

ドライバモデルによる多重連結車両の車線維持性能の評価

日大生産工(院) ○横田 武 日大生産工 丸茂 喜高

1 緒 言

近年,トラック業界ではドライバ不足やドライバの高齢化という問題が深刻化しており,若い就労者も減少しているため,今後は更なるドライバの不足と高齢化が懸念されている¹⁾. 現在,大型車を自動運転で隊列走行させることにより,高効率な幹線物流システムを実現するための研究開発が行われている²⁾. しかし,フェイルセーフや車車間通信の遅れによる車間距離の限界といった技術的な課題が挙げられている. それに対して,多重連結車両は一度に多くの荷物を積載できるため,ドライバ不足の問題への改善が期待できる. ただし,多重連結車両にはロールオーバーやジャックナイフといった連結車特有の現象が存在するだけでなく,車両数が増えると安定性が低下する³⁾という問題を抱えており,万一事故になると単独車両に比べて甚大な被害が生じるため,事故を防止する技術が必要であると考えられる.

セミトレーラの安定性を向上させるために,トラクタの前後輪やトレーラ輪の操舵を用いたロバスト操縦安定化法⁴⁾が提案されている. また,操舵制御によるベクトルフォロ法⁵⁾が提案され,シミュレーションや模型車両を用いた実験により,良好な結果が得られている. さらに,多重連結車両にも応用され,シミュレーションにより制御効果が確認されている⁶⁾.

このように,安定化に関する研究は積極的に行われているが,事故を防止するためには,トレーラを安定化するだけでなく,車線から逸脱しないことも重要である. そのため,安定化制御が車線維持性能に及ぼす影響を検討することが不可欠である. 安定化制御によるドライバへの影響を確認するには,制御系単体での評価のみではなく,ドライバの操舵を含めたクロズドループで評価を行う必要がある.

よって本研究では,多重連結車両の一つであるダブルストレーラにおいて,ベクトルフォロ法からなる制御系を適用し,ドライバモデルを用いたシミュレーションにより,車線維持性能を検証することを目的とする. さらに,ベク

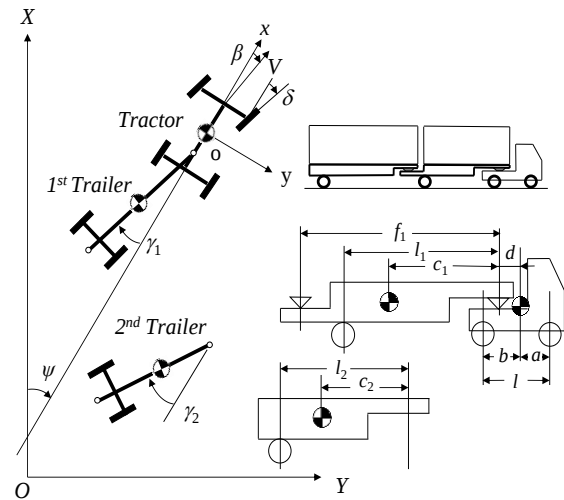


Fig.1 Linear vehicle model⁷⁾

トルフォロ法を適用した多重連結車両に対して,車線維持支援システムを併用した場合の車線維持性能についても検討を行う.

2 車両モデル

本研究で用いるダブルストレーラの運動モデルは, Fig.1に示すように路面固定右手下向き直交座標系に関する簡略化したモデル⁷⁾であり,運動自由度は,トラクタ横運動,トラクタヨー運動,およびトラクタ・各トレーラ相対ヨー運動の計4自由度である. まず,等速走行する各車両のXとY方向の力のつり合い式およびヨー方向モーメントのつり合い式から連結点に作用する力を消去すると,運動方程式が以下のようになる.

- トラクタの横方向の運動方程式

$$(m+m_1+m_2)\ddot{Y}-[m_1(d+c_1)+m_2(d+f_1+c_2)]\ddot{\psi}-(m_1c_1+m_2f_1)\ddot{\gamma}_1-m_2c_2\ddot{\gamma}_2=F_f+F_r+F_l+F_2 \quad (1)$$

- トラクタのヨー方向の運動方程式

$$m d \ddot{Y}+I \ddot{\psi}=(a+d) F_f+(d-b) F_r+M \quad (2)$$

- 第一トレーラの相対ヨー方向の運動方程式

Evaluation of Lane-Keeping Performance for Multi-Articulated Vehicles Using Driver Model

Takeru YOKOTA and Yoshitaka MARUMO

$$\begin{aligned}
& -(m_1 c_1 + m_2 f_1) \ddot{Y} + [I_1 + m_1 c_1 (d + c_1) \\
& + m_2 (d + c_2) f_1] \ddot{\psi} + (I_1 + m_1 c_1^2 + m_2 f_1^2) \ddot{\gamma}_1 \\
& + m_2 c_2 f_1 \ddot{\gamma}_2 = -l_1 F_1 - f_1 F_2 + M_1
\end{aligned} \quad (3)$$

・第二トレーラの相対ヨー方向の運動方程式

$$\begin{aligned}
& -m_2 c_2 \ddot{Y} + [I_2 + m_2 c_2 (d + f_1 + c_2)] \ddot{\psi} \\
& + m_2 c_2 f_1 \ddot{\gamma}_1 + (I_2 + m_2 c_2^2) \ddot{\gamma}_2 = -l_2 F_2 + M_2
\end{aligned} \quad (4)$$

また、各車輪に発生するコーナリングフォースは、コーナリングパワとタイヤ横すべり角の積から以下のようになる。

$$F_f = C_f \left(-\frac{\dot{Y} + a\dot{\psi}}{V} + \delta + \psi \right) \quad (5)$$

$$F_r = C_r \left(-\frac{\dot{Y} - b\dot{\psi}}{V} + \psi \right) \quad (6)$$

$$F_1 = C_1 \left\{ -\frac{\dot{Y} - (d + l_1)\dot{\psi} - l_1\dot{\gamma}_1}{V} + \psi + \gamma_1 \right\} \quad (7)$$

$$F_2 = C_2 \left\{ -\frac{\dot{Y} - (d + f_1 + l_2)\dot{\psi} - f_1\dot{\gamma}_1 - l_2\dot{\gamma}_2}{V} + \psi + \gamma_2 \right\} \quad (8)$$

本研究で用いるダブルストレーラの車両諸元は、国産の重量級トラクタ・セミトレーラの最大積載量20トン分割して、各トレーラに10トン積載すると想定した多重連結車両であり、詳細な記号と車両諸元については参考文献7)に記載されている。

3 制御系設計

本検討ではベクトルフォロ法を適用するにあたり、移動座標系で設計する必要がある。そこで、以下に示すように、(1)～(8)式で示した運動方程式を、固定座標系(X-Y)から移動座標系(x-y)へ座標変換を行うものとする。

$$\dot{y} = V\beta = \dot{Y} - V\psi \quad (9)$$

ここで、 $\dot{y}$ は移動座標系で表現された横速度、 V は車両速度、 β はトラクタ重心点横すべり角、 $\dot{Y}$ は固定座標系で表現された横速度、 ψ はトラクタヨー角である。(1)～(8)式を座標変換した運動方程式から導出した状態方程式を以下に示す。

$$\dot{\mathbf{x}}_{VF} = \mathbf{A}_{VF} \mathbf{x}_{VF} + \mathbf{B}_{VF} \mathbf{u}_{VF} \quad (10)$$

ただし、 $\mathbf{x}_{VF} = [\beta \ \dot{\psi} \ \dot{\gamma}_1 \ \dot{\gamma}_2 \ \gamma_1 \ \gamma_2]^T$ 、 $\mathbf{u}_{VF} = [M_1 \ M_2]^T$ 、 $\mathbf{A}_{VF}$ は6行6列のシステム行列、 $\mathbf{B}_{VF}$ は6行2列の入力行列である。 β はトラクタ重心点横すべり角、 $\dot{\psi}$ はトラクタヨーレート、 $\gamma_{1(2)}$ はトラクタに対する第一(二)トレーラ相対ヨー角である。制御入力 u は支援を行う第一(二)トレーラヨーモーメント $M_{1(2)}$ である。

ベクトルフォロ法は連結点における速度ベクトルの方向と、トレーラの車体中心線とを一致させる制御⁵⁾である。連結点における横すべり角と連結点の前後の車両における相対ヨー角の差を以下に示す。

$$\beta_{h1} - \gamma_1 = \beta - \frac{d}{V} \dot{\psi} - \gamma_1 \quad (11)$$

$$\beta_{h2} - (\gamma_2 - \gamma_1) = \beta - \frac{d + f_1}{V} \dot{\psi} - \frac{f_1}{V} \dot{\gamma}_1 - \gamma_2 \quad (12)$$

ここで、 $\beta_{h1(2)}$ はトラクタ・第一(二)トレーラの連結点横すべり角である。この物理量を用いて、以下に示す評価関数が最小となるフィードバックゲイン K_{VF} を求める。

$$J = \int_0^\infty [q_{\beta 1} (\beta_{h1} - \gamma_1) + q_{\beta 2} \{\beta_{h2} - (\gamma_2 - \gamma_1)\} + r_1 M_1 + r_2 M_2] dt \quad (13)$$

ただし、 $q_{\beta 1}$ は $\beta_{h1} - \gamma_1$ に対する重みであり、 $q_{\beta 2}$ は $\beta_{h2} - (\gamma_2 - \gamma_1)$ に対する重みである。 $r_{1(2)}$ は第一(二)トレーラのヨーモーメントに対する重みである。状態量 $\mathbf{x}_{VF}$ を以下のようにフィードバックすることにより、ベクトルフォロ法の制御器からの制御入力である $\mathbf{M}_{VF}$ が求まる。

$$\mathbf{M}_{VF} = -\mathbf{K}_{VF} \mathbf{x}_{VF} \quad (14)$$

ただし、 $\mathbf{M}_{VF} = [M_1 \ M_2]^T$ であり、

$$\mathbf{K}_{VF} = \begin{bmatrix} K_{\beta 1} & K_{\dot{\psi} 1} & K_{\dot{\gamma}_1} & K_{\dot{\gamma}_2} & K_{\gamma_1} & K_{\gamma_2} \\ K_{\beta 2} & K_{\dot{\psi} 2} & K_{\dot{\gamma}_2} & K_{\dot{\gamma}_2} & K_{\gamma_2} & K_{\gamma_2} \end{bmatrix} \text{である。}$$

4 ドライバモデル

前章で設計したベクトルフォロ法の車線維持性能を評価するにあたり、ドライバの操縦も考慮して検討する必要がある。そこで本章では、ドライバの操縦を表現するモデルを定義し、そのドライバモデルを用いて、ベクトルフォロ法の評価を行う。本研究では、ドライバの操縦を考慮するモデルとして、前方注視点の横偏差に基づく操縦モデル⁶⁾を用いる。前方注視点と目標車線の横変差から前輪操舵角を算出し、ドライバが操作する際のむだ時間と一次遅れ系を考慮することで、ドライバ操舵角 δ_{DM} は以下のように表現できる。

$$\delta_{DM} = -K_{DM} (Y + l_{LP} \psi - Y^*) \frac{1}{1 + T_{DS} s} e^{-T_L s} \quad (15)$$

ただし、 K_{DM} は操舵ゲイン、 l_{LP} は前方注視距離、 Y^* は目標車線の横変位、 T_{DS} は一次遅れの時定数、 T_L はドライバ入力のむだ時間である。

操舵ゲインや前方注視距離を変えると、ドライバの応答が変化する。そこで、ドライバモデルの操舵ゲインと前方注視距離が最適なパラメータとなるように設定する。ダブルストレーラが80km/h(約22m/s)で走行中に、目標車線

の横変位 Y^* がステップ状に1m変化したときの、整定時間（トラクタ重心点横変位が目標車線の定常値の $\pm 5\%$ に達するまでの時間）が最小となるのは、 $K_{DM} = 0.014 \text{ rad/m}$, $l_{LP} = 35.6 \text{ m}$ （注視時間1.6sに相当）のときである。また、ドライバ入力のむだ時間と一次遅れの時定数は0.1sと設定した。

5 ベクトルフォロー法の車線維持性能の評価

3章で設計したベクトルフォロー法の制御系と、4章で仮定したドライバモデルを用いて、Fig.2に示すようなダブルストレートドライバ系のクローズドループを作成し、シミュレーションを行うことで、ベクトルフォロー法の車線維持性能を評価する。

シミュレーション条件は、(1)～(8)式の運動方程式で表現したダブルストレートが80km/h（約22m/s）で走行中に、シミュレーション開始1s後に1s間、トラクタ重心点に横力外乱が10kN入力されるものとし、目標車線の横変位 Y^* は0mとする。制御系の設計にあたっては、評価関数の重みを、それぞれ $q_{\beta 1} = q_{\beta 2} = 10^{16}$, $r_1 = r_2 = 1$ とした。

シミュレーション結果をFig.3に示す。支援があることで、 $\beta_{h1} - \gamma_1$ や $\beta_{h2} - (\gamma_2 - \gamma_1)$ が抑制されていることがわかる。しかし、トラクタ重心点横変位の応答をみると、目標車線の横変位への収束性が悪化しており、車線維持性能が低下していることがわかる。また、ドライバ操舵角が振動的になり、ドライバの操作量が増加していることがわかる。

6 車線維持支援システムの適用

前章ではベクトルフォロー法を用いることで、車線維持性能が低下し、ドライバの負担が増加していることを示した。本章では、車線維持性能の悪化を防止するために、多重連結車両に車線維持支援システムを併用することを検討する。

(1)～(8)式より、以下のような状態方程式を導出する。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \quad (16)$$

ただし、 $\mathbf{x} = [\dot{Y} \ \dot{\psi} \ \dot{\gamma}_1 \ \dot{\gamma}_2 \ Y \ \psi \ \gamma_1 \ \gamma_2]^T$, $\mathbf{A}$ は8行8列のシステム行列、 $\mathbf{B}$ は8行1列の入力行列、 u はトラクタヨーモーメント M である。

(16)式のシステムに関して、次に示す評価関数が最小となるようなフィードバックゲイン $\mathbf{K}_{LK}$ を求める。

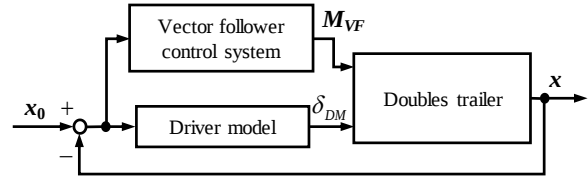


Fig.2 Block diagram of driver-vehicle with vector follower control system

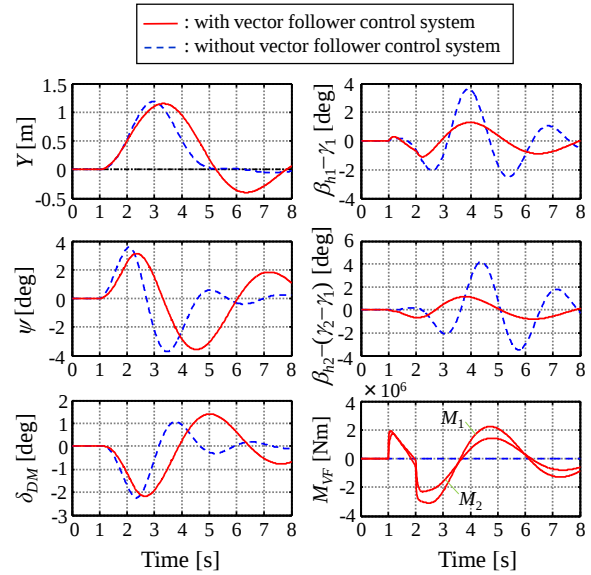


Fig.3 Time history of vector follower control system

$$J = \int_0^\infty (q_Y Y^2(t) + r M^2(t)) dt \quad (17)$$

ただし、 q_Y はトラクタ重心点横変位に対する重みであり、 r はトラクタヨーモーメントに対する重みである。そして、状態量 $\mathbf{x}$ を以下のようにフィードバックすることによって、車線維持支援システムの制御入力であるトラクタヨーモーメント M が求まる。

$$M = -\mathbf{K}_{LK}(\mathbf{x} - \mathbf{x}_0) \quad (18)$$

ただし、 $\mathbf{K}_{LK} = [K_Y \ K_\psi \ K_{\gamma_1} \ K_{\gamma_2} \ K_Y \ K_\psi \ K_{\gamma_1} \ K_{\gamma_2}]$ であり、 $\mathbf{x}_0 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ Y^* \ 0 \ 0 \ 0]^T$ である。ここで、 Y^* は目標車線の横変位である。

(16)式のシステムに(18)式で示した車線維持支援システムと、(14)式で表したベクトルフォロー法の制御器を適用する。Fig.4に車線維持支援システムを含めた閉ループ系のブロック線図を示す。ダブルストレートにはドライバの操舵角と、車線維持支援システムの制御入力である M とベクトルフォロー法の制御器からの制御入力である M_{VF} が入力される。

ここで、車線維持支援システムも併用した際のシミュレーションを行う。シミュレーション

条件は、(1)～(8)式の運動方程式で表現したダブルストレーラが80km/h（約22m/s）で走行中に、シミュレーション開始1s後に1s間、トラクタ重心点に横力外乱が10kN入力されるものとし、目標車線の横変位 Y^* は0mとする。制御系の設計にあたっては、評価関数の重みを、それぞれ $q_Y=10^9$ 、 $q_{\beta 1}=q_{\beta 2}=10^{16}$ 、 $r=r_1=r_2=1$ とした。

Fig.5にシミュレーション結果を示す。実線が車線維持支援システムとベクトルフォロワ法を適用したときの応答であり、破線がドライバモデルのみで行ったときの応答である。トラクタ重心点横変位の応答より、車線維持支援システムも適用することで、トラクタ重心点横変位の最大値を抑えられるとともに、目標車線の横変位に収束する時間も早くなることがわかる。このことから、車線維持性能が向上しているといえる。また、 $\beta_{h1}-\gamma_1$ や $\beta_{h2}-(\gamma_2-\gamma_1)$ についても、最大値を抑え、ダンピングも向上している。ドライバ操舵角に関しては、操作量が減少し、負担が軽減できている。

7 結 論

本研究では、多重連結車両にベクトルフォロワ法を適用し、ドライバモデルを用いたシミュレーションにより車線維持性能を検討した。また、車線維持支援システムを併用した場合の効果についても検証した結果、以下の結論を得た。

ベクトルフォロワ法を適用することで、トレーラの安定化に繋がるが、車線維持性能は低下し、ドライバの操舵量は増加した。車線維持支援システムを併用した結果、車線維持性能を向上し、トレーラの安定性を向上させるとともに、ドライバの負担を軽減できた。

「参考文献」

- 1) 全日本トラック協会，日本のトラック輸送産業－現状と課題－2016，http://www.jta.or.jp/coho/yuso_genjyo/yuso.html，（参照日 2016年10月17日）
- 2) 青木啓二，森田康裕，自動運転・隊列走行システムの開発概要（第1報），自動車研究，Vol 31，No. 10，2009，p.500-504.
- 3) 青木章，多重連結車の安定性について，自動車技術，Vol 29，No. 10，1975，p.945-956.
- 4) 大屋勝敬，荒木嘉昭，連結車両のロバスト操縦安定化制御，日本機械学会論文集C編，Vol. 72，No.715（2006）p. 120-127.

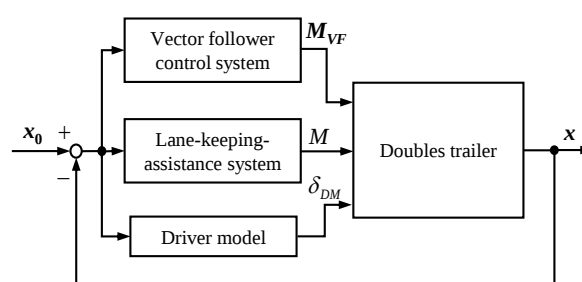


Fig.4 Block diagram of driver-vehicle control system

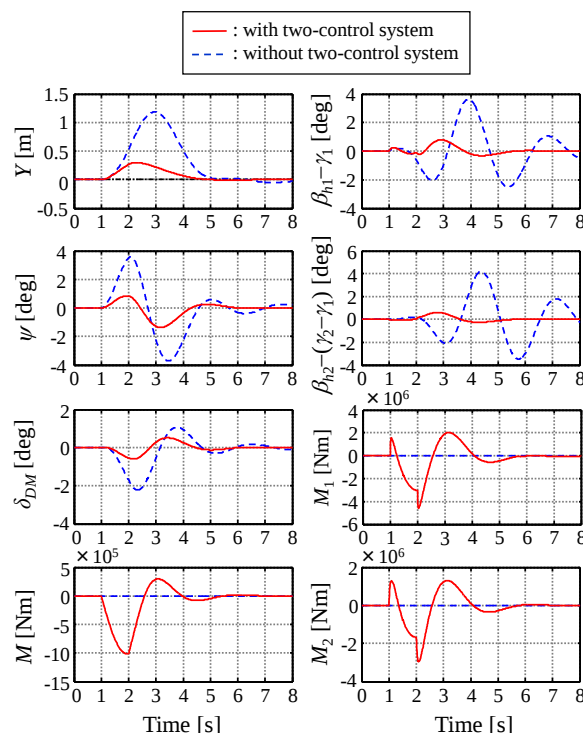


Fig.5 Time history of driver-vehicle control system

- 5) 鈴木桂輔，近森順，清水裕，川沢祥三，模型車両によるセミトレーラ牽引時の安定性解析－トレーラ輪を操舵した場合の安定性解析－，自動車技術会論文集，Vol. 27，No.2（1994）p. 113-118.6）近森順，清水裕，川沢祥三，多重連結車の全輪操舵制御による安定性向上，自動車技術会論文集，Vol. 28，No.2（1996）p. 115-120.
- 7) 青木章，丸茂喜高，景山一郎，多重連結車両の方向安定性と操縦性に関する基本特性，日本機械学会論文集C編，Vol. 75，No.760（2009）p. 3152-3159.
- 8) 安部正人，「自動車の運動と制御」東京電機大学出版局（2009）p. 226-229.