無人搬送車の走行操舵特性の改善*

牧野俊昭**・田中秀樹**・寺田勝之**

An Algorithm to Improve the Steering Characteristics of an Automatic Guided Vehicle*

Toshiaki MAKINO**, Hideki TANAKA** and Katsuyuki TERADA**

Hunting reduction and travelling stabilization at high speed are required to improve the travelling characteristics of an unmanned delivery cart (AGV : Automatic Guided Vehicle), which is a component of modern FA system.

In this paper, the travelling behavior model of an AGV is developed considering the inertia force and cornering force of the wheels. Factors which affect on steering characteristics are examined through simulation with the developed model and experiments. Steering control scheme is considered via examining limit velocity for stable travelling and control system stability. Finally, required factors for an AGV to travel on a straight line at high speed are high accuracy detectors, high response steering system, and optimal steering gain.

In the experiment of the developed AGV with the forementioned control scheme, it was verified that the AGV can travel smoothly at 60 m/min with as little as ± 16 mm amplitude and 3 sec. period hunting motion, which is less than the guiding tape width.

1. まえがき

昨今, 新しいFAシステムを構成する時, 搬送経路を自由に敷設し, 柔軟に拡張や変更が行なえる無人搬送車(以下, AGVと称す)を中心とした無人搬送システムが必要とされている^{1,2}.

これらのシステムでは少ない台数のAGVで, 決められた搬送物を効率良く運ぶための運用制御方式が多く提案されている^{3,4}. また, 複雑な搬送経路(分岐, 合流, 交差点など)の設置や長距離搬送での高速走行化に関する新しい誘導制御方式ならびに電動機制御方式も提案されている⁵⁻⁷.

従来のAGVでは走行路上に電磁ケーブル, 光学テープ, 磁気テープなどの媒体を貼着し, その媒体から走行情報を入力して, 最大60 m/minの走行速度で安定に走行しているが, すこし走行速度を上げると左右の揺れ(以下, 蛇行と称す)が大きくなり, 脱線走行する傾向にある. これらの問題点を解決するため, AGVを含

む移動体の操舵制御の研究が行なわれ, 車輪の横滑りを考慮した動特性のシミュレーション計算により, 最適な操舵制御方式の提案がなされている⁸⁻¹².

本論文では走行路上に貼着した反射テープを光学的に検出して高速走行するAGVの走行操舵性能を向上させることを目的に, 操舵制御系のシミュレーション手法を確立した後, 操舵因子を明らかにして低蛇行化への制御系設計の検討を行なった¹³. そして, 筆者らは開発した積載重量1トンの新AGVを60 m/minの速度で直線路面上を走行させた時, 3sの周期で, かつ蛇行の振幅が ± 16 mm以下(反射テープ幅 ± 25 mm以内)となり, 滑らかに走行することを確認したので, 報告する.

2. 従来の操舵制御方式と問題点

2.1 従来の操舵制御方式

まず, 従来の操舵制御方式について述べる. 前輪に操舵機能, 後輪に駆動機能を有したAGVの構成をFig. 1(a)に示す. 図示したように, AGVは車体を前側の一つの操舵輪(径190 mm)と後側の二つの駆動輪(径260 mm)により支持した3輪構造のものである. 車上のコントローラは, インバータ(DC 48 V駆動回路)を介して, ACの駆動モータを速度制御すると共に, 走行路面上に貼着した反射テープ(ステンレス材, 厚み

* 原稿受付 1990. 1. 5

** 株式会社日立製作所 機械研究所 Mechanical Engineering Research Laboratory Hitachi LTD.; Tsuchiura-shi, Ibaragi 300, JAPAN

Key Words: factory automation system, automatic guided vehicle, steering control, low hunting, high speed travelling.

(a) Configuration of the Automatic Guided Vehicle (AGV)

(b) Schematic layout and calculation in the Photo Sensors on the AGV

Fig. 1 Conceptual configuration of the Automatic Guided Vehicle

100 μm , 幅 50 mm) の形状を前後に設けた二つの光学検出器で、検出することにより車体状態量 (たとえば、軌道ずれ、姿勢角など) を算出した後、反射テープに沿って走行するように操舵輪を回転して AGV を誘導走行させる。

Fig. 1 (a) に示す従来の AGV は長さ 1.64 m, 幅 0.86 m, 高さ 0.4 m および自重 350 kg であり, 500 kgf の積載物を中央に搭載することができる。この AGV は車上のコントローラ (8 bit マイコン) ならびに、バッテリーで動作するインバータ回路、駆動モータなどから成り、コントローラからの走行指令により駆動輪の速度制御を行ない、操舵輪を操舵角制御することで反射テープに沿って走行する。

AGV の車体状態量を算出する光学検出器の取り付け位置と特性を Fig. 1 (b) に示す。図示したように、光学検出器は車体の重心位置に対して前後に 1 個ずつ

設けられ、走行路面上の反射テープに光線を照射し、その反射光線を約 400 mm 幅の不等間隔に設けた 16 個のフォトセンサで検出した後、進行方向に対して直角な方向のテープ中心とセンサ中心との軌道ずれ量 (以下、軌道偏差量と称す) y_1, y_2 をそれぞれ出力するものである。これにより、AGV の重心位置での軌道偏差量 y は (1) 式から求められる。

$$y = y_1 + \frac{(y_2 - y_1)}{l} \cdot r \quad (1)$$

ここで、 l は前後二つの光学検出器間の寸法 ($= 0.9 \text{ m}$)、 r は重心位置と前側の光学検出器間の寸法 ($= 0.288 \text{ m}$) である。同様に、姿勢角 ϕ は (2) 式から求められる。

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{y_1 - y_2}{l} \right) \quad (2)$$

以上述べた光学検出器を含む AGV の走行操舵制御系を Fig. 2 に示す。この制御系は主に、マイコン系、走行系、操舵系、光学検出系および台車系から成り、マイコン系の速度パターン発生器の速度信号 e と、操舵系の操舵信号 s により台車系を制御するものである。走行系は目標位置 X_0 に対して、走行パターンの速度信号 e により、加速、定速、減速などの速度制御を行なった後、光学検出系の位置信号 x_p で停止位置決め動作をする。また、操舵系は目標の軌道偏差量 y_r (直進時、 $y_r = 0$ 、旋回分岐時、 $y_r = f(\delta)$) に対応して、光学検出系から出力された車体状態量 (重心位置での y, ϕ) に関する操舵量 y_s より、操舵信号 $s (= y_r - y_s)$ を算出し、操舵機構系を介して操舵輪の操舵角度 δ を制御することで車体全体を運動させ、操舵制御を行なう。操舵量 y_s は (3) 式で与えられる。

$$y_s = k_1' y + k_2' \phi \quad (3)$$

Fig. 2 Block diagram of the AGV

ここで、 k_1, k_2 は操舵ゲインである。また、操舵機構系は操舵角度 δ を角度検出器で検出し、その出力をフィードバックして、操舵信号 s を減算する位置サーボ系で構成されている。 k_3 はそのサーボゲインである。

2.2 走行操舵性能と問題点

以上の従来の操舵制御方式において、直線走行路上を AGV が 60 m/min で誘導走行する時、Fig. 3 (a) に示した視覚計測装置などで実測した波形および操舵性を Fig. 3 (b)~(e) に示す。ただし、この実験で用いた制御系は後述の Table 1, Fig. 5 と同じである。図中では横軸に時間、縦軸に各々の操舵角度 δ 、姿勢角速度 $\dot{\phi}$ 、前側の軌道偏差量 y_1 を取っている。Fig. 3 (a) に示す視覚計測装置は ITV カメラ、演算装置、モニタ TV などから構成され、直線の走行路面上に貼着された反射テープを高精度に形状認識して、AGV の前方 (0.3 m 位置) の軌道偏差量 y_0 (分解能 0.3 mm/bit)、姿勢角度 ϕ_0 (分解能 0.1°/bit) を 10 ms ごとに測定し、AGV の前側位置の y_1 を求めている。

(a) Photograph of the Visual Measuring System

(b) Measured travelling characteristics (1)

また、操舵角度 δ は操舵輪を駆動する遊星歯車の角度をポテンショメータで測定している。同様に、姿勢角度 $\dot{\phi}$ は AGV の重心位置にジャイロを設置して測定している。Fig. 3 (b) から 60 m/min の定常走行時、 y_1 の振幅が ± 33 mm と大きい。また $\dot{\phi}$ の振幅が $\pm 4.3^\circ/\text{s}$ 、 δ の振幅が $\pm 3.3^\circ$ であり、 $y_1, \dot{\phi}$ は操舵輪の δ とほぼ同位相で変化し、AGV は 1.8 s の周期 (0.56 Hz) で蛇行しながら走行していることが分かる。また、Fig. 3 (c) から走行速度を上げると、 $y_1 \text{ max}$ が直線的に大きくなり、AGV がさらに蛇行運動する。この時の角度検出器の操舵角度 δ の検出分解能は 1.6°/bit であり、積載荷重を大きくする程、 $y_1 \text{ max}$ は大きくなる傾向にある。

Fig. 3 (d), (e) において、操舵角度 δ の検出分解能を 0.8~2.4°/bit まで変化させると、 $y_1 \text{ max}$ は δ のそれに比例して大きくなり、蛇行周期も長くなる傾向にある。たとえば、操舵角度 δ の検出分解能が 0.8°/bit の実線および 2.4°/bit の一点鎖線の場合では、 y_1 の蛇行周期がそれぞれ 0.8 s, 2.6 s である。また、積載荷重の

(c) Measured travelling characteristics (2)

(d) Comparison of the measured result of angle resolution (3)

(e) Measured travelling characteristics (4)

Fig. 3 Experimental characteristics of the conventional test AGV

変化による影響も大であり、操舵制御系が十分に追従できず、蛇行の振幅が大きくなる傾向にある。

以上、従来の操舵制御方式における諸実験から AGV の走行操舵性能を改善するには、 δ , y , ϕ に関する検出系の量子化要素の改善、操舵機構系の高応答化、操舵ゲイン k'_1 , k'_2 に関する操舵方式の最適化を検討する必要がある。

3. 操舵性能向上に関するシミュレーション検討

3.1 操舵制御シミュレーションモデル

AGV の操舵制御系を簡易モデル化し、シミュレーション計算と実測により操舵因子を明らかにして、低蛇行化を図る。

AGV の運動モデルを Fig. 4 に示す。図示したように、AGV が V で走行すると、車体状態量（重心位置での軌道偏差量 y 、姿勢角度 ϕ など）に基づき、目標軌道に沿うように操舵輪を操舵角度 δ だけ回転させる。この操舵角度 δ は操舵モータの印加電圧 e_0 を変化させることにより得られる。

そこで、慣性力、車輪のすべり¹⁴を考慮し、前輪を操舵する場合の AGV モデルの運動方程式を次式とする。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{(k_f + k_r)}{V} \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{(k_f \cdot l_f - k_r \cdot l_r)}{V} \cdot \frac{d\phi}{dt} - (k_f + k_r) \phi = k_f \cdot \delta \quad (4)$$

$$I \frac{d^2 \phi}{dt^2} + \frac{(k_f \cdot l_f^2 - k_r \cdot l_r^2)}{V} \cdot \frac{d\phi}{dt} - (k_f \cdot l_f + k_r \cdot l_r) \phi + \frac{(k_f \cdot l_f - k_r \cdot l_r)}{V} \cdot \frac{dy}{dt} = k_f \cdot l_f \cdot \delta \quad (5)$$

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} + 2\zeta \cdot \omega_n \frac{d\delta}{dt} + \omega_n^2 \cdot \delta = k'_3 \cdot e_0 \quad (6)$$

ただし、操舵系は操舵モータ、減速機および操舵角度

Table 1 Conventional AGV specification

Item	Specification
$m = 350$ (kgf)	Self Weight
$I = 20.3$ (kgm ²)	Moment of Inertia
$V = 60$ (m/min)	Speed
$k_f = 51.0$ (kgf/rad)	Cornering Coefficient of Front Steered Wheel
$k_r = 51.0$ (kgf/rad)	Cornering Coefficient of Back Driven Wheel
$l_f = 0.538$ (m), $l_r = 0.162$ (m)	Length from Wheel to Center of Gravity
y (m)	Lateral Deviation of Center of Gravity
ϕ (rad)	Yaw Angle
δ (rad)	Steering Angle of Steered Wheel
$k'_3 = 0.1$ (rad/V)	Steering Amplifier Gain
e_0 (V)	Steering Voltage
$f_n = 0.48$ (Hz), $\omega_n = 2\pi f_n$	Frequency of Steering System
$\zeta = 0.15$	Damping Factor of Steering System
$L = 0.1$ (s)	Time Delay on Steering System
$k'_1 = 0.5$ (V/m), $k'_2 = 1.5$ (V/rad)	Steering Gain

検出器から構成された位置サーボ系で、操舵角度 δ を帰還させる振動性の 2 次遅れ要素（固有角振動数 ω_n 、減衰係数 ζ ）とした。AGV の従来の主要諸元を Table 1 に示す。ここで、 k_f , k_r , ω_n , ζ , L などは実測値である。(4)~(6) 式をラプラス変換した操舵制御系のブロック線図を Fig. 5 に示す。

Fig. 5 から、(7) 式で求められる姿勢角系 G_ϕ と (8) 式から求められる軌道偏差量系 G_y

$$G_\phi = \frac{1}{I \cdot S^2 + \frac{(k_f \cdot l_f^2 + k_r \cdot l_r^2)}{V} \cdot S - (k_f \cdot l_f - k_r \cdot l_r)} \quad (7)$$

$$G_y = \frac{1}{m \cdot s + \frac{(k_f + k_r)}{V}} \quad (8)$$

とが互いに干渉し、積載重量を含めた車体質量 m 、走行速度 V などにより、その応答特性が変化することが分かる。光学検出系では前述したように、前後の光学検出器で y_1 , y_2 を検出した後、算出した軌道偏差量 y と姿勢角度 ϕ をそれぞれデジタル信号 y' , ϕ' に変換する。光学検出系では光学検出器のフォトセンサ (16 個) が断続的に設置されているため、量子化要素（非線形特性を有する比例要素）を有している。同様に、操舵角度検出系でも量子化要素を有している。

この AGV の場合では $(k_r \cdot l_r - k_f \cdot l_f) < 0$ となるので、AGV の安定限界速度 V_c は (9) 式¹⁴ から求められ、数値を代入すると、 $V_c = 84.2$ m/min である。

$$V_c = \sqrt{\frac{k_f \cdot k_r \cdot g}{m(k_f \cdot l_f - k_r \cdot l_r)}} \cdot (l_f + l_r) \quad (9)$$

つぎに、操舵制御系の安定性を検討するため、(4)~

Fig. 4 Schematic layout of the components of the AGV

Fig. 5 Block diagram of the steering control system

(6) 式に $x_1 = \delta$, $x_2 = \dot{\delta}$, $x_3 = y$, $x_4 = \dot{y}$, $x_5 = \phi$, $x_6 = \dot{\phi}$, $u = e_0$ を代入し、状態方程式にまとめると (10) 式となる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -a_2 & -a_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ k_2 & 0 & 0 & -a_3 & a_4 & a_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_3 & 0 & 0 & a_6 & -a_8 & -a_7 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ k'_3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot u \quad (10)$$

ただし、

$$\begin{aligned} a_1 &= 2\zeta \cdot \omega_n, \quad a_2 = \omega_n^2, \\ a_3 &= (k_f + k_r)/m \cdot V, \quad a_4 = (k_f + k_r)/m, \\ a_5 &= (k_r \cdot l_r - k_f \cdot l_f)/m \cdot V, \\ a_6 &= (k_r \cdot l_r - k_f \cdot l_f)/I \cdot V, \\ a_7 &= (k_r \cdot l_r^2 + k_f \cdot l_f^2)/I \cdot V, \\ a_8 &= (k_r \cdot l_r - k_f \cdot l_f)/I, \quad k_2 = \frac{k_f}{m}, \quad k_3 = \frac{k_f \cdot l_f}{I} \end{aligned}$$

とする。

そこで、 w を入力とし、軌道偏差量 $y (= x_3)$ と姿勢角度 $\phi (x_5)$ を線形一次結合してフィードバックした場合の制御系を考えると、 u は次式で表わされる。

$$u = w - F\bar{x} = w - [0 \ 0 \ k'_1 \ 0 \ k'_2 \ 0] \bar{x} \quad (11)$$

ただし、 $\bar{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T$ である。

(11) 式を (10) 式に代入すると、操舵制御系の状態方程式は次式のようになる。

$$\frac{d\bar{x}}{dt} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -a_2 & -a_1 & -k'_3 \cdot k'_1 & 0 & -k'_3 \cdot k'_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ k_2 & 0 & 0 & -a_3 & a_4 & a_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_3 & 0 & 0 & a_6 & -a_8 & -a_7 \end{bmatrix} \cdot \bar{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ k'_3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot w \quad (12)$$

状態方程式 (12) で表わされる系が漸近安定であるためには、すべての固有値の実部が負でなければならない¹⁵⁾。

$$\begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -a_2 & -a_1 & -k'_3 \cdot k'_1 & 0 & -k'_3 \cdot k'_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ k_2 & 0 & 0 & -a_3 & a_4 & a_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_3 & 0 & 0 & a_6 & -a_8 & -a_7 \end{vmatrix} = 0 \quad (13)$$

(13) 式より特性方程式を求めると、次式が得られる。

$$A_0 \lambda^6 + A_1 \lambda^5 + A_2 \lambda^4 + A_3 \lambda^3 + A_4 \lambda^2 + A_5 \lambda + A_6 = 0 \quad (14)$$

ここで

$$\begin{aligned} A_0 &= 1 \\ A_1 &= a_1 + a_3 + a_7 \\ A_2 &= a_2 + a_8 + a_1(a_3 + a_7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_3 &= a_2(a_3 + a_7) + a_1(a_3 \cdot a_7 + a_8 - a_5 \cdot a_8) \\
&\quad + a_3 \cdot a_8 - a_4 \cdot a_6 \\
A_4 &= a_1(a_3 \cdot a_8 - a_4 \cdot a_6) + a_2(a_3 \cdot a_7 + a_8 - a_5 \cdot a_8) \\
&\quad + k'_3(k_2 \cdot k'_1 + k_3 \cdot k'_2) \\
A_5 &= a_2(a_3 \cdot a_8 - a_4 \cdot a_6) + k'_3[(a_7 \cdot k_2 + a_5 \cdot k_3)k'_1 \\
&\quad + (a_6 \cdot k_2 + a_3 \cdot k_3)k'_2] \\
A_6 &= k_1(a_8 \cdot k_2 + a_4 \cdot k_3)k'_1
\end{aligned}$$

とする。

3.2 従来方式の計算結果と実測値との比較

(14) 式で表わされるシステムが漸近安定であるためには、ラウスフルビッツの安定条件により、操舵ゲイン k'_1, k'_2 (ただし、 k'_3 は 1.0 で一定とした) が Fig. 6 に示す斜線範囲内であれば良い。たとえば、 k'_1 が 0.5 の場合には、 k'_2 を 1.0~7.0 の範囲で選択すれば良い。

Fig. 6 Region of a local stability of steering gain ($V = 60 \text{ m/min}$)

$k'_1 = 0.5, k'_2 = 1.5$ の操舵ゲインを用いて、走行速度 60 m/min の従来方式の AGV の運動をシミュレーション計算した結果と実測値を Fig. 7 (a)~(d) に示す。ここでは、積載荷重なしの場合の計算値と前述した実測値とを比較している。Fig. 7 (a)~(d) は横軸に時間、縦軸にそれぞれ前側の軌道偏差量 $y_1(\text{mm})$ 、姿勢角速度 $\dot{\phi}(\text{°/s})$ および操舵角度 $\delta(\text{°})$ を取った応答波形である。この結果から、シミュレーションによる計算値と実測値を比較すると、軌道偏差量の振幅が $\pm 30 \text{ mm}$ 、蛇行周期が 2.1 s で、共に、ほぼ満足できる精度で一致していることが分かる。しかし、Fig. 7 (b), (c) に示す姿勢角速度 $\dot{\phi}$ や操舵角度 δ の応答波形をみると、振幅はほぼ一致しているが、実測の周期は不規則になっており、部分的に計算値と異なっている。これは操舵制御系に含まれる機構系のガタや摩擦の非線形要素と走行路面の凹凸による外乱の影響であると考えられる。また、Fig. 7 (d) に示すように、光学検出系の検出分解能を 3 段階 ($3, 5, 8 \text{ mm/bit}$) に変化させた場合の計算結果では、前側の軌道偏差量 y_1 の振幅は検出分解能を小さくする程、小さくなる。この結果から、光学検出系の特性 (量子化要素) により定常走行時の蛇行特性が著しく影響を受

(a) Comparison of the calculated and measured result of y_1

(b) Comparison of the calculated and measured result of $\dot{\phi}$

(c) Comparison of the calculated and measured result of δ

(d) Comparison of the calculated result of photo sensor resolution

Fig. 7 Comparison of the calculated and measured result of the conventional AGV

け、量子化要素 ($y_1, y_2; 8 \text{ mm/bit} \rightarrow 3 \text{ mm/bit}$) を小さくすると、滑らかな蛇行特性が得られることが分かる。さらに、AGV の操舵系の周波数応答を計算から求めると、操舵角度 δ に関して操舵系の固有振動数である 0.48 Hz 近傍に共振点があり、この付近で位相が急変し、減衰の悪い ($\zeta = 0.15$) 2 次振動系であることが分かった。

3.3 シミュレーションによる操舵性能の向上

そこで、従来の操舵制御系の応答性を向上させるために改良した操舵制御系を Fig. 8 に示す。

第1に、直線路面上を一定速度 V で走行する AGV 上の二つの光学検出器からの軌道偏差量 y_1, y_2 から姿勢角度 ϕ を算出していたが、光学検出器の量子化誤差と演算時間が余分に多くなることを避けるため、 y のみに関する (15)¹⁶, (16) 式から操舵量 y_s を求めることにした。

$$\dot{y} = V \cdot \phi \quad (15)$$

$$y_s = k'_1 \cdot y + k'_2 \cdot \phi = k'_1 \cdot y + k'_2 \cdot \dot{y} \quad (16)$$

$$\text{ただし, } k''_2 = k'_2 / V$$

第2に(16)式の軌道偏差量 y をより精度良く算出するため、3.2 で述べた理由により、光学検出器および角度検出器の量子化要素の分解能を y_1, y_2 ; 3 mm/bit, δ ; 0.3°/bit のごとく、小さくした。

第3に、操舵系 (G_δ) の応答性および減衰特性を各々 f_n ; 0.48 → 1.65 Hz, ζ ; 0.15 → 0.25 のごとく上げ、むだ時間を L ; 0.1 → 0.05 s と小さくした。

Fig. 8 Development configuration of the steering control

このようにして設定した新方式の操舵制御系の諸定数 ($f_n = 1.65$ Hz, $\zeta = 0.25$, $L = 0.05$ s, $k'_1 = 0.5$, $k'_2 = 1.5$) でシミュレーション計算した一例を Fig. 9 に示す。図中 ① は新方式の操舵制御信号 (IN), ② は新方式の重心位置での軌道偏差量 (y), ③ は新方式の前側の軌道偏差量 (y_1), ④ は従来方式の前側の軌道偏差量 (y_1) である。

この結果、AGV の初期軌道偏差量 y_1 を -100 mm

Fig. 9 Simulation result of the steering control ($k'_1 = 0.5$, $k'_2 = 1.5$)

にした場合、すなわち旋回走行から直線走行に移行する時、実線の新方式の y_1 (③) が従来方式 (④) に比べ、2 s 後により早く、滑らかに目標軌道に追従することなどが明らかとなった。

4. 新 AGV の走行実験結果

前項で検討した内容を盛り込んだ積載重量 1 トンの新 AGV の外観を Fig. 10 に示す。

開発した新 AGV は長さ 2.1 m, 幅 1.1 m, 高さ 0.4 m および自重 700 kg (リフト含) で 1 トンの重量物を積載して、60 m/min の最高速度で走行し、3 m/min の最低速度で停止位置決めするものである。また、駆動モータから二つの後輪へ動力伝達するのに差動機構を採用し、後輪の追従特性を向上させるようにした。

Fig. 10 Photograph of the New AGV

直線路面上を新 AGV が走行操舵した時の計算値と実測値の蛇行特性を Fig. 11 に示す。図中、横軸に時間、縦軸に前側の軌道偏差量 y_1 を取ると、走行速度 60 m/min 時の蛇行性能は ± 16 mm 以下であった。さらに、積載重量 0 トン時のシミュレーションによる計算値と実測値を比較すると、蛇行量の大きさ (約 32 mm), 周期 (約 3 s) 共にほぼ一致している。積載重量 1 トン時での実測結果も良好で、積載重量 0 トン時よりも蛇行量が小さいことが分かる。これは操舵ゲイン (k'_1, k'_2) の設定を積載重量 1 トン時に合わせて設定しているためであるが、

Fig. 11 Measured travelling characteristics of the New AGV

積載重量に応じて操舵ゲイン(k_1' , k_2')の可変設定を行えば、より蛇行性能を向上させることができる。

5. あとがき

走行路上の反射テープを検出する3輪構成無人搬送車の走行操舵系を簡単にモデル化し、シミュレーション計算と実験結果により操舵因子を明らかにして、蛇行を少なくする制御系設計を行ない、操舵制御方式と光学検出器、角度検出器の検討を行なった。

これらの検討内容を取り入れた積載重量1トンの新しい無人搬送車を設計、製作して60 m/minで直線走行させた結果、3sの周期で、かつ蛇行の振幅が ± 16 mm以下となり、滑らかに走行していることを確認した。

本方式を含む無人搬送車は61年以来、FAシステムの中心的機器として稼動し、好評を得ている。

終りに、種々御協力をいただいた(株)日立製作所笠戸工場の関係各位と日立機電工業(株)の関係各位ならびに須山近雄氏に心から感謝する次第である。

参 考 文 献

- 1) 錦, 他: 無人搬送システムの設計支援シミュレータ; 小松技報, 31巻, 4号, pp. 213~223 (1985)
- 2) 岡坂, 他: F & F 自動倉庫システム; 日立評論, 67巻, 9号, pp. 37~41 (1985)
- 3) 山口, 他: 搬送車フェジィ制御システム; 東芝レビュー, 43巻, 4号, pp. 313~316 (1988)
- 4) 都島, 他: 知識工学を応用した搬送車群の運行制御方式; 計測自動制御学会論文集, 24巻, 3号, pp. 300~307 (1988)
- 5) 津村: 無人搬送車とその制御; 計測と制御, 26巻, 7号, pp. 593~598 (1987)
- 6) P. P. Bose: Basics of AGV Systems; American Machinist & Automated Manufacturing, Special Report 784, pp. 106~122 (1986)
- 7) 隅元, 他: 単一インバータを用いた複数誘導電動機制御の無人車走行への応用; 計測自動制御学会論文集, 23巻, 5号, pp. 505~511 (1987)
- 8) 吉本: 予測を含む操舵モデルによる人間-自動車系のシミュレーション; 機誌, 71巻, 596号, pp. 1181~1186 (1986)
- 9) 伊藤, 他: 後輪換向フォークリフトの自動操舵; 機論, 41巻, 342号, pp. 475~482 (1975)
- 10) F. Roberte et al.: On the Steering of Automated Vehicles Theory and Experiment; IEEE Trans on AC: Vol. 21, No. 3, pp. 306~315 (1976)
- 11) S. Shladover et al.: Steering Controller Design for Automated Guideway Transit Vehicles; ASME Trans Journal of Dynamic Systems Measurement & Control: Vol. 100, No. 3, pp. 1~7 (1978)
- 12) 畑: 無人車の振舞いシミュレーション; 神鋼電機技報, 24巻, 3号, pp. 5~10 (1977)
- 13) 牧野, 他: 無人搬送台車の操舵制御の基礎検討; 第9回ビークルオートメーションシンポジウム論文集, pp. 35~38 (1986)
- 14) 安倍: 車両の運動と制御, 共立出版, pp. 30~40 (1980)
- 15) 中野, 美多: 制御基礎理論, 昭星堂, pp. 30~42 (1982)
- 16) 井口: 人間-機械系, 共立出版, pp. 143~151 (1972)