

多重連結車両の安定化が車線維持性能へ及ぼす影響

日大生産工(院) ○横田 武 日大生産工 丸茂 喜高
日大生産工 青木 章

1 緒言

近年、トラック業界ではドライバ不足と高齢化という問題が深刻化しており、若い就労者も減少¹⁾していることから、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。そのような問題に対し、大型車を自動運転で隊列走行させることにより、対策が行われている。しかし、高速道路での隊列走行時において、一般車が隊列走行する車両の間に割り込んだ際の対策など、課題が挙げられている。

もう一つの対策として、ダブル連結トラックによる実験がある。これは、一台で大型トラック二台分の輸送が可能なダブル連結トラックの導入により、省人化を図るものである²⁾。さらに、特車許可基準の車両長の緩和が検討されており、規制が緩和されることで、多重連結車両を用いられることが想定される。

多重連結車両は一度に大量輸送ができるため、ドライバ不足の対策が期待できる。しかし、連結数が増えると安定性が低下する³⁾といった特徴があり、万一事故を引き起こすと甚大な被害が生じることから、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、ベクトルフォロ⁴⁾法が提案され、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⁵⁾。このように、安定化に関する研究は盛んに行われているが、実際に事故を防止するためには、車両の安定化のみでなく、横運動で考えると、車線から逸脱しないことも要求される。そのため、安定制御が車線維持性能に及ぼす影響を検討することが重要である。

そこで本研究では、多重連結車両の一つであるダブルストレラに安定制御を適用し、ドライバモデルを用いたシミュレーションにより、安定制御が車線維持性能に及ぼす影響の検討を行う。さらに、ドライバの操縦における認知・判断・操作の過程において、何かしらのエラーにより車線から逸脱しそうになった際に、自動的に車線中央に復帰する車線維持支援システム⁶⁾を併用し、安定制御との協調性についても検討を行う。

2 ベクトルフォロ法の制御系設計

2. 1 車両モデルと運動方程式

本研究で用いるダブルストレラの運動モデルは、

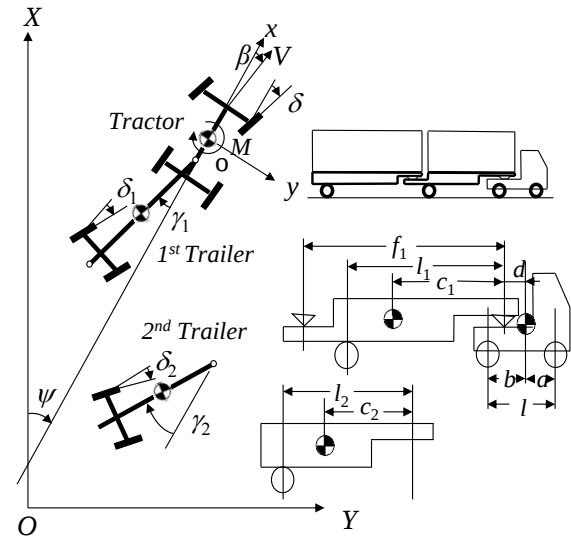


Fig.1 Linear vehicle model⁷⁾

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, Y方向の力とモーメントのつり合い式およびヨー方向の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求まる。

・トラクタの横方向の運動方程式

$$(m + m_1 + m_2)\ddot{Y} - \{m_1(d + c_1) + m_2(d + f_1 + c_2)\}\ddot{\psi} - (m_1c_1 + m_2f_1)\ddot{\gamma}_1 - m_2c_2\ddot{\gamma}_2 = F_f + F_r + F_1 + F_2 \quad (1)$$

・トラクタのヨー方向の運動方程式

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

・第一トレーラのヨー方向の運動方程式

$$-(m_1c_1 + m_2f_1)\ddot{Y} + \{I_1 + m_1c_1(d + c_1) + m_2(d + f_1 + c_2)f_1\}\ddot{\psi} + (I_1 + m_1c_1^2 + m_2f_1^2)\ddot{\gamma}_1 + m_2c_2f_1\ddot{\gamma}_2 = -l_1F_1 - f_1F_2 \quad (3)$$

・第二トレーラのヨー方向の運動方程式

$$-m_2c_2\ddot{Y} + \{I_2 + m_2c_2(d + f_1 + c_2)\}\ddot{\psi} + m_2c_2f_1\ddot{\gamma}_1 + (I_2 + m_2c_2^2)\ddot{\gamma}_2 = -l_2F_2 \quad (4)$$

Effects of Stabilization for Multi-Articulated Vehicles on Lane-Keeping Performance

Takeru YOKOTA, Yoshitaka MARUMO and Akira AOKI

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。

2. 2 制御系設計

本検討ではベクトルフォロー法を適用するにあたり、移動座標系で検討を行う。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。

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

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、 $\mathbf{x}_{VF} = [\beta \ \dot{\psi} \ \dot{\gamma}_1 \ \dot{\gamma}_2 \ \gamma_1 \ \gamma_2]^T$ 、 $\mathbf{u}_{VF} = [\delta_1 \ \delta_2]^T$ 、 $\mathbf{A}_{VF}$ 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、 $\dot{\psi}$ はトラクタヨーレイト、 $\gamma_{1(2)}$ はトラクタに対する第一(二)トレーラ相対ヨー角である。また、制御入力 $\mathbf{u}_{VF}$ は第一(二)トレーラ輪操舵角 $\delta_{1(2)}$ である。

Fig.2に、連結点における速度ベクトルと、連結点の前後の車両における相対ヨー角を示す。 β_{h1} はトラクタ・第一トレーラの連結点横すべり角であり、 β_{h2} は第一・第二トレーラの連結点横すべり角である。これらを用いて、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 $\theta_{1(2)}$ (以下、第一(二)連結点角度差という)を表すと以下のようになる。

$$\theta_1 = \beta_{h1} - \gamma_1 = \beta - \frac{d}{V}\dot{\psi} - \gamma_1 \quad (11)$$

$$\theta_2 = \beta_{h2} - (\gamma_2 - \gamma_1) = \beta - \frac{d + f_1}{V}\dot{\psi} - \frac{f_1}{V}\dot{\gamma}_1 - \gamma_2 \quad (12)$$

ベクトルフォロー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を一致させる制御⁴⁾である。すなわち、 θ_1 と θ_2 を抑制すればよい。

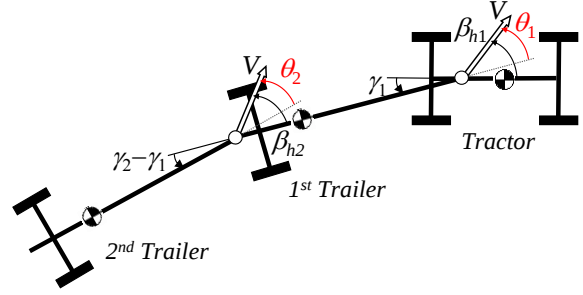


Fig.2 Difference angles of articulation points

このようなベクトルフォロー法の条件を達成するために、最適制御をベースとした状態フィードバック制御を用いる。まず、次に示す評価関数が最小となるフィードバックゲイン $\mathbf{K}_{VF}$ を求める。

$$J = \int_0^\infty (q_1\theta_1^2(t) + q_2\theta_2^2(t) + r_1\delta_1^2(t) + r_2\delta_2^2(t))dt \quad (13)$$

ただし、 $q_{1(2)}$ は第一(二)連結点角度差に対する重みであり、 $r_{1(2)}$ は第一(二)トレーラ輪操舵角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、ベクトルフォロー法の制御器からの制御入力である δ_{VF} が求まる。

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

ただし、 $\delta_{VF} = [\delta_1 \ \delta_2]^T$ であり、 $\mathbf{K}_{VF}$ は2行6列のフィードバックゲインである。

2. 3 ドライバモデル

前節で設計したベクトルフォロー法の車線維持性能へ及ぼす影響を検討するには、ドライバの操縦も考慮して評価を行う必要がある。そこで本節では、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、ベクトルフォロー法の評価を行う。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⁸⁾を用いる。前方注視点と目標車線の横偏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_{DL} 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。

2. 4 ベクトルフォロー法の制御効果

2.2節で設計した制御系と、前節で設計したドライバモデルを用いて、Fig.3に示すようなダブルストレーラー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へ及ぼす影響を検証する。

シミュレーション条件は、式(1)～(8)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後に目標車線の横変位 Y^* がステップ状に1m変化するものとした。制御系の設計にあたっては、評価関数の重みを、そ

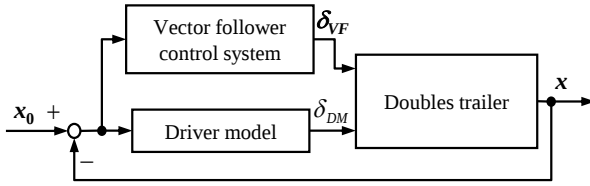


Fig.3 Block diagram of driver-vehicle with vector follower control system

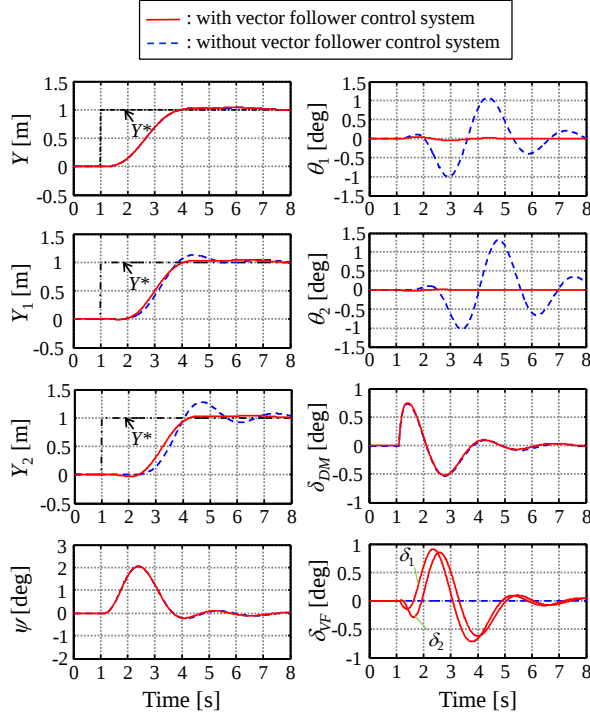


Fig. 4 Time history of vector follower control system

それぞれ $q_1 = q_2 = 10^2$, $r_1 = r_2 = 1$ とした. また, ドライバモデルのパラメータは, 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) が最小となるパラメータとし, $K_{DM} = 0.014 \text{ rad/m}$, $l_p = 35.6 \text{ m}$, $T_L = 0.1 \text{ s}$, $T_D = 0.1 \text{ s}$ とした⁹⁾.

シミュレーション結果を Fig.4 に示す. 実線が安定制御を適用した制御系であり, 破線がドライバモデルのみの応答である. 安定制御があることで, 第一連結点角度差 θ_1 と第二連結点角度差 θ_2 が抑制されていることがわかる. 各トレーラの重心点横変位 Y_1 , Y_2 では, 目標横変位変化時のオーバーシュート量が減少し, ダンピングが向上している. このことから, 安定制御がない場合には, 後続のトレーラほど横変位が増加するのに対して, 安定制御があることで横変位の増加を抑えられていることがわかる.

一方, ドライバ操舵角 δ_{DM} とトラクタ重心点横変位 Y に着目すると, 安定制御はトレーラの安定性を向上させる制御であるために, ドライバの応答とトラクタの目標車線への追従性は変化しないことがわかる.

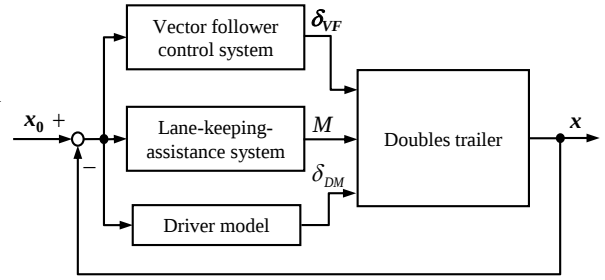


Fig.5 Block diagram of driver-vehicle control system

3 車線維持支援システムの併用

前節では, 多重連結車両にベクトルフォロワ法を適用することで, トレーラの安定性が向上し, それらの横変位を抑制するものの, トラクタ自体の目標車線への追従性は変化しないことを示した. そのため, ドライバのエラーにより車線から逸脱しそうな場合には, 自動的に車線中央に復帰できるようなシステムが必要である. よって本章では, トラクタのヨーモーメント制御による車線維持支援システム⁹⁾を併用し, 安定制御との協調性について検討する.

式(1)~(8)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.

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

ここで, 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, $\mathbf{K}_{LK}$ は 1 行 8 列のフィードバックゲイン, $\mathbf{x}_0 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ Y^* \ 0 \ 0 \ 0]^T$ であり, Y^* は目標車線の横変位である. Fig.5 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. ダブルストレーラにはドライバの操舵角 δ_{DM} , ベクトルフォロワ法の制御器からの制御入力である δ_{VF} , 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 が入力される.

ここで, 車線維持支援システムを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式(1)~(8)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 とした. また, 車線維持支援システムの制御系の設計にあたっては, 評価関数の重みを $q_Y = 10^9$, $r = 1$ とした.

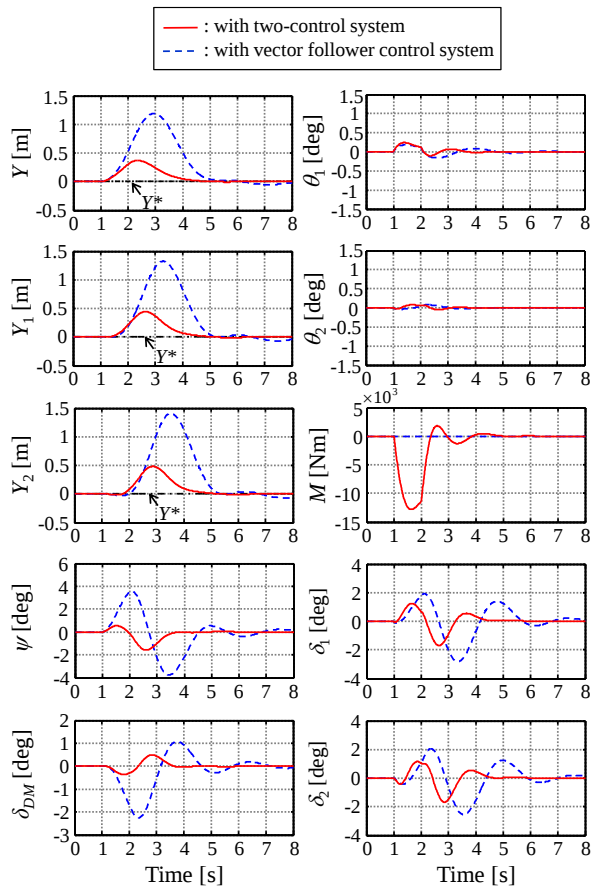


Fig.6 Time history of driver-vehicle control system

シミュレーション結果をFig.6に示す。実線が車線維持支援システムを併用したものであり、破線が安定制御のみを適用したものである。トラクタ重心点横変位 Y に着目すると、車線維持支援システムを用いることで、 Y の最大値を抑制するとともに、目標車線への収束が早くなっている。また、第一および第二連結点角度差 θ_1 、 θ_2 と、各トレーラ重心点横変位 Y_1 、 Y_2 では、 θ_1 および θ_2 を保持しつつ、 Y_1 と Y_2 も減少しているため、トレーラの安定性を保ちつつ、トレーラの重心点横変位も抑制できていることがわかる。ドライバ操舵角 δ_{DM} に関しては、最大値が減少し、収束が早くなっているため、ドライバの負担が軽減できていることが確認できる。

4 結 論

本研究では、多重連結車両に安定化制御を適用し、ドライバモデルを用いたシミュレーションにより安定化制御が車線維持性能に及ぼす影響を検討し、以下の結論を得た。

- 1) ベクトルフォロー法を適用することで、トレーラの安定性を向上し、後続のトレーラほど横変位が抑制できるものの、トラクタの目標車線への追従性は変化しないことがわかった。
- 2) 車線維持支援システムと安定制御を併用した結果、トラクタの車線維持性能を向上させると

ともに、トレーラの安定性を保持しつつ、重心点横変位も抑えられていることを確認した。さらに、ドライバ操舵角を抑制し、ドライバの負担を軽減することができた。

「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 2017年10月14日）
- 2) 国土交通省，ダブル連結トラック実験の開始について，http://www.mlit.go.jp/report/press/road01_hh_000773.html，（参照日：2017年10月14日）
- 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) 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.
- 5) 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.
- 6) 横田武，丸茂喜高，青木章，多重連結車両の車線維持支援システムの検討－DYCを用いたシステム設計とドライバモデルによる評価－，自動車技術会論文集，Vol.48，No.3(2017)p. 725-730.
- 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.