

2軸回転式アクティブ吸振器付き搬送車による液体タンクの制振制御 (複雑な搬送経路に対応した制振経路設計と液面最大振幅の制約条件導入)

吉田悠*¹, 浜口雅史*², 谷口隆雄*²

Damping Control of Liquid Container on a Carrier with Dual Swing-Type Active Vibration Reducer (Damping Path Planning for Multiple Turns and Introduction of Constraint Condition on Maximum Amplitude of Liquid Sloshing)

Yu YOSHIDA*³ Masafumi HAMAGUCHI and Takao TANIGUCHI

*³ Department of Electronic and Control Systems Engineering, Graduate School of Shimane University,
1060 Nishikawatsu-cho, Matsue-shi, Shimane, 690-8504 Japan

This paper presents a damping transfer control of a liquid container on a wheeled mobile robot with a dual swing-type active vibration reducer. An optimal servo control with a Kalman filter is adopted as a damping control of liquid sloshing using the vibration reducer. Damping path that has multiple turns of the mobile robot are designed by use of an input shaping method. Maximum amplitudes of liquid sloshing are considered as the constraint condition. The transfer velocity of the robot to satisfy the constraint condition is decided by means of a bisection method through transfer control simulations. The usefulness of the proposed method has been confirmed through simulation and experiment.

Key Words: Vibration Control, Liquid Sloshing, Moving robot, Maximum Amplitude, Constraint Condition

1. 緒 言

現在、搬送工程の多くで、工程の変化に柔軟に対応可能な自律移動ロボットが利用されている。ここで、問題となるのが搬送物の振動や荷崩れである。著者らは、既報⁽¹⁾で車輪型移動ロボットによる液体タンク搬送を対象とした制振搬送制御を行った。搬送時に発生する液面振動を、2軸回転式アクティブ吸振器により液体タンクを傾斜させることで制振し、かつ、入力整形法により設計した制振経路上を搬送させることで、更に良好な制振性能が得られることを明らかにした。しかし、旋回区間を多く含む複雑な搬送経路に対しては、制振経路の修正作業が煩雑となり、実用的であるとは言えなかった。また、搬送物によっては、液面最大振幅を制約条件として規定したい場合もあった。

そこで、本研究では、入力整形法を適用した際に生じる位置誤差を考慮し、複雑な搬送経路へも容易に対応できる制振経路設計法を提案する。また、搬送時の液面最大振幅を制約条件として与え、進行方向速度パターンを設計することにより、制約条件を満足する搬送が可能であることを示す。

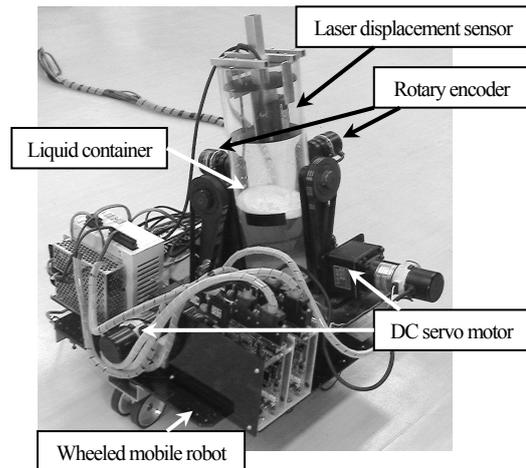


Fig. 1 Experimental equipment

2. 実験装置ならびにシステムモデル

本研究で使用する実験装置を図1に示す。移動ロボット(搬送車)は2駆動輪, 1操舵輪型である。2つのDCサーボモータによって構成された2軸回転式アクティブ吸振器により、タンクは進行方向軸および車軸方向軸回りにそれぞれ独立に傾けることができる。レーザ変位計は、タンク後部ならびに右側部の液位変化を測定する(図2参照)。これらの液位変化を、それぞれ進行方向の液位変化および車軸方向の液位変化と定義する。タンクの傾斜角度は吸振器の各回転軸に取り付けたロータリエンコーダによって測定される。円筒型液体タンクの寸法は、内径0.10m, 高さ0.30mであ

原稿受付 2009年3月18日

*¹ 学生員, 島根大学大学院 総合理工学研究科
(〒690-8504 島根県松江市西川津町1060)

*² 正員, 島根大学 総合理工学部

E-mail: s069802@matsu.shimane-u.ac.jp

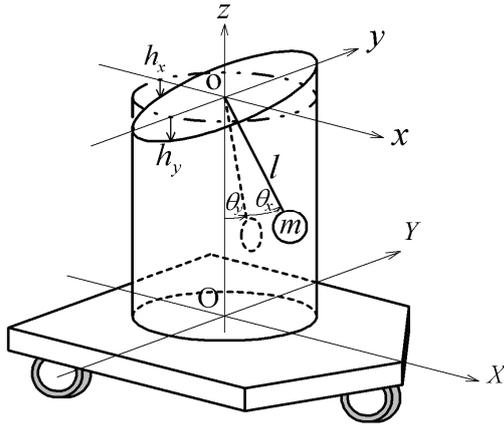


Fig. 2 Pendulum-type sloshing model

り、これに高さ 0.10m まで水を注入する。

液面振動（スロッシング）を図 2 に示す球面振子型モデルで近似し、このモデルを用いて吸振器の制御系ならびに制振経路の設計を行う。スロッシングモデルならびにシステムモデルは既報⁽¹⁾と同じであるため、ここでは割愛する。

3. 制振制御系

旋回区間（円弧）を含む搬送経路に入力整形法⁽²⁾を適用すると、必ず搬送到達点に誤差が生じる。既報⁽¹⁾では、単純な搬送経路であったので、直線区間長を調整することにより補正を行っていた。しかし、多くの円弧を含む複雑な搬送経路では、この補正作業が煩雑となり、設計作業に多大な時間を要することになる。そこで、予め与えた旋回区間の両端点を必ず通過する制振経路の設計法を新たに提案する。

3・1 制振経路設計法 ここで制振経路の設計法について説明する。搬送車の参照点をタンク中心とする。したがって、タンク中心が設計された経路上を移動することになる。経路の基本的な設計手順は、1) 仮の参照経路の設計、2) 曲率の遷移区間を含む参照経路の設計、3) 手順 2) の経路で発生する加速度への入力整形法の適用である。時刻 t におけるロボットの位置 (x, y) と姿勢 θ は、入力整形法の適用によって得られた進行方向加速度 α_x および向心加速度 α_y から、それぞれ式(1)と式(2)を用いて求められる。

$$\left. \begin{aligned} x &= \int_0^t v \cos \theta dt \\ y &= \int_0^t v \sin \theta dt \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\theta = \int_0^t \dot{\theta} dt = \int_0^t \rho v dt \quad (2)$$

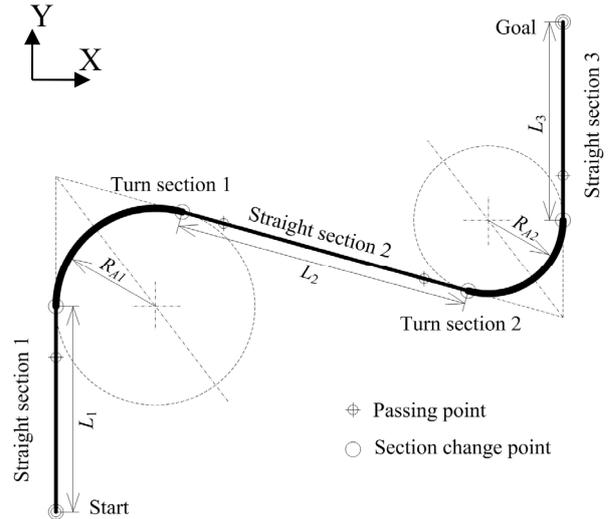


Fig. 3 Temporary reference path

ここで

$$\rho = \frac{\alpha_y}{v^2}, \quad v = \int_0^t \alpha_x dt \quad (3)$$

であり、 ρ は経路の曲率、 v は進行方向速度である。

3・1・1 仮の参照経路の設計 スタート地点、ゴール地点、および通過点（旋回開始点と終了点）を与え、仮の参照経路を図 3 で示されるように、直線と円弧で設計する。ただし、曲率半径 R_A は移動ロボットの最小旋回半径より十分大きくなければならない。

3・1・2 参照経路の設計 仮の参照経路では、加減速区間、および曲率の遷移区間が考えられていない。そこで、加減速区間、および曲率の遷移区間を仮の参照経路に加える。制振経路設計の簡単化のために、加減速区間は直線区間のみを設定する。これは、進行方向速度 v が、旋回区間において一定であることを意味する。曲率遷移区間は図 4 に示すように、旋回区間の始めと終わりの部分に挿入される。ここで θ_e は旋回

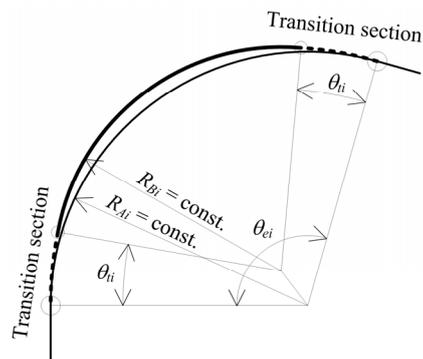


Fig. 4 Curvature transition section

角度である。遷移区間は、曲率が線形に変化するクロソイド曲線とする。図4に示すように、遷移区間での遷移角度を θ_i とする。各区間を滑らかに接続するため、曲率が不連続にならないようにする。各旋回区間における旋回開始点と終了点の位置を変えずに、遷移区間を挿入することができれば、経路設計が容易になる。したがって、曲率半径 R_B は R_A より小さくなければならない。曲率半径 R_B は式(4)より計算される(付録A参照)。

$$R_{Bi} = \frac{5.41 \times 10^6 R_{Ai}}{\left\{ \begin{aligned} &-3.60 \times 10^6 \theta_i^2 + 257 \theta_i^4 - 8190 \theta_i^6 + 143 \theta_i^8 \\ &+ \cot 0.5 \theta_{ei} \left(-1.08 \times 10^7 \theta_i + 1.08 \times 10^6 \theta_i^3 \right. \\ &- 5.01 \times 10^4 \theta_i^5 + 1160 \theta_i^7 \left. \right) \\ &+ 5.41 \times 10^6 \csc 0.5 \theta_{ei} \sin(\theta_{ei} - 0.5 \theta_{ei}) \end{aligned} \right\}} \quad (4)$$

3・1・3 入力整形法の適用による位置誤差 制振経路は、参照経路に対して入力整形法を適用することによって設計される。しかし、図5で示すように、入力整形法を適用すると、旋回終了点において位置誤差が発生する。直線区間でも位置誤差が発生するが、この位置誤差は直線区間の長さを調整することで容易

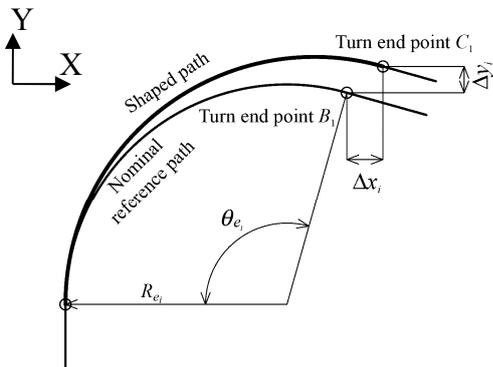


Fig. 5 Positional error caused by the input shaping method

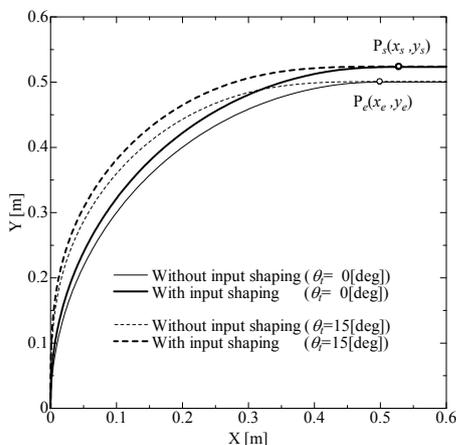


Fig. 6 Designed paths for changes of transient sections

に解消することができる。これに対し、旋回区間で発生する位置誤差を各旋回区間に収めることは容易ではない。なぜなら、旋回区間は2つ以上のクロソイド曲線から成り、位置誤差を表す式が複雑になるからである。このため、旋回区間における位置誤差の解消には、繰り返し計算による位置誤差算出と、煩雑な直線区間長の調整作業が必要であった。

3・2 位置誤差の無い制振経路設計法

入力整形法を適用することで発生する位置誤差は、その特性を利用して修正が容易になる。旋回区間における位置誤差に関する2つの特性と、その特性を用いた位置誤差を生じない制振経路設計法を以下に述べる。

3・2・1 遷移区間長に関する特徴

旋回区間に入力整形法を適用し、遷移区間の有無によって旋回終了位置がどのように変化するかを調べたものを図6に示す。図中の○印は旋回終了位置を表している。同図は、遷移区間の有無に関係なく、入力整形法適用後の旋回終了位置は同じであることを示している(付録B参照)。すなわち、遷移区間を含む経路での入力整形法適用後の旋回終了位置を、遷移区間の無い経路に整形法を適用することで求められることを意味する。遷移区間を含む経路に整形法を適用すると、旋回終了位置を表す式はフレネル積分⁴⁾を含む非常に複雑なものになる。しかし、遷移区間の無い経路に整形法を適用した場合は、三角関数のみで表されるため、より簡単なものとなる。

3・2・2 旋回半径に関する特徴

旋回区間における整形法適用後の旋回終了地点の移動距離 x'_A 、 y'_A は整形法適用前の移動距離 x_A 、 y_A と誤差 Δx 、 Δy を用いて式(5)で表される。

$$\left. \begin{aligned} x'_A &= x_A + \Delta x \\ &= R_A (1 - \cos \theta_e) + \Delta x \\ y'_A &= y_A + \Delta y \\ &= R_A \sin \theta_e + \Delta y \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Δx は R_A によって変化するため、 x'_A が望みの値となるように繰り返し計算によって R_A を決定する必要がある。遷移区間の無い経路に整形法を適用し、旋回半径 R_A の変化によって旋回終了位置がどのように変化するかを調べたものを図7に示す。同図より旋回半径 R_A が変化しても Δx および Δy の変化は小さいこと

がわかる。曲率の遷移に要する時間が入力整形法における時間遅れ ΔT より大きい場合、入力整形法適用による旋回終了位置の X 方向、Y 方向の誤差はそれぞれ式 (6)、(7)となる (付録C 参照)。

$$\Delta x_i = kR_{Ai} \left\{ 1 - \cos\left(\frac{v\Delta T}{R_{Ai} + kR_{Ai}}\right) \right\} + \frac{R_{Ai}}{k} \left\{ \cos\left(\frac{kv\Delta T}{R_{Ai} + kR_{Ai}} - \theta_{ei}\right) - \cos(\theta_{ei}) \right\} \quad (6)$$

$$\Delta y_i = kR_{Ai} \sin\left(\frac{v\Delta T}{R_{Ai} + kR_{Ai}}\right) + \frac{R_{Ai}}{k} \left\{ \sin\left(\frac{kv\Delta T}{R_{Ai} + kR_{Ai}} - \theta_{ei}\right) - \sin(\theta_{ei}) \right\} \quad (7)$$

式(6)に、 $k=0.899$ 、 $\Delta T=0.160$ [s]、 $v=0.5$ [m/s]を代入し、旋回角度 $\theta_e=0\sim 180$ [deg]に対して旋回半径 R_A を変化させたものが図8である。同図は曲率の遷移に要する時間が ΔT より大きい範囲のみプロットしてある。旋回半径が0.3m以上の場合、旋回半径 R_A の変化に伴う誤差 Δx の変化は微小である。これは、式(5)において Δx を定数として扱うことができることを意味する。これは

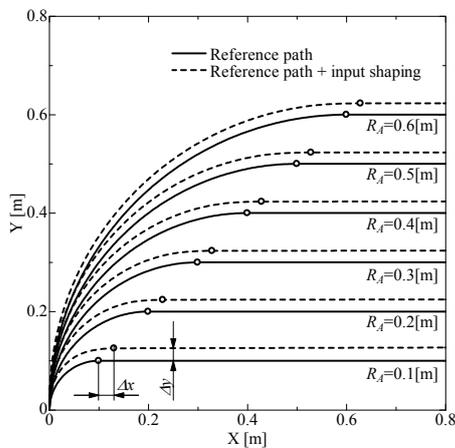


Fig. 7 Designed paths for changes of turning radius

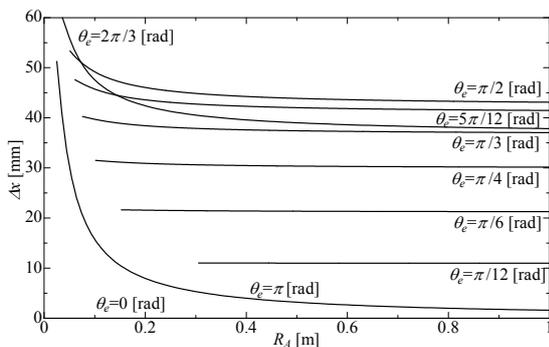


Fig. 8 Position error Δx caused by shaping

Δy についても同様である。この特性を利用すると、繰り返し計算をすることなく旋回半径 R_A を決定することができる。この特性を利用するために、本研究では $R_A > 0.3$ [m]のみを用いて経路設計を行う。

3・2・3 位置誤差の無い制振経路設計手順

位置誤差の無い制振経路設計手順を以下にまとめる。

- (P1) 開始点と終了点、ならびに通過点を決定し、それらを直線と円弧で結ぶ仮の参照経路を作成する。
- (P2) 入力整形法適用後の X 方向移動距離(入力整形法適用前の移動距離 $+\Delta x$)と、仮の参照経路における X 方向移動距離が一致するように、入力整形法適用前の円弧の旋回半径 R_A を決定する。
- (P3) (P2)で作成した円弧に曲率遷移区間を挿入し、誤差 Δy 分だけ、各旋回開始位置を Y 方向へ移動させた参照経路を作成する。
- (P4) (P3)で作成した参照経路に入力整形法を適用し、制振搬送経路を得る。

3・3 液面振動の振幅制限

搬送車の動作計画において、液面振動の最大振幅を決定するのは搬送車の最大加速度である。進行方向においては、最大加減速度を小さくすることによって、液面振動の最大振幅を小さくすることができる。また、カーブ区間では、進行方向速度を小さくすることで同様の効果が得られる。一方、吸振器と経路設計を併用することで、高い制振効果が得られる⁽¹⁾。すなわち、それぞれを単独で使用した場合に比べ、2つの制振方法を併用することで、同じ振幅制限下でも高速で搬送することが可能となる。

吸振器を搭載した場合の液面振動の振幅は、最適サーボ系⁽³⁾の制御ゲインや、搬送車の加速度の変化率などによって大きく異なる。そのため、最大振幅を解析的に求めることは困難である。そこで、望みの振幅となるような最大加減速度および旋回時の進行方向速度を、制振搬送シミュレーションを繰り返し実行することで決定する。これらは二分法⁽⁵⁾による探索で決定する。探索手順を以下に示す。なお、吸振器の制振制御系は既報⁽¹⁾と同一である。

- (Q1) 経路情報に基づいて制振経路を設計する。
- (Q2) 吸振器と制振経路を併用した制振搬送シミュレーションを行い、各区間における液面最大振幅を記録する。
- (Q3) 制約条件を満たしていない場合は、二分法により最大加速度ならびに各旋回区間の進行方向速度を再設定する。
- (Q4) 制約条件を満たすまで、(Q2)、(Q3)を繰り返す。

Table 1 Values of parameters of curve section

i	R_{Ai} [m]	θ_{ei} [rad]	θ_{ii} [rad]	Turning direction
1	0.5	π	$\pi/25$	Counterclockwise
2	0.4	π	$\pi/15$	Clockwise
3	0.4	$\pi/2$	$\pi/10$	Counterclockwise

Table 2 Values of parameters of velocity

	Damping path	Damping path + Vibration reducer
α_{xmax} [m/s ²]	0.53	0.75
v_1 [m/s]	0.51	0.60
v_2 [m/s]	0.46	0.52
v_3 [m/s]	0.40	0.47

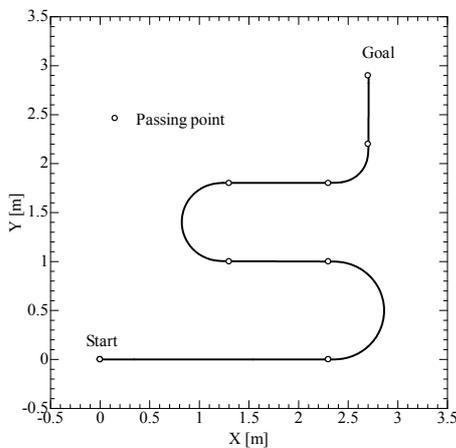


Fig. 9 Designed damping path

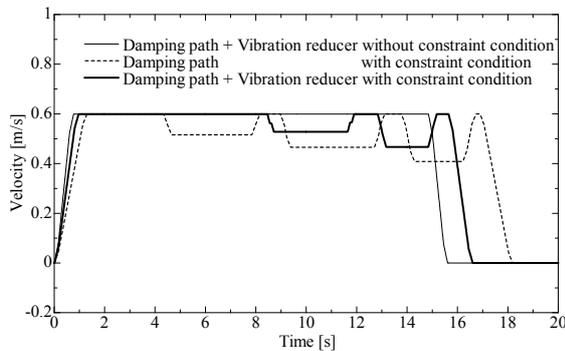
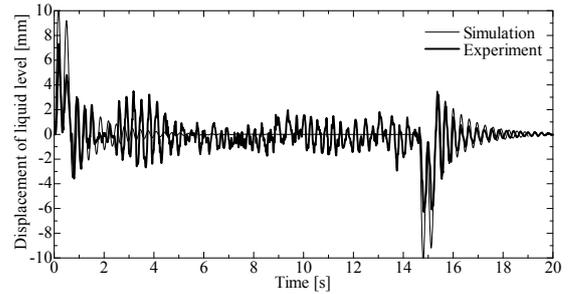


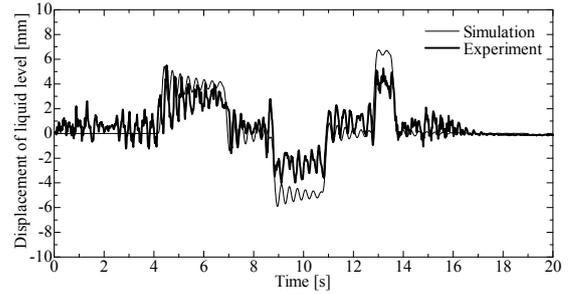
Fig. 10 Velocity of carrier

4. 搬送シミュレーションと実験結果

4・1 制振経路設計結果 まず、制振経路の設計結果を示す。巡回区間のパラメータ値を表1に示す。同表では巡回角度 θ_{ei} を全て $\pi/2$ rad または π rad としたが、これは任意の値に設定することができる。直進区間の長さはそれぞれ $L_{1, \dots, 4} = 2.3, 0.8, 0.8, 0.7$ [m], 最大進行方向速度 v は 0.6 m/s, 最大進行方向加減速度は ± 1.0 m/s²とした。設計した制振経路を図9に示す。位置誤差修正を行ったことにより、制振経路はすべて

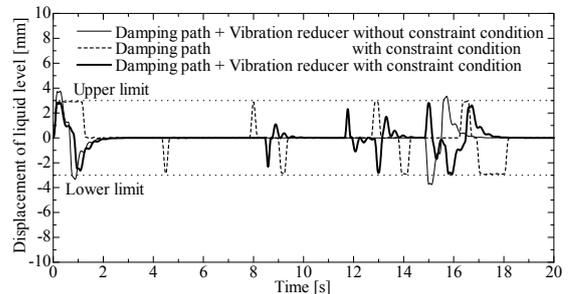


(a) Displacement of liquid level h_x in running direction

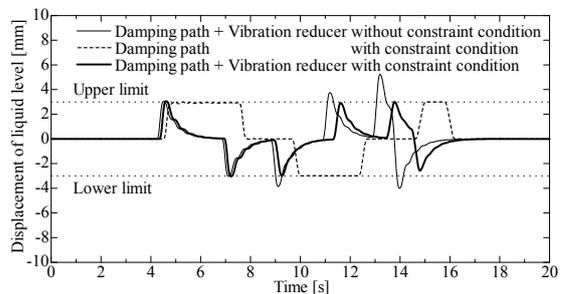


(b) Displacement of liquid level h_y in centripetal direction

Fig. 11 Container transfer with trapezoidal velocity pattern and nonuse of vibration reducer



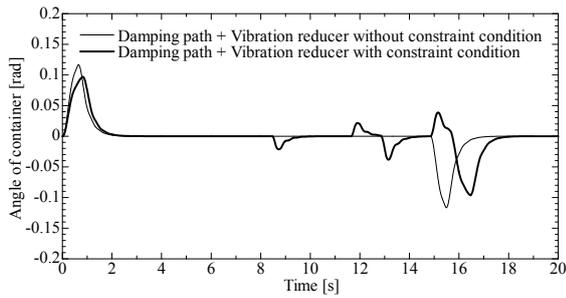
(a) Displacement of liquid level h_x in running direction



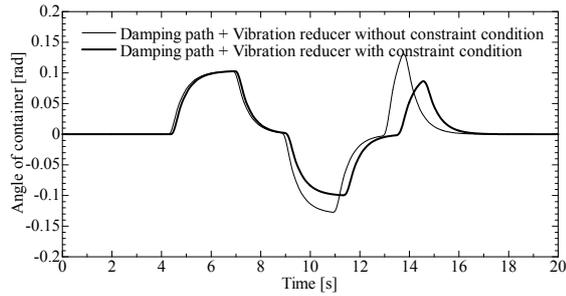
(b) Displacement of liquid level h_y in centripetal direction

Fig. 12 Simulation results of damping transfer

の通過点(巡回開始点と終了点)を通っている。また、直線区間と巡回区間を完全に独立して扱うことができ

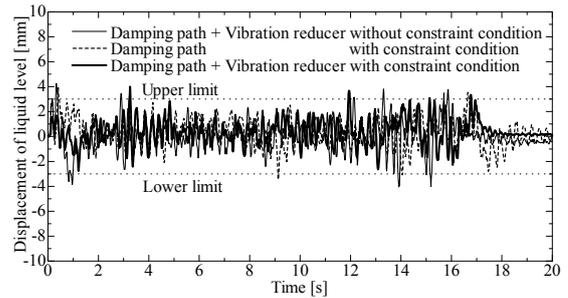


(a) Angle of container in running direction

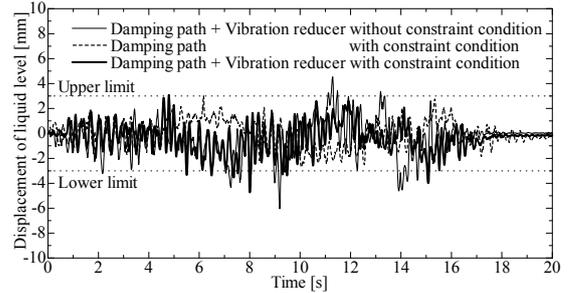


(b) Angle of container in centripetal direction

Fig. 13 Simulation result of damping transfer



(a) Displacement of liquid level h_x in running direction

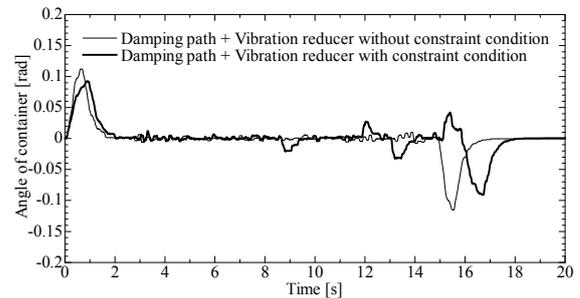


(b) Displacement of liquid level h_y in centripetal direction

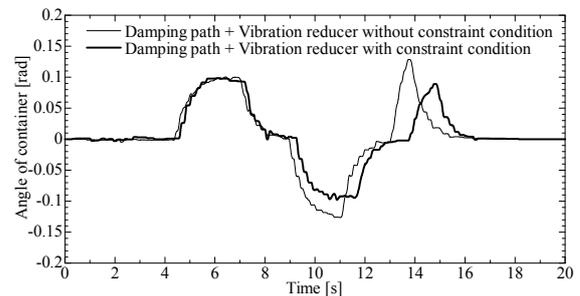
Fig. 14 Experimental results of damping transfer

るので、経路の修正を容易に行うことができる。

4・2 制約条件の付加 図9に示した経路において、経路設計のみで制振する場合と、経路設計と吸振器を併用する場合の2通りにおいて、制約条件の付加を行った。制約条件は、「液面最大振幅が3 mm以下」である。搬送車の速度追従性能の観点から加速度および速度の探索精度をそれぞれ、 0.01 m/s^2 、 0.01 m/s とした。繰り返し計算によって求めた進行方向最大加減速度 α_{max} 、および各旋回区間における進行方向速度 v を表2に示す。この結果を元に作成した速度パターンを図10に示す。図中の細線は吸振器と制振経路設計を使用し制約条件を付加しない場合、破線は吸振器を使用せずに制振経路設計のみで制約条件を付加した場合、太線は制振経路設計と吸振器を併用し制約条件を付加した場合の結果を表している。制約条件を付加した場合は、加減速が緩やかになり、旋回区間では減速を行っている。2つの制振方法を併用して制約条件を付加した場合は、経路設計のみで制約条件を付加する場合に比べて速度低下が小さい。その結果、経路設計のみで制約条件を満たす場合より、吸振器を併用した場合の搬送時間の方が約10%短くなっている。制約条件が厳しく、旋回区間が多くなるほど両者の搬送時間の差は大きくなる。なお、探索には、Intel Core2Duo 2.0 GHz CPU、2GBメモリのPCを使用し、探索に要した時間



(a) Angle of container in running direction



(b) Angle of container in centripetal direction

Fig. 15 Experimental results of damping transfer

は約20秒であった。

4・3 搬送シミュレーション結果 制振搬送結果との比較のため、吸振器を動作させず、台形速度パターンで液体タンクを図9に示した経路で搬送した。そ

の時の液位変化の様子を図 11 に示す。なお、加減速度 1.0m/s^2 、搬送速度 0.6m/s である。シミュレーションならびに実験結果とも、液面が大きく振動している。

図 9 に示した経路における搬送制御シミュレーション結果を図 12, 13 に示す。図 12 は、進行方向ならびに車軸方向の液位変化を示したものである。図中の線種は、図 10 と対応している。制約条件を付加しない場合は、加減速時、および第 2, 第 3 旋回区間で制約条件を超えて液面が振動している。これに対し、制約条件を付加したときは、経路設計のみで制振する場合、吸振器と経路設計を併用する場合、共に液面の振動が制約条件内に収まっている。図 13 はこのときのタンク角度の時間変化を示したものである。制約条件を付加しない場合は、タンクの最大振れ角は $\pm 0.12\text{ rad}$ 程である。これに対して、制約条件を付加した場合は $\pm 0.1\text{ rad}$ と小さくなった。これは進行方向ならびに車軸方向加速度の最大値が小さくなったため、タンクを大きく傾ける必要が無くなったからである。

図 11 のシミュレーション結果と図 12 を比較することにより、提案手法によって液面振動の最大振幅が抑えられ、かつ、残留振動がほぼ無くなることが分かる。

4・4 搬送実験結果 シミュレーションと同条件で搬送制御実験を行った。その結果を図 14, 15 に示す。シミュレーション結果と同様に、液面の残留振動を良好に抑制できることを確認した。また、第 2, 第 3 旋回区間に於けるタンク角度の変化も小さくなっている。液面振動はシミュレーション結果に比べ、若干振動的になっている。これは、走行路面の凹凸や高次モードスロッシングの影響であると考えられる。路面の凹凸に起因するスロッシングを制振するには、液面中心に加わる加速度を加速度センサにより検出し、この値を吸振器制御系にフィードバックする必要がある。また、高次モードまでを表現したスロッシングモデルを導入することで、さらなる制振性能が得られるものと思われる。

図 14 と図 11 の実験結果とを比較すると、液面の最大振幅ならびに残留振動の振幅値を低く抑えており、本提案手法の有効性を確認することができる。

5. 結 言

本研究では、吸振器を搭載した搬送車による液体タンクの制振搬送を行った。旋回区間が多い複雑な搬送経路にも十分対応可能な制振経路設計法を提案した。さらに、吸振器と制振経路設計を併用した場合において、液面最大振幅を制約条件とした制振制御方法も示

した。本提案手法の有効性をシミュレーションならびに実験において確認した。搬送物の振幅に制約を付けることにより、様々な搬送対象や搬送工程に対応させることができる。またタンク角度に制約を付加することも同様に可能であり、搬送機器の性能に合わせた制振搬送を実現することができる。

搬送台（搬送物）を傾斜させる本手法は、水平面上のみではなく、斜面上の搬送制御への対応が可能であり、実用的な手法であると言える。

付録 A 式(4)の導出方法

遷移区間を持つ旋回区間の詳細図を図 A-1 に示す。旋回区間は、曲率一定の円弧区間 $P_{II}-P_{III}$ 、曲率遷移区間 P_I-P_{II} および $P_{III}-P_{IV}$ で構成される。遷移区間で曲率は線形に変化する。搬送車が滑らかに走行するためには、点 P_I 、 P_{II} 、 P_{III} および P_{IV} で、曲率が不連続になるてはならない。また、参照経路の旋回終了位置および姿勢が、仮の参照経路の旋回終了位置および姿勢と一致しなければならない。これらの条件を満たす参照経路の旋回半径 R_B と曲率遷移区間の曲率の変化率 k_p を求める。

仮の参照経路において、ある旋回区間の旋回終了位置 (x_A, y_A) は、旋回中心を原点として、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} x_A &= R_A(1 - \cos \theta_e) \\ y_A &= R_A \sin \theta_e \end{aligned} \right\} \quad (\text{A-1})$$

つぎに、各区間の X 方向、 Y 方向それぞれの移動距離について考える。

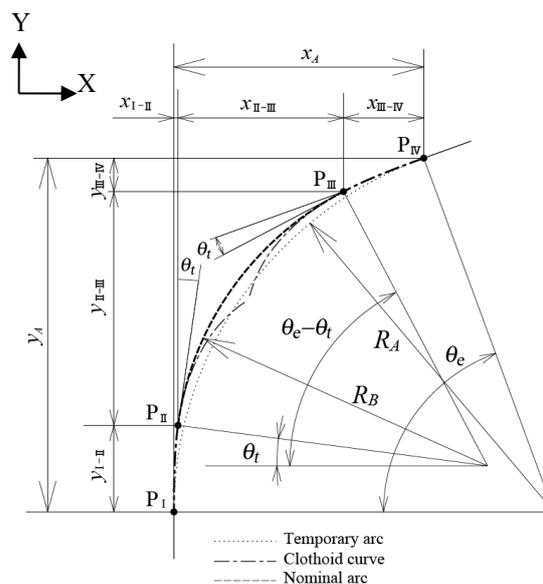


Fig. A-1 Curved path with transition section

[区間 P_I-P_{II}]

進行方向の移動速度を v としたとき、この区間における X 方向、 Y 方向それぞれの移動距離は次式のフレネル積分で表される。

$$\left. \begin{aligned} x_{I-II} &= v \int_0^{t_r} \sin\left(\frac{v k \rho}{2} t^2\right) dt \\ y_{I-II} &= v \int_0^{t_r} \cos\left(\frac{v k \rho}{2} t^2\right) dt \end{aligned} \right\} \quad (\text{A-2})$$

ここで、 t_r は曲率が遷移するのに要する時間、 $k\rho$ は曲率の変化率である。すなわち、曲率は $\rho(t)=k\rho t$ となる。点 P_{II} でロボットの姿勢が θ となるためには $\int_0^{t_r} v\rho dt = \theta$ である。フレネル積分は解析が難しいため、これを式 (A-3) の多項式で近似する⁽⁴⁾。

$$\left. \begin{aligned} \int_0^{\tau} \sin((k t)^2) dt &= \frac{1}{k} \left(\frac{(k \tau)^3}{3 \cdot 1!} - \frac{(k \tau)^7}{7 \cdot 3!} + \frac{(k \tau)^{11}}{11 \cdot 5!} \dots \right) \\ \int_0^{\tau} \cos((k t)^2) dt &= \frac{1}{k} \left(k \tau - \frac{(k \tau)^5}{5 \cdot 2!} + \frac{(k \tau)^9}{9 \cdot 4!} \dots \right) \end{aligned} \right\} \quad (\text{A-3})$$

曲率一定の円弧区間 P_{II}-P_{III} における旋回半径 R_B は $R_B=1/\rho(t_r)=1/k\rho t_r$ となる。

[区間 P_{II}-P_{III}]

円弧区間における X 方向、 Y 方向それぞれの移動距離は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} x_{II-III} &= R_B (\cos \theta_i - \cos(\theta_e - \theta_i)) \\ y_{II-III} &= R_B (\sin(\theta_e - \theta_i) - \sin \theta_i) \end{aligned} \right\} \quad (\text{A-4})$$

[区間 P_{III}-P_{IV}]

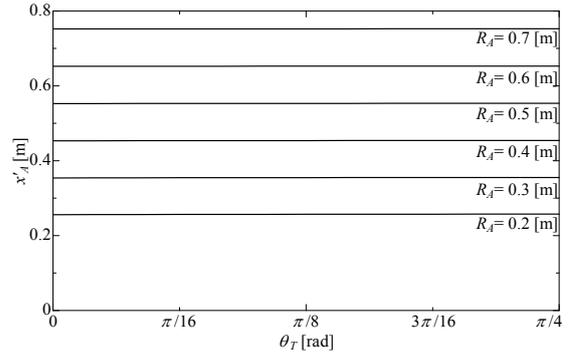
この区間における移動距離は、P_I-P_{II} 区間での移動距離を用いて次式で表される。

$$\begin{bmatrix} x_{III-IV} \\ y_{III-IV} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_e & \sin \theta_e \\ -\sin \theta_e & \cos \theta_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -x_{I-II} \\ y_{I-II} \end{bmatrix} \quad (\text{A-5})$$

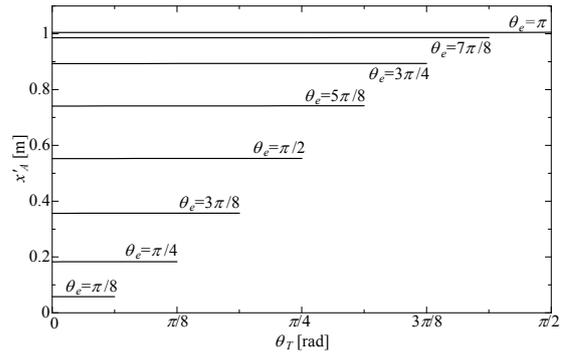
これら 3 つの移動距離を合算したものが、参照経路における移動距離となり、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} x_B &= x_{I-II} + x_{II-III} + x_{III-IV} \\ y_B &= y_{I-II} + y_{II-III} + y_{III-IV} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A-6})$$

遷移区間追加前の移動距離と、追加後の移動距離が一致するためには



(a) $\theta_e = \pi/2$ [rad], $R_A = 0.2 \sim 0.7$ [m]



(b) $R_A = 0.5$ [m], $\theta_e = \pi/8 \sim \pi$ [rad]

Fig. B-1 Movement in X-direction

$$\left. \begin{aligned} x_B &= x_A \\ y_B &= y_A \end{aligned} \right\} \quad (\text{A-7})$$

となる必要がある。式(A-7)に式(A-1)~(A-6)を代入し、 $k\rho$ と t_r について解く (ここでは、Mathematica を用いた)。得られた $k\rho$ と t_r 、 $R_B=1/k\rho t_r$ より、旋回半径 R_B を求めると式(4)が得られる。

付録 B 遷移区間長に関する特徴

遷移区間長を変えた場合、入力整形法適用後の旋回終了位置がどの程度変わるかを調べた。旋回終了角度 $\theta_e = \pi/2$ [rad]、旋回半径 $R_A = 0.2 \sim 0.7$ [m] において、遷移角度 θ_i を 0 rad から $\pi/4$ rad まで変化させたときの X 方向移動量 x'_A (図 C-1 参照) を図 B-1(a) に示す。また旋回半径 $R_A = 0.5$ [m]、旋回終了角度 $\theta_e = \pi/8 \sim \pi$ [rad] において、遷移角度 θ_i を 0 から $\theta_e/2$ まで変化させたときの X 方向移動量 x'_A を図 B-1(b) に示す。 $R_A = 0.2 \sim 0.7$ [m]、 $\theta_e = \pi/8 \sim \pi$ [rad] の範囲において、 θ_i の変化に伴う差異は最大でも 0.7% であった。実際の経路設計において、 θ_i は $\theta_e/3$ 以下の値を用いるため、この差異は更に小さくなり無視することができる。よって、入力整形法適用後の旋回終了位置は、遷移角度によらず、

一定とみなすことができる. なお, Y 方向移動量 y'_A についても同様の結果が得られた.

付録 C 式 (6), (7) の導出方法

入力整形法適用による位置誤差は 3.2.1 項で述べた特性より, 遷移区間の無い経路, すなわち円弧経路に整形法を適用することを考えればよい. 円弧経路に整形法を適用すると, 経路は 3 つの円弧から構成される (図 C-1 参照). ここで, θ_α , θ_β は式(C-1)で求められる.

$$\left. \begin{aligned} \theta_\alpha &= \frac{v \Delta T}{R_A(1+k)} \\ \theta_\beta &= \frac{k v \Delta T}{R_A(1+k)} \end{aligned} \right\} \quad (C-1)$$

各区間の X 方向, Y 方向それぞれの移動距離について考える.

[区間 P_i - P_{ii}]

$$\left. \begin{aligned} x_{i-ii} &= R_A(1+k)(1 - \cos \theta_\alpha) \\ y_{i-ii} &= R_A(1+k) \sin \theta_\alpha \end{aligned} \right\} \quad (C-2)$$

[区間 P_{ii} - P_{iii}]

$$\left. \begin{aligned} x_{ii-iii} &= R_A(\cos \theta_\alpha - \cos(\theta_e - \theta_\beta)) \\ y_{ii-iii} &= R_A(\sin(\theta_e - \theta_\beta) - \sin \theta_\alpha) \end{aligned} \right\} \quad (C-3)$$

[区間 P_{iii} - P_{iv}]

$$\left. \begin{aligned} x_{iii-iv} &= R_A(1+1/k)(\cos(\theta_e - \theta_\beta) - \cos \theta_e) \\ y_{iii-iv} &= R_A(1+1/k)(\sin \theta_e - \sin(\theta_e - \theta_\beta)) \end{aligned} \right\} \quad (C-4)$$

これらを用い, 整形法適用後の移動距離が次式で表される.

$$\left. \begin{aligned} x'_A &= x_{i-ii} + x_{ii-iii} + x_{iii-iv} \\ y'_A &= y_{i-ii} + y_{ii-iii} + y_{iii-iv} \end{aligned} \right\} \quad (C-5)$$

整形法適用前の旋回による移動距離は式(A-1)であるので, 整形法適用による位置誤差は次式となる.

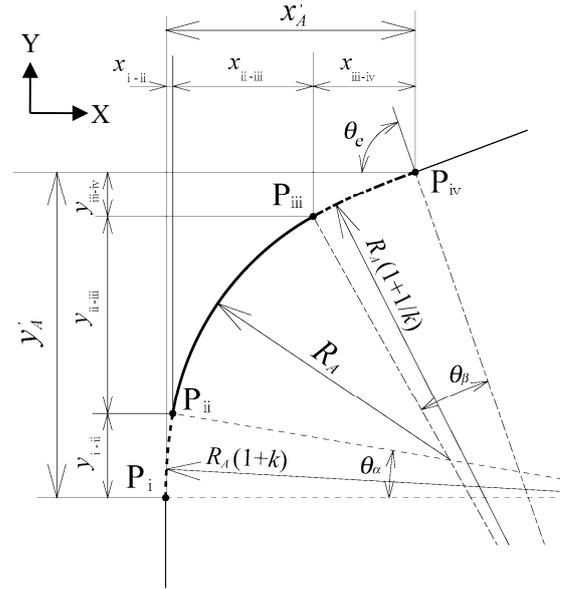


Fig. C-1 Calculation of positional error

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= x'_A - x_A \\ \Delta y &= y'_A - y_A \end{aligned} \right\} \quad (C-6)$$

式(B-6)に, 式(A-1), 式(C-1)~(C-5)を代入して整理すると, 式(6), (7)が求まる.

参考文献

- (1) Yoshida, Y., Hamaguchi, M. and Taniguchi, T., Damping Control of Liquid Container on a Carrier with Dual Swing-Type Active Vibration Reducer, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 74, No.744 (2008), pp. 2031-2037.
- (2) N. C. Singer and W. P. Seering, Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 112 (1990), pp. 76-82.
- (3) Furuta, K., Mita, T., Kawaji, S., and Hara, S., *Mechanical System Control*, (in Japanese), Ohmsha Publisher, (1991), pp. 90-94.
- (4) Mathematics handbook edit committee, *Mathematics Handbook for Physical Engineering*, (in Japanese), Maruzen Publisher, (1960), p. 77.
- (5) Sugie, H. and Suzuki, J., *C-Language and Numerical Calculation Method*, (in Japanese), Baifukan Publisher, (2003), p.114.