タイヤ式門型クレーンの動特性* (第3報, 駆動系の特性と直進走行性能)

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

Dynamic Behavior of Rubber Tire-mounted Gantry Cranes (3rd Report, Power-Line Characteristics and Straight Travelling Performances)

Toru TAKEHARA^{*3}, Kinya ICHIMURA,
Masajiro ABE and Hiroshi ITO

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

Rubber Tire-mounted Gantry (RTG) cranes are not equipped with the mechanical steering device, but steered by means of the differential rotational velocity of the driving wheels on right and left sides. Accordingly, the power line design is the most important for the optimization of RTG's travelling performance. Herein this paper, the characteristics of the driving motors and tires, and the dynamic analysis with FEM in travelling are described. The effects of them over the straight travelling performance are discussed. As for the tire characteristics, the effectiveness of rolling resistance, friction coefficient, cornering stiffness and rolling radius are proved to be mostly concerned to the straight travelling performance. The four corners drive system is proved to improve the straight-travelling better compared to the two opposite corners driven system.

Key Words: Materials Handling Equipment, Machinery, Maneuverability, Dynamic Behavior, Rubber Tire-Mounted Gantry Crane, Travelling Simulation, Power-Line, Straight Travelling Performance, Tire Model, Motor Control, Travelling Trajectory

1. 緒 言

タイヤ式門型クレーン(RTG: Rubber Tire-mounted Gantry crane)は, 無軌道で走行可能であり, 作業場所替えが容易であるため, 機動性に優れ, コンテナヤードでの段積み用クレーンとして数多く使用されている. このため, RTGには, 直線走行レーンを微小な軌道ずれにて走行できる直進性能と, 走行軌道ずれ修正を俊敏に行える操舵性能が求められる.

本研究は, RTGの機体状態, 機体特性, および走行路面環境による外乱等が, 走行性能に及ぼす影響を, 動的解析により解明することを主目的としている. さらに, RTGの走行性能の向上に寄与する理論を提言することを目指している.

本研究の第1報⁽¹⁾では, RTGの走行シミュレーションの方法を確立し, それを用いて算出した走行軌道の理論値と実機計測結果を比較し, 構築した方法の妥当性を確認した. さらに, 機体各部の剛性が走行性能に及ぼす影響も明らかにした.

第2報⁽²⁾においては, RTGの機体挙動が走行性能に及ぼす影響について考察した. RTGの機体は, 大形の門型構造体であり, 柔軟で, 重心位置が高いため, 走行時にピッチングやヨーイング挙動が顕著に現れる. これにより, タイヤと路面間の相互作用力の定常的な変動を伴い, 直進軌道ずれが発生することを明らかにした.

RTGの走行軌道ずれの要因には, 機体状態にかかわる因子, 機体構造や駆動装置などの機体特性にかかわる因子, 路面の傾斜, 凹凸, 風荷重などの走行環境にかかわる因子などがある.

本論文では, RTGの走行性能を評価する上で最も重要な指標となる直進性能について, タイヤおよび電動機等により構成される駆動系の特性との関係に注目して理論解析する. これにより, タイヤや電動機等の特性が, 走行性能に及ぼす影響について考察するとともに, 直進性に優れたRTGの駆動系を提案する.

2. 理 論 解 析

2・1 概要 図1に, 研究対象とするRTGの機体外観を, 図2に, 走行駆動装置の機構をそれぞれ示す. 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体, およびタイヤを含む走行駆動

* 原稿受付 1998年9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).

E-mail: totakehara@aol.com

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

Fig. 2 General view of gantry drive mahinery

装置により構成される。図1のRTGは、8輪形式で、走行タイヤは各コーナーに2輪ずつ装備され、図2にその詳細を示すように、それぞれ車輪負荷を等分配させるイコライザビームに固定されている。走行は、電動機により駆動され、駆動タイヤは2輪で、対角位置(右前および左後)に配置されている。

本報では、本研究の第1報⁽¹⁾にて示した機体モデルを用い、有限要素法に基づく動的シミュレーションを行う。運動方程式をNewmark β 法⁽³⁾により解き、機体各部材の時刻歴応答を求める。走行軌道は、タイヤ部接地点の水平面移動座標で表される。大変位理論⁽⁴⁾の導入により、高精度な走行軌道を得ることができる⁽¹⁾。走行電動機モデルには、供試機より得てモデル化した走行速度指令を入力し、電動機出力トルクを算出する。これを換算して得られるタイヤの駆動力や、タイヤと路面間に作用する力を接地部の節点に外力として加える。また、路面形状は、実機実験における路面形状計測結果を数式化し、接地部節点の垂直方向の強制変位、速度および加速度として運動方程式に代入することにより考慮する。

2・2 機体モデルおよびパワーライン RTGの

機体すなわち門型構造体は、有限要素法の立体はり要素としてモデル化する。機体状態は、トロリ位置により変化する。トロリを右側端に配置した場合と、中央に配置し重心が機体中央にくるようにした場合を解析する。前者をモデルR、後者をモデルCと呼び機体重量配分の影響を調べるために使い分ける。

図2に示した走行駆動装置(パワーライン)は、電動機、減速機、駆動チェーン、タイヤにより構成される。タイヤは走行方向(図1のX軸方向)に固定し取付けられ、操舵のための機械式旋回機構は持たない。走行性電動機およびタイヤに関するモデル化については、2・3節以降に述べる。

2・3 走行電動機モデル 走行用に2台の他励式直流電動機が、左右対角コーナーの駆動タイヤに減速機、チェーンを介して接続されている。これらの電動機は、ワードレオナード方式により制御される。走行速度は、指令値に応じた電動機端子間電圧 V_M Vにより制御される。走行軌道ずれ修正のための手動操作による操舵は、 V_M 一定のまま旋回内輪側電動機の界磁電流 I_f Aを強め、この電動機の回転速度を低下させ、左右の電動機に回転速度差を生じさせる。

上述した走行用電動機出力トルク T_M Nmの特性式は次式で表される⁽⁵⁾。

$$T_M = K_2 \Phi I_M \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 K_2 : 電動機定数、 Φ : 電動機界磁磁束 Wb、 I_M : 電動機電機子電流 Aである。上式中の I_M は、次式より求められる。

$$I_M = \frac{V_M - K_1 n \Phi}{R_a} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 K_1 : 電動機定数、 n : 電動機回転速度 rpm、 R_a : 電機子回路全抵抗 Ω である。

走行加減速時や路面環境等の外乱により、電動機に対する負荷が変動する場合、電機子回路の過渡特性は、次のようにして考慮する。電機子回路のインダクタンス L_a Hを考慮し、 V_M と、 I_M の変化量 i_M との関係式を導くと次のようになる。

$$i_M = \frac{V_M - K_1 n \Phi - R_a I_M}{L_a} \dots\dots\dots (3)$$

上式をRunge-Kutta法により数値積分し、 I_M を求める。式(1)に、求めた I_M を代入し算出される 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 方向の外力として加える。

2・4 駆動輪の定常走行速度 第3章に述べる直進軌道ずれの考察に必要な、定常走行時における左右の駆動輪並進速度(以降、駆動輪の定常走行速度と呼ぶ。)を算出すると以下のようになる。

直進走行時には、機体のピッチング挙動等によるタイヤ垂直方向の負荷変動のためタイヤ半径は変化する。このため、定常走行速度を算出する際に、タイヤ有効転がり半径も考慮に入れる。

まず、電動機回転速度 n rpm は、駆動輪の定常走行速度 v_i m/s およびタイヤ有効転がり半径 r_T m を用いて、次式で計算される。

$$n = \frac{v_i}{2\pi r_T} 60 i_g i_c \quad (4)$$

ここで、 i_g ：走行減速機減速比、 i_c ：スプロケット比である。なお、定常走行時には、転動スリップは微小であると考え考慮していない。

また、電動機出力トルク T_M をタイヤ駆動力 F_r に換算する式は、次のようになる。

$$F_r = T_M i_g i_c \eta_m / r_T \quad (5)$$

ここで、 η_m ：機械伝達効率である。

定常走行速度での直進走行時には、 F_r は走行抵抗(転がり抵抗) $\mu_R m_i g$ とつりあい状態にあるとして、式(1)、(2)、(4)、(5)より、走行電動機による左右駆動輪の定常走行速度 v_{i0} m/s を求める式を導くと、次のようになる。

$$v_{i0} = \left(V_M - \frac{\mu_R m_i g r_{Ti} R_{ai}}{K_2 \Phi_{i c i_g \eta_m}} \right) \frac{\pi r_{Ti}}{30 K_1 \Phi_{i c i_g}} \quad (6)$$

ここで、 i ：機体の右あるいは左側を表す添字($i=r, l$)、 μ_R ：転がり抵抗係数、 m_i ：右あるいは左側電動機が負担する機体の質量 kg、 g ：重力加速度 m/s^2 である。

2.5 タイヤと路面間の相互作用力 図3に、タイヤと路面間に水平方向に作用する相互作用力である駆動力(駆動輪のみに作用)、転がり抵抗、横力、セルフアライニングトルク、キャンバスラストの作用状態を示す。これらの値は、Fiala の理論⁽⁶⁾に基づき酒井により定式化された計算式⁽⁷⁾により求める⁽¹⁾。

また、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⁽⁷⁾も次のように

Fig. 3 Interactive forces between tire and road

考慮する。タイヤの転動距離 dX に対する F_y 増加は $(\alpha - F_y/K_y)$ に比例するとして、 F_y の変化を次の式(7)より求める。同様に、セルフアライニングトルク M_z の動特性は次の式(8)により求める。

$$\frac{dF_y}{dX} = G_y \left(\alpha - \frac{F_y}{K_y} \right) \quad (7)$$

$$\frac{dM_z}{dX} = G_y \epsilon \left(\alpha - \frac{M_z}{A_s} \right) \quad (8)$$

ここで、 G_y ：タイヤの横剛性 N/m、 K_y ：コーナリングステイフネス N/rad、 ϵ ：ニューマチックトレール m、 A_s ：アライニングステイフネス Nm/rad である。上式(7)、(8)を Runge-Kutta 法により積分し、 F_y および M_z を求める。

3. 理論解析結果および考察

3.1 概要 駆動系の特性を支配する、タイヤ特性、電動機特性、および駆動輪配置の違いが、直進走行性能に及ぼす影響を理論解析し考察する。この際、個々の因子の影響度を定量的に示し、軌道ずれの主たる発生原因を明らかにする。さらに、タイヤ、電動機および駆動輪配置による直進走行性能の改善方法について提案する。

Table 1 Main specifications of RTG

Item		Value
Rated load	kN{tf}	299{30.5}
Span	m	23.47
Wheel base	m	6.40
Top of girder height	m	18.80
Load hoisting speed	m/min	20
Trolley traversing speed	m/min	40
Gantry travelling speed	m/min	90
Motor of hoisting	kW	120x1
Motor of traversing	kW	18.5x1
Motor of travelling	kW	25.0x2

Table 2 Properties and constants for simulation

Item		Value
K_1		10.93
K_2		104.40
Φ_r, Φ_l	Wb	0.023, 0.024
R_{ar}, R_{al}	Ω	0.206, 0.206
V_M	V	440V
i_g		3.54
i_c		25.33
m_r, m_l (Model-R)	kg	7.0×10^4 , 5.0×10^4
m_r, m_l (Model-C)	kg	6.0×10^4 , 6.0×10^4
r_{Tr}, r_{Tl} (Model-R)	m	0.760, 0.773
r_{Tr}, r_{Tl} (Model-C)	m	0.767, 0.767
η_m		0.890
μ_R		0.015

3・2 解析条件 表1に、解析対象としたRTGの主要諸元、表2に、シミュレーションの解析条件をそれぞれ示す。機体状態は、供試機の走行条件を考慮したモデルR、または、トロリを中央に配置し、重心が機体中央に来るようにしたモデルCである。走行時には、つり荷はつらないため、つり具の振れの影響は無視する。走行速度は、供試機の走行条件を考慮して1.5 m/sとする。

路面は剛体とするが、その形状条件は、本研究第1報⁽¹⁾で述べたように、実機実験時に計測した走行路面データを基に作成した図4に示すモデルにより考慮する。

3・3 駆動系の特性と直進走行性能

3・3・1 タイヤ特性および負荷配分の影響 図5に、タイヤの特性および機体重量配分を変え、タイヤの負荷(支持荷重)配分を変化させ、走行速度1.5 m/sにて約22 m直進する場合の、シミュレーションより得られた右前脚位置の走行軌道を示す。

①～⑤における解析条件は次のとおりである。

①：モデルRで、供試機と同じ解析条件の場合

Fig. 4 Crane runway surface model

Item	①	②	③	④	⑤
Model(R or C)	R	R	R	R	C
Rolling resistance (μ_R)	O	X	X	X	O
Slip ratio	O	O	X	X	X
Effective rolling radius (r_T)	O	O	O	X	X

note ; "O" mark means considered, "X" mark means not considered.

Fig. 5 Factors affected to the straight travelling trajectory

②：転がり抵抗係数 μ_R は0.015を0.0に変更し、走行抵抗の影響を除いた以外は①と同じ条件の場合

③：スリップ比を零とすることにより、タイヤ転動スリップの影響を除いた以外は②と同じ条件の場合

④：有効転がり半径 r_T を固定値とし、 r_T の変動の影響を除いた以外は③と同じ条件の場合

⑤：タイヤの負荷配分を変えるためにモデルCとし、直進性能に主として悪影響を及ぼすと考えられる因子(タイヤ転動スリップおよび有効転がり半径)の影響を排除した場合

図5より、各種因子の直進軌道ずれに及ぼす影響度を、軌道ずれ量を指標として大きい順に並べると次のようになる。

(1) 有効転がり半径の左右差 0.09 m

(2) 左右の駆動タイヤ(電動機)が負担する質量差 0.06 m

(3) 転がり抵抗の左右差 0.05 m

(4) 転動スリップの左右差 0.02 m

タイヤの特性に関しては、有効転がり半径と転がり抵抗の影響が大きいことがわかる。この両者のほかに、タイヤのコーナリングステイフネスにも注目し、それらの影響について、以降で詳しく考察する。なお、上記(2)の左右駆動タイヤが負担する質量差の影響については、タイヤの特性とは無関係であり、検討は行わない。

3・3・2 有効転がり半径の影響 走行中に機体は、加速、減速領域では、全域にわたり前後方向の慣性力を受ける。このため、図6に示すように、機体の重心は、加速領域では後方へ、減速領域では前方へ移動する。これに伴うタイヤ接地荷重の変化によりタイヤの有効転がり半径は、図7に示すように変化する。図7には、モデルRで走行速度1.5 m/sにおけるシミュレーションより得られた、各コーナの外側にあるタイヤの有効転がり半径 r_T の時間変化を示している。 r_T の変化のようすを際立たせるため転がり抵抗係数 μ_R は0.0としている。左右の駆動タイヤ①、④の r_T の

Fig. 6 Body behavior in travelling

Fig. 7 Simulated variation of tire effective rolling radius with tire

	①	②	③	④	⑤
μ_R	0.015	0.00	0.030	0.015	0.015
K_y/K_{y0}	1.0	1.0	1.0	0.5	2.0

Fig. 8 Simulated straight travelling trajectory with different tire characteristics

変化に着目すると、加速領域では①と④はほぼ同値で、定常速度領域では、①は④に比べて約0.012 m大きく、減速領域では①は④に比べて約0.026 m大きくなっている。この r_T の変化の影響は、 r_T の直進軌道ずれに及ぼす影響を示す図5の③と④の差異にみられる。左右の駆動タイヤの r_T は、機体重量配分の影響による差異をもとに、加速領域では、走行慣性力が加わるためこれらの差異は微小となり、定常速度領域では、慣性力の影響がなくなるため差異は拡大し、減速領域では、走行慣性力が加わり差異はさらに拡大する傾向につながっている。

3.3.3 転がり抵抗およびコーナリングスティフネスの影響 図8に、タイヤの転がり抵抗係数 μ_R 、およびコーナリングスティフネス K_y を変化させ、それが直進走行軌道に及ぼす影響を示す。モデルRで走行速度1.5 m/sにて直進走行させた場合の右前脚の走行軌道シミュレーション結果である。図8に示す①

～⑤の結果、解析条件の違いは次のとおりである。

- ①：供試機と同じ解析条件の場合(μ_R は0.015、 K_y は供試機の値 K_{y0} である)
- ②： μ_R は0.015を0.0にした以外①と同じ場合
- ③： μ_R は0.015を0.030にした以外①と同じ場合
- ④： K_y を $K_y/K_{y0}=0.5(50\%)$ とした以外①と同じ場合
- ⑤： K_y を $K_y/K_{y0}=2.0(200\%)$ とした以外①と同じ場合

図8の①～③では、約22 m走行すると直進軌道ずれは、①に比べて②は0.03 m小さく、③は0.04 m大きくなり、 μ_R の増加により軌道ずれ量が大きくなっている。これは、左右の駆動輪の定常走行速度 v_{i0} を表す式(6)において、 $\mu_R m_{ig}$ は転がり抵抗を表し、モデルRでは右側の電動機が負担する機体の質量 m_r が大きく、右側駆動タイヤの定常走行速度 v_{r0} が、左側のそれに比べて小さくなることにより、走行軌道が右曲がりとなるのが原因である。

次に、図8の①、④および⑤の比較では、約22 m走行すると直進軌道ずれは、①に比べて④は0.07 m大きく、⑤は0.06 m小さくなり、 K_y 値が高くなると直進性は良くなる。加速、減速領域において、左右の電動機が負担する質量の違いによる加速特性の差異や、定常速度領域で路面凹凸等による走行抵抗の変化による左右タイヤの駆動力差などが起因し、機体にヨーイングモーメントが発生する。このため、タイヤと路面間に、このモーメントに対抗した横力(y 方向)が、前後タイヤでそれぞれ逆向きに作用する。 K_y が高い場合には、スリップ角が同じであっても、より大きい横力が発生し、軌道ずれを抑制しようとする。この効果が十分に現れることを示している。

3.4 直進走行性能の改善方法

3.4.1 タイヤによる改善 タイヤの特性に関しては、3.3.2～3.3.3項にて述べたように、有効転がり半径の変化および転がり抵抗係数が小さく、コーナリングスティフネスが大きいほど直進性能に優れる。

ラジアルタイヤはバイアスタイヤと比較し、たわみ量に変化しても、有効転がり半径 r_T はあまり変しない⁽⁷⁾。また、転がり抵抗係数 μ_R 値も小さく⁽⁷⁾、より大きなコーナリングスティフネス K_y 特性を有する⁽⁷⁾。

図9に、機体自重による接地負荷を、コーナあたり1輪、2輪または4輪で受ける形式のタイヤ構成図を示す。ただし、タイヤ数による機体自重の違いはないとする。タイヤ負荷容量からタイヤ形式を選定すると、本研究で解析対象としているRTGにおいては、コーナあたり1輪の場合はタイヤ形式2400-29-42

Fig. 9 Tires configuration

Fig. 10 Relation between side force F_y -slip angle α

PR, 2 輪では 1800-25-32 PR, 4 輪では 1400-24-28 PR となる。

図 10 に、これらタイヤ形式の異なる機体について、微小スリップ角 α に対するタイヤ横力 F_y の参考値を比較して示す。これによると、コーナあたり 1 輪タイヤ、2 輪タイヤ、4 輪タイヤ形式③、④、⑤の順に、同一の α に対する F_y が大きくなる。3・3・3 項に示した K_y の直進性能に及ぼす影響についての結果から推定すると、約 22 m 走行すると直進軌道ずれは、④に比べて⑤は 0.01 m 小さく、③は 0.03 m 大きくなり、コーナあたり輪数の多いタイヤ形式が直進性に優れると考えられる。なお、図 10 において、コーナあたり 2 輪、4 輪のタイヤ形式の K_y 値は、タイヤ単体の K_y に、コーナあたりのタイヤ数を乗じた値とし求めている。

供試機は、8 輪形式でバイアスタイヤ(形式: 1800-

Fig. 11 Comparison of straight travelling trajectory

Fig. 12 Simulated straight travelling trajectory of different driven tires layout

25-32 PR)を装着しているが、上記の結果によると、ラジアルタイヤを採用し、さらに、16 輪形式にすることが優れた直進性能を得るには望ましい。

3・4・2 電動機による性能改善 2・4 節の式(6)に示した左右の駆動輪の定常走行速度 v_{i0} を調整することで、走行性能を改善することを考える。式(6)において、電動機に関して調整可能な因子は、電機子回路全抵抗 R_{ai} と界磁回路磁束 Φ_i である。

3・3・2 項の図 7 に示したように、定常速度領域における左右駆動タイヤ有効転がり半径は、 $r_{Ti}=0.773$ m, $r_{Tr}=0.760$ m で、ほぼ一定値を示している。また、モデル R で、左右電動機が負担する機体部分の質量比 m_i/m_r は一定である。機体を直進させるために、式(6)より左右の駆動輪の定常走行速度 v_{i0} , v_{r0} を等しくすることを考える。 r_{Ti} , r_{Tr} の差異の影響を除くために、左右電動機の磁束 Φ_i , Φ_r の比率は $r_{Ti}/r_{Tr} = \Phi_i/\Phi_r$ とする。また、左右の負担質量 m_i , m_r の差の影響を除くために、 $m_i/m_r = R_{ar}/R_{ai}$ となるように調整する。これにより、式(6)から明らかなように、 v_{i0} , v_{r0} はともに等しくなり、機体を直進定常走行させることが可能となると考えられる。図 11 に、上述したようにして Φ_i/Φ_r および R_{ar}/R_{ai} を設定した場合の

走行軌道を, シミュレーションより求めた結果を示す. ①は, モデル R, 走行速度 1.5 m/s で上述した設定がされていない機体が, 約 22 m 走行した場合, ②は, ϕ_i/ϕ_r および R_{ar}/R_{al} を調整した以外は①と同じ条件とした場合である. ②の場合は, ほぼ直進することがわかる.

3・4・3 駆動輪配置による改善 図 12 に, 駆動輪配置が直進性能に及ぼす影響を, シミュレーションにより調べた結果を示す. 駆動輪への重心位置による負荷配分の違いの影響を排除するため, 重心が機体中央にあるモデル C を用いて, 走行速度 1.5 m/s にて, 約 22 m 直進させた場合の結果である.

この走行距離に対して, 4 コーナ駆動輪配置が, 現在の RTG に用いられている対角(右前および左後)駆動輪配置のものより, 約 0.01 m 軌道ずれが少なく, 直進性がよいことがわかる. 特に, 対角駆動輪配置の場合, 減速領域において軌道ずれが拡大されている. これは, 減速領域では慣性力により機体重心は前側に移動し, 対角駆動輪配置の場合, 右前側の駆動輪がより大きな負荷を分担する. そのため, 輪重の軽い左後側駆動輪の方が減速時の制動力によるタイヤスリップが大きくなり, 右に曲がる傾向になったものと思われる.

4. 結 言

RTG の駆動系の主要構成要素であるタイヤおよび電動機の基本特性のほか, 駆動輪配置の違いが, 走行性能の基本である直進性能に及ぼす影響を, 有限要素法に基づく動的シミュレーション解析により検討した.

タイヤ特性に関しては, 有効転がり半径, 転がり抵抗係数, およびコーナリングスティフネスの影響が大きい. 直進性能の改善のためには, これらにかかわる特性の優れたラジアルタイヤが有効であることを示した. コーナリングスティフネス値を向上させるには, タイヤ単体のそれを改善する以外に, 現存するタイヤを用いて, 現在多く用いられている 8 輪タイヤ形式を,

16 輪タイヤ形式にすることで, コーナリングスティフネス相当値を向上させることも有効である.

電動機特性に関しては, 供試機のように他励式直流電動機によるワードレオナード制御の場合, 特に, 電機子回路全抵抗と界磁磁束が, 走行性能に影響を及ぼす主要因子となる. これらの左右比率の調整が直進性を高める上で効果的である.

また, 駆動輪配置については, 4 コーナ駆動方式が, 加速, 減速領域で慣性力による機体重心移動による電動機負荷変動の影響を受けにくく, 直進性能に優れている.

駆動系については, 近年, 回転体との摺動部がなく保守性に優れた, 交流電動機によるベクトルインバータ制御方式の需要が伸びている. これらインバータ駆動式 RTG の走行性能については, 今後, 報告する予定である.

また, RTG の走行性能にかかわる重要な事項として, 軌道ずれ修正時の操舵性能があり, 操舵指令に基づく機体の横移動運動の発生機構や操舵性能についても報告する予定である.

最後に, 本研究を進めるに際し, 貴重なるご助言をいただいた株式会社安川電機山中一夫氏に謝意を表する.

文 献

- (1) 竹原亨・市村欣也・阿部雅二郎・伊藤廣・横田浩一, タイヤ式門型クレーンの動特性(第1報), 機論, **65**-637, C (1999), 3715-3722.
- (2) 竹原亨・市村欣也・阿部雅二郎・伊藤廣, タイヤ式門型クレーンの動特性(第2報), 機論, **65**-637, C (1999), 3723-3730.
- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) 福島弘毅, 電気工学概論, (1967), 朝倉書店, 96-106.
- (6) Fiala, E., *Seitenkräfte am Rollenden Luftreifen*, Z. VDI, Bd.96, Nr. 29, 11 Okt, (1954).
- (7) 酒井秀夫, タイヤ工学, (1990), 141-158, 163-183, 190-218, 234-247, グランプリ出版.