

タイヤ特性のモデル化と  
車両運動に与える影響に  
関する研究

2018年3月

高橋俊道



---

タイヤ特性のモデル化と  
車両運動に与える影響に関する研究

【目次】

本文目次

図表目次

第 1 章 序論

第 2 章 Magic Formula モデルの開発とタイヤ特性解析

第 3 章 タイヤのオーバーターニングモーメント特性のモデル化と車両耐転覆性能に与える影響

第 4 章 非平坦路における車両の制動性能

第 5 章 過渡的鉛直荷重変動時のタイヤコーナリング特性

第 6 章 うねり路面走行時のタイヤ横力が車両運動に与える影響

第 7 章 結論

謝辞

付録

---

## 【本文目次】

### 第1章 序論

1. 1	本論文の位置づけと目的	・・・	2
1. 2	タイヤモデルの概要	・・・	7
1. 2. 1	タイヤモデルの分類	・・・	7
1. 2. 2	本研究で用いるタイヤモデルの位置づけと目的	・・・	9
1. 3	本論文の構成と概要	・・・	12
1. 4	各章で用いる座標系	・・・	15
1. 5	凡例	・・・	16
	第1章参考文献	・・・	17

### 第2章 Magic Formula モデルの開発とタイヤ特性解析

2. 1	はじめに	・・・	19
2. 2	本章の構成	・・・	20
2. 3	主な記号と座標系	・・・	21
2. 4	Magic Formula タイヤモデル	・・・	23
2. 4. 1	純スリップ時の方程式	・・・	23
2. 4. 2	複合スリップ時の方程式	・・・	25
2. 5	同定システムの開発	・・・	27
2. 5. 1	同定計算のフロー	・・・	27
2. 6	Magic Formula タイヤモデルの作成	・・・	31
2. 6. 1	タイヤ特性の測定装置	・・・	31
2. 6. 2	サイズが異なる乗用車タイヤの比較	・・・	32

---

2. 6. 3	異なる路面における乗用車タイヤの特性	・・・	33
2. 6. 4	大型車タイヤの特性	・・・	34
2. 6. 5	乗用車タイヤと大型車タイヤの比較	・・・	35
2. 7	まとめ	・・・	56
	第2章参考文献	・・・	58
<b>第3章 オーバートーニングモーメント特性のモデル化と車両耐転覆性能に与える影響</b>			
3. 1	はじめに	・・・	60
3. 2	本章の構成	・・・	61
3. 3	主な記号と座標系	・・・	62
3. 4	OTM の測定結果と簡易手法によるモデル化検討	・・・	64
3. 4. 1	OTM の発生メカニズム	・・・	64
3. 4. 2	OTM の測定結果	・・・	64
3. 4. 3	簡易手法によるモデル化の検討	・・・	64
3. 5	OTM の新モデル開発	・・・	71
3. 5. 1	新 OTM モデルの方程式	・・・	71
3. 5. 2	モデルの作成手法と結果	・・・	72
3. 6	車両の耐転覆性能に OTM が与える影響の検討	・・・	76
3. 6. 1	解析方法と結果	・・・	76
3. 7	まとめ	・・・	79
	第3章参考文献	・・・	80
<b>第4章 非平坦路における車両の制動性能</b>			
4. 1	はじめに	・・・	82

---

---

4. 2	本章の構成	・・・84
4. 3	主な記号と座標系	・・・85
4. 4	車両制動シミュレーションモデルの開発	・・・88
4. 4. 1	モデルの概要と仮定	・・・88
4. 4. 2	運動方程式	・・・89
4. 5	モデルの実験検証	・・・92
4. 5. 1	実車計測の方法	・・・92
4. 5. 2	実験と計算の比較	・・・93
4. 6	車両要素特性と路面うねりが制動性能に与える 影響と考察	・・・98
4. 6. 1	車両要素特性の影響の実験と計算の比較	・・・98
4. 6. 2	サスペンションの前後支持特性の影響	・・・99
4. 6. 3	路面うねりの影響	・・・100
4. 7	まとめ	・・・104
	第4章参考文献	・・・105

## 第5章 過渡的鉛直荷重変動時のタイヤコーナリング特性

5. 1	はじめに	・・・107
5. 1. 1	ストリングモデルの概要	・・・108
5. 1. 2	過去の研究とその問題点および本研究の目的	・・・108
5. 2	本章の構成	・・・111
5. 3	主な記号と座標系	・・・112
5. 4	実験の方法と測定結果	・・・114
5. 4. 1	実験装置	・・・114
5. 4. 2	信号処理の方法	・・・114
5. 4. 3	実験方法と条件	・・・115

---

---

5. 4. 4	測定結果と考察	・・・116
5. 5	微小スリップ角領域に適用可能なモデルの開発	・・・124
5. 5. 1	横力とアライニングモーメントのモデル化	・・・124
5. 5. 2	モデルパラメータの導出	・・・125
5. 5. 3	実験結果との比較と考察	・・・129
5. 5. 4	平均値の減少の解析的な説明	・・・130
5. 6	大スリップ角領域まで適用可能なモデルの開発	・・・141
5. 6. 1	Magic Formula を用いたモデルの拡張と実験 との比較	・・・141
5. 6. 2	モデルの改良と考察	・・・142
5. 7	まとめ	・・・156
	第5章参考文献	・・・158

## 第6章 うねり路面走行時のタイヤ横力が車両運動に与える影響

6. 1	はじめに	・・・161
6. 2	本章の構成	・・・162
6. 3	主な記号と座標系	・・・163
6. 4	シミュレーションに導入するタイヤモデル	・・・165
6. 5	シミュレーション環境と車両およびタイヤ モデル	・・・166
6. 5. 1	シミュレーション環境の構築	・・・166
6. 5. 2	車両モデル	・・・167
6. 5. 3	タイヤモデル	・・・167
6. 6	サイン波操舵角入力時の車両の応答	・・・172
6. 6. 1	シミュレーションの条件	・・・172
6. 6. 2	シミュレーション結果と考察	・・・172

---

---

6. 7 定常円旋回時の車両の応答	・・・192
6. 7. 1 シミュレーションの条件	・・・192
6. 7. 2 シミュレーション結果と考察	・・・192
6. 8 まとめ	・・・208
第6章参考文献	・・・210
<b>第7章 結論</b>	
7. 1 まとめ	・・・212
7. 2 今後の課題	・・・215
<b>謝辞</b>	
謝辞	・・・216
<b>付録</b>	
付録 I Magic Formula タイヤモデル	・・・217
I. 1 荷重とキャンバ角の依存性を考慮した Magic Formula	・・・217
I. 2 複合スリップ時の Magic Formula	・・・220
I. 3 タイヤ特性測定値と Magic Formula への同定結果	・・・222
付録 II オーバーターニングモーメント	・・・226



---

## 【図表目次】

### 第1章 序論

図 1-1	Issues and Targets of This Study	• • •	6
図 1-2	Relation and Purpose of Developed Tire Models in This Study	• • •	6
図 1-3	Classification and Characteristics of Tire Models	• • •	11
図 1-4	Input and Output Quantities of Tire Models (Ref. 1-3) page 60)	• • •	11

### 第2章 Magic Formula モデルの開発とタイヤ特性解析

図 2-1	Definition of Coordinate System	• • •	22
図 2-2	Relation of Magic Formula and MF Coefficients of Side Force Characteristics	• • •	25
図 2-3	Components of Aligning Moment (Ref. 2-5) page 170)	• • •	26
図 2-4	Flow of Calculation of Magic Formula Identification	• • •	29
図 2-5	Example of Identification of Magic Formula Parameters (Side Force)	• • •	29
図 2-6	Comparison of Fitted Results (Side Force)	• • •	30
図 2-7	Comparison of Fitted Results (Aligning Moment)	• • •	30
図 2-8	Flat-belt Type Tire Test Facility (MTS)	• • •	37
図 2-9	Trailer Type Tire Test Facility (TNO)	• • •	37
図 2-10	Trailer Type Tire Test Facility (IPW)	• • •	38
図 2-11	Tire Test Facility on Ice and Snow Road Surfaces (VTI)	• • •	39
図 2-12	Braking Force Characteristics of Tire B (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • •	40
図 2-13	Side Force Characteristics of Tire B (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • •	40
図 2-14	Aligning Moment Characteristics of Tire B (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • •	41
図 2-15	Braking Stiffness Dependency on Vertical Load (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • •	42
図 2-16	Cornering Stiffness Dependency on Vertical Load (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • •	42
図 2-17	Maximum Braking Force Dependency on Vertical Load (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • •	43

---

☒ 2-18	Maximum Side Force Dependency on Vertical Load (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • • 43
☒ 2-19	Relation of Braking Force and Side Force of Tire B (Dry road, Vertical load 5 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 44
☒ 2-20.	Relation of Braking Force and Aligning Moment of Tire B (Dry road, Vertical load 5 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 44
☒ 2-21	Side Force Dependency on Camber Angle of Tire B (Dry road, Vertical load 5 kN)	• • • 45
☒ 2-22	Aligning Moment Dependency on Camber Angle of Tire B (Dry road, Vertical load 5 kN)	• • • 45
☒ 2-23	Braking Force Characteristics of Tire B (Wet road, Camber angle 0 deg)	• • • 46
☒ 2-24	Side Force Characteristics of Tire B (Wet road, Camber angle 0 deg)	• • • 46
☒ 2-25	Relation of Braking Force and Side Force of Tire B (Wet road, Vertical load 5 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 47
☒ 2-26	Braking Force Characteristics of Tire C (Ice road, Camber angle 0 deg)	• • • 48
☒ 2-27	Side Force Characteristics of Tire C (Ice road, Camber angle 0 deg)	• • • 48
☒ 2-28	Relation of Braking Force and Side Force of Tire C (Ice road, Vertical load 4 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 49
☒ 2-29	Braking Force Characteristics of Tire D (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • • 50
☒ 2-30	Side Force Characteristics of Tire D (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • • 50
☒ 2-31	Relation of Braking Force and Side Force of Tire D (Dry road, Vertical load 40 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 51
☒ 2-32	Braking Force Characteristics of Tire E (Ice road, Camber angle 0 deg)	• • • 52
☒ 2-33	Side Force Characteristics of Tire E (Ice road, Camber angle 0 deg)	• • • 52
☒ 2-34	Relation of Braking Force and Side Force of Tire E (Ice road, Vertical load 40 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 53
☒ 2-35	Comparison of Normalized Braking Stiffness of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces	• • • 54
☒ 2-36	Comparison of Normalized Cornering Stiffness of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces	• • • 54

---

---

図 2-37	Comparison of Normalized Maximum Braking Force of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces	• • • 55
図 2-38	Comparison of Normalized Maximum Side Force of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces	• • • 55

### 第3章 オーバートーニングモーメント特性のモデル化と車両耐転覆性能 に与える影響

図 3-1	Definition of Coordinate System	• • • 63
図 3-2	Schematic Sketch of Cause of OTM Generation (Front View)	• • • 66
図 3-3	OTM Dependency on Vertical Load of Tire B (Camber Angle -9 deg)	• • • 67
図 3-4	OTM Dependency on Vertical Load of Tire B (Camber Angle 0 deg)	• • • 67
図 3-5	OTM Dependency on Vertical Load of Tire B (Camber Angle 9 deg)	• • • 68
表 3-1	Tire Lateral Stiffness and Static Radius of Tire A and B	• • • 69
図 3-6	Side Force Characteristics of Tire B Expressed by Magic Formula (Camber Angle 0 deg, Plots are measurements.)	• • • 69
図 3-7	Comparison of Pneumatic Scrub by Simple Model and Measurements (Tire B, Vertical Load 9.8 kN)	• • • 70
図 3-8	Comparison of Pneumatic Scrub by Simple Identified Model and Measurements (Tire B, Vertical Load 9.8 kN)	• • • 70
図 3-9	Residual Pneumatic Scrub of Tire B (Vertical Load 9.8 kN)	• • • 73
図 3-10	Procedure of Identification of New OTM Model	• • • 73
図 3-11	Comparison of Pneumatic Scrub by New Model and Measurements (Tire B, Vertical Load 9.8 kN)	• • • 74
図 3-12	Comparison of New OTM Model and Measurements (Tire B, Camber Angle 0 deg)	• • • 74
図 3-13	Comparison of New OTM Model and Measurements (Tire B, Camber Angle -9 deg)	• • • 75
図 3-14	Steering Wheel Angle Input at Fishhook Turn	• • • 77
図 3-15	Evaluation Criteria of Vehicle Simulation Results	• • • 77
図 3-16	Comparison of Lateral Acceleration for Rollover between Calculated Results and Experiment	• • • 78

---

## 第4章 非平坦路における車両の制動性能

図 4-1	Power Spectral Density of Undulation of Various Roads and Analyzed Wavelengths in This Study (Ref. 4-4)	• • • 83
図 4-2	Coordinate System and Model Representation	• • • 87
図 4-3	Effective Rolling Radius and Static Radius (Plots are measurements.)	• • • 91
図 4-4	Tire Braking Force Characteristics Expressed by Magic Formula (Plots are measurements.)	• • • 91
図 4-5	Measuring Devices Used in Experiments	• • • 94
図 4-6	Profile of Test Road Surface	• • • 94
図 4-7	Measured Time History of Brake Oil Pressure	• • • 94
表 4-1	Parameter Values of Standard Vehicle	• • • 95
図 4-8	Measured Results of Tire Vertical Load of Front Tire and Vehicle Speed	• • • 96
図 4-9	Measured Results of Slip Ratio of Front Tire	• • • 96
図 4-10	Calculated Results of Tire Vertical Load of Front Tire and Vehicle Speed	• • • 97
図 4-11	Calculated Results of Slip Ratio of Front Tire	• • • 97
図 4-12	Comparison of Stopping Distance between Calculation and Experiments	• • • 101
図 4-13	Influence of Suspension Longitudinal Characteristics on Slip Ratio and Longitudinal Velocity of Unsprung Mass	• • • 101
図 4-14	Frequency Response of 2 Degrees of Freedom Model	• • • 102
図 4-15	Influence of Wavelengths and Amplitudes of Undulations on Stopping Distance	• • • 103

## 第5章 過渡的鉛直荷重変動時のタイヤコーナリング特性

図 5-1	Cause of Static Loss of Side Force	• • • 110
図 5-2	Tire String Model ( Ref. 5-4) page 215, 217)	• • • 110
図 5-3	Definition of Coordinate System	• • • 113
図 5-4	Tire Test Facility on Drum	• • • 118
図 5-5	Structure and Sensors of Tire Test Facility	• • • 119
図 5-6	Layout of Piezo-electric Sensors	• • • 120
図 5-7	Block Diagram of Signal Processing	• • • 120
図 5-8	Signal and Data Processing System	• • • 121

---

☒ 5-9	Tire Vertical Load Response under Sinusoidal Input of Vertical Displacement ( $\alpha=1\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.9$ )	• • • 122
☒ 5-10	Measured Results of Side Force Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.9$ )	• • • 123
☒ 5-11	Measured Results of Aligning Moment Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.9$ )	• • • 123
☒ 5-12	Flat-belt Type Tire Test Facility	• • • 134
☒ 5-13	Vertical Load Dependency of Cornering Stiffness and Cornering Coefficient	• • • 135
☒ 5-14	Vertical Load Dependency of Aligning Stiffness	• • • 135
☒ 5-15	Example of Frequency Response of Side Force and Identification of Relaxation Length ( $V=30\text{km/h}$ , $F_z=6\text{kN}$ )	• • • 136
☒ 5-16	Vertical Load Dependency of Relaxation Length	• • • 136
☒ 5-17	Example of Frequency Response of Aligning Moment and Identification of Gyroscopic Coefficient ( $V=170\text{km/h}$ , $F_z=1.5\text{kN}$ )	• • • 137
☒ 5-18	Calculated Results of Side Force Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.9$ )	• • • 138
☒ 5-19	Calculated Results of Aligning Moment Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.9$ )	• • • 138
☒ 5-20	Comparison of Dynamic Loss of Side Force between Calculation and Experiments ( $\alpha=1\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ )	• • • 139
☒ 5-21	Comparison of Dynamic Loss of Aligning Moment between Calculation and Experiments ( $\alpha=1\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ )	• • • 139
☒ 5-22	Dynamic Loss of Side Force Calculated by Analytical Model ( $F_{z0}=3\text{kN}$ , $D=0.2\text{m/kN}$ )	• • • 140
☒ 5-23	Steady State Characteristics of Side Force Represented by Magic Formula (Plots are measured data.)	• • • 146
☒ 5-24	Steady State Characteristics of Aligning Moment Represented by Magic Formula (Plots are measured data.)	• • • 146
☒ 5-25	Calculated Results of Side Force Response by Model 1 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 147
☒ 5-26	Calculated Results of Aligning Moment Response by Model 1 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 147
☒ 5-27	Measured Results of Side Force Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 148
☒ 5-28	Measured Results of Aligning Moment Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 148

---

---

☒ 5-29	Tire String Model with Tread Elements and Change of Intersection Length ( Ref. 5-4) page 259, 260)	• • • 149
☒ 5-30	Flow of Numerical Calculation of Model 2	• • • 150
☒ 5-31	Calculated Results of Side Force Response by Model 2 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 151
☒ 5-32	Calculated Results of Aligning Moment Response by Model 2 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 151
☒ 5-33	Measured and Identified Results of Intersection Length Depending on Equivalent Slip Angle and Vertical Load	• • • 152
☒ 5-34	Flow of Numerical Calculation of Model 3	• • • 153
☒ 5-35	Calculated Results of Side Force Response by Model 3 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 154
☒ 5-36	Calculated Results of Aligning Moment Response by Model 3 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 154
☒ 5-37	Comparison of Dynamic Loss of Side Force between Calculation and Experiments ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 155
☒ 5-38	Comparison of Dynamic Loss of Aligning Moment between Calculation and Experiments ( $\alpha=6\text{deg}$ , $F_{z0}=3\text{kN}$ , $R=0.83$ )	• • • 155

## 第6章 うねり路面走行時のタイヤ横力が車両運動に与える影響

☒ 6-1	Definition of Vehicle Coordinate System	• • • 164
☒ 6-2	Definition of Tire Coordinate System	• • • 164
☒ 6-3	Main GUI and Animation Window of CarMaker	• • • 168
☒ 6-4	Steady State Characteristics of Front Tire Represented by Magic Formula	• • • 169
☒ 6-5	Steady State Characteristics of Rear Tire Represented by Magic Formula	• • • 170
☒ 6-6	Measured and Identified Results of Intersection Length Depending on Equivalent Slip Angle and Vertical Load	• • • 171
☒ 6-7	Road Undulation defined in CarMaker	• • • 178
☒ 6-8	Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=3\text{m}$ , $A=6\text{cm}$ )	• • • 179
☒ 6-9	Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=0.8\text{cm}$ )	• • • 182
☒ 6-10	Calculation of Average Value of Lateral Acceleration	• • • 185

---

---

☒ 6-11	Relation of Average Lateral Acceleration with Wavelengths and Heights of Road Undulation	• • • 185
☒ 6-12	Responses of String Lateral Deflection and $\sigma^* \cdot \tan(\alpha)$ at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=3\text{m}$ , $A=6\text{cm}$ )	• • • 186
☒ 6-13	Responses of Intersection Length at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=3\text{m}$ , $A=6\text{cm}$ )	• • • 187
☒ 6-14	Responses of Slip Angle and Equivalent Slip Angle at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=3\text{m}$ , $A=6\text{cm}$ )	• • • 188
☒ 6-15	Responses of String Lateral Deflection and $\sigma^* \cdot \tan(\alpha)$ at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=0.8\text{cm}$ )	• • • 189
☒ 6-16	Responses of Intersection Length at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=0.8\text{cm}$ )	• • • 190
☒ 6-17	Responses of Slip Angle and Equivalent Slip Angle at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=0.8\text{cm}$ )	• • • 191
☒ 6-18	Vehicle Trajectory of Steady State Turning and Analyzed Range of Simulation Results	• • • 196
☒ 6-19	Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ , $L=3\text{m}$ , $A=7\text{cm}$ )	• • • 197
☒ 6-20	Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=1.1\text{cm}$ )	• • • 200
☒ 6-21	Responses of String Lateral Deflection and $\sigma^* \cdot \tan(\alpha)$ at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=1.1\text{cm}$ )	• • • 203
☒ 6-22	Responses of Intersection Length at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=1.1\text{cm}$ )	• • • 204
☒ 6-23	Responses of Slip Angle and Equivalent Slip Angle at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=1.1\text{cm}$ )	• • • 205
☒ 6-24	Relation of Slip Angle, Equivalent Slip Angle and Vertical Load at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ , $L=1\text{m}$ , $A=1.1\text{cm}$ )	• • • 206

## 付録 I Magic Formula タイヤモデル

☒ AI-1	Braking Force Characteristics of Tire A (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • • 222
--------	--	-----------

---

---

☒ AI-2	Side Force Characteristics of Tire A (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • • 222
☒ AI-3	Aligning Moment Characteristics of Tire A (Dry road, Camber angle 0 deg)	• • • 223
☒ AI-4	Relation of Braking Force and Side Force of Tire A (Dry road, Vertical load 4 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 223
☒ AI-5	Relation of Braking Force and Aligning Moment of Tire A (Dry road, Vertical load 4 kN, Camber angle 0 deg)	• • • 224
☒ AI-6	Side Force Dependency on Camber Angle of Tire A (Dry road, Vertical load 4 kN)	• • • 224
☒ AI-7	Aligning Moment Dependency on Camber Angle of Tire A (Dry road, Vertical load 4 kN)	• • • 225

## 付録Ⅱ オーバーターニングモーメント

☒ AII-1	OTM Dependency on Vertical Load of Tire A (Camber Angle -9 deg)	• • • 226
☒ AII-2	OTM Dependency on Vertical Load of Tire A (Camber Angle 0 deg)	• • • 226
☒ AII-3	OTM Dependency on Vertical Load of Tire A (Camber Angle 9 deg)	• • • 227
☒ AII-4	Comparison of Pneumatic Scrub by Simple Model and Measurements (Tire A, Vertical Load 7.4 kN)	• • • 227
☒ AII-5	Comparison of Pneumatic Scrub by Simple Identified Model and Measurements (Tire A, Vertical Load 7.4 kN)	• • • 228
☒ AII-6	Residual Pneumatic Scrub of Tire A (Vertical Load 7.4 kN)	• • • 228
☒ AII-7	Comparison of Pneumatic Scrub by New Model and Measurements (Tire A, Vertical Load 7.4 kN)	• • • 229
☒ AII-8	Comparison of New OTM Model and Measurements (Tire A, Camber Angle 0 deg)	• • • 229
☒ AII-9	Comparison of New OTM Model and Measurements (Tire A, Camber Angle -9 deg)	• • • 230



---

## Summary

Title: Study on the modeling of tire characteristics and the influence of tire characteristics on vehicle dynamics

In recent years, the various driving assistance systems and control systems aiming for the future automatic driving have been introduced to the vehicles in market very rapidly and their functions are becoming diversified and highly functional. In the developing phase of those systems, it is necessary to verify and improve the performance to the functions as expected with respect to various driving environments, scenes and driver operations. However, it is almost impossible to carry out them experimentally by using actual vehicles and systems in terms of manpower, time and costs. Therefore, recently the simulation calculations are utilized very frequently for the developments of vehicles and sub-systems, where it is a major premise that the vehicle dynamics behavior, which is the most fundamental and important function of the vehicle, can be accurately simulated. However, in most of vehicle and tire dynamics studies in the past, a flat and even road surface is assumed, so very few studies considering the road undulation and unevenness have been reported and the understanding of phenomena and the elucidation of mechanism are insufficient.

Considering the above mentioned backgrounds, the author have developed the tire models which fits to the experimental results from the standpoint that the accurate tire models are most important for improving the accuracy of analysis and simulation of vehicle dynamics behavior. In addition, the studies in which the developed tire models were applied to the vehicle dynamics analysis have been performed to verify their effectiveness. In those studies, the emphasis was placed on the phenomena especially on uneven roads. This paper reports the results of those studies.

This thesis consists of seven chapters including introduction and conclusion.

In Chapter 2, the software system that can create so-called Magic Formula tire models that closely agree with the experimental data was developed and as an application, the quantitative differences of tires for passenger and commercial vehicles on dry, wet and ice roads were presented. The Magic Formula is the tire model at steady state conditions and is the identification model using the experimental data.

---

---

In Chapter 3, the new tire overturning moment model was developed which can reduce the errors with measured data than the former model. The new model is an identification model in which the error between the former model and the experimental data was expressed by the same equations of side force of Magic Formula. Then, the new tire model was introduced to the vehicle rollover simulation. It was confirmed that the closer simulated results to the experimental results can be obtained when the new overturning model is used.

In chapter 4, the simulation model of the vehicle braking performance on undulated roads was developed and it was validated by the experiments. In the simulation model, the braking force characteristics of the tire were expressed by Magic Formula. Then, the relation between the suspension longitudinal support characteristics and the stopping distance of the vehicle was analyzed by the experiments and simulation, which was not elucidated. It was found that both the longitudinal stiffness and the damping characteristics of the suspension influence the stopping distance.

In chapter 5, supposing the tire cornering on uneven roads, the responses of side force and aligning moment under time-varying vertical load were investigated by experiments at first. It was found that those responses cannot be explained by steady state characteristics. Namely, the waveforms change as the frequency increases and the average value of side force decreases not only by the static loss but also by the dynamic loss. Therefore, the new transient response model was developed. In that model, by referring the concept of the tire string model with tread elements, the equivalent slip angle was newly introduced by using the lateral displacement of the string at the leading edge and the intersection length. Then the side force and the aligning moment were calculated by using the equivalent slip angle and the vertical load in Magic Formula. In addition, the function representing the relationship between the equivalent slip angle and the intersection length was newly proposed. Regarding the response of the side force, it was confirmed that the new model agrees well with the experiments in the range of wavelengths of undulation longer than about 1 m. As this model can be applied to transient vertical load fluctuations up to the large slip angle range, this model is the culmination tire model of side force and aligning moment in this study, which also covers the nonlinear steady state characteristics.

Chapter 6 showed the results of the application of the new tire transient response model developed in Chapter 5 to the vehicle dynamics analysis. From the simulation results of the vehicle behavior when the sinusoidal steering

---

---

angle was given on undulated roads, it was found that the average value of vehicle lateral acceleration decreases on the undulation of long wavelength, but that it conversely increases on the undulation of short wavelength, if the transient property of tire side force is considered. If only the steady state characteristics are considered, it decreases regardless of the wavelengths. The mechanism of these changes can be understood by analyzing in details the fluctuations of the tire state variables such as side force and intersection length of four tires.

---

# 第 1 章

## 序 論

## 1. 1 本論文の位置づけと目的

様々なドライバの支援システムや、自動運転を見据えた車両の制御システムの市販車への搭載が近年非常に活発になってきており、その機能も多様かつ高機能化している。それらのシステムの開発においては、様々な運転環境やシーン、ドライバの操作などに対し、期待通りに機能することの検証と性能改良が必要であるが、それら全てを実際の車両やシステムそのものを用いて実験的に実施することは、工数・納期的、コスト的に不可能に近い。近年では、車両やシステムの開発におけるシミュレーション計算の活用は必須となってきており、その開発手法は総称してMBD(Model Based Development もしくは Design) や X-in-the-Loop Simulation (X に様々な用語を代入する。例えば、Engine, Steering, Software, Driver など) と呼ばれている。

それらのシミュレーションが実際の車両やシステムの開発で有効に活用されるためには、車両の最も基本的かつ重要な機能である“走る、曲がる、止まる”こと(運動性能)が、正確に模擬(シミュレート)できていることが大前提となる。なお、車両がその基本機能を果たすために最も重要な要素は、タイヤが路面との間で発生している力であることは説明の必要がないであろう。その重要性ゆえ、古くから車両やタイヤの運動性能に関する研究は様々な観点から実施され、報告、議論されてきたが、精度が不十分なモデルや、モデル化されていない運動現象が存在している。

特に、ほとんどの車両運動研究では平坦な路面を仮定しているため、非平坦路における車両やタイヤの運動性能に関する研究が不十分であり、非平坦路におけるタイヤの過渡特性の実験的把握や車両との関係を解析した研究は見当たらない。また、具体的に予測精度の向上が望まれる車両運動性能の一つに、車両の耐転覆性能がある。それは、米国における交通事故による乗員死亡者の3割以上が車両の転覆を伴った事故によるものであるため(2015年、文献1-1)、特に米国向け車両の耐転覆性能の向上は重要課題であるからである。

以上の背景を踏まえ、筆者は、車両運動解析の精度向上のためには、そこで用いるタイヤモデルの精度向上が最も重要であるとの観点から、未説明現象の実験による把握や、それを説明できるモデルの開発に関する研究を実施してきた。また、開発したタイヤモデルを車両運動解析に適用し、その有効性を検証する研究も実施してきた。それらの研究では、特に非平坦路上での現象解析に重点を置いた。本論文はそれらの研究の結果を報告するものである。

ここで、上記で述べた課題と、本論文で報告する研究の目的・目標、それが達成された時の期待効果を各章ごとに簡潔に記す（図 1-1）。

## **1) Magic Formula モデルの開発とタイヤ特性解析（第2章）**

### **課題**

車両運動解析のための高精度タイヤモデルの作成と特性比較

### **目標・目的**

- ・実験データとよく一致する Magic Formula 同定システムの開発
- ・種々の路面における乗用車および大型車用タイヤの特性値の横並び定量比較

### **期待効果**

- ・予防安全システム（例えば車両後方監視システム）の性能向上
- ・インフラ側から車両へ提供する情報（路面や車両に応じた制動停止距離など）の精度向上

## **2) タイヤのオーバートーニングモーメント特性のモデル化と車両耐 転覆性能に与える影響（第3章）**

### **課題**

車両の耐転覆性能の予測精度の向上

### **目標・目的**

- ・タイヤのオーバートーニングモーメントの高精度モデルの開発
- ・新タイヤモデルを用いたことによる車両の耐転覆性能の予測精度向上効果の確認

### **期待効果**

車両性能向上による事故死者低減への貢献

## **3) 非平坦路における車両の制動性能（第4章）**

### **課題**

非平坦路における車両の制動停止性能の向上

### **目標・目的**

- ・現象を予測できるシミュレーションモデルの開発
- ・サスペンションの前後支持特性と制動停止距離の関係の明確化

### **期待効果**

制動停止距離短縮のための新たなサスペンション設計指針の提示

## **4) 過渡的鉛直荷重変動時のタイヤコーナリング特性（第5章）**

### **課題**

非平坦路上でのタイヤコーナリング特性の把握

### **目標・目的**

- ・過渡的鉛直荷重変動時のタイヤの横力とアライニングモーメントのコーナリング特性の実験による確認

- ・実験結果に一致するタイヤモデルの開発

### 期待効果

車両運動解析のための新たなタイヤモデルの提案

## **5)うねり路面走行時のタイヤ横力が車両運動に与える影響(第6章)**

### 課題

うねり路面上での車両コーナリング特性にタイヤ過渡特性が影響を与えるか否かの確認

### 目標・目的

- ・第5章で開発したタイヤ過渡モデルの車両運動シミュレーションへの導入
- ・タイヤ横力の過渡特性が車両の横加速度に与える影響の明確化

### 期待効果

非平坦路における運動性能の改善や車両運動研究のさらなる進展

本研究の第一の観点はタイヤ特性の把握とモデル化であるため、次に、本論文で報告するタイヤモデルやモデル作成手法の位置付けと相互関係や目的を簡潔に述べる(図1-2参照)。なお、過去に報告されたタイヤモデル全般と、報告するタイヤモデルの関係の詳細は次節で説明する。

荷重やキャンバ角、路面が変化した時の実際のタイヤの定常特性を精度よく表現できるものとして、Magic Formula(以下、MFと略す)と呼ばれる実験同定モデルが提案されており<sup>1-2), 1-3)</sup>、車両運動解析でしばしば用いられているが、多くのパラメータを含んでいるため、モデルの同定には工夫が必要である。第2章では、様々な試験装置から得られる実験データを用いて高精度なMFモデルを作成できるソフトウェアシステムを開発する。そのシステムを用いて、タイヤの種類や路面が異なった場合の横力や制動力の特性変化を、横並びで定量的に明らかにする。

第3章では、車両運動解析において無視されることが多いタイヤのオーバーターニングモーメント(以下、OTMと略す)を、精度良く表現できる新しいモデルを開発する。OTMはタイヤ横力の影響を受けるので、第2章で開発したシステムにより求めた横力特性を用いる。次に、開発したモデルを用いて、車両の耐転覆性能に与えるOTMの影響を明確にする。

第4章では、非平坦路における車両の制動停止性能を予測できるシミュレーションモデルを開発する。そのモデルでは、第2章で開発したシステムにより求めたタイヤ制動力のMFモデルを用いる。モデル

---

による解析と実験により、未解明であったサスペンションの前後支持特性と制動停止距離の関係を明らかにする。

第5章では、実験的にも解析的にも未解明であった、過渡的鉛直荷重変動時のタイヤの横力とアライニングモーメントのコーナリング特性を、まず実験で確認する。その実験結果を踏まえて、タイヤの過渡特性モデルを新たに開発する。なお、そのモデルにおける定常特性の表現には、MFモデルを用いる。

第6章では、第5章で開発したタイヤモデルを用いて、うねりのある路面上での車両運動をシミュレーション解析する。その目的は、過去に研究例が見当たらない、タイヤの過渡特性が車両の横運動に影響を与えるのか否かを明らかにすることである。



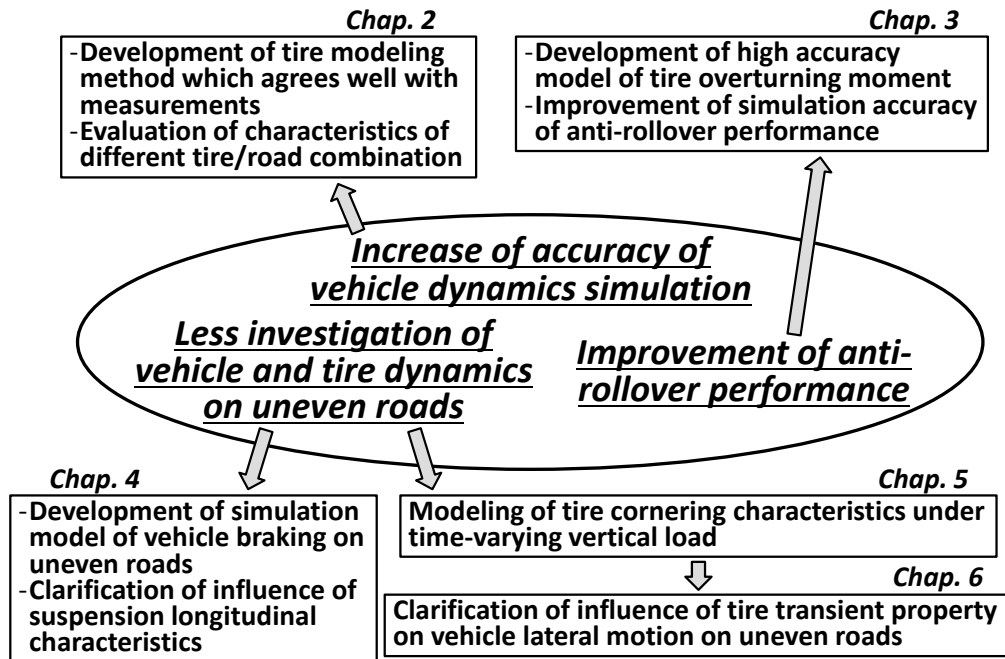


図 1-1 Issues and Targets of This Study

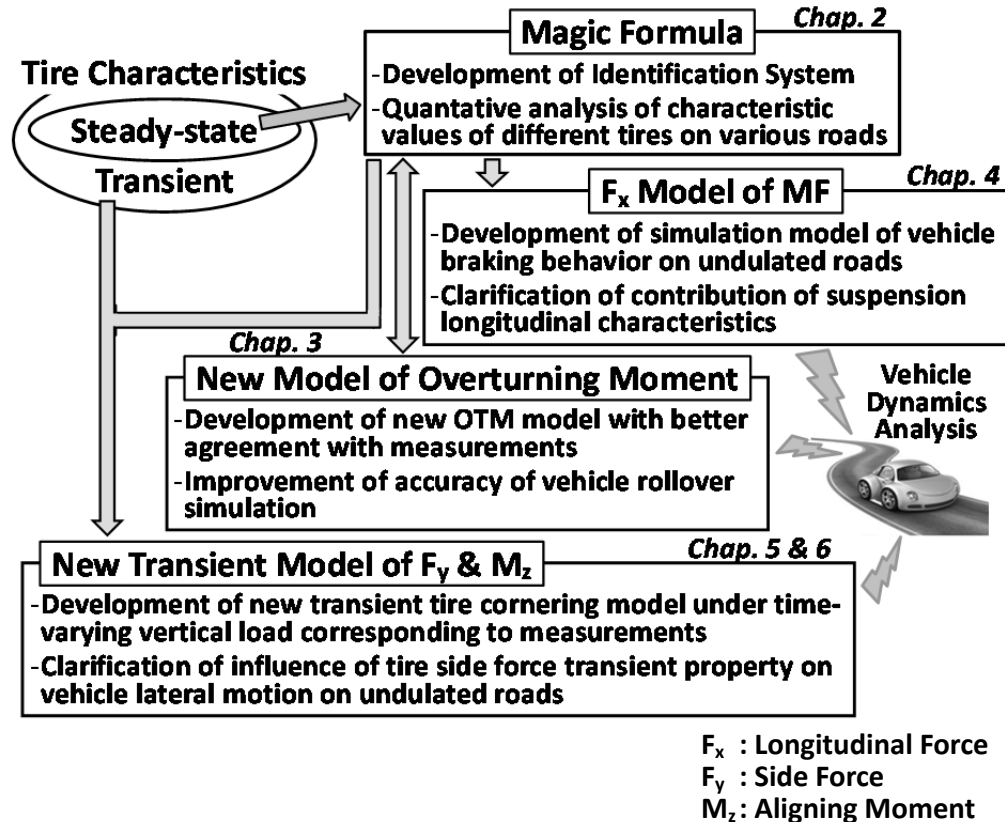


図 1-2 Relation and Purpose of Developed Tire Models in This Study

## 1. 2 タイヤモデルの概要

本論文の中心的課題は、車両運動解析に用いるタイヤモデルの開発であるため、本節では様々なタイヤモデルの分類と特徴を述べ、続いて本論文の2章以降で取り扱うタイヤモデルの位置づけと目的および、各章で用いるタイヤモデルの相互関係を示す。

### 1. 2. 1 タイヤモデルの分類

タイヤの運動特性のモデル化に関する研究は古くから実施されてきたが、タイヤは異方性の積層複合材料でできた圧力容器であること、回転と大変形を伴う運動体であること、路面状況によりその接触状態（分布力と局所変形）が大きく変化することなど、解析が非常に難しい構造力学および運動学的な問題を含んでいるため、タイヤの運動モデルとして万能なものは残念ながら存在しない。実際のタイヤ構造や材料特性を詳細に表現したモデル（有限要素モデル）は、モデル作成に多大な労力を要する上、計算時間も長いため車両運動解析ではほとんど用いられておらず、目的とする車両運動の予測精度や取り扱う運動現象の範囲に応じ、様々なタイヤモデルを選択して用いているのが現状である。

様々なタイヤモデルを分類し、特徴を概念的に示したのが図 1-3（文献 1-3） Fig.2.11 を修正）である<sup>1-4)</sup>。ここではタイヤモデルを4種類に大別しており、図の横軸の左側のモデルほど、実際のタイヤを用いた実験により得られた測定データへの依存度が高いことを示している。逆に右側ほど、タイヤ接地面内の力学現象やタイヤの材料・構造を詳細にモデル化したものである。図の縦軸はモデルの特徴を示しており、モデルパラメータの数や実験結果への一致度、力学的な現象の理解しやすさなどを定性的に表わしたものである。実験との一致度を示す曲線が **Simple Model**（簡易モデル）付近で分岐しているのは、タイヤの材料特性などの測定値をモデルパラメータとして用いると、実際のタイヤの測定結果との一致度はあまり高くないが（点線部分）、測定値に一致するようにモデルパラメータの値を調節する（同定する）と、一致度が向上することを意味している。

図 1-2 には代表的なタイヤモデル名も併せて記してあるが、4種類の分類の中間的なモデルも存在し、全てのタイヤモデルが明確に4種に分類される訳ではない。古くから用いられている **Carpet Plot**（例えば文献 1-5）と呼ばれるモデルは、**Experimental Data Model**（実験データモデル）に属する典型的なモデルであり、実験により得られたデータ点間をスプライン関数により補間したモデルである。**Special Function Model**（特殊関数モデル）は、多項式や三角関数でタイヤ特性を表現したものであり、実験データモ

デル同様，タイヤの挙動を力学的に表現したものではない。Magic Formula<sup>1-2), 1-3)</sup> は，三角関数や多項式からなる関数群により表現されるモデルであり，モデルのパラメータは実験データにその関数群を同定することにより求める。このモデルは，実験データモデルと特殊関数モデルの中間に位置すると考えて良い。簡易力学モデルの中で最も簡単なものは，Brush Model (ブラシモデル)<sup>1-3), 1-6)</sup> と呼ばれるものである。タイヤのカーカスやベルトは剛体であり，接地面内のトレッド部分は無数のブラシ状の弾性体から成り立っていると仮定し，路面と接するブラシ先端のせん断力を積分することにより，横力や前後力，アライニングモーメントが解析的に導かれる。このモデルは，タイヤ接地面内の現象や，それにより生じる力やモーメントの発生メカニズムを直感的に理解しやすいという特徴があり，古くから用いられている。他に簡易力学モデルに属するものとして，タイヤのカーカスは張力を持った糸であると仮定した String Model (ストリングモデル) や，カーカスを糸ではなく梁と仮定した Fiala Model (フィアラモデル) が知られている。FEM に代表される Complex Model (詳細モデル) は，主としてタイヤ自体を開発・製造するメーカーにおいて用いられている。

以上で述べたモデルの分類とは別に，路面から車両に力やモーメントを伝えるタイヤという伝達系の，入力と出力をどのように取り扱うのかが，車両運動解析において用いるタイヤモデルを論じる際には重要である。タイヤの入出力関係は，図 1-4 (文献1-3) Fig.2.1) に示すように，入力は車両運動によりタイヤに与えられる変位や角度，速度から成る状態量，出力は3軸方向の力とそれらの軸周りの3モーメントであると定義される。ただしタイヤが装着される車両により，タイヤの鉛直荷重が決められてしまうことから，入力をタイヤの鉛直荷重，出力をタイヤの上下変位として取り扱うことが多い。さらに伝達系の入出力関係を論じる時，状態量が時間的に変化しないと仮定または近似した特性 (定常特性) のみを扱うか，さらに時間的変化まで拡張して考慮した特性 (過渡特性) を扱うかも，モデル化における重要な要素である。車両の運動解析においては，一般的に 5Hz 以下の運動現象を取り扱うことが多いため，タイヤの定常特性のみを考慮したモデルを用いることが圧倒的に多い。

## 1. 2. 2 本研究で用いるタイヤモデルの位置づけと目的

車両運動解析用のタイヤモデルは、実際のタイヤ特性を精度良く表わせること以外に、計算時間が短く、車両運動を表わす運動方程式に組み込みやすいことも重要である。後者の点に関しては、タイヤへの入力に対する出力の関係が、陽な形の代数方程式や微分方程式で記述されていることが望ましい。ここでは、2章以降で報告する研究において新たに開発したタイヤモデルや検討に用いたタイヤモデルの位置づけと目的および、各章で用いるタイヤモデルの相互関係を述べる。

定常特性を精度良く表わすことを目的として開発された MF タイヤモデルは、ADAMS<sup>1-7)</sup> や CarMaker<sup>1-8)</sup> など市販の機構・運動解析ソフトにも導入されており、横力と前後力、アライニングモーメントなどの非線形性を考慮する必要がある場合にしばしば用いられている。本研究においては、タイヤの定常特性を表わすモデルとして MF モデルを用いている。

第2章では、様々なタイヤの実験装置から得られたデータを用いて、横力、前後力、アライニングモーメントの MF のモデルパラメータを、精度よく求めるための最適計算システムを開発した。車両開発においては、種々のサイズのタイヤや、それらの構造や材料を変更した試作タイヤなど、非常に多くのタイヤを仮想的に装着した場合の性能予測計算を実施する必要があり、その計算システムは車両開発を円滑に実施することに貢献する。そのシステムを用いて、乗用車および大型車用タイヤの様々な路面上での MF モデルを作成しモデルの精度検証を行なった上で、MF モデルを用いて路面やタイヤ種が異なった時の特性の違いを定量的に比較検討した。

第3章では、通常車両運動解析では無視されることが多い、タイヤの OTM 特性のモデルを検討した。OTM は、車両の横加速度が小さい時の車両運動に与える影響は小さいが、例えば車両の耐転覆性能など横加速度が大きな場合は、少なからず影響を与えられられる。既存のモデルは実験値との一致度が低いため、新しいオーバーターニングモーメント特性のモデルを提案した。そのモデルパラメータ導出のための同定計算は、第2章で開発した計算システムに付け加えた。また、その OTM モデルを車両運動シミュレーションに導入し、車両の耐転覆特性に与える影響を検討した。

通常の車両運動解析では路面は平坦であると仮定することがほとんどであるが、実際の路面には大なり小なりうねりや凹凸が存在している。また、車両の制動性能に関する研究では、ブレーキシステムに関する報告は多いが、サスペンションなどの車両要素特性と制動性能の関係を解析したものは少ない。第4章では、うねりのある路面における直進時の制動性能を、実験およびシミュレーション解析により検討した。前後二輪のハーフカーモデルを開発し解析に用いたが、タイヤの制動力特性はMFで表わし、第2章で開発した計算システムを用いてモデルパラメータを導出した。

第5章では、車両が非平坦路を走行していることを想定し、タイヤの鉛直荷重が過渡的に変動している時の、横力とアライニングモーメントの応答に関して検討を行った。最初にその応答を実験により調べたところ、定常特性では説明できないことがわかったため、タイヤの過渡応答を考慮した新しいモデルの開発に着手した。過渡特性のモデル化に関しては、ストリングモデルと呼ばれる力学モデルを用いた研究が知られていたが、それはタイヤの鉛直荷重は一定で、横滑りとヨー運動の過渡的入力に対する横力やアライニングモーメントの応答を解析したものであった<sup>1-3)</sup>。そのストリングモデルを改良し、まずスリップ角が小さな範囲に限定した応答モデルを開発した。続いて、スリップ角が大きな範囲まで適用可能なモデルを検討した。最終的に提案した過渡応答モデルでは、等価スリップ角の概念を導入し、**Intersection Length**（交差長）と呼ばれる過渡特性を表わすパラメータの記述式を新たに考案した。横力とアライニングモーメントの定常特性の記述にはMFを用いた。

第6章では、うねり路面における車両運動に与えるタイヤ横力の影響を、シミュレーション計算により解析した。サイン波状にうねった路面を車両が走行することにより、タイヤの鉛直荷重は過渡的に変動する。第5章で開発したタイヤ過渡特性モデルを市販の車両運動解析ソフトに導入し、タイヤ横力の定常特性のみを考慮した場合と比較し、様々なうねりの波長と振幅の路面におけるタイヤ横力の過渡特性が、車両運動に与える影響を示した。

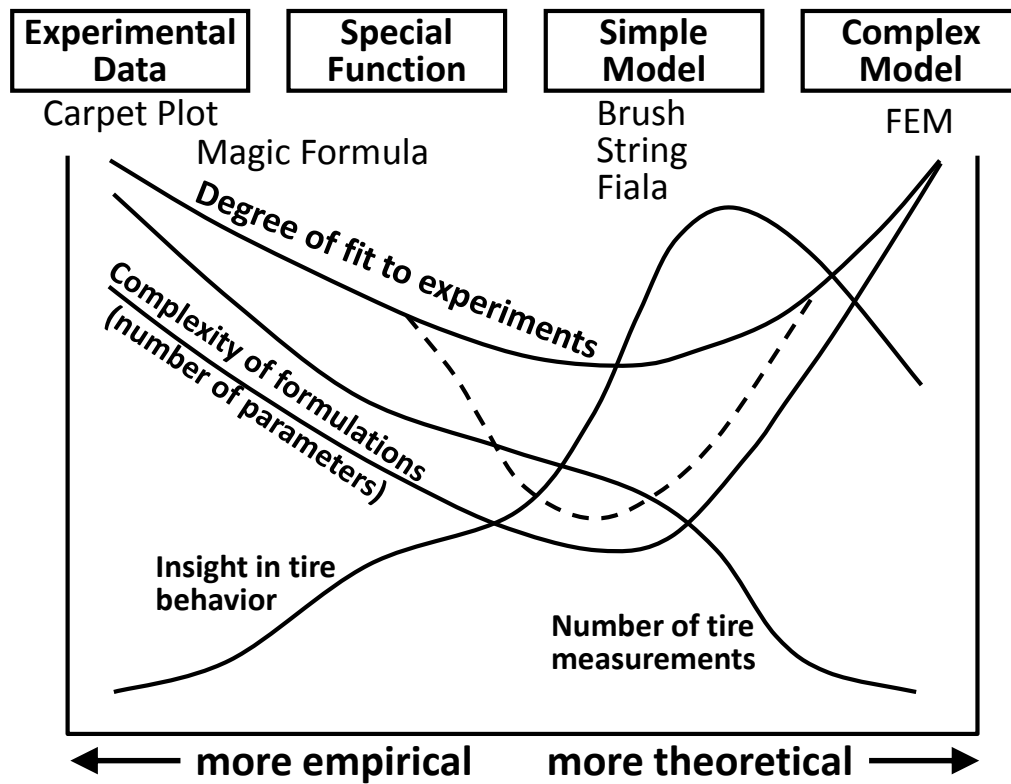


図 1-3 Classification and Characteristics of Tire Models

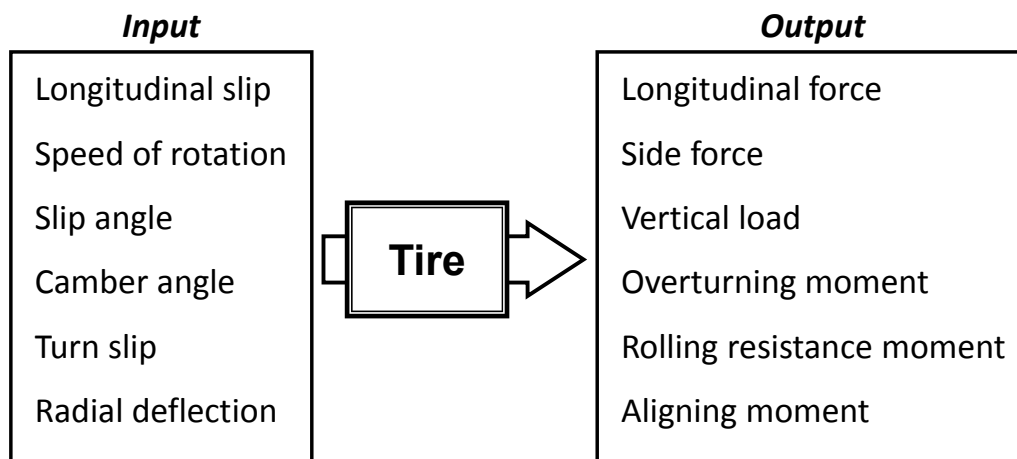


図 1-4 Input and Output Quantities of Tire Models (Ref. 1-3) page 60)

### 1. 3 本論文の構成と概要

本節では、1. 1 節で述べた課題を解決するために実施した検討内容を、各章ごとに記す。なお、過去の研究の問題点と課題は、各章の冒頭において述べることとする。

第1章は序論である。

「Magic Formula モデルの開発とタイヤ特性解析」と題した第2章では、以下の順で実施した結果を報告する。

- ・ 様々な実験装置で測定されたデータを用い、MF タイヤモデルのパラメータと係数の最適値を、精度よく求めるためのソフトウェアシステムを開発する。
- ・ ドライアスファルト路面、ウェット路面および氷盤路面上における、乗用車タイヤと大型タイヤの制動力、横力およびアライニングモーメント特性および、それらの複合スリップ特性を実験により求める。
- ・ それらのデータおよび開発したソフトウェアシステムを用いて MF への同定計算を実施し、実験結果によく一致するタイヤモデルを作成する。
- ・ 各種路面における乗用車および大型タイヤの特性の違いを定量的に評価する。

「オーバーターニングモーメント特性のモデル化と車両耐転覆性能に与える影響」と題した第3章では、以下の順で実施した結果を報告する。

- ・ タイヤ試験機により、鉛直荷重、スリップ角およびキャンバ角が変化した時の OTM を測定する。
- ・ タイヤの横力と横剛性から計算される OTM (従来モデル) と、計測により得られた値を比較検討する。
- ・ より計測値に一致する、新たな OTM の記述式を考案する。
- ・ 第2章で開発したソフトウェアシステムを改良し、OTM のパラメータと係数の最適値を求めるソフトウェアを開発する。
- ・ 釣り針ターンと呼ばれる実車実験により、車両の転覆限界横加速度を測定する。
- ・ 車両運動シミュレーションモデルに、OTM の従来モデルおよび新たに開発した OTM モデルを導入して計算した転覆限界横加速度と実験結果を比較検討する。

「非平坦路における車両の制動性能」と題した第4章では、以下の順で実施した結果を報告する。

- ・ うねりのある路面上での車両の直進制動時の応答をシミュレーションできるモデルを開発する。
- ・ 実験との比較により、開発したモデルの妥当性を検証する。
- ・ 車両の要素特性が制動停止距離に与える影響を、実験およびシミュレーション計算により調べ、それらの結果を比較評価する。
- ・ サスペンションの前後支持特性と制動性能の関係をシミュレーションにより解析し、着目すべき特性を明らかにする。
- ・ シミュレーション計算により、制動停止距離と路面うねりの波長と振幅の関係を明らかにする。

「過渡的鉛直荷重変動時のタイヤコーナリング特性」と題した第5章では、以下の順で実施した結果を報告する。

- ・ 過渡的に鉛直荷重を変動させ、その時に発生する横力とアライニングモーメントを計測できる試験装置および、データ処理手法を開発する。
- ・ まずスリップ角が微小な場合の実験を行い、横力とアライニングモーメント応答が、定常特性により説明できるのかを確認する。
- ・ 微小スリップ角領域に適用可能な、過渡的鉛直荷重変動時のタイヤ応答モデルを開発し、実験結果との比較検討を行なう。
- ・ 次に、大スリップ角領域における横力とアライニングモーメント応答を計測し、微小スリップ角領域での応答との違いを把握する。
- ・ 大スリップ角領域まで適用可能なタイヤ応答モデルを開発し、実験との比較によりモデルの適用範囲を明確にする。

「うねり路面走行時のタイヤ横力が車両運動に与える影響」と題した第6章では、以下の順で実施した結果を報告する。

- ・ 車両運動シミュレーションソフトに、第5章で開発した過渡的鉛直荷重変動時のタイヤ横力とアライニングモーメントの応答モデルを導入し、タイヤの過渡特性が車両運動に与える影響を解析できる環境を構築する。
- ・ シミュレーション解析に用いる車両とタイヤのモデルを作成する。
- ・ シミュレーション環境上でサイン波状のうねりを有する路面を定義し、操舵角をサイン波で変動させた時の車両の応答を解析



する。なお、タイヤの定常特性のみを考慮したモデルと、新たに導入した過渡特性モデルを用いた場合の結果を比較検討する。また、結果の違いを生じさせる原因を考察する。

- 同様な解析を操舵角固定の定常円旋回でも実施し、同じく結果の比較検討と考察を行う。

第7章は結論である。前節で述べた問題点や課題の解決のために、第2章から第6章で実施した検討により得られた結果を、結論としてまとめる。また、今後の課題も記す。

---

## 1. 4 各章で用いる座標系

本節では、第2章以降の各章で用いる座標系の説明を加える。

第2章で用いる座標系は、タイヤに固定された移動座標系であり、路面上に原点がある  $z$  軸が下向きの右手系の座標系であるが、タイヤが路面から受ける鉛直荷重の方向を正とする。第3章でも同じ座標系を用いる。

第4章では車両の直進制動現象を取り扱うため、路面上に原点がある前後と上下方向の2次元の路面固定座標系を用いる。

第5章では第2章と同じ右手系の座標系を用いるが、 $z$  軸回りのモーメントであるアラニングモーメントは便宜上、逆回り方向を正とする。

第6章では、ISO 8855 で定義された車両およびタイヤに固定された移動座標系を用いる。車両座標系の原点は重心点、タイヤ座標系の原点は路面上にあり、 $z$  軸が上向きの右手系の座標系である。

## 1. 5 凡例

- (1) 本論文は、7つの章から成る。
- (2) 原則として各章は、本文、図、表、引用文献から成る。本文はいくつかの節から成り、各節はいくつかの項から成る。
- (3) 式は章ごとに通し番号を付してある。その書式は、  
＜章番号＞－＜式番号＞  
である。
- (4) 図と表、引用文献も章ごとに通し番号を付してある。その書式は、  
＜章番号＞－＜図番号＞ および ＜章番号＞－＜表番号＞、  
＜章番号＞－＜文献番号＞  
である。図と表は、各節の本文の後にまとめて示す。

## 第1章 “序論”

### 参考文献

- 1-1) <http://www.iihs.org/iihs/topics/t/general-statistics/fatalityfacts/passenger-vehicles>, (最終検索日：2017年11月21日).
- 1-2) Bakker, E. et al, Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE Paper No. 870421, (1987).
- 1-3) Pacejka, H.B., Tire and Vehicle Dynamics, Third Edition, Butterworth Heinemann, (2012).
- 1-4) 高橋俊道, タイヤの力学モデルについて, 自動車技術会シンポジウム—Advanced Vehicle Control 1993—, No. 9306903, (1993).
- 1-5) Tielking, J.T. et al, Mechanical properties of truck tires, SAE Paper No. 730183, (1973).
- 1-6) 高橋俊道, 4.2 タイヤ力学, 自動車工学—基礎—, 自動車技術会, (2002), pp. 117-124.
- 1-7) [http://ecust.isid.co.jp/public/product/adams/img/pdf/a\\_car\\_pkg\\_cr.pdf](http://ecust.isid.co.jp/public/product/adams/img/pdf/a_car_pkg_cr.pdf), (最終検索日：2017年11月21日).
- 1-8) CarMaker User's Guide Version 4.0.6, IPG Automotive GmbH, (2013).

## 第2章

# Magic Formula モデルの開発と タイヤ特性解析

## 2. 1 はじめに

タイヤの定常特性モデルとしては、実験データが示す非線形特性の微妙な形状の違いを精度良く表現できるものとして、Magic Formula（以下 MF と略す）と呼ばれる数学モデル<sup>2-1) ~2-3)</sup>が近年よく用いられるようになってきた。MF は三角関数と多項式からなる関数群であり、車両運動解析において用いるためには、関数群中の多くの係数やパラメータを、実験データを用いた同定計算により事前に求めておく必要がある。本節以降で具体的に示すが、同定に用いる実験データは、タイヤの種類や走行する路面の状態により大きく変化する上に非線形性が強い。

タイヤ特性の測定には、後述するように様々な試験装置が用いられ、それらから得られるデータの形式や測定範囲はそれぞれ異なり、データに含まれるノイズも様々である。同定計算では、与えられた初期値から繰り返し計算により MF の係数やパラメータの最適値を求めるが、妥当な MF モデルを作成するためには、初期値の決め方や、適切なデータの前処理を行なうことが非常に重要である。また場合によっては、MF の係数やパラメータに拘束条件を与えた最適化計算を行なう必要もある<sup>2-4)</sup>。一方、自動車メーカーにおける車両設計、開発段階では、多くの試作タイヤのモデルを用いた車両運動計算を繰り返して実施し、適切なタイヤを選択したり、タイヤや車両要素の改良を指示する必要があるため、以上で述べたことを迅速かつ容易な操作により実施できることが強く望まれている。

本章では最初に、上記で述べた要求や課題を満足するために開発した、MF 同定用のソフトウェアシステムについて説明する。最初に開発した同定システムで作成したタイヤモデルには、実験データとの一致度が低いケースがあったため、同定手法の改良を行った。

続いて、そのシステムを用いて作成した、タイヤ種や路面状態が異なったときの MF モデルを示し、それらの特性の変化傾向を定量的に示す。このように、種々のタイヤと路面の組み合わせにおける特性変化を、横並びで定量的に明らかにした過去の研究報告は見当たらないが、これが明らかになれば、車両運動予測精度の向上のみならず、予防安全システムや車両への外部からの情報提供システムの精度向上も期待できる。

## 2. 2 本章の構成

この節では、本章の構成を説明する。

2. 1 節は「はじめに」と題した序論である。

2. 3 節では、本章で用いる主な記号と定義した座標系を示す。

2. 4 節は「Magic Formula タイヤモデル」と題し、MF の方程式を示す。

2. 5 節は「同定システムの開発」と題し、MF の係数とパラメータを求めるための、一連のソフトウェアについて説明する。また、データの前処理や初期値の決め方も示す。

2. 6 節は「Magic Formula タイヤモデルの作成」と題し、乗用車および大型車タイヤの種々の路面上での測定データと、2. 5 節で示したソフトウェアを用いて作成した、MF タイヤモデルを示す。また、タイヤ特性の変化や違いを定量的に示しその考察も加える。

2. 7 節はまとめであり、本章で論じてきたことの結果をまとめる。

### 2. 3 主な記号と座標系

本章で用いる主な記号は次のとおりである。また、図 2-1 には本章で用いる座標系の定義を示す。この座標系は、車輪中心面と路面との交線を  $x$  軸、車輪の回転中心を通り車輪中心面内で  $x$  軸と直交する直線と  $x$  軸の交点を座標原点、路面上で  $x$  軸に鉛直な直線を  $y$  軸、 $x$  軸および  $y$  軸に直交する直線を  $z$  軸とする、右手系の移動座標系である。ただし、タイヤが路面から受ける鉛直荷重の方向を正とする。

$F_x$	: 前後力 [N]
$F_{x0}$	: 純スリップ時の前後力 [N]
$F_y$	: 横力 [N]
$F_{y0}$	: 純スリップ時の横力 [N]
$F_z$	: 荷重 (鉛直荷重) [N]
$G_{x\alpha}$	: 複合スリップ時の横力の重み係数
$G_{yx}$	: 複合スリップ時の前後力の重み係数
$m_f$	: オフセットなしの前後力または横力
$M_f$	: オフセットを考慮した前後力または横力
$M_z$	: アライニングモーメント [Nm]
$M_{z0}$	: 純スリップ時のアライニングモーメント [Nm]
$M_{zr}$	: 残留モーメント [Nm]
$P_t$	: ニューマチックトレール [m]
$R_e$	: タイヤ転がり半径 [m]
$V$	: 走行速度 [m/s]
$\alpha$	: スリップ角 [deg]
$\alpha_r$	: 残留モーメントの横シフトを考慮したスリップ角 [deg]
$\alpha_t$	: ニューマチックトレールの横シフトを考慮したスリップ角 [deg]
$\chi$	: 横軸の補助変数
$X$	: スリップ率またはスリップ角
$\gamma$	: キャンバ角 [deg]
$\kappa$	: スリップ率 [-]
$\omega$	: タイヤ回転速度 [rad/s]

#### Magic Formula 係数

$B, C, D, E, S_v, S_h$	: 基本式の MF 係数
$B_x, C_x, D_x, E_{0x}, \Delta E_x, S_{vx}, S_{hx}$	: 前後力の MF 係数
$B_y, C_y, D_y, E_y, E_{0y}, \Delta E_y, S_{vy}, S_{hy}$	: 横力の MF 係数



$B_r, D_r, S_{hf}$  : 残留モーメントの MF 係数  
 $B_t, C_t, D_t, E_t, E_{0t}, \Delta E_t, S_{ht}$  : ニューマチックトレールの MF 係数

**Magic Formula パラメータ**

$a_0 \sim a_{17}$  : 純スリップ時の横力パラメータ  
 $b_0 \sim b_{13}$  : 純スリップ時の前後力パラメータ  
 $c_0 \sim c_{21}$  : 純スリップ時のアライニングモーメントパラメータ  
 $q_0 \sim q_3$  : 複合スリップ時の前後力パラメータ  
 $q_4 \sim q_{14}$  : 複合スリップ時の横力パラメータ  
 $s_0 \sim s_3$  : 複合スリップ時のアライニングモーメントパラメータ

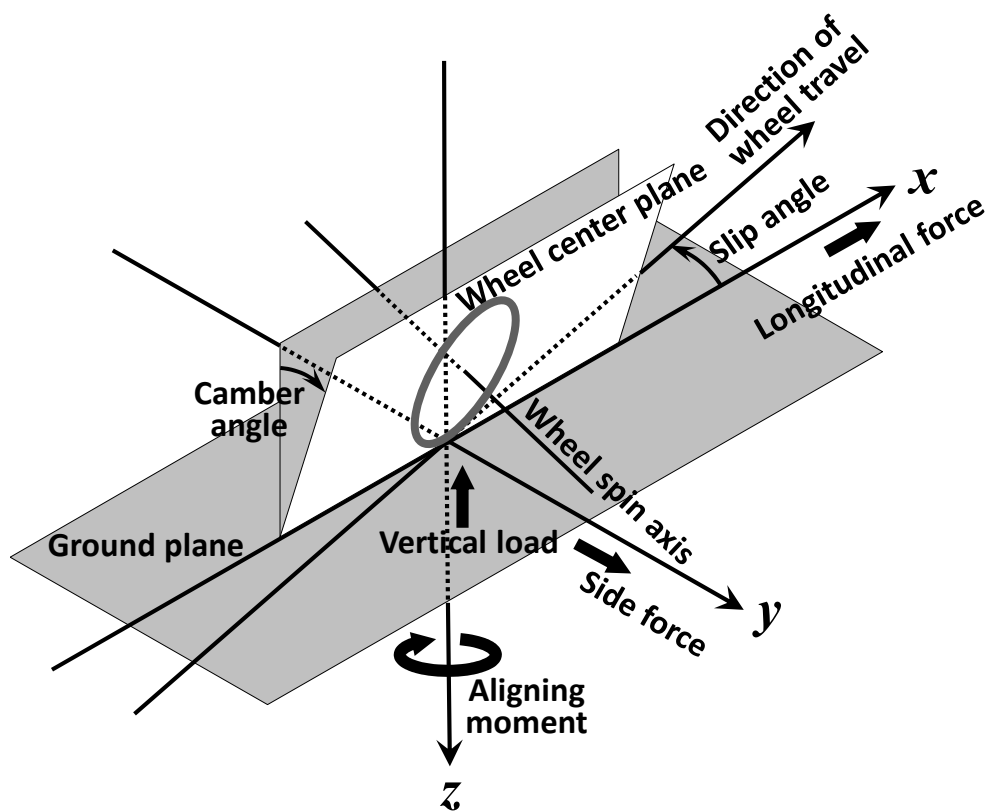


図 2-1 Definition of Coordinate System

## 2. 4 Magic Formula タイヤモデル

本節では、モデル化に用いる MF の方程式を示す。MF は最初の提案<sup>2-1)</sup>以来、記述式の改良や変更が行われてきたが<sup>2-2), 2-3)</sup>、ここでは New Delft version と呼ばれるモデルを用いる。

### 2. 4. 1 純スリップ時の方程式

#### (1) 基本方程式

MF の特徴は、鉛直加重（以下、単に荷重と呼ぶ） $F_z$  とキャンバ角  $\gamma$  が一定で、スリップ角  $\alpha$  が変化した時の横力および、スリップ率  $k$  が変化した時の前後力は、以下に示す同じ形の三角関数で表現できるとしたことである（最初の提案<sup>2-1)</sup>では、スリップ角によるアライニングモーメントも同じ関数で表わしており、それが Magic Formula と名付けられたゆえんである）。なお、タイヤにスリップ角かスリップ率のどちらかが与えられている状態を、純スリップ (pure slip) と呼ぶ。スリップ角は図 2-1 に示したとおりであるが、スリップ率は以下のように定義する。

$$\kappa = \frac{R_e \omega - V \cos \alpha}{V \cos \alpha} \quad (2-1)$$

ここで、 $V$  はタイヤの走行速度、 $R_e$  は自由転動時のタイヤ転がり半径 (effective rolling radius)、 $\omega$  はタイヤの回転速度である。

Magic Formula は、以下の方程式を基本としている。

$$m_f(\chi) = D \sin \left[ C \tan^{-1} \left\{ B \chi - E \left( B \chi - \tan^{-1}(B \chi) \right) \right\} \right] \quad (2-2)$$

$$\begin{aligned} M_f(X) &= m_f(\chi) + S_v \\ \chi &= X + S_h \end{aligned} \quad (2-3)$$

ここで、 $M_f$  は前後力または横力、 $X$  はスリップ角またはスリップ率である。式中の  $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$ 、 $S_v$ 、 $S_h$  はマジックフォーミュラ係数 (Magic Formula Coefficients, 以下 MF 係数と略す) と呼ばれる定数である。すなわち、前後力と横力の特性は、MF 係数の値をそれぞれ最適に決めることにより、同じ式で表わす。式 (2-2) は原点 ( $\chi = m_f = 0$ ) を通る点対称な曲線であるが、実際のタイヤはスリップ率やスリップ角が 0 でも、前後力および横力は厳密には 0 でないため、縦および横方向のオフセット ( $S_h$  と  $S_v$ , シフト係数と呼ぶ) を加え、最終的に前後力と横力を得る。

次に、図 2-2 の横力特性  $F_{y0}$  の例を用いて、上式が表わす曲線と MF 係数の関係の説明を加える。式 (2-2) から明らかなように、 $D_y$  は  $m_f$  の最大値

を表わす（ただし、 $C_y \geq 1$ ）。また、 $\chi$ - $m_f$ 座標系の原点（ $\chi = m_f = 0$ ）における接線の傾き（コーナリングスティフネス）は式（2-2）を $\chi$ により微分することにより得られ、係数の積  $B_y C_y D_y$  である。さらに、 $\chi$ 軸の正側と負側で特性曲線の形状が異なることを加味するために、係数  $E_y$  を以下のように表わす。

$$E_y = E_{0y} + \Delta E_y \operatorname{sgn}(\chi) \quad (2-4)$$

ここで、 $\operatorname{sgn}$  は $\chi$ の符号である。

次に、荷重とキャンバ角が一定で、スリップ角が変化した時のアライニングモーメント  $M_{z0}$  の方程式を以下に示す。アライニングモーメントは、横力  $F_{y0}$  とニューマティックトレール  $P_t$  の積と、残留モーメントと呼ばれる成分  $M_{zr}$  の和であるとしている（式（2-5）、図 2-3（参考文献 2-5）170 ページより）。

$$M_{z0} = -P_t \cdot F_{y0} + M_{zr} \quad (2-5)$$

ここで、

$$P_t(\alpha_t) = D_t \cos \left[ C_t \tan^{-1} \left\{ B_t \alpha_t - E_t \left( B_t \alpha_t - \tan^{-1} (B_t \alpha_t) \right) \right\} \right] \quad (2-6)$$

$$\alpha_t = \alpha + S_{ht} \quad (2-7)$$

$$M_{zr}(\alpha_r) = D_r \cos \left[ \tan^{-1} (B_r \alpha_r) \right] \quad (2-8)$$

$$\alpha_r = \alpha + S_{hf} \quad (2-9)$$

## （2）荷重とキャンバ角依存性の考慮

荷重やキャンバ角が異なった場合、上記で示した MF 係数がそれぞれ異なった値をとることになるが、MF では各係数が荷重とキャンバ角の関数であるとして、それらの依存性を表現している。荷重とキャンバ角の依存性を考慮した、純スリップ時の前後力と横力、アライニングモーメントを表わす方程式は式の数が多くなるため、付録 I.1 に示す。

2. 4. 2 複合スリップ時の方程式

タイヤにスリップ角とスリップ率が同時に与えられている状態を、複合スリップ (combined slip) と呼ぶ。荷重とキャンバ角依存性を考慮した、複合スリップ時の前後力と横力およびアライニングモーメントの基本的な考え方は、純スリップ時のそれらの値に重み係数 ( $G_{x\alpha}$  と  $G_{y\kappa}$ ) を乗じて求めるというものであるが、それらの式も同じく付録 I.2 に示す。

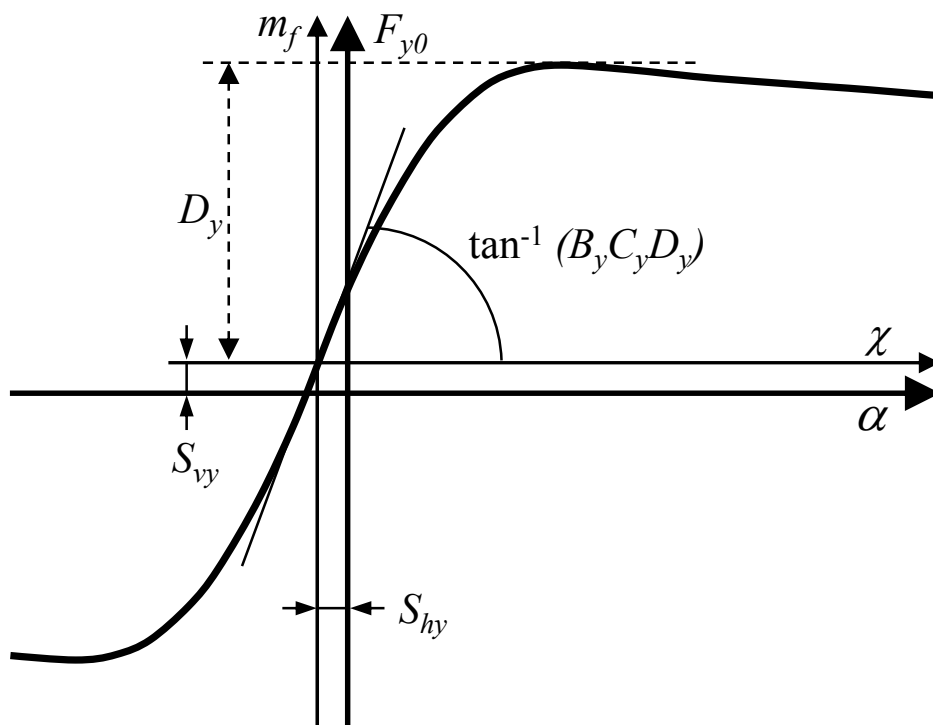


図 2-2 Relation of Magic Formula and MF Coefficients of Side Force Characteristics

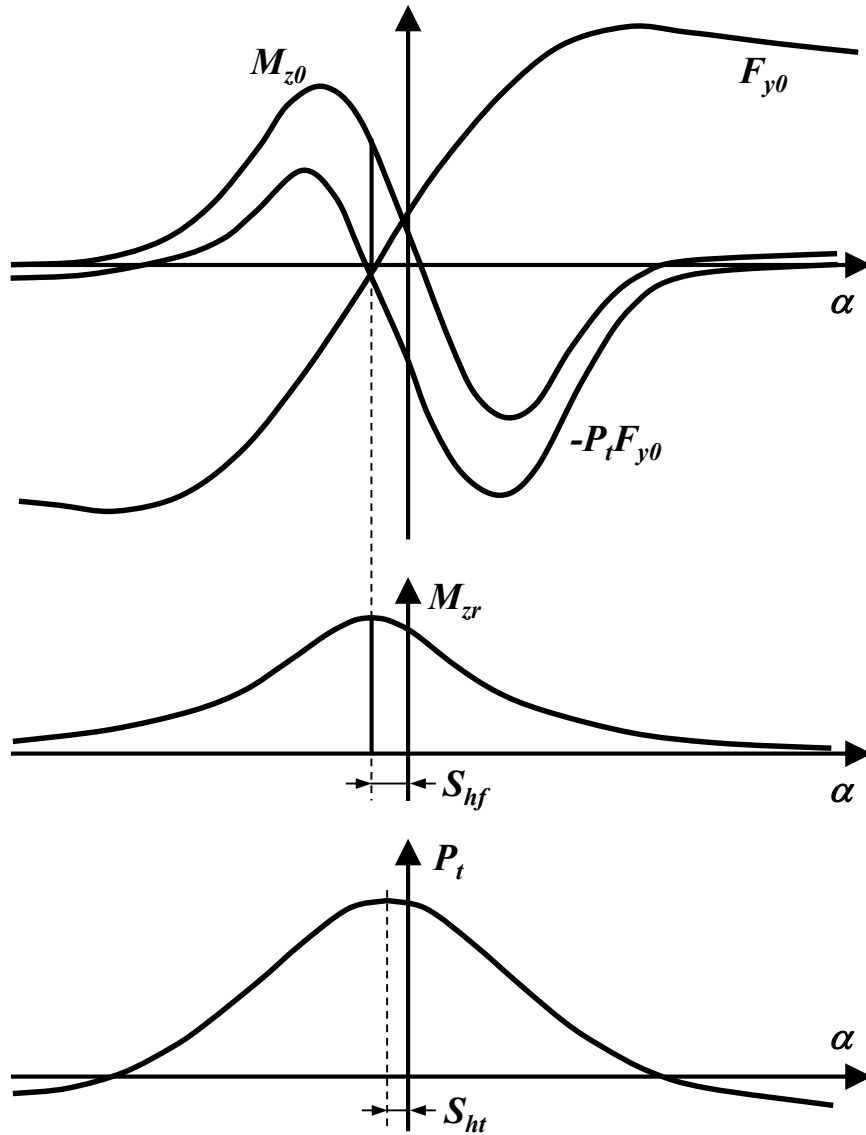


図 2-3 Components of Aligning Moment (Ref. 2-5) page 170)

## 2. 5 同定システムの開発

MF タイヤモデルを作成するという事は、実験データを用いて前節で示した非線形な数式群（システム）の最適化問題を解くということに帰着する。すなわち、実験データとの誤差を最小にする、数式群中の係数やパラメータの最適値を求めるということである。図 2-4 に、その計算を行なうために開発した一連のプログラムのフローチャートを示す（以下、プログラム全体を同定システムと呼ぶ）。このプログラム作成には、Matlab およびその Optimization Toolbox を用いた。なお、最適化計算には Toolbox 中の関数 lsqnonlin（Levenberg-Marquardt 法を用いたルーチン）を使用した。

以下に、図 2-4 の計算手順および各ブロックの計算内容に関する説明を加える。なお、MF は多くの数式やパラメータから成り立っているため、測定されたデータの数や範囲が不十分であったり、設定した初期値が不適切な場合、最適化計算が妥当な値に収束しないことがある。そこで不具合の原因を知り、データや初期値に必要な修正を加えながら作業を進めるために、本同定システムは種々の作図やデータ修正機能を備えた対話型のプログラムである。

### 2. 5. 1 同定計算のフロー

以前に用いていた同定計算のフローは、まず測定データの前処理を実施し（②）、次に MF 係数を最適化計算により求め（③）、続いて MF 係数の荷重およびキャンバ角依存性を表わす MF パラメータを計算する（④）というものであった。しかし、同定結果と実験値の一致度が低いケースがあったため、同定の精度を更に向上させるために、新たな計算ステップを加えることにした（⑤）。以下で計算の各ステップの説明を加える。なお複合スリップ時の MF パラメータは、得られた純スリップ時のモデルと複合スリップ時の測定データを用いて最適計算により求める（⑥）。

#### （1）データの前処理

次節で示すように、タイヤ特性は様々なタイプの試験装置により測定されるため、装置から出力されるデータのサンプリング条件や形式がそれぞれ異なる。読み込んだデータをその後の計算に用いるために、最初に統一した形式に変換する。また、測定装置によりデータに含まれるノイズ成分が異なるので、ローパスフィルタや移動平均等の平滑化处理もこの段階で実施する。更にこのブロックでは、データの不足を補うための補間処理や、逆にデータの数を減らすための間引き処理も行なう。それは、測定データがある部分に集中していると、最適化計算ではその部分の誤差は小さくな

るが、データがまばらな部分の一致度が低くなるため、測定範囲全体でデータがなるべく均一に分布するようにするためである。

## (2) 初期値の設定

同定計算の初期値のうちいくつかは、図 2-2 に示した特性曲線と係数の関係を利用し、測定データから決定した。MF 係数  $D$  の初期値は測定データの最大値（または最小値）とし、係数の積  $BCD$ （スティフネス）およびシフト量  $S_v$ 、 $S_h$  の初期値は原点近傍の測定データを線形補間、近似して求めた。曲線形状に影響する係数  $C$  と  $E$  の初期値は、文献 2-2) のパラメータスタディの結果を参考にした。

## (3) MF 係数の同定

上記で述べた前処理を行なった測定データと初期値を用い、最適化計算により荷重とキャンバ角が一定の時の MF 係数を求める（図 2-5）。

## (4) MF パラメータの同定と同定精度の改善

測定を実施したタイヤの荷重とキャンバ角の組み合わせに対して、それぞれ求められた MF 係数を用い、付録 I.1 の式を同定すれば MF パラメータを求めることができ、純スリップ時の MF モデルが作成される (④)。以前の同定システムでは、その次のステップで複合スリップ時の MF モデルを作成していたが、④の同定結果と実験値の一致度が低いケースがあったため、同定の精度を更に向上させるための改良を実施した。

それは、④で求めた MF パラメータを初期値とし、すべての測定値を用いて再度 MF パラメータを同定するというものである (⑤)。横力とアライニングモーメントの④と⑤の違いの例を図 2-6 と図 2-7 に示すが、期待通りに精度が向上していることがわかる。なお、約 100 種類のタイヤの測定データを用いて、実験値と④、⑤との二乗誤差を比較したところ、平均で以下のように⑤の誤差が減少し、新たにステップを加えることにより同定精度が大幅に改善することが確認できた。

- ・横力 : 約-40%
- アライニングモーメント : 約-80%

以上で述べた同定システムを用いて作成した、種々のタイヤと路面の組み合わせにおける MF モデルを次節において示す。

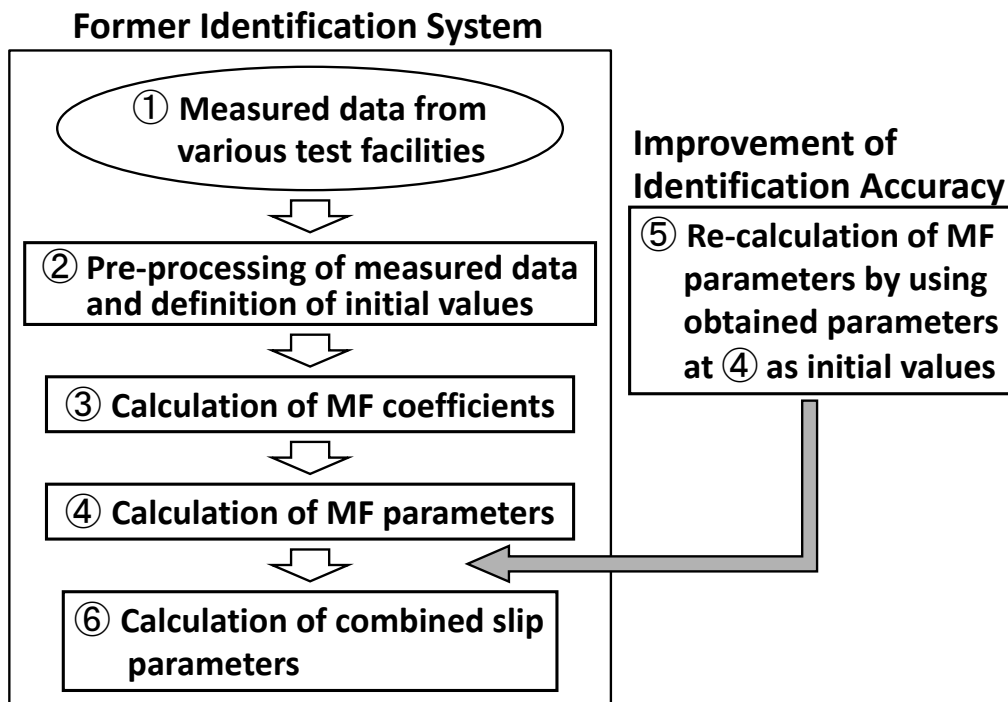


図 2-4 Flow of Calculation of Magic Formula Identification

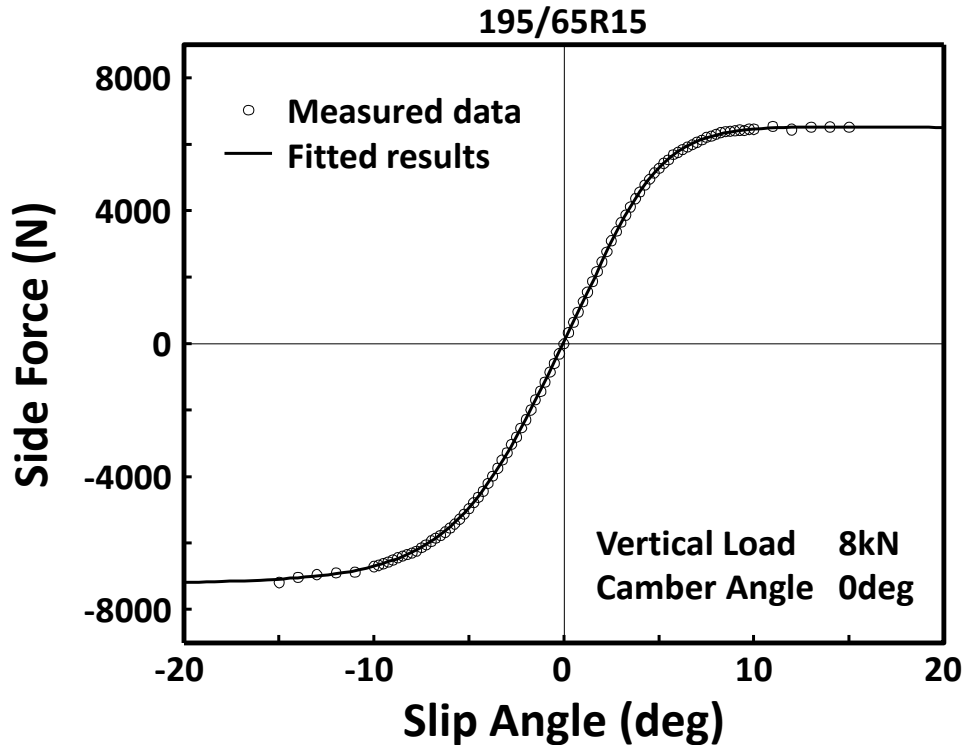


図 2-5 Example of Identification of Magic Formula Coefficients (Side Force)



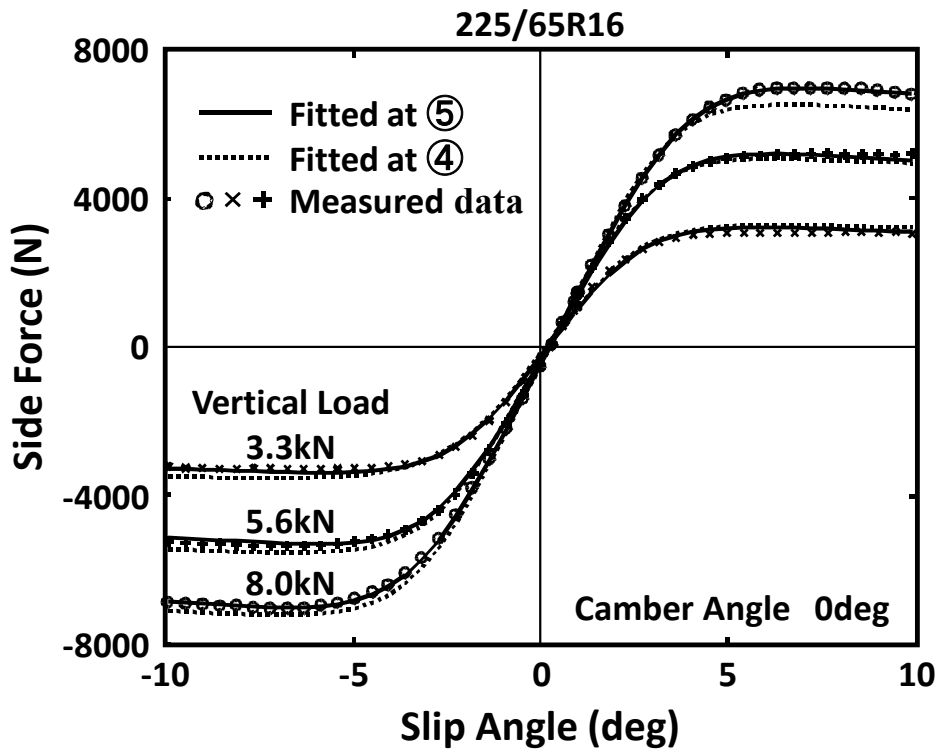


図 2-6 Comparison of Fitted Results (Side Force)

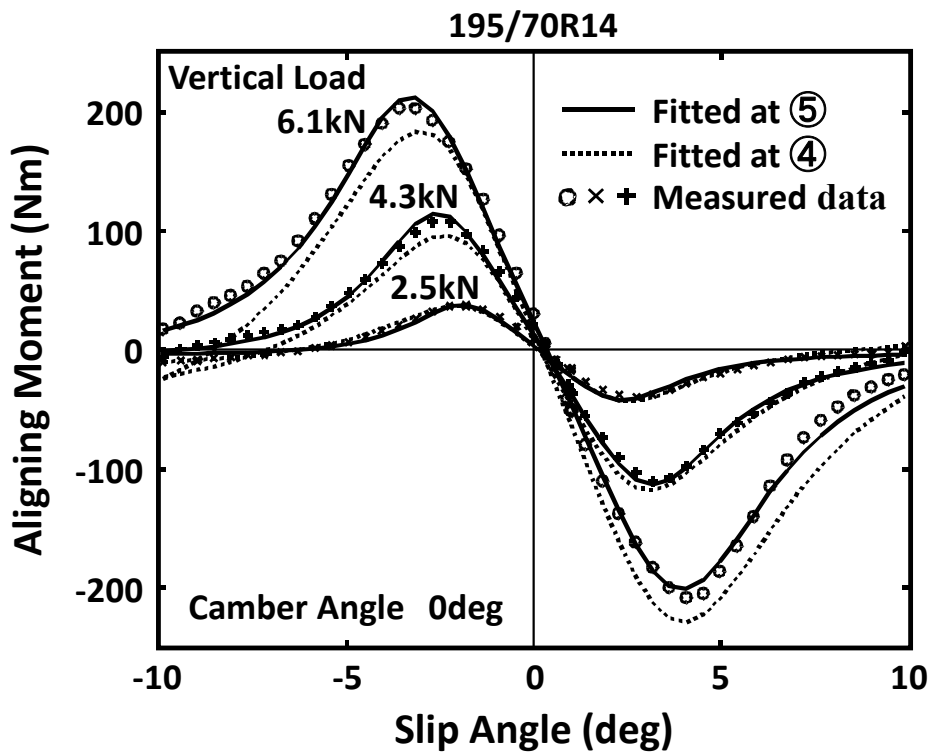


図 2-7 Comparison of Fitted Results (Aligning Moment)

## 2. 6 Magic Formula タイヤモデルの作成

本節では、前節で述べた同定システムを用いて作成したタイヤモデルの例を示し、タイヤ特性に関する解析も行なう<sup>2,4)</sup>。まず最初に、タイヤ特性の測定に用いた試験装置を説明する。

### 2. 6. 1 タイヤ特性の測定装置

タイヤメーカーやカーメーカーで最も頻繁に用いられるのは、図 2-8 に示すようなフラットベルト式の測定装置である（前出の図 2-5～図 2-7 のデータは本装置で測定）。路面を模擬したベルトはスチール製であるが、実路面に近づけるため、セーフティウォークと呼ばれる滑り止めシートを、スチール上に貼り付けて測定することが多い。

アスファルトやコンクリート等の、実際の路面上での特性を測定するために開発されたものとしては、トレーラー式試験装置がある。図 2-9 はオランダの TNO Automotive（現在は TASS International）が所有する、乗用車および二輪車タイヤの試験装置である。この装置のトラクター部分には貯水タンクが取り付けられており、走行中の試験タイヤの前部から水を路面に噴射することにより、ウェット状態での測定を行なうこともできる。なお、以下で示す乗用車タイヤのドライおよびウェット路上でのデータは、TNO に委託して本装置で測定した。

同じくトレーラータイプの試験装置であるが、図 2-10 はドイツの IPW 社が所有する、大型車タイヤの測定用に開発されたものである。以下で示す大型車タイヤのドライ路上でのデータは、IPW に委託して本装置で測定した。

非常にユニークな試験装置として、スウェーデンの VTI（国立道路交通研究所）が所有する、氷雪路上でのタイヤ特性を測定する装置を図 2-11 に示す。これは全長 150m ほどの長大な装置であり、装置全体が冷却されている。タイヤを設置して測定する部分（図 2-11 の下図）は、中央付近の建屋に収納されている。路面に相当する部分は幅 60cm、長さ 55m の細長い皿状のスチール製容器であり、その中に水を満たして凍結させることにより、氷盤路を再現する。この容器はケーブルを介して油圧モータにより牽引される（図 2-11 の上図左側）。以下で示す乗用車および大型車タイヤの氷盤路上でのデータは、VTI に委託して本装置で測定した。

以上のすべての装置での測定において、前後力は装置の制約により制動力のみの測定を行った。

## 2. 6. 2 サイズが異なる乗用車タイヤの比較

本項では、排気量が比較的小さな乗用車にしばしば用いられるサイズ 175/70R13 のタイヤ（タイヤAと呼ぶ）と、排気量が中程度の乗用車に用いられるサイズ 195/65R15 のタイヤ（タイヤBと呼ぶ）の、ドライアスファルト路面における、純スリップおよび複合スリップ時の特性を示す。また、キャンバ角が異なったときの特性変化についても述べる。測定におけるタイヤの空気圧は 220kPa、走行速度は 60km/h とした。鉛直荷重は、使用される車両の重量と車両運動による変化範囲を考慮し、タイヤAは 2kN, 4kN, 6kN、タイヤBは 2kN, 5kN, 8kN の3水準で測定を実施した。

図 2-12～図 2-14 にタイヤBの純スリップ時の前後力（制動力のみ）、横力およびアライニングモーメントの測定値と、そのデータを用いて作成した MF モデルの結果を示す。タイヤAの同様な結果は、付録 I の図 AI-1～図 AI-3 に示す。なお、図中のプロットは測定値、曲線は MF モデルを表わす。図からわかるように、前節で述べた同定システムにより作成されたモデルは、実験データに非常によく一致している。次に、車両の制動と旋回性能に大きな影響を与える、制動力と横力のスティフネス（原点付近の傾き）と最大値の荷重依存性の、タイヤAとタイヤBの比較を図 2-15～図 2-18 に示す。それらの図は、同定した MF パラメータを用いて計算したものである（スティフネスは式（付 I-5）と式（付 I-15）、最大値は式（付 I-4）と式（付 I-14））。図の比較から、次のことが言える。

- 1) ブレーキングスティフネスは荷重に対して直線的に増加するが、小径サイズであるタイヤAはタイヤBに比して2～3割小さい。
- 2) コーナリングスティフネスは荷重の増加に対して最大値を持つが、小径タイヤの方がそのときの荷重が小さいため、大荷重領域では2割以上小さくなる。
- 3) 制動力と横力の最大値は荷重に対してともに単調に増加するが、制動力最大値はタイヤ間の差が非常に小さい。横力最大値は荷重が増加するほど差が大きくなる。

続いて複合スリップ時の特性を示す。図 2-19 はタイヤBの制動力と横力、図 2-20 は制動力とアライニングモーメントの測定値と同定した MF モデルである（タイヤAの同様な結果は図 AI-4 と図 AI-5）。制動力と横力の関係（いわゆる摩擦円または摩擦楕円と呼ばれるものは、この特性曲線群の包絡線である）に関しては、測定値によく一致した MF モデルが得られていることがわかる。それに対し、制動力とアライニングモーメントの MF モデルは、測定値に傾向は一致しているものの一致度は低い。一致度を高め

るためには、MF の方程式自体を改良することも考えられるが、測定データにかなりばらつきやノイズの影響が見られることから（特に制動力が大きな領域）、よりばらつきが少なく精度の高い測定データを入手し、モデルの妥当性を再度検証することが望まれる。本章における以下の解析では、複合スリップ時の特性は制動力と横力のみを取り扱うこととする。

次に、タイヤBの横力とアライニングモーメントのキャンバ角依存性を、図 2-21 と図 2-22 に示す（タイヤAの同様な結果は図 AI-6 と図 AI-7）。図から、作成したモデルはキャンバ角依存性に関しても測定データによく一致していることがわかる。横力に関しては、キャンバスラスト（キャンバ角により発生する横力）が発生する方向に、横力全体がシフトする傾向を持つが、横力最大値手前のスリップ角領域（ $\pm 5^\circ$  付近）での変化量が大きい。また、キャンバ角が与えられると、横力が減少する側の変化傾向は増加する側に比べてなだらかになり、スリップ角の正側と負側の特性の非対称性が強くなる。アライニングモーメントも横力同様、キャンバトルク（キャンバ角により発生するアライニングモーメント）が発生する方向に全体としてシフトするが、スリップ角が大きくなるに従ってキャンバ角付与の影響が大きくなる。

### 2. 6. 3 異なる路面における乗用車タイヤの特性

本項では、195/65R15 サイズのタイヤのウェット路面および氷盤路面における前後力と横力特性を示す。ウェット路面上の特性は、図 2-9 の試験装置によりアスファルト路面上に散水することにより測定した。なお、水深 1mm を目標とする散水条件とした。ウェット路での測定に用いたタイヤは前項で用いたものと同じタイヤBであるが、氷盤路上での測定には同じサイズのスタッドレスタイヤ（タイヤCと呼ぶ）を使用した。タイヤの空気圧は同じく 220kPa としたが、走行速度はウェット路では 60km/h、氷盤路では試験装置の制約から 30km/h とした。なお氷盤路におけるタイヤ特性は、氷温に大きく影響されると言われているが（ $0^\circ\text{C}$ に近いほど滑りやすい）、ここでは $-3^\circ\text{C}$ に設定した。測定を行なった鉛直荷重は、ウェット路上ではドライ路上と同じく 2kN、5kN、8kN としたが、氷盤路上では車両運動による荷重変化範囲が小さいことを考慮し、2kN、4kN、6kN の3水準とした。

タイヤBのウェット路上での純スリップ時の制動力と横力特性を図 2-23 と図 2-24 に、複合スリップ時の制動力と横力の関係を図 2-25 に示すが、ドライ路面上での特性と比較しやすいように、前出の図 2-12、2-13、2-19 とスケールを同じに設定してある。それらの図の比較から、ウェット路上で

の制動力と横力の最大値は、ドライ路面上でのそれらに比べ2割程度減少することがわかる。また、ピーク値を示すスリップ率やスリップ角も、やや減少する。

次に、タイヤCの氷盤路上での特性を図2-26～図2-28に示す。ドライ路上での特性と比較し、制動力と横力の最大値ともに2割以下に激減することがわかる。また氷盤路上においては、スリップ率およびスリップ角のかなり小さな値において制動力と横力はその最大値を示す。特に横力特性の変化は著しく、ピーク以降は制動力特性と同様に大きく減少するという特性を示す（ドライ路上においては、ピーク値に漸近するか、ピーク以降わずかに減少する）。その結果、複合スリップ時の特性（図2-28）も大きく変化し、ピーク値以上のスリップ角においては直線的な関係を示す（図2-19と比較参照のこと）。

以上で述べた特性変化の定量的な比較を、以下の2.6.5項において示す。

#### 2.6.4 大型車タイヤの特性

本項では報告例が非常に少ない、バスやトラックに用いられる大型車用タイヤの計測データと、それを用いて作成したMFモデルを示す。大型車タイヤと乗用車タイヤの大きな違いは、通常使用時の荷重と空気圧である。ここでは、代表的な大型車タイヤである11R22.5サイズのタイヤの、ドライアスファルトおよび氷盤路上での前後力と横力特性を示す。氷盤路上での測定には、前項と同じく同じサイズのスタッドレスタイヤを使用した。ここで、ドライ路上での測定に用いたタイヤをタイヤD、氷盤路上でのものをタイヤEと呼ぶ。走行速度は両路面の測定ともに30km/h、タイヤの空気圧は705kPaとした。測定した鉛直荷重は、対象とする車両の使用条件を考慮し、14kN、27kN、40kNの3水準（目標値）とした。

タイヤDのドライ路上での特性を図2-29～図2-31に示す。ドライ路上での測定データ（特に複合スリップ時）は、乗用車タイヤのものに比べてばらつきが大きくなっているが、この原因は大型車タイヤの発生力は乗用車タイヤに比べて非常に大きいため、試験装置（図2-10）自体を振動させてしまったためであると考えられる。したがって、荷重の値は上記の目標値ではなく、実際に測定された値の平均値としている。図から、測定データにばらつきはあるものの、同定されたMFは測定データによく一致していることがわかる。純スリップ時の特性は乗用車タイヤ（図2-12、図2-13）

と比較して、最大値を示すスリップ率とスリップ角ともに大きな値を示している。なおこの傾向は、横力特性がより顕著である。複合スリップ時の特性は、乗用車タイヤに比べて、横力が制動力に比してより小さな摩擦楕円形状を示すことがわかる（図 2-19 と図 2-31 の比較）。

次に、タイヤEの氷盤路上での特性を図 2-32～図 2-34 に示す。純スリップ時の特性はドライ路面上と比較し、スリップ率およびスリップ角のかなり小さな値において、制動力と横力はその最大値を示す点は乗用車タイヤと同じであるが、ピーク以降の減少傾向は、乗用車タイヤに比べて非常に大きい。この理由として、大型車タイヤのトレッド面内の接地圧は乗用車タイヤに比べて大きい（主に空気圧が高いことに起因する）、氷盤とトレッド面との境界面における水の発生が多く、そのため、より滑りやすくなるからであると考えられる。複合スリップ時の特性も乗用車タイヤ（図 2-28）と同様の傾向を示すが、測定データと MF の間には、乗用車タイヤに比べてより大きなかい離がみられる。MF は乗用車タイヤのデータを基本として開発されたものであるため、大型車タイヤの氷盤路上の特性をより正確に表現するためには、MF の方程式の改良が必要であると思われる。

## 2. 6. 5 乗用車タイヤと大型車タイヤの比較

2. 6. 2 項、2. 6. 3 項および2. 6. 4 項において、乗用車タイヤと大型車タイヤの様々な路面における測定データと、それを基に作成した前後力と横力の MF を示し、特性の変化を論じたが、ここではそれらの特性の違いを定量的に検討する。車両の運動性能を決定するタイヤ特性として、前後力と横力のステイフネスとそれらの最大値が最も重要であるため、得られた MF を用いて計算（式（付 I-4）、（付 I-5）、（付 I-14）、（付 I-15））したそれらの値を比較する。ただし、乗用車タイヤと大型車タイヤでは荷重の範囲が大きく異なるため、値の直接的な比較はあまり意味がない。そこで、それらの値を荷重で除して正規化したものを、図 2-35～図 2-38 に示す。なお、図の値を計算した正規化荷重は、タイヤBが 5kN、タイヤCが 4kN、タイヤDとEが 40kN である（キャンバ角は  $0^\circ$ ）。図からわかることを以下に記す。

- 1) 乗用車タイヤの正規化ブレーキングステイフネスは、ドライ路、ウェット路、氷盤路の順に低下し、氷盤路での値はドライ路の 4 割弱である。大型車タイヤも氷盤路では同じくドライ路の 4 割程度であるが、乗用車タイヤと比べると、同じ路面上での値が低く 4 割程度である。

- 2) ブレーキングステイフネスと異なり，乗用車タイヤのウェット路および氷盤路での正規化コーナリングステイフネスは，ドライ路と同等か若干高い。この傾向は大型車タイヤでも同様である。この理由として，スリップ角が付与されることにより，ウェット路や氷盤路でのトレッド面内の排水効果が増加したためドライ路に近い状態になったこと，氷盤路での原点付近の実験データ数が相対的に少ないため，MF の同定において原点付近の特性が反映されにくかったことが考えられる。これらの結果と考察から，正規化コーナリングステイフネスに関しては，路面状態による変化はほとんどないと考えべきである。なお，序論で述べたブラシモデルなどのタイヤの力学モデル<sup>2-5)</sup>によるステイフネスの値には，タイヤと路面間の摩擦係数が含まれておらず，正規化コーナリングステイフネスが路面状態に影響されないという結果と一致している。一方，制動時には接地面に発生した水膜の影響（水膜を押しよけて進行する）により，ブレーキングステイフネスはウェット路や氷盤路では減少するといえる。
- 3) 乗用車タイヤおよび大型車タイヤの正規化最大制動力は，ドライ路に比べて氷盤路では大きく減少し 15%程度である。両タイヤの比較では，ドライ路では大型車タイヤは乗用車タイヤの 7 割弱，氷盤路では 5 割程度である。
- 4) 乗用車タイヤおよび大型車タイヤの正規化最大横力も，ドライ路に比べて氷盤路では同じく大きく減少し，2 割程度である。両タイヤの比較では，ドライ路では大型車タイヤは乗用車タイヤの 6 割，氷盤路でも 6 割程度である。
- 5) 乗用車タイヤしかデータがないが，水深 1mm 程度のウェット路上での正規化最大制動力および正規化最大横力共に，ドライ路上の 8 割程度に減少する。ただし，ウェット路の水深や車両の走行速度によりこの値は大きく変化すると考えられる（たとえば，ハイドロプレーニング現象が発生したときのそれらの値は 0 に近い）。
- 6) 上記 3) と 4) の結果から，タイヤ特性から見た車両の氷盤路上での制動および旋回能力は，ドライ路上の 2 割以下に減少することになる。また大型車の制動および旋回能力は，乗用車に比べて 5~7 割程度である（大型車の最短制動停止距離は，乗用車より 1.4~2 倍程度長いと考えられる）。以上の点は特に，安全面を考えた道路交通規制や政策立案上，十分考慮すべきことであると考えられる。



図 2-8 Flat-belt Type Tire Test Facility (MTS)



図 2-9 Trailer Type Tire Test Facility (TNO)





図 2-10 Trailer Type Tire Test Facility (IPW)

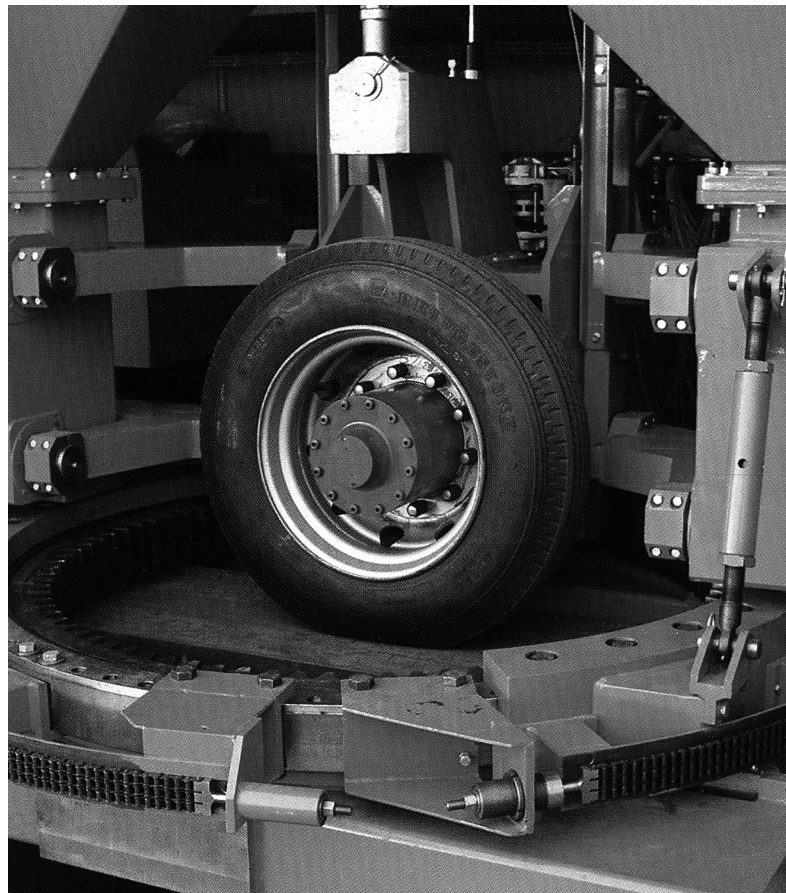
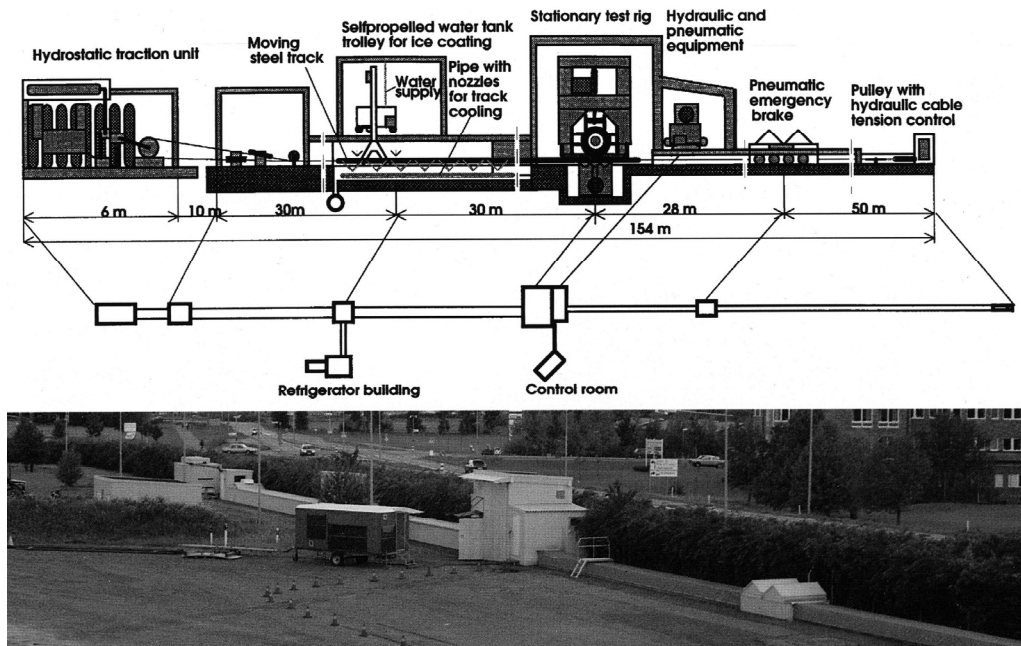


図 2-11 Tire Test Facility on Ice and Snow Road Surfaces (VTI)

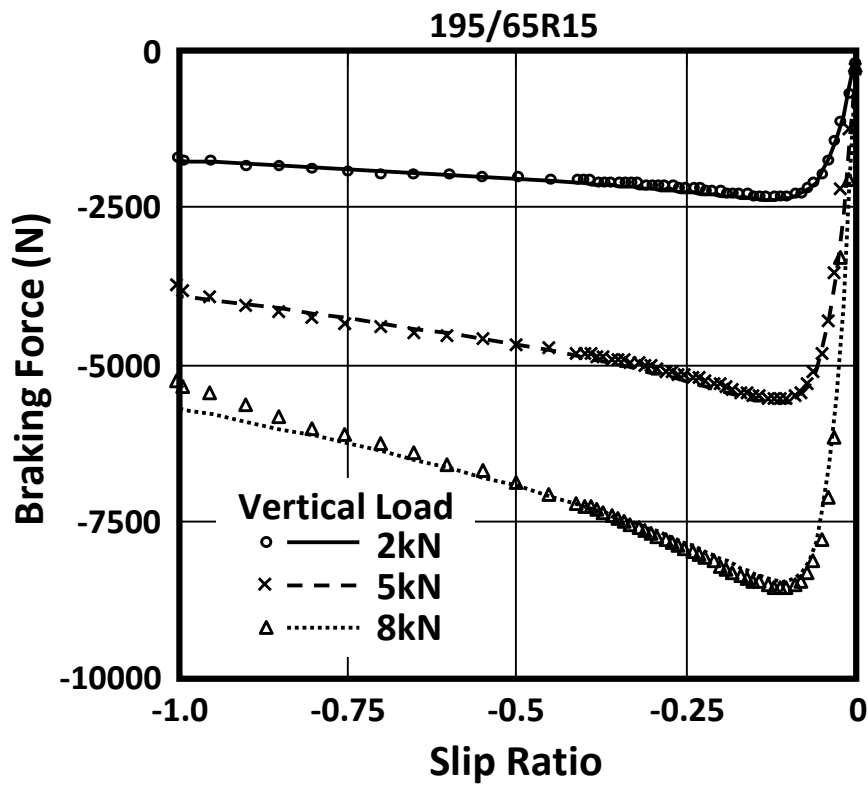


図 2-12 Braking Force Characteristics of Tire B  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

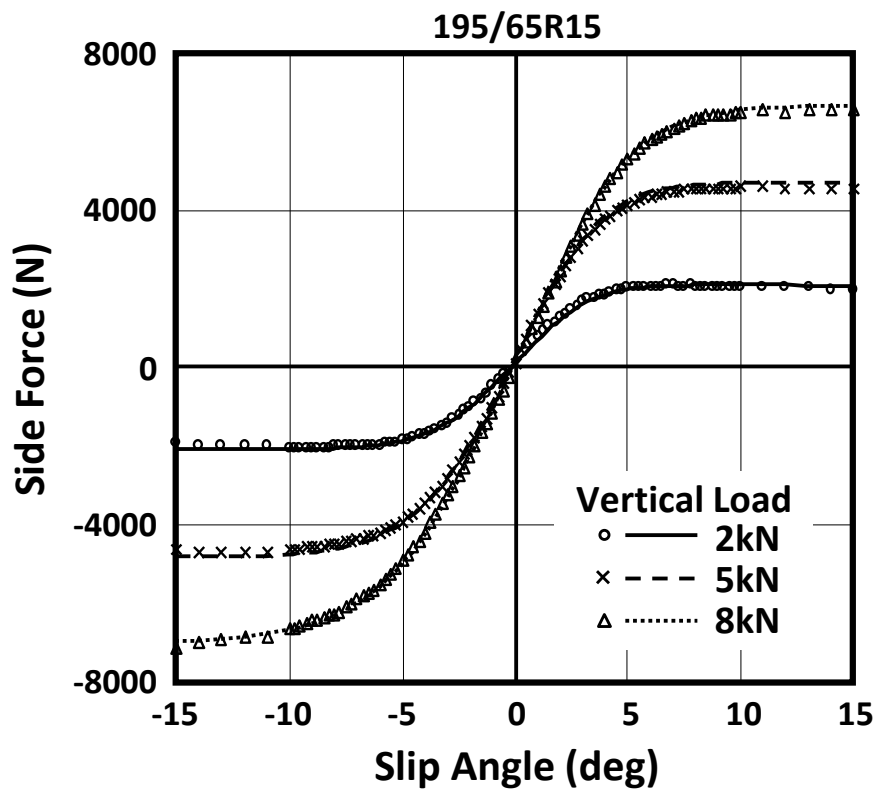


図 2-13 Side Force Characteristics of Tire B  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

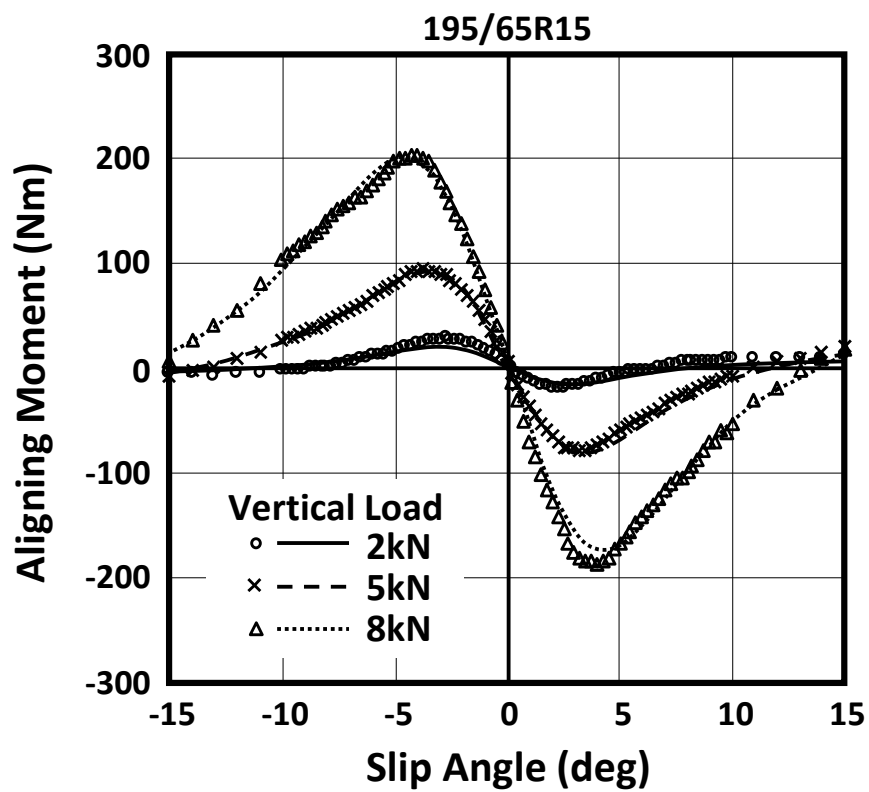


図 2-14 Aligning Moment Characteristics of Tire B  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

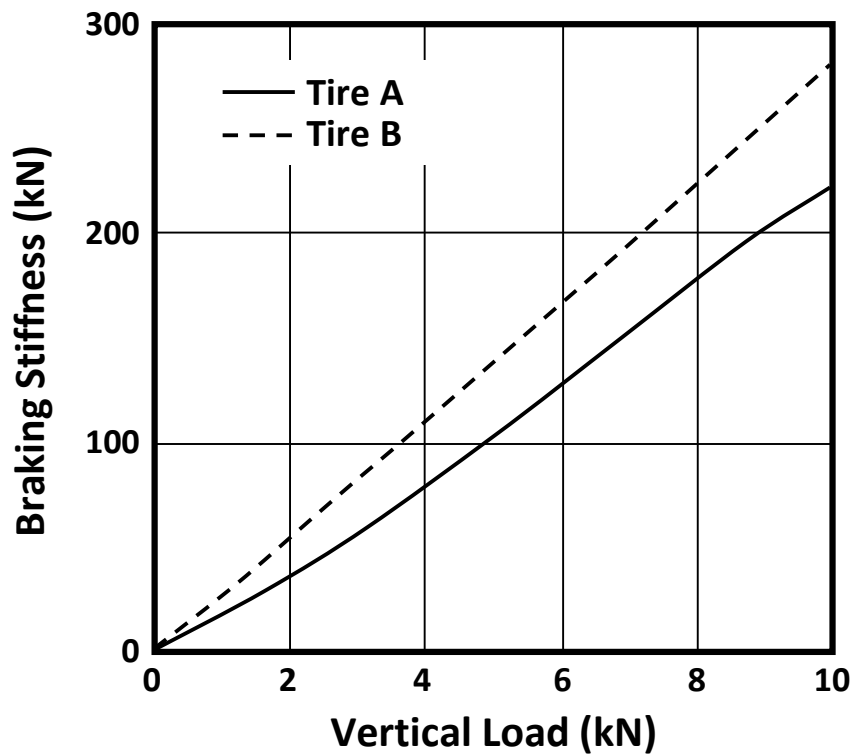


図 2-15 Braking Stiffness Dependency on Vertical Load  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

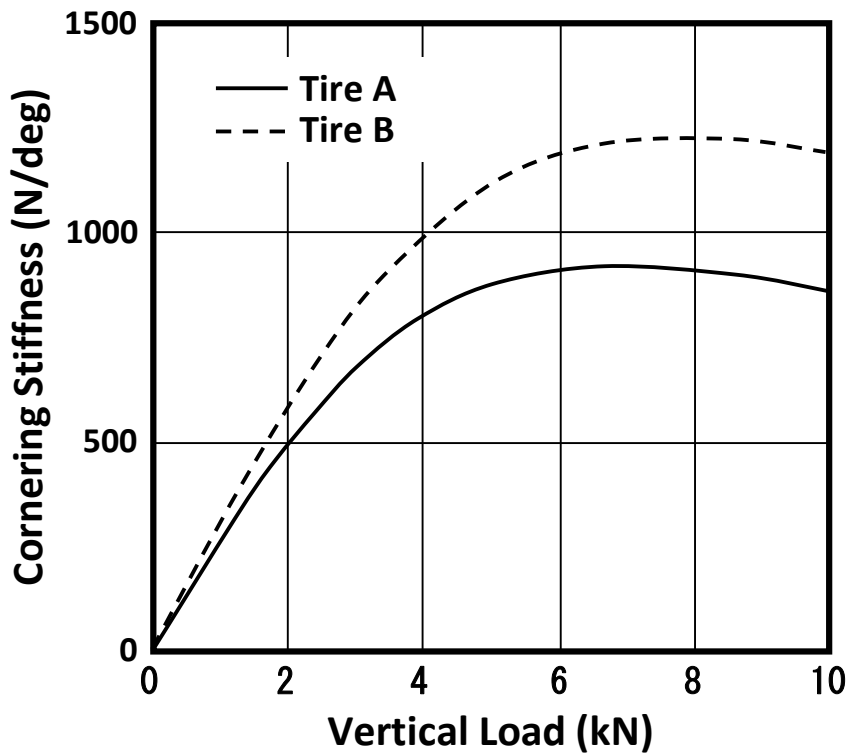


図 2-16 Cornering Stiffness Dependency on Vertical Load  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

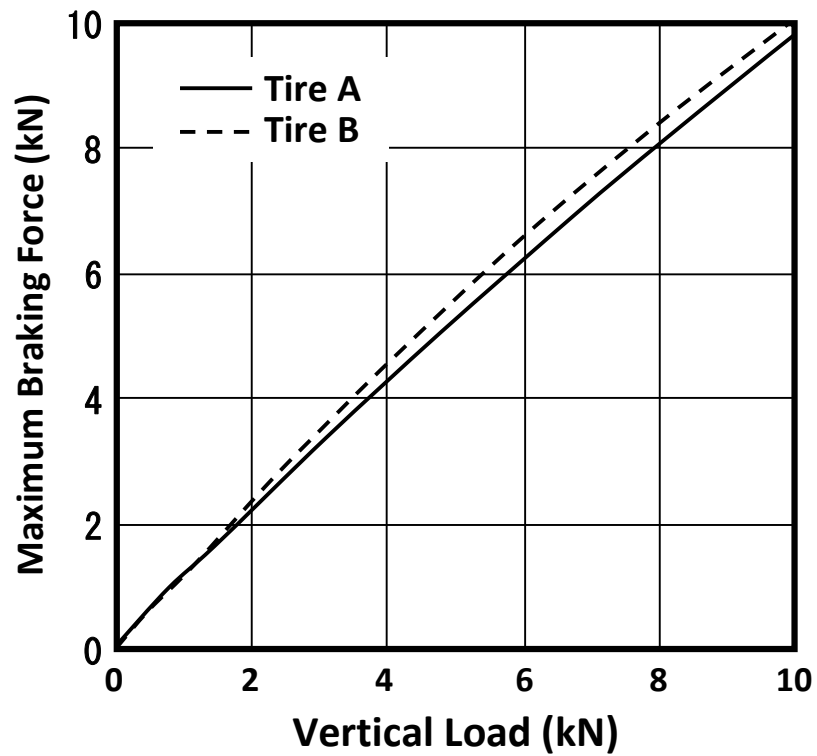


図 2-17 Maximum Braking Force Dependency on Vertical Load  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

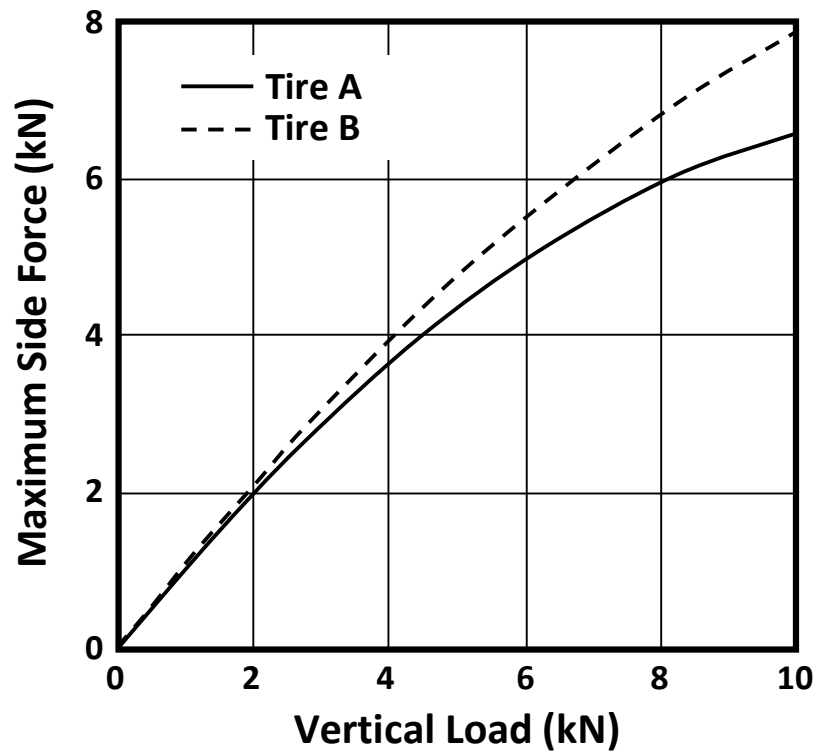


図 2-18 Maximum Side Force Dependency on Vertical Load  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

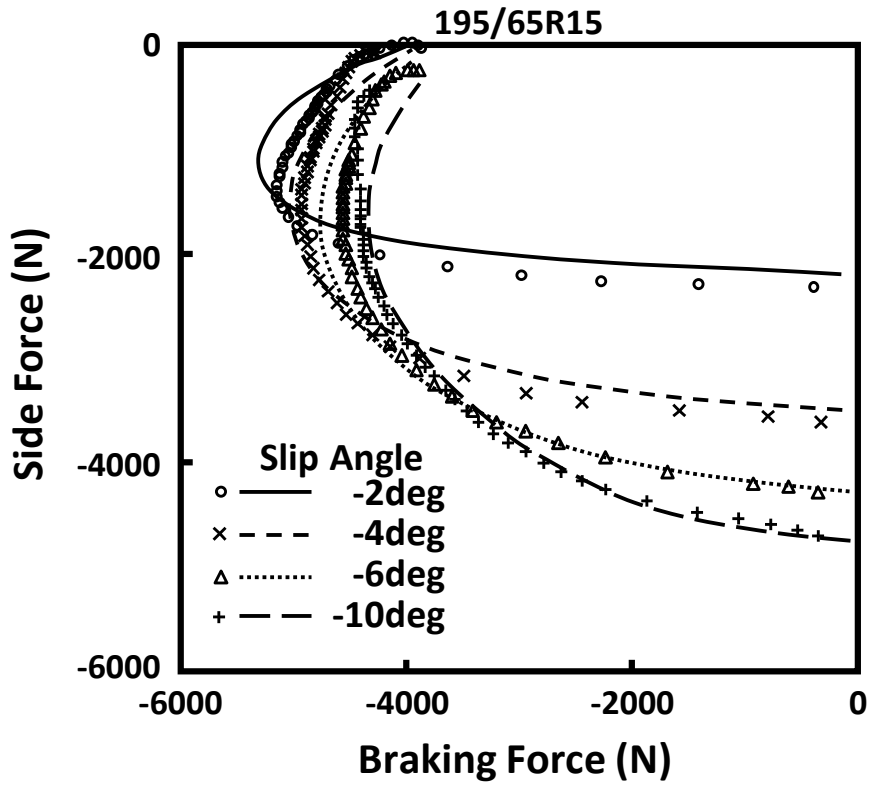


図 2-19 Relation of Braking Force and Side Force of Tire B  
(Dry road, Vertical load 5 kN, Camber angle 0 deg)

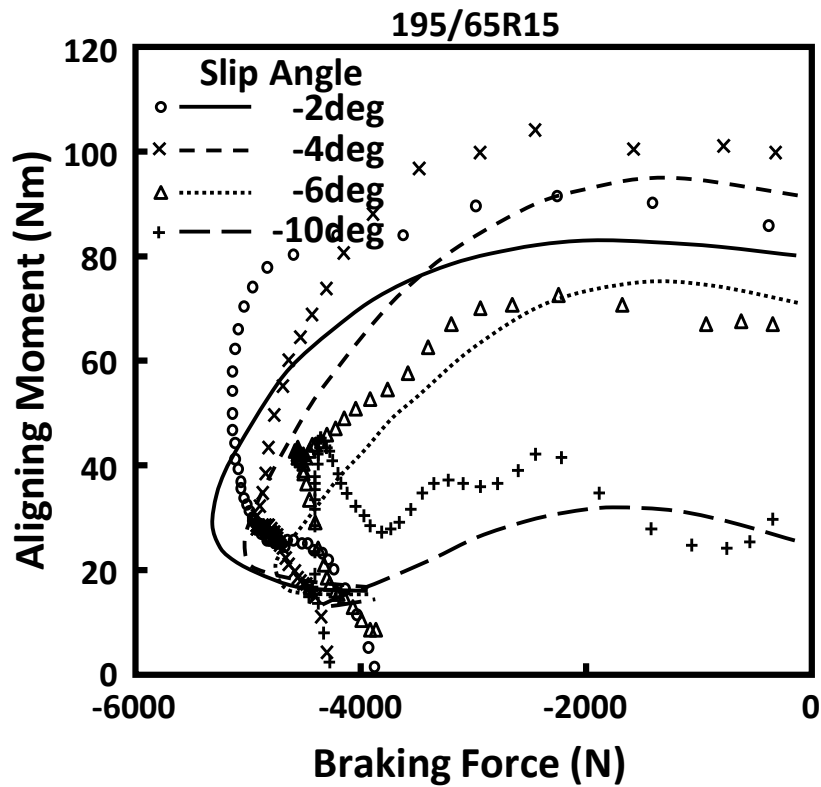


図 2-20 Relation of Braking Force and Aligning Moment of Tire B  
(Dry road, Vertical load 5 kN, Camber angle 0 deg)

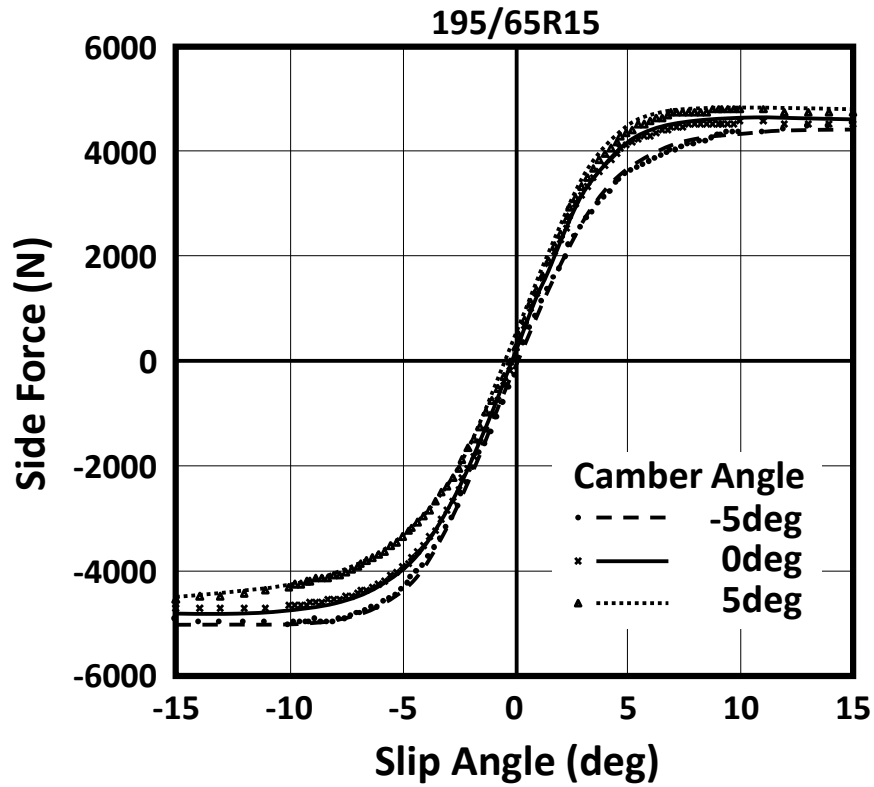


図 2-21 Side Force Dependency on Camber Angle of Tire B  
(Dry road, Vertical load 5 kN)

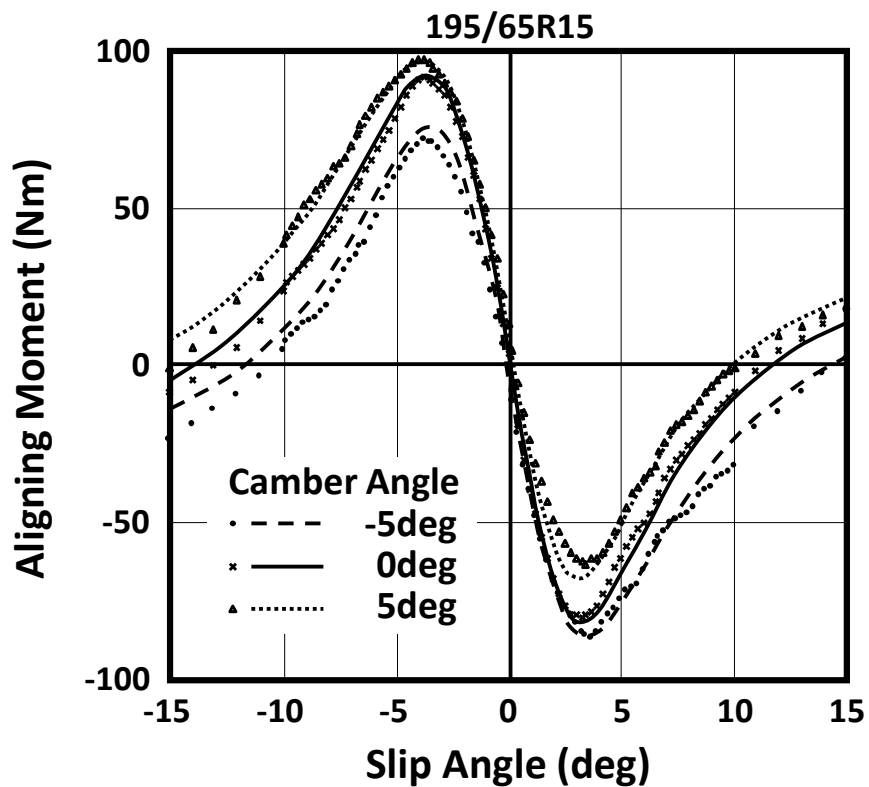


図 2-22 Aligning Moment Dependency on Camber Angle of Tire B  
(Dry road, Vertical load 5 kN)



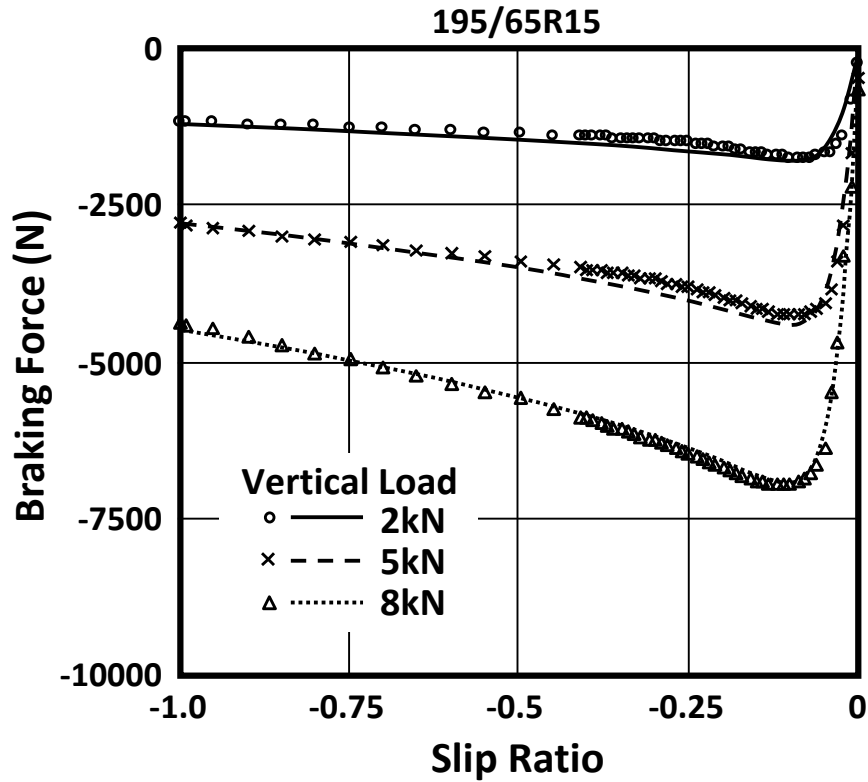


図 2-23 Braking Force Characteristics of Tire B  
(Wet road, Camber angle 0 deg)

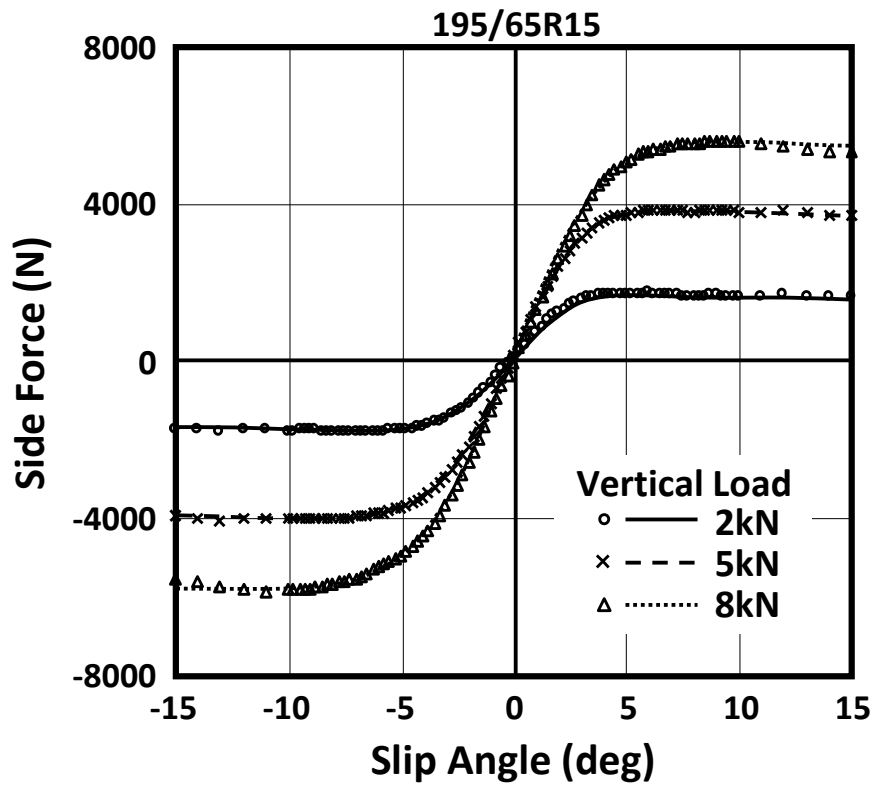


図 2-24 Side Force Characteristics of Tire B  
(Wet road, Camber angle 0 deg)

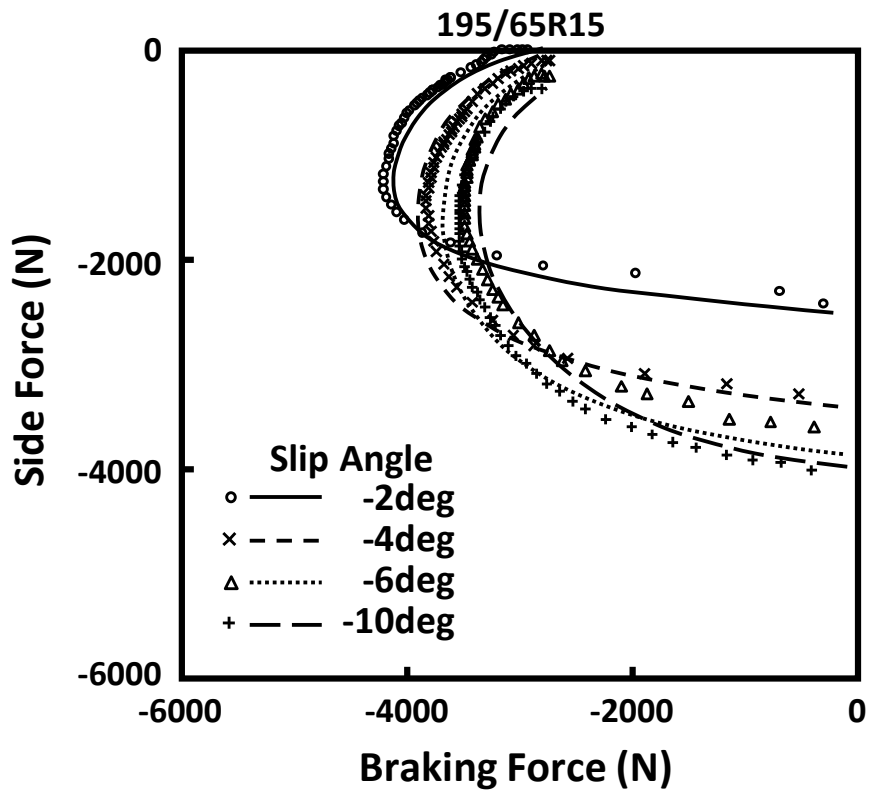


図 2-25 Relation of Braking Force and Side Force of Tire B  
(Wet road, Vertical load 5 kN, Camber angle 0 deg)

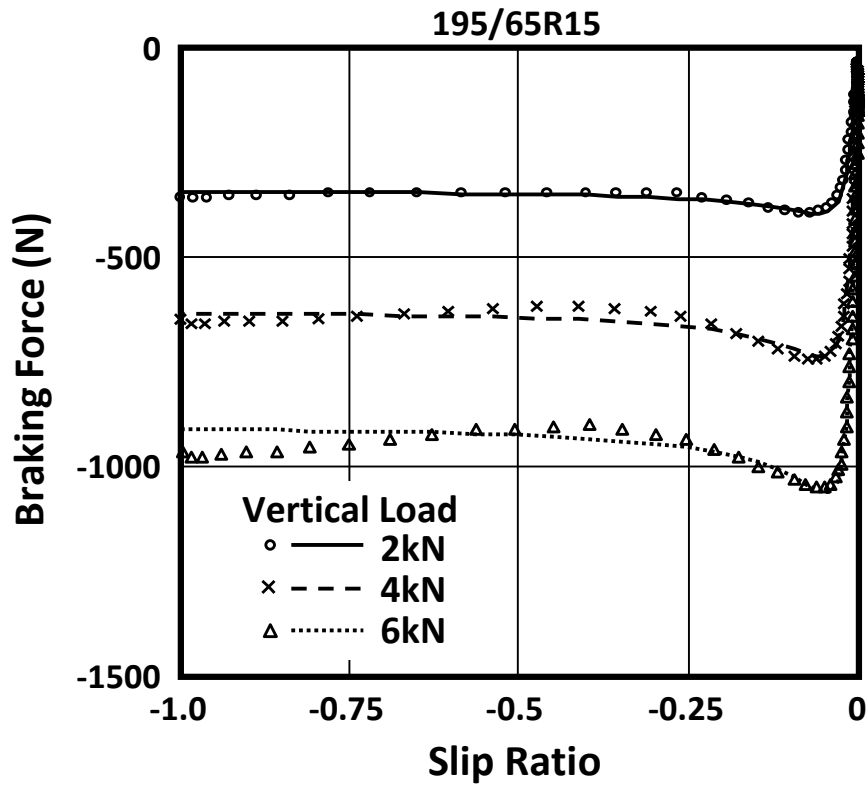


図 2-26 Braking Force Characteristics of Tire C  
(Ice road, Camber angle 0 deg)

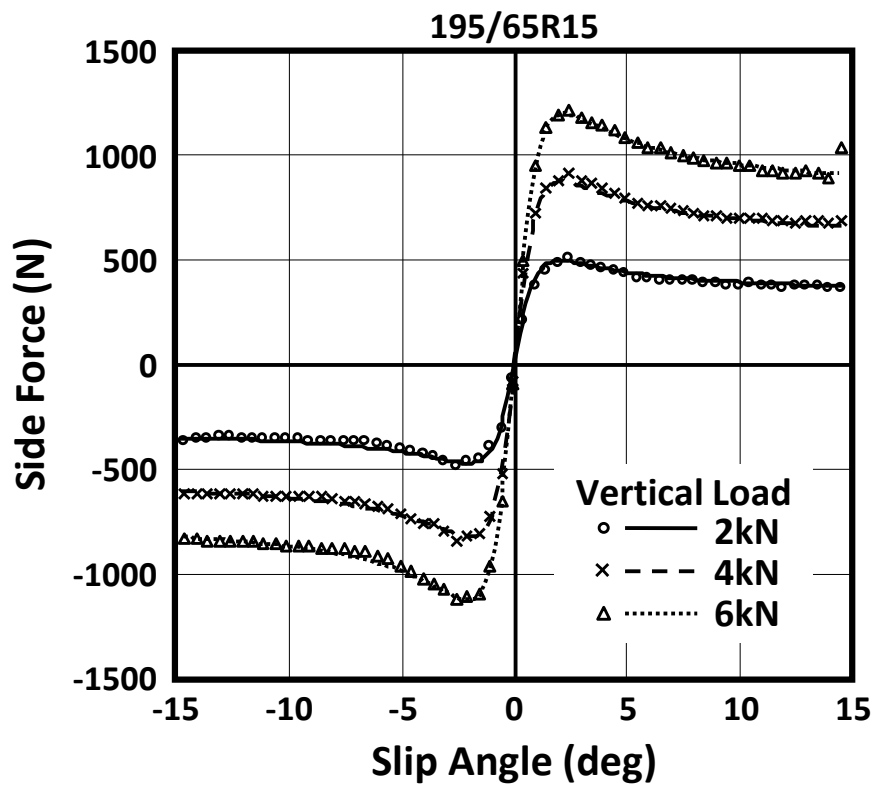


図 2-27 Side Force Characteristics of Tire C  
(Ice road, Camber angle 0 deg)

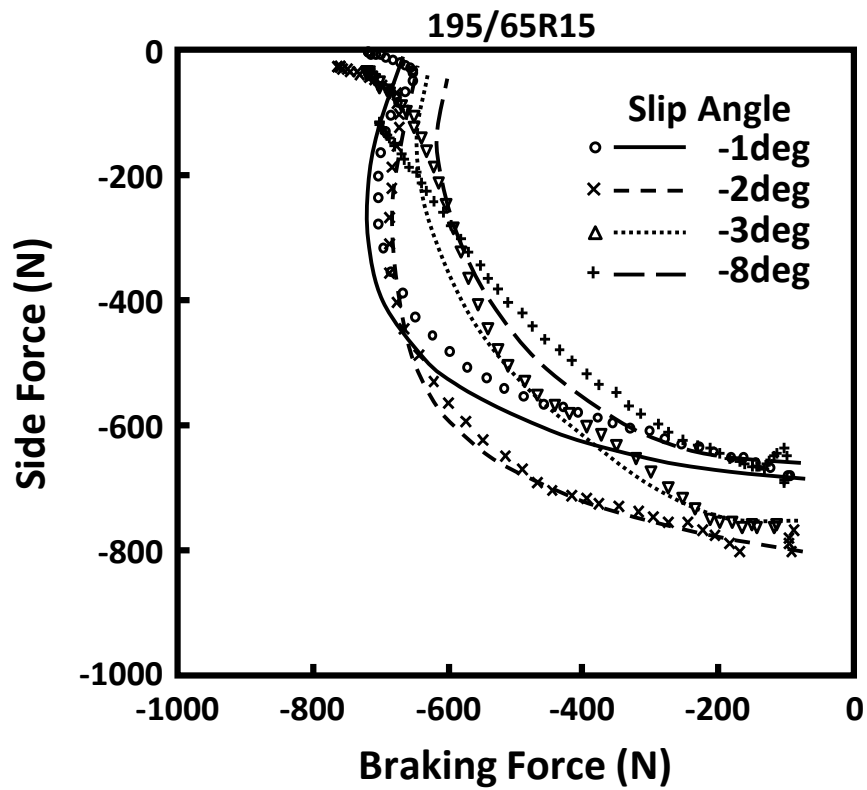


図 2-28 Relation of Braking Force and Side Force of Tire C  
(Ice road, Vertical load 4 kN, Camber angle 0 deg)

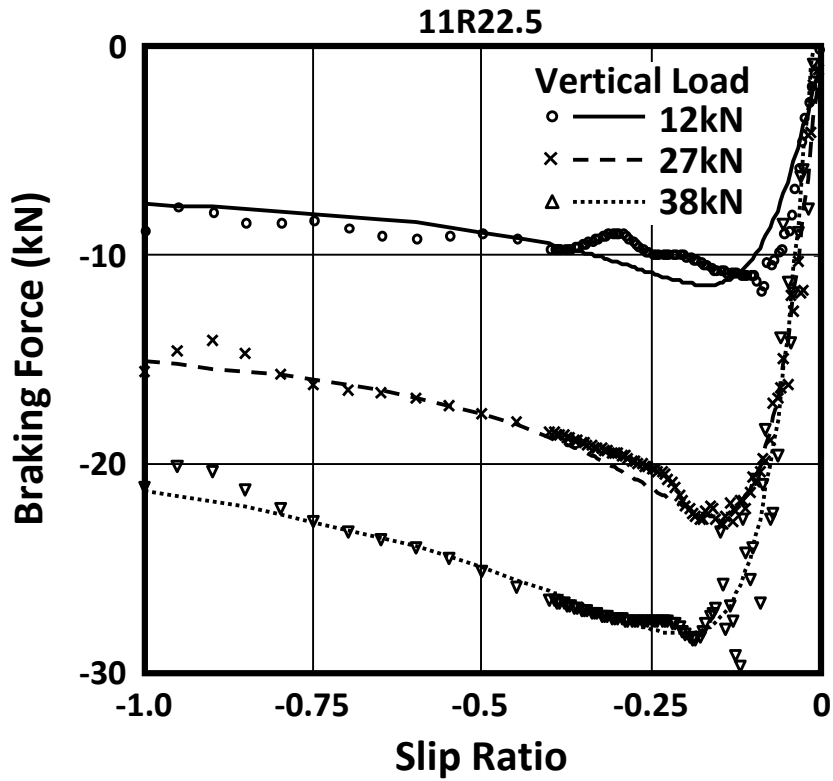


図 2-29 Braking Force Characteristics of Tire D  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

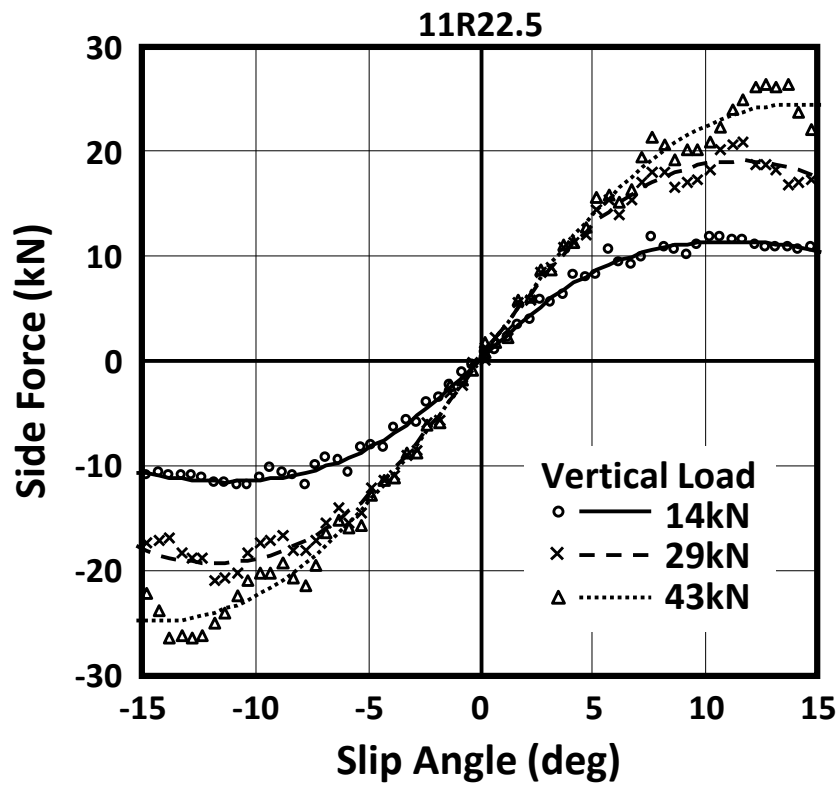


図 2-30 Side Force Characteristics of Tire D  
(Dry road, Camber angle 0 deg)

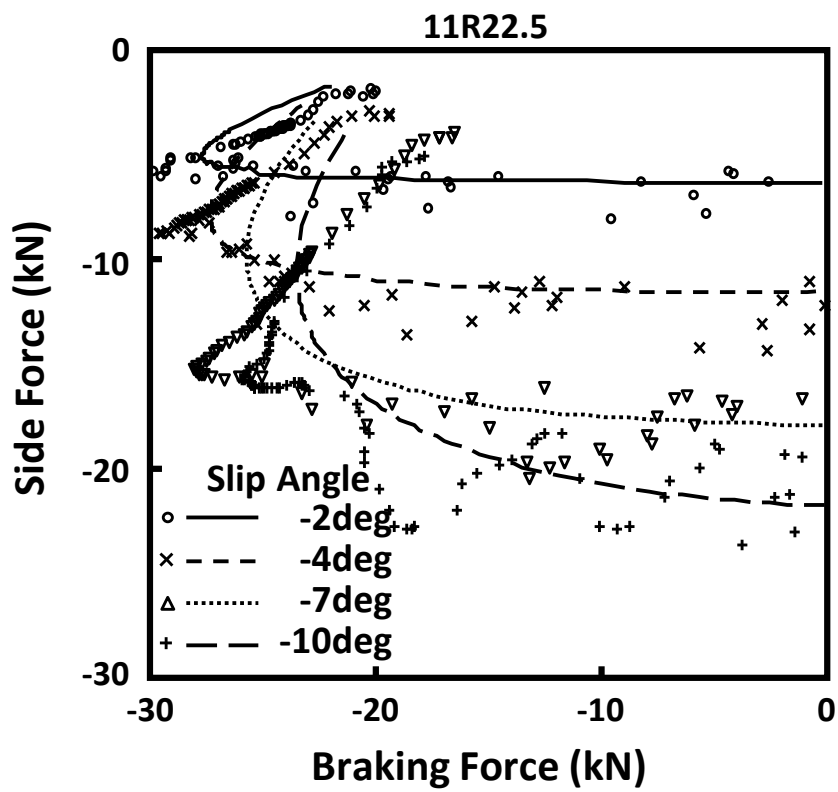


図 2-31 Relation of Braking Force and Side Force of Tire D  
(Dry road, Vertical load 40 kN, Camber angle 0 deg)

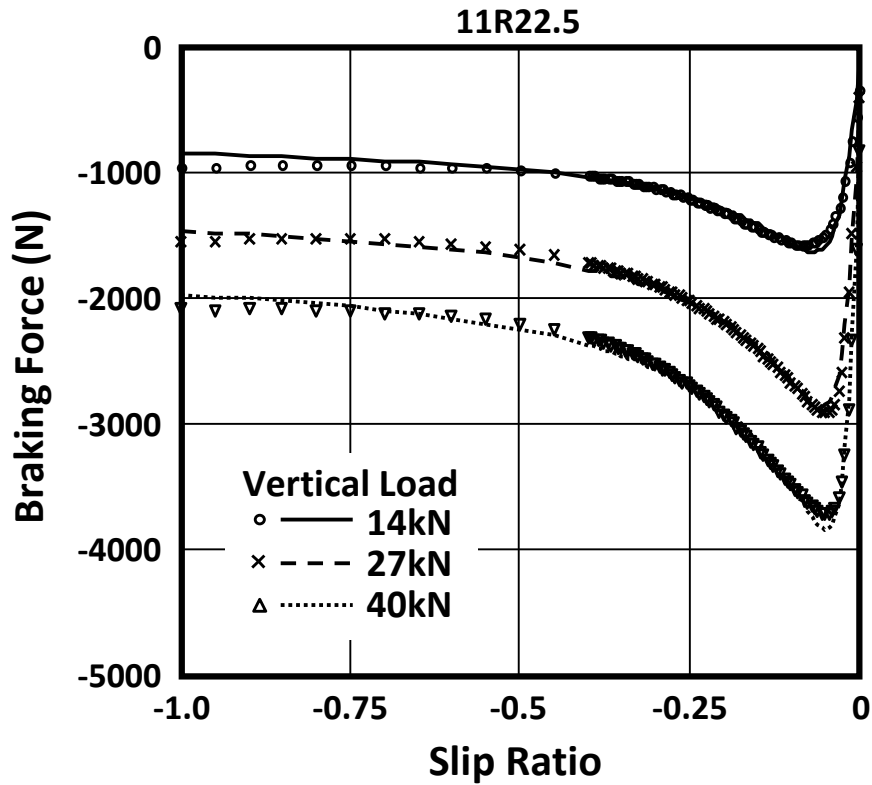


図 2-32 Braking Force Characteristics of Tire E  
(Ice road, Camber angle 0 deg)

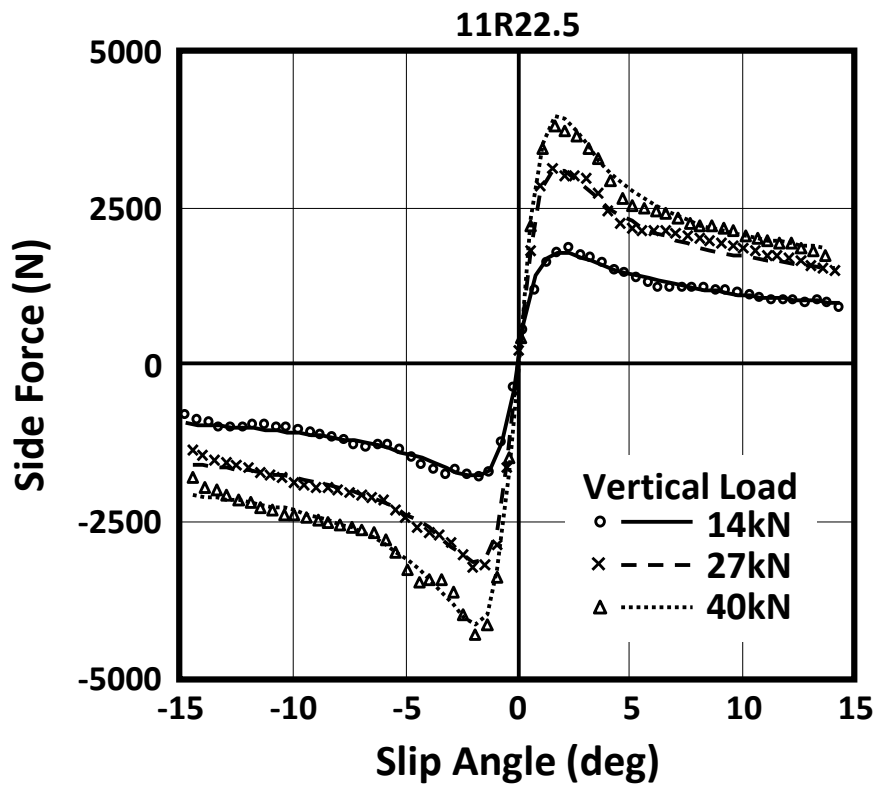


図 2-33 Side Force Characteristics of Tire E  
(Ice road, Camber angle 0 deg)

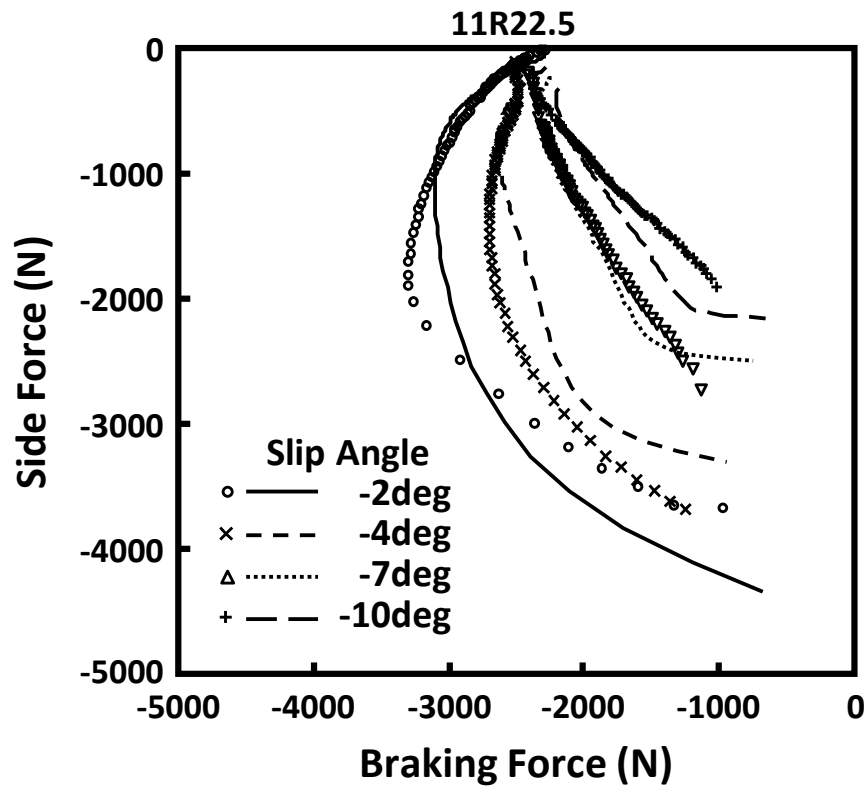


図 2-34 Relation of Braking Force and Side Force of Tire E  
(Ice road, Vertical load 40 kN, Camber angle 0 deg)



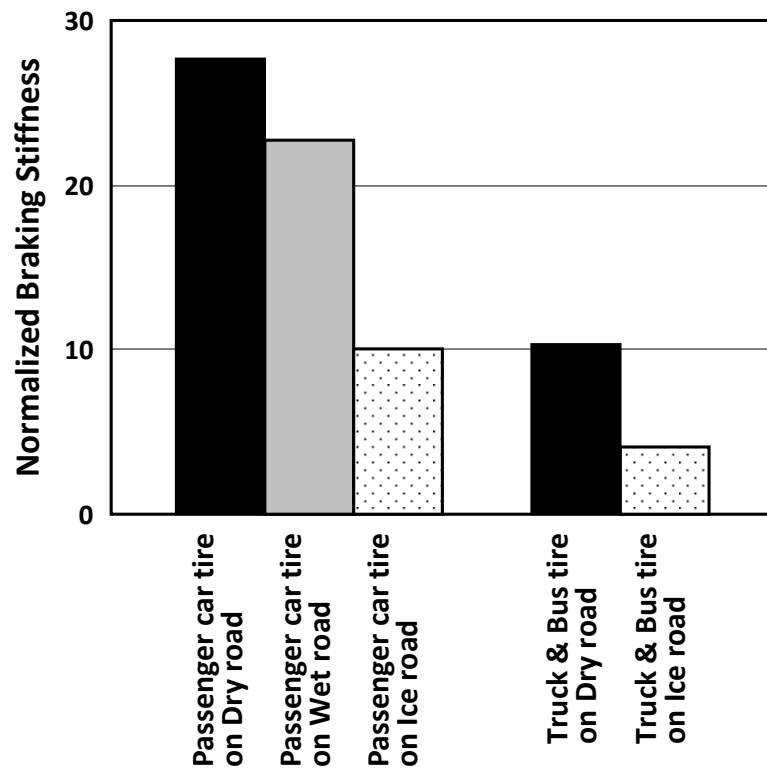


図 2-35 Comparison of Normalized Braking Stiffness of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces

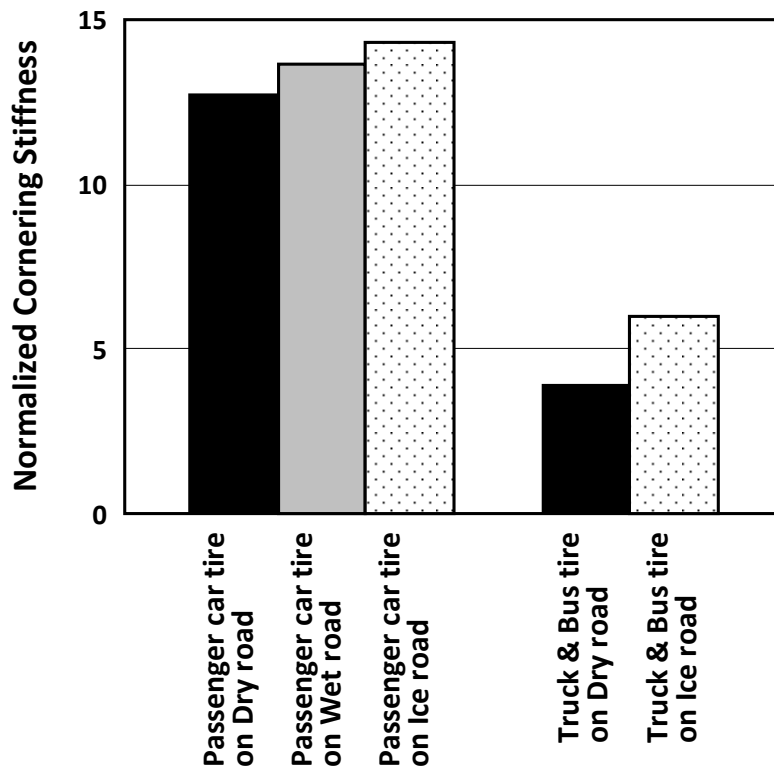


図 2-36 Comparison of Normalized Cornering Stiffness of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces

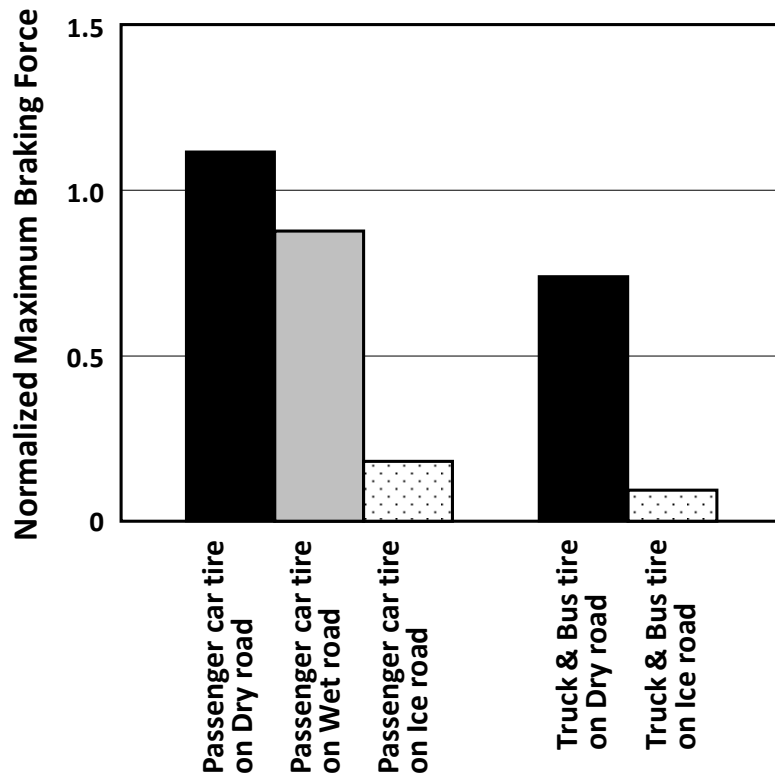


図 2-37 Comparison of Normalized Maximum Braking Force of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces

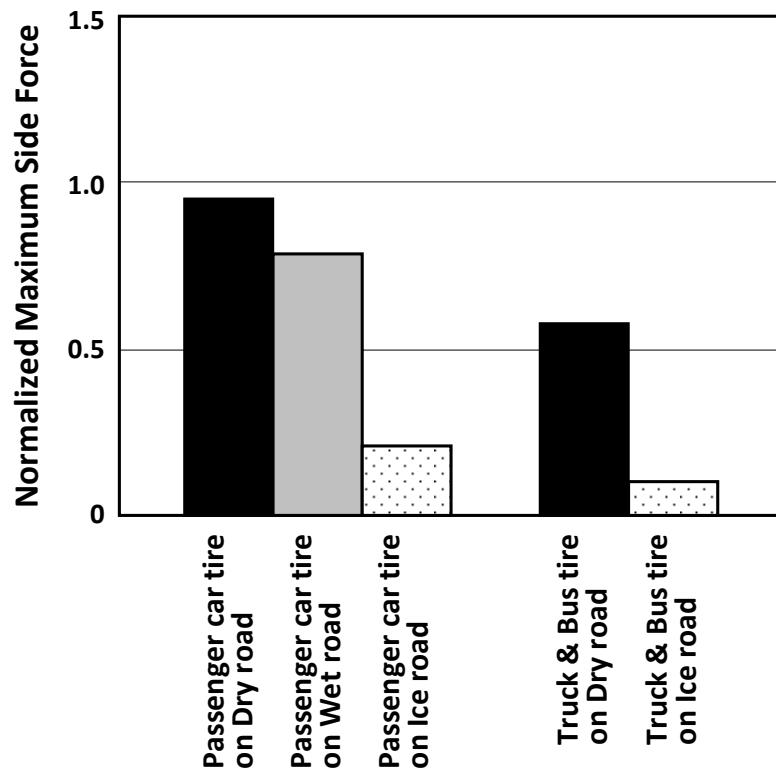


図 2-38 Comparison of Normalized Maximum Side Force of 2 Kinds of Tires on Various Road Surfaces

## 2. 7 まとめ

本章では、Magic Formula を用いたタイヤ特性のモデル化に関する研究結果を報告した。その検討結果を以下にまとめる。

- 1) 様々なタイヤ特性の測定装置から得られるデータを用いて、MF タイヤモデルを精度よく作成することができるソフトウェアシステムを開発した。
- 2) 乗用車用および大型車用タイヤのドライ路、ウェット路および氷盤路における測定値を用い、MF モデルを作成した。一部を除き、測定値によく一致するモデルを作成することができた。
- 3) 種々のタイヤと路面の組み合わせにおける、タイヤ特性の変化と特徴を解析し、車両運動に大きな影響を与える制動力と横力の最大値とステイフネスを横並びで定量的に明らかにした。以下に述べる結果は、交通規制や来たるべき自動運転システムにおける情報提供に活用できると考える。
  - ・ 氷盤路における正規化ブレーキングステイフネスは、乗用車および大型車共にドライ路上と比較して 4 割程度に減少するが、正規化コーナリングステイフネスはほとんど変化しない。
  - ・ 車両の制動停止距離に与える影響が大きい正規化最大制動力は、乗用車および大型車用タイヤ共に氷盤路上ではドライ路上に比べて大きく減少し、15%程度である。両タイヤの比較では、ドライ路では大型車タイヤは乗用車タイヤの 7 割、氷盤路では 5 割程度である。
  - ・ 正規化最大横力も、乗用車および大型車用タイヤ共に氷盤路上ではドライ路上に比べて 2 割程度に減少する。両タイヤの比較では、ドライ路および氷盤路において、大型車タイヤは乗用車タイヤの 5~6 割程度である。
  - ・ 水深 1mm 程度のウェット路上での乗用車タイヤの最大制動力と最大横力は、ドライ路に比較して 2 割程度減少する。ただし、水深や車両の走行速度により、この値は大きく変化することに留意が必要である。
  - ・ タイヤ特性から見ると、乗用車および大型車共に、氷盤路上での制動および旋回能力は、ドライ路に比較して 2 割以下に低下する

と考えられる。また両路面において、大型車の性能は乗用車に比べて5~7割程度と考えられる。

#### 今後の課題

- 1) 複合スリップ時のアライニングモーメントの特性に関しては、測定値のばらつきやノイズの影響により、ここで用いた MF の方程式が妥当なものであるか判断できなかった。今後、よりばらつきが少なく精度の高い測定データを入手し、モデルの妥当性を再度検証することが望まれる。
- 2) 大型車タイヤの氷盤路における特性は、ドライ路における特性や乗用車タイヤの特性と大きく異なるため、氷盤路における複合スリップ特性の測定値と、同定した MF による計算値の一致度は乗用車タイヤより低かった。より一致度を高めるためには、Magic Formula の方程式を改良する必要があると考える。

**第2章 “Magic Formula モデルの開発とタイヤ特性解析”**

**参考文献**

- 2-1) Bakker, E. et al, Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE Paper No. 870421, (1987).
- 2-2) Pacejka, H.B. and Bakker, E., The Magic Formula Tyre Model, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 21, (1991), pp. 1-18.
- 2-3) Pacejka, H.B. and Besselink, I.J.M., Magic Formula Tyre Model with Transient Properties, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 27, (1997), pp. 234-249.
- 2-4) Takahashi, T. et al., The Modeling of Tire Force Characteristics of Passenger and Commercial Vehicles on Various Road Surfaces, Proceedings of 5<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC 2000), Michigan, (2000), pp. 785-792.
- 2-5) Pacejka, H.B., Tire and Vehicle Dynamics, Third Edition, Butterworth Heinemann, (2012).

## 第3章

# オーバーターニングモーメント 特性のモデル化と車両耐転覆性能 に与える影響

### 3. 1 はじめに

タイヤの定常特性に関し、前章においてタイヤの発生する6分力のうち、前後力、横力、アライニングモーメントおよびタイヤへの入力量である鉛直荷重の計4分力の特性や相互関係を論じてきた。残りの2分力はローリングレジスタンスモーメント (Rolling Resistance Moment または転がり抵抗モーメント) とオーバーターニングモーメント (Overturning Moment。以下、OTM と略す) と呼ばれるものであり、両方とも車両運動解析において考慮されることは少ない。その理由は影響が小さいことであると思われるが、前者は主に車両の前後運動、後者は横運動に関係すると考えられる。

車両の横運動に関しては、近年の安全性能に対する社会的な関心の高まりから、カーメーカーにおいては、特に車高の高い車両の転覆限界加速度を少しでも高めることに大きな努力が払われており、その予測精度の向上が望まれている。米国においては長年にわたり、交通事故による乗員死亡者の3割以上が車両の転覆を伴った事故によるものであり<sup>1-1)</sup>、米国向け車両の耐転覆性能の向上は特に重要な課題である。

そこで本章では、オーバーターニングモーメントと車両の耐転覆性能に関する研究を実施した結果を報告する。OTM はタイヤの接地荷重中心が横方向に移動することにより発生する。従来の OTM モデルでは、OTM はタイヤの鉛直荷重とその横移動量の積であり、横移動量はタイヤが発生する横力とキャンバ角の関数であるとしていた<sup>3-1), 3-2)</sup>。

そこで従来モデルと実験結果を比較したところ、傾向は一致するものの、誤差がかなり大きいことがわかったためモデルの改良に着手し、実験値によく一致する OTM モデルを新たに開発することができた。このモデルは実験同定モデルであるため、新 OTM モデルのパラメータの計算は、第2章で開発した MF の同定システムに追加した。

続いて、OTM が車両の耐転覆性能に与える影響を解析した。従来モデルと新たな OTM モデルを車両運動シミュレーションに導入し計算結果を比較したところ、新モデルを用いた結果は、より実車実験結果に一致することを確認した<sup>3-3), 3-4)</sup>。

### 3. 2 本章の構成

この節では、本章の構成を説明する。

3. 1 節は「はじめに」と題した序論である。

3. 3 節では、本章で用いる主な記号と定義した座標系を示す。

3. 4 節は「OTM の測定結果と簡易手法によるモデル化検討」と題し、オーバーターニングモーメントが発生する原因を説明し、測定データ例を示す。

3. 5 節は「OTM の新モデル開発」と題し、本研究で新たに開発したモデルについて説明する。

3. 6 節は「車両の耐転覆性に OTM が与える影響の検討」と題し、車両の転覆限界横加速度に与えるオーバーターニングモーメントの影響を解析する。

3. 7 節はまとめであり、本章で論じてきたことの結果をまとめる。



### 3. 3 主な記号と座標系

本章で用いる主な記号は次のとおりである。また、図 3-1 には本章で用いる座標系の定義を示す。これは前章で用いた座標系と同じであるが、OTM を追加してある。

$F_y$	: 横力 [N]
$F_z$	: 荷重 (鉛直荷重) [N]
$K_L$	: タイヤ横剛性 [N/m]
$M_x$	: オーバーターニングモーメント [Nm]
$P_s$	: ニューマチックスクラブ [m]
$P_r$	: 残余ニューマチックスクラブ [m]
$R_L$	: タイヤ静荷重半径 [m]
$\alpha$	: スリップ角 [deg]
$\chi$	: スリップ角の補助変数
$\gamma$	: キャンバ角 [deg]

#### OTM の Magic Formula

$B_m, C_m, D_m, E_m, \Delta E_m, S_{vm}, S_{hm}$ : 残余ニューマチックスクラブの係数

$m_0 \sim m_{19}$ : OTM 残余ニューマチックスクラブのパラメータ

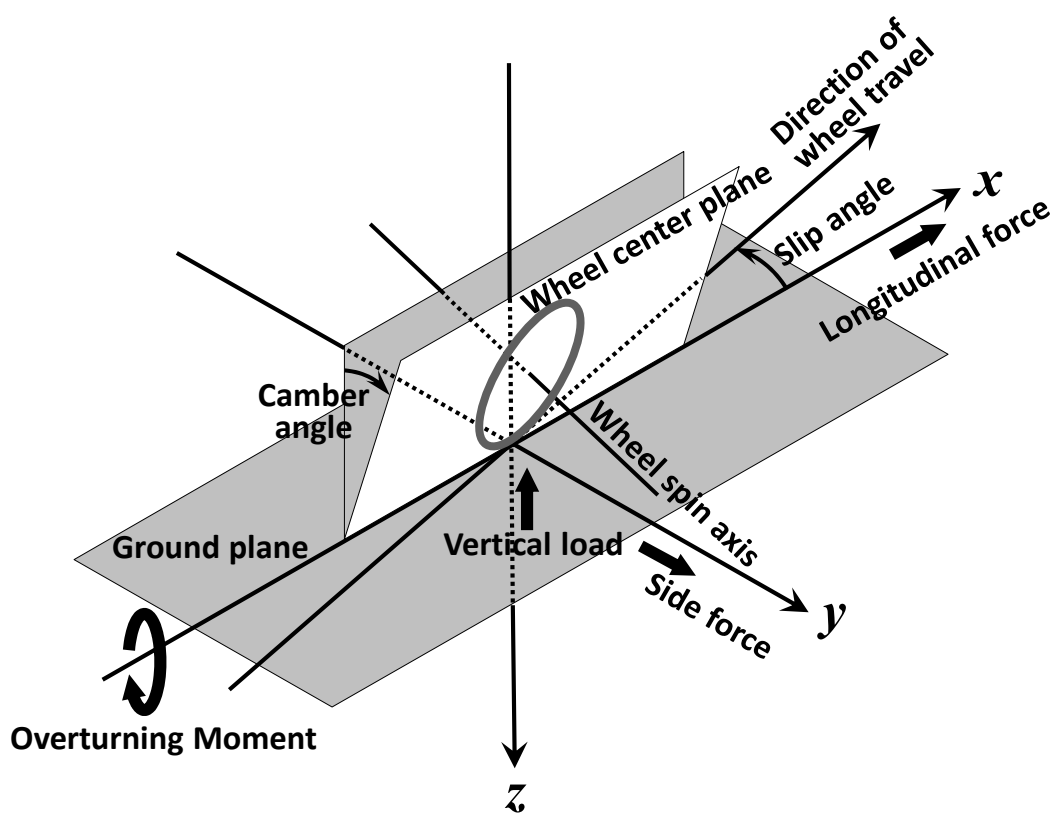


図 3-1 Definition of Coordinate System

### 3. 4 OTMの測定結果と簡易手法によるモデル化検討

#### 3. 4. 1 OTMの発生メカニズム

オーバーターニングモーメントは  $x$  軸周りのモーメントであり、タイヤの接地荷重中心が原点から横方向にずれることにより発生する。図 3-2 にその発生メカニズムを模式的に示すが、従来はタイヤにキャンバ角が付与されることによる荷重中心の横ずれ成分と、さらに横力が作用したときのタイヤ横変形により生じる横ずれ成分が重畳されたものであると考えられてきた<sup>3-1), 3-2)</sup>。なお、この横ずれ量はニューマチックスクラブ (Pneumatic Scrub) と呼ばれ、実験的には OTM を荷重で除することにより求めることができる。

#### 3. 4. 2 OTMの測定結果

ここで、本研究に用いた 265/70R16 サイズのタイヤ (タイヤBと呼ぶ) の OTM の測定結果を図 3-3~図 3-5 に示す。なお参考のため、215/70R16 サイズのタイヤ (タイヤAと呼ぶ) の結果を付録 II に示す (図 AII-1~図 AII-3)。測定にはフラットベルト式試験装置 (図 2-8) を用いた。空気圧は 230kPa, 走行速度は 60km/h に設定した。図からわかることは以下のとおりである。

- 1) 荷重が低いときには OTM の発生は比較的小さいが、荷重が増加するにしたがって急激に増加する。
- 2) キャンバ角の影響も大きく、特性曲線の回転対称点を示すスリップ角と OTM の値が大きく変化する (キャンバ角が付与されると OTM は縦軸および横軸方向にシフトする)。
- 3) OTM はスリップ角が増加するにしたがって飽和するという、横力と似た傾向を示す。

以上のように、OTM は非常に非線形性が強い特性を示すことがわかる。

#### 3. 4. 3 簡易手法によるモデル化の検討

本項では、従来から言われてきたメカニズムにより計算される OTM (簡易モデルと呼ぶ) と、前項で示した OTM の測定値の比較を行なう。以下は簡易モデルの方程式である。

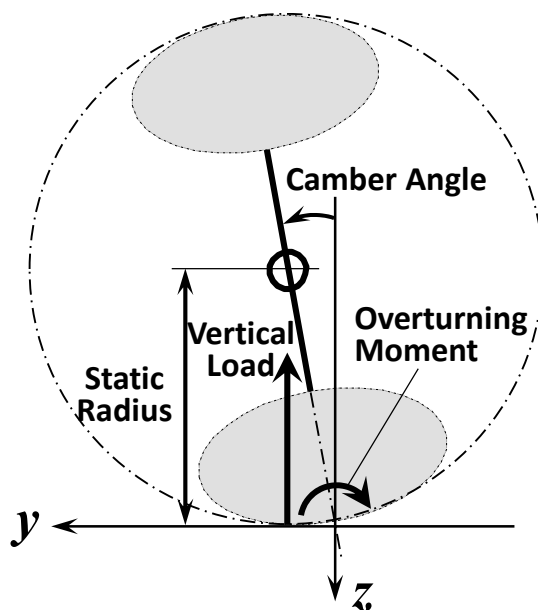
$$P_{s,s} = -R_L \tan \gamma - \frac{F_y}{K_L} \quad (3-1)$$

ここで、 $P_{s,s}$ は簡易モデルにより計算したニューマチックスクラブ、 $R_L$ は静荷重半径（Static Radius）と呼ばれるタイヤ回転軸と路面間の距離、 $\gamma$ はキャンバ角、 $F_y$ は横力、 $K_L$ はタイヤの横剛性である（図 3-2 参照）。計算においてタイヤの横剛性と静荷重半径は、タイヤ非回転時の測定値を用いた（表 3-1）。また横力は、別途測定した値を用いて作成した MF（第 2 章参照）を用いて計算した（図 3-6）。計算結果と、下式を用いて求めたニューマチックスクラブの実験値との比較を、図 3-7 に示す（タイヤ A の結果は図 AII-4）。

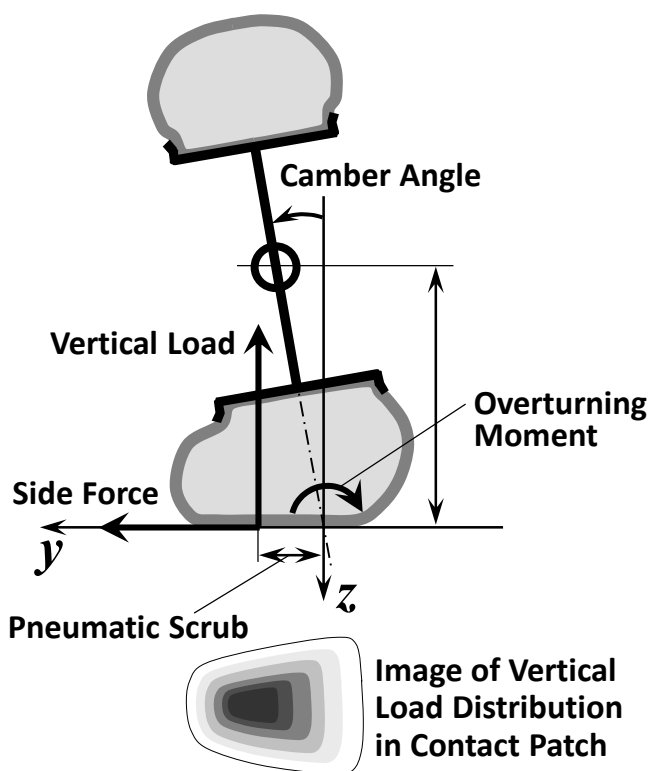
$$P_{s,m} = \frac{M_x}{F_z} \quad (3-2)$$

ここで、 $M_x$  はオーバーターニングモーメント、 $F_z$  は荷重の測定値である。図から、簡易モデルにより計算した値は、測定結果と傾向は一致するものの値の乖離は大きいことがわかる。

そこで改良手法として、同様な簡易モデルを用いた過去の研究例を参考にし、静荷重半径と横剛性を測定値ではなく、未知のパラメータとして OTM の実験値に同定することを考えた<sup>3-3)</sup>。このモデルを簡易同定モデルと呼ぶ。その計算結果と測定値との比較を図 3-8 に示す（タイヤ A の結果は図 AII-5）。この結果は、図 3-7 および図 AII-4 に示した簡易モデルよりも、実験結果との一致度はかなり改善されているが、まだ大きな誤差を残していることを示している。すなわち、タイヤは路面と点で接触していると考えた 3. 4. 1 項で述べたメカニズムでは、OTM の特性を十分には説明できないということを意味している。そこで、更にモデルを改良するための検討を行なった。



(OTM Caused by Contact Point Change due to Camber Angle Given)



(OTM and Tire Lateral Deformation under Side Force Acting)

図 3-2 Schematic Sketch of Cause of OTM Generation (Front View)

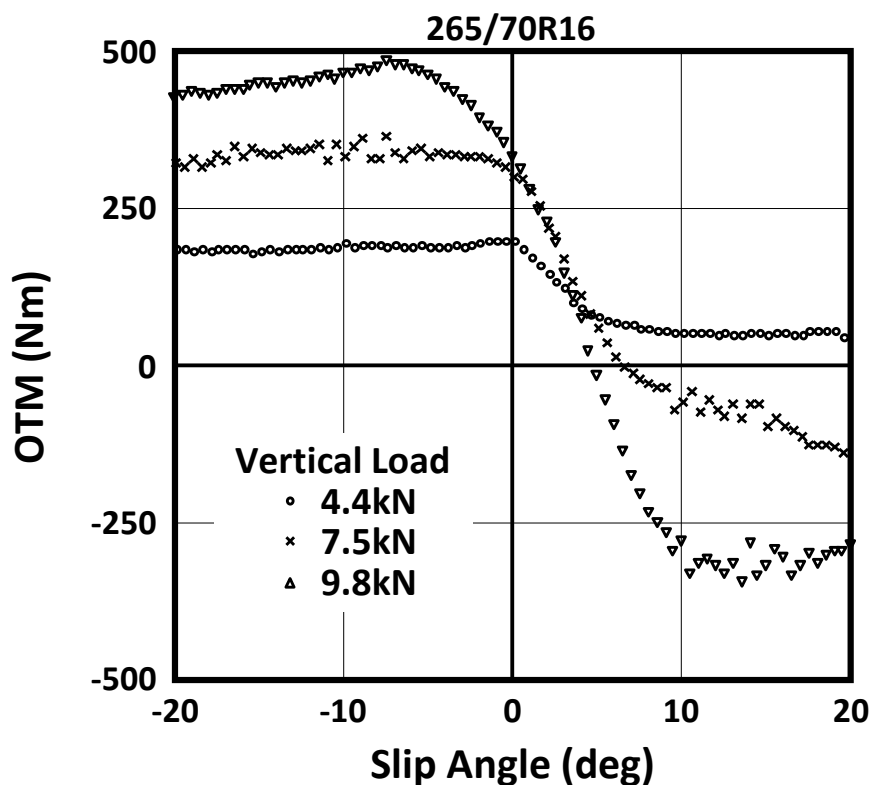


図 3-3 OTM Dependency on Vertical Load of Tire B  
(Camber Angle -9 deg)

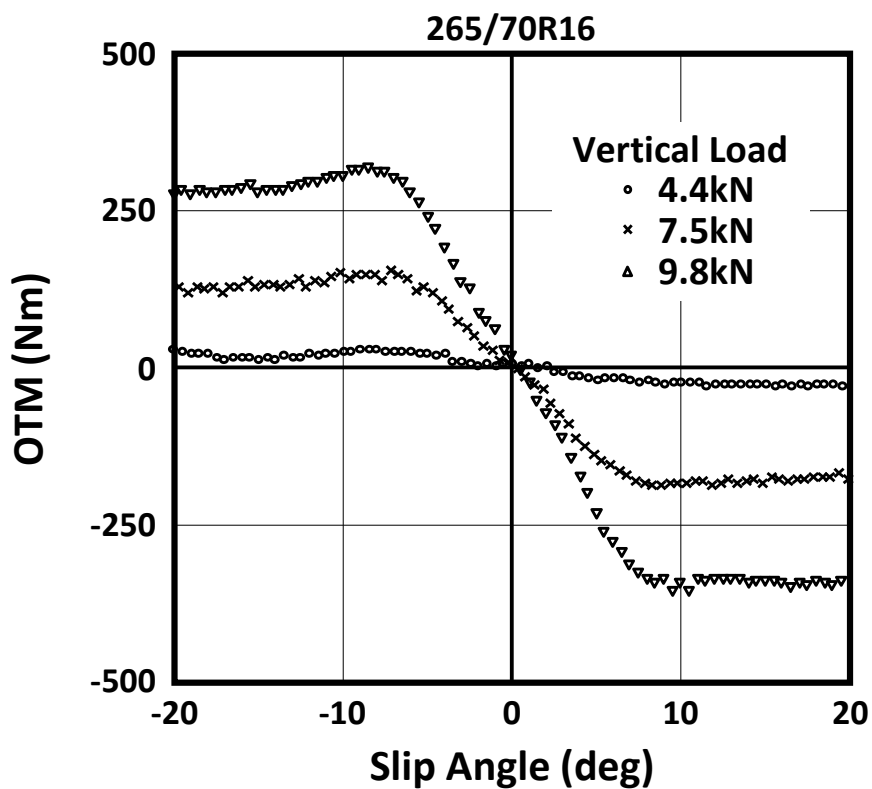


図 3-4 OTM Dependency on Vertical Load of Tire B  
(Camber Angle 0 deg)

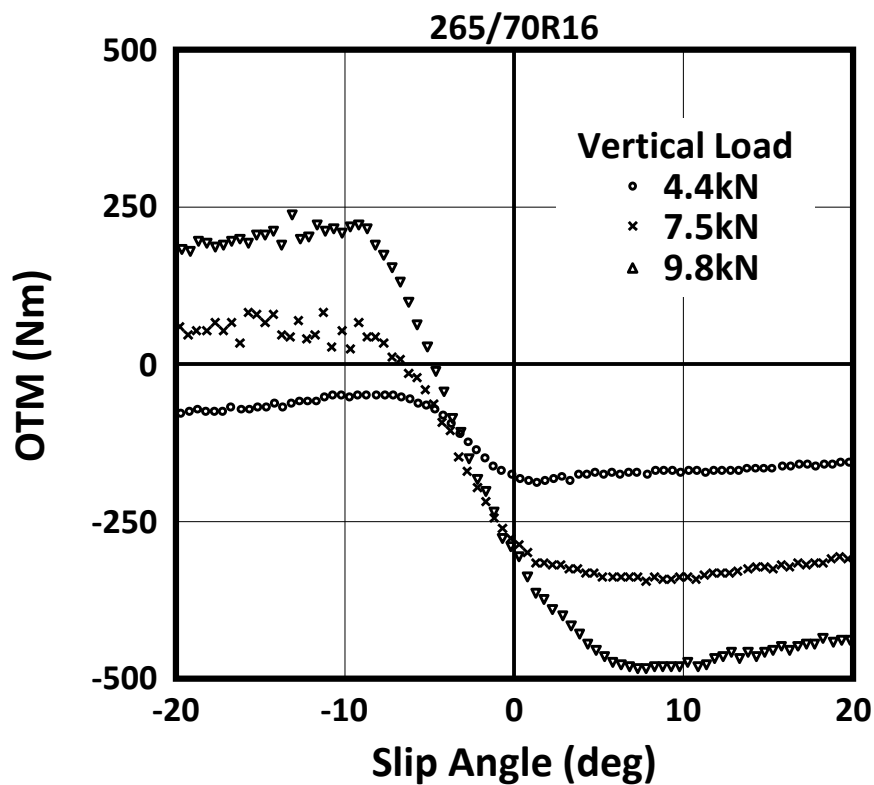


図 3-5 OTM Dependency on Vertical Load of Tire B  
(Camber Angle 9 deg)

表 3-1 Tire Lateral Stiffness and Static Radius of Tire A and B

Tire	Tire A (215/70R16)	Tire B (265/70R16)
Lateral Stiffness (N/mm)	129	135
Static Radius (mm)	319	350

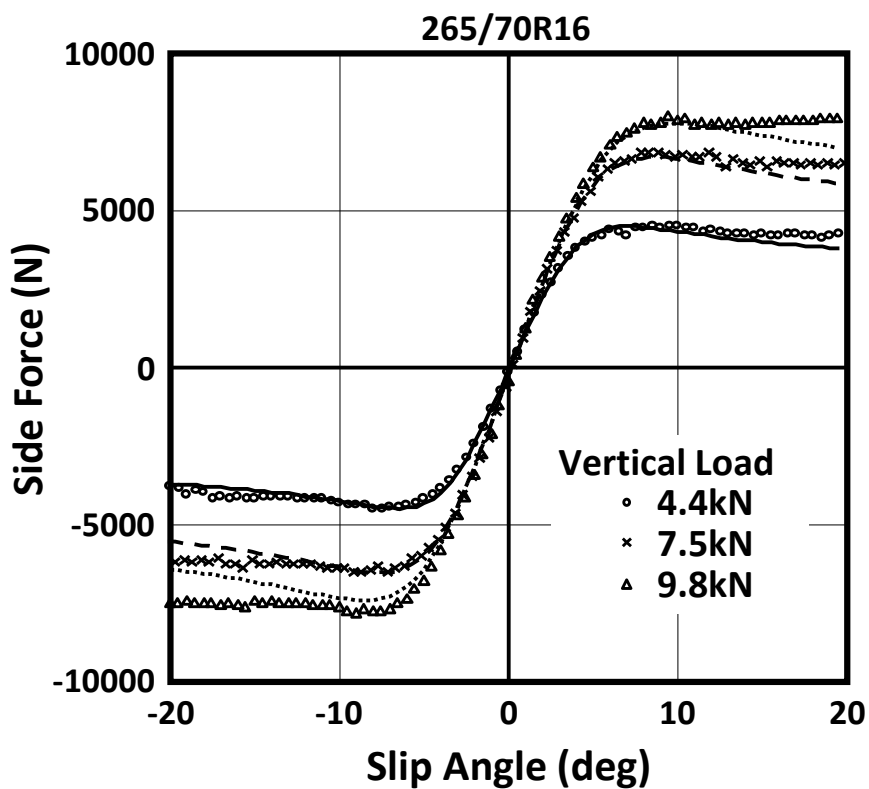


図 3-6 Side Force Characteristics of Tire B Expressed by Magic Formula (Camber Angle 0 deg, Plots are measurements.)



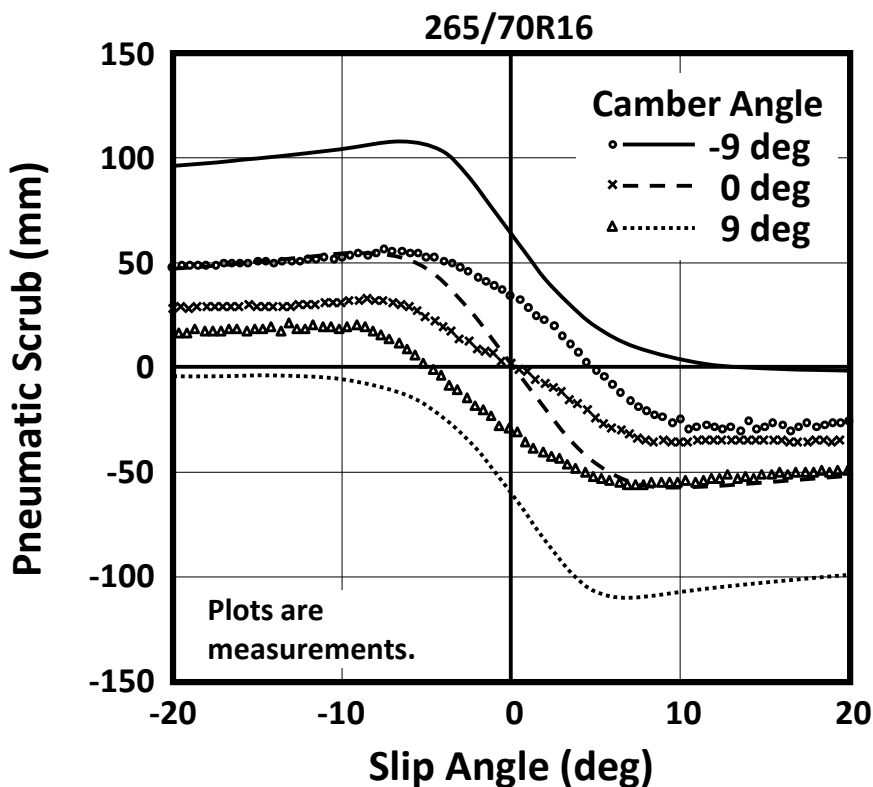


図 3-7 Comparison of Pneumatic Scrub by Simple Model and Measurements (Tire B, Vertical Load 9.8 kN)

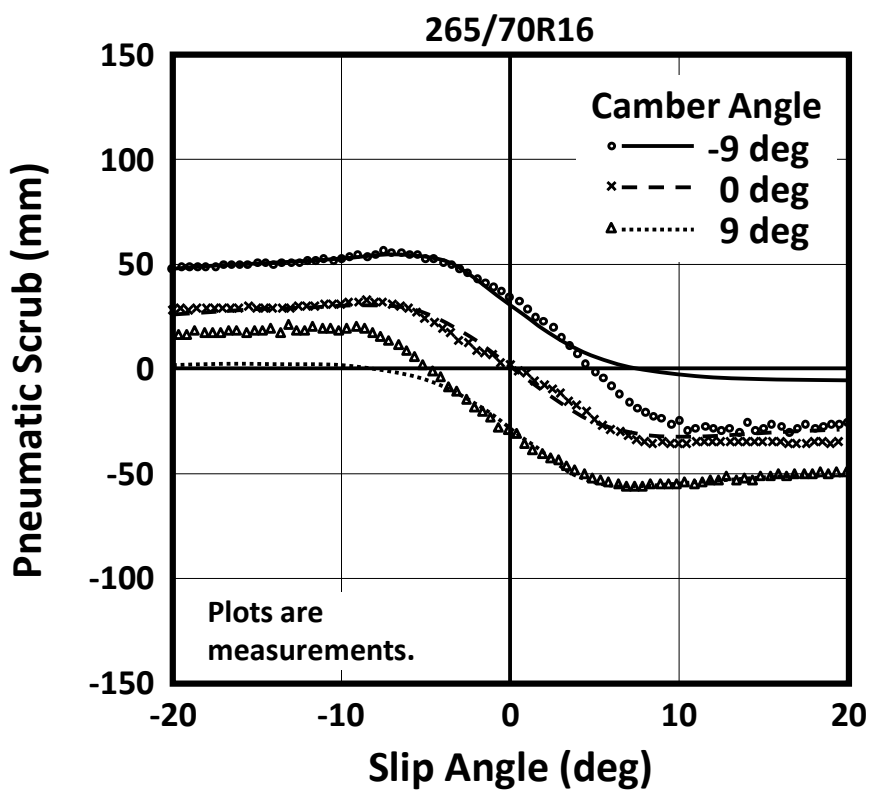


図 3-8 Comparison of Pneumatic Scrub by Simple Identified Model and Measurements (Tire B, Vertical Load 9.8 kN)

### 3. 5 OTMの新モデル開発

#### 3. 5. 1 新 OTM モデルの方程式

新モデルの検討のために、まず簡易モデルによるニューマチックスクラブと実験から求めたニューマチックスクラブの差 ( $P_{s,s} - P_{s,m}$ ) を調べた。この差はモデル化の誤差という意味から、残余ニューマチックスクラブ (Residual Pneumatic Scrub) と名づけた。その結果を図 3-9 に示す (タイヤ A の結果は図 AII-6)。図から、その形状はスリップ角に対する横力の形状に良く似ていることがわかる。そこで、残余ニューマチックスクラブを横力の MF と同じ方程式 (2. 4. 1 項参照) で表わした新たな OTM モデルを以下のように提案した。

$$\frac{M_x}{F_z} \equiv P_{s,n} = -R_L \tan \gamma - \frac{F_y}{K_L} - P_r \quad (3-3)$$

ここで、 $P_{s,n}$  は新モデルによるニューマチックスクラブ、 $P_r$  は残余ニューマチックスクラブである。 $P_r$  を以下のように定義する。

$$P_r(\alpha) = D_m \sin \left[ C_m \tan^{-1} \left\{ B_m \chi - (E_{0m} + \Delta E_m) (B_m \chi - \tan^{-1}(B_m \chi)) \right\} \right] + S_{vm} \quad (3-4)$$

$$\chi = \alpha + S_{hm} \quad (3-5)$$

上式の係数は荷重とキャンバ角に依存し、以下の式に従って計算する。

$$K_L = m_{18} \quad (3-6)$$

$$R_L = m_{19} \quad (3-7)$$

$$C_m = m_0 \quad (3-8)$$

$$D_m = (m_1 F_z^2 + m_2 F_z) (1 - m_{15} \gamma^2) \quad (3-9)$$

$$B_m C_m D_m = m_3 \sin \left[ 2 \tan^{-1}(F_z / m_4) \right] (1 - m_5 |\gamma|) \quad (3-10)$$

$$B_m = \frac{B_m C_m D_m}{C_m D_m} \quad (3-11)$$

$$E_{0m} = m_6 F_z^2 + m_7 F_z \quad (3-12)$$

$$\Delta E_m = - (m_6 F_z^2 + m_7 F_z) (m_{16} \gamma + m_{17}) \operatorname{sgn}(\alpha + S_{hm}) \quad (3-13)$$

$$S_{hm} = m_8 F_z^2 + m_9 F_z + m_{10} F_z \gamma \quad (3-14)$$

$$S_{vm} = m_{11} F_z^2 + m_{12} F_z + (m_{13} F_z^2 + m_{14} F_z) \gamma \quad (3-15)$$

ここで、 $B_m$ ,  $C_m$ ,  $D_m$ ,  $E_m$ ,  $\Delta E_m$ ,  $S_{vm}$ ,  $S_{hm}$  は残余ニューマチックスクラブの係数、 $m_0 \sim m_{19}$  は残余ニューマチックスクラブのパラメータであり、次項で述べる計算によって求める。

### 3. 5. 2 モデルの作成手法と結果

前項で示した方程式のパラメータを同定計算により求めるために、図 3-10 に示す計算プログラムを、第 2 章で開発した同定システムに付け加えた。新たに必要な測定データは、OTM の他には初期値としての横剛性と静荷重半径である。

図 3-11 に新モデルにより計算したニューマチックスクラブと測定値の比較を示す（タイヤ A の結果は図 AII-7）。前節で示した簡易モデルや簡易同定モデルに比較し、測定値に非常によく一致していることがわかる。最終的に新モデルで計算した OTM と測定値の比較を、図 3-12 と図 3-13 に示す（タイヤ A の結果は図 AII-8 と図 AII-9）。タイヤ A の一部に誤差が見られるものの、総じて測定値に非常によく一致している。

ここまでに、タイヤのオーバーターニングモーメントのいくつかのモデル化の方法と結果を示したが、次節においてオーバーターニングモーメントが車両運動に与える影響を検討する。

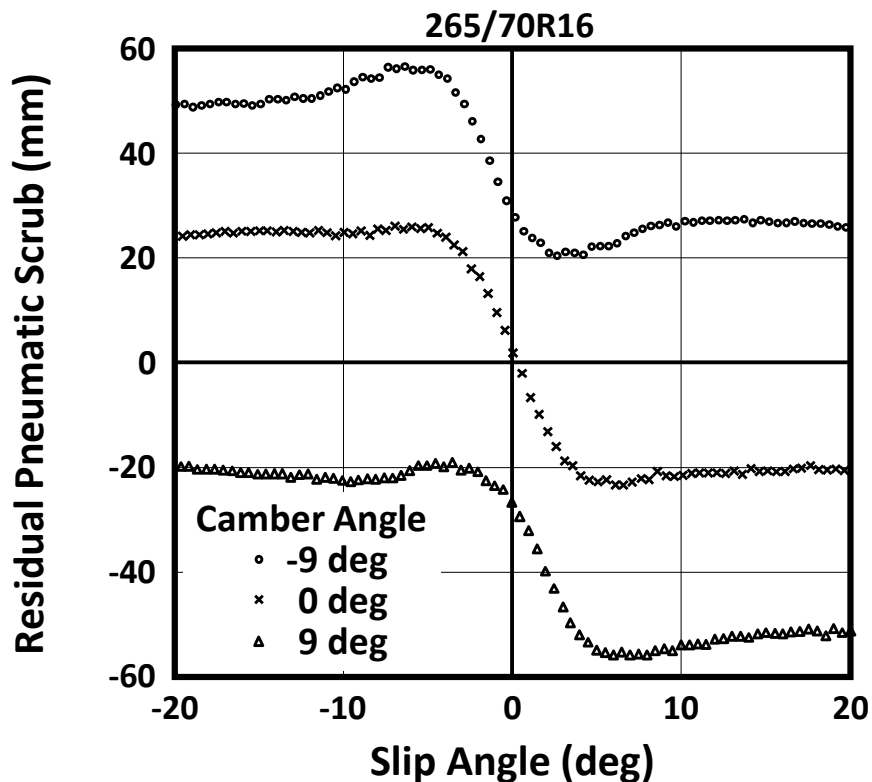


図 3-9 Residual Pneumatic Scrub of Tire B (Vertical Load 9.8 kN)

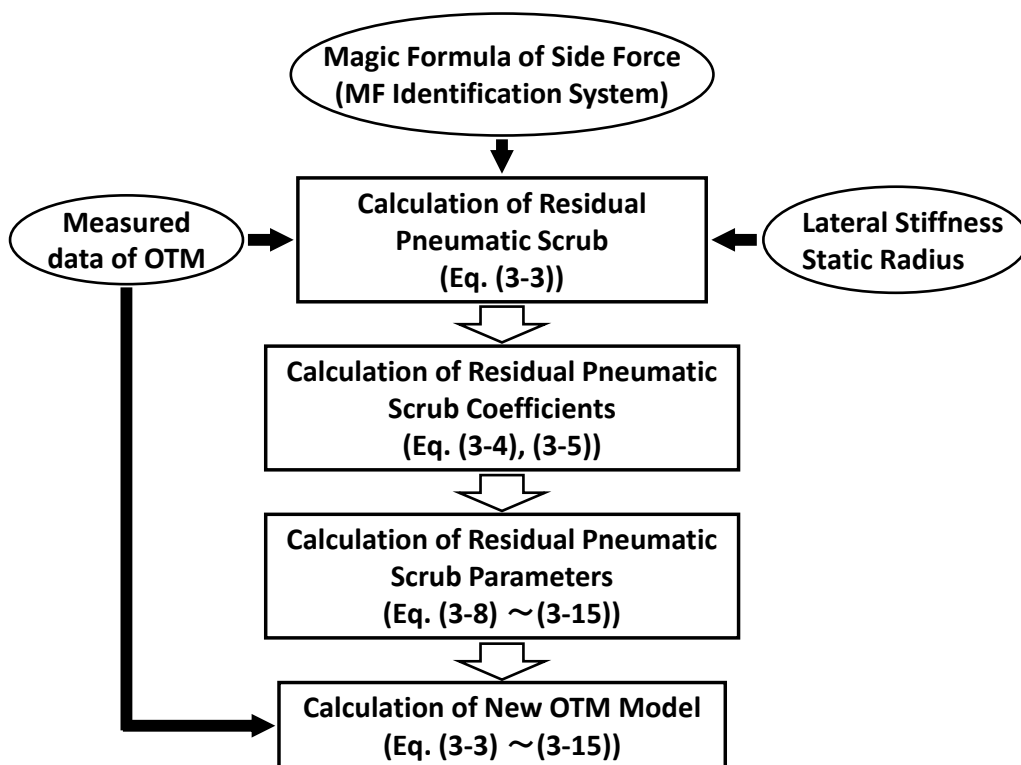


図 3-10 Procedure of Identification of New OTM Model

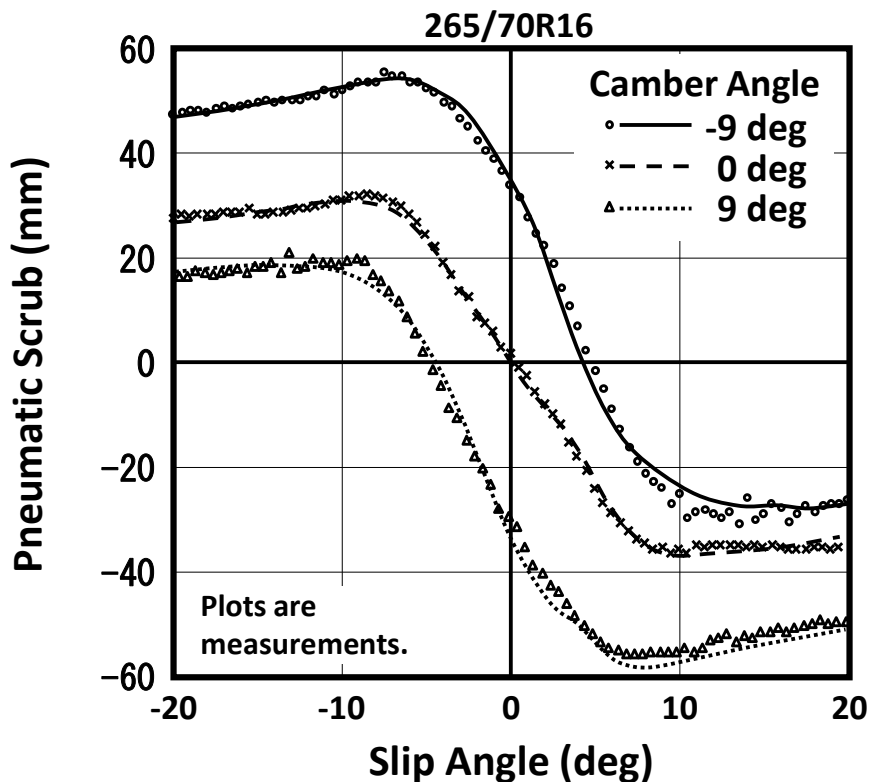


図 3-11 Comparison of Pneumatic Scrub by New Model and Measurements (Tire B, Vertical Load 9.8 kN)

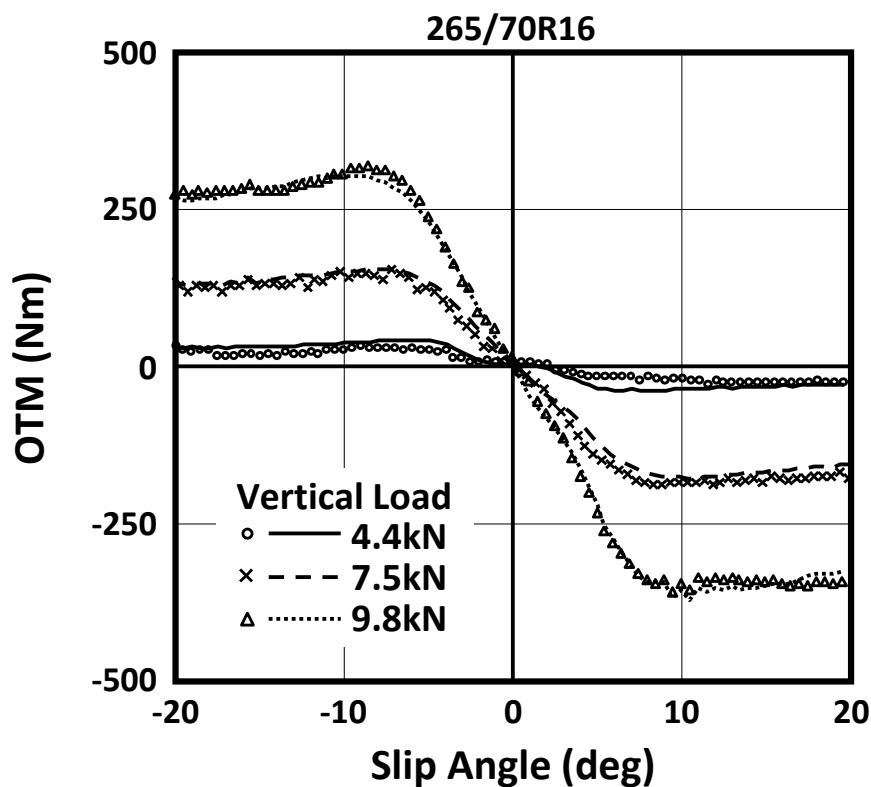


図 3-12 Comparison of New OTM Model and Measurements (Tire B, Camber Angle 0 deg)

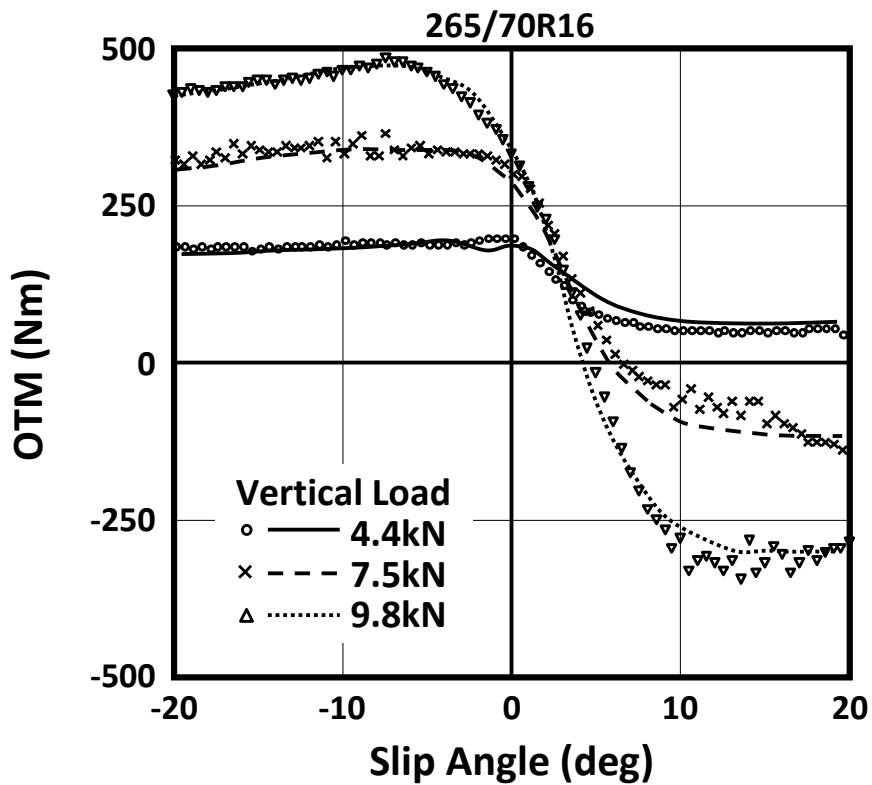


図 3-13 Comparison of New OTM Model and Measurements  
(Tire B, Camber Angle -9 deg)

### 3. 6 車両の耐転覆性能に OTM が与える影響の検討

タイヤのオーバーターニングモーメントは、大なり小なり車両運動の全てに影響するが、前述したように、荷重やスリップ角の増加に対し急激に増加するという特性を示す。またその発生原因は、接地荷重中心の横ずれであるということから、車両のトレッドベースが走行中に変化することと同様な影響を与えると推測される。一方、近年の自動車の安全性に対する社会的な関心の高まりから、車両の耐転覆性能（転覆のしにくさ）を向上させることは、特に車高の高い車両においては重要な性能向上課題である。

以上の点を踏まえ、本節では車両の耐転覆性能に対するオーバーターニングモーメントの影響を、実験および解析的に検討する。

#### 3. 6. 1 解析方法と結果

解析対象としたのは、前節で示したタイヤBを装着する、排気量が3000ccクラスの4輪駆動のSUV車である。実車の耐転覆性能の評価手法としては、釣り針ターン（fishhook turn）と呼ばれる試験方法がある。これは、転覆を誘発するための急激な旋回試験を実施し、転覆限界の横加速度を評価指標とするものである。なお車両には安全対策として、転覆防止のためのアウトリガーを装着して試験を実施する。走行方法は、車速一定でテストコースの旋回試験場に進入して図3-14に示す操舵角を入力する。車速を徐々に増加させながら同じ操舵を行なう走行を繰り返す。車両の旋回内輪が浮き始めた速度を限界速度とし、そのときの最大横加速度を転覆限界横加速度と定義する。

シミュレーション計算では汎用運動解析ソフトADAMSを用い、タイヤモデルとしては、1) OTMを考慮しないモデル、2) 3.4.3項で検討した簡易モデル、3) 3.5節で提案した新モデル、の3種類のモデルを用いた計算を実施した。計算による評価方法は実車試験に準じ、図3-14に示した操舵角を入力し、車速 $V$ を1km/hずつ増加させて計算を繰り返す。図3-15に示す車速が $V_0+1\text{km/h}$ のときには、ロール角が発散（転覆）してしまうため、 $V_0\text{km/h}$ を限界速度、そのときの最大横加速度を転覆限界横加速度とした。なお図3-15は、3)の新OTMモデルを用いて計算した結果であり、限界速度は実験結果と同じ58km/hであった。

1) および2)のモデルの計算も速度58km/hで計算した時の最大横加速度と、実車試験結果の比較を図3-16に示すが、新モデル、簡易モデル、OTMなしのタイヤモデルの順に、実験結果により近い値を示していることがわかる。また、1) および2)のモデルによる計算では、転覆限界横加速度

をより大きめに見積もってしまうことがわかる。この結果から、車両の耐転覆性能をより正確に予測するためには、車両運動シミュレーション計算ではOTMの新モデルを用いるべきであると結論できる。

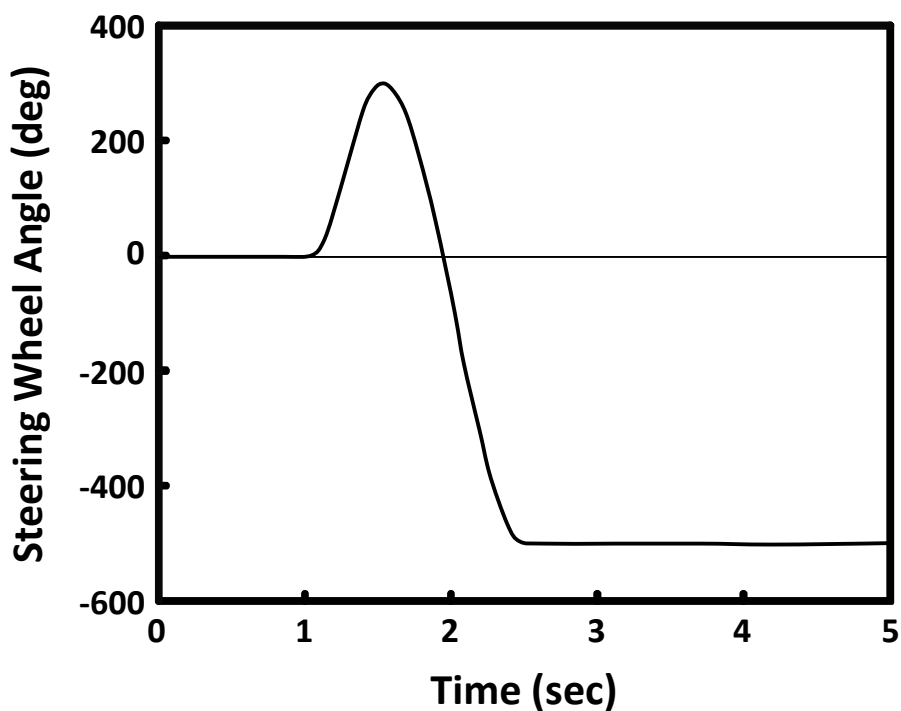


図 3-14 Steering Wheel Angle Input at Fishhook Turn

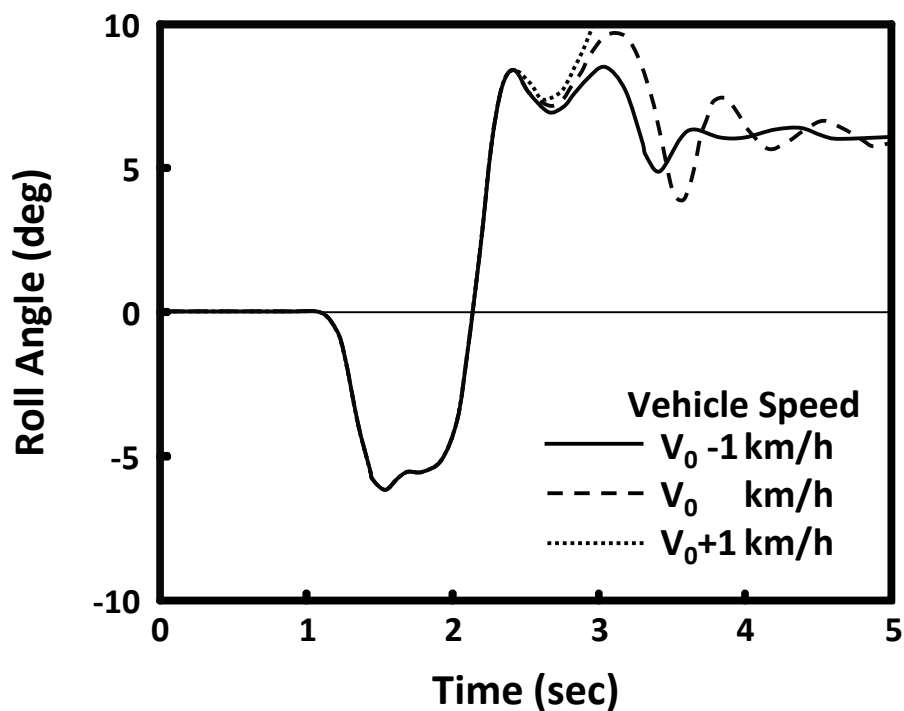


図 3-15 Evaluation Criteria of Vehicle Simulation Results



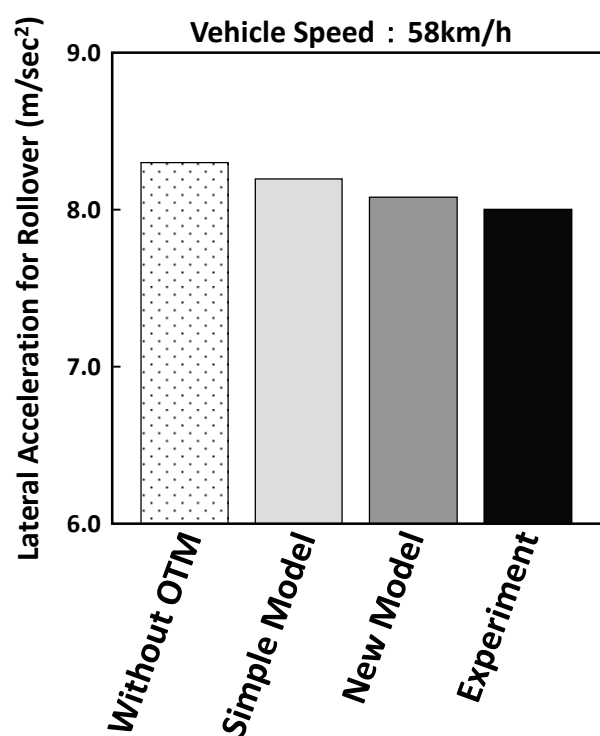


図 3-16 Comparison of Lateral Acceleration for Rollover between Calculated Results and Experiment

### 3. 7 まとめ

本章では、タイヤのオーバーターニングモーメントのモデル化および、それが車両の耐転覆性能に与える影響に関する研究結果を報告した。その検討結果を以下にまとめる。

- 1) 報告例が非常に少ない OTM 特性に関して、その荷重およびキャンバ角依存性の測定データを示した。
- 2) 過去に提案されている OTM の簡易モデルと測定結果を比較し、簡易モデルでは実際の特性を十分には説明しきれないことを示した。
- 3) 簡易モデルと測定値の誤差の特性に着目し、新しい OTM モデルを提案した。その結果は測定値に非常によく一致することを確認した。
- 4) 車両の耐転覆性能に与えるタイヤの OTM の影響を解析し、車両運動シミュレーション計算において新 OTM モデルを用いると、より実験結果に近い結果が得られることがわかった。

**第3章 “オーバートーニングモーメント特性のモデル化と車両耐転覆性能  
に与える影響”**

**参考文献**

- 3-1) Wielenga T.J., Tire Properties Affecting Vehicle Rollover, SAE Paper No. 1999-01-0126, (1999).
- 3-2) Salaani, M.K., Analytical Tire Forces and Moments Model With Validated Data, SAE Paper No. 2007-01-0816, (2007).
- 3-3) Takahashi, T. et al., The Modeling of Tire Overturning Moment Characteristics and Its Influence on Vehicle Behavior, Proceedings of 6<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '02), Hiroshima, (2002), pp. 873-877.
- 3-4) Takahashi, T. et al., New Model of Tire Overturning Moment Characteristics and Analysis of Their Influence on Vehicle Rollover Behavior, Vehicle System Dynamics, Vol. 42, No. 1-2, (2004), pp. 109-118.

## 第 4 章

# 非平坦路における車両の制動性能

#### 4. 1 はじめに

自動車の安全性能に直結する制動性能の研究は、多岐にわたって実施されているが、そこでは路面は平坦であると仮定したものがほとんどである。また、車両のブレーキシステムに関しても多くの研究が見られるが、サスペンション特性と制動性能の関係を論じたものはものは少ない。Caoらは、ランダム路面における乗り心地や制動性能をシミュレーション解析し、制動力が作用した時のピッチや上下運動とサスペンション特性の関係は示しているものの、制動性能とサスペンション特性の関係そのものは論じていない<sup>4-1)</sup>。一方、車両開発における官能評価では、サスペンションを前後方向に支持するブッシュ（サスペンションの前後支持特性）を変更すると、非平坦路での制動時の挙動が変化するというコメントが得られることがあるが、そのメカニズムは明確になっていない。

そこで本章では、うねりのある路面上での車両の直進制動性能を取り上げ、車両要素特性と制動停止距離との関係を解析的および実験的に研究した結果を報告する<sup>4-2)</sup>、<sup>4-3)</sup>。なお、制動性能の予測のためのシミュレーションモデルを開発したが、タイヤの制動特性のモデルは第2章で報告した Magic Formula を用いた。

本論文の本章以降では、非平坦路面（うねりのある路面）での車両やタイヤの運動特性に関する研究を報告する。そこで、実際の路面凹凸のパワースペクトルを調べた結果<sup>4-4)</sup>と、本論文の本章以降で取り扱ううねりの波長を図4-1に示す。図中の直線で示すA～Hは、ISO8608で規定された路面凹凸の評価基準である。図4-1において、本章は0.75mと記してあるがこれは実験に用いた路面のうねり波長であり、シミュレーションでは0.5m～2mの範囲を検討した。

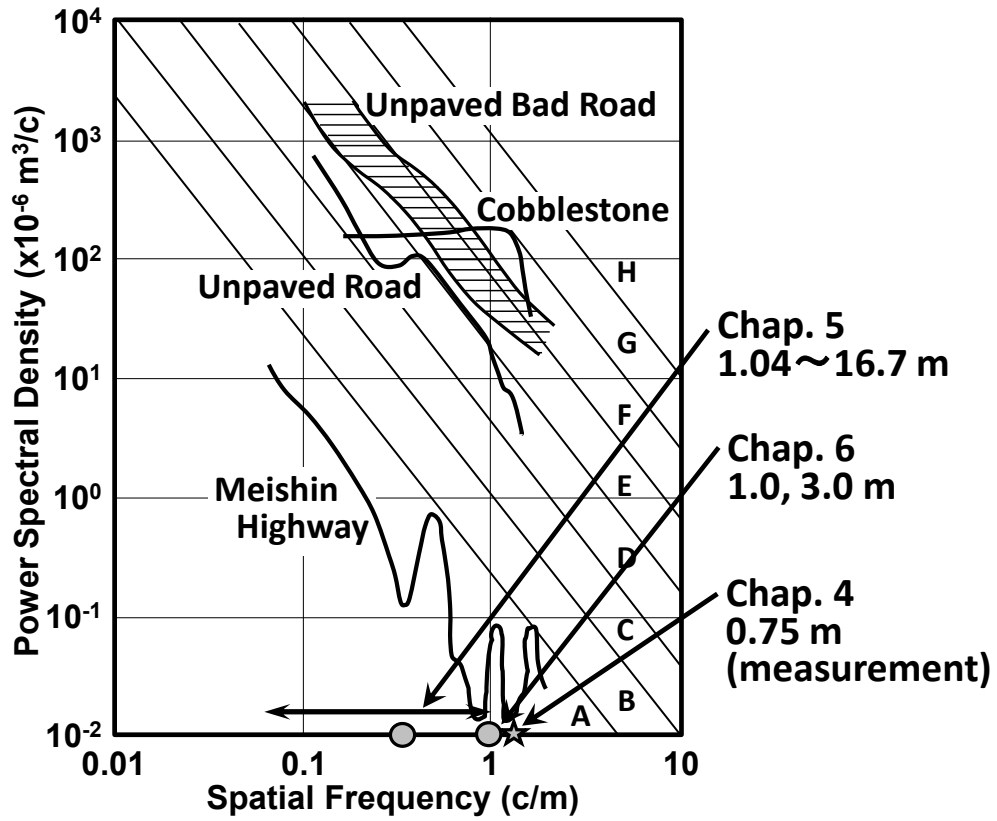


図 4-1 Power Spectral Density of Undulation of Various Roads and Analyzed Wavelengths in This Study (Ref. 4-4)

## 4. 2 本章の構成

この節では、本章の構成を説明する。

4. 1 節は「はじめに」と題した序論である。

4. 3 節では、本章で用いる主な記号と定義した座標系を示す。

4. 4 節は「車両制動シミュレーションモデルの開発」と題し、モデル化の前提となる仮定と考え方および運動方程式を示す。

4. 5 節は「モデルの実験検証」と題し、開発したシミュレーションモデルの計算結果と実験結果を比較することにより、モデルの検証を行なう。

4. 6 節は「車両要素特性と路面うねりが制動性能に与える影響と考察」と題し、車両の要素特性や路面うねりを変更した時の、実験と計算の比較およびシミュレーションによる検討結果を示す。

4. 7 節はまとめであり、本章で論じてきたことの結果をまとめる。

### 4.3 主な記号と座標系

本章で用いる主な記号は次のとおりである。図 4-2 上図に、本章で用いる路面上に原点を有し、水平方向が  $x$  軸、鉛直方向が  $y$  軸の路面固定座標系の定義と、開発した車両運動モデルの運動の自由度を示す。車両の直進時の制動現象をモデル化しているため、運動の自由度はばね上の前後、上下とピッチ運動、ばね下の前後と上下運動および、前後輪の回転運動の計 9 自由度である。図 4-2 下図には、運動方程式で使用する記号を示す。記号のサフィックス  $f$  はフロント、 $r$  はリアである。

#### 運動変数

$x$	: ばね上重心の前後位置 [m]
$x_f, x_r$	: ばね下重心の前後位置 [m]
$y$	: ばね上重心の上下位置 [m]
$y_f, y_r$	: ばね下重心の上下位置 [m]
$\theta$	: ばね上のピッチ角 [rad]
$\omega_f, \omega_r$	: タイヤ回転速度 [rad/sec]

#### 車両パラメータ, 路面うねり

$b$	: ホイルベース [m]
$b_f, b_r$	: 重心と前軸, 後軸間の距離 [m]
$c_f, c_r$	: アブソーバの減衰係数 [Nsec/m]
$c_{xf}, c_{xr}$	: サスペンション前後方向の減衰係数 [Nsec/m]
$h$	: ばね上重心とピッチ中心間の距離 [m]
$h_p$	: 路面とピッチ中心間の距離 [m]
$I$	: ばね上のピッチ慣性モーメント [ $\text{kgm}^2$ ]
$I_f, I_r$	: タイヤ/ホイルの回転慣性モーメント [ $\text{kgm}^2$ ]
$k_f, k_r$	: サスペンションのばね定数 [N/m]
$k_{xf}, k_{xr}$	: サスペンション前後方向のばね定数 [N/m]
$m$	: ばね上質量 [kg]
$m_f, m_r$	: ばね下質量 [kg]
$V$	: 車速 [m/sec]
$y_{of}, y_{or}$	: 路面うねりの上下方向変位入力 [m]

#### ブレーキ関係

$c_f$	: ブレーキ油圧からフロントブレーキトルクへの変換係数 [Nm/MPa]
$c_r$	: リアのブレーキトルクのフロントに対する比 [-]



---

$P_b$  : ブレーキ油圧 (マスタシリンダ油圧) [MPa]

$T_{bf}, T_{br}$  : ブレーキトルク [Nm]

### タイヤ関係

$a_1 \sim a_8$  : 制動力の Magic Formula パラメータ

$B, C, D, E$  : 制動力の Magic Formula 係数

$F_{xf}, F_{xr}$  : 制動力 [N]

$F_{zf}, F_{zr}$  : 荷重 (鉛直荷重) [N]

$F_{zof}, F_{zor}$  : 静止時の荷重 (鉛直荷重) [N]

$h_{jf}, h_{tr}$  : 静荷重半径 [m]

$h_{iof}, h_{ior}$  : 静止時の静荷重半径 [m]

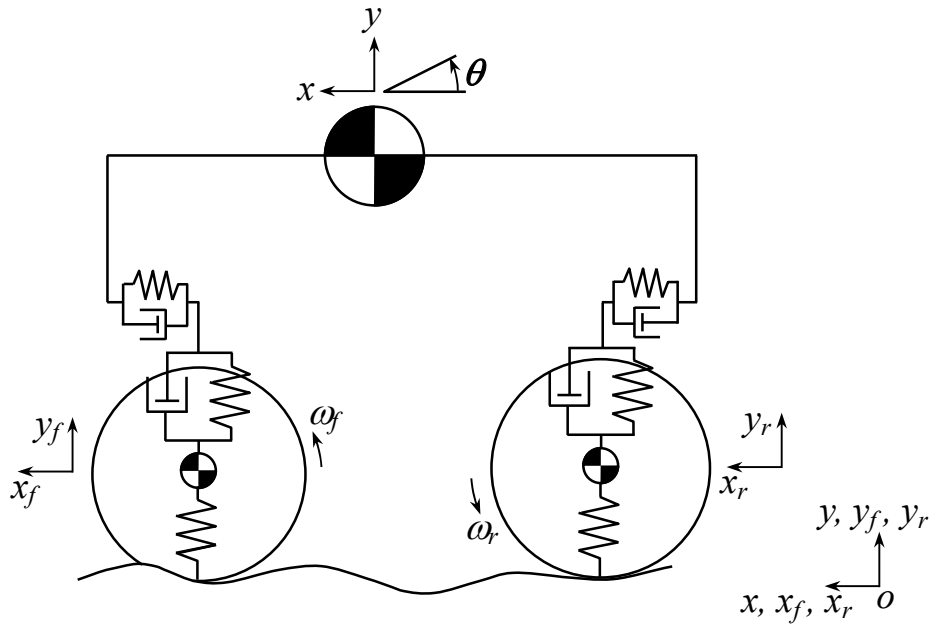
$k_{jf}, k_{tr}$  : 縦ばね定数 [N/m]

$R_{el} \sim R_{e4}$  : 有効転がり半径の荷重依存係数

$R_{ef}, R_{er}$  : 有効転がり半径 [m]

$s_f, s_r$  : スリップ率 [-]

(Degree of Freedom of Motion)



(Symbols Used in Equations of Motion)

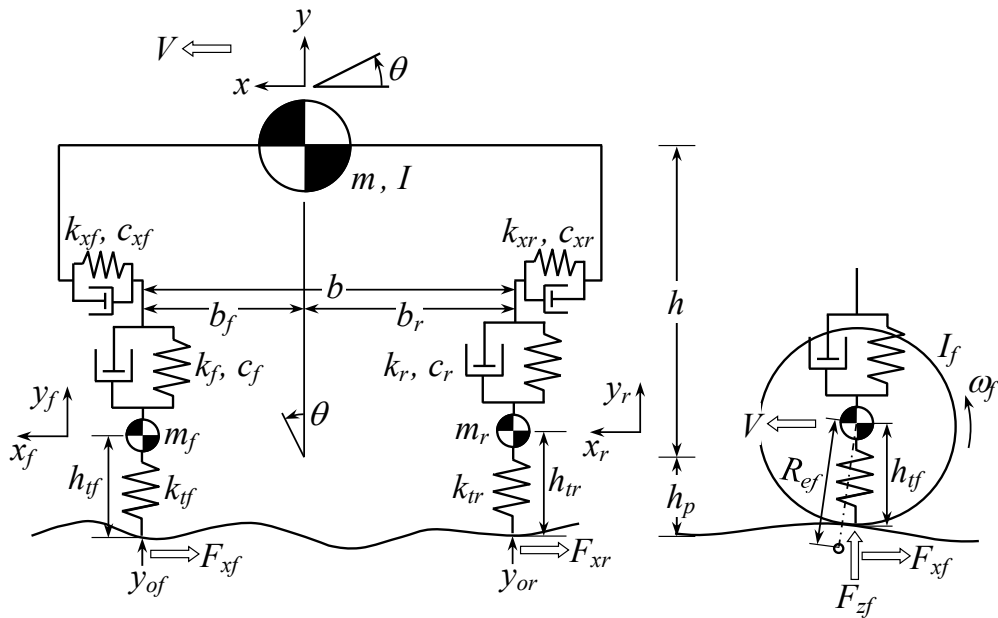


図 4-2 Coordinate System and Model Representation

## 4. 4 車両制動シミュレーションモデルの開発

### 4. 4. 1 モデルの概要と仮定

一定速度で直進している車両にブレーキを作動させた場合の制動現象を論ずるため、図 4-2 に示した“ハーフカーモデル”を考える。これは、車両は左右対称であり、左右のタイヤは同じうねり路面を走行し、車両は直進状態を維持したまま停止すると仮定することに相当する（車両のヨー，ロール，横方向の運動は考えない）。よってこのモデルは、ばね上質量の上下と前後およびピッチ，前後のばね下質量の上下と前後および，前後のタイヤ/ホイールの回転を考慮した，計 9 自由度の運動モデルである（図 4-2 上図）。以下で，このモデルの特徴や要素特性，入力取り扱い方を説明する。

#### （1）車両モデル

ばね上質量とばね下質量は，上下および前後方向に線型なばねとダンパーによって結合されている。上下方向はサスペンションの主ばねとショックアブソーバを表わし，前後方向はサスペンションの前後剛性（コンプライアンス）と減衰特性を表わす。路面とばね下質量はタイヤに相当する線形ばねによって結合されている（図 4-2 下図）。

#### （2）タイヤ/ホイールの回転とスリップ率

タイヤが自由回転している時（制駆動力が作用せず直進で回転している状態）の回転半径に相当する長さは有効転がり半径と呼ばれ，地面からホイール中心までの距離（静荷重半径）ではない（図 4-2 右下図）。この有効転がり半径は，鉛直荷重（以下，単に荷重と呼ぶ）の 3 次関数で表わす（図 4-3）。図 4-3 には静荷重半径も併せて示すが，荷重に対してほぼ直線的な関係であり，その直線の傾きをタイヤの縦ばね定数とする。なお有効転がり半径は，自由回転時の進行速度とタイヤの回転速度から求める。制動時のタイヤのスリップ率は，有効転がり半径とタイヤの回転速度および進行速度により定義される。

#### （3）タイヤ制動力

車両のブレーキ操作時にタイヤが発生する制動力は，第 2 章で報告した Magic Formula を用いる（図 4-4）。なお，ハーフカーモデルを用いているため，キャンバ角の依存性は考えない。

#### (4) 路面うねり

本章では非平坦路として、進行方向の断面形状がサイン波状にうねった路面を検討する。その路面の上下変位が、タイヤ接地点に上下方向入力として加えられる。ここで取り扱う路面うねりの振幅は、波長に対して十分小さいものであるため、路面の進行方向傾斜の影響は無視できると仮定する。

#### (5) ブレーキ油圧とブレーキトルク

ブレーキ油圧（マスタシリンダ油圧）の入力は、任意の時間履歴とする。換算係数を導入し、ブレーキ油圧と換算係数の積によりブレーキトルクを計算する。この係数はフロントのブレーキトルクを計算する換算係数であり、リアのブレーキトルクは、別の係数を用いてフロントのブレーキトルクに比例するとした。

### 4. 4. 2 運動方程式

上記で述べた考え方に基づいて作成したシミュレーションモデルの、運動方程式を以下に記す。シミュレーション計算での初期条件は平坦な路面における、ある速度での定常走行状態であり、その後うねり路面の上下方向変位とブレーキ油圧が入力される。バネ上質量の速度が0になると計算が終了する。

ばね上の前後, 上下, ピッチ運動

$$m\ddot{x} + mh\ddot{\theta} + k_{xf}(x - x_f) + c_{xf}(\dot{x} - \dot{x}_f) + k_{xr}(x - x_r) + c_{xr}(\dot{x} - \dot{x}_r) = 0 \quad (4-1)$$

$$m\ddot{y} + k_f(y - b_f\theta - y_f) + c_f(\dot{y} - b_f\dot{\theta} - \dot{y}_f) + k_r(y + b_r\theta - y_r) + c_r(\dot{y} + b_r\dot{\theta} - \dot{y}_r) = 0 \quad (4-2)$$

$$mh\ddot{x} + (I + mh^2)\ddot{\theta} - k_fb_f(y - b_f\theta - y_f) - c_fb_f(\dot{y} - b_f\dot{\theta} - \dot{y}_f) + k_rb_r(y + b_r\theta - y_r) + c_rb_r(\dot{y} + b_r\dot{\theta} - \dot{y}_r) = h_p(F_{xf} + F_{xr}) \quad (4-3)$$

ばね下の前後, 上下運動およびタイヤ/ホイールの回転運動

$$m_f\ddot{x}_f - k_{xf}(x - x_f) - c_{xf}(\dot{x} - \dot{x}_f) = -F_{xf} \quad (4-4)$$

$$m_r\ddot{x}_r - k_{xr}(x - x_r) - c_{xr}(\dot{x} - \dot{x}_r) = -F_{xr} \quad (4-5)$$

$$m_f \ddot{y}_f - k_f (y - b_f \theta - y_f) - c_f (\dot{y} - b_f \dot{\theta} - \dot{y}_f) + k_{yf} (y_f - y_{of}) = 0 \quad (4-6)$$

$$m_r \ddot{y}_r - k_r (y + b_r \theta - y_r) - c_r (\dot{y} + b_r \dot{\theta} - \dot{y}_r) + k_{yr} (y_r - y_{or}) = 0 \quad (4-7)$$

$$I_{yf} \ddot{\omega}_f = F_{xf} h_{yf} - T_{bf} \quad (4-8)$$

$$I_{yr} \dot{\omega}_r = F_{xr} h_{yr} - T_{br} \quad (4-9)$$

ブレーキトルク

$$T_{bf} = P_b \cdot c_{pf} \quad (4-10)$$

$$T_{br} = T_{bf} \cdot c_{pr} \quad (4-11)$$

タイヤ制動力 (サフィックス  $i$  は  $f$  または  $r$ )

$$D = a_1 F_{zi}^2 + a_2 F_{zi} \quad (4-12)$$

$$BCD = \frac{a_3 F_{zi}^2 + a_4 F_{zi}}{\exp(a_5 F_{zi})} \quad (4-13)$$

$$C = 1.6887 \quad (4-14)$$

$$B = \frac{BCD}{C \cdot D} \quad (4-15)$$

$$E = a_6 F_{zi}^2 + a_7 F_{zi} + a_8 \quad (4-16)$$

$$\varphi = (1 - E) s_i + \frac{E}{B} \tan^{-1}(B s_i) \quad (4-17)$$

$$F_{xi} = D \sin \{ C \tan^{-1}(B \varphi) \} \quad (4-18)$$

タイヤのスリップ率, 負荷半径, 有効転がり半径 (サフィックス  $i$  は  $f$  または  $r$ )

$$s_i = 1 - \frac{R_{ei} \omega_i}{\dot{x}_i} \quad (4-19)$$

$$h_{ti} = h_{toi} + \frac{(F_{zi} - F_{zoi})}{k_{ti}} \quad (4-20)$$

$$R_{ei} = R_{e1} F_{zi}^3 + R_{e2} F_{zi}^2 + R_{e3} F_{zi} + R_{e4} \quad (4-21)$$

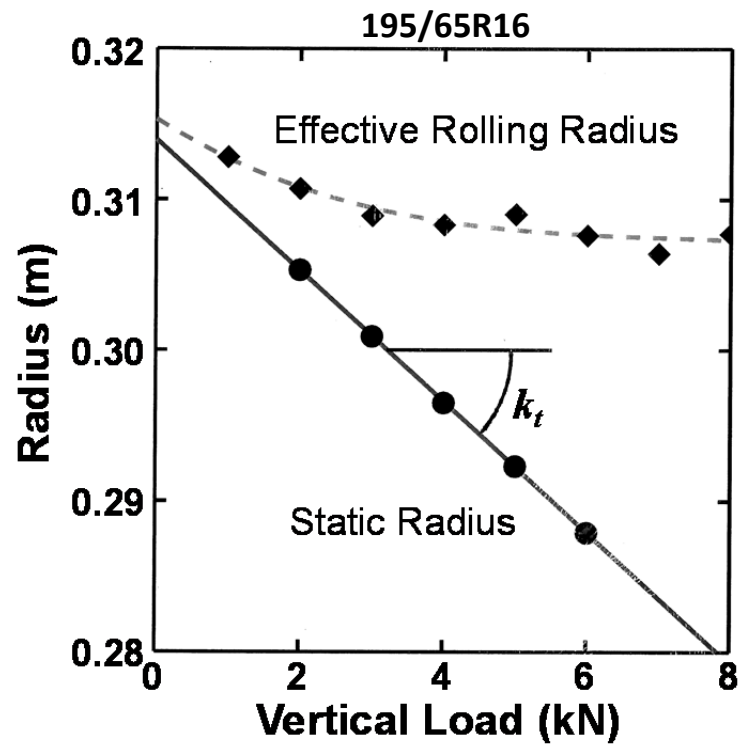


図 4-3 Effective Rolling Radius and Static Radius  
(Plots are measurements.)

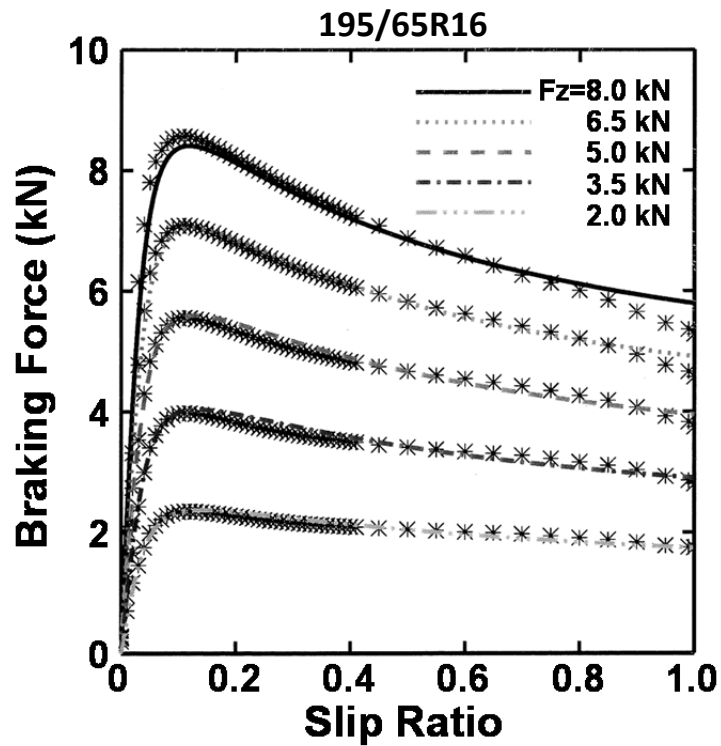


図 4-4 Tire Braking Force Characteristics Expressed by  
Magic Formula (Plots are measurements.)

## 4. 5 モデルの実験検証

### 4. 5. 1 実車計測の方法

上記のモデルの妥当性を検証するために、実車による計測を実施した。排気量 2500cc クラスの FR 乗用車を用い、左前輪付近に図 4-5 に示すように計測器を設置した。装着されたタイヤのサイズは 195/65R15 であった。ばね下の前後方向速度  $\dot{x}_f$  は以下の関係により求めた。

$$\dot{x}_f = \dot{x} + \dot{x}_N \quad (4-22)$$

ここで  $\dot{x}$  はばね上の車速であり、非接触対地速度計を用いて測定した。 $\dot{x}_N$  はばね上基準のステアリングナックルの前後方向速度であり、レーザー変位計により計測した。なお、タイヤの回転角速度  $\omega$  は以下のように求めた。

$$\omega = \omega_R + \omega_N \quad (4-23)$$

ここで  $\omega_R$  は図 4-5 のロータリエンコーダによる計測値であるが、ステアリングナックル基準の値であるため、ばね上に対するステアリングナックルの角速度  $\omega_N$  を、レーザー変位計の計測値から計算して補正した。

タイヤの鉛直荷重は、ロアアームに設置したレーザー変位計（図 4-5）によりホイールの回転中心と路面間の距離を求め、タイヤの縦ばね定数を用いて換算することにより求めた。なお、ブレーキ系のマスタシリンダ油圧も測定した。

### 走行路面と制動の方法

テストコース内の、図 4-6 に示すサイン波状のプロファイル（波長 0.75m, 両振幅 15mm）の路面を用い、Gmax 制動と呼ばれるテストを実施した。Gmax 制動とは、タイヤがロックせず最短距離で停止できるようにドライバーがブレーキを操作するというものである。図 4-7 にマスタシリンダ油圧の例を示す。ABS は動作しないように設定し、ばらつきを少なくするためフロント側のブレーキのみを作動させた。速度一定で走行した後、うねり路面に侵入する直前でブレーキ操作を開始した。

#### 4. 5. 2 実験と計算の比較

シミュレーション計算では、表 4-1 に示す実験車（基準車）の車両諸元やモデルの特性値を用いたが（フロントブレーキのみ作動）、実験ではフロントタイヤの空気圧を 150kPa に設定したため（基準車は 200kPa）、縦ばね定数  $k_{yf}$  を 130kN/m とした。タイヤの空気圧が変化すると厳密には制動力特性（Magic Formula）も変化すると考えられるが、ここでは表 4-1 の値を用いた。ブレーキ油圧入力は図 4-7 に示す測定値を用い、車両の初速度も実験と同じ 48km/h とした。Gmax 制動ではドライバはタイヤをロックさせないため、ばね下の上下固有振動数付近では油圧をわずかに減少させ、その後また増加させている（図 4-7）。

タイヤ荷重、車両速度およびタイヤのスリップ率の、実験と計算の比較を図 4-8～4-11 に示す。路面うねりの波長が一定（0.75m）のため、車両速度の減少により路面からの上下方向の入力周波数が減少する。図の上方に、その入力周波数を示した。図 4-9 の実験結果から、路面からの入力周波数がばね下固有振動数（12Hz 付近）付近では、タイヤのスリップ率の振幅が急激に増加する様子が観察される。一方、図 4-11 の計算結果においてもその変化の様子は良く一致している。なお、荷重変動も同様な傾向を示すが、スリップ率の変化ほど顕著ではない。以上の実験と計算の比較から、開発したシミュレーションモデルは、非平坦路における車両の制動現象を予測可能であると判断できる。



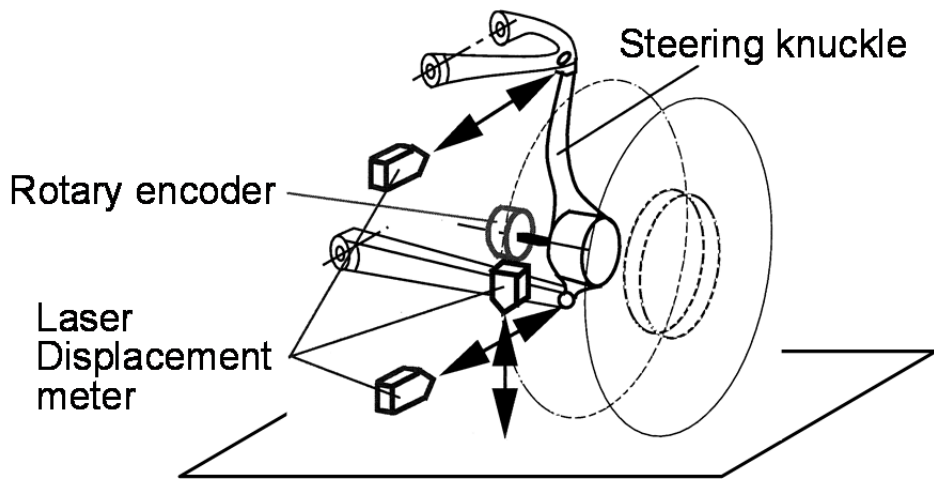


図 4-5 Measuring Devices Used in Experiments

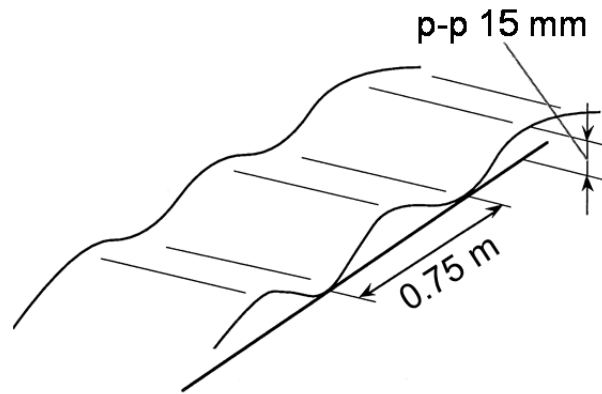


図 4-6 Profile of Test Road Surface

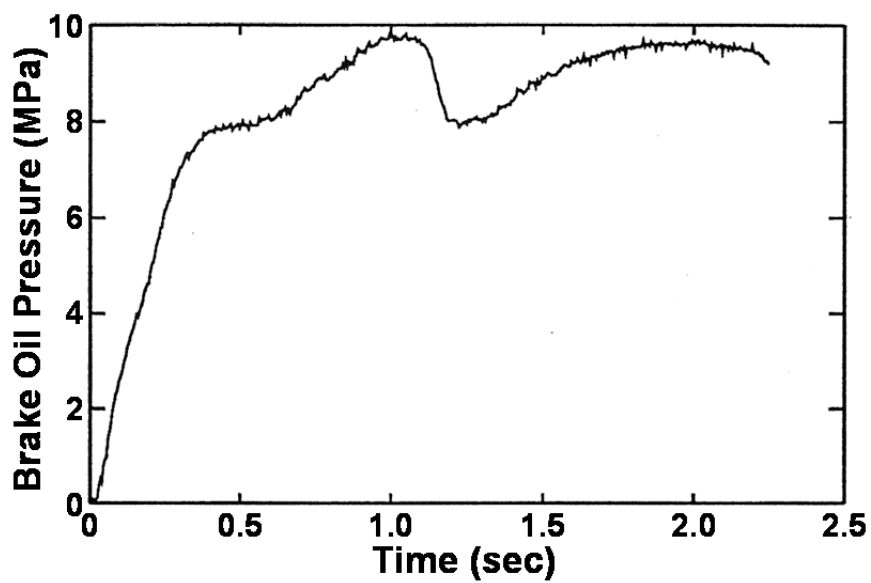


図 4-7 Measured Time History of Brake Oil Pressure

表 4-1 Parameter Values of Standard Vehicle

$b$ (m)	$b_f$ (m)	$b_r$ (m)	
2.68	1.22	1.46	
$m$ (kg)	$I$ ( $\text{kgm}^2$ )	$M_f$ (kg)	$M_r$ (kg)
712	1500	45	42
$h$ (m)	$h_p$ (m)	$h_{tof}$ (m)	$h_{tor}$ (m)
0.25	0.3	0.3	0.3
$k_f$ (kN/m)	$k_r$ (kN/m)	$c_f$ (Nsec/m)	$c_r$ (Nsec/m)
27	28	1000	750
$k_{xf}$ (kN/m)	$k_{xr}$ (kN/m)	$c_{xf}$ (Nsec/m)	$c_{xr}$ (Nsec/m)
200	390	2400	800
$k_{tf}$ (kN/m)	$k_{tr}$ (kN/m)	$I_{tf}$ ( $\text{kgm}^2$ )	$I_{tr}$ ( $\text{kgm}^2$ )
190	190	1.1	1.1
$c_{pf}$ (Nm/MPa)	$c_{pr}$		
150	0		
$R_{e1}$	$R_{e2}$	$R_{e3}$	$R_{e4}$
-1.818E-14	3.919E-10	-2.973E-06	0.3153
$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
-22.615	1232.2	-0.007239	276.33
$a_5$	$a_6$	$a_7$	$a_8$
-0.002958	0.001176	-0.01911	0.75374

The units are indicated in parentheses. But the parameter values of Magic Formula ( $a_1 \sim a_8$ ) were derived when the vertical load is expressed in kN and the slip ratio in %.

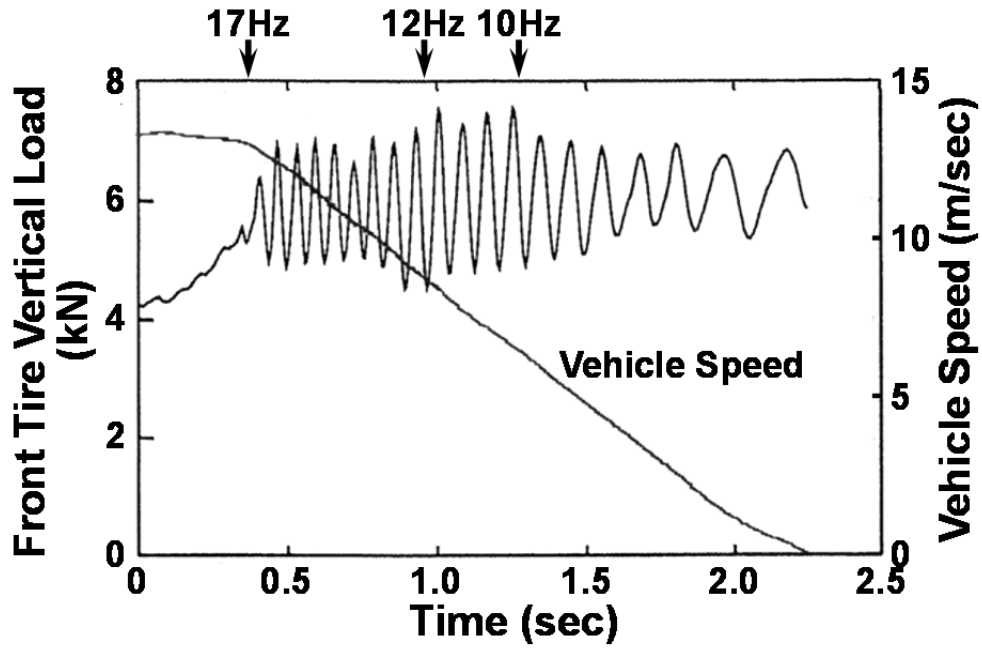


図 4-8 Measured Results of Tire Vertical Load of Front Tire and Vehicle Speed

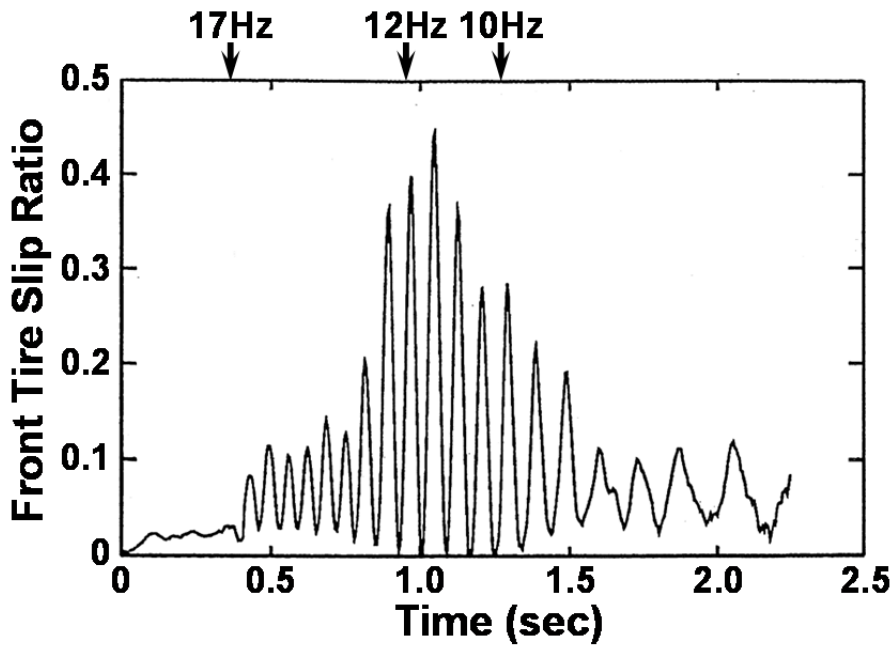


図 4-9 Measured Results of Slip Ratio of Front Tire

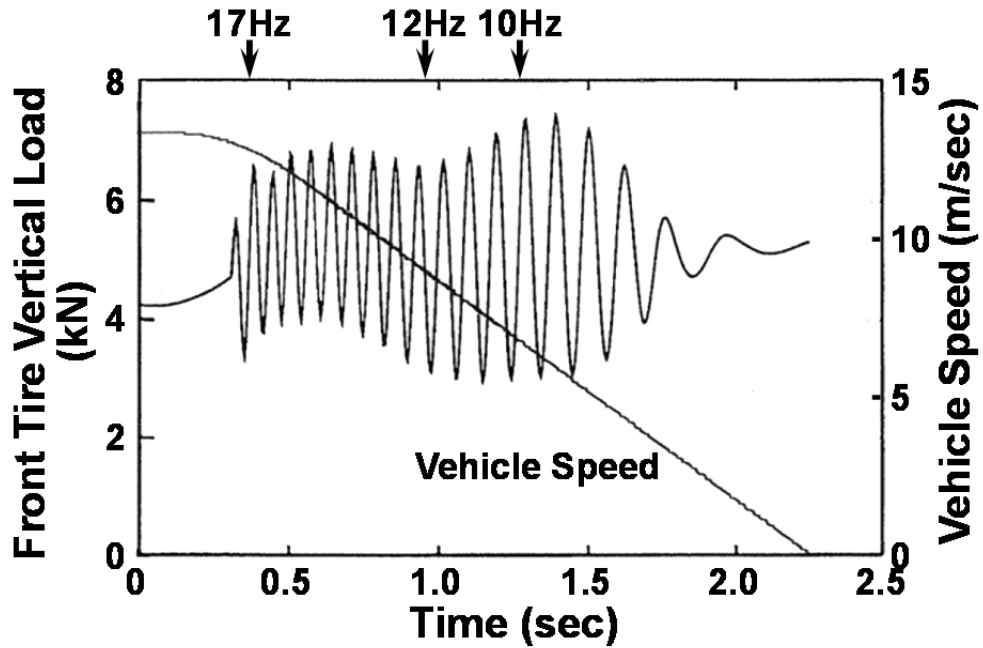


図 4-10 Calculated Results of Tire Vertical Load of Front Tire and Vehicle Speed

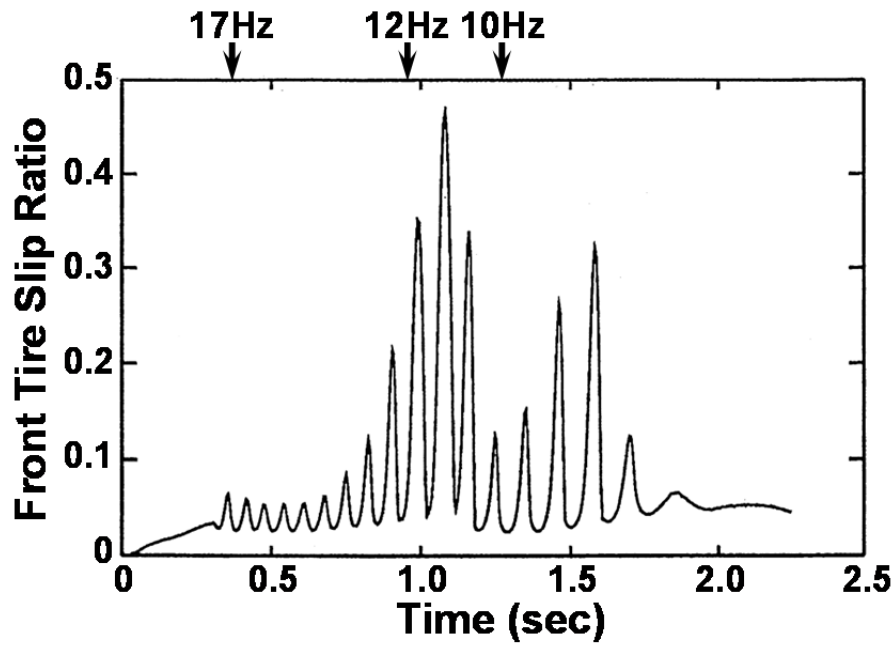


図 4-11 Calculated Results of Slip Ratio of Front Tire

## 4. 6 車両要素特性と路面うねりが制動性能に与える影響と考察

本節では、上記モデルを用いたシミュレーション計算により、車両要素特性や路面形状が、制動性能に与える影響を調べた結果を示す。次項で述べる車両要素特性と制動性能の関係は、実験値との比較も実施した。実験および計算での車両初速度は 50km/h である。前節で説明したように、実験ではドライバは最短距離停止を達成するため、タイヤがロックしないようにブレーキ油圧を調整する。しかし、開発したモデルではドライバの調整機能は考慮しておらず、オープンループ的にブレーキ油圧の時系列履歴しか入力できない。そこで計算では、ブレーキ油圧は 0.5 秒で滑らかに立ち上がり、以後一定値 ( $P_{b,stat}$ ) となるように設定した。 $P_{b,stat}$  の値を徐々に増加させて計算を繰り返し、ロックしない最大油圧時の制動停止距離を制動性能評価の指標とした。以下、単に停止距離と呼ぶ。

### 4. 6. 1 車両要素特性の影響の実験と計算の比較

表 4-1 に示す基準車の停止距離の計算結果は 20.52m であった（平坦路での停止距離は 16.99m）。一方、実験での基準車の停止距離は 18.13m と計算結果より小さな値であった。図 4-12 は実験と計算の比較であるが、停止距離の差をそれぞれの基準車に対する%比率で示してある（停止距離が短い方が正）。図 4-12 の各車両の基準車からの変更内容は、以下のとおりである。

- (A) タイヤ空気圧高 ( $k_{yf}=215\text{kN/m}$ )
- (B) タイヤ空気圧高+アブソーバ減衰力大 ( $c_f=1350\text{Nsec/m}$ )
- (C) サスペンションブッシュ硬 ( $k_{yf}=330\text{kN/m}$ ,  $c_{yf}=800\text{Nsec/m}$ )
- (D) タイヤ空気圧高+アブソーバ減衰力大+ブッシュ硬

実験と計算で寄与率に差はあるが、計算結果は車両要素の寄与の傾向を概ね表わしていると考えられる。上記車両要素特性のうち、タイヤ空気圧とアブソーバ減衰力はタイヤの荷重変動に直接影響を与えるため、停止距離との関係は直感的にも理解できる。すなわち、タイヤ空気圧が高いと縦ばね定数が大きくなり、タイヤの荷重変動も大きくなる。荷重が低くなった時にタイヤがロックしやすくなるため、ブレーキ油圧を大きくできず、制動停止距離が長くなる（ケース (A)）。アブソーバ減衰力が大きいと荷重変動が抑えられるため、タイヤ空気圧が高い時と逆の影響を与える。ケース (B) は、ケース (A) によ

る悪化分を、減衰力を大きくすることにより補償していることが図4-12からわかる。

しかし、サスペンションの前後剛性と減衰力の影響（ケース（C））に関しては、直感的に理解することは難しいため、次項でより詳細な検討を加える。

#### 4. 6. 2 サスペンションの前後支持特性の影響

ケース（C）はサスペンションブッシュを変更したため（ゴムブッシュからピロボールブッシュに変更）、サスペンションの前後剛性と減衰力が共に変化した。前後支持特性と停止距離の関係を考察するため、以下のように特性値を変化させた時のシミュレーション解析を実施した。

- (a) 基準車 ( $k_{xf}=200\text{kN/m}$ ,  $c_{xf}=2400\text{Nsec/m}$ )
- (b)  $k_{xf}=330\text{kN/m}$ ,  $c_{xf}=2400\text{Nsec/m}$
- (c)  $k_{xf}=200\text{kN/m}$ ,  $c_{xf}=800\text{Nsec/m}$
- (d)  $k_{xf}=330\text{kN/m}$ ,  $c_{xf}=800\text{Nsec/m}$ （ケース（C）と同じ）

一定ブレーキ油圧 ( $P_{b,stat}=8.62\text{MPa}$ ) を与えて計算したときの、前輪のスリップ率とばね下前後速度  $\dot{x}_f$  の、ばね下上下の固有振動数付近での応答を図4-13に示す。スリップ率のピーク時の  $\dot{x}_f$  が小さい方がそのピーク値そのものも小さいことがわかるが、これは式(4-19)から容易に理解できることである。なおこれは、ピーク値の大きいケース（c）はこれ以上ブレーキ油圧を増加するとタイヤがロックするが、逆にピーク値の小さいケース（d）はよりブレーキ油圧を増加させることができ、そのため停止距離が短くなることを意味している。ちなみにケース（a）～（d）の最大油圧時の停止距離の計算結果は、それぞれ 20.52m, 20.22m, 21.05m, 19.70m であり、図4-13のスリップ率ピーク値の大小と停止距離の順位が一致している（ピーク値が小さい方が停止距離が短い）。

次に、ばね上とフロントばね下質量の前後方向運動のみを考えた単純な2自由度モデルで、ケース（a）～（d）と同じ特性値変更をした時の、ばね下への力入力（制動力を想定）に対するばね下速度（上記の  $\dot{x}_f$  を想定）の周波数応答の計算結果を図4-14に示す。これと図4-13を比較すると、ばね下前後速度の固有振動数付近（11～14Hz）での位相遅れが少ないほど、図4-13のスリップ率ピーク位置でのばね下前後速度が小さく、停止距離が短くなるという関係がある。すな

わち、サスペンション前後支持特性と停止距離との関係には、弾性と減衰の両特性が関係しており、ばね下前後振動の位相特性に着目する必要があることがわかった。

#### 4. 6. 3 路面うねりの影響

最後に、路面うねりの波長と振幅（両振幅）と、停止距離の関係を計算により調べた結果を示す。図 4-15 は、サイン波路面の波長と振幅をそれぞれ変化させた時の、車両初速 50km/h の基準車の停止距離を整理したものである。図の縦軸は、平坦路における停止距離（平坦路停止距離, 16.99m）に対するそれぞれの場合の停止距離の増加分の、平坦路停止距離に対する%比率である。図中には、うねり波長と車両初速で決まる制動開始時の上下方向の入力周波数を（）内に示した。なお図では、制動中に前後タイヤと路面との接触が、常に保たれている場合のみの結果を示してある。この結果から、車両速度とうねり波長から決まる路面からの入力周波数が、ばね下上下の固有振動数（12Hz 付近）を通過する場合（うねり波長 1m 以下）には、路面のうねり振幅の増加にしたがって停止距離が急激に増加することがわかる。

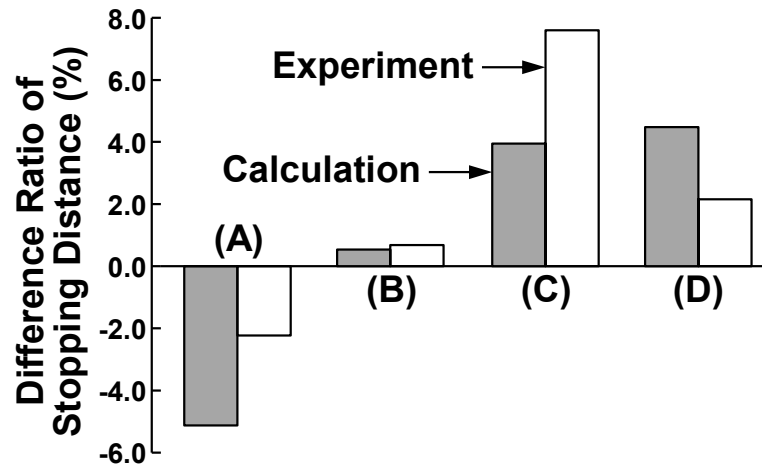


図 4-12 Comparison of Stopping Distance between Calculation and Experiments

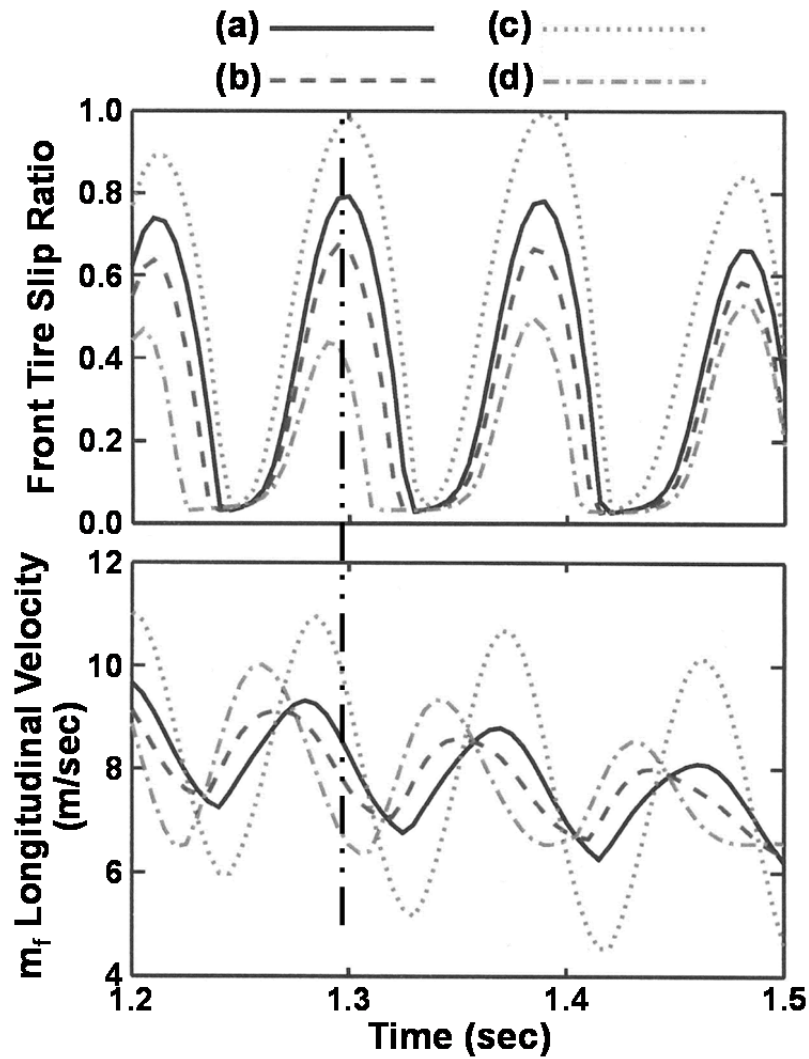


図 4-13 Influence of Suspension Longitudinal Characteristics on Slip Ratio and Longitudinal Velocity of Unsprung Mass



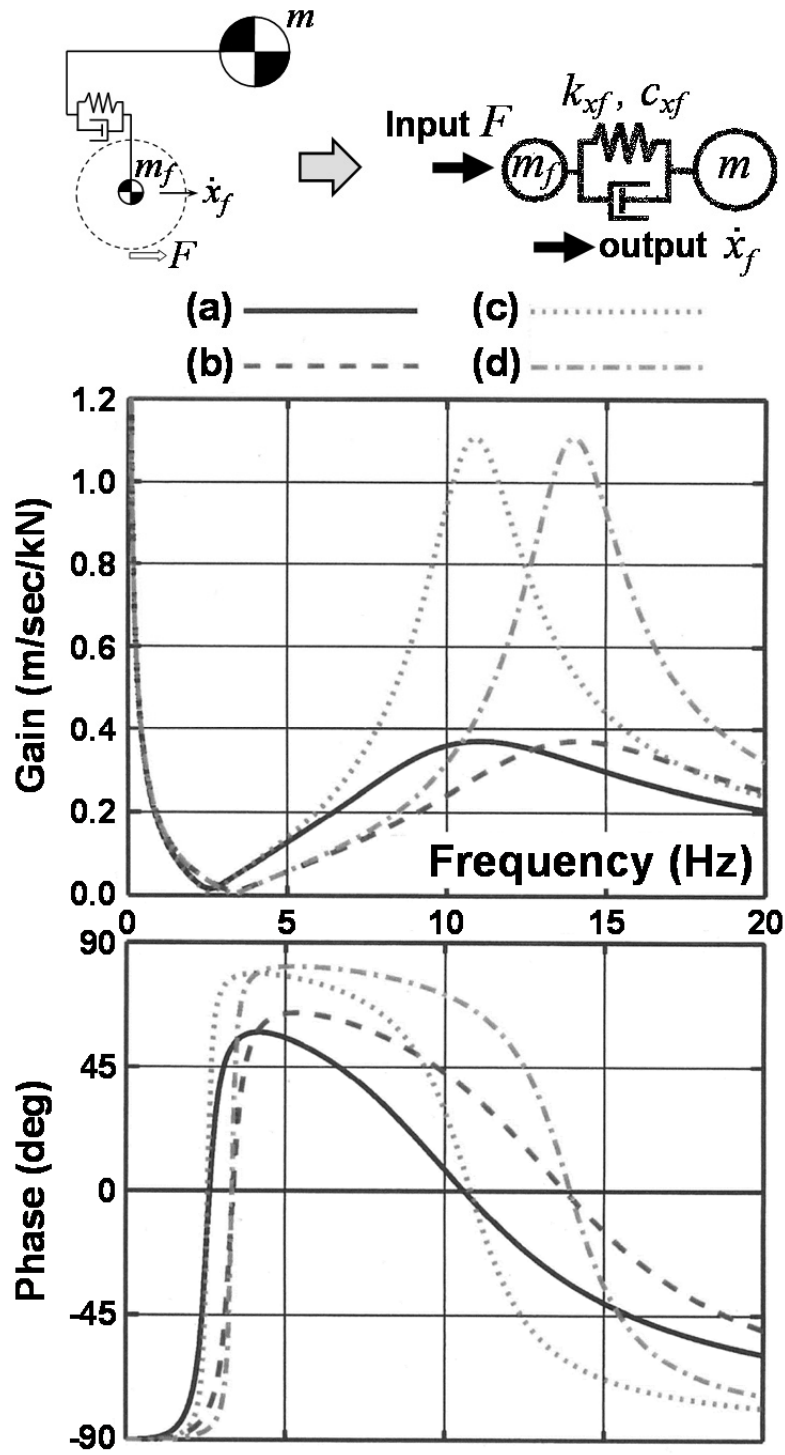


図 4-14 Frequency Response of 2 Degrees of Freedom Model

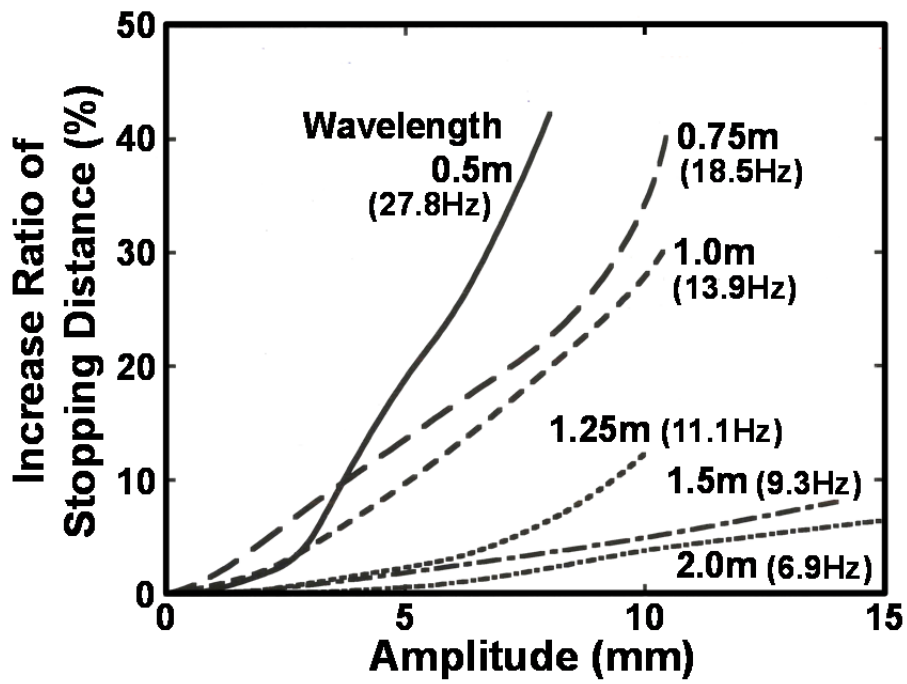


図 4-15 Influence of Wavelengths and Amplitudes of Undulations on Stopping Distance

#### 4.7 まとめ

本章では、過去にほとんど研究例のない、非平坦路上での車両の制動性能とシャシー要素特性の関係を、解析的および実験的に研究した結果を報告した。その検討結果を以下にまとめる。

- 1) 非平坦路上での車両の直進制動現象のシミュレーションモデルを開発し、実験によりその妥当性を確認した。
- 2) 車両要素特性と制動性能との関係を、モデル計算および実験により調べ、種々の要素特性の寄与度を定量的に示した。寄与率に差はあるが、計算結果は実験結果の寄与の傾向を概ね表わしている。
- 3) サスペンションの前後支持特性と制動性能の関係をシミュレーションにより解析した結果、その弾性と減衰の両特性が関係しており、ばね上に対するばね下前後振動の、力入力に対する前後速度の固有振動数付近の位相特性に着目する必要があることがわかった。
- 4) 路面うねりの波長および振幅と制動停止距離の関係を、モデル計算により示した。車両初速とうねり波長から決まる路面からの入力周波数が、ばね下上下の固有振動数を通過する場合には、路面のうねり振幅の増加にしたがって停止距離が急激に増加する。

**第 4 章 “非平坦路における車両の制動性能”**

**参考文献**

- 4-1) Cao, D. and Khajepour, A., Semi-Active Suspension Design for Enhancing Vehicle Ride, Road-Friendliness and Braking Performance, SAE Paper No. 2011-01-0989, (2011).
- 4-2) Takahashi, T., et al., Analysis of the Braking Performance of Straight-Running Vehicles on Uneven Roads, Proceedings of 26<sup>th</sup> FISITA Congress, Praha, (1996).
- 4-3) 高橋, 他, 非平坦路における車両直進制動性能解析, 自動車技術会論文集, Vol. 28, No. 1, (1997), pp. 95-99.
- 4-4) 自動車技術ハンドブック第 1 分冊 (基礎・理論編), 自動車技術会, (2015), pp. 412.

## 第 5 章

# 過渡的鉛直荷重変動時の タイヤコーナリング特性

## 5.1 はじめに

前章同様、自動車のコーナリング特性を理論的に論じた研究においては、路面は平坦であると仮定したものがほとんどである。しかし、実際の路面には様々なうねりや凹凸が存在し（図4-1参照）、車両に前後・横加速度が加わることにより生ずるタイヤの鉛直荷重の変化以外に、路面が平坦ではないことに起因する鉛直荷重変化が加わっている。

自動車のコーナリング特性を論ずる際に用いられるタイヤの横力とアライニングモーメントのモデルに関しては、その定常特性のみを考えたものが大半であるが、スリップ角の変動に対する過渡特性を考慮したものも見受けられる。しかし、鉛直荷重（以下、本章では単に荷重と呼ぶ）の変動に関しては、ほとんどの場合その定常特性のみを考慮している。図5-1の右上の図は、スリップ角一定でコーナリングしているタイヤの横力（ $F_y$ ）と荷重（ $F_z$ ）の定常特性を模式的に示したものである。ここで、荷重がある値を中心に正弦波状に変化したとすると（右下の図）、横力はその非線形性により左上の図のように変化し、その平均値（ $F_{y,ave}$ ）は荷重の中心値における横力の値（ $F_{y0}$ ）より減少する。その減少分をスタティックロスと呼ぶ。この関係よると、荷重の変動周波数に無関係に横力の値が決まり、応答波形も変化しない。なお、図5-1の右上の図のスリップ角が $1^\circ$ の時の横力はコーナリングスティフネスと呼ばれ、それを荷重で除したものはコーナリング係数と呼ばれる。コーナリングスティフネスが直線の場合はコーナリング係数は一定値となり、スタティックロスは発生しない。正弦波状に変動する荷重は、上下変位が進行方向に正弦波状に変動している路面上をコーナリングすることを想定したものであるため、1周期の荷重変動の間にタイヤが走行する距離を、本章ではうねり波長と呼ぶ。

以下に示すように、実際のタイヤでは周波数の増加に伴って応答波形が変化し、その平均値もスタティックロス以上に減少する。その減少分をダイナミックロスと呼ぶ。この実験的事実は、過渡的荷重変動時のタイヤのコーナリング特性を考える場合は、その過渡特性を考慮しなければならないことを意味する。

本章では、過渡的な荷重変動がコーナリング特性に与える影響を実験的・解析的に検討した結果を報告する。なお、検討したうねり波長の範囲は図4-1に示したとおりである。新たに開発した応答方程式は、車両運動シミュレーションにおいて用いられることを前提とし、ストリングモデルと呼ばれるタイヤの力学モデルの知見を用い、さらにそ

れを発展させたものであるため、以下にストリングモデルの概要を述べ、続いて過渡的荷重変動時のコーナリング特性に関する過去の研究とその問題点および本研究の目的を示す。

### 5.1.1 スtringモデルの概要

タイヤの過渡特性の研究には、ストリングモデル (string model または stretched string model) と呼ばれる力学モデルが多く用いられてきた。ストリングモデルはその名が示すとおり、タイヤは張力を持った糸であると仮定した力学モデルであり、von Schlippe と Dietrich により、航空機のシミーの解析のために考案された<sup>5-1)</sup>。その後、Segel<sup>5-2)</sup> や Pacejka<sup>5-3)</sup> らにより詳細な解析やモデルの改良が加えられた。オリジナルのモデルは図 5-2 に示すように、ストリングのみのモデル (ストリングのみという意味で bare string model と呼ばれる) であるが、Pacejka はそのストリングにトレッド要素を付け加えたモデルを用いた解析を行なった。ただし、それらの解析はタイヤの過渡的横滑りやヨー運動に対する横力とアライニングモーメントの応答を扱ったものであり、荷重の過渡的変動は考慮していなかった。なお文献 5-4) には、ストリングモデルに関する過去の研究が網羅的、系統的に詳しく説明されている。

### 5.1.2 過去の研究とその問題点および本研究の目的

過渡的荷重変動時のコーナリング特性を扱った過去の研究報告は非常に少ないが、文献 5-4) の 277-286 ページに、荷重変動時の横力の過渡特性に関する研究が紹介されている。そこでは、ストリングモデルにトレッド要素を付加したモデルを用いて応答方程式を導出しているが、実際の計算ではストリングのみのモデルを用いており、さらに接地面内の滑りを無視するためにスリップ角を微小な範囲に限定している。また、荷重変動時の横力とアライニングモーメントを計算するためには、時々刻々変化するタイヤ接地長の変化速度をタイヤ走行速度で除した値を常に判定して適用する方程式を切り替える必要があり、さらに接地面内の踏み込み点と蹴り出し点の地面上の座標を常にメモリーしておく必要がある。したがって、スリップ角が微小な範囲に限定されていることおよび、モデル計算の複雑さから、車両運動シミュレーションにおいて使用するタイヤモデルとしては適さないと考える。また、実験結果との比較も示されていないため、モデルの妥当性が検証されているとはいえない。

文献 5-5) では、車両運動解析に用いるタイヤ動特性モデルに関して報告されているが、そこではタイヤ横力を 1 次遅れ系として扱っているため、後述するように、スリップ角が大きくなった場合には実験結果と一致しなくなる。

過渡的荷重変動時のコーナリング特性の実験結果に関する過去の報告が見当たらなかったため、本研究では実際のタイヤの横力とアライニングモーメントの応答は定常特性のみで説明できるのか否かを、まずスリップ角が微小な範囲での実験により調べる。続いてその結果を踏まえて、実験と一致する応答モデルの開発や、スリップ角が大きな領域での検討に進む。



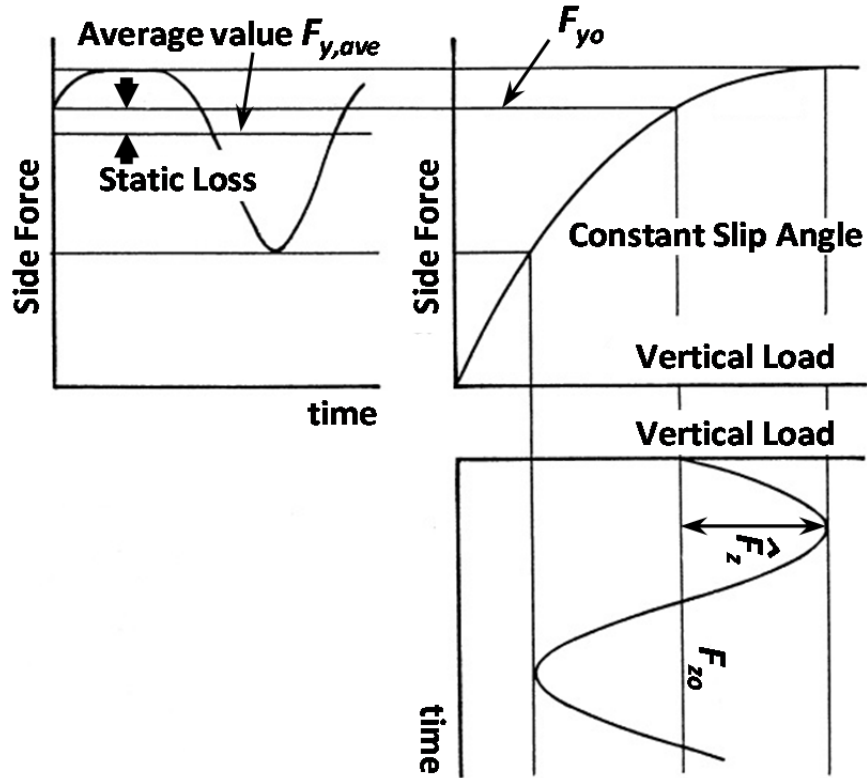


図 5-1 Cause of Static Loss of Side Force

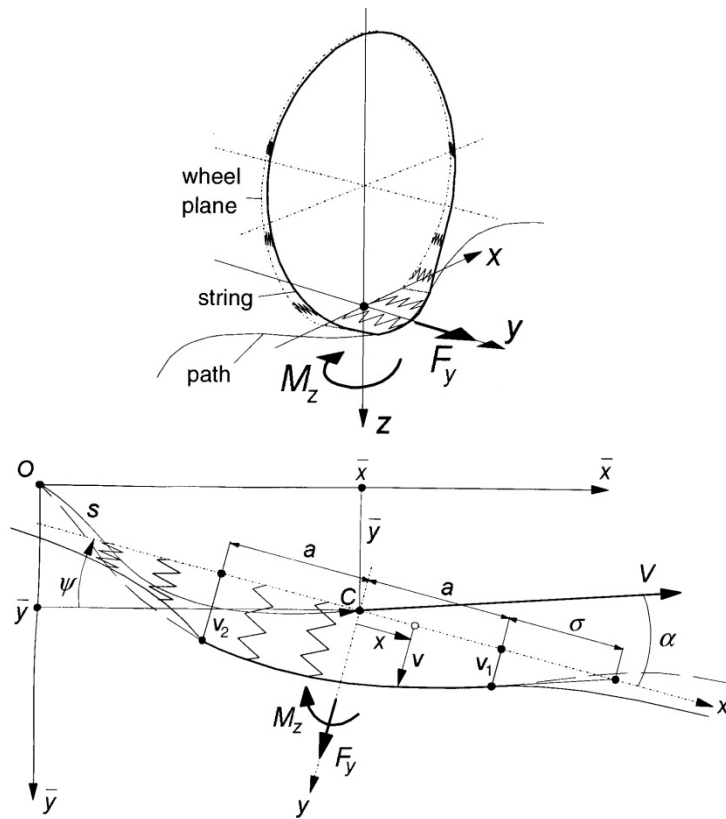


図 5-2 Tire String Model (Ref. 5-4) page 215, 217)

## 5. 2 本章の構成

この節では、本章の構成を説明する。

5. 1 節は「はじめに」と題した序論である。

5. 3 節では、本章で用いる主な記号と定義した座標系を示す。

5. 4 節は「実験の方法と測定結果」と題し、過渡的荷重変動時のタイヤコーナリング特性の測定を行なうために製作した実験装置と、得られたデータの解析方法について述べる。次に、最終的に得られた測定結果を示すと共に考察を行なう。

5. 5 節は「微小スリップ角領域に適用可能なモデルの開発」と題し、過去のストリングモデルの研究を発展させ、過渡的荷重変動時のタイヤのコーナリング特性を記述する手法を提案するが、適用できるスリップ角の範囲を微小な範囲に限定している。また、モデルで用いているパラメータの導出方法を説明し、計算と実験結果の比較、それに基づく考察も述べる。

5. 6 節は「大スリップ角領域まで適用可能なモデルの開発」と題し、5. 5 節で示した検討結果を踏まえ、大スリップ角領域まで適用できるように改良したモデルを導く。また同じく、実験結果との比較と考察も示す。

5. 7 節はまとめであり、本章で論じてきたことの結果をまとめる。

### 5.3 主な記号と座標系

本章で用いる主な記号は次のとおりである。また、図 5-3 に座標系の定義を示す。第 2 章および第 3 章で用いた  $z$  軸が下向きの右手系の座標系であるが、タイヤが路面から受ける鉛直荷重の方向を正とし、 $z$  軸回りのモーメントであるアライニングモーメントは便宜上、逆回り方向を正とする。なお、タイヤの走行速度とヨー角が時間的に変化しない時は（定常状態）、ヨー角とスリップ角は等しい。本章では、そのような状態におけるヨー角は、より頻繁に用いられるスリップ角と表記することにする。

$C_{F\alpha}$	: コーナリングステイフネス	[N/deg]
$C_{gyr}$	: ジャイロ係数	[s <sup>2</sup> ]
$C_{M\alpha}$	: アライニングステイフネス	[Nm/deg]
$F_y$	: 横力（サイドフォース）	[N]
$F_{y0}$	: $F_{z0}$ の時の横力	[N]
$F_{y,ave}$	: 横力の平均値	[N]
$\Delta F_{y,dyn}$	: 横力のダイナミックロス	[N]
$F_{y,stat}$	: Magic Formura による横力（定常値）	[N]
$F_z$	: 荷重（鉛直荷重）	[N]
$F_{z0}$	: 変動荷重の中心値	[N]
$\hat{F}_z$	: 変動荷重の振幅	[N]
$M_z$	: アライニングモーメント	[Nm]
$M_{z0}$	: $F_{z0}$ の時のアライニングモーメント	[N]
$M_{z,ave}$	: アライニングモーメントの平均値	[N]
$\Delta M_{z,dyn}$	: アライニングモーメントのダイナミックロス	[N]
$M_{z,stat}$	: Magic Formura によるアライニングモーメント（定常値）	[Nm]
$M_z'$	: 横変形によるアライニングモーメント	[Nm]
$M_{zgyr}$	: ジャイロ効果によるアライニングモーメント（ジャイロ項）	[Nm]
$R$	: 荷重の振幅比	[-]
$t$	: 時間	[sec]
$V$	: 走行速度	[m/sec]
$v_1$	: ストリングモデル接地前端部の横変位	[m]
$x$	: タイヤ転動距離	[m]
$\alpha$	: スリップ角	[deg]
$\alpha_1$	: 等価スリップ角	[deg]

- $\sigma$  : 緩和長 (relaxation length) [m]  
 $\sigma_0$  : スリップ角 0 時の緩和長 [m]  
 $\sigma^*$  : 交差長 (intersection length) [m]

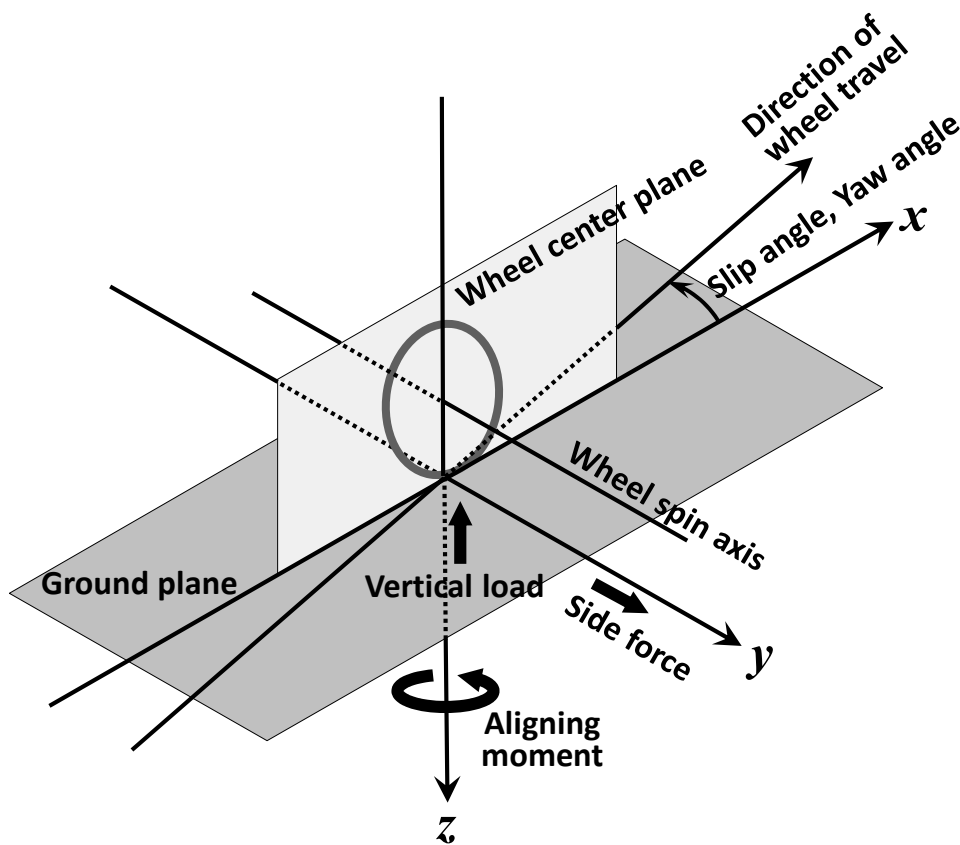


図 5-3 Definition of Coordinate System

## 5. 4 実験の方法と測定結果

過渡的荷重変動時のコーナリング特性は、前述の5. 1節で述べたその定常特性で説明できるのか否かを、まず実際のタイヤを用いた実験により調べることにした。実験に用いたタイヤのサイズはP195/60R15-87Hであり、空気圧は200kPaに設定した。以下で実験に用いた装置やデータ処理の方法、実験条件を説明し、得られた結果を示すと共に考察を行なう。

### 5. 4. 1 実験装置

5. 1節の図5-1で説明したことと同様に、荷重を正弦波状に過渡的に変動させ、その時の横力とアライニングモーメントの応答を測定するために、実験装置を製作した。図5-4と図5-5にその写真と構造図を示す。装置の構造は、路面を模擬した直径2.5mの回転ドラム（地下に設置）の上部に、タイヤを保持するリグ（外枠）を設置するというものである。ドラムはモータで駆動され、タイヤを回転させる。タイヤの荷重は、油圧アクチュエータにより与えられる（定常的および過渡的）。タイヤのスリップ角は定常的にしか設定できないが、リグ全体をタイヤの上下軸周りに回転移動することにより、所望のスリップ角に設定する（図5-5参照）。

力やモーメントの測定には、図5-5に示すようにタイヤ回転軸のベアリング上部に設置した圧電素子を用いた。また、マスキャンセル（次項で説明）を行なうため、同じくベアリング上方に設置した加速度計により、上下方向の加速度を測定した。なお、タイヤ回転軸を支持する左右2個のベアリングのうち、一つはスライドベアリング、もう一つはスラストベアリングである。

次項において、センサーから得られた信号の処理方法を説明する。

### 5. 4. 2 信号処理の方法

図5-6に、圧電素子（圧電式荷重センサー）の配置とタイヤ座標系の位置関係を示す。3方向の力を計測する圧電素子は、タイヤ回転軸を支えるベアリング上部の2枚のプレート上に設置されており、それぞれの3軸方向の値から、荷重、横力、アライニングモーメントを以下の式のように求めた。なお、スライドベアリング上の横方向分力

( $F_{y2}$ ) はほぼ 0 であるため (横方向の力を伝達しない) , 横力はスラストベアリング上の分力 ( $F_{y1}$ ) のみを用いた。

$$F_z = F_{z1} + F_{z2} \quad (5-1)$$

$$F_y = F_{y1} \quad (5-2)$$

$$M_z = a(F_{x1} - F_{x2}) \quad (5-3)$$

上式 (5-3) の  $a$  はタイヤ中心とセンサー間の距離である (図 5-6)。

次に、マスキャンセルの方法を説明する。本実験では、荷重を変動させるために、タイヤを上下に加振している。そのため、センサーから得られる信号 (式 (5-1)) には、タイヤが路面から受ける荷重のほかに、タイヤや軸受け等の質量による慣性力が加わっている。したがって、路面から受ける真のタイヤの荷重を求めるためには、慣性力による成分を除去する必要がある。この処理をマスキャンセルと呼ぶ。そこで、ベアリング上部に設置した加速度計 (図 5-5) により上下方向の加速度を測定し、タイヤを空中で加振した時の荷重の出力が 0 になるように加速度信号のゲイン ( $K$ ) を調整し、式 (5-1) の値に加算した。

ここまで述べた信号の処理には、アナログ演算機を用いた。そのブロック図を図 5-7 に示す。なお以下で述べる、荷重、横力、アライニングモーメント等の波形処理には、デジタル信号解析装置 (HP 3562A Dynamic Signal Analyzer) を用いた。図 5-8 に用いたデータ処理装置の写真を示す。

### 5. 4. 3 実験方法と条件

過渡的荷重変動時の横力とアライニングモーメントの応答を調べるため、スリップ角を一定に保持した上で荷重を正弦波状に変化させる実験を行なった。スリップ角  $\alpha$  は微小角範囲である  $1^\circ$  に固定したが、その理由はタイヤの接地面内の滑り域を無視できると考えられる条件において、まず基本的な応答特性を把握しようと考えたからである。荷重は、3000N (図 5-1 の  $F_{z0}$ ) を中心として振幅  $\hat{F}_z$  で正弦波状に変動させた。ここで、荷重の振幅比  $R$  を以下のように定義する (図 5-1 参照)。

$$R = \frac{\hat{F}_z}{F_{z0}} \quad (5-4)$$

加振周波数は 0.5 から 8Hz (油圧アクチュエータの性能上の上限) まで変化させた。走行速度は 30km/h としたが、うねり波長 ( $L$  と定義する) としては 0.83m から 16.67m に相当する。

本実験の目的は荷重を正弦波状に変動させることであつたが、油圧アクチュエータの制御装置の機能上、実際には変位を正弦波状に変動させることしかできなかった。厳密にはタイヤの変位と荷重の関係は線形ではないが、図 5-9 に示すように、今回の実験条件の範囲では、荷重を正弦波状に変動させたといえる。

### (1) データ処理の方法

過渡特性を調べるためには、ゲインや位相の変化を極力正確に測定する必要がある。そこで、ノイズ除去にはローパスフィルタを用いず、波形平均処理によるノイズの除去を行なった。すなわち、油圧アクチュエータの変位信号をトリガーとして用い (図 5-7) , 各波形それぞれの 20 波形程度の加算平均を求めた。

### (2) スリップ角が 0 の時の値の補正

実際のタイヤは、その内部構造やトレッドパターンの影響により、スリップ角が  $0^\circ$  に設定されている時でも、僅かではあるが横力やアライニングモーメントが発生しており、これらは残留横力や残留アライニングモーメントと呼ばれている。それらを補正するために、スリップ角を  $0^\circ$  に設定し、その他の条件やデータ処理はスリップ角が  $1^\circ$  の時とまったく同じにした測定を行い、スリップ角が  $1^\circ$  の時の応答波形から  $0^\circ$  の時の値を差し引いた。

## 5. 4. 4 測定結果と考察

図 5-10 と図 5-11 に、 $R$  が 0.9 のときの横力とアライニングモーメントの 1 周期分の応答波形を示す<sup>5-6)</sup>。それらの図では、波形の変化をわかりやすく示すために、横軸は時間ではなく、1 周期の荷重変動の間にタイヤが走行する距離 (0 からうねり波長  $L$ ) で整理してある。

図 5-10 から、横力の応答は周波数が高く (うねり波長が短く) なるにしたがって、荷重が大きい時の横力が減少し平均値も低下することおよび、位相遅れも大きくなることがわかる。アライニングモーメントも同様な傾向を示すが、位相遅れは横力よりかなり小さい (図 5-11)。

以上のことから、過渡的荷重変動時のコーナリング特性は、図 5-1 に示した定常特性では説明できないことが明確になったため、過渡特性を考慮した新たな横力とアライニングモーメントの応答モデルを開発することにした。



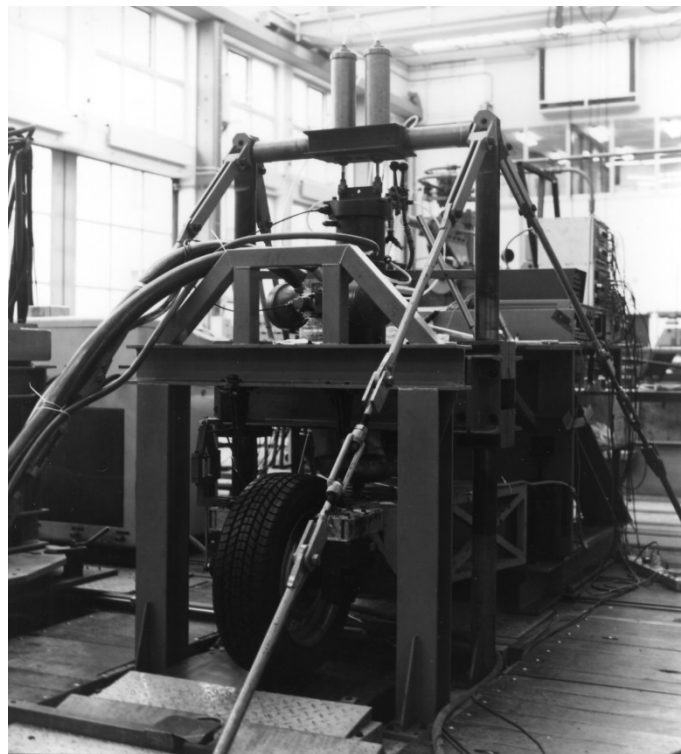


図 5-4 Tire Test Facility on Drum

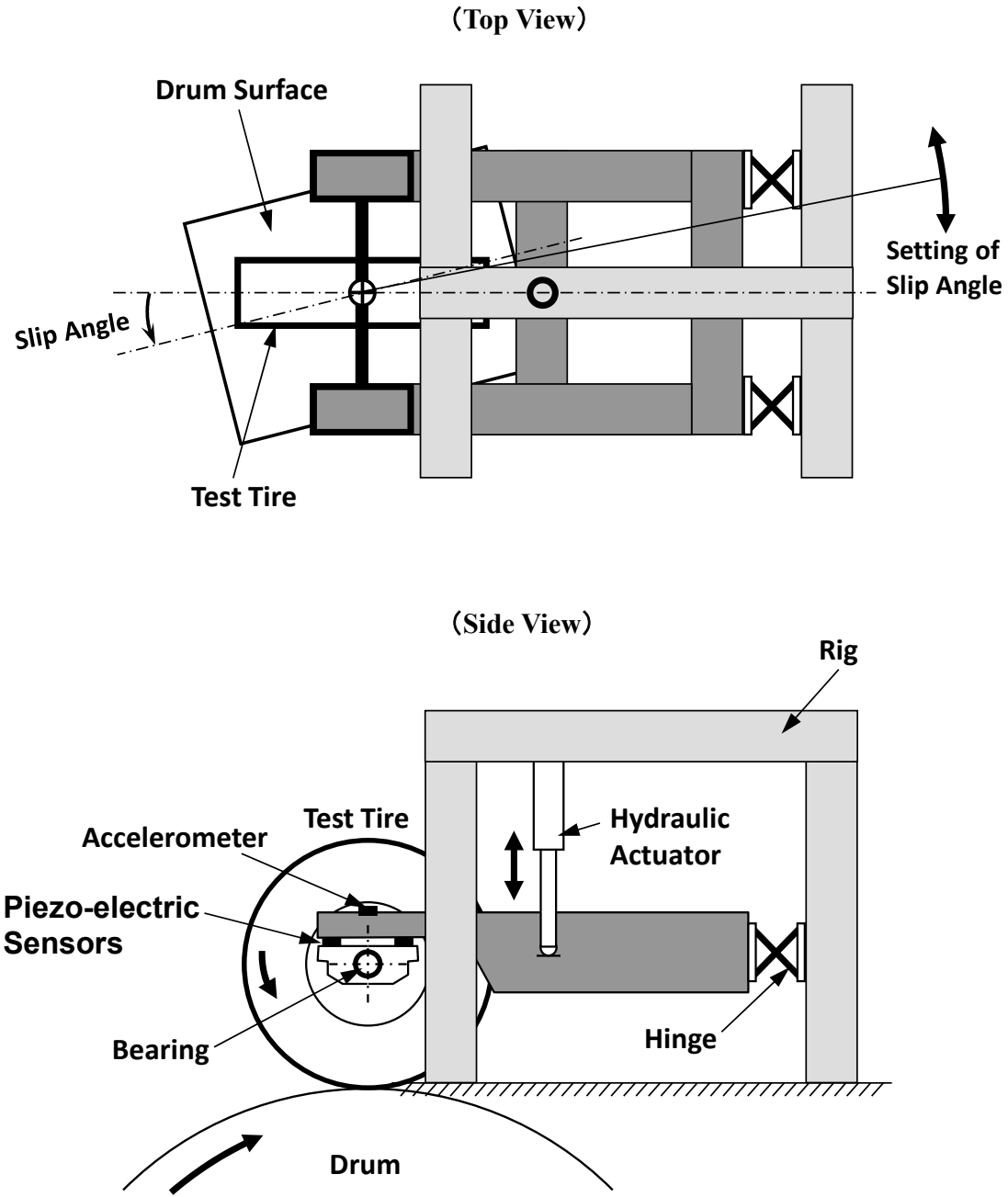


図 5-5 Structure and Sensors of Tire Test Facility

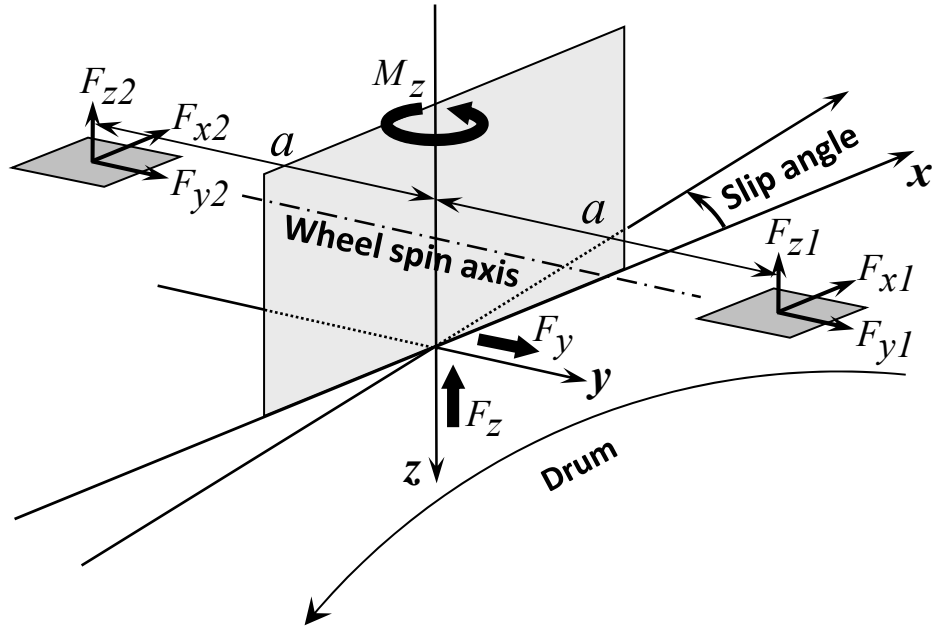


図 5-6 Layout of Piezo-electric Sensors

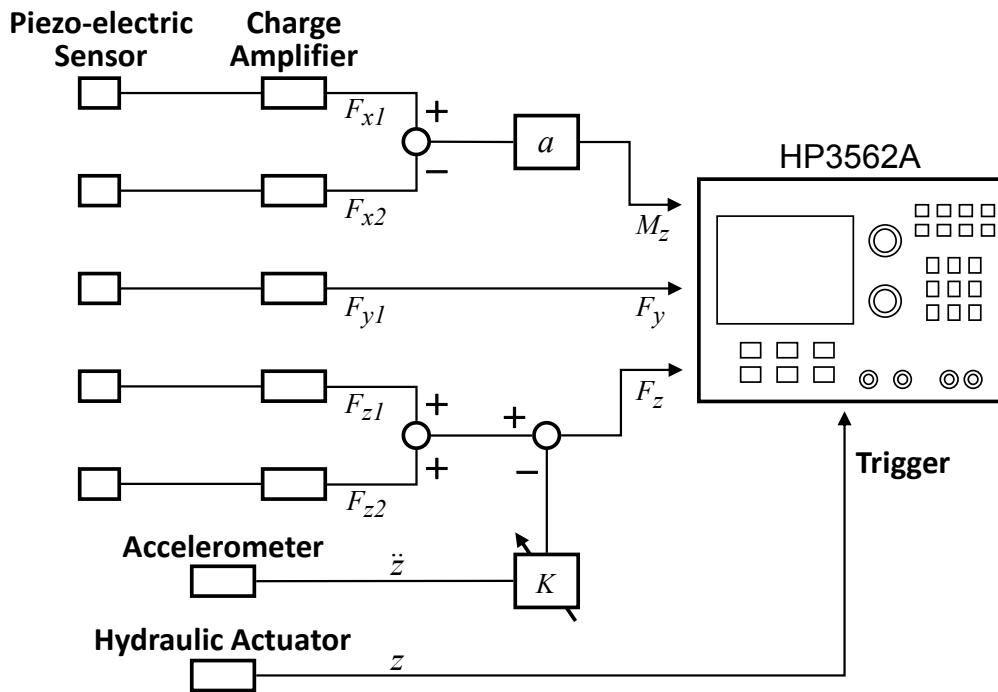


図 5-7 Block Diagram of Signal Processing

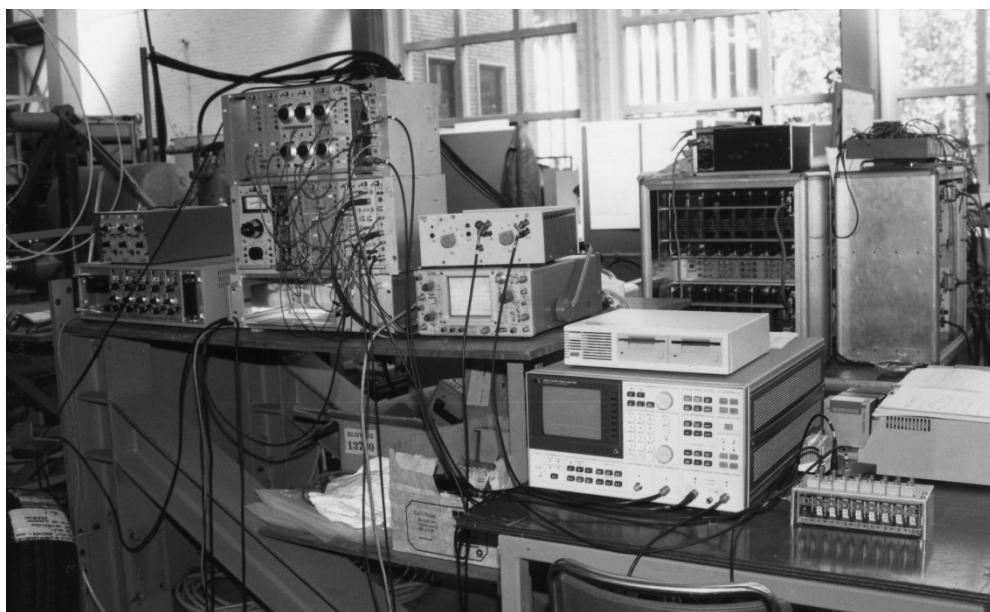


図 5-8 Signal and Data Processing System

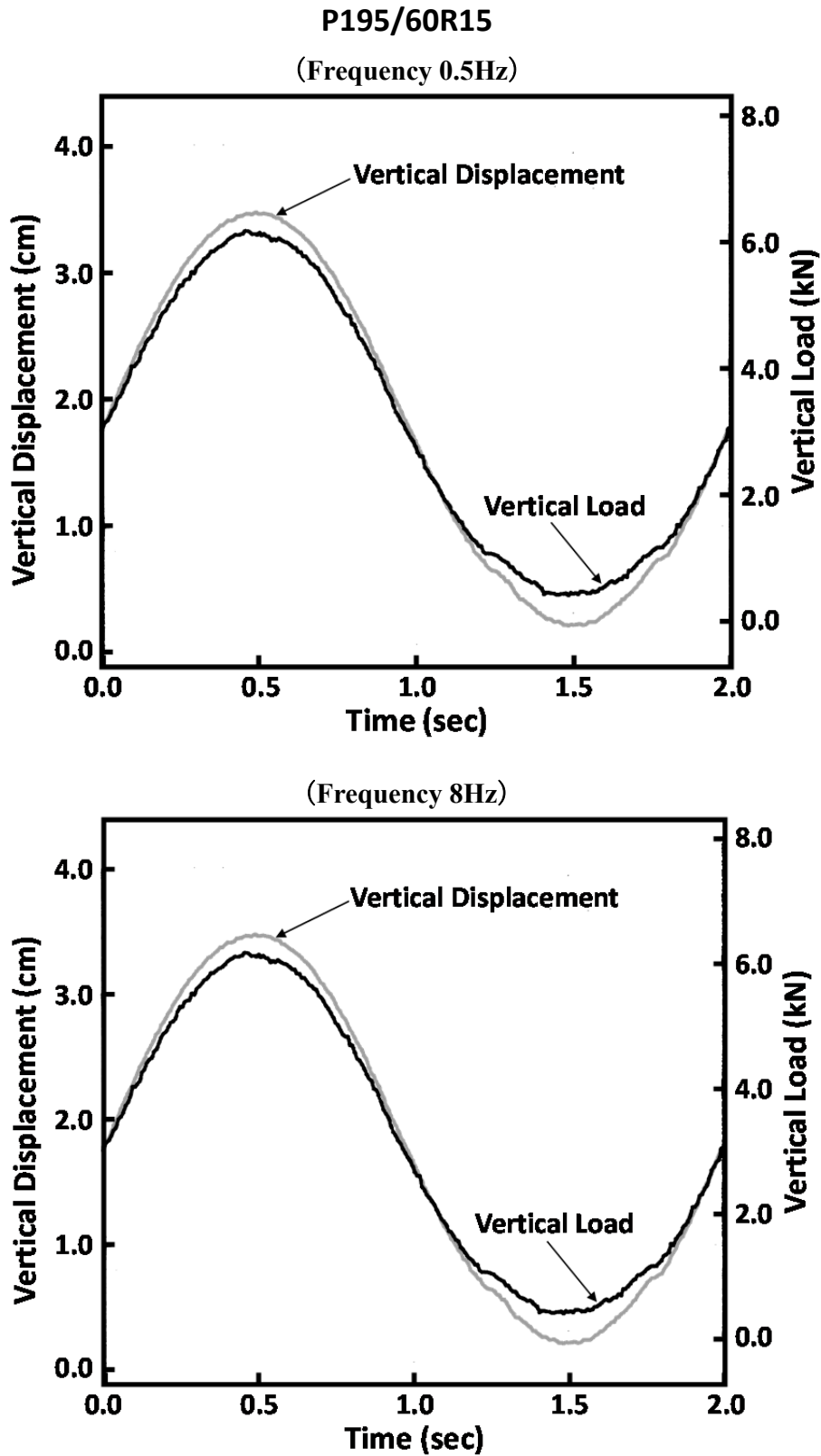


図 5-9 Tire Vertical Load Response under Sinusoidal Input of Vertical Displacement ( $\alpha=1\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.9$ )

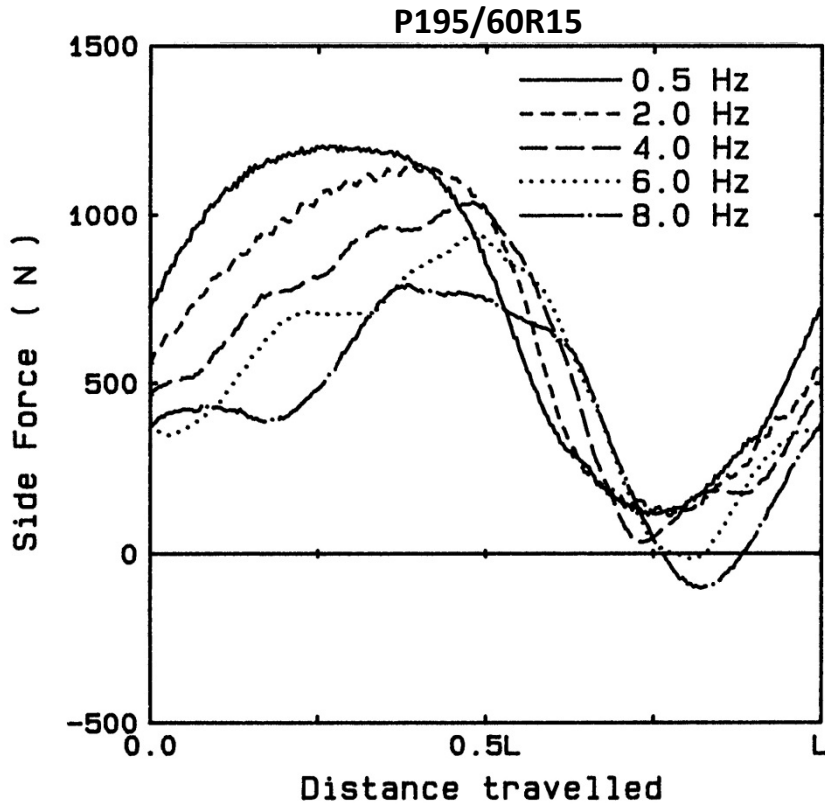


図 5-10 Measured Results of Side Force Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.9$ )

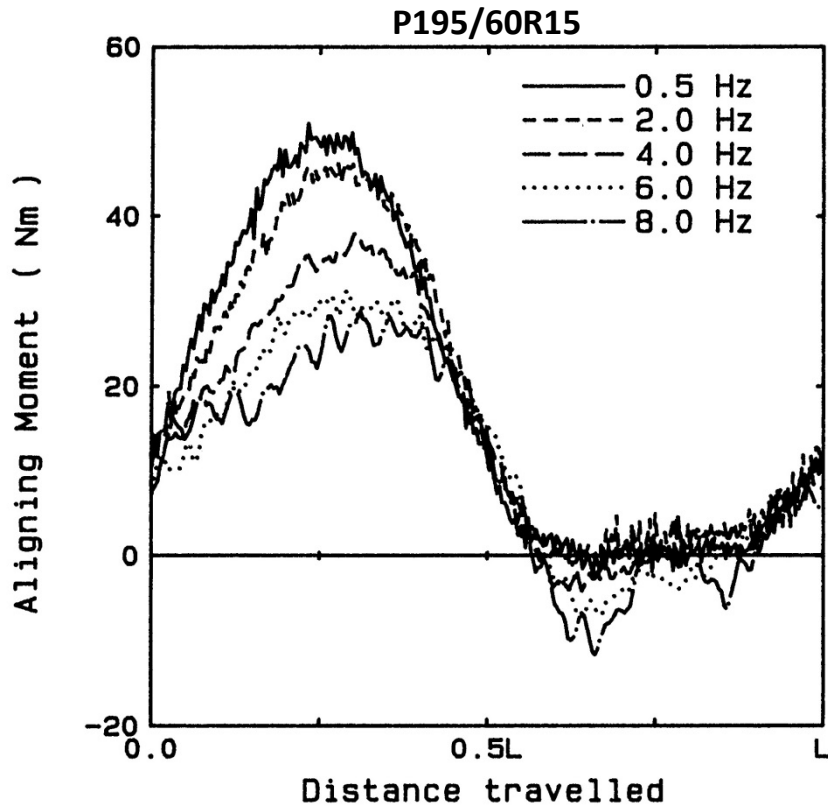


図 5-11 Measured Results of Aligning Moment Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.9$ )

## 5. 5 微小スリップ角領域に適用可能なモデルの開発

### 5. 5. 1 横力とアライニングモーメントのモデル化

前述のように、ストリングモデルと呼ばれる力学モデルが、タイヤのコーナリング時の過渡特性を解析するために多く用いられてきた。ただしそれらの研究のほとんどは、荷重は一定でスリップ角やヨー角が変動したときの横力とアライニングモーメントの応答特性に関するものである。そこで、過去のストリングモデルを用いた研究を参考にし、荷重が過渡的に変動しているときの横力とアライニングモーメントの応答を表わす方程式を開発するための研究に着手した。

まず基本としたのは、ストリングのみのモデル (bare string model) を用い、タイヤの接地面全域が粘着域であると仮定して求めた、横力とアライニングモーメントの応答方程式の第1近似解である (文献5-4) の255, 270ページ)。その方程式ではタイヤの荷重は一定であると仮定しているため、コーナリングステイフネスや緩和長 (relaxation length) 等の係数は、定数として定義されている。

そこで、荷重が広い範囲で変動している状態を取り扱うために、それらの係数の荷重依存性を考慮することを考えた。以下に横力とアライニングモーメントの応答方程式を示す。文献5-4) ではタイヤへの入力として、荷重、スリップ角、ターンスリップ (転動距離に対するタイヤヨー角の変化率) を考えている。しかし、本研究ではスリップ角とヨー角が固定されている状態を検討しており、ターンスリップは0のため、ターンスリップに関する項は省略した。なお、ストリングモデルの過渡応答を表わす微分方程式においては、その独立変数は時間 ( $t$ ) ではなく転動距離 ( $x$ ) とすることが一般的である。その理由は、ストリングモデルで横力を求めるときの基礎方程式である、タイヤ接地面内の任意の微小範囲における、せん断力と横変形の釣り合い式の独立変数が、長さ (距離) であるからである<sup>5-4)</sup>。時間に対する応答は、以下の式の  $dx$  を  $Vdt$  で置き換えることにより得られる。

$$\sigma(F_z) \frac{dF_y}{dx} + F_y = C_{F\alpha}(F_z) \alpha \quad (5-5)$$

$$\sigma(F_z) \frac{dM_z'}{dx} + M_z' = C_{M\alpha}(F_z) \alpha \quad (5-6)$$

$$M_{zgyr} = C_{gyr} V^2 \frac{dF_y}{dx} \quad (5-7)$$

$$M_z = M' + M_{zgyr} \quad (5-8)$$

上式(5-7)の $M_{zgyr}$ はジャイロ項とも呼ばれ、横力によりタイヤが横変形したときにジャイロの原理により発生するアライニングモーメントの成分である。

### 5. 5. 2 モデルパラメータの導出

前項で示した式の計算に必要なパラメータのうち、下記(1)のコーナリングスティフネスとアライニングスティフネスは図5-4に示したドラム式試験装置を用いて求めた。下記(2)と(3)に示す緩和長とジャイロ係数は、図5-12に示すフラットベルト式試験装置による実験から得られたデータを用いて求めたが、その理由は、図5-4の試験装置ではタイヤのヨー角を過渡的に変動させることができないからである。

#### (1) コーナリングスティフネスとアライニングスティフネス

定常状態でのスリップ角が $1^\circ$ の時と $0^\circ$ の時の横力およびアライニングモーメントの差を、それぞれのスティフネスと定義した。さらに、荷重を変化させてそれらを測定し、得られたデータを定数項を0とした3次関数に回帰して荷重依存性を表現した。図5-13と図5-14に、コーナリングスティフネスとアライニングスティフネスの測定値(図中のプロット)と3次関数への回帰結果を示す。図5-13には参考として、回帰した結果から求めたコーナリング係数の荷重依存性も示す。なお、アライニングスティフネスの回帰結果において、低荷重領域では負の値を示しているがこれは回帰による誤差であり、実際には負の値をとることはなく、その範囲は0とした。

#### (2) 緩和長

緩和長は一般の制御系の時定数に相当し、それを実験的に求めるには、ステップ応答や周波数応答の結果を用いることが考えられる。ここでは、後者の方法を用いて緩和長を求めた。試験装置上で荷重を一定に保持し、ヨー角を $0^\circ$ を中心に振幅 $0.5^\circ$ で周波数を0から2Hzまでスウィープ加振する実験を行い、ヨー角に対する横力の周波数応答を求めた。走行速度は30km/hとした。

次に、得られた周波数応答から緩和長を求める手法を述べる<sup>5-7)</sup>。上記の実験条件では周波数が低いため、ターンスリップによる発生す



る横力成分は小さいので無視し<sup>5-7)</sup>，式(5-5)の $dx$ を $Vdt$ と置き換えた式をラプラス変換し，スリップ角に対する横力の伝達関数を求める(下式)。

$$\frac{F_y(s)}{\alpha(s)} = \frac{C_{F\alpha}}{1 + \frac{\sigma}{V}s} \quad (5-9)$$

ここで， $s$ はラプラス演算子である。次に， $s$ に $i\omega$ を代入して周波数応答関数を求めると下式となる。

$$H_{F_y}(i\omega) = H_{F_{yR}}(\omega) + iH_{F_{yI}}(\omega) = \frac{C_{F\alpha}}{1 + \left(\frac{\sigma}{V}\omega\right)^2} - i \frac{C_{F\alpha} \frac{\sigma}{V}\omega}{1 + \left(\frac{\sigma}{V}\omega\right)^2} \quad (5-10)$$

一方，実験により以下の周波数応答関数がデータ数 $N$ の離散値として得られる。

$$H_{F_{y,e}}(i\omega_e) = H_{F_{yR,e}}(\omega_e) + iH_{F_{yI,e}}(\omega_e) \quad (5-11)$$

ここで，

- $\omega_e$  : 実験での周波数
- $H_{F_{yR,e}}$  : 実験により得られた横力の周波数応答の実部
- $H_{F_{yI,e}}$  : 実験により得られた横力の周波数応答の虚部

である。最終的に，以下の評価関数を最小にすることにより，緩和長 $\sigma$ を求めることができる。実際の計算では， $\sigma$ と $C_{F\alpha}$ の適当な値を初期値とし，それらの値を微小刻みで変化させて繰り返し計算を行い，評価関数 $E_f$ の値が最小値に収束したと判断された時点で計算を打ち切った。

$$E_f = \sum_{j=1}^N \left| H_{F_y}(i\omega_{e,j}) - H_{F_{y,e}}(i\omega_{e,j}) \right|^2 \\ = \sum_{j=1}^N \left[ \left\{ H_{F_{yR}}(\omega_{e,j}) - H_{F_{yR,e}}(\omega_{e,j}) \right\}^2 + \left\{ H_{F_{yI}}(\omega_{e,j}) - H_{F_{yI,e}}(\omega_{e,j}) \right\}^2 \right] \quad (5-12)$$

図5-15に横力の周波数応答の実験結果と，上記の方法により同定された結果の例を示す。なお，コーナリングステイフネス $C_{F\alpha}$ も同時に同定されるが，モデル計算に用いたのは上記(1)で述べたものである。その理由は，荷重変動時の応答を計測したものと同一試験装置(図5-4)で求めた値を，シミュレーション計算でも用いる方が妥当であるからである。緩和長の荷重依存性は，各荷重における周波数応答の実験結果から同定された $\sigma$ (図中のプロット)を，コーナリング

スティフネスやアライニングスティフネスと同じく、定数項を0とした3次関数に回帰して表現した(図5-16)。

### (3) ジャイロ係数

ジャイロ係数は一般の制御系の1次進みの係数に相当する。緩和長を求める実験と同様に荷重を一定に保持し、ヨー角を $0^\circ$ 中心にスウィープ加振(振幅は $0.5^\circ$ )する実験を行い、測定されたヨー角に対するアライニングモーメントの周波数応答に、伝達関数を同定することにより求めた。その方法を以下で説明する。

式(5-8)から、ジャイロ項は速度の2乗に比例して増大することがわかる。それは、できるだけ走行速度は高速で実験した方が、アライニングモーメント全体に占めるジャイロ項の割合が大きくなり、ジャイロ係数をより精度よく求めることができることを意味する。そこで、この加振実験は試験装置の性能を考慮し、速度170km/hで実施した。以上の条件では、ターンスリップによるアライニングモーメントの成分は小さいので無視し<sup>5-7)</sup>、式(5-6)～(5-8)および式(5-9)を用いてスリップ角に対するアライニングモーメントの伝達関数を求める(下式)。なお上記(2)同様、式(5-6)と式(5-7)の $dx$ を $Vdt$ と置き換えた式をラプラス変換した。

$$\frac{M_z'(s)}{\alpha(s)} = \frac{C_{M\alpha}}{1 + \frac{\sigma}{V}s} \quad (5-13)$$

$$\frac{M_{zgyr}(s)}{\alpha(s)} = C_{gyr} V \frac{C_{F\alpha} s}{1 + \frac{\sigma}{V}s} \quad (5-14)$$

$$\frac{M_z(s)}{\alpha(s)} = \frac{M_z'(s)}{\alpha(s)} + \frac{M_{zgyr}(s)}{\alpha(s)} \quad (5-15)$$

ここで、 $s$ はラプラス演算子である。次に、 $s$ に $i\omega$ を代入して周波数応答関数を求めると下式となる。

$$\begin{aligned} H_{Mz}(i\omega) &= H_{MzR}(\omega) + iH_{MzI}(\omega) \\ &= \frac{C_{M\alpha} + C_{gyr}C_{F\alpha}\sigma\omega^2}{1 + \left(\frac{\sigma}{V}\omega\right)^2} + i \frac{C_{gyr}C_{F\alpha}V\omega - C_{M\alpha}\left(\frac{\sigma}{V}\omega\right)}{1 + \left(\frac{\sigma}{V}\omega\right)^2} \end{aligned} \quad (5-16)$$

一方、実験により以下の周波数応答関数が、上記(2)と同じくデータ数  $N$  の離散値として得られる。

$$H_{Mz,e}(i\omega_e) = H_{MzR,e}(\omega_e) + iH_{MzI,e}(\omega_e) \quad (5-17)$$

ここで、

- $\omega_e$  : 実験での周波数
- $H_{MzR,e}$  : 実験により得られたアライニングモーメントの周波数応答の実部
- $H_{MzI,e}$  : 実験により得られたアライニングモーメントの周波数応答の虚部

である。最適なジャイロ係数  $C_{gyr}$  とアライニングスティフネス  $C_{M\alpha}$  の値は、以下の評価関数の値を最小にすることにより求めることができる。

$$E_m = \sum_{j=1}^N \left| H_{Mz}(i\omega_{e,j}) - H_{Mz,e}(i\omega_{e,j}) \right|^2 \\ = \sum_{j=1}^N \left[ \left\{ H_{MzR}(\omega_{e,j}) - H_{MzR,e}(\omega_{e,j}) \right\}^2 + \left\{ H_{MzI}(\omega_{e,j}) - H_{MzI,e}(\omega_{e,j}) \right\}^2 \right] \quad (5-18)$$

$E_m$  の最小値においては以下の式が成り立つ。

$$\frac{\partial E_m}{\partial C_{gyr}} = \frac{\partial E_m}{\partial C_{M\alpha}} = 0 \quad (5-19)$$

上式(5-16)からわかるように、 $C_{gyr}$  と  $C_{M\alpha}$  は式(5-18)において線形な形で含まれているので、それらの値は式(5-19)を用いて以下のように解析的に求めることができる。なお、コーナリングスティフネス  $C_{F\alpha}$  と緩和長  $\sigma$  は上記(2)で求めた値を用いる。

$$C_{gyr} = \frac{\sum_{j=1}^N \left[ B\omega_{e,j} \left\{ \sigma\omega_{e,j} H_{MzR,e}(\omega_{e,j}) + V H_{MzI,e}(\omega_{e,j}) \right\} \right]}{C_{F\alpha} \sum_{j=1}^N \left\{ B(V\omega_{e,j})^2 \right\}} \quad (5-20)$$

$$C_{M\alpha} = \frac{\sum_{j=1}^N \left[ B \left\{ H_{MzR,e}(\omega_{e,j}) - \frac{\sigma}{V} \omega_{e,j} H_{MzI,e}(\omega_{e,j}) \right\} \right]}{\sum_{j=1}^N (B)} \quad (5-21)$$

ここで、

$$B = \frac{1}{1 + \left( \frac{\sigma}{V} \omega_{e,j} \right)^2} \quad (5-22)$$

である。

図 5-17 にアライニングモーメントの周波数応答の実験結果と、上記の方法により同定された結果の例を示す。なお、アライニングステイフネス  $C_{M\alpha}$  も上式 (5-21) により同時に同定されるが、モデル計算に用いたのは前述 (1) で求めたものである (理由はコーナリングステイフネスの場合と同じ)。式 (5-7) においてジャイロ係数は定数として扱っている。確認のため荷重を何水準か変更して実験し、同定計算を実施したが、下記のように荷重に対しわずかに増加する傾向があるがほぼ一定とみなせるため、モデル計算ではその平均値を用いた。

#### 荷重が変化した時のジャイロ係数

- ・ 荷重 1.47kN :  $C_{gyr} = 3.62 \times 10^{-5} \text{ s}^2$
- ・ 荷重 2.94kN :  $C_{gyr} = 3.67 \times 10^{-5} \text{ s}^2$
- ・ 荷重 4.41kN :  $C_{gyr} = 3.73 \times 10^{-5} \text{ s}^2$
- ・ 荷重 5.88kN :  $C_{gyr} = 3.75 \times 10^{-5} \text{ s}^2$

平均値 :  $C_{gyr} = 3.69 \times 10^{-5} \text{ s}^2$

### 5. 5. 3 実験結果との比較と考察

5. 5. 1 項で導いた応答方程式と、5. 5. 2 項で求めたパラメータの値を用いて計算した結果を、図 5-18 と図 5-19 に示す。計算した条件は、5. 4. 4 項で述べた実験と同じである。図 5-10 および図 5-11 の実験結果と、図 5-18 および図 5-19 の比較から、横力の応答は波形変化の特徴と平均値の減少および、位相遅れ共によく一致していることがわかる。アライニングモーメントの応答に関しては、うねり波長が短くなるにしたがって、荷重が大きい時に減少する傾向はよく一致しているが、計算値の位相遅れは実験結果より大きい。

タイヤ横力の平均値が減少することは、自動車が定常状態でコーナリングしているときに、路面のうねりや凹凸によりタイヤの鉛直荷重が変動した場合、平均的な意味で横加速度が減少し、自動車の旋回半径が大きくなるということになり、車両運動に対して重要な意味を持つ。そこで、平均値の変化をさらに解析することにした。図 5-20 と図 5-21 は、横力とアライニングモーメントのダイナミッククロスの変化を、実験 (プロット) と計算で比較したものである。図の横軸は、

荷重の加振周波数と共に、うねり波長も併せて示した。縦軸は、横力とアライニングモーメントのダイナミックロス ( $\Delta F_{y,dyn}$  および  $\Delta M_{z,dyn}$ ) の、変動荷重の中心値 ( $F_{z0}$ ) での横力とアライニングモーメントの定常値 ( $F_{y0}$  および  $M_{z0}$ ) に対する比である。ダイナミックロスとは、定常状態での平均値 ( $F_{y,ave}$  および  $M_{z,ave}$ ) から加振状態での平均値を差し引いた値であり、スタティックロスよりさらに平均値が減少する過渡的成分である。以上の記号と説明に関しては、図 5-1 を参照のこと。

図から、横力に関しては波長が概略 2m 以上では、ダイナミックロスの実験と計算結果はかなりよく一致していることがわかる。アライニングモーメントに関しては、横力に比べて実験値のばらつきが大きいものの、同じく波長が概略 2m 以上では、実験と計算結果はかなりよく一致しているといえる。また、ダイナミックロスは荷重の振幅比  $R$  に対して非線形に依存し、 $R$  が大きくなるとダイナミックロスは急激に増加することがわかる。

うねり波長が 2m 以下では、実験結果のほうが計算値よりダイナミックロスが大きい。波長が短くなると計算と実験の一致度が低くなる理由として、ストリングモデルでは、タイヤの接地面内における路面は平坦であると仮定しているが（すなわち、タイヤの接地長（30cm 程度）に対してうねり波長は十分に長い）、実際にはうねり波長が短くなると、接地面内の荷重分布が平坦路上でのものと異なってくるものが考えられる。

#### 5. 5. 4 平均値の減少の解析的な説明

ここで、ダイナミックロスが発生するメカニズムを理解するために、平均値の変化に関する解析的な説明を試みる<sup>5-8)</sup>。すなわち、スリップ角を固定し、荷重を正弦波状に変動させたときの横力の平均値を解析的に求めることを考える。

式 (5-5) の緩和長  $\sigma$  とコーナリングステイフネス  $C_{F\alpha}$  は以下のように荷重の 1 次関数と仮定する ( $C$  と  $D$  は係数)。そのため、スタティックロスは 0 である。

$$\sigma(F_z) = DF_z \quad (5-23)$$

$$C_{F\alpha}(F_z) = CF_z \quad (5-24)$$

式を簡略化するため横力  $F_y$  の添え字を省略し、上式を式 (5-5) に代入すると、

$$DF_z \frac{dF}{dx} + F = CF_z \alpha \quad (5-25)$$

となる。荷重は、下式のように正弦波状に変動するとする。

$$F_z = F_{z0} + \hat{F}_z \sin \omega_s x \quad (5-26)$$

ここで、 $\omega_s = 2\pi / L$ である。

入力が正弦波なので、式 (5-25) の定常解は以下のような級数で表わすことができる。

$$\begin{aligned} F = F_0 + F_{s1} \sin \omega_s x + F_{c1} \cos \omega_s x + F_{s2} \sin 2\omega_s x + F_{c2} \cos 2\omega_s x \\ + F_{s3} \sin 3\omega_s x + F_{c3} \cos 3\omega_s x + \dots \end{aligned} \quad (5-27)$$

式 (5-26) と式 (5-27) を元の式 (5-25) に代入し、 $F$  について整理すると、

$$\begin{aligned} F_0 + F_{s1} \sin \omega_s x + F_{c1} \cos \omega_s x + F_{s2} \sin 2\omega_s x + F_{c2} \cos 2\omega_s x + \dots \\ = C\alpha (F_{z0} + \hat{F}_z \sin \omega_s x) \\ - DF_{z0} (\omega_s F_{s1} \cos \omega_s x - \omega_s F_{c1} \sin \omega_s x + 2\omega_s F_{s2} \cos 2\omega_s x \\ - 2\omega_s F_{c2} \sin 2\omega_s x + \dots) \\ - D\hat{F}_z \sin \omega_s x (\omega_s F_{s1} \cos \omega_s x - \omega_s F_{c1} \sin \omega_s x + 2\omega_s F_{s2} \cos 2\omega_s x \\ - 2\omega_s F_{c2} \sin 2\omega_s x + \dots) \end{aligned} \quad (5-28)$$

となる。さらに、式 (5-28) の右辺第 3 項を三角関数の公式を用いて変形すると、

$$\begin{aligned} D\hat{F}_z \sin \omega_s x (\omega_s F_{s1} \cos \omega_s x - \omega_s F_{c1} \sin \omega_s x + 2\omega_s F_{s2} \cos 2\omega_s x \\ - 2\omega_s F_{c2} \sin 2\omega_s x + \dots) \\ = D\hat{F}_z \omega_s (F_{s1} \sin \omega_s x \cos \omega_s x - F_{c1} \sin^2 x + 2F_{s2} \sin \omega_s x \cos 2\omega_s x \\ - 2F_{c2} \sin \omega_s x \sin 2\omega_s x + \dots) \\ = D\hat{F}_z \omega_s \left\{ F_{s1} \frac{1}{2} \sin 2\omega_s x - F_{c1} \frac{1}{2} (1 - \cos 2\omega_s x) \right. \\ \left. + F_{s2} (\sin 3\omega_s x - \sin \omega_s x) - F_{c2} (\cos \omega_s x - \cos 3\omega_s x) + \dots \right\} \end{aligned} \quad (5-29)$$

となり、式 (5-29) を式 (5-28) に代入して式 (5-28) の右辺と左辺の三角関数の級数の係数を比較し、それらが等しいと置くことにより、各係数は以下のように求めることができる。

$$\text{定数項} \quad : \quad F_0 = C\alpha F_{z0} + \frac{1}{2}D\hat{F}_z\omega_s(F_{c1}) \quad (5-30)$$

$$\sin \omega_s x \text{ の係数} \quad : \quad F_{s1} = C\alpha \hat{F}_z + DF_{z0}\omega_s(F_{c1}) + D\hat{F}_z\omega_s(F_{s2}) \quad (5-31)$$

$$\cos \omega_s x \text{ の係数} \quad : \quad F_{c1} = -DF_{z0}\omega_s(F_{s1}) + D\hat{F}_z\omega_s(F_{c2}) \quad (5-32)$$

・  
・

ここで知りたいのは横力の平均値、すなわち定数項である。級数の2次以降を無視して近似し、平均値を導くことにする。2次の項を0とした式 (5-32) の  $F_{s1}$  に、同じく2次の項を0とした式 (5-31) を代入し、 $F_{c1}$  を求めると、

$$F_{c1} = -\frac{DF_{z0}\omega_s C\alpha \hat{F}_z}{1 + (DF_{z0}\omega_s)^2} \quad (5-33)$$

となる。最終的に、式 (5-33) を式 (5-30) に代入することにより、横力の平均値を下式 (5-34) のように求めることができる。なお下式では、定数項  $F_0$  を横力の平均値  $F_{y,ave}$  で置き換えてある。

$$\begin{aligned} F_{y,ave} &= C\alpha F_{z0} - \frac{1}{2} \left\{ \frac{DF_{z0}\omega_s C\alpha \hat{F}_z}{1 + (DF_{z0}\omega_s)^2} \right\} = C\alpha F_{z0} \left( 1 - \frac{1}{2} \left\{ \frac{(D\hat{F}_z\omega_s)^2}{1 + (DF_{z0}\omega_s)^2} \right\} \right) \\ &= C\alpha F_{z0} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{1}{\left\{ \frac{1}{(DF_{z0}\omega_s)^2} + 1 \right\}} \left( \frac{\hat{F}_z}{F_{z0}} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (5-34)$$

式 (5-34) から、ダイナミックロス（上式{ }内の第2項）に関して次のことが言える。

- ・ 荷重の振幅比  $R$  ( $\hat{F}_z/F_{z0}$ ) の2乗に比例して、ダイナミックロスは増加する。
- ・ 周波数  $\omega_s$  が高く（うねり波長  $L$  が短く）、緩和長  $\sigma$  の荷重に対する係数  $D$  が大きくなるほど、ダイナミックロスは増加する。
- ・ 荷重の変動振幅  $\hat{F}_z$  が荷重の中心値  $F_{z0}$  に等しく ( $R=1$ )、周波数  $\omega_s$  が無限大（うねり波長  $L$  が0）に近づくと、ダイナミックロスは荷重変動がない場合の定常値 ( $F_{y0}=C\alpha F_{z0}$ ) の1/2に漸近する。

式(5-34)を用いて計算したダイナミックロス $F_{y,dyn}$ を、荷重変動がない場合の定常値 $F_{yo}=C\alpha F_{z0}$ で除した結果 $(F_{y,dyn}/F_{yo})$ を図5-22に示す。パラメータの値は、 $D=0.2$  (m/kN) , 振幅比  $R$  は図5-20と同じ条件とした。この解析では種々の仮定や近似を用いているが、図5-22の結果は、図5-20に示した実験や計算の結果と、定性的には傾向がよく一致している。



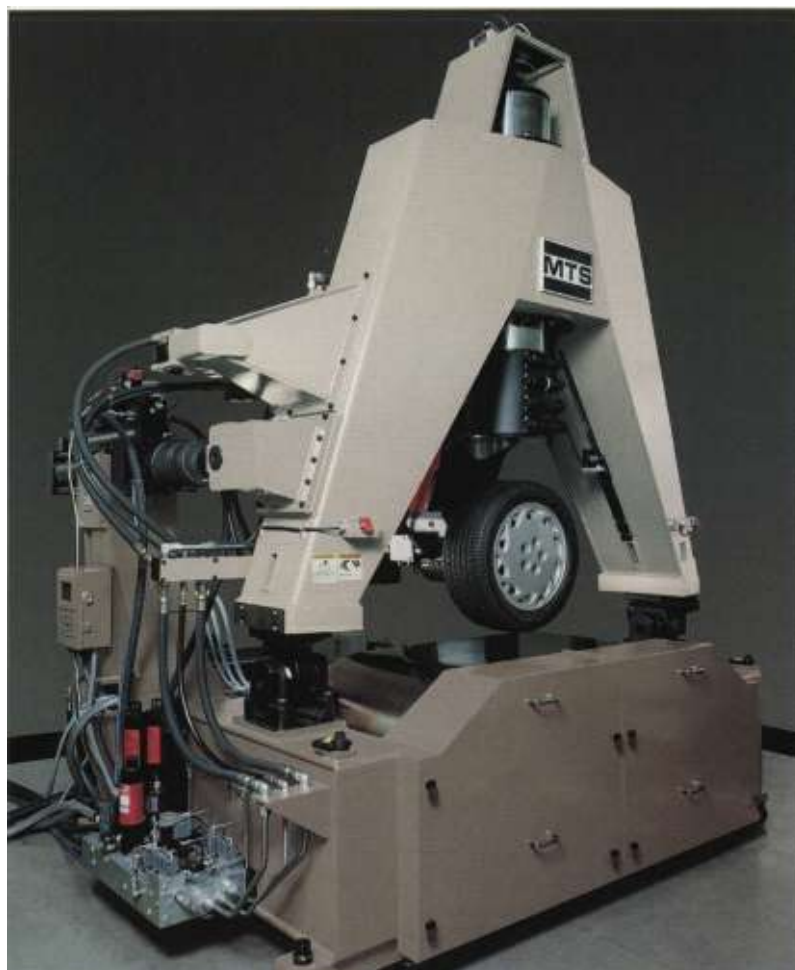


図 5-12 Flat-belt Type Tire Test Facility

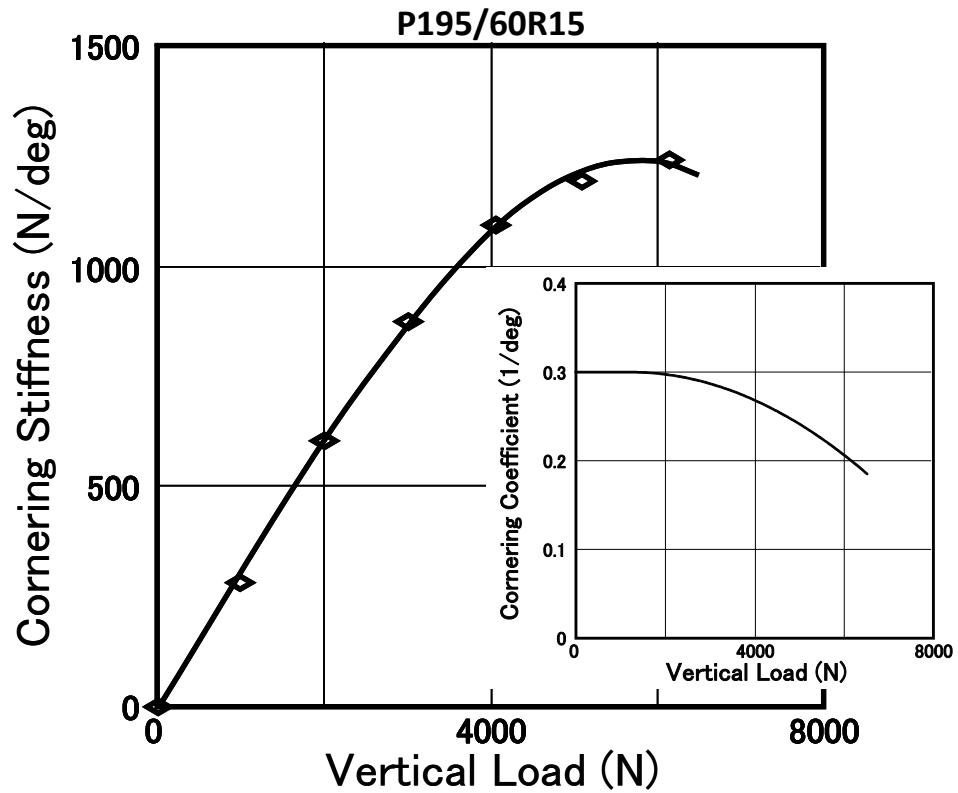


図 5-13 Vertical Load Dependency of Cornering Stiffness and Cornering Coefficient

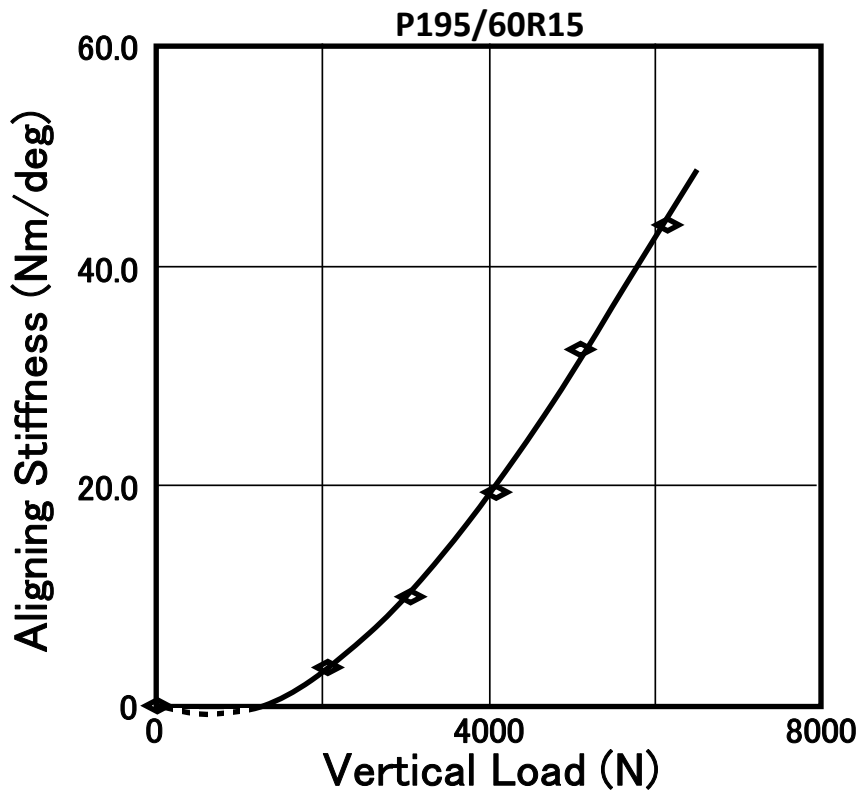


図 5-14 Vertical Load Dependency of Aligning Stiffness

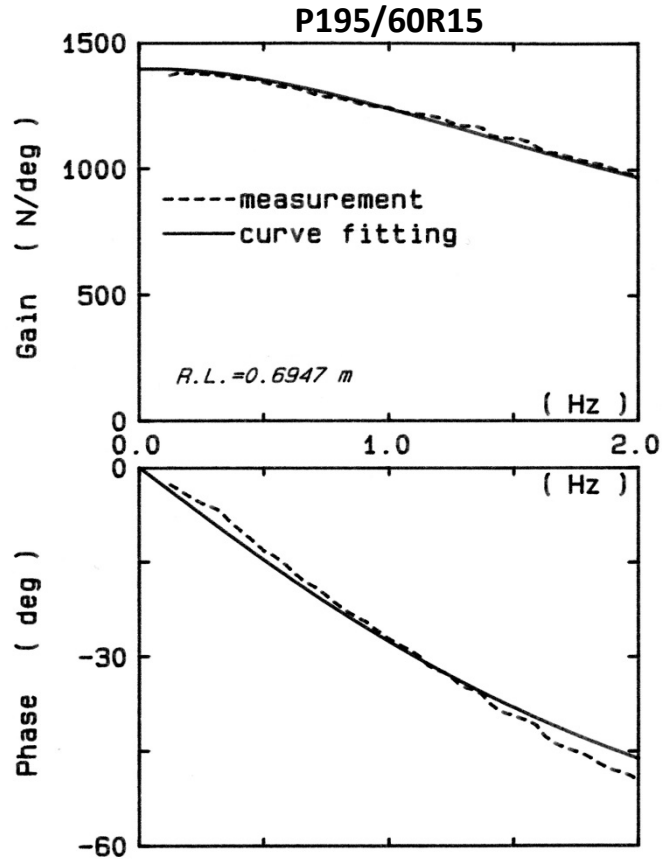


図 5-15 Example of Frequency Response of Side Force and Identification of Relaxation Length ( $V=30\text{km/h}$ ,  $F_z=6\text{kN}$ )

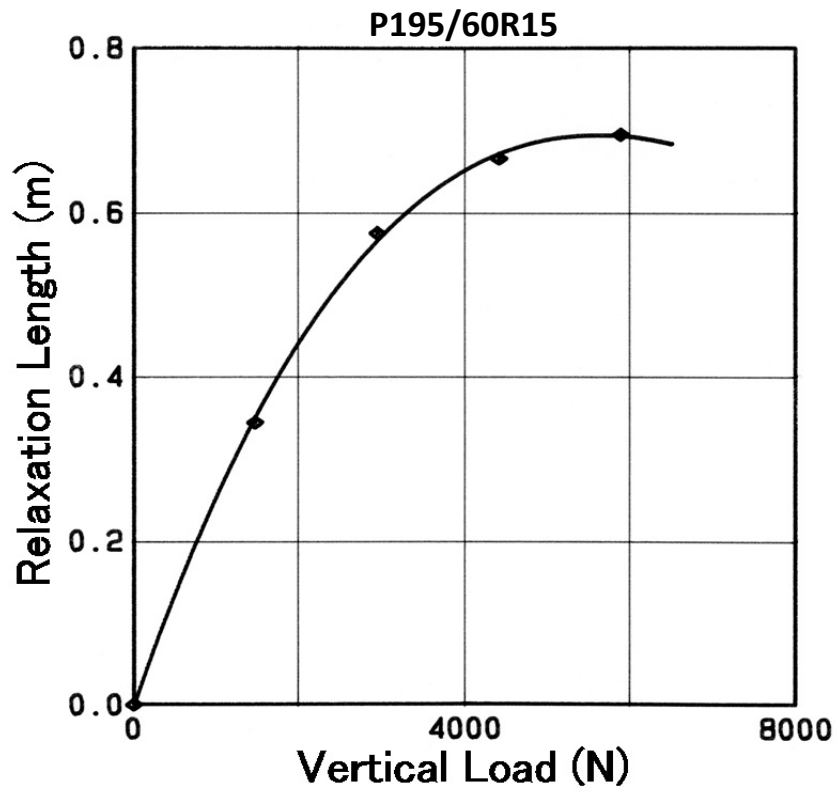


図 5-16 Vertical Load Dependency of Relaxation Length

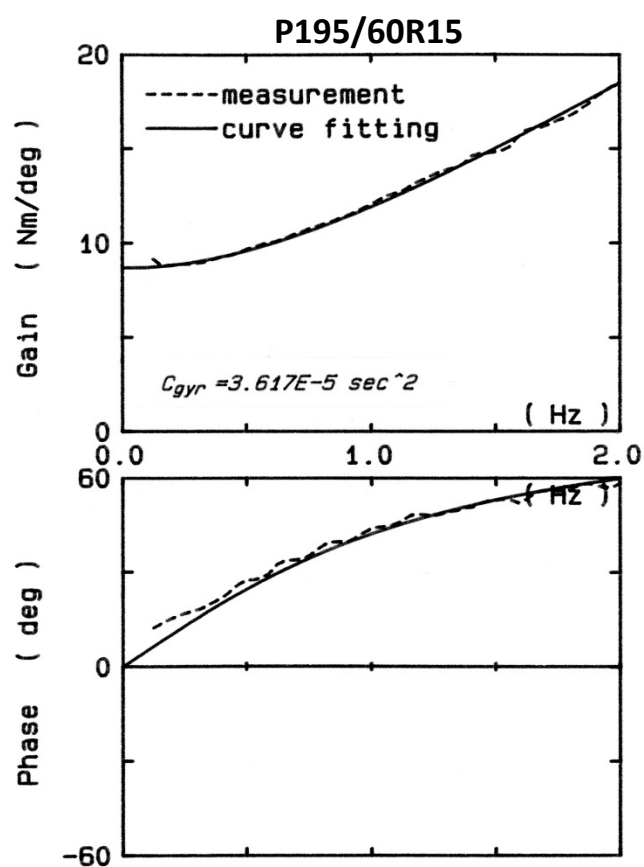


図 5-17 Example of Frequency Response of Aligning Moment and Identification of Gyroscopic Coefficient ( $V=170\text{km/h}$ ,  $F_z=1.5\text{kN}$ )

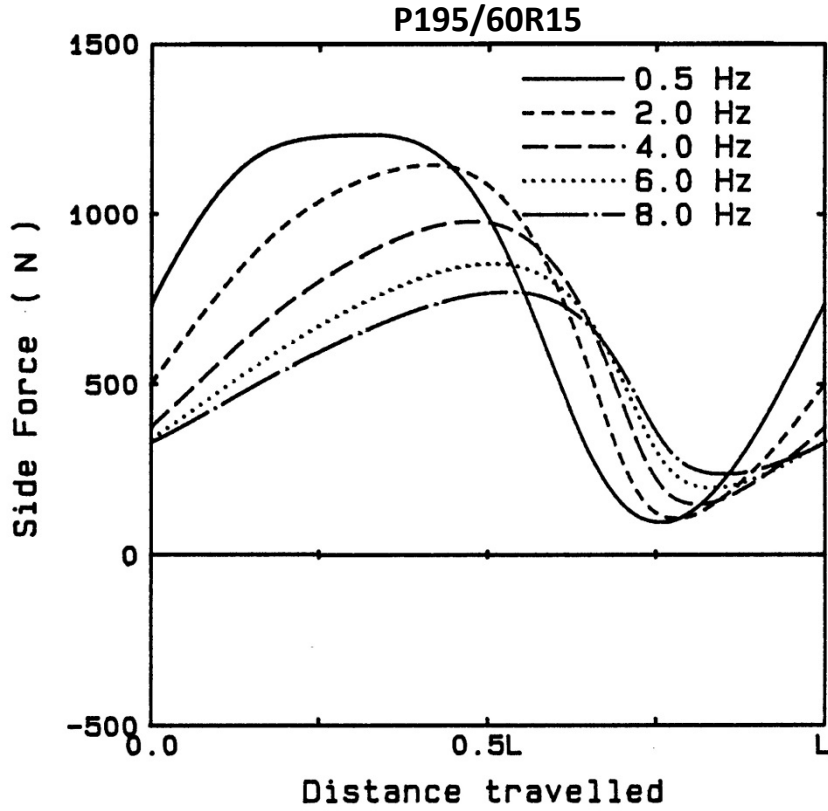


図 5-18 Calculated Results of Side Force Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.9$ )

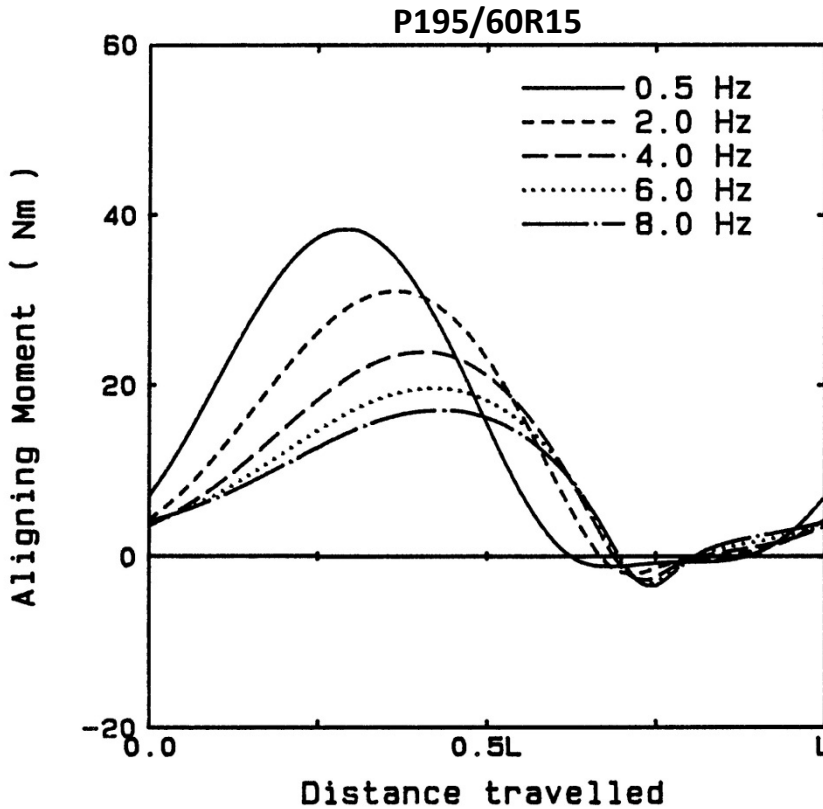


図 5-19 Calculated Results of Aligning Moment Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=1\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.9$ )

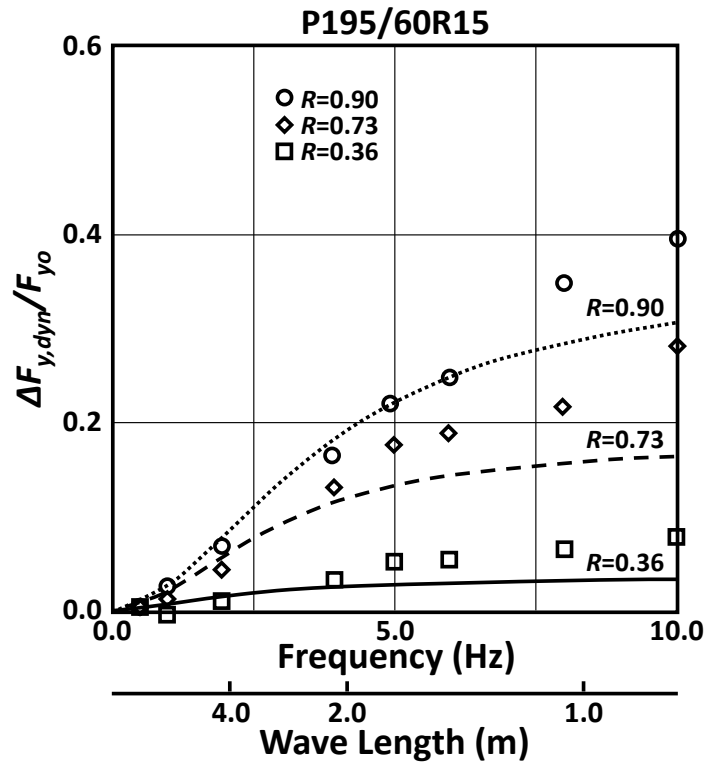


図 5-20 Comparison of Dynamic Loss of Side Force between Calculation and Experiments ( $\alpha=1\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ )

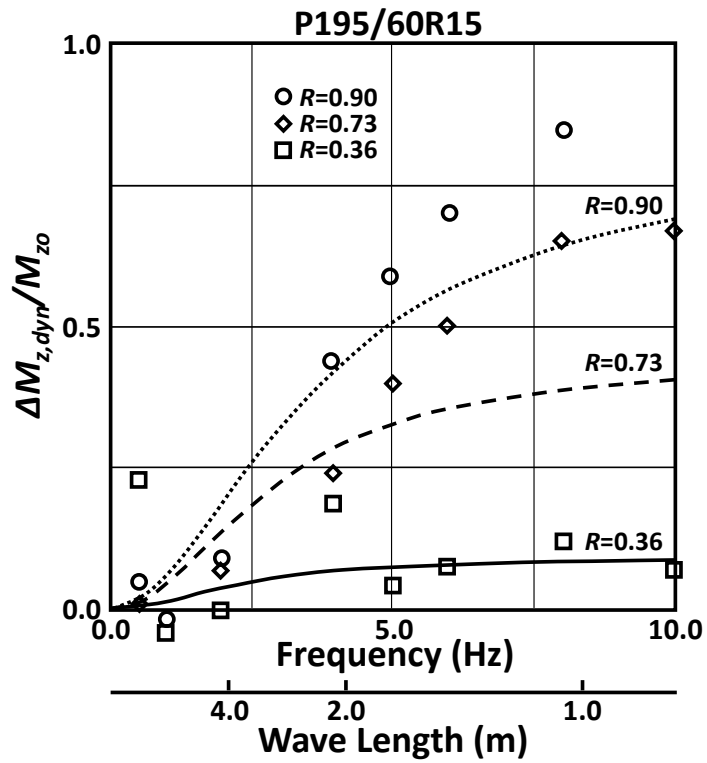


図 5-21 Comparison of Dynamic Loss of Aligning Moment between Calculation and Experiments ( $\alpha=1\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ )

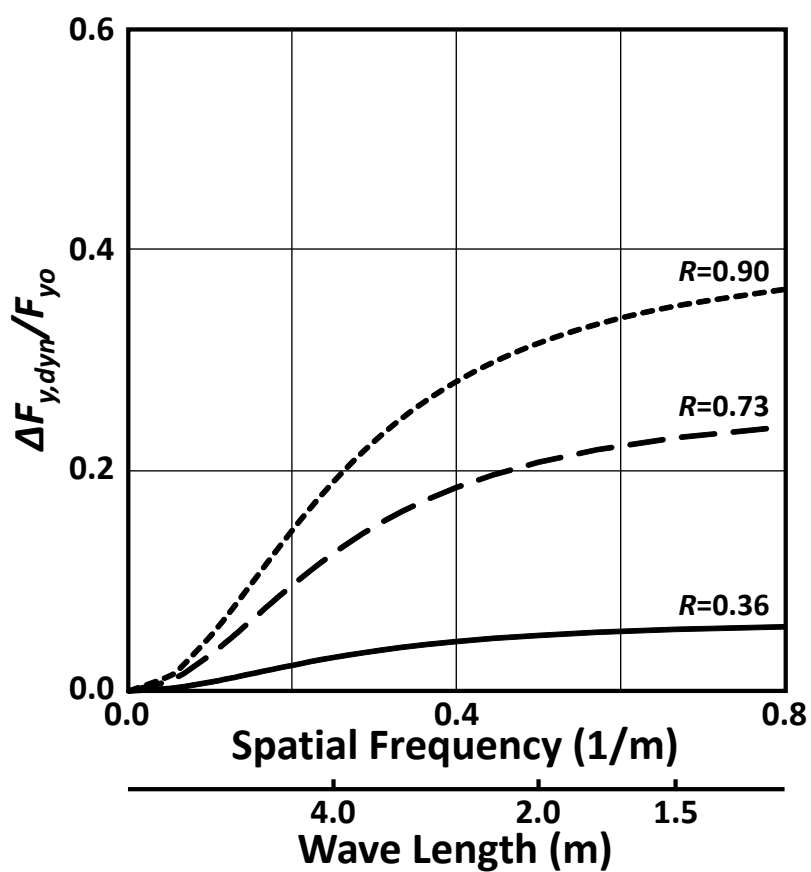


図 5-22 Dynamic Loss of Side Force Calculated by Analytical Model  
( $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $D=0.2\text{m/kN}$ )

## 5.6 大スリップ角領域まで適用可能なモデルの開発

ここまでの解析は、スリップ角を微小な範囲に限定したものであり、タイヤの横力やアライニングモーメントの定常値はステイフネスとスリップ角の積としていた。車両の横加速度が大きくなるとタイヤのスリップ角も増加し、そのような線形仮定は成り立たなくなるため、車両運動シミュレーション全般に用いるタイヤモデルとしては適さないと考えられる。そこで、本節ではスリップ角の適用範囲を広げることを目的に検討した結果を述べる。

### 5.6.1 Magic Formula を用いたモデルの拡張と実験との比較

タイヤのスリップ角が大きくなると、接地面全体が粘着域であるという仮定が成り立たなくなり、滑り域を考慮する必要性が生ずる。そこでまず、横力とアライニングモーメントの定常特性を表わす式(5-5)と式(5-6)の右辺を、Magic Formula (以下 MF と略す) と呼ばれる実験同定モデルで表わすことを試みた<sup>5-8)</sup>。このモデルをここでは“モデル1”と呼び、以下にその式を示す。図5-23と図5-24は、横力とアライニングモーメントの定常特性の測定値とMFに同定した結果である。なおこのモデル1の横力は1次遅れで表わされているため、文献5-5)と類似のモデルである。

$$\sigma(F_z) \frac{dF_y}{dx} + F_y = F_{y,stat}(\alpha, F_z) \quad (5-35)$$

$$\sigma(F_z) \frac{dM_z'}{dx} + M_z' = M_{z,stat}(\alpha, F_z) \quad (5-36)$$

上式および式(5-7)と式(5-8)を用いて計算した結果を、図5-25と図5-26に示す。また、大スリップ角での実験結果を図5-27と図5-28に示す。実験とデータ処理の方法は5.4節で述べた通りであるが、スリップ角は $6^\circ$ とした。荷重の振幅比 $R$ 等の計算での入力条件は、実験での値と同じとしてある。なお、図5-25および図5-27の横力の結果には、変動する荷重時の最大横力( $F_{y,max}$ , MFによる計算値)も併せてプロットしてある。それらの比較から、以下に述べる点で実験結果と計算結果は異なっていることがわかる。

- 1) 計算結果の位相遅れが実験より大きい(特に横力)。
- 2) 計算では、発生しうる最大横力(図5-25の $F_{y,max}$ )より大きな値を示す部分(荷重の減少する領域)があるが、そのような現象は



起こり得ないと考えられる(図 5-27 の実験結果にはそのような現象は見られない)。

- 3) 計算結果のアライニングモーメントの変動振幅はうねり波長が短くなる(周波数が高くなる)にしたがって減少するが、実験結果は逆である。

そこでこれらの不一致点を改善するために、モデルの改良を行なった。

### 5. 6. 2 モデルの改良と考察

前項で述べたように、横力とアライニングモーメントを表わす応答方程式の定常特性を現す部分の変更だけでは、実験と一致する結果が得られなかった。大きな問題点は、過渡的荷重変動時に発生する横力が、その荷重における最大値を超えることであるため、スリップ角により生ずる横力とアライニングモーメントは、最終的にその定常値を示す MF により求めることにした。また、5. 5. 4 項でも述べたように、緩和長が過渡応答の支配的要因であるため、新たな記述方法を検討した<sup>5-8), 5-9), 5-10)</sup>。

ストリングモデルの研究においては、大スリップ角領域での応答を論ずるために、トレッド要素(ブラシモデル)を付け加えたモデルも提案されている(図 5-29 参照。文献 5-4)の 259, 260 ページから引用)。なお、図 5-29 は定常状態を示している。図の  $\sigma^*$  は intersection length (ここでは交差長と訳す)と呼ばれており、スリップ角が大きくなると減少する。なお、緩和長  $\sigma$  (Relaxation Length) は一定である。スリップ角が 0 に近づくと、交差長は緩和長と等しくなる。図 5-29 のモデルによると、発生する横力は次式で近似できる<sup>5-8), 5-9)</sup>。

$$F_y = C_{Fy} \cdot v_0 = C_{Fy} \cdot \varepsilon \cdot v_1 \quad (5-37)$$

ここで、 $C_{Fy}$  はタイヤの横剛性、 $v_0$  と  $v_1$  はモデルの横変位、 $\varepsilon$  は修正係数である。交差長は次式で表せる(図 5-29)。

$$\sigma^* = \frac{v_1}{\tan(\alpha_1)} \quad (5-38)$$

上式の  $\alpha_1$  を等価スリップ角と呼ぶことにする。交差長は荷重と等価スリップ角の関数であるため、式(5-37)を用いて式(5-38)を以下のように書き直す。

$$\sigma^* = \frac{1}{C_{Fy} \cdot \varepsilon} \cdot \frac{F_y}{\tan(\alpha_1)} \equiv A(F_z) \cdot \frac{F_y}{\tan(\alpha_1)} \quad (5-39)$$

スリップ角が 0 に近づくと、交差長はスリップ角が 0 の時の緩和長 ( $\sigma_0$ , 図 5-16) となり、上式右辺第 2 項はコーナリングステイフネス ( $C_{F\alpha}$ ) となることから  $A(F_z)$  を求め、最終的に交差長は以下のように表せる。

$$\sigma^* = \frac{\sigma_0}{C_{F\alpha}} \cdot \frac{F_y}{\tan(\alpha_1)} \quad (5-40)$$

なお、等価スリップ角は式 (5-38) より、

$$\alpha_1 = \tan^{-1}\left(\frac{v_1}{\sigma^*}\right) \quad (5-41)$$

となる。また、タイヤ接地先端部の横変位  $v_1$  は、以下の微分方程式を解くことにより求められる (文献 5-4) の 364 ページ)。

$$\sigma^* \frac{dv_1}{dx} + v_1 = \sigma^* \tan(\alpha) \quad (5-42)$$

最終的に、横力とアライニングモーメントは、MF に荷重と等価スリップ角を代入し、以下のように求める。

$$F_y = F_{y,stat}(\alpha_1, F_z) \quad (5-43)$$

$$M_z' = M_{z,stat}(\alpha_1, F_z) \quad (5-44)$$

上記の式 (5-40) ~ 式 (5-44) および式 (5-7), 式 (5-8) を用いて計算するモデルを“モデル 2”と呼び、その数値計算のフローを図 5-30 に示す。図 5-31 と図 5-32 がその計算結果であるが、実験結果に非常によく一致し、モデル 1 の問題点も解消されていることがわかる。ただし、それ以外の種々の条件でも計算を実施したところ、スリップ角がより大きくうねり波長が短い条件では (例えばスリップ角  $10^\circ$ , うねり波長 0.5m), 数値計算が不安定になり発散してしまう場合があることがわかった<sup>5-9)</sup>。車両運動シミュレーション解析において開発したタイヤモデルを使用することを想定しているため、よりロバストなモデルを開発する必要がある。計算が不安定になる原因は、図 5-30 の③のブロックで解が振動的になるためであることがわかったため、モデルをさらに改良することにした。

### よりロバストなモデルの開発

交差長は式 (5-42) からわかるように、タイヤの横変形すなわち横力の応答遅れを支配するパラメータである。この応答遅れを実験により求めることを考えた。それは、スリップ角を  $0^\circ$  ではなく所望の値に固定し、その値を中心に微小振幅で加振し、周波数応答から交差長を求めるというものである。なお、スリップ角が  $0^\circ$  の時の交差長は緩和長であることから、交差長は広義の緩和長であると考えてよい。その実験とデータ処理の方法は 5. 5. 2 項に記したものと基本的に同じであるが、スリップ角を  $0^\circ$  ではなく様々な値に固定し、その値を中心に振幅  $0.5^\circ$  で周波数を 0 から 2Hz までスウィープ的に加振した。それらの実験から求めた結果は、図 5-33 のプロットである。定常状態ではスリップ角と等価スリップ角は等しいので (図 5-29) , 図の横軸は等価スリップ角としてある。図からわかるように、ばらつきはあるものの、等価スリップ角が増加するに従い交差長は減少し (図 5-29 と同様な傾向) , 荷重が増加すると交差長も増加する。

安定な解を求めるためには、式 (5-40) の交差長の表現を変更する必要がある。そこで、実験データの傾向を表わし、できるだけ必要なパラメータが少ないものとして、スリップ角が 0 の時の緩和長を用いた以下の表記式を最終的に提案した<sup>5-9)</sup>。

$$\sigma^* = \sigma^*(\alpha_1, F_z) = \sigma_0(F_z) \frac{\sin\{\tan^{-1}(C_\sigma \alpha_1)\}}{C_\sigma \alpha_1} \quad (5-45)$$

モデル 2 の式 (5-40) を式 (5-45) で置き換えたモデルを“モデル 3”と呼ぶ。ここで、 $\sigma_0$  は 5. 5. 2 項で求めたスリップ角が  $0^\circ$  の時の緩和長であり、荷重の 3 次関数である。パラメータ  $C_\sigma$  は、実験値に式 (5-45) を同定することにより求めた。その結果が図 5-33 の曲線である。モデル 3 の数値計算のフローを図 5-34 に示す。図 5-35 と図 5-36 が横力とアライニングモーメントの計算結果であるが、モデル 2 の結果 (5-31, 図 5-32) とほとんど同じで、実験結果 (5-27, 図 5-28) にもよく一致していることがわかる。また、モデル 2 では計算が不安定になった条件でも、モデル 3 は安定した解が得られることも分かった<sup>5-9)</sup>。

次に、モデル 1 とモデル 3 の計算結果から求めたダイナミックロスと実験結果の比較を図 4-34 と図 4-35 に示す (図中のプロットが実験結果)。モデル 3 による横力のダイナミックロスは実験に非常によく一致しており、5. 5 節で述べた微小スリップ角領域で適用可能なモデルでは波長 2m 以上でしか一致していなかったものが、モデル 3 は

よりうねり波長が短い領域（1m 以下）まで一致しており，さらに短い領域まで一致する可能性がある。アライニングモーメントのダイナミックロスに関しては，モデル 1 と実験結果は逆の傾向であるが，モデル 3 は一致しており，波長が約 4m 以上では定量的にもよく一致している。ただし，現時点では実験データが少ないため，上記の点に関しては今後さらに検証を加える必要があると考える。

ここまで，いくつかの新たに開発した横力とアライニングモーメントの応答モデルについて述べてきたが，最終的には上記のモデル 3 を用いることにより，スリップ角やうねり波長の範囲を限定することなく，過渡的荷重変動時の横力とアライニングモーメントの応答が安定してシミュレーションできることがわかった。

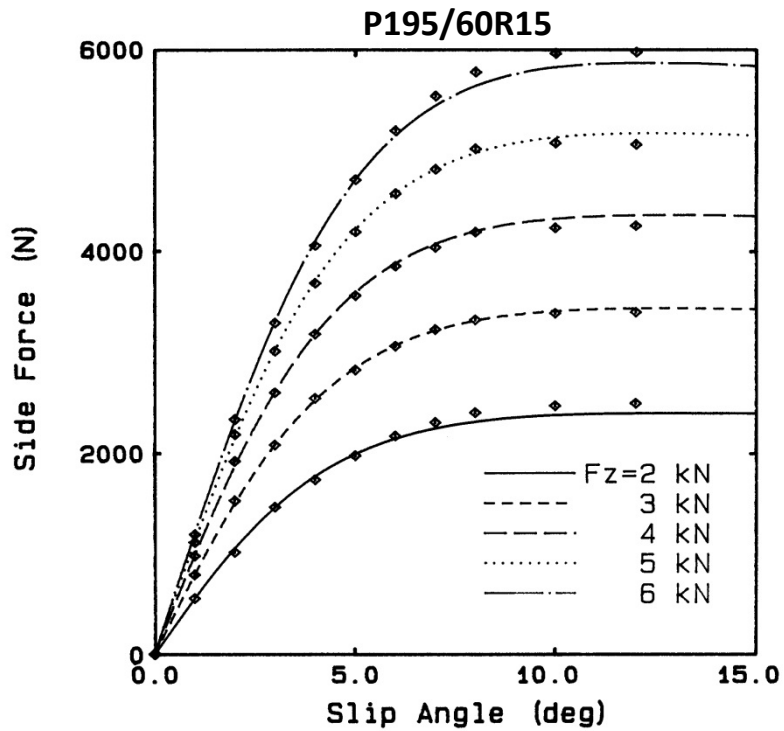


図 5-23 Steady State Characteristics of Side Force Represented by Magic Formula (Plots are measured data.)

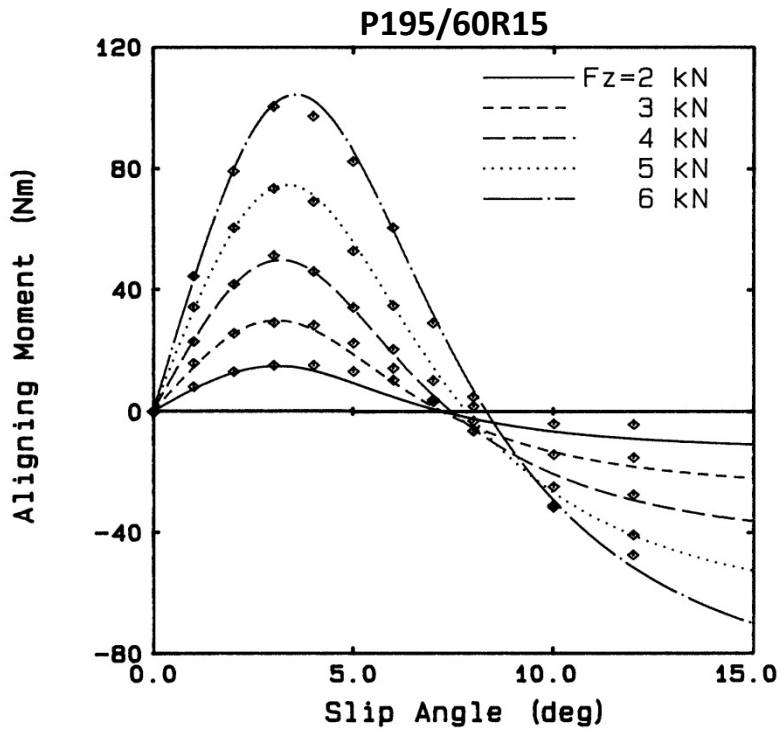


図 5-24 Steady State Characteristics of Aligning Moment Represented by Magic Formula (Plots are measured data.)

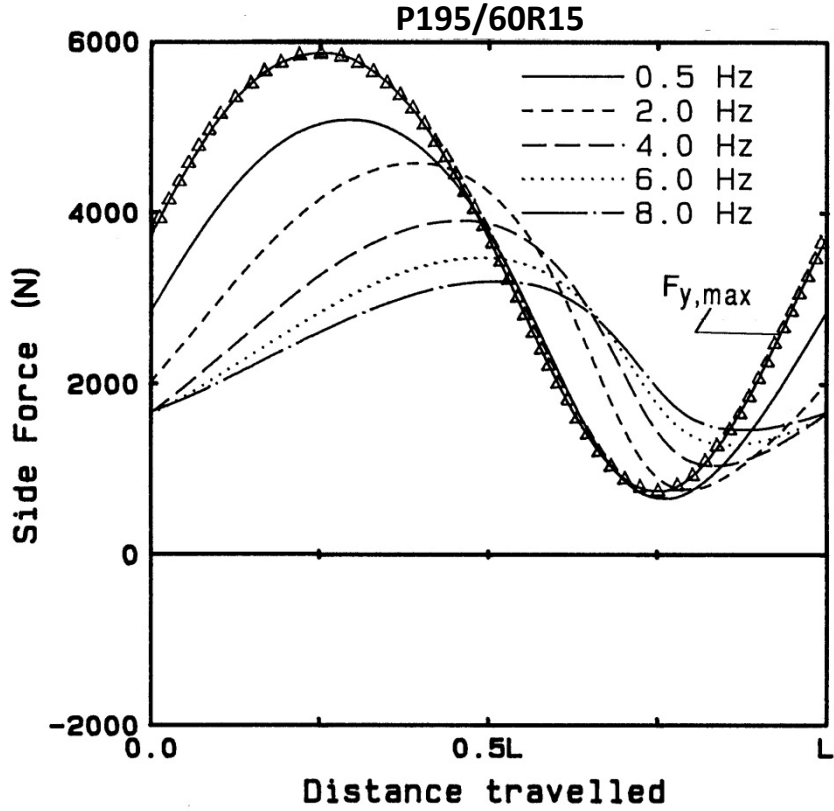


図 5-25 Calculated Results of Side Force Response by Model 1 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

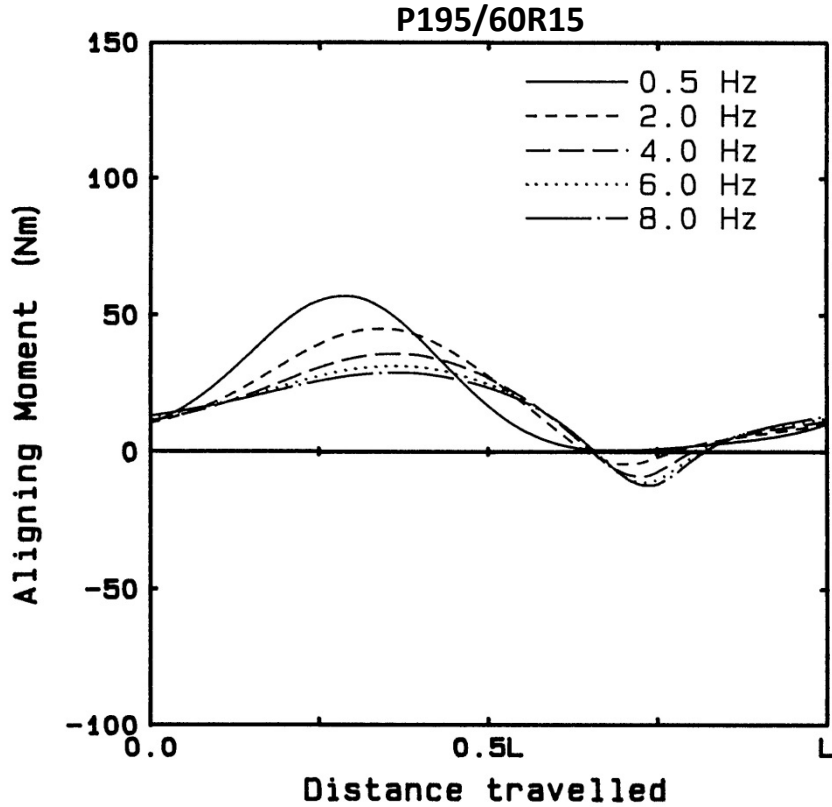


図 5-26 Calculated Results of Aligning Moment Response by Model 1 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

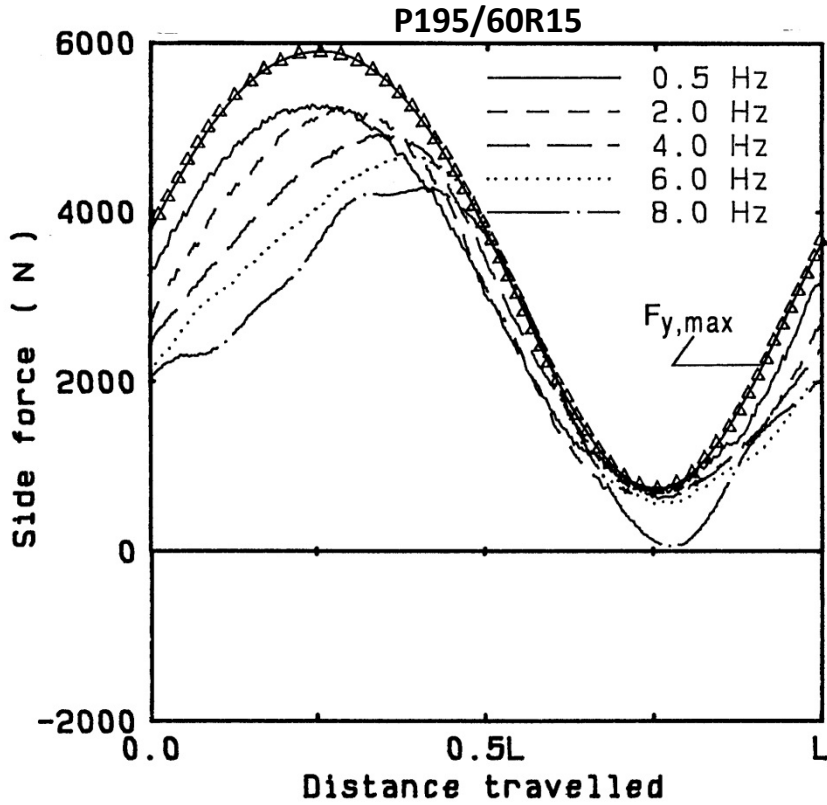


図 5-27 Measured Results of Side Force Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

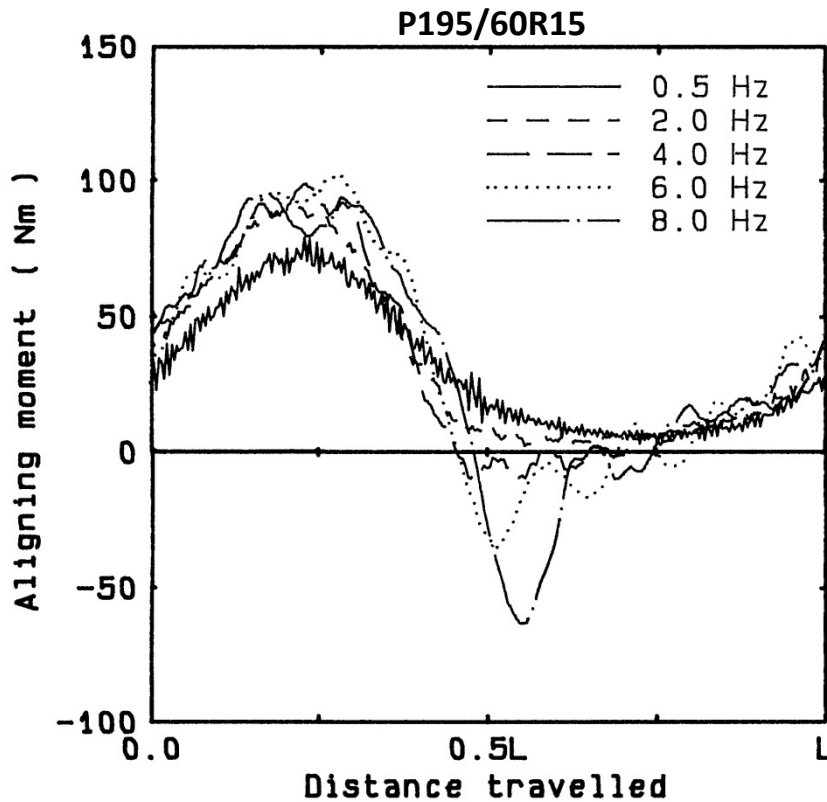


図 5-28 Measured Results of Aligning Moment Response under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

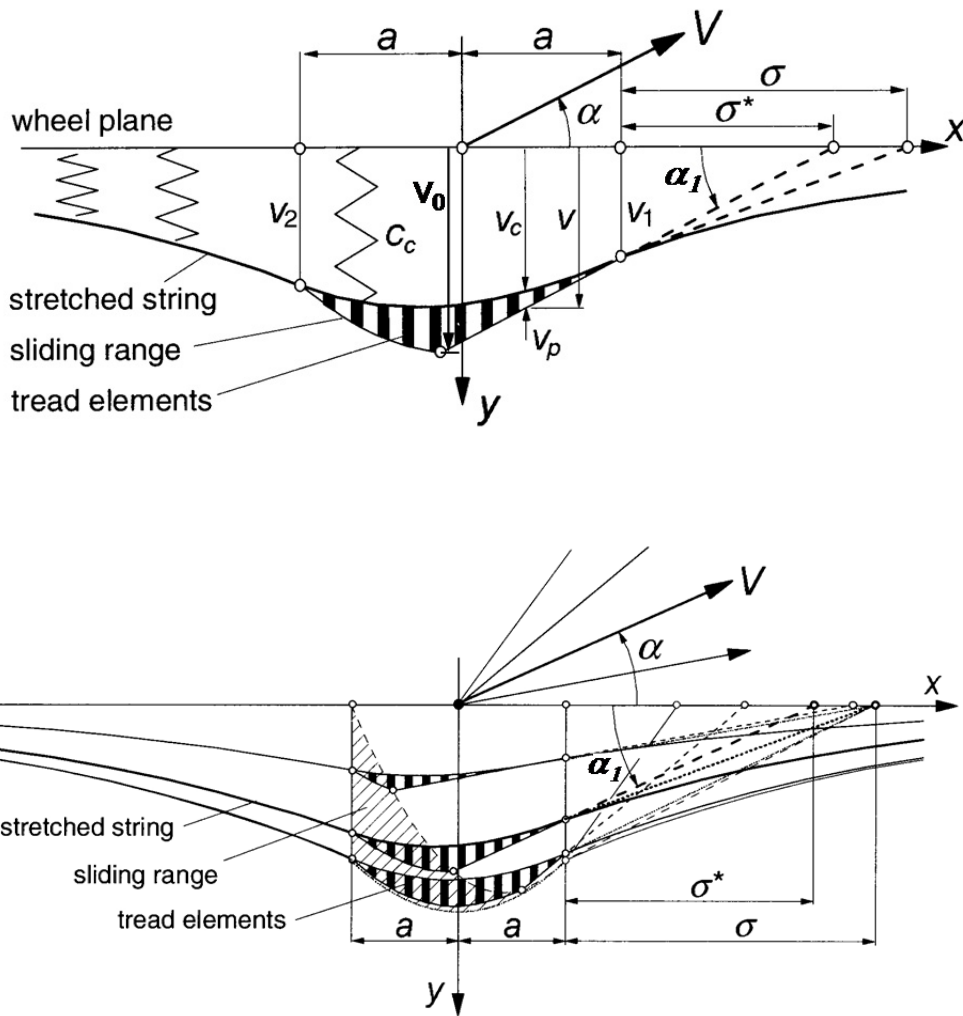


図 5-29 Tire String Model with Tread Elements and Change of Intersection Length ( Ref. 5-4) page 259, 260)



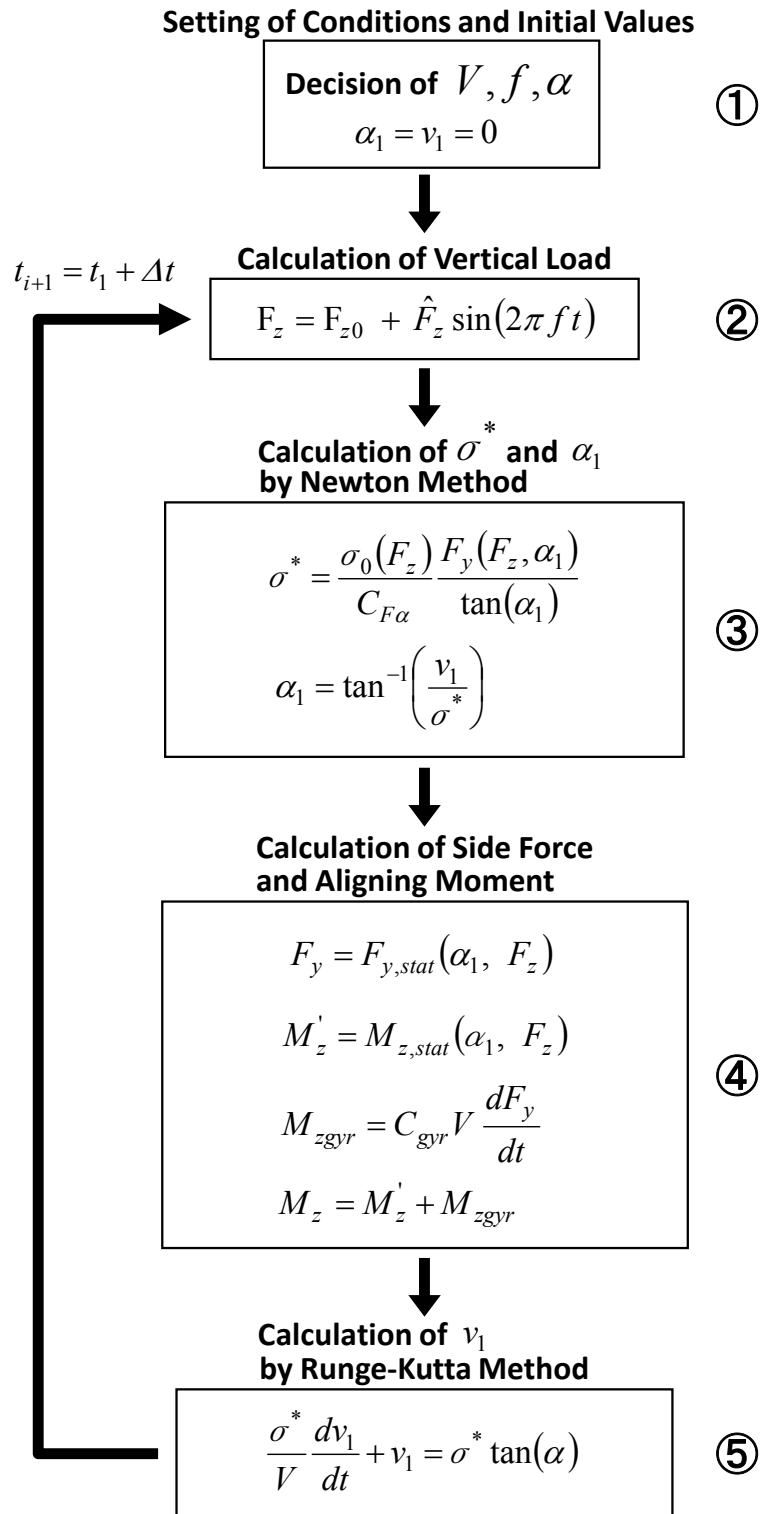


図 5-30 Flow of Numerical Calculation of Model 2

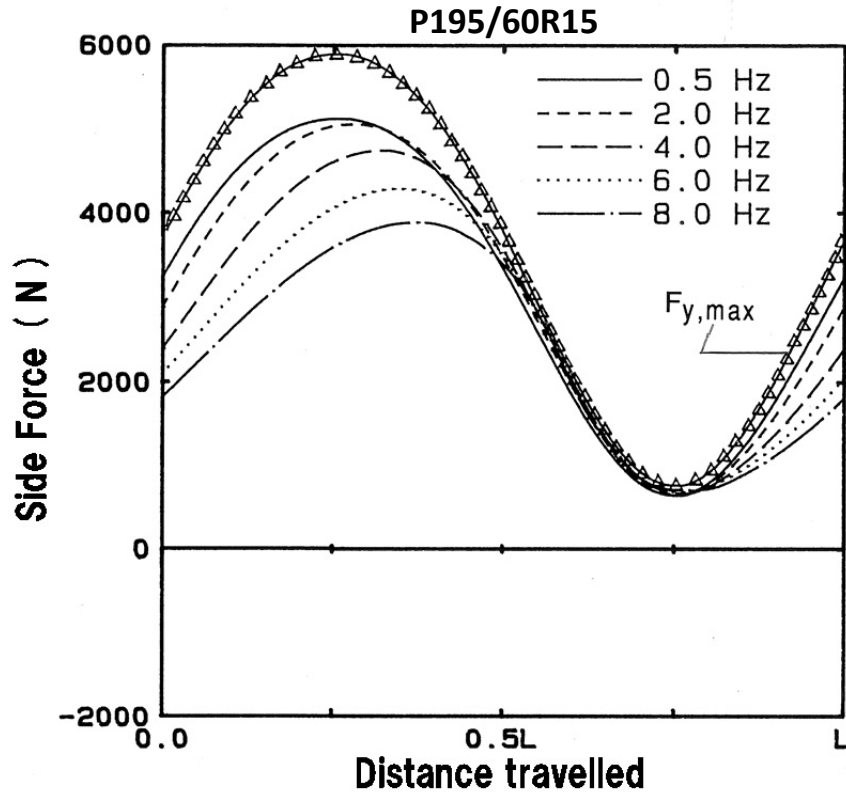


図 5-31 Calculated Results of Side Force Response by Model 2 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

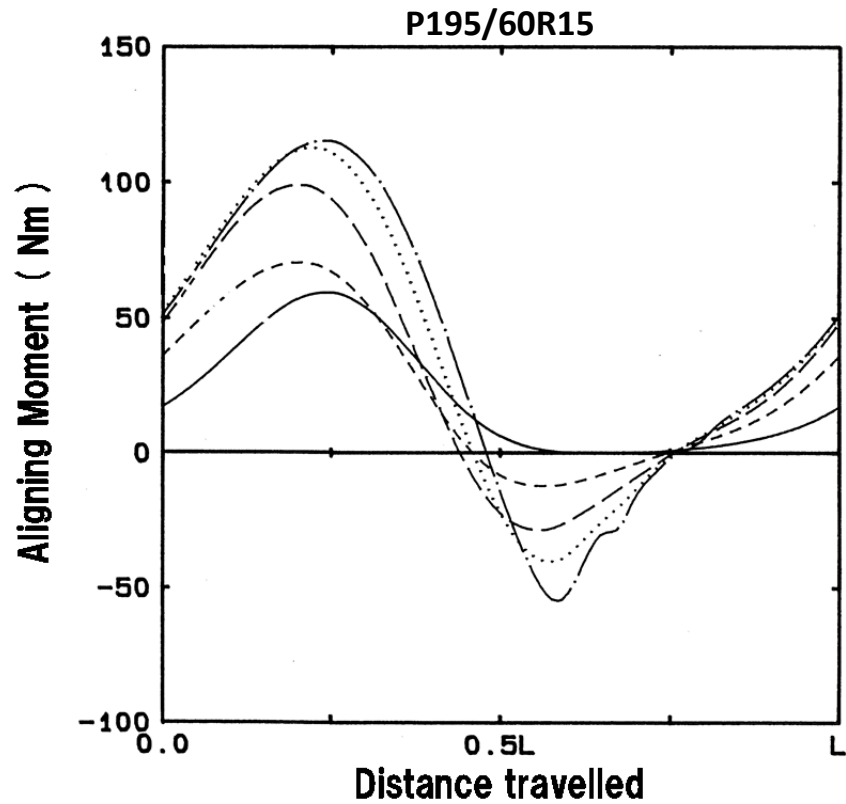


図 5-32 Calculated Results of Aligning Moment Response by Model 2 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

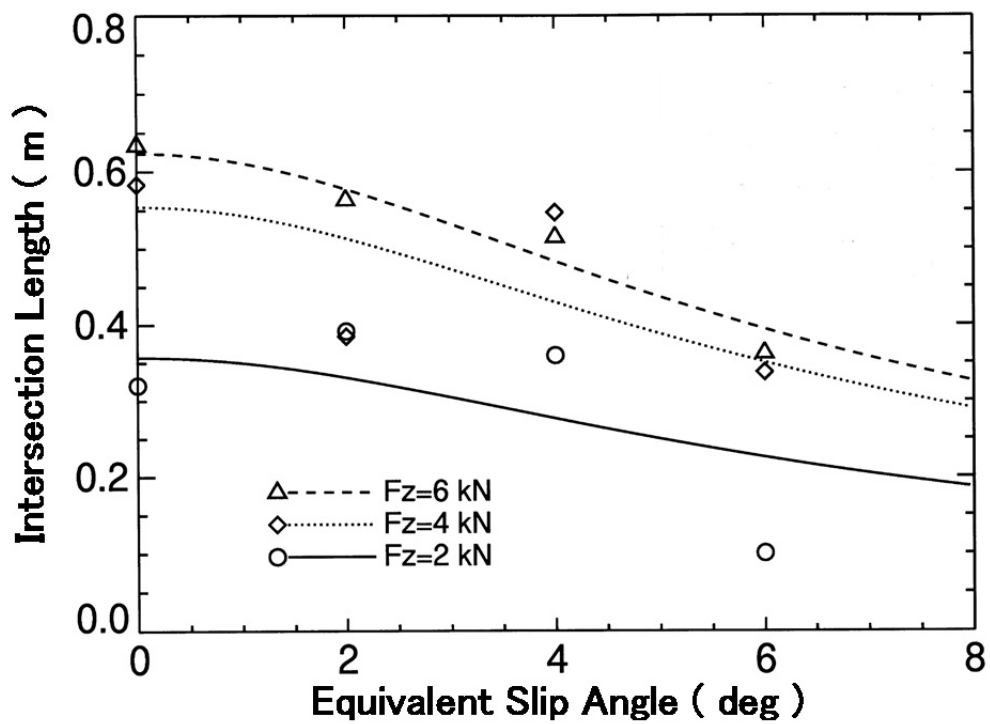


図 5-33 Experimental and Identified Results of Intersection Length Depending on Equivalent Slip Angle and Vertical Load

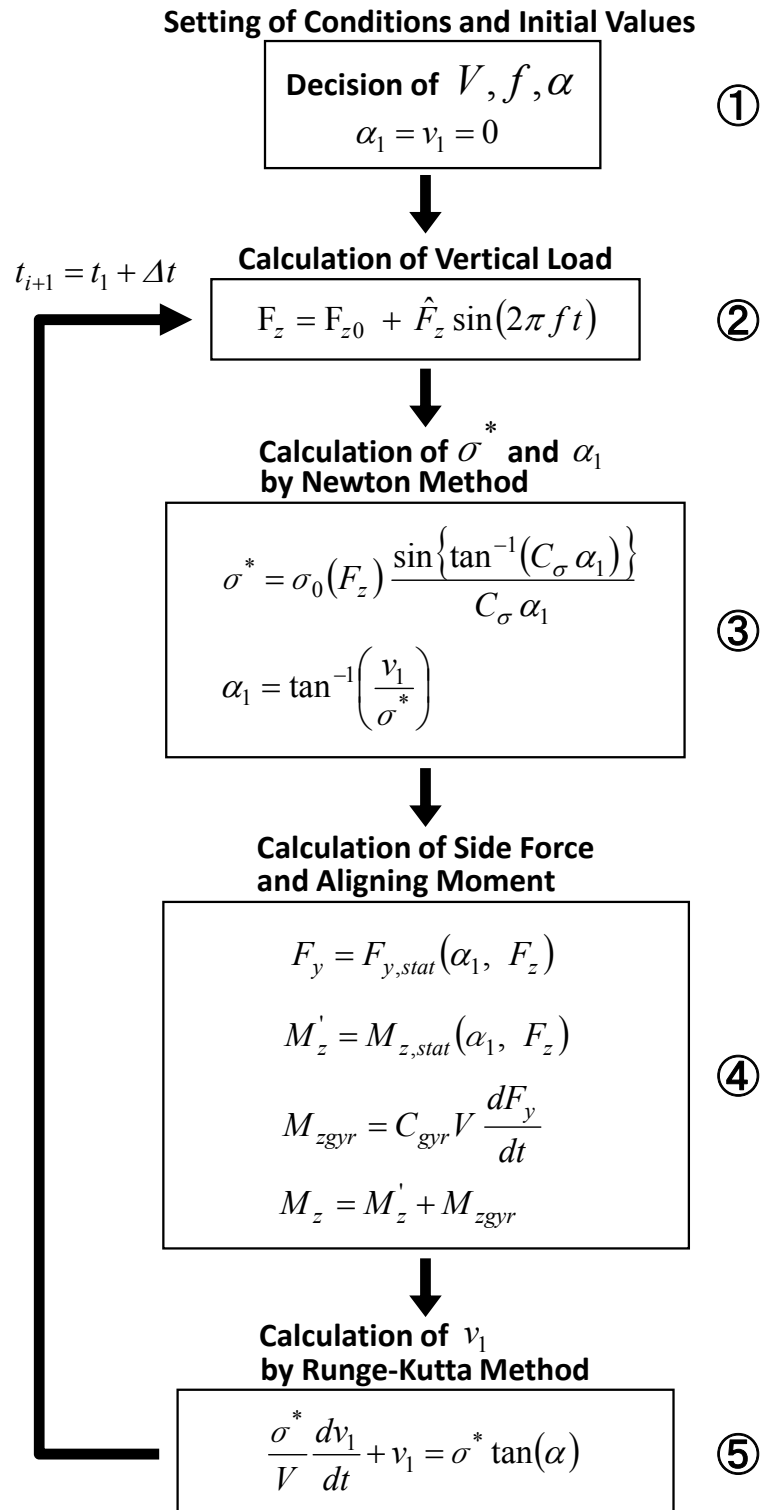


図 5-34 Flow of Numerical Calculation of Model 3

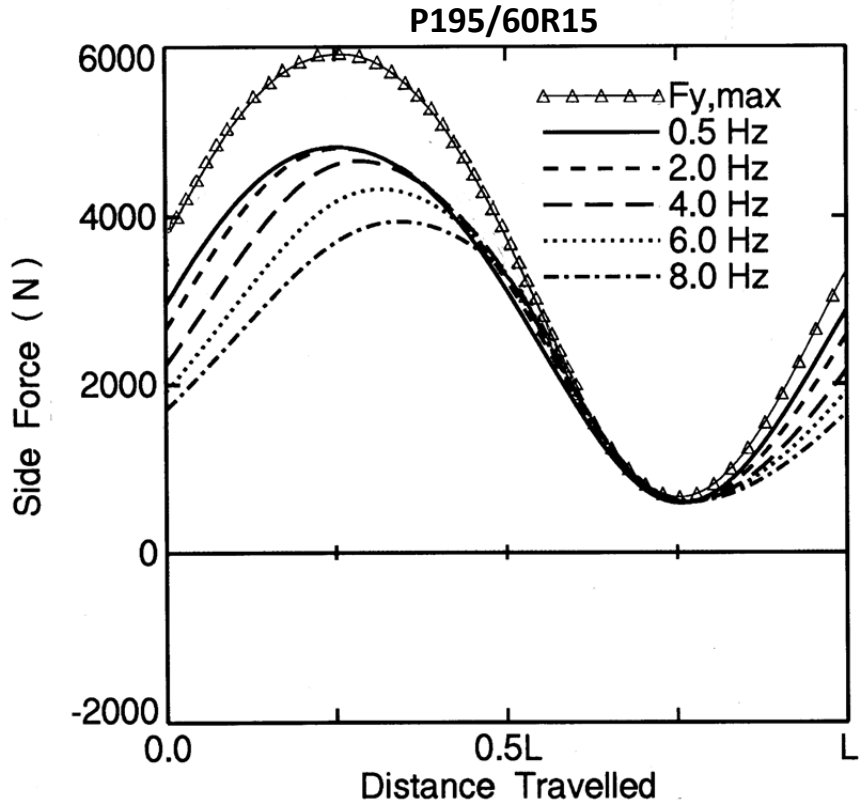


図 5-35 Calculated Results of Side Force Response by Model 3 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

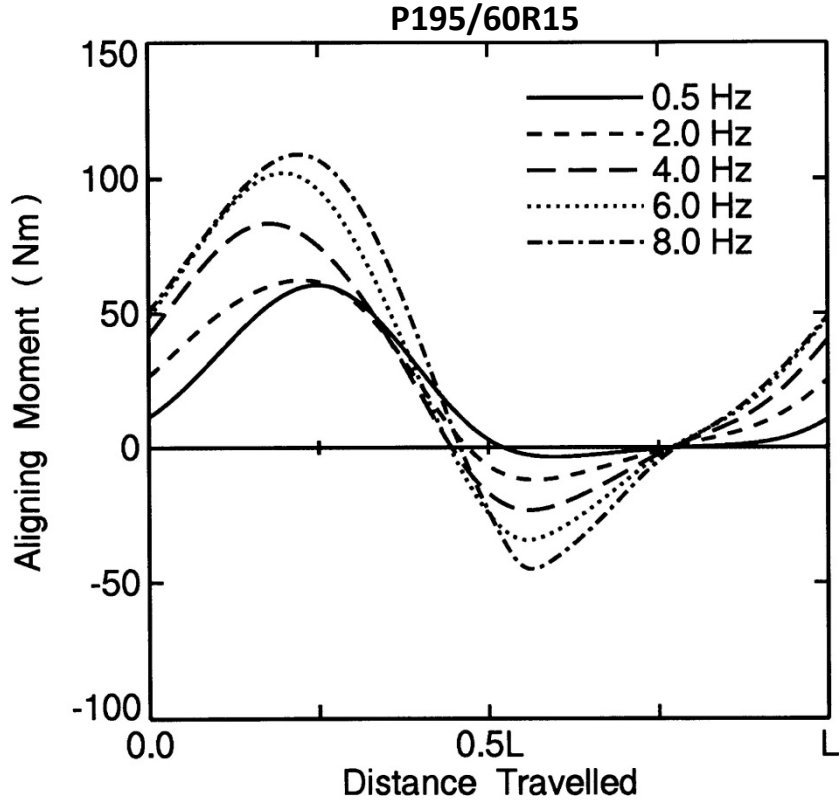


図 5-36 Calculated Results of Aligning Moment Response by Model 3 under Time-varying Vertical Load ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

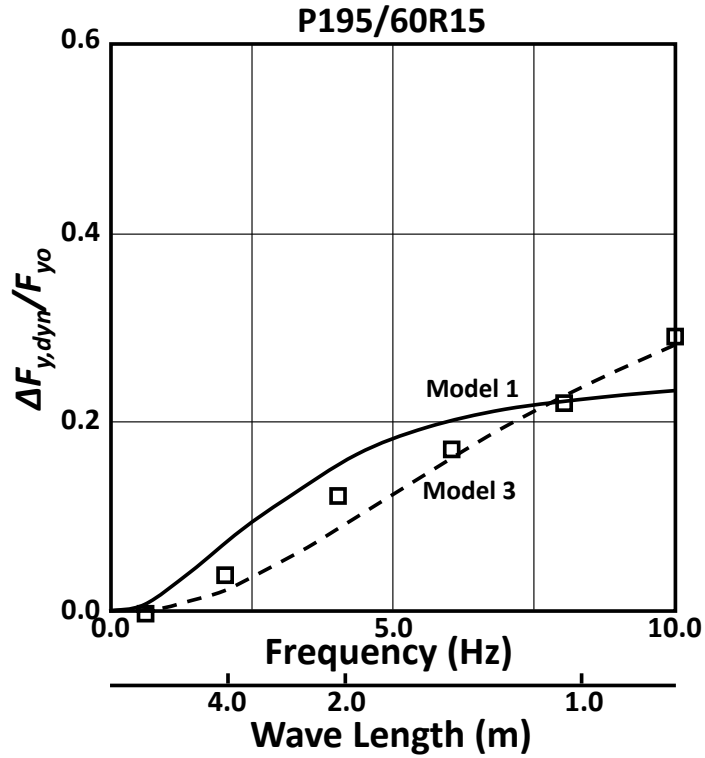


図 5-37 Comparison of Dynamic Loss of Side Force between Calculation and Experiments ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

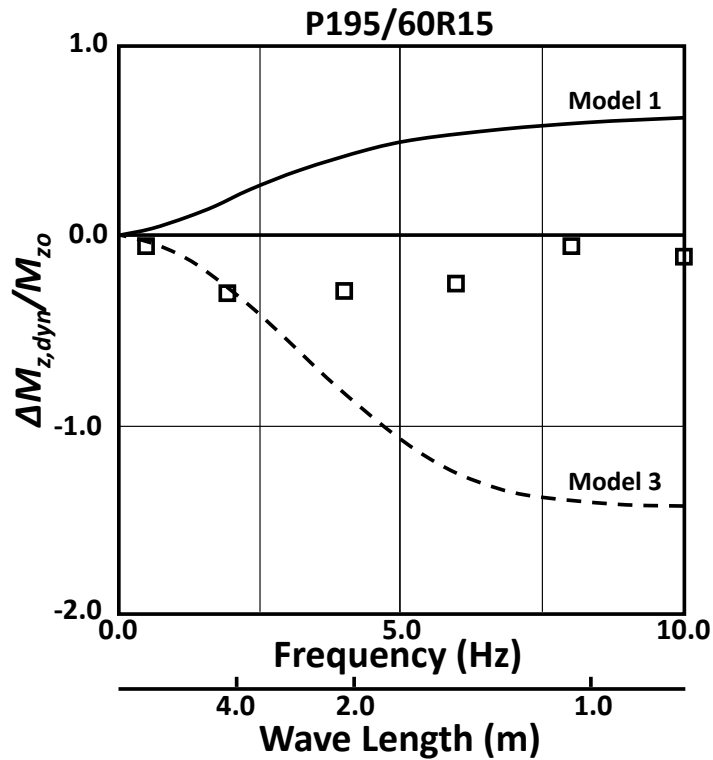


図 5-38 Comparison of Dynamic Loss of Aligning Moment between Calculation and Experiments ( $\alpha=6\text{deg}$ ,  $F_{z0}=3\text{kN}$ ,  $R=0.83$ )

## 5. 7 まとめ

本章では、非平坦路上でのコーナリングを想定し、過渡的荷重変動時のタイヤの横力とアライニングモーメントの応答特性に関する研究結果を報告した。その結果を以下にまとめる。

- 1) スリップ角を固定し、荷重を過渡的に変動させたときの横力とアライニングモーメントを測定するドラム式試験装置を製作し、データ処理法を開発した。
- 2) 実験結果により、過渡的荷重変動時の横力とアライニングモーメントの応答は、その定常特性では説明できないことを明らかにした。
- 3) 微小スリップ角領域に適用可能な、ストリングモデルをベースとしたタイヤ応答モデルを開発した。このモデルでは、緩和長やコーナリングスティフネス等のモデルパラメータの荷重依存性を考慮している。また、モデルパラメータを実験により求める手法と、その記述関数を示した。
- 4) 計算と実験を比較した結果、応答波形やダイナミックロスは、荷重変動の波長が概略 2m 以上では、モデルは実験とよく一致することがわかった。
- 5) コーナリングスティフネスと緩和長は荷重の 1 次関数であると仮定し、横力のダイナミックロスを解析的に導いた（メカニズムを明らかにした）。その結果は、実験や上記 3) のモデルで計算した結果と定性的には一致した。この解析によると、荷重変動比  $R$  が 1 で、うねり波長が 0（周波数は無限大）に近づくと、ダイナミックロスは荷重変動がないときの定常値の 1/2 に漸近する。
- 6) 上記 3) のモデルを拡張し、大スリップ角領域まで適用可能なモデルを検討した。まず、3) のモデルの定常値を表わす項を Magic Formula で置き換えたが（モデル 1）、その計算結果は実験値と一致しなかった。

- 7) 次に、トレッド要素付きストリングモデルの解析結果を参考にして、荷重とスリップ角に依存する交差長、ストリングモデルの接地前端部の横変位、等価スリップ角を計算し、等価スリップ角と荷重を用いて Magic Formula で表わした定常特性から過渡的な横力とアライニングモーメントを最終的に計算するモデルを開発した（モデル2）。このモデルは実験結果（スリップ角  $6^\circ$ ）と非常によく一致することがわかったが、スリップ角が大きいうねり波長が短い領域では計算が不安定になる場合がある。
- 8) そこで、スリップ角と荷重に依存する緩和長の実験値を用いて、荷重とスリップ角（等価スリップ角）に依存する交差長を表わす新たに考案した表記式をモデル2の式に置き換え、過渡的横力とアライニングモーメントを計算するモデルを開発した（モデル3）。
- 9) モデル3はモデル2同様、実験結果とよく一致することがわかった。特に横力の応答に関しては、うねり波長が1m以下の範囲まで一致し、さらに短い波長範囲まで適用できる可能性があるが、実験データが少ないため、今後さらに検証する必要があると考える。
- 10) モデル3は適用できるスリップ角と荷重、うねり波長の範囲が限定されず、数値計算の安定性もよいことから、車両運動シミュレーションに用いるタイヤモデルに適していると言える。



第 5 章 “過渡的鉛直荷重変動時のタイヤコーナリング特性”

参考文献

- 5-1) Schlippe, B. von and Dietrich, R, Shimmying of a Pneumatic Wheel (English translation), NACA TM 1365, (1954).
- 5-2) Segel, L., Force and Moment Response of Pneumatic Tires to Lateral Motion Inputs, Transactions ASME, J. of Engineering for Industry, 88B, (1966).
- 5-3) Pacejka, H.B., The Wheel Shimmy Phenomenon, Doctoral Thesis, Delft University of Technology, (1966) .
- 5-4) Pacejka, H.B., Tire and Vehicle Dynamics, Third Eddition, Butterworth Heinemann, (2012).
- 5-5) 樋口, 他, ハンドリングの予測技術の研究 - 動特性を考慮した非線形タイヤモデルの開発 -, Honda R&D Technical Review, Vol. 7, (1995).
- 5-6) Takahashi, T., and Pacejka, H.B., Cornering on Uneven Roads, Proceedings of 10<sup>th</sup> IAVSD Symposium, Prague, (1987), Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 17, (1988), pp. 469-480.
- 5-7) Takahashi, T., Cornering on Uneven Roads, Master’s Thesis, Delft University of Technology, No. 88.3.VT2354, (1988).
- 5-8) Takahashi, T. and Pacejka, H.B., Pure Slip Characteristics of Tyres on Flat and on Undulated Road Surfaces, Proceedings of 1<sup>st</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC ’92), Yokohama, (1992), pp. 360-365.
- 5-9) Takahashi, T. and Hoshino, M., The Tyre Cornering Model on Uneven Road Surfaces for Vehicle Dynamics Studies, Proceedings of 3<sup>rd</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC ’96), Aachen, (1996), pp. 941-953.

- 5-10) 高橋, 過渡的な鉛直荷重変動を考慮したタイヤコーナリング特性のモデル化に関する研究, 日本機械学会論文集 (C 編), 74 巻, 745 号, (2008), pp. 129-136.

## 第6章

# うねり路面走行時のタイヤ横力が 車両運動に与える影響

## 6. 1 はじめに

操舵を伴う車両運動の研究においては、路面は平坦であると仮定したものがほとんどであるが、実際の路面には様々なうねりや凹凸が存在し（図 4-1 参照）、車両に前後・横加速度が加わることにより生ずるタイヤの鉛直荷重の変化以外に、路面が平坦ではないことに起因する鉛直荷重変化が加わっている。そのため、車両運動をより正確に予測するためには、路面のうねりやそれに起因する荷重変動も考慮したモデル化や解析が必要である。

路面のうねりを考慮した車両運動の研究は非常に少ないが、参考文献 6-1)、6-2) では、車両モデルは平面 2 自由度モデルと前後 2 輪のハーフカーモデルを組み合わせ、路面としては正弦波状のうねりと単一突起を考慮した解析を実施している。その車両モデルではロール運動が無視されているため、左右輪間の荷重移動は考慮されていない。また、定常円旋回状態を基準とし、その近傍の変動運動のみを取り扱っているため、タイヤ横力特性を線形として扱っており、タイヤの過渡特性は考慮していない。

参考文献 6-3) では、車両ばね上の 5 自由度モデルを用い、サイン波状のうねり路面を考慮した解析を行っている。しかし、タイヤ横力特性を 1 次遅れとして取り扱っているため、第 5 章で述べたように、スリップ角が小さい範囲では模擬可能であるが、スリップ角が大きくなると 1 次遅れ特性として取り扱うことができなくなる。最近報告された参考文献 6-4) でも同じく、タイヤ横力の過渡特性を 1 次遅れとしている。

また以上の研究では、非平坦路における車両運動に対するサスペンションや制御システムの影響を論じているが、タイヤの過渡特性が車両運動に与える影響は示していない。

したがって本章では、タイヤの過渡特性は非平坦路上での車両のコーナリング特性に影響するのか否かを明確にするために検討した結果を報告する。本検討では、第 5 章で開発したタイヤモデルを車両運動解析ソフトに導入し、タイヤ横力の過渡特性が車両の横加速度に与える影響をシミュレーションにより解析する<sup>6-5), 6-6)</sup>。

## 6. 2 本章の構成

この節では、本章の構成を説明する。

6. 1 節は「はじめに」と題した序論である。

6. 3 節では、本章で用いる主な記号と定義した座標系を示す。

6. 4 節は「シミュレーションに導入するタイヤモデル」と題し、第5章で最終的に開発した過渡的荷重変動時のタイヤコーナリング特性のモデルを示す。

6. 5 節は「シミュレーション環境と車両およびタイヤモデル」と題し、本研究に用いた車両運動解析ソフトと、新たに導入したタイヤモデルを用いたシミュレーション環境について説明する。また、解析に用いた車両モデルとタイヤモデルを示す。

6. 6 節は「サイン波操舵角時の車両の応答」と題し、6. 5 節で示したシミュレーション環境上でサイン波状のうねりを有する路面を定義し、操舵角をサイン波で変動させた時の車両運動のシミュレーションを実施する。タイヤの過渡特性を考慮した時としない時の車両運動に対する、路面うねりの波長と振幅の影響を示し、その結果を考察する。

6. 7 節は「定常円旋回時の車両の応答」と題し、6. 6 節と同様な路面上における、車両の速度と操舵角を一定に保持した定常円旋回時のシミュレーション結果を示し、6. 6 節の結果と比較検討する。

6. 8 節はまとめであり、本章で論じてきたことの結果をまとめる。

### 6.3 主な記号と座標系

本章で用いる主な記号は次のとおりであるが、これらはタイヤの横力とアライニングモーメントの記述方程式で用いられるものである。また、図 6-1 に ISO 8855 で規定された車両重心点固定の座標系 ( $x, y, z$ ) および路面固定座標系 ( $x_E, y_E, z_E$ ) の定義を示す。なおこれら座標系は、 $z$  軸が上を向き  $x$  軸および  $y$  軸は地面に平行な右手系である。本章で用いる車両運動解析ソフト (CarMaker, 後述) の座標系は、その規定に準拠している。CarMaker では通常車両固定座標系を用いるが、路面固定座標系も用いることができる (後述の路面うねりの定義で使用)。

図 6-2 は同じく ISO 8855 で規定されたタイヤの座標系の定義であり、CarMaker でも用いられている。座標系の原点および  $x$  軸、 $y$  軸は路面上にあり、車両と共に移動する座標系であるが、4 輪それぞれ異なる原点と方向を有する。

- $C_{gyr}$  : ジャイロ係数 [ $s^2$ ]
- $C_\sigma$  : 交差長の等価スリップ角依存係数 [-]
- $F_y$  : 横力 (サイドフォース) [N]
- $F_{y,stat}$  : Magic Formura による横力 (定常値) [N]
- $F_z$  : 荷重 (鉛直荷重) [N]
- $M_z$  : アライニングモーメント [Nm]
- $M_{z,stat}$  : Magic Formura によるアライニングモーメント (定常値) [Nm]
- $M_z'$  : 横変形によるアライニングモーメント [Nm]
- $M_{zgyr}$  : ジャイロ効果によるアライニングモーメント (ジャイロ項) [Nm]
- $t$  : 時間 [sec]
- $V$  : 走行速度 [m/sec]
- $v_1$  : ストリングモデル接地前端部の横変位 [m]
- $\alpha$  : スリップ角 [deg]
- $\alpha_1$  : 等価スリップ角 [deg]
- $\sigma$  : 緩和長 (relaxation length) [m]
- $\sigma_0$  : スリップ角 0 時の緩和長 [m]
- $\sigma^*$  : 交差長 (intersection length) [m]

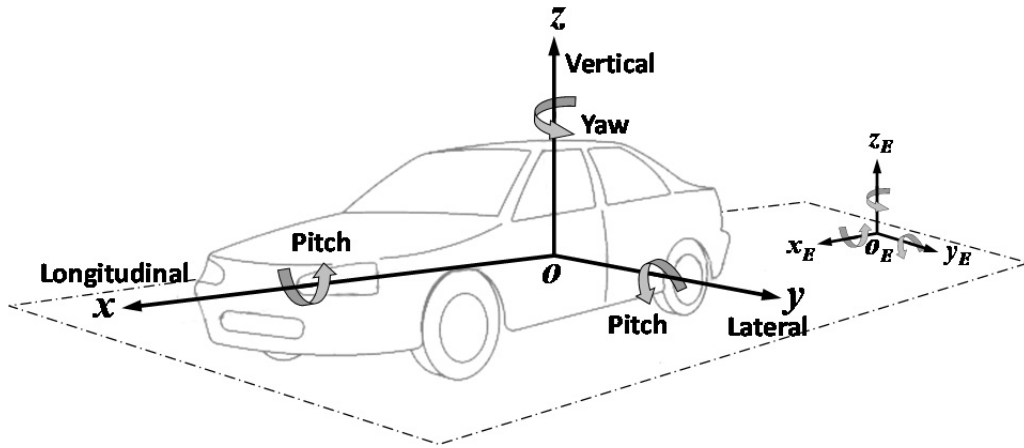


図 6-1 Definition of Vehicle Coordinate System

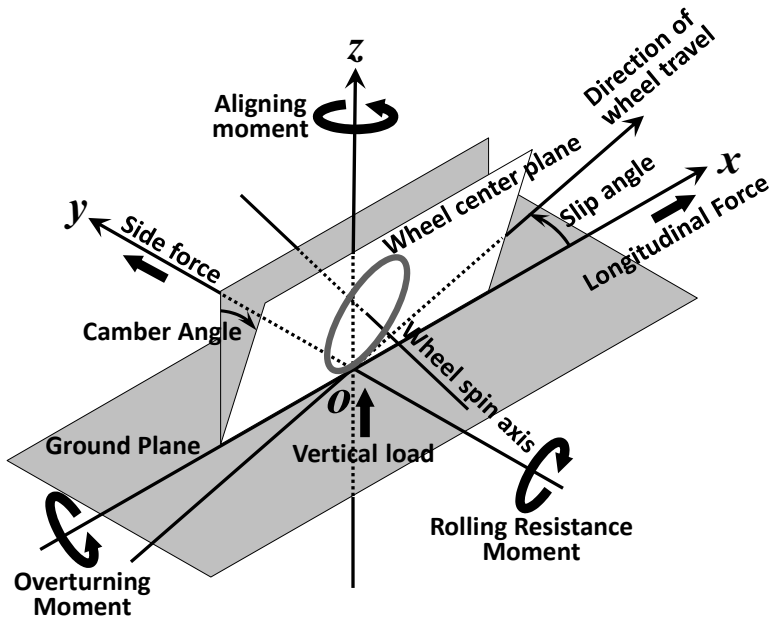


図 6-2 Definition of Tire Coordinate System

## 6.4 シミュレーションに導入するタイヤモデル

第5章では、タイヤの鉛直荷重（以下単に荷重と呼ぶ）が過渡的に変動している時の横力とアライニングモーメントの応答モデルを種々検討したが、スリップ角が大きくうねり波長が短い範囲でも実験値によく一致し、かつ数値計算の安定性もよかったモデル（第5章ではモデル3と呼んだ）を以下に再度記す。なお、式(5-44)と式(5-6)の  $dx$  を  $Vdt$  で置き換えてある（下式(6-3)、(6-6)）。

$$\sigma^* = \sigma^*(\alpha_1, F_z) = \sigma_0(F_z) \frac{\sin\{\tan^{-1}(C_\sigma \alpha_1)\}}{C_\sigma \alpha_1} \quad (6-1)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1}\left(\frac{v_1}{\sigma^*}\right) \quad (6-2)$$

$$\frac{\sigma^*}{V} \frac{dv_1}{dt} + v_1 = \sigma^* \tan(\alpha) \quad (6-3)$$

$$F_y = F_{y,stat}(\alpha_1, F_z) \quad (6-4)$$

$$M_z' = M_{z,stat}(\alpha_1, F_z) \quad (6-5)$$

$$M_{zgyr} = C_{gyr} V \frac{dF_y}{dt} \quad (6-6)$$

$$M_z = M_z' + M_{zgyr} \quad (6-7)$$

次節において、上記のタイヤ過渡応答モデルを車両運動シミュレーションソフトに導入し、車両運動に与えるタイヤ横力の過渡特性の影響を検討する。



## 6.5 シミュレーション環境と車両およびタイヤモデル

### 6.5.1 シミュレーション環境の構築

新たなタイヤモデルを導入する車両運動シミュレーションソフトとして、IPG Automotive GmbH 社が市販している CarMaker を用いた。このソフトでは機械系システムとして数十自由度の車両モデルを使用しており、計算が比較的早いことから、特に欧州では HiLS (Hoftware-in-the-Loop Simulataion) システムでも多く用いられている。CarMaker ではタイヤ定常特性モデルとしていくつか用意されているが、Magic Formula を用いることが多い<sup>6-7), 6-8)</sup>。新たなモデルでは、定常特性の表現に Magic Formula を用いているため、CarMaker オリジナルの Magic Formula モデルの計算プログラムを修正し、式(6-1)～式(6-7)を計算するプログラムを C 言語で記述して付加した。

以下で述べるシミュレーション計算では、標準で用意されている Magic Formula (以下、定常モデルと呼ぶ) と新たなモデル (以下、過渡モデルと呼ぶ) を用いた計算を実施し、結果を比較検討した。ここで、CarMaker の概要を付記する。

#### CarMaker の概要

CarMaker は、自動車の運動シミュレーションのために開発されたマルチボディダイナミクスの計算ソフトであり、1989 年リリースの IPG-CAR に様々な機能を付加して、1999 年から CarMaker として販売されている。その基本となる自動車の運動方程式群は、MESA VERDE (MEchanism, SAtellite, VEhicle and Robots Dynamic Equations) と呼ばれるソフトウェアにより自動的に導出される<sup>6-9)</sup>。MESA VERDE は、システムを構成する剛体やジョイント等を決められた書式により記述したテキストファイルを読み込み、仮想パワーの原理に基づいて 2 階のニュートン・オイラーの微分代数方程式群をシンボリックなテキストファイル (英数記号) として出力する。CarMaker 内ではこのファイルを読み込み、パラメータの値や初期値を設定し、オイラー法による数値積分によりシステムの応答を計算する。

図 6-3 に CarMaker のメイン GUI とアニメーション画面 (IPG Movie と呼ばれる) を示す。メイン GUI のプルダウンメニューで車両や路面などのパラメータ値を直接入力して計算することもできるが、所定の書式によってそれらの値を記述した TestRun や TestManager と呼ばれるテキストファイルを読み込むことにより、シミュレーション計算を連続的に実行することができる。

### 6. 5. 2 車両モデル

BセグメントのFF乗用車(排気量1400ccのディーゼルエンジン)を題材として、CarMakerによるシミュレーションに必要なパラメータを測定し、車両モデルを作成した。その車両の主要諸元は以下である。

- ・車両総重量 : 1460 kg (2名乗車)
- ・荷重配分 : Front / Rear = 60% / 40%
- ・ホイールベース : 2510 mm
- ・トレッドベース : Front / Rear = 1460 / 1445 mm
- ・タイヤサイズ : 195/50R16 (空気圧 : Front / Rear = 220 / 200 kPa)

### 6. 5. 3 タイヤモデル

上記車両の前後輪のタイヤは同じものであるが、空気圧が異なるため、それぞれ別のモデルを作成した。図6-4と図6-5に横力とアライニングモーメントのMagic Formulaモデルを示す。空気圧が異なるため前後の特性はわずかに異なる(アライニングモーメントは空気圧が低いリアタイヤの値がわずかに大きい)。なおこのMagic Formulaは、定常モデルと過渡モデルの両方で用いられる。

図6-6は、過渡モデルだけで用いられる等価スリップ角と交差長の関係である。図のプロットは測定値、曲線は式(6-1)に同定した結果である。空気圧が低いリアタイヤの値がフロントタイヤより大きい。

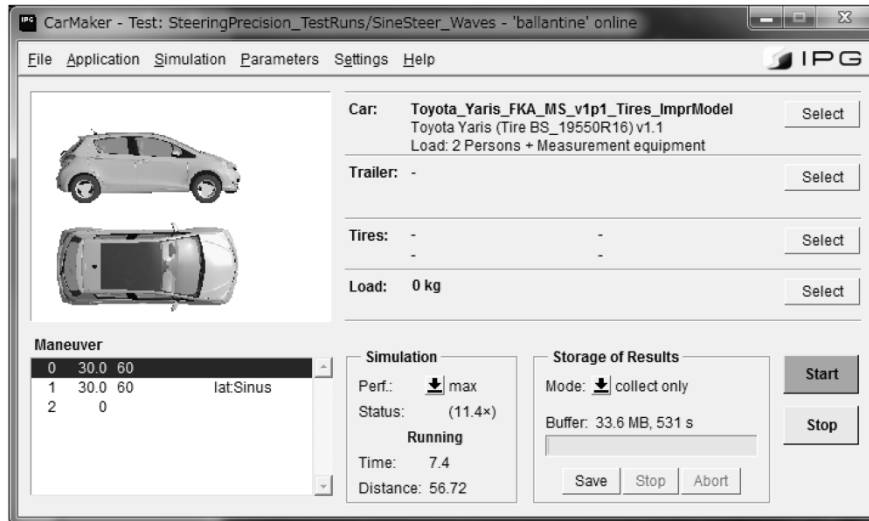


図 6-3 Main GUI and Animation Window of CarMaker

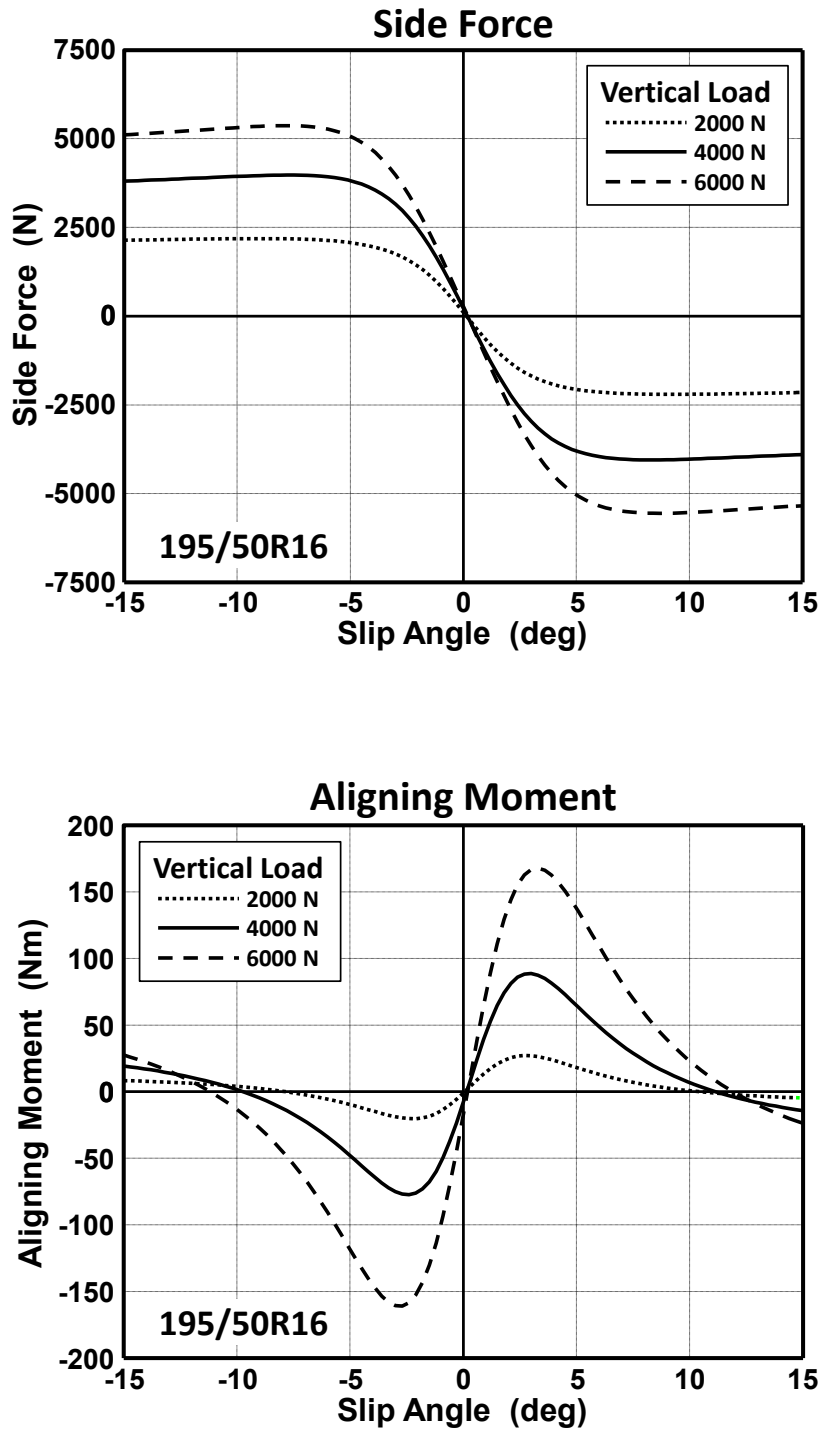
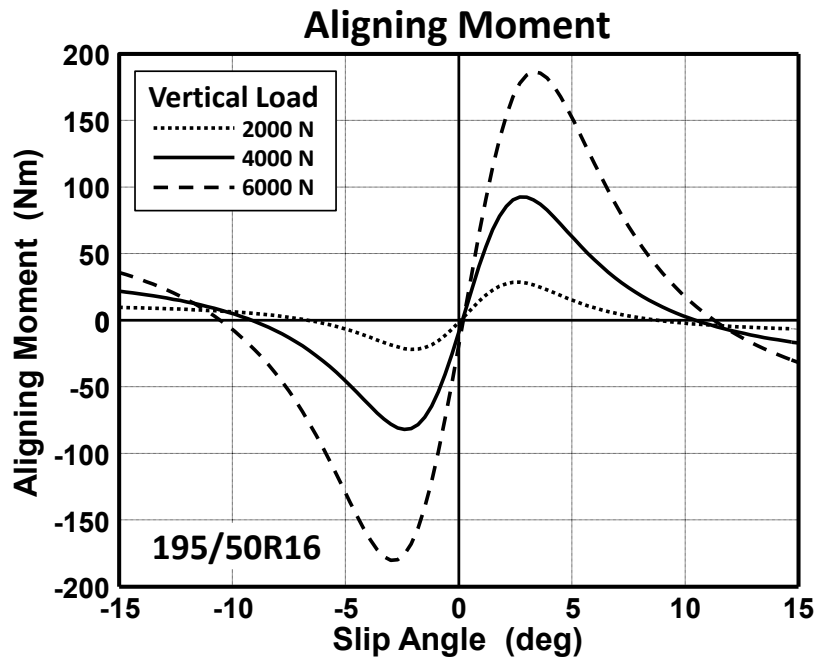
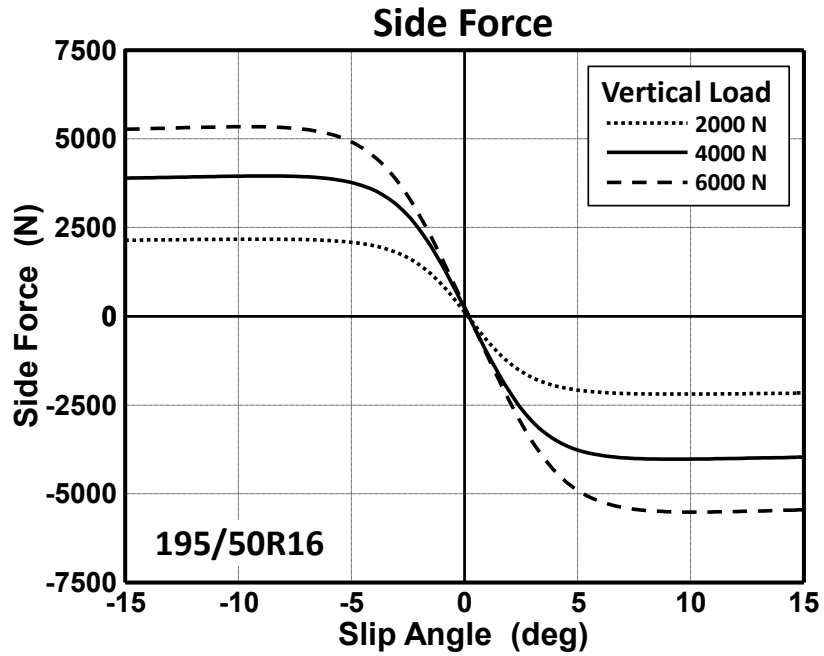


図 6-4 Steady State Characteristics of Front Tire Represented by Magic Formula



☒ 6-5 Steady State Characteristics of Rear Tire Represented by Magic Formula

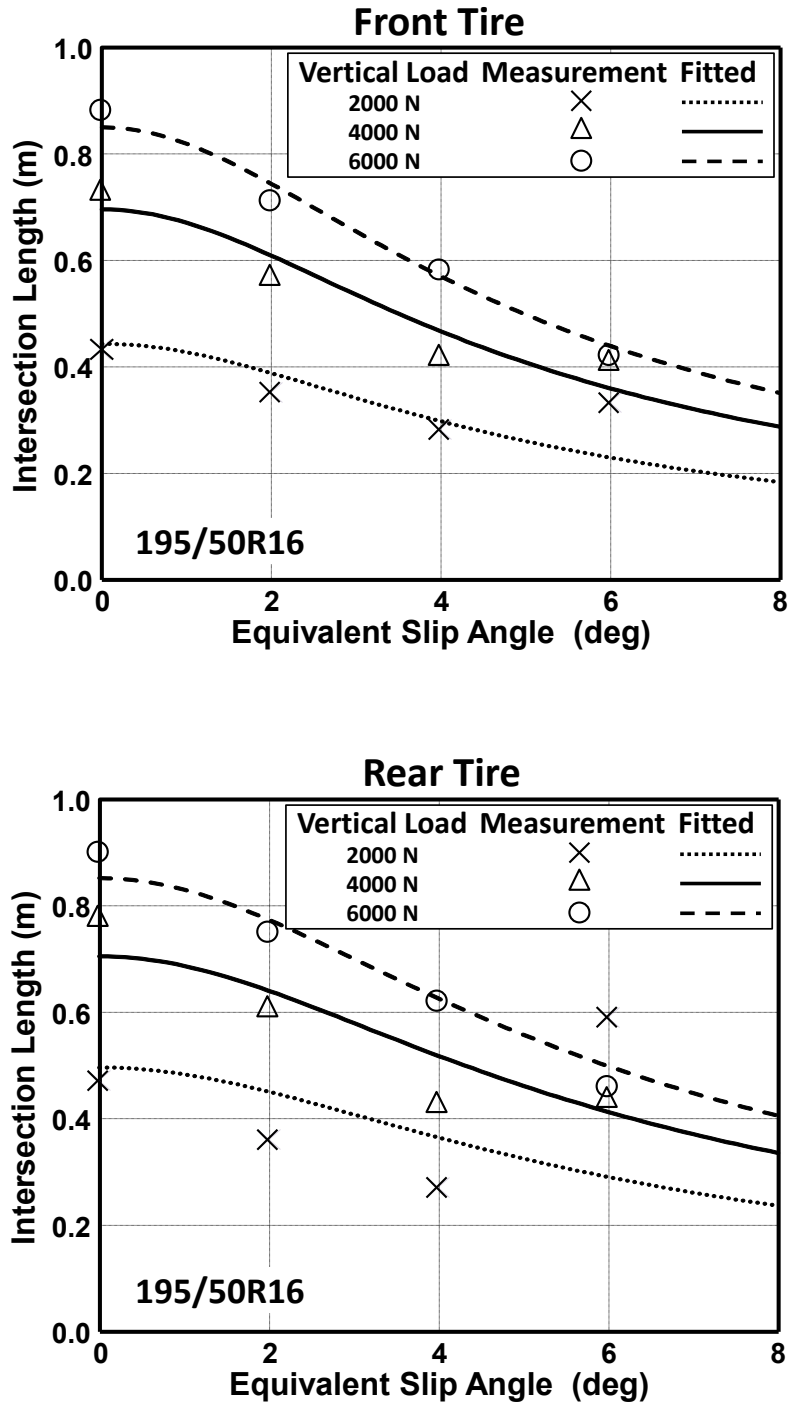


図 6-6 Measured and Identified Results of Intersection Length Depending on Equivalent Slip Angle and Vertical Load

## 6. 6 サイン波操舵角入力時の車両の応答

### 6. 6. 1 シミュレーションの条件

シミュレーションの目的は、路面からの入力によりタイヤの荷重が変動した時の車両の挙動が、タイヤの定常特性のみを考慮した時と、前節で述べたタイヤの過渡特性を考慮した時で、どのように異なるかを調べることである。そこで、CarMaker の路面定義の機能を用い、うねりのある路面として、絶対座標系の  $x_E$  方向の路面の断面形状がサイン波状で、 $y_E$  方向には一定の路面を作成した (図 6-7 参照)。そのサイン波の波長を  $L$ 、両振幅を  $A$  とする。

本節では、走行速度は 60 km/h で一定、操舵角を  $\pm 60^\circ$ 、周期 3 秒でハンドル角をサイン波状に操舵した時の応答に関して述べる。波長  $L$  に関しては、導入したタイヤ過渡モデルは荷重変動のうねり波長が 1m 以上の範囲では実験とよく一致することがわかったため (第 5 章)、 $L$  の値が 1m 以上の範囲を検討の対象とした。また  $A$  は、4 輪のタイヤ全てが路面と接触を保っている (タイヤが浮かない) 範囲とした ( $A$  が大きくなると荷重変動が大きくなり、ある値以上ではどれかのタイヤが路面から離れ、車両運動が不安定になる)。

### 6. 6. 2 シミュレーション結果と考察

本項で示す図は、数周期の操舵角入力後、状態量変化が一定になって以降の 1 周期分を切り出したものであり、以下の 3 条件の結果を比較したものである。なお、以下の図での英語凡例も併せて示す。

- ① 平坦路上, タイヤ過渡モデル (タイヤ定常モデルの結果もほとんど同じであるが, ここでは過渡モデルを用いた。理由は後述)  
on Even Road with Transient Tire Model
- ② うねり路面上, タイヤ定常モデル  
on Undulated Road with MF Tire Model
- ③ うねり路面上, タイヤ過渡モデル  
on Undulated Road with Transient Tire Model

本項では以下においてまず、うねり波長が長い場合と短い場合で、タイヤの過渡特性を考慮すると、車両応答にどのような影響が現れるかを説明する。うねりの振幅は、4 輪が常に路面と接触している最大の値 (タイヤの荷重変動が最大になる) とした。次に、車両の横加速

度の平均値と、うねりの波長および振幅の関係を示す。最後に、タイヤの過渡特性が横加速度に与える影響のメカニズムの説明を試みる。

### (1) うねり波長が長い場合

図 6-8 (A) ~ (L) に、 $L=3\text{m}$ 、 $A=6\text{cm}$  でシミュレーションした結果を示す。図から、路面うねりによるタイヤの荷重変動 (図 6-8 (E) ~ (H)) に伴い、車両のヨーレート (図 6-8 (C)) や横加速度 (図 6-8 (B)) が変動していることがわかる。また、路面うねりにより生ずる 4 輪タイヤの荷重変動は②と③でほとんど違いがないことから、タイヤの過渡特性は車両の上下運動にはほとんど影響がないことがわかる。

しかし、③の車両横加速度の正および負側ピーク付近の絶対値の平均的値は、①の平坦路走行および②のタイヤの定常特性を用いた結果に比べて減少していることがわかる。また、③の横加速度の変動成分も②に比べて小さい。以上の横加速度の応答の特徴は、当然ながら図 6-8 (D) に示す 4 輪タイヤが発生する横力の総和と対応している。ヨーレートも横加速度と同様であるが、差は小さい。

各タイヤそれぞれの横力を図 6-8 (I) ~ (L) に示すが、タイヤの位置および操舵の方向、路面うねりによる荷重変化のタイミングにより、その平均的な値や振幅の変動の仕方は一律ではない。ただし、③の車両横加速度と横力の総和の正および負側ピーク付近の絶対値の平均的値が②より小さくなるのは、左操舵時 (正) の旋回内輪 (図 6-8 (I) と (K)) の 0.5~1 秒付近、右操舵時 (負) の旋回内輪 (図 6-8 (J) と (L)) の 2.0~2.5 秒付近、すなわち操舵によるタイヤ荷重変化の最小値付近で、③の横力が②より小さくなるからである。

### (2) うねり波長が短い場合

図 6-9 に、 $L=1\text{m}$ 、 $A=0.8\text{cm}$  の場合の図 6-8 と同様な結果を示す。まず図 6-8 と図 6-9 からわかることは、うねり路上での横加速度やヨーレートの変動振幅が、 $L=1\text{m}$  の方がかなり小さいことであり、これはうねりに起因する荷重変動の周波数が  $16.7\text{Hz}$  ( $=$ 走行速度/うねり波長  $=16.7(\text{m}/\text{sec})/1(\text{m})$ 、 $L=3\text{m}$  の場合は  $5.6\text{Hz}$ ) であり、車両のヨー共振周波数よりかなり高いためであると考えられる。路面うねりにより生ずる 4 輪タイヤの荷重変動は、波長が長い場合と同様に②と③でほとんど違いがない。

しかし、③のヨーレートと車両横加速度の正および負側ピーク付近の絶対値の平均的値は波長が長い場合と逆で、①の平坦路走行および②のタイヤの定常特性を用いた結果に比べて増加している (図 6-9 (B))



および(C))。なおこれは、図 6-9 (D) に示す 4 輪タイヤが発生する横力の総和と対応している。各タイヤそれぞれの横力を図 6-9 (I) ~ (L) に示すが、③の車両横加速度と横力の総和の正および負側ピーク付近の絶対値の平均的値が②より大きくなるのは、左操舵時の旋回外輪(図 6-8 (J) と (L)) の 0.8 秒~1.5 秒、右操舵時の旋回外輪(図 6-8 (I) と (K)) の 2.2 秒以降、すなわち操舵によるタイヤ荷重変化の最大値付近で、③の横力が②より大きくなるからである。

### (3) 横加速度平均値とうねり波長、振幅の関係

上記(1)と(2)の結果から、路面のうねり波長が異なると、タイヤの過渡特性を考慮した時としない時で車両運動に異なった影響を与えることがわかったため、路面うねりの波長が横加速度に与える影響をより詳細に調べた。変動する横加速度絶対値の平均値(図 6-10)と、うねり波長および両振幅  $A$  (図の横軸) との関係を図 6-11 (A) に示す。図にはうねり波長  $L$  が 1m, 2m, 3m で、4 輪タイヤ全てが路面と接触を保っている範囲で両振幅を変化させた時の結果が示してある。図 6-11 (B) は平坦路での値を基準とし、変化率を%で示したものである。タイヤの定常特性モデルを用いた②の平均値は、すべてのケースで平坦路上走行より小さく、これは第5章で示したタイヤ横力のスタティックロスによるものであると考えられる。

タイヤ過渡特性モデルを用いた③の場合は、波長により平均値の変化が異なり、うねり波長が長い場合 ( $L=3\text{m}$ ) は平均値は平坦路上走行より小さいが、波長が短い場合 ( $L=1\text{m}$ ) は逆に大きくなる。また、上記(1)で示した  $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$  の場合を除き、すべてのケースで③は②より平均値が大きいことは、第5章で述べたタイヤ横力平均値はスタティックロスにより減少し、過渡特性により生ずるダイナミックロスによりさらに減少する、というタイヤ単体特性では説明できない。

なお、上記の横加速度平均値の変化の範囲は、タイヤの過渡特性を考慮した場合は、しない場合に対して数%程度である。

### (4) 横加速度平均値の違いに関する考察

第5章で示した結果はタイヤ単体の特性であり、さらにスリップ角を固定し、荷重をある値を中心にサイン波状に変動させた時のものであった。一方、車両に装着されたタイヤの荷重とスリップ角は共に常に変動しており、車両運動は発生するタイヤ横力に影響を受け、車両運動により各輪の荷重とスリップ角(および等価スリップ角)が変化するという、タイヤと車両が連成した複雑な現象である。本節で述べ

てきたサイン波操舵角入力時の車両運動では、タイヤ荷重は路面うねりによる変動に加え、操舵に伴う荷重変化も受けている。ここで、上記(1)～(3)で示したタイヤの過渡特性が車両の横加速度の増減に与える影響のメカニズムを考察してみる。

### うねり波長が長い場合

まず、上記(1)の条件( $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$ )において、タイヤ過渡特性を考慮したモデルのうねり路(③)での横加速度平均値が、平坦路(①)での平均値より小さい理由を考える。車両の横加速度はタイヤ横力の総和で決まり、各輪のタイヤ横力はその荷重と等価スリップ角で決まる。その等価スリップ角は、式(6-3)から求められるストリング前端部の横変位と交差長により、式(6-2)から計算される。図6-12に4輪の、①と③のストリング前端部の横変位と、③の式(6-3)右辺の値を示す。また、図6-13は4輪の①と③の交差長である。

ここでまず、操舵による荷重変動の影響を概算してみる。平坦路上での交差長(図6-13の点線)は4輪で変動はあるものの0.6m程度であり、式(6-3)を単純な1次遅れ系と考えるとその時定数は0.036秒(=交差長/走行速度=0.6(m)/16.7(m/sec))、周波数応答の折れ点周波数は4.4Hzであり、操舵周波数0.33Hz(周期3秒)に対して十分大きいいため、操舵に起因した荷重変動によるタイヤ横力変動のゲインや位相への影響はほぼ無視できる。これが、平坦路でのシミュレーションでは、タイヤの定常特性のみを考慮したモデルの計算結果と、過渡特性を考慮したモデルの結果にほとんど違いがない理由である。

うねり路面上の説明に戻るが、図6-12と6-13において4輪とも同様な変化を示している(旋回内輪側と外輪側の時に注意)、右側後輪タイヤを例にして説明する(図6-12(D), 6-13(D))。荷重が大きい時は(1.5秒まで)、式(6-3)の解であるストリング前端部の横変位は、同式右辺の値の半分以下の振幅で変動し、その平均的値は平坦路上での横変位とほとんど同じである。③の横変位の変動振幅の減少は、同じく式(6-3)を単純な1次遅れ系と考えると、路面うねりによる入力周波数が5.6Hzであり、ゲインが0.59となることに概ね対応している(交差長の平均値は約0.65m, 時定数0.039秒, 折れ点周波数4.1Hz)。

荷重が小さい時は(1.5秒以降)、式(6-3)の解であるストリング前端部の横変位は、交差長が0(時定数0秒)に近くなる時は式(6-3)右辺の値とほぼ同じになるが、交差長が大きくなると横変位に遅れが生じ、右辺の値まで到達できない。したがって、1.5秒以降の横変位の平均的値は平坦路上での横変位より小さくなる。

図 6-14 に示すのは、ストリング前端部の横変位と交差長により求められる、①と③の等価スリップ角である。なおこの図には、うねり路面上の定常特性モデル(②)のスリップ角も比較として示してある。図 6-14 の③の等価スリップ角は、うねりにより荷重が非常に小さくなった時にスパイク状に増加しているが、荷重が非常に小さいためタイヤ横力も非常に小さく、横力の増加には寄与しないため無視できる(図 6-8 (I) ~ (L) 参照)。上記で説明した右側後輪タイヤ(図 6-14 (D))に着目すると、荷重が大きい時(1.5 秒まで)は③の平均的値は①の等価スリップ角や②のスリップ角とほとんど同じであるが、荷重が小さい時(1.5 秒以降)は③が①や②より小さくなるため、平均的タイヤ横力が小さくなり、それにより車両横加速度が小さくなる。

### うねり波長が短い場合

次に、(2) の条件 ( $L=1\text{m}$ ,  $A=0.8\text{cm}$ ) おいて、タイヤ過渡特性を考慮したモデルのうねり路(③)での横加速度平均値が、平坦路(①)での平均値より大きい理由を考える。上記と同じく、図 6-15 に 4 輪の①と③のストリング前端部の横変位と、③の式(6-3)右辺の値を示す。また、図 6-16 は 4 輪の①と③の交差長である。うねり波長が短いため入力周波数が高くなるが、交差長の変動振幅は  $L=3\text{m}$  の場合と大差ない。

4 輪とも同様な変化を示している(旋回内輪側と外輪側の時に注意)、右側後輪タイヤを例にして説明する(図 6-15 (D), 6-16 (D))。荷重が小さい時は(1.5 秒以降)、式(6-3)の解である③のストリング前端部の横変位は、交差長が 0(時定数 0 秒)に近くなる時は式(6-3)右辺の値とほぼ同じになるが、交差長が大きくなると横変位に遅れが生じ、右辺の値まで到達できない。したがって、1.5 秒以降の横変位の平均的値は平坦路上での横変位より小さくなる。この傾向は  $L=3\text{m}$  の場合と同じである。

荷重が大きい時は(1.5 秒まで)、③のストリング前端部の横変位の変動振幅は同式右辺の値に比べて非常に小さくなる。これは、式(6-3)を同じく単純な 1 次遅れ系と考えると、路面うねりによる入力周波数が 16.7Hz であり、ゲインが 0.24 となることに対応している(交差長の平均値は約 0.65m, 時定数 0.039 秒, 折れ点周波数 4.1Hz)。応答遅れも大きくなるため、0.7~1.5 秒間の平均的値は平坦路上での横変位より大きくなる。

図 6-17 に①と③の等価スリップ角、うねり路面上の定常特性モデル(②)のスリップ角を示す。荷重が小さい旋回内輪側では 4 輪共に、③の等価スリップ角は①や②のスリップ角より小さいが、荷重が大き

い旋回外輪側では大きくなる。その結果、トータルとして4輪のタイヤ力の総和（図 6-9 (D)）はピーク付近で大きくなり、したがって車両の横加速度も大きくなる。

以上でうねり波長が長い場合と短い場合で、タイヤの過渡特性が車両横加速度に与える影響のメカニズムを考察した。タイヤの定常特性および過渡特性共に強い非線形性を有しており、車両とタイヤの相互作用により車両運動が変化するため、“うねり路面におけるタイヤ過渡特性が車両運動に与える影響”を解析的な式を用いて説明することは困難であるが、4輪タイヤの荷重や交差長およびストリング前端部の横変位、およびそれらにより決まる等価スリップ角を調べることにより、タイヤ横力の過渡特性が車両の横加速度に与える影響のメカニズムを説明できることがわかった。

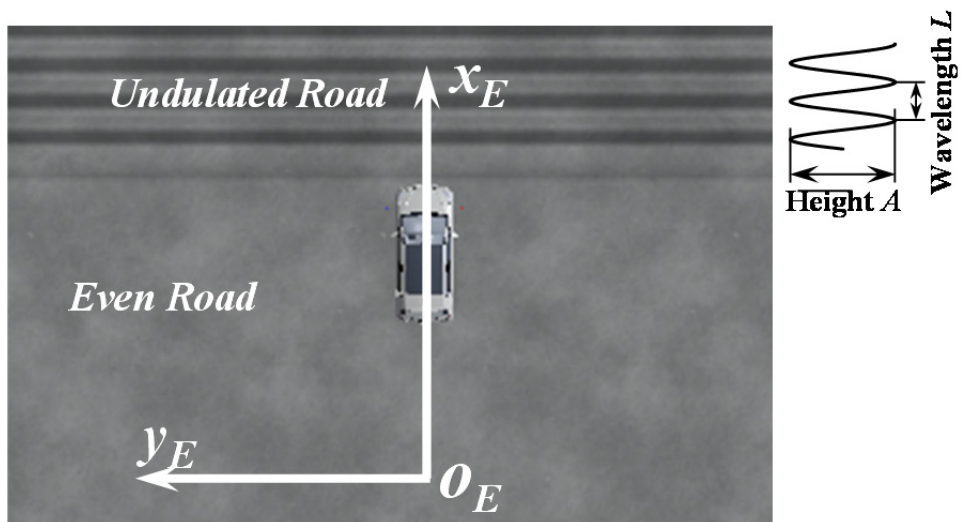
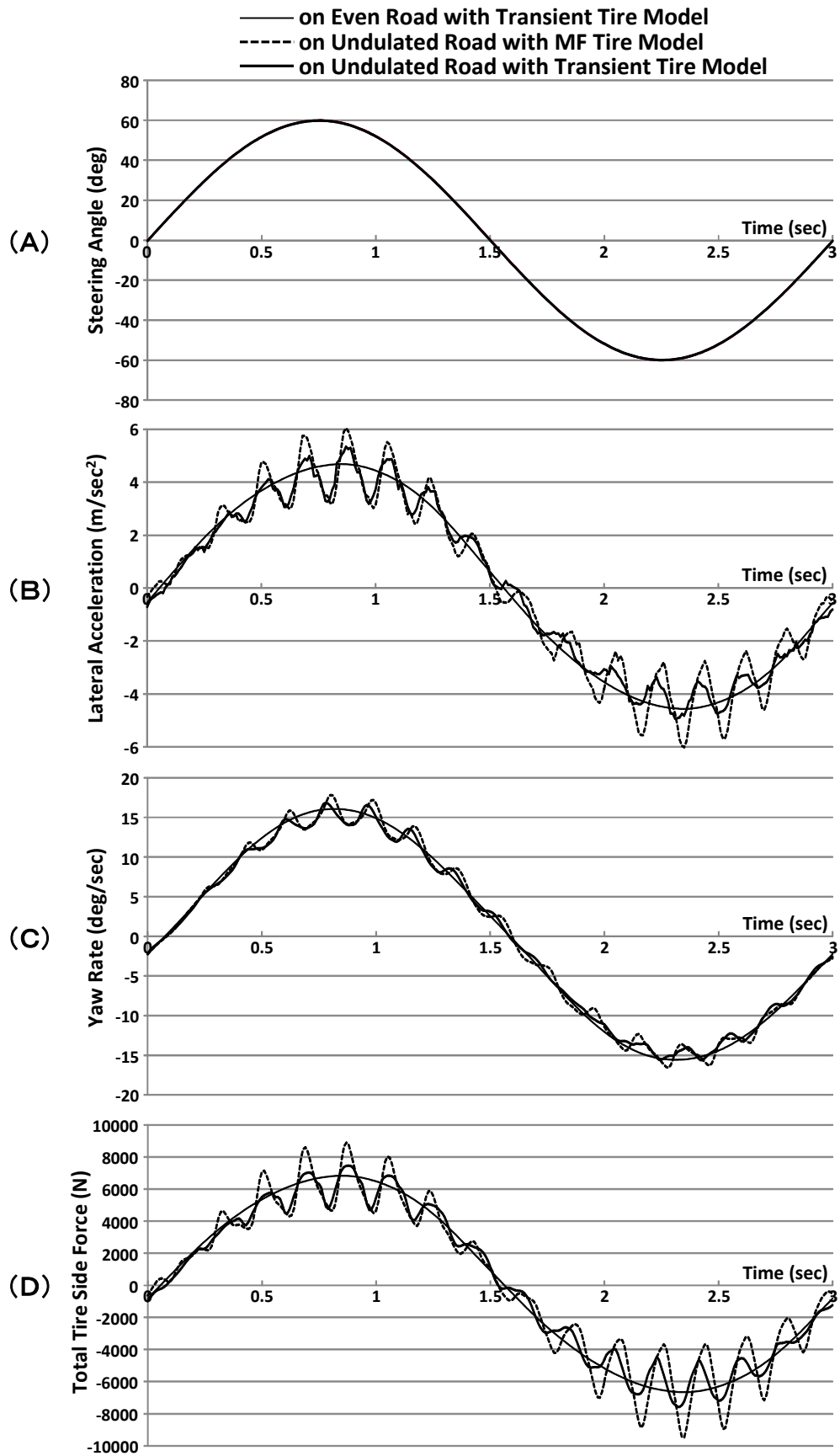


図 6-7 Road Undulation defined in CarMaker



☒ 6-8 Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$ )

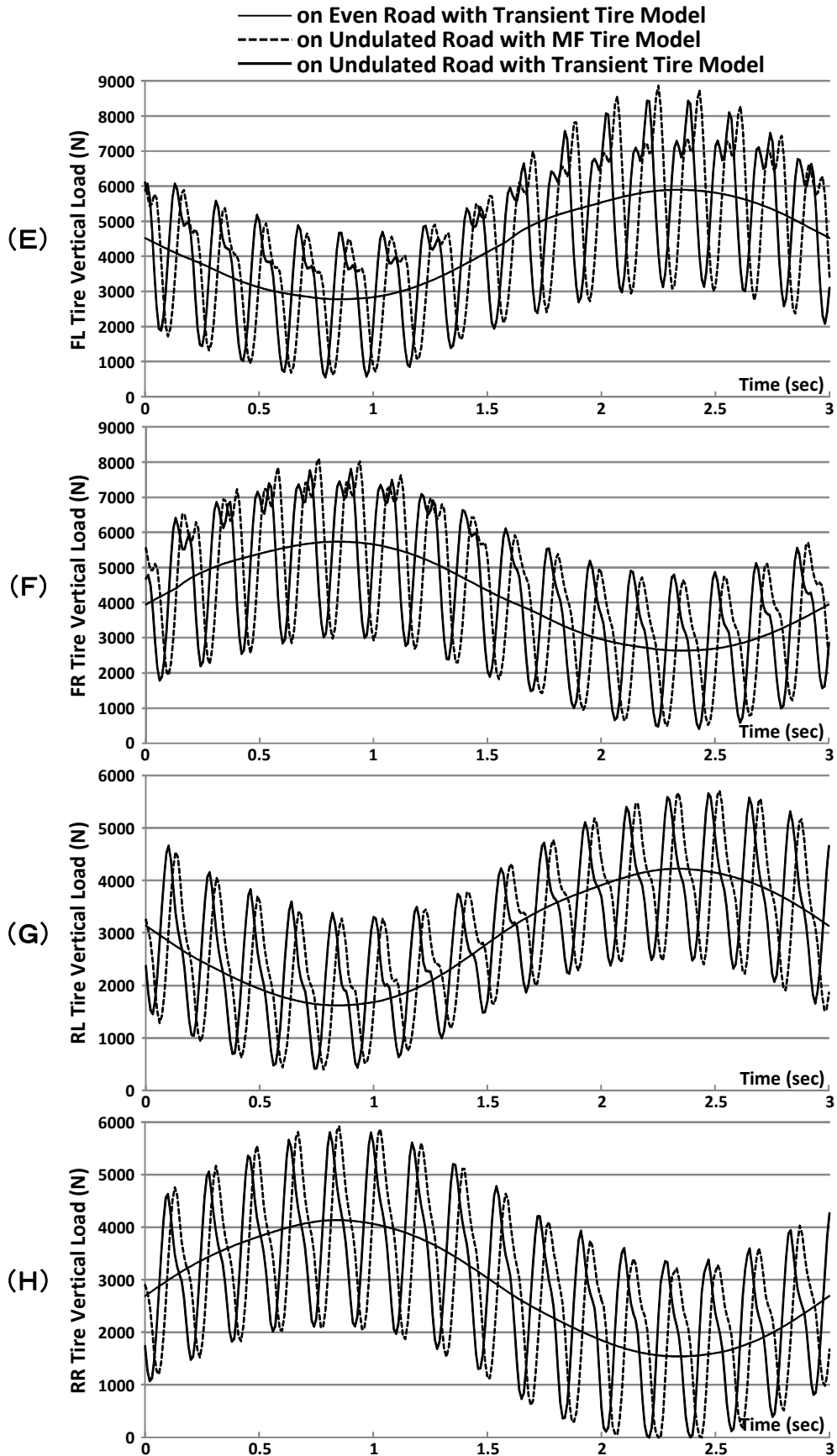


図 6-8 Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$ )

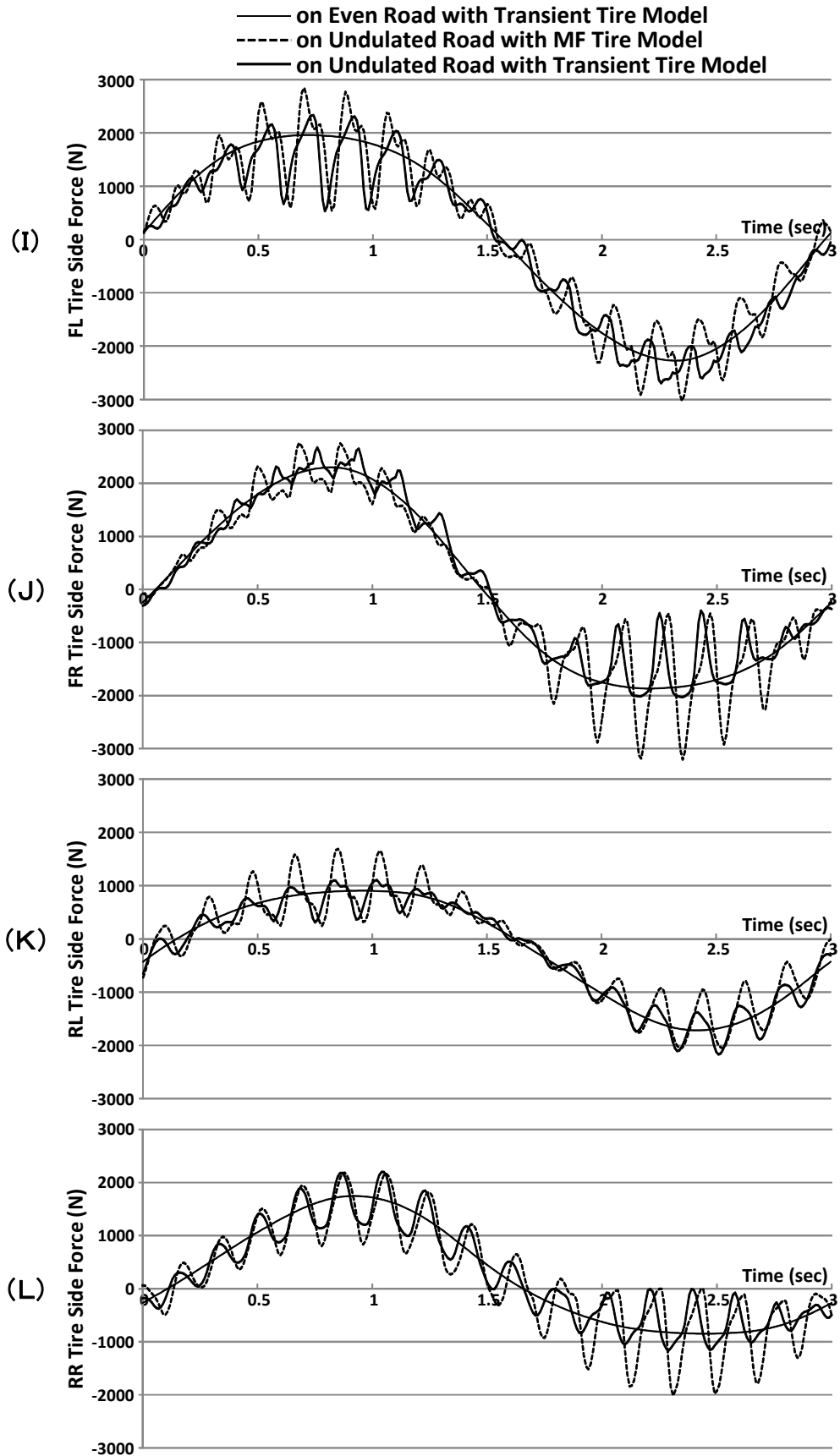


図 6-8 Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$ )



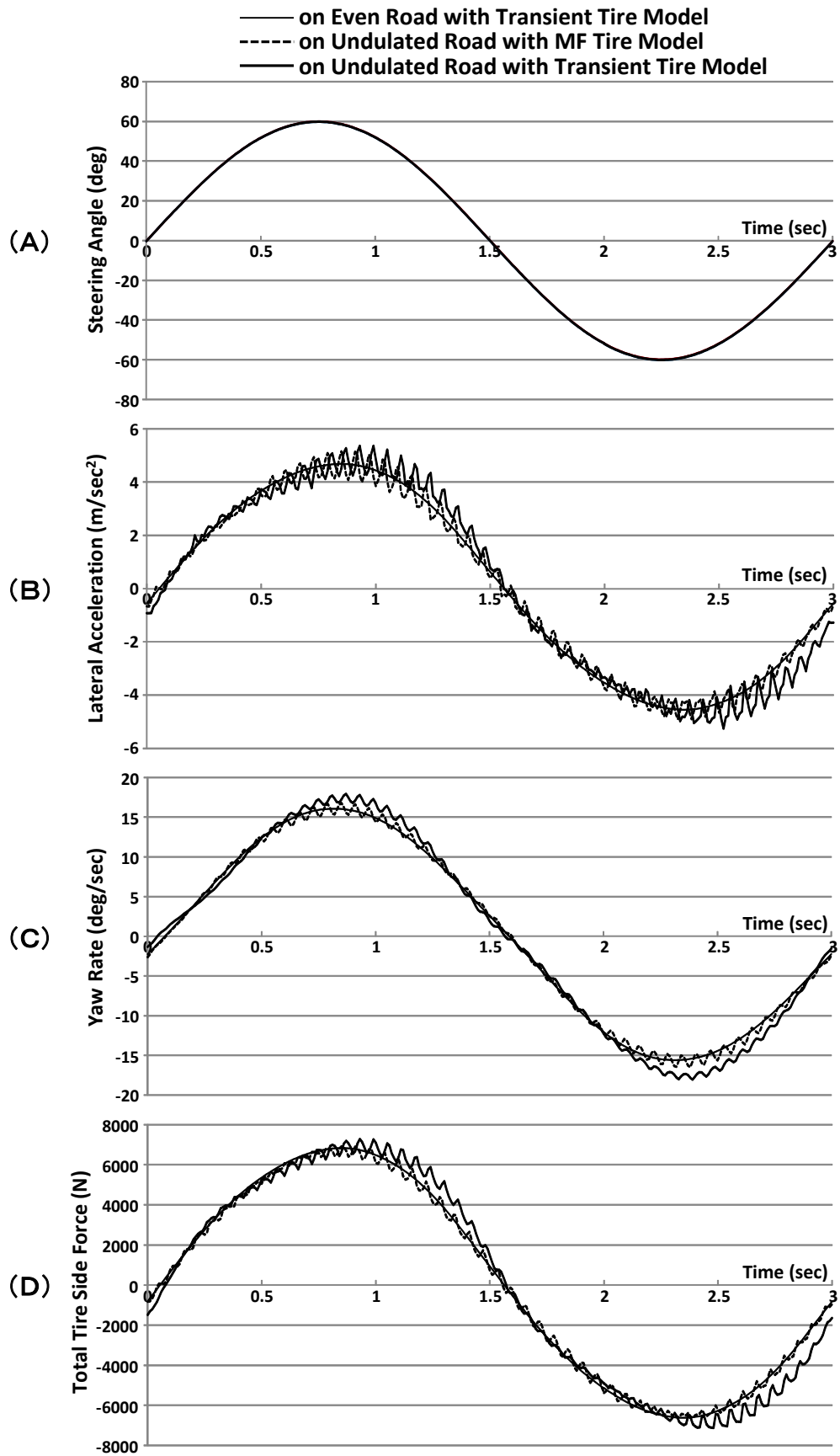


図 6-9 Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=0.8\text{cm}$ )

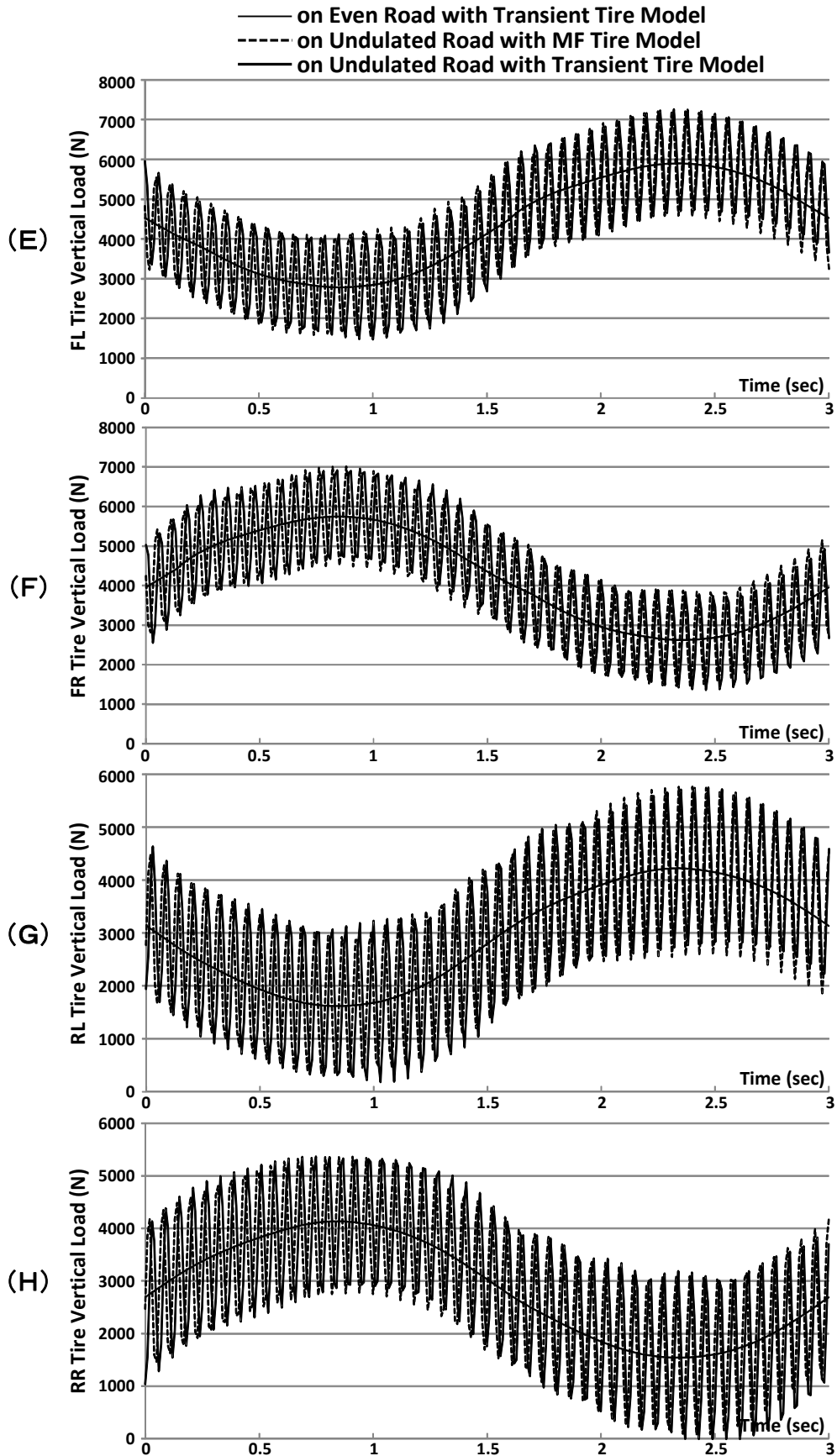


図 6-9 Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=0.8\text{cm}$ )

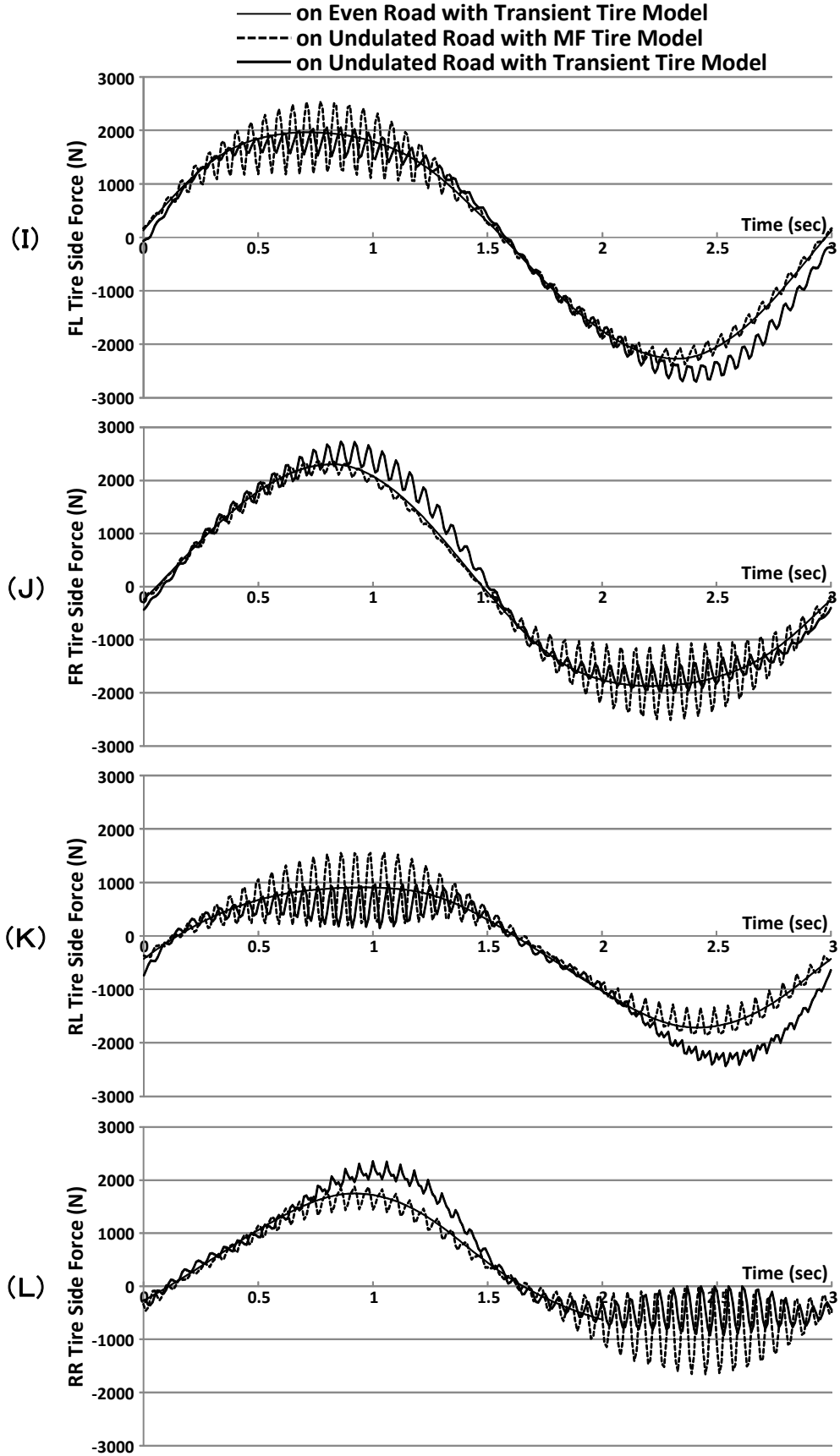


図 6-9 Vehicle and Tire Responses at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=0.8\text{cm}$ )

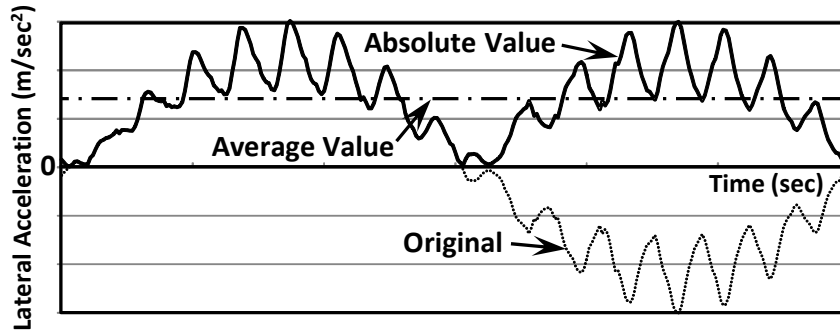


図 6-10 Calculation of Average Value of Lateral Acceleration

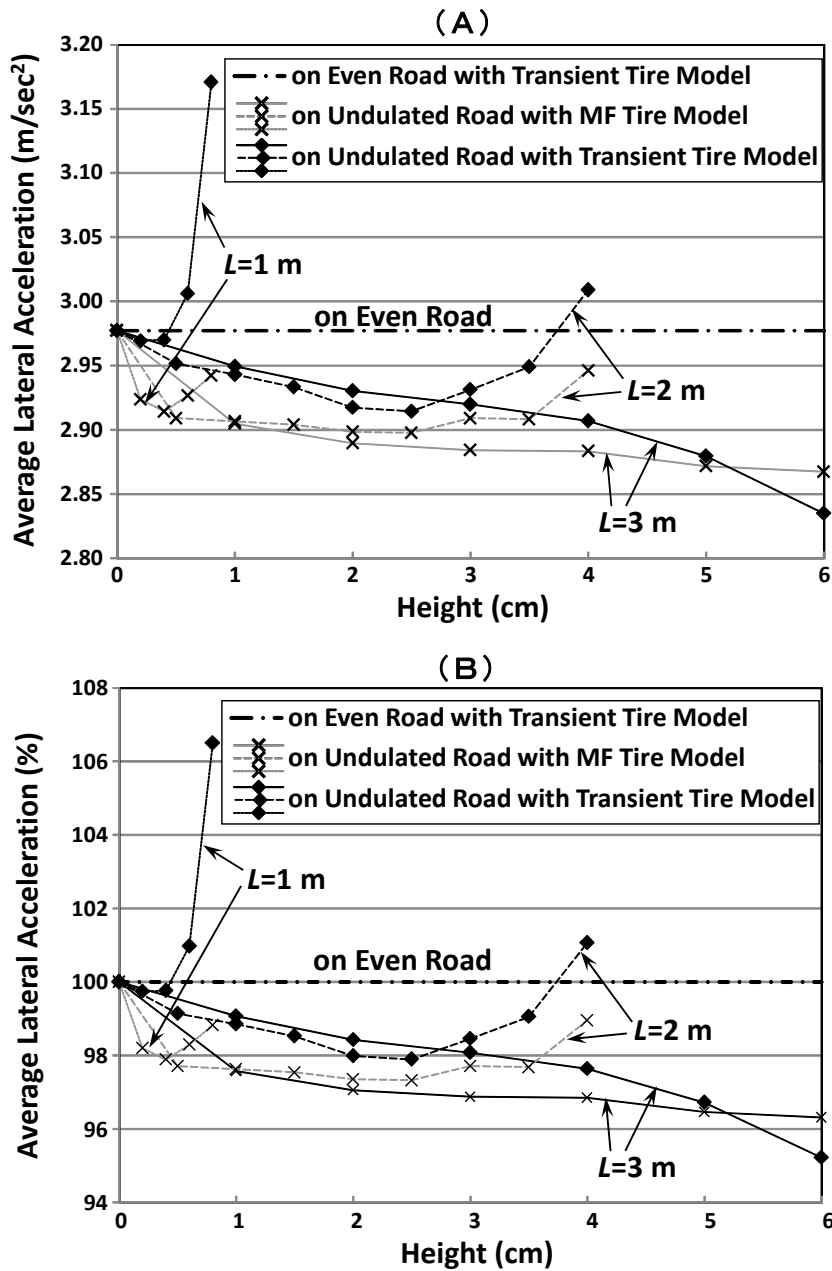
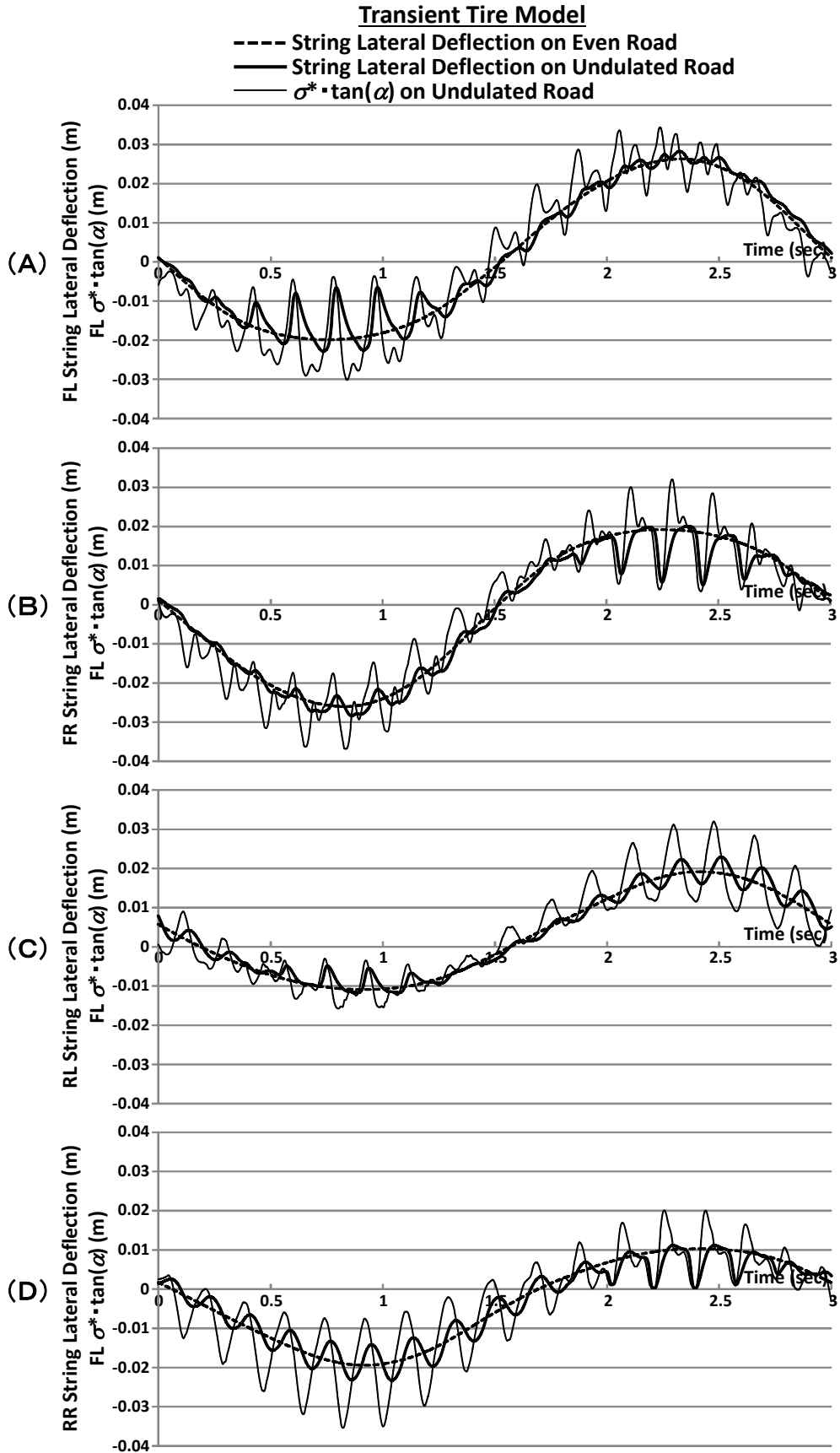
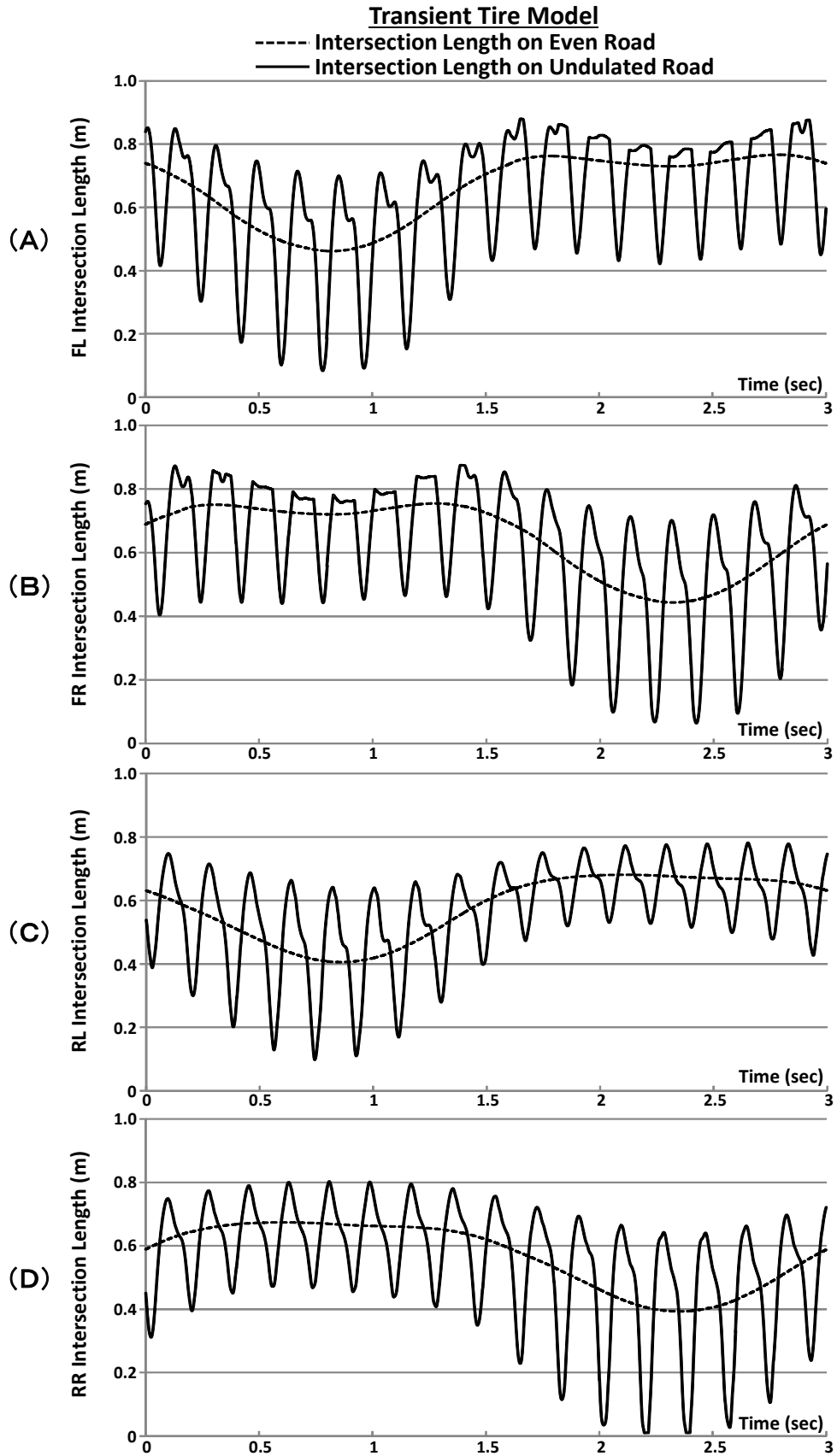


図 6-11 Relation of Average Lateral Acceleration with Wavelengths and Heights of Road Undulation



⊠ 6-12 Responses of String Lateral Deflection and  $\sigma^* \cdot \tan(\alpha)$  at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$ )



☒ 6-13 Responses of Intersection Length at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$ )

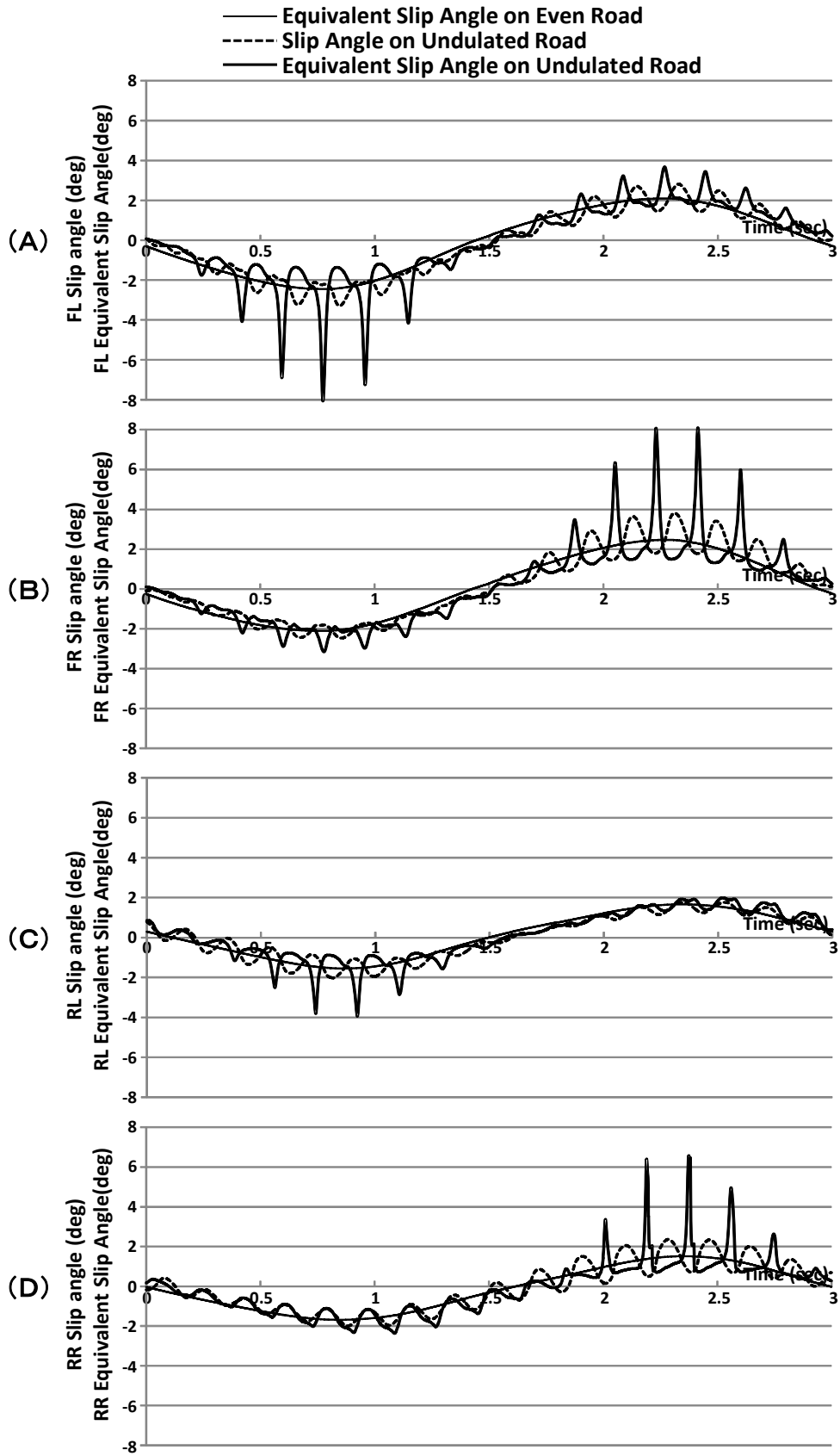


図 6-14 Responses of Slip Angle and Equivalent Slip Angle at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=6\text{cm}$ )

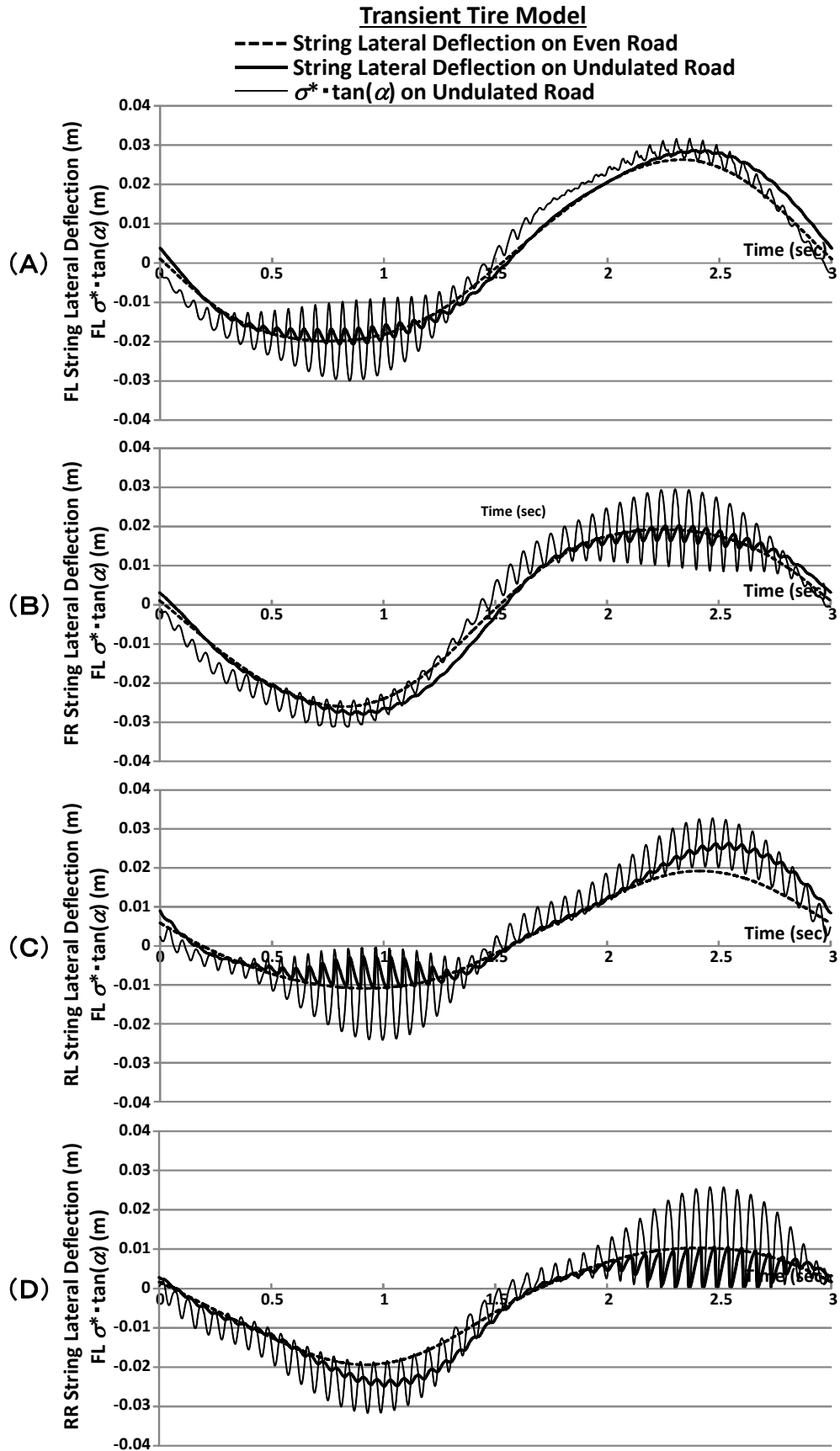


図 6-15 Responses of String Lateral Deflection and  $\sigma^* \cdot \tan(\alpha)$  at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=0.8\text{cm}$ )



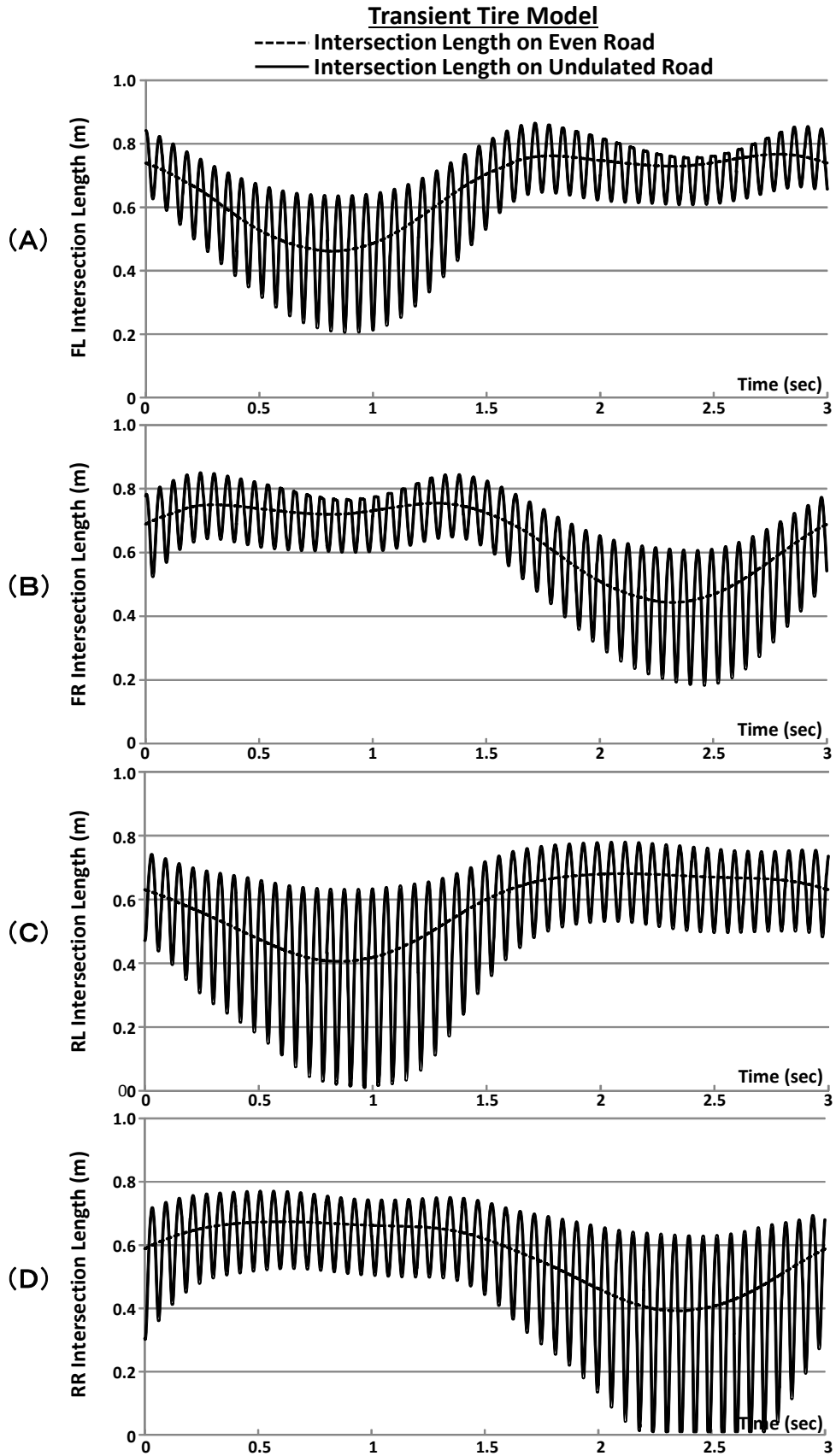


図 6-16 Responses of Intersection Length at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=0.8\text{cm}$ )

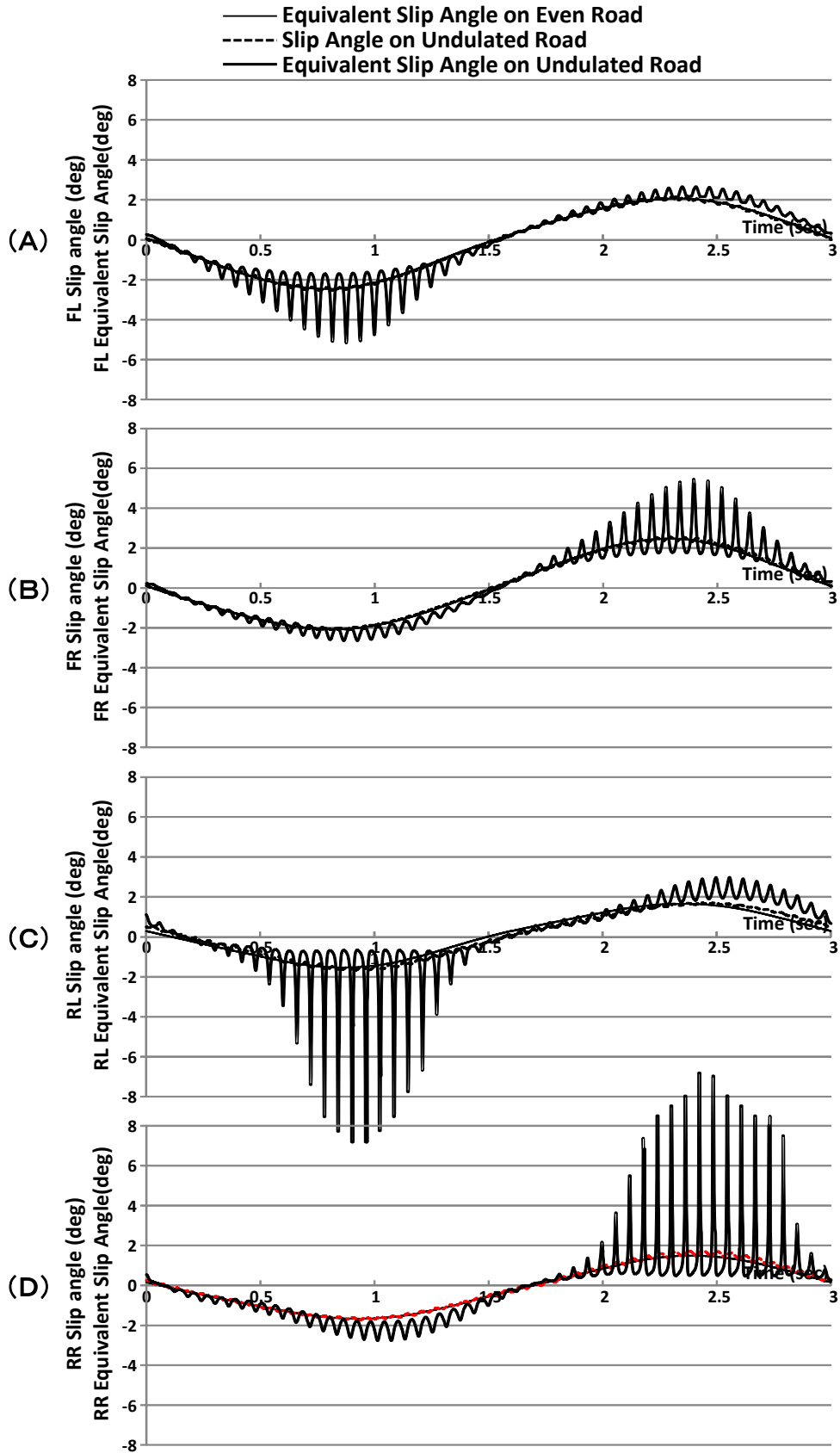


図 6-17 Responses of Slip Angle and Equivalent Slip Angle at Sinusoidal Steering Wheel Angle Input ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=0.8\text{cm}$ )

## 6. 7 定常円回転時の車両の応答

### 6. 7. 1 シミュレーションの条件

本節では、うねり路面は前節と同じであるが、走行速度と操舵角が一定の定常円回転特性のシミュレーション結果を示す。シミュレーションの方法は図 6-18 に示すように、走行速度一定で直進してきた車両がうねり路面に進入後、ステアリングホイールを左方向にステップ的に操舵し、その値を一定に保つというものである。なお以下では、前節と同じ3種類（下記）の路面と車両およびタイヤモデルの組み合わせに対するシミュレーション結果を示す。

- ① 平坦路上，タイヤ過渡モデル（タイヤ定常モデルの結果もほとんど同じであるが，ここでは過渡モデルを用いた。）

on Even Road with Transient Tire Model

- ② うねり路面上，タイヤ定常モデル

on Undulated Road with MF Tire Model

- ③ うねり路面上，タイヤ過渡モデル

on Undulated Road with Transient Tire Model

走行速度は 60 km/h，操舵角は 25°のステップ操舵（平坦路上での定常円回転時の横加速度  $2 \text{ m/sec}^2$  に相当）である。図 6-18 にステップ操舵後の車両の走行軌跡を示すが、矢印で示す円回転の半周分のデータ（図 6-18 の S 点から E 点まで）を以下で結果として示す。前節同様、路面うねりの波長を  $L$ ，両振幅を  $A$  とし、 $A$  は 4 輪のタイヤ全てが路面と接触を保っている（タイヤが浮かない）範囲とした（ $A$  が大きくなると荷重変動が大きくなり、ある値以上では左側後輪タイヤが路面から離れ、車両運動が不安定になる）。

### 6. 7. 2 シミュレーション結果と考察

図 6-19 (A) ~ (L) にうねり波長が長い  $L=3\text{m}$ ， $A=7\text{cm}$ ，図 6-20 (A) ~ (L) にうねり波長が短い  $L=1\text{m}$ ， $A=1.1\text{cm}$  でシミュレーションした結果を示す。図 6-19，6-20 の (A) と (B) は車両の横加速度とヨーレート，(C) は 4 輪タイヤ横力の総和，(D) は前軸と後軸のタイヤ横力の差である。また，(E) ~ (H) は 4 輪のタイヤ荷重，(I) ~ (L) はタイヤ横力である。なお比較のため，図 6-19 と図 6-20 のグラフのスケールは同じにしてある。

### (1) タイヤ荷重変動

うねり路面上でのサイン波操舵応答では、路面うねりの波長が決まれば、タイヤの上下荷重変動の周波数はほぼ一定であった。しかしこの定常円旋回では、タイヤの上下荷重変動の周波数は極低周波数(図 6-18 の S 点および E 点付近)と、車速とうねり路面の波長で決まる周波数(図 6-18 の P 点付近。L=3m の場合は 5.6Hz, L=1m の場合は 16.7Hz)の間で連続的に変化する。なお、図 6-19 と 6-20 の上部に、この周波数変化の様子をポンチ絵で示した。荷重変動に関しては、前節と同じくうねり路上タイヤ定常モデル(②)とうねり路上タイヤ過渡モデル(③)の結果はほとんど同じである。これは前節同様、タイヤの過渡特性は車両の上下運動にはほとんど影響がないことを意味する。荷重変動の周波数が増加するに従い、ばね下固有振動数(12Hz 付近)に近づくため変動振幅が大きくなるが、L=3m の場合は図 6-18 の P 点付近でピークを持つ(図 6-19 (E) ~ (H)。特にリアタイヤで顕著)。L=1m の場合は、入力周波数がばね下固有振動数に近づくに従って変動振幅は急速に大きくなり、ばね下固有振動数以上ではほぼ一定となる(図 6-20 (E) ~ (H))。なおこの定常円旋回では操舵角は一定に保持されているので、旋回内輪から外輪への荷重移動以外に操舵に伴う荷重変化はない。

### (2) 車両運動とタイヤ横力

#### うねり波長が長い場合

L=3m の場合の横加速度(図 6-19 (A))とヨーレート(図 6-19 (B))は、荷重変動周波数が低い時は変動が大きく(固有振動数に近い)、周波数が高くなると変動は小さくなる。特に低周波領域では、横加速度はタイヤ横力の総和(図 6-19 (C))と同様な変動傾向を示し、ヨーレートは前軸のタイヤ横力(左右の和)と後軸横力の差(図 6-19 (D))に対応した変動を示す。なお、うねり路上タイヤ定常モデル(②)とうねり路上タイヤ過渡モデル(③)の違いに関しては、低周波域ではほとんど差がないが、高周波領域ではタイヤ過渡特性を考慮した③の変動振幅が小さくなる。また平均的値も高周波域で小さくなり、横加速度全データの平均値は以下に示すとおりである( () 内は、①の値に対する比率)。これらの結果は、前節で述べた結果と一致している。

- ① 平坦路上, タイヤ過渡モデル : 1.969 m/sec<sup>2</sup>
- ② うねり路面上, タイヤ定常モデル : 1.937 m/sec<sup>2</sup> (98.4%)
- ③ うねり路面上, タイヤ過渡モデル : 1.925 m/sec<sup>2</sup> (97.8%)

**うねり波長が短い場合**

$L=1\text{m}$  の場合はうねり波長が短く荷重変動周波数が高いため、車両の固有振動数をすぐに通過してしまい、横加速度（図 6-20 (A)）やヨーレート（図 6-20 (B)）の変動振幅は  $L=3\text{m}$  に比べてかなり小さい。その平均的値に関しては、高周波領域においてうねり路上タイヤ過渡モデル (③) が平坦路上タイヤ過渡モデル (①) やうねり路上タイヤ定常モデル (②) より大きい。横加速度全データの平均値を以下に示す。

① 平坦路上, タイヤ過渡モデル :  $1.969 \text{ m/sec}^2$

② うねり路面上, タイヤ定常モデル :  $2.005 \text{ m/sec}^2$  (101.8%)

③ うねり路面上, タイヤ過渡モデル :  $2.096 \text{ m/sec}^2$  (106.4%)

タイヤの定常特性のみを考慮している②が①よりわずかに大きい(2%程度)ことは、前節の結果(図 6-11)と異なり、タイヤ横力のスタティックロスの影響では説明できない。車両モデルではサスペンション特性が非線形特性を有しており、タイヤ荷重変動も非常に大きいため、それらの複合的な作用によると思われる。

なお、上記の横加速度平均値の変化の範囲は、前節同様、タイヤの過渡特性を考慮した場合は、しない場合に対して数%程度である。

**(3) 横加速度平均値の違いに関する考察**

波長が短いうねり路面において ( $L=1\text{m}$ )、タイヤ過渡特性を考慮した③が平坦路上(①)より大きくなる理由を、前節同様に考えてみる。車両の横加速度を決定するタイヤ横力の総和(図 6-20 (C))は、うねりによる入力周波数が高い部分で大きくなっている(図 6-20 (C)の7~17秒の間)。この増加に寄与しているのは左側後輪以外の3輪である(図 6-20 (I) ~ (L) 参照)。図 6-21 に①と③のストリング前端部の横変位と、③の式(6-3)右辺の値、図 6-22 に①と③の交差長を示す。左側後輪の交差長は高周波域で0~0.8mの範囲で大きく変動しており、0に近づく(時定数が短い)と横変位(絶対値)は式(6-3)右辺の値に近づくが、値が大きくなると遅れにより追従できないため、平均的値は小さくなる。残りの3輪は交差長が比較的大きな値で変動しているため、横変位の振幅は非常に小さくなり、式(6-3)右辺の値の変動範囲の中間的値を取るため、①より大きくなる。これらの結果は、前節で述べた結果と一致している。

最終的にタイヤ横力を計算するとき用いる①と③の等価スリップ角および、タイヤ定常モデル(②)のスリップ角を図 6-23 に示す。高周波域の③の等価スリップ角の変動振幅は②のスリップ角よりか

なり大きいですが、タイヤ横力の変動振幅はその逆である（図 6-20 (I) ~ (L)）。図 6-24 に、②のスリップ角と③の等価スリップ角、タイヤ荷重の 10~10.5 秒間の値を、一緒にプロットした結果を示す。②のスリップ角は変動が小さいため、横力変動は主に荷重変動により生ずる。それに対し、③の等価スリップ角変動は荷重変動と位相がほぼ一致し、荷重が小さい時に等価スリップ角（絶対値）が大きく、荷重が大きい時には小さくなるため、結果的に横力変動が小さくなる。

以上で、うねり波長が長い路面上と短い路面上で定常円旋回する車両の横加速度に与える、タイヤ横力の過渡特性の影響のメカニズムを考察した。この定常円旋回では前節と異なり、路面からの荷重変動周波数は連続的に変化する。車両の横加速度やヨーレートはそれに応じて様々に変化するが、4輪タイヤの荷重や交差長およびストリング前端部の横変位、およびそれらにより決まる等価スリップ角を詳細に調べることにより、タイヤ過渡特性が車両運動に与える影響のメカニズムを説明できることがわかった。また、それらの位相関係にも着目する必要がある。なお、うねり波長が長い路面上と短い路面上での車両の横加速度の平均値の変化は、前節で述べた結果と概ね一致している。

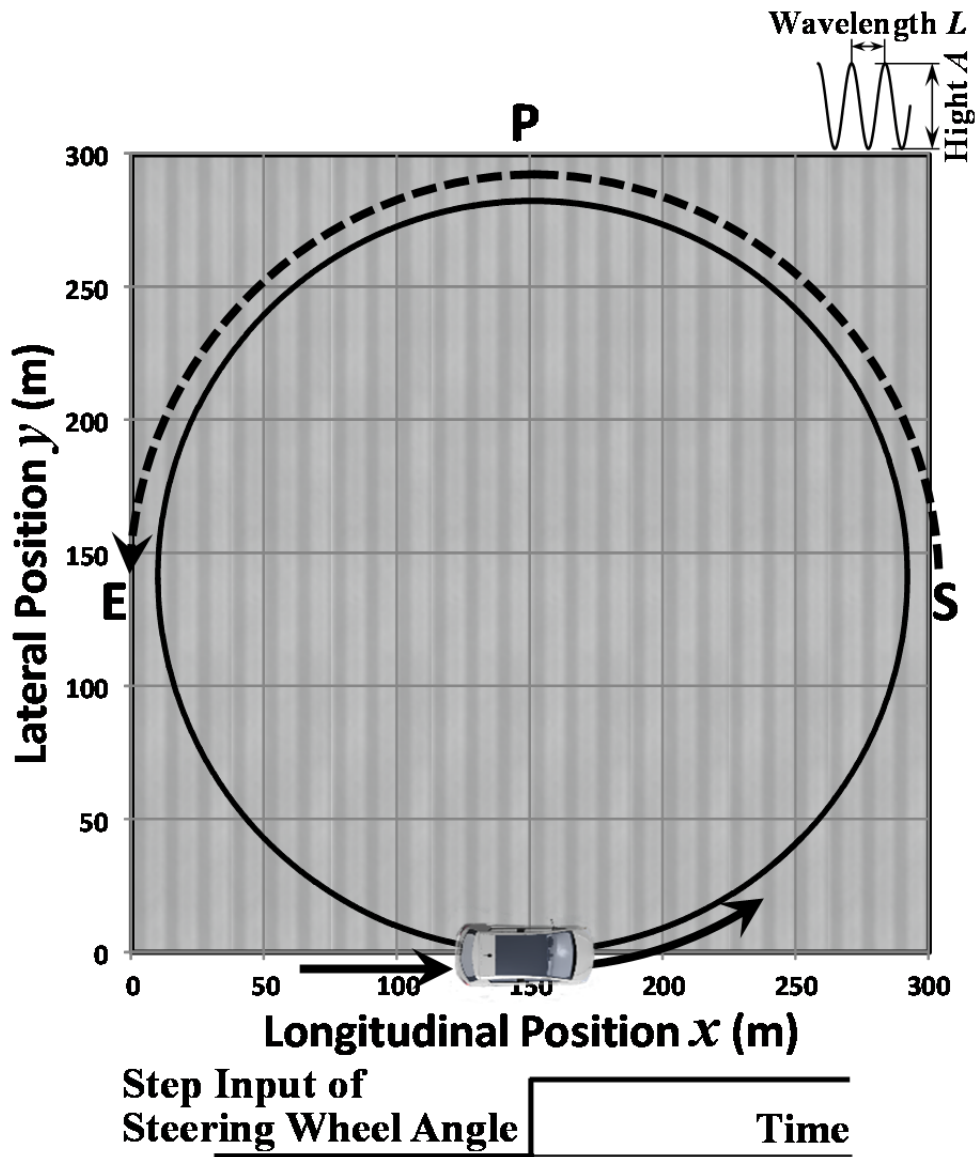
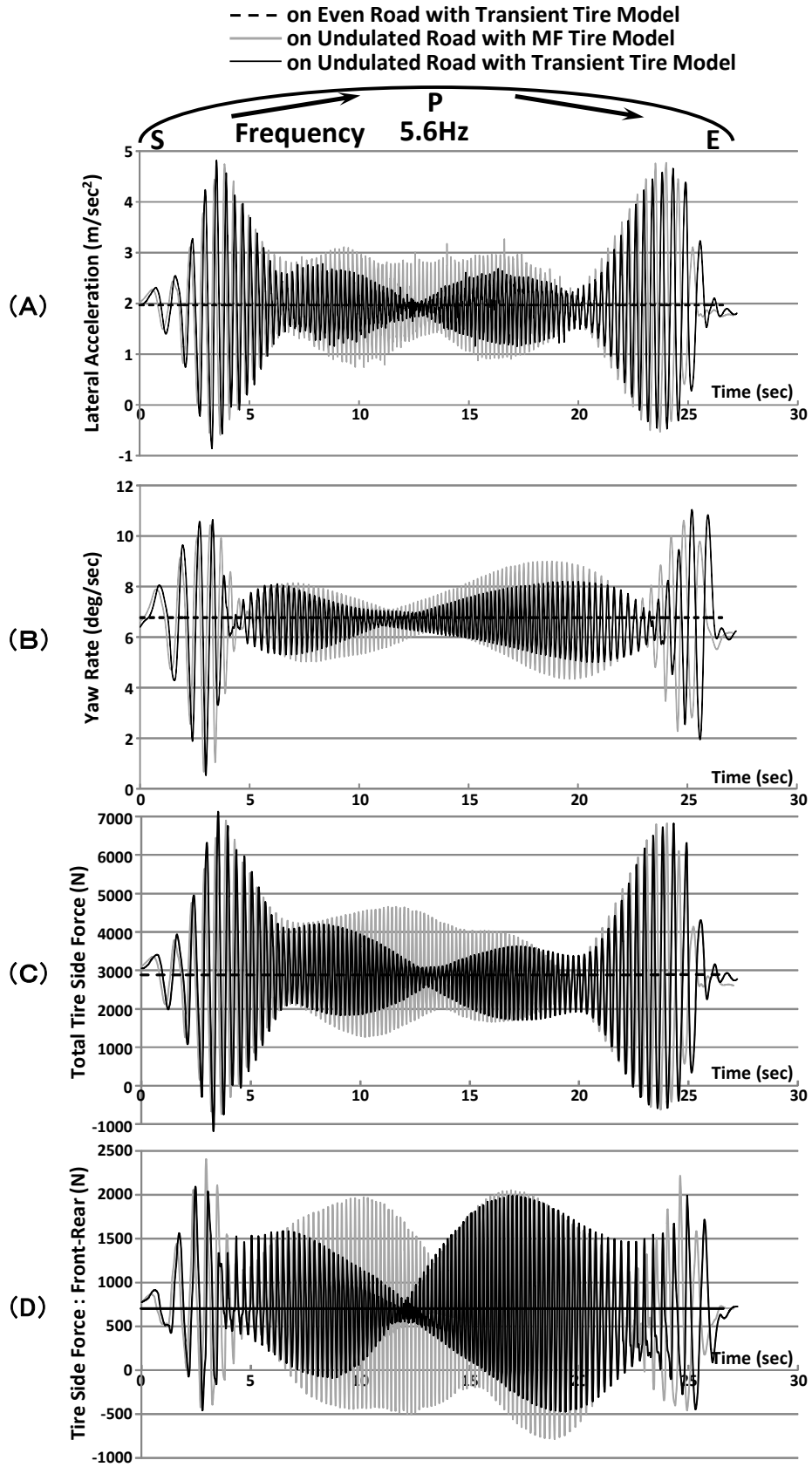
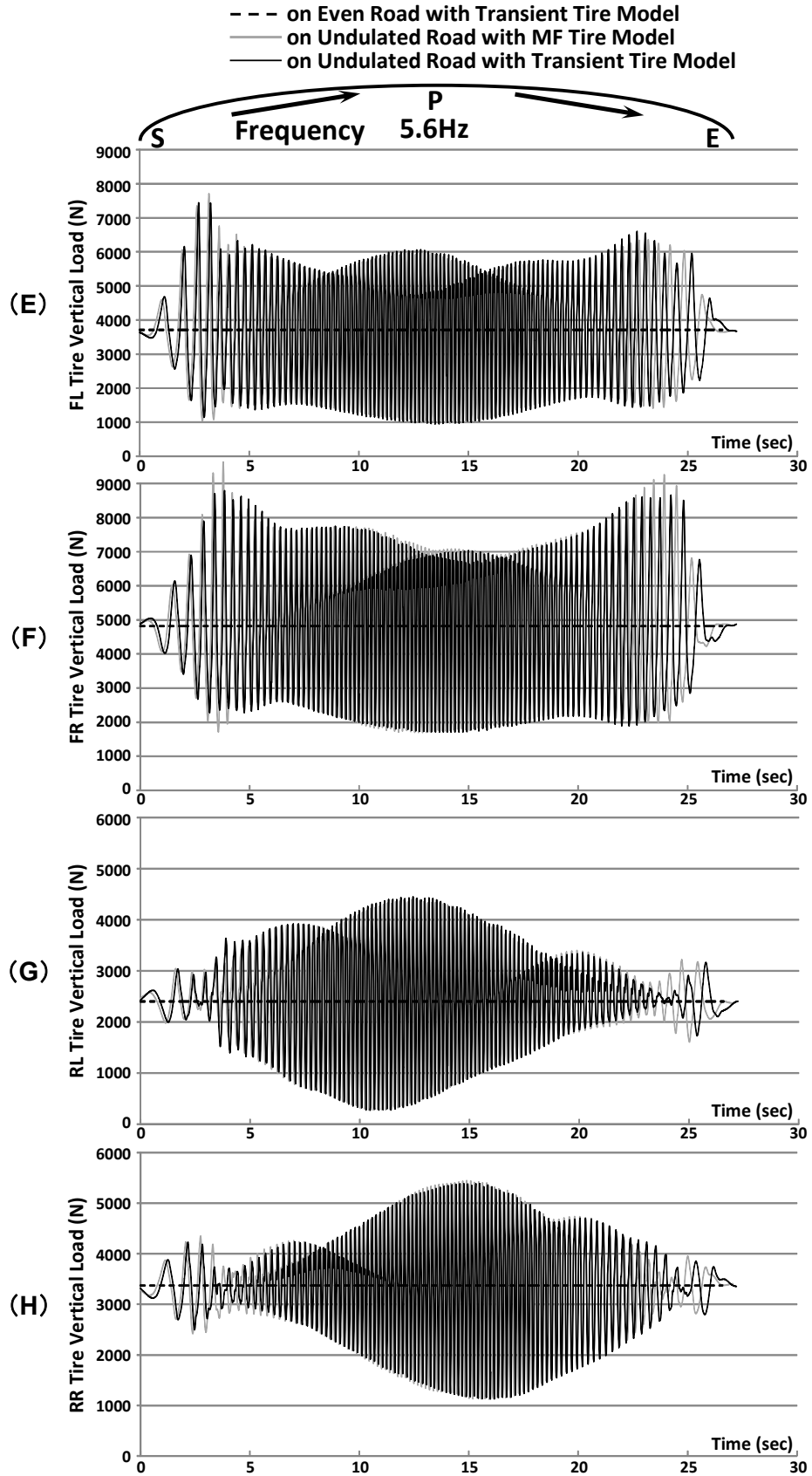


図 6-18 Vehicle Trajectory of Steady State Turning and Analyzed Range of Simulation Results

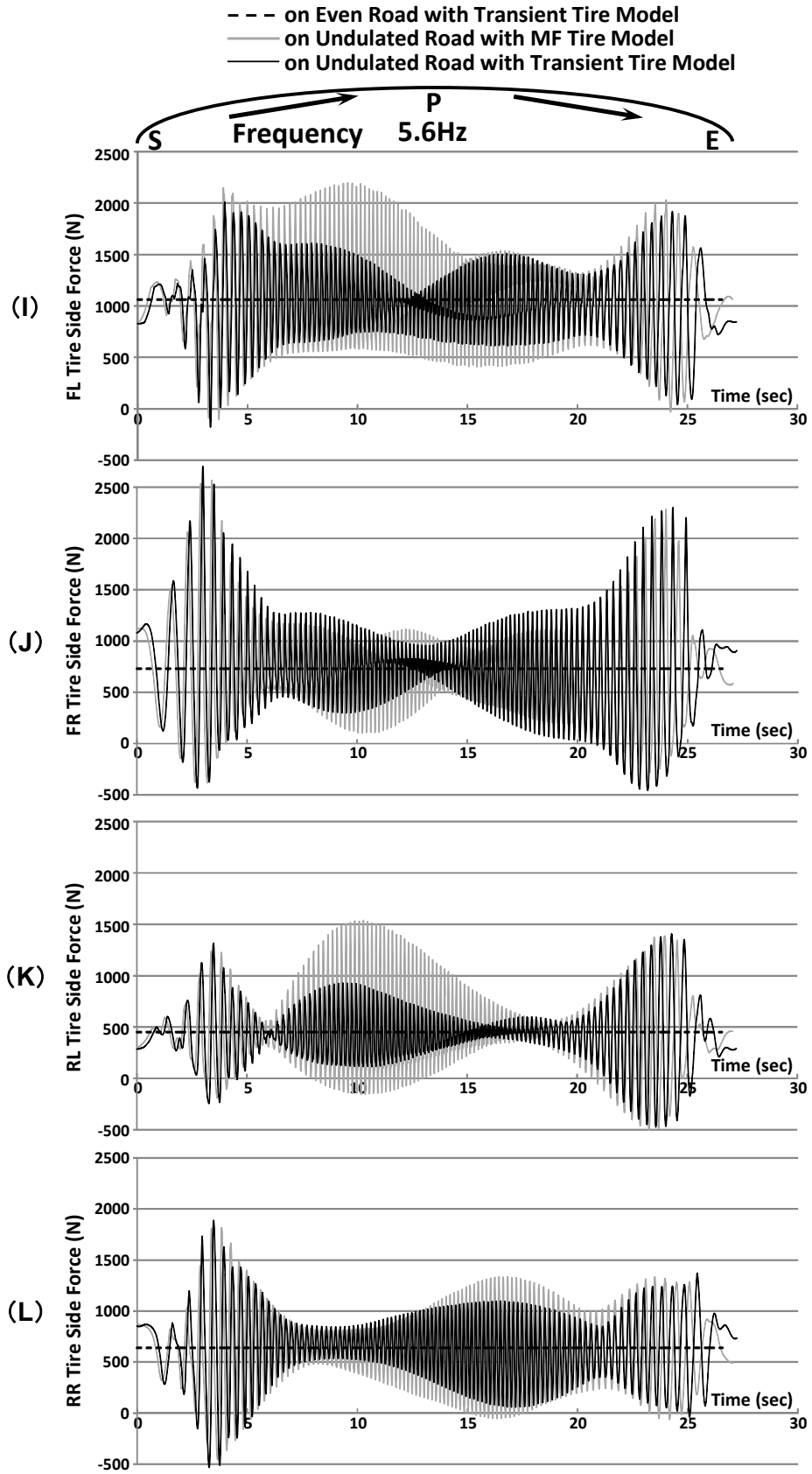


☒ 6-19 Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning  
 ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=7\text{cm}$ )

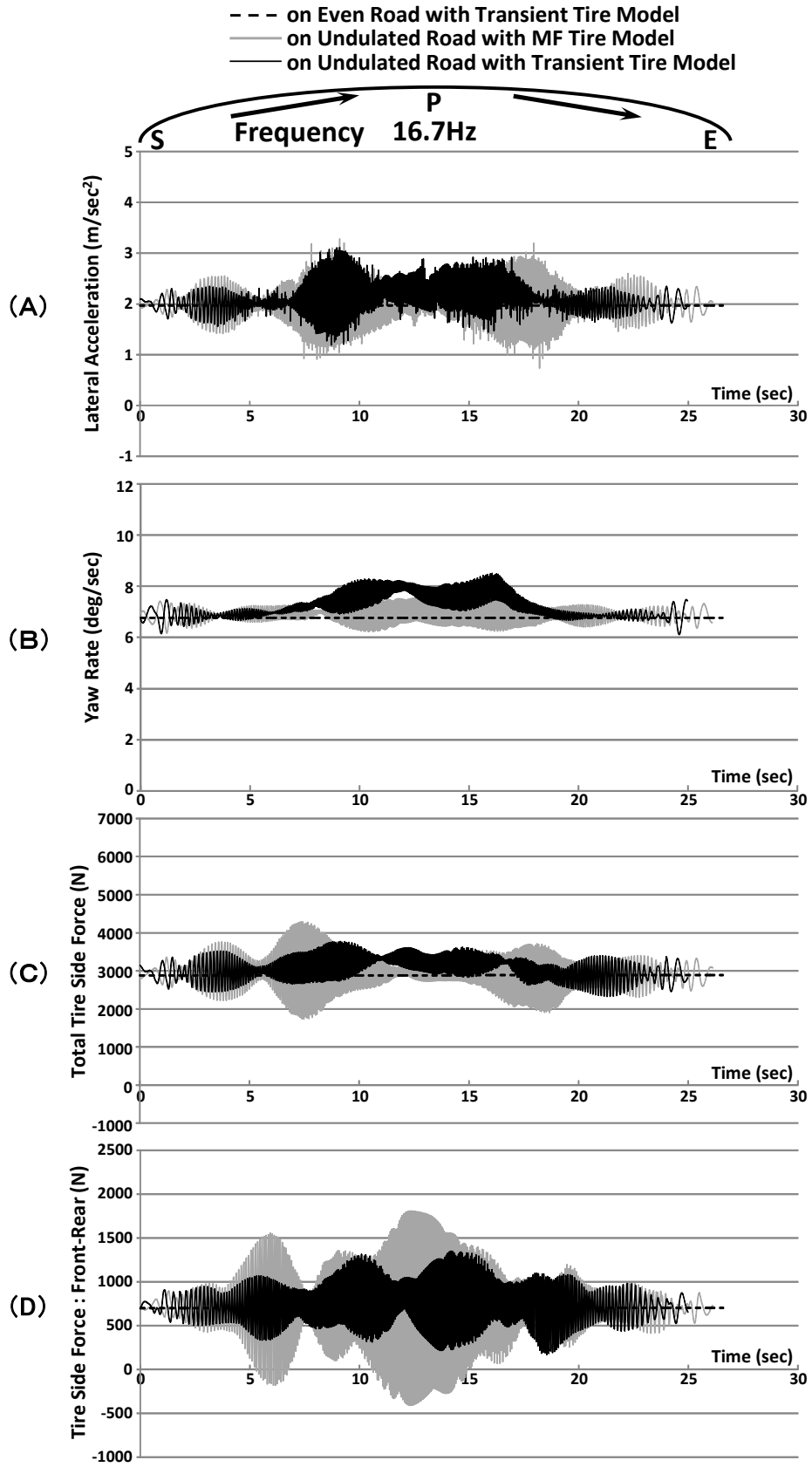




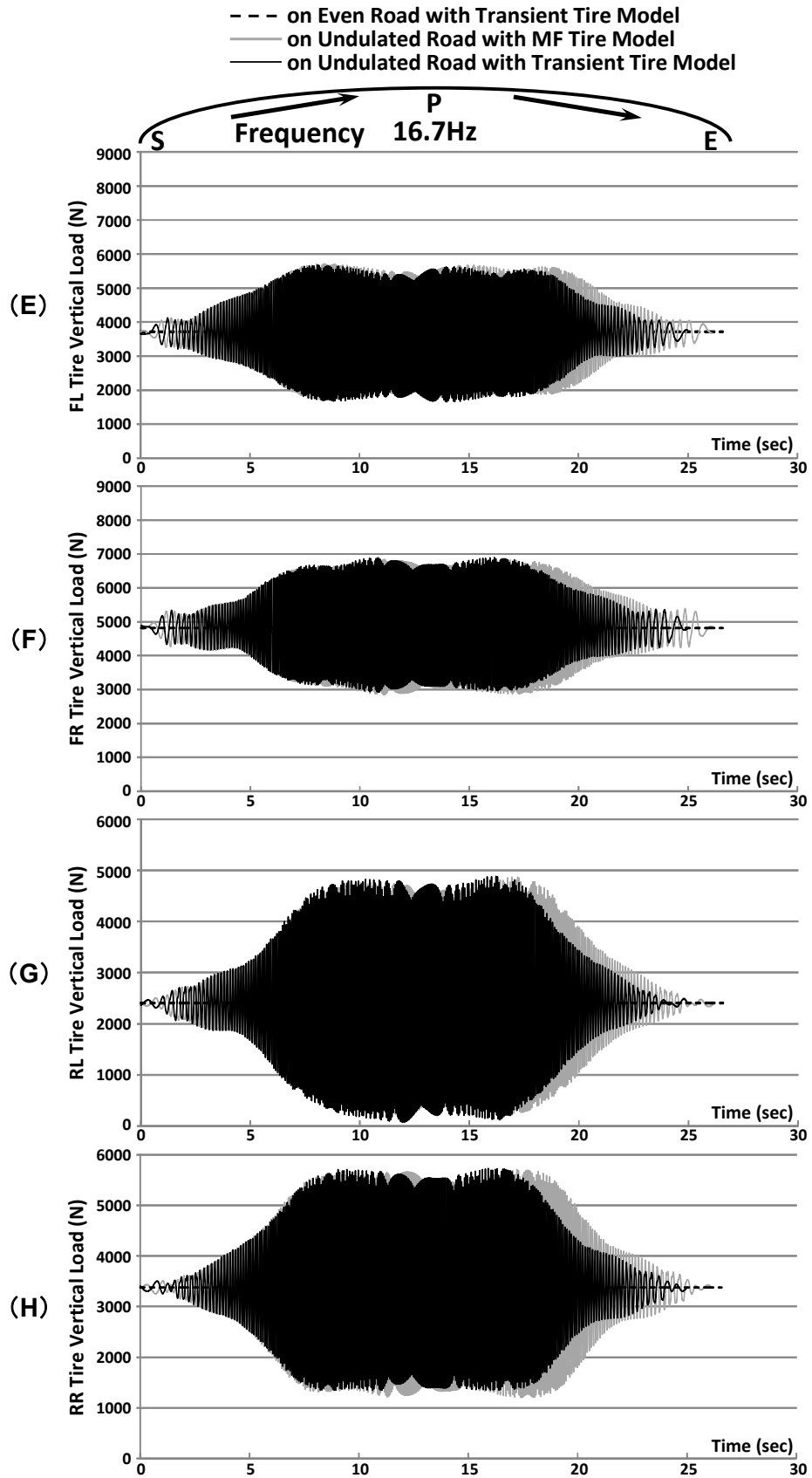
☒ 6-19 Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning  
 ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=7\text{cm}$ )



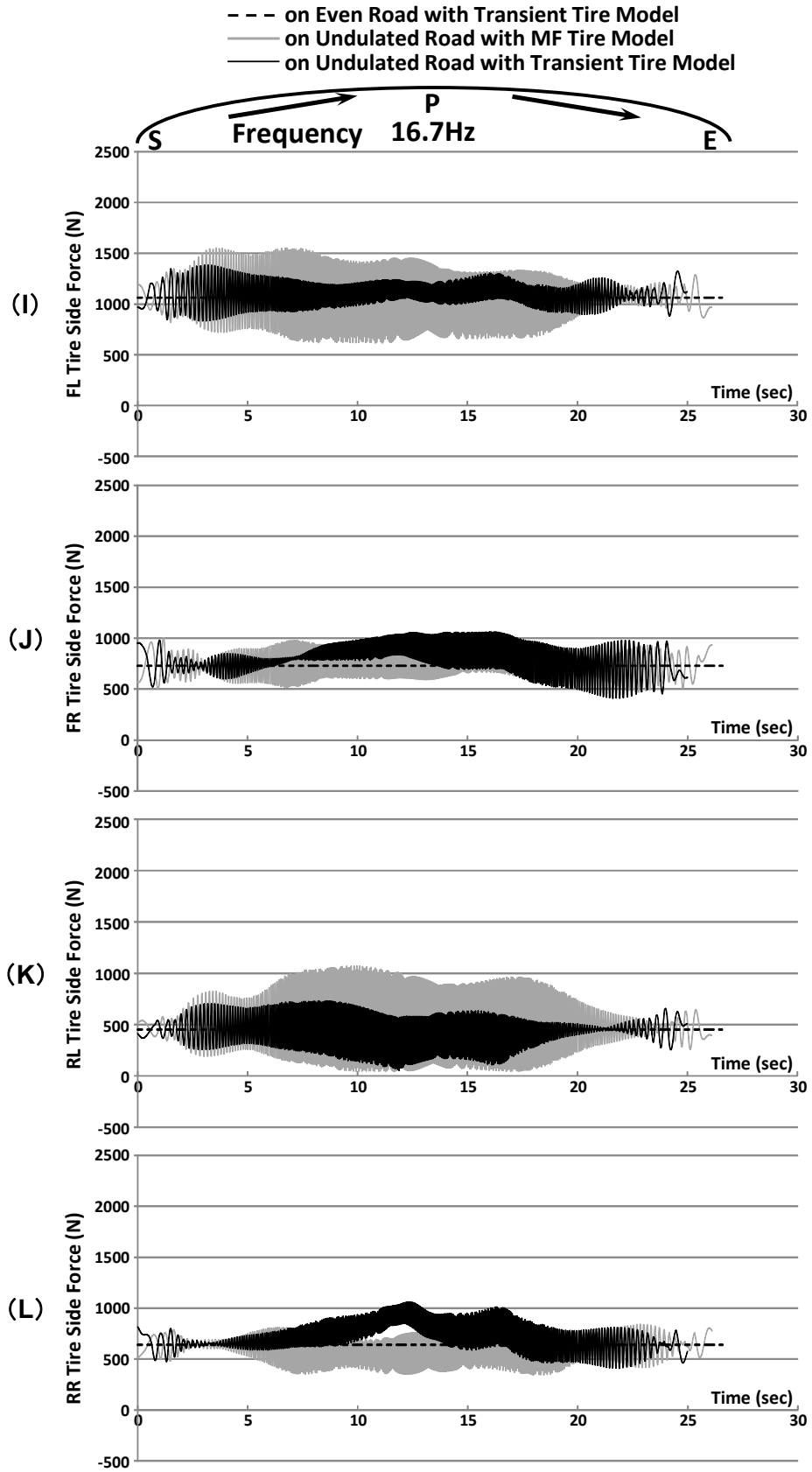
☒ 6-19 Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning  
 ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=3\text{m}$ ,  $A=7\text{cm}$ )



☒ 6-20 Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning  
 ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=1.1\text{cm}$ )

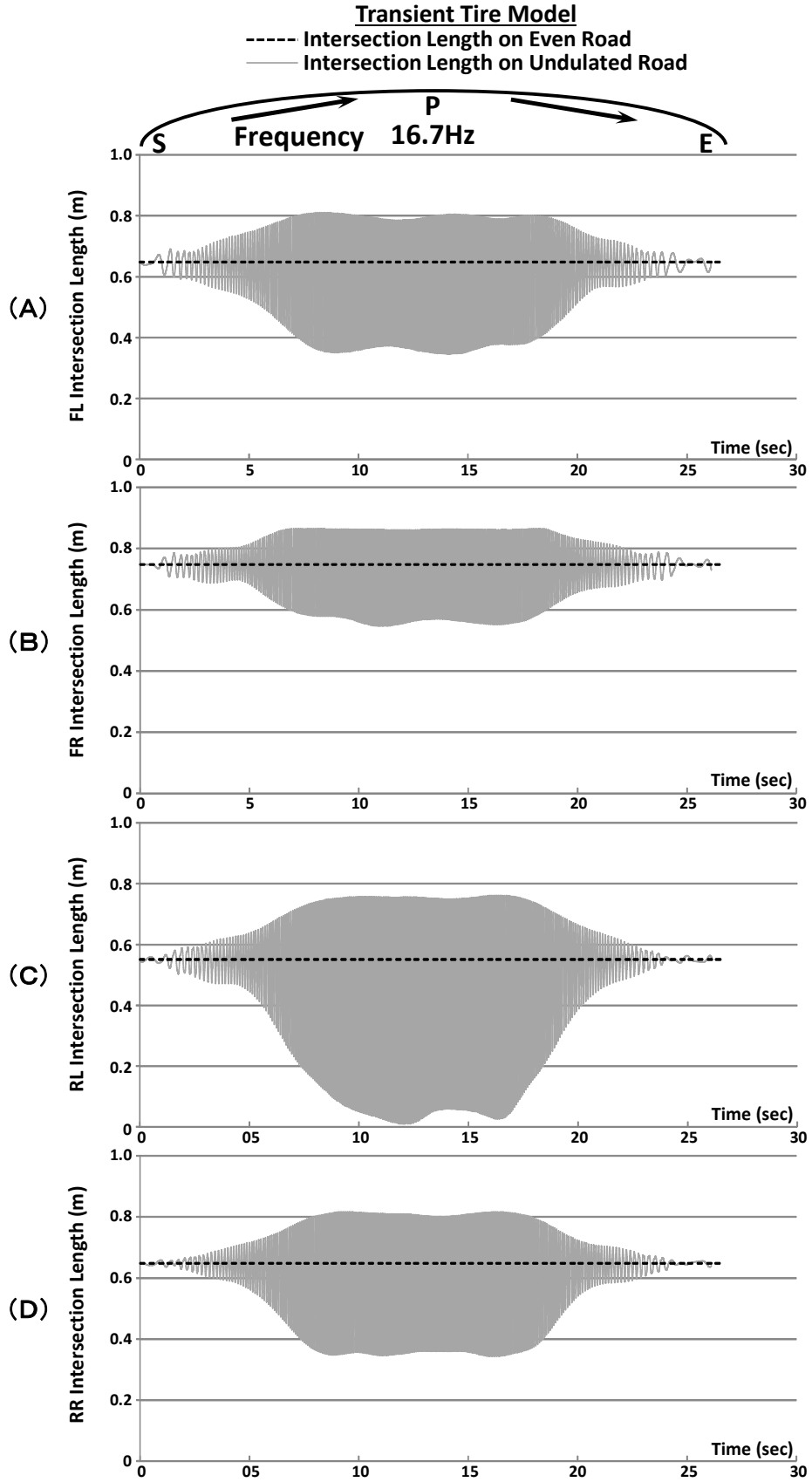


☒ 6-20 Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning  
 ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=1.1\text{cm}$ )



☒ 6-20 Vehicle and Tire Responses at Steady State Turning  
 ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=1.1\text{cm}$ )





☒ 6-22 Responses of Intersection Length at Steady State Turning  
 ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=1.1\text{cm}$ )

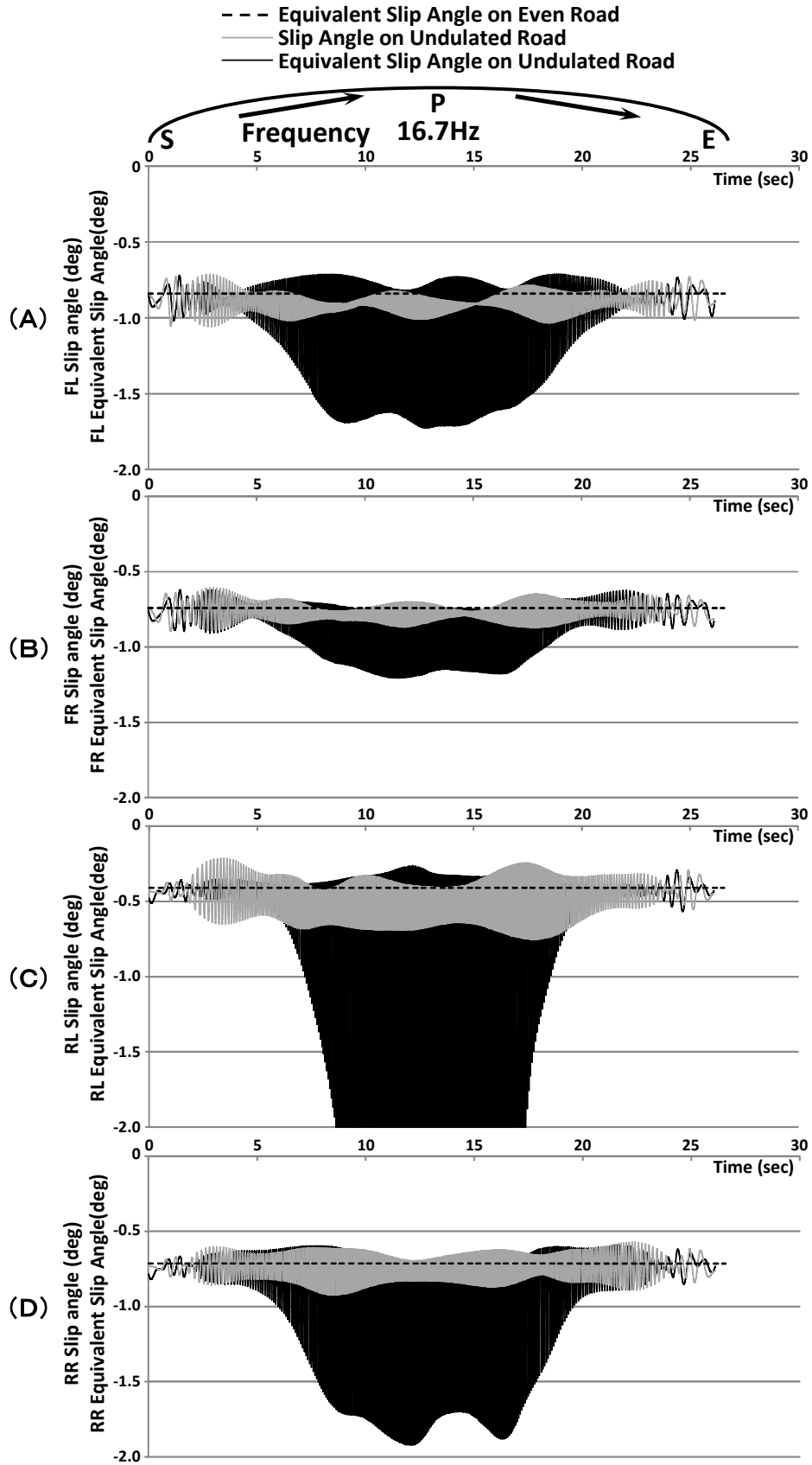


図 6-23 Responses of Slip Angle and Equivalent Slip Angle at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=1.1\text{cm}$ )



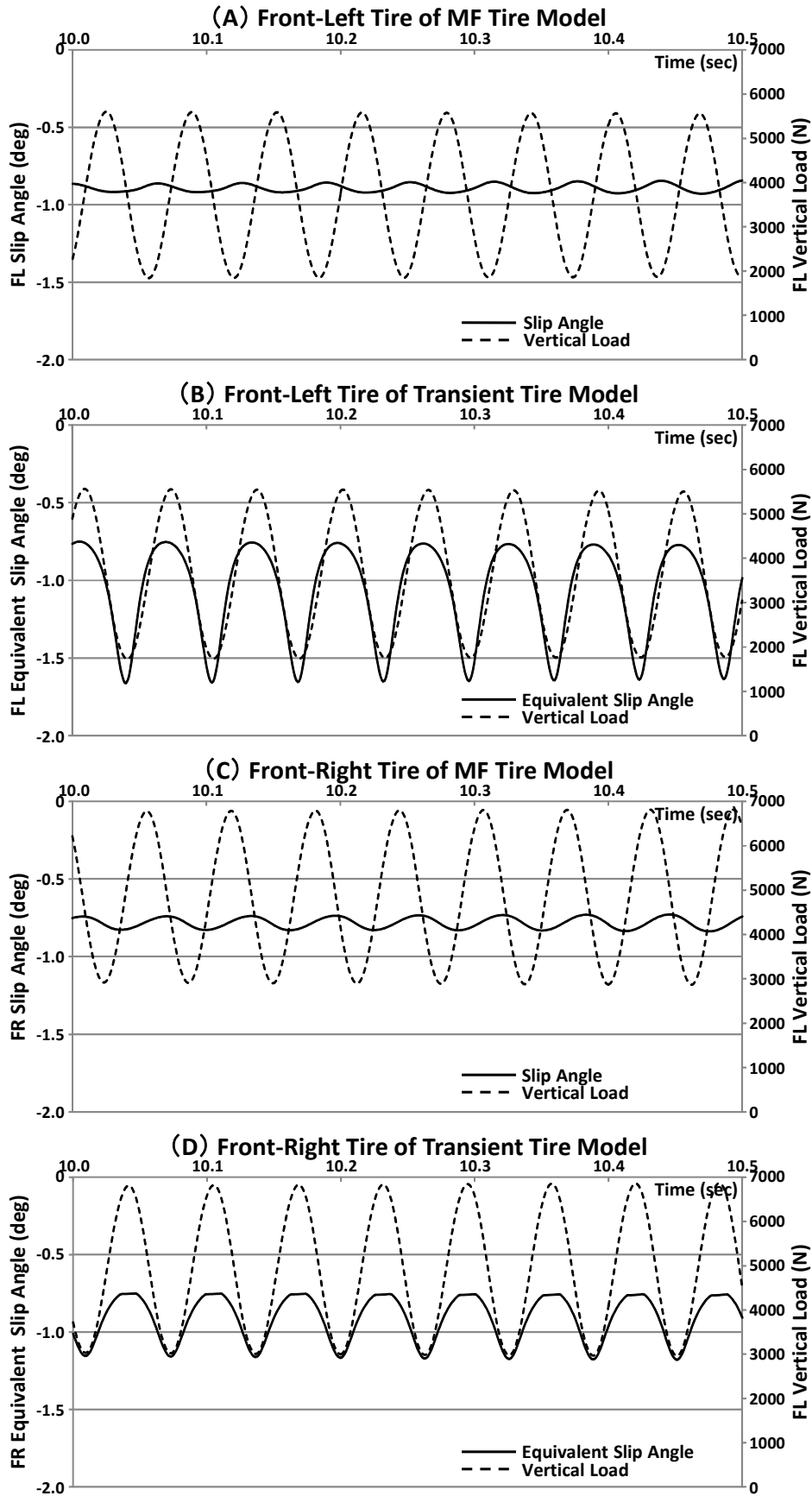


図 6-24 Relation of Slip Angle, Equivalent Slip Angle and Vertical Load at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=1.1\text{cm}$ )

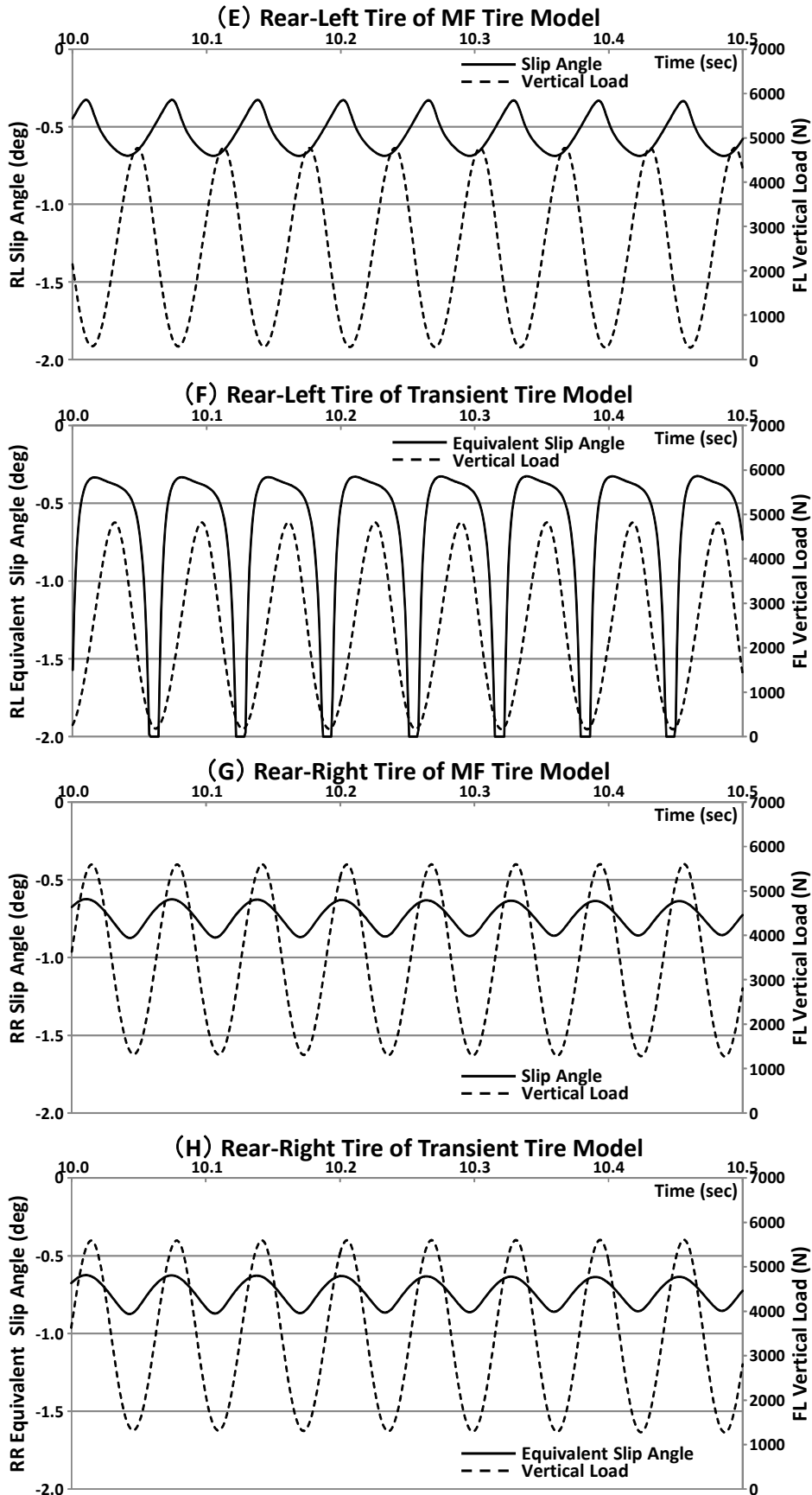


図 6-24 Relation of Slip Angle, Equivalent Slip Angle and Vertical Load at Steady State Turning ( $V=60\text{km/h}$ ,  $L=1\text{m}$ ,  $A=1.1\text{cm}$ )

## 6. 8 まとめ

本章では、第5章で開発した過渡的荷重変動時のタイヤの横力とアライニングモーメントの応答を表わす過渡特性モデルを車両運動解析ソフトに導入し、うねりのある路面における車両挙動に対するタイヤ横力の過渡特性の影響を研究した結果を報告した。その結果を以下にまとめる。

- 1) 第5章で“モデル3”と呼んだタイヤ過渡特性モデルを車両運動解析ソフト (CarMaker) に導入し、うねりのある路面における車両運動をシミュレーション解析できる環境を構築した。
- 2) BセグメントのFF乗用車のモデルおよび、その車両に装着されているタイヤのモデルを作成した。
- 3) サイン波状のうねりのある路面におけるサイン波操舵角入力に対する車両応答を、タイヤの定常特性のみを考慮したモデルと過渡特性も考慮したモデルを用いて解析した。平坦路上での応答に比較し、定常特性のみを考慮したモデルでは、うねり波長に関わらず車両の横加速度の平均値は減少する。しかし、タイヤ横力の過渡特性を考慮したモデルでは、うねりの波長が長い場合 (3m) は車両の横加速度の平均値が減少するが、波長が短い場合 (1m) は逆に増加する。
- 4) 4輪タイヤの荷重、タイヤモデルのストリング前端部の横変位、交差長、等価スリップ角、発生するタイヤ横力の変動を詳細に解析することにより、車両横加速度の減少や増加の理由が説明できることがわかった。
- 5) 同じうねりのある路面上での車両の定常円旋回運動の解析も実施した。路面のうねり波長が一定であってもタイヤ荷重変動の周波数は連続的に変化し、車両のばね上やばね下の固有振動数との関係で、車両の横加速度やヨーレートの応答は変化する。タイヤ横力の過渡特性を考慮したモデルでは、うねり波長が長い路面上では横加速度の平均値は減少するが、波長が短い路面上では変動周波数が高い領域で横加速度が増加する。これは上記と同様な詳細解析により説明できる。なお、4輪で発生するタ

イヤ横力の変動に関しては、荷重とスリップ角、等価スリップ角の位相関係にも着目する必要がある。

- 6) 以上の結果から、タイヤの過渡特性は非平坦路上での車両のコーナリング特性に影響すると結論できる。なお、横加速度平均値の変化の範囲は、タイヤの過渡特性を考慮した場合は、しない場合に対して数%程度である。

第6章 “うねり路面走行時のタイヤ横力が車両運動に与える影響”

参考文献

- 6-1) Harada, M., et al., Improvement of vehicle stability in cornering on uneven roads. Proceedings of 4<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '98), Nagoya, (1998).
- 6-2) 原田, 原田, 懸架系と操舵系の統合制御による操安性の解析, 日本機械学会, 第6回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, [No.99-7]D&D.99, (1999).
- 6-3) 森, うねり路走行時における車両旋回性能の解析, 久留米工業大学研究報告, No.20, (1996).
- 6-4) 内藤, 足立, 長久, 旋回時の路面入力に対する車両応答に関する研究, 自動車技術会 2017年春季大会学術講演会講演予稿集, No. 20175473, (2017).
- 6-5) Takahashi, T., The Influence of Tire Transient Property on Vehicle Behavior, Proceedings of 13<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '16), Munich, (2016).
- 6-6) Takahashi, T., The influence of tyre transient side force properties on vehicle lateral acceleration for a time-varying vertical force, Vehicle System Dynamics, (Published online: 06 Sep 2017).
- 6-7) CarMaker User's Guide Version 4.0.6, IPG Automotive GmbH, (2013).
- 6-8) CarMaker Reference Manual Version 4.0.6, IPG Automotive GmbH, (2013).
- 6-9) Wittenburg, J, et al., MESA VERDE-A general-purpose program package for symbolical dynamics simulation of multibody systems, Multibody Systems Handbook, Springer Verlag, (1990), pp. 341-360.

# 第 7 章

# 結 論

本章では、序論において述べた過去の研究の問題点を踏まえた、本研究の課題と目的・目標、それらが達成された時の期待効果を再度示し、本論文の各章で報告した研究結果をまとめるとともに、今後の課題を述べる。

## 7. 1 まとめ

### 1) Magic Formula モデルの開発とタイヤ特性解析 (第2章)

#### 課題

車両運動解析のための高精度タイヤモデルの作成と特性比較

#### 目標・目的

- ・実験データとよく一致する Magic Formula 同定システムの開発
- ・種々の路面における乗用車および大型車用タイヤの特性値の横並び定量比較

#### 期待効果

- ・予防安全システム（例えば車両後方監視システム）の性能向上
- ・インフラ側から車両へ提供する情報（路面や車両に応じた制動停止距離など）の精度向上

#### 結果

- ・様々なタイヤ特性の測定装置から得られるデータを用いて、MF タイヤモデルを精度よく作成することができるソフトウェアシステムを開発した。このソフトの活用により、車両運動の予測精度が向上し、車両の設計や開発が効率よく実施できる。
- ・乗用車用および大型車用タイヤのドライ路、ウェット路および氷盤路における Magic Formula を作成し、制動力と横力のスティフネスや最大値を定量的に横並びで示した。それらの特性を考慮することにより、予防安全システムの性能向上や車両への外部からの情報提供システムの精度向上が期待できる。

### 2) タイヤのオーバートーニングモーメント特性のモデル化と車両耐 転覆性能に与える影響 (第3章)

#### 課題

車両の耐転覆性能の予測精度の向上

#### 目標・目的

- ・タイヤのオーバートーニングモーメントの高精度モデルの開発
- ・新タイヤモデルを用いたことによる車両の耐転覆性能の予測精度向上効果の確認

#### 期待効果

車両性能向上による事故死者低減への貢献

**結果**

- ・測定値との誤差を従来モデルより大幅に減少できる、新しいオーバーターニングモーメントモデルを開発した。
- ・車両運動シミュレーション計算において新モデルを用いると、より実験結果に一致する車両の耐転覆性能の予測が可能なことを示した。予測計算精度の向上により、車両の耐転覆性能の向上が期待できる。

**3) 非平坦路における車両の制動性能 (第4章)****課題**

非平坦路における車両の制動停止性能の向上

**目標・目的**

- ・現象を予測できるシミュレーションモデルの開発
- ・サスペンションの前後支持特性と制動停止距離の関係の明確化

**期待効果**

制動停止距離短縮のための新たなサスペンション設計指針の提示

**結果**

- ・非平坦路上での車両の直進制動現象のシミュレーションモデルを開発し、実験によりその妥当性を確認した。
- ・サスペンションの前後支持特性と制動性能の関係をシミュレーションにより解析した結果、その弾性と減衰の両特性が関係しており、ばね上に対するばね下前後振動の、力入力に対する前後速度の固有振動数付近の位相特性に着目する必要があることがわかった。その結果を新たにサスペンション設計指針に加えることにより、制動停止性能の向上が期待できる。

**4) 過渡的鉛直荷重変動時のタイヤコーナリング特性 (第5章)****課題**

非平坦路上でのタイヤコーナリング特性の把握

**目標・目的**

- ・過渡的鉛直荷重変動時のタイヤの横力とアライニングモーメントのコーナリング特性の実験による確認
- ・実験結果に一致するタイヤモデルの開発

**期待効果**

車両運動解析のための新たなタイヤモデルの提案

**結果**

- ・実験により、過渡的荷重変動時の横力とアライニングモーメントの応答は、その定常特性では説明できないことを明らかにした。
- ・等価スリップ角の概念を導入し、新たに考案した荷重と等価スリップ角に依存する交差長を表わす表記式を用いた、大スリップ



角領域まで適用可能な横力とアライニングモーメントの過渡応答モデルを開発した。また，うねり波長が 1m 程度まで実験結果と一致することを確認した。

- ・このモデルは数値計算の安定性も良く，過渡的な荷重変動やスリップ角が大きな領域まで適用可能であり，非線形な定常特性も考慮しているため，横力とアライニングモーメントに関する，平坦路および非平坦路上での車両運動解析用の集大成的タイヤモデルであると考えられる。

## 5) うねり路面走行時のタイヤ横力が車両運動に与える影響(第6章)

### 課題

うねり路面上での車両コーナリング特性にタイヤ過渡特性が影響を与えるか否かの確認

### 目標・目的

- ・第5章で開発したタイヤ過渡モデルの車両運動シミュレーションへの導入
- ・タイヤ横力の過渡特性が車両の横加速度に与える影響の明確化

### 期待効果

非平坦路における運動性能の改善や車両運動研究のさらなる進展

### 結果

- ・第5章で開発したタイヤ過渡特性モデルを車両運動解析ソフトに導入し，うねりのある路面における車両運動をシミュレーション解析できる環境を構築した。
- ・サイン波状のうねりのある路面における，サイン波操舵角入力と定常円旋回での車両応答を解析した。タイヤ横力の過渡特性を考慮すると，うねりの波長が長い場合は車両の横加速度の平均値が減少するが，波長が短い場合は逆に増加することがわかった。そのメカニズムは，4輪タイヤの荷重，タイヤモデルのストリング前端部の横変位，交差長，等価スリップ角，発生するタイヤ横力の変動を詳細に解析することにより理解できる。
- ・シミュレーション結果から，タイヤ横力の過渡特性は非平坦路上での車両のコーナリング特性に影響すると結論できる。なお，横加速度平均値の変化の範囲は，タイヤの過渡特性を考慮した場合は，しない場合に対して数%程度である。
- ・ここで得られた結果や知見は，非平坦路上での車両の旋回運動の解析手法や性能向上手法の，今後の新たな切り口になると考える。

---

## 7. 2 今後の課題

本論文中でも指摘したが、以下の点に関する追加実験や検証、さらなる研究が必要であると考ええる。

### 1) Magic Formula に関して

本論文で用いた複合スリップ時のアライニングモーメントの実験値はばらつきやノイズが大きく、方程式が妥当なものであるか判断できなかった。今後、より精度の高い測定データを入手し、妥当性を検証する必要がある。

### 2) 過渡的鉛直荷重変動時のタイヤモデル

大スリップ角領域まで適用可能なモデルは、うねり波長が 1m 程度の範囲まで一致するという結果が得られたが、現時点では実験データが少ないため、今後実験を追加して適用範囲をより明確にする必要がある。

### 3) うねり路面走行時のタイヤ特性と車両運動

本論文の解析により、タイヤ横力の過渡特性は車両運動に影響を与えることは明らかになったが、個々のパラメータの寄与は未検討である。今後タイヤや車両パラメータの値を変更して解析し、それら単独の寄与や相互作用を明確にする必要がある。また、本論文ではシミュレーションによる解析結果のみを示したが、今後実験により検証することが望まれる。

さらに横力のみならず、アライニングモーメントの過渡特性が車両運動に与える影響も解析する必要があると考える(ステアリング系や車両のクローズドループ運動に対する影響)。

---

# 謝辞

本論文をまとめるにあたり、終始暖かい激励とご指導、ご鞭撻を頂いた日本大学生産工学部機械工学科の景山一郎教授に心より感謝申し上げます。また、論文を審査して頂き、貴重なご助言を下された綱島均教授、平山紀夫教授、工学院大学先進工学部機械理工学科の中島幸雄教授に深くお礼申し上げます。

本論文は、(株)豊田中央研究所および以前の勤務先である(株)ブリヂストンにおいて実施した研究をまとめたものです。豊田中央研究所の元取締役役林靖享博士には入社以来大変お世話になり、いつも暖かく励まして下さったことに感謝の意を表します。また、羽田昌敏氏、水野雅彦氏はじめ研究を一緒にして下さい下さった方々および、共同研究をして下さったトヨタ自動車(株)の山田芳久氏、原口哲之理氏(現名古屋大学)他の方々に厚くお礼申し上げます。

ブリヂストンで最初に取り組んだのがタイヤの運動性能に関する実験・解析であったことが、自動車とタイヤの運動性能に関する研究を実施するきっかけでした。実験部署への配属および自由に研究させて頂いたことに対して、元取締役渡辺昌紀氏(当時タイヤ試験部長)に感謝いたします。また、元常務取締役吉村信哉博士(当時タイヤ研究部長)には、海外留学の機会を与えて頂いたことに感謝いたします。

オランダデルフト工科大学のPacejka教授のもとで3年間、先生にご指導頂きながら客員研究員として研究したことは忘れられない思い出です。帰国後も親交を続けていましたが、残念ながら昨年9月に亡くなりました。先生から公私ともに教えて頂いたことに心から感謝の意を表するとともに、ご冥福をお祈りいたします。

最後に、長い間暖かく支援、応援してくれた妻 祥子に心から感謝し、謝辞といたします。

2018年3月  
高橋俊道

---

# 付録

## 付録 I Magic Formula タイヤモデル

### I.1 荷重とキャンバ角の依存性を考慮した Magic Formula

荷重とキャンバ角の依存性を考慮した、純スリップ時の前後力と横力、アライニングモーメントの方程式を以下に示す。

<前後力>

$$F_{x0}(\kappa) = D_x \sin \left[ C_x \tan^{-1} \left\{ B_x \chi - (E_{0x} + \Delta E_x) \left( B_x \chi - \tan^{-1}(B_x \chi) \right) \right\} \right] + S_{vx} \quad (\text{付 I-1})$$

$$\chi = \kappa + S_{hx} \quad (\text{付 I-2})$$

上式の係数は、以下の式に従って計算する。

$$C_x = b_0 \quad (\text{付 I-3})$$

$$D_x = b_1 F_z^2 + b_2 F_z \quad (\text{付 I-4})$$

$$B_x C_x D_x = (b_3 F_z^2 + b_4 F_z) \exp(-b_5 F_z) \quad (\text{付 I-5})$$

上式は前後力スティフネスを表わし、式 (付 I-1) を  $\chi$  により微分した時の  $\chi=0$  における値である。同定計算では先にそれを計算し、式 (付 I-3) と (付 I-4) を用いて以下の  $B_x$  を求める。

$$B_x = \frac{B_x C_x D_x}{C_x D_x} \quad (\text{付 I-6})$$

$$E_{0x} = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8 \quad (\text{付 I-7})$$

$$\Delta E_x = -(b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8) b_{13} \gamma \operatorname{sgn}(\kappa + S_{hx}) \quad (\text{付 I-8})$$

$$S_{hx} = b_9 F_z^2 + b_{10} F_z \quad (\text{付 I-9})$$

$$S_{vx} = b_{11} F_z^2 + b_{12} F_z \quad (\text{付 I-10})$$

ここで  $b_0 \sim b_{13}$  は、マジックフォーミュラパラメータ (Magic Formula Parameters, 以下 MF パラメータと略す) と呼ばれる定数である。すなわち、

実験データを用いてそれらの値を求めることにより，純スリップ時の前後力の Magic Formula タイヤモデルが作成できる。

### <横力>

$$F_{y0}(\alpha) = D_y \sin \left[ C_y \tan^{-1} \left\{ B_y \chi - (E_{0y} + \Delta E_y) \left( B_y \chi - \tan^{-1}(B_y \chi) \right) \right\} \right] + S_{vy} \quad (\text{付 I-11})$$

$$\chi = \alpha + S_{hy} \quad (\text{付 I-12})$$

上式の係数は，以下の式に従って計算する。

$$C_y = a_0 \quad (\text{付 I-13})$$

$$D_y = (a_1 F_z^2 + a_2 F_z) (1 - a_{15} \gamma^2) \quad (\text{付 I-14})$$

$$B_y C_y D_y = a_3 \sin \left[ 2 \tan^{-1}(F_z/a_4) \right] (1 - a_5 |\gamma|) \quad (\text{付 I-15})$$

上式は横力ステイフネスを表わし，式 (付 I-11) を  $\chi$  により微分した時の  $\chi=0$  における値である。同定計算では先にそれを計算し，式 (付 I-13) と (付 I-14) を用いて以下の  $B_y$  を求める。

$$B_y = \frac{B_y C_y D_y}{C_y D_y} \quad (\text{付 I-16})$$

$$E_{0y} = a_6 F_z^2 + a_7 F_z \quad (\text{付 I-17})$$

$$\Delta E_y = - (a_6 F_z^2 + a_7 F_z) (a_{16} \gamma + a_{17}) \operatorname{sgn}(\alpha + S_{hy}) \quad (\text{付 I-18})$$

$$S_{hy} = a_8 F_z^2 + a_9 F_z + a_{10} F_z \gamma \quad (\text{付 I-19})$$

$$S_{vy} = a_{11} F_z^2 + a_{12} F_z + (a_{13} F_z^2 + a_{14} F_z) \gamma \quad (\text{付 I-20})$$

ここで  $a_0 \sim a_{17}$  は，純スリップ時の横力の MF パラメータである。

### <アライニングモーメント>

$$M_{z0} = -P_t \cdot F_{y0} + M_{zr} \quad (\text{付 I-21})$$

$$P_t(x_t) = D_t \cos \left[ C_t \tan^{-1} \left\{ B_t x_t - (E_{0t} + \Delta E_t) \left( B_t x_t - \tan^{-1}(B_t x_t) \right) \right\} \right]$$

---

(付 I-22)

$$x_t = \alpha + S_{ht} \quad (\text{付 I-23})$$

$$M_{zr}(x_r) = D_r \cos[\tan^{-1}(B_r x_r)] \quad (\text{付 I-24})$$

$$x_r = x_t + S_{hy} + \frac{S_{vy}}{B_y C_y D_y} \quad (\text{付 I-25})$$

上式の係数は、以下の式に従って計算する。

$$C_t = c_0 \quad (\text{付 I-26})$$

$$D_t = (c_1 F_z^2 + c_2 F_z)(c_3 \gamma^2 + c_{20} \gamma + 1) \quad (\text{付 I-27})$$

$$B_y C_y D_y = a_3 \sin[2 \tan^{-1}(F_z/a_4)](1 - a_5 |\gamma|) \quad (\text{付 I-28})$$

$$B_t = (c_4 F_z^2 + c_5 F_z + c_6)(c_7 |\gamma| + c_{21} \gamma + 1) \quad (\text{付 I-29})$$

$$S_{ht} = (c_8 F_z + c_9)(c_{10} \gamma + 1) \quad (\text{付 I-30})$$

$$E_{0t} = c_{11} F_z^2 + c_{12} F_z + c_{13} \quad (\text{付 I-31})$$

$$\Delta E_t = (c_{11} F_z^2 + c_{12} F_z + c_{13})(c_{14} + c_{19} \gamma) \text{sgn}(\alpha + S_{ht}) \quad (\text{付 I-32})$$

$$D_r = (c_{15} F_z^2 + c_{16} F_z)(c_{17} \gamma + 1) \quad (\text{付 I-33})$$

$$D_r = (c_{15} F_z^2 + c_{16} F_z)(c_{17} \gamma + 1) \quad (\text{付 I-34})$$

$$B_r = c_{18} \quad (\text{付 I-35})$$

ここで  $c_0 \sim c_{21}$  は、純スリップ時のアライニングモーメントの MF パラメータである。

---

## 1.2 複合スリップ時の Magic Formula

複合スリップ時の前後力  $F_x$  と横力  $F_y$  の方程式を以下に示す。基本的な考え方は、純スリップ時のそれらの値 ( $F_{x0}$  と  $F_{y0}$ ) に、重み関数 ( $G_{x\alpha}$  と  $G_{y\kappa}$ ) を乗じて求めるというものである。

$$F_x = G_{x\alpha} \cdot F_{x0} = \frac{\cos \left[ C_{xy} \tan^{-1} \left\{ B_{xy} (\alpha + S_{hxy}) \right\} \right]}{\cos \left\{ C_{xy} \tan^{-1} (B_{xy} S_{hxy}) \right\}} \cdot F_{x0} \quad (\text{付 I-36})$$

ここで、

$$C_{xy} = q_0 \quad (\text{付 I-37})$$

$$S_{hxy} = -q_1 \quad (\text{付 I-38})$$

$$B_{xy} = q_2 \cos \left\{ \tan^{-1} (q_3 \kappa) \right\} \quad (\text{付 I-39})$$

$$F_y = G_{y\kappa} \cdot F_{y0} + S_{vyx} = \frac{\cos \left[ C_{yx} \tan^{-1} \left\{ B_{yx} (\kappa + S_{hyx}) \right\} \right]}{\cos \left\{ C_{yx} \tan^{-1} (B_{yx} S_{hyx}) \right\}} \cdot F_{y0} + S_{vyx} \quad (\text{付 I-40})$$

ここで、

$$C_{yx} = q_4 \quad (\text{付 I-41})$$

$$S_{hyx} = -q_5 \quad (\text{付 I-42})$$

$$B_{yx} = q_6 \cos \left[ \tan^{-1} \left\{ q_7 (\alpha - q_8) \right\} \right] \quad (\text{付 I-43})$$

$$S_{vyx} = D_{vyx} \sin \left\{ q_{12} \tan^{-1} (q_{13} \kappa) \right\} \quad (\text{付 I-44})$$

$$D_{vyx} = q_9 F_z (\gamma - \gamma_0) \cos \left\{ \tan^{-1} (q_{14} \alpha) \right\} \quad (\text{付 I-45})$$

$$\gamma_0 = q_{10} F_z + q_{11} \quad (\text{付 I-46})$$

上記の式中の  $q_0 \sim q_3$  は前後力、 $q_4 \sim q_{14}$  は横力の MF パラメータである。

次に、複合スリップ時のアライニングモーメントの方程式を以下に示す。基本的な考え方は、複合スリップ時の横力と前後力による成分および、残留モーメントと呼ばれる成分の総和であるというものである。

$$M_z = -P_l \cdot F'_y + M'_{zr} + s \cdot F_x \quad (\text{付 I-47})$$


---

---


$$F'_y = G_{y\kappa} \cdot F_{y0} \quad (\text{付 I-48})$$

$$P'_t(x_{t,eq}) = D_t \cos \left[ C_t \tan^{-1} \left\{ B_t x_{t,eq} - (E_{0t} + \Delta E_t) \left( B_t x_{t,eq} - \tan^{-1} (B_t x_{t,eq}) \right) \right\} \right] \quad (\text{付 I-49})$$

$$M'_{zr}(x_{r,eq}) = D_r \cos \left\{ \tan^{-1} (B_r x_{r,eq}) \right\} \quad (\text{付 I-50})$$

ここで,

$$s = s_0 F_y + s_1 \gamma + s_2 F_z \gamma + s_3 \quad (\text{付 I-51})$$

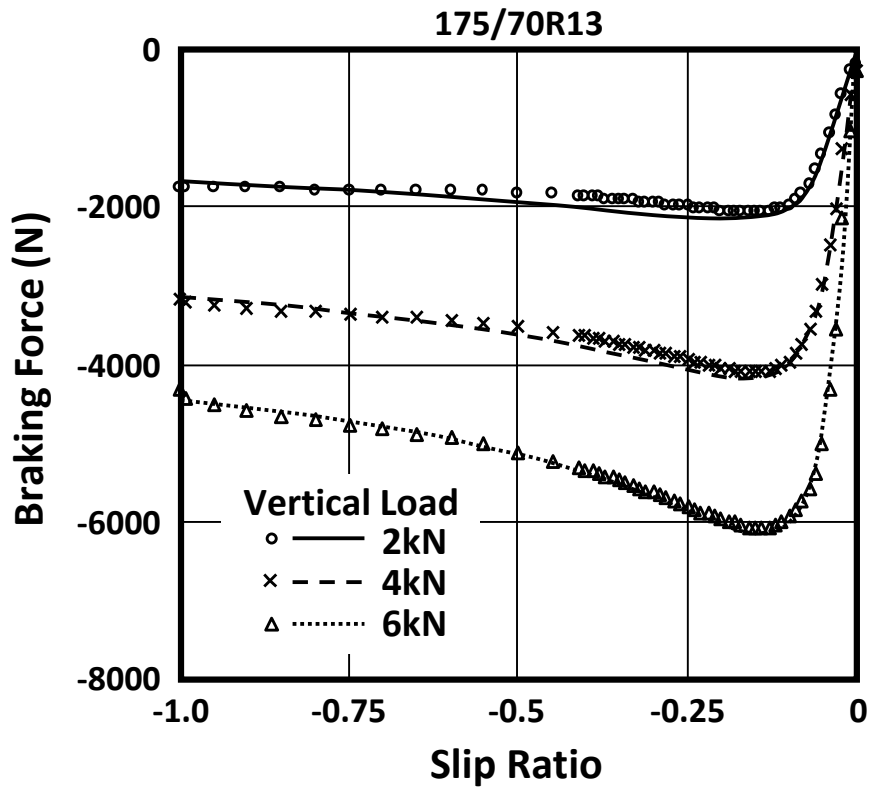
$$x_{t,eq} = \sqrt{\tan^2 x_t + \left( \frac{B_x C_x D_x}{B_y C_y D_y} \right)^2} \kappa^2 \cdot \text{sgn}(x_t) \quad (\text{付 I-52})$$

$$x_{r,eq} = \sqrt{\tan^2 x_r + \left( \frac{B_x C_x D_x}{B_y C_y D_y} \right)^2} \kappa^2 \cdot \text{sgn}(x_r) \quad (\text{付 I-53})$$

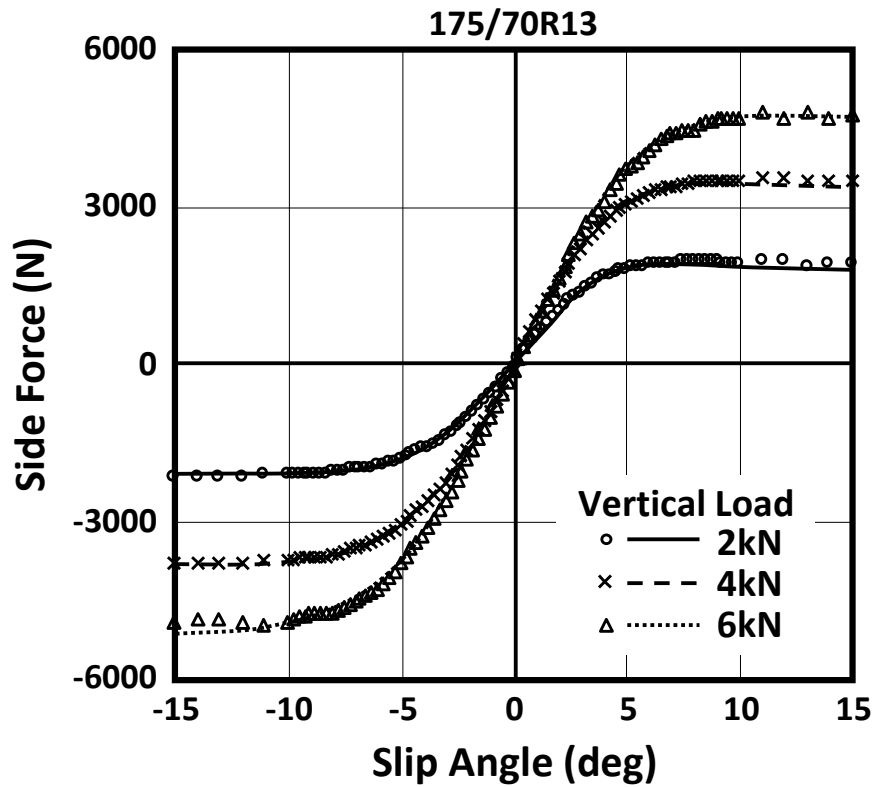
$s_0 \sim s_3$  は, 複合スリップ時のアライニングモーメントの MF パラメータである。



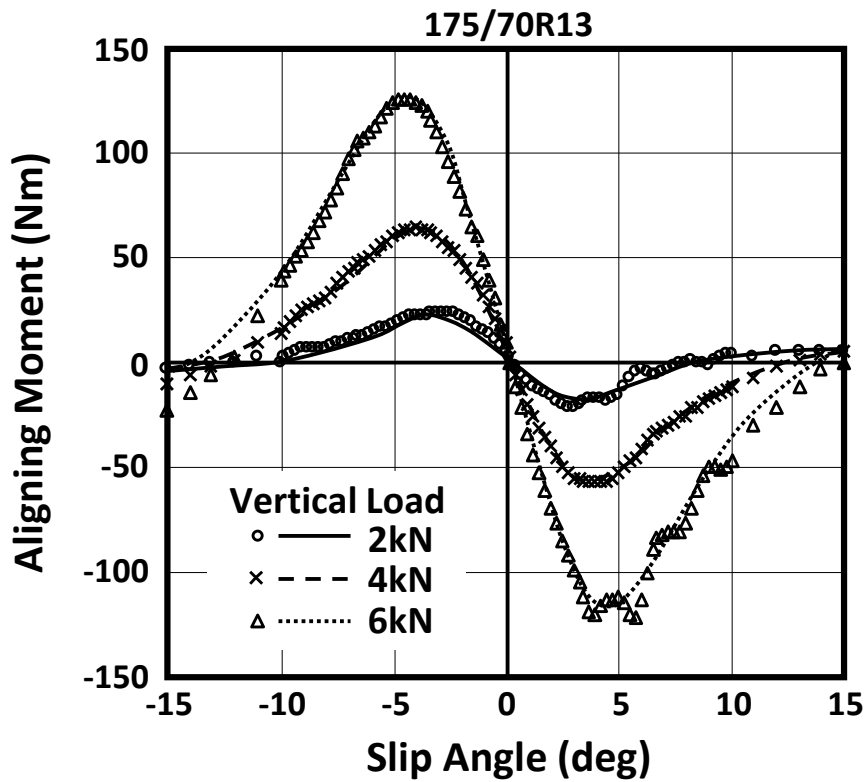
I. 3 タイヤ特性測定値と Magic Formula への同定結果



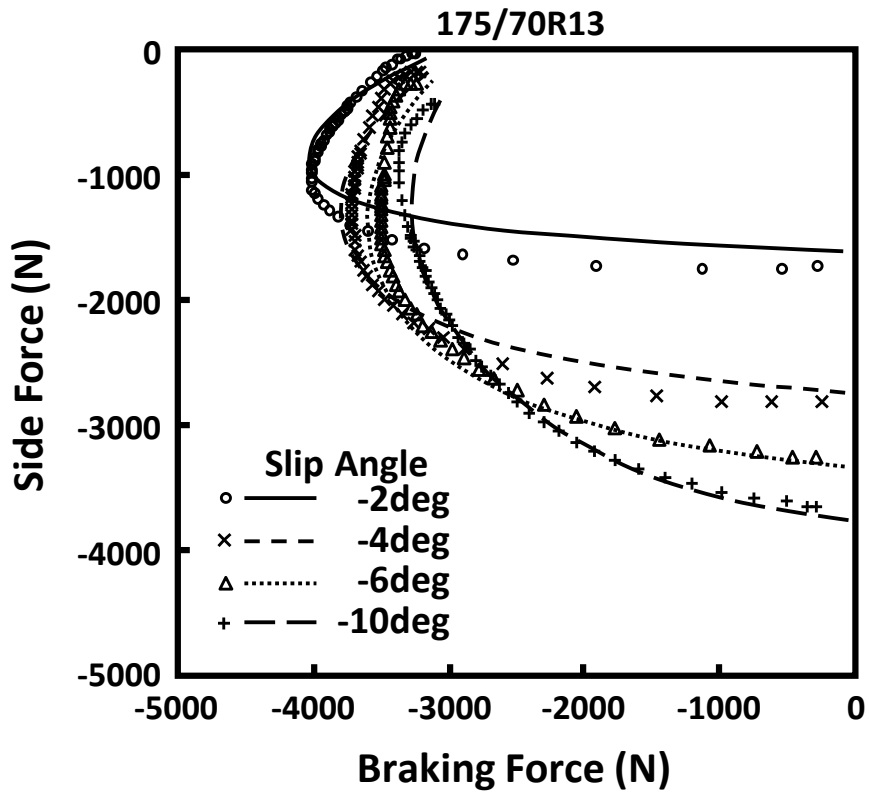
☒ AI-1 Braking Force Characteristics of Tire A  
 (Dry road, Camber angle 0 deg)



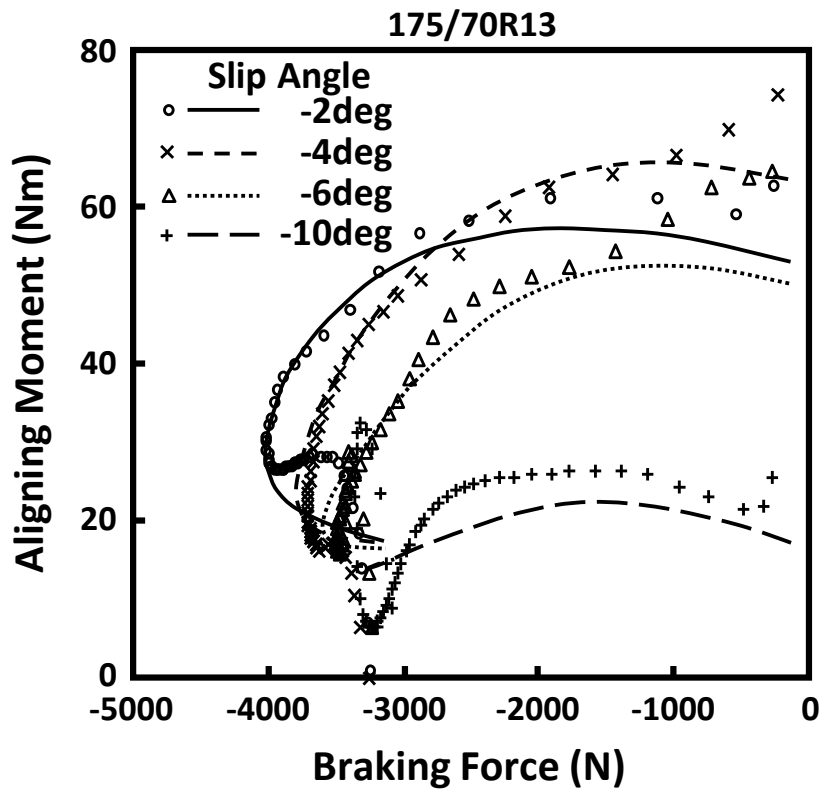
☒ AI-2 Side Force Characteristics of Tire A  
 (Dry road, Camber angle 0 deg)



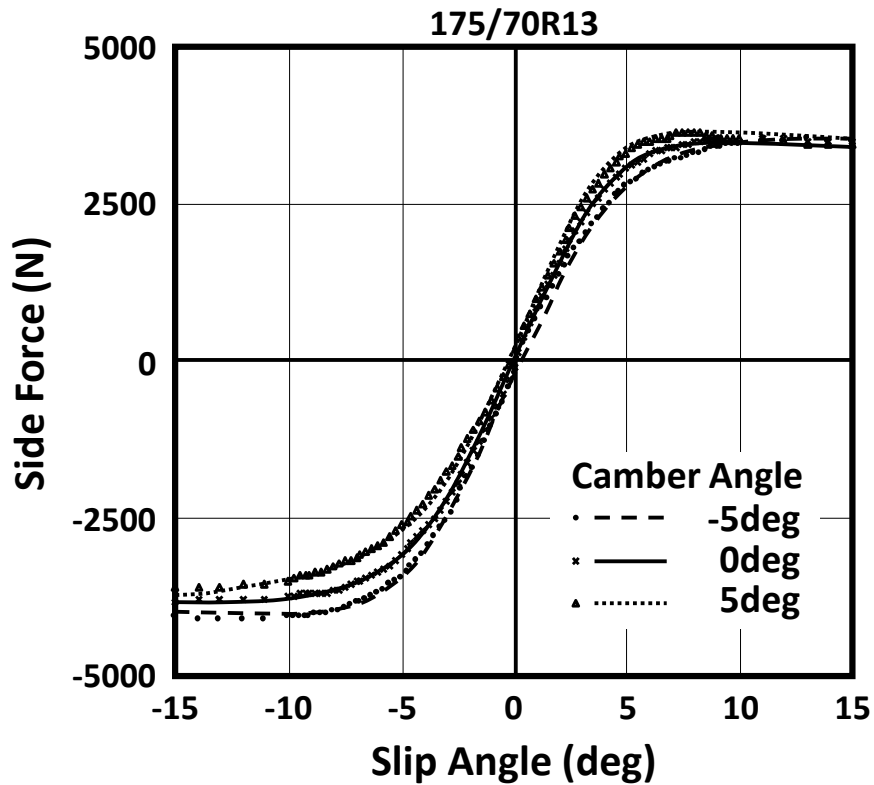
☒ AI-3 Aligning Moment Characteristics of Tire A  
(Dry road, Camber angle 0 deg)



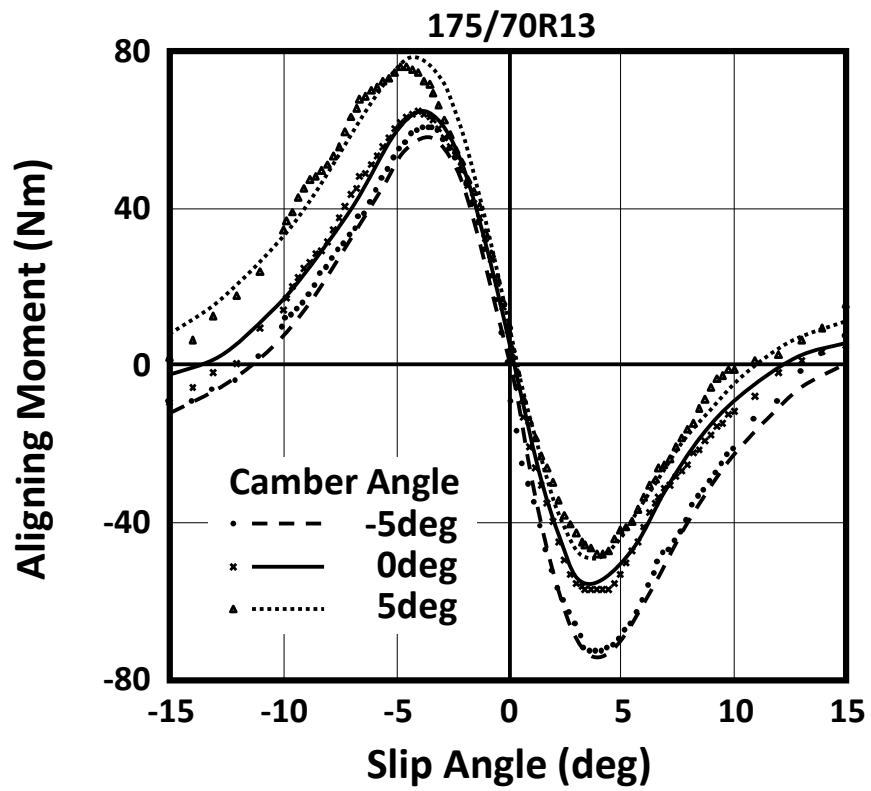
☒ AI-4 Relation of Braking Force and Side Force of Tire A  
(Dry road, Vertical load 4 kN, Camber angle 0 deg)



☒ AI-5 Relation of Braking Force and Aligned Moment of Tire A (Dry road, Vertical load 4 kN, Camber angle 0 deg)

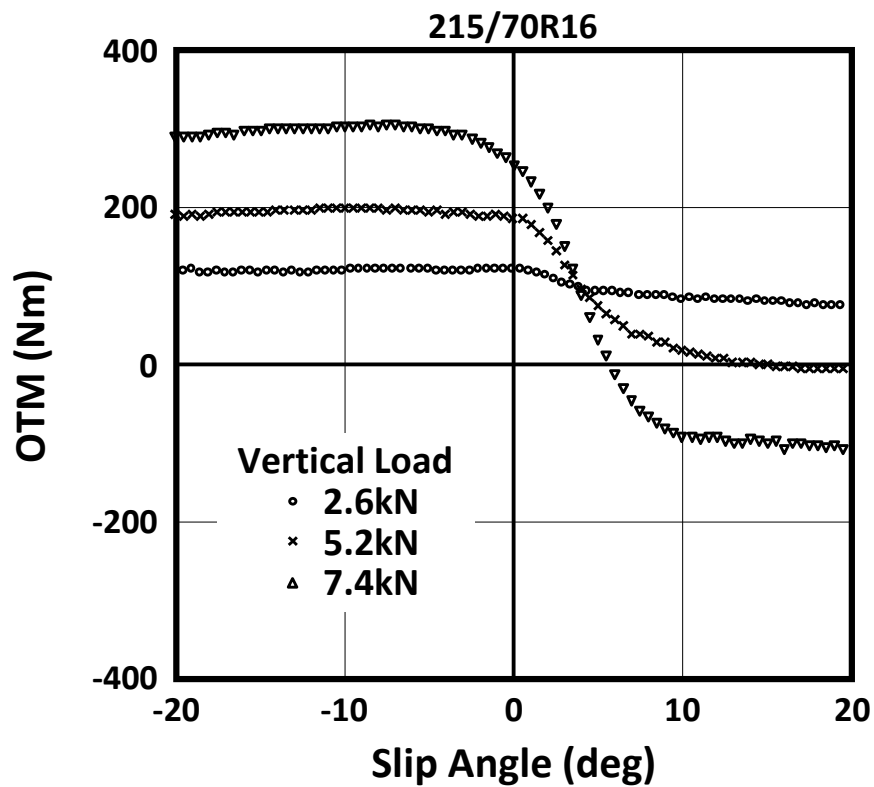


☒ AI-6 Side Force Dependency on Camber Angle of Tire A (Dry road, Vertical load 4 kN)

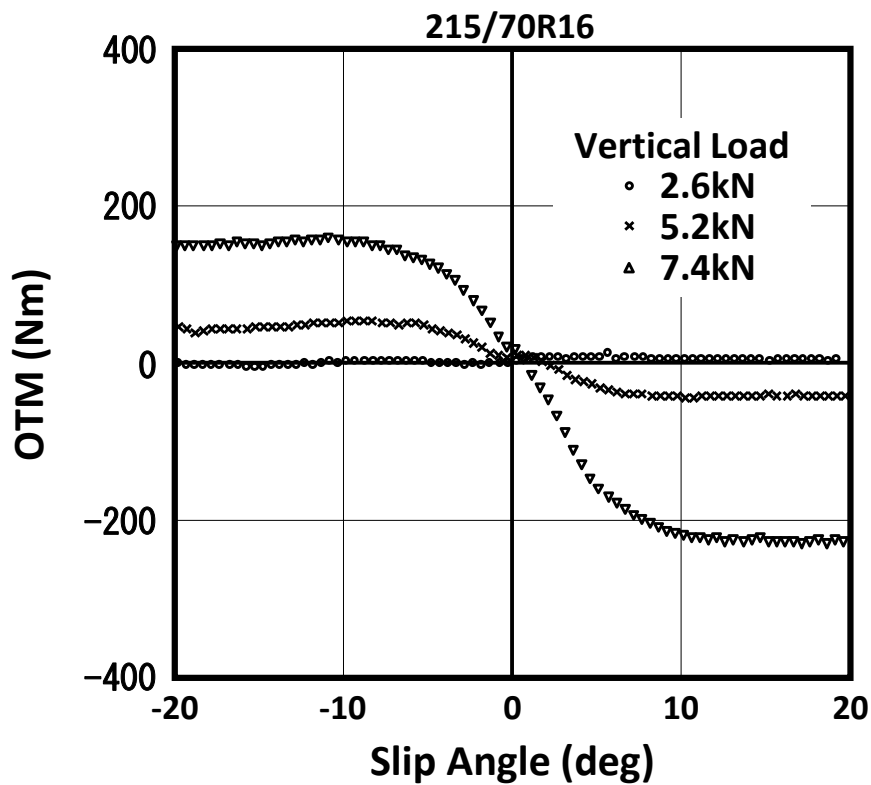


☒ AI-7 Aligning Moment Dependency on Camber Angle of Tire A  
(Dry road, Vertical load 4 kN)

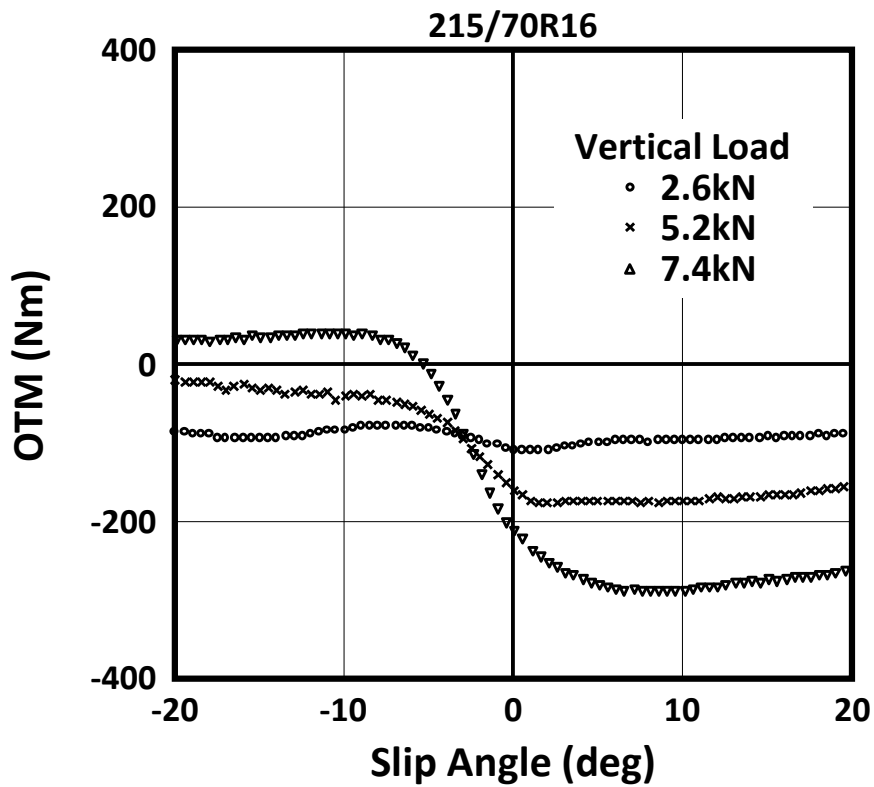
付録Ⅱ オーバーターニングモーメント



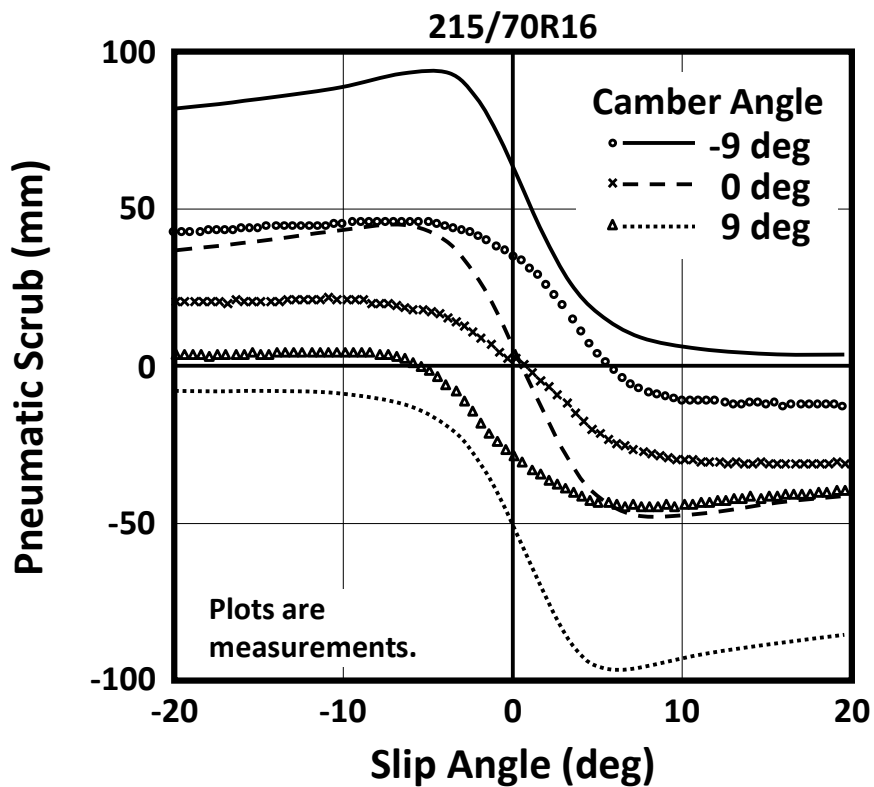
☒ AII-1 OTM Dependency on Vertical Load of Tire A  
(Camber Angle -9 deg)



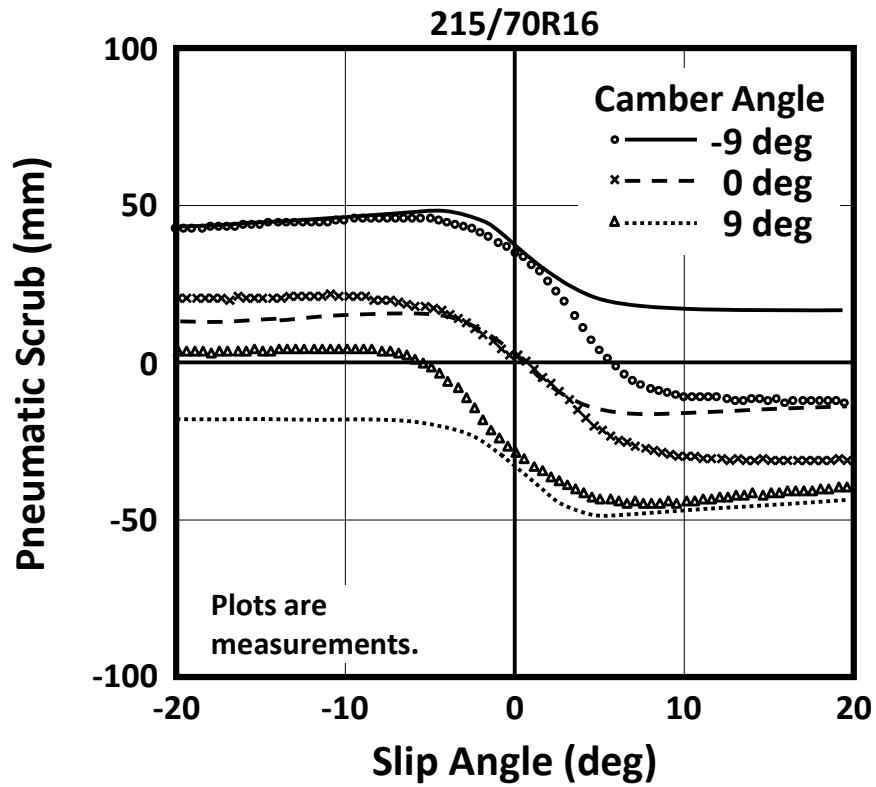
☒ AII-2 OTM Dependency on Vertical Load of Tire A  
(Camber Angle 0 deg)



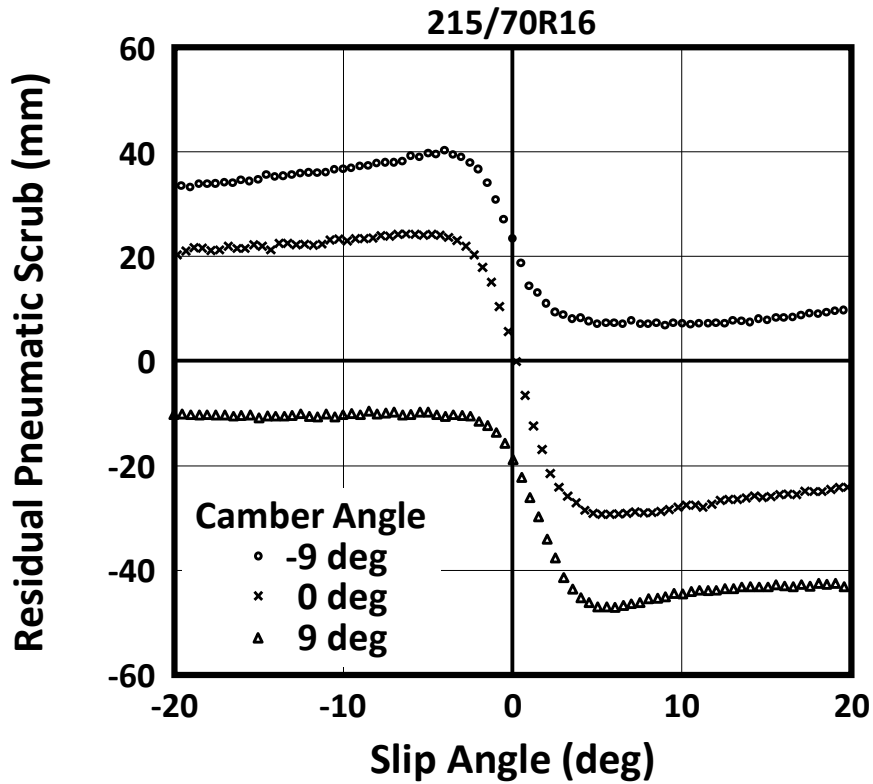
☒ AII-3 OTM Dependency on Vertical Load of Tire A  
(Camber Angle 9 deg)



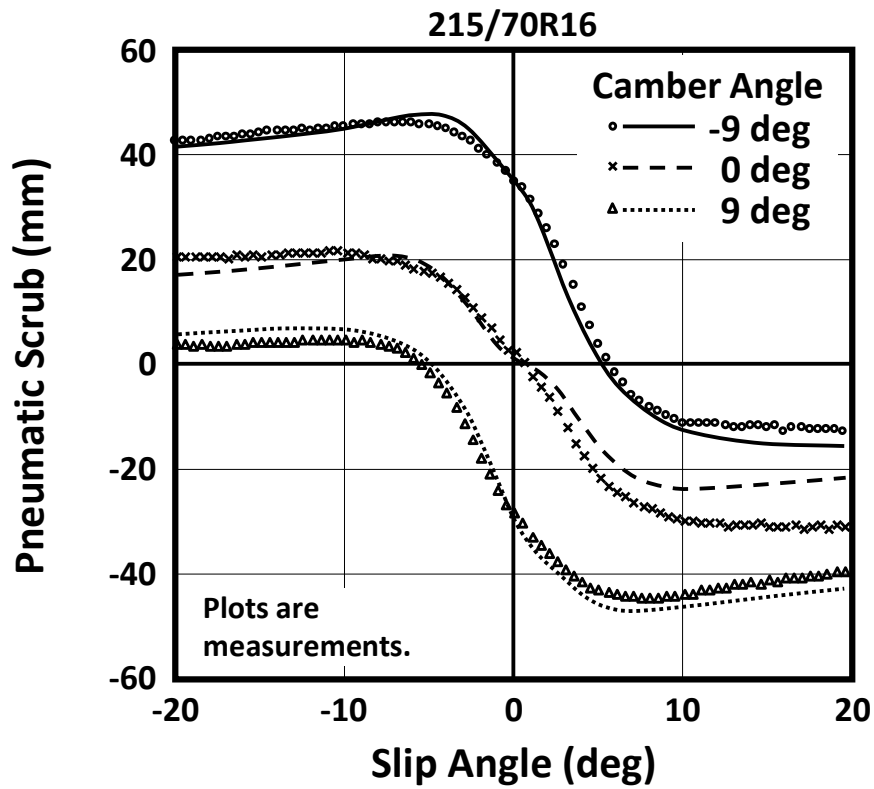
☒ AII-4 Comparison of Pneumatic Scrub by Simple Model and Measurements (Tire A, Vertical Load 7.4 kN)



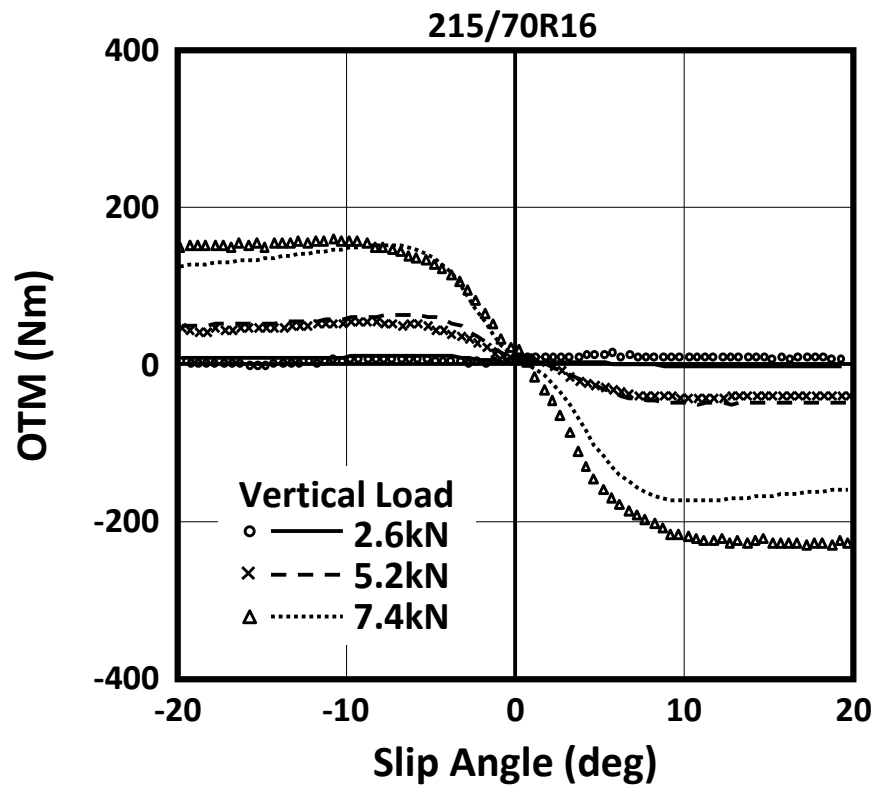
☒ AII-5 Comparison of Pneumatic Scrub by Identified Simple Model and Measurements (Tire A, Vertical Load 7.4 kN)



☒ AII-6 Residual Pneumatic Scrub of Tire A (Vertical Load 7.4 kN)

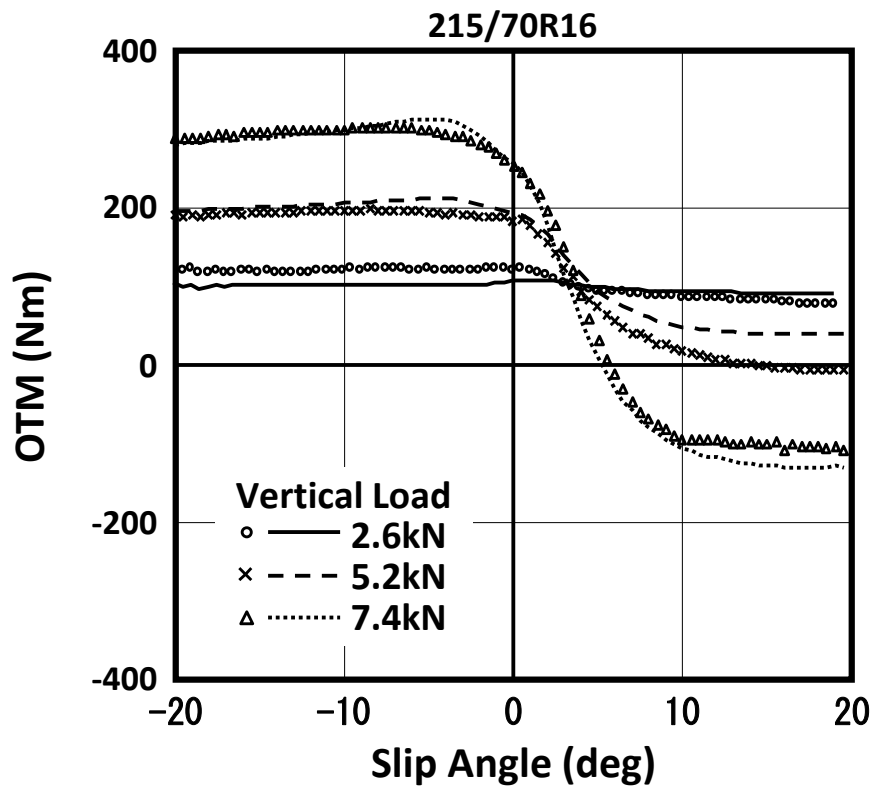


☒ AII-7 Comparison of Pneumatic Scrub by New Model and Measurements (Tire A, Vertical Load 7.4 kN)



☒ AII-8 Comparison of New OTM Model and Measurements (Tire A, Camber Angle 0 deg)





☒ AII-9 Comparison of New OTM Model and Measurements  
 (Tire A, Camber Angle -9 deg)