

Power Assist H_∞ Control of Shift Lever with Spring Connected Link

Mitsuo Hirata Member (Utsunomiya University)

Tsutomu Ogiwara Non-member (Utsunomiya University)

Hitoshi Okamoto Non-member (Utsunomiya University)

Shuichi Adachi Member (Keio University)

Kensuke Osamura Non-member (Calsonic Kansei Corporation)

Shinya Kobayashi Non-member (Calsonic Kansei Corporation)

Keywords: shift lever with spring connected link, power assist control, H_∞ control theory

Many attempts have been made to locate the shift lever of the automatic transmission on the instrument panel in order to enlarge the vehicle interior space. If the length of the shift lever can be shorten, a better interior space will be provided. However, a short lever requires a larger force to move the shift lever, and the operational feeling is also degraded. To cope with this problem, the shift lever assisted by a DC motor has been developed for practical use. The power assist control system of the shift lever requires to detect the reaction force to the operator. In the conventional system, a magnetostrictive sensor is used as a force sensor. However the magnetostrictive sensor is sensitive to environmental change. Thus, it is difficult to use the sensor in vehicle.

This paper proposes a shift lever with a spring connected link as shown in Fig. 1. The reaction force can be detected by measuring the displacement of the spring using an inexpensive sensor such as a potentiometer. The control objective is to generate an ideal reaction force when the operator changes the range of the transmission. Since the displacement of the spring is proportional to the reaction force, the control system can be configured to control the displacement of the spring as shown in Fig. 2. In Fig. 2, “Reference RS” generates an ideal reaction force which can be modeled as a function of the operation angle θ_L . The feedback controller is designed by using the H_∞ control theory so as to have a good disturbance rejection and robust stability. Since the plant has a zero at the origin,

the selection of the weighting function of the H_∞ design is discussed in the paper.

Figure 3 shows the experimental result when the operator moves the shift lever from P(Parking) to R(Reverse) range. The solid line and the dashed one show the experimental result and the ideal trajectory generated by “Reference FS” in Fig. 2 respectively. From this figure, it is confirmed that the proposed control system achieves a good similarity with the ideal reaction force property. It is also confirmed that the proposed system not only reduces the operational force but also improves the operational feeling.

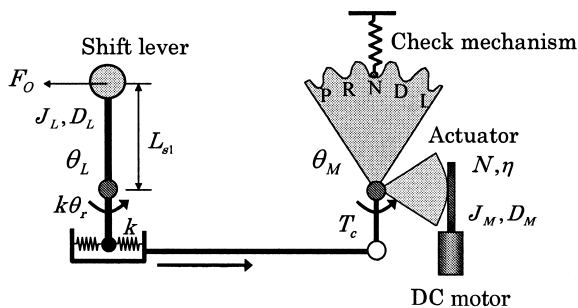


Fig. 1. Schematic diagram of the plant model

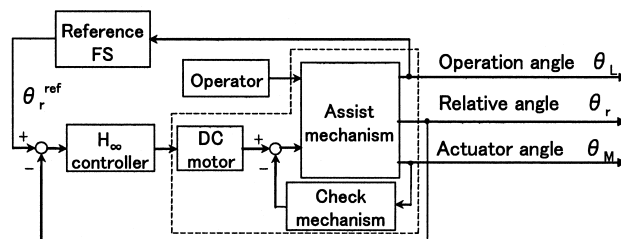


Fig. 2. Block diagram of power assist control system

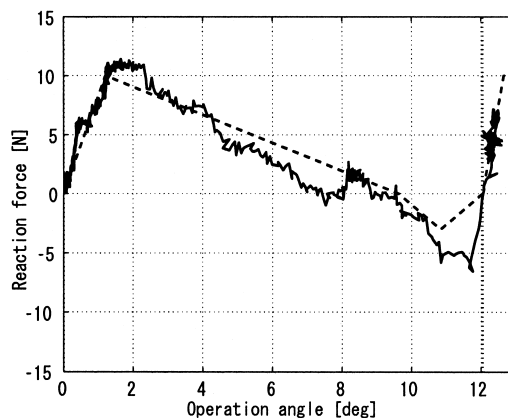


Fig. 3. Operation angle vs. reaction force

バネ結合リンク付シフトレバーの H_∞ パワーアシスト制御

正員 平田 光男* 非会員 荻原 努*
 非会員 岡本 仁史* 正員 足立 修一**
 非会員 長村 謙介*** 非会員 小林 真也***

Power Assist H_∞ Control of Shift Lever with Spring Connected Link

Mitsuo Hirata*, Member, Tsutomu Ogiwara*, Non-member, Hitoshi Okamoto*, Non-member,
 Shuichi Adachi**, Member, Kensuke Osamura***, Non-member, Shinya Kobayashi***, Non-member

We have developed the shift lever with a spring connected link. It can detect the reaction force to the operator by using inexpensive displacement sensors such as potentiometers. For this system, we propose a model-based power assist control method. The proposed control system is composed of a reference generator and a feedback controller. The reference generator is introduced to generate an ideal reaction force to the operator. The feedback controller is designed by H_∞ control theory to achieve disturbance attenuation. The effectiveness of the proposed method is shown by experiments.

キーワード：バネ結合リンク付シフトレバー，パワーアシスト制御， H_∞ 制御理論

Keywords: shift lever with spring connected link, power assist control, H_∞ control theory

1. はじめに

フロアに配置されることが多かった自動車のシフトレバーをインストルメントパネル（インパネ）に配置し，車室内の居住空間を広げる試みがなされている。その際，シフトレバーの長さを短くすることで，より快適な空間を作り出すことができる。しかし，同時に Automatic Transmission（以下，AT と略す）のレンジを変えるために過大な力が必要になり，操作感も損なわれる。そのため，モータの力により，シフトレバーの操作をアシストする装置が考案され，一部の市販車で実用化されはじめている⁽¹⁾。しかし，これらの製品では操作力の検出に磁歪型のトルクセンサを用いているため，コストが高くなるという問題があった。そこで，この問題を解決するため，我々はシフトレバー部と AT 部をバネを用いて結合したシフトレバーを開発した。バネ

変位をポテンシオメータなどの安価なセンサを用いて観測することで，AT 側から受ける操作反力の検出が可能となる。しかし，従来型と制御対象の構造が異なるため，パワーアシスト制御系を新たに設計する必要があった。

従来の制御系は構造が複雑で，制御系の性能がパラメータのチューニングに大きく依存した設計になっており，理想的な操作感を得るために多くの試行錯誤を必要とした。従来から，パワーアシストに関する研究は多く存在し⁽²⁾⁽³⁾，自動車のパワーステアリング制御も一種のパワーアシストである⁽⁴⁾。また，最近では，自動車組立行程などにおいて，加齢化した熟練工の技能を発揮するために，パワーアシストを発展させたスキルアシストと呼ばれる手法も提案されている⁽⁵⁾。しかしながら，シフトレバーにおけるパワーアシスト制御の研究はほとんど見あたらない。そこで，本論文では，制御対象の数学モデルに基づくシステマティックな設計法を提案し，操作性の向上を目指す。

まず，機構部のモデリングを行い，その特性を明らかにする。次に，理想的な操作感を決定する目標操作反力発生器と，それを実現するフィードバック制御器からなる制御系について述べる。そして，理想的な操作反力特性を実現するための目標操作反力発生器の設計を行う。目標値に追従するためのフィードバック制御器については，周波数整形が容易に行える H_∞ 制御理論を用いて設計する。最後に，実験により提案手法の有効性を検証する。

* 宇都宮大学 工学部
 〒321-8585 宇都宮市陽東 7-1-2
 Utsunomiya University

7-1-2, Yoto, Utsunomiya 321-8585

** 慶應義塾大学 理工学部
 〒223-8522 横浜市港北区日吉 3-14-1
 Keio University

3-14-1, Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama 223-8522

*** カルソニックカンセイ (株)

〒327-0816 佐野市栄町 7

Calsonic Kansei Corporation

7, Sakaecho, Sano 327-0816

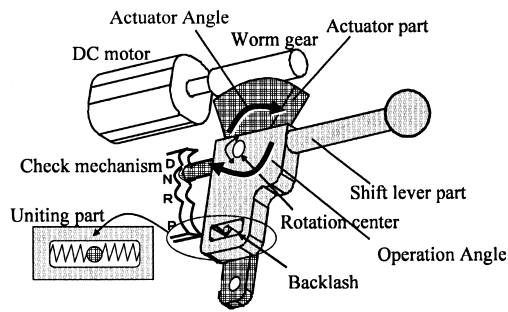


図1 バネ結合リンク付きシフトレバー
Fig. 1. Shift lever with a spring connected link.

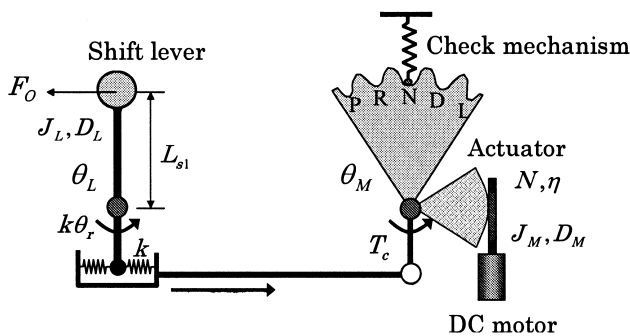


図2 制御対象の模式図
Fig. 2. Schematic diagram of the plant model.

2. 制御対象のモデリング

〈2・1〉 制御対象 本論文で取り扱うバネ結合リンク付きシフトレバーは、図1に示すように、シフトレバー部、アクチュエータ部、DCモータ部から構成される。シフトレバー部とアクチュエータ部はバネで結合されており、シフトレバーに加えた力は、このバネを経由してアクチュエータ部へ伝えられる。アクチュエータ部とATはケーブルで接続されており、アクチュエータ部が回転すると、それに伴いATのレンジが変化し変速比が変わる。アクチュエータ部には、シフトレバーの動作をアシストするためのDCモータとレンジ位置を保持するためのチェック機構が取り付けられており、DCモータの回転軸とアクチュエータ部はウォームギアを介して結合されている。図1の機構を図2に示した。図において、

- 操作角 θ_L [rad]: シフトレバー部の回転角度
- 作動角 θ_M [rad]: アクチュエータ部の回転角度
- 相対角 θ_r [rad]: $\theta_r := \theta_L - \theta_M$

と定義した。また、図中の物理パラメータの定義を表1にまとめた。本機構ではバネ結合部の可動範囲を制限することで、アシスト用モータの故障といった非常時でも、シフトチェンジができるように工夫されている。また、アクチュエータ側にあるチェック機構は、ATが各レンジに確実に固定され不用意に変わらないようにするためのものである。例えば、Parking (P) レンジと Reverse (R) レンジ間における

表1 物理パラメータ

Table 1. Physical parameters.

Annotation	Symbol	Unit
Operation Force	F_0	N
Length of shift lever	L_{s1}	m
Spring constant	k	N-m/rad
Worm gear ratio	N	-
Transmission efficiency of worm gear	η	-
Inertia moment of shift lever	J_L	kg-m ²
Damping coefficient of shift lever	D_L	N-m-s/rad
Inertia moment of motor	J_M	kg-m ²
Damping coefficient of motor	D_M	N-m-s/rad
Applied voltage to motor	V_m	V
Inductance of armature circuit	L	H
Wound resistor of armature circuit	R	Ω
Torque constant	K_T	N-m/A
Back EMF constant	K_e	V-s/rad
Torque of shift lever	T_L	N-m
Torque of motor	T_m	N-m
Torque from check mechanism	T_c	N-m

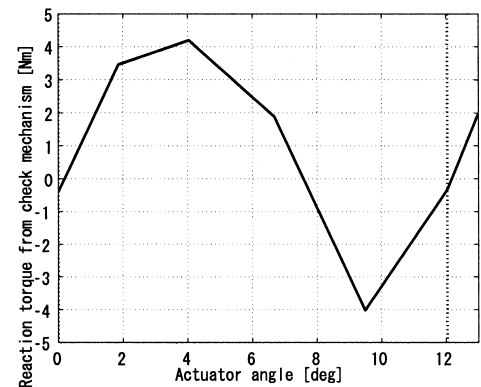


図3 P→R間のチェック特性

Fig. 3. Characteristics of check mechanism between P and R range.

アクチュエータ角とチェック機構の発生トルクの関係は図3のようになっている。これは、一種の非線形バネであり、そのバネ定数は θ_M の関数となるので、 $k_{cg}(\theta_M)$ [N-m/deg] と表すことにする。なお、本研究で用いた実験装置にはATは接続されていないため、ATの特性が模擬できるよう、チェック機構に通常よりも強いバネを使用した。

〈2・2〉 制御対象の数学モデル 本研究の制御目的は、アクチュエータ側からシフトレバー側に伝わる反力（以後、操作反力とよぶ[†]）をDCモータを用いて適切に制御し、操作感を損なうことなく、レンジを切り換える際の操作力を軽減することである。アクチュエータ側とシフトレバー側はバネで結合されているので、操作反力は $k\theta_r/L_{s1}$ となり、

[†] 本来、オペレータが操作時に感じる反力を操作反力とするのが自然である。この量は操作力 F_0 と釣り合うので $-F_0$ となる。 F_0 はシフトレバーのダイナミクス、つまり角加速度、角速度にも依存する量なので制御が難しい。そこで、本制御対象では、シフトレバーの慣性モーメントや粘性摩擦は比較的小さいので、シフトレバーのダイナミクスを無視し、アクチュエータ側からシフトレバー側に伝わる反力を操作反力と定義し、制御量とした。

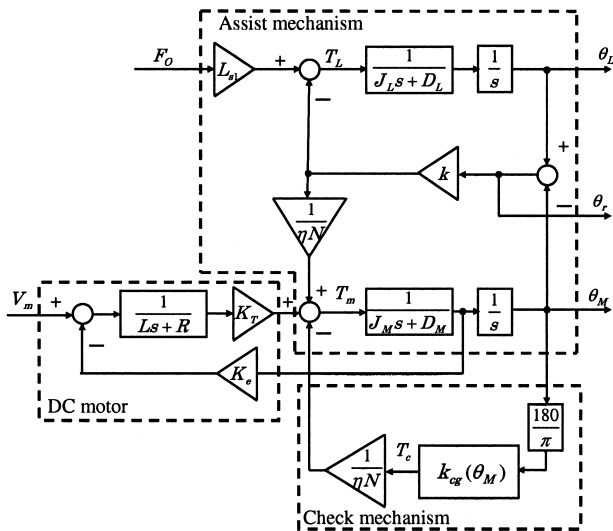


図4 制御対象のブロック線図
Fig. 4. Block diagram of the plant.

相対角 θ_r に比例する。したがって、相対角 θ_r を適切に制御すればよいことがわかる。図2をもとに制御対象のブロック線図を求めると図4が得られる。制御入力 は DC モータへの印加電圧 V_m であり、 θ_L 、 θ_r がポテンシオメータで検出できる。ここで、操作力 F_O から θ_r までの伝達関数を P_{RO} 、DC モータの印加電圧 V_m から θ_r までの伝達関数を P_{RM} とおく。

本制御対象は、チェック特性を表すバネ定数 $k_{cg}(\theta_M)$ が非線形特性を有するため、解析が難しい。そこで、 k_{cg} の最大値 2.08 と最小値 -2.1 および両者のほぼ中間値である 0 で一定とした3つのケースについて、 P_{RO} 、 P_{RM} の伝達関数を数値的に求めてその特性を調べる。

まず、 P_{RO} の伝達関数を各 k_{cg} の値に対して求めたところ、次式のようになった。なお、 k_{cg} の値によっては極零相殺が生じて次数が低くなっていることに注意する。

• $k_{cg} = 0$

$$P_{RO}(s) = \frac{19.441(s + 127.6)}{(s + 98.69)} \cdot \frac{1}{(s^2 + 54.65s + 2.877 \times 10^4)} \dots (1)$$

• $k_{cg} = 2.08$

$$P_{RO}(s) = \frac{19.441(s + 1254)(s^2 + 127.3s + 7972)}{(s + 1255)(s^2 + 86.45s + 5114)} \cdot \frac{1}{(s^2 + 66.65s + 3.125 \times 10^4)} \dots (2)$$

• $k_{cg} = -2.1$

$$P_{RO}(s) = \frac{19.441(s + 174.1)(s - 46.25)}{(s + 147.7)(s - 40.32)} \cdot \frac{1}{(s^2 + 46.26s + 2.711 \times 10^4)} \dots (3)$$

また、各 k_{cg} に対する P_{RO} の周波数応答を図5に示す。図5

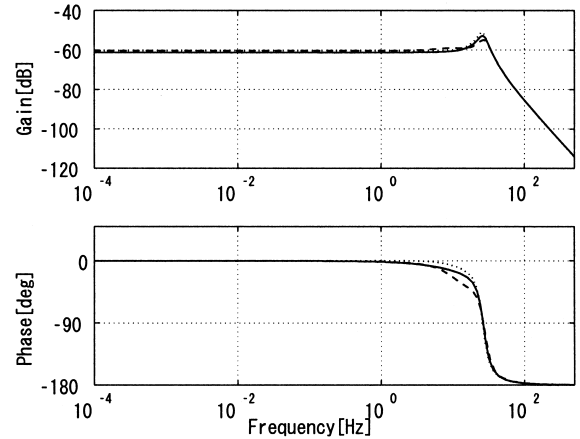


図5 P_{RO} の周波数応答 (実線: $k_{cg} = 0$, 破線: $k_{cg} = 2.08$, 点線: $k_{cg} = -2.1$)
Fig. 5. Frequency responses of P_{RO} .

からわかるように P_{RO} の周波数特性は、 k_{cg} の値の変化にほとんど影響を受けないことがわかる。

次に、 P_{RM} の伝達関数を先ほどの3種類の k_{cg} に対して求めたところ次式となった。

• $k_{cg} = 0$

$$P_{RM}(s) = \frac{-6.0495 \times 10^4 (s + 26.09)}{(s + 1254)(s + 98.69)} \cdot \frac{1}{(s^2 + 54.65s + 2.877 \times 10^4)} \dots (4)$$

• $k_{cg} = 2.08$

$$P_{RM}(s) = \frac{-6.0495 \times 10^4 s (s + 26.09)}{(s + 1255)(s^2 + 86.45s + 5114)} \cdot \frac{1}{(s^2 + 66.65s + 3.125 \times 10^4)} \dots (5)$$

• $k_{cg} = -2.1$

$$P_{RM}(s) = \frac{-6.0495 \times 10^4 s (s + 26.09)}{(s + 1254)(s + 147.7)(s - 40.32)} \cdot \frac{1}{(s^2 + 46.26s + 2.711 \times 10^4)} \dots (6)$$

また、各 k_{cg} に対する P_{RM} の周波数応答を図6に示した。これらから、 P_{RM} について次のことがいえる。

- (1) P_{RM} は $k_{cg} = 0$ を除いて、原点に零点を持つ。これは、相対角 θ_r を任意の角度に漸近追従させることはできないことを意味する。実際、相対角 θ_r が一定値になるためには $\dot{\theta}_r = \dot{\theta}_L - \dot{\theta}_M = 0$ が成り立つ必要がある。このとき、 $k\theta_r$ は一定値なので、図4のブロック線図より $1/(J_L s + D_L)$ の出力、つまり $\dot{\theta}_L$ は一定値となる。これは、 $\dot{\theta}_M = \dot{\theta}_L$ から作動角 θ_M を一定速度で駆動することを意味するが、 $k_{cg} \neq 0$ の場合チェック反力が発散するので、有界な制御入力では達成できない。

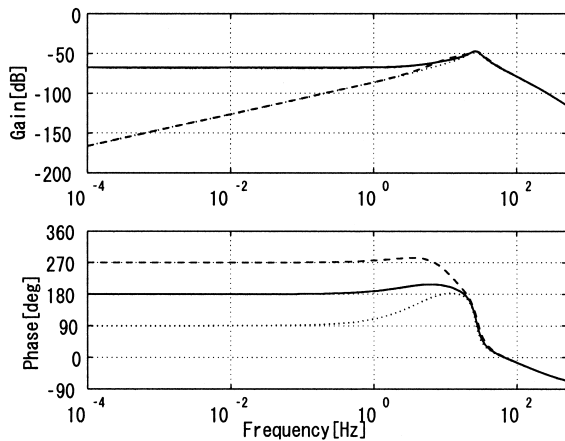


図6 P_{RM} の周波数応答 (実線: $k_{cg} = 0$, 破線: $k_{cg} = 2.08$, 点線: $k_{cg} = -2.1$)
Fig. 6. Frequency responses of P_{RM} .

- (2) $k_{cg} = 0$ のとき, P_{RM} は原点極を持つが, 原点零点により相殺されて P_{RM} の次数は1次下がる。したがって, θ_r を任意の角度に追従させることができる。このとき, (1) で説明したように θ_M は発散するが, 入出力特性には影響を与えない。したがって, 相殺された原点極は操作角 θ_M に対応したモードであると考えられる。
- (3) 図6の周波数特性からわかるように, k_{cg} が P_{RM} に与える影響は, 低い周波数域に限られている。バネ定数の非線形性に対する以上の知見を考慮して, 次節で制御系設計を行う。

3. 制御系設計

〈3・1〉 制御系の構成 本論文では, 図7に示す制御系の構成を提案する。図の制御系では操作角に応じた理想的な目標操作反力を生成するフィードフォワード制御部と, それを実現するフィードバック制御部とに分けることで, 設計の見通しを良くした。図中の“Reference FS”部は操作角に応じた目標操作反力を生成する部分であり, その出力は相対角 θ_r に対する目標値 (目標相対角) となる。一方, 実際の相対角を目標相対角に追従させるためのフィードバック制御器は, 閉ループ系の周波数整形が容易に行える H_∞ 制御理論を用いて設計する。以下では, それぞれの設計方法の詳細を説明する。なお, AT車のシフトレバーは, P (Parking), R (Reverse), N (Neutral), D (Drive) 等の複数のレンジがあるが, 本論文では, P → R 間の操作に絞って話を進める。

〈3・2〉 目標操作反力特性 シフトレバーのパワーアシスト制御では, 操作反力を単に小さくするだけでなく, 良好な操作感を実現する必要がある。そこで, 従来型のシフトレバーの特性やシフトレバーの設計に関するノウハウ等を考慮し, 理想的な操作感を達成する P → R 間の目標反力特性を図8のように定めた。この図は, 操作感という感覚

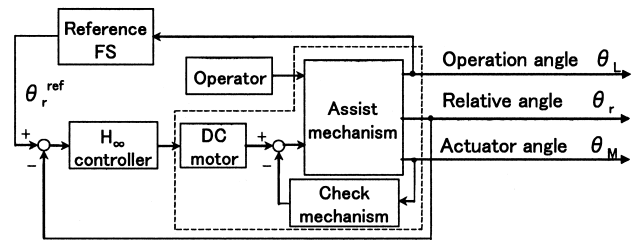


図7 パワーアシスト制御系のブロック線図
Fig. 7. Block diagram of power assist control system.

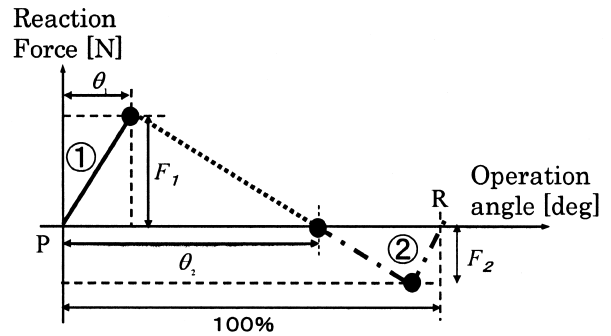


図8 目標操作反力特性
Fig. 8. An ideal characteristic of reaction force.

的なものを, 操作角に対する操作反力として定量的に表したものである。図8中の①, ②の部分を実感的に表現すると以下ようになる。

- ① 「しっかり感」を表す。操作開始時にある程度しっかりした重みがないと軽い力で操作できてしまい, 頼りない操作となる。
- ② 「節度感」を表す。節度感とはシフトレバーを次レンジまで操作したときに次レンジ付近でレバーが引き込まれしっかり停止する感覚である。

図8の θ_1 , θ_2 , F_1 , F_2 の具体的な値については, これまでの経験則に基づいて決定した。本制御対象では, 〈2・2〉節で述べたように $k\theta_r/L_{s1}$ を操作反力と定義しているの, 目標操作反力を k/L_{s1} で割った値が θ_r に対する目標値 θ_r^{ref} になる。このようにして, 図8の目標操作反力特性から θ_r^{ref} を計算する部分が図7の“Reference FS”部である。

〈3・3〉 H_∞ 制御器設計 H_∞ 制御の目的は外部入力 w (目標入力, 外乱, センサノイズ等) の影響を制御量 z (制御偏差, 制御入力, 制御出力等) においてなるべく小さくする内部安定化制御器を求めることであり, 大きさの測度として H_∞ ノルムが用いられる⁽⁷⁾⁽⁸⁾。以下では, H_∞ 制御器を求める上で重要となる, 一般化プラントの構成, ノミナルモデルの選定, 重み関数の選択について説明する。

〈3・3・1〉 一般化プラントの構成 シフトレバーに加わる力は操作する人によって異なるが, 本制御系では操作力 F_0 の大きさにかかわらず, 相対角 θ_r を目標値に追従させる必要がある。したがって, 操作力 F_0 の影響が θ_r になるべく表れないようにフィードバック制御器を設計する必

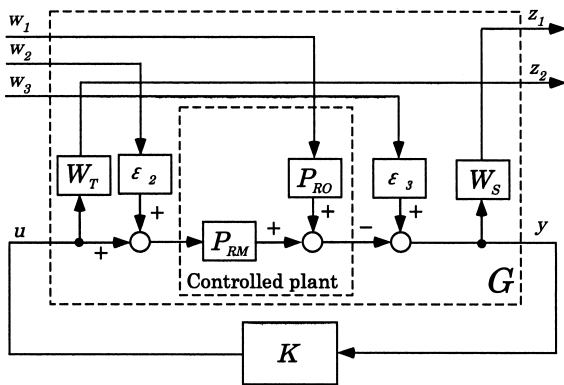


図9 一般化プラント
Fig. 9. Generalized plant.

要がある。これは、 F_O を外乱とみなし、 F_O の影響を θ_r で抑圧する外乱抑圧問題となる。そこで、図9に示す一般化プラントを構成した。 u は制御入力でありモータへの印加電圧、 y は観測出力であり θ_r に対応する。ここで求めた H_∞ 制御器を図7で用いる際は、制御器への入力、つまり y は目標値との偏差 $\theta_r^{ref} - \theta_r$ になるが、 H_∞ 制御器を設計する際は、外乱抑圧問題とし定式化しているため、 $\theta_r^{ref} = 0$ としている。外部入力 w_1 はオペレータの操作力に相当し、 w_1 から z_1 までの H_∞ ノルムを最小化することで、外乱とみなした操作力の影響を θ_r で抑圧する。その際、制御入力が過大にならないように、 z_2 で制御入力を評価する。なお、 W_S 、 W_T はそれぞれ外乱抑圧特性及び制御入力の大きさに対する周波数重み関数である。また、 w_2 、 w_3 は標準 H_∞ 制御問題の仮定を満たすために導入したものであり、 ϵ_1 、 ϵ_2 は通常小さな正数に選ぶ。

〈3・3・2〉ノミナルモデル H_∞ 制御理論は基本的に線形時不変な制御対象に対するものなので、チェック特性の取り扱いが問題となる。〈2・2〉節の考察から、 P_{RM} は k_{cg} の値によって特性が変化することがわかった。 k_{cg} の変化を線形パラメータ変動系として定式化し、すべての変動モデルに対してロバストな制御系を設計することもできるが、問題が複雑となる。

そこで、 P_{RM} の特性に着目した。 P_{RM} において k_{cg} の影響は周波数が低くなるにしたがって大きくなることが図6からわかる。一方、本制御系の場合、0.5秒以下で動作が完了するレンジ間移動時の過渡的な性能が重要であり、これは中間周波数帯域の周波数整形問題となる。つまり、低周波域の特性はあまり重要ではない。また、低周波域の変動は等価的に外乱とみなせるので⁶⁾、外乱抑圧特性を高めることで、これらの影響をある程度抑えることができる。そこで、チェック特性に対し特別な考慮は行わないこととし、 $k_{cg}(\theta_M)$ のほぼ中間値である $k_{cg} = 0$ のモデルをノミナルモデルとして採用した。なお、理論的にロバスト安定性は保証されないため、実験で検証する必要がある。

〈3・3・3〉重み関数の選択 外乱抑圧特性を決める W_S と制御入力の大きさに関する W_T との間にはトレードオフ

が存在する。しかし、感度関数 S 、相補感度関数 T に対する重み関数ではないので、 $S + T = 1$ という明確なトレードオフがなく重み関数の選択が難しい。そこで、次のように考えた。

w_1 から $[z_1, z_2]^T$ までの伝達関数は、

$$G_{z_1, z_2, w_1} := \begin{bmatrix} \frac{P_{RO}}{1 + P_{RM}K} W_S \\ \frac{P_{RO}K}{1 + P_{RM}K} W_T \end{bmatrix} \dots\dots\dots (7)$$

となる。いま、

$$\tilde{W}_S = P_{RO}W_S, \quad \tilde{W}_T = \frac{P_{RO}}{P_{RM}}W_T \dots\dots\dots (8)$$

を新たな重み関数と見なすと

$$G_{z_1, z_2, w_1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{1 + P_{RM}K} \tilde{W}_S \\ \frac{P_{RM}K}{1 + P_{RM}K} \tilde{W}_T \end{bmatrix} =: \begin{bmatrix} S \tilde{W}_S \\ T \tilde{W}_T \end{bmatrix} \dots\dots\dots (9)$$

を得る。つまり、 \tilde{W}_S 及び \tilde{W}_T は見かけ上、感度関数 S 及び相補感度関数 T に対する重み関数になっている。これにより、両者の関係が明確となり、重みの調整が容易になる。

前節で述べたように、本制御対象は相対角 θ_r を 0 以外の定常値に漸近追従させることができない。これは、 P_{RM} が $k_{cg} = 0$ の場合を除いて原点に零点を持つことから説明できる。制御対象が原点に零点を持つと、内部安定性を満たすために制御器 $K(s)$ は原点極を持たないので、 $K(s)$ の特性によらず感度関数は $s = 0$ において

$$S(0) = \frac{1}{1 + P_{RM}(0)K(0)} = 1 \dots\dots\dots (10)$$

を満たす。つまり、本制御対象の場合、 $k_{cg} = 0$ の場合を除いて感度関数を周波数 0 近傍において最小化できない。しかし、〈3・3・2〉項で述べたように、本制御対象ではレンジ間を移動する際の過渡的な性能が向上できればよいので、感度関数に対する重み \tilde{W}_S は、感度関数のゲインを中周波帯域で最小化するように選ばば十分である。数回の試行錯誤の結果

$$W_S(s) = \frac{833.3s(s + 6.283)}{(s + 3142 \times 10^{-4})(s + 3142 \times 10^{-6})} \dots\dots\dots (11)$$

を得た。一方、 W_T は簡単のため定数として 142.9 に選んだ。また、 ϵ_2 、 ϵ_3 については、 \tilde{W}_S 、 \tilde{W}_T を決めたあと、 w_1 から z_1 、 z_2 までの H_∞ ノルムが増加しない範囲でなるべく大きな値に選んだ。 w_2 は入力端外乱、 w_3 は観測ノイズを表しているとも考えることができるので、多少ではあるがそれらに対する効果が期待できる。

図9の一般化プラントと上記で選んだ重み関数を用いて H_∞ 制御器を計算したところ図10に示す周波数特性を持つ制御器が得られた。制御器の伝達関数を次式に示す。

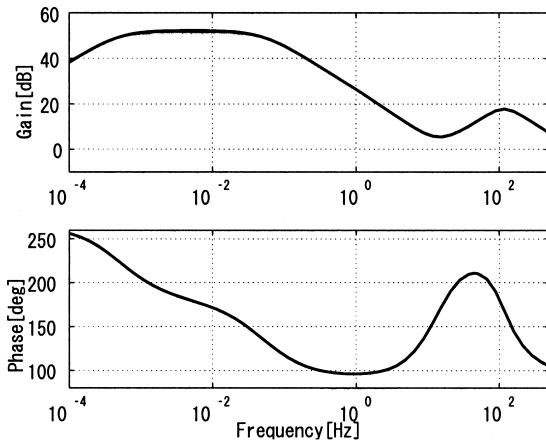


図 10 H_∞ 制御器の周波数応答

Fig. 10. Frequency response of H_∞ controller.

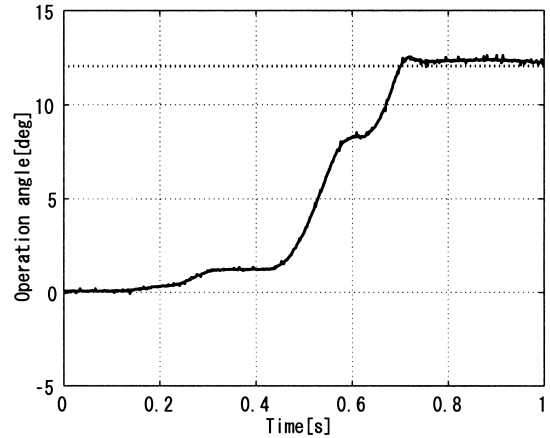


図 12 θ_L の時間応答

Fig. 12. Time response of operation angle θ_L .

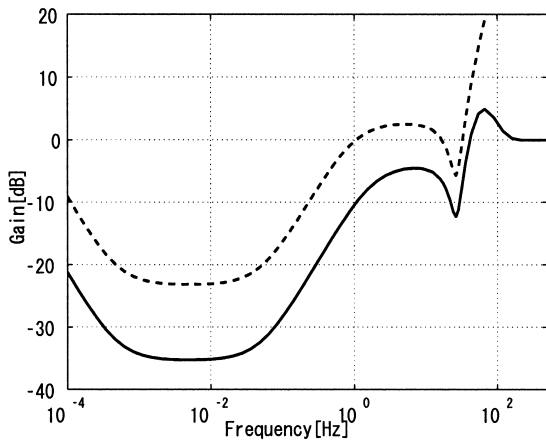


図 11 感度関数 S (実線) 及び $1/\tilde{W}_S$ (破線) の周波数応答

Fig. 11. Frequency responses of S and $1/\tilde{W}_S$.

$$K(s) = \frac{7127s(s + 1254)(s + 41.57)}{(s + 1358)(s + 31.44)(s + 0.3142)} \cdot \frac{(s^2 + 142.9s + 7918)}{(s + 3.142 \times 10^{-3})(s^2 + 864.5s + 5.259 \times 10^5)}$$

また、感度関数と重み関数の逆数 $1/\tilde{W}_S$ の周波数特性は図 11 のようになった。この図から、 $10^{-3} \sim 10$ Hz の帯域で感度関数が 0 dB 以下に低減化されていることが確認できる。また、 10^{-3} Hz 以下の帯域では、感度関数が 0 dB に近づく様子が確認できる。図 10 からわかるように、得られた制御器は古典制御では設計が難しい周波数特性になっている。

4. 実機実験による検証

前節で設計した H_∞ 制御器を双一次変換によりサンプリング周期 1 ms で離散化して実機に実装し、P から R へ人がシフトレバーを操作した時の特性を検証した。シフトレバーの操作については、速度が速い方が制御が難しくなるが、レンジ間の移動時間が非常に短くなるため、操作感の

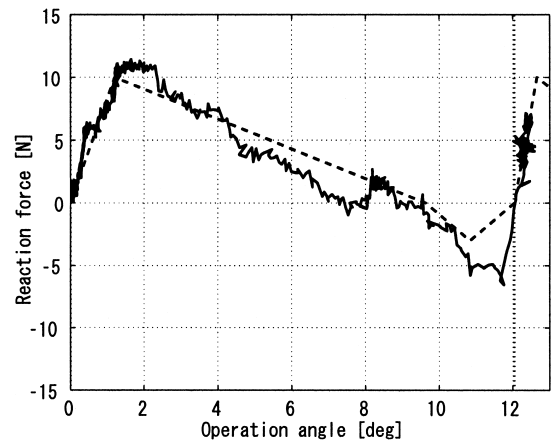


図 13 操作角と操作反力
(実線：実験結果、破線：目標値)

Fig. 13. Operation angle vs. reaction force.

善し悪しを人が感じ取るのは難しい。したがって、比較的ゆっくり操作したときの性能が重要となる。そこで、シフトレバーを若干ゆっくり操作したときの実験結果を図 12、図 13 に示す。図 12 は操作角の時間応答を示しており、P から R へ約 0.5 秒程度で切り替わっていることがわかる。一方、図 13 は操作角と操作反力との関係を位相平面上にプロットしたものである。ただし、操作反力は相対角 θ_r から求めている。実線は実際の応答、破線は図 8 にもとづいて決められた目標値であるが、両者はよく一致していることがわかる。また、操作時のフィーリングも、単に軽くなるのではなく、しっかり感、硬さ、節度感が感じられる理想的な操作感が得られた。

比較のために、開発初期段階で用いられていた PID 制御器による結果を示す。この制御系は、図 7 において、 H_∞ 制御器を PID 制御器に置き換え、“Reference FS” の出力を常に 0 にした 1 自由度フィードバック制御系になっている。PID 制御器は、実験を繰り返しながら、操作反力特性が最も良くなるものを試行錯誤的に求めたところ次式となった。

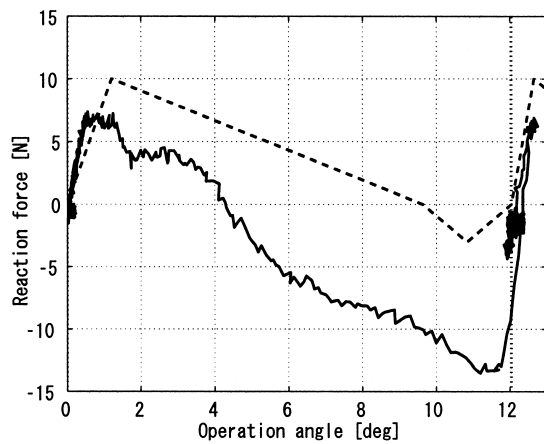


図 14 操作角と操作反力 (PID 制御)
(実線: 実験結果, 破線: 目標値)

Fig. 14. Operation angle vs. reaction force (PID control).

$$K_{PID}(s) = 0.51 + 25.5 \cdot \frac{1.28}{1.28s + 1} + 2.6 \times 10^{-3} \cdot \frac{250s}{s + 250}$$

この PID 制御器を用いた場合の実験結果を図 14 に示す。図より操作反力の最大値が 10 N 以下に抑えられており、操作に必要な力を低減するという観点からは目的を達成している。しかしながら、操作反力が正になる領域よりも負になる領域の方が大きいため、操作時の「しっかり感」が感じられず、頼りない操作感となってしまった。また、PID 制御器のパラメータ調整だけでは、操作感の改善はできなかった。

5. おわりに

本論文ではバネ結合リンク付きシフトレバーのパワーアシスト制御系に対し、目標操作反力発生器と H_∞ 制御理論を用いたシステマティックな制御系設計法を提案した。そして、実機実験によりその有効性を検証したところ、操作力の低減だけでなく、同時に適度なしっかり感、節度感をもつ良好な特性を得ることができた。 H_∞ 制御器により、与えられた目標操作反力を発生するフィードバック制御系が構成されているので、目標操作反力発生器の特性を変更するだけで操作感を比較的自由に変更することができる。

今後の課題としては、目標操作反力特性を、操作角だけでなく操作速度にも依存したものに変更し、操作時のフィードリングをさらに向上させることなどがあげられる。

謝辞

廣田幸嗣氏、永野雅春氏 (カルソニックカンセイ (株)) には本研究を進めるにあたり、大変お世話になった。ここに記して感謝の意を表す。

(平成 18 年 12 月 12 日受付, 平成 19 年 5 月 30 日再受付)

文 献

- (1) K. Osamura, Y. Hirota, Y. Takagi, and R. Watanabe: "Control System Models for Automatic Transmission Shift Assisting Devices", In Proc. of SICE 5th Annual Conference on Control Systems, pp.63-66 (2005) (in Japanese) 長村謙介・廣田幸嗣・高木良貴・渡邊 亮:「シフトレバー操作力アシスト装置の制御系モデル」, 第 5 回計測自動制御学会制御部門大会資料, pp.63-66 (2005)
- (2) H. Kazerooni: "Human-Robot Interaction via the Transfer of Power and Information Signals", *IEEE Trans. on SMC*, Vol.20, No.2, pp.450-463 (1990)
- (3) K. Kosuge, Y. Fujisawa, and T. Fukuda: "Control of Mechanical System with Man-Machine Interaction", Proc. of IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, pp.87-92 (1992)
- (4) N. Sugitani, Y. Fujiwara, K. Uchida, and M. Fujita: "Electric Power Steering with H_∞ Control Designed to Obtain Road Information", Proc. American Control Conference, Vol.5, pp.2935-2939 (1997)
- (5) Y. Yamada, H. Konosu, T. Morizono, and Y. Umetani: "Proposal of Skill-Assist for Mounting Operations in Automobile Assembly Processes", Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, C, Vol.68, No.666, pp.509-516 (2002) (in Japanese) 山田陽滋・鴻巣仁司・森園哲也・梅谷陽二:「自動車組立行程における搭載作業のためのスキルアシストの提案」, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.666, pp.509-516 (2002)
- (6) K. Ohnishi: "Robust Motion Control by Disturbance Observer", Journal of the Robotics Society of Japan, Vol.11, No.4, pp.486-493 (1993) (in Japanese) 大西公平:「外乱オブザーバによるロバスト・モーションコントロール」, 日本ロボット学会誌, Vol.11, No.4, pp.486-493 (1993)
- (7) 美多 勉:「 H_∞ 制御」, 昭晃堂 (1994)
- (8) 野波健蔵・西村秀和・平田光男:「MATLAB による制御系設計」, 東京電機大学出版局 (1998)

平 田 光 男 (正員) 1969 年 1 月 17 日生。1993 年 3 月千葉



大学大学院工学研究科修了, 1996 年 3 月同大学大学院自然科学研究科修了。同年 4 月同大学工学部助手, 2004 年 6 月宇都宮大学工学部助教授, 2007 年 4 月同准教授現在に至る。博士 (工学)。2002 年 8 月~2003 年 8 月カリフォルニア大学バークレイ校機械工学科客員研究員。ロバスト制御, ナノスケールサーボ制御, 及びそれらの産業応用に関する研究・教育に従事。計測自動制御学会, システム制御情報学会, 電気学会, 日本機械学会, IEEE の会員。1999 年日本機械学会 機械力学・計測制御部門 部門貢献賞, 2002 年計測自動制御学会 制御部門大会賞, 2004 年日本機械学会奨励賞を受賞。著書に MATLAB による制御系設計 (東京電機大学出版局)。

荻 原 努 (非会員) 1981 年 7 月 3 日生。2006 年 3 月宇都



宮大学大学院工学研究科修了, 同年 4 月 (株) ニコン入社, 現在に至る。在学中は, シフトレバーのパワーアシスト制御に関する研究に従事。

岡本仁史 (非会員) 1984年1月10日生。2006年宇都宮大学工学部電気電子工学科卒業。同年4月同大学大学院工学研究科博士前期課程入学, 現在に至る。パワーアシスト制御の産業応用に関する研究に従事。



長村謙介 (非会員) 1969年1月20日生。1991年大阪大学工学部電子工学科卒業。日産自動車(株)を経て, 2003年よりカルソニックカンセイ(株)に勤務。シフトレバーなどのパワーアシスト制御, 空調制御に関する研究に従事。計測自動制御学会, 自動車技術会会員。



足立修一 (正員) 1957年10月19日生。1981年慶應義塾大学工学部電気工学科卒業, 1986年同大学院工学研究科電気工学専攻博士課程修了(工学博士)。同年(株)東芝入社, 総合研究所に勤務。1990年宇都宮大学工学部電気電子工学科助教授, 2002年同大学教授。1993~1996年科学技術庁航空宇宙技術研究所客員研究官, 2003~2004年ケンブリッジ大学客員研究員。2006年慶應義塾大学理工学部物理情報工学科教授, 現在に至る。システム同定理論, 制御理論とそれらの産業応用に関する研究に従事。計測自動制御学会, 日本機械学会, 日本鉄鋼協会, IEEEなどの会員。



小林真也 (非会員) 1981年11月5日生。2004年3月山梨大学工学部電気電子システム工学科卒業。同年4月カルソニックカンセイ(株)入社。シフトレバーなどのパワーアシスト制御に関する研究に従事。

