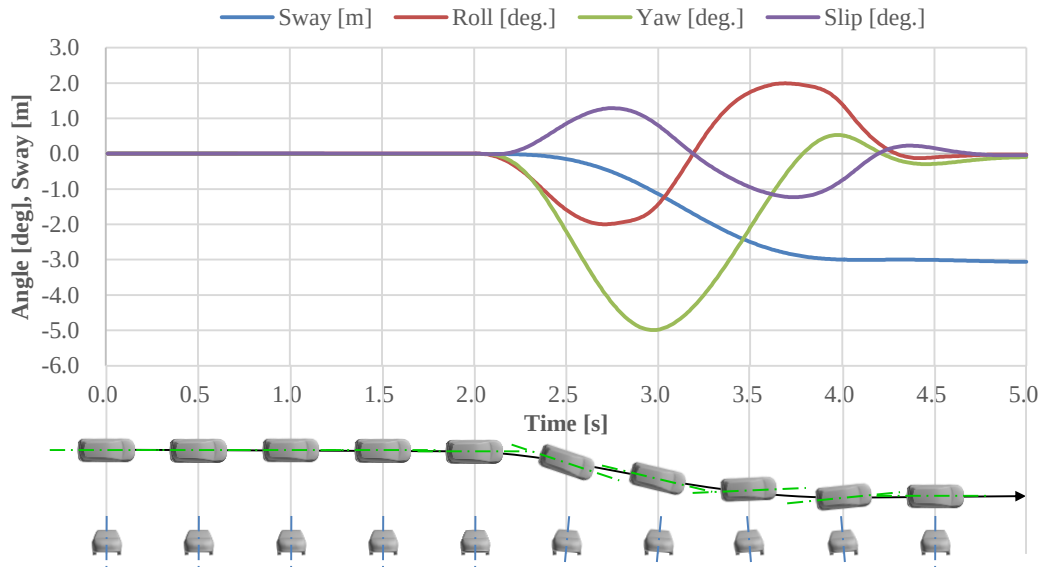


Fig.1.2 Time history of the displacement and the angle in the lane-change maneuver

1.3.3 本論文の構成

第1章では、本研究の背景と先行研究、そして目的を示した。

第2章では、数値解析手法について述べる。CFD解析の基礎方程式と乱流のモデル化、離散化手法、解析格子について述べる。さらに、スケール模型を用いて行われた風洞実験結果との比較・精度検証結果を示す。さらに、車両運動のモデル化と運動方程式、離散化手法について述べる。

第3章では、車両運動と非定常空気力の連成解析に必要な手法について述べる。CFD解析に導入した2つの移動境界手法について述べる。そして、車両運動解析とCFD解析を同一時間ステップ内で実行することで、車両姿勢と空力の相互影響を考慮できる、双方向連成解析手法の構築について示す。

第4章では、強制加振時の空力応答とその発生メカニズムについて述べる。レーンチェンジ運動を基にした周期的なローリング運動、ヨーイング運動時の空力応答、そしてそれらを複合させた多自由度運動時の空力応答を示し、単体運動時と複合運動時の違いを明らかにする。また、空力応答に差を生じる流れ構造について議論する。さらに、空気力を考慮しない運動解析結果に基づいて車両姿勢を変化させた強制レーンチェンジ運動時の解析結果と周期的な複合運動時の解析結果を比較することで、非周期的なレーンチェンジ運動中の空力応答と流れ構造を考察する。

第5章では、レーンチェンジ中のばね上車体挙動に対して、車両運動-空力連成解析を行った結果について述べる。非定常空気力が運動応答に及ぼす影響を明らかにし、運動方程式中の各成分の寄与を調べることで着目すべき変数について議論する。

最後に、第6章で本研究の結論を述べる。

第2章 流体および車両運動解析手法

本章では、自動車周りの数値流体解析手法と、車両運動解析で用いた車両運動モデルについて述べる。まずは、数値流体解析で用いた基礎方程式と乱流のモデル化、離散化手法、計算アルゴリズムを示す。続いて、数値流体解析手法の妥当性を、風洞実験結果と比較することで検証する。そして、車両運動モデルについて述べ、運動方程式と各項の算出、離散化手法を示す。

2.1 流体解析手法

2.1.1 流体解析の基礎方程式

本解析で対象とする自動車周りの流れは、代表長さを車長、代表速度を車速としたときのレイノルズ数が 10^6 から 10^7 のオーダーとなり、車体形状に応じて局所的に剥離・再付着が発生し、後引き渦などが現れる複雑な乱流状態となっている。この複雑な自動車周りの乱流場を解析するにあたって、基礎方程式を直接離散化し小スケールの渦まですべて計算する Direct Numerical Simulation (DNS) を用いるのは、今日の計算機性能では現実的ではない。したがって、数値流体解析を行うには、乱流モデルを導入する必要がある。定常状態の乱流場に対しては、時間平均の考え方を基にする Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) モデルが用いられることもあるが、本研究の対象である自動車の周囲の流体现象が時々刻々と変化する事象を解くには、空間平均を基にした Large Eddy Simulation (LES) のように非定常現象を捉えられる乱流モデルを使用する必要がある。LES では、図 2.1 に示すように解析格子によって解像されうる大規模な渦構造（グリッドスケール成分）を直接計算し、格子解像度以下の小規模で普遍的な渦構造（サブグリッドスケール）はモデル化する。したがって、空間フィルタ操作が施された基礎方程式を解くことになる。LES では前述の RANS に比べると計算コストが高くなってしまうものの、DNS に比べると計算コストを下げることができる。自動車周りの数値流体解析についても、近年では数多くの LES 解析の成果が報告され、実用的な計算リソースの消費で、車両の空力設計には十分といえる精度で流れ場の情報を得られるようになっている。そこで、本解析でも LES を解析手法として用いた。

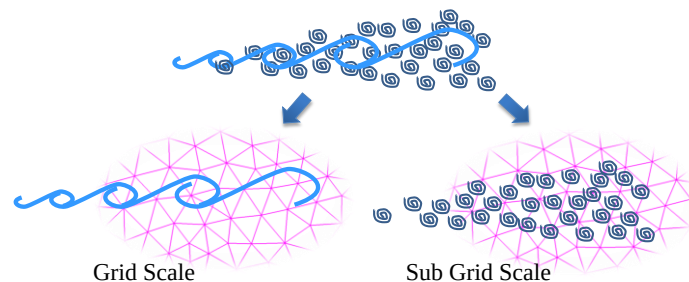


Fig.2.1 Concept of Large Eddy Simulation

LES で解かれる基礎方程式は、空間フィルタ操作がなされた連続の式と Navier-Stokes 方程式である．

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + 2 \frac{\partial}{\partial x_j} (\nu + \nu_{SGS}) \bar{S}_{ij} \quad (2.2)$$

これら式で、上に付いたバーは空間フィルタ操作を表している． $\bar{u}_i$ は*i*方向への速度、 p は圧力、 ν は動粘性係数である． $\bar{P}$ は式 2.3 のように、ひずみ速度テンソル $\bar{S}_{ij}$ は式 2.4 のように定義される．

$$\bar{P} = p/\rho + (\overline{u_k u_k} - \bar{u}_k \bar{u}_k)/3 \quad (2.3)$$

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.4)$$

本研究では、サブグリッドスケールの渦粘性モデルとして、Smagorinsky²⁸により提案された標準スマゴリンスキーモデルを用いる．このモデルの定義式に従うと、 ν_{SGS} は

$$\nu_{SGS} = (C_{SGS} f \Delta) \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \quad (2.5)$$

となる． C_{SGS} は本モデルにおけるモデル定数である．一般的に、ブラフボディに対しては、0.10～0.15 が用いられる．本研究で対象とする自動車周りの LES 解析に対して、0.10 と 0.15 を用いた時の解析結果の比較が Cheng ら¹²によって報告されている．両者の解析結果を比較すると、表面圧力や空力係数にはほとんど差は生じていない．一方で、0.10 を用いると粘性が小さくなり、非構造格子の非直交性に起因する数値振動が生じることが懸念されるため、0.15 としている．本研究ではその知見を基に、0.15 を用いた．なお、 Δ はサブグリッドスケールの長さスケールを表し、計算要素体積の 1/3 乗とした． f は van Driest 型のダンピング関数で、摩擦速度と動粘性係数によって無次元化された壁面からの距離 y^+ の関数となっている．この関数によって壁面近傍の渦粘性を減衰させた．

$$f = 1 - \exp\left(\frac{-y^+}{26}\right) \quad (2.6)$$

2.1.2 境界条件と壁モデル

本研究で用いた流れ場に対する境界条件は流れ場への流入および流出，そして壁面の条件である．このうち流入境界条件は物理変数 ϕ の値を直接規定する Dirichlet 型境界条件（式 2.7）として，速度を与えている．圧力は物理変数 ϕ の勾配を規定する Neumann 型境界条件（式 2.8）を与えている．流出境界条件の速度には速度勾配が 0 となる Neumann 型の境界条件を与え，圧力は Dirichlet 型で規定している．

$$\phi_{BC} = \phi_{give} \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial n} \right)_{BC} = \text{const.} \quad (2.8)$$

壁面は自由滑り条件と，実際に物理的な壁面を想定する壁法則条件の 2 つを用いた．このうち，自由滑り条件は遠方の解析領域壁面に適用され，流速の壁面垂直方向の勾配が 0 で壁面摩擦を生じない仮想的な条件である．一方で，物体壁面には滑りなし条件を与える必要がある．ただし，本研究では以下に述べる壁法則を用いた．

本研究の解析対象である自動車の壁面に生じる境界層を十分に解像できる格子を配置するのは，計算コストの観点から非現実的である．壁面からの無次元距離 y^+ が 1 程度であれば，境界層が十分に解像されているという目安となる．しかしながら，そのような格子を配置するには，タイヤ等も省略した簡易形状でも数十億要素から数百億要素の計算格子が必要とされ²⁹，より実車に近い形状の車体に対しては現在使用可能な数千倍の計算機性能が必要になると予想される．そこで，壁面境界条件として壁モデルを用いた．これは，壁面近傍で十分発達した乱流境界層内の速度分布が対数分布となり，粘性底層内では線形分布になるという実験結果に基づく壁モデルである．本研究では，次式で表されるような Spalding 則を用いた．Spalding 則は粘性底層内の速度分布と乱流境界層内の速度分布を滑らかにつなぐ関数の形となっている．これは，二層モデルのように，壁面に隣接する格子点が粘性底層内にあるときと，乱流境界層にあるときの切り替えを必要としない利点を持ち，粘性底層内では滑り無し条件に帰着し，乱流境界層内では壁法則にしたがう．

$$y^+ = u^+ + \frac{1}{E} \left[e^{\kappa u^+} - 1 - \kappa u^+ - \frac{1}{2}(\kappa u^+)^2 - \frac{1}{6}(\kappa u^+)^3 \right] \quad (2.9)$$

ここで，定数 κ は 0.42， E は 10.07 である．壁面に隣接する格子点の速度 u^+ および格子点と壁面の距離 y^+ を与えると，反復法によって，摩擦速度 u_τ を求めることができる．摩擦速度をもとに壁面せん断応力を次式によって算出する．得られた壁面せん断応力は Neumann 型の境界条件として，速度勾配の形で与える．

$$\tau_w = \rho u_\tau^2 \quad (2.10)$$

2.1.3 流体解析における離散化とアルゴリズム

本研究で用いた数値解析コードでは、離散化手法として節点中心の非構造格子有限体積法を用いている。有限体積法では積分形式の基礎方程式を用いる。ナビエ・ストークス方程式を積分形式にすると、次式のように表される。

$$\int_S \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho u_i d\Omega + \int_S \rho u_i \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \tau_{ij} \mathbf{l}_j \cdot \mathbf{n} dS - \int_S p \mathbf{l}_i \cdot \mathbf{n} dS \quad (2.12)$$

計算格子の形状は図 2.2 に示すようなテトラ・ピラミッド・プリズム・ヘキサ要素の混合となっている。節点中心の非構造格子有限体積法では、計算格子の節点周りにコントロールボリュームが構築される。上の式で Ω はコントロールボリューム体積を表し、 S はコントロールボリューム界面の面積を表す。各変数は節点に定義される。計算要素、節点、コントロールボリュームの関係を図示すると図 2.3 のようになる。

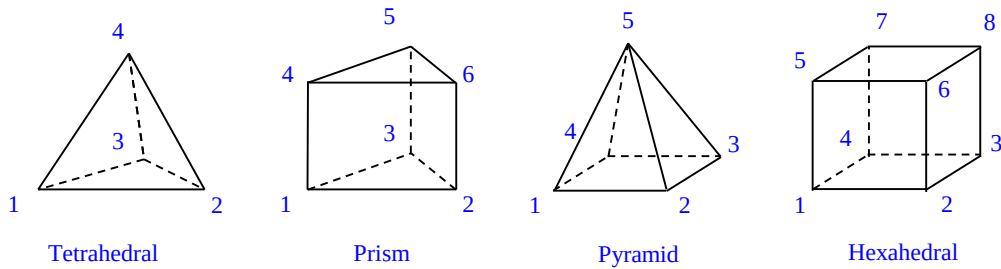


Fig.2.2 Topology of numerical elements

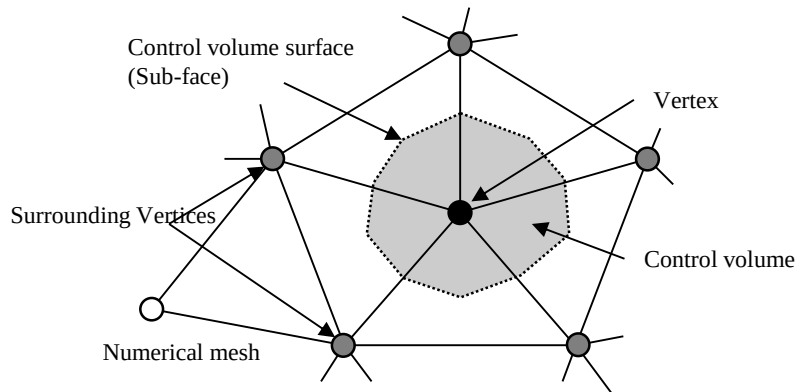


Fig.2.3 Control volume generated by the vertex-centered method and surrounding vertices

積分形式で表された基礎方程式を解くためには、コントロールボリューム界面における変数の値や勾配が必要となる。本解析では、この界面における値や勾配は界面上のある一点の値を代表値として用い、界面を挟む両節点の値から補間、計算している。本研究では2次中心差分法により、この値を求めている。ただし、対流項については中心差分に起因する数値振動を抑制するため、車体近傍では2次精度中心差分90%に3次精度風上差分を10%ブレンドしたスキームを、特に格子が粗く数値振動の発生が懸念される遠方場では1次精度風上差分を用いた。式2.13に2次精度中心差分による界面の対流速度の導出を示す。ここで ϕ_A はコントロールボリュームAにおける物理量、 ϕ_B はコントロールボリュームBにおける物理量で、 w_B および w_B はコントロールボリューム中心と界面との距離から求めた重み付けを表す。

$$\phi_{SF} = w_A \phi_A + w_B \phi_B \quad (2.13)$$

続いて、式2.14に3次精度風上差分による界面の対流速度の導出を示す。 ϕ_{SF-A} はコントロールボリュームAからの寄与分、 ϕ_{SF-B} はコントロールボリュームBからの寄与分を表し、式2.15および式2.16のように計算する。

$$\phi_{SF} = \phi_{SF-A} \max\left(\frac{\vec{S}_{SF} \cdot \vec{u}_{SF}}{|\vec{S}_{SF}| |\vec{u}_{SF}|}, 0\right) - \phi_{SF-B} \min\left(\frac{\vec{S}_{SF} \cdot \vec{u}_{SF}}{|\vec{S}_{SF}| |\vec{u}_{SF}|}, 0\right) \quad (2.14)$$

$$\phi_{SF-A} = \phi_A + \frac{s}{4} \left[\left(1 - \frac{1}{3}s\right) \Delta_A^- + \left(1 + \frac{1}{3}s\right) \Delta_A^+ \right] \quad (2.15)$$

$$\phi_{SF-B} = \phi_B - \frac{s}{4} \left[\left(1 - \frac{1}{3}s\right) \Delta_B^+ + \left(1 + \frac{1}{3}s\right) \Delta_B^- \right] \quad (2.16)$$

ここで、 s 、 Δ_A^- 、 Δ_A^+ 、 Δ_B^+ 、 Δ_B^- はそれぞれ以下の式から得られる。

$$s = \frac{2\Delta^+ \Delta^- + \epsilon}{(\Delta^+)^2 + (\Delta^-)^2 + \epsilon} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} \Delta_A^+ &= \phi_B - \phi_A \\ \Delta_A^- &= 2\vec{r}_{AB} \cdot \nabla \phi_A - \Delta_A^+ \\ \Delta_B^- &= \phi_B - \phi_A = \Delta_A^+ \\ \Delta_B^+ &= 2\vec{r}_{AB} \cdot \nabla \phi_B - \Delta_B^- \end{aligned} \quad (2.18)$$

時間積分には、1次精度 Euler 陰解法を用いた。LES 解析では数値粘性を防ぐ目的で、2次精度以上の手法、Adams-Bashforth 法や Clank-Nicolson 法などが用いられることが多い。一方で、本研究のように自動車の車両運動を対象とした LES 解析では、自動車空力解析としては長い時間の問題を解くことにな

る。レーンチェンジ解析では、発達計算を含めると 5 秒程度、車両を強制運動させた解析では十分な位相平均結果を取得するために 16 秒の計算を実施している。このとき、2 次精度以上の手法を使いながら安定に数値計算ステップを進めていくために、十分に小さいクーラン数となるような時間刻みを設定すると、計算コストが莫大になる。これまでの知見¹⁴から、1 次精度 Euler 陰解法でも自動車に作用する非定常空力を予測するのには十分な精度が得られている。そこで、本研究では安定に計算を進められる 1 次精度の陰解法を用いている。なお、流れ場中の局所クーラン数は最大で 2 程度である。

速度と圧力のカップリングには Amsden と Harlow³⁰により提案された SMAC 法を用いている。本研究で用いた解析コード内で、1 次精度 Euler 陰解法を用いたときの SMAC 法アルゴリズムについて述べる。まず、第 1 段階での速度の予測値 $\vec{v}'$ を計算する。

$$\frac{\rho^{*m+1}u_i^{*m+1} - \rho^nu_i^n}{\Delta t} = -R_{iCD}^{*m+1} + \nabla p^m \quad (2.19)$$

ここで 1 ステップ内の内部繰り返し数を m とする。

$$\rho^{*m+1}u_i^{*m+1} = \rho^mu_i^m + \rho^mu_i' \quad (2.20)$$

圧力の補正量は

$$\delta p = p^{m+1} - p^m \quad (2.21)$$

であり、ポアソン方程式から求める。ポアソン方程式を積分形式で書くと、

$$\oint_{SF} \nabla \delta p \cdot \mathbf{n} dS = \frac{1}{\delta t} \left[\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right)^{n+1} + \oint_{SF} \rho^* u_{iSF}^* \cdot \mathbf{n} dS \right] \quad (2.22)$$

求まった圧力の補正量を用いて、次式より新しい速度 u_i^{*m+1} を求める。圧力補正量が十分小さくなり、 u_i^{*m+1} が連続式を満たすようになれば、収束したものとみなし、次のステップの計算へと移る。十分に収束していなければ、次の内部繰り返しに進み、収束条件を満たすまでこれを繰り返す。圧力ポアソン方程式の行列解法には不完全コレスキー分解付き共役勾配 (ICCG) 法³¹を用いた。その他の行列解法には Bi-CGSTAB 法を用いている。

2.1.4 解析ソフトウェアとハードウェア

数値解析には、FrontFlow/red-Aero-HPC をベースとし、後述の連成解析機能を新たに実装したコードを用いた。FrontFlow/red-Aero-HPC は文部科学省 IT プログラム「FSIS 戦略的基盤ソフトウェアの開発」および文部科学省次世代 IT 基盤構築のための研究開発「RSS21 革新的シミュレーションソフトウェアの研究開発」によって開発と実証が行われた次世代流体解析コード FrontFlow/red をベースとしている。

このソフトウェアをベースとし、NEDO 産業技術研究助成事業「自動車空力設計イノベーションのための次世代非定常空力シミュレータの開発」によって車両運動との連成、大気ガストを受けた非定常空力予測といった自動車空力解析向けに改良がおこなわれたバージョンが FrontFlow/red-Aero である。さらに、文部科学省革新的ハイパフォーマンス・コンピューティング・インフラ (HPCI) の構築「分野 4 次世代ものづくり」において、大規模超並列計算向けの改良を行ったものが、FrontFlow/red-Aero-HPC である。本ソフトウェアは、これまで述べてきたように節点中心の非構造格子有限体積法を用い、速度・圧力カップリングに SMAC 法を用いた流体解析コードである。METIS ライブラリによる領域分割が行われ、MPI ライブラリによるノード・CPU 間通信によって並列計算が可能となっている。

計算格子の生成には、Poitwise 社開発の Gridgen および Pointwise を用いた。可視化ソフトウェアには Intelligent Light 社開発の FieldView を用いた。

解析には九州大学情報基盤センターの高性能アプリケーションサーバシステム HITACHI HA8000-tc/HT210、東京大学情報基盤センターの FX10 スーパーコンピュータシステム、東京大学生産技術研究所所有の PC クラスタシステムを用いた。

HA8000-tc/HT210 の演算ノード 1 台には 1CPU あたり 12 コア、クロック数 2.7GHz の Intel Xeon プロセッサが 2 個搭載され、主記憶容量は 256GB となっている。1 ノードあたりの演算性能は 518 GFLOPS、システム全体の CPU 演算性能は 500.26 TFLOPS である。本解析では、16 ノード 384CPU を用いた並列計算を行った。このとき、実時間 5 秒のレーンチェンジ運動 1 ケースの解析に要する計算時間はおよそ 200 時間である³²。

FX10 の演算ノード 1 台には 1CPU あたり 16 コア、クロック数 1.848GHz の SPARC 64 Ixfx プロセッサが搭載され、主記憶容量は 32GB となっている。1 ノードあたりの演算性能は 236.5GFLOPS、システム全体の CPU 演算性能は 1.135PFLOPS である³³。計算時間は、コアあたりの性能が HA8000-tc/HT210 の 45%程度であるため、2 倍程度の時間を要する。

東京大学生産技術研究所所有 PC クラスタシステムの演算ノード 1 台には、1CPU あたり 8 コア、クロック数 2.20GHz の Intel Xeon プロセッサが 2 個搭載され、主記憶容量は 64GB となっている。1 ノードあたりの演算性能は 281.6GFLOPS、システム全体の演算性能は 38.30TFLOPS である。

格子生成や可視化に用いたハードウェアは、32GB の主記憶を搭載した 64bit 対応ワークステーションである。

2.1.5 数値解析精度の検証

数値解析手法の検証は、本論文の解析モデルである自動車形状を対象とした風洞実験で得られた定常空力係数 C_D 、 C_L と表面 C_p 値分布を比較することで行った。自動車形状は共同研究先企業より提供を受け、第 3 章以降の解析と同一の車体形状を用いた。実験結果も同様に、共同研究先企業において行われた実験結果の提供を受けた。風洞実験は共同研究先企業所有の 3/4 開放型回流式風洞装置を用いて行われ、解析対象モデルのスケールは 1/4 で一様流速は 27.78 m/s を想定し、車長を代表長としたレイノルズ数は 1.8×10^6 である。風洞ノズルの後方、車両前端より 0.15 m 前方に 0.25 m の幅で境界層吸い込み装置が設けられ、車体近傍の床面に厚い境界層が形成されるのを防いでいる。

車体に作用する空気力は、図 2.4 に示すように風洞床面の下に設置された二分力計によって計測されている。なお、タイヤは風洞床面に固定されていて車体からは独立しており、各空力係数は各タイヤを除く車体のみに作用する空気力が測定される。本解析では格子数削減のため、図 2.5 右に示すように模型を支持する支持棒は省略し、タイヤの内側に設けられた支持棒を避けるために切り欠きは再現している。

風洞実験モデルに合わせて作成した解析モデルを図 2.5 左に、解析格子を図 2.6 に示す。解析モデルの寸法は、全長 L が 1.057 m、全幅 W が 0.440 m、全高 H は 3.74 m である。解析格子の表面解像度は 1 mm から 5 mm 程度となっている。解析領域のサイズは主流方向に全長の 14.7 倍、車幅方向に全幅の 21.4 倍、高さ方向に全高の 12 倍である。車体近傍には密な格子を配置することで精度を確保し、遠方場は粗い格子を配置することで計算コストを削減した。総節点数は 400 万程度、総要素数は 2200 万要素程度である。境界条件は図 2.7 に示すように設定した。数値解析上で風洞実験の接近流速プロファイルを再現するため、図 2.8 に示すように鉛直下向きに -5 m/s 吸い込み境界を設定することで境界層吸い込み装置を模擬し、一様流速を 27.78 m/s から 29.17 m/s に増速した。実験および数値解析で得られた速度プロファイルを図 2.9 に示す。地面から 200 mm より上方では実験結果とよく一致した速度分布となっている。ただし、床面近傍では数 m/s 程度の差が生じている。その他の計算条件は表 2.1 に、物理条件は表 2.2 のとおりに設定した。

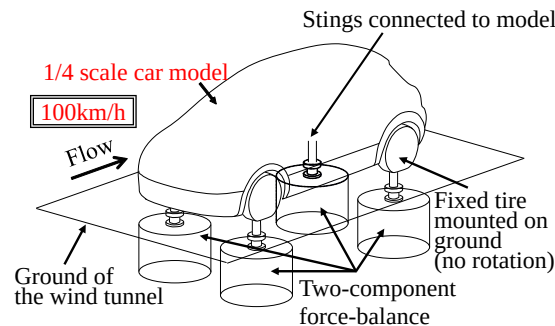


Fig.2.4 Experimental setup³⁴

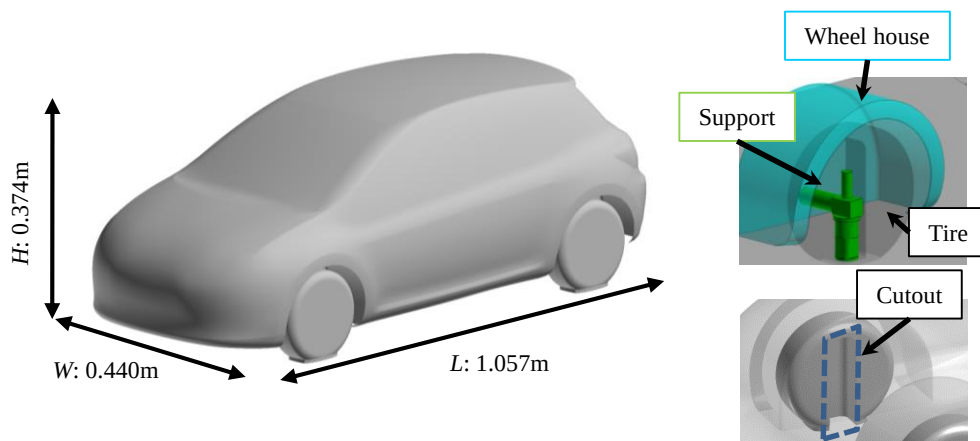


Fig.2.5 Target model and wheel geometry in the validation case

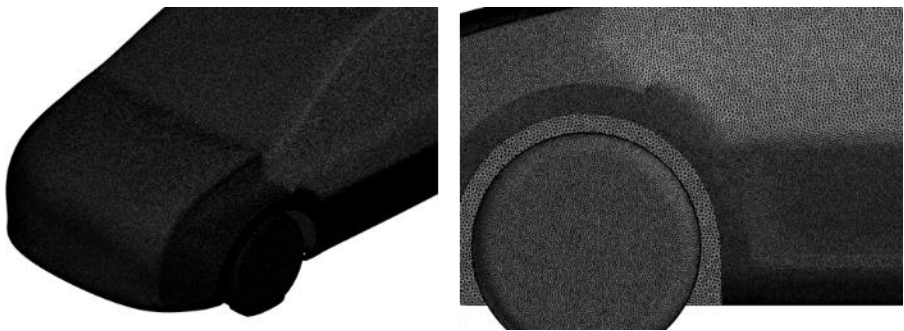


Fig.2.6 Surface mesh allocation on the vehicle model in the validation case

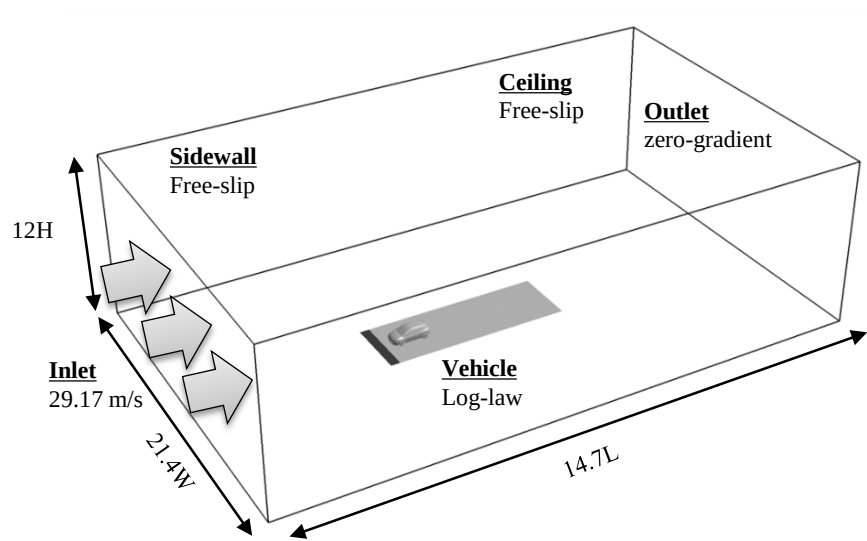


Fig.2.7 The numerical domain and boundary conditions in the validation case

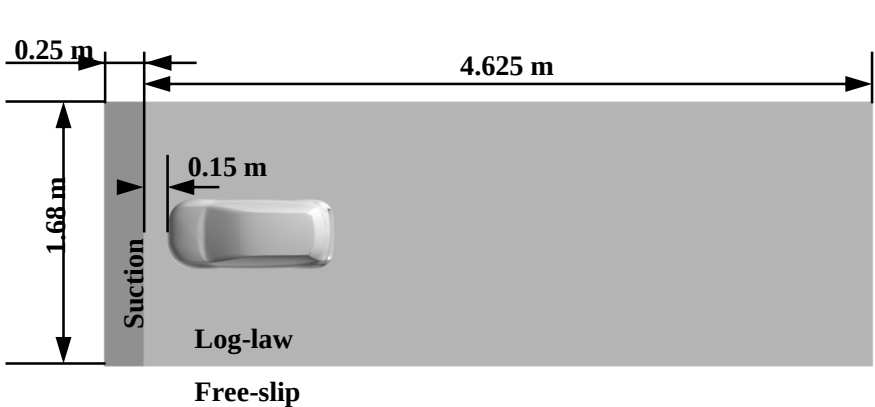


Fig.2.8 Boundary conditions on the floor in the validation case

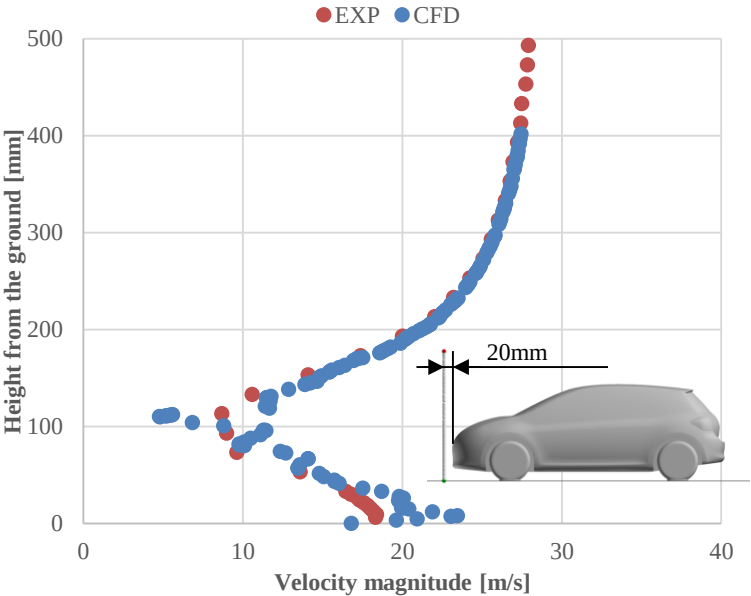


Fig.2.9 Velocity profile in front of the vehicle obtained from the wind tunnel measurement and the numerical simulation

Table 2.1 Numerical conditions in the validation case

Turbulence model	Smagorinsky Model ($C_{SGS} = 0.15$)
Spatial discretization	2nd order central difference 2nd order central difference 90% +
Convection term	3rd order upwind difference 10% (far region: 1st order upwind difference)
Time integration	1st order Euler implicit method
Delta time [sec.]	1.0×10^{-5}
Total time step [-]	40,000
Total time [sec.]	0.4
Averaging time period [sec.]	0.2 - 0.4

Table 2.2 Physical conditions in the validation case

Density [kg/m ³]	1.2
Viscosity [Pa·s]	1.82×10^{-5}
Reynolds number	1.8×10^6

実験で得られた空力係数を表 2.3 に示す．抗力係数は $C_D = 0.295$ ， $C_L = 0.028$ であったのに対して，数値解析結果は $C_D = 0.318$ ， $C_L = 0.000$ であった． C_D 値は実験との差が 0.023 で，8%ほど過大評価している． C_L に関しては差が 0.028 で過小評価となっており，実験では上向きの揚力が生じているのに対して，計算では揚力は生じていない．続いて車体表面の C_p 分布を図 2.10 に示す．車体上面の C_p 分布は実

験結果と定性的にも定量的にも非常によく一致している．一方で、車体下面では車両後端部の負圧を過小評価しているものの、中央より前方では実験結果とよい一致を示している．この車体後端部の負圧の誤差によって、抗力および揚力に実験との差が生じたと考えられる．ただし、圧力分布の定性的な傾向はよく捉えられていることから、車体周りの主要な流れ構造は捉えられているものと思われる．さらに、車両操舵時のヨーイング運動に対する空力安定性は、フロントホイールハウスからの吹き出しにより車両側面に形成される伴流（サイドウェイク）の影響を受けることが示唆されている¹⁰．したがって、フロントホイールハウス内の流れ構造の予測はサイドウェイクの予測にも重要と考えられる．そこで、フロントホイールハウス内の圧力分布についても実験結果と比較した（図 2.11）．ホイールハウス後端では、圧力を過大評価しているものの、ホイールハウス前方および中央部では、実験結果と定量的にも良い一致を示している．ホイールハウス後端の圧力に誤差を生じた理由として、車体を支えるために、床下と車体をつなぐ支持棒を省略していることがあげられる．数値解析では支持棒の伴流が生じないため、圧力を過大評価したと考えられる．ただし、この支持棒やタイヤ内側の切り欠きは、実車を想定した強制運動解析および連成解析では省略している．したがって、ホイールハウス内についても数値解析はその流れをよく捉えられており、本論文の目的には十分な精度を有していると考えられる．

Table 2.3 Comparison of aerodynamic coefficients between wind-tunnel measurement and numerical simulation

	simulation	
	C_D	C_L
CFD	0.318	0.000
EXP	0.295	0.028

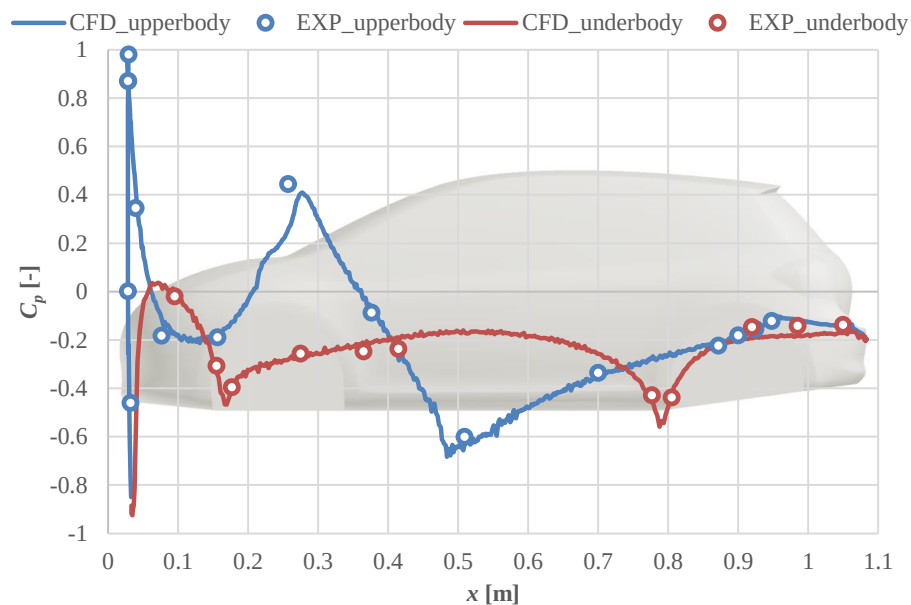


Fig.2.10 Surface pressure distribution along the center line obtained from the wind-tunnel measurement and the numerical simulation

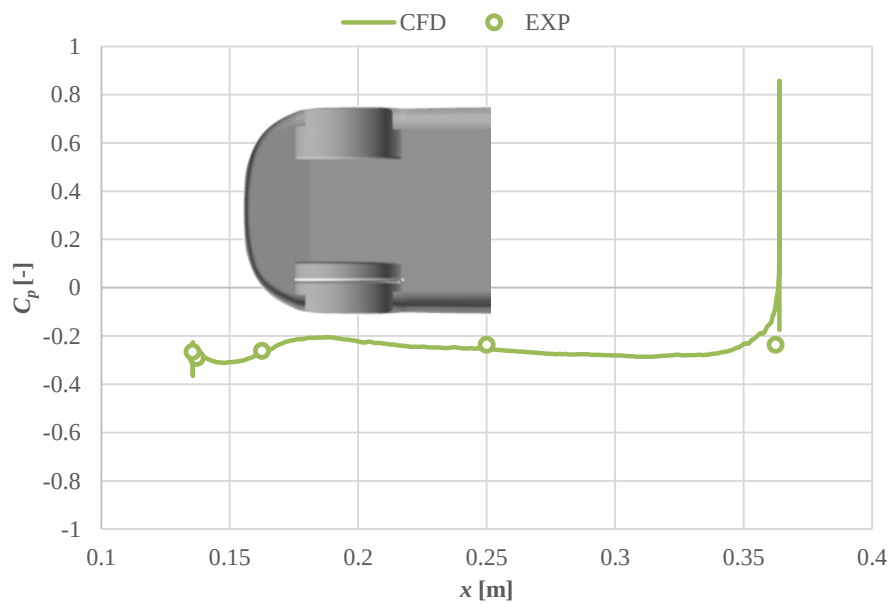


Fig.2.11 Surface pressure distribution in the front left wheel house obtained from the wind-tunnel measurement and the numerical simulation

2.2 車両運動解析手法

本節では、空気力を考慮した運動解析手法について述べる．本研究で用いた運動モデル，タイヤ力モデルと運動方程式を示し，その解法について述べる．

2.2.1 車両運動解析の基礎方程式

車両運動解析手法と，連成解析に用いた車両運動モデルについて述べる．このモデルは車体を剛体と仮定し，ばね上車体の上下ヒービング・ロール・ピッチ運動，そしてホイールを含む車両全体の進行方向加減速・横方向並進・ヨー運動を考慮した 6 自由度のモデルである．このモデルは，自動車技術ハンドブック³⁵に示されたモデルを基にし，本研究で対象とするレーンチェンジ運動の解析用に改良，実装した．具体的には，横変位やヨー運動を強制的に与えた際のばね上車体姿勢変化を解析できるようにし，さらにロール運動方程式に慣性乗積項を加えた．

運動方程式中で考慮する座標系および形状パラメータ，物理パラメータ，方程式中で考慮する力を図示する．まずは運動方程式における座標系を図 2.12 に示す．空間に固定された座標系を $X-Y-Z$ とし，車両に固定された座標系を $x-y-z$ とする．ロール角 ϕ およびピッチ角 θ は車両に固定された座標系に対して定義される．ヨー角 ψ は空間に固定された座標系に対して定義される．さらに車両の進行方向と車両中心軸のなす角を車体滑り角 β とする．車体滑り角は式 2.23 のように求められる．

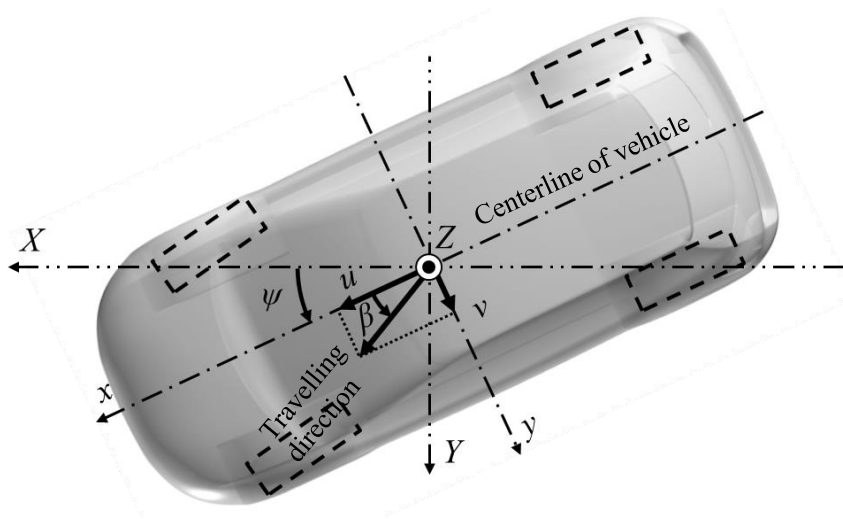


Fig.2.12 Definition of the coordinate system in the vehicle motion analysis

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v}{|u|} \right) \quad (2.23)$$

車体を側面から見た時の力とモーメントを図 2.13 に，車体を正面から見た時の力とモーメントを図 2.14 に示す．これらの力とモーメントを考慮して，各軸方向および各軸周りの運動方程式を立てる．式

2.24 はヒービング運動，式 2.25 はローリング運動，式 2.26 はピッチング運動の運動方程式である．なお式中の添字*i,j*は*i*が前後，*j*が左右を表す．これら運動方程式中の変数および本研究で用いた値は表 2.4 に示す．

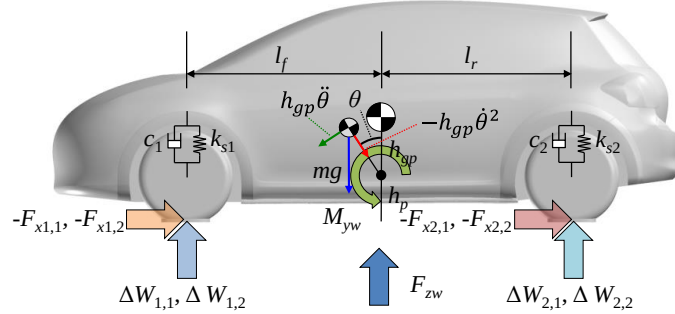


Fig.2.13 Variables in the vehicle dynamics model for the heaving motion and pitching motion

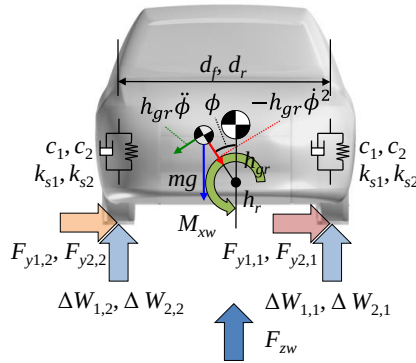


Fig.2.14 Variables in the vehicle dynamics model for the rolling motion

$$\begin{aligned}
 & m_s(\ddot{z} - h_{gp}\dot{\theta}^2 \cos \theta - h_{gp}\ddot{\theta} \sin \theta - h_{gr}\dot{\phi}^2 \cos \phi - h_{gr}\ddot{\phi} \sin \phi) \\
 & = \sum_{i,j} \Delta W_{i,j} + F_{zw}
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

$$\begin{aligned}
 & (I_x + m_s h_{gr}^2) \ddot{\phi} - m_s h_{gr} (\ddot{y} + \dot{x} \dot{\psi}) \\
 & = m_s g h_{gr} \sin \phi + h_{rf} \sum_j F'_{y1,j} + h_{rr} \sum_j F'_{y2,j} \\
 & + \frac{d_f}{2} (\Delta W_{1,1} - \Delta W_{1,2}) + \frac{d_r}{2} (\Delta W_{2,1} - \Delta W_{2,2}) + I_{xz} \ddot{\psi} + M_{xw}
 \end{aligned} \tag{2.25}$$

$$\begin{aligned}
 & (I_y + m_s h_{gp}^2) \ddot{\theta} - m_s h_{gp} (\ddot{x} - \dot{y} \dot{\psi}) \\
 & = m_s g h_{gp} \sin \theta - h_p \sum_{i,j} F'_{xi,j} \\
 & - l_f (\Delta W_{1,1} + \Delta W_{1,2}) + l_r (\Delta W_{2,1} + \Delta W_{2,2}) + M_{yw}
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

Table 2.4 Parameters in the motion equations

m_s	ばね上車体重量 [kg]	1358.0
h_{gp}	重心とピッチ中心の距離 [m]	0.0
h_{gr}	重心とロール中心の距離 [m]	0.0
I_x	重心を通る x 軸周りの慣性モーメント [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	401.0
h_{rf}	前輪軸位置における地面からのロール中心の高さ [m]	0.56
h_{rr}	後輪軸位置における地面からのロール中心の高さ [m]	0.56
d_f	前輪トレッド幅 [m]	1.580
d_r	後輪トレッド幅 [m]	1.574
I_{xz}	xz 成分の慣性乗積 [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	119.4
I_y	重心を通る y 軸周りの慣性モーメント [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	1820.0
h_p	地面からのピッチ中心の高さ [m]	0.56
l_f	重心と前輪軸の距離 [m]	0.963
l_r	重心と後輪軸の距離 [m]	1.637

上下 (z 軸) 方向の変位に関する運動方程式の左辺第 1 項は車体ばね上質量と加速度, 第 2 項から第 5 項はピッチ運動もしくはロール運動にともなう重心点の上下移動をあらわす. 右辺第 1 項は各タイヤの接地荷重変化量の和で, サスペンションやダンパ, アンチロールバーから受けるばね反力の和である. そして, 右辺第 2 項が空力揚力 F_{zw} である.

ロール軸(x 軸)周りの回転に関する運動方程式の左辺第 1 項および第 2 項は x 軸まわりの慣性モーメントとロール角加速度である. 第 3 項及び第 4 項は横加速度およびヨー角速度に比例し, ばね上車体重心を通る軸とロール軸が異なるときに, ばね上車体の回転に寄与する成分をあらわす. 右辺第 1 項はロール角が生じた時, 重心に鉛直下向きに作用する力によって生じるモーメント, 第 2 項および第 3 項はタイヤ横力によって生じるモーメントを表す. 第 4~7 項はサスペンションストロークの変化に伴って生じるサスペンションやダンパから受けるばね反力によって生じるモーメントである. そして第 8 項は慣性乗積でヨー角加速度に比例する項, 第 9 項が空力ローリングモーメント M_{xw} である.

ピッチ軸(y 軸)まわりの回転に関する方程式は, ロール軸周りの運動方程式とほぼおなじ構成になっている. 左辺第 1 項, 第 2 項は y 軸まわりの慣性モーメント, 第 3 項および第 4 項は進行方向加速度とヨー運動による重心の前後移動を反映した項である. 右辺第 1 項はピッチ角変位による重心移動をあらわし, 第 2 項はタイヤ前後力によるモーメントを表す. 第 3~6 項はサスペンション・ダンパ系から受けるばね反力によるモーメントであり, 第 7 項が空力ピッチングモーメント M_{yw} を表している.

つづいて, 各項の算出手順について述べる. まず, 各タイヤのサスペンション・ダンパ系から受けるばね反力の算出について示す. この反力はサスペンション, ダンパそしてアンチロールバーの効果を反映しており, 次式によって求める. なお, 接地荷重の変化量はこれに各タイヤにかかる空力揚力を加えた値となる.

$$\Delta W_{i,j} = -k_{si}z_{i,j} - F_{ci,j} - F_{ai,j} \quad (2.27)$$

z_{ij} は各タイヤのサスペンションストロークをあらわす．サスペンションストロークはヒービング運動 z ，ピッチ角 θ ，ロール角 ϕ によって求められる．サスペンションの反力は，単純なばねを仮定し，ばね定数 k_{si} との積で求める．

$$z_{1,1} = z - l_f \theta + \frac{d_f}{2} \phi \quad (2.28)$$

$$z_{1,2} = z - l_f \theta - \frac{d_f}{2} \phi \quad (2.29)$$

$$z_{2,1} = z + l_r \theta + \frac{d_r}{2} \phi \quad (2.30)$$

$$z_{2,2} = z + l_r \theta - \frac{d_r}{2} \phi \quad (2.31)$$

ダンパ力は，サスペンションストロークの変化速度の関数として与えられる．本車両モデルのパラメータとして，図 2.15 に示すように変化速度とダンパ力の関係が離散的に提供された．そこで，サスペンションストロークの変化速度に対応した力を線形補間によって求める．

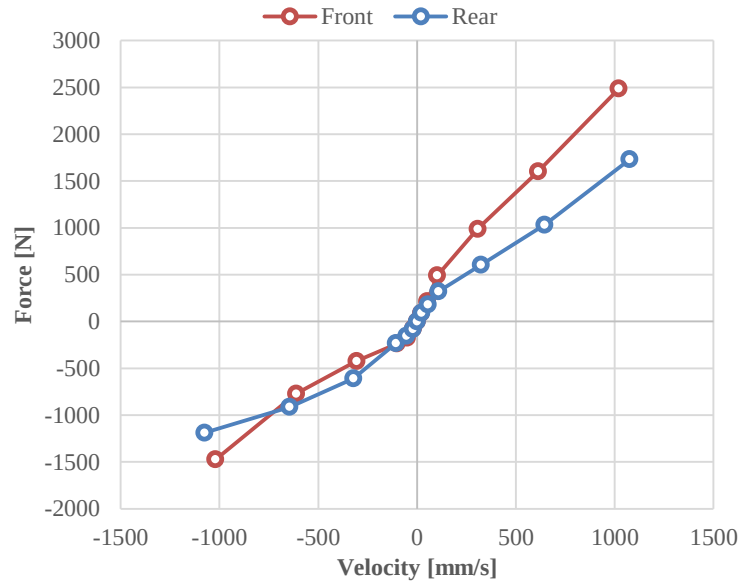


Fig.2.15 Vertical force by the damper system

アンチロールバー反力はロール角が生じた時にだけ力を発生し，ローリング運動に対するばねとして働く．その力は，ロール角と係数 k_{ai} の積で求められるモーメントを垂直方向の力に変換して求めている．

$$F_{a1,1} = k_{a1} \frac{\phi}{d_f} \quad (2.32)$$

$$F_{a1,2} = -k_{a1} \frac{\phi}{d_f} \quad (2.33)$$

$$F_{a2,1} = k_{a2} \frac{\phi}{d_r} \quad (2.34)$$

$$F_{a2,2} = -k_{a2} \frac{\phi}{d_r} \quad (2.35)$$

本解析におけるサスペンションばね定数はフロントタイヤに装着されたものが 30,600 N/m, リアタイヤに装着されたものが, 22,500 N/m である. また, アンチロールバー剛性は, フロントが 1,583 Nm/deg, リアが 910 Nm/deg である.

2.2.2 タイヤ力モデル

タイヤと地面の接地面には, 前後力, 横力, ヨーイングモーメントが働き, この力によって車両の進行方向が変化する. これらのタイヤ力のモデルとして, **Magic Formula** モデル³⁶を用いた. **Magic Formula** モデルは接地荷重に加え, 横力およびヨーイングモーメントでタイヤ滑り角, 前後力ではタイヤスリップ比が入力となる. ここで, タイヤ滑り角はタイヤ中心軸と進行方向のなす角であり, タイヤスリップ比は車速とタイヤ外周における回転速度の比である. そして, スリップ角 0 度付近の線形なタイヤ力挙動を表現する関数としてサイン関数を用い, スリップ角が大きくなった時の変化をアークタンジェント関数によって緩やかにすることで, タイヤ特性線に近い曲線を再現している. それぞれの力に応じて関数中の定数を変えることで, 前後力, 横力, ヨーイングモーメントによって異なる特徴を表している. ただし本研究では, ヨー運動および進行方向加減速, 横変位は運動解析によって事前に算出された運動を基にした強制運動としている. そこで, スリップ比は 0 にすることで前後力が作用しないものとし, ヨーイングモーメントの算出も省略し, タイヤ横力をこのモデルによって求める.

$$\beta_{1,1} = \tan^{-1} \left\{ (V \sin \beta + l_f \dot{\psi}) / \left(V \cos \beta - \frac{d_f}{2} \dot{\psi} \right) \right\} - \delta \quad (2.36)$$

$$\beta_{1,2} = \tan^{-1} \left\{ (V \sin \beta + l_f \dot{\psi}) / \left(V \cos \beta + \frac{d_f}{2} \dot{\psi} \right) \right\} - \delta \quad (2.37)$$

$$\beta_{2,1} = \tan^{-1} \left\{ (V \sin \beta + l_r \dot{\psi}) / \left(V \cos \beta - \frac{d_r}{2} \dot{\psi} \right) \right\} \quad (2.38)$$

$$\beta_{2,2} = \tan^{-1} \left\{ (V \sin \beta + l_r \dot{\psi}) / \left(V \cos \beta + \frac{d_r}{2} \dot{\psi} \right) \right\} \quad (2.39)$$

なお、 δ は車両中心軸とフロントホイール中心軸のなす角、操舵角である。前輪のタイヤ滑り角 β_f は車両スリップと前輪の操舵角のなす角であり、後輪のタイヤ滑り角 β_r は車体滑り角に一致する。これら操舵角、タイヤ滑り角の定義を図 2.16 に示す。

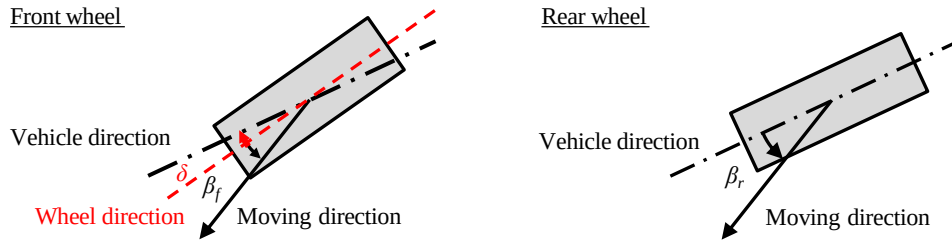


Fig.2.16 Definition of the tire slip angle

タイヤ滑り角の定義式のうち、 $|\beta|$ 、 $|l_i \dot{\psi}|$ 、 $|\frac{d_i}{2} \dot{\psi}|$ が1よりも十分小さいとみなし、2次以上の項が微小で無視できるものとすれば、前輪及び後輪の横滑り角を次式のように近似して表すことができる。

$$\beta_f = \beta + \frac{l_f}{v} \dot{\psi} - \delta \quad (2.40)$$

$$\beta_r = \beta - \frac{l_r}{v} \dot{\psi} \quad (2.41)$$

そして、それぞれの力を出力する。出力を y 、入力となる滑り角を x としたときのモデルの基本的な式を式 2.42 に示す。

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (2.42)$$

$$Y(x) = y(x) + S_v \quad (2.43)$$

$$x = X + S_h \quad (2.44)$$

式 2.43 に示す $Y(x)$ が Magic Formula の出力として得られる値になる。 S_v および S_h はそれぞれ出力、入力を補正するための定数で、本解析ではともに 0 としている。 B および C は剛性を表す項 BCD から求

める． D はピーク値を表し， E はピーク形状を表す係数である． C は輪荷重に依存しない特性線の形状があるため，定数値とした．具体的には B ， C ， D ， E はパラメータ a_0 から a_7 を基に，以下の手順によって算出される．この係数およびパラメータは各タイヤ固有のパラメータで，かつ求める力によってその算出手順は異なる．各タイヤに作用する接地荷重を $F_{z_{i,j}}$ とすると，横力の算出に必要な各係数は次式で算出される．

$$BCD_y = a_3 \sin \left(2 \arctan \left(F_{z_{i,j}} / a_4 \right) \right) (1 - a_5 |\gamma|) \quad (2.45)$$

$$C_y = a_0 \quad (2.46)$$

$$D_y = F_{z_{i,j}} (a_1 F_{z_{i,j}} + a_2) \quad (2.47)$$

$$E_y = a_6 F_{z_{i,j}} + a_7 \quad (2.48)$$

$$B_y = BCD_y / C_y / D_y \quad (2.49)$$

本研究で用いた各係数は表 2.5 の通りで，接地荷重を 1 kN，4 kN，7 kN としたときのタイヤ横力特性は図 2.17 に示すようになる．

Table 2.5 Parameters for Magic Formula model for tire side force

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
1.267	-42.671	1226.96	1521.96	8.276	0.012	0.131	-1.834

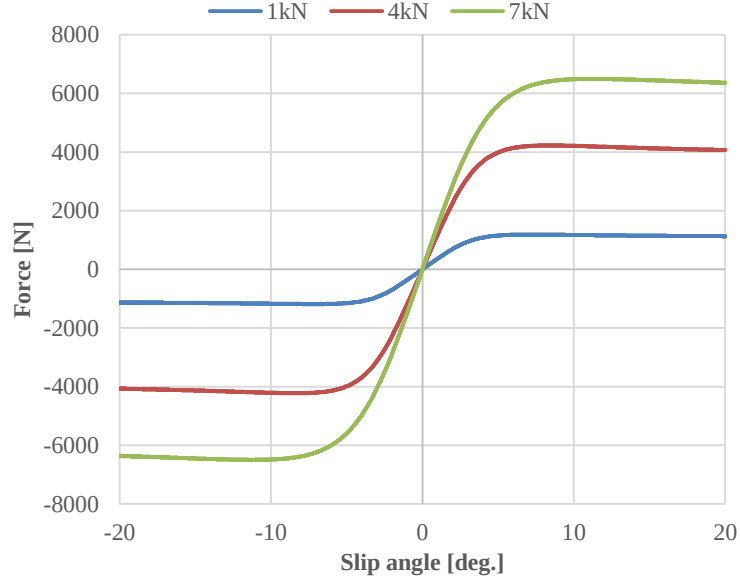


Fig.2.17 Characteristics of tire side force estimated by Magic Formula model for different tire loads

入力となる接地荷重は、ばね上車体の重量 m_s とばね下重量(前輪軸重量 m_f および後輪軸重量 m_r)を足し合わせた総重量による静的な荷重と、ロール角やピッチ角が変化することで発生する荷重変化、各タイヤ自体に作用する空力揚力の和である。前輪および後輪にかかる静的荷重は次式のように計算することで得られる。

$$W_f = \frac{m_s g l_r}{l_f + l_r} + m_f g \quad (2.50)$$

$$W_r = \frac{m_s g l_f}{l_f + l_r} + m_r g \quad (2.51)$$

これに前項で計算したサスペンション、ダンパ、アンチロールバーによる力 $\Delta W_{i,j}$ と各タイヤ自体に作用する空力揚力 $F_{zw_{i,j}}$ を加算して、接地荷重 $F_{z_{i,j}}$ は次式のように求められる。

$$F_{z_{1,1}} = \frac{1}{2} W_f + \Delta W_{1,1} - F_{zw_{1,1}} \quad (2.52)$$

$$F_{z_{1,2}} = \frac{1}{2} W_f + \Delta W_{1,2} - F_{zw_{1,2}} \quad (2.53)$$

$$F_{z_{2,1}} = \frac{1}{2} W_r + \Delta W_{2,1} - F_{zw_{2,1}} \quad (2.54)$$

$$F_{z_{2,2}} = \frac{1}{2}W_r + \Delta W_{2,2} - F_{zw_{2,2}} \quad (2.55)$$

このようにして得られた入力変数からタイヤ横力を算出する．なお，算出されたタイヤ横力は，タイヤ中心軸に対して垂直に横向き力として出力される．そこで，出力された力を座標変換することで，車両中心軸に対して横向き力として考慮する．

2.2.3 車両運動解析における離散化とアルゴリズム

本節では，運動解析の数値解析手法およびアルゴリズムについて述べる．運動解析の流れを図 2.18 に示す．

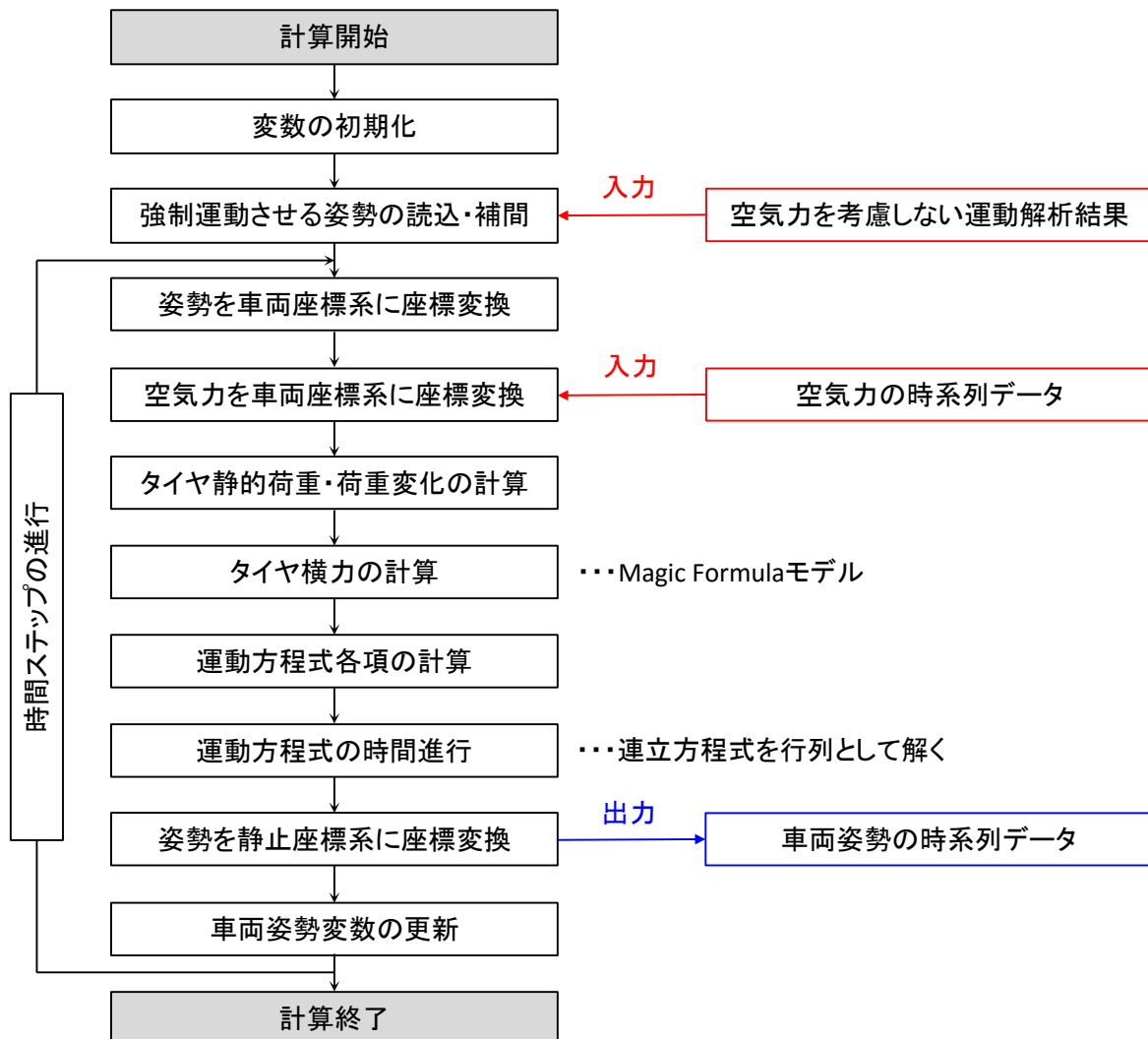


Fig.2.18 Algorithm of the motion analysis

最初に各変数を初期化する．続いて，強制運動として与える進行方向，横変位，ヨー角の時系列データを準備する．ここでは，運動解析によって得られた結果を読み込み，流体解析の時間刻みに合わせてスプライン補間することで，各ステップでの運動状態を求める．このとき，位置と姿勢角で定義された運動解析結果から，速度と角速度，加速度と角加速度も求めている．

ここまでは，解析をスタートさせる最初のステップだけで実行される手順であり，これ以降の処理は実際に運動解析を行う際の手順で，毎時間ステップ行われる．

最初に，その時間ステップに対応した強制運動の状態を読み込む．運動解析のうち，強制運動として与えられるパラメータは解析領域に固定した座標系の姿勢として定義される．そこで，車両運動方程式中で用いられる車両に固定された系で表された姿勢に変換する．

次に空気力の座標変換を行う．流体解析は解析領域に固定した座標系で行われ，流体力もその系で算出されるため，これも運動方程式中で用いる車両に固定された座標系に変換する必要がある．

強制運動として与えられる姿勢と，空気力を用いて，運動方程式を解く．まず，前輪および後輪の静的荷重を決める．さらに，サスペンションストロークを求め，その変化速度を算出し，サスペンション，ダンパ，アンチロールバーのばね反力から接地荷重変化量を求める．そして，Magic Formula モデルを用いて，接地荷重とタイヤ滑り角を入力としてタイヤ横力を計算する．

そして各方程式中の項を求める．タイヤ力から求められる前後方向，横方向の力，接地荷重変化量から求められる垂直方向の力を計算する．回転運動に対しても，横方向の力と接地荷重変化量の左右差から求められるローリングモーメント，前後方向の力と接地荷重変化量の前差から求められるピッチングモーメントを求める．

さらに，車両姿勢と運動状態から決まる項を計算することで，方程式中の各項がすべて定まる．姿勢を表す変数の 2 階微分，すなわち加速度および角加速度を離散化し，求めるステップにおける 1 階微分値を連立された運動方程式（式 2.56）を解くことで求めている．

$$\begin{bmatrix} m_s & -m_s h_{gr} \sin \phi^n & -m_s h_{gp} \sin \theta^n \\ 0 & I_x + m_s h_{gr}^2 & 0 \\ 0 & 0 & I_y + m_s h_{gp}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}^{n+1} \\ \dot{\phi}^{n+1} \\ \dot{\theta}^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_z \\ C_\phi \\ C_\theta \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

時間進行は Euler 陽解法とした．これは時間刻みが流体解析に依存するため，車両運動の応答に対しては十分小さく，運動応答は安定に解くことができ，その誤差も小さいと考えられるためである．時間方向に車両の速度および角速度を離散化した運動方程式を連立し，現ステップの速度，角速度を求める．求めた現ステップの速度，角速度を，次のステップで前ステップの値として使うために保存する．これで 1 ステップ内の計算が終了し，次のステップの計算へと進む．これを繰り返していくことで，運動応答を逐次的に計算する．

第3章 連成解析手法の構築

本章では、移動境界手法および車両運動解析と数値流体解析の連成手法について述べる。

3.1 移動境界手法

本研究では、格子の移動・変形によって境界の移動を再現する Arbitrary Lagrangian Eulerian 法と、座標系の移動によって境界の移動を再現する非慣性系に基づく手法の2つを組み合わせた。それぞれの手法について示した後、両者の組み合わせと、それによって実現可能な解析例を示す。

3.1.1 Arbitrary Lagrangian Eulerian 法

Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) 法³⁷について述べる。ALE 法では、オイラー的に表現する流れ場とは独立に、車両運動によって移動する物体境界上の計算格子と、それに合わせて変形する計算格子節点の移動をラグランジュ的に扱うことで計算を行う。この手法では、解くべき基礎方程式は静止座標系で表され、対流項に節点の移動速度を導入する。ALE 形式で表された対流項および連続の式を考慮した圧力ポアソン式は次式の通りである。

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i (\bar{u}_j - u_{g,j})) \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial x_i^2} = \frac{1}{\Delta t} \left[\frac{\partial (\bar{u}_i - u_{g,i})}{\partial x_i} \right] \quad (3.2)$$

有限体積法では、各項は各コントロールボリュームの界面を通過するフラックスとして取り扱われる。したがって対流項の計算では、コントロールボリューム界面が節点の移動に伴って通過する体積をフラックスとして求めている。

この ALE 法は移動境界問題を解く手法として広く用いられており、自動車の車両運動を再現した CFD 解析にも適用されている。本研究では、各軸周りの回転運動とヒービング運動に対して ALE 法を用いた。本研究において、ALE 法では移動境界の移動に伴って周囲の格子を変形させている。このとき、節点移動量が大きくなると格子が破綻し、計算が発散する可能性がある。そこで、以下に述べる手法を用いることで、格子品質を維持している。

まず、多自由度の車両運動を再現するにあたり、各運動で変形する領域を分けた。ホイールを含まない車体のみの運動であるローリング運動、ピッチング運動、ヒービング運動は車体近傍の格子を変形させた。そして、ヨーイング運動は、ローリング運動などによって変形する領域を剛体として扱い、その

外側の格子を変形させている．なお，本研究ではホイール自体の舵角は流体解析中では考慮せず，車体との相対位置を変えずにヨーイング運動させている．

格子変形によって，格子が潰れるように破綻したり，テトラ要素のアスペクト比が大きくなったりすると，計算が不安定になる．そこで，次に述べるような緩和計算によって格子の破綻を防いでいる．移動する節点とその周囲の節点がばねで結合されていると考える．つまり，格子の各辺をばねに置き換えたと仮定する．まず，移動境界と近傍数層の節点は定義された車両運動に従って剛体運動させる．それ以外の節点は車体からの距離に応じて，移動境界から遠ざかるに従って移動量が小さくなるように移動させる．移動した節点同士をつなぐばねは，節点の変位によって平衡状態ではなくなるため，変位量に応じた力を生じる．ある節点に注目すると，周囲の節点とを結ぶばねから受ける力は次式のように表される．

$$F_i = \sum_j^{n_i} k_{ij} (\Delta x_i - \Delta x_j) \quad (3.3)$$

ここで， Δx_i は注目している節点の前ステップからの移動距離， Δx_j は周囲節点 j の前ステップからの移動距離である． k_{ij} は注目している節点と周囲節点 j の間に仮定したばねのばね定数である．ばね定数は節点同士の距離から，下記のように定める．

$$k_{ij} = \frac{1}{|\alpha(x_i^n - x_j^n) + \beta(x_i^0 - x_j^0)|} \quad (3.4)$$

x_i^n および x_j^n は前ステップ (n ステップ) の節点の位置， x_i^0 および x_j^0 は節点の初期位置である． α と β は線形結合の割合を表すパラメータで，本解析では $\alpha = 1$ とした．注目している節点がばねによって力を受けると，平衡状態となる位置へと移動する．その移動量を $\Delta x'_i$ とすると，その移動量は次式のように表される．

$$\Delta x'_i = \frac{\sum_j^{n_i} k_{ij} \Delta x_j}{\sum_j^{n_i} k_{ij}} \quad (3.5)$$

移動境界に合わせて剛体運動させた節点，移動境界から遠方で移動させない節点，そして固定壁上の節点の移動量は既知となることから，これらを境界条件とし，移動する節点すべての移動量について式 (3.5) を連立して解く．この連立方程式の解法には Jacobi 法を用いている．移動量が収束判定値よりも小さくなるか，設定した反復回数の上限に達すると，移動量が定まって節点の位置が決定する．

$$x_i^{n+1} = x_i^n + \Delta x'_i \quad (3.6)$$

そして、節点の移動速度は次式で求められる。

$$u_{g,i} = \frac{\Delta x'_i}{\Delta t} \quad (3.7)$$

得られた節点の移動速度と、コントロールボリューム界面の面積と法線ベクトルから、コントロールボリューム界面を通過するフラックスを求め、式 3.1 の対流項、式 3.2 の圧力ポアソン方程式の計算で用いられる。移動境界の移動速度も計算され、速度境界条件に反映される。

さらに、事前に姿勢変化が分かっている強制運動時の解析では、次に述べるようなキーフレーム法と呼ぶ手法を用いて、計算の安定化と高速化を図った。実際に流体計算を行う前に、流体計算を省略した格子変形のための計算を行う。これにより、ある特定の刻み幅で車両姿勢を変えたときの節点位置座標を計算し、格子ファイルとして保存しておく。実施の計算では、精確に車体姿勢角に合わせて移動させなければならない車体表面、およびその近傍数層の節点は車体と合わせて剛体運動させる一方、それ以外の節点は車両姿勢角に応じて、その角度の前後の対応する格子ファイルを読み込み、それらの線形補間によって位置座標を求めた。

キーフレーム法の概念図を図 3.1 に示す。ここでは、例として振幅 1 度の回転運動を想定し、0.25 度刻みでキーフレームを作成したとする。各点の横の数値をキーフレームの番号とする。流体計算に先立つ格子変形のための計算では、それぞれの番号に対応するキーフレームを出力する。例えば、ある時間ステップ n における姿勢が図中の赤点の角度とすれば、その前後のキーフレームは 2 番と 3 番となる。時間ステップ n におけるある格子点座標を x_i^n とすると、キーフレーム 2 番におけるその格子点の座標 x_i^2 およびキーフレーム 3 番における格子点の座標 x_i^3 の線形補間から、式 3.8 のように座標値を求める。ここで α は線形補間のための重み付け係数で、これは姿勢角とキーフレーム作成の刻み幅から求められる。

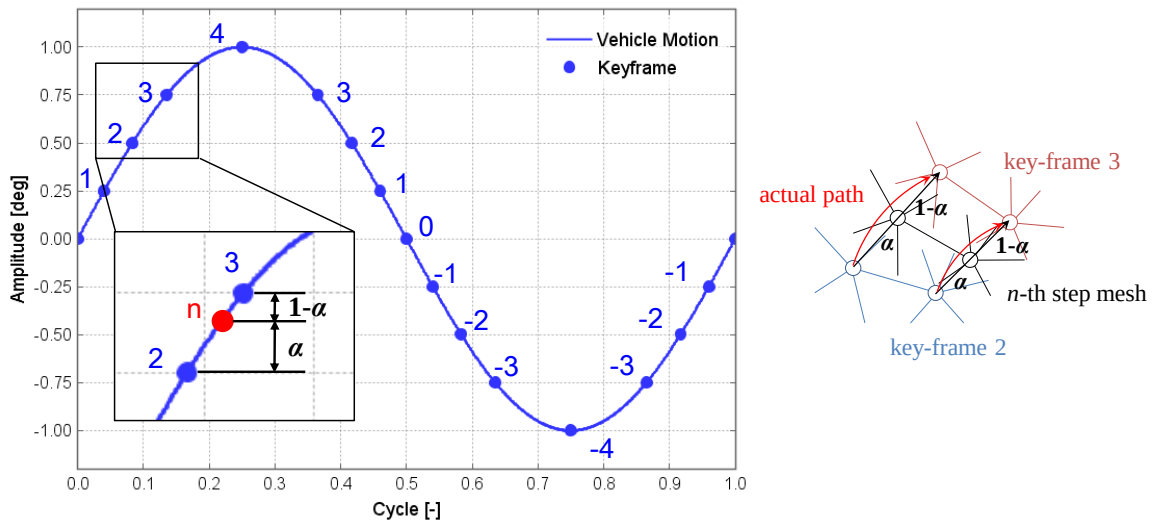


Fig.3.1 Key-frame method for ALE simulation

$$x_i^n = \alpha x_i^2 + (1 - \alpha)x_i^3 \quad (3.8)$$

キーフレーム法を用いると、最初の格子変形計算で格子の破綻がなければ、実際の流体計算中に格子が破綻することはない。さらに、前述のばね緩和計算を毎ステップ行い、格子品質が保証されるのに十分な反復回数を確保すると、流体解析以上の計算リソースが割かれる。キーフレーム法では、ばねの緩和計算を省略することができるため、格子変形に伴う計算時間の増加を抑えられる。したがって計算を高速化することができ、低周波数で長時間の周期的運動解析を定常計算と同程度の計算コストで実行することができた。

ここで、図 3.2 に本研究における、ローリング運動とヨーイング運動に伴う格子変形の様子を示す。キーフレーム法で用いたキーフレームにおける格子を可視化している。

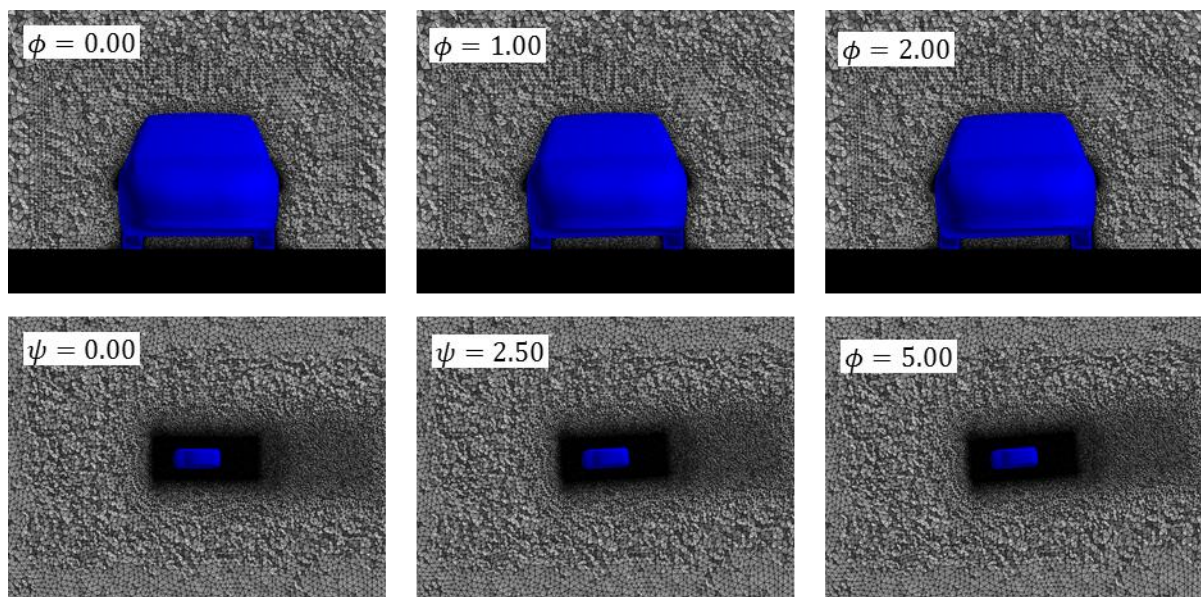


Fig.3.2 Mesh deformation for rolling (above) and yawing (below) motion

ただし、本論文のレーンチェンジ解析においては、水平面内運動だけでなく、三次元的な運動も解いている。したがって、連成によって姿勢変化するばね上車体の運動と、タイヤを含めた車両全体がヨー回転する水平面内運動を同時に再現する必要がある。このような多自由度の運動再現が必要な計算に対しては、キーフレーム法のみによって格子変形のロバストネスを向上させるのは難しい。キーフレーム法はある程度既知の車両姿勢を対象として予め格子を準備しておく手法である。そのため、多自由度かつ連成によって姿勢が自由に変化する解析では準備しておく格子が増え、データ読み込みに時間がかかるほか、メモリ上に格子情報を保持しておく必要があり計算負荷が増大する。したがって、せいぜい2自由度である強制的に車両運動させた解析では適用可能なものの、連成解析には実用的ではない。そこで前述のように、ばね上車体運動再現のために格子が変形する領域、水平面内運動であるヨーイング運動を再現するために格子が変形する領域に分ける機能を実装した。この方法では、解析領域内節点の座標に合わせて、領域を分け、まず、ばね上車体近傍の格子を移動させた後、その領域を剛体として外側の格子をヨー回転させ、その後に緩和計算を行うことで、格子の破綻を防いだ。この工夫を用いない場合、ヨー角が大きくなる時刻においてホイールハウス近傍の格子が破綻し、計算が発散していたのに対

し、この機能を用いることで発散させず、計算を最後の時間ステップまで安定して実行することが可能になった。第5章の解析ではこの手法のみを用い、第4章ではキーフレーム法と組み合わせている。

3.1.2 非慣性系に基づく手法

つづいて、非慣性系座標に基づく手法³⁸について述べる。非慣性系座標に基づく手法では、加減速する車両に固定した系、すなわち非慣性系を基準にした座標系で基礎方程式を解く。解析領域内の各節点には非慣性系から見た流体に作用する見かけの体積力 F_i を外力項として付加し、解析領域の境界には移動速度を速度境界条件として与える。なお、体積力は移動加速度と密度の積である。本手法による解析結果は、ALE法に一致することが報告されている。体積力を付加した基礎方程式は次式のとおりである。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + 2 \frac{\partial}{\partial x_j} (v + v_{SGS}) \bar{S}_{ij} + \frac{F_i}{\rho} \quad (3.9)$$

非慣性系座標に基づく手法では、車両の加減速や横移動といった並進運動を表現することができる。しかし、計算節点は解析領域に固定されるため、ALE法のように格子が破綻する恐れはない一方、タイヤと車体の相対的な位置関係が変化するような運動を表現することができない。そこで、本研究ではレーンチェンジ運動における横方向への変位に対して、非慣性系に基づく手法を適用した。

なお、本手法は側面境界の速度境界条件として主流速度に加え、横方向の並進移動速度を与えることから、車両に対する接近流が偏揺角を持つ横風遭遇のケースと一致する。前述のように、横風遭遇は自動車空力操安性の重要課題の一つとして、多くの研究がなされている。数値解析上の横風解析の難しさとして、解析領域への流入・流出を車両進行方向の上流側だけでなく、側面境界にも与えなければならないことが挙げられる。解析領域壁面における速度境界条件は、主流方向の上流側はDirichlet条件、下流側はNeumann条件で与える。しかしながら、横風を維持し、かつ全体に一樣な横方向速度を与えるには、上流側も下流側もDirichlet条件を与えなければならない。一方で、車両の後方では運動量が欠損し、速度が低下した後流領域が形成される。その後流領域がDirichlet条件を与えた側面境界に当たると、運動量が回復してしまうため非物理的な流れ場を形成してしまう。したがって、側面境界まで十分な距離を確保しなければならない。また、流入境界同士が接する解析領域の角部や側面境界付近にテトラ格子を配置すると、その非直交性によって非物理的な数値振動を生じる可能性がある。さらに、流路断面積に占める解析対象投影面積の比であるブロックージの影響も前後方向だけでなく、横方向でも考慮する必要がある。このような側壁からの流入を伴う横風空力解析として、ブロックージ比を前後方向に0.3%、横方向に0.5%とした解析領域を設定し、解析領域側方にヘキサ格子を配置する解析手法を用いることで安定に計算を行い、横風突風遭遇時の空力応答とその車体形状との関係が調べられている²²。本論文の解析でもこの手法に基づき、前後方向、横方向ともに十分な解析領域サイズを設定し、解析領域壁面格子にヘキサ格子を配置することで、加減速に伴って変化する横方向移動速度を接近流風向の変化として考慮した解析を実施している。

3.1.3 移動境界手法の組み合わせ

ばね上車体の運動とヨーイング運動を再現する ALE 法と、並進運動を再現する非慣性系に基づく手法を組み合わせることで、様々な車両運動を数値流体解析上で再現することが可能になる。ここでは、その一例として行った、定常円旋回を再現した解析およびフォーミュラカーのサーキット走行時の空力解析について述べる。

定常円旋回は車両の自転であるヨーイング運動と、車両の公転運動である水平面内の並進運動に分けることができる。このようなコーナリング時には車体からみた流線は曲率をもつ。このようなコーナリング時の空力解析では、流線の曲率を再現するために、図 3.3 のように、その曲率に合わせた解析領域を用いた解析がなされている³⁹。しかしながら、このような解析領域を用いると、途中の加減速や、コーナリングの曲率を変えた解析は行うことができない。

しかしながら、車両のヨーイング運動は ALE 法によって表現し、水平面内の並進運動は非慣性系に基づく手法によって表現することで、任意の曲率をもったコーナリング解析が可能になる。このとき、ヨーイング運動については解析領域全体を剛体回転させる。このとき、非慣性系に基づく手法で考慮される接近流方向は解析領域の側壁とほぼ平行になるため、側壁に流入流出境界を設けることによる数値振動などの問題を回避することができ、一般的な自動車空力解析で用いられるような矩形領域が使用可能になる。定常円旋回解析における座標系の取り方と格子位置を図 3.4 に示す。ALE 法では座標系の位置は静止し、格子が回転する。非慣性系座標では座標系が移動し、格子は初期角度のままになっている。図 3.5 に示すのは静止した系からみた定常円旋回中の解析結果で、1/12 回転ごとに可視化している。z 断面における流速分布を示しており、色のついた領域は車両の後流を表している。静止した系からみた車両の後流は曲率をもっていることから、定常円旋回中の車両周りの流れを予測できていると考えられる。なお、この定常円旋回の解析で対象としたモデルは Ahmed によって提唱された簡易車両模型⁴⁰で、要素数が 100 万程度の計算負荷が小さい格子を用いている。

さらに、Nara ら⁴¹は本手法を用いることで、サーキット走行中のフォーミュラカー周りの流れを解析した。この解析では、富士スピードウェイを走行するフォーミュラカーの姿勢計測データに基づいて加減速とヨーイング運動を再現し、サーキット 1 周分の走行を一つの数値解析ケース内で実現している

(図 3.6)。このように、ALE 法と非慣性系に基づく手法を組み合わせることで、実車が路上を操舵されながら走行している時の姿勢変化を十分に再現することが可能になったと考えられる。

ただし、本論文の強制加振および連成レーンチェンジ解析ではヨーイング運動も格子変形で再現している。これは、レーンチェンジ運動におけるヨー角の変化が最大でも 5 度程度と微小なため、計算格子変形で破綻なく再現ができるためである。

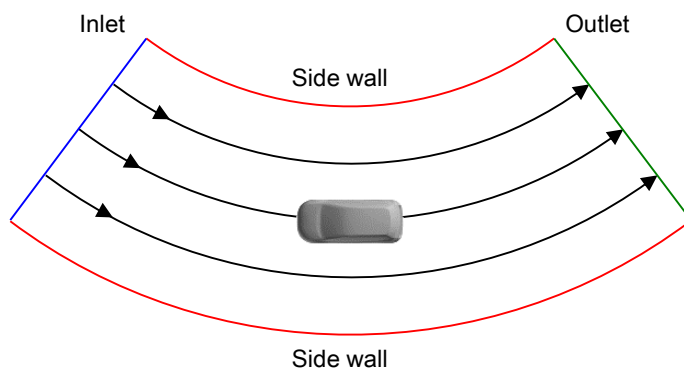


Fig.3.3 Curved numerical domain for cornering simulation

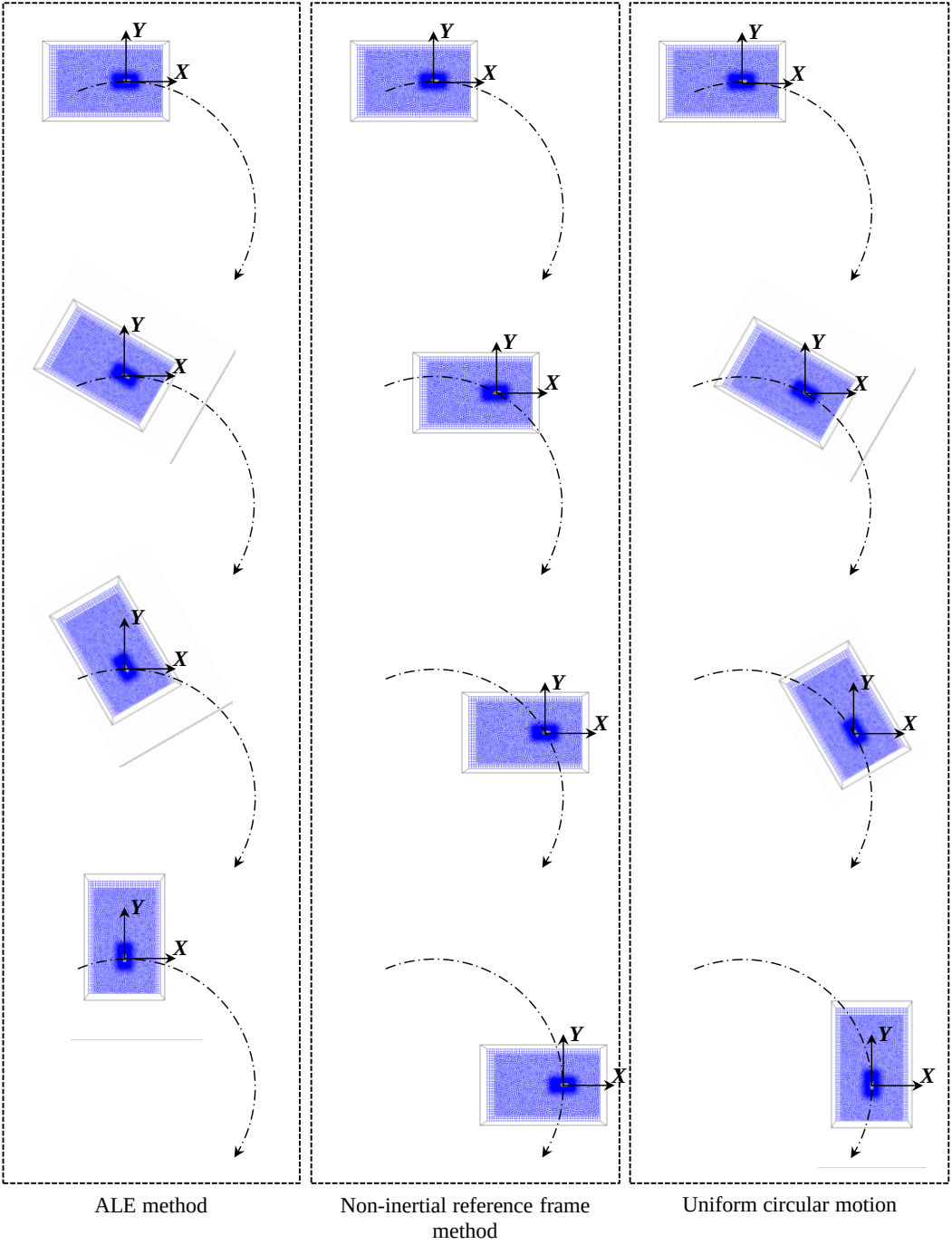


Fig.3.4 Schematic diagram of the combination of ALE method (left) and Non-inertial reference frame method (center) for uniform circular motion (right)

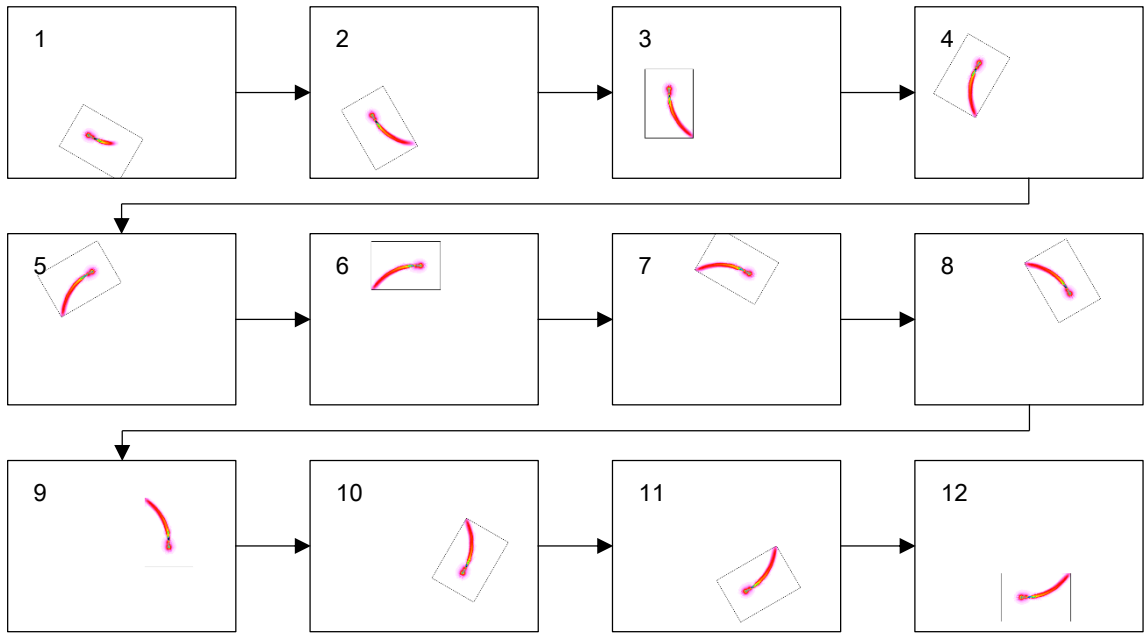


Fig.3.5 Top view of the velocity magnitude distribution during the uniform circular motion

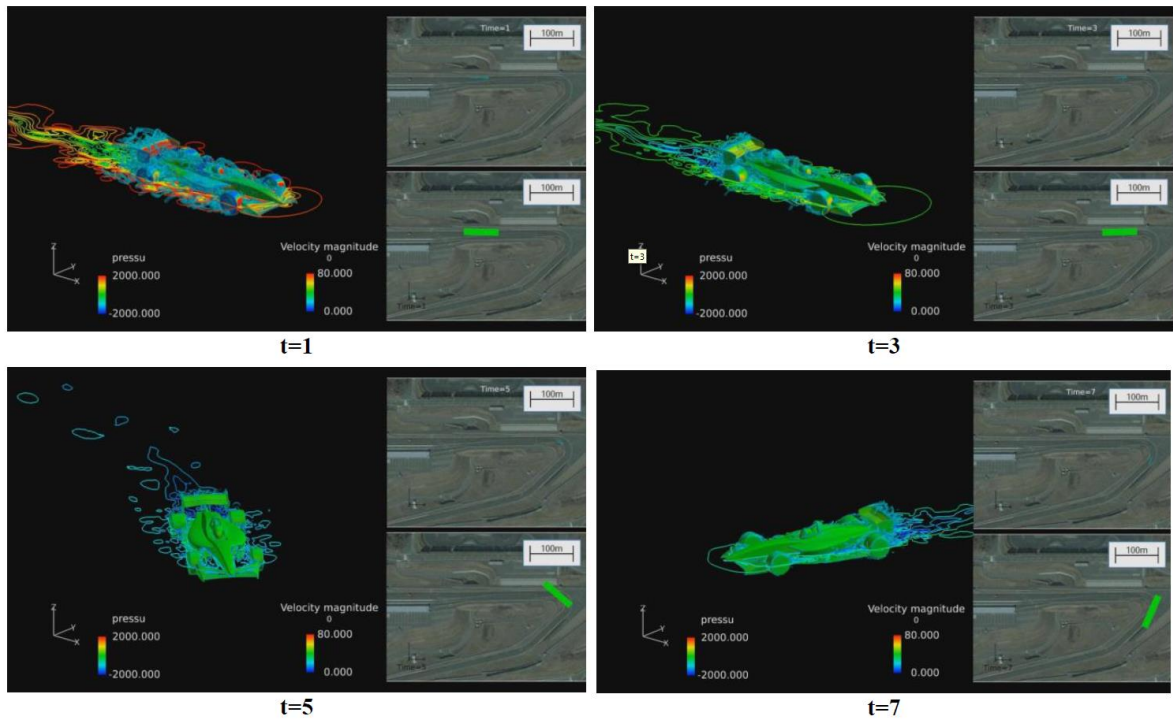


Fig.3.6 Flow structures around a formula car during cornering motion⁴¹

3.2 数値流体解析と運動解析の連成

3.2.1 連成解析手法

本項では、数値流体解析と運動解析の連成手法について述べる。本論文では、車両姿勢を固定して解析する準定常解析を行うことで姿勢変化に対応する空力係数マップを構築し、それを基に運動中の姿勢に対応する空気力を算出して運動方程式の外力項に加えた運動解析と、数値流体解析と運動解析を同じ時間ステップ内で実行し、両解析結果が相互に影響しあう双方向連成解析を実施した。まず、前述の準定常解析を基にした運動解析では、数値流体解析では移動境界手法などを必要とせず、また、風洞中でも車両姿勢を変化させて計測した空気力を用いることができるため、これまでも背景で述べたように運動解析と組み合わせた研究がなされている。しかしながら、この手法では非定常空気力、すなわち車両姿勢が動的に変化しているときに、それに伴って生じる空力現象を捉えることはできない。そこで、非定常空気力との連成が必要となる。非定常空気力が運動応答に与える影響を予測するための連成手法としては、先に流体解析を行い、そこで得られた空力応答の時系列データを用いて運動解析を行う片方向連成と、先に述べたように同じ時間ステップ内で両解析を実行する双方向連成解析が考えられる。片方向連成解析では、両解析は別々に実行されるため、両者を同時実行する必要はなく簡便である。例えば、横風突風帯への突入のように直進状態を仮定し、その時の非定常的な空力応答を用いた軌跡予測では、このような片方向連成による予測も行われるケースがある。一方、横風遭遇時に車両姿勢変化の変化に伴って車両からに対する接近流風向が変化するために生じる空力現象や、本解析のように操舵によって姿勢が大きく変化している場合に生じる空力応答は考慮されず、運動解析で用いられる空気力はそれぞれの姿勢に応じたものでは無いため、正確な空気力評価ができていない可能性がある。したがって、本論文で対象とする、操舵時に非定常空気力の影響を受けた際の運動応答予測には、双方向連成解析が必要になる。次項では、双方向連成解析のアルゴリズムを示す。

3.2.2 双方向連成解析のアルゴリズム

双方向連成解析におけるアルゴリズムを図 3.7 に示す。CFD 解析において並列計算を行うとき、親になる CPU と子になる CPU で行われる処理と、ファイル入出力について図示している。双方向連成解析は、自作の運動解析コードを既存の流体解析コード FrontFlow/red-Aero-HPC 内のサブルーチンとして実装した。FrontFlow/red-Aero-HPC が実行開始されると、まずは流体解析の初期条件、計算途中からのリスタート時にはリスタート用ファイルが読み込まれる。リスタート用ファイルには直前のステップにおける速度や圧力といった変数が保存されている。その後、運動解析のサブルーチンが呼び出され、こちらでも運動解析の初期条件、もしくはリスタート用のファイルが読み込まれる。本論文における連成レーンチェンジ解析では、横変位およびヨー角は強制運動として与えた。その姿勢変化は市販の運動解析ソフトウェアによって算出されているが、その姿勢角の時間刻みは 0.01 秒刻みとなっており、数値流体解析の時間刻みに比べて非常に大きくなっている。これは、運動応答ではこれ以上の時間解像度は不要と考えられるためである。一方で、数値流体解析側の時間刻みは 10^{-5} 秒オーダーとそれに比べて非常に小さいため、数値流体解析側の時間刻みに合わせてデータを補間する必要が生じる。本解析コードでは

スプライン補間によって連続な関数として補間した。例えば線形補間によって補間すると、0.01 秒ごとに急激に速度が変化することになる。このとき、加速度が非常に大きくなってしまうため、数値流体解析が破綻する。そこで、そのような急激な運動の変化を防ぐためには、連続な関数で補間する必要がある。

続いて、時間ステップが進行する。まずは運動解析のサブルーチンが呼び出される。空気力の座標変換、接地荷重の算出、タイヤ力の算出が行われ、運動方程式が解かれる。運動方程式を解いた結果は運動解析の結果ファイルに出力される。そして、運動方程式を解くことで得られた車両姿勢角が流体解析のメインルーチンに返される。数値流体解析のメインルーチンでは、連成解析で得られた姿勢および強制的に与える姿勢に合わせて ALE 法のための格子変形計算が行われ、格子移動に伴うフラックスが計算される。続いて非慣性系に基づく手法で必要な境界条件の修正と体積力が計算される。そして流れ場の計算が行われる。流れ場の計算が行われた後、車体表面の圧力と摩擦力を積分し、車体に作用する空気力が得られる。なお、空気力の算出には各 CPU 間の通信が必要で計算負荷が大きいため、運動解析に求められる時間刻みと、空気力計算に必要な計算コストを勘案し、5 ステップ (0.000125 秒) おきに算出することにした。運動方程式中で考慮される空気力は 5 ステップおきに更新され、更新されるまでの 5 ステップ間は同じ値が用いられる。ただし、運動解析中の空気力座標変換は毎ステップ計算している。

計算途中にジョブを終了させる時には、運動解析サブルーチンからは運動解析向けのリスタート用ファイル、流体解析のメインルーチンからは流体解析向けのリスタート用ファイルが保存される。ただし、運動解析向けリスタートファイルのうち、最終ステップの空気力データは流体解析メインルーチンから直接保存するようにした。空気力の計算は運動解析のルーチンの後に行われるため、運動解析ルーチンからは出力されない。そこで、リスタート時に最初に空気力の計算が行われる 5 ステップまでの間に、他の時間ステップと同じように更新された空気力を用いるためには、最後の 1 ステップ内の計算がすべて終わったあとに出力させる必要がある。

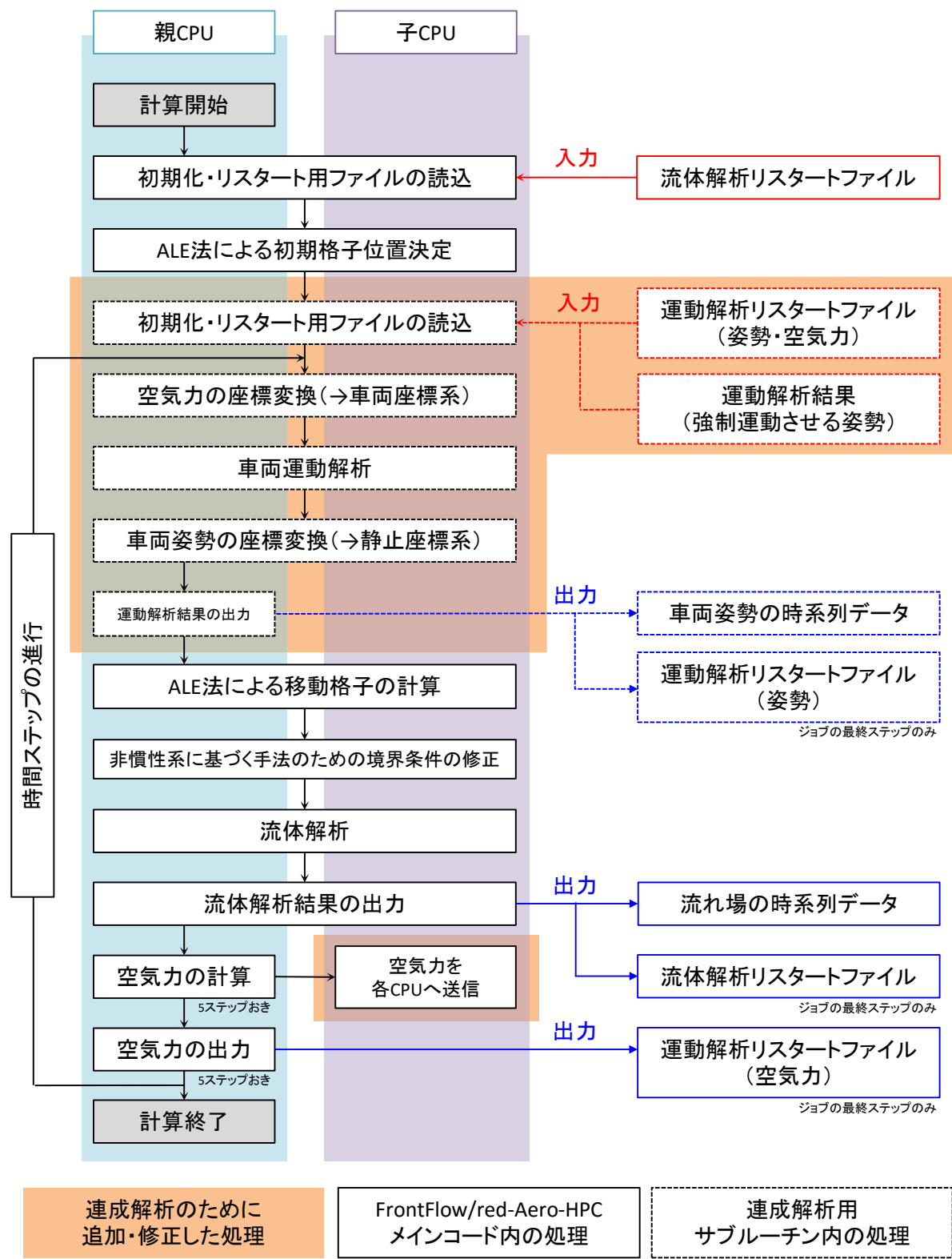


Fig.3.7 Algorithm for coupling of vehicle motion analysis and unsteady CFD

このように本解析での連成は、運動解析と流体解析を同ステップ内で交互に実行している。すなわち、空力と運動はいわゆる弱連成により解析される。ここで流体-運動連成問題における一般的な、強連成、弱連成の違いについて述べる。弱連成解析では、流体についての基礎方程式と車両についての運動

方程式は個別に解く．従って，強連成解析のように一つの方程式系にまとめたり，1 ステップ内の内部反復によって解いたりする必要がなく，簡便に連成解析を実現することができる．一方で，弱連成解析では，時間刻みを大きくすると精度が悪化する，また流体と運動の計算に時間的なズレがあるため，時間精度が低くなるという問題がある．強連成解析では同時に解析するため，精度よく安定した収束解が得られるとされている⁴²．例えば飛行中の物体のように，運動方程式において空気力の寄与が大きい問題を解く際には，弱連成，強連成の差が大きくなると予想され，強連成で解く必要があると考えられる．一方，本論文で対象とする自動車の運動解析については，空気力項の寄与は小さく，サスペンション・ダンパ系やタイヤ力といった機械的な機構によって生じる力が支配的と考えられる．また，車両姿勢の変化は，車体回りの突発的な剥離位置の変化や，周囲の乱流場の影響を受けて高周波で変動する空気力に比べると，時定数が大きく，低周波で変化する応答となる．姿勢変化の時定数に影響を及ぼすと考えられる自動車サスペンション・ダンパ系の固有振動数は一般的に $1\text{ Hz} \sim 2\text{ Hz}$ とされる．したがって，自動車の姿勢変化を予測するにあたって， 10^{-5} 秒オーダーの時間刻みが必要になる流体解析に比べると，時間刻みを大きくても問題は生じないと考えられる．実際に，本解析で用いた運動解析コードを用いて運動解析を行い，時間刻みに対する依存性を調査したところ，流体解析と同じ時間刻みで行った解析と， 10^{-3} 秒オーダーに時間刻みを粗くした解析では，有意な差は見られなかった．このことから，弱連成によって流体解析の時間ステップ内で運動解析を行ったとしても，時間刻みは十分に小さくその収束・安定性や精度には問題が生じないと考えられるため，本論文では弱連成として運動応答を予測した．

第4章 強制加振時の空力応答

本章では，多自由度運動時の非定常空力応答を調べるために行った，ロール角，ヨー角を周期的に強制運動させた解析と，強制的にレーンチェンジ運動させた解析の結果について述べる．本研究では前述のように自動車を実環境を走行している時の多自由度運動として，レーンチェンジ運動に着目した．レーンチェンジ運動には主に，横変位，ロール角およびヨー角の変化が含まれた非周期的な運動である．まず，レーンチェンジ運動を基にした周期的な運動によって，多自由度運動時の流れ構造を調べ，その後，非周期的なレーンチェンジ解析結果と比較する．周期的な多自由度運動は，レーンチェンジ運動を基にローリング運動とヨーイング運動でモデル化し，単体ローリング運動，単体ヨーイング運動，両者の空力応答を算術的に足し合わせたもの，同時にローリング運動とヨーイング運動させた複合運動の4ケースを比較する．これによって，同一平面内の運動では現れない，三次元的な多自由度運動時に生じる空力応答について調査する．特に，第一章で述べたように，操舵時の官能評価点はローリング運動と相関が高いとされているため，空力ローリングモーメント応答に着目し，そのうち，入力とする姿勢変化と同周期で変動する空気力の位相遅れやゲインによって非定常性を議論する．

4.1 計算条件

4.1.1 解析対象

強制加振解析における解析モデルを図4.1に示す．解析モデルは前章で述べたように，共同研究企業より提供を受けたハッチバック型の一般乗用車形状である．実車に比べ，エンジンルームやミラー，床下機器，凹凸，ホイール形状が省略されている簡易形状モデルとした．ただし，各タイヤやホイールハウスは再現し，自動車まわりの主要な伴流構造が発生するモデルとすることで，局所な形状に依存しない一般乗用車周りの流れとその変動に関する普遍的な知見を取得し，今後の車両開発で活用されることを狙っている．車体の寸法は実車スケールで，全長 L が 4.227 m，全幅 W は 1.763 m，全高 H は 1.492 m である．

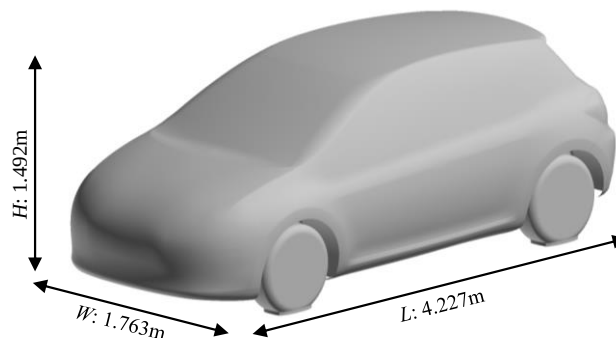


Fig.4.1 Geometry of the target model for the forced motion simulations

4.1.2 解析格子

解析モデルの表面格子および空間格子の配置を図 4.2 に示す。解析対象表面の解像度は、4 mm から 20 mm とし、三角形要素により形状を再現した。ホイールハウス近傍やエッジなど、剥離や縦渦によって複雑な伴流が形成される部位には細かな格子を配置し、車体上面のように比較的平滑な形状の部位には粗い格子を配置している。空間格子は、テトラ要素を中心に、側壁にはヘキサ要素、出口にはプリズム要素を適宜配置することで、解析領域境界付近で生じる数値的な問題を回避している。車体近傍には細かい格子を配置し、遠方は比較的粗い格子を配置している。これは、車体近傍で詳細な流れ構造を把握できるように解像度を確保しつつ、計算負荷を低減するためである。さらに、空間格子の解像度は空間的に分布をもたせ、急激な要素体積の変化により起こりうる数値振動の発生を抑えた。総節点数は 400 万節点、総要素数は 2200 万要素程度である。

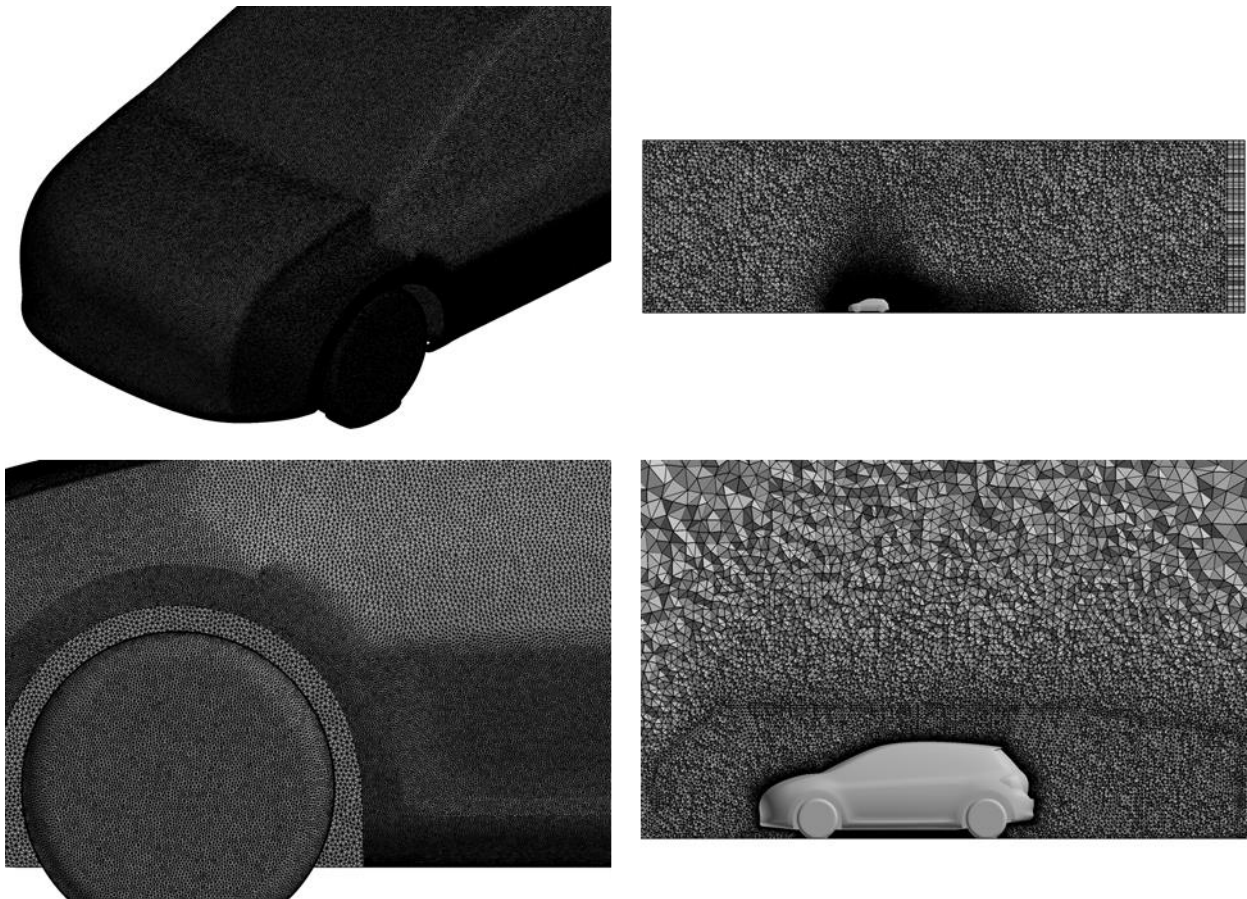


Fig.4.2 Mesh distribution on the vehicle surface and numerical domain

4.1.3 境界条件および物理条件, 計算条件

各境界の境界条件を図 4.3 に示す. 入口には車速 38.89 m/s (140 km/h) を想定し, 一様流速で 38.89 m/s を与えた. 出口は大気開放・自由流出条件とした. 側壁には車速を与え, 強制レーンチェンジ運動の解析では, 車速に加え横方向の並進速度を与えた. 天井面は自由滑り条件を与えた. 車体表面は速度 0 とし, 地面には一様流速 38.89 m/s, ホイールには外周で車速と一致するような回転速度条件を与えることで, 実車走行時の地面との相対速度影響を考慮した. なお, これら固定壁面は壁モデルを用いている.

流体としては大気を想定し, 密度 1.2 kg/m^3 , 粘性係数 1.82×10^{-5} とした. このとき, 車長と流体, 主流流速から求めたレイノルズ数は 1.1×10^7 となる. その他計算条件は表 4.1, 物理条件は表 4.2 に示すように設定した.

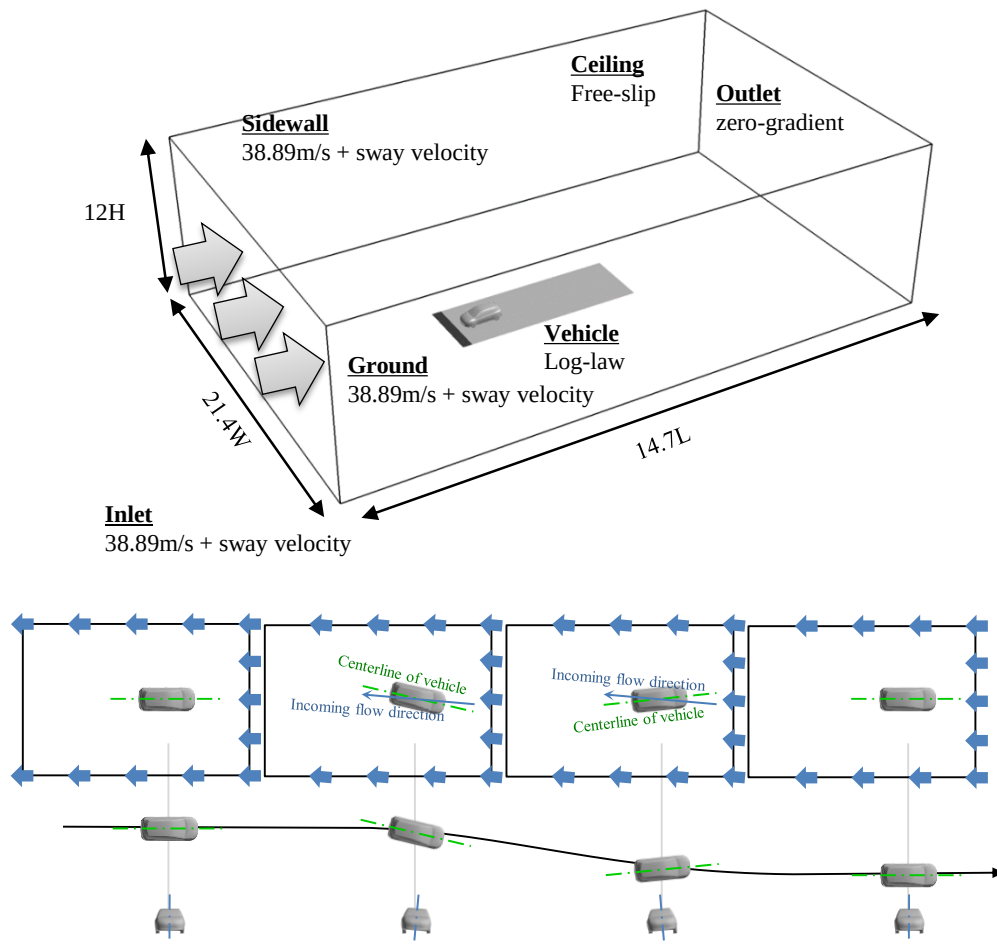


Fig.4.3 Boundary conditions on the wall in the forced motion simulations (above) and schematic diagram of transient boundary conditions on the wall in the forced lane-change simulation (below)

Table 4.1 Numerical condition in the forced motion simulations

Turbulence model	Standard Smagorinsky Model ($C_{SGS} = 0.15$)
Spatial discretization	2nd order central difference 2nd order central difference 90% +
Convection term	3rd order upwind difference 10% (far region: 1st order upwind difference)
Time integration	1st order Euler implicit method
Delta time [sec.]	2.5×10^{-5}
Total time step [-]	640,000 (roll, yaw and combined motion) 200,000 (fixed lane-change maneuvering)
Total time [sec.]	16.0 (roll, yaw and combined motion) 5.0 (fixed lane-change maneuvering)

Table 4.2 Physical condition in the force motion simulations

Density [kg/m^3]	1.2
Viscosity [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	1.82×10^{-5}
Reynolds number	1.1×10^7

4.1.4 運動条件

周期的ローリング運動およびヨーイング運動の条件は、レーンチェンジ運動を基に設定した。まず、空気力を考慮しないレーンチェンジ運動中のロール角と車両滑り角の時間変化を図 4.4 に示す。この姿勢変化は市販の運動解析ソフトウェアによる解析結果で、ドライバーの操舵角を入力として、操舵角は周波数 0.5 Hz のサイン関数で与えたときの応答を解析している。車両滑り角は、固定座標系を基準としたヨー角と横変位から算出しており、車両中心軸と進行方向のなす角、すなわち、車両中心軸からみた接近流風向である。なお、ローリング運動の回転中心はばね上車体の重心、ヨーイング運動の回転中心は車体全体の重心とし、ローリング運動の中心軸はばね上車体に固定し、ヨーイング運動の中心軸は地面に対して鉛直上向きに固定している。運動中のロール角最大値は 2.0 度で、滑り角の最大値は 1.3 度であった。また、ロール角ピークと滑り角ピークの時刻は 0.04 秒の差があり、滑り角ピークがロール角ピークに比べて遅れている。

このレーンチェンジ運動を基に設定した強制加振の運動条件を図 4.5 に示す。ロール角およびヨー角の加振周波数はドライバー操舵角を変化させた周波数と同じ 0.5 Hz とし、ロール角振幅は 2.0 度、ヨー角振幅は 1.3 度とした。ロール角とヨー角を同時に変化させた複合運動解析では、ヨー角変化をロール角変化に対して 0.04 秒遅らせた。車体滑り角は車体中心軸から見た接近流風向、ヨー角は接近流風向から見た車体中心軸の向きになるため、車体滑り角とヨー角の正負は逆転していることに注意されたい。

以降、本論文ではロール角のみを変化させた解析を Case1, ヨー角のみを変化させた解析を Case2, Case1 と Case2 で得られた空力応答を足し合わせて得られた空力応答を Case3, 同時にロール角とヨー角を変化させた解析を Case4 と呼ぶ。各ケースの運動条件を表 4.3 に示す。

なお、本解析の運動周波数 0.5Hz と、車速、車長から算出したストローハル数 $St (= fL/U)$ は 0.054, 車高から算出したストローハル数は 0.02 となる。本論文で対象とする自動車は、流れの剥離を伴うブラフボディで、車速、車長から算出したレイノルズ数は 1.1×10^7 となる。単純なブラフボディ、例えば円柱では、このようなレイノルズ数では、ストローハル数 0.15~0.3 程度でのカルマン渦放出が生じ、揚力がそれに応じた周波数で変動すると言われている。さらに、物体を流れと直交方向に振動させたり、回転振動させたりした際、加振周波数がストローハル数に近い時には、渦放出周波数が加振周波数に同期するロックイン現象が生じることが知られている⁴³。円柱や、角柱といった単純ブラフボディを加振した際に、このような渦放出やロックイン現象が生じるストローハル数に対して、本論文で対象とするストローハル数は小さい値である。このことから、本解析における運動条件の空力応答は、姿勢変化に依らない渦放出等に伴う高周波の変動と、姿勢変化に伴う加振周波数と同周期の変動が生じると考えられ、以降では後者の非定常空気力について議論する。

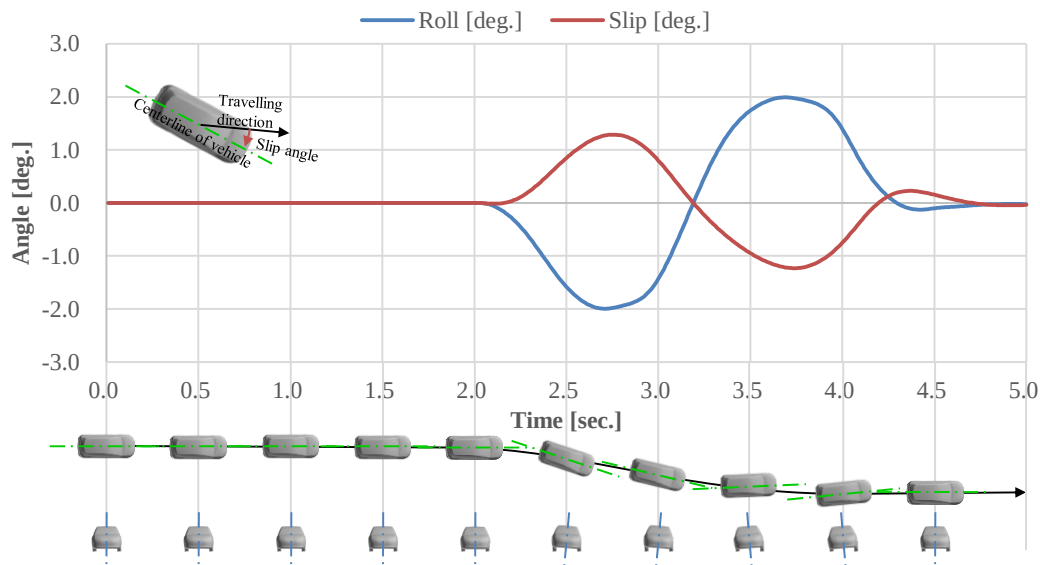


Fig.4.4 Time history of the roll and slip angle in the lane-change maneuvering obtained from the motion analysis

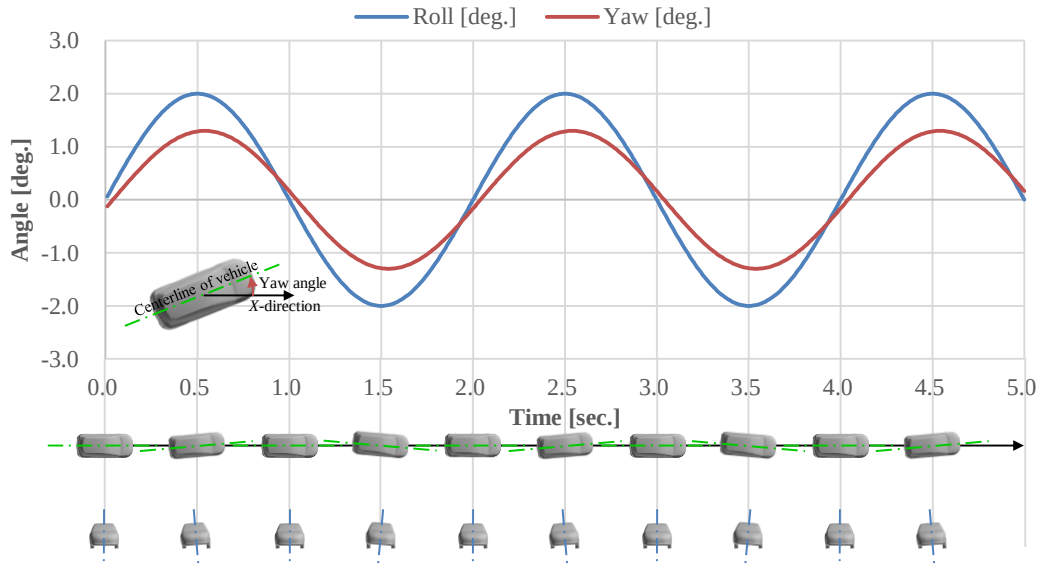


Fig.4.5 Time history of the roll and yaw angle in the forced motion simulations

Table 4.3 List of motion conditions.

	Roll angle	Yaw angle
Case1	$\phi = \phi_0 \sin(\omega(t))$	0.0
Case2	0.0	$\psi = \psi_0 \sin(\omega(t))$
Case3, Case4	$\phi = \phi_0 \sin(\omega(t))$	$\psi = \psi_0 \sin(\omega(t - 0.04))$

強制レーンチェンジ運動では、運動解析ソフトウェアによって算出された車両姿勢変化のうち、横変位、ロール角変化、ヨー角変化を再現し、変化が微小なピッチ角（振幅 0.2deg）およびヒービング運動（振幅 0.005m）は省略した。さらに進行方向へは等速直線運動しているものとした。図 4.6 に姿勢の時間変化を示す。横変位は 3m、ロール角の最大値は 2.0 度で、静止座標系からみたヨー角の最大値は 5.0 度である。なお、運動解析ソフトウェアで算出された解析結果の時間刻みは 0.01 秒であった。一方で数値流体解析における時間刻みは 2.5×10^{-5} 秒となっている。そこで、流体解析中の姿勢の定義は運動解析結果を基に、連続な変化になるよう、スプライン補間により算出した。これは、前述のように瞬間的に加速度が非常に大きくなって、計算が発散することを防ぐためである。

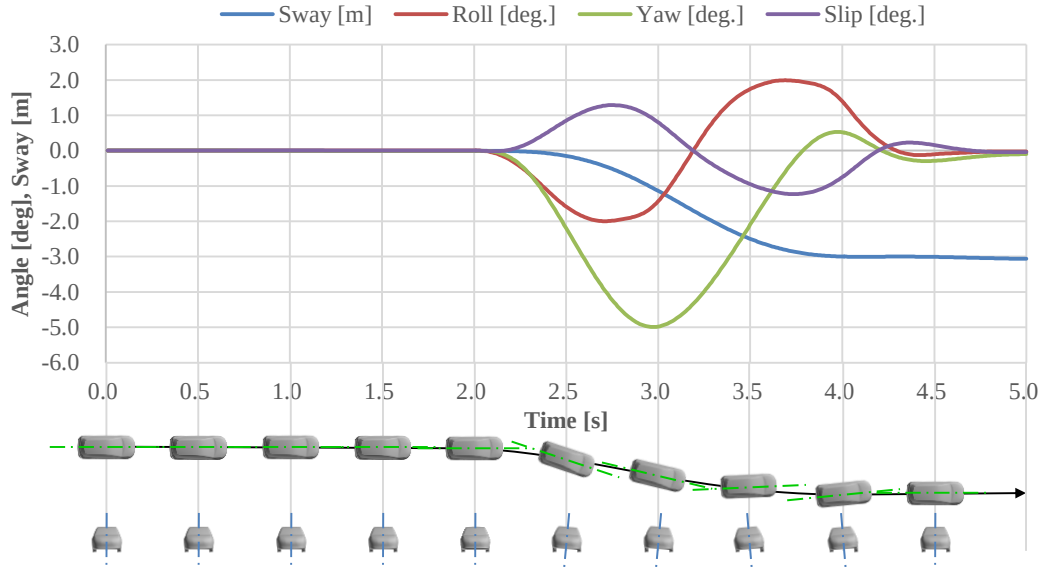


Fig.4.6 Time history of the sway, roll, yaw and slip angle in the fixed lane-change simulation

4.2 空力ダンピング効果の評価手法

本節では、非定常空力応答の評価手法について示す。空力応答は Cheng ら¹³によって提案された空力ダンピング係数を用いて評価する。空力ダンピング係数は、空気が周期的な運動を減衰させる効果を表し、入力姿勢変化に対する空力応答の位相遅れとゲイン、すなわち空気力変動の非定常成分を定量的に評価することができる。まず、空力モーメントの応答は、姿勢角変化と同じ周波数の応答を示すと仮定する。得られた空力モーメントの時系列データを位相平均処理する。本論文では、合計で8周期分の解析を行い、そのうち最初の1周期で流れ場を十分に発達させ、その後の7周期分の空力ローリングモーメント応答を用いた。7周期分の位相平均を基にした空力ダンピング係数と、6周期分の位相平均を基にした空力ダンピング係数ではその差は各係数の5%未満となることから、7周期分で目的の達成には十分と判断した。なお、ホイールを除くばね上車体に作用した空気を評価対象としている。続いて、空力ローリングモーメント応答を式4.1に示すように、定常成分、ロール角に比例する成分、ロール角速度に比例する成分、ロール角加速度に比例する成分の足しあわせと考え、各成分に分解する。ロール角に比例する成分は準定常的な変化を表し、サスペンションの効果に相当する。それぞれ、ロール角速度はダンパの効果に、ロール角加速度は付加質量の効果に相当する。

$$M_x = C_0 + C_1\phi + C_2\dot{\phi} + C_3\ddot{\phi} \quad (4.1)$$

位相 $\omega(t)$ に対応するロール角を $\phi = \phi_0 \sin \omega(t)$ として代入すると、下記の式を得る。

$$M_x = C_0 + \{C_1 - (2\pi f)^2 C_3\}\phi_0 \sin \omega(t) + 2\pi f \phi_0 \cos \omega(t) \quad (4.2)$$

さらに係数をまとめると、

$$M_x = A + B \sin \omega(t) + C \cos \omega(t) \quad (4.3)$$

この式を用いて、位相平均した空力ローリングモーメントに対して最小二乗法によりカーブフィッティングを施すことで、係数 A , B , C を求める。この係数 C が空力ダンピング係数である。空力ローリングモーメントが角速度と逆向きに作用していれば、運動を減衰させる効果を生じていることになる。本論文の座標系と空力モーメントの定義に基づくと、係数 C が負の時に運動を減衰させる空力ダンピング効果が生じていることを表し、正であれば運動を増幅させる空力モーメントが作用していることになる。

ヨー角のみを加振した Case2 ではロール角を変化させていないため、空力ダンピング係数ではローリング運動を減衰させる効果を評価することはできない。そこで、入力となるヨー角変化に対する位相遅れを定量的に評価するために空力ダンピング係数 C を用いる。

4.3 周期的ローリング・ヨーイング運動

本節では、強制ローリング運動、ヨーイング運動、ローリング・ヨーイング複合加振の空力応答とそれに対応する流れ構造を調べ、三次元的な多自由度運動時特有の空力応答について述べる⁴⁴。

4.3.1 周期的ローリング・ヨーイング運動時の空力応答

まず、Case4 の計 8 周期分の各空気の時間変化を図 4.7 に、各空力応答の周波数スペクトルを図 4.8 に示す。空力応答のうち、空力横力、空力ローリングモーメント、空力ヨーイングモーメントは、加振周波数である 0.5Hz で変動していることがわかる。さらに、各空力応答には 10Hz 以上の高周波変動も含まれている。しかしながら、これらの変動周波数はばね上車体の固有振動数に比べて高く、車両運動には直接影響しないと考えられる。一般的に、自動車ばね上車体の固有振動数は、概ね 2Hz 以下といわれている。今回用いた車両のサスペンションばね定数と、ばね上車体の質量から求めた固有振動数は、0.65Hz～0.76Hz となる。そこで、高周波変動を取り除き、ばね上車体運動に影響をおよぼすと考えられる車体姿勢変化に伴う空力変動のみを抽出するため、これ以降、0.1 秒間の移動平均処理を施した空力応答を用いて議論する。

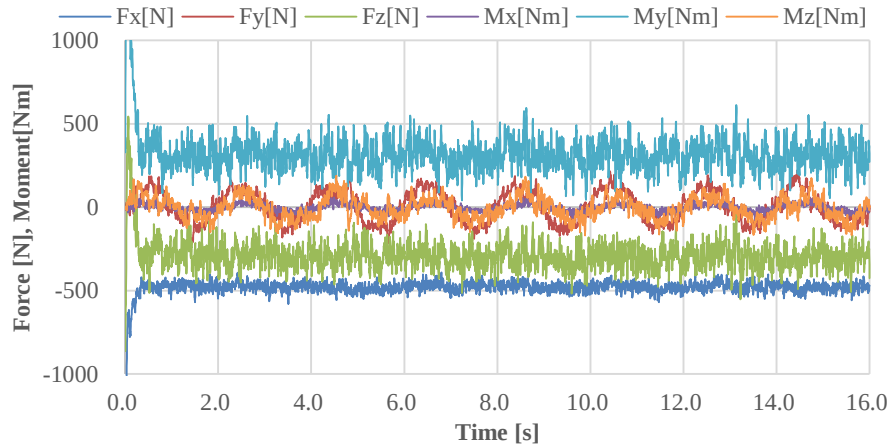


Fig.4.7 Time history of the rolling moment in the forced combined simulation (Case4)

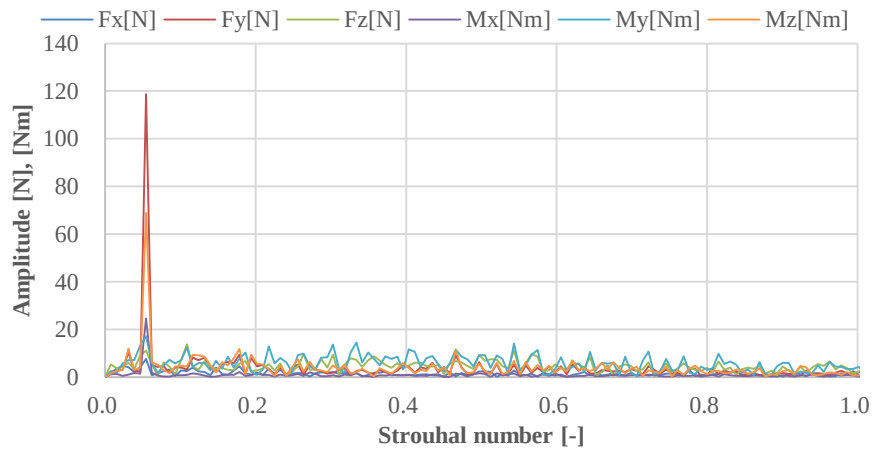


Fig.4.8 Spectrum of the rolling moment in the forced combined simulation (Case4)

各ケースの空力ローリングモーメントの応答を図 4.9 から図 4.11 に示す．位相平均ののち，さらに 0.1 秒間の移動平均処理を施した結果と，カーブフィッティングにより得られた近似曲線を示している．

まず，ロール角のみを変化させた Case1 では，空力ローリングモーメントは入力のロール角変化に対して位相遅れを生じていることから，運動を減衰させるダンピングとして作用している．Case2 でも Case1 と同様に位相遅れが生じている．ヨー角のみを変化させたときでも，空力ローリングモーメントはロール加振時とほぼ同オーダーの振幅で変動していることがわかる．Case3 では，Case1，Case2 に比べ，ロール角変化に対して位相遅れを示しており，さらに振幅も増大していることから，ロール角を減衰させる空力ダンピング効果は Case1 や Case2 に比べて強く作用していることになる．Case3 では，単体ヨーイング運動時の空力応答が姿勢角のピーク時刻の差を反映して足し合わされるため，ほぼ準定常的な応答を示した単体ヨーイング運動時の空力ローリングモーメントのうち，その一部がローリング運動に対する空力ダンピング効果となる．そして，Case4 では，Case3 と比べ，振幅はほぼ同程度となっているものの，位相遅れが更に大きくなっていることから，より強いダンピング効果が作用していること

がわかる。したがって、多自由度の複合運動時には、単体運動時の足し合わせでは表現できない、複合運動時特有の非定常空気が作用していることがわかる。

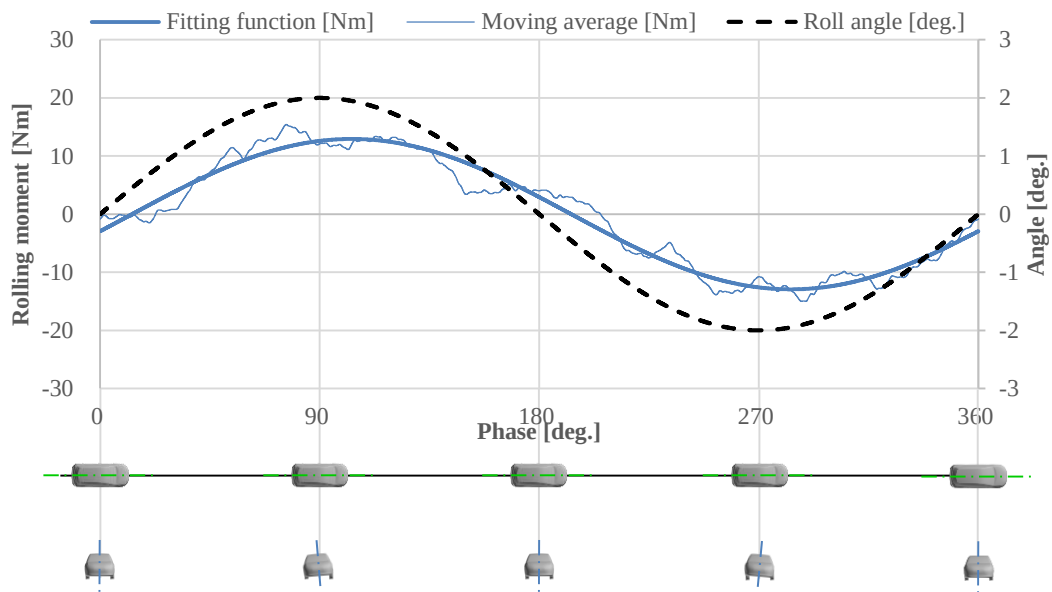


Fig.4.9 Phase averaged rolling moment in the forced rolling simulation (Case1)

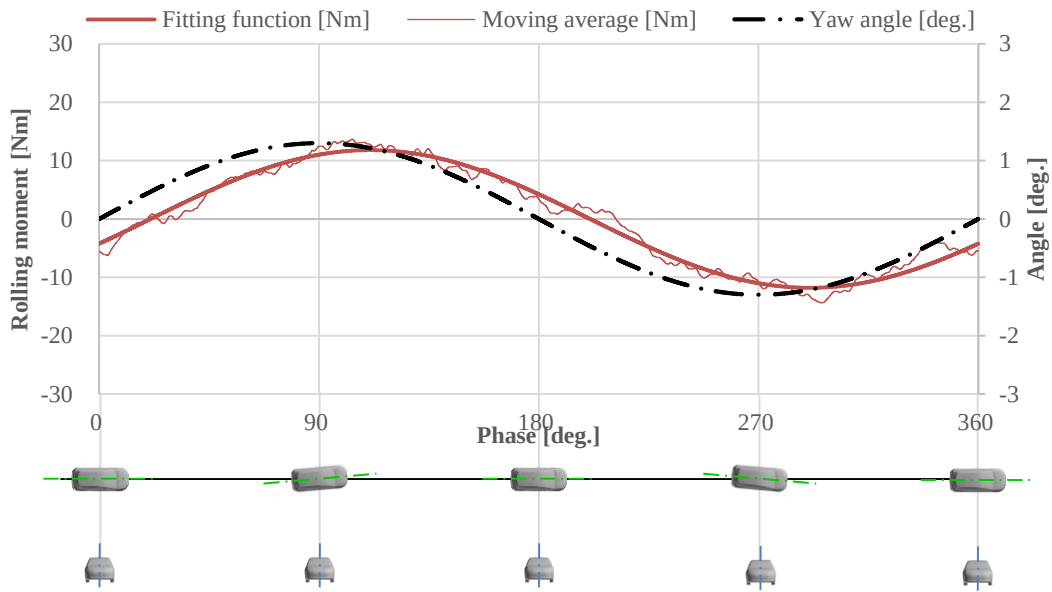


Fig.4.10 Phase averaged rolling moment in the forced yawing simulation (Case2)

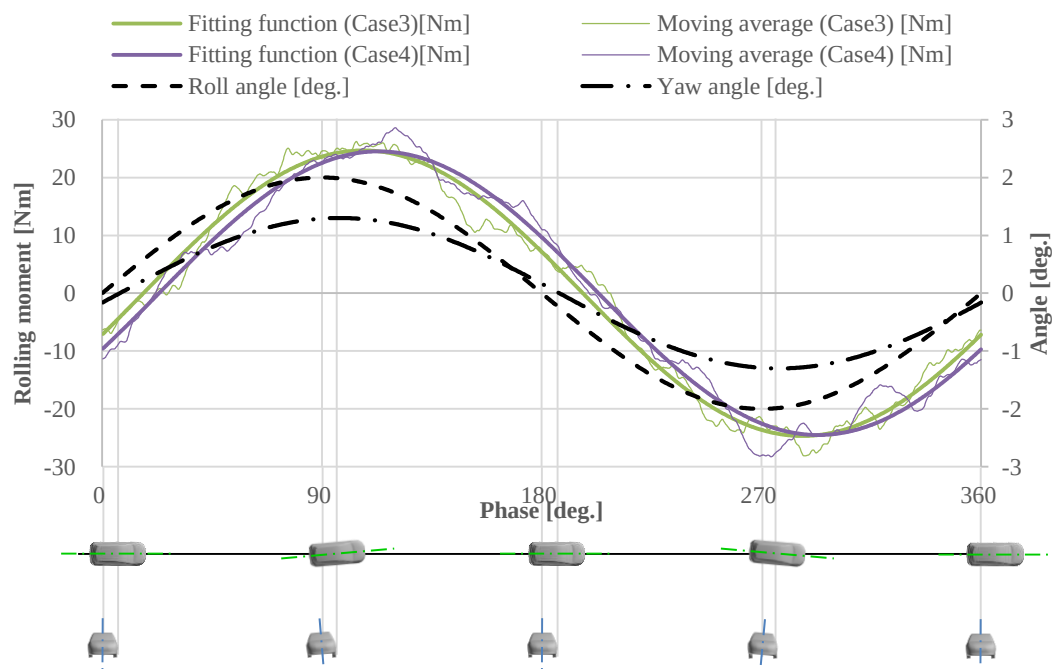


Fig.4.11 Phase averaged rolling moment in the forced roll-yaw combined motion (Case4) and arithmetic sum of the forced rolling simulation and the forced yawing simulation (Case3)

続いて、これらの空力ダンピング効果を空力ダンピング係数により定量的に評価し、さらに車体のどの部位で空力ローリングモーメントの位相遅れが生じているか、すなわち、空力ダンピングの増加に寄与しているかを調べた。車体を図 4.12 に示すように 6 つに分割し、それぞれの面に作用する空力ローリングモーメントの時間変化から空力ダンピング係数を求めた。各面の空力ダンピング係数を表 4.4 に示す。

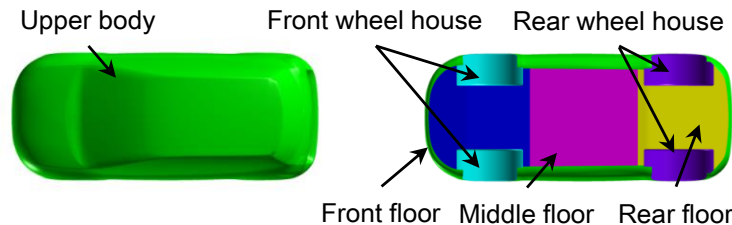


Fig.4.12 Division of body parts in the estimation of the contribution to the aerodynamic damping effect

Table 4.4 Overall aerodynamic damping coefficients and its contribution of body parts

	Overall	Front wheel house	Rear wheel house	Front floor	Middle floor	Rear floor	Upper body
Case1	-2.939	-1.268 (43%)	-1.449 (49%)	-0.380 (13%)	0.181 (-6%)	0.102 (-3%)	-0.125 (4%)
Case2	-4.249	-0.476 (11%)	-0.388 (9%)	-0.381 (9%)	-1.651 (39%)	0.140 (-3%)	-1.494 (35%)
Case3	-8.539	-1.226 (14%)	-1.974 (23%)	-0.532 (6%)	-1.525 (18%)	0.051 (-1%)	-3.361 (39%)
Case4	-9.675	-1.150 (12%)	-1.741 (18%)	-0.512 (5%)	-1.916 (20%)	-0.372 (4%)	-3.984 (41%)

Case1 では、車体全体の空力ダンピング係数は-2.939 となり、そのうち 43%はフロントホイールハウス、49%はリアホイールハウスで生じている。Case2 では全体で-4.249 となり、床下中央部が 39%、アッパーボディが 35%の寄与となっている。Case3 では全体で-8.539 となり、アッパーボディの寄与が大きくなっている。Case2 におけるアッパーボディの変動は、ダンピングとして作用する成分だけでなく準定常的な変化を示す成分の振幅も大きくなっている。そして、Case3 における空力ローリングモーメントの応答はヨーイング運動がローリング運動に対して 0.04 秒遅れていることを加味して足しあわされている。したがって、ロール角変化に対して位相が遅れた空力ローリングモーメントとして足し合わされることになり、ダンピングへの寄与が大きくなっていると考えられる。

続いて、Case3 と Case4 の差に着目する。Case4 では車体全体のダンピング係数は-9.675 となり、Case3 の-8.539 に比べて 1.136、およそ 13%の増大を示した。各部位の寄与をみると、各ホイールハウスおよび床下前方の寄与は、Case1、Case3 とほぼ同程度の値を示している一方で、床下中央および床下後方、そしてアッパーボディでは Case3 に比べて大きな値を示している。ダンピングへの寄与は、床下中

央では 0.391, 床下後方では 0.423, アップーボディでは 0.623 増加している. 特に, 床下後方は Case1 や Case2 ではダンピングに寄与する空力ローリングモーメントの変動が現れなかったのに対して, Case4 ではダンピング効果が現れている. そして, 床下中央および床下後方の増分は, 車体全体の増分に対して 71%となることから, 床下流れに複合運動特有の流れ構造が生じ, 空力ダンピング効果を増大させていると考えられる. 本論文ではこれ以降, 床下流れに着目し, Case1, Case2 と Case4 の流れ場を可視化, 比較することで, 複合運動時に生じる現象について調査する.

4.3.2 周期的ローリング・ヨーイング運動時の流れ場

複合運動時に空力ダンピング効果を増大させた流れ構造を明らかにするため, 車体表面の圧力分布と車体回りの総圧係数分布を可視化した. それぞれのケースで位相角が 90 度, 180 度, 270 度, 360 度となる時刻における表面圧力を示している. なお, 本節で可視化した表面圧力や総圧係数といった流れ場は可視化したタイプステップの前後 0.05 秒, 計 0.1 秒間で移動平均処理を施した結果である. 位相 90 度と 270 度では, それぞれ姿勢角は最大値と最小値となる. 位相 180 度と位相 360 度ではロール角は 0 度となり, 複合運動時のヨー角もほぼ 0 となるため, 左右対称な形状をもつ本解析モデルでは定常の空力ローリングモーメントはほぼ 0 になると考えられる. そのため, この時刻で左右非対称な床下圧力分布が現れていれば, ローリングモーメントが値を持ち, 空力ローリングモーメントには位相ずれが生じていることになる.

まずは図 4.13 に, Case1 における床下中央の圧力分布を示す. ロール角が最大となる位相 90 度のときは, 右側フロントホイールハウス後方における表面圧力が低く, 左側フロントホイールハウス後方における表面圧力は高くなっている. この位相における圧力分布の左右差は, 空力ローリングモーメントが準定常的に変化していて, この姿勢のときにはローリングモーメントが正の値になることに対応している. この時, ローリング運動により右側は車体が地面に近づき, 左側は車体と地面の間が離れている. 続いて, 位相 180 度のときを見ると, 位相 90 度のような左右非対称な圧力分布は現れていない. そして, 位相 270 度では, 位相 90 度における圧力分布に比べ, 車体中心軸に対して対称な圧力分布を示している. すなわち, 車体が地面と離れている右側で圧力が高く, 車体と地面に近づいている左側で圧力が低くなっている. これは, 空力ローリングモーメントが負になっていることに対応している. 位相 360 度のときは位相 180 度のときとほぼ同様に, 左右の非対称性は見られなかった. このように表面圧力が準定常的な変化をしていることから, 床下中央に作用する空力ローリングモーメントも準定常的な変化をしていると考えられ, これは, Case1 では床下中央では空力ダンピング効果が生じていないことに対応する.

次に, 図 4.14 に, Case2 における床下中央の圧力分布を示す. 位相 90 度のとき, 接近流は車体の右側に当たり, 左側から抜ける. すなわち, 右側は風上側で, 左側は風下側となっている. 位相 180 度のときを見ると, 床下中央の圧力は右側が低く, 左側が高くなっている. この圧力分布は, ローリングモーメントが正の値をもち, 位相遅れが生じていることに対応している. 位相 360 度では位相 180 度のときとは逆に, 左側で圧力が高く, 右側で圧力が低くなっている. この圧力の左右差によって, 空力ローリングモーメントは負の値となり, 位相遅れが生じていることになる. このように Case2 では, ヨー角

が0度となる位相でも床下中央の表面圧力は左右非対称の分布を示すことから、空力ローリングモーメントに位相遅れが生じていることがわかる。

最後に、Case4における床下中央の圧力分布を図4.15に示す。位相90度では、右側フロントホイールハウス後方の圧力が低下し、左側フロントホイールハウス後方の圧力が高くなっている。このとき、右側は接近流に対して風上で、車体と床下が近づいている側であり、左側は接近流に対して風下で、車体と地面が離れている側である。位相180度でも位相90度と同様に右側で圧力が低く、左側で圧力が高い左右非対称の圧力分布を示している。位相270度では、左側の圧力が高く、右側の圧力が低くなっている。これは位相90度のときと比べ、車体中心軸に対して対称な結果になっている。位相360度のときは位相270度のときと同様に左側で圧力が低く、右側の圧力が高くなっている。ロール角が0度となる位相180度および360度で左右非対称な圧力分布を示すことから、ローリングモーメントの応答は位相遅れを生じていることがわかる。Case1と比べると、位相90度および270度では同じように左右非対称な圧力分布を示している一方、Case1では見られなかった位相遅れを生じている。Case2と比べると、位相90度、270度ではほぼ左右対称な圧力分布を生じていたのに対し、これらの姿勢でも左右非対称な圧力分布を示した。さらに、位相180度と360度では同じように左右非対称な圧力分布を示すものの、その圧力の左右差はより大きくなっているように見受けられる。

このことから、複合運動のみに現れる床下中央付近の流れ構造の時間的な変化により、床下の圧力変動に時間遅れが生じ、ローリングモーメントの位相遅れが増大したと考えられる。そこでこの圧力変動の原因となる流れ構造を、床下流れの総圧分布を可視化することで調べた。

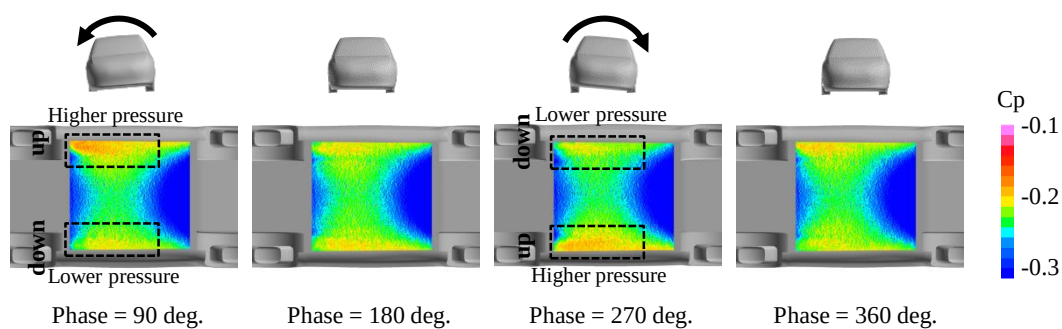


Fig.4.13 Transient change of surface pressure on the middle of underbody in the fixed rolling simulation (Case1)

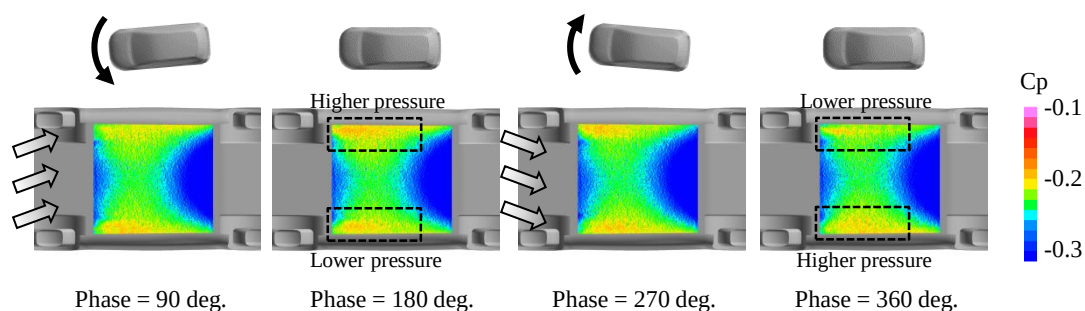


Fig.4.14 Transient change of surface pressure on the middle of underbody in the fixed yawing simulation (Case2)

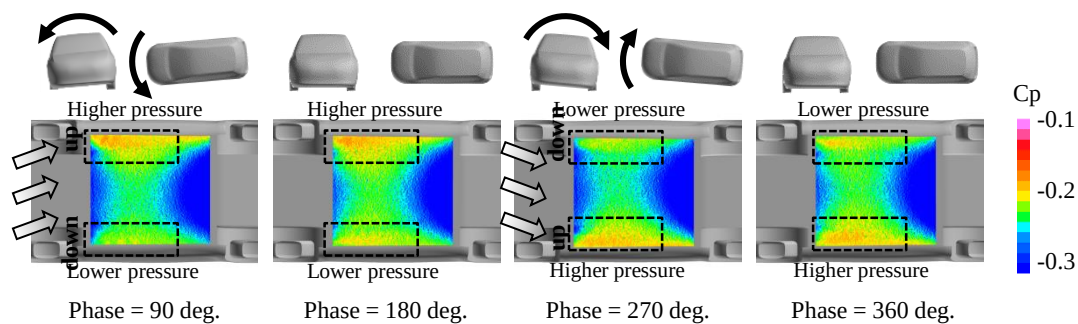


Fig.4.15 Transient change of surface pressure on the middle of underbody in the fixed combined motion simulation (Case4)

流れ構造は x 断面の総圧係数分布を位相 90 度, 180 度, 270 度, 360 度となる時刻で可視化することで調べた. Case1 で得られた総圧係数分布を図 4.16 に示す. 位相 90 度の時, 車体と地面が離れている車体左側では, 床下のフロントタイヤ後方に形成される総圧欠損領域 (以下タイヤウェイク) と, 側面のフロントホイールハウス後方に形成される総圧欠損領域 (以下サイドウェイク) が分かれており, 両者の間には総圧が高い領域が分布している. 位相 270 度のときは, 車体の左側が地面に近づいている. このときタイヤウェイクとサイドウェイクが合わさり, 一つの大きな総圧欠損領域を形成している. さらに, サイドウェイクの総圧は位相 90 度のときよりも上流側で回復しており, タイヤウェイクではより総圧が低下している. タイヤウェイクで総圧が大きく低下している側と, 床下中央の表面圧力が低下している側が対応していることから, 床下における圧力変動はタイヤウェイクに起因していると考えられる. サイドウェイクとタイヤウェイクがロール角に依存して変化する原因として, ホイルハウスとホイールの間隔が変化していることが挙げられる. 車体と地面が離れている側では, ホイルハウスとホイールの間隔が広がる. この広がった隙間から流れが側面へと吹き出すことによって, サイドウェイクが厚くなり, タイヤウェイクは縮小したと考えられる. ただし, 位相 180 度と 360 度における総圧分布を見ると, タイヤウェイクの総圧はどちらも同じような傾向を示している. すなわち, 位相 180 度と 360 度ではタイヤウェイクは左右対称な構造になっている. したがって, タイヤウェイクの応答は準定常的に変化しており, 時間遅れが生じなかったために床下の表面圧力の変化も準定常的な変化を示したと考えられる.

次に, Case2 の総圧係数分布を図 4.17 に示す. 位相 90 度のとき, 車体の左側は接近流風向に対して風下側になる. 風下側のサイドウェイクでは総圧欠損領域が水平方向に広く分布し, さらにタイヤウェイクと合わさり, 一つの大きな総圧欠損領域を形成している. 位相 270 度のとき, 車体左側は風上側になる. このときはサイドウェイクとタイヤウェイクの総圧欠損領域が分かれている. このようなサイドウェイクとタイヤウェイクがヨー角に応じて変化する原因はホイルハウス内を通過する流れにあると考えられる. 風下側では, フロントタイヤ内側にあつた流れが, ホイルハウス内を通過し, ホイルハウスとホイールの隙間から車体側面へと吹き出す. これによってサイドウェイクの総圧欠損領域が広がる. そして, タイヤウェイクは, 接近流によって風下側へと移流するため, 車体の外側へと移動する. 結果として, 厚くなったサイドウェイクとタイヤウェイクが合わさって一つの総圧欠損領域を形成する. そして, タイヤウェイクは外側へと移動するため, 床下の表面圧力はその影響を受けにくくなり, 表面圧力が回復したと考えられる. 一方で, 風上側では車体側面に流れが当たるため, ホイルハウスから側面への吹き出しが弱くなる一方, ホイルハウスから床下へと吹き出す流量が増加したものと考えられる. これによって, サイドウェイクは薄くなりタイヤウェイクでは総圧が低下する. さらに, タイヤウェイクは接近流によって, 車体内側へと移流する. このタイヤウェイクの低圧部の影響を受け, 床下の表面圧力が低下したと考えられる. これらの傾向は位相 180 度のときは位相 90 度のときと, 位相 360 度のときは位相 270 度のときと同様の傾向を示していることから, タイヤウェイクやサイドウェイクの応答は時間遅れを生じており, 結果として床下中央の圧力変動にも時間遅れを生じたと考えられる.

最後に Case4 の総圧係数分布を図 4.18 に示す. 位相 90 度のとき, 接近流風向に対して風下側で, 車体と地面が離れている側では Case2 に比べてサイドウェイクが厚くなっており, タイヤウェイクにおける総圧は回復している. 位相 270 度ではサイドウェイクは薄く, タイヤウェイクの総圧は低下している. 位相 90 度の総圧係数分布を見ると, Case1 では左側でサイドウェイクとタイヤウェイクが分かれて

いたのが、Case4 では接近流によってタイヤウェイクが外側へと移流するため、サイドウェイクとタイヤウェイクが合わさり、総圧欠損領域が一つにまとまっている。また、Case2 に比べるとサイドウェイクが厚く、タイヤウェイクにおける総圧は回復している。位相 270 度の総圧係数分布をみると、Case1 に比べ、左側で一つの大きな総圧欠損領域が形成される傾向には差がない一方で、Case2 と同様にタイヤウェイクが車体内側へと移流している。Case2 に比べるとサイドウェイクが薄く、タイヤウェイクの総圧が低下している。さらにサイドウェイクとタイヤウェイクがはっきりと分かれていたのが、一つの総圧欠損領域になっている。そして、Case4 でも位相 180 度のときは位相 90 度のときと、位相 360 度のときは位相 270 度のときと同様の傾向を示しており、応答に時間遅れが生じていることがわかる。

まとめると、タイヤウェイクは Case1 と同様に車体と地面が近づいている方でより総圧が低下する傾向を示し、その車体に対する相対的な位置は Case2 と同様に接近流風上側で車体内側に向かう傾向を示している。ロール角変化に依存したタイヤウェイク構造の変化と、ヨー角変化に依存したタイヤウェイク構造の変化が重ね合わされることでタイヤウェイクの総圧がより低下し、それによってその姿勢角に対する応答が遅れるため、床下表面の圧力変化にも時間遅れが生じたと考えられる。結果として、空力ローリングモーメント変化の位相遅れが大きくなり、空力ダンピング効果が増大したと考えられる。

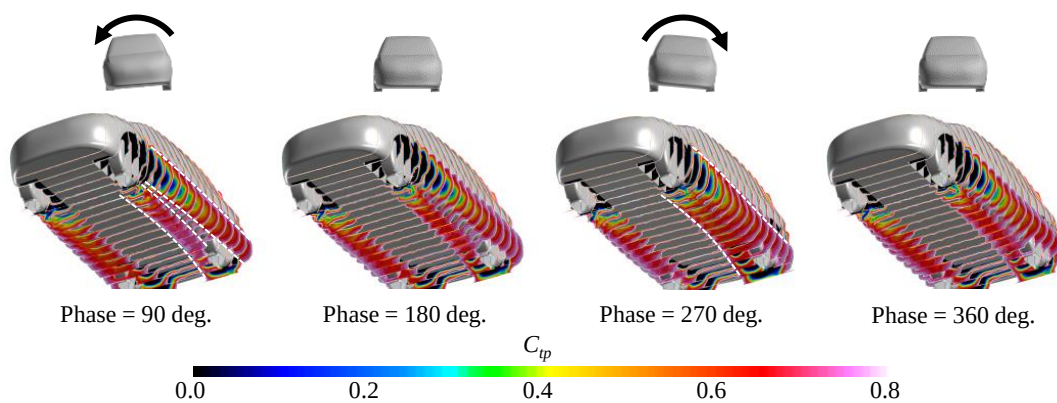


Fig.4.16 Transient change of total pressure on the x-planes in the fixed rolling simulation (Case1)

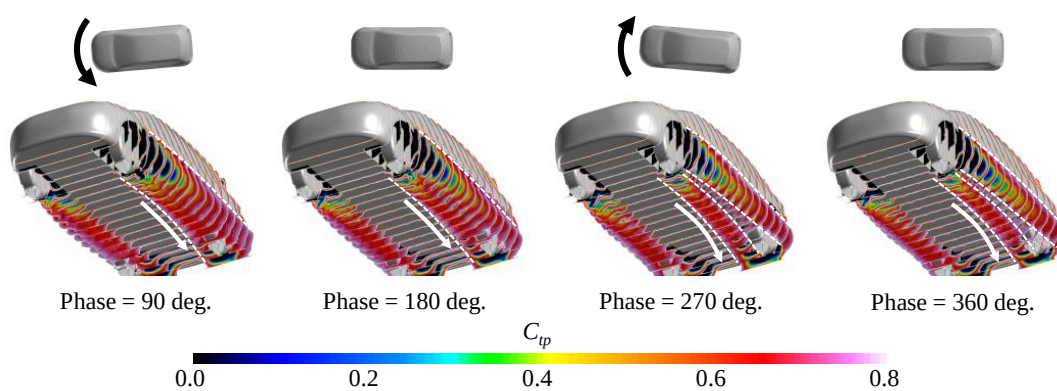


Fig.4.17 Transient change of total pressure on the x-planes in the fixed yawing simulation (Case2)

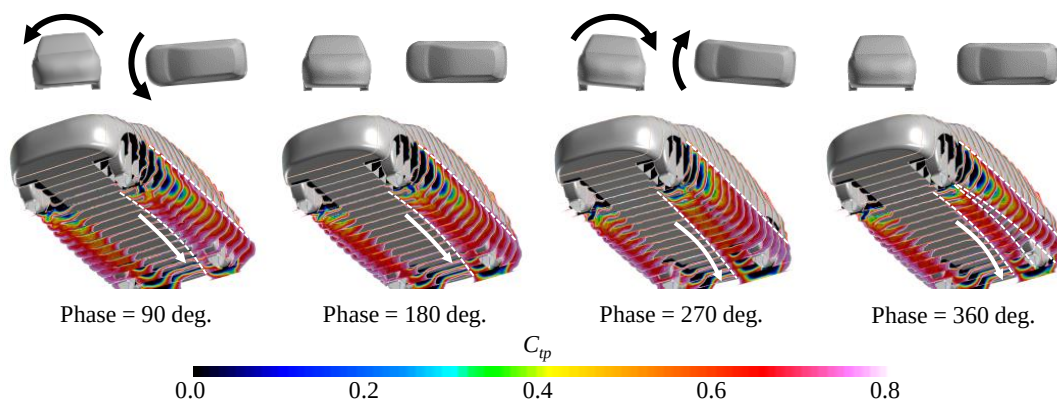


Fig.4.18 Transient change of total pressure on the x-planes in the fixed combined motion simulation (Case4)

続いて、複合運動時に床下で空力ダンピング効果が増大した原因について調べた。まずは床下後方の表面圧力を位相 90 度、180 度、270 度、360 度となる時刻で可視化し、空力ローリングモーメントの差に対応する圧力変動を調べた。

図 4.19 に示したのは、Case1 における床下後方の表面圧力係数分布で、ロール角が最大となる位相 90 度のときは車体の右側、ホイールハウスとの角で圧力が低下している。このとき車体の右側は、車体と地面が近づいている。位相 180 度のときには、ホイールハウスとの角に生じる負圧領域はほぼ左右対称の分布を示している。そして、位相 270 度では、車体左側のホイールハウスとの角で圧力が低下している。位相 360 度になると、ホイールハウスとの角に生じる負圧領域は位相 180 度のときと同様に左右対称の分布を示している。よって、Case1 では床下後方、特にホイールハウスとの角に生じる負圧領域は準定常的な変化を示しており、空力ローリングモーメントのロール角に応じた準定常的な変化に対応する。

次に Case2 における床下後方の圧力分布を図 4.20 に示す。位相 90 度の時には、車体右側でホイールハウスとの角部の圧力が低下している。位相 90 度のとき、車体の右側は接近流風向に対して、風上側になっている。位相 180 度のとき、この負圧領域の圧力が回復し、左右の負圧領域はほぼ左右対称の分布を示す。そして、位相 270 度になると、車体左側、接近流風向に対して風上側のホイールハウスとの角で圧力が低下する。位相 360 度では、また負圧領域はほぼ左右対称の分布を示す。Case2 でも Case1 と同様に、ホイールハウスとの角に生じる負圧領域は準定常的な変化を示した。これは、Case2 でも床下後方では空力ダンピング効果が生じていないことに対応する。

複合運動の Case4 における床下後方の圧力分布を図 4.21 に示す。位相 90 度のときには、接近流に対して風上側で、車体と地面が近づいている、車体の右側のホイールハウスとの角で圧力が低下している。位相 180 度のときも車体右側では圧力が低下している。よって、この時刻でもローリングモーメントが位相 90 度のときと同じ向きに作用しており、その応答には位相遅れが生じていることがわかる。位相 270 度のときには、車体左側のホイールハウスとの角で圧力が低下している。そして、位相 360 度の時にも車体左側の圧力が低下しており、位相 270 度のときと同じ向きにローリングモーメントが作用している。このことから床下後方では、同時にロール角とヨー角を変化させた複合運動時のみ、接近流風向に対して風上側かつ車体と地面が近づいている側の圧力回復に時間遅れが生じている事がわかる。この複合運動時のみの圧力回復の時間遅れにより、ローリングモーメントは位相遅れを生じていると考えられる。

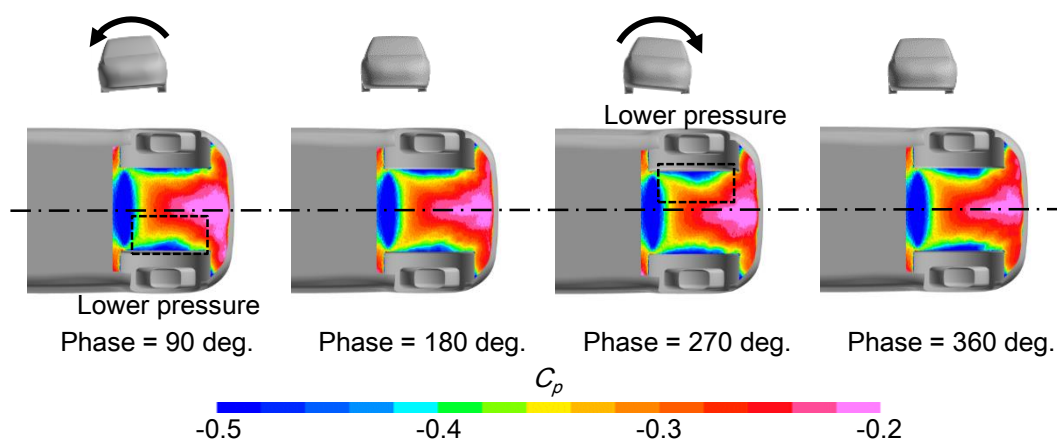


Fig.4.19 Transient change of surface pressure on the rear of underbody in the fixed rolling simulation (Case1)

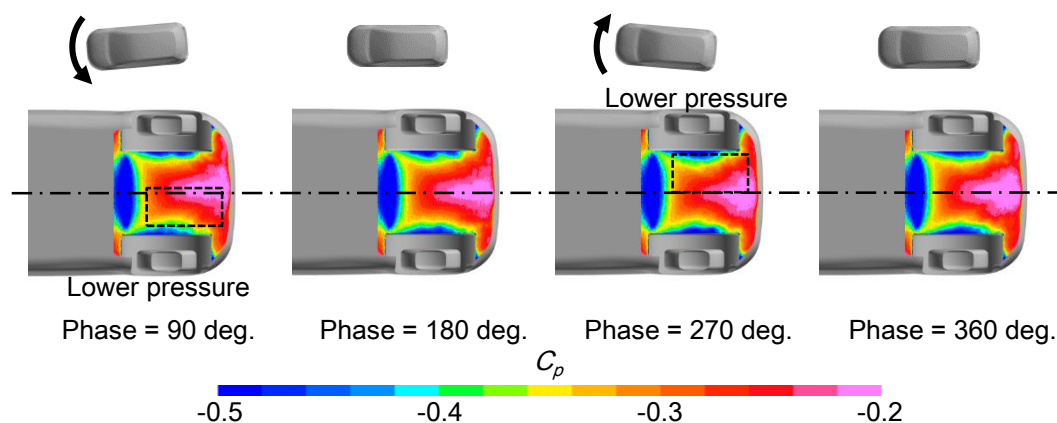


Fig.4.20 Transient change of surface pressure on the rear of underbody in the fixed yawing simulation (Case2)

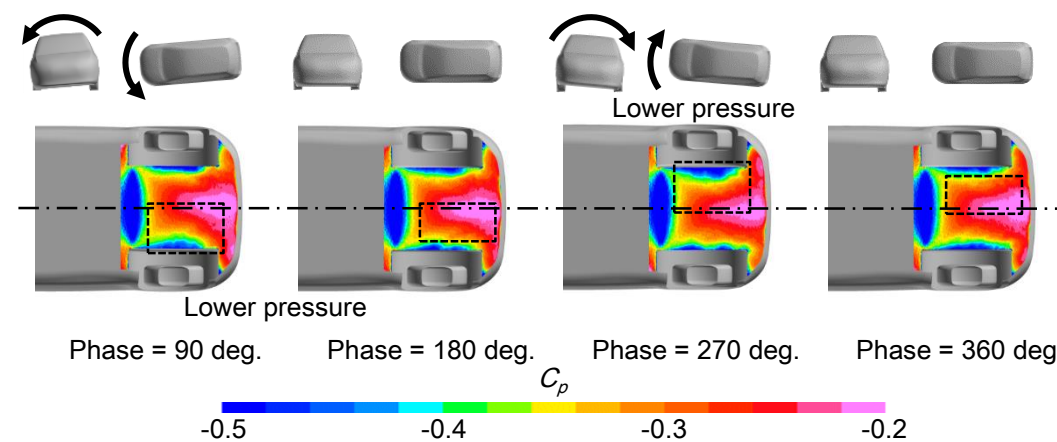


Fig.4.21 Transient change of surface pressure on the rear of underbody in the fixed combined motion simulation (Case4)

さらに、リアホイールハウス近傍の流れ場を可視化することで、圧力変動を生じる流れ構造を調べた。図 4.22 は Case1 におけるリアホイールハウス近傍の x 断面圧力分布と流速ベクトルである。位相 90 度のとき、車体右側のリアホイールハウスと床下の角で縦渦が発生し、圧力が低下している。この傾向は左側では見られず、左右非対称な圧力分布となっている。位相 180 度のときには、右側に生じていた強い縦渦は弱くなり、縦渦に起因する負圧領域では圧力が回復している。位相 270 度のときは、車体左側のリアホイールハウスと床下の角で縦渦が強くなり、圧力が低下している。位相 360 度では車体左側の縦渦は弱くなり、圧力も回復している。このことから、リアホイールハウスと床下の角に生じる縦渦の強弱によって、床下後方の圧力変動を生じていることがわかる。縦渦は車体と地面が近づいている側で強くなっている。車体と地面が近づいている側では、リアホイールハウスとホイール間の隙間が小さくなることでその隙間を通過する流れが弱まる一方、ホイールハウスから床下への吹き出しが強まるため、縦渦が強くなったと考えられる。この縦渦は車体と地面が離れている側は弱くなっている。しかしながら、この縦渦の強弱は準定常的な変化となっている。したがって、床下後方の圧力変動も準定常的な挙動を示したと考えられる。

次に、Case2 におけるリアホイールハウス近傍の流れ場を図 4.23 に示す。位相 90 度のときは、Case1 のように車体右側のホイールハウスと床下の角で縦渦が強くなり、車体左側に比べて圧力が低下している傾向が見られる。位相 180 度のときは、ホイールハウスと床下の角に生じる縦渦の強さはほぼ左右対称で、圧力分布もほぼ左右対称になっている。位相 270 度のときは、車体左側で縦渦が強くなり、圧力が低下している。そして、位相 360 度のときは、縦渦の強さと圧力分布はほぼ左右対称になっている。このことから、Case2 の床下後方、ホイールハウスと床下の角に生じる圧力変動も、この縦渦の影響によるものと考えられる。この縦渦は、接近流風向に対する風上側で強くなっている。風上側では車体側面に当たった流れが側面からホイールハウスに流入し、さらにホイールハウスから床下へと吹き出すため、ホイールハウスと床下の角に生じる縦渦が強くなったと考えられる。ただし、Case2 でも、この縦渦の変化とそれによる負圧領域の変化は、ヨー角の変化に対して準定常的な変化を示している。よって、Case2 でも床下後方の圧力変動は準定常的であり、空力ダンピング効果には寄与しないと考えられる。

最後に、Case4 におけるリアホイールハウス近傍の流れ場を図 4.24 に示す。位相 90 度のとき、車体右側のホイールハウスと床下の角に強い縦渦が生じ、左側に比べて圧力が低くなっている。位相 180 度のときも、車体右側は強い縦渦が維持され、圧力が低くなっている。位相 270 度のときは、車体の左側で縦渦が強くなり、圧力が低くなっている。この傾向は位相 360 度のときも同じで、車体左側では強い縦渦が維持され、圧力が低くなっている。このことから、複合運動させたときには、単体運動に比べて強い縦渦が長い時間維持され、圧力の回復にも時間遅れが生じていることがわかる。風上側かつ車体と地面が近づいている側で、縦渦が強くなっている。これは、車体と地面が近づいている側でホイールハウスとホイールの隙間が狭くなることで側面への吹き出しが弱くなり、床下への吹き出しが増加することで縦渦が強くなった Case1 と、風上側側面からホイールハウスへと流入した流れが床下へ吹き出すことによって縦渦が強くなった Case2 の傾向が足しあわされていると考えられる。この縦渦が Case1、Case2 に比べて強くなったために長時間維持され、結果として、圧力の回復が遅れて、床下後方で生じる空力ローリングモーメントに位相遅れを生じたと考えられる。

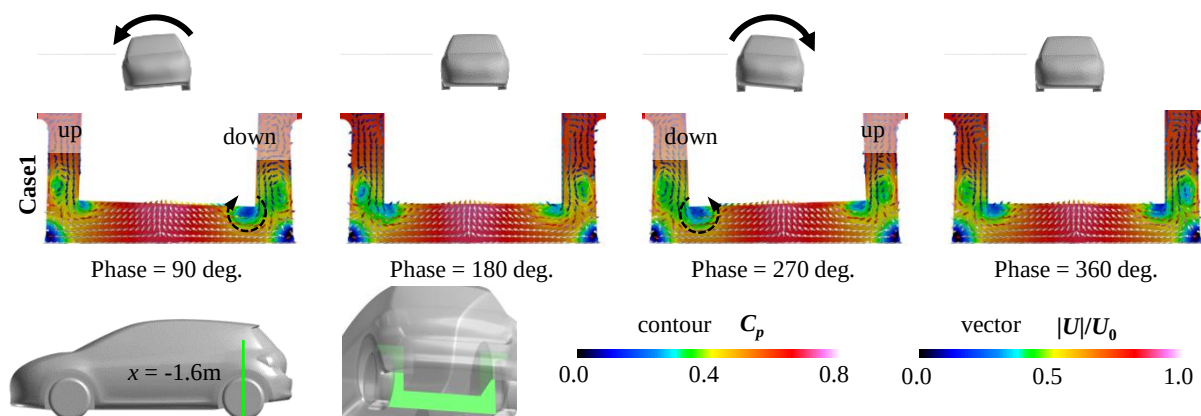


Fig.4.22 Transient change of surface pressure and velocity vector on the x-planes in the fixed rolling simulation (Case1)

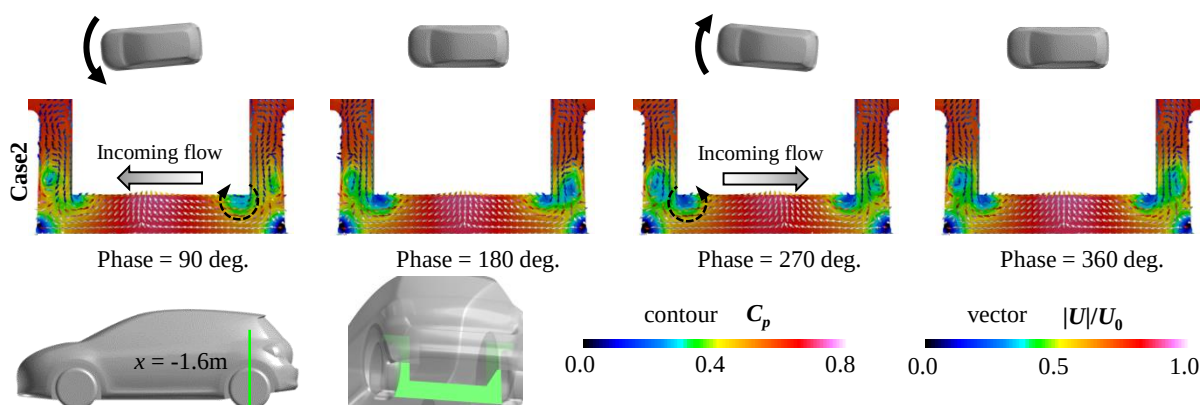


Fig.4.23 Transient change of surface pressure and velocity vector on the x-planes in the fixed yawing simulation (Case2)

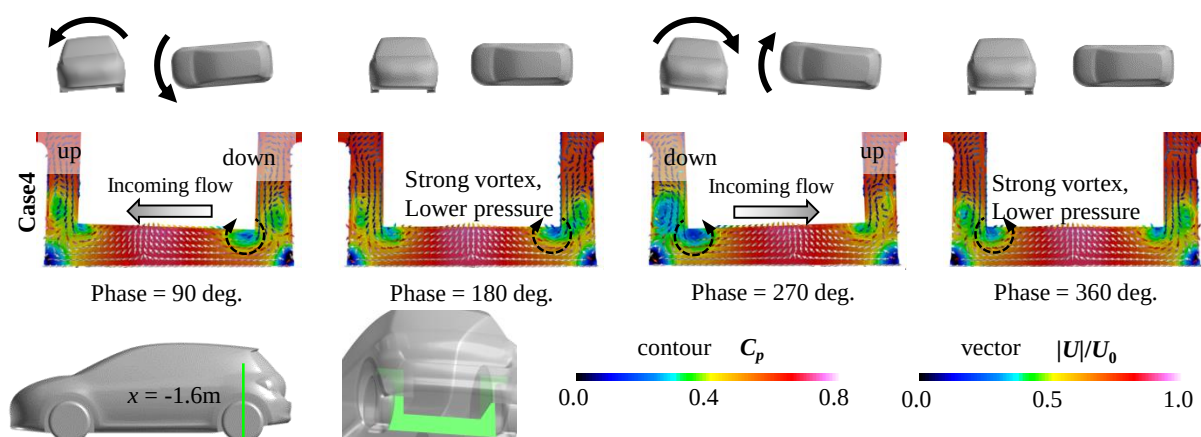


Fig.4.24 Transient change of surface pressure and velocity vector on the x-planes in the fixed combined motion simulation (Case4)

4.4 強制レーンチェンジ運動

本節では、強制レーンチェンジ運動時の空力応答と車両周りの流れ構造について述べる³⁴。このときの車両姿勢変化は空気を考慮しない運動解析で得られた姿勢変化を基に再現している。前節の周期的ローリング運動・ヨーイング運動解析で得られた空力応答と流れ場と比較することで、より現実的な車両運動時の流れ場について議論する。

4.4.1 強制レーンチェンジ運動時の空力応答

まずは、強制レーンチェンジ運動中の空気の時間変化を示す。図 4.25 は、タイヤを除いたばね上車体に作用する空力ローリングモーメントの時間変化で、得られた空気の時系列データに対して 0.1 秒間の移動平均処理を適用した結果を示している。

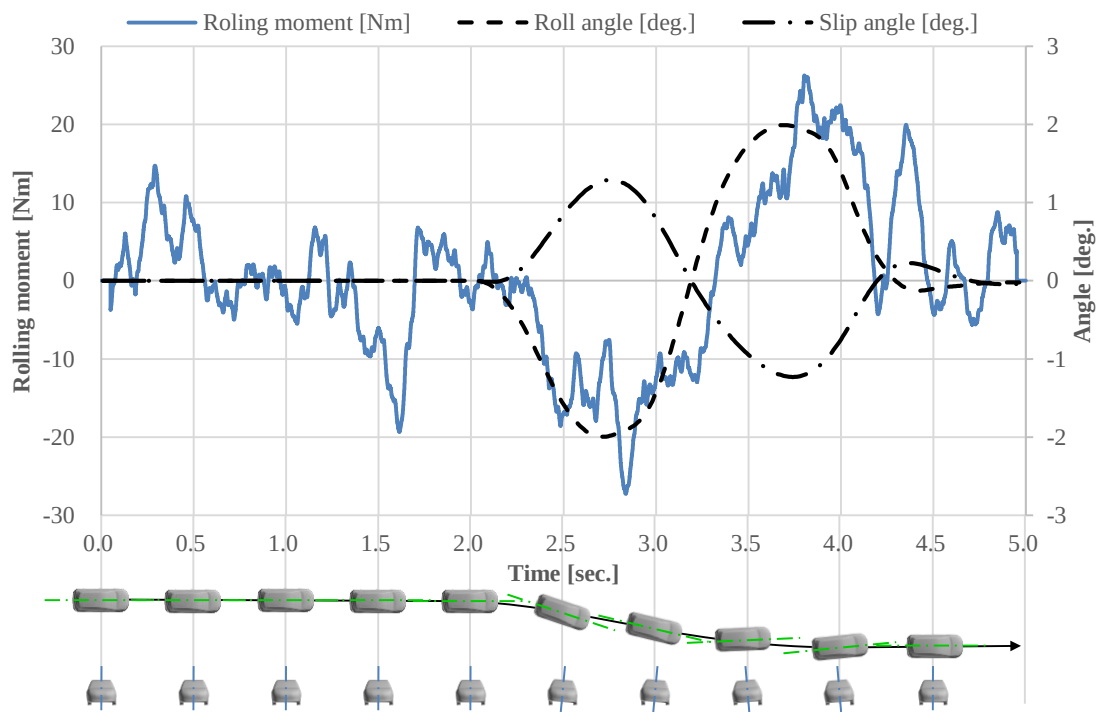


Fig.4.25 Time history of rolling moment acting on the vehicle during the forced lane-change maneuver

強制レーンチェンジ運動中の空力ローリングモーメントにも運動には直接寄与しないと思われる高周波の変動も含まれており、移動平均後も数 Hz 以上の変動が見られる。本論文ではこの高周波の変動については無視し、2.0 秒付近から 4.5 秒付近までの比較的周波数が低く、操舵に応じたロール角やヨー角の変化に対応した空力変動に着目する。空力ローリングモーメントは 2.8 秒付近で最小のピーク、3.7 秒付近で最大のピークを示しており、その振幅は最大で 27 Nm 程度であった。この振幅は単体ローリング運動やヨーイング運動のときに比べ大きく、複合運動時とほぼ同程度であったことから、強制レーンチェンジ運動中の空力ローリングモーメントはローリング運動とヨーイング運動の両方の影響を受けてい

ると考えられる。さらに、ロール角が最小、最大のピークをとる時刻に対して、空力ローリングモーメントがピークをとる時刻は遅れている。このことから、振幅やその作用する向きは、周期的なローリング運動とヨーイング運動を同時に与えた複合運動時と同じ傾向を示していることがわかる。すなわち、周期的な複合運動によって、強制レーンチェンジ運動中の空力現象を模擬することができており、前節で議論したタイヤウェイクやサイドウェイクといった流れ構造の変化は、強制レーンチェンジ運動中にも生じていると考えられる。

ここで、強制レーンチェンジ運動中の空力応答が、車両運動に対してどのような影響を与えるかについて検討する。前節のような周期的な運動では、入力姿勢角に対する空力応答から空力ダンピング係数を求めることで定量的な評価が可能であった。一方で、強制レーンチェンジ運動のように周期的な姿勢角変化ではないときには、空力ダンピング係数を算出することはできない。そこで、空力ダンピング係数がロール角速度に比例する成分だったことから、ロール角速度の正負と空力ローリングモーメントの正負が一致する時刻では、ローリング運動を増幅させる向きに空気が働いているとし、正負が逆転している時刻では、ローリング運動を減衰させる空力ダンピング効果が生じていると考え、定性的な傾向を議論する。空力ローリングモーメントとロール角速度の関係、すなわち、空力ローリングモーメントがローリング運動を減衰させているか、増幅させているかを図 4.26 に示す。

レーンチェンジ運動が開始した直後は、ロール角速度は負であり、空力ローリングモーメントも負になっている。つまり、2.0 秒から 2.7 秒ではローリング運動は空気力によって増幅される。2.7 秒から 3.3 秒まではロール角速度が正で空力ローリングモーメントは負になっているので、空気力はダンピングとして作用している。3.3 秒から 3.7 秒ではロール角速度、空力ローリングモーメントはともに正なので、空気力は運動を増幅する向きに作用している。その後 3.7 秒から 4.5 秒までは一時的に正負が一致するものの、基本的には空気力はローリング運動を減衰させる空力ダンピング効果を生じている。このように、ロール角速度と空力ローリングモーメントの正負は時間的に変化するものの、空力ダンピング効果を示していると考えられる時間の方が長く、特にロール角速度の絶対値が大きい時間帯においては空力ローリングモーメントがロール角速度に対して逆向きに作用していることから、強制レーンチェンジ中の空力ローリングモーメントはローリング運動を減衰させる傾向にあると考えられる。

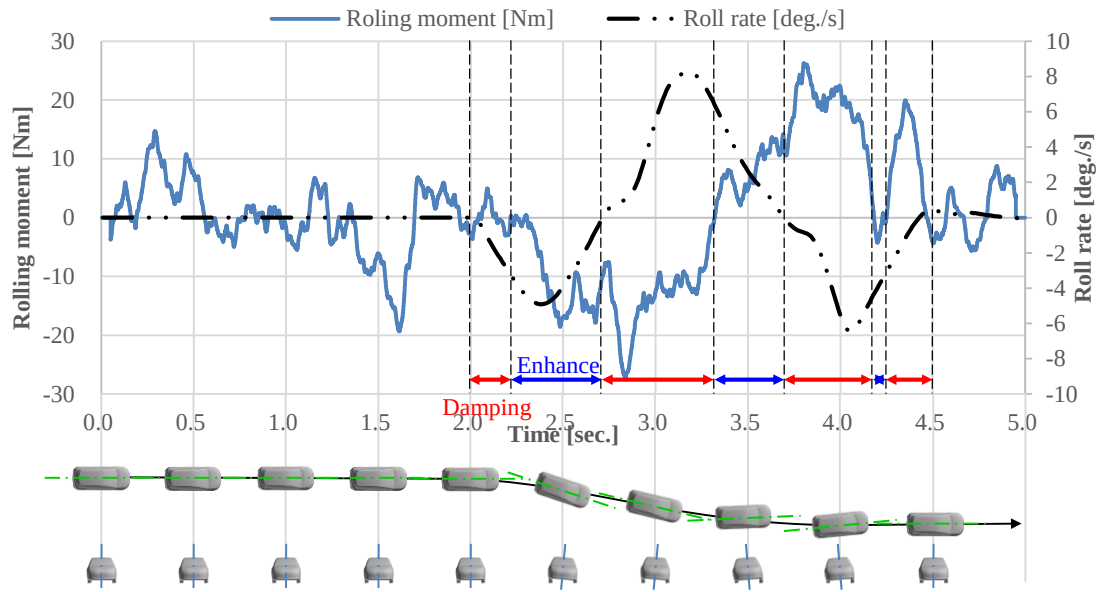


Fig.4.26 Aerodynamic damping effect during the forced lane-change maneuver (Time history of rolling moment acting on the vehicle and roll rate)

強制複合運動時の空力ダンピング効果は主にアップーボディで生じていた一方、床下流れ構造も姿勢に応じて変化することで空力応答の位相遅れに寄与しており、特に、単体運動では評価できない複合運動時の増分には床下流れが寄与していることが明らかになっている。そこで、強制レーンチェンジ中の空力ローリングモーメントがどの部位から生じていたかを調べることで、強制複合運動時とのさらなる比較、検討を行う。図 4.12 と同じように車体表面を 6 つに分けて、それぞれの面に作用する空力ローリングモーメントの 2.0 秒から 4.5 秒までの時間変化を図 4.27 に示す。なお、これらの各部位に作用する空気力も、0.1 秒間の移動平均処理を施している。それぞれの時間変化をみると、床下後方を除き、多少の時間のずれはあるものの、車体全体に作用する空力ローリングモーメントから評価した空力ダンピング効果と同じ傾向が見られた。つまり、車体全体でダンピングを示しているときには、各部位に寄与する空力ローリングモーメントもダンピングを示している。特にアップーボディでは振幅が大きく、全体への寄与が大きくなることや、床下中央の変動がダンピングを示しているのは、周期的な複合運動時と同じ傾向を示している。一方で、床下後方は周期的な複合運動時とは異なり、ほとんどの時刻で運動を増幅させる空力ローリングモーメントが作用している。しかしながら、周期的な複合運動と単体ローリング運動やヨーイング運動の差は生じていたものの、その変動の振幅が小さいために、全体への寄与は 4% 程度と小さく、強制レーンチェンジ運動でも全体の空力ローリングモーメント変動への寄与は小さくなっている。

強制レーンチェンジ運動中の空力ローリングモーメントを調べた結果、その変化は周期的な複合運動時と同じく、ロール角の変化に対して時間遅れを生じ、ローリング運動とヨーイング運動の両方の影響を受けていることがわかった。そこで、次節では、強制レーンチェンジ運動時の流れ場を可視化し、複合運動時の流れ構造と比較しながら、空力ローリングモーメントを変化させた流れ構造について議論する。

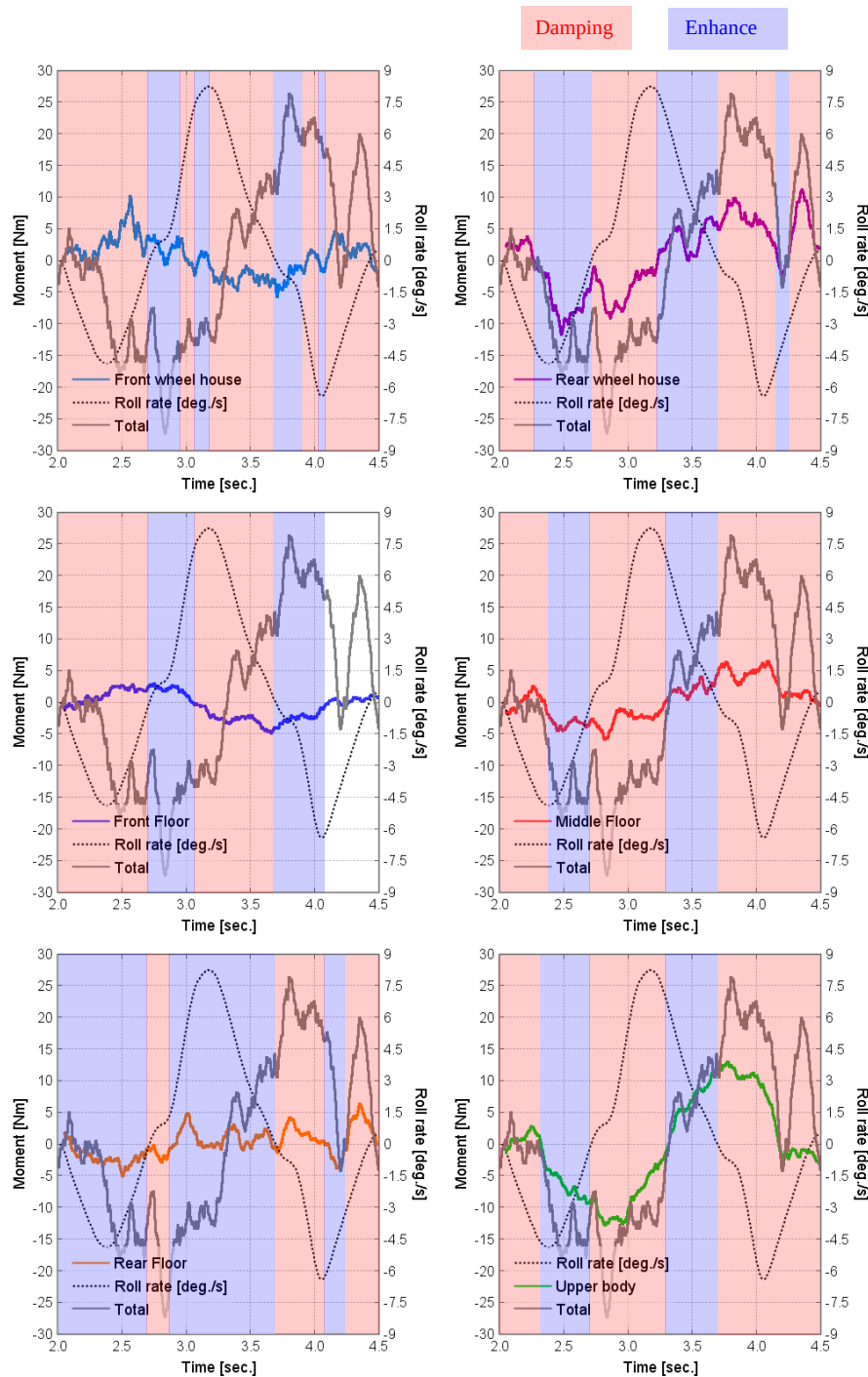


Fig.4.27 Contributions of each body parts to aerodynamic damping effect during the forced lane-change maneuver

4.4.2 強制レーンチェンジ運動時の流れ場

強制レーンチェンジ運動中の流れ場を可視化し、周期的な複合運動時の流れ構造と比較しながら、空カローリングモーメントを変化させた流れ構造について議論する。特に、周期的なローリング運動とヨーイング運動の複合運動時に床下中央の空カローリングモーメント変化に影響を与え、姿勢に応じて大きく構造が変化したフロントタイヤウェイクの変化に着目する。図 4.28 に強制レーンチェンジ運動およ

び複合運動における車体近傍の総圧係数の等値面を示す。それぞれ対応するロール角と車体滑り角（ヨー角）の時刻で可視化している。なお、強制レーンチェンジ運動中の可視化図も 0.1 秒間、10 ファイルの移動平均処理を適用している。

まずはロール角が 2.0 度となり、車体の左側が接近流風向に対して風上側になる、強制レーンチェンジ解析で 2.710 秒時、複合運動解析での位相 270 度の結果を見ると、どちらも風上側フロントタイヤのウェイクは車体の内側に向かっていることがわかる。このとき、空力ローリングモーメントはどちらの解析でも負になっている。したがって、強制レーンチェンジでも複合運動と同様のタイヤウェイク構造によって床下中央部の表面圧力が変化し、空力ローリングモーメントを変化させていると考えられる。

次に、ロール角が 0 度になり、車体滑り角も 0 度になる時刻 ($t = 3.190 \text{ sec.}$) に着目する。どちらのケースでも、フロント左側のタイヤウェイクはロール角が -2.0 度のときと同様に車体の内側に向かっている様子がみられ、タイヤウェイクの応答は時間遅れを生じていることがわかる。このとき、空力ローリングモーメントはどちらのケースでも負の値となっている。複合運動と同様に、強制レーンチェンジでもタイヤウェイクの応答が遅れることで、空力ローリングモーメントの位相遅れていると考えられる。

続いて、ロール角が 2.0 度になり、車体の右側が接近流風向に対して風上側になる時刻 ($t = 3.690 \text{ sec.}$) に着目する。このとき、複合運動解析では風下側のタイヤウェイクが縮小し、サイドウェイクが厚くなっている様子が見られた。強制レーンチェンジ解析でもそれと同様に、風下側のタイヤウェイクは縮小し、サイドウェイクが厚くなっていることがわかる。このとき、空力ローリングモーメントは正の値になっている。この時刻でも、強制レーンチェンジ解析と複合運動で同様のタイヤウェイクの変化によって、それに対応する空力ローリングモーメントの変化が生じていることがわかる。

最後に、ロール角が 0 度となり、車体滑り角も 0 度になる時刻に着目する。これまで可視化した 3 つの時刻とは異なり、複合運動解析では空力ローリングモーメントは位相遅れによって正の値になっていたのに対し、強制レーンチェンジ解析では空力ローリングモーメントはほぼ 0 に戻っている。両者の運動状態の差として、複合運動は周期的な運動のため、この時刻の後にはまた姿勢角が負に変化していく一方、強制レーンチェンジでは、これらの姿勢角が 0 度に戻る、そのため、両者の空力応答も異なっていると考えられる。流れ構造をみても、この空力応答の差に対応するような結果になっている。複合運動では位相 90 度のときと同様に、位相 270 度や位相 360 度のときに比べて車体左側のタイヤウェイクは縮小し、車体の外側に向かっている。一方で、強制レーンチェンジ解析ではタイヤウェイクの縮小や車体外側に向かっている様子は見られない。複合運動では、このタイヤウェイクの変化によって床下中央の圧力が回復することで、正の空力ローリングモーメントを生じていたと考えられる一方、強制レーンチェンジではタイヤウェイクほぼ左右対称な構造となるために、床下中央の圧力分布もほぼ左右対称となり、空力ローリングモーメントもほぼ 0 になっていたと考えられる。

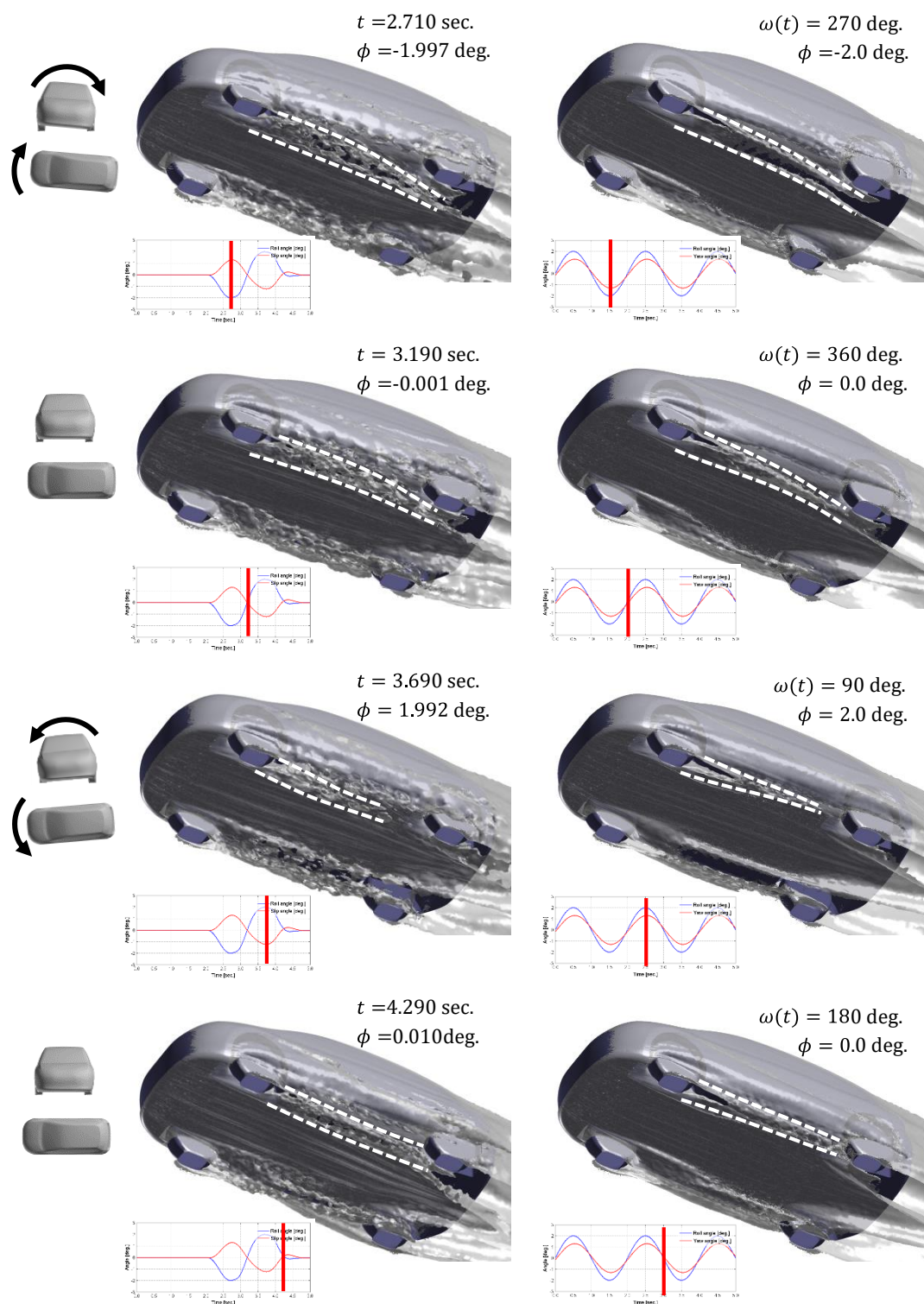


Fig.4.28 Iso surface of total pressure coefficients ($C_{tp} = 0.0$) around the vehicle during the forced lane-change maneuver and the forced rolling and yawing combined motion

4.5 まとめ

強制ローリング運動、強制ヨーイング運動、そしてそれらを同時に運動させた複合運動のケースを比較することで、多自由度運動時の空力応答として、以下の知見を得た。

1. ヨーイング運動のみを与えたときも、空力ローリングモーメントの応答はローリング運動を与えたときと同程度のオーダーで変動し、その空力応答は入力ヨー角変化に対して位相遅れを生じた。このことから、空力ローリングモーメント変化は、ロール回転軸周りの運動だけでなく、他の軸周り、本解析ではヨー回転軸周り運動の影響も受けていることがわかった。
2. さらに、複合運動時には、単体運動時や、それらから得られた空力応答の算術的な足し合わせでは評価できない空力応答を示した。本研究で対象としたロール角とヨー角を同時に変化させた解析では、単体運動時やそれらの足し合わせに対して空力ローリングモーメントの位相遅れが増大し、空力ダンピング効果が増大する結果となった。
3. その原因となる流れ現象としては、それぞれの単体運動時の現象が複合運動させたときには両方の影響を受けて強められることで応答が遅れ、空力応答の位相ずれを変化させることがわかった。本研究で対象としたローリング運動とヨーイング運動では、床下流れ、特にフロントタイヤウェイクと床下リアホイールハウス近傍の縦渦の強さの応答が遅れることで、空力応答の位相遅れが増大した。

これらの流れ構造の変化を図 4.29 に模式的に表す。得られた結果から、既往研究のように平面上に拘束された 1 自由度にモデル化された運動の再現では、実走行状態における空力応答を調べるのに不十分なケースがあり、それぞれの単純な足し合わせでは評価できない空力応答を示すことが明らかになった。このことから、実走行状態における三次元的な多自由度運動を再現する必要があることがわかった。

さらに、空気力を考慮しない運動解析で得られた姿勢変化を基にした強制レーンチェンジ運動時の空力解析を行い、以下の知見を得た。

1. 強制レーンチェンジ運動中の空力ローリングモーメントはローリング運動を減衰させる空力ダンピング効果を示した。特に、ロール角が最小値から最大値へと変化していく間に、空力ローリングモーメントの応答が遅れ、その間空力ローリングモーメントの向きはロール角速度と逆向きで、ローリング運動を減衰させる向きに作用していることがわかった。
2. 複合運動時の流れ場と強制レーンチェンジ時の流れ場の比較から、空力ローリングモーメントの大小やロール角に対する時間遅れを生じる流れ構造は、両者でほぼおなじ流れ構造が原因となっていることがわかった。具体的には、フロントのタイヤウェイクがロール角および車体滑り角に依存して変化し、風上側ではタイヤウェイクに対応する総圧欠損領域が拡大し車体内側に向かうこと、風下側ではそれが縮小すること、それらの姿勢角に対する時間遅れの傾向は両者で対応する結果が得られた。

以上の結果から、強制レーンチェンジ運動中の空力ローリングモーメント変化も、フロントタイヤウェイクの応答に起因していることが明らかになった。

本章では、多自由度運動時特有の空力応答が生じた流れ構造として、フロントタイヤウェイクおよびサイドウェイクの変化と、リアホイール近傍の渦構造に着目した。これらのうち、特にフロントタイヤウェイクやサイドウェイクは一般的な乗用車まわりの主要な流れ構造として挙げられる⁴⁵。多自由度運動時、これらの流れ構造の動的な変化に起因する空力応答を、単体運動時に生じるその足し合わせだけでは表現できないという知見は、一般乗用車周りの流れ現象として普遍性が期待される。したがって、操舵時の走行安定性向上を目指した車両空力開発の際にはまず、これらタイヤウェイクの非定常な変化に着目する必要があると考えられる。加えて、周期的な多自由度運動を与えた解析で得られた知見が、非周期的な操舵時の車両運動中の一部にも適用可能であることを示した。このことから、タイヤウェイクの非定常な変化は、操舵時の車両姿勢変化に伴う空力応答の原因として、重要な要素だと考えられる。

次章では、レーンチェンジ運動中の空気力の時間的な変化がばね上車体の角度や角速度といった運動状態に与える影響について着目し、連成解析を行うことで調べる。

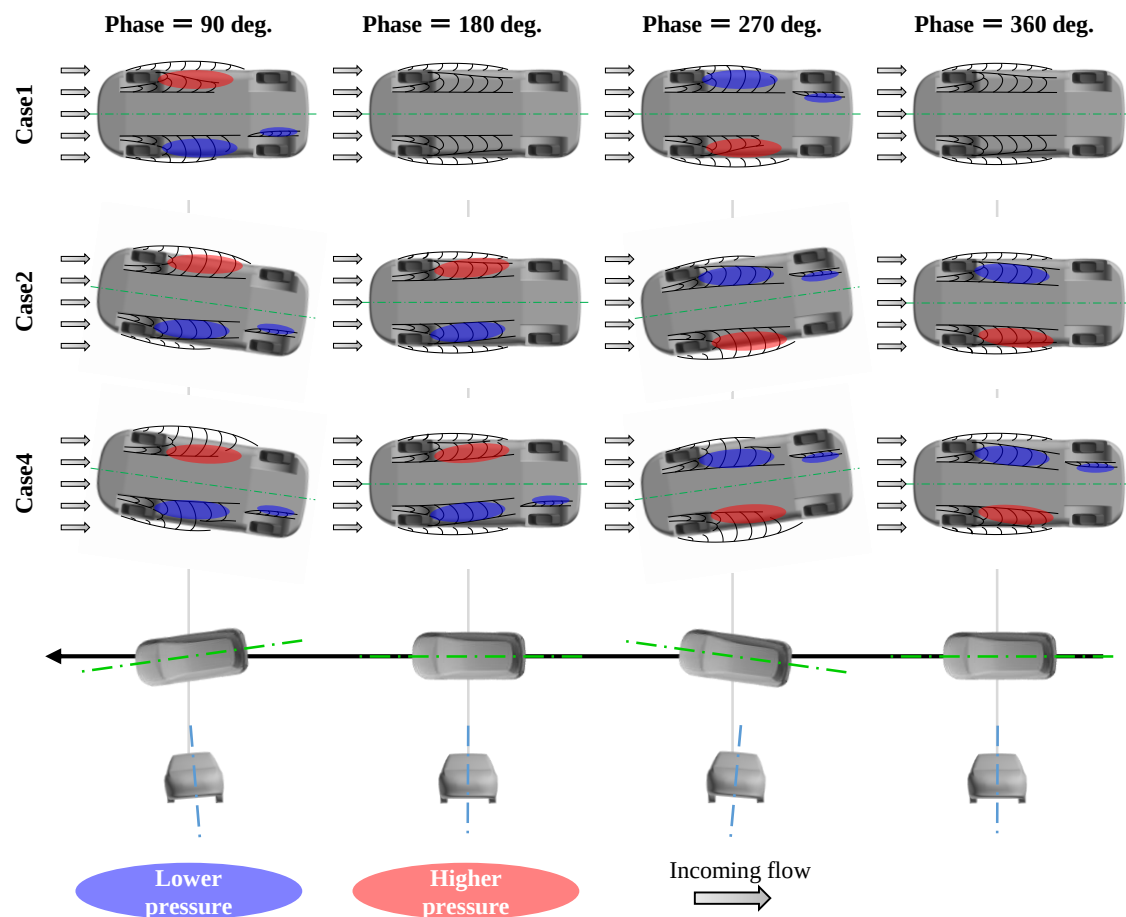


Fig.4.29 Schematic diagram of wake structures under the vehicle during rolling, yawing and combined motion

第5章 連成レーンチェンジ解析

本章では、開発した車両空力-運動連成解析システムを用いて、車両運動応答への非定常空気力の影響を調べた結果について述べる。準定常解析によって得られた定常空気力を基にして空気力を考慮した運動解析結果と、双方向連成解析によって空気力と車両運動の相互影響を考慮した連成解析結果を比較する。これにより、横並進運動や、第4章で議論したヨー角車両姿勢変化に伴って発生する非定常空気力が、ばね上車体の運動応答に及ぼす影響を調べる。さらに、非定常空気力の車両運動応答に及ぼす影響を評価する手法について検討する。

ここで、本章で用いた準定常解析の概要について述べておく。準定常解析では、車両姿勢のうち、ロール角、ヨー角をそれぞれ変化させて静止した状態で空力解析を行い、車体に作用する空気力を予測し、運動応答を計算した。このような準定常解析では移動境界手法や双方向の連成解析手法を必要とせず、基本的な定常空力解析のみによって評価ができる一方、第4章で述べたようにそれぞれの姿勢角を動的に変化させた時に生じる空気力の時間遅れや、ロール角とヨー角が同時に変化する複合運動時特有の空力応答は再現することができない。この準定常解析によって得られる空気力は既往の運動解析中でも用いられている。つまり、準定常解析を基にした運動応答と連成解析によって得られた運動応答を比較することで、本論文で開発した手法の有用性を実証する。

5.1 計算条件

連成レーンチェンジ解析の解析モデルは第4章と同じく、ハッチバック形状の乗用車を基にした簡易形状のモデルを用いた。解析格子も第4章と同じく、車体表面の解像度4 mm から20 mm となり、総節点数が400万節点、総要素数が2,000万要素程度となる格子を用いた。境界条件も同じく、入口境界および側壁は流入境界として主流方向速度を38.89 m/s、横方向には横並進速度を与えた。出口は自由流出条件、天面は自由滑り条件、車体表面は対数則とした。タイヤ表面は車速に応じた回転速度条件を与え、地面には車速と横並進速度を与えることで、地面の相対速度影響とタイヤ回転効果を模擬した。その他計算条件は表5.1に、物理条件は表5.2に示すように設定した。

Table 5.1 Numerical condition in the forced motion simulations

Turbulence model	Standard Smagorinsky Model ($C_{SGS} = 0.15$)
Spatial discretization	2nd order central difference 2nd order central difference 90% +
Convection term	3rd order upwind difference 10% (far region: 1st order upwind difference)
Time integration	1st order Euler implicit method
Delta time [sec.]	2.5×10^{-5}
Total time step [-]	200,000
Total time [sec.]	5.0

Table 5.2 Physical condition in the force motion simulations

Density [kg/m^3]	1.2
Viscosity [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	1.82×10^{-5}
Reynolds number	1.1×10^7

運動解析および連成解析における運動条件は、第2章および第3章で述べたとおりに設定した。運動の自由度は3自由度とし、ばね上車体の運動であるヒービング運動、ローリング運動そしてピッチング運動は空気力と連成し、加減速、横方向並進速度、ヨーイング運動は事前に算出された運動解析結果を基に強制運動として与えた。つまり、平面内を強制運動する台車に載せられたばね上車体の挙動を解析していることになる。また、ばね上車体の運動と、車体全体のヨーイング運動は流体解析上でも再現する一方、ホイール舵角は流体解析上では再現していない。また、各パラメータは、基本的には市販ソフトウェアを用いて行われた運動解析で用いられた値にしているものの、出力されたダンパ力およびアンチロールバー力にそれぞれ 1.4968 と 0.3739 の補正係数を掛けている。本解析で用いたコードでは、市販ソフトウェアによる運動解析に比べて簡略化した運動モデルを用いているため、全く同じパラメータではロール角応答の振幅とピーク時刻で倍程度の大きな差が生じてしまう。そこで、本解析コードでも空気力を考慮せずに運動解析を行い、その結果得られたロール角振幅およびロール角のピーク時刻が運動解析と整合するように、補正を行った。

5.2 運動応答の評価

5.2.1 準定常解析を基にした運動応答の評価

準定常解析を基にした空気力の時系列データの構築について述べる．準定常解析は車両のロール角およびヨー角を変えて車両姿勢を固定させた状態で行い，それぞれの姿勢角に依存して変化する成分を求めた．そして強制運動させるヨー角および運動解析で時々刻々と算出されるロール角に合わせて，ヨー角に依存して変化する成分と，ロール角に依存して変化する成分を足し合わせることでその時刻における空気力を求め，運動方程式中で考慮した．

空力抗力はローリング運動やヨーイング運動が車両中心軸，すなわち空力抗力が作用する軸に対して対称になることから，それぞれの姿勢角の絶対値に比例して変化していると考ええる．一方で，空力横力は姿勢角の正負によって空気力の方向が異なることから，姿勢角に比例して変化していると考ええる．このように，姿勢角の絶対値に比例して変化する空気力は空力抗力，空力揚力，空力ピッチングモーメントであり，姿勢角に比例して変化する空気力は空力横力，空力ローリングモーメント，空力ヨーイングモーメントである．これを基に，各時刻の空気力は，その時刻ロール角 ϕ および車体滑り角 β から以下の式のように算出した．

$$F_x = F_{x_{const}} + \frac{\partial F_x}{\partial \phi} |\phi| + \frac{\partial F_x}{\partial \beta} |\beta| \quad (5.1)$$

$$F_y = F_{y_{const}} + \frac{\partial F_y}{\partial \phi} \phi + \frac{\partial F_y}{\partial \beta} \beta \quad (5.2)$$

$$F_z = F_{z_{const}} + \frac{\partial F_z}{\partial \phi} |\phi| + \frac{\partial F_z}{\partial \beta} |\beta| \quad (5.3)$$

$$M_x = M_{x_{const}} + \frac{\partial M_x}{\partial \phi} \phi + \frac{\partial M_x}{\partial \beta} \beta \quad (5.4)$$

$$M_y = M_{y_{const}} + \frac{\partial M_y}{\partial \phi} |\phi| + \frac{\partial M_y}{\partial \beta} |\beta| \quad (5.5)$$

$$M_z = M_{z_{const}} + \frac{\partial M_z}{\partial \phi} \phi + \frac{\partial M_z}{\partial \beta} \beta \quad (5.6)$$

得られた空気力の姿勢角に対する依存性を示す．ロール角およびヨー角はそれぞれ2通り，直進状態を含めると計5ケースの準定常解析を実施した．なお，計算は3秒間行い，そのうち1秒間で流れを発達させ，その後の2秒間，主流が約18車長分進む間の時間平均値を算出した．ロール角はレーンチェ

ンジ運動中の最大値である 2.0 度とその半分の 1.0 度，ヨー角は車体滑り角の最大値である 1.3 度とその半分の 0.65 度を対象とした．さらにそれぞれの空気力は姿勢角に対して線形に変化すると仮定し，最小二乗法によって直線で近似することで傾きを求め，定数項は直線で近似した切片の平均値を用いた．車体に作用する空気力に対する傾きと切片を表 5.3 に，各タイヤに作用する空力揚力の傾きと切片を表 5.4 に示す．また，図 5.1 にばね上車体に作用する空力抗力，空力横力，空力揚力，図 5.2 にばね上車体に作用する空力ローリングモーメント，空力ピッチングモーメント，空力ヨーイングモーメントの準定常解析結果と近似した直線を示す．本解析ではこの内，ばね上車体にかかる空力揚力，空力ローリングモーメント，空力ピッチングモーメント，さらに，各タイヤにかかる空力揚力を運動方程式中で用いた．なお，これらの空気力はすべて車両に固定した座標系からみた空気力である．

Table 5.3 Fitting function of aerodynamic forces and moments acting on the vehicle obtained by quasi steady analysis

	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
constant	-482.541 N	6.205 N	-309.446 N	-2.626 Nm	288.880 Nm	-6.792 Nm
$\partial/\partial\phi$	0.226	-3.706	0.787	6.789	10.079	16.207
	N/deg.	N/deg.	N/deg.	Nm/deg.	Nm/deg.	Nm/deg.
$\partial/\partial\beta$	-0.967	74.747	10.520	11.077	3.815	57.068
	N/deg.	N/deg.	N/deg.	Nm/deg.	Nm/deg.	Nm/deg.

Table 5.4 Fitting function of aerodynamic lift acting on the wheels obtained by quasi steady analysis

	Front left tire	Front right tire	Rear left tire	Rear right tire
constant	15.146 N	16.329 N	11.708 N	10.960 N
$\partial/\partial\phi$	0.205 N/deg.	0.526 N/deg.	-0.286 N/deg.	3.673 N/deg.
$\partial/\partial\beta$	0.828 N/deg.	-0.633 N/deg.	0.726 N/deg.	0.663 N/deg.

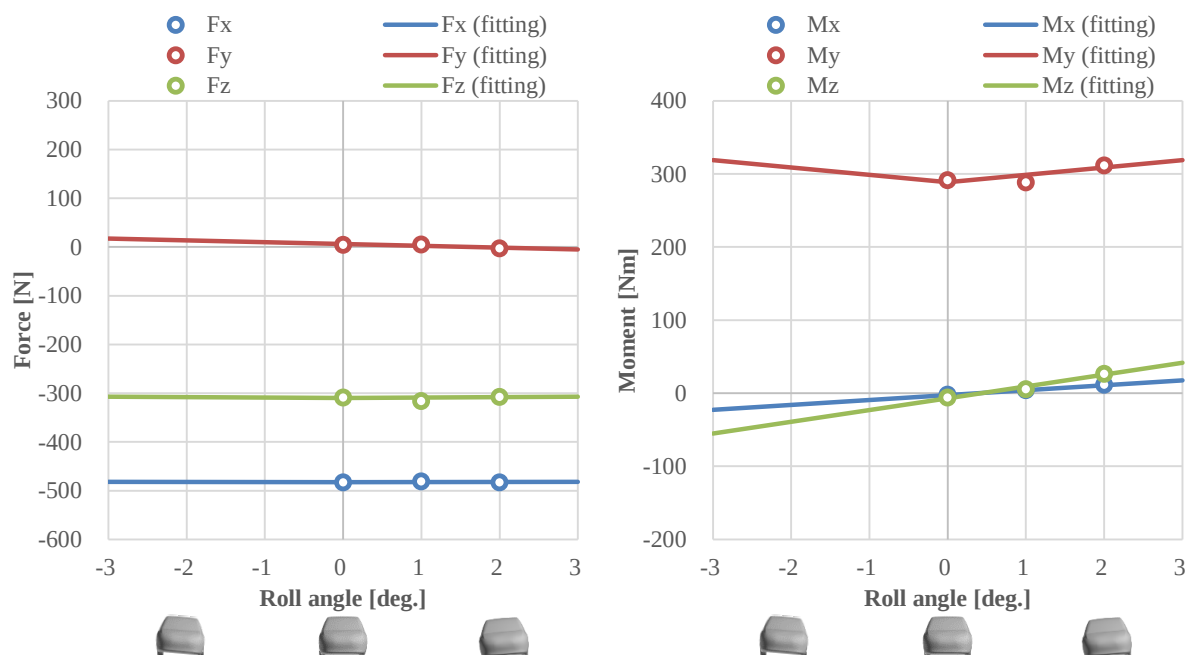


Fig.5.1 Roll angle dependency of aerodynamic forces (left) and moments (right) acting on the vehicle obtained by quasi-steady analysis

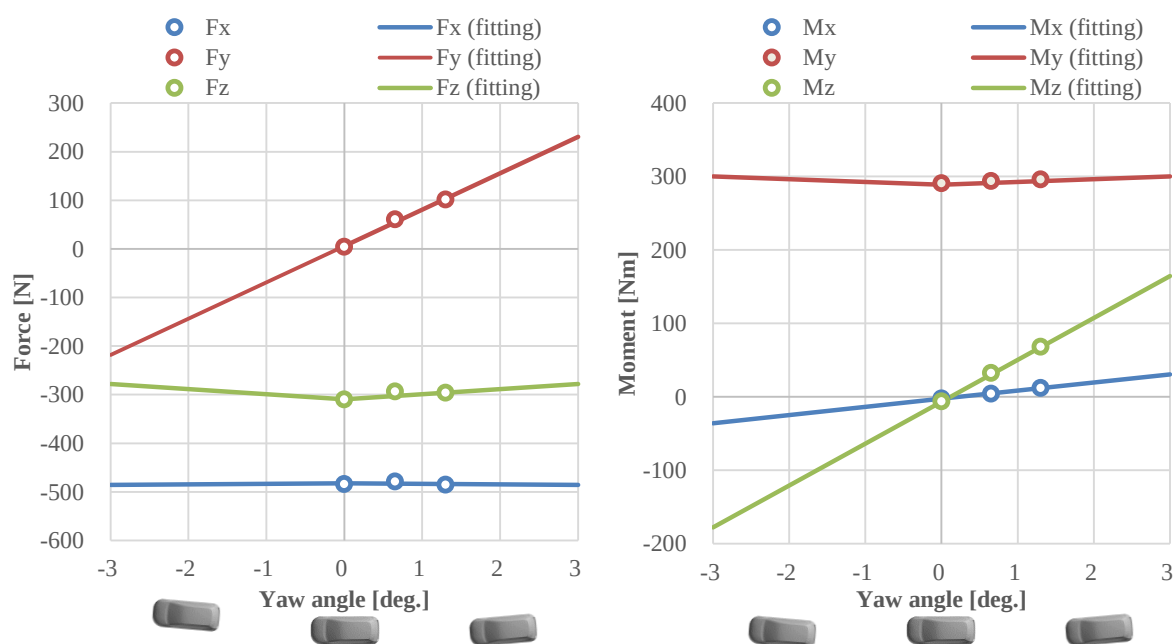


Fig.5.2 Yaw angle dependency of aerodynamic forces (left) and moments (right) acting on the vehicle obtained by quasi-steady analysis

ロール角を変えた準定常空力解析の結果を見ると、空力抗力や空力揚力はロール角に対する依存性が小さく、 1 N/deg 以下の値を示している一方で、空力横力は -3.706 N/deg で変化し、ロール角への依存性が高くなっている。また、各空力モーメントもロール角の増大にともなって、値が大きくなる傾向にあり、ロール角に依存した変化を示すことがわかる。また、ヨー角を変えた準定常空力解析の結果を見ると、空力横力だけでなく、空力揚力も姿勢角に依存して変化している。空力モーメントは空力ピッチングモーメントの依存性は、空力ローリングモーメントや空力ヨーイングモーメントのそれと比べると小さくなっている。

続いて、準定常解析結果に基づいて空気力を考慮した運動解析結果（以下準定常解析と呼ぶ）について述べる。運動解析には連成解析のために構築したコードを用い、計算条件も連成解析に合わせ同じ時間刻みとした。ここでは、各時間ステップで式 5.1～式 5.6 にしたがって算出した空気力を空気力項に代入しつつ計算した。準定常解析結果と空気力項を常に 0 とした運動解析結果を比較することで、準定常的な評価を行った空気力によって運動姿勢がどの程度変化するか調べた。

図 5.3 から図 5.8 に、準定常解析と空気力を考慮しない運動解析によって得られた z 方向変位とその速度（ヒービング運動）、ロール角とロール角速度、ヨー角とヨー角速度、さらにそれらの両解析の差を示す。両解析の差は準定常解析結果から空気力を考慮しない運動解析結果を引くことで求めた。操舵中のドライバーフィリングは姿勢角速度との相関が高いといわれている²⁷。そこで、本論文でも姿勢角だけでなく、姿勢角速度にも着目して比較、検討を行う。なお、これらの解析結果は得られた時系列データのすべてに対して 0.1 秒間の移動平均処理を施している。

まず、ヒービング運動では、レーンチェンジ運動の操舵に応じたロール角やヨー角の変化に関わらず 0.003 m 程度の差が見られ、車体が下向きに沈んでいる事がわかる。準定常解析結果では、空力揚力の定常値は -309.446 N でダウンフォースとなっており、さらにロール角やヨー角に対する依存性が小さかったため、操舵に関係なく車体位置が下へと変位したと考えられる。上下変位速度の差はほぼ 0 に近く、準定常的に変化する空気力では運動応答は時間的に変化しないと考えられる。

ローリング運動では、両解析の差はロール角自体の変化と同じような変化を示す。すなわち、ロール角が負となる 2.0 秒から 3.2 秒では両解析の差も負の値となり、ロール角が正となる 3.2 秒から 4.3 秒までは両解析の差も正になっている。このことから、準定常的な空気力変化を考慮するとロール角振幅が増大したといえる。ロール角の差は最大で 0.02 度程度である。ロール角速度の差も、ロール角の差に対応する結果となっている。すなわち、両解析の差は角速度の変化とほぼ同じ傾向で変化し、2.0 秒から 2.7 秒では負、その後 3.7 秒まで正、そしてそれから 4.5 秒までは負となっている。そして、ロール角速度の差は最大で 0.075 deg/s であった。

ピッチング運動では、姿勢にかかわらず 0.1 度程度の差が見られ、空気力を考慮すると頭下げの傾向にある。これは、準定常解析における空力ピッチングモーメントの定常値が 288.880 Nm であり、頭下げの向きに作用していることに起因している。さらに、操舵中の 2.5 秒から 4.0 秒にかけてピッチ角は 0.1 度程度変化しているが、両解析の差もその時刻では振幅 0.01 度程度で変動している。これは準定常解析でロール角に依存して空力ピッチングモーメントが変化することに対応しており、操舵によって姿勢変化している間は頭下げの傾向がわずかに強くなっている。しかしながらその差は非常に小さい。ロール角速度でも、両解析の差は 0.025 deg/s となっている。したがって、ピッチ角の運動応答にも準定常解析から評価した操舵中の空気力変化はほとんど影響していないと考えられる。

以上のように，準定常解析によって得られた空気力のばね上車体挙動への寄与は，定常的には z 方向下向きへの変位と，ピッチ角変化による頭下げ傾向であり，操舵中のロール角やヨー角変化に応じた非定常的な変化としてはロール角振幅の増大であった．次節では本節で得られた準定常的な空気力の寄与を踏まえ，非定常空気力の運動応答への寄与を，双方向連成解析で得られた結果と準定常解析で得られた結果を比較することで調べる．

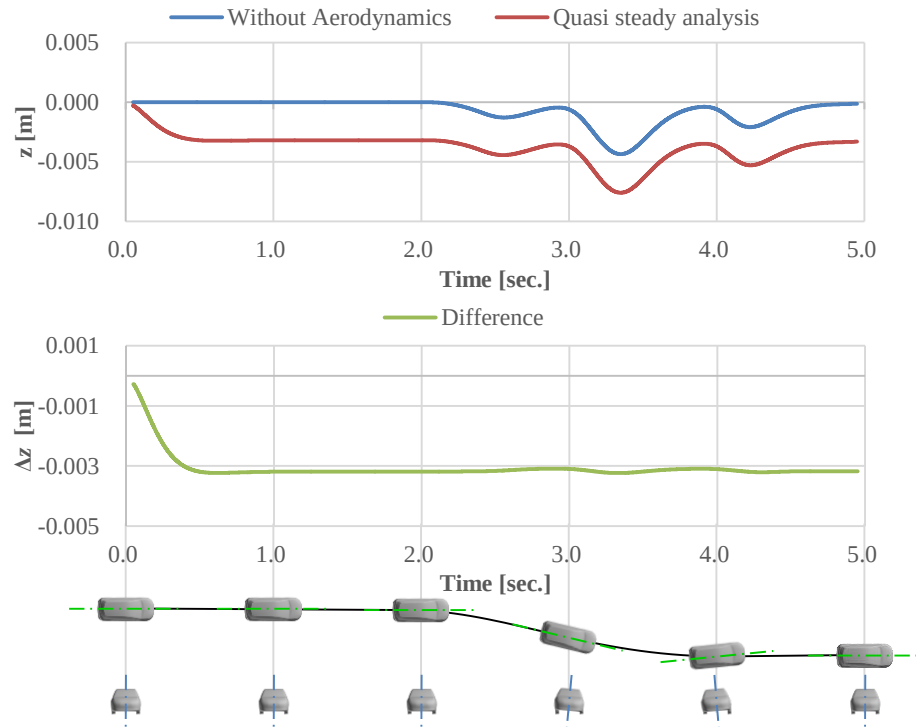


Fig.5.3 Time histories of z-displacement by motion analysis without aerodynamics and quasi-steady analysis

(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

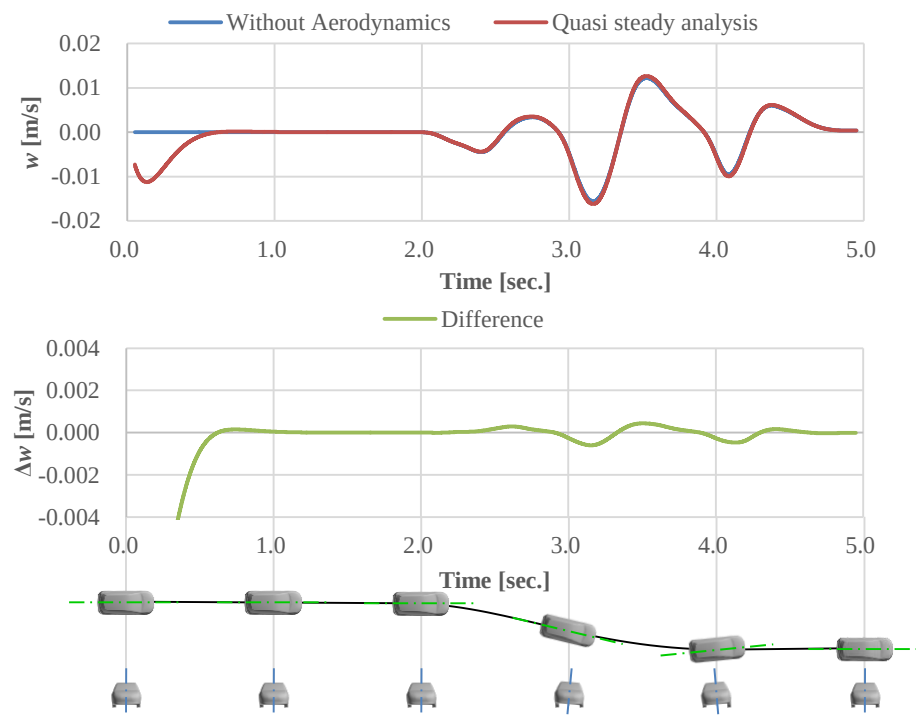


Fig.5.4 Time histories of z-velocity by motion analysis without aerodynamics and quasi-steady analysis

(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

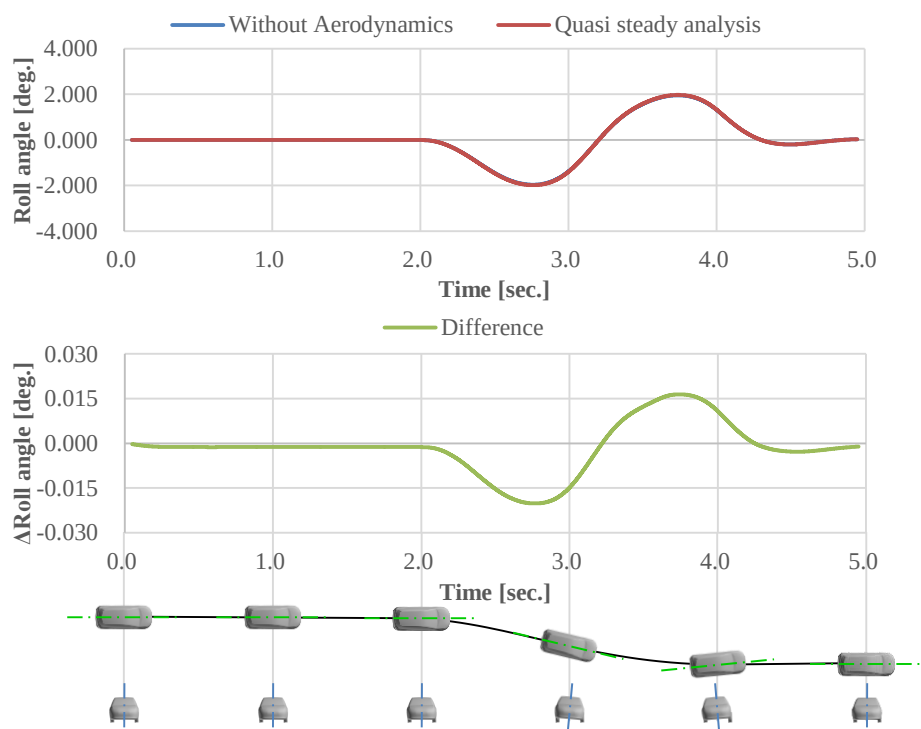


Fig.5.5 Time histories of roll angle by motion analysis without aerodynamics and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

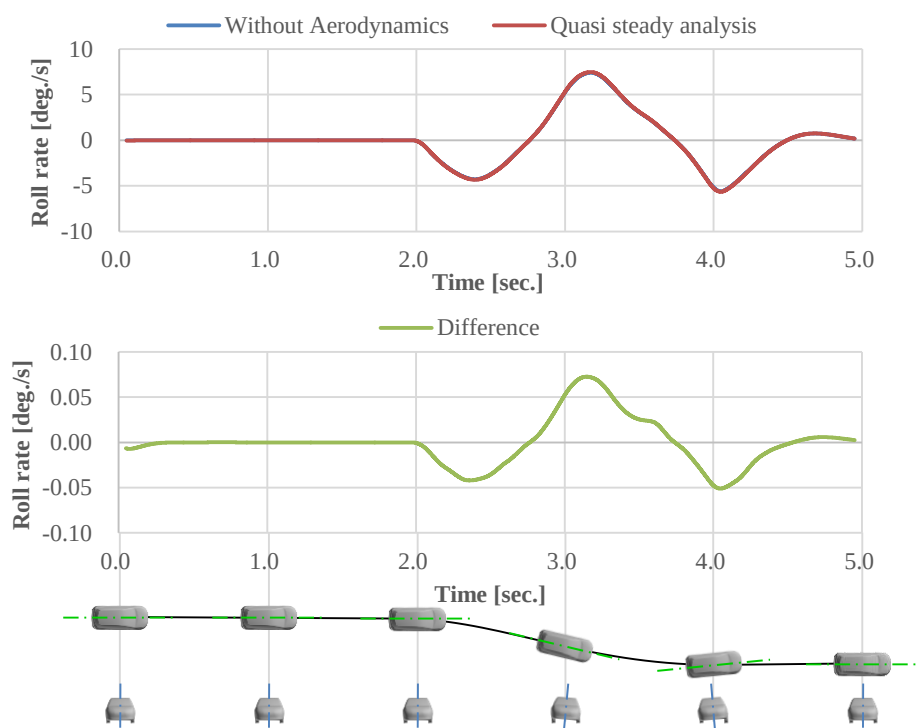


Fig.5.6 Time histories of roll rate by motion analysis without aerodynamics and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

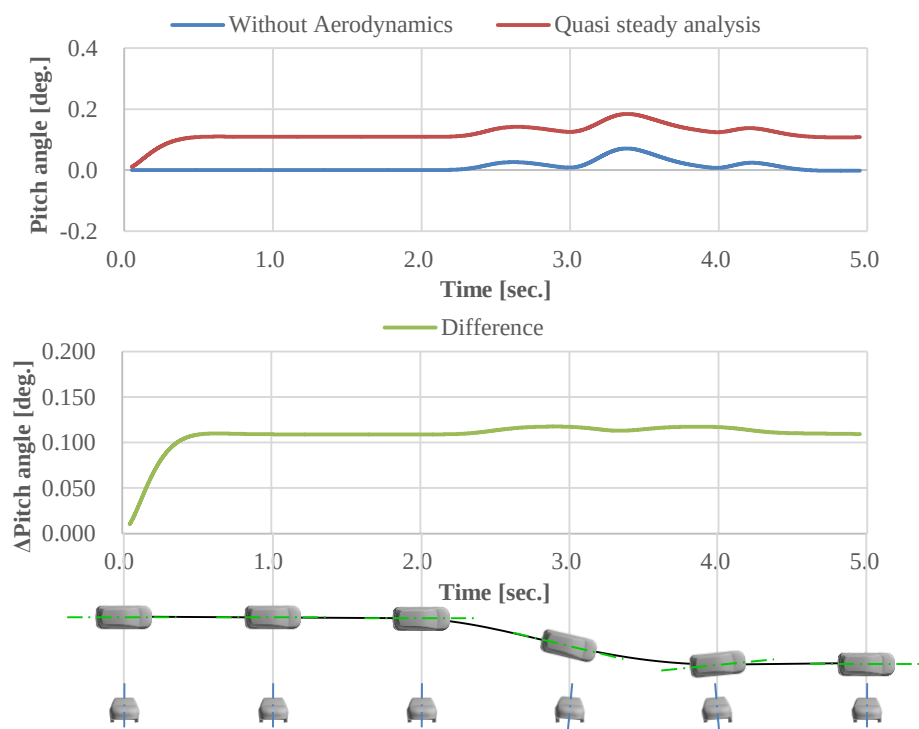


Fig.5.7 Time histories of pitch angle by motion analysis without aerodynamics and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

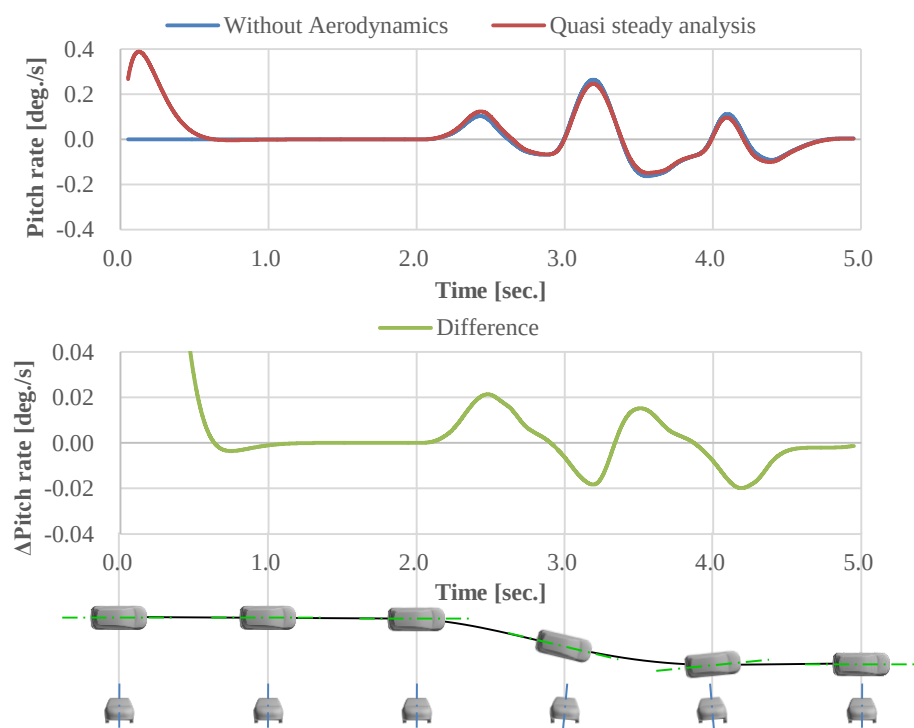


Fig.5.8 Time histories of pitch rate by motion analysis without aerodynamics and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

5.2.2 連成解析による運動応答の評価

本節では双方向連成解析で得られた運動応答と、準定常空力解析によって得られた空気力を用いた運動解析で得られた運動応答を比較することで、レーンチェンジ運動中のばね上車体挙動への非定常空気力の寄与を明らかにする。

まずは、 z 方向変位、ロール角、ヨー角の変化、そして z 方向変位速度、ロール角速度、ヨー角速度、そして、連成解析結果から準定常解析に結果を引いた差分を図 5.9 から図 5.14 に示す。

ヒービング運動を表す z 方向の変位および z 方向の速度を見ると、その時間変化は連成解析と準定常解析ではほぼ同じように変化している。変位は解析開始後に下向きに 0.003 m 程度移動したのち、操舵中は 2.5 秒、3.3 秒、4.2 秒付近で下向きのピークを示し、最大の変位は 0.008 m 程度である。しかしながら、連成解析と準定常解析の差は最大でも 0.0005 m、0.5 mm 程度であり、非定常空気力が直接的に姿勢自体に及ぼす影響は小さいことがわかる。 z 方向速度も連成解析と準定常解析ではほとんど差が現れず、その差は 0 を中心に振幅 0.025m/s 程度で振動している。 z 方向変位は空力揚力の影響を大きく受けると考えられるが、空力揚力が操舵に依存せず、一定の値を中心に変動していることに対応していると考えられる。

次に、ローリング運動の角度を見ると、連成解析と準定常解析の差は最大で 0.02 deg.程度でそのピークは 2.9 秒付近にあらわれている。また、3.5 秒から 3.7 秒にかけては負の値を示している。この差はロール角自体の変動に対応させると、ロール角は 2.7 秒付近で負のピーク、3.7 秒付近で正のピークを示すことから、連成解析ではロール角振幅が小さくなっているといえる。そして、2.0 秒から 4.5 秒でロール角の差が大きくなっていることから、操舵中の姿勢角変化に伴って生じた非定常空気力がロール運動応答へ影響していると考えられる。さらにロール角速度を見ると、連成解析と準定常解析の差は最大で 0.1deg./s であり、2.6 秒付近と 4 秒付近で正のピーク、3.0 秒と 3.3 秒付近で負のピークを示している。ロール角速度自体の変動は、2.4 秒と 4.0 秒付近で負のピーク、3.2 秒付近で正のピークを示している。したがって、連成解析ではロール角速度自体の変動が小さくなっていることがわかる。そして、ロール角速度が負から正に切り替わる 2.7 秒付近で、連成解析と準定常解析の差も正から負に切り替わっていることから、連成解析では非定常空気力の影響によってロール角速度の時間変化が小さくなっているといえる。さらに、ロール角速度における連成解析と準定常解析の差が最大で 0.1 deg./s 程度であり、準定常解析と空気力を考慮しない解析の差が 0.075 deg./s あったことから、ほぼ同オーダーの差といえる。したがって、運動解析中で空気力を考慮する場合、準定常解析だけではそのロール運動応答への寄与を予測するには不十分であり、非定常的な空力変動を考慮する必要があると考えられる。

最後にピッチング運動の角度を見ると、この変化の傾向も連成解析と準定常解析ではほぼ同様の傾向を示しており、操舵中は頭下げの傾向を示している。両解析の差は最大で 0.01 deg.程度であり、2.5 秒付近で負のピーク、4.2 秒付近で正のピークを示し、その間は正の値を示している。このことから、操舵開始時は連成解析の方が頭上げの傾向を示すものの、その後は連成解析の方が頭下げの傾向を示していることがわかる。ピッチ角速度をみると、準定常解析では操舵開始前は一定の値になっている一方、連成解析では振幅 0.1 deg./s 程度の変動が含まれている。これは、空力ピッチングモーメントが直進状態においても、空力揚力や空力ローリングモーメントに比べて大きな振幅で変動しているためと思われる。操舵開始後、ピッチ角速度は 2.4 秒、3.3 秒、4.0 秒付近で正のピークを示し、2.8 秒、3.6 秒、4.4 秒で負のピークを示す。連成解析と準定常解析でこの傾向は同じではあるものの、連成解析ではそのピー

ク値が大きくなっていることがわかる。両解析の差をみると、最大で 0.18 deg./s 程度の差が生じている。準定常解析と空気力を考慮しない運動解析の差が最大でも 0.02 deg./s だったことから、ピッチング運動に対する空気力の寄与は、非定常成分が大きな割合を占めると考えられる。

これらの連成解析と準定常解析の運動応答を比較した結果、レーンチェンジ運動中のばね上車体挙動のうちローリング運動やピッチング運動は非定常空気力によって変化しており、具体的にはロール角速度振幅が小さくなり、ピッチ角速度振幅が大きくなることがわかった。このことから、準定常解析結果のみではレーンチェンジ運動中の姿勢角速度の予測と、それに与える空気力影響を評価するには不十分であると考えられる。特に、ピッチ角速度変化へは非定常空気力の寄与が大きいことが示唆された。一方で、本論文ではレーンチェンジ運動中のロール運動応答に着目して調査を行っている。そこで、次節以降はロール運動方程式中の各成分に着目し、非定常空気力がどの項に作用して運動応答を変化させたのか調査する。

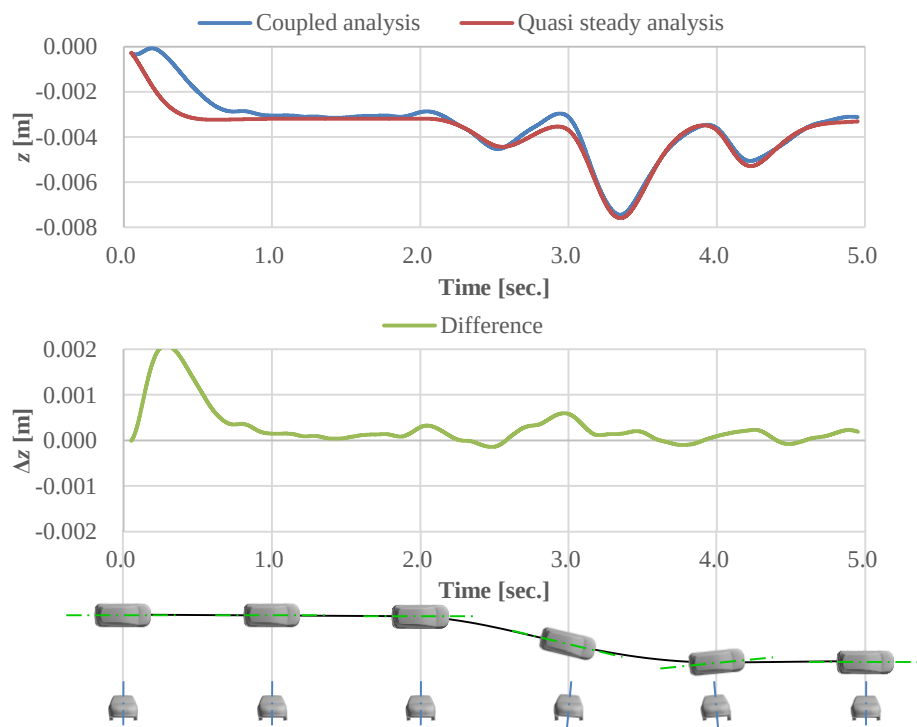


Fig.5.9 Time histories of z-displacement by coupled analysis and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

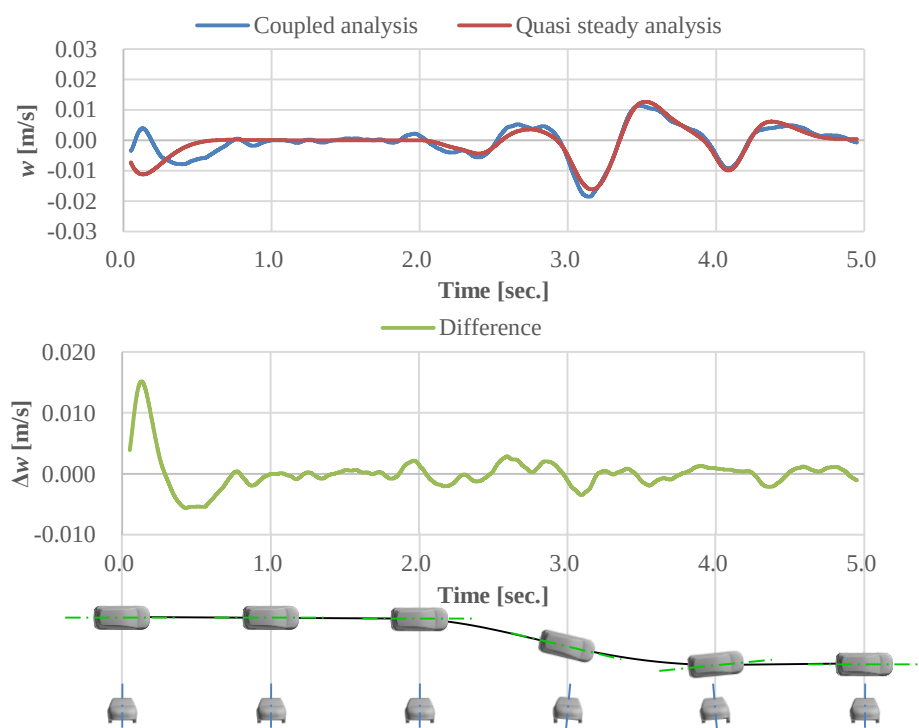


Fig.5.10 Time histories of z-velocity by coupled analysis and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

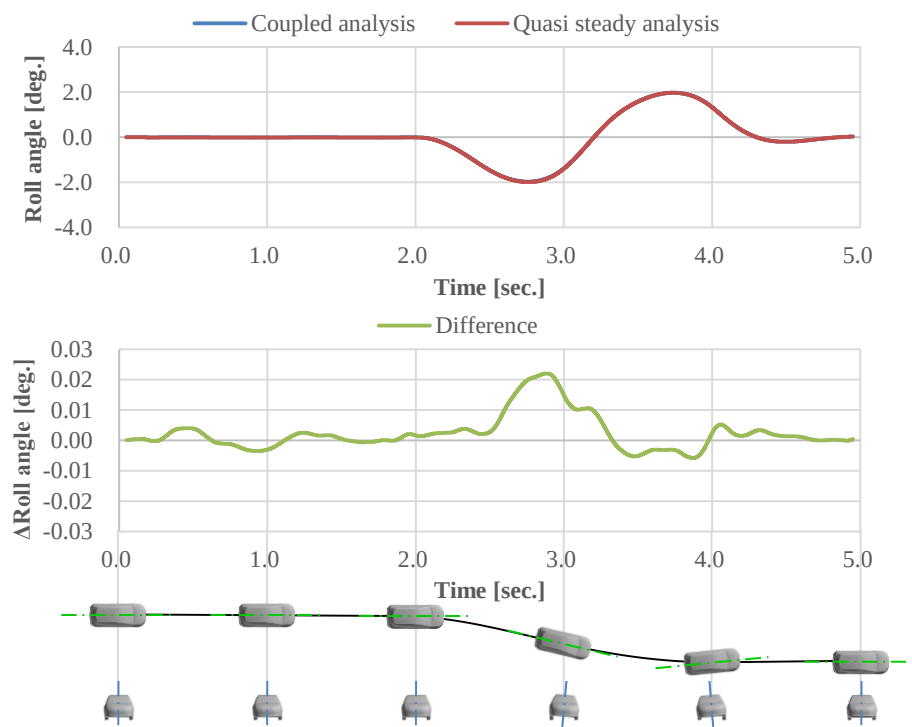


Fig.5.11 Time histories of roll angle by coupled analysis and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

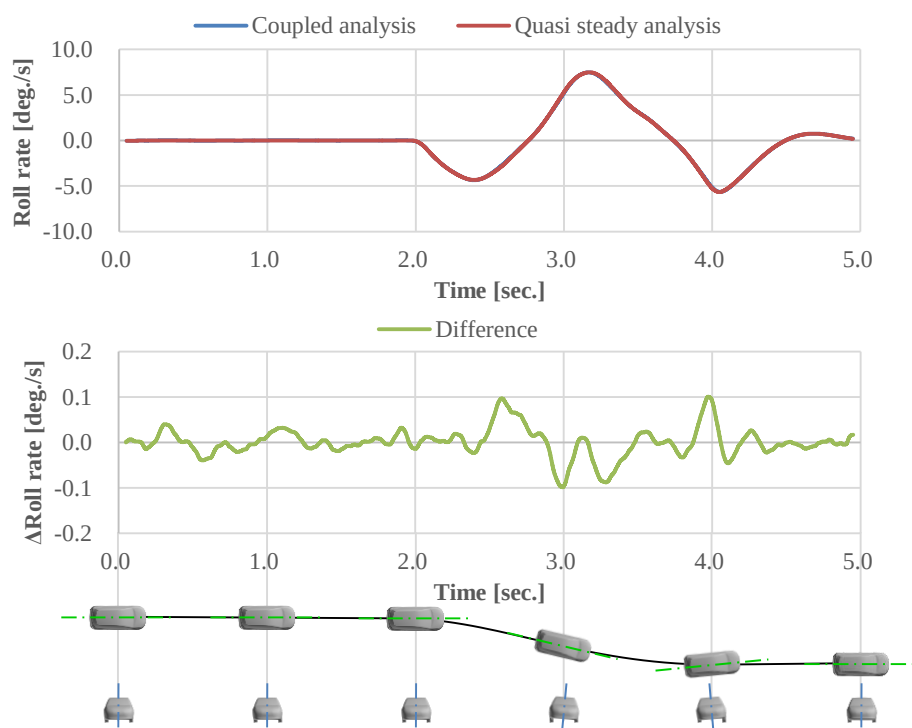


Fig.5.12 Time histories of roll rate by coupled analysis and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

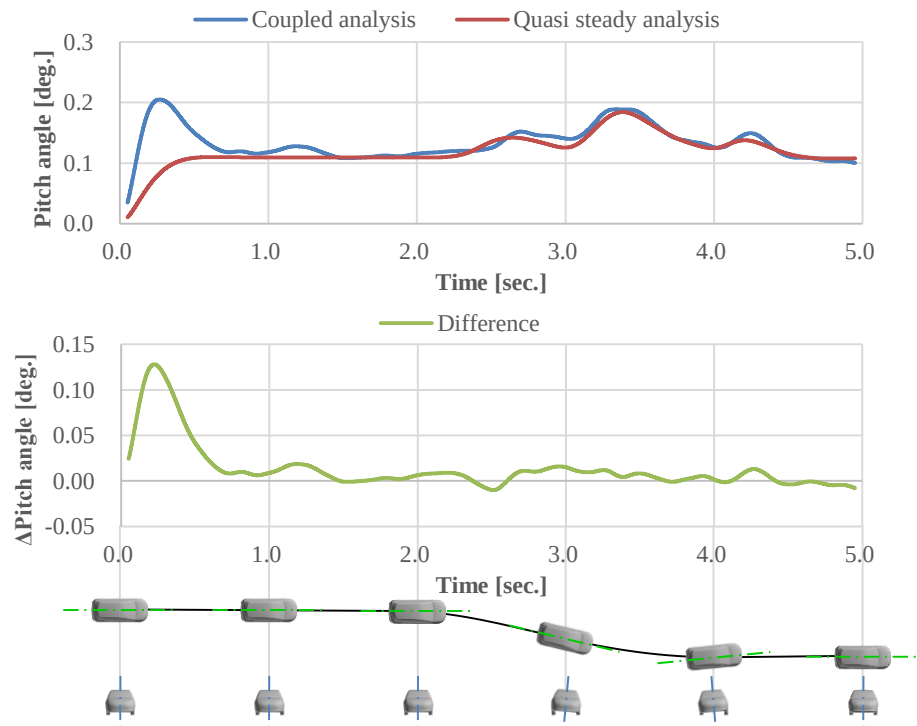


Fig.5.13 Time histories of pitch angle by coupled analysis and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

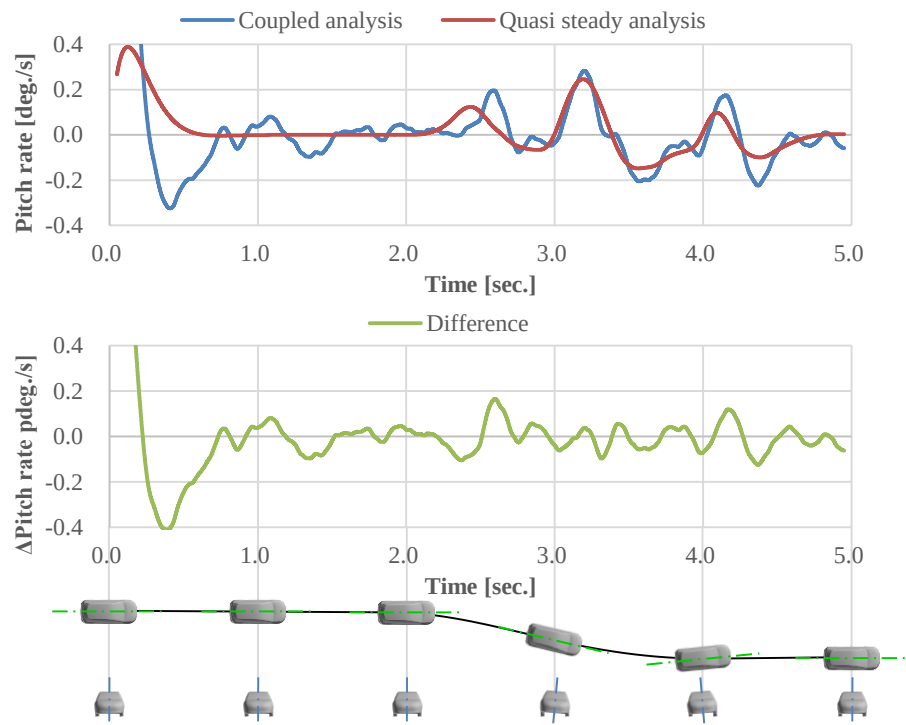


Fig.5.14 Time histories of pitch rate by coupled analysis and quasi-steady analysis
(above: moving averaged value, below: difference between 2 cases)

5.2.3 運動方程式中の各項の寄与

本節では、ローリング運動に関する運動方程式に含まれる各項の時間変化を調べる。ローリング運動の運動方程式では、空力ローリングモーメントが直接的に寄与する一方で、空力ローリングモーメントや空力ピッチングモーメント、空力揚力を受けることで、ロール角やピッチ角、車体の地上高といった車体姿勢が変化すると、サスペンションストロークが変化し、サスペンションから受けるばね反力も増減する。また、サスペンションストロークの変化速度に応じてダンパから受ける力も同様に増減する。さらに、サスペンションやダンパからの力によって接地荷重が変化すると、マジックフォーミュラによって算出されるタイヤ横力も増減するため、このタイヤ横力に起因するローリングモーメントも変化し、ロール運動に影響を与える。そこでこれらの項の大きさを比較することで、非定常空気力がどの項を通してばね上車体のローリング運動を変えたのか検討する。本解析で用いた運動方程式を式 5.7 に示す。ローリング運動についての運動方程式（式 2.25）のうち、本解析で 0 としたロール軸とばね上車体重心間の距離 h_{gr} を含む項を省略している。

$$I_x \ddot{\phi} = h_{rf} \sum_j F'_{y1,j} + h_{rr} \sum_j F'_{y2,j} + \frac{d_f}{2} (\Delta W_{1,1} - \Delta W_{1,2}) + \frac{d_r}{2} (\Delta W_{2,1} - \Delta W_{2,2}) + I_{xz} \ddot{\psi} + M_{xw} \quad (5.7)$$

この式のうち、次式の項はタイヤから受ける力によって生じるローリングモーメントである。

$$h_{rf} \sum_j F'_{y1,j} + h_{rr} \sum_j F'_{y2,j} + \frac{d_f}{2} (\Delta W_{1,1} - \Delta W_{1,2}) + \frac{d_r}{2} (\Delta W_{2,1} - \Delta W_{2,2}) \quad (5.8)$$

第 1 項および第 2 項は接地荷重とタイヤ滑り角を入力として得られたタイヤ横力と、ロール中心軸地上高の積で計算されるローリングモーメント（以降タイヤ横力項と呼ぶ）である。第 3 項および第 4 項はサスペンション・ダンパ系から受けるばね反力の左右差とロール中心軸とタイヤ位置の横方向距離の積によって計算されるローリングモーメント（以降ばね反力項と呼ぶ）である。これらの項を合わせて以降ではタイヤ力項とよぶ。

式 5.7 の第 3 項はヨー角加速度に比例する慣性乗積項で、第 4 項が空力ローリングモーメント項である。なお、第 3 項はヨー角加速度を強制的に変化させたため、空気力考慮の有無に関わらずどのケースにおいても同じ値となる。

まず、図 5.15 に連成解析と準定常解析でローリング運動方程式中の各項の時間変化を示す。さらに、図 5.16 に両解析の差を示す。両解析の差は連成解析結果から準定常解析結果を引いている。各項の寄与を見ると、右辺全体に対してはタイヤ力項の寄与が大きく、ばね上車体挙動はタイヤから受ける力にほぼ依存していることがわかる。ここで、図 5.17 に連成解析におけるタイヤ力項のうち、ばね反力項とタイヤ横力項の時間変化を示す。ばね反力項とタイヤ横力の項は振幅がほぼ同程度で、最大で 4000 Nm 程度変化し、その傾向はロール角に依存している。しかしながら、ばね反力項とタイヤ横力項の正負は逆転している。2.5 秒付近では車体左側が沈み込むことで、左側のサスペンションストロークが短くな

り、右側のサスペンションストロークは長くなる。このとき、左側では垂直上向きに、右側では下向きにサスペンションの力を受けるため、ばね反力項は正のローリングモーメントとなる。これは、ロール姿勢角の変化とは逆向きになる。一方、フロントタイヤは操舵によって舵角がつき、タイヤ接地面で進行方向に対して右向きのタイヤ横力を受ける。この向きの横力は負のローリングモーメントになる。結果としてばね反力項とタイヤ横力項は逆向きのローリングモーメントとなる。そのため、ばね反力項とタイヤ横力項の足し合わせは最大でも 148.6 Nm で、これら 2 つの項の大きさと時間差によってタイヤまわりから受けるローリングモーメントが変化していることになる。操舵開始直後の 2.0 秒ではタイヤ横力項が卓越し、車体は左側にローリングする。その後はばね反力項が大きくなり、タイヤ力項の向きを決めている。このような傾向は車両姿勢、特にタイヤ舵角と静的荷重に依存するため、定性的な大小の変化は空気力考慮の有無や、その非定常性には影響を受けないと考えられる。一方で、連成解析と準定常解析の差を見ると、タイヤ力項の差は最大で 47.4 Nm となっていることから、非定常空気力の影響がタイヤ力項にも表れていることがわかる。

空力ローリングモーメントの変動量はタイヤ力に比べると小さく、どちらの解析でも最大 30 Nm 程度でタイヤ力項の変動量に比べると $1/5$ 程度となっている。準定常解析における各項の時間変化をみると、空力ローリングモーメントはタイヤ力と逆向きに作用しており、2.2 秒から 3.2 秒にかけて全体が正のときに負、3.2 秒から 4.0 秒にかけて全体が負のときに正になっていることから、運動方程式右辺全体の値を小さくする向きに作用していると考えられる。一方、連成解析では空力ローリングモーメントの振幅が小さくなっており、準定常解析で見られたような運動方程式右辺全体の値を小さくするような作用は小さくなっていると考えられる。連成解析と準定常解析の差は最大で 43.5 Nm であり、これはタイヤ力項の差が最大となった時刻と同じ 2.7 秒付近で生じている。

改めて連成解析と準定常解析の差をみると、タイヤ力項と空力ローリングモーメントの項は概ね正負が逆になっていることがわかる。したがって、タイヤ力項の差や空力ローリングモーメント項の差が 40 Nm 程度生じていることに比べると右辺全体の差は小さく、最大でも 13.3 Nm で、タイヤ力項や空力ローリングモーメント項がピークを示す 2.7 秒付近においてもその差は 5.2 Nm である。しかしながら、これら 2 つの項の大小関係によって右辺全体における準定常解析と連成解析の差が時間的に変化し、非定常空気力の寄与としてロール角速度を変えているといえる。特に 2.7 秒から 3.0 秒にかけて、連成解析の方が準定常解析に比べてローリングモーメントが小さくなっている傾向は、ロール角速度の増加を緩やかにしていると考えられ、連成解析でロール角速度の時間変化が小さくなっていたことに対応する。また、3.0 秒付近の正負の変動や 4.0 秒付近の負のピークは右辺全体の差とタイヤ力項の差が同じ傾向を示していることから、タイヤ力項の差が右辺全体の差に大きく寄与していることがわかる。

以上のことから、運動解析中のローリング運動にはタイヤ力項が支配的であること、そして、連成解析と準定常解析の比較から、非定常な空力ローリングモーメントが直接的に運動方程式に対して寄与するだけではなく、その他の非定常空気力を含めたばね上車体挙動の変化がタイヤ力項を変化させることで、ローリング運動応答を変えていることがわかった。さらに、非定常空気力が垂直方向の力と水平方向の力のどちらに影響したかを、ばね反力項とタイヤ横力項の時間変化から調べる。

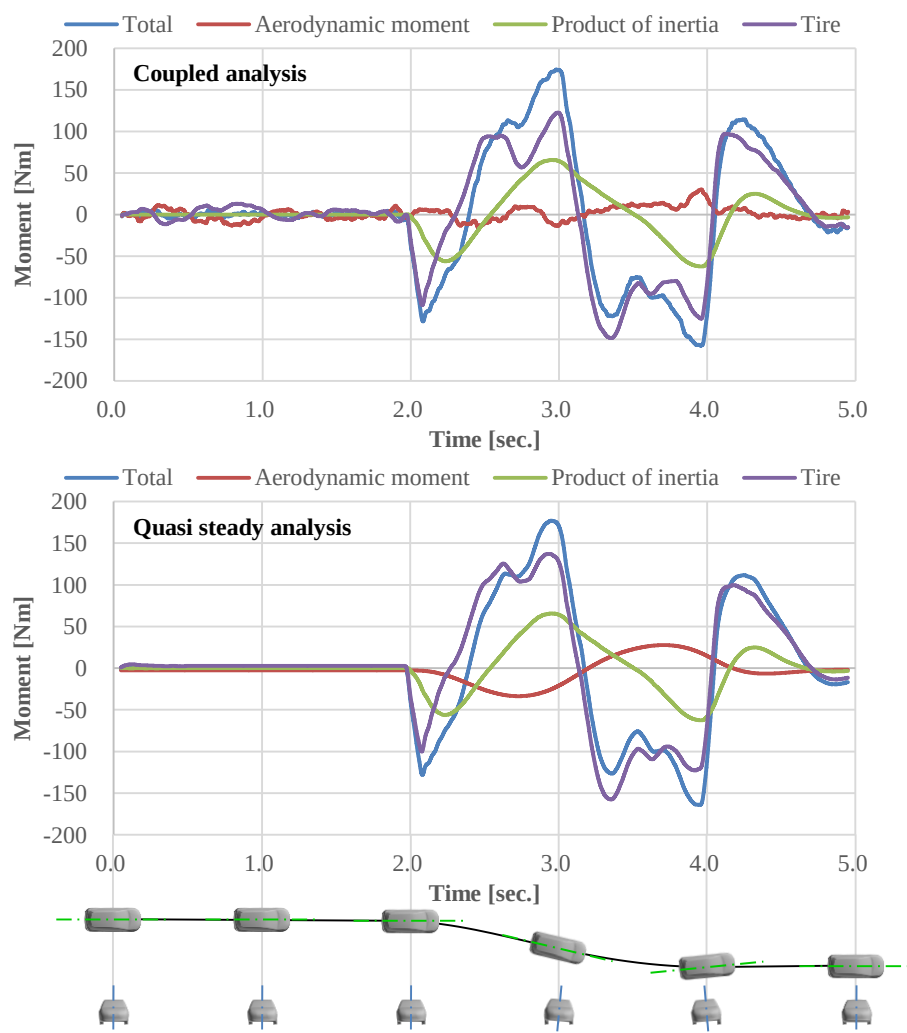


Fig.5.15 Time history of contribution of each term in the equation of rolling motion (above: coupled analysis, below: quasi steady analysis)

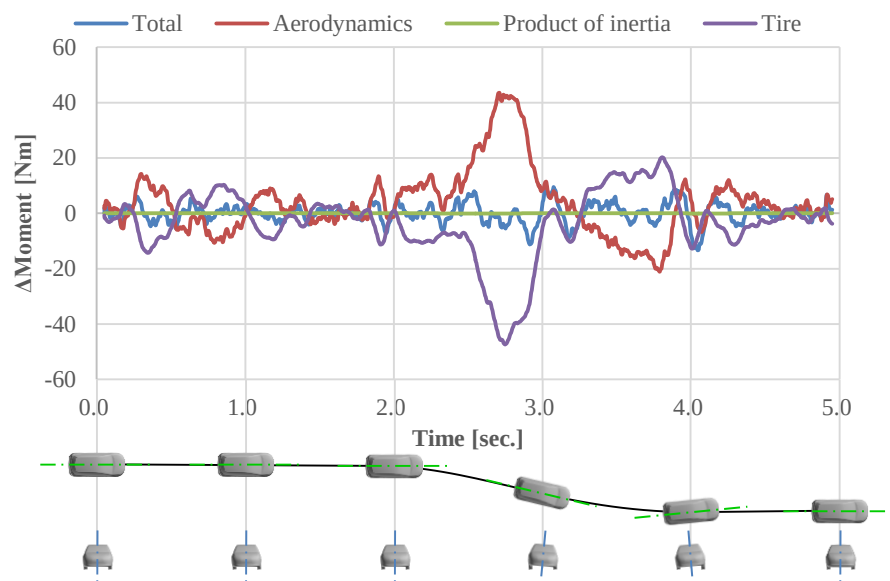


Fig.5.16 Difference of contribution of each terms in the equation of rolling motion
(coupled analysis – quasi steady analysis)

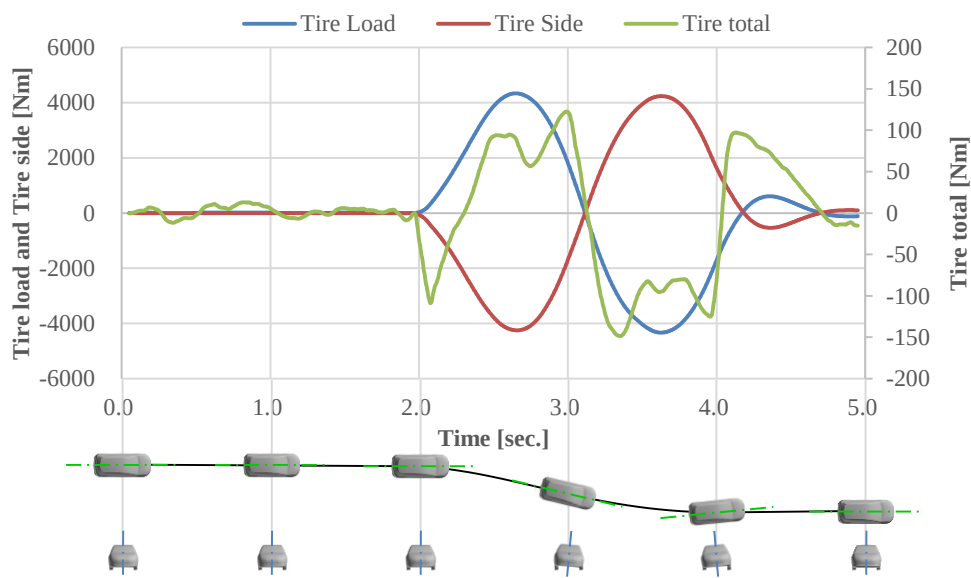


Fig.5.17 Time history of contribution of tire side force and tire load for rolling moment by tire force in
coupled analysis

図 5.18 にばね反力項、タイヤ横力項、そしてそれらの和であるタイヤ力項の連成解析と準定常解析の差を示す。二つのタイヤ力に起因するローリングモーメントの差は最大で 47.4 Nm で、そのピーク時刻は 2.7 秒である。この時刻では、タイヤ力に起因するモーメントは正の値になっているため、連成解析では準定常解析に比べてタイヤ力項の値が小さく、振幅が小さくなっている。まず、ばね反力項とタイヤ横力項の寄与に着目する。ばね反力項の変化はタイヤ力項と同じような時間変化を示し、2.7 秒付近で最大 51.7 Nm の差となっている。また、3.0 秒以降にタイヤ力項の差は正の値を示し、4.0 秒付近では負の値を示す。ばね反力項もこれと同じような変化を示している。このことから、非定常空気力を考慮したことで表れたタイヤ力によるローリングモーメントの差はばね反力の差が支配的であることがわかる。タイヤ横力項は 2.7 秒付近ではばね反力と逆に連成解析の方が値は大きく、タイヤ横力の振幅も連成解析では振幅が小さくなっている。しかしながら、その差は最大でも 12.5 Nm であり、ばね反力項に比べるとその変動も小さい。したがって、非定常空気力がサスペンション・ダンパ系を介して、ばね反力を変化させていることが特定できる。

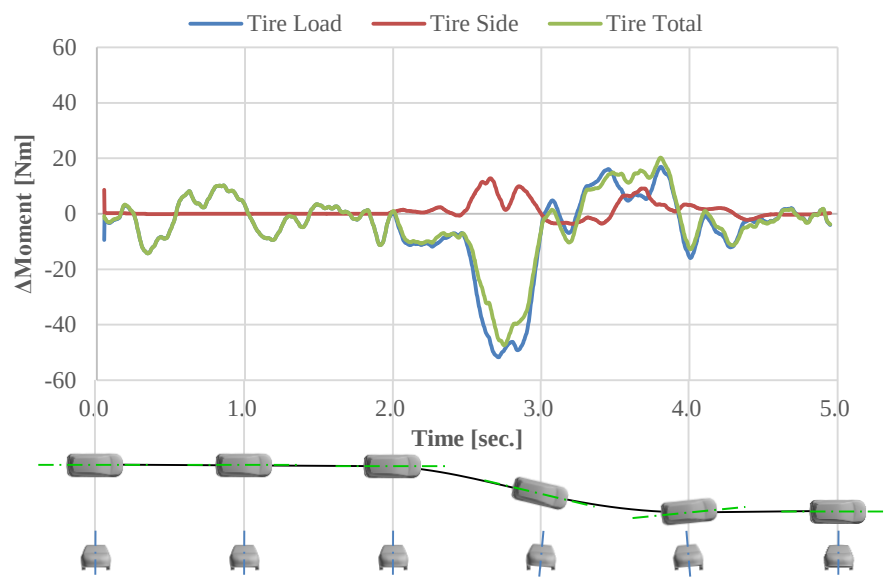


Fig.5.18 Difference of contribution of tire side force term and tire load term in rolling moment
(coupled analysis – quasi steady analysis)

ここで、これまで議論してきたばね反力の左右差によって生じるモーメントを、各タイヤの接地荷重として議論する。ばね反力はばね車体との接合部を通してばね上車体を動かす力に作用すると同時に、各タイヤを通して自動車が地面を押す力、すなわち接地荷重の変化量としても作用する。接地荷重は車両運動力学では重要な評価指標となる。これは、第2章で述べた Magic Formula モデルでも用いられているように、接地荷重が変化すると、タイヤの接地面で生じる前後力や横力、ヨーイングモーメントが変化するためである。これらの力の変化は車両軌跡に影響を及ぼす。また、これらタイヤ接地面で生じる力はタイヤから操舵系を通して、ドライバーの操舵力に反映される。今回の解析では、接地荷重変化によるタイヤ横力変化は、ローリングモーメントに換算すると最大でも 12.5 Nm で、これを横力に戻すと、その差は 25 N 程度となる。そこで、直接的に横並進運動や軌跡に与える影響は小さいと考えられる一方、車両運動力学と同じ評価指標で空気力影響を議論することができると、運動性能の評価には有用と考えられる。そこで、本論文でもローリング運動に影響が大きいばね反力を、接地荷重に換算することで、議論することを試みる。なお、接地荷重変化には各タイヤのみに作用する揚力が足しあわされる。各タイヤに作用する定常揚力はおおよそ 10 N から 15 N 程度である。ただし、タイヤ自体に作用する揚力の時間変化における振幅は 5 N 程度で、ロール角やヨー角に対する依存性も小さい。したがってばね反力の変動を、接地荷重変化として議論することは可能と考えられる。

図 5.19 は連成解析と準定常解析における接地荷重時間変化、図 5.20 は両者の差分である。接地荷重の時間変化をみると、連成解析、準定常解析でほぼおなじ変化の傾向を示した。つまり、操舵開始された 2.0 秒から 3.0 秒にかけては左側の接地荷重が大きくなり、右側の接地荷重は小さくなる。3.0 秒から 4.0 秒にかけては右側の接地荷重が大きくなり、左側の接地荷重は小さくなる。これとは、ばね上車体のローリング運動に伴って車体の沈み込んでいる側ではサスペンションストロークが縮むため、その反力によって接地荷重が大きくなり、車体が持ち上がっている側ではサスペンションストロークが伸びるため、接地荷重が小さくなっているためと考えられる。接地荷重の振幅はフロントタイヤで 1500 Nm 程度、リアタイヤで 1000 Nm であり、これまで議論してきたように機械的な変動は非定常空気力の寄与に比べると大きなオーダーとなっている。

続いて、非定常空気力の寄与を調べるため、連成解析と準定常解析の差を調べる。操舵中の車両姿勢変化に対応していると思われる変動に着目すると、ばね反力項の差が大きくなった 2.7 秒から 3.0 秒ではフロントタイヤ右側の接地荷重は操舵前に比べてほとんど変化していないのに対し、フロントタイヤ左側、リアタイヤ両側では -20 N から -40 N の負の値を示している。つまり、連成解析ではフロント右側以外の接地荷重が小さくなっている。このとき、フロントタイヤ右側とフロントタイヤ左側の接地荷重の差が大きくなり、ローリングモーメントを変化させていることになる。フロントタイヤ右側では準定常解析と差がないのに対して、フロントタイヤ左側で準定常解析に比べ小さくなっていることから、この接地荷重の差から生じるローリングモーメントの値は小さくなる。これはばね反力項における連成解析と準定常解析の差に対応している。

接地荷重に差が生じる原因について述べる。まず、第2章で述べたように、ばね反力はサスペンションストロークとその変化速度の関数として求められる。サスペンションストロークは上下変位、ピッチ角、ロール角の関数となっている。したがって例えば、上下変位とピッチ角の変化が 0 で、ロール角のみが値をもつとき、各タイヤのサスペンションストロークは、前後は等しく、左右は逆向きでその絶対値は等しくなる。したがって、ロール角のみが値をもつとき、接地荷重は左右で正負が異なり、変化量

は等しい。そして、前後で正負が等しく、ばね定数の値によって接地荷重の変化量が異なる。これに対して、上下変位とロール角が0で、ピッチ角のみが値をもつとき、各タイヤのサスペンションストロークは、左右が等しく、前後は逆向きでその絶対値が等しくなる。したがって、ピッチ角のみ値をもつとき、接地荷重は左右で等しく、前後で正負が異なる。

本解析結果をみると、左右のフロントタイヤでは、連成解析と準定常解析に生じた差が異なり、リアタイヤは左右で同じように差が生じている。したがって、フロントタイヤに生じた差は、両解析でロール角に差が生じたことを反映していると考えられる。一方で、リアタイヤでは、左右の差が小さいことから、ピッチ角変化、ヒービング運動によって生じた差を反映していると考えられる。運動モデル中で車体は剛体として扱っていることから、これらの前後の傾向の違いは、ロール角やピッチ角が同時に変化し、三次元的な姿勢変化によって生じたと考えられる。すなわち、単純なロール角変化や単純なピッチ角変化だけでなく、両者が同時に変化することで、各タイヤのサスペンションストロークを変化させ、接地荷重を変化させたといえる。

本節では、ロール運動方程式中の各項の寄与を調査し、ばね反力の左右差に連成解析と準定常解析で差が生じることを明らかにした。そのばね反力が反映される接地荷重を調べた結果、その変化は単純にロール角変化によるものだけでなく、ピッチ角変化やヒービング運動の影響も受けていることが分かった。これは、着目している運動応答を議論する際、他の軸周りの空気力や姿勢変化の考慮も必要であることを意味する。そして、接地荷重の時間変化には、これらの効果が反映されていることから、非定常空気力による車両姿勢に及ぼす影響を、四輪の接地荷重時間変化から評価できることを示している。これまでの空気力と運動応答を紐付ける試みでは、序論で述べたように、車両モデルが簡略化され、空気力の反映は前後の接地荷重への配分にとどまっていたため、ローリング運動やピッチング運動、ヒービング運動といったばね上車体姿勢変化はそれぞれ個別に議論され、これらを同時に考慮した評価はなされてこなかった。本連成解析手法により、非定常空気力が考慮された姿勢変化を、四輪の接地荷重として表現できるようになった。これにより、従来からなされてきた空気力が水平面内運動に及ぼす影響を接地荷重で表す取り組みに加え、ばね上車体の運動応答も接地荷重に落とし込み、同一の評価指標として合わせて議論することが可能になると考えられる。

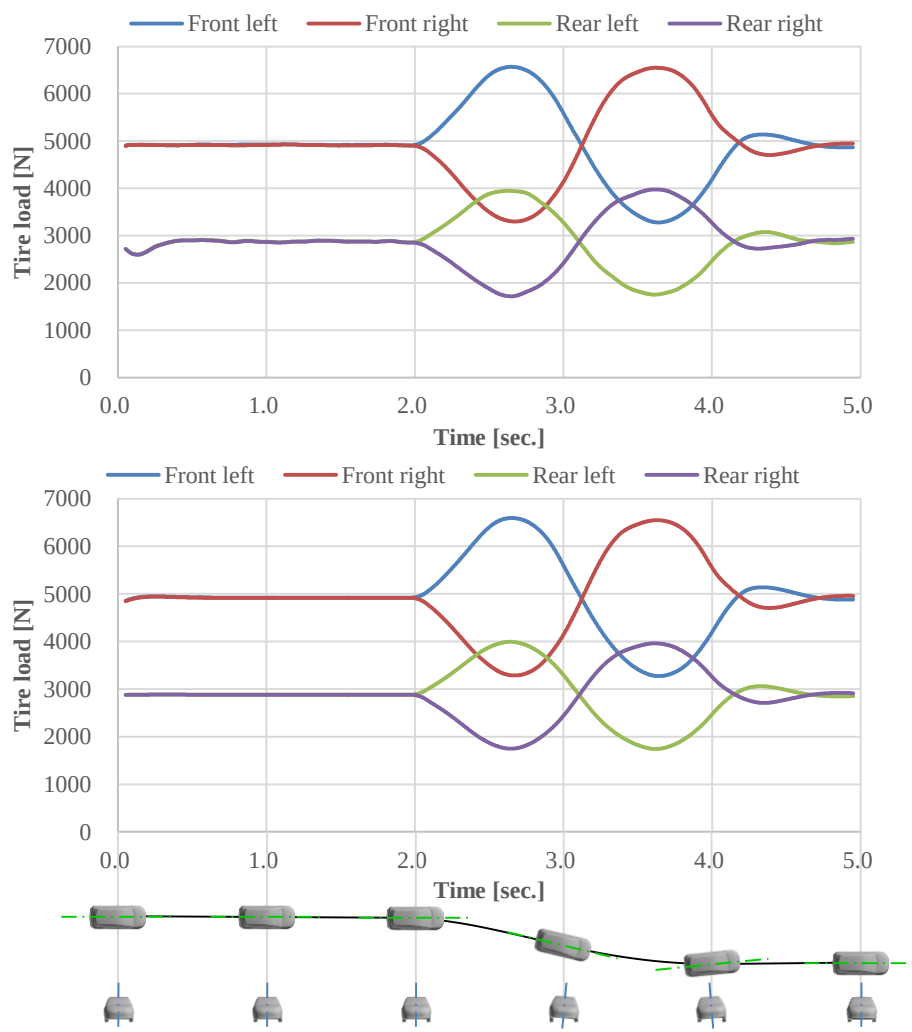


Fig.5.19 Time history of tire loads (above: coupled analysis, below: quasi steady analysis)

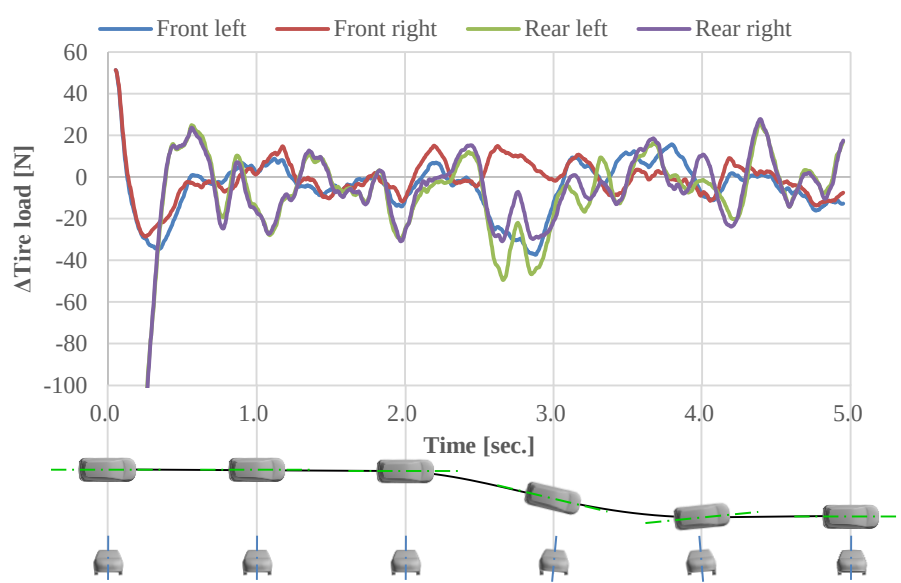


Fig.5.20 Time history of difference of tire loads between coupled analysis and quasi steady analysis

5.3 まとめ

本研究によって構築した空力-運動連成解析手法を用いて、レーンチェンジ運動中のばね上車体挙動を調査した。

まず、空気力を無視した運動解析結果と準定常空力解析によって求めた空気力を用いた運動解析結果を比較することで、ばね上車体挙動への準定常的な空気力の寄与を調べた。この結果から、以下の知見を得た。

1. ばね上車体挙動への寄与は、定常的には z 方向下向きへの変位と、ピッチ角変化による頭下げ傾向であり、操舵中のロール角やヨー角変化に応じた非定常的な変化としてはロール角振幅の増大であった。

さらに、流体解析と運動解析を連成させた解析を行い、準定常解析結果と比較することで、非定常空気がばね上車体運動に及ぼす影響を調べた。さらに、運動方程式中の各項の時間変化を調べ、非定常空気がどの項を通してローリング運動応答を変化させたのか検討した。この結果から、以下の知見を得た。

1. レーンチェンジ運動中のばね上車体運動のうち、ローリング運動やピッチング運動は非定常空気の影響を受け、それぞれの運動の角速度振幅に最大で $0.1 \text{ deg/s} \sim 0.2 \text{ deg/s}$ 程度の差を生じることがわかった。

2. ローリング運動方程式右辺全体における連成解析と準定常解析の差、すなわち非定常空気の影響は、タイヤ力に関するモーメントに表れることがわかった。特に、タイヤ横力に起因するローリングモーメントの差に比べ、サスペンション・ダンパ系を介したばね反力の左右差に起因するローリングモーメントの差に大きく影響を受けることがわかった。

3. ばね反力の変化を接地荷重の変化として議論できることを示し、四輪それぞれの接地荷重変化から、ローリング運動に影響する接地荷重の左右差は、ロール角の差だけでなく、非定常空気力の作用によって生じるピッチ角やヒービング運動の差にも影響を受けていることを示した。このことから、着目している姿勢変化の運動解析や、姿勢変化と同一軸周り、軸方向の空気力だけでなく、他の車輛姿勢も含めた連成解析を行う必要があることがわかった。

4. 四輪の接地荷重時間変化を調査することで、ローリング運動やピッチング運動、ヒービング運動といったばね上車体運動に非定常空気が及ぼす影響を、水平面内運動に及ぼす影響と合わせて評価できると考えられる。これまでは簡略化されたモデルを用いていたため、接地荷重による評価は水平面内運動のみにとどまっていた。これに対し、本論文で構築した多自由度ばね上車体と非定常空力の連成解析手法では四輪それぞれの接地荷重変化も得られるため、水平面内運動だけでなく、ばね上車体の運動もあわせて、接地荷重変化という同一の指標により非定常空気の影響を評価できることを示した。

本解析によって得られた、レーンチェンジ運動に非定常空気がタイヤ接地荷重に及ぼす影響の模式図を、図 5.21 に示す。

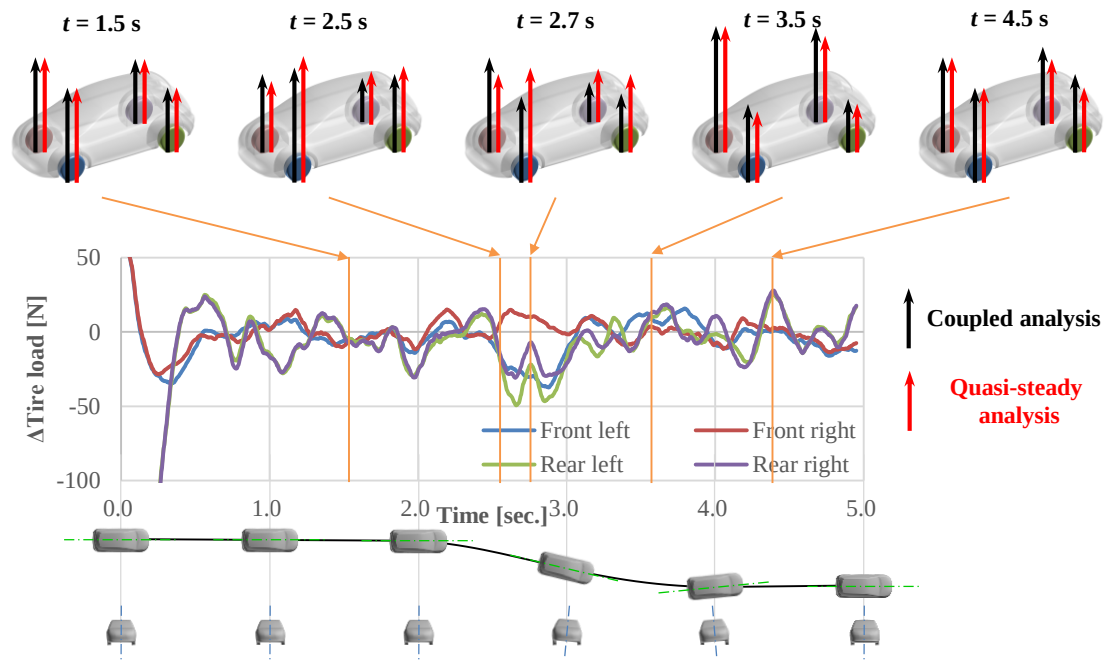


Fig.5.21 Schematic diagram of the change in tire loads during a lane-change maneuver obtained by coupled analysis and quasi-steady analysis

第6章 結論

本論文では、複合的な多自由度運動中の非定常空力応答を明らかにすること、非定常空気力のばね上車体運動応答への影響を明らかにするために連成解析手法を構築し、評価手法を提案することの2つを目的とした研究を行った。本論文では、自動車のレーンチェンジ運動中の非定常空力予測を対象とし、構築した連成解析手法を適用した解析を実施した。その結果得られた結論を以下に述べる。

第1章では、自動車の空力特性評価、特に車両運動中の非定常空力特性調査と、非定常空力特性の運動への影響調査に関する先行研究について示した。そして、先行研究における課題から、本論文の目的を提示し、本論文の構成について述べた。

第2章では、流体解析手法と車両運動解析手法について述べた。流体解析手法については、自動車周りの流れに対して非定常数値流体解析を行うための基礎方程式、本論文で用いた乱流モデルと壁モデル、そして離散化手法について述べた。流体解析手法の精度検証は1/4スケールモデル解析の結果と風洞実験結果の比較することで実施した。結果として、定常空力係数と表面圧力係数は本論文の目的に対して十分な精度で予測できていることを示した。車両運動解析手法については、ばね上車体の運動モデル、運動方程式の構成について述べた。また、本論文で用いたタイヤ力モデルについても述べた。そして、運動解析における方程式の離散化手法と解析アルゴリズムを示した。

第3章では、運動中の自動車周りの流体解析を実施するための移動境界手法と流体解析と運動解析の連成手法について述べた。本論文で用いたALE法と非慣性系座標に基づく手法について述べ、両者を組み合わせることで、任意の水平面内運動とばね上車体運動を数値流体解析上で再現できることを示した。そして、流体解析と運動解析の連成について示し、特に、大規模並列計算が行われる流体解析と、比較的計算負荷が小さく各CPUで同じ計算が行われる運動解析を組み合わせるために必要な通信手順や、ファイルの入出力といったアルゴリズムを示した。

第4章では、レーンチェンジ運動を周期的なローリング運動とヨーイング運動としてモデル化し、それぞれ単体で運動させた解析と、それらを同時に運動させた複合運動解析により得られた空力ローリングモーメント特性について述べた。ここでは、単体ローリング運動結果と単体ヨーイング運動結果を算術的に足し合わせた結果と、複合運動解析結果を比較することで単体運動では現れない非定常空力特性を調べた。どのケースにおいても空力ローリングモーメントは入力姿勢角に対して位相遅れを生じ、ローリング運動を含むケースでは、空力応答は運動を減衰させるダンピングとして作用した。空力ローリングモーメントの位相遅れは、単体ローリング運動では各ホイールハウス、単体ヨーイング運動では床下中央とアップーボディで生じていることを示した。さらに、複合運動時は算術的な足し合わせに比べ、床下中央、床下後方で空力ローリングモーメントの位相遅れが大きくなり、車両全体では空力ダンピング効果が13%増大していることがわかった。その原因として、フロントタイヤウェイクや、床下ホイールハウス近傍に形成される縦渦はロール角とヨー角に依存して変化し、複合運動時はそれらの現象が足し合わされることで強められて応答の時間遅れが大きくなるため、空力ローリングモーメントの位相遅れが増大することを示した。このことから、運動中の自動車に作用する非定常空気力を議論する際には、操舵中の実車姿勢変化を模擬した三次元的な多自由度複合運動を再現する必要があることを明らかにした。さらに、強制的にレーンチェンジ運動させた解析を行った結果を、周期的な複合運動解析結果

と比較した。レーンチェンジ運動中の空力ローリングモーメントは、複合運動と同様に、ロール角変化に対して時間遅れを生じること、周期的な複合運動で見られた車体回りの流れ構造が、非周期的なレーンチェンジ運動中にも見られることを示した。このことから、レーンチェンジ運動中の空力ローリングモーメント応答が床下流れの影響を受けることを明らかにした。

第5章では、連成レーンチェンジ解析で得られた結果を示し、ロール運動応答への非定常空気力の寄与を準定常解析結果と比較することで検討した。まず、ロール角やヨー角を変え、静止した状態で行った準定常解析結果を示した。そして、その結果を空気力として考慮した運動解析結果と、空気力を考慮しない運動解析結果と比較することで、準定常的な空気力の運動への影響について述べた。そして、非定常空気力がロール運動応答に及ぼす影響を、連成解析結果と準定常解析結果を比較することで調べた。非定常空気力の考慮した際には、レーンチェンジ運動中のロール角速度振幅が小さくなることがわかった。さらに、ロール運動方程式中の各項の寄与に着目し、各項の連成解析と準定常解析の差を調べた。この結果、非定常空気力がサスペンション・ダンパ系を介してばね反力を変化させることを明らかにした。さらに、サスペンション・ダンパ系のばね反力が接地荷重を変化させることから、非定常空気力がばね上車体運動に及ぼす影響を接地荷重として評価できることを示した。そして、ローリングモーメント発生の原因となる、各タイヤ接地荷重左右差の時間変化は、ロール角変化だけでなく、ピッチ角変化やヒービング運動の影響も受けていることを明らかにした。このことから、ばね上車体のうち、ある特定の軸周りの運動応答調査をしている際、他の軸周り・軸方向運動も同時に考慮する必要があることを明らかにし、接地荷重変化からそれらの姿勢変化を合わせて評価できることを示した。これまで、空気力が水平面内運動に及ぼす影響を、空力横力や空力ヨーイングモーメントの接地荷重変化への換算や、空力揚力の前後比で評価する取り組みがなされてきた一方、簡略化のため、左右を合わせた前輪、後輪の接地荷重変化しか得られず、空気力がばね上車体の姿勢変化に及ぼす影響までは評価できなかった。本論文で構築した連成解析手法では四輪の接地荷重変化が得られるため、これを用いることでばね上車体運動についても水平面内運動と同様に、接地荷重に落とし込んで評価すること提案した。

以上のことから、本論文ではレーンチェンジ運動を基にしたローリング運動とヨーイング運動の複合運動時の非定常空気力を予測し、複合運動時特有の非定常空気特性が存在すること、そしてそれを生じる流れ構造を明らかにした。さらに、連成解析手法を構築し、これまで空力応答のみに着目していた操舵中の非定常空気特性を接地荷重変化として評価する手法を示した。特に、これまでは運動やモデルの簡略化により、十分に評価できなかったローリング運動に対しても、連成解析により得られた運動応答である四輪の接地荷重変化を用いることで評価できることを提案した。

最後に、本論文で構築してきた多自由度車両運動-空力連成解析の今後の展望について述べる。本論文では、非定常空気力の運動応答への影響を接地荷重変化で表現できることを示してきた。接地荷重は主にサスペンション・ダンパ系のばね反力によって変化するが、このばね反力は車体ばね上の挙動を直接的に変化させる。一方で、接地荷重の変化は、タイヤ接地面で発生する横力やヨーイングモーメントを変化させるため、水平面内運動にも影響を与えられられる。既往の研究²⁶では、空力横力やヨーイングモーメントと車両運動の連成によって、横風突風を受けた時の水平面内運動を評価している。これに加えて、空力ローリングモーメントや空力ピッチングモーメントが反映されてばね上車体姿勢が変化している際の接地荷重変化が、水平面内運動を変えている可能性が示唆される。このことから、多自由度運動の再現、流体解析との連成によって、非定常空気影響を加味することで、操舵や接近流変動を受

けた際の車両軌跡もより精確に予測できると考えられる。さらに、接地荷重変化によってタイヤ接地面で発生するヨーイングモーメントが変化すると、同じタイヤ舵角を得るのに必要な操舵力も変わることから、ドライバーの操舵感も空気力影響を受けていると考えられる。従来、ドライバーの操舵力に与える空気力影響は主に官能評価によって評価されていたが、本手法による予測を活用することで、定量的な評価の実現にも繋がると思われる。

本論文では、操舵中のロール角応答に着目した解析を進めてきた。一方で、乗り心地や操舵時の車両挙動にはピッチング運動とローリング運動の位相差や、ロール角に依存せずピッチ角が正となる関係でロール感が良好になるという報告もなされている⁴⁶。また、車両運動性能については近年、アクティブ制御による安定化の試みも検討されている^{47,48}。このような課題に対しても、連成解析における運動解析機能を拡張していくことで、非定常空気力を考慮しつつ運動応答予測が可能になる。

このように自動車設計において、運動性能への非定常空力の影響評価や、非定常空力を用いた運動性能向上の可能性といった点に対して、本解析で構築してきた連成解析は有用な手法として活用が期待できると考える。

なお、本解析ではばね上車体の3自由度を対象とした解析を行った。運動解析の6自由度への拡張は水平面内運動を考慮するのみであるため容易であるものの、一方で市販の運動解析ソフトウェアでは詳細な自動車形状を考慮した数十自由度の運動モデルが用いられている。運動モデル側の精度向上のためには、実装する運動モデルの拡張や、市販運動解析ソフトウェアとの連携⁴⁹といった改善が有効と考えられる。また、CFD解析では、実車車両設計を想定すると、エンジンコンパートメントや床下機器などより詳細な形状を再現したモデルを用いた解析が必要と考えられる。また、本解析では省略したホイール開口部の回転影響⁵⁰についても、その後流が空力応答に大きく影響していることが考えられるため、再現する必要がある。このような詳細形状の再現や、ホイールハウス内のような狭い領域内で格子変形を行う場合、格子品質の維持はさらに重要な課題となる。これについてはよりロバスト性の高い格子変形アルゴリズムの開発、もしくは格子変形によらない移動境界手法、例えば埋め込み境界法の導入などの手法が必要と考えられる。

参考文献

- 1 Hucho, W. H., Road Vehicle Aerodynamics, SAE International, 1998.
- 2 Mercker, E., and Wiedemann, J., “On the correction of interference effects in open jet wind tunnels,” SAE Technical Paper, 1996, p. 960671.
- 3 Mercker, E., and Knape, H. W., “Ground Simulation with Moving Belt and Tangential Blowing for Full-scale Automotive Testing in a wind Tunnel,” 1989.
- 4 小林敏雄, 奥明栄, 鬼頭幸三, “自動車と空気力学: 自動車の開発における CFD 技術の浸透とレーシングカーの空力技術開発の現状,” *ながれ*, vol. 21, 2002, pp. 336-345.
- 5 炭谷圭二, 前田和宏, 一之瀬健一, “自動車と流体力学: 車体周り流れと空力特性,” *ながれ*, vol. 23, 2004, pp. 445-454.
- 6 郡逸平, 片岡拓也, “乗用車の横風特性向上の研究,” *自動車技術*, vol. 42, 1988, pp. 451-456.
- 7 Beauvais, F. N., “Transient Nature of Wind Gust Effects on an Automobile,” SAE Technical Paper, 1967, pp. 2219-2225.
- 8 中村貴樹, “自動車空力における非定常解析の重要性,” *日本機械学会誌*, vol. 112, 2009, p. 502.
- 9 Okada, Y., Nouzawa, T., Nakamura, T., and Okamoto, S., “Flow structures above the trunk deck of sedan-type vehicles and their influence on high-speed vehicle stability 1st report : On-road and wind-tunnel studies on unsteady flow characteristics that stabilize vehicle behavior,” SAE Technical Paper, vol. 2, 2009, pp. 2009-01-0004.
- 10 Okada, Y., Nouzawa, T., Okamoto, S., Fujita, T., Kamioka, T., and Tsubokura, M., “Unsteady vehicle aerodynamics during a dynamic steering action: 1st report, on-road analysis,” SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, vol. 2, 2012, pp. 138-156.
- 11 Aschwanden, P., Müller, J., and Knörnschild, U., “Experimental Study on the Influence of Model Motion on the Aerodynamic Performance of a Race Car,” SAE Technical Paper, 2006, pp. 2006-01-08.
- 12 Cheng, S. Y., Tsubokura, M., Nakashima, T., Nouzawa, T., and Okada, Y., “A numerical analysis of transient flow past road vehicles subjected to pitching oscillation,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 99, 2011, pp. 511-522.
- 13 Cheng, S. Y., Tsubokura, M., Nakashima, T., Okada, Y., and Nouzawa, T., “Numerical quantification of aerodynamic damping on pitching of vehicle-inspired bluff body,” *Journal of Fluids and Structures*, vol. 30, 2012, pp. 188-204.
- 14 Cheng, S. Y., Tsubokura, M., Okada, Y., Nouzawa, T., Nakashima, T., and Doh, D. H., “Aerodynamic stability of road vehicles in dynamic pitching motion,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 122, 2013, pp. 146-156.
- 15 佐藤範和, 河上充佳, 加藤由博, 稲垣昌英, 堀之内成明, “ALE 手法を用いた運動する車両周りの非圧縮性 LES 解析: 第 3 報, 上下運動する簡易車両模型の非定常空力解析,” *日本機械学会論文集(B 編)*, vol. 76, 2010, pp. 1515-1524.

- 16 佐藤範和, 河上充佳, 加藤由博, 稲垣昌英, 堀之内成明, “ALE 手法を用いた運動する車両周りの非圧縮性 LES 解析 (第 4 報, ピッチ運動する簡易車両模型の非定常空力解析),” 日本機械学会論文集(B 編), vol. 77, 2011, pp. 43-55.
- 17 Theissen, P., Wojciak, J., Heuler, K., Demuth, R., Indinger, T., and Adams, N., “Experimental Investigation of Unsteady Vehicle Aerodynamics under Time-Dependent Flow Conditions - Part 1,” SAE Technical Paper, 2011, pp. 2011-01-0177.
- 18 Wojciak, J., Theissen, P., Heuler, K., Indinger, T., Adams, N., and Demuth, R., “Experimental Investigation of Unsteady Vehicle Aerodynamics under Time-Dependent Flow Conditions - Part 2,” SAE Technical Paper, 2011, pp. 2011-01-0164.
- 19 Guilmineau, E., and Chometon, F., “Numerical and experimental analysis of unsteady separated flow behind an oscillating car model,” SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2008, pp. 2008-01-0738.
- 20 Kobayashi, N., and Yamada, M., “Stability of a One Box Type Vehicle in a Cross-Wind-An Analysis of Transient Aerodynamic Forces and Moments,” SAE Technical Paper, 1988, p. 881878.
- 21 Hemida, H., and Krajnović, S., “Transient Simulation of the Aerodynamic Response of a Double-Deck Bus in Gusty Winds,” Journal of Fluids Engineering, vol. 131, 2009, p. 031101.
- 22 池田隼, 坪倉誠, 長谷川巧, 小森谷徹, 中島卓司, “自動車横風突風遭遇時の非定常空力応答と車体形状の影響について,” 日本機械学会論文集 (B 編) , vol. 79, 2013, pp. 2077-2092.
- 23 Tsubokura, M., Ikawa, Y., Nakashima, T., Okada, Y., Kamioka, T., and Nouzawa, T., “Unsteady Vehicle Aerodynamics during a Dynamic Steering Action : 2nd Report , Numerical Analysis,” SAE Technical Paper, vol. 5, 2012, pp. 340-357.
- 24 Shibue, H., Ogawa, A., and Mashio, S., “Method of Vehicle Dynamics Analysis by means of Equivalent Cornering Stiffness for Aerodynamic Forces and Moments,” SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, vol. 5, 2012, pp. 737-744.
- 25 Ogawa, A., Mashio, S., Yano, S., and Kawamura, T., “Quantitative Representations of Aerodynamic Effects on Handling Response and Flat Ride of Vehicles,” SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, vol. 5, 2012, pp. 304-323.
- 26 Nakashima, T., Tsubokura, M., Vázquez, M., Owen, H., and Doi, Y., “Coupled analysis of unsteady aerodynamics and vehicle motion of a road vehicle in windy conditions,” Computers & Fluids, vol. 80, 2013, pp. 1-9.
- 27 前田和宏, 酒井英樹, “高速走行時の車両安定性に与える空気力学特性の解析 -空力中心が走行中のロールレートに与える影響-,” 自動車技術会論文集, vol. 26, Jul. 1995, pp. 86-90.
- 28 Smagorinsky, J., “General Circulation Experiments With the Primitive Equations,” Monthly Weather Review, vol. 91, 1963, pp. 99-164.
- 29 坪倉誠, 池田隼, 大西慶治, 中島卓司, “簡易形状モデルの空気抵抗レイノルズ数依存性について -CFD による検討と考察 LES 解析,” 自動車開発を支える最新の空力技術, 2014, pp. 76-91.
- 30 Amsden, A. A., and Harlow, F. H., “A simplified MAC technique for incompressible fluid flow calculations,” Journal of Computational Physics, vol. 6, 1970, pp. 322-325.

- 31 Kershaw, D. S., “The incomplete Cholesky—conjugate gradient method for the iterative solution of systems of linear equations,” *Journal of Computational Physics*, vol. 26, 1978, pp. 43–65.
- 32 “九州大学情報基盤研究開発センター” Available: <http://www.cc.kyushu-u.ac.jp/scp/index.html>.
- 33 “東京大学情報基盤センタースーパーコンピューティング部門” Available: <http://www.cc.utokyo.ac.jp/>.
- 34 中江雄亮, 池田隼, 安木剛, 田中博, 山下太郎, 坪倉誠, 中島卓司, “車両運動時に発生する非定常空気力と流れ場に関する研究,” *自動車技術会論文集*, vol. 44, 2013, pp. 1471–1476.
- 35 自動車技術会, *自動車技術ハンドブック第1分冊*, 2004.
- 36 Bakker, E., Pacejka, H. B., and Lidne, L., “A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies,” *SAE Technical Paper*, 1989, p. 890087.
- 37 Hirt, C. W., Amsden, A. A., and Cook, J. L., “An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speeds,” *Journal of Computational Physics*, vol. 14, 1974, pp. 227–253.
- 38 坂本成弘, 持田灯, 村上周三, “振動する2次元角柱に作用する変動風圧力に関するLESと実験の比較,” *日本建築学会構造系論文集*, vol. 470, 1995, pp. 35–42.
- 39 Keogh, J., Barber, T., Diasinos, S., and Doig, G., “Techniques for Aerodynamic Analysis of Cornering Vehicles,” *SAE Technical Paper*, 2015, pp. 2015–01–0022.
- 40 Ahmed, S. R., Ramm, G., and Faltin, G., “Some Salient Features Of The Time-Averaged Ground Vehicle Wake,” *SAE Technical Paper*, 1984, p. 840300.
- 41 Nara, K., Tsubokura, M., Ikeda, J., Fasel, U., Takemoto, T., Nakashima, T., and Sasaki, Y., “Numerical Analysis of Unsteady Aerodynamics of Formula Car during Dynamic Cornering Motion,” *32nd AIAA Applied Aerodynamics Conference*, 2014.
- 42 河村耕平, 上野陽亮, 中村佳朗 “数値流体力学と数値飛行力学の連成に基づく竹とんぼのフライトシミュレーション,” *日本航空宇宙学会論文集*, vol. 56, 2008, pp. 324–330.
- 43 日本鋼構造協会, *構造物の耐風工学*, 1997.
- 44 池田隼, 坪倉誠, 中江雄亮, “ロール・ヨー複合運動中の乗用車に関する非定常空力解析,” *日本機械学会論文集*, vol. 82, No. 835 (掲載予定) .
- 45 農沢隆秀, 岡田義浩, 大平洋樹, 岡本哲, 中村貴樹, “自動車の空気抵抗を増大させる車体周りの流れ構造: 第2報, セダン車体の特徴的な流れ構造,” *日本機械学会論文集(B編)*, vol. 75, 2009, pp. 1807–1813.
- 46 川越健次, “ロール感向上のためのサスペンション技術,” *自動車技術*, vol. 51, 1997, pp. 20–24.
- 47 高橋正樹, 熊丸誉, 吉田和夫, “操舵による車体挙動を考慮した自動車用セミアクティブサスペンションの総合的制御系設計,” *日本機械学会論文集(C編)*, vol. 74, 2008, pp. 2015–2022.
- 48 鈴木卓馬, 高橋正樹, “車速による車両ダイナミクスの変化を考慮した自動車用アクティブサスペンションの制御系設計,” *日本機械学会論文集(C編)*, vol. 78, 2012, pp. 446–461.
- 49 Ishioka, H., Onishi, K., Nakasato, K., Nakashima, T., and Tsubokura, M., “Coupled 6DoF motion and Aerodynamics Simulation of Road Vehicles in Crosswind gusts,” *33rd AIAA Applied Aerodynamics Conference*, Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2015.

- 50 池田隼, 坪倉誠, 小林竜也, 長谷川巧, and 小森谷徹, “自動車のホイール回転が車両空力に及ぼす影響に関する LES 解析,” *ながれ: 日本流体力学会誌*, vol. 32, Apr. 2013, pp. 107–111.

謝辞

本研究をまとめるにあたり、神戸大学教授、北海道大学客員教授の坪倉誠教授からは、終始丁寧なご指導を賜りました。先生からは、学部4年生からの7年間の長きに渡り、研究内容やその進め方について多くのことを学びました。また、不自由のない研究環境を整えてくださったこと、そして、各企業との共同研究を通して、研究成果の産業界における活用を間近に感じられる興味深い機会を得られたこと、心より感謝申し上げます。

学位論文審査に際し、主査を務めていただきました北海道大学・大島伸行教授からは、研究室ゼミや日々の議論にて、多くのご指導、ご助言をいただきました。先生の研究についての発想や、問題への切り口は非常に勉強になりました。深く感謝いたします。

副査を務めていただきました北海道大学・村井祐一教授、渡部正夫教授にも、学位論文審査のみならず、北海道大学三流体研究室合同ゼミを通して、多くのご助言、ご指導をいただきました。数値解析によって産業界に近い応用研究を続けてきた私にとって、先生方からのご意見は新鮮で、自分の研究を新たな視点で見ることができました。厚く御礼申し上げます。

本研究の一部はトヨタ自動車株式会社との共同研究として行われました。中江雄亮様をはじめとするトヨタ自動車株式会社の皆様には、車体形状データや実験結果をご提供いただき、私からの無理なお願いにもご対応いただきましたこと、感謝いたします。

北海道大学・高橋裕介助教には年齢の近い研究者として公私共に多くの相談にのっていただき、アドバイスをいただきました。ご迷惑も多々お掛けしました。感謝申し上げます。また、研究室の先輩や同期、後輩たちにも多くの支援をいただきました。特に、大学弓道部の後輩でもある石岡君には、研究に関しても、事務的なことに関しても多くのお願いを聞いてもらいました。ありがとうございました。自動車OEMでの今後の活躍を期待しています。秘書の續木理恵さん、白井喜衣さんにも出張手続きや物品の購入等、大変お世話になりました。御礼申し上げます。

広島大学・中島卓司助教、理化学研究所・大西慶治特別研究員にも、FrontFlow/red-Aeroの開発や、研究に関するディスカッションを通して多くの助言をいただきました。厚く御礼申し上げます。

ここに名前を挙げた皆様以外にも多くの方々の協力、支えによって、学位論文をまとめることができました。ここに御礼申し上げます。

最後に、10年間も大学に通う私を経済的にも、生活的にも何不自由させることなく、支えつづけてくださった両親、家族には心より感謝いたします。

平成28年2月