

研究報告

フォークリフト用ガソリンエンジンの電子ガバナ 制御系設計

西澤博幸，大澤正敬

Controller Design of an Electronic Governor for a Gasoline Engine of a Forklift Truck

Hiroyuki Nishizawa, Masataka Osawa

要 旨

近年，フォークリフト用ガソリンエンジンにおいては，エンジンの高出力化や荷役操作時のエンジン回転落ち込み防止による作業の効率化，また，アイドル回転速度制御による低燃費化が求められてきており，従来のエアガバナを電子制御化した電子ガバナが用いられるようになってきている。

このような背景に基づき，本研究では次の二項目の技術開発を行った。第一は，電子ガバナ開発

時におけるPID制御系の最適化と開発期間短縮目的としたオートチューニング手法の開発である。第二は，電子ガバナの性能限界を明らかにして将来のシステム開発の指標とすることを目的とした，最新の制御理論である H^∞ 制御理論を活用したエンジンモデルに基づく制御法の開発である。

これらにより，フォークリフト用ガソリンエンジンの電子ガバナの制御技術を確立することができた。

Abstract

Recently, many fork-lift trucks have come to use electronic governors. This is because gasoline engines need high power and engine speed control in order to improve the operation efficiency, and also need high fuel economy with engine speed control from the view point of environmental conservation. Based on these backgrounds, we developed an auto-tuning system for the PID controller of an electronic governor in order to

make fine tuning and to reduce the period for controller development. We then designed a controller of the electronic governor using the H^∞ control theory that could consider the control performance and the robust stability at the same time that a controller was designed. We confirmed by experiments that the controller designed using the H^∞ control theory had good control performance and good robust stability.

キーワード

フォークリフト，ガソリンエンジン，電子ガバナ，PID，制御，オートチューニング，ロバスト， H^∞ 制御

1. はじめに

近年、フォークリフト用ガソリンエンジンにおいては、エンジンの高出力化や荷役操作時のエンジン回転落ち込み防止による作業の高効率化、また、アイドル回転速度制御による低燃費化が求められてきており、従来のエアガバナを電子制御化した電子ガバナが用いられるようになってきている^{1, 2)}。

このような背景に基づき、本研究ではフォークリフト用ガソリンエンジンの回転速度制御に関する検討を次の方針に従い行った。

方針1：電子ガバナ用PID制御系の開発期間短縮と最適化を目的とした、オートチューニング機構を開発する。

方針2：制御性能とロバスト安定性を同時に考慮できる H^∞ 制御理論を用いて、電子ガバナ制御系の性能限界を理論的実験的に明らかにする。

2. フォークリフトガソリンエンジン用電子ガバナ

従来のエアガバナでは、最高回転速度でエンジントルクを制限するために、吸気負圧を用いてスロットルを閉じる機構になっている。このため、最高回転速度より低い回転速度からスロットルが閉じ始め、エンジン出力の低下を招いていた。また、荷役操作などによりエンジンへの負荷トルクが変わった場合、エンジン回転速度が大きく変化していた。

これに対して、電子ガバナでは、Fig. 1のように、アクセルとスロットルをリンクレスにして、アクセル開度で目標エンジン回転速度を与え、ス

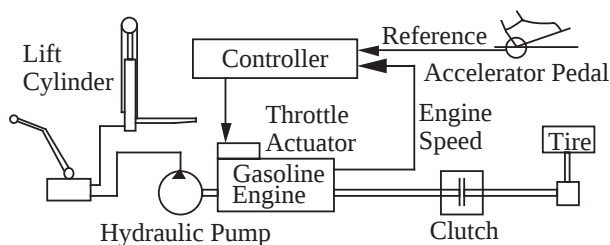


Fig. 1 Electronic governor system for forklift truck.

ロットルをステッピングモータで操作することにより、エンジン回転速度を目標値に追従させるようになっている²⁾。このようにガバナを電子制御化することにより、負荷の状態にかかわらずエンジン回転速度を目標値に追従させることが可能となるため、負荷抜け時の回転吹き上がり防止、荷役作業の効率化、アイドル回転速度の低速化による燃費向上が期待できる。

3. 電子ガバナのPID制御系オートチューニング

3.1 オートチューニング手法

ファジィ推論によるオートチューニング方式の概略をFig. 2に示す⁴⁾。

基本構成はファジィ推論を用いており、応答波形認識部、ファジィ推論部からなる。

制御パラメータの初期値はステップ応答より高橋⁵⁾の方法で求める。

3.1.1 応答波形認識部

応答波形認識部では、目標値応答、外乱による被制御量変動の抑制、操作量変動の抑制等を考慮して、目標値(r)被制御量(y)操作量(u)からFig. 3に示す特徴量を抽出し、次の評価量(前件部入力)を求める。

- 1) tr : 目標値80%到達時間 s
- 2) a : オーバーシュート量 rpm
- 3) b/a : 振動減衰比
- 4) to : オーバーシュート時間 s
- 5) ta/tr : 目標値付近での速応性
- 6) c : 外乱入力時の被制御量変動量 rpm
- 7) td : 外乱入力時の被制御量変動の回復時間 s
- 8) d : 目標値到達前の被制御量の逆応答 rpm

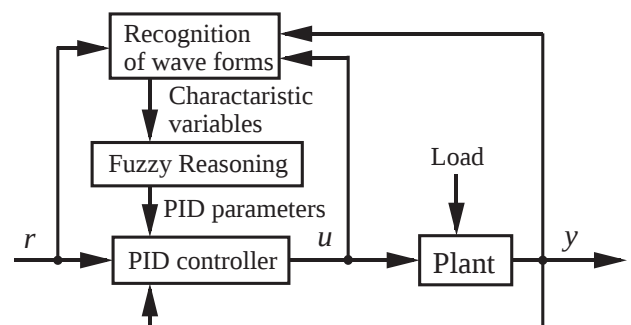


Fig. 2 Block diagram of auto-tuning system.

9) e : 整定時操作量変動量 %

ここで、4)のオーバーシュート時間はオーバーシュートを迅速に収めるために、5)の目標値付近での速応性は被制御量の動きが目標値に近づいてから鈍くならないようにするために用いる。8)の目標値到達前の被制御量の逆応答は比例定数が大きくなり過ぎて被制御量が目標値到達前に逆戻りするのを防ぐために、9)の整定時操作量変動量はハイゲインになり過ぎてノイズ等に操作量が振られないようにするのに用いる。

目標値応答を改善する時に使用される評価量は、上記1)～5)と8)、9)の計7つであり、外乱抑制応答を改善する時に使用される評価量は、2)～4)と6)～9)の計7つである。

3. 1. 2 ファジィ推論部

ファジィ推論部では、以下に述べる方法により、前述した複数の評価量から制御パラメータ調整量を推論するのであるが、通常用いられる

“ IF x_1 is a and x_2 is b ... x_n is n , then y is u ” 形式の複合命題で処理すると、ルールの組み合わせ数が膨大となりルールの構築、調整が困難となる。

一般に人間がこのような多くの評価量からパラメータ調整量を判断する場合は、1入力1出力あるいは2入力1出力の単純なルールを数多く持ち、状況に応じてルールを組み合わせることによってうまく

処理している。このルールの組み合わせは、要求仕様を満足していない評価量を重視し、要求仕様を満足している評価量は考慮からはずすというものであり、ルール間の優先順位を要求仕様の不満足度によって変化させている。

そこで、上記方式に従い以下の推論方法を考案した⁴⁾。

推論方法の概略をFig. 4に示す。まず、評価量を人間の持っている単純なルールに従って複数のルール群に分類し、図に示したようにルール群ごとに制御パラメータの修正量 ($\Delta \bar{K}m$ ($m = p, i, d$)) を推論する。次に、各ルール群の推論結果を評価量の大きさにより $[0, 1]$ の範囲で決定される要求仕様の不満足度 (βk) で重み付けする。最終的な制御パラメータの修正量は、各ルール群が出した重み付き推論結果の重心を取ることで得る。

一般のファジィ推論では、調整量ゼロという推論結果が他ルールによる調整量を抑制してしまうところを、本方式によると、大きな調整量を出すルールを重視することで制御パラメータの調整が迅速に行えるようになる。

なお、今回は演算を簡単にするために、後件部メンバーシップ関数をシングルトンにし、ルール群ごとに非ファジィ化した結果を次式のように要求仕様の不満足度で重み付き平均した。

$$\Delta \bar{K}m = \sum_{k=1}^n (\beta k \cdot \Delta K m(k)) / \sum_{k=1}^n \beta k \quad (1)$$

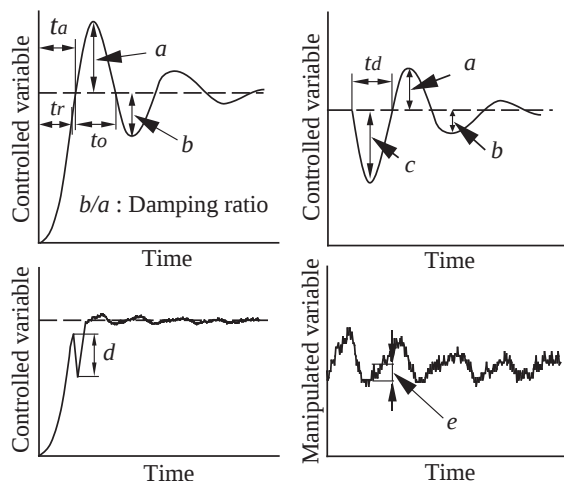


Fig. 3 Characteristic variables used in fuzzy reasoning.

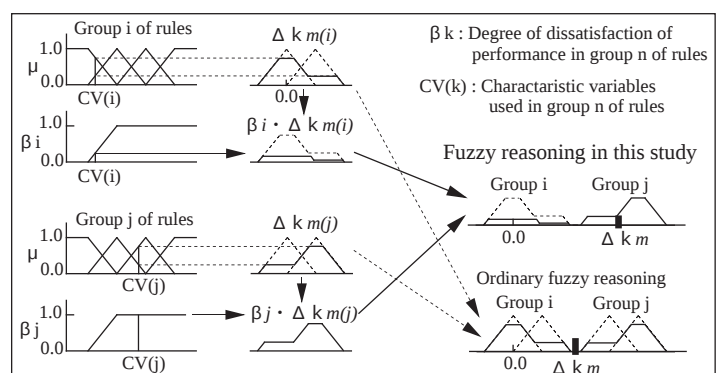


Fig. 4 Method of fuzzy reasoning.

ここで,

ΔK_m : ($m = p, i, d$) 比例, 積分, 微分の各定数の修正量

$\Delta K_m(k)$: ($m = p, i, d$) ルール群 k での推論結果

n : ルール群の総数 (今回は $n = 8$)

b_k : ルール群 k での要求仕様の不満足度

以上述べた推論方法は, 大西が提案した「制御規則の順序構造モデルによるファジィ推論方法」⁶⁾に類似しているが, 大西の方法ではルールの優先順位を固定しているのに対して, 前件部入力の大きさでルールの優先順位を可変にすることにより, 自由度の高いルールの組み合わせが実現できている。

今回使用したルール群を以下に示す。

[ルール群1] 目標80%到達時間によるパラメータ調整

[ルール群2] オーバershoot量と振動減衰比によるパラメータ調整

オーバershoot量と振動減衰比は制御の安定性を確保する上で重要な項目であるので2入力1出力の複合命題として処理した。

また, ルール群の不満足度は常に1とした。

[ルール群3] オーバershoot時間によるパラメータ調整

[ルール群4] 目標値付近での速応性によるパラメータ調整

目標値80%到達時間 T_r に比べて目標値到達時間 t_a が異常に長い時に制御パラメータを調整する。

[ルール群5] 外乱入力時の被制御量変動量によるパラメータ調整

外乱入力時の被制御量変動が大きい時, 外乱抑制が向上するように制御パラメータを大きくする。

[ルール群6] 外乱入力時の被制御量変動回復時間によるパラメータ調整

外乱入力時の被制御量変動の回復が速くなるように制御パラメータを調整する。

[ルール群7] 目標値到達前の被制御量の逆応答によるパラメータ調整

被制御量が目標値に到達する前に逆戻りする場合にこれを改善する。

[ルール群8] 整定時スロットル変動量によるパラメータ調整

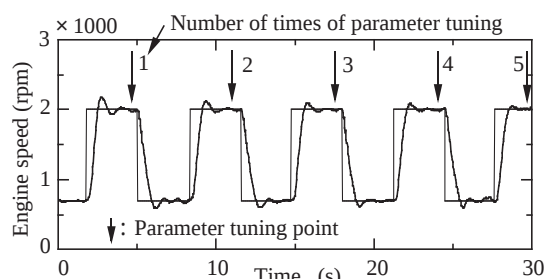
3.2 オートチューニング結果

電子ガバナシステムがTable 1の要求仕様を満足するように, オートチューニングを実施した結果をFig. 5に示す。実験に用いたエンジンは3トン積みフォークリフト用ガソリンエンジン (排気量2200cc, 最大トルク160Nm) である。

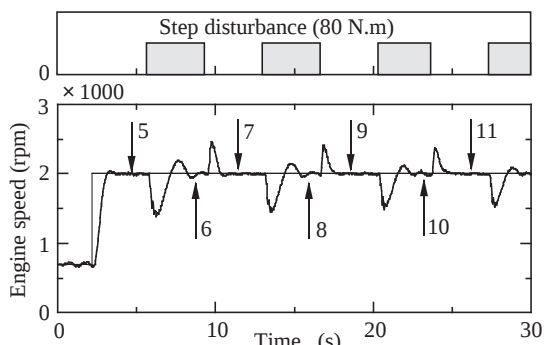
Fig. 5(a)は無負荷状態で目標追従試験を行うことによりオートチューニングした結果であり, Fig. 5(b)は油圧ポンプにより80Nmの外乱を加える試験を行うことにより, オートチューニングを行った結果である。なお, 図中にパラメータを調整したタイミングを矢印で示した。また, 数字は初期値からの調整回数である。

Table 1 Performance specification of electronic governor.

1) $tr < 1s$	6) $c < 300rpm$
2) $a < 30rpm$	7) $td < 2s$
3) $b/a < 0.2$	8) $d \leq 0rpm$
4) $to < 0.7s$	9) $e < 2\%$
5) $ta/tr < 1.6$	



(a) Auto-Tuning while Step Response



(b) Auto-Tuning while Disturbance Control

Fig. 5 Example of auto-tuning.

Fig. 5(a)より，調整ごとにオーバーシュート量，振動減衰ともに改善されて行くのがわかる。

Fig. 5(b)より，調整ごとに外乱時回転変動や回転回復時のオーバーシュートが改善されて行くのがわかる。

オートチューニング時の制御パラメータの変化をFig. 6に示す。図中の数字は，初期値からの調整回数であり，1～6が目標値追従応答による調整結果，7～15が外乱入力時応答による調整結果，16以降が目標値追従応答と外乱入力時応答による調整を再度行った結果である。

15から16への調整で大きく制御パラメータ値が変わっているのは，15までで外乱抑制効果を高めたために目標値追従性が悪化したのを，16で回復させたためである。以後，目標値追従性を回復させた制御パラメータ近傍で外乱抑制を満足するように調整し，オートチューニングを終了している。

オートチューニング終了後の制御パラメータを用いて制御を行った結果をFig. 7に示す。

目標追従と外乱抑制が良好な制御パラメータが求められていることがわかる。

以上示したように，多数の評価量を独立なルール群に分けて推論し，各ルール群の推論結果を要

求仕様の不満足度で重み付き平均することで，制御応答に対する多数の要求を満足するオートチューニングを実現することができた。

4．電子ガバナの H^∞ 制御

4．1 エンジンモデルと外乱

制御系を設計するにあたり，エンジンモデルの作成を必要とするが，エンジン特性を細かく分析してモデルを構築しようとする構構が複雑になり過ぎ⁷⁾，現状では制御系設計に多くの困難を生じる。

そこで，スロットル開度指令からエンジン回転速度までの特性をM-系列信号入力試験データを用いて最小自乗法によりARMAXモデルとして求め，連続時間系に変換したものを設計モデルとする。ここで，制御系設計において重要であるトルク外乱は操作量外乱として取り扱うことにする⁸⁾。

4．2 H^∞ 制御による制御系設計

操作量外乱抑制とロバスト安定性のトレードオフを考えるとFig. 8の H^∞ 制御問題となり，式(2)で定式化される。この H^∞ 制御問題をここでは操作量外乱抑制問題と呼ぶことにする⁸⁾。

$$\|W_1(s)W_2(s)P(s)S(s)W_2(s)T(s)\|_\infty < 1 \quad (2)$$

操作量外乱抑制問題では，操作量外乱 d からエンジン回転速度 n までの伝達関数 $P(s)S(s)$ と相補感度関数 $T(s)$ の周波数整形を行うことにより，操作量外乱抑制とロバスト安定性のトレードオフを図っている。

操作量外乱抑制問題では，目標値追従性の評価指標である感度関数 $S(s)$ を評価していないが，

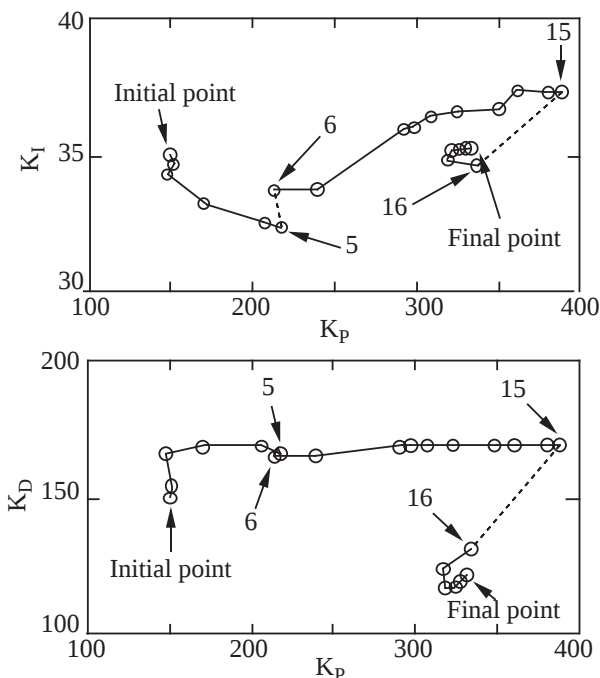


Fig. 6 Trajectory of auto-tuning.

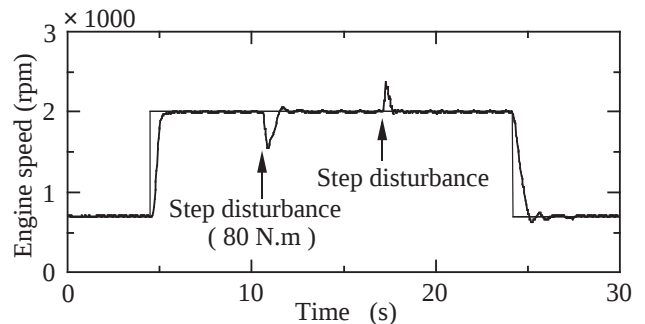


Fig. 7 Response after auto-tuning.

$P(s)S(s)$ の低周波数領域でのゲインを下げることで間接的に $S(s)$ の低周波数領域でのゲインを下げて目標追従性を良くすることになる。

ここで，相補感度関数 $T(s)$ に対する周波数重み関数 $W_2(s)$ を以下のように設定すればスモールゲイン定理により閉ループ系のロバスト安定性が保証される⁹⁾。

〔ロバスト安定性の保証〕

$P(s)$ を設計モデル， $P'(s)$ を特性変動時のエンジン特性とすると，乗法的モデル変動率 $\Delta(s)$ は式(3)で定義される。ここで，すべての $\Delta(s)$ に対して式(4)が満足されていればロバスト安定性が保証される。よって，周波数重み関数 $W_2(s)$ のゲインがすべての $\Delta(s)$ のゲインより大きくなるように $W_2(s)$ を設定すれば，式(2)によってロバスト安定性は保証される。

$$P'(s) = (1 + \Delta(s)) P(s) \quad (3)$$

$$|\Delta(s)T(s)| < 1 \quad (4)$$

Fig. 9にエンジンモデルの乗法的モデル変動率 $\Delta(s)$ と設定した周波数重み関数 $W_2(s)$ のゲイン線図を示す。

Fig. 9では，周波数が7rad/s以下の領域で $\Delta(s)$ のゲインが $W_2(s)$ のゲインより大きくなっているが，その理由および，これによってロバスト安定性が失われないことについて以下に述べておく。フィードバック制御系設計後の相補感度関数 $T(s)$ のゲインを調べると，Fig. 10のように0.7～7rad/sの周波数領域で0dBを越えているが最大値でも2dB程度であることがわかる。一方，Fig. 9より乗法的モデル変動率 $\Delta(s)$ のゲインは10rad/s以下の周波数領域で0dB以下となっており，とくに $T(s)$ のゲインが0dB以上となる周波数領域では-10dB以下と

なっていることがわかる。このように，すべての $\Delta(s)$ のゲインが0dB以下であり，かつ，式(4)を満足するだけ十分小さい周波数領域では， $W_2(s)$ の設定に関係なくスモールゲイン定理が満たされロバスト安定性が保証される。

全周波数領域で $W_2(s)$ のゲインがすべての $\Delta(s)$ のゲインより大きくなるように $W_2(s)$ を設定すると，過剰にロバスト安定性を見積もってしまい制御性能が上がらなくなるため，本研究ではFig. 9のように $\Delta(s)$ のゲインが十分小さい周波数領域で $W_2(s)$ のゲインを下げて制御性能の向上を図っている。

4.3 2自由度制御による目標追従性の改善
操作量外乱抑制問題を用いて外乱抑制能力を高めると，Fig. 11のように目標追従時にオーバーシ

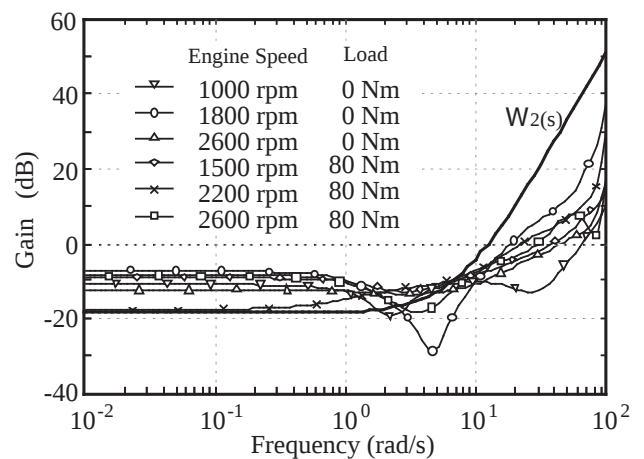


Fig. 9 Gain plots of $W_2(s)$ and $\Delta(s)$.

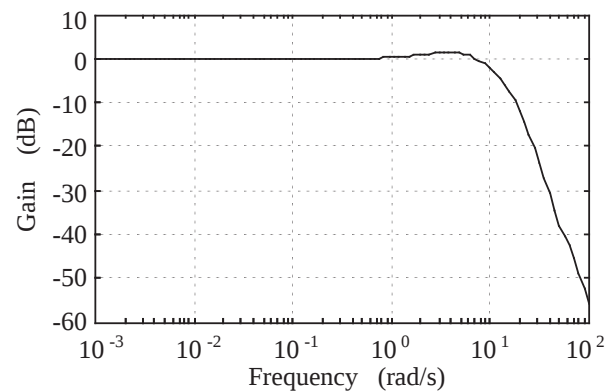


Fig. 10 Gain plot of complementary sensitivity $T(s)$.

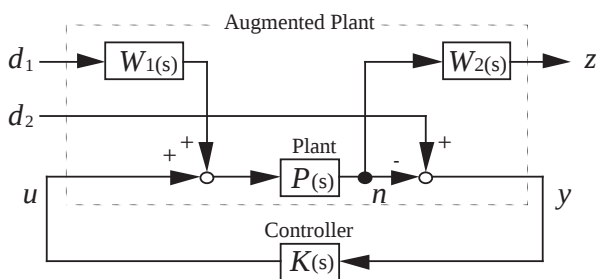


Fig. 8 Input disturbance control problem.

ュートが出始める。そこで、制御系をFig. 12の2自由度系にし、目標追従性の改善を図る必要がある¹⁰⁾。ここで、 G_m は希望する目標追従特性を示す規範モデル、 F は式(5)の特性を持つフィードフォワード項であり、 K は操作量外乱抑制問題で設計したフィードバック制御器である。

$$F = P^{-1}G_m \quad (5)$$

4.4 実験結果

実験で用いるエンジンは3章で用いた物と同じであり、荷役操作による負荷変動は油圧ポンプの吐出圧を切り替えて負荷トルクを変えることで模擬する。また、設計した制御器は、制御サンプリング周期を30msとして双一次変換を施して離散化し、32ビットパーソナルコンピュータに実装した。

目標値追従制御とトルク外乱抑制制御について、2自由度 H^∞ 制御と従来から使用しているPID制御を比較した結果をFig. 13, Fig. 14に示す。ここで、製品の電子ガバナコントローラでは運転条件によってPIDゲインの切替を行っているが、 H^∞ 制御と制御性を比較するため、ゲイン切替を

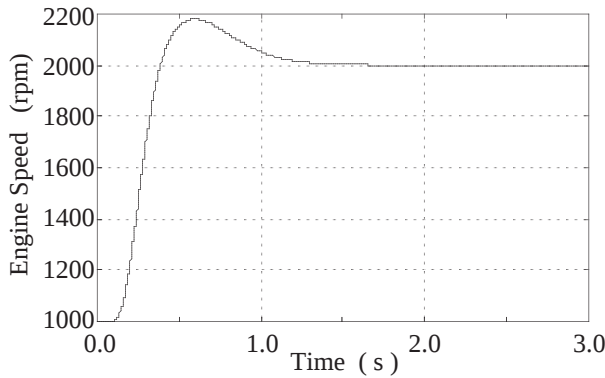


Fig. 11 Simulation result of step response.

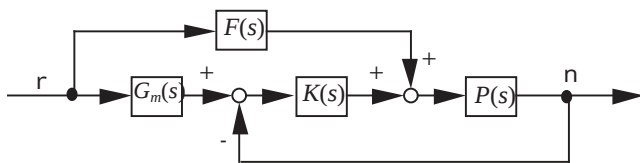


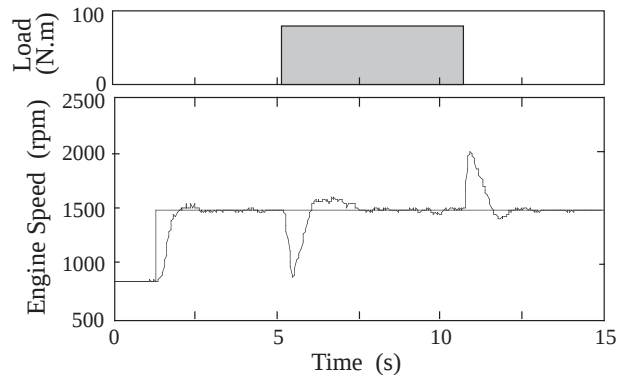
Fig. 12 Control system with 2 degrees of freedom.

行わずに全運転領域で安定となるように、ファジィオートチューニング⁴⁾を用いてエンジン回転1500rpm付近でPIDゲインを調整したものをを用いた。

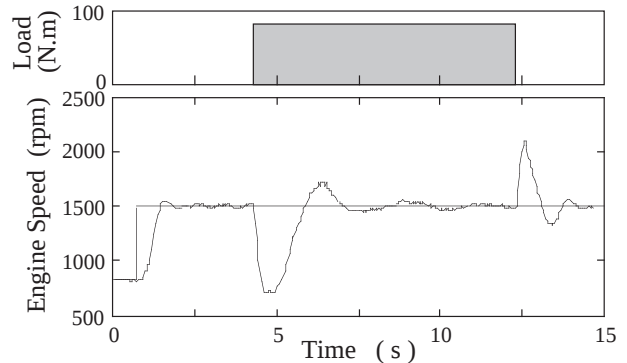
図の比較より、2自由度 H^∞ 制御の方がPID制御に比べて目標追従性、トルク外乱抑制に優れた制御器が設計できていることがわかる。また、目標値を変えた場合の安定性にも優れていることがわかる。

5. まとめ

(1)ファジィ調整則を複数の群に分けて推論し、各群の適合度で重み付け平均する方法⁴⁾を考案することにより、調整則の組み合わせ数を抑えて多くの制御要求仕様を満足させ得る、PID制御系のオートチューニング機構を開発した。



(a) 2 Degrees of Freedom Control Combined with H^∞ Control



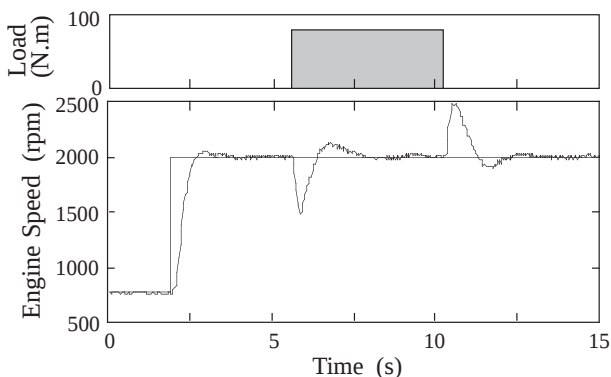
(b) PID Control

Fig. 13 Follow-up control and Disturbance control in the reference change from 800rpm to 1500rpm.

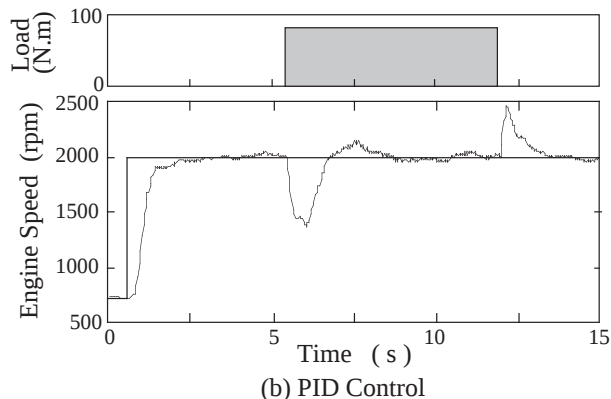
(2) H^∞ 制御を用いて、エンジンの特性変動に対するロバスト安定性を満足する範囲で制御性能を追求し、フィードバック制御に H^∞ 制御を適用した2自由度制御を用いることにより、PID制御に比べて目標追従、トルク外乱抑制に優れた制御器が設計できることを実験的に確かめた^{8,10)}。

(3)PID制御系のオートチューニング技術は実際に製品開発に活用され、制御系開発時間を約20分の1に短縮することに貢献した。また、 H^∞ 制御理論による設計技術により、電子ガバナ制御系の性能限界を理論的実験的に示し、今後の制御系開発の指針を得ることができた。

これらの成果より、本研究では、フォークリフト用ガソリンエンジンの電子ガバナの制御技術を確立することができたと言える。



(a) 2 Degrees of Freedom Control Combined with H^∞ Control



(b) PID Control

Fig. 14 Follow-up control and Disturbance control in the reference change from 800rpm to 2000rpm.

参 考 文 献

- 1) Nakamura, T., Ohtoshi, K., Hirate, H., Sugimoto, T., Ohsawa, M. and Nishizawa, H.: "Development of the Electronic Governor System for the Toyota X300 Forklift Truck", SAE Tech. Pap. Ser., No.921655, (1992)
- 2) 西澤, 大年, 藤本, 平手: "X300電子ガバナ車の開発", 豊田織機技報, No.24(1991), 21 ~ 31
- 3) 古田, 富田: "先端制御技術の動向報告", 計測と制御, 29-10(1990), 953 ~ 958
- 4) 西澤, 他4名: "ファジィ推論によるガソリンエンジン用電子ガバナのオートチューニング", 日本機械学会論文集(C編), 60-572(1994), 1323 ~ 1328
- 5) 高橋, システムと制御 第2版, 下, (1978), 353 ~ 358, 岩波書店
- 6) 大西: "制御規則の順序構造モデルによるファジィ推論方法", 日本ファジィ学会誌, 2-4(1990), 577 ~ 584
- 7) Dobner, D. J.: "A Mathematical Engine Model for Development of Dynamic Engine Control", SAE Tech. Pap. Ser., No.800054, (1980)
- 8) 西澤, 他4名: "ガソリンエンジン用電子ガバナの制御系設計(第1報), H^∞ 制御によるトルク外乱抑制", 日本機械学会論文集(C編), 62-594(1996), 609 ~ 614
- 9) 細江, 荒木: 制御系設計 - H^∞ 制御とその応用 -, 朝倉書店, (1994), 46 ~ 75
- 10) 西澤, 他4名: "ガソリンエンジン用電子ガバナの制御系設計(第2報), 二自由度制御による目標追従性の改善", 日本機械学会論文集(C編), 62-599(1996), 2661 ~ 2665

著 者 紹 介



西澤博幸 Hiroyuki Nishizawa

生年: 1962年。

所属: 制御研究室。

分野: 車両のパワートレーン制御に関する研究。

学会等: 日本機械学会, 自動車技術会会員。

1996年度日本機械学会奨励賞(技術)受賞。

工学博士。



大澤正敬 Masataka Osawa

生年: 1955年。

所属: 制御研究室。

分野: パワートレーン分野の技術開発・研究。

学会等: 自動車技術会, 計測自動制御学会会員。

1996年度自動車技術会技術開発賞受賞。