

乗用車タイヤの振動特性の評価指標と測定法

～上下方向 blocked force 編～

© 2026 次世代音振基盤技術研究会 All rights reserved.

本書（図表含む）は出典明記のうえ複製・転載・配布可。改変版の配布は禁止（注記・社内検討用の追記は可）。
現状有姿で提供し、正確性・完全性を保証しない。利用により生じた損害について作成者は責任を負わない。

目次

はじめに

第1章 評価指標

1.1	タイヤ単体共振	1
1.2	簡易指標の定義と blocked force の計算法	1
1.2.1	定義	2
1.2.2	blocked force の計算法	2

第2章 測定法

2.1	ブロック剛性	3
2.1.1	測定法	3
2.1.2	測定値の読み取り方	5
2.2	力の伝達率	7
2.2.1	測定法	7
2.2.2	測定値の読み取り方	8

第3章 ラウンドロビンテストまとめ

3.1	概要	12
3.2	ブロック剛性の測定結果と知見	13
3.2.1	測定法の知見	14
3.2.2	測定値の読み取り方の知見	16
3.3	力の伝達率の知見	17
3.3.1	測定法の知見	17
3.3.2	測定値の読み取り方の知見	24

第4章 ハブ部剛支持治具を用いた力の伝達率の測定法

4.1	測定法	29
4.2	測定値の読み取り方	29

付録

付録 A	規格の活用方法	30
付録 B	等価力と力の伝達率	33
付録 C	ラウンドロビンテスト補足資料	36
付録 D	ハブ部固定治具と高剛性ホイール	39
付録 E	名簿	41

文献		42
----	--	----

はじめに

本書では、タイヤ単体の上下方向の blocked force に関する評価指標（第1章）とその測定法（第2章）の規格を制定する。これらを、自動車が粗面路を走行した際に発生するロードノイズのタイヤ開発において、完成車メーカーとタイヤメーカー間で共通に使用することを前提とし、完成車メーカー8社とタイヤメーカー4社が、一般社団法人次世代音振技術研究会（以下、INVITE F 研究会）に集まり、理事（大学教員）の監修の下に作成した。

ロードノイズのタイヤ開発では、試作タイヤを用いた実車試験と、試験結果に基づく完成車メーカーとタイヤメーカー間のすり合わせに多くの時間を割いている。その主要因として、タイヤ目標値のタイヤ単体の評価指標への落とし込みが不十分なため、目標値の達成確認を実車に頼らざるを得ないことが挙げられる。また、タイヤメーカーは、各完成車メーカーの異なる開発方法へ個別に対応するための負荷が高い。これらを解決すべく、INVITE F 研究会にて、メーカー間で共通に用いる本規格を制定した。

上記“評価指標への落とし込み”に対しては、タイヤとサスペンションの振動連成の関係を明確にした上で、対象とするタイヤ単体共振を抽出する必要があるがあった。加えて、タイヤ単体の計測装置の課題（装置共振がタイヤの着目周波数より低いこと、実路面の模擬入力が難しいことなど）があった。前者については、上下方向のタイヤ共振に関する既存研究（駒田他，2023）を基に評価指標と測定条件を決定した。評価指標には、昨今世界的に活用が進んでいる Component-based TPA (Van der Seijs et al., 2016) を参考に、タイヤ単体の blocked force を用いた（第1章）。後者の装置課題については、タイヤの測定条件を簡易化することで、装置共振や模擬路面に依存しない方法を採用した（第1章）。簡易化した条件と実車走行の条件ではタイヤ振動特性に差が生じるが、タイヤ開発初期では概算予測で開発を進めるため、簡易化の利点が大きいと考える。

“個別対応の負荷が高い”課題に対しては、指標と測定法を規格化し、INVITE F 研究会の参加メーカー間で、共通にこれを運用する方針を合意し、さらに、タイヤ開発に関わる研究会以外のメーカーへの普及拡大を意図して、本規格を無償で一般公開することとした。測定条件の簡易化によりメーカー間での利便性が高くなっている。加えて、数種類のタイヤを用いたラウンドロビンをテストを行うことで、ばらつきを極力少なくできる測定法を決定した（第2，3章）。本規格の適用範囲は、乗用車用サマー／オールシーズンタイヤである。

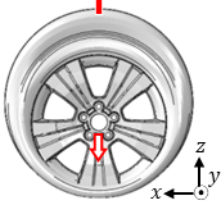
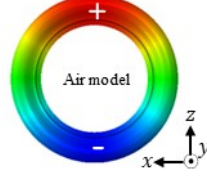
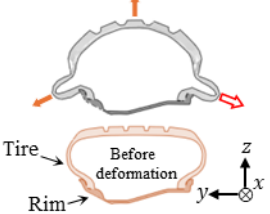
第1章 評価指標

本評価指標が対象とするタイヤ単体共振, この共振に関する評価指標の定義, blocked force の計算法を示す。タイヤの実働条件 (転動, 接地) から簡易化した条件 (非転動, 非接地) を用いる。

1.1 タイヤ単体共振

対象とするタイヤ単体の上下方向の固有モードを表 1.1-1 に示す。

表 1.1-1 評価指標に用いるタイヤの固有モード (境界条件: 非転動, 非接地, ハブ部剛支持)

上下1次 (Vertical 1st)	空洞共鳴 (Cavity)	断面2次 (Cross-sectional 2nd)
		

1.2 評価指標の定義と blocked force の計算法

1.2.1 定義

評価指標は, 単位変位入力あたりの blocked force のピーク周波数とピークレベルと定義する (図 1.2-1, 式 1.2-1, 1.2-2)。これらの量は, タイヤブロックへの上下方向の変位入力 u_z と, 上下方向の自由度を剛支持したホイールハブ部に発生する上下方向の blocked force g_2 の比 g_2/u_z より得られる。本規格では計測を簡易化し, g_2/u_z をハブ部の自由支持条件から求める (第 1.2.2 項)。ピークレベルの基準値は, 1 N/mm を 0 dB とする。

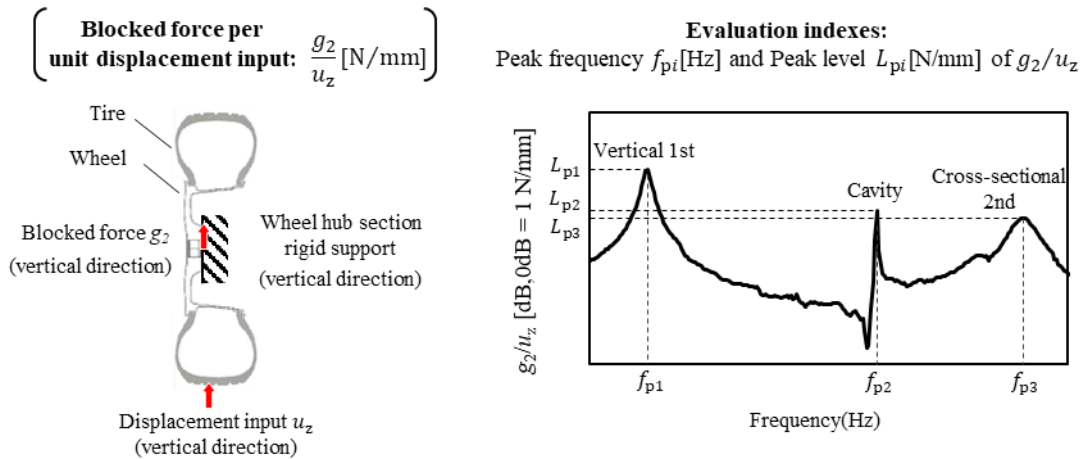


Fig.1.2-1 Tire blocked force and evaluation index

$$\arg \max_{\omega} \frac{g_2(\omega)}{u_z} = \{\omega_{pi} \mid i = 1, 2, 3\} \quad (1.2-1)$$

$$L_{pi} = \frac{g_2(\omega_{pi})}{u_z}, i = 1, 2, 3 \quad (1.2-2)$$

ここに, $\omega_{pi} = 2\pi f_{pi}$ [rad/s] で, f_{pi} [Hz] は, 上記の三つの固有モードが主に形成する g_2/u_z の共振峰におけるピーク周波数。 L_{pi} [N/mm] は, ピーク周波数 f_{pi} に対する g_2/u_z のピークレベルである。

1.2.2 blocked force の計算法

第 1.2.1 項の単位変位入力あたりの blocked force g_2/u_z は、ブロックの動剛性 f_1/u_z と、タイヤブロックからハブ部間の力の伝達率 f_2/f_1 の積から求まる (式 1.2-3)。ブロックの動剛性 f_1/u_z を、ブロックへの静的変位入力に対する静的荷重から求まる静剛性 k_1 で代用し (式 1.2-4, 図 1.2-2(a)), 力の伝達率 g_2/f_1 は、自由支持のタイヤの伝達関数の比 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}}$ から算出する (式 1.2-5, 図 1.2-2(b), 付録 B)。以上より, blocked force g_2/u_z を, ブロックの静剛性 (以下, ブロック剛性) k_1 と自由支持のタイヤの伝達関数の比 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}}$ との積から求める (式 1.2-6)。

$$\frac{g_2}{u_z} = \frac{f_1}{u_z} \frac{f_2}{f_1} \tag{1.2-3}$$

$$\frac{f_1}{u_z} = k_1 \tag{1.2-4}$$

$$\frac{f_2}{f_1} = (H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}} \tag{1.2-5}$$

$$\frac{g_2}{u_z} = k_1(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}} \tag{1.2-6}$$

ここに, 右下添字の 1 はタイヤブロック部, 2 はハブ部を表す。自由支持の伝達関数 H の右上添字の Tire は, タイヤとホイールからなる分系を表す。

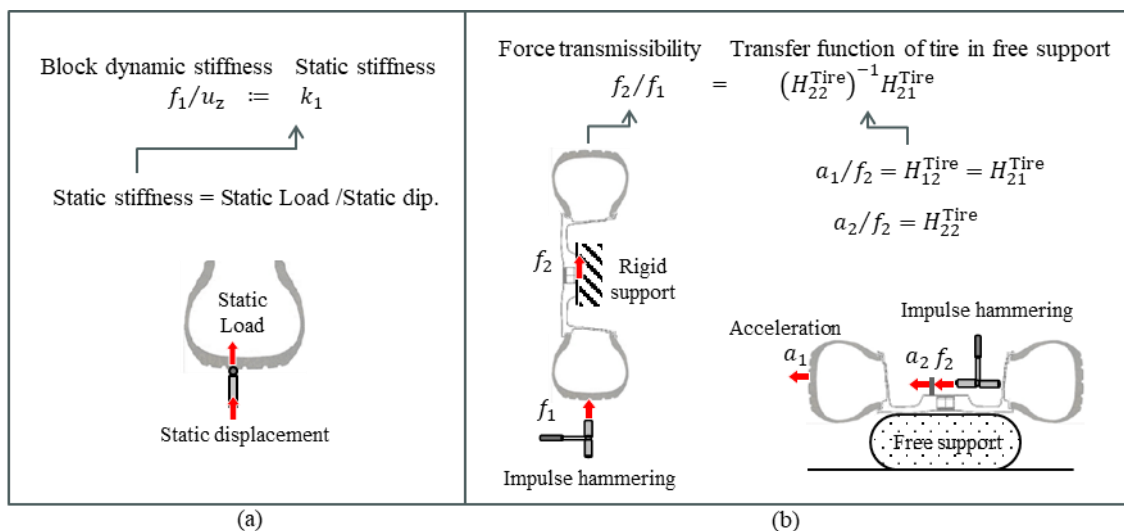


Fig. 1.2-2 Tread block stiffness and force transmissibility

第 2 章 測定法

第 1 章で定義した blocked force の算出に用いるブロック剛性と力の伝達率の測定法を示す。

2.1 ブロック剛性

ブロック剛性（式 1.2-4）の測定法，測定値の読み取り方を示す。

2.1.1 測定法

測定機，測定点，測定条件，測定法を示す。

(1) 測定機

測定機に必要な機構，センサを示す。

- a) 機 構：直径 7 mm の鉄球をタイヤトレッド部に垂直に 10 mm 以上押し込む機構を有する。押し込み機構は，鉄球が支持台の何れかを稼働させ，自動，手動は問わない。測定中，鉄球を除く測定機の一部がタイヤに接触してはならない。鉄球の支持治具，支持台とそのタイヤ固定部，押し込み機構部などの剛性は，測定結果に影響を与えない十分な剛性を有すること。
- b) センサ：鉄球またはタイヤ固定部の押し込み量（＝タイヤトレッド部の変位量）と鉄球に負荷される力（400 N 以上）の両方を測定可能なセンサを取り付ける。

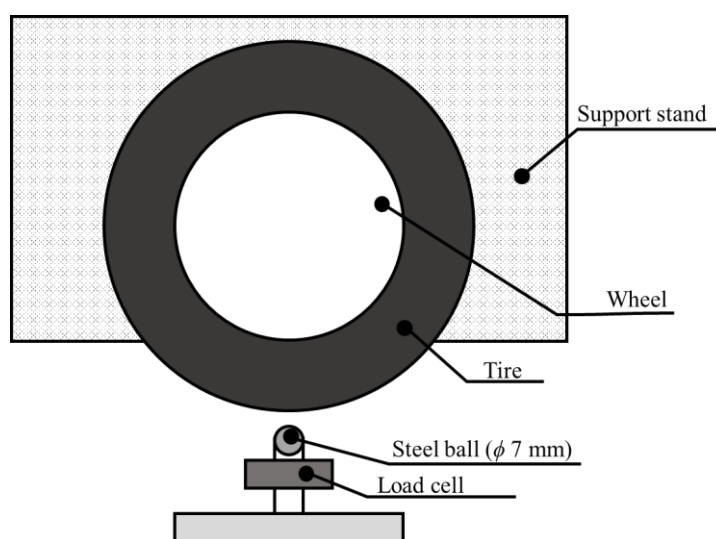


Fig.2.1.1-1 Schematic of a testing machine for tire-block stiffness

(2) 測定点

鉄球を押し付けるタイヤブロックの選定法と測定位置の決定法を示す。

a) ブロックの選定法

タイヤトレッドは，排水性やグリップ性能などを向上させるために溝によって分割されており，ブロック状のパターンを構成している。これらのブロックの平均的な剛性を取得するため，複数のブロックを測定する。測定対象となるブロックは，以下の条件を満たす必要がある。

- ・サイズ：タイヤのトレッドに含まれる様々なサイズのブロックの中でも，平均的なサイズのブロックを選定する。鉄球押し込みにより，ブロック外周が顕著に倒れ込むような変形をしないよう，可能な限り鉄球の直径 7 mm に対して数倍のサイズのブロックを選ぶ（第 3.2.1 項 (2)参照）。
- ・並 び：トレッド幅方向にほぼ一列に並んでいるブロックを選定する。

- ・数 : リブを定義できる場合、各リブにつき1つずつブロックを選定する。リブを定義できない場合、トレッド幅方向に均等に4~5個のブロックを選定する。リブとは幅方向に縦溝によって分割された部分を指す。
- ・測定歴 : 過去に同試験を実施したことのないブロックを選定する。

b) ブロック内の測定位置の決定法

上記 a) で選定したブロックの対角線の交点を測定位置とする (図 2.1.1-2(a))。タイヤの外側のブロックの測定位置は、直進走行時に接地する領域内に設定する。ブロックを定義できない場合は、溝やサイプの近傍を避け、鉄球を押し込んだ際に、鉄球がブロックからはみ出さない位置を選ぶ (図 2.1.1-2(b))。この場合も測定点の数は、トレッド幅方向に均等に4~5個とし、ほぼ一列に並ぶように決定する。以上の通り選定したブロックと測定点を、関係者間で確認し合意すること。

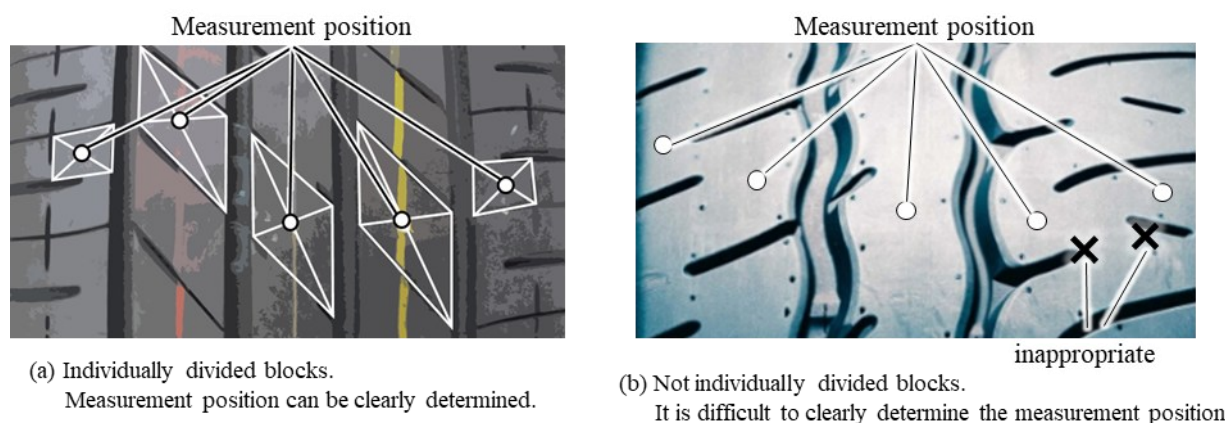


Fig.2.1.1-2 Example of block stiffness measurement position

(3) タイヤの保管方法

タイヤの温度を安定化させるため、タイヤをホイールに組み付けた後、以下の条件下で12時間以上静置(ソーク)する。試験前後にタイヤを長期保管する場合は、直射日光、高温多湿を避けて保管する。

- a) 雰囲気温度 : 23 ± 3 °C
- b) 空気圧 : 指定空気圧よりも 10 kPa 程度高く調整
- c) 状態 : 床の温度がタイヤに影響しないような状態で静置

(4) 測定条件

- a) 雰囲気温度 : 23 ± 3 °C (上記 (3) タイヤの保管条件 a) に同じ)
- b) 空気圧 : 減圧により指定空気圧に調整
- c) 押し込み速度 : 1.0 ± 0.3 mm/s。範囲外のデータの取り扱いは関係者間で協議し決定すること
- d) 最大変位量 : 7 mm 以上 8 mm 以下
- e) 測定回数 : 鉄球の押し込みから負荷力の除去までを 1 回の測定とし、測定点一カ所につき 5 回以上。
次の押し込みまでの待ち時間は 10 秒以上であること
- f) サンプリング周波数 : 10 Hz 以上

(5) 測定

タイヤを測定機に固定し、鉄球を測定位置へ押し込む。鉄球に負荷される力と鉄球またはホイール固定部の押し込み量を測定する。

2.1.2 測定値の読み取り方

各測定に対して、変位-荷重線図を作成する（図 2.1.2-1）。横軸は鉄球もしくはホイール固定部の押し込み量、縦軸は鉄球に負荷された力とする。鉄球に負荷された力が 4 N を越えた最初のサンプリング点を変位置読み取りの原点とする。変位-荷重線図の変位 4.0 mm 以上 6.0 mm 以下の範囲を最小二乗法により直線近似し、近似式の傾きを求める。測定点ごとに、傾きの最小値および最大値を除いた平均値を求め、これを各測定点のブロック剛性とする（図 2.1.2-2）。さらに、これらのブロック剛性の平均値をタイヤのブロック剛性（式 1.2-4）の公称値とする。

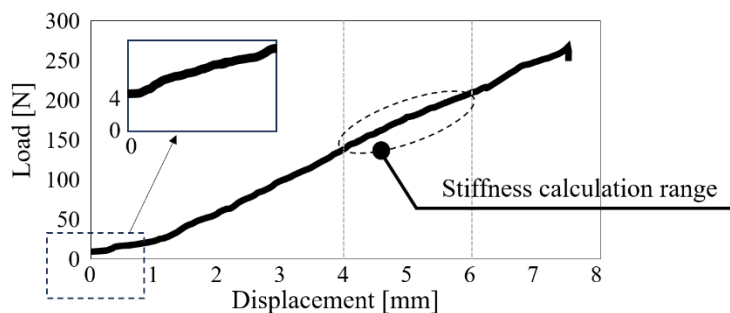


Fig.2.1.2-1 Displacement-load diagram for block stiffness

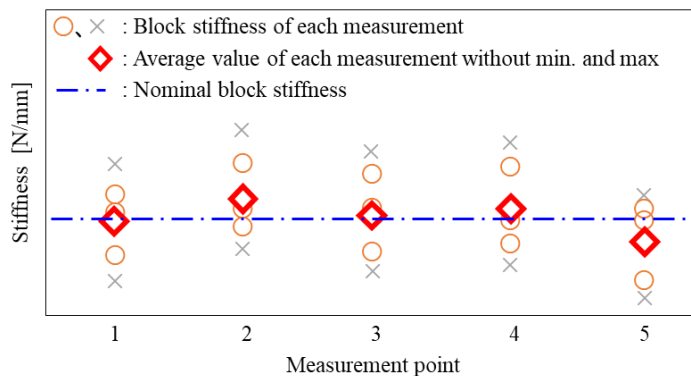


Fig.2.1.2-2 Block stiffness at each measurement point and nominal block stiffness
(Ex. Five measurements for five blocks)

表 2.1-1 測定法と測定値の読み取り方一覧

項目		条件など	根拠
測定機	機構	直径 7 mm の鉄球をタイヤトレッド部に垂直に 10 mm 以上押し込む機構	トレッドゴムの局所的な剛性測定のため
	センサ	押し込み量と鉄球への荷重を測定	
測定点	ブロックの選定	タイヤ幅方向にほぼ一列に並ぶ平均的なサイズのブロックを 4~5 個	タイヤトレッドの平均的な剛性測定のため (第 3.2.1 項-(2))
		測定履歴のない新規ブロック	測定履歴がある場合、剛性が変化するため (第 3.2.1 項-(1))
	測定位置	ブロック中央, 溝やサイプ付近は避ける	ブロック端部の不連続性の影響を排除するため
タイヤの保管方法	雰囲気温度	23±3 °C	タイヤ全体の温度を均一にするため
	タイヤの静置	ホイールに組み付けた状態で 12 時間以上静置	
		床の温度がタイヤに影響しない状態	
		指定空気圧より 10 kPa 程度高く設定	試験前に減圧により調圧するため
測定条件	雰囲気温度	23±3 °C	-
	空気圧	試験直前に、減圧により指定空気圧に調整	空気圧調整によるタイヤ内部空気の温度変化を極力抑えるため
	押し込み速度	1.0±0.3 mm/s	押し込み速度は測定値に影響するが、測定機差を考慮し±0.3 mm/s を許容 (第 3.2.1 項-(3))
	最大変位量	7 mm 以上 8 mm 以下	押し込みすぎによるゴム特性変化防止
	測定回数	各測定点 5 回以上	公称値算出過程で最大、最小値を除外するため 5 回以上は必要
	次の押し込みまでの待ち時間	10 秒以上	ブロックの変形が戻った状態で測定を開始するため
	サンプリング周波数	10 Hz 以上	変位読み取り原点の精度確保のため (第 3.2.2 項-(1))
測定	タイヤを測定機に固定し、鉄球を測定位置へ押し込む。 鉄球に負荷される力と鉄球またはホイール固定部の押し込み量を測定する。		
測定値の読み取り方	変位量読み取りの原点	荷重立ち上がり 4 N を越えた最初のサンプリング点を原点とする	荷重 0 N-変位 0 mm はノイズの影響で定まらないため (第 3.2.2 項-(1))
	変位-荷重曲線の傾き算出範囲	変位 4.0 mm 以上 6.0 mm 以下の範囲	実走状態のトレッドゴムの局所的な剛性測定のため
	各測定位置のブロック剛性	各測定回の最小値と最大値を除外した平均値	外れ値を排除するため (第 3.2.2 項-(2))
	ブロック剛性 (公称値)	各測定位置のブロック剛性の平均値	-

2.2 力の伝達率

力の伝達率（式 1.2-5）について、自由支持の伝達関数の測定法と測定値の読み取り方を示す。

2.2.1 測定法

測定機・機材，タイヤの設定，測定条件を示す。

(1) 測定機・機材

ハンマリング加振試験のため，インパクト（インパルス）ハンマ，加速度計，FFT アナライザを用いる。タイヤを自由支持にするための支持用ゴムチューブと，加振用のボルト・ナット・ワッシャを準備する。

(2) タイヤの設定

ボルト類をホイール締結穴へ取り付け，ゴムチューブへタイヤを載せる。この際，ホイール意匠面のみがゴムチューブへ接触するようにする（タイヤがゴムチューブへ接触しない。図 2.2.2-1）。タイヤが自由支持相当になるよう，ゴムチューブの空気圧は出来る限り低く設定する。締結したボルトとタイヤトレッド面へ加速度計を取りつける（図 2.2.2-2）。



Fig. 2.2.2-1 Free-free boundary condition by rubber tube



Fig. 2.2.2-2 Input and response points for force transmissibility measurement

(3) タイヤの保管方法

第 2.1.1 項-(3)を参照とする。

(4) 測定条件

試験直前に、減圧により指定空気圧へ調整する。

a) サンプリング周波数：800 Hz 以上，周波数分解能：0.125 Hz 以下

b) 窓関数：レクタンギュラウィンドウ（指数窓は用いない）

2.2.2 測定値の読み取り方

測定した二つの伝達関数 H_{22}^{Tire} ， H_{21}^{Tire} （図 2.2.3-1(a)）から演算した力の伝達率 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}}$ （図 2.2.3-1(b)）の、ピーク周波数とピークレベルを、読み取り評価指標値とする。ピークレベルの基準値は、1 N/N を 0 dB とする。以下に、各共振の読み取り手順を示す。

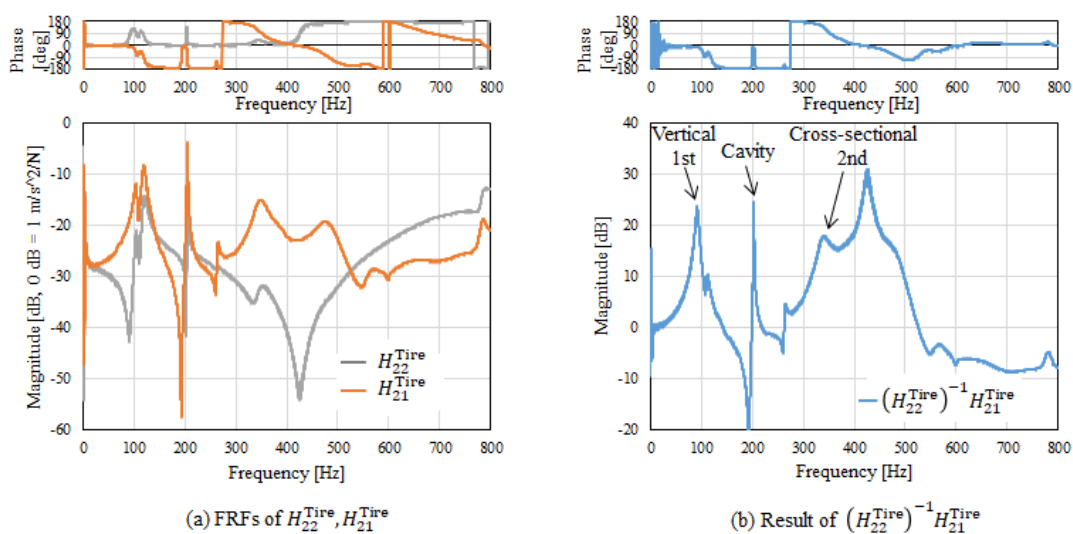
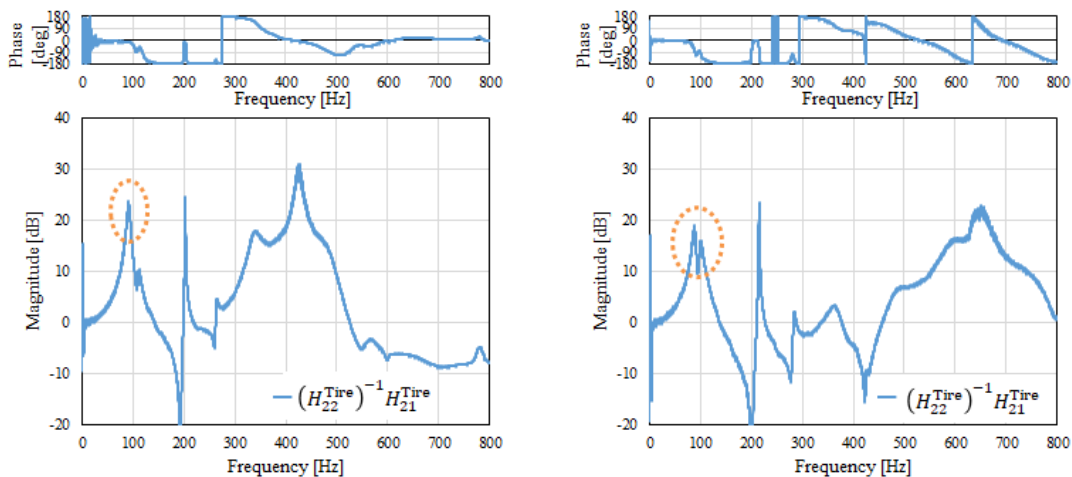


Fig. 2.2.3-1 Waveforms for identification of three modes

(1) 上下1次モード

上下1次モードの評価指標値は、力の伝達率 $(H_{22}^{Tire})^{-1}H_{21}^{Tire}$ の100 Hz 前後に現れる一つ目のピークのレベルと周波数を読み取る (図 2.2.3-2(a))。ただし、左右方向などの共振が近接することで上下1次モードの判別が難しい場合がある (図 2.2.3-2(b))。この場合、加振位置や応答位置の調整や、実験モード解析を行う (第3章参照)。

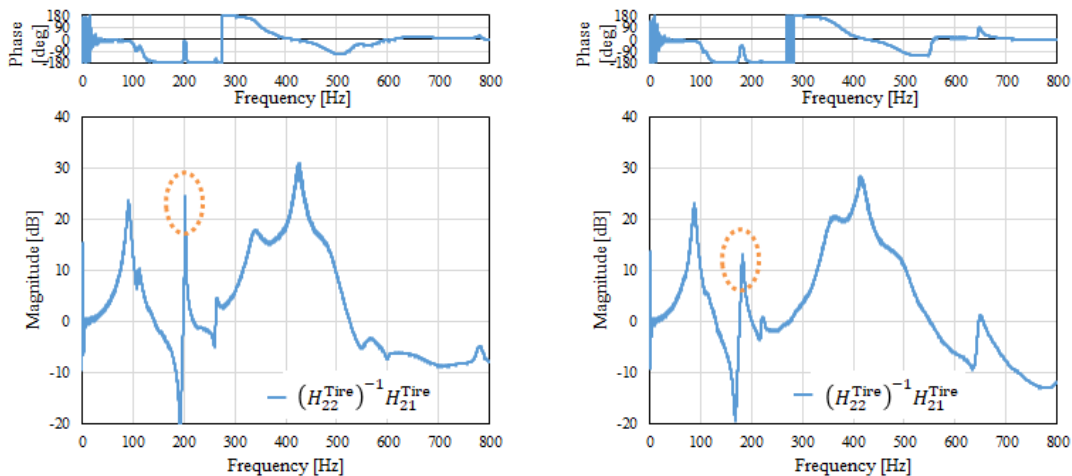


(a) Example in which "Vertical 1st" mode clearly identifiable (b) Example in which "Vertical 1st" mode difficult to identify

Fig. 2.2.3-2 Waveforms for identification of "Vertical 1st" mode

(2) 空洞共鳴モード

空洞共鳴モードの評価指標値は、力の伝達率 $(H_{22}^{Tire})^{-1}H_{21}^{Tire}$ の200 Hz 前後に現れる二つ目のピークのレベルと周波数を読み取る (図 2.2.3-3(a))。鋭目立つピークのため読み取り易いが、空洞共鳴モードの対策部品 (レゾネータ、スポンジなど) が付与されている場合は、ピークレベルが目立ち難い場合がある (図 2.2.3-3(b))。



(a) Example without countermeasure for "Cavity" mode; high peak level, mode clearly identifiable (b) Example with countermeasure for "Cavity" mode; low peak level

Fig. 2.2.3-3 Waveforms for identification of "Cavity" mode

(3) 断面 2 次モード

断面 2 次モードの評価指標値は、力の伝達率 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}}$ の空洞共鳴モードのピーク周波数以降（一般的に 300 Hz 以上）に現れるピークのレベルと周波数を読み取る。上下 1 次モード、空洞共鳴モードに比べて、鈍ったピークとなる傾向があることと、ホイール共振の影響を受ける場合があり、読み取りには注意が必要である。以下に手順を示す。

- a) H_{21}^{Tire} の空洞共鳴モードのピーク周波数より高い周波数に現れるピークの周波数を読み取る（図 2.2.3-4 (a)の f_a ）。リム曲げ共振によるピークが近接する場合があるため、読み取りに迷う場合は第 3 章を参考にモードを判断する。
- b) H_{22}^{Tire} の空洞共鳴モードのピーク周波数より高い側に現れる、反共振の周波数を読み取る（図 2.2.3-4 (a)の f_b ）。ホイール特性や加振位置の状況により、反共振が無い場合は読み取り不要である。
- c) $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}}$ の 300Hz 以上において、図 2.2.3-4 (a)の f_a に近いピークを断面 2 次モードとして読み取る（図 2.2.3-4 (b)）。 f_b に近いピークは演算により反共振がピークとなったものであり、断面 2 次モードのピークではないから、両者の関係をよく確認する必要がある。 f_b と f_a が近接する場合や、 f_b が f_a よりも低い場合は、断面 2 次モードのピークの判別が難しいため、第 3 章の方法を用いて f_b の影響を可能な限り取り除いてから読み取りを行う。

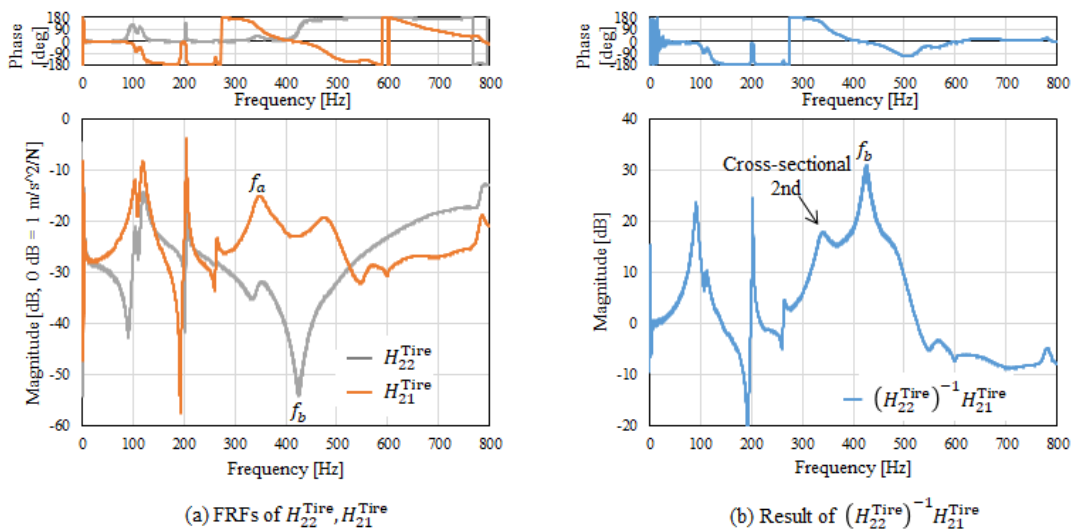


Fig. 2.2.3-4 Waveforms for identification of “Cross-sectional 2nd” mode

表 2.2-1 測定法と測定値の読み取り方の一覧

項目		条件など	根拠
測定機	FFT アナライザ	3ch 以上	応答を同時測定とするため
	インパクト（インパルス）ハンマ	ヘッド直径 20 mm, 入力レンジ 2 mV/N 程度推奨	-
	加速度計	感度 10 mV/(m/s ²)以上推奨	レベルが低い反共振帯域の応答も正確に測定することが必要なため
機材	支持用ゴムチューブ	外径がホイールリム径以下	ゴムチューブのタイヤ接触による応答変化を避けるため（第 3.3.1 項-(3)）
	加振用ボルト・ナット・ワッシャ	ワッシャの厚さは 5 mm 程度を推奨	締め付け時にワッシャの変形を発生させないため（第 3.3.1 項-(2)）
タイヤの設定法	ボルト・ナット・ワッシャ取り付け	・ナット面をトレッド面と並行に締結（ナット面は加振方向に対し垂直） ・締め付けトルク 50 Nm 以上	反共振周波数のばらつき低減のため（第 3.3.1 項-(2)）
	ゴムチューブを用いた自由支持	ゴムチューブ空気圧は供試体の剛体共振が十分低くなるように調整（10 Hz 以下程度）	-
	加振点位置	ナットのホイール中心側の面（内側） （図 2.2.2-2）	-
	応答点位置	点 a：ナット（加振点裏側） 点 b：点 a と径方向同一線上のタイヤトレッド部中央（図 2.2.2-2）	-
測定条件	サンプリング周波数	800 Hz 以上	着目固有モードを全て測定するため
	周波数分解能	0.125 Hz 以下	空洞共鳴モードの鋭いピーク特性を正確に読み取るため
	窓関数	入力：フォースウィンドウ 応答：レクタングュラウィンドウ	共振、反共振のレベルを正確に測定するため（指数窓は使わない）
測定値の読み取り方	上下 1 次モードの読み取り	力の伝達率 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1} H_{21}^{\text{Tire}}$ の 100 Hz 前後に現れる一つ目のピーク	-
	空洞共鳴モードの読み取り	力の伝達率 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1} H_{21}^{\text{Tire}}$ の 200 Hz 前後に現れる二つ目のピーク	-
	断面 2 次モードの読み取り	力の伝達率 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1} H_{21}^{\text{Tire}}$ の空洞共鳴モード以降（一般的に 300 Hz 以上）に現れるピーク	-

第3章 ラウンドロビンテストまとめ

ラウンドロビンテストの概要（タイヤとホイールの種類、進め方）と、第2章の測定法を決めるために得られた知見をまとめる。

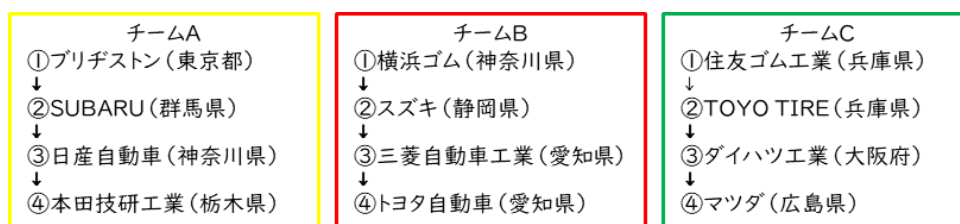
3.1 概要

INVITE F 参加企業を3つのチームに分け、チーム毎に試験を行った（表3.1-1）。一巡目で測定法の課題を洗い出し、二巡目で、その改善法を反映した測定を行った。タイヤを4種類選定し（図3.1-1）、ホイールは、各タイヤに採用されている既販車品を用いた（表3.1-2）。

(1) チーム

3チームに分け、輸送負荷を下げるよう、各チームの企業とタイヤの輸送順番を決めた。

表 3.1-1 チーム分けとタイヤ輸送順番



(2) タイヤの種類

乗用車タイヤのタイヤサイズを4つの範囲に分け、各範囲から1種類ずつタイヤを選定した。各種とも、同ロット品からチーム数分の3本のタイヤをタイヤサプライヤーが準備した。

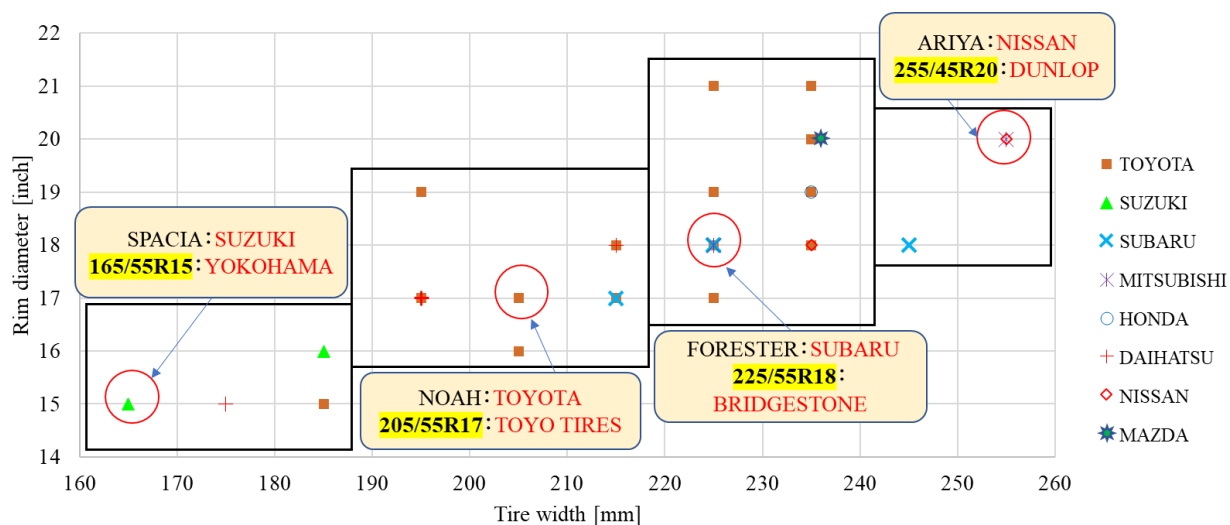


Fig.3.1-1 Tire size for test

(3) ホイール

上記(2)のタイヤと合わせて標準設定されている既販車のホイールを、完成車メーカーが準備した。

表 3.1-2 ホイール諸元

	リム径 [inch]	リム幅 [inch]	PCD [mm]	締結穴数	インセット [mm]	質量 [kg]
スペースシア	15	4 1/2	100.0	4	45	7.39
ノア	17	6	114.3	5	40	10.7
フォレスター	18	7	114.3	5	48	11.9
アリア	20	8	114.3	5	45	14.7

3.2 ブロック剛性の測定結果と知見

第2章に示す試験条件とデータ処理条件に従って算出した、各社ブロック剛性測定結果を、図3.2-1に示す。タイヤによる剛性差は概ね、(低) スペースシア < ノア < フォレスター < アリア (高)の傾向である。

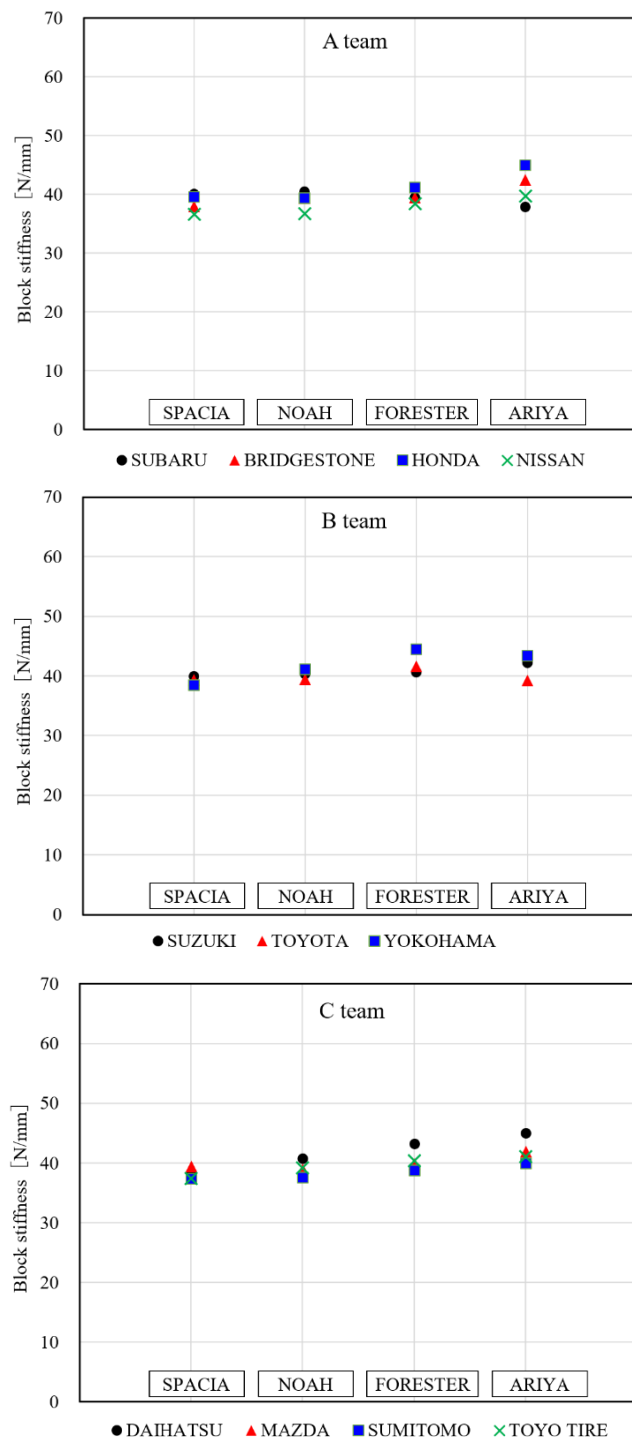


Fig. 3.2-1 Block stiffness results by company (by team)

3.2.1 測定法の知見

ブロック剛性に影響すると考えられる以下の測定条件の調査結果に基づき、第2章の条件を規定した。

(1) ブロック剛性と測定履歴の関係

図 3.2.1-1 に、測定履歴のない新規位置と測定履歴がある位置のブロック剛性を示す。測定履歴がある場合は、ブロック剛性が相対的に低くなる傾向にある。測定値のばらつきを小さくするために、測定履歴のない新規位置に規定する。

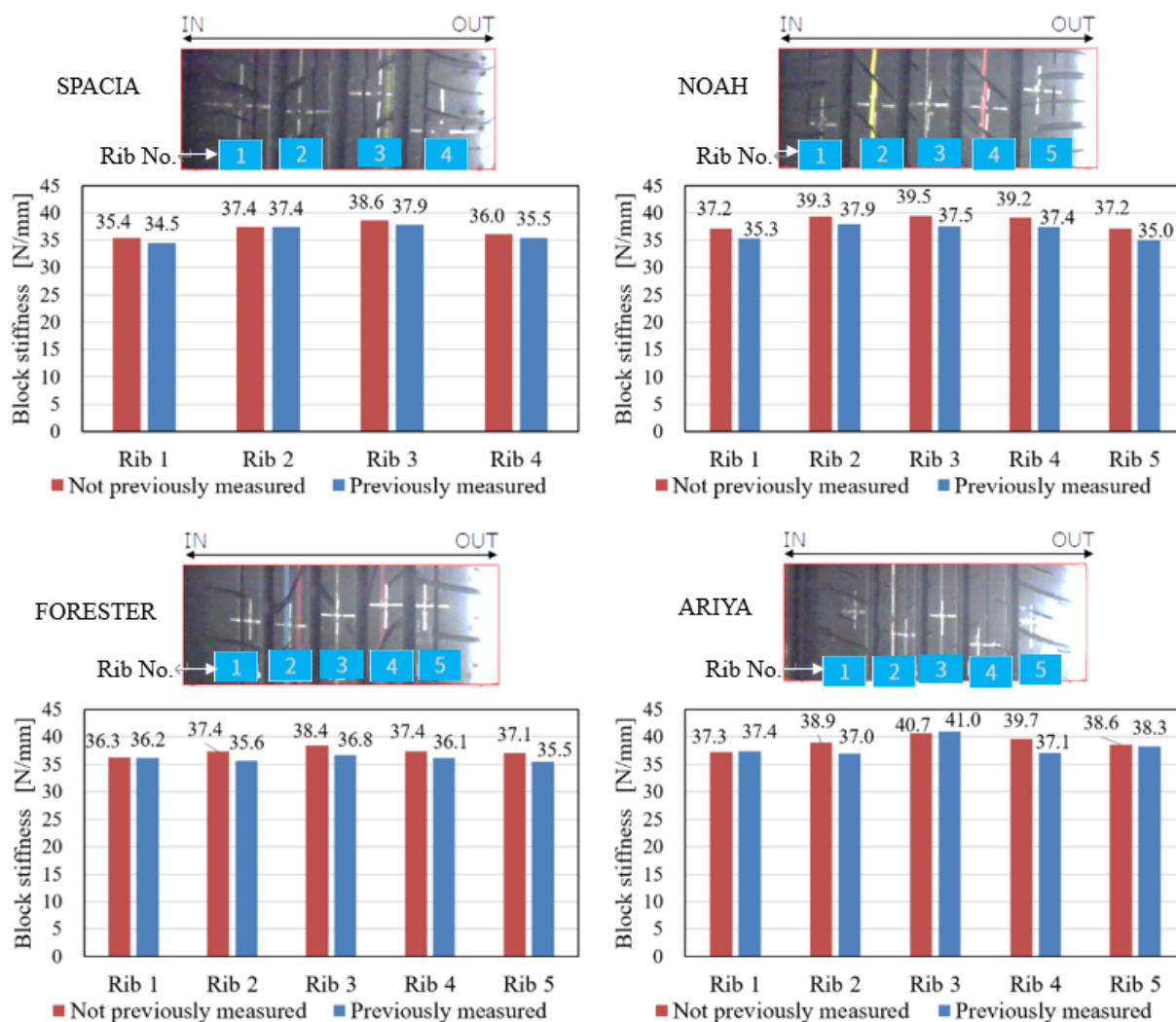


Fig. 3.2.1-1 Block stiffness comparison by measurement history

(2) ブロックサイズと剛性の関係

ブロックサイズ（ブロック長）が21 mm～37 mm の範囲で、サイズと剛性の関係を調べた結果を図 3.2.1-2 に示す。いずれのリブにおいても、この範囲においては、鉄球による局所的な変形に対して剛性は変わらない。ただし、ブロック端部ではブロックの不連続性による剛性への影響が懸念されるため、ブロックサイズが鉄球の大きさに近いブロックでの測定は避ける必要がある。

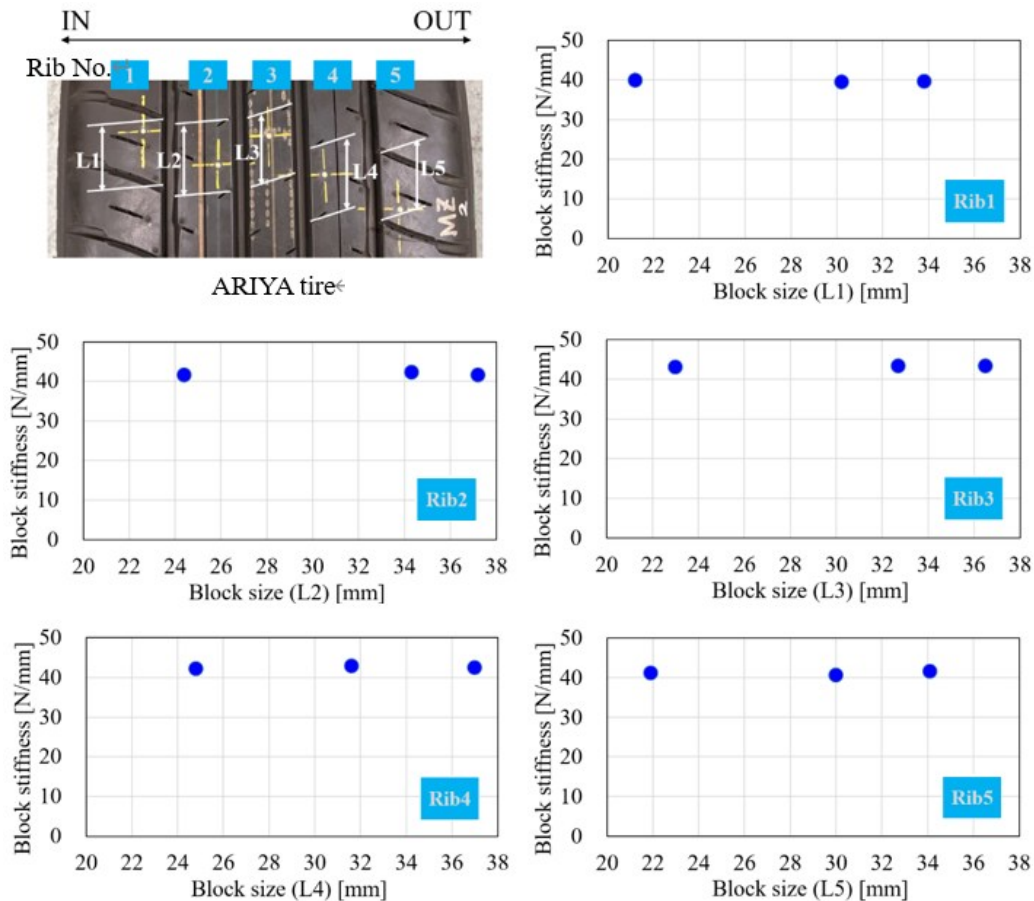


Fig. 3.2.1-2 Relationship between block size and stiffness

(4) 押し込み速度の規定

押し込み速度の基準値は、各社設備の制約と手動測定の操作性を考慮して 1.0 mm/s とする。ブロック剛性は、トレッドゴムの粘性成分により押し込み速度の影響を受けるが (Ramanjaneyulu and Chung-Souk, 2010), 図 3.2.1-3 に示すように、手動測定が実施可能な 1.0 ± 0.3 mm/s の速度範囲においては、実用上問題ない剛性差である。

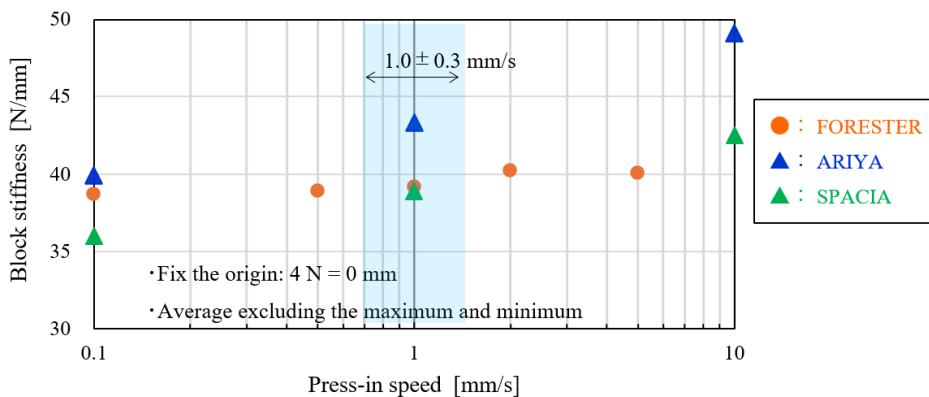


Fig. 3.2.1-3 Investigation results of block stiffness and press-in speed

3.2.2 測定値の読み取り方の知見

ブロック剛性に影響すると考えられる、以下のデータ処理条件について検討した結果に基づき、第2章に示す条件を規定した。

(1) 変位読み取り原点の規定

荷重 0 N-変位 0 mm のサンプリング点は、測定ノイズの影響により定まらないため、鉄球押し込みの負荷が 4 N を越えた最初のサンプリング点を変位 0.0 mm とする(図 3.2.2-1)。原点付近のデータ間隔を小さくして読み取り精度を向上させるために、サンプリング周波数は 10 Hz 以上とする。

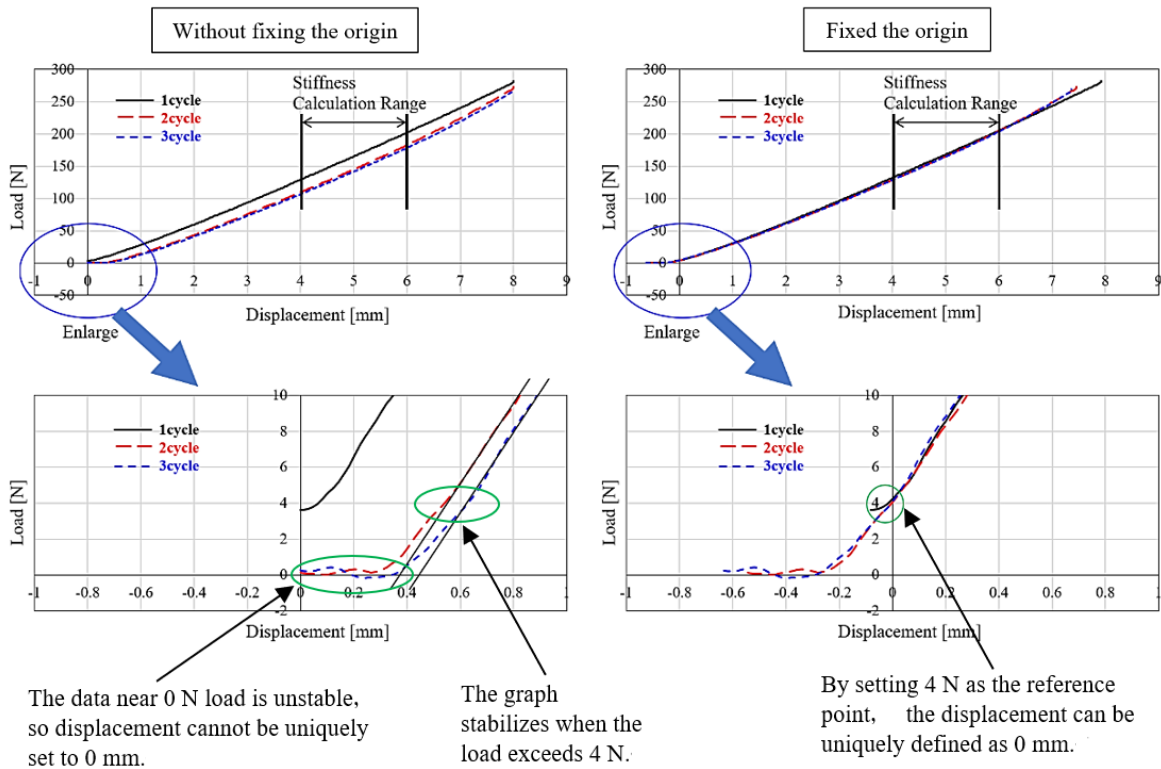


Fig. 3.2.2-1 Effect of defining 4 N as the starting load

(2) 公称値算出のためのデータ平均方法

図 3.2.2-2 に示すフォレスタータイヤのブロック剛性測定結果のように、ブロック剛性は測定回毎にばらつくことがある。これらの測定値を全て平均するとばらつきの影響を大きく受ける場合がある(下図中の赤円)。ばらつきの影響を除くため最大値と最小値を除いた平均化を行う。

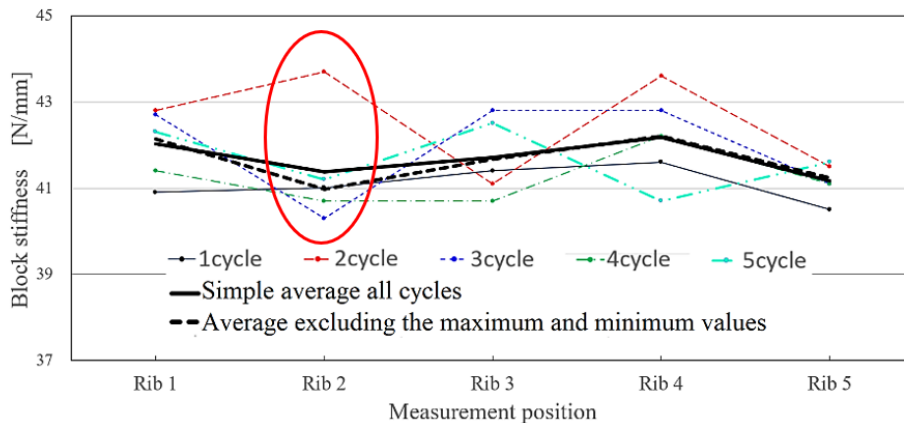


Fig. 3.2.2-2 Effect on the average value of removing the maximum and minimum values (FORESTER tire)

3.3 力の伝達率の知見

力の伝達率（式 1.2-5）に関する知見をまとめる。

3.3.1 測定法の知見

(1) 反共振と加振位置の関係

a) 伝達関数を構成する固有モードと反共振について

伝達関数 (H_{22}^{Tire} , H_{21}^{Tire}) を構成する固有モードを把握し、伝達関数 H_{22}^{Tire} に反共振が現れるメカニズムを解析した。解析用計算は、ARIYA タイヤの実験データを基に物性値を同定したモデルを用いた。図 3.3.1-1 に示す精度を有する。

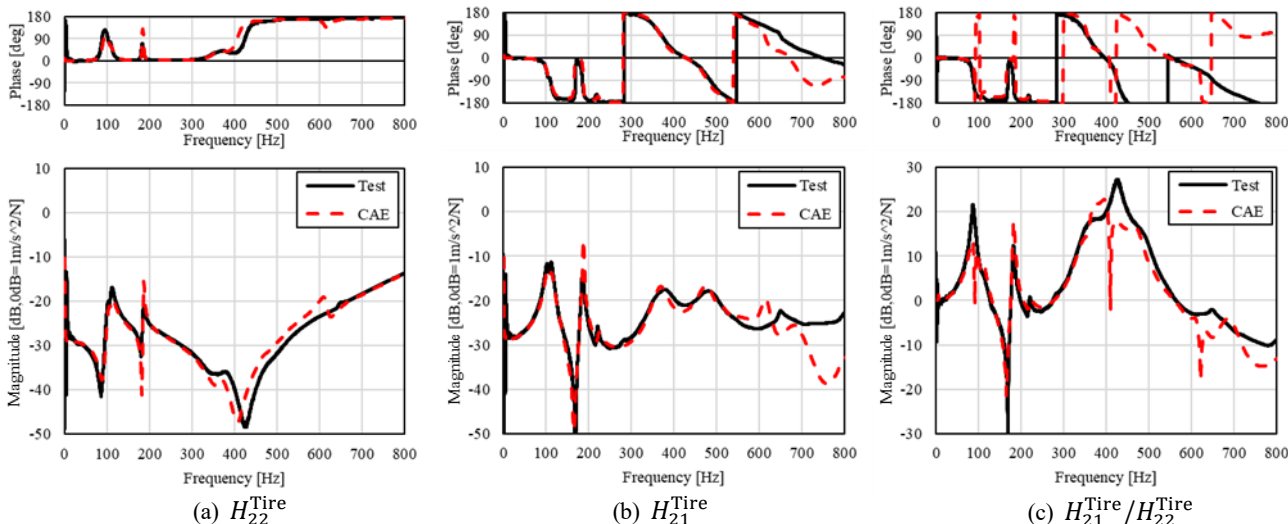


Fig. 3.3.1-1 Comparison of FRF between test and CAE

このモデルを基に、伝達関数 (H_{22}^{Tire} , H_{21}^{Tire}) を構成している固有モードを確認した。伝達関数と固有モードの対応を図 3.3.1-2 に示し、固有モード形状を表 3.3.1-1 に示す。

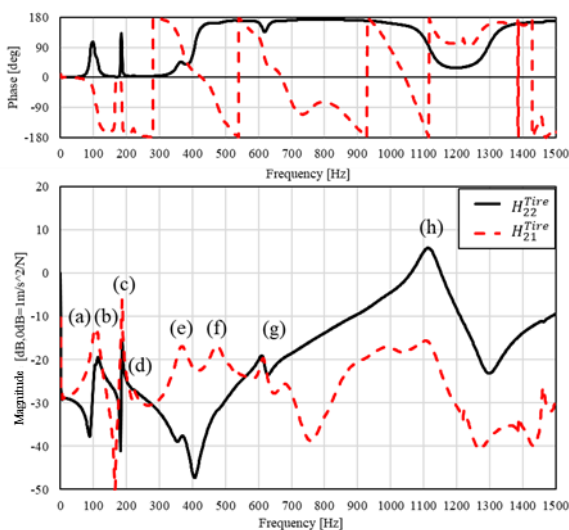


Fig. 3.3.1-2. Contribution of tire-wheel modes to H_{22}^{Tire} and H_{21}^{Tire}

表 3.3.1-1 H_{22}^{Tire} , H_{21}^{Tire} を構成している固有モード（自由支持状態）
（タイヤとホイールの弾性モードのみ掲載）

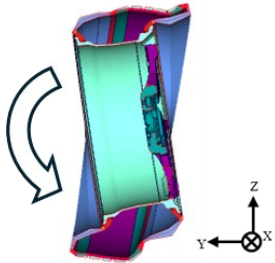
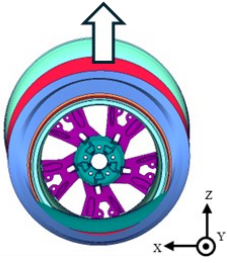
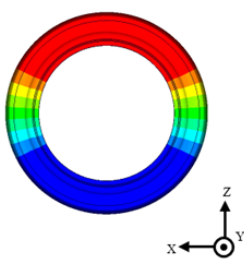
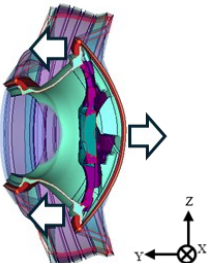
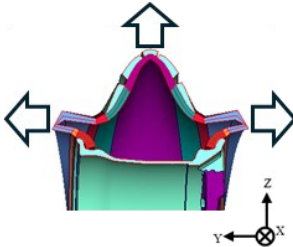
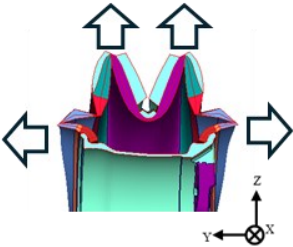
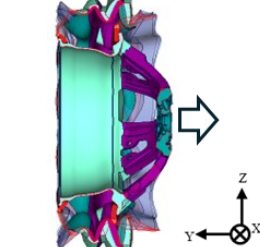
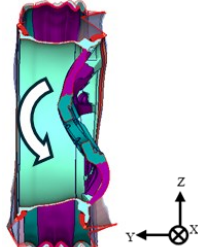
(a) ロール (106 Hz)	(b) 上下1次 (118 Hz)	(c) 空洞共鳴 (175 Hz)	(d) リム開閉 (223 Hz)
			
(e) 断面2次 (367 Hz)	(f) 断面3次 (474 Hz)	(g) ディスク面膜1次 (615 Hz)	(h) ディスク面外ねじれ (1121 Hz)
			

図 3.3.1-2 より, H_{21}^{Tire} および H_{22}^{Tire} は比較的少ない固有モードで構成されていることがわかる。これはタイヤが基本的に点対称に近い構造体であり, 複数発生するホイール重心位置が変動しないタイヤ表面が波打つモードについては, ホイールセンターへの加振力による伝達特性には現れないことが原因である。

次に, H_{22}^{Tire} の反共振のメカニズムを確認する。この反共振により $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1} H_{21}^{\text{Tire}}$ の分母がゼロに近づき, 断面2次モード付近のゲインが高くなり, 読み取りが困難になる場合がある。図 3.3.1-3 (横軸対数) で, H_{22}^{Tire} の反共振を構成するばねラインとマスラインを規定すると, ばねラインを発生させているモードは主に (h) ディスク面外ねじれモードであることがわかる。加えて, ボルト局部変形の寄与もある (図 3.3.1-4, (2) 加振ボルトの締結法の影響を参照)。マスラインは, 上下方向の剛体モードと (a) ロールが主である。

反共振が発生するメカニズムの概念図を図 3.3.1-4 に示す。加振力に対して, ボルトの上下方向の応答が同相となる剛体モードとロールモードに対して, それらが逆相のディスク面外ねじれモードとボルト局部変形モードの重ね合わせにより, ボルトの上下応答が相殺される周波数に反共振が発生する。

ディスク面外ねじれモードの共振周波数が高いほど反共振周波数が高くなり, 断面2次モードを判別し易くなる。量産ホイールに対して, ディスク面の剛性が高い特殊な高剛性ホイール (付録 D) を用いると, 更にディスク面外ねじれモードの共振周波数を高く設定できる。ただし, この場合でもディスク面外ねじれモードの影響を完全に排除できないため, 高剛性ホイールの製作負荷をよく考えて適用する必要がある。

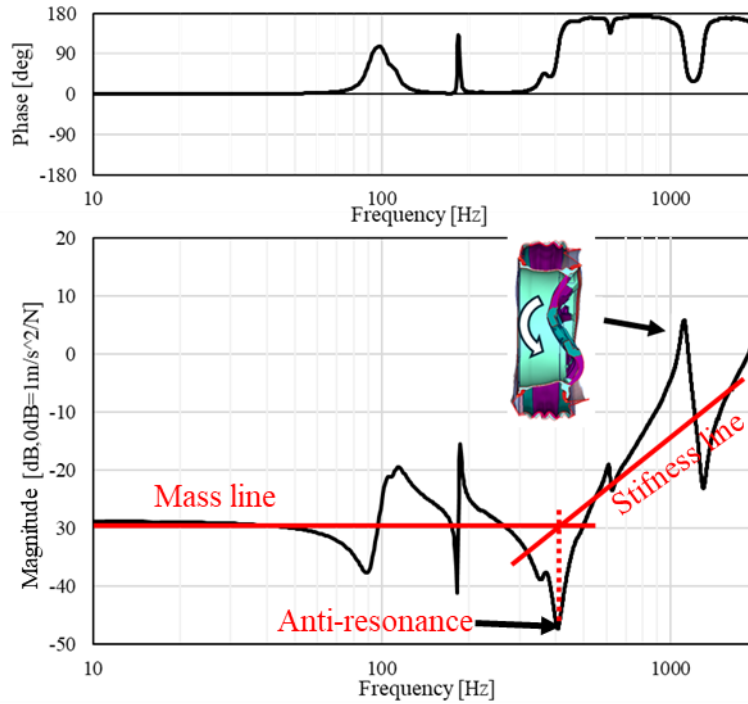


Fig. 3.3.1-3 Contribution of tire-wheel modes to anti-resonance in H_{22}^{Tire}

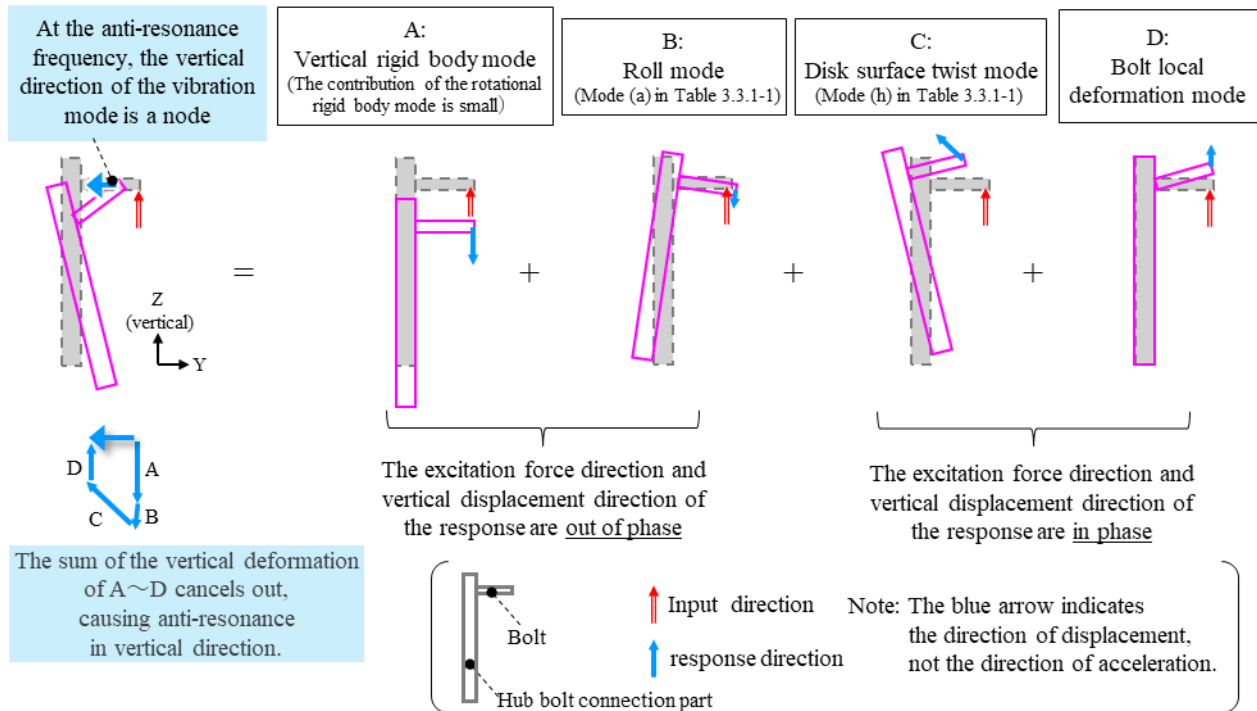


Fig. 3.3.1-4 Illustration of the anti-resonance mechanism caused by the superposition of each vibration mode

b) 加振位置の影響

第 3.3.1 項からわかる通り、ボルトを上下方向に加振すると、ボルトとディスク面が回転する固有モードが励起されるため、ボルトの加振位置（高さ）の違いが、それらの固有モードの励起の程度に影響する。ディスク面外ねじれの固有モードにおけるボルトの振動モードの関係を図 3.3.1-5 に示す。青矢印のボルト根本に対して赤矢印のボルトの先端を加振すると、ディスク面外ねじれモードがより励起されることがわかる。

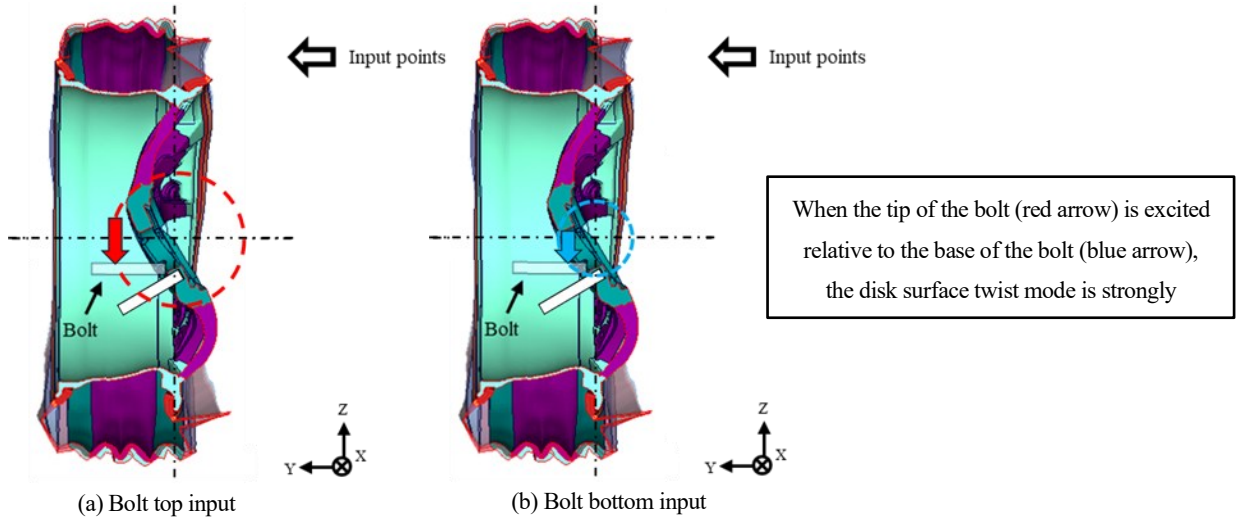


Fig. 3.3.1-5 Relationship between the amplitude of the disk surface twist mode and the bolt input position

図 3.3.1-6 に、3 水準の加振点位置に対する、 H_{22}^{Tire} の実験および CAE の結果を示す。これらより、加振位置がハブ面に近いほどディスク面外ねじれモードによって発生するばねラインのゲインが下がり、反共振の周波数が高くなることから反共振による $(H_{22}^{Tire})^{-1} H_{21}^{Tire}$ への影響をより高周波数にシフトさせるには加振位置をなるべくハブ面に近づけることが有効と考えられる。ただし、その結果、表 3.3.1-1 の (a) ロールモードへの入力が増大し、上下 1 次モードとの分離に影響を与える可能性に留意する必要がある。

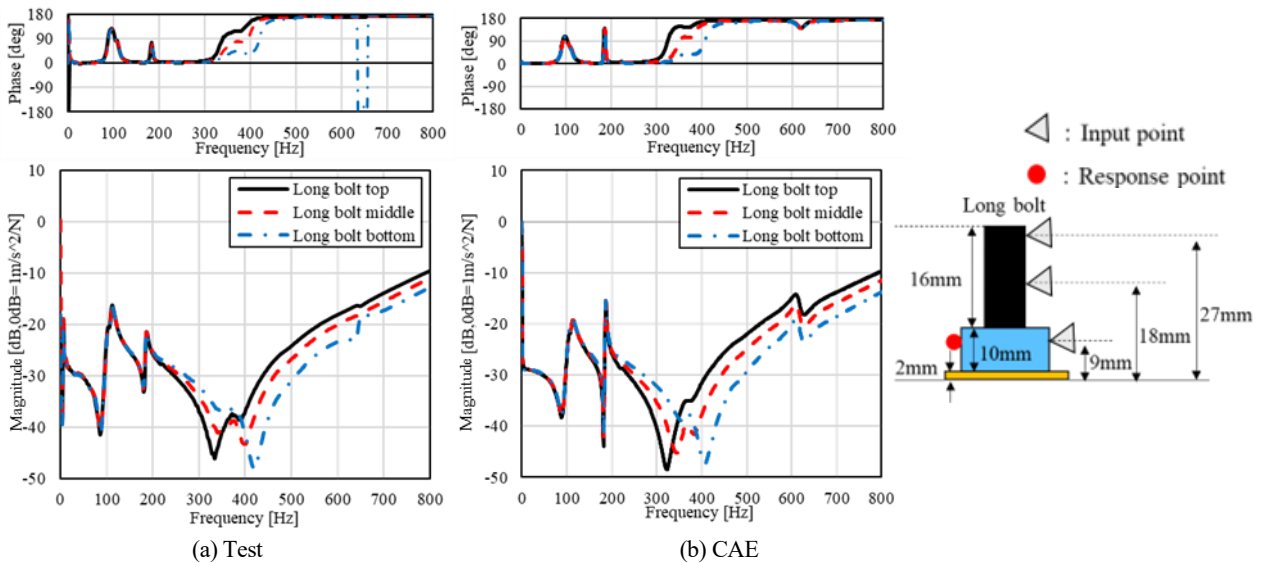


Fig. 3.3.1-6 Effect of input position on H_{22}^{Tire} in test and CAE

(2) 加振ボルト締結法の影響

力の伝達率の測定では、ホイール締結面を面内方向に加振する必要があるため、ホイール締結穴にボルト・ナットを取り付けて、加振面が確保し易いナット部を加振する方法を採用した（他に、ホイールのハブ部内面を加振する方法があるが、適切な加振面を選定し難く、かつ、インパクトハンマの軌跡が面内に沿わず斜め加振となるため上手く測定できない）。

ボルト・ナットを取り付ける際、締結面の母材の損傷を防ぐためワッシャを用いるが、ホイール締結面に溝があるホイール（実車組付け時の接触位置の安定化用）の場合に注意が必要となる。締結面に溝があるホイール(図 3.3.1-7(a))では、図 3.3.1-7(b)に示すように溝より大きいワッシャを適用し締結面上の平坦な部分を橋渡しして支持することになる。締結面に溝が存在するホイールに対してワッシャとボルトを適用した状態を図 3.3.1-7(c)に示す。このような場合、ボルト締め付けによりワッシャ中央部が凹むため安定した固定状態にならず、断面2次モードの読み取り結果に影響を与える。溝のあるホイールについて、ボルト締結状態の影響を検証するため、締結トルクを 10~70 Nm の範囲で 5 水準測定した（図 3.3.1-8）。ワッシャは鉄製の板厚 3 mm を用いた。図 3.3.1-8(a)に示す加振点の伝達関数 H_{22}^{Tire} においては、締結トルクの違いにより 300 Hz から 500 Hz までの間の反共振位置が変化し、同時に反共振以降の振幅が変化する。一方、図 3.3.1-8(b)に示すタイヤトレッドまでの伝達関数 H_{21}^{Tire} はほとんど変化しない。結果として、図 3.3.1-8(c)の力の伝達率 $(H_{22}^{Tire})^{-1}H_{21}^{Tire}$ では、断面2次領域の周波数および振幅に差異を生じる。締結トルクの違いに着目すると、伝達関数 H_{22}^{Tire} においては締結トルクが高くなるほど反共振周波数は高くなるが、50 Nm と 70 Nm ではほとんど一致し、十分な締結トルクを与えることで安定した測定ができるという知見を得た。この差異は、ボルト締結力不足によりボルト局部剛性が低下しボルトの振幅レベルが大きくなるためと考える。

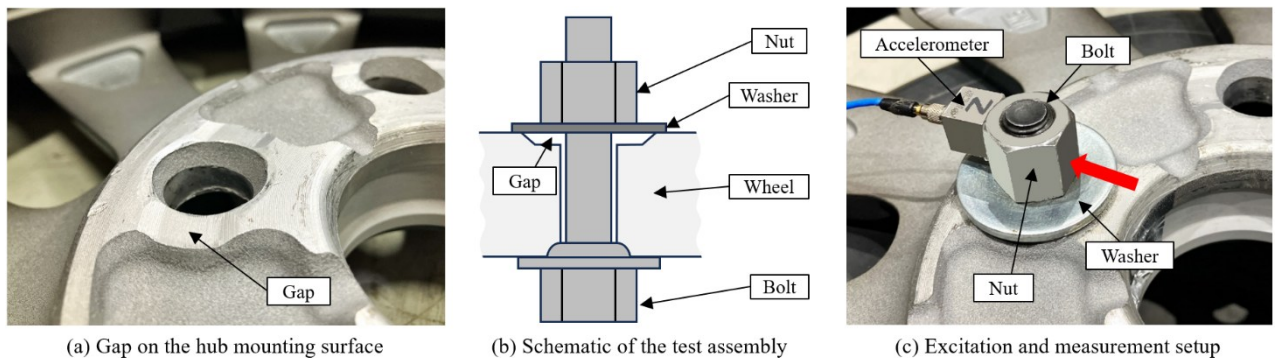


Fig. 3.3.1-7 Wheel-side hub mounting surface with a gap and test setup

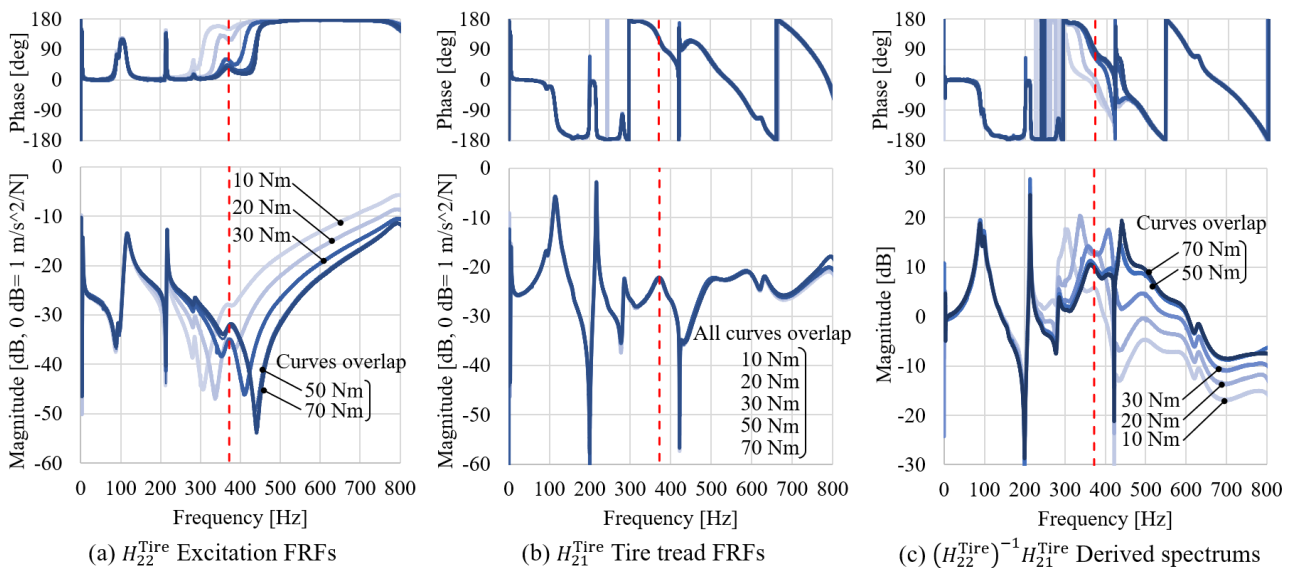


Fig. 3.3.1-8 Effect of bolt tightening torque on anti-resonance frequency and cross-sectional 2nd mode estimation

以上より、ボルトの締結具合により加振点センサの振幅に差異が生じることがわかった。このような溝があるホイールの測定ばらつきを減らすため、締結トルクを 50 Nm 以上と規定した。加えて、ボルトの締め付けによるワシヤの曲げ変形を抑制するため、厚さ 5 mm の肉厚ワシヤで、かつ、焼き入れ処理済の高い締結トルクに対して塑性変形しにくい仕様とした (図 3.3.1-9)。トルク規定とワシヤ仕様は溝が無いホイールにも適用する。

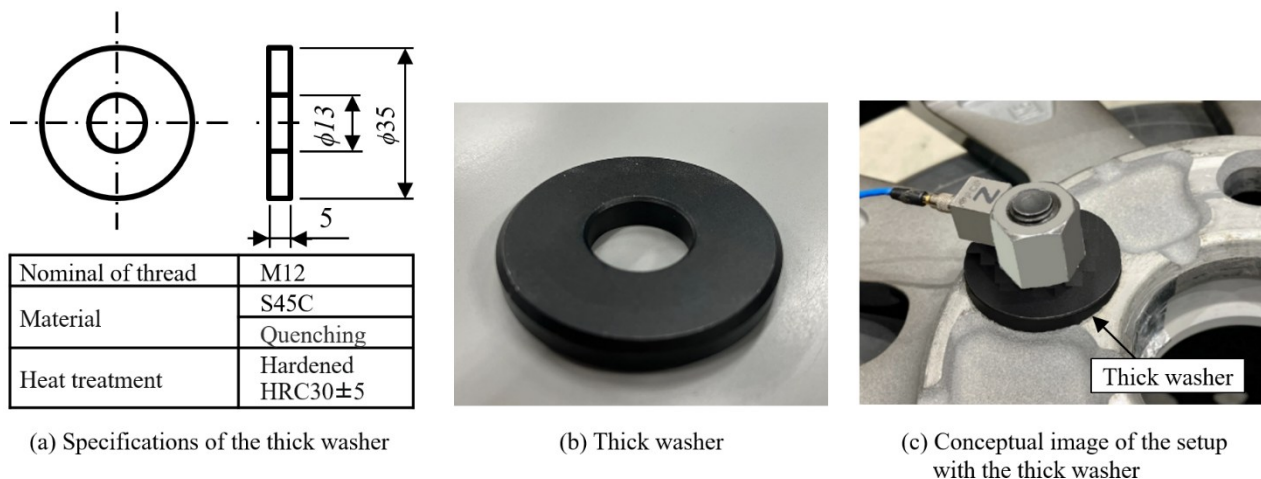


Fig. 3.3.1-9 Thick washer used in the experiment and test setup concept

(3) タイヤチューブの支持条件

本規格では、自由支持のためにタイヤチューブを用いる。タイヤチューブは、一般的な自由支持の条件を満たしていることに加え、タイヤを載せやすい形状のため、加振時にタイヤが安定する利点がある。また、入手が容易なため、企業間での測定条件を統一できる。しかし支持条件により断面 2 次モードの読み取り結果に差異が生じることがわかったため知見として記載する。

支持条件が異なる 2 つの事例を図 3.3.1-10 に示す。図 3.3.1-10(a) はタイヤチューブがタイヤ側面に接触している場合で、図 3.3.1-10(b) はタイヤチューブがタイヤには接触していない場合である。

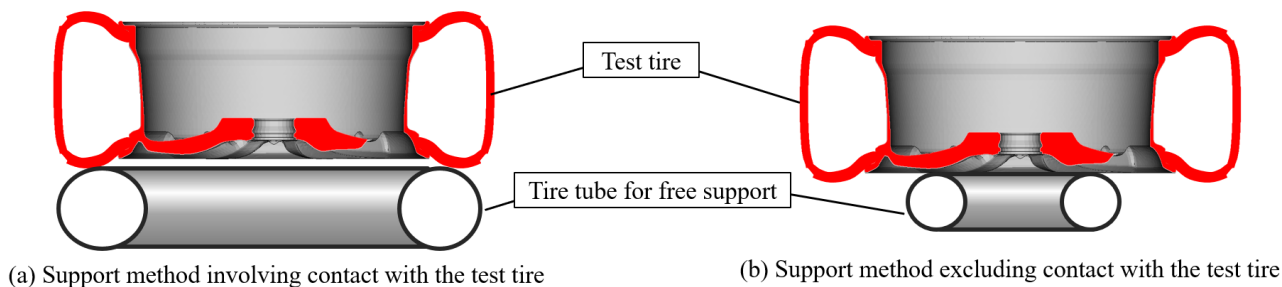


Fig. 3.3.1-10 Support methods for a tire-wheel assembly using a tire tube

これら 2 つの条件の測定結果を図 3.3.1-11 に示す。伝達関数 H_{22}^{Tire} (図 3.3.1-11(a)) では、支持条件の差はほとんど無いが、伝達関数 H_{21}^{Tire} (図 3.3.1-11(b)) では、タイヤチューブがタイヤ側面に接触した場合は、接触しない場合に比べおおよそ 300 Hz 以上の周波数で振幅が低いことがわかる。タイヤチューブの接触によりタイヤ側面の振動が抑制されたと考えられる。結果として、力の伝達率 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1} H_{21}^{\text{Tire}}$ の断面 2 次モードに差異を生じる。

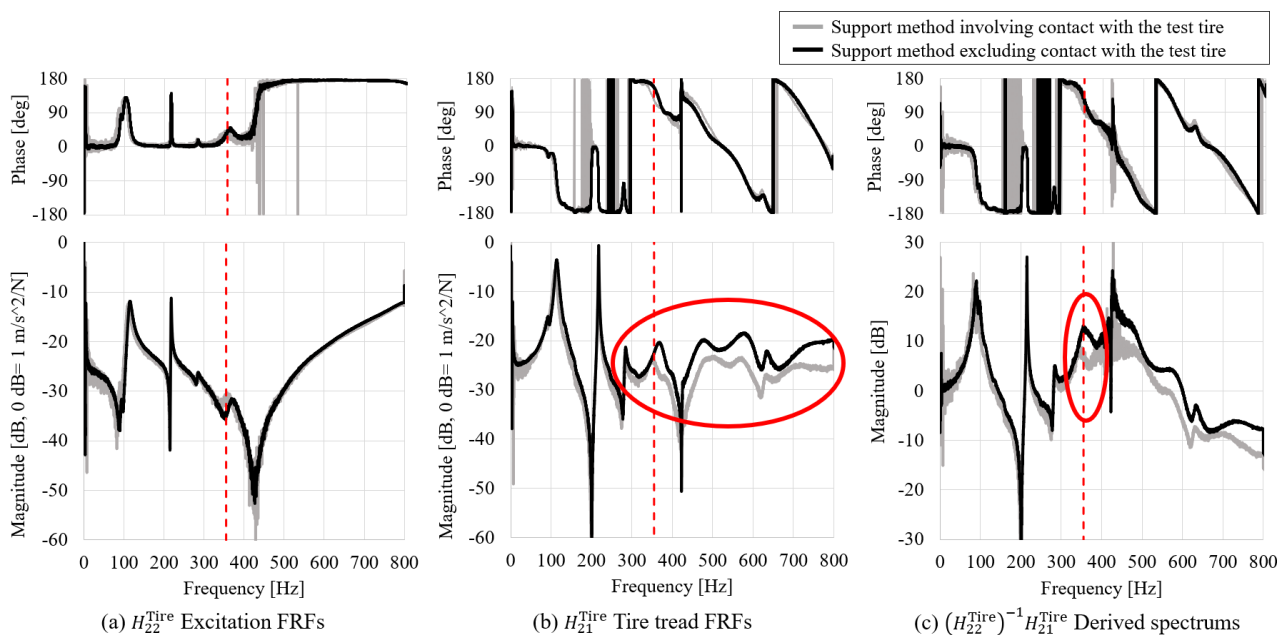


Fig. 3.3.1-11 Influence of differences in rubber tube support on the accuracy of cross-sectional second mode frequency

以上より、タイヤチューブがタイヤ側面に接触しない支持方法が必要という知見を得たため、図 3.3.1-12 のように、ホイール径より小さいタイヤチューブを用いる。本ラウンドロビントでは 15~20 インチのタイヤに対し、表 3.3.1-2 に示す概略寸法のバイク用タイヤチューブを用いた。



Fig. 3.3.1-12 Example of wheel support using a bike tire tube

表 3.3.1-2 自由支持に用いたバイク用タイヤチューブの概略寸法と質量

サイズ呼び	内径 [mm]	外径 [mm]	幅 [mm]	質量 [kg]
4.50-6	150	390	130	0.4

3.3.2 測定値の読み取り方の知見

(1) 実験モード解析を用いる方法

タイヤとホイールは複数の共振を持つため、図 3.3.2-1 (b) のように本指標が対象とする共振の判別が難しい場合がある。そこで、実験モード解析により伝達関数を再合成することで、共振周波数と共振レベルの読み取りを容易にする。

実験モード解析は、伝達関数 H_{22}^{Tire} と H_{21}^{Tire} (図 3.3.2-1 (a)) に対して行う。伝達関数の再合成には、評価対象の上下 1 次モード、空洞共鳴モード、断面 2 次モードのほか、低周波の剛体共振による剰余質量を採用する。断面 2 次モードの共振付近に現れる H_{22}^{Tire} の反共振は、高周波に存在するホイール共振に起因するため、このホイール共振 (もしくはこの共振を含む剰余剛性) は採用しない。図 3.3.2-1 (a) と図 3.3.2-2 (a) に、伝達関数の再合成に採用する共振を縦の赤破線で示し、採用しない共振を縦の緑破線で示す。図 3.3.2-2 に示すように、評価対象のみを採用した伝達関数 (図 3.3.2-2 (a)) を用い、 $(H_{22}^{Tire})^{-1}H_{21}^{Tire}$ を導出すると、上下 1 次モードや断面 2 次モードの読み取りが容易となる (図 3.3.2-2 (b))。なお、本事例の実験モード解析には、Siemens 社 Simcenter Testlab のソフトウェアを用いた。

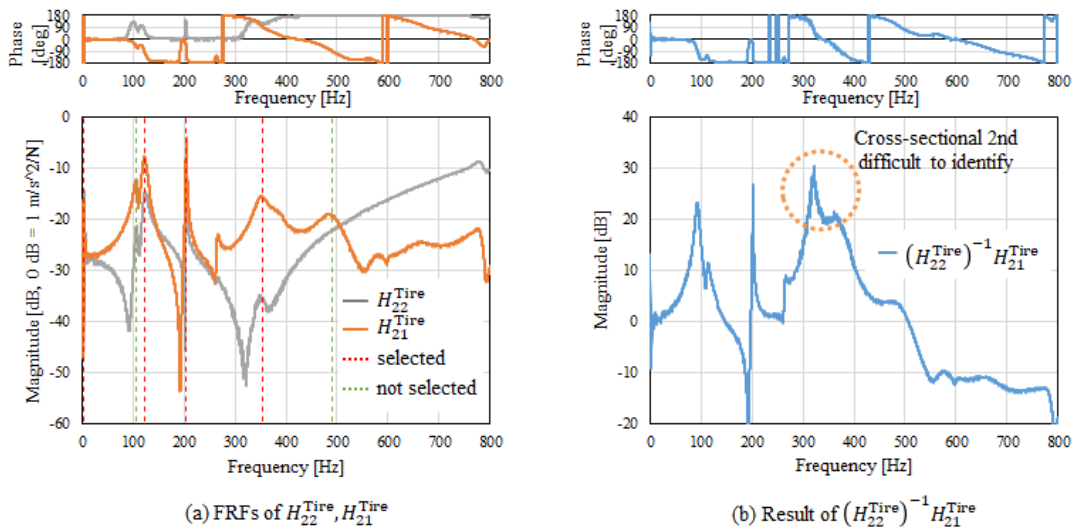


Fig. 3.3.2-1 Original FRFs from experiment

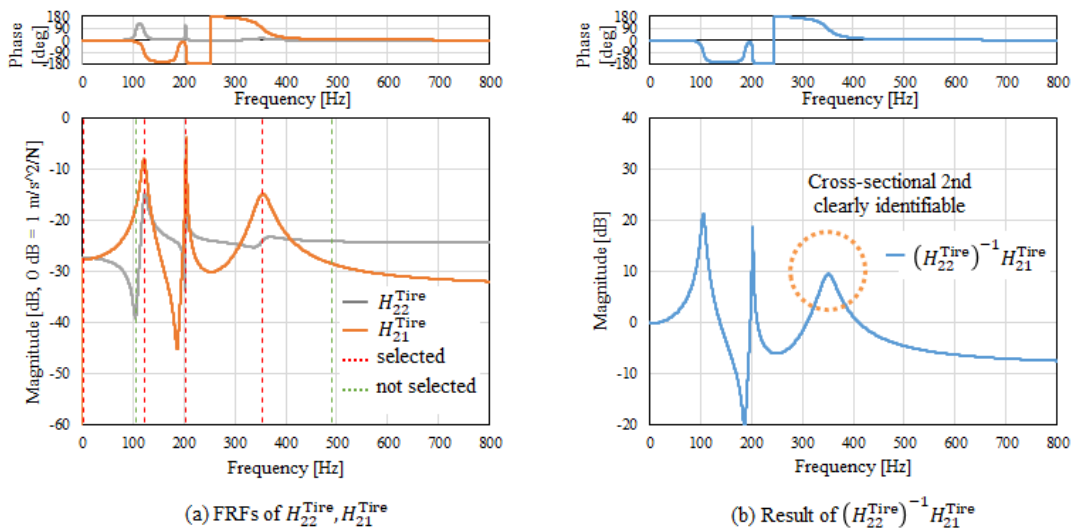


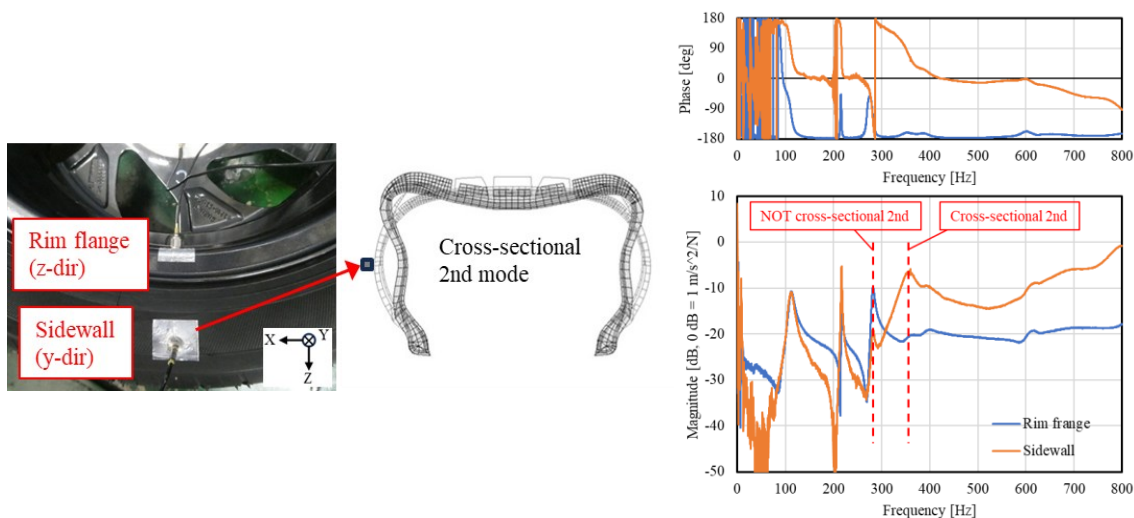
Fig. 3.3.2-2 FRFs synthesized by experimental modal analysis

(2) 断面 2 次モードの他の判別法

実験モード解析以外の方法で、断面 2 次モードの判別を補助する方法を示す。

a) サイドウォール部の応答を用いる方法

サイドウォールのタイヤ高さ方向の中央位置とホイールのリムフランジに加速度計を取り付けて伝達関数 H_{21}^{Tire} を測定し (図 3.3.2-3)、ピークの有無で断面 2 次モードを判別する。リムフランジ応答にピークがなく、サイドウォール応答にピークがある場合、そのピークが断面 2 次モードの共振ピークである (図 3.3.2-4)。ただし、サイドウォールに取り付けた加速度計の付加質量が断面 2 次モードの共振周波数・レベルに影響することが懸念されるため、あくまで判別のために補助的に使用し、サイドウォールに加速度計を取り付けた条件で測定した結果から評価指標値を読み取らないこと。



(a) Accelerometer mounting position

(b) FRFs of the sidewall and rim flange

Fig. 3.3.2-3 Vibration mode identification using sidewall response

b) 空気圧変更による方法

タイヤ空気圧の変更によるピーク周波数の変化から断面 2 次モードを判別する。既定空気圧から減圧した場合、伝達関数 H_{21}^{Tire} のピーク周波数が変化するピークが断面 2 次モードであり、変化の小さい方はホイール主体の固有モードである (図 3.3.2-4)。

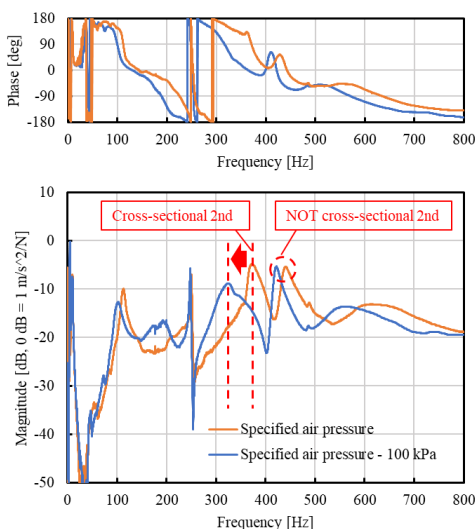


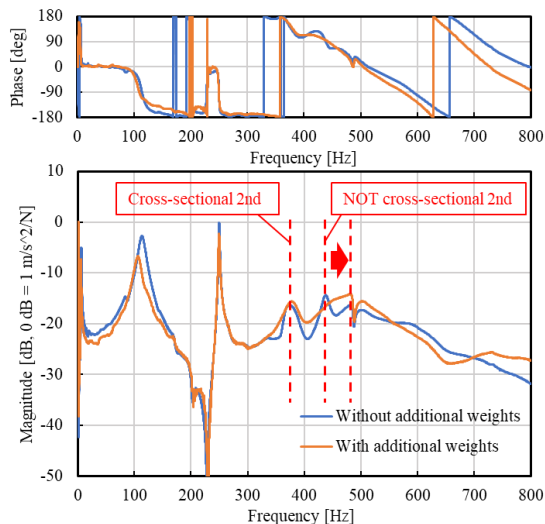
Fig. 3.3.2-4 Vibration mode identification by different air pressures

c) ホイールへのマス付加による方法

ホイールウェルへ取り付け付けたマス（図 3.3.2-5(a)）の有無で、伝達関数 H_{21}^{Tire} のピーク周波数が変化しないピークを断面 2 次モードとして判別する（図 3.3.2-5(b)）。周波数が変化するピークは、ホイール主体の固有モードである。



(a) Mounting position of additional weights

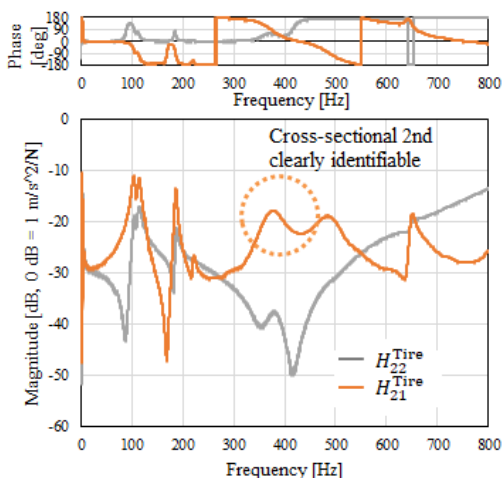


(b) FRFs with and without additional weights

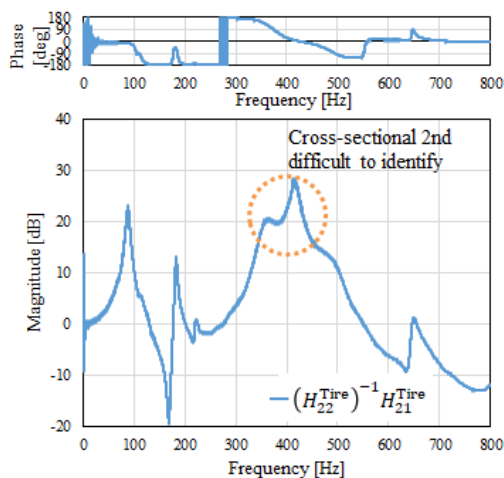
Fig. 3.3.2-5 Vibration mode identification by adding mass to a wheel

d) 演算前データ (H_{21}^{Tire}) を用いる方法

H_{22}^{Tire} に現れる反共振の影響により、 $(H_{22}^{Tire})^{-1}H_{21}^{Tire}$ では断面 2 次モードのピークが読み取りにくい場合があるが、 H_{21}^{Tire} では、自由支持状態の断面 2 次モードの判別は容易である。例えば、図 3.3.2-6(a)の H_{22}^{Tire} のように、反共振がタイヤ断面 2 次モードのピークと近接する場合、演算後波形の図 3.3.2-6(b)の $(H_{22}^{Tire})^{-1}H_{21}^{Tire}$ では断面 2 次モードのピークの読み取りが困難である。ここで、図 3.3.2-6(a)の演算前波形 H_{21}^{Tire} では、断面 2 次モードのピークが明確であるため、この“共振周波数”は読み取り易い。ただし、演算前データは自由支持で、演算後データはハブ部剛支持相当のため、演算前の共振周波数は演算後の周波数と比べやや低くなる傾向がある。また、演算前波形 H_{21}^{Tire} からは本評価指標のレベルは読み取れない。 H_{21}^{Tire} をもちいる場合は、これらに留意すること。



(a) FRFs of H_{22}^{Tire} , H_{21}^{Tire}



(b) Result of $(H_{22}^{Tire})^{-1}H_{21}^{Tire}$

Fig. 3.3.2-6 Vibration mode identification by H_{21}^{Tire}

e) ハブ部の応答を用いる方法

H_{22}^{Tire} の伝達関数において、ディスク面外ねじれモード起因の反共振と断面 2 次モードの固有値が近接した場合、 $(H_{22}^{\text{Tire}})^{-1}H_{21}^{\text{Tire}}$ の断面 2 次モードの判別が困難となる。図 3.3.2-10 のように計測点をハブ部に設定すると、 H_{22}^{Tire} に発生する反共振周波数が高くなるため判別し易くなる。図 3.3.2-11 に、ラウンドロビンテスト 1 回目の ARIYA タイヤの各社の計測結果を示す。(a)はボルト、(b)はハブ部を計測している。ボルトの場合、反共振の発生周波数が 300 Hz から 500 Hz の間でばらついているが、ハブ部の場合は各社安定しており、反共振の発生周波数が断面 2 次モードの周波数より十分高い 500 Hz 以上となっている。これは、ハブ部では、ディスク面外ねじれモードの応答が小さくなり(図 3.3.2-12)、反共振の周波数が高くなるためである。計測点をハブ部とする方法は本来の加振点応答の定義には外れるものの、断面 2 次モードの判別には有効である。

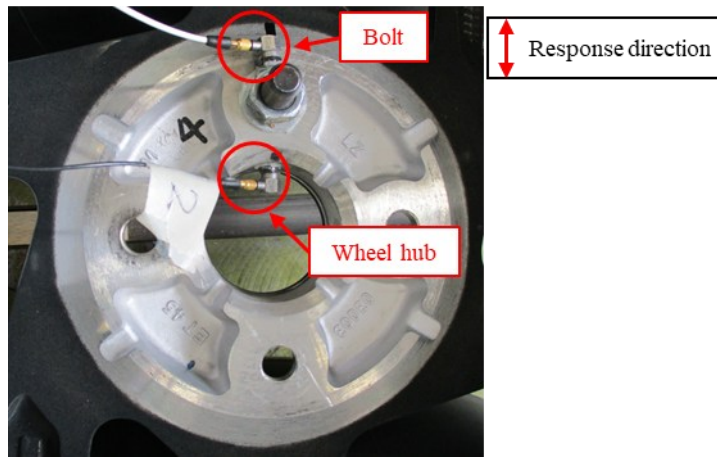


Fig. 3.3.2-10 Response points of H_{22}^{Tire} : bolt and wheel hub

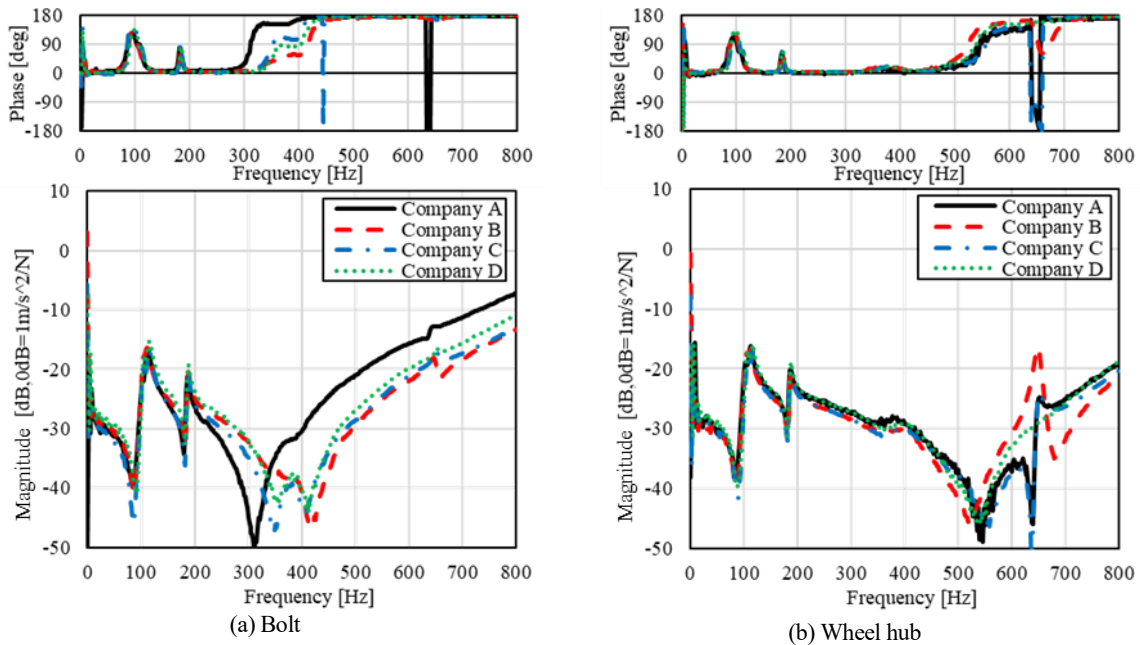


Fig. 3.3.2-11 Comparison of H_{22}^{Tire} FRFs measured at bolt or wheel hub

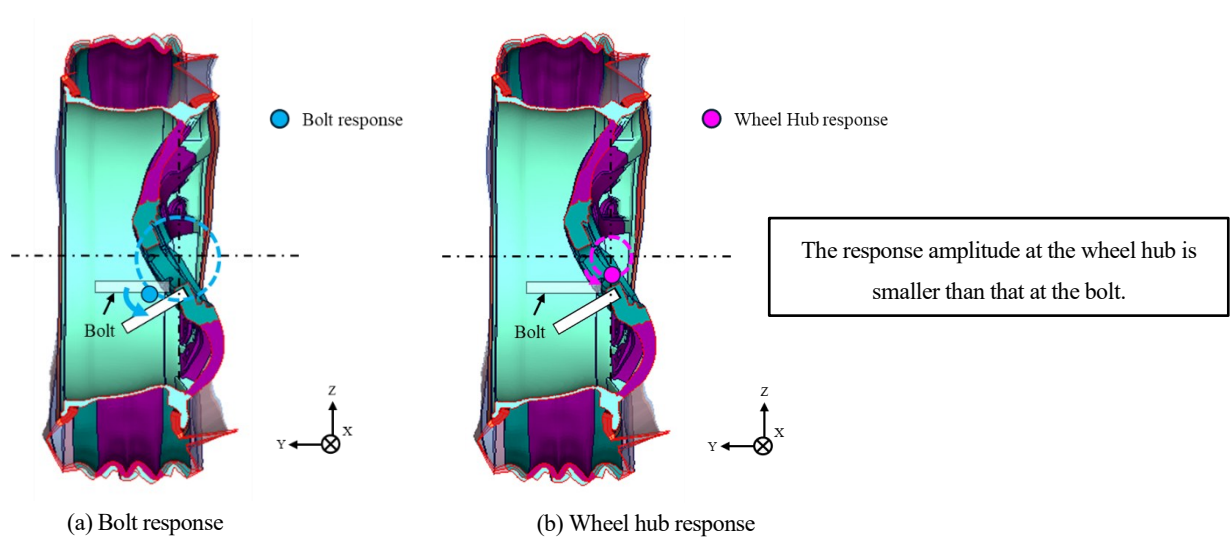


Fig. 3.3.2-12 Difference in amplitude of response points in disk surface twist mode

第4章 ハブ部剛支持治具を用いた力の伝達率の測定法

自由支持のタイヤを用いた力の伝達率の測定法（第2.2節）に対して、ホイールハブ部の剛支持治具を用いて力の伝達率を直接計測する方法を示す。

4.1 測定法

(1) 測定機（図4.1.1-1，付録D）

- ・ホイールのハブ部（ハブボルト穴）をボルト固定できる治具と、固定部に発生する力を計測するロードセル。ロードセルは治具側に設定する。タイヤ回転機構の有無は問わない。
- ・剛支持条件を狙い、治具の剛性を十分高くすること。タイヤとホイールを取り付けた状態で、治具が主体の共振や支持部が局部的に変形する共振が、タイヤ断面2次モードの共振周波数の1.5倍以上が望ましい。支持部の剛性を向上させ局部変形を抑制するため、複数のロードセルを用いた支持が望ましい。

(2) 測定点

- ・加振点：タイヤトレッド中央（第2.2節の応答点と同じ）
- ・応答点：ハブ部（ロードセル）

(3) タイヤの保管方法

第2.2節に同じ。

(4) 測定

- ・サンプリング周波数：800 Hz
- ・加振：インパクトハンマ（表2.2-1）で、加振点をタイヤトレッド面に対して垂直方向に加振する。加振力とロードセルの出力（加振方向と同一方向）の伝達関数を力の伝達率として測定する。複数のロードセルを用いる場合は、各ロードセルの加振方向成分を合算した値を出力とする。加振力の目安：60 N程度

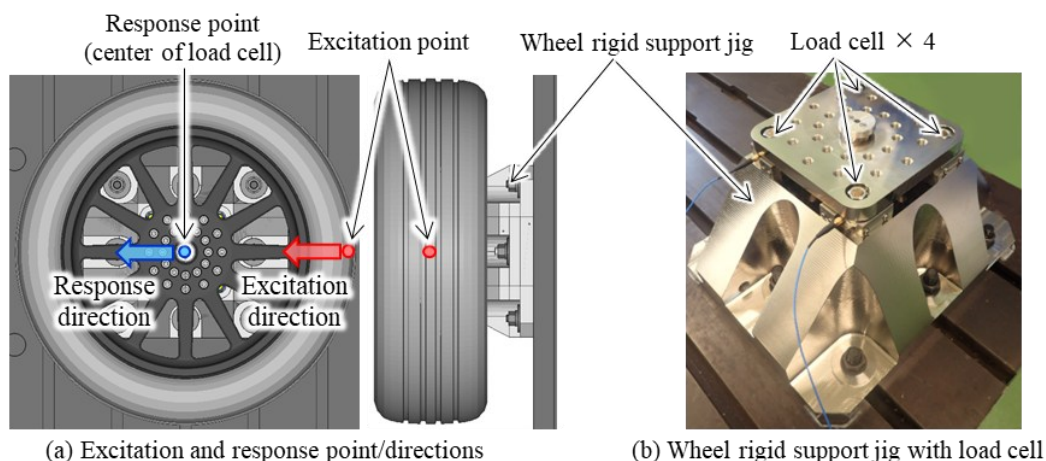


Fig. 4.1.1-1 Testing methods for tire and wheel using a wheel rigid support jig.

4.2 測定値の読み取り方

第4.1節で計測した力の伝達率から、三つの共振のピークレベルとピーク周波数を第2,3章に従い読み取る。第2章の自由支持の方法に対する本章の方法の利点は、タイヤトレッド面中央を加振できるため、タイヤの左右方向モードが励起されにくいことにある。特に、上下1次共振を読み取る場合、左右共振による影響を排除できる。

付 録

付録 A 規格の活用方法

本規格を、完成車メーカーとタイヤメーカー間で活用する方法を示す。

A.1 本規格の、メーカー間の運用における位置づけと、実車条件に対する本評価指標の位置づけを図 A.1-1 に示す。メーカー間では使い易い規格として用いる一方で(図中央の赤文字)、簡易条件（非転動・非接地）と実働条件（転動・接地）との差分や、実車におけるタイヤとサスペンションとの連成関係については、各社の知見を用いて関係付ける（図中 OEM, Tire supplier の枠内）。評価指標値はタイヤ単体特性のため、実車のロードノイズと一対一でひもづくものではないことに留意して用いる。

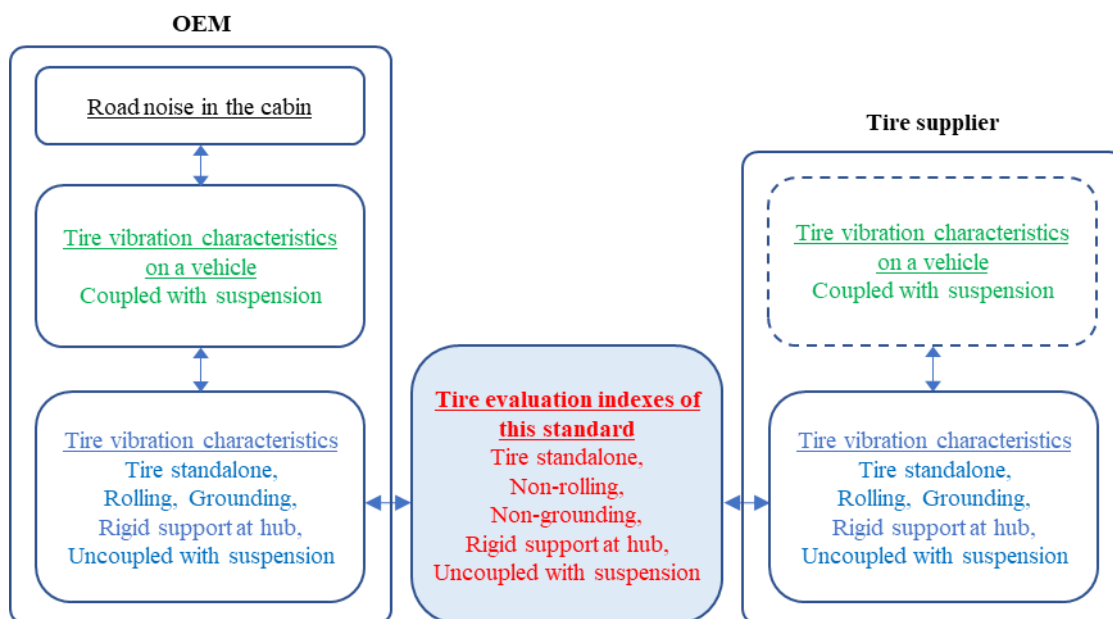


Fig. A.1-1 The position of this standard in the management between manufacturers and in relation to actual vehicle conditions

A.2 タイヤ開発の時系列での評価指標の活用方法について図 A.2-1 に示す。主には、タイヤ開発初期の企画、MBD フェーズにおいて（図中オレンジ色の範囲）、評価指標値を概算し、操安などの他性能との整合を確認した目標値を設定する。加えて、タイヤ試作、CAE フェーズでは（図中青色の範囲）、タイヤの目標値検証や変更要望の具体的な数値設定に用いる。

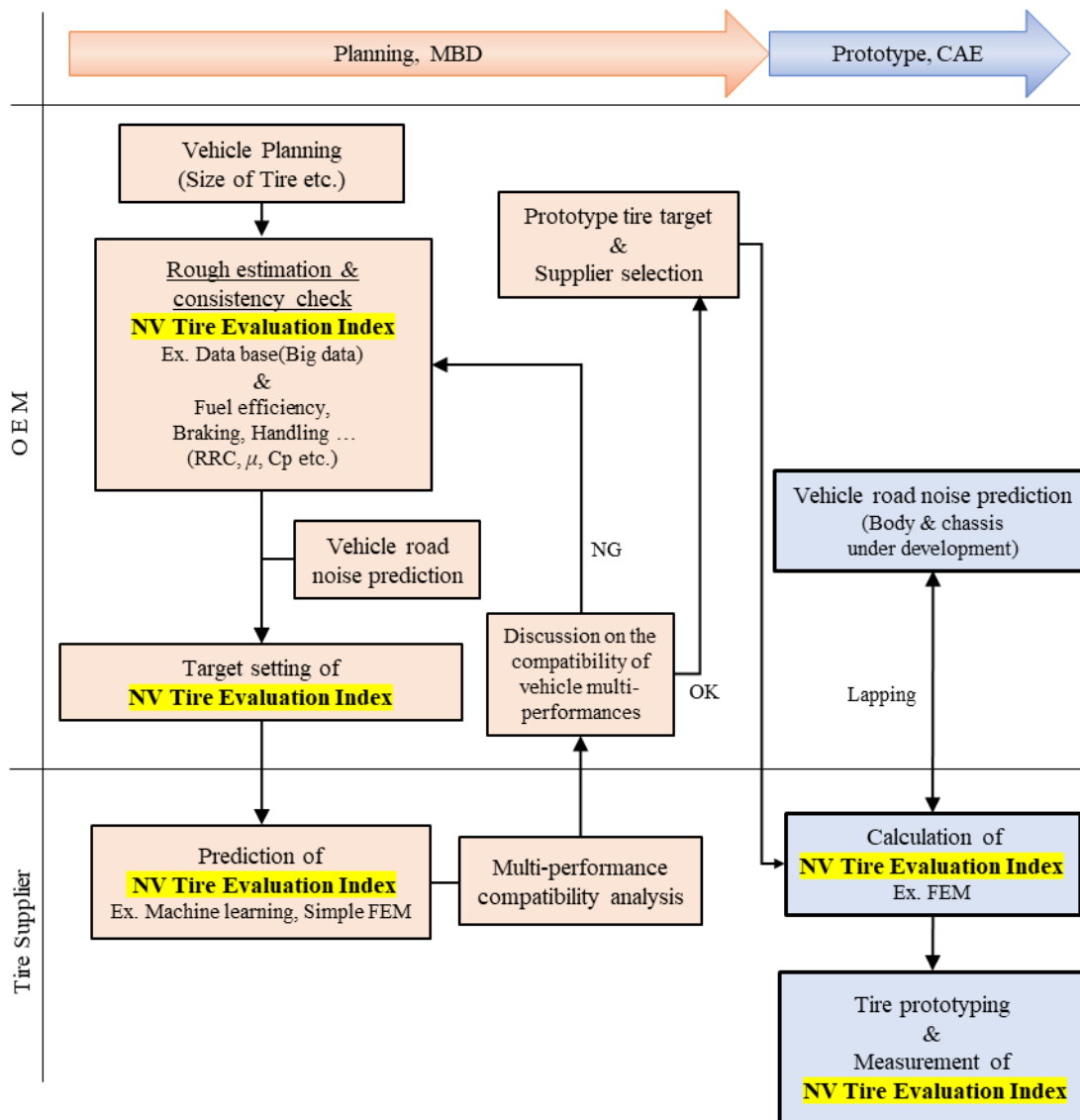


Fig.A.2-1 Tire development process using NV tire evaluation index

A.3 評指標値の概算方法と他性能との整合確認法の例を図 A.3-1 に示す。既存タイヤのデータベース（タイヤサイズなどの諸元値，評価指標値）を使い，企画フェーズのタイヤの情報から評価指標値の範囲の予測を行う（左図）。これと，例えばタイヤ横剛性との関係を確認し，過去実績に基づいた両者の整合性を踏まえた目標範囲を設定する（右図）。

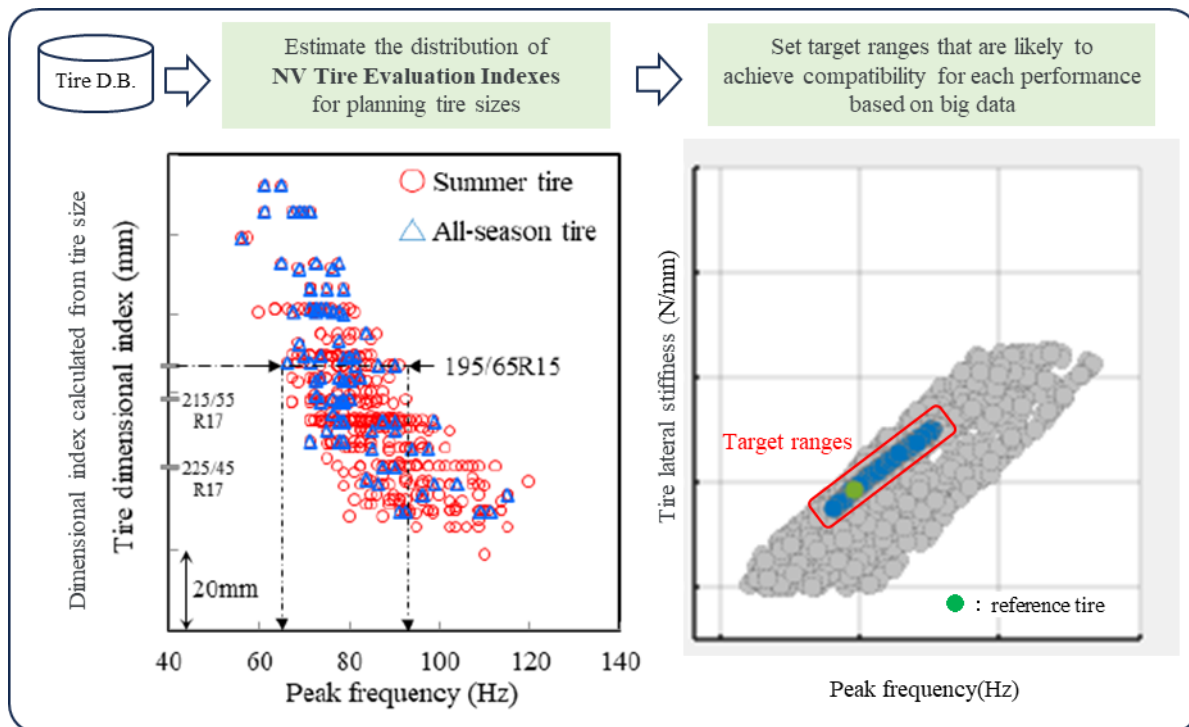


Fig.A.3-1 Method of rough estimation and target range setting of NV tire evaluation index

付録 B 等価力と力の伝達率

タイヤ接地面への入力に対するホイールのハブ部（剛支持部）の等価力の導出から、力の伝達率（式 1.2-5）を得る方法を説明する。加えて、この等価力をタイヤ系のみから取得する方法を説明する(Van der Seijs et al., 2016)。

B.1 ハブ部の等価力

クルマをタイヤ+ホイールとサスペンション+ボデーの 2 つの分系に分ける。両者の結合点は、ホイールのハブ部とする。図 B.1-1(a)は、タイヤへの入力 f_1 に対して、サスペンション+ボデー系の応答 \dot{x}_3 が発生している状態を示し、図 B.1-1(b)は、結合点のハブ穴部に外力のみが作用し、図 B.1-1(a)の応答 \dot{x}_3 が再現された状態を示している。この外力 $f^{bl.eq}$ を等価力と呼ぶ。

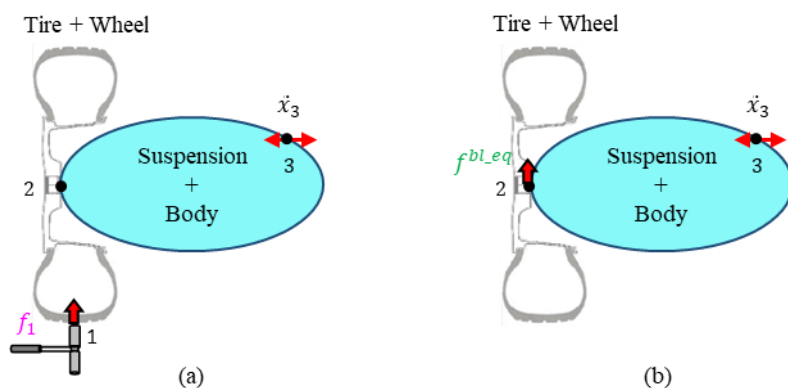


Fig. B.1-1 Response of the whole system by tire input or equivalent force

図 B.1-1(a)において、全系への入力 f_1 に対する応答 \dot{x}_3 は、2つの分系の伝達関数を用いて次式で表せる。

$$\dot{x}_3 = H_{32}^{SB} (H_{22}^{SB} + H_{22}^{Tire})^{-1} H_{21}^{Tire} f_1 \quad (B.1-1)$$

ここに、 H は各分系の自由支持状態の伝達関数。右上添字の SB はサスペンションとボデーの分系を示し、Tire はタイヤとホイールの分系（タイヤ分系と呼ぶ）を示す。右下添字の 1 はタイヤ分系の入力点、2 は 2 分系の結合点であるハブ部、3 はサスペンションとボデー分系の応答点を示す。

図 B.1-1(b)の応答 \dot{x}_3 と等価外力 $f^{bl.eq}$ の関係は次式となる。

$$\dot{x}_3 = H_{32}^{SB} (H_{22}^{SB} + H_{22}^{Tire})^{-1} H_{22}^{Tire} f^{bl.eq} \quad (B.1-2)$$

上記 2 式を比較することで、等価力 $f^{bl.eq}$ が次式の通り求まる。

$$\begin{aligned} H_{22}^{Tire} f^{bl.eq} &= H_{21}^{Tire} f_1 \\ \therefore f^{bl.eq} &= (H_{22}^{Tire})^{-1} H_{21}^{Tire} f_1 \end{aligned} \quad (B.1-3)$$

等価力は、入力 f_1 とそれが作用するタイヤ分系の自由支持の伝達関数 H^{Tire} で表せる。式 1.2-5 は式 B.1-3 から得られることがわかる。

B.2 タイヤ分系から等価力を得る方法

上記 B.1 の等価力を計測する方法を二つ説明する。下記 B.2.1 のタイヤを剛支持する方法は、一般的に、実路模擬パネルを装着したドラムを回転させてタイヤを加振し、実車状態に近いタイヤ振動特性を得るために用いる。この場合、表 1.1-1 の空洞共鳴モード、断面 2 次モードに対して、タイヤ固定治具の共振を十分に高く設定することが困難なため、等価力の精度が低下する課題がある。この治具を、第 4 章のように、タイヤを回転させずにハンマリング試験に用いる前提で設計すれば装置共振を高く設定しやすい。下記 B.2.2 のタイヤを自由支持する方法は、本規格で採用した簡易化手法である。自由支持ではタイヤは非回転である。タイヤを接地させて弾性ロープで荷重をかける方法もあるが、本規格では簡易化のため非接地とした。非回転・非接地はタイヤの実使用条件とは異なるが、境界条件がシンプルなため、タイヤの基本的な共振を取得できることと計測が簡便なことが利点である。

B.2.1 タイヤ剛支持の場合

下図の通り、ハブ穴部を剛支持したタイヤ分系に作用する力と応答の関係は式 B.2-1 で表される。

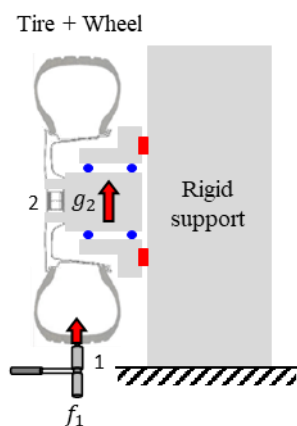


Fig. B.2-1 Rigid support (blocked force)

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 = 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^{\text{Tire}} & H_{12}^{\text{Tire}} \\ H_{21}^{\text{Tire}} & H_{22}^{\text{Tire}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ -g_2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.2-1})$$

剛支持点の応答は零であるから、結合点の内力 g_2 は次式となる。

$$\begin{aligned} 0 &= H_{21}^{\text{Tire}} f_1 - H_{22}^{\text{Tire}} g_2 \\ \therefore g_2 &= (H_{22}^{\text{Tire}})^{-1} H_{21}^{\text{Tire}} f_1 = f^{bl-eq} \end{aligned} \quad (\text{B.2-2})$$

内力 g_2 は式 B.1-3 の等価力に等しく、これを blocked force と呼ぶ。 g_2 を直接計測できれば、入力 f_1 は未知でよい。

B.2.2 自由支持の場合

下図の通り，自由支持のタイヤへ入力が入力した際の応答は次式となる。

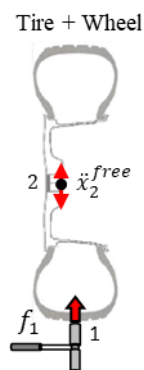


Fig.B.3-1 Free velocity

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 = \ddot{x}_2^{free} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^{Tire} & H_{12}^{Tire} \\ H_{21}^{Tire} & H_{22}^{Tire} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.3-1})$$

式 B.3-1 の 2 行目の関係式と，式 B.1-3(自由支持の伝達関数と等価力の関係式)より，次式を得る。

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2^{free} &= H_{21}^{Tire} f_1 \\ f^{bl_eq} &= (H_{22}^{Tire})^{-1} H_{21}^{Tire} f_1 \\ \therefore f^{bl_eq} &= (H_{22}^{Tire})^{-1} \ddot{x}_2^{free} \end{aligned} \quad (\text{B.3-2})$$

これより，タイヤ分系の結合点（自由支持点）の応答 \ddot{x}_2^{free} と伝達関数 H_{22}^{Tire} から等価力が求まることがわかる。入力 f_1 は未知でよい。

付録C ラウンドロビントテスト補足資料

C.1 ブロック剛性と測定条件の関係

ラウンドロビントテストの各社のブロック剛性公称値に、若干の差異が見られた。測定において特に揃えるべき条件を明らかにし、この差異を小さくする目的で、ブロック剛性と測定条件の関係を調べた。

図 C.1-1~C.1-5 に、全社のブロック剛性値について、a) 雰囲気温度、b) 測定総回数、c) 次の押し込みまでの待ち時間、d) サンプリング周波数、e) 押し込み速度との関係を散布図で示す。なお、a), c), e) のグラフでは、測定条件に幅があるデータ（例えば、雰囲気温度 24~26 °C、次の押し込みまでの待ち時間 25~35 秒、押し込み速度 1.0 ± 0.3 mm/s）については数値を確定できないため除いた。

その結果、e) 押し込み速度がブロック剛性にやや影響する傾向（比例関係）が見られるため、速度範囲を ± 0.3 mm/s に規定した。

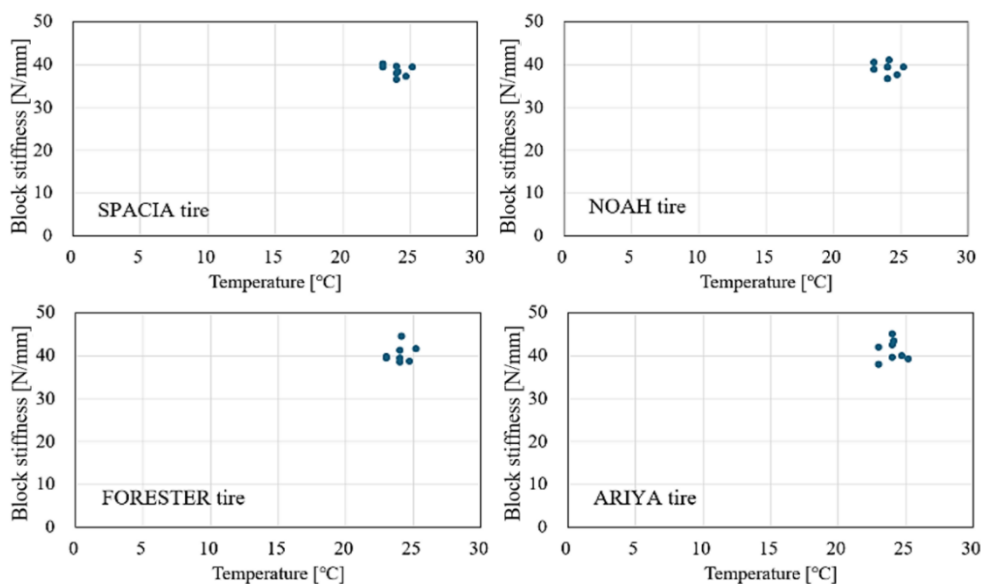


Fig. C.1-1 Relationship between a) temperature and block stiffness

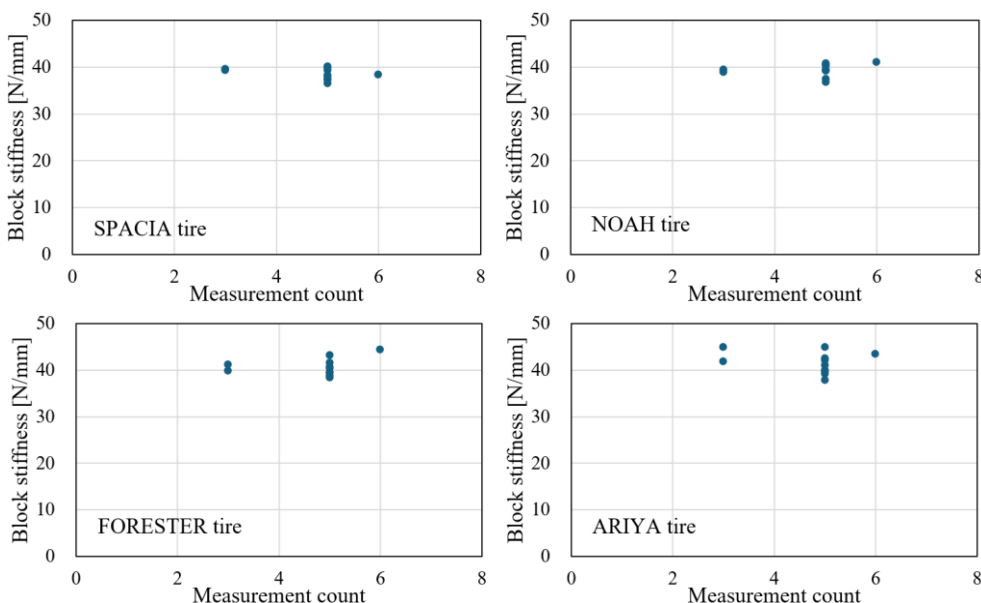


Fig. C.1-2 Relationship between b) measurement count and block stiffness

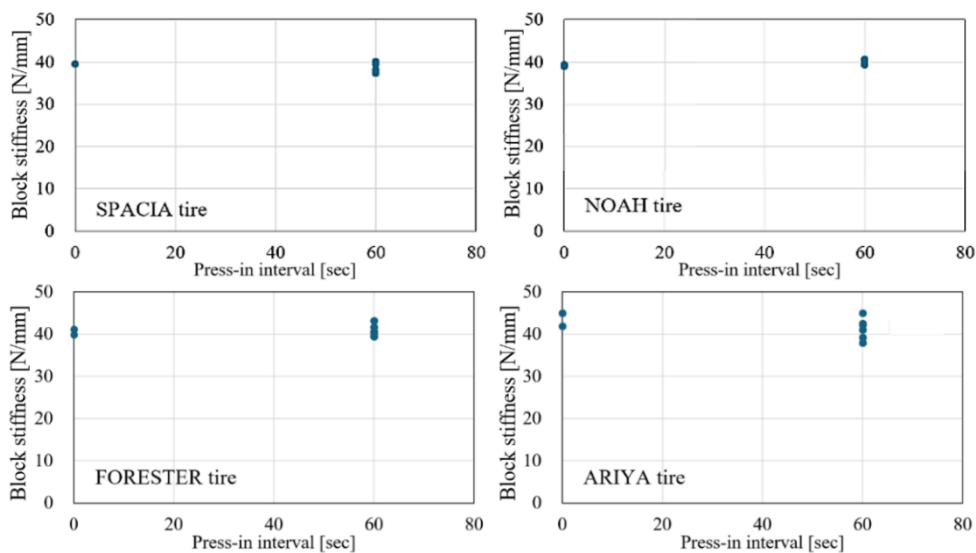


Fig. C.1-3 Relationship between c) press-in interval and block stiffness

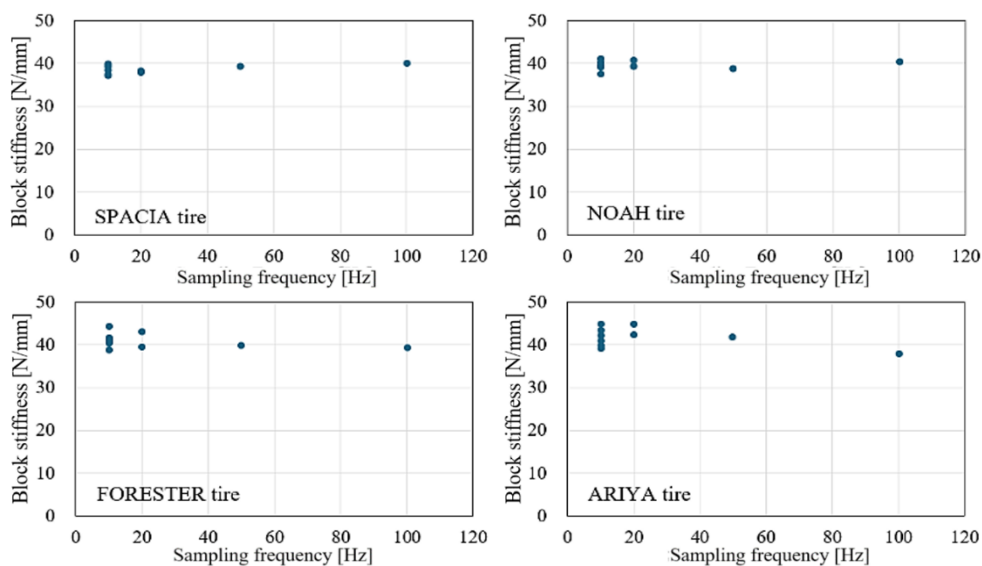


Fig. C.1-4 Relationship between d) sampling frequency and block stiffness

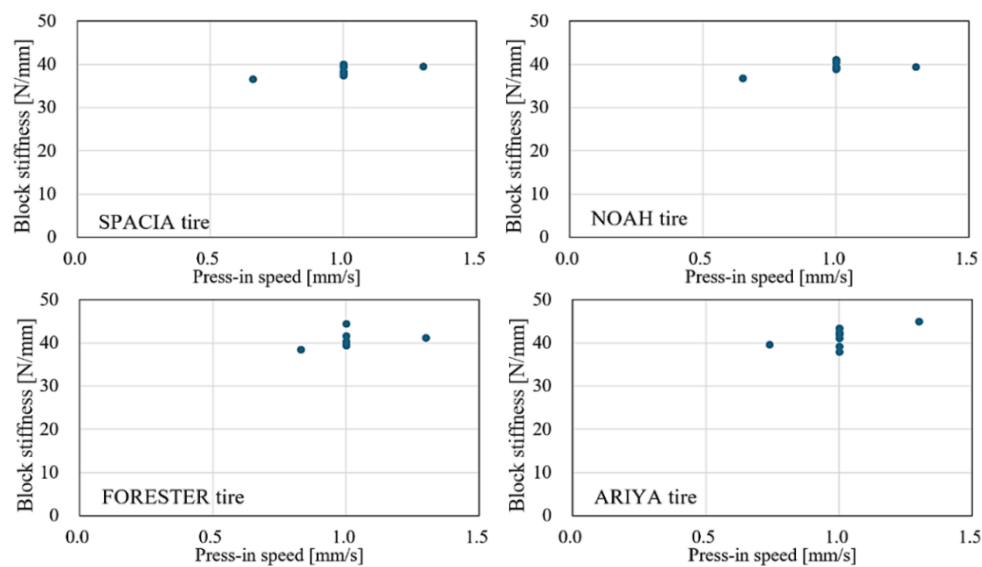


Fig. C.1-5 Relationship between e) press-in speed and block stiffness

C.2 ブロック剛性試験のCAE再現

ブロック剛性試験におけるブロックの変形を可視化するためにアリア用 20inch タイヤモデルを用い、センターのブロックにφ7 mmの鉄球を押し当てた解析を実施した。図 C.2-1 に F-S 線図を示す。元モデルでは実験と比較して剛性が2倍以上高く出ている。ここで、その原因が、①物性値が動特性を基とした比較的固いものであるため、②大変形する接触点近傍のメッシュが荒いことで固く出ている、の2つを仮定してCAEモデルに修正を加えた。①を検証するために、トレッドとブロックのゴム剛性を静剛性の推定値として6.0 MPaに下げた場合、②を検証するために①に加えて接触点近傍のメッシュを細かくしたモデルを用意した。結果、主としてゴムの剛性が影響しており、メッシュの影響は相対的に少なかった。図 C.2-2 に剛性を下げ、メッシュを細かくした際の変形モードを示す。

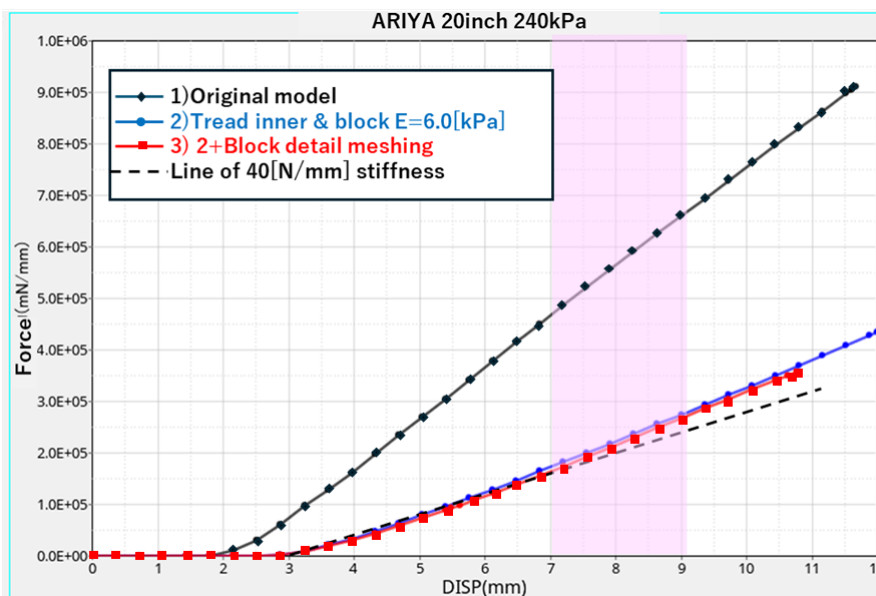


Fig. C.2-1 Load displacement graph through CAE model

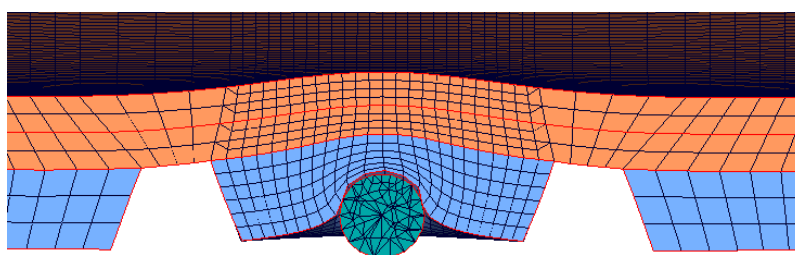


Fig. C.2-2 Prediction result of Tire block Deformation shape

付録D ハブ部固定治具と高剛性ホイール

第4章のハブ部固定治具（固定台，プレート，ロードセル）の主要諸元を示す。加えて，ホイール共振を高くするための高剛性ホイールも記す。

D.1 ハブ部固定治具

ハブ固定治具を定盤へ組付けた状態を図 D.1-1 に示す。固定台は，定盤に締結される鋼製の台であり，プレートは，車軸中心位置に高剛性ホイールの中心を一致させて固定するための板である。これらの諸元を表 D.1-1 に示す。固定台とプレートの間には三軸ロードセル(PCB 製 260A02)を軸中心から等距離に位置する四隅に配置する。図 D.1-2，図 D.1-3 は固定台とプレートの図面である。他品を用いる場合，評価対象周波数に治具の共振が存在しないように，治具や取り付けボルト等の剛性を十分に確保すること。

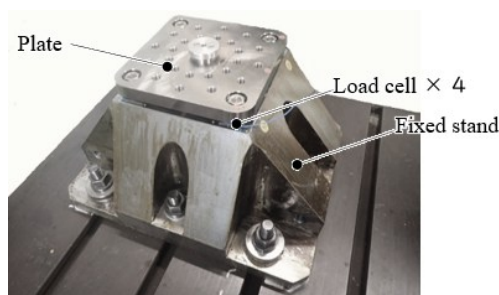


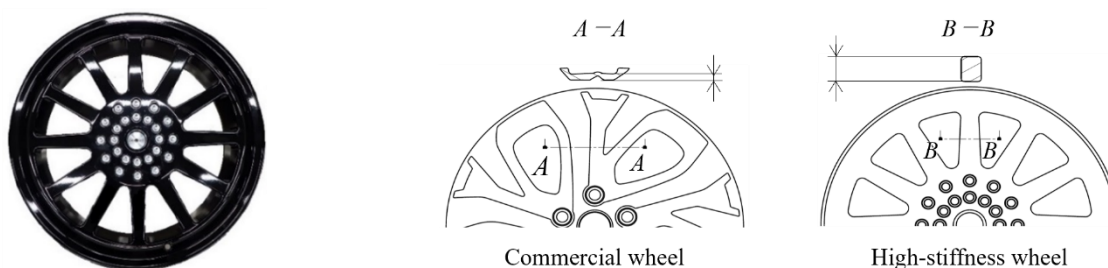
Fig. D.1-1. Hub fixing jig (Tire is not on the ground and are not rotating). Four piezoelectric tri-axial load cells are mounted at the four corners on the top surface of a fixture, which is rigidly bolted to a surface plate

表 D.1-1 ハブ固定治具の諸元

名称	材質	表面処理	外形寸法(幅, 奥行き, 高さ) [mm]			質量 [kg]
固定台	S45C	無電解ニッケルメッキ	450	370	220	156
プレート	S45C	無電解ニッケルメッキ	200	200	29.0	5.7

D.2 高剛性ホイール

高剛性ホイールの例を示す。ホイールとプレート間の局部変形を抑制するため締結点を 24 カ所とし，ホイール共振周波数を高くするためスポーク剛性を向上した（市販品の例：開断面，高剛性ホイール：閉断面+高さ増）。



(a) Exterior view of high rigidity wheel (b) Schematic comparison between the commercial wheel and the high-stiffness wheel

Fig. D.2-1 Exterior view of the high-stiffness wheel and schematic comparison with a commercial wheel. The high-stiffness wheel improves the disk rigidity by enclosing the spokes into closed cross-sections and increasing their sectional area. In addition, 24 bolt joints are employed to ensure sufficient contact stiffness with the fastening plate. When a 7J rim 18-inch high-stiffness wheel (without tire) is attached to the above jig, the primary resonance is 634Hz

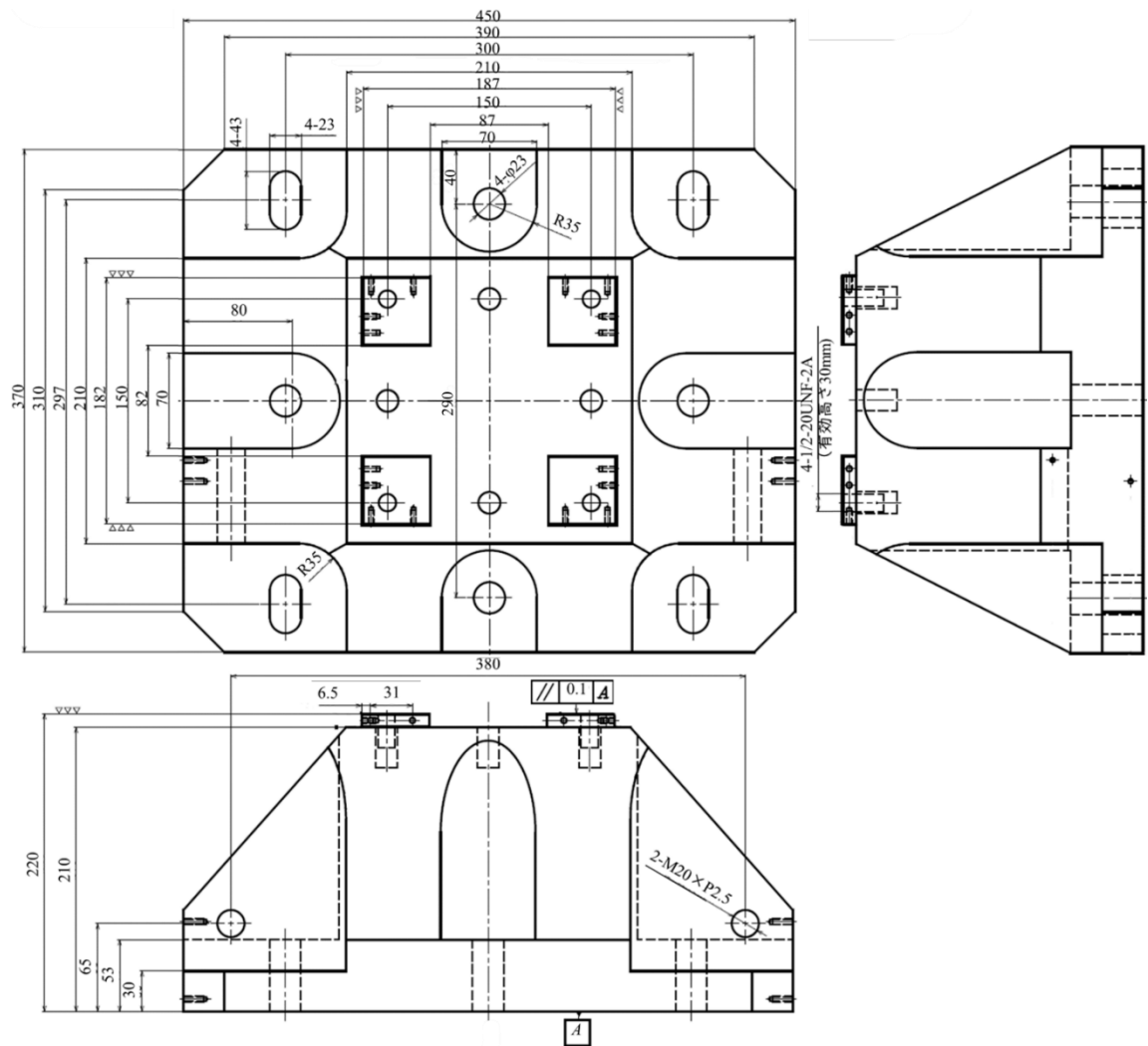


Fig. D.1-2. Drawing and dimensions of the steel body that is bolted to the surface plate to support the axle

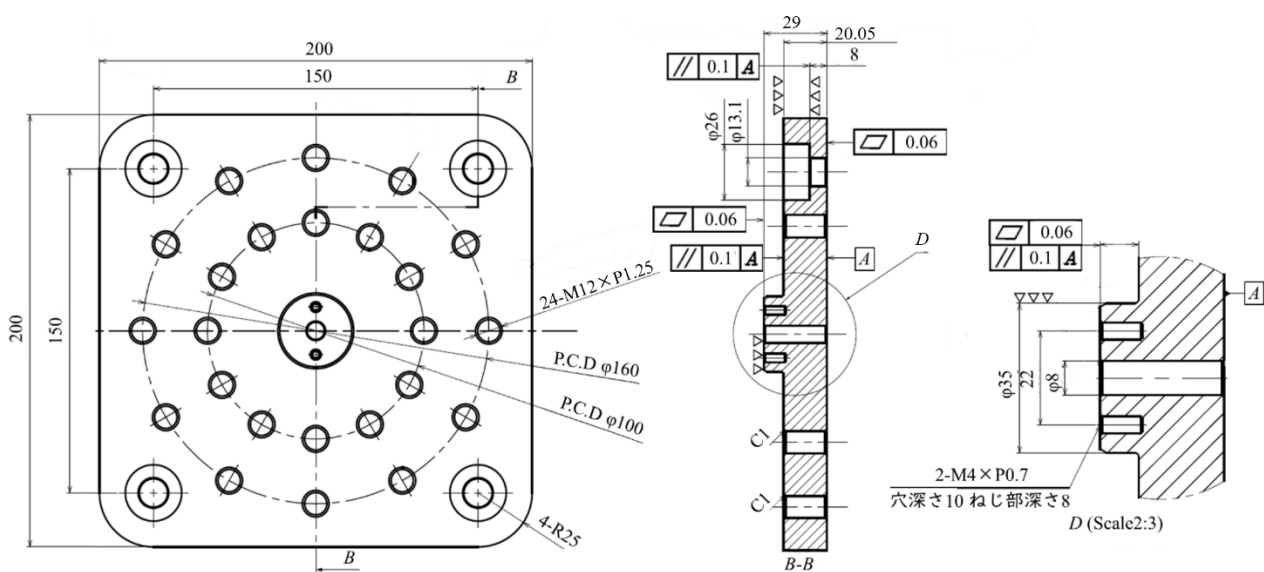


Fig. D.1-3 Drawing and dimensions of the plate used to fix the wheel and define the reference position of the axle center

付録 E 名簿

INVITE F 会期中（24-25 年度）に、本規格作成に携わった全参加者の名簿を記す。

（所属機関：五十音順）

➤ INVITE 理事（大学名，氏名）

神奈川大学	山崎 徹
岐阜大学	松村 雄一
東京都立大学	吉村 卓也
豊橋技術科学大学	飯田 明由

➤ 完成車メーカー（企業名，氏名）

スズキ株式会社	杉山 康二，望月 晋栄，森山 翔太，篠原 由一，水尻 健太
株式会社 SUBARU	山田 宏典，中浦 喜史，阿部 啓介，蟻川 裕樹，吉田 雅之
ダイハツ工業株式会社	荻野 弘章，佐藤 慶明，谷本 峻輔
トヨタ自動車株式会社	駒田 匡史，水野 浩明，橋岡 正人
日産自動車株式会社	松岡 久祥，金田 知幸，堀 祐一郎，青柿 拓也，香山 海輝
本田技研工業株式会社	前島 章浩，中村 聡，中西 幹治，早田 裕樹
マツダ株式会社	砂川 孝之，粟根 正浩，新田 祐司，石田 茂徳，志村 翼，川本 隼平
三菱自動車工業株式会社*	塩崎 弘隆，小堀 正樹，矢野 大貴，杉浦 優希

*：24 年度のみ参加

➤ タイヤメーカー（企業名，氏名）

住友ゴム工業株式会社	佐々木 達矢，佐野 江美，高田 翔士， 角田 昌也，玉田 良太，為井 祐子
TOYO TIRE 株式会社	水谷 浩人，梶原 晃平，名塩 博史，恩田 直樹，林 祐樹
株式会社ブリヂストン	石原 大雅，狩谷 直輝
横浜ゴム株式会社	池田 俊之，南 祐二，藤井 宇

文 献

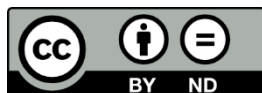
- 駒田匡史, 荒木正典, 橋岡正人, 村上英樹, ロードノイズの開発初期に用いるタイヤ振動特性の簡易予測法, 自動車技術会論文集, 54 巻, 6 号 (2023) .
- Ramanjaneyulu V. S. Tatiraju and Chung-Souk Han, Rate dependence of indentation size effects in filled silicone rubber, Journal of Mechanics of Materials and Structures Vol. 5, No. 2 (2010), pp.277-288.
- Van der Seijs, M. V., De Klerk, D. and Rixen, D. J., General framework for transfer path analysis: history, theory and classification of techniques, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 68-69 (2016), pp. 217-244.
- 山田宏典, 阿部啓介, 佐藤直人, 田中潤, 車軸動荷重に寄与するタイヤモードの実験的同定, 自動車技術会学術講演会予稿集 (秋), 20246044 (2024).

INVITE 規格
乗用車タイヤの振動特性の評価指標と測定法 ～上下方向 blocked force 編～

2026年3月23日 初版発行

編集 INVITE F 研究会委員
発行 一般社団法人 次世代音振基盤技術研究会

HP : <https://invite-nvh.securesite.jp/index.html>
Download : <https://invite-nvh.securesite.jp/download.html>



© 2026 一般社団法人 次世代音振基盤技術研究会
Licensed under CC BY-ND 4.0 (Attribution-NoDerivatives).
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/>