

Title	エンジンテストベンチに対する制御システムの再設計による適合と検証効率の向上
Sub Title	Redesign of a control system for engine test bench to improve efficiency of engine calibration and verification
Author	長門, 達也(Nagato, Tatsuya) 西村, 秀和(Nishimura, Hidekazu)
Publisher	慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科
Publication year	2016
Jtitle	
JaLC DOI	
Abstract	
Notes	修士学位論文. 2016年度システムエンジニアリング学 第239号
Genre	Thesis or Dissertation
URL	https://koara.lib.keio.ac.jp/xoonips/modules/xoonips/detail.php?koara_id=KO40002001-00002016-0054

慶應義塾大学学術情報リポジトリ(KOARA)に掲載されているコンテンツの著作権は、それぞれの著作者、学会または出版社/発行者に帰属し、その権利は著作権法によって保護されています。引用にあたっては、著作権法を遵守してご利用ください。

The copyrights of content available on the Keio Associated Repository of Academic resources (KOARA) belong to the respective authors, academic societies, or publishers/issuers, and these rights are protected by the Japanese Copyright Act. When quoting the content, please follow the Japanese copyright act.

修士論文

2016 年度

エンジンテストベンチに対する
制御システムの再設計による
適合と検証効率の向上

長門 達也

(学籍番号 : 81533453)

指導教員 西村 秀和

2017 年 3 月

慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科
システムデザイン・マネジメント専攻

論 文 要 旨

学籍番号	81533453	氏 名	長門達也
論文題目： エンジンテストベンチに対する制御システムの再設計による適合と検証効率の向上			
(内容の要旨) 自動車の普及にともない、化石燃料の枯渇や大気汚染・温暖化などの問題は地球規模で解決すべき課題として取り上げられている。こうした背景の中で、各国政府は自動車エンジンに対する排気ガス規制を年々厳しくしている。自動車会社はこれに対応するため、様々な技術を導入した自動車エンジンを開発し、実験による適合と検証を行い、燃費や排気性能に関する規制値目標を達成するための努力を続けている。しかしながら、燃費や排気性能の適合を行っても、様々な条件下で行う検証プロセスにて目標が未達となる場合が多く、前工程の適合プロセスにて再び実験を行うという大きな手戻りを生じている。 本研究は、自動車エンジン開発で行われる適合と検証プロセスの中で、適合の後工程となる検証プロセスから前工程の適合プロセスへの手戻りを減らすため、燃費に関する適合の際に用いられるエンジンテストベンチに対して、運転モードの再現性の精度を向上する制御システムを再設計することを目的としている。従来の制御システムで用いられるフィードバック制御では、目標車両速度に対する追従性が遅く、車両速度偏差の精度を確保するため、フィードバックゲインの調整に多くの時間を費やすこととなる。この問題に対し、本研究は、フィードフォワード制御とフィードバック制御を切り替える制御システムを提案することで、車両速度偏差の精度向上を図っている。 具体的には最初に、等価慣性質量と走行抵抗をもとにした制御対象モデルに対し、終端状態制御を施すことにより自動車の駆動力をフィードフォワード制御入力として求めている。つぎに、提案した制御システムをエンジンテストベンチの DSP (Digital Signal Processor) 上に実装し運転モードの再現を実験にて検証し、提案した制御システムによって、従来のフィードバック制御よりも速度偏差の精度が向上することを確認している。また、燃料消費率の等高線上に示したエンジン回転数と加速度操作量の軌道から、提案した制御システムによって燃料消費率の良い運転を実現する可能性を示している。そして、検証結果をもとに実機エンジンのトルク応答遅れを、2次遅れと無駄時間を用いて合わせ込みができることを示し、シミュレーションモデルのトルク応答精度を向上している。 最後に、実験で生じたトルク応答遅れを改善するため、制御対象モデルの入力に2次遅れと無駄時間の要素を追加した上で、フィードフォワード制御入力を再計算している。実機エンジンのトルク応答遅れを考慮したシミュレーションモデルをもとに、再計算したフィードフォワード制御入力を用いることによる目標車両速度への追従性およびトルク応答精度に関して分析している。			
キーワード (5語) エンジンテストベンチ, 終端状態制御, 運転モード, ドライバーモデル, ロボット運転			

SUMMARY OF MASTER'S DISSERTATION

Student Identification Number	81533453	Name	Tatsuya NAGATO
<p>Title Redesign of A Control System for Engine Test Bench to Improve Efficiency of Engine Calibration and Verification</p>			
<p>Abstract</p> <p>Problems such as depletion of fossil fuels and air pollution / global warming are taken up as issues to be solved on a global scale by the spread of automobiles. Meanwhile, governments are strictly regulating exhaust emissions for automobile engines year by year. To address these problems, the automobile company has continued its efforts to develop automobile engines introducing various technologies, conduct calibration and verification with experiments, and to achieve regulatory target for fuel consumption and exhaust performance. Nevertheless, even if calibrating fuel consumption and exhaust performance, the target often fails to not achieve in the verification process, and a major rework of an experiment again occurs in the calibration process of the pre-process.</p> <p>In this paper, to reduce reworks from a verification process of the automobile engine which is a post-process to a calibration process, redesigning the control system which improves a precision of reproducibility of driving modes on the engine test bench used for calibration with fuel consumption is aimed. In the feedback control used in the conventional control system, the tracking performance to the targeted vehicle speed is slow and much time is spent adjusting the feedback gain to hold the precision of the vehicle speed deviation. As a countermeasure to this problem, this paper proposes the control system that switches between feedforward control and feedback control to improve the precision of the vehicle speed deviation.</p> <p>Specifically, first the driving force of the automobile is calculated as the feedforward control input by applying the final-state control on the controlled vehicle model based on the equivalent inertial mass and running resistance. Next the proposed control system is implemented on the DSP (Digital Signal Processor) of the engine test bench, and the reproducibility of the driving mode by experiment is verified. As a result, it is confirmed that the precision of the vehicle speed deviation improves than the conventional feedback control by the proposed control system. Also, from the trajectory of the engine speed and the accelerator operation shown on the contour line of the fuel consumption rate, the possibility to realize the driving with good fuel consumption rate by the proposed control system is shown. From the verification results it is seen the torque response lag of the actual engine can be fitted using the second order lag and the lag time, and the torque response precision of the simulation model is improved.</p> <p>Finally, in order to improve the torque response lag caused by the experiment, the feedforward control input is recalculated after adding the elements of the second order lag and the lag time to the input of the controlled object model. Based on a simulation model that takes into consideration the torque response lag of the actual engine, the tracking performance of the vehicle speed by using the recalculated feedforward control input and the torque response accuracy. Based on simulations that take into consideration the torque response lag of the actual engine, the tracking performance of the targeted vehicle speed and the torque response accuracy are analyzed.</p>			
<p>Key Word(5 words) Engine test bench, Final-state control, Driving mode, Driver model, Robot driving</p>			

第1章 序論	8
1.1 研究の背景	8
1.1.1 自動車のエンジンを取り巻く状況	8
1.1.2 自動車のエンジンに対する排気ガス規制	8
1.1.3 自動車エンジンの開発プロセス	11
1.2 研究の目的とアプローチ	13
第2章 切り替え制御システムの設計	15
2.1 自動車のエンジン動作点と燃費・排気性能	15
2.2 エンジンベンチに対する燃費・排気性能試験の要求	17
2.2.1 適合試験の工程内容	18
2.2.2 燃費・排気性能試験の工程内容	19
2.3 エンジンテストベンチでの燃費・排気性能試験方法	22
2.4 従来のフィードバック制御に対する課題	24
2.5 切り替え制御のシナリオ	27
2.6 切り替え制御の設計	30
2.6.1 制御対象モデル	30
2.6.2 フィードフォワード制御入力への決定	32
2.7 運転モードシミュレーション	35
2.7.1 シミュレーションモデルの全体構成	35
2.8 エンジンテストベンチ実験	50
2.8.1 エンジンテストベンチの構成	50
2.8.2 切り替え制御システムの実装	52
第3章 切り替え制御システムの検証	55
3.1 運転モードの実験結果	55
3.2 軌道の検証	58
3.3 シミュレーションモデルの精度向上	60
3.4 終端状態制御対象モデルの再検討	61
3.5 シミュレーション結果	63
3.6 2次遅れと無駄時間の影響	65
3.6.1 2次遅れの影響	65
3.6.2 無駄時間の影響	69
3.7 エンジンテストベンチで燃費・排気性能試験を行う利点	71
第4章 結論	72
参考文献	74

图目次

Fig. 1-1 Regulation of engine emission since 1970.....	9
Fig. 1-2 Regulation of engine emission since 1990.....	9
Fig. 1-3 10 · 15 mode of driving mode.....	10
Fig. 1-4 JC08 mode of driving mode	11
Fig. 1-5 Flow of experiment	12
Fig. 1-6 Photograph of engine test bench	12
Fig. 1-7 Photograph of chassis dynamo	13
Fig. 2-1 Characteristic of three way catalysts.....	16
Fig. 2-2 Schematic of air fuel ratio feedback.....	16
Fig. 2-3 Performance chart of engine	17
Fig. 2-4 Interaction between calibration test and fuel consumption test.....	21
Fig. 2-5 Procedure of experimental	22
Fig. 2-6 Temperature control tank of engine test bench.....	23
Fig. 2-7 Adjustment of engine's ambient temperature	23
Fig. 2-8 Schematic diagram of conventional engine test bench system	25
Fig. 2-9 Reproduction result of driving mode.....	25
Fig. 2-10 Internal schematic diagram of conventional feedback controller	26
Fig. 2-11 Driving mode of fuel consumption test	26
Fig. 2-12 Control target of fuel consumption test	27
Fig. 2-13 Timing which is replaced by feedback to feedforward.....	28
Fig. 2-14 Feedforward application point in driving mode.....	28
Fig. 2-15 Transition of controller output.....	30
Fig. 2-16 The relation of force of effecting.....	31
Fig. 2-17 Approximation of running resistance	31
Fig. 2-18 Flow chart of calculations feed forward input	35
Fig. 2-19 Schematic of simulation mode.....	37
Fig. 2-20 Component of test pattern model.....	38
Fig. 2-21 Component of driver model	40
Fig. 2-22 Component of controller	40
Fig. 2-23 Timing chart of Rate limiter	41
Fig. 2-24 Component of feedforward controller.....	42
Fig. 2-25 Search of feedforward data table	43
Fig. 2-26 Timing chart of Sequence time.....	44
Fig. 2-27 Component of Brake force calculation	45

Fig. 2-28 Component of Idle judgment	46
Fig. 2-29 Component of engine model	47
Fig. 2-30 Component of Idle speed controller.....	48
Fig. 2-31 Component of engine torque calculation model.....	49
Fig. 2-32 Photograph of engine test bench	50
Fig. 2-33 Schematic diagram of engine test bench.....	51
Fig. 2-34 Schematic diagram of changing control system.....	53
Fig. 2-35 Simulation models to use with engine test bench	54
Fig. 3-1 Experiment result of drive mode.....	56
Fig. 3-2 Comparison of experiment and simulation.....	57
Fig. 3-3 Trajectory on fuel consumption rate map	59
Fig. 3-4 Consistent of simulation data by parameter adjusting	60
Fig. 3-5 Variable state diagram in consideration second order lag and time lag	62
Fig. 3-6 Simulation result in consideration second order lag and time lag.....	63
Fig. 3-7 Brake operation of engine test bench.....	64
Fig. 3-8 Simulation result in consideration only second order lag	66
Fig. 3-9 Consistent of simulation data by ωn	67
Fig. 3-10 Simulation result of after ωn adjustment.....	68
Fig. 3-11 Simulation result in consideration only time lag	70
Fig. 3-12 Reduction of rework by high precision driving mode	71

表目次

Table 2-1 Timing of feedforward controller.....	29
Table 2-2 Layers of driving mode simulation model.....	36
Table 2-3 Driving mode data of test pattern map.....	38
Table 2-4 Adjustment of feedback gain	43
Table 2-5 Specification of low inertial dynamo	51
Table 2-6 Specification dynamo controller	51
Table 2-7 Specification of exhaust gas analysis meter	52
Table 2-8 Specification of exhaust gas collection device	52
Table 3-1 Parameters of second order lag and time lag.....	60
Table 3-2 Parameters of ωn	67

第1章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 自動車のエンジンを取り巻く状況

自動車の普及にともない地球規模での緊急な課題として、化石燃料の枯渇や大気汚染・温暖化があげられている。こうした背景の中、各国政府は自動車のエンジンに対する排気ガス規制を年々厳しくしている。自動車会社はこれに対応するため、様々な技術を導入したエンジンを開発し、厳しい排気ガス規制を満足する自動車を量産している。

エンジンが排気ガス規制を満足するかしないかは実験によって確かめられる。実験はエンジンの各パラメータを調整する適合プロセスと、調整後のエンジンを搭載した自動車が燃費・排気性能の目標を達成することを確認する検証プロセスがある。適合プロセスは前工程、検証プロセスは後工程の関係である。

検証プロセスにて排気ガス規制を満足することができなかつたとき、大きな手戻りとなり、再び適合プロセスにてエンジンの調整が繰り返されるという問題を抱えている。

1.1.2 自動車のエンジンに対する排気ガス規制

排気ガスとは、自動車のエンジンシリンダー内でガソリンが燃焼した後、排気管から外に排出されるガスの総称である。ガスの成分は人体に無害な N_2 (窒素), H_2O (水蒸気), CO_2 (炭酸ガス) と、有害な CO (一酸化炭素), HC (炭化水素), NO_x (窒素酸化物) などがある。また、 HC はヘキサン、プロパンなど種類が複数であるため、総称して THC (Total hydrocarbon) とも呼ばれる。 HC と NO_x は紫外線により化学的に反応し、硝酸や硫酸のミストを発生させ光化学スモッグの原因となる。

1950 年当時、アメリカのカリフォルニア州では光化学スモッグが大きな社会問題となっていた。この問題をきっかけに自動車に対する排気ガス規制が検討され、1970 年にはマスキー法が成立し、5 年間で CO , HC , NO_x の排出量を 2.0 g/km 以下にするという厳しい規制の導入が始まった。

Fig.1-1 にガソリン自動車におけるマスキー法導入当時の排気ガス規制の変遷を示す。縦軸は THC と NO_x の合計排出量、横軸は年代を示す。実線はアメリカ(カリフォルニア州)、破線は日本、点線が欧州の排出量を示す。マスキー法から 5 年経過した 1975 年にて、アメリカ、日本の THC と NO_x の合計排出量が 2.0 g/km 以下まで低下し目標を達成している。欧州においても排出量が低減され、1989 年、車両量重規制の軽量クラスである乗用車にて、 2.0 g/km 以下の目標値を達成している。この厳しい目標値を達成できた理由は、三元触媒

など排出ガス浄化に関する基礎技術の確立によるものといわれている。

Fig.1-2 に 1990 年以降からの排気ガス規制の変遷を示す。自動車の排気ガス規制はさらに厳しくなり、THCとNO_xの合計排出量はアメリカ、日本、欧州ともに下がりつづけ、2010年ではマスキー法規制の 1/10 以下となる 0.2 g/km 以下の目標を達成することが求められている。さらに厳しい排気ガス規制の目標を達成している理由は、空燃比フィードバック制御など電子制御技術の導入によるものといわれている。このように年々厳しくなる排気ガス規制に対し、様々な技術を自動車のエンジンに導入して対応していかなければならない。

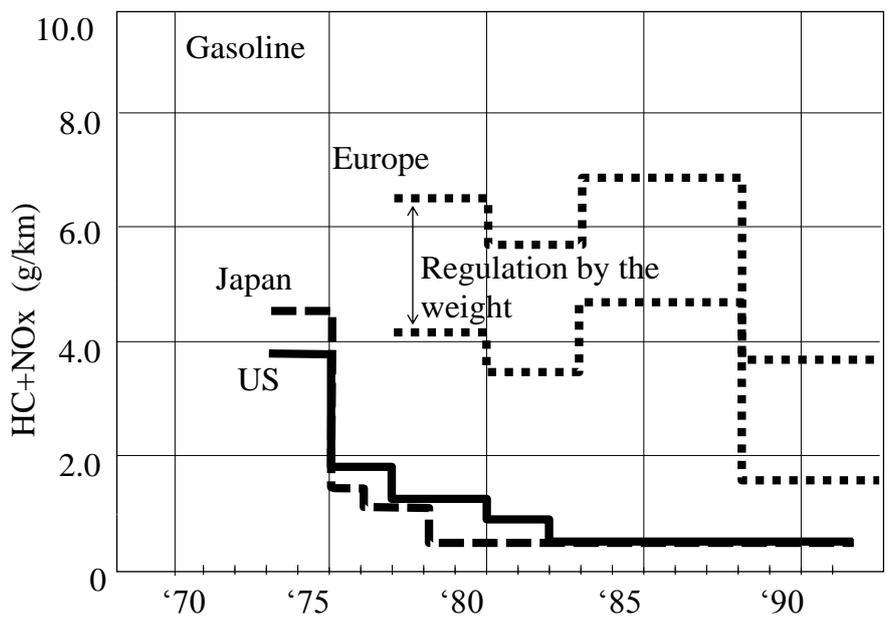


Fig. 1-1 Regulation of engine emission since 1970

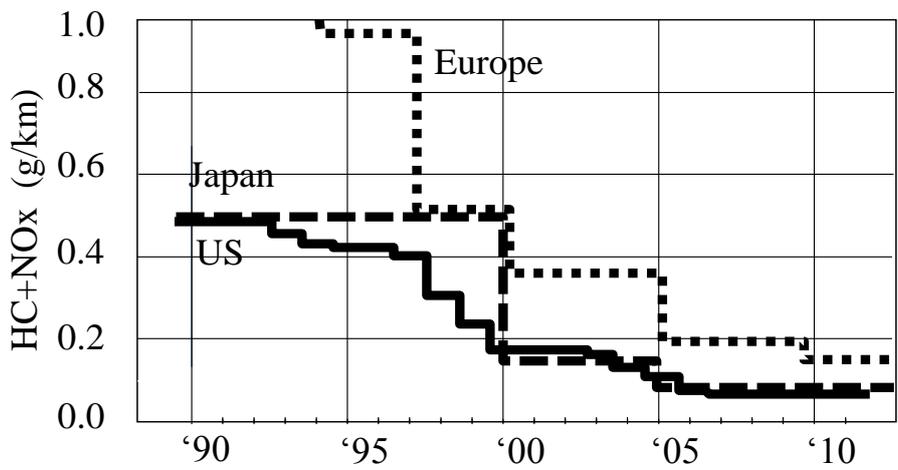


Fig. 1-2 Regulation of engine emission since 1990

排気ガス規制を確認する運転モード(試験パターン)に対しても様々な検討が行われている。日本における運転モードの変遷について述べる。

日本において排気ガス規制が始まったのは、1966年、COに対する規制からである。この当時の運転モードは、アイドリング、加速、定常、減速の4モードしかなく、最高車速が40km/h、試験時間が80sという実際に自動車を運転している状況とは大きく異なった運転モードであった。1973年、このような理由から自動車を運転している状況を少しでも取り入れようとした10モードが導入された。10モードも加速、定常、減速の試験パターンであるが、このモードを作成する上で、甲州街道と新宿間の交通状況が調査され試験パターンに反映されている。

Fig.1-3に、1991年から導入された10・15モードを示す。縦軸が車両速度、横軸が時間を示す。10モードに高速走行の試験パターンを加えた運転モードである。試験パターンの最高車両速度が70km/hまで引き上げられている。

Fig.1-4に、2011年から導入されたJC08モードを示す。首都圏、大阪圏の幹線道路を走行した車両速度データをもとに、実走行の細かい加速・減速を反映した運転モードとなっている。また、近年の動向として、自動車技術基準の国際調和の要請から、運転モードにおいても世界統一の試験パターンとしてWLTCモードが国連で採用され、2018年から導入が予定されている。この運転モードはJC08よりも試験パターンの加速度が大きいいため、HC、COがより多く排出される見込みである。このように排気ガス規制の評価においても、実走行の状況が反映された運転モードに変わってきている。

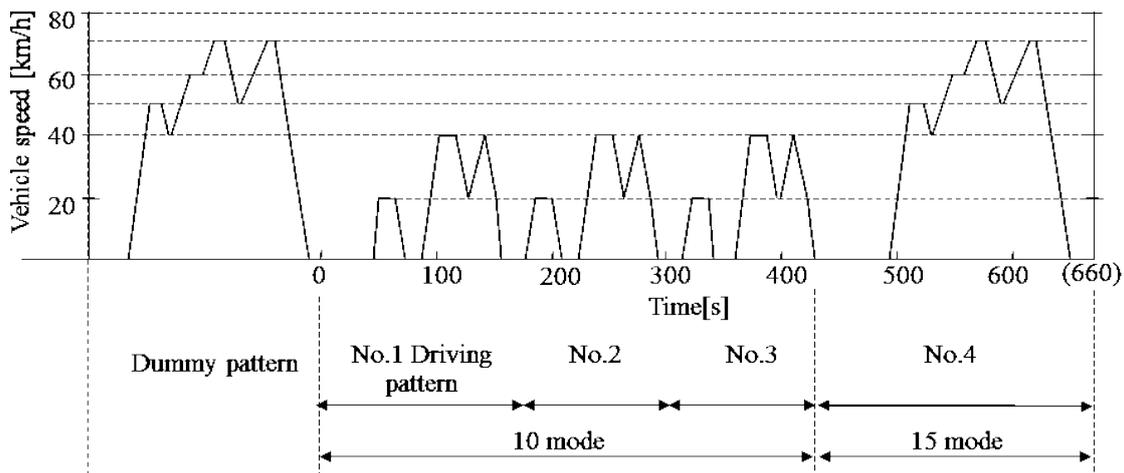


Fig. 1-3 10・15 mode of driving mode

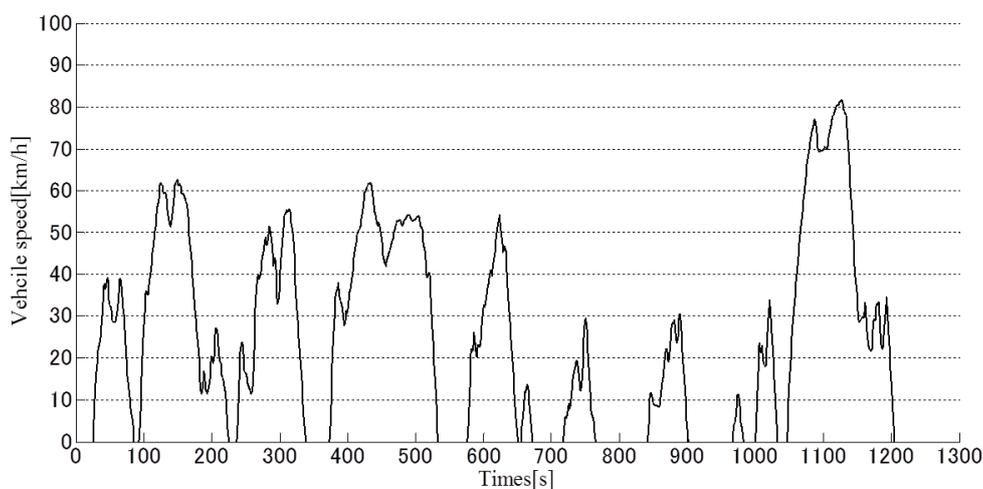


Fig. 1-4 JC08 mode of driving mode

1.1.3 自動車エンジンの開発プロセス

自動車エンジンは、様々な開発部署を経由し量産に至る。1.1.2節で述べた排気ガス規制に対する確認は実験部門で行われ、確認後、工場にて量産が行われる。Fig.1-5に、量産エンジンの実験プロセスを示す。1.Plan は量産するエンジンの実験を計画し工場に対し量産エンジンの出荷判断を行う部署、2.Product は実験用エンジンの試作を行う部署、3.Calibration は仕向地に対し、エンジンの燃焼が最良となるように吸入空気量、燃料噴射量、点火タイミングなどの適合テストを行う部署、4.Verification は自動車としての燃費・排気性能が、性能設計通りできているか検証テストを行う部署を示す。3.Calibration と4.Verification は連携しており、前工程と後工程の関係を持つ。4.Verification にて燃費・排気性能の目標が達成できないとき、3.Calibration では、再びエンジンの適合テストを行わなければならない。

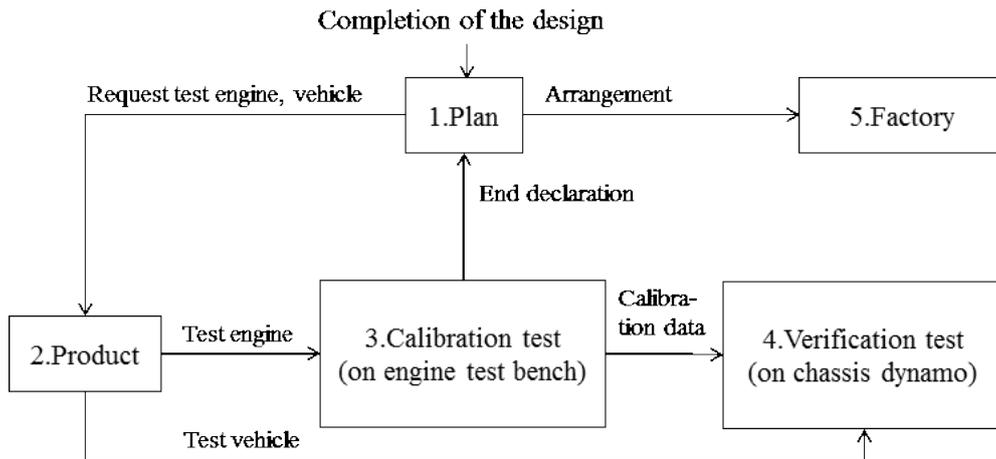


Fig. 1-5 Flow of experiment

3. Calibration におけるエンジンの適合テストはエンジンテストベンチ上で行われ、4. Verification での燃費・排気性能の検証テストはシャシーダイナモ上で行われる。Fig.1-6 に、エンジンテストベンチの写真を示す。適合テストを行う自動車のエンジンは、プロペラシャフト 1 によってフライホイールに結合される。フライホイールはプロペラシャフト 2 によってダイナモに結合される。フライホイールは自動車の質量に応じた等価慣性質量に相当する円盤状の鉄板である。ダイナモよりエンジンに負荷を与え、エンジンの吸入空気量、点火タイミング、燃料噴射量、燃料噴射タイミングなどの調整を行う。

また、近年のエンジンテストベンチは、システムレベル HILS (Hard ware-in-the-loop Simulation) としても使用され、シミュレーションモデルを DSP (Digital Signal Processor) 上に実装し、低慣性ダイナモによって、実車両に相当する負荷トルクを再現できるようになっている。これにより、燃費・排気性能試験はエンジンベンチ上で行われることがある。

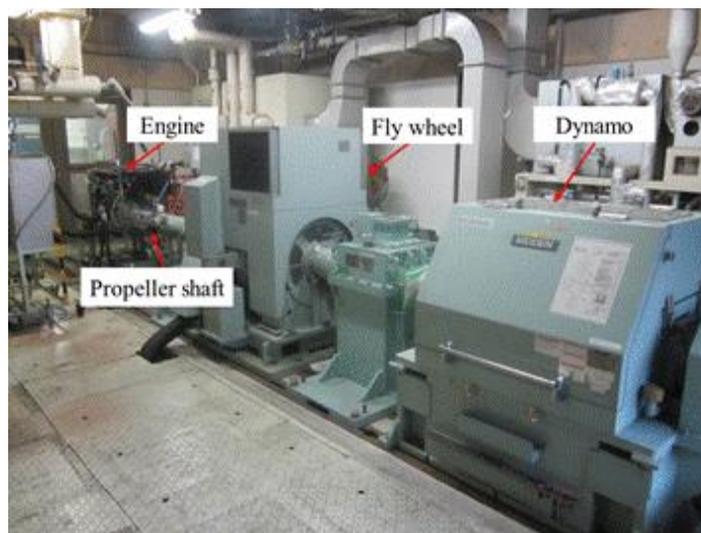


Fig. 1-6 Photograph of engine test bench

Fig.1-7 に、シャシーダイナモの写真を示す。燃費・排気テストを行う車両は、固定用ベルトにより、駆動輪を路上の代わりにローラーに乗せて設置される。ローラーより車両走行抵抗に相当する負荷を与え、熟練ドライバーが車両を運転し燃費・排気試験を行う。

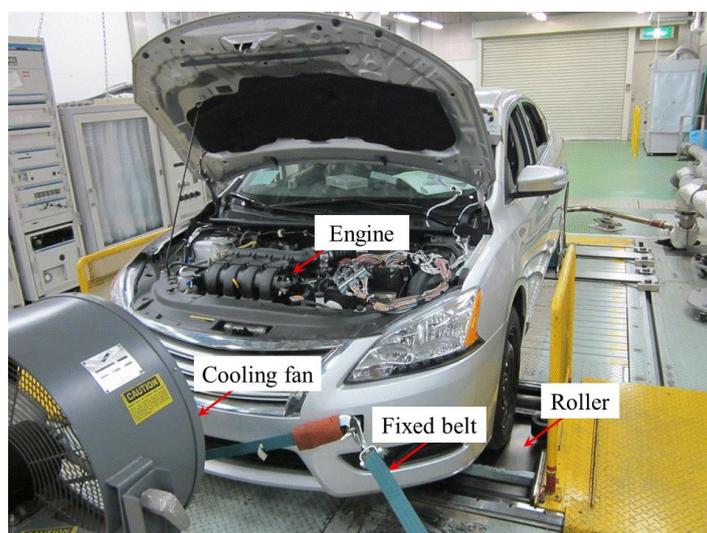


Fig. 1-7 Photograph of chassis dynamo

1.2 研究の目的とアプローチ

自動車エンジン開発で行われる適合と検証プロセスの中で、適合の後工程となる検証プロセスから前工程の適合プロセスへの手戻りを減らすため、燃費に関する適合の際に用いられるエンジンテストベンチに対して、運転モードの再現性の精度を向上する制御システムを再設計することを本研究の目的としている。運転モードの再現性の精度を向上するために従来から用いられる制御システムではフィードバック制御が施されるが、目標車両速度に対する追従性が遅く、車両速度偏差の精度を確保するため、フィードバックゲインの調整に多くの時間を費やすこととなる。この問題に対し、本研究は、フィードフォワード制御とフィードバック制御を切り替える制御システムを提案することで、車両速度偏差の精度向上を図っている。

具体的には最初に、等価慣性質量と走行抵抗をもとにした制御対象モデルに対し、終端状態制御を施すことにより自動車の駆動力をフィードフォワード制御入力として求めている。制御対象モデルに関する諸元は、実車に関するデータを管理する部署が持っているため、それを流用することができる。終端状態制御により求められたフィードフォワード入力をを用いた制御システムを構築し、エンジンテストベンチの DSP (Digital Signal Processor) 上にこれを実装する。そして、エンジンテストベンチ上で運転モードの再現実験を行い、提案した制

御システムの有効性を検証する。また、燃料消費率の等高線上に示したエンジン回転数と加速度操作量の軌道を求め、提案した制御システムによる燃料消費率を検証する。

実験結果から、実機エンジンのトルク応答遅れがあることがわかったため、制御対象モデル上の合わせ込みを行い、モデルを修正した上でフィードフォワード入力の再計算を行い、実機エンジンのトルク応答遅れを考慮したシミュレーションモデルをもとに、再計算したフィードフォワード制御入力を用いることによる車両速度偏差の追従性およびトルク応答精度に関して分析している。シミュレーションモデルとシミュレーションモデルに関する諸元は、燃費・排気性能を計画する部署が持っているため、それを流用してモデルを構築した。

第2章 切り替え制御システムの設計

2.1 自動車のエンジン動作点と燃費・排気性能

Fig. 2-1 に自動車のエンジンが排出する排気ガスの成分を浄化する三元触媒の特性を示す。縦軸に浄化能力を示す転化率、横軸にエンジンシリンダー内の空気と燃料の比率である空燃比を示す。空燃比は燃料が濃いほど小さな値を示し、燃料が薄いほど大きな値を示す。

三元触媒は、HC、CO の酸化反応と NO_x の還元反応を同時に行うことができ、HC、CO、NO_x を無害な H₂O、CO₂、N₂ 等に転化する。Fig.2-1(A)に示す領域が最も転化がよく、HC、CO、NO_x の 3 成分を 80 % 以上浄化できるが、理論空燃比 14.7 近傍のごく狭い範囲に限られている。そのため三元触媒を有効に使用するには空燃比を理論空燃比の範囲に制御する必要がある。

Fig.2-2 に空燃比フィードバック制御の概要を示す。空燃比フィードバックは空燃比が理論空燃比になるように、O₂ センサにて検出した酸素の濃度をもとに、エンジンコントロールユニットが空燃比の算出を行い、理論空燃比となるようにインジェクタの燃料噴射量の調整を行う。

Fig.2-3 にエンジン性能の概略を示す。縦軸がエンジントルク、横軸がエンジン回転数を示す。Fig.2-3(a)は空燃比フィードバック制御が行われている領域、(b)は空燃比フィードバック制御が行われず加速のために燃料が増量されている領域、(c)はスロットルが閉じられ燃料をカットしている領域を示す。

Fig.2-3(1)は自動車が加速するとき、(2)は減速のとき、(3)は減速からの加速するときのエンジンの動作点を示す。

Fig.2-3(1)にて必要以上の加速を行ったとき、空燃比フィードバック制御の領域から外れ、(b)の燃料増量が行われてしまうため、HC、CO が多く排出されてしまう。(2)にて減速を行ったとき、空燃比フィードバック制御の領域から外れ、(c)の燃料カットが行われてしまうため、NO_xが排出されてしまう。また、(3)にて、再び(a)の空燃比フィードバック制御の領域に戻ったときも一時的に燃料が増量され、HC、CO が多く排出されてしまう。

燃費・排気性能試験にてよい結果を出すためには、空燃比フィードバック制御の領域内で自動車の運転をすることが求められる。

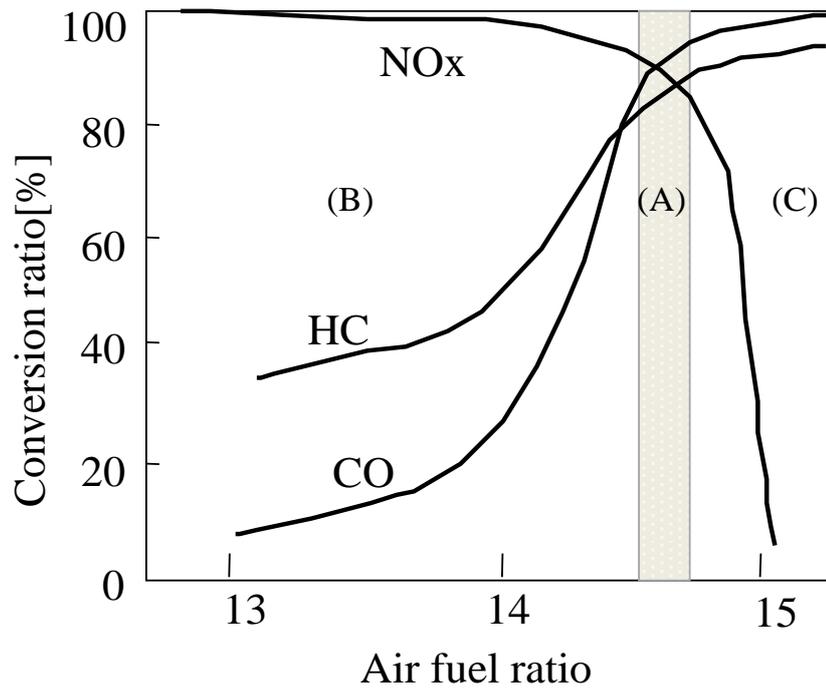


Fig. 2-1 Characteristic of three way catalysts

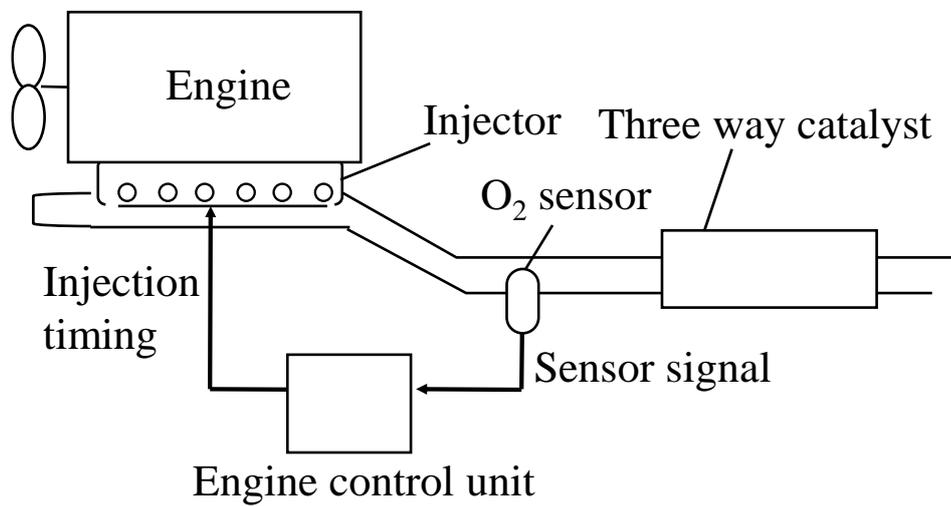


Fig. 2-2 Schematic of air fuel ratio feedback

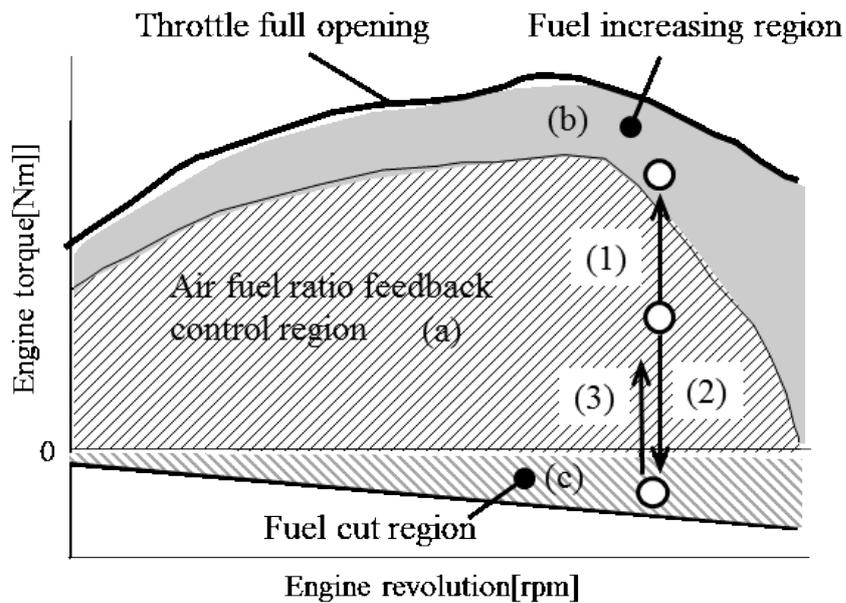


Fig. 2-3 Performance chart of engine

2.2 エンジンテストベンチに対する燃費・排気性能試験の要求

Fig.2-4 に、エンジンの各パラメータを調整する適合試験と、燃費・排気性能の目標達成を検証する燃費・排気性能試験の関係を示す。対角の下側が順方向の工程、上側が手戻りを示す。適合試験が前工程、燃費・排気性能試験が後工程の関係である。適合試験はエンジンテストベンチ上で 10 工程の試験を行い、燃費・排気性能試験はシャシーダイナモ上で 6 工程の試験を行う。燃費・排気性能試験の最終工程となる(6)ばらつき保証にて運転モードを走行し、工場出荷前の最終確認を行うが、厳しい排気ガス規制の目標を達成するための見積り精度が低いとき、再び適合試験にてエンジンの調整を行わなければならない、大きな手戻りとなってしまう。

適合試験では、後工程の燃費・排気性能試験に関する工程の(7)浄化前排気特性の評価、(8)浄化性能と空燃比フィードバック制御感度の評価、(9)高負荷運転域の評価、(10)触媒システムの評価を行い、燃費・排気性能試験に調整を行ったエンジンを提供する。

しかしながら、これらの繰り返し工程は最短時間のケースであり、ほとんどは次期仕様のエンジンを調整するために、エンジンテストベンチは既に占有されている状況である。手戻りの工程を行うためのエンジンテストベンチの確保が必要となり、手戻りによる待ち時間に加えてさらにエンジンベンチが確保されるまでの待ち時間が発生する。

シャシーダイナモ上で燃費・排気性能試験のばらつき保証を行う前に、エンジンテストベン

チ上にて燃費・排気性能試験で行うような高精度な運転モードを実現することができれば、手戻りを低減することができる。

2.2.1 適合試験の工程内容

(1) 空燃比フィードバック制御の適合

2.1 節にて述べたように空燃比フィードバック制御は、 O_2 センサによって検出した排気ガス中の酸素濃度とインジェクタの燃料噴射量から空燃比を求め、目標とする理論空燃比との偏差に対し、インジェクタの燃料噴射量をフィードバック制御する。空燃比フィードバック制御の適合では、このフィードバックゲインの調整を行う。

(2) 点火時期制御の適合

エンジン出力と燃料消費率が最良となる点火時期の調整を行う。最良な点火時期はエンジン回転数とダイナモから与える負荷によって変わる。具体的にはエンジン回転数と負荷が低い領域では、吸入空気量が少なくエンジンシリンダー内の燃焼速度が遅いため点火時期を早めるなどの調整を行う。また、点火時期の調整ではエンジンからカラカラ音がするなどノッキング現象が発生し圧力振動による部品破損をとまなうこともあるため、燃焼圧力の振動や聴力による判定をして調整を行う。

(3) 混合気分配係数の適合

エンジンの各シリンダーで燃焼圧がばらつかないように、各シリンダーに対する混合気の分配比率を調整する。各シリンダーの排気ガス(CO)を測定し調整を行う。

(4) 低水温域の適合

エンジンが暖気されておらず、エンジンの冷却水温が $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下のとき、燃焼状態が安定せず失火などが生じる。このため、燃料を増量して燃焼状態を安定させる調整を行う。

(5) 空気量補正の適合

吸入空気量の補正を行う。とくにエンジンがアイドル状態のとき、スロットルの開度が全閉に近づくため吸入空気量が減少し、燃焼状態が不安定になる。このため吸入空気量を補正することで燃焼状態を安定にする。

(6) 壁流補正の適合

インジェクタにより噴射された燃料はエンジンシリンダー内にて噴霧となり、スパークプラグ

により点火されて燃焼するが、噴霧の一部はエンジンシリンダー壁に付着し燃焼しない。このため、エンジンシリンダー壁に付着した燃料分を増量する調整を行う。

(7) 浄化前排気特性の評価

三元触媒を用いる前の排気ガス成分を計測する。これにより、排気ガスを浄化する上で必要となる触媒容量を検討する。

(8) 浄化性能と空燃比フィードバック制御感度の評価

容量検討後の三元触媒を用いて空燃比フィードバック制御を施し、浄化性能の確認を行う。浄化性能に対するフィードバックゲインの調整感度を確認する。

(9) 高負荷運転域の評価

高負荷運転域での排気ガス温度、CO 排出量の確認を行う。排気ガス温度が高いとき、排気系統の周辺部品が熔損するため、燃料噴射量の増量し排気温度を下げるなどの調整を行う。

(10) 触媒システムの評価

(1)～(8)の工程で決定した内容にもとづき、ダイナモから走行抵抗に相当する負荷をエンジンに与えて排気性能の評価を行う。

2.2.2 燃費・排気性能試験の工程内容

(1) 浄化前排気特性の評価

適合をしたエンジンを車載し自動車全体として、三元触媒を用いる前の排気ガス成分を計測する。エンジンテストベンチとの実験データと比較することで差異が無いか確認する。

(2) 空燃比フィードバック制御の適合

2.2.1 節(1)と同じ調整を行う。既にエンジンテストベンチにてフィードバックゲイン調整が行われているため、差異の確認と微調整を行う。

(3) 触媒劣化時での排気性能の評価

自動車が数十万 km 走行することによって三元触媒は劣化し浄化性能は低下する。三元触媒に加熱処理を施し、浄化性能を低下させた劣化触媒を用いて運転モードを走行して排気性能の確認を行う。

(4) 高負荷運転域の評価

2.2.1 節(8)と同じ調整を行う。既にエンジンテスベンチにて増量する燃料噴射量の調整が行われているため、差異の確認と微調整を行う。

(5) 触媒システムの評価

自動車全体としての排気性能の評価を行う。自動車を販売する国に対応した運転モードを走行して排気性能の評価を行う。

(6) ばらつき保証

部品精度をばらつかせて排気性能の評価を行う。インジェクタなどは燃料噴射する穴加工精度にばらつきがあるため、穴加工精度の上下限品に交換して排気性能の評価を行う。

		1	2	3	4	5														
適合試験	(1) 空燃比フィードバック制御の適合	1	■	○			○													
	(2) 点火時期制御の適合	2		■																
	(3) 混合気分配係数の適合	3	□	□	■															
	(4) 低水温域の適合	4				■		○												
	(5) 空気量補正の適合	5					■													
	(6) 壁流補正の適合	6					■													
	(7) 浄化前排気特性の評価	7				□		■	○											
	(8) 浄化性能と空燃比フィードバック制御感度の評価	8				□		■		△	△									
	(9) 高負荷運転域の評価	9							■	△	△									
	(10) 触媒システムの評価	10						□	□	□	■	△	△							
燃費・排気性能試験	(1) 浄化前排気特性の評価	1			□			□	■	○										
	(2) 空燃比フィードバック制御の適合	2			□				■	○										
	(3) 触媒劣化時での排気性能の評価	3							■											
	(4) 高負荷運転域の評価	4								□	■									
	(5) 触媒システムの評価	5								□	■									
	(6) ばらつき保証	6						□	□	□	■	□	□							

□ Preliminary information
○ Rework in process
△ Rework out of process

Rework from fuel consumption test, exhaust gas test

Fig. 2-4 Interaction between calibration test and fuel consumption test

2.3 エンジンテストベンチでの燃費・排気性能試験方法

Fig.2-5 にエンジンテストベンチでの燃費・排気性能試験手順を示す。基本的にはシャーシダイナモでの燃費・排気性能試験手順と同じである。1.Warm up ではエンジンの暖機を行う。2.Pre conditioning では、試走走行を行い、3.Consunption test にて運転モードを走行して燃費・排気性能試験を行う。4. Wait にてエンジンの冷却水温度が 20～30 ℃になるまで待つ。5.Repeart にて、要求されるテスト回数の燃費・排気性能試験を行う。シャーシダイナモメーターでの燃費・排気性能試験との差異は、4. Wait の待ち時間が少ないことである。Fig.2-6 にエンジンテストベンチに設置されているエンジン冷却水用の温度調節タンクを示す。温度調節器の目標温度と熱電対で検出された冷却水温度の偏差にもとづき、電磁弁が開閉し工業用冷却水が温度調節タンクに流れ込む。これにより、エンジン冷却水の温度調節を行う。シャーシダイナモメーター上の自動車ではエンジン冷却水温度が 20～30 ℃になるまで長時間の待ち時間が必要となるが、エンジンテストベンチではエンジン冷却水用の温度調節タンクを用いることで、短時間の待ち時間で繰り返し燃費・排気性能試験を行うことができる。

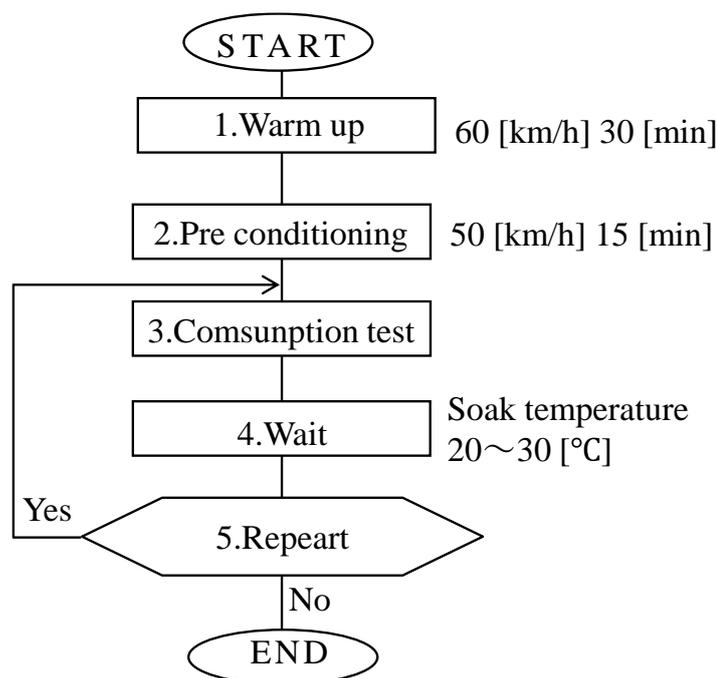


Fig. 2-5 Procedure of experimental

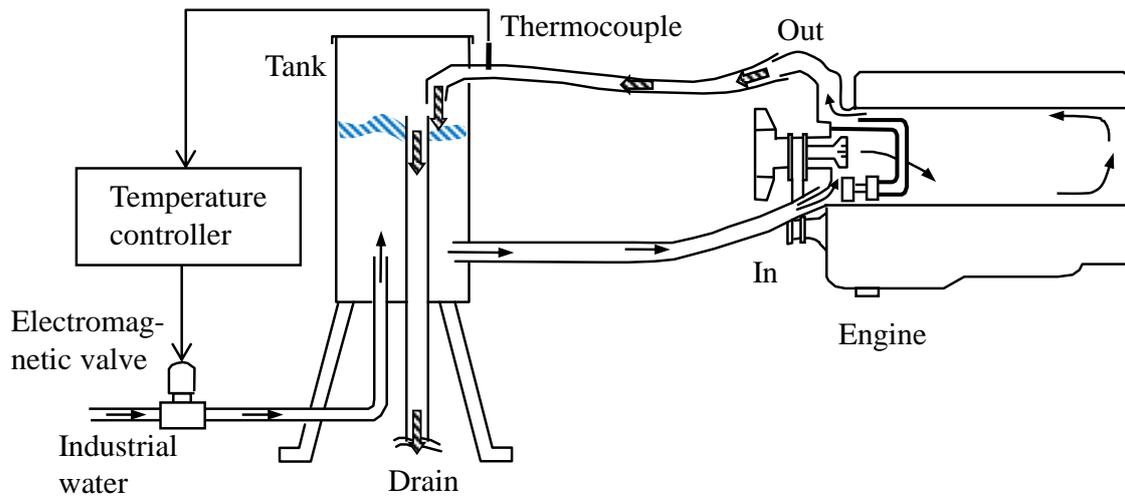


Fig. 2-6 Temperature control tank of engine test bench

Fig.2-7 にエンジン周囲の空気温度を調整するアルミ箱を示す. エンジンをアルミ箱にて覆い, 内部の空気温度を自動車のエンジンルーム内温度と合わせて燃費・排気性能試験を行う. 三元触媒は温度によって転化率が変わるため, 周囲温度をエンジンルーム内温度と合わせて燃費・排気性能試験を行う.

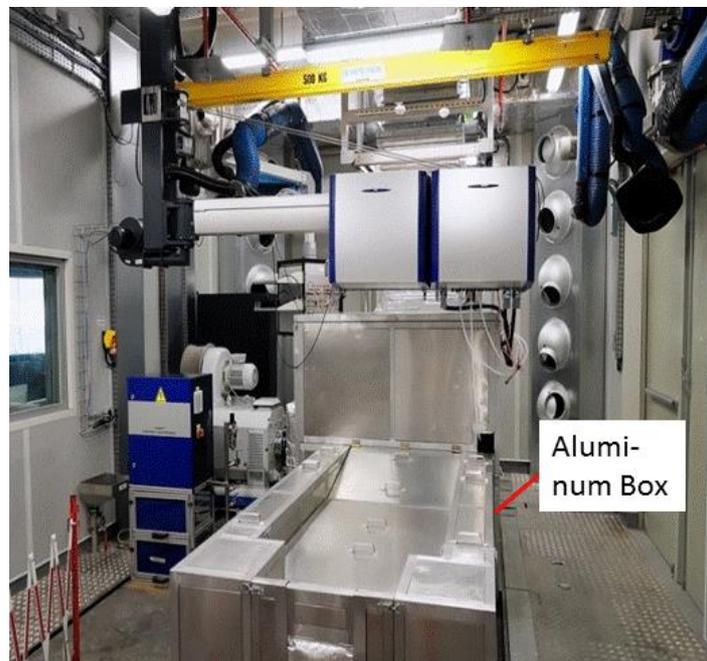


Fig. 2-7 Adjustment of engine's ambient temperature

2.4 従来のフィードバック制御に対する課題

検証プロセスのシャシーダイナモメーター上ではテストドライバーが自動車を運転し燃費・排気性能試験を行うが、エンジンテストベンチではフィードバック制御を用いて燃費・排気性能試験を行う。

Fig.2-8 に、エンジンテストベンチ上の DSP に実装されている従来のフィードバック制御の構成を示す。Fig.2-8(a)は運転モードの試験パターン、(b)はフィードバック制御器、(c)は車両のシミュレーションモデルを示す。運転モードの試験パターンから指令される基準車両速度と、車両のシミュレーションモデルで計算された車両速度の偏差にもとづき、フィードバック制御が施される。フィードバック制御の操作量は、加速度操作量信号に変換されてエンジンのコントロールユニットに入力され、エンジンコントロールユニットから出力されるスロットル制御信号にてスロットルの開閉が行われる。

Fig.2-9 に、運転モードの再現結果を示す。破線は試験パターンの基準車両速度、実線は車両速度を示す。燃費・排気性能試験では運転モードの試験パターンを忠実に再現する必要があるが、エンジンテストベンチで用いられている従来のフィードバック制御では再現性に問題がある。試験パターンが定加速度パターン A から定速度パターン B に変わるフェーズで、車両速度のオーバーシュートが発生している。フィードバック制御では、車両速度の偏差が発生した後、偏差に対してフィードバックが行われるため応答性が低いためである。

Fig.2-10 に、フィードバック制御器の内部構成を示す。In_err は基準車両速度と車両速度の速度偏差、P gain は比例ゲイン、I gain は積分ゲイン、D gain は微分ゲイン、Out_1 はフィードバック制御の操作量を示す。エンジンテストベンチのオペレータは、応答性を改善するために各ゲインを調整して対応するが、オーバーシュートを抑制するために応答性を高めたゲインは高ゲインとなってしまう安定性が低下する。安定性が必要な定速度パターンの基準車両速度に対しても、車両速度との微小な速度偏差で加速度操作量が操作されてしまい車両速度が変動する。

Fig.2-11 に、エンジンテストベンチで用いる燃費・排気性能試験の運転モードを示す。縦軸は車両速度、横軸は燃費・排気性能試験を行う時間を示す。調整が行われたフィードバックゲインを用いて、0 s から 600 s までの様々な車両速度に対し、フィードバック制御を用いて燃費・排気性能試験を行う。

Fig.2-12 に、燃費・排気性能試験の制御目標を示す。基準車両速度に対し車両速度の速度偏差は ± 2.0 km/h 以下、整定時間は 1.0 s が要求される。燃費・排気性能試験においては、Fig.2-11 で示した運転モードの 0 s から 600 s 区間の様々な基準車両速度に対して、Fig.2-12 で示した速度偏差 ± 2.0 km/h 以下を確保しなければならない。

エンジンテストベンチのオペレータは、各ゲインを調整して速度偏差のオーバーシュートを

抑制しようとするが、運転モードの目標車両速度に対して速度偏差 ± 2.0 km/h 以下の精度を確保することは難しく、調整に多大な時間を費やしてしまう。

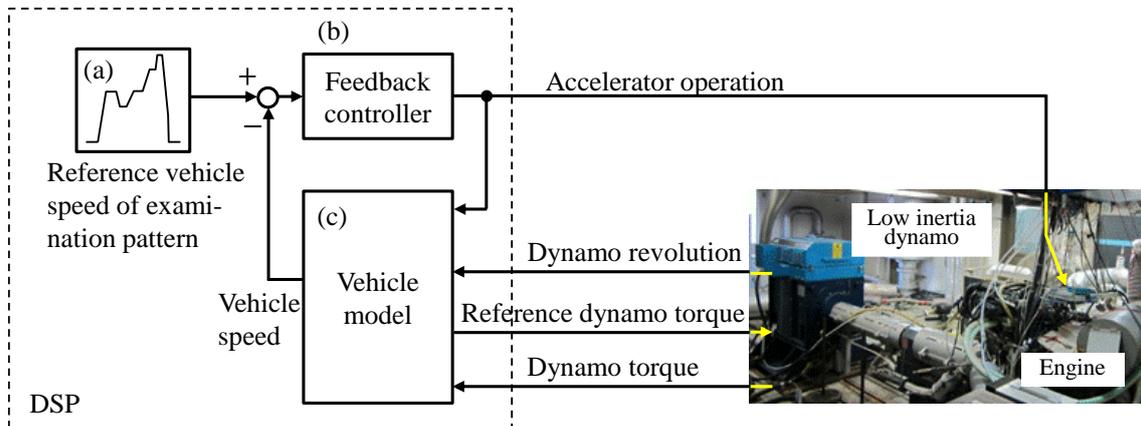


Fig. 2-8 Schematic diagram of conventional engine test bench system

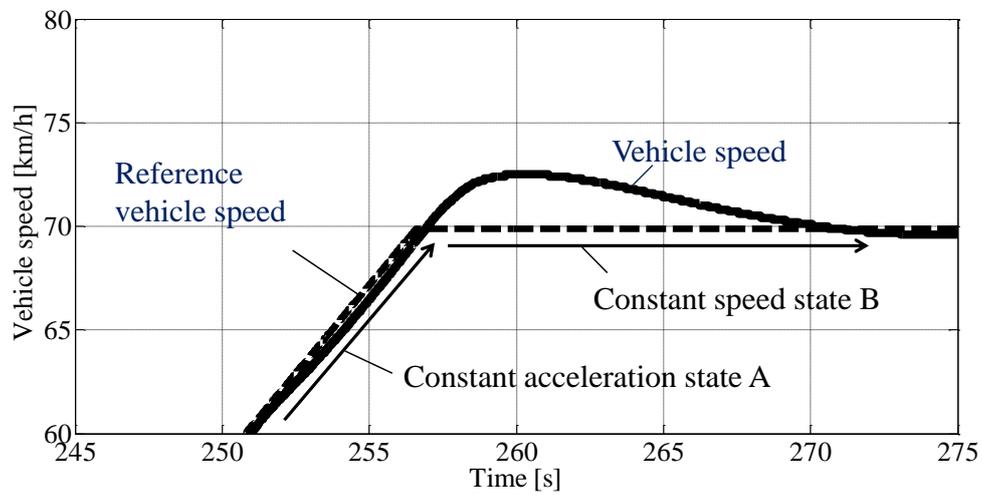


Fig. 2-9 Reproduction result of driving mode

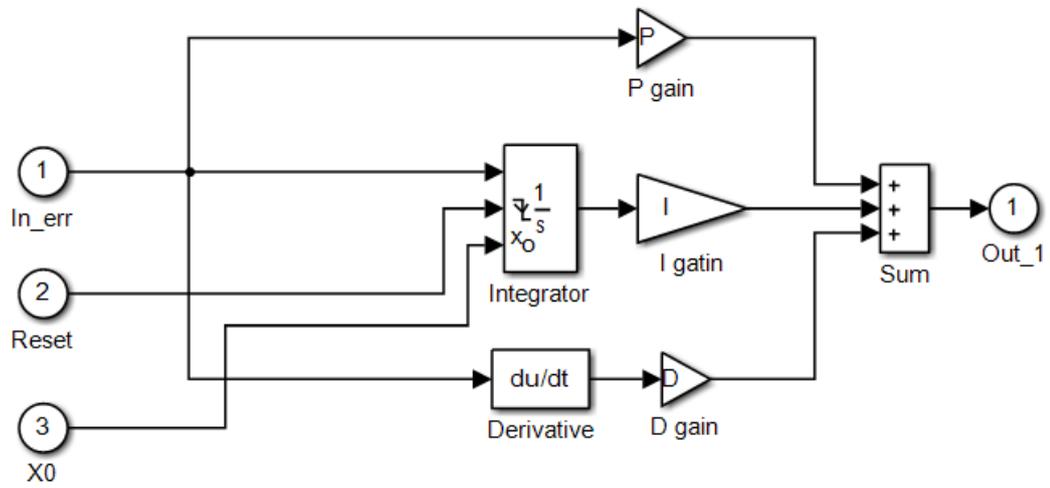


Fig. 2-10 Internal schematic diagram of conventional feedback controller

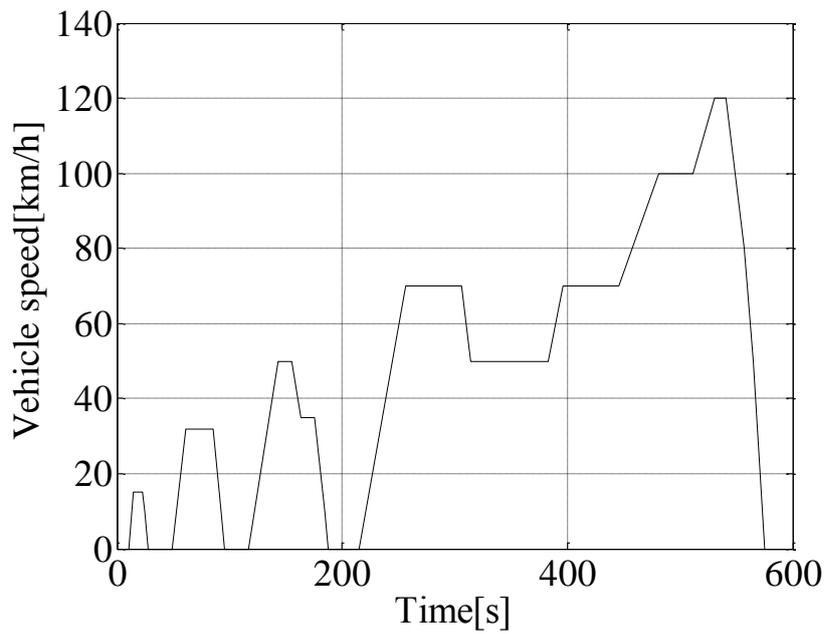


Fig. 2-11 Driving mode of fuel consumption test

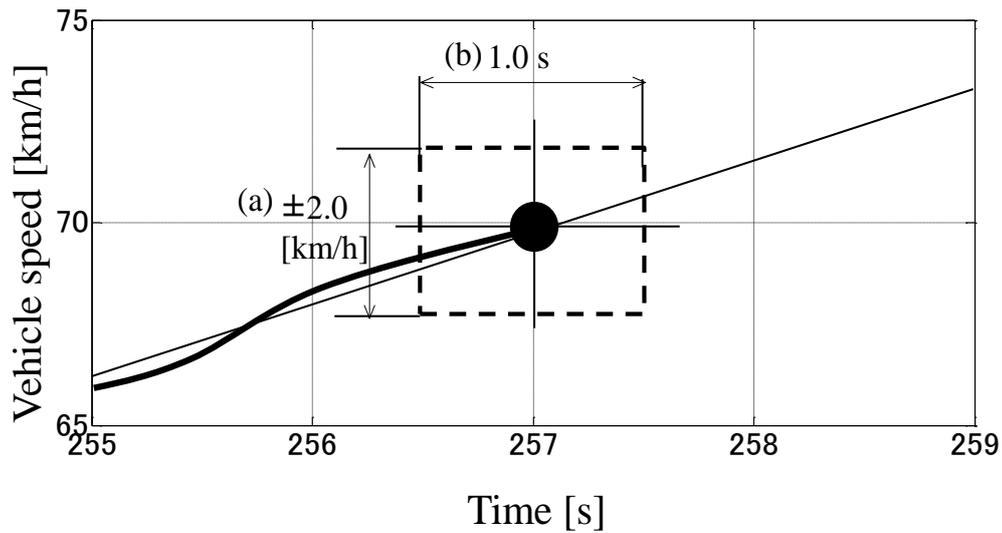


Fig. 2-12 Control target of fuel consumption test

2.5 切り替え制御のシナリオ

従来のフィードバック制御による再現性の問題に対し、本研究では、運転モードの試験パターンが変わるフェーズでフィードフォワード制御を用いて応答性を改善し、試験パターンが変わらないフェーズではフィードバック制御を用いて安定性を確保するフィードフォワード制御とフィードバック制御を切り替える制御システムを提案する。Fig.2-13 に、提案する切り替え制御の動作を示す。運転モードの試験パターンが定常加速度状態 A から定常速度状態 B になる点 P の前後で、フィードフォワード制御を用いることにより、車両速度のオーバーシュートを減らして応答性の改善を図る。試験パターンが変わらないフェーズでは、従来のフィードバック制御を適用することで車速追従の安定性を確保する。

フィードフォワード制御を機能させるタイミングは、点 P の前後 1.0 s として検討を行った。点 P の 0.5 s 前にフィードフォワード制御に切り替え、点 P の 0.5 s 後にフィードバック制御に戻す。フィードフォワード制御入力は予め終端状態制御を用いてオフラインで求めておき、点 P の 0.5 s 前となるタイミングで入力する。

Fig.2-14 に、運転モードにてフィードフォワード制御を用いる箇所を示す。定速度パターンから定加速度パターンに変わるフェーズ、定加速度パターンから定速度パターンに変わるフェーズとして合計 14 箇所にフィードフォワード制御入力を用いる。Table 2-1 にフィードフォワード制御を用いるタイミングを示す。Timing of Point P は試験パターンのフェーズが変わる点 P の時間、0.5 s forward test pattern speed は点 P の 0.5 s 前の基準車両速度、0.5 s backward test pattern speed は点 P の 0.5 s 後の基準車両速度を示す。

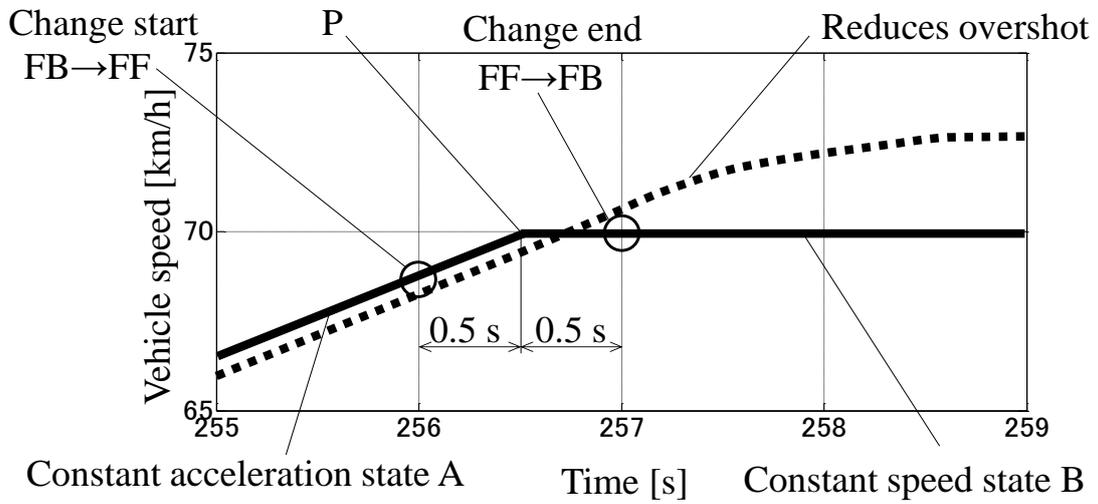


Fig. 2-13 Timing which is replaced by feedback to feedforward

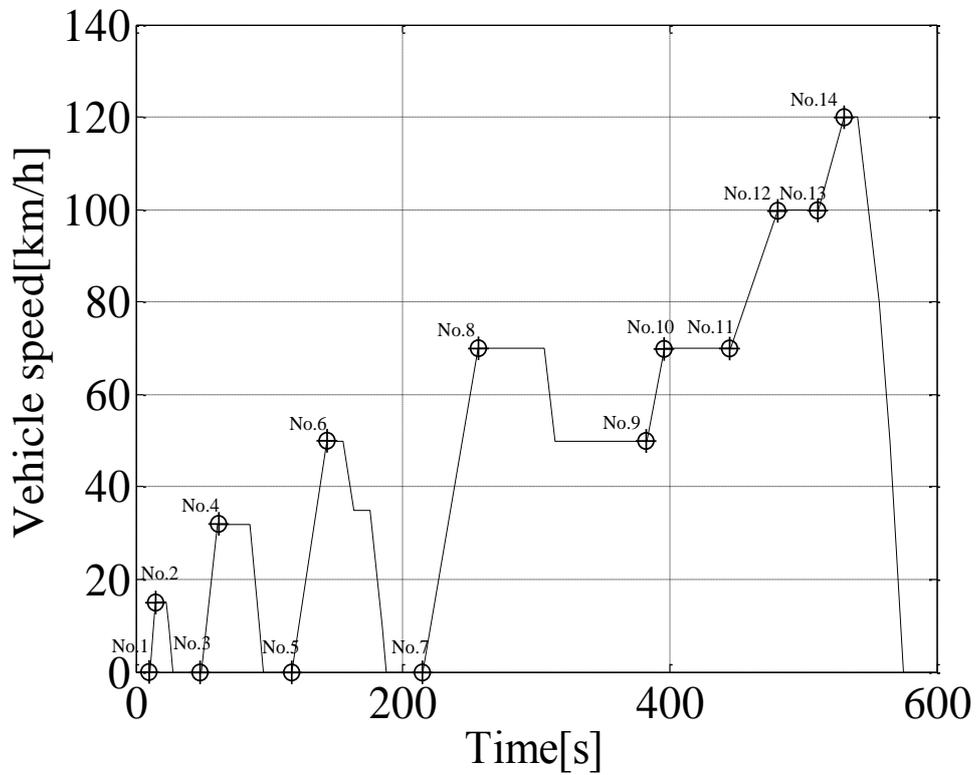


Fig. 2-14 Feedforward application point in driving mode

また、フィードバック制御の加速度操作量とフィードフォワード制御の加速度操作量には誤差があるため、制御を切り替えたとき加速度操作量に段差が生じる。この段差をなくす対策として徐々にフィードバック制御からフィードフォワード制御の制御出力に遷移させる対策を検討する。 Fig.2-15 に、対策を示す。縦軸は分担率、横軸は遷移時間を示す。0.1 s の間にフィードバック制御の分担率を 100 から 0 %、フィードフォワード制御の分担率を 0 から 100 % に徐々に遷移させることで、誤差による段差をなくす。

Table 2-1 Timing of feedforward controler

No.	Timing of Point P [s]	0.5 s forward test pattern speed [km/h]	0.5 s backward test pattern speed [km/h]
1	11	0.00	3.75
2	15	11.25	15.00
3	49	0.00	2.67
4	61	29.33	32.00
5	117	0.00	1.92
6	143	48.08	50.00
7	215	0.00	1.71
8	256	68.29	70.00
9	383	50.00	51.54
10	396	68.46	70.00
11	446	70.00	70.86
12	481	99.14	100.00
13	511	100.00	101.00
14	531	119.00	120.00

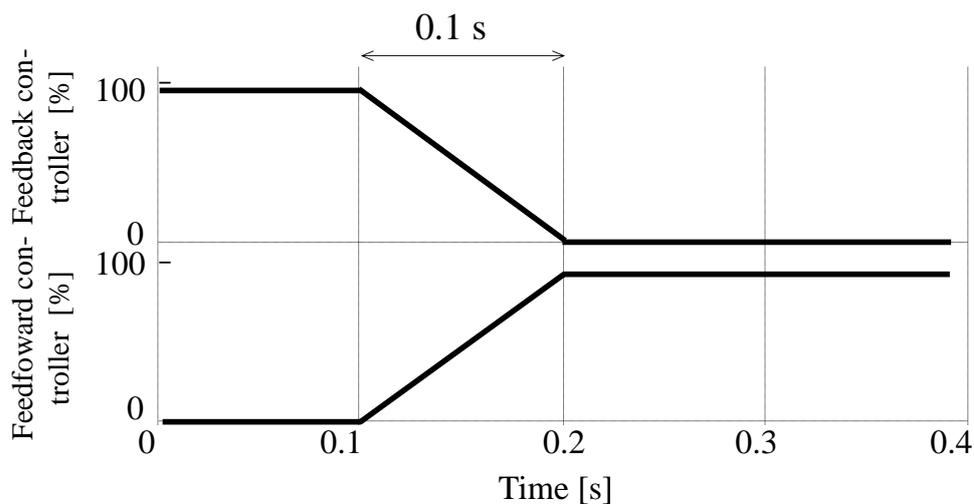


Fig. 2-15 Transition of controller output

2.6 切り替え制御の設計

2.6.1 制御対象モデル

(1) 車両モデルと走行抵抗モデル

DSP 上に実装される車両のシミュレーションモデルは、エンジンテストベンチの低慣性ダイナモに、基準車両速度に応じた適切な負荷トルクを与えるため、駆動系各部が精確にモデル化されている。しかしながら、本研究で用いる終端状態制御により、フィードフォワード制御入力として駆動力を求める際には、次数が高く複雑である。そこで、終端状態制御の対象モデルとしては、走行抵抗を考慮した車両モデルを用いる。

Fig.2-16 に、駆動力 F と走行抵抗 R が作用する車両モデルを示す。この並進方向のみに着目した運動方程式は式(1)によって与えられる。

$$(m + m_1)\ddot{x} = F - R \quad (1)$$

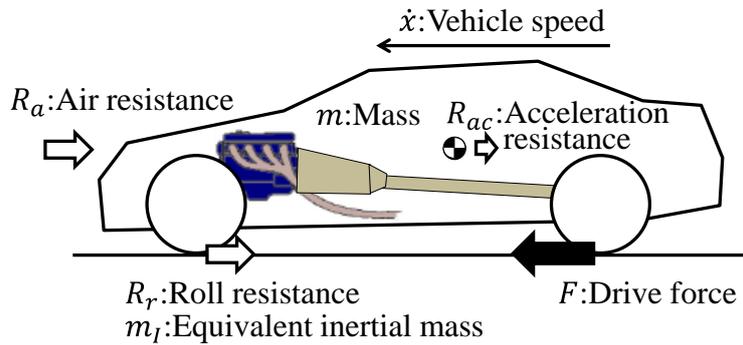


Fig. 2-16 The relation of force of effecting

ここで、車両質量 m に、等価慣性質量 m_j を加えてモデル化している。また、走行抵抗 R は、転がり抵抗 R_r 、空気抵抗 R_a 、補機損失 R_{ls} 、登坂抵抗 R_s 、加速抵抗 R_{ac} の合計で求められる。ただし、エンジンベンチでの燃費性能実験では、登坂が無いことから、登坂抵抗 R_s は 0 N としている。

転がり抵抗 R_r 、空気抵抗 R_a 、補機損失 R_{ls} を、惰行走行試験から得られた実験式(2)によって近似し、近似式 $a_0 + a_1 \dot{x}$ を線形化モデル、近似式 $a_0 + a_2 \dot{x}^2$ を線形パラメータ変動モデルとしてモデル化している。また、Fig.16 に実験式で用いる係数 a_0 、 a_1 、 a_2 の関係を示す。

$$R = R_r + R_a + R_{ls} + R_s \approx a_0 + a_1 \dot{x} \approx a_0 + a_2 \dot{x}^2 \quad (2)$$

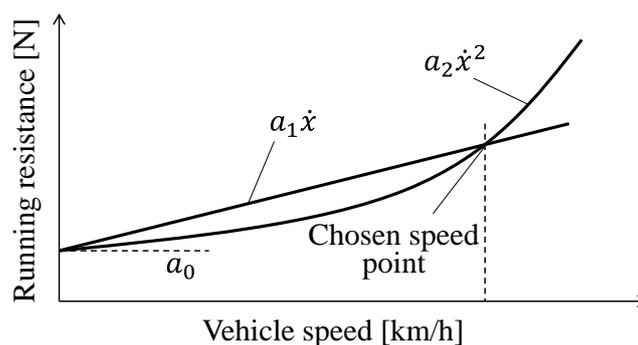


Fig. 2-17 Approximation of running resistance

(2) 制御対象の状態方程式

式(1)と式(2)より, 線形パラメータ変動モデルとして, 状態方程式

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{R} + \boldsymbol{b}u \quad (3)$$

を得る. ただし,

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -a_2\dot{x}/(m+m_I) \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{x} = \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{R} = \begin{bmatrix} 0 \\ -(a_0 + R_{ac})/(m+m_I) \end{bmatrix},$$
$$\boldsymbol{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/(m+m_I) \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{u} = [0 \quad F]$$

である. また, 線形化モデルの状態方程式は

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}_L\boldsymbol{x} + \boldsymbol{R} + \boldsymbol{b}u \quad (4)$$

ただし,

$$\boldsymbol{A}_L = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -a_1/(m+m_I) \end{bmatrix}$$

である.

2.6.2 フィードフォワード制御入力の決定

本研究ではフィードフォワード制御入力を決定するために, 文献 2)をもとに, 線形時不変系の制御入力 $\tilde{\boldsymbol{v}}^*_L$ と, 線形時変系の制御入力 $\tilde{\boldsymbol{v}}^*_{NL}$ を求めて誤差学習を施した. 求めた線形時不変形での拡大システムを式(5), 終端状態を式(6), 求めた制御入力を式(8)に示す. また, 線形時変形の拡大システムを式(9), 終端状態を式(10), 求めた制御入力を式(11)に示す. なお, 学習係数は試行の結果として $\gamma=0.5$ とした.

(1) 線形時不変系に対する終端状態制御

フィードフォワード制御入力の基となる終端状態制御を示す. 2.6.1 節で求めた式(4)に対して, 拡大系を構成し離散化した状態方程式は以下のように表される.

$$\tilde{\mathbf{x}}_{k+1} = \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{x}}_k + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_k \quad (5)$$

$$\tilde{\mathbf{A}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{B}_d \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{b}}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{I} \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{R}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_d \\ 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{x}}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \mathbf{u}_k \end{bmatrix}, \mathbf{v}_k = \mathbf{u}_{k+1} - \mathbf{u}_k$$

ここで、 \mathbf{v}_k は拡大系に与える入力である。(5)式に、初期値 $\tilde{\mathbf{x}}_0$ から入力信号 $\mathbf{u}(k)$ ($k = 0, 1, \dots, N-1$)を与えたときの目標時間 $N\Delta t$ 後の状態 $\tilde{\mathbf{x}}_N$ は

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{x}}_1 &= \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_0 \\ \tilde{\mathbf{x}}_2 &= \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{x}}_1 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_1 \\ &= \tilde{\mathbf{A}}_d (\tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_0) + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_1 \\ &= \tilde{\mathbf{A}}_d^2 \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_0 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_1 \\ &\quad \vdots \\ \tilde{\mathbf{x}}_N &= \tilde{\mathbf{A}}_d^N \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{U}}_d + \tilde{\mathbf{U}}_h \tilde{\mathbf{V}}_L \end{aligned} \quad (6)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{U}}_d &= [\tilde{\mathbf{A}}_d^{N-1} \tilde{\mathbf{R}}_d, \tilde{\mathbf{A}}_d^{N-2} \tilde{\mathbf{R}}_d, \dots, \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{R}}_d, \tilde{\mathbf{R}}_d], \\ \tilde{\mathbf{U}}_h &= [\tilde{\mathbf{A}}_d^{N-1} \tilde{\mathbf{b}}_d, \tilde{\mathbf{A}}_d^{N-2} \tilde{\mathbf{b}}_d, \dots, \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{b}}_d, \tilde{\mathbf{b}}_d] \\ \tilde{\mathbf{V}}_L &= [\mathbf{v}_0, \mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \dots, \mathbf{v}_{N-1}]^T \end{aligned}$$

となる。式(6)の $\tilde{\mathbf{x}}_N$ が目標様態 $\tilde{\mathbf{x}}^0$ となるとき、終端状態制御が実現する。

$$\tilde{\mathbf{x}}_N = \tilde{\mathbf{x}}^0 \quad (7)$$

式(6)より、式(5)の状態方程式が、 $\tilde{\mathbf{x}}_0$ から $\tilde{\mathbf{x}}^0$ に到達するための制御入力のうち、2乗ノルムが最少となる $\tilde{\mathbf{V}}_L^*$ は次式で与えられる。

$$\tilde{\mathbf{V}}_L^* = \tilde{\mathbf{U}}_h^T (\tilde{\mathbf{U}}_h \tilde{\mathbf{U}}_h^T)^{-1} (\tilde{\mathbf{x}}^0 - \tilde{\mathbf{A}}_d^N \tilde{\mathbf{x}}_0 - \tilde{\mathbf{U}}_d) \quad (8)$$

以上より求められたフィードフォワード制御入力 $\tilde{\mathbf{V}}_L^*$ を式(5)の拡大系に与えると、状態ベクトル $\tilde{\mathbf{x}}_k$ が求められる。この $\tilde{\mathbf{x}}_k$ 要素から制御対象に対するフィードフォワード制御入力 \mathbf{u}_k を得ることができる。

(2) 線形時変系に対する誤差学習による終端状態制御

実際の自動車は、車両速度によって走行抵抗が変わる。高精度な運転モードを実現するためには、走行抵抗を時変系として扱い誤差学習によってフィードフォワード制御入力を求める必要がある。2.6.1 節で求めた式(3)に対して、拡大系を構成し離散化した状態方程式は以下のように表される。

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{x}}_{k+1} &= \tilde{\mathbf{A}}_k \tilde{\mathbf{x}}_k + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_k & (9) \\ \tilde{\mathbf{A}}_k &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_k & \mathbf{b}_d \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{b}}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{I} \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{x}}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \mathbf{u}_k \end{bmatrix}, \mathbf{v}_k = \mathbf{u}_{k+1} - \mathbf{u}_k \end{aligned}$$

この式(9)に、式(8)で求めた制御入力を順次与えたとき、目標時間 $N\Delta t$ 後の状態 $\tilde{\mathbf{x}}_N$ は以下のように表される。

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{x}}_1 &= \tilde{\mathbf{A}}_0 \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_0 \\ \tilde{\mathbf{x}}_2 &= \tilde{\mathbf{A}}_1 \tilde{\mathbf{x}}_1 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_1 \\ &= \tilde{\mathbf{A}}_1 (\tilde{\mathbf{A}}_0 \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_0) + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_1 \\ &= \tilde{\mathbf{A}}_1 \tilde{\mathbf{A}}_0 \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{A}}_0 \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{A}}_0 \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_0 + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{b}}_d \mathbf{v}_1 \\ &\quad \vdots \\ \tilde{\mathbf{x}}_N &= \tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{A}}_{N-2} \cdots \tilde{\mathbf{A}}_0 \tilde{\mathbf{x}}_0 + \tilde{\mathbf{U}}_e + \tilde{\mathbf{U}}_w \tilde{\mathbf{V}}_{NL} & (10) \end{aligned}$$

ただし、

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{U}}_e &= [\tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{A}}_{N-2} \cdots \tilde{\mathbf{A}}_1 \tilde{\mathbf{R}}_d, \tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{A}}_{N-2} \cdots \tilde{\mathbf{A}}_2 \tilde{\mathbf{R}}_d, \cdots, \tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{R}}_d, \tilde{\mathbf{R}}_d] \\ \tilde{\mathbf{U}}_w &= [\tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{A}}_{N-2} \cdots \tilde{\mathbf{A}}_1 \tilde{\mathbf{b}}_d, \tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{A}}_{N-2} \cdots \tilde{\mathbf{A}}_2 \tilde{\mathbf{b}}_d, \cdots, \tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{b}}_d, \tilde{\mathbf{b}}_d] \\ \tilde{\mathbf{V}}_{NL} &= [\mathbf{v}_0, \mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \cdots, \mathbf{v}_{N-1}]^T \end{aligned}$$

である。式(10)より、式(9)の状態方程式が、 $\tilde{\mathbf{x}}_0$ から $\tilde{\mathbf{x}}^0$ に到達するための制御入力 $\tilde{\mathbf{V}}_{NL}^*$ は、

$$\tilde{\mathbf{V}}_{NL}^* = \tilde{\mathbf{U}}_w^T (\tilde{\mathbf{U}}_w \tilde{\mathbf{U}}_w^T)^{-1} (\tilde{\mathbf{x}}^0 - \tilde{\mathbf{A}}_{N-1} \tilde{\mathbf{A}}_{N-2} \cdots \tilde{\mathbf{A}}_0 \tilde{\mathbf{x}}_0 - \tilde{\mathbf{U}}_d) \quad (11)$$

となる。しかし車両速度による走行抵抗の変動で、目標時間 $N\Delta t$ 後の状態 $\tilde{\mathbf{x}}_N$ は、目標状態 $\tilde{\mathbf{x}}^0$ に到達しない可能性がある。このとき終端誤差ベクトル $\mathbf{e} = \tilde{\mathbf{x}}^0 - \tilde{\mathbf{x}}_N$ を無くすような入力 $\Delta \mathbf{V}$ は

$$\Delta \mathbf{V} = \tilde{\mathbf{U}}_w^T (\tilde{\mathbf{U}}_w \tilde{\mathbf{U}}_w^T)^{-1} \mathbf{e} \quad (12)$$

で与えられる. そこで $\tilde{\mathbf{U}}_w$ の変化を小さくし, 終端誤差の収束性を高めるために学習係数 γ ($0 < \gamma < 1$)を $\Delta \mathbf{V}$ に乗じて $\tilde{\mathbf{V}}_{NL}^*$ の更新を

$$\tilde{\mathbf{V}}_{NL}^* = \tilde{\mathbf{V}}_{NL}^* + \gamma \Delta \mathbf{V} \quad (13)$$

のように行い, e の誤差が小さくなるまで繰り返す. Fig.2-18 に誤差学習の過程を示す. 誤差学習は 2.5 節の Table 2-1 で示した各点 P の計算を行う.

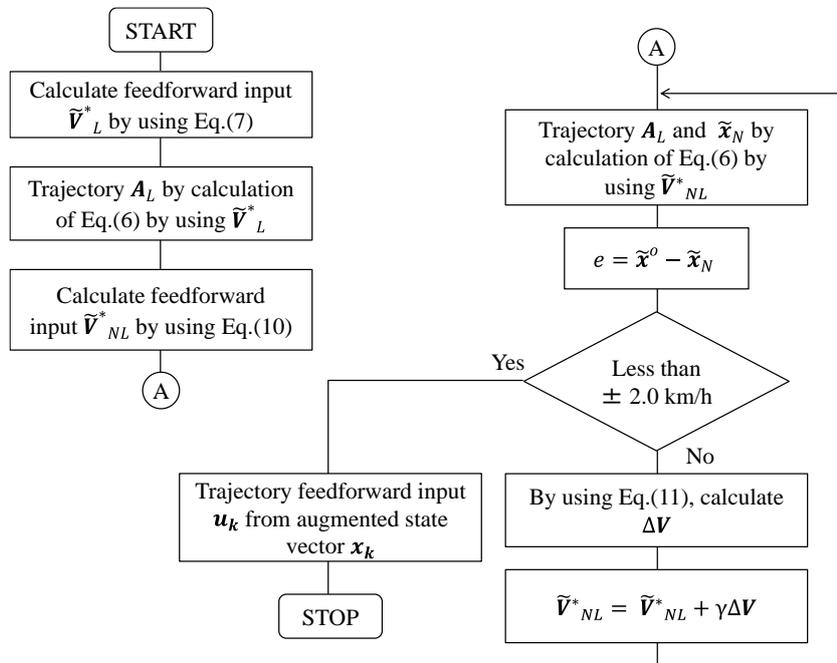


Fig. 2-18 Flow chart of calculations feed forward input

2.7 運転モードシミュレーション

2.7.1 シミュレーションモデルの全体構成

Fig.2-19 にシミュレーションモデルの全体構成を示す. 1.Test pattern model は運転モードの試験パターンにもとづき基準車両速度を指令するモデル, 2.Driver model は試験パ

ターンの基準車両速度に対し追従を行う制御器モデル, 3.Engine model は加速度操作量にもとづきエンジントルクを出力するエンジンモデル, 4Automatic transmission model はエンジンの負荷に応じてギヤ変速を行う自動変速機モデル, 5.Vehcile model は車両と走行抵抗のモデルを示す. Table 2-2 に, 各シミュレーションモデルの階層構成を示す(本論文では 4Automatic transmission model と 5.Vehicle model についての詳細は論じない).

Table 2-2 Layers of driving mode simulation model

Layer 1	Layer 2	Layer 3	Layer 4
1.Test pattern model			
2.Driver model	1.Controller	1.Feedfoward controller	1.Index counter
			2.Time counter
			3.Gear conversion
		2.Feedback controller	
	3.Sequence time		
	2.Brake force calculation		
3.Idle judgment			
3.Engine model	1.Idle speed controller	1.Feedback controller	
		2.A/C adjustment	
		3.Idle speed study	
		4.Add calculation	
	2.Engine torque calculation	1.Pumping loss	
		2.Fuel cut delay timer	
	3.Fuel cut controller		
	3.4.Acc loss		
	3.5.Engine revolution calculation		
	4Automatic transmission model	1.Change speed controller	
2Automatic transmission plant			
5.Vehcile model	1.Drive shaft		
	2.Running resistance		

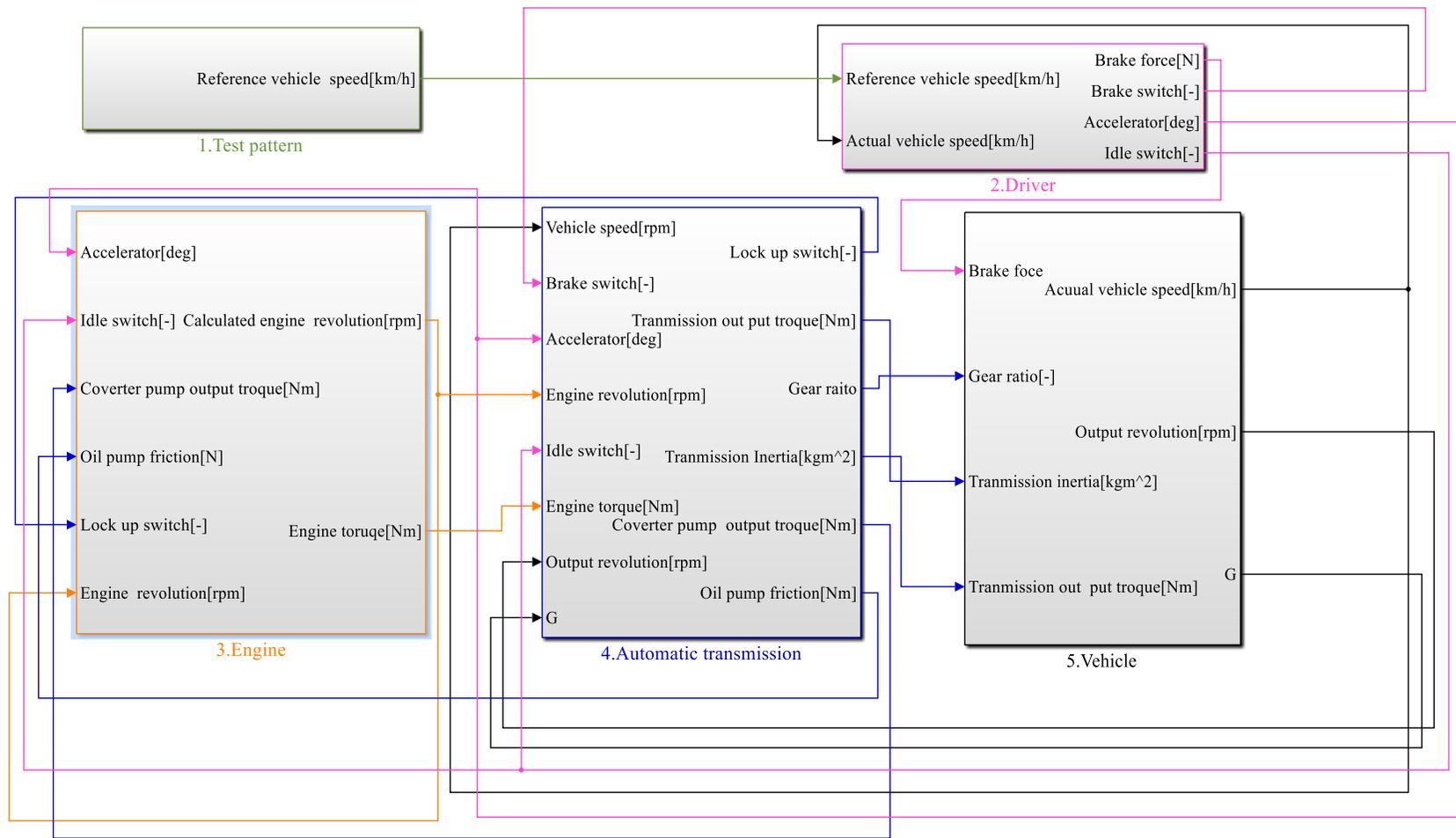


Fig. 2-19 Schematic of simulation mode

(1) シミュレーションの各部構成

①1. Test pattern model

Fig.2-20 に構成を示す. Clock time[s]は運転モードの試験パターンを時々刻々更新するタイマー, Test pattern map はシミュレーションを行う運転モードを示す. Clock time[s]の時間に入力にもとづき, Test pattern map にて試験パターンの基準車両速度が検索されて指令される. Clock time[s]の更新時間は, エンジンテストベンチ上の DSP 演算時間と同じ 0.004 s としている. また, Test pattern map で利用する運転モードの時間と基準車両速度は, 排気ガス規制の試験局から提示される Table 2-3 の試験パターンデータを内挿補完して使用する.

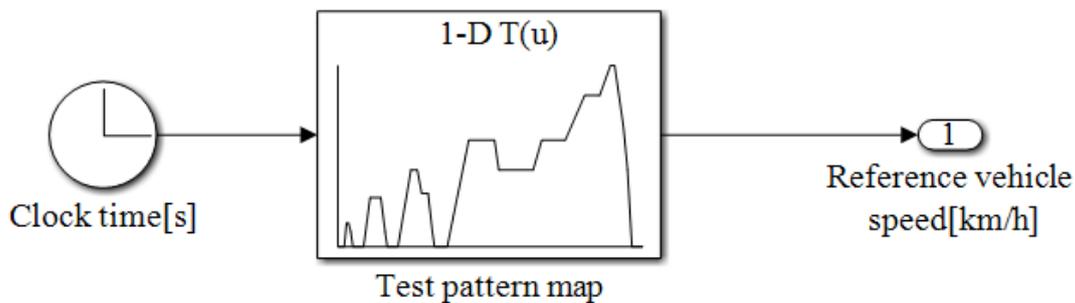


Fig. 2-20 Component of test pattern model

Table 2-3 Driving mode data of test pattern map

No.	Time[s]	Vehicle speed[km/h]	No.	Time[s]	Vehicle speed[km/h]
1	0	0	18	188	0
2	11	0	19	195	0
3	15	15	20	215	0
4	23	15	21	256	70
5	25	10	22	306	70
6	28	0	23	314	50
7	49	0	24	383	50
8	61	32	25	396	70
9	85	32	26	446	70

10	93	10	27	481	100
11	96	0	28	511	100
12	117	0	29	531	120
13	143	50	30	541	120
14	155	50	31	557	80
15	163	35	32	565	50
16	176	35	33	575	0
17	185	10	34	595	0

②2. Driver model

Fig.2-21 に Driver model 構成を示す. 入力として Reference vehicle speed[km/h]は基準車両速度, Actual vehicle speed[km/h]は車両速度を示す. 構成として 1.Controller は本研究で提案する切り替え制御, 2.Brake force calculation は減速度操作量, 3.Idle judgment はアイドル状態判定を示す. 出力として Brake force[N]はブレーキ力, Brake switch[-]はブレーキ状態スイッチ, Idle switch[-]はエンジンのアイドル状態スイッチ, Accelerator[deg]は加速度操作量を示す.

Transform gain:KF は 1.Controller から出力される駆動力を加速度操作量に変換するゲインである. これによって, Force[N]が Accelerator[deg]に変換される. 本研究の運転モードシミュレーションでは KF を線形ゲインとして扱う. Brake switch constant:0.1 はブレーキペダルが踏まれていることを判定するための定数である. Brake force[N]が 0.1 [N]より大きいとき, Brake switch[-]が On となり, 自動車のブレーキペダルが踏まれている状態となる.

2.1. Controller

Fig.2-22 に Controller の構成を示す. 入力として, Clock[s]はフィードフォワード制御を行うステップ時間, Error は試験パターンの基準車両速度と車両速度との速度偏差を示す. 構成として 1.Feedforward controller はフィードフォワード制御入力の出力, 2.Feedback controller は従来のフィードバック制御, 3.Sequence time はフィードフォワード制御の On・Off シーケンスを示す. 出力として Force[N]は駆動力を示す. Clock[s]は Ahead time constant[s]にて 0.5 s 前 ($u+0.5$), Later time constant[s]にて 0.5 s 後 ($u-0.5$) の時間差となり, 3.Sequence time でフィードフォワード制御入力を行う点 P の前後 1.0 s として用いられる.

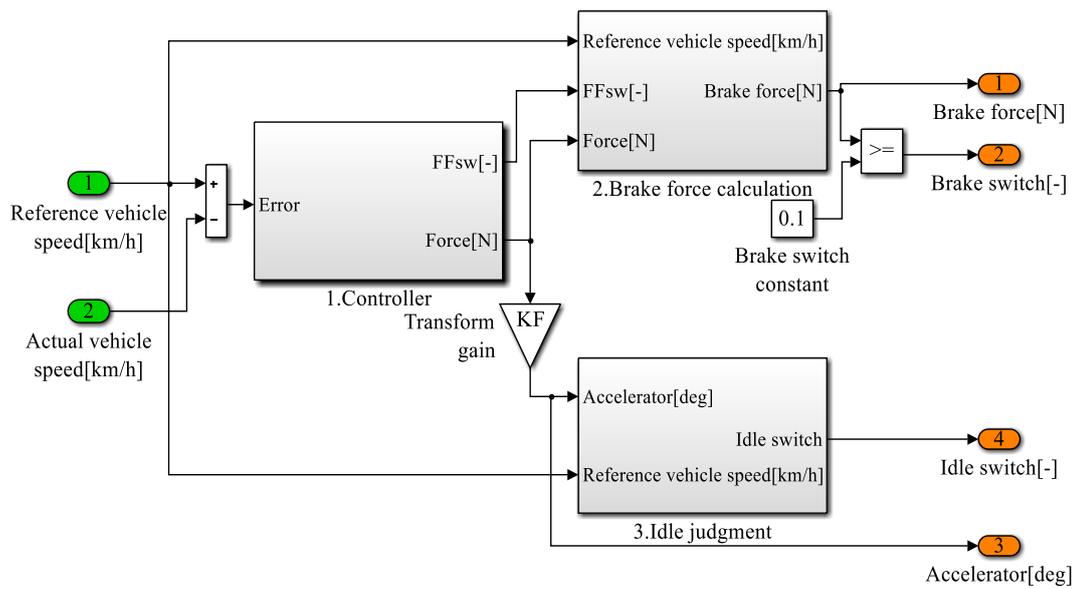


Fig. 2-21 Component of driver model

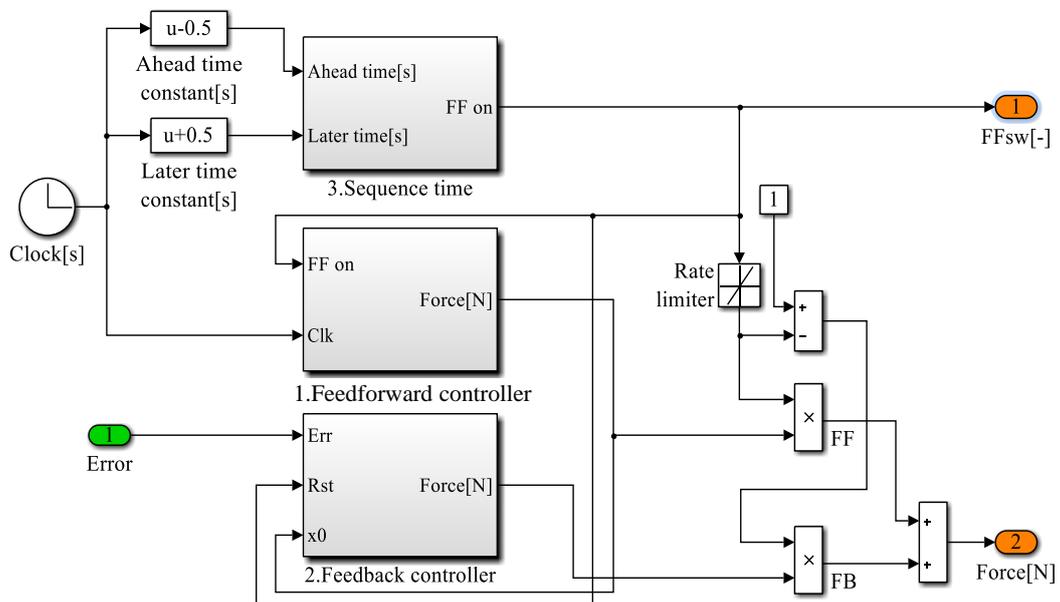


Fig. 2-22 Component of controller

Fig.2-23 に Rate limiter の動作を示す. Fig.2-23(a)は FF on 信号, (b)はフィードフォワード制御入力の手当比, (c)はフィードバック制御の手当比, (d)はフィードフォワード制御入力の出力, (e)はフィードバック制御の出力, (f)は分担比でフィードフォワード制御とフィードバック制御が合成された制御出力を示す. Rate limiter はフィードフォワード制御入力の On・Off を, 0.1 s で徐々に変化させる. 3.Sequence time の FF on 信号が On になると, フィードバック制御とフィードフォワード制御入力の分担が, 0.1 s 間にて, フィードバック制御の分担 0→100 %, フィードバック制御の分担 100→0 % にスムーズに変更される.

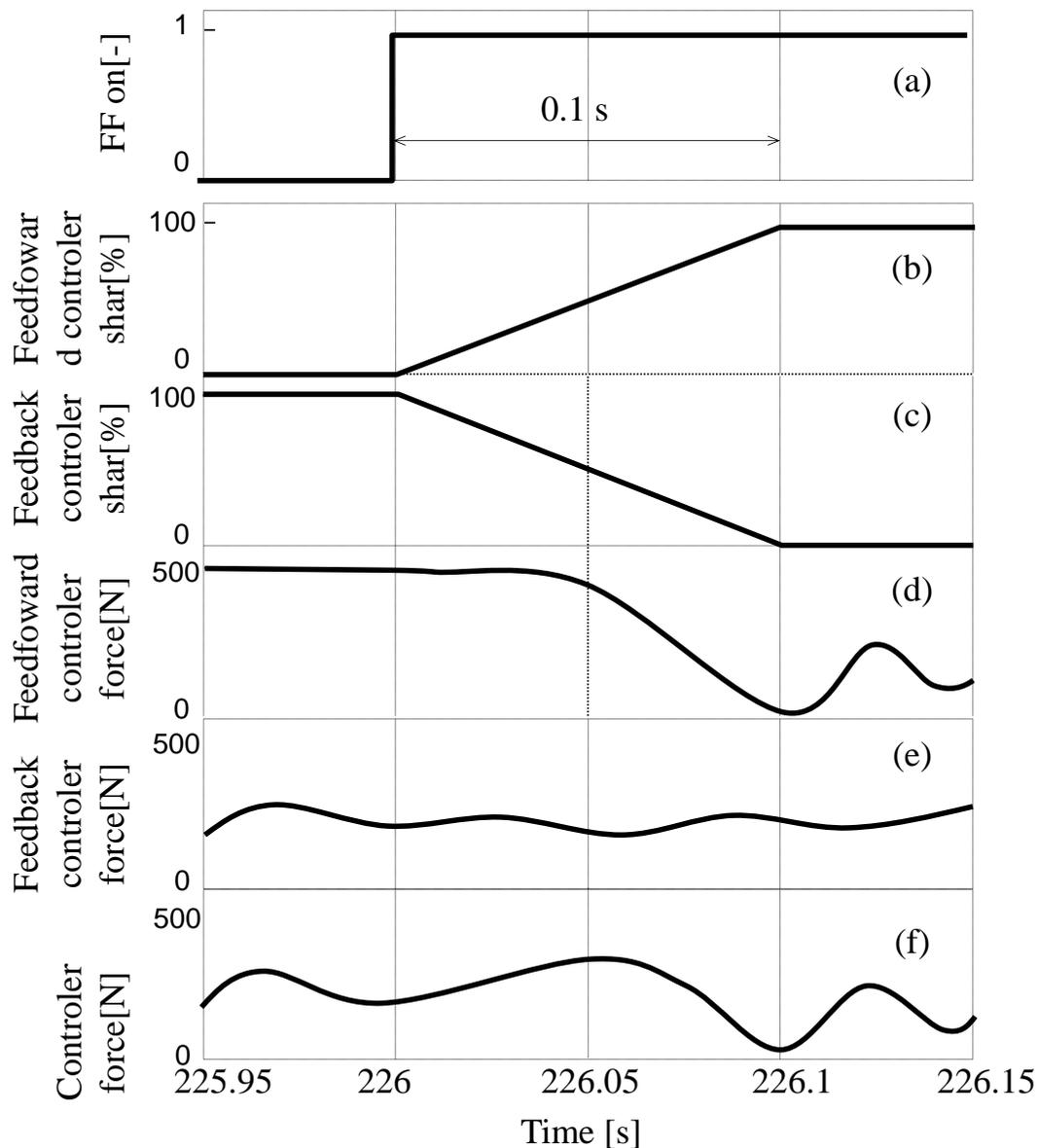


Fig. 2-23 Timing chart of Rate limiter

2.1.1 Feed forward controller

Fig.2-24 に, Feedforward controller の構成を示す. 入力として FF on はフィードフォワード制御の On・Off 状態, Clk はフィードフォワード制御を行うステップ時間, Gear_ratio[-] はオートマチックトランスミッションのギヤ比を示す. 構成として 1.Index counter は 2.5 節 Table 2-1 に示したフィードフォワード制御入力順番数のカウント, 2.Time counter はフィードフォワード制御入力をステップ時間にもとづき時々刻々出力するステップ回数のカウント, 3.Gear conversion は駆動力のギヤ比換算, Transform gain[-]は調整係数, Final gear ratio[-]はファイナルギヤ比, Tire radius[m]はタイヤ半径を示す. 出力として Force[N]はギヤ比にて換算されたエンジンクランク軸の駆動力を示す.

Fig.2-25 に示す Feedforward data table は, 1.Index counter からのフィードフォワード制御入力の順番にもとづきフィードフォワード制御入力を選択し, 2.Time counter からのシミュレーションステップ数に該当するフィードフォワード制御入力を出力する.

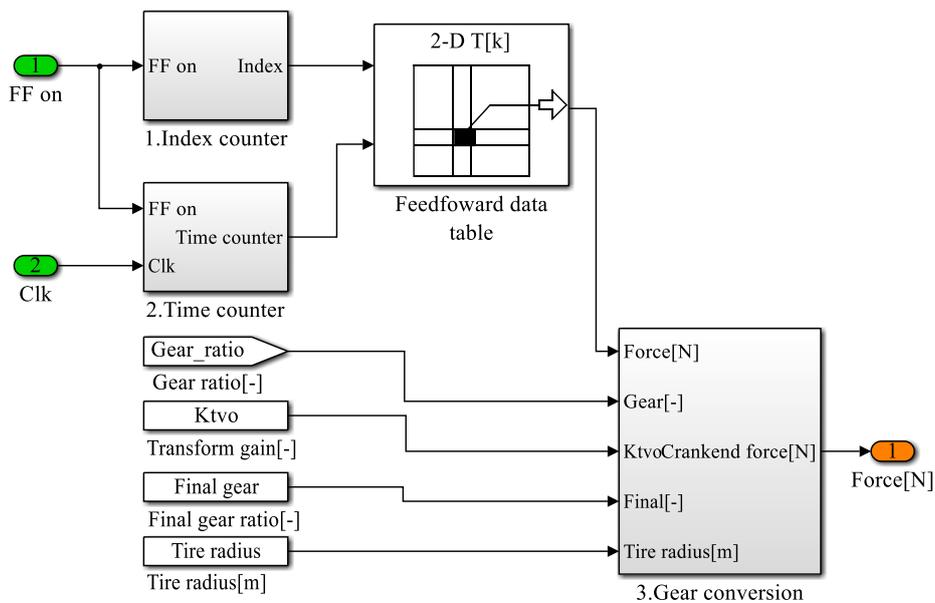


Fig. 2-24 Component of feedforward controller

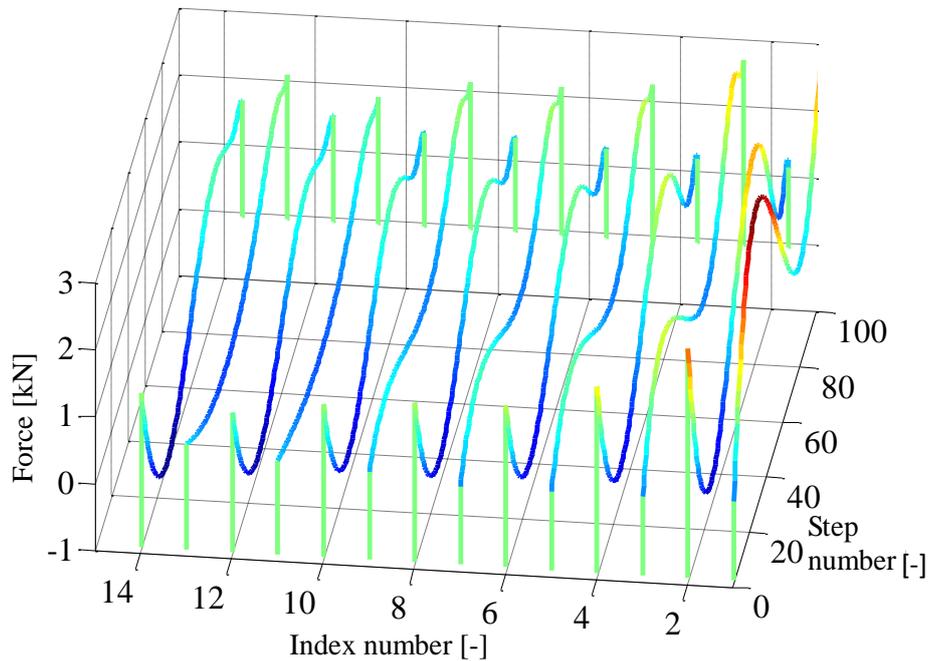


Fig. 2-25 Search of feedforward data table

2.1.2 Feedback controller

2.4 節の Fig.2-10 に示すとおりである. Table 2-4 に各フィードバックゲインを示す. 従来のフィードバック制御ではこれらのフィードバックゲインをベースに調整を行うが, D gain の微分ゲインは調整が難しく車両速度偏差のオーバーシュートが出やすいことから調整されることは少ない.

Table 2-4 Adjustment of feedback gain

P gain	I gain	D gain
0.4	0.8	0.0

2.1.3 Sequence time

Fig.2-26 に Sequence time の動作を示す. Fig.2-26(a)は試験パターンの基準車両速度, (b)は 0.5 s 先の加速度, (c)は 0.5 s 後の加速度, (d)は切り替え制御許可, (e)はフィードフォワード制御入力の出力 On・Offを示す. 試験パターンが変わるフェーズ点 P 以降, 基準車両速度の加速度は 0 となるが, (b)は 0.5 s 先の加速度, (c)は 0.5 s 後の加速度のため, (b)(c)両方の加速度が 0 になるには, 1.0 s を要する. この 1.0 s 区間を切り替え制御を行うことができる許可とし, フィードフォワード制御入力を出力する.

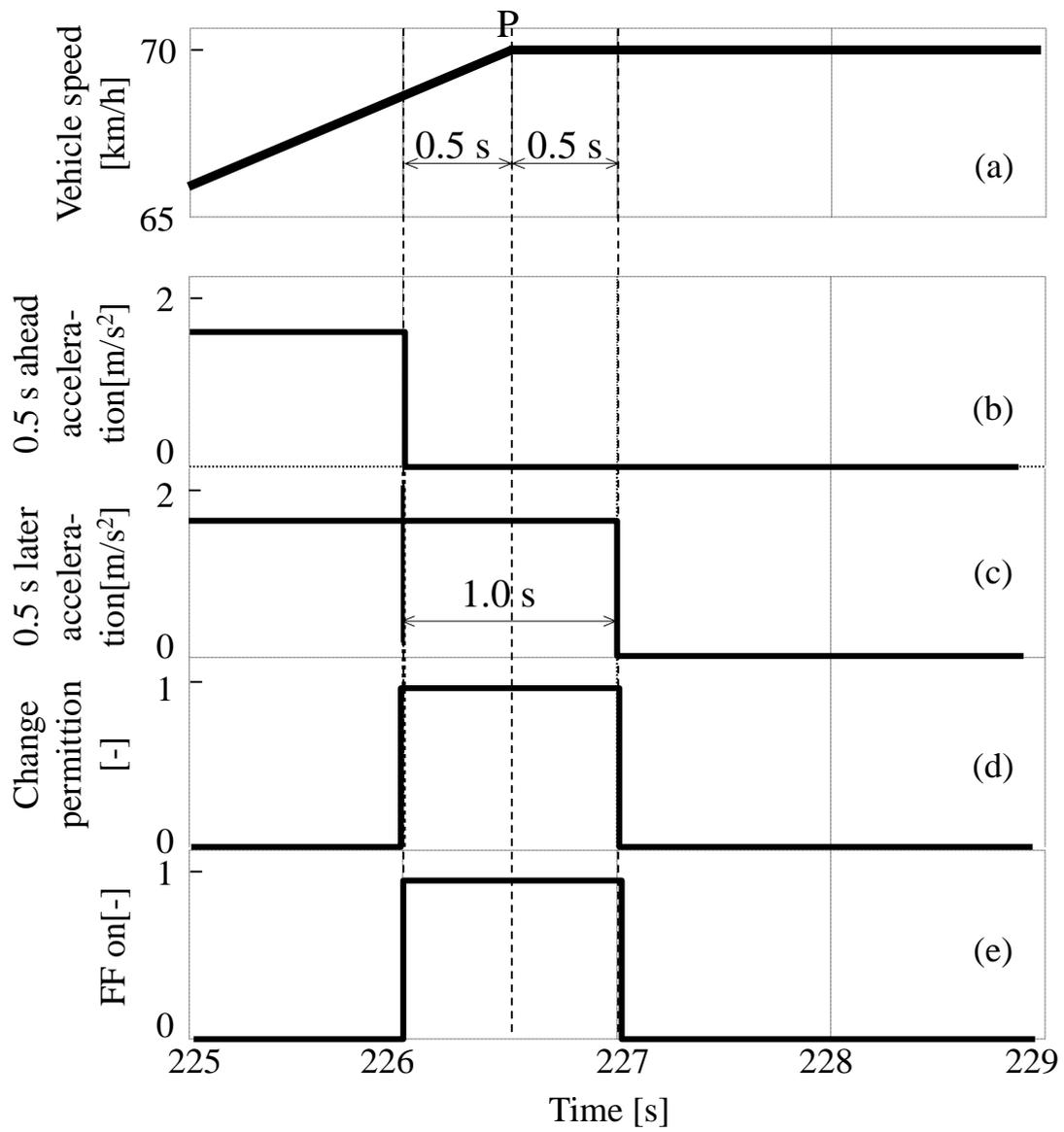


Fig. 2-26 Timing chart of Sequence time

2.1.2 Brake force calculation

Fig.2-27 に, Brake force calculation の構成を示す. 入力として Reference vehicle speed[km/h]は試験パターンの基準車両速度, FFsw[-]はフィードフォワード制御入力の On・Off, Force[N]は減速力を示す. 構成として Min vehicle speed constant[km/h]は車両の停止速度, Stop force constant[N]は車両が停止しているときのブレーキ力, Transform gain:KB は減速力をブレーキ力に換算する調整ゲインを示す. 出力として Brake Force[N]はブレーキ力を示す. Reference vehicle speed[km/h]が 0.001 km/h 以下で FFsw[-]が Off のとき, Switch は 3000[N]のブレーキ力を出力する. Reference vehicle speed[km/h]が 0.001 km/h を超過するとき, Switch は Transform gain にて換算されたブレーキ力を出力する.

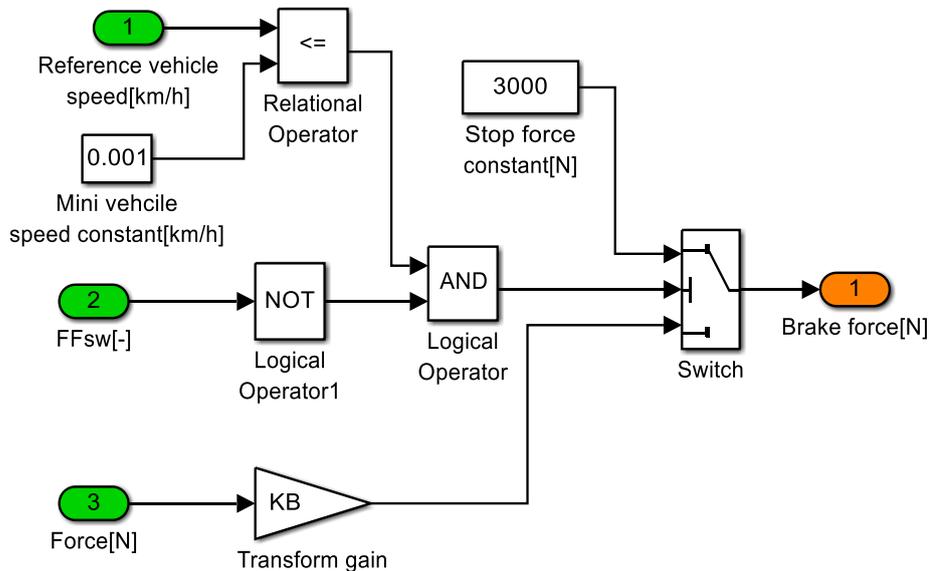


Fig. 2-27 Component of Brake force calculation

2.1.3 Idle judgment

Fig.2-28 に, Idle judgment の構成を示す. 入力として Accelerator[deg]は加速度操作量, Reference vehicle speed[km/h]は基準車両速度を示す. 構成として Min vehicle speed constant[km/h]はエンジンのアイドル判定を行う車両速度を示す. 出力として Idle switch[-]はエンジンのアイドル状態スイッチを示す. Accelerator[deg]が 0 deg, または, Reference vehicle speed[km/h]が 0.1 km/h となると Idle switch[-]は On となり, エンジンアイドル状態になる.

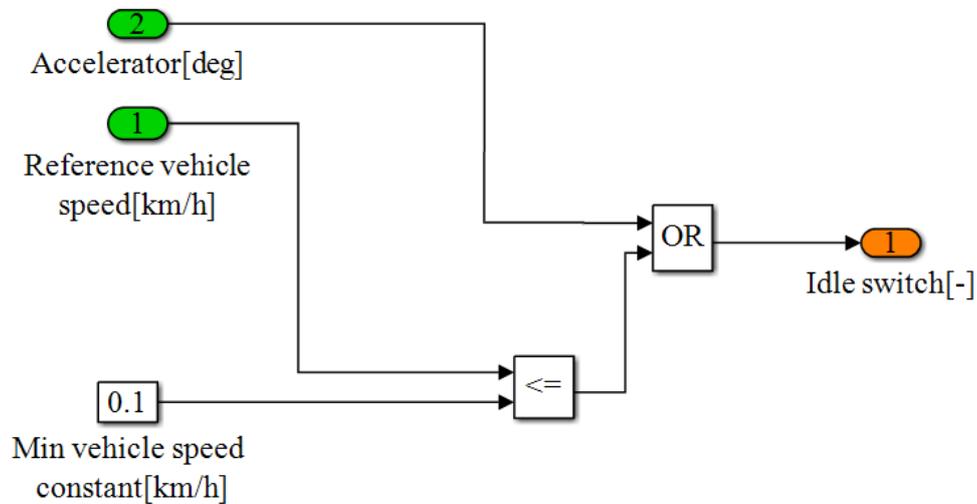


Fig. 2-28 Component of Idle judgment

③Engine model

Fig.2-29 に Engine model の構成を示す. 入力として Accelerator[deg]は加速度操作量, Idle switch[-]はエンジンのアイドル状態スイッチ, Lock up switch[-]はオートマチックトランスミッションのロックアップ状態スイッチ, Engine revolution[rpm]はエンジン回転数, Oil pump friction[N]はオートマチックトランスミッションのオイルポンプフリクション, Converter pump output torque[Nm]はオートマチックトランスミッションのコンバータポンプ出力トルクを示す. モデルの構成として 1.Idle speed controller はアイドル回転数制御, 2.Engine torque calculation はエンジントルク計算, 3.fuel cut controller 燃料カット制御, 4.Acc. Loss は補機類の損出トルク, 5.Engine revolution calculation はエンジン回転数計算を示す. 出力として Engine torque[Nm]はエンジントルク, Calculated engine revolution[rpm]は角加速度とエンジンのイナーシャから計算されたエンジン回転数を示す. Engine torque[Nm]は正味のエンジントルクであり, 2.Engine torque calculation のエンジントルクから 4.Acc Loss の補機類の損出力トルクを除いて求められる.

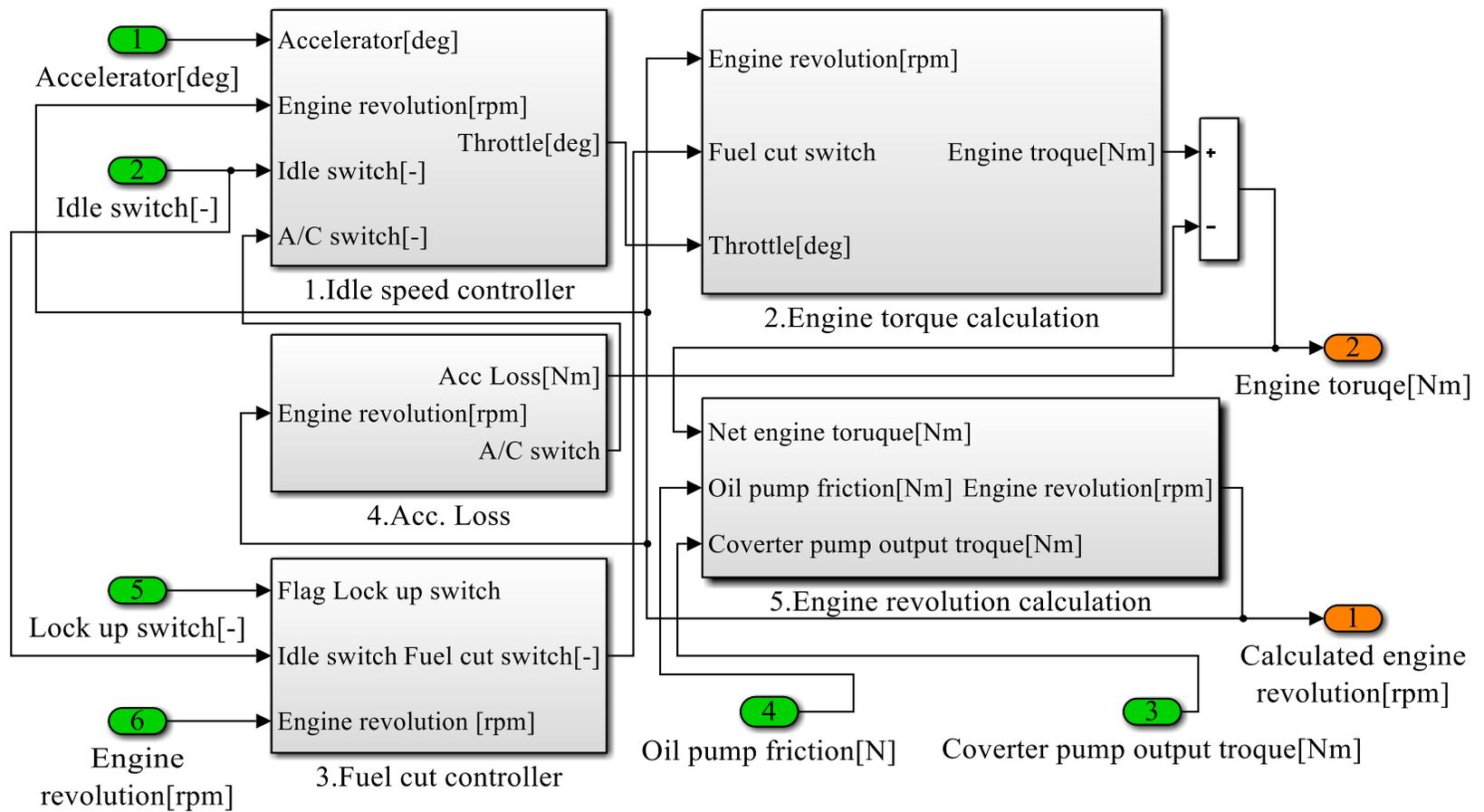


Fig. 2-29 Component of engine model

3.1 Idle speed controller

Fig.2-30 に Idle speed controller の構成を示す. 入力として Accelerator[deg]は加速度操作量, Idle switch[-]はエンジンのアイドル状態スイッチ, Engine revolution[rpm]はエンジン回転数, A/C switch[-]はエアコンディショナー状態スイッチを示す. 構成として 1.Feedback controller はエンジンのアイドル回転数制御, 2.A/C adjustment はエアコンディショナー負荷にともなうエンジンのアイドル回転数補正, 3.Idle speed study はエンジンのアイドル回転数学習, 4.Add calculation はアイドル回転数学習による加速度操作量の補正を示す. 出力として Throttle[deg]はエンジンのスロットル開度指令を示す.

1.Feedback controller はエンジン回転数と目標アイドル回転数との偏差が無くなるようにフィードバック制御を行う. 2.A/C adjustment は, エアコン動作による負荷の増大を補うよう 1.Feedback controller に対し目標アイドル回転数の上昇を要求する. 3.Idle speed study は, アイドル回転数の学習を行い最適なアイドル回転数を再現する. 4.Add calculation は加速度操作量に対し, 3.Idle speed study にて学習したスロットル開度量を加えて補正する.

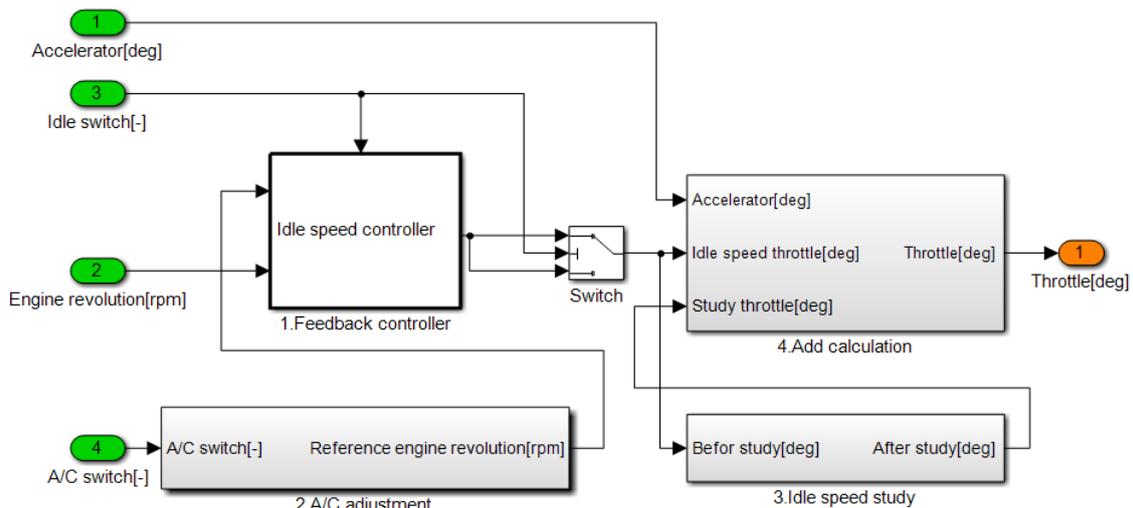


Fig. 2-30 Component of Idle speed controller

3.2 Engine torque calculation

Fig.2-31 に Engine torque calculation の構成を示す. 入力として Engine revolution[rpm]はエンジン回転数, Throttle[deg]はエンジンのスロットル開度, Fuel cut switch は燃料のカット状態スイッチを示す. 構成として 1.Pumping loss はエンジンのポンピング負荷トルク, Engine torque map[Nm]は適合試験により計測した実機エンジントルク, 2.Fuel cut delay timer は燃料カットの遅延処理, F/CI In Delay time[s]

は燃料カットの遅延時間を示す. 出力として Engine torque[Nm]はエンジントルクを示す. Engine revolution[rpm]と Throttle[deg]にもとづき Engine torque map[Nm]からエンジントルクは求められ, Fuel cut switch が On となるとき 2.Fuel cut delay timer は, Fuel cut in delay timer[s]:TF の遅延時間後, Switch から 1.Pumping loss のポンピング負荷トルクが出力される.

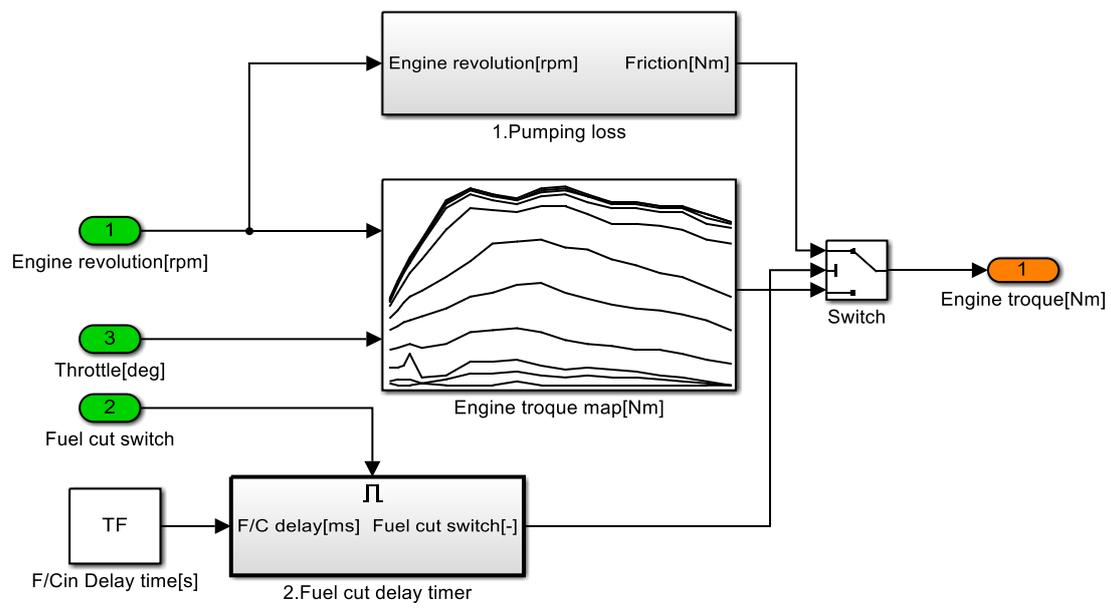


Fig. 2-31 Component of engine torque calculation model

2.8 エンジンテストベンチ実験

2.8.1 エンジンテストベンチの構成

燃費・排気性能試験を行うエンジンテストベンチの写真を図.2-32、概略構成を図.2-33に示す。図.2-32に示すようにエンジンテストベンチでは、プロペラシャフトによってエンジンを低慣性ダイナモに結合し、シミュレーションモデルを実装した DSP からの制御信号によって、加速度操作量の操作を行うことで運転モードの試験パターンを走行する。図.2-33に示すようにエンジンテストベンチには検証プロセスで用いるシャシーダイナモと同じように、排気ガス収集装置、排気ガス分析が用意されている。これによりエンジンの排気管から排気ガスサンプルチューブにて排気ガスをサンプリングして分析を行うことで、燃費・排気性能を確認することができる。実験装置各部の詳細として、Table 2-5 に低慣性ダイナモ、Table 2-6 にダイナモ制御装置、Table 2-7 に排気ガス分析器、Table 2-8 に排気ガス収集装置の仕様を示す。

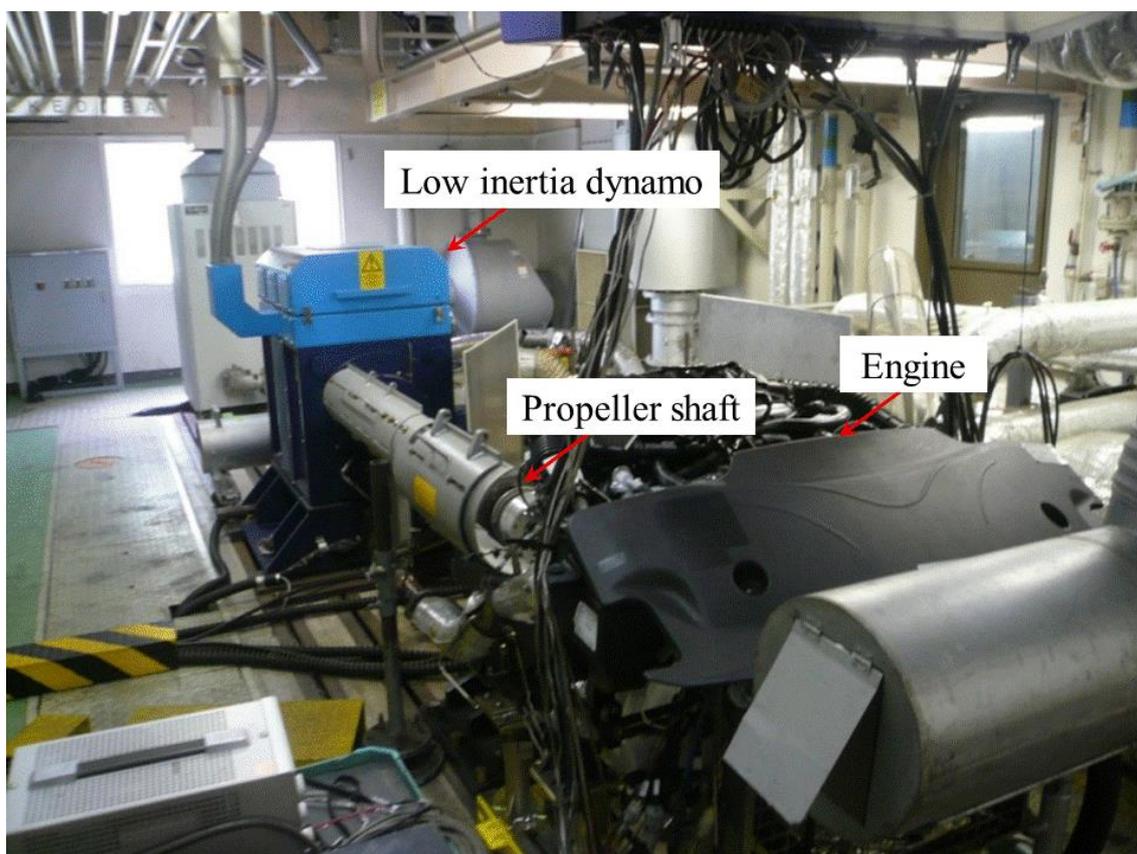


Fig. 2-32 Photograph of engine test bench

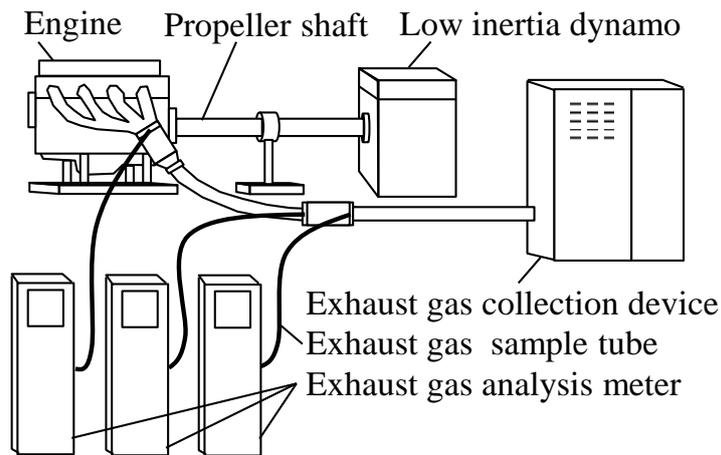


Fig. 2-33 Schematic diagram of engine test bench

Table 2-5 Specification of low inertial dynamo

低慣性ダイナモ	
本体	AVL 社製 (ELIN GBD)
定格出力	駆動 220 kW, 吸収 200 kW
最大トルク	500 Nm
最大回転数	10000 rpm
機械慣性	0.44 kgm ²

Table 2-6 Specification dynamo controller

ダイナモ制御装置	
本体	AVL 社製 PUMA OPEN, ISAC400 システム
DSP 用 CPU	Xeon (R) 3.2GHz, シミュレーション周期 250Hz
AD ボード	AVL 社製 FEM シリーズ (32ch, 100 Hz, ±11.0 V)
DA ボード	AVL 社製 FEM シリーズ (16ch, 1 kHz, ±11.0 V)
CAN ボード	AVL 社製 A2CAN シリーズ (cycle rate 1000 Hz)

Table 2-7 Specification of exhaust gas analysis meter

排気ガス分析器	
本体	堀場製作所製 MEXA-7000 シリーズ, 3 台共
採取物	CO, CO ₂ , O ₂ , NOX, CH ₄ , THC

Table 2-8 Specification of exhaust gas collection device

排気ガス収集装置	
本体	堀場製作所製 CVS-7200 シリーズ
採取流量範囲	約 0.05m ³ /min～0.15m ³ /s

2.8.2 切り替え制御システムの実装

Fig.2-34 に DSP 上に実装した切り替え制御システムの構成を示す。制御系構成に示すとおり、切り替えによる制御出力の段差をなくすため、**Rate Limiter** を用いてフィードバック制御とフィードフォワード制御との分担比を徐々に変化させている。ここで、 u_{fsc} は終端状態制御より求めたフィードフォワード制御入力である。フィードバック制御とフィードフォワード制御との切り替えは、シーケンス時間に基づく ON・OFF のスイッチング操作により行われる。

DSP 上に提案する切り替え制御システムを実装する上で、Fig.2-35 に示すシミュレーションモデルの 1.Test pattern model, 2.Driver model, 4.Automatic transmission model を利用した。Fig.2-34 の切り替え制御システムの Sequence time, Feedforward control, Feedback controller は 2.Driver model を利用し、Reference vehicle speed は 1.Test pattern model を利用し、Vehicle model は 4.Automatic transmission model を利用して実装を行った。

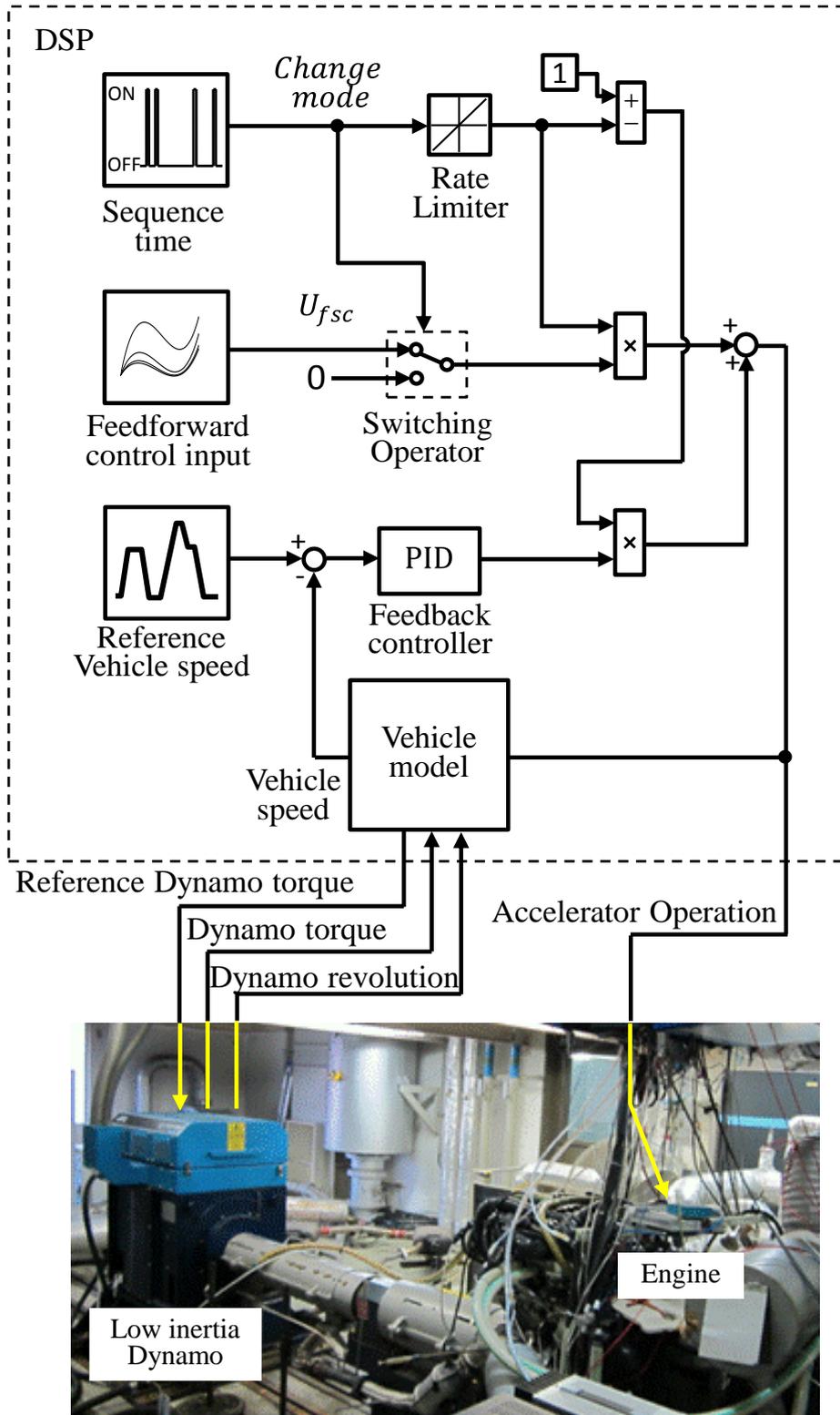


Fig. 2-34 Schematic diagram of changing control system

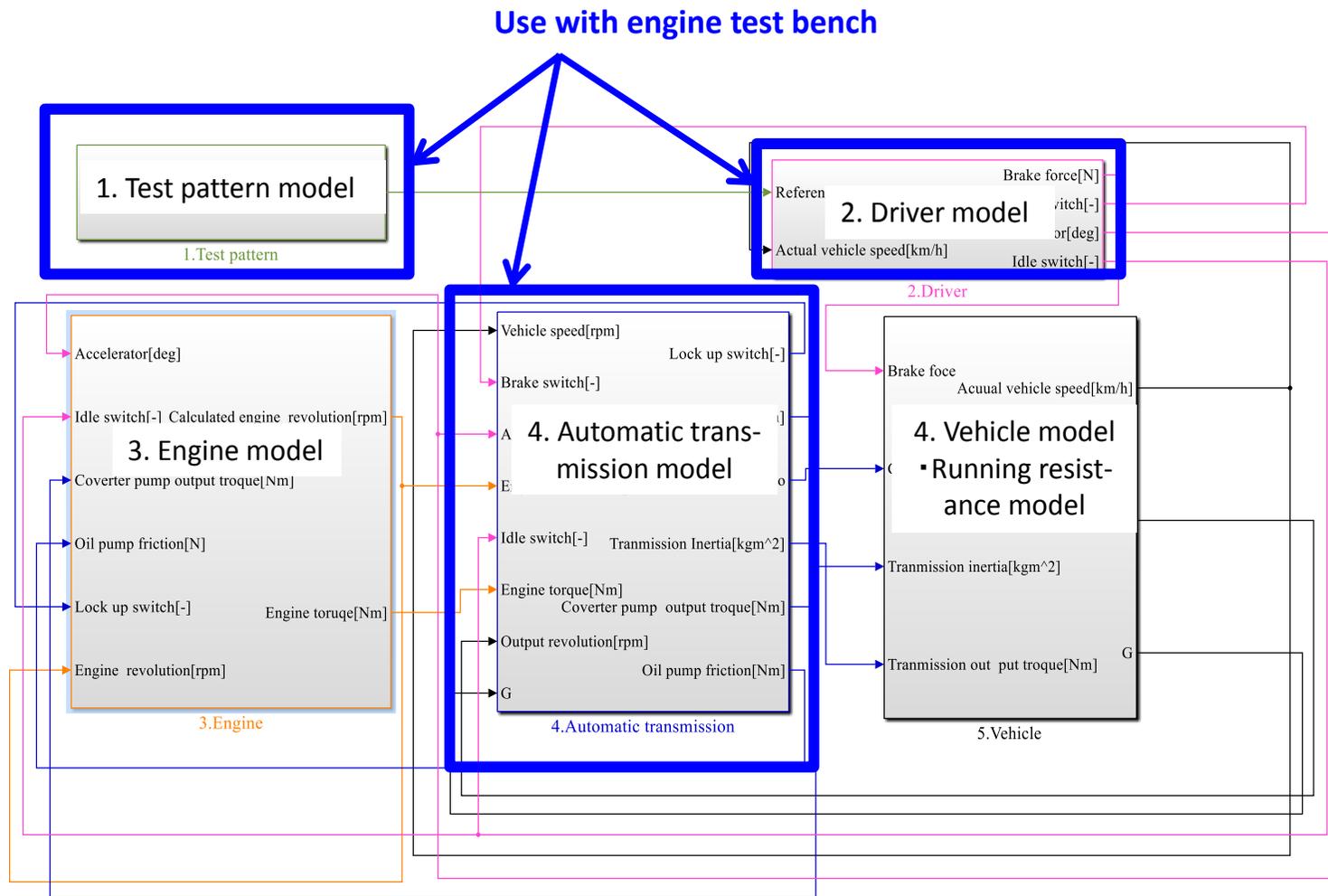


Fig. 2-35 Simulation models to use with engine test bench

第3章 切り替え制御システムの検証

3.1 運転モードの実験結果

Fig.3-1 に、エンジンベンチ上で実施した運転モードの実験結果を示す。Fig.3-1(a)は加速度操作量、(b)はエンジントルク、(c)は車両速度を示す。破線は従来のフィードバック制御、実線は提案した切り替え制御である。

切り替え制御の動作を説明する。モード運転の経過時間が、時間 T1 に到達すると、切り替え制御が開始される。時間 T1-T2 区間では、切り替えによる Fig.3-1(a)の加速度操作量の段差をなくすため、Rate Limiter により、フィードバック制御の制御出力とフィードフォワード制御の制御出力の分担比が徐々に変化していく。時間 T2 では、フィードバック制御の制御出力はなくなりフィードフォワード制御だけの制御出力となる。時間 T3 になると、再び制御出力の分担比が徐々に変化し、時間 T4 でフィードバック制御の制御出力に戻り、切り替え制御が終了する。

Fig.3-1 (b),(c)により、従来のフィードバック制御ではエンジントルクが緩やかに低下し、目標の車両速度 70.0 km/h に対し+2.0 km/h オーバーシュートが発生していたが、提案した切り替え制御ではエンジントルクが瞬時に低下し、車両速度のオーバーシュートが無くなっていることがわかる

Fig.3-2 に、実験データとシミュレーションデータの比較を示す。Fig.3-2(a)には加速度操作量、(b)にはエンジントルクを示す。実線は実験データ、破線はシミュレーションデータを示す。Fig.3-2(b)より、切り替え制御が行われておらず加速度操作量に変化していない区間では、実験データとシミュレーションデータのエンジントルクがよく一致していることがわかる。しかしながら、切り替え制御が行われて加速度操作量に変化している区間のエンジントルクに差異がある。これは、実機のエンジンでは加速度操作量に変化してもエンジントルクはすぐに変化せず、無駄時間があることによる影響だと考えられる。

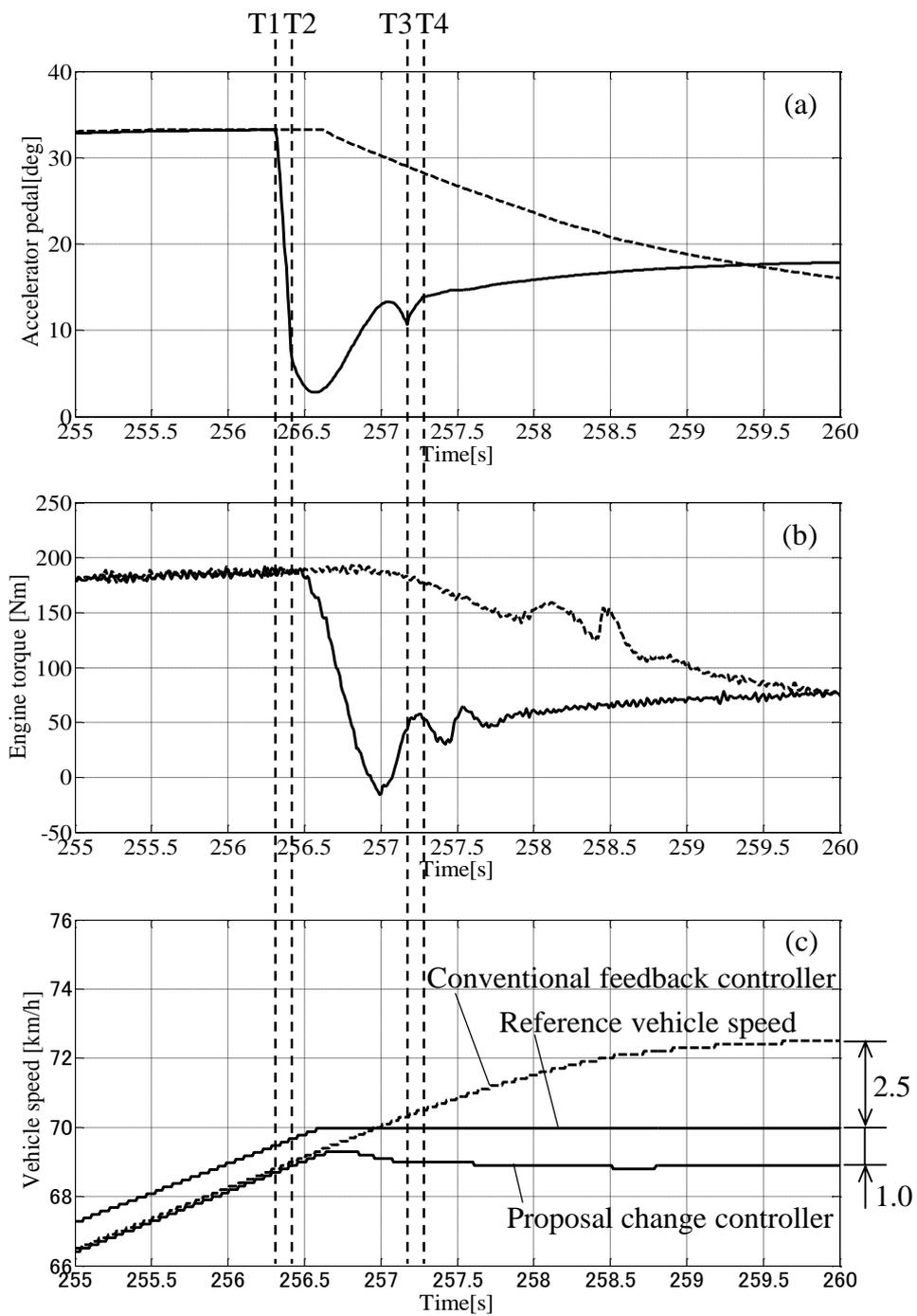


Fig. 3-1 Experiment result of drive mode

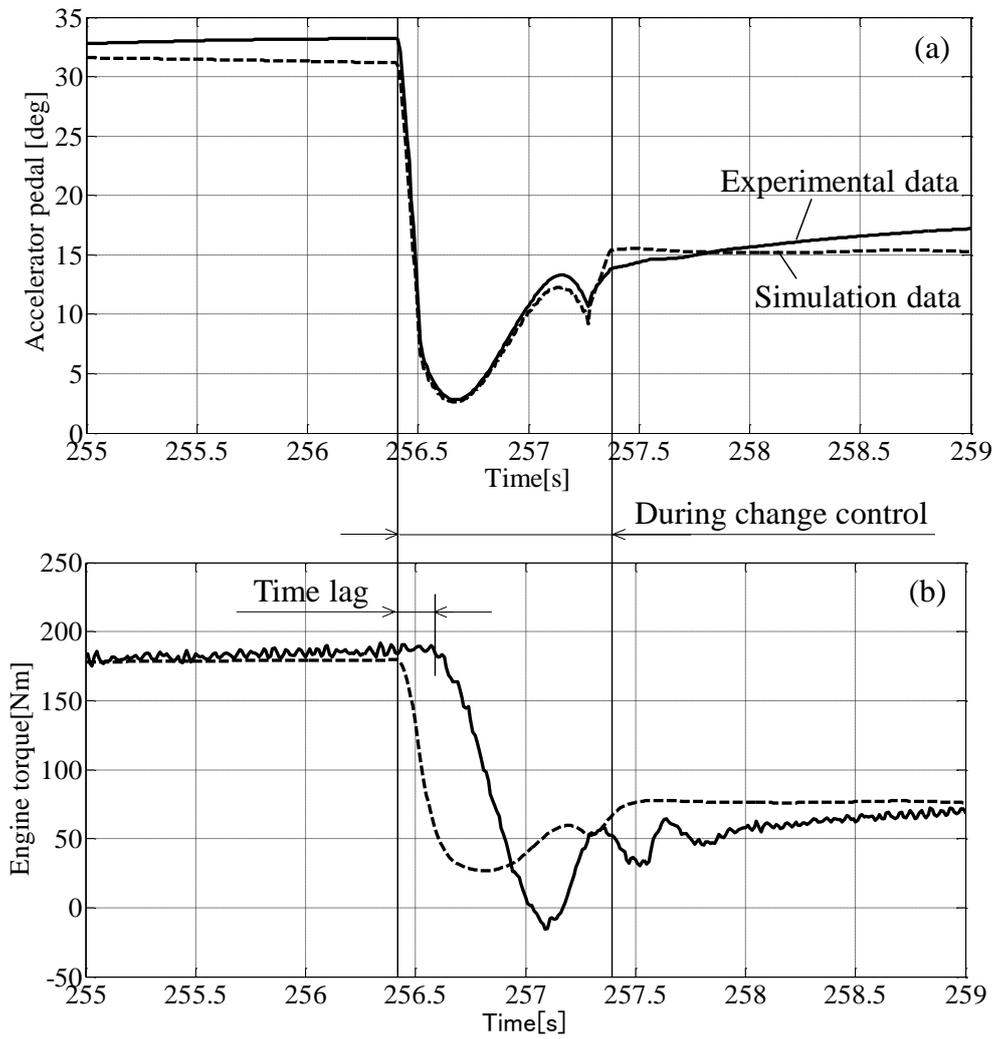


Fig. 3-2 Comparison of experiment and simulation

3.2 軌道の検証

Fig.3-3 に、従来のフィードバック制御と提案した切り替え制御が描く軌道の様子を示す(軌道は Fig.3-1 の実験データである)。縦軸はエンジン回転数、横軸は加速度操作量、等高線は燃料消費率、○はフィードバック制御の軌道、□は提案した切り替え制御システムの軌道を示す。燃料消費率の等高線は左側になるほど燃料消費率が低く燃費がよい。

従来のフィードバック制御、切り替え制御とも Fig.3-3(a)から軌道が始まり、(c)に到達する。しかしながら途中の軌道が異なる。従来のフィードバック制御は加速度操作量を徐々に制御しながら、(a),(b),(c)の軌道を描き、燃料消費量の等高線の右側から左側に徐々に移動する。そのため燃料消費率も徐々に低くなる。しかしながら、切り替え制御は(a)からエンジン回転数を一定としたまま、すぐに燃料消費率の低い左側の(d)に移動し、(e),(f),(g)を經由して(c)の軌道を描く。(d)から(c)に至る区間は従来のフィードバック制御が描く軌道よりも左側にあり燃料消費量が少ない。

シーダイナモ上で燃費・排気性能試験を行う熟練テストドライバーは最高燃費を追求することから、燃料消費率の低い軌道を描く切り替え制御システムは、熟練ドライバーと同じような省燃費運転を実現できる可能性がある。

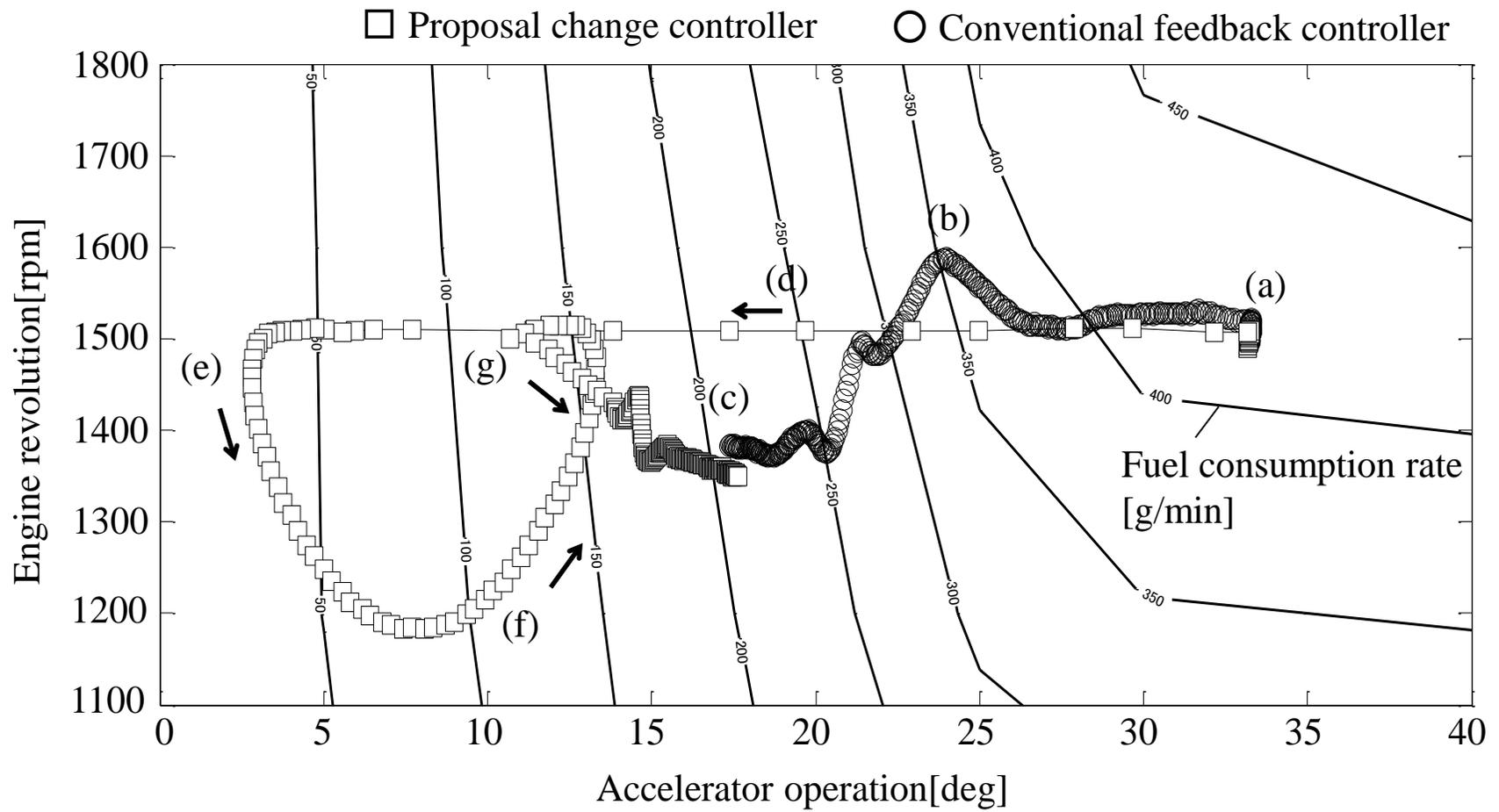


Fig. 3-3 Trajectory on fuel consumption rate map

3.3 シミュレーションモデルの精度向上

Fig.3-2 に示したとおり, エンジントルクには遅れと無駄時間があるため, シミュレーションモデルに改良を施す必要がある. 次式

$$G(s) = \frac{1}{\left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + \frac{2 \cdot \zeta}{\omega_n} s + 1} e^{-Lt} \quad (14)$$

の 2 次遅れと無駄時間をエンジンモデルのトルク出力に追加することにより, 実験データとシミュレーションデータが整合するように調整する. Table 3-1 に調整した各パラメータの値を示す. また, 調整した結果得られたシミュレーションデータを Fig.3-4 に示す. Table 3-1 に示す No.2 の値を用いると, 実験データとシミュレーションデータがよく一致することがわかる.

Table 3-1 Parameters of second order lag and time lag

No.	L [s]	ω_n [rad/s]	ζ
1	0.16	11.339	0.678
2		7.559	0.484
3		6.047	0.581

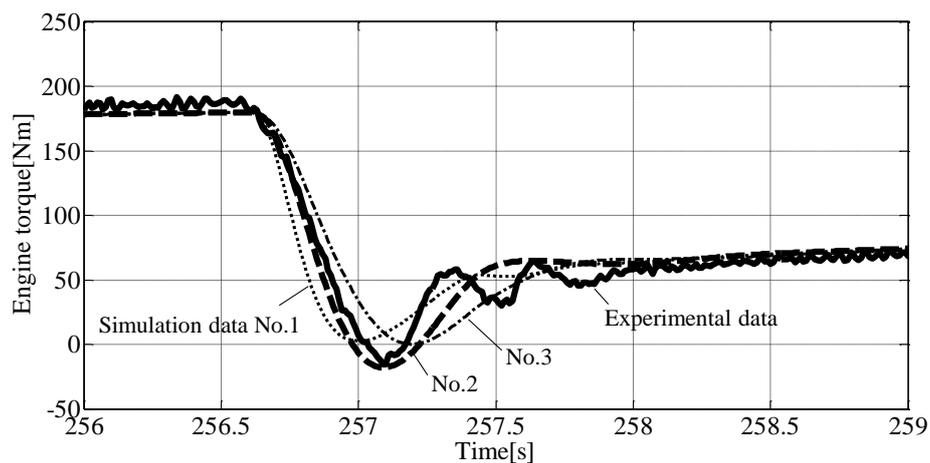


Fig. 3-4 Consistent of simulation data by parameter adjusting

3.4 終端状態制御対象モデルの再検討

2.5.2 節で求めた式(3)の線形時不変形, 式(4)の線形時変形の制御対象に対して, 3.3 節の式(14)に示す 2 次遅れと無駄時間を考慮し, 再び, 終端状態制御にてフィードフォワード制御入力を求めることで精度向上を行う。

Fig.3-5 に, 2 次遅れと無駄時間を考慮した状態変数線図を示す。Fig.3-5(a)は 2 次遅れと無駄時間, (b)は 2 次遅れ, (c)は無駄時間の状態変数線図である。式(15)に Fig.3-5 の状態方程式を示す。無駄時間に対しては, 式(16)に示す 2 次のパディ近似を用いた。

$$\tilde{\mathbf{x}}_{k+1} = \tilde{\mathbf{A}}_d \tilde{\mathbf{x}}_k + \tilde{\mathbf{R}}_d + \tilde{\mathbf{B}}_d \mathbf{v}_k \quad (15)$$

$$\tilde{\mathbf{A}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{b}_d & -12/L \mathbf{b}_d & \omega_n^2 \mathbf{b}_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -12/L^2 & -6/L & \omega_n^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{x}}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ g1_k \\ g2_k \\ z1_k \\ z2_k \\ \mathbf{e}_k \end{bmatrix},$$

$$\tilde{\mathbf{R}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{B}}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ I \end{bmatrix}$$

$$e^{-Ls} \cong \frac{1 - \frac{1}{2}Ls + \frac{1}{12}L^2s^2}{1 + \frac{1}{2}Ls + \frac{1}{12}L^2s^2} \quad (16)$$

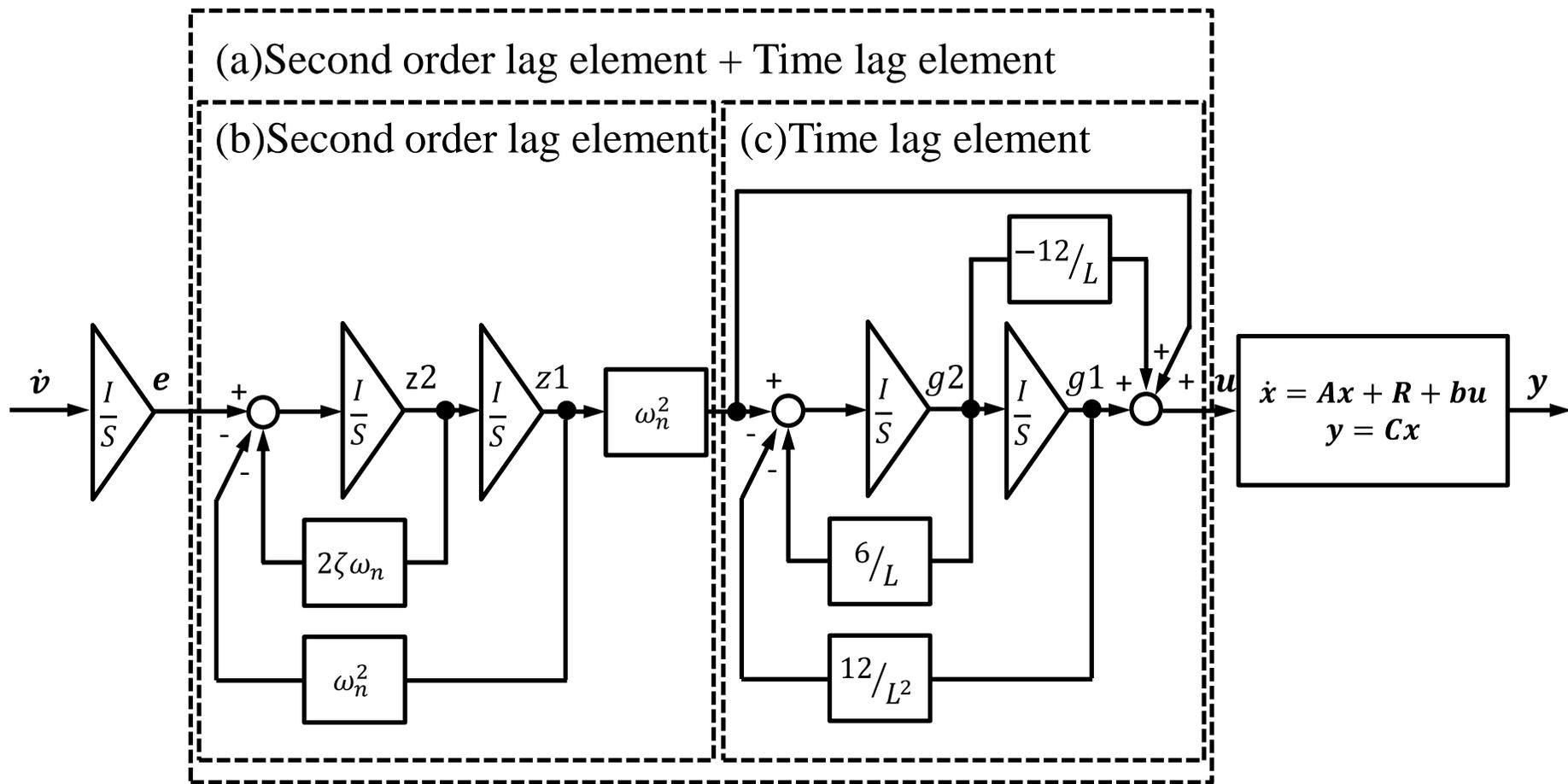


Fig. 3-5 Variable state diagram in consideration second order lag and time lag

3.5 シミュレーション結果

Fig.3-6に、2次遅れと無駄時間を考慮したフィードフォワード制御入力を用いて、3.3節で改良を施したシミュレーションモデルに対し、シミュレーションを行った結果を示す。Fig.3-6(a)は加速度操作量、(b)はエンジントルク、(c)は車両速度を示す。実線は2次遅れと無駄時間の考慮前、破線は考慮後を示す。Fig.3-6(a)において、考慮後の加速度操作量は0 deg 以下まで降下するため、ブレーキ操作(Brake on)が行われる。その結果、Fig.3-6(c)にて、基準車両速度に対し車両速度が1.5 km/h まで降下する。

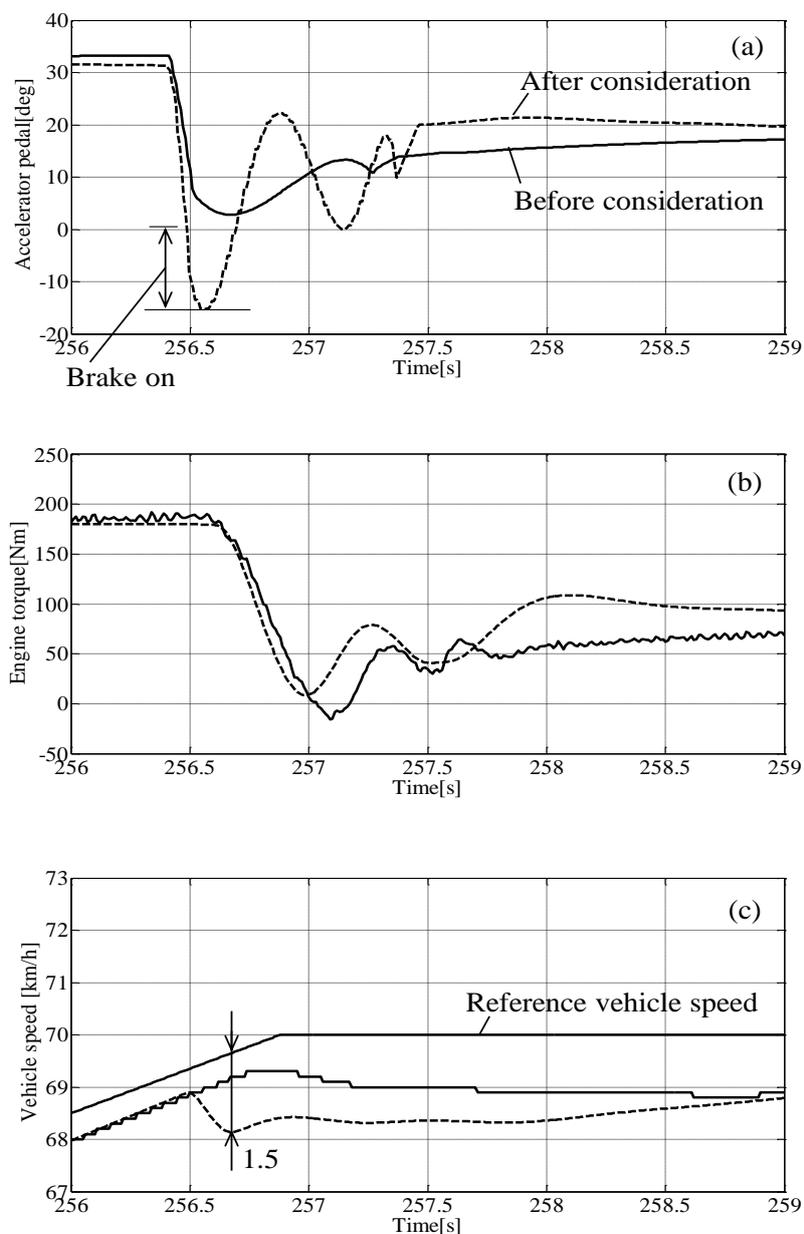


Fig. 3-6 Simulation result in consideration second order lag and time lag

Fig.3-7にブレーキ操作の様子を示す. 加速度操作量が0 deg 以下になるとき, Switching Operator B を経由して, ブレーキ操作量として低慣性ダイナモにマイナストルクが加わる. この影響で, Fig.3-7(a)において, 2次遅れと無駄時間を考慮した加速度操作量が0 deg 以下となるときの, ブレーキ操作が行われ車両速度が降下してしまう.

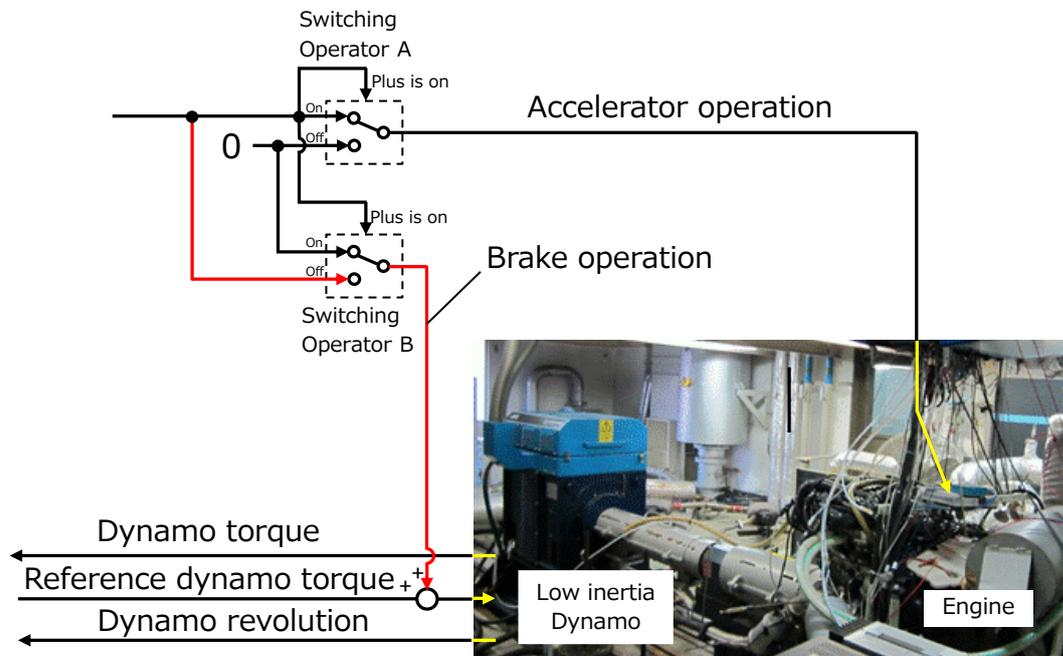


Fig. 3-7 Brake operation of engine test bench

3.6 2次遅れと無駄時間の影響

3.5節で示すとおり、2次遅れと無駄時間を考慮してフィードフォワード制御入力を求めたが、ブレーキ操作が行われてしまうため、速度偏差の精度は考慮前よりも低い結果となった。この結果から、2次遅れと無駄時間の各々でフィードフォワード制御入力を求め、影響の確認を行う。

3.6.1 2次遅れの影響

次式(17)にて、遅れの考慮を2次遅れだけにしてフィードフォワード制御入力を求め、影響の確認を行った。Fig.3-8に結果を示す。実線が考慮前、破線が2次遅れだけの考慮を示す。Fig.3-8(a)の2次遅れだけを考慮した加速度操作量は、0 deg 以下となるがブレーキ操作による影響は少なく、Fig.3-8(c)にて考慮前と同様に速度偏差は1.0 km/hである。

$$\tilde{\mathbf{A}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{b}_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -2\zeta\omega_n & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{x}}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ z1_k \\ z2_k \\ \mathbf{e}_k \end{bmatrix}, \quad (17)$$
$$\tilde{\mathbf{R}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{B}}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ I \end{bmatrix}$$

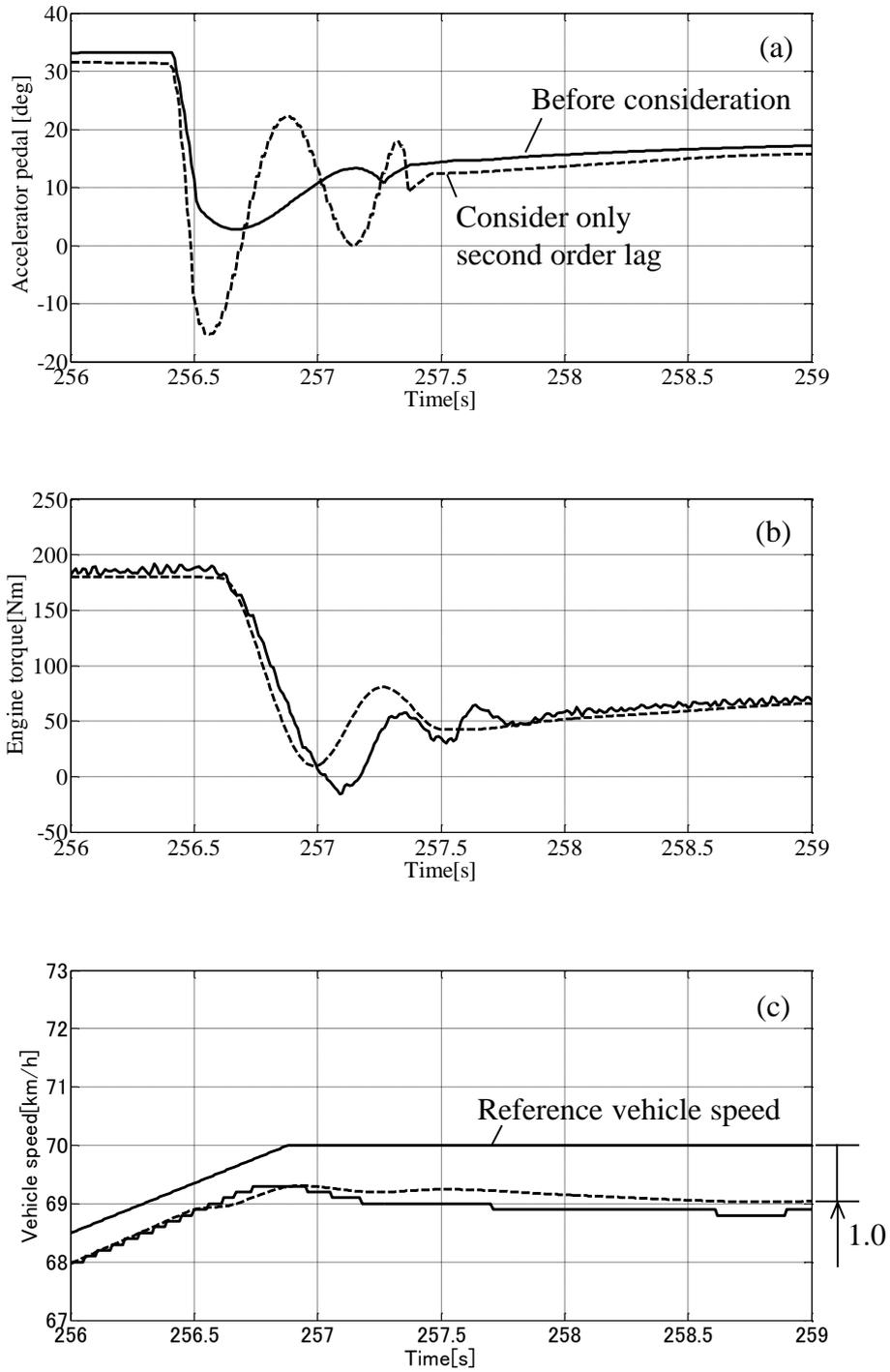


Fig. 3-8 Simulation result in consideration only second order lag

(1) 2次遅れの調整による精度向上

2次遅れだけ考慮したフィードフォワード制御入力を求める上で、固有角周波数 ω_n を調整することでエンジントルクに波形を一致させ、精度向上がどのくらい図れるか確認を行った。Table 3-2 に調整した値を示す。また、調整した結果得られたシミュレーションデータをFig.3-9 に示す。Table 3-2 に示す No.2 の値を用い、シミュレーションを行った結果をFig.3-10 に示す。実線は考慮前、破線は2次遅れだけの考慮後を示す。Fig.3-10(a)より、Table.3-2のNo.2にて固有角周波数を下げると、加速度操作量は -40 deg となり、ブレーキ操作が行われる。

Table 3-2 Parameters of ω_n

No.	ω_n [rad/s]	ζ
1	7.559×1.0	0.484
2	7.559×0.7	
3	7.559×0.5	

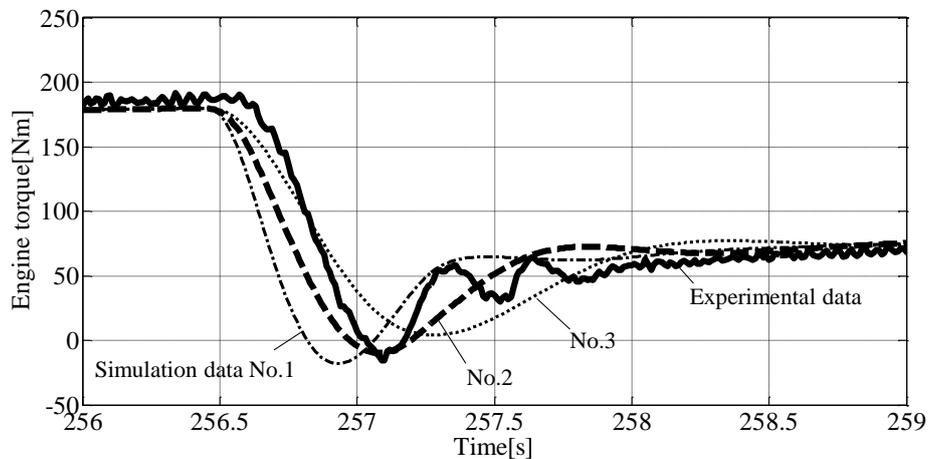


Fig. 3-9 Consistent of simulation data by ω_n

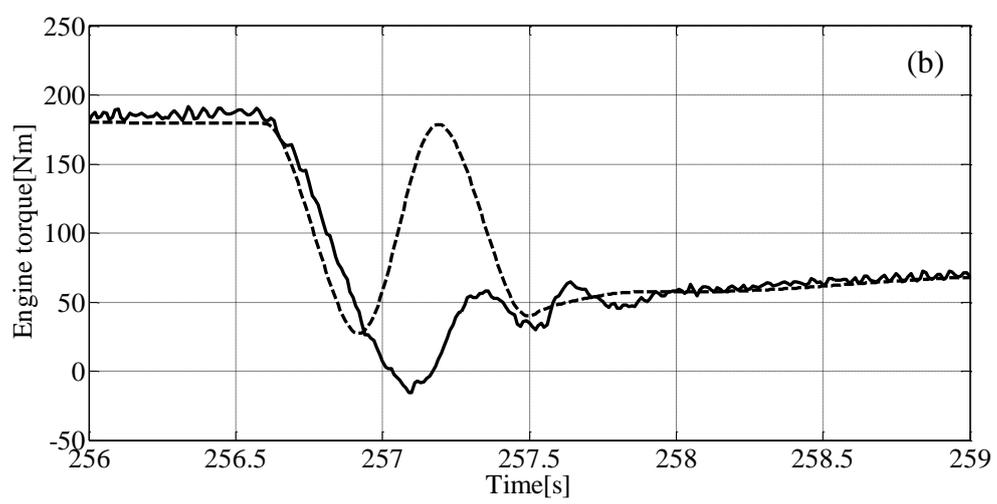
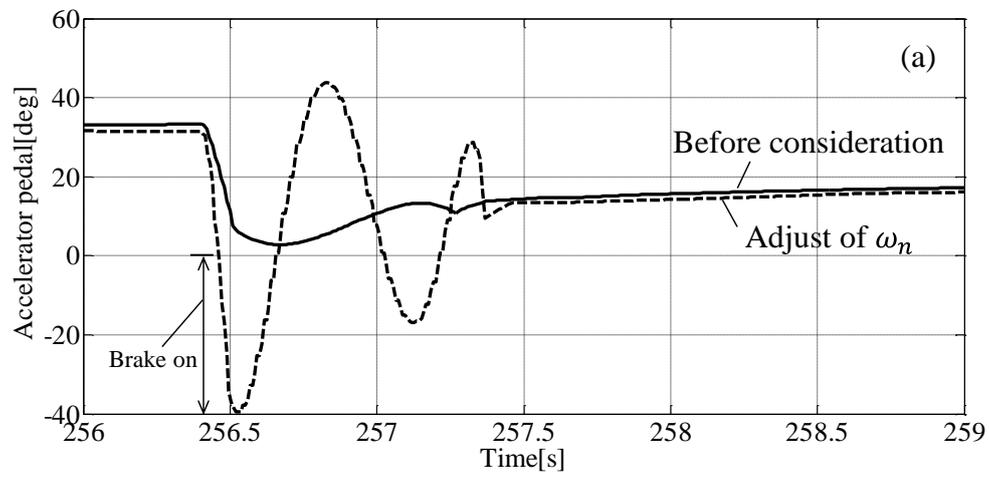


Fig. 3-10 Simulation result of after ω_n adjustment

3.6.2 無駄時間の影響

次式(18)に、遅れの考慮を無駄時間だけにしてフィードフォワード制御入力を求め、影響の確認を行った。Fig.3-11 に結果を示す。実線が考慮前、破線が無駄時間だけの考慮を示す。Fig.3-11(a)の無駄時間だけを考慮した加速度操作量は、0 deg 以下となるがブレーキ操作による影響は少なく、Fig.3-11(c)にて考慮前と同様に速度偏差は 1.0 km/h である。

$$\tilde{\mathbf{A}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{b}_d & -12/L \mathbf{b}_d & \mathbf{b}_d \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -12/L^2 & -6/L & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{x}}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ g1_k \\ g2_k \\ \mathbf{e}_k \end{bmatrix}, \quad (18)$$

$$\tilde{\mathbf{R}}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{B}}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ I \end{bmatrix}$$

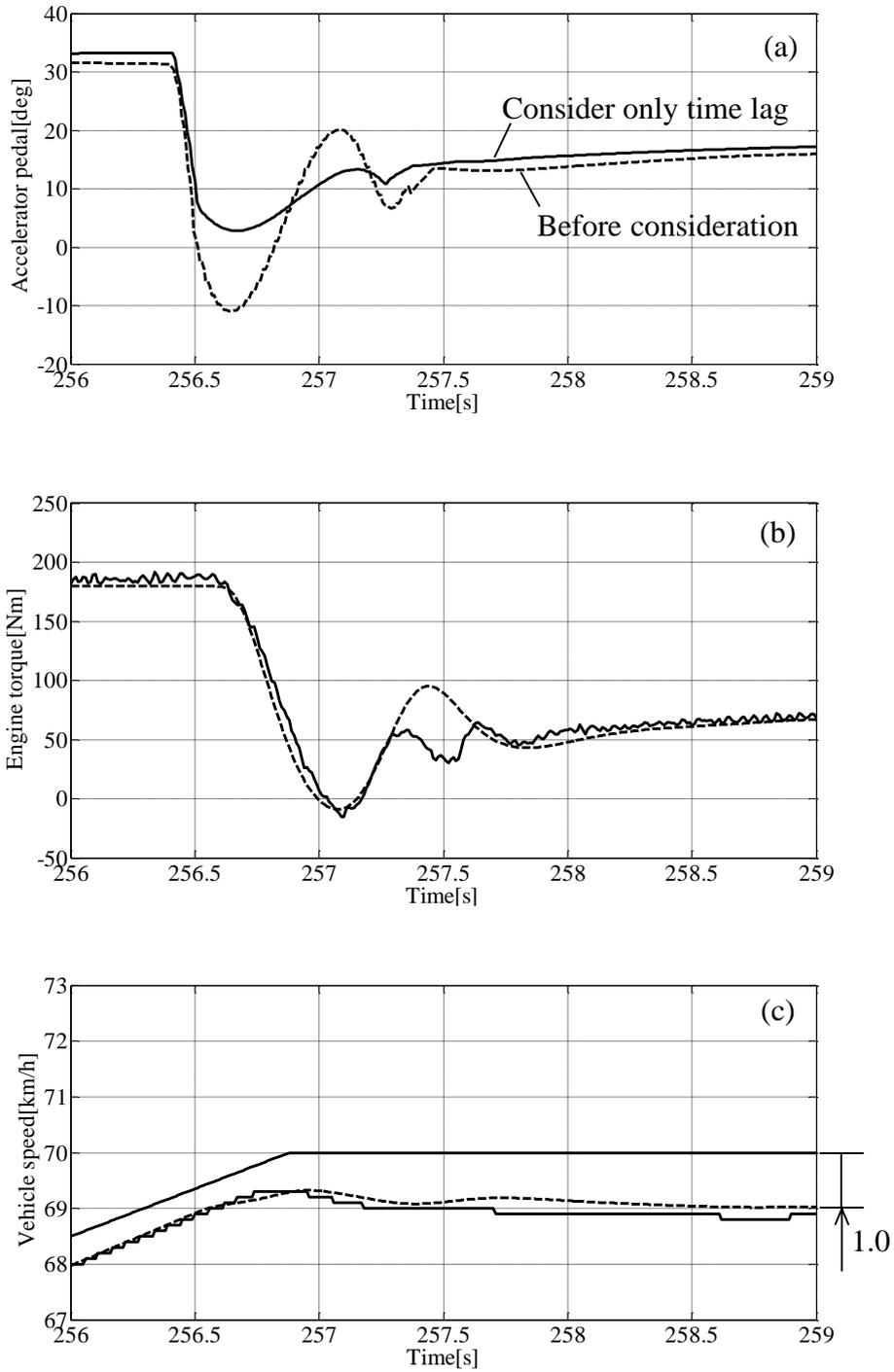


Fig. 3-11 Simulation result in consideration only time lag

3.7 エンジンテストベンチで燃費・排気性能試験を行う利点

エンジンテストベンチにて高精度な運転モードの再現が可能となり、検証プロセスよりも前工程の適合プロセスにて燃費・排気性能試験を行うと様々な利点がある。Fig.3-12 に適合と検証プロセスにおける工程間の変化を示す。Fig.3-12(A)はエンジンテストベンチで燃費・排気性能試験を行う工程、(B)は低減される手戻りを示す。

エンジンテストベンチにて精度の高い(A)の燃費・排気性能試験を行うことができるため、適合プロセスのフェーズで精度の高い目標性能の達成見積りを検討することが可能となる。これによって目標性能の達成見積り精度が低く、後工程の検証プロセスでのばらつき保証工程で目標性能が未達となるような問題は低減される。この問題が低減することで適合プロセスに対する(B)の大きな手戻りが無くなり、再びエンジンテストベンチにて適合プロセスを繰り返す必要もなくなる。また、手戻りの発生にともない、再び適合プロセスを行うためのエンジンテストベンチの確保も必要が無くなり、エンジンテストベンチを使用するための複雑なスケジュール調整も無くなる。エンジンテストベンチで燃費・排気性能試験を行うことで適合と検証プロセス全体で効率が向上する。



Fig. 3-12 Reduction of rework by high precision driving mode

第4章 結論

本研究では、自動車のエンジン開発での適合と検証プロセスにて、検証プロセスから適合プロセスへの手戻りを減らすため、適合プロセスを行う従来のエンジンテストベンチの制御システムに対し、高精度な運転モードを実現する切り替え制御システムを提案し、再設計した制御システムによる検証を行った。

はじめに、自動車のエンジンに求められる燃費・排気性能とこれらの試験を行う適合と検証プロセスの工程内容を確認して、適合と検証プロセスの工程関係に DSM を用いることで整理を行い検証プロセスからの手戻りを明確にした。その上でエンジンテストベンチに要求される燃費・排気性能試験の内容を分析し、従来の制御システムに対する課題を抽出した。

つぎに、従来の車両目標速度との偏差のフィードバック制御のみによる制御システムに対して、フィードバック制御とフィードフォワード制御の切り替えを行う方法を検討した。そして、車両目標速度の変化が起きる適切なタイミングで切り替えを行う制御システムの設計を行った。設計では車両の等価慣性質量と走行抵抗をもとに制御対象モデルを検討し、制御対象モデルに終端状態制御を施すことでフィードフォワード制御入力の決定を行った。性能計画部署からの情報をもとにシミュレーションモデルの諸元検討を行い、これにより運転モードのシミュレーションモデルを構築した。そして、シミュレーションにより切り替え制御システムの動作確認を行った上で、切り替え制御システムをエンジンテストベンチの DSP 上に実装し運転モード実験を行った。得られた実験結果の検証から、高精度な運転モードが実現されていることを確認した。また、燃費消費率の等高線上の軌道の比較から、従来のフィードバック制御よりも提案する切り替え制御の方が、省燃費運転を実現していることを確認した。一方で、実機のエンジンではエンジントルクの応答に遅れがあることがわかり、この遅れを 2 次遅れと無駄時間で合わせ込み、シミュレーションモデルに改良を施すことでシミュレーションの精向上を図った。さらに、制御対象モデルに対して 2 次遅れとパディ近似による無駄時間を追加し、再びフィードフォワード制御入力を求め、改良を施したシミュレーションモデルにて効果の確認を行った。本研究から得られたことをまとめると次のようになる。

- (1) 運転モードの試験パターンが定常加速度状態から定常速度状態に変わるフェーズで、車両速度のオーバーシュートを減らし、車両速度の速度偏差を ± 2.0 km/h 以内にすることができた。
- (2) 従来のフィードバック制御の軌道に比べ、提案した切り替え制御の軌道は燃料消費量が少ないことがわかった。このことから、シャシーダイナモ上で最高燃費を追及するテストドライバーと同様に省燃費運転を行うことができる可能性を得た。
- (3) 実機エンジンのトルク応答遅れを 2 次遅れと無駄時間を用いて合わせ込み、シミュレー

シオンモデルを改良することで、実機エンジンのトルク応答によく一致する精度の高いシミュレーションモデルを構築することができた。

- (4) 終端状態制御を施す制御対象モデルに2次遅れと無駄時間のパディ近似を適用することで、実機エンジンのトルク応答を考慮したフィードフォワード制御入力を求め効果を確認することができた。
- (5) エンジンテストベンチの DSP 上に切り替え制御システムを実装し、運転モードの走行を実現した。

今後の展望としては、次のような点をさらに研究する必要がある。エンジンのトルク応答遅れを考慮したフィードフォワード制御入力の検討を継続して行う必要がある。この他、異なる実機エンジンに関する目標車両速度への追従性の精度検証、入力制限を施したフィードフォワード制御入力の検討などが挙げられる。また、エンジンテストベンチを取扱う実験者とディスカッションを行い、切り替え制御システムに対する運用方法の検討、シャシーダイナモで検証プロセスを行うテストドライバーからの新たな要求なども調査する必要がある。これにより、エンジンテストベンチで燃費・排気性能試験を実施する上での要求や他の新たな要求などに抜け漏れがないかを検討していく必要がある。実験部署内だけではなく、設計部署、ダイナモメーカー、欧州の関係会社などとも綿密なコミュニケーションをとり、エンジンテストベンチでできる限り精度良く燃費・排気性能試験を行うための活動を継続しなければならないと考える。

参考文献

- (1) Zoran Filipi, Engine-in-the-Loop Testing for Evaluating Hybrid Propulsion Concepts and Transient Emissions, SAE International, 0443 , 1/19(2006-01)
- (2) 西村秀和, 高崎賢治, 舟木厚司, 戸谷隆美, 誤差学習による終端状態制御を用いたブラキエーションロボットの運動制御, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.63-605, No.95-0542, 182/189(1997-1)
- (3) 長門達也, 西村秀和, エンジンベンチにおける終端状態制御を用いた高精度な燃費モード運転の自動化, 第 57 回自動制御連合講演会, 1D11-2, (2014-11)
- (4) 藤津優介, 西村秀和, マニュアルトランスミッションのギヤ比変動を考慮したエンジンベンチのロバスト制御, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.69-687, No.03-0234, 2921/2928, (2003-11)
- (5) 君嶋和之, 西村秀和, 車両運動シミュレーション用エンジンベンチのロバスト制御, 日本機械学会論文集 C 編 67(653), 94-101, 2001
- (6) 茄子川捷久, 宮下義孝, 汐川満則, 自動車の走行性能と試験法, 1993, 山海堂
- (7) 小郷寛, 美多勉, システム制御理論入門, 2000, 実教出版
- (8) 菅家正康, 排ガスモード走行試験における運転ロボットの車速追従制御, 24th Fuzzy System Symposium, (2018-9)
- (9) 大音光博, 安信誠二, 熟練操縦者の制御戦略を考慮した旋回クレーンの制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.33, No.09, 1/7(1997)
- (10) 村中重夫, 自動車用ガソリンエンジン, 2011, 養賢堂
- (11) 株式会社 堀場製作所 自動車計測セグメント, エンジンエミッション計測ハンドブック, 2013, 養賢堂