タイヤ式門型クレーンの動特性*

(第1報, 走行シミュレーション)

竹原 亨^{*1}, 市村 欣也^{*1}, 阿部 雅二郎^{*2}
伊藤 廣^{*2}, 横田 浩一^{*3}

Dynamic Behavior of Rubber Tire-Mounted Gantry Cranes (1st Report, Traveling Simulation)

Toru TAKEHARA^{*4}, Kinya ICHIMURA, Masajiro ABE,
Hiroshi ITO and Koichi YOKOTA

^{**} Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd., Tamano works,
Tama 3-1-1, Tamano-shi, Okayama-ken, 706-8651 Japan

This paper describes a modeling method for simulating the traveling characteristics of Rubber Tire-mounted Gantry (RTG) cranes. The modeling methods of the gantry frame, tires, and driving motors are introduced, since these are the primary factors affecting the crane traveling performance. The dynamic simulation is based on the Finite Element Method. Simulation cases for different trolley positions and gantry traveling speeds are developed and compared with experimental results. The effectiveness of this simulation method is proven by the strong correlation between the simulation and experimental results. The effective factors on RTG traveling performance (straight traveling and turning) are discussed regarding the RTG's structural characteristics.

Key Words: Materials Handling Equipment, Finite Element Method, Machinery, Dynamic Behavior, Rubber Tire-mounted Gantry Crane, Traveling Simulation, Large Displacement Treatment

1. 緒 言

形状, 寸法が不ぞろいの貨物を木箱詰めにして輸送する方法は古くから行われてきたが, 1950年代に米国で始まったコンテナ輸送方法は, 従来の船舶や荷役機械の形式, コンテナ蔵置ヤードの形態を一変させ, ロジスティクス革命を起こした。コンテナの蔵置ヤードでは, 蔵置ブロック間で列替え移動の可能なタイヤ式門型クレーン(RTG: Rubber Tire-mounted Gantry crane)が, 機動性に優れているため, コンテナ搬送用クレーンとして広く普及してきた。近年, コンテナ荷役搬送機器の自動化の進展に伴い, あらためて, 自動あるいは無人運転に対応できる RTG が注目されている。そこで, RTG の自動走行技術の確立に関わる無軌道式クレーンにおける走行動特性の解明が, 重要な研究課題となっている。

図1に示すような RTG において, 走行性能に影響を及ぼす因子には, 機体特性, 環境外乱等がある。後

者の改善は困難であるため, 機体特性の最適化による走行性能の改善が望まれる。走行性能の中では, 定常走行時の直進性能と, 軌道修正時の旋回性能が特に重要な問題である。

このような RTG の開発, 設計にあたっては, 前述した走行性能に関する規格や指針はなく, すべて設計者の経験則により設計パラメータの決定等がなされているのが現状である。このため, 走行性能を定量的に把握し, 評価できる理論解析方法の確立や, それに基づく設計規格や指針の整備が待たれている。

Fig. 1 General view of RTG (Model-R, 8-tires)

* 原稿受付 1998年7月17日。

^{*1} 正員, 三井造船(株) (☎ 706-8651 玉野市玉 3-1-1)。

^{*2} 正員, 長岡技術科学大学工学部 (☎ 940-2188 長岡市上富岡町 1603-1)。

^{*3} キヤノン(株) (☎ 302-8501 取手市白山 7-5-1)。

E-mail: totakehara@aol.com

そこで本研究では、まず、RTGの走行特性を理論解析するシミュレーション方法を示す。次に、これを用いて各種条件下における走行性能を定量的に求め、走行性能に影響を及ぼす主要因子を明らかにする。これをもとに、形状や仕様の異なるRTGを開発、設計する際の基礎資料を整え、走行性能の優れたRTG機体構成等を提案する。さらに、設計や新たな規格制定のための指針を示す。

RTGの走行性能に関するこれまでの研究事例として、著者らの研究報告⁽¹⁾⁽²⁾があったが、走行軌道の理論解析精度は、必ずしも十分ではなかった。そこで、本論文では、走行軌道をはじめ理論解析精度を総合的に向上させるために、次のことを行う。

(1) 有限要素法による解法に、大変位理論⁽³⁾を導入する。また、機体やタイヤのモデル化や、駆動力の入力方法等は、より実機に近いものとする。

(2) 走行路面のモデル化は、実機実験にて計測されたデータをもとに作成する。

(3) タイヤや電動機の挙動については、それらの過渡特性を考慮する。

2章以降では、まず、有限要素法に基づく走行シミュレーションの方法を述べ、実機実験結果と照合し、その解析精度を検証する。設計時に考慮すべきパラメータには、機体特性として、機体状態、構造およびパワーライン(特に電動機およびタイヤ)特性があり、環境外乱として、走行路面形状および風荷重がある。これらの内、本論文では、機体剛性が直進性能に及ぼす影響に注目し考察する。

記 号

$[M], [C], [K]$: 全体質量, 減衰, 剛性マトリックス

$\ddot{u}, \dot{u}, u$: 加速度, 速度, 変位ベクトル

F, F_c : 外力, 累積弾性力 N

F_y : 横力 N

M_z : セルフアライニングトルク N・m

K_y : コーナリングスティフネス N/rad

A_s : アライニングスティフネス N・m/rad

G_y : タイヤの横剛性 N/m

ε : ニューマチックトレール m

α : スリップ角 rad

T_M : 電動機トルク N・m

K_1, K_2 : 電動機定数

N : 電動機回転速度 rpm

Φ : 電動機界磁磁束 Wb

R_a : 電動機抵抗 Ω

V_M : 電動機電機子電圧 V

I_M : 電動機電機子電流 A

L_a : 電機子回路のインダクタンス H

I_f : 電動機界磁電流 A

i_g, i_c : 走行減速機減速比, スプロケット比

r_T : タイヤ有効転がり半径 m

V_B : 駆動輪周速度 m/s

2. 走行シミュレーションの方法

2・1 概要 タイヤ式クレーンであるRTGを解析対象とし、機体特性や環境外乱により変化する走行軌道等の動特性を、有限要素法により理論解析する。

RTGは、機体、トロリ、つり具により構成され、その機体は、門型構造部分とタイヤ部分とからなる。機体特性を決める主要因子には、トロリ位置によって変化する重量配分等の機体状態のほか、機体構造、パワーライン(走行電動機、タイヤ)がある。また、環境外乱の主要因子には、路面凹凸、傾斜および風荷重がある。

RTGの走行路面は、 ± 5 cm程度の凹凸と、1/100程度の傾斜を有するコンクリート舗装路面である。機体は、このような舗装路面上を、いわゆるローリングやピッチングなどの挙動を伴いながら走行する。このため、路面とタイヤの接触面に作用する力は、時々刻々と変化し、走行軌道にも大きく影響を及ぼす。

本シミュレーションでは、RTGの走行軌道を、タイヤ部接地点の移動軌道として求める。しかし、有限要素法により得られるタイヤ部接地点の節点変位には、走行軌道にかかわる機体走行による剛体変位と、機体振動などによる弾性変位が加算されている。そこで、剛体変位量と弾性変位量を高精度に分離できる大変位理論を導入する。これにより、タイヤ部接地節点に路面より作用する水平力が正確に計算でき、タイヤ挙動、さらには、走行軌道をはじめとしたRTG動特性の理論解析精度の向上がはかれる。

RTGの機体は、有限要素法の三次元はり要素でモデル化する。次式の形となる導出された機体の運動方程式をNewmark β 法⁽⁴⁾により解き、機体各部の時刻歴応答を求める。

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K]u = F \cdots \cdots \cdots (1)$$

得られるタイヤ部接地点の水平面座標の変化より、各タイヤの走行軌道を求める。なお、上式(1)において、 $[M]$ はCM (Consistent Mass)法を用い、 $[C]$ は比例減衰の考え方にに基づき求める。また、走行解析は大変位解析となるため、変位を剛体変位と弾性変位に分離する。これは、動的解析の単位時間刻みごとの変位増分に対して、回転行列⁽³⁾を用いて行われる。その

際、増分系での取扱いがなされるため、増分前までの弾性変位による弾性力を累積弾性力 F_c により考慮し、式(1)の運動方程式を次式のように扱う。

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K]\Delta u_e = F - F_c \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 Δu_e は単位時間刻みごとの弾性変位増分である。 F_c は単位時間刻みごとの弾性変位増分を累積した弾性変位と要素剛性の積として求まる。式(2)の外力項には、走行駆動力などの路面からタイヤに作用する力、および風荷重などを代入する。次節以降に、シミュレーションに必要な各構成部分のモデリング方法の詳細とその特徴を示す。

2.2 機体のモデリング 図2に、機体のモデルを示す。RTGは、つり具、左右に横行可能なトロリ、トロリを支える門型構造、およびタイヤを含む走行装置より構成される。RTGは、荷すなわちコンテナを吊らずに走行する。走行時につり具は、最も巻き上げられた状態にあり、その振れはわずかである。また、その質量は機体全質量の7.8%と小さい。このため、走行時の機体の最大加速度が 0.25 m/s^2 と大きくないことを考慮すれば、つり具の振れによる慣性力が走行性能に及ぼす影響は小さいと考えられる。よって、つり具の振れはモデル化しない。つり具とトロリは一体構造とみなし、門型構造物とともに、三次元はり要素とする。また、タイヤ部も同様に、リムから下のゴム部分を、三次元はり要素としてモデル化する。走行装置は、全数8輪のタイヤを有し、各コーナ2輪ごとに、車輪負荷を等配させるイコライザビームで保持されている。また、タイヤ軸は、イコライザビームに固定接合され、操舵のための旋回機構はもたない。これらの点を考慮して、走行装置も同様に、その部材を三次元はり要素として扱う。なお、発電機や巻上機械装置などの機械部分の質量は、近傍の節点に付加し、剛性は考慮しない。

Fig. 2 Simulation model

RTGの通常運転では、運転手の視界確保のため、トロリを進行方向に対して右側端に配置し走行させる。RTGのこの機体状態を、以降はモデルR(トロリを右側端に配置)と称する。また、比較対象として、機体の重量配分の偏心をなくしたモデルC(トロリを中央に配置)を設ける。図2は、モデルRの状態を示す。

2.3 タイヤと路面間の相互作用力

タイヤと路面間に作用する相互作用力として、図3に示す次の力およびモーメントを考慮する。

- (1) 横力・セルフアライニングトルク
- (2) 制駆動力・横力・セルフアライニングトルク
- (3) キャンバスラスト
- (4) 転がり抵抗

(1)は従動輪に対する、(2)は駆動輪に対する力およびモーメント、(3)、(4)は両者に対する力である。これらの力およびモーメントの計算には、Fialaの理論⁽⁵⁾に基づき酒井によって定式化された計算式⁽⁶⁾を用いる。

RTGの走行速度は 1.5 m/s と遅く、スリップ角 α の変動に対する横力 F_y の応答特性、すなわちコーナリングの動特性⁽⁶⁾を考慮する。 F_y の応答特性は、 F_y の転動距離 dx に対する増加割合が、 $(\alpha - F_y/K_y)$ に比例するとして式(3)に、同様に、セルフアライニングトルク M_z の応答特性は、式(4)に従うとする。

$$\frac{dF_y}{dx} = G_y \left(\alpha - \frac{F_y}{K_y} \right) \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{dM_z}{dx} = G_y \epsilon \left(\alpha - \frac{M_z}{A_s} \right) \dots\dots\dots (4)$$

上式をRunge-Kutta法により積分し、横力 F_y およびセルフアライニングトルク M_z を求める。

2.4 走行電動機のモデリング

図4に示す電気結線図のように、RTGには2台の他励式直流電動機が、それぞれ左右走行駆動輪に結合されている。両者は1台の直流発電機に並列に接続され、ワードレオナ

Fig. 3 Interactive forces between tire and road

Fig. 4 Diagram of Ward-reonard control system

ード方式にて制御される。走行加減速時には可変電圧制御、定速走行時の操舵運転には、電機子電圧一定の界磁制御がなされる。走行速度は、発電機電圧 V_M を指令値として入力し制御される。また、走行軌道ずれ補正のための操舵運転は、旋回内輪側電動機の界磁電流 I_f を 30% 強めて回転速度を低下させ、左右電動機の回転速度差を生じさせ行う。なお、電動機出力トルク T_M の特性式は次式となる。

$$T_M = K_2 \Phi I_M \quad \dots\dots\dots (5)$$

また、 n と駆動輪周速度 V_B およびタイヤ有効転が半径 r_T の関係は次式となる。

$$n = \frac{V_B}{2\pi r_T} 60 i_{gc} \quad \dots\dots\dots (6)$$

走行加減速時や外乱などにより、負荷が変動する場合の電機子回路の過渡特性は、次のように求める。電機子回路のインダクタンス L_a を考慮し、得られる電動機端子間電圧と、電機子電流 I_M の変化量 i_M との関係について解くと次のようになる。

$$i_M = \frac{(V_M - K_1 n \Phi - R_a I_M)}{L_a} \quad \dots\dots\dots (7)$$

上式を Runge-Kutta 法により数値積分し、電機子電流 I_M を求める。式(5)に、求めた I_M を代入し算出される電動機トルク T_M を、タイヤの回転面方向の駆動力 F_x に換算して、タイヤ接地部の節点に、 x 方向外力として加える。

2.5 路面のモデリング 路面は剛体として扱うが、その凹凸や傾斜といった形状は、次のように考慮する。実機実験時に計測した走行路面データを、ラグランジュ補間法を用いて数式化し、三次元の路面形状モデルとする。路面形状は、運動する機体モデル接地点の全体座標系 Z 軸方向に、路面形状モデルに応じた強制変位、速度および加速度を与えることにより、運動方程式に導入する。

2.6 解析手順 図5に、走行シミュレーションのフローチャートを示す。その内容をチャートの右に

Fig. 5 Flow chart of traveling simulation

付記した番号と対応させて説明すると次のようになる。

(1) 機体を有限要素に分割し、要素データと節点データを入力する。また、走行電動機、路面形状、風荷重のパラメータも入力する。

(2) 各節点の加速度、速度、変位、荷重、走行電動機の状態量(電機子電流、駆動力)およびタイヤの状態量(横力、スリップ角)などを出力する。

(3) 要素座標系における各要素マトリックス $[m]$, $[k]$ を作成する。全体座標系に座標変換した後、各要素マトリックスを重ね合せ、系全体のマトリックス $[M]$, $[C]$, $[K]$ を作成する。

(4)外力として扱う走行電動機駆動力, タイヤと路面間の相互作用力, 風荷重, 累積弾性力および自重を算出する。

(5) 路面形状に応じた強制変位などを, 運動方程式に組み込む。

(6) Newmark β 法を用いて, 式(1)で表される運動方程式を解く。

(7) 大変位理論に基づき, 要素の変位増分を弾性変位増分と, 剛体変位増分に分離する。さらに, 各要素における移動後の要素座標系を算出する。

(8) 上記項目(2)~(7)を, 解析終了設定時刻まで繰返す。

3. 走行シミュレーション結果および考察

3.1 シミュレーション条件 表1に, 解析対象

Table 1 Main specifications of RTG

Items		Values
Rated load	kN{ tf }	299{30.5}
Span	m	23.47
Hoisting speed	m/min	20/40
Traversing speed	m/min	40
Traveling speed	m/min	90
Hoisting motor	kW	120×1
Traversing motor	kW	18.5×1
Traveling motor	kW	25.0×2

Table 2 Main particulars of simulation

Items		Values
G_y	N/m	2.50×10^6
K_1		10.933
K_2		104.405
Φ	Wb	0.0230
R_a	Ω	0.206
i_g		3.54
i_c		25.33
L_a	H	0.013

Fig. 6 Input command of V_M

とした RTG の主要諸元を示す。表 2 に, 主要解析条件を示す。この RTG の機体状態がモデル R (トロリを右側端に配置) の場合, 右側輪重は左側のそれに比べ 1.4 倍大きい。シミュレーション解析精度検証のための実機実験では, 定格走行速度 1.5 m/s と, 低速条件の 0.3 m/s について, 走行軌道の精度確認を行う。

図 6 に, 走行加減速時における走行速度指令値(発電機電圧) V_M の入力指令値の時間変化を示す。走行速度指令は, 走行速度 1.5 m/s の場合の加速 (0.25 m/s^2) → 定常速度 → 減速 (-0.25 m/s^2) 運転のパターンであり, その他の走行速度の場合にも, 加・減速は 0.25 m/s^2 , -0.25 m/s^2 とし, 速度指令は同様に台形パターンである。また, 図 7 には, 操舵運転時の界磁電流 I_f を変化させたときの, 電動機出力トルク T_M と回転速度 n の関係を示す。

図 8 には, 走行シミュレーションに用いる路面形状モデルを示す。直進走行実験は, 約 23 m の距離を走行する場合とし, 旋回走行実験は, モデル R について走行速度 1.5 m/s にて約 15 m の距離を, 左旋回および右旋回しながら走行する場合とする。

図 9 には, 走行軌道の解析精度検証等で用いる走行距離 X_d , 走行基準線とそれに対する横方向偏差量 Y_d の定義を示す。 X_d は RTG の右前タイヤの X 方向への移動距離である。 Y_d は走行基準線である X 軸からの Y 方向偏差量である。

Fig. 7 Motor torque-speed characteristics

Fig. 8 Crane runway surface model

Fig. 9 Lateral deviation of traveling locus

Fig. 10 Traveling locus of front right tire with various motor field

以上に述べた条件下で、第2章で示した方法に基づく走行シミュレーションを行い、以下の考察を行った。まず、シミュレーション結果を実機実験結果と比較し、走行軌道の解析精度について検証した。さらに、RTGの機体剛性が直進走行性能に及ぼす影響の検討を行った。

3・2 不確定因子の特定および補正 RTG実機において、走行性能に大きく影響を及ぼすと考えられる不確定因子の一つに、左右走行電動機の界磁回路磁化特性 Φ_i 偏差がある。通常、この電動機は、 $\pm 5\%$ 程度の Φ_i の固体偏差を有し、それらは調整可能である⁷⁾。RTGの実機においては、機体製作誤差や、上記 Φ_i の固体偏差などに起因する機体固有の軌道ずれ傾向は、左右の走行電動機磁化特性比率 Φ_i/Φ_r を調整して補正され、必要な直進性能を得ている。

この磁化特性比率 Φ_i/Φ_r の値を0.95~1.05の範囲で変化させ、走行シミュレーションを行うと、図10に示すように、走行距離約23 mで、走行軌道は横方向に $-36 \sim +32$ cm ずれることがわかる。

図11(a)に、 $v=1.5$ m/s 走行において、磁化特性比率 $\Phi_i/\Phi_r=1.0$ とした場合の走行シミュレーション結果を、同一走行速度における実機実験(モデルR相当)

(a) $\Phi_i/\Phi_r=1.0$ (Simulation) (b) $\Phi_i/\Phi_r=1.045$ (Simulation)Fig. 11 Simulation and experiment results of the traveling locus (Model-R, $v=1.5$ m/s)

より得られた結果とともに示す。約23 m 走行後、シミュレーションによる走行軌道は、実機実験によるそれと比べて、Y方向に $+34$ cm ずれている。この原因は、検証不可能なRTGの機体製作誤差や、 Φ_i/Φ_r 値が実機と異なっていたことなどによる影響であると考えられる。図11(b)に示す $\Phi_i/\Phi_r=1.045$ としてシミュレーションした結果は、実証実験より得られた結果とよく一致し、そのY方向の偏差は、最大でも4 cm であることが確認された。これらの結果より、磁化特性比率 $\Phi_i/\Phi_r=1.045$ を実機の調整値とみなし、以降の走行シミュレーションではこの値を用いる。

3・3 走行シミュレーション精度の検証 3・2節に示した図11(b)には、加速時、定速時、減速時の代表的な時刻である時刻 $t=6$ s, 15 s および 21 s における右前脚位置を記号で示している。図12には、直進時の走行速度の時間変化について、シミュレーション結果と、同一条件(モデルR, $v=1.5$ m/s, $\Phi_i/\Phi_r=1.045$ の場合)における実機実験結果を示す。なお、走行速度は、右前脚の並進速度である。両図より走行位置、走行速度ともにシミュレーション結果は実機実験結果とよく一致している。図13(a)にモデルRで走行速度 $v=0.3$ m/sの場合、図13(b)に、モデルCで、 $v=1.5$ m/sの場合における直進時の走行軌道について、シミュレーション結果を実機実験結果とともに示す。両者の軌道の差は、最大で9 cm と実用上十分な

Fig. 12 Simulation and experiment results of the traveling speed (Model-R, $v=1.5$ m/s, $\Phi_l/\Phi_r=1.045$)

Fig. 13 Locus in straight traveling

精度で一致している。これらにより、速度が異なる場合および機体重心の偏心がある場合においても解析精度に問題がないことがわかる。

さらに、図 14(a)には、モデル R で、 $v=1.5$ m/s にて右旋回の場合を、図 14(b)には、同じ走行速度で、左旋回の場合における走行軌道をそれぞれ示す。シミュレーション結果と実機実験結果において、両者の軌道の差は最大 9.5 cm であり、旋回時においても走行シミュレーション精度は高いといえる。ただし、旋回時には、2・4 節に述べるように旋回内側電動機の界磁磁束 Φ_i を 30% 増加させる。

3・4 機体剛性の直進走行性能への影響 クレーンを開発、設計する際には、機体各構造部材やタイヤ等を、主要な設計パラメータの一つである定格荷重に基づき、強度上問題がないように決定する。しかしな

Fig. 14 Locus in turn traveling (Model-R, $v=1.5$ m/s)

Fig. 15 Effects of tire, leg and girder stiffness on the traveling locus (Model-R, $v=1.5$ m/s, $\Phi_l/\Phi_r=1.045$)

がら、機体剛性が直進走行性能にどのように影響を及ぼすかは、不明な点が多かった。これら問題点を克服するために、本シミュレーションを用いて、以下の結果を得た。

図15に、機体各部の剛性を変化させた場合の、直進走行性能への影響を示す。ここでは、部材の圧縮および曲げ剛性 EI (圧縮剛性 EA , x 方向曲げ剛性 EI_x , y 方向曲げ剛性 EI_y を総称する), およびねじり剛性 GI_p の影響を調べる。なお、実験に用いた標準的な実機の各剛性を E_0I_0 , G_0I_{p0} で表している。

シミュレーションでは、タイヤ部、脚部、ガーダ部の剛性 EI , GI_p を、個々に E_0I_0 , G_0I_{p0} の $1/1.5$ 倍あるいは 1.5 倍に変化させた。機体状態はモデル R で、走行速度 $v=1.5$ m/s である。

図15(a)にタイヤ剛性, (b)に脚部剛性, (c)にガーダ部剛性が、それぞれ走行軌道に及ぼす影響を示す。図15(a)よりタイヤ剛性の高いものが、わずかではあるが直進走行性能が向上している。これはタイヤの剛性 EI の、とりわけ圧縮剛性 EA の向上により、有効転がり半径の左右差が減少したことによる。

図15(b)および(c)に示すように、脚部およびガーダ部の剛性を均等に变化させても、直進走行性能にはほとんど影響しないことがわかる。この原因については、本研究の次報以降で、機体挙動の解析結果と対比させて検討していく予定である。

4. 結 言

本論文では、有限要素法に基づく RTG の走行シミュレーションの方法を示した。大変位理論の導入、また、駆動系の過渡特性も考慮したことにより、加減速走行域の電動機や、タイヤの挙動ならびに全走行域にわたる走行軌道を、より高精度に解析することが可能

である。

直進走行時および旋回走行時におけるシミュレーション解析結果は、実機計測結果とよく一致し、本論文で示したシミュレーション方法の妥当性、実用性が示された。また、機体の各部材剛性比の影響についても検討し、タイヤ剛性選定の重要性を指摘した。

本論文で示したシミュレーション解析方法により、RTG の直進性や旋回性などの走行性能を、定量的に把握できたことは、開発段階における各種設計パラメータの決定に有用である。

本研究では、今後 RTG の走行性能、機体挙動、駆動特性、走行路面や風荷重などの環境外乱の関係について、多角的に検討していく予定である。また、近年普及してきた AC インバータ駆動式走行電動機の場合の走行性能や、自動直進制御についても検討を考えている。これらより、走行性能の優れた機体構造などの提言を行うほか、設計や制御上の指針、さらに走行性能の評価の規格制定や標準試験法などについても提言していく予定である。

文 献

- (1) 阿部雅二郎・伊藤廣・矢口大輔・永峰和茂, 機講論, No. 940-57 (1994), 143-146.
- (2) 阿部雅二郎・伊藤廣・永峰和茂・鈴木邦裕, 機講論, No. 95-36 (1995), 444-448.
- (3) 例えば, 前田幸雄・林正, 立体骨組構造物の有限変位解析, 土木学会論文報告集, No. 253 (1976), 13-27.
- (4) 例えば, 戸川隼人, 有限要素法による振動解析, (1975), 41, サイエンス社.
- (5) Fiala, E., *Seitenkräfte am Rollenden Luftreifen*, Z. VDI, Bd. 96, Nr. 29, 11 (1954).
- (6) 酒井秀夫, タイヤ工学 (入門から応用まで), (1990), 190-218, 234-243, グランプリ出版.
- (7) 技術資料 「サイリスタエキサイタ」, No. NTD-V88002 (1988), 2, 安川電機.