

# 学 位 論 文

## 論 文 題 目

小型バイオメタンガスエンジン発電機用電子ガバナの  
ロバスト制御則に関する研究  
**Research of Robust Control Law for Electronic Governor  
of Small Bio-methane Gas Engine Generator**

|        |        |
|--------|--------|
| 申請研究科名 | 理工学研究科 |
| 申請者氏名  | 岡村 浩一  |

博士論文

小型バイオメタンガスエンジン発電機用  
電子ガバナのロバスト制御則に関する研究

Research of Robust Control Law for Electronic  
Governor of Small Bio-methane Gas Engine Generator

平成 30 年 1 月 11 日

岡村 浩一

## 目 次

|                                                          |    |
|----------------------------------------------------------|----|
| 第1章 序 論                                                  | 1  |
| 1.1. 研究の背景                                               | 1  |
| 1.2. バイオメタンガス活用の代表的先行研究の調査                               | 2  |
| 1.3. ガスエンジン制御の代表的先行研究の調査                                 | 7  |
| 1.4. 研究の目的・工学的価値                                         | 11 |
| 1.5. 本論文の構成                                              | 11 |
| 参考文献                                                     | 13 |
| 第2章 制御対象（小型ガスエンジン）                                       | 15 |
| 2.1. 本章の目的                                               | 15 |
| 2.2. 発電機用小型ガスエンジン                                        | 15 |
| 2.2.1. 小型ガスエンジンの機械的構造                                    | 17 |
| 2.2.2. 小型ガスエンジンの熱力学的構造                                   | 19 |
| 2.2.3. 小型ガスエンジンモデルの模擬度                                   | 23 |
| 2.3. コージェネシステム用小型ガスエンジン                                  | 28 |
| 2.3.1. コージェネガスエンジンの機械的構造                                 | 29 |
| 2.3.2. コージェネガスエンジンの熱力学的構造                                | 29 |
| 2.3.3. コージェネガスエンジンモデルの模擬度                                | 31 |
| 2.4. 慣性モーメントによるトルク変動試算結果                                 | 32 |
| 2.4.1. 計算条件                                              | 32 |
| 2.4.2. トルク変動計算式                                          | 32 |
| 2.4.3. トルク変動計算結果                                         | 35 |
| 2.5. まとめ                                                 | 36 |
| 参考文献                                                     | 37 |
| 第3章 小型ガスエンジン発電機の補機付加によるバイオメタン対応                          | 38 |
| 3.1. 本章の目的                                               | 38 |
| 3.2. 基礎実験                                                | 38 |
| 3.2.1. 予備実験形態(PES, Preliminary Experimental Set-up)と実験条件 | 38 |

|                                                          |    |
|----------------------------------------------------------|----|
| 3.2.2. 予備実験結果                                            | 40 |
| 3.2.3. 補機付加による実験形態(IES, Improved Experiment Set-up)と実験結果 | 42 |
| 3.3. 閉ループフィードバック制御(PID 制御)                               | 47 |
| 3.3.1. エンジンモデル                                           | 47 |
| 3.3.2. 閉ループフィードバック制御(PID 制御)とシミュレーション                    | 47 |
| 3.3.3. 閉ループフィードバック制御(PID 制御)による実験結果                      | 48 |
| 3.4. まとめ                                                 | 50 |
| 参考文献                                                     | 52 |

## 第4章 線形二輪モデルを評価ツールとしたモデルマッチングと最適オブザーバの

|                                        |    |
|----------------------------------------|----|
| 組合せによるロバスト操舵制御則の評価                     | 53 |
| 4.1. 本章の目的                             | 53 |
| 4.2. シミュレーション方法                        | 54 |
| 4.2.1. シミュレーション条件                      | 54 |
| 4.2.2. 線形二輪モデル                         | 55 |
| 4.3. シミュレーションモデル                       | 56 |
| 4.3.1. Model Matching (MM)制御による目標特性の実現 | 56 |
| 4.3.2. 入力外乱モデルを付加したオブザーバ               | 57 |
| 4.3.3. 最適オブザーバの設計                      | 58 |
| 4.3.4. 最適オブザーバの構成                      | 58 |
| 4.4. シミュレーションによる評価                     | 59 |
| 4.4.1. インナーループ・シミュレーション                | 59 |
| 4.4.2. アウターループ・シミュレーション                | 64 |
| 4.5. ロバスト性の評価                          | 67 |
| 4.5.1. ロバスト性とは                         | 67 |
| 4.5.2. ロバスト性（耐外乱性）の評価指標                | 68 |
| 4.5.3. ロバスト性（耐外乱性）の評価                  | 69 |
| 4.6. まとめ                               | 71 |
| 参考文献                                   | 73 |
| Appendix                               | 75 |

|                                      |    |
|--------------------------------------|----|
| 第5章 バイオメタンに対応する小型ガスエンジン発電機用電子ガバナの制御則 | 77 |
| 5.1. 本章の目的                           | 77 |
| 5.2. 制御系の構造                          | 77 |
| 5.2.1. MFD と MBD の設計工程の相違            | 77 |
| 5.2.2. 制御対象のモデル化                     | 80 |
| 5.2.3. MM_OBSV 制御則                   | 80 |
| 5.2.4. MBD による制御系設計                  | 82 |
| 5.2.5. Simulink® モデルによるシミュレーション      | 83 |
| 5.3. MM_OBSV 制御則の実証実験                | 86 |
| 5.3.1. 実験形態                          | 86 |
| 5.3.2. 実験結果                          | 87 |
| 5.4. まとめ                             | 91 |
| 参考文献                                 | 93 |

## 第6章 バイオメタンに対応する小型ガスエンジン発電機用電子ガバナ制御則の

|                              |     |
|------------------------------|-----|
| 実証                           | 94  |
| 6.1. 本章の目的                   | 94  |
| 6.2. エンジン制御システム              | 94  |
| 6.2.1. エンジンモデル               | 95  |
| 6.2.2. MM_OBSV 制御器           | 97  |
| 6.2.3. 最適オブザーバの設計            | 99  |
| 6.2.4. 最適オブザーバの構築            | 99  |
| 6.3. MM_OBSV 制御則のシミュレーション結果  | 100 |
| 6.3.1. 負荷変動のシミュレーション結果       | 101 |
| 6.3.2. パラメータ変動のシミュレーション結果    | 104 |
| 6.4. MM_OBSV 制御則の実証実験結果      | 105 |
| 6.4.1. 負荷変動に対するロバスト性の評価結果    | 107 |
| 6.4.2. パラメータ変動に対するロバスト性の評価結果 | 111 |
| 6.5. 入力外乱モデルの改善              | 112 |
| 6.5.1. エンジン制御システム            | 112 |

|                                          |     |
|------------------------------------------|-----|
| 6.5.2. MM_OBSV 制御則の入力外乱モデルの改善            | 114 |
| 6.5.3. 負荷変動のシミュレーション結果（入力外乱モデルの改善後）      | 116 |
| 6.5.4. 負荷変動に対するロバスト性の実証実験結果（入力外乱モデルの改善後） | 119 |
| 6.6. まとめ                                 | 122 |
| 6.7. 今後の課題                               | 123 |
| 参考文献                                     | 124 |

## 第7章 GET システム生産燃料による小型ガスエンジン発電機，およびコージェネ

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| システムの運転性能検証                   | 125 |
| 7.1. 本章の目的                    | 125 |
| 7.2. GET システム                 | 125 |
| 7.2.1. メタン生成田                 | 126 |
| 7.2.2. GET システムによるエネルギー循環システム | 127 |
| 7.3. バイオメタンガスの組成              | 129 |
| 7.4. 実験構成と実験条件                | 130 |
| 7.4.1. 小型ガスエンジン発電機の実験構成と実験条件  | 130 |
| 7.4.2. コージェネシステムの実験構成と実験条件    | 131 |
| 7.5. 実用性検証結果                  | 132 |
| 7.5.1. 小型ガスエンジン発電機の実用性検証結果    | 132 |
| 7.5.2. コージェネシステムの実用性検証結果      | 135 |
| 7.6. まとめ                      | 138 |
| 参考文献                          | 139 |

## 第8章 結 論

|                                                  |     |
|--------------------------------------------------|-----|
| 8.1. ガスエンジン発電機の補機類付加および PID 制御による<br>バイオメタン燃料化対応 | 140 |
| 8.2. MM_OBSV 制御則のロバスト操舵制御への試行                    | 142 |
| 8.3. バイオメタンに対応するガスエンジン発電機用電子ガバナの制御則              | 143 |
| 8.4. ガスエンジン発電機の MM_OBSV 制御によるバイオメタン燃料化対応         | 144 |
| 8.5. ガスエンジン発電機の GET システム生産燃料による実用性               | 145 |

|                                      |     |
|--------------------------------------|-----|
| 8.6. 今後の研究課題                         | 145 |
| 謝辞                                   | 147 |
| APPENDIX                             | 148 |
| A.1. モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによる         |     |
| ロバスト制御器の設計方法                         | 148 |
| A.1.1. 耐外乱性, ロバスト性の評価(閉ループ)          | 148 |
| A.1.2. 耐外乱性, ロバスト性の評価(開ループ)          | 149 |
| A.1.3. 制御対象の定式化                      | 149 |
| A.1.4. 目標特性の実現                       | 150 |
| A.1.5. 入力外乱モデルを加えたオブザーバの設計           | 153 |
| A.1.6. 全体システム (MM と最適オブザーバの組合せ系) の評価 | 154 |
| A.1.7. 最適オブザーバの解釈                    | 155 |
| 論文リスト                                | 157 |

## 本論文に用いる記号の説明

章毎に用いられている主な記号の説明を示す. なお,第 1 章,第 3 章,第 7 章,および第 8 章は特に記す記号の説明はない.

### 第 2 章

$Q$ : 熱エネルギー量またはコンロッド方向の力

$m$ : 質量

$c$ : 比熱

$T$ : 絶対温度またはトルク

$\eta$ : 熱効率

$L$ : 仕事またはコネクティングロッド長

$V$ : シリンダ容積

$\kappa$ : 比熱比

$c_p$ : 定圧比熱

$c_v$ : 定積比熱

$x$ : ピストン変位

$R$ : クランク径またはピストン運動方向と垂直方向の力

$F_g$ : 爆発力変化

$\theta$ : クランク角

$\varphi$ : コネクティングロッド角

$\omega$ : クランク軸回転速度

$\lambda$ : 連桿比

$F$ : ピストン力

$m_{rc}$ : ピストン等レシプロ質量

$F_g$ : ピストンに加えられるガス力

$F_i$ : ピストン・クランク機構の慣性力

$G$ : クランクピンからジャーナルに向かう分力

$H$ :  $G$  に垂直な分力

$\delta$ : エンジン回転速度変動率

$I$ : 回転軸系の慣性モーメント

$\omega_m$ : 平均角速度

$T_m$ : 平均トルク

### 第 4 章

第 4 章に記載の記号表を参照のこと

### 第 5 章

第 5 章に記載の記号表を参照のこと

### 第 6 章

第 6 章に記載の記号表を参照のこと

# 第1章 序 論

## 1.1. 研究の背景

国内では、精製純度が約 100 %のメタン燃料、または過給圧を用いたメタン化エンジン発電機の研究、およびバイオメタン生成純度が 60%程度の一定組成のメタン燃料を用いたメタン化エンジン発電機の研究が実施されてきた。また、我が国におけるバイオガス発電の現状と課題によれば、全国で畜産排泄物、および食物残渣等を原料にした大出力（数十～数百 kW）のバイオガス発電プラントが事業化されたが、発電による電力利用とメタン精製、および原料運搬等の維持費用には大きな隔たりがあり、主にランニングコスト面の課題により、発電を行っていない施設も多い。

名城大学農学部の中村らは、休閑期の水田や休耕田に未利用の稲わらを投入し、メタンガス（Gas）を再生可能エネルギー（Energy）として水田（Tambo）で生産・回収（Get）する基盤技術である GET システム<sup>(1)</sup>を開発した。GET システムは、特別な付属設備を必要としないインフラレスなバイオメタンガス生産田である。GET システムのインフラレスという特徴を生かし、生産・回収したバイオメタンガスを精製等の後処理をせずに、そのまま燃料として発電、および排熱利用ができる既存のコージェネレーションシステム（以下、コージェネシステム）はない。

中村らは、GET システムで生産したバイオメタンガスを、水田圃場に隣接した施設園芸の温室の空調に利用するシステムの計画を進めている。このシステムの燃料系統の設備としては、ガス配管と簡単なガスホルダ（バイオメタンガスを一時的に貯めるタンク）が必要だけであり、空調用の電気系統、および給湯暖房系統は、既に設置されている電気配線、および給湯暖房機器が流用できる。研究開発が必要な機器は、発電と給湯を行うコージェネシステムであり、これは市販のガスエンジンコージェネレーションユニット（通称 ECOWILL）をバイオメタン対応化できれば実現することができる。そのため、GET システムで生産したバイオメタンガスを地産地消により活用するために、そのまま燃料として使用できるコージェネシステムの開発が切望されている。

しかしながら、GET システムで生産するバイオメタンガスは、濃度変動が大きく、施設園芸における温室の空調用途では、発電機の負荷変動も大きい。

そのような背景を受け、本研究は、それらの変動条件下においても、発電機能を維持できるロバスト制御則を開発・実証するものである。

## 1.2. バイオメタンガス活用の代表的先行研究の調査

我が国のバイオガス発電の現状と課題について調査した。1990年代後半から2000年代前半にかけて、廃棄物処理の面から、全国で畜産排泄物、および食物残渣等を原料にした大出力（数十～数百 kW）のバイオガス発電プラントが事業化された。しかしながら、主にランニングコストの問題で発電を行っていない施設が多い。原料のバイオマスの運搬コスト、および電気の遠隔地への送電コスト等を勘案すると、バイオエネルギーの活用は、バイオマスが発生するその場で、バイオエネルギーを生産し、生産したエネルギーをその場で消費する、いわゆる、地産地消型のサイクルが最適であることが判った。

一方、石油枯渇が騒がれた1990年ごろに、石油燃料の代替として、組成の約90%がメタンガスである天然ガスの自動車燃料への普及が求められ、1990年代に、自動車エンジンの天然ガス化の研究が盛んに行われた。同じ時期に、一部のエンジン発電機メーカーで、小型のガスエンジン発電機を約60%メタン濃度のバイオガスに対応させる研究が行われた。しかしながら、バイオメタンガスの濃度変動、および負荷変動にリアルタイムに対応する電子ガバナの制御則の研究はなかった。

### (1) 我が国におけるバイオガス発電の現状と課題<sup>(2)</sup>

1997年に、一定量以上の電力をバイオマスなどの再生可能な新エネルギーから得ることを電気事業者に対して義務づけた「新エネルギー利用等の促進に関する特別法」が成立し、2002年には、バイオマス・ニッポン総合戦略が決定された。一方、廃棄物処理の面からも、1999年に「家畜排泄物の管理の適正化および利用の促進に関する法律」が、2000年に「食品循環資源の再生利用等の促進に関する法律」が施行され、畜産廃棄物の適正処理、食品廃棄物の減量化・有効利用が義務付けられたことにより、バイオガス化が注目されるようになった。バイオガス化は、含水率の高い有機物を酸素のない嫌気的な条件下で、微生物のメタン醗酵（嫌気性消化）機能によりメタンを主成分とするバイオガスを生産するプロセスである。近年、循環型社会形成・環境問題対策などから、生ゴミや畜産排泄物のメタン醗酵処理技術の実証試験や導入が盛んに行われた。

バイオガスの利用法としては、熱利用、発電、コージェネ、ガス燃料としての利用があるが、汎用性があり最も有望な方法は、総合効率の高いコージェネと考えられている。我が国においては、2000年ごろに、全国で本格的なバイオガス発電プラントが建設された。バイオガスは、通常メタンを55～65%、二酸化炭素を45～35%、硫化水素等を含み、低位

発熱量は  $21\sim 23\text{MJ/m}^3$  程度であるため、エンジン等の燃焼により電気や熱エネルギーに変換できる。バイオガス中の硫化水素はエンジンを腐食させるため、通常酸化鉄で脱硫された後に使用される。バイオガス発電プラントの多くは、少量で広く分散した有機性廃棄物を原料とする集約型処理システムであり、原料の輸送コストが問題となる。また、醗酵処理後の醗酵液の排水処理プロセスもコスト高の原因となっている。これらのランニングコスト面の課題で、バイオガス発電プラントが設置されても、発電を行っていない施設が多いことから、経済性の高い発電施設が求められている。

## (2) 天然ガスピストン内燃エンジン<sup>(3)(4)</sup>

今日の内燃機関用燃料は、ガソリンに代表される石油系燃料が主流を占めている。しかし、採掘可能な石油は数十年のうちに枯渇するといわれるなど、将来にわたる安定供給の点で不安がある。また、近年  $\text{CO}_2$  等による地球温暖化、および有害排出物質による環境汚染の問題を考えると、より高効率・低公害の燃料、およびその利用技術を早急に確立する必要がある。石油代替燃料の有望な候補としてメタンが主成分の天然ガスが注目されている。天然ガスは耐ノック性、希薄燃焼性、排出ガスの清浄性において優れた性質を持つ一方で、燃焼速度の向上策、エンジンへの供給方法などに課題があると言われている。

石油は、燃料、潤滑油、プラスチック、繊維、ゴム、洗剤、溶剤、塗料、アスファルト、薬、肥料など、多品種の原料に使われている。これに対し、天然ガスの用途は、実質燃料のみである。48 年間、内燃エンジン一筋の研究に生涯を捧げられた石原（当時、名城大学）は、まずは、既存技術で可能な、天然ガス自動車への転換を促進し、石油枯渇を少しでも遅らせるべきと説いている。石油も天然ガスもいずれは枯渇するため、それぞれの使い分けが必要である。自動車の燃料としては、天然ガスを普及させるべきであるが、天然ガス車の大半は、トラック、ごみ収集車、およびバスであり、乗用車にはほとんど普及していないのが現状である。

天然ガスの主成分であるメタンの特性は以下のとおりであり、メタンは石油系燃料に比べ、クリーンな燃料といえる。

(a) メタンの分子構造は、1 個の炭素原子(C)が 4 個の水素原子(H)によって囲まれている。

したがって、燃焼の際にススが発生し難く、かつ炭酸ガス( $\text{CO}_2$ )の発生が少ない。ススは C が連なった物質である。石油からの燃料は、燃料組成において C が連なっているため、燃焼後にも C が連なっていることが起こりやすい。つまり、ガソリンや

軽油に比べて天然ガスは、ススが発生し難い燃料である。

- (b) メタンは、石油系燃料等の自然燃料のうち、H の数に比べて C の数が最も小さく、燃料組成からみて CO<sub>2</sub> の発生割合が最小である。

次に、ピストン内燃エンジンの特性は以下のとおりであり、ピストン内燃エンジンは、定回転数での運転が必要な発電機やコージェネシステム用原動機にふさわしいといえる。

- (a) ピストン内燃エンジンは、ピストンの下死点での減速による体積効率の確保と、上死点の減速による燃料の大部分の燃焼により、熱効率が確保されている
- (b) ピストンリングが、ピストンとシリンダとの間を低摩擦かつ高気密に保っているため、ピストンの高速な動きが可能となっている。
- (c) エンジンの間欠燃焼による間欠的な出力を、フライホイールの回転エネルギーの蓄積効果によりトルク変動の平滑化を行っている。

以上のように、天然ガス（メタン）の燃料としてのクリーン性とピストン内燃エンジンとの親和性により、更に天然ガス（メタン）エンジンを普及させるべきである。

### **(3) ガスエンジン燃料の希薄化<sup>(5)</sup>**

オットーサイクルで運転されるガスエンジンの低 NO<sub>x</sub> 化には、燃費の点からも希薄燃焼が有力な手法の一つと考えられる。また、エンジンを生産工程まで含んで考えた場合には、燃焼改善手法として現在のシステムからシリンダヘッドの形状変更のみで実現できる吸気スワールによる乱れ強化により燃焼改善を行う方法がある。シリンダヘッドの形状を変更しスワール比（クランク軸 1 回転当たりの筒内渦の回転数）を変化させて希薄燃焼に対応させるものであるが、燃費的な観点からも適正なスワール比の設定が必要である。また、振動騒音につながるトルク変動を出来る限り低く押える必要があることから、より厳しい条件での希薄燃焼が要求される。吸気スワールを用いた乱れ強化による希薄燃焼化は、低 NO<sub>x</sub> 化、低燃費化の面では有効であるが、バイオメタンガスのような希薄な燃料の濃度変動にリアルタイムに対応できる方式ではない。

### **(4) 混合ガス（CH<sub>4</sub> 60% + CO<sub>2</sub> 40%）燃料使用による内燃機関の性能<sup>(6)</sup>**

農業廃棄物のうちの、家畜の糞尿や各種有機廃棄物の腐敗物から発生する可燃性ガスを内燃機関に利用する上での知見を得るための研究が進められてきた。農業廃棄物のメタン発酵においては、有機物がメタン菌群といわれる嫌気性菌によって分解されメタンを発

生する。植物の葉等の有機廃棄物をメタン発酵させると、メタンガスが 13～61%，残りがほとんど二酸化炭素と微量の窒素と水蒸気である。メタン発酵実験装置での、家畜の糞尿から得られるメタンは約 60%，残りは、二酸化炭素が約 40%と微量の窒素と水蒸気である。このように、バイオマスガスでは、可燃性ガスに少なからずの不燃性ガスが含まれている。この研究では、不燃性ガスが比較的多く混入している（メタン・二酸化炭素）混合燃料が内燃機関用燃料として、どの程度有効に使用できるかを明らかにすることを目的としている。ここでは、ガソリン機関の気化器をガス混合器(ガスキャブレタ)に替えるのみで、安定した回転で広範囲にわたって回転速度と負荷に応ずることが可能かどうかを調べている。エンジンは三菱メイキ G 型機関（0.236L），ガス混合器は IMPCO 製 CA50-504 という汎用品である。

コーネル大学での研究例を引用し、混合ガス燃料(メタン 60%，二酸化炭素 40%)で、圧縮比 15:1，回転数 900rpm の実験で、空燃比 10%のところで最大出力を得ていることから、メタンガス燃料のノック価が極めて高いことに注目している。この実験でも低速回転では、空燃比 10.2%で、やや燃料過剰のとき、出力が最大であったことが報告されている。研究成果をまとめると、以下である。

- (a) ガソリンエンジンのキャブレターを、ガス混合器に換えるだけで、全回転域に、負荷をかけても安定した回転速度を得ることができる。
- (b) 性能曲線図から、メタン 60%，二酸化炭素 40%の混合燃料を使用しても、ガソリン燃料とあまり変わらない性能が得られている。
- (c) 指圧線図から、圧力線、膨張線とも異なる曲線を示している。図示平均有効圧は、混合ガス燃料使用の場合が大きい数値を示している。

この研究は、メタンガス燃料のノック価が極めて高いことを利用し、高圧縮比（圧縮比 15:1）により燃焼効率を向上させるものであるが、バイオメタンガスのような希薄な燃料の濃度変動にリアルタイムに対応できるものではない。

## (5) バイオガスのエネルギー利用<sup>(7)(8)</sup>

地球温暖化問題や循環型社会形成への取り組みとして、以下の背景から、小型のバイオガス利用システムの開発が強く望まれ、メタン発酵技術が注目されている。

- (a) メタン発酵技術を用い食品廃棄物、畜産排泄物、有機性汚泥等の廃棄物系バイオマスからバイオガス（メタン 60～65% 二酸化炭素 35～40%程度）と有機肥料が

得られる。

- (b) バイオガスをエネルギー利用し、有機肥料を農地還元することで循環型システムの構築可能となる。

この研究はこの既存ガスエンジンコージェネをベースにバイオガス対応機を開発し、バイオエネルギーの有効利用を目指す研究である。既存ガスエンジンは排気量 0.852L, ボアストローク 72×78, 3 気筒, 圧縮比 9.9 の 4 ストロークエンジンである。

研究成果をまとめると、以下である。

- ・バイオガスを模擬したメタン 57%, CO<sub>2</sub> 43%の混合ガスで 6kW を発電し、エンジンの運転範囲を確認後、バイオガス（牛糞）だけでの実証運転に成功した。これは、バイオガス分野において日本初であり、発電出力 10kW 以下クラスで商用電源との連係を実現している。

この研究も、吸気スワールを用いた乱れ強化による希薄燃焼化、および高圧縮比による燃焼効率を向上させ、バイオメタンガスに対応させるものであり、バイオメタンガスの希薄な燃料の濃度変動にリアルタイムに対応できる方式ではない。

#### (6) 多様な燃料組成に対応可能な小型ガスエンジンシステム<sup>(9)</sup>

小規模な分散型発電システムで用いられる数十 kW 程度の小型エンジンでは、補助装置の設置はスペース的にも困難で実用には至っていない。このように、バイオマスガスを小型エンジンで用いる場合は、様々な燃料組成やその時間変動に対応し、さらに要求出力も時間変化する場合においても、その変動を吸収し、安定した高効率な運転が要求される。

低カロリーで、組成が様々な燃料でも安定した発電を行える小型のガスエンジンの開発研究を行ってきた。低カロリー燃料でも、その組成に応じて、予混合気条件を整えれば安定した着火、燃焼が可能であることを明らかにしている。

燃料組成が変化しても安定して高効率な運転を行うために、制御項目は当量比、点火時期とし、また発電用途のために定回転数での運転を行うエンジンの自動制御アルゴリズムを構築している。アクチュエータは空気用スロットル、燃料用スロットル、スパークプラグであり、いずれもフィードバック制御を行い、コントローラには PID を用いている。

研究成果をまとめると、以下である。

- ・多様な組成の燃料で、安定にかつ高効率に運転できる小型ガスエンジンシステムの構築の実績を有している。当量比変化に対する燃焼期間変化の割合は、燃料によらず 1 次線

形な関係を有しており、当量比と燃焼期間より、図示熱効率を求めることができることを明らかにしている。

また、出力一定時の燃焼期間と MBT (Minimum advance for the Best Torque) の関係も 1 次線形であることを明らかにしている。これに基づき、筒内圧力情報から当量比および燃焼期間をリアルタイムに推定することで高効率運転が可能な当量比および点火時期の目標値を自動的に決定するアルゴリズムを構築することができたと報告されている。

このアルゴリズムを自動車用エンジンに転用したエンジンシステムに実装し、実バイオマスガスを燃料として実験を行った結果、高効率な運転条件を自動で判断できていることが確認でき、構築した運転制御アルゴリズムの有効性が実証されている。

この研究は、バイオメタンガスのような希薄な燃料の濃度変動、および負荷変動にリアルタイムに対応できるものであるが、操作量が 3 系統 (空気用スロットル開度、燃料用スロットル開度、スパークプラグ)、制御量が 3 系統 (当量比、点火時期、エンジン回転数)、および観測値が 8 系統 (各部圧力と温度、 $O_2$ 、エンジン回転数) 必要でありシステムが複雑である。

### 1.3. ガスエンジン制御の代表的先行研究の調査

1980 年ごろから、現代制御を初めとするアドバンスト制御理論とその自動車制御への応用に関する調査が盛んに行われるようになった。当初は、世界的に強まりつつあった排気ガスと燃費を両立させる制御システムの構築が最大のテーマであった。それは、空燃費と点火時期と排気ガス還流量(EGR: Exhaust Gas Recirculation)をどのように制御すれば排気ガス規制を満足し、かつ燃費がよくなるかというテーマである。Cassidy や Dohner の最適化制御に関する論文が提出され、関連技術者がこの方面の重要性を認識し始めた。

1980 年ごろから現在までに、制御理論は  $H_\infty$  制御や  $\mu$  シンセシスまでロバスト制御が実現できるほど、大いに進歩したにもかかわらず、燃料制御においては、フィードフォワード制御 (開ループ制御) による粗調整とフィードバック制御 (閉ループ制御) による微調整の組合せという基本方式は変わっていない。

エンジンの制御項目には、空燃費制御、EGR 制御、点火時期制御、アイドルスピードコントロール (ISC : Idle Speed Control) 等の複数の制御項目があるが、現代制御理論やロバスト制御理論を中心とする線形フィードバック制御理論が直接的に適用できているのは ISC に限られている。

バイオメタンガスを燃料とする小型ガスエンジン発電機、およびコージェネシステム用のガスエンジン発電機の電子ガバナにロバスト制御測を適用し、バイオメタンガスの濃度変動、および負荷変動にリアルタイムに対応させる制御則の研究はなかった。

### (1) エンジン制御の現状と将来動向<sup>(10)(11)(12)</sup>

エンジン制御の代表的な制御項目のうち、最も重要な制御項目は、空燃費制御であり、次に EGR 制御、点火時期制御、ISC とされている。よく知られているように、ISC 以外は、本質的に開ループ制御であり、現代制御理論やロバスト制御理論を中心とする線形フィードバック制御理論を直接適用できるのは ISC に限られている。

エンジン制御の中で最も重要な制御項目とされている空燃費制御は、空燃費の粗調整に対応するフィードフォワード制御（開ループ制御）と、空燃費の微調整に対応する  $O_2$  センサーによるフィードバック制御（閉ループ制御）から成り立っている。このフィードバック制御は、目標空燃費と  $O_2$  センサーによるフィードバック出力（ $O_2$  センサーは、リレー型の出力であり目標値との偏差の方向しか判らない。）との偏差に PI ゲインを乗じて燃料噴射量の微調整を行うものである。

制御対象であるエンジンは以下の特徴を有するため、これらに適応するための考慮が必要である。

- (a) 燃料系、空気系の非線形特性
- (b) エンジン行程による遅れ
- (c) 制御構造
- (d) ハードウェアの制限

以上の特徴を有する制御対象に対する制御理論、および適用対象を以下に示す。括弧内は適用対象を示す。

- (a) フィードフォワード制御（空燃比制御、アイドリング制御）
- (b) 最適制御（回転数制御）
- (c) 極配置（加速度応答可変制御、サージ抑制制御）
- (d) オブザーバ（空燃比フィードバック制御）
- (e)  $H_\infty$  制御（アイドリング制御、ディーゼル燃料噴射時期制御）
- (f) STR（アイドリング制御）
- (g) 熱効率向上制御<sup>(12)</sup>

(h) 高効率点運転<sup>(12)</sup>

(i) HEV 対応<sup>(12)</sup>

今後の動向として、筒内噴射や、リーンバーンエンジンの出現により、空燃比のダイナミックレンジが大きくなるため、操作量として、燃料噴射量のみならず、スロットル開度の追加や、制御量として空燃比のみならず、エンジントルクを設ける等の多変数制御系の構成になるであろう。しかしながら、空気と燃料の制御がメインであることが変わらず、制御理論の枠組がこれまでと大きく変わることはないであろう。

## (2) エンジン制御の高度化技術<sup>(13)</sup>

エンジン制御にマイクロコンピュータが適用されてから久しい。マイクロコンピュータの性能向上によって、従来、オンボードでは難しいと思われていた、以下に示すような制御アルゴリズム（アドバンス制御）の適用が可能となってきた。

(a) モデリング技術に基づくエンジン特性の制御系への組み込み

(b) 信号処理技術のオンボード化

(c) 現代制御理論の実用化

アドバンス制御の適用事例として、以下に示す。

(a) 電子制御スロットル制御システムの制御系の例

電子スロットルの開度センサーによる制御量フィードバック、DC モータの電流フィードバック制御、間欠ディザ制御の 3 段階制御で操作量に制御量を追従させている。制御器は最適レギュレータを用い、最適制御ゲインは LQ 問題を解くことで定めている。

(b) ノッキング制御の例

圧縮比が高くなると、点火時期のわずかな誤差がトルクに影響を与えるため、より高精度なノッキング制御が必要になる。ノッキングをマルチスペクトル方式で検出する方法があるが、従来はノッキングをバンドパスフィルタで抽出していたが、検出精度はよくなかった。近年では、マイクロコンピュータによって、オンボードによるリアルタイムな周波数分析により検出精度を向上させることで、ノッキングの検出精度の向上が可能となった。

### (3) トルクベースエンジン制御<sup>(14)</sup>

車両統合制御システムは、エンジン、変速機、モータ、ブレーキに対して、ネットワークを経由して、統合的に制御をおこなうものである。ネットワーク上では駆動トルクや制動トルクなどトルクという物理量で情報が通信される。

エンジンは駆動トルク発生アクチュエータとしての位置づけとなる。このため、エンジンのトルク制御は高精度が必要となる。このため、吸入空気量フィードバック制御と学習制御を組み合わせた、トルクベースエンジン制御がある。以下にトルク図示トルクと吸入空気量の関係は線形且つ、再現性が良好であり、この関係によってフィードバック制御を実施する場合、フィードバックゲインの設定に起因するハンチングや、応答不良が発生する。この問題点を補うため、吸入量学習マップを付加して、対処している。

### (4) 天然ガス HCCI エンジン制御<sup>(15)</sup>

予混合圧縮自着火（HCCI）エンジンが天然ガスエンジンコージェネレーションシステム（CGS）の次世代原動機候補として研究されている。この研究では従来の小型ガスエンジン（4 ストローク、ボア×ストローク：78×72 mm，機関容積：0.688L，圧縮比：HCCI 用に 26 までアップ）の制御装置を使用して、マップ制御を主体とした HCCI システムを構築し、始動運転，負荷投入運転，負荷変動運転という一連の CGS 運転において、マップ制御による従来型の運転制御で、HCCI 燃焼においても安定運転ができることを実証している。

### (5) 自動車のエンジン制御に関連する制御理論<sup>(16)</sup>

自動車に適用されている制御理論のうち、エンジン制御に関連する、LQI 制御理論の適用状況を示す。燃料，EGR，および点火時期制御の目的は燃料を最小にしつつ，排ガス規制を満足させるために，空燃比，EGR 率，点火時期をどのように設定するかである。この研究では Dohner の評価関数  $J$  を最小にする操作量  $u$  を求めるアルゴリズムを紹介している。

一般に制御対象の数式モデルが不明であるので，その導出方法は以下が提案され，この sy 法で求めて最適操作量はマップ中に目標として設定される。

- (a) Maximum-Principle or Lagrange Multiplier
- (b) Linear programing
- (c) Dynamic programing
- (d) Non Linear programing
- (e) Maximum-Principle

一方、実用化されている制御理論は LQI 制御理論であるが、PID よりも制御成績は良好だが、ロバスト性が小さいことが指摘されている。今後は、現代制御理論の課題はロバスト性への検討である。

#### 1.4. 研究の目的・工学的価値

本研究の目的は、GET システムで生産する濃度が大きく変動するバイオメタンガスを、そのまま発電機、およびコージェネシステム用のガスエンジンの燃料とし、施設園芸における温室の空調用等の発電機の負荷変動に対して、安定して発電が維持できる電子ガバナのロバスト制御則を開発・実証することである。

本研究では、バイオメタンガスの濃度変動、および負荷変動の条件にリアルタイムに対応し、発電機能を維持できる電子ガバナのロバスト制御則を開発・実証するものであり、その工学的価値を以下に示す。

- (1) GET システムで生産・回収したバイオメタンガスを、そのまま燃料として使用できるように開発した小型ガスエンジン発電機用電子ガバナに適用するモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト制御則のアルゴリズムに工学的価値を有する。
- (2) 本制御則を組み込んだ小型ガスエンジン発電機の電子ガバナによって、負荷変動、および燃料の濃度変動条件下においても、発電機能を維持できる本制御則のロバスト性能の実証に工学的価値を有する。

#### 1.5. 本論文の構成

本論文の各章で述べる事項について構成を含め、概説する。

**第 2 章**は、本研究における制御対象である小型ガスエンジン発電機、およびコージェネレーションシステムのアーキテクチャについて論述した。**第 3 章**は、第 6 章で述べるロバスト制御則の小型ガスエンジン発電機の電子ガバナへの適用に先立ち、燃料の濃度を变化

させた場合のエンジンの基礎データを取得するために、エンジン補機付加によるバイオメタン対応化を試行した。第4章は、第6章で述べる小型ガスエンジン発電機用電子ガバナの制御則にモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによる制御則を適用するのに先立ち、この制御則における制御対象の汎用性を確認するため、制御対象として車両の操舵系へ適用を試みた。第5章は、第6章で述べるロバスト制御則を開発するために用いたモデルベース開発(MBD, Model Based Development)手法について論述した。第6章は、ロバスト制御則であるモデルマッチング制御と最適オブザーバを組合せた制御則を理論展開し、小型ガスエンジン発電機の電子ガバナへ適用した実証実験結果についてまとめた。第7章は、GET システムで生産する実バイオメタンガスを燃料としたガスエンジン発電機、およびコージェネレーションシステムの実証実験結果についてまとめた。第8章は、本研究成果を統括した。

## 参考文献

- (1) 田村廣人, 濱田千晶, 山田理昂, 吉田浩平, 本田修二, 細田晃文, 片山好春, 林義明, 村野宏達, 平野達也, “稲わらを資源とした水田での再生可能エネルギー(バイオメタン)の創製-GET システムの構築”, 名城大農学報 49, 2013, pp.1-10.
- (2) 塚原建一郎, 柳下立夫, 澤山茂樹, “我が国におけるバイオガス発電の現状と課題”, 日本エネルギー学会誌, Vol.84, No.7, 2005, pp.537-543.
- (3) 石原壮一, “天然ガス・ピストン内燃エンジンの素性”, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.03-07, 2007, pp.13-20.
- (4) 原薫, 米谷宏明, 岡西直樹, 福谷格, “天然ガスエンジンに関する研究”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.924-2, 1992, pp.1-4.
- (5) 永田龍三郎, 大橋保仁, 瀧昌弘, 機正, 片岡匡男, “ガスエンジン燃焼の希薄化-吸気スワール比の決定方法-”, 自動車技術会, 第 13 回内燃機関シンポジウムテキスト, 1996, pp.417-421.
- (6) 酒井幸夫, 広沢清, 前川孝昭, 山沢新吾, “混合ガス (CH<sub>4</sub> 60% + CO<sub>2</sub> 40%) 燃料使用による内燃機関の性能”, 農業施設, Vol.14, No.3, 1983, pp.21-26.
- (7) 永田龍三郎, “バイオガスのエネルギー利用”, 機会学会年次大会公演論文集, 2004-3, 2004, pp.69-70.
- (8) 永田龍三郎, 篠原博幸, 澤山茂樹, 塚原建一郎, “バイオガス利用 6kW ガスエンジンコージェネ開発”, 日本エネルギー学会大会講演要旨集, 12th, 2010, pp.228-229.
- (9) 山崎由大, 西澤幸紘, 金子成彦, “多様な燃料組成に対応可能な小型ガスエンジンシステムの開発”日本機械学会論文集 B 編, Vol.76, No.764, 1983, pp.684-690.
- (10) 鷺野翔一, 西山亮治, 新居宏壬, “エンジン制御の現状と将来動向”, 自動車技術会, 自動車技術, Vol.48, No.10, 1994, pp.20-26.
- (11) 高橋信補, 瀬古沢照治, 渡辺徹, “エンジン制御の現状と将来動向”, 計測と制御, Vol.36, No.2, 1997, pp.122-128.
- (12) 岩野浩, 大羽拓, “エンジン制御技術の動向”, 自動車技術会, 自動車技術, Vol.57, No.2, 2003, pp.12-17.
- (13) 栗原伸夫, 紀村博史, 星野雅俊, “エンジン制御の高度化技術-マイクロコンピュータ応用-”, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.9802, 1998, pp.25-31.
- (14) 佐藤真也, 中川慎二, 角谷啓, 箕輪利通, 根本守, 今野仁志, “トルクベースエンジン

ン制御におけるトルク制御精度の向上”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.10-06，2006，pp.21-26.

(15) 田村守淑，梶本典孝，“天然ガス HCCI エンジン制御の研究”，自動車技術会学術講演会前刷集 No.29-09，2009，pp.13-18.

(16) 原島文雄，鷺野翔一，“エンジン制御を中心とした自動車における制御技術，計測と制御”，Vol.25, No.11, 1986，pp.1023-1031.

## 第 2 章 制御対象（小型ガスエンジン）

### 2.1. 本章の目的

第 5 章のエンジンモデル同定に先立ち，実エンジン動特性のうち，捨象可能なエンジン特性要素，または捨象不可能なエンジン特性要素を判別する必要がある．

これらの捨象判別基準を確立するため，本研究の制御対象である小型ガスエンジン発電機，およびコージェネシステムに使用されている原動機の機械的構造，熱力学的構造を調査した．

これらの原動機はガスを燃料とする 4 ストローク単気筒の小型内燃機関であり，操作量であるスロットル開度と制御量であるエンジン回転数間の動特性に対して，エンジン内部の吸排気系の流量特性，および燃焼過程の間欠燃焼によるトルク変動の影響有無が懸念されるので，これらの現象のモデル化捨象の要否についても研究した．

4 ストローク単気筒の小型内燃機関はピストンの上・下死点によって生じるラグ時間（ピストン速度 0 になる時間）による吸排気系の流量特性の平滑化機能，クランクシャフトに取り付けてあるフライホイールの回転エネルギーの蓄積効果によるトルク変動の平滑化機能にも着目して，操作量であるスロットル開度と制御量であるエンジン回転数間の伝達特性について，エンジン内部の吸排気系の流量特性，および燃焼過程の間欠燃焼によるエンジン回転数変動の影響有無に対する研究成果を示す

### 2.2. 発電機用小型ガスエンジン（以下，小型ガスエンジン）

三菱重工製ガス発電機<sup>(1)</sup>内部に搭載されている原動機である．

外観写真を図 2.1 に示す．仕様を表 2.1 に示す．

このガスエンジンは以下の特徴を有するため，制御対象のエンジンとして選定した．

- (1) エンジン本体は汎用ガソリンエンジンとして十分な実績を有するものをベースに LPG 燃料化したものである．
- (2) 図 2.2 にベースエンジンの GB180<sup>(2)</sup>の外観．および性能曲線を示す．
- (3) 燃料ガスの供給圧が低圧（3 kPa）であり，過給圧が不要である．
- (4) 燃料混合器がキャブレター（ガスミキサー）であり，補機としての改修見通しを得やすい．
- (5) 発電機を負荷装置として利用可能であり，シャーシダイナモのような大掛かりな設

備が不要である。

- (6) 単気筒 4 ストロークエンジンであり，フライホイールの慣性モーメントが大きいためエンジンハンチング<sup>(3)</sup>が発生しにくい。



**Fig. 2.1** Engine generator MGC2200G.

**Table. 2.1** Specification of gas engine generator.

|           |                                     |    |                                     |
|-----------|-------------------------------------|----|-------------------------------------|
| Engine    | Engine type                         |    | Air cooling 4-stroke OHV gas engine |
|           | Engine displacement                 |    | 0.181 L                             |
|           | Bore-Stroke                         |    | 68 mm×50mm                          |
|           | Rated power                         |    | 3.4 kW (4.7PS) / 2800 rpm           |
|           | Max. power                          |    | 4.6 kW (6.3PS) / 4000 rpm           |
|           | Max. torque                         |    | 11.6Nm/2800rpm                      |
|           | Use fuel                            |    | LPG(Propane Gas)                    |
|           | Ignition type                       |    | Fly wheel magnet                    |
|           | Starting type                       |    | Recoil starter                      |
|           | Generator type                      |    | AC inverter generator               |
| Generator | Voltage adjustment type             |    | Inverter type                       |
|           | Rated frequency                     |    | 50/60 Hz switchable                 |
|           | Rated output                        | AC | 2.2 kVA (100 V×22 A)                |
|           |                                     | DC | 100 W (12 V×8.3 A)                  |
| Other     | Dimensions<br>(Length×Width×Height) |    | 547 mm×480 mm×618 mm                |
|           | Dry mass                            |    | 56 kg                               |
|           | Throttle control method             |    | Electronic governor                 |

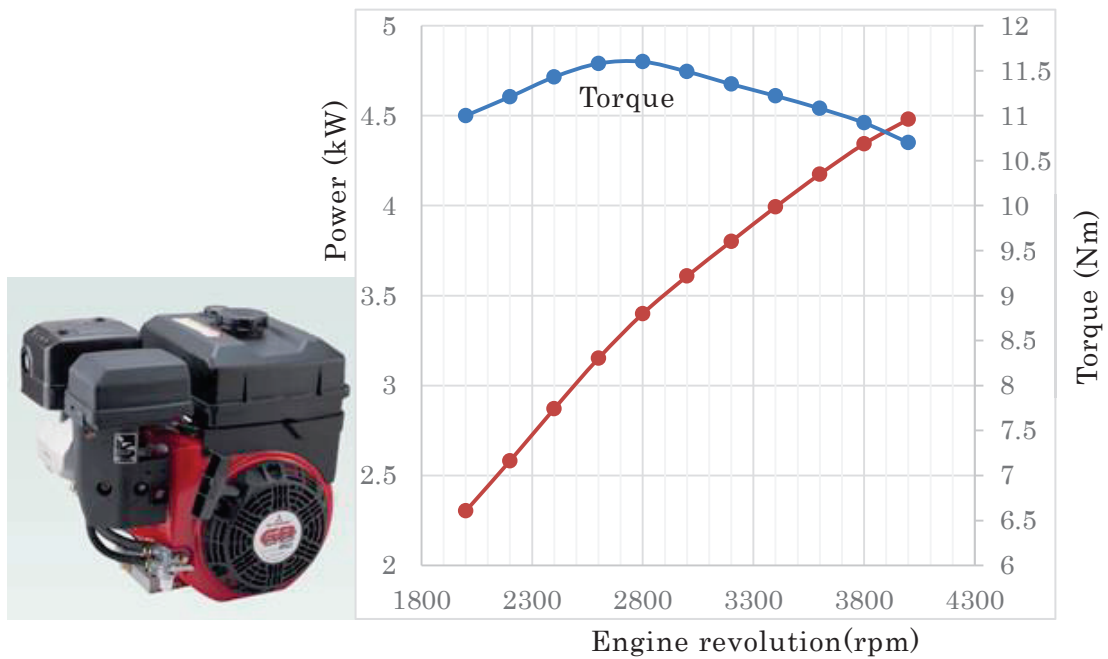


Fig. 2.2 Based engine GB180 and performance curve.

### 2.2.1. 小型ガスエンジンの機械的構造

ピストンの往復運動によって、燃料から発生した熱を仕事に変える機械がピストンエンジンである。基本的な構造は、混合気を注射器のように押し込んで圧縮させるピストンとガスを燃焼させる点火プラグ、ガスを出入りさせる二つの吸排気バルブで構成されている。ピストンの位置によりシリンダ内に混合気を吸入、燃焼ガスを排出しながら連続的に仕事を生み出す機械である。図 2.3 に 4 ストローク火花点火エンジンの機械的構造を示す。

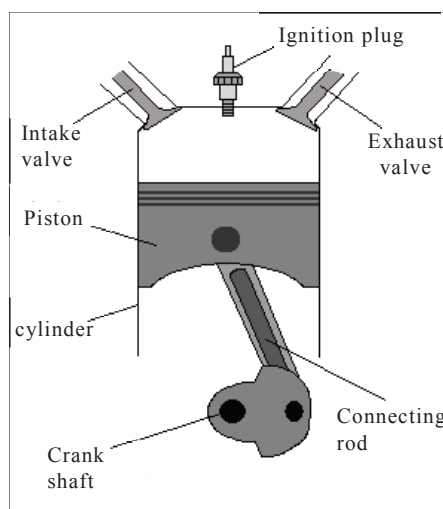


Fig. 2.3 Structure of stroke spark ignition engine.<sup>(4)</sup>

4 ストロークエンジンでは、ピストンが 2 往復する間に、吸気・圧縮・膨張・排気の 4 行程で 1 サイクルとなる。一般的なガソリンエンジンに使われているエンジンである 4 ストローク火花点火エンジンの作動原理を図 2.4 に示す。

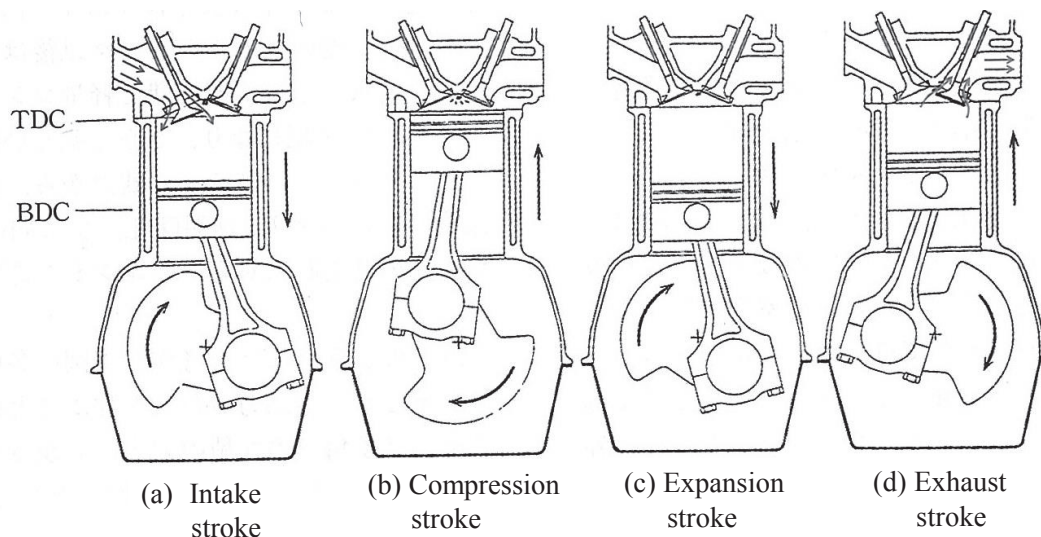


Fig. 2.4 Operating-Principle of 4 stroke spark ignition engine<sup>(5)</sup>

(a) 吸気行程

この行程では、吸気バルブが開き、ピストンが下がることで発生する負圧によって燃料と空気が混合された混合気がシリンダ内に吸入される。

(b) 圧縮行程

この行程では、吸排気バルブのどちらも閉じている状態で、前行程で吸入された混合気をピストンが上がることによって圧縮させる。ここでは上死点が存在し、上死点でのピストンスピードの減速によって、燃料の燃焼時間の確保により、熱効率が向上<sup>(3)</sup>する。

(c) 膨張行程

この行程では、前行程で圧縮された混合気が点火プラグの火花によって燃焼し爆発することで膨張し、ピストンを押し下げる。ここでは下死点が存在し、下死点でのピストンスピードの減速によって、体積効率が確保<sup>(3)</sup>される。

(d) 排気行程

この行程では、排気バルブが開き、ピストンが上がることによって、シリンダ内に残っている、前行程で燃焼した混合気を排出する。

### 2.2.2. 小型ガスエンジンの熱力学的構造

#### (1) ピストン式エンジン内の空気と燃料の混合ガスの燃焼

燃料の持つ熱エネルギーを、有効に利用するために、熱エネルギーから機械的仕事を取り出す装置が熱機関であり、変換の効率が熱効率である。熱力学においては、考える対象を系とよび、それ以外を外界、系と外界の境を境界と呼んでいる。

系には、境界を横切り外界との出入りのある開いた系があるが、この系は物質が境界を通して出入りしない閉じた系に相当する。この系において、シリンダ内の作動ガスを構成する分子原子などの、粒子に着目すると、粒子は絶対零度でない限り、分子相互間に並進運動や回転運動を行い、また振動するなど、ランダムな運動をしており、その運動エネルギーが熱エネルギーに対応する。

本エンジンは、火花点火のガスエンジンであり、吸排気行程は開放系であり、圧縮、燃焼、膨張行程は閉鎖系であり、後述のオットーサイクルと呼ばれる。

#### (2) 熱エネルギー量の計算

われわれは物体のもつ熱エネルギーは、物体の温度に関連することを経験上知っている。ある物体の温度が高いときは物体のもつ熱エネルギーは大きく、温度が低いときの熱エネルギーは小さい。今、質量  $m$ 、絶対温度  $T$  の物体がもつ熱エネルギー量  $Q$  は、式(2.1)のようにならわされる。

$$Q = mcT \quad \text{-----} \quad (2.1)$$

ここで、 $c$  は、比熱と呼ばれ、1kg の物体の温度を 1 K だけ上昇するのに、必要な熱量を示す。また、熱力学においては式(2.2)で示される絶対温度  $T$  を用いる。

$$T = \text{Celsius temperature} + 273.15 \quad \text{-----} \quad (2.2)$$

#### (3) カルノーサイクル

1824 年にフランスのカルノー(1796～1832 年)によって考案された理論的熱サイクルである。2 つの等温変化と 2 つの等エントロピー変化から構成され、作動媒体が高温度と低温度間を等温膨張、断熱膨張、等温圧縮、断熱圧縮の 4 行程で 1 循環する熱サイクル(図 2.5)であり、その効率は高温度と低温度の温度差で定まるといえる。つまり  $TS$  線図(図 2.6)は、 $T_{max}$  と  $T_{min}$  との間で長方形となり、最大の面積が得られる。

したがって、カルノーサイクルは、熱エネルギーを機械的仕事に変換する最善のプロセスであり、これ以上の効率をもつプロセスは存在しない。ちなみに、内燃機関はカルノー

サイクルとは別の熱力学的サイクル（後述のオットーサイクル）に従って作動する．

また， $Q_1$ の熱が供給され $L$ の仕事をしたことより，可逆カルノーサイクルの熱効率 $\eta$ は式(2.3)で表される．

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \text{-----} (2.3)$$

式(2.3)を理想気体の状態変化の式を用いて変形すると，式(2.4)のようになる．

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \text{-----} (2.4)$$

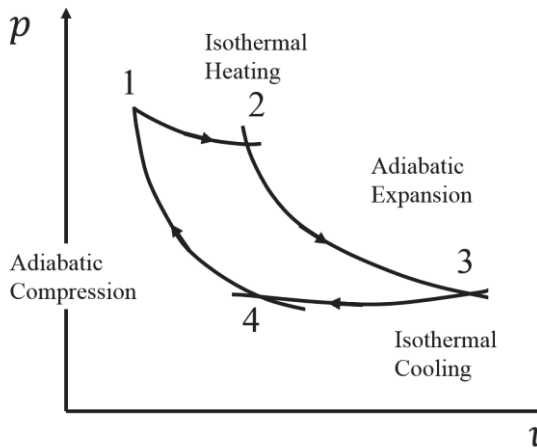


Fig. 2.5 PV diagram.

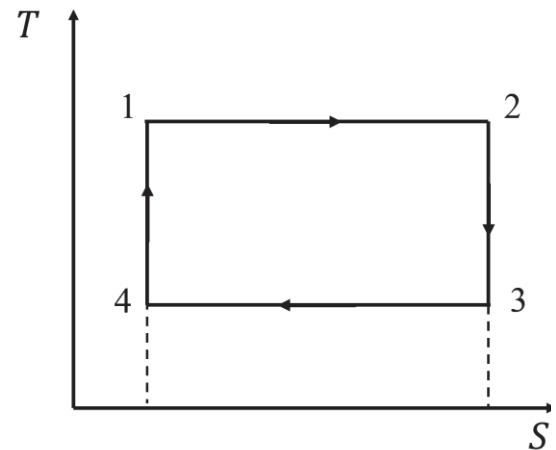


Fig. 2.6 TS diagram.

#### (4) ピストン式エンジンのサイクル

本研究のエンジンは一般的なピストン式エンジンである．その作動に必要な熱エネルギー源としては化学反応によって気体分子と反応熱が発生する物質が必要であり，自動車用エンジンであれば石油系液体燃料と燃料に反応する大気中の酸素が必要である．石油系燃料は炭化水素で構成されており，酸素と反応して高温の二酸化炭素と水を生成する．したがって，燃料と空気からなる混合気がエンジンの作動物質となっている．

これらのエンジンは圧力 $P$ ，容積 $V$ ，温度 $T$ によって作動物質の状態変化を仕事量に変換することが目的であり，熱力学第一法則と状態方程式を組み合わせることで基本性能を求めることが出来る．

ピストン式エンジンの熱サイクルは熱力学的には，オットーサイクル，ディーゼルサイクル，サバテサイクルに分類されるが，本研究のエンジンはオットーサイクルを用いているため，オットーサイクルについて述べていく．

#### (5) オットーサイクル<sup>(6)</sup>

自動車用エンジンや小型の動力用機関などの火花点火機関は，燃焼が早く，上死点での一定容積で動作が行われると近似できるため，動作流体は加熱時に等積変化を行うとみなせる．このような熱サイクルをオットーサイクルと呼び，火花点火機関の基本サイクルとして用いられている．オットーサイクルの  $p$ - $v$  線図を図 2.7 に示す．

この  $p$ - $v$  線図はガスの状態変化の様子を示しており， $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1 \cdots$  と続いていく．このサイクルの流れを実際のエンジンにおける各行程に当てはめると次のようになる．

- ・  $1 \rightarrow 2$  の断熱圧縮：圧縮行程
- ・  $2 \rightarrow 3$  の等積加熱：ガスの燃焼による圧力上昇
- ・  $3 \rightarrow 4$  の断熱膨張：膨張行程
- ・  $4 \rightarrow 1$  の等積冷却：排気行程及び吸気行程

以下に，各行程前後の温度比や熱量を示していく．

##### (a) 断熱圧縮

シリンダ内のピストンに気化した燃料と空気の混合気を圧縮する（圧縮行程）と，混合気への圧力は高まり，容積は最小と

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \text{-----} (2.5)$$

##### (b) 等積加熱

スパークプラグによる火花で混合気を点火すると燃焼し，発熱することでシリンダ内の圧力が急激に増加する．この変化によって熱量 $Q_1$ が加えられ，容積が変わることなく最大出力に達する．（式(2.6)）

$$Q_1 = mc(T_3 - T_2) \quad \text{-----} (2.6)$$

(c) 断熱膨張

ガスが燃焼した際に増加した圧力によってピストンが下に押し下げられ，圧力を減らしながら，容積が増加していく．（式(2.7)）

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa-1} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \quad \text{-----} (2.7)$$

(d) 等積冷却

シリンダ内の容積が最大となった状態で排気バルブが開き，燃焼ガスを外部に排出することで圧力が急激に低下し，再び吸気する．（式(2.8)）

$$Q_2 = mc(T_4 - T_1) = mc(T_3 - T_2) \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \quad \text{-----} (2.8)$$

where,  $\kappa \equiv c_p / c_v$  ( $c_p$ : specific heat under constant pressure,  $c_v$ : specific heat under constant volume)

等積冷却によってシリンダ内から熱量 $Q_2$ が外部に排出される．

以上の一連の行程によって熱サイクルが構成され，エンジンが動作している．

なお，このオットーサイクルの理論熱効率 $\eta$ は式(2.9)のように求められる．

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad \text{-----} (2.9)$$

熱エネルギーから機械的仕事を取り出すには，ある方向にそろった粒子の運動の成分が必要であり，熱エネルギーのうち仕事としては取り出せない部分が存在する．これより熱エネルギーの一部 ( $Q_2$ ) はむなしく外界に捨てることになり，このエネルギー変換の制約（熱効率）が熱力学第二法則に対応する．

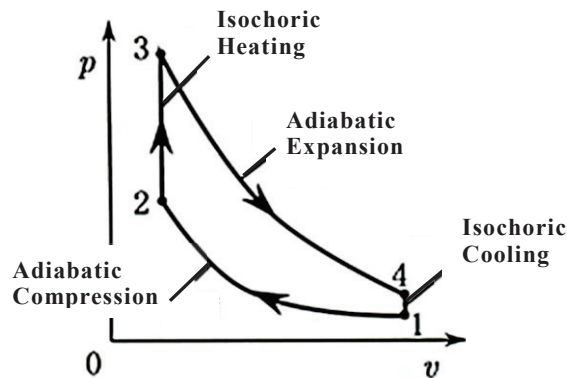


Fig. 2.7  $p$ - $v$  diagram of the Otto cycle

### 2.2.3. 小型ガスエンジンモデルの模擬度

Crossley と Cook(1991)<sup>(7)</sup>はエンジンモデルの混合ガス流量とエンジン回転数の非線形関係を線形回帰式により線形化して、火花点火内燃エンジンの簡易線形モデルを提案している．この代表的なモデルは、Simulink<sup>®</sup>の Triggered Subsystem 機能によって、クランクシャフトの回転によるバルブ開閉イベントを高い忠実度で取得できる一般的なエンジンモデルとして Mathworks 社が提供している<sup>(8)</sup>．このエンジンモデルを図 2.8 に示す．

我々はこのエンジンモデルの入出力関係（スロットル開度とエンジン回転数の関係）を下記の手順でモデル化した．

- (1) Crossley と Cook(1991)の代表的なエンジンモデルに対する操作量をスロットル開度，エンジンモデルからの制御量をエンジン回転数として，ARX (Auto-Regressive eXogeneous)<sup>(9)</sup>によるシステム同定法に当てはめて，操作量-制御量間の周波数特性から公称モデルを設計した．(図 2.9)

なお，ARX の次数は，AIC (Akaike's Information Criterion : 赤池情報量規範)<sup>(10)</sup>により選定した．AIC は式(2.10)で示され，AIC が小さいほどよいモデルとみなすことができる．ARX の次数を 0～10 次まで変化させたときの AIC を図 2.10 に示す．図 2.10 から，2 次以上の次数の AIC はわずかに減少するが，ほとんど変化しない．本論文では，モデルをより単純化するために ARX モデルの次数を 2 次とした．

$$AIC = -2 \ln(\text{最大尤度}) + 2(\text{推定するパラメータ数}) \text{ ----- (2.10)}$$

ARX によるシステム同定法に当てはめた公称モデルの設計方法は、以下のとおりである。

図 2.9 のエンジンモデルのゲイン特性の曲線に、一次系折点周波数を結んだ折点近似直線（0, -20, -40dB/dec の 3 本の直線）を図 2.9 の赤色線で示した<sup>(11)</sup>。それぞれの直線が交わる周波数をそれぞれ  $1/T_1$ ,  $1/T_2$  とすると、これは 1 次系カスケードによる 2 次系であり、固有値は相異なる実数であることから、減衰率は 1 以上の過減衰特性であり、連続時間伝達関数は、式(2.11)に対応する。

$$G(s) = \frac{K}{(T_1s+1)(T_2s+1)} \quad \text{-----} \quad (2.11)$$

図 2.9 の  $1/T_1$ ,  $1/T_2$  の値は、それぞれ 0.2rad/s, 10rad/s であり、式(2.12)を公称モデルとして設計した。

$$\begin{aligned} G(s) &= \frac{1}{(5s+1)(0.1s+1)} \\ &= \frac{2}{s^2+10.2s+2} \quad \text{-----} \quad (2.12) \end{aligned}$$

$$\text{where, } 2\zeta\omega_n = 10.2, \omega_n^2 = 2$$

- (2) 式(2.11)の公称モデルの減衰係数 $\zeta$ と固有振動数 $\omega_n$ の値は、それぞれ  $\zeta = 3.62$  と  $\omega_n = 1.41$  であり、この値をベースに実エンジン運転により、エンジン回転数の応答性から減衰係数 $\zeta$ と固有振動数 $\omega_n$ の値をチューニングし、 $\zeta = 1$  と  $\omega_n = 1.2$  とする式(2.13)の線形二次遅れ特性を制御用公称モデル（シミュレーション用プラントモデル、およびオブザーバモデル）として設計した。

$$G(s) = \frac{1.44}{s^2+2.4s+1.44} \quad \text{-----} \quad (2.13)$$

$$\text{where, } 2\zeta\omega_n = 2.4, \omega_n^2 = 1.44$$

- (3) 公称モデルに加わるノイズモデルの不確かさを図 2.11 に示す。図 2.11 の影付き領域（薄青色）は、ARX モデルで推定した公称モデルに加わるノイズモデルの不確かさを予測誤差法を用いて示している。具体的には、実応答が影付き領域（薄青色）内である確率が 99.7%（標準偏差  $3\sigma$ ）であることを示している。

(4) 図 2.11 から, 公称モデルに加わるノイズモデルの不確かさは, 低周波において大きいため, 小型ガスエンジン発電機用電子ガバナーに適用したロバスト制御則の外乱モデルは, 低域外乱モデルを用いた.

(5) 公称モデルと制御用公称モデルのゲイン特性を図 2.12 に示す.

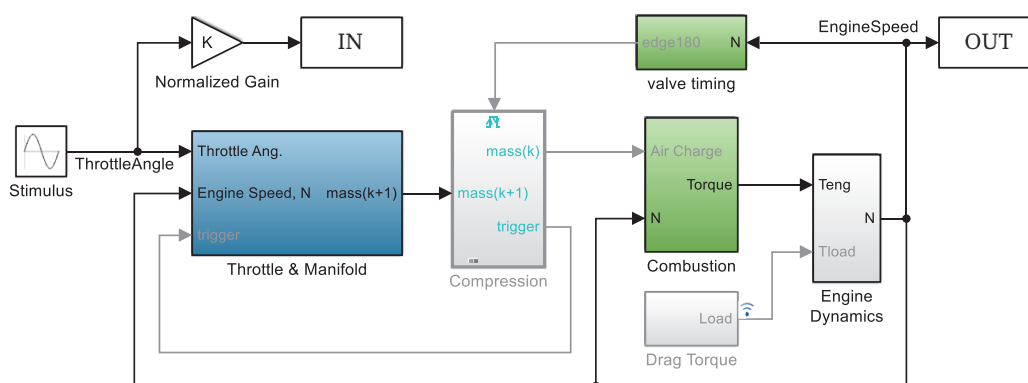


Fig. 2.8 Typical engine model with open-loop identification.

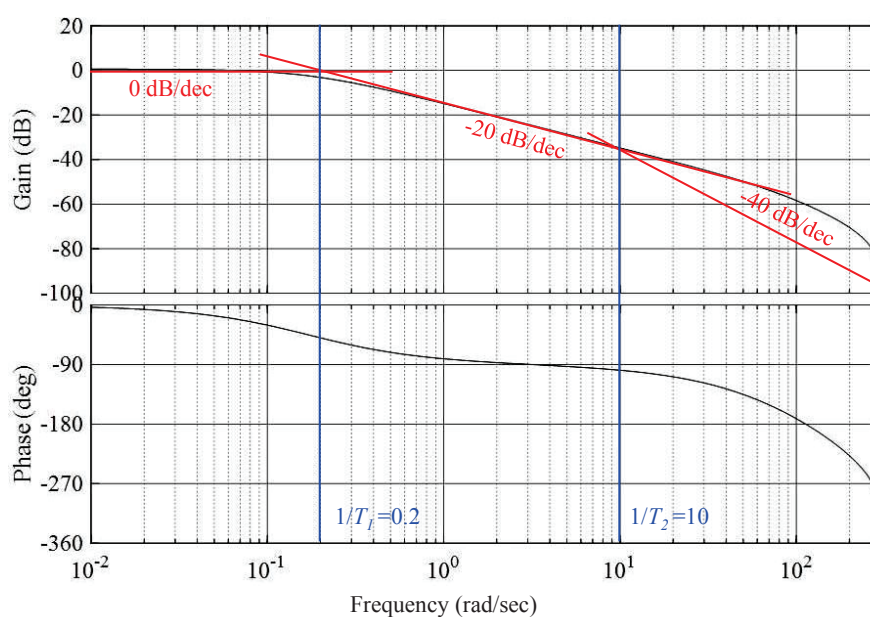
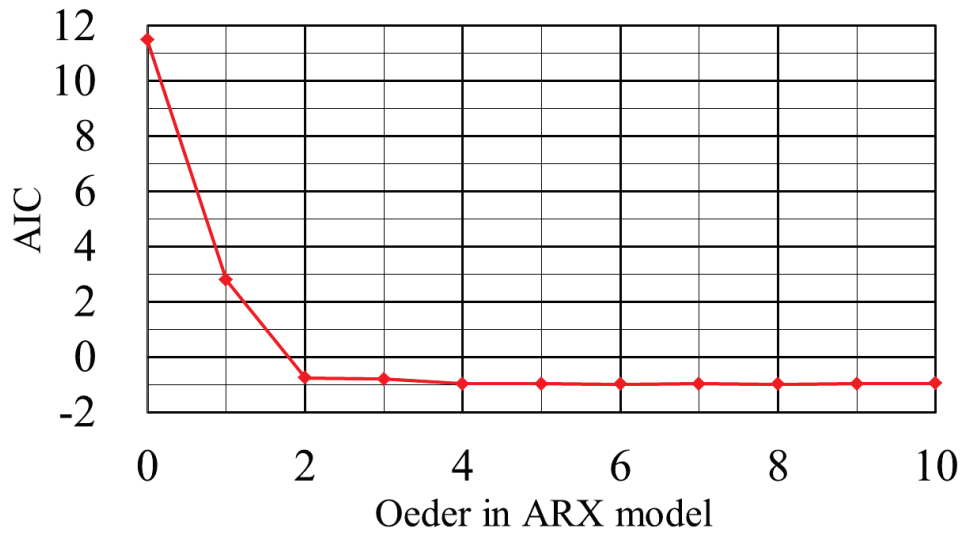
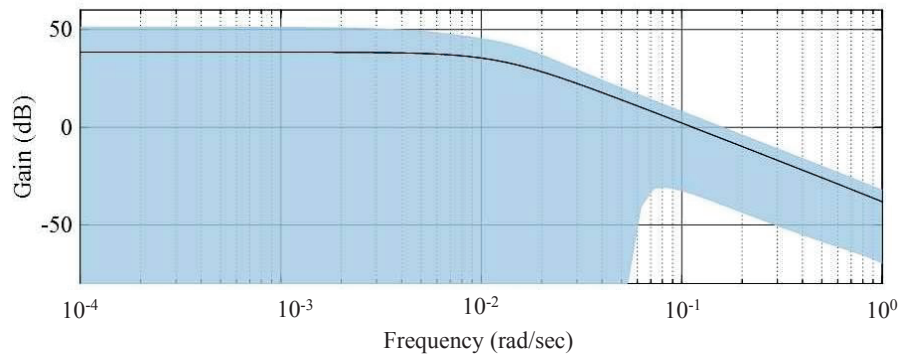


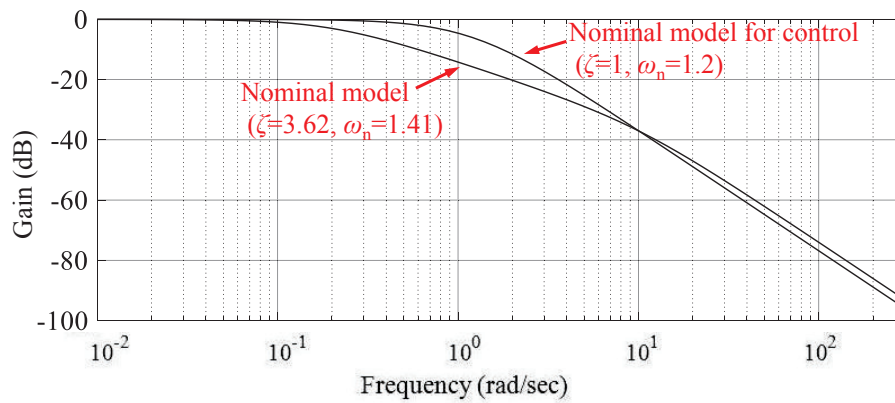
Fig. 2.9 Frequency characteristics of engine model of Fig.2.8.



**Fig. 2.10** AIC by order in ARX model



**Fig. 2.11** Identification accuracy of Fig. 2.9.



**Fig. 2.12** Frequency characteristics of nominal model.

制御対象とする小型ガスエンジンは下記の特徴を有するため、エンジン内部の吸排気系の流量特性、および燃焼過程の間欠燃焼モデルはフライホイール効果<sup>(3)</sup>により捨象は可能（詳細を **2.4 節**に示す）であり、本研究の目的である電子ガバナーの制御には、スロットル開度とエンジン回転数の関係をモデル化すればよいとの結果を得た。

(1) コンベンショナルなオットーサイクルであり、上・下死点に伴う等積加熱，等積冷却過程を有する。

(2) 出力軸にはフライホイールマグネットと，それに同軸に発電機のロータが結合され非常に大きな慣性モーメントを有する。

さらに，エンジンの標準状態実際の作動状態でも，ハンチングは発生しない。

(3) 定格回転数 2800rpm の一定回転数で使用され，自動車エンジンのようにエンジン回転数が大きく可変することはなく，スロットル開度に対する出力トルクの動特性は緩やかである。

### 2.3. コージェネシステム用小型ガスエンジン（以下、コージェネガスエンジン）

ベースのコージェネシステムとして、エコウィル<sup>(12)</sup>（ECOWILL）を採用した。

エコウィル（ECOWILL）とは、家庭用コージェネシステムの愛称であり、本田技研工業（株）が供給するエンジンユニット<sup>(13)</sup>、および（株）ノーリツが製造する給湯器ユニット<sup>(14)</sup>からなるコージェネレーションシステムで、東邦ガス会社等より販売されている。

このエンジンユニットの外観写真を図 2.13 に示す。仕様を表 2.2 に示す。



Fig 2.13 ECOWILL.

Table 2.2 Specification of cogeneration gas engine-generator.<sup>(15)</sup>

|           |                                  |                                                                                         |
|-----------|----------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| Engine    | Engine type                      | Water cooling 4-stroke OHV gas engine                                                   |
|           | Engine displacement              | Intake stroke volume : 110cm <sup>3</sup><br>Exhaust stroke volume : 163cm <sup>3</sup> |
|           | Bore-Stroke                      | 68 mm×50mm                                                                              |
|           | Rated power                      | 1.0 kW (PS) / 1,950 rpm                                                                 |
|           | Use fuel                         | City gas (Natural gas)                                                                  |
|           | Ignition type                    | Capacitor discharge igniter                                                             |
|           | Starting type                    | Self starter                                                                            |
| Generator | Generator type                   | Starter generator                                                                       |
|           | Voltage adjustment type          | Manual                                                                                  |
|           | Rated frequency                  | 50/60 Hz switchable                                                                     |
|           | Rated output                     | 1000W(AC200V×5.0A)                                                                      |
| Other     | Dimensions (length×width×height) | 298 mm×580 mm×750 mm                                                                    |
|           | Dry mass                         | 71 kg                                                                                   |

### 2.3.1. コージェネガスエンジンの機械的構造

熱効率を高めるため、EXlink®<sup>(16)</sup>を採用している。

これは通常エンジンのコンロッド、クランクシャフトにトリゴナルリンク、スウィングロッド、エキセントリックシャフトのリンク機構を追加し、クランクシャフトの 1/2 の回転数で同期回転させることで、吸気/圧縮行程長と膨張/排気行程長を非等長としてアトキンソンサイクルを実現している（図 2.14）。

アトキンソンサイクルによって、吸気/圧縮行程を短く設定することで、少ない吸気で多くの仕事（ポンピングロス の低下）を取り出すことができる。

### 2.3.2. コージェネガスエンジンの熱力学的構造

アトキンソンサイクルを実現するための EXlink®機構は図 2.15 に示すように、吸気/圧縮行程長よりも膨張/排気行程長を長く設定することで、高膨張比サイクルを実現する。

アトキンソンサイクルは容積型内燃機関(オットーサイクル)を基礎として、圧縮比よりも膨張比を大きくして熱効率を改善した内燃機関の一種またはその理論サイクルである。エンジンは原理的に膨張比が高いほど効率が良くなる。オットーサイクルでは、膨張比と圧縮比が等しくなる。そのため、膨張比を高くすると圧縮比も同時に高くなる。通常のガソリンエンジンでは、圧縮比を高くしすぎるとノッキング等の異常燃焼が起こりやすくなってしまう。そこで膨張比だけを大きくして熱効率を上げたのがアトキンソンサイクルである。図 2.16 にアトキンソンサイクル  $p-v$  線図を示す。

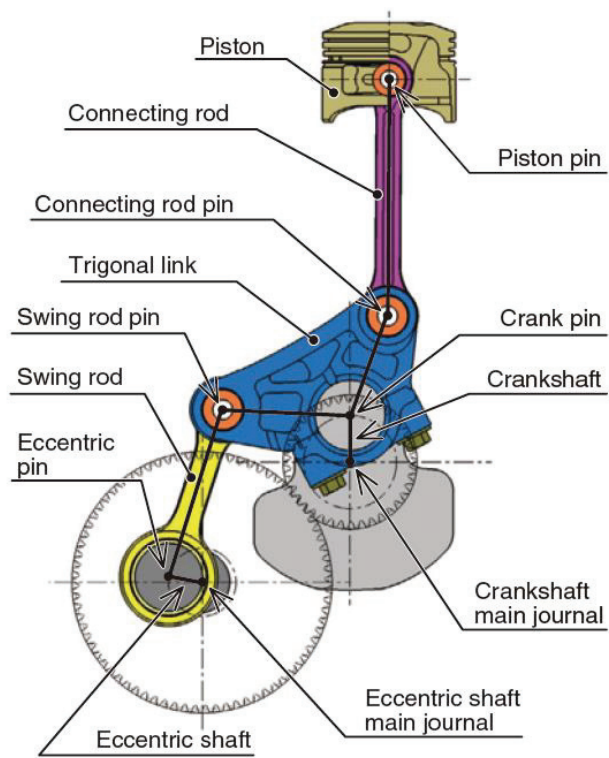


Fig 2.14 Exlink®<sup>(16)</sup>.

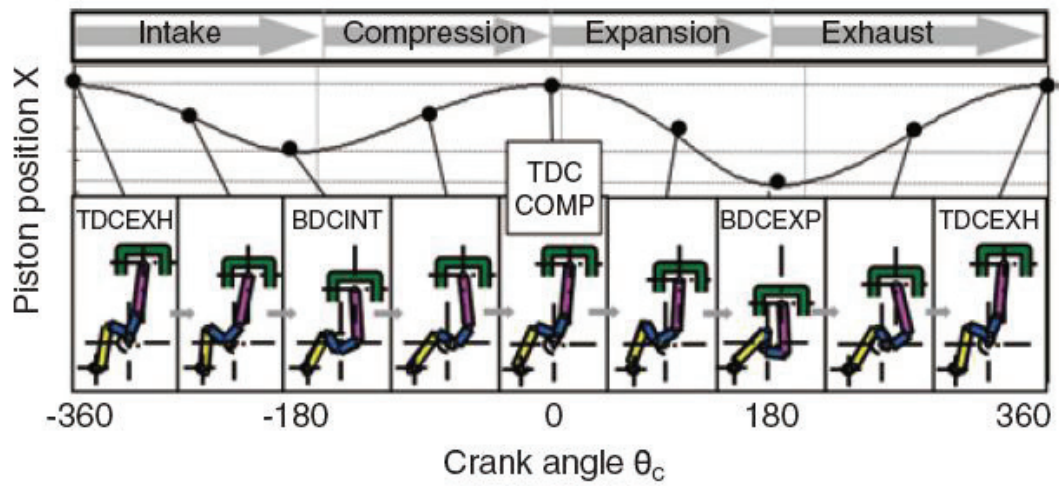


Fig 2.15 Piston stroke for 1cycle<sup>(16)</sup>.

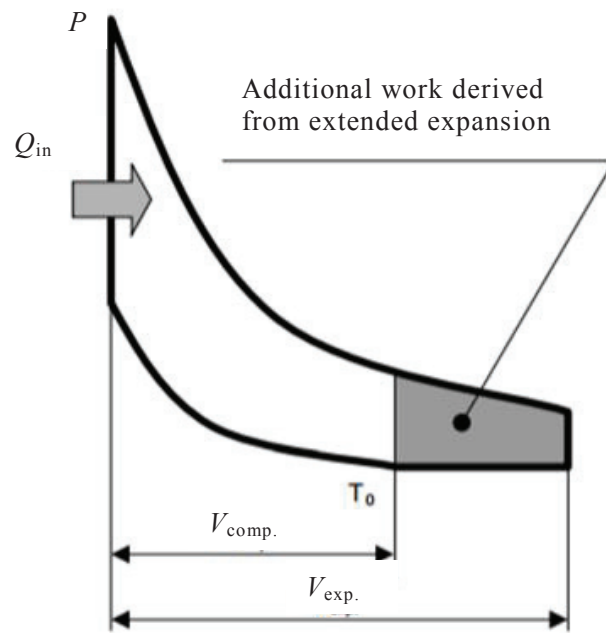


Fig. 2.16 Extended expansion thermal cycle<sup>(16)</sup>.

### 2.3.3 コージェネガスエンジンモデルの模擬度

制御対象とするコージェネガスエンジンは下記の特徴を有するため、エンジン内部の吸排気系の流量特性、および燃焼過程の間欠燃焼モデルはフライホイール効果<sup>(3)</sup>により捨象は可能（詳細を 2.4 節に示す）であり、本研究の目的である電子ガバナーの制御には、スロットル開度とエンジン回転数の関係をモデル化すればよいとの結果を得た。

- (1) コンベンショナルなオットーサイクルに吸気行程と膨張行程に差を設けたアトキンソンサイクルであり、オットーサイクルと同様に上・下死点に伴う等積加熱，等積冷却過程を有する。
- (2) 出力軸にはフライホイールマグネットと、それに同軸に発電機のロータが結合され非常に大きな慣性モーメントを有するため、ハンチングが発生しない。
- (3) 定格回転数 1950rpm の一定回転数で使用され、自動車エンジンのようにエンジン回転数が大きく可変することではなく、スロットル開度に対する出力トルクの動特性は緩やかである。

## 2.4. 慣性モーメントによるトルク変動試算結果

本研究の制御対象である小型ガスエンジンの詳細なデータはメーカーから開示されていないため、カタログデータからの推算でエンジン構造諸元を設定し、慣性モーメントによるトルク変動について、計算した結果を示す。

### 2.4.1. 計算条件

- (1) エンジンモデル：GB180
- (2) 排気量：0.181L
- (3) ボアストローク：68×59mm
- (4) 定格出力：3.4kW/3600rpm
- (5) 最大トルク：11.6Nm/2800rpm
- (6) 回転体（フライホイールマグネット，発電機ロータ）慣性モーメント：0.225kgm<sup>2</sup>
- (7) 定格回転数：2800rpm=293rad/s
- (8) 連桿比  $\lambda$ ：3.44（類似ガソリンエンジンから推定）
- (9) 最大爆発力：10400N（類似ガソリンエンジンから推定）
- (10) ピストン等レシプロ質量  $m_{rc}$ ：0.4 kg（類似ガソリンエンジンから推定）

### 2.4.2. トルク変動計算式

トルク変動計算に用いる計算緒元を図 2.17 に示す。

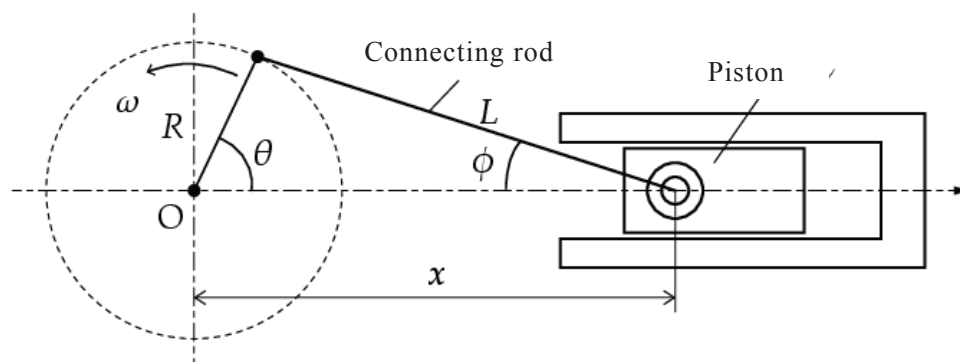


Fig.2.17 Specification of Piston Crank mechanism.

(1) ピストン変位  $x$

ピストン変位  $x$  は式(2.14)で表せられる.

$$x = R \cos \theta + L \cos \phi \text{ ----- (2.14)}$$

(2) 爆発力変化  $F_g^{(17)}$

爆発力変化  $F_g$  は式(2.15)で表せられる.

$$F_g = F_{g \max} \tan \phi \cdot x \text{ ----- (2.15)}$$

(3) 慣性力  $F_i^{(17)}$

ピストン・クランク機構の慣性力の  $x, y$  成分は式(2.16),式(2.17)となる.

$$F_x = -m_{rc} \ddot{x} + m_{rot} R \omega^2 \cos \theta \text{ ----- (2.16)}$$

$$F_y = m_{rot} R \omega^2 \sin \theta \text{ ----- (2.17)}$$

式(2.14)から,  $\ddot{x} = R \omega^2 (-\cos \theta - \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta)$  を式(2.16),式(2.17)に代入すると式(2.18),

式(2.19)となる.

ここでの  $\lambda$  は連桿比で  $L/R$  で表せる. 連桿比は大きくすると上死点付近でのピストン速度が下がり, 小さくすると上死点付近でのピストン速度が速まる.

このことは熱効率に大きく関わる大事な部分である.

$$\begin{aligned} F_x &= -m_{rc} R \omega^2 (\cos \theta - 1/\lambda \cos 2\theta) + m_{rot} R \omega^2 \cos \theta \\ &= R \omega^2 \{m_{rc} (\cos \theta + 1/\lambda \cos 2\theta) + m_{rot} \cos \theta\} \text{ ----- (2.18)} \end{aligned}$$

$$F_y = R \omega^2 (m_{rot} \sin \theta) \text{ ----- (2.19)}$$

ここで慣性力の釣り合いを考える.

クランク軸の中心に対してクランクピンの反対側に  $m_w \cdot R_w$  関わる項を追加して,

$F_x, F_y$  はそれぞれ式(2.20),式(2.21)となる.

$$F_x = R \omega^2 \{m_{rc} (\cos \theta + 1/\lambda \cos 2\theta) + m_{rot} \cos \theta - m_w \cos \theta\} \text{ ----- (2.20)}$$

$$F_y = R \omega^2 (m_{rot} \sin \theta - m_w \sin \theta) \text{ ----- (2.21)}$$

慣性力が釣り合い  $R \cdot m_{rot} = m_w \cdot R_w$  のとき,

ピストン・クランク機構の慣性力  $F_i$  は式(2.22)で表せる.

$$F_i = m_{rc} R \omega^2 (\cos \theta + 1/\lambda \cos 2\theta) \text{ ----- (2.22)}$$

(4) ピストン力  $F^{(18)}$

ピストン力  $F$  は式(2.23)で表せられる.

$$F = F_g - F_i \text{ ----- (2.23)}$$

この力  $F$  はピストン運動方向と垂直方向の力  $R$  と、コンロッド方向の力  $Q$  に分解させる。 $Q$  はさらに、クランクピンからジャーナルに向かう分力  $G$  と、これに垂直の分力  $H$  に分解される。この  $H$  がクランクシャフトを回転させる力となる。

(5) トルク変動  $T^{(19)}$

トルク変動  $T$  は式(2.24)で表せられる。

$$T = H \cdot R$$

$$= F \cdot R \sin \theta \left( 1 + \frac{1/\lambda \cos \theta}{\sqrt{1 - 1/\lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \text{----- (2.24)}$$

(6) 速度変動率  $\delta^{(19)}$

直列 4 気筒、4 サイクルエンジンの合成トルクは、燃焼圧力と慣性力によるクランク回転力は逆向きで、エンジン低回転域では爆発力、高回転域では慣性力が大きい。

このようなトルク変動が生じているとき、回転軸系の慣性モーメントを  $I$ 、平均トルク  $T_m$ 、回転角速度の最大値・最小値をそれぞれ  $\omega_{\max}, \omega_{\min}$ 、最大最小の時間軸上のタイミングをそれぞれ  $t_{\max}, t_{\min}$ 、平均角速度を  $\omega_m$ 、とすれば速度変動率  $\delta$  は式(2.25)となる。

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} = \frac{1}{I \omega_m} \int_{t_{\min}}^{t_{\max}} (T - T_m) dt \text{----- (2.25)}$$

where,

$\omega_m$ : average revolution,  $T_m$ : average torque

したがって、この速度変動率を低く抑えるためには、平均回転数、またはフライホイール慣性モーメントの増加が効率的である。

### 2.4.3. トルク変動計算結果

2.4.2.項のトルク変動式の計算結果を図 2.18 に示す。

図中の Rev. Fluctuation1 は負荷慣性モーメントが  $0.225[\text{kgm}^2]$  の場合の速度変動率を示し、Rev. Fluctuation2 は負荷慣性モーメントを、例えば  $1/10$  (回転体質量を  $1/10$ ) の  $0.0225[\text{kgm}^2]$  にした場合の速度変動率を示している。図から、適切な負荷慣性モーメントに起因するフライホイール効果により、間欠燃焼による速度変動がほとんど、抑制されていることが判る。

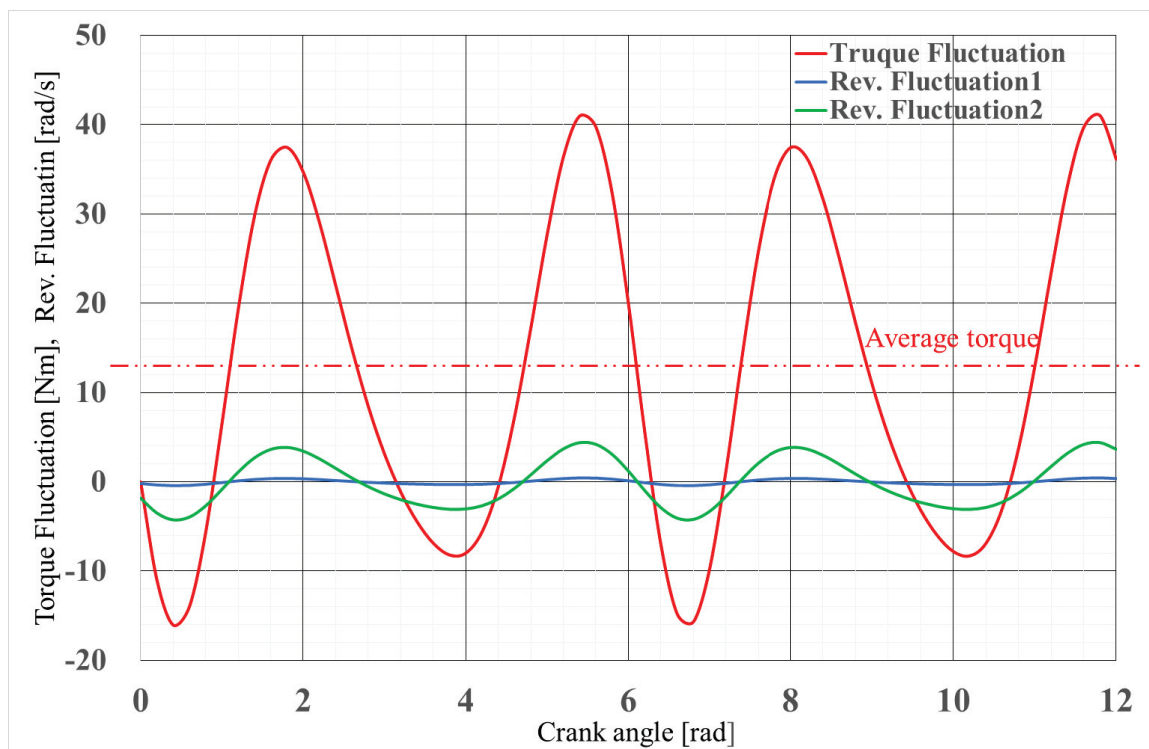


Fig.2.18 Torque Fluctuation by intermittent combustion.

## 2.5. まとめ

本章では、本研究における制御対象である小型発電機用、およびコージェネシステム用それぞれの小型ガスエンジンのアーキテクチャについて、第5章のエンジンモデル同定時に、捨象可能なエンジン特性要素、または捨象不可能なエンジン特性要素を判別するために、小型ガスエンジンの特性について、機械的構造、熱力学的構造について調査した。

この調査結果に基づき、エンジン内部の吸排気系の流量特性、および燃焼過程の間欠燃焼モデルはフライホイール効果により捨象は可能であり、スロットル開度と出力トルクの関係性を再現すればよいとの結果を得て、第5章のエンジンモデルを設計する。

### (1) 発電機用小型ガスエンジン

発電機の原動機に使用される小型ガスエンジンは、間欠燃焼する4ストロークのレシプロ内燃機関であり、その熱力学的原理はオットーサイクルである。制御対象としては、間欠燃焼現象は捨象してもフライホイール効果、および上・下死点でのピストンスピードの減速事象による上死点での燃焼時間を確保するためのラグ時間に、下死点での吸入ガスの充填効率の向上に寄与しており、制御対象としてのガスエンジン特性はエンジン内部の吸排気系の流量特性、および燃焼過程の間欠燃焼事象はモデルから捨象してもよいことが判った。

### (2) コージェネシステム用小型ガスエンジン

コージェネシステムの原動機に使用される小型ガスエンジンは、間欠燃焼する4ストロークのレシプロ内燃機関であるが、吸排気行程が異なるアトキンソンサイクルを採用している。アトキンソンサイクルは、吸気行程長の短縮化によるポンピングロス低減と、膨張行程長の伸長化による排気熱損失の減少により、少ない吸気でより多くの仕事を取り出すことができ、通常のエンジンよりも高い熱効率を得ることができるものであり、制御対象としてのガスエンジン特性はエンジン内部の吸排気系のアトキンソンサイクルによる吸排気行程の流量特性、および燃焼過程の間欠燃焼事象はモデルから捨象してもよいことが判った。

## 参考文献

- (1) 三菱重工エンジンシステム株式会社-取扱説明書-MGC2200G(MEGASEG)  
<https://www.mhi-eng.com/products/portablepower/catalog.html>
- (2) 三菱重工エンジンシステム株式会社-仕様書-GB180
- (3) 石原壮一, “天然ガス・ピストン内燃エンジンの素性”, 自動車技術会シンポジウム資料, 2007, pp.13-20.
- (4) レシプロエンジンの構造  
[http://pitgarage.jp.land.to/car-column/recipro\\_kouzo.html](http://pitgarage.jp.land.to/car-column/recipro_kouzo.html)
- (5) 自動車技術会ハンドブック基礎・理論編, 2015, p.9.
- (6) 古濱庄一, “内燃機関 Internal Combustion Engine”, 東京電機大学出版局, 2012, p.61.
- (7) Crossley, P. R., and J. A. Cook., "A nonlinear engine model for drivetrain system development," Control 1991, International Conference on IET, pp.921-925, 1991.
- (8) <https://www.mathworks.com/help/simulink/examples/modeling-engine-timing-using-triggered-subsystems.html/> [accessed Jun. 1, 2017]
- (9) 足立修一, “システム同定の基礎”, 東京電機大学出版局, 2010, pp.98-105.
- (10) 足立修一, “システム同定の基礎”, 東京電機大学出版局, 2010, p.191.
- (11) 足立修一, “システム同定の基礎”, 東京電機大学出版局, 2010, pp.30-31.
- (12) 東邦ガス株式会社ーガス発電・給湯暖房システム エコウィル カタログ
- (13) 本田技研工業株式会社ーガス発電・給湯暖房システム エコウィル カタログ
- (14) 株式会社ノーリツー給湯ユニット(GFT-C11ARS-AWS) 取扱説明書 機器本体説明編
- (15) 東京ガスウェブサイト  
<http://home.tokyo-gas.co.jp/living/ecowill/>
- (16) 渡辺生他, “汎用高膨張比エンジンの研究”, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, 2006, pp.81-87.
- (17) 自動車技術ハンドブック基礎・理論編, 2015, p.89.
- (18) 自動車技術ハンドブック基礎・理論編, 2015, p.444.
- (19) 自動車技術ハンドブック基礎・理論編, 2015, p.445.

## 第3章 小型ガスエンジン発電機の補機付加によるバイオメタン対応<sup>(1)</sup>

### 3.1. 本章の目的

バイオメタンガスの濃度変動にリアルタイムに対応したガスエンジン発電機の開発に先立ち、濃度変動したときのガスエンジン発電機の対応性についての研究成果を示す。

ここでの、対応可能性実験では、コストダウンの観点からガスエンジン本体の構造や制御方法には手を加えず、補機類（キャブレター、サージタンク）の付加によって、バイオメタンガスに対応できるようにし、エンジン各部温度とエンジン負荷状態に関するデータを取得し、既存小型ガスエンジンの対応可能性を評価した。

本研究の評価点は以下とした。

- (1) 既存量産ガスエンジンのまま、濃度変動するバイオメタンガスへの対応性
- (2) 既存量産ガスエンジンの本体に全く改修を加えず、補機類の付加のみでのバイオメタンガスへの対応性
- (3) 標準キャブレターの吸気系の二重化（いわゆるツインキャブレター化）のみで対応性
- (4) 標準キャブレターの吸気系に、吸気サージタンクを付加するのみでの対応性
- (5) ツインキャブレター、および吸気サージタンクを複合的に組合せることによる対応性
- (6) 標準キャブレターのメインジェット径（3φ）を口径拡大化（3.2φ）することによる対応性
- (7) 新たに開発した PID 制御則によるフィードバック制御システムの安定化

### 3.2. 基礎実験

バイオメタンガスエンジンの性能を向上させるための予備実験形態と補機付加による実験形態によって基礎実験を実施したので、それらを以下に示す。

#### 3.2.1. 予備実験形態（PES, Preliminary Experimental Set-up）と実験条件

予備実験形態は、燃料ガス供給ユニットと従来のガスエンジン発電機（図 3.1）から構成されている。この PES 形態は、燃料吸気系、ガスエンジン、発電機、電氣的負荷（ヒーター）、および ECU コントローラから構成されている。



Fig. 3.1 Conventional gas engine generator.

バイオメタン (CH<sub>4</sub> 100%、70%および 60%) は燃料ガス供給装置によって供給され、空気燃料吸気システムは、シングルキャブレタ (オリジナル構成) と吸気マニホールド (容量 0.03L) で構成されている。バイオメタンと空気のシングルキャブレタで混合気になされ、吸気マニホールドを経由してエンジンシリンダへ供給後、リコイルスターターによる火花点火により着火、爆発といったエンジン行程となる。この場合の空燃比制御は、排ガスや燃費などの発電機の重要な特性に大きな影響を与える可能性がある<sup>(2)</sup>。

この実験においては、空気流量はチョーク弁によって制御され、吸気マニホールドの前においてガス流量計で測定する形態になっている。混合気の流量は ECU によって自動的に制御されたスロットルバルブによって制御される。

本研究の目的の 1 つは、負荷運転時のエンジン発電機の性能を評価することであり、負荷として電気ヒーターを発電機の電気出力に接続し、負荷は 400W、および 800W とした。

ガスエンジン発電機の仕様を表 3.1 に示す。

**Table 3.1** Specification of gas engine generator.

|           |                                  |    |                                     |
|-----------|----------------------------------|----|-------------------------------------|
| Engine    | Engine type                      |    | Air cooling 4-stroke OHV gas engine |
|           | Engine displacement              |    | 0.181 L                             |
|           | Bore-stroke                      |    | 68 mm×50mm                          |
|           | Rated power                      |    | 3.4 kW (4.7PS) / 2800 rpm           |
|           | Max. power                       |    | 4.6 kW (6.3PS) / 4000 rpm           |
|           | Max. torque                      |    | 11.6Nm/2800rpm                      |
|           | Use fuel                         |    | LPG(Propane gas)                    |
|           | Ignition type                    |    | Fly wheel magnet                    |
|           | Starting type                    |    | Recoil starter                      |
| Generator | Generator type                   |    | AC inverter generator               |
|           | Voltage adjustment type          |    | Inverter type                       |
|           | Rated Frequency                  |    | 50/60 Hz Switchable                 |
|           | Rated output                     | AC | 2.2 kVA (100 V×22 A)                |
|           |                                  | DC | 100 W (12 V×8.3 A)                  |
| Other     | Dimensions (Length×Width×Height) |    | 547 mm×480 mm×618 mm                |
|           | Dry mass                         |    | 56 kg                               |
|           | Throttle control method          |    | Electronic governor                 |

一定圧力の混合気はマニホールドに供給され、ECU は回転計からのエンジン回転数に基づきスロットルバルブ角度を調整することで、現在のエンジン回転数を制御する。一方、観測データは、熱電対で排気温度、点火プラグ座面温度、エンジン油温を測定している。さらに、現在のエンジン回転数と空燃比を測定することで、熱効率を計算し、エンジンの異なる条件での性能を確認した。

最初に、標準燃料であるプロパンガスによるエンジン発電機の負荷試験を行い、エンジン回転数などのエンジン性能情報を実験の標準データとして収集した。

その後、PES の適応性や問題点を確認するために、同じ負荷条件で異なる濃度のバイオメタンガスでエンジン発電機を運転した。

60%濃度のバイオメタンガスから 1kW 発電を可能とするガスエンジン発電機の試作に先立ち、予備実験で得られた知見をもとに、PES システムの改良についても実施した。

### 3.2.2. 予備実験結果

予備実験においては、プロパンガスを従来のガスエンジン発電機に供給し、異なる負荷条件下で、エンジン回転数、空気流量、空燃比、油温の変化を測定した。その後、供給燃料をプロパンガスから、燃料ガス供給装置によって、濃度 100%, 70%, 60%のバイオメタン燃料へ変更し、エンジン回転数、空気流量、空燃比、油温のデータを標準データと比較して試作装置の適合性を確認した。この実験を 3 回実施した結果の平均値を表 3.2 に示す。

**Table 3.2** Experiment data in PES system

| # | Fuel                  | Fuel flow<br>[NL/min] | Choke Valve<br>Opening<br>[%] | Air Flow<br>[NL/min] | A/F ratio | Engine<br>Revolution<br>[rpm] | Ignition<br>Plug Seat<br>emp. ( $T_{ENG}$ )<br>[°C] | Engine oil<br>temp. ( $T_{OIL}$ )<br>[°C] | Exhaust Gas<br>temp.<br>( $T_{EXH}$ )<br>[°C] | Generator<br>load ( $L_{GEN}$ )<br>[W] |
|---|-----------------------|-----------------------|-------------------------------|----------------------|-----------|-------------------------------|-----------------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------|
| 1 | propane gas           | Not Measure           | 100                           | 96.5                 | 11.4      | 2,800                         | 98.2                                                | 69.8                                      | 118.0                                         | 0                                      |
|   |                       |                       | 100                           | 168.9                | 11.6      | 2,950                         | 109.5                                               | 77.0                                      | 148.3                                         | 400                                    |
|   |                       |                       | 100                           | 234.0                | 11.3      | 3,100                         | 119.2                                               | 81.3                                      | 187.5                                         | 800                                    |
| 2 | (CH4 100%)            | 6.5                   | 100                           | 188.2                | 18.1      | 2,850                         | 100.2                                               | 68.2                                      | 172.5                                         | 0                                      |
|   |                       | 8.4                   | 100                           | 253.4                | 17.2      | 3,000                         | 113.6                                               | 77.1                                      | 215.2                                         | 400                                    |
|   |                       | 10.3                  | 100                           | 311.3                | 16.8      | 3,100                         | 123.7                                               | 83.2                                      | 249.5                                         | 800                                    |
| 3 | (CH4 70%,<br>CO2 30%) | 17.5                  | 57                            | 243.7                | 17.0      | 2,800                         | 105.3                                               | 74.1                                      | 232.1                                         | 0                                      |
|   |                       | 25.7                  | 50                            | 316.1                | 14.0      | 3,000                         | 126.8                                               | 84.4                                      | 328.3                                         | 400                                    |
|   |                       | 26.7                  | 50                            | 313.7                | 13.6      | 2,100                         | 140.5                                               | 93.1                                      | 337.9                                         | 800                                    |
| 4 | (CH4 60%,<br>CO2 40%) | 18.8                  | 58                            | 287.2                | 18.1      | 2,800                         | 101.5                                               | 72.9                                      | 243.8                                         | 0                                      |
|   |                       | 23                    | 54                            | 325.8                | 16.5      | 2,950                         | 119.9                                               | 82.0                                      | 296.5                                         | 400                                    |
|   |                       | 27.6                  | 50                            | 333                  | 13.9      | 2,200                         | 136.4                                               | 89.9                                      | 336.2                                         | 800                                    |

プロパンガスを用いた場合、負荷に応じて、空気流量が増加し、運転空燃比は 11.3～11.6 の範囲で維持された。エンジン回転数は 2800rpm（無負荷）、2950rpm（400W）、3100rpm（800W）負荷に応じて上昇した。

バイオメタンガス（CH4）の理論空燃比<sup>(3)</sup>は 17.20 である。図 3.2 から、無負荷運転時の理論空燃比から、負荷増加に伴い、空燃比が低下することが判る。図 3.3 からバイオメタン濃度 100%を

使用した場合、負荷増加に伴い、2850rpm（無負荷）、3000rpm（400W）、3100rpm（800W）でエンジン回転数が上昇し、濃度 70%、60%は負荷増加に伴い、2850rpm（無負荷）、3000rpm（400W）、2100～2200rpm（800W）とエンジン回転数が変化していることが判る。

排気温度は負荷増加に伴い上昇した。負荷増加に伴う空気流量、空燃比のばらつき、およびエンジン回転数は、以下の実験の標準データとして比較するために使用した。

異なる濃度のバイオメタンを使用時、負荷増加に伴って燃料と空気の流量が上昇した。

しかし、低濃度のバイオメタン（60%、70%）を使用した場合、空気流量は400W と800W の負荷でほぼ同じであった。これは、800W の負荷動作では空気流量が不足するためと考えている。バイオメタン使用時、油温と点火プラグの座席温度が上昇し、特に排気温度が大幅に上昇することが判った。

バイオメタン 60%、70%使用時、エンジン回転数は2800rpm（無負荷）、2950～3000rpm（400W）まで安定した回転数を維持することができた。しかし、エンジン回転数は800W 負荷時で2100～2200rpm に低下した。これはプロパンガスの標準データと比べて、大きな違いである。

この実験結果から、負荷増加に伴いCH<sub>4</sub> を60%と70%使用時は、空燃比とエンジン回転数が低下することが判った。特に、低濃縮バイオメタンによる800W 負荷運転では吸入空気量が不足することが判った。これは空気と燃料の流量が不十分であると空燃比が低下し、燃焼効率が悪化するためと考えている。

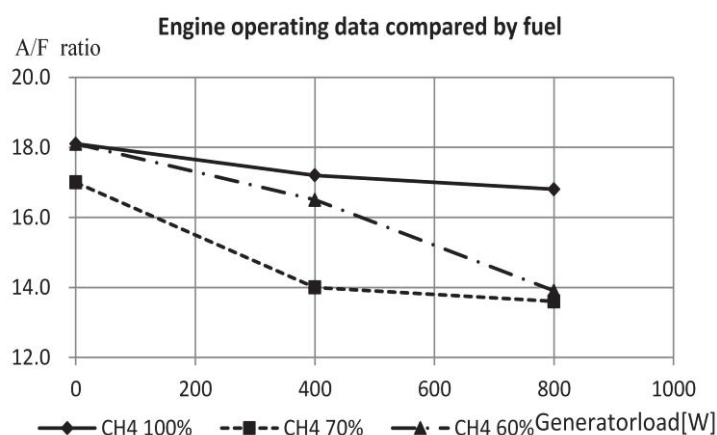


Fig. 3.2 Relationship between generator load and A/F ratio.

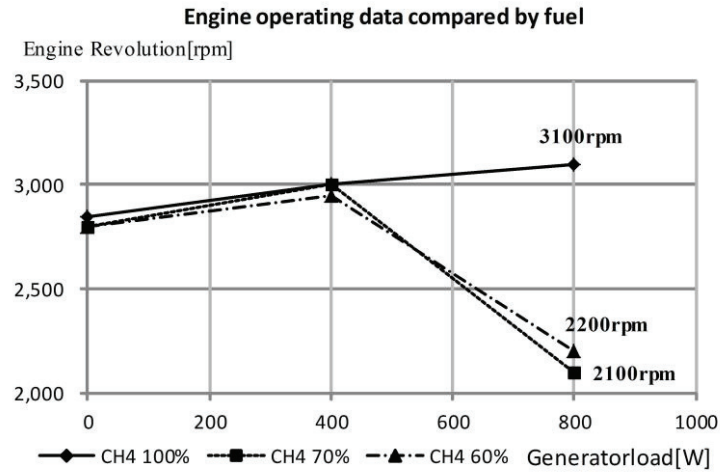
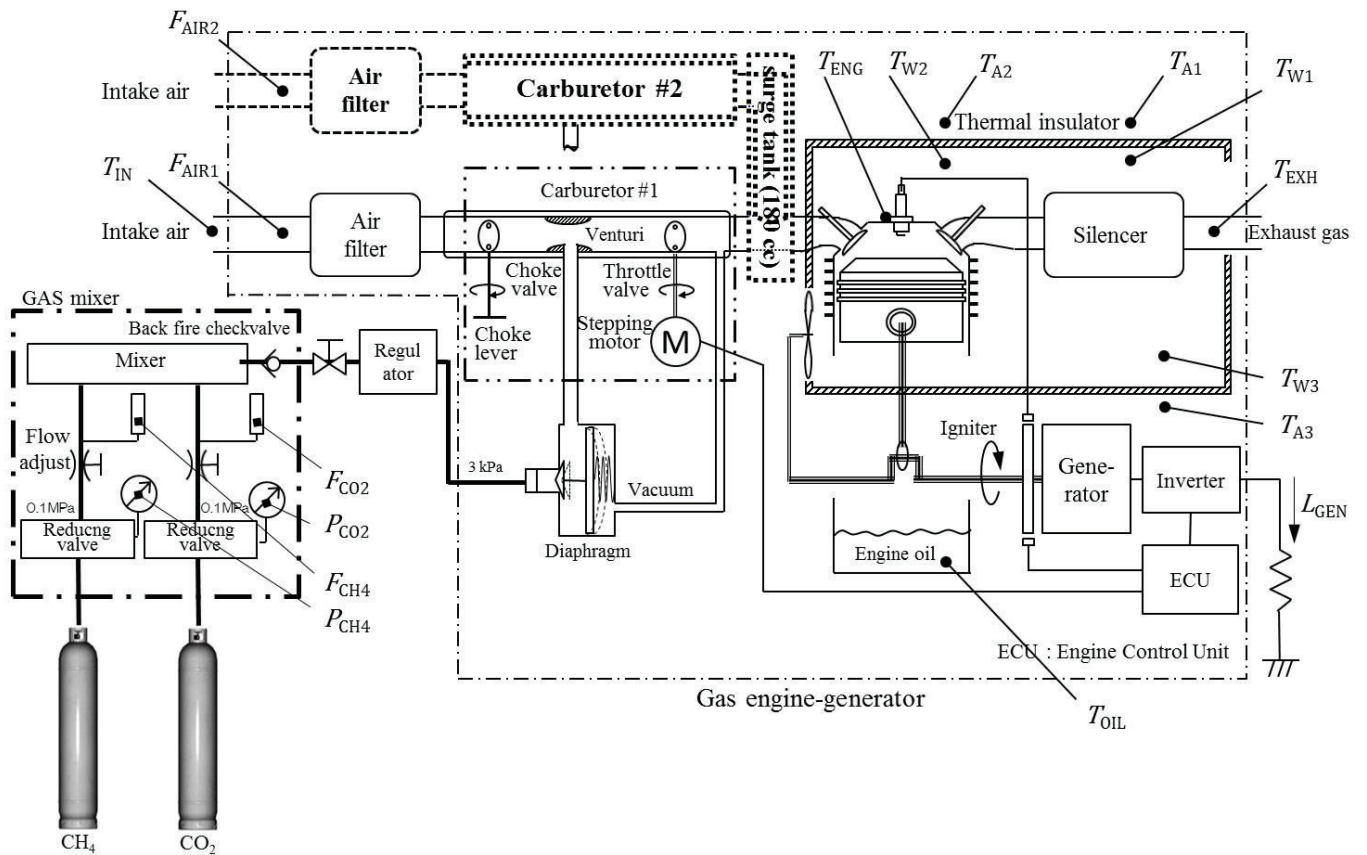


Fig. 3.3 Relationship between generator load and engine revolution.

### 3.2.3. 補機付加による実験形態（IES, Improved Experiment Set-up）と実験結果

予備実験装置は予期した結果にならなかったため、燃料の体積効率を向上させるため、ツインキャブレタやサージタンクなどの補助装置を追加することした。（図 3.4）



- Improved Experiment Set-up (IES) system 1# : twin carburetor
- Improved Experiment Set-up (IES) system 2# : twin carburetor + surge

Fig. 3.4 Improved experiment set-up system.

この場合は、空燃比、エンジン回転数、排気温度を観測データとした。全実験は 3 回実施し、その平均データを表 3.3、および表 3.4 に示す。これらのデータをバイオメタンによる予備実験のデータと比較した。表 3.3 に示すように、ツインキャブレタ装着後、低濃度のバイオメタンを使用時、無負荷および 400W 負荷で空燃比が上昇したが、負荷 800W の条件では、より多くの空気を吸入したが、空燃比は変化しなかった。エンジン回転は 2800rpm (無負荷), 2950rpm (400W), 3100rpm (800W) の異なる負荷においても、ほぼ安定した回転数を維持した。排気温度は予備実験よりも、非常に高くなっている。

表 3.4 に示すように、ツインキャブレタとサージタンク (0.18L) を追加後、全負荷時において空燃比が上昇し、理論空燃比 17.2 に近づいた。800W 負荷の条件では、より多くの混合気を吸入することができるようになった。エンジン回転数は 2800rpm (無負荷), 2900~3000rpm (400W), 3000~3100rpm (800W) でほぼ安定した回転数を維持することができた。負荷時の排気温度は予備運転時よりも若干低くなった。

**Table 3.3** Data of IES system 1# (twin carburetor).

| # | Fuel                  | Fuel flow<br>[NL/min] | Choke Valve<br>Opening<br>[%] | Air Flow<br>[NL/min] | A/F ratio | Engine<br>Revolution<br>[rpm] | Ignition<br>Plug Seat<br>emp. ( $T_{ENG}$ )<br>[°C] | Engine oil<br>temp. ( $T_{OIL}$ )<br>[°C] | Exhaust Gas<br>temp.<br>( $T_{EXH}$ )<br>[°C] | Generator<br>load ( $L_{GEN}$ )<br>[W] |
|---|-----------------------|-----------------------|-------------------------------|----------------------|-----------|-------------------------------|-----------------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------|
| 1 | (CH4 100%)            | 11.4                  | 100                           | 485.0                | 20.9      | 2,800                         | 82.1                                                | 60.0                                      | 230.9                                         | 0                                      |
|   |                       | 13                    | 100                           | 574.3                | 21.1      | 3,000                         | 102.3                                               | 70.4                                      | 313.9                                         | 400                                    |
|   |                       | 14.9                  | 100                           | 649.0                | 20.7      | 3,100                         | 115.0                                               | 79.1                                      | 354.9                                         | 800                                    |
| 2 | (CH4 70%,<br>CO2 30%) | 16                    | 28                            | 253.3                | 19.1      | 2,800                         | 94.8                                                | 68.3                                      | 246.5                                         | 0                                      |
|   |                       | 18.6                  | 28                            | 316.1                | 17.9      | 3,000                         | 113.0                                               | 74.7                                      | 298.6                                         | 400                                    |
|   |                       | 23.8                  | 28                            | 376.4                | 16.7      | 3,100                         | 124.9                                               | 83.2                                      | 330.0                                         | 800                                    |
| 3 | (CH4 60%,<br>CO2 40%) | 24.7                  | 20                            | 159.3                | 17.8      | 2,800                         | -                                                   | -                                         | 293                                           | 0                                      |
|   |                       | 26.8                  | 20                            | 219.6                | 15.9      | 3,000                         | -                                                   | -                                         | 344.4                                         | 400                                    |
|   |                       | 47.6                  | 20                            | 395.8                | 13.9      | 3,100                         | -                                                   | -                                         | over                                          | 800                                    |

**Table 3.4** Data of IES system 1# (twin carburetor and surge tank).

| # | Fuel                  | Fuel flow<br>[NL/min] | Choke Valve<br>Opening<br>[%] | Air Flow<br>[NL/min] | A/F ratio | Engine<br>Revolution<br>[rpm] | Ignition<br>Plug Seat<br>emp. ( $T_{ENG}$ )<br>[°C] | Engine oil<br>temp. ( $T_{OIL}$ )<br>[°C] | Exhaust Gas<br>temp.<br>( $T_{EXH}$ )<br>[°C] | Generator<br>load ( $L_{GEN}$ )<br>[W] |
|---|-----------------------|-----------------------|-------------------------------|----------------------|-----------|-------------------------------|-----------------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------|
| 1 | (CH4 100%)            | 11.4                  | 100                           | 485.0                | 20.9      | 2,800                         | 82.1                                                | 60.0                                      | 230.9                                         | 0                                      |
|   |                       | 13                    | 100                           | 574.3                | 21.1      | 3,000                         | 102.3                                               | 70.4                                      | 313.9                                         | 400                                    |
|   |                       | 14.9                  | 100                           | 649.0                | 20.7      | 3,100                         | 115.0                                               | 79.1                                      | 354.9                                         | 800                                    |
| 2 | (CH4 70%,<br>CO2 30%) | 16                    | 28                            | 253.3                | 19.1      | 2,800                         | 94.8                                                | 68.3                                      | 246.5                                         | 0                                      |
|   |                       | 18.6                  | 28                            | 316.1                | 17.9      | 3,000                         | 113.0                                               | 74.7                                      | 298.6                                         | 400                                    |
|   |                       | 23.8                  | 28                            | 376.4                | 16.7      | 3,100                         | 124.9                                               | 83.2                                      | 330.0                                         | 800                                    |
| 3 | (CH4 60%,<br>CO2 40%) | 24.7                  | 20                            | 159.3                | 17.8      | 2,800                         | -                                                   | -                                         | 293                                           | 0                                      |
|   |                       | 26.8                  | 20                            | 219.6                | 15.9      | 3,000                         | -                                                   | -                                         | 344.4                                         | 400                                    |
|   |                       | 47.6                  | 20                            | 395.8                | 13.9      | 3,100                         | -                                                   | -                                         | over                                          | 800                                    |

IES の実験結果を図 3.5～図 3.8 に示す。空燃比は IES #2 の方が IES システム #1 により改善されていることが判る。IES システム #2 の空燃比は、メタンガスの理論空燃比 17.2 と同様であり、濃度変動があるバイオメタンで運転される場合にも、空燃比の変動幅が最も小さいことが判る。IES #1 が制御するエンジン回転数は、2800rpm（無負荷）、2950rpm（400W）、3100rpm（800W）の安定したエンジン回転数を維持していることが判る。また、IES #2 で制御するエンジン回数も、2800rpm（無負荷）、2900～3000rpm（400W）、3000～3100rpm（800W）の安定したエンジン回転数を維持していることが判る。

熱効率は最終目的である農村地域における活用にとって重要な要素であり、排気温度についてはエンジン発電機の運用を左右する可能性があることを考慮しておくべき課題である。熱効率と排気温度を図 3.9～図 3.10 に示す。特に CH<sub>4</sub> 60%を使用時は IES システム #2 の熱効率が向上することが判った。

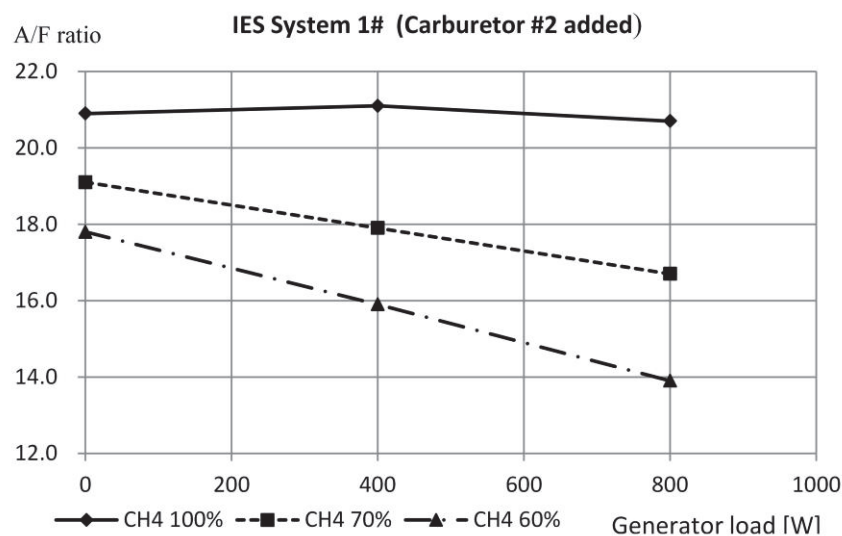


Fig. 3.5 Relationship between generator load and A/F ratio. (IES system 1#)

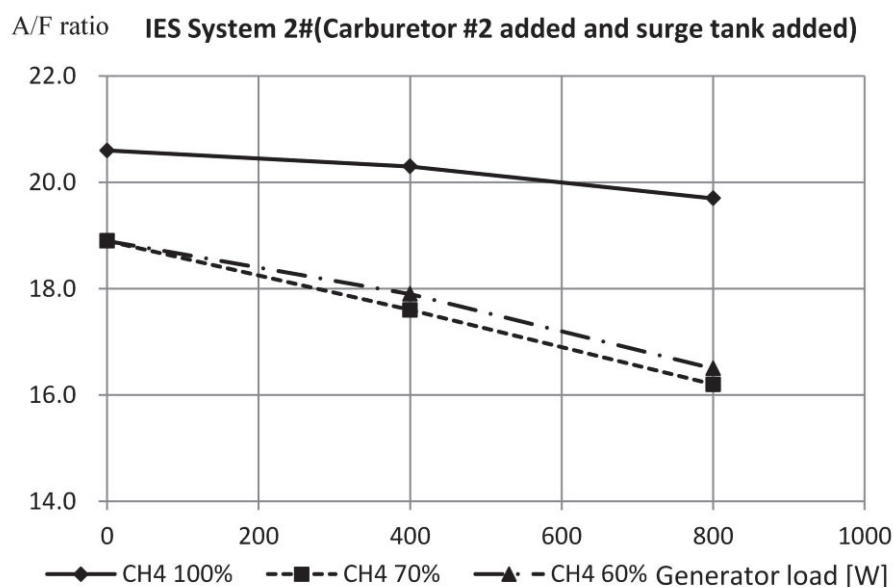
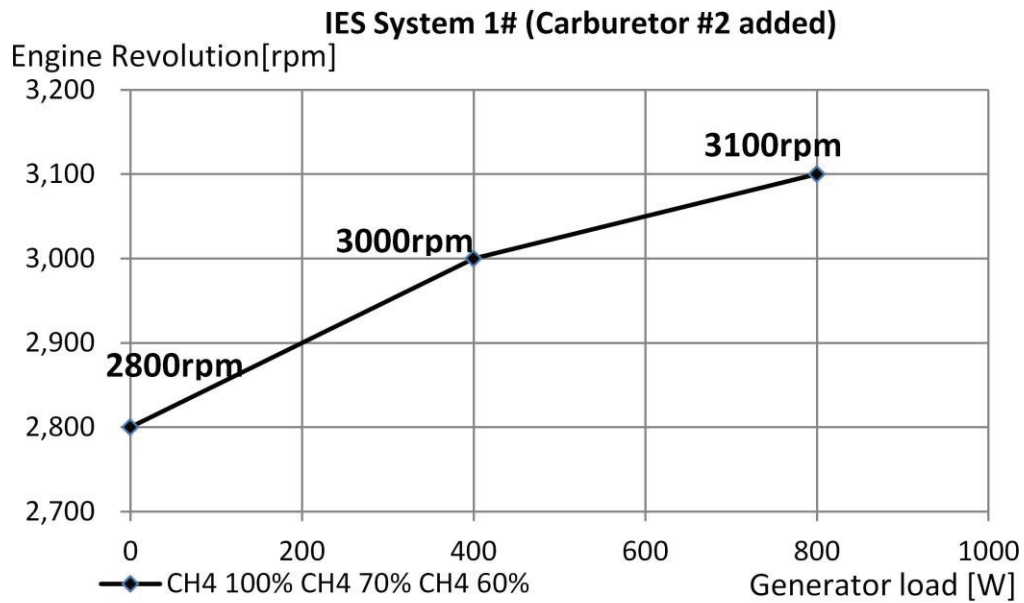
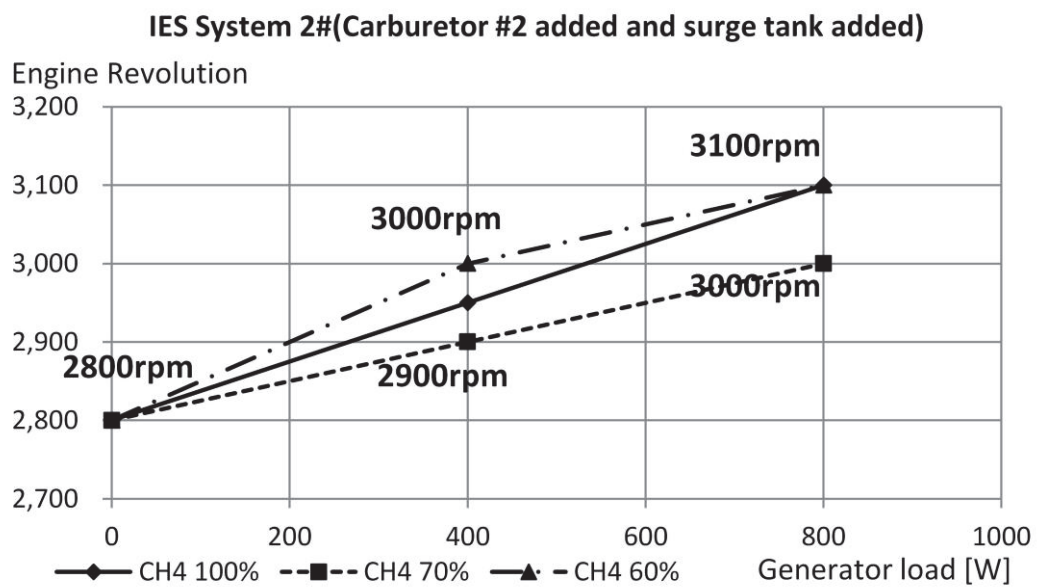


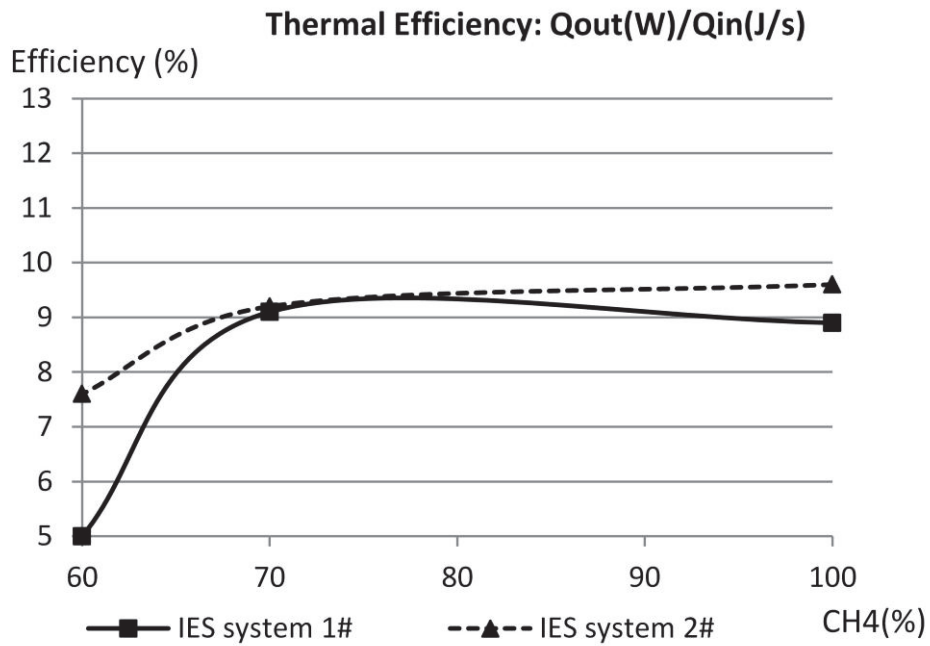
Fig. 3.6 Relationship between generator load and A/F ratio. (IES system 2#)



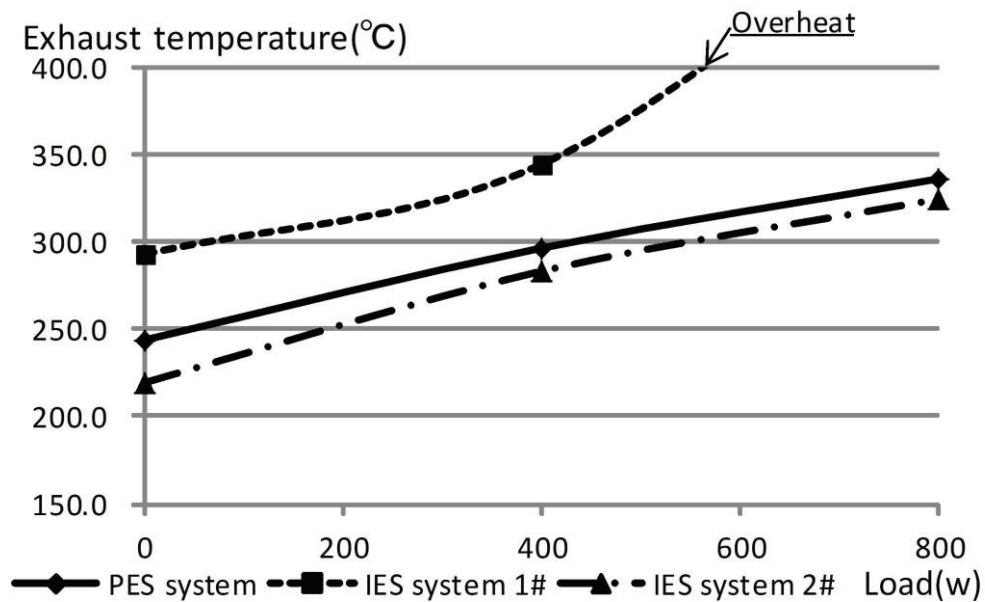
**Fig. 3.7** Relationship between generator load and engine revolution.



**Fig. 3.8** Relationship between generator load and engine revolution.



**Fig. 3.9** Fuel efficiency treated by various bio-methane compositions in different System.



**Fig. 3.10** Exhaust temperature treated by various load in different system for CH4 60% (most representative).

### 3.3. 閉ループフィードバック制御(PID 制御)

さらに性能を向上させるために、基本的な閉ループフィードバック制御システムを構築し、実験および分析を行った。

#### 3.3.1. エンジンモデル

本項では、本研究で使用したガスエンジンモデルの概要を述べる。(図 3.11)

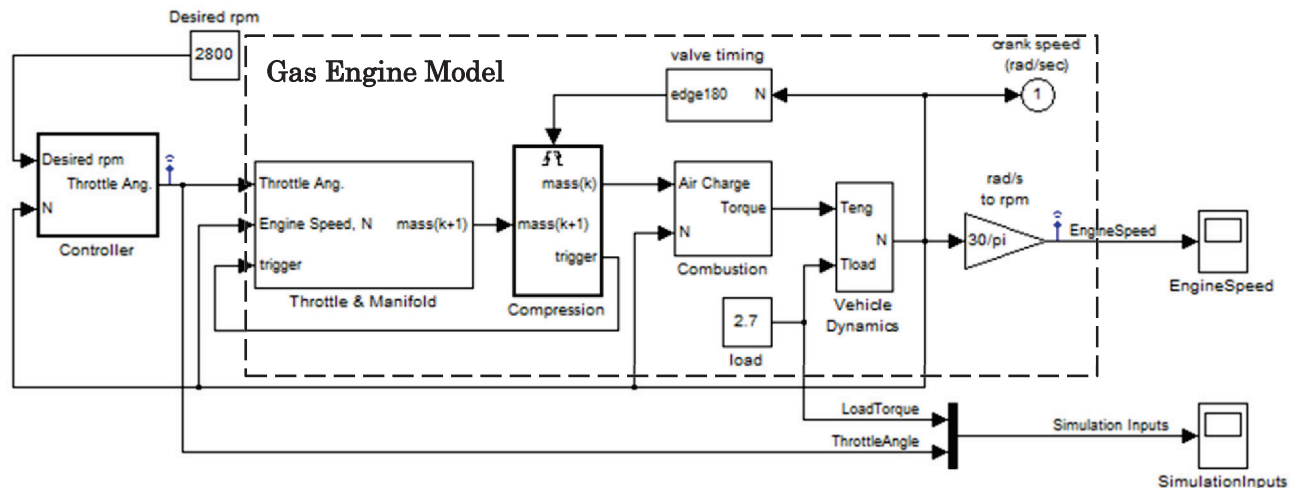


Fig. 3.11 The mathematical model of gas engine.

スロットル、マニホールド、圧縮、燃焼、トルク、加速生成を記述した完全な運動方程式は、原論文(4)、(5)を参照していただきたい。このモデルでは、MATLAB® / Simulink® の拡張機能を使用して時間ベースのイベント起動されている。起動されたサブシステムは、別に定義されたバルブ動モデルを介して吸気マニホールドからシリンダへの混合気の動的移動をモデル化している。これらは、吸気混合気流、トルク発生、および加速の連続時間プロセスと同時に模擬されている。

#### 3.3.2. 閉ループフィードバック制御(PID 制御)とシミュレーション

我々は、比例、積分、微分動作を持つフィードバックコントローラを選択した。積分器は、定常状態のオフセットを抑制するために必要であり、比例項は積分器によって発生する位相遅れを補償するためのものである。フィルタ係数は、微分動作におけるフィルタの極位置を決定するものである。閉ループフィードバック制御系の構成を図 3.12 に示す。

シミュレーション結果を図 3.13 に示す。2.7Nm の負荷運転 (800W 相当) では、 $t = 30$  秒で、エンジン回転数は 2800rpm に達し、目標回転数に一致していることが判る。

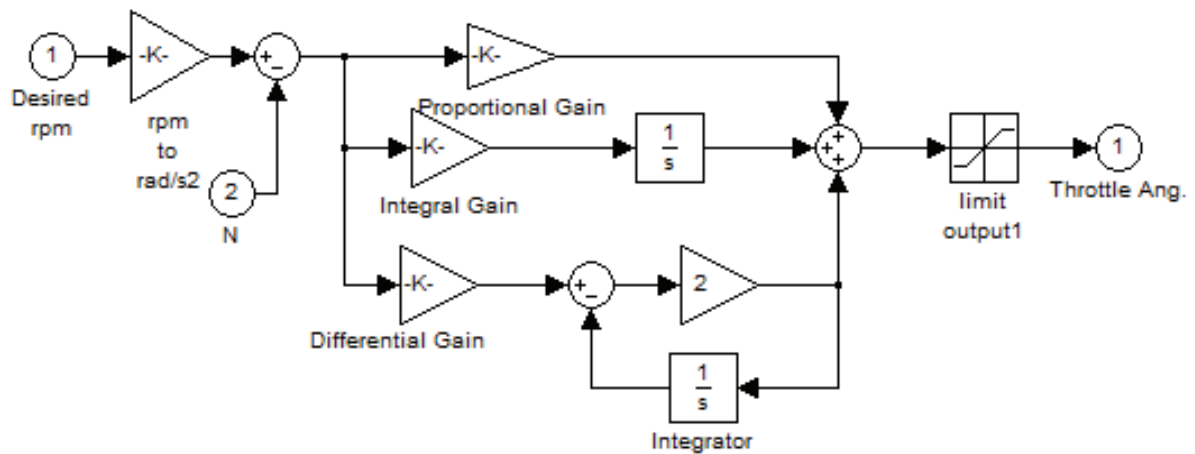


Fig. 3.12 Closed-loop feedback controller.

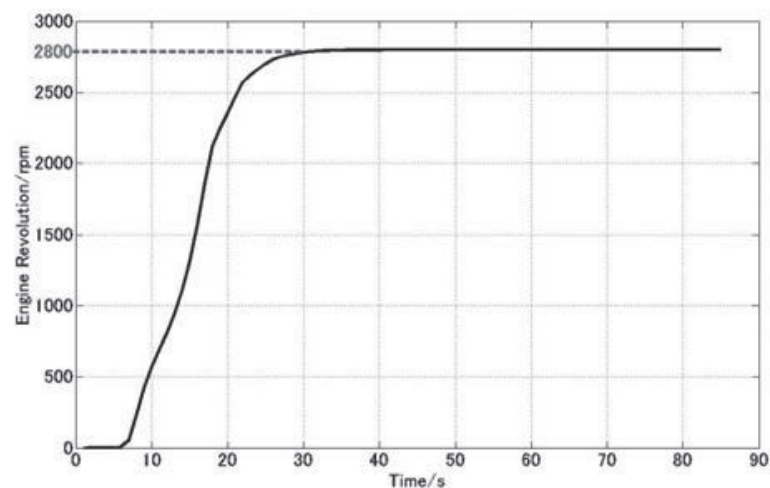


Fig. 3.13 Simulation result of the approximate engine model.

### 3.3.3. 閉ループフィードバック制御(PID 制御)による実験結果

閉ループフィードバック制御 (PID 制御) による制御器 (ECU) を用いてガスエンジン発電機の基本データを得ることでバイオガス成分の影響, および IES システムの実現可能性を同定することで, 制御システムの概念を設計可能となる.

制御対象として, 発電機内のオリジナル ECU とステッピングモーターの接続を解除し, 新たにステッピングモーターを追加した. (図 3.14 参照) 閉ループフィードバック制御システムを構築するため, マイクロコンピュータ (AD7011-EVA) を使用している.

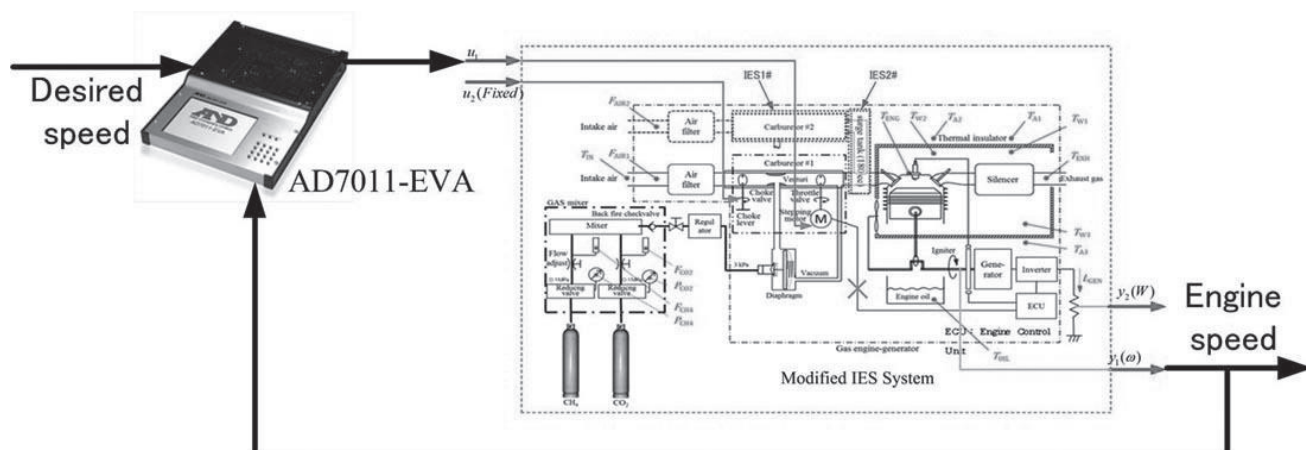


Fig. 3.14 The closed-loop feedback control system.

図 3.14 に示すように、スロットルバルブ角度は、マイクロコンピュータの出力によって制御され、操作量は PID 制御則によって制御される。

コントローラには、GPIO、A/D、D/A コンバータ、DIO などの標準インタフェースが装備されている。

PID 設定値は、試行錯誤によって設定してある。コントローラの仕様と PID 設定値を表 3.5 に示す。

この設定値による制御結果を表 3.6 に示す。

異なる負荷条件下において、オリジナルの ECU ではエンジン回転数が 2800～3100rpm（図 3.7, 図 3.8）に変動しているが、今回開発した閉ループフィードバック制御ではエンジン回転数を 2800rpm の回転数に維持していることが判る。（表 3.6）

さらに、4.3.2 項で得られたシミュレーション結果に基づき、IES システムにおける閉ループフィードバック制御システムの実現可能性を検証すべきと考えている。

Table 3.5 Specification of the AD8011-EVA and PID settings.

|                   |                                                                                                                    |      |
|-------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| OS                | Linux+Xenomai (Real-tim extension)                                                                                 |      |
| CPU               | ARM1136JF-S (532MHz)                                                                                               |      |
| AD/DA             | ADC : 4-ch, 12-bit, single ended,<br>±10V input, AD7323<br>DAC : 4-ch, 12-bit, single ended,<br>±5V output, AD5024 |      |
| PID setting value | Proportional gain                                                                                                  | 0.02 |
|                   | Integral gain                                                                                                      | 0.01 |
|                   | Differential gain                                                                                                  | 0.02 |
|                   | Differential filter                                                                                                | 2.0  |

**Table 3.6** Experimental data (Carburetor 2# and surge tank added).

| # | Fuel                                                                | Fuel flow<br>[NL/min] | Choke Valve<br>Opening<br>[%] | Air Flow<br>[NL/min] | A/F ratio | Engine<br>Revolution<br>[rpm] | Ignition<br>Plug Seat<br>emp. ( $T_{ENG}$ )<br>[oC] | Exhaust Gas<br>temp.<br>( $T_{EXH}$ )<br>[oC] | Generator<br>load ( $L_{GEN}$ )<br>[W] |
|---|---------------------------------------------------------------------|-----------------------|-------------------------------|----------------------|-----------|-------------------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------|
| 1 | Bio-methane<br>gas<br>(CH <sub>4</sub> 70%,<br>CO <sub>2</sub> 30%) | 15.2                  | 35                            | 468.1                | 19.9      | 2,800                         | 78.1                                                | 232.9                                         | 0                                      |
|   |                                                                     | 17.1                  | 35                            | 579.1                | 19.4      | 2,800                         | 95.3                                                | 309.1                                         | 400                                    |
|   |                                                                     | 16.1                  | 30                            | 434.3                | 18.1      | 2,800                         | 112.7                                               | 334.9                                         | 800                                    |
| 2 | Bio-methane<br>gas<br>(CH <sub>4</sub> 70%,<br>CO <sub>2</sub> 30%) | 14.0                  | 20                            | 236.4                | 18.5      | 2,800                         | 86.1                                                | 254.2                                         | 0                                      |
|   |                                                                     | 16.4                  | 20                            | 284.7                | 17.7      | 2,800                         | 106.1                                               | 331.4                                         | 400                                    |
|   |                                                                     | 18.2                  | 20                            | 313.7                | 16.6      | 2,800                         | 117.7                                               | 335.1                                         | 800                                    |

### 3.4. まとめ

バイオメタンガスの濃度変動にリアルタイムに対応したガスエンジン発電機の開発に先立ち、濃度変動したときのガスエンジン発電機の対応性についての研究成果を示す。

ここでの、対応可能性実験では、コストダウンの観点からガスエンジン本体の構造や制御方法には手を加えず、補機類の付加によって、バイオメタンガスに対応できるようにし、エンジン各部温度とエンジン負荷状態に関するデータを取得し、既存小型ガスエンジンの対応可能性を評価した。

本研究の成果として、バイオメタン対応可能性に対する評価結果について、以下に示す。

- (1) 既存量産ガスエンジンのままでは、濃度変動するバイオメタンガスに対応できないことを確認した。
- (2) 既存量産ガスエンジンの本体に全く改修を加えず、補機類の付加のみでのバイオメタンガスへの対応は、限定された条件において、可能であることを確認した。また、メインジェット径が標準のキャブレッター仕様のままでは、バイオメタンガスに対応できないことが判った。その原因として、供給燃料の充填量が確保できないことが挙げられる。その解決策として、以下の補機類を複合して付加することにより、供給燃料の体積効率が向上することを確認した。
  - (a) 標準キャブレッターの吸気系の二重化（いわゆるツインキャブレタ化）のみでは、燃料体積効率の向上は見られず、メタン濃度 60～70%のバイオメタン模擬ガスを燃料とした負荷運転は不可能であった。
  - (b) 標準キャブレッターの吸気系に、吸気サージタンクを付加するのみでは、燃料体積効率の向上はみられず、メタン濃度 60～70%のバイオメタン模擬ガスを燃料とした負荷運転は不可能であった。
  - (c) ツインキャブレタ、および吸気サージタンクを複合的に組合せることにより、燃料体積効率の向上を図ることができ、メタン濃度 60～70%のバイオメタン模擬ガスを燃料とした負荷運転が可能となった。
  - (d) 上記(a)～(c)の対策とは別に、標準キャブレッターのメインジェット径（3φ）を口径拡大化

(3.2φ) することで、燃料体積効率の向上を図ることができ、メタン濃度 60～70%のバイオメタン模擬ガスを燃料とした負荷運転が可能となった。

- (3) (2)項のツインキャブレタ、吸気サージタンク等の補機類付加や、メインジェット口径拡大化に対して、既存量産ガスエンジン制御方式のままでは安定した運転ができないため、PID 制御則によるフィードバック制御システムを新たに開発した。PID 制御則によるフィードバック制御システムを、小型ガスエンジンの電子ガバナに組込むことにより、メタン濃度 60～70%のバイオメタン模擬ガスにより安定した運転ができることを、シミュレーション、および実証実験により確認した。

## 参考文献

- (1) Koichi Okamura, Yijun Dong, Kenji Takahata, and Jianming Yang, “On the Development of a Control System for a Small Bio-Methane Gas Engine Generator”, International Journal of Automation Technology, Vol.11, No.3, 2017, pp.519-528.
- (2) Yildiray Yildiz, et al., “Spark Ignition Engine Fuel-to-Air Ratio Control An Adaptive Control Approach”, Control Engineering Practice 2010 18(12), pp.1369-1378.
- (3) Dasappa, S., et al., “On the Estimation of Power from a Diesel Engine Converted for Gas Operation -- A Simple Analysis”, Proceedings (ASTRA), 17th National Conference on IC Engines and Combustion, Bangalore, India, 2001.
- (4) CROSSLEY, P. R.; COOK, J. A., “A nonlinear engine model for drivetrain system development”, In: Control 1991. Control'91., International Conference on. IET, 1991, pp.921-925.
- (5) <https://www.mathworks.com/help/simulink/examples/modeling-engine-timing-using-triggered-subsystems.html>.

## 第4章 線形二輪モデルを評価ツールとしたモデルマッチングと 最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の評価<sup>(1)</sup>

### 4.1. 本章の目的

本章では、第6章の小型ガスエンジン発電機用電子ガバナの制御則にモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによる制御則を適用するのに先立ち、この制御則における制御対象の汎用性を確認するため、制御対象として車両の操舵系へ適用を試みた。

近年、自動車の Steer by Wire を前提とする操舵制御システムにおいては、操舵入力と車両応答特性の関係を柔軟に変更できるようになった。先行研究においても、 $H_\infty$ 制御によるロバスト安定化<sup>(2)</sup>、モデル追従制御<sup>(3)</sup>、LQG 制御による自動操舵<sup>(4)(5)</sup>、車両諸元の不確かさを考慮した自動車操舵系等の最適オブザーバ<sup>(6)</sup>、ロバスト制御則による車両運動性能向上<sup>(7)</sup>やロバストモデルマッチングによる倒立振子制御<sup>(8)</sup>を個別に適用した先行研究はあるが、本研究の特徴は最適オブザーバの本来の状態変数（ヨーレート、横滑角、操舵角）を拡張して、外乱の周波数スペクトルをモデル化した外乱モデルを状態変数として追加することで、本来の状態量の推定とともに外乱値の推定を同時に行うことである。この外乱値の推定値を用いた外乱の相殺と状態フィードバックによる希望応答の実現を同時に行う制御則のアルゴリズムに独自の研究成果があると考え、参考文献<sup>(9)</sup>にて提案した。この参考文献においては、制御対象（二輪モデル）の特性について、実車両運動の特性を捨象（具体的には、線形コーナリングスティフネスを使用したことによる  $1G (9.8m/s^2)$  以上の旋回が可能）したため、制御対象の位置づけが不明確であった。

本稿では、制御対象の車両運動の忠実度は捨象することを明確にして、制御対象（線形コーナリングスティフネスを用いた二輪モデル、以降、線形二輪モデル）は、「車両速度を可変させることで制御対象の速度に対するパラメータ変動を模擬」できる評価ツールとして位置づける。この評価ツールを使用するシミュレーション条件において、提案する操舵制御システムによって操舵希望応答を実現しながら、入力外乱へのロバスト性を同時に実現できるモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の効果（車両の操縦性を増強するインナーループ、および車両の走行軌跡を制御するアウトナーループのシミュレーション評価における提案制御則の効果、およびロバスト性の評価）について報告する。

なお、評価ツールとして使用する線形二輪モデルは非常に単純化されたモデルであり、実車両と対応は必ずしも十分ではないが、パラメータ変動の影響など、車両運動の基本的特性を把握するうえでは有用<sup>(10)</sup>であり、提案手法のシミュレーションには適していると判断した。

さらに、ロバスト制御則の手法において、航空機分野で成果を上げている  $H_\infty$  フィルタの代わりに、今回、最適オブザーバを用いた理由を、以下に示す。

- (1)  $H_\infty$  フィルタは、外乱スペクトルが大きな周波数帯域において、外乱-制御量間の伝達関数のゲインのピーク値を最小化する手法である。従って、外乱スペクトルが大きい帯域と、 $H_\infty$  フィルタによるゲインの最小化の帯域が一致した場合、最大限の外乱抑制効果が得られる。
- (2) 一方、最適オブザーバは、全周波数領域における外乱エネルギー全体を抑制するものであり、 $H_\infty$  フィルタのようなシャープな周波数帯域における耐外乱性ではなく、逆に、外乱スペクトルの帯域の広さや不確定性に対応できる耐外乱性を有する。
- (3) 航空機の場合、外乱-制御量間の周波数特性の要求が明確に定義されているため、 $H_\infty$  フィルタによる、ピーク値最小化が有効と判断される。
- (4) 一方、自動車の場合は、外乱-制御量間の周波数特性の要求には幅があり、外乱エネルギー全体の抑制のためには、最適オブザーバによる外乱推定が適すると判断した。

今回は制御対象である線形二輪モデルを制御則基本機能の評価ツールと位置付けているが、今後の研究の進展に伴い、捨象した特性を盛り込んだ制御対象を使用して提案した制御則の実車両運動に対する効果について明らかにしていく。

## 4.2. シミュレーション方法

### 4.2.1. シミュレーション条件

シミュレーション条件は以下とし、制御対象である線形二輪モデル単体への入力外乱を含めた応答、および制御対象に入力外乱を印加し、インナーループ制御性、およびアウトーループ制御を加えた走行軌跡挙動を比較することで、モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによる操舵制御則の希望応答・外乱抑制効果を評価した。

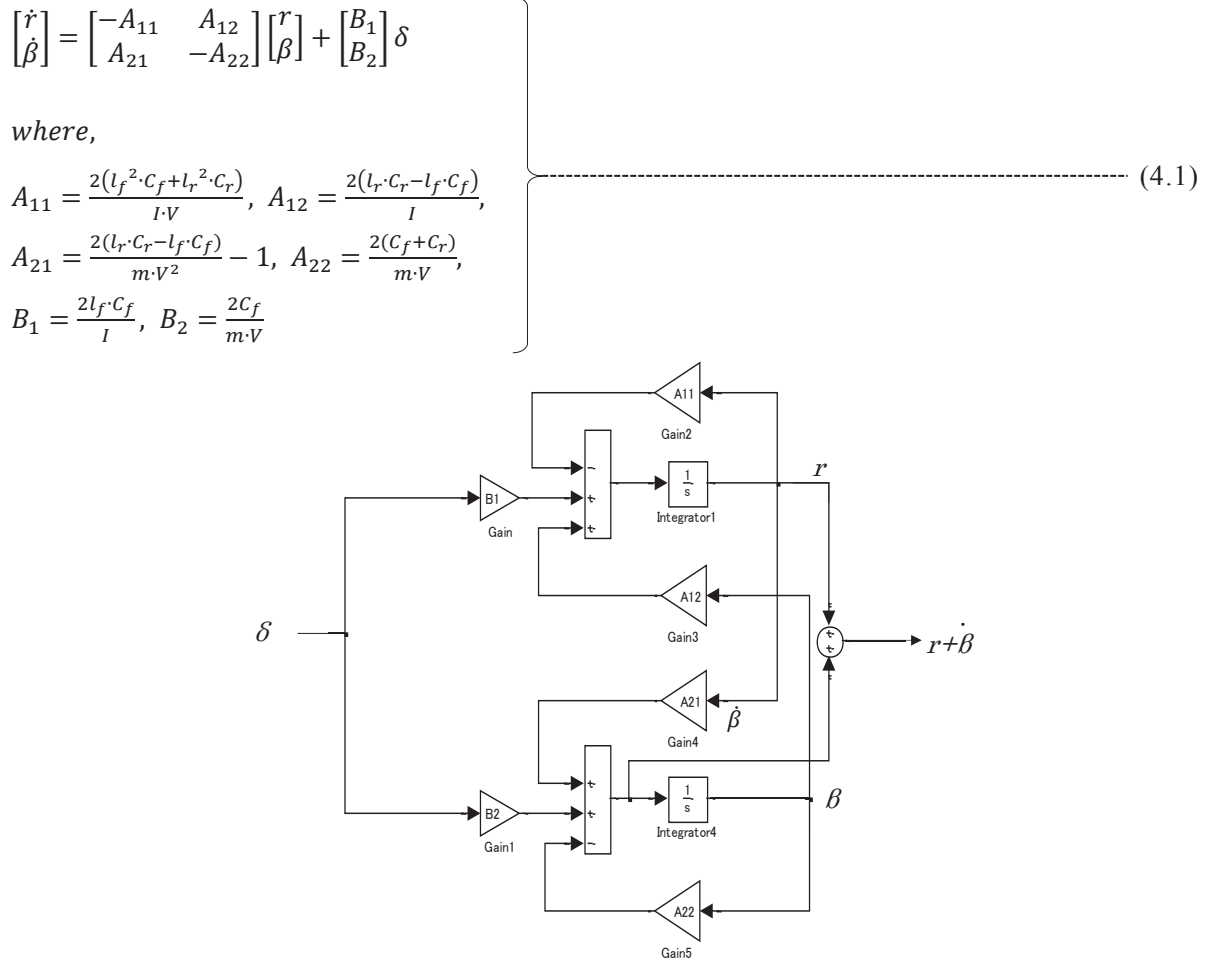
- (1) 制御対象である車両モデルは線形二輪モデル（線形コーナリングスティフネス）とする。
- (2) 制御対象のパラメータ変動（特性変動）に対するロバスト性を評価することが本研究の目的である。速度による線形二輪モデルの速度依存性（式(4.1)の  $A$  行列要素の分

母にある速度  $V$  によって  $A$  の固有値が変化することをいう) を制御対象の特性変動を模擬するための評価ツールとして位置づける。

- (3) 制御対象である線形二輪モデルについては、横滑り角に対するコーナリングステイフネスを線形とし、 $1G$  ( $9.8m/s^2$ ) 以上の旋回加速度もシミュレーション可能とする。
- (4) 制御則はモデルマッチング (MM) 制御のみ、および MM 制御と最適オブザーバの組合せによる制御則の 2 種類として、それぞれのシミュレーション結果を比較することで制御性を評価する。

#### 4.2.2. 線形二輪モデル

評価ツールとしての制御対象である線形二輪モデルの状態方程式を式(1), 状態変数線図を図 4.1, その諸元値<sup>(11)</sup>を表 4.1 に示す。表 4.1 から判るように、コーナリングステイフネスは一定値を使用している。



**Fig. 4.1** The evaluation tool of the bicycle model for control plant is shown.  $A_{11}$  to  $A_{22}$ ,  $B_1$  and  $B_2$  are expressed by Eq.(1). The control input  $\delta$  is the steering angle, the controlled output :  $r + \beta$  is linear coupling of yaw rate  $r$  and side-slip angular rate  $\beta$ . This model expresses linear cornering characteristics regardless vehicle velocity and side slip angle.

**Table 4.1** Simulation variable of bicycle model.

|          |                                        |                      |
|----------|----------------------------------------|----------------------|
| $\delta$ | Front wheel steering angle             | State variable       |
| $r$      | Yaw rate                               |                      |
| $\beta$  | Side slip angle                        |                      |
| $m$      | Vehicle mass                           | 1460kg               |
| $I$      | Yaw inertia moment                     | 2050kgm <sup>2</sup> |
| $l$      | Wheel base                             | 2550mm               |
| $l_f$    | Distance from CG to Front wheel        | 1070mm               |
| $l_r$    | Distance from CG to Rear wheel         | 1480mm               |
| $C_f$    | Front tire cornering stiffness/ 1 tire | 34.5kN/rad           |
| $C_r$    | Rear tire cornering stiffness/ 1 tire  | 46kN/rad             |
| $V$      | Vehicle velocity                       | 37km/h,60km/h        |

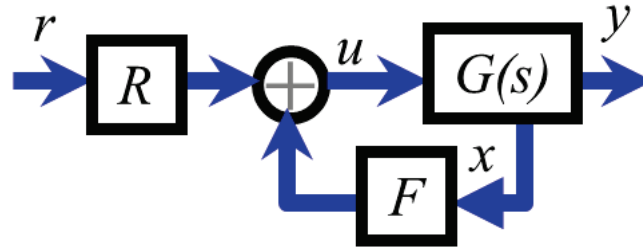
### 4.3. シミュレーションモデル

#### 4.3.1. Model Matching (MM)制御による目標特性の実現

MM 制御とは制御対象  $G(s)$  (車両) に対して, 目標指令値  $ref.$ , 操作量  $u$ , 制御量  $y$ , 状態量  $x$  を規定した上, 状態フィードバック則  $F$ , およびフィードフォワード則  $R$  によって  $ref. \rightarrow y$  の希望の目標応答を得る制御則<sup>(12)</sup> (図 2 参照) である.

今回は, 制御対象の速度依存性によるパラメータ変動に対して, 提案した制御則のロバスト性能を評価するため,  $F$  の極配置は一定とした (表 4.2). また,  $R$  による定常ゲイン ( $y/ref.$ ) は常に 1 倍(0dB)となるように設定した.

この場合, 目標指令値  $ref.$  は横加速度指令, 操作量  $u$  は舵角偏差, 制御量  $y$  は横加速度出力, 状態量  $x$  は目標指令値が横加速度入力<sup>(10)(13)</sup>とした場合に必要とされる状態量 [ヨーレート :  $r$ , 横滑角 :  $\beta$ , 舵角 :  $\delta$ ]を選定した.



**Fig. 4.2** Model Matching (MM) control law is shown.  $G(s)$  is the vehicle (linear bicycle model),  $R$  is feedforward gain to adjust input to output gain = 0dB, and  $F$  is state feedback gain.  $ref.$  is reference command,  $u$  is control input (steering deviation),  $y$  is controlled output ( $r + \beta$ ) and  $x$  is state variables (yaw rate  $r$ , side slip angle  $\beta$ , steering angle  $\delta$ ).

**Table 4.2** Pole placement

| Simulation velocity | $p_1$ Actuator pole | $p_2, p_3$ Vehicle pole |
|---------------------|---------------------|-------------------------|
| 37km/h              | -5.5                | $-14.8 \pm j3.03$       |
| 60km/h              | -5.5                | $-14.8 \pm j3.03$       |

Note : 37km/h is determined by 1G cornering at simulation course.

#### 4.3.2. 入力外乱モデルを付加したオブザーバ

MM 制御と最適オブザーバを組合せたシステムを図 4.3 に示す. オブザーバが満足すべき要件は以下のとおりである.

- (1)  $q$ (白色雑音)を積分した信号 (ランダムウォーク) <sup>(14)</sup>を入力外乱( $Q_u$ )とする.

入力外乱は, 具体的に「真の操作量に対して不確定に印加されるシステム雑音」<sup>(15)</sup>と想定する.

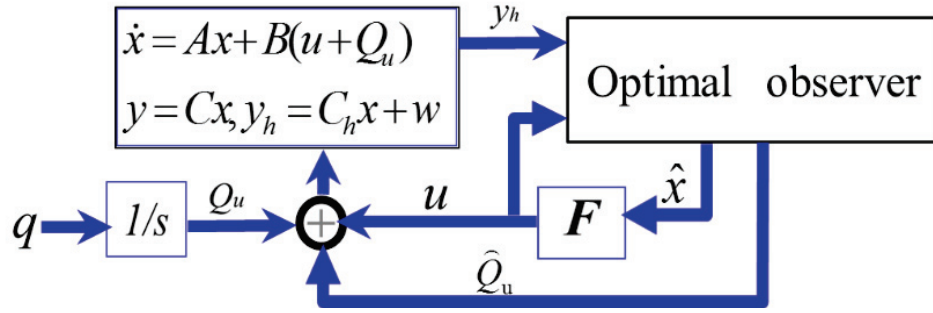
- (2) 入力外乱( $Q_u$ )を状態量として, 本来の状態量 $[r, \beta, \delta]$ に追加し, 拡大系状態量 $[r, \beta, \delta, Q_u]$ を形成する.

- (3) この入力外乱( $Q_u$ )の最適推定値( $\hat{Q}_u$ )を最適オブザーバで推定する.

- (4) この最適推定値で入力外乱を相殺, 外乱抑制する.

なお, 以上のプロセスは整形フィルタの状態推定問題<sup>(16)</sup>と等価であると考えられる.

すなわち, 最適オブザーバのゲインはリッカチ方程式を解くことで得ることができ, 最適オブザーバ問題 (自乗推定誤差の最小化) を確率的最適レギュレータ問題と分離定理<sup>(17)</sup>として解釈することで推定値の最適性を確保できる. (Appendix 参照)



**Fig. 3** This optimal observer system configured by MM control is shown.  $Q_u$  is defined the input disturbance by random walk integrating white noise  $q$ ,  $w$  is the observation noise,  $y_h$  is observation data and  $\hat{x}$  is estimated states. The input disturbance  $Q_u$  is cancelled by estimated input disturbance  $\hat{Q}_u$ .

#### 4.3.3. 最適オブザーバの設計

制御対象に入力外乱モデルを組み込み，拡大系を構成する．拡大系の状態方程式を式(4.2)に示す．

$$\left. \begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{Q}_u \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ Q_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} q \\
 y_h &= [C_h \quad 0] \begin{bmatrix} x \\ Q_u \end{bmatrix} + w \\
 &= C_h x + w = [(r + \dot{\beta}) \quad 0]^T + w \\
 \begin{cases} \dot{x}_e = A_e x_e + B_2 u + v \\ y_h = C_{he} x_e + w \end{cases} \\
 \text{where,} \\
 v &= B_1 q: \text{system noise, } w: \text{observation noise} \\
 A_e &:= \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, x_e := \begin{bmatrix} x \\ Q_u \end{bmatrix}, x := [r \quad \beta \quad \delta]^T \\
 B_2 &:= \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}, B_1 := \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, C_{he} := [C_h \quad 0] \\
 C_h &: \text{observation matrix}
 \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

#### 4.3.4. 最適オブザーバの構成

式(4.2)からリッカチ方程式(4.3)を解いて，式(4.4)のオブザーバゲイン  $G_e$  を求めた後，式(4.5)に示す最適オブザーバを構成する．その後，観測値  $y_h$  から，推定状態量  $\hat{x}_e$  を最適オブザーバにより推定する．

$$A_e P + P A_e^T + V - P C_{he}^T W^{-1} C_{he} P = 0 \quad \text{-----} (4.3)$$

where,

$V$ : covariance of system noise,  $W$ : covariance of observation noise

$$G_e = P C_{he}^T W^{-1} \quad \text{-----} (4.4)$$

$$\hat{x}_e = A_e \hat{x}_e + B_2 u + G_e (y_h - C_{he} \hat{x}_e)$$

$$= (A_e - G_e C_{he}) \hat{x}_e + B_2 u + G_e y_h \quad \text{-----} (4.5)$$

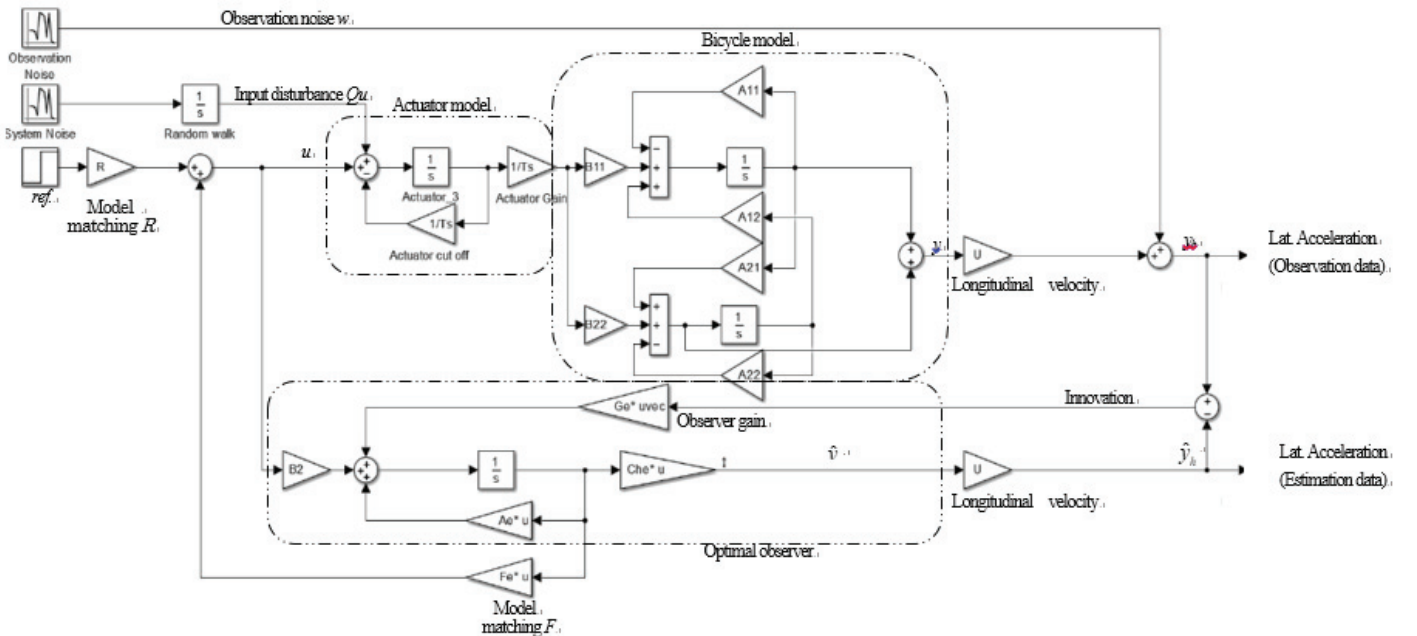
where,

$$u = F \hat{x} - \hat{Q}_u = F_e x_e, \quad \hat{x}_e := \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{Q}_u \end{bmatrix}, \quad F_e = [F \quad -1]$$

#### 4.4. シミュレーションによる評価

##### 4.4.1 インナーループ・シミュレーション

インナーループとは車両ダイナミクスを増強するためのフィードバックループである。MM 制御と最適オブザーバを組み合わせたインナーループ・シミュレーションモデルを図 4.4 に示す。なお、モデルは SIMULINK® で構成してある。



**Fig. 4.4** Inner loop of Model matching and Optimal observer is shown. Inner loop is defined the feedback loop which augment the vehicle dynamics. Input disturbance  $Q_u$  is defined the input disturbance by random walk integrating white noise  $q$ . Observation noise  $w$  is defined by white noise. The difference of Observation data  $y_h$  and Estimation data  $\hat{y}_h$  is expressed Innovation.  $y$  is Controlled output.  $R$  and  $F$  are defined in Fig.2.

以下のシミュレーションを実施し、インナーループにおける MM 制御と最適オブザーバの組合せによる操舵制御則の効果を評価することができた。

- (1) 条件：図 4.4 のシステムに対して入力外乱，観測雑音なし

シミュレーション結果を図 4.5 に示す．横加速度指令  $ref.=1\text{m/s}^2$  に対して， $F$  で設定した希望応答， $R$  で設定した定常ゲイン：0dB（制御量  $y=1\text{m/s}^2$ ）で出力されていることが確認できる．

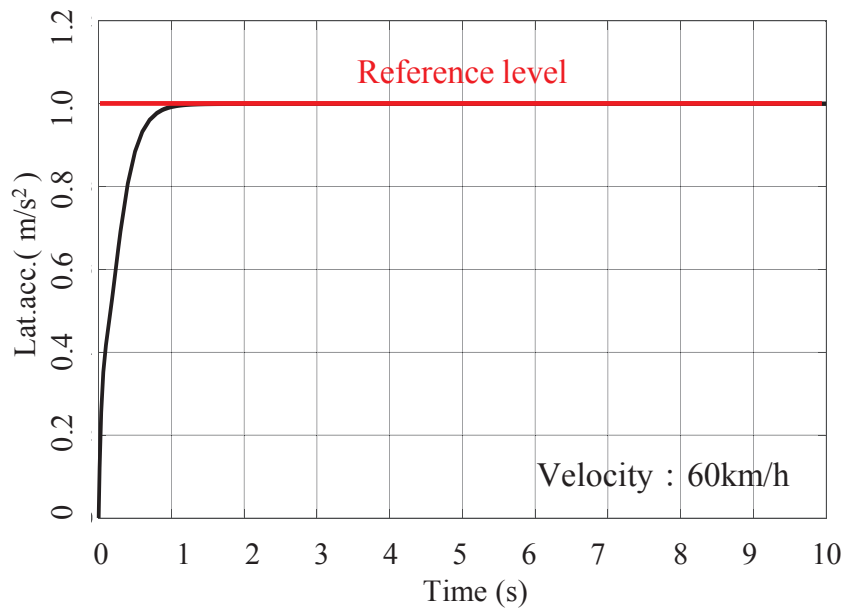
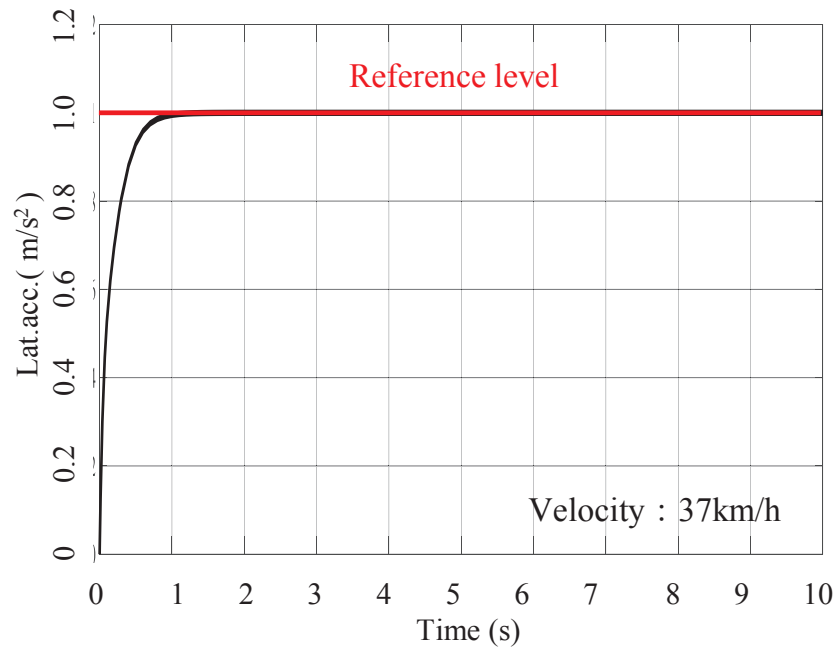
- (2) 条件：図 4.4 のシステムから最適オブザーバを外したシステムへ入力外乱，観測雑音を印加

シミュレーション結果を図 4.6 に示す．二輪モデルのみ（図中破線），MM 制御のみ（図中実線）では制御量  $y$  が時間経過とともに，大きくドリフトして行くことが確認できる．

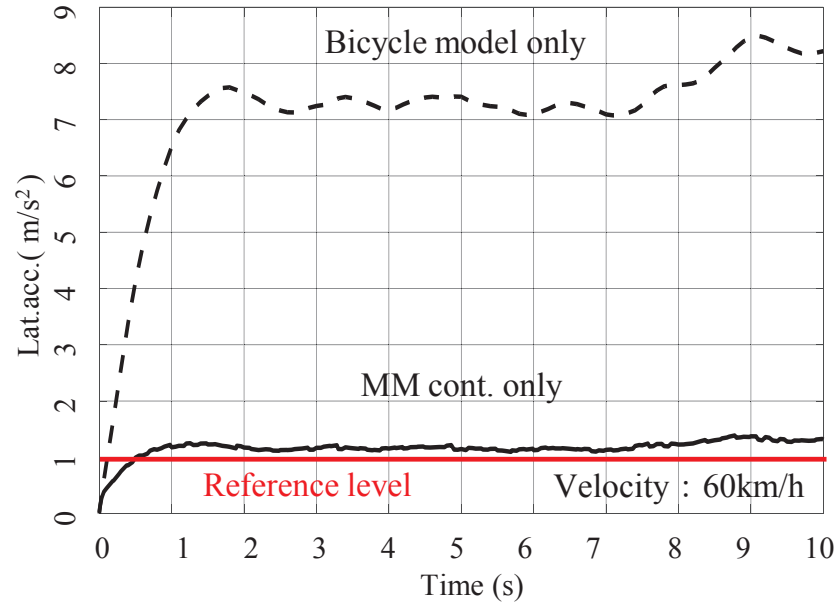
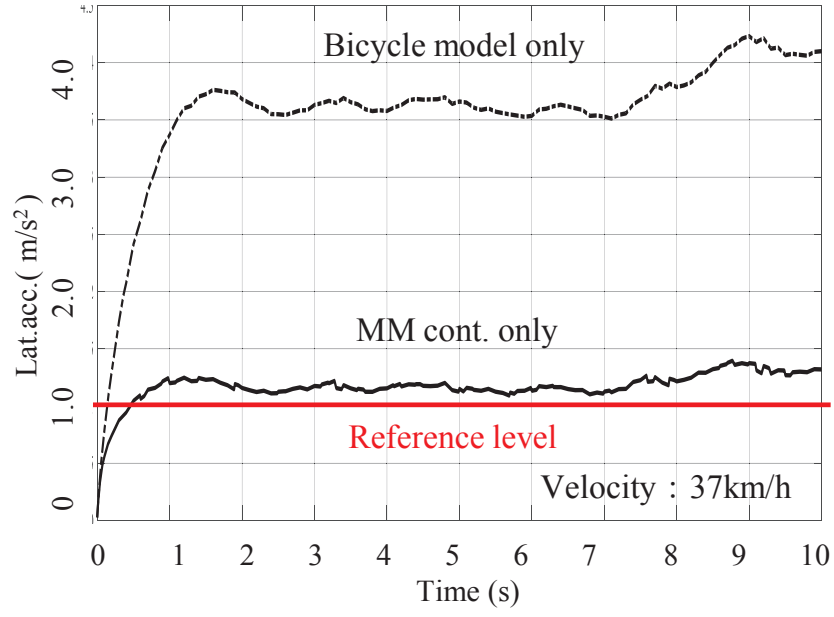
- (3) 条件：図 4.4 のシステムに対して入力外乱，観測雑音を印加

シミュレーション結果を図 7 に示す．図 4.5 に比較して入力外乱による変動，および観測雑音による小さな変動があるものの，図 4.6 のように時間経過とともに，ドリフトはせず，最適オブザーバが入力外乱を推定・抑制していることが確認できる．

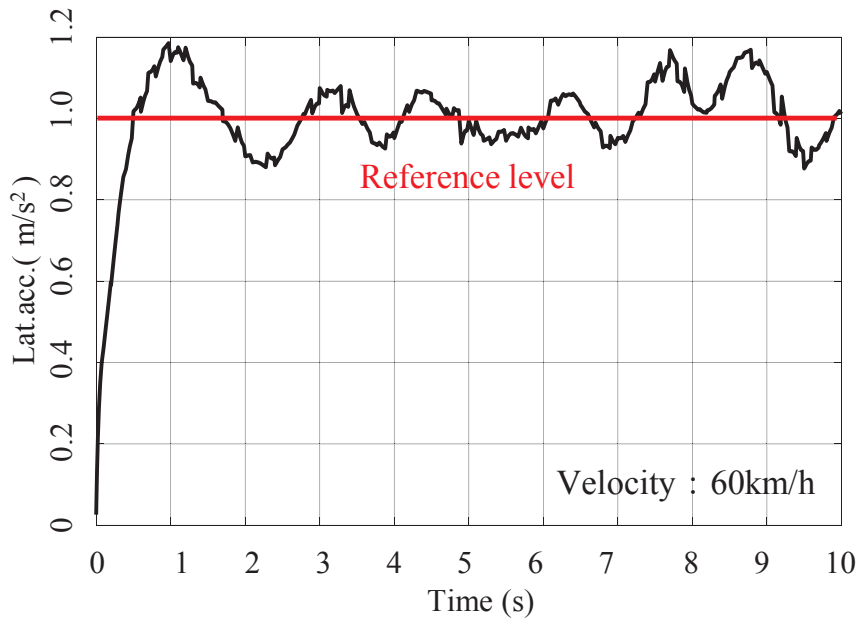
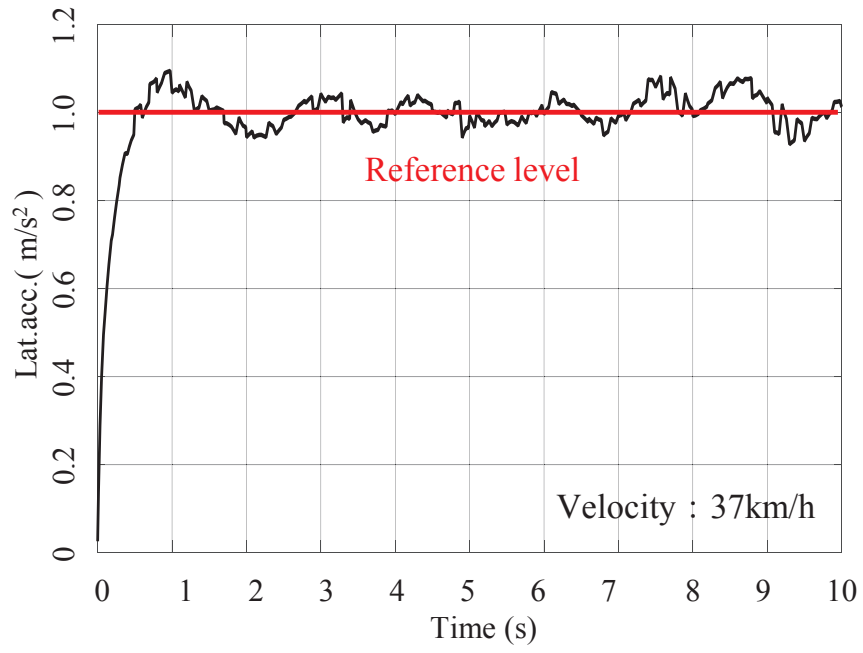
さらに，入力外乱推定精度を図 4.7.1 に示す．図から，入力外乱  $Q_u$  に対して，推定入力外乱  $\hat{Q}_u$  をよく推定していることが確認できる．なお，波形尖度の相違は観測雑音レベルで任意に変化するので，推定精度には含まないものとした．



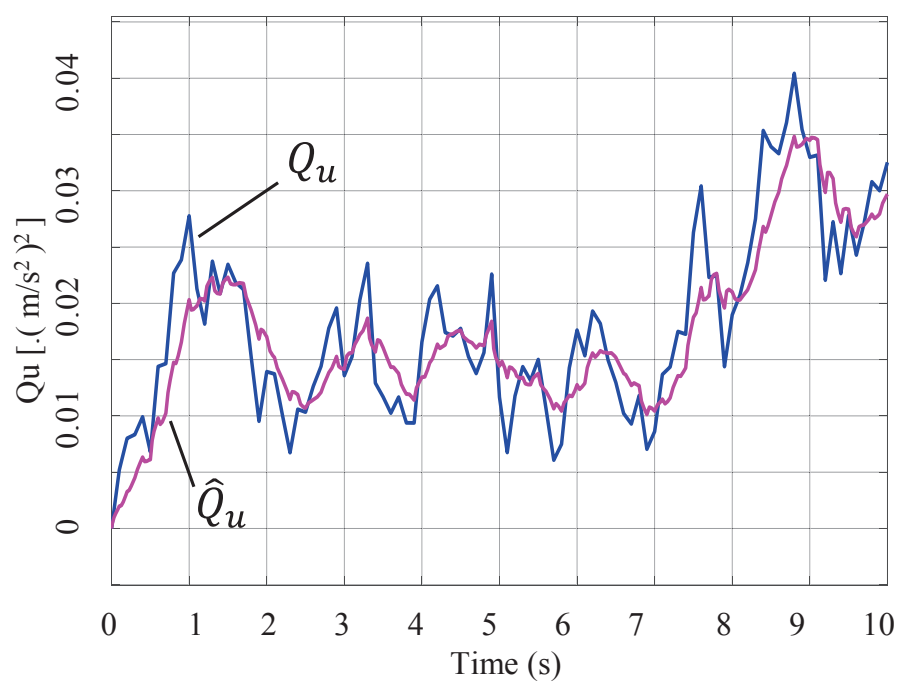
**Fig. 4.5** MM control & Optimal observer without input disturbance and observation noise.



**Fig.4.6** MM control only and Bicycle model only added input disturbance [ $2 \times 10^{-3}(\text{m/s}^2)^2$ ] and observation noise [ $5 \times 10^{-4}(\text{m/s}^2)^2$ ].



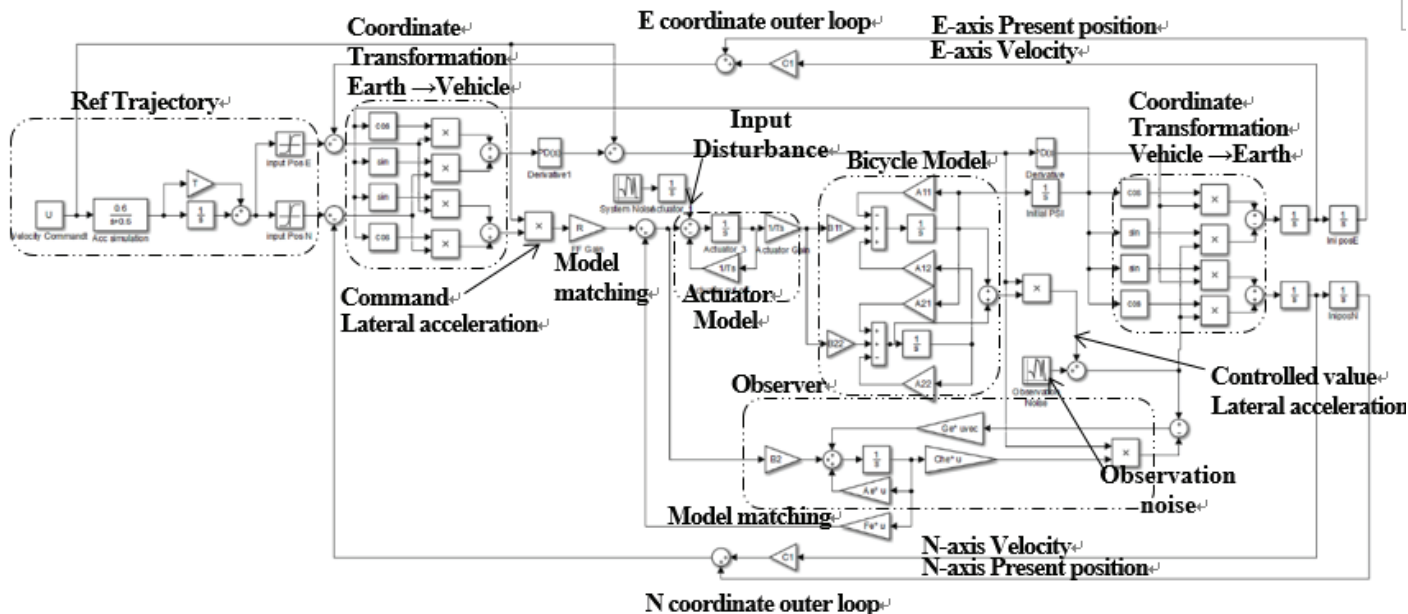
**Fig.4.7** MM control with Optimal observer added input disturbance $[2 \times 10^{-3}(\text{m/s}^2)^2]$  and observation noise $[5 \times 10^{-4}(\text{m/s}^2)^2]$ .



**Fig. 4.7.1** Estimation accuracy of input disturbance  $Q_u$  and estimated disturbance  $\hat{Q}_u$

#### 4.4.2. アウターループ・シミュレーション

アウターループとはインナーループ・システムの外側に位置する走行軌跡を制御するための車両位置フィードバックループである．フィードバックは現在の車両位置，および現在の横速度×予見時間から予測位置を割り出す1次舵角制御側を用いた．インナーループとアウターループを組み合わせたアウターループ・シミュレーションモデルを図 4.8 に示す．なお，モデルは SIMULINK<sup>®</sup>で構成してある．

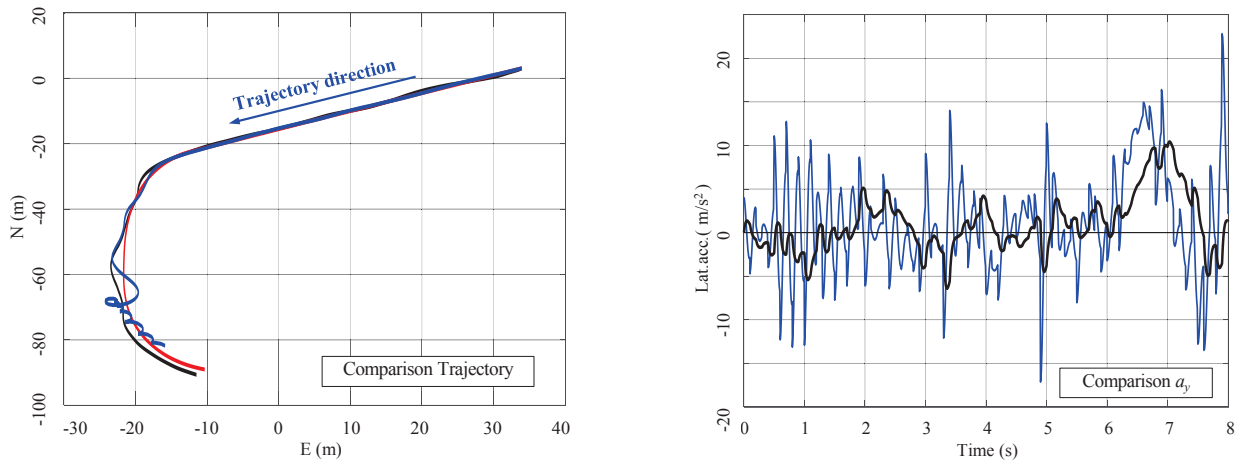


**Fig. 4.8** Outer loop including inner loop observer is shown. Outer loop is defined the feedback loop to control the vehicle trajectory which is used by present position and prediction position by 1<sup>st</sup> steer angle prediction control using lateral velocity and prediction time.

以下のシミュレーションを実施し、アウターループにおける MM 制御と最適オブザーバの組合せによる操舵制御則の効果として入力外乱，および観測雑音の影響を抑制して走行軌跡の安定性を維持できると評価できた。

なお、このシミュレーション条件（表 4.2 の車両諸元）では速度 37km/h において、旋回時の横加速度が 1G (9.8m/s<sup>2</sup>) に達する設定である。速度 60 km/h においては、線形のコーナリングスティフネスを用いた二輪モデルのため、旋回時の横加速度が 1G (9.8m/s<sup>2</sup>) を超え、ダウンフォースのない通常車両ではあり得ない設定である。線形二輪モデルを使用する場合は、そのモデルが妥当とみなされる条件下（速度 37km/h 以下）でシミュレーションすべきとの見解もあるが、本研究の目的は、制御則の実車両特性への適合性を評価することではなく、速度依存性を有する制御対象（ $A$  行列要素）の速度による特性変動（速度 37 km/h, および速度 60 km/h で  $A$  行列の固有値は虚軸に近づく）に対する制御則の基本機能である希望応答・ロバスト性（両速度において、同一な希望応答の固有値を設定）を評価するため、このシミュレーション条件を設定した。

- (1) 図 4.8 のシステムに対して図 4.9.1, 図 4.9.2 において, 図のキャプションに示したシミュレーション条件で, 横加速度  $a_y$ , および走行軌跡を比較した.
- (2) 図中, 赤色が目標走行軌跡, 青色が 1 次舵角予測制御のみの横加速度と走行軌跡, 黒色が 1 次舵角予測制御, および MM 制御&最適オブザーバを用いた横加速度と走行軌跡である.
- (3) 図 4.9.1 (速度 37km/h), 図 4.9.2 (速度 60km/h) において, 1 次舵角予測制御のみでは, 横加速度  $a_y$  (青色) から入力外乱・観測雑音が濾波されず, そのまま出力され, 走行軌跡 (青色) は旋回途中から不安定 (発散) な状態になっていることが判る. 1 次舵角予測制御+ MM 制御と最適オブザーバの組合せの制御則では, 横加速度  $a_y$  (黒色) に適切な濾波が施されているため, 走行軌跡 (黒色) は旋回途中で若干の振動はするものの不安定な状態には入っていないことが判る.



**Fig. 4.9.1** Trajectory simulation result of outer loop @Velocity:37km/h is shown.

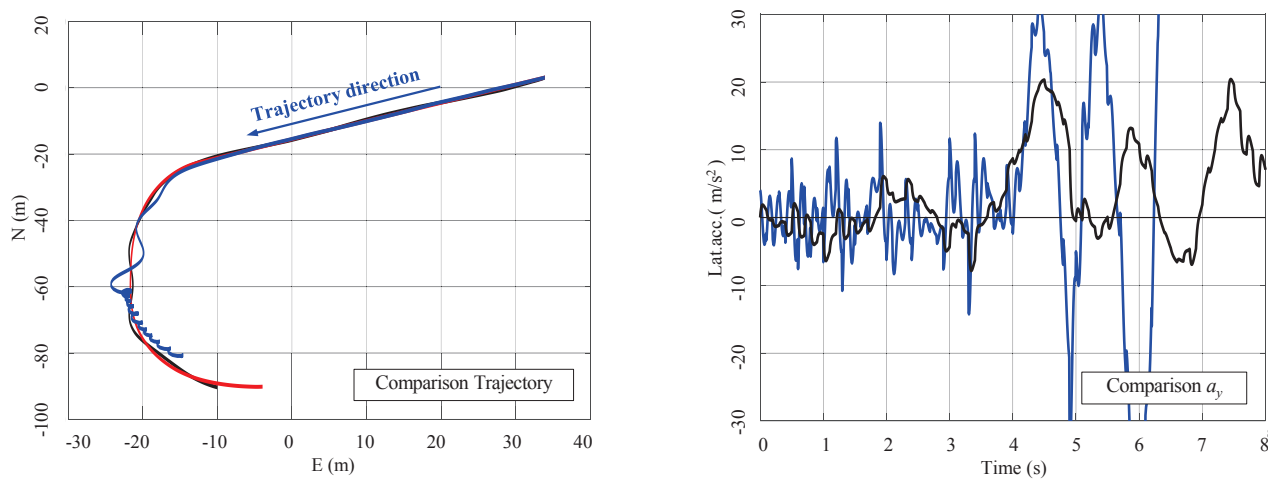
**Simulation condition:**

Outer loop control law is 1<sup>st</sup> prediction steering angle control law (prediction time =1s). Trajectory red is reference. Trajectory black is Outer loop control + MM control & Optimal observer. Trajectory blue is Outer loop control only. Reference trajectory is captured tracing on racing vehicle locus by Vehicle Motion Trajectory Recorder (Higuchi et al., 2006).

**Noise level:**

System noise co-variance =  $2.45^2 [(\text{m/s}^2)^2]$ , Observation noise co-variance =  $3.46^2 [(\text{m/s}^2)^2]$

This noise level is determined by lateral acceleration PSD (power spectral density) described reference document (Takahata et al., 2006).



**Fig.4.9.2** Trajectory simulation result of outer loop @Velocity:60km/h is shown.

**Simulation condition:**

Outer loop control law is 1st prediction steering angle control law (prediction time =1s). Trajectory red is reference. Trajectory black is Outer loop control + MM control & Optimal observer. Trajectory blue is Outer loop control only. Reference trajectory is captured tracing on racing vehicle locus by Vehicle motion trajectory recorder (Higuchi et al., 2006).

**Noise level:**

System noise co-variance =  $2.452[(\text{m/s}^2)^2]$ , Observation noise co-variance =  $3.462[(\text{m/s}^2)^2]$

This noise level is determined by lateral acceleration PSD (power spectral density) described reference document (Takahata et al., 2006).

## 4.5. ロバスト性の評価

### 4.5.1 ロバスト性とは

ロバスト制御<sup>(17)</sup>とは外乱を受けて、制御対象の動特性が変動しても所望の性能が確保できる頑強（ロバスト）な制御則をいう。たとえば、外乱や制御対象のパラメータ変動を受けても動特性が安定領域に留まるときロバストであるという。ロバスト性は感度（Sensitivity）関数  $S$ 、および安定性指標である相補感度（Complementary sensitivity）関数  $T$  から評価できる。

入力外乱によって制御対象の動特性が変動しても閉ループ特性の変動が小さいとき、感度特性は良好であるといい、動特性が変動しても閉ループシステムの安定性を持続できるときロバスト安定であるという。

#### 4.5.2. ロバスト性（耐外乱性）の評価指標

一般的なロバスト性評価のための外乱入力点  $q$ ，および観測点  $u, v$  を図 4.10 に示す．

その場合の感度関数  $S$ ，および相補感度関数  $T$  を式(4.6),(4.7)に示す．

- **sensitivity**

$$q - u \text{ transfer function: } S(s) := (1 + L(s))^{-1} \text{ ----- (4.6)}$$

- **complementary sensitivity**

$$q - v \text{ transfer function: } T(s) := L(s)(1 + L(s))^{-1} \text{ ----- (4.7)}$$

入力外乱を抑制するため，感度関数  $S$  は低周波域で下げる（一巡伝達関数のゲインを上げる）ように設定<sup>(18)</sup>することが重要である．

観測雑音（センサ雑音）の影響を低減するため，相補感度関数  $T$  は高周波域で下げる（一巡伝達関数のゲインを下げる）ように設定<sup>(18)</sup>することが重要である．

すなわち，式(4.8)に示すように感度関数  $S$  は低域で小さく，相補感度関数  $T$  は高域で小さく設定する．

$$\left. \begin{array}{l} |L(j\omega)| \gg 1 \Rightarrow |S(j\omega)| \approx 0 : \text{Low frequency range} \\ 1 \gg |L(j\omega)| \Rightarrow |T(j\omega)| \approx 0 : \text{High frequency range} \end{array} \right\} \text{ ----- (4.8)}$$

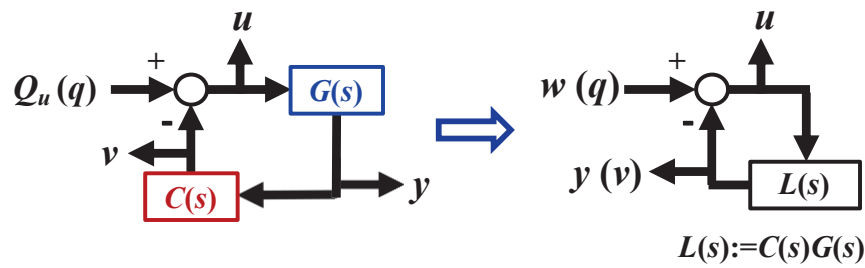
なお，本システムのロバスト性評価のため，観測点を制御量  $y$  として，外乱入力点を低域と高域で変更するため，以下とした．

- 感度特性（ $Q_u$ - $y$  間伝達関数）

低域外乱  $q$  を入力外乱  $Q_u$  で代表させ，これに対する制御量  $y$  までの  $Q_u$ - $y$  間伝達関数のゲインを小さくすることで低域外乱に対して低感度とする．（図 4.10 の左図）

- 相補感度特性（ $w$ - $y$  間伝達関数）

高域外乱  $q$  を観測雑音  $w$  で代表させ，これに対する制御量  $y(v)$  までの  $w$ - $y$  間伝達関数のゲインを小さくすることで高域外乱に対して低相補感度とする．（図 4.10 の右図）



**Fig. 4.10** Definition of input, and output point for robust evaluation is shown.  $C(s)$  is the controller,  $G(s)$  is the plant,  $L(s)$  is open loop transfer function.  $y$  is controlled output.  $q$  is disturbance meaning the system noise or observation noise generally. The notation in brackets indicate the nomenclature of Eq.(4.6) and (4.7).

#### 4.5.3. ロバスト性（耐外乱性）の評価

感度特性は図 4.4 の Input disturbance  $Q_u[2 \times 10^{-3}(\text{m/s}^2)^2]$  を外乱入力点，Controlled output  $y$  を観測点，相補感度特性は Observation noise  $w[5 \times 10^{-4}(\text{m/s}^2)^2]$  を外乱入力点，controlled output  $y$  を観測点として評価した．ボード線図による評価結果を図 4.11 に示す．

図 4.11 から速度 37km/h, 60km/h 時の感度特性は低周波域（0.001rad/s）で，それぞれ -69dB, -66dB の減衰特性，速度 37km/h, 60km/h 時の相補感度特性は高周波（1000rad/s）で，それぞれ -85dB, -83dB の減衰特性がある．

図 4.11 において，速度 60km/h 時の感度，相補感度ともに，速度 37km/h 時に比べ，若干劣化するが，速度変化に伴う制御対象の特性変動に対して MM 制御，および車速毎に最適計算したオブザーバゲインをスケジューリングすることで速度変化に伴う制御対象の特性変動に対して適応性を有することが図 4.9.1，および図 4.9.2 から評価できた．

一般に感度特性は，制御帯域以下で 0dB 以下，減衰傾斜は +20dB/dec，相補感度特性は，制御帯域以上で 0dB 以下，減衰傾斜は -20dB/dec であれば，十分なロバスト性を有する<sup>(11)</sup>．

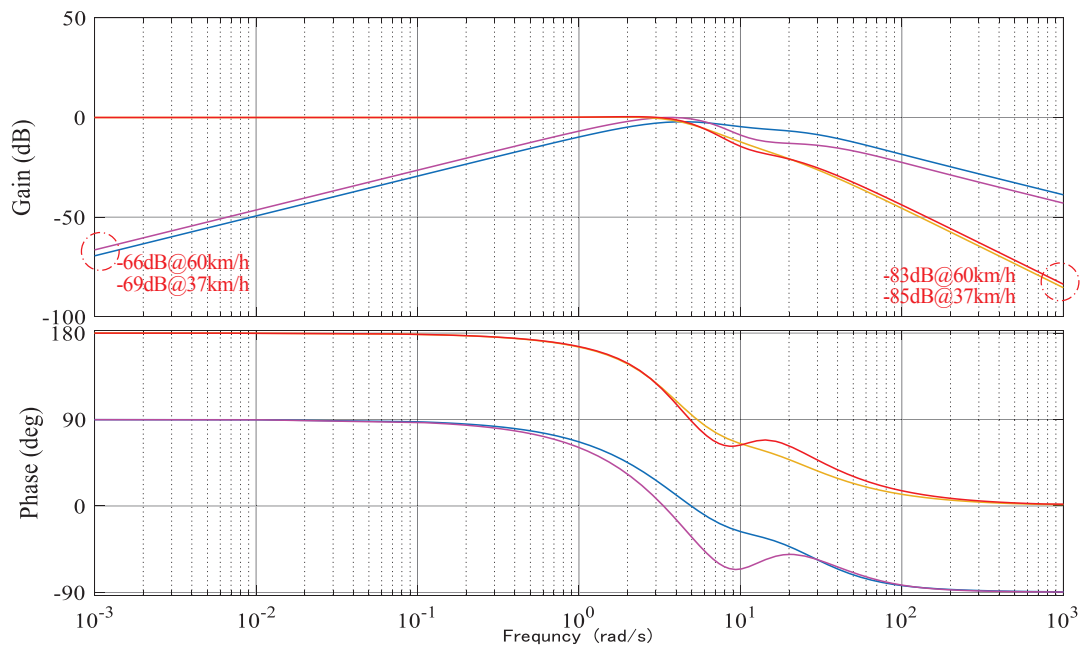
制御対象の速度変化に伴う特性変動を図 4.12 に示す．図 4.12 から，速度変化（入力外乱と見做す）に伴う制御対象の特性変動は，制御帯域 6rad/s 以下において，2dB 弱の低域変動である．

一方，図 4.11 の感度特性は，制御帯域 6rad/s 以下で 0dB 以下，減衰傾斜も +20dB/dec であることから，十分なロバスト性（耐外乱性）を有することが評価できた．なお，制御帯域 6rad/s は制御対象の周波数特性から別途，求めたものである．

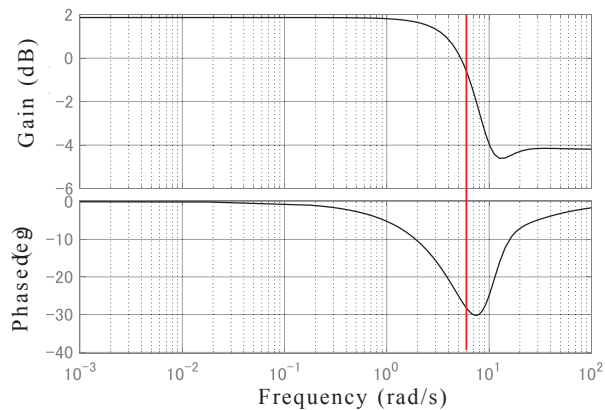
以上のことから，この制御則は十分なロバスト性（耐外乱性）を有することが評価できた．

今回は観測雑音のもとで、不確定性のあるシステム雑音<sup>(15)</sup>を操作量とともに受ける場合<sup>(19)</sup>の最適オブザーバの実現性について、評価できたが、実システムとしてのロバスト性（耐外乱性）を議論する場合は実システムで発生し得る外乱を具体的に選定して、これに対する耐外乱性を示す必要があると考えている。

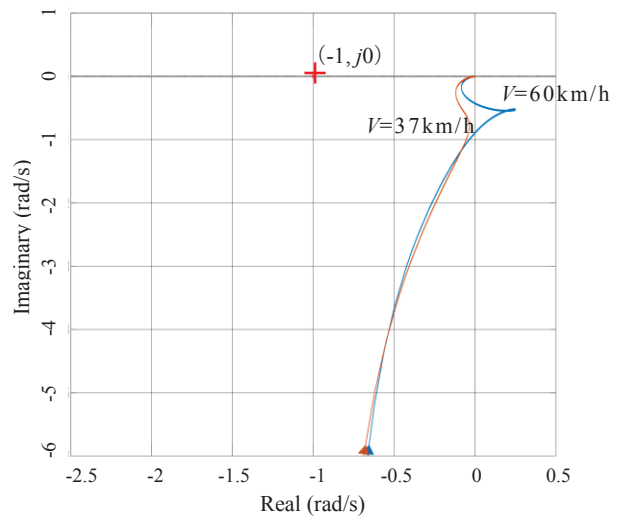
更に、開ループの特性（安定余有の評価）について、ナイキスト線図を用いて評価した結果を図 4.13 に示す。図から低周波域では原点から十分に離れ、高周波域では原点へ収束するとともに、特異点 $(-1, j0)$ から十分に離れており、安定余有（ゲイン余有，位相余有）は十分であることも確認できた。



**Fig. 4.11** Evaluation of closed loop characteristics for Robustness:  
Sensitivity:  $Qu$ -y is low gain at low frequency.  
Complementary sensitivity:  $w$ -y is low gain at high frequency.



**Fig.4.12** Fluctuation of plant according to vehicle each velocity (37km/h, 60km/h).  
 Fluctuation of plant is defined  $G_{60} \cdot (G_{37})^{-1}$ .  
 Where,  $G_{60}$  is transfer function of plant  
 @ velocity: 60km/h.  
 $G_{37}$  is transfer function of plant  
 @ velocity: 37km/h.  
 Red line indicates control band of plant.



**Fig.4.13** Evaluation of open loop characteristics for stability margin: The Nyquist Loci is separated from the origin at low frequency and approach to the origin at high frequency and stability margin is very large.

#### 4.6. まとめ

車両（自動車）の操舵入力に対して車両の希望応答を実現し、入力外乱へのロバスト性を同時に実現できるモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則（以下、ロバスト操舵制御則）を操舵系に組み入れる有効性を以下のように示すことができた。

- (1) MM 制御では車両応答、および定常ゲインを希望特性に設定できるのみであり、ロバスト性は設定はできないことは既知<sup>(12)</sup>であるが、ロバスト操舵制御則では、MM 制御に最適オブザーバを組み合わせることで希望制御特性とロバスト性を同時に実現できることを示した。
- (2) オブザーバは状態変数を推定する機構として一般的であるが、ロバスト操舵制御則では、陽に入力外乱を推定状態量に組み入れて、直接的に推定入力外乱を 1 状態量として状態フィードバックすることで操作量から入力外乱分を相殺・抑制できることを示した。
- (3) (2)で示した成果を比較的強度の高い入力外乱、観測雑音を印加したアウターループ

へ組み込み、さらに座標変換を経由する閉ループ系においても、1次予測舵角制御のみでは発散走行軌跡になるところを、ロバスト操舵制御則では、若干の蛇行はするものの、安定な走行軌跡制御が可能であることを示した。

- (4) 同様に、旋回中の横加速度についても、1次予測舵角制御のみでは、入力外乱・観測雑音そのまま出力されるが、ロバスト操舵制御則は適切な濾波が施され、走行軌跡発散を抑制可能なことを示した。
- (5) ロバスト操舵制御則の感度関数は低周波で十分低く入力外乱抑制効果があること、相補感度関数は高周波で十分低く観測雑音に対するロバスト性（低感度，低相補感度）があることを示した。さらに、ロバスト操舵制御則の安定余有（ゲイン余有，位相余有）も十分あることを示した。
- (6) 今回の MM のみのシミュレーションでは横滑角  $\beta$  を状態変数線図から状態量として引き出して、使用しているが、実車両で  $\beta$  を状態量として計測・使用する場合は引用文献<sup>(20)</sup>で示した  $\beta$  計測アルゴリズムの実用化を更に、進める必要があると考えている。
- (7) 実システムとしてのロバスト性（耐外乱性）を議論する場合は実システムで発生し得る入力外乱を具体的に同定して、これに対する耐外乱性を示す必要があると考えている。
- (8) 制御対象である二輪モデルが線形（線形コーナリングスティフネス）ながら、速度依存性によってモデルパラメータが変動しても、制御可能であり、モデルマッチング，およびロバスト安定性に関する定性的な基本特性については、シミュレーション結果から、その効果は十分に期待できる。

## 参考文献

- (1) 高畑健二, 高浜盛男, 岡村浩一, 太田利夫, “線形二輪モデルを評価ツールとしたモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の評価”, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.848, 2017, DOI:10.1299/transjsme.16-00517.
- (2) 小野栄一, 細江繁幸, “自動車操舵系のロバスト制御－非線形  $H^\infty$  状態フィードバックによるロバスト安定化”, 計測自動制御学会論文集, Vol.30, No.4, 1994, pp.443-451.
- (3) 平野豊, 深谷克己, “自動車のロバスト後輪操舵制御則の開発”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.597, 1996, pp.105-110.
- (4) 藤原幸弘, 小森鉄平, 藤田政之, 内田健康, “自動車の自動操舵－ビジュアルサーボによるアプローチ”, 計測と制御, Vol.39, No.2, 2000, pp.130-134.
- (5) 毛利宏, 佐藤茂樹, 永井正夫, “操舵トルクを制御入力とする車線追従制御の検討 (第 2 報, 操舵トルク制御系の設計とロバスト性の確認)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.69, No.681, 2003, pp.93-100.
- (6) 藤原幸弘, 吉井正和, 足立修一, “自動車車両諸元の不確かさを考慮した自動操舵制御系の設計”, 電気学会論文集, Vol.122, No.6, 2002, pp.652-658.
- (7) 服部義和, 鯉淵健, “横山竜昭, 4 輪の駆動・制動力非線形制御による車両運動性能の向上”, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.3, 2003, pp.83-87.
- (8) 万波央, 風間恵介, 孕石泰丈, 毛利宏, “平行二輪型自走式倒立振子におけるトルクと車輪角速度の入力指令値比較”, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.814, 2014, DOI:10.1299/transjsme.2014tl0180.
- (9) 高畑健二, 高浜盛雄, 岡村浩一, 太田利夫, “モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の研究”, 自動車技術会学術講演会講演予稿集, No.28-16S, 2016, pp.668-673.
- (10) 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック(基礎理論編)(2015), pp.289-290, 291-294.
- (11) 菅沢深, “操安性におけるシステム行列の要素が操安性の応答特性に及ぼす影響の検討 (第 2 報: 横加速度特性の場合)”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.22-99, 1999, pp.13-16
- (12) 畑剛, 泉達司, 川口淳一郎, “航空・宇宙における制御”, 1999, pp. 4-5, 32-35, 54, コロナ社.

- (13) 大下幸一郎, “横加速度入力による進路変更し易さの解析”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.64-09, 2009, pp.7-10.
- (14) Grewal, M. S., Weill, L. R. and Andrews, A. P., “Global positioning systems, inertial navigation, and integration”, 2001, pp.204-206, A John Willey & Sons, Inc. Publication.
- (15) 樋口智明, 高畑健二, 岡村浩一, 野村融紀, 高浜盛雄, “GPS-IMU 融合によるビークル走行軌跡計測装置の開発”, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.6, 2006, pp.21-26.
- (16) 内田健康, 山中一雄, “状態推定の理論”, 2004, pp.102-103, 119-125, コロナ社.
- (17) 西村敏充, 金井喜美雄, 村田正秋, “航空宇宙における誘導と制御”, 1995, pp.61-62, 計測自動制御学会.
- (18) 野波健蔵, 西村秀和, “MATLAB による制御理論の基礎”, 1998, pp.138-141, 東京電機大学出版局.
- (19) 片山徹, “新版応用カルマンフィルタ”, 2002, pp.96-100, 朝倉書店.
- (20) 高畑健二, 岡村浩一, 樋口智明, 高浜盛雄, “ビークル走行軌跡計測装置に適用する姿勢角推定アルゴリズムの開発と実用性確認”, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, 2007, pp.241-246.

## Appendix

今回提案した最適オブザーバのオブザーバゲイン  $G_e$  (式(4.4)参照) はリッカチ方程式を解いて得られることは前述とおりである．本節では最適オブザーバ問題を確率的最適レギュレータ問題と捉え直して，その最適性について考察する．

システム(A1),(A2)における最適オブザーバの導出過程を以下に示す．

$$\dot{x} = Ax + Bu + v \text{ ----- (A1)}$$

$$y = Cx + w \text{ ----- (A2)}$$

where,  $v, w$  : white noise no correlated mutually

ここで最適オブザーバの推定誤差  $e$  において，オブザーバの評価関数  $E[e(t)e^T(\tau)]$  ( $E$  は期待値) の最小化解はリッカチ方程式(A3) の解  $P$  である．その  $P$  を用いて，最適オブザーバゲイン  $G$  を式(A4)から求める． $G$  を用いて，オブザーバの状態方程式(A5)を導出する．

$$AP + PA^T - PC^T W^{-1} CP + V = 0 \text{ ----- (A3)}$$

$$G = PC^T W^{-1} \text{ ----- (A4)}$$

$$\hat{\dot{x}} = A\hat{x} + Bu + G(y - C\hat{x}) \text{ ----- (A5)}$$

式(A1),(A5)から最適オブザーバの推定誤差  $e$  に関する状態方程式(A6)を導出後，双対問題として  $A_g$  の転置システム(A7)を導出する．

$$\left. \begin{aligned} \hat{\dot{x}} &= A\hat{x} + B_u + G(y - C\hat{x}) = A\hat{x} + B_u + GC_e \\ \dot{e} &= \dot{x} - \hat{\dot{x}} = A_g e, \quad A_g \equiv A - GC \end{aligned} \right\} \text{ ----- (A6)}$$

$$\dot{e} = A_g^T e = (A^T - C^T G^T) e \text{ ----- (A7)}$$

式(A7)を変形して式(A8)を導出する．

$$\left. \begin{aligned} e &= (A^T - C^T G^T) e = A^T e + C^T u_a \\ u_a &= -G^T e \end{aligned} \right\} \text{ ----- (A8)}$$

式(A8)は推定誤差  $e$  に関する双対システムの最適レギュレータの形式になっていて，推定誤差  $e$  に関する確率的最適レギュレータ問題と捉えることができる．

以上をまとめると，式(A9)のように整理できる．

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{\dot{x}} = A\hat{x} + Bu + G(y - C\hat{x}) \\ E[e(t)e^T(\tau)] \rightarrow \text{Minimization} \\ AP + PA^T \\ -PC^TW^{-1}CP + V = 0 \\ G = PC^TW^{-1} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \dot{e} = A^Te + C^Tu_a, \quad u_a = -G^Te \\ J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (e^TVe + u_a^TWu_a)dt \\ AP + PA^T \\ -PC^TW^{-1}CP + V = 0 \\ G^T = W^{-1}CP \end{array} \right\} \text{----- (A9)}$$

## 第 5 章 バイオメタンに対応する小型ガスエンジン発電機用電子ガバナ の制御則<sup>(1)</sup>

### 5.1. 本章の目的

第 6 章で述べるロバスト制御則を開発するために用いたモデルベース開発(MBD, Model Based Development)手法における, 最大のメリットであるモデルの標準化についての研究成果, および MBD 手法と従来の制御系開発手法であるモデルフリー開発(MFD, Model Free Development)手法とを比較による, MBD 手法の優位性についての研究成果を示す.

MBD 手法により開発する制御則として, 我々の先行研究である自動車操舵系に適用した実績を有する「モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト制御則」(以下, MM\_OBSV 制御則) を適用することとした.

MBD 手法による制御則開発手法の優位性についての評価点は以下とした.

- (1) 本研究で開発したエンジンモデルは, モデルの標準化を図るために, 簡易エンジンモデル (線形二次遅れモデル) とし, システムパラメータの変更のみで, 異種の制御対象 (他の小型エンジン) に対応でき, 開発工程中のエンジンモデル, および制御系構造の統一化
- (2) MBD 手法を活用する制御則開発手法の標準化
- (3) 先行研究の実績から制御対象を小型バイオガスエンジン発電機の電子ガバナに変更した場合の汎用性
- (4) MBD 制御則の実装の容易化, および簡便化

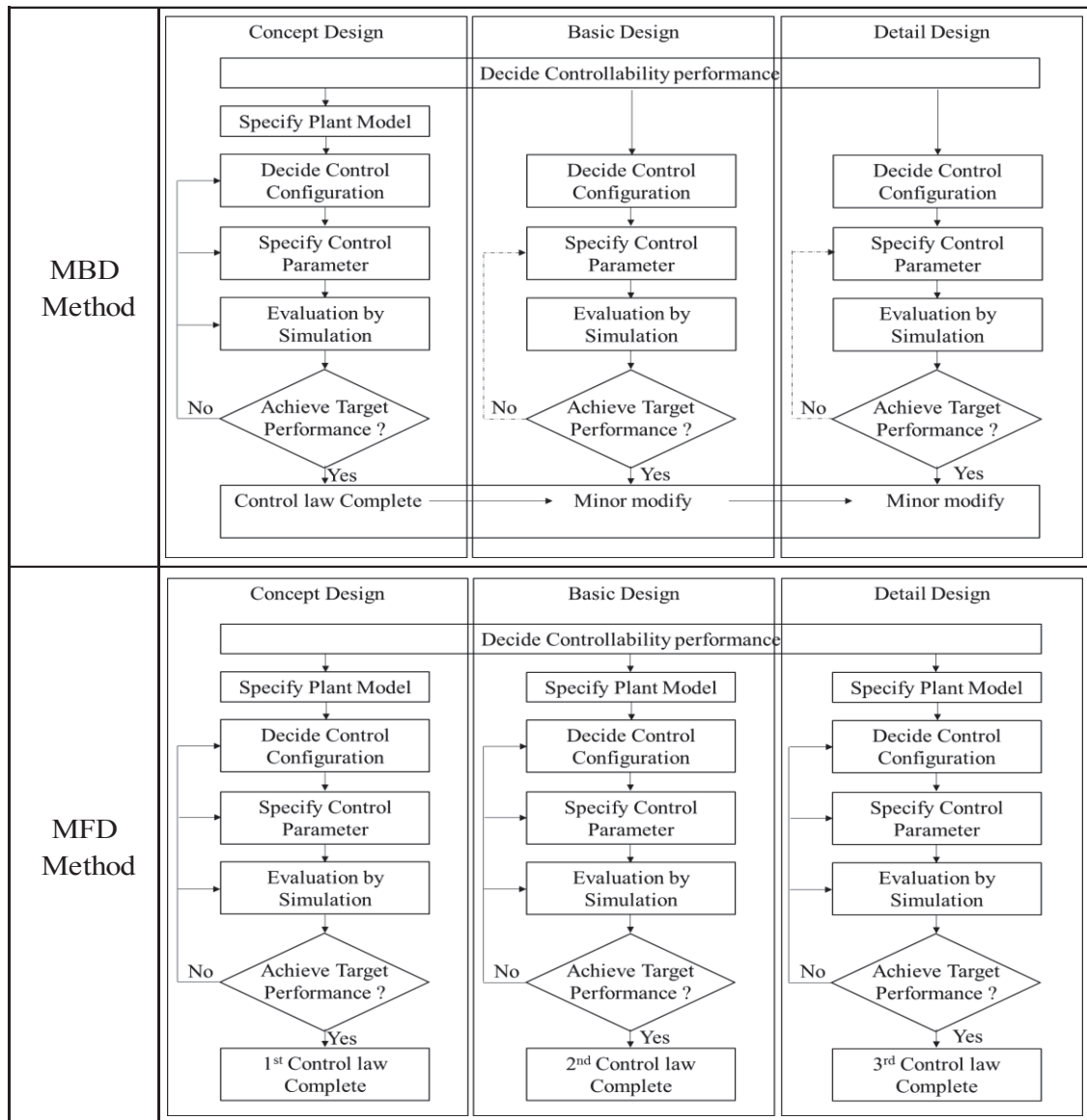
### 5.2. 制御系の構造

#### 5.2.1. MFD と MBD の設計工程の相違

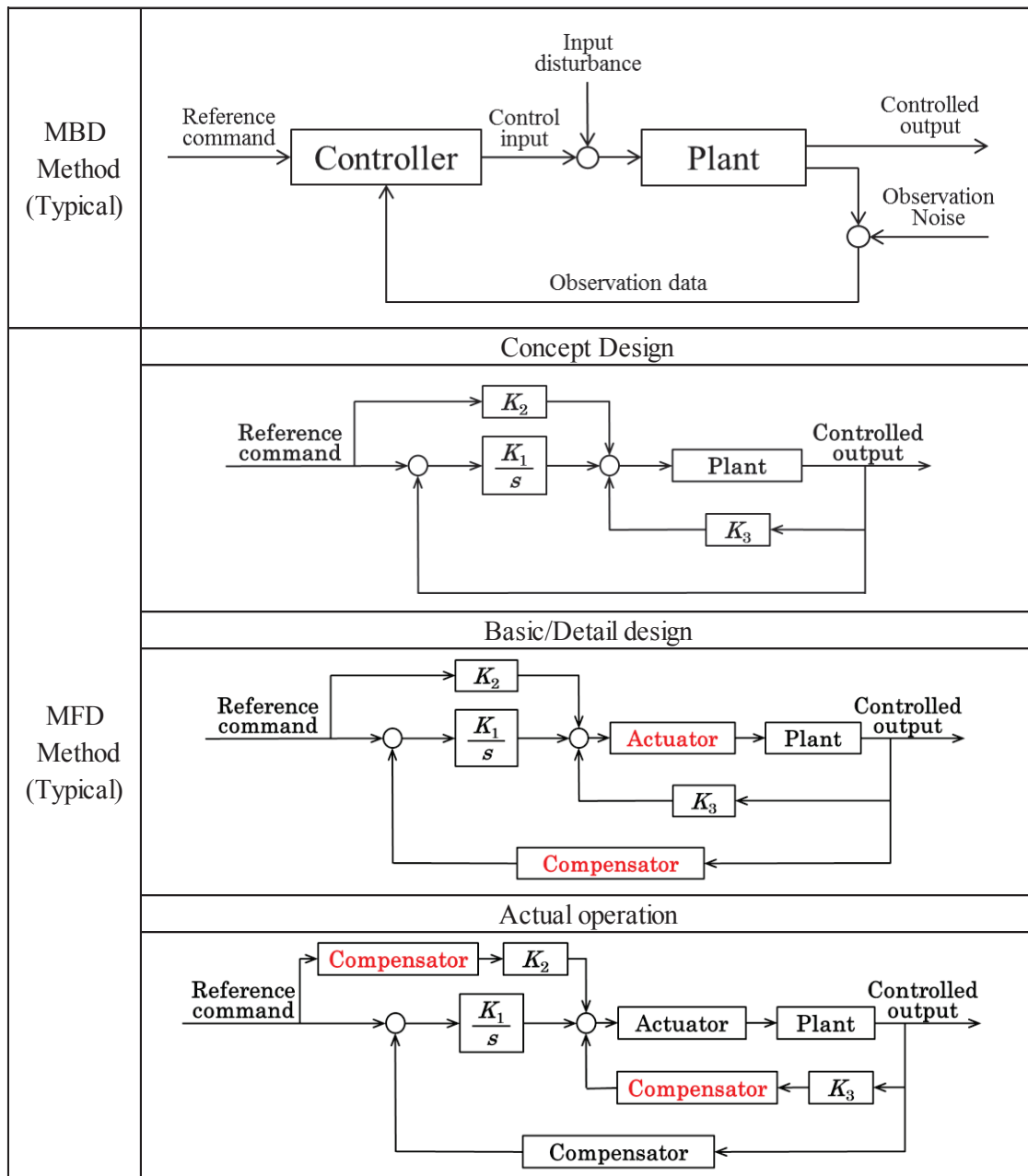
従来の設計手法である MFD と MBD の設計工程の比較を図 5.1 に示す. 図 5.1 の MFD は, 設計工程毎に制御則の見直しが発生する場合が多いのに対し, MBD では設計工程が進んでも制御則は小変更で済む場合が多い. 更に, 図 5.2 に示すように MFD では, 制御系構造 (コントローラと制御対象の制御ブロック) の見直し, 試行錯誤が多く, 開発期間が長期化し, 開発コストが増大する場合がある<sup>(2)(3)</sup>. 一方, MBD では, 制御系構造の見直しが少ない場合が多く, 最小限の試行錯誤で実現可能であり, 開発スケジュールは短期化し, 開発コストは低減する場合が多い.

制御系構造はコントローラと制御対象をどのような形態で構成するかを決定するものであり、図 5.2 に示すように、MFD では設計工程の進展の伴い、複雑化していくが、MBD では一つの制御系構造を一貫して使用できる。以下、MBD に基づき、今回設計した成果を示す。

その比較対象として MFD で開発した PID 制御則についても適宜示す。



**Fig. 5.1** Comparison of design processes between MFD and MBD.



**Fig. 5.2** Comparison of control system configurations between MFD and MBD.

### 5.2.2. 制御対象のモデル化

制御対象の小型ガスエンジンは図 5.3 に示すような簡略化したエンジンモデル（二次遅れモデル）とした。

簡略化したエンジンモデル（二次遅れモデル）の伝達関数を式(5.1)に示す。

$$\frac{\omega(s)}{\delta(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad \text{----- (5.1)}$$

where,  $\delta$  : Throttle opening angle,  $\omega$  : Engine revolution,  $\zeta = 1$ ,  $\omega_n = 6.28 \text{ rad/s}$

なお、簡略化したエンジンモデル（二次遅れモデル）の妥当性については、代表的エンジンモデル<sup>(4)</sup>の動特性においても、操作量をスロットル開度、制御量をエンジン回転数とした、操作量・制御量間の周波数特性から、制御対象の特性は、二次遅れモデルで十分確保されていると判断した。

操作量はアクチュエータ（スロットルバルブ開度モータ）への開度( $\delta_c$ )、状態量はエンジン回転数( $\omega$ )、エンジン回転加速度( $\dot{\omega}$ )、実際のバルブ開度( $\delta$ )、制御量はエンジン回転数( $\omega$ )である。また、エンジン負荷はエンジンクランクシャフトに直結された発電機の発電量( $Load$ )である。

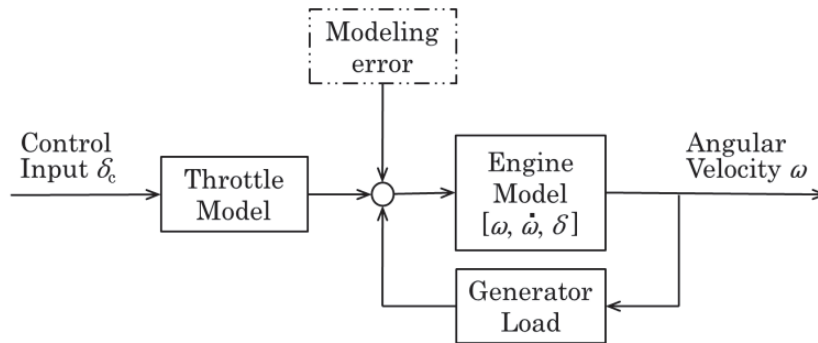
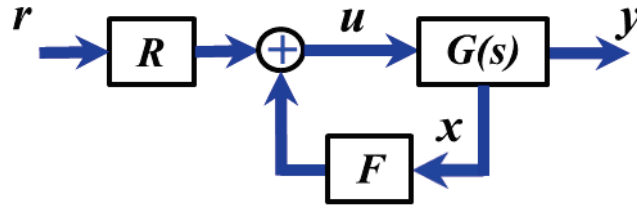


Fig. 5.3 The model of small engine-generator for control plant.

### 5.2.3. MM\_OBSV 制御則

MM(Model Matching)制御<sup>(5)</sup>とは、図 5.4 に示すように、制御対象  $G(s)$  に対し、目標指令値( $r$ )、操作量( $u$ )、制御量( $y$ )、状態量( $x$ )を規定した上、状態フィードバック則( $F$ )によって目標(Model)の過渡応答、フィードフォワード則( $R$ )によって定常ゲインが 1 倍(0dB)になるように、 $r \rightarrow y$  の希望応答を得る(Matching させる)制御則である。



**Fig. 5.4** MM (Model Matching) control law.

MM制御と入力外乱モデルを付加した最適オブザーバを組合せた制御系構造を表5.1，および図5.5に示す．

なお，最適オブザーバの最適性<sup>(6)</sup>とは，図5.5に示すオブザーバゲイン（ $G_e$ ：システム雑音と観測雑音を評価関数の重みとして求めたリッカチ方程式の解）によって，観測データ( $\hat{y}$ )と推定データ( $\hat{y}$ )の差（推定誤差）の二乗平均値が最小になるようにすることである．

また，最適オブザーバは入力外乱も推定( $\hat{Q}_u$ )する拡張機能も有し，状態フィードバック量から入力外乱( $Q_u$ )を相殺，または抑制したスロットル開度指令値( $\delta_c$ )を出力できる．

このような機能を有する最適オブザーバが満足すべき要件を以下のように定義した．

- (a) 入力外乱( $Q_u$ )は，負荷変動による制御対象（エンジン）のモデル化誤差<sup>(7)</sup>，および簡易モデルによる制御対象（エンジン）のモデル化誤差<sup>(5)</sup>とした．
- (b) 入力外乱( $Q_u$ )を状態量として，本来の状態量 $[\omega, \dot{\omega}, \delta]$ に追加し，拡大系状態量 $[\omega, \dot{\omega}, \delta, Q_u]$ を形成する．なお， $[\omega, \dot{\omega}, \delta]$ は[エンジン回転数，エンジン回転加速度，スロットル開度]である．
- (c) この入力外乱( $Q_u$ )の最適推定値( $\hat{Q}_u$ )を最適オブザーバで推定する．
- (d) この最適推定値で入力外乱（(a)項で定義したモデル化誤差）を抑制する．

**Table 5.1** Symbol description of Fig.5.5.

|           |                                 |             |                             |
|-----------|---------------------------------|-------------|-----------------------------|
| $q$       | System noise (white noise)      | $B$         | Input gain                  |
| $w$       | Observation noise (white noise) | $C$         | Output gain                 |
| $y_h$     | Observation data                | $C_h$       | Observation data gain       |
| $\hat{x}$ | Estimation state                | $Q_u$       | Input disturbance           |
| $A$       | System matrix                   | $\hat{Q}_u$ | Estimated input disturbance |

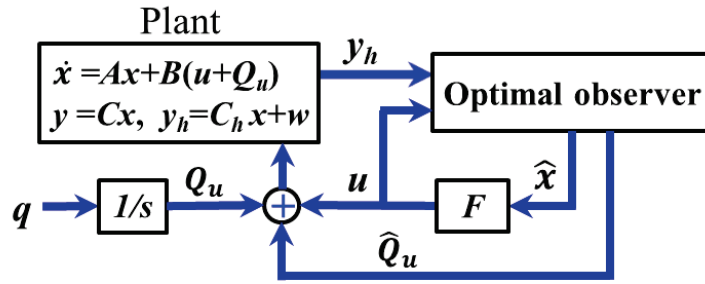


Fig. 5.5 The robust controller with optimal observer.

#### 5.2.4. MBD による制御系設計

今回，MBD 言語として MATLAB<sup>®</sup> /Simulink<sup>®(8)</sup>を使用した．Simulink<sup>®</sup> は図形言語であり，制御則をブロック図イメージで設計解析できるため，C 言語ベースで制御則を開発するのに対し，プログラミング言語のテクニカルな知識は不要であり，制御則設計は制御知識のみで可能である．つまり，開発時間の短縮，およびエンジニアリングの課題として，制御問題に注力できるため，制御則の完成度が高くなる．

Simulink<sup>®</sup>で構成した制御対象であるエンジンモデルと MM 制御と最適オブザーバを組合せた制御シミュレーションブロック図を表 5.2，および図 5.6 に示す．図 5.6 から判るように，概念設計／予備設計時点で設計した制御系構造を，ほぼそのまま，制御ブロック化でき，その後，制御ブロックベースで，シミュレーション，または線形解析によって制御性能（応答性，安定余有，ロバスト性）を評価することができる．

Table 5.2 Symbol description and simulation variable of Fig.5.6.

|          |                        |          |                        |          |                     |
|----------|------------------------|----------|------------------------|----------|---------------------|
| $A_e$    | System matrix          | $G_e$    | Observer gain          | $A_{21}$ | Cross feedback gain |
| $B_2$    | Input gain             | $F_e$    | MM state feedback gain | $A_{22}$ | Feedback gain       |
| $u$      | Control input          | $R$      | MM feedforward gain    | $B_{11}$ | Input gain          |
| $\delta$ | Throttle opening angle | $A_{11}$ | Feedback gain          | $B_{22}$ | Input gain          |
| $Ch_e$   | Observation data gain  | $A_{12}$ | Cross feedback gain    |          |                     |

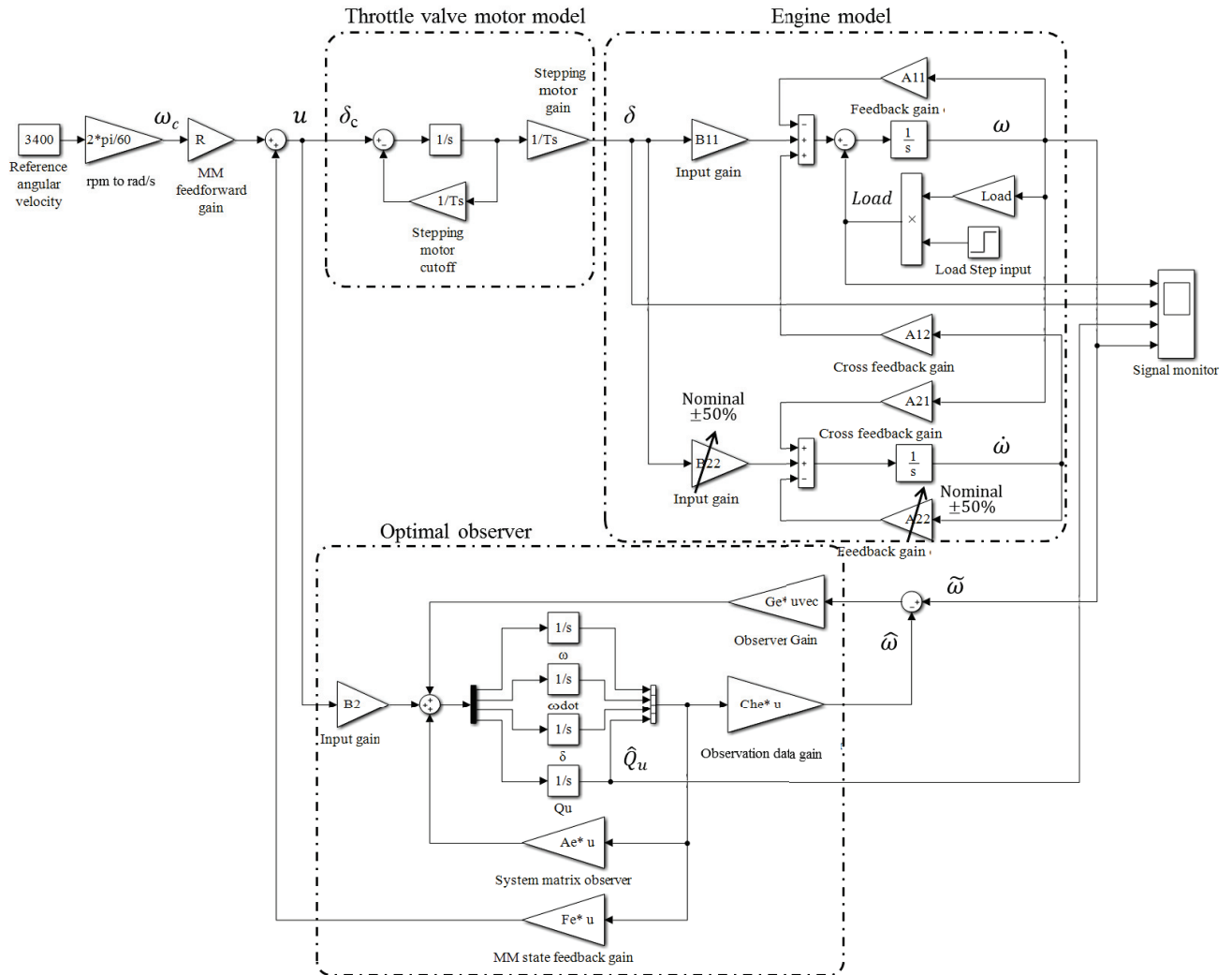


Fig.5.6 The simulation block diagram of MBD by Simulink®.

### 5.2.5. Simulink® モデルによるシミュレーション

図 5.6 の制御シミュレーションブロック図は、表 5.3 のシミュレーション条件で、MM\_OBSV 制御則を制御対象である簡易エンジンモデルに適用した例である。図 5.6 の Engine model のパラメータ (A11, A12, A21, A22, B11, B22) は、式(5.1)の伝達関数から状態空間への変換を行い設定した。負荷変動は、図 5.6 の Engine model の Load (A11 と並列接続) を変化させることで、制御対象モデルの負荷抵抗に相当する減衰係数  $\zeta$  と固有振動数  $\omega_n$  を変化させた。また、実機エンジンの回転数を制御するアクチュエータは、スロットルバルブだけであるため、シミュレーションにおいても、スロットルバルブ開度のみでエンジン

回転数を制御した．点火タイミング等によるエンジン回転数の制御は行っていない．

その制御性能（操作量に対する応答性，負荷変動に対するロバスト性，モデル化誤差に対するロバスト性）を時間応答シミュレーションした結果を図 5.7～図 5.9 中の左側に示す．なお，同じシミュレーション条件における PID による制御結果を図中右側に示す．なお，本稿は設計手法について論述しており，設計手法の対比はシミュレーション事例で十分説明できるため，線形解析事例は割愛した．

このシミュレーション結果から判るように，制御性能は MM\_OBSV 制御則が優れていることは自明である．これは，MM\_OBSV 制御則の場合，入力外乱（負荷変動，および簡易モデルのモデル化誤差）が混入した操作量から推定外乱を相殺，または抑制させる機能を有するのに対して，PID 制御の場合，耐ロバスト性に対して，P ゲインの試行錯誤的な調整しかできないためと考えている．この最小限の試行錯誤で実施可能な，MM\_OBSV 制御則の優位性が示されている好例である．

#### (1) 応答性

目標指令値( $\omega_c$ )に対する応答性は，MM 制御によって決定される．図 5.7 から判るように，目標指令値( $\omega_c$ )に対する回転数( $\hat{\omega}$ )の追従性が MM\_OBSV 制御則の方が優れている．PID 制御則では，ハンチングを生じさせない P ゲインになっているため，回転数( $\hat{\omega}$ )の追従も鈍いことが判る．

#### (2) 負荷変動に対するロバスト性

この性能は最適オブザーバによって決定される．負荷(*Load*)は制御対象のモデル内に模擬されるものであり，その負荷変動を入力外乱として，最適オブザーバが状態フィードバック量を補償しているが，図 5.8 のシミュレーション結果では，回転数( $\hat{\omega}$ )の変動が PID 制御則と比較して大差ないことが判る．これは，シミュレーション時の制御対象のノミナルパラメータに対しては，P ゲインを高く設定することができたためである．

#### (3) モデル化誤差に対するロバスト性

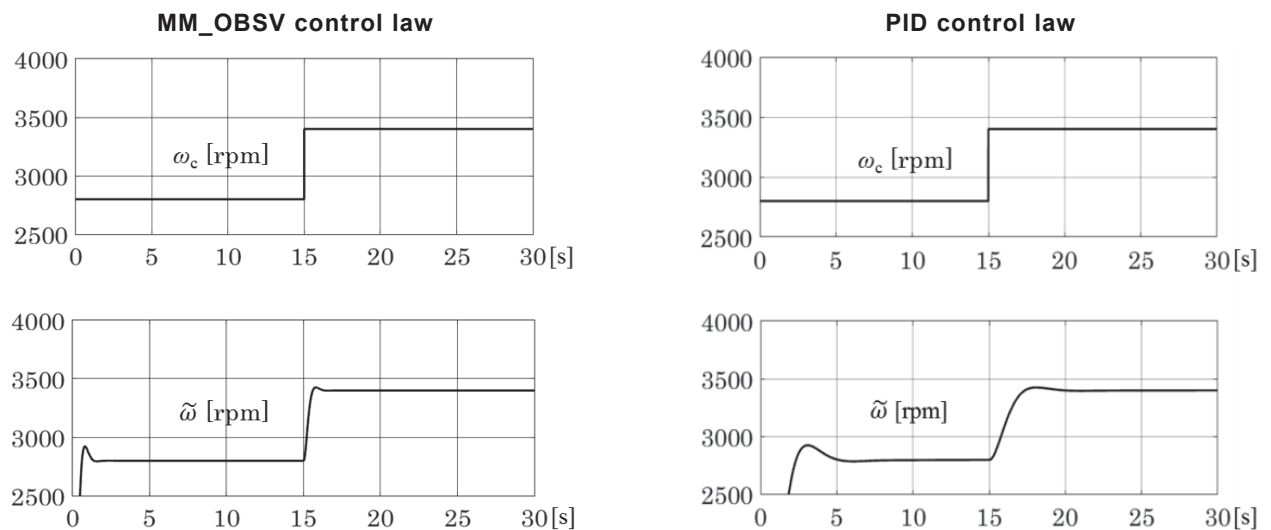
MM\_OBSV 制御則では，負荷変動に対するロバスト性と同様に，制御対象のモデル化誤差( $\angle P$ )に対しても，ロバスト性がある．図 5.9 は  $\angle P$  をノミナルモデルに対して，パラメータを $\pm 50\%$ 変動させたものである．この場合も，モデル化誤差となるパラメータの変動を入力外乱として，最適オブザーバが状態フィードバック量を補償しているため，パラメータ変動に対する回転数( $\hat{\omega}$ )の変動はほとんどないことが判る．

PID 制御則においては，ノミナルパラメータで設定した P ゲインでは制御できず，パラ

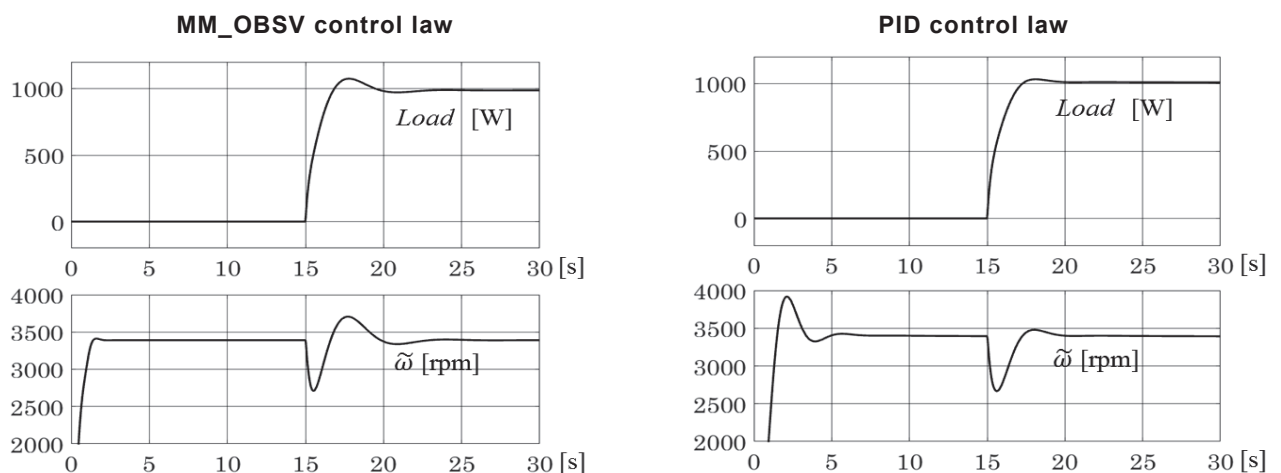
メータ変動に対して、回転数( $\tilde{\omega}$ )の変動を抑制できないことが判る。このことは、MBDでは、設計時のノミナルモデルの精度が厳しくなくてもよく、5.2.1項で述べたように、制御系構造の見直しがほとんど必要のないことを意味している。

**Table 5.3** The simulation conditions (nominal model).

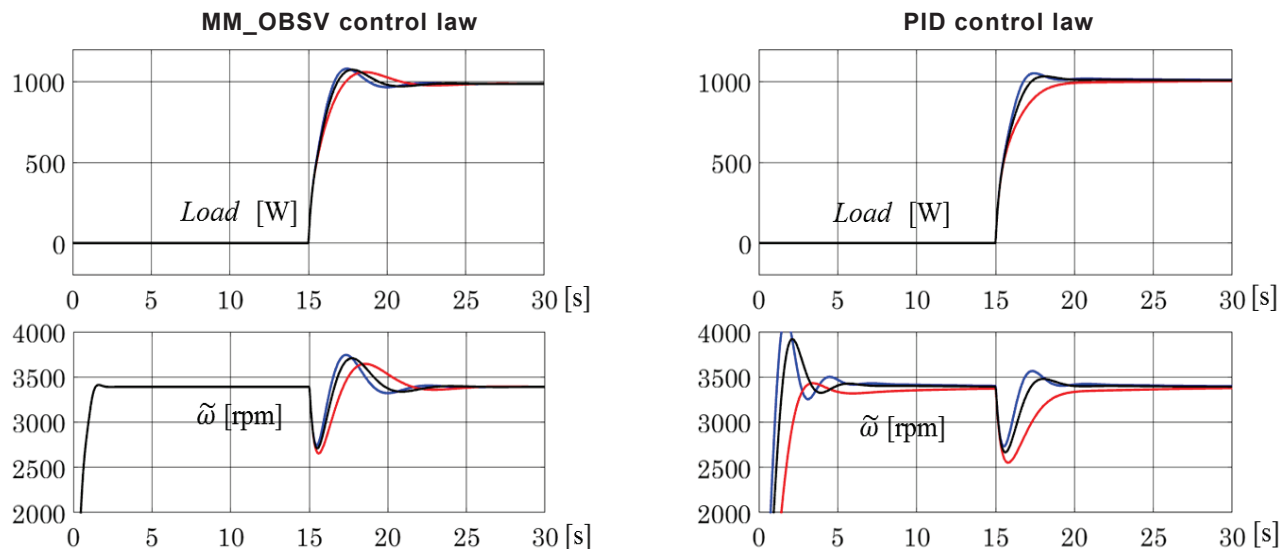
|                                            |           |                                           |    |
|--------------------------------------------|-----------|-------------------------------------------|----|
| Throttle motor time constant ( $T_s$ )     | 0.5 s     | Generator damping coefficient ( $\zeta$ ) | 1  |
| Natural frequency of engine ( $\omega_n$ ) | 6.28rad/s | Input gain of $\delta$ ( $B_{11}$ )       | 0  |
| Generator load ( $L$ )                     | 1 kW      | Input gain of $\delta$ ( $B_{22}$ )       | 50 |



**Fig. 5.7** Responses to control input (Left shows MM\_OBSV, Right shows PID).



**Fig. 5.8** Influences by Load varying (Left shows MM\_OBSV, Right shows PID).



Black line shows nominal model, Red line shows varying model  $A_{22} \times 1.5$ ,  $B_{22} \times 0.5$  and Blue line shows varying model  $A_{22} \times 0.5$ ,  $B_{22} \times 1.5$

**Fig. 5.9** Influences by modeling error (Left shows MM\_OBSV, Right shows PID).

### 5.3. MM\_OBSV 制御則の実証実験

5.2.5 項のシミュレーション結果と実証実験結果を照合・確認することで、本提案の開発手法の特徴、および利点を確認した。

#### 5.3.1. 実験形態

実証実験は、図 5.10 に示す構成で、以下の方法により実施した。実証実験の条件を表 5.4 に示す。

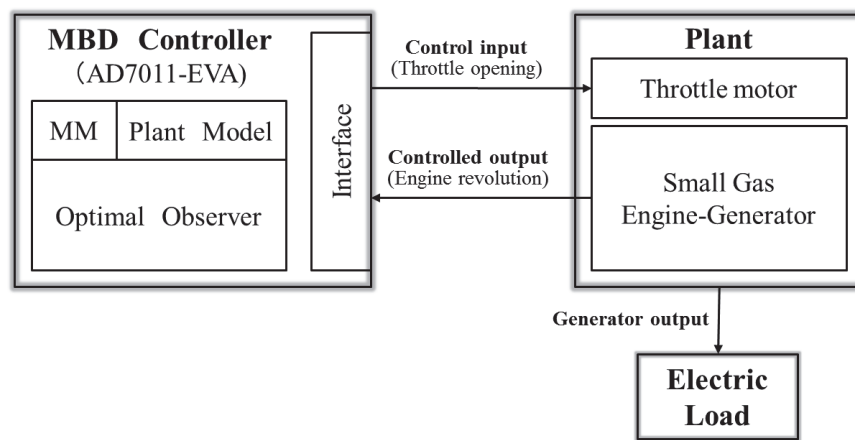
- (1) 電子ガバナの制御則は、Simulink<sup>®</sup>で開発した制御則モデルを MATLAB<sup>®</sup>の RTW (Real-Time Workshop<sup>®</sup>)により C コード、および実行ファイルを生成し、ターゲットコンピュータの AD7011-EVA に実装した。
- (2) 実証実験時には、AD7011-EVA の GUI(Graphic User Interface)機能を活用し、制御パラメータの調整、操作量、状態量、および制御量のグラフィカル表示とデータ収録を行った。
- (3) 負荷変動実験の負荷は、発電機の AC100V出力の負荷（抵抗負荷）の変動を与え、式 (5.2)により負荷トルク換算した。

$$P = T\omega \text{ ----- (5.2)}$$

where,  $P$  : power(W),  $T$  : torque(Nm),  $\omega$  : engine revolution(rad/s)

**Table 5.4** Experimental conditions

|                              |                                                  |
|------------------------------|--------------------------------------------------|
| Based engine generator model | MHI MGC2200G (Ref.)                              |
| Engine fuel                  | Simulated bio-methane gas (CH <sub>4</sub> 100%) |
| Generator load               | 0W / 1,000W                                      |
| Rated engine revolution      | 3,400 rpm                                        |
| Engine controller            | MBD controller (AD7011-EVA)                      |

**Fig. 5.10** Configuration of the experimental equipment

### 5.3.2. 実験結果

MM\_OBSV 制御則のロバスト性を実証した結果を図 5.11, 図 5.12 中の左側, および図 5.13, 図 5.14 に示す. なお, 図 5.11, 図 5.12 では, 同じ実証実験条件での PID 制御則の制御結果を図中右側に示す.

この実証実験結果からも, 制御性能はシミュレーションと同様に, MM\_OBSV 制御則が優れていることは自明である. これは, MM\_OBSV 制御則の場合, 入力外乱 (負荷変動, および簡易モデルのモデル化誤差) の補償機能が実機において有効に機能した効果である. また, パラメータはシミュレーション時の値をそのまま適用している. 一方, PID 制御則の場合, 安定した制御性を得るためには, PID ゲインの試行錯誤的な調整が必要であり, 制御対象のモデル精度を十分向上させたシミュレーションから割り出したパラメータが設定できないと, この実機における試行錯誤的なパラメータ調整工程が必要であることを示している.

以上のように、実証実験においても、MM\_OBSV 制御則の優位性があることが実証できた。

#### (1) 応答性の実証

図 5.11 から判るように、目標指令値( $\omega_c$ )に対する回転数( $\hat{\omega}$ )の追従性が MM\_OBSV 制御則の方が優れている（時定数：約 2s）。PID 制御則では、ハンチングを生じさせない P ゲインになっているため、回転数( $\hat{\omega}$ )の追従も鈍い（時定数：約 4s）ことが判る。これに対し、MM\_OBSV 制御則においては、シミュレーションで設定したパラメータをそのまま、制御が可能であり、5.2.5 項(1)のシミュレーションと同様の結果が得られた。

#### (2) 負荷変動に対するロバスト性の実証

図 5.12 から判るように、MM\_OBSV 制御則は PID 制御則に比べ、回転数( $\hat{\omega}$ )の変動幅が約半分であり、MM\_OBSV 制御則の負荷変動に対するロバスト性を実証できた。これは、5.2.5 項(2)のシミュレーション結果(図 5.8)では、両制御則において負荷変動に対する回転数( $\hat{\omega}$ )の変動幅は、MM\_OBSV 制御則の優位性を示す結果ではなかったが、実証実験では、PID 制御則においては、ハンチングを防止するため、PID ゲインを小さくせざるを得なかったため、MM\_OBSV 制御則よりも回転数( $\hat{\omega}$ )の追従が鈍くなり、回転数( $\hat{\omega}$ )の変動幅が大きくなっている。これに対し、MM\_OBSV 制御則においては、シミュレーションで設定したパラメータのままで、制御が可能であったため、5.2.5 項(2)のシミュレーションと同様に、回転数( $\hat{\omega}$ )の変動幅が小さい結果が得られた。

図 5.13 に、負荷変動に対する MM\_OBSV 制御則のロバスト性を確認できる、シミュレーション結果と実験結果を示す。図 5.13 の左図は、MM\_OBSV 制御則のロバスト性を示すシミュレーション結果であり、入力外乱として  $0 \rightarrow 1000\text{W}$  ( $0 \rightarrow 2.81\text{Nm}$  相当)の負荷( $Load$ )変動を印加しているが、MM\_OBSV 制御では、最適オブザーバが負荷変動を入力外乱( $Q_u$ )として入力外乱を推定( $\hat{Q}_u$ )（定常値約-3Nm）し、相殺するように働いていることが判る。また、図 5.13 の右図は、MM\_OBSV 制御則のロバスト性を示す実験結果であり、シミュレーションで用いたシステムパラメータと同じ条件で、 $0 \rightarrow 1000\text{W}$  ( $0 \rightarrow 2.81\text{Nm}$  相当)の負荷( $Load$ )変動を印加しているが、MM\_OBSV 制御では、最適オブザーバが負荷変動を入力外乱( $Q_u$ )とし、入力外乱を推定( $\hat{Q}_u$ )（定常値約-8Nm）し、相殺するように働いていることが判る。

### (3) モデル化誤差に対するロバスト性の実証

図 5.14 は 5.2.5 項(3)のシミュレーションと同じ条件で行った実験結果である。

図 5.14 から判るように、MM\_OBSV 制御則は、制御対象のモデル化誤差が存在しても、回転数( $\tilde{\omega}$ )の変動はノミナルモデルとほとんど変わっていないことが判る。このことは、MM\_OBSV 制御則のモデル化誤差に対するロバスト性についても実証することができた。なお、PID 制御則では、制御対象のモデルを扱っていないため、モデル化誤差の実証実験は行っていない。

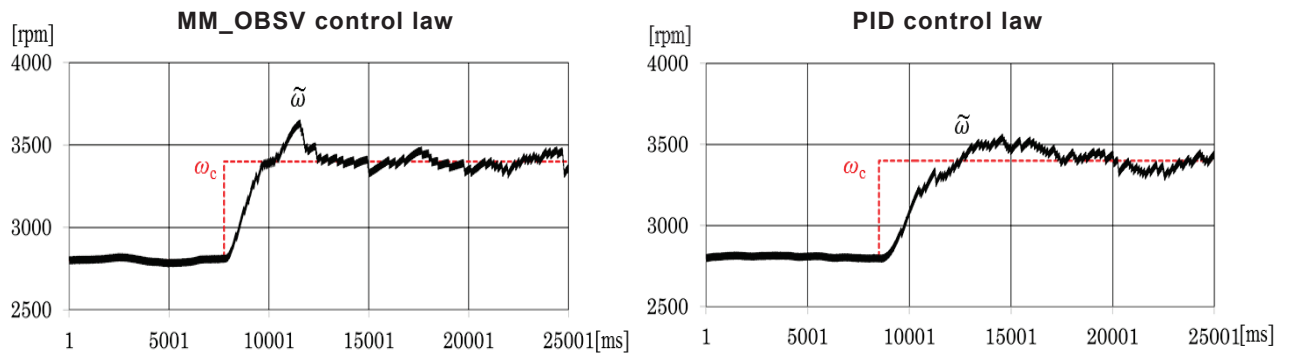


Fig. 5.11 Responses to control input (Left shows MM\_OBSV, Right shows PID).

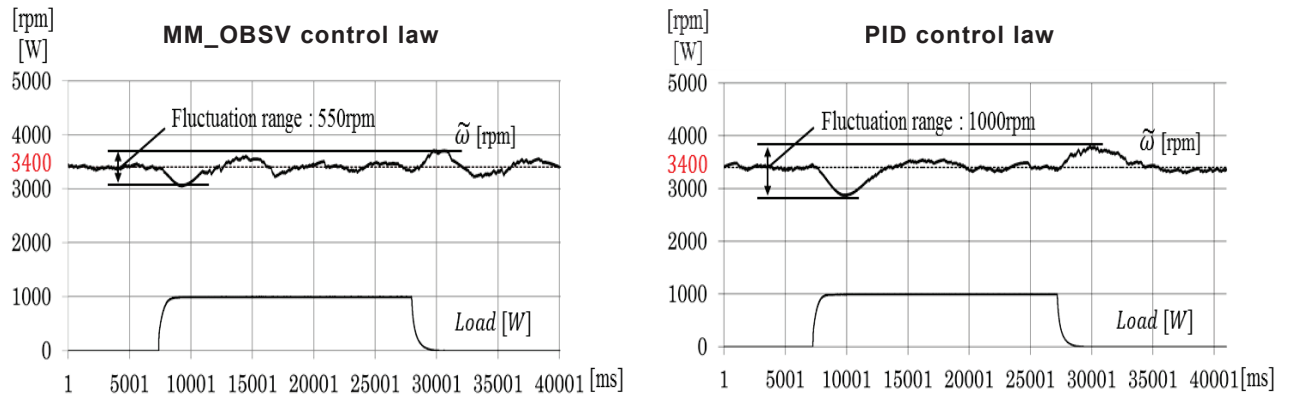
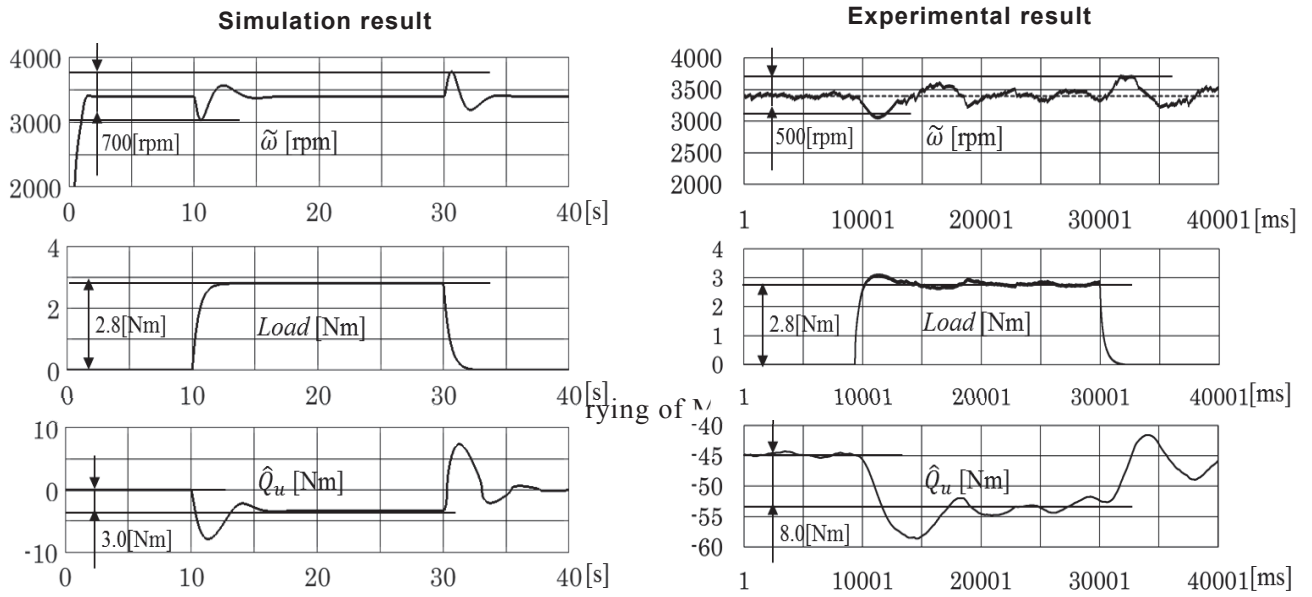
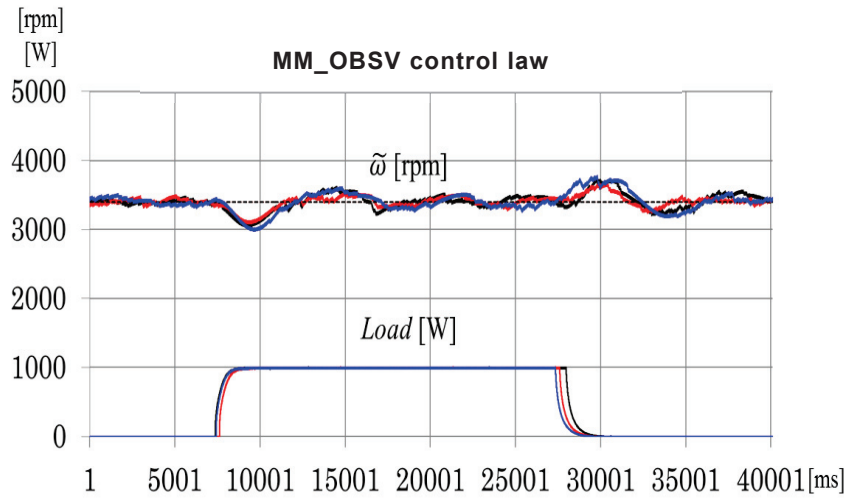


Fig. 5.12 Influences by Load varying (Left shows MM\_OBSV, Right shows PID).



**Fig. 5.13** Disturbance estimation to Load varying of MM\_OBSV control law  
(Left shows simulation, Right shows experiment)



Black line shows nominal model, Red line shows varying model  $A_{22} \times 1.5$ ,  $B_{22} \times 0.5$ , and Blue line shows varying model  $A_{22} \times 0.5$ ,  $B_{22} \times 1.5$ .

**Fig. 5.14** Influences by modeling error of MM\_OBSV control law.

#### 5.4. まとめ

- (1) 設計手法 MBD は、図形言語である Simulink<sup>®</sup>によって、制御ブロックをそのまま設計し、MATLAB<sup>®</sup>機能である RTW (Real-Time Workshop<sup>®</sup>) によってコントローラにそのまま実装できる。よって、通常のマイコンボードに搭載する場合に必要なプログラミングテクニックは不要であり、制御エンジニアは制御問題に注力して、制御則を開発できること示した。
- (2) MM\_OBSV 制御則は MBD 開発によく整合し、PID 制御則のような、パラメータの試行錯誤を最小限にすることができ、制御則の開発工程の短縮ができることを示した。
- (3) MBD の最大のメリットであるモデルの標準化については、MM\_OBSV 制御則は簡易的、またはモデル化誤差（負荷変動による制御対象（エンジン）のモデル化誤差、および簡易モデルによる制御対象（エンジン）のモデル化誤差）があっても、電子ガバナに MBD 手法で開発した MM\_OBSV 制御則を適用することで十分な制御性を得ることができ、いたずらに、複雑な制御対象モデルが不要となり、標準モデルによる制御則の開発工程の有効性を示すことができた。
- (4) 標準モデルを使用することにより、複雑な制御対象モデルが不要となることから、エンジンの専門知識を有するエンジニアリングは不要となり、開発工数が低減できることを示した。
- (5) 本研究で開発したエンジンモデルは、モデルの標準化を図るために、簡易的な二次遅れモデルとし、システムパラメータの変更のみで、異種の制御対象（他の小型エンジン）に対応できることを示唆できた。
- (6) 制御対象を自動車の操舵系から小型バイオガスエンジン発電機に変更した場合の汎用性についても、本研究によって確認できた。
- (7) 本研究により、現代制御理論を用いたロバスト制御の一つである「モデルマッチング (MM) と最適オブザーバの組合せによるロバスト制御則」を用いた制御則開発手法の実用性についても、PID 制御則に対して遜色のないことを示した。
- (8) 以上の成果は、現代制御のメリットである MBD 設計手法の最たる事例であり、ややもすると現場から嫌われる現代制御理論を、現場活用できる好例であることを示した。
- (9) MBD の特徴、および利点として、以下のことを実証、および確認ができた。
  - (a) モデルの標準化
  - (b) 開発工程中のモデルの統一化

- (c)開発工程中の制御系構造の統一化
- (d)制御則実装の容易化，および簡便化
- (e)MM\_OBSV 制御則の入力外乱補償機能の有効性

## 参考文献

- (1) 岡村浩一，高畑健二，楊劍鳴，“小型バイオガスエンジン用電子ガバナ制御則設計手法の実践－MBD 手法を用いて開発したロバスト制御則の電子ガバナへの適用－”，日本設計工学会論文，Vol.52, No.12, 2017, pp.753-766.
- (2) 大貫智洋，“制御ソフトウェアの仕様整合性検証技術の調査と分析”，情報処理学会研究報告，2012-SE-175, 10, 2012, pp.1-8.
- (3) 渡辺政彦，“組み込みソフトウェア向け開発支援環境”，情報処理学会誌，45, 1, 2004, pp.10-15.
- (4) <https://jp.mathworks.com/help/simulink/examples/engine-timing-model-with-closed-loop-control.html>, (accessed 2017-02-10)
- (5) 畑剛，泉達司，川口淳一郎，“航空・宇宙における制御Ⅱ”，コロナ社，1999, pp.33-37.
- (6) 内田健康，山名一雄，“状態推定の理論”，コロナ社，2004, pp. 52-58.
- (7) 畑剛，泉達司，川口淳一郎，“航空・宇宙における制御”，コロナ社，1999, pp.3-5.
- (8) 三田宇洋，“MATLAB/Simulink によるモデルベースデザイン入門”，オーム社，2014, pp.18-22.

## 第 6 章 バイオメタンに対応する小型ガスエンジン発電機用 電子ガバナ制御則の実証<sup>(1)</sup>

### 6.1. 本章の目的

MM\_OBSV 制御則の特徴である目標に対する希望応答を実現しながら、最適オブザーバの本来の状態量であるエンジン角速度，エンジン角加速度，スロットル開度の推定とともに，入力外乱に対するロバスト性を兼ね備えた制御則を実証した．

MM\_OBSV 制御則の実証点を以下に示す．

#### (1) 簡易エンジンモデルの妥当性

シミュレーションで用いたシステムパラメータと同じ条件で，実証実験を行い，シミュレーション同様の制御性能の確保

#### (2) 負荷変動に対するロバスト性

負荷変動に対するエンジン回転数の変動が PID 制御則基準にロバスト性を評価

#### (3) 燃料濃度変動に対するロバスト性

100%のメタンガスでチューニングしたシステムパラメータのままで，メタンガス濃度を変化させた場合の，燃料濃度の変動に対するロバスト性

#### (4) エンジンのパラメータ変動に対するロバスト性

エンジンモデルのノミナルモデルに対して，エンジンのパラメータを大幅( $\pm 20\%$ )に変動させた場合の，エンジンパラメータ変動に対するロバスト性

### 6.2. エンジン制御システム

エンジン制御分野において，モデルマッチングや最適オブザーバを個別に適用した先行研究については以下のような事例があるが，我々の研究のようにモデルマッチングと最適オブザーバを組合せた制御則ではない．

- (1) PID（比例・積分・微分）制御による燃料システム制御<sup>(2)</sup>．
- (2) 2 自由度 LQG（Linear Quadratic Gaussian）制御によるエンジン制御<sup>(3)</sup>．
- (3) STR（Self Tuning Regulator）制御による予測制御<sup>(4)</sup>．
- (4) 学習値制御によるフィードフォワードによるスロットル開度<sup>(5)</sup>．
- (5) マップ制御による小型ガスエンジン発電機制御<sup>(6)</sup>．
- (6) LQI（Linear Quadrature Integral）制御によるスロットルバルブ制御<sup>(7)</sup>．

我々の研究では、モデルマッチング制御器と最適オブザーバ（以下、MM\_OBSV と呼ぶ）を組合せた制御則により実現している．以下，詳細に説明する．

### 6.2.1. エンジンモデル

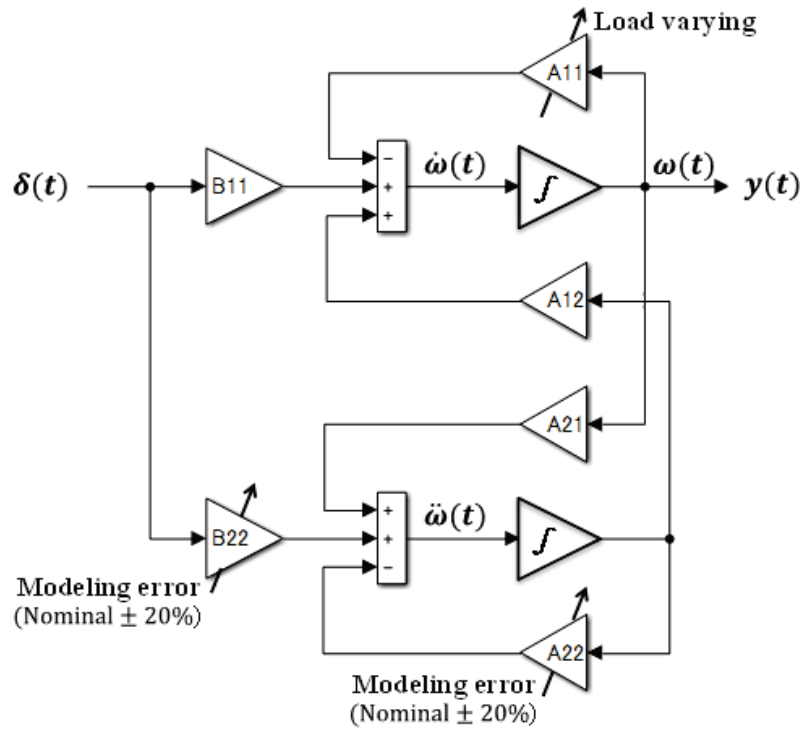
Crossley と Cook(1991)<sup>(8)</sup>はエンジンモデルの混合ガス流量とエンジン回転数の非線形関係を線形回帰式により線形化して，火花点火内燃エンジンの簡易線形モデルを提案している．この基本的なモデルは，Simulink<sup>®</sup>の Triggered Subsystem 機能によって，時間ベースのイベントを高い忠実度で取得できるエンジンモデルとして実用化されている<sup>(9)</sup>．我々は小型ガスエンジンで制御実験<sup>(10)</sup>によって，入出力関係を同定した結果，線形二次遅れモデルにより基本的なエンジンモデル<sup>(9)</sup>を近似できることを確認した．

シミュレーションに用いた線形二次遅れモデルによるエンジンモデルの状態方程式，および出力方程式を式(6.1)，および式(6.2) に，状態変数線図を図 6.1 に，その諸元値を表 6.1 に示す．このエンジンモデル（図 6.1）のパラメータ（表 6.1）は，2 章の 2.2.3 節で代表的なエンジンモデルを同定した結果をベースにして，実エンジン運転により実験的に同定した値である．即ち，表 6.1 において，減衰係数  $\zeta$  と固有振動数  $\omega_n$  の値は，2 章の 2.2.3 節の同定結果から  $\zeta=4.52$ ， $\omega_n=2.24\text{rad/sec}$  の二次遅れ特性と判断し，最終的に実エンジン運転により（目標値変化，および入力外乱に対する応答性により判断）， $\zeta=1.0$ ， $\omega_n=1.2\text{ rad/sec}$  を設定した．

エンジンモデルは，シミュレーションで用いる制御対象としてのエンジンモデル，および最適オブザーバに内蔵するエンジンモデルとして用いているが，それぞれのモデルについてシミュレーション，および実証実験での負荷の印加方法について，表 6.2 にまとめる．

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}(t) \\ \dot{\omega}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_{11} & A_{12} \\ -A_{21} & -A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega(t) \\ \dot{\omega}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} \\ B_{12} \end{bmatrix} \delta(t) \quad \text{-----} \quad (6.1)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega(t) \\ \dot{\omega}(t) \end{bmatrix} \quad \text{-----} \quad (6.2)$$



**Fig. 6.1** The state variable diagram of simulation engine plant model for input disturbance defined load fluctuation and modeling error.

**Table 6.1** Simulation parameters of each engine model

| Nomen-<br>clature | Description                    | Units              | Engine of observer<br>model values | Engine of plant<br>model values |
|-------------------|--------------------------------|--------------------|------------------------------------|---------------------------------|
| $B_{11}$          | Not applicable                 | -                  | 0                                  | 0                               |
| $B_{22}$          | Input gain                     | -                  | 1.44<br>$\pm 20\%$                 | 1.44                            |
| $A_{11}$          | Load                           | Nm                 | 0                                  | 0 or 2.25                       |
| $A_{12}$          | 1                              | -                  | 1                                  | 1                               |
| $A_{21}$          | $\omega_n^2$                   | $(\text{rad/s})^2$ | 1.44                               | 1.44                            |
| $A_{22}$          | $2\zeta\omega_n$               | -                  | 2.4<br>$\pm 20\%$                  | 2.4                             |
| $\delta$          | Throttle opening               | rad                | State variable                     | State variable                  |
| $\omega$          | Engine angular<br>velocity     | rad/s              |                                    |                                 |
| $\dot{\omega}$    | Engine angular<br>acceleration | rad/s <sup>2</sup> |                                    |                                 |

**Table 6.2** Engine plant model for simulation and verification to load fluctuation

| Case<br>Model             | Simulation |               | Verification |            |
|---------------------------|------------|---------------|--------------|------------|
|                           | No load    | Load          | No load      | Load       |
| Engine model for Plant    | $A_{11}=0$ | $A_{11}=2.25$ | 0W           | 800W       |
| Engine model for Observer | $A_{11}=0$ | $A_{11}=0$    | $A_{11}=0$   | $A_{11}=0$ |

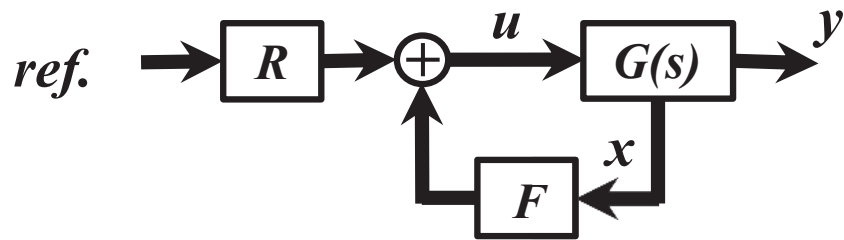
### 6.2.2. MM\_OBSV 制御器

本研究の特徴である，最適オブザーバの本来の状態変数を拡張して，入力外乱を状態変数として追加することで，本来の状態量の推定とともに外乱値の推定を同時に行うロバスト制御則は，航空・宇宙分野では，宇宙往還機の実験機の飛行制御に適用した研究はあるが<sup>(11)</sup>，民生分野でのガスエンジン発電機のような汎用機器の電子ガバナへ適用した先行研究はない．

#### (1) モデルマッチング制御器

モデルマッチング制御（以降，MM 制御）は図 6.2 に示すように，制御対象  $G(s)$  に対して，目標指令値  $ref.$ ，操作量  $u$ ，制御量  $y$ ，状態量  $x$  を規定した上，状態フィードバック則  $F$ ，およびフィードフォワード則  $R$  によって  $ref. \rightarrow y$  の希望の目標応答を得る制御則である．

目標指令値  $r$  はエンジン回転数指令，操作量  $u$  はスロットル開度，制御量  $y$  はエンジン回転数，状態量  $x$  は[エンジン角速度  $\omega$ ，エンジン角加速度  $\dot{\omega}$ ，スロットル開度  $\delta$ ]を選定した．極配置は，エンジンモデルの極  $(-1.2 \pm j0, -1.6 \pm j0)$  が虚軸に近く，目標値への収束が遅いため，適切な目標値収束ができる極配置になるように，表 6.3 の極配置を MM 制御器で設定した．



**Fig. 6.2** Control block of the model matching (MM) controller.

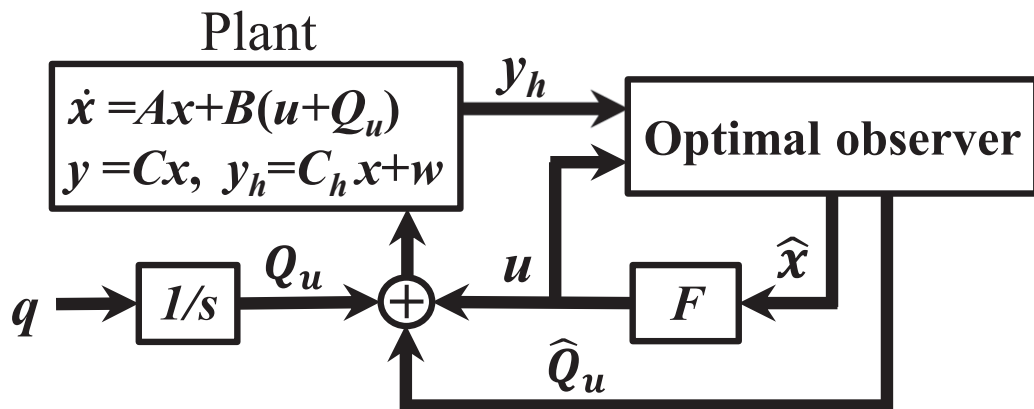
**Table 6.3** Desired response by the MM controller.

| Description                          | Values      |
|--------------------------------------|-------------|
| Desired engine characteristics poles | $-6 \pm j6$ |

(2) 入力外乱モデルを付加したオブザーバ

図 6.3 に示す最適オブザーバの動作は以下のとおりである.

- (a)  $q$ (白色雑音)を積分した信号 (ランダムウォーク)<sup>(12)</sup>を入力外乱  $Q_u$ とする.
- (b) 入力外乱  $Q_u$ は, 真の操作量に対して不確定に印加されるシステム雑音<sup>(13)</sup>であり, 具体的には, オブザーバモデルと実機のモデル誤差と想定する.
- (c) 入力外乱  $Q_u$ を状態量として, 本来の状態量 $[\omega, \dot{\omega}, \delta]$ に追加し, 拡大系状態量 $[\omega, \dot{\omega}, \delta, Q_u]$ を形成する.
- (d) この入力外乱  $Q_u$  (オブザーバモデルと実機のモデル誤差) の最適推定値 $\hat{Q}_u$ を最適オブザーバで推定する.
- (e) この最適推定値 $\hat{Q}_u$ を状態フィードバックし, 入力外乱  $Q_u$ により変動する制御量  $y$  (エンジン回転数) が目標指令値  $r$  と等しくなるように入力外乱を相殺, または外乱抑制する.



**Fig. 6.3** Control block of the optimal observer system configured by MM control.

### 6.2.3. 最適オブザーバの設計

制御対象に入力外乱モデルを組み込み、拡大系を構成した状態方程式を式(6.3)に示す.

$$\left. \begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{Q}_u \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ Q_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} q \\
 y_h &= \begin{bmatrix} C_h & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ Q_u \end{bmatrix} + w \\
 &= C_h x + w = [\omega \quad 0]^T + w \\
 \dot{x}_e &= A_e x_e + B_2 u + v \\
 y_h &= C_{he} x_e + w \\
 &\text{where,} \\
 &v = B_1 q: \text{system noise, } w: \text{observation noise} \\
 A_e &:= \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, x_e := \begin{bmatrix} x \\ Q_u \end{bmatrix}, x := [\omega \quad \dot{\omega} \quad \delta]^T \\
 B_2 &:= \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}, B_1 := \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, C_{he} := [C_h \quad 0] \\
 &C_h: \text{observation matrix}
 \end{aligned} \right\} \text{----- (6.3)}$$

### 6.2.4. 最適オブザーバの構築

式(6.3)からリッカチ方程式(6.4)を解いて、式(6.5)のオブザーバゲイン  $G_e$  を求めた後、式(6.6)に示す最適オブザーバを構成する. その後、観測値  $y_h$  から、推定状態量  $\hat{x}_e$  を最適オブザーバにより推定する.

$$A_e P + P A_e^T + V - P C_{he}^T W^{-1} C_{he} P = 0 \text{----- (6.4)}$$

where,

$V$ : covariance of system noise,

$W$ : covariance of observation noise

$$G_e = P C_{he}^T W^{-1} \text{----- (6.5)}$$

$$\begin{aligned}
 \hat{x}_e &= A_e \hat{x}_e + B_2 u + G_e (y_h - C_{he} \hat{x}_e) \\
 &= (A_e - G_e C_{he}) \hat{x}_e + B_2 u + G_e y_h \text{----- (6.6)}
 \end{aligned}$$

where,

$$u = F \hat{x} - \hat{Q}_u = F_e x_e, \quad \hat{x}_e := \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{Q}_u \end{bmatrix}, \quad F_e = [F \quad -1]$$

### 6.3. MM\_OBSV 制御則のシミュレーション結果

エンジンモデル（線形二次遅れモデル）に入力外乱として負荷変動，およびモデリング誤差を印加したときの，エンジン回転数の応答を観察し，MM\_OBSV 制御則の希望応答と外乱抑制効果を検証するために，シミュレーションを行った．シミュレーションに用いた Simulink モデルを図 6.4，および表 6.4 に示す

制御対象のエンジンモデル式(6.1)の  $A_{11}$  は，エンジン負荷に相当するフィードバックゲインであり， $A_{11}$  を変化させることで，負荷に相当する減衰係数  $\zeta$  と固有振動数  $\omega_n$  を変化させることで負荷変動を模擬した．制御対象のモデリング誤差として，最適オブザーバに内蔵するエンジンモデルのパラメータの内， $B_{22}$ ，および  $A_{22}$  の値を  $\pm 20\%$  変動させ，制御対象のモデリング誤差とした．この変動は，オブザーバ内部のエンジンモデルの二次遅れ周波数特性の固有振動数，および定常ゲインを変動させるものである．このとき，制御対象のエンジンモデルは， $B_{22} = 1.44$ ， $A_{22} = 2.4$  にて固定である．

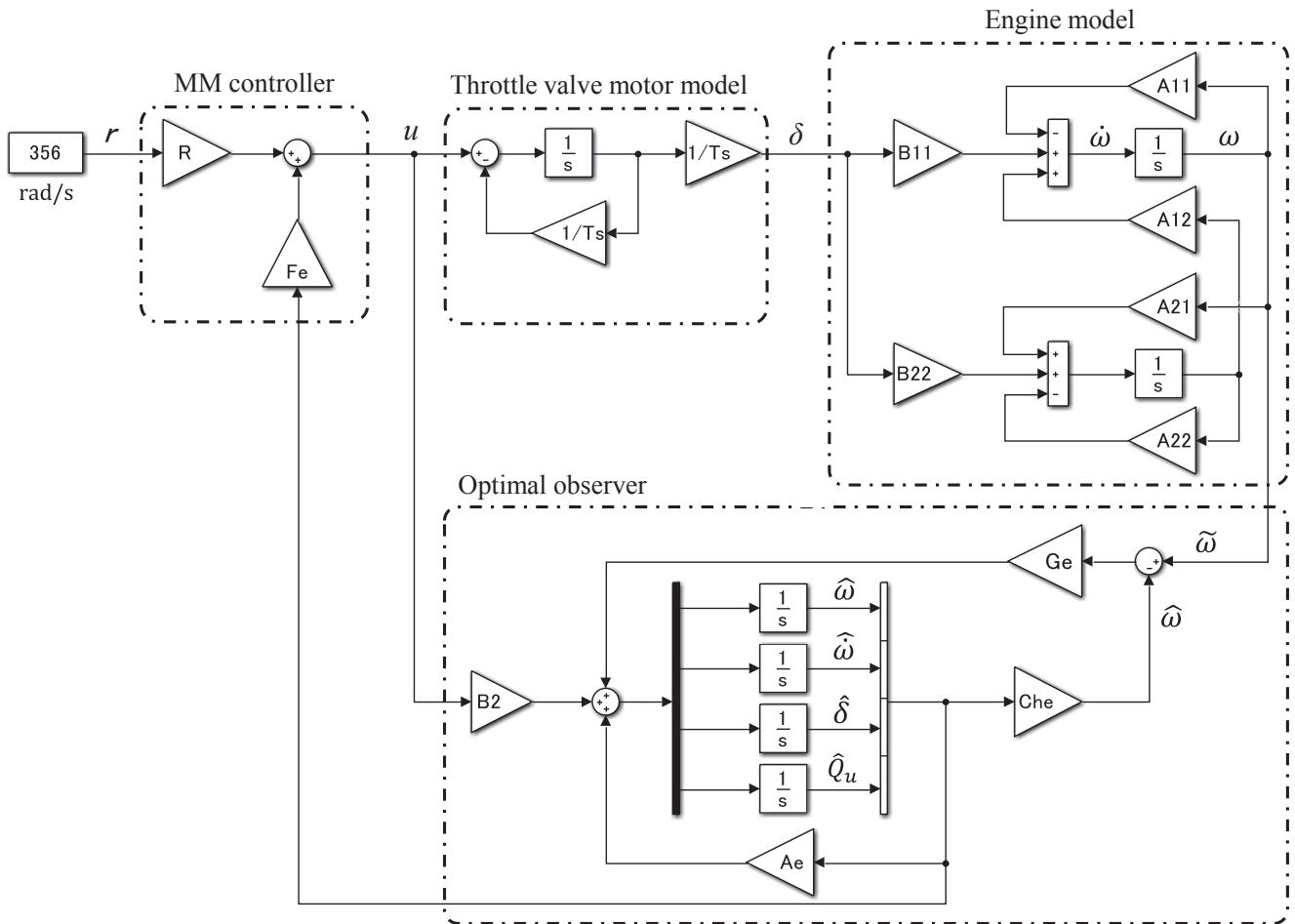


Fig. 6.4 Simulink<sup>®</sup> model for simulation.

**Table 6.4** Nomenclature in Fig. 6.4.

|                |                              |                  |                             |       |                        |                                                        |                       |
|----------------|------------------------------|------------------|-----------------------------|-------|------------------------|--------------------------------------------------------|-----------------------|
| $r$            | Reference command            | $\tilde{\omega}$ | Observation $\omega$        | $R$   | MM feedforward gain    | $Ge$                                                   | Observer gain         |
| $u$            | Control input                | $\hat{\omega}$   | Estimation $\omega$         | $Fe$  | MM state feedback gain | $Ch_e$                                                 | Observation data gain |
| $\delta$       | Throttle opening             | $\hat{\omega}$   | Estimation $\omega$         | $T_s$ | Throttle time constant | $B11, B22, A11 - A22 :$<br>Refer to <b>Table 6.1</b> . |                       |
| $\dot{\omega}$ | Engine rotation acceleration | $\hat{\delta}$   | Estimation $\delta$         | $B2$  | Input gain             |                                                        |                       |
| $\omega$       | Engine rotation speed        | $\hat{Q}_u$      | Estimated input disturbance | $Ae$  | Observer system matrix |                                                        |                       |

### 6.3.1. 負荷変動のシミュレーション結果

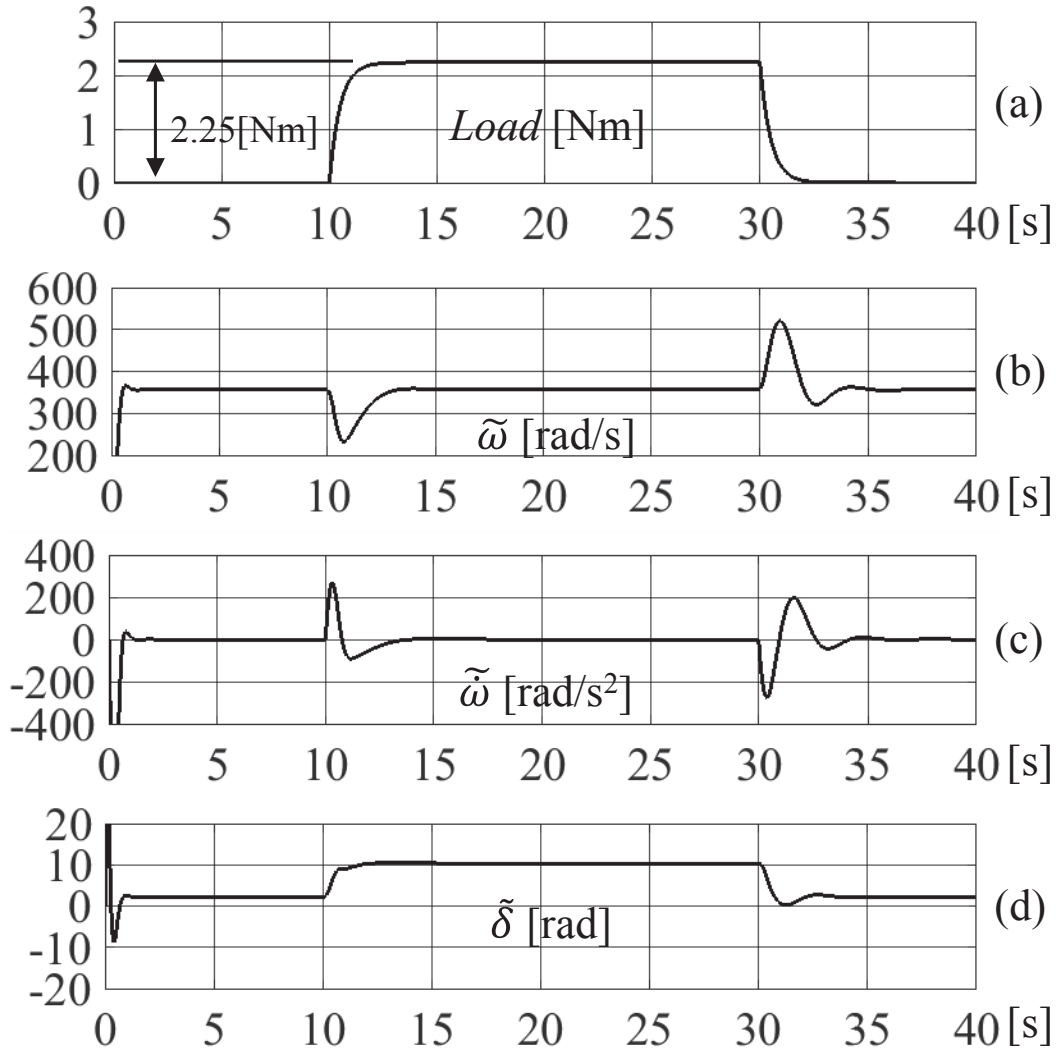
入力外乱として制御対象のエンジンモデルに負荷変動を印加したときの、制御対象モデルデータの応答を、図 6.5 に、MM\_OBSV 制御則のオブザーバの推定データの応答波形を、図 6.6 に示す。

入力外乱として  $0 \rightarrow 800W \rightarrow 0$  (3,400rpm 時、 $0 \rightarrow 2.25Nm \rightarrow 0$  相当)の負荷変動を印加した。

図 6.6 に示した最適オブザーバによるエンジン角速度推定値  $\hat{\omega}$  (図 6.6 (b)), エンジン角加速度推定値  $\hat{\dot{\omega}}$  (図 6.6 (c)), およびスロットル開度推定値  $\hat{\delta}$  (図 6.6 (d))は、式(6.3)の最適オブザーバ方程式により求められる。図 6.6 のエンジン角速度推定値  $\hat{\omega}$  (図 6.6 (b)), およびエンジン角加速度推定値  $\hat{\dot{\omega}}$  (図 6.6 (c))は、図 6.5 のエンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 6.5 (b)), およびエンジン角過速度  $\tilde{\dot{\omega}}$  (図 6.5 (c))の状態量をよく推定しており、各推定値による状態フィードバック、および入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 6.6 (e))の抑制効果により、図 6.5 の制御対象のエンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 6.5 (b))が、目標エンジン角速度 356 rad/s (目標回転数 3,400 rpm) に制御されていることが判る。

しかしながら、スロットル開度推定値  $\hat{\delta}$  (図 6.6 (d))は、スロットル開度  $\tilde{\delta}$  (図 6.5 (d))の状態量をあまりよく推定できていないことも判る。

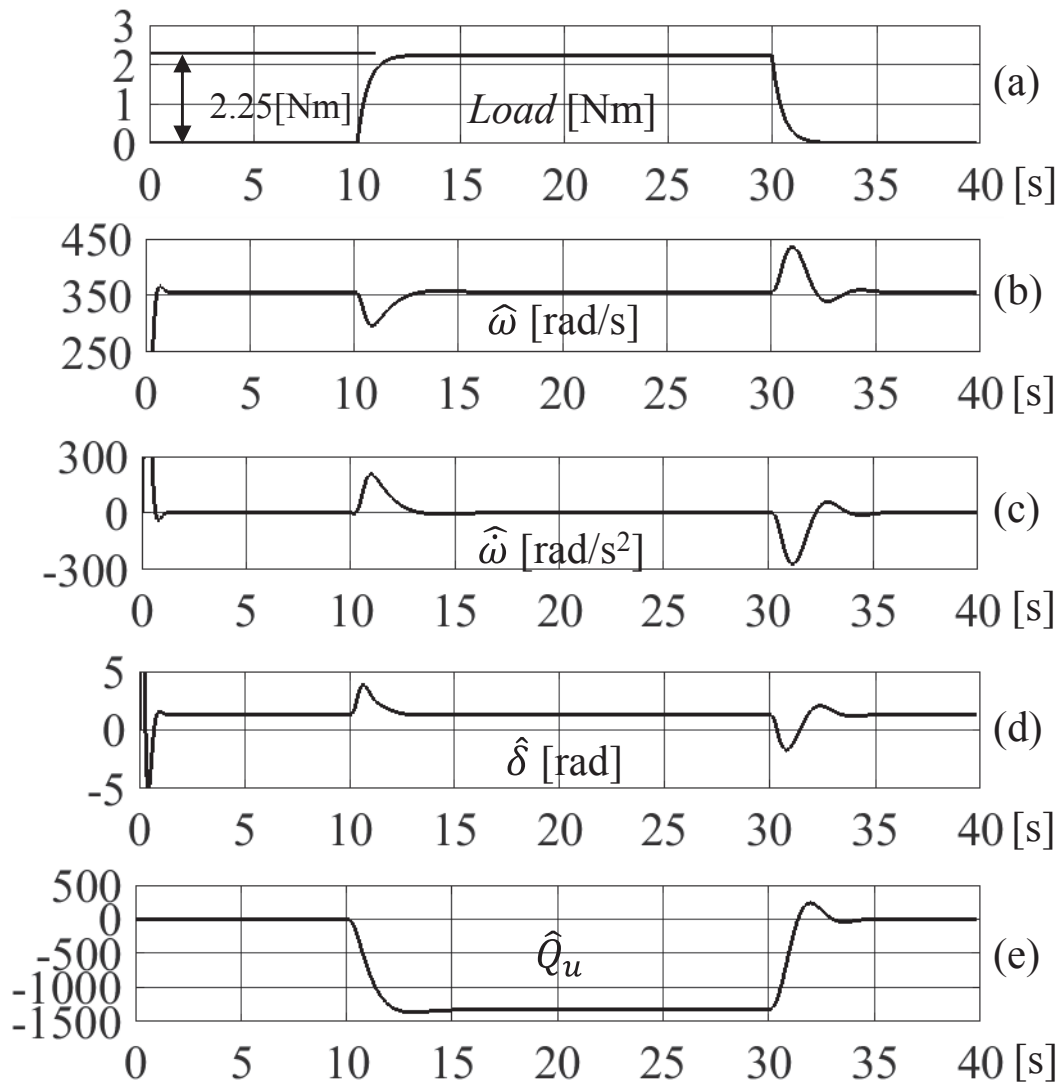
### MM\_OBSV control law ( Plant states )



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the engine rotation speed, (c) is the engine rotation acceleration and (d) is the throttle opening.

**Fig. 6.5** States varying by the load fluctuation.

**MM\_OBSV control law**  
(Estimate states )

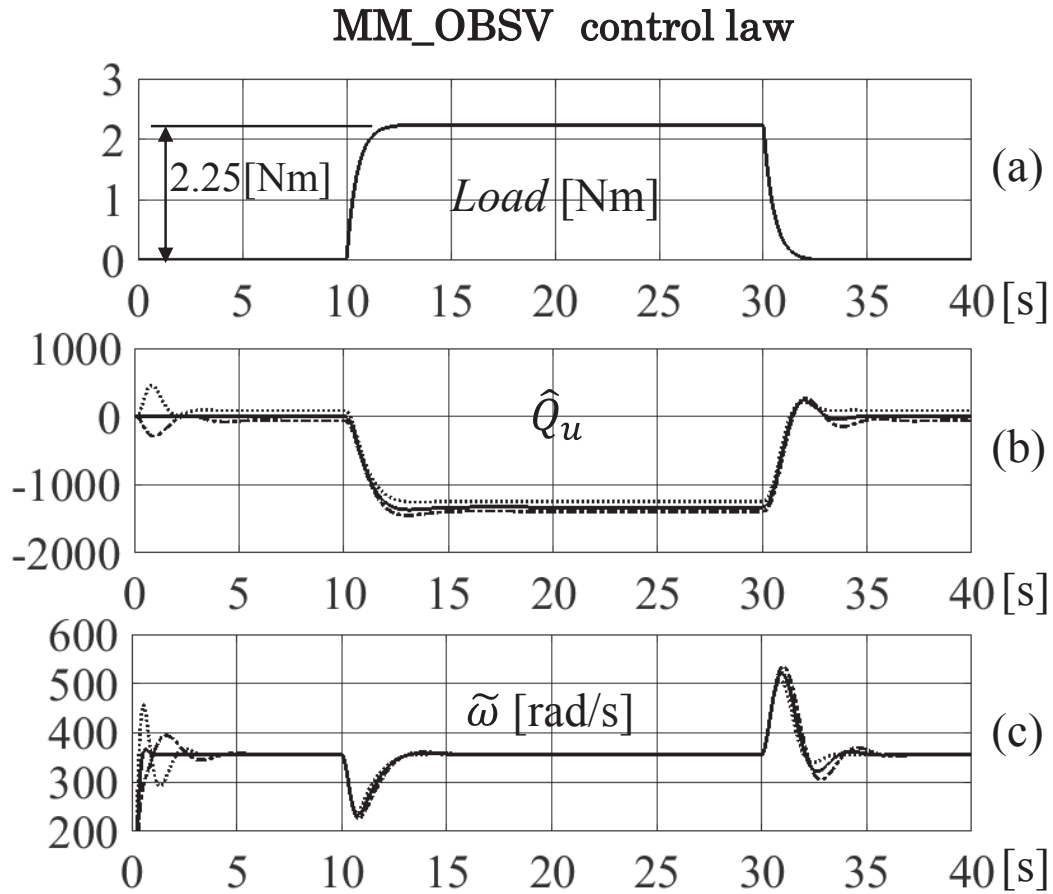


(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the estimated engine rotation speed, (c) is the estimated engine rotation acceleration, (d) is the estimated throttle opening and (e) is the estimated input disturbance.

**Fig. 6.6** Estimate states by the load fluctuation.

### 6.3.2. パラメータ変動のシミュレーション結果

図 6.7 はオブザーバのエンジンモデルのパラメータのうち、 $B_{22}$ 、および  $A_{22}$  の値を $\pm 20\%$  変動させたものである。この場合も、モデリング誤差となるオブザーバのエンジンモデルのパラメータの変動を、入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 6.7 (b)) の抑制効果により、エンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 6.7 (c)) が、目標エンジン角速度 356 rad/s (目標回転数 3,400 rpm) に制御されていることが判る。



(a) is the load fluctuation, (b) is the estimated input disturbance and (c) is the engine rotation speed. And input disturbance is modeling error.

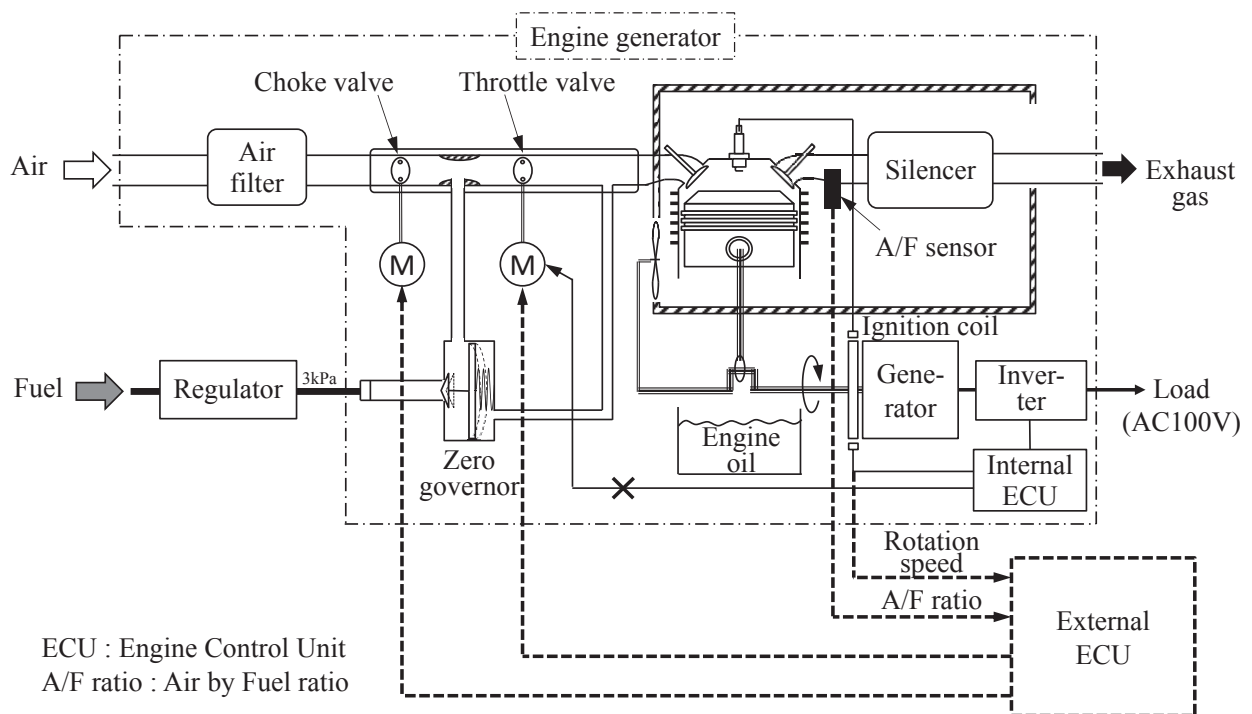
Line indicates nominal model, dashed line indicates fluctuation model  $A_{22} \times 1.2$ ,  $B_{22} \times 0.8$  and dash-dotted line indicates fluctuation model  $A_{22} \times 0.8$ ,  $B_{22} \times 1.2$ .

**Fig. 6.7** States varying by modeling error of the MM\_OBSV controller.

#### 6.4. MM\_OBSV 制御則の実証実験結果

6.3 節のシミュレーションで検証した，MM\_OBSV 制御則の入力外乱（負荷変動，およびパラメータ変動）に対するロバスト性を，実機のスロットルバルブ用モータを切り離し（図 6.8 参照），新しい閉ループフィードバック制御システムを構築するために，MM\_OBSV 制御則を電子ガバナに組込んで実証実験を行った．

実験構成図を図 6.8，および表 6.5 に示す．発電機内の標準 ECU とスロットルバルブ用モータを切り離し（図 6.8 参照），新しい閉ループフィードバック制御システムを構築するために，スロットルバルブ，およびチョークバルブ用モータを制御できる外部 ECU を設けた．この外部 ECU のサンプリング周波数は，エンジンダイナミクスの特域幅の約 1,000 倍の 1kHz とした．



The dashed line shows additional equipment for the experiment.

Fig. 6.8 experimental configuration diagram.

**Table 6.5** Specification of base engine generator in **Fig. 6.8**.

|           |                         |                                     |
|-----------|-------------------------|-------------------------------------|
| Engine    | Engine type             | Air cooling 4-stroke OHV gas engine |
|           | Engine displacement     | 0.181 L                             |
|           | Bore-Stroke             | 68 mm×50mm                          |
|           | Rated power             | 3.4 kW (4.7PS) / 2800 rpm           |
|           | Max. power              | 4.6 kW (6.3PS) / 4000 rpm           |
|           | Max. torque             | 11.6Nm/2800rpm                      |
|           | Normal use fuel         | LPG (Propane Gas)                   |
|           | Ignition type           | Fly wheel magnet                    |
|           | Starting type           | Recoil starter                      |
|           | Throttle control method | Electronic governor                 |
| Generator | Generator type          | AC inverter generator               |
|           | Voltage adjustment type | Inverter type                       |
|           | Rated frequency         | 50/60 Hz switchable                 |
|           | Rated output            | 2.2 kVA (AC100 V×22 A)              |

**6.3 節**のシミュレーションと同じ条件で，ガスエンジン発電機の負荷変動に対するエンジン回転数の変動の程度により，ロバスト性の評価を実施した．

MM\_OBSV 制御則の比較基準は，コンベンショナルな制御則の代表である PID 制御則を適用した．比較基準とした PID 制御則の制御ブロック図を**図 6.9**，および**表 6.6**に示す．制御量  $y$  が目標値  $r$  と一致するように，目標値  $r$  - 制御量  $y$  間偏差信号  $d$  を入力信号とし，PID 制御器でスロットル開度  $\delta$  を制御した．

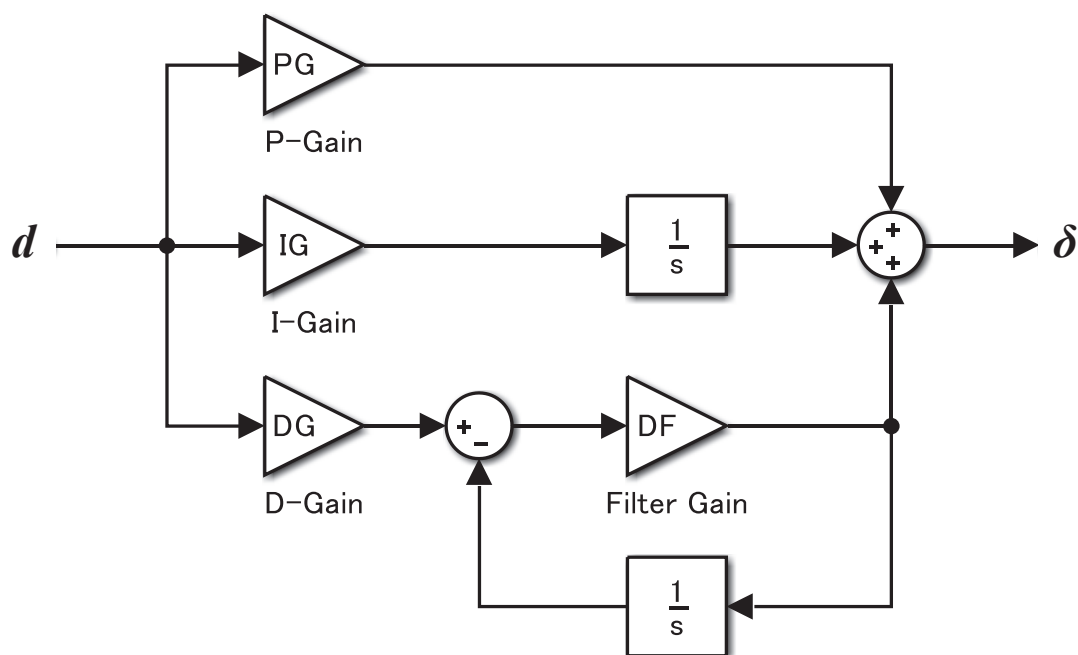


Fig. 6.9 Control block diagram of the PID controller.

Table 6.6 Nomenclature in Fig. 6.9.

|      |                   |          |                          |
|------|-------------------|----------|--------------------------|
| $d$  | Deviation         | $\delta$ | Control variable         |
| $PG$ | Proportional gain | $DG$     | Differential gain        |
| $IG$ | Integral gain     | $DF$     | Differential filter gain |

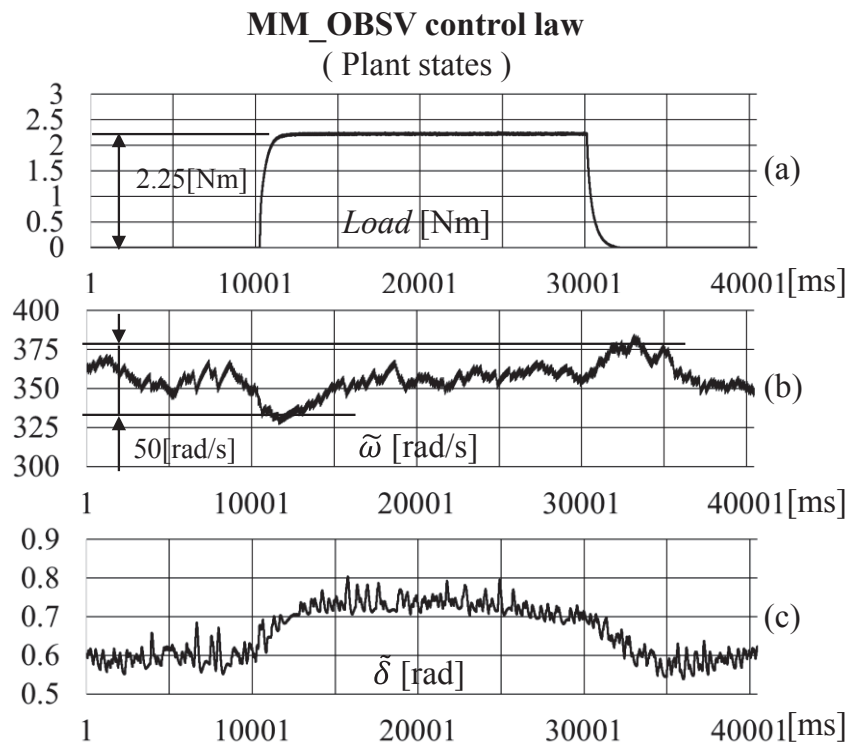
#### 6.4.1. 負荷変動に対するロバスト性の評価結果

図 6.10, および図 6.11 は, 6.3.1 項のシミュレーションと同じ条件での, 負荷変動に対するエンジン回転数の変動幅による, ロバスト性の評価結果である. 負荷変動を印加したときの, 制御対象データの応答を図 6.10 に, オブザーバの推定データの応答波形を, 図 6.11 に示す. 入力外乱として  $0 \rightarrow 800\text{W} \rightarrow 0$  (3,400 rpm 時,  $0 \rightarrow 2.25\text{Nm} \rightarrow 0$  相当)の負荷変動を印加した. 図 6.11 のエンジン角速度推定値  $\hat{\omega}$  (図 6.11 (b)), エンジン角加速度推定値  $\hat{\dot{\omega}}$  (図 6.11 (c)), スロットル開度推定値  $\hat{\delta}$  (図 6.11 (d))の各推定値による状態フィードバック, および入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 6.11 (e))の抑制効果により, 図 6.10 のエンジン角速度  $\hat{\omega}$

(図 6.10 (b))が, 目標エンジン角速度 356 rad/s (目標回転数 3,400 rpm) に制御されていることが判る.

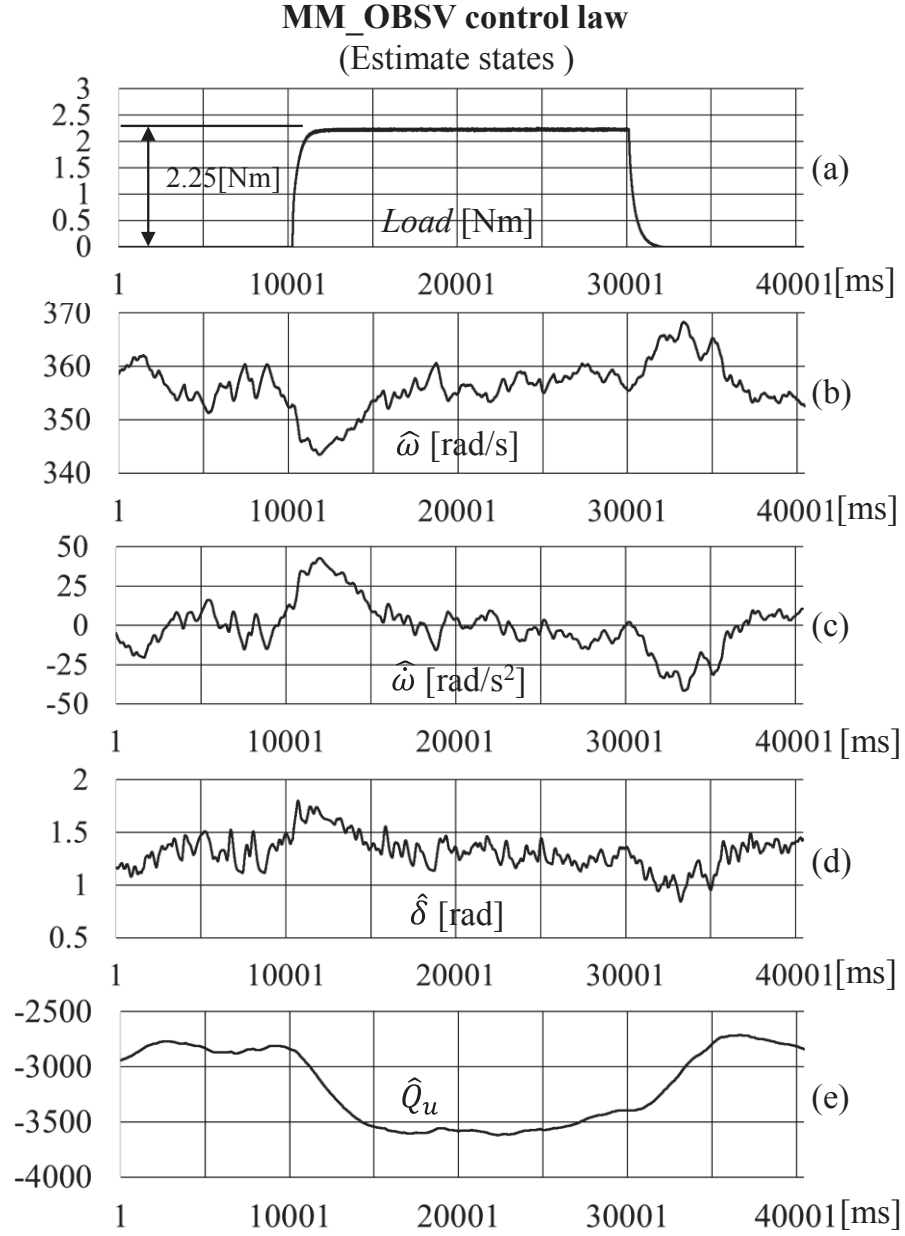
しかしながら, スロットル開度推定値  $\hat{\delta}$  (図 6.11 (d))は, スロットル開度  $\delta$  (図 6.10 (c))の制御対象の応答を, 入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 6.11 (e))は, 負荷変動  $Load$  (図 6.10 (a)) の変動をあまりよく推定できていないことも判る.

MM\_OBSV 制御則でのエンジン回転数  $\tilde{\omega}$  変動が約 50 rad/s (480 rpm) に対し, 図 6.12 に示す PID 制御則では, 約 80 rad/s (760 rpm) にであり, MM\_OBSV 制御則は, 負荷変動に対し, PID 制御則以上の制御性能を有することが判る. 図 6.11 の入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 6.11 (e))は, エンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 6.10 (b))が目標エンジン角速度に追従するように入力外乱を抑制していることが判る.



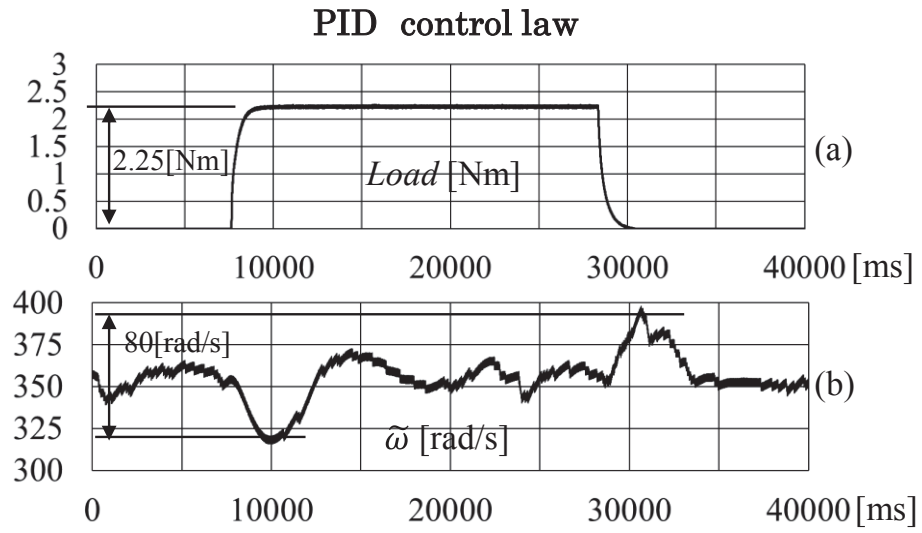
(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the engine rotation speed and (c) is the throttle opening.

**Fig. 6.10** States varying by the load fluctuation.



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the estimated engine rotation speed, (c) is the estimated engine rotation acceleration, (d) is the estimated throttle opening and (e) is the estimated input disturbance.

**Fig. 6.11** Estimate states by the load fluctuation.

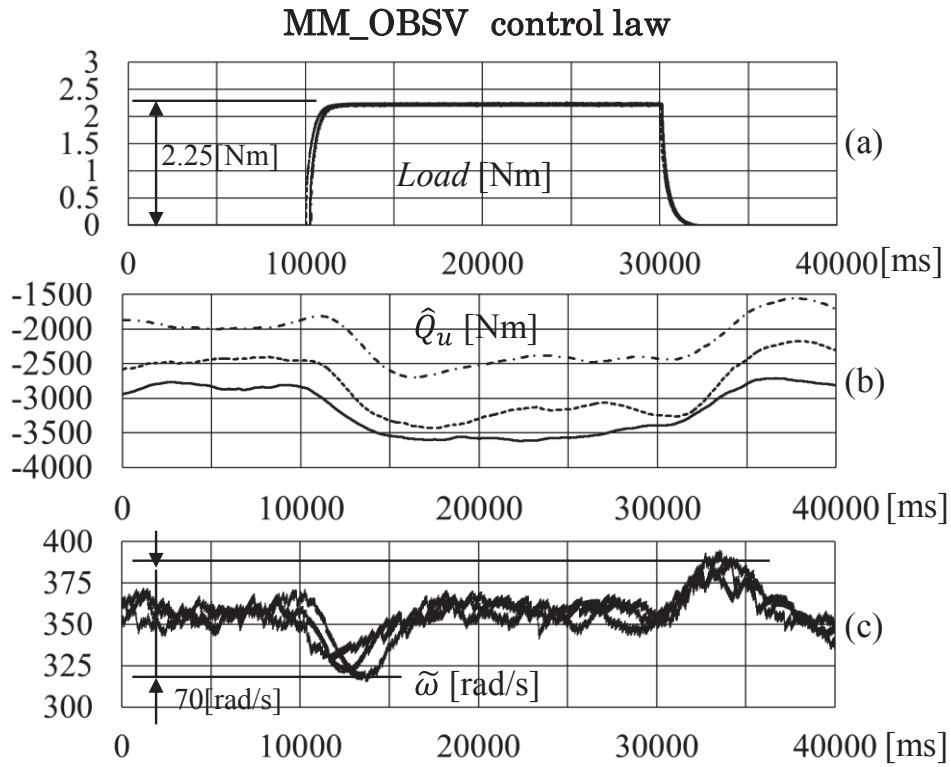


(a) is the input disturbance (load fluctuation) and (b) is the engine rotation speed.

**Fig. 6.12** States varying by the load fluctuation.

#### 6.4.2. パラメータ変動に対するロバスト性の評価結果

図 6.13 は、5.3.2 項のシミュレーションと同じ条件での、モデリング誤差に対するエンジン回転数の変動幅による、ロバスト性の評価結果である。オブザーバのエンジンモデルにモデリング誤差を設定した状態で、入力外乱として  $0 \rightarrow 800\text{W} \rightarrow 0$  (3,400 rpm 時、 $0 \rightarrow 2.25\text{Nm} \rightarrow 0$  相当)の負荷変動を印加した。図 6.13 の入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 6.13 (b))は、オブザーバモデルにモデリング誤差が存在しても、エンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 6.13 (c))が目標エンジン角速度と等しくなるように入力外乱を抑制していることが判る。なお、PID 制御則はオブザーバ構造を有しておらず、オブザーバモデリング誤差の検証は適用外である。



(a) is the load fluctuation, (b) is the estimated input disturbance and (c) is the engine rotation speed. And input disturbance is modeling error.

Line indicates nominal model, dashed line indicates fluctuation model  $A_{22} \times 1.2, B_{22} \times 0.8$  and dash-dotted line indicates fluctuation model  $A_{22} \times 0.8, B_{22} \times 1.2$ .

**Fig. 6.13** States varying by the modeling error of the MM\_OBSV controller.

## 6.5. 入力外乱モデルの改善

6.3.1 項の負荷変動のシミュレーション結果，および 6.4.1 項の負荷変動に対するロバスト性の評価結果において，オブザーバのスロットル開度推定値  $\hat{\delta}$ ，および入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  と制御対象の応答(スロットル開度  $\delta$ ，および負荷変動  $Load$ )とでは波形に差異のある結果であった．本現象を改善し，ロバスト性を向上させるために，エンジン制御則の入力外乱モデルを改善した結果を以下に示す．

### 6.5.1. エンジン制御システム

エンジンモデルは，6.2.1 項のエンジンモデルと同様であるが，入力外乱モデルの改善箇所を明確にするために，スロットルバルブを含む，エンジンモデルの状態方程式，および出力方程式を式 (6.7)，および式 (6.8) に示す．また，このエンジンモデルの状態変数線図を図 6.14 に，その諸元値を表 6.7 に示す．

シミュレーション，および実証実験におけるエンジンパラメータについて，表 6.2 と同じである．

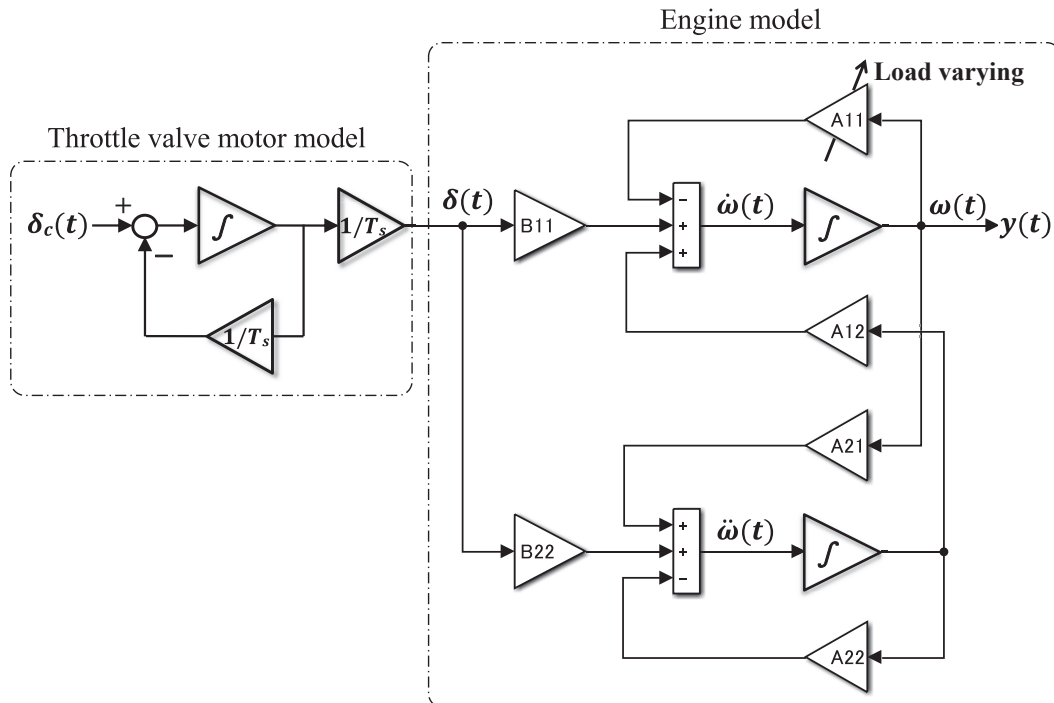


Fig. 6.14 The state variable diagram of simulation engine plant model.

**Table 6.7** Simulation parameters of each engine model.

| Nomen-<br>clature | Description                     | Unit                 | Engine of<br>observer<br>model<br>values | Engine<br>of<br>plant<br>model<br>values |
|-------------------|---------------------------------|----------------------|------------------------------------------|------------------------------------------|
| $T_s$             | Throttle motor<br>Time constant | s                    | 0.6                                      | 0.6                                      |
| $B_{11}$          | Not applicable                  | -                    | 0                                        | 0                                        |
| $B_{22}$          | Input gain                      | -                    | 1.44                                     | 1.44                                     |
| $A_{11}$          | Load                            | Nm                   | 0                                        | 0 or 2.25                                |
| $A_{12}$          | 1.0                             | -                    | 1.0                                      | 1.0                                      |
| $A_{21}$          | $\omega_n^2$                    | (rad/s) <sup>2</sup> | 1.44                                     | 1.44                                     |
| $A_{22}$          | $2\zeta\omega_n$                | -                    | 2.4                                      | 2.4                                      |
| $\delta_c$        | Desired throttle opening        | rad                  | State<br>variable                        | State<br>variable                        |
| $\delta$          | Throttle opening                | rad                  |                                          |                                          |
| $\dot{\omega}$    | Engine angular velocity         | rad/s                |                                          |                                          |
| $\ddot{\omega}$   | Engine angular<br>acceleration  | rad/s <sup>2</sup>   |                                          |                                          |

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}(t) \\ \ddot{\omega}(t) \\ \dot{\delta}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_{11} & A_{12} & \frac{1}{T_s}B_{11} \\ -A_{21} & -A_{22} & \frac{1}{T_s}B_{22} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega(t) \\ \dot{\omega}(t) \\ \delta(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \delta_c(t) \quad \text{-----} \quad (6.7)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega(t) \\ \dot{\omega}(t) \\ \delta \end{bmatrix} \quad \text{-----} \quad (6.8)$$

### 6.5.2. MM\_OBSV 制御則の入力外乱モデルの改善

6.2.2 項の MM\_OBSV 制御則に対し，入力外乱モデルを改善した MM\_OBSV 制御則の構造を図 6.15，および表 6.8 に，入力外乱  $Q_u$  を状態量に追加した，拡大系状態方程式，および出力方程式を式 (6.9)，および式 (6.10) に示す．

MM\_OBSV 制御則の構成要素であるモデルマッチング(MM)制御器，および最適オブザーバのうち，入力外乱モデルを改善した最適オブザーバについて以下に説明する．

最適オブザーバは以下のように，状態量，および入力外乱を推定する機能を有する．

- (1)  $q$ (白色雑音)を積分した信号（ランダムウォーク）<sup>(12)</sup>を入力外乱  $Q_u$  とする．
- (2) 入力外乱  $Q_u$  は，エンジン発電機の負荷に対して不確定に印加されるシステム雑音<sup>(13)</sup>であり，本研究においては，実機の入力外乱に相当する．
- (3) 入力外乱  $Q_u$  を状態量として，本来の状態量  $x = [\omega, \dot{\omega}, \delta]$  に追加し，拡大系状態量  $x_e = [x, Q_u]$  を形成する．
- (4) 入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  を最適オブザーバで推定する．
- (5) この入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  は，制御対象（エンジン）の制御量  $y_h$  と最適オブザーバによる制御対象モデルの推定制御量  $\hat{y}$  の差，すなわち，推定誤差（イノベーションという）の 2 乗平均値が最小（最適）になるように最適オブザーバが入力外乱を相殺，または抑制する．

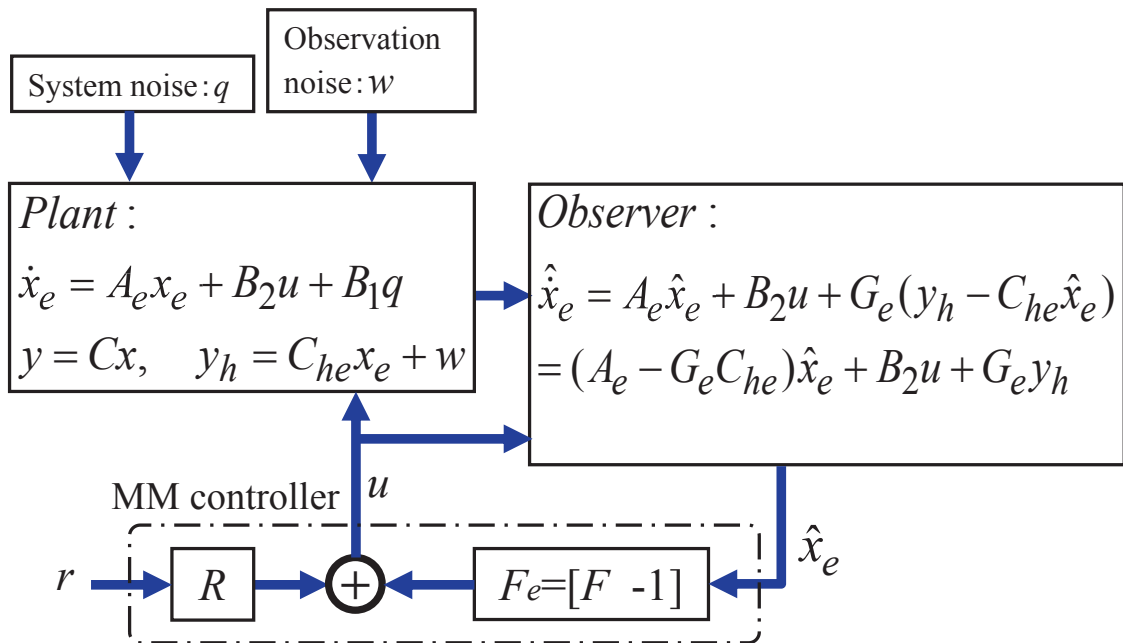


Fig. 6.15 Algorithm of control block of the MM\_OBSV

**Table 6.8** Nomenclature in Fig.2

|                 |                   |                              |                             |
|-----------------|-------------------|------------------------------|-----------------------------|
| $r$             | Reference command | $y_h$                        | Observation data            |
| $u$             | Control input     | $x$                          | State variables             |
| $w$             | Observation noise | $\hat{x}$                    | Estimation state variables  |
| $q$             | White noise       | $\hat{Q}_u$                  | Estimated input disturbance |
| $Q_u$           | Input disturbance | $F$                          | MM state feedback gain      |
| $y$             | Controlled output | $R$                          | MM feedforward gain         |
| $A_e, B_e, C_e$ |                   | Extended matrix of $A, B, C$ |                             |

$$\begin{matrix} \hat{\hat{x}}_e(t) & A_e & \hat{\hat{x}}_e(t) & B_2 \end{matrix}$$

$$\begin{bmatrix} \hat{\hat{\omega}}(t) \\ \hat{\hat{\omega}}(t) \\ \hat{\hat{\delta}}(t) \\ \vdots \\ \hat{\hat{Q}}_u(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_{11} & A_{12} & \frac{1}{T_s} B_{11} & 0 \\ -A_{21} & -A_{22} & \frac{1}{T_s} B_{22} & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\omega}(t) \\ \hat{\omega}(t) \\ \hat{\delta}(t) \\ \hat{Q}_u(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} u(t) + G_e(y_h(t) - C_{he}\hat{\hat{x}}_e(t)) \text{ ----- (6.9)}$$

$$\begin{matrix} C_{he} & x_e(t) \end{matrix}$$

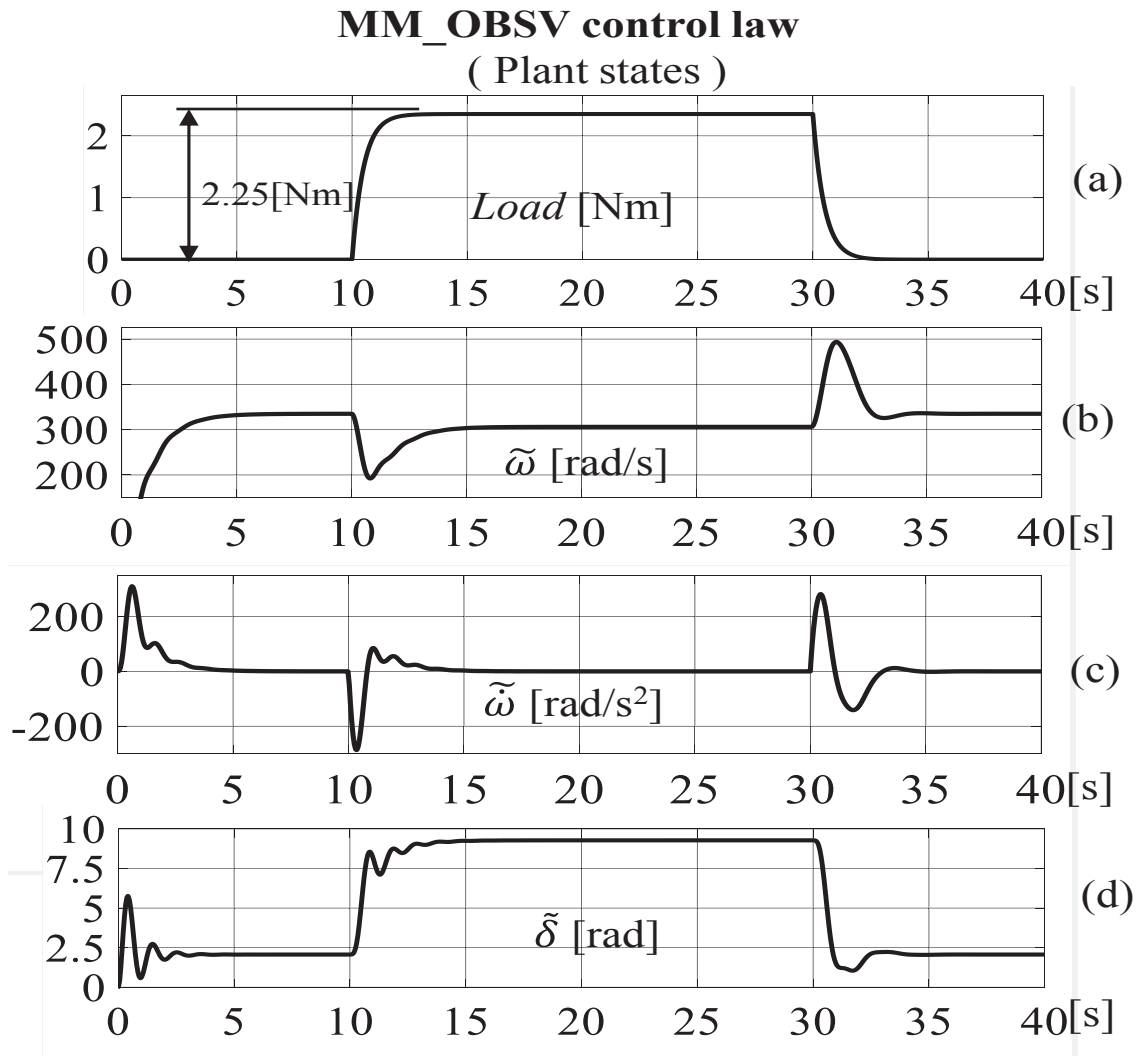
$$y_h(t) = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \begin{bmatrix} \omega(t) \\ \dot{\omega}(t) \\ \delta(t) \\ Q_u(t) \end{bmatrix} + w(t) \text{ ----- (6.10)}$$

where,  $w(t)$  : Observation noise

### 6.5.3. 負荷変動のシミュレーション結果（入力外乱モデルの改善後）

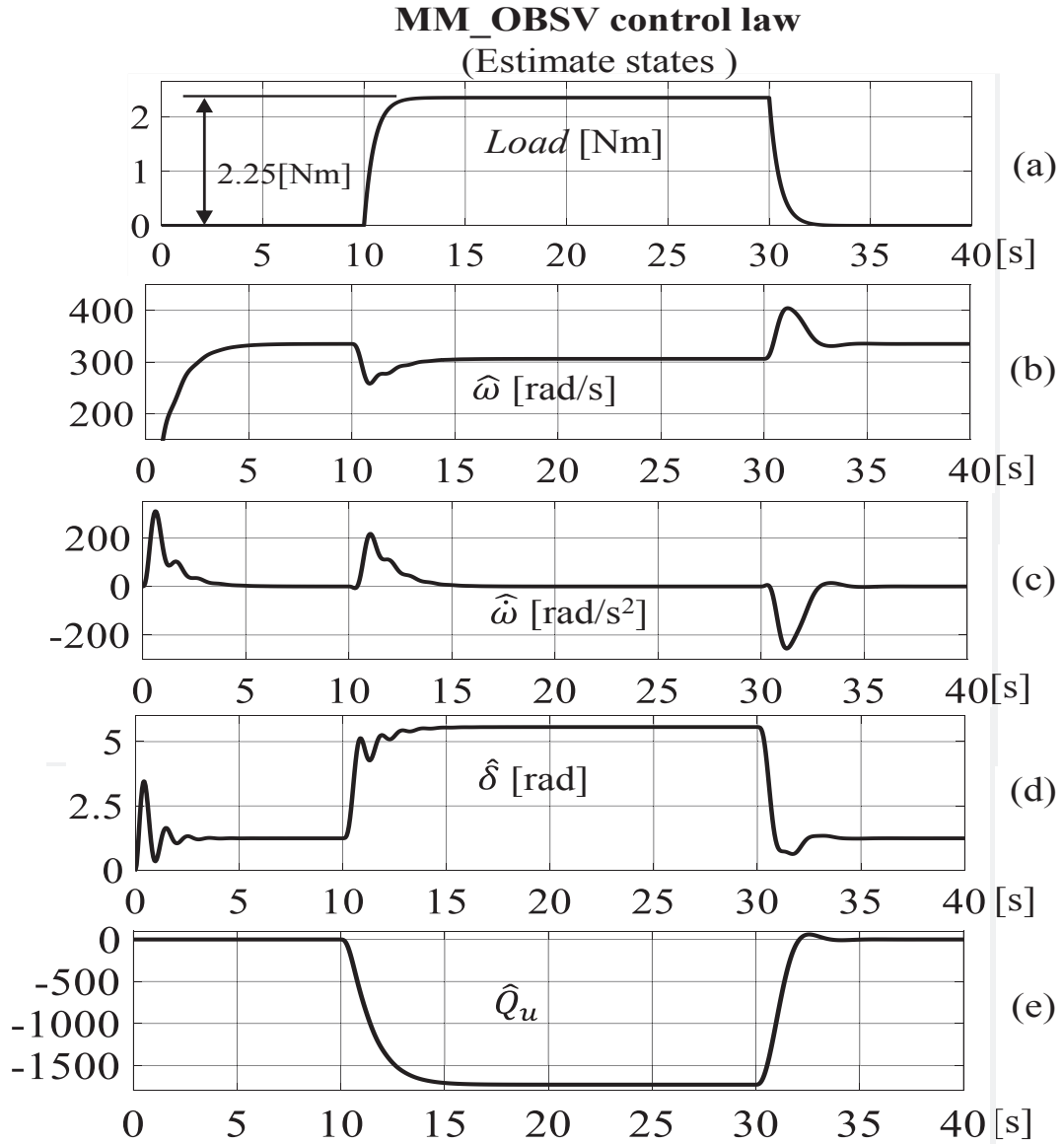
入力外乱モデルを改善した MM\_OBSV 制御則により，6.3.1 項と同じ条件で負荷変動のシミュレーションを行った．入力外乱モデル改善後の制御対象モデルデータの応答を図 6.16 に，MM\_OBSV 制御則のオブザーバの推定データの応答を図 6.17 に示す．

入力外乱として  $0\text{W} \rightarrow 800\text{W} \rightarrow 0\text{W}$  (3400rpm 時， $0\text{Nm} \rightarrow 2.25\text{Nm} \rightarrow 0\text{Nm}$  相当)の負荷変動を印加した．入力外乱モデル改善前の図 6.6，および入力外乱モデル改善後の図 6.17 の最適オブザーバによるエンジン角速度推定値 $\hat{\omega}$ は，エンジン角速度 $\omega$ の状態量を共によく推定しているが，入力外乱モデル改善前の図 6.6 のスロットル開度推定値 $\hat{\delta}$ は，負荷印加時の開度が，図 6.5 のスロットル開度 $\delta$ の状態量に対し不足している（6.3.1 項参照）．しかし，入力外乱モデル改善後の図 6.17 のスロットル開度推定値 $\hat{\delta}$ は，図 6.16 のスロットル開度 $\delta$ の状態量をよく推定しており，推定値は改善されている．入力外乱モデル改善後の制御則では，各推定値による状態フィードバック，および入力外乱推定値 $\hat{Q}_u$ の抑制効果により，図 6.16 の制御対象のエンジン角速度 $\omega$ が，目標エンジン角速度 356 rad/s (目標回転数 3,400 rpm) に制御されていることが判る．



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the estimated engine angular velocity, (c) is the estimated engine angular acceleration, (d) is the estimated throttle opening and (e) is the estimated input disturbance.

**Fig. 6.16** Estimate states by the load fluctuation  
(Improved Model)



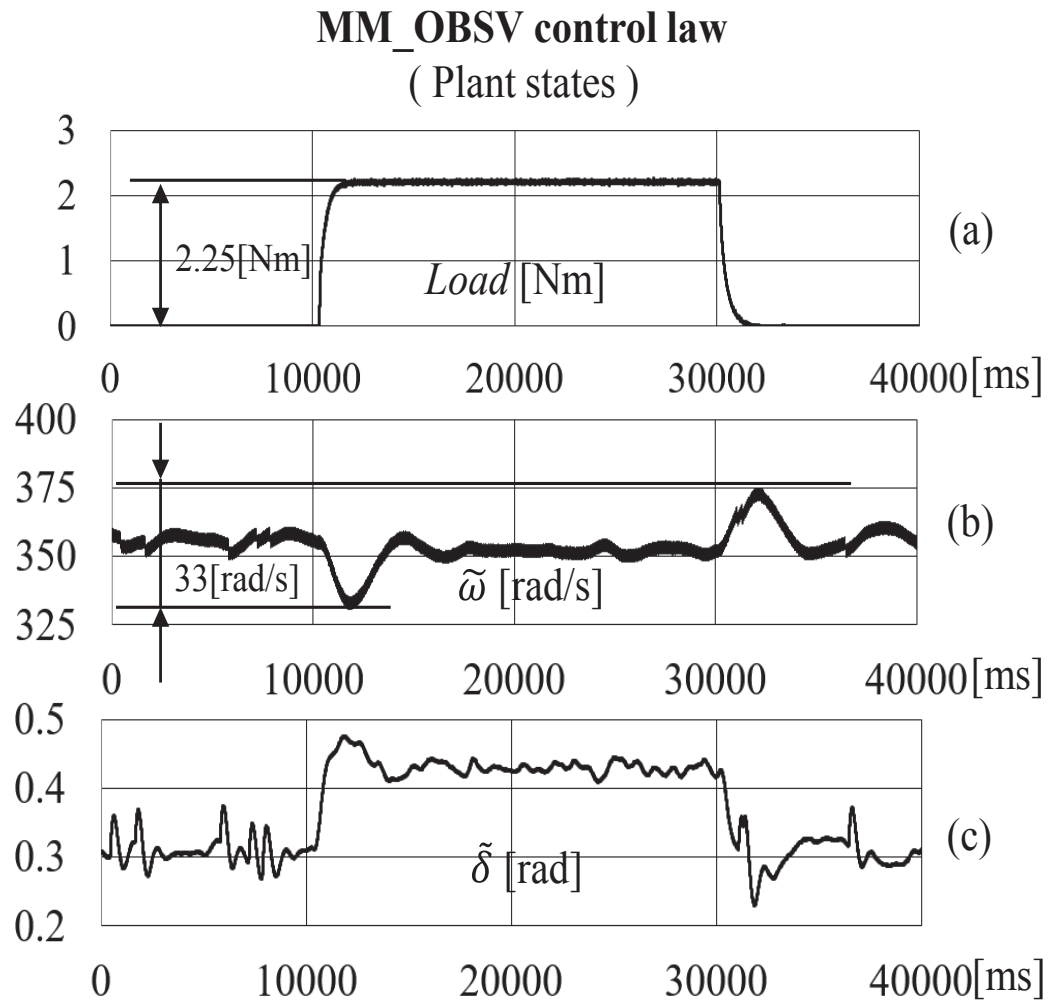
(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the estimated engine angular velocity, (c) is the estimated engine angular acceleration, (d) is the estimated throttle opening and (e) is the estimated input disturbance.

**Fig. 6.17** Estimate states by the load fluctuation  
(Improved Model)

#### 6.5.4. 負荷変動に対するロバスト性の実証実験結果（入力外乱モデルの改善後）

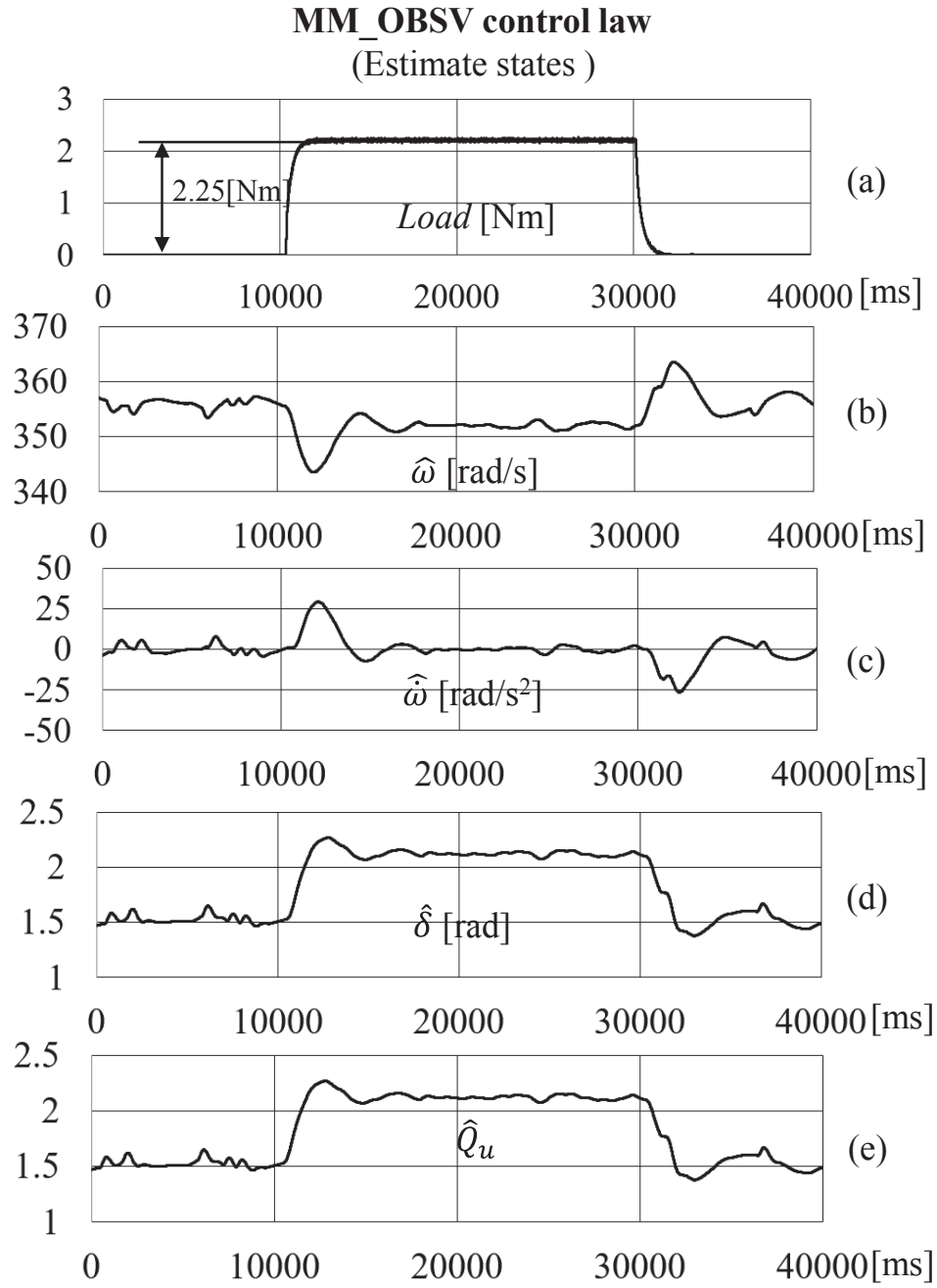
入力外乱モデルを改善した MM\_OBSV 制御則により，6.4.1 項と同じ条件で負荷変動に対するロバスト性の実証実験を行った．入力外乱モデル改善後の制御対象の応答を図 6.18 に，MM\_OBSV 制御則のオブザーバの推定データの応答を図 6.19 に示す．

入力外乱として  $0\text{W} \rightarrow 800\text{W} \rightarrow 0\text{W}$  (3400rpm 時， $0\text{Nm} \rightarrow 2.25\text{Nm} \rightarrow 0\text{Nm}$  相当)の負荷変動を印加した．入力外乱モデル改善前の図 6.10 の負荷印加・除去時のエンジン角速度 $\omega$ の変動幅が  $50\text{rad/s}$  に対し，入力外乱モデル改善後の図 6.18 のエンジン角速度 $\omega$ の変動幅は  $33\text{rad/s}$  に抑えられている．また，入力外乱モデル改善前の図 6.11 のスロットル開度推定値 $\hat{\delta}$ は，負荷印加時の開度増加量が，図 6.10 のスロットル開度 $\tilde{\delta}$ の状態量に対し不足している．しかし，入力外乱モデル改善後の図 6.19 のスロットル開度推定値 $\hat{\delta}$ は，図 6.18 のスロットル開度 $\tilde{\delta}$ の状態量をよく推定している．これらのことから，入力外乱モデル改善後の制御則は，改善前の制御則に比べ，ロバスト性が向上したことが判る．



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the engine angular velocity and (c) is the throttle opening.

**Fig. 6.18** States varying by the load fluctuation  
(Improved Model)



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the estimated engine angular velocity, (c) is the estimated engine angular acceleration, (d) is the estimated throttle opening and (e) is the estimated input disturbance.

**Fig. 6.19** Estimate states by the load fluctuation  
(Improved Model)

## 6.6. まとめ

小型ガスエンジン発電機の制御則の開発に用いたエンジンモデル（線形二次遅れモデル）の妥当性と、目標に対する希望応答を実現しながら、本来の状態量の推定とともに、入力外乱に対するロバスト性を兼ね備えた MM\_OBSV 制御則の有効性と、同制御則を組み込んだ電子ガバナの実用性を示すことができた。

以下に成果をまとめる。

- (1) オブザーバモデルに用いたエンジンモデル（線形二次遅れモデル）により、シミュレーションで用いたシステムパラメータと同じ条件で、実証実験を行い、シミュレーションと同様の制御性能を得ることができた。このことから、オブザーバに用いたエンジンモデルは模擬レベルとして妥当であることを示した。
- (2) MM\_OBSV 制御則は、負荷変動時の回転数  $\omega$  の変動が、PID 制御則に比べ小さく、負荷変動に対してロバスト性を有することが確認できた。
- (3) シミュレーション、および実証実験により、MM\_OBSV 制御則は、オブザーバのモデリング誤差が存在しても、回転数  $\omega$  の変動はノミナルモデルとほとんど変わっていない。このことから、MM\_OBSV 制御則は、オブザーバのモデリング誤差に対するロバスト性を有することが確認できた。
- (4) 入力外乱モデル改善後のスロットル開度推定値  $\hat{\delta}$  は、スロットル開度  $\tilde{\delta}$  の状態量をよく推定しており、負荷印加・除去時のエンジン角速度  $\omega$  の変動幅が改善前に比べ抑えられた。入力外乱モデル改善後の制御則は、改善前の制御則に比べ、ロバスト性が向上したことが判る。

## 6.7. 今後の課題

今後の研究において、MM\_OBSV 制御則を組み込んだ制御器を以下のように性能向上を図っていく方針である。

- (1) スロットルバルブとともにチョークバルブを制御対象とし、エンジン回転数、および空燃比を制御量とする、多入出力制御器の研究開発を行う。
- (2) 農村地域で GET システムから生成したバイオメタンを燃料として供給し、小型バイオガス発電機の性能評価を行う。
- (3) MM\_OBSV 制御則を電子ガバナに適用したコージェネシステムを GET システムとともに、実際の運用環境である温室園芸農家等で運用し、フィールドにおける実用性を検証していく方針である。

## 参考文献

- (1) Koichi Okamura, Yuya Tanaka, Kenji Takahata, and Jianming Yang, “Experimental Verification of Robust Controller for Electronic Governor of Small Gas Engine Generator,” *Int. J. Automation Technol.*, Vol.12, No.1, 2018, pp.123-131.
- (2) 鷺野翔一, 西山亮治, 新居宏壬, “エンジン制御の現状と将来動向,”自動車技術会, 自動車技術, Vol.48, No.10, 1994, pp.20-26.
- (3) 栗原伸夫他, “エンジン制御の高度化技術,”自動車技術会シンポジウムテキスト, No.9802, 1998, pp.25-31.
- (4) 岩野浩, 大羽拓, “エンジン制御の動向,”自動車技術会, 自動車技術, Vol.57, No.2, 2003, pp.12-17.
- (5) 佐藤真也他, “トルクベースエンジン制御におけるトルク制御精度の向上,”自動車技術会論文集, Vol.38, No.1, 2007, pp.115-120.
- (6) 田村守淑, 梶本典孝, “天然ガス HCCI エンジン制御の研究,”自動車技術会学術講演会前刷集, No.92-09, 2009, pp.13-18.
- (7) 原島文雄, 鷺野翔一, “エンジン制御を中心とした自動車における制御技術,”計測自動制御学会, 計測と制御, Vol.25, No.11, 1986, pp.61-69.
- (8) Crossley, P. R., and J. A. Cook., "A nonlinear engine model for drivetrain system development," *Control 1991, International Conference on IET*, pp.921-925, 1991.
- (9) <https://www.mathworks.com/help/simulink/examples/modeling-engine-timing-using-triggered-subsystems.html/> [accessed Jun. 1, 2017]
- (10) 岡村浩一, 高畑健二, 楊剣鳴, “小型バイオガスエンジン用電子ガバナ制御則設計手法の実践,”日本設計工学会, Vol.52, No.12, 2017, pp.753-766.
- (11) 秦剛, 泉達司, 川口淳一郎, “航空・宇宙における制御,”コロナ社, 1999, pp.37-42.
- (12) Mohinder S. Grewal, Lawrence R. Weill, and Angus P. Andrews, “Global Positioning Systems, Inertial Navigation, and integration,” A John Willey & Sons, Inc. Publication, 2001, pp.204-206.
- (13) 樋口智明, 高畑健二, 岡村浩一, 野村融紀, 高浜盛男, “GPS-IMU 融合によるビークル走行軌跡計測装置の開発,”自動車技術会論文集, Vol.37, No.6, 2006, pp.21-26.

## 第7章 GET システム生産燃料による小型ガスエンジン発電機， およびコージェネシステムの運転性能検証

### 7.1. 本章の目的

GET システム<sup>(1)</sup>の水田圃場でのバイオメタンガス生産・回収システム構造について概説し，名城大学春日井農場等で生産・回収したバイオメタンガスを燃料に用いて，MM\_OBSV 制御則を電子ガバナに組込んだ小型ガスエンジン発電機，およびコージェネシステムのフィールドでの運用における運転性能を検証した．

本論文の研究成果を実証するために行った MM\_OBSV 制御則を組込んだ電子ガバナの運転性能検証項目を以下に示す．

- (1) 濃度 60%程度の実バイオメタンガスを燃料として，小型バイオメタンガスエンジン発電機，およびコージェネシステムの運転が可能であること．
- (2) 実バイオメタンガスを燃料とした小型バイオメタンガスエンジン発電機，およびコージェネシステムの発電能力の検証．
- (3) GET システムで生産するメタンガスを，小型ガスエンジン発電機，およびコージェネシステムの燃料とする下記の利点の検証．
  - (a) メタンガスは，その分子構造 ( $\text{CH}_4$ ) から，単位発熱量あたりの  $\text{CO}_2$  排出量が，他の石油系燃料に比べ少なく，スス等の粒子状物質をほとんど排出しないクリーンな燃料である．
  - (b) オクタン価が高く，ノッキングを起こし難い．

### 7.2. GET システム

日本における農村地域では，毎年大量に発生する稲わらなどの植物性廃棄物の処理，および利用が大きな課題となっている．稲わらのわが国の年間排出量は約 900 万トンであり<sup>(2)</sup>，その廃棄処理において，焼却処理では二酸化炭素が発生し，埋め立て処理では好氣的分解による二酸化炭素と，嫌氣的分解によるメタンガスが発生する．メタンガスは，地球温暖化の主な原因とされている最も重要な温室効果ガスの一つであり，温室効果の影響度を示す地球温暖化係数（GWP : Global Warming Potential）は，二酸化炭素の 25 倍であると報告されている<sup>(3)</sup>．

水稻収穫後に発生する稲わらは、我が国において安定的に供給されるバイオマス資源であるが、その約 75%が未利用のまま水田に鋤き込まれて、水稻収穫後の水田土壌の環境を適切に保つ有機物としての役割を果たしている。一方、水田に鋤き込まれた稲わらは、水田におけるメタンガスの発生源になっている。そのため、水田における稲わら由来のメタン排出量を抑制する技術開発が様々な研究機関で取り組まれているが、解決しなければならない課題も残っている<sup>(4)(5)</sup>。

このような背景に対して、発想を転換し、休耕田や耕作放棄地、休閑期水田に地域から回収・裁断した稲わらを大量に投入し、湛水することにより土壌中でメタン発酵を高効率に進行させ、発生したメタンを簡便な方法で回収するシステムを構築することができれば、農村地域に存在する安定的なバイオマス資源である稲わらを活用した地産地消の再生可能エネルギー生産が、インフラレスで達成されることとなり、さらに水稻栽培期間中におけるメタン放出量を削減することができるという考えから、名城大学農学部で GET システムの研究・開発が行なわれてきた。

### 7.2.1. メタン生成田

GET システム<sup>(1)</sup>は、メタンを含むバイオガス(G)由来のエネルギー(E)を田んぼ(T)から得る(GET)する技術であり、特別な付属設備を必要としない持続可能な資源循環型のバイオメタンガス生成田である。GET システムのバイオメタンガス生成田の断面構造を図 7.1 に示す。バイオメタンガス生成田は、田んぼに畝を作り、そこへ裁断した稲わらをすき込み、畝を遮水シートで被い、湛水した土壌中でメタン発酵を高効率に進行させ、発生したメタンを簡便な方法で回収する極めて単純な構造である（図 7.2）。

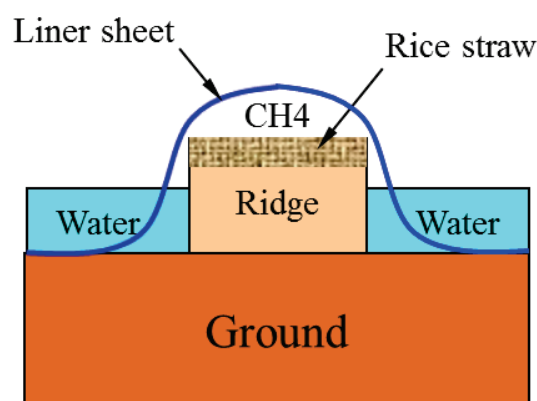


Fig. 7.1 Cross section of bio-methane production field.

Gas storage bags and liner sheets are connected by tubes.

Gas storage bags

Liner sheets



Ridges plowing rice straw

**Fig. 7.2** Bio-methane production field of GET system.

### 7.2.2. GET システムによるエネルギー循環システム

名城大学農学部、および理工学部では、水田、休耕田、または耕作放棄地を天然の発酵タンクと位置づけ、GET システムで生産したバイオメタンガスを、そのまま、ガスエンジン発電機の燃料として用い、電気エネルギーと熱エネルギーに変換して、施設園芸における温室の空調（エアコンによる冷房、およびエンジン排熱による暖房）に利用する地産地消型のエネルギー循環システムの研究が進められている。GET システムによるエネルギー循環システムを図 7.3 に示す。

GET システムによるエネルギー循環サイクルは下記の(1)～(6)を繰り返し、バイオマス資源である稲わらを活用した地産地消の再生可能エネルギー生産サイクルを実現するものである。

- (1) 水田で稲作を行ない，米を収穫する．
- (2) 収穫後の稲わらを水田，休耕田または耕作放棄地にすき込み，バイオメタンガスを生産・回収する．
- (3) 生産・回収されたバイオメタンガスを精製等の後処理をせずに，そのまま燃料としてガスエンジン発電機，またはコージェネシステムに供給する．
- (4) ガスエンジン発電機，またはコージェネシステムの運転により，電気，排熱，および  $\text{CO}_2$ （エンジン排気ガス）を，施設園芸における温室の冷房，暖房，および  $\text{CO}_2$  施肥による作物の育成促進に利用する．
- (5) ガスエンジン発電機，またはコージェネシステムの排熱により沸かしたお湯の一部は，寒冷時期のバイオメタンガス生成田の水温を上昇させるために利用し，メタン醗酵を促進させる．
- (6) メタン醗酵が終わった土は，有機肥料として稲作水田へ還元する．

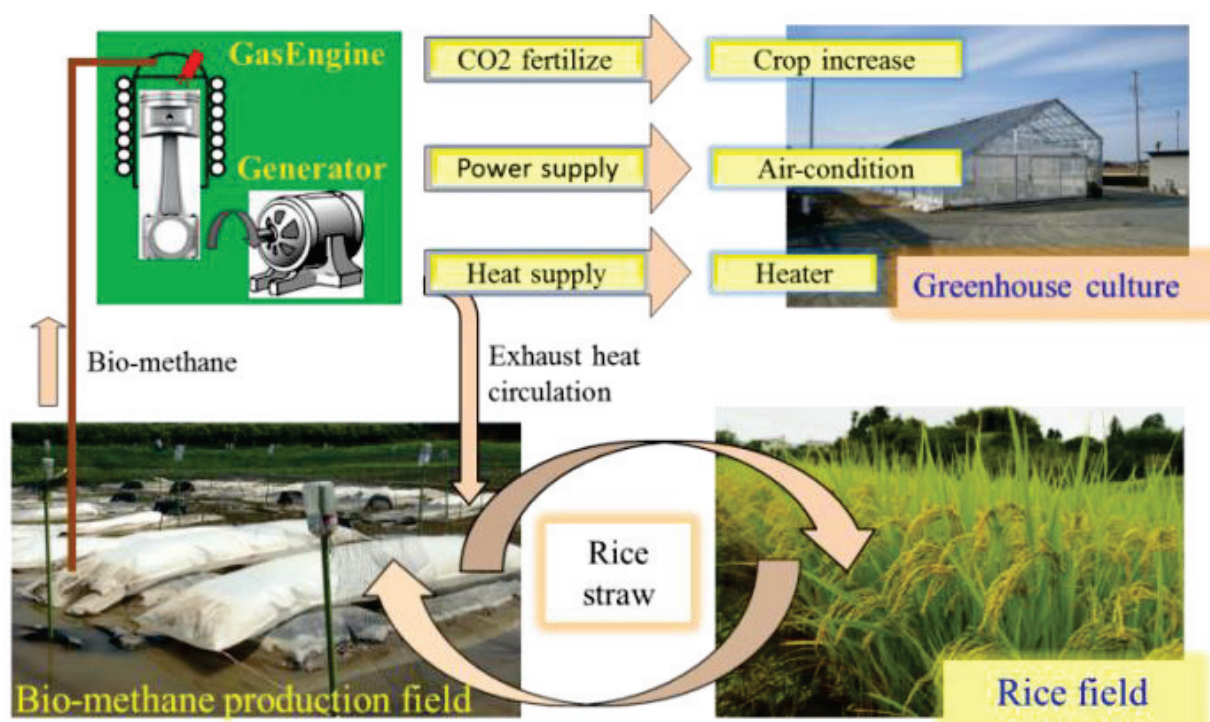


Fig. 7.3 Energy circulation by GET system.

### 7.3. バイオメタンガスの組成

名城大学農学部では、春日井農場の夏期の休耕田において、試験期間の3ヶ月間で、投入した稲わらに含まれる炭素のうち約24%をメタンへ変換し、投入した稲わら1kgあたり約300Lのバイオメタン（メタン濃度：平均60%）を回収することに成功したことが報告されている。

また、冬期の休閑期水田においても同様のメタン生成試験を実施し、夏期よりは効率は劣るものの地温が5℃を下回るような環境においてもメタン濃度が最大70%のバイオメタンを回収することができており、そのときの稲わら由来炭素のメタン変換・回収効率は約12%であったことが報告されている。

知の拠点あいち（愛知県豊田市八草町秋合1267番1）での実証実験におけるGETシステムで生産したバイオメタンガスの組成を一例として表7.1に示す。約60%がメタン、残りが、ほぼ二酸化炭素と少量の窒素と酸素である。

**Table 7.1** Composition of bio-methane gas produced by GET system.

( Measured in 6/11/2017 )

| Component      | Concentration (%) |
|----------------|-------------------|
| Methane        | 60.6              |
| Hydrogen       | 0                 |
| Oxygen         | 1.7               |
| Carbon dioxide | 33.4              |
| Nitrogen       | 4.3               |

メタンガスの燃焼による発熱量は13,300kcal/kgで炭化水素中では最大であり、石炭の5,000～7,000kcal/kgや石油の9,250kcal/kgよりも大きいため<sup>(6)</sup>、石油や石炭を用いた発電方式よりも、メタンを主成分とするガスを用いた発電方式の方が高効率であると推測される。また、メタン（分子式：CH<sub>4</sub>）は、H/C比が小さいので発熱量当たりのCO<sub>2</sub>排出量が少なく、耐ノック性は芳香族を除いた炭化水素燃料の中で最も高い。メタンガスはこのような優れた耐ノック性を有し、高圧縮比化や高過給化が可能であるため、火花点火燃焼に適した燃料であると言える<sup>(7)(8)</sup>。

## 7.4. 実験構成と実験条件

### 7.4.1. 小型ガスエンジン発電機の実験構成と実験条件

#### (1) 実験構成

GET システムで生産・回収したバイオメタンガスを燃料とした小型ガスエンジン発電機の実験構成図を図 7.4 に示す。バイオメタンガス生成田で生産したメタンガスを一旦、水上置換法によりガスホルダに貯め、重錘によりバイオメタンガスを約 2.5kPa に加圧して、小型ガスエンジン発電機に供給した。発電機の負荷は白熱ランプ (AC100V, 100W/個) または電気ヒータとした。

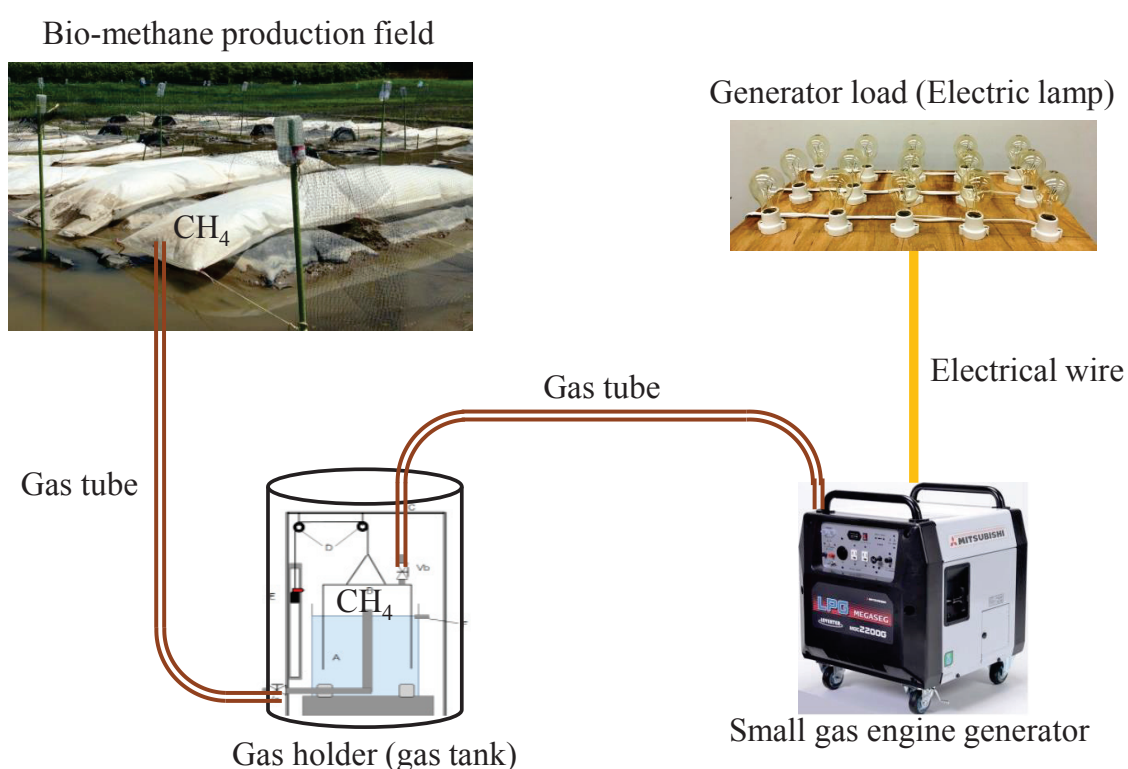


Fig. 7.4 Experimental configuration of small gas engine generator.

#### (2) 実験条件

小型ガスエンジン発電機の実験条件を表 7.2 に示す。

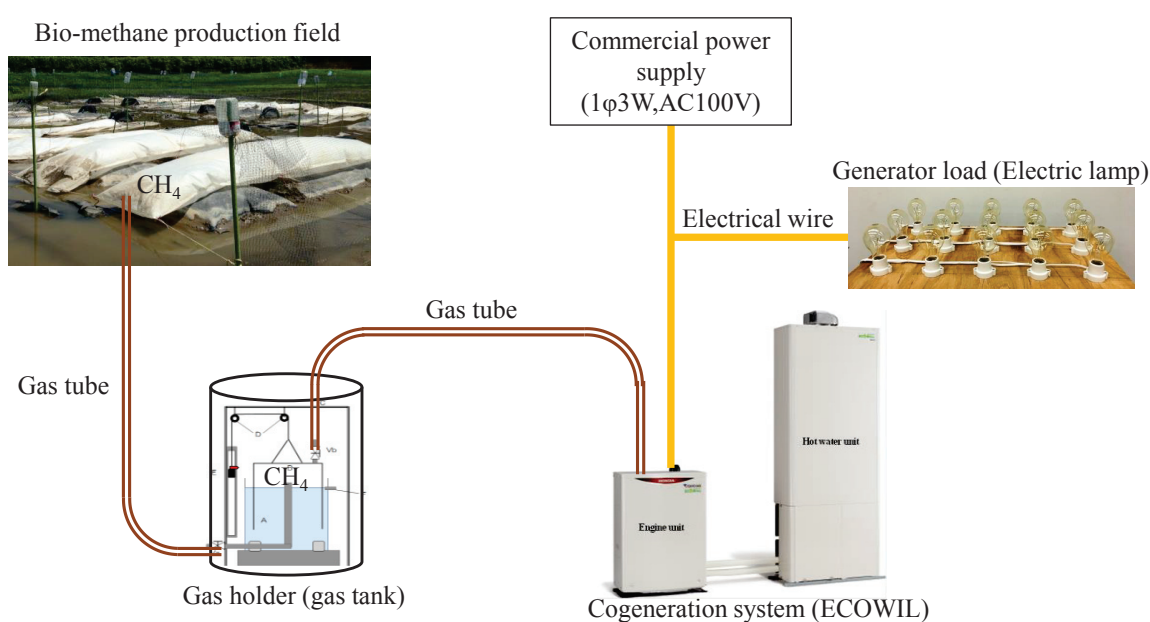
Table 7.2 Experimental condition of small gas engine generator.

|                             |                 |
|-----------------------------|-----------------|
| Supply gas pressure         | 2.5kPa          |
| Main jet diameter           | 3.2φ            |
| Electronic governor control | MM_OBSV control |

## 7.4.2. コージェネシステムの実験構成と実験条件

### (1) 実験構成

GET システムで生産・回収したバイオメタンガスを燃料としたコージェネシステムの実験構成図を図 7.5 に示す。バイオメタンガス生成場で生産したメタンガスを一旦、水上置換法によりガスホルダに貯め、重錘によりバイオメタンガスを約 2.5kPa に加圧して、コージェネシステムのガスエンジン発電機に供給した。コージェネシステムの電源は、商用電源（単相 3 線式 AC100V）を供給し、発電機の負荷は白熱ランプ（AC100V, 100W／個）または電気ヒータとした。



**Fig. 7.5** Experimental configuration of cogeneration system (ECOWIL).

### (2) 実験条件

コージェネシステムのガスエンジン発電機の実験条件を表 7.3 に示す。

**Table 7.3** Experimental condition of cogeneration system (ECOWIL).

|                             |                   |
|-----------------------------|-------------------|
| Supply gas pressure         | 2.5kPa            |
| Main jet control            | Bang bang control |
| Electronic governor control | MM_OBSV control   |

## 7.5. 実用性検証結果

### 7.5.1. 小型ガスエンジン発電機の実用性検証結果

図 7.6, および図 7.7 は, 2.2 節の小型ガスエンジン発電機の電子ガバナに, MM\_OBSV 制御則を組み込み, 表 7.3 の実験条件で負荷変動に対するロバスト性を, エンジン回転数の変動幅により評価した結果である. 燃料として供給したバイオメタンガスの組成は, 表 7.4 に示すように, メタン濃度 55.2%であり, 想定しているメタン濃度よりも 5%程度薄い濃度である.

**Table 7.3** Experimental condition of small gas engine generator (MEGASEG).

|                               |                 |
|-------------------------------|-----------------|
| Fuel                          | Bio-methane gas |
| Desired engine rotation speed | 3,200 rpm       |
| Electronic governor control   | MM_OBSV control |

**Table 7.4** Composition of bio-methane gas for engine fuel  
produced in Knowledge Hub Aichi.

( Measured in 27/10/2017 )

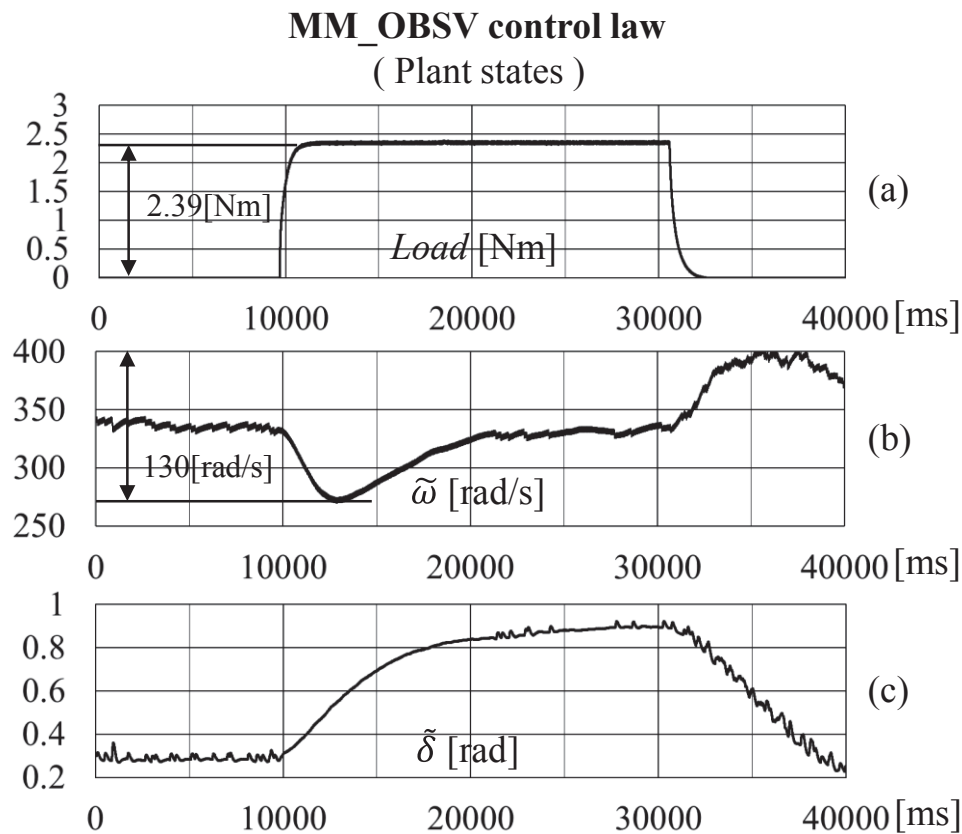
| Component      | Concentration (%) |
|----------------|-------------------|
| Methane        | 55.2              |
| Hydrogen       | 0                 |
| Oxygen         | 2.3               |
| Carbon dioxide | 35.4              |
| Nitrogen       | 7.1               |

負荷変動を印加したときの, 制御対象データの応答を図 7.6 に, オブザーバの推定データの応答波形を, 図 7.7 に示す. 入力外乱として  $0 \rightarrow 800\text{W} \rightarrow 0$  (3,200 rpm 時,  $0 \rightarrow 2.39\text{Nm} \rightarrow 0$  相当)の負荷変動を印加した. 図 7.7 のエンジン角速度推定値  $\hat{\omega}$  (図 7.7 (b)), エンジン角加速度推定値  $\hat{\omega}$  (図 7.7 (c)), スロットル開度推定値  $\hat{\delta}$  (図 7.7 (d))の各推定値による状態フィードバック, および入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 7.7 (e))の抑制効果により, 図 7.6 のエンジ

ン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 7.6 (b))が, 目標エンジン角速度 335 rad/s (目標回転数 3,200 rpm) に収束していることが判る.

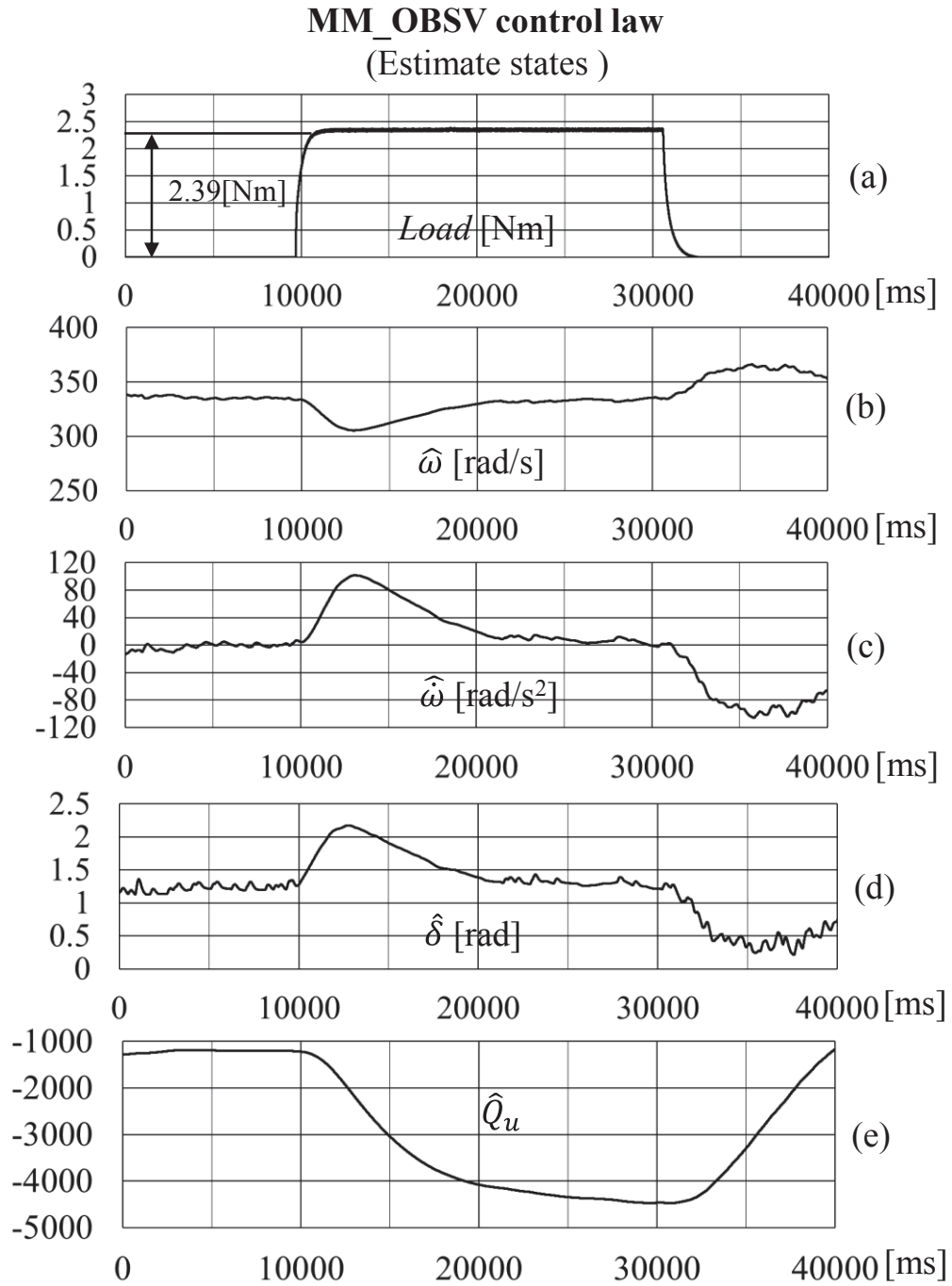
エンジン回転数  $\tilde{\omega}$  の変動は, 約 130 rad/s (1,240 rpm)と, 負荷変動時の過渡的な変動は大きいものの, 目標エンジン角速度 335 rad/s (目標回転数 3,200 rpm) に収束しており, 負荷変動に対し, ロバスト性を有することが判る. 図 7.7 の入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 7.7 (e)) は, エンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 7.6 (b))が目標エンジン角速度に追従するように入力外乱を抑制する方向に機能していることが判る.

しかしながら, スロットル開度  $\tilde{\delta}$  (図 7.4 (c))は, 定格開度付近で制御しており, 燃料流量には余裕がないことが判る.



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the engine rotation speed and (c) is the throttle opening.

**Fig. 7.6** States varying by the load fluctuation.



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the estimated engine rotation speed, (c) is the estimated engine rotation acceleration, (d) is the estimated throttle opening and (e) is the estimated input disturbance.

**Fig. 7.7** Estimate states by the load fluctuation.

### 7.5.2. コージェネシステムの実用性検証結果

図 7.8, および図 7.9 は, 2.3 節のコージェネシステム用小型ガスエンジンの電子ガバナに, MM\_OBSV 制御則を組み込み, 表 7.5 の実験条件で負荷変動に対するロバスト性を, エンジン回転数の変動幅により評価した結果である. 燃料として供給したバイオメタンガスの組成は, 表 7.6 に示すように, メタン濃度 55.2%であり, 想定しているメタン濃度よりも 5%程度薄い濃度である.

**Table 7.5** Experimental condition of cogeneration system (ECOWIL).

|                               |                 |
|-------------------------------|-----------------|
| Fuel                          | Bio-methane gas |
| Desired engine rotation speed | 1,980 rpm       |
| Electronic governor control   | MM_OBSV control |

**Table 7.6** Composition of bio-methane gas for engine fuel  
produced in Knowledge Hub Aichi.

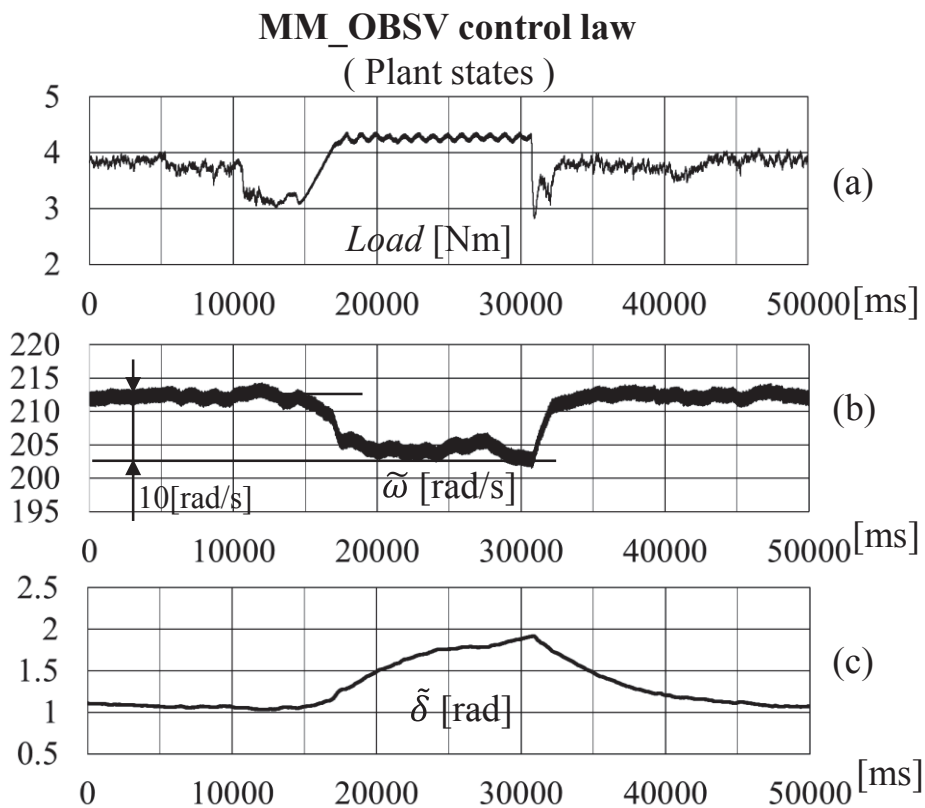
( Measured in 27/10/2017 )

| Component      | Concentration (%) |
|----------------|-------------------|
| Methane        | 55.2              |
| Hydrogen       | 0                 |
| Oxygen         | 2.3               |
| Carbon dioxide | 35.4              |
| Nitrogen       | 7.1               |

負荷変動を印加したときの, 制御対象データの応答を図 7.8 に, オブザーバの推定データの応答波形を, 図 7.9 に示す. 入力外乱として  $700 \rightarrow 900\text{W} \rightarrow 700$  (2,000 rpm 時,  $3.35 \rightarrow 4.31\text{Nm} \rightarrow 3.35$  相当)の負荷変動を印加した. 図 7.9 のエンジン角速度推定値  $\hat{\omega}$  (図 7.9 (b)), エンジン角加速度推定値  $\hat{\dot{\omega}}$  (図 7.9 (c)), スロットル開度推定値  $\hat{\delta}$  (図 7.9 (d))の各推定値による状態フィードバック, および入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 7.9 (e))の抑制効果により, 図 7.8 のエンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 7.8 (b))が, 目標エンジン角速度 209 rad/s (目標回転数 2,000 rpm) に制御されていることが判る.

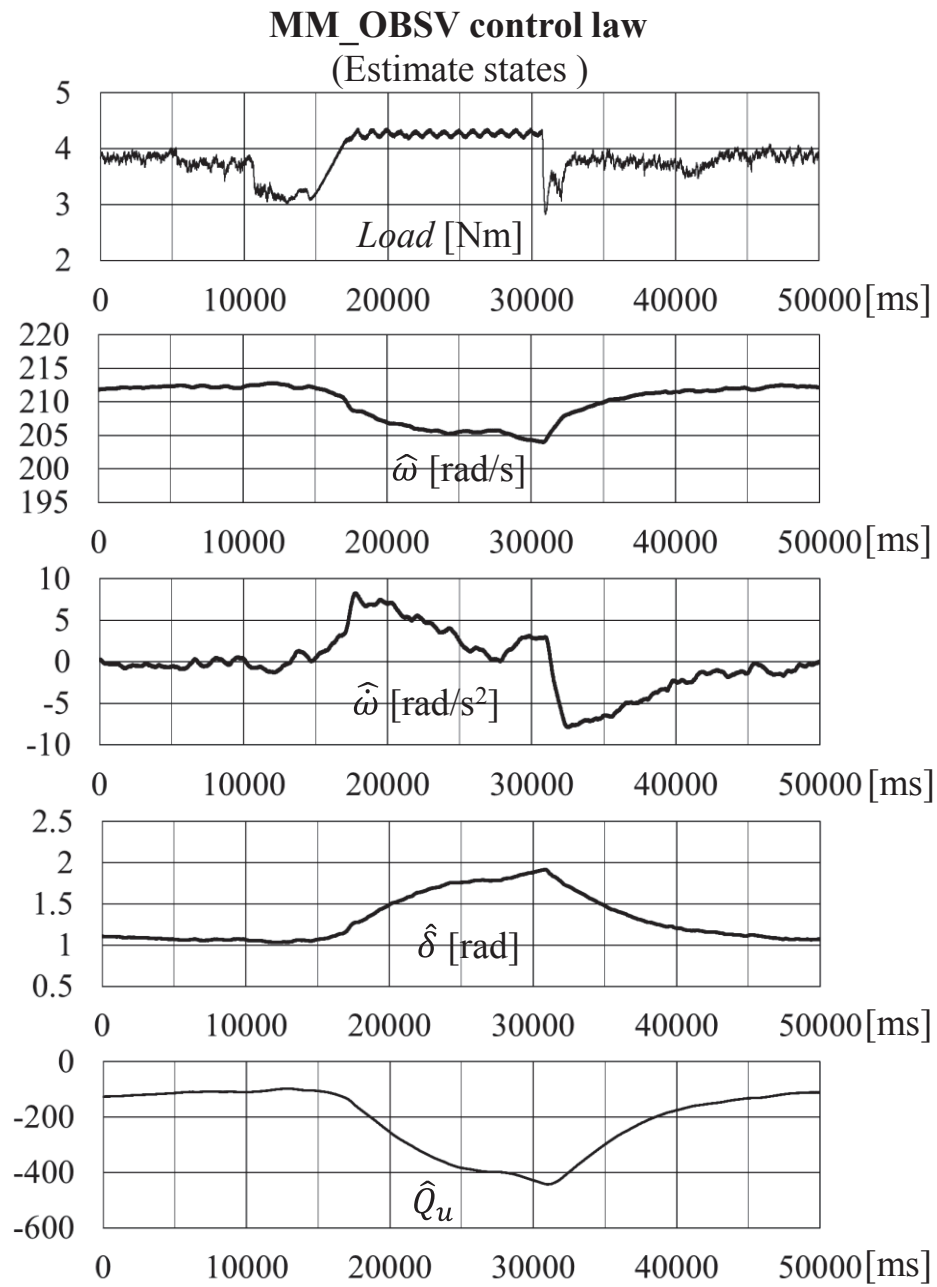
エンジン回転数  $\tilde{\omega}$  の変動は、約 10 rad/s (96 rpm)であり、負荷変動に対し、ロバスト性を有することが判る。図 7.9 の入力外乱推定値  $\hat{Q}_u$  (図 7.9 (e))は、エンジン角速度  $\tilde{\omega}$  (図 7.8 (b))が目標エンジン角速度に追従するように入力外乱を抑制するように機能していることが判る。

しかしながら、スロットル開度  $\tilde{\delta}$  (図 7.8 (c))は、ほぼ定格開度になっており、燃料流量には余裕がないことが判る。



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the engine rotation speed and (c) is the throttle opening.

**Fig. 7.8** States varying by the load fluctuation.



(a) is the input disturbance (load fluctuation), (b) is the estimated engine rotation speed, (c) is the estimated throttle opening and (d) is the estimated input disturbance.

**Fig. 7.9** Estimate states by the load fluctuation.

## 7.6 まとめ

MM\_OBSV 制御則を電子ガバナに組込んだ小型ガスエンジン発電機、およびコージェネシステム用小型ガスエンジン発電機の運転性能を把握する目的で、フィールドでの実証実験を実施した。ガスエンジンの燃料は、GET システムの水田圃場で生産・回収した実バイオメタンガスをそのまま用いた、

本研究の成果として、MM\_OBSV 制御則を組込んだ電子ガバナの運転性能の実証実験結果を以下に示す。

- (1) 今回、ガスエンジンの燃料として供給した実バイオメタンガスのメタン濃度は、想定していたミニマム濃度 60%よりも希薄な約 55%であったが、小型バイオメタンガスエンジン発電機、およびコージェネシステムの運転が可能であった。このことは、ミニマム濃度 60%で制御則を設計したにも関わらず運転可能であり、本制御則のロバスト性を実証するものである。
- (2) 小型バイオメタンガスエンジン発電機では、定格出力の 36%に相当する 800W の電力を発電することができた。また、コージェネシステムでは、定格出力の 82%に相当する 900W の発電、および排熱による給湯が可能であった。  
しかしながら、定格性能を出すことは出来なかったため、更なるロバスト性向上のために、外乱モデルの見直し、および制御対象モデルの見直しが今後の課題である。
- (3) また、GET システムで生産するメタンガスを、小型ガスエンジン発電機、およびコージェネシステムの燃料とする利点についても調査し、以下のことが判った。
  - (a) メタンガスは、その分子構造 ( $\text{CH}_4$ ) から、単位発熱量あたりの  $\text{CO}_2$  排出量が、他の石油系燃料に比べ少なく、スス等の粒子状物質をほとんど排出しないクリーンな燃料であることを確認できた。
  - (b) 実証実験中、ノッキングは一度も発生しておらず、メタンガスはオクタン価が高く、ノッキングを起こし難いことを確認できた。

## 参考文献

- (1) 田村廣人他, “稲わらを資源とした水田での再生可能エネルギー(バイオメタン)の創製-GET システムの構築,”名城大農学報 49, 2013, pp.1-10.
- (2) 佐賀清崇, 芋生憲司, 横山伸也, 藤本真司, 柳田高志, 美濃輪智朗, “バイオエタノール生産に向けた稲わら等の収集運搬作業体系に関する研究”, エネルギー・資源学会, Vol.29, No.6, 2008, pp.8-13.
- (3) 朴鍾杰, 朴壽永, “SCIAMACHY による全球におけるメタン発生地分布抽出”, 日本写真測量学会, 写真測量とリモートセンシング, 2008, Vol.55, No.2, pp.104-116.
- (4) 沢田達郎他, “汚染物の無発生を目指した稲わらの前処理と構成成分の有用資源化,”環境科学会誌, Vol.10, No.4, 1997, pp.313-321.
- (5) 山崎由大, 西澤幸紘, 金子成彦, “多様な燃料組成に対応可能な小型ガスエンジンシステムの開発,”日本機械学会論文集. B 編, Vol.76, No.764, 2010, pp.684-690.
- (6) Sadiq Y.Ragadia, Dr.Rajesh C.Iyer, “A Review Paper on Theoretical & Experimental Investigations of a Biogas Engine Technology,” IJSRD, 2015, pp.2321-0613.
- (7) 石原壮一, “天然ガス・ピストン内燃エンジンの素性”, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.03-07, 2007, pp.13-20.
- (8) 原薫, 米谷宏明, 岡西直樹, 福谷格, “天然ガスエンジンに関する研究”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.924-2, 1992, pp.1-4.

## 第8章 結 論

本研究は、筆者らが実施してきた、モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト制御則を、小型ガスエンジン発電機、およびガスエンジンコージェネレーションユニットの電子ガバナに適用する研究をまとめたものである。

本研究の工学的価値を検証するために、バイオメタンガス活用の代表的な先行研究を調査した結果、バイオガスを発電により有効利用する方法は、バイオマスの収集コストや送電コストを考慮すると、大規模な発電プラントよりも、バイオマスの発生する現位置でバイオガスを生産し、その場で発電した電気、および排熱を利用する、いわゆる地産地消型の小規模な発電システムが適していることが確認できた。

また、ガスエンジン制御の代表的な先行研究を調査した結果、市販のエンジン本体に手を加えず、バイオガスのメタン濃度変動や発電電力の負荷変動といった外乱にリアルタイムに対応できる制御方法はこれまでになく、本研究に新規性があることを確認できた。

本研究の最終目標は、理農融合プロジェクトである持続可能イノベーション社会創成センターにおいて、現在研究が進められている GET システムで生産したバイオメタンガスに最適化された、ガス発電エンジンのロバスト制御則の開発と制御システムを確立し、地産地消型のエネルギー循環活用システムを構築することである。

GET システムのインフラレスという最大の特徴を生かすために、小型ガスエンジン発電機、およびガスエンジンコージェネレーションユニットの運転において、燃料であるバイオメタンガスの濃度変動、および発電機の負荷変動が生じて、小型ガスエンジン発電機、およびガスエンジンコージェネレーションユニットの安定した持続運転が可能な電子ガバナのロバスト制御則を開発・実証した。

### 8.1. ガスエンジン発電機の補機類付加および PID 制御によるバイオメタン燃料化対応

バイオメタンガスの濃度変動にリアルタイムに対応したガスエンジン発電機の開発に先立ち、濃度変動したときのガスエンジン発電機の特性が確認できた。

ここでの、対応可能性実験では、コストダウンの観点から既存小型ガスエンジン本体の構造（圧縮比、バルブタイミグ等）は改修せず、キャブレター等の補機類の付加・改修によって、バイオメタンガスを燃料として、運転できるよう改修後、エンジン各部温度とエ

ンジン負荷状態に関するガスエンジン発電機の特性データを取得し、既存小型ガスエンジンの対応可能性を評価した。

本研究の成果として、バイオメタン対応可能性に対する評価結果について、以下に示す。

- (1) 既存量産ガスエンジンのままでは、濃度変動するバイオメタンガスに対応できないことを確認できた。
- (2) 既存量産ガスエンジンの本体の構造（圧縮比，バルブタイミグ等）を全く改修せず，補機類であるキャブレター，およびサージタンクの付加によってバイオメタンガスへの対応は，限定された条件ではあるが，対応可能であることを確認できた。
- (3) 標準キャブレターの吸気系の二重化（いわゆるツイン・キャブレター化）のみでは，燃料の体積効率の向上は見られず，メタン濃度 60～70%の模擬燃料における負荷運転は不可能であることが確認できた。
- (4) 標準キャブレターの吸気系に，吸気サージタンクを付加するのみでは，燃料体積効率の向上はみられず，メタン濃度 60～70%の模擬燃料における負荷運転は不可能であることが確認できた。
- (5) (3)，(4)の対策として，以下の補機類を複合して付加することにより，供給燃料の体積効率が向上することを確認できた。
  - (a) ツイン・キャブレター，および吸気サージタンクの両方を付加することにより，燃料体積効率の向上を図ることができ，メタン濃度 60～70%の模擬燃料における負荷運転が可能あることが確認できた。
  - (b) 上記(2)の対策とは別に，標準キャブレターのメインジェット径（3φ）を口径拡大化（3.2φ）することで，燃料体積効率の向上を図ることができ，メタン濃度 60～70%の模擬燃料における負荷運転が可能あることが確認できた。
- (6) (2)項のツイン・キャブレター，吸気サージタンクの補機類付加や，メインジェット口径拡大化に対して，既存量産ガスエンジン制御方式のままでは安定した運転ができないため，PID 制御則によるフィードバック制御システムを新たに開発した。
- (7) PID 制御則によるフィードバック制御システムを，小型ガスエンジンの電子ガバナに組込むことにより，メタン濃度 60～70%の模擬燃料において，より安定した運転ができることを，シミュレーション，および実証実験により確認できた。

## 8.2. MM\_OBSV 制御則のロバスト操舵制御への試行

小型ガスエンジン発電機用電子ガバナの制御則にモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによる制御則（以降、MM\_OBSV 制御則）を適用するのに先立ち、この制御則における制御対象の汎用性を確認するため、制御対象として車両の操舵系へ適用を試みた。車両（自動車）の操舵入力に対して車両の希望応答を実現し、入力外乱へのロバスト性を同時に実現できるモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則（以下、ロバスト操舵制御則）を操舵系に組み入れる有効性、および汎用性を以下のよう

に示すことができた。これにより、制御対象を小型ガスエンジンに置き換えた場合にも、MM\_OBSV 制御則の汎用性が確認できた。

- (1) MM 制御では車両応答、および定常ゲインを希望特性に設定できるのみであり、ロバスト性は設定はできないが、MM 制御に最適オブザーバを組み合わせることによって、希望制御特性とロバスト性を同時に実現できることを確認できた。
- (2) オブザーバは状態変数を推定する機構として一般的であるが、ロバスト操舵制御則では、陽に入力外乱を推定状態量に組み入れて、直接的に推定入力外乱を 1 状態量として状態フィードバックすることで操作量から入力外乱分を相殺・抑制できることを確認できた。
- (3) ロバスト操舵制御則の感度関数は低周波で十分低く入力外乱抑制効果があること、相補感度関数は高周波で十分低く観測雑音に対するロバスト性（低感度、低相補感度）があることを確認できた。さらに、ロバスト操舵制御則の安定余有（ゲイン余有、位相余有）も十分あることを確認できた。
- (4) 今後、制御対象として、エンジンシステムのロバスト性（耐外乱性）を議論する場合はエンジンシステムで発生し得る入力外乱を具体的に同定して、これに対する耐外乱性を示す必要があるも判った。
- (5) 制御対象である車両モデルのパラメータが変動しても、制御可能であることから、モデルマッチング、およびロバスト安定性に関する基本特性については、制御対象をエンジンに置き換えた場合の汎用性があることを確認できた。

### 8.3. バイオメタンに対応するガスエンジン発電機用電子ガバナの制御則

自動車操舵系に適用実績を有するロバスト操舵制御則に対する研究実績を踏まえ、ロバスト制御則を開発するために用いたモデルベース開発(MBD, Model Based Development)手法における、最大のメリットであるモデルの標準化が可能であることを確認できた。あわせて、MBD 手法と従来の制御系開発手法であるモデルフリー開発(MFD, Model Free Development)手法とを比較することにより、MBD 手法の優位性を確認できた。

MBD 手法により開発する制御則として、我々の先行研究である自動車操舵系に適用した実績を有する MM\_OBSV 制御則を適用することとした。

本研究の成果として、MBD 手法による制御則開発手法の優位性を示すことができた。以下に MBD 手法による制御則開発手法の優位性を示す。

- (1) 本研究で開発したエンジンモデルは、モデルの標準化を図るために、簡易エンジンモデル（線形二次遅れモデル）とし、システムパラメータの変更のみで、異種の制御対象（他の小型エンジン）に対応でき、開発工程中のエンジンモデル、および制御系構造の統一化が可能であることが確認できた。
- (2) MBD の最大のメリットであるモデルの標準化について、MM\_OBSV 制御則は簡易的、またはモデル化誤差（負荷変動による制御対象（エンジン）のモデル化誤差、および簡易モデルによる制御対象（エンジン）のモデル化誤差）があっても、電子ガバナに MBD 手法で開発した MM\_OBSV 制御則を適用することで十分な制御性を得ることができ、複雑な制御対象モデルが不要となり、標準モデルによる制御則の開発工程の有効性を確認できた。
- (3) 標準モデルを使用することにより、複雑な制御対象モデルが不要となることから、エンジニアは、エンジンの基本的知識のみを有すればよく、開発工数が低減できることを確認できた。
- (4) 従来の制御系開発である MFD 手法は、基本設計から実用まで、主に試行錯誤による設計開発手法が用いられており、開発期間が長くなるばかりでなく、設計品質も不安定であることを確認できた。
- (5) MBD 手法を活用する制御則開発手法は、現代制御理論を用いるため、理論的裏付けが明確であり、設計ツールも図形言語である Simulink®によって、制御ブロックをそのまま設計し、MATLAB®機能である RTW（Real-Time Workshop®）によってコントローラにそのまま実装できる。よって、通常のマイコンボードに搭載する場合に必

要なプログラミングテクニックは不要であり，制御エンジニアは制御問題に注力して，制御則を開発できることを確認できた．

(6) 先行研究の実績から制御対象を小型バイオガスエンジン発電機の電子ガバナに変更した場合の汎用性についてシミュレーション，および実証実験で確認でき，MM\_OBSV 制御則の入力外乱補償機能の有効性を実証できた．

(7) MBD手法の現代制御理論を用いたロバスト制御則の一つであるMM\_OBSV 制御則の実用性は，PID 制御則と同様に，制御則の実装の容易化，および簡便化が可能であることを確認できた．

#### 8.4. ガスエンジン発電機の MM\_OBSV 制御によるバイオメタン燃料化対応

ガスエンジン発電機の制御則の開発に用いたエンジンモデル（線形二次遅れモデル）の妥当性と，MM\_OBSV 制御則の特徴である目標に対する希望応答を実現しながら，最適オブザーバの本来の状態量であるエンジン角速度，エンジン角加速度，スロットル開度の推定とともに，入力外乱に対するロバスト性を兼ね備えた制御則の有効性を実証できた．

MM\_OBSV 制御則の有効性の実証結果を以下に示す．

##### (1) 簡易エンジンモデルの妥当性

シミュレーションで用いたシステムパラメータと同じ条件で，実証実験を行い，シミュレーションと同様の制御性能を実証できたことから，シミュレーションで用いた簡易エンジンモデルとしての線形二次遅れモデルは，シミュレーションモデルとして妥当であることが確認できた．

##### (2) 負荷変動に対するロバスト性

MM\_OBSV 制御則は，負荷変動に対するエンジン回転数の変動が PID 制御則に比べて，小さく，負荷変動に対するロバスト性があることが確認できた．

##### (3) 燃料濃度変動に対するロバスト性

MM\_OBSV 制御則は，100%のメタンガスでチューニングしたシステムパラメータのままで，メタンガス濃度を変化させた場合でも，負荷変動に対するエンジン回転制御性能は変わらず，燃料濃度の変動に対するロバスト性があることが確認できた．

##### (4) エンジンのパラメータ変動に対するロバスト性

MM\_OBSV 制御則は，エンジンモデルのノミナルモデルに対して，エンジンのパラメータを大幅( $\pm 50\%$ )に変動させた場合でも，制御対象のパラメータの変動を入力外乱として，

最適オブザーバが状態フィードバック量を補償するため、エンジンパラメータ変動に対する回転数の変動はほとんどなく、パラメータ変動に対するロバスト性があることが確認できた。

#### 8.5. ガスエンジン発電機の GET システム生産燃料による実用性

GET システムの水田圃場（名城大学春日井農場）で生産・回収したバイオメタンガスを燃料に用いて、MM\_OBSV 制御則を電子ガバナに組込んだ小型ガスエンジン発電機、およびコージェネシステムのフィールドでの運用における実用性を検証できた。

MM\_OBSV 制御則を組込んだ電子ガバナの実用性検証結果を以下に示す。

- (1) 濃度 60%程度の実バイオメタンガスを燃料として、小型バイオメタンガスエンジン発電機、およびコージェネシステムの運転が可能であることが確認できた。
- (2) 小型バイオメタンガスエンジン発電機では、定格出力の 36%に相当する 800W の電力を発電することができ、コージェネシステムでは、定格出力の 90%に相当する 900W の発電、および排熱による給湯が可能であることが確認できた。
- (3) GET システムで生産するメタンガスを、小型ガスエンジン発電機、およびコージェネシステムの燃料とする利点についても先行研究の実績を調査し、以下のことが傍証できた。
  - (a) 実用性の検証からメタンガスは、その分子構造 ( $\text{CH}_4$ ) から、単位発熱量あたりの  $\text{CO}_2$  排出量が、他の石油系燃料に比べ少なく、スス等の粒子状物質をほとんど排出しないクリーンな燃料であるとの先行研究での実績が傍証できた。
  - (b) 実用性の検証からメタンガスは、オクタン価が高く、ノッキングを起こし難いとの先行研究での実績が傍証できた。

#### 8.6. 今後の研究課題

今後の研究において、MM\_OBSV 制御則を組み込んだ制御器の性能向上を図り、実用化を目指す方針である。

この実用化が実現すれば、農村地域に存在する安定的なバイオマス資源である稲わらを活用した地産地消型の、持続可能なエネルギー循環システムが実現できると考える。

- (1) 入力外乱の推定精度の向上等による電子ガバナ制御則のロバスト性を向上させていくことで、バイオメタンガスを燃料とするガスエンジン発電機、およびコージェネシステムを実用化する方針である。
- (2) 本研究のフィールドでの具体的利用例として、MM\_OBSV 制御則を適用した電子ガバナによる小型エンジン発電機、およびコージェネシステムを、GET システムとともに、実際の運用環境である施設園芸農家での検証と評価を計画している。

## 謝 辞

私の学位論文をまとめる動機は、平成 25 年に、副査である福田敏男先生が提唱された理農融合プロジェクトの枠組みに、大道武生先生に紹介していただき、参加させていただいたことに始まります。その後、平成 27 年に、主査である楊剣鳴先生から、バイオメタンガスエンジンの制御則を、留学生の Dong Yijun 君と共同研究する機会をいただき、本格的な研究が始まりました。

この論文をまとめるにあたり、非常勤講師で本学へ出講した際や、休日に本学で研究を行っている際に、楊剣鳴先生からは、熱心に研究方針、および研究目標をご指導していただきました。さらに、楊剣鳴先生はじめ共同研究者の諸先生方には、熱心にご指導、ご鞭撻をいただき、研究成果を学位論文としてまとめることができましたことを、この場をお借りして改めてお礼申し上げます。

研究成果を学位論文にまとめるにあたり、並々ならぬご指導をいただいた主査である楊剣鳴先生、副査である福田敏男先生、小島晋爾先生には心からお礼申し上げます。

また、本学農学部の大場正春先生が立ち上げられた、本学総合研究所の持続可能イノベーション社会創成センターの学外研究分担者として参加させていただき、小型ガスエンジン発電機、およびコージェネレーションシステムの制御研究の機会を得て、研究成果を学位論文としてまとめることができました。本学農学部の大場正春先生、田村廣人先生、平野達也先生、前林正弘先生をはじめ諸先生方のご指導で、専門外のバイオサイエンスについて見識を得ることができ、心からお礼申し上げます。また、本学農場でのフィールド実験の際には、実験に係わる機材等の準備にご協力いただきました林義明先生、片山好春先生に心からお礼申し上げます。

研究室では、研究の場を提供していただいた高畑健二先生に心から感謝致します。また、実験作業、データ整理作業に協力していただいた、高畑研究室卒業生の諸君には心から感謝致します。

最後に、私は会社勤めの身であるために論文執筆作業は、殆ど土日休日の大学または自宅作業になりました。そのために家庭サービスをも顧みない私に不平も言わず、時には挫折しそうになる私を陰ながら支え、論文執筆へ専念できる環境を用意してくれた妻美佐子へこの場を借りて心から感謝します。

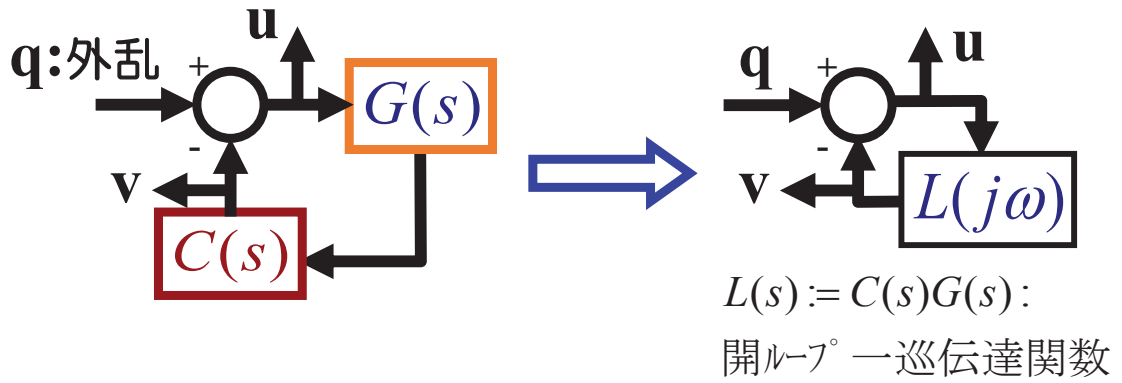
## APPENDIX

### A.1. モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト制御器の設計方法

本研究の電子ガバナーの制御則に使用しているモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト制御器の設計方法の概要を示す.

#### A.1.1. 耐外乱性, ロバスト性の評価(閉ループ)

図 A.1.1 に示すように外乱  $q$  に対して後側の出力  $u$  までの閉ループ伝達関数を感度関数  $S$ , 外乱  $q$  に対して前側の出力  $u$  までの閉ループ伝達関数を相補感度関数  $T$  といい,  $S$ ,  $T$  によって耐外乱性, すなわちロバスト性の評価を行う.



$$q - u \text{間伝達関数} : S(s) = (1 + L(s))^{-1} (\text{感度})$$

$$q - v \text{間伝達関数} : T(s) := L(s)(1 + L(s))^{-1} (\text{相補感度})$$

$$S(j\omega) + T(j\omega) = 1$$

$$|L(j\omega)| \gg 1 \Rightarrow |S(j\omega)| \approx 0 \quad : \text{低周波域}$$

$$1 \gg |L(j\omega)| \Rightarrow |T(j\omega)| \approx 0 \quad : \text{高周波域}$$

Fig. A.1.1 Input ,Output definition @ Closed loop transfer function.

### A.1.2. 耐外乱性, ロバスト性の評価(開ループ)

開ループ伝達関数によって, フィードバック制御できるか否かを判断するための指標であるゲイン余有, 位相余有を確認する.

確認方法は図 A.1.2 に示すナイキスト線図, またはボード線図でゲイン余有, 位相余有を確認する.

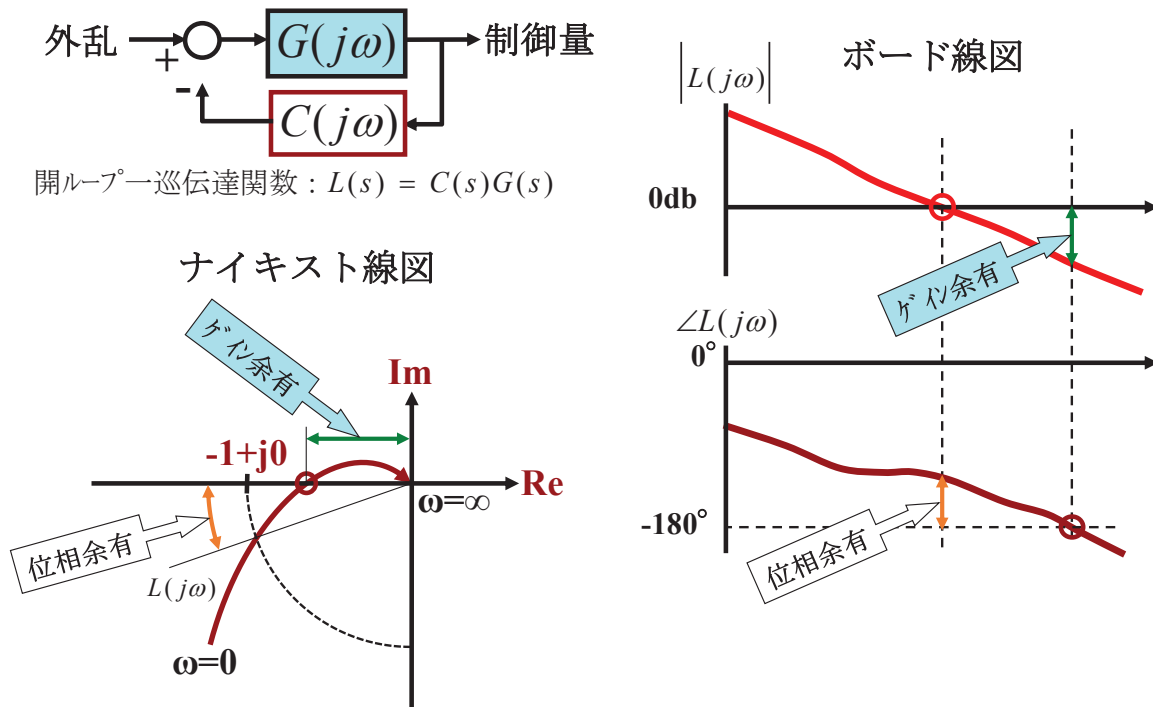


Fig. A.1.2 Gain margin, Phase margin @ Open loop transfer function.

### A.1.3. 制御対象の定式化

(1) 制御対象を状態方程式で定式化する.

ここでは, 例題として, ある 2 次系エンジンの状態方程式を用いる.

$$\tau_a = 0.4 \text{ (sec)}$$

$$\dot{\omega}: \text{回転加速度 (1/s}^2\text{)}$$

$$\delta_{e\_com}: \text{スロットル開度指令 (rad)}$$

$$\tau: \text{スロットルの時定数 (sec)}$$

$$\omega: \text{回転速度 (1/s)}$$

$$\delta: \text{スロットル開度 (rad)}$$

・ 状態量 :  $x = [\omega \quad \dot{\omega} \quad \delta]^T$ , 操作量 :  $u = \delta_{com}$ ,

制御量 :  $y = \omega$

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad y = Cx$$

$$A = \begin{bmatrix} -4.926 & 30.4 & 90.04 \\ -0.9447 & -3.97 & 4.253 \\ 0 & 0 & -2.5 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$C = [0.1568 \quad -11.25 \quad 12.06] \quad \text{とする.}$$

(2) 求めた状態方程式から伝達関数をもとめ, 極, 零点を求める.

$$\begin{aligned} G_{uy}(s) &= \frac{12.06s^2 + 73.51s + 1380}{s^3 + 11.4s^2 + 70.52s + 120.7} \\ &= \frac{12.06(s^2 + 6.097s + 114.4)}{(s + 2.5)(s^2 + 8.896s + 48.28)} \end{aligned}$$

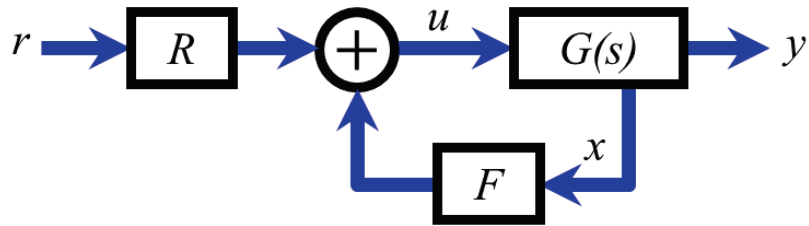
求めた伝達関数の極と零点を求める.

$$pole = -4.448 \pm 5.339j, \quad -2.5$$

$$zero = -3.0487 \pm 1.0254j$$

#### A.1.4. 目標特性の実現

図 A.1.3 の基本制御器 (モデルマッチング制御器) を構成して, 目標指令  $r$  から制御量  $y$  までの伝達関数で目標特性を実現する.



$F$  : State feedback gain,  $R$  : feed forward gain

Fig. A.1.3 MM controller.

- $W_a$  ( $r$ - $y$  間伝達関数)を実現状態フィードバックゲイン  $F$  とフィードフォワードゲイン  $R$  の値を求める.

$$W_a = \frac{0.50749(s^2 + 6.097s + 114.4)}{(s + 6)(s^2 + 4.4s + 9.679)}$$

- 基本制御器の特性

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad u = Rr + Fx$$

$$\dot{x} = A_f x + BRr, \quad A_f := A + BF$$

$$A_f = \begin{bmatrix} -4.926 & 30.4 & 90.04 \\ -0.9447 & -3.97 & 4.253 \\ 0.217 & 1.421 & -1.504 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0.04209 \end{bmatrix}$$

$$C = [0.1568 \quad -11.25 \quad 12.06]$$

$$y = Cx$$

$$F = [0.2170 \quad 1.4207 \quad 0.9960]$$

$$R = -(CA_f^{-1}B)^{-1} = 0.04209$$

- 基本制御器を具体的に Simulink で表現すると図 A.1.4 になる.

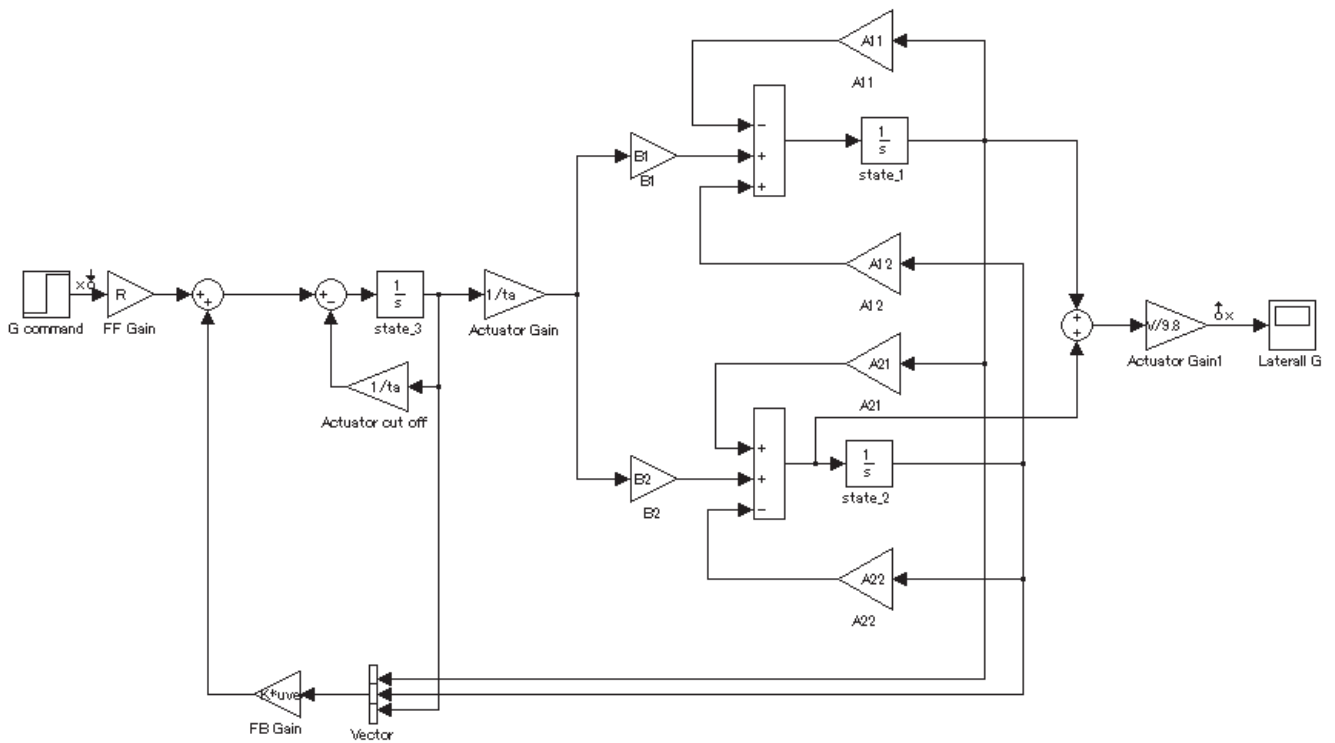


Fig. A.1.4 Simulink of MM controller.

ここで, MM controller のフィードバックとフィードフォワードの役目を整理すると図 A.1.5, 図 A.1.6 になる.

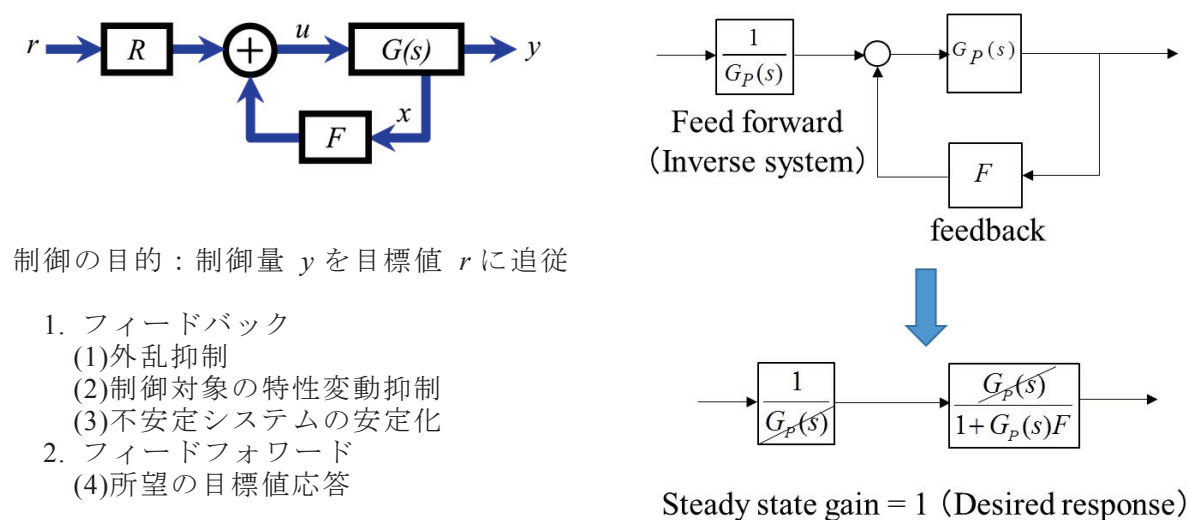
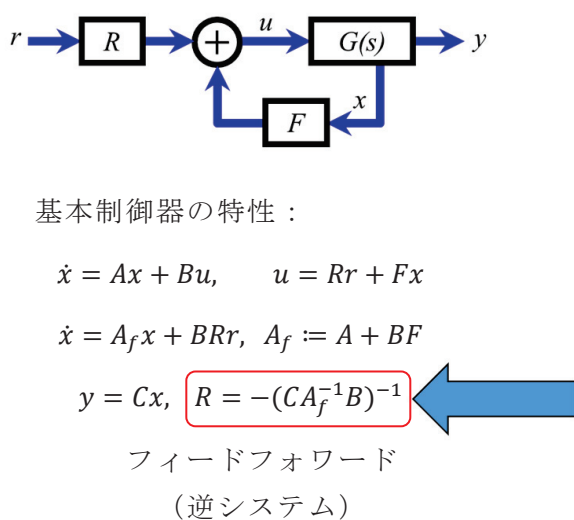


Fig. A.1.5 Purpose of Feedback and feedforward



$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_f x + BRr, \quad y = Cx \text{ において} \\ y &= r \text{ となるべきだから} \\ \dot{x} &= A_f x + BRr \text{ に } r = y = Cx \text{ を代入} \\ \dot{x} &= A_f x + BRCx \\ \text{定常状態であるから} \quad x &= \text{const} \quad (\text{一定}) \\ 0 &= A_f x + BRCx \\ 0 &= A_f + BRC \\ BRC &= -A_f \\ \text{両辺に右から } A_f^{-1} \text{ をかけると} \\ (BRC)A_f^{-1} &= -A_f A_f^{-1} = -I \\ R(CA_f^{-1}B) &= -I \\ \text{両辺に右から } (CA_f^{-1}B)^{-1} \text{ をかけると} \\ R(CA_f^{-1}B)(CA_f^{-1}B)^{-1} &= -I(CA_f^{-1}B)^{-1} \\ RI &= -I(CA_f^{-1}B)^{-1} \\ R &= (CA_f^{-1}B)^{-1} \end{aligned}$$

Fig. A.1.6 Purpose of Feedback and feedforward.

#### A.1.5. 入力外乱モデルを加えたオブザーバの設計

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_2 u + v$$

$$v = B_1 q$$

$$y_h = C_{he} x_e + w$$

- ・ 観測値  $y_h$  から状態量をオブザーバにより推定する.

$$E_x[v(t)v^T(\tau)] = E_x[B_1 q(t)q^T(\tau)B_1^T] = B_1 E_x[q(t)q^T(\tau)]B_1^T$$

$$= B_1 Q B_1^T \delta(t - \tau) = V \delta(t - \tau) \Rightarrow V = B_1 Q B_1^T$$

$$E_x[q(t)q^T(\tau)] \equiv Q \delta(t - \tau)$$

$$E_x[w(t)w^T(\tau)] = W \delta(t - \tau)$$

$E_x[\ ]$  : 期待値を表す.  $\delta(t)$  : デルタ関数

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_2 u + v (= B_1 q), \quad y_h = C_{he} x_e + w$$

$$A_e P + P A_e^T + V - P C_{he}^T W^{-1} C_{he} P = 0, \quad G_e = P C_{he}^T W^{-1}$$

$$\hat{\dot{x}}_e = A_e \hat{x}_e + B_2 u + G_e (y_h - C_{he} \hat{x}_e) = (A_e - G_e C_{he}) \hat{x}_e + B_2 u + G_e y_h$$

$$u = F \hat{x} - \hat{Q}_u = F_e x_e, \quad \hat{x}_e := \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{Q}_u \end{bmatrix}, \quad F_e = [F \quad -1]$$

### A.1.6. 全体システム（MM と最適オブザーバの組合せ系）の評価

全系の評価（MM と最適オブザーバの組合せ系）を図 A.1.7 の形態で実施する．

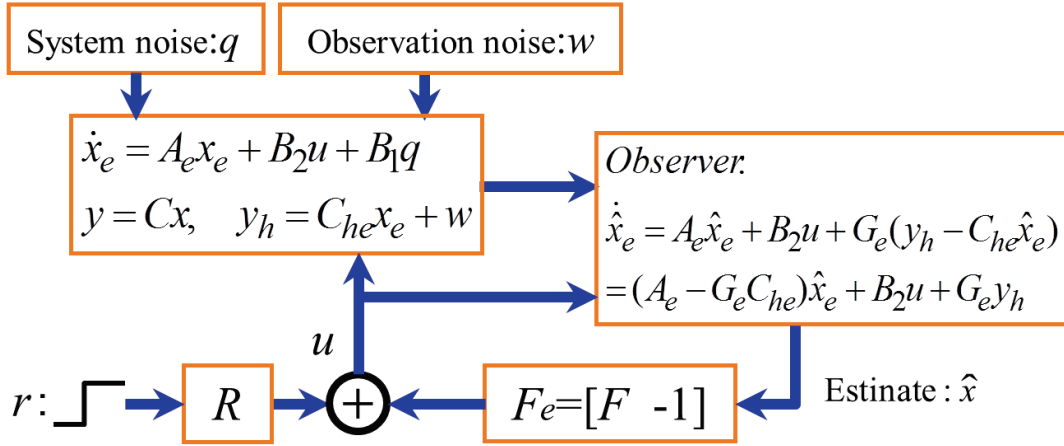


Fig. A.1.7 Overall system configuration

- ・ 基本制御器の状態量を，オブザーバで推定した状態量で置き換えて制御系を構成すると， $r(\delta_{e\_com}) - y(\omega)$  間の伝達関数は目標特性に一致している．

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_e = A_e x_e + B_2 u + B_1 q \\ y_h = C_{he} x_e + w \\ \dot{\hat{x}}_e = A_e \hat{x}_e + B_2 u + G_e(y_h - C_{he} \hat{x}_e) \\ u = F_e \hat{x}_e + Rr \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} e := x_e - \hat{x}_e \rightarrow x_e - e = \hat{x}_e \\ \dot{e} = \dot{x}_e - \dot{\hat{x}}_e = (A_e - G_e C_{he})e + B_1 q - G_e w \\ \dot{x}_e = A_e x_e + B_2 F_e(x_e - e) + B_2 Rr + B_1 q \\ \dot{x}_e = (A_e + B_2 F_e)x_e - B_2 F_e e + B_2 Rr + B_1 q \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \begin{bmatrix} \dot{x}_e \\ \dot{e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_e + B_2 F_e & -B_2 F_e \\ 0 & A_e - G_e C_{he} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_e \\ e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_2 R \\ 0 \end{bmatrix} r + \begin{bmatrix} B_1 & 0 \\ B_1 & -G_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q \\ w \end{bmatrix} \\ y_h = [C_{he} \quad 0] \begin{bmatrix} x_e \\ e \end{bmatrix} + [0 \quad I] \begin{bmatrix} q \\ w \end{bmatrix} \\ q = 0, \quad w = 0 \Rightarrow \dot{e} = (A_e - G_e C_{he})e \Rightarrow e \rightarrow 0 \end{array} \right.$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_e = (A_e + B_2 F_e)x_e + B_2 Rr \\ y_h = C_{he} x_e \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{（基本制御器の特性と同じ）} \\ \dot{x} = (A + BF)x + BRr \\ y_h = C_h x \end{array} \right.$$

### A.1.7. 最適オブザーバの解釈

- ・最適オブザーバのゲインは，リッカチ方程式を解いて得られる．ここでは，最適オブザーバ問題を最適制御問題として解釈して，その最適性を考察する．
- ・まず，最適オブザーバ問題の解法は次のとおりである．

$$\dot{x} = Ax + Bu + v \cdot \cdot \cdot \cdot (1)$$

$$y = Cx + w \cdot \cdot \cdot \cdot (2)$$

$v, w$  : 平均値零の互いに無相関な白色雑音

$$E_x[w(t)w^T(\tau)] = W\delta(t - \tau), \quad E_x[v(t)v^T(\tau)] = V\delta(t - \tau)$$

$$E_x[f(t)f^T(\tau)] = \begin{bmatrix} f_{11} & \cdots & f_{1n} \\ \vdots & & \\ f_{n1} & \cdots & f_{nn} \end{bmatrix} \delta(t - \tau) \quad \begin{array}{l} \text{共分散行列} \\ E_x[\quad]: \text{期待値} \end{array}$$

$$E_x[f_i(t)f_j^T(\tau)] \equiv f_{ij}\delta(t - \tau), \quad f(t) \equiv [f_1(t) \quad \cdots \quad f_n(t)]^T$$

$$\delta(t) \equiv \begin{cases} \infty & t = 0 \\ 0 & t \neq 0 \end{cases}, \quad \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t)dt = 1 \quad (\text{デルタ関数})$$

- ・評価関数： $E_x[e(t)e^T(\tau)]$  を最小にする解は，次式の

$$\text{Riccati Eq} : AP + PA^T - PC^TW^{-1}CP + V = 0 \cdot \cdot \cdot \cdot (3)$$

- ・リッカチ方程式を解いて最適オブザーバゲインを用いて，次式のオブザーバにより，状態  $x$  の推定値を求めることで得られる．

但し， $e$  : 推定誤差， $e \equiv x - \hat{x}$ ， $\hat{x}$  :  $x$  の推定値

$$G = PC^TW^{-1} \cdot \cdot \cdot \cdot (4)$$

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + G(y - C\hat{x}) \cdot \cdot \cdot \cdot (5)$$

- ・式(1), (5)から次式を得る．

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + G(y - C\hat{x}) = A\hat{x} + Bu + GC_e \\ e = x - \hat{x} = A_g e, \quad A_g \equiv A - GC \cdot \cdot \cdot \cdot (6) \end{cases}$$

- ・式(6)の  $A_g$  の転置をとったシステムを考える．

$$e = A_g^T e = (A^T - C^T G^T)e \cdot \cdot \cdot \cdot (7)$$

- ・式(7)を次式で表現する．

$$\begin{cases} \dot{e} = (A^T - C^T G^T)e = A^T e + C^T u_a \\ u_a = -G^T e \end{cases} \cdot \cdot \cdot \cdot (8)$$

・式(8)は、推定誤差  $e$  に関するレギュレータ問題と考えられる.

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{\dot{x}} = A\hat{x} + Bu + G(y - C\hat{x}) \\ E_x[e(t)e^T(\tau)] \rightarrow \text{最小化} \\ AP + PA^T \\ -PC^TW^{-1}CP + V = 0 \\ G = PC^TW^{-1} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} e = A^Te + C^Tu_a, \quad u_a = -G^Te \\ J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (e^TVe + u_a^TWu_a)dt \\ AP + PA^T \\ -PC^TW^{-1}CP + V = 0 \\ G^T = W^{-1}CP \end{array} \right.$$

## 論文リスト

### 主論文

- (1) Koichi Okamura, Yuya Tanaka, Kenji Takahata, and Jianming Yang, “Experimental Verification of Robust Controller for Electronic Governor of Small Gas Engine Generator”, International Journal of Automation Technology, Vol.12, No.1, 2018, pp.123-131, DOI: 10.20965/ijat.2018.p0123.
- (2) 高畑健二, 高浜盛雄, 岡村浩一, 太田利夫, “線形二輪モデルを評価ツールとしたモデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の評価”, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.848, 2017, p.16-00517, DOI: 10.1299/transjsme.16-00517..
- (3) 岡村浩一, 高畑健二, 楊劍鳴, “小型バイオガスエンジン用電子ガバナ制御則設計手法の実践－MBD 手法を用いて開発したロバスト制御則の電子ガバナへの適用－”, 日本設計工学会論文集, Vol.52, No.12, 2017, pp.753-766, DOI: 10.14953/jjsde.2017.2734.
- (4) Koichi Okamura, Yijun Dong, Kenji Takahata, and Jianming Yang, “On the Development of a Control System for a Small Bio-Methane Gas Engine Generator”, International Journal of Automation Technology, Vol.11, No.3, 2017, pp.519-528, DOI: 10.20965/ijat.2017.p0519.

### 参考論文

#### (研究論文)

- (1) 岡村浩一, 福田敏男, 大道武生, 楊劍鳴, 高畑健二, 市川明彦, 平野達也, 田村廣人, “バイオメタン生産循環システムシミュレータの開発 (第1報)”, 日本ロボット学会, 第14回建設ロボットシンポジウム論文集, 14th SCR, 2014, pp.307-312.
- (2) Kenji Takahata, Koichi Okamura, Masahiro Sano, Toshio Ohta, Tadashi Itoh, “Development of Highly Accurate Speedometer using Time Differential GPS in Combination with Accelerometer”, Society of Automotive Engineers of Japan, Review of Automotive Engineering, Vol.30, No.4, 2009, pp.457-460.

- (3) 高畑健二，岡村浩一，佐野雅洋，太田利夫，伊藤忠司，“TD方式GPSと加速度センサ併用による高精度速度計の開発”，自動車技術会論文集，Vol.40, No.2, 2009, pp.435-440.
- (4) 高畑健二，岡村浩一，樋口智明，高浜盛雄，“ビークル走行軌跡計測装置に適用する姿勢角推定アルゴリズムの開発と実用性確認”，自動車技術会論文集，Vol.38, No.6, 2007, pp.241-246.
- (5) 高畑健二，岡村浩一，“単独GPS測位によるビークル走行軌跡計測装置の開発”，自動車技術会論文集，Vol.38, No.5, 2007, pp.21-26.
- (6) 樋口智明，高畑健二，岡村浩一，野村融紀，高浜盛雄，“GPS-IMU融合によるビークル走行軌跡計測装置の開発”，自動車技術会論文集，Vol.37, No.6, 2006, pp.21-26.
- (7) 高畑健二，岡村浩一，“単独GPS測位によるビークル走行軌跡計測装置の開発”，自動車技術会誌，特集はかる，Vol.58, No.7, 2004, pp.79-84.

#### (研究発表)

- (1) 岡村浩一，田中友也，高畑健二，楊剣鳴，“モデルマッチングと最適オブザーバの組み合わせによるコージェネガスエンジン制御則の実証”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.177-17, 2017, pp.1728-1734.
- (2) 高畑健二，高浜盛雄，岡村浩一，太田利夫，“モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の研究（第3報） コーナリングスティフネス変動に対応する入力外乱モデルを用いた評価”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.162-17, 2017, pp.1353-1359.
- (3) 高畑健二，高浜盛雄，岡村浩一，太田 利夫，“モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の研究（第2報） コーナリングスティフネスの変動を有する二輪モデルを用いた評価”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.101-17, 2017, pp.2611-2616.
- (4) 太田利夫，岡村浩一，高畑健二，國住勇太，高浜盛雄，“二輪モデルを使用した舵角入力と前後輪横滑り系における不安定零点の研究”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.101-17, 2017, pp.2605-26101.
- (5) 高畑健二，高浜盛雄，岡村浩一，太田 利夫，“モデルマッチングと最適オブザーバの組合せによるロバスト操舵制御則の研究”，自動車技術会学術講演会前刷集，

No.28-16, 2016, pp.668-673.

- (6) Yijun Dong, Koichi Okamura, Kenji Takahata, and Jianming Yang, “Research on Small Conventional Bio-Methane Gas Engine Generator with Auxiliary Devices”, Proceeding of Society of Automotive Engineers of Japan, No.12-16, 2016, pp.296-300
- (7) 安藤敏之, 高畑健二, 岡村浩一, “二輪モデルを用いた操舵特性・測位インターバルによる車両安定性の研究”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.122-13, 2013, pp.1-7.
- (8) 高畑健二, 岡村浩一, 佐野雅洋, 太田利夫, 伊藤忠司, “TD方式GPSと加速度センサ併用による高精度速度計の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.96-08, 2008, pp.1-6.
- (9) 高畑健二, 岡村浩一, 樋口智明, 高浜盛雄, “ビークル走行軌跡計測装置に適用する姿勢角推定アルゴリズムの開発と実用性確認”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.14-07, 2007, pp.15-20.
- (10) 樋口智明, 高畑健二, 岡村浩一, 野村融紀, 高浜盛雄, “GPS-IMU融合によるビークル走行軌跡計測装置の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.29-06, 2006, pp.21-26.
- (11) 岡村浩一, 徳山憲司, 杉本智, 樋口智明, 高畑健二, “単独GPS測位によるビークル走行軌跡計測装置の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.52-03, 2003, pp.1-4.
- (12) 岡村浩一, 樋口智明, 高畑健二, 野村融紀, “GPS-IMU融合によるビークル走行軌跡計測装置の開発”, 中菱技報TR-014, 2006, pp.11-16.
- (13) 岡村浩一, 高畑健二, 徳山憲司, “単独GPS測位によるビークル走行軌跡計測装置の開発”, 中菱技報TR-011, 2003, pp.1-5.

#### (発明)

#### 公開特許公報

- (1) 高畑健二, 岡村浩一, 佐野雅洋, “初期位置補正機能を有する単独GPS測位による移動局の走行軌跡計測装置”, 2009, 特許公開2009-103497.
- (2) 川野敦弘, 岡村浩一, 山口克也, “車両試験装置”, 2009, 特許公開2009-68918.
- (3) 川野敦弘, 岡村浩一, 山口克也, “車両試験装置”, 2009, 特許公開2009-68917.
- (4) 川野敦弘, 岡村浩一, 山口克也, “車両試験装置”, 2009, 特許公開2009-68916.
- (5) 高畑健二, 岡村浩一, 田中龍, “移動局の速度計測装置”, 2008, 特許公開2008-175730.

- (6) 高畑健二，岡村浩一，樋口智明，田中龍，伊藤忠司，高浜盛雄，“移動局の横滑角の測定方法”，2008，国際公開番号W02008/142757.
- (7) 高畑健二，岡村浩一，樋口智明，田中龍，“移動局の横滑角計測装置”，2007，特許公開2007－3461.
- (8) 岡村浩一，杉本智，樋口智明，高畑健二，徳山憲司，“移動局の位置測定方法”，2007，特許公開2004－17191.
- (9) 岡村浩一，樋口智明，高畑健二，野村融紀，高浜盛雄，“移動局の横滑角の測定方法”，2007，国際公開番号W02007/105294.
- (10) 岡村浩一，杉本智，樋口智明，高畑健二，徳山憲司，“移動局の横滑角の測定方法”，2004，特許公開2004－144566.