

令和 6 年度
「大型車の車輪脱落事故に係る実車を用いた
実証実験結果に基づく解析調査」
報告書

国土交通省物流・自動車局 自動車整備課

目次

1. 目的	1
2. シミュレーションによる調査概要	1
2.1. シミュレーション解析	1
2.2. シミュレーション結果に基づくさらなる検証方法	1
3. シミュレーションモデルの作成	2
3.1. モデル概要	2
3.2. モデル化に用いた車両	2
3.3. モデル化部品材料物性	2
3.3.1. ハブ・ボルト	2
3.3.2. ホイール・ナット	3
3.3.3. ホイール	3
3.3.4. ホイール・ハブ	3
3.4. 摩擦係数	4
3.4.1. ホイール・ナット統合摩擦係数	4
3.4.2. ホイール、ホイール・ハブ摩擦係数	5
3.5. 全体モデルと詳細モデル	5
3.5.1. 全体モデル	5
3.5.2. 詳細モデル	7
4. シミュレーション入力仕様	9
4.1. シミュレーションで再現する車輪への外力	9
4.2. 実車測定外力	12
4.3. シミュレーションにおける外力波形	14
4.4. 遠心力の影響	20
4.5. 初期軸力	20
4.5.1. 初期軸力条件	20
4.5.2. 初期軸力の設定	20

5. シミュレーション結果	21
5.1. 詳細モデル解析概要	21
5.2. 初期軸力 45kN における解析結果	23
5.3. 初期軸力 60kN における解析結果	25
5.4. 初期軸力 30kN における解析結果	26
5.5. 初期軸力 40kN における解析結果	28
6. シミュレーション結果考察	30
6.1. 軸力低下について	30
6.2. ホイール・ナット相対変位について	33
6.2.1. ホイール・ナット相対変位振幅	33
6.2.2. ホイール・ナット相対変位角(初期軸力 40,45,60kN)	34
6.2.3. ホイール・ナット相対変位角(初期軸力 30kN)	37
6.3. 連続サイクル(2 サイクル)について	41
7. まとめ	43
7.1. 軸力変化	43
7.2. ホイール・ナット相対変位角	43
8. さらなる解析および実証実験について	45
8.1. シミュレーション解析	45
8.1.1. 連続サイクルによる軸力、ホイール・ナット相対変位解析	45
8.1.2. 複合外力入力	46
8.2. 実機台上耐久試験	46
8.2.1. ホイールアッセンブリーによる台上耐久試験	46
8.2.2. タイヤ台上試験装置による耐久試験	47
8.3. 実車走行による耐久走行試験	48
9. 結語	50

1. 目的

大型車(車両総重量 8t以上のトラック又は乗車定員 30 人以上のバスをいう)の車輪脱落事故は、大事故に繋がりにくい大変危険なものである。国土交通省は、関係機関と連携し、啓発活動をはじめとした各種対策を行ってきているところであるが、大型車の車輪脱落事故は近年増加傾向にあり、令和 5 年度には 142 件発生している。大型車の車輪脱落事故を専門的な観点から調査・分析することで原因を解明し、さらなる対策を講じることを目指し、大型車の車輪脱落事故に係るシミュレーションを用いた解析を実施し結果を取りまとめることを目的とした。

2. シミュレーションによる調査概要

2.1. シミュレーション解析

令和 5 年度「大型車の車輪脱落事故に係る実車を用いた実証実験」(以下「令和 5 年度実証実験」という。)で実施した車輪(後輪)の外力測定結果をもとに、左右輪におけるホイール・ナットの緩みへの影響およびホイール・ナットの微小座面滑り発生によるタイヤ脱落の可能性を検証した。

シミュレーションに用いるシミュレーションモデルは令和 5 年度実証実験に用いた車両における部品と同等とし後輪を想定したモデルを作成した。また、シミュレーションに用いる部品の詳細情報(寸法、材質情報等)はメーカーより入手した。

シミュレーションに用いるホイール・ナットの初期締め付けに用いるハブ・ボルトの軸力は令和 4 年度実証実験^{*1}の結果を踏まえて決定した。

^{*1} 令和 4 年度実証実験: 令和 4 年度に国交省が実施した限界軸力確認実験および左輪過負荷入力実験

2.2. シミュレーション結果に基づくさらなる検証方法

今回の解析結果を踏まえホイール・ナット緩み左右差の要因解明のためのさらなるシミュレーション方法についてまとめた。またシミュレーション結果を実証するための実機での検証方法についてまとめた。

3. シミュレーションモデルの作成

3.1. モデル概要

令和5年度実証実験で用いた車両のホイール、ホイール・ハブ、ハブ・ボルト、ホイール・ナットをモデル化した。モデル化にあたり部品の詳細情報(寸法、材質情報等)はメーカーより入手した。

3.2. モデル化に用いた車両

- (1) 車両総重量 14 トン車 最大積載 5.7 トン
- (2) 大型 2 軸車(リアダブルタイヤ/タイヤサイズ 265/70R19.5)
- (3) ISO 方式平座面ハブ・ボルト(アルミホイール用)

3.3. モデル化部品材料物性

各部品製造メーカーより入手した材質情報をもとにシミュレーションに必要な物性情報であるヤング率^{*2}、ポアソン比^{*3}および密度をネットより情報を収集した。各物性データはホイール・ナット緩みの影響をより把握しやすくするため、その影響がより大きいと考えられる最大値を用いた。

^{*2} ヤング率: 材質の剛性を表す特性値

^{*3} ポアソン比: 材料に荷重を変えた場合の縦・横ひずみの比率

またハブ・ボルトおよびホイール・ナットのねじ部の隙間はハブ・ボルトおよびホイール・ナットそれぞれの公差で決定され、その値は製造メーカーより入手した値の中央値を用いた。

3.3.1. ハブ・ボルト

図 3-1 にモデル化した ISO 規格ハブ・ボルトを示す。



図 3-1 ISO 規格ハブ・ボルト

3.3.2. ホイール・ナット

図 3-2 にモデル化した ISO 規格ホイール・ナットを示す。実際のホイール・ナットはワッシャーが別部品であるが、本シミュレーションでは演算負荷を減らすことを目的に一体部品としモデル化した。このことによりホイール・ナット、ワッシャー間の摩擦係数が無限大となるが、今回用いたハブ・ボルトおよびホイール・ナットの摩擦係数は、実際の形状および取り付け構造での実測による統合摩擦係数を用いるため、ねじ部(勘合部)にかかる力への影響は少ないと考えた。



図 3-2 ISO 規格ホイール・ナット

3.3.3. ホイール

図 3-3 にモデル化した ISO 規格ホイール・ナット対応アルミホイールを示す。



図 3-3 ISO 規格ホイール・ナット対応アルミホイール

3.3.4. ホイール・ハブ

シミュレーションに用いたホイール・ハブに関してはホイールに対しヤング率が倍以上あり硬度が高く、構造的にも車重(車軸)を受ける部品のため剛性が高いことから、今回のシミュレーションではホイールとのあたり面の形状をモデル化し物性特性は剛体として扱った。図 3-4 にモデル化したホイール・ハブを示す。



図 3-4 ホイール・ハブ

3.4. 摩擦係数

3.4.1. ホイール・ナット統合摩擦係数

ハブ・ボルト、ホイール・ナット締結部およびホイール・ナット座面とホイールとの統合摩擦係数は令和 5 年度実車実験での実計測値の平均値を用いた。

- 平均統合摩擦係数：0.134

図 3-5 に令和 5 年度実証実験での測定の様子および表 3-1 に測定結果を示す。

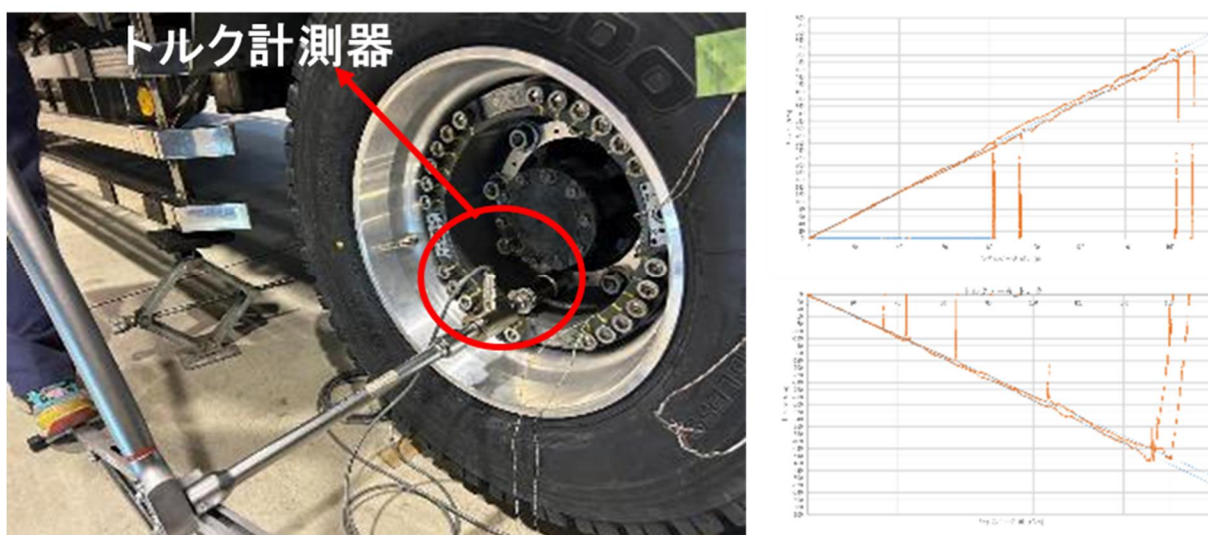


図 3-5 ホイール・ナット統合摩擦係数測定(令和 5 年度実証実験)

表 3-1 ホイール・ナット統合摩擦係数測定結果(令和 5 年度実証実験)

左輪ボルト#1 1回目		左輪ボルト#1 2回目		Ave.	右輪ボルト#1 1回目		左輪ボルト#1 2回目		Ave.	
T/F x10-3	k=T/(F*M)	T/F x10-3	k=T/(F*M)	k	T/F x10-3	k=T/(F*M)	T/F x10-3	k=T/(F*M)	k	
3.02	0.137	2.85	0.130	0.133	3.35	0.152	3.22	0.146	0.149	
-2.75	-0.125	-2.60	-0.118	-0.122	-2.88	-0.131	-2.72	-0.124	-0.127	
				Ave.					Ave.	0.138

左輪ボルト#2 1回目		左輪ボルト#2 2回目		Ave.	右輪ボルト#2 1回目		左輪ボルト#2 2回目		Ave.	
T/F x10-3	k=T/(F*M)	T/F x10-3	k=T/(F*M)	k	T/F x10-3	k=T/(F*M)	T/F x10-3	k=T/(F*M)	k	
3.35	0.148	3.22	0.136	0.142	3.11	0.141	3.03	0.138	0.139	
-2.88	-0.134	-2.72	-0.127	-0.131	-2.89	-0.131	2.78	0.126	-0.003	
				Ave.					Ave.	0.134

T: 締め付けトルク[Nm], F: 軸力[N], d: ネジの呼び径[m], k: 統合摩擦係数

3.4.2. ホイール、ホイール・ハブ摩擦係数

表面加工や状態により変化が生じるが、論文等で今回使用したホイールの材質で 0.2～0.3 程度、ホイール・ハブの材質で 0.2～0.4 程度と示されており、本シミュレーションにおいてはホイール・ナット座面により負荷がかかる下限の摩擦係数 0.2 を用いた。

3.5. 全体モデルと詳細モデル

令和 5 年度実証実験における車輪への外力を再現し、FEM^{*4}解析によりハブ・ボルトの軸力変化およびハブ・ボルトに対するホイール・ナットの相対変位角を確認した。解析には汎用構造解析ソフト「Abaqus」を使用した。また各解析部品は一般的に用いられる 3 次元ソリッド要素^{*5}でモデル化を行った。

*4 FEM: Finit Element Morhod(有限要素法) の略。物体を有限個の要素に分割し、要素ごとの力や運動量、圧力などをもとに全体の応力、挙動を解析する方法

*5 3次元ソリッド要素: 3次元で内部を含めた構造をモデル化

3.5.1. 全体モデル

- ① ハブ・ボルト軸力変化、ホイール・ナットの相対変位をシミュレーションするにあたって、ハブ・ボルト、ホイール・ナットのねじ山はモデル化せずホイールおよびホイール・ハブによるモデル解析^{*6}(全体モデル)を行い、ハブ・ボルト一本の周辺部分の変位を求めた。次にこの部分を切り出し全体モデルで計算された変位を入力し、ねじ山をモデル化した詳細モデルによってハブ・ボルトおよびホイール・ナットへの応力の解析を行った。また今回の解析では締め付け力(軸力)に対するホイール・ナットの微小座面滑りによる軸力低下の左右差を解析することを目的としており、初期なじみのような塑性変形による非回転緩みは扱わず弾性変形のみを扱った。

*6 ホイールおよびホイール・ハブによるモデル解析: 令和5年度実証実験では車輪への外力計測にホイール6分力計を使用し、タイヤを介してホイールに加わる力として計測した。よってモデルについてもタイヤはモデル化せずホイールおよびホイール・ハブのみをモデル化した。

- ② 図3-6にモデル化の流れを示す。また図3-7に全体モデルおよび図3-8に全体モデルへの外力の入力点を示す。

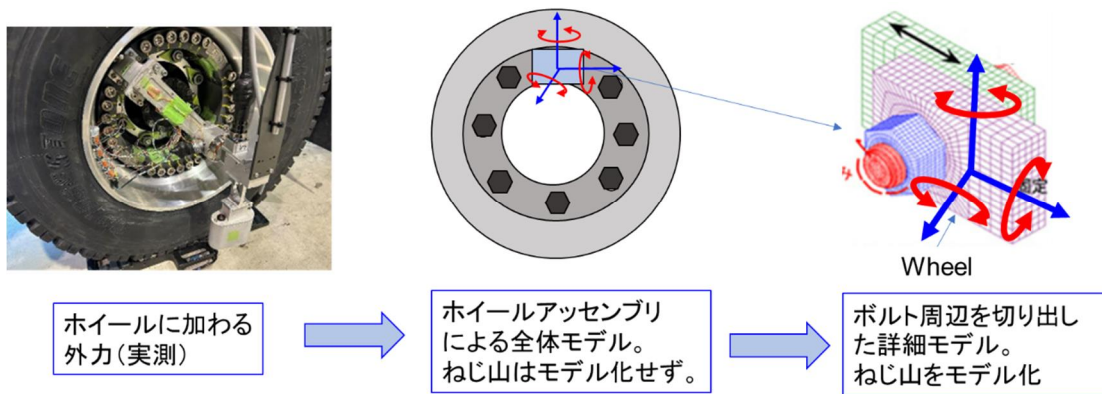


図3-6 モデル化の流れ

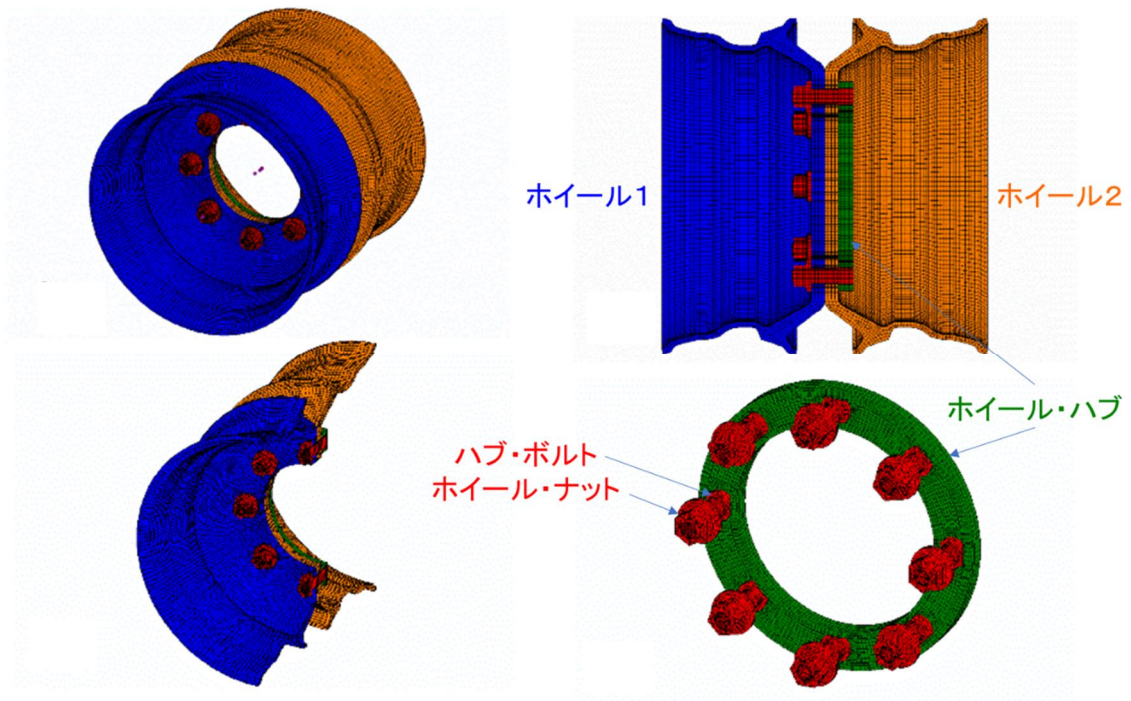


図3-7 全体モデル

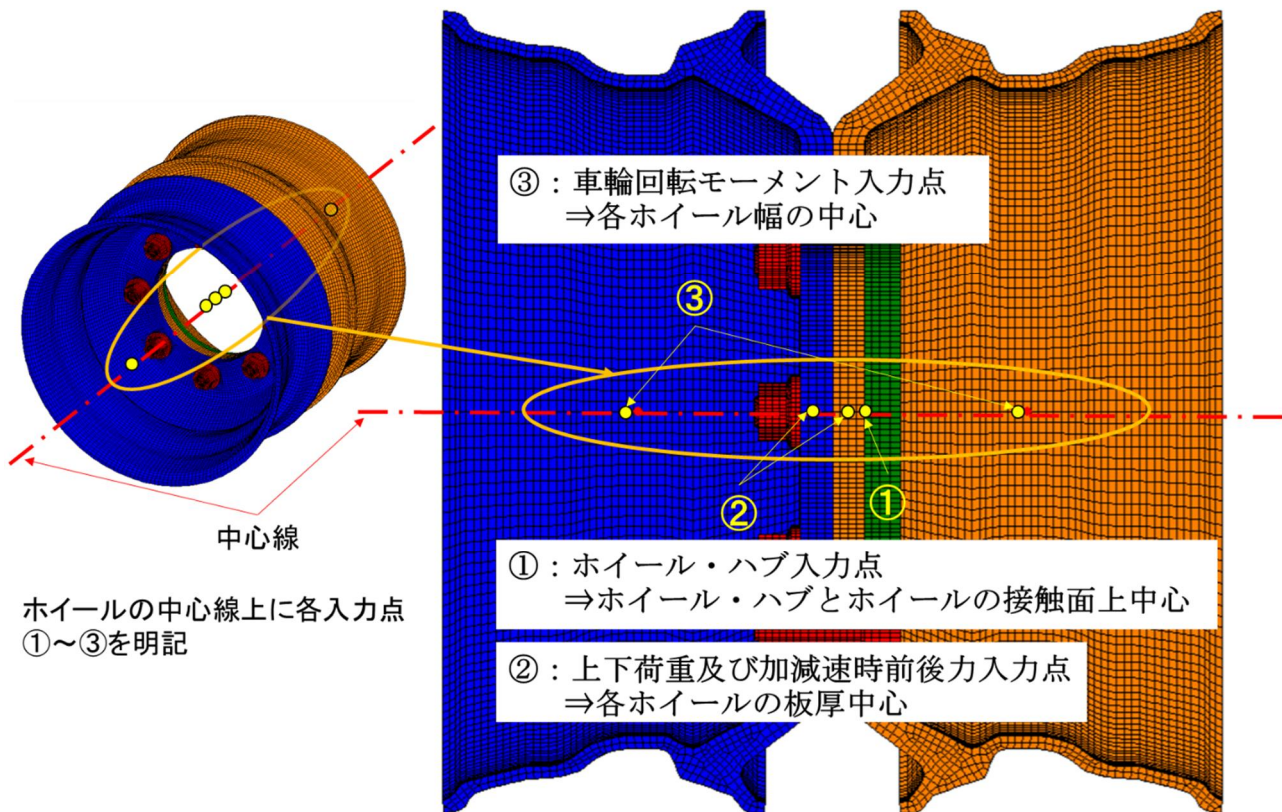
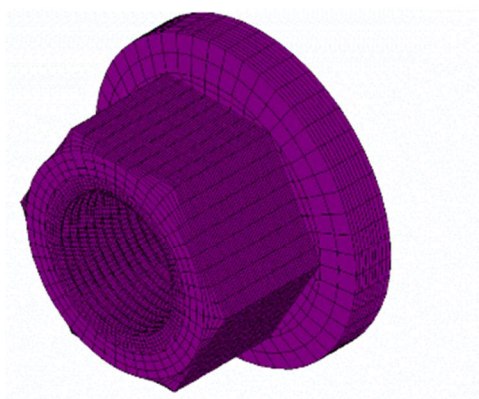


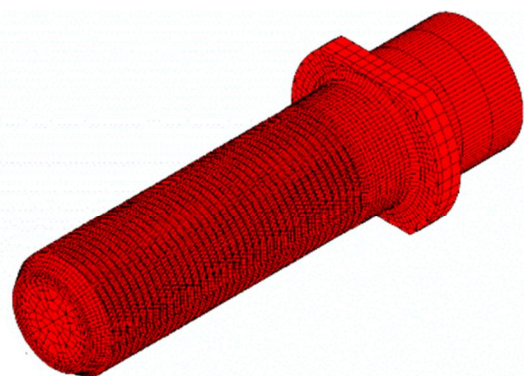
図 3-8 全体モデルへの外力の入力点

3.5.2. 詳細モデル

- ① 詳細モデルではメーカーからの情報をもとにハブ・ボルトおよびホイール・ナットのねじ山(らせん)形状を正確に再現し FEM 解析を行った。図 3-9 に詳細モデルを示す。



ホイール・ナット



ハブ・ボルト

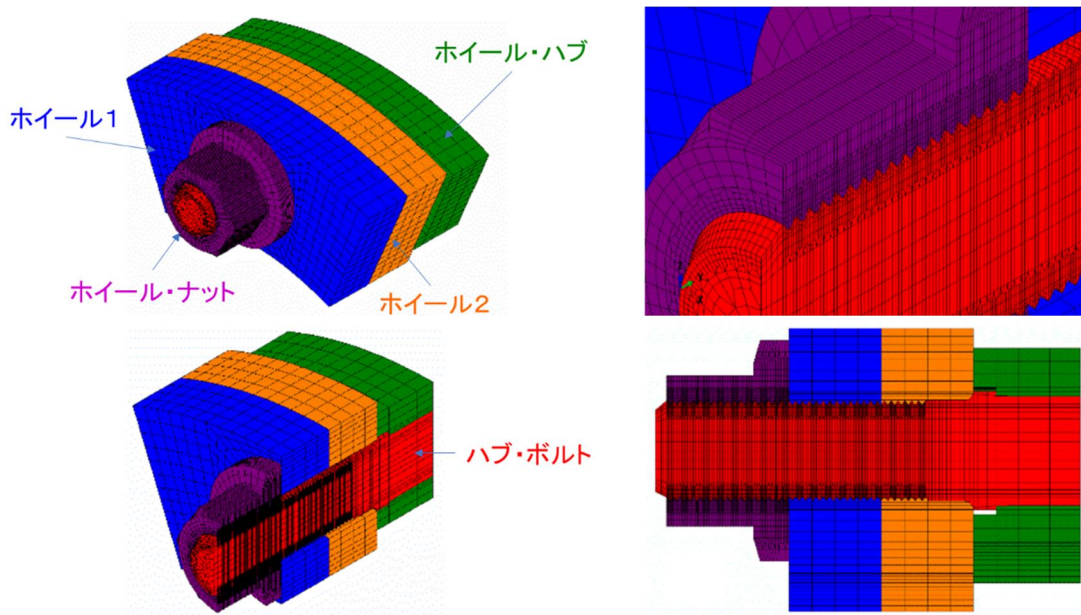


図 3-9 詳細モデル

- ② 図 3-10 に全体モデルから詳細モデル用に切り出した部分の図を示す。全体モデルにおいて詳細モデルの各入力点(図中赤点)の変位(3次元座標^{*7})を計算し、詳細モデルに入力することでハブ・ボルトおよびホイール・ナットへの応力を観測した。

*7 3次元座標: 3次元空間を横方向(x軸)、奥行き方向(y軸)、高さ方向(z軸)で表した座標

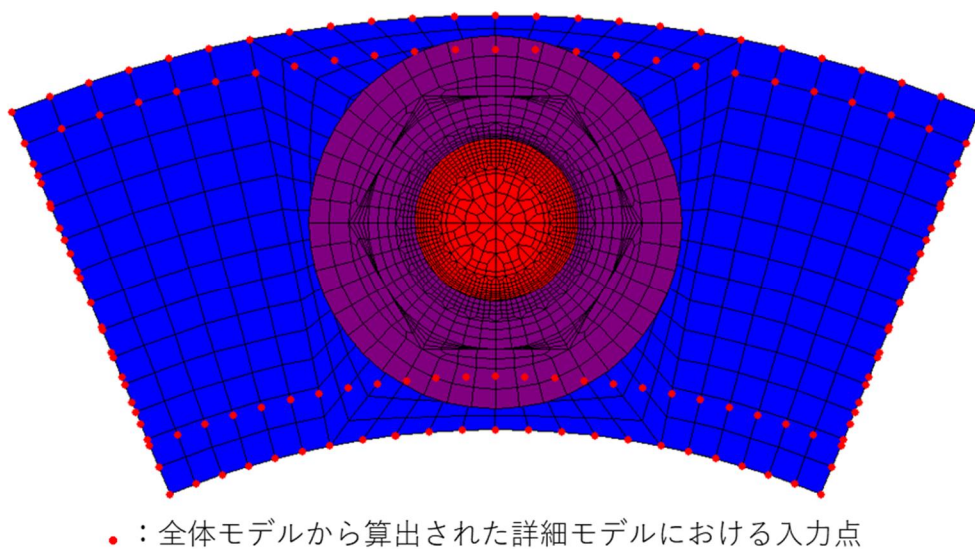


図 3-10 詳細モデルにおける入力

4. シミュレーション入力仕様

4.1. シミュレーションで再現する車輪への外力

左右輪における回転方向の違いによるホイール・ナットの緩みへの影響、またホイール・ナットの微小座面滑り発生によるタイヤ脱落の可能性および左右輪の差の有無について検証を目的として、令和5年度実証実験 4.2 加減速実験における車輪(後輪)に加わる外力計測結果をもとにシミュレーションを行った。

本実験条件では直進走行における急加速、急減速による制駆動トルクが外力として左右輪のホイールに加わる。またその際、回転方向のみが左右輪で異なる。

① 図 4-1 に令和5年度実証実験 4.2 加減速試験の速度パターンを示す。

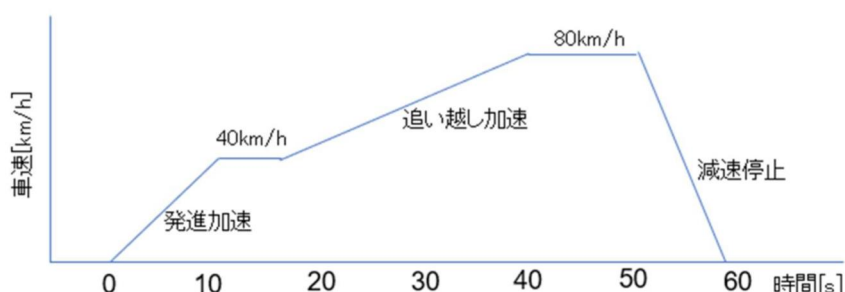


図 4-1 令和5年度実証実験 加減速試験速度パターン

② 図 4-2 に加減速実験における車輪に加わる外力を示す。

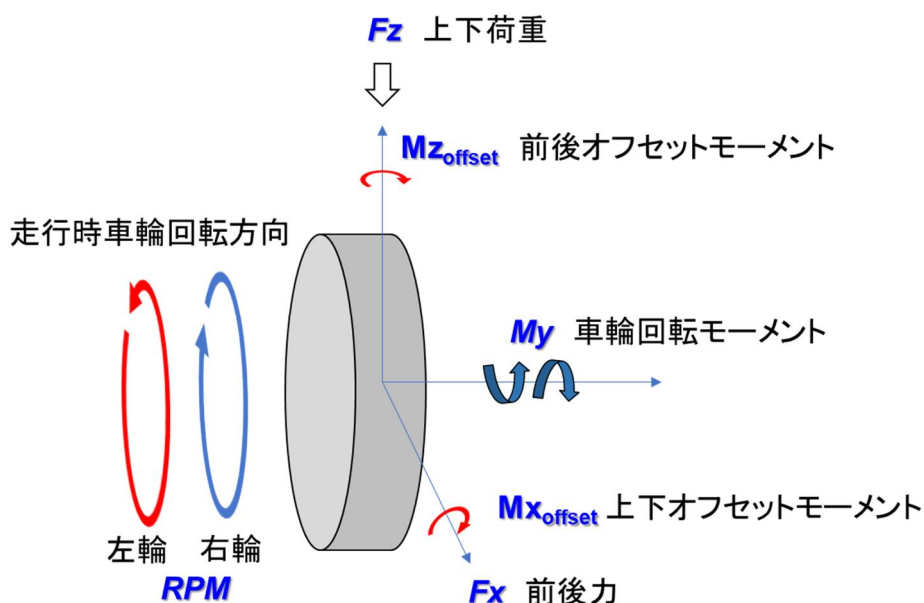


図 4-2 加減速実験における車輪への外力

M_y : 加速、減速時の車輪回転方向のモーメント

F_z : 車輪にかかる上下方向の荷重

F_x : 加速、減速時に車輪にかかる前後方向の力

$M_{x_{offset}}$: 荷重 F_z に対し車輪(ホイール)取り付け構造で決まる上下方向のオフセットモーメント

$M_{z_{offset}}$: 前後力 F_x に対し車輪(ホイール)取り付け構造で決まる前後方向のオフセットモーメント

- ③ 図 4-3～図 4-6 に各外力の左右輪(ホイール)へ加わるモーメントおよび力の向きを示す。

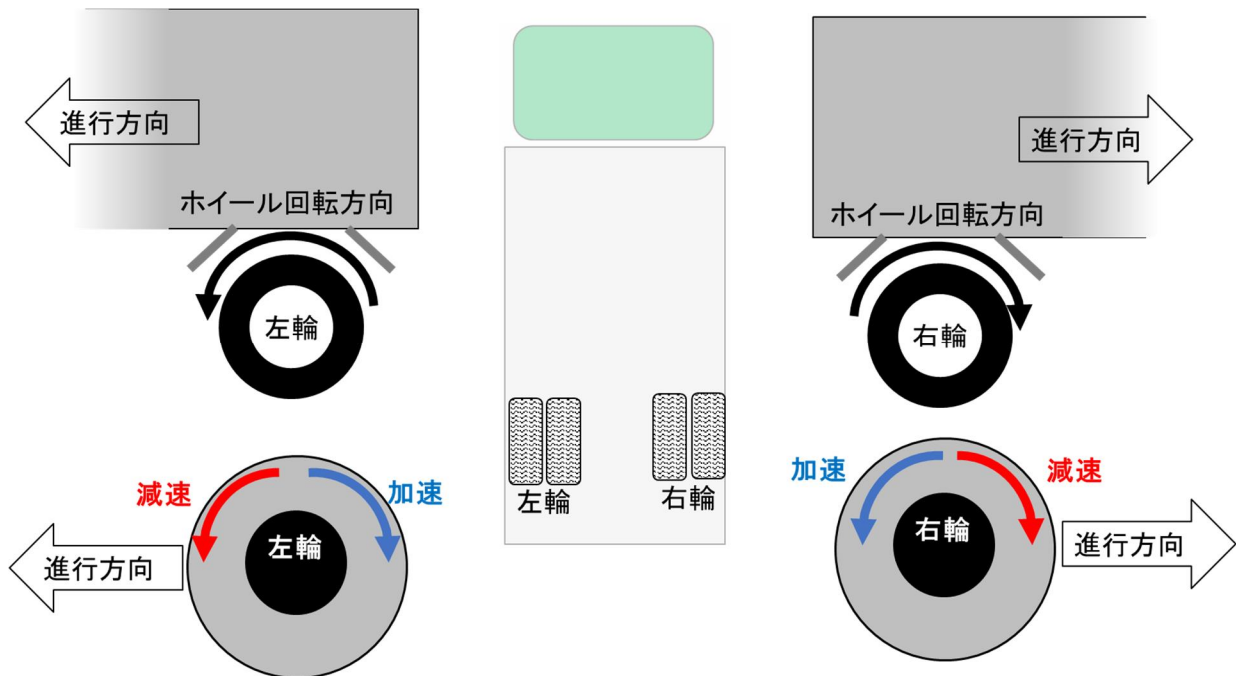


図 4-3 加減速時の車輪回転モーメント M_y

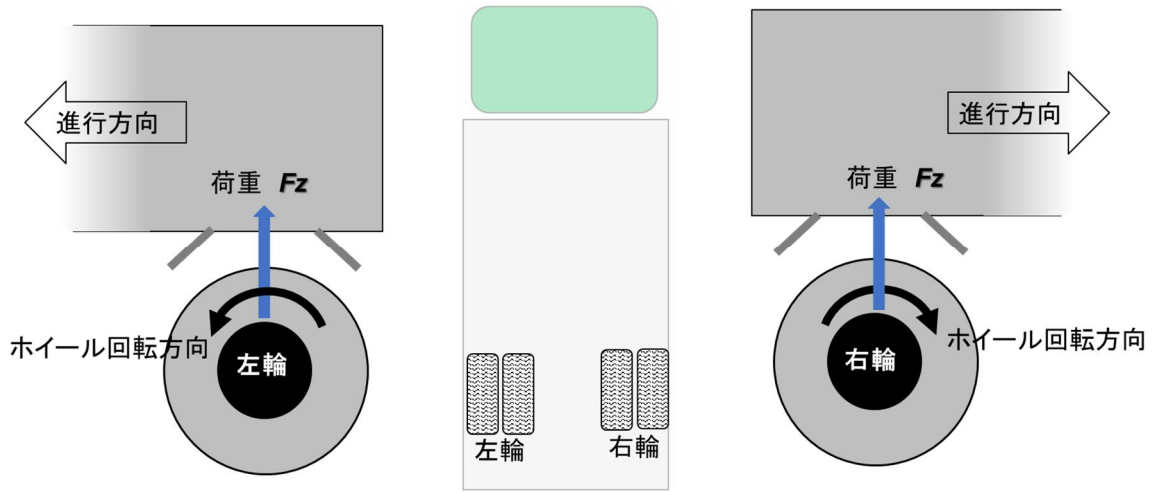


図 4-4 上下荷重 F_z

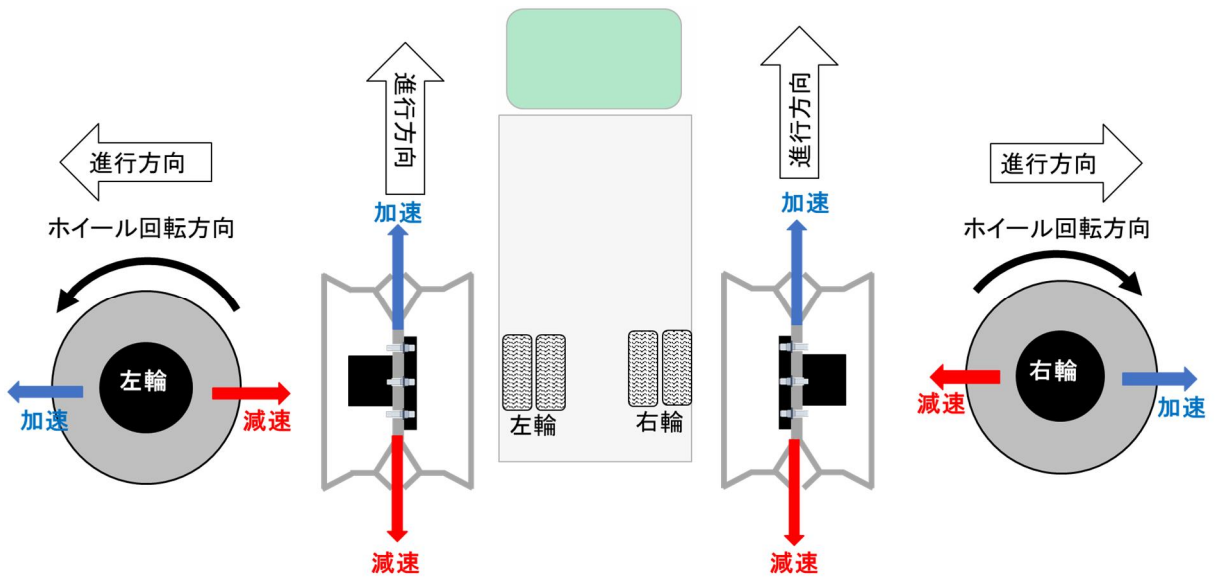


図 4-5 加減速時前後力 F_x

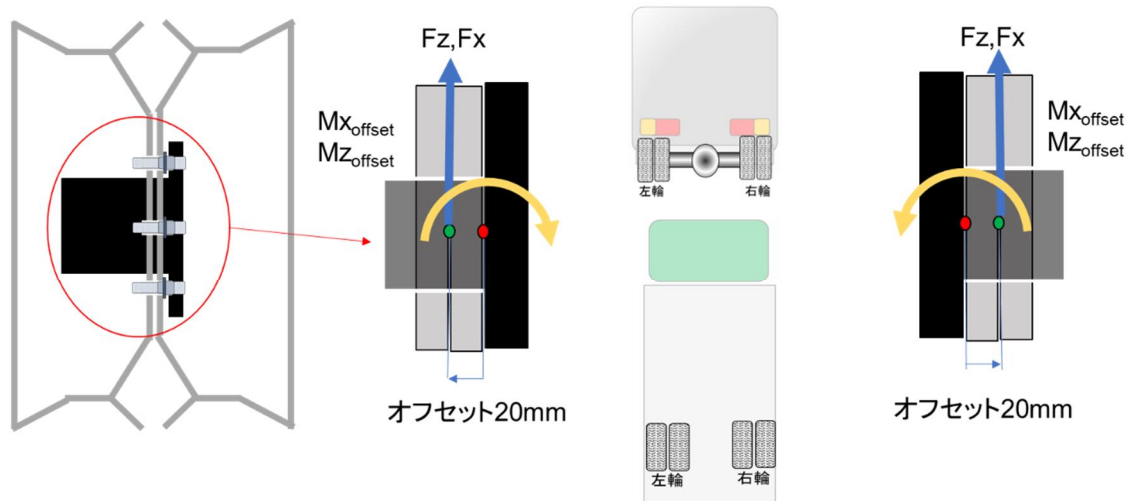


図 4-6 前後オフセットモーメント $M_{z_{offset}}$ および上下オフセットモーメント $M_{x_{offset}}$

4.2. 実車測定外力

令和 5 年度実証実験 4.2 加減速試験で実際に測定された外力を次に示す。

- ① 図 4-7 に加減速時の駆動トルクによる車輪へ加わる外力である車輪回転モーメント M_y の測定結果を示す。加速中に回転モーメント M_y が抜けるのは使用した大型トラックがマニュアルシフト車であり、ギアの変速時クラッチを切った際エンジンからのトルク伝達が切れ車輪への駆動トルクが抜けたためである。



図 4-7 左右車輪回転方向モーメント M_y

- ② 図 4-8 に車輪へ加わる上下荷重 F_z の測定結果を示す。加速時に若干上下荷重が増え、減速時に上下荷重が減るのは加減速により上下荷重が前後に移動したためである。

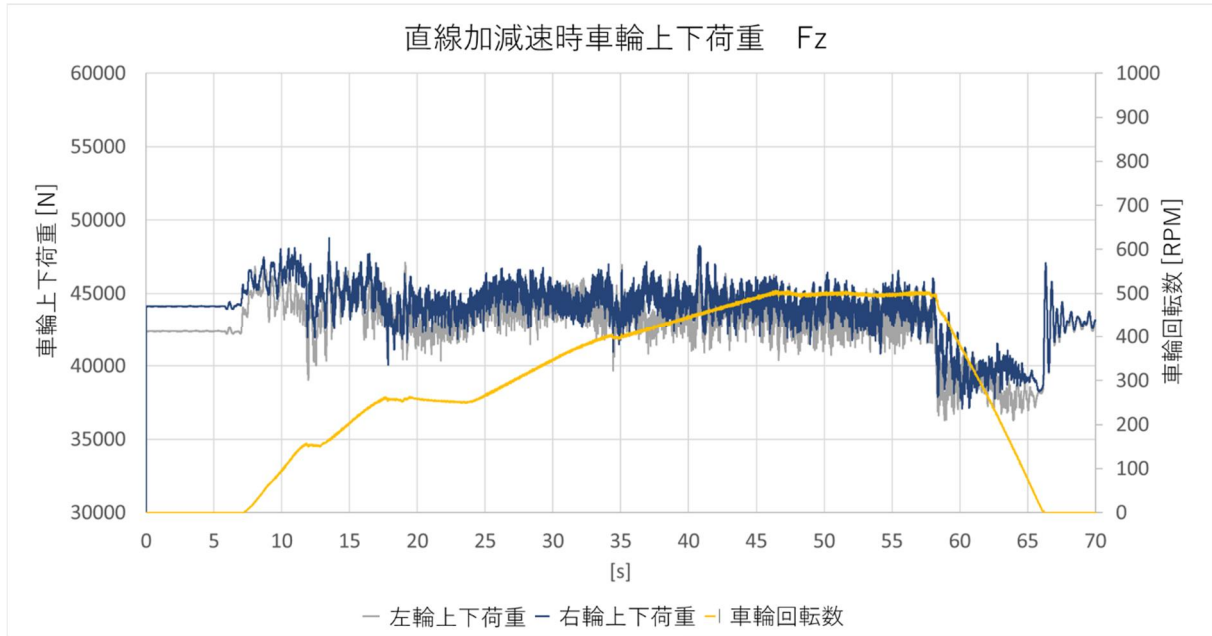


図 4-8 左右輪上下荷重 F_z

- ③ 図 4-9 に車輪前後にかかる力 F_x の測定結果を示す。

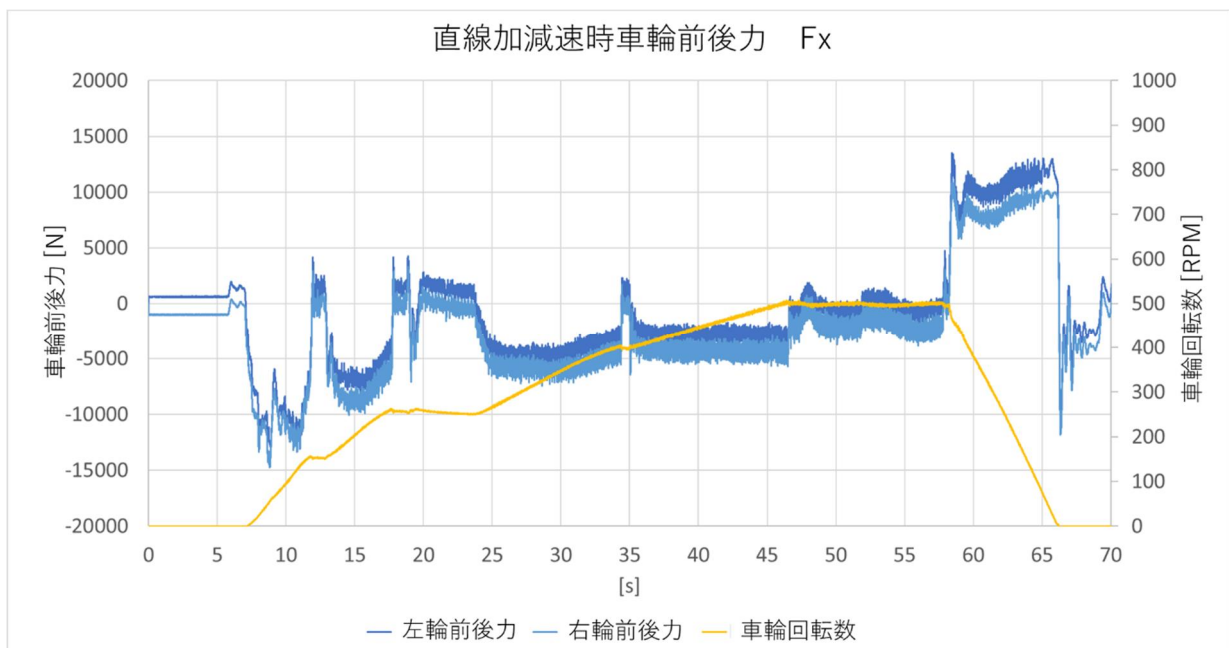


図 4-9 左右輪前後力 F_x

4.3. シミュレーションにおける外力波形

本シミュレーションでは演算負荷を軽減するため、実車での外力測定結果を領域 1～3 に分け、それぞれハブ・ボルト軸力低下への影響を考慮して簡略化し、シミュレーションに用いる外力仕様を決定した。また実車の計測波形をそのまま入力条件として扱くと演算負荷が膨大になることから可能な限りその特性を再現するように大きな力、モーメントを抽出し直線補完することでシミュレーション用の外力波形を生成した。

① 図 4-10 に簡略化のための領域の分類を示す。

- 領域 1: 発進加速(0km/h～40km/h)および減速停止(80km/h～0km/h)

フル加速でより大きな駆動トルクがかかっている、もしくは高速からの急減速でより大きな制動トルクが車輪にかかっている領域。また、発進直後に加速度が大きい(1.4m/s^2) 区間を初期加速領域とした。

- 領域 2: 追い越し加速(40km/h～80km/h)

発進加速の急加速($1\sim 1.5\text{m/s}^2$)に対し比較的緩加速(0.5m/s^2)でありまた車輪回転モーメントが発進加速時に大きく変動しているのに対し、追い越し加速時は 2,000～2,500Nm 程度で安定した外力となっていることから、この区間を実際の 22 秒から 1 秒にシミュレーション条件を短縮した。本短縮期間の解析結果においてハブ・ボルト軸力低下もしくはホイール・ナット緩み回転が発生した場合、実際の 22 秒に相当するようにこの 1 秒間の結果を 22 倍することとした。

- 領域 3: 一定速度走行

発進加速、追い越し加速、減速停止移行のための一定速度区間であり車輪回転モーメントは小さく(1,000Nm 以下)ハブ・ボルトへの負荷も加減速時に比べ小さいことからシミュレーションのための外力からは除外した。

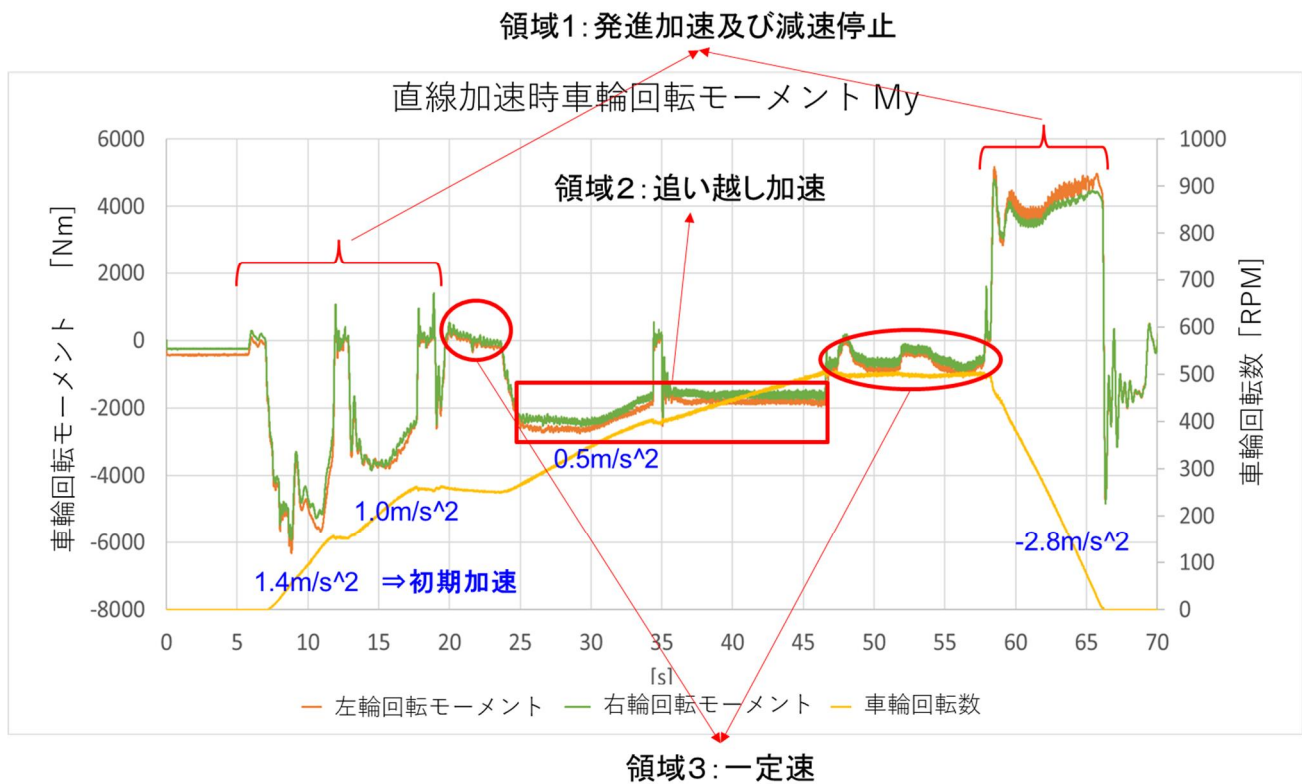


図 4-10 実測波形車輪回転モーメント領域分類

- ② 図 4-11 にシミュレーション用の外力として生成した車輪回転モーメント M_y のグラフを示す。ここで領域 2 では実際の車速は 40km/h から 80km/h まで加速しているが、1s に短縮期間ではよりホイール・ナット緩みに影響が出やすい変動周波数の高い 80km/h 相当の回転数一定とした。その結果、領域 2 に入るとき回転数が車速 40km/h 相当から 80km/h 相当に急激に上がるが、今回のシミュレーションでは遠心力は考慮していないこと、車輪に加わる力は車輪回転数とは別で入力されるため、ハブ・ボルト、ホイール・ナットに急激な力が加わるものではなく軸力低下、ホイール・ナット座面滑りには影響がないと考えた。

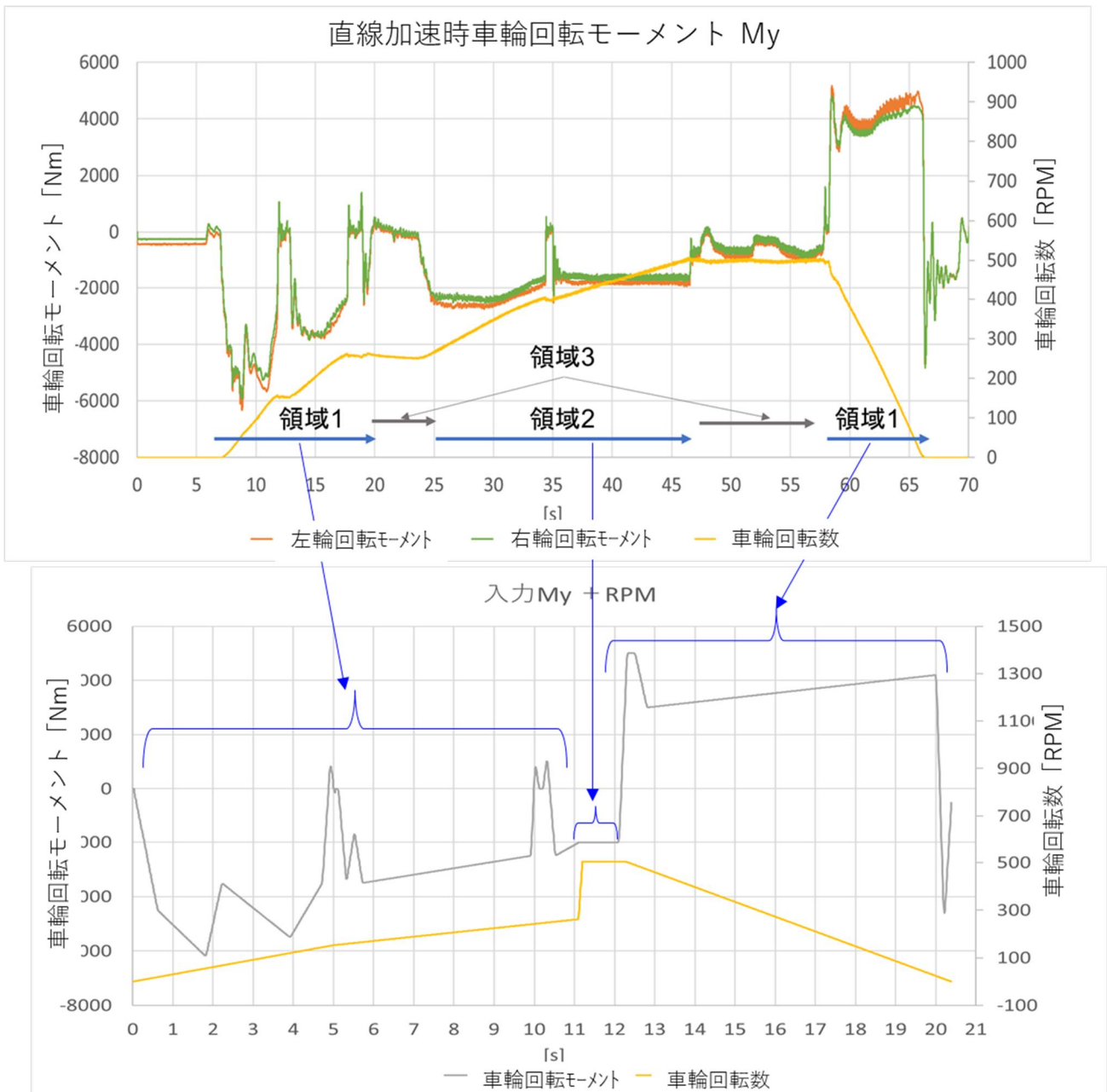


図 4-11 シミュレーション用車輪回転モーメント My

- ③ シミュレーション用外力波形の応答性が実測波形と同等となるように生成した。外力波形の生成は発進加速、減速時のより大きなトルクのかかるポイントを抽出し実際の特長(応答性)と同等になるようフィルター処理を行った。図 4-12 にシミュレーション用外力波形と実測波形の比較を示す。減速時の回転モーメントの立ち上がり応答性がほぼ同等になっていることがわかる。

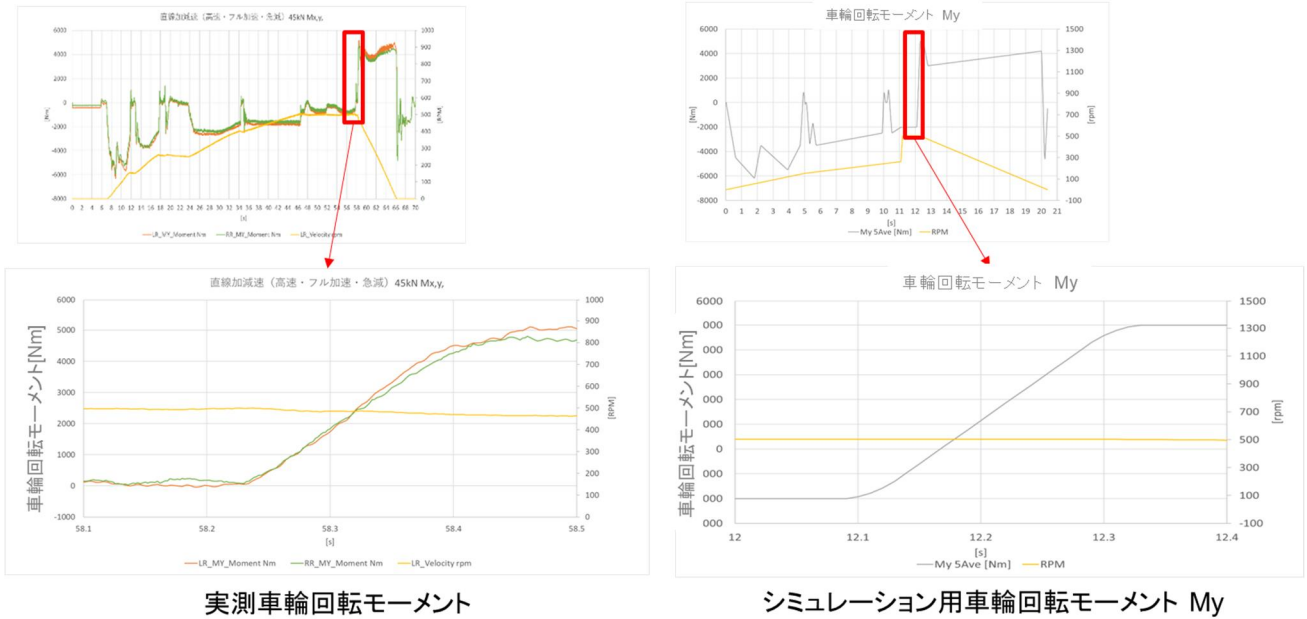


図 4-12 フィルター処理によるシミュレーション用外力波形と実測外力波形比較

- ④ 図 4-13 に減速時の計測波形を示す。車両固有のブレーキジャダー(ブレーキをかけたときに発生する振動)による左右差および路面固有の入力による振動と思われる波形が計測されたが、これら固有の振動はシミュレーション条件には考慮しないこととした。

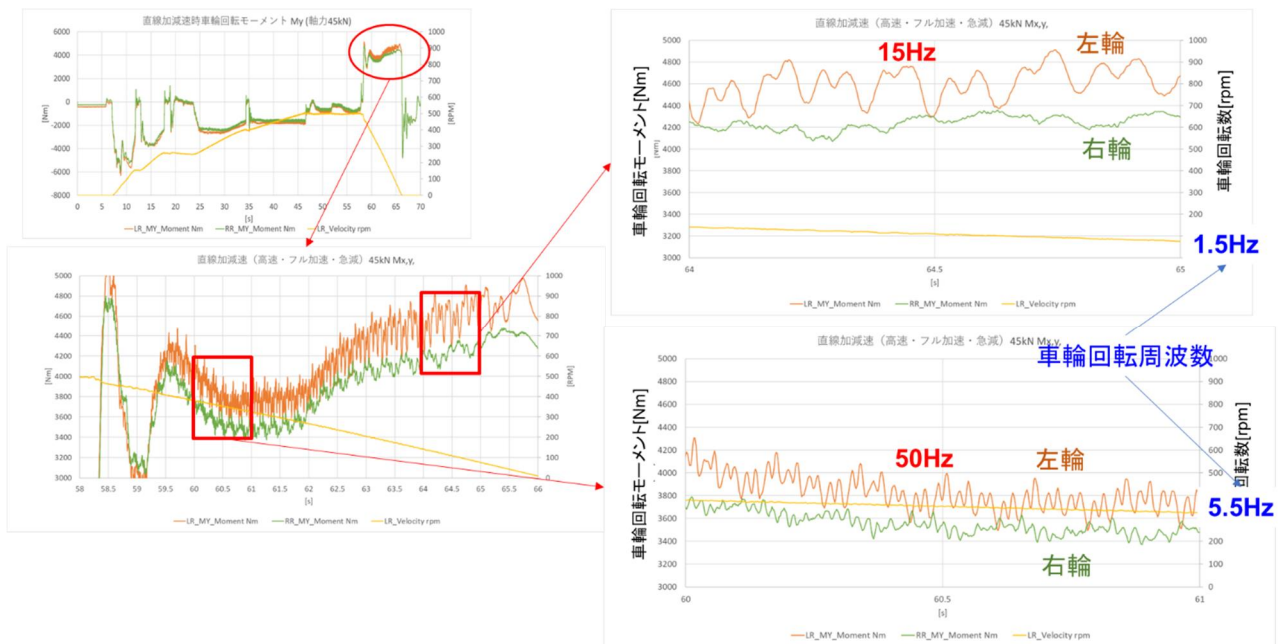


図 4-13 実測での減速時の振動波形

- ⑤ M_y と同様に F_z, F_x についてもシミュレーション用外力入力として生成した。図 4-14 にそれぞれの入力特性を示す。

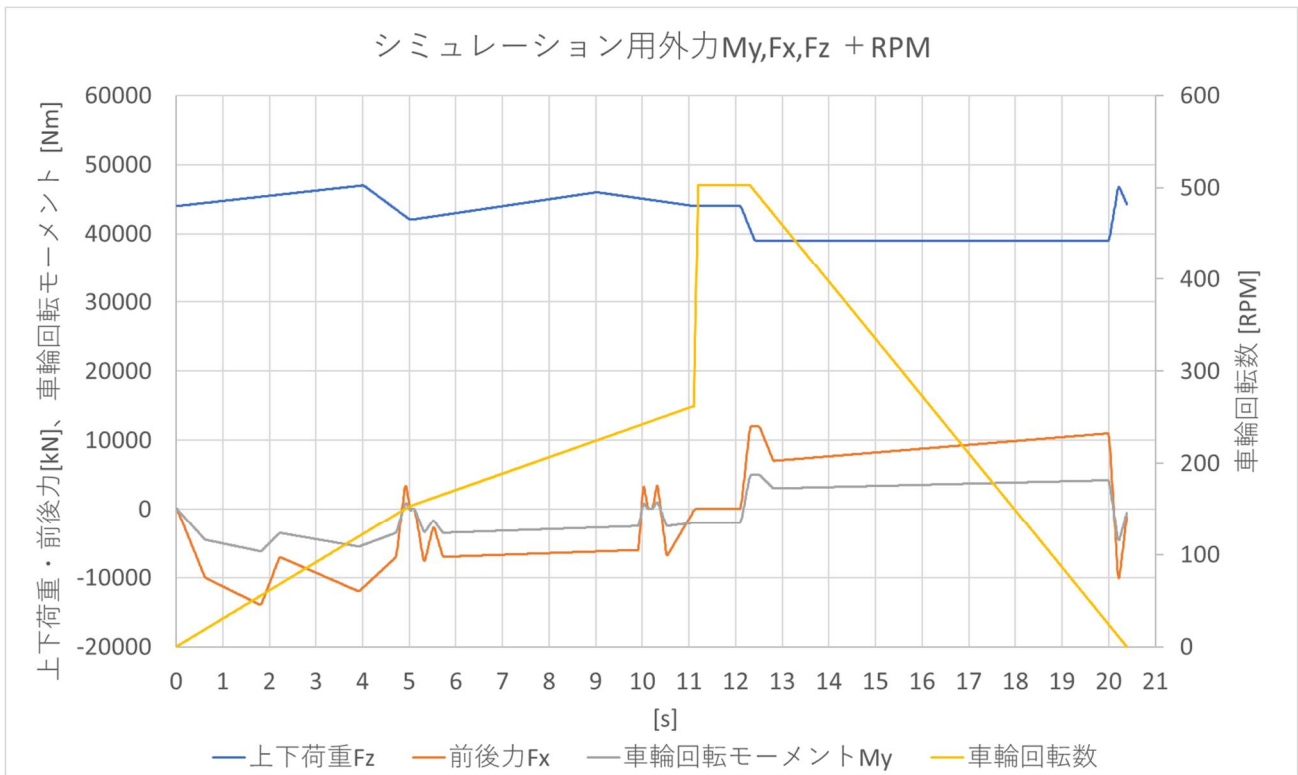


図 4-14 シミュレーション用外力および車輪回転数

- ⑥ F_z, F_x によるオフセットモーメントについては、シミュレーションモデルにおいてホイール・ハブとホイールとオフセット 20mm 分が考慮されているため、シミュレーション用外力 F_z, F_x が加わると、それぞれのオフセットモーメント M_x, M_z は自動的に負荷されることになる。図 4-15 にオフセットモーメント M_x, M_z のグラフを示す。

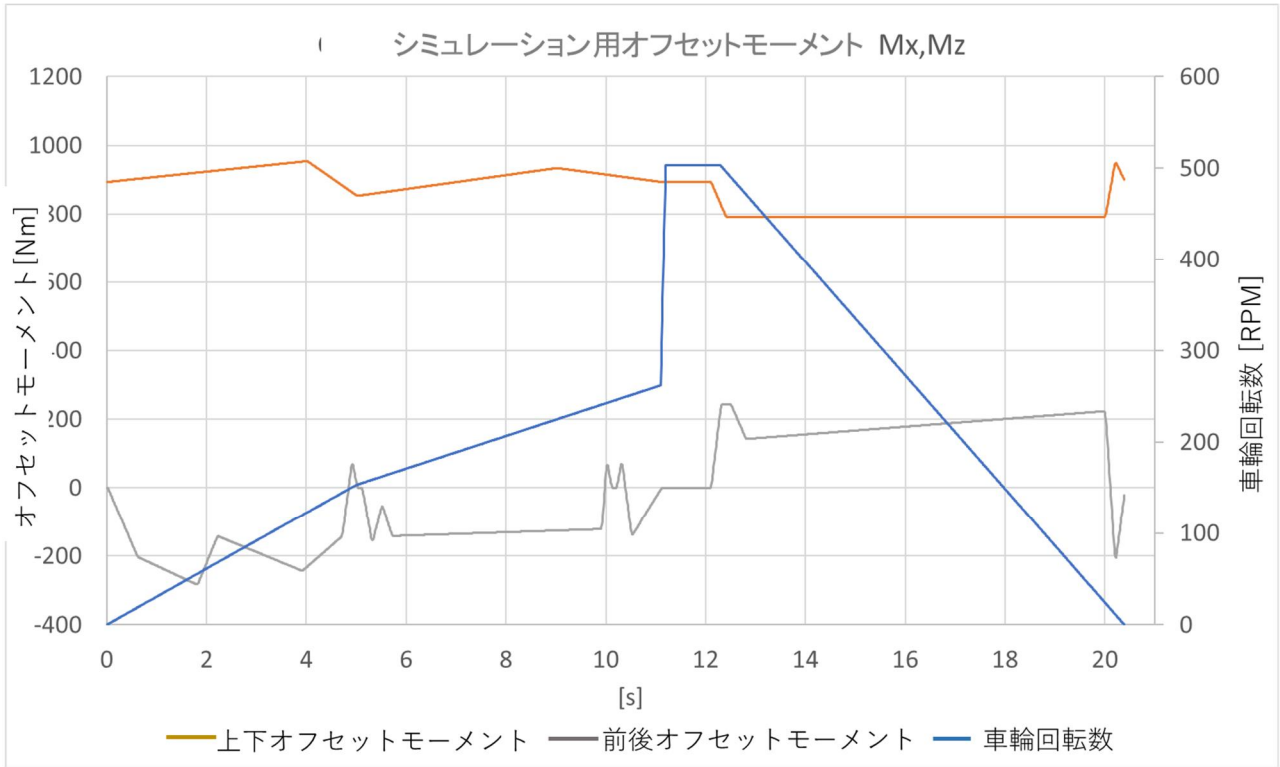


図 4-15 シミュレーション用オフセットモーメント

⑦ 図 4-16 に領域 2 の追い越し加速時のシミュレーション用外力を示す。

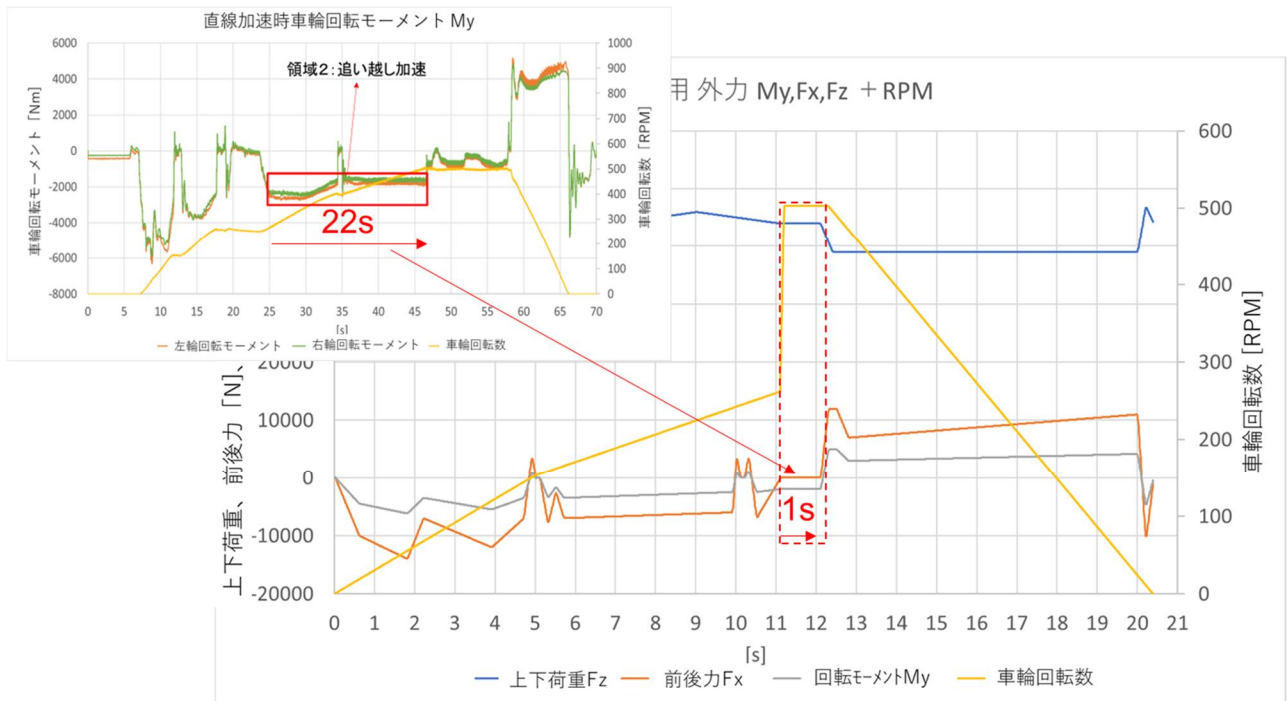


図 4-16 追い越し加速時のシミュレーション用外力

4.4. 遠心力の影響

実際の走行では上記外力に加え遠心力がホイールに加わる。全体モデルでその影響を確認した。

図 4-17 に遠心力を考慮しない場合と考慮した場合の結果を示す。遠心力を考慮した場合、高回転において軸力の低下が見受けられた。これはホイールが外側に引っ張られポアソン比分板厚が減ったため軸力が下がったと考えられる。一方で停止後は双方同じ軸力に戻っているため最終的な軸力低下への影響は少ないと考えられる。また今回の結果から左右輪に差がないことや、シミュレーション負荷(観測時間)を増やせないことなどから遠心力はシミュレーションの入力条件には考慮しないこととした。

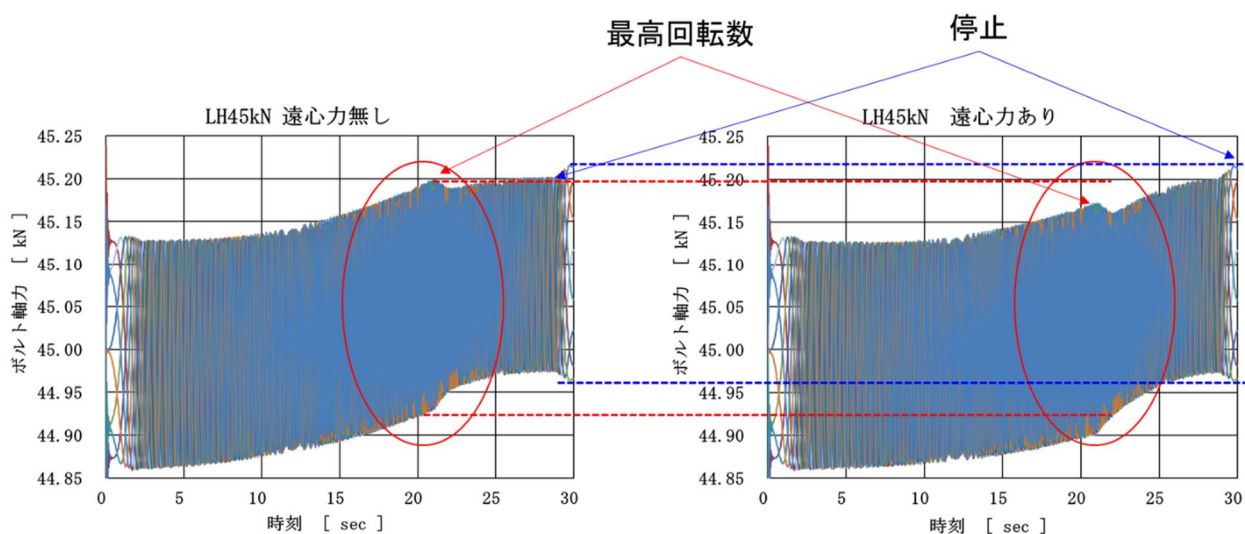


図 4-17 全体モデルによる遠心力の影響

4.5. 初期軸力

4.5.1. 初期軸力条件

令和 4 年度実証実験においてハブ・ボルト軸力が低下し続けなかった最低軸力 45kN を起点としてシミュレーションを行った。軸力違いによる影響を把握するため初期軸力 60kN、40kN、および令和 4 年度実証実験で軸力が一気に低下した 30kN でシミュレーションを行った。

4.5.2. 初期軸力の設定

初期軸力の設定はシミュレーション解析において一般的手法であるハブ・ボルトを軸方向に収縮させる方法で行った。図 4-18 に初期軸力設定のイメージを示す。各部材を所定の初期位置に配置した後、ハブ・ボルトの線膨張係数を利用して目標の軸力になるまで軸方向のみ収縮させた。

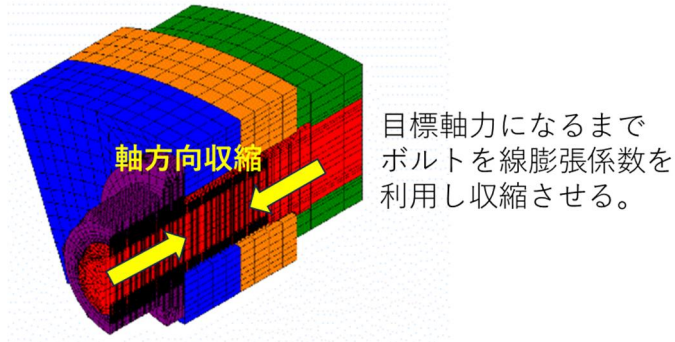


図 4-18 初期軸力の設定

5. シミュレーション結果

5.1. 詳細モデル解析概要

シミュレーション開始タイミングにおいてホイール最上部に位置するハブ・ボルトにて詳細モデルを作成し解析を行った。解析はハブ・ボルトに加わる力(応力)およびハブ・ボルトとホイール・ナットとの相対変位角について解析を行った。また、ハブ・ボルト応力(ハブ・ボルトの軸力 F_y 、軸方向ねじりモーメント M_y 、前後曲げモーメント M_z 、上下曲げモーメント M_x)の解析を行った。

① 図 5-1 に各解析応力、また図 5-2 に応力算出位置を示す

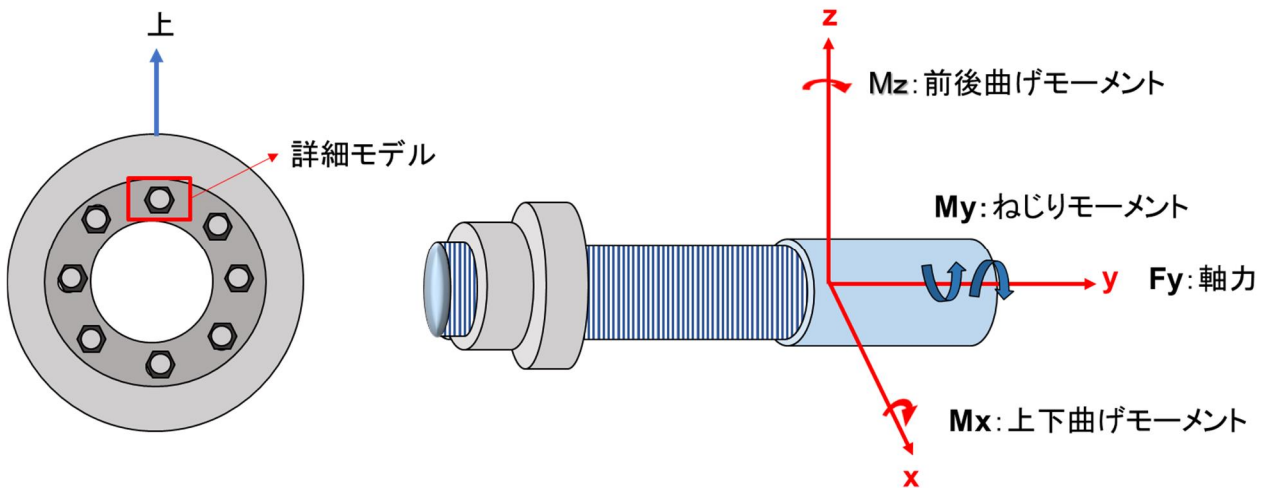


図 5-1 詳細モデル解析応力

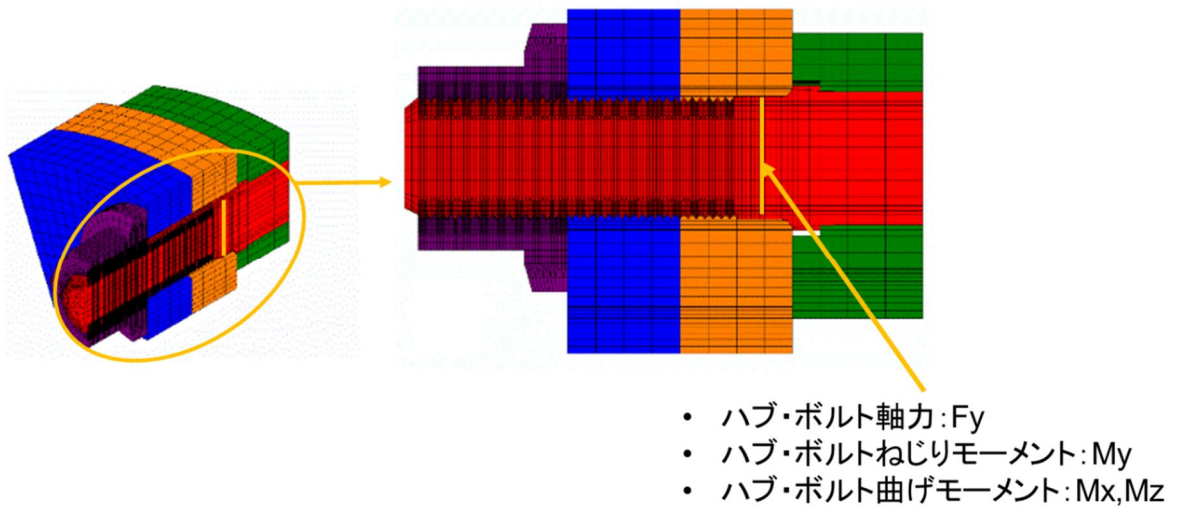


図 5-2 詳細モデル応力算出位置

- ② ハブ・ボルトとホイール・ナットとの相対変位角(以下「ホイール・ナット相対変位角」という。)はホイール・ナット先端部と座面部の 2 か所で解析を行った。図 5-3 にホイール・ナット相対変位角解析位置を示す。

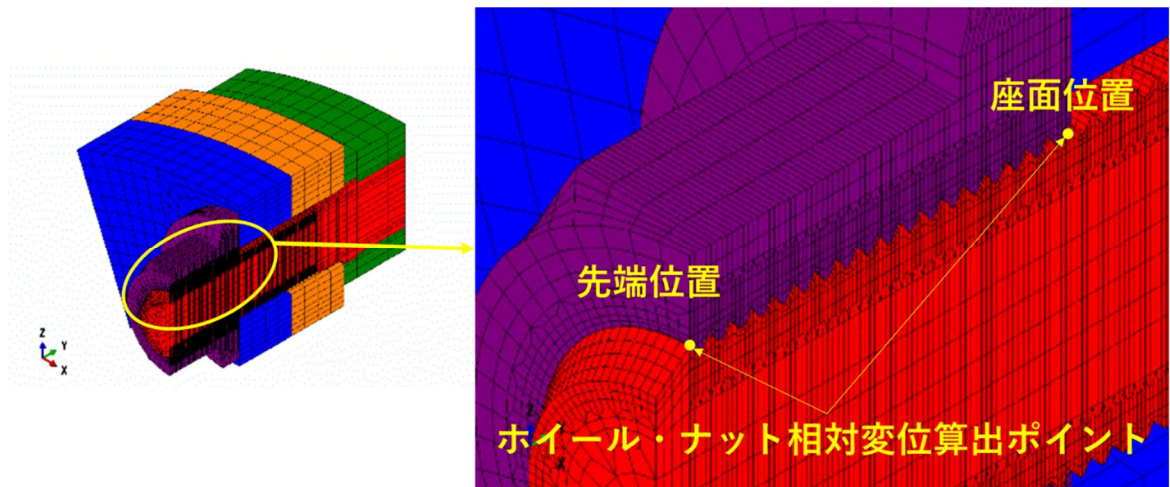


図 5-3 詳細モデル解析位置

5.2. 初期軸力 45kN における解析結果

表 5-1 に解析結果を示す。ホイール・ナット相対変位角は「+」が緩み方向(左周り)、「-」は締めつけ方向(右回り)の角度を示す。

表 5-1 初期軸力 45kN 詳細モデル解析結果まとめ

詳細モデル		初期軸力 45kN					
		左輪			右輪		
		開始時	終了時	Δ	開始時	終了時	Δ
軸力[kN]		44.87	44.34	-0.53	44.89	44.33	-0.56
ホイール・ナット 相対変位角* [deg]	先端	0	0.0007	0.0007	0	0.0000	-0.0000
	座面	0	0.0030	0.003	0	-0.0011	-0.0011

* + : 緩み方向、- : 締め方向

① 図 5-4 にあらためてシミュレーション用外力波形を示す。

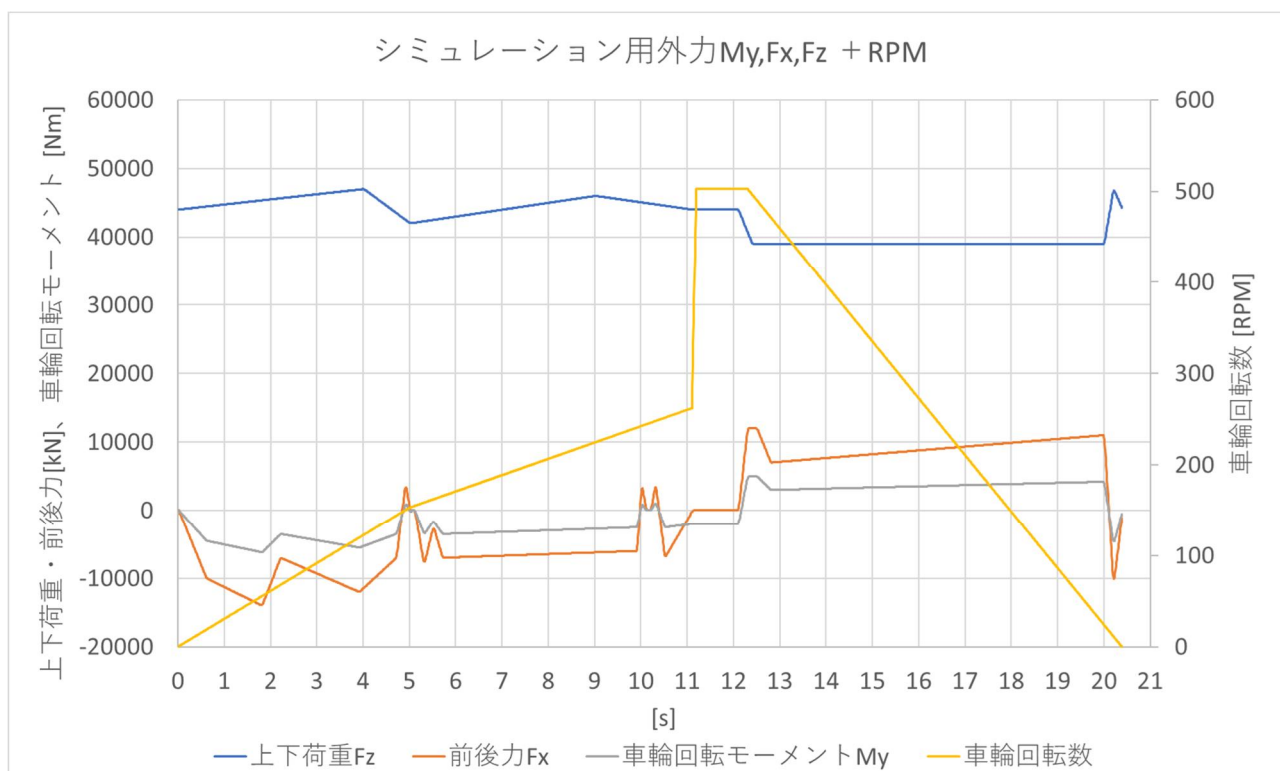


図 5-4 シミュレーション用外力波形

- ② 図 5-5 に左右輪の軸力変化を示す。左右輪ほぼ同等の軸力低下が見受けられる結果となった。(グラフ内タイトルの LH、RH はそれぞれ左輪、右輪、数値は初期軸力を意味する。)

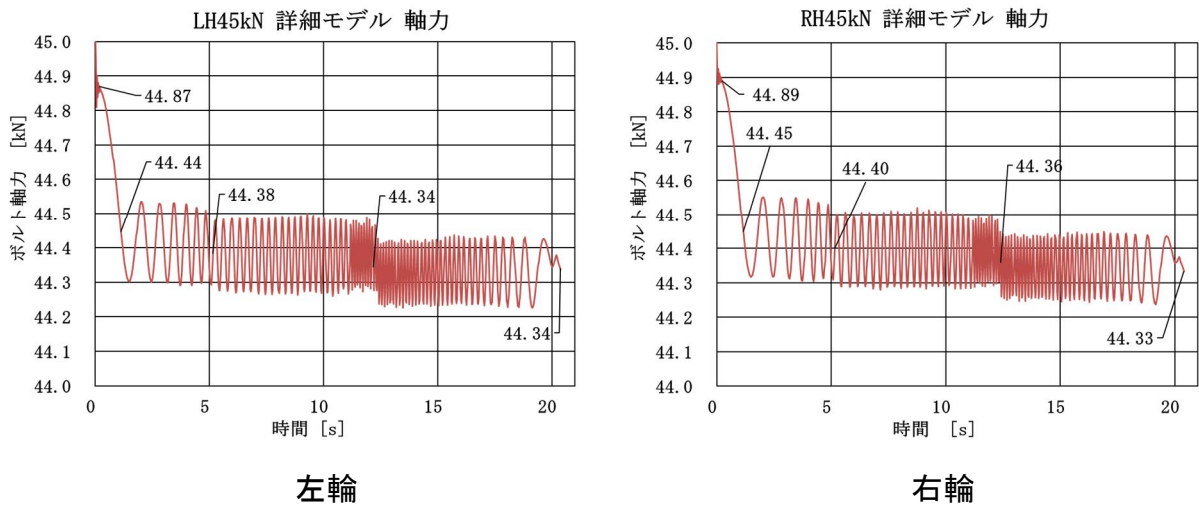


図 5-5 初期軸力 45kN における軸力変化

- ③ 図 5-6 にハブ・ボルトに対するホイール・ナット(以下グラフ内表記は「ナット」とする。)の相対変位角を示す。相対変位角は「+」が緩み方向、「-」は締めつけ方向である。若干ではあるがホイール・ナット座面部において左輪は緩み方向、右輪はハブ・ボルトに対し締めつけ方向へ相対的に変位している。またホイール・ナットの先端と座面位置で変位は異なり、ホイール・ナット先端に対し座面の変位がより大きいことがわかり、ハブ・ボルト、ホイール・ナットがねじれていると考えられる。またグラフからわかるように変位角が変動(振幅)しているのがわかる。

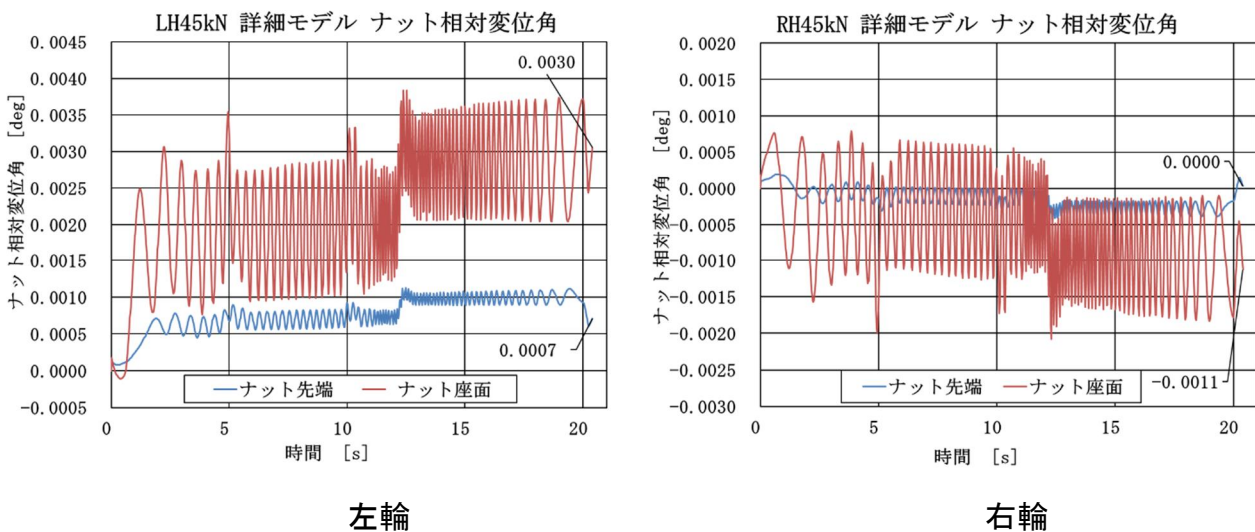


図 5-6 初期軸力 45kN におけるホイール・ナット相対変位角

5.3. 初期軸力 60kN における解析結果

表 5-2 に初期軸力 60kN における解析結果を示す。

表 5-2 初期軸力 60kN 詳細モデル解析結果まとめ

詳細モデル		初期軸力 60kN					
		左輪			右輪		
		開始時	終了時	Δ	開始時	終了時	Δ
軸力[kN]		59.91	59.35	-0.56	59.9	59.35	-0.55
ホイール・ナット 相対変位角 *1 [deg]	先端	0	0.0004	0.0004	0	0.0000	0.0000
	座面	0	0.0027	0.0027	0	-0.0013	-0.0013

*1 +: 緩み方向、 -: 締め方向

- ① 図 5-7 に軸力変化のグラフを示す。軸力変化は初期軸力 45kN とほぼ同等であり左右輪差も観測されなかった。

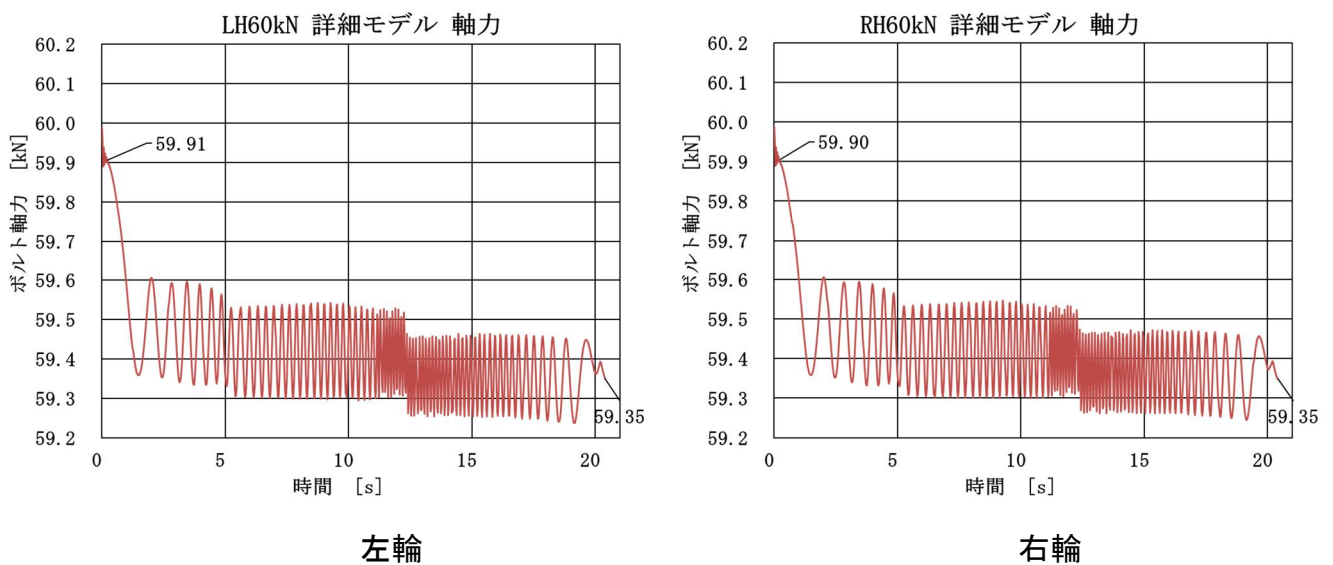


図 5-7 初期軸力 60kN における軸力変化

- ② 図 5-8 にホイール・ナット相対変位角のグラフを示す。ホイール・ナットの相対変位角についても初期軸力 45kN とほぼ同等であり、左輪は緩み方向、右輪は締めつけ方向に極わずかに相対変位が発生している。またホイール・ナット座面位置でより大きな相対変位が発生している。

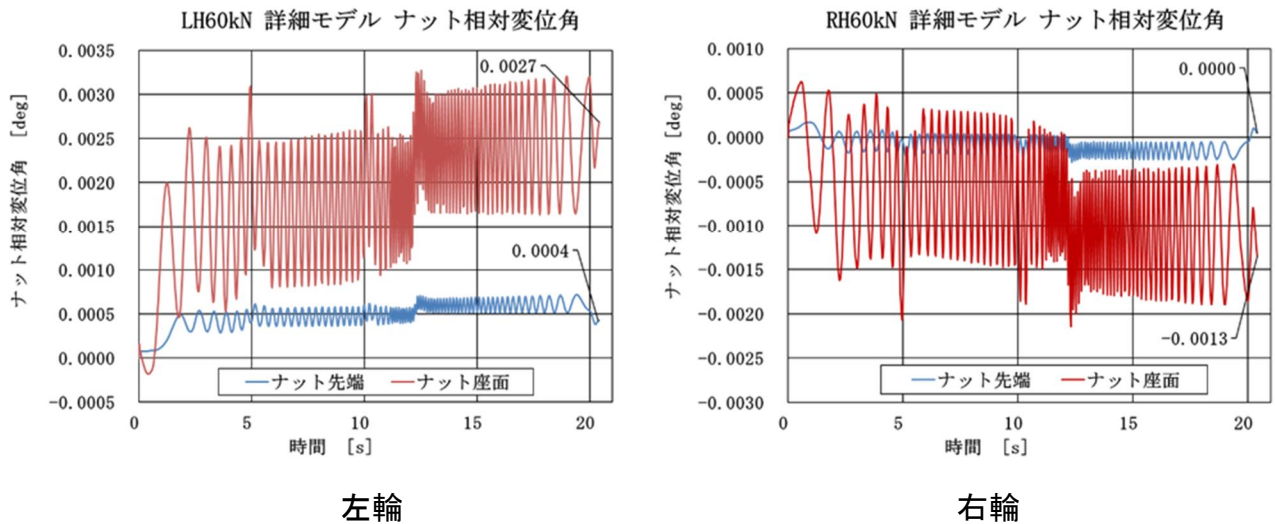


図 5-8 初期軸力 60kN におけるホイール・ナット相対変位角

5.4. 初期軸力 30kN における解析結果

表 5-3 に初期軸力 30kN における解析結果を示す。

表 5-3 初期軸力 30kN 詳細モデル解析結果まとめ

詳細モデル		初期軸力 30kN					
		左輪			右輪		
		開始時	終了時	Δ	開始時	終了時	Δ
軸力[kN]		29.84	29.13	-0.71	29.85	28.97	-0.88
ホイール・ナット 相対変位角 [deg]	先端	0	-0.0084	-0.0084	0	0.0325	0.0325
	座面	0	-0.0067	-0.0067	0	0.0299	0.0299

* +: 緩み方向、 -: 締め方向

- ① 図 5-9 に軸力低下の変化を示す。45kN および 60kN と同様に初期(車輪半回転)で軸力が低下するが、その後も初期加速過程において軸力は低下し続けている。逆に減速時の軸力が左輪一定、右輪若干上昇していることがわかる。

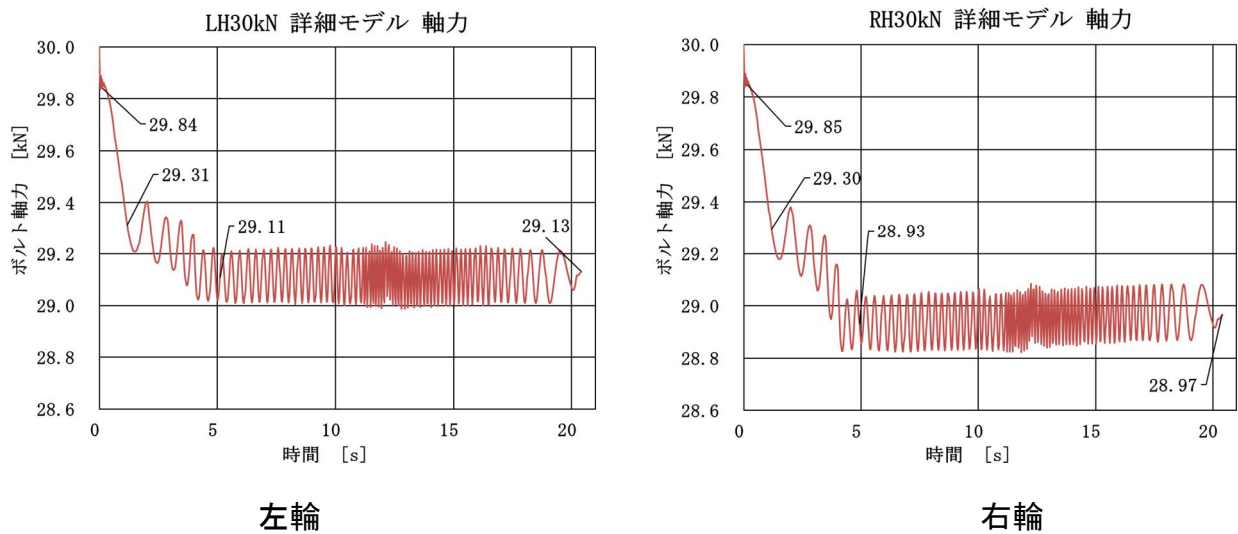


図 5-9 初期軸力 30kN における軸力変化

- ② 図 5-10 にホイール・ナットの相対変位角を示す。45kN、60kN の時とは異なり左輪が締めつけ方向、右輪が緩み方向に相対変位している。またホイール・ナット先端と座面ではほぼ同等の変位(若干先端のほうが相対変位角は大きい)であり、初期軸力 45kN、60kN の場合とは異なりホイール・ナット全体が相対変位している。

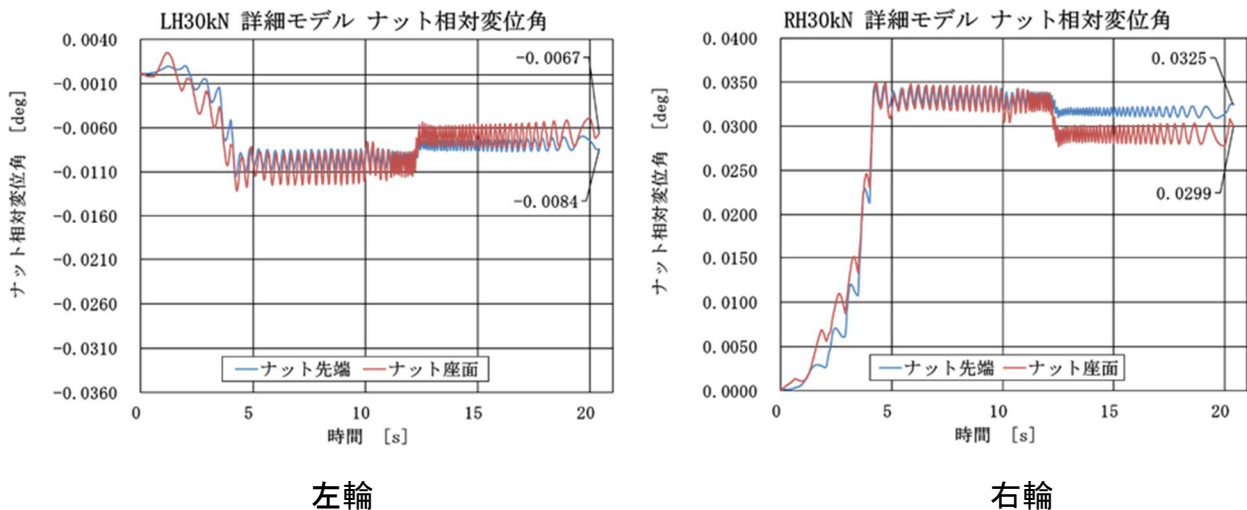


図 5-10 初期軸力 30kN におけるホイール・ナット相対変位角

5.5. 初期軸力 40kN における解析結果

ここまでの結果では初期軸力 30kN と 45kN 以上とでは軸力低下、ホイール・ナット相対変位角の様子が異なることから、変化の境界軸力を把握することを目的に初期軸力 40kN についても同様のシミュレーションを行った。表 5-4 に結果を示す。

表 5-4 初期軸力 40kN 詳細モデル解析結果まとめ

詳細モデル		初期軸力 40kN					
		左輪			右輪		
		開始時	終了時	Δ	開始時	終了時	Δ
軸力[kN]		39.87	39.32	-0.55	39.87	39.31	-0.56
ホイール・ナット 相対変位角 [deg]	先端	0	0.0009	0.0009	0	0.0001	0.0001
	座面	0	0.0032	0.0032	0	-0.0009	-0.0009

* +: 緩み方向、 -: 締め方向

- ① 図 5-11 に軸力変化を示す。初期軸力 45kN、60kN とほぼ同等の結果となった。よって初期軸力 40kN と 30kN の間に変化点があるといえる。

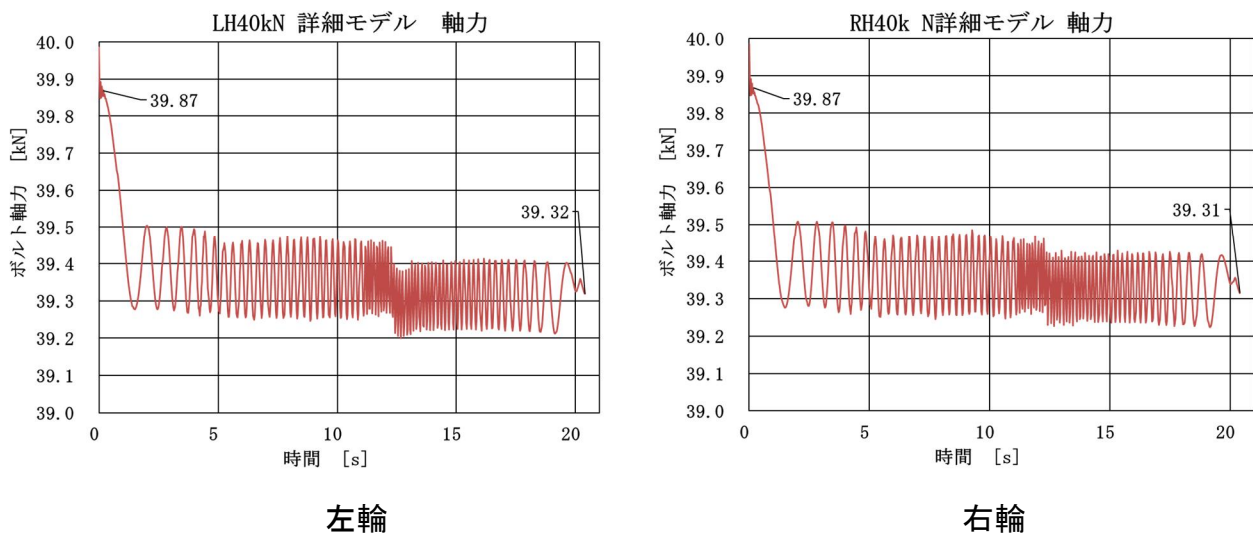


図 5-11 初期軸力 40kN における軸力変化

② 図 5-12 にホイール・ナット相対変位角を示す。

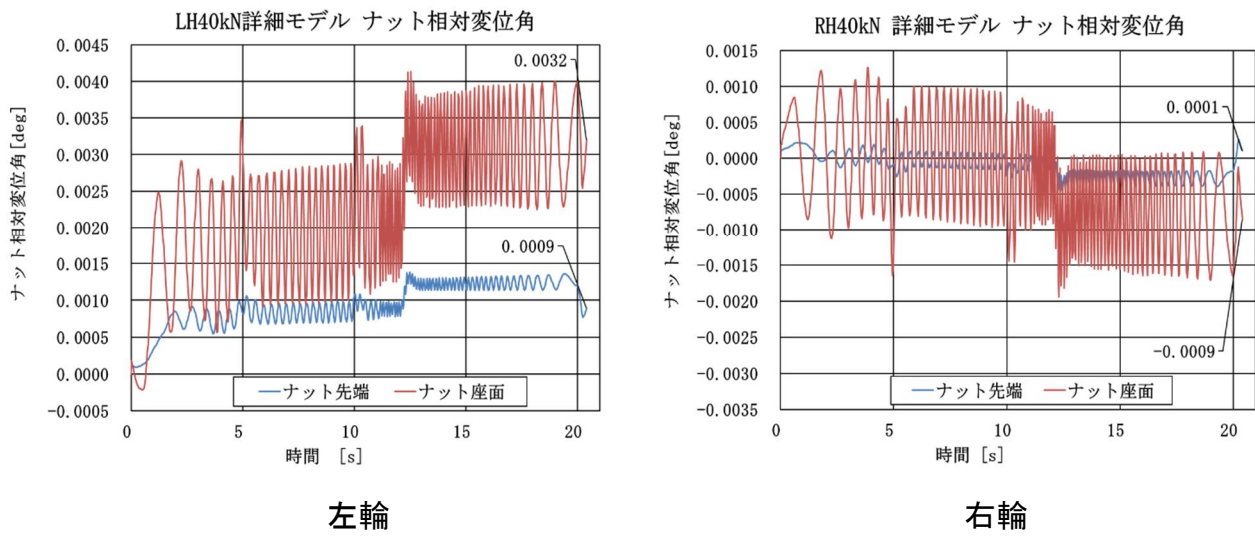


図 5-12 初期軸力 40kN のにおけるホイール・ナット相対変位角

6. シミュレーション結果考察

各初期軸力に対する結果より、左右輪での軸力変化、ホイール・ナット相対変位角および初期軸力との関係について以下に考察した。

表 6-1 に初期軸力 40kN、45kN、60kN および 30kN の軸力変化、およびホイール・ナット相対変位角を示す。

表 6-1 シミュレーション結果まとめ

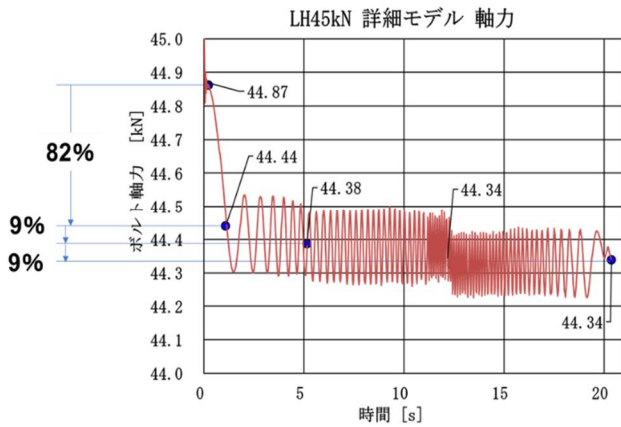
詳細モデル解析結果		初期軸力		左輪	右輪
				Δ	Δ
軸力変化[kN]		40kN		-0.55	-0.56
		45kN		-0.53	-0.56
		60kN		-0.56	-0.55
		30kN		-0.71	-0.88
詳細モデル解析結果		初期軸力		左輪	右輪
				Δ	Δ
ホイール・ナット 相対変位角* [deg]	先端	40kN	先端	0.0009	0.0001
	座面		座面	0.0032	-0.0009
	先端	45kN	先端	0.0007	0.0000
	座面		座面	0.0030	-0.0011
	先端	60kN	先端	0.0004	0.0000
	座面		座面	0.0027	-0.0013
	先端	30kN	先端	-0.0084	0.0325
	座面		座面	-0.0067	0.0299

* +は緩み方向、-は締め方向

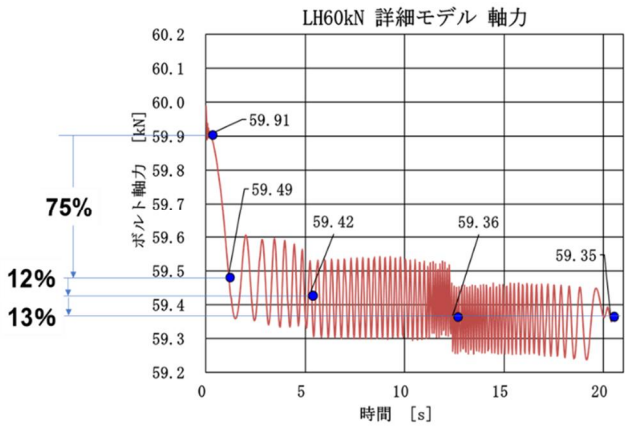
6.1. 軸力低下について

解析開始時に対する終了時の軸力低下は初期軸力 40kN、45kN および 60kN ではほぼ同等(0.53~0.56kN)かつ明確な左右輪差も観測されなかった。

- ① 図 6-1 に LH45kN および LH60kN の軸力変化の比較を示す。グラフからわかる通り各初期軸力に対し初期(車輪半回転)で 8 割程度の軸力の低下が観測された。これはシミュレーション開始直後に車重による上下荷重(44kN)が生じたことが起因していると考えられる。



初期軸力 45kN(左輪)



初期軸力 60kN(左輪)

図 6-1 LH45kN および LH60kN の軸力変化

- ② 図 6-2 に RH40kN の条件において連続で 2 回目のサイクルを続けた場合の軸力変化を示す。2 回目サイクルでは荷重がかかった状態で開始したため初期の軸力低下は観測されなかった。

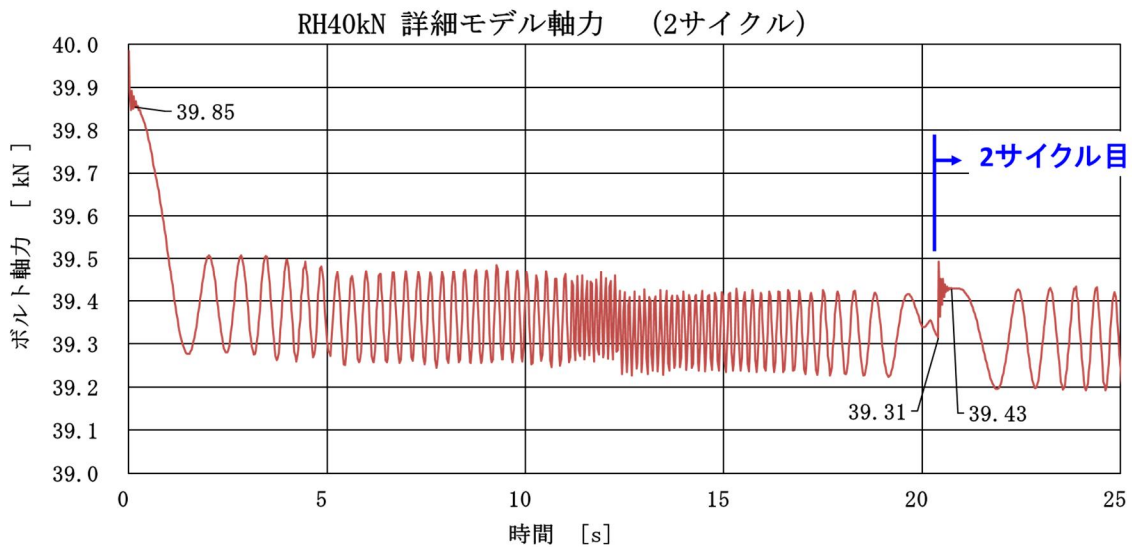


図 6-2 RH40kN 連続 2 サイクルでの初期軸力変化

- ③ 図 6-3 に初期軸力 45kN の左右輪の軸力比較を示す。比較的大きい加速度を伴う初期加速過程および減速開始タイミングで合わせて 0.1kN 前後の軸力低下が観測された。ただし明確な左右輪の差は見受けられなかった。

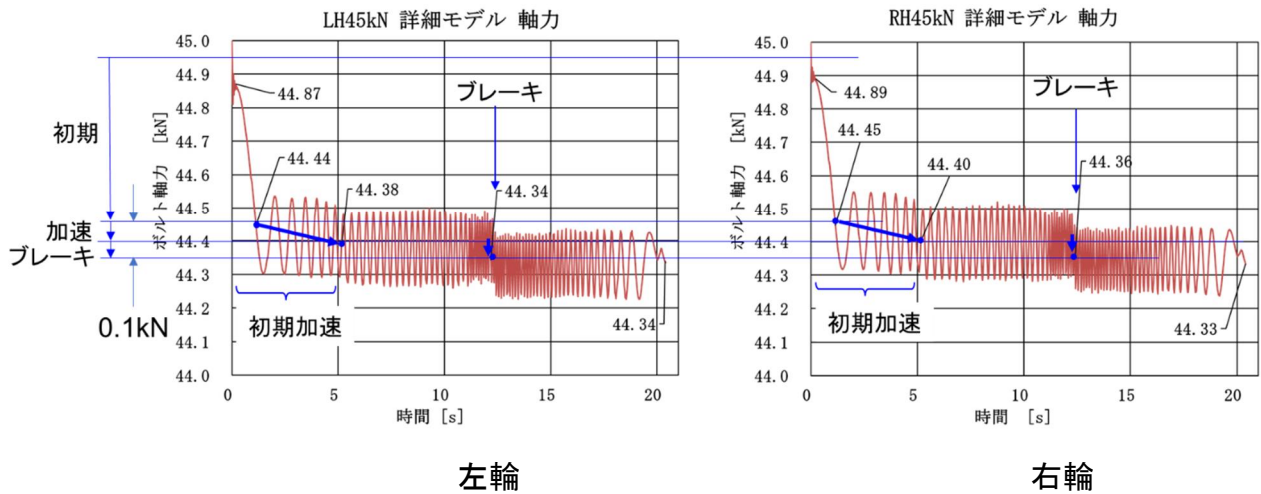


図 6-3 初期軸力 45kN における左右輪軸力低下比較

- ④ 図 6-4 に初期軸力 30kN の左右輪の軸力変化を示す。表 6-1 に示される様にその他の初期軸力に対して比較的大きな軸力低下が観測された。また右輪の軸力低下は左輪に対し若干大きかった。

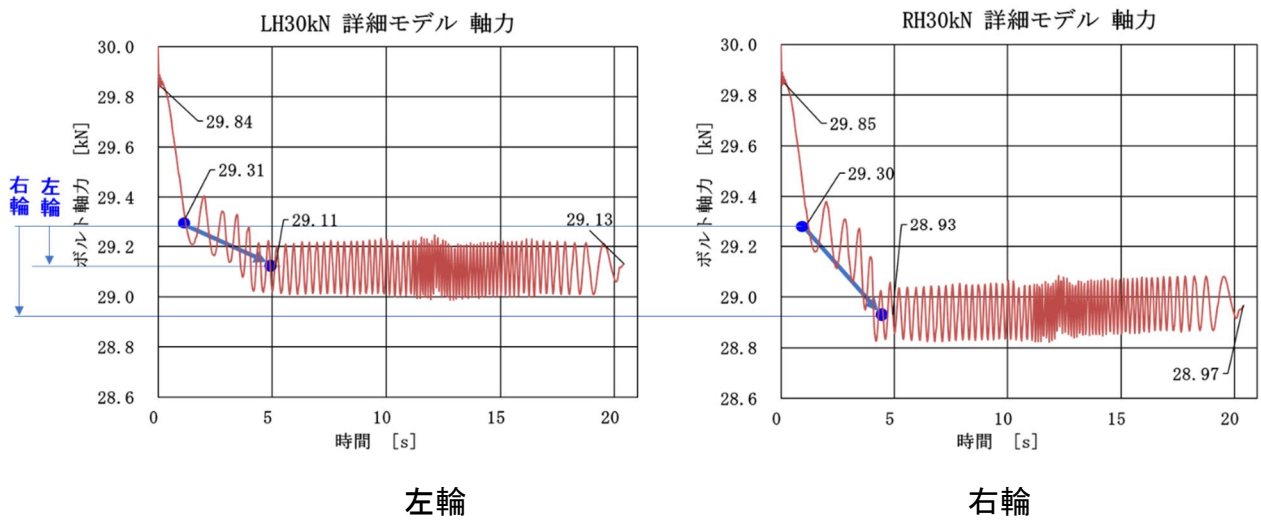


図 6-4 初期軸力 30kN における左右輪軸力変化

- ⑤ 図 6-5 に LH45kN と LH30kN の軸力変化の比較を示す。初期軸力 30kN の場合、軸力の低下は他の初期軸力の場合とは異なり初期加速時の軸力低下がより大きく、逆にブレーキング時(減速開始時)には低下がみられなかった。

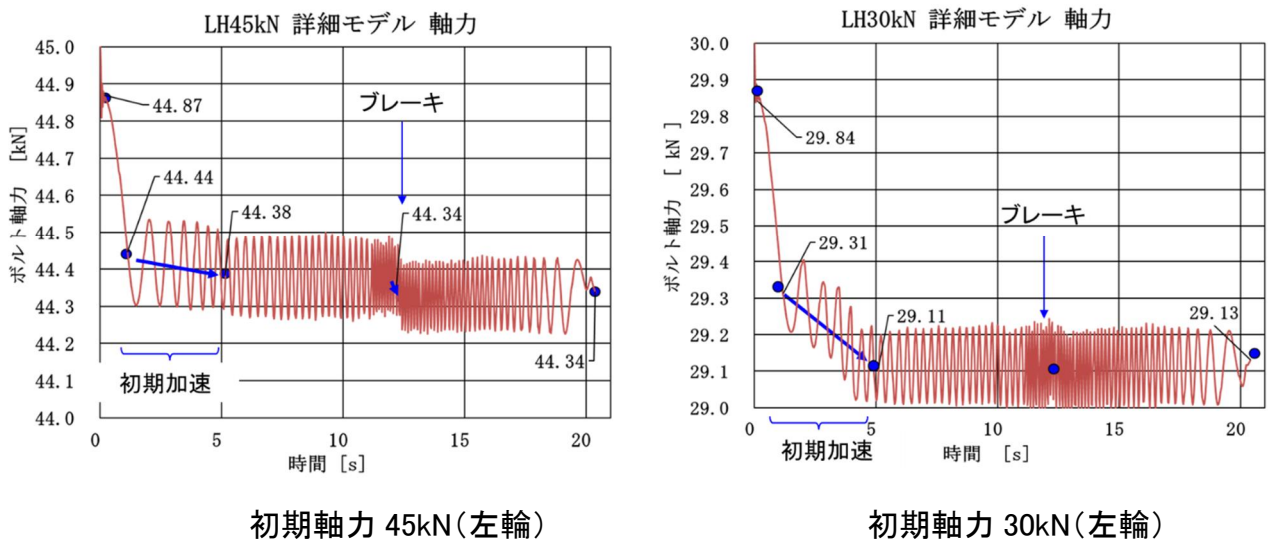


図 6-5 初期軸力 45kN と 30kN における軸力変化比較

6.2. ホイール・ナット相対変位について

6.2.1.ホイール・ナット相対変位振幅

ホイール・ナット先端および座面はすべてのケースでタイヤ回転に合わせて左右回転方向に変位しており座面は先端に対してより大きな変位振幅となっている。また初期軸力 40kN、45kN、60kN の変位振幅に対し初期軸力 30kN のケースではそのホイール・ナット先端部で 10 倍程度の変位振幅となっている。ただし、左右輪での明確な差は観測されなかった。

- ① 図 6-6 に初期軸力 45kN のホイール・ナット相対変位角と振幅を示す。

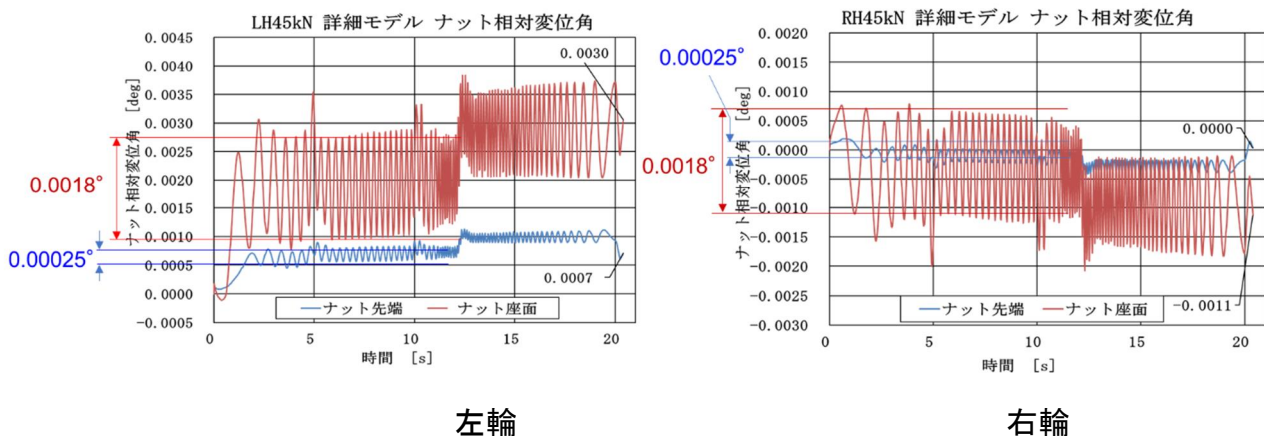


図 6-6 初期軸力 45kN におけるホイール・ナット相対変位角と振幅

② 図 6-7 初期軸力 30kN のホイール・ナット相対変位角と振幅を示す。

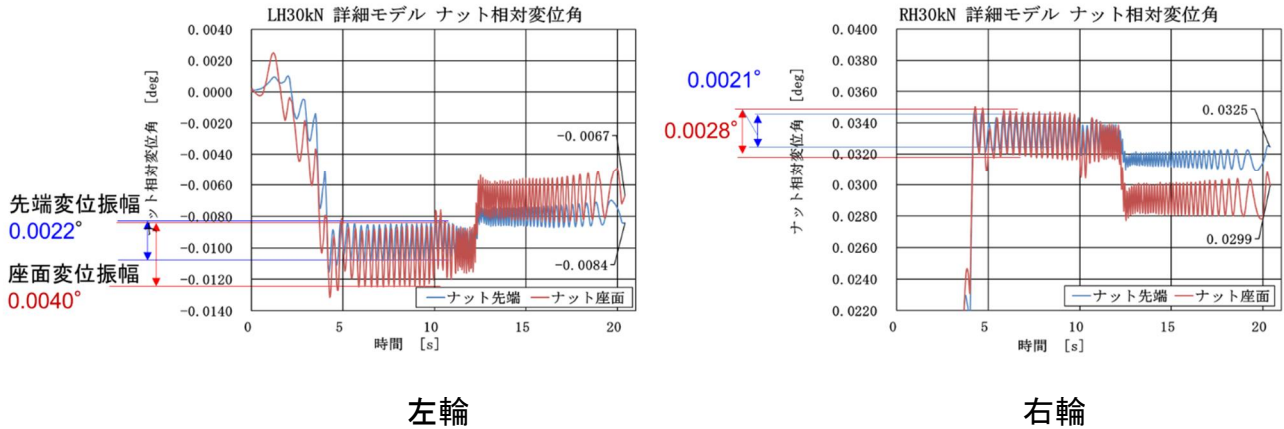


図 6-7 初期軸力 30kN におけるホイール・ナット相対変位角と振幅

6.2.2. ホイール・ナット相対変位角 (初期軸力 40,45,60kN)

ホイール・ナット相対変位角についても軸力と同様に初期軸力 40kN、45kN、60kN では同様の傾向にあり、ホイール・ナット先端部と座面部で変位量に差があり、ハブ・ボルトおよびホイール・ナットで軸方向のねじれが発生しているといえる。

① 図 6-8 にホイール・ナット相対変位および水平断面の応力分布を示す。応力分布からもより座面付近により大きな応力がかかっているのがわかる。以上のことからハブ・ボルトおよびホイール・ナットには軸上にねじれる応力がかかっていることがわかる。また表 6-1 から左右輪の差では、左輪がホイール・ナット緩み方向 (相対変位+方向) の応力、右輪で締め付け方向 (相対変位-方向) の応力がかかっている。

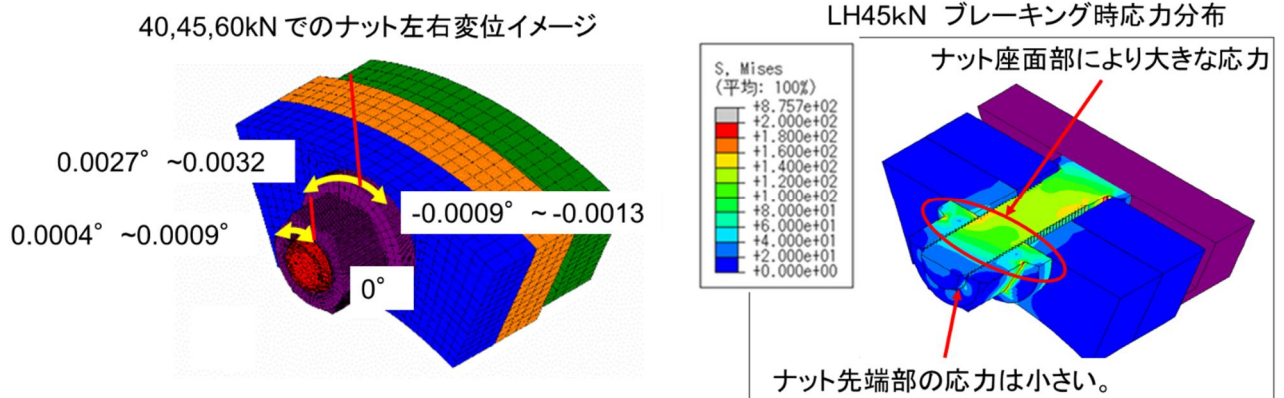


図 6-8 ホイール・ナット相対変位と水平断面応力分布

- ② ホイール・ナット相対変位角とハブ・ボルトにかかる力との相関性について考察した。図 6-9 に示すように加減速時の車輪前後方向の外力によるハブ・ボルト前後曲げモーメントとほぼ特性が一致しておりその相関性が強いことがわかる。これは加速時もしくは減速時、車輪への前後方向の外力よりハブ・ボルトに曲げモーメントが発生していると考えられる。

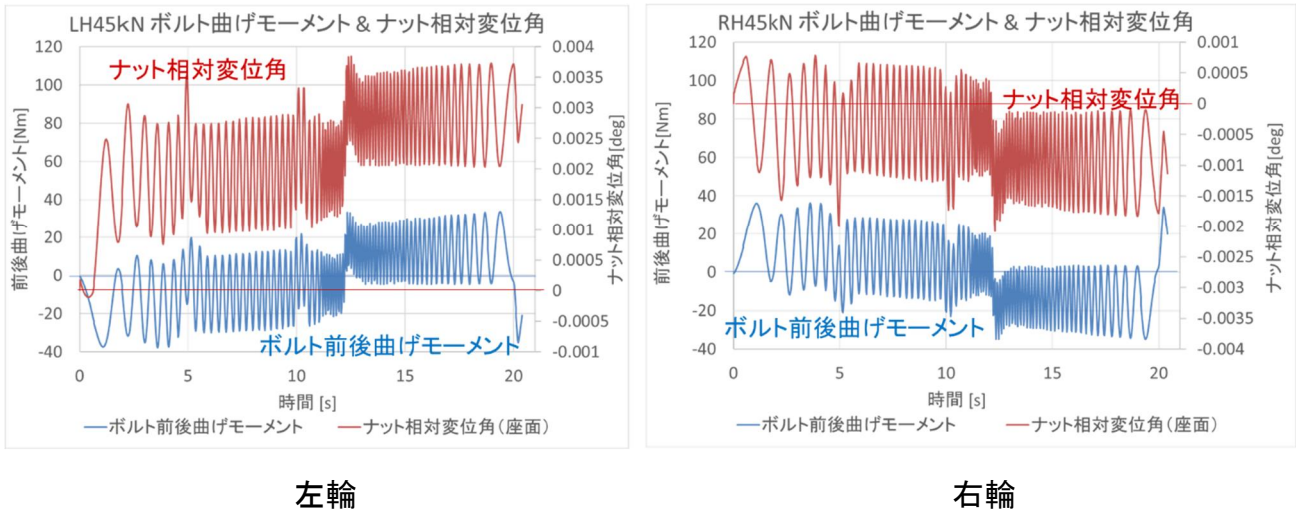


図 6-9 LH45kN ハブ・ボルト前後曲げモーメントおよびホイール・ナット相対変位角

- ③ 図 6-10 に減速時に発生する力、モーメントを示す。

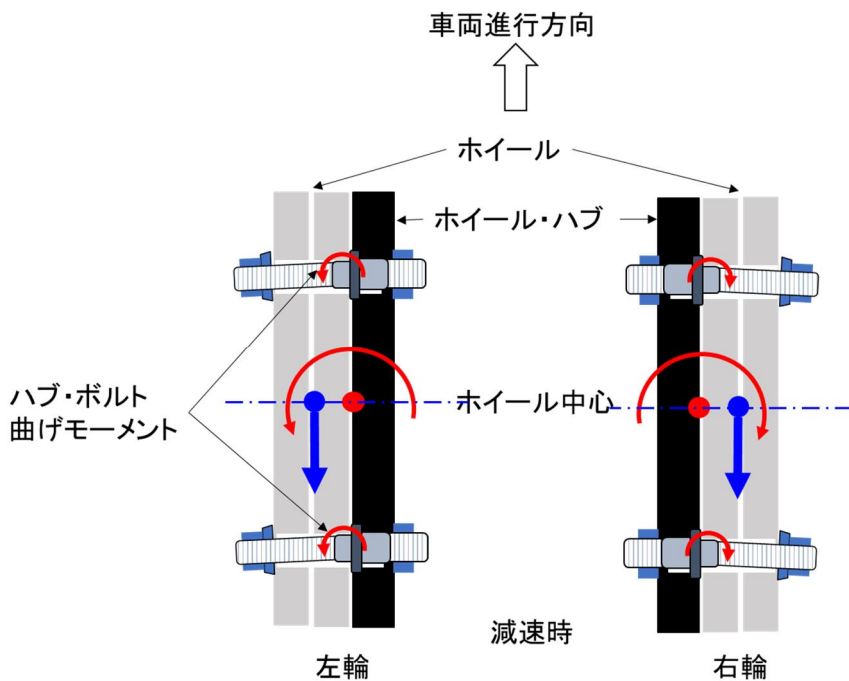


図 6-10 減速時車輪への外力およびハブ・ボルトの曲げモーメント

- ④ 実際の走行時には、タイヤは回転しており本外力はホイール・ナットを介して相対的にハブ・ボルトの周りを回転して入力される。またその外力は車輪の回転と反対回りでハブ・ボルトに入力されるためハブ・ボルトのかかる応力も車輪とは反対方向に回転して入力される。図 6-11 にその関係を示す。

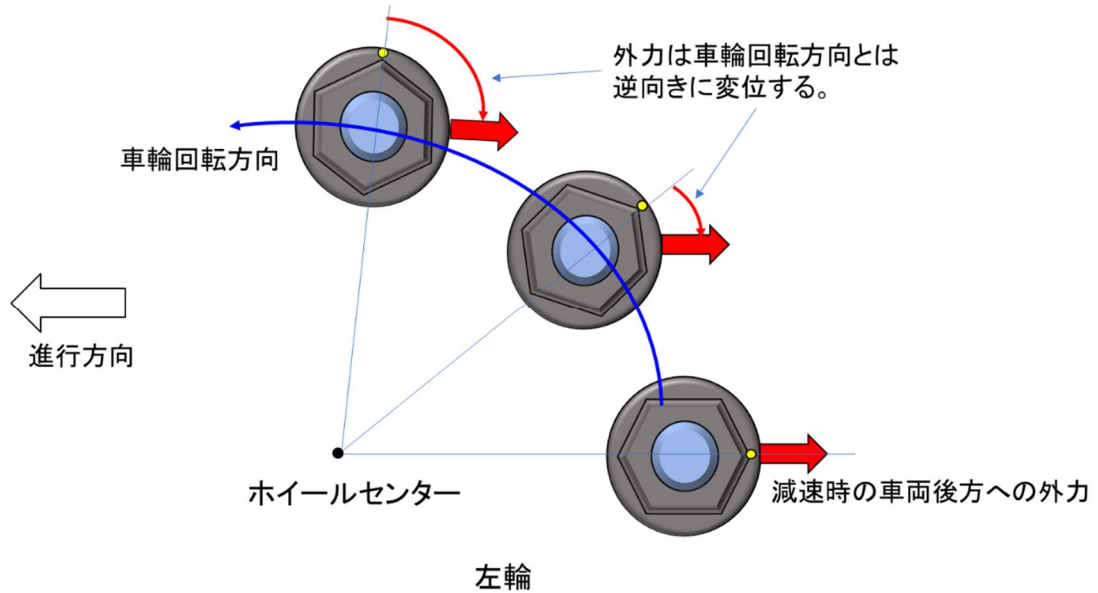


図 6-11 加減速時における車輪回転と外力の方向

- ⑤ 図 6-12 に車輪の回転方向、加減速時にハブ・ボルトおよびホイール・ナットに加わる前後方向の力、およびハブ・ボルトに対するホイール・ナット座面の相対変位による応力の方向を示す。

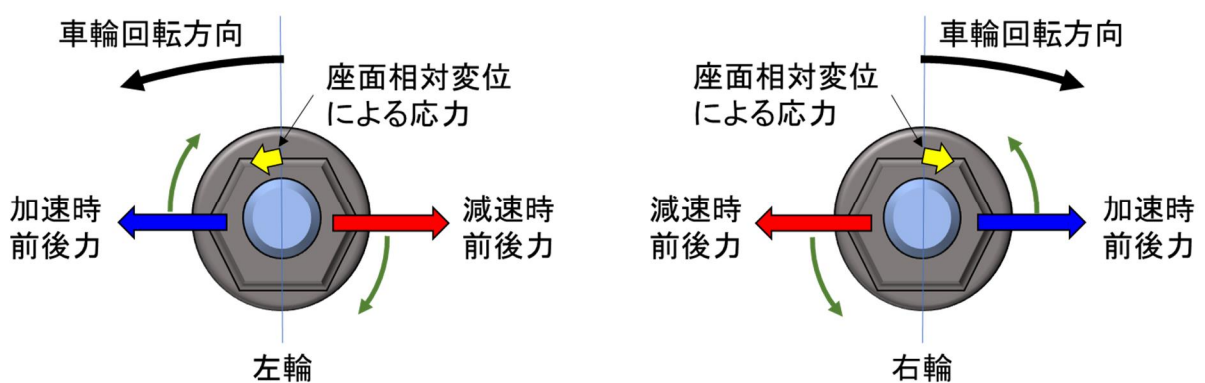


図 6-12 車輪回転とホイール・ナット相対変位角

- ⑥ 今回は加減速 1 サイクルの解析であり、この微小な相対変位角(量)がホイール・ナット緩みに起因する座面滑りに至るかは今回の解析では結論付けられない。一方でハブ・ボルト、ホイール・ナットにねじり方向の応力がかかかっており、サイクルをくり返すことでこの応力がホイール・ナット緩みに起因するかどうかさらなるシミュレーション解析が必要である。

6.2.3. ホイール・ナット相対変位角(初期軸力 30kN)

表 6-1 に示す様に、初期軸力 30kN でのホイール・ナット相対変位角は、40kN、45kN、60kN の時とは以下の点で異なっている。

- ① 相対変位角がより大きい。

特に初期加速時(大きな加速度が発生している区間 0~4s)にホイール・ナット相対変位量が大きい。図 6-13 に初期軸力 45kN との比較を示す。

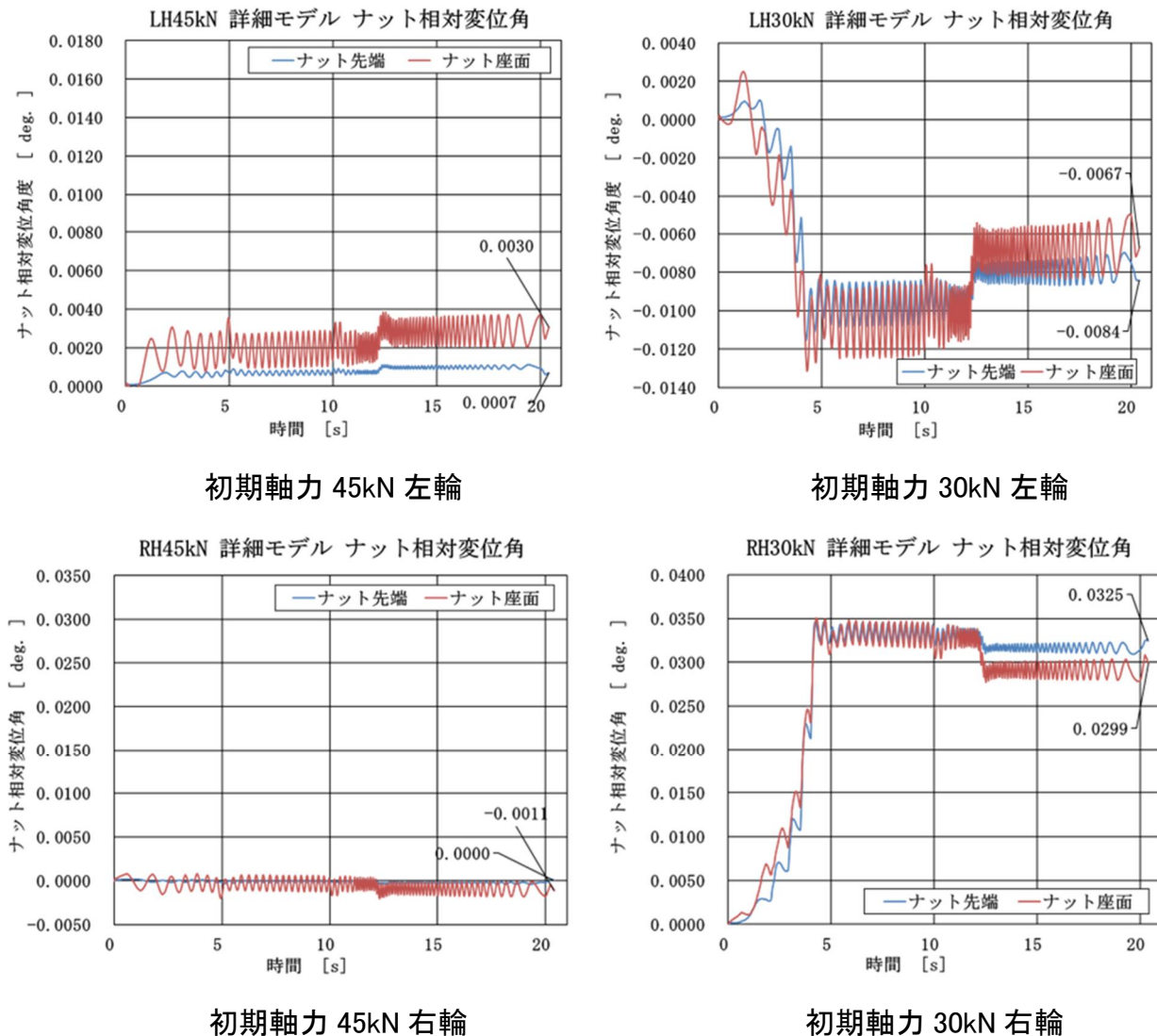
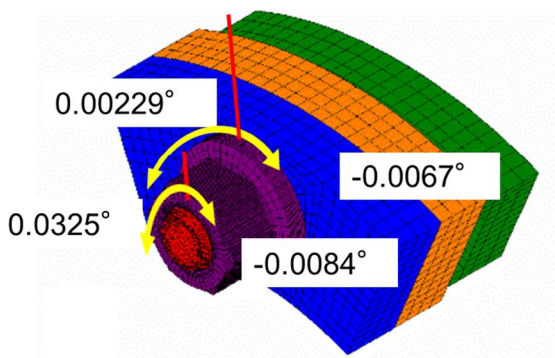


図 6-13 初期軸力 30kN および 45kN ホイール・ナット相対回転角比較

- ② ホイール・ナット先端と座面位置で差がない。(ホイール・ナット先端の方がやや大きい)

図 6-14 にホイール・ナット相対変位および水平断面応力分布を示す。応力に関しては 45kN に対しより圧力が低く、かつより全体に分散している様子がうかがえる。ホイール・ナット先端と座面位置での相対変位角もほぼ同等となっていることから初期軸力 40kN 以上の場合とは異なり、ねじれ方向の応力がかからずホイール・ナット全体に対し相対変位が発生している。

30kN でのナット左右変位イメージ



LH30kN ブレーキング時応力分布

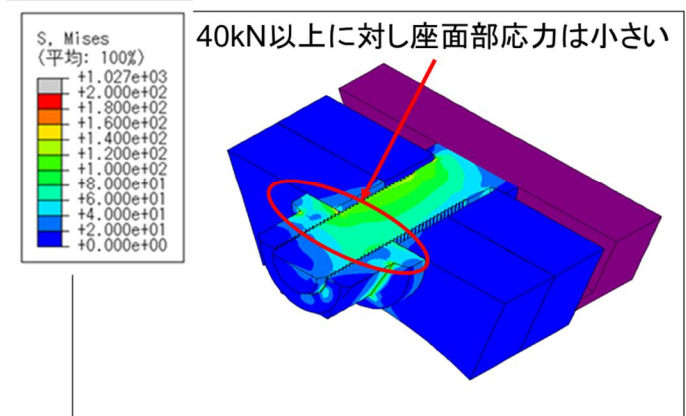
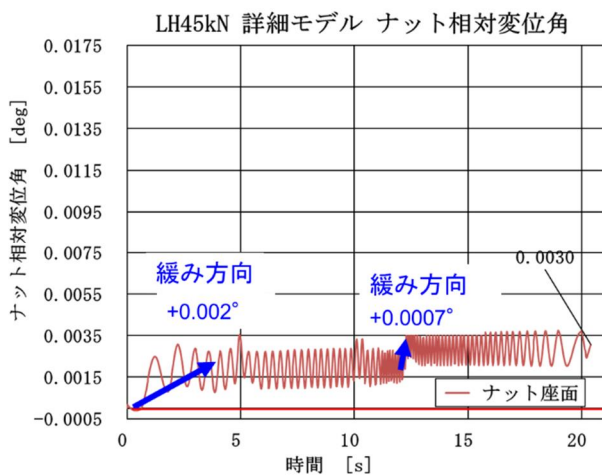


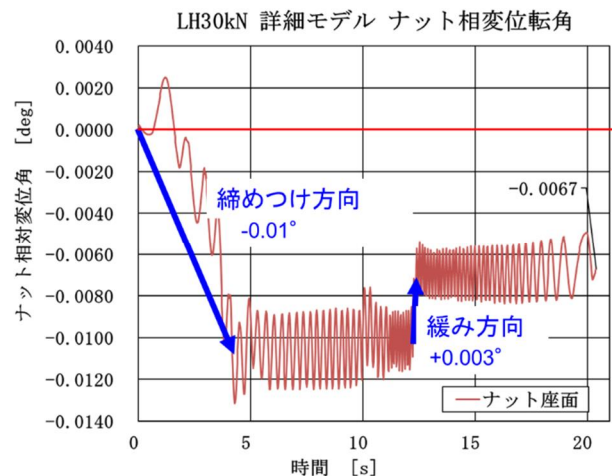
図 6-14 初期軸力 30kN ホイール・ナット相対変位および水平断面応力分布

- ③ 相対変位回転方向が逆となっている。(左輪が締めつけ方向、右輪が緩み方向)

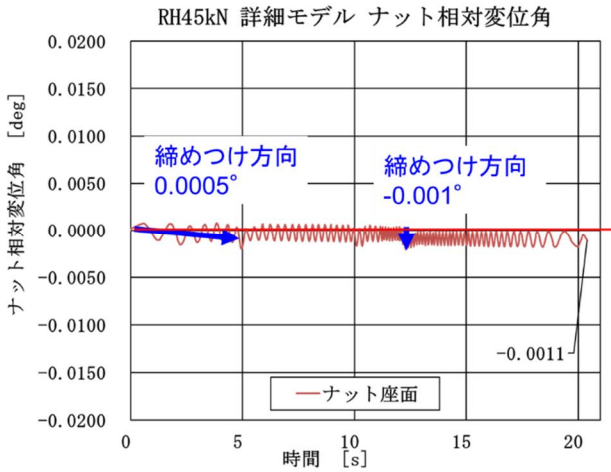
図 6-15 に示すように初期加速時(0~4s)で 40kN、45k、60kN とは反対方向により大きな相対変位角が発生している。



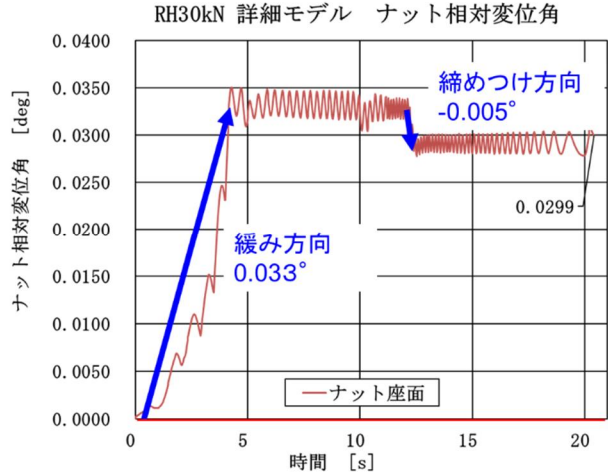
初期軸力 45kN 左輪



初期軸力 30kN 左輪



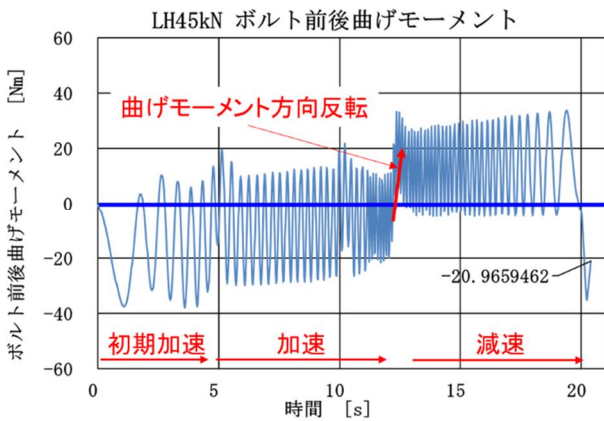
初期軸力 45kN 右輪



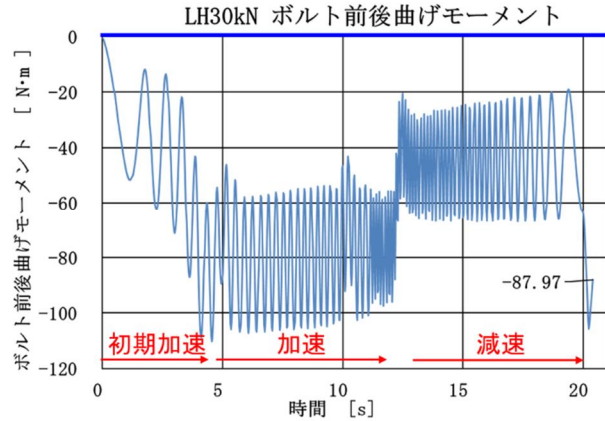
初期軸力 30kN 右輪

図 6-15 初期軸力 30kN vs 45kN ホイール・ナット相対変位方向

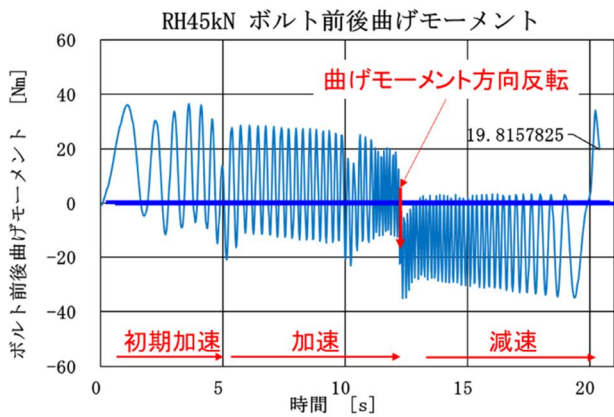
- ④ 図 6-16 に加減速時における前後方向の外力により発生するハブ・ボルト曲げモーメントについて初期軸力 30kN と 45kN の比較を示す。グラフからもわかる通り初期軸力 45kN では加速および減速でそれぞれ曲げモーメントの符号(曲げ方向)が反転しているのに対し、初期軸力 30kN では加速段階で大きく曲げモーメントが発生しており加速から減速に転じてもモーメントの符号が反転しておらず、ハブ・ボルトに加わる力に差があることがわかる。



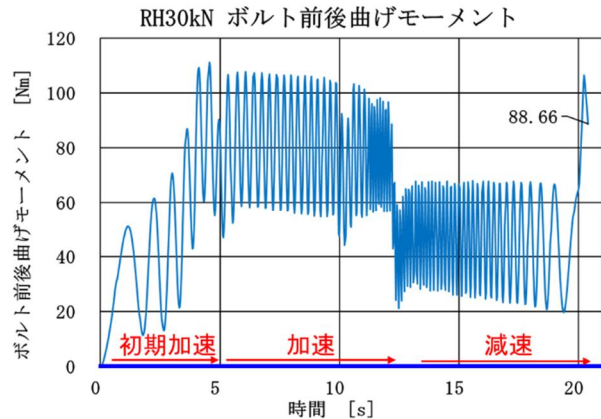
初期軸力 45kN 左輪



初期軸力 30kN 左輪



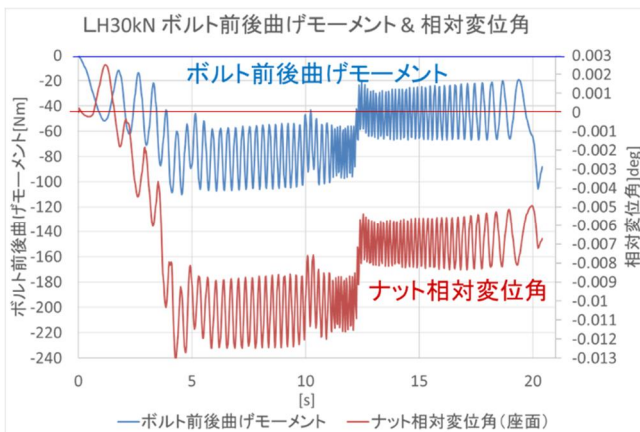
初期軸力 45kN 右輪



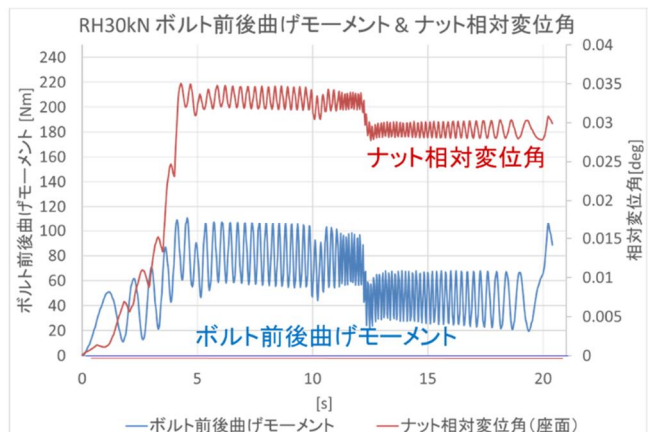
初期軸力 30kN 右輪

図 6-16 初期軸力 30kN および 45kN における前後曲げモーメント比較

- ⑤ 図 6-17 に前後曲げモーメントとホイール・ナット相対変位角を示す。これらに相関性が強いことがうかがえる。



初期 30kN 左輪

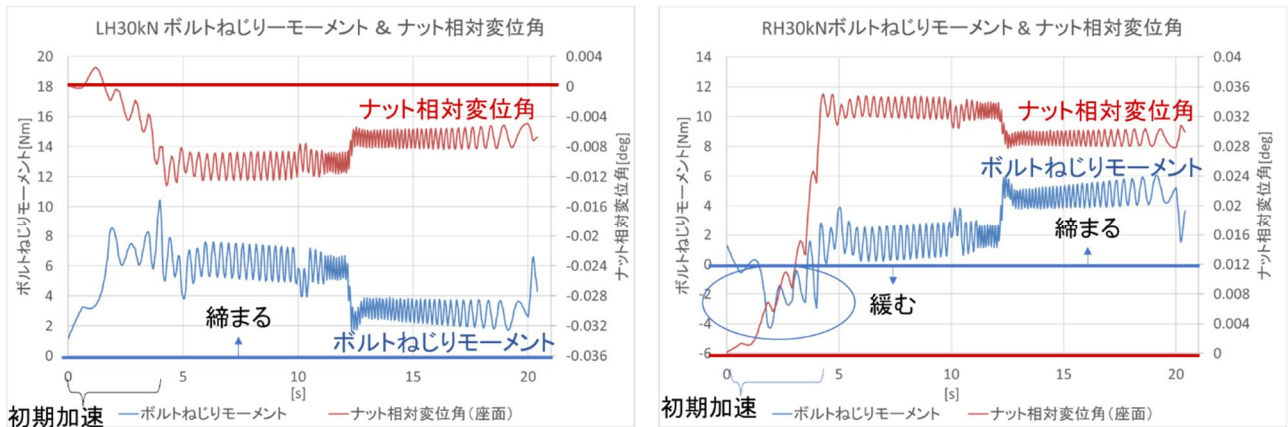


初期 30kN 右輪

図 6-17 30kN ハブ・ボルト曲げモーメントおよびホイール・ナット相対変位角

- ⑥ 図 6-18 にハブ・ボルトねじりモーメントとホイール・ナット相対変位角を示す。左右輪とも初期加速(0~4s)でハブ・ボルトねじりモーメントに合わせてホイール・ナット相対変位角が大きく変位していることがわかる。左輪では初期加速時に締め付け方向にハブ・ボルトがねじれ、その後制動時で向きは反転するもモーメントの符号が反転するには至っておらずホイール・ナット相対変位も同様の動きを示している。右輪では初期加速においてハブ・ボルトねじりモーメントは緩む方向に発生しておりホイール・ナット相対変位もより大きく緩み方向に変位している。その後ハブ・ボルトねじりモーメントは締めり方向に転ずるが、ホイール・ナット相対変位はブレーキング時に緩み方向の変位は減るものの締めつけまでには至らない。

初期軸力 30kN ではハブ・ボルト、ホイール・ナットの締結力が十分でなく比較的大きなトルクのかかる初期加速時に、車輪回転モーメント(結果的にハブ・ボルトねじりモーメントが発生)に合わせ、ホイール・ナット相対変位はより大きい値でその方向に変位していると考えられる。その後減速で変位方向の向きは反転するも初期の変位量を反転するには至っていない。



初期 30kN 左輪

初期 30kN 右輪

図 6-18 ホイール・ナットねじりモーメントおよびホイール・ナット相対変位角

6.3. 連続サイクル(2 サイクル)について

初期軸力 40kN の右輪において連続する 2 サイクルのシミュレーションを実施し 2 サイクル目で軸力変化、ホイール・ナット相対変位が 1 サイクル目の結果と異なるか確認を行った。

- ① 図 6-19 に連続サイクルの軸力変化を示す。2 サイクル目では前述のように初期軸力低下はないことに加え、1 サイクル目では減速時軸力低下が観測されたが 2 サイクル目では若干ではあるが逆に増加していることがわかる。結果的に 2 サイクル目開始時に対し終了時点で 0.1kN 程度の軸力低下にとどまった。

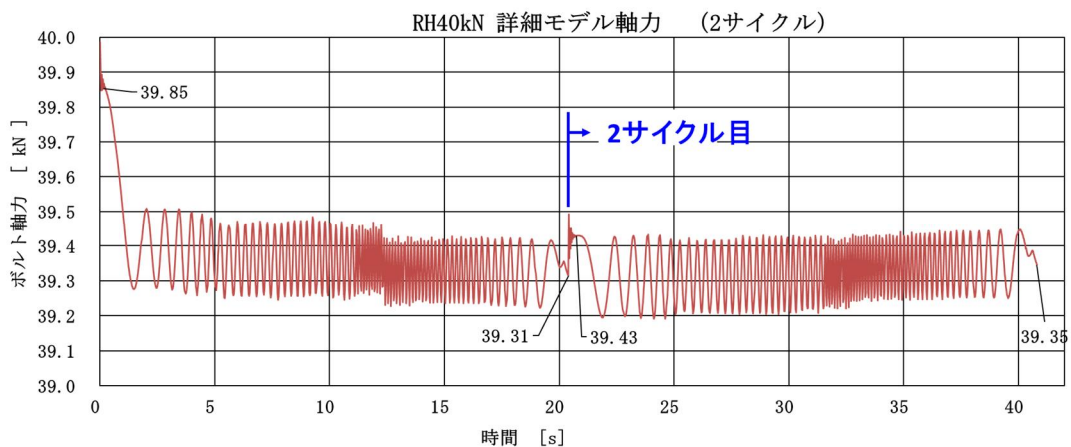


図 6-19 初期軸力 40kN 右輪軸力 2 サイクル解析結果

- ② 図 6-20 にホイール・ナット相対変位角の 2 サイクル解析結果を示す。2 サイクル目は開始後緩み方向に相対変位が発生しており、また減速時の 1 サイクル目より大きく締め付け方向に変位していることがわかる。

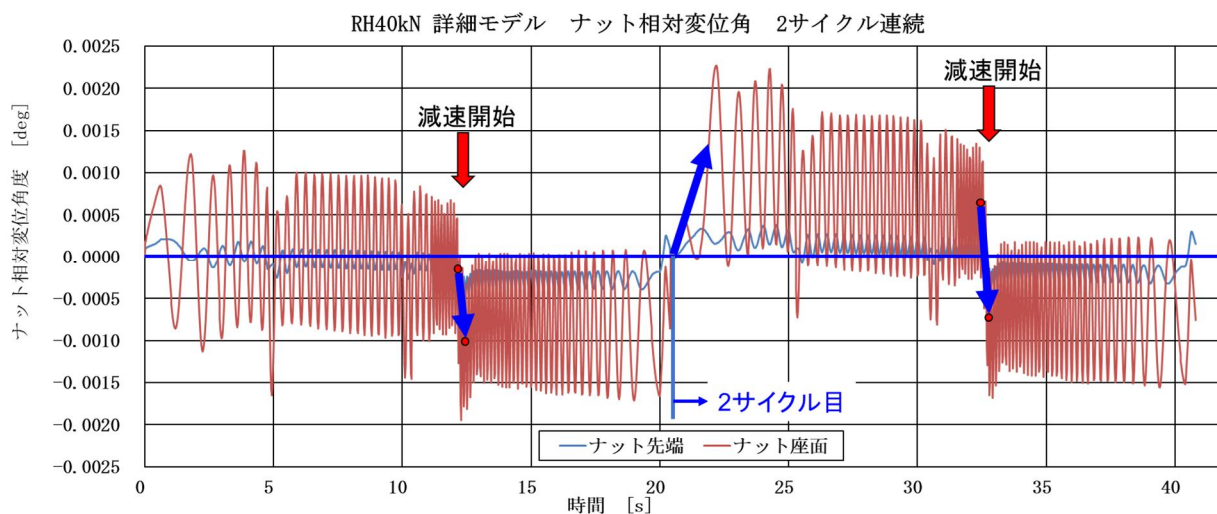


図 6-20 初期軸力 40kN 右輪 ホイール・ナット相対変位 2 サイクル解析結果

- ③ 上記 2 サイクルの結果からみても加速と急減速の 1 サイクルの結果に対し、連続するサイクルでこれらの結果が継続するか、または実際の走行環境でホイール・ナット緩みに発展する座面滑りに至るかについてはさらなる解析が必要であると考えられる。

7. まとめ

今回のシミュレーション解析では FEM 解析を用い、初期軸力 30kN、40kN、45kN および 60kN に対し令和 5 年度実証実験で実測した直線加減速走行での車輪への外力の実測値をもとにシミュレーションの入力条件を設定し、左右輪の軸力変化およびホイール・ナットのハブ・ボルトに対する相対変位角を観測した。

7.1. 軸力変化

- ① 軸力変化に関しては初期軸力 40kN、45kN、60kN では、開始直後に発生する車重起因の上下荷重負荷による低下を除くと発進直後の初期加速時および減速開始時に若干の低下が観測された。ただし左右輪に差は観測されなかった。
- ② 初期軸力 30kN では開始直後の低下後も、駆動トルクが比較的大きくかかっている初期加速中に軸力低下がより大きく観測された。また左輪より右輪の軸力低下は若干大きい結果となった。
- ③ 1つの試験条件(RH40kN)のみであるが 2 サイクルの連続解析を実施した結果、2 サイクル目では1サイクル目と異なった解析結果となった。軸力低下はなく、1サイクル目の減速時とは逆に軸力は若干回復している。最終的に軸力が低下するかどうかは連続サイクルでの軸力変化を確認する必要がある。

7.2. ホイール・ナット相対変位角

- ① ハブ・ボルトに対するホイール・ナットの相対変位角は 40kN、45kN、60kN の条件においてホイール・ナット座面で左輪は緩み方向、右輪は締め付け方向に相対変位が観測された。一方ホイール・ナット先端部では座面位置に相対変位はかなり小さく、ハブ・ボルトおよびホイール・ナットにねじれて応力がかかった状態と考えられ、左輪はホイール・ナット緩み回転方向、右輪はホイール・ナット締めつけ方向に応力がかかっていると言える。
- ② 相対変位自体は極微少でホイール・ナット緩みに起因する座面滑りに発展するかは今回のシミュレーション結果では結論付けられないが、ハブ・ボルトおよびホイール・ナットにそのような応力がかかり続けることで、あるいは複合入力(旋回時の車輪への外力、縁石乗り越え時の衝撃外力など)によりホイール・ナット緩みに起因する座面滑りに発展しないかさらなる解析により見極めが必要である。
- ③ 右輪初期軸力 40kN における 2 サイクル連続試験では 1 サイクル目のホイール・ナット締めつけ方向の応力は若干軽減された。連続サイクルでの軸力低下、ホイール・ナット座面滑りの有無についてさらなる解析により左右輪差を解明する必要がある。
- ④ 初期軸力 30kN ではホイール・ナット相対変位角がより大きいだけでなく、ホイール・ナット先端と座面位置での差がなくホイール・ナット全体が変位しており、極微少ではあるものの座面滑りが発生していると考えられる。今回の試験条件では左輪が締めつけ方向、右輪が緩み方向に変位が観測されたが、座面が滑っているとした場合、

その向きは加減速他の条件で変わることは十分に考えられ、この極微小変位がホイール・ナット緩みに起因する座面滑りに発展するかはさらなる解析が必要である。

- ⑤ 初期軸力 30kN と 40kN の間で座面滑りによる緩みが発生しだす境界がある可能性がある。
- ⑥ 今回の結果ではハブ・ボルト、ホイール・ナットにかかる応力、またホイール・ナットの相対変位において左右輪で異なる方向に作用することがわかった。一方で今回の解析条件は車輪への負荷の大きい加減速 1 サイクルでの解析であり、これらの作用が連続で入力、また左右輪で差のある外力との複合入力での左右輪のホイール・ナット緩みに差が出るかさらなる解析が必要である。

8. さらなる解析および実証実験について

8.1. シミュレーション解析

8.1.1. 連続サイクルによる軸力、ホイール・ナット相対変位解析

本年度の解析では令和5年度実証実験における加減速時の車輪への外力計測結果をもとに加減速条件1サイクルにおける軸力変化、ホイール・ナット相対変位についてFEM解析によるシミュレーションを行った。初期軸力40kN以上では軸力低下とハブ・ボルトおよびホイール・ナットへのねじり応力(左輪:緩み方向、右輪:締めつけ方向)が観測された。サイクルを繰り返した場合、この応力がホイール・ナット緩みに起因する座面滑りに発展するかの確認を今回作成したシミュレーションモデルを使用し実施する。ただし今回の入力パターン1サイクルを実施するのに最大7日(24時間/日)を要しておりこのまま連続サイクルを回すことは困難であるため、今回の解析で軸力、ホイール・ナット相対変位角が顕著に発生した部分を切り出し、1サイクルを生成する。

① 図8-1に連続サイクル用外力の切り出し例を示す。

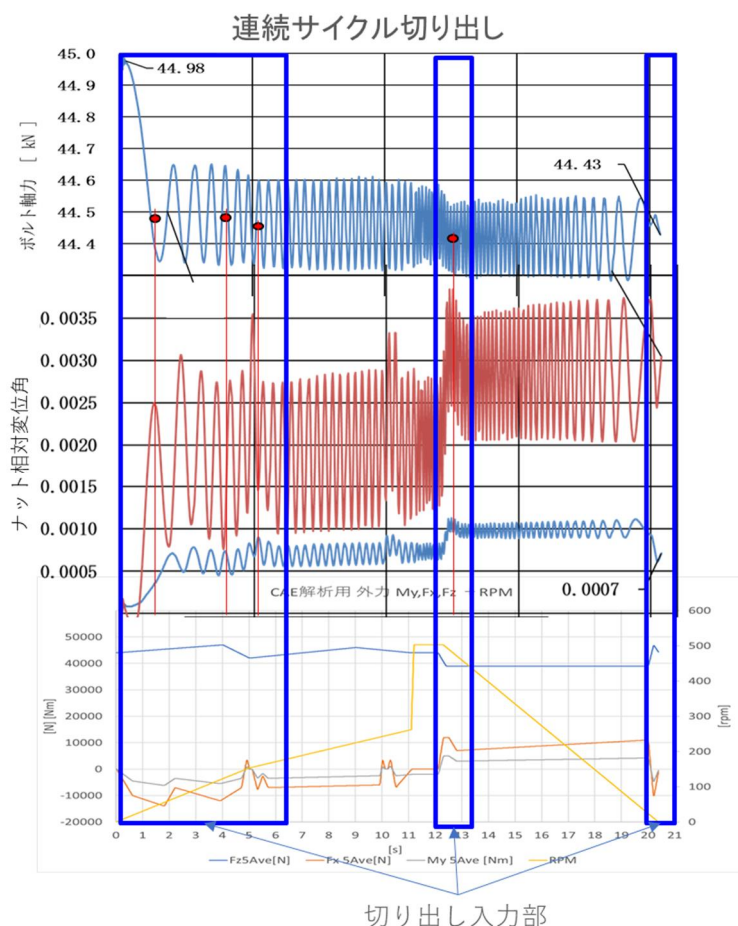


図8-1 連続サイクル用外力切り出し例

② 図8-2にサイクル数と軸力変化、ホイール・ナット相対変位のイメージを示す。

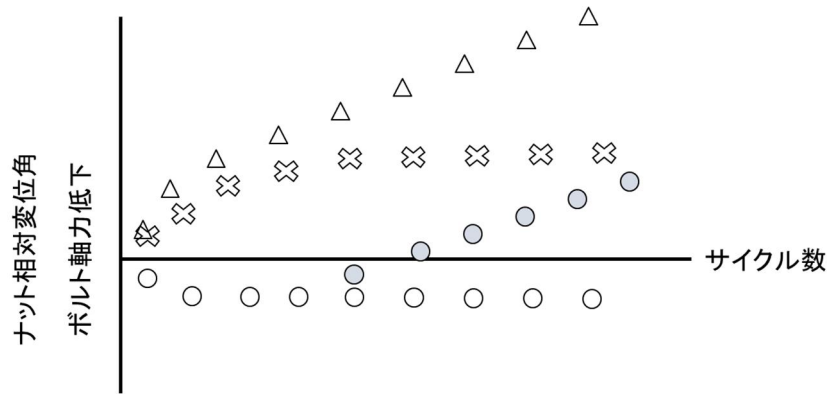


図 8-2 サイクル数と軸力変化、ホイール・ナット相対変位イメージ

8.1.2. 複合外力入力

本年度は加減速シナリオのみにフォーカスしたが、令和 5 年度実証実験では交差点右左折、縁石乗り越えにおいても車輪への外力の左右差が計測されており、これらの条件についても上記同様左右輪のホイール・ナット緩み差の解析に有効と考える。

シミュレーションモデルは今回作成したものを利用可能かつ入力条件についても 6 軸 (x、y、z 軸の力およびモーメント) の入力が可能であるため令和 5 年度実証実験のデータからシミュレーション入力を生成することで比較的短期間で解析が可能と考えられる。

8.2 実機台上耐久試験

8.2.1. ホイールアッセンブリーによる台上耐久試験

前述のシミュレーションでホイール・ナット緩みに起因する入力条件が明確になったところで実機による同条件の耐久試験を行い実際の左右輪における軸力変化やホイール・ナット緩みの評価を行う。

- ① 図 8-3 にホイール・ハブおよびアルミホルの台上機装着例を示す。使用するハブ・ボルトには軸力、ねじりモーメント、曲げモーメント計測用の歪ゲージを埋め込んだものを使用し実際にハブ・ボルトにかかる力を計測する。

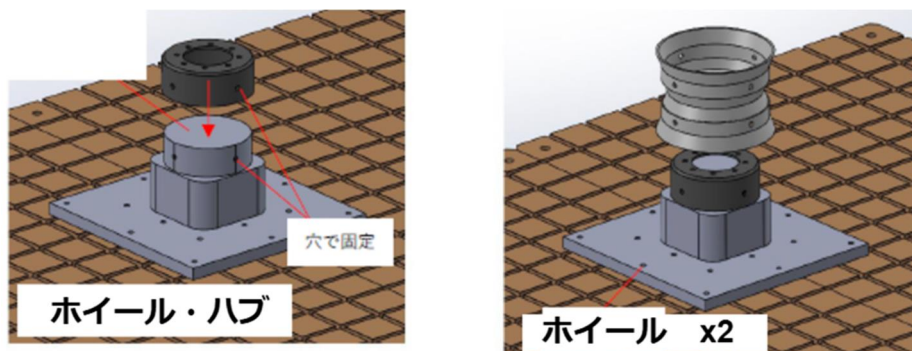


図 8-3 ホイールアッセンブリーによる台上装着例

- ② 図 8-4 に加振機組み合わせ例を示す。この組み合わせは x 軸(前後力)もしくは z 軸(上下荷重)方向の力および加減速時の車軸回転モーメントの組み合わせで試験ができる例である。実際の組み合わせはシミュレーションの結果からホイール・ナット緩みに大きく影響がある力を選択する必要がある。
- ③ 本台上試験では実際ホイール・ハブ、ホイール、ハブ・ボルト、ホイール・ナットアッセンブリー状態で加振耐久が行えるため令和 5 年度実証実験で得られた車輪への外力をそのまま加えることで耐久試験が比較的容易である。一方でホイールまたは加振機を回転することができず車輪の回転は 1 軸方向の加振で模擬されるため実際の車輪の回転までは模擬することができない。また加振装置の制約からシミュレーションでホイール・ナット緩みに支配的な複合加振を再現できない可能性もある。

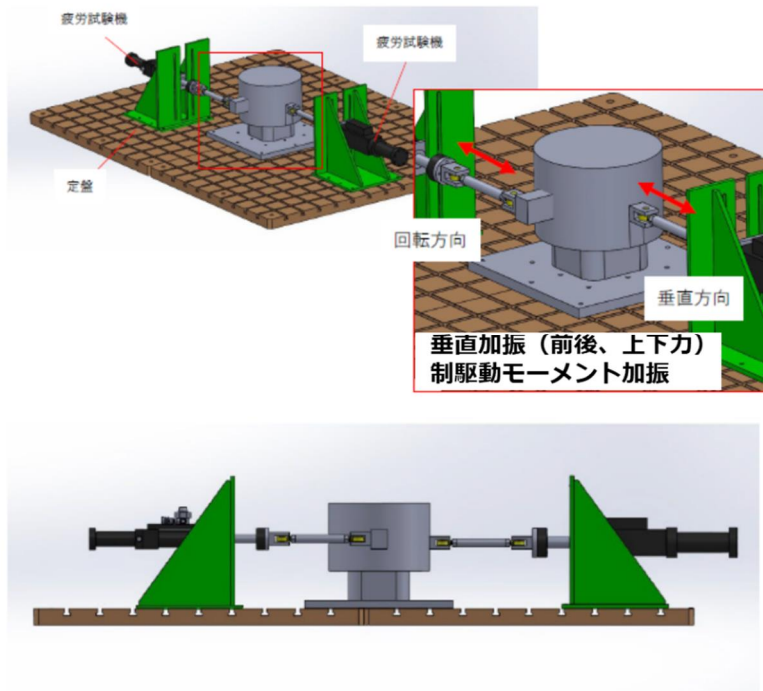


図 8-4 ホイールアッセンブリーによる台上加振装置例

8.2.2 タイヤ台上試験装置による耐久試験

タイヤ台上試験機にはドラム式、ベルト式とあり双方タイヤを回転させながら上下荷重、制駆動トルク、横力と実走行に近い走行環境を再現できる装置がある。ホイール・ハブを取り付けるための治具を作成しこの装置を利用することでホイール・ハブ、ホイール、タイヤアッセンブリーでの台上耐久試験を行う。

- ① 図 8-5 にベルト式タイヤ試験機のイメージを示す。前述のシミュレーションによる左右輪の軸力、ホイール・ナット相対変位に影響のある条件で台上耐久試験を行うことで実際に緩みに左右輪差が出るか見極めることが可能である。
- ② 大型トラックダブルタイヤでの試験が可能な装置が限られており、また通常の試験は一方回転のみのため改造が必要となる。現在の調査結果では日本国内での対応は難しく海外での試験となることが想定される。

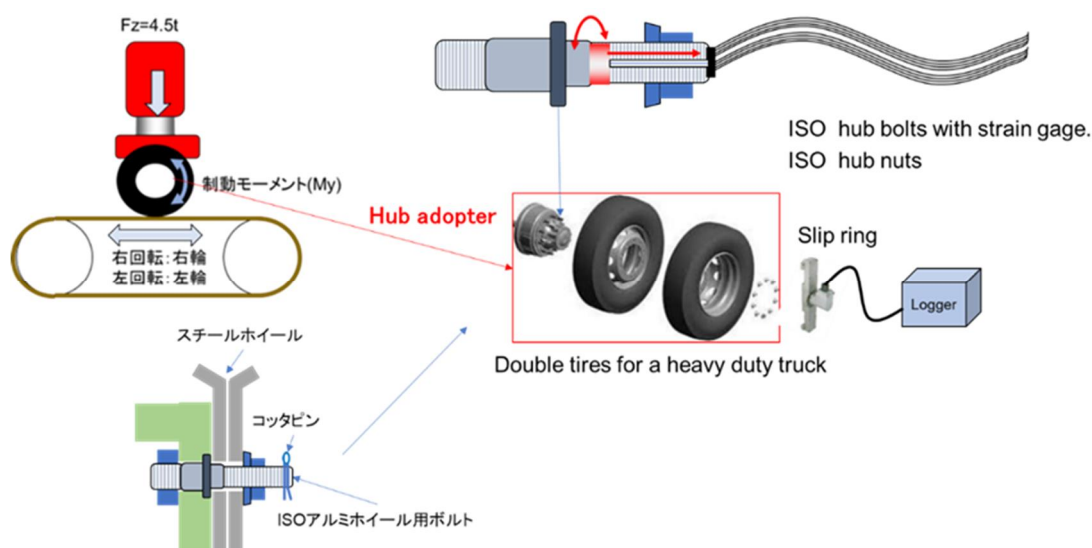


図 8-5 タイヤ試験機による台上耐久試験

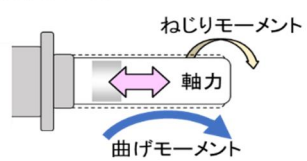
8.3. 実車走行による耐久走行試験

実際の大型トラックを用いてテストコースで前述の入力条件を再現できる試験シナリオを設定し耐久走行を行い、左右輪のホイール・ナット緩みの差を確認する。

- ① 図 8-6 に実車走行試験のイメージを示す。
- ② 実車による実走行では、実際の運転条件で試験できるメリットがある一方で特定条件のサイクル試験の実現が難しく、また加速試験条件を設定しにくいことから長期間にわたる試験になることが予想される。そのためコスト的にも台上試験より高額になると予想される。



計測：歪ゲージ



ナット脱落防止機構追加

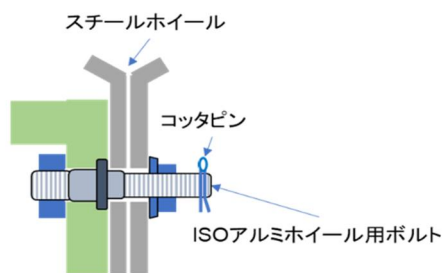


図 8-6 実車走行実験例

9. 結語

本年度のシミュレーションでは、左右輪回転方向違いによりハブ・ボルトおよびホイール・ナットそれぞれ違った方向に応力がかかっていることがわかった。また初期軸力が 30kN ではホイール・ナットがごく微少であるが座面滑りを起こしている可能性が見受けられた。一方で今回のシミュレーション条件は 1 サイクルのみの結果でありこれがホイール・ナット緩みの要因かどうかは結論付けることは難しいと考える。サイクル数を重ねることでホイール・ナット緩みに発展するかどうか、また加減速以外の左右輪への外力差による影響についても解析が必要となる。本解析により物理現象として左右差の特定ができたためさらなる解析、実証実験で左右輪の緩みに対する要因の解明につなげていくことが必要と考える。