研究論文

大型商用車用油圧パワーステアリングのモデリングに関する研究*

高 炳 釗**, 眞 田 一 志***, 降 幡 健 一****

A Study on Modeling Hydraulic-Power-Steering for Heavy Duty Vehicles

Bingzhao GAO, Kazushi SANADA, Kenichi FURIHATA

Hydraulic power steering systems, which can provide a large steering assist force, are widely used for heavy-duty commercial vehicles. For the research of a stability control system for commercial vehicles, a combined simulation model for the vehicle, including IPS (Integral Power Steering) system and vehicle body, was constructed. Then linearization and order-reduction of the simulation model were performed for model based controller design. Compared with experimental results, it was found that the established simulation model can adequately represent the dynamic behavior of the vehicle. The linear low-order model was also verified by comparison of eigenvalues and frequency domain responses. Finally, a yaw rate control system was designed based on the linear models and tested on the combined simulation model, which shows the validity of the simulation model and linearized low-order model.

Key words : Hydraulic power steering, Transportation equipment, Heavy duty vehicle, Modeling

1. 緒 言

大型商用車はさまざまな用途で用いられているが、近年快適性と操縦安定性が強く求められており、制御性、安定性、安全性に関する研究¹⁾が盛んに行われている。操舵力をアシストする装置として油圧式および電気式のパワーステアリングがあるが、大型商用車では出力の大きな油圧式パワーステアリングが用いられている。本研究は、大型商用車のハンドル操作を含めた車両の操縦安定性の改良を目的としており、本論文では特に油圧式パワーステアリングモデルの構築とその制御系設計への適用手法について検討した。油圧式パワーステアリングとして大型商用車に多く用いられている、インテグラル型パワーステアリング (IPS)²⁾を対象とした。

油圧式パワーステアリングに関する研究は従来から盛んに行われており、たとえば小嶋ら³⁾は油圧式パワーステアリングシステムに発生する自励振動現象を理論および実験により解析し、その発生メカニズムとパラメータが安

定性に及ぼす影響を把握するシミュレーション技術を明らかにした。一方、Pfefferら⁴⁾は、油圧式パワーステアリングにおけるハンドトルクの推定を目的として、摩擦特性を考慮したモデリングに関する研究を行っている。また、Baharomら⁵⁾は、乗用車がコーナリングする際の運動性能の検討を目的として、油圧式パワーステアリングと車両運動のモデルを統合したモデルについて検討した。

乗用車の操舵制御の研究例として、近年、人間-自動車系の制御性、安定性、安全性を改善するために、左右制動力配分とアクティブフロントステアリングシステムにより制御するシステムが検討されている^{6),7)}。それらのシステムはドライバーの希望の挙動を計算する一方、予定のコースから外れる傾向をも検知する。ドリフトアウトやスピンなど危険な事態を回避することにより、車両の安定性を確保する。ヨーレート制御はその方法の一種である^{8),9)}。

これらの研究成果から貴重な知見が得られているが、本論文の目的である油圧式パワーステアリングを搭載した大型商用車におけるモデル構築と制御系設計への適用手法に関する研究は見あたらない。油圧パワーステアリングは大型商用車において現在広く用いられており、油圧パワーステアリングの特性を考慮したモデリングおよび操舵制御系設計の手法を理論的に確立することは、油圧パワーステアリングが今後も広く利用されていく上で非常に重要なことと考える。そこで本研究では、はじめにIPSと車両運動の統合モデルを導出し、次にこれを代表的な操舵制御であるヨーレート制御系の設計に用いる手法について検討した。特に、ドライバーと車両との相互作用デバ

*平成19年6月29日 原稿受付

**横浜国立大学大学院工学府

(所在地 〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)
吉林大学汽車工程学院

***横浜国立大学大学院工学研究院

(所在地 〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)
(E-mail: ksanada@ynu.ac.jp)

****株式会社 いすゞ中央研究所車両研究第二部

(所在地 〒252-0806 神奈川県藤沢市土棚8)

イスとして使用されている油圧式反力発生機構を組み込んだ操舵系について検討した。

第2章では、IPSのモデリングと車両運動モデル、および統合モデルを導出する。第3章では、統合モデルから制御系設計用の状態方程式モデルを導出する。第4章では、ヨーレート制御系設計への適用手法について検討し、その効果をシミュレーションにより検証する。第5章で本研究の成果をまとめる。

主 記 号

a_{rv}	: 反力制御弁パラメータ
A	: ロータリバルブ開口面積
A_p	: ボールナット有効受圧面積
c	: 流量係数
C_c	: セクタシャフトの等価粘性抵抗係数
C_h	: ハンドルシャフト回りの等価粘性抵抗係数
C_{ws}	: IPSを車両に装着した状態でのウォームシャフト回りの等価粘性抵抗係数
C_{wf}	: IPS単体の状態でのウォームシャフト回りの等価粘性抵抗係数
d_f	: 車両トレッド
g_{m2}	: バルブ流量特性線形近似パラメータ
i	: 反力制御弁駆動電流
I_h	: ハンドルシャフト回りの慣性モーメント
I_{ws}	: IPSを車両に装着した状態でのウォームシャフト回りの等価慣性モーメント
I_{wf}	: IPS単体の状態でのウォームシャフト回りの等価慣性モーメント
I_z	: 車両Z軸回りの慣性モーメント
K	: 作動油の体積弾性係数
K_c	: セクタシャフトの等価ばね定数
K_{ct}	: ウォームシャフト回りの等価負荷ばね定数
K_f, K_r	: 前後輪のコナリングパワー
K_{rv}	: 反力制御弁比例係数
K_s	: 左右輪すべり率の差と制動力の比例係数
K_t	: トーションバーのばね定数
l_f, l_r	: 車両重心点と前後車軸間の距離
m	: 車両質量
n	: ウォームシャフトから車輪までの伝達比
p_a, p_b	: シリンダ室の圧力
p_l	: シリンダ負荷圧力
p_{re}	: 反力室圧力
p_s	: 供給圧力
p_t	: タンク圧力
Q_1	: シリンダ室aからタンクへの流量
Q_2	: 高圧配管からシリンダ室aへの流量
Q_3	: 高圧配管からシリンダ室bへの流量

Q_4	: シリンダ室bからタンクへの流量
Q_l	: 負荷流量
Q_s	: ポンプ流量
r_{p2}	: バルブ流量特性線形近似パラメータ
ΔS	: 車両左右輪すべり率の差
T_c	: セクタシャフトトルク
T_h	: ドライバーハンドルトルク
T'_h	: ドライバーハンドルトルクの実験結果の無次元量
T_{re}	: 反力トルク
T_s	: セルフアライニングトルク
V	: 車両速度
V_a, V_b	: シリンダ室の体積
V_{pipe}	: 高圧配管体積
x_p	: ボールナット変位
β	: 車両横滑り角
γ	: 車両ヨーレート
γ'	: 車両ヨーレートの実験結果の無次元量
δ_f	: 前輪実舵角
θ_h	: ハンドル角度
θ_{sp}	: トーションバーのねじれ角度
θ_w	: ウォームシャフト角度
ρ	: 作動油密度
ξ	: ニューマティックトレールとキャストトレールの和

2. 統合モデルの導出

2.1 油圧式パワーステアリング

IPS型パワーステアリングの構成をFig. 1に示す²⁾。図に示すように、システムは、パワーステアリングギア、ロータリバルブ、オイルポンプ、オイルタンク、配管などを主要部品として構成されている。ハンドルはロータリバルブのスプールにつながり、スプールとスリーブの間にトー

Fig. 1 Schematic diagram of IPS

ションバーが設けられている。ハンドルトルク T_h が作用すると、トーションバーのねじれ角度 θ_{sp} が増加し、高压配管とシリンダ室aの間の絞りの開口面積およびシリンダ室bとタンクとの間の絞りの開口面積が増加し、シリンダ室aとbの差圧が大きくなる。差圧によって生じる力はボールナットを介してセクタシャフトに伝わり、操舵力をアシストする。さらに、本論文では、ハンドルに反力トルクを発生させるために、ロータリバルブのスプール部に従来から用いられている反力トルク機構を追加している。はじめに、これらのモデリングについて述べる^{(10), (11), (12)}。

(a) ポンプ

ポンプ吐出流量は Q_s とする。

(b) 高压配管

高压配管内の作動油の圧縮性をモデル化する。この場合、ポンプ吐出圧力とコントロールバルブ供給圧力は等しくなり、高压配管の流量収支により圧力が時間変化する。すなわち、次式となる。

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{K}{V_{pipe}} (Q_s - Q_2 - Q_3) \quad (1)$$

(c) コントロールバルブ

コントロールバルブはロータリ形であり、正味のねじれ角度 θ_{sp} は次式のようになる。

$$\theta_{sp} = \theta_h - \theta_w \quad (2)$$

コントロールバルブは、4ポート3位置オープンセンタ型バルブを円周状に三つ設けた絞りによるブリッジ回路であり、それぞれの絞りの開口面積はねじれ角度 θ_{sp} の関数として変化する。4つの絞りの流量は、それぞれ以下の式で表される。

$$Q_1 = cA(\theta_{sp}) \sqrt{\frac{2|p_a - p_t|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_a - p_t) \quad (3)$$

$$Q_2 = cA(-\theta_{sp}) \sqrt{\frac{2|p_s - p_a|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_s - p_a) \quad (4)$$

$$Q_3 = cA(\theta_{sp}) \sqrt{\frac{2|p_s - p_b|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_s - p_b) \quad (5)$$

$$Q_4 = cA(-\theta_{sp}) \sqrt{\frac{2|p_b - p_t|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_b - p_t) \quad (6)$$

(d) 反力室と反力制御弁

油圧式反力機構はFig. 1に示すように、ロータリバルブ部に設置される。スプール部に加えるピストンの推力から、戻りトルクが得られる。反力トルク微小変動 ΔT_{re} は反力室圧力微小変動 Δp_{re} に比例すると仮定する。

$$\Delta T_{re} = K_{re} \Delta p_{re} \quad (7)$$

反力トルク機構は一般に復帰トルクを発生するものであり、ピストンが左右斜面のどちらに着くかはトーション

Fig. 2 Parameters variation of reaction torque control valve

バーのねじれ角度 θ_{sp} により定まる。すなわち、比例係数 K_{re} の符号は以下の式で表される。

$$K_{re} \begin{cases} \geq 0 & \theta_{sp} \geq 0 \\ < 0 & \theta_{sp} < 0 \end{cases} \quad (8)$$

また、反力室圧力は反力室につながる反力制御弁で制御される。反力室圧力 Δp_{re} の駆動電流 Δi に対する動特性を1次遅れで近似し、実験データをもとに同定した。

$$\frac{d}{dt} \Delta p_{re} = -a_{rv} \Delta p_{re} + K_{rv} a_{rv} \Delta i \quad (9)$$

実機応答を局所的に近似するために、パラメータ a_{rv} と K_{rv} は固定せず、ルックアップテーブルによって供給圧力 p_s と入力電流 i によって値をとるようにした。ルックアップテーブルのデータをFig. 2に表す。 K_{rv} は絶対値として表し、 a_{rv} は出力圧力 p_{re} が増加する場合 (Fig. 2 (b1)) と減少する場合 (Fig. 2 (b2)) によって場合分けした。

(e) シリンダ室内の作動油の圧縮性

シリンダ室内の作動油の圧縮性を考慮すると次式が成り立つ。

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{K}{V_{a0} + A_p x_p} \left(Q_a - A_p \frac{dx_p}{dt} \right) \quad (10)$$

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{K}{V_{b0} - A_p x_p} \left(A_p \frac{dx_p}{dt} - Q_b \right) \quad (11)$$

(f) 伝達部の回転の運動方程式

ハンドルからセクタシャフトまでの伝達部の回転の運動方程式は以下の二つの式で表される。

$$I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} = T_h - K_t \theta_{sp} - C_h \frac{d \theta_h}{dt} - T_{re} \quad (12)$$

$$I_{wt} \frac{d^2 \theta_w}{dt^2} = K_t \theta_{sp} - C_{wt} \frac{d \theta_w}{dt} - K_{ct} \theta_w + A_{pl} (p_a - p_b) + T_{re} \quad (13)$$

車両モデルと統合する前に、IPS単体の特性をシミュレーションで検討する。シミュレーションに用いた主な諸元をTable 1に示す。セクタシャフトの等価ばね定数 K_c は、IPSの出力に関する主要なパラメータである。実機では、

Fig. 3 Step responses of IPS

Fig. 4 Simulation results of IPS (the frequency of T_h : 1 Hz, amplitude : ± 5 Nm)

Fig. 5 Angle amplitude response to handle torque of different frequencies (amplitude : ± 5 Nm)

Table 1 Main parameters for IPS simulation

K	0.8 GPa
K_c	3000 Nm/rad
Q_s	18 L/min
ρ	860 kg/m ³

セクタシャフトからタイヤまでの機構部およびタイヤ特性を含めた剛性が関与するが、ここではIPS単体のシミュレーションを行うことが目的であり、それらの剛性を等価的に表すパラメータとして K_c を用いた。

ハンドルトルク T_h を時刻0sで0から3 Nmにステップ状に変化させた場合の結果をFig. 3に示す。ハンドルトルクに対して、ハンドル角度 θ_h とウォームシャフト角度 θ_w 、シリンダの負荷圧 p_i の応答を示す。ハンドルトルク T_h のステップ変化に対して、ハンドル角度 θ_h 及び負荷圧 p_i が増加する。これらのステップ応答を1次遅れとみなせば、その時定数は、約1.5sであることがわかる。

ハンドルトルク T_h が周期的に変動する場合の応答を求めた。操舵力が周波数1 Hzの場合の計算結果をFig. 4に示す。IPS単体の周波数応答として、異なる周波数のハンドルトルクを加えたときの操舵角度の振幅をFig. 5に示す。周波数の増加とともに、角度振幅は大幅に減衰することがわかる。

2.2 車両運動モデル

一定速度で走行している車両の水平面内の運動を考える。Fig. 6に示すように、車両の車輪幅を無視し、左右輪

Fig. 6 Two-wheel vehicle model

が車両の前後軸と車軸との交点にそれぞれ集中している車両の運動を考える．このように，車体に固定された座標系における車両の運動方程式は，剛体運動である重心点の横滑りの運動方程式（式14）と車体の重心点回りの回転の運動方程式（式15）でその運動が表され，これは車両の2輪モデル^{14), 15)}と呼ばれている．

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{1}{mV}(K_f + K_r)\beta - \left\{1 + \frac{1}{mV^2}(l_f K_f - l_r K_r)\right\}\gamma + \frac{K_f}{mV}\delta_f \quad (14)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = -\frac{1}{I_z}(l_f K_f - l_r K_r)\beta - \frac{1}{I_z V}(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)\gamma + \frac{l_f K_f}{I_z}\delta_f + \frac{d_f K_s}{2I_z}\Delta S \quad (15)$$

ただし，式15の右辺第4項で，左右のタイヤの滑り率の差 ΔS による旋回モーメントの影響を加えている．

車両のモデルは前輪からハンドルまで伝わるセルフアラインメントトルク T_s を通して，IPS部分と相互に関連づけられる．すなわち，式13の中のウォームシャフト回りの等価慣性モーメント I_w と粘性抵抗係数 C_w を，IPSが車両に装着された場合の等価慣性モーメント I_{ws} と粘性抵抗係数 C_{ws} に変え，負荷トルクをセルフアラインメントトルク T_s に変更する．さらに，式14，式15の δ_f は $(1/n)\theta_n$ に等しいので，式13～15は次の式になる．

$$I_{ws} \frac{d^2\theta_w}{dt^2} = K_t \theta_{sp} - C_{ws} \frac{d\theta_w}{dt} + \frac{1}{n} T_s + A_{pl}(p_a - p_b) + T_{re} \quad (16)$$

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{1}{mV}(K_f + K_r)\beta - \left\{1 + \frac{1}{mV^2}(l_f K_f - l_r K_r)\right\}\gamma + \frac{K_f}{nmV}\theta_w \quad (17)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = -\frac{1}{I_z}(l_f K_f - l_r K_r)\beta - \frac{1}{I_z V}(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)\gamma + \frac{l_f K_f}{nI_z}\theta_w + \frac{d_f K_s}{2I_z}\Delta S \quad (18)$$

ただし，

$$T_s = \xi K_f \beta_f = \xi K_f (\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_f) \quad (19)$$

本論文で対象とする大型商用車の諸元をTable 2に示す．

Table 2 Main parameters of vehicle

d_f	2.0 m
I_z	$2 \times 10^5 \text{ kgm}^2$
K_f	250000 N/rad
K_r	460000 N/rad
l_f	4.0 m
l_r	2.5 m
m	22000 kg

Fig. 7 Comparison of yaw rate when handle angle step to 90 deg

Fig. 8 Comparison of yaw rate when handle angle step to 120 deg

2.3 統合モデルの検証

IPSモデルと車両モデルを組み合わせることによって統合モデルが構築される．本研究では操舵反力を制御入力として扱うので，ハンドルトルクを操舵入力としたシステムの応答について，実験結果と統合モデルのシミュレーション結果を比較し，統合モデルの有効性について検討する．

車速は40km/hを保持するものとし，ハンドル角を0degから90degまたは120degまで0.5s程度でテストドライバが操舵する実験を行った．その結果，定常状態のハンドルトルクは3Nmと3.3Nmだけ変化した．ハンドルトルク T_h' と車両ヨーレート γ' の結果をFig. 7とFig. 8に実線で示す．これらの結果を表示する際にはハンドル角 θ_h が90degの場合の結果を基準の1としている．シミュレーションでは，ハンドルトルク T_h' の実験結果をローパスフィルタ（カットオフ周波数：50Hz）に通した結果を入力とした．フィルタを経たハンドルトルク T_h' とヨーレート γ' のシミュレーション結果を破線で表す．ヨーレートのシミュレーション結果と実験結果がよく一致することから，本統合モデルの有効性が示された．

3. 運動制御系設計用モデルの構築

3.1 線形近似モデルの導出

ここまでは、実機特性をよく再現するために、ロータリバルブの非線形流量特性と反力制御弁パラメータの変動などを考慮し、IPSを車両と統合した非線形シミュレーションモデルを構築した。線形制御理論を適用するために、ここでは非線形モデルの線形化を行う。

ロータリバルブの負荷流量の微小変動 ΔQ_l は、ねじれ角度の微小変動 $\Delta \theta_{sp}$ と負荷圧力の微小変動 Δp_l により次式のように線形近似される。

$$\Delta Q_l = g_{m2} \Delta \theta_{sp} - \frac{1}{r_{p2}} \Delta p_l \quad (20)$$

パワーシリンダの負荷圧力は、シリンダ室の作動油の圧縮性から次式によって求められる。

$$\frac{d \Delta p_l}{dt} = K_v \left(\Delta Q_l - A_{pt} \frac{d \Delta \theta_w}{dt} \right) \quad (21)$$

また、反力制御弁のパラメータである K_{rv} と a_{rv} は、比較的使用頻度が高いと考えられる動作領域を設定し、その領域における同定結果を用いた。 K_{rv} は、供給圧力 p_s が 2～3 MPa の領域における同定結果である値 -5 MPa/A とした。 a_{rv} は、電流が 0 から最大電流値の 1/2 である 0.22 A にステップ状に増加する場合の応答から同定された値である 40 rad/s に設定した。

以上の基礎式から状態方程式が求まる。

$$\frac{d}{dt} x = Ax + Bu + ET_h \quad (22)$$

状態変数は次式で表される。

$$x = [\theta_h \dot{\theta}_h \theta_w \dot{\theta}_w p_l p_r \beta \gamma]^T \quad (23)$$

また、制御入力 u は反力制御弁駆動電流 Δi と左右輪のスリップ率の差 ΔS である。

$$u = [\Delta i \Delta S]^T \quad (24)$$

係数行列 A , B , E は、

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_l}{I_h} - \frac{C_h}{I_h} & -\frac{K_l}{I_h} & 0 & 0 & -\frac{K_{re}}{I_h} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_l}{I_{ws}} & 0 & a_{33} & -\frac{C_{ws}}{I_{ws}} & \frac{A_{pt}}{I_{ws}} & \frac{K_{re}}{I_{ws}} & \frac{\xi K_f}{n I_{ws}} & \frac{\xi K_f I_f}{n V I_{ws}} \\ K_v g_{m2} & 0 & -K_v g_{m2} & -K_v A_{pt} & -\frac{K_v}{r_{p2}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -a_{rv} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_f}{nmV} & 0 & 0 & 0 & a_{77} & a_{78} \\ 0 & 0 & \frac{I_f K_f}{n I_z} & 0 & 0 & 0 & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{rv} a_{rv} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{d_f K_s}{2 I_z} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (26)$$

$$E = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{I_h} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (27)$$

Table 3 Eigen values of vehicle models

Full model	Reduced order modelt (1)	Reduced order modelu (2)	Reduced order modelv (3)
-466+201i	-368+246i	-462	-0.330
-466-201i	-368-246i	-0.330	-5.48+6.25i
-10.4+106i	-0.211	-5.48+6.25i	-5.48-6.25i
-10.4-106i	-5.49+6.28i	-5.48-6.25i	
-0.208	-5.49-6.28i		
-5.47+6.30i			
-5.47-6.30i			
-40			

である。ただし、

$$a_{33} = -\frac{K_l + \xi K_f / n^2}{I_{ws}}, a_{77} = -\frac{K_f + K_r}{mV}, a_{87} = -\frac{I_f K_f - I_r K_r}{I_z}, \quad (28)$$

$$a_{78} = -\left\{ 1 + \frac{I_f K_f - I_r K_r}{mV^2} \right\}, a_{88} = -\frac{I_f^2 K_f + I_r^2 K_r}{I_z V}$$

3.2 モデルの低次元化

前述の線形近似モデルの次数が 8 次と高いので、油圧操舵系の動特性などを考慮して、以下の 3 種類の低次元モデルを導出した。

- (1) 圧縮性、ハンドルの慣性、反力バルブ動特性を省略した低次元モデル
- (2) (1)に加えて、ハンドルの粘性抵抗も省略した低次元モデル
- (3) (2)に加えて、ウォームシャフトの慣性を省略した低次元モデル

これらのモデルの固有値を Table 3 に示す。太字の固有値が代表根であり、低次元化を行っても、代表根の大きさに大幅な変化はみられない。また、もとの 8 次モデルと低次元化した 3 次モデルの、ハンドルトルクから車両ヨー

Fig. 9 Comparison of frequency domain responses of 8th order and 3rd order linear model

レートまでの伝達関数のボード線図をFig. 9に示す. 100 rad/sまでの周波数範囲で, 3次モデルは8次モデルと比べ大きな差異はなく, 低次元モデルの有効範囲は約100rad/sであることが確認できる.

そこで, 次数の最も低い低次元モデルの状態変数は

$$x = [\theta_w \quad \beta \quad r]^T \quad (29)$$

であり, 係数行列 A , B , E は次式で表される.

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-\xi K_f/n^2}{C_{ws} + A_{pt}^2 r_{p2}} & \frac{\xi K_f/n}{C_{ws} + A_{pt}^2 r_{p2}} & \frac{\xi K_f l_f/nV}{C_{ws} + A_{pt}^2 r_{p2}} \\ \frac{K_f}{nmV} & -\frac{K_f + K_r}{mV} & -\left\{1 + \frac{l_f K_f - l_r K_r}{mV^2}\right\} \\ \frac{l_f K_f}{nI_z} & -\frac{l_f K_f - l_r K_r}{I_z} & -\frac{l_f^2 K_f + l_r^2 K_r}{I_z V} \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$B = \begin{bmatrix} -\frac{A_{pt} g_{m2} r_{p2} K_{re} K_{rv}/K_t}{C_{ws} + A_{pt}^2 r_{p2}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{d_f K_s}{2I_z} \end{bmatrix} \quad (31)$$

$$E = \begin{bmatrix} \frac{1 + A_{pt} g_{m2} r_{p2}/K_t}{C_{ws} + A_{pt}^2 r_{p2}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (32)$$

4. モデルの制御系設計への応用

ここでは, 導出した線形モデルと低次元モデルを車両運動制御系の解析に適用する. 急操舵によってヨーレートが過大になることを防ぐことを目的に, ヨーレート γ を制御量とし, 目標ヨーレートに対する状態フィードバックによるサーボ系 (Fig. 10) を構成する. ただし, C は状態変数ベクトル x からヨーレート γ を出力する出力方程式の係数行列である. 式(8)に示すように, 反力トルク ΔT_{re} の比例係数 K_{re} は, トーションバーのねじれ角度 θ_{sp} の符号により異な

Fig. 10 Servo system based on linear model

るため, 比例係数 K_{re} が正負のそれぞれの場合について, 極配置法に従ってゲイン F_1 , F_2 を計算した.

4.1 8次線形モデルによる制御系の設計

はじめに, 式(22)の8次線形モデルをもとに, ヨーレートサーボ制御系を設計し, ステップ応答をFig. 11に示す. シミュレーションは, ハンドルトルク T_h を時刻0sで0から3 Nmにステップ状に変化させた場合を示す. その際の目標ヨーレートは0.1rad/s=5.7deg/sとし, 車速は90km/hを保

Fig. 11 Performance of controller based on 8th order linear model

Fig. 12 Performance of controller designed on 3rd order linear model

持するものとした. ハンドルトルク T_h のステップ入力が増加すると, ハンドルが回転し始め, ロータリバルブの角度が増加し, 反力トルク T_{re} も急激に増加してヨーレート γ がいったん減少する. ヨーレート γ を目標値に戻すように反力トルク T_{re} が減少し, 定常状態ではヨーレート γ は目標値に収束する. しかし, 制御対象の次数が8次と高次であるため, 望ましい極配置の設定が容易ではなく, 制御入力が増大となり, 応答が振動的になった. また, 8次モデルの状態フィードバックのために8個の状態変数を検出することは現実的ではない, という課題がある.

4.2 3次線形モデルによる制御系の設計

3次の低次元モデルをノミナルモデルとして, ヨーレートサーボ制御系を求めた. 計算したゲインを3次モデルに適用したシミュレーション結果をFig. 12に示す. ヨーレート γ の応答速度はFig. 11と比べてやや遅くなったが, 振動

Fig. 13 Performance of 3rd-order-based controller with nonlinear model

が抑制され、滑らになった。

4.3 非線形モデルによる検証

3次低次元モデルをもとに計算したゲインの制御系を、IPSと車両モデルを統合した非線形統合モデルに適用してサーボ系を構成した場合のシミュレーションを行った。計算結果をFig. 13に示す。

強い非線形性とパラメータ変動にもかかわらず、ヨーレートの応答には振動が現れず、目標ヨーレートに追従することが分かった。制御入力としての滑り率の差 ΔS はFig. 12の結果より鈍くなった。その原因は、非線形統合モデルでは3 Nmのハンドルトルクに対する応答は3次モデルの場合より速いので、滑り率の差は穏やかでも、ヨーレートがより速く目標値に追従できるためと考えられる。

5. 結 言

油圧パワーステアリングを搭載する大型商用車の運動制御系設計のために、油圧式パワーステアリングと車両の統合モデルを構築した。統合モデルのシミュレーション結果を実車による実験結果と比べてその有効性を確認した。

統合モデルの線形近似モデルをもとに、操舵反力と左右制動力配分を利用したヨーレートのサーボ制御系の設計手法について、油圧操舵系の動特性を考慮しながら検討した。制御対象である非線形統合モデルを線形近似し、さらに低次元化する手法は、制御系の基本的な構造と制御ゲインを求める理論的な根拠を示すことができる点で重要である。本研究の場合は、3次の低次元モデルで設計した制御系を非線形統合モデルに適用し、良好な制御特性が得ら

れることを示した。

参 考 文 献

- 1) C. B. Winkler, D. F. Blower, R. D. Ervin, etc : Rollover of Heavy Commercial Vehicles, SAE Research Report (2000)
- 2) カヤバ工業株式会社 : 自動車の操舵系と操安性, 山海堂, 187 (1996)
- 3) 小嶋英一, 西尾吉史, 王朝久 : 自動車用油圧パワーステアリングシステムに発生する自励振動“ジャダー”に関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 36-2, 31/38 (2005)
- 4) Pfeffer, Peter E., Harrer, Manfred, Johnston, D. Nigel, etc : Modelling of a hydraulic steering system, FISITA2006, Paper No F2006V164 (2006)
- 5) Baharom, Masri B, Hussain, Khalid, Day, Andrew J : Mathematical modelling of a cornering vehicle fitted with hydraulic power-assisted-steering, FISITA 2006, Paper No F2006V019 (2006)
- 6) 小野英一 : Estimation and Control of Vehicle Dynamics for Active Safety, 豊田中央研究所R&Dレビュー, 40-4, 1/6 (2005)
- 7) 福井勝彦, 高橋俊道 : Study of the Performance of a Driver-vehicle System for Changing the Steering Characteristics of a Vehicle, 豊田中央研究所R&Dレビュー, 40-4, 20/25 (2005)
- 8) Y. Zeyada, D. Karnopp, M. El-Arabi, etc : A combined active-steering differential-braking yaw rate control strategy for emergency maneuvers, SAE Paper no. 980230
- 9) K.R. Buckholtz : Use of Fuzzy Logic in Wheel Slip Assignment-Part I : Yaw Rate Control, SAE Paper no. 2002-01-1220
- 10) 高 炳釗, 眞田一志, 降幡健一 : 油圧パワーステアリングのモデリングに関する研究, 平成18年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 64/66 (2006)
- 11) 高 炳釗, 眞田一志, 降幡健一 : 油圧パワーステアリングのモデリングに関する研究, 日本機械学会2006年度年次大会講演論文集(2), 305/306 (2006)
- 12) 高 炳釗, 眞田一志, 降幡健一 : 油圧パワーステアリング式大型商用車のヨーレート制御に関する研究, 平成19年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 97/99 (2007)
- 13) 眞田一志, 北川能 : 油圧系のモデル化誤差を考慮した自動変速機における回転数の2自由度制御の研究, 計測自動制御学会論文集, 32-1, 106/113 (1996)
- 14) 安部正人 : 自動車の運動と制御, 山海堂, 56,

- (2003)
- 15) 永井 正夫：追従性・安定性の基礎理論，自動車技術，49-12，41/47（1995）
- 16) 毛利 宏，久保田正博，堀口奈美：過渡的な操舵力アシスト特性が車両運動に及ぼす影響，自動車技術会論文集，37-1，155/160（2006）