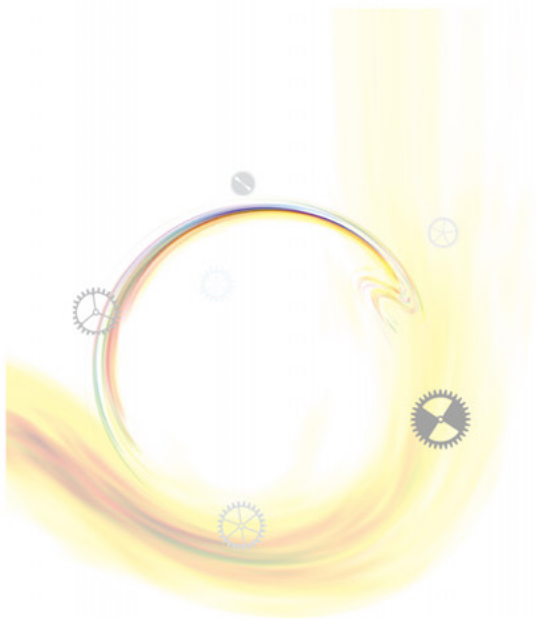


Honda R&D

Technical Review
Vol.13 No.2

October 2001



表紙の言葉

研究に研究を重ねて生まれた、新技術。
失敗を何度も繰り返して生まれた、新素材。
人と人とのコミュニケーションによって生まれた、深い信頼関係。
そして、いくつものそれら要素が匠に絡み合うことで生まれる製品たち。

私たちは「つながり」を深めることによって何かを得、新しいものを作り出しています。
どんなに小さなモノでも、どんなに些細なコトでも、何か一つ欠けてしまえば、よい製品を作ることはできません。

よい製品のなかにはたくさんの「つながり」があると思います。
表面ではなかなか見ることができない私たち一人ひとりの努力も、製品一つひとつのどこかで息づいているはずです。



和光研究所
鳥井貴彦

Technical Review
Vol.13 No.2

October
2001

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ Honda ASV-2インフラ連携実験車の紹介(乗用車) 間下 博・古川 修・浅沼信吉
福丸智之・加世山秀樹 1
- ◇ Honda ASV-2インフラ連携実験車の紹介(二輪車) 櫛田和光・山本一博
倉田徳博・坂井清孝 7
- ◇ ゴールドウイングGL1800の紹介 青木征憲・戸坂哲也・南 秀美
石原 浩・狩野宏司 13
- ◇ 小型ティラー「NewこまめF220」の開発 永岡政敏・小林秀明
片桐信近・徳田達哉 27
- ◇ 軽量コンパクトな正弦波インバータ発電機「EU16i」の開発 河内敏文・清水元寿
広瀬忠文・杉本幸男 35
- ◇ 2002年モデル「Fit」用1.3L 2 プラグエンジンの開発 中山幸夫・鈴木 誠
岩田洋一・山野順司 43
- ◇ 光造形模型の精密鋳造試作部品への適用 梶浦幸生・吉野貞文 53

論文

- ◇ 触媒後O₂フィードバックのための適応スライディングモード制御第三報
ーオンボード同定型状態予測スライディングモード制御による適応性能の向上ー 安井裕司・赤崎修介
北川 浩・岩城喜久 59
- ◇ 4ストローク50cm³スクータエンジン用マグネットカップリング式ウォーターポンプの開発
三宅 豊・新納 忠・深町昌俊
鍋谷 真・佐藤 修 67
- ◇ SUV用4WDシステムの開発 黒田耕治・中野和宏・小西良和
堀 剛・西田健三・小林和典 75
- ◇ VSAによる氷雪路走行時の操縦安定性向上 金 圭勇・池田 透・矢野 修 83
- ◇ 制動行動におけるドライバの心拍数変化 谷田公二 91
- ◇ 運転状態図を用いた操舵反力制御とその効果について 山脇 茂・清水康夫 99
- ◇ モータ性能の即時解析システムの開発 村山芳也・新 博文
岸田 真・浅見記吉 107
- ◇ 歩行者脚部有限要素モデルの開発 ー骨格モデルの開発と検証ー 菊池裕二・高橋裕公
鴻巣敦宏・石川博敏 113

◇ 歩行者脚部有限要素モデルの開発 —膝関節部モデルの開発と検証—	高橋裕公・菊池裕二 鴻巣敦宏・石川博敏	123
◇ 歩行者脚部有限要素モデルの開発 —歩行者事故の再現性検証—	高橋裕公・菊池裕二 鴻巣敦宏・石川博敏	133
◇ 衝突用アルミニウムエネルギー吸収部材の研究	漆山雄太・山田孝行 鈴木俊次・河野 亘	141
◇ 排気系ジョイントのスティックスリップ音低減の研究	岩井正志・前田元孝・高久悦男 村上康則・三木雅信・古城戸剛	149
◇ 二輪車のブレーキ鳴き新解析手法と適用事例	中田博之・小林清志・梶田昌史	159
◇ 二輪車の振動予測における結合部のモデリングについて	桑原博幸・福井要治	167
◇ 最小エネルギー法によるG1接続多辺面の作成	松本健太郎・謝 洪軍	175
◇ 実稼働時エンジンマウント点振動予測手法の確立	関 泰彦・鈴木敏文 神村直毅・高橋幸敬	183
◇ 二輪車用バーチャルロードシミュレータの開発	長谷川誠・中西賢司 原島正吉・山口秀樹	189
◇ 室内音予測を目的としたヴァーチャルビークル解析手法	酒井竜英・寺田匡弘 小野修一・神村直毅	195
◇ エンジン騒音低減を目的とした有限要素法音響計算モデルの構築	川端一史・酒井竜英・橋本信明	205
◇ 二輪車空力シミュレーションシステムの構築と適用例	渡部 尚・大久保武文 岩朝睦美・青木浩之	213
◇ エンジンマウントレイアウトに対する特性行列連成度を用いた低周波振動騒音性能評価手法	久世正文・渡辺 賢・酒井竜英	219
◇ Nd系希土類焼結磁石の強度評価手法	榑木孝昭・喜多見義	225

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Introduction of Honda ASV-2 for Roadway-vehicle Coordination Systems (Passenger car)
..... Hiroshi MASHIMO • Yoshimi FURUKAWA • Nobuyoshi ASANUMA
Tomoyuki FUKUMARU • Hideki KASEYAMA 1
- ◇Introduction of Honda ASV-2 Experimental Vehicle with Road-vehicle Communication System (Motorcycles)
..... Kazumitsu KUSHIDA • Kazuhiro YAMAMOTO
Norihiro KURATA • Kiyotaka SAKAI 7
- ◇Introduction of Gold Wing GL1800 Masanori AOKI • Tetsuya TOSAKA • Hidemi MINAMI
Hiroshi ISHIHARA • Koji KANO 13
- ◇Development of a Small Tiller: The New Komame F220 Masatoshi NAGAOKA • Hideaki KOBAYASHI
Nobuchika KATAGIRI • Tatsuya TOKUDA 27
- ◇Development of Lightweight, Compact Sine Wave Inverter-Equipped EU16i Generator
..... Toshifumi KOUCHI • Motohiro SHIMIZU
Tadafumi HIROSE • Yukio SUGIMOTO 35
- ◇Development of a 1.5L 2PLUG Engine for the 2002 year Model Fit
..... Yukio NAKAYAMA • Makoto SUZUKI
Youichi IWATA • Junji YAMANO 43
- ◇Application of Stereo Laserlithography Apparatus to Investment Casting Trial Parts
..... Sachio KAJIURA • Sadafumi YOSHINO 53

Technical papers

- ◇Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O₂ Feedback (Part 3)
— Improvement of Adaptability by the Use of Prediction and Identification Sliding Mode Control —
..... Yuji YASUI • Shusuke AKAZAKI
Hiroshi KITAGAWA • Yoshihisa IWAKI 59
- ◇Development of Magnet Coupling Water Pump for 4-Stroke 50cm³ Scooter Engine
..... Yutaka MIYAKE • Tadashi NIINO • Masatoshi FUKAMACHI
Shin NABEYA • Osamu SATOU 67
- ◇Development of a 4WD System for SUVs Koji KURODA • Kazuhiro NAKANO • Yoshikazu KONISHI
Takeshi HORI • Kenzou NISHIDA • Kazunori KOBAYASHI 75
- ◇Improvements in Handling on a Slippery Road with VSA Keiyu KIN • Tohru IKEDA • Osamu YANO 83
- ◇The Change of Driver Heart Rates under the Influence of Braking Koji TANIDA 91
- ◇Effects of Steering Torque Control Using Driving Diagram Shigeru YAMAWAKI • Yasuo SHIMIZU 99
- ◇Development of Realtime Analytical System for Motor Performance Measurement
..... Yoshinari MURAYAMA • Hirofumi ATARASHI
Makoto KISHIDA • Kiyoshi ASAMI 107
- ◇Development of a Finite Element Model for the Pedestrian Lower Limb
— Development and Validation of Bone Models — Yuji KIKUCHI • Yukou TAKAHASHI
Atsushi KONOSU • Hirotoshi ISHIKAWA 113

◇Development of a Finite Element Model for the Pedestrian Lower Limb — Development and Validation of a Knee Joint Model —	Yukou TAKAHASHI • Yuji KIKUCHI Atsuhiko KONOSU • Hirotoishi ISHIKAWA	123
◇Development of a Finite Element Model for the Pedestrian Lower Limb — Model validation in car-pedestrian impacts —	Yukou TAKAHASHI • Yuji KIKUCHI Atsuhiko KONOSU • Hirotoishi ISHIKAWA	133
◇Research of Aluminum Crash Box for Crash Energy Absorbing	Yuta URUSHIYAMA • Takayuki YAMADA Shunji SUZUKI • Toru KAWANO	141
◇Research in Reduction of Stick-Slip Noise in Exhaust System Joints	Masashi IWAI • Mototaka MAEDA • Etsuo TAKAKU Yasunori MURAKAMI • Masanobu MIKI • Takeshi FURUKIDO	149
◇A New Analysis Method for Motorcycle Brake Squeal Noise and Its Adaptation	Hiroyuki NAKATA • Kiyoshi KOBAYASHI • Masashi KAJITA	159
◇Connector Modeling of Motorcycles on Vibration Prediction	Hiroyuki KUWAHARA • Youji FUKUI	167
◇Constructing n-sided G1 Patches with the Energy Integral Minimization	Kentaro MATSUMOTO • Hongjun XIE	175
◇Establishment of a Method for Predicting Powertrain Vibration at Engine Mounting Points under Running Conditions	Yasuhiko SEKI • Toshibumi SUZUKI Naoki KAMIMURA • Yukitaka TAKAHASHI	183
◇Development of a Virtual Road Simulator for Motorcycles	Makoto HASEGAWA • Kenji NAKANISHI Shokichi HARASHIMA • Hideki YAMAGUCHI	189
◇Development of Procedure for Interior Noise Estimation by Virtual Vehicle Analysis	Tatsuhide SAKAI • Masahiro TERADA Shuichi ONO • Naoki KAMIMURA	195
◇Construction of an Acoustic FE Model for the Purpose of Engine Noise Reduction	Kazufumi KAWABATA • Tatsuhide SAKAI • Nobuaki HASHIMOTO	205
◇Establishment of an Aerodynamic Simulation System for Motorcycles and Its Application	Takashi WATANABE • Takefumi OKUBO Mutsumi IWASA • Hiroyuki AOKI	213
◇A Method for Evaluation of Low-frequency Noise and Vibration of Powertrain Mount Layout using Degree of Coupling with Physical Matrices	Masafumi KYUSE • Satoshi WATANABE • Tatsuhide SAKAI	219
◇Strength Evaluation Method for Nd-Fe-B Rare Earth Sintered Magnet	Takaaki NAGI • Teruyoshi KITA	225

Honda ASV-2 インフラ連携実験車の紹介(乗用車)

Introduction of Honda ASV-2 for Roadway-vehicle Coordination Systems (Passenger car)

間 下 博*
Hiroshi MASHIMO

福 丸 智 之*
Tomoyuki FUKUMARU

古 川 修*
Yoshimi FURUKAWA

加世山 秀 樹*
Hideki KASEYAMA

浅 沼 信 吉*
Nobuyoshi ASANUMA

要 旨

ABSTRACT

国土交通省自動車交通局(旧運輸省)の提唱した第二期 ASV 計画(ASV-2)のなかで、車両と道路インフラが連携した7サービス8システムの運転支援サービスの基本機能を評価する実証実験に参加した。その結果以下の成果を得た。

- ・「道路インフラ機能の妥当性」について、運転支援状況に応じ効果が確認できた。
- ・「ドライバの受容性」について、制動を伴う運転支援サービスに体感警報ブレーキを用いた実験を行ない、ドライバの危険反応時間短縮の効果が確認された。

The stage-two Advanced Safety Vehicle phase 2 (ASV-2) proposed by the Road Transport Bureau, Ministry of Land, Infrastructure and Transport (formerly the Ministry of Transport) includes driver assistance services composed of 7 services or 8 systems that coordinate between the vehicle and the road infrastructure. The authors participated in proving tests that evaluated the basic functions of these driver assistance services. The following results were obtained:

- With respect to the “validity of road infrastructure functions,” the services were verified to be effective in response to driver assistance conditions.
- With respect to “driver acceptance,” we had braking driver assistance tests with haptic warning by brake actuation, and it was verified to be effective in reducing driver’s emergency response time.

1. まえがき

第2期先進安全自動車(ASV^{*1}-2)開発推進計画は、国土交通省自動車交通局(旧運輸省)の提唱により、国内メーカー13社が参加して平成8年度(1996年度)から5か年計画で実施された⁽¹⁾。

同時期に国土交通省道路局(旧建設省)は、AHS^{*2}を提唱し、技術研究組合 走行支援道路システム開発機構(略称：AHS研究組合)を発足させ、インフラと車両との連携システムを開発するにあたり事故による人的損失額・死者数ともに累計90%以上削減を目標に基本ユーザサービスの検討⁽²⁾を行った。

ASV-2 のなかで車両と道路インフラが連携し交通事故の防止や事故時の被害の軽減を目的とした運転支援サービス

の基本機能を評価する ASV/AHS 共同実証実験が、平成12年国土技術政策総合研究所(旧土木研究所)で行われた。この実験は「道路インフラ機能の妥当性」、「ドライバの受容性」の評価を目的とし基本機能の評価が行われた。

インフラ連携による運転支援システムは、自律では検出困難な情報(近距離情報では複雑な形状の交差点や、死角に影響される環境など、遠方情報では積雪及び凍結によるスリップなど)を運転者に提供することができるので、この情報が不足しているために起こる事故の低減効果が期待される。

※1 ASV(Advanced Safety Vehicle)：先進安全自動車(国土交通省自動車交通局推進)

※2 AHS(Advanced cruise-assist Highway System)：走行支援道路システム(国土交通省道路局所管)

*栃木研究所

2. サービスの概要

実証実験のうち、交通事故の予防や、事故時の被害軽減を目的とした7サービス8システムの中でHondaが参加したサービスシステムを Table 1 に示す。

インフラ連携実証実験に際し、以下に示すことを行なった。

- ・車両自身では検知が困難な見通しの悪い道路環境における障害物(落下物、車両、歩行者)や路面情報(雨・雪などスリップ)を道路インフラにより検出。
- ・その検知した情報を路車間通信により車両に伝達し、情報提供や警報、車両制御に活用。

Fig. 1 に製作した実験車を示す。

Table 1 Services of joint proving test

No.	Service System	Participation
1	Forward Obstacle Collision Prevention Support System	Yes
2	Curve Overshooting Prevention Support System	No
3	Lane Departure Prevention Support System	No
4-1	Intersection Stopping Support System	Yes
4-2	Crossing Collision Prevention Advisory System	Yes
5	Right Turn Collision Prevention Advisory System	Yes
6	Crossing Pedestrian Collision Prevention Advisory System	Yes
7	Road Surface Information System for ACC etc.	No



Fig. 1 Honda ASV/AHS

2.1. 車の停止を促すことにより被害を軽減するシステム

2.1.1. 前方障害物衝突防止支援システム

ねらい：前方の見通しの悪い道路においての障害物との衝突事故の低減を目的とする。

機能：前方の見通し困難な地点の、落下物や渋滞末尾の車両等障害物の情報を道路インフラから受取り、自車との距離を算出し、衝突の危険と判断した場合は、運転者に音声と表示による注意喚起と停止を促す警報をおこなう。

対象道路：自動車専用道路、一般道

支援レベル：情報提供、警報

2.1.2. 出会い頭衝突防止支援システム(接近時)

ねらい：信号のない一時停止交差点で、運転者の不注意などが原因で生じる不停止による事故の低減を目的とする。

機能：道路インフラから進路前方の一時停止交差点に関する情報を受取り、先行情報として音声により交差点接近の注意喚起をおこない、さらにその情報と自らの車速と停止位置までの距離を算出し一時停止線手前で停止できないと判断した場合は停止を促す警報をおこなう。

対象道路：信号のない一時停止交差点

支援レベル：情報提供、警報

2.2. 車の発進を抑制することで被害を軽減するシステム

2.2.1. 出会い頭衝突防止支援システム(発進時)

ねらい：一時停止交差点で、運転者の不注意や見通し不良が原因で生じる不適切な発進による事故の低減を目的とする。

機能：交差点の一時停止線で停止した後、道路インフラから交差する優先道路を走行する車両の情報を受取り、音声と表示により運転者に注意喚起を促す。

対象道路：信号のない一時停止交差点

支援レベル：情報提供

2.2.2. 右折衝突防止支援システム

ねらい：信号のある交差点において、右折時の運転者の見込み違いや見通し不良が原因で生じる不適切な右折による対向直進車との衝突事故の低減を目的とする。

機能：交差点の一時停止線で停止した後、道路インフラから交差する優先道路を走行する車両の情報を受取り、音声と表示により運転者に注意喚起を促す。

対象道路：信号のある交差点

支援レベル：情報提供

2.2.3. 横断歩道歩行者衝突防止支援システム

ねらい：運転者の不注意や見通し不良が原因で生じる不適切な走行による横断歩道上の歩行者との事故の低減を目的とする。

機能：道路インフラから進路前方の横断歩道上の歩行者に関する情報を受取り、その情報と車両の状態に基づき、音声と表示により注意喚起を促す。

対象道路：交差点

支援レベル：情報提供

3. インフラ融合システムの動作概要

前方障害物衝突防止支援システムを例に動作の概要を説明する。

①道路に設置されたセンサは、常時道路の上の障害物、

路面の状態等を監視する。

- ② 実証実験車両は、サービスの開始を示す基点マーカを通過することにより、提供されているサービスの種類を知る。動作概要を Fig. 2 に示す。
- ③ 路車間通信によりサービスの終了を示す基点マーカを通過するまで最新の障害物情報(障害物の有無, 障害物までの距離, 路面状態など)が逐次実証実験車両に送られてくる。
- ④ 実証実験車両は、障害物までの距離, 路面状態により適切なタイミングでドライバに障害物の情報を提供する。情報の提供に対してドライバが停止等の行動を起こさない場合、警報を出す。動作概要を Fig. 3 に示す。

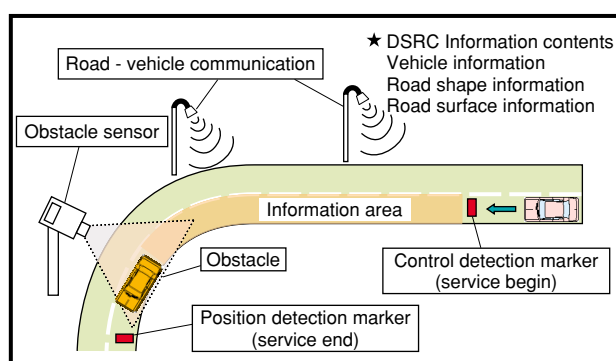


Fig. 2 Example of forward obstacle collision prevention support system (service begin)

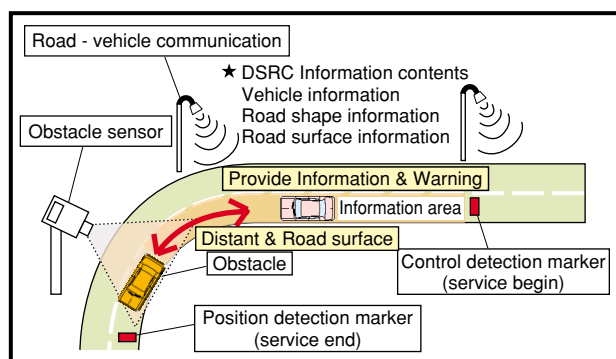


Fig. 3 Example of forward obstacle collision prevention support system (information & warning)

4. システム構成

4.1. 路側インフラシステム

国土技術政策総合研究所の実証実験において以下の設備が道路に設置された。

4.1.1. 基点マーカ

走行支援サービスの開始, 終了およびサービスに関する車線等の地点情報を提供する。

- ・ 情報内容: 道路番号, 車線数, 車線No, 対応ビーコン番号

- ・ 通信方式: 路側給電アクティブ短波式

- ・ 通信周波数: 13.56MHz

4.1.2. 道路状況把握装置

道路上の車両などの障害物, 横断歩道上の歩行者を検出し位置情報を提供する。

情報内容: 障害物の種類, 位置, 移動速度

4.1.3. 路面状況把握装置

サービス提供区間の路面の状態を乾燥, 湿潤, 水膜, 積雪, 凍結の5つの状態に分類し提供する。

4.1.4. 路車間通信装置

路側インフラで検知した情報を走行中の車両に伝送する。

- ・ 通信方式: 狭帯域無線方式(DSRC)

- ・ 通信周波数: 5.8GHz 帯

4.2. 実証実験車の車載システム

実証実験で機能を検証する5つの走行支援システムの機能を統合したシステム搭載図を Fig. 4 に, システム構成図を Fig. 5 に示す。

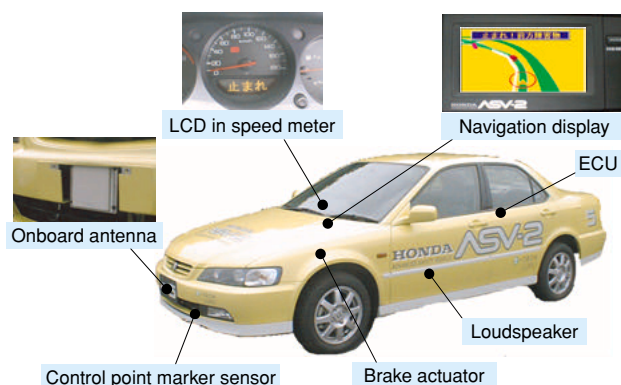


Fig. 4 Configuration of ASV/AHS

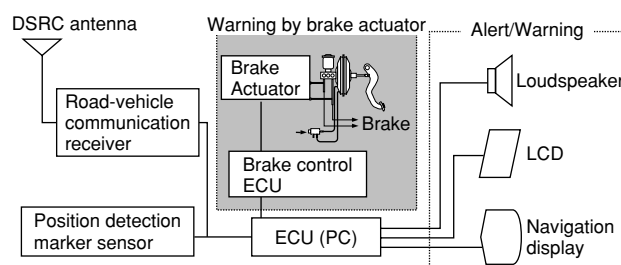


Fig. 5 Block diagram of ASV/AHS

5. 実証実験車システムの特徴

5.1. 高精度マップマッチングナビゲーション

インフラ連携システムは, 基点マーカを距離の原点とし

て利用する。車載の基点マーカセンサが、道路上の基点マーカを通過するとき、基点マーカからの情報受信タイミングにて原点を判断する。この方式では、車速の影響により情報を受けるタイミングが遅延するため距離の原点が前後方向にずれることになる。この距離の原点のずれを解消するため、ASV/AHS 実験車では、以下の処理を行なった。

- ① ノード情報として基点マーカの情報を加えたナビ用のデジタル地図を作製した。
- ② デジタル地図と基点マーカおよび道路形状とのマップマッチングおよび GPS により自車位置を求めた。
- ③ 路側インフラから送られてくる障害物の位置情報をデジタル地図上にマッピングした。
- ④ デジタル地図上の自車位置と障害物の位置関係と自車速から情報提供／警報のタイミングを作成した。

この結果、障害物までの距離の誤差を車両の距離の積算誤差のみとするシステムを構築することができ、精度の高い情報提供／警報をドライバに提供することが出来た。Fig. 6に車両のマップマッチングの概要を示す。

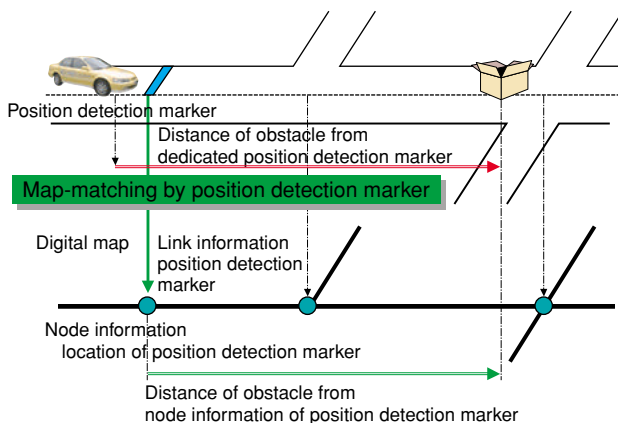


Fig. 6 Map-matching for ASV/AHS

5.2. 体感警報ブレーキ

事故を未然に防ぐには、適切な危険情報をより早くドライバに知らせる必要がある。そこでドライバの反応時間を短縮するために従来の視覚(表示)、聴覚(音声ガイダンス)より反応時間が早いと報告⁽³⁾されている触覚による反応を応用した体感警報ブレーキシステムを搭載し機能を確認した。体感警報ブレーキとは、ドライバに前後方向の減速Gを短時間、間欠的にかけることによりドライバに警報を与えるシステムである。

6. 道路インフラ機能の妥当性

道路インフラ機能の妥当性は、運転支援状況に応じ効果が確認⁽⁴⁾⁽⁵⁾された。

7. 体感警報ブレーキの試験結果

7.1. 警報に対する反応時間の評価

体感警報ブレーキを搭載した試験車両を用い、音声ガイダンスのもと、音声ガイダンスと体感警報ブレーキを組合わせたものとのドライバ反応時間の比較を行なった。

テスト条件：

体感警報ブレーキは、最大減速度約 2.5m/s^2 、 300ms の周期でオン／オフを3回繰り返した。動作概要を Fig. 7 に示す。音声ガイダンスは、ブザー音とした。

実験は、男性3名が音声ガイダンスのみによる警報／体感警報ブレーキのみによる警報を車速 11m/s (40km/h)、 22m/s (80km/h)毎に各10回ずつ行なった。

試験結果：

結果を Fig. 8 に示す。

官能評価結果を以下に示す。

音声ガイダンスに対して

- ・ 警報を理解してからブレーキを踏む必要があるので時間がかかってしまう。

体感警報ブレーキに対して

- ・ 停止を促している意図を体で直接感じるため、ブレーキを踏む動作につながる。

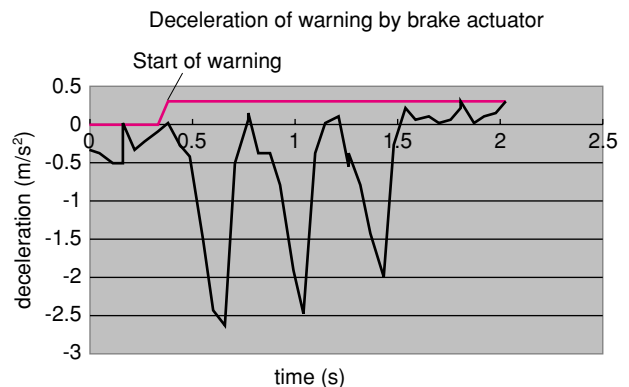


Fig. 7 Action of warning of brake actuator

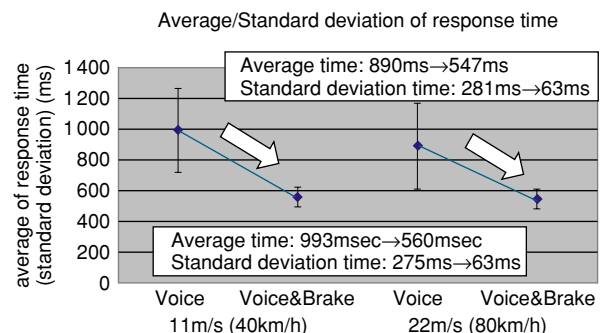


Fig. 8 Comparison of response time

- ① 音声ガイダンスに体感警報を組合わせた場合、音声ガイダンスのみによる警報に比べブレーキを踏み込むまでの平均時間が11m/s(40km/h)時 43%, 22m/s(80km/h)時 39%早くなった。結果を Table 2 に示す。
- ② 音声ガイダンスによる警報は、ブレーキを踏み込むまでの時間バラツキの標準偏差は、音声ガイダンスのみに比べて、11m/s(40km/h)時 77%, 22m/s(80km/h)時 78%減少した。結果を Table 3 に示す。

Table 2 Average time of response time

Case \ Velocity	11m/s (40km/h)	22m/s (80km/h)
Voice guidance	990 ms	890 ms
Warning by brake actuator	560 ms	540 ms

Table 3 Standard deviation of response time

Case \ Velocity	11m/s (40km/h)	22m/s (80km/h)
Voice guidance	280 ms	280 ms
Warning by brake actuator	63 ms	63 ms

7.2. ドライバの減速動作の評価

体感警報ブレーキのみによる警報と音声ガイダンスのみによる警報による警報後、ドライバが発生させる減速度の大きさの比較を行なった。

テスト条件：

体感警報ブレーキは、最大減速度約 2.5m/s^2 、300ms の周期でオン/オフを3回繰り返した。動作概要を Fig. 7 に示す。音声ガイダンスは、ブザー音とした。

実験は、音声ガイダンスのみによる警報/体感警報ブレーキのみによる警報を車速 11m/s(40km/h)で行なった。

結果として、音声ガイダンスに体感警報ブレーキを組合わせた場合、ドライバがブレーキを踏込んで発生する減速度は、音声ガイダンスの時に比べて約2倍の減速度が発生していることが分かった。なお11m/s(40km/h)走行時における、体感警報ブレーキによる警報後の減速度を Fig. 9 に音声ガイダンスの警報後の減速度を Fig. 10 に示す。

7.3. 考察

40km/h 走行時、音声ガイダンスと体感警報ブレーキを組合わせたとき警報を受けてからドライバがブレーキ操作を行なうタイミングを Fig. 11 に示す。

この結果から、ブレーキをオンにするタイミングは、体感警報ブレーキによる2回目の制動付近であることが分かる。ドライバがブレーキをオンにするタイミングがほぼ同じであることから、体感警報ブレーキによる反応時間は、個人

差に関係なく、値が一定になり、ばらつきが小さくなったと考えられる。

以上の結果より、体感警報ブレーキには以下の特徴があり、ドライバへの警報の提供手段として有効であることが確認された。

- ・ドライバがブレーキを踏込むまでの反応時間が約40%短縮する。
- ・ドライバがブレーキを踏込むまでのばらつきが約80%減少する。
- ・ドライバは、体感警報ブレーキにより、大きな減速度を発生させている。

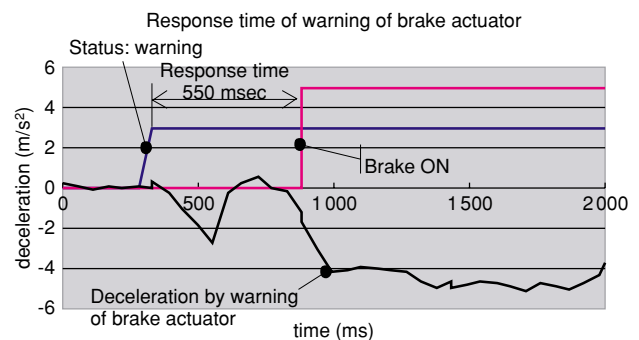


Fig. 9 Example of warning of brake actuator

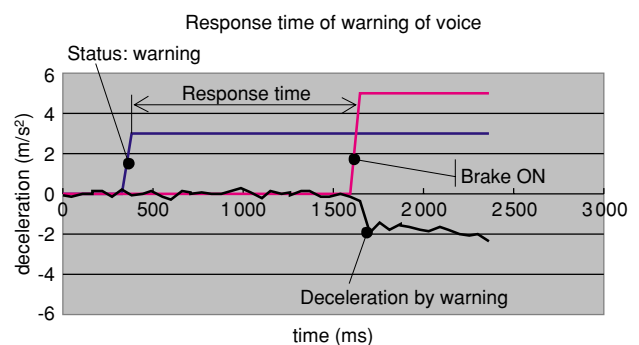


Fig. 10 Example of warning of voice

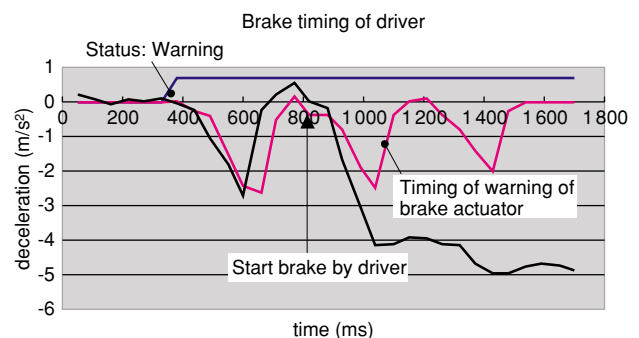


Fig. 11 Brake timing of driver

8. まとめ

国土交通省国土技術政策総合研究所における走行支援システムの実験評価を行うためインフラ連携実験車両を製作した。製作した実験車両で ASV/AHS 共同実証実験に参加する事により、情報提供／警報の提供タイミングおよび体感警報ブレーキの有効性を確認する事が出来た。

9. 今後の課題

今回の実証実験において「道路インフラ機能の妥当性」、「ドライバの受容性」の評価をおこない、その中でも体感警報ブレーキの有効性について効果確認を行なったが限られた時間内の実証実験により、被験者数、減速度の大きさ、間隔、立上り時間などの細かな設定が十分でなかった。したがって以下のような検証が必要と考える。

- ・ 人—自動車系の理論的考察と評価
- ・ 道路環境条件、年齢、性別など差による効果検証

本年度、第3期ASVが5ヵ年計画でスタートし、Hondaも参加を決定した。道路インフラ連携システムの早期実用化に期待したい。

参考文献

- (1) 浅沼信吉 他：ホンダ ASV-2 の紹介(乗用車)，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.1-8 (2000)
- (2) 鎌田稯治：基本ユーザサービスの絞込み，第2回 AHS 研究報告会 資料，技術研究組合 走行支援道路システム開発機構，p.106-109 (1998)
- (3) 坪内 和夫：視覚と反応動作，人間工学，東京，日刊工業新聞社，1965, p.141-149
- (4) 古川修：インフラ利用システムと共同実証実験，第2期先進安全車両推進計画の成果報告会～ ITS による安全な車両社会への道～【資料集】，p.39-56 (2001)
- (5) 国土交通省自動車交通局先進安全自動車推進検討会：インフラとの連携，先進安全自動車(ASV)推進計画(第2期)に関する報告書，p.51-59 (2001)

■ 著 者 ■



間下 博



古川 修



浅沼 信吉



福丸 智之



加世山 秀樹

Honda ASV-2 インフラ連携実験車の紹介(二輪車)

Introduction of Honda ASV-2 Experimental Vehicle with Road-vehicle Communication System
(Motorcycles)

櫛田 和光* 山本 一博*
Kazumitsu KUSHIDA Kazuhiro YAMAMOTO
倉田 徳博* 坂井 清孝*
Norihiro KURATA Kiyotaka SAKAI

要 旨

国土交通省道路局(旧建設省)による ASV(Advanced Safety Vehicle)/AHS(Advanced Cruise-Assist Highway Systems)共同実証実験に国内自動車メーカ 13 社が参加し、国土交通省国土技術政策総合研究所(旧土木研究所)に走行試験路を設け走行支援サービス(7サービス8システム)の評価を行った。システムのねらいは、道路インフラから進路前方の障害物や交差点における他の接近車両の存在などの情報を受け取り、運転者に注意喚起の情報提供や警報を発し、危険回避を促すものである。Hondaは排気量250cm³スクータに路車間通信用受信機、情報制御ECUを車載し、新たに開発した二輪車用HMI(Human Machine Interface)を用いてシステムの有効性確認をドライバ受容性の観点から考察した。

実証実験から判ったことは次のとおりである。

- (1) 予防安全向上をねらった道路インフラからの情報提供が二輪車においても効果的であることが確認できた。
- (2) 音声情報と視覚情報を組み合わせた HMI は、今回の実証実験のように各運転支援サービスにも対応できる情報提供手段であることが確認できた。

ABSTRACT

ASV(Advanced Safety Vehicle)/AHS(Advanced Cruise-Assist Highway systems) joint proving tests were conducted by the Ministry of Land, Infrastructure and Transport for Smart cruise systems. Thirteen domestic vehicle manufacturers participated including 7 services and 8 systems on a proving test course set up in National Institute for Land and Infrastructure Managements of Ministry of Land, Infrastructure and Transport. The purpose for the ASV/AHS joint proving testing was to receive information such as detecting an obstacle you are approaching and an existence of an oncoming vehicle. From the road infrastructure, motorcycle riders are provided warnings and information to reduce collisions. Honda provided a scooter, engine capacity 250cm³, loaded with a road-vehicle communication receiver to receive the road information from the DSRC(Dedicated Short Range Communication), information control ECU and newly developed HMI (Human Machine Interface) for motorcycles. The tests were conducted to confirm the effectiveness of the road-vehicle communication system from the viewpoint of the drivers' acceptability.

The following items were found.

- (1) Information provided from the road infrastructure for preventive safety improvement was effective for motorcycles.
- (2) A HMI system that combined sound information with visual information was the information providing means applicable as a driving assistance service.

1. まえがき

国土交通省自動車交通局(旧運輸省)が提唱した第2期 ASV 計画(ASV-2)では、Honda は2種類の二輪 ASV 自律実験車を試作し研究を推進した⁽¹⁾。同時期に国土交通省道路局(旧建設省)が提唱した走行支援道路システム AHS (Advanced Cruise-Assist Highway Systems)が推進され、ASV-2 プロジェクトの一環として、二輪車メーカを含む自

*朝霞研究所

動車メーカ13社の参加による共同実証実験が、国土交通省国土技術政策総合研究所(旧建設省土木研究所)において実施された。本稿では、実証実験の概略とその結果の一例を紹介する。

2. サービスの概要

この実証実験は交通事故の防止や、事故時の被害軽減を

Table 1 Services of joint proving test

Principal user services	Honda's motorcycle
Forward obstacle collision prevention support system	Entry
Curve overshooting prevention support system	Entry
Crossing collision prevention advisory system - Approaching support	Entry
Crossing collision prevention advisory system - Acceleration support	Entry
Right turn collision prevention advisory system	Entry
Crossing pedestrian collision prevention advisory system	Entry
Lane departure prevention support system	Automobile only
Road surface information system for ACC etc.	No entry

目的とした7サービス8システムについて確認するものである。

自律システムでは検知が難しい見通し不良地点などにおける障害物、他車、歩行者の情報、路面情報を道路インフラのセンサにより検出し、路車間通信により走行車両へ伝達し、ドライバへ情報提供、警報や車両の制御などを行なう。Honda 二輪車が参加したサービスを Table 1 に示す。

各サービスの内容については「Honda ASV-2インフラ連携実験車の紹介(乗用車)」⁽²⁾を参照されたい。ここで、二輪車に関しては、カーブでの単独事故を予防する自律システムが技術的に困難なことから、事故低減効果が見込めるカーブ進入危険防止支援サービスにも参加した。Fig. 1に概要を示す。路側に設置された DSRC(Dedicated Short Range Communication)アンテナから路面状態、カーブ形状などの情報の発信を行なう。

- ・ サービス名称：カーブ進入危険防止支援サービス
- ・ ねらい：十分に減速せずにカーブ進入した場合の事故を低減する。
- ・ 機能：道路インフラから進路前方のカーブ形状、路面状態に関する情報を受取り、その情報と車両の状態に基づいて注意喚起のための情報提供および減速が間に合わない可能性がある場合に警報する。
- ・ 対象道路：高速道路、一般道路
- ・ 支援レベル：情報提供、警報

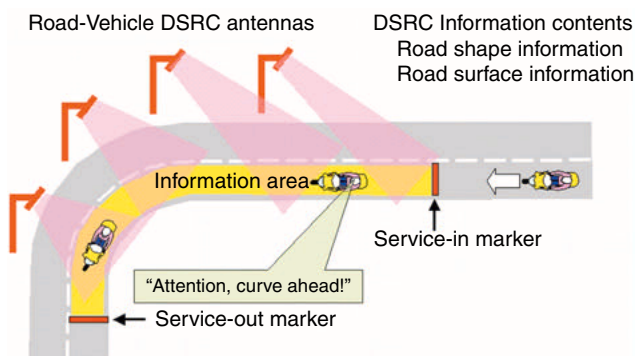


Fig. 1 Outline of curve overshooting prevention support system

3. 実証実験車のシステム

インフラ連携実証実験車の車載機器構成、二輪車用HMI (Human Machine Interface)について説明する。

3.1. 車載通信機器

供試車両には排気量 250cm³ のスクータ(フォーサイト)を用いた。Fig. 2 に Honda ASV-2 6号車の外観を示す。

車載機器は車両状態(スロットル、車速、ブレーキ、ウィンカ)の信号を捉える各センサ、通信制御、HMI 制御を処理する情報制御 ECU(Electronic Control Unit)、コミュニケーションヘルメットへ音声情報をワイヤレスで伝える音声送信機、路車間通信用受信機/アンテナおよび基点マーカ受信機/センサ等で構成されている(Fig. 3)。

路車間通信用アンテナ(Fig. 4)はヘッドライト上部のフロ



Fig. 2 Honda ASV-2 vehicle No.6

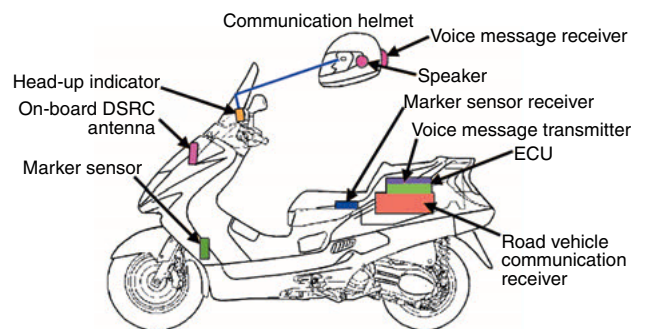


Fig. 3 Outline of prototype motorcycle system



Fig. 4 DSRC antenna

ントカバー内に内蔵し、約 10 度の仰角で固定されている。

各支援サービスの実証実験では限られた実験時間内に制御パラメータ変更、アルゴリズム修正、データ解析を迅速に処理できることが要求される。そのため、シームレスな環境で行える機器構成にした。リアルタイム制御アプリケーションの要求から情報制御 ECU 機能にノート PC(東芝製 Dynabook SS3380)および信号処理コントローラを搭載する構成とした。50ms 毎の車両状態サンプリングタイムと 100ms 毎のシーケンス制御を実現するため OS には Microsoft 製 Windows2000[®]を採用した。Fig. 5 に車載システムのブロックダイアグラムを示す。

3.2. HMI 構成

安全運転支援システムの中で重要な位置付けにある HMI は、まだ二輪車用として確立された技術はなく、さまざまな形態が模索されている段階である。求める性能、機能は四輪車のそれと同様であるが、車体デザイン、ヘルメット着用による可聴音域の変化、乗車姿勢、操舵と体重移動による操縦形態、振動、自己防衛運転などの違いから手段が限定される。特に視覚機能は前方への注意監視だけでなく、自車状態をロール角、ヨー角から得ていることから情報を確認するために視線移動させる HMI 構成は本来の目的から大きく離れ本末転倒になりかねない。本システムではこれらに留意して、HMI のコンセプトを次のようにした。

- ・周辺視野の積極的活用
- ・視線移動抑制のため必要最小限の情報量
- ・音声アナウンスによる一義的表現

視覚へは情報提供状態を示し、音声アナウンスでその情報の具体的内容を提供する。このように視覚認知と聴覚認知の特性に合わせた手法を用いることで、外界への注意意識状態を持続できる HMI を開発した。

3.2.1. ヘッドアップインジケータ

メータパネル上面に埋め込んだ HUI(Head-up indicator)は 7 個の高輝度 LED を横一列に並べ横長の帯状を形成するようにした。Fig. 6 に HUI を示す。

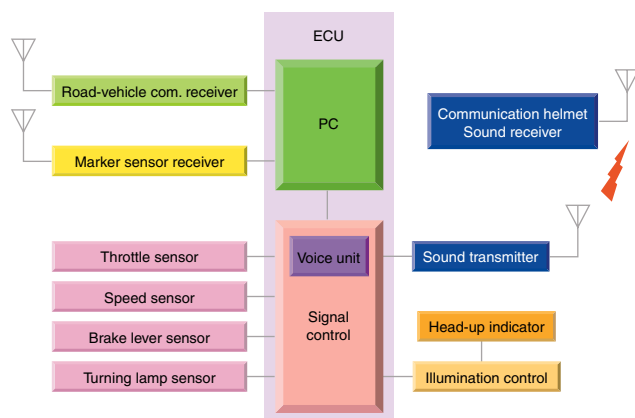


Fig. 5 On-board system block diagram



Fig. 6 Head-up indicator

周辺視野を活用する場合、最小限の情報量と一定以上の発光面積を持たせることが注視防止の観点から重要である。

照射された橙色光はウィンドスクリーン内側で反射され、発生した虚像が周辺視野で容易に確認でき、かつ夜間運転時に妨げにならない位置を選定した。

情報の種類は LED 点灯/消灯の組み合わせから以下の 3 通りを表現することで、現在の情報提供の状況を容易に認知できることをねらった。

- ・サービス区間
- ・注意喚起情報提供
- ・警報

7 個の LED うち左右の 2 個の点灯、中央 5 個の点灯、点滅を条件により使い分けることとした。Fig. 7 に動作状態と情報提供内容を示す。

3.2.2. コミュニケーションヘルメット

音声による情報提供は、フレーズを最後まで聞かないと理解できないという短所はあるが、語句の選定、フレーズ時間、一義的な表現、聞き取りやすい音質などに留意することで、情報の内容を正確に伝えるために最適な方法である。

ヘルメット内部外耳位置に薄型スピーカを設け、予め録音した数種類の音声情報は、情報制御 ECU により必要に応じ発声される。音声情報は 3 秒以内に完了するフレーズを作成した。Table 2 に音声情報のフレーズ例を示す。

音声情報は情報制御 ECU から通信モジュールを内蔵した音声発信機とコミュニケーションヘルメット (Fig. 8) によりワイヤレスで高品質な音声情報を提供している。

4. 実証実験結果と考察

二輪車事故統計を解析すると対四輪車事故が最も多く、その中でも右直事故と出会い頭事故が最多である⁽³⁾。本論文ではそれらの事故低減を狙った右折衝突防止支援サービ

Service-in	Information	Warning
Pop up images by both sides LED during service area	Pop up images by the center LED	Blinking images by the center LED

Fig. 7 Head-up indicator status

Table 2 Voice message examples

Services	Voice messages	Upper: Caution
		Lower: Warning
Forward obstacle collision prevention support system	Attention, obstacle 100 meters ahead 100m先 障害物, 注意 とまれ	
Curve overshooting prevention support system	Curve ahead 前方カーブ	
Crossing collision prevention advisory system-Approaching support	Crossing 60m ahead 60m先 交差点 とまれ	
Crossing collision prevention advisory system-Accelerating support	Attention, vehicle from the right 右から車両接近, 注意 とまれ	
Right turn collision prevention advisory system	Attention, approaching vehicle ahead 前から車両接近, 注意 とまれ	
Crossing pedestrian collision prevention advisory system	Pedestrian at the right hand side 右方向歩行者に注意 とまれ	



Fig. 8 Communication helmet

ス、出会い頭衝突防止支援サービス、および二輪車単独事故数が最も多いカーブ事故低減をねらったカーブ進入危険防止支援サービスの実験結果を代表例で説明し、ドライバ受容性の観点からその効果を考察する。

なお、全ての実証実験は国土交通省国土技術政策総合研究所テストコース内に各支援サービスを想定した実験条件、道路環境を整備し実施した。実験環境の詳細はHonda R&D Technical Review Vol.13 No.2「Honda ASV-2 インフラ連携実験車の紹介(乗用車)」⁽²⁾を参照されたい。

4.1. 右折衝突防止支援サービス

実験は信号機と右折専用レーンが設けられた交差点で実施した。Fig. 9に右直事故防止支援システムの概略を示す。実験時のHMI作動状況は、交差点接近中の自車が、基点マーカ地点を通過した時点でHUIの両サイドLEDが点灯しサービス区間に入ったことを知らせる。道路インフラ(DSRC)から交差点に接近する対向車線の車両情報を受信する。自車と対向車両が衝突もしくはニアミスの可能性がある場合、HUI中央LEDが点灯し、音声アナウンスで「前方から車両接近」と注意喚起の情報提供が行われる。

実験条件は、自車から対向接近車両の状況が見通せる場合と、対向右折車線に大型トラックを停車させ見通し不良にした場合の二通りを設定した。

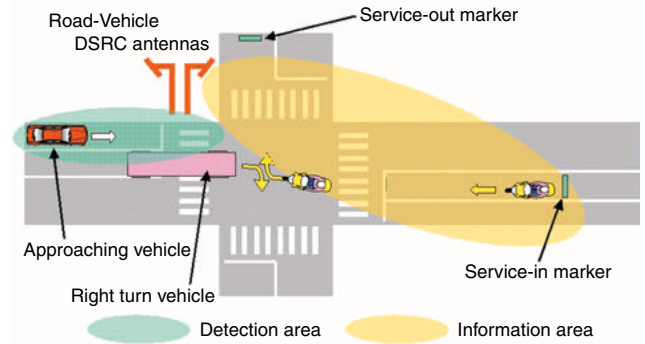


Fig. 9 Outline of right turn collision prevention advisory system

実験結果では、情報提供タイミングを適切な余裕時間に設定することで対向直進車両への注意喚起意識が働き、衝突を未然に防止できることが示唆された。ライダーの評価コメントからもドライバ受容性は有意であるとの評価が得られた。また、自車の前方対向右折車線に大型車両が右折待ち状態で停止している場合、対向車線が視覚的に遮蔽され対向接近車両が確認しづらい場合に非常に安心感があり、有効であるとの評価も得られた。Table 3にドライバ受容性の評価結果を示す。

Rider A, Bともに自社テストライダーである。評価基準は、Excellent, Good, Fair, Poor, Very poorの5段階とした。

4.2. 出会い頭衝突防止支援サービス(接近支援)

実験場所は信号が設置されていない片側一車線の小交差点である。Fig. 10に出会い頭衝突防止支援システムの概略を示す。

Table 3 Driver acceptance evaluation

Evaluation point of view		Rider A	Rider B
Safety	Visible condition without large vehicle	Fair	Fair
	Invisible condition with large vehicle	Excellent	Good
Rider's acceptance	Helpfulness	Good	Good
	Marketable	Good	Good

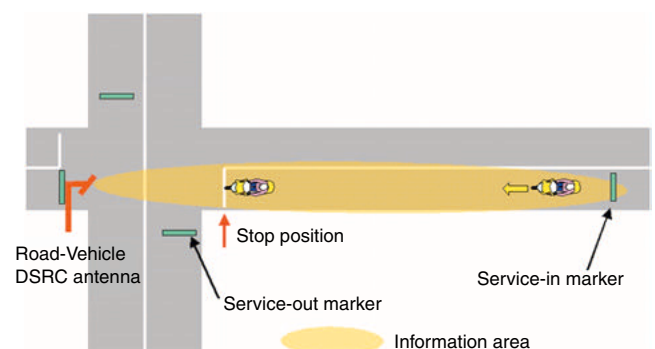


Fig. 10 Outline of crossing collision prevention advisory system - approaching service

Information status equation $S = V^2 / (2 \cdot \alpha) + V \cdot T_a$
 Where,
 $T_a = T_d + T_s + T_o = 3.0s$
 T_d : Driver recognition T_s : System delay T_o : Calculation delay

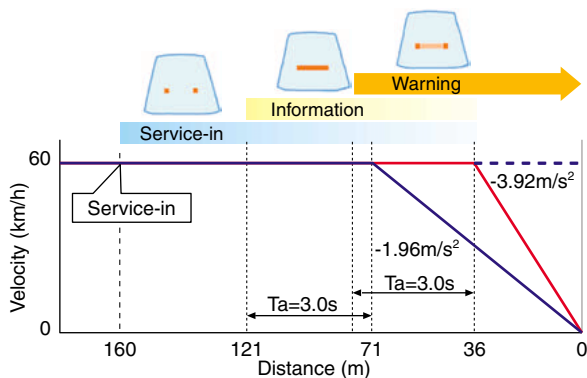


Fig. 11 Information status for crossing collision prevention advisory system - approaching service

実験によって、自車が非優先道路から一定速度で小交差点に接近するときに、一時停止の存在を知らせる情報提供タイミングが適切であるか、情報提供無しの場合と比較し、その効果を調べた。実験走路での情報提供タイミングの一例を説明する。基点マーカを通過したときHUIの両側LEDが点灯し情報提供区間へ入ったことを表示する。このとき、路面に埋め込まれた基点マーカから交差点までの距離(固定値)データを受信し、自車の走行積算距離からこの区間での自車位置を算出する。ここで、例として Fig. 11 に示すように車速に関わらず、停止線に減速度 $1.96m/s^2$ + ドライバ反応時間 3 sec で停止できる距離に到達したときに HUI の中央 LED 点灯と音声アナウンス「前方交差点注意」により注意喚起の情報提供がおこなわれる。

ここで減速せず、さらに接近した場合、減速度 $3.92m/s^2$ + ドライバ反応時間 3 sec で停止可能な距離に到達したときに HUI の中央 LED 点滅と、音声アナウンス「止まれ」による警報がおこなわれ停止を促す。

計測値の代表的な事例を Fig. 12 に示す。一連の実験は、交差点位置を 100m 以上手前から確認できる条件であったためドライバ受容性、サービスの有効性について結論を導

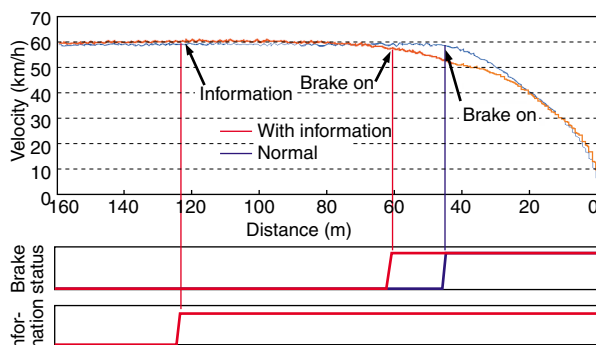


Fig. 12 Example of actual measuring data - crossing-collision prevention advisory system (approaching service)

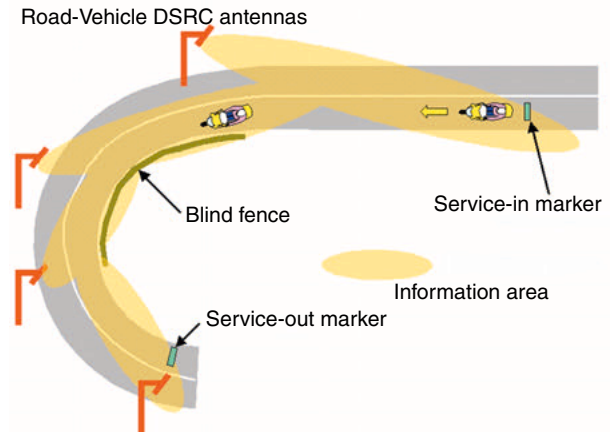


Fig. 13 Outline of curve overshooting prevention support system

くまでに至らなかった。しかしながらデータが示すように、情報提供がある場合とない場合を比較すると、減速開始地点が早まっていることが判る。

以上のことから、交差点位置が直前まで見えないような条件や、うっかり・ぼんやり状態で交差点の存在を見逃したときに有効であると考えられる。

4.3. カーブ進入危険防止支援サービス

実験場所は一般道と高速道を各々想定したコースを設定した。Fig. 13にカーブ進入危険防止支援システムの概略を示す。

自車が一定速度でカーブに進入するときにカーブ安全速度を越えている場合、この先にカーブがあることを情報提供し安全速度までの減速を促すように実験した。

実験走路での情報提供タイミングの一例を説明する。基点マーカを通過したとき HUI の両側 LED が点灯し情報提供区間に入ったことを表示する。このとき、路面に埋め込まれた基点マーカからカーブ開始地点までの距離(固定値)データを受信し、自車の走行積算距離からこの区間での位置を算出する。Fig. 14 に示すように車速に関わらず安全速度まで減速度 $1.96m/s^2$ + ドライバ反応時間 3 sec で減速できる距離に到達したときに HUI の中央 LED 点灯と音声アナウンス「前方カーブ」により注意喚起の情報提供が行われる。

一般道を模した計測値の代表例を Fig. 15 に示す。一般道実験路(V1: サービス・イン設定速度 = 70km/h, V2: カーブ安全速度 = 40km/h)では、本サービスの対象とした急カーブ(R80m)の手前に緩いカーブ(R200m)があり、二種類の曲率による複合カーブを構成している。急カーブの内側はフェンスにより見通し不良環境を作っている。一例として、Fig. 14に示すように、情報提供が無い場合、緩いカーブに進入した被験者はその曲率が続くことを予測していたが、急カーブが突然出現したため急減速していることが観られる。一方、情報提供した場合は余裕をもって減速していることが判る。

Information status equation $S = (V1-V2)^2 / (2 \cdot \alpha) + V \cdot Ta$

Where,

V1: Initial velocity V2: Target velocity

Ta = Td + Ts + To = 3.0s

Td: Driver recognition Ts: System delay To: Calculation delay



Fig. 14 Information status for curve overshooting prevention support system

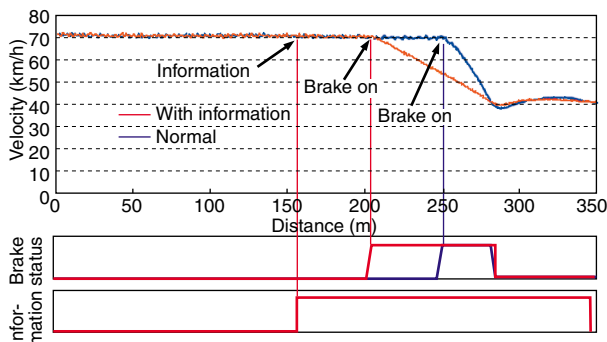


Fig. 15 Example of actual measuring data- curve overshooting prevention support system -

しかしながら、高速道実験路ではカーブ状況が遠くから十分見通すことができ、また、曲率 (R148m) が大きいため初期速度と目標速度の差が小さくスロットル操作により減速度が得られる条件であったため、その有意差は得られなかった。

今後、体系的な実験を行うことにより、ドライバ受容性、システム有効性を判断する必要がある。また、カーブにおける安全速度については車種やライダスキルなどにより違いがあり、道路の設計速度に対しても上下すると考えられる。したがって、安全速度だけでなく、情報提供タイミング、減速度についても十分な検討が必要と思われる。

4.4. 今後の課題

実際の交通環境下ではさまざまな外乱、外的要因の影響が予測されるが、そのような条件下でもシステム全体が有効に機能することを検証しなければならない。それと並行して、ドライバ受容性の観点から、違和感のない効果的な二輪車用 HMI の実現をめざし、更なる取り組みが必要である。情報が正確に伝達され、運転者が正しく判断し、適切な行動に誘導するという一連の流れの評価手段構築も今後の重要な課題である。

5. まとめ

インフラ連携による走行支援システムは二輪車においても予防安全運転を支援できることが確認できた。一方、国土技術政策総合研究所内の施設に限定された実証実験であったため、実用化に向けて現実的な環境での効果確認が必要と考える。

二輪車の運転特性に合わせて開発した HMI は、周辺視野を活用した HUI により 3 種類の情報を表示し、コミュニケーションヘルメットの音声アナウンスにより 11 種類の情報を提供する。音声情報と視覚情報を組合せた HMI は、今回の実証実験のように各運転支援サービスにも対応できる情報提供手段であることが確認できた。

6. あとがき

2001 年度から国土交通省提案による第 3 期 ASV が 5 年計画で発足し、Honda も国内自動車メーカーとともに参加した。今後は自律システムとインフラ連携システムの融合から新たな枠組みを創出することが早期実用化に向けて必要になると思われる。

参考文献

- (1) 山本一博ほか: ホンダ ASV-2 の紹介 (二輪車), HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.9-16 (2000)
- (2) 間下博ほか: Honda ASV-2 インフラ連携実験車の紹介 (乗用車), Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.1-6 (2001)
- (3) 交通事故統計年報 平成 10 年版, 東京, 交通事故総合分析センター, 1999

■ 著 者 ■



櫛田 和 光



山本 一 博



倉田 徳 博



坂井 清 孝

ゴールドウイング GL1800 の紹介

Introduction of Gold Wing GL1800

青木 柁 憲*

Masanori AOKI

石原 浩*

Hiroshi ISHIHARA

戸坂 哲也*

Tetsuya TOSAKA

狩野 宏司*

Koji KANO

南 秀美*

Hidemi MINAMI

要 旨

ゴールドウイング GL1800 は、ライダーとパッセンジャの双方の求めるニーズを高次元で融合させることを目指して開発された。その結果、ロングツアアとスポーティさを一つのパッケージにし、ラグジュアリーツーリングカテゴリーの水準を一新させた。これは、エンジンのコンパクト化と車両前方搭載によって可能となり、従来の GL1500 に対して、312cm³ の排気量増でエンジン性能を高めたにもかかわらず、軽量化と省燃費化も達成している。また、環境保全にも配慮されており、U.S.A. 生産車として初めてのアルミニウム合金製フレームも採用している。

ABSTRACT

The Gold Wing GL1800 was developed focusing to be compatible with the needs of riders and passengers. As a result, Honda succeeded in revolutionizing the luxury-touring category for motorcycles by combining the superior characteristics of long touring motorcycles with those of the sports type. This was enabled by which an engine was compacted and was installed forward. In spite of heightened performance through increasing the engine displacement by 312cm³, the GL1800 achieved both the lightening and the improvement of fuel economy. Through adopting numerous new technologies the GL1800 was able to achieve superior environmental protection in exhaust emissions and was the first U.S.A. production model to apply an aluminum alloy frame.

1. まえがき

Honda は 1975 年にスーパースポーツバイクとして、水平対向 4 気筒エンジン搭載のゴールドウイング GL1000 を発売した。しかし、U.S.A. の多くのユーザは、スポーツバイクではなくツアアとして使用した。フェアリング、トランク、サドルバッグなどを装着して広大なアメリカ大陸を夫婦で走り、楽しんでいたのである。その後、ゴールドウイングは、1980 年モデルではフェアリングを標準装備した本格的なツアア GL1100 に、1984 年モデルでは装備をさらに充実した GL1200 に、1988 年モデルでは水平対向 6 気筒エンジン搭載の GL1500 へとスケールアップし、ロングツアア路線にのって進化してきた。これら歴代のゴールドウイングを、Fig. 1 に示す。

2001 年モデルのゴールドウイング GL1800 は、ロングツアアに求められる快適性のみならず、走る、曲がる、止

*朝霞研究所



Fig. 1 Appearances of GL1000, GL1100, GL1200 and GL1500

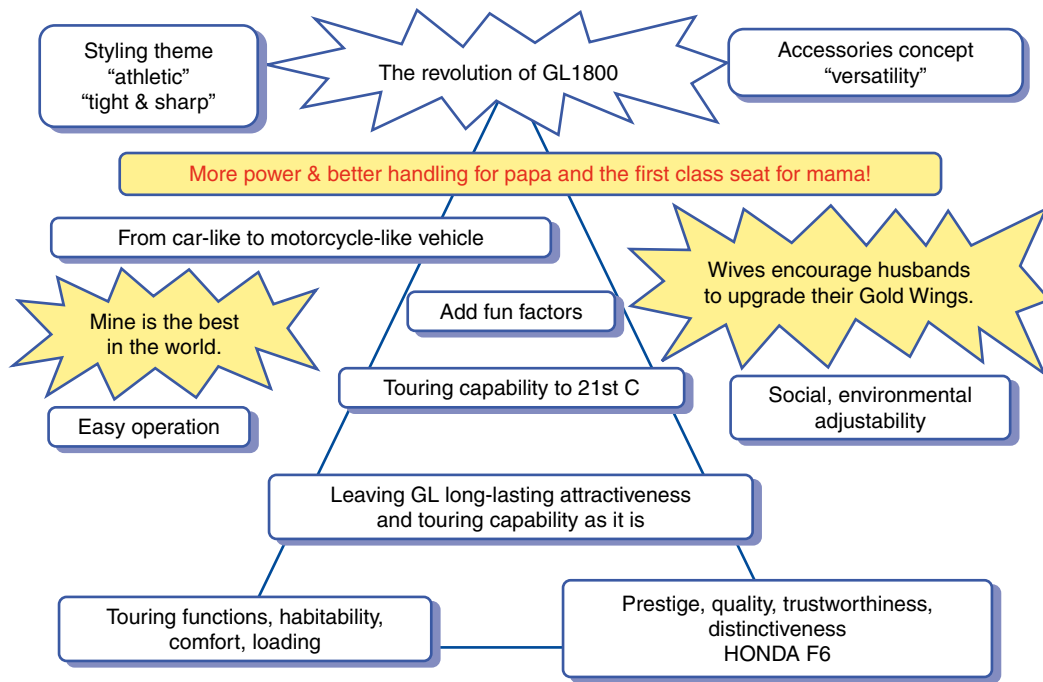


Fig. 2 Development concept

まるという基本性能を高次元でバランスさせたスポーティさを追求するとともに、環境保全にも十分配慮して開発された最大排気量の二輪車である。このモデルは、U.S.A., 日本, 欧州向けに開発されたが、本稿では主要市場であるU.S.A. 向けについて述べるとともに、日本向けについても説明する。

2. 開発コンセプト

開発チームは、ゴールドウイング GL1800 の開発コンセプトを、Fig. 2 に示すように「パパ(ライダー)には一層のパワーと優れたハンドリング特性を、ママ(パッセンジャ)にはファーストクラスの快適性の提供を!」と定め、コンセプトを成立させる技術要素について検討を進めた。

ライディングポジションを前に移すことができれば、ライダーには二輪車らしいスポーティなハンドリング特性が提供でき、パッセンジャに対しては、ゆとりスペースの確保が期待できる。しかし、水平対向6気筒エンジンは、低重心・低振動という利点を有しているのに対し、ライダーの足元スペースの自由度を制約する。そのため、「コンパクトなエンジン」と「エンジンの前方配置」の成立が重要課題で、これが実現できれば前面投影面積を小さくすることに寄与し、燃費向上も図られると考えた。このコンセプトを成立させたときのイメージを Fig. 3 に、最終スケッチを Fig. 4 に示す。

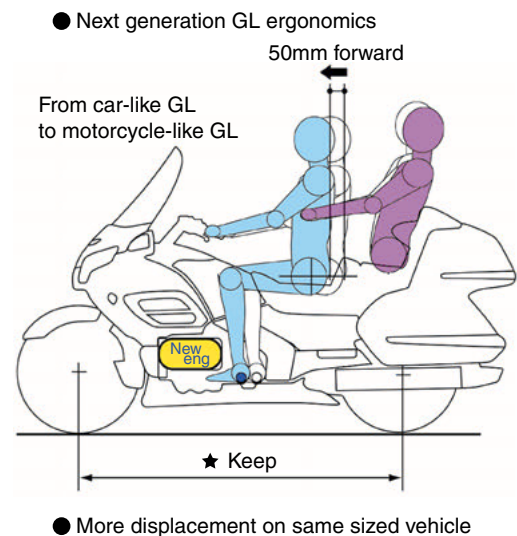


Fig. 3 Image chart of the product concept



Fig. 4 Final stylish design

Table 1 Specifications of GL1800 and GL1500 (for U.S.A.)

Item		Specifications	
Model		GL1800	GL1500
Cylinder arrangement		6-horizontally opposed	6-horizontally opposed
Cooling system		Liquid cooled	Liquid cooled
Valve train		OHC	OHC
Number of valves		IN: 1 EX: 1 per cylinder	IN: 1 EX: 1 per cylinder
Bore × Stroke (mm)		74 × 71	71 × 64
Engine displacement (cm ³)		1 832	1 520
Compression ratio		9.8 : 1	9.8 : 1
Fuel supply system		PGM-fuel injection	Carburetor
Max. power (kW/rpm)		88/5 500	71.6/5 000
Max. torque (N·m/rpm)		170.6/4 000	145/4 000
Transmission		5 speed constant mesh	5 speed constant mesh
Engine dimensions (L × W × H) (mm)		678 × 706 × 513	690 × 705 × 755
Engine mass (kg)		118.3	119.4
Vehicle dimensions (L × W × H) (mm)		2 635 × 945 × 1 455	2 615 × 955 × 1 495
Wheelbase (mm)		1 690	1 690
Vehicle dry mass (kg)		359 (Type-1), 362 (Type-2)	370 (SE), 364 (ASP)
Fuel capacity (L)		25 (6.6gallon)	23.8 (6.3gallon)
Tire size	Front	130/70R18 63H	130/70-18 63H
	Rear	180/60R16 74H	160/80-18 75H
Suspension	Front	Telescopic	Telescopic
	Rear	Single supported swing-arm (with PRO-LINK)	Conventional swing-arm
Brake system	Type-1	LBS (Linked Brake System) (both hand and foot operated)	Foot operated combined brake system Hand operated conventional brake system
	Type-2	LBS with ABS (both hand and foot operated)	—
Brake disk	Front	φ 296 floating double disc	φ 296 solid type double disc
	Rear	φ 316 ventilated single disc	φ 316 solid type single disc

3. ゴールドウイング GL1800 の概要

GL1800 の主要諸元および外観を、それぞれ Table 1 および Fig. 5 に示す。U.S.A.製で、エンジンは4サイクルOHC 水平対向6気筒縦置きを、フレームはアルミニウム合金製 ツインチューブダイヤモンド式を採用している。排気量は GL1500 の 1 520cm³ から 1 832cm³ に増加したにもかかわらず、エンジン質量で約 1.1kg、完成車乾燥質量で約 11kg の軽量化を図っている。燃料経済性に関しては、燃焼室形状の最適化、フリクションの低減、燃料噴射タイミングの適正化、トランスミッションのハイレシオ化等のエンジン改良、および前面投影面積の小型化による約 10%の空気抵抗係数

(μaA)の低減により、75mph(120km/h)の定地走行で GL1500 に対し 27%の向上を達成している。また、燃費向上およびフューエルタンクの容量アップにより、航続運行距離は GL1500 の約 300km から 400km へと向上させている。前面投影面積を、Fig. 6 に GL1500 と比較して示す。

Fig. 7 にエンジン性能曲線を示す。排気量増により、最高出力を23%、最大トルクを18%向上させるとともに、扱いやすい出力特性にしている。排出ガス低減手法としては、二次空気供給装置に三元触媒および空燃費フィードバック制御機構を採用したほか、吸気系に電子式燃料噴射装置を採用している。



Fig. 5 Appearance of GL1800

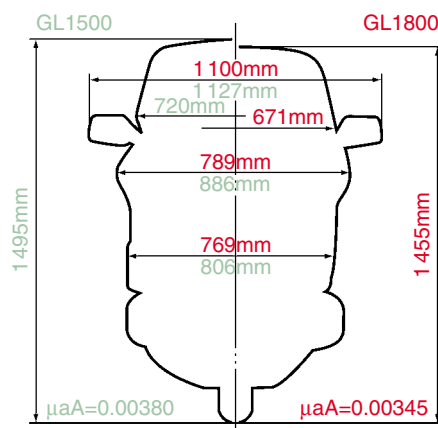


Fig. 6 Projection chart from front view

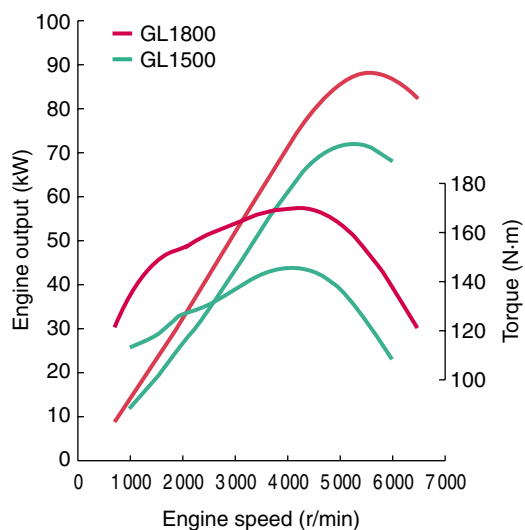


Fig. 7 Engine performance curve

4. エンジン

4.1. コンパクト・軽量化

Fig. 8にエンジン透視図を示す。バルブ機構は、GL1500のHLA(Hydro Lash Adjuster)付きロッカアームタイプからFig. 9に示すインナシムの直押し平行タイプに変更した。これにより、部品点数が削減でき、シリンダヘッドまわりのコンパクト・軽量化を達成した。Fig. 10にGL1800とGL1500のバルブ系部品を示す。カム駆動方式は、ベルト駆動からオートテンショナリフト採用のサイレントカムチェーン駆動方式に変更し、エンジンのコンパクト化に寄与するとともに、メンテナンスフリーも達成した。冷却システムは、エンジンの前方搭載を可能にさせるために、Fig. 11に示すサイドマウントラジエタとした。なお、熱負荷への対応および暖気特性向上のために、GL1500の平行な冷却液の流れをシリーズフローに変更している。

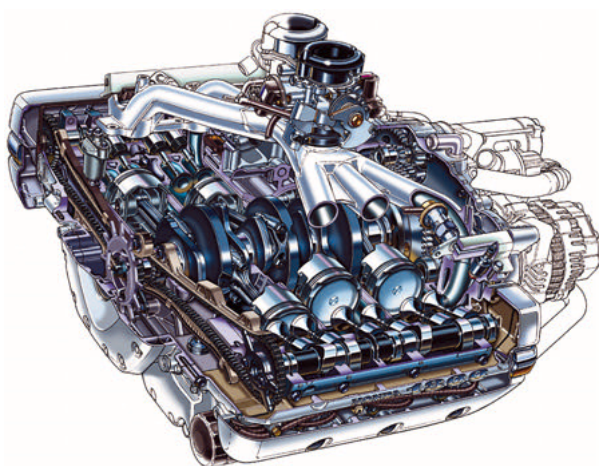


Fig. 8 Perspective drawing of engine



Fig. 9 Parallel two-valve train system

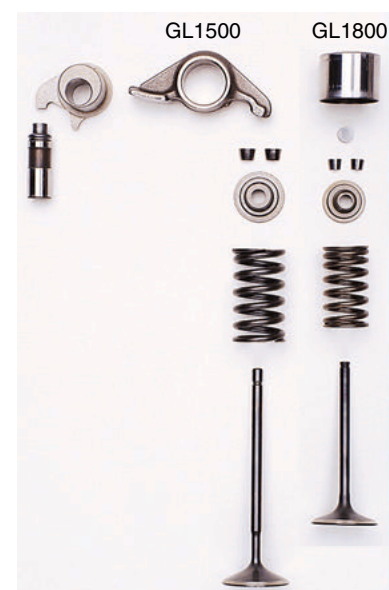


Fig. 10 Valve systems for GL1800 and GL1500

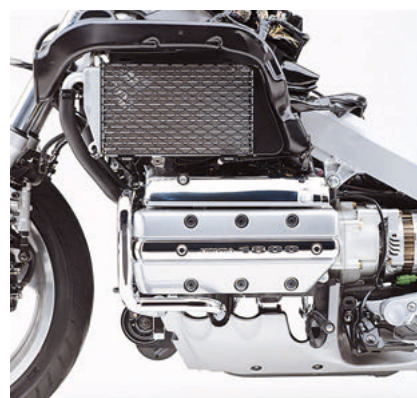


Fig. 11 Side-mounted radiators

これらの手段により、Fig. 12に示すようにエンジン搭載位置をGL1500に対して25mm前方に移動させ、シリンダヘッドまわりのコンパクト化でさらにライダーの足元スペースの確保が可能になった。

なお、トランスミッションは別体シフトタイプから新設計の一体シフトタイプに変更し、質量の増加を抑えた。クランクジャーナル部には、熱間時のクリアランス増加を抑制するために、焼結タイプのベアリングキャップを採用した。

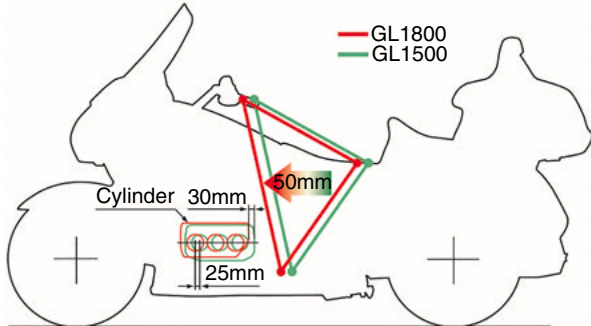


Fig. 12 Engine location and riding position

4.2. ACG 駆動ダンパシステム

縦置エンジンにおけるクランクシャフトの慣性力変動によって発生するリアクショントルクを打ち消すために、ギヤによって ACG を増速逆転駆動させている。また、ACG の容量アップに対応するために、Fig. 13に示すようにスプリングダンパを直列に2列配置するとともに、セラシギヤをドライブギヤ側に配置している。

4.3. 油圧アシストクラッチ

油圧アシストクラッチは、機械的荷重に加えて油圧を利用してクラッチの噛合力をアシストさせるもので、排気量増にもかかわらず、小型・軽量化とクラッチレバー操作荷重の低減を達成した。クラッチの断続状態を、Fig. 14に示す。

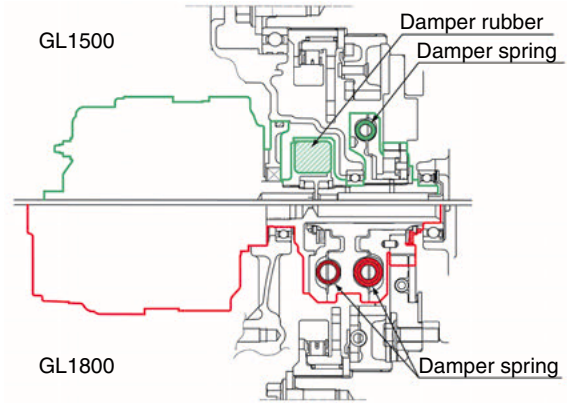


Fig. 13 ACG spring damper

クラッチが噛み合っているときは、エンジン作動状態において、エンジンオイルは油圧経路を通じてレギュレータバルブによって制御されている。クラッチに伝わる高圧オイルは、ジョイントとメインシャフトのオイル経路を通して流れ、オイルプレッシャチャンバに入り、プレッシャプレートクラッチセンタに向かって動かす。ダイアフラムスプリングは、プレッシャプレートに対して押しこまれるため、クラッチプレートとフリクションディスクは、油圧とスプリング力によって押しつけられる。一方、クラッチリリースロッドによってリフトプレートが押されると、スプリング力は解除され密封されたオイル出口が開き、オイルプレッシャチャンバ内の圧力も解除され、クラッチプレートとフリクションディスク間の摩擦力の伝達が開放される。

5. 排出ガス対応技術

排出ガス対応は、吸気系に電子式燃料噴射装置を採用す

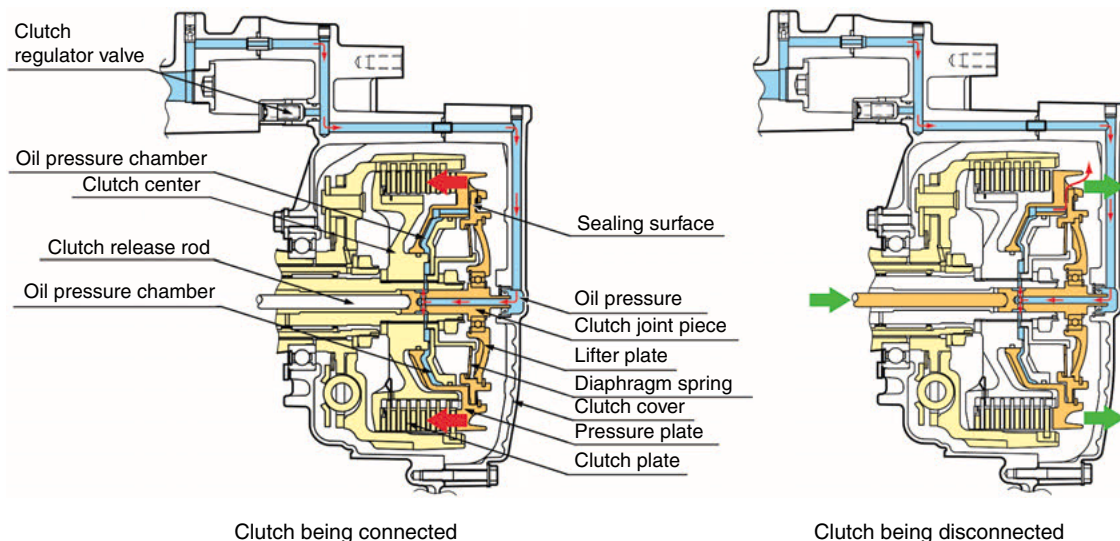


Fig. 14 Hydraulic-assist clutch

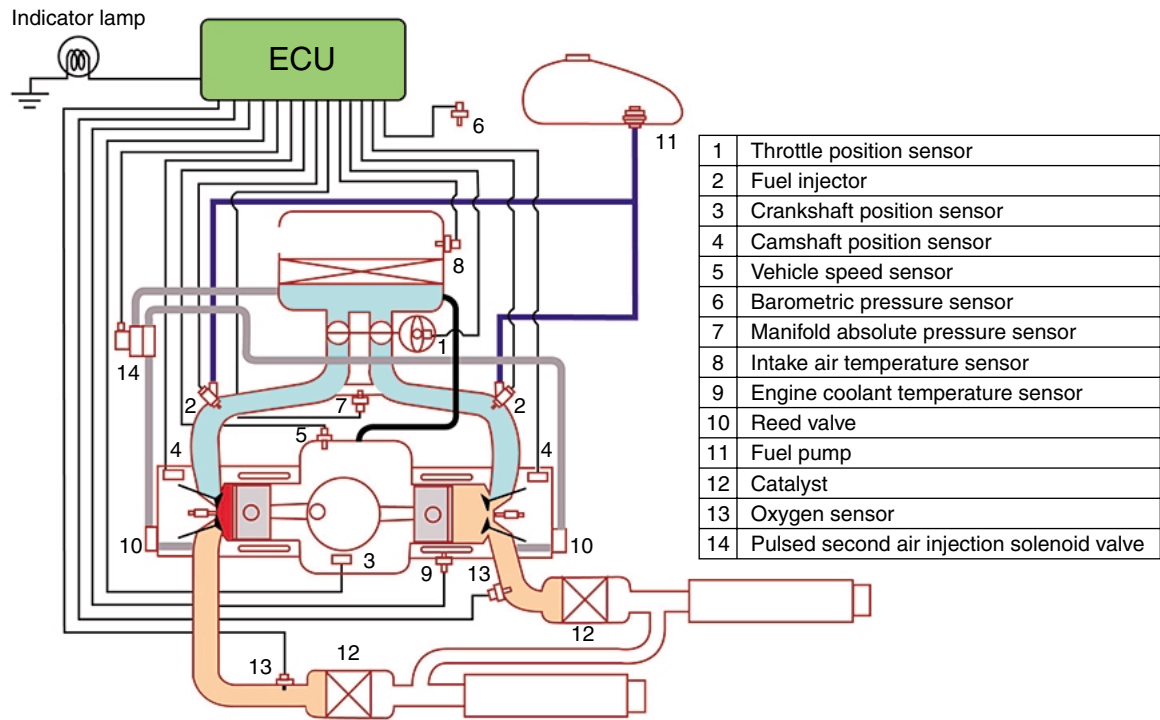


Fig. 15 Emissions control system

るとともに、二次空気供給装置、三元触媒および空燃比フィードバック制御機構からなるシステムを採用し、ブローバイ還元装置はシールド方式を採用した。排出ガス制御システムを Fig. 15 に示す。

電子式燃料噴射装置は、エンジン回転数、スロットルポジション、吸気エア圧、吸気温度、大気圧および水温の情報に基づき、燃料噴射タイミングおよび噴射量を ECU (Electric Control Unit) で演算し、負荷に応じた目標空燃比を決定している。フューエルインジェクタの取付け状態を Fig. 16 に示す。



Fig. 16 Fuel injector

点火時期制御装置は、スロットルポジション、エンジン回転数、ギヤポジション、水温およびノックセンサの情報に基づき、ECU で運転状況に応じた最適な点火時期を決定している。

二次空気供給装置は、エアクリーナからリードバルブを介して、運転状態に応じた二次空気を排気ポートに供給し、未燃焼ガスの酸化反応を促すとともに、排気管集合部に装備した酸化触媒装置の反応を促進している。

触媒装置は、排気管内にモノリスタイプの三元触媒および空燃比フィードバック制御機構装置を装備し、排出ガス中の CO および HC を酸化作用で、NO_x を還元作用で低減している。

空燃比フィードバック制御機構は、O₂ センサで排出ガス中の酸素濃度を検出し、その信号を ECU で処理し、理論空燃比付近に燃料噴射量を調節することにより、三元触媒の機能が最大限に発揮できるようにしている。

ブローバイガス還元装置は、ブローバイガスをクランクケース上部からエアクリーナにもどし、燃焼室に還元するシールド方式を採用している。

これらの排出ガス低減技術の採用により、Fig. 17 に示すように、国内規制値に対し、CO:1/10, HC:1/10, NO_x:

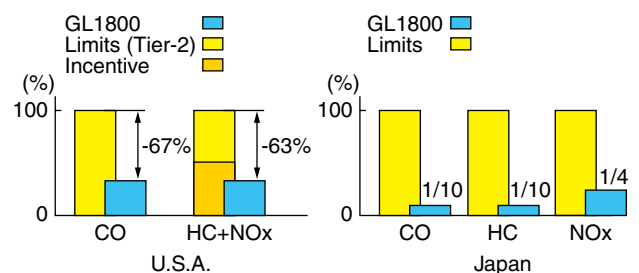


Fig. 17 Exhaust emission values

1/4 の低排出ガスレベルを達成するとともに、カリフォルニア州の 2008 年規制(Tier-2)の HC + NO_x に対しても 1/2 以下のインセンティブレベルも達成し、全米にこれを適用している。

6. フレーム

フレームは、GL1500 のスチール製ダブルクレードルフレームから U.S.A. 生産としては初めてとなるアルミニウム合金を採用したツインチューブダイヤモンドフレームに変更し、トランクサドルバッグステーにもアルミニウム合金製を採用することにより、35%軽い質量約 21kg の軽量フレームを成立させた⁽¹⁾。Fig. 18 および Fig. 19 に示すように、フロントフレーム部は比剛性の高い4室断面のツインチューブ、中子式箱断面構造重力鋳造ヘッドパイプ、ピボットプレート、スティフナおよびエンジンハンガで構成され、リアフレーム部は丸型断面押し成形アルミニウム合金製のシートレールパイプおよびオープン断面のリヤプレートで構成され、それぞれが溶接接合されている。

エンジンの搭載は、エンジンクランクケースおよびリヤケースをフレームの剛性メンバとするために、フルリジットマウントとしている。その結果、軽量化を図りながらも GL1500 に対し、ねじれ剛性は 1.75 倍、横剛性は 2.1 倍を確保している。

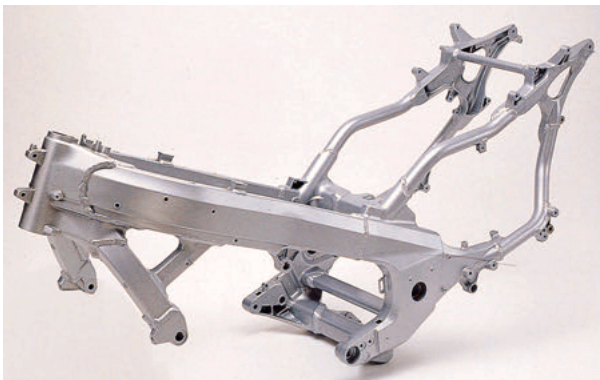


Fig. 18 Aluminum-alloy frame



Fig. 19 Spar section of frame

7. ライディングポジションとシート

Fig. 12に示すように、エンジンのコンパクト化と前方配置によりライディングポジションを前方に 50mm 移動させることが可能になった。これにより、ライダーはスポーティなハンドリング操作が容易なライディングポジションを探ることができる。一方、GL1500と同じホイールベースでありながら、Fig. 20 に示すようにパッセンジャシート長を 50mm 延長させるとともにシート幅も 70mm 広げて、パッセンジャの居住性を高めることもできた。

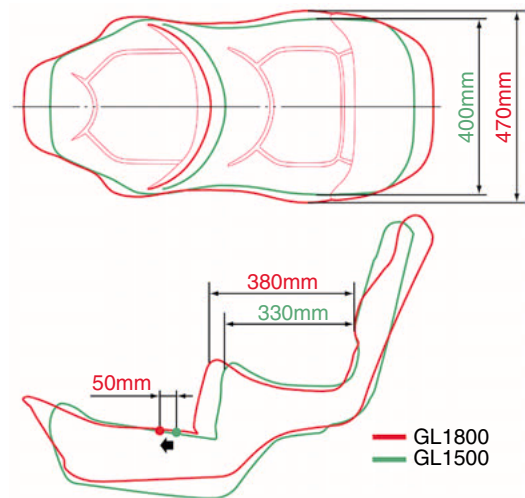


Fig. 20 Seat

8. 足回り

8.1. メモリ付きリヤサスペンション

GL1500 はコンベンショナルな両持ちリヤサスペンションを装備していたが、乗り心地性能と運動性能を高次元で両立させるためにリヤサスペンションをプロリンク構造とし、この懸架構造に適したモータ駆動による油圧ジャッキ式プリロードアジャスタを採用した。これにより、乗員、荷物等の積載にかかわらず快適な乗り心地を提供することができる。本システムは、モータの回転トルクをウォームギヤおよび台形ネジを介し、レベリングピストンの推力に変換するアクチュエータと、アクチュエータのレベリングピストン移動量に比例してストロークレクッションスプリングを押し上げるリアクッション側のピストン機構によって構成されている。また、アクチュエータに調整位置検出用のセンサを設け、調整状態が一目で判るマルチディスプレイへの表示機能も有している。2 ポジションメモリ機能の追加により操作性の向上も図られている。Fig. 21 に油圧ジャッキ式プリロードアジャスタシステムを示す。

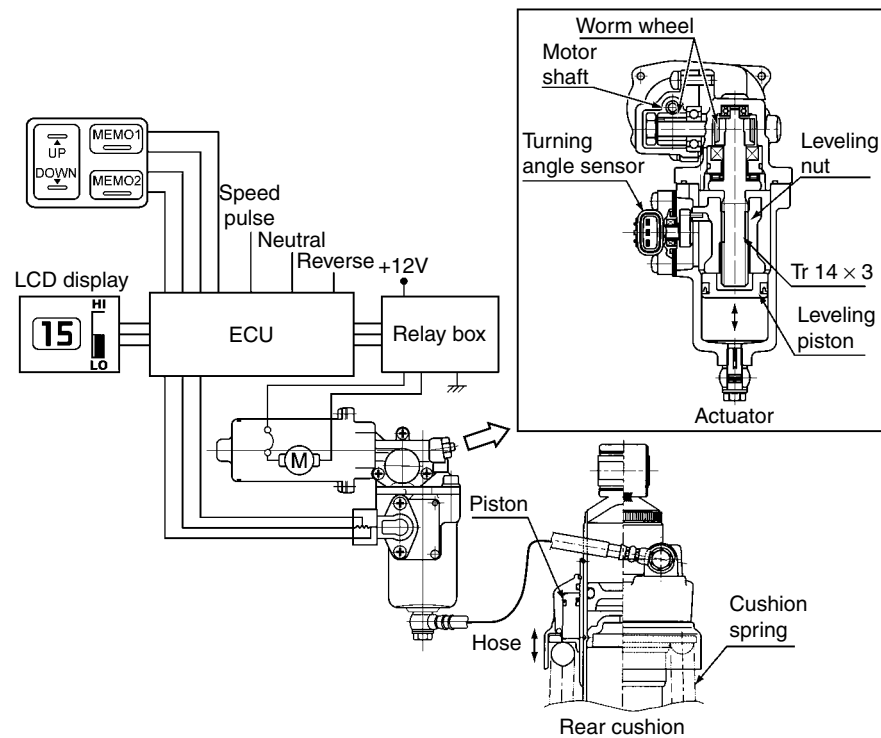


Fig. 21 Computer-controlled adjustable hydraulic rear suspension system

8.2. プロアーム

二重管をゴムで結合したシンプルな構造のトーションダンパをプロペラシャフトに内蔵し、ホイールをファイナルギヤに片持ち固定するリヤスイングアーム(プロアーム)構造を採用した。ダンパのヒステリシス特性の違いによるシフトショックの収れん性が向上するとともに、タイヤ交換等の整備性も高まる。Fig. 22にドライブシャフトダンパを、Fig. 23 にアルミニウム合金製スイングアームを示す。

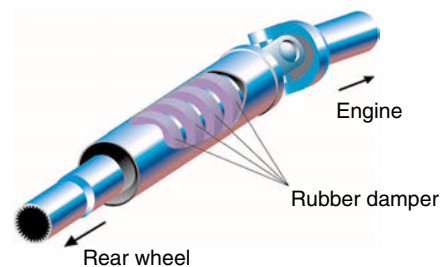


Fig. 22 Driveshaft-damper

8.3. トルク応答式前・後輪連動 ABS

二輪車用ABS⁽²⁾は、直進制動時の過大なブレーキ入力によるホイールロックを防止し、ライダーの精神的負担を軽減させる。一方、前・後輪連動ブレーキシステム(LBS: Linked Brake System, Dual CBS と同じ)^{(3), (4)}は、前・後輪の制動力配分を適切にすることによって、簡便なブレーキ操作で高い減速度を得やすくする。この2つの機能をシンプルに組み合わせたトルク応答式前・後輪連動ABS⁽⁵⁾の基本システムはST1100と同じであるが、フットブレーキを多用するGL1800では、左側のフロント3ピストンキャリパの両端2ピストンをST1100とは逆にペダルブレーキ操作時に作動させることで、ペダルブレーキ操作時の制動力アップを図っている。Fig. 24 にブレーキシステムを示す。



Fig. 23 Single-supported swing-arm (Pro-arm)

8.4. アンチダイブシステム

アンチダイブ機構は、制動時の車両の前方への急激な沈み込みを制御し、それにより通常走行時の快適な乗り心地

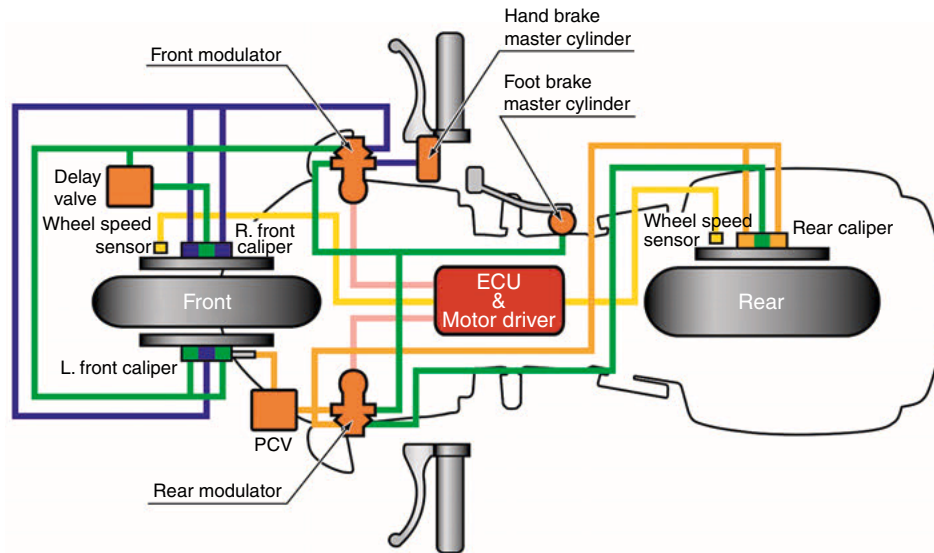


Fig. 24 LBS with ABS

性能を重視したクッションセッティングを可能にしている。GL1800 では、フットブレーキ操作時でも、ハンドブレーキ操作時でも、前輪左側キャリパの反トルクによって発生するLBS用二次マスタシリンダの液圧を利用して、フロントフォークの油路を閉鎖する方式を採用した。Fig. 25 にGL1500およびGL1800のアンチダイブシステムを示す。十分なアンチダイブ効果を得るとともに、左側フロントフォークにアンチダイブシステムを集約したことにより、右側フロントフォークにアンチダイブシステムとの併用が困難であったカートリッジバルブを適用した H.M.A.S. (Honda Multi-Action Suspension)⁽⁶⁾が採用できた。Fig. 26 にフロントサスペンションの減衰力特性を示す。

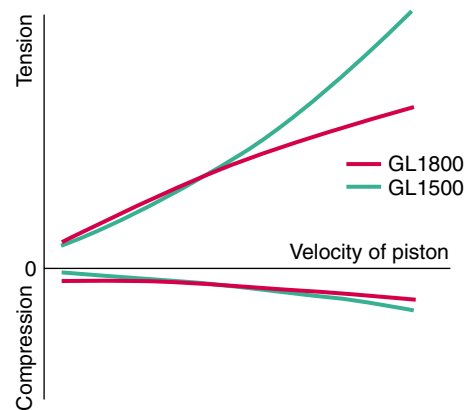


Fig. 26 Characteristics of damping force of front suspension

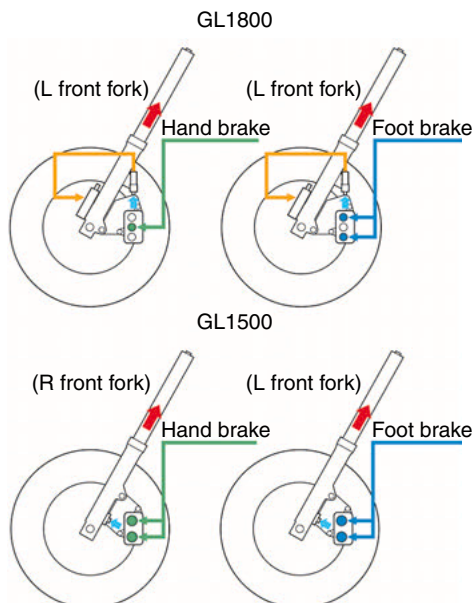


Fig. 25 Anti-dive systems for GL1800 and GL1500

9. 電装系

9.1. モータ駆動式リバースシステム

ゴールドウイングは、駐車時の取回し性を考慮して、GL1500 からモータ駆動式リバースシステムを採用している⁽⁷⁾。GL1800では操作スイッチ類の配置を変え、ハンドルから手を離さずに右手親指1本で操作ができる仕様にした。

モータ駆動式リバースシステムを Fig. 27 に示す。システムは、リバースシフトスイッチ、スタータスイッチ兼用のリバーススイッチ、スタータモータ兼用のリバース駆動モータ、リバースシフトアクチュエータおよびオートクルーズ制御用と一体の ECU により構成されている。

リバースシフトスイッチをオンにすると、ECU制御によりリバースシフトアクチュエータが作動し、エンジン側のリバースギヤとファイナルシャフト側のドリブンギヤとを

噛み合わせる。一方で、ECUの指示によりリバース駆動モータは作動し、ファイナルドライブシャフトを介して後輪を駆動させる。後退車速を一定に保つための速度制御は、ECUが行う。なお、リバースシフトは、ギヤポジションがニュートラルで、サイドスタンドが上がっている場合に作動でき、後退作動はエンジンが運転状態の時に可能である。

9.2. オートクルーズシステム

オートクルーズシステムは、ロングツアラの機能として欠かせない。GL1500の負圧アクチュエータ方式に対し、GL1800ではモータアクチュエータ方式を採用し、車速安定性の向上、システム軽量化およびスペース効率の向上を図った。

オートクルーズシステムを Fig. 28 に示す。車速のコントロールは、オートクルーズをセットしたときの車速と、現在の車速との差がゼロになるように行っており、ECUはア

クチュエータ内の電磁式クラッチおよび制御モータを制御し、スロットル開度を調整する。クルーズ制御中も、手動の加速操作は可能である。オートクルーズのキャンセルは、オートクルーズスイッチによる解除のほか、前・後輪ブレーキ操作、クラッチ操作およびスロットル閉じ操作によっても可能である。

9.3. ヘッドライト

9.3.1. HID ヘッドライト

日本仕様のすれ違いビーム用に、量産二輪車初となるHID(High Intensity Discharge)ヘッドライトを採用し、夜間の視認性を向上させた。HID ヘッドライトは、キセノンガス、水銀およびメタルハライド(金属ハロゲン化物)を封入した放電管(バーナ)両端の電極に交流高電圧を印加し、順次アーク放電させ発光させるものである。光束は、ハロゲンランプの約 1500lm に対し約 2 倍の 3000lm あり、光源と

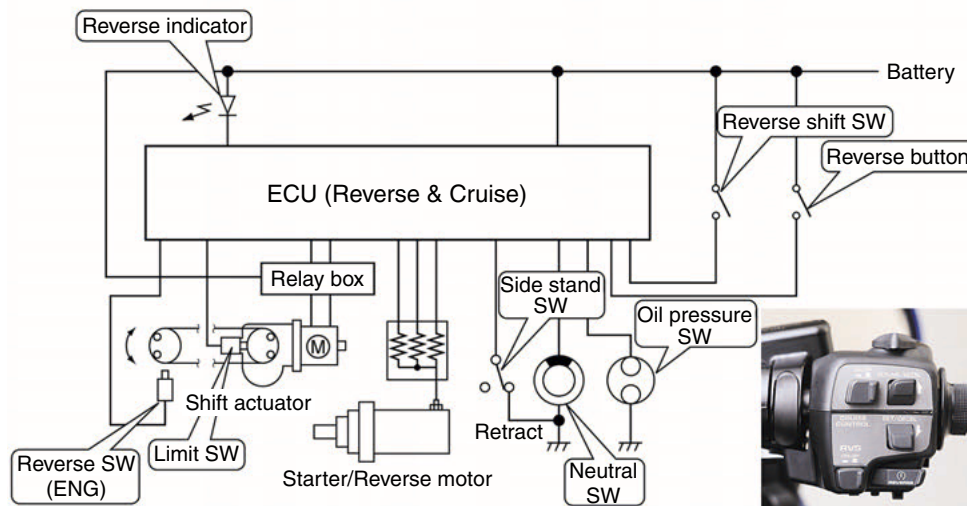


Fig. 27 Electric reverse system

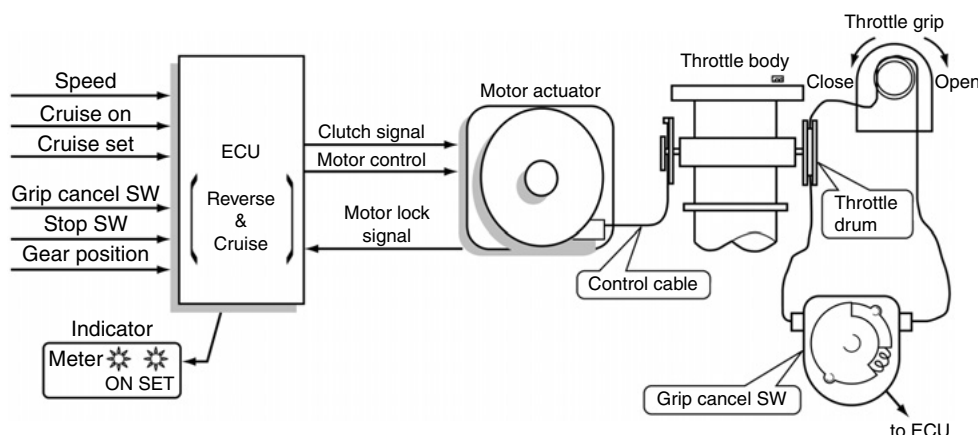


Fig. 28 Electronic cruise control system

しての効率は高い。Fig. 29 に示すように、GL1500 に対し広範囲を照射する路面照度特性になっている。なお、HID ヘッドライトの採用に際しては、対向車に眩惑を与えないように、最高高度および配光への配慮がなされている。

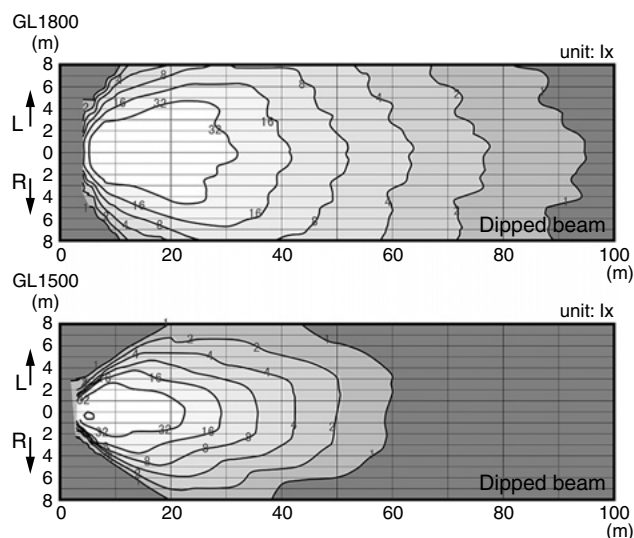


Fig. 29 Light distributions of GL1800 and GL1500

9.3.2. 電動ヘッドライト光軸調節機構

ヘッドライトの上下方向の光軸調整は電動制御とし、乗車した状態で光軸を調整することができるようにした。左側サイドパネルにあるダイヤルスイッチを操作することで、容易に11段階に光軸を調節することができる。光軸調節システムを、Fig. 30 に示す。

9.4. オーディオシステム

二輪車用最高級オーディオシステムとして、出力アンプの高出力化(25W×4)、スピーカ仕様の変更(専用スピーカボックスの新設)等により音量・音質の向上を図った。また、オーディオシステム本体上だけでなく左ハンドルバーにも操作スイッチを配置し、ハンドルグリップから手を離すことなくラジオ・CB・CD に関する操作ができるようにした。メータ内のLCDマルチディスプレイに、オーディオの稼動状態を判りやすく表示させる仕様とした。ツーリングに役立つ情報収集の容易化のために、U.S.A. 仕様ではウエザバンド選局スイッチを、日本仕様では交通情報局選局スイッチも設けている。オーディオシステムを Fig. 31 に示す。

9.5. トランクリモートコントロールキーロックシステム

GL1800のトランク・サドルバッグには、リモートコントロールキーロックシステムを採用し、開閉・施錠の操作性を向上させた。リモートコントロールキーロックシステムを Fig. 32 示す。トランスミッター、レシーバ、トランク開閉検出スイッチおよびアクチュエータを組合せ、リヤトランクおよびサドルバッグの施錠・開錠、オープン検出、トランクのポップアップ作動等を行うことができる。リモートコントロール操作による施錠・開錠結果をウインカの点滅にて通知させるとともに、各リッドがオープン状態の場合にはメータ内の LCD 部にオープン部位を点滅表示し注意を促がす。リモートコントロール操作によるホーン吹鳴によって車両の所在地を確認する機能(U.S.A. 向け)、施錠忘れの場合に一定時間が経過すると自動的にロックする機能なども備えている。

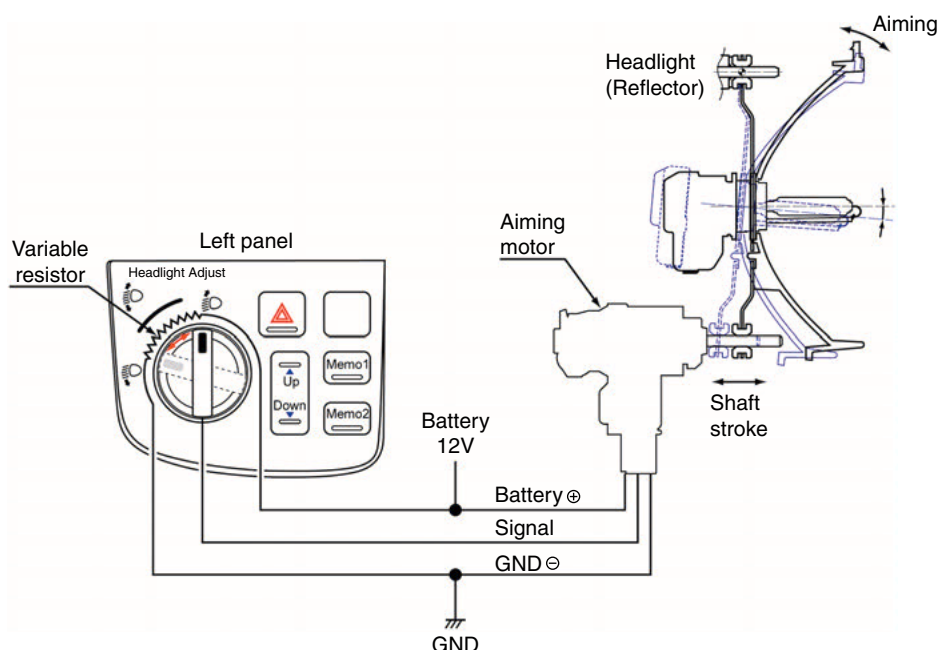


Fig. 30 Headlight aiming system

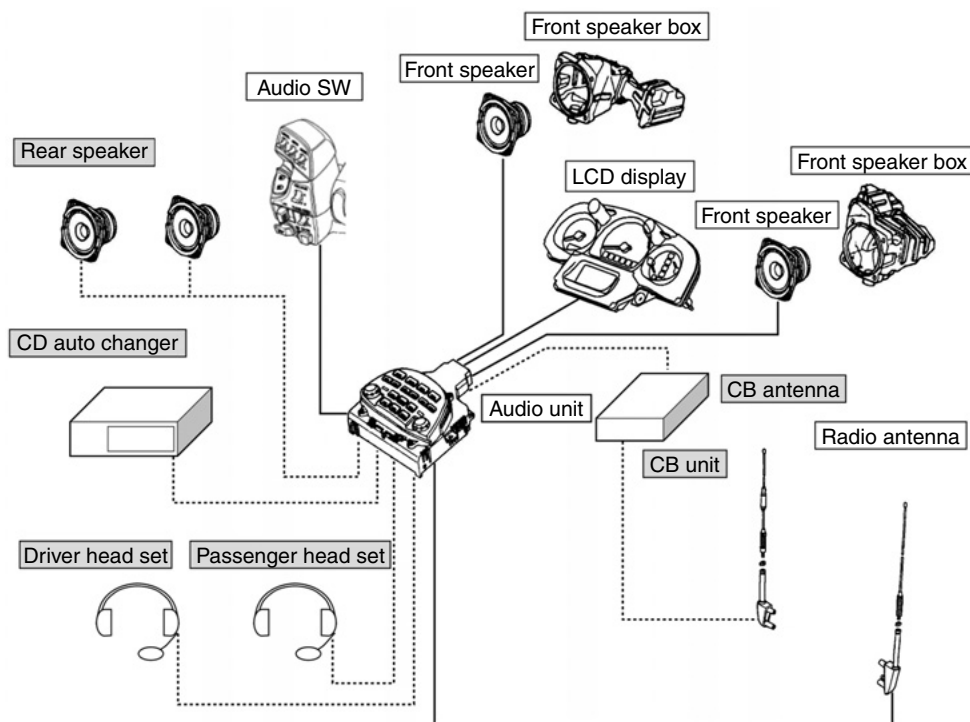


Fig. 31 Audio system

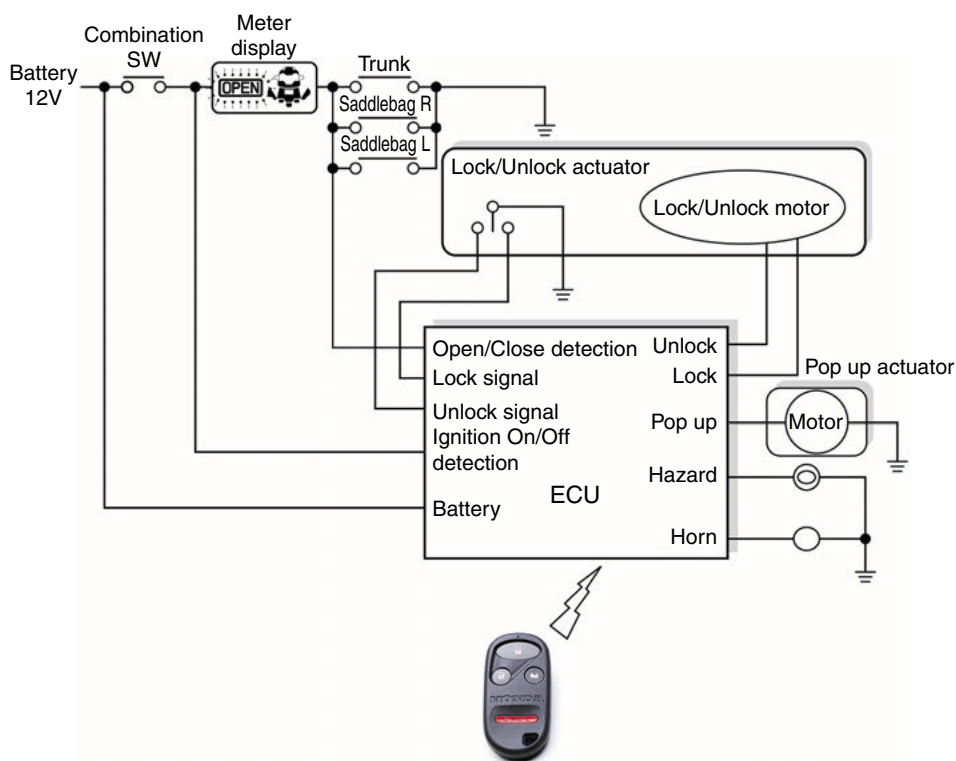


Fig. 32 Remote-control key-lock system

10. 樹脂製フューエルタンク

フューエルタンクは従来の鋼鉄のシーム溶接製から高密度ポリエチレン樹脂製ブロー成形とした。樹脂ブロー成形

による形状自由度の大きさを活かして、シート下にバッテリー、補記類等を配置しながら、容量を 1.2 リットル増量させ 25 リットルとした。Fig. 33 にフューエルタンクの外観を示す。フューエルタンクは、Fig. 34 に説明する 4 種 6 層

で構成され、中間にEVOHのバリア層を設けてガソリンの透過を抑制している。フューエルキャップには密閉式を採用し、カリフォルニア州エバポ規制対応のキャニスタシテムを全米に適用している。キャニスタシテムをFig. 34に示す。

ポンプユニットは、フューエルインジェクション化にともない高圧ポンプとフィルタで構成された樹脂製とし、Fig. 35のようにフューエルタンク内蔵式としている。インジェクタへはフューエルホースでガソリンが供給され、リターンホースを通して戻ってきたガソリンは、ポンプユニット入り口に設けられたオリフィス部で流速を上げて戻される構造としている。これにより、フューエルタンク内のガソリンはポンプユニット部に強制的に吸い込まれ、油面変化に影響されない安定した燃料供給システムとなっている。



Fig. 33 External view of fuel tank

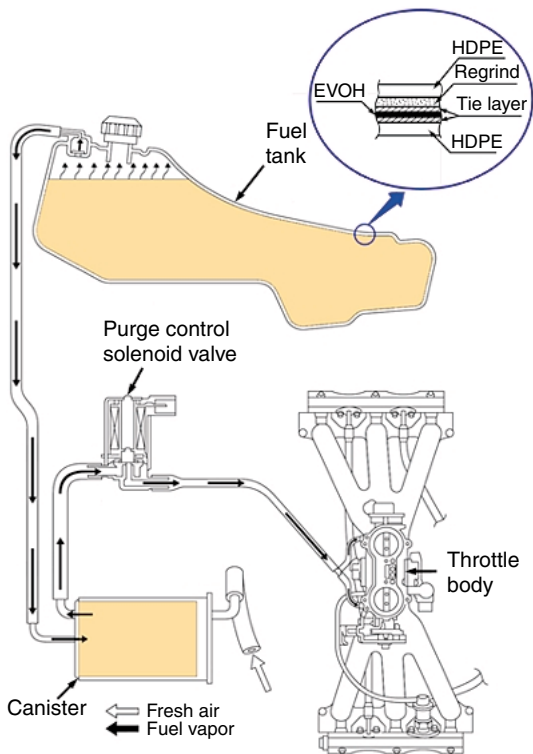


Fig. 34 Canister system for evaporative gas emission and resin layer structure of fuel tank

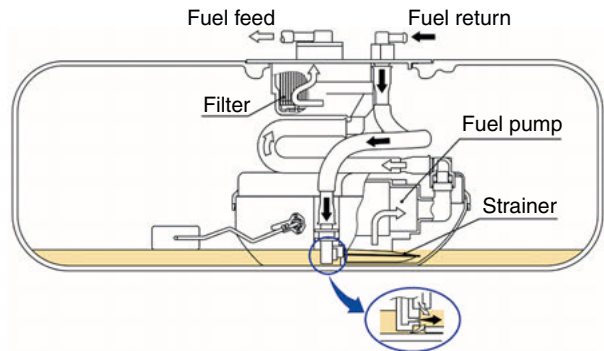


Fig. 35 Fuel pump system

11. まとめ

ゴールドウイング GL1800 は、ライダーとパッセンジャの双方に焦点をあてて開発された。長年培ってきたツーリング性能を一層向上させると同時に、走る、曲がる、止まるという基本性能を高次元でバランスさせたスポーティさにより、ラグジュアリーツーリングカテゴリの水準を一新したといえる。

参考文献

- (1) Development of 7003 Aluminum Extrusions for Motorcycle Frame Applications: Rowdy JOSEPH, Junichi UEDE, Honda R&D Technical Review, Vol.13 No.1, p.167-174 (2001)
- (2) 引地東一郎, 泊辰弘, 加藤正家, Michael Thiem: 二輪車 ABS の旋回ブレーキに関する研究, Honda R&D Technical Review, Vol.4, p.161-173 (1992)
- (3) 西本幸正, 岩下調, 樋田鉄男, 沢野功明: 二輪車連動ブレーキシテム (Dual-CBS) に関する研究, Honda R&D Technical Review, Vol.5, p.100-108 (1993)
- (4) 樋田鉄男, 岩下調, 沢野功明, 西本幸正, 中田博之: 二輪車用連動ブレーキシテム (Dual-CBS) に関する研究 (II), Honda R&D Technical Review, Vol.6, p.194-201 (1994)
- (5) 田中敬深, 松任卓志, 加藤正家, 林達生, 石原浩: 二輪車用前後輪連動 ABS の研究, 自動車学術講演会前刷集 961, p.279-282 (1996)
- (6) 山中勲, 加藤正, 萩原紳治, 鈴木哲夫, 豊田秀敏, 新川國明: CBR1100XX Super Blackbird の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.9, p.41 (1997)
- (7) 大田淳朗, 山形哲雄, 伊藤敏文, 根布秀秋, 内馬場孝一, 藤田晴康: 二輪車用リバースコントロールシステム, Honda R&D Technical Review, Vol.2, p.49-58 (1990)

■ 著 者 ■



青木 権憲



戸坂 哲也



南 秀美



石原 浩



狩野 宏司

小型ティラー「New こまめ F220」の開発

Development of a Small Tiller: The New Komame F220

永岡 政敏*	小林 秀明*
Masatoshi NAGAOKA	Hideaki KOBAYASHI
片桐 信近*	徳田 達哉*
Nobuchika KATAGIRI	Tatsuya TOKUDA

要 旨

ABSTRACT

家庭菜園の耕うん作業から野菜づくりのための本格的な管理作業が可能な小型ティラー「こまめ」を20年振りにフルモデルチェンジし「New こまめ F220」を開発した。初めて農業機械に触れるユーザでも抵抗感のないスタイリングとするため、エンジン部は丸みのあるフルカバー構造とした。エンジンのOHV化による排気エミッションの低減、エンジンの樹脂カム採用やマフラ容量の大型化などによる騒音5.5dB(A)の低減により、CARB/EPAエミッション規制、EU騒音指令に適合している。エンジンの小型化と樹脂部品への置換などにより車体重量を9%低減した。シミュレーション解析を活用した耕うん爪の改良により、取り扱いが簡単な機体でありながらも充分な作業性能を達成した。さらに、エンジンの小排気量化によるリコイル操作荷重の30%低減、シュクラッチのライニング材変更によるクラッチレバー操作荷重の20%低減などを達成した。これらにより、F220は幅広いユーザが親しみやすく、使いやすい機能と性能を実現した。

The small tiller “Komame” has been helping with various fieldwork ranging from cultivation of small vegetable gardens to more serious vegetable growing processes for the last 20 years. This tiller has gone through a full model change this year and became the improved “New Komame F220.” Its engine now has a rounded full cover that helps even novice users feel at ease. With reduced emissions from its OHV engine and 5.5dB (A) less noise from use of a resin cam and increased muffler capacity, “New Komame F220” meets the requirements of CARB/EPA emission regulations and the EU Noise Directive. The machine weighs 9% less due to the smaller engine and resin parts. Improvement of the tilling blades by simulation analysis has given the machine simple handling together with ample performance. The force required for the recoil starter has been cut 30% by decreased engine displacement, and the force required to operate the clutch lever has also been reduced 20% by the use of a different material for the shoe lining. The new user-friendly F220 delivers useful functions and high performance.

1. はじめに

Hondaは、1980年に小型ティラー「こまめ F200」を商品化した。この「こまめ F200」は、簡単な操作で取り扱うことができ、小型軽量ながら野菜づくりのための耕うん作業から畝立て、中耕、培土、除草などの本格的な管理作業まで幅広く使用できることから、農家や家庭菜園での畝(くわ)の代わりに気軽に使える小型ティラーとして新しい市場を創造し、国内はもとより欧州、北米でも広く愛用され、1982年の「こまめ F210」へのマイナチェンジを経て、累計出荷台数55万台以上の実績をもつ汎用事業のベストセラー商品の一つとなっている。

一方、近年の世界的環境保護意識の高まりとともに、ホ

ンダは環境対応のトップランナ企業として「こまめ」においても、排気ガス、騒音といった環境適合性を向上させる検討を積極的に進めてきた。また、日本においてはプロ農家のユーザが減少し、初心者や高齢者のユーザが年々増加していることから、より親しみやすく、扱いやすい小型ティラーが市場から望まれてきた。このような市場のニーズに対応すべく「New こまめ F220」(以下 F220)を開発したのでここに紹介する。

2. 開発のねらい

F220の開発にあたっては、環境適合性が高く、親しみやすさと扱いやすさを同時に提供できる商品であることを基

本コンセプトとして、

- (1) 低燃費, CARB/EPA エミッション規制適合
 - ・ CARB(California Air Resource Board)
 - ・ EPA(Environmental Protection Agency)
- (2) 騒音低減, EU 騒音指令適合
- (3) 軽量な本機重量と耕うん性能の両立
- (4) 操作性の向上と操作荷重の低減をねらいとした。

3. スタイリング

「親しみやすさ」をキーワードに、初めて耕うん機を使う人にも、違和感なく受け入れられるスタイルの提案を目指した。F220の外観を Fig. 1 に、デザインコンセプトを Fig. 2 に示す。

スタイリングデザインの要点は以下の通りである。

- (1) 小型軽量を表現し、全体が丸みのあるフォルム
- (2) 機械部品を覆うフルカバー構成
- (3) 直進しやすい左右対称デザイン



Fig. 1 External view of F220

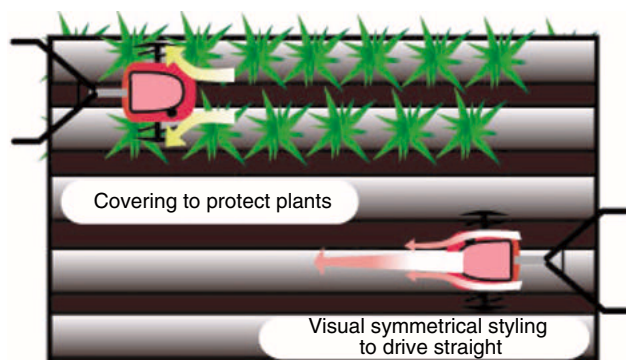


Fig. 2 Design concept

4. 基本構成と主要諸元

F220は歩行用トラクタの中でもティラー、あるいは管理機に類別され、走行装置と耕うん装置(ロータリ)を駆動して耕うん作業を行なう駆動型動力耕うん機とは異なり、車輪の代わりに車軸に取付けられたロータを駆動回転し、耕うんを行なうと同時に走行する⁽¹⁾。ロータの後方には、機体の前進速度、耕うん深さをコントロールするための抵抗棒とハンドルが取付けられており、耕うん時に発生する耕うん反力を自重によって効果的に受けとめることができるよう、重量の大きなエンジンは、ロータの真上に配置されている。

エンジンは、動力取出し軸を下向きに配置したパーチャルシャフトタイプであり、シュクラッチ機構と遊星ギヤ減速機構を内蔵したトランスミッションに直結され、最下部のベベルギヤで回転軸を90°変換し車軸を前進方向に駆動する。

耕うん作業は、オペレータがハンドルグリップを上下に操作することにより、耕うん深さと前進速度を調整しながら行なう。ハンドル操作(A)により、抵抗棒の接地荷重を加減することで制動力(Fb)をコントロールし、前進方向に回転するロータの耕うん反力(Fa)とバランスさせることが可能となる。全体レイアウトを Fig. 3 に、F210と比較した主要諸元を Table 1 に示す。

4.1. エンジン

耕うん機を新しく改良する場合は、より高い作業能力を得られるようエンジンの排気量を増やして、出力性能を向上させるのが一般的であるが、F220は、F210の特徴である小型軽量を更に進化させるため、出力性能を同等に確保しながら排気量を小さくすることとした。これは前述した市場背景から、家庭菜園用の耕うん機として求められている重要なことは、作業能力をあげることに親しみやすさや扱いやすさが重要であると確信したためである。

手法として F210 はサイドバルブ(SV)エンジンに対し、

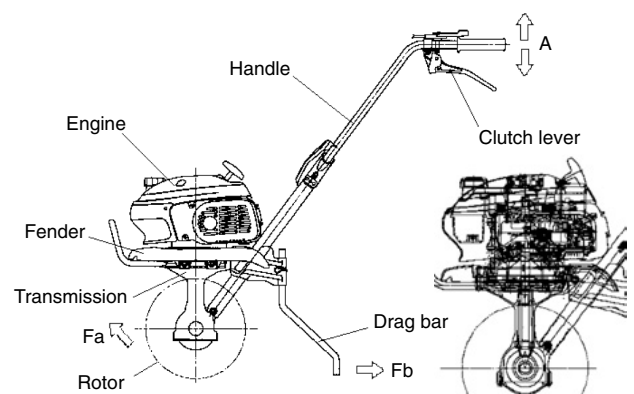


Fig. 3 Layout of F220

Table 1 Major specifications

Items	Specifications	
Model name	F210	F220
Engine model name	GV100	GXV57
Engine type	Air cooled 4-stroke SV single cylinder	Air cooled 4-stroke OHV single cylinder
Engine displacement (cm ³)	90	57
Maximum power (kW)	1.8	1.8
Rated power (kW/rpm)	1.0/4 000	1.0/4 000
Maximum torque (Nm/rpm)	3.0/3 000	3.0/4 000
Compression ratio	5.8 : 1	8.0 : 1
Minimum specific fuel consumption (g/kwh)	476	354
Fuel tank capacity (cm ³)	900	700
Overall length (mm)	1 070	1 115
Overall width (mm)	585	585
Overall height (mm)	960	975
Dry weight (kg)	27.5	25.0
Tine speed (rpm)	117	130
Tilling width (mm)	520	545
Tine diameter (mm)	φ 280	
Starting system	Recoil starter	
Main clutch type	Shoe clutch	
Transmission speeds	1 Forward	

F220はオーバーヘッドバルブ(OHV)エンジンを採用し、燃焼室のコンパクト化による高圧縮比化をはかることで熱効率を向上し、排気量を 33%小さくしながらも F210 と同等の出力性能を確保し、最小燃料消費率も 26%向上させることができた。

エンジンの小排気量化に対し、エンジンの左右に配置されたマフラー及びエアクリーナは、F210 に対し大型化はなかった。これによりエンジン騒音の低減と、エアクリーナのメンテナンスインターバルを大幅に向上させることができた。

また、小排気量化により、エンジンをフルカバー構成としながらも、高さを 15mm 低く、重量を 1.9kg 低減することができ、親しみやすさと扱いやすさの向上に大きく寄与することができた Fig. 4 にエンジンのレイアウトを示す。

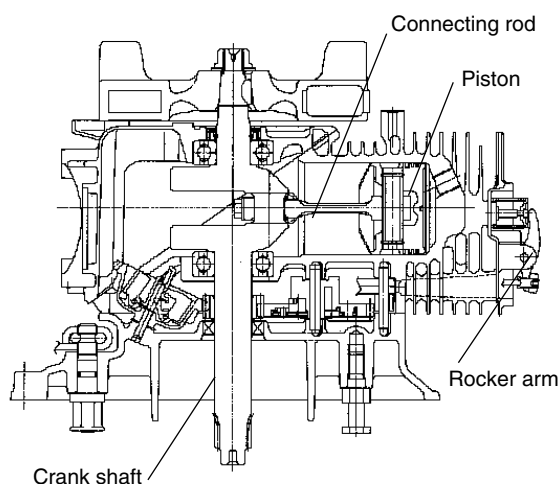


Fig. 4 Layout of GXV57 engine

4.2. トランスミッション

パワートレインの基本構成は、F200から踏襲されてきているものであり、パーチカルエンジンの動力取出し軸(クランクシャフト)の先端をサンギヤとする遊星ギヤ減速機構にシュークラッチ機構を組み合わせている。この同軸上で大きな減速比(1/10)を得られる遊星ギヤ減速機構は、「こまめ」独特のものでありトランスミッションのコンパクト化に大きく寄与している。

クラッチ部は、遊星リングギヤを兼ねたクラッチアウトに内拡式ブレーキを作用させることで駆動の断続を行なう構造となっている。ハンドルに取付けられたクラッチレバーを操作すると、内拡式ブレーキが作動しクラッチシューが遊星リングギヤの回転を止め、自転していた3個のプラネタリギヤがサンギヤの周りを自転しながら公転し

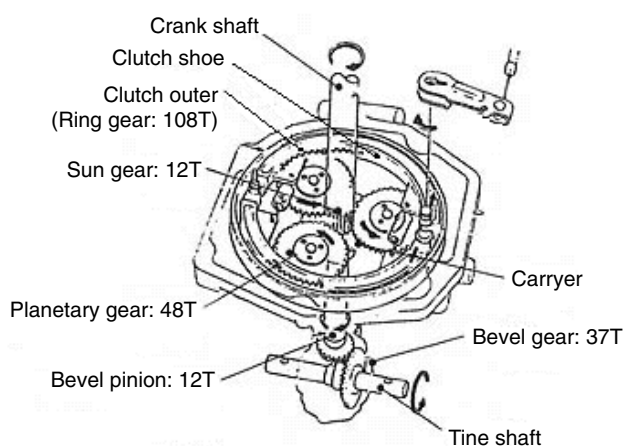


Fig. 5 Transmission of F220

始める。するとプラネタリギヤのキャリアとスプライン結合されたドライブシャフトが回転し、最下部のベベルギヤで回転軸方向を 90° 変換し、車軸を前進方向に駆動する。クラッチレバーを解除すると、遊星リングギヤが回転できるようになるため、プラネタリギヤの運動は公転から自転のみに変換し、プラネタリギヤのキャリアとドライブシャフト、車軸の回転が止まる。パワートレイン構造を Fig. 5 に示す。

4.3. ハンドル操作部

ティラーの使い方を調査した結果から、ティラーを操作しやすいハンドル高さは、ハンドルグリップを握った時のオペレータの上腕と下腕のなす角度が 80° から 165° となる場合であり、最適な角度は 120° であることが判明した。F220 のハンドル高さは 859mm から 1003mm まで上下3段階を設定し、さらに抵抗棒の高さを3段階に微調整することで、さまざまな体格の方が自然な姿勢で作業することができるようにした。その結果、日本人女性5パーセンタイル(身長147cm)から日本人男性95パーセンタイル(身長178cm)までの体格での上腕と下腕のなす角度は、耕うん作業、除草作業、培土作業において 118° から 139° の範囲となった。

また、ハンドルを前方に折りたたむことにより、全長を 1115mm から 690mm へ、全高を 975mm から 690mm へ

とコンパクトにすることができる。これは車へも搭載しやすく、保管時の収納スペースを小さくできるよう配慮したものである。

さらに、ハウス内などの壁際での作業にも配慮し、ハンドルが左右に各 22° スイングする仕様も設定した。これにより、壁際いっぱいまでハンドルが邪魔にならず作業できるようになっている。以上のハンドル機構を Fig. 6 に示す。

4.4. アタッチメント

F220 は、車軸や抵抗棒のホルダ部の寸法を F210 と同一とすることで、耕うん作業や畝立て、中耕、培土、除草などの管理作業などに対応した F210 用の各種アタッチメントが使用できるようになっている。代表的なアタッチメントを Fig. 7 に示す。これらは上から順に、畝立て・培土作業、硬い圃場での耕うん、果樹園などでの除草作業に使用されるアタッチメントである。

5. 特徴

5.1. 排気エミッション及び燃費の低減

4.1. で述べた OHV 化による燃焼の改善により、EPA Phase II および 2002 年から施行される CARB Tier II 排気エミッション規制に適合させることができた。これには、SV エンジンに比べ、オイル消費が少ない OHV エンジンに、ヘッドボルトの締結軸力の影響によるシリンダ歪みが少ないユニブロックシリンダ⁽²⁾を採用したことでオイル消費がさらに低減し、燃焼室内に堆積するカーボン量が大幅に少なくなったため、経年変化による排気エミッション値の増加が抑えられたことも寄与している。

エンジンの変更により、F210 に対して後述する耕うん爪の所要動力低減とあわせて耕うん作業時の燃料消費量が、最小 $450 \text{ cm}^3/\text{h}$ ~ 最大 $540 \text{ cm}^3/\text{h}$ から最小 $225 \text{ cm}^3/\text{h}$ ~ 最大 $330 \text{ cm}^3/\text{h}$ へとほぼ半減できた。これにより、燃料タンク容量を 900 cm^3 から 700 cm^3 へと小さくしながらも、満タンでの耕うん作業時間は逆に 2.0 ~ 1.6 時間から 3.1 ~ 2.1 時間へと増やすことができた。また、耕うん作業時のオイル消費量も $5.5 \text{ cm}^3/\text{h}$ から $2.7 \text{ cm}^3/\text{h}$ へと 50% 低減した。

5.2. 騒音の低減

F220 のオペレータ耳元騒音は、F210 に対し Fig. 8 に示すようにエンジンの無負荷最高回転数で 4.5 dB(A)、耕うん作業時で 5.5 dB(A) の低減を達成した。

騒音低減の手法とそれぞれの効果は下記の通りである。

(1) 大型サイレントマフラの採用

マフラ容量を F210 の 1.6 倍の 790 cm^3 とした。

これによりオペレータ耳元騒音を 2.0 ~ 2.5 dB(A) 低減する効果を得た。

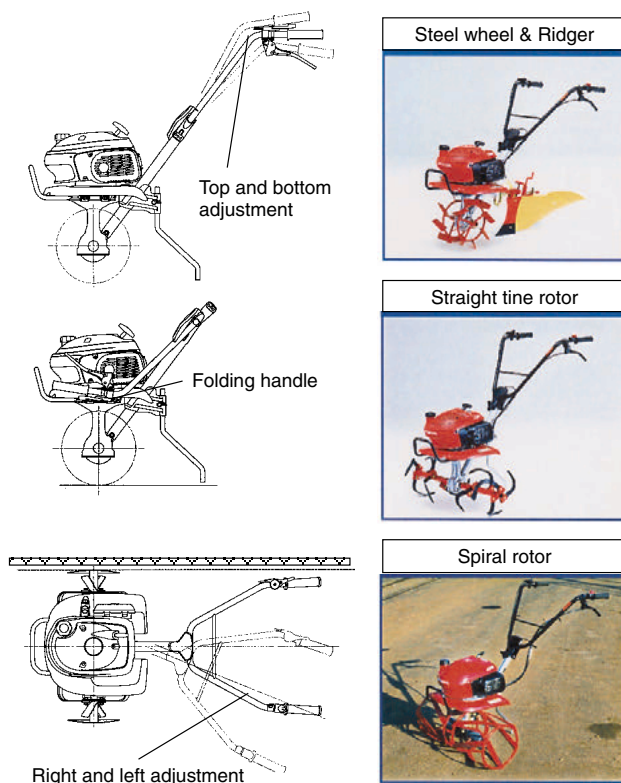


Fig. 6 Handle arrangement Fig. 7 Attachments

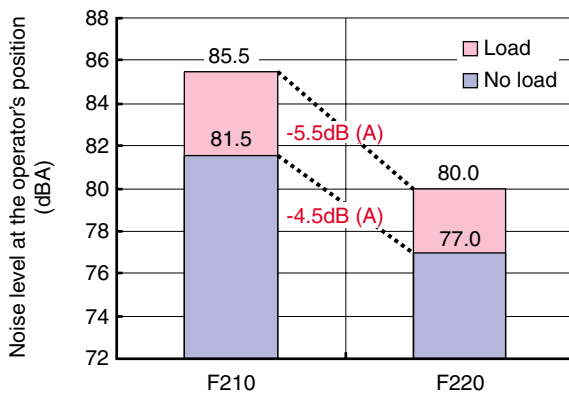


Fig. 8 Comparison of noise

(2) エンジンオイルパンの肉厚増大

F210 の肉厚 2.0mm に対し 3.5mm としトランスミッションギヤ音の透過を低減した。

同 0.5 ~ 1.0dB(A)の低減の効果。

(3) 防音構造エンジンカバーの採用

エンジン上部をファンカバーとリコイルカバーの二重構造で覆いエンジン音およびトランスミッションギヤ音の透過を低減した。

同 0.5dB(A)低減の効果。

(4) 小排気量と樹脂カムの採用

F210 に対し排気量を 37%減し、樹脂カムによりエンジンのメカノイズを低減した。

同 1.5dB(A)の低減の効果。

以上により F220 は騒音に起因するユーザへの心理的圧迫感、疲労感を軽減し、さらに使う場所、時間帯の拡大に寄与することができた。また、これらの低騒音化によりEU騒音指令で規制される Sound power level(LWA)の保証値を 92dB とすることができ、2002 年の規制値 96dB と 2006 年からの規制値 93dB に適合できている。

5.3. 軽量化と耕うん性能の両立

F220 は取り扱い性の向上のために、F210 に対して 2.5kg の軽量化を行い車体重量は 9%低減した。その手法は、鉄板から樹脂への材料置換と、軽量エンジンの搭載が主である。

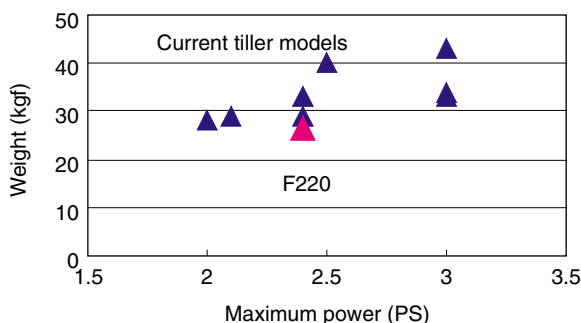


Fig. 9 Maximum power and weight

コンポーネント毎の F210 に対する軽量化の内訳を以下に示す。

(1) エンジン

排気量の低減、部品点数の削減、樹脂への材料置換などで 1.9kg の軽量化を達成。

(2) フェンダー

鉄板から樹脂への材料置換で 0.3kg の軽量化を達成。

(3) ロータ

耕うん爪の形状変更による材料削減で 0.3kg の軽量化を達成。

一般的にティラーの耕うん深さなどの作業性能を向上させると、車体重量を増やす必要が生じるため、Fig. 9に示すようにエンジン出力が大きくなるほど、車体重量は増加する傾向にある。これは、作業性能を向上させると 4章で述べた機体を前方斜め上に押し出す耕うん反力が増加するためである。したがって、軽量化すなわち車体重量を低減させると耕うん反力の大きさに対してロータの接地荷重が不足することになり、十分な耕うん深さが得られなくなる。

F220の耕うん爪は、耕うん反力シミュレーション⁽³⁾によりその各部形状が耕うん反力に与える影響を解析し、軽量化された機体でも十分な作業性能が確保できる形状としている。Fig. 10に示す耕うん爪の各部の角度変化が耕うん反力に与える影響を、Fig. 11に示す回転方向と Fig. 12に示す分力方向で解析し、Fig. 13, Fig. 14に示す結果を得た。解析結果の概要は以下の通りである。

(1) 後退角(A)を小さくすることで、機体に上向きに作用する耕うん反力 FZ の平均値が、後述する(4)との相乗効果で 184.0N から 116.1N に低減した。

(2) 切込角(B)を大きくすることで、角度(E)が小さくなり、耕うん爪が土中で作用している時間が短縮され耕うん所要トルク MX の平均値が 19.9Nm から 14.6Nm に低減した。

(3) 屈曲角(C)を大きくすることで、機体に横向きに作用する耕うん反力 FX のピーク値が単一爪にて 49.1N から 33.7N に低減した。

(4) 後退角(D)を大きくすることで、耕うん爪が土壌を切削する際に土壌を圧縮する作用を低減、食い込み性が向上し、FZ の平均値が前述した(1)との相乗効果で 184.0N から 116.1N に低減した。

FZを低減したことにより軽量化された機体でも十分な土壌への食い込み性が得られ、F210と同等の作業性能を確保でき。またMXの低減により耕うん所要動力も低減された。機体の左右振れの起振力となる FX はロータ全体を合成すると左右に配置された耕うん爪が互いに打ち消しあうため、土壌硬度が一定であると仮定したシミュレーションでの平均値は 0N となっているが、そのピーク値を低減したことにより、実際には、土壌硬度が不均一な条件下での機体の振動が緩和できた。

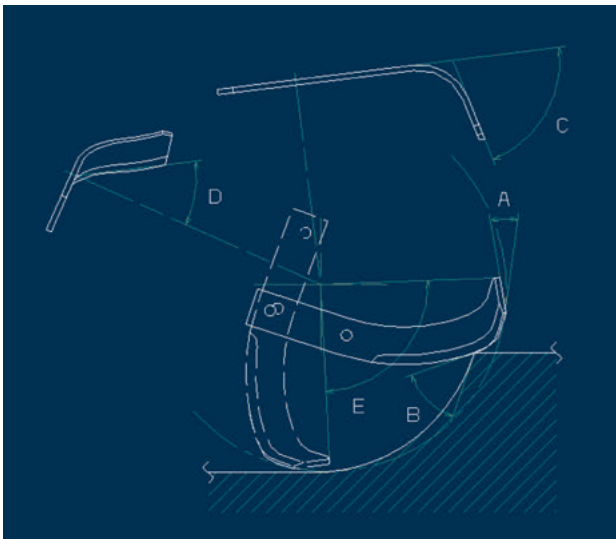


Fig. 10 Tilling blade

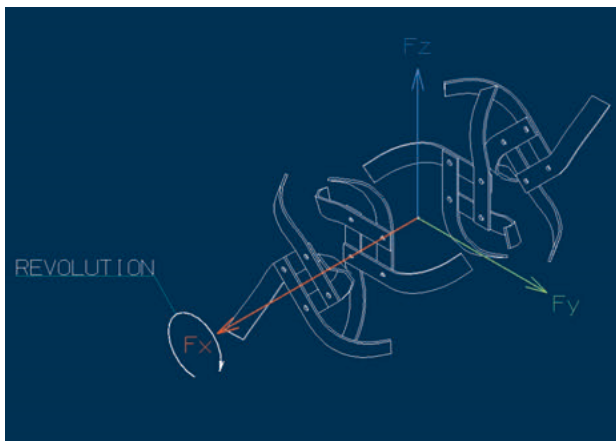


Fig. 11 Forces imposed on rotor shaft

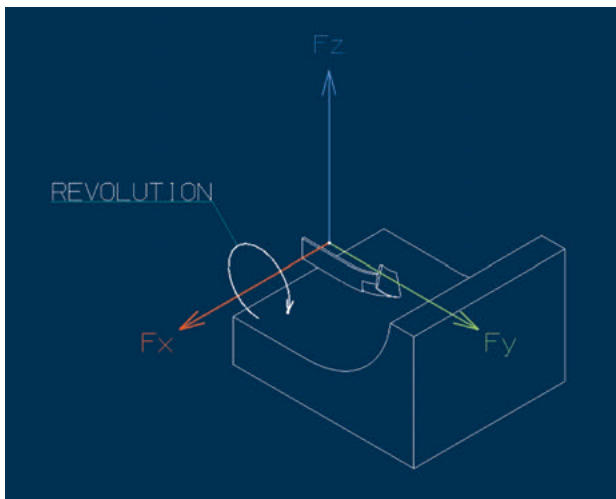


Fig. 12 Analytical model

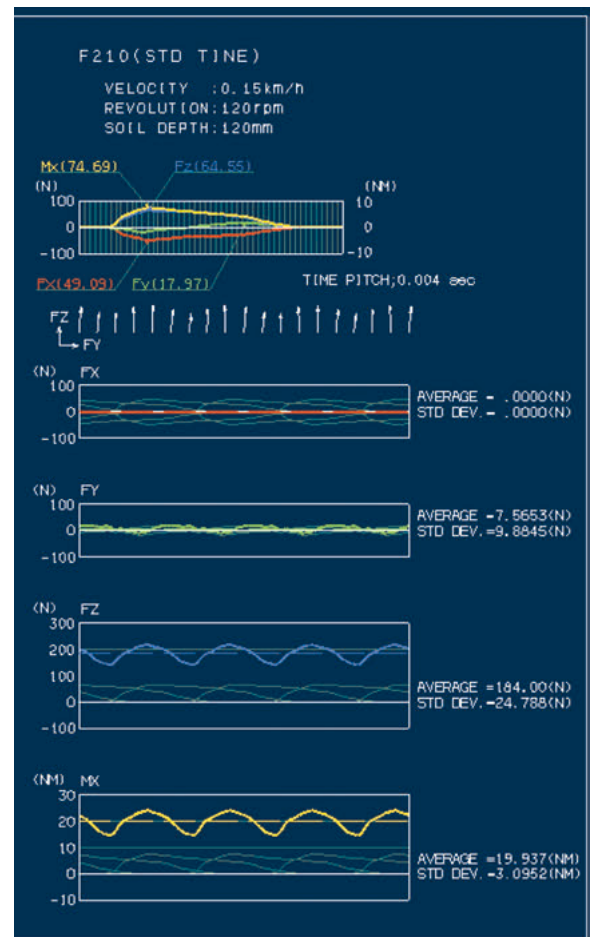


Fig. 13 Force and moment on rotor shaft of F210

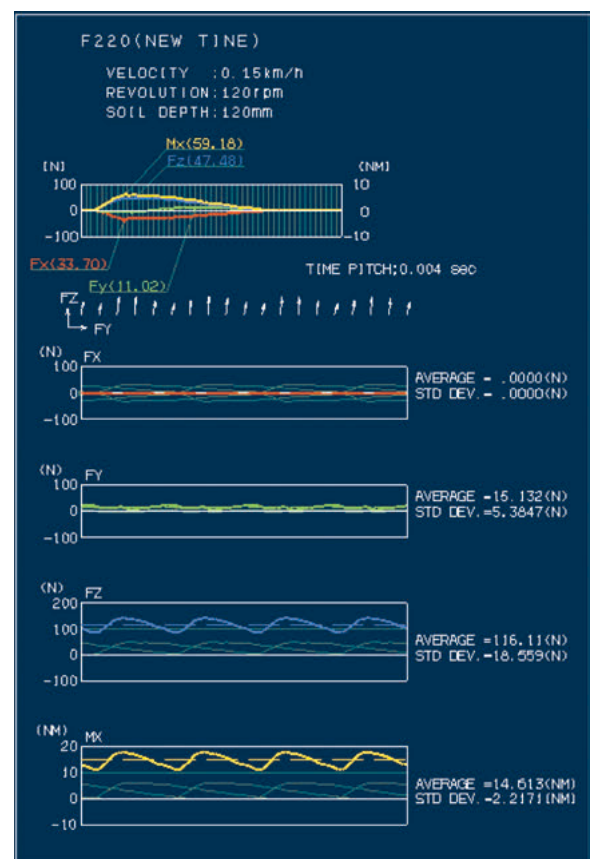


Fig. 14 Force and moment on rotor shaft of F220

5.4. 操作荷重の低減と操作性の向上

小排気量化により、始動させる際に必要なリコイル引き荷重が30%低減した。エンジン排気量とリコイル引き荷重の関係を Fig. 15 に示す。

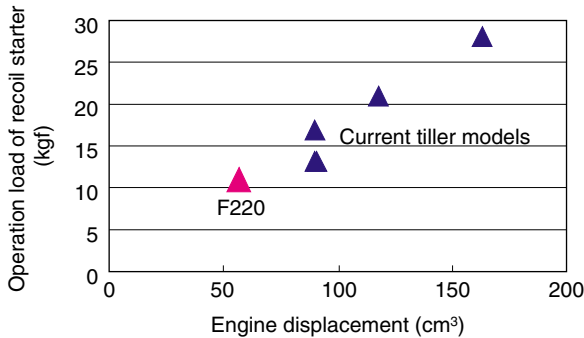


Fig. 15 Operation load of recoil starter

F210 のクラッチは作業時のロック機構を持っていたが、F220 に於いては、操作がシンプルで初心者にも使いやすいデットマンクラッチ機構を採用した。この機構は、握れば前進、離せば停止するが、クラッチレバーの操作頻度や時間がロック付きより多くなるため、低荷重で操作可能なクラッチを新たに開発した。クラッチライニング材の摩擦特性及びストローク特性を確認した結果を Fig. 16, Fig. 17 に示す。

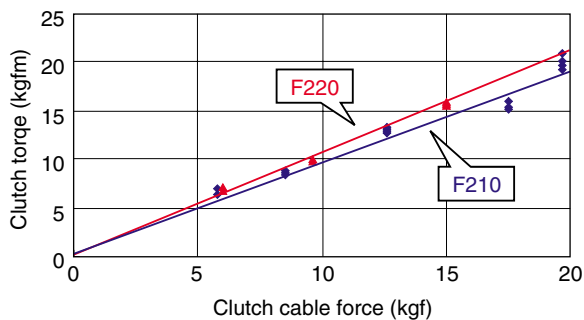


Fig. 16 Capacity of clutch

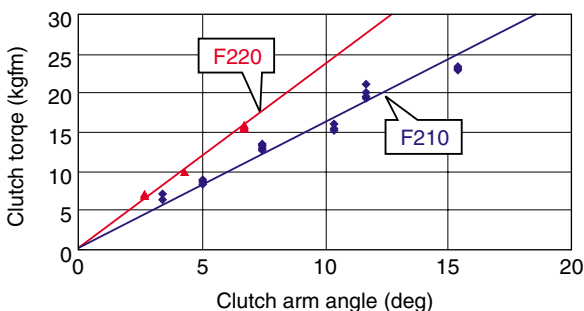


Fig. 17 Capacity of clutch (Stroke)

クラッチライニング材の材質を変更することで、摩擦特性が向上し、エンジン出力の伝達のために必要なクラッチトルクを得るためのケーブル引き荷重が低減した。またライニング材の剛性を強くすることで、ストローク特性が向上し、必要なクラッチトルクを得るためのクラッチアームの作動角が低減した。これらの効果により、F220のクラッチレバー操作荷重は、F210と同一のレバーストロークのまま20%低減することができた。この結果を Fig. 18 に示す。さらにクラッチレバーを鉄のプレス成形品から樹脂成形品に変更することで、冷たさの軽減や握り形状の改善ができた。

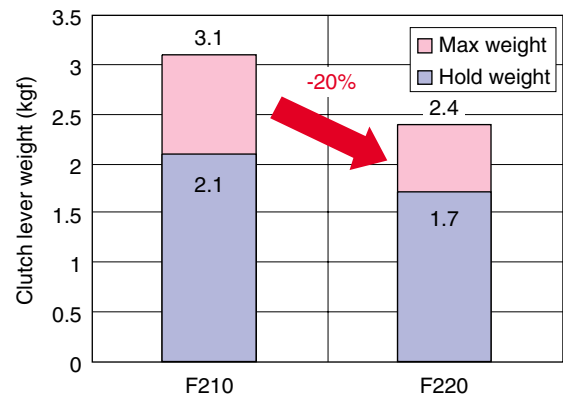


Fig. 18 Operation load of clutch lever

6. むすび

過去の経験や常識では、車体重量やエンジン排気量を小さくすれば取り扱い性は向上するものの、作業性能は低下すると考えがちであった。新形状爪のシミュレーションやさまざまなテストにより、この相反する課題も解決できると確信するに至り、あえて排気量の小さいエンジンを搭載することにした。

この非常識ともいえる決断によって、「こまめF210」の優れた作業性能を有しながらも小型軽量で取り扱いやすいという特徴をさらに進化させ、また、世界的な環境意識や市場ニーズの変化に対応が可能な製品の開発につながったと考える。

「NEW こまめ F220」に込めたメッセージが世界中の一人でも多くのお客様に伝わり、喜んで使って頂けることが、開発チームの願いであり、喜びである。本開発にあたっては社内外の多くの方々から協力を頂いた。また、本編の執筆にあたっては、編集委員の方々に貴重な助言を頂いた。ここに心から感謝の意を表する。

参考文献

- (1) 増田正三ほか：Ⅲ. 4. 小型トラクタ, Ⅲ. 5. 動力
耕うん機, 新版 農業機械学, 東京, 朝倉書店, 1975,
p.78-86
- (2) 鈴木卓ほか：タイミングベルト内蔵型汎用 OHC エン
ジンの開発, HONDA R&D Technical Review, vol.10,
p.122-127(1998)
- (3) 國領喬ほか：同軸同時正・逆転ロータリ耕うん方式の
開発, HONDA R&D Technical Review, vol.6, p.110-118
(1994)

■ 著 者 ■



永岡 政敏



小林 秀明



片桐 信近



徳田 達哉

軽量コンパクトな正弦波インバータ発電機 「EU16i」の開発

Development of Lightweight, Compact Sine Wave Inverter-Equipped EU16i Generator

河内 敏文* 清水 元寿*
Toshifumi KOUCHI Motohiro SHIMIZU
広瀬 忠文* 杉本 幸男*
Tadafumi HIROSE Yukio SUGIMOTO

要 旨

ABSTRACT

定格出力 1.6kVA のクラスとしては、最も軽量コンパクトな正弦波インバータ発電機「EU16i」を開発した。本発電機は、消費電力の大きい家電製品が使用できる出力と優れた可搬性を有するとともに、低騒音、低燃費、低排気エミッション、そして波形ひずみや周波数変動の少ない高品質な電気性能を達成している。高効率で軽量の高速多極オルタネータと正弦波インバータシステムによりエンジンの高回転化と小排気量化が可能となり、さらに軽量樹脂フルカバー構造により、従来機に対し約 1/2 の重量を達成した。また、負荷連動自動回転数制御の電子ガバナ、高効率発電システム、二重防音構造の採用により、従来機に対し実用負荷域で 6～8dB(A)の騒音低減と 20～40%の燃費低減を達成した。規制対応としては、EU 騒音指令 STAGE II 及び CARB Tier II/EPA Phase II 排気エミッション規制をクリアした。また、この「EU16i」は、北米仕様としては「EU2000i」、他地域への輸出仕様としては「EU20i」の呼称で全世界に販売している。

The EU16i sine wave inverter-equipped generator was developed as the most lightweight and compact in the 1.6 kVA-rated output class. This generator has both superior portability and output capable of powering household appliances with their large power consumption. It also provides low noise level, low fuel consumption, low exhaust emissions, and high-quality electrical performance with low waveform distortion and frequency variation. The efficient and lightweight high-speed multi-pole alternator and sine wave inverter system enable the engine to achieve higher speed and smaller displacement. With a frame that is fully covered with lightweight resin, this generator achieves a weight approximately one-half that of conventional equipment. It also employs an electronic governor with automatic load-dependent speed control, together with an efficient generating system and a two-tiered noise dampening system. These allow this generator to achieve a reduction of 6 - 8 dB (A) in noise level over the practical loading range and improvement of 20 - 40% in fuel consumption compared to conventional generators. The EU16i generator clears the requirements of the EU NOISE DIRECTIVE STAGE II as well as the CARB Tier II/EPA Phase II exhaust emission regulations. The EU16i is marketed worldwide as the EU2000i North American version and as the EU20i version for export to other regions.

1. まえがき

ポータブル発電機は、レジャー、ホームバックアップ等の個人ユースをはじめ、業務用、非常用の電源として、手軽に電気が取り出せる便利さから世界中で普及している。

一方、電気機器は近年コンピュータ等の高度電子制御(マイコン制御)を搭載した商品が広く普及してきており、それに伴って発電機には幅広い機器に適合できる高品質な電気

性能が求められるようになってきた。

また、それだけでなく、環境に対する社会的関心の高まりから、発電機にも低騒音、低燃費、低排気エミッションに対する要求が高まっており、各国での環境に関する規制がますます厳しくなっている。騒音に関しては EU 騒音指令が 2002 年から STAGE I、そして 2006 年から STAGE II が予定されており、また排気エミッションに関しては 2001 年から EPA (Environmental Protection Agency) Phase

IIに続き、2002年からCARB(California Air Resource Board) Tier IIが施行される。

従来型の発電機は、二極界磁回転型発電システムを搭載しているため、エンジン回転数と出力される交流周波数の同期の関係からエンジン回転数は、50Hz仕様は3000rpmに、60Hz仕様は3600rpmに制約を受ける。このためエンジン及び完成機の容積、重量とも大きく重くなり、さらに50Hz仕様は60Hz仕様より発電出力が15%程度低くなっていた。これにより、消費電力の大きい家電製品が使用できる出力帯(1500～1800VA)の他社製を含めた従来型発電機は、重量が30～40kgあり一人で持運ぶには重く、Hondaにはこのクラスでのポータブルタイプの発電機はなかった。

そこで、本稿では、軽量、高効率のインバータ発電システムと二重防音樹脂フルカバー構造の採用により、クラス最軽量のポータブル発電機 EU16i を開発したので紹介する。

2. 開発コンセプト

EU16i は、1998年から量産している EU9i^{(1), (2)}で採用した正弦波インバータ技術を核として、可搬性の優れた重量、サイズでありながら、一般家庭で使用されている大型の電気製品が使える出力帯のポータブル発電機を開発コンセプトとした。さらに発電機として高い商品力を目指し、低騒音、低燃費、低排気エミッション、高品質電気性能を狙った。

開発の目標は以下の通りである。

(1)一般家庭で使用されている大型の電気製品に対応でき

る出力で、手軽に持運びができるサイズ、重量であること。

(2)コンピュータ等の電子機器にも対応できるよう、波形ひずみや周波数変動の少ない高品質な電気性能を有すること。

(3)夜間、キャンプ等の様々な状況に対応できる騒音低減と長時間運転可能な燃費低減を達成すること。

(4)環境規制に適合していること。

- ・ CARB Tier II / EPA Phase II 排気エミッション規制
- ・ EU 騒音指令 STAGE II

3. 主要諸元と基本構造

従来型の同クラス発電機 EM1500X は、両手または2人で持運ぶパイプフレーム構造であったが、EU16i は、樹脂フルカバーとし、片手で容易に持運びが可能な薄型構造とした。EU16i 及び EM1500X の外観を Fig. 1 に、また、主要諸元の比較を Table 1 に示す。



Fig. 1 External view of EU16i and EM1500X

Table 1 Comparison of specifications with EM1500X

Model			EU16i	EM1500X	
Engine	Type		4-stroke OHC	4-stroke OHV	
	Displacement (cm³)		98	163	
	Speed (rpm)		* 3 000-5 000	3 000	3 600
			☆ 4 300-5 000		
	Operating noise level (dB (A) at 7m)		* 53-59	63	64
☆ 59					
Generator	Type		Multi-pole field rotary	Double-pole field rotary	
	Excitation method		Magneto	Field current regulation	
	Voltage regulation method		※ PWM	# AVR	
	AC frequency (Hz)		50/60	50	60
	Max. AC output (VA)		2 000	1 500	1 800
	Rated AC output (VA)		1 600	1 300	1 500
	Voltage variation rate		Momentary	10% max.	
			Stability	15% max.	
	Frequency variation rate		Momentary	6% max.	
			Stability	7% max.	
	Waveform distortion		Momentary	1% max.	
Stability			15% max.		
Generating efficiency		Linear load	1% max.		
			25% max.		
Dimensions	Dimensions L × W × H (mm)		81%	78%	
	Dry weight (kg)		510 × 290 × 425	505 × 420 × 420	
			21	41.5	

* : ECO-THROTTLE ON

☆ : ECO-THROTTLE OFF

※ PWM = Pulse width modulation

AVR = Auto voltage regulator

EU16i は、出力される交流周波数がエンジン回転数の制約を受けないインバータシステムを採用し、従来機に対しエンジンを高回転化及び小排気量化することによりエンジン本体の小型・軽量化を図った。また、冷却性能と遮音性能の向上及び軽量化を考慮し、従来フライホイールが取り付け位置にフライホイール兼用のアウトロータ式高速多極オルタネータと冷却ファンを配置し、それをアルミニウムダイカスト製のファンカバーと樹脂製のシュラウドで囲う構造とした。そして、このエンジンユニットの上側一箇所、下側二箇所に振動緩衝用のマウントを取り付け三点でフレームに支持し、これを樹脂製のアウタカバーで囲うことにより二重防音構造とした。

各コンポーネントは、コンセント、インバータユニット、オルタネータ、エンジン、マフラーを放熱量と温度の低いものから順に縦に並べ本機の全幅を抑えることで、冷却性能と可搬性の向上を図った。また、使用頻度の高い実用負荷領域でエンジン回転数を下げることで大幅な騒音低減及び燃費低減を図り、使用する電気機器の負荷に応じたエンジン回転数に自動制御する負荷連動回転数制御式電子ガバナを採用した。

4. コンポーネント技術

4.1. 高速多極アウトロータ式オルタネータ

EU16i に採用しているオルタネータは Fig. 2 に示すように三相多極のステータを持つアウトロータ式のマグネット



Fig. 2 Alternator

オルタネータで、三相の高周波交流を発生し、インバータに供給する。マグネット材には市販されているストロンチウムフェライトとして最も磁束密度が高い材料を用い、更なる軽量高出力化を実現した。

EU16i(最大出力2kVA)の発電システム重量、量産(EU9i, EU24i, EU28is)のインバータ発電方式(インバータユニット+オルタネータ)の重量と、従来の発電方式(オルタネータ+フライホイール)の重量との比較を Fig. 3 に、オルタネータ単体性能の比較を Table 2 示す。

同図に示すように、従来の発電方式と比較して 1/3 以下の軽量化を達成している。量産のインバータ発電方式と比較しても約 20%の軽量化(後述するインバータユニットの軽量化も含む)を達成した。

4.2. 32BitCPU 制御式インバータユニット

EU16i(最大出力 2 kVA)に搭載しているインバータユニットは、量産の EU9i(最大出力 1kVA)に対し、システム構成を全面的に見直し、重量サイズの増加を抑え、出力を倍増している。

EU16i と EU9i, EU28is それぞれのインバータユニットを比較した写真を Fig. 4 に示す。EU9i, EU28is の CPU は従来 16 ビットであったが、EU16i では 32 ビットとし、インバータ部の制御と電子ガバナ部の制御を行っている。EU9i, EU28is のインバータで用いられていたアナログ演算回路のほとんどを CPU 内でのソフト処理とすることで、制御回路部品数を大幅に削減し、さらなる小型軽量化に貢献

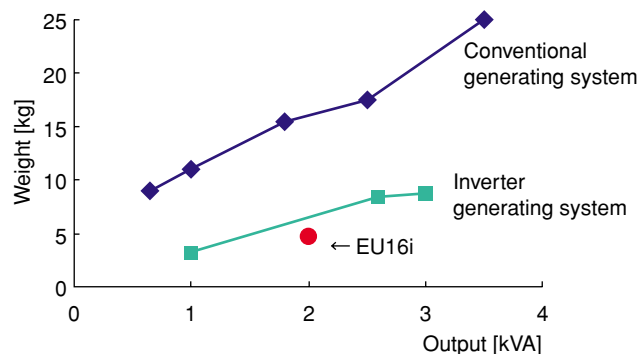


Fig. 3 Max. output and weight of the Power-generating system

Table 2 Comparison of generation-system performance

Model		EU16i		EU9i		EU28is	
Alternator	Revolution (rpm)	4300	5000	5500	6000	3500	3800
	Max. output (W)	2500	3000	1350	1500	4100	4500
	Generating efficiency	88%	88%	88%	88%	87%	87%
	Weight (kg)	2.8		1.8		5.4	
Inverter	Max. output (VA)	2000		1000		3000	
	Rated output (VA)	1600		900		2800	
	Efficiency	92%		90%		90%	
	Weight (kg)	1.9		1.4		3.3	

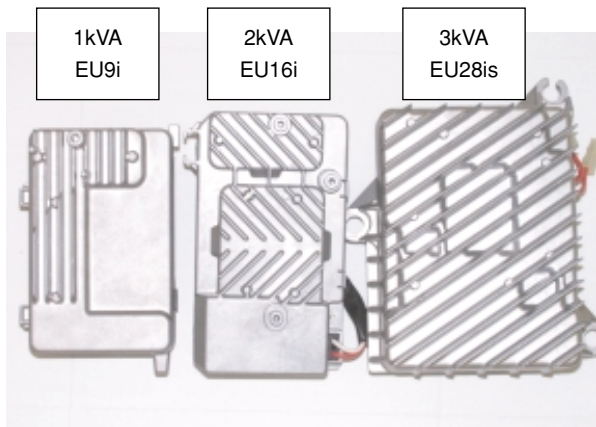


Fig. 4 Inverter unit

している。また、各部の電力損失の低減により変換効率の向上も達成している。システムのブロック図を Fig. 5 に、インバータ性能の比較を Table 2 に示す。

4.2.1. インバータ部の制御

インバータ部では、オルタネータからの高周波交流をいったん直流に整流し、正弦波の交流に変換し出力している。

制御部は、大きく次の四つに分けることができる。

(1) 出力波形制御部

CPU 内で、出力波形の基となる 50Hz または 60Hz の正確な正弦波をつくり、約 20kHz の搬送波による PWM (Pulse Width Modulation) 信号としインバータをドライブする。さらに出力された電圧波形と電流波形をCPUにフィードバックし、負荷機器の影響による波形ひずみを抑制して、

正確な正弦波と適切な電圧を維持するよう制御する。

(2) 保護機能部

過電流、過電圧と過熱に対する保護機能がある。過電流保護には、所定値以上の電流が出力されるとCPUで判断されタイマがスタートし所定時間後出力を停止するブレーカ機能と、出力短絡等での急激な過電流に対しては過電流保護回路により半導体への過電流を抑止するピーク電流制限機能がある。過電圧保護は、負荷の影響や並列運転時に内部直流電圧が上昇することがあるので、CPUが電圧上昇を抑止する制御を行うと共に電圧が所定値以上となると出力を停止する。過熱保護は、過酷な使用環境等でインバータを構成するパワー素子の温度が所定値以上となると出力を停止する。

(3) 整流制御部

SCR(Silicon Controlled Rectifier)の導通角を制御しオルタネータの出力を適正な直流電圧に変換している。起動電力の大きな負荷等で直流電圧が規定値以下になると、インバータの出力を抑制し過度の直流電圧低下を防止し、常にオルタネータの効率の良い領域を使用することで負荷起動能力を高めている。また、回転数に対し直流電圧を増減調整する機能を持ち、回転数可変範囲の拡大に貢献している。

(4) 並列運転制御部

インバータ発電機シリーズには2台の発電機の出力を専用コードでつなぐだけで2倍の出力が得られる並列運転機能が搭載されている。その並列運転を実現するには、2台相互の位相と周波数が一致すること、電圧が一致すること

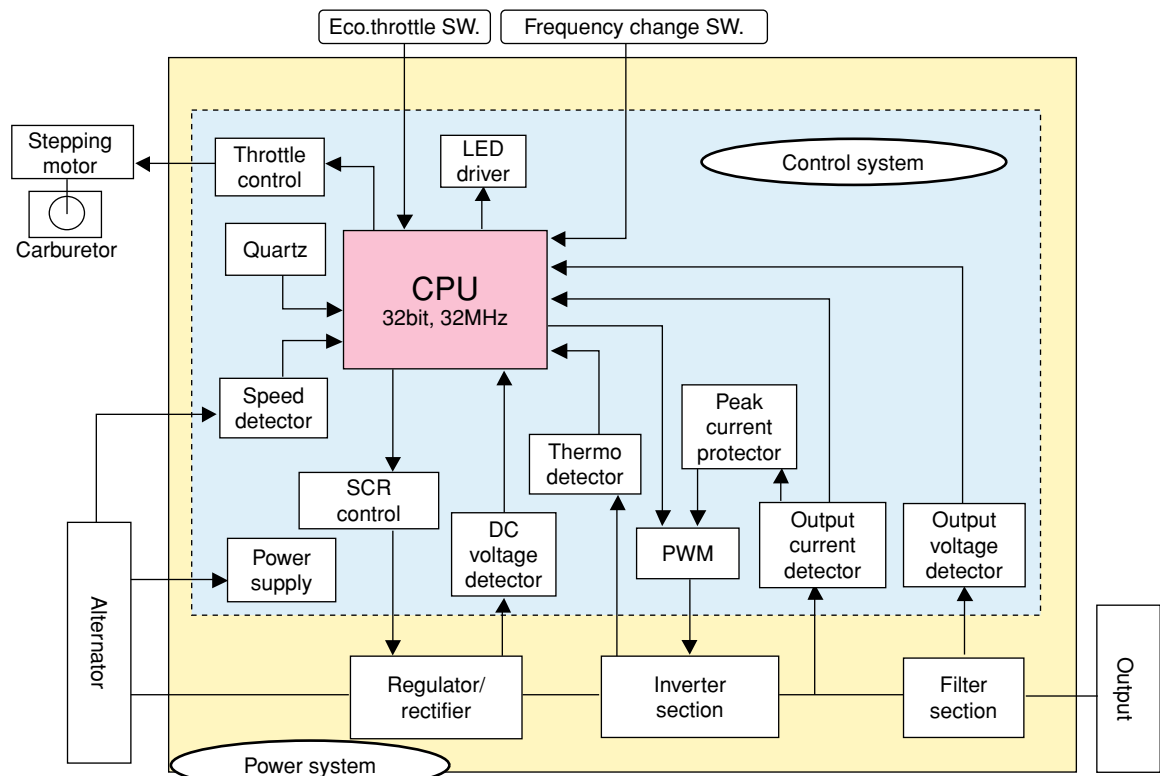


Fig. 5 Block diagram of inverter and speed-control system

が必要になる。

まず、位相と周波数を一致させるため、電圧と電流の位相差を基に CPU がリアルタイムに周波数を微調整している。次に、電圧の一致であるが、電圧差がある分、発電機への負荷の偏りを防止するため、適切な垂下特性と電圧微調整を CPU が行っている。

4.2.2. 電子ガバナ部の制御

電子ガバナは負荷連動回転数制御式で、使用電力に見合ったエンジン回転数に自動制御する。オルタネータの負荷率を基準として回転数を算定することで、実効電力に見合った制御を実現している。回転数制御方式の基本性能向上と、整流制御の改良により、量産の EU9i, EU28is の回転数可変範囲に対し 15% 拡大している。この電子ガバナの搭載により実用負荷域でエンジン回転数を下げ、燃費低減と合わせて騒音低減を図ることができた。従来の発電方式に対する燃費への効果を Fig. 6 に、騒音への効果を Fig. 7 に示す。但し、騒音への効果にはカバーの二重構造の効果を含む。

電子ガバナは、スロットルの制御を行うインバータユニットと、スロットルと同軸上に配置されたステッピングモータから構成している。

(1) 回転数の決定

EU16i のエンジン回転数と発電出力との関係を Fig. 8 に示す。パラメータとして SCR の導通角を用いている。この SCR の導通角を適正值に保つように目標回転数を算定する。

SCR はオルタネータからの高周波交流を規定した直流電圧に整流するために使用している素子である。負荷が大きいと電圧が低下してくるため SCR の導通角が開き、逆に負荷が少ないと SCR の導通角は閉じる。従って、SCR の導通角からオルタネータの出力の余裕度を判別できる。オルタネータの出力は回転数に比例するため、SCR 導通角が大きくなるとエンジン回転数を上げ、オルタネータに規定の余裕を持たせる。逆に SCR 導通角が少なくオルタネータの余裕が大きくなると、エンジン回転数を下げる。このようにオルタネータの余裕度を規定値に保つ制御をすることによって、負荷の消費電力に見合った最適エンジン回転数を決定している。

(2) 回転数制御

エンジンの回転数はオルタネータのサブ巻線から検出している。オルタネータのマグネットは 14 極なので、エンジン 1 回転につきサブ巻線は 7 パルス発生する。単気筒エンジンでは燃焼サイクルが 2 回転毎となるため、14 パルスからエンジン回転数を認識している。

回転数の取り込みは所定の周期ごとに行ない、目標回転数になるよう計算処理しステッピングモータに出力する。スロットルの位置は、常に CPU 内で認識し、エンジン能力を超えた負荷がかかった場合にはインバータの出力電圧を抑制しエンジンがストールすることを防止している。この

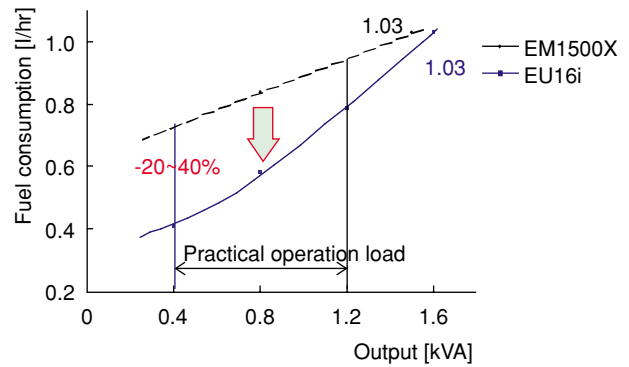


Fig. 6 Fuel consumption

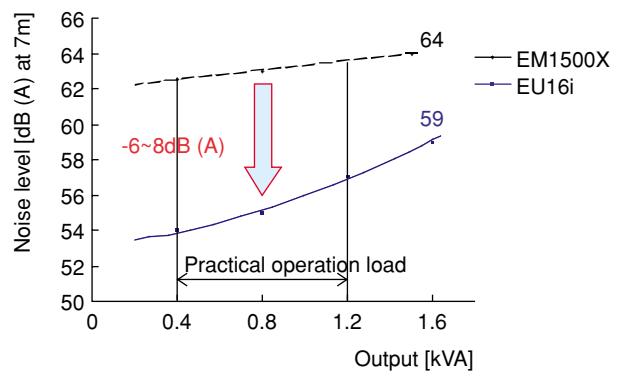


Fig. 7 Noise level

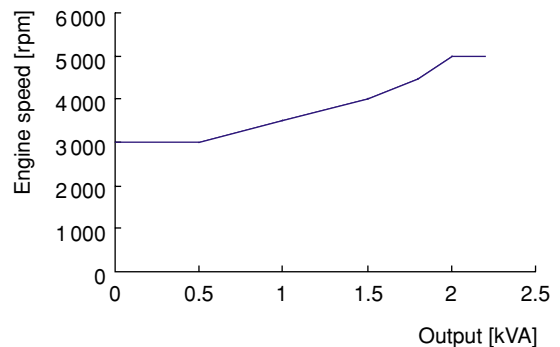


Fig. 8 Engine speed and output

機能により、エンジン能力を最大限、発電出力に利用することが可能となり、高出力化に貢献している。

(3) ステッピングモータ

量産の EU9i と同一のステッピングモータを使用している。ステッピングモータはキャブレタと一体構成で、ステッピングモータ内のリダクションギアで減速し、樹脂のリンクを介してキャブレタのスロットルシャフトに結合している。減速比は、モータ動作が 100 ステップにて、スロットルがほぼフルストロークとなる値に設定されている。駆動は CPU からモータドライバを介して二相励磁で行っている。モータの追従性を向上させるため、駆動信号は加減速のレートを可変している。スロットル位置の検出は、始動初期にスロットルを全開にセット後、CPU 内での保持数値を使用している。

4.3. 搭載エンジン

EU16i 専用エンジン(以下 GX100)はポータブルタイプのインバータ発電機のメリットを活かすべく、

- ・高回転出力特性の向上
- ・小型化、軽量化
- ・騒音低減
- ・CARB/EPA 排気エミッション規制に適合

に主眼をおいて開発した。これらの要求に応えるために採用した主な技術は、(1)ユニブロックシリンダ、(2)エンジン内蔵型タイミングベルト及び高回転対応動弁系構造、(3)排気エミッション低減技術などである。

4.3.1. ユニブロックシリンダ

GX100 は小型・軽量化を目的として、シリンダヘッドとシリンダブロックを一体化したユニブロックシリンダ構造⁽³⁾を採用した。通常のヘッド分割構造に対し、結合部の肉厚増加やヘッドボルト、パッキン類が不要となり、高回転・小排気量化とあわせ、ヘッド及びシリンダブロック重量で約40%の軽量化を達成した。シリンダひずみの要因の一つであるヘッドボルトの締め付け軸力の影響がなくなり、オイル消費およびエミッション耐久劣化に効果をもたらした。更に従来のユニブロックシリンダ⁽³⁾ではスリーブレスアルミニウムシリンダであったのに対し、薄肉鋳鉄製スリーブ鋳込みシリンダとし、排気エミッション劣化を低減させた。

Fig. 9 に GX100 のシリンダブロック構造を示す。

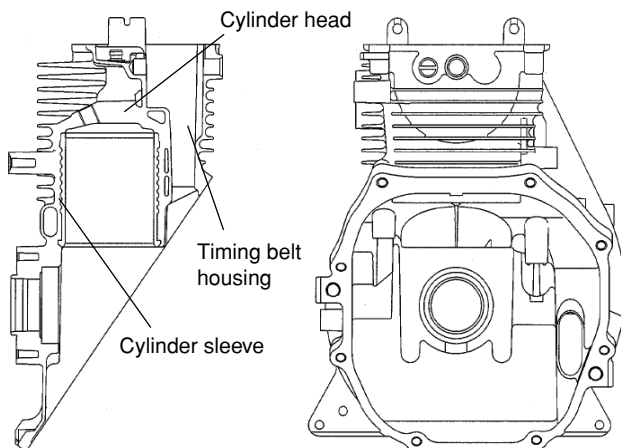


Fig. 9 Cylinder block section

4.3.2. エンジン内蔵型タイミングベルト機構

GX100 では Fig. 10 に示す GC/GCV135・160⁽³⁾で確立した OHC 構造を採用した。エンジン内蔵型タイミングベルト、樹脂一駒カムプリー、L字型ロッカアームの部品構成を採用することにより、騒音低減、小型軽量化、コスト低減を図った。

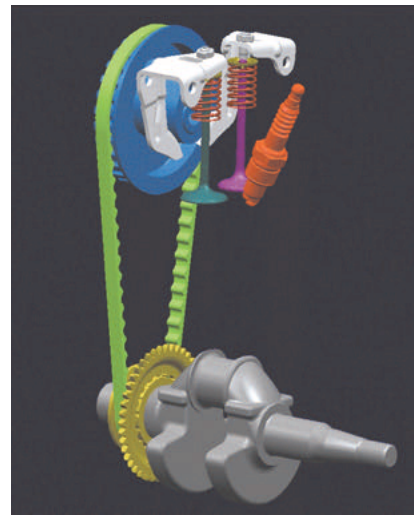


Fig. 10 Valve train

上記 OHC 構造に加え、吸気・排気バルブのステムの細軸化等によるバルブ等価重量の削減をするとともに、ロッカアーム、カムプロフィール、ベルトサイズを最適化することにより、従来型発電機の使用回転数である3600rpmに対して、インバータ発電機の要求特性である5000rpmに見合った動弁系としている。

4.3.3. 排気エミッション低減技術

CARB Tier II / EPA Phase II 排気エミッション規制に適合するために、以下の技術を採用した。

- ・小型スパークプラグの採用によるセンタプラグ化
- ・燃焼室外周部のクエンチングエリアの最小化を含む燃焼室形状の最適化

これらの効果により、Fig. 11に示すように本排気量クラスでトップレベルの排気エミッション値を達成できた。

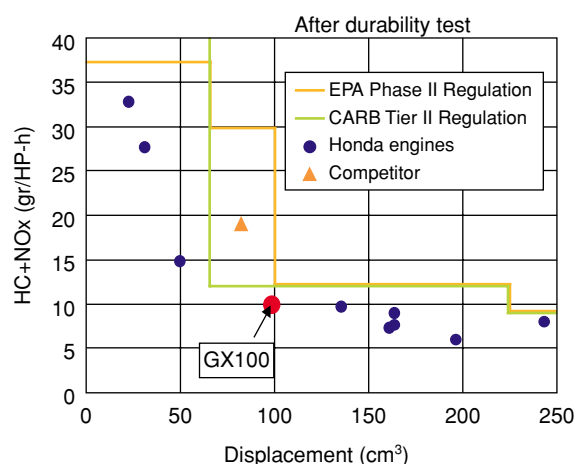


Fig. 11 Emission performance

4.4. フレーム構造

EU16i は軽量化及び騒音低減を図りながら冷却性能を成立させるため、部品配置の最適化と二重防音の樹脂フルカバー構造を採用した。EU16i の軽量樹脂フルカバー構造を Fig. 12 に示す。

EU16i は、出力される交流周波数がエンジン回転数の制約を受けないインバータシステムを採用し、従来フライホイールが付く位置にフライホイール兼用の軽量多極オルタネータを配置した。これにより、エンジン、オルタネータ等のフレームで支持する部品の重量を従来機に対し約53%軽量化できた。

また、エンジンブラケットのほかヘッドカバー、ファンカバーをアルミダイキャスト製とすることにより、エンジン本体の支持機能を持たせ、これらをアウトカバのキャリングハンドル後部及びアンダカバー部にそれぞれマウントを介して支持した。さらに、樹脂製大型フューエルタンクを保持した高強度の樹脂製サブフレームをアウトカバのキャリングハンドル前部とアンダフレームに結合した。この構造の特徴は、本機運搬時のエンジン、オルタネータ、フューエルタンクの重量をキャリングハンドルで直接に保持することにある。

これら部品の軽量化と支持構造の採用は、アウトカバ、アンダフレーム及びその結合部を十分な強度、剛性を持たせながら樹脂化することを可能とし、本機全体重量の低減に大きな効果を発揮した。

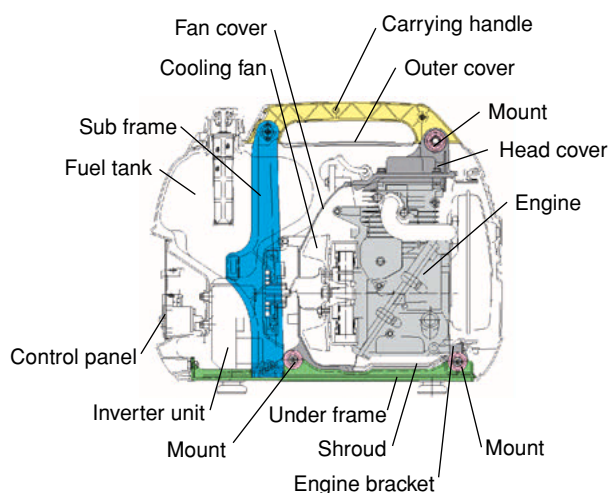


Fig. 12 Lightweight resin full-covered structure for EU16i

アンダフレームは、発電機使用時の強度・剛性を確保するため、樹脂材料及び形状の最適化を行った。アンダフレームへの応力分布をシミュレーション解析し、応力集中箇所の形状を最適化した。シミュレーション解析結果を Fig. 13 に示す。

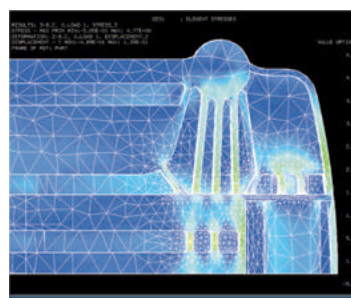


Fig. 13 Analysis of simulated under frame

各部品の配置は冷却効率を考慮し、発熱の少ないインバータユニットから順に、オルタネータ、エンジン、マフラを一行に配置した。そして、冷却風の流れを一方向にし、発熱の少ない部品から順に冷却風を流すことにより冷却風量を低減させた。高発熱体であるオルタネータ、エンジン、マフラは、熱風が再循環しないようにシール性を高めたファンカバー及びシュラウドで囲い、さらにアウトカバで被う二重構造とした。これにより、従来機種はエンジン冷却用とオルタネータ冷却用の二つのファンを持っていたが、これを一つのファンに集約し、軽量コンパクト化をはかった。また、アウトカバ後方にも外気の吸入口を設けることにより、カバー内後部からの冷却風の流れをつくり、エンジンのふく射熱によるアウトカバの温度上昇を防止するとともにキャブレタの冷却をおこなった。完成機冷却構造を Fig. 14 に示す。

完成機騒音の低減を図るため、インバータユニットを冷却ファンの前面に配置することにより、ファン騒音の低減を図った。さらに、消音ノーズ付き大型エアクリーナ、大型マフラ、電子ガバナ、不等ピッチ冷却ファンを採用した。

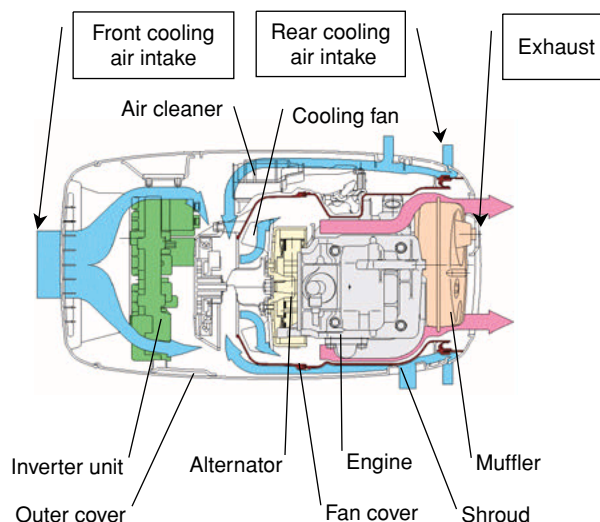


Fig. 14 Cooling system of the completed machine

以上の構造により、従来機である EM1500X に比べ実用負荷域で6～8 dB(A)の騒音低減を達成し、2006 年に予定されている EU 騒音指令 STAGE II の規制値をクリアした。また、同様に重量についても約 1/2 の軽量化を達成した。EM1500X とのコンポーネント重量の比較を Fig. 15 に示す。

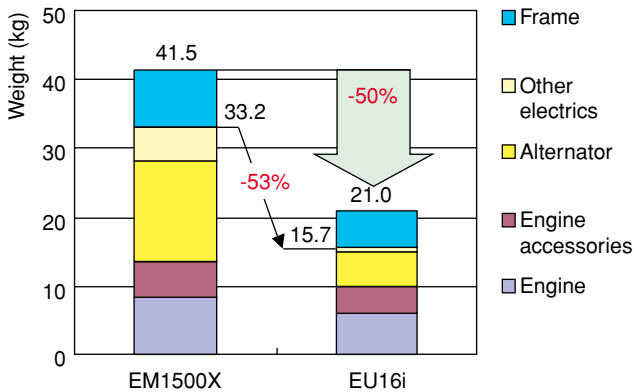


Fig. 15 Comparison of weight between EU16i and existing EM1500X

5. まとめ

従来の汎用エンジンに対し、高回転型の小型4ストロークエンジンとフライホイール兼用の高速多極アウトロータ式オルタネータを組み合わせ、さらに正弦波インバータ制御及び軽量樹脂フルカバー構造の採用により、優れた可搬性と消費電力の大きい家電製品が使用できる出力及びコンピュータ等の電子機器が使用できる高品質な電気性能を有したポータブル発電機 EU16i を開発した。

- (1) 従来機種に対し、約 1/2 の乾燥重量 21kg と全幅を抑えたスーツケーススタイルのデザインにより、優れた可搬性を実現した。
- (2) 波形ひずみ率2.5%以下、周波数変動率1%以下の商用電源同等以上の電気性能を達成した。
- (3) 従来機種に対し、実用負荷域で6～8 dB(A)の騒音低減と 20～40%の燃費低減を達成した。
- (4) 2006 年 EU 騒音指令 STAGE II 及び 2002 年 CARB Tier II/2001 年 EPA Phase II エミッション規制に適合させた。

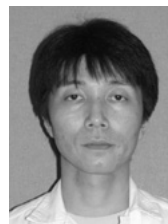
日本国内仕様の EU16i は、北米仕様としては EU2000i、その他の輸出仕様としては EU20i の呼称で発売しており、今後全世界のお客様に喜んで頂ける商品となることを確信している。

本開発にあたっては、社内外の方々の多大な協力を頂いた。ここに改めて感謝の意を表する。

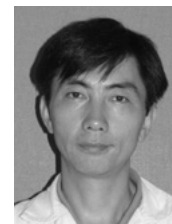
参考文献

- (1) Tanaka,Y., Kouchi,T., Ito,K., and Nakamura,M.: Development of the Lightweight and Compact Portable Generators-GENE21 Series, HONDA R&D Technical Review, Vol.11 No.2, p.15-22 (1999)
- (2) Kouchi,T., Ito,K., and Nakamura,M.: Development of Lightweight and Compact 1kVA-class Portable Generator, SAE Paper 1999-01-3304
- (3) Suzuki,T., Hojo,H., Inoue,S., Moriyama,H., Fujinaga,Y.: Development of General Purpose OHC Engine with Built-in Timing Belt, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.122-127 (1998)

■ 著 者 ■



河内 敏文



清水 元寿



広瀬 忠文



杉本 幸男

2002 年モデル「Fit」用 1.3L 2 プラグエンジンの開発

Development of a 1.3L 2PLUG Engine for the 2002 year Model Fit

中山 幸夫* 鈴木 誠*
Yukio NAKAYAMA Makoto SUZUKI
岩田 洋一* 山野 順司*
Youichi IWATA Junji YAMANO

要 旨

新世代パワープラント「i-シリーズ」として、軽量・コンパクトな 1.3L 4 気筒エンジンを開発した。このエンジンは、各気筒 2 本のプラグを採用し、エンジンの運転状況に応じた高精度な 2 点位相差点火制御を行ない急速燃焼を実現した。さらにフリクション低減と新開発 CVT を採用し、10・15 モード燃費で 23km/L の低燃費を達成するとともに平成 12 年度排出ガス規制値の 50% 減の低排出ガスレベル(「優一低排出ガス」)認定も実現した。

ABSTRACT

A lightweight, compact, and 1.3L 4-cylinder engine was developed as the new-generation i-Series power plant.

This engine has twin plugs for each cylinder, and achieves rapid combustion by means of high-precision dual-point phased ignition control that depends on the engine's operating conditions. In addition, reducing friction and using the newly developed CVT have yielded low fuel consumption of 23 km/L in 10-15 mode.

The engine has achieved "Low-Emissions Excellence certification in Japan" by reducing exhaust emissions 50% from the fiscal year 2000 emission standards.

1. まえがき

環境保護、省資源に対し、ホンダは環境(排出ガス)・燃費・走り性能などを向上させた軽量・コンパクトなパワートレイン「i-シリーズ」を開発し、VTECにカムシャフト位相連続可変機構を組み合わせた「i-VTEC」⁽¹⁾を「ストリーム」に搭載し発表した。「i-シリーズ」は、エンジン回転数と負荷状況に応じた最適な燃焼制御を行なう新世代エンジンの総称である。

今回、「i-シリーズ」の小型車専用エンジンとして軽量・コンパクトで低燃費、低排出ガスの1.3L SOHC 2 プラグ 4 気筒エンジン「i-DSI」を新たに開発したので紹介する。

(DSI : Dual and Sequential Ignition)

2. 開発のねらい

本エンジンを搭載する新型小型車「Fit」の開発コンセプトは、「大きな室内空間」と「世界一の低燃費性能」である。これらを実現するため、エンジンの燃費改善を主体にフリクション低減、および排出ガス斜流導入式触媒の採用や排気系の改良による低エミッション化と車両のパッケージに対

応したコンパクト設計を開発のねらいとした。

開発の具体的な目標は以下の通りである。

- (1) 世界一の低燃費性能(10・15 モード燃費 : 23km/L)
- (2) 高トルク性能
- (3) 平成12年度排出ガス規制値の50%減(優一低排出ガス)
- (4) 広い居住空間を実現するエンジンのコンパクト設計

3. エンジンの概要と主要諸元

Fig. 1にエンジンの概念図を、Table 1に主要諸元を示す。

軽量・コンパクト設計として、Fig. 2 に示すように、補機ブラケットレスと補機ベルトのサーペンタイン化、樹脂ロングインマニおよびカムチェーン駆動の採用等によって、現行 1.3L D13B 型エンジンに対し、前後長で 118mm、全幅で 69mm のコンパクト化を図り、エンジン重量で 8 % の軽量化を図った。また、Fig. 1に示すようにエアクリーナと吸気レゾネータチャンバをトランスミッション上に集約し、パワートレイン全体のコンパクト化を図った。

本エンジンの特徴は、各気筒 2 本のスパークプラグを対角に配置(Fig. 3)、2 点位相差点火時期制御による急速燃焼で高圧縮比化(9.2→10.8)を図り、燃費改善と出力向上を両

立したことである。

Fig. 4に従来型と本エンジンに採用したシリンダヘッドの断面図を示す。従来型に対し1本のロッカシャフトでインレットロッカアーム、エキゾーストロッカアームを支持する構成とし、バルブ挟み角を46°から30°まで狭くす

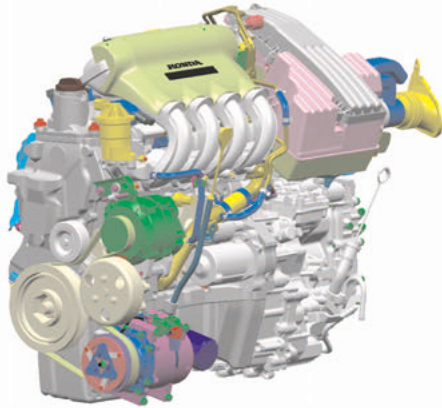


Fig. 1 View of 2002 model i-DSI engine

Table 1 Engine specification

Engine code	2002model i-DSI L13A	1999model Logo D13B
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	73 × 80	75 × 76
Displacement (cm ³)	1339	1343
Compression ratio	10.8 : 1	9.2 : 1
Valve train	SOHC 2Valves	SOHC 2Valves
Number of valves	2 per cylinder	2 per cylinder
Valve diameter (mm)		
Inlet	32	30
Exhaust	28	26
Fuel supply system	Programmed fuel injection	Programmed fuel injection
Ignition system	Dual point sequential ignition	Single point ignition
Max. power (kW/rpm)	63/5700	49/5500
Max. torque (N·m/rpm)	119/2800	103/2500

ることで燃焼室のコンパクト化を実現した。また、急速燃焼の促進としてシリンダ内の混合気の乱れとスワール・タンプルを強化する新吸気ポートを採用した。さらに、燃費改善のため、エンジン細部にわたる形状見直し、材料変更および加工・処理方法の改良を行ない、フリクションの低減を図った。

Fig. 5にエンジン性能曲線を示す。Table 1に示す諸元変更、バルブリフト特性変更による体積効率向上および吸

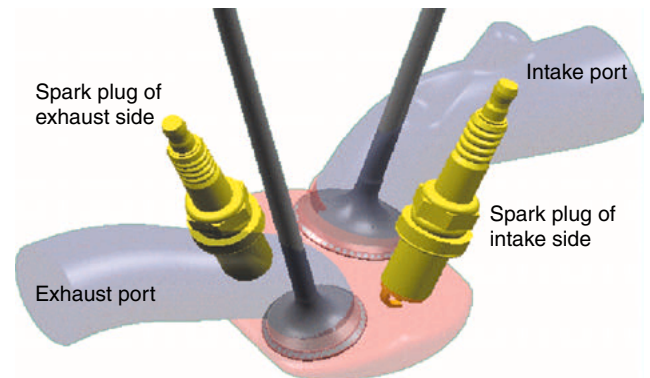


Fig. 3 Combustion chamber configuration

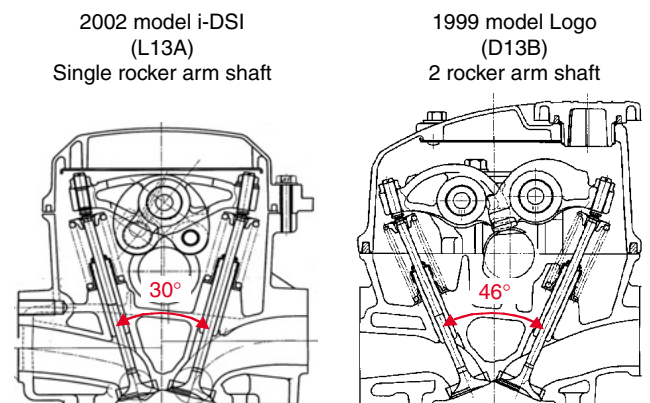


Fig. 4 Section view of cylinder head

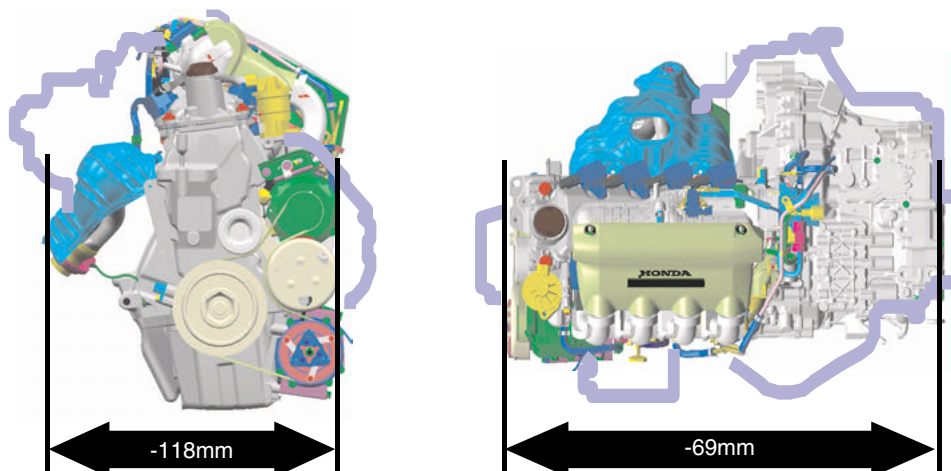


Fig. 2 Engine side and down view

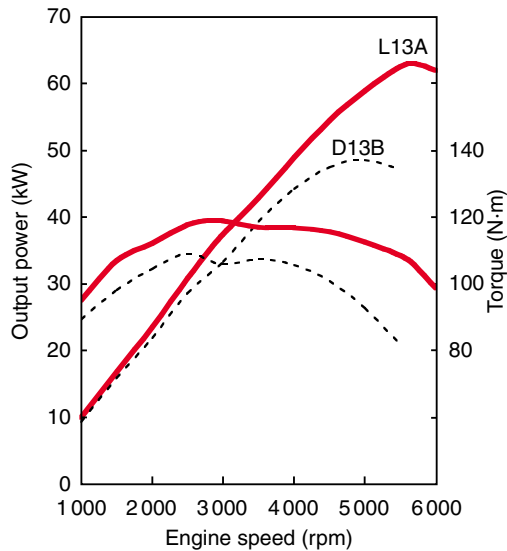


Fig. 5 Engine performance

気系・排気系チューニング等により従来型エンジン(D13B)に対し、約 30%の高出力化を達成している。

4. i-DSI の燃焼

i-DSIの燃焼コンセプトは、2点火方式による点火時期の回転数と負荷に応じた最適制御による全域急速燃焼である。混合気形成は、より均質化を図るため筒内流動分布(運動エネルギー、乱れエネルギー)の均一化を吸気ポート形状および燃焼室形状により行なった。2点位相差点火時期の高精度制御によって、燃費改善、ノッキングの抑制、高トルク化およびNV(Noise and Vibration)性能の改善を両立させている。

4.1. 吸気ポート形状と燃焼室形状

本エンジンに採用した吸気ポートは、火炎伝播速度を高めるために従来型の吸気ポートに対し、スワール(横渦)の強化(1.1→1.36)とともにタンブル(縦渦)成分も強化(1.3→1.58)し、圧縮端(点火直前)の乱れ強度を強めている。

筒内流動とともに筒内の混合気形成も急速燃焼に重要な因子であり、これは燃焼室形状も含め均質化を目指した。ピストン頭部形状を主とした燃焼室形状に対する筒内混合気分布をシミュレーションで検討した。計算条件はA/F=14.7, 燃料噴射時期=吸気TDC後20degである。画像面はスパークプラグ中心電極位置に対する水平断面と吸気側・排気側スパークプラグの垂直断面である。Fig. 6 に圧縮上死点前30degでの筒内混合気分布を示す。従来型の吸気ポート・燃焼室では混合気の不均一が顕著で吸気スパークプラグ側および燃焼室下方に濃い混合気が存在する。これに対し、スワールとタンブルのバランスによって、筒内の混合気分布を均質化させることができた。

Fig. 7 に EGR 量に対する正味燃料消費率 BSFC, NOx

Ne = 1500rpm
P intake = -53kPa
A/F (averaged) = 14.7
End of injection timing = 20deg ATDC
Crank angle = 30deg BTDC

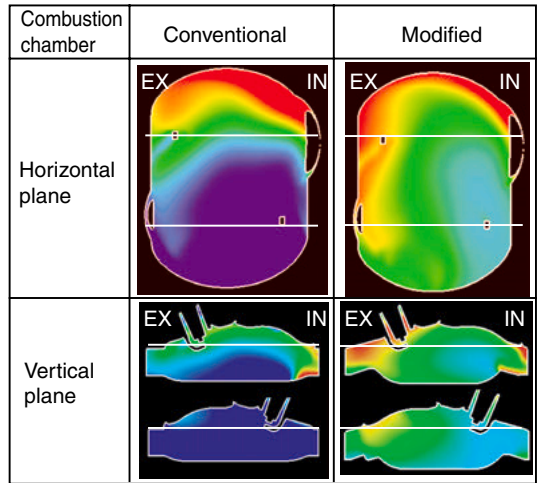


Fig. 6 Effect of combustion chamber shape modification to in-cylinder A/F distribution

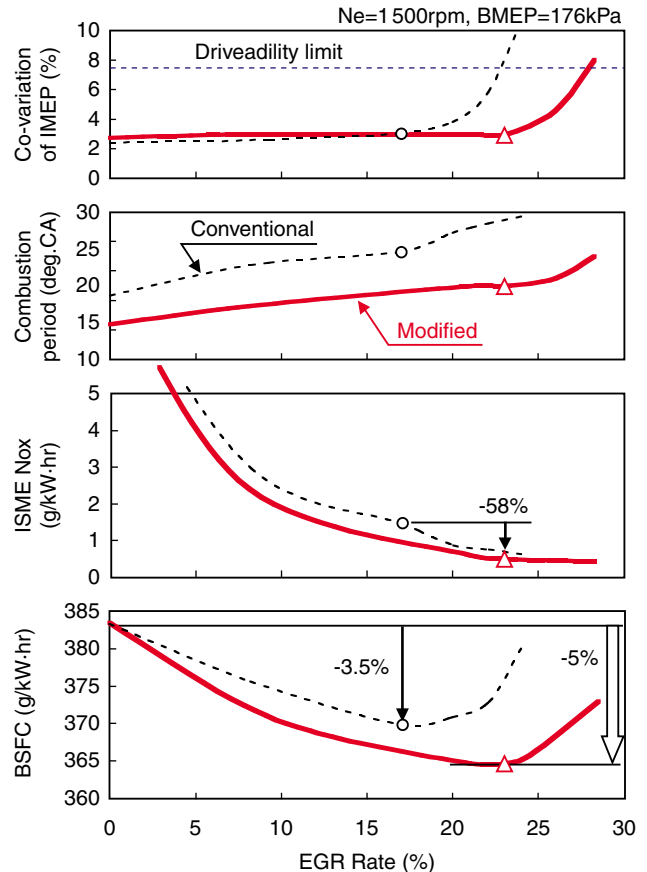


Fig. 7 Comparison of BSFC, NOx and combustion characteristics between modified combustion chamber and conventional combustion chamber

排出量および指圧データを示す。改良型の吸気ポート・燃焼室は、急速燃焼により EGR 還流率 23%で安定した燃焼が得られ、大量EGRの導入を可能にしている。この結果、大幅な NOx 低減と 5%の燃費改善ができた。

4.2. 位相差点火による急速燃焼化

Fig. 8 にエンジン回転数 1500rpm, 部分負荷運転時の点火時期に対する BSFC および指圧から求めた各損失の比較を示す。吸気側・排気側 2 点の同時点火制御で点火時期を進角すると BSFC が最小になるポイントが存在する。さらに吸気側の点火を進角する位相差点火時期制御を行なうと 1.3 % の BSFC 低減を図ることができた。これは、比較的溫度の低い吸気側を先に点火し、燃焼を促進させることにより同時点火より急速燃焼化が図られる。この結果、冷却損失(熱ロス)は増加する傾向を示すが、時間ロスは減少し、トータルロスとして減少するため効率向上が得られている。

同時点火および位相差点火における BSFC 最小点火時期の指圧解析結果および指圧線図上の各ポイントにおける可視化画像を Fig. 9 に示す。同時点火に対し位相差点火は、圧力の上昇が早まり最大指圧が高くなっている。この結果、燃焼期間が 1.8deg 短縮し前述した急速燃焼化による時間損失の低減が得られた。同時点火に対し位相差点火は火炎が早く伝播して行く様子が可視化画像に表されており、燃焼後半には吸気側・排気側の火炎が燃焼室の中央(可視化領域では左下側にオフセット)で交わり、燃焼の早い様子を表している。

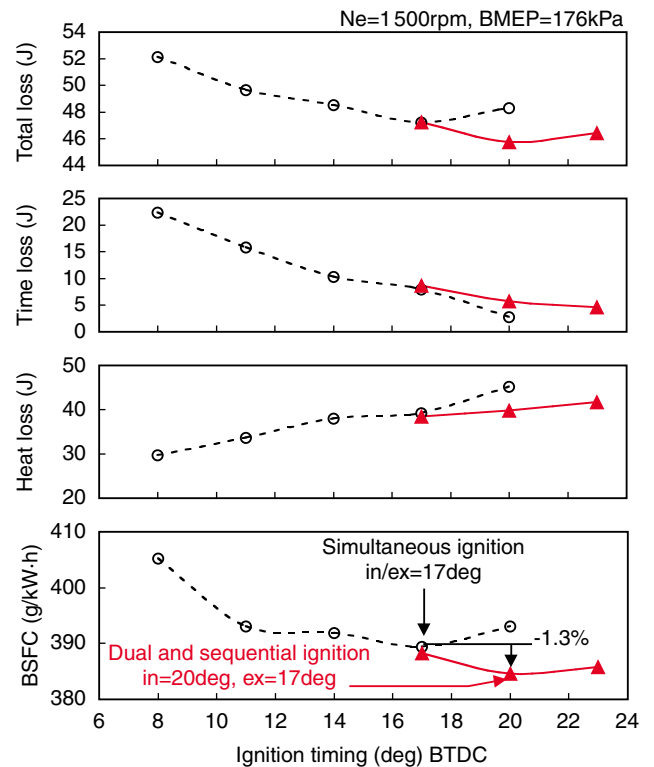


Fig. 8 Comparison of combustion characteristics

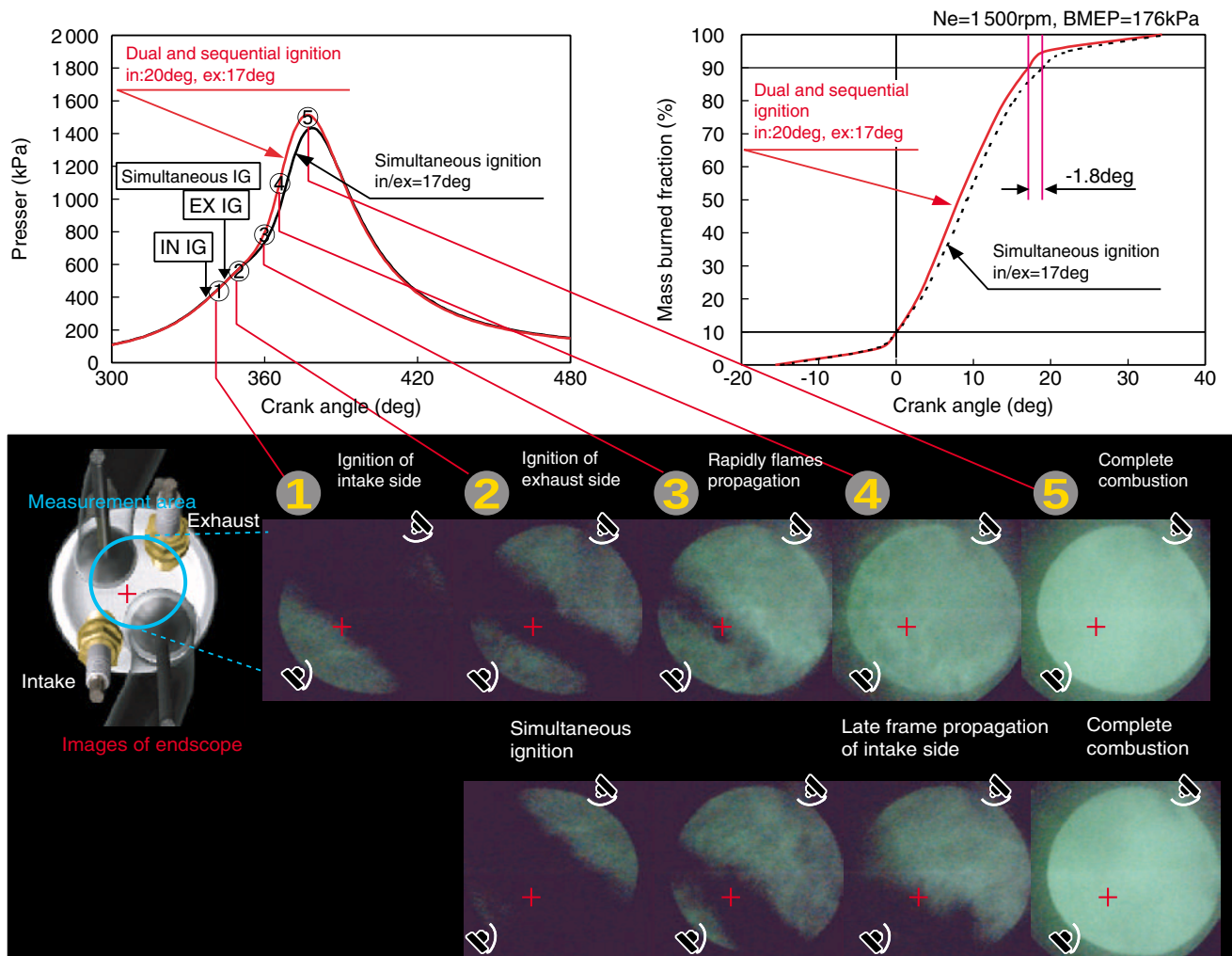


Fig. 9 Comparison of combustion characteristics

4.2.1. ノッキングの抑制

熱効率の向上として高圧縮比が大きな要因として上げられるが、ノッキングが大きな障害となる。この課題を克服し、低速トルクと高圧縮比を両立させるべく2プラグ化と点火時期制御について検討した。

Fig. 10に2点位相差点火によるノッキング抑制を概念図および可視化の画像にて示す。吸気側に設置したプラグを先行点火、このとき吸気側から火炎が成長していることが可視化画像からわかる。次に排気側プラグを点火しない場合には、吸気側からの火炎成長を受け排気側エンド部の未燃混合気が高温・高圧となり自発火し、ノッキングが発生する。これに対し、排気側プラグを遅れて点火することによりノッキングが発生する前にエンドガス部を通常燃焼させノッキングの抑制を可能としている。

ノッキング抑制効果の一例を Fig. 11 に示す。エンジン回転数は 2000rpm で全負荷運転状態にて点火時期を変化させた場合のノッキング発生ポイントとトルク特性である。点火方式として(1)吸気側のみの点火、(2)2点同時点火、(3)2点位相差点火の3種類で比較した。吸気側のみの点火に対し2点同時点火は、急速燃焼とノッキング抑制により点火時期の進角が可能となり、6%のトルク向上が得られた。さらに位相差点火によってノッキングが抑制でき、同時点火の設定点火時期トルクに対し位相差点火の設定点火時期トルクは 1.5%の向上が得られる。

Fig. 12に同時点火と位相差点火時期制御を行なった時のトルク特性を示す。2500rpm以下の低回転では、2点位相差点火時期制御により2 N・m のトルク向上を図った。

上記ノッキング抑制効果により、既存エンジンに対し大幅な低速トルク向上(Fig. 12)と10.8の高圧縮比化の両立ができ、2プラグ化および位相差点火時期制御による急速燃焼化を含め、6.4%の燃費改善を図った(Fig. 13)。

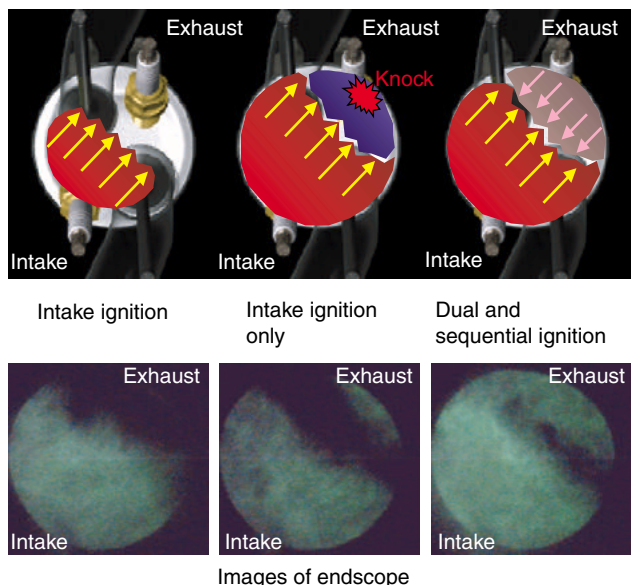


Fig. 10 Mechanisms of Improved knock

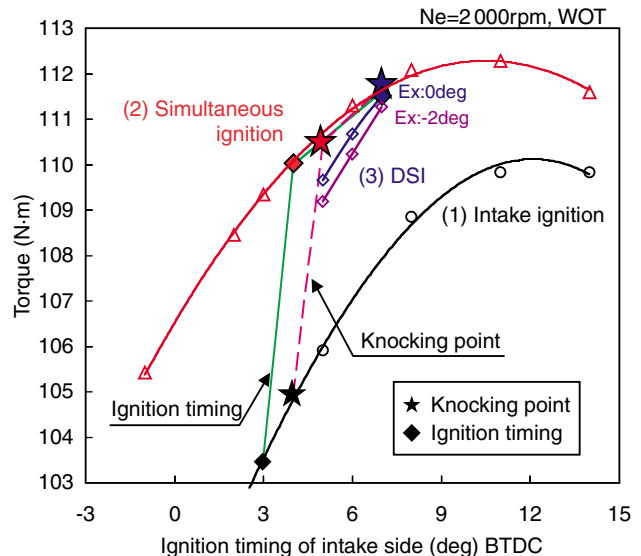


Fig. 11 Influence of ignition timing on engine torque

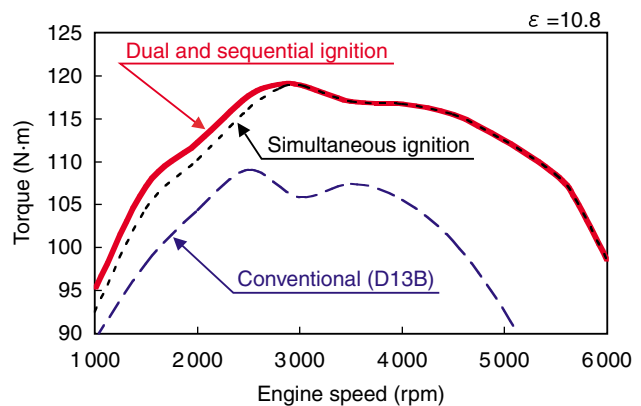


Fig. 12 Comparison of engine torque between dual and sequential ignition and simultaneous ignition

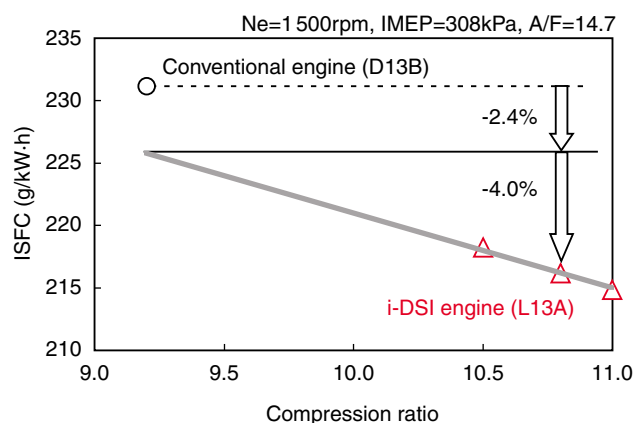


Fig. 13 Influence of compression ratio on ISFC

4.2.2. 点火時期の高精度制御

位相差点火時期制御による急速燃焼化によってノッキングの抑制および燃費の向上が得られた。しかしながら、この急速燃焼化はエンジンの振動騒音、主にクランク打音の悪化を招く。クランク打音は燃焼の最大指圧(Pmax)、最

大圧力上昇率($dP/d\theta$ max.)と良い相関性を持っていることから、燃焼指圧の抑制による振動騒音低減とトルクの両立について検討した。Fig. 14 に同時点火および位相差点火時期制御時のエンジン外郭騒音および燃焼指圧・トルク

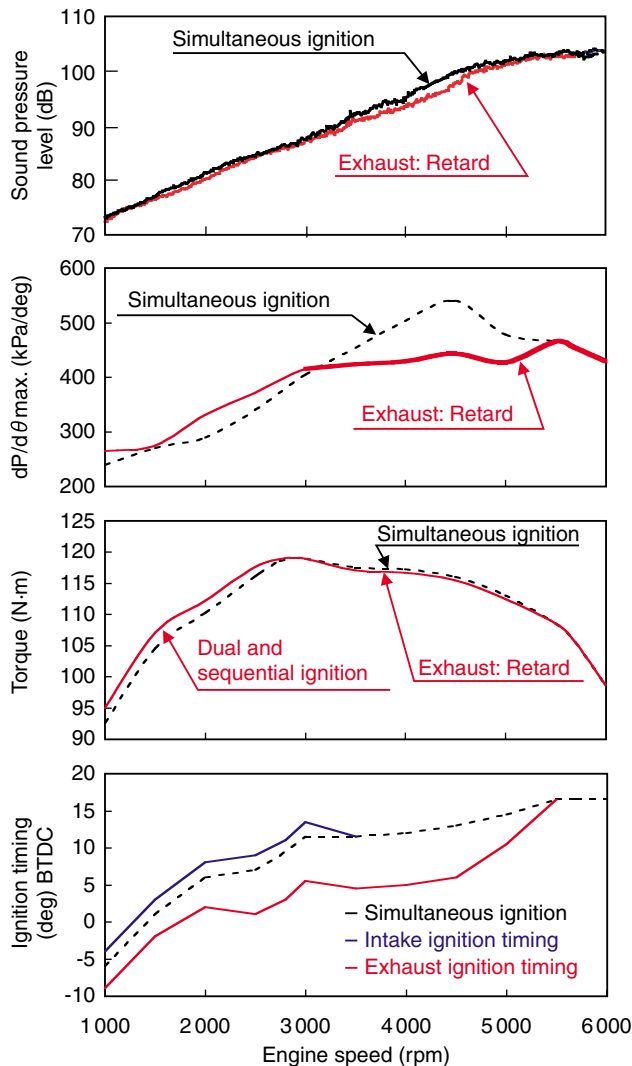


Fig. 14 Comparison of engine torque, combustion characteristic and radiation noise with control the ignition on consequential phase

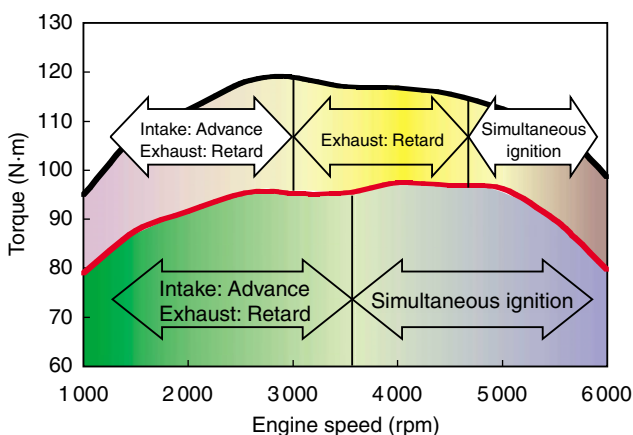


Fig. 15 Map of control the ignition on consequential phase

特性の比較を示す。排気側の点火時期を遅角し最大圧力上昇率を下げることににより、中回転域で1～2 dBの低減効果を得た。燃焼圧力を下げることからトルクも低下するが、低下割合は0.4%と最小限に抑えながら騒音性能との両立を図った。

Fig. 15に点火時期制御マップを示す。吸気側プラグを先行点火し排気側プラグを遅れて点火する領域、排気側プラグのみを遅れ点火した領域、同時点火する領域の三つの点火時期制御を基本にECU(Electronic Control Unit)により大気の状態やエンジンの状態により点火時期を制御している。

5. フリクション低減

エンジンの低燃費化としては、前述した急速燃焼に加えフリクション低減も重要な要素である。

フリクション低減技術として、「インサイト」搭載のECA1型エンジン⁽²⁾で開発した、オフセットシリンダ構造、ローラフォロワ、イオンブレーティングピストンリング、メインメタルおよびコンロッドメタルの条痕化を採用するとともに、新たに、ピストンスカートの二硫化モリブデン(MoS_2)ショットピーニング(世界初)、2モードクーリングシステム、チェーンブレードテンショナ機構を新開発した。

ピストンスカートの処理として従来モリブデンコーティングや「インサイト」用エンジンで採用したマイクロディンプル(MD)処理⁽³⁾がある。今回、この処理技術に応用した新しいフリクション低減技術を開発した。Fig. 16にピストンスカート二硫化モリブデン(MoS_2)ショットピーニングの概要を示す。この処理は、固体潤滑剤である MoS_2 微粉末(*中位径 $11 \mu\text{m}$)を 900kPa の高圧で吹き付け、その際に生じる熱でピストン表層に MoS_2 を浸透させる技術である。従来のモリブデンコーティング処理は接着成分の含有が必要のため、モリブデンの純度を高めにくかった。これに対し、新開発の MoS_2 ショットは接着成分を含まない高純度の MoS_2 をショットするため摩擦低減効果および潤滑効果が向上する。これにより、モリブデンコーティング処理に対し

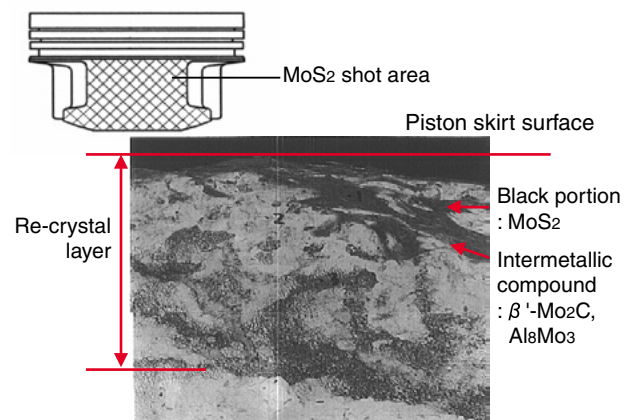


Fig. 16 Face treatment of piston skirt portion

3.2%, さらにMD処理に対して2%のフリクション低減を図った(Fig. 17)。

※測定法: 細孔電気抵抗式

冷却方式は, 2モードクーリングシステムを採用した。

Fig. 18に冷却方式の違いによるエンジン冷機時および暖機後の冷却水循環状態を示す。エンジン冷機時はシリンダヘッド側に冷却水を流し, ブロックの暖機を早め, エンジンオイル温度上昇によるフリクション低減をねらっている。またエンジン暖機後は, シリンダヘッドを冷却した温水をブロック側に流し高温を維持することでフリクションを低減している。エンジン暖機後のシリンダヘッド側先行冷却はノッキング抑制にも寄与している。Fig. 19に冷機始動から暖機過程中のエンジンオイル温度の比較を示す。従来型の冷却システムに対し2系統冷却システムは運転開始から100sec後に4.2°Cの暖機性能向上が得られた。Fig. 20にエンジンオイル温度とフリクションの関係を示す。暖機過程中的エンジンオイル温度上昇は, 約3%のフリクション低減が得られている。

チェーンブレードテンショナは, 板バネを5枚重ねたブ

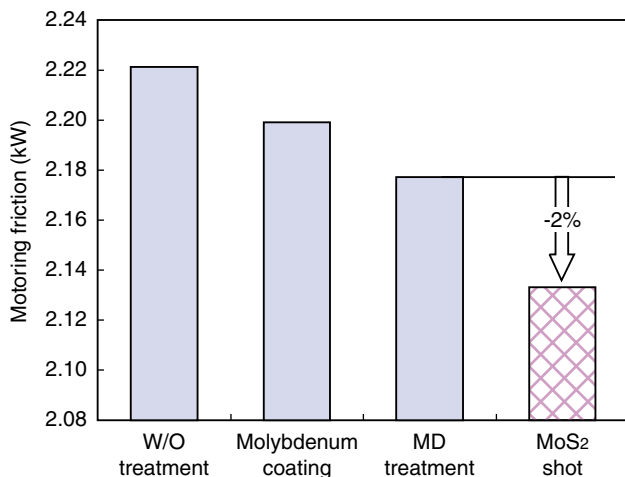


Fig. 17 Improvement of friction loss with piston skirt treatments

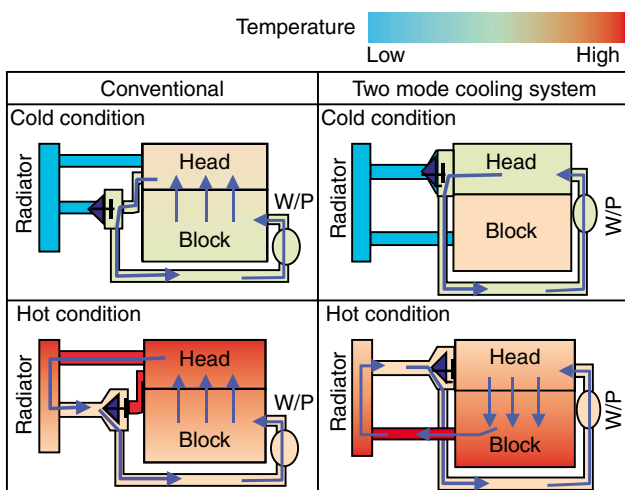


Fig. 18 Coolant of two mode cooling system

レードが直接チェーンを押し付けて張力を保つ構造とした。油圧式テンショナに比べ必要以上の張力をチェーンに与えないためフリクションが低いのが特徴である。

これらの低フリクション技術に加え, バルブスプリング荷重低減, ピストンリング張力低減, 低粘度エンジンオイル(0W-20/SL/GF3)などの技術も採用した。

エンジン全体のフリクションを Fig. 21 に示す。前述したフリクション低減技術により, 従来型エンジンに比べ13%のフリクション低減を達成した。

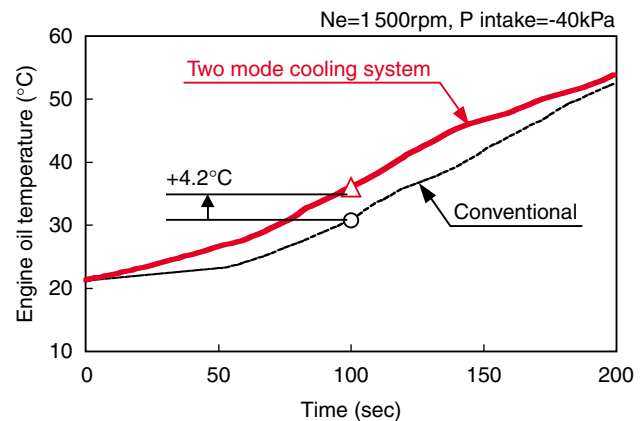


Fig. 19 Characteristics of Engine oil temperature

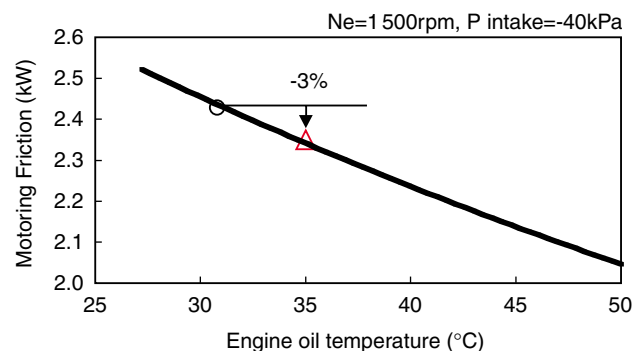


Fig. 20 Influence Engine oil temperature on Motoring friction

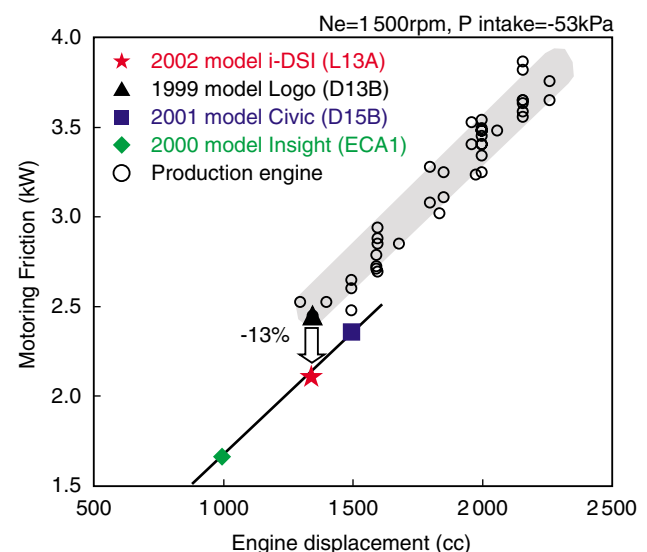


Fig. 21 Friction loss comparison

6. エンジン単体燃費性能と車両燃費性能

6.1. エンジン単体燃費

Fig. 22 にエンジン総排気量と BSFC の関係を示す。今まで述べてきた 2 点位相差点火時期制御、高圧縮比による燃焼改善およびフリクション低減技術の採用により、本エンジンは従来型に対し、理論空燃比燃焼で 11% の BSFC 低減が図れ、既存機種のリーンバーンエンジンと同等の BSFC を得た。また EGR を導入した燃焼では、さらに 5% の BSFC 低減となり、トータルで 16% の BSFC 低減を達成した。

6.2. 車両燃費

Fig. 23 に車両重量と国内 10・15 モード燃費の関係を示す。従来型エンジン搭載の 99 年モデル「ロゴ」に対し、制御を含むエンジンの低燃費化(15%)、新開発 S サイズ CVT

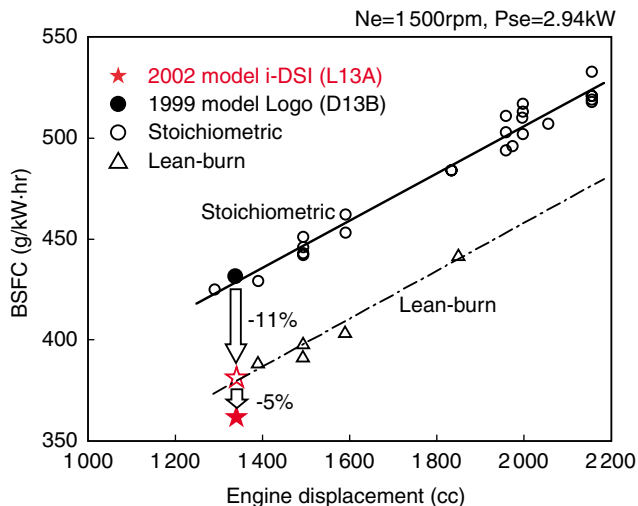


Fig. 22 Improvement of BSFC

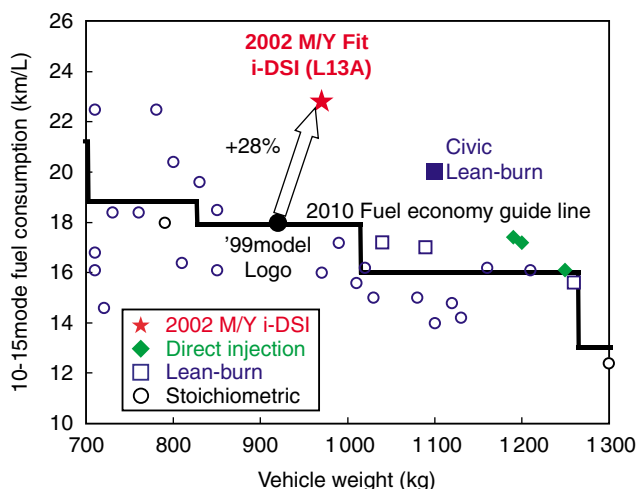


Fig. 23 Relationship between vehicle weight and 10-15mode fuel economy in production gasoline vehicles

(10%)および車体(3%)の低燃費技術を採用した「フィット」は 28%の燃費改善を図り、10・15 モードで 23km/L の燃費性能を達成した。この値は 2010 年燃費基準(17.9km/L/ 車重 828 ~ 1015kg)を大きく上回り、軽自動車と同等な燃費の位置付けである。

7. 低エミッション技術

7.1. エキゾーストシステム

エキゾーストシステムを Fig. 24 に示す。エキゾーストマニホールドを軽量ステンレススチールパイプ製とすることでヒートマスを低減し、後方排気システムと合わせ触媒の早期活性化を図り、コールド領域の浄化効率を向上させている。床下に配置した三元触媒には排出ガス斜流導入方式を採用、排出ガスをセル表面に対して斜めに当てることで接触面の増加および排出ガス当たりの均一化によって浄化効率の向上を図っている。

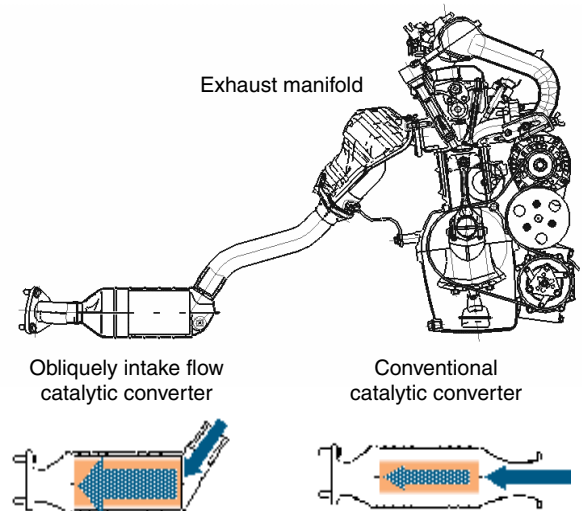


Fig. 24 Configuration of exhaust system

7.2. マルチホールインジェクタ

Fig. 25 に本エンジンで採用したマルチホールインジェクタを示す。このインジェクタは従来品に対し、全長で 17% 重量で 58% の小型軽量化を図った。また、従来のピントルタイプに対し、6 穴タイプの噴射孔を採用した。その結果、噴霧の微粒化および吸気ポート壁面へのガソリン付着量が減少し、コールドスタートからの 11 モードで、HC を 5% 低減した(Fig. 26)。

7.3. エミッション達成値

これまで述べてきた低エミッション技術に加え、2 点位相差点火によるフィードガス低減および電動 EGR バルブの高精度制御等によって、10・15 モード燃費 23km/L の低燃費と平成 12 年規制値の 50% 減という低エミッションレベルを両立することができた(Fig. 27)。

8. まとめ

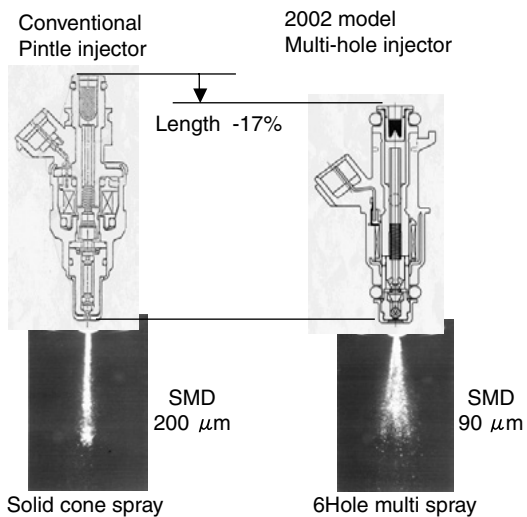


Fig. 25 Comparison of fuel injector between conventional and new one

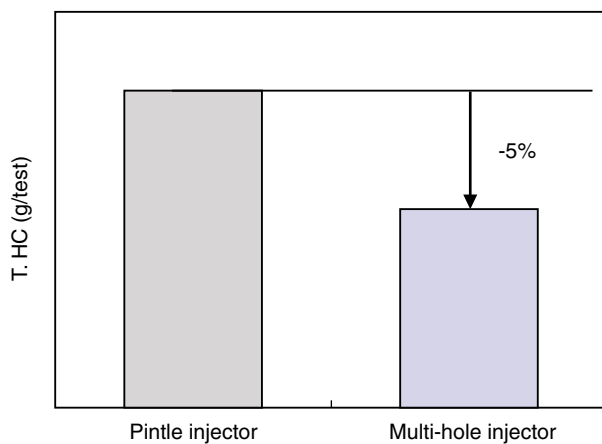


Fig. 26 Comparison of HC emission in 11mode between Multi-hole injector and Pintle injector

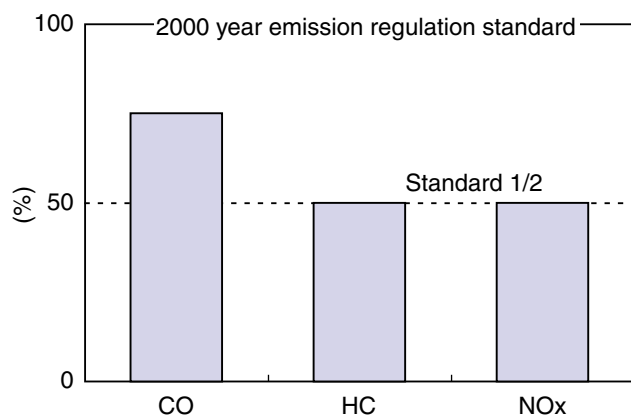


Fig. 27 10-15mode emission

i-DSI を軸とした燃焼改善・フリクション低減と軽量・コンパクトなエンジンを開発し、以下の結果を得た。

- (1) 2点位相差点火および新吸気ポート・コンパクト燃焼室による均質混合気形成によって急速燃焼が可能となり、レギュラーガソリンでありながら10.8の高圧縮比を可能とし、新しいフリクション低減技術と合わせエンジンの燃料消費率を16%低減した。
- (2) 2点位相差点火時期をエンジン回転数・負荷に応じ高度制御することにより、出力・トルク、燃費および振動騒音低減の両立を可能とした。
- (3) 燃焼改善とフリクション低減を図った新型 L13A エンジン、新開発 S サイズ CVT および車体の低燃費技術採用により、10・15 モード燃費 23km/L を達成した。また、排出ガス斜流導入式三元触媒および後方排気システムの採用により、平成 12 年規制値の 50% 減(「優一低排出ガス」認定)の低エミッションレベルを達成した。

9. あとがき

今回開発した L13A 型エンジンは、これからの環境の変化やユーザの多様なニーズに対応するため、排気量の拡大・縮小等エンジン派生が可能な構造をもたせてある。本エンジンは今後、欧州小型戦略の核として採用され、高い燃費性能と EU2005 にも適合できる高いポテンシャルを持った次世代パワープラントとして拡大していくものと確信している。

現時点の完成度に満足することなく更なる改良を重ね、時代の要求に答えられる技術の向上に努めていきたい。

最後に本エンジンの開発にあたり、多大なるご協力を頂いた社内外の皆様には厚く感謝の意を表します。

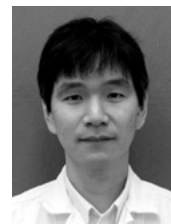
参考文献

- (1) 新里智則, 林有登: 新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.45-54(2000)
- (2) 三浦啓二: モータアシスト式ハイブリッド車用リーンバーンエンジンの開発, 自動車技術, Vol.54, No.9, p.36-41(2000)
- (3) 萩原秀実: 表面改質によるエンジンの摺動抵抗低減技術, 微粒子衝突表面改質研究会主催講演(最新の表面改質技術 微粒子衝突表面改質技術の応用)(1999)

■ 著 者 ■



中山 幸夫



鈴木 誠



岩田 洋一



山野 順司

光造形模型の精密鑄造試作部品への適用

Application of Stereo Laserlithography Apparatus to Investment Casting Trial Parts

梶 浦 幸 生*
Sachio KAJIURA

吉 野 貞 文*
Sadafumi YOSHINO

要 旨

試作には“コスト削減”、“リードタイム短縮”、“設計変更への迅速な対応”といった項目が要求されている。これらの要求に対応するため、ガスタービンエンジン用精密鑄造部品の試作に、光造形模型をマスターパターンとして適用した。従来のロストワックス法とは異なり、模型燃焼後の炭化樹脂の鑄型表面への固着や、模型表面の積層跡といった光造形模型適用時特有の問題点が顕在化した。炭化樹脂に関しては燃焼方式の最適化を図り、積層跡については模型の仕上げ方法を改善し解決した。その結果、精密鑄造の試作部品として寸法形状要求を満足する製品を製作することができた。同時に従来の試作方法と比較してマスターパターンの製作コストを約 1/15 に、リードタイムを約 1/8 に低減できた。

ABSTRACT

Concerning investment casting, “decreasing cost”, “reducing lead time” and “responding to design-revision, quickly” has been often required in the early stages of a project. So, Stereo Laserlithography Apparatus (SLA), a typical one of Rapid Prototyping techniques, has been applied to a master pattern of investment casting trial parts for our gas turbine engine. In such a new application, problems peculiar to SLA have been yielded, for example, “coherence of carbide to ceramic mold” and “layer mark of SLA”. The coherence has been dissipated by optimization of burning condition and the layer mark has disappeared with an improved surface finishing method. As a result, trial parts satisfied with design requirements could be produced. Also, the cost and the lead time have become to 1/15 and 1/8, respectively, as compared with traditional method.

1. まえがき

従来、ガスタービンエンジンなどで用いられる精密鑄造試作部品は、一般的なロストワックス鑄造法で製作されてきた。この製法は、ワックス用金型を製作し、それを用いてワックスを射出成形してマスターパターンをつくり、鑄型を造型して鑄造するという方法である。しかしこの方法は、あくまでも量産を前提とした方法であり、金型を製作するためのコスト・時間を必要とする。また一度金型を製作してしまうと、設計変更に迅速に対応することは困難である。

同時に試作には“コスト削減”、“リードタイム短縮”、“設計変更への臨機応変な対応”といった項目が要求されている。これら三つの項目に対応するため、最近では、金型を製作せずに、ワックスの固まりから機械加工でワックス模型を削り出す、いわゆるマシナブルワックスを利用した試作方法や、紫外線硬化樹脂をレーザーで硬化させた光造形模型でマスターパターンを造型して試作を行う方法等が試みられ

るようになってきた⁽¹⁾。

マシナブルワックスを用いた方法では金型の製作はしないが、削り出しプログラムの作成に時間が掛かる。また薄肉部の加工ではワックスの逃げに対する対策等が必要であり、形状によっては製作が非常に困難なものがある。しかし一旦模型が出来れば、従来のワックス模型と同じ工程で鑄造品を作ることができる。

光造形模型の場合、形状の複雑さにかかわらず、三次元 CAD データで表された模型は造形可能である。しかし積層段差の処理の問題や、モデル造形後の工程がワックス模型とは異なる点等、解決すべき問題点が多い^{(2)~(4)}。

我々はこれまで、金型からワックス成型品を得る方法、及びマシナブルワックスを用いる方法で鑄造を試みてきた。更に上記した試作に要求される三つの項目に対応するために、光造形模型をマスターパターンとして適用し、ガスタービンエンジンの機能部品の試作を行ったので、その工程と発生した問題点・解決策について報告する。

*和光基礎技術研究センター

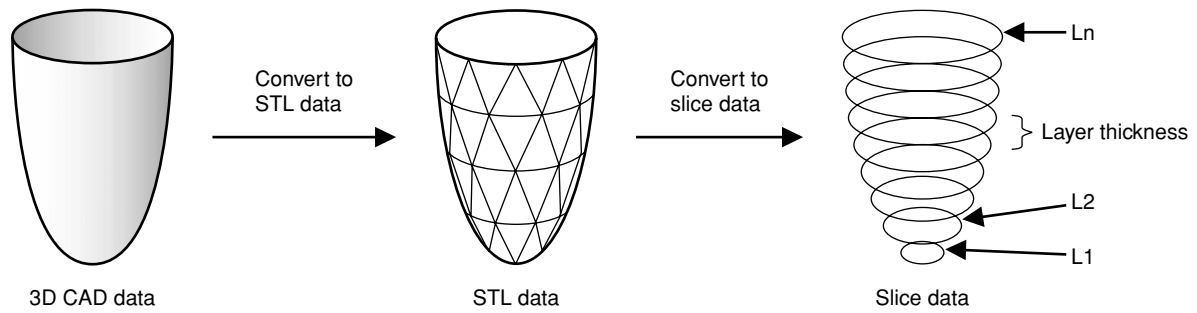


Fig. 1 Data converting process

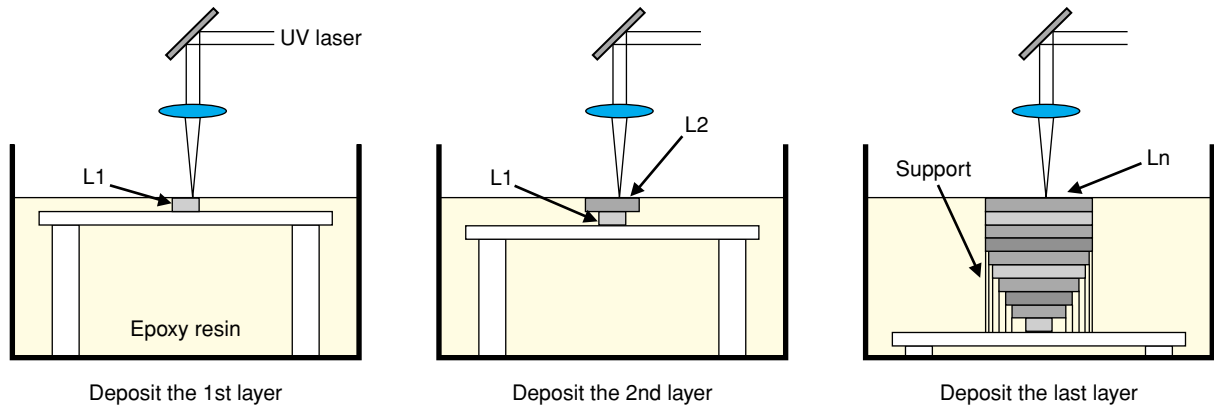


Fig. 2 Deposition of SLA model

2. 光造形模型の造形方法

近年、三次元 CAD データから直接三次元立体模型を造形するラピッドプロトタイプング技術が急速に発展している⁽⁵⁾。光造形は、このようなラピッドプロトタイプング技術のうちのひとつであり、光硬化性樹脂に紫外線レーザを照射し、樹脂を硬化させて模型を製作する方法である。Fig. 1, 2 に光造形模型の造形方法の概略を示す。

まず三次元 CAD データを STL (Stereolithography) フォーマットに変換し、更に任意の積層ピッチで輪切りにしたスライスデータに変換する。次に光硬化性樹脂の槽の中にテーブルを置き、積層ピッチの厚み分テーブルを液状樹脂の中に沈め、紫外線レーザを輪切りにしたスライスデータに沿って照射し、第一層(L1)を造形する。第一層造形後、更にテーブルを積層ピッチ分沈めて第二層(L2)を造形する。これを最後の層(Ln)まで繰り返し、スライスした層を積層することにより立体模型を造形する。模型のオーバーハング部分には、テーブルからサポートが同時に造形され、この部分は造形完成后、除去される。

光造形模型には、ソリッドモデルと中空モデルの二種類がある。ソリッドモデルは模型内部まで全て樹脂を硬化させたもので、主に意匠確認や風洞実験用模型等に利用される。中空モデルは最外殻を 0.4 ~ 1 mm 程度の薄いスキンで造形し、内部をハニカム構造に造形したものである。ソリッドモデルを精密鑄造用マスタパターンに使用すると、

模型焼失時に樹脂の熱膨張で鑄型割れが発生する。そのため通常精密鑄造用には中空モデルが使用される。Fig. 3に中空モデルを示す。



Fig. 3 Hollow model (SLA)

3. タービンノズルの試作

Fig. 4 は光造形模型をマスタパターンに適用して製作した、ガスタービンエンジンのタービンノズルである。その精密鑄造の工程を以下に述べる。

3.1. コンポーネント工程

Fig. 5 はタービンノズルの光造形模型である。従来は全てワックスで造形していた。また製品部のみを光造形模型とし、湯口や湯道・堰といった溶融金属を製品部へ廻すためのいわゆる方案部はワックスとする方法もある。我々は方案部の造型/組立工数を低減するため、方案部も全て光造

形模型にて造形した。模型の積層ピッチは0.1mmとしたため、造形後の模型曲面は、0.1mm ピッチの階段状となっている。これをサンドペーパー等で研磨して仕上げる。後述するが、この仕上げが不十分な場合、鑄物表面に積層跡がそのまま転写され、欠陥となる。

仕上がった模型に湯口カップを取り付け、鑄型造型用のシャフトを組み付けて、Fig. 6に示すマスタパターンのコンポーネントとする。

3.2. 鑄型造型

次にマスタパターンの周りにセラミック鑄型を造型する。コンポーネントを液状のセラミックスラリーの中に浸漬して模型表面を濡らし、表面が乾く前に砂(耐火材)をまぶしてコーティングし、乾燥させる。3～4時間の乾燥時間を挟んで、この工程を10回程度繰り返す。初層でコーティング

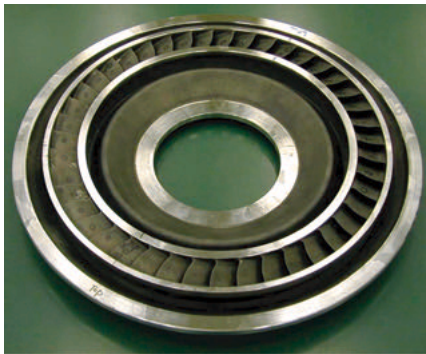


Fig. 4 Turbine nozzle

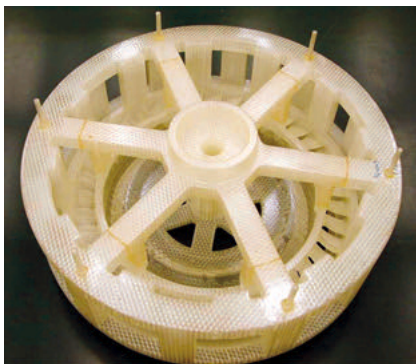


Fig. 5 SLA of turbine nozzle

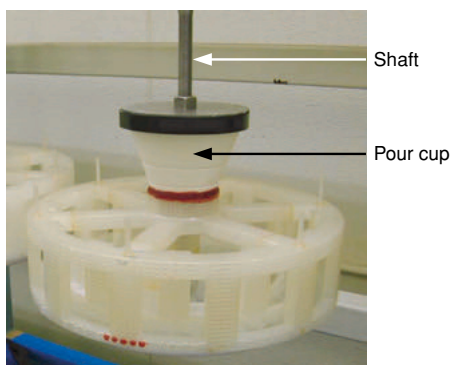


Fig. 6 Component of turbine nozzle

する耐火材は、マスタパターンの表面状態を鑄肌に忠実に転写させるために、微細な粒度のものを使用する。中間層～バックアップでは、鑄型強度を上げるために、徐々に粒度の大きな耐火材をコーティングする。最終的には鑄型厚みが8～10mm 程度の生の鑄型となる。

3.3. モデル焼失／鑄型焼結

上記のように造型した生の鑄型の中には、まだ光造形模型が入っている。次工程ではこの鑄型を焼成炉に入れ、段階的に樹脂の発火点(約 400℃)以上に炉内を昇温し、光造形模型を燃焼・消失させる。そのまま更に約 1000℃まで昇温し、その温度で数時間保持して鑄型を焼結する。Fig. 7が出来上がった鑄型である。

樹脂の燃焼が不十分だと、鑄型内に炭化した樹脂が焼け残り、鑄型内部表面に固着する。この炭化物形状がそのまま鑄物表面に転写されると“柚子肌”という表面欠陥となる。具体的な柚子肌欠陥対策については後述する。

3.4. 鑄造

鑄造に使用した材料は Ni 系耐熱合金である。このような耐熱合金の鑄造では、材料の機械的特性を得るため、及び複雑形状部への湯廻り不良を低減するために、真空溶解炉が使用される。鑄型は溶解炉の中で約 1000℃まで昇温され、この温度で1時間程保持された状態で、約1500℃の溶湯を鑄込まれる。Fig. 8は注湯後冷却して、鑄型ばらし・砂おとしを行った状態である。



Fig. 7 Ceramic shell mold of turbine nozzle



Fig. 8 As cast of turbine nozzle with gating system

3.5. 方案切断，機械加工

得られた鋳物は、方案部を除去し、溶体化・時効処理を施した後、機械加工される。寸法検査の結果、JISの定める精密鋳造品の寸法公差を満足していた。

4. 問題点と解決策

4.1. 柚子肌

光造形模型消失時に焼け残った(炭化した)樹脂が鋳型表面に固着し、それがそのまま鋳物表面に転写されたものを“柚子肌”という。Fig. 9に鋳型面に固着した炭化物を、Fig. 10に鋳肌面に発生した柚子肌を示す。

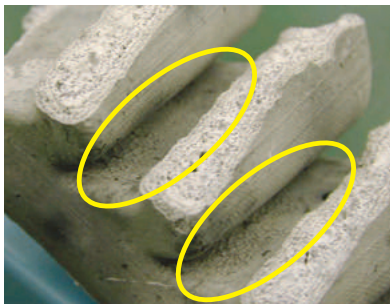


Fig. 9 Coherence of carbide (Mold)



Fig. 10 Orange peel (Cast)

柚子肌は、鋳物表面近傍に無数のヘアクラックが発生しており、機械強度が著しく低下する。また鋳造部品の非破壊検査のひとつである蛍光浸透探傷試験を行うと、全面に渡って欠陥指示となる。

これを解決するために、Fig. 11に示す扇形状の試験片を光造形模型で作製し、鋳型を造型したのち、次の三通りの方法で燃焼試験を行った(Fig. 11は二層目まで鋳型造型してある)。



Fig. 11 Test piece

(1)従来方法：鋳型をそのまま焼成炉内に置く。

(2)エア吹込：鋳型開口部から鋳型内部にエアを吹き込む。

(3)エア吹込とエア抜き：鋳型開口部からエアを吹き込み、逆側に切り込みを入れてエアを抜く。

焼成炉の昇温条件は三通りの方法とも同じとした。

その結果、従来方法では鋳型内部に炭化物が固着していた(Fig. 12)。エア吹込を行う場合でも、エア抜きがない方法では鋳型内部で空気の流れがないために、部分的に炭化物の固着がみられた(Fig. 13)。エア抜きをつけてエア吹込を行った場合では、炭化物は全く発生していなかった(Fig. 14)。

タービンノズルの試作では、模型焼失時に鋳型内部にステンレス製の管を入れてエアを供給した。同時に鋳型外周部のエア抜き穴からエアを排出することによって樹脂を完全燃焼させ、柚子肌の発生を抑えることができた。

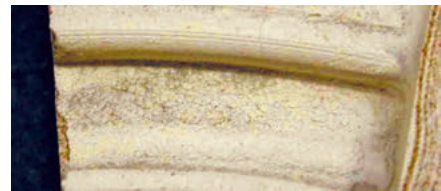


Fig. 12 Coherence of carbide (Usual burning condition)



Fig. 13 Coherence of carbide (Air blowing)



Fig. 14 No coherence (Air blowing and air vent)

4.2. 積層跡，サポート跡

光造形模型は積層模型であるため、曲面は階段状に積層される。通常 Fig. 15に示すように、モデルデータの外側にスライスデータをオフセット設定し、階段の凹部がマスターパターン形状になるようにする。そのため積層後、その段差を研磨して所定の形状に仕上げる必要がある。また形状によってはサポートが造形されており、積層後サポートを除去し、研磨して仕上げなければならない。

しかし Fig. 16, 17に示すように光造形模型は半透明であるため、目視により表面の仕上がり状態を正確に把握することは困難である。

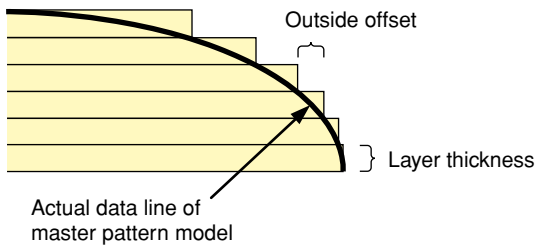


Fig. 15 Offset of slice data

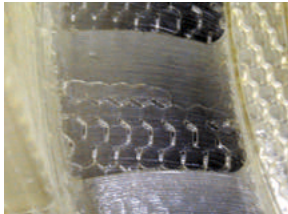


Fig. 16 Layer mark (SLA)



Fig. 17 Remains of support (SLA)

この状態で仕上げただけでは、鑄造後、Fig. 18に示す積層跡やサポート跡、Fig. 19に示す除去したサポート屑の付着等が目視で認識され、模型の仕上がり状態が不十分であったことが明らかになった。



Fig. 18 Layer mark and remains of support (Cast)

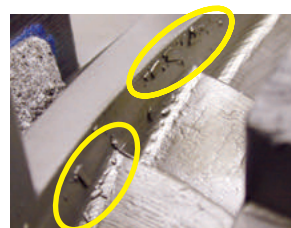


Fig. 19 Adhesion of removed support (Cast)

これに対しては模型の仕上げを丁寧にする必要があるが、上記したように、半透明のまま表面状態を把握することは難しい。対策として模型表面にプライマを塗布して、表面状態を目視で確認できるようにした。Fig. 20, 21はFig. 16, 17と同じ仕上がり状態の模型にプライマを塗布したものである。色合いが鑄物に近くなり、表面の仕上がり状態を確認することができた。



Fig. 20 Primer coated surface of SLA (Layer mark)

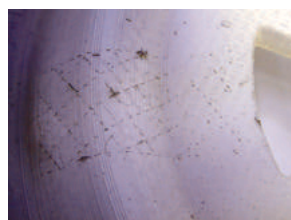


Fig. 21 Primer coated surface of SLA (Remains of support)

プライマを塗布して仕上げた模型をFig. 22に示す。Fig. 16のプライマを塗布せずに仕上げた状態では面粗度 $R_z = 70 \sim 100$ であった。一方Fig. 22のプライマを塗布して仕上げた状態では $R_z = 10 \sim 15$ と改善された。



Fig. 22 Finished surface of SLA (Primer coated)

4.3. 積層面波打ち

光造形模型は、前述したように三次元CADデータをSTLフォーマットに変換して、積層厚みのスライスデータにし、それを元に模型を造形する。そのためスライスデータの形状でレーザの走査形状が決まり、模型形状となる。STLフォーマットでは、Fig. 23に示すように三角形のパッチで面を現す。レーザはその三角形の辺を走査するために、滑らかな曲線とならず、Fig. 24のように曲面に波打ちが発生する。Fig. 25は鑄造面、Fig. 26はデータ上の図である。このままの状態では模型の積層段差を研磨して仕上げて、うねりはそのまま残り、また表層のスキン厚さが不均一になる。

これについては、STLデータに“Z Smoothing”という処理を行うことにより、Fig. 27, 28に示すようにスライスデータを滑らかな曲線にできるようになった。この処理を施したデータで模型を造形したところ、波打ちは発生していなかった。

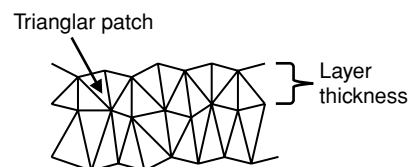


Fig. 23 Image of STL data model

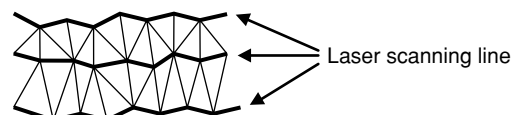


Fig. 24 Image of laser scanning line

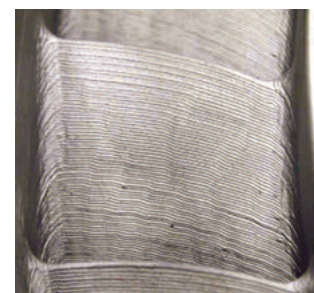


Fig. 25 Wavy lines on blade surface (Cast)

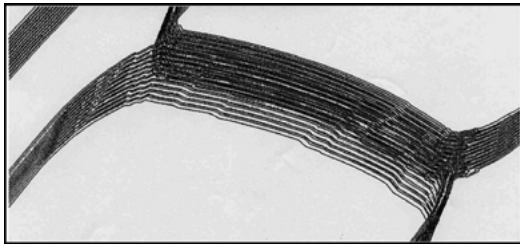


Fig. 26 Laser scanning line on data without Z smoothing

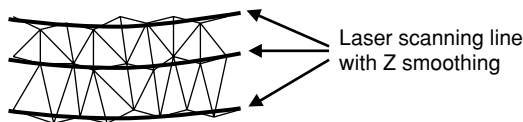


Fig. 27 Image of laser scanning line with Z smoothing

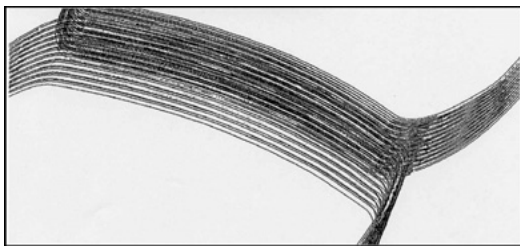


Fig. 28 Laser scanning line on data with Z smoothing

5. コスト、リードタイム等の比較

今回試作したタービンノズルを例にとって、従来のワックス金型を製作する方法、マシナブルワックスでワックス模型を削り出す方法、そして光造形模型を使用する方法の三つについて、コスト、リードタイム及び設計変更への対応の容易さを比較し Table 1 に示す。コストは模型を一個製作するための費用を、金型を用いた場合を100%として比較した。リードタイムは三次元CADデータからマスタパターンが出来上がるまでの時間である。

光造形模型を利用した場合、従来の方法と比較し、コストを約 1/15 に、リードタイムを約 1/8 に低減できた。また、設計変更に対しても、従来より容易に対応することが可能となった。

Table 1 Comparison of cost, lead time, etc

	Metal mold	Machinable wax	SLA
Cost (%)	100	13	7
Lead time (month)	4.0	1.5	0.5
Response to design revision	Difficult	Difficult	Easy

6. まとめ

光造形模型をマスタパターンに適用し、タービンノズルの試作を行った。従来のロストワックス法とは異なり、光造形模型消失時に焼け残った炭化樹脂の鑄型表面への固着や、光造形模型表面の積層跡といった特有の問題点が顕在化した。焼け残りに関しては、模型消失時に鑄型内部にエアを供給し、同時に鑄型外周部のエア抜き穴からエアを排出することによって樹脂を完全燃焼させて解決した。また積層跡については、模型表面にプライマを塗布して仕上げることでより面粗度を向上させて解決した。

その結果、JISの定める精密鑄造品の寸法公差を満足したタービンノズルの試作部品を製作することができた。同時に従来の試作方法と比較して、マスタパターンの製作コストを約 1/15 に、リードタイムを約 1/8 に低減できた。

今後は製品部・方案部ともタービンノズルと異なる形状の部品について、光造形模型の適用を進めていきたい。

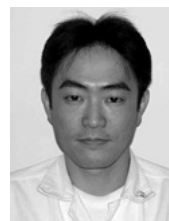
謝 辞

光造形模型の製作にあたり、ご協力をいただいた株式会社インクスの方々に感謝いたします。

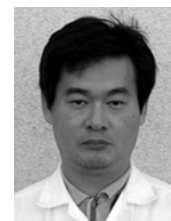
参考文献

- (1) 今村 正人: RP 模型の精密鑄造への応用, JACT NEWS 1998.6.20, p.27-36 (1998)
- (2) 荒砥 孝二ほか: 光造形法による精密鑄造製品の開発, 宮城県工業技術センター研究報告No.27, p.49-51 (1996)
- (3) 荒砥 孝二ほか: 光造形法による精密鑄造製品の開発, 宮城県工業技術センター研究報告No.28, p.62-64 (1997)
- (4) 荒砥 孝二ほか: 光造形法による精密鑄造製品の開発, 宮城県工業技術センター研究報告No.29, p.34-38 (1998)
- (5) 梶原 弘之: ラビッドプロトタイピング技術の現状, 精密工学会誌 Vol.67, No.3, p.403-406 (2001)

■ 著 者 ■



梶浦 幸生



吉野 貞文

触媒後 O₂ フィードバックのための 適応スライディングモード制御 第三報

– オンボード同定状態予測スライディングモード制御による適応性能の向上 –

Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O₂ Feedback (Part 3)

– Improvement of Adaptability by the Use of Prediction and Identification Sliding Mode Control –

安井 裕 司* 赤崎 修 介*
Yuji YASUI Shusuke AKAZAKI
北川 浩* 岩城 喜久*
Hiroshi KITAGAWA Yoshihisa IWAKI

要 旨

エミッション低減のための有効な技術として触媒後 O₂ フィードバックがあり、その性能向上により、更なるエミッション低減効果を得ることができる。そこで、本報では、第一報と第二報で述べたスライディングモード制御を基に、オンボード同定状態予測スライディングモード制御を新たに設計し、触媒後 O₂ フィードバックへ適用した。その結果、あらゆるエンジンの運転条件や触媒の劣化条件において、触媒後 O₂ フィードバックの制御性を高めることができた。これにより、FTP モードにおけるエミッションを 32～42% 低減でき、また、触媒劣化に対するその効果の安定性を飛躍的に向上することができた。

ABSTRACT

Secondary O₂ feedback is one of the effective methods for reducing vehicle emissions, and improvement of its performance yields even greater reduction of emissions.

This report details a significant advance in the algorithm for sliding mode controls that were described in our first and second reports, and the application of this newly designed algorithm to secondary O₂ feedback. The results show that feedback control performance was significantly improved under all engine loads and catalyst aging conditions. Moreover, the FTP mode emission was reduced by 33–44%, and the emission stability with respect to catalyst aging conditions was dramatically improved.

1. まえがき

第一報⁽¹⁾、第二報⁽²⁾において、触媒後 O₂ フィードバック^{(1)～(5)}の性能向上手法として、触媒を含む排気系を自己帰帰モデル⁽⁶⁾によってモデル化し、ロバスト安定性の高い適応スライディングモード制御⁽¹⁾、⁽⁷⁾と状態予測スライディングモード制御⁽²⁾を適用した内容を報告した。しかしながら、触媒後 O₂ フィードバックの性能向上には、詳細を後述する以下の課題

- (1) 触媒の非線形応答特性に対する安定性向上
 - (2) 触媒のむだ時間特性に対する安定性向上
 - (3) エンジンの運転条件や触媒の劣化条件に応じた触媒の応答特性の変化に対する適応性
- があるが、前回までに報告したアルゴリズムでは、(3)

の課題を満たすことができなかった。

そこで、本報告では、第二報において述べた状態予測スライディングモード制御を基に、そのアルゴリズムで用いる制御対象モデルのモデルパラメータを逐次的に同定を行うオンボード同定器を加え、前述の全ての課題を解決するオンボード同定状態予測スライディングモード制御⁽⁹⁾、⁽¹⁰⁾を設計した。

以下に、その設計法と制御性能、エミッション低減効果について述べる。

2. 背景とアプローチ手法

2.1. エミッション低減の着眼点

Fig. 1 に触媒後 O₂ フィードバックが適用されているエ

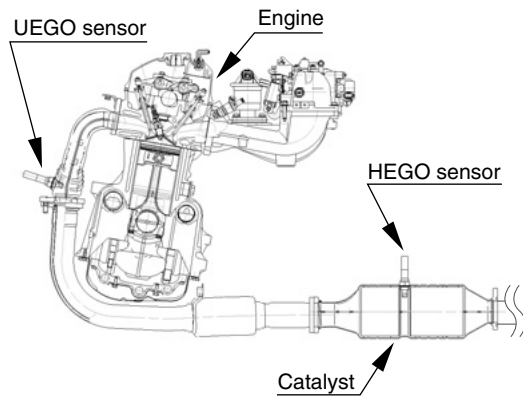


Fig. 1 Layout of sensors and a three-way catalyst

エンジンの一般的な触媒とセンサのレイアウトを示す。この例では、触媒上流にリニア空燃比センサ(図の Universal Air-Fuel Ratio Heated Exhaust Gas Oxygensensor: UEGO sensor)、下流に触媒後 O_2 センサ(図の Heated Exhaust Gas Oxygen sensor: HEGO sensor)が設置されている。

ここで、図のエンジンにおいて、リニア空燃比センサによる混合気の空燃比に応じた出力を ϕ_{in} 、触媒後 O_2 センサによる触媒後の排ガス成分に応じた出力電圧を V_{out} とする。このとき、排ガスボリュームを所定の条件に設定し、エンジンの運転空燃比を変化させたときの排ガス分析計により求めた触媒前後の CO, HC, NO_x の濃度から触媒浄化率を求め、全成分の浄化率が 90% 以上となるときの V_{out} の領域を示すと Fig. 2 のようになる。図では、排ガスボリュームが 2 000 L/h 未満の場合は排ガス分析計の精度の影響でその傾向を正確に知ることはできないが、排ガスボリュームの条件に関わらず、 V_{out} が 0.6V 近傍の最適値(以下、 V_{op})となる場合に、触媒の浄化率が最適となる。

よって、今回の実験に用いたエンジンと触媒の組み合わせ

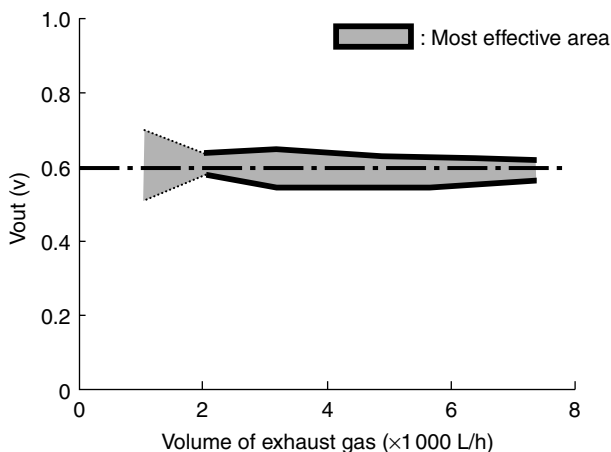


Fig. 2 Relation between most effective area of catalyst conversion rate and exhaust gas volume

せでは、エンジンの運転条件と触媒の劣化条件に関わらず、触媒浄化率を最適化するためには、常に V_{out} をおおよそ一定の目標値 V_{op} へ制御すれば良いことが分かる。そこで、我々は触媒後 O_2 フィードバックの制御性を向上することにより、その実現を試みた。

2.2. 触媒後 O_2 フィードバックの課題

前述の通り、触媒後 O_2 フィードバックの制御性向上のためには、以下に示す触媒の特性に対する安定性を向上する必要がある。

- (1) 非線形応答特性
- (2) むだ時間特性
- (3) エンジンの運転条件や触媒の劣化条件に応じた応答特性の変化

ここでは、これらの特性について述べる。

2.2.1. 触媒の非線形応答特性

Fig. 3 は、50 000 mile 走行相当の劣化触媒を用いて ϕ_{in} を周波数 0.2 Hz、振幅 0.2 A/F の正弦波状に加振したときの ϕ_{in} と V_{out} の計測データである。図のデータは、50 mile/h クルーズ条件において計測されたものであるが、触媒前の ϕ_{in} が正弦波状に変化しているのに対し、触媒後の V_{out} は、リーンからリッチへ変化する場合と、リッチからリーンへ変化する場合で異なる応答となっている。これが、触媒内部の化学反応が ϕ_{in} の変化方向に応じて変わるために生じる触媒の非線形応答特性である。

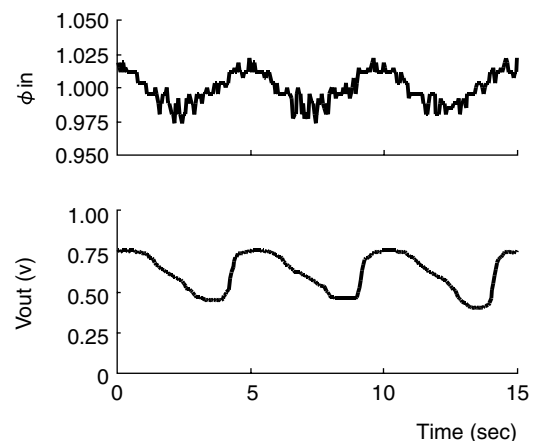


Fig. 3 The nonlinear characteristic of a catalyst

2.2.2. 触媒のむだ時間特性

Fig. 4 は、120 000 mile 走行相当の劣化触媒を用いて ϕ_{in} をステップ状に変化させたときの ϕ_{in} と V_{out} の計測データである。図では、 ϕ_{in} のリーンからリッチへの反転に対し、 V_{out} の反転に無効時間がある。これが、主に触媒の酸素吸蔵特性によって生じる触媒のむだ時間特性である。

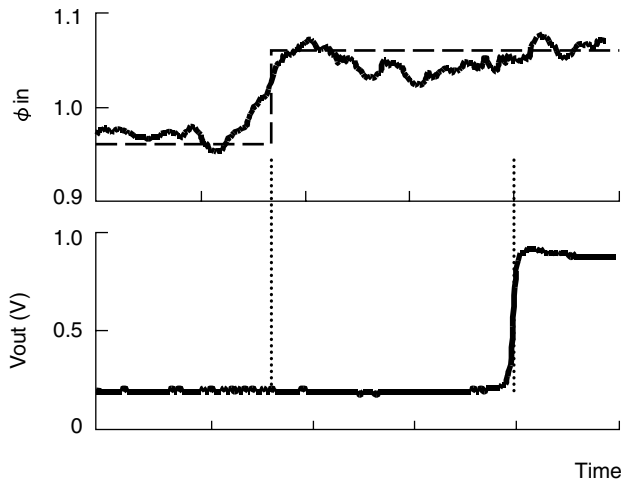


Fig. 4 Dead time characteristic of a catalyst

2.2.3. 触媒の応答特性の変化

Fig. 5 は、50mile クルーズ条件において、50 000mile と 20 000mile 走行相当の劣化触媒をそれぞれ用いたときの V_{out} を計測し、それらをフーリエ変換して求めたパワースペクトルである。図では、劣化が進むにつれて各周波数のパワースペクトルが増大している。この傾向は、周波数が高くなるにつれて大きくなる。これは、触媒のもつ応答特性が劣化に応じて変化することを示している。

また、エンジンの運転条件が変化した場合にも、同様の応答特性変化が見られる。この場合、触媒の応答特性は、エンジン運転条件が高負荷方向へ変化したとき、触媒劣化が進行したときと同様の方向に変化する。

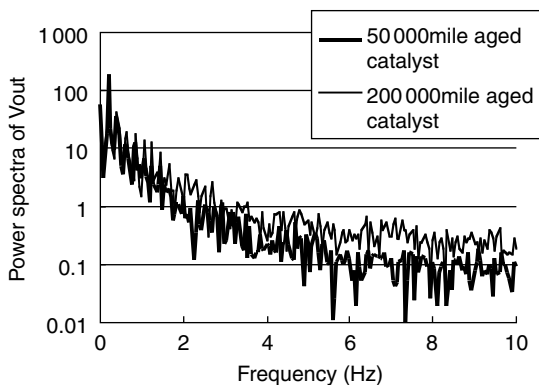


Fig. 5 Frequency characteristics of catalysts

2.3. 解決手法

前に述べた触媒の三つの特性に対する触媒後 O_2 フィードバックの安定性を向上し、エミッション低減効果を最大化するため、新たな制御アルゴリズムであるPRISMを設計した。PRISMは、Fig. 6に示すように以下の三つの要素によって構成される。

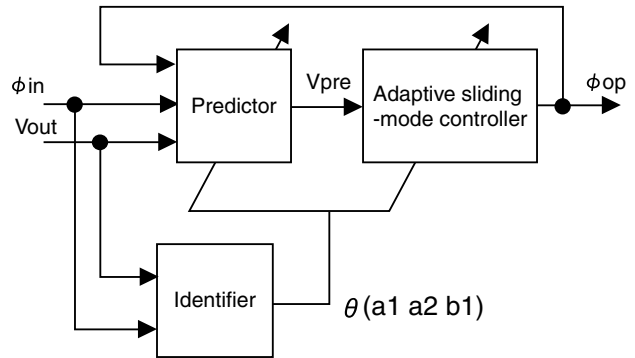


Fig. 6 Prediction and identification sliding mode control (PRISM)

(1) 適応スライディングモードコントローラ(図の Adaptive sliding-mode controller)

(2) 状態予測器(図の Predictor)

(3) オンボード同定器(図の Identifier)

ここで、オンボード同定器は、適応スライディングモードコントローラと状態予測器を触媒の動特性変化に適応させるための機能であり、動特性変化の情報を後述する排気系モデルのモデルパラメータ $\theta(a1, a2, b1)$ として数値化する。

次に、状態予測器は、 θ 、 V_{out} 、 ϕ_{in} 、 ϕ_{in} の目標値(以下、 ϕ_{op})を用いて V_{out} の未来値 V_{pre} を算出し、触媒のむだ時間特性を補償する。

適応スライディングモードコントローラは、そのロバスト性により、触媒の非線形特性や後述するモデルのモデル化誤差を補償する機能を担っており、 θ と V_{pre} に基づいて、 V_{out} を V_{op} へ収束させるための ϕ_{in} の目標値 ϕ_{op} を算出する。

このように、PRISMでは、それぞれの機能が触媒の三つの特性に対する補償を行い、高精度な V_{out} の V_{op} への収束を実現する。

さらに、PRISM を適用した制御系の全体構成は、Fig. 7に示すように、 ϕ_{op} を PRISM によって算出し、エンジンの空燃比を制御する STR(Self-tuning Regulator)⁽¹¹⁾を用いた

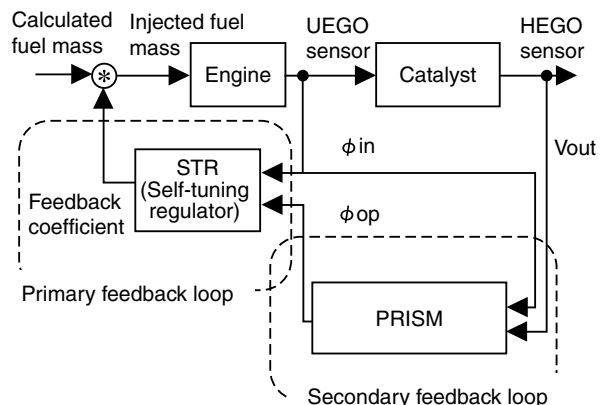


Fig. 7 Overall configuration of double feedback loop

触媒前空燃比制御によって、 ϕ_{in} が ϕ_{op} に一致するように制御を行ない、結果的に V_{out} を V_{op} へ収束させる二重フィードバックループの構成とした。

以下に、これらの詳細について述べる。

3. モデル化

ここで、Fig. 7 の空燃比制御系において、STR による触媒前空燃比制御とエンジン、リニア空燃比センサまでの排気系をエンジンシステムと定義し、リニア空燃比センサから触媒後 O_2 センサまでの触媒を含む排気系を制御対象として、以下にそれぞれのモデル化について述べる。

3.1. エンジンシステムのモデル化

ϕ_{in} を操作することによって V_{out} を制御する Fig. 7 の制御系では、 ϕ_{in} を ϕ_{op} へ高精度に追従させる必要がある。ところが、一般的に、エンジンシステムの入力である ϕ_{op} と出力である ϕ_{in} の間には、主に燃料の輸送遅れや燃焼サイクルに要する時間によって生じる遅れとむだ時間特性がある。よって、これらの動特性を補償する必要があるが、前述のように PRISM を適用した空燃比制御系は、二重フィードバックループの構造となっており、特に、エンジンシステムでは二つのフィードバックループが重なっているため、これらの干渉が生じる。

一方、Fig. 8 は、STR によって制御されている時の矩形波状 ϕ_{op} に対する ϕ_{in} の応答波形であるが、図から分かるように、 ϕ_{in} は、概略、 ϕ_{op} を d 時間分シフトした波形となっている。このことから、エンジンシステムは、STR によって制御されている時、その応答遅れ特性は十分に補償されるため、むだ時間要素として見なせることが分かる。

そこで、二重のフィードバックループの干渉を防止するため、この ϕ_{in} と ϕ_{op} の関係に着目した。Fig. 7 に示したように、STR はエンジンシステムの遅れ特性の補償のみを行う。よって、PRISM がエンジンシステムの遅れ特性の補償を行わないのなら、干渉は発生しない。故に、干渉防止のため、エンジンシステムの遅れ特性の補償を STR の役割



Fig. 8 Time series data of ϕ_{in} controlled by STR

とし、PRISM にとってのそれを制御対象の一部ではなく、 ϕ_{in} の生成手段と見なし、後述する状態予測器にて、そのむだ時間特性のみを考慮することとした。

このとき、PRISM にとってのエンジンシステムは、遅れを持たない以下のようなむだ時間要素としてモデル化される。

$$\phi_{in}(k) = \phi_{op}(k - d) \quad (1)$$

k : 制御時間

d : エンジンシステムのむだ時間

3.2. 排気系のモデル化

PRISM の制御対象である触媒を含む排気系は、Fig. 4 と Fig. 5 に示されるように、ローパス特性、すなわち、遅れ特性とむだ時間特性を有している。

このこととオンボード同定器によるモデルパラメータの逐次同定の容易さを考慮し、ここでは、以下のような DARX モデル (Delayed Auto-Regressive eXogenous model, 入力にむだ時間を持った自己回帰モデル) を用いて制御対象をモデル化した。

$$VO_2(k+1) = a_1 VO_2(k) + a_2 VO_2(k-1) + b_1 KACT(k-d) \quad (2)$$

$$VO_2(k) = V_{out}(k) - VO_2_TARGET \quad (3)$$

$$KACT(k) = \phi_{in}(k) - KACT_BASE \quad (4)$$

a_1, a_2, b_1 : モデルパラメータ

$VO_2(k)$: V_{out} と V_{op} の偏差

VO_2_TARGET : 目標値 V_{op}

$KACT(k)$: ϕ_{in} の基準値に対する偏差

$KACT_BASE$: ϕ_{in} の基準値

d : 制御対象のむだ時間

4. 制御アルゴリズム

以下において、PRISM を構成するオンボード同定器、状態予測器、適応スライディングモードコントローラの演算式について述べる。

4.1. オンボード同定器

式 (2) のような DARX モデルのモデルパラメータの同定手法として、逐次型重み付き最小二乗法 (以下、WRLS) と呼ばれる同定アルゴリズムが知られている。

このアルゴリズムは、逐次的にモデルパラメータを同定できるため、適応制御におけるモデルパラメータの同定手法として有用である。

ところが、Fig. 9 は、同定アルゴリズムの各周波数における同定重みを示した図であるが、Fig. 5 のようなローパス特性を有した制御対象に対するモデルの同定を行った場合、

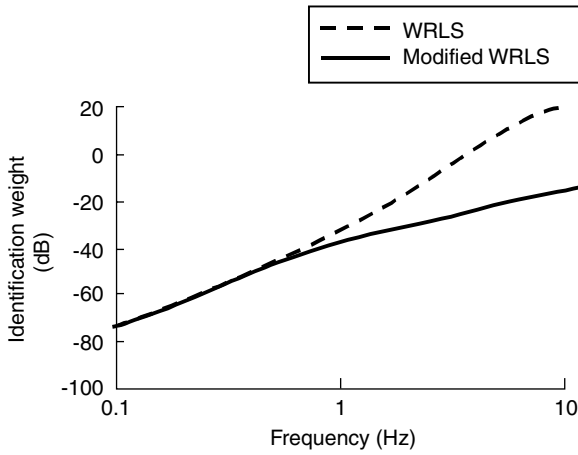


Fig. 9 Identification weight characteristics of basic and modified WRLS algorithms

破線で示したように周波数が高くなるほど同定重みが高くなる。つまり、同定された制御対象モデルは、制御対象の高周波でのゲイン特性が強調されたものとなる⁽¹²⁾。Fig. 10 は、制御対象と制御対象モデルのゲイン特性を示したものであるが、図から分かるように、WRLS によって同定されたモデルのゲインは、実対象のものよりも小さくなる。これは、WRLS の同定重みの特性により、制御対象の高周波数における阻止特性が強調されてモデルが同定されてしまうために起こる。モデルのゲイン特性がこのようになっている場合、それに基づいて制御入力を決めている適応スライディングモードコントローラは過補正を生じ、制御性が低下する。

そこで、WRLSの同定重みの周波数特性を改善するため、ここでは、式(5)～(12)のように同定アルゴリズムを改良した。

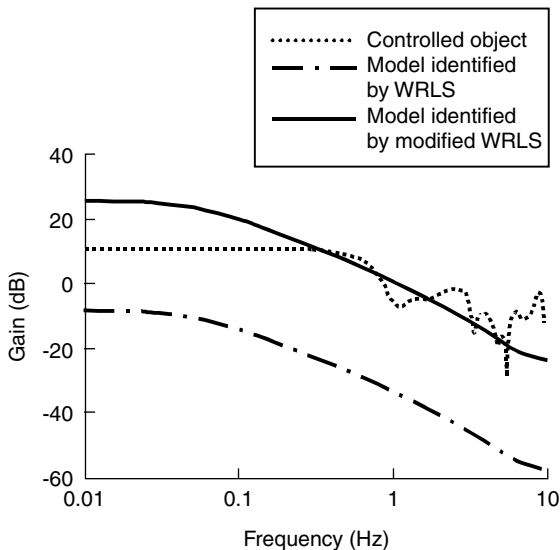


Fig. 10 Frequency characteristic comparison between controlled object and identified models

$$\theta(k+1) = \theta(k) + KP(k) e_{id_f}(k) \quad (5)$$

$$e_{id_f}(k) = \text{Fid}(e_{id}(k)) \quad (6)$$

$$e_{id}(k) = VO2(k) - VO2_hat(k) \quad (7)$$

$$VO2_hat(k) = \theta(k)^T \zeta(k-1) \quad (8)$$

$$KP(k) = \frac{P(k)\zeta(k-1)}{1 + \zeta^T(k-1)P(k)\zeta(k-1)} \quad (9)$$

$$P(k+1) = \frac{1}{\lambda} \left(I - \frac{P(k)\zeta(k-1)\zeta^T(k-1)}{\lambda + \zeta^T(k-1)P(k)\zeta(k-1)} \right) P(k) \quad (10)$$

$$\theta^T = [a1 \ a2 \ b1] \quad (11)$$

$$\zeta^T(k) = [VO2(k) \ VO2(k-1) \ KACT(k-d)] \quad (12)$$

Fid() : ローパスフィルタ

I : 単位マトリクス

λ : 重みパラメータ ($0 < \lambda < 1$)

上記のアルゴリズムでは、従来、式(5)の θ の更新式において同定誤差 e_{id} を用いていたものを、 e_{id} にローパスフィルタリングを施した e_{id_f} としている。これにより、同定アルゴリズムの同定重みは、Fig. 9の実線のようになりWRLS のものに比べて高周波数での重みが小さくなる。また、この改良型 WRLS を用いて同定されたモデルのゲイン特性は、Fig. 10の実線のようになり、ローパスフィルタFidによる同定重みの修正によって、制御対象のゲインと一致する。よって、WRLS を用いた時のようなコントローラの過補正の発生も抑制される。

4.2. 状態予測器

状態予測アルゴリズムを説明するため、ここで、 ϕ_{in} の基準値 $KACT_BASE$ に対する ϕ_{op} の偏差量を定義する。

$$KCMD(k) = \phi_{op}(k) - KACT_BASE \quad (13)$$

$KCMD(k)$: ϕ_{op} の基準値に対する偏差

このとき、式(1)のエンジンシステムのモデルは下式のようなになる。

$$KACT(k) = KCMD(k-de) \quad (14)$$

また、3章において、エンジンシステムには遅れ特性とむだ時間特性があるが、STR と PRISM の干渉を防止するため、遅れ特性に関してはSTRが補償するものとし、PRISM は、エンジンシステムをむだ時間要素としてみなすことを述べた。

ここで、エンジンシステムは、PRISMにとっての制御対象ではなく、 ϕ_{in} を生成するための排ガス生成器という位置づけとなる。つまり、マニピュレータの制御に例えると

エンジンシステムはアクチュエータに相当する。ところが、エンジンシステムはむだ時間 de をもっているため、 ϕ_{op} が ϕ_{in} へ反映されるまでにむだ時間がある。また、このむだ時間は、PRISMの安定性と速応性を低下させる。

よって、PRISMでは、状態予測器にて、制御対象のむだ時間 d に加え、エンジンシステム分のむだ時間 de を加えた全むだ時間

$$dt = d + de \quad (15)$$

先の VO_2 を予測することにより、 de の補償を行うこととした。

それを実現する予測アルゴリズム⁽¹³⁾、すなわち、 $VO_2(k+dt)$ の予測値 $VO_{2p}(k)$ の算出式は下式ようになる。

$$VO_{2p}(k) = \alpha_1 VO_2(k) + \alpha_2 VO_2(k-1) + \sum_{i=1}^{dt} \beta_i KACT(k+de-i) \quad (16)$$

$$V_{pre}(k) = VO_{2p}(k) + V_{op} \quad (17)$$

$$A = \begin{bmatrix} a_1(k) & a_2(k) \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$B = \begin{bmatrix} b_1(k) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

α_1 : A^{dt} の 1 行 1 列要素

α_2 : A^{dt} の 1 行 2 列要素

β_j : $A^{dt-1}B$ の 1 行要素

ところが、式(16)は、 ϕ_{in} を意味するKACTの未来値KACT($k+de-1$)～KACT($k+1$)を用いているため、実行不可能である。

そこで、式(14)に着目し、STRによって、 ϕ_{in} が ϕ_{op} に追従制御され、

$$KACT(k+de-1) \doteq KCMD(k-1) \quad (20)$$

となると仮定し、KACTの未来値の代替としてKCMDを用いることによって、実行可能な予測アルゴリズムを下式の構成とした。

$$VO_{2p}(k) = \alpha_1 VO_2(k) + \alpha_2 VO_2(k-1) + \sum_{i=1}^{de-1} \beta_i KCMD(k-i) + \sum_{j=de}^{dt} \beta_j KACT(k+de-j) \quad (21)$$

4.3. 適応スライディングモードコントローラ

前述のように de は、状態予測器による VO_{2p} によって補償され、制御対象の動特性変化は、オンボード同定器によって逐次同定されるモデルパラメータ a_1 , a_2 , b_1 として数値化される。よって、むだ時間や制御対象の動特性変化に対する安定性を維持しつつ、優れた VO_2 の制御性能を発揮するためには、適応スライディングモードコントローラ

は、これらの値を用いて ϕ_{op} を決定すればよい。

故に、適応スライディングモードコントローラの ϕ_{op} の決定条件は、

$$V_{op} = V_{pre}(k) \doteq VO_{2p}(k+dt) \quad (22)$$

すなわち、

$$VO_{2p}(k) = 0 \quad (23)$$

となる。このとき、式(23)を実現するための切換関数 σ は、

$$\sigma(k) = VO_{2p}(k) + S VO_{2p}(k-1) \quad (24)$$

S : 切換関数設定パラメータ

となり、この切換関数に対する適応スライディングモード制御を用いた ϕ_{op} の演算式は以下ようになる。

$$\phi_{op} = U_{eq}(k) + U_{rch}(k) + U_{adp}(k) + KACT_BASE \quad (25)$$

$$U_{eq}(k) = \frac{-1}{b_1} \{ (a_1 - 1) + S \} VO_{2p}(k) + (a_2 - S) VO_{2p}(k-1) \quad (26)$$

$$U_{rch}(k) = \frac{-1}{b_1} F \sigma(k) \quad (27)$$

$$U_{adp}(k) = \frac{-1}{b_1} G \sum_{i=0}^k \sigma(i) \quad (28)$$

5. テスト結果

5.1. 制御性の検証

5.1.1. エンジン運転条件に対するロバスト性検証

エンジン運転条件に対する制御性の安定性を評価するため、I4 2.3L エンジン、50 000mile 走行相当の触媒(600 セル/4.3 ミル)を搭載したプロトタイプ車両を用いて、FTP モードを走行したときのPRISMと従来制御手法による V_{out} の制御結果を比較した。

Fig. 11 と Fig. 12 は、従来手法と PRISM をそれぞれ用いた場合の V_{out} の出現頻度を示したものである。ここで、 V_{out} の $V_{op} \pm 0.1V$ の範囲内への V_{out} の出現頻度は、従来手法で 35.8%であり、PRISM では 74.3%となっている。よって、PRISM は従来手法に対して V_{out} の制御性を約二倍に向上したと言える。

また、Fig. 13は、FTP走行中のモデルパラメータの同定結果を示したものである。図では、モデルパラメータが車速条件、すなわち、エンジンの運転条件に応じて変更されている。これより、オンボード同定器の適応特性によって、PRISM が常に最適化されている様子がわかる。

5.1.2. 触媒劣化条件に対する適応性検証

触媒の劣化条件に対する制御性の安定性を評価するため、さらに前述のプロトタイプ車両の触媒劣化条件を

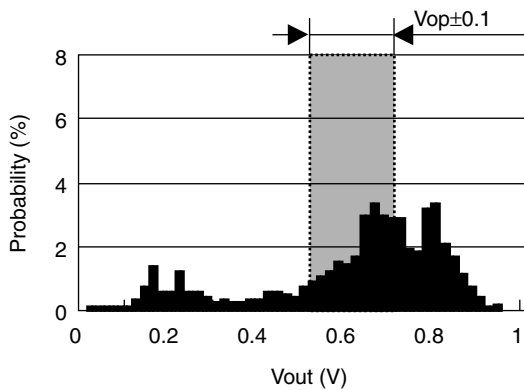


Fig. 11 Histogram of Vout controlled by conventional algorithm

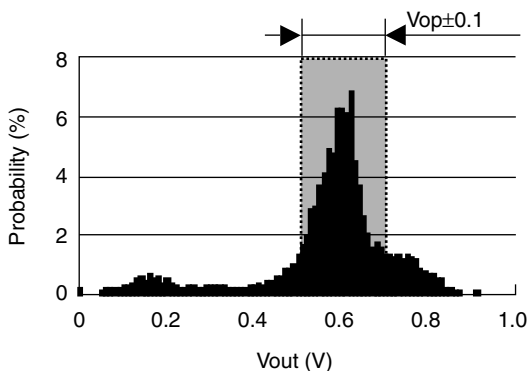
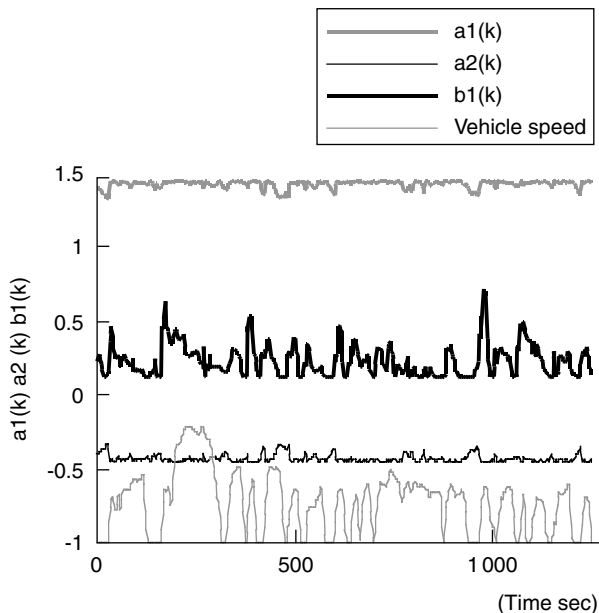


Fig. 12 Histogram of Vout controlled by PRISM

Fig. 13 Identification result of q in FTP mode

0mile, 100 000mile 走行相当とした場合の V_{out} の測定を行った。Table 1 は、それぞれの触媒劣化条件における $V_{op} \pm 0.1V$ の範囲内への V_{out} の出現頻度を比較したものである。Table 1 では、 V_{out} の前述の範囲内への出現頻度の変化幅は5%以内となっており、非常に小さくなってい

Table 1 Probability of V_{out} within the range of $V_{op} \pm 0.1V$

Equivalent aging condition of catalyst	0	50 000	100 000
Probability	78.9%	74.3%	81.0%

る。このことから、PRISM の触媒劣化に優れた適応特性を確認できる。

5.2. エミッション低減効果

PRISMによるエミッション低減効果を確認するため、前述の 100 000mile 走行相当の触媒を用いたプロトタイプ車両において、PRISMと従来手法を用いた場合のFTPエミッションの測定を行い、その比較結果を Table 2 に示した。

Table 2 では、PRISM は、CO, NMHC, NO_x を、それぞれ34%, 32%, 42%低減している。これより、PRISMが大幅なエミッション低減効果を持っていることが確認できた。

さらに、触媒劣化条件に対する PRISM のエミッション安定性を評価するため、触媒劣化条件を 50 000mile, 100 000mile, 300 000mile走行相当としたときのFTPエミッションの測定を行った。Fig. 14は、100 000mile時のエミッションを基準値として各触媒劣化条件でのエミッションを正規化して表示した図である。図において、100 000mileと

Table 2 FTP emission comparison between PRISM and conventional control

	CO	NMHC	NO _x
Conventional control	0.105	0.022	0.071
PRISM	0.069	0.015	0.041
Improved ratio	34%	32%	42%

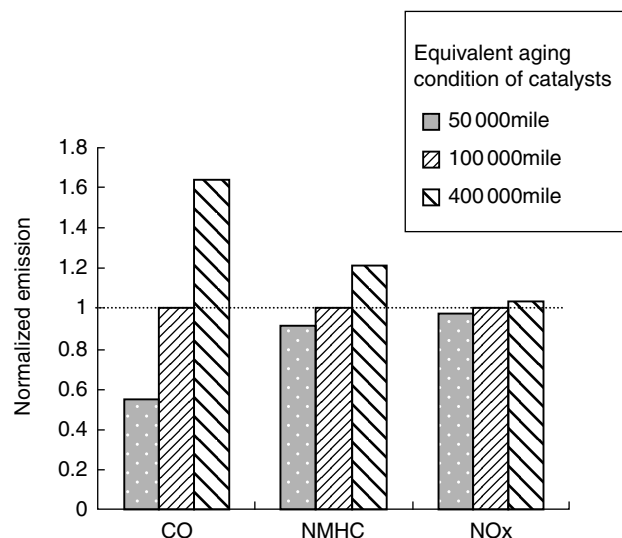


Fig. 14 Emission robustness of PRISM

400 000mile 相当を比較すると、CO は約 60% の増加となっているが、HC に関しては約 20%、NO_x にいたってはわずか 3 % 程度の増加にとどまっており、PRISM の触媒劣化に対する安定性とそのエミッション低減コンセプトの正当性を確認できる。

6. まとめ

オンボード同定器、状態予測器、適応スライディングモードコントローラが一体となった PRISM を触媒後 O₂ フィードバックへ適用することによって、以下に示すような Vout の制御性を実現した。

- (1) 従来手法に対し、Vout の Vop へ制御性を約二倍に向上した。
- (2) 触媒の劣化条件によらず、Vout の Vop ± 0.1V の範囲内への出現頻度を 74% 以上に維持した。

その結果、下記のようなエミッションに対する効果を得た。

- (1) 従来手法と比較して、FTP モードのエミッションを約 32 ~ 42% 低減した。
- (2) 触媒劣化に対するエミッション安定性を飛躍的に向上した。

参考文献

- (1) 安井, 赤崎, 上野, 岩城: 触媒後 O₂ フィードバックのための適応スライディングモード制御, HONDA R&D Technical Review Vol.11 No.1, p.65-71 (1999)
- (2) 安井, 赤崎, 上野, 岩城: 触媒後 O₂ フィードバックのための適応スライディングモード制御—第二報, HONDA R&D Technical Review Vol.11 No.2, p.51-56 (1999)
- (3) Ohata,A., Masu,M., and Inoue,T.: Model Based Air-Fuel Control for Reducing Exhaust Gas Emissions, SAE Paper 950075 (1995)
- (4) Yatabe, H., Tai ,H., and Matsuura,M. : Air-to-Fuel Ratio of Gas Engines Using Response Characteristics of Three — Way Catalysts Under Dynamic Operation, SAE Paper 910083 (1991)
- (5) 原田: 自動車の制御技術, 東京, 朝倉書店, 1997
- (6) 片山: システム同定入門, 東京, 朝倉書店, 1994, 196p.
- (7) 野波, 田: スライディングモード制御, 東京, コロナ社, 1994, 263p.
- (8) 片山: システム同定入門, 東京, 朝倉書店, 1994, 196p.
- (9) Yasui,Y., Akazaki,S., Ueno,M., Iwaki,Y. : Secondary O₂ Feedback Using Prediction and Identification Type Sliding Control, SAE Paper 2000-01-0936(2000)
- (10) Yasui,Y., Akazaki,S., Ueno,M., Iwaki,Y. : Secondary O₂ Feedback Using Prediction and Identification Sliding Control — Second Report — , SAE Paper 2001-01-0264 (2001)
- (11) Maki,H., Hasegawa,Y., Akazaki,S., Komoriya,I., Nishimura,Y. and Hirota,T. : Real Time Control Using STR in Feedback System, SAE Paper 950007 (1995)
- (12) 足立: ユーザのためのシステム同定理論, 東京, 計測自動制御学会, 1993, 222p.
- (13) 渡部: むだ時間システムの制御, 東京, 計測制御学会, 1993, 206p.

■ 著 者 ■



安井 裕 司



赤崎 修 介



北川 浩



岩城 喜 久

4 ストローク 50cm³ スクータエンジン用マグネット カップリング式ウォーターポンプの開発

Development of Magnet Coupling Water Pump for 4-Stroke 50cm³ Scooter Engine

三宅 豊*	新納 忠*	深町 昌俊*
Yutaka MIYAKE	Tadashi NIINO	Masatoshi FUKAMACHI
鍋谷 真*	佐藤 修**	
Shin NABEYA	Osamu SATOU	

要 旨

マグネットカップリング式ウォーターポンプの開発において、インペラ停止に繋がるカップリングのプルアウト(脱調現象)が懸案であった。マグネットカップリングの挙動解析をした結果、高速回転域におけるマグネットカップリングの伝達トルク不足によるプルアウトと、インナマグネットとアウトマグネットの共振によるプルアウトの2種類があることが判った。プルアウトに影響する主な要因は、駆動側の角速度入力、従動側の慣性モーメント、マグネットカップリングの特性、冷却水によるダンパ効果である。ウォーターポンプの実機解析と挙動シミュレーションを用いて、プルアウトが発生しない条件内にマグネットカップリングの仕様を設定して駆動力伝達の信頼性を保証することができた。これにより、ウォーターポンプの小型化、軽量化とともにエンジンのフリクション低減を達成した。

ABSTRACT

In the development of a magnet-coupling type water pump, pulling out of a coupling leading to the impeller stopping had been a concern. As a result of the analysis of the magnet coupling behavior, two-types of pulling out due to the insufficient transmission torque of magnet coupling in the high speed rotation and the resonance of an inner magnet and outer magnet were found. Major factors causing pulling out are the angular velocity input to the drive side, the moment of inertia of the driven side, a characteristic of magnet coupling, and damping effect of coolant. The design specifications of the magnet coupling were set within conditions that did not allow generating pulling out by using the results of actual testing and a behavior simulation of a water pump. The reliability of the power transmission was assured. As a result, the miniaturizing and lightening of the water pump, and the decrease of engine friction was achieved.

1. はじめに

従来の内燃機関に付設されたウォーターポンプは、機械結合によりインペラを駆動しており、駆動軸にメカニカルシール、オイルシール、軸受けベアリングを設ける必要があった。それに対し、マグネットカップリング式ウォーターポンプは磁力で駆動力を伝達することにより、上記部品の廃止、構造の簡素化、小型軽量化、エンジンフリクションの低減を図ることができる。

マグネットカップリング式ポンプの弱点として、急激な回転速度変動や高速回転によって、従動側(インペラ側)が駆動側に追従できなくなる、いわゆる脱調現象(以下、プルアウトという)がある。プルアウトを起こすと、インペラが

停止し、冷却水が循環しなくなるため、エンジン冷却に支障をきたす。

マグネットカップリング式ウォーターポンプは、一般的にはモータで駆動しているのに対し、本ポンプは内燃機関のクランクシャフトに連動する軸により駆動される。したがって低速回転から高速回転まで使われ、1回転中の回転速度変動も大きい。マグネットカップリングには厳しい使用条件であり、動力伝達の信頼性を確保することが大きな課題であった。

今回、プルアウトのメカニズムを解析し、各要因の影響を確認し、適正な仕様に設定することができた。この技術を用いて4ストローク 50cm³ スクータエンジンに採用したので報告する。

* 朝霞研究所

** (株)山田製作所

2. 構造

Fig. 1 に今回開発したマグネットカップリング式ウォーターポンプの構造図を示す。以下にその特徴を述べる。

- ・ウォーターポンプのインペラ駆動を、水、オイルを分離する樹脂製ポンプケースを介して、マグネットの磁力により行うため、メカニカルシール、オイルシールを不要としている。
- ・インペラの軸受け構造を、ステンレススチール製シャフトと樹脂製ブッシュの直受けタイプのすべり軸受けとすることにより、ボールベアリングを廃止している。
- ・マグネットは割れ対策、飛散防止対策として、カム軸側(駆動側、以下、アウトマグネットという)はステンレススチール薄板でカバーし、インペラ側(従動側、以下、インナマグネットという)はインペラを一体成形した樹脂でカバーしている。
- ・カム軸駆動とし、アウトマグネットをカムスプロケットと共締めとしている。
- ・水路が完全に密封される構造であるため、シール性に関して信頼性が高く、従来は不可欠であったドレン排出構造を不要としている。

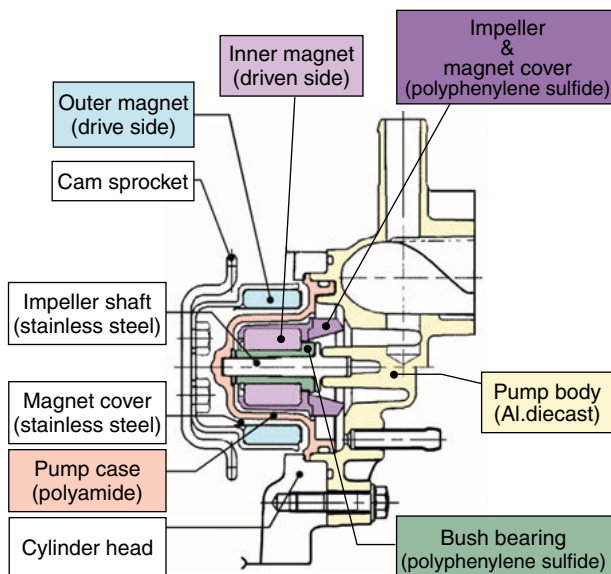


Fig. 1 Structure of magnet coupling water pump

3. プルアウトのメカニズム・要因

プルアウト現象を確認するため、マグネットカップリングのインナマグネットとアウトマグネットの挙動を確認した。挙動確認結果、高速回転域におけるプルアウトと、インナマグネットとアウトマグネットの共振によるプルアウトという2種類のプルアウト現象があることが判った。

高速回転域におけるプルアウトはウォーターポンプの回転

トルクが、マグネットカップリングの伝達トルクを上回ることにより発生する。

共振によるプルアウトは、エンジンの回転速度変動に起因するアウトマグネットの回転速度変動と、磁力により駆動力伝達されているインナマグネットの回転速度変動の共振現象により発生する。共振によりインナマグネットとアウトマグネットの磁極の相対的な角度ずれ(以下、位相差という)が大きくなり、駆動力伝達できる磁極の相対角度範囲を超えてしまうとプルアウトに至る。

インペラ挙動の運動方程式は以下のようになる⁽¹⁾。

$$I\ddot{\theta}_{in} + C\dot{\theta}_{in} - k(\theta_{in} - \theta_{out}) = 0 \quad (1)$$

- I : インナマグネットの慣性モーメント
 C : 冷却水のダンピング効果
 k : マグネットカップリングのねじりばね効果
 θ_{in} : インナマグネット変位
 θ_{out} : アウトマグネット変位

運動方程式から、プルアウトに影響すると思われる要因を検討した。その要因を Fig. 2 に示す。プルアウトに影響を及ぼす要因のなかで、影響度が大きく、本機構の核であるマグネットカップリングの伝達トルク特性について述べる。

マグネットカップリングの伝達トルクは、

- ・ 磁力
- ・ 温度
- ・ マグネット間ギャップ(ラジアル方向、スラスト方向)
- ・ 位相差
- ・ 極数

等により変化する。

磁力については、使用する磁性体の磁束密度が高いほど、伝達トルクを大きくすることができるが、本開発においては、安価で減磁に対して安定なフェライトに絞って検討した。また、マグネット寸法が大きいほうが伝達トルクも大きくできるが、慣性モーメントも増大する。マグネット寸法については、実機レイアウトのなかで、必要伝達トルクに対して、慣性モーメントが極力小さくなるものとした。

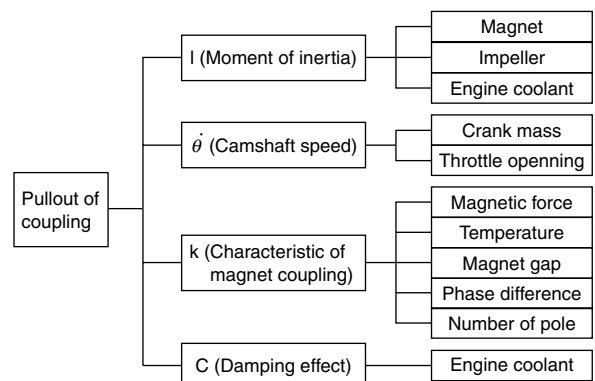


Fig. 2 Magnet coupling pullout factor analysis chart

伝達トルクと温度の関係を Fig. 3 に示す。フェライトマグネットは磁力の温度係数が大きく、温度上昇に対し、磁力が可逆的に低下する特性を持つ。内燃機関に使用する場合、使用温度範囲が広いため、温度条件による磁力変化が伝達トルクに大きく影響する。実験結果から、

$$T(t') = T(t) \cdot e^{k(t'-t)} \quad (2)$$

$T(t)$: 静的最大伝達トルク(温度 t °C時測定)

$T(t')$: 温度 t' °C時の静的最大伝達トルク

k : 可逆温度係数

の式にて表すことができる。

マグネットギャップが大きくなると磁束密度が低下するため、伝達トルクは低下する。また、アウトマグネットとインナマグネットのスラスト方向の位置ずれによっても伝達トルクは低下する。

マグネットカップリングは対向する磁極間に位相差を与えたときに発生する復元力によって動力を伝達する。この復元力は対向する磁極とそれと隣り合う磁極間に作用する吸引力

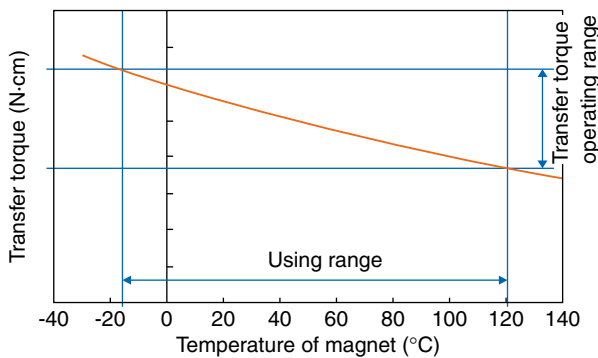


Fig. 3 Relationship between transfer torque and temperature of magnet

と反発力によるもので、それぞれの位置関係によって変化する⁽²⁾。Fig. 4 に極数違いによる位相差と伝達トルクの関係を示す。この位相差—伝達トルク特性は、空隙磁束密度分布が正弦波である条件におけるものであり、厳密には3次元解析が必要であるが、本開発においては実験結果から、

$$T = T_{max} \cdot \sin\{(P/2) \cdot \theta\} \quad (3)$$

T : 位相差 θ 時の静的伝達トルク

T_{max} : 静的伝達トルク最大値

P : マグネット極数

θ : 位相差

の式にて近似した。

Fig. 4に示すように、トルク伝達できる角度範囲(プルアウトまでの許容位相差)は極数の少ないほうが大きくなる。ただし、伝達トルクの最大値は極数により変化するため、伝

達トルクとトルク伝達できる角度範囲の両面から、最適な極数を検討する必要がある。

4. 高速回転域におけるプルアウト

伝達トルクを低く設定したマグネットカップリングにて、ウォーターポンプ単体のモータリングによるプルアウト確認を実施した。Fig. 5に実験に用いたウォーターポンプの回転トルク特性を示す。プルアウトが発生した回転速度は、テストに用いたマグネットカップリングの伝達トルクと、ポンプの回転トルクが一致するポイント(Fig. 5内のa)であった。また、実機エンジンの確認においても同様の結果が得られた。以上より、高速回転域におけるプルアウトは、ポンプ回転トルクがマグネットカップリングの伝達トルクを上回ることにより発生することがわかった。よって高速回転域のプルアウトについては、ポンプ回転トルクとマグネットカップリングの伝達トルクを、実機使用条件の考慮を加えて設定することにより回避することができる。

5. 共振によるプルアウト

まず、インナマグネットとアウトマグネットの回転速度を計測した。次に、インナマグネットとアウトマグネットの速度差を積分して、計測開始時位置からの相互の角度差として相対的挙動を求めた。計測結果の一例として Fig. 6 の

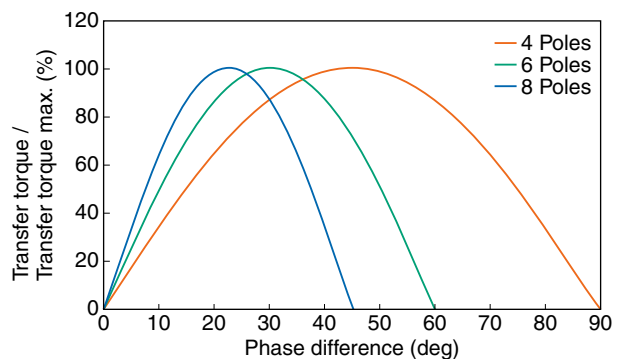


Fig. 4 Relationship between transfer torque and phase difference

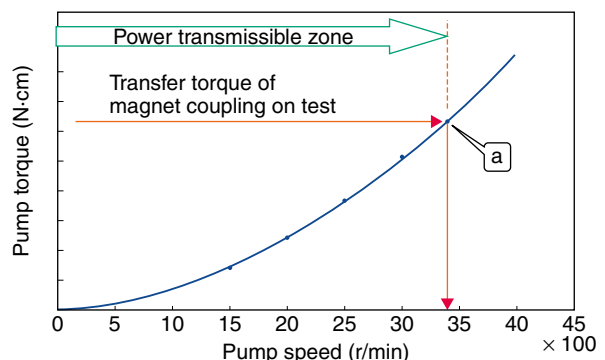


Fig. 5 Pullout point at high revolution

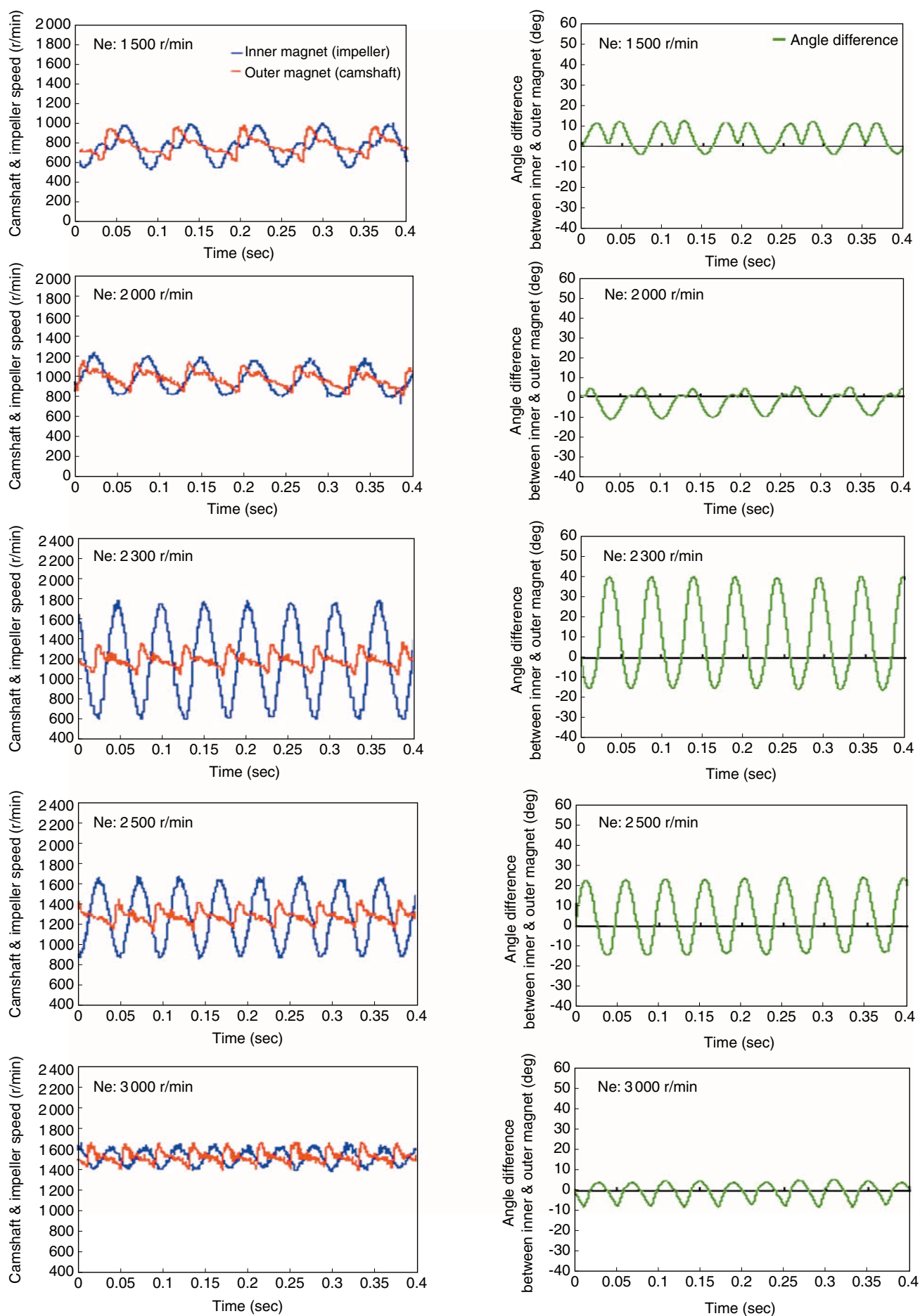


Fig. 6 Action of magnet coupling

左側にインナマグネットとアウトマグネットの回転速度を示し、Fig. 6の右側に積分結果である相対的角度差を示す。ここで求めた相対的角度差の全振幅を位相差振幅と呼ぶ。次に、各エンジン回転速度における位相差振幅の最大値を読み取り、エンジン回転速度と位相差振幅の関係で示した。Fig. 6のデータをエンジン回転速度と位相差振幅の関係で示したものが Fig. 7 の慣性モーメント 2.61×10^{-6} (kg・m²)仕様である。この位相差振幅が小さいほどプリアウトに対して余裕がある。また、位相差振幅が大きくなって、駆動力伝達できる磁極の相対角度範囲を超えてしまうと、プリアウトが発生する。このようにして、各要因のプリアウトに対する影響を比較した。

5.1. 慣性モーメントの影響

マグネット本体は変えずにダミーウェイトでインナマグネット側の慣性モーメントを変化させて3仕様を比較した。各エンジン回転速度における位相差振幅を求め、その結果を Fig. 7 に示す。慣性モーメントが大きいほど、共振回転速度域が低速回転側に寄り、位相差振幅も大きくなるという結果が得られた。慣性モーメントが小さいほうが、プリアウトに対して余裕があると言える。

5.2. マグネットカップリングへの入力の影響

スロットル開度違いによる、カップリングへの入力の影響を確認した。Fig. 8にスロットル開度違いによるエンジン回転速度変動と位相差振幅の特性を示す。スロットル開度が大きくなるに連れて、位相差振幅も大きくなり、スロットル開度が40%でほぼサチュレートしている。この傾向はエンジン回転速度変動の変化と一致している。マグネットカップリングの挙動は、回転速度変動が大きいほど、共振回転速度域が低回転側に寄り、位相差振幅も低速回転側に大きくなるという結果が得られた。また、フライホイールマス違いにより、回転速度変動を変化させた場合の結果も Fig. 9 に示すように、スロットル開度違いによる結果と同等のものとなった。マグネットカップリングへの入力は回転変動の小さいほうがプリアウトに対して余裕がある。

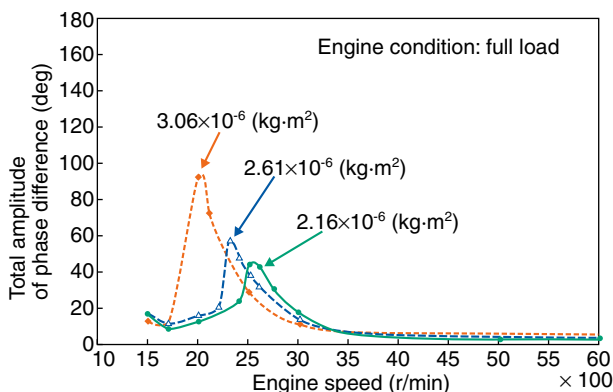


Fig. 7 Influence of moment of inertia

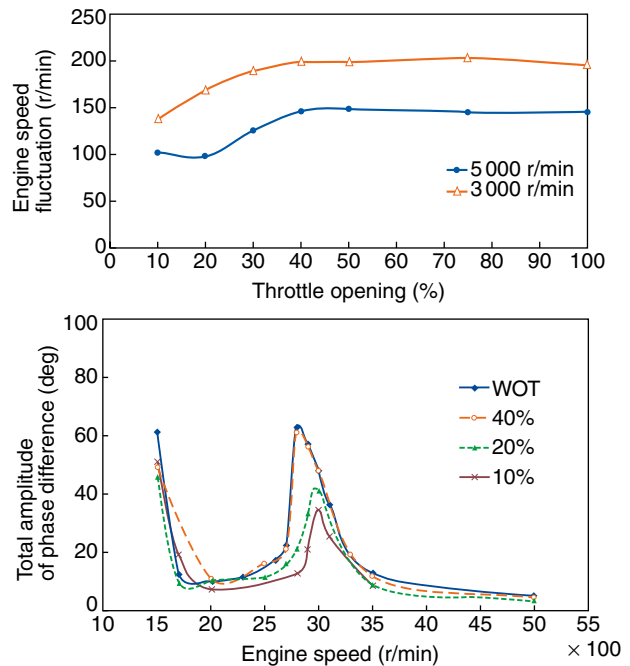


Fig. 8 Influence of throttle opening

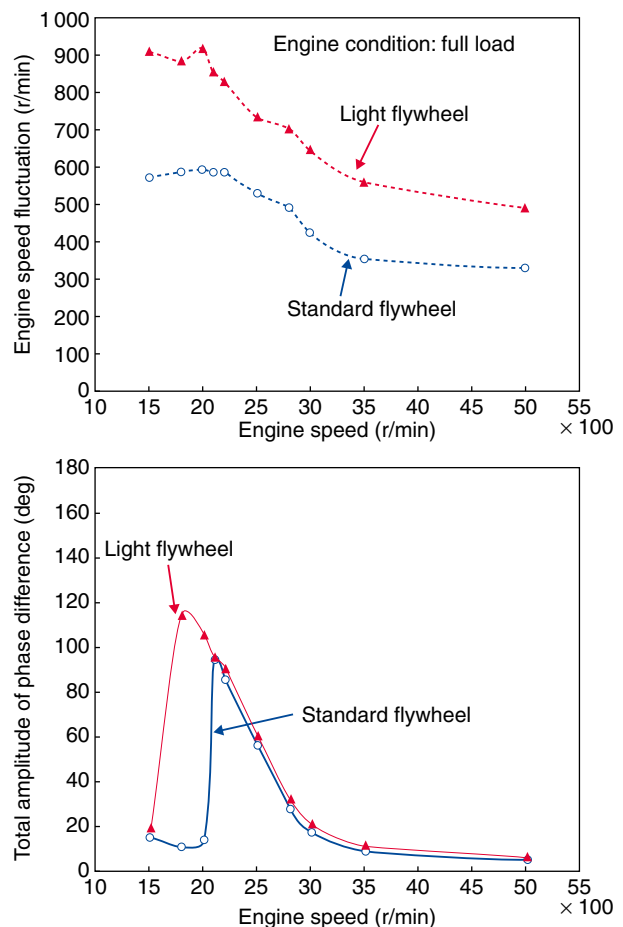


Fig. 9 Influence of flywheel inertia mass

5.3. マグネットカップリングの特性による影響

まず、マグネットカップリングの磁力、温度、ギャップの違いについて、プルーアウトに対する影響を確認した。前述したように、それぞれが伝達トルクに影響する。実機確認に供した仕様を Table 1 に示す。また、その仕様の温度特性を Fig. 10 に示す。Fig. 10 内の A～D に示すポイントで位相差振幅を確認した結果を Fig. 11 に示す。A, B, C のポイントでの測定結果、伝達トルクが小さいほど低速回転側に位相差振幅の大きい共振域が現れ、伝達トルクが大きくなるにつれて高速回転側に共振域が移り、振幅は比較的小さくなる。

Table 1 Magnet coupling specification for experiment

No.	1	2	3
Number of magnet poles	4	4	4
Driven magnet outer dia. (mm)	24	24	24
Drive magnet inner dia. (mm)	35	36	37
Gap (mm)	5.5	6	6.5

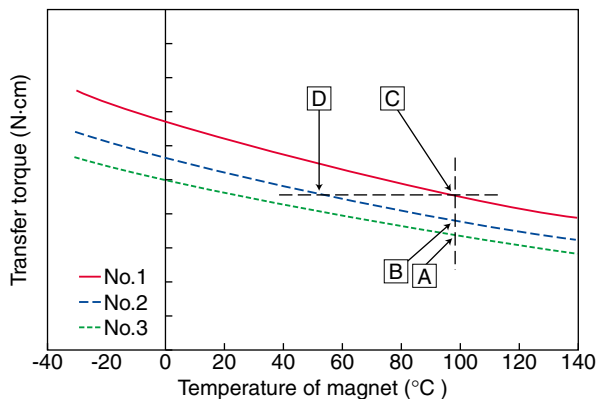


Fig. 10 Relationship between transfer torque and temperature for experiment

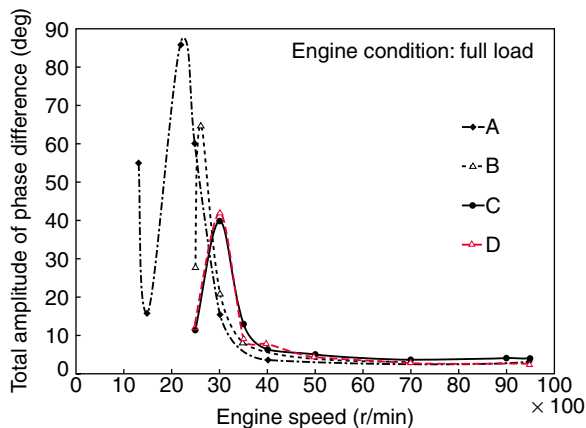


Fig. 11 Influence of magnet gap and temperature

また、CおよびDのポイントで、伝達トルクを一致させて確認した結果、共振の現れる特性が一致した。これより、磁力、温度、ギャップという要因は、伝達トルクという指標にて換算できることが判った。

次に極数の影響についての測定結果を Fig. 12 に示す。マグネット最大伝達トルクが極数によって異なることによる影響を排除するため、温度設定により伝達トルクを同一に調整し確認した。4極仕様のほうが6極仕様に対し、位相差振幅は大きいものの、プルーアウトまでの余裕角度は大きく、共振域は低速回転側に現れる。そして、4 000r/min 近辺から上の高速回転域に1次の共振域があると、2 000r/min 近辺から上の実用回転域に0.5次の共振域が現れることが判った。

5.4. 冷却水の影響

まず、サーモスタット開閉時を想定し、冷却水流量による影響を確認した。回転速度一定で、流量を変化させ、位相差振幅を求めた。測定結果を Fig. 13 に示す。流量の差違は、位相差振幅、共振回転域に有意な影響は与えないことが判った。次に冷却水濃度、温度等による粘度変化による影響を確認した。測定結果を Fig. 14 に示す。粘度の違いによっても位相差振幅、共振回転域に有意な影響はないことが判った。

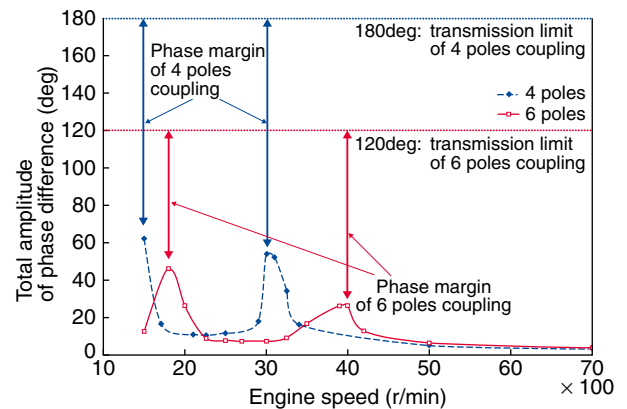


Fig. 12 Influence of number of magnet poles

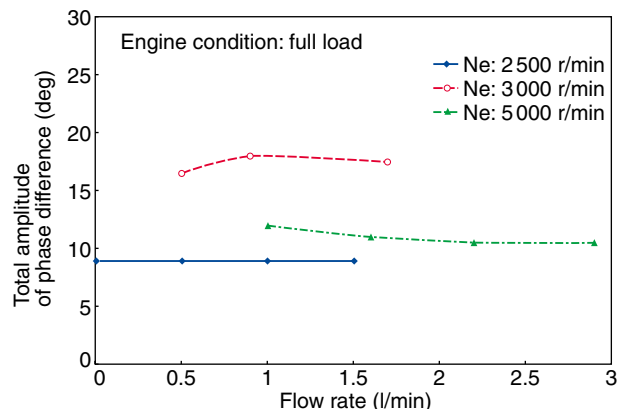


Fig. 13 Influence of flow rate

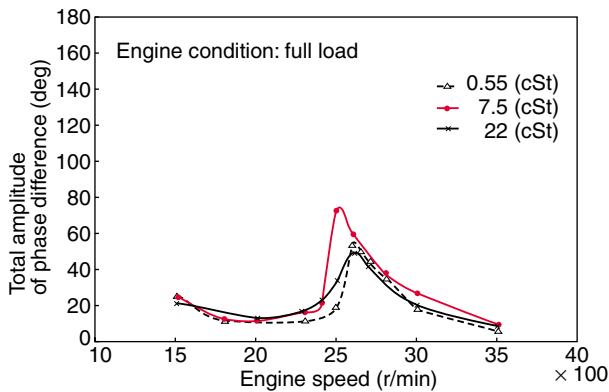


Fig. 14 Influence of viscosity

6. シミュレーション

共振によるプルアウトのメカニズムの妥当性を得るため、シミュレーションを実施した。シミュレーションモデルをFig. 15に示す。本系の特徴として、インナマグネットとアウトマグネットの間に働く磁力による荷重、すなわち、伝達トルクが変位に対し線形でないため、運動方程式は非線型となる。そこで本系の解法は、Newton-Raphson法数値積分を用いた。アウトマグネット側はインナマグネット側に対し充分大きなマスを持つことから、アウトマグネット側はモデル化せず、実測より得られた各時刻におけるアウトマグネットの角変位量を計算モデルに与えた。シミュレーションに用いた計算式を以下に示す。

$$I \ddot{\theta}_{in} + C \dot{\theta}_{in} - k(\theta_{in} - \theta_{out}) = 0 \quad (4)$$

I : インナ・マグネット側の慣性モーメント

C : 冷却水による抵抗(ポンプ回転トルク)

$$k(\theta_{in} - \theta_{out}) = T_{max} \cdot \sin\{P/2(\theta_{in} - \theta_{out})\} \quad (5)$$

k(θ_{in} - θ_{out}) : 位相差θ時の静的伝達トルク

T_{max} : 静的伝達トルク最大値

P : マグネット極数

θ_{in} : インナマグネット変位

θ_{out} : アウトマグネット変位

$$\theta_{out} = \delta \omega(t) dt \quad (6)$$

ω(t) : アウトマグネット角速度

Fig. 16に実機運転条件としてエンジン回転速度をスイープした時の、実測値とシミュレーション結果のインナマグネットの角速度を示す。両者の結果は良く一致していることより、本系の運動方程式の妥当性が確認され、実機で発生するプルアウト現象の理論的裏付けが得られた。

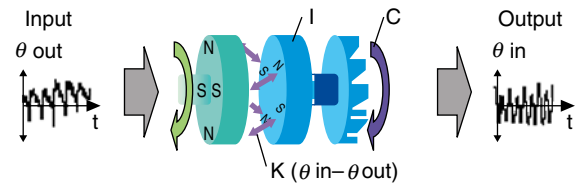


Fig. 15 Simulation model

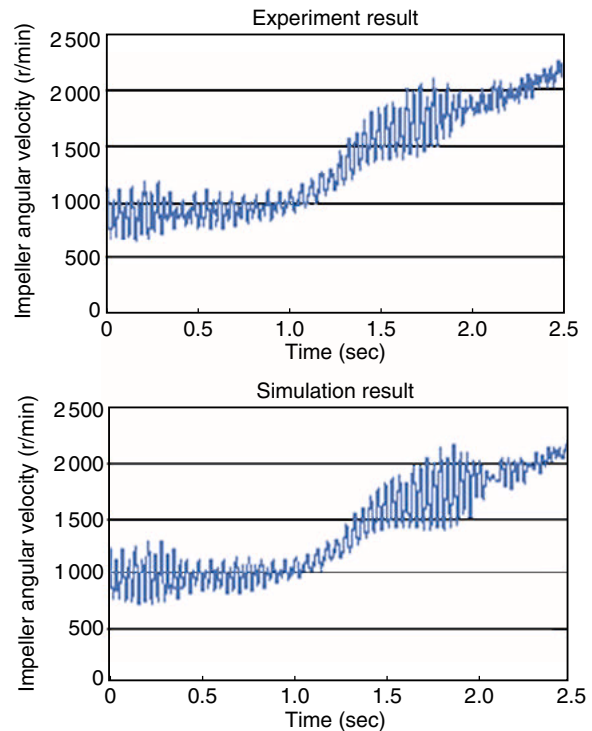


Fig. 16 Comparison between simulation and experiment

7. 仕様設定および効果

仕様設定するにあたり、適用車輛のマグネット部温度やマグネットカップリングへの入力、ポンプ回転トルクを測定、シミュレーションにて、マグネット極数、伝達トルク、慣性モーメント、入力4項目の仕様と条件を変化させて確認した。一例として、Fig. 17に4極仕様、入力固定による伝達トルクおよび慣性モーメント違いのシミュレーション結果を示す。このグラフは各仕様をシミュレーションし、それぞれのプルアウトまでの余裕角度を指標として示したものである。これらシミュレーションの結果に基づき仕様を選定した。実機による確認も含めて、多様な使用条件における駆動力伝達の信頼性を確保した。このマグネットカップリング式ウォーターポンプを採用することにより、従来の機械結合式ウォーターポンプに対し、ポンプ単体フリクションがおよそ1/5に低減(N_p=4 500r/min時)、小型軽量化、構造の簡素化を達成した。

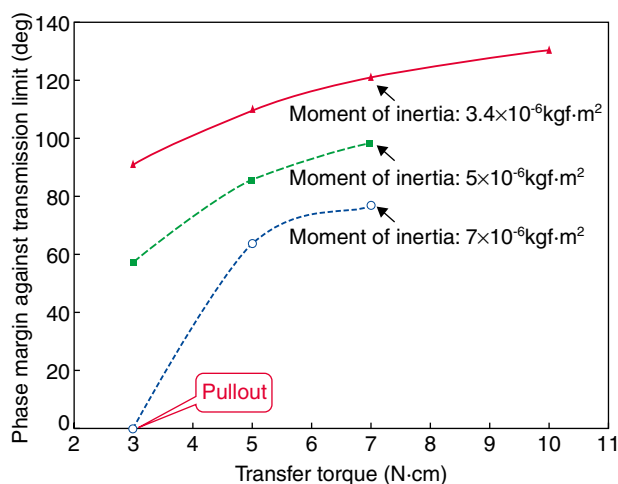


Fig. 17 Simulation result about transfer torque and inertia

8. まとめ

4ストローク 50cm³ スクータエンジン用マグネットカップリング式ウォーターポンプの開発にあたり、駆動側入力、従動側慣性モーメント、マグネットカップリングの特性、冷却水のダンパ効果に注目し、各要因の挙動シミュレーションと実機確認を行なった結果、以下の成果を得た。

- (1) プルアウトのメカニズムが明確となった。
- (2) ウォータポンプ挙動シミュレーションプログラムにより、机上での仕様検討を可能とした。
- (3) 実機確認、およびシミュレーションにより駆動力伝達の信頼性を保証した。
- (4) エンジンフリクション低減、小型軽量化、および構造の簡素化を達成した。

参考文献

- (1) 長屋幸助ほか：ロバスト性を考慮したマグネットカップリング系のフィードフォワード速度軌道制御，日本機械学会(No.920-55)機械力学・計測制御講演論文集，1992, B, p.96-101 (1992)
- (2) 鶴本勝夫：永久磁石を利用した磁気歯車と磁気継手，日本応用磁気学会誌，Vol.11, No.2, p.391-394 (1987)

■ 著 者 ■



三宅 豊



新納 忠



深町 昌俊



鍋谷 真



佐藤 修

SUV 用 4WD システムの開発

Development of a 4WD System for SUVs

黒田 耕治*
Koji KURODA
堀 剛*
Takeshi HORI

中野 和宏*
Kazuhiro NAKANO
西田 健三*
Kenzou NISHIDA

小西 良和*
Yoshikazu KONISHI
小林 和典*
Kazunori KOBAYASHI

要 旨

米国で好評なスポーツユーティリティビークルの使われ方を調査した結果、市街地走行がほとんどであることがわかった。しかし、大半のSUVはトラックをベースとしておりオンロードでの操縦性、使い勝手よりもオフロードでの走破性能を重視しているものが多い。そこでFF乗用車シャーシを流用しリヤファイナルドライブユニットへの機能集約、後輪左右軸上へのクラッチユニット配置、電子制御によるトルクコントロール、トルクリミット制御等の手法を用い「SUVとしての必要十分な走破性能と乗用車としての操縦性の両立」をクラス最軽量のシステム重量97kgで達成した。

ABSTRACT

Surveys of sports utility vehicle (SUV) use in the United States, where they are extremely popular, show that they are mostly driven on streets in urban areas. However, most SUVs are based on a truck chassis, and they emphasize off-road driveability and staying power over on-road controllability and efficiency. Therefore, this system was created using an FF passenger car chassis with functions integrated in the rear final drive unit, clutch units installed on the axle for the left and right rear wheels, electronically controlled torque control, torque limit control, and so on. The result combines the rough road performance required for an SUV with the controllability ease of a passenger car, and achieves these goals in a system weighing only 97 kg, making it the lightest in its class.

1. はじめに

近年の米国自動車販売台数においてスポーツユーティリティビークル(以下SUVと記す)といわれるカテゴリの車が年々増加傾向にある。SUVが選ばれている理由を調べてみると視線の高さによる安心感、レジャでの使い勝手の良さ等が上げられる。

現状のSUVはトラックベースの車両が多くオンロードでの操縦性よりもオフロードでの走破性能を重視したものが多い。この様な背景により実際のSUVの使われがってに合わせた4WDシステムが必要とされていた。

確保されていれば実用上充分であること、さらに舗装路での操縦性を乗用車並みにすることでユーザにより使いやすいSUVとすることができたことがわかった。以上より今回の開発のねらいを「SUVとしての必要十分な走破性能と乗用車としての操縦性の両立」と定めた。

走破性能を確保するためには前後左右輪の駆動力を車両の状況に応じて最適にコントロールする必要がある、また操縦性を確保するためには乗用車なみのシャシ性能と車両の軽量化が重要である。以上のような観点から本4WDシステムの開発をおこなった。本システムをVariable Torque Management-4(以下VTM-4と表記)と名づけた。

2. 開発のねらい

SUVは、その使用目的により様々な走行状況が考えられるが使われ方を調査した結果、走破性能としては砂利道や雪上登坂、またポート牽引登坂における駆動力性能が

*栃木研究所

3. 4WD システム

SUVの走破性能と乗用車の操縦性を達成するために必要とされる機能を検討した結果以下の項目が重要であることがわかった(Fig. 1)。

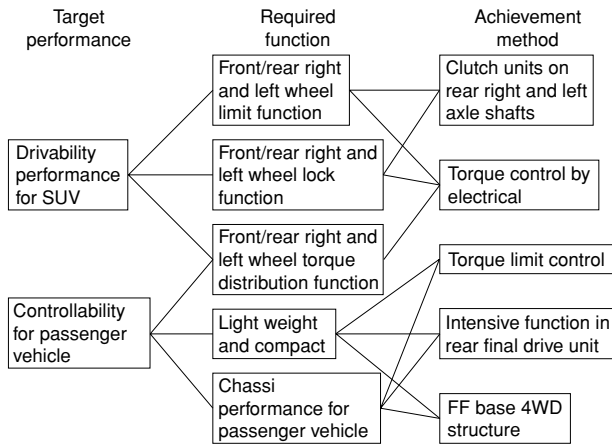


Fig. 1 Target performance and achievement method

4WDシステムはフルタイム、直結タイプ、センタクラッチタイプなどさまざまな構造が存在する (Table 1)^{(1), (2)}が今回の必要機能を最小限の要素数で軽量かつコンパクトに実現できる手法を検討し 4WD 基本システムを下記のように決めた (Fig. 2)。

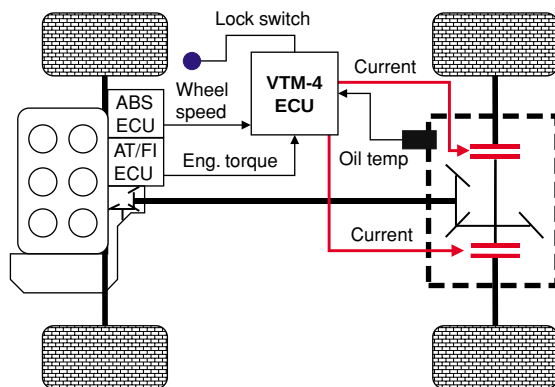


Fig. 2 VTM-4 system

3.1. パワーテークオフ (PTO)

自動変速機(AT)から駆動力を取出すPTOについてはFFベースのエンジンルームへの適合性のために、デファレンシャル上からヘリカルギヤで増速し、その後ハイポイドギヤで駆動力の方向を変える方式とすることにより駆動力取出し部の位置を下げることで軽量化をはかった。PTO断面図を Fig. 3 に記す。

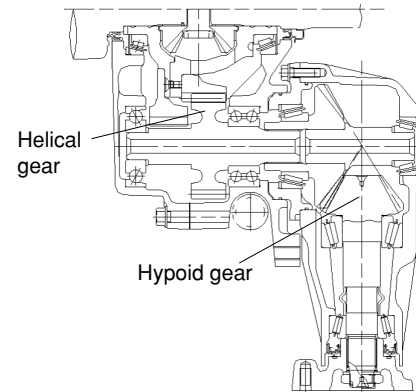


Fig. 3 PTO

3.2. プロペラシャフト

軽量化を目的としてプロペラシャフトは2ピースタイプとし (Fig. 4), 更に PTO とリヤファイナルドライブユニットのギヤレシオにより回転速度を調整することによりジョイントサイズとパイプ径を最適化した。また、プロペラシャフトから発生する回転振動を押さえるためにプロペラシャフトの回転重量バランスを一定値以下に押さえると共にリヤファイナルドライブユニットのインプットフランジとの組付け位相を調整した。これにより走行中の騒音、振動を向上させた⁽³⁾。

Table 1 Respective functions of 4WD type and the number of elements

		VTM-4	Competitor A	Competitor B	Competitor C
Function	Driving force distribute Function (front to rear)	○	○	○	○
	Driving force distribute Function (rear left & right)	○	×	○	×
	Front and rear rock function	○	○	×	×
	Rear left and right lock function	○	×	×	×
Element	Differential	1	2	3	2
	Clutch	2	1	1	1

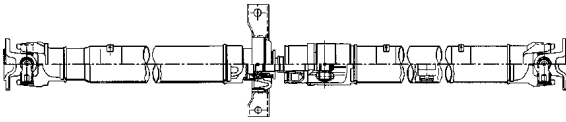


Fig. 4 The propeller shaft with 2 pieces structure

3.3. リヤファイナルドライブユニット

システムの軽量化と FF ベース車両への搭載を目的としてリヤファイナルドライブユニット内にトルク制御機能を集約させた。トルク制御方式としては油圧式や電磁式などの手法が考えられるが、今回の目標性能を達成するためには前後輪の回転差が少ない状態での制御性の確保が重要であった。油圧でクラッチを制御する方式では別体の油圧発生源が必要となりシステムが複雑になってしまう。よってVTM-4においてはトルク制御方式に電磁コイル式クラッチを採用し簡素な構造で十分な制御性を確保した。

プロペラシャフトからリヤファイナルドライブユニットに入力されたトルクはハイポイドギヤで方向を変換され左右に独立配置された電磁コイル式クラッチに伝えられる。Fig. 5 にリヤファイナルドライブユニットの断面図を示す。

電磁コイル式クラッチはパイロットクラッチとメインクラッチから構成されており、電磁コイルに電流を流すとアーマチュアがロータに押し付けられ摩擦トルクが発生する。摩擦トルクは内側に配置されたボールカムの働きによりスラスト力に置換されメインクラッチの押付け力となる。Fig. 6 に電磁コイル式クラッチの断面図を示す。

メインクラッチで制御されたトルクはアウトプットシャフトを介しアクスルシャフトへ左右独立に伝達される。

左右のトルク伝達がばらつくと車両の直進性等に影響を与える。そこでクラッチについて各要素のトルク伝達バラツキに与える影響を調査した結果、パイロットクラッチ部クリアランスがもっともトルク伝達量に影響を与えている

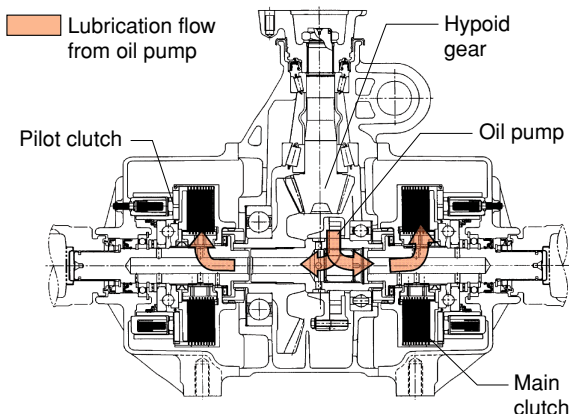


Fig. 5 Rear final drive unit cross section

ことがわかった。Fig. 7 にパイロットクラッチ部クリアランスとトルク伝達量の関係を示す。本システムにおいては、アーマチュアとロータの部摺動面クリアランスを最適化することにより左右のトルク差と制御性を確保した。

また、ハイポイドギヤと同軸上にオイルポンプを配置しクラッチへの潤滑をおこなっている。オイルポンプは左右クラッチのほぼ中央に配置することによりクラッチに均一な潤滑がおこなわれる構造とした。潤滑用オイルはオイルポンプからシャフト内を通り内側から左右のクラッチに供給される。オイルはクラッチの摩擦特性を安定化させるために専用オイルとした。

ロックモードについては車両の走破性能に必要な駆動力を確保した上で、過剰な駆動力を抑制し、軽量化をはかるためにメカニカルな結合ではなく電磁コイル式クラッチの最大電流を常時流す手法とした。

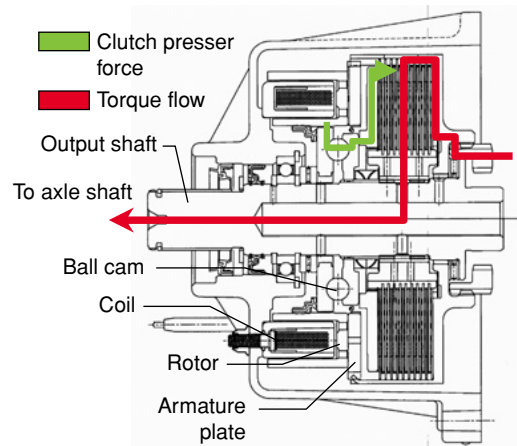


Fig. 6 Clutch unit Cross section

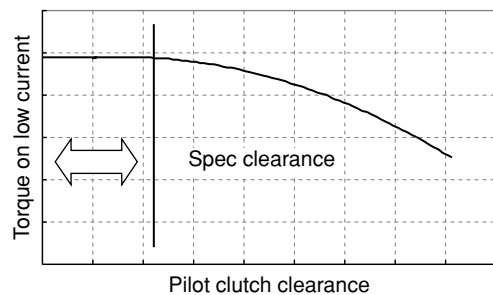


Fig. 7 Clearance and torque

4. システム制御

本 4WD システムの目的を達成するために制御に求められる機能は下記 2 項目である。

- ① 走破性能／操縦性向上のために必要な時に最適な駆動力を後輪に分配する。

② 軽量コンパクト及び燃費向上のために必要の無い時は駆動力を伝えない。

以上を実現するためにオートモードとロックモードの二つのモードを設定した。さらにオートモードにおいては車両加速度制御、差回転制御及び坂道発進制御を組合わせた。Fig. 8 に制御モード及びフロー概要を示す。

4.1. オートモード

① 車両加速度制御

車両が大きな駆動力を必要とするのは発進加速時であり、一定速で走行している時には大きな駆動力は必要ない。よって、車両加速度に応じて後輪への駆動力を最適に配分することにより走破性能と操縦性を確保した。また、発進加速時以外は駆動力を後輪に伝達させないことによりシステ

ムの軽量化を図ると共にコーナリング時のブレーキ現象を押さえ、更に燃費悪化も防いだ。

本システムにおいてはエンジントルク、トルクコンバータ特性、車速、ギヤポジション等により車両の加速度を算出し後輪への駆動力配分量を決定する。Fig. 9に車両加速度に対する後輪配分駆動力を示す。

② 差回転制御

悪路、雪道など滑りやすい路面状況においては、走破性能の確保のために後輪により大きな駆動力が必要となる場合がある。本システムにおいては車両加速度制御に加え、前後輪の回転速度比に応じ後輪の駆動力をさらに増加させ走破性能を確保した。Fig. 10に前後車輪の滑り比に対する後輪駆動力量を示す。

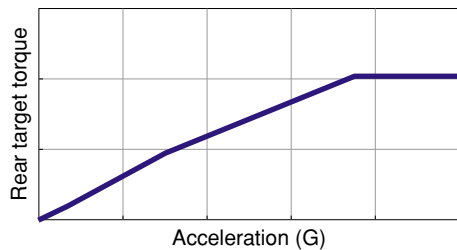


Fig. 9 Vehicle acceleration vs. rear wheel torque

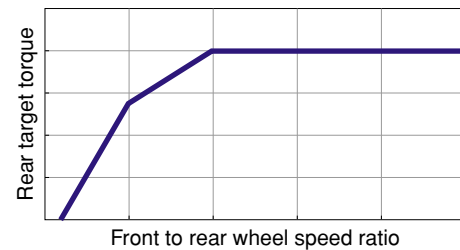


Fig. 10 Wheel speed ratio vs. rear wheel torque

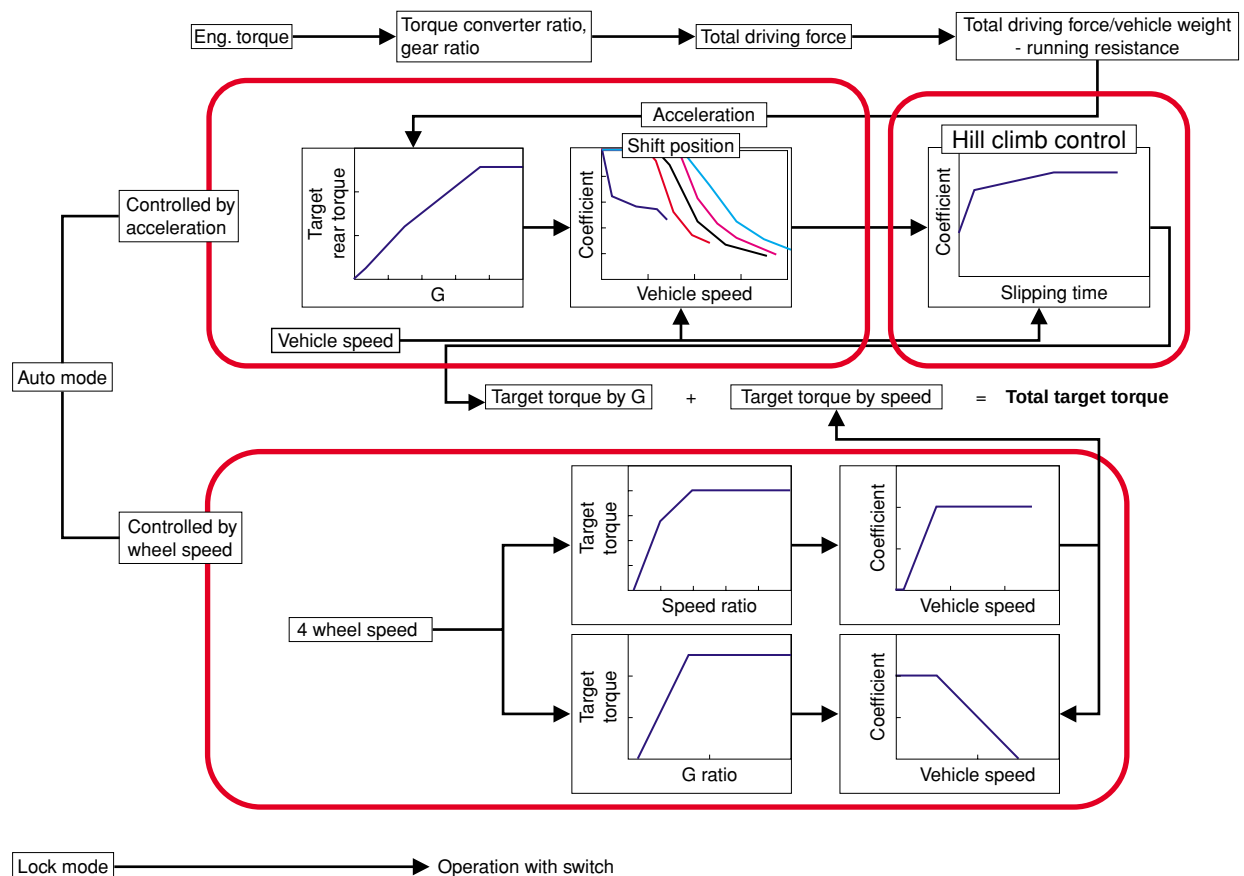


Fig. 8 The outline of control

③坂道発進制御

極低 μ 路登坂等の発進において車両加速度も発生せず前後輪の回転速度比も大きくならない状況が発生する場合がある。そのような状況において走破性能を確保するために、一定時間微少な前輪空転が続いた場合その時間に応じて後輪への駆動力配分を増加させる制御を追加した。Fig. 11 に空転時間に対する駆動力配分増加係数の関係を示す。

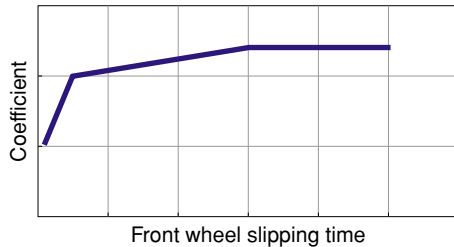


Fig. 11 Hill climb control

4.2. ロックモード

車両がスタックした場合や限界登坂等の走行においては前後輪、後輪左右を直結状態としたほうがより高い走破性能を得ることができる。しかしながらこの状態は車輪間の差動が制限されておりコーナリング時に強いブレーキ現象等が発生し車両の状態が不安定になり易い。また駆動系に大きな負荷が入りシステム重量増にもつながる。実際にこの様な走破性能が必要とされるのは低車速状態に限定されるため、本システムにおいては車速が上昇した場合徐々にオートモードに切り替わるようにすると共にロックモードの使用をATシフトレバーがL(1速固定)、2(2速固定)、R(後進)の位置ある時に限定した。Fig. 12に車速に対する後輪配分トルク量を示す。

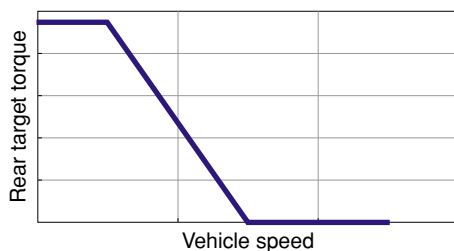


Fig. 12 Vehicle speed vs. rear wheel torque

5. システム重量

Fig. 13 に VTM-4 を 2000 年モデル Acura MDX に適用した場合と他機種のシステム重量を比較したグラフを示す。機能の集約化、トルクリミット機能、車両加速度制御等によりクラス最軽量のシステム重量 97kg を達成することができた。

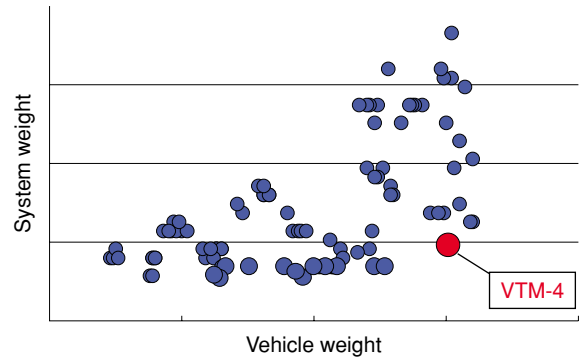


Fig. 13 System weight

6. 実車性能

SUVの実車性能と言ってもその意味する範囲は広く定量的に表現することは難しいのが現状である。即ち車両の使われ勝手、路面状況、積載状態等を考慮した上で走破性能と操縦性を評価する必要がある。従来このような性能に対しては、感応評価を用いて相対的に評価を行うのが一般的で有る。ここでは、MDXを用い、走破性能と操縦性の基本的性能について定量的に評価をおこなった。

6.1. 走破性能

走破性能を確保するために 4WD システムに求められる性能を大別すると以下の3つに大きく分けることができる。

- ① 4 輪総絶対駆動力性能
- ② 駆動力前後配分性能
- ③ 駆動力左右配分性能

① 4 輪総絶対駆動力性能とは、絶対登坂性能やトレラ牽引登坂等に必要な駆動力で有り VTM-4 のような前輪駆動ベース 4WD システムにおいては、後輪に配分する最大トルクの絶対量を決定する一つの指針となる。またそのトルクを前輪のスリップ率が過大になる前にタイミング良く伝える必要がある。

市場調査結果から以下の 2 項目を満足できれば MDX が目標とする市場に対し競争力の有る絶対駆動力性能が確保できると判断した。

- 1) ダート路登坂発進
- 2) ポート牽引時アスファルト路登坂発進

これらの条件下におけるリヤ必要駆動力の測定結果を Fig. 14 および Fig. 15 に示す。

結果としては、狙い通りの必要十分な登坂駆動力と登坂性能が確保できた。またオート及びロックモードにおける後輪駆動トルク発生特性からもわかるように、オートモードにおいては必要十分な登坂性能を確保させながら前輪に適度なスリップ感がありユーザに路面状況を的確に伝えることができる。さらにロックモードにおいては登坂に必要な

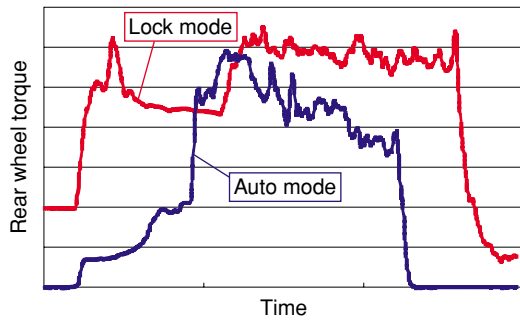


Fig. 14 Rear torque at hill climb on dirt (Auto, Lock mode)

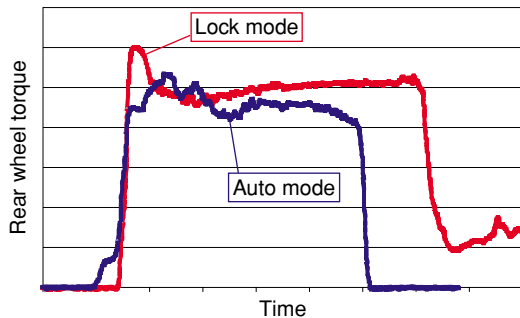


Fig. 15 Slope towing a boat on paved hill (Auto, Lock mode)

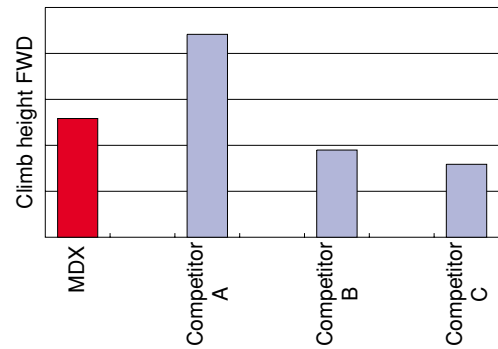


Fig. 17 Height difference for roller drive over (Forward climb)

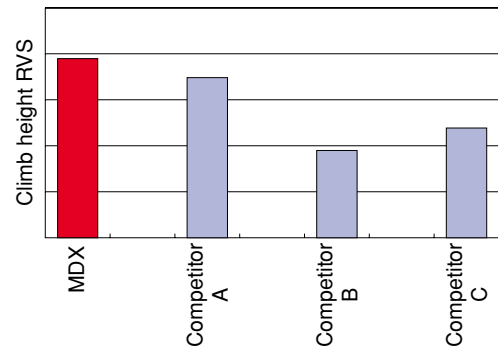


Fig. 18 Height difference for roller drive over (Reverse climb)

な駆動力が瞬時に発生しており、より安心感のある良好な登坂性能が発揮できた。

②前後配分駆動力性能は一般路走行においては、雪上登坂や前後の路面 μ に大きな差が有るような路面あるいは段差乗り越し等の走破性能の指標となる。

この性能を定量的に実車両ベースで評価するために、ローラ付き治具(Fig. 16)を用いて前進及び後進においてどの程度の高さまでそれを乗り越せるか測定を行った。この手法を用いて他のシステムを採用している代表的車両と比較した試験結果を Fig. 17, Fig. 18 に示す。

以上の結果から比較車に対し必要十分なねらい通りの性能が確保できた。

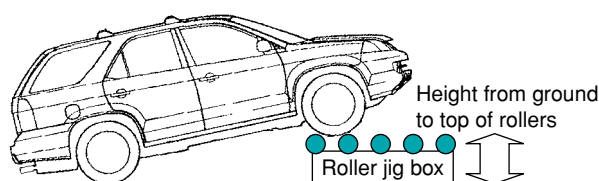


Fig. 16 The method for roller drive over

③左右駆動力配分とは、一般路走行においては、路肩が凍結したようなスピリット μ 路での坂道発進や脱輪脱出等の走破性能の指標となる。

このような状況を定量的に評価するために、前項目同様にローラ付き治具に前後片側車輪を載せ(Fig. 19)牽引力を測定した。代表的な車両と比較した結果を Fig. 20 に示す。

このような状況下において、一般的なプリセットタイプLSD(Competitor A)に対し約2倍の牽引力を発生することが可能であり実用上必要十分な左右駆動力配分性能が確保できた。

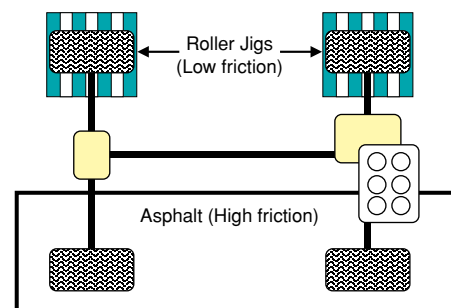
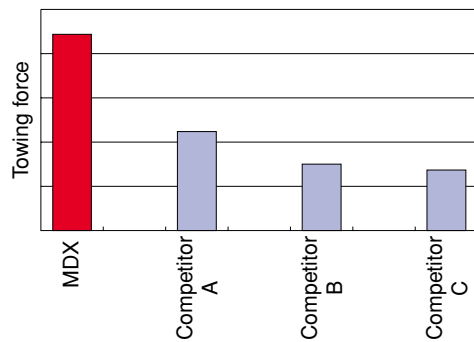


Fig. 19 The method for towing strength measurement on split μ

Fig. 20 Towing strength on split μ

6.2. 操縦性

操縦性に関しては、大きくドライ、ウェット路面での性能に別れる。ここでは、一般的な評価手法である加速円旋回特性にてその性能評価を行った。

ドライ、ウェット路面における加速円旋回特性を代表的な乗用車と比較を行った結果、Fig. 21に示すように本システムの目標の一つである乗用車並みの操縦性が確保されている。

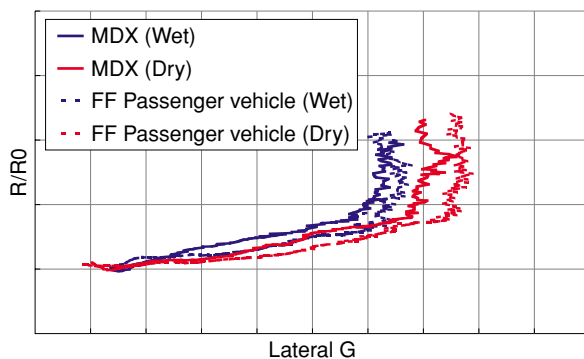


Fig. 21 US/OS Characteristics

7. まとめ

以上の結果をふまえ SUV としての走破性能と乗用車としての操縦性について代表的なSUVおよび乗用車と比較した結果を下記レーダチャート(Fig. 22)に示す。

電子制御によるトルクコントロール、トルクリミット機能、リヤファイナルドライブユニット内に機能集約、後輪左右軸上のクラッチユニット配置、乗用車シャシの流用により本システムの目標である「SUV としての必要十分な走破性能と乗用車としての操縦性の両立」をクラス最軽量のシステム重量 97kg で達成することができた。

本システムは、2001年モデルAcura MDXに適用され2000年9月より北米地区で販売され、お客様から好評を頂いている。

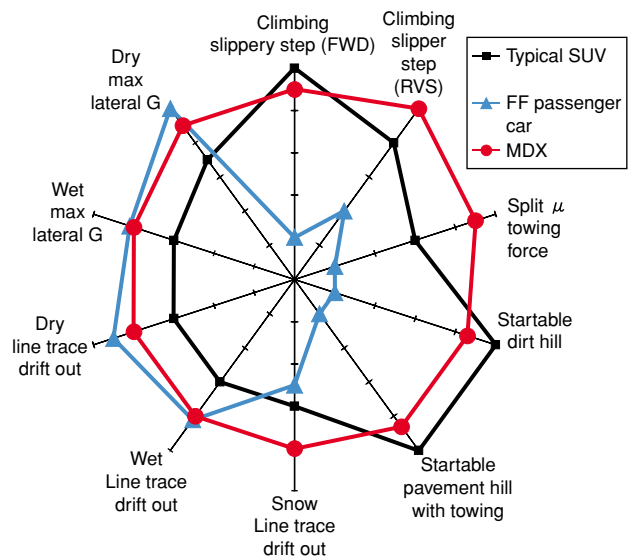


Fig. 22 Radar chart for 4WD performance

最後に本システムの開発にあたり研究所内外で多大なご支援頂いた方々に心より感謝いたします。

8. 参考文献

- (1) 宅野博 他:4WD用新電子制御カップリングの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.75-98, p.5-8 (1998)
- (2) 後藤敦彦 他:FF ベース新型四輪駆動システムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.97-99, p.1-4 (1999)
- (3) Chulhee Lee: A Study of NVH Phenomenon in SUV Drivetrain caused by Propeller Shaft, JSAE Spring Convention Proceedings, No.43-00, p.17-20 (2000)

■ 著 者 ■



黒田 耕治



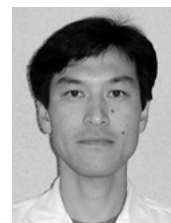
中野 和宏



小西 良和



堀 剛



西田 健三



小林 和典

VSA による氷雪路走行時の操縦安定性向上

Improvements in Handling on a Slippery Road with VSA

金 圭 勇*
Keiyu KIN

池 田 透*
Tohru IKEDA

矢 野 修*
Osamu YANO

要 旨

スタビリティとステアアビリティを同時に向上させる VSA (Vehicle Stability Assist) の性能を、氷雪路で遭遇するいくつかの危険な状況を設定して再現テストした。その結果、ドライバーの疲労軽減効果と事故回避性能が向上し VSA の有効性が証明された。

ABSTRACT

The performance of Vehicle Stability Assist (VSA), which simultaneously improves stability and steerability, was tested for reproducibility under various dangerous conditions of the kind encountered on slippery roads. The results showed effects of alleviated driver fatigue and improved accident avoidance performance, thus proving the effectiveness of VSA.

1. まえがき

筆者らはすでに、VSA の 4 輪最適スリップ制御の研究を通して、操縦安定性がさらに向上することを報告した⁽¹⁾。本研究ではこの進化した VSA を用いて氷雪路面における走行安全性の実車検証を行なった。その結果、一般の氷雪路で遭遇する危険な状況において車両の安定性と操舵特性が向上し、スピン事故と車線逸脱事故の防止に効果があることを確認した。テスト車は F F 車ベースのオンデマンド方式フルタイム 4WD を用い、テストコースは氷雪路面に限定した。

2. テストモード

寒冷地や雪国等氷雪路面の多い地域で事故に陥り易い危険な場面を想定した。代表的なケースとしては、速度の出しすぎでコーナーを曲がりきれない、旋回中に予期せぬ障害物を発見し急制動をかける、走行中に突然の飛び出し等で緊急回避を強いられる、さらに、山岳路等の複合ワインディングを走行中に運転ストレスから操作ミスをする、が挙げられる。これらから次の四つのテストモードを設定した。

- ① J ターン(オーバースピードでコーナー進入)
- ② ブレーキインターン(旋回中の急制動)
- ③ ダブルレーンチェンジ(緊急回避操舵)
- ④ 連続スラローム(ワインディング走行)

そして、これらのシチュエーションにおいて、VSA の性能を安定性と舵の効きの両面から評価した。

つまり、

- (1) 安定性向上による疲労軽減 : スタビリティ(リアタイヤのグリップ)
- (2) 事故回避性能の向上 : ステアアビリティ(舵の効き)

の両立を実車証明するのが本テーマの目的である。

さらに今後のアクティブセーフティの実現に向けてどのように技術発展させていくのかを考察した。

3. 制御ロジック

VSA は次の三つの基本ロジックから構成されている。

- ① 車体スリップ角推定ロジック (β推定ロジック)
- ② タイヤ路面間摩擦係数推定ロジック(μ推定ロジック)
- ③ 最適 4 輪スリップ制御ロジック (入制御ロジック)

本テーマではさらに、次の三つの制御ロジックを改良し
氷雪路における性能向上を図った。

④車体速度推定ロジック

⑤アンダーステア制御ロジック

⑥オーバーステア制御ロジック

本システムの基本構成を Fig. 1 に示す。また、基本制御
ロジックを Fig. 2 に示す。次に④、⑤、⑥の各ロジックを
説明する。

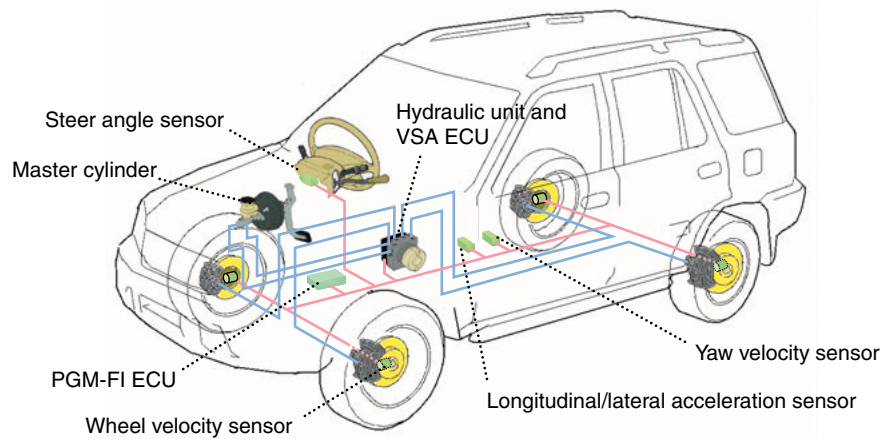


Fig. 1 System configuration

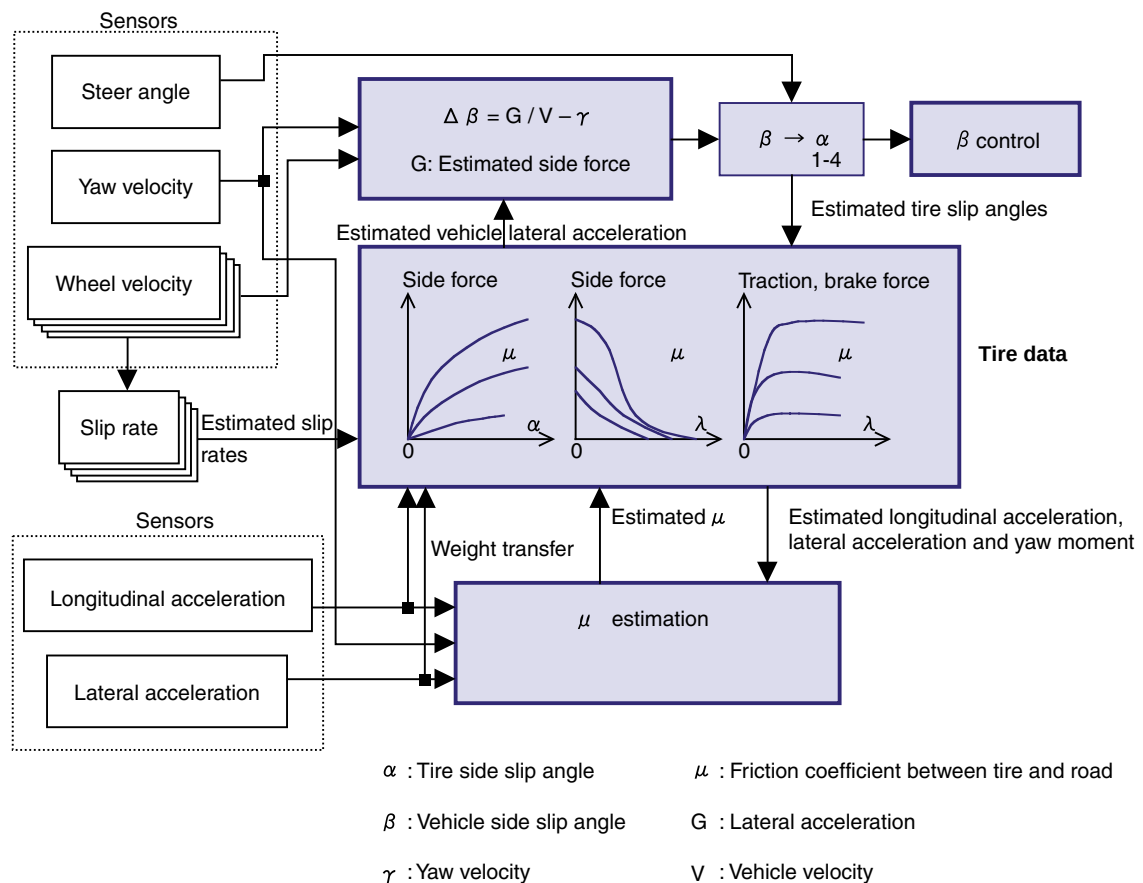


Fig. 2 Basic VSA logic

3.1. 車体速度推定ロジック

発進スリップ時、低 μ ・スプリット走行時、スリップ制御作動時の車体速度の推定精度を向上させるために、Fig. 3に示すように μ -スリップ特性(タイヤデータマップ)から推定した各タイヤの制駆動力の合計を推定前後Gに換算して車体速度を求めている。さらに、 μ 推定ロジックと合わせてタイヤ特性を適応している。

3.2. アンダーステア制御ロジック

US制御は、そのほとんどがオーバースピードでコーナーに進入する際に発生していることから、Fig. 4に示すようにリア車輪のブレーキ制御とフロント内輪のモーメント制御を同時に作動させる3輪制御とした。特に、減速後はリアの左右輪に制動力差を付けて積極的にモーメントを発生させるようにしている。

3.3. オーバーステア制御ロジック

OS制御は、緊急回避時の速い左右連続転舵に起因する急激なヨーモーメントの発生防止と、比較的重量の大きいRV車の慣性モーメントを考慮して、より早い段階で作動するモーメント抑制制御を開発した。具体的にはFig. 5に示すように、(1)車体スリップ角が閾値を越え、かつ、(2)ヨーレートとの符号が異付号になった時に過剰モーメント(OS, スピン)を予測・制御している。

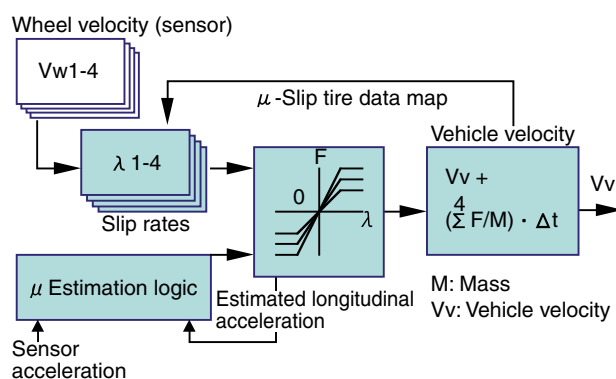


Fig. 3 Vehicle velocity estimation logic

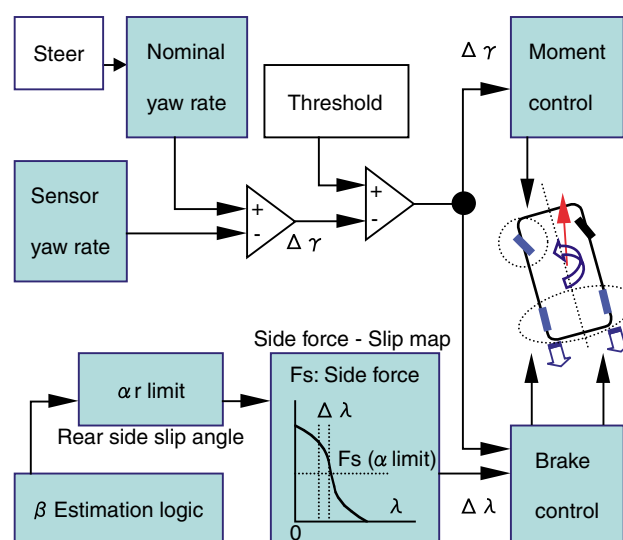


Fig. 4 Under steer control logic

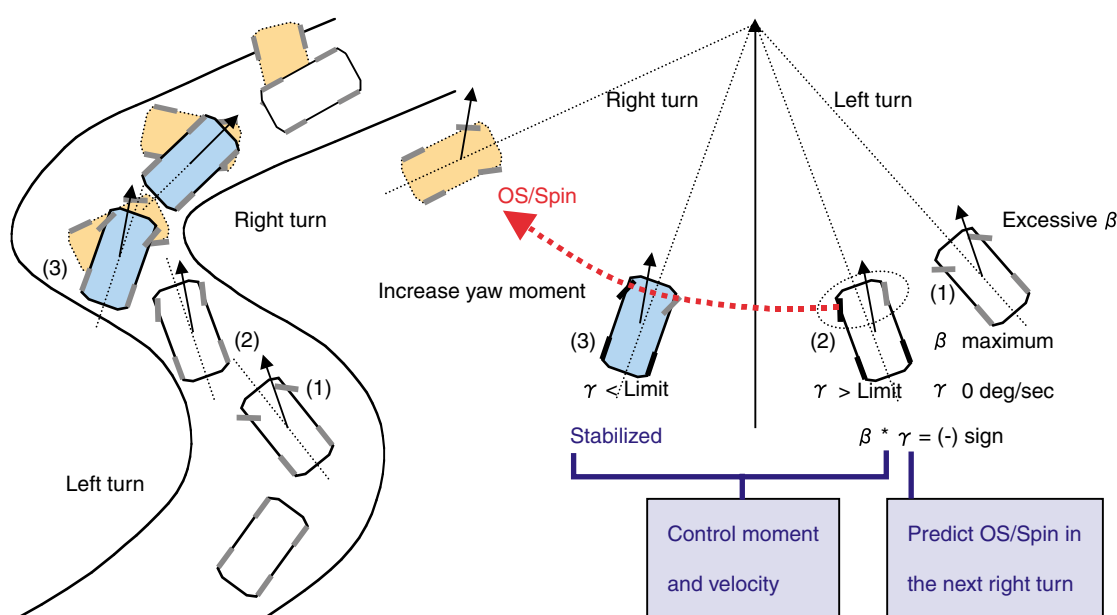


Fig. 5 Prediction and control for excessive yaw moment on the slalom course

4. テスト結果

4.1. 50R Jターンテスト

(オーバースピードでコーナー進入)

テストモードと実車走行写真を Fig. 6 に示す。

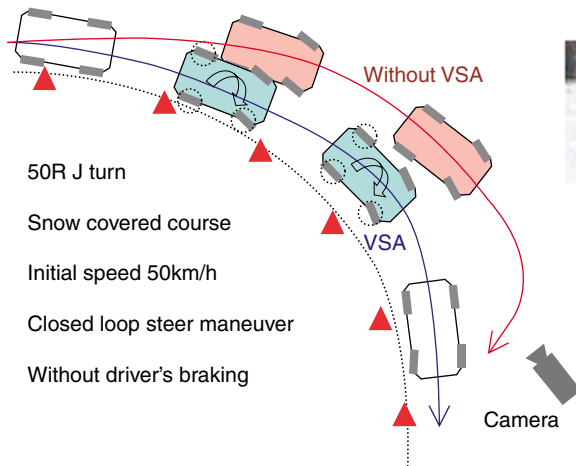


Fig. 6 50R J turn test

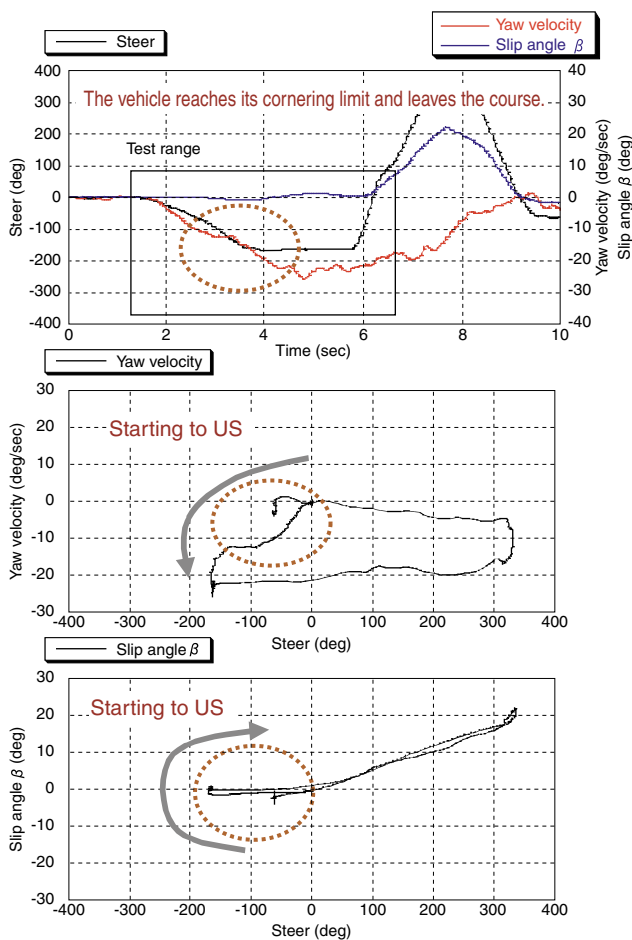


Fig. 7 50R J turn test on snow without VSA

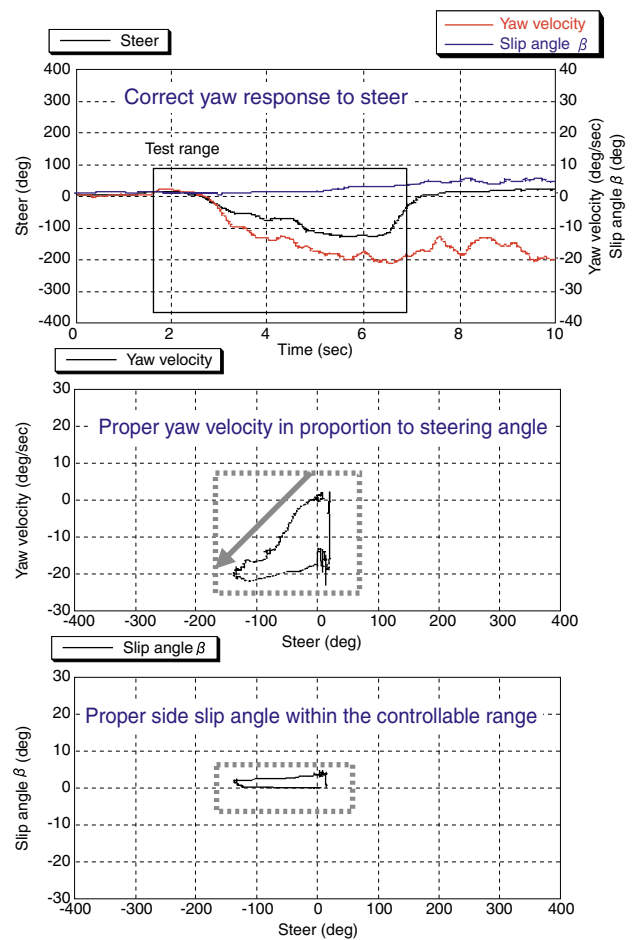


Fig. 8 50R J turn test on snow with VSA

4.2. 50R ブレーキインターンテスト(旋回中の急制動)

テストモードと実車走行写真を Fig. 9 に示す。

VSA 無しでは Fig. 10 に示すようにタイヤグリップ限界を超えて目標ラインの外へ飛び出す。対して、VSA 作動時は Fig. 11 に示すようにリア2輪による減速制御と左右制

動力差によるリアモーメント制御、さらにフロント内輪のモーメント制御により、車体スリップ角の増加・安定維持が可能であり停止距離も15%短い。理想的には、さらに車線逸脱量を減らすことで事故防止効果を上げる必要がある。

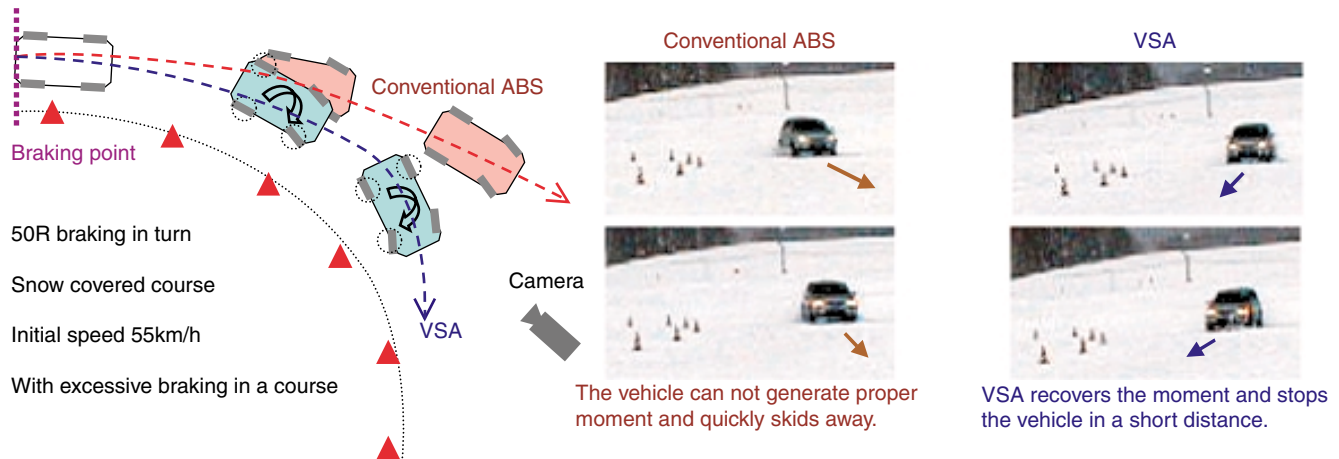


Fig. 9 50R braking in turn test

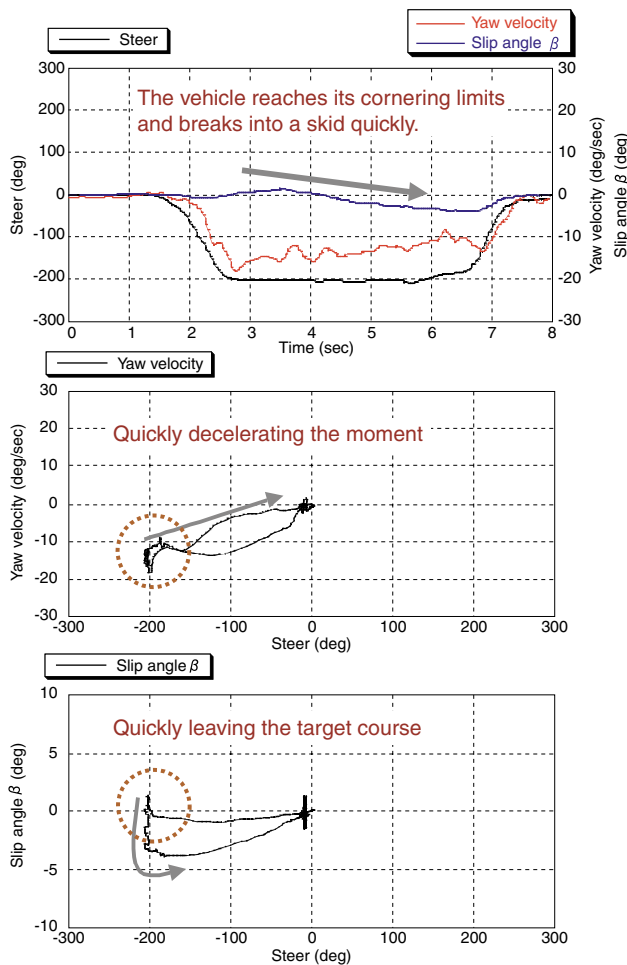


Fig. 10 50R brake in turn test on snow without VSA

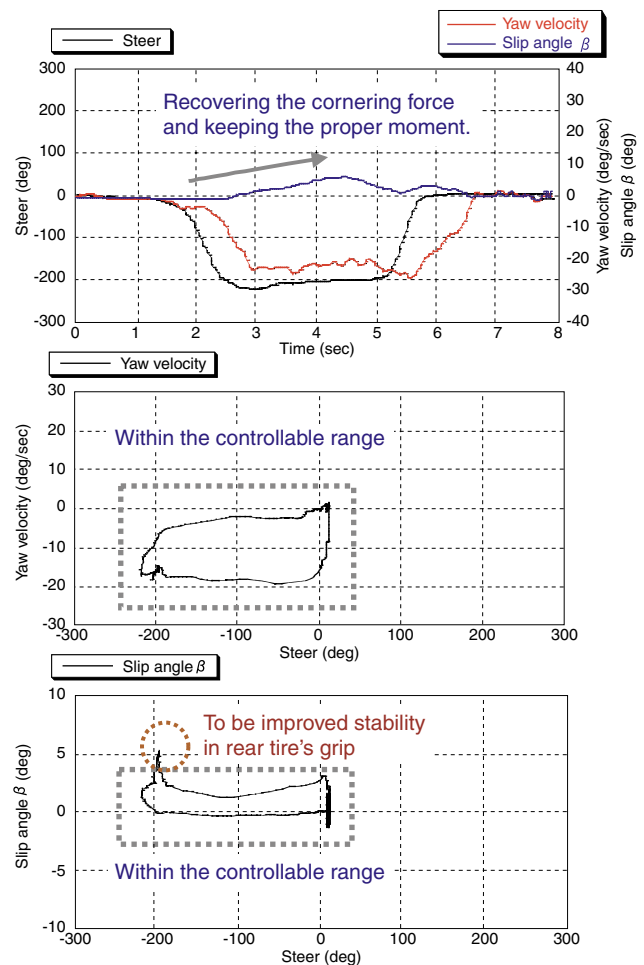


Fig. 11 50R brake in turn test on snow with VSA

4.3. ダブルレーンチェンジ(緊急回避操舵)

テストモードと実車走行写真を Fig. 12 に示す。

VSA 不動作では Fig. 13 に示すように回避後のレーン復帰転舵時にヨーモーメントが急速に増加してスピン状態に陥る。対して、VSA 作動時は Fig. 14 に示すように最初の

回避転舵時のヨー運動から次のターンで過剰モーメントが発生することを予測して、早めのモーメントとスリップ角抑制制御をかけることで安定でかつ舵の効く状態を維持している。

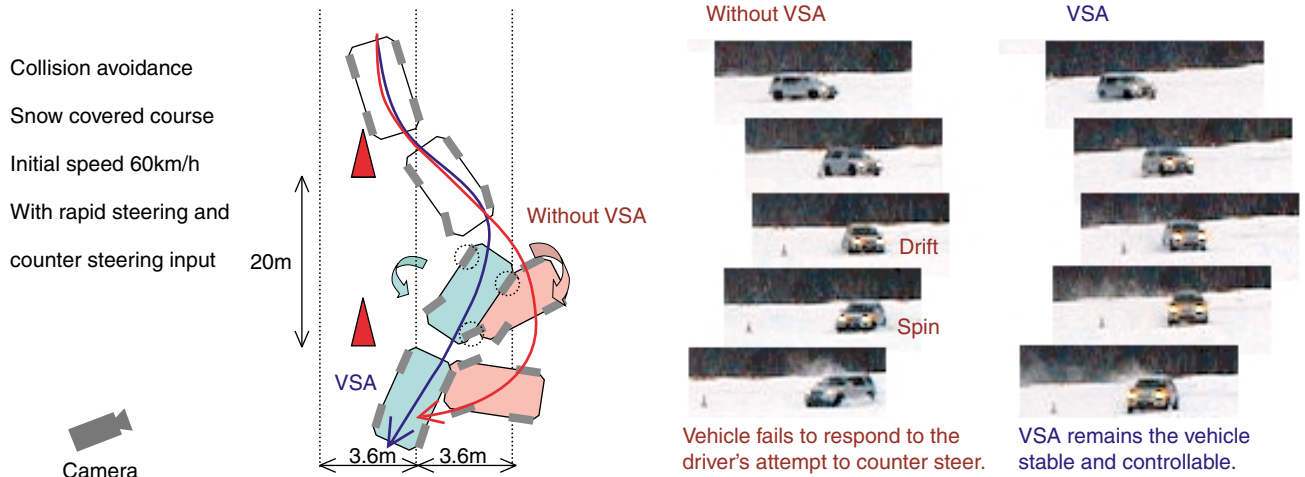


Fig. 12 Collision avoidance test

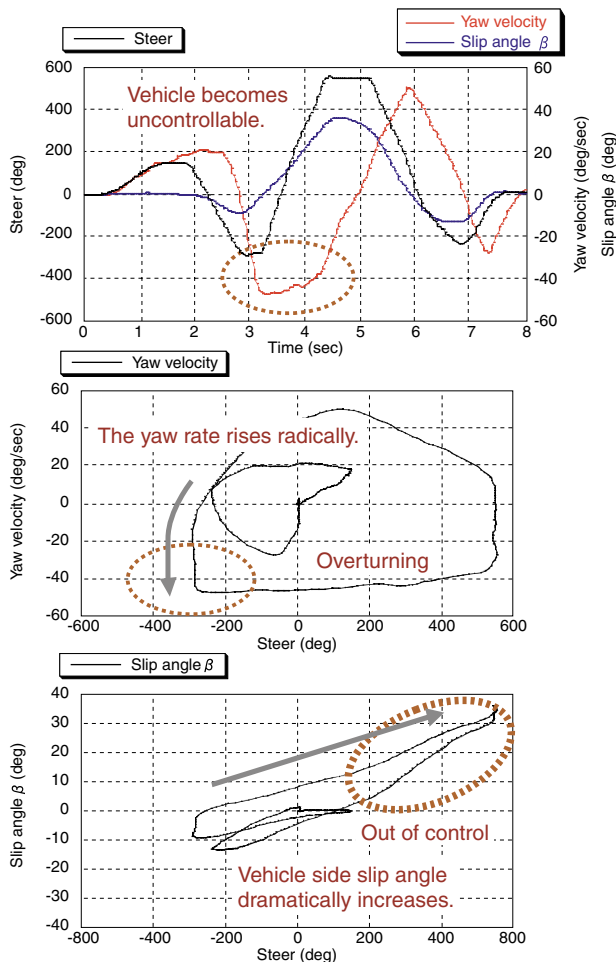


Fig. 13 Collision avoidance test on snow without VSA

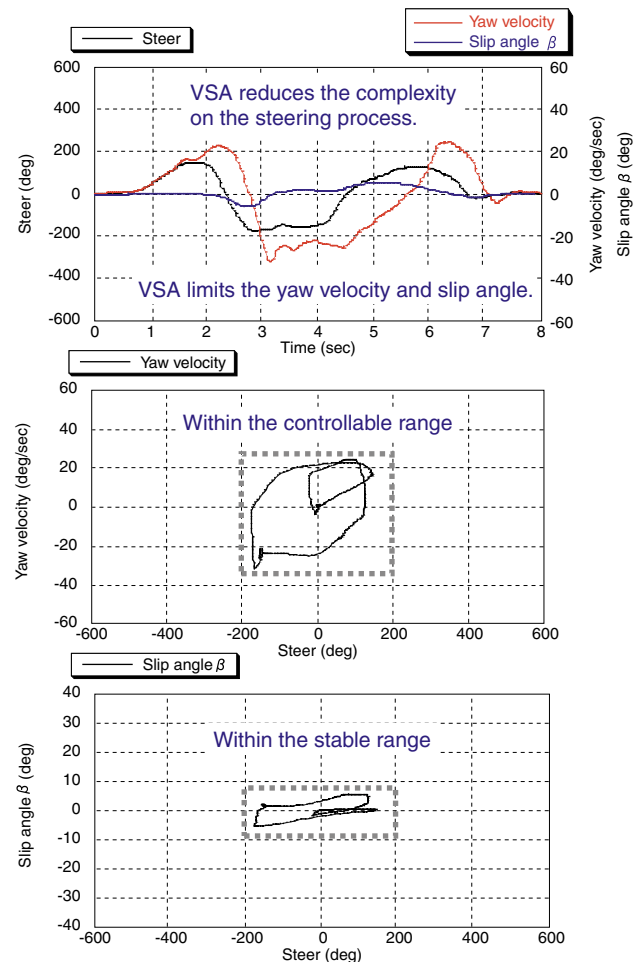


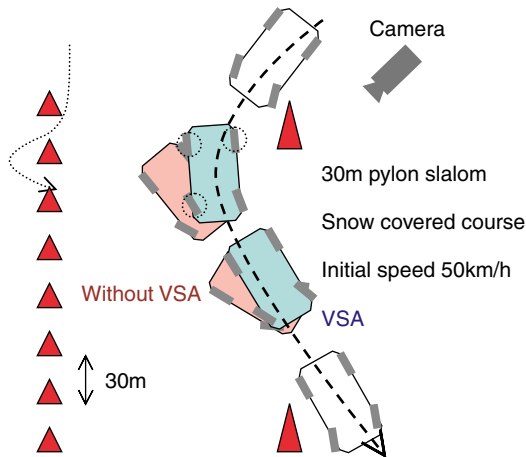
Fig. 14 Collision avoidance test on snow with VSA

4.4. 連続スラローム(ワインディング走行)

テストモードと実車走行写真を Fig. 15 に示す。

VSA 無しでは Fig. 16 に示すようにターン毎に挙動がより不安定になるため操舵と修正が増加する。対して、VSA制

御では Fig. 17 に示すようにスリップ角、モーメントともに適正かつ早期に制御されるために安定して操縦可能な挙動が持続できる。結果としてドライバーのストレスと疲労を軽減する効果があり、操作ミスも減少すると思われる。



Without VSA

VSA



Fig. 15 Slalom test

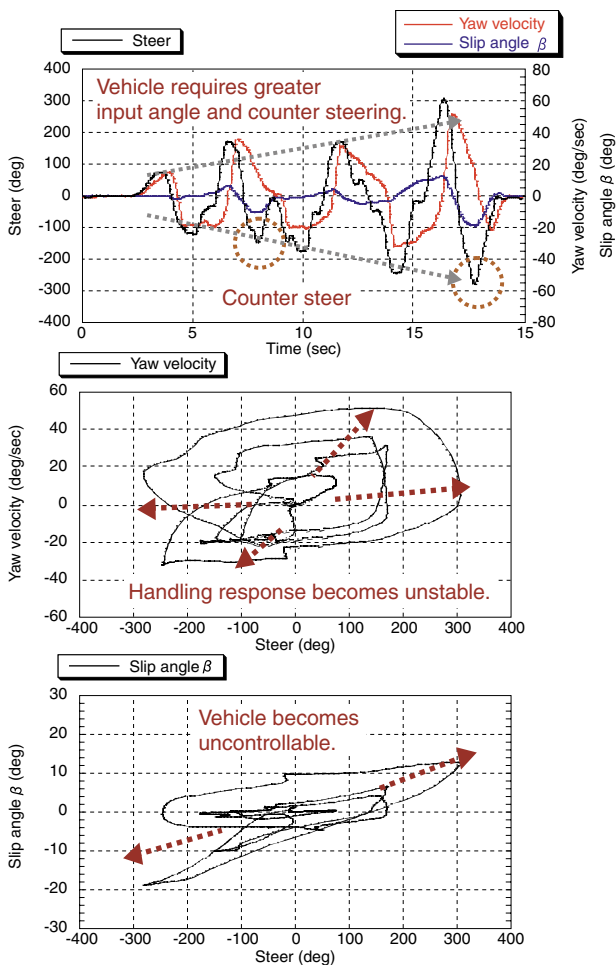


Fig. 16 Slalom test on snow without VSA

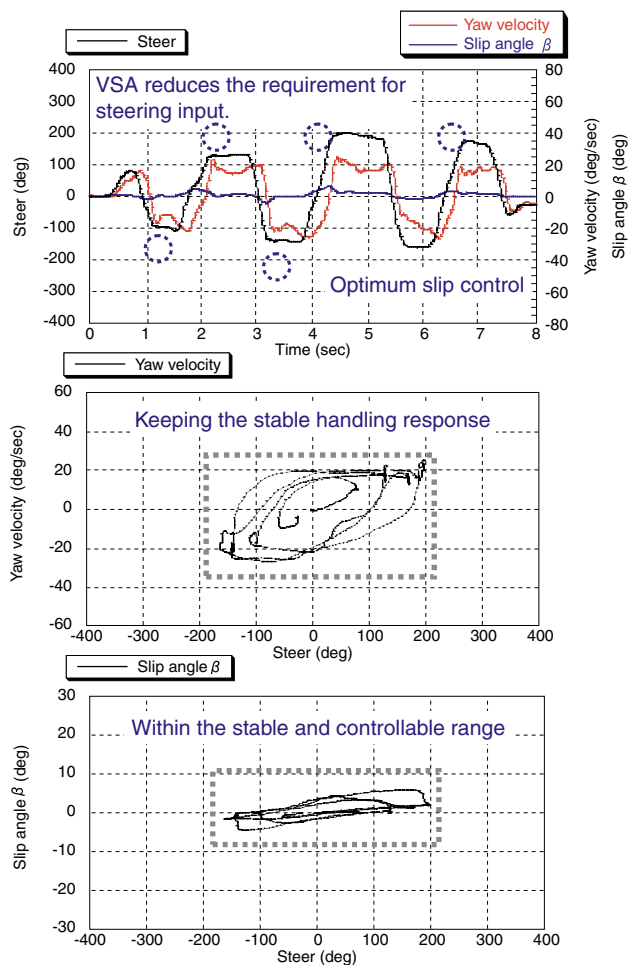


Fig. 17 Slalom test on snow with VSA

5. 考察

前の章で示した四つのテスト結果をもとに、氷雪路における操縦安定性向上の効果を考察する。

(1) Jターン

リア2輪による減速制御とフロント内輪のアンダーステア制御により車両は安定して旋回できるようになった。特に、舵に対するヨーの立上がりがりニアで操舵特性が改善された。ただし、事故防止の観点からは、さらにドリフトアウトを抑える必要がある。

(2) ブレーキインターン

旋回ブレーキの停止距離が15%短縮され操安性も改善されたが、目標ラインからの逸脱量は依然として大きく(初期のアンダーステアが原因)改善を要する。そのためには、リアルタイムの車両運動状態のみならず前方の道路形状(例えば、旋回半径等)を先取りして、あらかじめ速度制御をかけるなどの予測技術の開発が必要である。

(3) 危険回避操作

障害物回避等素早い左右転舵で車両が大きく振られる状況に置いても、ヨーレイトの急激な増加を事前に予測し早期に制御することで、車両挙動を安定させることができた。これにより、回避性能が向上したと考える。

(4) スラローム

連続スラローム時の操舵特性が最適に保たれる結果、車両挙動が安定し疲労軽減効果が向上したと考える。これによりドライバーは運転にゆとりと安心感を得ることができ、夜間や吹雪といった悪条件の重なった時でも視界確保に集中でき、事故防止効果が上がると考える。

6. 結論

VSA制御を行うことで氷雪路走行時のドライバーの疲労軽減と事故防止に効果があることがわかった。

(1) 危険回避、S字コーナー、ワインディングなどで誘発されるOSとスピンは、早期予測とリアタイヤのグリップを向上させる制御により確実に抑制できた。

(2) 速度オーバーや急制動を伴う旋回などで誘発されるUSとドリフトアウトは、操舵特性が改善され停止距離も短縮された結果、従来の車両に比較して抑制された。ただし、僅かな速度オーバーや操舵ミスが即事故につながる氷雪路では、さらに車線逸脱量を抑え込む改善が必要である。

7. アクティブセーフティ技術の発展に向けて

事故防止効果の高い車両運動制御を目標に開発してきたが、更なる安全性向上のためには車外情報や新たなセンシング技術も含めたより高度なアクティブセーフティ要素技術の開発が必要になるだろう。

また、事故の第一要因がドライバーのミスにあると言われていることから、単に車両運動と路面摩擦係数を定量的に推定し車外情報を解析するだけではなく、操作ミスを誘う条件を外的要因(車両運動・道路環境)と内的要因(ドライバー心理)、またはそれらの複合から調査研究することも必要と考える。

今後は、車両運動、道路環境の解析に加えて、ヒューマンファクターのダイナミクスを分析し事故防止技術を発展させていきたいと考える。

参考文献

- (1) 金圭勇, 矢野修, 占部博之: スリップ制御による車両のスタビリティとステアアビリティの向上, Honda R&D Technical Review Vol.13, No.1, p.91-98 (2001)

■ 著 者 ■



金 圭 勇



池 田 透



矢 野 修

制動行動におけるドライバの心拍数変化

The Change of Driver Heart Rates under the Influence of Braking

谷 田 公 二*
Koji TANIDA

要 旨

運転行動を解明する手掛かりとして、制動行動におけるドライバの心拍数変化に着目した。様々なブレーキ状況を想定したテストから、制動行動時のドライバの心理状態が心拍数変化に表れていることを見出した。障害物が横から飛び出す想定ではドライバの心拍数に急激な増加が認められた。他方、停止線で停車する想定では心拍数は停車前から漸減していった。このように心拍数変化は制動行動に呼応した特有のパターンを持っていることが推察される。以上を踏まえ、制動行動がパニックブレーキであったか否かを判別するためにブレーキを踏む前後の心拍加速反応の大きさを用いた指標式を提案した。

ABSTRACT

Attention was focused on changes in driver heart rate while braking as an approach to understanding driving behavior. Using tests designed to model a variety of different braking conditions, it was observed that driver psychological states while braking are shown in the form of changes in heart rate. In a test envisioning an obstacle that dashes out from the side, driver heart rates were observed to increase suddenly. On the other hand, a test that envisioned the vehicle coming to a halt at a stop line showed the heart rate gradually slowing before the vehicle stopped. It was inferred that changes in heart rate thus take on a distinctive pattern in response to braking behavior. In this light, an index formula was proposed that uses the magnitude of the response in heart acceleration around the time of braking in order to determine whether an instance of braking behavior represented panic braking or not.

1. まえがき

自動車開発は安全な車作りを目指し、衝突被害の軽減を目的とした2次安全はもちろん、交通事故防止に効果があると考えられている1次安全にも努力を注いでいる。その製品化はアンチロックブレーキシステムやブレーキアシストシステム等となり、これらの効果検証の一つとしてパニックブレーキでのテストが行われている⁽¹⁾。このテストでは被験者がパニック状態に陥るようにテストを設定し、緊急状態での運転者の制動行動が観察される。また、上野らの緊張度評価⁽²⁾では運転者の生理状態に注目し、過度の緊張状態がパニックであると設定した。しかしながら、パニックブレーキでの生理心理状態に着目した研究例は少ないことから、運転者の生理的観点に基づいて運転行動を評価するテストを試みることは、今後の自動車開発にとって有用であると考えられる。

本稿では、横からの車両の飛び出しを想定した制動行動

に対する、運転者の心拍数変化を用いたパニック状態の判別方法について論述する。

2. 心理状態と生理反応

情動に関係ある自律神経には交感神経と副交感神経があり、拮抗することで心理状態のバランスを保っている⁽³⁾と考えられている。我々の心理状態が緊張や危険などにさらされた状態になると、交感神経を中心とした生理反応が認められる。交感神経が優位であるときには、心臓循環器系においては、末梢の血管は収縮し血圧が高まる。また心拍数は上昇し、心拍間隔のバラツキは小さくなって行く。一方、副交感神経(迷走神経)が優位であるときには、これとは逆に心臓のはたらきは穏やかとなり、心拍数は低く、揺らぎをもった心拍間隔となる^{(4), (5)}。

そこで、本研究では制動行動の違いと心拍数変化に着目して類別することを試みた。

3. 制動行動の分類

制動時の緊張を比較検討するために制動行動を規定する必要がある。実際の運転では様々な制動行動が行われていると考え、ここでは5つのモードに分類し設定した。単純な制動として、

- (1) 赤信号点灯時などの目標停止位置が定まった「信号停止モード (Signal mode)」
- (2) 適正な車速まで減速することを目的とした、コーナ進入に代表される「コーナモード (Curve mode)」を設定した。また、複雑な制動として、
- (3) 本線に並走車がある高速道路流入など、操舵回避(例えば合流区間終了)までの時間を確保することを目的とした「回避モード (Escape mode)」
- (4) 予め分かっている制動開始位置から急制動を行う「急制動モード (Hard mode)」
- (5) 障害物の突発的な出現、いわゆる飛び出しに対し、瞬時に制動行動(パニックブレーキ)をとるような「飛び出しモード (Panic mode)」を設定した。

上記の「急制動モード」は特異なモードではあるが、本研究での主旨から、「飛び出しモード」と比較して、制動開始点を予め知っていたか否かの生理反応の差異を見るために設定した。

4. 試験方法

4.1. 試験概要

被験者は 20 ～ 50 代の 39 名(男性 34 名, 女性 5 名), テスト車両は 1600cc, 4速オートマチックトランスミッション車を用いた。被験者には普段の運転のように走行するよう指示してあるが、飛び出しテストがあることは知らせていない。このような制動テストには車速管理が重要である。したがって、被験者にはテストの前に車両に慣れ、さらに車速を合わせられるように慣熟走行を十分に行なわせた。そして各被験者が車速管理を十分にできた頃を見計らい、その慣熟走行の途中で予告せずに飛び出しモード試験を実施した。この予告しなかった試験については被験者に理解を求め、以降のテストへの同意を確認した。その後、各モードの内容を説明し、引き続き信号停止モード5回、コーナモード3回、回避モード3回、急制動モード2回の計 13 試験を行った。なお、モード順序は被験者毎に変えて行った。

4.2. テストコース設定

Fig. 1 に各制動モードでのテストコースを記す。また Fig. 2 は飛び出しモードでの試験光景である。飛び出しモードは、全被験者が操舵回避を伴わず急制動を行なうよう、筒状の風船を1車線分1秒でターボファンを用いて膨

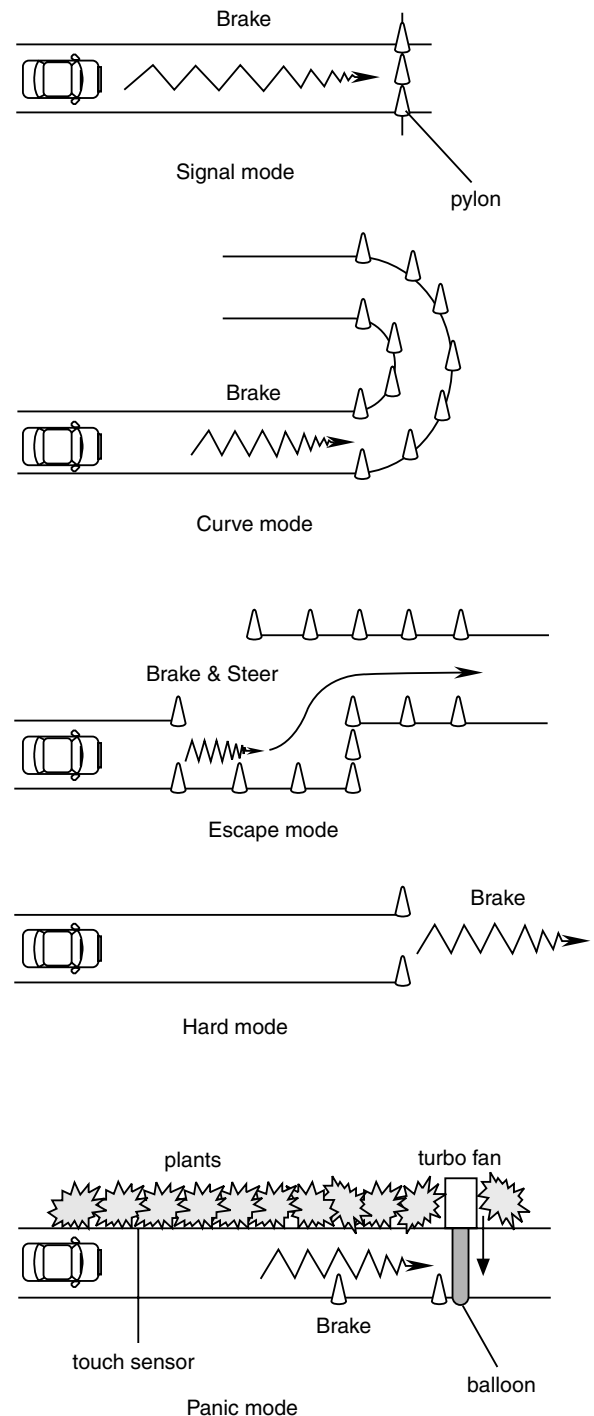


Fig. 1 Braking test modes



Fig. 2 Panic mode

らませ、道路左側から走行車線を完全に遮断する設定とした。また飛び出しタイミングを統一するため、タッチセンサを路面に貼った。これにより車両前輪が通過すると、ターボファンのスイッチが入る仕組みとなっている。

なお、それぞれのモードは、およそ 200m の助走区間を設け、一定車速 50km/h からの制動試験とし、他車両の存在による交通流がない状況で行なった。また、本テストはパイロンで規制した道路を設定したため、被験者は普段の運転状況よりも進路の把握が難しく、間近にならないと道路形状を確認しにくい。したがって、被験者は普段以上に注意を払って運転していたことを明記しておく。

4.3. 心拍数計測

心拍数計測では、耳葉にアース電極を貼り、胸部 2 電極から心電図 ECG (Electro cardiogram) を誘導した。ECG はサンプリング周波数 500Hz でデータレコーダに記録した。一般に自律神経系の生理量はサーカディアンリズムという日内周期変動をもつ⁽⁶⁾。したがって、各テストは測定時刻を統一する必要がある。しかし、ストレスが加わったときに生じる変化に着目するならば、日内どの時刻においても変化の方向は一定であると思われる。したがって、ここではサーカディアンリズムの特定を行わず制動行動中の心拍数変化のみに着目した。

4.4. 心拍データの解析範囲

飛び出しは予見性がなく、急激な心理変化を引き起こすので、心拍数はこの時を境に急変化すると考えられる。一方、被験者が飛び出しをいつ認知したか、あるいはどの時点で制動を開始しようとしたかは脳内で起こる事象であるので、外部からその規定は困難である。しかし、本テストにおいてどの被験者にも共通するのは、ブレーキペダルへの足の踏み替えとその直前の「アクセルペダルを放す」行動である。したがって、アクセルペダルを放す動作を始めた瞬間を特定するために、計測車両のアクセルペダルにはレーザセンサを備え、ストローク量を計測できるようにした。このように、制動行動中でも特にアクセルペダルが戻る前後の心拍数変化に着目し、解析はこのアクセルペダルが戻る前後の範囲とした。

5. 試験結果

本テストでの有効被験者数は 39 名のうち 36 名となった。これはシートベルトとのこすれにより生体電極が外れたなど計測できなかったためである。

以下にテスト結果を示す。

5.1. モードに応じた心拍数変化パターン

1 試験ごとに Fig. 3 に示すようなデータが得られる。こ

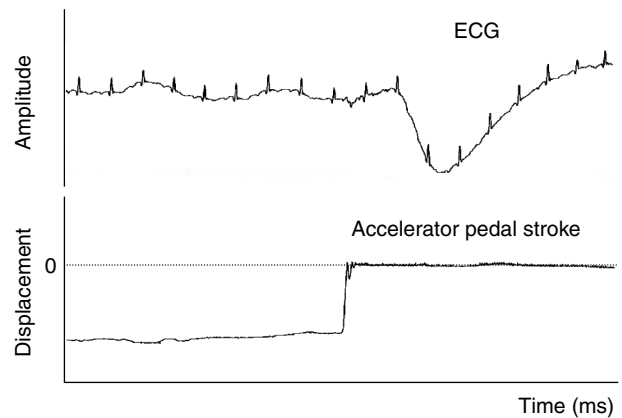


Fig. 3 Driver electrocardiogram (ECG) and accelerator pedal stroke displacement

れは飛び出しモードの 1 事例である。アクセルペダルを放す前後 5 秒間を明示したものである(後ろ 5 秒間は信号停止モード、急制動モード、飛び出しモードともに停車するのに十分な時間である)。図中上部は心電波形であり、急でかつ強い制動のために生じた上体前屈による、あるいは緊張発汗によるものと思われる基線の揺らぎが生じている。図中下部はアクセルペダルのストローク量である。グラフ上ではペダルを踏み込む方向を負としてストローク量を明示している。このグラフより被験者はアクセルペダルを放す瞬間まで、定速維持のためアクセルペダルストローク量をほぼ一定に保っていたことが分かる。この心電波形のピーク間隔(RRI)から瞬時心拍数を算出することで、心拍数の時系列データが得られる(Fig. 4)。図中「AP-off」はアクセルペダルを放した瞬間を示す。

このような変換を全被験者、全試験に行なうと以下のような心拍数変化の定性的傾向が得られる。ここでは 2 名のデータを挙げる(Fig. 5)。

すなわち、信号停止モードでは、制動行動に入る前から心拍数が下がり始め、制動行動開始後も車速が落ちる

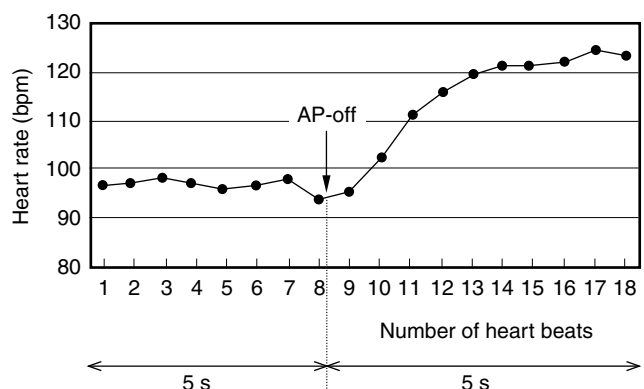


Fig. 4 Change in heart rate between 5 s before and after accelerator pedal release (AP-off)

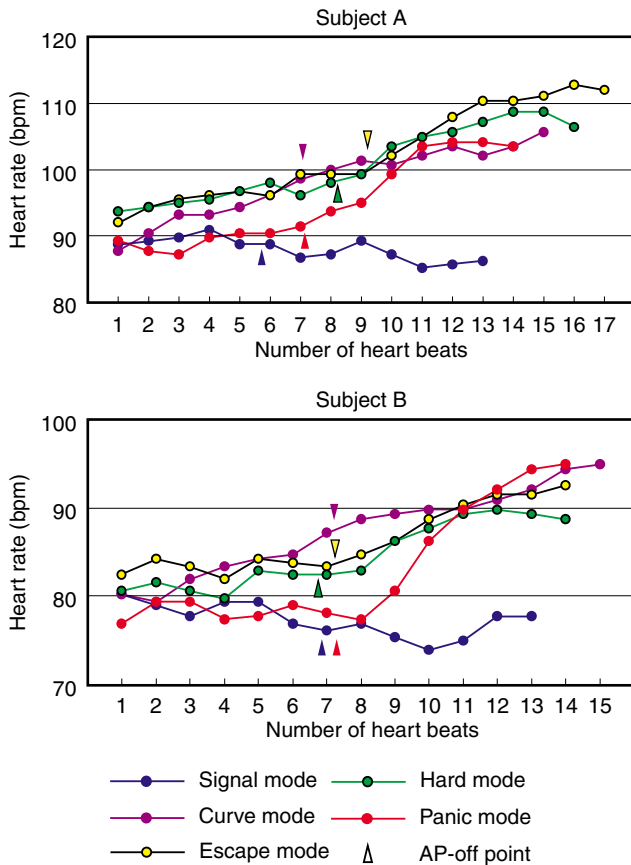


Fig. 5 Heart rate change pattern in each mode

にしたがいそのまま心拍数は緩やかに揺らぎながら上がって行く。

コーナモードでは、コーナに接近するにしたがい心拍数は上昇し、旋回を開始してから心拍数上昇が継続する。

回避モードでは、制動開始点に近づくにしたがい心拍数の上昇が見られる。その後の操舵回避中も心拍数が増加する。

急制動モードでは、制動開始点に車両が接近するにしたがい心拍数は上昇する。またそれ以降も心拍数は増加するが、停止直前には心拍数は減じて行く。

飛び出しモードにおいては、制動行動直前までは心拍数の変動は見られない。しかし、その後は心拍数が急増する。

このように各モードに呼応した心拍数変化のパターンが現れることが明らかとなった。次に定量的にパニックブレーキを区別抽出することを試みた。

5.2. 心拍加速反応の定量化

ここで用語の注釈を加えておく。文中、心拍加速反応とは心拍数が増加する生理的な様相を指す。定義式を式(1)に示す。 V_{tr} は、アクセルペダルを放す直前の1心拍データとその後の3つの心拍データからなる回帰直線の傾き HR_{tra} と、ペダルを放す直前5秒間の心拍データの回帰直線の傾

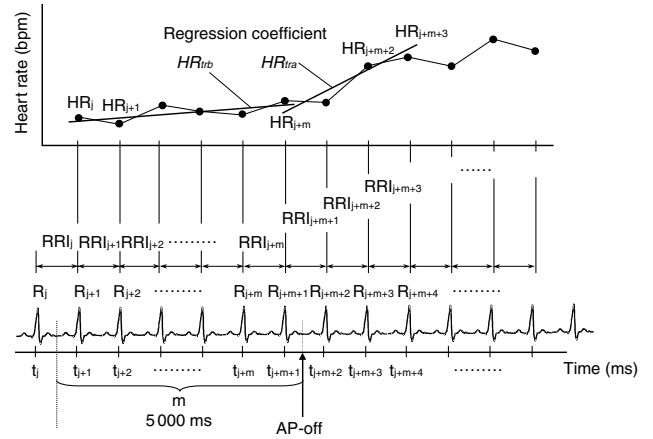


Fig. 6 Explanation for Eq.1

き HR_{trb} との差である。これは時系列に並べた心拍数データの傾きの折れ曲がり具合を表わすもので(Fig. 6)、ペダルを放す前から少しずつ上昇する心拍数やその後に起こるコーナ旋回中などの心拍数上昇の影響を考慮することができる⁽⁷⁾。

$$V_{tr} = HR_{tra} - HR_{trb} \quad (1)$$

here,

$$HR_{trb} = \frac{\sum_{i=j}^{j+m} (t_{i+1} - \frac{\sum_{i=j}^{j+m} t_{i+1}}{m}) (HR_i - \frac{\sum_{i=j}^{j+m} HR_i}{m})}{\sum_{i=j}^{j+m} (t_{i+1} - \frac{\sum_{i=j}^{j+m} t_{i+1}}{m})^2}$$

$$HR_{tra} = \frac{\sum_{i=j+m}^{j+m+3} (t_{i+1} - \frac{\sum_{i=j+m}^{j+m+3} t_{i+1}}{4}) (HR_i - \frac{\sum_{i=j+m}^{j+m+3} HR_i}{4})}{\sum_{i=j+m}^{j+m+3} (t_{i+1} - \frac{\sum_{i=j+m}^{j+m+3} t_{i+1}}{4})^2}$$

V_{tr} : difference between HR_{trb} and HR_{tra} (beats/min/s)

HR_i : heart rate (beats/min)

HR_{trb} : regression coefficient calculated from heart rate data before AP-off (beats/min/s)

HR_{tra} : regression coefficient calculated from heart rate data after AP-off (beats/min/s)

Fig. 7 の V_{tr} 度数分布はある被験者のデータを処理した一事例である。

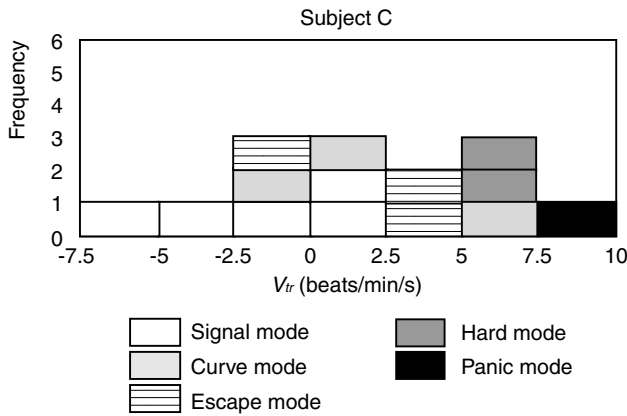


Fig. 7 V_{tr} frequency distribution (subject C) in each mode

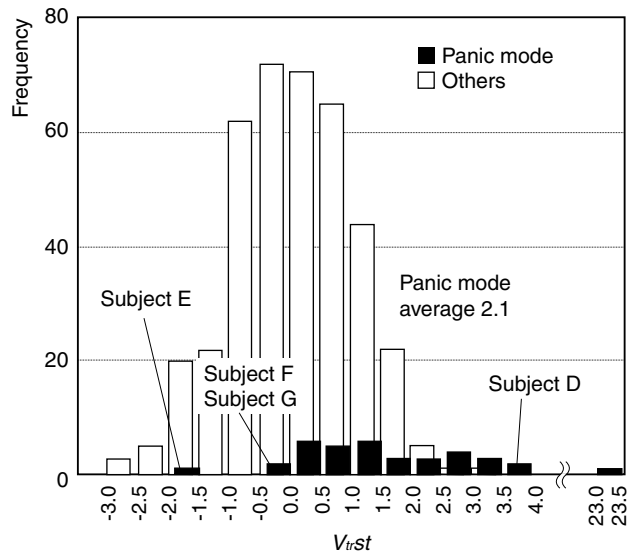


Fig. 8 V_{trst} frequency distribution

5.3. V_{tr} の標準化

このように心拍加速反応に着目したが、被験者には全試験を通じて元々反応の小さい人や逆に大きな人が存在する。したがって、単に V_{tr} 値だけの大小比較では、全被験者間の比較には不適切である。そこで全被験者間での比較検討をするために各被験者毎で V_{tr} 値の標準化を試みた。標準化には下式(2)を定義する。

$$V_{trst} = \frac{V_{tr} - AVV_{tr}}{\sigma} \quad (2)$$

V_{trst}

σ : standard deviation of V_{tr} without panic mode

AVV_{tr} : average value of V_{tr} without panic mode

この式から、被験者毎の各モードでの V_{tr} がその被験者の度数分布図に対してどの位置に分布されるかが分かる。ここで飛び出しモードは普段の制動行動で頻繁に起こる事象ではないので、通常の運転を想定した σ と AVV_{tr} の算出には飛び出しモード値を含めない。この V_{trst} を用いて被験者全体を一まとめにすると度数分布図 Fig. 8 を得る。

5.4. 内省

被験者には飛び出しモードテスト後、直ちに自由記述を交えた内省調査を行なっている。飛び出しモードに対して「気付きもしなかった」、「全く驚かなかった」、「少し驚いた」、「非常に驚いた」の4件法で回答させた。その結果 36 名中 34 名が驚きを覚えていたと回答した(Fig. 9)。

また、飛び出しの最中に自分がどのように判断したかも回答させている。「何もできなかった」、「思わずブレーキを踏んだ」、「色々考えたがブレーキを踏んだのがやっと」、「対処法を考えてやった」の4件法を用いた。その分布をFig. 10に示す。これより、36 名中2名が飛び出しに対して「何もできなかった」と答えていることが分かった。

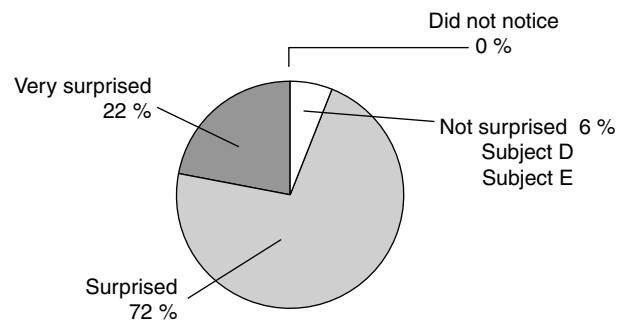


Fig. 9 Self-evaluation of feelings toward panic mode

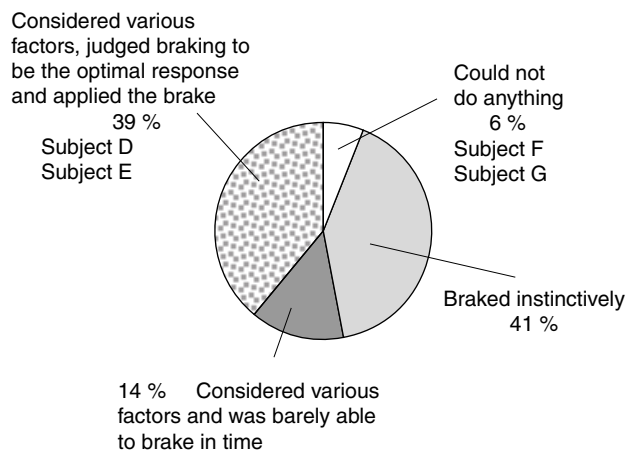


Fig. 10 Self-evaluation of behavior in panic mode

6. 考察と結論

6.1. 心拍数変化パターン

心拍数変化パターンは制動行動に呼応した特徴を持っていた。コーナモード、回避モードと急制動モードにおいてアクセルペダルから足を放す前から心拍数が上昇していたのは、制動開始点に自車両が近づくにしたがい緊張が増していったためと考えられる。これは宇野ら⁽⁸⁾の予測に対する心拍計測と同様、心構えによる緊張が生じた結果であると考えられる。この場合の心構えは、それぞれ旋回、レーンチェンジ、大きな負の加速度が対象である。したがって、飛び出しモードでは、アクセルペダルを放す直前まで心拍数の上昇が見られなかったことから、被験者は飛び出しを予知せず心構えが生じていなかったことが確認できる。またコーナモード、回避モードにおけるその後の心拍数上昇はそれぞれ、制動に加えた旋回、レーンチェンジの運転タスクに伴う緊張状態の継続を表わし、一方、信号停止モードでの心拍数の漸減や急制動モードでの制動終了近くでの心拍数の減少は、制動に伴った車速低下による、並びに車両停止に伴う運転タスク終了による緊張緩和を表わしていると考えられる。したがって、信号停止モードでのアクセルペダルを放す前からの心拍数漸減については制動行動の前から既に緊張緩和が始まっていたと思われる。

6.2. 心拍加速反応と内省との関連

驚きを覚えなかった2名のうち、被験者Dは障害物の出現に対して「すぐに冷静になれる程度でしかなかった」ので、飛び出しモードとしては「全く驚かなかった」と回答した。そして、飛び出しに対して瞬時に「対処法を考えて」ブレーキを掛けるのが適切であると判断し、制動行動をとっている。その時の心拍加速度差分の標準化値 V_{tst} は高く、心拍数が瞬時に増加した状態が現れている (Fig. 8)。次に被験者Eの場合は、計測者側の不手際から飛び出しを事前に周知していたことにより、「全く驚かなかった」のである。したがって、どの地点から飛び出しに対し制動行動をとればよいのかも周知であった。この時の V_{tst} は心拍数の急増を示していない。また、被験者Fと被験者Gの2名は、飛び出しに驚きはしたが、「何もできなかった」と回答し、両名の飛び出しモードでの V_{tst} は各々の他のモードの分布中でも低い方に属する結果となった。一方、行動の面では、両名とも他の被験者同様に、飛び出しモードでブレーキを踏んでいる。

以上から、飛び出しモードでの心拍加速反応は、飛び出しそのものに対する驚きの反応というよりも、飛び出し対処のための制動行動をとっている最中に、急に緊張が生じたか否かを表わしていると考えられる。即ち、被験者Dの場合は回答通り、飛び出しに「すぐに冷静に」はなったが、直

後の制動において緊張が生じたため、 V_{tst} が高い値をとっていると思われる。被験者Eはあらかじめブレーキを掛けることが分かっていたため急な緊張が生じなかったと思われる V_{tst} は低くなっている。また被験者Fと被験者Gの V_{tst} の低さは、飛び出しへの対処として何もできないと制動をあきらめた結果、制動中の緊張が生じなかったためと解釈される。したがって、「何もできなかった」と回答しつつブレーキを踏んだこの両名の心拍変動は、自動的過程⁽⁹⁾と思われる意識レベル以下の行動中の生理変化を捉えた結果となった。

このように飛び出しモードにおいて、心拍数が急増するのは、飛び出しの対処のために制動行動をとろうと急に緊張したために生じるものと考えられる。ただし本研究では生理量として心拍のみに着目したので、制動行動中に被験者が“はっと息を飲んだ”ために心拍加速反応が生じたのか、吸気が長く続いたために心拍加速反応が生じたのか明らかにできない。あるいは制動をかけた時に上体に力が入り、シートベルトとともに心肺に圧力が加わったために心拍加速反応が生じたという可能性もある。しかし、少なくともこのように何とか止まらなければという緊張をともなった急な制動行動を行なう時は、大きな心拍加速反応が生じることが実験結果から明らかとなった。

6.3. パニックブレーキの検出

心拍加速度差分に着目することで、定量的指標を用いたパニックブレーキの識別が可能であると考えられる。飛び出しは他のモードと異なり、不測状況下での制動行動という点で性質上異なる。そこで飛び出しモードと他のモードとの V_{tst} 母集団に差があるか否かU検定を試みると(ここで前述の結果から被験者E, F, Gの3名は除く)、これらのモードは同じ母集団に属さない独立した分布であると考えられる ($p=1.18E-05 < 0.025$)。また本試験での飛び出しモードを除いた V_{tst} 分布は正規分布と認められる ($p=0.44 > 0.05$) ことから、制動行動に伴う V_{tst} が正規分布であると仮定すると、 V_{tst} 分布の95%信頼区間からパニックブレーキを判別する閾値はおおよそ $V_{tst}=2$ 付近にあると思われる。しかしながら標準化に用いた試験は普段の運転状況よりも難しく設定していたことから、分布そのものが高い値で構成されていたと思われる。したがって、通常の運転状況を考えるならば、その分布は相対的に低い位置に移り、その結果、パニックブレーキとの区別がさらに明確になると思われる。また、飛び出し後の制動行動中には心拍数は急激に100～120beats/min前後まで上昇するので、ここで提案した定義を用いると、ドライバの急激な心拍数変化を誘発するような制動行動開始から2秒前後の内にパニック状態を判定することもできる。

7. まとめ

制動行動中の内省、行動、生理反応に着目し、それらの関係について実車を用いた試験を行い、以下の結果を得た。

- (1) 様々な制動モードについて心拍数の変化パターンがあることを見出した。例えば、コーナに近づくにつれ心拍数が上昇し進入のための心構えが心拍数変化に現れること、また飛び出しに対する制動行動時には大きな心拍加速反応が生じることが明らかとなった。
- (2) 次にこの傾向を定量化する方法を提案し、パニックブレーキを踏むような通常でない制動行動と生理反応を関連付け、心拍加速反応を用いてパニック時の制動行動を検出判定できる可能性を示唆した。

参考文献

- (1) 山本敦ほか：一般ドライバの緊急ブレーキ操作に対するアシストシステムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集 973, p.165-168(1997)
- (2) 上野克巳ほか：皮膚インピーダンス計測における自動車性能評価への適用，自動車技術，Vol.45, No.10, p.73-77(1991)
- (3) 大須賀美恵子ほか：精神緊張度モニタの開発，計測自動制御学会論文集，28(8), p.910-915(1992)
- (4) 関根太郎ほか：車両運転時のドライバの緊張度測定法，自動車技術会学術講演会前刷集 946, p.125-128(1994)
- (5) 渥美文治：心拍計測によるドライバの意識状態評価，自動車技術会学術講演会前刷集 946, p.133-136(1994)
- (6) 橋本邦衛ほか：生体計測としての機能測定の意味，生体機能の見かた，東京，日本出版サービス，1973, p.12-16
- (7) 谷田公二：ブレーキ時の心拍加速反応からみたパニック同定の試み，人間工学，Vol.37, No.4, p.159-168 (2001)
- (8) 宇野宏ほか：横風受風時のドライバの心拍変化，自動車研究，第 17 巻，第 2 号，p.55-58(1995)
- (9) 八木昭宏：知覚と認知，東京，培風館，1997, 147p.

■ 著 者 ■



谷田 公二

運転状態図を用いた操舵反力制御とその効果について

Effects of Steering Torque Control Using Driving Diagram

山 脇 茂* 清 水 康 夫*
Shigeru YAMAWAKI Yasuo SHIMIZU

要 旨

運転状態図を提案し、この図に基づいて考案した新しい操舵反力制御方法とその効果について述べる。運転状態図は、前輪の実舵角 δ と前後輪の滑り角差 β_{fr} を用いて、運転者の操作による車両挙動の状態を表現したものであり、新しい操舵反力制御は、運転者に対して車両が最も安定な状態になる前輪の実舵角に導くような操舵反力を付与する。これにより車両がスピン状態に陥ったとき、どちらの方向に操舵すれば車両を安定化させられるのか知ることができる。この運転状態図の有効性を述べるとともに、操舵反力制御をEPS(Electric Power Steering; 電動パワーステアリング)を搭載した車両に用いて実走行テストを行った結果、車両のアンダステアとオーバステア時に、その効果が確認できた。

ABSTRACT

This paper proposes a driving diagram, sets out a new steering torque control method derived from the diagram, and explains the effectiveness of this method. The driving diagram uses the actual steering angle δ of the front road wheels and difference between front tire slip angle and rear tire slip angle β_{fr} to express the vehicle behavior resulting from driver operation. The new steering torque control applies steering reaction torque to the driver in order to elicit the front road wheel actual steering angle that will bring about the most stable state of the vehicle. In this way, when the vehicle enters a spinning state, the driver can know the direction in which to steer in order to stabilize the vehicle.

Along with a discussion of the effectiveness of this driving diagram, the paper also provides the results of driving tests conducted using a vehicle equipped with Electric Power Steering (EPS) with steering torque control. These tests confirmed the effectiveness of this method for the vehicle in both under-steer and over-steer states.

1. はじめに

人間—自動車系において、操舵反力は重要な役割を担っている。例えば、車両のオーバステア時にセルフアライニングトルクを大きくすると、スピンを立て直す時のハンドル戻し遅れを小さくすることができる。また近年に至っては操舵反力を車両のヨーレートや横加速度等に応じて制御することにより、車両のヨー応答の向上や、外乱に対して車両の乱れを抑制する報告もなされている^{(1)~(3)}。一方、車両のアンダステアやオーバステアの状態を前後輪の滑り角差($\beta_f - \beta_r$)などを用いて記述できることも知られているが⁽⁴⁾、アンダステアやオーバステアなどの運転状況に応じて操舵反力を付与し、ドリフトアウトやスピンなど運転者の不測の事態を回避する有効な提案は見られない。

車両の前輪の実舵角と前後輪の滑り角差を用いて、アン

ダステアやオーバステアの状態を把握する手法である運転状態図と、その状態図に基づいて考案した操舵反力特性を提案し⁽⁵⁾、この特性よりアンダステア時のドリフトアウトや、オーバステア時に発生したスピンのリカバリを行う操舵反力制御手法を導出し、この制御手法を用いた電動パワーステアリング装置(EPS)を搭載した車両を用いて低摩擦係数路においてテストした結果、性能の向上を確認したので報告する。

2. 運転状態図($\delta - \beta_{fr}$ 線図)

2.1. 運転状態図

Fig. 1 の様に、前輪の実舵角 δ と前後輪滑り角差 $\beta_{fr}(=\beta_f - \beta_r)$ を用いて、運転者の操舵している舵角と車両の滑り状態により車両のステア特性の状態を表現し、これを運

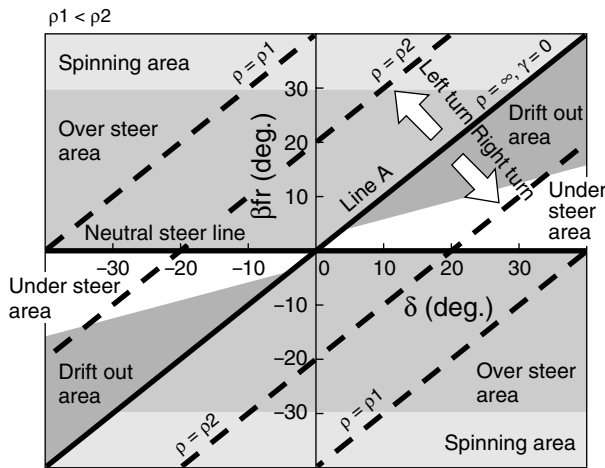


Fig. 1 Driving diagram

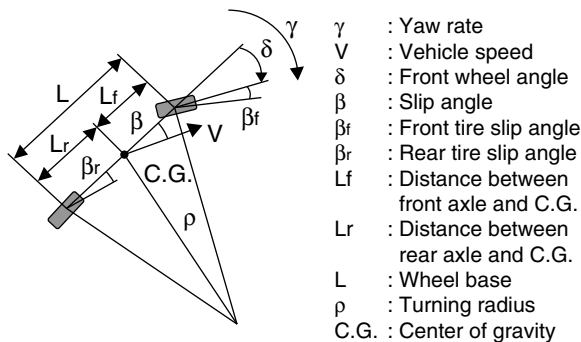


Fig. 2 Vehicle model and nomenclature

転状態図と呼ぶ。この状態図を、Fig. 2の二輪モデルを使って説明する。タイヤの滑り角 β_f , β_r は、次式で表現できる。なお滑り角は運転状態図での右旋回を第一象限、左旋回を第三象限となるよう考慮し、通常と逆方向を正とする。

$$\beta_f = -\beta - L_f \cdot \gamma / V + \delta \quad (1)$$

$$\beta_r = -\beta + L_r \cdot \gamma / V \quad (2)$$

ここで、車両のステア特性の状態を表現するために式(1), (2)より β を消去し β_{fr} を求めると

$$\beta_{fr} = \beta_f - \beta_r = -L \cdot \gamma / V + \delta \quad (3)$$

また、ここでは β が γ に比較し小さい領域とし無視し、旋回半径を $\rho = V / \gamma$ とすると

$$\beta_{fr} = -L / \rho + \delta \quad (4)$$

$$\rho = L / (\delta - \beta_{fr}) \quad (4)$$

式(4)は、例えば定常円旋回中に $\delta > 0$ の時、 $\delta > \beta_{fr}$ であれば ρ が大きくなり(アンダステア領域)、 $\beta_{fr} < 0$ であれば ρ が小さくなること(オーバステア領域)を示す。また、 $\delta < 0$ の時でも、 $\beta_{fr} < 0$ かつ $\delta - \beta_{fr} > 0$ であれ

ば ρ がさらに小さくなることから、この領域もオーバステア領域である。

Fig. 1のラインAは車両が直進状態($\gamma = 0$)の時の δ と β_{fr} の関係を示す。これは、式(3)より $\gamma = 0$ の時は、 $\beta_{fr} = \delta$ を示すことによる。また、ラインAは、式(4)より ρ をパラメータとして、破線で示すように β_{fr} 軸上を推移する。このことから δ と β_{fr} から ρ を求めることができる。

2.2. 実走行による運転軌跡

次に、運転状態図上で運転者の操作を示す δ と車両の滑り状態を示す β_{fr} が、どのように表現できるかその軌跡について検討した。実際に車両を走行させた時の運転状態図をFig. 3～6に示す。車両はFF車を用いた。

2.2.1. アンダステア領域(レーンチェンジ)

車速が一定の時には、ヨーレートゲイン $G_\gamma (= \gamma / \delta)$ をほぼ一定とすると、式(3)より

$$\beta_{fr} = \delta (1 - L \cdot G_\gamma / V) \quad (5)$$

この式(5)から、 β_{fr} は傾き $(1 - L \cdot G_\gamma / V)$ で δ に比例する。しかし、実際には δ の切り始めに位相遅れが発生するのでFig. 3の様に、運転軌跡はヒステリシスを有する。

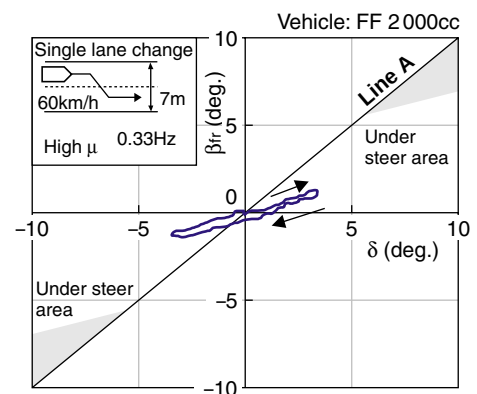


Fig. 3 Single lane change (Under steer)

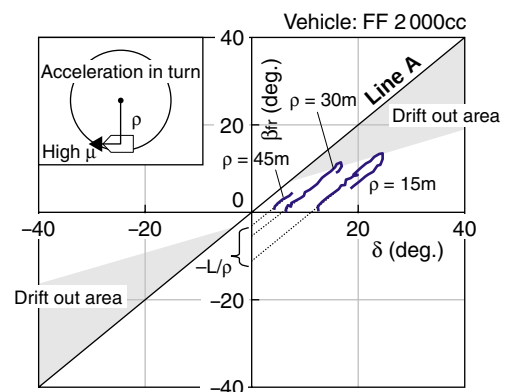


Fig. 4 Acceleration in turn (Under steer)

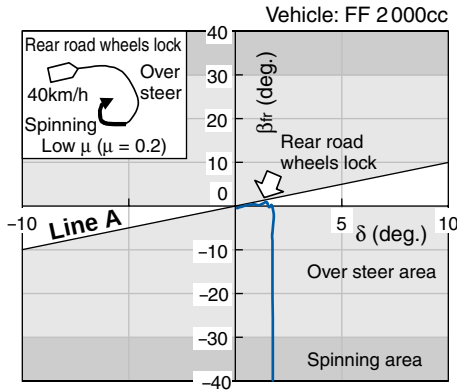


Fig. 5 Spinning (Over steer)

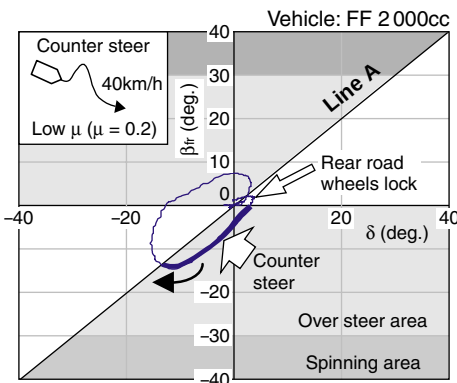


Fig. 6 Spinning recovery (Over steer)

2.2.2. ドリフトアウト領域(加速円旋回)

Fig. 4 の様に、旋回する円をトレースできるようあらかじめ停止の状態から右回転に一定の δ を切り、加速を始め δ を切り増しながら円旋回をすると、 ρ は一定なので式(4)より、 β_{fr} 軸上にて $(-L/\rho)$ で交差するラインAに平行な直線上を移動する。更に δ を切りこむか車速 V を大きくすると、 β_{fr} が増大しドリフトアウト領域に達する。車両の β_{fr} には限界があり、 δ との関係により δ を切り増しても旋回半径が減少しない領域であるドリフトアウト領域が存在する。Fig. 4のドリフトアウト領域は実験的に求めた。

2.2.3. オーバステア領域(スピン)

Fig. 5 に示すように、 δ を固定して旋回開始時に後輪を強制的にブレーキでロックさせることにより、車両がスピンし $|\beta_{fr}|$ が急激に大きくなる。これは同じ δ でも式(4)より、 ρ が小さくなるからである。車両の $|\beta_{fr}|$ にも限界があり、 δ を戻しても旋回半径を大きくできなくなるスピン領域が存在する。Fig. 5のスピン領域は実験的に求めた。

Fig. 6は、スピリカバリ時のカウンタ操作を示す。オーバステアになった後、 δ を逆方向に切って、 $|\beta_{fr}|$ の増加を抑え、かつ γ をゼロにする(ラインA方向に近づける)操作を行ってスピンを回避していることがわかる。

3. 新しい操舵反力制御の検討

3.1. 操舵反力特性

Fig. 4 より、アンダステア時の操舵反力制御は、ドリフトアウト領域に入らないようにするために、ドリフトアウト領域に近づく β_{fr} を大きくしないように、 δ を切り増しづらい大きな操舵反力制御トルクを付与すること、Fig. 5, 6 より、オーバステア時にはカウンタ操作をアシストするように β_{fr} , γ をゼロに戻す操舵方向に操舵反力制御トルクを付与することが望ましいと考えた。したがって、式(3)より

$$\delta = \beta_{fr} + L \cdot \gamma / V \quad (3)$$

β_{fr} と γ をゼロ方向に減少させるために、式(3)より操舵反力特性としての反力制御トルク $Tr1$ を以下のように定めた。

$$Tr1 = G1 \cdot \beta_{fr} + G2 \cdot \gamma \quad (6)$$

($G1, G2$ は係数)

3.2. 車両を安定化させる制御手法

Fig. 1 と式(6)より、具体的な制御アルゴリズムについて検討する。車両のアンダ、オーバステア状態の判断は、 β_{fr} の符号と、 β_{fr} を求めるときに使用する γ の符号により下式のように決定できる。アンダステア状態は式(7)、オーバステア状態は式(9)で与えられる。

なお $G1, G2$ の符号は前述の操舵反力特性を得るために下記の通り与えられる。

$$\beta_{fr} \cdot \gamma > 0 \cdots \text{アンダステア} \quad (7)$$

$$G1 > 0, G2 = 0$$

$$\beta_{fr} = 0 \cdots \text{ニュートラルステア} \quad (8)$$

$$\beta_{fr} \cdot \gamma < 0 \cdots \text{オーバステア} \quad (9)$$

$$G1 < 0, G2 > 0$$

又、一般にこのような領域では操舵速度が高くなる傾向があり、車両の取れん性を更に高めるために、反力制御トルク $Tr2$ を補助的に与える。

$$Tr2 = C1 \cdot d\delta / dt \quad (10)$$

$$(C1 \text{ は係数})$$

従って、EPS の制御アシストトルク Tt は、停車中に操舵トルクを軽減するのに必要なアシストトルク Th から式(6), (10)を減算することにより与えられるので、操舵トルク Ts は、負荷トルクを Tl とすると

$$\begin{aligned} Ts &= Tl - Tt \\ &= Tl - (Th - Tr1 - Tr2) \end{aligned} \quad (11)$$

式(6), (7), (10), (11)より、ドリフトアウト時 β_{fr} が

大きな場合には、 $Tr1 > 0$ となり、運転者の操舵トルク T_s は重くなることが分かる。

又、式(6)、(9)、(10)、(11)より、オーバステア時には γ と $|\beta_{fr}|$ が大きくなり、 $Tr1 > 0$ になる。このとき操舵トルク T_s は重くなると共に T 方向に戻されるので、セルフアライニングトルクがアシストにより減少される量が小さくなる。更に γ と $|\beta_{fr}|$ が増大し $Tr1 > Th$ の時は、セルフアライニングトルクを加勢する方向に T_t が作用するので、運転者のカウンタ操作をアシストする。

4. アンダステア時に適用した場合の検討

アンダステア時に発生する車両のドリフトアウトについて検討する。非線形なタイヤ特性を用いた二輪モデルシミュレーションにおいて、低摩擦係数路(摩擦係数 $\mu = 0.2$)上を車速一定(40km/h)で走行中に、入力操舵角 θ の周波数をパラメータとして、振幅 θ (sin波)を変化させた場合における車両横移動量の算出結果を Fig. 7 に示す。

Fig. 7 において、入力周波数を 0.2 から 0.25Hz に変化させた場合、車両移動量は β_{fr} が 6度を越えた領域、すなわち操舵角 $\theta = 130$ 度を越えた領域で減少するので、運転者は β_{fr} を増大させないように運転をする。この領域はドリフトアウト領域であり、 β_{fr} を増大させない方法としては、

- (1) 操舵角 θ を増大させない
- (2) 加速力・制動力を増大させない

などの操作が必要であるが、ここでは、前者(1)について検討する。

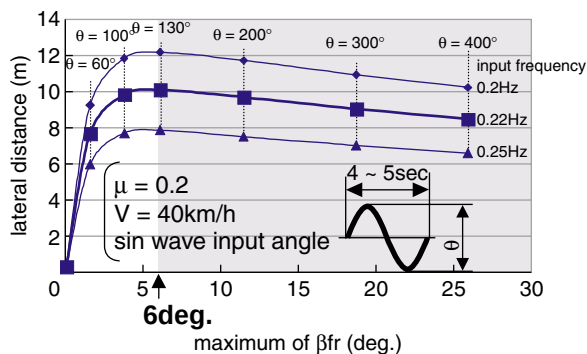


Fig. 7 Lateral distance in drift out area

4.1. 簡易シミュレータによる反力制御トルク $Tr1$, $Tr2$ の検討

前述したように、ドリフトアウト領域に入らないようにするために、 β_{fr} が増大したとき操舵トルク T_s を重くすることにより、運転者に対して操舵角を増大させないようにできるかどうかについて検討した。必要最小限の反力制御トルク $Tr1$, $Tr2$ の大きさを検討するために Fig. 8 に示

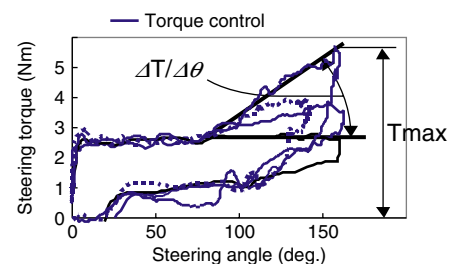


Fig. 8 Driving simulator

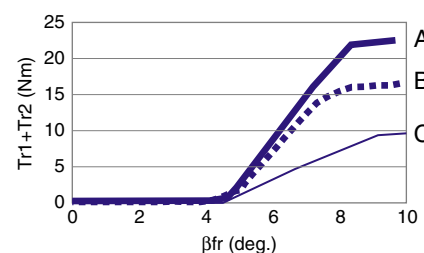
すシミュレータを用い⁽⁶⁾、低摩擦係数路と同等のタスクで操舵反力制御の効果を推定した。

このシミュレータは、操作目標となる車両の目標位置と現在の自車位置を示す横二列に並んだ LED 表示部(LED1, LED2)と、実際の反力を与える EPS ギヤボックスにステアリングホイールを連結した反力部により構成されている。表示部の自車位置(LED2)は、車両の一次遅れを反映し、被験者の操舵により横移動するよう設定されている。

被験者は一般の運転者 2 名、目標にエキスパート 1 名とし、Fig. 9 (b) に示すように β_{fr} に応じて反力制御トルク ($Tr1 + Tr2$) を変え、Fig. 9 (a) に示す様に複数の制御反力勾配 ($\Delta T / \Delta \theta$) を与えた。このときの運転者の最大操舵トルクと最大操舵速度を調査した。これは、一般に低摩擦係数路においては操舵速度が速くなる傾向にあるので、最大操舵速度を抑えることにより操舵角を増大せずに運転できると考えたからである。反力制御トルク ($Tr1 + Tr2$) に対する効果を Fig. 10 に示す。制御反力勾配 ($\Delta T / \Delta \theta$) が 0.25Nm/deg., 最大操舵トルク (T_{max}) 8.3Nm であれば、エキスパート同等の最大操舵速度に抑えられるという結果が得られた。



(a) Characteristics of torque



(b) ($Tr1+Tr2$) curves

Fig. 9 Steering torque on simulation

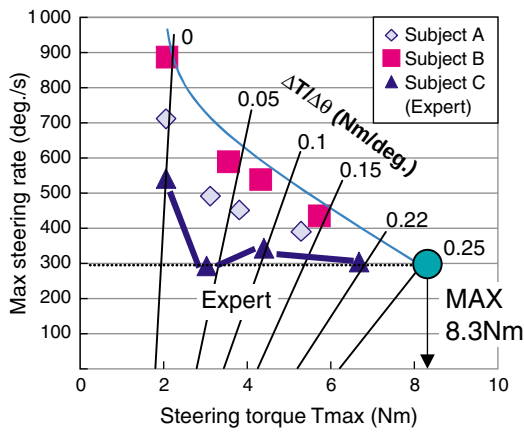


Fig. 10 Test result

4.2. 実走行テストによる効果確認

Fig. 11に示すように、アンダステア時の操舵反力制御の効果を確かめるために、低摩擦係数路においてドリフトアウト領域を使って走行するテストコースを設定した。

被験者は、女性1名を含め合計6名とし、操舵反力制御の有無によるテスト成績を比較した。反力制御トルク($Tr1 + Tr2$)は、前述したシミュレータで求めた値を用いた。

Fig. 12にテスト結果を示す。操舵反力制御を効かせた車両では、6名中5名(83%)が通過できたのに比べ、操舵反力制御の無い車両ではコースを6名中1名(17%)しか通過することができなかった。

ここで、操舵反力制御を効かせた車両でコースを通過できなかった被験者 a の操舵状況を調査するために、通過できた被験者 b と比較し Fig. 13 に示した。

コースを通過できなかった被験者 a は、操舵反力制御により操舵トルクが増大してもなお操舵を続けており、操舵反力制御の結果発生したトルクでは、操舵を抑えるために十分ではなかったことが分かる。Fig. 13に示すように、被験者 a はドリフトアウト領域において40m地点のパイロンを避けたために、大きく操舵角($\theta = 500$ 度、 $\delta = 33$ 度)を入力した結果、操舵の戻し操作が遅れてコースを逸脱し

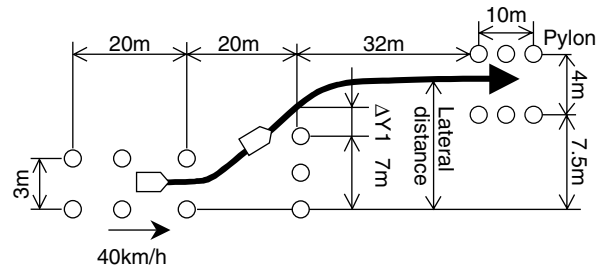


Fig. 11 Test course

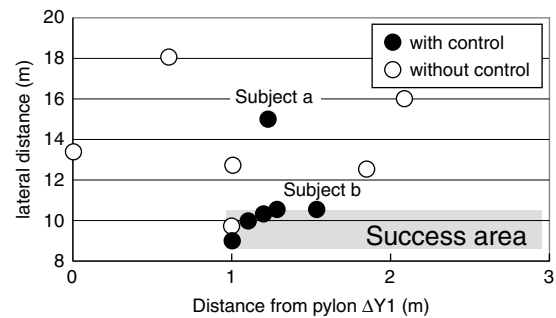
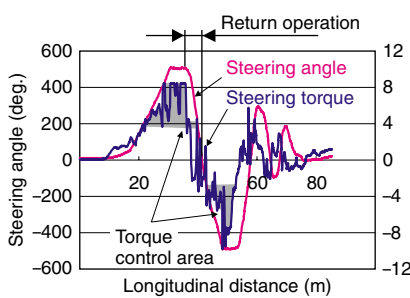
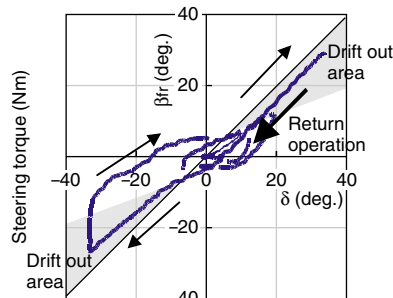


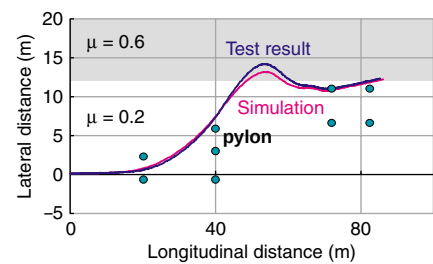
Fig. 12 Effect of steering torque control



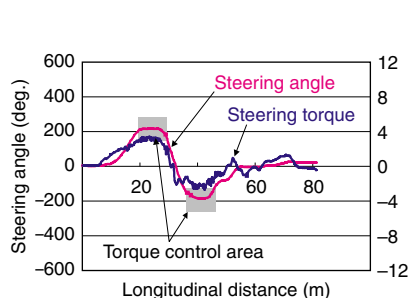
Steering operation (subject a)



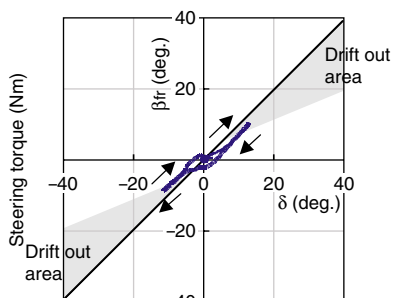
Driving diagram (subject a)



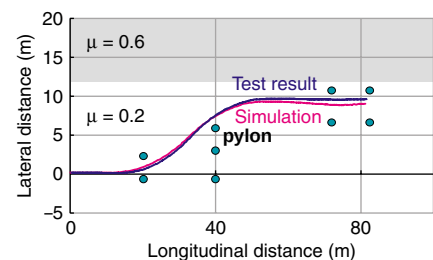
Locus of vehicle (subject a)



Steering operation (subject b)



Driving diagram (subject b)



Locus of vehicle (subject b)

Fig. 13 Test results

ている。一方、被験者 b は被験者 a とほぼ同じタイミングで操舵を始めたが、運転状態図に示すようにドリフトアウト領域において δ を増加させないように操舵した結果、コースを通過できている。以上から、アンダステア領域での操舵反力制御の有効性が確認できた。又、Fig. 13 に、前述の二輪モデルシミュレーションを用いた結果と実走行結果を付す。

5. オーバステア時に適用した場合の検討

オーバステア時に発生するスピンをリカバリするために、必要な制御量を検討する。

5.1. 反力制御トルク Tr_1 , Tr_2 の検討

スピンのリカバリについて、車両の γ が増加してからステアリング操作を開始するまでの運転者の応答時間の遅れに対して、必要な操舵速度の関係が報告されている⁽⁷⁾。

そこで、オーバステア領域において運転者の操舵遅れが、実際の程度なのか実走行テストを行い検討した。テストは、表 1 の被験者 4 名に対して実施し、Fig. 14 に示す低摩擦係数路におけるレーンチェンジ中に、車両の後輪をロックさせ、オーバステア状態を作り、このときの運転者の操舵遅れ時間、車両挙動等を計測した。

運転者の操舵遅れ時間は、後輪ロックにより γ が増加する点からカウンタ操作が始まるまでの反応時間とし、Fig. 15 のように定めた。

Table 1 Subjects list

Classification		Numbers
age	sex	
20's ~ 30's	male	2
40's ~ 50's	male	2

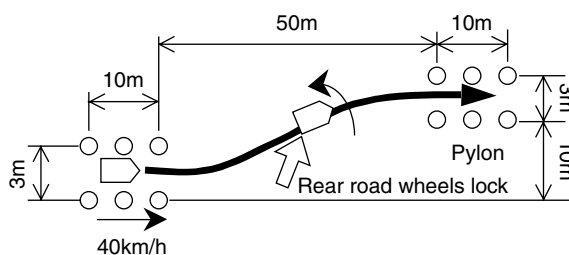


Fig. 14 Test course

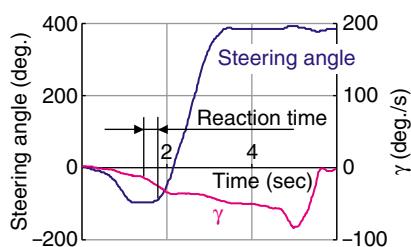


Fig. 15 Reaction time

テスト結果を Fig. 16 に示す。被験者 4 名中 3 名の運転する車両がスピンした。Fig. 16 の運転状態図から、被験者 D は δ に対する γ の上昇を止めることができず、又、A と C は γ の上昇を止めたが β_{fr} が大きくつき過ぎてスピンを止めることができなかった。従って、テスト条件や車両条件、特性によっても異なるが、スピン領域に入らないように、大きい操舵速度を入力する必要があることが分かる。

Fig. 17 は、二輪モデルによるシミュレーションによって、後輪ロックにより発生させた時のスピンのリカバリ性能について検討した結果得られたライン L に、Fig. 16 の実走行テストで得られた操舵遅れ時間と操舵速度を重ねてプロットしたものである。×で示される被験者はスピンを回避できず、○で示される被験者はスピンを回避することができたことを示す。ライン L で示される操舵速度以上の操舵速度を与えないとスピンしてしまう。

ここで、反応時間を短く操舵速度が大きくなるように反力制御トルクを加算するようにアシストできれば、スピンのリカバリが向上すると考えた。従って、Fig. 17 より、被験者 A, C, D は、ライン L c で示される操舵速度以上入力できているので、スピンのリカバリを可能とするために、前述した反力制御トルク ($Tr_1 + Tr_2$) により、操舵速度を約 200 deg./s 加算できるように G1, G2, C1 を設定した。

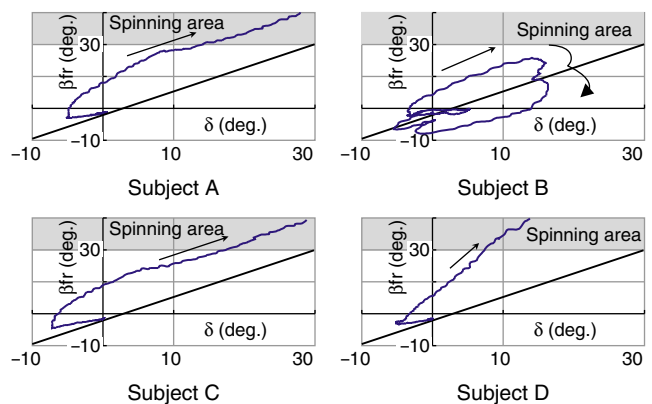


Fig. 16 Driving diagrams

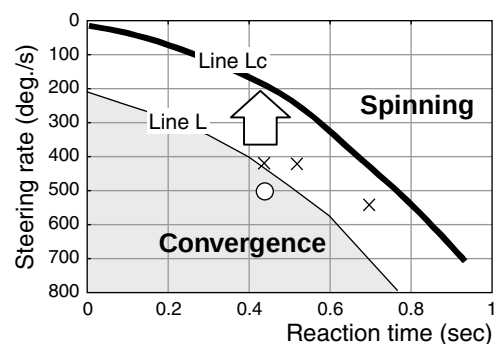


Fig. 17 Characteristics of steering wheel input to stop spinning

5.2. 実走行テストによる効果確認

Fig. 14のテストコースにより操舵反力制御の効果を確認した。

被験者は、テストの慣れを防ぐため同様の年齢集団から4名選んだ。Fig. 18 ~ 20の時系列データに示すように、オーバステアと同時に反力制御トルクが発生し運転者の操舵を補助する。 γ 増加時には、反力制御トルク $Tr1(\gamma$ 項)により、 γ を抑え、 $\gamma = 0$ 付近では、制御トルク $Tr1(\beta fr$ 項)により βfr を減少させる方向にアシストしていることが分かる。更に、Fig. 19の通り、粘性項である $Tr2$ により収れん性を向上させている。又、Fig. 20に、制御トルクの合成量を示す。

テスト結果を Fig. 21 ~ 24に示す。被験者4名の運転する車両は、いずれもスピンに至らなかった。

運転状態図 Fig. 21の被験者Hにおいても、 $\delta = 12$ 度から βfr の上昇が抑えられていることが分かる。

また、Fig. 22の様に、○で示される反力制御の無い車両の被験者の結果に比べ、●で示される反力制御のある場合は、反力制御トルクにより操舵速度が増加され、Fig. 23に示すように操舵遅れ時間も短縮されている。

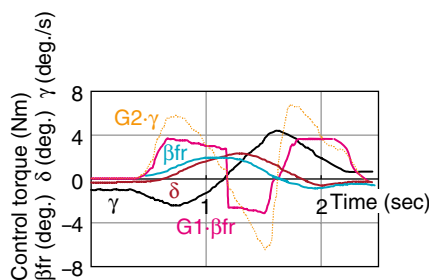


Fig. 18 Main control time chart

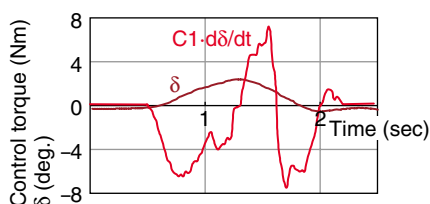


Fig. 19 Sub control time chart

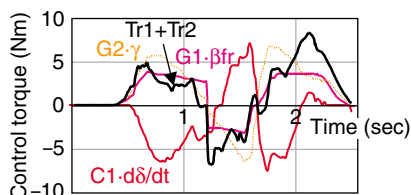
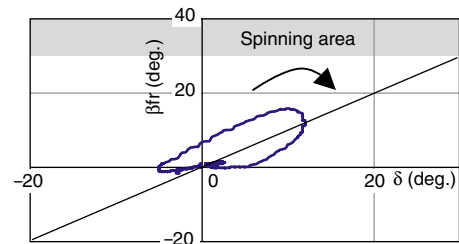
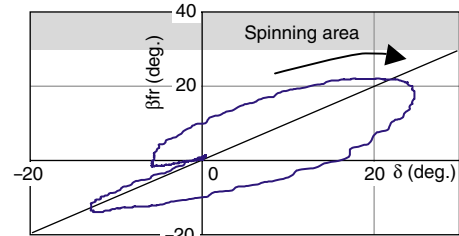


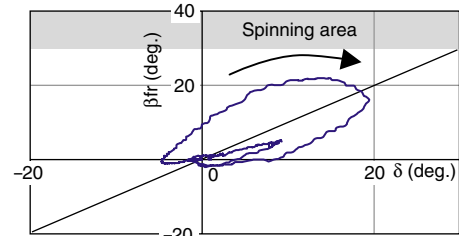
Fig. 20 (Tr1+Tr2) time chart



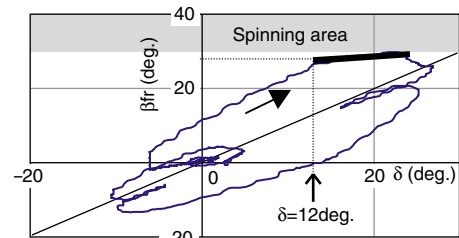
Subject E



Subject F



Subject G



Subject H

Fig. 21 Driving diagrams

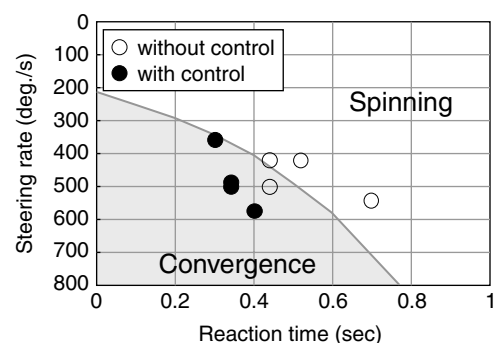


Fig. 22 Effect of steering torque control

又、Fig. 24に示すように、操舵遅れ時間に対するヨーレートピークも減少した。

これらから、スピン発生時のリカバリ性能の向上効果が確認された。

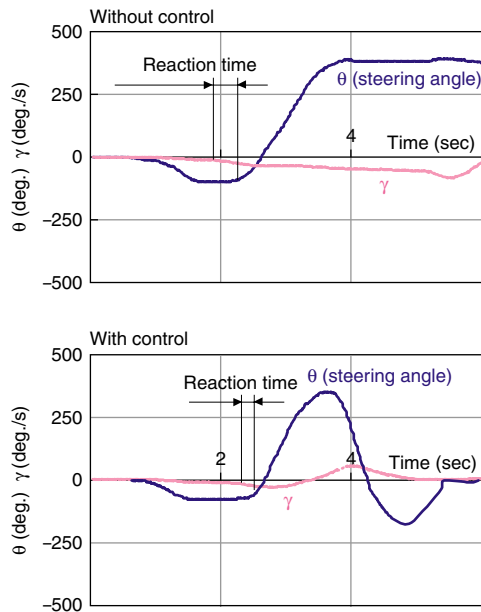


Fig. 23 Spinning recovery time chart

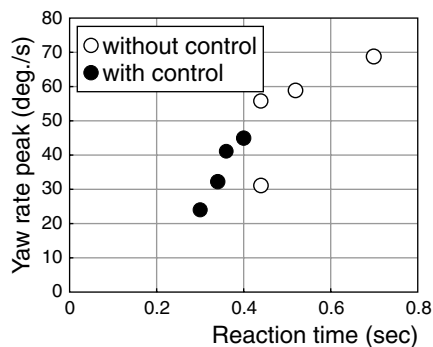


Fig. 24 Reaction time - yaw rate peak

6. まとめ

本研究では、車両の前輪の実舵角と前後輪の滑り角差を用いて、アンダステアやオーバステアの状態を把握する手法である運転状態図と、その状態図に基づいて操舵反力制御手法を考案し、この操舵反力制御手法を用いたEPS搭載車両を用い低摩擦係数路においてテストした結果以下のことを明らかにした。

- (1) 運転者が運転している時の車両の運転状態であるアンダステアやオーバステア領域は、 $\delta - \beta r$ を用いた運転状態図にて記述可能である
- (2) この運転状態図から、新しい操舵反力制御は、 βr と γ をゼロ方向に δ を操作するアシストであることを提案した
- (3) 運転状態図を用いることにより、アンダステアやオーバステア等を検出する手法を構築した

(4) アンダステア領域に適用した結果以下のことがわかった

1) 上記操舵反力制御に基づき、制御反力勾配を0.25Nm/deg., 最大トルクを8.3Nmに設定した車両を使って、ドリフトアウトのテストを行った結果、6名中5名(83%)の被験者のテスト成績が向上した

2) 成績が向上しなかった被験者1名につき調査した結果、本研究で設定した制御トルクでも、十分ではないことがわかった

(5) オーバステア領域に適用した上記操舵反力制御に基づき、操舵速度を約200 deg./s加算できるような制御トルクに設定した車両を用い、スピンリカバリのテストを行った結果、テスト成績の向上が確認された

これらの見地から、運転状態図の有効性および運転状態図に基づいて考案した操舵反力制御の効果が確認できた。

参考文献

- (1) 山本真規：シャシのアクティブ制御による操安性向上技術，自動車技術，Vol.45, No.3, p.43-51 (1991)
- (2) N.Yuhara, S.Horiuchi, N.Asanuma, Y.Nishi, T.Kohata: Improvement of Vehicle Handling Quality Through Active Control of Steering Reaction Torque, Proc. of International Symposium AVEC, Yokohama, Japan, p.407-412 (1992)
- (3) 天野也寸志，土居俊一，川口裕：操舵特性可変制御による予防安全性の向上，自動車技術会論文集，Vol.30, No.3, p.87-92 (1998)
- (4) 安部正人：自動車の運動と制御，東京，山海堂，249p (1992)
- (5) 山脇茂，清水康夫：運転状態図を用いたオーバステア時における操舵反力制御とその効果，日本機械学会，交通物流部門大会，No.99-59, p.155-158 (1999)
- (6) 米田篤彦，清水康夫：高いステアリングゲインを持つ車両の制御成績に関する一考察，日本機械学会，交通物流部門大会，No.98-37, p.239-242 (1998)
- (7) 清水康夫，河合俊岳，杠順司，滝本繁規：ギヤ比が車速とハンドル舵角の関数にて変化するステアリングシステムの研究，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.107-118 (1999)

■ 著 者 ■



山脇 茂



清水 康夫

モータ性能の即時解析システムの開発

Development of Realtime Analytical System for Motor Performance Measurement

村 山 芳 也*
Yoshinari MURAYAMA
岸 田 真*
Makoto KISHIDA

新 博 文*
Hirofumi ATARASHI
浅 見 記 吉*
Kiyoshi ASAMI

要 旨

モータの最大出力や効率などの性能に大きく影響を与える通電中のインダクタンスを定量的に評価するため、ベクトル解析法を応用した解析方法を考案し、その妥当性を確認した。これにより、通電中のモータインダクタンスの測定が可能になり、モータの磁気飽和の様子も評価できるようになった。この解析手法をシステム化し、モータの計測データを円線図上に表示することによって、モータの運転状態がリアルタイムで確認できるようになった。これにより、従来測定後に行っていた、制御パラメータの最適値の設定が、測定中に確認できるようになった。また、制御パラメータの最適チューニング時間の短縮、および測定後のデータ処理時間の短縮を合わせて30%の工数削減効果があった。さらに、この手法により算出した通電中のインダクタンスをモータのデジタル制御フローに取り入れることによりトルク応答性が改善された。

ABSTRACT

A method was devised for utilizing vector analysis to quantify inductance during switching, which is a major factor affecting such performance of motor as maximum power and efficiency, and the appropriateness of this method was confirmed. With this method, it became possible to measure actual motor inductance during switching and to observe the magnetic saturation of the motor. By systematizing this analysis method, and representing measured values as a circle diagram, it is possible to evaluate motor operating conditions in real time. This makes it possible for optimum motor control parameters, which are conventionally determined by analysis after testing, to be established during testing. This system reduces the overall manpower used in motor testing and data analyzing by 30%. By incorporating the value of motor inductance that is calculated with this method into the motor's digital control flow, the torque response was improved.

1. はじめに

近年、地球環境問題に対する関心の高まりにつれて、ハイブリッド自動車、燃料電池車などの低公害車への期待が高まっている。これらの車両において駆動源となるモータに対するニーズには、高効率化や小型・軽量化などがある。モータの小型・軽量化手法のひとつとしてモータの高回転化が注目されている。モータの高回転化手法の一つとして、ブラシレス DC モータの弱め界磁制御が注目されている。弱め界磁制御における高回転領域の出力限界には、モータ通電中のインダクタンスと弱め界磁電流の量が大きく影響する⁽¹⁾。したがって、通電中のインダクタンス

と弱め界磁電流の最適化が、モータの高出力化・高効率化の大きな鍵であるといえる。本稿では、従来定量的に評価できなかった通電中のインダクタンスの算出方法、および、この手法を新しい計測システムとして運用することで得られた効果について述べる。

2. 開発のねらい

モータの最大出力や応答性、効率に影響を及ぼすインダクタンスが、負荷の量によって変化することは、近年の論文発表^{(1)~(3)}や、実際の電流波形変化などにより良く知られていることである。無通電でのインダクタンスは、市販の計測

器で簡単に測定できるためシミュレーションツールも発達し、その精度も良好なものである。しかしながら、通電中のインダクタンスは、計測手法が複雑なこと、その値が通電量により変化することなどの理由により定量的な評価・予測ができていない。このため、設計時に利用可能なツールも存在しておらず、最適なモータの設計には試作・改良の繰り返しを含む多くの時間を必要とした。また、高回転化による小型・軽量化をねらったモータの制御に広く用いられる弱め界磁制御において、その弱め界磁電流の通電量とタイミングを決定するためには、d-q変換を伴うベクトル解析処理を必要とする。このため、試験中に最適制御パラメータの設定が難しく、計測後のデータから最適値を探しだすといったプロセスを必要とするため再試験の工数を含めて多くの時間を要していた。そこで、本研究では、

- ①モータの基本性能に影響を与える通電中のインダクタンスの定量的な算出
 - ②ベクトル解析のリアルタイム表示による、最適通電量／タイミング設定の精度向上、時間の短縮
- を目的として、通電中のインダクタンスを精度よく算出する方法の確立、およびこれらのシステム化による研究効率の向上を行った。

3. 解析手法

モータが発生するトルクの大きさを決めるトルク電流(I_d)は、電源電圧(V_b)とモータの相電圧との電位差を駆動力とする。トルク電流を流すことが可能な相電圧の最大値(最大相電圧)は、モータの誘起電圧波形が理想的な正弦波であるとき $V_b/\sqrt{6}$ (V_b : 電源電圧)である。モータの回転数やトルクが大きくなるにつれてモータの相電圧は大きくなり、最大相電圧を越えるとトルク電流を流せなくなる。これに対し、Fig. 1 のようにトルク軸(d軸)から電気角で 90° 進んだ位相(q軸)に電流(I_q)を流し、誘起電圧とトルク電流による電圧上昇を打ち消すことによって、さらに高回転でもトルク電流を流そうとする手法が弱め界磁制御であり、ブラシレス DC モータなどの制御方法として広く知

られている。近年、高回転化によるモータの小型・軽量化ニーズの増加に伴ない高回転モータの研究が盛んに行われているなか、高回転領域での最大出力値の予測は重要な課題になっている。

弱め界磁制御を採用する高回転モータにおける最大出力の計算方法として、ベクトル解析手法が注目されている⁽²⁾。ベクトル解析手法による計算の例を Fig. 2 に、以後の計算で用いる記号を Table 1 に示す。図の横軸および表中の文字dはトルク軸(d軸)、qは界磁軸(q軸)を表している。ベクトル解析手法は、負荷の状態によって変化するモータの運転パラメータを、d軸、q軸に分解したベクトルで表現することによってモータの運転状態を可視化する解析法である。モータの各パラメータは $I \cdot R$ や $I \cdot \omega \cdot L$ などの電圧ベクトルで表現される。円線図上の相電圧ベクトルと電源電圧の大きさによりきまる最大相電圧円との関係をもとで出力可否の判断を行ったり、必要な弱め界磁電流の大きさを計算することが可能である。このように、ベクトル解析手法は、特に高回転領域でのモータ最大出力を検証するのに対して有効な解析手法で、モータ設計時には磁気シミュレーションなどによって設定した K_e , R , L_d , L_q などのモータパラメータを用いて、目的の回転数および最大電流値において出力が到達可能か確認するのに用いられる。

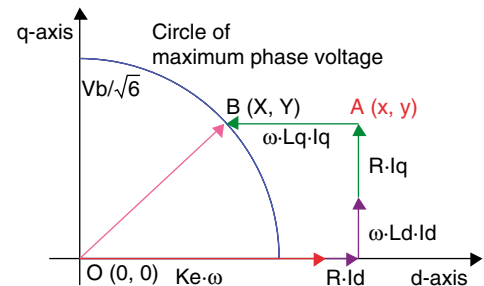


Fig. 2 Vector diagram of brushless DC motor

Table 1 List of variables

K_e [V/rpm]	back EMF constant
ω [rad/s]	angular velocity
R [Ω]	stator resistance
I_d [A]	d-axis current
I_q [A]	q-axis current
L_d [H]	d-axis inductance
L_q [H]	q-axis inductance
V_d [V]	d-axis voltage
V_q [V]	q-axis voltage
V [V]	phase voltage

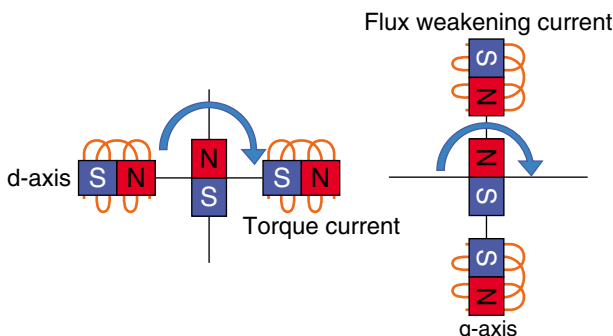


Fig. 1 d-axis and q-axis

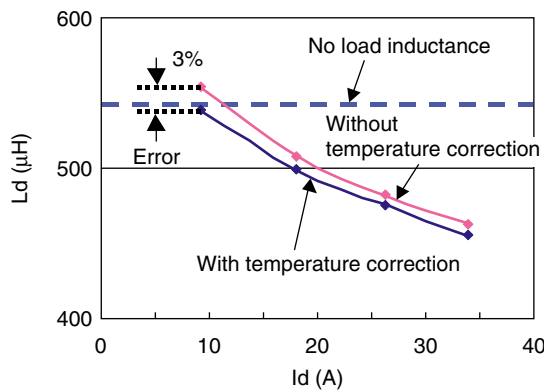


Fig. 5 Result of inductance analysis during switching

たことが分かる。これらの補正を行うことによって、通電時のモータインダクタンスが巻線温度変化などによる各値の変化の影響を受けることなく精度よく算出可能であり、定量的な評価が可能であることがわかった。

4. システム化

本解析手法をシステム化して運用することによって次のような効果をねらった。

- ・測定データ、演算結果の集中表示
- ・計測データ補正の自動化
- ・ベクトル解析のリアルタイム表示

4.1. 測定データ、演算結果の集中表示

現在、モータの性能テスト時に用いる計測機器は8種類、それらを用いて計測する項目は約120項目程度になる。従来は、これらのデータの取得を各計測器毎に個別に行っていたため非常に多くの労力を要し、データの同期性にも課

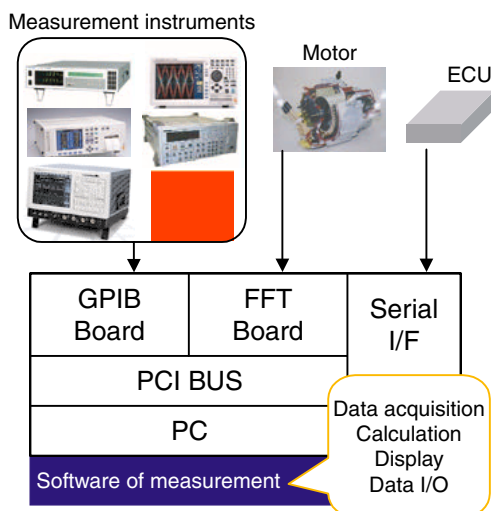


Fig. 6 Schematic diagram of measurement system

題があった。そこで、全計測器からのデータの取得、前述のベクトル解析や効率の演算、計測値・解析値の保存を一括して行い、全ての計測データおよび演算結果の中から必要な情報を選択的に計測ソフトウェアの画面に表示する事を可能にした。これにより計測器間でのデータの同期性に改善が得られ、試験時間も短縮した。

4.2. 計測データ補正の自動化

Table 2にあげた誤差要因は、通電中のインダクタンスの算出時以外にも影響を与える。したがって、これらの項目の補正をシステム化し、リアルタイムで補正を行ったデータを観ることができるようなシステムを構築した。これにより、各計測値および損失分離などの解析精度などに向上がみられた。Fig. 7に本システムのデータ補正のフローを示す。

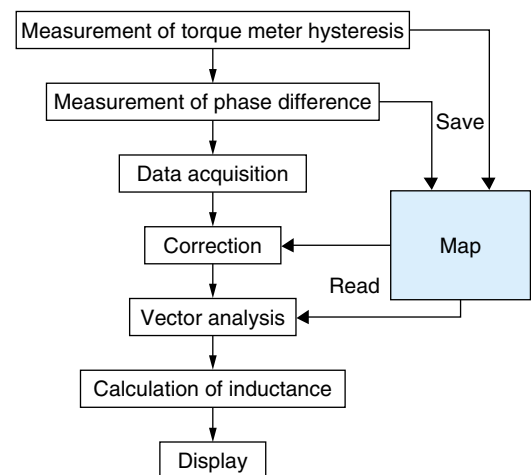


Fig. 7 Flowchart of correction

4.3. ベクトル解析のリアルタイム表示

従来、通電中のモータ運転状態の把握には、d-q変換などの複雑な処理が必要であるため、最適条件となる通電量、通電タイミングなどの制御パラメータを設定するためには計測後の試験データからのパラメータ抽出が必要となり、多くの時間が費されていた。前述したベクトル解析をリアルタイムで実施し、PC画面上に円線図を表現することにより、最適値の即時判断が可能となった。通電中のベクトル解析をリアルタイムで行うには、回転パルス(磁極位置)、相電圧、相電流の基本波の位相差および実効値を算出する必要がある。また、従来の計測器においては、データの同期性、データ処理・転送速度などの問題点も生じていた。本システムでは、オンボードのDSPをもったマルチチャンネルFFTボードを計測PCのPCIバスに搭載することによって解決した。Fig. 8に本研究で開発したリアルタイムのベクトル解析画面を示す。画面左側が、モータ運転状態を示す円線図

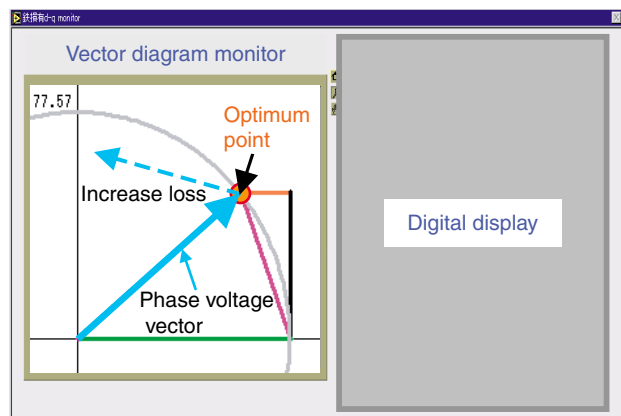


Fig. 8 Vector diagram monitor

で、右側がそれらの各情報のデジタル表示窓である。この円線図上において、相電圧ベクトルの先端が最大相電圧円と一致する点が、ある回転数・出力における最大効率となる最適運転状態となる。相電圧ベクトルが最適点の左側に推移する運転状態では、弱め界磁電流が余分に消費されておりモータの運転効率が悪化する。このように、この円線図をモニタしながら試験を行うことにより、目標とする回転数・出力におけるモータパラメータの最適値の即時判断が可能となる。これらの試験フローのシステム化および試験後のデータ解析時間の低減により、テスト時間が30%短縮された。(Fig. 9)

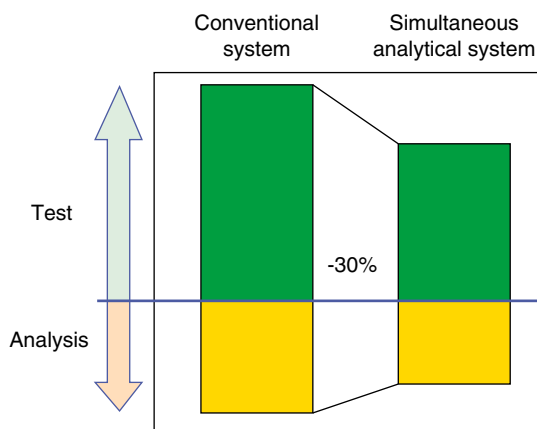


Fig. 9 Reduction of test time

5. 応用事例

5.1. トルク制御性の向上

インサイトの IMA などに搭載される HEV 用モータには、制振制御などを行うため高いトルク応答性が要求される。Fig. 10 に一般的なブラシレス DC モータのブロック図を示す⁽⁴⁾。図のように、モータの磁気回路にお

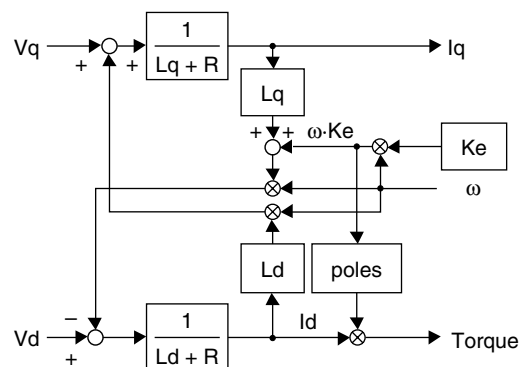


Fig. 10 Block diagram of brushless DC motor

いては、d 軸と q 軸の間に相互干渉が生じ、実トルクと指令値の間に誤差を生じる。この影響を補うために L_d , L_q , R などのモータパラメータを用いた補正項を制御に加える必要がある。この時、インダクタンスの値が真値と差異をもつ場合は、相互干渉を補いきれずトルクの応答性が悪くなる。Fig. 11 に、相互干渉を補正する制御を加えたベクトル制御コントローラによって、ブラシレス DC モータを運転したときのトルク応答性の例を示す。図のようにインダクタンスが実機の通電中のインダクタンスと不一致である場合は、車両の速度変化に対して応答遅れが生じているが、一致している場合では良好な応答性を示すことが分かる。したがって、リアルタイムのベクトル解析を行って測定した通電中のインダクタンスをモータ制御の内部定数に採用することによって、トルク応答性が改善できることがわかる。

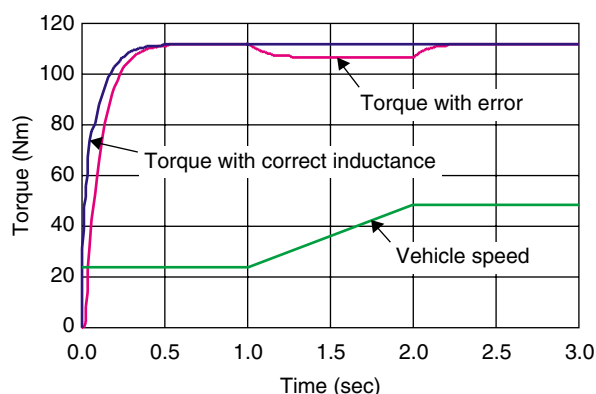


Fig. 11 Comparison result of torque response

5.2. モータ設計へのフィードバック

Fig. 12 に一般的なブラシレス DC モータを例にとって、モータインダクタンスがモータの性能に与える影響を示す。図の上のようにインダクタンスが小さすぎると、相電圧ベクトルを最大相電圧円までもどすための弱め界磁電流が多

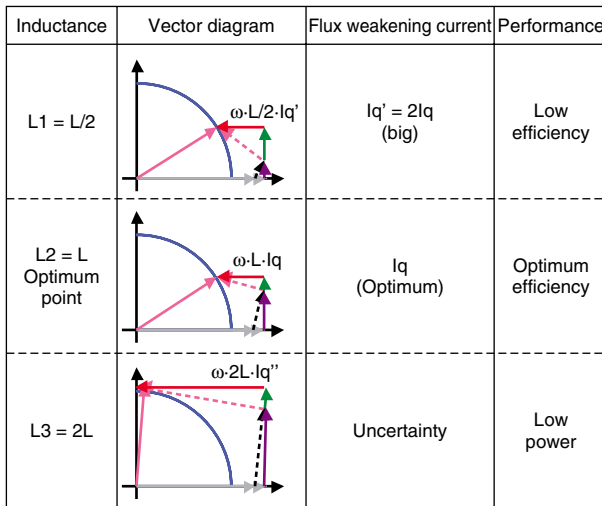


Fig. 12 Relationship between motor performance and inductance

く必要になるため効率が低下し、大きすぎるとコイルのインダクタンスによる電圧降下量が最大相電圧円を超してしまうため、高回転領域で出力がでなくなる。モータインダクタンスの値は、誘起電圧定数や、そのほかの磁気回路とも密接に関係して決まるため、任意の値を取ることはできないが、モータの最大出力や効率に大きく影響を与えるため最適な値を設定することが必要であることがわかる。これまで定量的に評価できなかった通電中のインダクタンスが精度よく測定できるようになったことにより、実負荷でのインダクタンスの設計目標が明確になり、モータ小型化・軽量化に貢献するものと考えられる。また、負荷電流に対する通電中のインダクタンスの変化より、磁気回路上での磁気飽和の様子が把握できるようになった。(Fig. 13)これにより、材料選択の精度も向上すると考えられる。このように、従来計測することができなかった通電中のインダクタンスを精度よく測定できるようになったことにより、最適なモータ設計が可能になると考えられる。

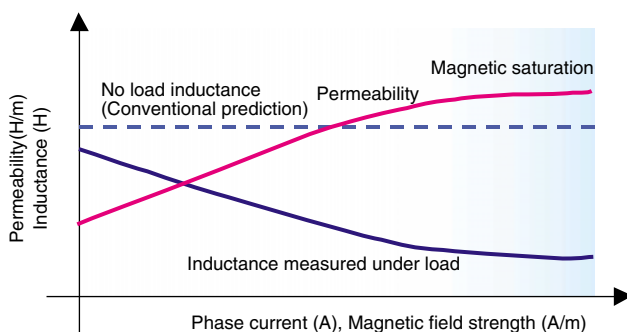


Fig. 13 Relationship between phase current and inductance

まとめ

このモータ性能の即時解析システムの開発により以下の点が可能になった。

- (1) これまで算出できなかった通電中のモータインダクタンスの即時解析が可能になった。
- (2) 測定誤差を排除する試験フローの自動化により精度の良い計測値を得ることができるようになった。
- (3) 試験フローのシステム化、データ処理の自動化などにより試験工数が 30%削減した。

謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 森本茂雄, 武田洋次, 平紗多賀男: PM形ブラシレスDCモータの電流制御法による出力特性の比較, 電気学会半導体動力変換研究会資料, SPC-89-3(1989)
- (2) 土手康彦, 木下斌: ブラシレスサーボモータの基礎と応用, 東京, 総合電子出版社, 1985, 244p.
- (3) 森本茂雄, 武田洋次, 平紗多賀男: PMモータのdq等価回路定数の測定法, 電気学会産業応用部門誌, 第113巻 11号, p.1330-1331(1993)
- (4) 杉本英彦, 小山正人, 玉井伸三: ACサーボシステムの理論と設計の実際, 東京, 総合電子出版社, 1990, 217p.

■ 著 者 ■



村山 芳也



新 博文



岸田 真



浅見 記吉

歩行者脚部有限要素モデルの開発

— 骨格モデルの開発と検証 —

Development of a Finite Element Model for the Pedestrian Lower Limb

— Development and Validation of Bone Models —

菊池 裕二*

Yuji KIKUCHI

鴻巣 敦宏**

Atsuhiko KONOSU

高橋 裕公*

Yukou TAKAHASHI

石川 博敏**

Hirotoishi ISHIKAWA

要 旨

解剖学的構造を正確に反映した人体脚部長骨の有限要素モデルを開発した。多数の文献調査から骨の材料特性の平均値とひずみ速度依存性を定めモデルに反映した。骨の準静的および動的3点曲げの公表された実験結果を用いて精度検証を行った結果、骨折荷重を精度良く再現していることが確認できた。また動的負荷の場合には、材料特性のひずみ速度依存性が骨折荷重の予測精度に大きな影響を及ぼすことがわかった。

ABSTRACT

A finite element model for long bones of the human lower limb that accurately reflects their anatomical structure has been developed. The average values of the mechanical properties of the bones as well as their strain rate dependency were determined from an extensive survey of the literature and were reflected in the model. The model has been validated against published quasi-static and dynamic 3-point bending test results, confirming that it accurately predicts the peak impact force. In addition, it was found that the strain rate dependency of the mechanical properties has a significant effect on the accuracy of peak force prediction.

1. はじめに

事故統計データによれば、日本の交通事故死者に占める歩行者の割合は約30%と高く⁽¹⁾、歩行者保護は乗員保護と並び自動車の安全性向上における重要な課題の一つとなっている。米国の歩行者事故調査データベースである PCDS (Pedestrian Crash Data Study) をもとに傷害レベルが AIS (Abbreviated Injury Scale) 2 以上の傷害の受傷部位分布を調べてみると、Fig. 1 に示すように脚部への受傷頻度が最も高いことがわかる。脚部の傷害は直接生死に関することはまれであるが、後遺症や社会コストの観点からその重要性が指摘されている。

歩行者脚部の受傷形態は、Fig. 2 に示すように骨折と膝部靭帯損傷に大別される。これらの傷害の評価法として、欧州では EEVC (European Enhanced Vehicle-safety Committee) / ワーキンググループ 17 によりレッグフォームインパクトを用いた単体テスト法が提案されている⁽²⁾。

* 栃木研究所

** (財) 日本自動車研究所

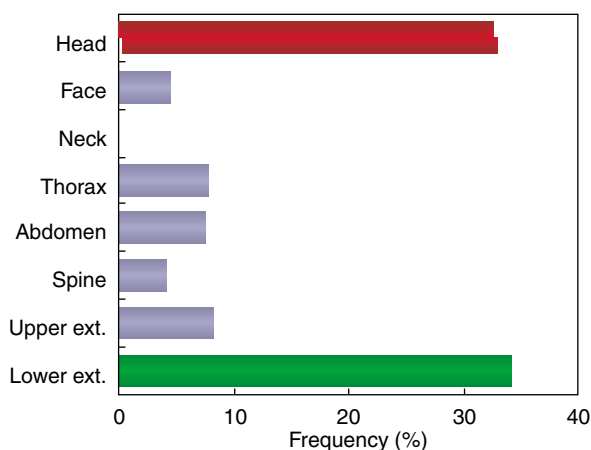


Fig. 1 Distribution of AIS2+ pedestrian injuries by body region (Source : PCDS database)

しかしながら、インパクトの人体忠実度や傷害基準の妥当性については改善の必要性が指摘されており^{(3)~(5)}、事故時の歩行者脚部傷害の評価手法としてさらなる検討が必要で

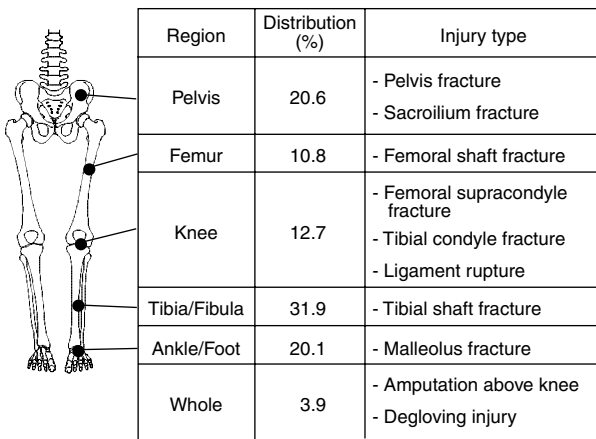


Fig. 2 Distribution of AIS2+ lower limb injuries by injury type (Source: PCDS database)

ある。そこで筆者らは、歩行者の脚部傷害メカニズムを解明し、妥当性の高い傷害評価法を確立するため、人体脚部を直接数値モデル化した歩行者脚部有限要素モデルを開発した。

歩行者事故における脚部の応答を再現し傷害メカニズムを解明するため、過去に多くのシミュレーションモデルが開発されてきた。Yang and Kajzer⁽⁶⁾は MADYMO プログラムを用い、膝部の解剖学的構造に着目した歩行者脚部の三次元マルチボディモデルを開発したが、大腿部および下腿部はそれぞれ一つの剛体セグメントでモデル化されていたため骨折の再現が不可能であった。Yangら^{(7), (8)}はこのモデルに対し下腿の上部にジョイント要素を追加して骨折の再現を試みたが、骨折の発生部位をあらかじめ定めておく必要があるという難点があった。これらのマルチボディを用いたモデル化では、骨格のたわみや骨折の再現性がモデル化手法に強く依存し、種々の負荷条件に対応できるモデルを構築するのは難しい。

Bermondら^{(9), (10)}は膝関節部の三次元有限要素モデルを開発したが、動的応答性の精度検証は行っていない。Schusterら⁽¹¹⁾は歩行者脚部の三次元非線形有限要素モデルを開発したが、骨格の応答性の検証は準静的条件下に限ら

れていた。Tamura ら⁽¹²⁾は人体有限要素モデルを用いて衝突時乗員の脛骨傷害メカニズムを検討したが、骨格の材料特性には準静的データを用いており、動的応答性の再現性は検証されていない。このように、過去の研究においてマルチボディを用いたモデル化よりも適用範囲の広い有限要素モデルの開発も進められてきたが、骨格の動的応答性の再現が課題であった。

本報では、歩行者脚部有限要素モデルの開発過程のうち、骨格モデルの開発と精度検証について述べる。歩行者の脚部傷害は前述のように骨折と靱帯損傷に大別され、過去の実験結果によれば骨折が発生する場合に靱帯損傷が生じることはまれである⁽¹³⁾。これは骨折により荷重の伝達経路が分断され、膝関節部への負荷が低下することによるものと考えられる。そこで本研究では骨格モデルの開発にあたり、骨折による荷重伝達経路の分断が表現できるモデル化手法を取り入れた。また、脚部の動的応答性を正確に再現するため、従来の研究では考慮されていなかった骨の材料特性のひずみ速度依存性をモデルに反映し、動的条件下での精度検証も行った。

2. 骨の構造と材料特性

人体長骨の内部構造を Fig. 3 に示す。骨端部は表面が剛性の高い皮質骨(Cortical bone)で覆われており、内部がハニカム状の比較的剛性の低い海綿骨(Trabecular bone)で満たされている。骨幹部は端部から連続した皮質骨が厚みを増して円筒形状をなしている。骨幹部の内部には海綿骨は存在せず、かわりに脂肪化した骨髄で満たされている。

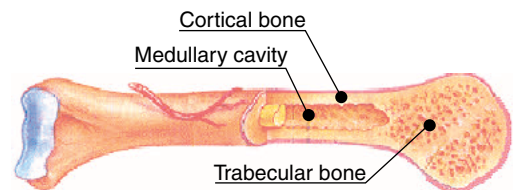


Fig. 3 Structure of long bones

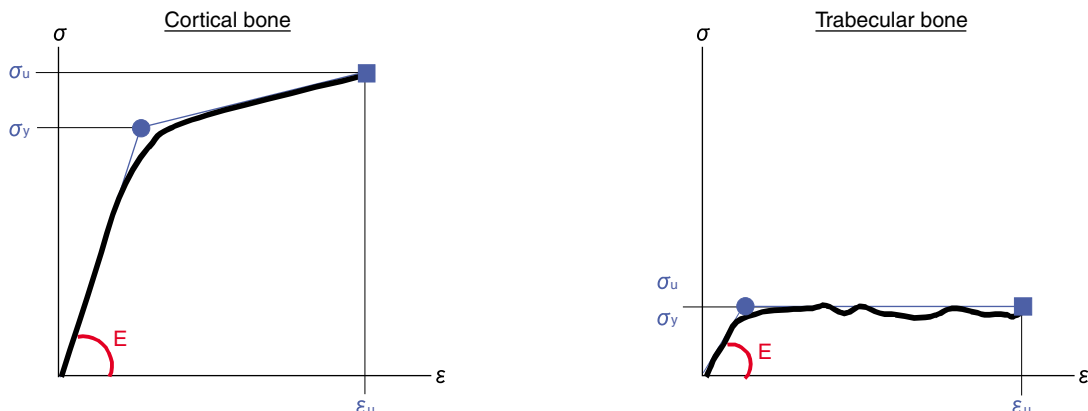


Fig. 4 Typical stress-strain curves for bone and parameters specified in the model

したがって骨格の機械的応答を再現するには、剛性の異なる皮質骨と海綿骨の特性を個別に定めてモデルに反映する必要がある。

皮質骨および海綿骨の典型的な応力-ひずみ線図を Fig. 4 に示す。モデル化にあたっては単純化のため応力-ひずみ特性を青線で示す二段階で近似し、ヤング率(E)、降伏応力(σ_y)、破断応力(σ_u)、破断ひずみ(ε_u)の四つのパラメータを多数の文献調査により定めた^{(14)~(51)}。なお海綿骨については塑性域の特性を応力一定で近似し、 $\sigma_y = \sigma_u$ とした。特性の調査結果の集計にあたっては、骨格の材料特性が年

齢と相関することが予想されるため、年齢を横軸に各特性値をプロットした。性別に関しては、材料特性レベルでは男女差が認められないとされている⁽⁵²⁾ことから区分は行わなかった。

Fig. 5 に大腿骨皮質のヤング率および破断応力の調査結果を示す。データは引張りと圧縮に分けて表示している。臨床上的の知見として、骨は一般に引張りを受ける部位が起点となって骨折するといわれているが、本図より骨は圧縮に比べて引張りに対する強度が低いことがわかる。本研究では骨折再現の観点から、骨の材料特性として引張り時の特

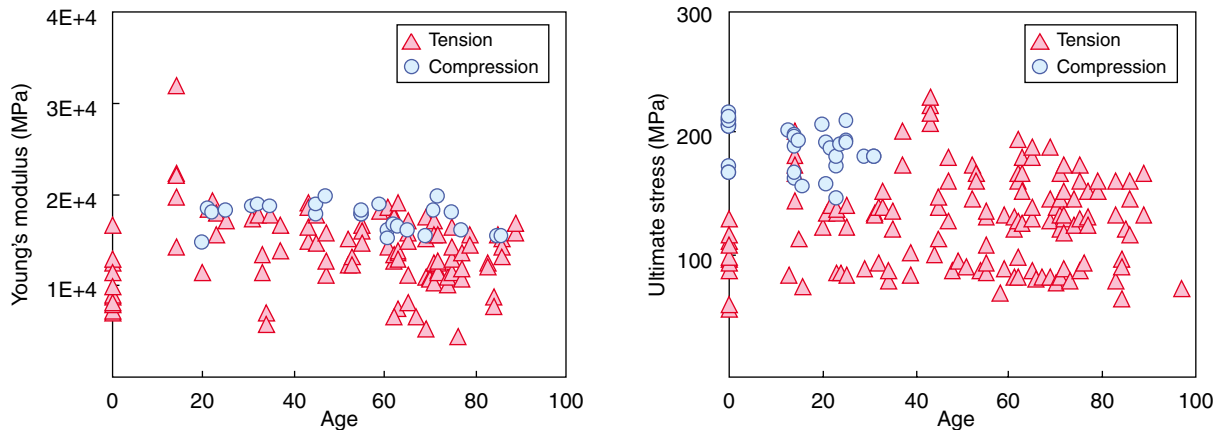


Fig. 5 Tensile and compressive property of femoral cortical bone as a function of age

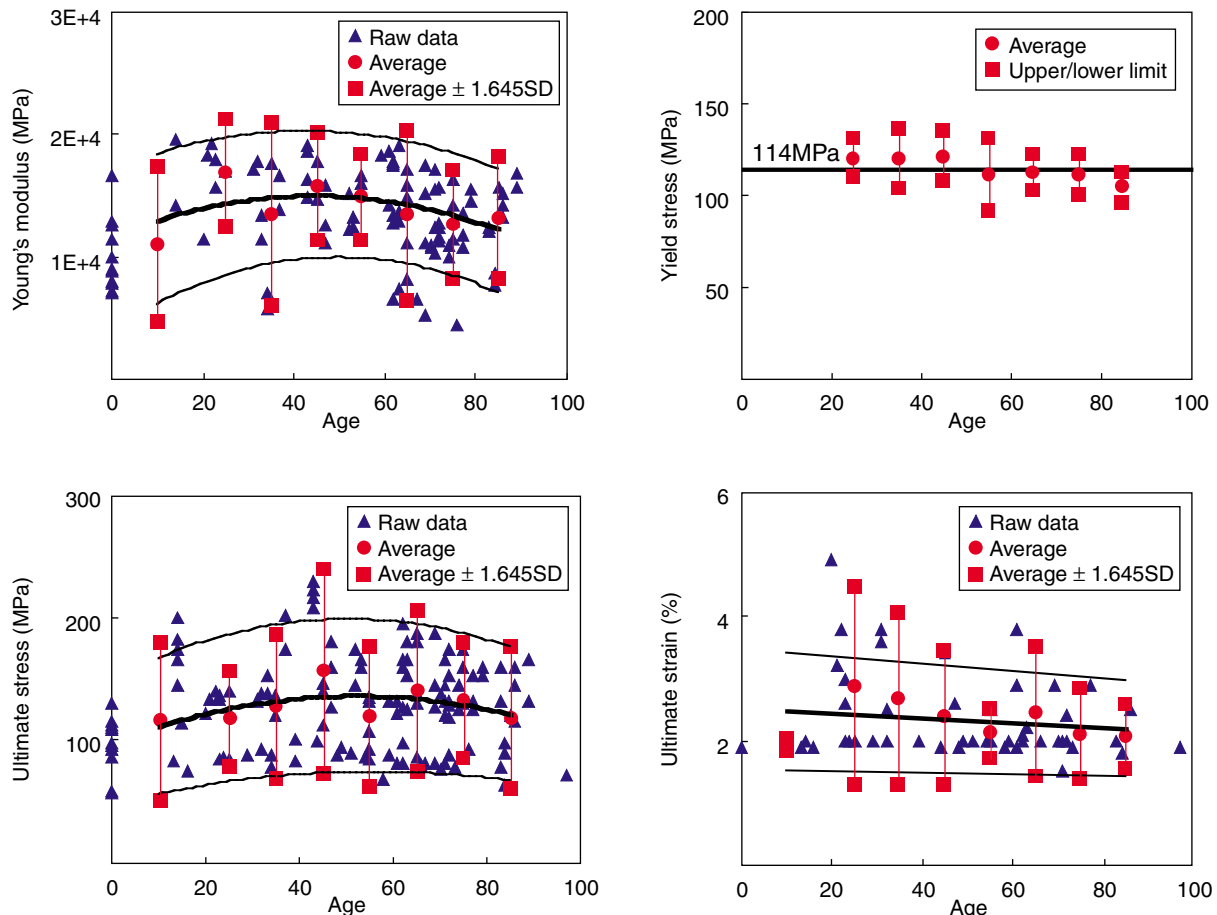


Fig. 6 Mechanical property corridor of femoral cortical bone as a function of age

性を用いることとした。Fig. 6に大腿骨皮質に対する上記四つの材料特性値の調査結果を示す。降伏応力以外の特性値については10歳ごとの年齢帯にデータを区分けして平均値を定め(赤丸)、正規分布を仮定してデータの90%が含まれるよう上限、下限を算出した(赤四角)。これらを二次関数で補間して図のような特性値のコリドーを定めた。なお破断ひずみについては、データ数が比較的少なくばらつきが大きいことから線形補間とした。また降伏応力については10歳ごとの平均値(赤丸)と上下限界値(赤四角)しかデータが得られなかったため、年齢との相関は考慮せず一律に平均値を用いることにした。本図より骨の特性値は年齢の影響よりもむしろ個体差の影響を大きく受けることがわかる。これ

Table 1 Difference in mechanical property of cortical bone between femur and tibia (age 20-89, average)

Mechanical property	Femur	Tibia	Ratio
Elastic modulus (MPa)	16843	23843	1.42
Yield stress (MPa)	114	129	1.13
Ultimate stress (MPa)	132	157	1.19
Ultimate strain (%)	2.8	3.1	1.09

らの集計結果を用いることで、解析したい歩行者の年齢および骨の強度レベルを反映したモデルが作成可能となる。脛骨皮質については平均値しかデータが得られなかったため、Table 1に示すように各特性の平均値の大腿骨との比を求め、大腿骨に対して定めた特性値コリドーをスケールして用いた。腓骨についてはデータが全く見当らなかったため、大腿骨の特性値を初期推定値として、後述のモデル検証過程において実験結果と合致するように調整を行った。海綿骨の特性についてもデータが少なく骨ごとの区分はできなかったが、大腿骨頭部については他の部位に比べ剛性が高いことが判明したため、Fig. 7に示すようにこの部位には異なる特性を与えた。また海綿骨の剛性値は皮質骨の1/10程度であり、骨全体の特性に対する海綿骨の寄与は比較的小さいと考えられることから、データ数が少ないことも考慮して年齢との相関関係は定義せず、平均値を用いることとした。海綿骨の破断ひずみについては記載のある唯一の文献⁽⁵³⁾から13.4%とした。ポアソン比についても数少ないデータ^{(23), (27), (47)}の平均値から、すべての骨に対して皮質骨、海綿骨とも0.315を用いた。

Carter and Hayes^{(54), (55)}は皮質骨と海綿骨について、ひずみ速度が剛性および強度に及ぼす影響を実験的に調べ、骨の剛性および強度はひずみ速度の0.06乗に比例するという

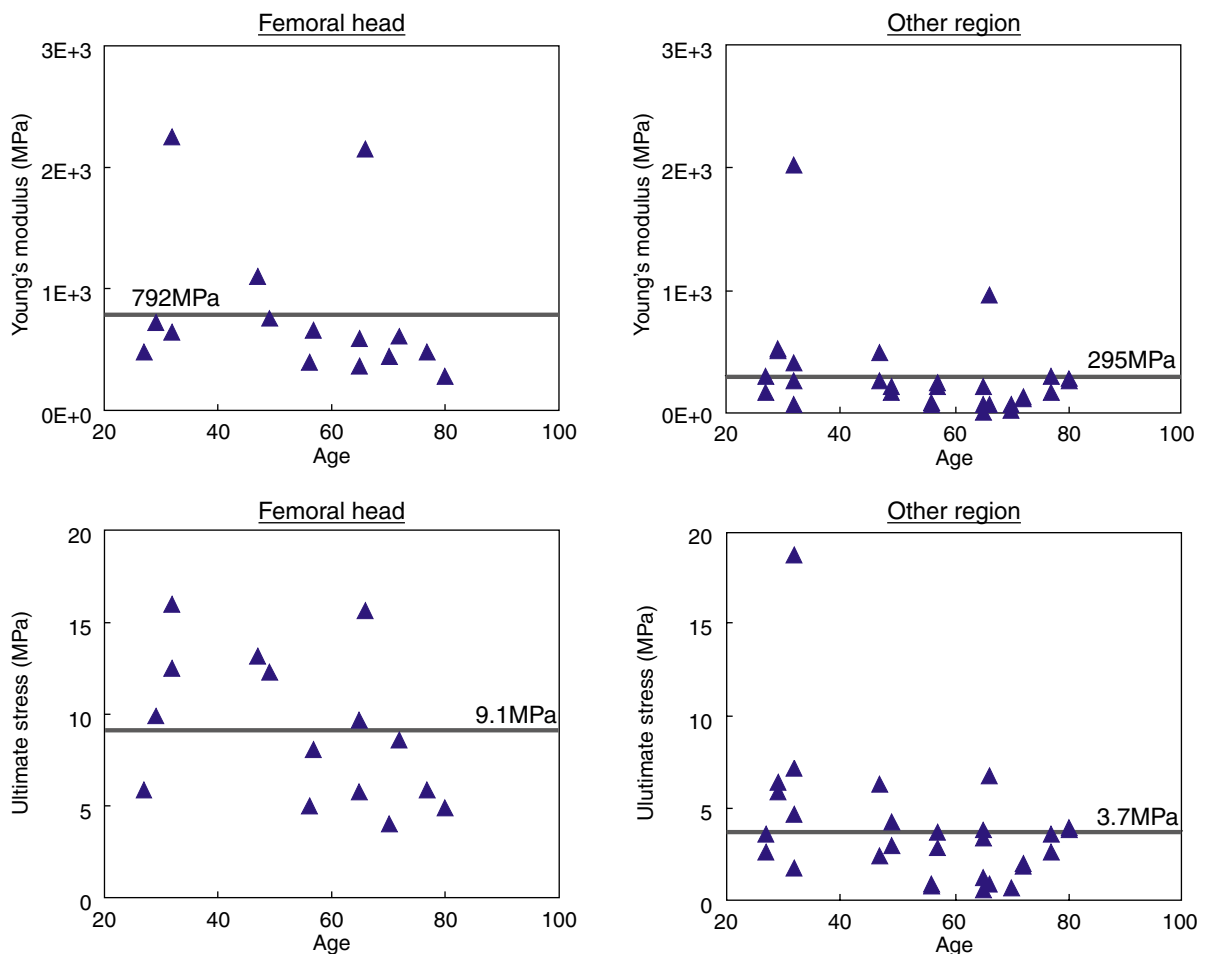


Fig. 7 Mechanical property of trabecular bone for femoral head and other region

関係を見出した(Fig. 8)。この結果に基づき、ひずみ速度と静動比との関係を Fig. 9 のように定めた。また Fig. 8 よりヤング率についてもひずみ速度依存性が認められることから、応力-ひずみ線図の弾性域も含めた全域に対してこの関係を適用した。

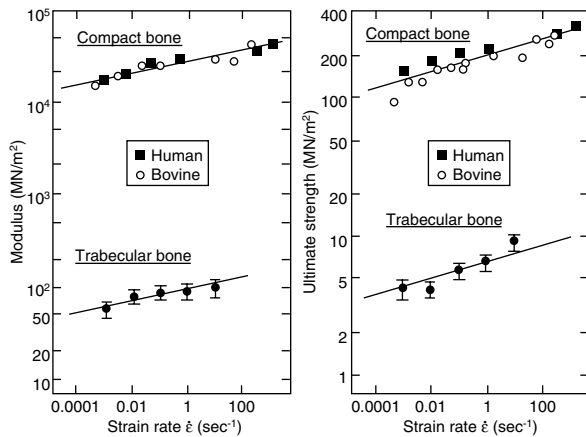


Fig. 8 Strain rate sensitivity of bone mechanical property

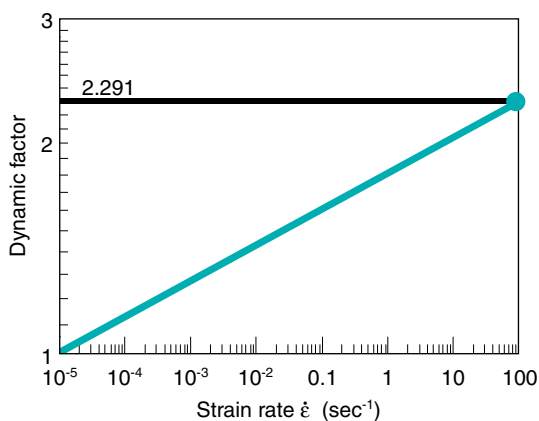


Fig. 9 Dynamic amplification factor versus strain rate specified in the model

3. 骨格のモデル化

骨格モデルの外形形状は、日本イーエスアイが開発した人体脚部有限要素モデル(H-Dummy™)⁽⁵⁶⁾のものをを用いた。このモデルの外形形状は人体のスキャン画像から生成されたViewpoint Datalab™の人体骨格形状モデルに基づいており、解剖学的に精度の高いモデルである⁽⁵⁷⁾。骨格モデルの構成は、Fig. 3 のような人体長骨の構造に対応し、Fig. 10 に示すように骨端部については表面の皮質骨をシェル要素でモデル化し内部の海綿骨をソリッド要素でモデル化した二層構造とし、骨幹部については内部の空洞を表すため皮質骨をソリッド要素でモデル化した。皮質骨の内部をさらに詳細に見てみると、Fig. 11 に示すように血管を通す多数

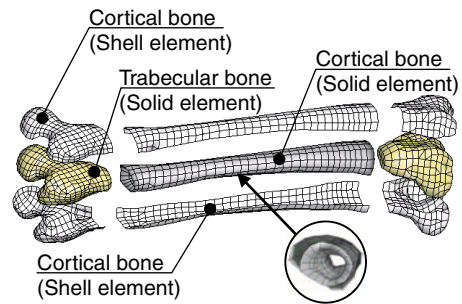


Fig. 10 Structure of femur model

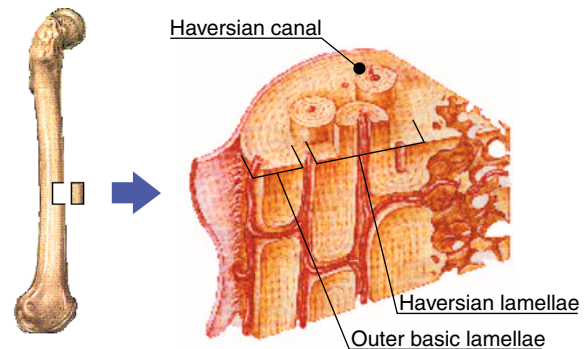


Fig. 11 Structure of cortical bone

のハヴァース管(Haversian canal)が集ったハヴァース層板(Haversian lamellae)の表面に、さらに剛性の高い外基礎層板(Outer basic lamellae)が存在する⁽⁵⁸⁾。文献に記載されている皮質骨の材料特性はこのうちのハヴァース層板に関するものであるため、皮質が厚く外基礎層板の影響が大きいと考えられる骨幹部については表面にさらにシェル要素を追加して、骨幹部の断面二次モーメントの適正化を行った。ただし、外基礎層板の材料特性に関しては定量的なデータが文献から得られなかったため、特性はハヴァース層板のものをそのまま用い、板厚は各骨の準静的三点曲げ実験の公表された荷重-変位線図にはりの理論を適用して断面二次モーメントを算出し、これと等価な断面二次モーメントとなるよう定めた。

骨折のモデル化には骨格の材料モデルとして破断のモデル化機能を持つ PAM-CRASH™ 上のタイプ 16(ソリッド要素)およびタイプ 105(シェル要素)を用い、設定した破断ひずみに到達した要素の剛性値を段階的にゼロまで低下させる Element Elimination オプションを適用した。また材料特性のひずみ速度依存性については、Fig. 9 の関係を PAM-CRASH™ の対数補間法を用いてモデルに反映した^{(59), (60)}。

4. 精度検証

骨格モデルの準静的条件での精度検証には、Yamada ら⁽⁶¹⁾がおこなった人体長骨の準静的三点曲げ実験結果を用いた。Yamada らの実験条件は文献に詳細が記されていない

が、Fig. 12のような条件であったと思われる。また、大腿骨、脛骨などの下肢骨を含む人体長骨の荷重－変位特性が平均値として文献に示されている (Fig. 13)。ここでは Fig. 14のようなモデルを作成し、荷重－変位特性の比較を行った。解析には動的解析コードである PAM-CRASH™を用いたため、準静的条件とするために材料特性のひずみ速度依存性の設定を除外した。また、Yamadaらの実験では年齢20～39歳の骨が用いられているため、文献調査から定めた骨の材料特性の年齢に対するコリドーより、対応する年齢層の平均値を算出して用いた。計算に使用した材料特性値を Table 2に示す。大腿骨、脛骨および腓骨について、荷重－変位特性の計算結果と実験結果を比較して Fig. 15 に示す。変位量約5～10mm 付近では実験結果の方がわずかに高い荷重値を示しているが、骨折時の荷重と変位量については各骨とも良好な一致を示している。

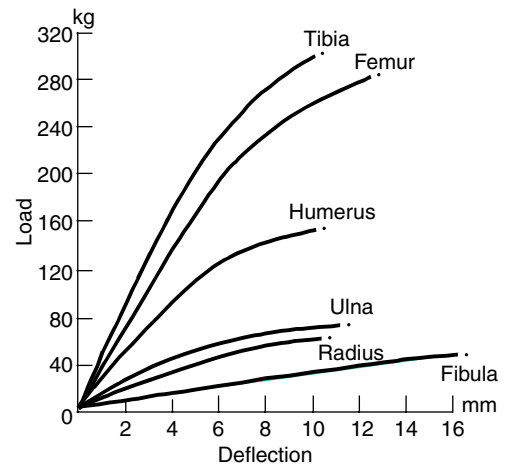


Fig. 13 Load-deflection curves for human long bones

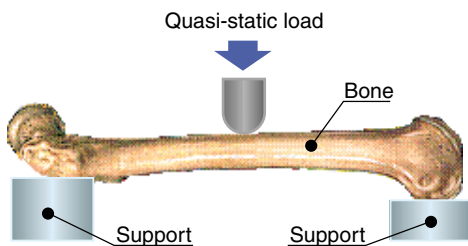


Fig. 12 Assumed quasi-static 3-point bending test setup for long bone

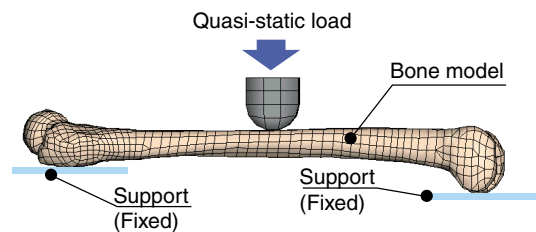


Fig. 14 Schematic diagram of femur model

Table 2 Mechanical property of bones used in the model for quasi-static validation (for age 20-39, average)

Material Name	Density (kg/m ³)	Elastic modulus (MPa)	Yield stress (MPa)	Yield strain (%)	Poisson's ratio	Ultimate stress (MPa)	Ultimate strain (%)
Femur cortical	1850	14317	114.1	0.80	0.315	123.3	2.0
Tibia cortical	1850	20033	129.0	0.63	0.315	138.1	1.5
Fibula cortical	1850	17406	103.2	0.59	0.315	107.0	0.9
Trabecular	600	295	3.7	1.25	0.315	3.7	13.4
Femoral head trabecular	600	792	9.1	1.15	0.315	9.1	13.4

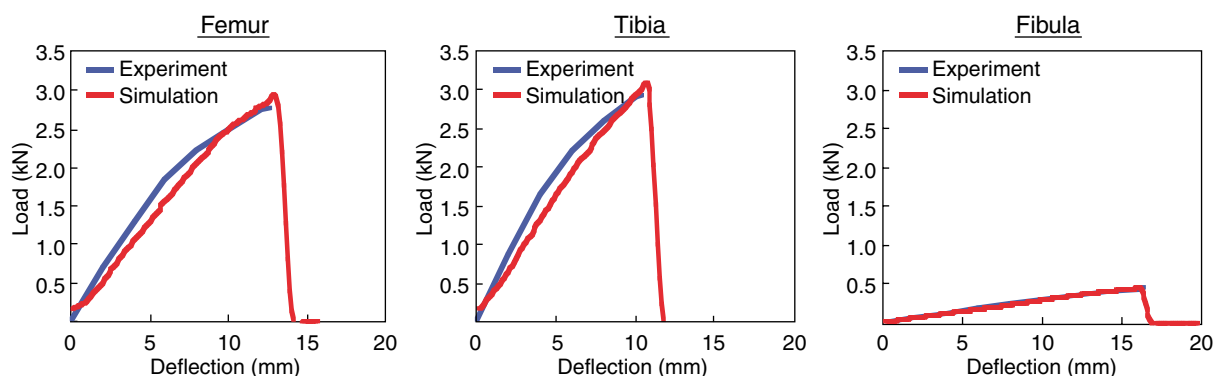


Fig. 15 Comparison of load-deflection response of bone in quasi-static 3-point bending

事故時の歩行者脚部と車両との衝突は動的現象であり、骨格モデルの検証は動的条件下でも行う必要がある。そこで Kress ら⁽⁶²⁾が多数の下肢骨を用いて行った動的三点曲げ実験の結果を用いて、骨格モデルの動的精度検証を実施した。Kress らは Fig. 16 に示すようなセットアップで、下肢骨に質量 50kg のインパクトを速度 7.5m/s で衝突させた際のピーク荷重の平均値を求めた。Table 3に実験条件とピーク荷重の平均値を示す。計算では、各条件における平均年齢に対応する材料特性をコリドーから算出して用いた。大腿骨と脛骨については横方向(L-M; Lateral-Medial)と前後方向(A-P; Anterior-Posterior)の二方向から衝撃を加えており、腓骨については横方向のみ実験が行われている。これら

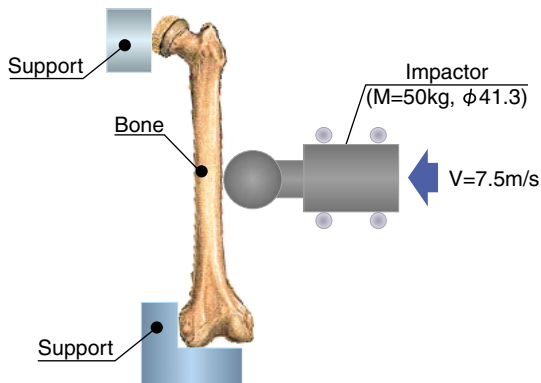


Fig. 16 Test setup for dynamic 3-point bending

Table 3 Test results of dynamic 3-point bending

Specimen	Impact plane	Age (Average)	n	Peak force (kN)
Femur	L-M	71.0yr	21	5.48 (SD 1.17)
	A-P	69.2yr	50	5.70 (SD 0.46)
Tibia	L-M	74.3yr	33	4.07 (SD 1.22)
	A-P	69.9yr	95	4.85 (SD 2.08)
Fibula	L-M	72.5yr	21	0.57 (SD 0.28)

* A-P : Anterior to Posterior / L-M : Lateral to Medial

5ケースのすべてについて Fig. 17 に示すような計算モデルを作成し、ピーク荷重を比較した。図には骨折発生時の変形図も併せて示しており、PAM-CRASH™ の Element Elimination オプションに設定した破断ひずみのしきい値を超えた要素を非表示にしている。これらの要素の質量は周囲の節点に分配されているためしきい値を超えた後も保存されるが、剛性がゼロまで低下するためこれらの要素の両側で荷重伝達が行われなくなる。実際には曲げによる骨折の場合いわゆる Butterfly 型の骨折パターンが多く観察されるが、Fig. 17の計算結果ではインパクト直下の一系列の要素が Element Elimination の対象となっている。したがって本モデルでは実際の骨折のミクロなメカニズムを再現しているとは言えないが、歩行者の傷害解析に重要な骨折による荷重経路の分断はこのようなモデル化でも再現することが可能である。ピーク荷重の計算結果と実験結果の比較を Fig. 18 に示す。計算では動的負荷条件における材料特性のひずみ速度依存性の影響を明確にするため、ひずみ速度依存性を反映したモデルと反映しないモデルの二種類を用いた。ひずみ速度依存性を反映しないモデルではピーク荷重の計算結果は実験結果の 1/2 以下であるが、ひずみ速度依存性を反映することにより実験結果に近い結果が得られる

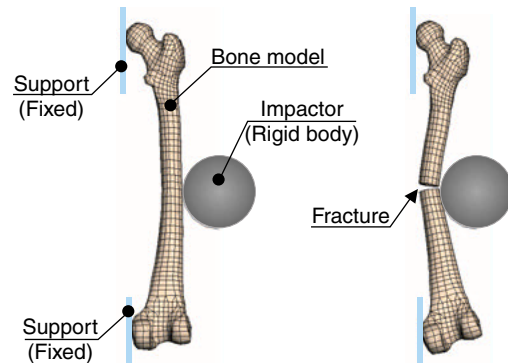


Fig. 17 Femur model setup for 3-point dynamic bending

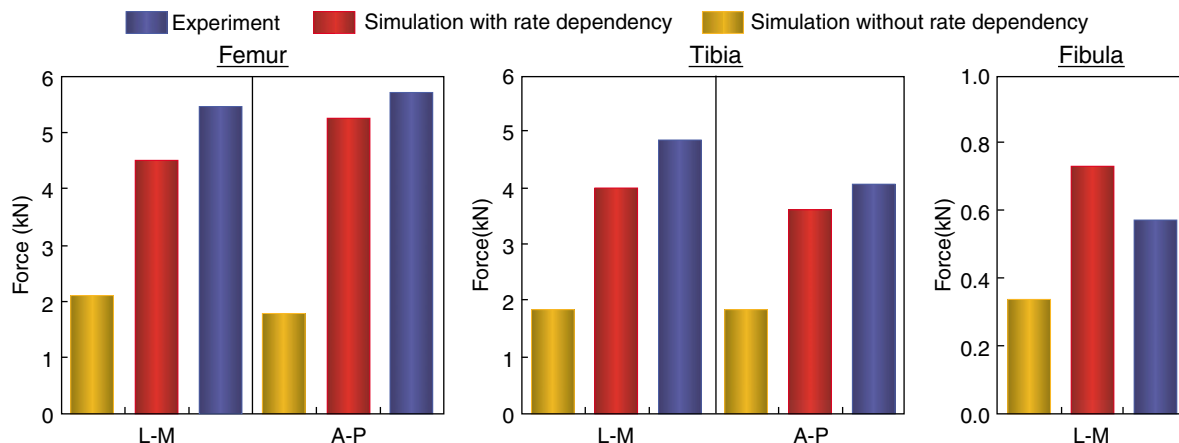


Fig. 18 Comparison of peak force between experiment and simulation

ことがわかった。このことから、動的現象である歩行者脚部傷害の発生メカニズムを再現するには、骨格の材料特性のひずみ速度依存性をモデルに反映することが不可欠であるといえる。

本研究で開発した骨格モデルは、準静的および動的三点曲げにおける骨折荷重を精度良く再現できることがわかった。しかしながら実際の歩行者事故ではバンパーが歩行者の膝関節直下に衝突するケースが多く、三点曲げとはせん断力と曲げモーメントの分布が異なる可能性がある。さらに長骨は Fig. 11 のようにミクロな内部構造を有しており、このため軸方向と軸に垂直な方向では材料特性が異なるとされている⁽⁶³⁾。今回のモデル化にあたっては材料の異方性、ひずみ速度依存性、骨折再現モデルの三つを同時に反映できる材料モデルが PAM-CRASH™ 上に存在しないため、骨折再現を重視して材料特性は等方性として取扱ったが、今後上記三要素を同時に考慮できる材料モデルの開発と併せ、より実際の歩行者事故に近い形での精度検証をおこなう必要がある。

5. まとめ

多数の文献調査から材料特性を定め、解剖学的構造を正確に再現した人体脚部長骨の有限要素モデルを開発し、準静的および動的三点曲げの実験結果との比較により精度を検証した結果、以下の結論を得た。

- (1) 骨の材料特性を文献から調査した結果、骨は圧縮に比べ引張りにおいて剛性、強度が低いことがわかった。また年齢との関係では 40 歳前後が最も剛性、強度が高い傾向にあるが、変化量で見ると年齢の影響よりもむしろ個体差の影響の方が大きいことがわかった。
- (2) 開発した骨格モデルは、準静的三点曲げにおける骨折時の荷重および変位量、動的三点曲げにおける骨折時の荷重について実験結果と良い一致を示すことがわかった。
- (3) 骨格の動的応答性を正確に再現するには、従来の研究では考慮されていなかった材料特性のひずみ速度依存性をモデルに反映することが不可欠であることがわかった。
- (4) 骨格の異方性材料としての取扱いと実際の事故により近い条件での精度検証が今後の課題である。

参考文献

- (1) International Road Traffic and Accident Database (1995)
- (2) European Enhanced Vehicle-safety Committee: "EEVC Working Group 17 Report — Improved test methods to evaluate pedestrian protection afforded by passenger cars"(1998)
- (3) Matsui Y., Ishikawa H., Sasaki A., Kajzer J., Schroeder G.: "Impact response and biofidelity of pedestrian legform impactors", IRCOBI (1999)
- (4) Konosu A., Ishikawa H., Tanahashi M.: "Reconsideration of Injury Criteria for Pedestrian Subsystem Legform Test — Problems of RIGID Legform Impactor —", 17th ESV Conference, Paper Number 263 (2001)
- (5) Takahashi Y., Kikuchi Y.: "Biofidelity of Test Devices and Validity of Injury Criteria for Evaluating Knee Injuries to Pedestrians", 17th ESV Conference, Paper Number 373 (2001)
- (6) Yang J.K., Kajzer J.: "Computer simulation of impact response of the human knee joint in car-pedestrian accidents", SAE paper 922525 (1992)
- (7) Yang J.K., Rzymkowski C., Kajzer J.: "Development and validation of a mathematical breakable leg model", IRCOBI (1993)
- (8) Yang J.K., Kajzer J.: "Mathematical model of pedestrian lower extremity", 14th ESV Conference (1994)
- (9) Bermond F., Ramet M., Bouquet R., Cesari D.: "A finite element model of the pedestrian knee-joint in lateral impact", IRCOBI (1993)
- (10) Bermond F., Ramet M., Bouquet R., Cesari D.: "A finite element model of the pedestrian leg in lateral impact", 14th ESV Conference (1994)
- (11) Schuster P. J., Chou C. C., Prasad P.: "Development and Validation of a Pedestrian Lower Limb Non-Linear 3-D Finite Element Model", STAPP CAR CRASH JOURNAL, Vol.44 (2000)
- (12) Tamura A., Miki K., Yang K.: "A Tibial Mid-Shaft Injury Mechanism in Frontal Automotive Crashes", 17th ESV Conference, Paper Number 355 (2001)
- (13) Cesari D., Cavallero C., Roche H.: "Mechanisms producing lower extremity injuries in pedestrian accident situations", 33rd AAAM (1989)
- (14) Goldstein S., Frankenburg E., Kuhn J.: "Biomechanics of bone", Accidental Injury (1993)
- (15) Hirsch C., Evans F.G.: "Studies on some physical properties of infant compact bone", Acta Orthop. Scand., 35 (1970)
- (16) Sedlin E.D., Hirsch C.: "Factors affecting the determination of the physical properties of femoral cortical bone", Acta Orthop. Scand., 37 (1966)
- (17) Lindahl O., Lindgren A.G.H.: "Cortical bone in man. II. Variation in tensile strength with age and sex", Acta Orthop. Scand., 38 (1967)
- (18) Hirsch C., Dasilva O.: "The effect of orientation on some mechanical properties of femoral cortical specimens",

- Acta Orthop. Scand., 38 (1967)
- (19) Carter D.R., Caler W.E., Spengler D.M., Frankel V.H.: "Fatigue behaviour of adult cortical bone: the influence of mean strain and strain range", *Acta Orthop. Scand.*, 52 (1981)
- (20) Evans F.G., Bang S.: "Differences and relationships between the physical properties and the microscopic structure of human femoral, tibial and fibular cortical bone", *Am. J. Anat.*, 120 (1967)
- (21) Wall J.C., Chatterji S.K., Jeffery J.W.: "Age-related changes in the density and tensile strength of human femoral cortical bone", *Calcif. Tiss. Intl.*, 27 (1979)
- (22) Carter D.R., Spengler D.M.: "Basic science and pathology - Mechanical properties and composition of cortical bone", *Clin. Orthop. Related Research*, 163 (1982)
- (23) Lappi V.G., King M.S., LeMay I., "Determination of elastic constants for human femurs", *Journal of Biomechanical Engineering*, 101 (1979)
- (24) Hight T.K., Brandeau J.F.: "Mathematical modeling of the stress strain - strain rate behavior of bone using the Ramberg-Osgood Equation", *Journal of Biomechanics*, 16 (1983)
- (25) Cezayirlioglu H., Bahniuk E., Davy D.T., et al.: "Anisotropic yield behaviour of bone under combined axial force and torque", *Journal of Biomechanics*, 18 (1985)
- (26) Bonfield W.: "Advances in the fracture mechanics of cortical bone", *Journal of Mechanics*, 20 (1987)
- (27) Katsamanis F., Raftopoulos D.D.: "Determination of mechanical properties of human femoral cortical bone by the Hopkinson bar stress technique", *Journal of Biomechanics*, 23 (1990)
- (28) Lotz J.C., Gerhart T.N., Hayes W.C.: "Mechanical properties of metaphyseal bone in the proximal femur", *Journal of Biomechanics*, 24 (1991)
- (29) Saha S., Hayes W.C.: "Tensile impact properties of human compact bone", *Journal of Biomechanics*, 9 (1976)
- (30) Yoon H.S., Katz J.L.: "Ultrasonic wave propagation in human cortical bone-II, Measurements of elastic properties and microhardness", *Journal of Biomechanics*, 9 (1976)
- (31) Reilly D.T., Burstein A.H.: "The Mechanical properties of cortical bone", *Journal of Bone and Joint Surgery*, 56-A (1974)
- (32) Currey J.D., Butler G.: "The Mechanical properties of bone tissue in children", *Journal of Bone and Joint Surgery*, 57-A (1975)
- (33) Burstein A.H., Reilly D.T., Martens M.: "Aging of bone tissue: Mechanical properties", *Journal of Bone and Joint Surgery*, 58A (1976)
- (34) McCalden R.W. et al.: "Age-related changes in the tensile properties of cortical bone", *Journal of Bone and Joint Surgery*, 75-A (1993)
- (35) Mather B.S.: "The symmetry of the mechanical properties of the human femur", *J. Surg. Res.*, 7 (1967)
- (36) Ruff C.B., Hayes W.C.: "Sex differences in age-related remodeling of the femur and tibia", *Journal of Orthopaedic Research*, 6 (1988)
- (37) Goldstein S.A. et al.: "The mechanical properties of human tibial trabecular bone as a function of metaphyseal location", *Journal of Biomechanics*, 16 (1983)
- (38) Currey J.D.: "The mechanical properties of bone", *Clin. Orthop. Related Research*, 135 (1978)
- (39) Leichter I. et al.: "The relationship between bone density, mineral content and mechanical strength in the femoral neck", *Clin. Orthop. Related Research*, 163 (1982)
- (40) Parfitt A.M. et al.: "Relationships between surface, volume, and thickness of iliac trabecular bone in aging and in osteoporosis", *J. Clin. Invest.*, 72 (1983)
- (41) Williams J.L., Lewis J.L.: "Properties and an anisotropic model of cancellous bone from the proximal tibia epiphysis", *Journal of Biomechanical Engineering*, 104 (1982)
- (42) Stone J.L., Beaupre G.S., Hayes W.C.: "Multiaxial strength characteristics of trabecular bone", *Journal of Biomechanics*, 16 (1983)
- (43) Gibson L.J.: "The Mechanical behavior of cancellous bone", *Journal of Biomechanics*, 18 (1985)
- (44) Linde F., Hvid I.: "Stiffness behaviour of trabecular bone specimens", *Journal of Biomechanics*, 20 (1987)
- (45) Rice J.C., Cowin S.C., Bowman J.A.: "On the dependence of the elasticity and strength of cancellous bone on apparent density", *Journal of Biomechanics*, 21 (1988)
- (46) Pugh J.W., Rose R.M., Radin E.L.: "Elastic and viscoelastic properties of trabecular bone, dependence on structure", *Journal of Biomechanics*, 6 (1973)
- (47) Behrens J.C., Walker P.S., Shoji H.: "Variations in strength and structure of cancellous bone at the knee", *Journal of Biomechanics*, 7 (1974)
- (48) Ducheyne P., Heymans L., Martens M., et al.: "The mechanical behavior of intercondylar cancellous bone of the femur at different loading rates", *Journal of Biomechanics*, 10 (1977)
- (49) Linde F., Hvid I.: "The effect of constraint on the

- mechanical behavior of trabecular bone specimens”,
Journal of Biomechanics, 22 (1989)
- (50) Courtney A.C. et al.: “Age-related reductions in the strength of the femur tested in a fall-loading configuration”, Journal of Bone and Joint Surgery, A77 (1995)
- (51) McElhaney J.H.: “Dynamic response of bone and muscle tissue”, Journal of Applied Physiology, 21 (1966)
- (52) An Y.H., Draughn R.A.: Mechanical Testing of Bone and the Bone-Implant Interface, CRC Press, 2000, p.68
- (53) Lindahl O.: “Mechanical properties of dried defatted spongy bone”, Acta Orthop. Scand., 47 (1976)
- (54) Carter D.R., Hayes W.C.: “The compressive behaviour of bone as a two-phase porous structure”, Journal of Bone and Joint Surgery, 59-A (1977)
- (55) Carter D.R., Hayes W.C.: “Bone compressive strength: The influence of density and strain rate”, Science, 194 (1976)
- (56) H-Dummy™ Version 1.6 User's Manual, Hankook ESI, Engineering Systems International, 1998
- (57) Viewpoint Premier CATALOG, 10th Anniversary Edition, p.81
- (58) 森於菟ほか: 分担解剖学 1, 東京, 金原出版, 1998, p.24
- (59) Pam System International, PAM-CRASH™ PAM-SAFE™ Version 1998 Notes Manual, 1998
- (60) Pam System International, PAM-CRASH™ PAM-SAFE™ Version 1998 Reference Manual, 1998
- (61) Yamada H.: Strength of biological materials, The Williams & Wilkins Company, 1970
- (62) Kress A. et al.: “Fracture patterns of human cadaver long bone”, IRCOBI (1990)
- (63) Evans F.G.: Mechanical properties of bone, Charles C Thomas Publisher

■ 著 者 ■



菊池 裕二



高橋 裕公



鴻巣 敦宏



石川 博敏

歩行者脚部有限要素モデルの開発

－膝関節部モデルの開発と検証－

Development of a Finite Element Model for the Pedestrian Lower Limb

－ Development and Validation of a Knee Joint Model －

高橋 裕 公* 菊池 裕 二*
Yukou TAKAHASHI Yuji KIKUCHI
鴻巣 敦 宏** 石川 博 敏**
Atsuhiro KONOSU Hirotoshi ISHIKAWA

要 旨

人体脚部長骨のモデルを膝関節部において靱帯で結合した立位姿勢の脚部有限要素モデルを開発した。膝部には靱帯への負荷を正確に再現する上で重要と考えられる軟骨および半月板のモデルを組み込んだ。公表された脚部衝撃実験結果を用いて精度検証を行った結果、膝関節のせん断変位と曲げ角度を精度良く再現していることがわかった。さらに膝部靱帯損傷の有無を膝部の主要な四つの靱帯について実験と比較した結果、実験の半数以上で生じた靱帯損傷を再現していることがわかった。

ABSTRACT

A finite element model for a human lower limb in a standing position has been developed that connects long bone models of a lower limb at the knee with ligament models. The knee joint model incorporates both the articular cartilage and the meniscus, which are deemed to be important elements in the accurate prediction of ligament loading. The model has been validated against published lateral lower limb impact tests, and the results showed that the model can accurately reproduce the shearing displacement and bending angle of the knee joint. In addition, comparison of the model with test data on damage to four main knee ligaments showed that the model was able to simulate the ligamentous damage that had been observed in more than half of the test cases.

1. はじめに

歩行者事故における脚部傷害は骨折と膝部靱帯損傷の二つが主要な受傷形態である。したがって、歩行者脚部の傷害メカニズムを解明するための検討ツールには、骨折に加え膝部の靱帯損傷を再現できることが求められる。本報では、筆者らが開発した脚部骨格モデルを組み合わせて構築した歩行者膝関節部モデルの開発と精度検証について述べる。

膝部靱帯損傷は、骨格と異なり靱帯の自己修復能力が低いことから治療が困難であり、重度な傷害として古くから認識されてきた。また、膝関節では他の関節に見られるような骨同士のはめ合いによる拘束力が働かず、関節部の結合が靱帯のみに依存しているという解剖学的構造の特殊性から、膝部靱帯損傷は歩行機能に与える影響が大きく機能回復までに時間がかかる場合が多い。このような背景から歩

行者事故における膝部靱帯損傷が注目され、欧州においてEEVC(European Enhanced Vehicle-safety Committee)/ワーキンググループ17により提案されているレッグフォームインパクトを用いたテスト法⁽¹⁾では、膝部のせん断変位と曲げ角度が膝部靱帯の傷害基準として採用されている。

過去の研究では、膝部靱帯損傷メカニズムを解明するため、膝部の解剖学的構造に着目したシミュレーションモデルの開発が行われてきた。Yang and Kajzer⁽²⁾は大腿骨顆部、脛骨顆部および脛骨顆間隆起を楕円体と平面の組み合わせで表現し、膝部靱帯をばね要素でモデル化したMADYMOプログラム上の膝関節部モデルを開発した。膝部靱帯損傷について実験結果との比較が行われたが、側副靱帯と骨格との接触が表現できておらず、また骨格の変形が表されていないため、靱帯の負荷を正確に再現するのは困難であった。Yangら^{(3), (4)}はこのモデルの骨格部分にジョイント要

* 栃木研究所

** (財)日本自動車研究所

素を追加することで骨折の再現を試みたが、骨折部位をあらかじめ定めておく必要があった。このようなマルチボディを用いたモデル化手法では、膝部の解剖学的構造を忠実に表すことで膝部の応答性のある程度再現することはできるが、骨格の変形が膝部靱帯の負荷状態に与える影響が無視できないため精度には限界がある。Schusterら⁽⁵⁾は有限要素を用いた歩行者脚部モデルを開発したが、精度検証が膝部にせん断変位を与える条件でのみ行われており、また負荷速度も低速(15km/h)に限られていた。

本研究では、筆者らが開発し衝撃応答特性の検証を行った有限要素を用いた下肢骨モデルを組み合わせて、歩行者解析のための立位姿勢の脚部モデルを開発した。膝部靱帯への負荷を正確に再現するため、靱帯に生じる伸びへの影響が大きいと考えられる関節部の軟骨と半月板をモデル化した。また靱帯と骨格との間に接触条件を定義し、膝部が変形した際の靱帯の伸びを正確に再現した。膝部の動的応答性は、衝撃荷重、せん断変位、曲げ角度について公表された脚部衝撃実験の結果と比較することで検証した。さらに靱帯損傷の有無についても実験結果との比較を行った。検証は二種類の負荷速度と、膝部にせん断および曲げを生じさせる二種類の実験条件の組み合わせから合計四種類の条件で実施した。

2. 膝関節の構造と材料特性

人体膝関節の構造を Fig. 1 に示す。膝関節は脛骨と大腿骨の間の関節であり、脛骨上端の平坦部に大腿骨下端部が乗る形となっている。したがって膝関節では骨同士の拘束力は働かず、関節部の安定性は主として靱帯結合により保たれている。膝部は図のように前十字靱帯(ACL; Anterior Cruciate Ligament)、後十字靱帯(PCL; Posterior Cruciate Ligament)、外側側副靱帯(LCL; Lateral Collateral Ligament)、内側側副靱帯(MCL; Medial Collateral Ligament)の四つの靱帯により結合されている。脛骨上面の周辺部には軟骨性の半月板(Meniscus)が存在し、大腿骨と脛骨の関節面はそれ

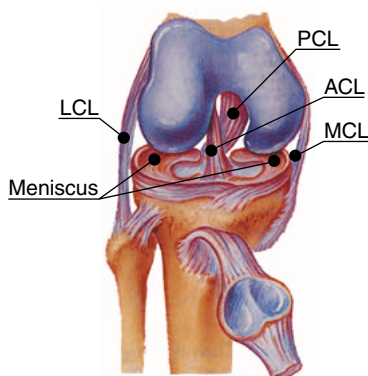


Fig. 1 Structure of knee joint

ぞれ軟骨(Cartilage)で覆われている。これらの軟骨性組織は変形により緩衝材としての役割を果たしているため、衝撃により膝部が変形した際の靱帯の伸びに影響を及ぼすものと考えられる。

Fig. 2 に膝部靱帯の典型的な応力-ひずみ線図を示す。靱帯内部のコラーゲン繊維は無負荷状態ではコイル状をなし無秩序に配向しているが、引張り負荷を加えていくとコイル状の繊維が直線状となるまで引伸ばされ、配向も引張り方向に揃っていく。この過程が Fig. 2 における領域Ⅰに対応する。さらに負荷を加えていくと、直線状となったコラーゲン繊維の引張り特性により領域Ⅱのようにほぼ一定の弾性率を示す。Wismans⁽⁶⁾は領域Ⅰが二次関数で精度良く近似できることから、一次微係数の連続性を考慮し領域Ⅰの平均弾性率は領域Ⅱの弾性率の 1/2 で近似できるとした。本研究ではこの関係を採用し、応力-ひずみ線図を Fig. 2 のような三段階の直線で近似して、領域Ⅱの弾性率(E)、降伏応力(σ_y)、降伏ひずみ(ϵ_y)、破断応力(σ_u)、破断ひずみ(ϵ_u)の五つのパラメータを文献調査により定めた^{(7)~(11)}。

Fig. 3 に破断応力に対する調査結果を示す。横軸にはひずみ速度を対数目盛りで取り、各靱帯ごとに色分けして表示している。靱帯ごとの有意な特性差が認められなかったため、すべての靱帯に対して同一の特性を与えることとし

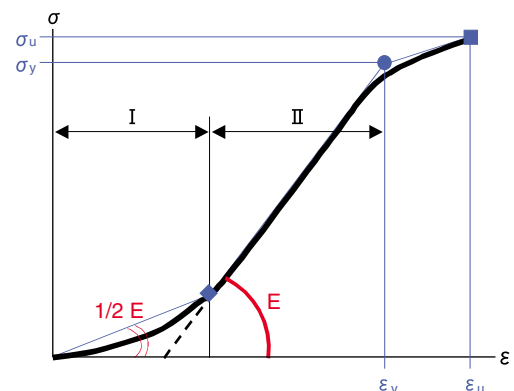


Fig. 2 Typical stress-strain curve for knee ligament

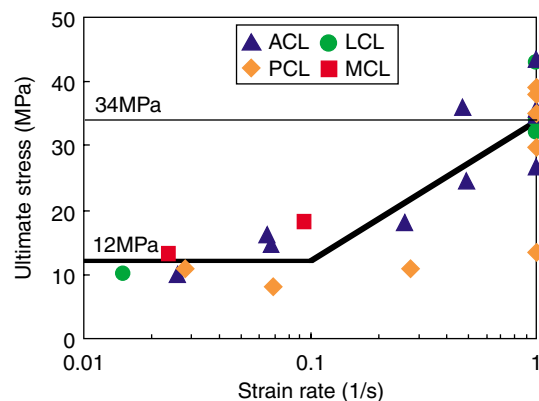


Fig. 3 Ultimate stress of knee ligaments as a function of strain rate

た。また、ひずみ速度が $0.1/s$ を超える領域で破断応力に増加傾向が認められるため、図の直線で示すような関係をひずみ速度依存性として定めた。ひずみ速度が $1.0/s$ を超える領域についてはデータが見当らなかったため外挿により定めた。破断ひずみについては Fig. 4 に示すように明確なひずみ速度依存性が見られなかったため、平均値のみを定めた。降伏応力と降伏ひずみについては文献から得られるデータ数が少なかったため、Fig. 5 のようにそれぞれ破断応力および破断ひずみとの比を定めた。弾性率については Fig. 6 のようにひずみ速度の増加に伴って増加する傾向は見られるが、データにばらつきが大きいので破断応力と同等のひずみ速度依存性を持つと仮定し、図の直線で示す関係を用いた。皮膚についても膝部の特性に影響があると判断し、文献^{(12), (13)}を参照して特性を定めた。また軟骨および半月板についても文献⁽¹⁴⁾を参照し、塑性域のデータが得られなかったため線形弾性要素として取扱った。このようにして定めた靱帯および皮膚の静的応力-ひずみ線図を Fig. 7 に、軟骨および半月板については Fig. 8 に示す。皮膚、軟骨および半月板については静的データしか入手できなかったため、靱帯と同等のひずみ速度依存性を持つと仮定した。

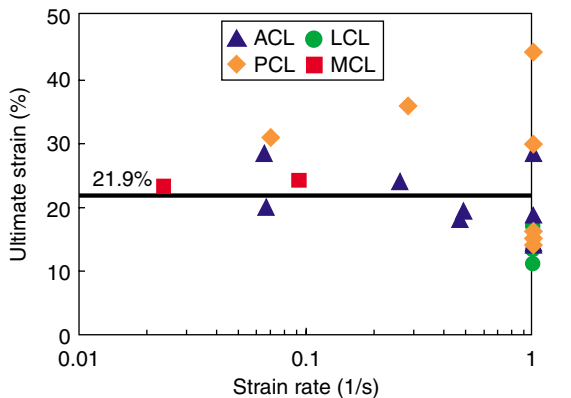


Fig. 4 Ultimate strain of knee ligaments

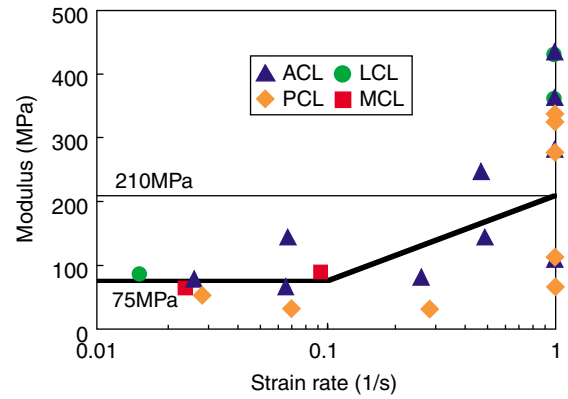
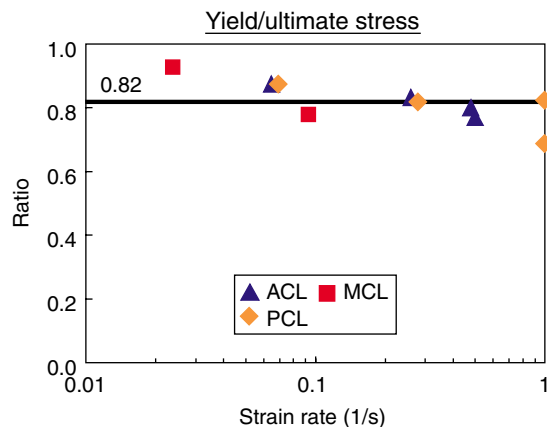


Fig. 6 Modulus of knee ligament

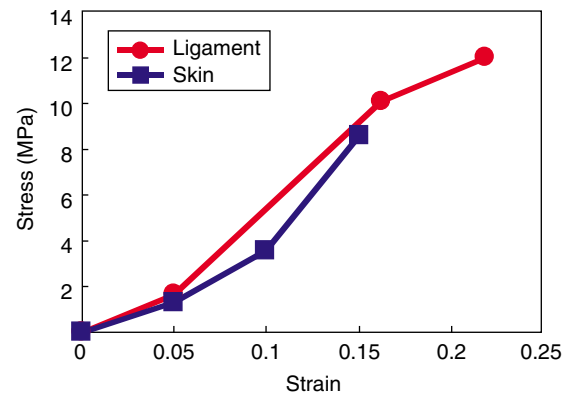


Fig. 7 Quasi-static stress-strain curve for knee ligaments and skin used in the model

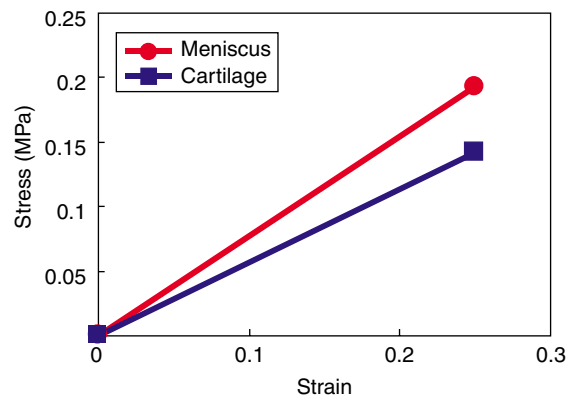


Fig. 8 Quasi-static property for meniscus and cartilage used in the model

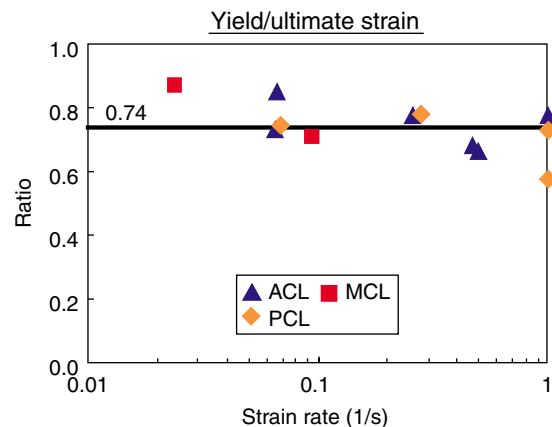


Fig. 5 Ratio between ultimate stress/strain and yield stress/strain

3. 膝関節のモデル化

骨格モデルを組み合わせて膝関節部モデルを構築するにあたり、脚部のアライメントは文献⁽¹⁵⁾を参照し Fig. 9 に示すように股関節、膝関節、足関節が同一直線上に位置するように定めた。膝部靱帯は Fig. 10 のようにシェル要素でモデル化し、関節部が変形した際の靱帯の伸びを正確に再現するため、靱帯と骨格との間に接触を定義した。各靱帯の長さや断面積についてはドイツのハノーバー医科大学からデータ入手し、Table 1 および Table 2 のように定めた。靱帯モデルの両端部は骨格モデルの靱帯付着点近傍の間にリジッドボディを定義して結合し、靱帯の有効長さが Table 1 のデータと一致するようにした。単純化のため靱帯の幅はすべての靱帯に対し同一(15mm)とし、Table 2 の断面積データから靱帯ごとに異なる板厚を設定した。また靱帯の断裂は、設定した破断ひずみに達した要素の剛性を段階的にゼロまで低下させる PAM-CRASHTM の Element

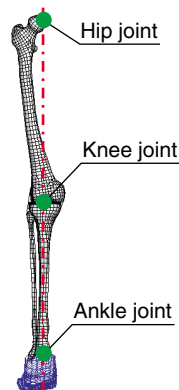


Fig. 9 Alignment of lower limb model

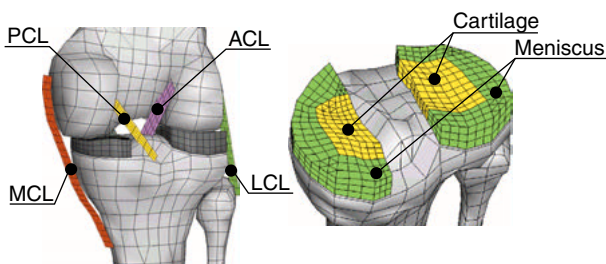


Fig. 10 Knee joint model

Table 1 Length of knee ligament used in the model

Ligament	ACL	PCL	LCL	MCL
Length (mm)	40	41	55	91

Table 2 Cross sectional area of knee ligament used in the model

Ligament	ACL	PCL	LCL	MCL
Area (mm ²)	46	77	29	37

Elimination オプション^{(16), (17)}を用いて再現した。脛骨関節面上には膝関節の上下方向の変形を再現するため軟骨と半月板をソリッド要素でモデル化し組込んだ(Fig. 10)。大腿部および下腿部の骨格の周囲の軟組織(主として筋肉と脂肪)は Fig. 11 のようにソリッド要素でモデル化した。この部分のモデルは日本イーエスアイが開発した人体脚部有限要素モデル(H-DummyTM)のものをを用いたが、被験者を用いた各方向からの動的圧縮実験の結果により精度が検証されている⁽¹⁸⁾。またその周囲には膝部の応答性に影響を与えると考えられる皮膚をシェル要素でモデル化して追加した。

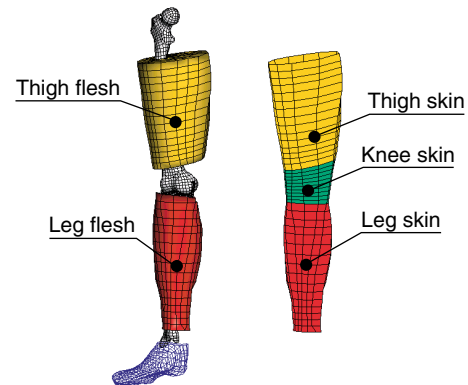


Fig. 11 Schematic diagram of lower limb model

4. 精度検証

膝部モデルの精度検証には、Kajzer ら^{(19), (20)}が行った脚部衝撃実験の結果を用いた。実験条件を Fig. 12 に示す。Kajzer らは大腿骨の顆上部と大転子部をそれぞれロードセルを介してジグで固定し、下腿部に対し横方向から質量 6.25kg のインパクトを速度 20km/h および 40km/h で衝突させた。インパクトの衝突条件としては、膝関節にせん断変形を与えるために膝関節直下に衝突させるせん断セットアップと、曲げ変形を与えるために足関節部に衝突させる曲げセットアップの二つが用いられた。歩行状態をシミュレートするため脚部には下向きに 400N の予荷重が与えられ、インパクト先端には直衝撃による傷害の発生を防ぐためフォーム材が取り付けられた。

この実験を再現するため、Fig. 13のようなモデルを作成した。Kajzer らは全身を用いて実験を行ったが、脚部に衝撃を加えた際の上半身の変位が観察されなかったことから、単純化のため脚部のみのモデルとし、上体との接続部である大腿骨頭部を空間に固定した。大腿骨の大転子部と顆上部にはジグによる固定部近傍の要素を空間に固定する境界条件を与えた。脚部への予荷重は、地面に相当する面をインパクトの衝突前に上方へ移動させることで与えた。インパクトは先端のフォーム材のみをソリッド要素でモデル化し、重心点が実際と一致するよう残りの質量を一点に与えた。

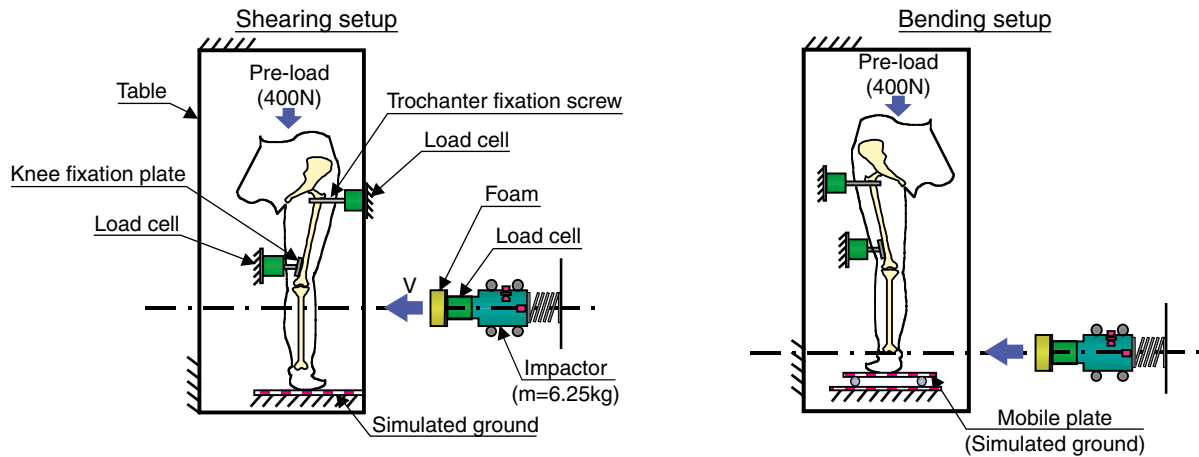


Fig. 12 Test setup for dynamic response of knee joint

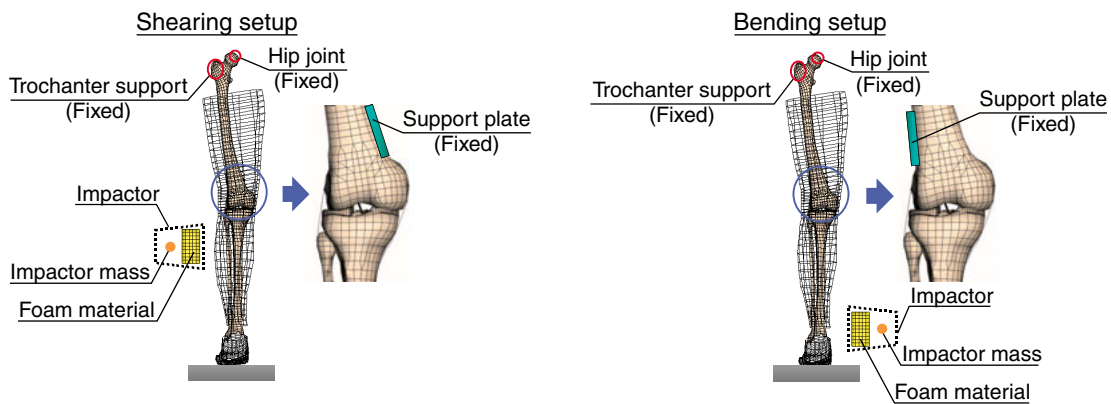


Fig. 13 Model setup for knee joint validation

またフォーム材は脚部に対する入力源であり、フォーム材の計算精度が膝部の応答性の計算精度に影響を与えることが予想されるため、事前にフォーム材単体での精度検証を行った(Fig. 14)。

Wittek ら⁽²¹⁾は Kajzer らの実験結果を分析し、脚部への衝撃荷重と高速度フィルム解析により求めた膝部せん断変位、曲げ角度について、平均値±標準偏差からコリドーを求

めた。そこでこのコリドーを用いて計算結果と実験結果の比較を行った。Fig. 15 にインパクト速度 20km/h におけるせん断セットアップでの結果を、Fig. 16に同じくインパクト速度 20km/h における曲げセットアップでの結果を示す。また Fig. 17 および Fig. 18 にはそれぞれインパクト速度 40km/h におけるせん断および曲げセットアップでの結果を示す。せん断セットアップではいずれのインパクト速度においても衝撃荷重の計算結果がコリドーを外れている。またせん断変位の計算結果はほぼコリドー内に収まっているがやや低めの傾向にあり、曲げ角度ではコリドーを超えるケースが見られる。実験では特にせん断セットアップにおいて大腿骨顆上部の固定ジグ近傍の応力集中による骨折が多発しており、このため衝撃荷重は骨折のない場合に比べ低下していると考えられる。またせん断変位および曲げ角度は、大腿骨と脛骨の上下二ヶ所にねじ留めされたターゲットマークを時系列でトレースし、各二点間を結んだ直線の位置関係から求めている。このため上記のような骨折が生じると、せん断変位は骨折のない場合に比べ大きくなり、曲げ角度は小さくなる。これに対しシミュレーションでは、ジグによる固定部の詳細が不明であったため単純化した境界条件を用いており、このような骨折は再現

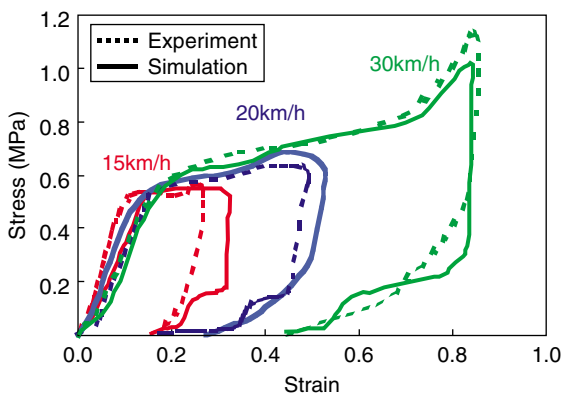


Fig. 14 Comparison of stress-strain curves of foam material between experiment and simulation (for 15, 20, 30km/h of rate)

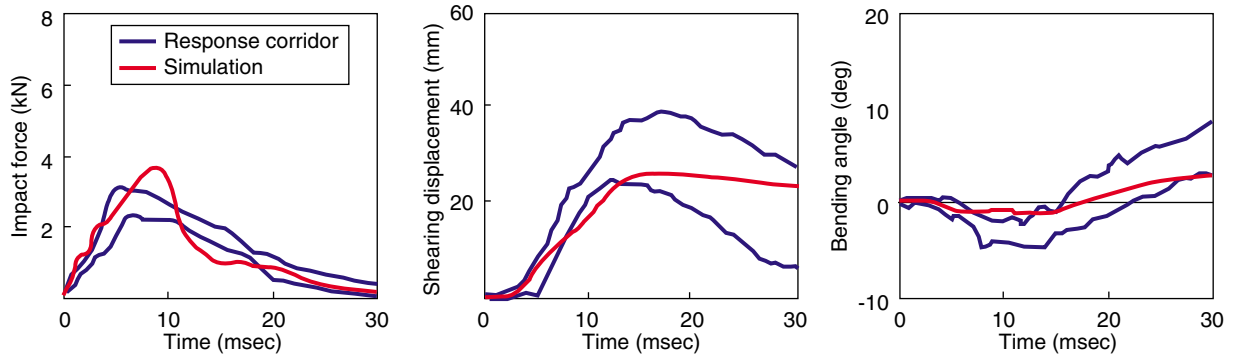


Fig. 15 Comparison between response corridor and simulation result in shearing setup at 20km/h for impact force, shearing displacement and bending angle of the knee

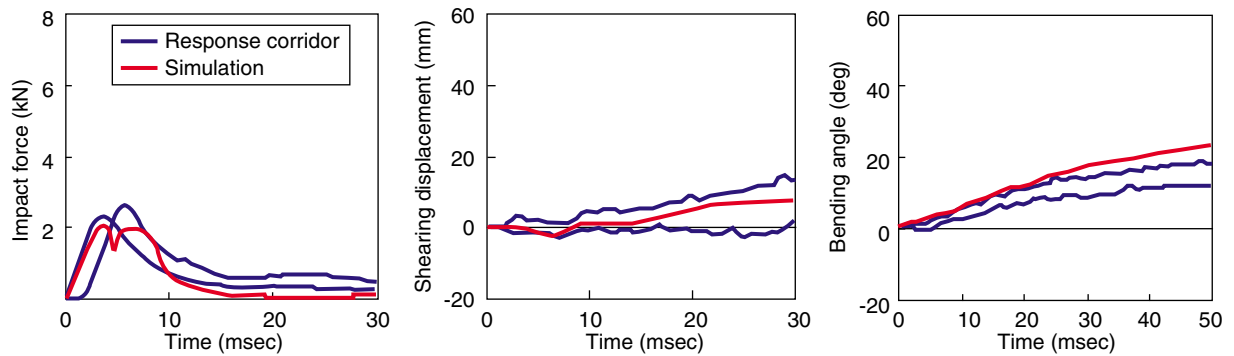


Fig. 16 Comparison between response corridor and simulation result in bending setup at 20km/h for impact force, shearing displacement and bending angle of the knee

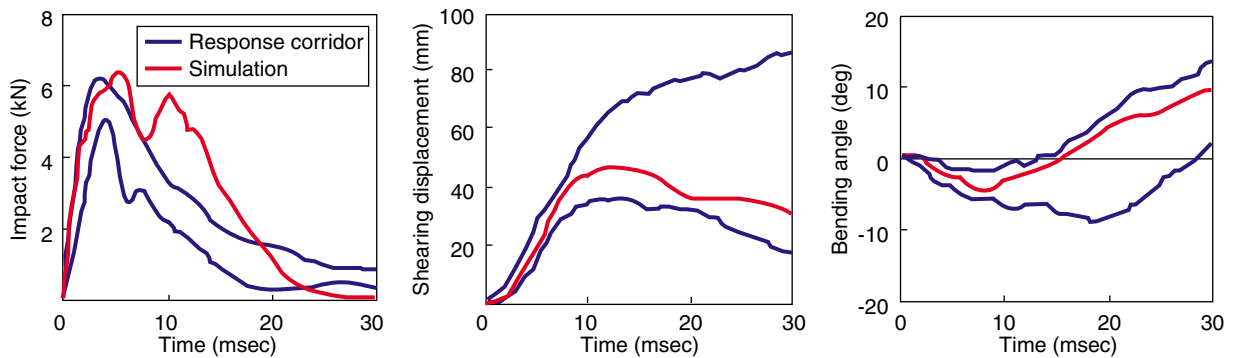


Fig. 17 Comparison between response corridor and simulation result in shearing setup at 40km/h for impact force, shearing displacement and bending angle of the knee

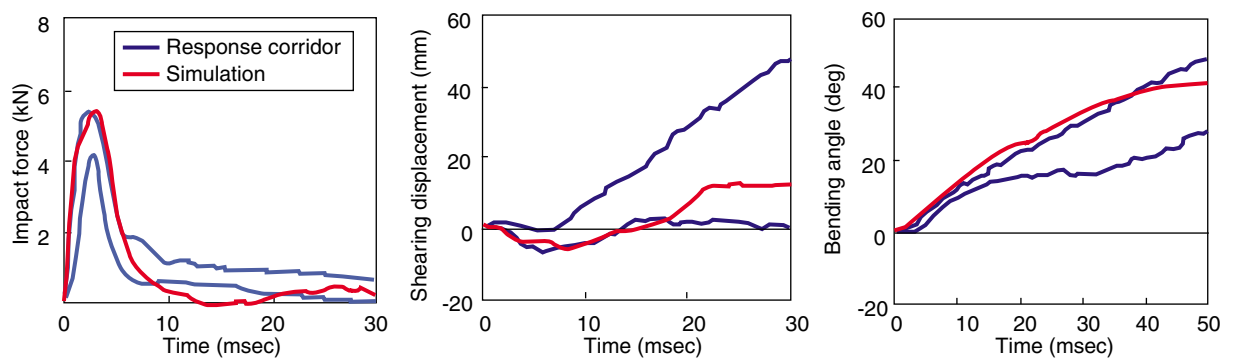


Fig. 18 Comparison between response corridor and simulation result in bending setup at 40km/h for impact force, shearing displacement and bending angle of the knee

されていない。これらを考慮すると、特にせん断セットアップにおける衝撃荷重の計算結果が実験結果のコリドーを超えているものの、衝撃荷重と膝部変形について実験結果を精度良く再現しているものと判断できる。

インパクト速度 40km/h におけるせん断、曲げセットアップでの計算結果の膝部変形を時系列でそれぞれ Fig. 19, Fig. 20 に示す。せん断セットアップでは、衝突後約 6

msec で前十字靱帯の断裂が見られる。また曲げセットアップでは、衝突後 20msec までの間に内側側副靱帯、前十字靱帯、後十字靱帯の順に断裂が生じている。計算結果において生じたこのような損傷の有無を、各靱帯について条件ごとに実験結果と比較した (Table 3, Table 4)。実験と計算で条件を揃えるため、実験結果のうち大腿骨の固定法に起因する骨折が生じなかったケースのみを抽出して比較した。

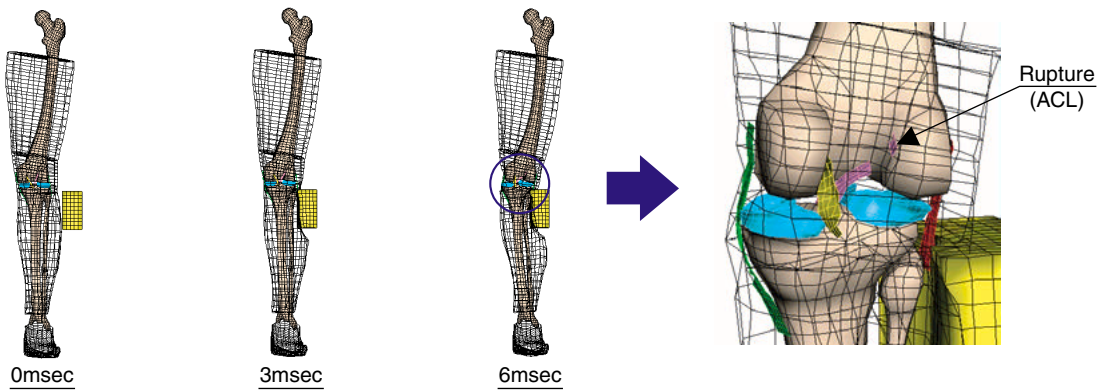


Fig. 19 Kinematics of the knee joint from FE simulation in shearing setup at 40km/h

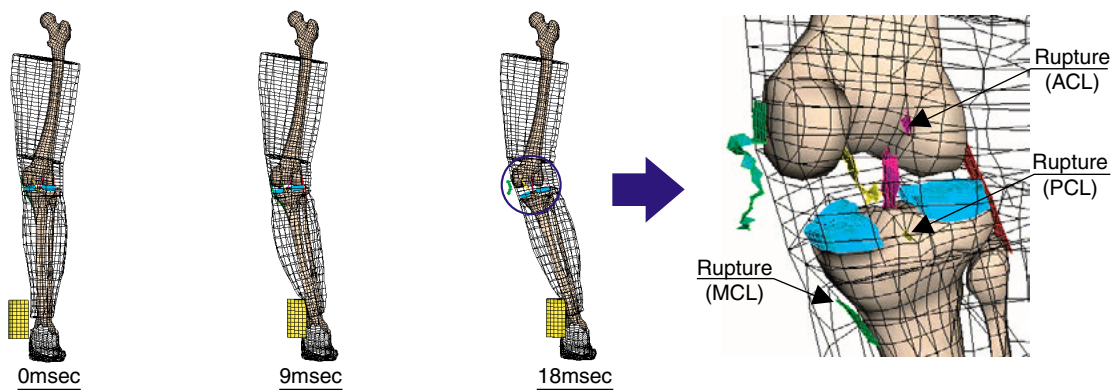


Fig. 20 Kinematics of the knee joint from FE simulation in bending setup at 40km/h

Table 3 Injury description in shearing and bending setup at 20km/h for both experiments and simulation

Shearing setup					Bending setup				
Test case	Knee ligament				Test case	Knee ligament			
	ACL	PCL	LCL	MCL		ACL	PCL	LCL	MCL
Simulation	■				Simulation				
21S	■				23B				
24S					26B				
25S					27B				■
29S	■				30B				■

* ■ : Ligament rupture, □ : Experiment, ■ : Simulation

Table 4 Injury description in shearing and bending setup at 40km/h for both experiments and simulation

Shearing setup					Bending setup				
Test case	Knee ligament				Test case	Knee ligament			
	ACL	PCL	LCL	MCL		ACL	PCL	LCL	MCL
Simulation	■				Simulation	■	■		■
1S					3B		■		■
8S	■				6B	■	■		■
16S	■				19B	■			■

* ■ : Ligament rupture, □ : Experiment, ■ : Simulation

インパクト速度 20km/h での曲げセットアップを除き、半数以上の実験において観察された靱帯損傷が計算でも再現されている。また、実験において損傷が全く見られなかった靱帯については計算でも損傷が生じていない。これらのことから、本モデルは膝部の靱帯損傷の再現性に関しても高い精度を有していることがわかった。

以上の検証結果から、衝撃負荷に対する膝部の変形特性と靱帯損傷の再現性については高い精度が確認できた。しかしながら、歩行者事故では膝部傷害として靱帯損傷のほかに脛骨顆部骨折が多く発生している。靱帯損傷は靱帯のひずみ量のみで決まるのに対し骨折は荷重にも依存するため⁽²²⁾、脛骨顆部骨折を再現するには膝部の変形だけでなく関節部の内力を正確に再現する必要がある。そのためには、現在は外挿値を用いているひずみ速度の高い領域での靱帯、軟骨および半月板の材料特性の妥当性を検証した上で、脛骨顆部骨折を再現した実験結果を用いてモデルの精度を検証する必要がある。

5. まとめ

衝撃応答性の検証された骨格モデルを組み合わせ、靱帯、軟骨および半月板を含む立位姿勢の人体膝関節部の有限要素モデルを開発し、脚部衝撃実験の結果との比較により精度を検証した結果、以下の結論を得た。

- (1) 本研究で開発した脚部モデルは、負荷速度 20km/h と 40km/h のいずれの場合についても、衝撃荷重、膝部せん断変位、曲げ角度について実験結果を精度良く再現していることがわかった。
- (2) 靱帯損傷の有無について負荷速度 20km/h および 40km/h での実験結果と比較した結果、概ね半数以上の実験において発生した損傷を計算でも再現していることがわかった。
- (3) 膝関節部の靱帯、軟骨および半月板のひずみ速度が高い領域での材料特性の検証と、歩行者事故において発生頻度の高い脛骨顆部骨折の再現性検証が今後の課題である。

参考文献

- (1) European Enhanced Vehicle-safety Committee: "EEVC Working Group 17 Report — Improved test methods to evaluate pedestrian protection afforded by passenger cars" (1998)
- (2) Yang J.K., Kajzer J.: "Computer simulation of impact response of the human knee joint in car-pedestrian accidents", SAE paper 922525 (1992)
- (3) Yang J.K., Rzymkowski C., Kajzer J.: "Development and validation of a mathematical breakable leg model",

IRCOBI (1993)

- (4) Yang J.K., Kajzer J.: "Mathematical model of pedestrian lower extremity", 14th ESV Conference (1994)
- (5) Schuster P. J., Chou C. C., Prasad P.: "Development and Validation of a Pedestrian Lower Limb Non-Linear 3-D Finite Element Model", STAPP CAR CRASH JOURNAL, Vol.44 (2000)
- (6) Wismans J.: "A three dimensional mathematical model of the human knee joint" (1980)
- (7) Butler D.L., Kay M.D., Stouffer D.C.: "Comparison of material properties in fascicle-bone units from human patellar tendon and knee ligaments", J. Biomech., 19 (1986)
- (8) Trent P.S., Walker P.S., Wolf B.: "Ligament length patterns, strength and rotational axes of the knee joint", Clinical Orthopaedics and Related Research, 117 (1976)
- (9) Noyes F.R., Grood E.S.: "The strength of the anterior cruciate ligament in humans and rhesus monkeys", Journal of Bone and Joint Surgery, 58-A (1976)
- (10) Race A., Amis A.A.: "Mechanical properties of the two bundles of the human posterior cruciate ligament", Journal of Biomechanical Engineering, 27 (1994)
- (11) Kennedy J.C. et al.: "Tension studies of human knee joint ligaments", Journal of Bone and Joint Surgery, 58-A (1976)
- (12) Yamada H.: "Strength and Aging of Human Body", NHK Press
- (13) Yamada H.: "Strength of biological materials", The Williams & Wilkins Company, 1970
- (14) Mow V.C., Ratcliffe A.: "Structure and foundation of articular cartilage and meniscus", In Basic Orthopaedic Biomechanics, Second Edition, Ed. Mow V.C., Hayes W.C., Lippincott-Raven, 1997, p.113-177
- (15) Castaing J., Burdin P.H., Delplace J.: Anatomie Fonctionnelle de l'Appareil Locomoteur
- (16) Pam System International, PAM-CRASH™ PAM-SAFE™ Version 1998 Notes Manual, 1998
- (17) Pam System International, PAM-CRASH™ PAM-SAFE™ Version 1998 Reference Manual, 1998
- (18) H-Dummy™ Version 1.6 User's Manual, Hankook ESI, Engineering Systems International, 1998
- (19) Kajzer J. et al.: "Shearing and bending effects at the knee joint at low speed lateral loading", SAE paper 1999-01-0712 (1999)
- (20) Kajzer J. et al.: "Shearing and bending effects at the knee joint at high speed lateral loading", SAE paper 973326 (1997)
- (21) Wittek A. et al.: "Validation and parameter study of a

- multi-body model for simulation of shearing and bending responses at the knee joint in lateral impacts at low and high Speeds : Influences of ligament properties and boundary conditions on model responses ”, IRCOBI (2000)
- (22) Eppinger R.H., Takhounts E.G., “ On the development of survival criteria for rate sensitive materials ”, STAPP CAR CRASH JOURNAL, Vol.44 (2000)

■ 著 者 ■



高橋 裕 公



菊池 裕 二



鴻巣 敦 宏



石川 博 敏

歩行者脚部有限要素モデルの開発

－ 歩行者事故の再現性検証 －

Development of a Finite Element Model for the Pedestrian Lower Limb

－ Model validation in car-pedestrian impacts －

高橋 裕 公* 菊池 裕 二*
Yukou TAKAHASHI Yuji KIKUCHI
鴻巣 敦 宏** 石川 博 敏**
Atsuhiko KONOSU Hirotoshi ISHIKAWA

要 旨

歩行者脚部と車体前部との衝突を模擬した公表された実験結果を用い、立位姿勢の脚部有限要素モデルの精度を検証した。脚部に生じる加速度を比較した結果、衝撃負荷位置および膝関節部における加速度の最大値を精度よく再現していることがわかった。また、膝部靱帯損傷および下腿部骨折の発生状況を比較した結果、衝撃負荷条件の変化による受傷パターンの変化を正確に再現していることがわかった。さらに、脚部の応答に加え上半身の挙動も再現可能とするため、脚部モデルに剛体セグメントとジョイント要素を組み合わせて構築した上体モデルを組み込んだ。頸部の応答性は被験者を用いた公表された実験結果により検証した。また、公表された車対歩行者衝突実験の結果を用いて全身挙動を比較したところ、この全身モデルにより脚部の傷害を再現しつつ人体各部の挙動を正確に再現できることがわかった。

ABSTRACT

A finite element model for a human lower limb in standing position has been validated against published experiments simulating an impact between a pedestrian lower limb and a car front. The results show that the model can accurately reproduce the peak linear acceleration during the impact at both the impact level and the knee joint. The comparison of injuries to leg bones and knee ligaments in the experiment and the computer simulation showed that the model can precisely predict different injury patterns observed in different impact conditions. In addition, the upper part of the human body modeled with rigid segments connected by joint elements has been incorporated in order to simulate the kinematics of the upper body as well as the response of the lower limb. The neck model has been validated against published experiments with human volunteers. The full body model has been validated against published full scale car-pedestrian impact tests. It was found that the full body model can accurately simulate both injuries to the lower limb and the kinematics of the human body.

1. はじめに

歩行者事故における典型的な脚部傷害として骨折と膝部靱帯損傷の二つがあるが、過去に行われた実験では下腿部に骨折が発生する場合に膝部靱帯損傷が生じることはまれであった⁽¹⁾。このことは、下腿部骨折が発生すると膝部への負荷が低下し、逆に膝部靱帯損傷が発生すると骨格への衝撃負荷が低下することを示唆している。また骨折と靱帯損傷のどちらが発生するかは脚部への負荷条件に依存するものと考えられる。従って歩行者脚部モデルにおける傷害の再現性を検証するためには、負荷条件の違いによる受傷

パターンの変化が再現可能であることを調べる必要がある。また、脚部の応答の変化は上体の挙動に影響を及ぼすと考えられるため、車両の歩行者に対する安全性向上のための検討ツールとしては、脚部傷害の再現と同時に上体挙動についても再現できるモデルであることが望ましい。

Schusterら⁽²⁾は歩行者脚部の有限要素モデルを開発し、脚部衝撃実験の結果を用いて検証を行ったが、衝撃負荷条件は一種類のみに限定されており、脚部の境界条件も実際の歩行者事故とは異なるものであった。Ishikawaら⁽³⁾はマルチボディを用いた歩行者全身モデルを開発し、全身挙動に関して実験結果を精度良く再現したが、脚部傷害の再

* 栃木研究所

** (財)日本自動車研究所

現が課題であった。このように過去の研究において開発された歩行者モデルでは、脚部への種々の衝撃負荷条件における受傷パターンの再現性は検証されておらず、また脚部傷害の再現と同時に上体挙動も再現することは不可能であった。

本報では、筆者らが開発した立位姿勢の脚部有限要素モデルにおける傷害の再現性と、脚部モデルに上体部分を組込んだ全身モデルにおける上体挙動の再現性の検証結果について述べる。脚部傷害の再現性検証には、実際の歩行者事故に近い境界条件と種々の衝撃負荷条件において行われた脚部単体衝撃実験の公表された結果を用いた。また全身モデルにおける上体挙動の再現性は公表されたフルスケール実験の結果を用い、脚部傷害の比較も同時に実施した。

2. 脚部傷害の再現性検証

従来の研究では、脚部モデルの検証には Kajzer ら^{(4), (5)}が行った脚部衝撃実験の結果が用いられてきた^{(2), (5)}。しかしながら Kajzer らの実験では、大腿骨がジグで固定されていたため実際の歩行者事故とは境界条件が異なり、膝関節部の応答性は検証できるものの、歩行者事故における傷害の再現性の検証に用いることはできない。Bunketorp ら⁽⁶⁾は脚部単体に上半身相当の質量を付加し、立位姿勢を保った状態でバンパおよびフードエッジを模擬したスレッド装置により速度 32km/h で衝撃を加える実験を行った。この実験ではバンパおよびフードエッジの高さ二種類とバンパの剛性二種類の組み合わせにより計四種類の実験条件が用いられており、骨折と靱帯損傷についてそれぞれ異なった受傷パターンが観察されている。そこで本研究では、筆者らが開発した立位姿勢の人体脚部有限要素モデルを用いてこの実験の再現計算を行い、実験条件ごとの脚部の受傷パターンを比較した。

Fig. 1 に再現計算に用いたモデルを示す。衝突方向は実験と同様に、スレッド装置が脚部に対し真横より15度前方

向から衝突するよう設定した。実験では骨盤の一部に上半身に相当する質量 47kg のブロックを固定しているが、モデルでは単純化のためブロックと大腿骨頭部とを球ジョイントで結合し、ジョイントには股関節の可動範囲および特性を与えた。地面は剛体平面でモデル化し、モデル全体に下向きの重力加速度を与えた。バンパおよびフードエッジの高さは、実験に合わせバンパ中心の高さが地面から325mm (Low)および 450mm(High)の二種類となるよう設定した。実験ではバンパおよびフードエッジに相当する部材を取りつけたスレッド装置が用いられたが、装置の質量やフードエッジ部分の荷重特性に関する情報が文献から得られなかったため、記載のあったバンパおよびフードエッジからの入力荷重の波形を強制外力として与えた。フードエッジからの入力については、単純化のため大腿部表面のフードエッジとの接触部位に分布荷重として入力したが、バンパは傷害発生部位の近傍に位置するため形状を再現する必要があると判断し、Fig. 1 のような剛体モデルに強制外力を与えた。実験ではバンパおよびフードエッジの高さ二種類と、荷重特性の異なる二種類のバンパ部材(Rigid, Compliant)の組み合わせにより、合計四種類の衝撃負荷条件が用いられている。それぞれの実験条件に対応するバンパおよびフードエッジからの入力荷重の波形を Fig. 2 に示す。

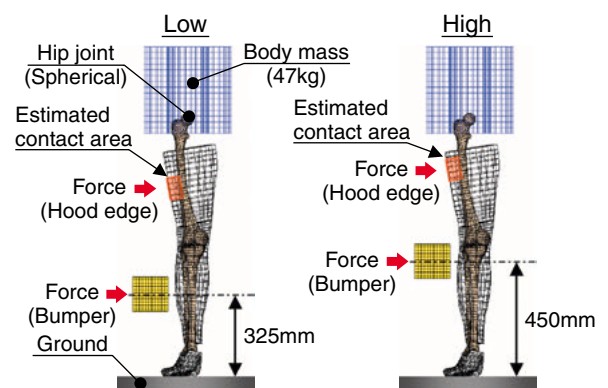


Fig. 1 Model setup for lateral impact validation

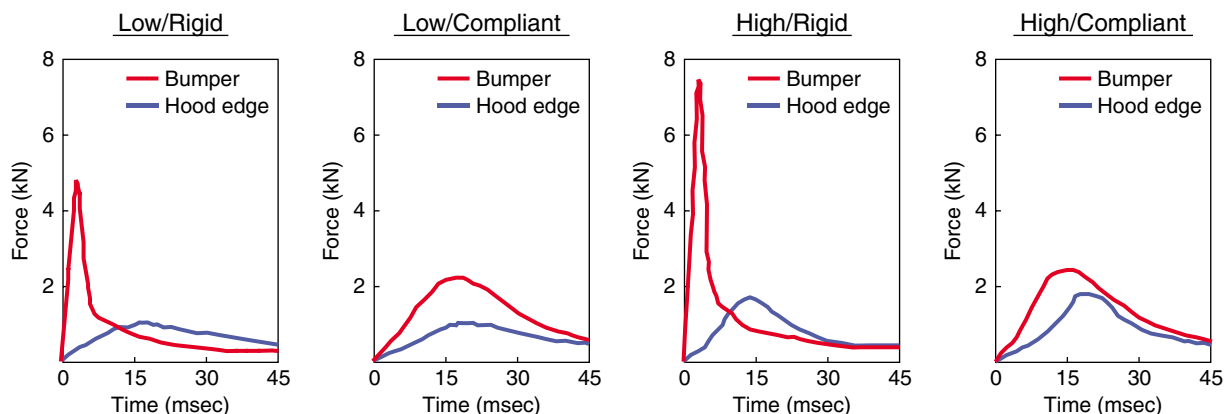


Fig. 2 External force applied to the lower limb

上記四種類の実験条件に対する再現計算を実施し、脚部に生じる加速度の最大値と、膝部靭帯損傷および下腿部骨折の発生パターンの比較を行った。Fig. 3に加速度の最大値の比較結果を示す。実験は各条件に対しそれぞれ五回行われており、図にはその平均値と上下限値を示している。衝撃入力部位と膝関節部の加速度については、計算結果は実験結果の平均値に近い値を示しており、両者の差異はほぼ実験結果の上下限値の範囲内に収まっている。しかし足関節部の加速度については計算結果が実験結果よりも高い値を示している。実験における足部と地面との摩擦係数が不明

であったため計算では推定値を用いているが、その影響で足部の挙動が実際と異なり、足関節部の加速度に差異が生じたものと思われる。しかしながら実験で観察された傷害は膝部靭帯損傷と打撃位置近傍の骨折であり、これらの部位における加速度は精度良く再現されていることから、傷害の予測精度に対しては大きな影響はないものと判断した。

Fig. 4 に例としてバンパ高さが低い場合の脚部挙動の計算結果を示す。バンパの剛性が高い場合には、特に15msecで顕著に見られるように下腿骨に比較的大きなたわみが生じ、腓骨上部に骨折が見られるが、膝部靭帯損傷は発生していな

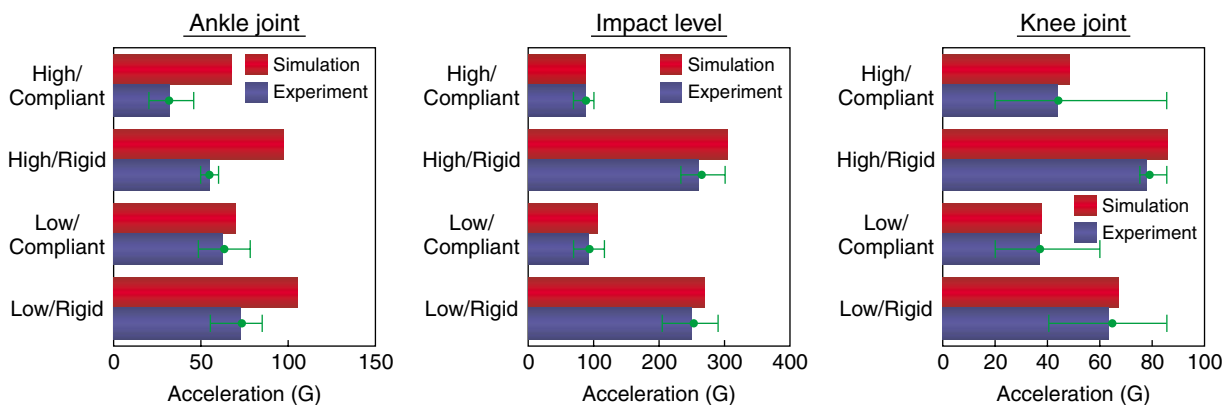


Fig. 3 Comparison of peak acceleration between experiment and simulation

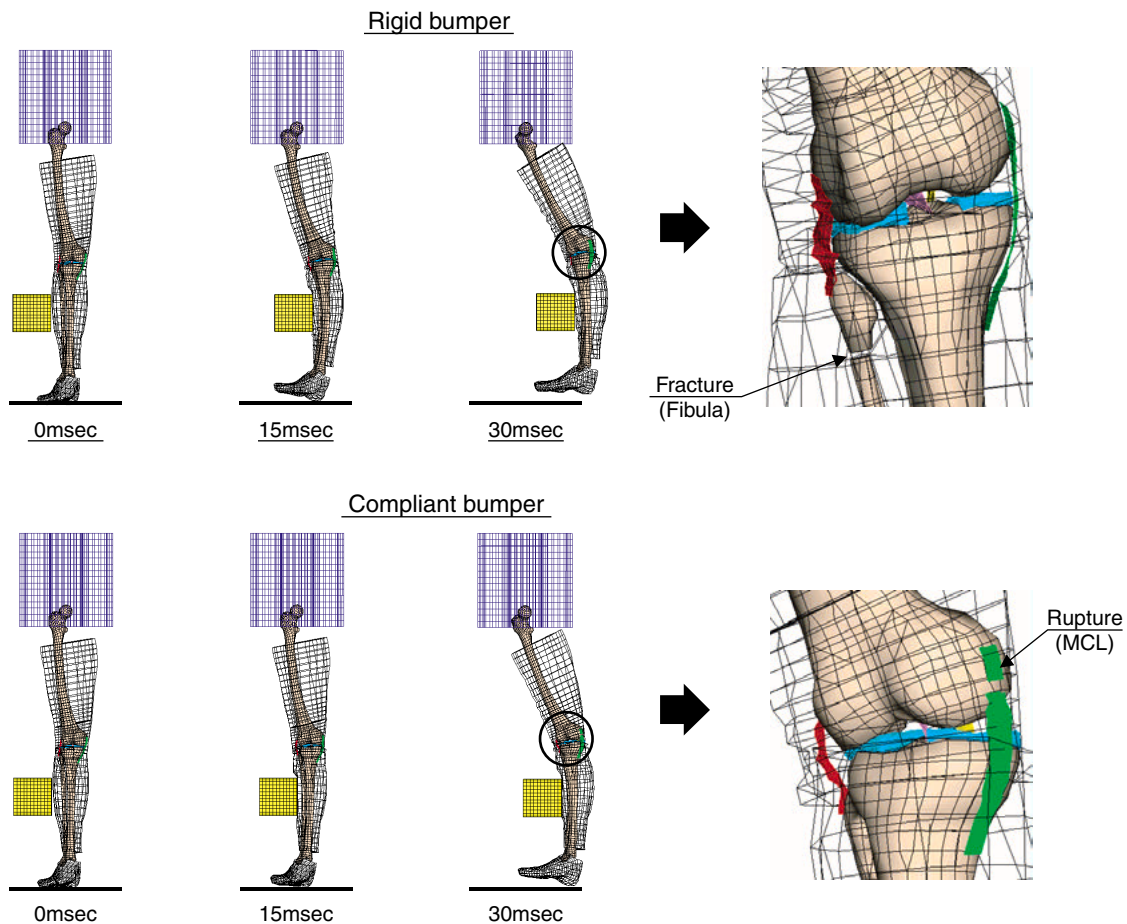


Fig. 4 Kinematics of the lower limb in low bumper configuration

い。これに対しバンパの剛性が低い場合には、下腿骨のたわみは小さいが内側側副靱帯の断裂が観察される。Table 1および Table 2 にそれぞれバンパ高さが高い場合と低い場合の膝部靱帯損傷および下腿骨骨折の発生状況の比較を示す。バンパ高さが低い場合には(Table 1)、バンパ剛性が高いと実験の全ケースにおいて腓骨の骨折が見られ、膝部靱帯損傷は5ケースのうちの1ケースでのみ発生している。またバンパ剛性が低い場合は、実験の全ケースで内側側副靱帯の断裂が見られ、骨折は1ケースでのみ発生している。これに対し計算では、バンパ剛性が低い場合には腓骨骨折のみが、バンパ剛性が高い場合には内側側副靱帯の断裂のみが生じており、実験におけるバンパ剛性の違いによる受傷パターンの差異を精度良く再現している。バンパ高さが低い場合(Table 2)も同様に、実験において半数を超えるケースで生じた傷害が計算でも再現されている。これらの結果から、このモデルによりバンパの高さや剛性の違いに起因する脚部の受傷パターンの変化を正確に再現できることがわかった。

3. 上体のモデル化

脚部傷害の再現と同時に上体挙動も解析できるツールとするため、検証された脚部有限要素モデルに腰部および上

体のモデルを組み込んで歩行者の全身モデルを構築した。Fig. 5に全身モデルの構成を示す。骨盤および周囲の軟組織のモデルは、将来的に骨盤骨折を含めた傷害評価を可能とするため、日本イーエスアイが開発した人体有限要素モデル(H-DummyTM)⁽⁷⁾のものを用いた。上体は挙動再現を目的としたため、比較的簡易で計算時間も短い剛体セグメントとジョイント要素を組み合わせたモデルとした。歩行者の上

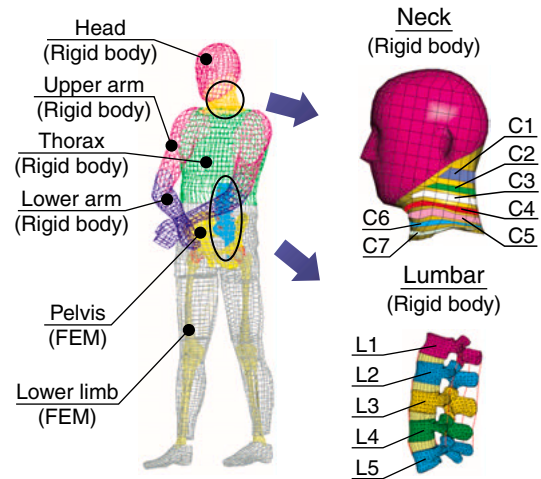


Fig. 5 Structure of full body model

Table 1 Comparison of injury description between experiment and simulation in low bumper setup

Rigid bumper							Compliant bumper						
Experiment No.	Ligament				Bone		Experiment No.	Ligament				Bone	
	ACL	PCL	LCL	MCL	Tibia	Fibula		ACL	PCL	LCL	MCL	Tibia	Fibula
Simulation						▲	Simulation				■		
11	■	■				▲	16				■		
12						▲	17				■		
13						▲	18				■		▲
14						▲	19				■		
15						▲	20				■		

* ■ : Ligament rupture, ▲ : Bone fracture, □ : Experiment, ■ : Simulation
 ACL : Anterior Cruciate Ligament, PCL : Posterior Cruciate Ligament, LCL : Lateral Collateral Ligament,
 MCL : Medial Collateral Ligament

Table 2 Comparison of injury description between experiment and simulation in high bumper setup

Rigid bumper							Compliant bumper						
Experiment No.	Ligament				Bone		Experiment No.	Ligament				Bone	
	ACL	PCL	LCL	MCL	Tibia	Fibula		ACL	PCL	LCL	MCL	Tibia	Fibula
Simulation	■			■			Simulation				■		
1	■			■			6					▲	▲
2	■			■			7						
3	■			■		▲	8		■		■		
4	■	■		■			9	■	■		■		
5	■			■			10				■		

* ■ : Ligament rupture, ▲ : Bone fracture, □ : Experiment, ■ : Simulation
 ACL : Anterior Cruciate Ligament, PCL : Posterior Cruciate Ligament, LCL : Lateral Collateral Ligament,
 MCL : Medial Collateral Ligament

体挙動を精度良く再現するためには、脊椎の柔軟性を表現することが重要である。胸椎は肋骨および胸骨とともに胸郭を形成しているため柔軟性は比較的低いと考えられるが、頸椎および腰椎については人体と同等の自由度を与える必要がある。そこで胸部は簡略化のため1セグメントでモデル化し、頸椎および腰椎についてはそれぞれ椎体の数と同数の7セグメントおよび5セグメントに分割した。また頭部、上腕部、前腕部についてはそれぞれ1セグメントでモデル化した。

歩行者の死亡事故は、頭部の傷害が主要因であることが多い。このため上体の中でもとりわけ頭部の挙動を正確に再現することは重要である。そこで、頭部の挙動に影響が大きいと考えられる頸部モデルの応答性について個別に精度検証を実施した。Thunnissen ら⁽⁸⁾は、Ewing and Thomas⁽⁹⁾が行った被験者を用いた横方向および前後方向の衝撃実験の結果を分析し、第1胸椎に対する相対的な頭部の軌跡、

並進加速度および回転角加速度のコリドーを求めた。ここではThunnissen らの文献に示されている第1胸椎の平均加速度波形(Fig. 6)を頭頸部モデルの胸部-第7頸椎間のジョイント点に与え、頭部の軌跡、並進加速度および回転角加速度を実験結果のコリドーと比較した。横方向および前後方向のそれぞれについて、頭頸部挙動の計算結果をFig. 7に示す。波形比較では図に示すような座標系を用いた。Fig. 8に頭部軌跡の比較結果を示す。横方向については最大変位近傍で計算結果がコリドーを若干超えているが、それ以外はコリドー内に収まっており、ほぼ人体と同等の軌跡を示したものと判断できる。Fig. 9 および Fig. 10 にそれぞれ横方向、前後方向に対する頭部の並進加速度および回転角加速度の比較結果を示す。計算結果は実験結果のコリドー内に完全には収まっていないものの、波形パターンやピーク値については実験に近い結果が得られている。

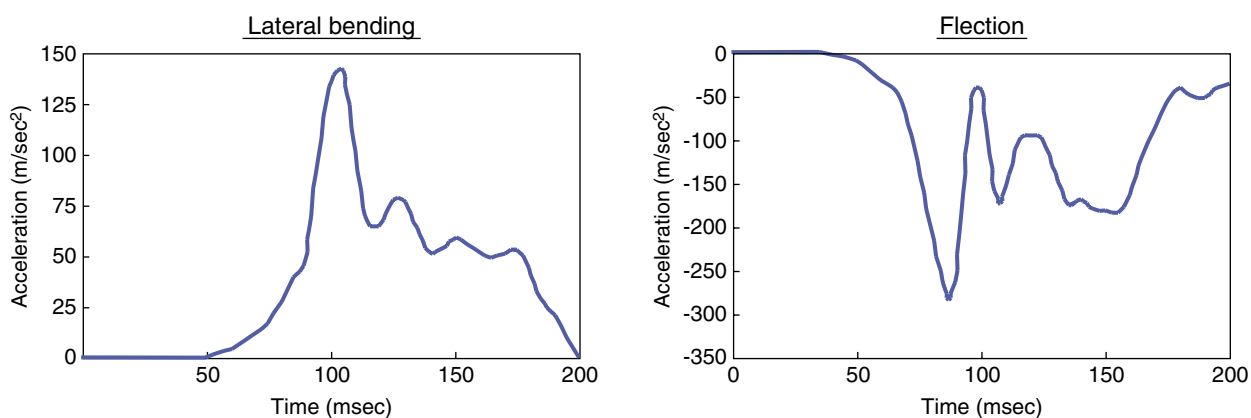


Fig. 6 Acceleration pulse applied to the first thoracic vertebra

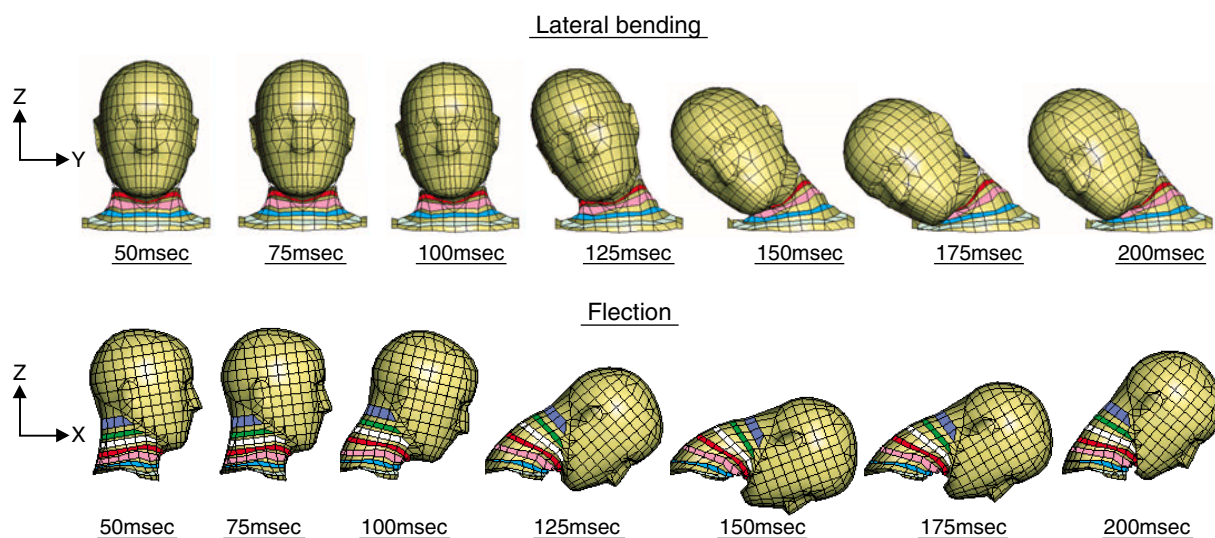


Fig. 7 Kinematics of the head-neck

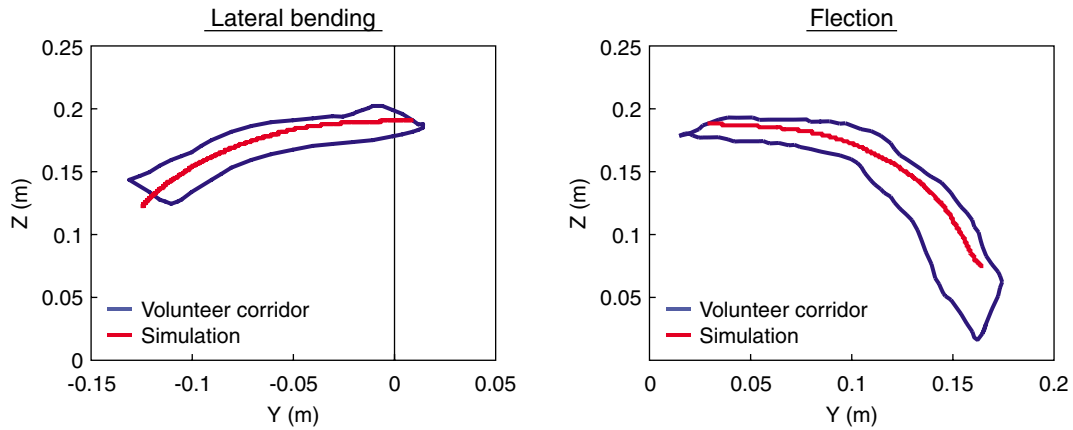


Fig. 8 Comparison of head trajectory between volunteer corridor and simulation result in lateral bending and flection

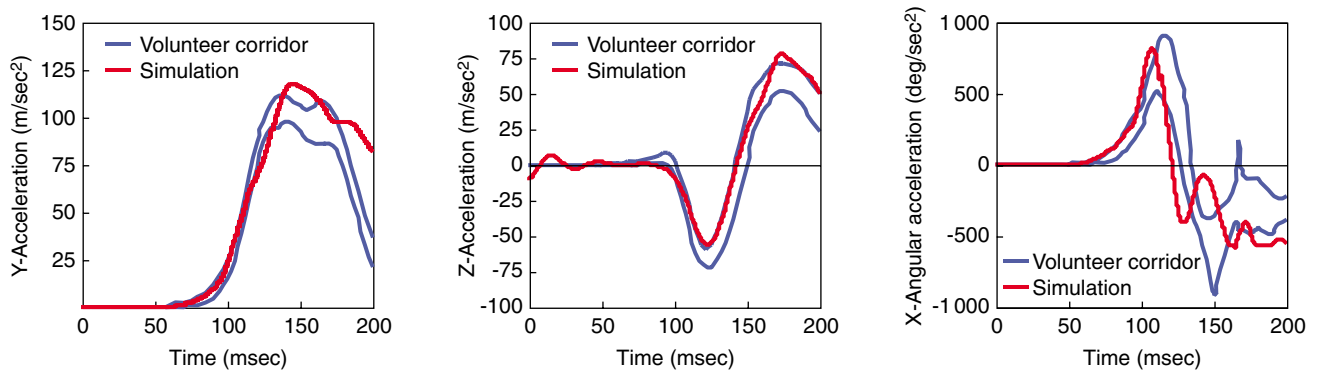


Fig. 9 Comparison of head linear and angular acceleration between volunteer corridor and simulation result in lateral bending

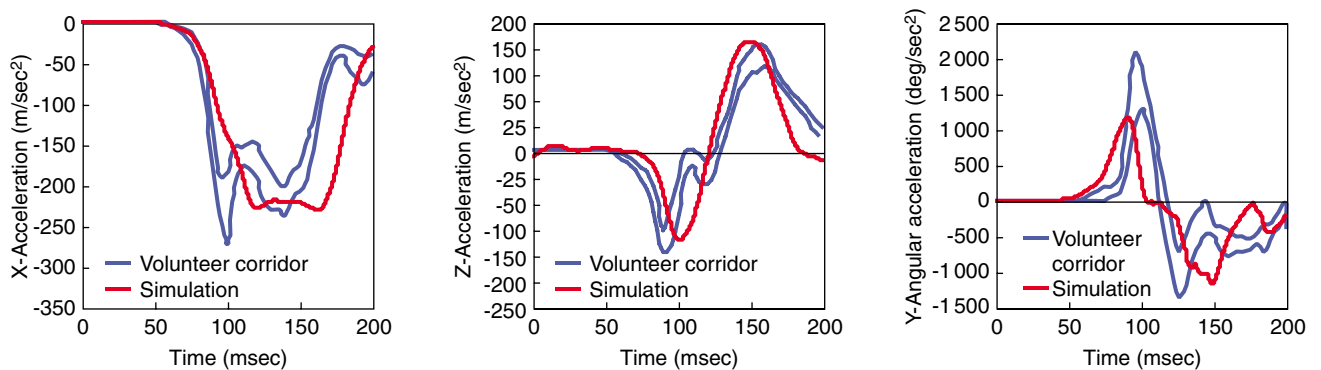


Fig. 10 Comparison of head linear and angular acceleration between volunteer corridor and simulation result in flection

4. 全身挙動の再現性検証

Schroeder ら⁽⁹⁾は比較的新しい車種のカットボディをスレッド装置に固定し、速度 30km/h および 40km/h での全身を用いた車対歩行者衝突実験を行った。3 ケースの実験が行われたが、開発した全身モデルがアメリカの成人男性の平均体型を模擬しているため、この体型に最も近い実験ケースを選定し再現計算を行った。Table 3 にこの実験ケースで用いられた車体前部の形状データと人体の体型データを示す。衝突速度は 40km/h である。計算では、この車体

前部形状に近い形状を持つ車種の有限要素モデルを使用した。Fig. 11 に脚部挙動の計算結果を示す。実験では、脚部の傷害として脛骨および腓骨の骨折が発生したが、計算でも同様に脛骨および腓骨の骨折が生じている。また膝部靱帯損傷は実験、計算ともに発生していない。全身挙動の計算結果を時系列で Fig. 12 に示す。また Fig. 13 に頭部、胸部、腰部の軌跡の比較結果を示す。各部位の挙動が精度良く再現されており、開発した全身モデルは脚部の傷害に加え上体の挙動に関しても高い精度を有することがわかった。

Table 3 Test condition (Schroeder et al., 2000)

Geometry of car front		Anthropometry of human subject	
Bumper height (mm)	446	Height (cm)	177
Bumper protrusion (mm)	141	Weight (kg)	84
Hood leading edge (mm)	641	Gender	Male
Hood length (mm)	1 110	Age (years)	66
Hood inclination (degree)	10		
Windshield inclination (degree)	35		

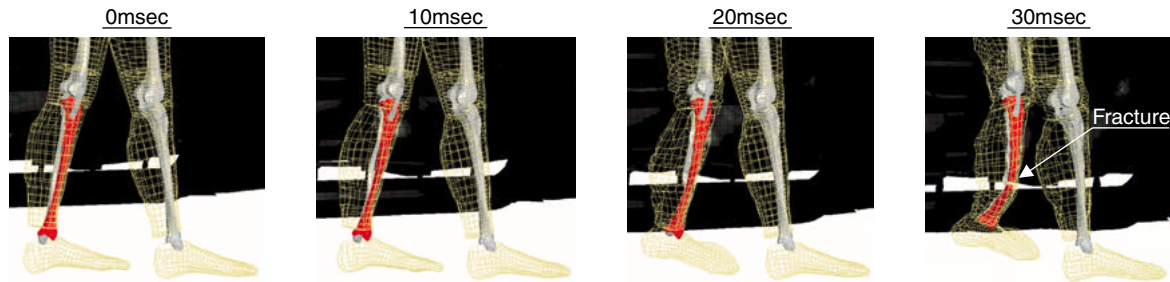


Fig. 11 Kinematics of the lower limb in car-pedestrian impact simulation

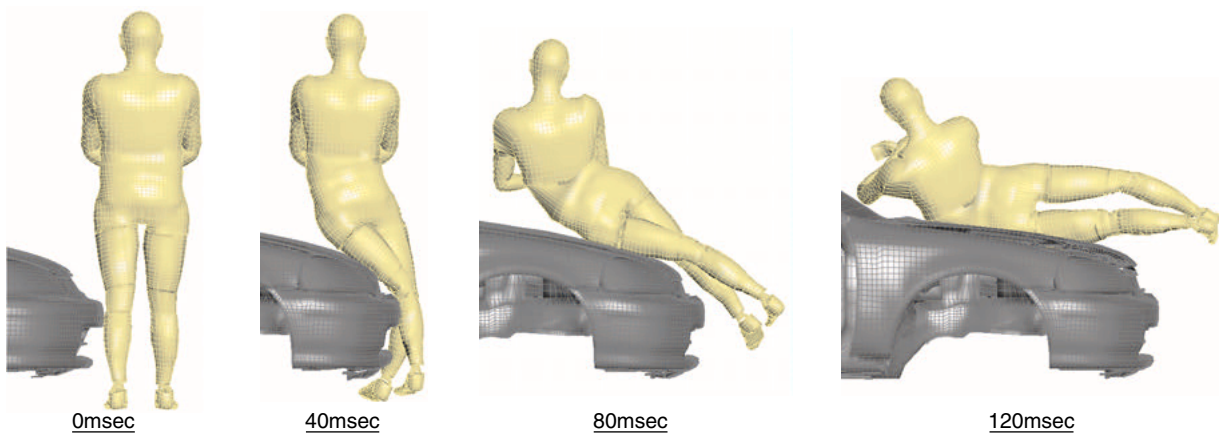


Fig. 12 Kinematics of the full body in car-pedestrian impact simulation (posterior view)

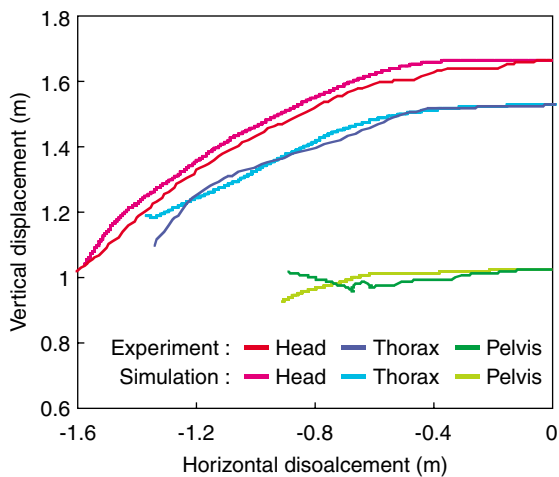


Fig. 13 Comparison of pelvis and upper body trajectories between experiment and simulation

5. まとめ

骨格および膝関節の応答性について検証された脚部有限要素モデルを用い、歩行者事故に近い条件で行われた実験の再現計算を行った。またこの脚部モデルに上体モデルを組み合わせて構築した全身モデルを用いて、フルスケールの車対歩行者衝突実験の再現計算を行った。これらの再現計算の結果と実験結果との比較から、以下の結論を得た。

- (1) 筆者らが開発した脚部モデルにより、実際の歩行者事故に近い状況において、脚部への負荷条件の違いによる下腿部骨折および膝部靭帯損傷の発生パターンの変化を正確に再現できることがわかった。
- (2) 剛体セグメントとジョイント要素でモデル化した頭頸部モデルは、各頸椎を独立したセグメントとしてモデ

ル化し人体と同等の自由度を持たせることにより、人体に近い動的応答性を再現できることがわかった。

- (3)開発した全身モデルにより、車対歩行者実験における脚部傷害の再現と同時に、上体の挙動についても正確に再現できることがわかった。

参考文献

- (1) Cesari D., Cavallero C., Roche H.: “ Mechanisms producing lower extremity injuries in pedestrian accident situations ”, 33rd AAAM (1989)
- (2) Schuster P. J., Chou C. C., Prasad P.: “ Development and Validation of a Pedestrian Lower Limb Non-Linear 3-D Finite Element Model ”, STAPP CAR CRASH JOURNAL, Vol.44 (2000)
- (3) Ishikawa H., Kajzer J., Schroeder G.: “ Computer simulation of impact response of the human body in car-pedestrian accidents ”, 37th Stapp Conference Proceedings, SAE paper 933129 (1993)
- (4) Kajzer J. et al.: “ Shearing and bending effects at the knee joint at low speed lateral loading ”, SAE paper 1999-01-0712 (1999)
- (5) Kajzer J. et al.: “ Shearing and bending effects at the knee joint at high speed lateral loading ”, SAE paper 973326 (1997)
- (6) Maeno T., Hasegawa J.: “ Development of a finite element model of the Total Human Model for Safety (THUMS) and application to car-pedestrian impacts ”, 17th ESV Conference (2001)
- (7) Bunkertorp O. et al.: “ Experimental study of a compliant bumper system ”, SAE paper 831623 (1983)
- (8) H-DummyTM Version 1.6 User's Manual, Hankook ESI, Engineering Systems International, 1998
- (9) Thunnissen J. et al.: “ Human volunteer head-neck response in frontal flexion: a new analysis ”, SAE paper 952721 (1995)
- (10) Ewing C. L., Thomas D. J.: “ Human head and neck response to impact acceleration ”, NAMRL Monograph 21 (1973)
- (11) Schroeder G. et al.: “ Injury mechanism of pedestrians during a front-end collision with a late model car ”, JSAE Spring Convention (2000)

■ 著 者 ■



高橋 裕 公



菊池 裕 二



鴻巣 敦 宏



石川 博 敏

衝突用アルミニウムエネルギー吸収部材の研究

Research of Aluminum Crash Box for Crash Energy Absorbing

漆 山 雄 太* 山 田 孝 行*
Yuta URUSHIYAMA Takayuki YAMADA
鈴 木 俊 次* 河 野 亘*
Shunji SUZUKI Toru KAWANO

要 旨

衝突用アルミニウム型材フレームについて、変形荷重の解析とエネルギー吸収メカニズム解析を行った。本研究では、まず実験的な方法により、部材に加わる荷重の算出を試みた。次に部材の断面について解析を行い、断面形状とエネルギー吸収性能の関係についての知見を得た。これらのメカニズム解析により、アルミニウム型材フレームのエネルギー吸収に関するシミュレーション精度向上を図った。

ABSTRACT

This research describes aluminum crash boxes for the purpose of absorbing crash energy.

In this research, the load conditions of the boxes were estimated and the mechanisms of energy absorption were analyzed by experiment. This analysis achieved a crash box with a highly effective section shape.

The research also achieved the additionally goal of improving the accuracy of crash simulation for evaluation of energy absorption by this crash box from the viewpoint of stress distribution in the thickness direction of these boxes.

1. まえがき

近年、自動車の軽量化が求められるなか、衝突時のエネルギー吸収性能と軽量化との両立が重要な課題である。その解決の一手段として車体のアルミニウム化がある。アルミニウムの押出し型材は断面形状の設定が容易で、衝突時のエネルギー吸収部材として、断面形状を生かした設計が可能である。

アルミニウム車体の適用例では六角形の中空断面内部にリブを設けた断面構造を採用している⁽¹⁾(Fig. 1)。

従来、フレーム断面の設定については、多くの研究事例があり、薄板構造の基本的な知見である板厚幅比に注目する方法⁽²⁾や、シミュレーションの活用も多い。

しかしながら、アルミニウム型材については型材の特徴を生かす研究事例は少ない。

本研究では、リブ付アルミニウム型材のエネルギー吸収部材について、アルミニウム型材の断面形状の特徴に着目し、更なるエネルギー吸収と重量の両立のため、実験解析とシミュレーション技術の構築について研究を行った。本報告では、まず、フレームに求められる強度性能評価のため、軸方向の荷重と曲げモーメントの荷重を把握する方法について述べる。

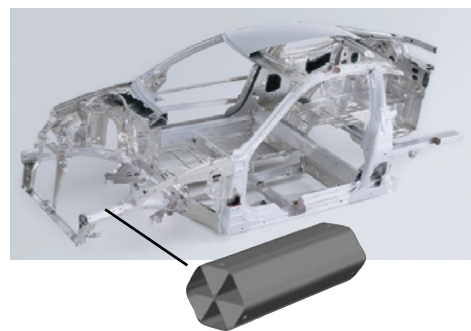


Fig. 1 Aluminum crash box

次に、断面形状のエネルギー吸収性能、フレームの設置角度の性能について単体実験と考察を行う。

上記考察をもとに、衝突シミュレーションの精度向上に取り組む。

2. フレームに加わる荷重と試験装置

軽量かつエネルギー吸収量の増加を図るには、端部からの連続的な座屈により構成される圧潰モードを発生させることが効果的である⁽²⁾(Fig. 2)。加えて、圧縮変形時に荷

*栃木研究所

重変動の少ない安定した圧潰モードを実現する形状が望ましい。

一方、フロントサイドフレームの配置は、エンジンサイズ、サスペンションのスペース確保などとの両立を図るため、Fig. 3 に示すように角度が付けられている。

フレーム角度が大きくなると衝突時の荷重入力に対しフレーム取付点のモーメントが増加する。フレームの最大折れモーメントを越えた場合に、Fig. 4に示す折れモードが発生し、エネルギー吸収量は減少する。

したがって、フレームに加わる荷重の把握は重要である。そこで台車試験により衝突実験を行い、フロントサイドフレームの座屈モードとフレーム設置角度との関係を実験的に確認し、モード発生時の荷重の把握を行った。Fig. 5に衝突実験用台車を示す。

本試験から得られたデータを用いた、フレームに加わる曲げモーメントの算出事例を示す(Fig. 6, Eq. 1)。



Fig. 2 Collapse mode of crash frame

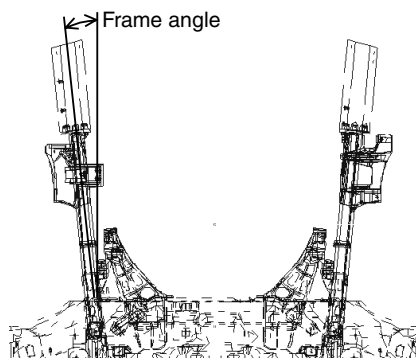


Fig. 3 Frame layout



Fig. 4 Bend mode of crash frame

$$M_z = F_{m2} \times (l_f \tan \theta) + F_y \times l_f + F_{m1} (l_m - l_{m1}) + \frac{F_{m1} (l_m^3 - l_{m1}^3)}{3l_m^2} + F_{ex} \times l_e \quad (1)$$

ここで、

- θ : フレーム角度
- F_y : バンパビームによる横力
- F_{m1}, F_{m2} : 盤面荷重
- F_{ex} : エンジン前後慣性力
- l_{m1} : バンパビーム荷重点からバンパ中心までの距離
- l_{m2} : バンパビーム荷重点からフレーム荷重点までの距離
- l_f : 盤面からフレーム取付点までの長さ
- l_e : フレーム取付点からマウント取付点までの距離
- M_z : フレーム取付点に加わるモーメント(右回りを正)

エンジンの慣性力 F_{ex} は実験値から算出でき、

$$F_{ex} = m_{ex} \cdot a_{ex} \quad (2)$$

- m_{ex} : エンジン質量
- a_{ex} : 前後方向エンジン加速度

である。

また、バンパビームの横力 F_y については、単体試験を個別に行い、変形と荷重の関係を得て(1)式に与えた。

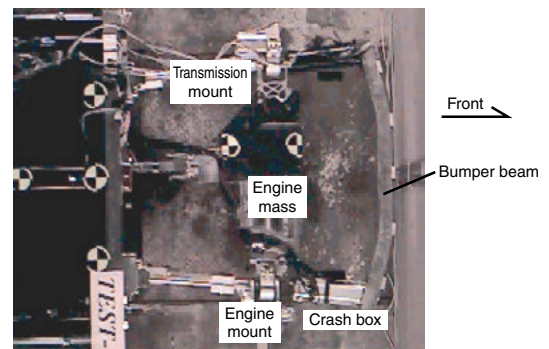


Fig. 5 Crash test equipment for frame research

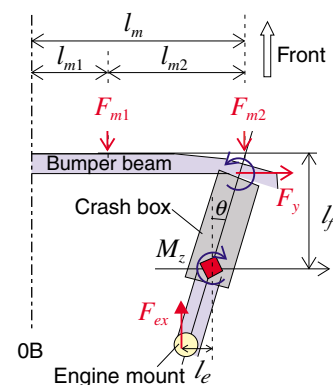


Fig. 6 Calculate moment for crash test

台車試験より、フレーム角度 5.6 度においては圧潰モード、7 度では折れモードとなり、このモードの違いについて曲げモーメントの比較を行う。

Fig. 7 にエネルギー吸収性能を示す。縦軸の荷重は F_{m1} , F_{m2} の和であり、衝突後ストローク 180mm 以上で座屈モードによる違いが顕著になる。Fig. 8 には(1)式より算出したモーメント M_z を示す。7 度の場合はストローク 180mm 付近でモーメント M_z が増加し、2900N・m で折れモードが発生することがわかる。

このように、フレームに加わる荷重を実験値より算出し、圧潰モード発生限界荷重とフレーム設置角度の関係を台車試験にて把握することが可能となった。

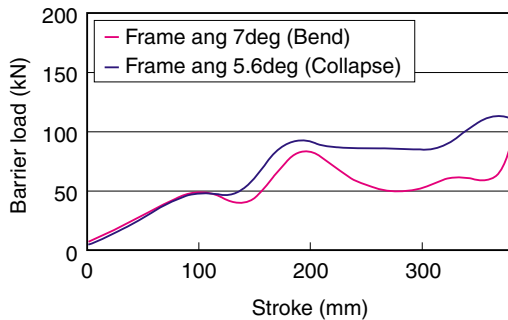


Fig. 7 Stroke-barrier load for crash test

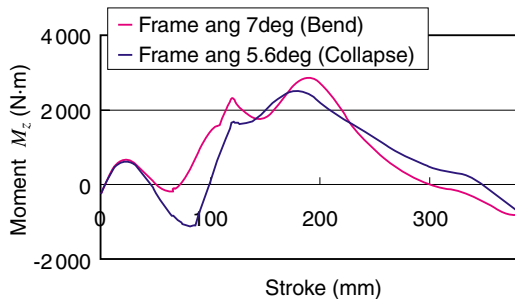


Fig. 8 Stroke-calculated moment M_z for crash test

3. 単体解析

3.1. 試験片の作成

六角形断面形状は、安定した圧潰モード実現に適している⁽¹⁾。また、従来使用されている矩形フレームにおいては、角隅の曲げ半径が圧潰荷重に影響を与える事が知られている⁽³⁾。そこで本研究では、フレームの角隅部分に着目し形状を変化させ評価した。

Fig. 9 に六角形フレームの断面形状と着目した角隅部を示し、 R_1 及び R_2 (Fig. 10) は、それぞれフレーム角隅三つ又部分の内側の半径と角隅部外側の半径である。Table 1 にその諸元を記し、Area は断面積である。

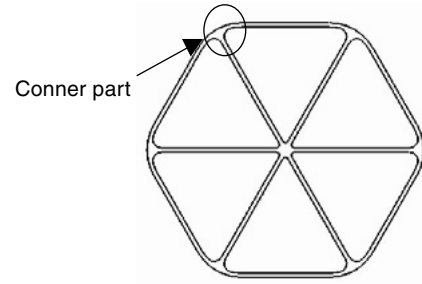


Fig. 9 Section view of hexagonal frame

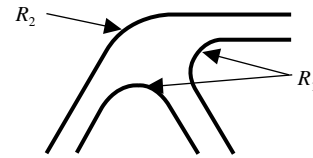


Fig. 10 Detail of corner part

Table 1 Scales of test-specimen

Case	R_1 (mm)	R_2 (mm)	Area (mm ²)
A	2	11	894
B	3	18	907
C	4.5	30	914

3.1. 圧縮荷重

Table 1 に示す各ケースに対し、圧潰荷重を測定する。Fig. 11 に実験装置概要を示す。圧縮試験装置としては、島津製作所製 AUTOGRAPH AG-10TD を使用した。圧縮荷重は、クロスヘッド上部に設置されたロードセルにより測定した。圧縮時のストロークについては、圧縮治具下部とステージとの距離とした。

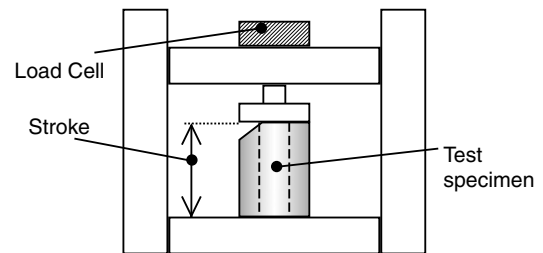


Fig. 11 Test equipment set-up

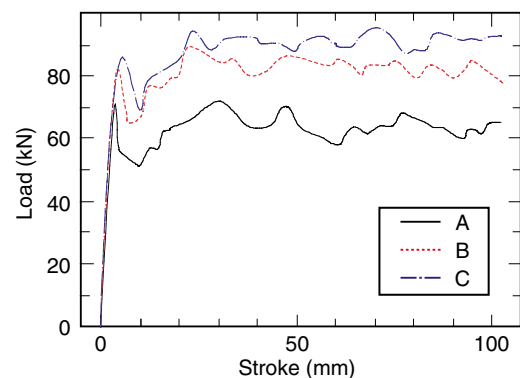


Fig. 12 Relationship between collapses (buckling) load and stroke

Fig. 12は、圧潰荷重とストロークの関係を表す。ここで、実線、点線及び一点鎖線は、それぞれCase A, B及びCの実験結果を表す。内側の角稜半径 R_1 外側の角稜半径 R_2 が大きくなるほど圧潰荷重も増加していることが分かる。

3.2. 最大折れモーメント

次に最大折れモーメントを測定した。実験の概要は Fig. 13に示す通りである。試験方法は3点曲げとし、折れ荷重の測定は、圧潰荷重の測定テストと同様に圧縮試験装置を使用した。測定荷重から折れモーメント M_{Smax} の算出は、以下の(3)式を用いた。

$$M_{Smax} = W_{Smax} a(l-a)/l \quad (3)$$

式(3)において、 W_{Smax} は折れ荷重のピーク値とする。試験体が中空であることから、試験体の長さは壁面強度に比べ十分長い $a = 2\,500\text{mm}$, $l = 5\,000\text{mm}$ とした。加えて荷重点と両端の支持点では鉄製の入れ子を挿入し局所的な断面変形を防いだ。

Fig. 14に実験結果を示す。試験結果の曲線は圧潰荷重の結果と同様に表示した。折れが発生するストロークは、圧潰荷重と同様に角稜が大きくなるにつれAからCにつれて向上するものの、最大折れモーメント M_{Smax} は、角稜形状に対する相関が低い。Fig. 15に3点曲げによる試験と台車試験による最大折れモーメントの比較を示す。両者の傾向が異なることがわかる。これは軸方向荷重を受けた条件での曲げ強度と、軸方向の荷重を受けない3点曲げの条件との違いのためと考えられる。

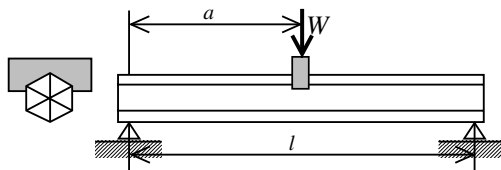


Fig. 13 Test set-up for bending frame

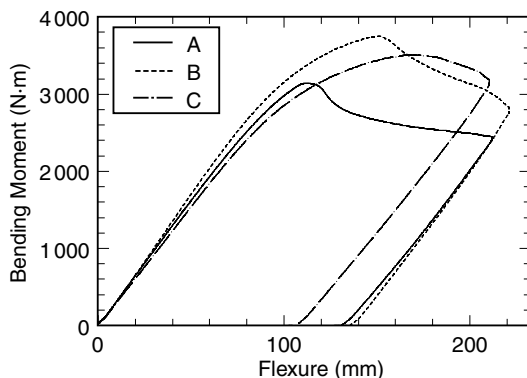


Fig. 14 Relationship between Bending moment and Flexure

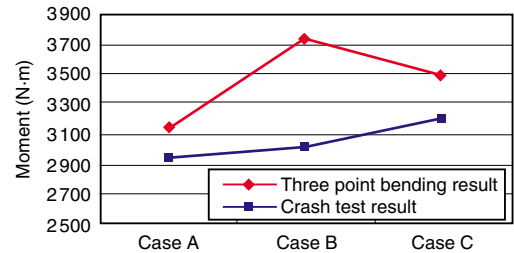


Fig. 15 Correlation between three point bending and crash test result

3.3. モード決定の条件

フレームの座屈モードのしきい値について考える。本研究ではフレームの角度とフレーム長さで決定する、最大モーメントアーム L_m を評価量とする。 L_m は以下の式により定義される。

$$L_m = M_{max} / F_{ave} \quad (4)$$

ここで、

M_{max} : 台車試験によって得られた最大折れモーメント

F_{ave} : 圧潰時の平均荷重

圧潰荷重と折れモーメントからフレームのレイアウト性能を算出した結果を Table 2 に示した。Case B が最も大きな値を示すが、Case A との差は微小であり、逆に Case C との差も 10%程度にとどまる。

以上の結果から、角稜形状の変化によりモーメントアームの変化は少ないことが分かる。その要因としては、Case A に対し Case C の圧潰荷重では、断面積一定ながら、30%弱増加したためである。角稜部の形状の変化は圧潰荷重の変化に影響し、モードを決定する設置角度への影響は少ない。以下この点に着目して考察を進める。

Table 2 Result of lay out performance evaluation test

Case	F_{ave} (kN)	M_{max} (kN·m)	Moment arm length (m)
A	69	3.1	45×10^{-3}
B	80	3.7	46×10^{-3}
C	89	3.5	39×10^{-3}

4. 考察と机上検討式

4.1. 圧潰荷重の検討

Fig. 16 に角稜部分の断面積を示し、Fig. 17 にはその断面積と圧潰荷重の関係を示した。結果から角稜断面積と圧潰荷重との間には線形関係がある事が分かる。そこで角部のエネルギー吸収の分担を算出するために、以下のように分割し吸収エネルギー量を測定した。

Fig. 18に分割を示す。分割は3つとし、フレーム内部の



Fig. 16 Focused cross section of area corner

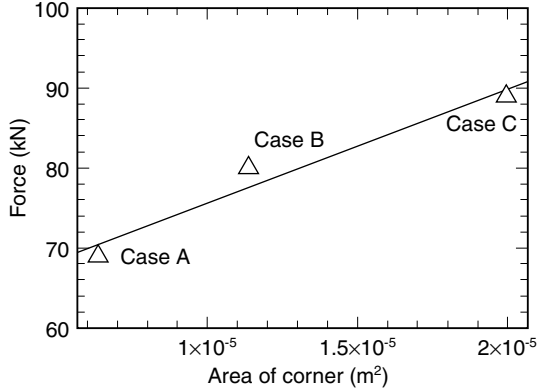


Fig. 17 Relationship between force and area of corner

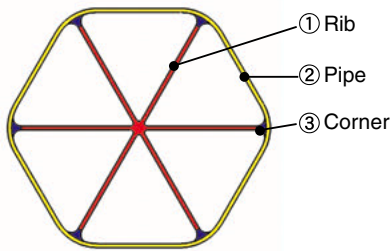


Fig. 18 Definition of divided parts

①リブ、外側の②パイプおよび③角陵部に分けた。①、②は直接分割して測定を行った。測定にあたっては、分割前の圧潰の座屈モードから、座屈ピッチに合わせ変形するように長さを設定し分割した部材を使用した。エネルギー量は荷重と変位の積によって算出した。また、③は分割前のフレームの測定値から①、②のエネルギー量を引く事で算出した。

Fig. 19 は各部分での Case A, B, C 平均の単位重量当りの吸収エネルギー量(以下、吸収エネルギー密度)を示す。

以上の実験結果より、(5)式に各部分の断面積と圧潰荷重の推定式を示す。

$$F_{ave} = C (A_{rib} + 2A_{pipe} + 6A_{corner}) \quad (5)$$

ここで、

- A_{rib} : リブの断面積
- A_{pipe} : パイプの断面積
- A_{corner} : 角陵部分の断面積
- C : 定数, 4.72×10^7

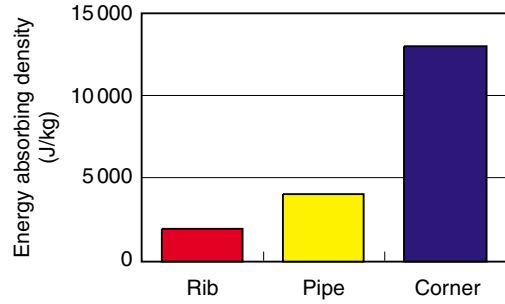


Fig. 19 Energy absorbing density of divided parts

(5)式を Case A, B および C に適用した結果を Fig. 20 に示す。縦軸には計算値を実験値で割った値を使用し、相関性を評価した。すべての Case において、誤差は 10%以下であり、(4)式により圧潰荷重が計算できることが確認された。

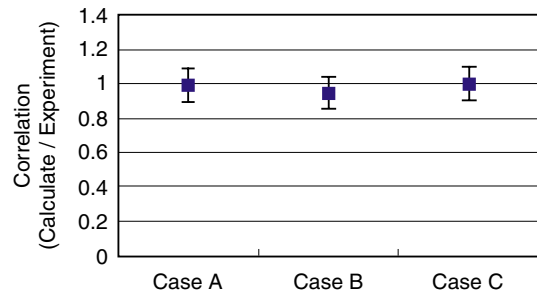


Fig. 20 Correlation of collapse load calculation

4.2. 断面形状によるエネルギー吸収密度の増加

圧潰荷重については角陵部の面積の寄与が高い。そこで、前述の(5)式を用い 15kN を狙って内側の R_1 を最大、外側の R_2 を変更し新形状を作成した(Fig. 21)。

Fig. 22 には新形状と Case B の形状の圧潰荷重を示す。新形状の断面積は、角陵部分の増加により 1169mm^2 であ

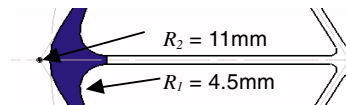


Fig. 21 Detail of new shape

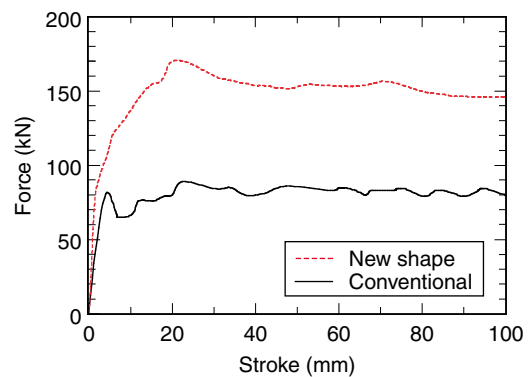


Fig. 22 Relationship between collapse load and stroke (Conventional and new shape)

る。また、圧潰荷重は Case B 形状と比較し、およそ倍の平均 150kN となった。

吸収エネルギー密度は Case B では、 3.1×10^4 (N・m/kg) であるのに対し、新形状は、 4.8×10^4 (N・m/kg) と 54% の向上を図る事が出来た。

4.3. 最大折れモーメント

最大折れモーメントについても同様に机上計算式の提案を行う。Fig. 23 に、折れモーメント測定後の試験片を示す。試験片の中立軸を中心として上の領域と、下の領域に分けて観測する。上の領域は、圧縮により圧潰変形と同様な壁面座屈モードが現れ、下の領域は、引張りより塑性変形が起こる。

このことから、Fig. 23 に示す様に、圧縮側は圧潰荷重により発生するモーメント、引張り側は全塑性によるモーメントと定義し実験値との比較を行う。ここで、圧縮側の圧潰荷重は圧縮断面側の図心に働くと考え、全断面中心からの距離を G とし、6 角形断面の全断面積を A_{all} とすると、最大折れモーメントは以下の(6)式にて表される。

$$M_{max} = \frac{A_{all}}{2} G \sigma_y + \frac{F_{ave}}{2} G \quad (6)$$

Fig. 25 に降伏応力 $\sigma_y = 180\text{Mpa}$ とし、(6)式を用いて算出した結果と台車試験で得られた実験値との相関を表す。



Fig. 23 Test specimen after bending test

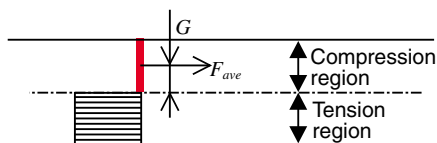


Fig. 24 Definition of bending moment calculation

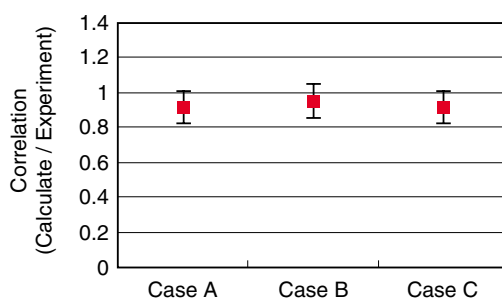


Fig. 25 Correlation of bending moment calculation

計算値は実験値と比較し誤差 7% 程度以下であり、良好な結果を得ることが出来た。

以上のように、角陵部分の面積に着目した、実験式により、圧潰、折れ強度の計算が可能となった

5. 予測シミュレーションモデルの作成

4章に示した実験解析の知見から、中リブ付の構造では角陵部の座屈現象を精度よくシミュレートしていくモデルが必要と考えられる。

本章では精度の高い予測技術を構築するため、シミュレーションソフトウェア RADIOSS を使い、ソリッドモデルによりフレーム角陵部の板厚方向における応力状態を詳細に解析し、より簡易なモデル化方法についても検討を行う。

6.1. ソリッド解析

角陵部の応力状態を把握するため、ソリッド要素を用いてモデルを作成し、詳細解析を行う。

まず、モデリングにおいて十分な精度を得ることが出来る要素分割数を決定するため、Fig. 25 に示す 1/6 モデルを用いて、板厚方向にそれぞれ 1 分割、2 分割、3 分割、4 分割とし計算を行う。

計算結果を Fig. 26 に示す。変形形状と内部応力分布を比較すると、3 分割以上では、十分な精度の結果が得られることがわかる。要素分割を 3 分割とした場合の圧縮時の荷重—ストローク線図を Fig. 27 に示す。圧潰荷重平均値の比較すると、実験結果と比べ計算値は -2% となる。

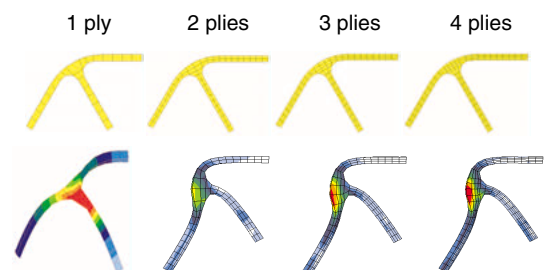


Fig. 26 Element plies of thickness and simulation results for deformation and stress

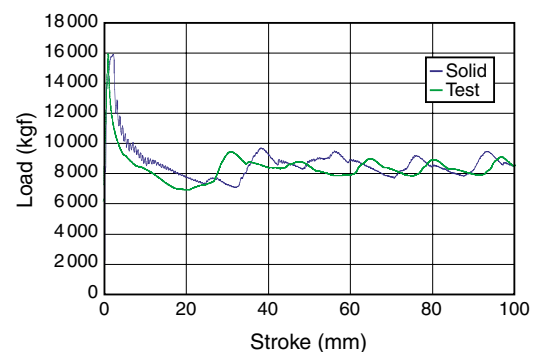


Fig. 27 Simulation result for solid model

計算によって得た、角稜部分で生じる応力分布をFig. 28に示す。応力は角稜部周辺で大きく、板厚方向に発生し、板厚方向の応力が荷重の決定に大きく影響していることがわかる。

ソリッドモデルを用いた計算では精度的には十分な結果が得られたが、1部材に多大な計算時間を要することが難点である。そこで計算時間の短縮を狙って、2つの方法について検討を行った。一つにはシェル要素を使って等価な荷重特性を得る手法である。もう一つにはソリッド要素を改良し、板厚方向に積分して1分割でも精度を向上する手法である。

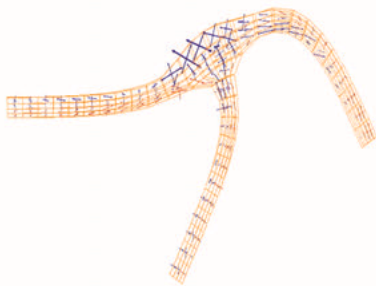


Fig. 28 Maximum principal stress

5.2. 改良シェルモデルの製作

通常のシェルモデルでは内部リブの1つの節点で力が伝達される。これにより板厚方向の力の作用が異なると考え、Fig. 29に示すような改良を行った。

- (1) 角稜部内側R形状に沿ってシェル要素を追加し、角稜部周辺に板厚方向の力を伝達させる。
- (2) 追加のシェル要素については、要素の板厚設定のため、単体の実験で得た圧潰荷重と一致する様に調整を行った。

板厚調整の結果についてフレームの実形状と改良シェルモデルの角稜部断面積の関係に着目する。Fig. 30に示すように、実形状の断面積を A_0 、改良シェルモデルの追加部と

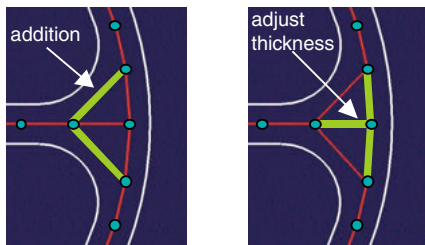


Fig. 29 Section shape of shell model

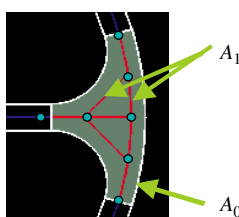


Fig. 30 Section shape of shell model

板厚変更部断面積を A_1 とすると、 A_0 と A_1 との関係は

$$A_1 = 1.5 \times A_0 \quad (7)$$

となる結果を得た。

Fig. 31にCaseBの $A_0 = 25.9\text{mm}^2$ 、 $A_1 = 40.0\text{mm}^2$ とした時の計算結果を示す。計算結果とフレーム単体圧縮試験との誤差は圧潰時の平均荷重で8%誤差とすることが出来た。

同様に角稜部の形状違い($R_1 = 11, 30[\text{mm}]$)に関しても上述の関係から、改良シェルモデルで表現する事が出来る(Fig. 32)。また、Table 3に実験値との比較を示す。

角稜部に着目した改良シェルモデルにより、従来のシェルモデルと同等の計算時間で精度の高いモデリングが可能となった。

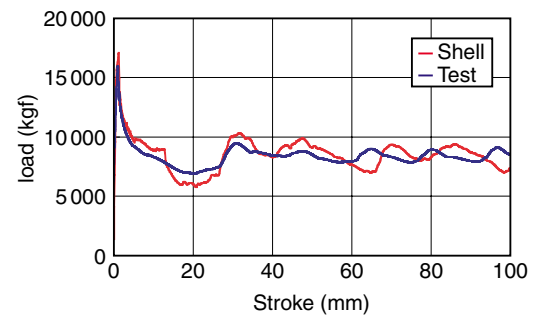


Fig. 31 Load and stroke result for the shell model modified

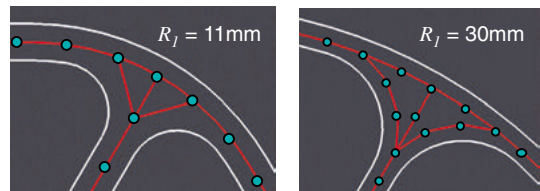


Fig. 32 Section shape of tuned shell model

Table 3 Result of loads

Case	Load Experiment F_{ave} (kN)	Calculate F_{ave} (kN)
A	69	69
B	80	78
C	89	92

5.3. シックシェル要素

ソリッド要素を改良する試みとして、板厚の変化すなわち、板厚方向の応力-歪みの関係を積分できるシックシェル(Thick Shell)要素について検討を行う。

Fig. 33にソリッド要素とシックシェル要素による角稜部のモデルを表す。

シックシェル要素は、ソリッド要素と同じく板厚を形状関数で表現する。

しかしながら、計算時間を短縮するため、板の幅、長さ

方向については、中間節点を設けて2次の形状関数を用い、厚さ方向には1次の形状関数とした。

これは、1要素が表現できる形状が拡大するとともに、同じ形状であっても、より少ない要素数でモデル作成が可能となることをねらいとする。

次に、要素内部での応力計算について述べる。Fig. 34に1つのシックシェル要素を示す。積分点は外形面に $3 \times 3 = 9$ か所設け、板厚方向の設定は最大9か所とした。

ソリッドモデルでの内部応力解析結果では、充分な精度を得るためには板厚方向に3分割以上必要とした。

すなわち、シックシェル要素では板厚方向に6か所以上の積分点があれば充分な精度で計算が可能であると考ええる。

Fig. 35にシックシェル要素を用いた計算とソリッドモデル(板厚方向3分割)による計算結果とを比較する。2つの計算結果は良く一致している。また、計算時間は従来のソリッドと比較し、約 1/30 であった。

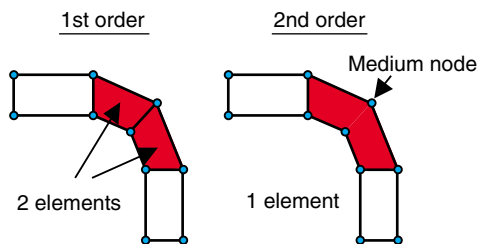


Fig. 33 Corner modelings

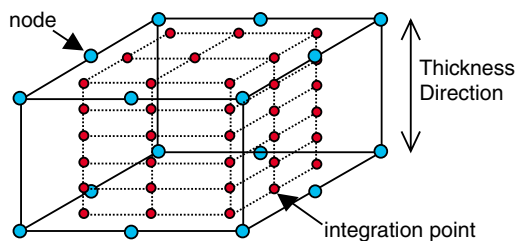


Fig. 34 Integration points

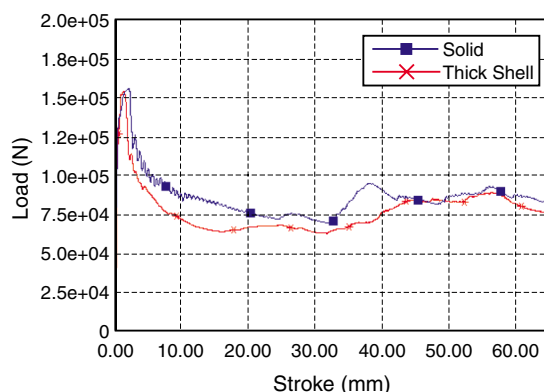


Fig. 35 Load and stroke result for thick shell model

6. 結論

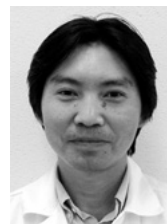
リブ付アルミニウム型材のエネルギー吸収部材について、実験解析とシミュレーション技術について研究を行い、以下の結果を得た。

- (1) 台車試験を用いて、フレームに加わる圧縮荷重曲げモーメントの算出を行い、フレームの折れモード発生時のモーメントの算出方法を構築した。
- (2) エネルギー吸収フレームの解析から、断面形状に着目し、圧縮荷重と曲げ強度の決定要因と部位を絞り込み、角稜部の寄与が高いことを示した。加えて、実験式を作成し誤差 10%以内で計算可能であることを示した。
- (3) 実験解析の知見を反映するために、シミュレーション技術について検討し、モデル化手法について技術構築を行った。

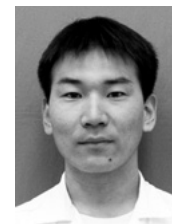
参考文献

- (1) 福尾幸一, 藤村章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリットカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review Vol.11, No2, p.1-8 (1999)
- (2) Satoh, T., Takada, K.: Collapse and Energy Absorption of Thin-Walled Frame with Polygonal Section, 96-S3-W-19, 15th International Technocal Conference on Enhanced Safety of Vehicles, p.518-524, Melbourne, Austral (ia, 19)96
- (3) Integration of New Manufacuturing for Body Longitudinals-Assessment of the Product Development Process amd I, plication on Passive Safty, AACHEN COLLOQUIUM AUTOMOBILE and ENGINE TECHNOLOGY (1999)
- (4) RADIOSS THEORY MANUAL ver.4.2, (1999)

■ 著 者 ■



漆山 雄太



山田 孝行



鈴木 俊次



河野 亘

排気系ジョイントのスティックスリップ音低減の研究

Research in Reduction of Stick-Slip Noise in Exhaust System Joints

岩井 正 志*

Masashi IWAI

村 上 康 則*

Yasunori MURAKAMI

前 田 元 孝*

Mototaka MAEDA

三 木 雅 信*

Masanobu MIKI

高 久 悦 男*

Etsuo TAKAKU

古城戸 剛**

Takeshi FURUKIDO

要 旨

自動車の排気系ジョイントの一つである球面ジョイントにおいて揺動時に異音が発生することがある。この現象に対して、揺動面の材料の成分分析と摩擦特性解析から発生メカニズムを解明した。異音が発生する球面ジョイントは、フレアフランジの真円度精度が悪いために球面ガスケットとの片当りによってガスケット芯材が異常摩耗し、その摩耗粉がガスケット表面に堆積することにより、スティックスリップ現象で異音が発生することが分かった。また実車の使用過程における球面ジョイントの揺動角、温度の入力頻度を調査し、それらの入力条件を与えられる簡易的な加振装置を作成することにより台上での異音評価を可能とした。この台上試験法により異音発生に影響の大きい設計変数に対してパラメータスタディを行い、異音の発生を起さないためのフレア真円度およびスプリングセット荷重の設定領域を明らかにした。

ABSTRACT

A ball joint using one of an automobile exhaust joint often generates abnormal noise as oscillating. The mechanism was explained using elemental analysis and friction characteristic analysis of the materials making up the surfaces. Due to imprecise roundness in the flare flange of the ball joint that generates the noise, the flange hits against one side of the spherical gasket and causes abnormal wear of the guard net in gasket. It was found that the particles resulting from this wear accumulate on the gasket surface, where the stick-slip phenomenon then causes the noise. A study was also conducted to determine input frequency for oscillation angle and temperature of the ball joint during the use of an actual vehicle. The fabrication of a simple excitation device that could accept those input conditions made it possible to conduct a bench evaluation of the noises. This bench test method was used to conduct parameter studies of design variables that significantly affect the generation of the noise, and to determine the range of settings for spring-set load and the flare roundness that will keep not to generate the noise.

1. まえがき

現在、自動車排気系のジョイントとして揺動機能をもつ球面ジョイント(以下 ジョイント)が広く採用されている。このジョイントは、Fig. 1に示すように排気管の途中に設定することで、エンジンロール変位によって排気管へ加わる入力を緩和したり、エンジンから排気管へ伝達する振動を低減させることができる。基本構造は、Fig. 2に示すように球面形状のガスケット(以下 ガスケット)を装着した排気管とフレア形状のフランジ(以下 フレア)を溶接した排気管をコイルスプリングによって、ある一定のセット荷重で締結している。

また一方でジョイントが揺動する時に異音が発生するという問題があった。しかしながらこの現象は、一部の車両において走行距離が数千 Km に及んだ時、ある特定の運転条件でのみ発生するという初期劣化型の現象のため、その発生原因との因果関係がよくわかっていなかった。そのため後処理的な試行錯誤による対応が多く、本来の揺動機能を抑制するような使用事例となることもある。

そこで実車のジョイントの揺動角や温度といった入力特性との関係からこの現象をマクロ的にとらえるとともに、揺動面の材料成分分析や摩擦特性解析を実施しミクロ的な観点も加え要因を解明した。またこれをもとに台上での異音評価手法を構築し、ジョイントの設計パラメータに対し

* 栃木研究所

**オイレス工業(株)

てこの手法を用いて実験で求めた数値から「評価マップ」を作成したので報告する。

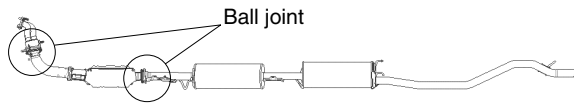


Fig. 1 Applied example for ball joint of exhaust system

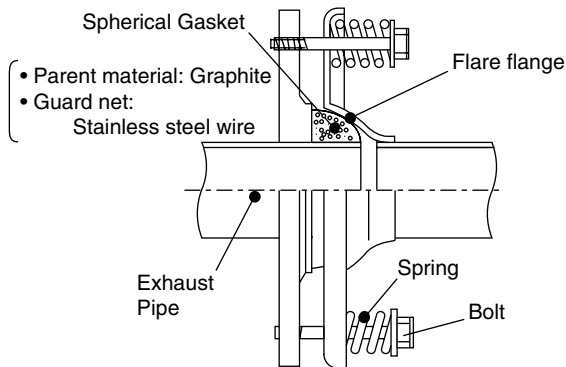


Fig. 2 Ball joint of exhaust system

2. 異音発生要因解析

2.1. 実車での異音発生状況

2.1.1. 測定方法

実車を用いてジョイントから発生する異音の測定を行った。測定点は、Fig. 3で示すように、ジョイント下方100mmの近接位置とした。運転条件については、異音が最も発生しやすい十分な暖気後のアイドリング全負荷に固定し行っている。その時の揺動角および温度についても同時にモニタした。使用したジョイントは、異音の発生していない正常品と異音発生品の二つのサンプルで、ともに走行距離初期のものである。それぞれのジョイント部は分解せず、その前後排気系コンポーネントの状態ですべて同一車両へ組み込み比較した。これは、できるだけ実際の揺動面の状態を再現するために配慮したものである。

2.1.2. 測定結果

正常品と異音発生品の二種類についてジョイント近接音の周波数分析をした結果を Fig. 4 に示す。異音発生品は「キュルキュル」といった金属的なこすれ音が発生し、その周波数成分は2～8 kHzの幅広い範囲であるということがわかる。

またこのデータをもとに2～8 kHzの帯域を抽出しその音圧レベルを時系列で示した結果を Fig. 5 に示す。両者の差は明確であり、従来のフィーリング評価とも相関がよいことから今後異音レベルとしてこの評価値を用いることとする。

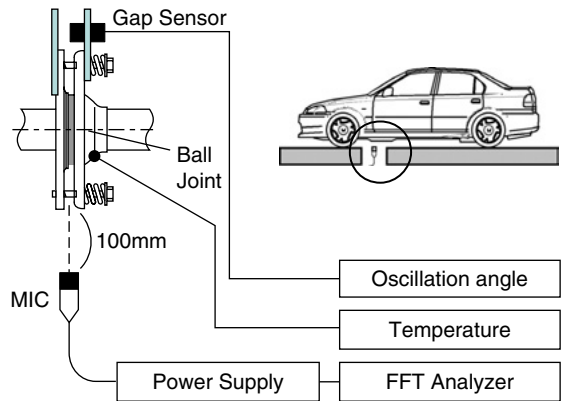


Fig. 3 Measurement system of noise by a vehicle

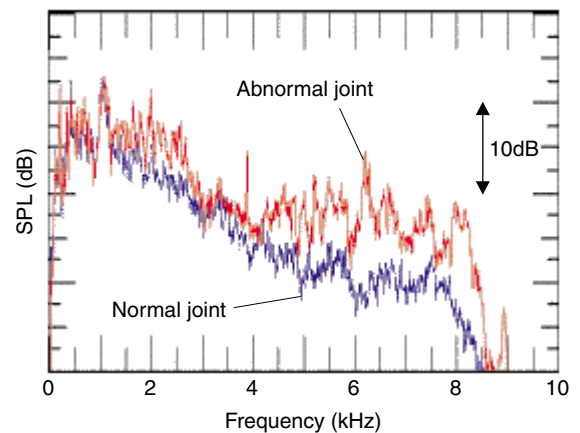


Fig. 4 Frequency characteristics of noise level

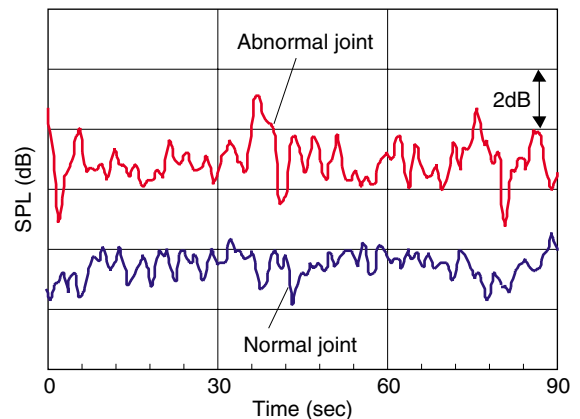


Fig. 5 Time domain band pass data of noise level

2.2. 運転条件違いによる異音レベルの変化

2.2.1. 測定方法

前項の2.1.で実車の運転条件は異音が最も発生しやすい条件に固定して行っているが、異音発生品の異音レベルは運転条件差により変化することがわかっている。しかしながら実車で運転条件を細かく変化させかつ安定した測定をすることが難しいことから Fig. 6 に示すような台上加振で

の確認を行った。実車の運転条件では、ジョイント部の揺動角と温度が変化するのに対して、台上でこの二つのパラメータを細かく変化させ、その時の近接音レベルとの関係を確認する。測定方法は実車測定時と全く同様の手法を用いている。また試験に使用したジョイントは実車測定と同一の正常品と異音発生品の二つのサンプルとし、それぞれのジョイント部は分解せずにその前後排気系コンポーネントの状態で加振する。

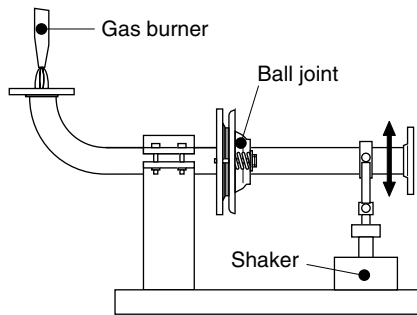


Fig. 6 Bench oscillation test (component parts of ball joint)

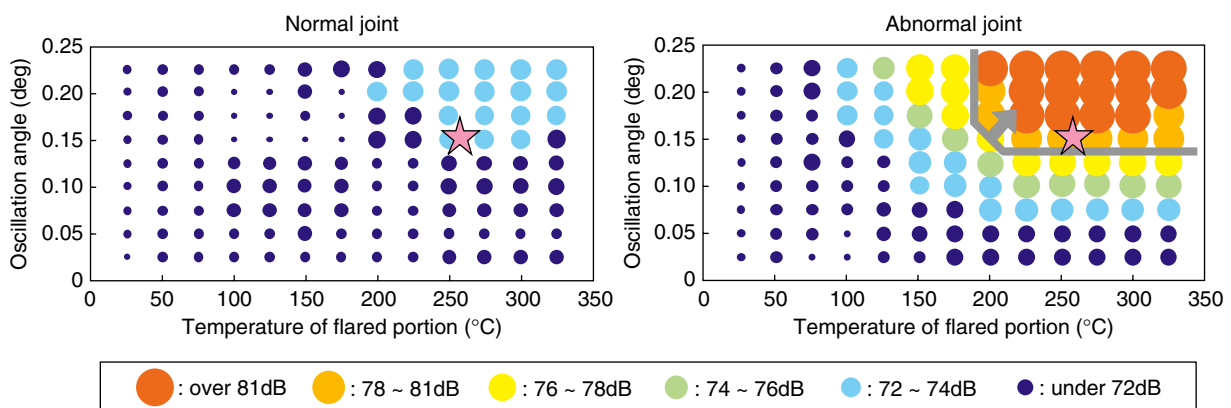


Fig. 7 Noise Level at bench oscillation test

	Normal joint	Abnormal joint
Appearance		
Roundness		

Fig. 8 Characteristics of the flare flange

2.2.2. 測定結果

台上加振において揺動角、温度を変化させた時の異音測定結果を Fig. 7 に示す。

正常品は揺動角、温度が変化しても近接音の大きな変化はなく、異音は全く発生しない。実車での最大揺動角はアイドリング全負荷条件での0.15degであるが、さらに0.25degまで揺動角を大きくしても異音は発生しない。それに対して、異音発生品は揺動角が大きいかつ温度が高くなるにつれて近接音が大きくなる傾向を示す。異音発生の境界線は、揺動角 0.15deg かつ温度 200℃のところにありそれ以上の条件において確実に異音が発生することが分かった。

これにより、実車で異音レベルが最大となる揺動角 0.15deg、温度 260℃という条件は、台上加振でも明らかに異音の発生する領域内であることが確認された。

2.3. ジョイント接触面の検査結果

2.3.1. フレア

音確認を実施した2種類のフレアについて接触面の検査を行った。その結果を Fig. 8 に示す。外観写真をみると異

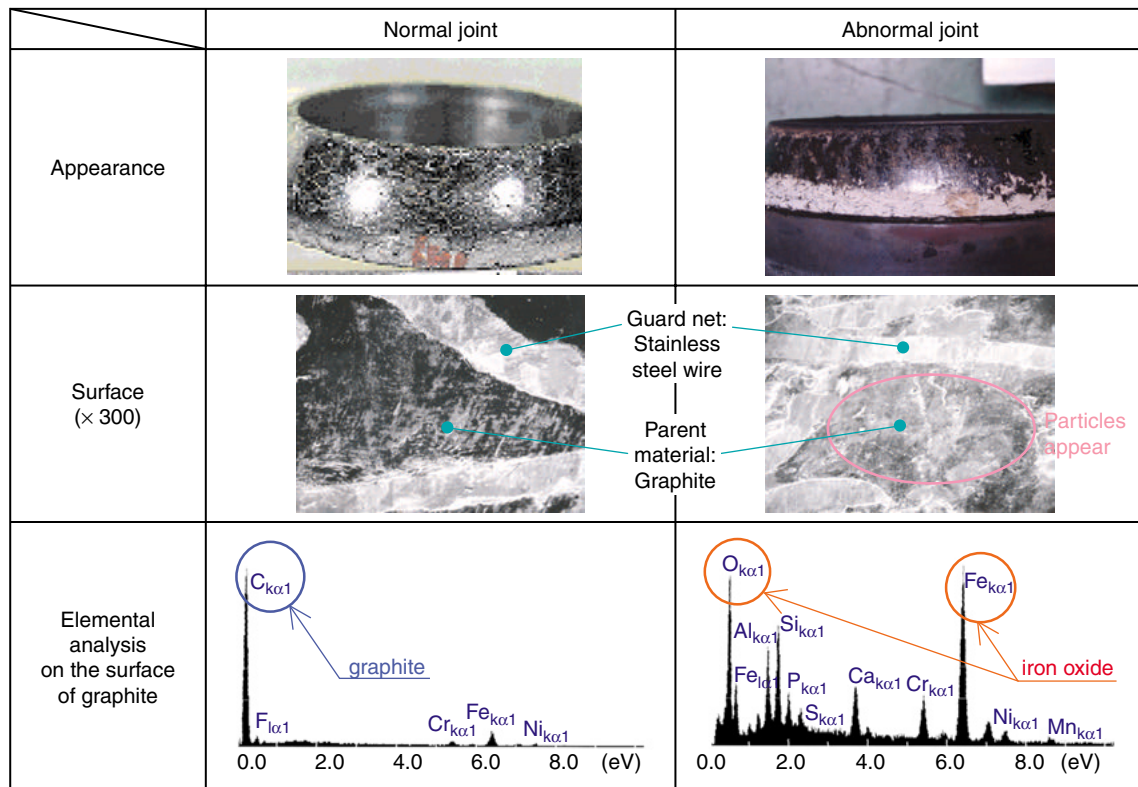


Fig. 9 Characteristics of the spherical gasket

音発生品は、正常品に対して非常に当りが不均一となっていることがわかる。フレア真円度を計測した結果、異音発生品は $450\ \mu\text{m}$ と正常品の $280\ \mu\text{m}$ に対して精度が悪いことがわかった。

2.3.2. ガasket

次に、音確認を実施した2種類の球面ガスケットについて接触面の検査を行った。その結果を Fig. 9 に示す。

外観写真だけでは、両者の明らかな差異がわからないため300倍まで拡大し、母材グラファイトと芯材ステンレスワイヤを明らかに判別することができる状態で再度確認した。正常品は母材の部分は黒く、芯材の部分は白くなっている。しかし異音発生品は本来黒くみえる母材の上に白く光っている領域が多数あり、母材の上に異材が堆積していることが確認できた。

そこで両者において母材の表面成分分析を行った。正常品の主成分は、グラファイトとなっているが、異音発生品の主成分は、Fe と O すなわち酸化鉄となっている。よって堆積していた異材は、芯材ステンレスワイヤの摩耗粉であることがわかった。

2.4. ジョイント接触面の材料単体解析

2.4.1. 試験方法

前述の2.3.の結果から、ガスケットの母材表面に堆積した芯材ステンレス(JIS SUS310S-W1)の摩耗粉(主成分:酸化鉄)とフレア(JIS SUS304S-HP)の同等材料が接触状態となり、

揺動時のスティックスリップ現象が異音の起点になっていることが推定できる。そこでジョイント摺動面の各構成材料での摺動試験を実施し発生要因の特定を行った。

Fig. 10に示すような摩擦摩耗試験機を使用し、フレアにみためステンレスプレート(JIS SUS304-HP)とガスケット構成素材にみためチップ(芯材= JIS SUS310S-CB, 母材

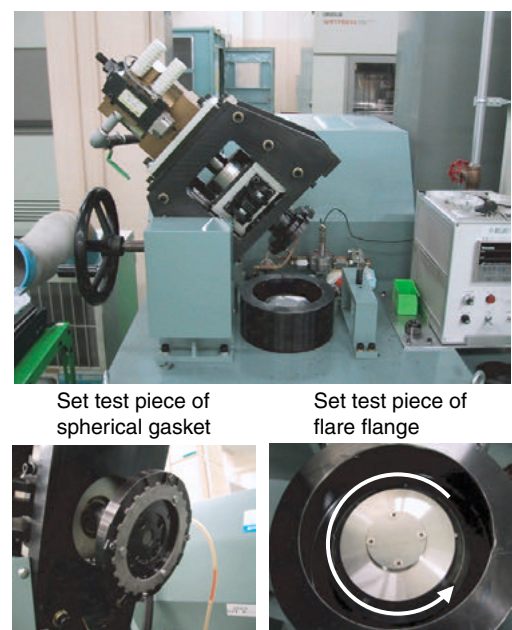


Fig. 10 Low velocity friction apparatus

=グラファイト)を回転方向で摺動させ摩擦挙動を確認した。これらの二組に対して、高温での摩擦挙動からスティックスリップ現象の発生を検証した。

また試験条件は、実車での使用条件をもとに設定している。

2.4.2. 試験結果

摩擦磨耗試験機での結果を Fig. 11 に示す。

最初にフレア相当のステンレスプレートとグラファイトチップとの組み合わせで試験を実施した。摩擦係数は0.1～0.25 の範囲内であり、温度が上昇しても安定した定常摩擦領域での摺動状態を示している。

次に、フレア相当のステンレスプレートとガスケット芯材相当のステンレスチップとの組み合わせで試験を実施した。摩擦係数は、グラファイトチップの結果に対して非常に高く、かつ温度上昇にともない上昇し、温度が200℃以上では1.0 を越えることがわかった。すなわち摺動面のせん断力が接触荷重を超えており溶着摩擦領域での摺動状態を示している。

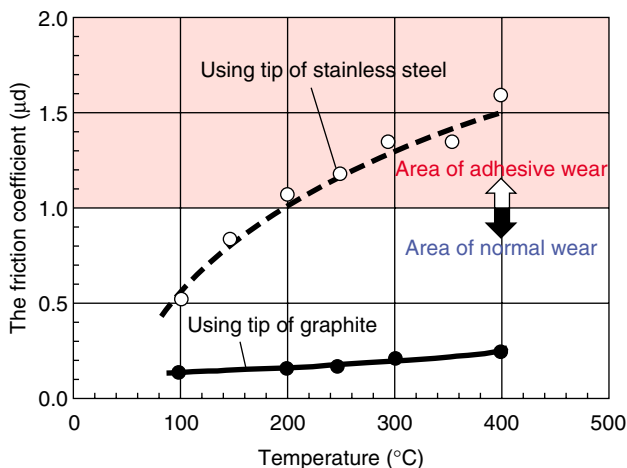


Fig. 11 Characteristics of the friction coefficient

芯材相当のステンレスチップの定常摩擦領域と溶着摩擦領域について摩擦係数変動レベルと表面状態をそれぞれ比較した結果をFig. 12に示す。摩擦係数の変動レベルは、定常摩擦では小さいのに対し、溶着摩擦では、非常に大きくなる。またこの時、摺動面には溶着痕が明らかに認められた。すなわちガスケット母材のグラファイト表面に芯材ステンレスワイヤの摩耗粉が堆積した状態では、フレアとの同等材料の接触で溶着摩擦状態となりスティックスリップ現象が起こることがわかった。よってこれにより異音が発生したといえる。

2.5. 実車使用過程での異音発生解析

2.5.1. 試験方法

上記の2.4.の結果から異音が発生している時のガスケット表面状態は、芯材の摩耗粉が堆積しており、スティックスリップ現象がおきていることがわかった。次にこの事象に対して、新品状態から使用過程においてガスケットの表面状態がどのように変化し異音発生に至るかを解析する。そこでまず走行中にジョイントに加わる揺動角・温度といった劣化入力を利用者の使用方を考慮して把握し、実車での検証モードの設定を行う。さらにこの検証モードにて実際に走行を実施しガスケットの表面状態の変化と異音発生との関係を押える。この一連の検証フローを Fig. 13 に示す。

最初に一般路を任意に500km程度走行しジョイントに加わる揺動角・温度のデータを測定した。計測方法は、異音確認時と同様の方法を用いている。またこの際に車速・エンジン回転数・スロットル開度・ギアポジションといった情報も同時にとりこみ走行状況についても押えた。次に実際に使用された車速範囲に対して平均車速別に4つのパターンに分け、各走行パターン毎に単位距離あたりの入力頻度データとして算出した。

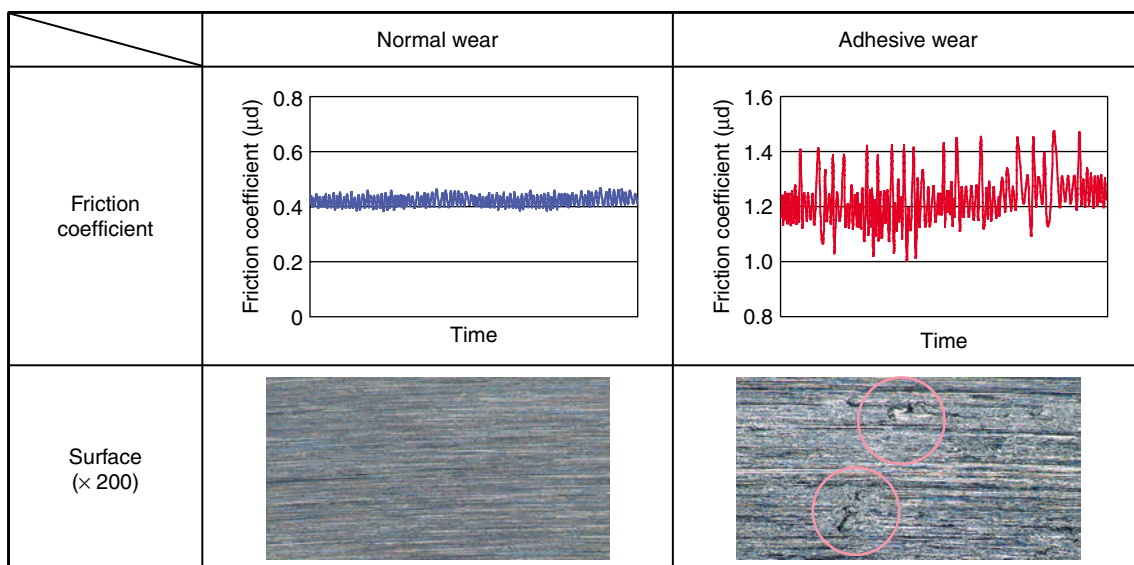


Fig. 12 Comparison between normal wear and adhesive wear

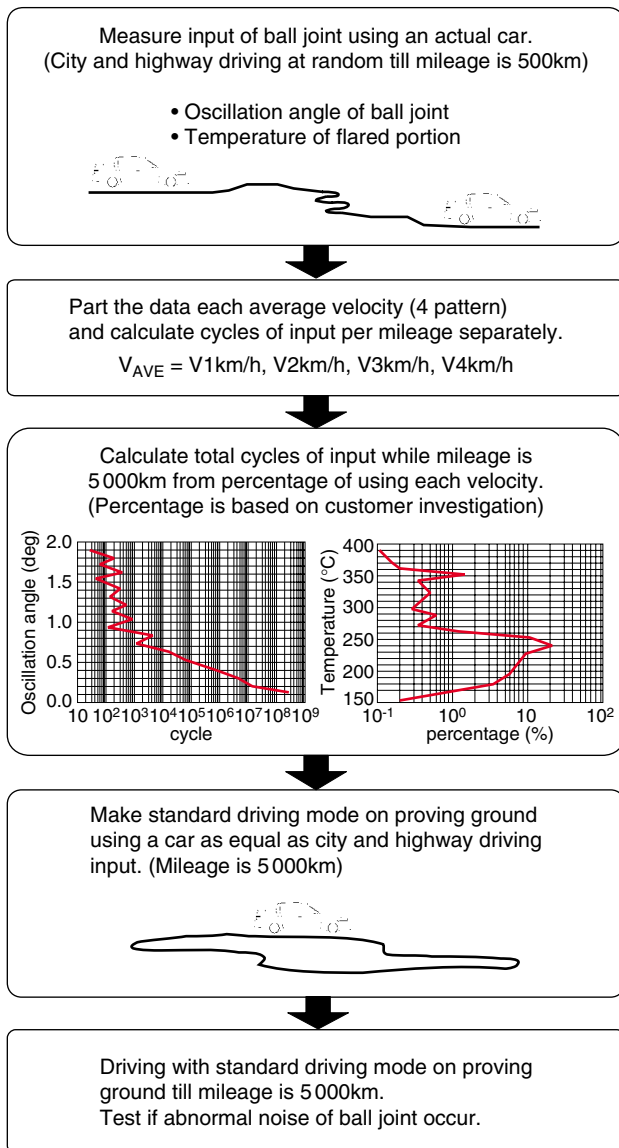


Fig. 13 Flow of inspecting process till noise occur

そしてユーザ調査結果をもとにこの4つの車速パターンをどれくらい使用するかという割合から5000km走行時の揺動角・温度の入力頻度を求めた。

さらに一般路から得られた入力頻度の結果をもとにテストコースにおいて再現モードを作成した。これは一般路を走行した際の揺動角、温度の入力レベルに走行状況を照らし合わせ、一般路での揺動角、温度の入力頻度と同等になる走行方法として設定した。

2.5.2. 実車異音再現モードでの走行結果

このモードを用いて実際に5000km走行を実施した。ジョイントは、異音確認がされたものと同等のフレア真円度が450 μm となる新品のものを投入した。走行距離に対して異音レベルが変化した結果を Fig. 14 に示す。走行距離が2950kmの時に初めて異音の発生が認められた。その後、3700kmで異音レベルは、最大となり5000km終了時

もほぼ同等レベルであった。この時のガスケット表面状態の変化を Fig. 15 に示す。走行距離が0 km の新品時においては、ガスケット表面は表層潤滑材に被われており、異音の発生はない。母材表面の成分分析の結果から主成分はFとなっており、表層潤滑材の PTFE を示している。

走行距離が1700kmの時点においては、片当りが生じているのが認められた。ガスケット表面は表層潤滑材がとれており、母材表面の成分分析の結果から主成分はCとなっており、母材のグラファイトを示している。この時も異音の発生はない。

走行距離が3700kmの時点においては、摩耗がさらに進行し、拡大写真をみると芯材のステンレスワイヤが削られていることがわかる。

母材表面の成分分析の結果から主成分は、Fe、Oの酸化鉄となっており芯材のステンレスワイヤの摩耗粉が堆積していることを示している。この時は異音が顕著に発生している。またこの表面は、2.3の異音発生品のサンプルと同じ状態であることが確認された。

以上の結果よりフレア真円度が450 μm と悪いことでガスケットに片当りが生じ、芯材のステンレスワイヤが削れ母材グラファイトの表面を覆ってしまうことがわかった。よってスティックスリップ現象が起き異音の発生に至ったといえる。

2.5.3. 異音再現モードと従来耐久モードとの比較

以上のようにユーザの一般的な使われ方を考慮して設定した異音検証モードで異音が発生することを確認できたが、一方で他に実施している耐久モードでは、異音が発生しなかった。この耐久モードは、主にシャーシ、ボデーへの入力を濃縮してシミュレートした走行内容となっている。

そこでこの従来の耐久モードについてもジョイントの入力頻度を測定し、今回の異音再現モードとの比較検証を行った。揺動角の入力頻度測定結果を Fig. 16 に示す。

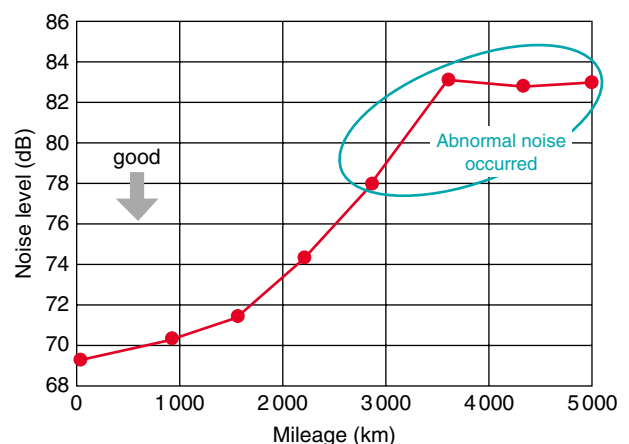


Fig. 14 Result of driving with standard mode on proving ground

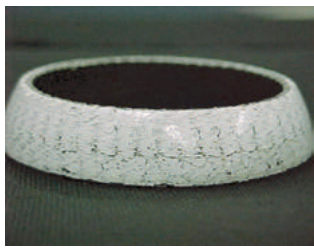
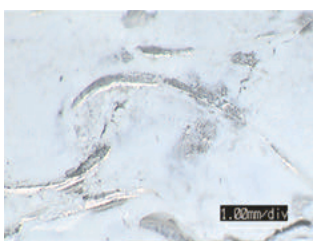
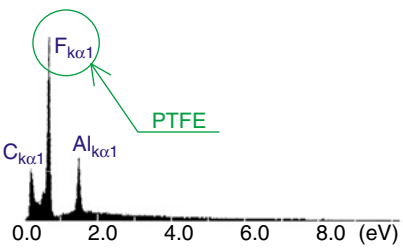
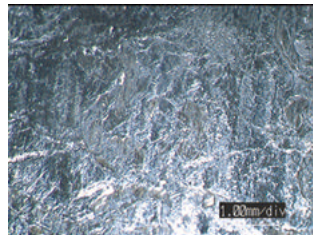
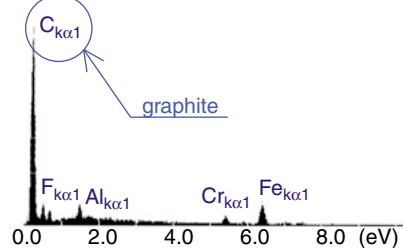
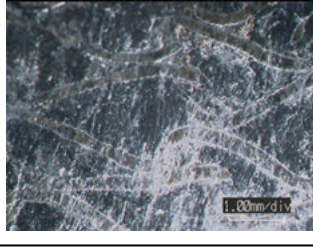
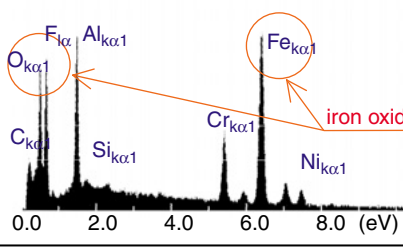
Mileage (km)	Appearance	Surface	Elemental analysis on the surface of graphite
0			
1600			
3700			

Fig. 15 Transition of surface on the spherical gasket

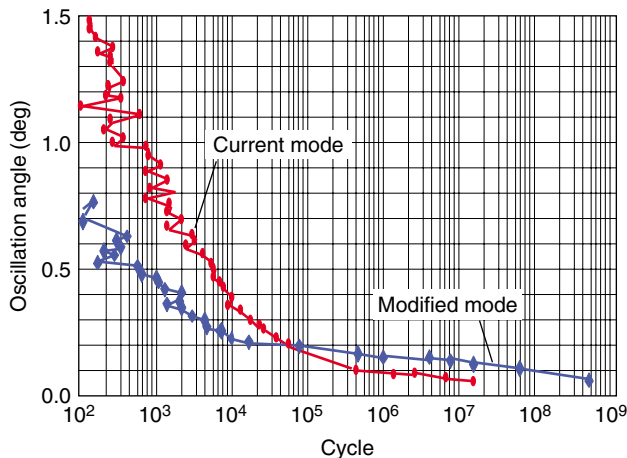


Fig. 16 Difference of oscillation angle for driving modes

この結果から異音再現モードが低入力多頻度型であるのに対し、従来の耐久モードは、高入力を中心であることが分かった。揺動角が0.1deg程度の領域で比較すると、異音再現モードは従来の耐久モードの約10倍と頻度が多い。

本現象がガスケット芯材の摩耗およびその摩耗粉の表面堆積が原因であることから、微小振幅で頻度の多い異音再現モードの方が従来の耐久モードより厳しい条件といえる。したがって実走の異音再現モードを台上に置換していくにあたっては、低入力多頻度を入力条件設定のキーポイントとした。

3. 台上評価手法の構築

2.5. で得られた一般路の入力をシミュレートした実走の異音再現モードを台上に置換していくことを検討した。

3.1. 台上試験方法

3.1.1. 加振装置

台上加振システムの概要を Fig. 17 に示す。このシステムは、実車走行でのジョイントに加わる揺動角および温度の入力をいれかつ異音確認が容易にできるように対応している。Fig. 3では、回収した部品の異音を忠実に再現するという観点からサンプル品のジョイント部は分解せずにその前後排気系コンポーネントの状態に加振しているが、今回は、汎用性を考慮しジョイントサイズ、設定位置による制約を受けないようにジョイント部を切り出し、パイプに溶接したテストピースを用いて実施した。

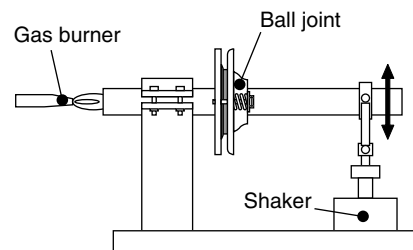


Fig. 17 Bench oscillation test (Test piece of ball joint)

3.1.2. 加振入力条件設定

2.5.3.で述べたように異音再現モードが低入力多頻度型であるためこの点に着目して、より簡略化し入力条件設定を行った。この内容をFig. 18に示す。入力条件としては、揺動角を 0.10deg 程度の低入力を中心とし、温度を時間割合として最大の温度に設定している。周波数は、時間短縮の観点から実車より高い設定で実施している。また新品のガスケットは PTFE を含む表層潤滑材があるため、初期にのみ揺動角、温度ともに比較的高い条件を設定し、早期に母材グラファイトとの接触状態とするように皮膜をとばす工夫をした。この時、揺動角は実車での入力の平均的な値とし、温度は PTFE の気化する 300℃以上の設定とした。周波数は、揺動角が大きいために加振器の能力から決定している。

以上の内容をもとに実走の 5 000km 走行に相当する台上モードの設定を行った。

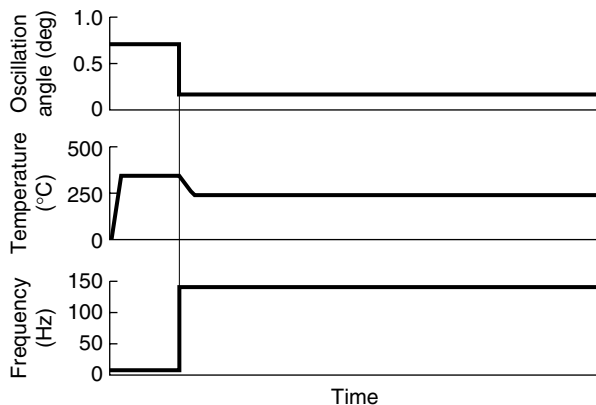


Fig. 18 Bench oscillation test condition

3.2. 台上評価手法の検証結果

この台上試験法が妥当であるかを検証するために前述の結果から、実走の異音再現モードで用いたフレア真円度 450 μm と同等精度の新品のテストピースで確認した。

試験結果を Fig. 19 に示す。台上試験においても 3 200km 走行後に異音が発生することを確認できた。これは、実走の異音が発生する走行距離が 2 950km の時期と約 8 % の差異であり十分に実走をシミュレートできたといえる。

次に新品状態のフレア真円度精度が異なる二種類のテストピースに対してこの台上試験を実施し異音発生有無について検証した。

2.3.1.の結果より正常品と異音発生品の二つのサンプルは、フレア真円度精度に明らかな差異があることが分かっており、この条件にあわせ、使用したテストピースのフレア真円度精度は、正常品と同等の 280 μm の仕様と異音発生品と同等の 450 μm の仕様を用いた。

その結果を Fig. 20 に示す。試験結果からフレア真円度精度が悪い 450 μm の仕様は、約 3 000km 走行後に異音が発生することを確認できた。またフレア真円度精度が良い 280 μm の仕様においては、走行距離が 5 000km に達しても異音の発生は認められなかった。

以上の結果から今回設定した台上手法は、実車走行でのジョイント異音に対して十分に評価できたといえる。

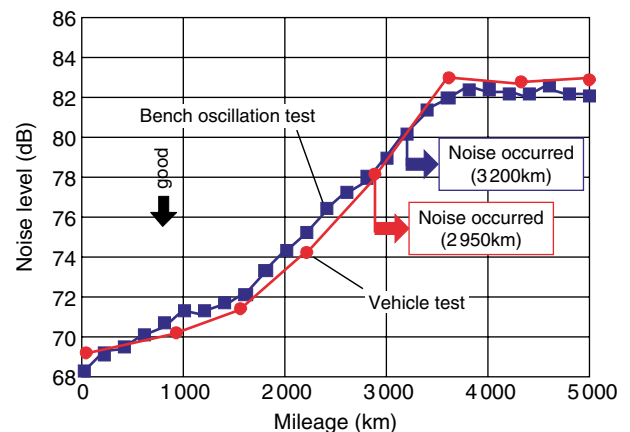


Fig. 19 Comparison between bench test and vehicle test

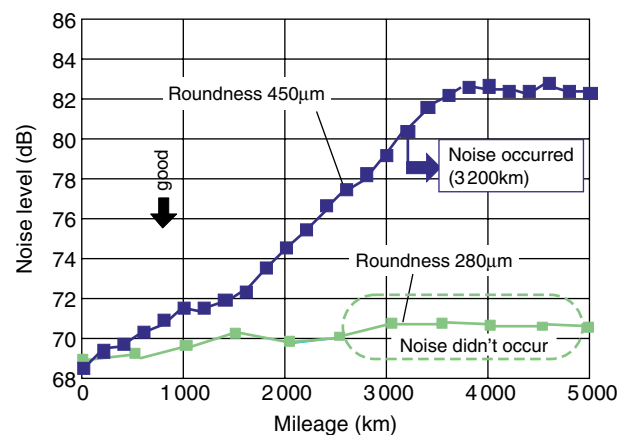


Fig. 20 Result of bench oscillation test

4. 異音判定基準作成

前述してきた台上評価法を活用し、球面ジョイントの設計変数に対して異音が発生させないための使用可能領域を検討する。本事象が、ガスケットとフレアの片当りから生じるガスケット芯材の摩耗による問題という点から影響の大きい設計変数としてフレア真円度とスプリングセット荷重の二つのパラメータに絞った。各組み合わせによる異音の判定は、走行距離に換算して 1 000km ごとに 5 000km まで揺動角を 0 ~ 0.50deg、温度を 20 ~ 350℃の範囲で変化

させ、その中での異音レベルの最大値をプロットしている。これらのパラメータを変化させた時の異音レベルを台上評価法によって確認しマップにしたものを Fig. 21 に示す。

このマップより異音発生を抑えるためには、真円度が良く、スプリングセット荷重が低い方向が有効であることがわかる。また同一のスプリングセット荷重でもフレア真円度が大きい赤色で示されている領域では異音が発生するが、真円度の小さい水色で示されている領域では、異音が発生しないことが分かる。

異音が発生しないマップ上で水色に示されている領域は、表面状態が芯材の摩耗粉が堆積していない正常な状態を維持している。すなわち真円度精度向上およびスプリングセット荷重低減は、接触面における実質的な面圧を低減し片当りによる異常摩耗の抑制に効果があるといえる。また真円度精度をある一定値以下に設定した場合、スプリングセット荷重が増加しても異音が発生しないことから真円度精度向上は、摩耗粉の堆積についての抑制効果もあると考えられる。

なった。

(3) 台上評価手法を用いてジョイントのフレア真円度とスプリングセット荷重の設定の組み合わせから異音判定ができるマップを作成した。

以上より開発初期の設計段階においてジョイントのフレア真円度精度およびスプリングセット荷重を適切に設定することで異音発生を防止することが可能となった。

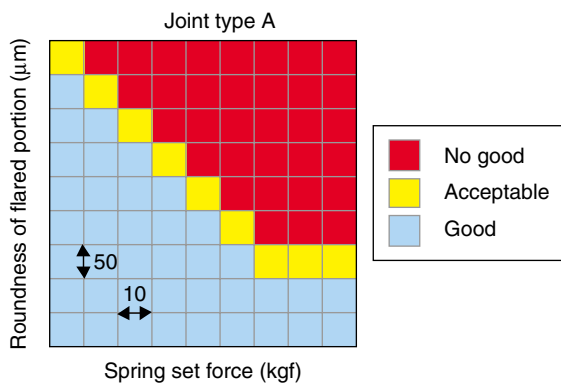


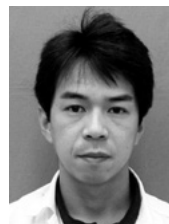
Fig. 21 Map of abnormal noise evaluation for ball joint

5. まとめ

球面ジョイントにおいて揺動時に異音が発生するという問題に対してその発生原因の詳細解析を実施し以下の成果を得ることができた。

- (1) ジョイントのフレア真円度精度が悪いとガスケットとフレアが片当りし異常摩耗により表面に露出したガスケット芯材の摩耗粉がガスケット表面に付着する。ガスケット芯材はステンレスであり、フレアのステンレスと同等材料の接触状態となる。これが揺動時に溶着摩擦状態での摺動となりスティックスリップ現象で異音が発生する。
- (2) 一般路のユーザの使われ方をもとにジョイントに加わる揺動角と温度の入力頻度データをシミュレートした簡易的な台上手法を構築し異音評価を行えるように

■ 著 者 ■



岩井正志



前田元孝



高久悦男



村上康則



三木雅信



古城戸剛

二輪車のブレーキ鳴き新解析手法と適用事例

A New Analysis Method for Motorcycle Brake Squeal Noise and Its Adaptation

中 田 博 之*
Hiroyuki NAKATA

小 林 清 志**
Kiyoshi KOBAYASHI

梶 田 昌 史*
Masashi KAJITA

要 旨

二輪車の低周波スキール・ブレーキ鳴き問題において、複素固有値解析によるモード連成メカニズム解析を用い、システムの構造的不安定に起因する問題を解決した。

システムの運動方程式を実挙動領域からモーダル領域での単純な式に変換した。安定性解析のために必要なパラメータはシステムモデルの実固有値解析から得られる。また、数値解析ソルバを使うことで、摩擦係数違いの繰り返し計算、モードの不安定原因解析の時間が70%以上削減できるようになった。精度の高い解析モデルを構築し新手法に適用し、鳴きに影響を及ぼすモードの特定と対策方法の検討を行った。改良品のテスト結果により、新手法が設計段階での迅速な鳴き予測、対策に有効であることが確認された。

ABSTRACT

Concerning low frequency brake-squeal-noises of motorcycles, the noise caused by structural instability of the system was solved with the analysis of the mode-coupling mechanism by using the complex eigenvalue analysis. An equation of motion of the brake system was simplified by converting from physical domains to modal domains. Required parameters for the stability analysis were obtained from the normal mode solution of system model. Moreover, the time for a repeat calculation in different friction coefficients and an instability-causes analysis in a mode were enabled to decrease 70% or more by using a numerical-analysis solver. An analysis model with high accuracy was established and was applied to the new approach, and to specify a mode affecting squeal noises and to study countermeasures were performed. From the test result for modified brake system, it was verified that the new method is effective for predictions and countermeasures of noises in the designing stage.

1. まえがき

ブレーキ鳴きは顧客満足度を阻害するので、二輪車開発の重要な技術課題の一つである。その解決には多くの工数が必要である。その中でもスキール鳴きは最も耳障りな現象である。スキール鳴きの発生メカニズムは二つあるとされている。一つ目は、摩擦面のスティックスリップに起因する現象であり、二つ目は、ブレーキアセンブリの構造的不安定に起因する現象である。システムの構造的不安定に起因するスキール鳴きに関して、最近では複素固有値解析を用いたモード連成メカニズム解析が問題解決のアプローチとして使われてきている。しかし、現在の複素固有値法では

複素平面上に複素固有値を単にプロットするだけであり、モードの密度が高い場合、不安定なモードを特定することは困難である。また、複素固有値は MSC-NASTRAN 等によって解かれるのが一般的であるが、通常、一度に一つの条件のシステム・モデル計算しかできないため、異なる摩擦係数の計算により根軌跡を得るためには多くの時間を必要とする。したがって、現象解析やデザイン変更解析を困難にしている。筆者らは、新しいモデリング手法および数値解析方法論を開発し、短時間で根軌跡を得ることを可能にするとともに不安定に連成するモードのカップリング力を表す新しい評価尺度も開発した⁽¹⁾。

一般的にスキール音は 1 kHz から 15kHz 位であると定

* 朝霞研究所

** 栃木研究所

義され、低周波領域(1～3 kHz)と高周波領域(5 kHz 以上)に分かれる。本稿ではブレーキシステムの構造的不安定に関する新しい解析方法を二輪車用ブレーキの低周波スキール鳴き(1 kHz 台)に適用し、その方法の妥当性の検証結果について報告する。

2. 新しいモデル化手法

2.1. システムの運動方程式の単純化

システムの運動方程式を実挙動領域からモーダル領域に移行し単純化し安定性解析を行う。システムの一般的な運動方程式はマトリックスの形で式(1)のように表せる。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F_f\} \quad (1)$$

ここで、 M 、 C と K は摩擦を考慮しないシステムのそれぞれ質量、粘性減衰および剛性マトリックスである。 u はシステムの変位ベクトル、 F_f はシステムに適用された摩擦力である。摩擦力は式(2)によって与えられる。

$$F_f = \mu N \quad (2)$$

N はパッドとディスク間の接触面に垂直な力であり、 μ は摩擦係数である。摩擦係数あるいは垂直力のいずれかが変化する場合、ブレーキシステムの構造的不安定性が生じる。我々が使用するブレーキ鳴き安定性に関する理論は、摩擦係数が一定であり垂直力が、パッドおよびディスクの振動の作用として変化するものとする。摩擦力は式(3)のように変更できる。

$$\{F_f\} = \mu(\{N_{static}\} + \{N_{dynamic}\}) \quad (3)$$

固有値計算をするのに、静的な項は動的な方程式から取り除かれる。接触面は単純なバネ K_s でつながれ、動的な垂直力はパッドとディスクの振動によって引き起こされ、式(4)を得る。

$$\{N_{dynamic}\} = K_s(\{u_{N,disk}\} - \{u_{N,pad}\}) \quad (4)$$

ここで $u_{N,pad}$ は垂直方向変位を表し、生じる摩擦力 F_f は自由度(DOF) $u_{T,pad}$ に適用される。 $-F_f$ は DOF $u_{T,disk}$ に適用される。 T は接線方向を表す。

垂直力は接点間の相対変位(rel)によって決定され、式(5)を得る。

$$F_{T,rel} = -\mu \times K_s \times u_{N,rel} \quad (5)$$

式(2)から(5)にて運動方程式(1)を変換した。

$$[M_g]\{\ddot{v}\} + [C_g]\{\dot{v}\} + [K_g]\{v\} = -\mu[K_f]\{v\} \quad (6)$$

ここで M_g と、 C_g と K_g は、それぞれ一般化自由度を含む質量、減衰および剛性のマトリックスであり、DOFのベクトルは、式(7)で表される。

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} u \\ \vdots \\ u_{N,rel} \\ u_{T,rel} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

そして摩擦の項は、式(8)で表せる。

$$[K_f] = \begin{bmatrix} [0] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [0] \\ [0] & [K_{TN}] & [0] \end{bmatrix} \quad (8)$$

式(6)をラプラス変換して式(9)を得る。ここで、減衰項 $[C_g]$ は運動方程式を単純にする目的から安定性解析では方程式より外し、最終的な安定性解析において減衰曲線を定義する。

$$s^2[M]\{\bar{v}\} + [K]\{\bar{v}\} = -\mu[K_f]\{\bar{v}\} \quad (9)$$

ここで、 $\{\bar{v}\} = \text{Laplace}\{v\}$

式(9)をモーダル領域に変換するために

$$\{\bar{v}\} = [\psi]\{\bar{\gamma}\} \quad (10)$$

とおく。ここで $[\psi]$ はモード形態、 $\{\bar{\gamma}\}$ はモーダル変位を表す。

式(9)にあらかじめ $[\psi]^T$ を掛けておき、(10)を式(9)に代入し、最終的にモーダル領域のシステムの運動方程式が式(11)に示すように得られる。

$$\left(s^2 + \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \omega_n^2 \end{bmatrix} + \mu[\Lambda_f] \right) \{\bar{\gamma}\} = \{0\} \quad (11)$$

ここで ω_i は i th の非減衰システムの固有振動数である。

$[\Lambda_f]$ は摩擦の定義式(8)より式(12)で表せる

$$[\Lambda_f] = [\psi]^T[K_f][\psi] = K_s \cdot f([\psi_{T,rel}], [\psi_{N,rel}]) \quad (12)$$

$\psi_{T,rel}$ は接触点の接線方向モード形態である。

$\psi_{N,rel}$ は接触点の鉛直方向モード形態である。

モーダル領域の運動方程式(11)のパラメータは、非摩擦システムのノーマルモード解析から得ることができる。パラメータは固有振動数と接触点のモード形態であり、すべての値は実数値であるので精度が高い。式(11)より複素固有値は Math Works 社の Matlab のような数値解析ソルバにて計算される。異なった摩擦係数での複素固有値評価においても、モデルの再セットアップの必要はなく結果はすぐに得られるため、従来比70%以上の大幅な計算時間短縮を可能にする。

2.2. 不安定モードの新しい評価尺度

複素固有値解析で実部の大きさは、スキール鳴きの発生の可能性を提供してくれるが、どのくらいの鳴きの大きさであるのかの情報は提供しない。

また、モデルの精度、拘束条件、境界条件、部品の公差による解析モデルの固有振動数のバラツキは、連成する二つのモードの間隔よりも大きくなることがあり、複素固有値解析による予測に大きな影響を与えてしまうことがある。鳴きの安定性を評価する手法として、システムが潜在的にどの程度不安定かどうかを決めるための評価尺度も必要である。カップリング力が強いとき、ブレーキシステムは非常に鳴きやすい特性を持っている。カップリング強さの物理的な意味は摩擦係数が0から増加するとき固有値がどれだけ早く集中するかである。

連成するモードのカップリング強さを定性的に表すことで、新しい評価尺度を定義した。

摩擦係数が増加するとき集中して発散する不安定な二つのモード間のカップリング強さは式(13)の CS_{il} によって表現される⁽¹⁾。

$$CS_{il} = \frac{[\Lambda_f]_{il} \cdot [\Lambda_f]_{li}}{(\omega_i^2 - \omega_l^2)} \quad (13)$$

筆者らは、ブレーキ・スキール鳴きの可能性を評価するために複素固有値および新しい鳴き評価尺度としてカップリングの強度(CS)を使用する。

3. 二輪車におけるブレーキ鳴き解析の実例

3.1. 二輪車のブレーキシステムの構造

本研究で用いた二輪車用ブレーキシステムは、Fig. 1 に示すようなツインピストンのフローティング型キャリパである。キャリパはサポートを介してフロントフォークにボルトで締結されている。ブレーキディスクはホイールにボルトで締結されている。



Fig. 1 Front brake system of test motorcycle

3.2. スキール鳴き現象の把握

スキール鳴きは、実車を使ったブレーキ鳴きテストにて確認した。速度、減速度、温度、作動液圧などをパラメータとして、ユーザがブレーキを使用する状況をシミュレートしたマトリクスモードにてスキール鳴きの特性を判断した。試験結果から、Fig. 2 に示すように低減速度域にて1.2kHz 付近のスキール鳴きが発生していることが判った。

3.3. 解析モデルの作成と相関性

3.3.1. 解析のコンポーネントモデル

ディスク、キャリパ、フリクションパッド、サポート、ホイールを FE モデル化した。最終的に信頼性の高いブレーキ系モデルにするためには、各コンポーネント毎にインパクト加振テストと FEM の周波数応答関数(FRF)が高い相関性を持つ必要がある。そのためにモデルジオメトリと物性値は正確な値に調整し用いている。Fig. 3にディスクの計測位置を、Fig. 4 に加振テストの結果と FEM 結果の相関性を示す。

他の構成部品に関しても同様に相関をとった。他の例として Fig. 5 にキャリパの計測位置を、Fig. 6 に加振テストの結果と FEM 結果の相関性を示す。

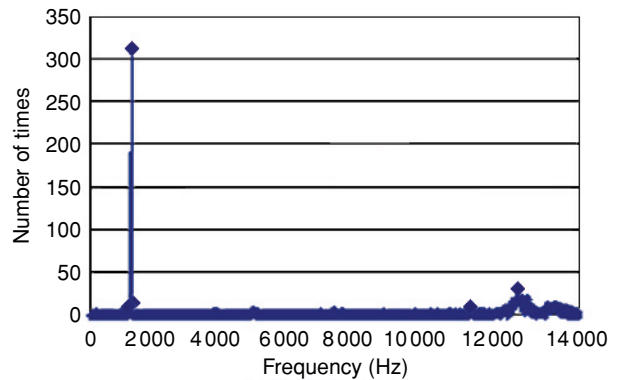


Fig. 2 Histogram of squeal noises

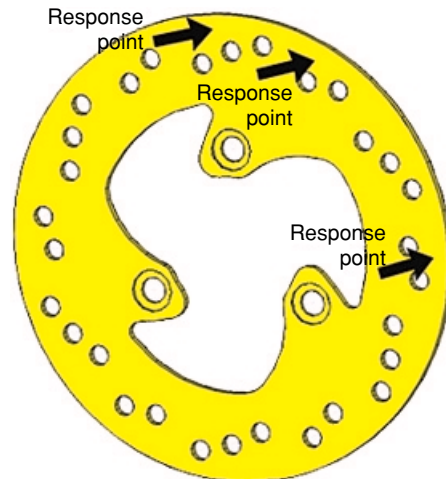


Fig. 3 FRF measurement points

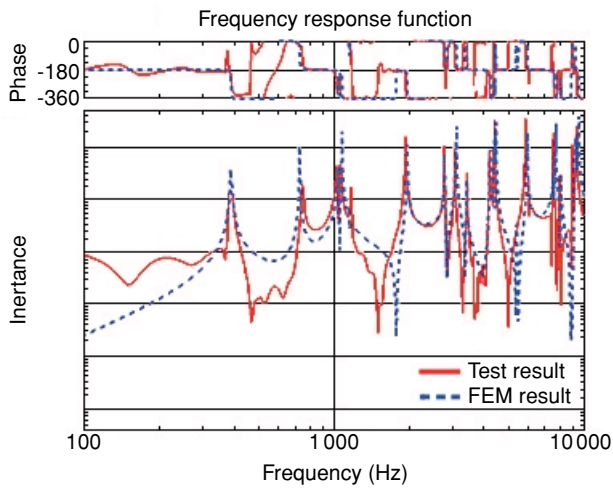


Fig. 4 Correlation sample of disc

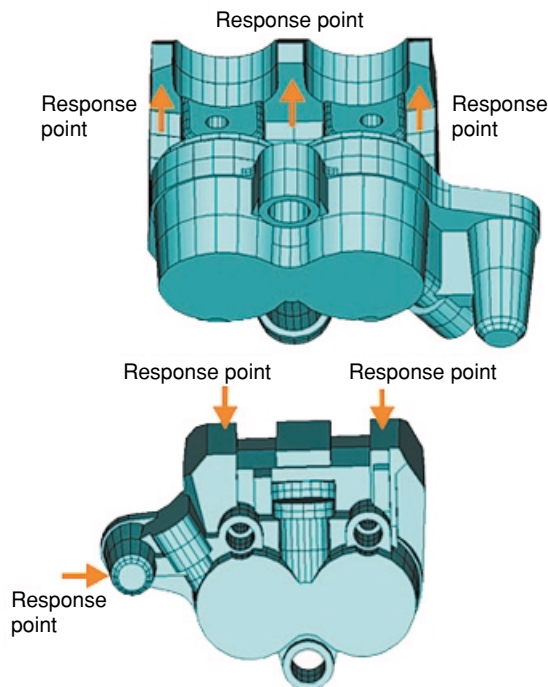


Fig. 5 FRF measurement points

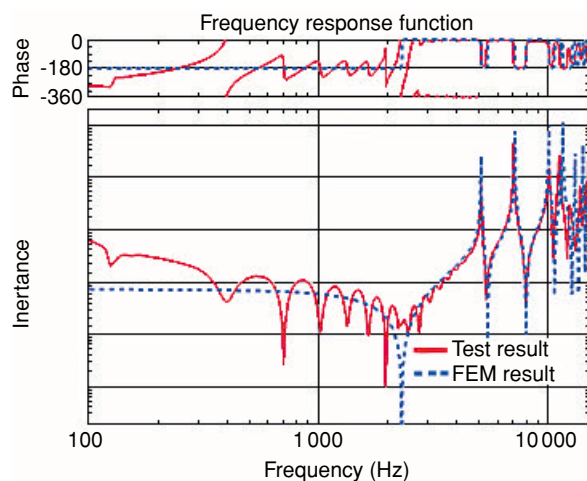


Fig. 6 Correlation sample of caliper

3.3.2. サブシステムの構築と相関性

ブレーキシステムに取り付けられる各パーツの締結条件は各コンポーネント毎にサブシステムを定義しその相関性確認によって適正値を決定した。

(1) ブレーキディスクとホイールのサブシステムのモデル化

Fig. 7 に示すようにブレーキディスクはホイールにボルトで締め付けられている。ディスクとホイール間の締結条件は問題とする周波数領域においてFRFの相関性が得られるように決定した。Fig. 8にホイールとディスクのサブシステムの相関性を示す。

(2) キャリパとフロントフォークのサブシステムのモデル化

実車では、キャリパはフロントフォークにサポートを介してボルトで締結されている。キャリパとサポートフォーク間の締結条件、およびサポートとフロントフォーク間の拘束条件も同様に決定した。

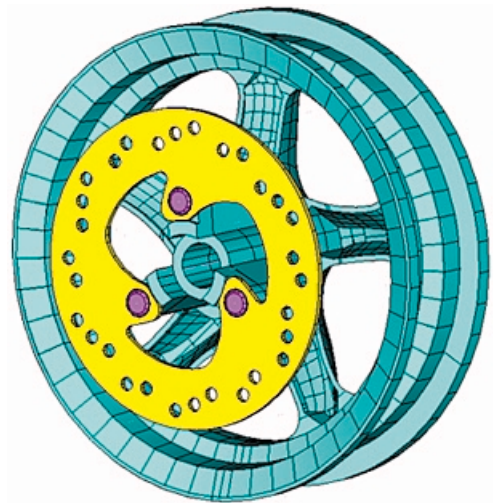


Fig. 7 Sub-system of wheel and brake disc

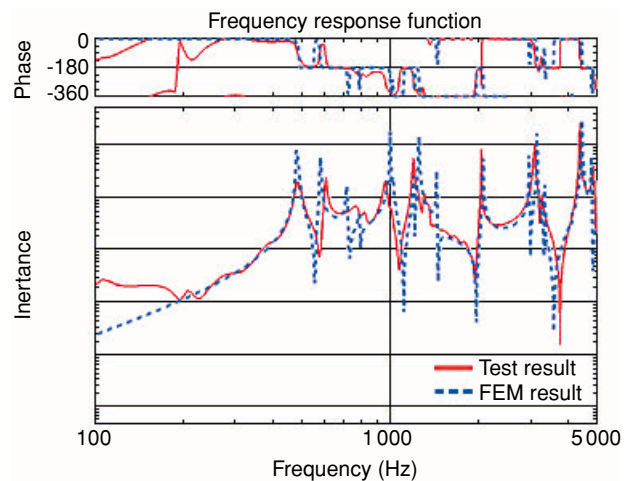


Fig. 8 Correlation of sub-system of wheel and brake disc

3.3.3. システムモデルの構築と相関性

ブレーキシステムモデルは各サブシステムを組み合わせ、ピストン、摺動部、摩擦面等は境界条件を設定し構築した。

ブレーキ鳴きが発生する条件における FRF 計測結果との相関をとり各境界条件の調整をした。これによって実車状態の FRF 特性を持ったブレーキシステムモデルが得られた。Fig. 9 にシステムモデルを示す。Fig. 10 に相関性を示す。鳴きが発生している周波数領域において解析モデルと実車の特性には相関性があり、境界条件の妥当性を検証した。

鳴きの発生する条件の違いは、境界条件を調整することで対応できる。

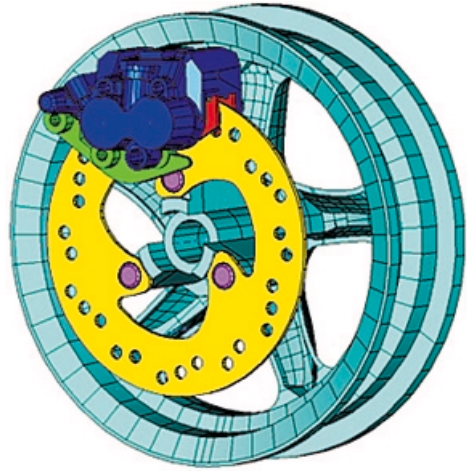


Fig. 9 Brake system model

4. 解析結果とモードの特定

4.1. 解析結果

システムモデルのノーマルモード解析を行い、モーダル領域の運動方程式に必要なパラメータを算出した。異なる摩擦係数とともに数値解析ソルバに入れ根軌跡(Fig. 11 の左)、カップリング強度(Fig. 11 の中央)を計算した。

この結果は実車測定で得られる 1.2KHz 付近のスキール鳴き現象(Fig. 11 の右)を良く表しており、本手法が有効であることを示している。

4.2. 不安定モードの特定

連成する二つの不安定なモードは新しい尺度より 1220Hz と 1260Hz のモードであることが容易に識別できた。二つの不安定なモードシェーブを観察した。Fig. 12 に連成しているペアのモードシェーブを示す。

1220Hz のモードはディスクの“2.5 直径節モード”である。1260Hz はホイールハブのねじれモードである。この手法により鳴きに起因するモードの特定ができた。

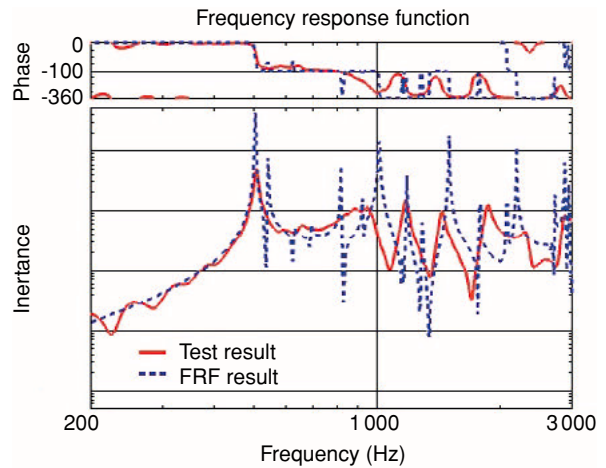


Fig. 10 Correlation in brake system model

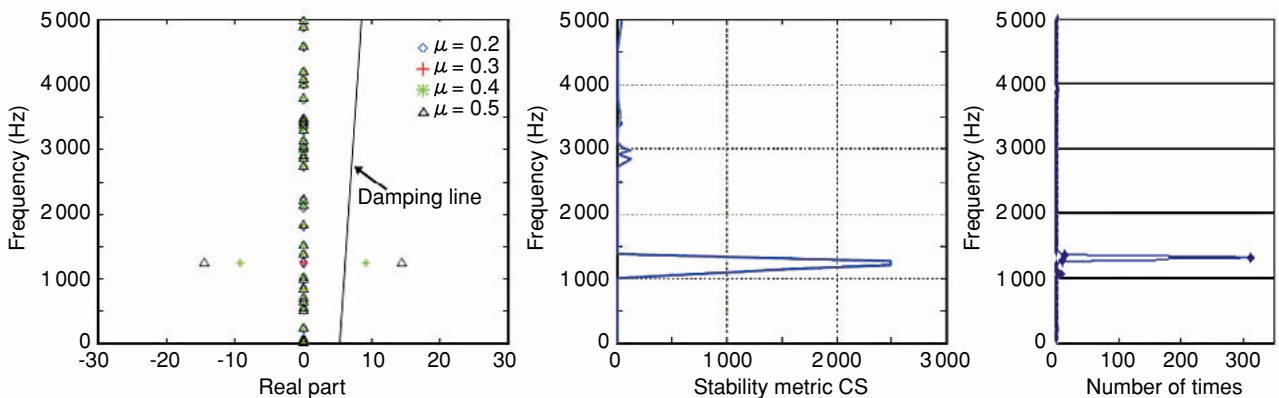


Fig. 11 Correlation between root locus plots, squeal noises and stability metric

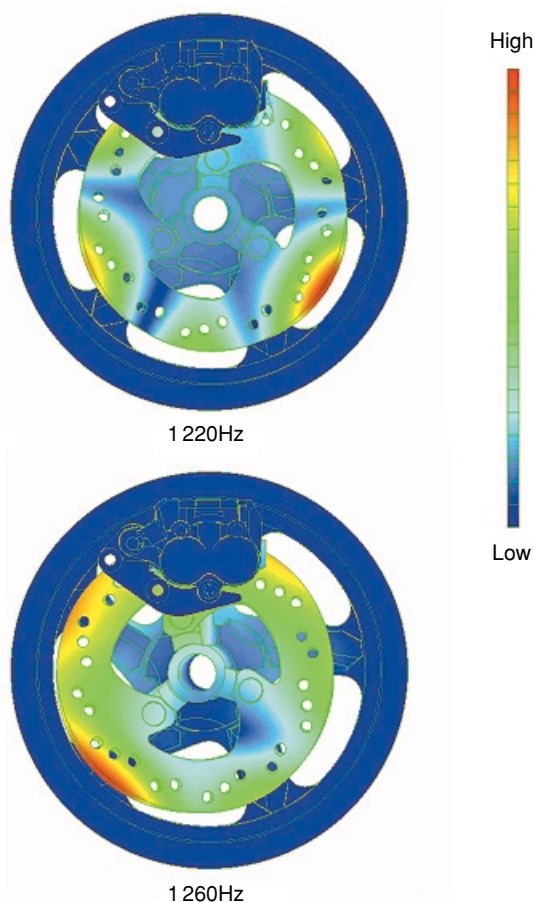


Fig. 12 Mode shape, pair modes

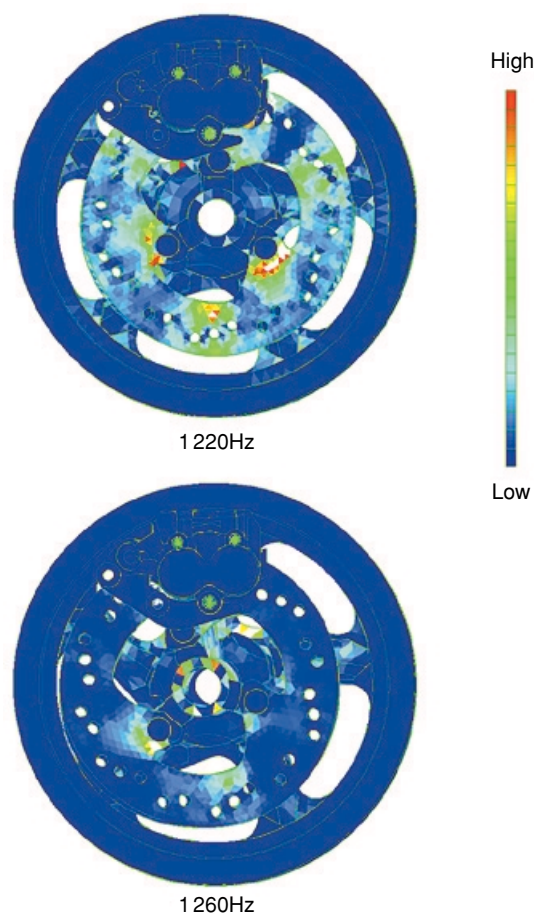


Fig. 13 Strain energy, pair modes

5. 対策の検討

5.1. 対策仕様の考え方

システムの強い連成モードは μ が増加するにつれて集中し発散する。このことから、スキール鳴き問題を解決するためには二つの方法がある。第1の方法は不安定なモードを分離することである。それは摩擦係数の影響を受けても高い正の減衰を持たないように連成する二つのモードの固有値を離すことである。第2の方法は不安定なモードのカップリング力を減らすことである。この両面から形状を検討することが、ブレーキスキール鳴きの対策となる。

5.2. 対策仕様の検討

本稿では連成しているモードの分離を検討した。そのためには歪エネルギーの高い部分に着目して対策することが効果的である。

Fig. 13 に連成しているペアモードの歪エネルギーを示す。Table 1 に連成しているペアモードの各部位毎の歪エネルギー寄与率を示す。1220Hzのモードはディスク取り付け

Table 1 Contribution rate of strain energy

	Mode number 14 Frequency 1 220(Hz)	Mode number 15 Frequency 1 260(Hz)
Parts group	Strain energy (%)	
Pad A	0.37	0.6
Pad B	0.5	0.52
Bolt	0.37	0.3
Support	0	0.04
Caliper	0.64	2.44
Backplate A	0.49	0.14
Backplate B	0.06	0.1
Disc	57.1	17.08
Spring Ks	10.7	34.95
Beam	0.03	0.12
Wheel	30.2	43.71

部分に高い歪エネルギーがある。1260Hzのモードはホイールハブに高い歪エネルギーがある。ここではディスク取り付け部分の形状を変更しモードの固有値を変化させることで、連成モードの分離を3.3%増加させる設計仕様が見つかった。

6. 設計変更仕様の評価

6.1. 安定性解析

ベース仕様と設計変更した仕様の根軌跡，カップリング強度を Fig. 14 に示す。設計仕様の変更は正の減衰とカップリング力を減少させ，鳴かない予測と鳴きにくさの予測ができた。

6.2. 試作品の評価

Fig. 15 に示すように予測された FRF と実験での FRF の相関が取れ，設計変更仕様と試作品の特性が一致し，仕様どおりの対策品ができたことが確認された。

6.3. 実車によるブレーキスキール鳴き確認

スキール鳴きは，実車を使ったブレーキ鳴きテストにて確認した。速度，減速度，温度，作動液圧などをパラメータとして，ユーザがブレーキを使用する状況をシミュレートしたマトリックスモードにてスキール鳴きの特性を判断した。

Fig. 16 にベース仕様と対策仕様のスキール鳴き発生頻度を示す。問題としていた 1.2kHz 付近のスキール鳴きがなくなり，鳴き対策効果が確認できた。左のグラフは鳴きの発生周波数を示し，右は各条件における発生頻度を示す。

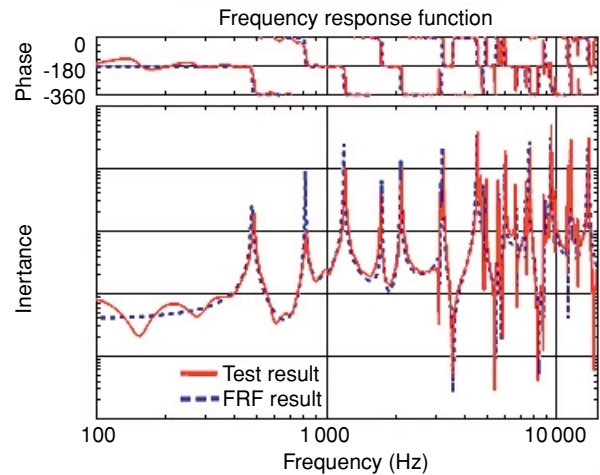


Fig. 15 Correlation between experiments and predicted values

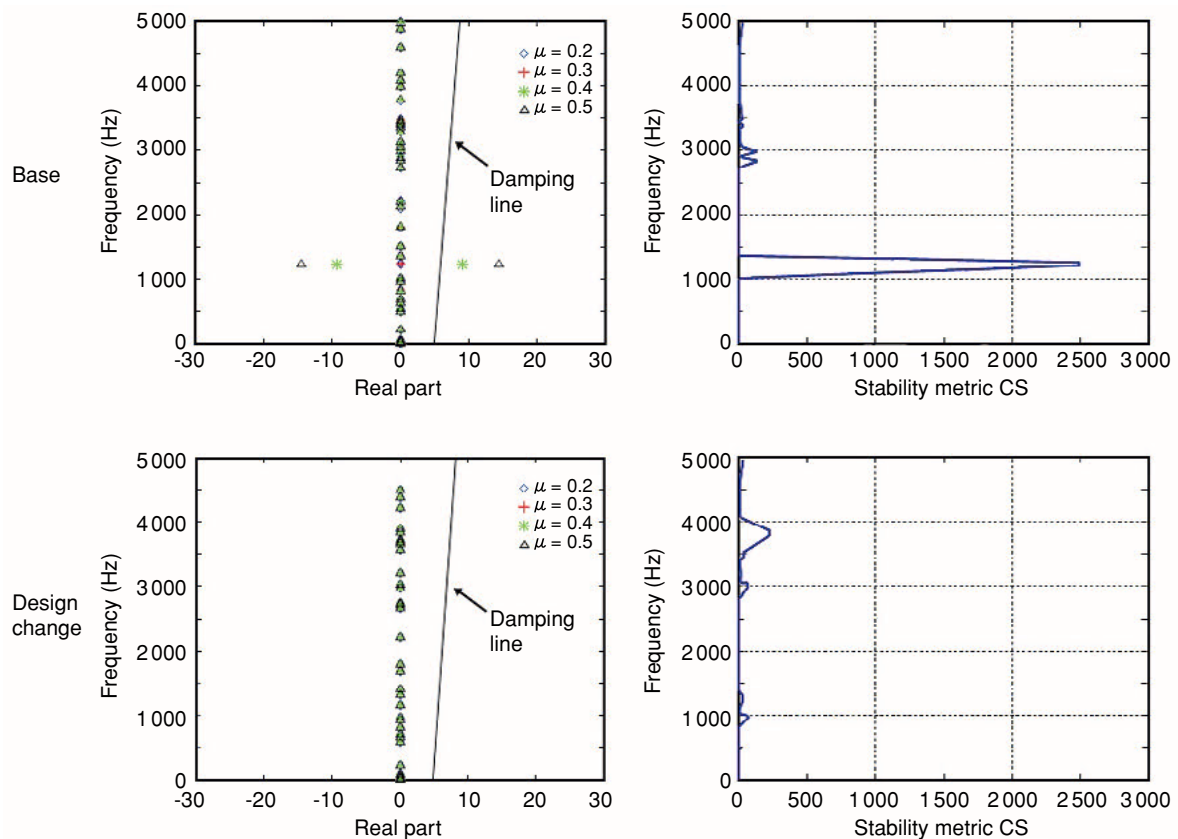


Fig. 14 Stability analysis of base specifications and specifications of design change

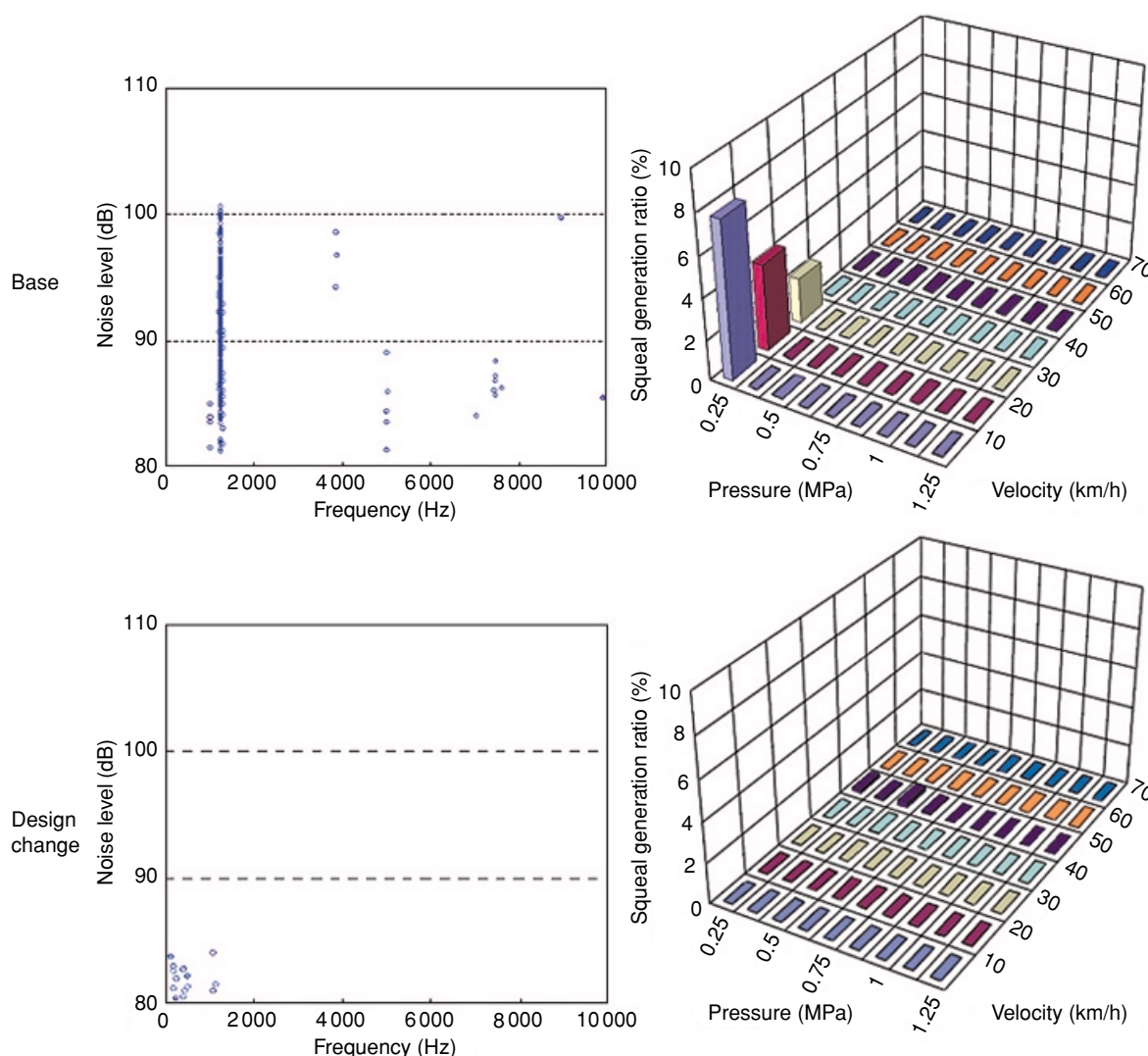


Fig. 16 Result of brake squeal noise tester matrix mode in base specifications and specifications of design change

7. 結論

二輪車の低周波ブレーキスケール鳴き現象を簡便に短時間で解析する手法を開発した。

- (1) 複雑なシステムの運動方程式を実挙動領域から、モーダル領域に変換することで方程式を非常に簡単にし、実固有値解析結果を基に複素固有値解析を短時間で計算する手法を構築した。
- (2) ブレーキシステムの二つの振動モードが連成してブレーキ鳴きが発生する不安定モードをカップリング強さで評価する新しい尺度を定義した。
- (3) ブレーキシステムの鳴き発生状態を忠実に表現する境界条件の設定手法を構築した。
- (4) ブレーキ鳴き発生モードの歪エネルギー寄与率の高い部分の形状を見直すことにより、効果的に対策することができた。

以上より、鳴きに影響を及ぼすモードの特定と対策手法

が明確になり、本手法は設計段階での鳴き予測検討に有効であることを確認した。

参考文献

- (1) A New Analysis Method For Brake Squeal Part 1: Theory For Modal Domain Formulation And Stability Analysis, SAE NVC 2001-01-1600

■ 著 者 ■



中田 博之



小林 清志



梶田 昌史

二輪車の振動予測における結合部のモデリングについて

Connector Modeling of Motorcycles on Vibration Prediction

桑 原 博 幸*

Hiroyuki KUWAHARA

福 井 要 治*

Youji FUKUI

要 旨

図面に基づき二輪車の振動予測をするためには、コンポーネント間の結合特性が不確定である。そのため、ボルト締結に着目し、テストピースによる結合特性を実験して解析法を検討した。さらに、詳細な FEM モデルを作成し、MSC/NASTRAN の非線形 GAP 静解析により結合部の接触領域を求めた。その領域を高剛性のバネ要素に置き換えた正規モード解析により、各モードの共振周波数がほぼ一致することを確認した。この手法を実機に適用するとともに、コンポーネントの結合部に NASTRAN の RESVEC 計算を適用し、FEM モデルを改良した。

ABSTRACT

When predicting motorcycle vibration using data from drawings, connecting characteristics of each component was uncertain. Therefore, using test pieces, we tested connecting characteristics of bolt fastening, and an analysis method was considered. A detailed FEM model was created, and a contact domain of the connector was calculated by nonlinear-GAP static analysis of MSC/NASTRAN. An analysis of the normal mode by converting the domain into a spring element of high rigidity was performed, and matching the resonance frequencies of each mode were confirmed. Applying this method to an actual motorcycle and applying RESVEC calculation of NASTRAN to connectors of a component improved the FEM model.

1. はじめに

二輪車においてフレームは、エンジン、動力伝達装置、ステアリング、サスペンション等を連結する車両の基幹部品である。フレームはそれらの重量を支える十分な強度、車両の運動性能に関係する適正な剛性、さらに乗員に対し許容できる振動特性を同時に考慮されなければならない。これらの要素は相互に関係しており、高度にバランスのとれた構造が要求される。フレームやエンジンは多種多様に存在しており、車両性能や用途によって、それらの要素バランスを変更している。また、二輪車の特性上、軽量、コンパクトは最重要課題であり、エンジンをフレームの剛性の一部として利用したり、チェーン駆動という動力伝達装置の制約からエンジンを剛にフレームに結合している場合が多い。これらの条件下において、強度、操縦安定性等、他部門との連携を取りつつ振動解析を行っており、特に、解析の基本となる有限要素モデルにおいては共用を前提に作成されている。

2. コンポーネントモデルの作成

フレーム、マフラなどのコンポーネントのモデル化にお

いて、近年のデジタル技術の進展は、有限要素モデルの詳細化を進め、精度的に大きな進展が見られた。従来、モデル作成に多大な工数を要していたが、近年の図面の 3D 化はモデル化を容易にし、ほぼ図面作成と併行して、コンポーネントの有限要素モデルが作成できるようになってきた。各コンポーネントのモデル化技術は完成車の振動予測精度に影響を与え、かつ、溶接や圧入などの不確定な要素においては実験モーダル解析によって、日々、モデル化技術の精度向上を行なっていくことがきわめて重要である。

また、二輪車における完成車の振動予測の周波数範囲としては、エンジン回転数で約 10 000r/min で、2 次振動を考慮すると、330Hz まで必要である。実験モーダル解析および結合点でのポイントインピーダンスを利用し、コンポーネントモデルの精度向上を実施した。

2.1. モーダルモデルの精度向上

従来から、完成車モデルで正しいモーダルモデルを得るためには、完成車モデルで必要な 2.5 倍程度の周波数帯でコンポーネントのモーダルモデルが必要であると言われていた。これは 330Hz まで二輪車の完成車振動を予測するためには、コンポーネントは 800Hz まで正しく表わす必

要があり、また、この周波数範囲で良いモーダルデータ抽出のために非常に高い測定技術を必要とする。計算とテストのMAC(Modal Assurance Criterion)マトリクスの低下の多くが不十分な測定に起因し、初期のMACマトリクスが不正確であると、正しいモーダルモデル更新は難しくなる。効率的なモデル精度向上のための手順は、モードシェープもしくはモーダル周波数に関する感度が計算できる個別のグループに、コンポーネントモデルを分割することである。これにより、モデルの欠損、溶接、接触、板厚等のモデル化不具合が分かる。二輪車フレームのFEMモデルの例と更新したモデルによる計算とテストのMAC値を Fig. 1 に示す。

2.2. ローカル剛性の活用

正しい結合特性はコンポーネントの結合点の振動予測精度に依存するので、結合点に焦点を合わせるのは非常に重要であり、ポイントインピーダンスを利用し検証した。ポイントインピーダンスは同じ点での局所力の入力による局所の振動応答(一般的に加速度)の伝達関数である。MSC-NASTRAN において、剛性挙動を引き起こすローカルモードを V70.0 から計算することができる。これらのモードは、正規モード解析で欠けている剰余剛性を補うので、残りのモード (RESVEC; Residual Vector) と呼ばれる⁽¹⁾。剛体モード、弾性モード、および剰余モードを考慮することにより、非常に正しい伝達関数を容易に得ることができる。Fig. 2 に RESVEC を考慮した場合と 500Hz までの弾性モードのみから合成した伝達関数の例を示す。ポイントインピーダンスは、(1)剛体挙動、(2)共振挙動、(3)剛性挙動、(4)ローカル共振挙動の4つの状態に分けることができる。

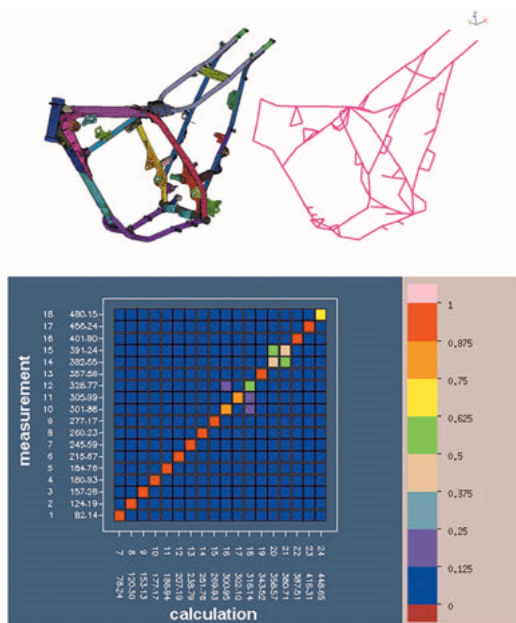


Fig. 1 Model and modal updating results of a motorcycle frame

一般に結合点は何らかの弱点を誘引する領域であるので、剛性挙動の影響はコンポーネントの結合に少なからず影響を及ぼす。一般に、剛性挙動は高い周波数におけるローカルモードのプレ共振挙動である。結合特性を正しく表現するためには、この剛性挙動を発生させるローカルモードを含んでいるモーダルモデルを得ることが重要である。結合部のローカル剛性が考慮できれば、前述のように十分に高い周波数まで、共振挙動を表わすモデルの更新を実施する必要はなくなる。したがって、完成車モデルで必要となる周波数帯の 1.5 倍(約 500Hz)までコンポーネントのモーダルモ

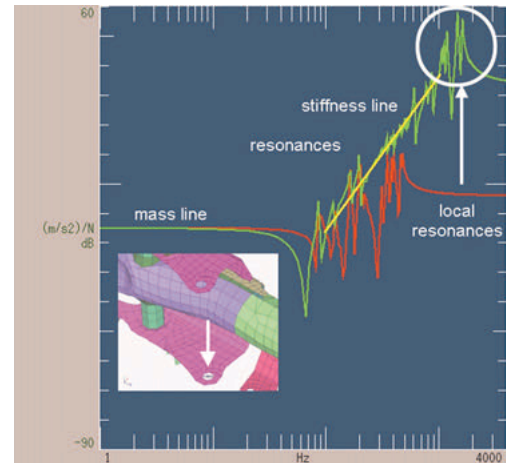


Fig. 2 Frequency bands for driving point FRF

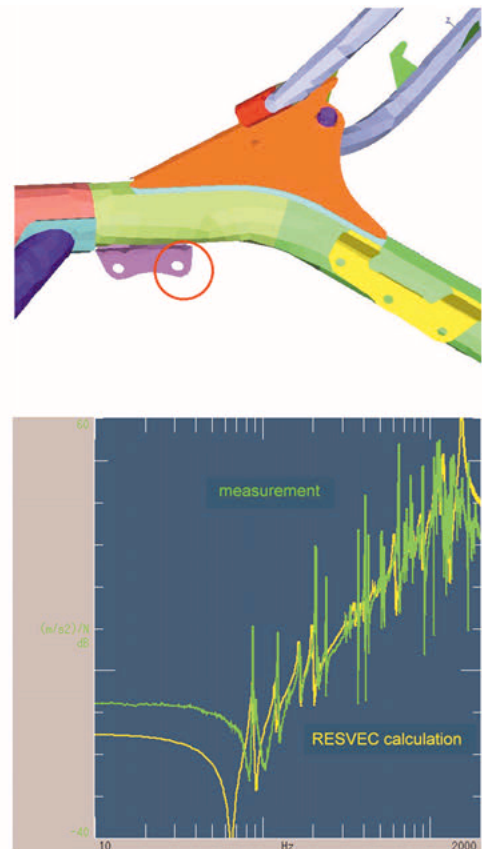


Fig. 3 Local model and driving point FRF updating procedure

デルを更新し、また、ローカルな剛性効果を正しく表現するためにポイントインピーダンス測定を利用した方が良い。RESVECを用いて計算された伝達関数とポイントインピーダンスを比べ、Fig. 3 で示すような局所のモデル化(溶接、圧入等)の、精度向上が可能となった。

3. コンポーネントの結合

二輪車のコンポーネント同士を結合する部分の要素として、ボルト締結、ベアリング、ブッシュ等があるが、その結合特性の把握が振動予測をはじめとして、あらゆる解析できわめて重要な要素である。システムの振動予測手法として、部分構造合成法等があるが、部品間の結合は一般にFig. 4 で示すように6自由度のバネで代表させていた。

しかしながら、これらのバネは実験的に求めており、多くのテストによるデータベースが必要であった⁽²⁾。また、大きく構造が変化した場合、対応できないことがあったり、類似の結合部を利用したりして、自ずと予測精度は低くなっていた。これらの問題を解決するため、二輪車の代表的な結合手法であるボルト締結をより解析的に把握できる手法を試みた。そこで結合部の現象を詳細に理解するために、単純な結合部を形成するテストピースとフレームの一部を切り出した単純モデルで解析を行った。最後に実際の二輪車のエンジンとフレームの結合の事例を示す。

3.1. テストピースの場合

テストピースは、二輪車のエンジンマウントを想定し、

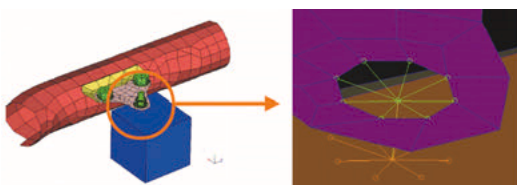


Fig. 4 Conventional connector modeling

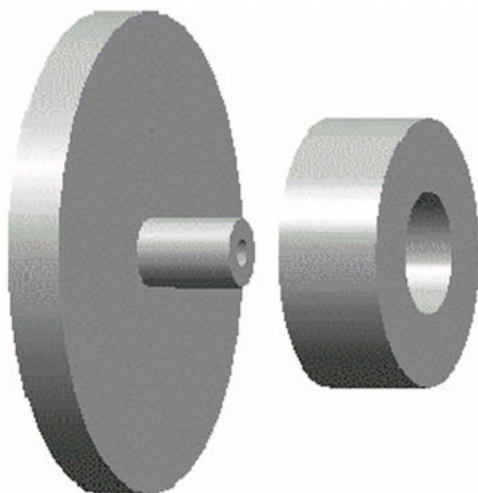


Fig. 5 Structure of test piece

Fig. 5 のように二分割の部品を M10 のボルトで結合している。ボルトの軸力はボルトの側面に2枚の歪ゲージを貼付して管理した。表面粗さはフレーム、エンジンの結合部と同等の加工レベルである。実験的にボルトの軸力や取り付けられる板厚等を変化させて、固有振動数との関係を調べた結果、取り付けられる板厚の変化に大きく影響されることが分かった。

そこで上記テストピースの Fig. 6 に示すような詳細な部分解析モデルを作成し、NASTRAN の非線形 GAP 解析を行い、接触領域の変形を調査した⁽³⁾。解析時間の低減のため、1/4モデルを使用している。モデル化条件として、GAP要素はボルトフランジと薄板は剥離が生じないと考え、カラーと薄板の接触部分のみに設定し、ボルトフランジと薄板の間は固いバネで結合した。軸力を1000Nで解析した変形図をFig. 7に示す。これより、軸力を与えると薄板部分はカラーから剥離していることが分かる。また板厚を変更して同じ解析を行い、GAP要素のReaction Forceと半径方向の距離をグラフ化するとFig. 8に示すようになる。

Reaction Forceの正の部分がカラーと薄板が固く接触している部分と考えられ、取り付けられる薄板の厚さとも接触領域が増加していることが分かる。接触領域が分かったところで、その接触領域のみを固いバネ(1e4N ~ 1e5N/

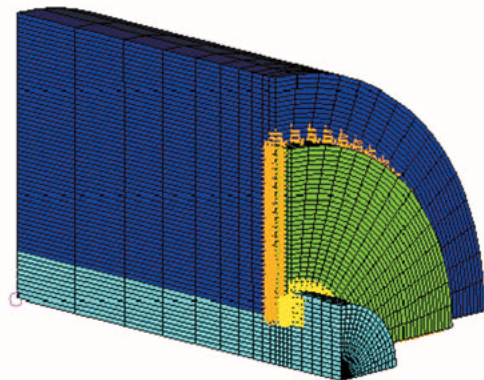


Fig. 6 Fine mesh model for GAP analysis

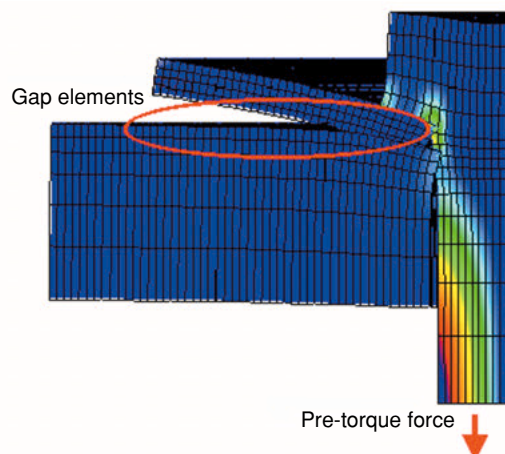


Fig. 7 Deformation result

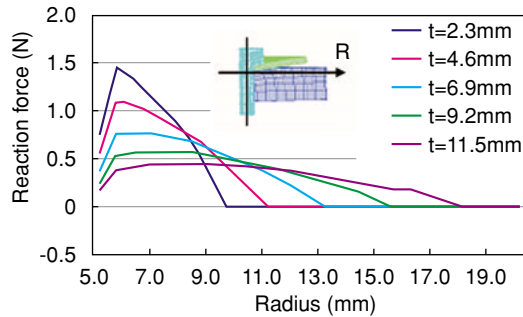


Fig. 8 Determination contact area radius by reaction force of GAP elements

mm)で結合し、再度モデル化を行い正規モード解析を実施して、測定値と比較検証を行った。計算のフローを Fig. 9 に、Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12に各板厚に対する計算とテスト結果および参考のための一体物の共振周波数を示す。薄板の板厚に関わらず、良く共振周波数は一致し、モデル化手法の妥当性が確認できた。

3.2. フレームの切り出しモデル

次に二輪車のエンジン、フレームでよく適用されている結合部について解析を行う。解析モデルのフレーム部分は

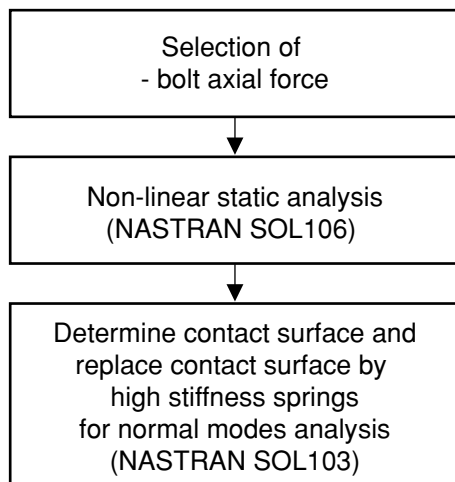


Fig. 9 Analysis flow

実際のフレームの一部を切り出し、切口の両端で拘束、また、エンジン部分は直方体のブロックのモデルとする。テストに供した実物と FEM モデルを Fig. 13 に示す。このように簡単化することにより、わずかの確認できるモードの共振周波数があり、加振テストによる結果を Fig. 14 に示

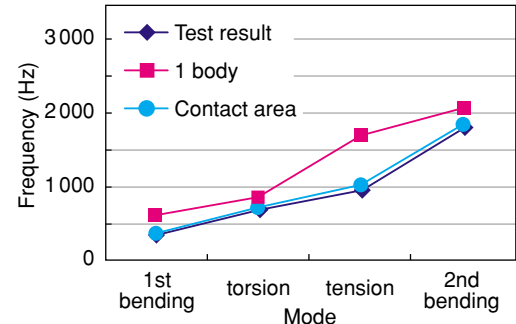


Fig. 10 Natural frequency of test-piece (t=2.3mm)

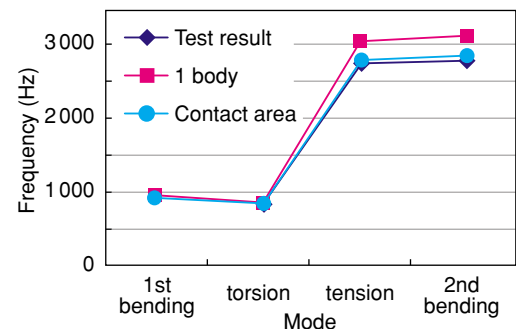


Fig. 11 Natural frequency of test-piece (t=4.6mm)

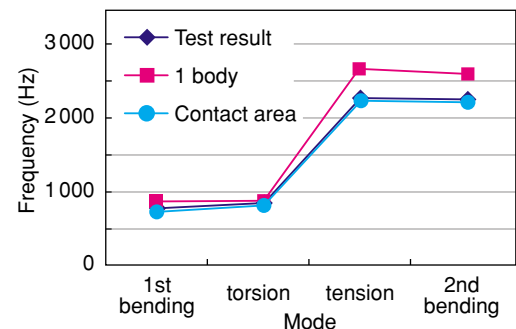


Fig. 12 Natural frequency of test-piece (t=11.5mm)

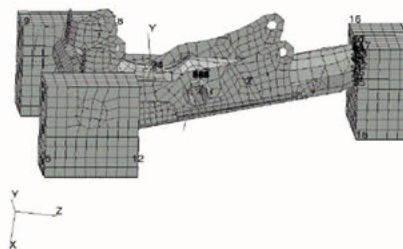


Fig. 13 Simplified model of engine frame connection and FEM model

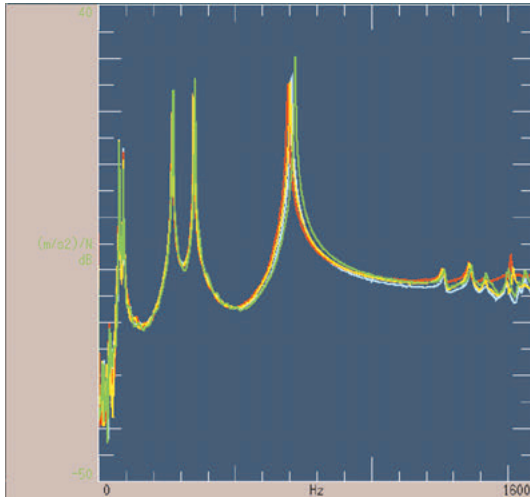


Fig. 14 Impact test result for reciprocity

す。この加振テストは再現性の確認のために行い、ボルトの軸力は締め付けトルクにより管理した。800Hz 付近のモードは繰り返しによるバラツキが大きい。これは主にネジの締め付けトルクの管理に起因していると考えられる。前節のテストピースにおいては 3.2kHz まで大きなバラツキは発生しなかった。

また、エンジンとフレームのマウント部の間は製造上の関係から、0.5 ~ 1.0mm 程度の公差がある。ボルト締結のモデルを作成するにあたり、Fig. 15 で示されるように4つの領域にGAP要素が考えられるが、同図で示すように、取り付け形状による精度を低下させることなく GAP 要素は、2つまで減少することも可能である。

ボルトとナットの間に軸方向で反対の力を加えることにより、ボルトの軸力を表すことができる。最大軸力を指定して MSC-NASTRAN の GAP 要素を用いた非線形静解析を行い、その直後に正規モード解析をリスタートすることにより、各モードの共振周波数に対する初期公差や軸力の

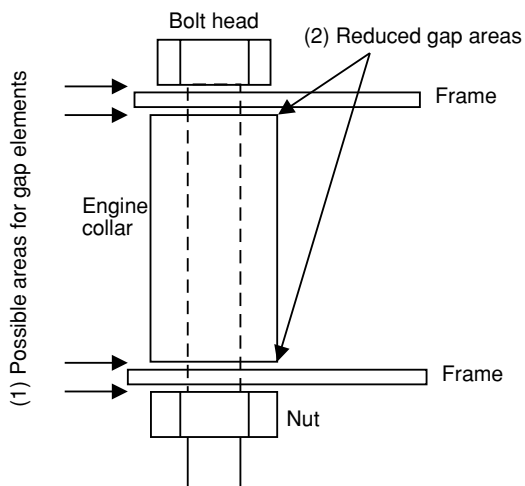


Fig. 15 Possible areas for using GAP-elements, Reduced number of GAP-areas

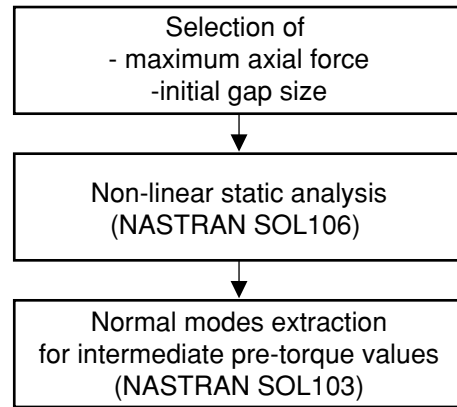


Fig. 16 Analysis flow

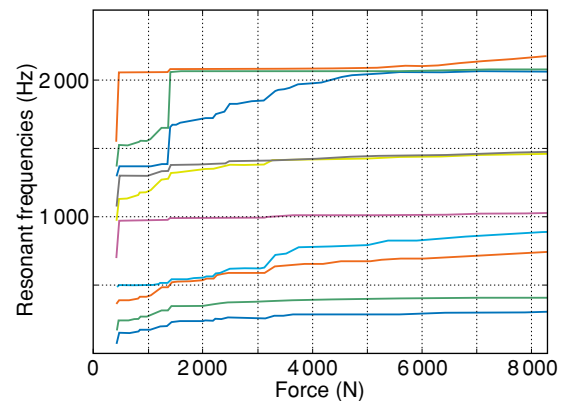


Fig. 17 Effect of bolt force on resonance frequencies

影響がわかる。その解析フローを Fig. 16 に、解析結果を Fig. 17 に示す。横軸はボルトの軸力で縦軸は共振周波数である。軸力を上げていくと段階的に隙間が閉じられ、軸力とともに各モードの共振周波数が増加していることが分かる。また上昇の割合はモードに依存している。

また、同図で示すように、二輪車の実用の周波数範囲(0-330Hz)では、ボルトの常用の軸力である 8000N 付近では軸力を変化してもほとんど共振周波数に大きな影響がない。したがって、その領域では高剛性のバネによってGAPを置き換えることも可能である。しかしながら、周波数範囲をより高い周波数まで拡大すると、GAP 解析の影響が出てくるようになる。本解析では、ボルト接触領域近傍においては、きわめて詳細なモデルを使用することが非常に重要である。また、本方法では全体的な挙動を把握する上では都合が良いが、結合部のモデルの精度を上げようとすると、メッシュサイズをさらに細かくする必要がある。完成車を本手法で行うことは計算資源との兼ね合いも出てくる。

3.3. エンジンとフレーム結合モデル

次に、実際のエンジンとフレームの結合について検討した。エンジンとフレームの結合の FEM モデルを Fig. 18 に示す。実用領域の 0 ~ 330Hz の周波数帯では、エンジンは剛体モデルとして扱い、結合されるエンジンのカラー部

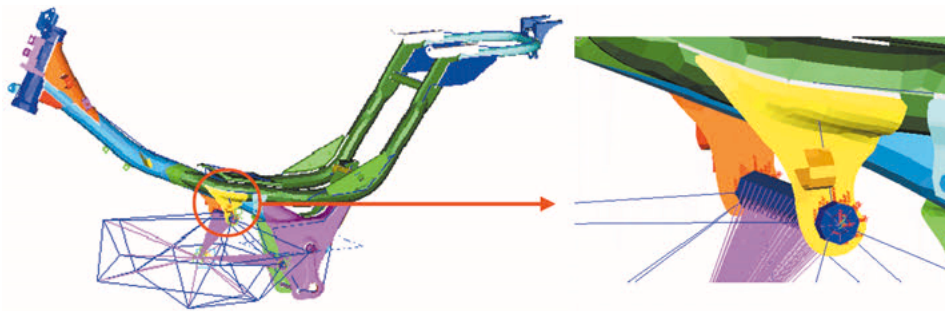


Fig. 18 Engine-frame FEM model (by developed method)

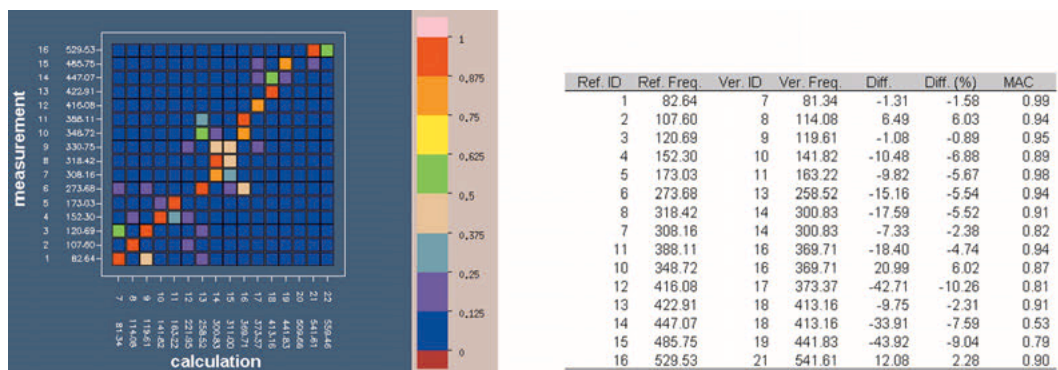


Fig. 19 MAC value of calculation and measurement results (by developed method)

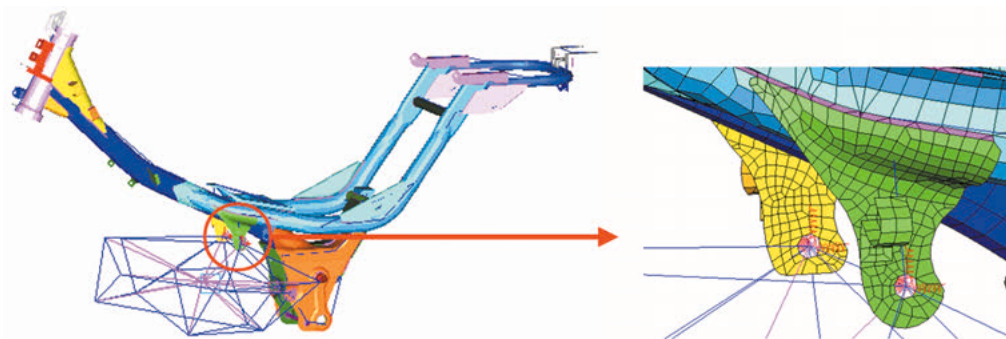


Fig. 20 Engine-frame FEM model (by conventional method)

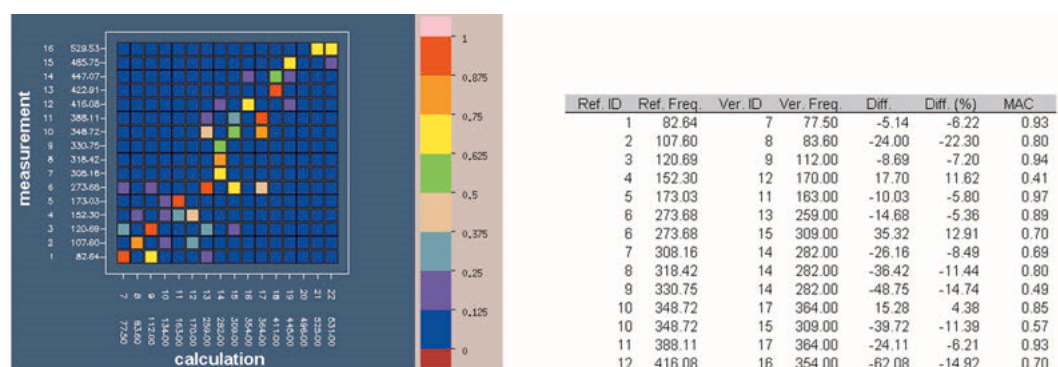


Fig. 21 MAC value of calculation and measurement results (by conventional method)

分を除き剛体要素で作成している。エンジンのカラー部分とフレームのハンガー部分を詳細に作成し、テストピースの場合と同様に面で接触するようにモデル化を行い、固いバネで結合している。このエンジンとフレームの結合モデルの計算およびテストの MAC 値を Fig. 21 に示す。きわめて MAC 値が高く、周波数誤差もほぼ 5 % 以内に収まっており、モデル化の妥当性が得られた。

参考までに、従来の手法によるモデルと計算およびテストの MAC 値を Fig. 20, Fig. 21 に示すが、結合部のバネ定数はテストによって同定することが必要であり、また、Fig. 4 で示したように被結合部であるハンガーの剛体接続点のあいまいさなどにより、同定される結合特性のバネ定数は変化し、不確定要素が多い。かつ、今回実施した 5 回程度の同定では十分な MAC 値が得られていないことが分かった。

従来の手法では、熟練者がよく形状を理解した上で、結合特性を選定していたが、本手法では、結合部を詳細にモデル化することだけで、精度の良い結果が得られた。

4. 結論

本稿では、二輪車の振動予測に関し、重要な結合特性の内容を紹介した。以下に結論を示す。

- (1) 実験的に求めていたコンポーネント間の結合特性を GAP 解析を利用することにより解析的に求めることができるようになった。
- (2) RESVEC 計算を用いることにより、結合部のローカル剛性のモデルの精度向上が可能となり、さらに、精度を低下させることなく採用する弾性モードの数を減らすことができた。

参考文献

- (1) 山崎, 高木, 山本: Residual Vector を適用した ADAMS 弾性体モデル構築手法の開発, MSC Software ソリューションフォーラム 2000 事例・論文集
- (2) 田中, 三枝: 振動モデルとシミュレーション, 東京, 応用技術出版, 1984, p.281-289
- (3) 禧久, 関根, 両方: エンジンマウントにおけるギヤ振動伝達予測技術, Honda R&D Technical Review, Vol.13 No.1, p.145-150 (2001)

■著 者■



桑原博幸



福井要治

最小エネルギー法による G1 接続多辺面の作成

Constructing n-sided G1 Patches with the Energy Integral Minimization

松 本 健太郎*

Kentaro MATSUMOTO

謝 洪 軍*

Hongjun XIE

要 旨

n 本の閉じた境界曲線から隣接曲面との G1 連続性を保証した多辺面を作成する技術を開発した。境界曲線上のデータ点と、その隣接曲面のデータ点における法線ベクトルを拘束条件とし、2乗誤差を最小化することにより G1 連続性をもつ最小 2 乗多辺面を作成する。さらに、B-スプライン基底関数のエネルギー積分を計算し、エネルギー積分の最小化により、最小 2 乗多辺面を平滑化する。平滑化を調節するハンドルとして、2つの係数 β (伸ばす項) と γ (曲げる項) を導入し、これらの係数による調節により多辺面の品質を向上させる。この技術により高品質なデザインデータ作成に必要な多辺面の品質向上と、隣接曲面との連続性保証に費やす時間の削減が可能となった。

ABSTRACT

The technique to create n-sided patches from n closed boundary curves with G1 continuity to the bounding surfaces has been developed. By using the points on the boundary curves and the normal vectors of the surfaces at the related points, the least square patches has been constructed with G1 continuity based on the square error minimization. Furthermore the energy integral of the B-spline basis functions are calculated and the least square patches makes smooth with the energy integral minimization. As the handle to adjust smoothing, two coefficients β (stretching term) and γ (bending term) are introduced, by the adjusting of these coefficients the quality of n-sided patches are improved. By using this technique the quality of n-sided patches for styling design are improved and time to keep G1 continuity to the bounding surfaces are reduced.

1. まえがき

4 辺面以外の多辺面の内挿問題は CAGD (Computer Aided Graphic and Design) の中心的問題の 1 つであり、CAD ソフトの開発には欠かせない機能の 1 つでもある。特に隣接曲面が存在する場合の内挿は、多辺面とその隣接曲面との G1 連続性は高品質デザインデータ作成において重要である。

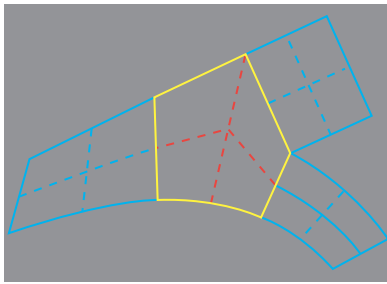
代表的な多辺面の内挿方法は、主に 2 つのアプローチに分けられている。1 つは n 角形の境界曲線が与えられた場合、n 角形を幾つかの 4 角形に分割し、各 4 角形領域で互いに G1 連続性をもつように 4 辺面を作成する方法である^{(1), (2)}。この方法においては、n 角形を分割する際に使われる内部曲線をどう決めるかが肝心で、作成される多辺面の質はその内部曲線によって左右されている。ところが、内部曲線の決め方は一意的ではないため、うまく行かないケースが多い。Fig. 1, Fig. 2 と Fig. 3 はこの方法を採用した

市販 CAD ソフトで作成された 5 辺面と 6 辺面のワイヤーフレーム表示及びゼブラ表示である。明らかにこの 3 つのケースの多辺面はデザイン面としては使えない。

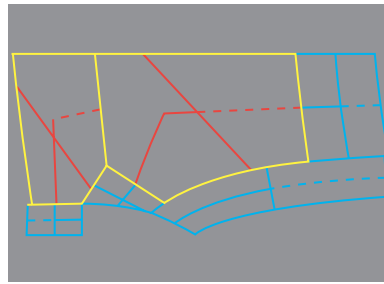
2 つ目のアプローチは、最小 2 乗法で多辺面を内挿する方法である^{(3)~(5)}。n 角形の境界曲線からデータ点を取得し、最小 2 乗方程式を解くことにより n 角形領域をカバーするベース曲面を作成する。そして境界曲線でベース曲面をトリムすれば、内挿する多辺面は完成される。この方法は 1 つ目のアプローチに比べ、方程式を解いているので、解は一意的に存在し、内部曲線を定める際の任意性はなくなる。本論文では、この最小 2 乗法を採用した。

最小 2 乗法で作成される多辺面の質は与えられたデータ点に依存しているため、場合によって曲面の平滑化を考えなければならない。曲面平滑化の具体的方法については、いろいろな研究が行われてきた^{(6)~(10)}。本論文では曲面のエネルギー積分を独自に計算し、この積分の最小化により曲面の平滑化を実現し、多辺面の質が大幅に改善された。

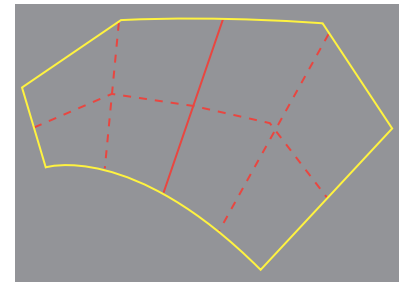
*和光研究所



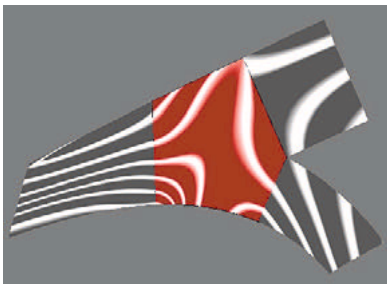
1-1 face



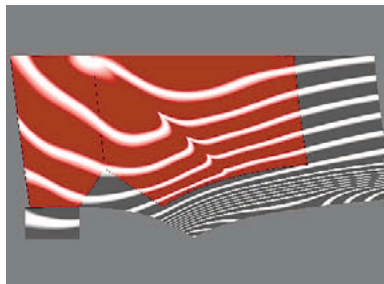
2-1 face



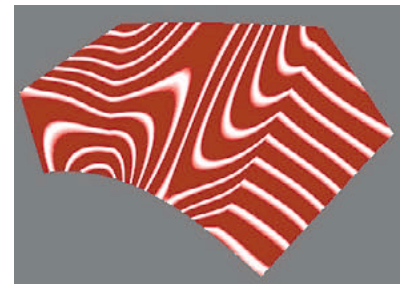
3-1 face



1-2 zebra



2-2 zebra



3-2 zebra

Fig. 1 Case 1: A 5-sided patch filled by CATIA

Fig. 2 Case 2: Two 5-sided patches filled by CATIA

Fig. 3 Case 3: A 6-sided patch filled by CATIA

2. 最小2乗法による多辺面の内挿

2.1. データ点と法線ベクトルの取得

n 本の境界曲線 $curve[k]$ が与えられたとき、最小2乗法を応用するためのデータ点 $\bar{Q}_a$ を境界曲線から取得する。各曲線の長さ $len[k]$ の中の最大値を l_0 とし、最長の曲線からとる点数を m_0 とすれば、曲線の長さに応じて各辺から取得する点数 $m[k]$ と総点数 N_p は

$$N_p = \sum m[k] = \sum m_0 \cdot len[k] / l_0 \quad (1)$$

となる。ただし、 m_0 の値は許容誤差と計算効率により決定する。(本論文においては、 m_0 が200であり、5辺なら総点数が1000以下、6辺の場合1200以下となっている)。このように取得されたデータ点 $\bar{Q}_a$ ($0 \leq a < N_p$) は作成しようとする曲面 $\bar{S}(u, v)$ 上に存在し、

$$\bar{S}(u_a, v_a) = \sum_{i=0}^{p_1-1} \sum_{j=0}^{p_2-1} N_i(u_a) M_j(v_a) \bar{P}_{ij} = \bar{Q}_a \quad (2)$$

を満たす。ここで $N_i(u_a)$ と $M_j(v_a)$ はそれぞれパラメータ u と v 方向におけるB-スプライン基底関数であり、 p_1 と p_2 は曲面の u と v 方向における制御点の数を表し、それぞれ u と v 方向の次数とスパン数の和となる。また式(2)の中の $\bar{P}_{ij}$ は曲面の未知制御点であり、その数が $q = p_1 \cdot p_2$ となる。

隣接曲面が存在しない場合は、 k 番目の境界曲線 $curve[k]$ と $k+1$ 番目の境界曲線 $curve[k+1]$ の交点 O_k における接線ベクトルをそれぞれ $\bar{V}_k$, $\bar{V}_{k+1}$ とし、法線ベクトルを

$\bar{n}_k = \bar{V}_k \times \bar{V}_{k+1}$ とすれば、式(2)の拘束条件として、作成される多辺面の点 O_k における法線ベクトルは $\bar{n}_k$ に一致しなければならない(Fig.4)。

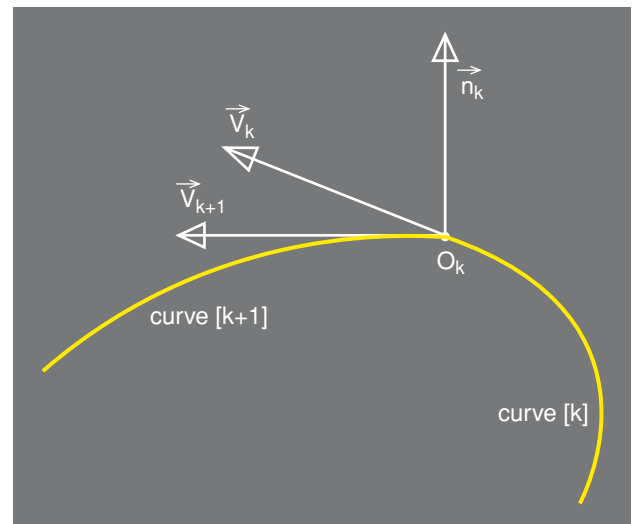


Fig. 4 A normal vector of the filling surface at the intersection of two boundary curves

また、隣接曲面が存在する場合、作成される多辺面と隣接曲面との間に G1 連続性をもたせるため、境界曲線上に存在する各データ点 $\bar{Q}_a$ における隣接曲面の法線ベクトル $\bar{n}_a$ を多辺面の拘束条件としなければならない。隣接曲面から

N_n 個の法線ベクトルを取得すれば、作成される多辺面は $2N_n$ 個の拘束方程式

$$\bar{n}_b \cdot \bar{S}_u(u_b, v_b) = \sum_{ij} N'_i(u_b) M_j(v_b) \bar{n}_b \cdot \bar{P}_{ij} = 0 \quad (3)$$

$$\bar{n}_b \cdot \bar{S}_v(u_b, v_b) = \sum_{ij} N_i(u_b) M'_j(v_b) \bar{n}_b \cdot \bar{P}_{ij} = 0 \quad (4)$$

を満たす。ここで $\bar{S}_u(u, v)$ と $\bar{S}_v(u, v)$ はそれぞれ曲面 $\bar{S}(u, v)$ の u 方向と v 方向の偏微分であり、 $N'_i(u)$ は $N_i(u)$ の微分、 $M'_j(v)$ は $M_j(v)$ の微分を表す。

2.2. 最小 2 乗平面の作成

式(2), (3), (4)の中の B-スプライン基底関数とその微分を計算するため、データ点 $\bar{Q}_a$ や法線ベクトル $\bar{n}_a$ のパラメータ値 (u_a, v_a) を与える必要がある。点群 $\{\bar{Q}_a\}$ から各データ点のパラメータ値 (u_a, v_a) を導き出す方法として、まず、点群 $\{\bar{Q}_a\}$ の重心 $\bar{G}_0$ とその 2 乗誤差を計算し、点群 $\{\bar{Q}_a\}$ の慣性主軸と主慣性モーメントを求める。最大主慣性モーメントの主軸方向を $\bar{X}_p$ 、2 番目に大きい主慣性モーメントの主軸方向を $\bar{Y}_p$ とすれば、ベクトル $\bar{X}_p$ と $\bar{Y}_p$ が最小 2 乗平面を構成する。各データ点 $\bar{Q}_a$ を最小 2 乗平面に投影し、重心 $\bar{G}_0$ を原点とする座標系にその投影座標を (x_a, y_a) とすれば、 (x_a, y_a) から最小値 $(x_{\min}, y_{\min})$ を引いた座標値 $(x_a - x_{\min}, y_a - y_{\min})$ はデータ点 $\bar{Q}_a$ のパラメータ (u_a, v_a) とみなせる。境界曲線上のデータ点から最小 2 乗平面を作り出すイメージは Fig. 5 で示す。

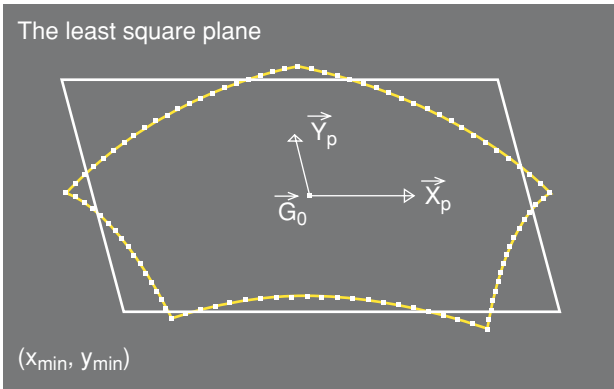


Fig.5 A least square plane obtained from a set of points on boundary curves

2.3. 最小 2 乗接続多辺面の作成

データ点 $\bar{Q}_a$ を最小 2 乗平面に投影して求めたパラメータ (u_a, v_a) を用いれば、点 $\bar{Q}_a$ における B-スプライン基底関数 $N_i(u_a)$, $M_j(v_a)$ とその微分を計算することができる。式(2), (3), (4)を座標成分式に展開し、 $3q$ 個の未知数 x_i (未知制

御点 $\bar{P}_{ij}$ の座標成分)を含む $3N_p + 2N_n$ 個の連立方程式をまとめて行列記法で記述すれば、

$$\begin{bmatrix} F \\ G \end{bmatrix} X = \begin{bmatrix} C \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

と書くことができる。ただし、式の中の $F = [f_{ij}]_{3N_p \times 3q}$ は式(2), $G = [g_{ij}]_{2N_n \times 3q}$ は式(3), (4)を展開して得た座標成分式の係数行列であり、次のように定義されている。

$$\begin{aligned} f_{3a, 3(j \cdot p_i + i)} &= N'_i(u_a) M_j(v_a) \\ f_{3a+1, 3(j \cdot p_i + i)+1} &= N'_i(u_a) M'_j(v_a) \\ f_{3a+2, 3(j \cdot p_i + i)+2} &= N_i(u_a) M'_j(v_a) \\ \text{others} &= 0 \end{aligned}$$

及び

$$\begin{aligned} g_{2b, 3(j \cdot p_i + i)} &= N'_i(u_b) M_j(v_b) \cdot n_{bx} \\ g_{2b, 3(j \cdot p_i + i)+1} &= N'_i(u_b) M_j(v_b) \cdot n_{by} \\ g_{2b, 3(j \cdot p_i + i)+2} &= N'_i(u_b) M_j(v_b) \cdot n_{bz} \\ g_{2b+1, 3(j \cdot p_i + i)} &= N_i(u_b) M'_j(v_b) \cdot n_{bx} \\ g_{2b+1, 3(j \cdot p_i + i)+1} &= N_i(u_b) M'_j(v_b) \cdot n_{by} \\ g_{2b+1, 3(j \cdot p_i + i)+2} &= N_i(u_b) M'_j(v_b) \cdot n_{bz} \end{aligned}$$

また、未知制御点 $\bar{P}_{ij}$ と既知データ点 $\bar{Q}_a$ の座標成分行列 $X = [x_i]_{3q}$ と $C = [c_i]_{3N_p}$ はそれぞれ

$$\begin{aligned} x_{3(j \cdot p_i + i)} &= P_{ij, x} \\ x_{3(j \cdot p_i + i)+1} &= P_{ij, y} \\ x_{3(j \cdot p_i + i)+2} &= P_{ij, z} \\ c_{3a} &= Q_{ax}, c_{3a+1} = Q_{ay}, c_{3a+2} = Q_{az} \end{aligned}$$

と定義される。

実際に曲面をフィットする場合、式(5)の数 $3N_p + 2N_n$ は未知数 x_i の数 $3q$ より遙かに大きいため、問題は過剰条件となり、解はある種の平均値としてしか得ることができない。式(5)を近似的に解くことにより、振動の少ないフェアな曲面を作成することができる。

以下に最小 2 乗法を用いて式(5)の解を求める。点群 $\{\bar{Q}_a\}$ の誤差 2 乗和と法線ベクトル $\bar{n}_a$ による拘束条件の誤差 2 乗和がそれぞれ

$$\begin{aligned} E_p &= \sum_{a=0}^{N_p-1} \left| \bar{S}(u_a, v_a) - \bar{Q}_a \right|^2 \\ &= (FX - C)^t (FX - C) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} E_n &= \sum_{b=0}^{N_n-1} \left(\left| \bar{n}_b \cdot \bar{S}_u(u_b, v_b) \right|^2 + \left| \bar{n}_b \cdot \bar{S}_v(u_b, v_b) \right|^2 \right) \\ &= (GX)^t (GX) \end{aligned} \quad (7)$$

と書ける。ここで $(FX - C)^t$ は $(FX - C)$, $(GX)^t$ は (GX) の転置行列を表す。誤差 2 乗和(6)と(7)の和

$$E_{p+n} = E_p + E_n \quad (8)$$

を最小化することにより、 X に関する最小2乗方程式

$$(F^T F + G^T G)X = F^T C \quad (9)$$

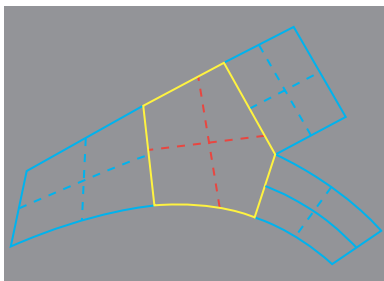
が得られる。式(9)から得た解(曲面の制御点の座標値)で隣接曲面との G1 連続性をもつベース曲面を作成し、境界曲線でベース曲面をトリムすれば、内挿しようとする n 角形領域に接続多辺面が完成される。

次に、Fig. 1, Fig. 2 と Fig. 3 で示された3つのケースを、本論文の最小2乗法を用いたプログラムで作り直すことで以下の内容を得る。

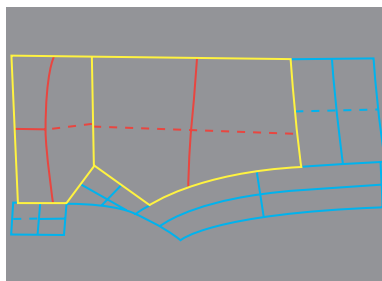
Fig. 6 ~ Fig. 8 で示された結果は Fig. 1 ~ Fig. 3 の場合と比べると、最小2乗法による内挿はゼブラの連続性

の改善において優れていることが分かる。3つのケースの内、ケース1とケース3は大幅に改善され、ケース2の右側の5辺面も改善された。ただし、問題もあり、ケース2の左側の5辺面は渦状模様ができてしまった。

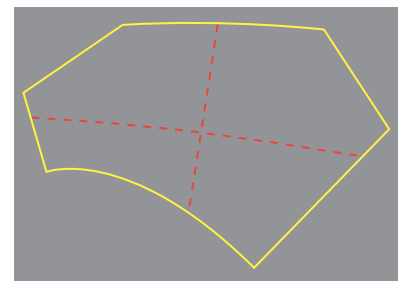
最小2乗法でいろいろなケースの多辺面を作成し検討した結果、次のことが分かった。(a)ケース1のように平面に近い形状の多辺面の場合、きれいな結果が得られる。(b)その以外の場合、データ点が均等分布ではない(境界曲線上にだけ存在する)欠点は顕著化するため、2つの問題が発生する。1つはケース2のように作成される多辺面に渦状模様ができてしまうこと、2つ目はケース3のようにトリムされる前のベース曲面のコーナーが遠くへ行ってしまうことである。この2つの問題を解決しないと、大部分のケースにおいては満足できる結果は得られない。そこで、上記問題の



1-3 face



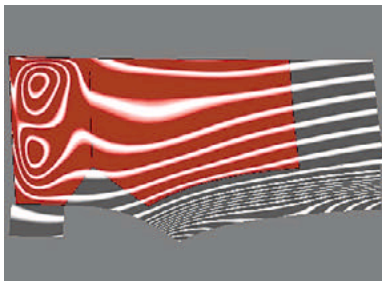
2-3 face



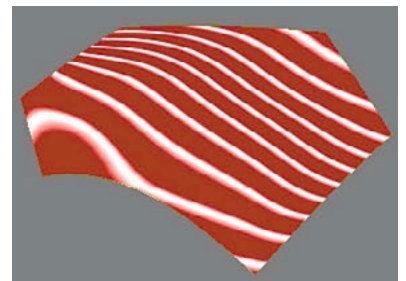
3-3 face



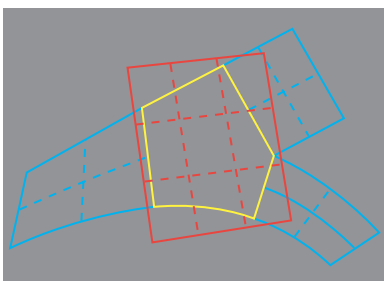
1-4 zebra



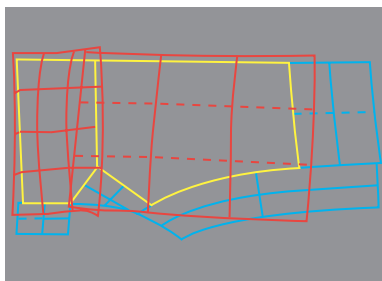
2-4 zebra



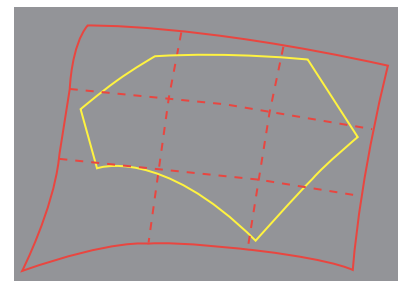
3-4 zebra



1-5 surface without trimming
maximum error = 0.00024mm



2-5 surface without trimming
maximum error of the right one
= 0.0017mm
maximum error of the left one
= 0.00067mm



3-5 surface without trimming
maximum error = 0.0016mm

Fig. 6 Case 1: A 5-sided patch filled by the least square method

Fig. 7 Case 2: Two 5-sided patches filled by the least square method

Fig. 8 Case 3: A 6-sided patch filled by the least square method

解決策として、曲面エネルギー積分の最小化による曲面平滑化を考えた。

3. 最小エネルギー積分による平滑化

曲面の平滑化は CAGD の重要なテーマの1つであり、様々な平滑化方法は研究されてきた。主な方法は曲面エネルギー積分の最小化による平滑化である。本論文では任意ノットベクトルにおけるB-スプライン基底関数の1次、2次微分の2乗積分を計算し、これらの積分を最小2乗方程式に加え、エネルギー積分の最小化により曲面の平滑化を実現した。

ここでノットベクトルとは曲面のノット(Knot: 節目)におけるパラメータ列である。

3.1. 1次微分の2乗の積分

曲面 $\tilde{S}(u, v)$ の u 方向と v 方向における1次偏微分の2乗の積分がそれぞれ

$$\begin{aligned} \iint |\tilde{S}_u|^2 dudv &= \sum \int N_i' N_k' du \int M_j M_l dv \tilde{P}_{ij} \cdot \tilde{P}_{kl} \\ \iint |\tilde{S}_v|^2 dudv &= \sum \int N_i N_k du \int M_j' M_l' dv \tilde{P}_{ij} \cdot \tilde{P}_{kl} \end{aligned}$$

と表される。添え字を $a = j \cdot p_1 + i$, $b = l \cdot p_1 + k$ と整理し、 u と v についての積分部分を

$$\begin{aligned} Au_{ab} &= Au_{j \cdot p_1 + i, l \cdot p_1 + k} = \int N_i' N_k' du \int M_j M_l dv \\ Av_{ab} &= Av_{j \cdot p_1 + i, l \cdot p_1 + k} = \int N_i N_k du \int M_j' M_l' dv \end{aligned}$$

と定義すれば、1次微分の2乗の積分が

$$\iint \left(|\tilde{S}_u|^2 + |\tilde{S}_v|^2 \right) dudv = \sum \tilde{P}_a \cdot (Au_{ab} + Av_{ab}) \tilde{P}_b$$

となる。さらに、行列 $K_1 = [h_{ij}]_{3q \times 3q}$ を

$$\begin{aligned} h_{3a, 3b} &= h_{3a+1, 3b+1} = h_{3a+2, 3b+2} = Au_{ab} + Av_{ab} \\ others &= 0 \end{aligned}$$

と定義し、行列記法で記述すると、最小化すべき1次微分の2乗の積分が

$$E_a = \iint \left(|\tilde{S}_u|^2 + |\tilde{S}_v|^2 \right) dudv = X^t K_1 X \quad (10)$$

と書ける。上式の X は未知制御点であり、行列 K_1 の要素はノットベクトルが与えられれば計算できる。

3.2. 2次微分の2乗の積分

曲面の u 方向と v 方向における2次偏微分の2乗の積分がそれぞれ

$$\begin{aligned} \iint |\tilde{S}_{uu}|^2 dudv &= \sum \int N_i'' N_k'' du \int M_j M_l dv \tilde{P}_{ij} \cdot \tilde{P}_{kl} \\ \iint |\tilde{S}_{uv}|^2 dudv &= \sum \int N_i' N_k' du \int M_j' M_l' dv \tilde{P}_{ij} \cdot \tilde{P}_{kl} \\ \iint |\tilde{S}_{vv}|^2 dudv &= \sum \int N_i N_k du \int M_j'' M_l'' dv \tilde{P}_{ij} \cdot \tilde{P}_{kl} \end{aligned}$$

となる。3.1の場合と同様に添え字を整理し、 u と v についての積分部分を

$$\begin{aligned} Buu_{ab} &= Buu_{j \cdot p_1 + i, l \cdot p_1 + k} = \int N_i'' N_k'' du \int M_j M_l dv \\ Buv_{ab} &= Buv_{j \cdot p_1 + i, l \cdot p_1 + k} = \int N_i' N_k' du \int M_j' M_l' dv \\ Bvv_{ab} &= Bvv_{j \cdot p_1 + i, l \cdot p_1 + k} = \int N_i N_k du \int M_j'' M_l'' dv \end{aligned}$$

と定義すれば、2次微分の2乗の積分が

$$\begin{aligned} \iint \left(|\tilde{S}_{uu}|^2 + 2|\tilde{S}_{uv}|^2 + |\tilde{S}_{vv}|^2 \right) dudv \\ = \sum \tilde{P}_a \cdot (Buu_{ab} + 2Buv_{ab} + Bvv_{ab}) \tilde{P}_b \end{aligned}$$

となる。さらに、行列 $K_2 = [k_{ij}]_{3q \times 3q}$ を

$$\begin{aligned} k_{3a, 3b} &= k_{3a+1, 3b+1} = k_{3a+2, 3b+2} \\ &= Buu_{ab} + 2Buv_{ab} + Bvv_{ab} \\ others &= 0 \end{aligned}$$

と定義し、行列記法で記述すると、最小化すべき2次微分の2乗の積分が

$$\begin{aligned} E_e &= \iint \left(|\tilde{S}_{uu}|^2 + 2|\tilde{S}_{uv}|^2 + |\tilde{S}_{vv}|^2 \right) dudv \\ &= X^t K_2 X \end{aligned} \quad (11)$$

と書ける。上式左辺の E_e は曲面のエネルギーを表すが、右辺の K_2 は通常いわゆる剛性行列であり、ノットベクトルが与えられれば計算できる。

3.3. 曲面平滑化

平滑化に関する1次微分の項 E_a と2次微分の項 E_e を第2節の式(8)に入れて、最小化すべきトータルの項は

$$E_{p+n+a+e} = \alpha E_{p+n} + \beta E_a + \gamma E_e \quad (12)$$

となる。 $E_{p+n+a+e}$ の添え字 p, n, a, e はそれぞれpoint, normal, area, energyを意味し、パラメータ α, β, γ は曲面の平滑化を調節できるようにするため導入された。

最小2乗法で $E_{p+n+a+e}$ を最小化しよう。 K_0 を

$$K_0 = F^t F + G^t G$$

と定義すれば、最小2乗方程式

$$(\alpha K_0 + \beta K_1 + \gamma K_2)X = \alpha F'C \quad (13)$$

が得られる。上式左辺の第1項はデータ点と法線ベクトルによる最小2乗法の項であるが、第2項は曲面の1次微分による項であり、第3項は2次微分による項である。

ここで第2項は曲面の領域を最小化するため曲面を伸ばす項であり、第3項はエネルギーを最小化するため曲面を曲げる項といえる。

パラメータ α 、 β 、 γ に適当な値を与え、式(13)を解けば、平滑化される接続多辺面が作成できる。

ただし、式(13)を解くとき、重要なのはパラメータ α 、 β 、 γ の相対値であり、絶対値ではない。従って、3つのパラメータの中で1つを固定し、残りの2つに適当な値を与えれば十分である。本論文のプログラムの中では次のように設定されている。

$$\alpha = 1$$

$$\beta \text{ (key in) (推奨値: } 0 \leq \beta \leq 0.0001)$$

$$\gamma \text{ (key in) (推奨値: } 0 \leq \gamma \leq 0.1)$$

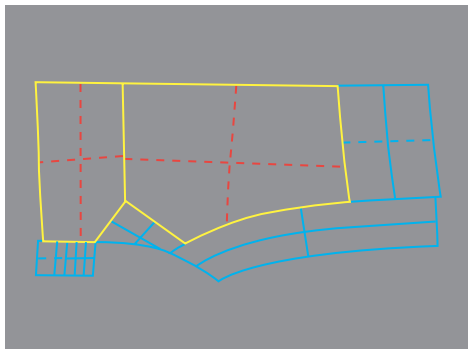
もちろん、 $\beta = \gamma = 0$ と入力すれば、最小2乗方程式(13)は方程式(9)になるが、 $\beta \neq 0$ または $\gamma \neq 0$ と入力することで曲面の平滑化を調節することができる。

次に非零なる β 、 γ を入力した場合、第2節で指摘された渦状模様ができる問題と、ベース曲面のコーナーが遠くへ行く問題の改善方法について述べる。

Fig. 9, Fig. 10 から分かるように、与えられた境界曲線から作成された多辺面までの誤差の最大値が僅かに増大しているが、多辺面の質が大幅に改善された。とくに第2節で指摘された渦状模様とコーナーの問題はほぼ解決された。

次に式(13)の中の伸ばす項の係数 β と曲げる項の係数 γ の具体的な曲面平滑化への影響度合いを、1つの凹5角形のケースを通して検討を行った。

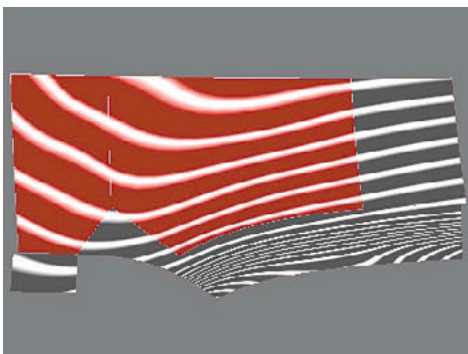
Fig. 11 ~ Fig. 14 の例より、曲面平滑化のパラメータ β 、 γ の値を調整することによって、作成された5辺面の質が徐々に改善されていく。種々のケースを検討した結果、 β 、 γ の値の範囲は $0 \leq \beta \leq 0.0001$ 、 $0 \leq \gamma \leq 0.1$ 程度で妥当との結論が得られた。



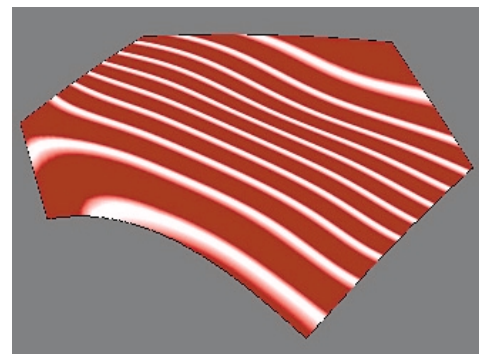
2-6 face



3-6 surface without trimming



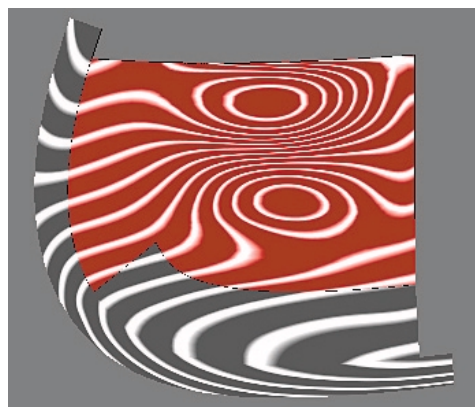
2-7 zebra
maximum error of the right one =
0.0032mm
maximum error of the left one
=0.00067mm



3-7 zebra
maximum error = 0.0023mm

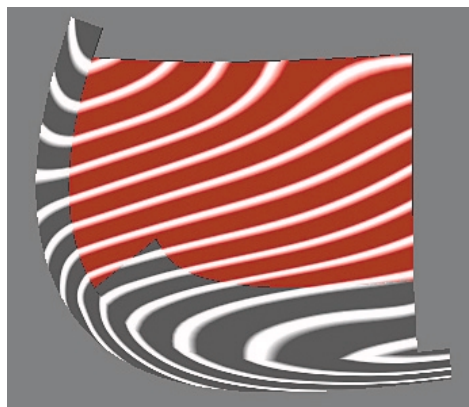
Fig. 9 Case 2: Two 5-sided patches filled by the minimal energy method with parameters $\beta=0$, $\gamma=0.01$

Fig. 10 Case 3: A 6-sided patch filled by the minimal energy method with parameters $\beta=0$, $\gamma=0.0001$



maximum error = 0.00087mm

Fig. 11 Case 4: A 5-sided concave patch filled by the minimal energy method with parameters $\beta=0$, $\gamma=0$



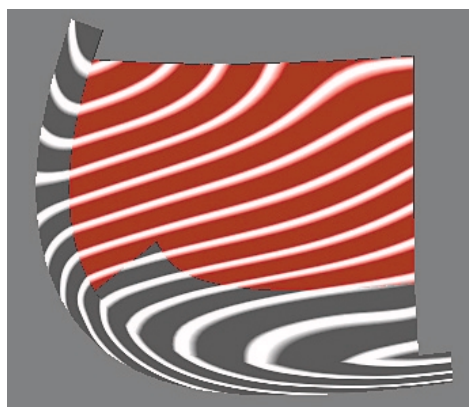
maximum error = 0.0012mm

Fig. 13 Case 4: A 5-sided concave patch filled by the minimal energy method with parameters $\beta=0$, $\gamma=0.01$



maximum error = 0.00099mm

Fig. 12 Case 4: A 5-sided concave patch filled by the minimal energy method with parameters $\beta=0.00001$, $\gamma=0$



maximum error = 0.0012mm

Fig. 14 Case 4: A 5-sided concave patch filled by the minimal energy method with parameters $\beta=0.00001$, $\gamma=0.01$

4. まとめ

n 本の閉じた境界曲線から隣接曲面との G1 連続性を保証した多辺面を作成する方法として、最小 2 乗法による曲面の内挿と最小エネルギー法による曲面平滑化を考案し、曲面品質の検証を行い、以下の 2 つの結果を得ることができた。

- 1) 最小 2 乗法による内挿では、n 角形を幾つかの 4 角形に分割して 4 辺面を作成する方法よりゼブラの連続性において優れているが、渦状模様やコーナーでの発散といった問題が生じた。
- 2) B-スプライン基底関数のエネルギー積分の最小化による曲面の平滑化は曲面品質向上に効果があり、最小 2 乗方程式の 1 次微分の項と 2 次微分の項に係数をつけ、この 2 つの係数 β (伸ばす項) と γ (曲げる項) の調

整により、渦状模様やコーナーでの発散という問題はほぼ解決できた。

この手法をホンダ内作 CAD の機能として実装することにより、これまでの手作業による隣接曲面との連続性保証に費やす時間の大幅な削減とデザインデータ品質の大幅な向上が可能となった。

参考文献

- (1) 鳥谷浩志, 千代倉弘明: 3 次元 CAD の基礎と応用, 共立出版, p.82-88 (1991)
- (2) Gregory, J.A. and Zhou, J.: Filling polygonal holes with bicubic patches, Computer Aided Geometric Design 11, p.391-410 (1994)
- (3) 凸版印刷(株)総合研究所画像情報センター訳: コン

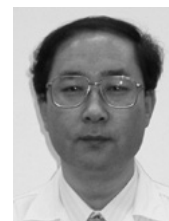
ピュータグラフィックス(第2版), 日刊工業, p.558-561 (1993)

- (4) Sarkar, B. and Menq, CH.: Smooth-surface approximation and reverse engineering, Computer-Aided Design 23(9), p.623-628 (1991)
- (5) Ma, W. and He, P.: B-spline surface local updating with unorganized points, Computer-Aided Design 30(11), p.853-862 (1998)
- (6) Celniker, G. and Gossard, D.: Deformable Curve and Surface Finite-Elements for Free-Form Shape Design, Computer Graphics 25(4), p.257-266 (1991)
- (7) Fasshauer, G.E. and Schumaker, L.L.: Minimal energy surfaces using parametric splines, Computer Aided Geometric Design 13, p.45-79 (1996)
- (8) Vassilev, TI.: Fair interpolation and approximation of B-splines by energy minimization and points insertion, Computer-Aided Design 28(9), p.753-760 (1996)
- (9) Park, H., Kim, K. and Lee, SC.: A method for approximate NURBS curve compatibility based on multiple curve refitting, Computer-Aided Design 32(4), p.237-252 (2000)
- (10) Chui, C. K. and Lai, M.J.: Filling polygonal holes using C^1 cubic triangular spline patches, Computer Aided Geometric Design 17, p.297-307 (2000)

■ 著 者 ■



松本健太郎



謝 洪軍

実稼働時エンジンマウント点振動予測手法の確立

Establishment of a Method for Predicting Powertrain Vibration
at Engine Mounting Points under Running Conditions

関 泰 彦* 鈴木 敏 文*
Yasuhiko SEKI Toshibumi SUZUKI
神 村 直 毅* 高 橋 幸 敬*
Naoki KAMIMURA Yukitaka TAKAHASHI

要 旨

パワープラントの振動特性はこもり音等の車室内騒音に影響する重要な指標として広く認識されている。中でも、エンジンマウント点での振動はその主要因の一つであることから、今回実稼働時のエンジンマウント点振動を精度良く予測する手法を開発した。本手法はメインベアリングにおける非線形油膜特性、エンジンマウントの非線形特性をそれぞれ考慮したシミュレーションモデルを採用しており、その結果、実用上十分な精度で実稼働時のエンジンマウント点振動を予測することが可能となった。本手法を開発初期段階のパワープラント基本構造検討に適用することにより、効率的なパワープラント振動特性の評価を可能とした。

ABSTRACT

A precise analytical method for prediction of powertrain vibration under running conditions was developed for the purpose of reducing the vibration level at engine mounting points, which is one of the paramount factors in rumbling and other cabin noise. This method uses simulation models that take into consideration the nonlinear characteristics both of the main bearings and of the engine mounts. This makes it possible to predict the vibration level at engine mounting points while preserving a practical level of accuracy. Application of this method to engine design will enable efficient evaluation of powertrain vibration characteristics.

1. まえがき

近年、自動車の振動騒音に対する消費者の上級志向化、また、環境問題からの車外騒音低減への対応から、低振動及び低騒音を兼ね備えた、静粛性の高い自動車に対するユーザー要求が高まる傾向にある。車室内騒音に影響を与えるパワープラント振動を低減することはもはや高級車のみならず、全てのカテゴリーに位置する自動車の要求事項となっている。市場動向に迅速に対応し、限られた自動車開発期間の中での、従来にも増した間違いのない開発を行うためには、より正確な予測技術の確立が必要である。パワープラント基本構造の検討は、現在 FE モデル(有限要素法モデル)を用いた固有値解析が主体である。しかしながら、固有値解析ではパワープラント全体の固有振動数は予測可能であるが、実稼働時のパワープラントの振動レベルを予測することは困難である。そこで、本稿では実稼働時エンジンマウント点振動の予測手法を確立し、その手法をパワープラントの振動特性評価に適用した例を報告する。

2. 予測手法概要

2.1. 解析手順

本予測手法の解析の流れを Fig. 1 に示す。解析は以下の手順で行った。

- (1)STEP1 : パワープラント振動伝達特性算出
 - ・実装状態のパワープラント FE モデルの作成
- (2)STEP2 : クランク系起振力算出
 - ・クランク系 FEM モデルを通した起振力の算出
- (3)STEP3 : エンジンマウント点振動算出
 - ・実稼働時エンジンマウント点振動の算出

2.2. パワープラント振動伝達特性算出(STEP1)

2.2.1. パワープラント FE モデル

実稼働時のエンジンマウント点振動の予測精度は、各エンジンマウントブラケットでの FRF(伝達関数)に大きく依

存することから、パワープラント振動伝達特性精度は極めて重要なポイントである。パワープラント FE モデルは実装状態のものであり、シリンダブロック、シリンダーヘッド、ギアボックス、ミッションケース、インテークマニフォールド、エキゾーストマニフォールド、補機類、エンジンマウントブラケットから構成されている。Fig. 2に構築したパワープラント FE モデルを示す。

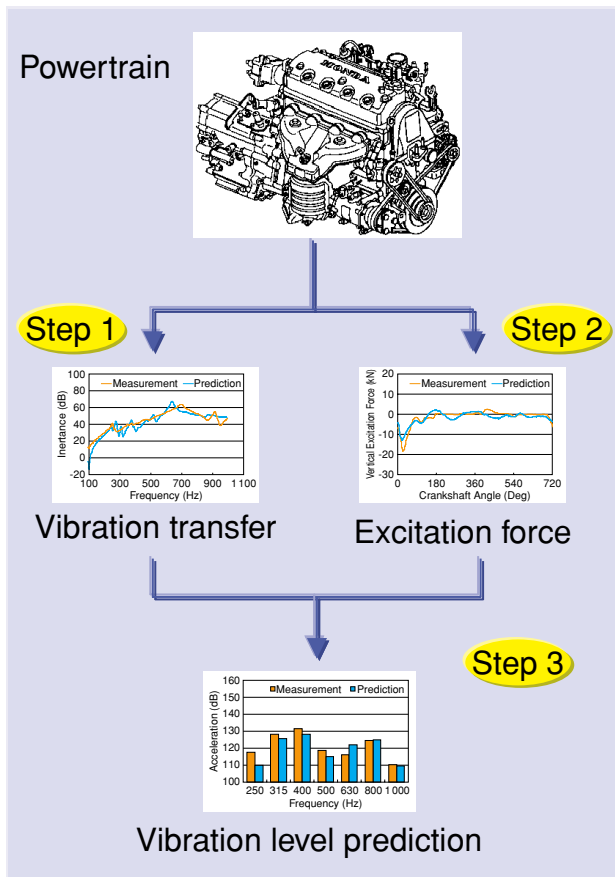


Fig. 1 Analysis procedure

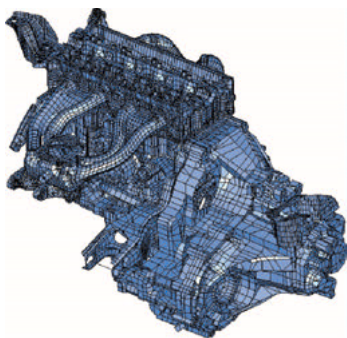


Fig. 2 FE model of powertrain

2.2.2. 振動伝達特性算出

初期作成パワープラント FE モデルの FRF と実測結果との相関性が低いことから、パワープラント FE モデルのアップデートを実施した。アップデートに際しては、エンジ

ンマウントブラケットのローカル共振周波数及び FRF を目的関数として行った。Fig. 3 に示す様に算出された FRF は実測結果と良好な相関を示しており、パワープラント FE モデルは実用上十分な精度を確保している。

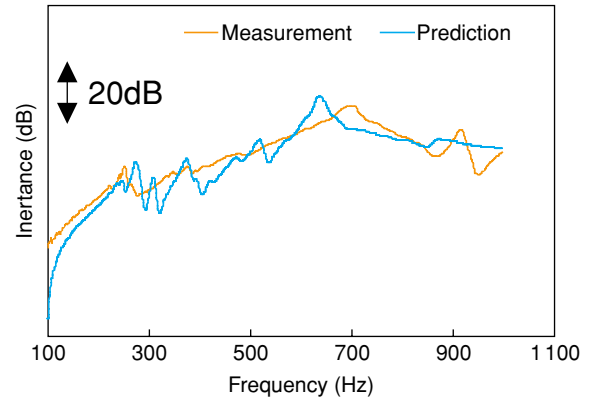


Fig. 3 Comparison of powertrain FRF

2.3. クランク系起振力算出(STEP2)

2.3.1. クランク系 FE モデル

クランクシャフトの挙動が、クランク系起振力に大きな影響を与えることから、精度の高い FE モデルが必要とされる。Fig. 4 にクランク系 FE モデルを示す。このモデルはクランクシャフト、プーリー類、フライホイール、クラッチディスクカバーから構成されている。より精度の高いクランク系 FE モデルが必要とされることから、固有振動数、FRF、モード相関係数(MAC)を目的関数としてクランク系 FE モデルのアップデートを実施した。Fig. 5, Fig. 6 に算出した FRF 及び MAC のテスト結果との比較を示す。固有振動数誤差 $\pm 3\%$ 以内、MAC 0.7 以上と非常に高い相関性を示すことから、良好な FE モデルを構築することができた。

2.3.2. クランク系起振力算出

各燃焼室内に作用する筒内圧は、ピストンおよびコンロッドを通して、クランクシャフトに伝達される。ピストンとシリンダライナーの間で生成される側面力(サイドフォース)、およびピストンに作用する慣性力、これらの合力は、パワープラントに対して起振力としてコンロッドを通し、点火順序毎に各クランクピンに作用する。クランク系起振力は、非線形油膜特性を考慮に入れたクランク挙動解析を通して算出される。Fig. 7に算出された第2メインベアリングにおけるクランク系起振力を示す。条件はエンジン回転数1600rpm、全負荷(WOT)である。算出された起振力は実測結果と良好な相関を示している。

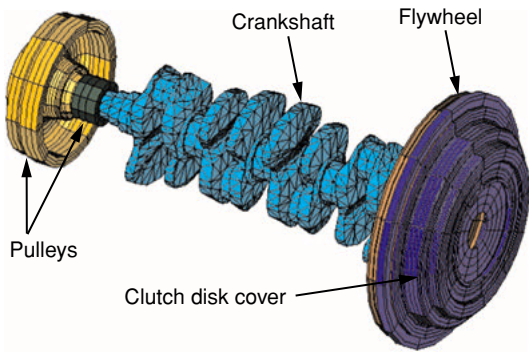


Fig. 4 FE model of cranktrain

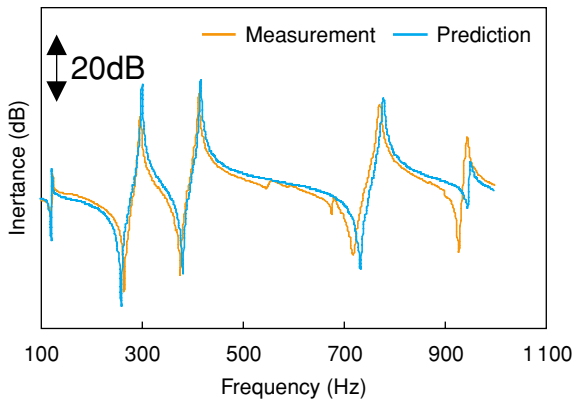


Fig. 5 FRF verification result of cranktrain

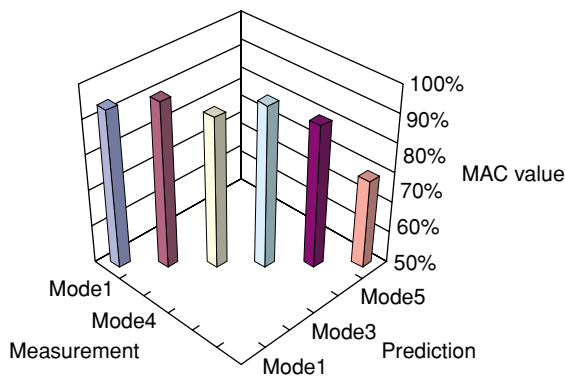


Fig. 6 MAC verification result of cranktrain

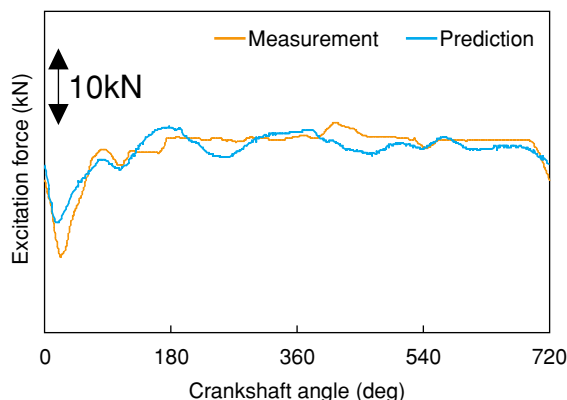


Fig. 7 Verification result of excitation force

2.4. エンジンマウント点振動算出 (STEP3)

2.4.1. エンジンマウントモデル

エンジンマウントは、ラバータイプ、液封タイプが一般的に使用されるが、周波数及び変位に依存した動的剛性及び減衰は各マウントタイプでそれぞれ大きく異なり、実稼働時パワープラントモデル化の際に、極めて重要な精度要因となる。そこで、今回エンジンマウントのモデル化に際して、従来の Kelvin-Voigt モデルから、上述した非線形特性を表現できる MOM(ミニオシレータモデル)に変更することにより精度向上を図った。双方のエンジンマウントモデルを Fig. 8 に示す。実測マウント特性をできるだけ厳密に表現することができるよう、パラメータ同定を行い、最終的にエンジンマウント特性は、テストベンチセット状態と同一な条件とした。

2.4.2. エンジンマウント点振動算出

STEP1, STEP2 より実稼働時のエンジンマウント点振動レベルを算出した。Fig. 9に前述の2タイプのエンジンマウントモデルを適用した、実稼働時のエンジンマウント点振動の予測結果を示す。条件はエンジン回転数 3 200rpm, 全負荷(WOT)である。Kelvin-Voigt モデルから MOM に変更することにより、1 kHz 迄のほぼ全周波数帯域において、マウント点振動予測精度を向上することができた(最大 15dB)。また、実測との誤差が $\pm 3 \sim 5$ dB程度であることから、本論文の MOM を適用したエンジンマウント点振動予測手法が、実用上十分な予測精度を確保していることを示している。

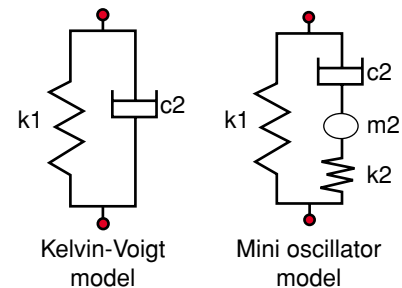


Fig. 8 Engine mount model

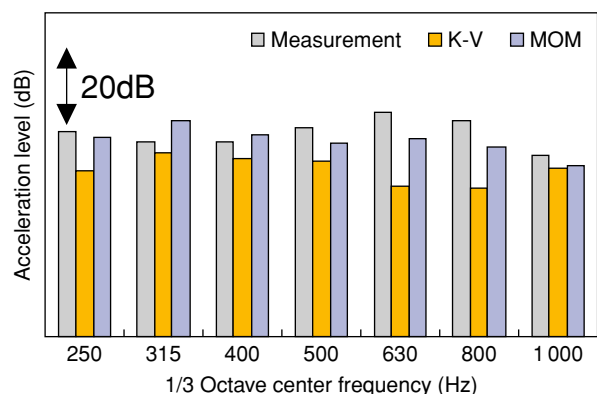


Fig. 9 Verification result of each mount model

3. 実機適用性検証

本予測方法のエンジン設計への適用可能性の検証を、FF横置き直列4気筒エンジンへの適用を通して検討した。

3.1. オイルパン仕様変更

構造変更時の効果量予測精度の検証を、オイルパン仕様の変更により実施した。供試オイルパン材質はスチールプレートとアルミとした。Fig. 10に検討に用いたアルミオイルパン及びスチールプレートオイルパンFEモデルを示す。

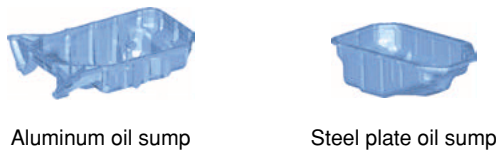


Fig. 10 FE model of the two oil sump specifications

Fig. 11に各アルミオイルパン仕様の予測結果を、Fig. 12にアルミオイルパン仕様の実測結果との比較を示す。また、Fig. 13にスチールプレートからアルミオイルパンへの仕様

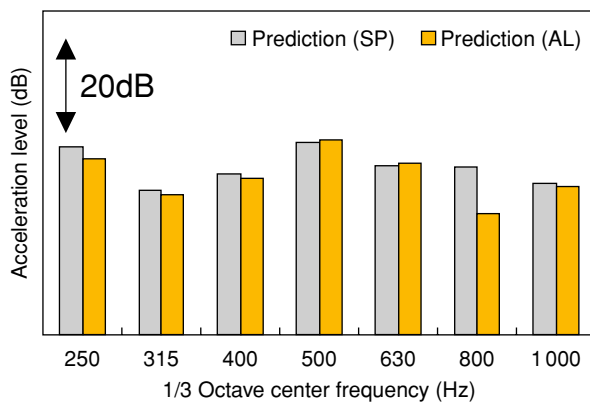


Fig. 11 Comparison of the oil sump specifications

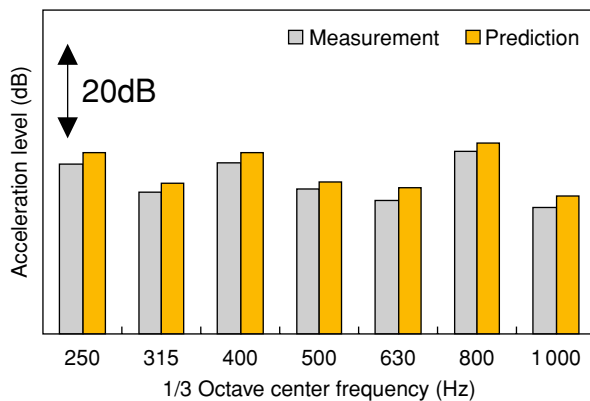


Fig. 12 Verification result of aluminum oil sump

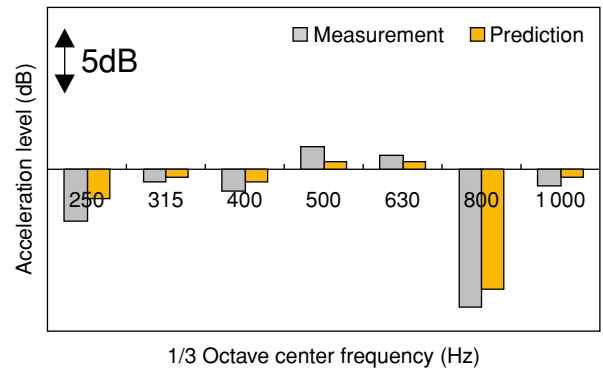


Fig. 13 Verification result of the effective amount

変更による、エンジンマウント点振動効果量の実測との比較を示す。条件はエンジン回転数4 000rpm、負荷40Nmである。本手法の実測結果との誤差は±3 dB程度であることから、エンジンマウント点振動予測精度及び、仕様変更時の効果量は実用上十分な精度を確保していることを確認した。

3.2. クランク仕様変更

ここでは、クランク仕様変更時の効果量予測精度の検証を、クランクシャフト仕様の変更により実施した。供試クランクシャフト仕様はフルエイトウェイト、セミエイトウェイトの2仕様とした。Fig. 14に検討に用いた2仕様のクランクシャフトを示す。

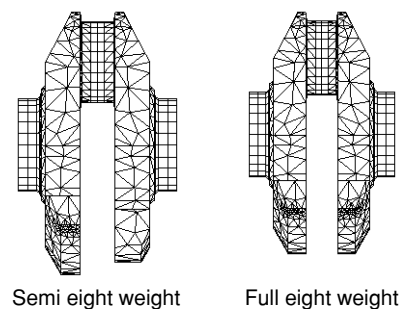


Fig. 14 Crankshaft specification

Fig. 15にフルエイトウェイト仕様の結果を示す。また、Fig. 16にセミエイトウェイトからフルエイトウェイトへの仕様変更による、エンジンマウント点振動効果量の結果を示す。条件はエンジン回転数4 000rpm、負荷40Nmである。実測との誤差が±3dB程度であることから、オイルパン仕様変更時と同様、クランク仕様変更時の予測の追従性は実用上十分な精度を確保していることを確認した。

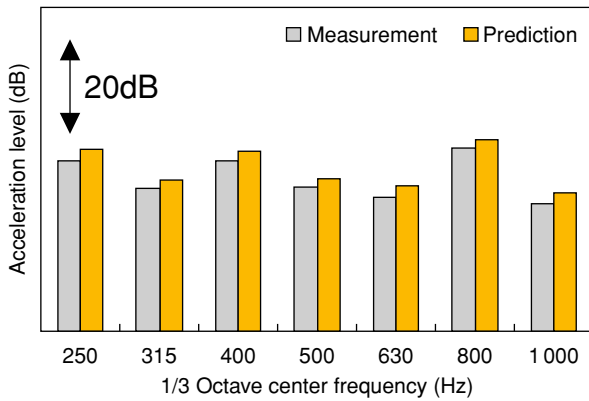


Fig. 15 Verification result of the two crankshaft specifications

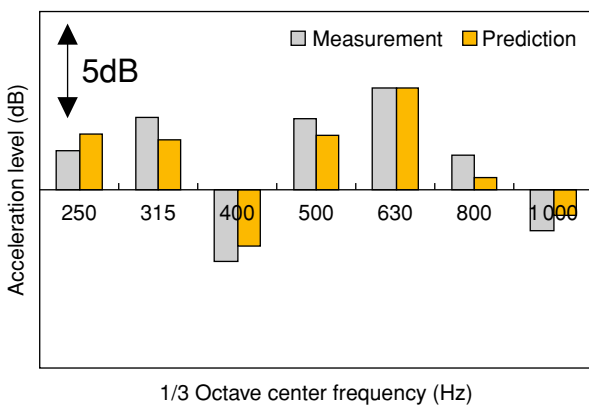


Fig. 16 Verification result of the effective amount

上述2例の適用可能性検討の結果から、本エンジンマウント点振動予測手法が実用上十分な予測精度を確保していることから、実際のエンジン設計への適用を行った。

4. 実機適用事例

本予測手法の実機エンジン基本構造検討への適用例として、FF横置き直列4気筒のパワープラント振動低減を目的とする、構造変更を通した適用事例を紹介する。

4.1. シリンダブロック構造変更

パワープラント振動低減のためには、シリンダブロック本体の剛性確保が重要となる。その中でも振動低減効果はリブの付加位置に大きく依存することから、本手法適用を通したリブ位置の検討を行った。Fig. 17に検討を行った各仕様のシリンダブロックFEモデルを示す。SPEC-A, SPEC-B, SPEC-C, SPEC-D の計4仕様の検討を実施した。

Fig. 18 にエンジンマウント点振動のバンド和(600 ~ 800Hz)の各仕様ごとの予測結果を示す。条件はエンジン回

転数3 000rpm、全負荷である。予測結果より、最もエンジンマウント点振動バンド和の低減に効果的な仕様であるSPEC-Cを採用した。

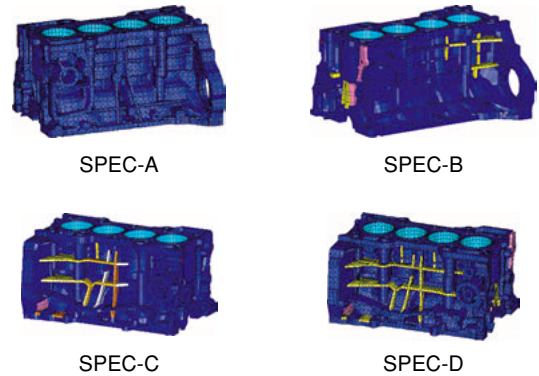


Fig. 17 Structural modification of cylinder block

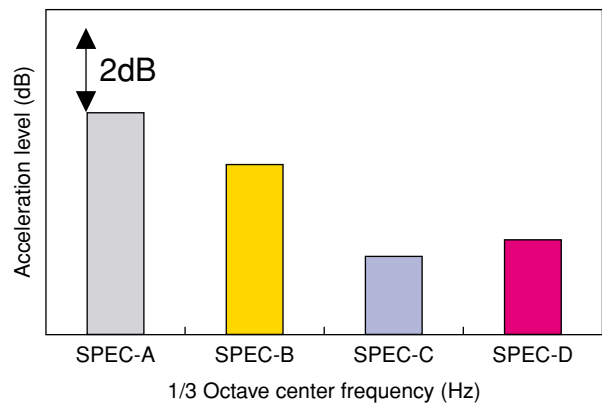


Fig. 18 Comparison of the summation value of the vibration level for each specifications

4.2. ガセツスティフナ効果

パワープラント振動低減には、シリンダブロック本体の剛性に加え、パワープラントの結合部剛性も極めて重要である。そこで、エンジンマウント点振動予測を通した、ガセツスティフナによるパワープラント剛性向上の検討を実施した。Fig. 19に検討に用いたガセツスティフナFEモデルを示す。



Fig. 19 FE model of gusset stiffener

Fig. 20にガセットスティフナを付加したエンジンマウント点振動の予測結果を示す。条件はエンジン回転数3000rpm, 負荷40Nmである。ガセットスティフナを付加することにより, 加速エンジン騒音の中周波域におけるエンジンマウント点振動の低減効果が予測され, 設計での検討を推進した。

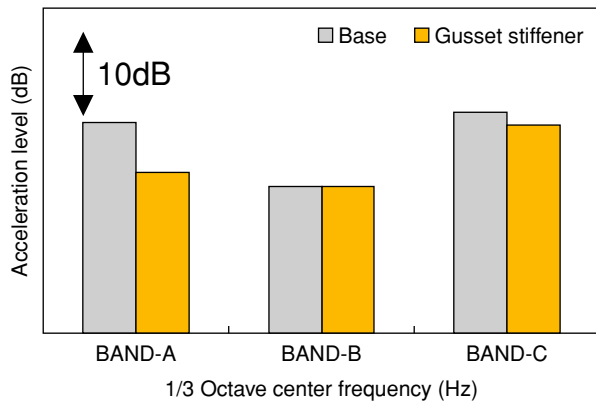


Fig. 20 Comparison of vibration level between with and without gusset stiffener

よって, 以上の実機適用事例より, 本予測手法を実機エンジン設計へ適用することにより, 効率的に振動低減のための設計指針を得ることができ, 効果的な仕様検討が可能となった。

5. まとめ

- (1) クランク挙動, 油膜特性, エンジンマウント非線形特性を考慮することにより, 実用上十分な精度で実稼働時のエンジンマウント点振動予測を可能とする手法を確立した。
- (2) FF 横置き直列4気筒エンジンへの適用検討結果より, 本予測手法は効率的なパワープラント振動特性の評価を可能とし, パワープラント基本構造検討のための有効な手法であることを確認した。

6. 参考文献

- (1) Takahashi,Y., Suzuki,T., Tsukahara,M. et al.: A Method For Identification of Powerplant Joint Properties Using FRF Data and FEM Model, ASME Paper DETC97VIB4247 (1997)
- (2) Heiner,Storck., Hartono,Sumali.: Characterization of a Vibration Damping Mount, SAE Paper 99012816
- (3) Mctavish,D,J., Hughes,P,C.: FE modeling of Linear Viscoelastic Structures the GHM Method, AIAA Paper

No.92 - 2380.

- (4) Suzuki,T., Takahashi,Y. et al.: How to Measure the Internal Forces of a Combustion Engine, NCA-VOL.26, p.61- 65 (1999)
- (5) Taylor,C.: The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice Volume 2, Combustion, Fuels, Materials, Design Revised Edition 'MIT Press, p.240-305 (1985)
- (6) Mctavish,D,J.,Hughes,P,C.: Modeling of Linear Viscoelastic Space Structures, Journal of Vibration & Acoustics-Transactions of the ASME, Vol.115, p.103-110 (1993)
- (7) Raub,Jonathan., D,Jones,Jeffrey.: Analytical Investigation of Crankshaft Dynamics as a Virtual Engine Module SAE Paper 99011750
- (8) 高橋勝雄, 高橋幸敬, 銭場克巳: パワープラント振動解析への大型計算機の利用, 自動車技術会学術講演前刷集 No.901, p.65-68 (1990)
- (9) Nehl,J., Wilhelm,M., Gauch,P., Travert,M.: Evaluation of Crankshaft Clearance Influence on Specific Roughness Noise Concern SAE Paper 1999-01-1771
- (10) Takahashi,Y., Suzuki,T., Tsukahara,M.: Prediction of Powerplant Vibration Using FRF Data of FE Model 'SAE Paper 971959
- (11) Seki,Y., Suzuki,T., Tsukahara,M., Takahashi,Y.: How to Predict Powertrain Vibration at the Engine Mounting Points Under Running Conditions SAE Paper 2001-01-1592

■ 著 者 ■



関 泰 彦



鈴木 敏 文



神 村 直 毅



高 橋 幸 敬

二輪車用バーチャルロードシミュレータの開発

Development of a Virtual Road Simulator for Motorcycles

長谷川 誠* 中 西 賢 司*
Makoto HASEGAWA Kenji NAKANISHI
原 島 正 吉* 山 口 秀 樹*
Shokichi HARASHIMA Hideki YAMAGUCHI

要 旨

ABSTRACT

二輪車が走行時に路面から受ける荷重に対する疲労強度を予測する手法の一つとして、ロードシミュレータ耐久テストでの動的挙動と応力を予測するバーチャルロードシミュレータ技術確立した。本技術は有限要素解析、機構解析、ロードシミュレータコントロール、疲労解析の各技術によって構成される。有限要素モデルを含む二輪車及びテストリグの簡略化モデルを使用し、挙動の良好な再現を可能とした。これにより、ロードシミュレータ耐久テストにおける疲労寿命、ダメージとその分布、最大ダメージ部の応力波形の算出を可能とした。

Virtual road simulator technology for motorcycles was established as a method for predicting motorcycle fatigue strength due to loading during running. This technology enabled prediction of dynamic behaviors and stresses during the road simulator durability test. The technology consists of the Finite Element Method, Multi Body Simulation, Road Simulator control, and fatigue analysis. The study enabled the reproduction of the behavior of motorcycles using a simplified model of motorcycles and test rigs including component Finite Element models. As a result, prediction of fatigue life, damage distribution, and stress waveforms of the high-stress regions in a Road Simulator durability test was achieved.

1. はじめに

二輪車の開発において、図面段階で仕様熟成を図るための強度予測手法として有限要素法を用いた線形静解析がある。これは拘束条件や荷重条件が明確な場合には有効な手段であり解析工数も少ないため、開発での適用数も増加している。しかし、線形静解析では異なるタイミングで複数の荷重がかかる部位や独立振動系部品の予測は困難な場合がある。

この問題を解決する一手法としてロードシミュレータ耐久テスト⁽¹⁾(Road Simulator 以下、RSという)の挙動を、機構解析技術を用いて動的に再現するバーチャルロードシミュレータ(Virtual Road Simulator, 以下、VRS という)を開発した。

2. ロードシミュレータ耐久テスト(RS)

Fig. 1 に RS の概観を示す。RS とは、開発期間の短縮を

目的として二輪車が走行時に路面から受ける荷重に対する疲労強度を確認する実走行耐久テストを台上で置換するテストである。RS装置は三本の油圧加振機を用いて実走行の挙動を再現する。加振機に入力される加振信号は実走行時に二輪車にかかる負荷状態を再現するように自社製ロードシミュレータコントロールソフトウェアを用いて算出される。以下にその手順を示す

- (1)実走行で目標信号を計測する。
- (2)台上で伝達関数を計測する。
- (3)目標信号と伝達関数から一回目の加振信号を算出する。
- (4)算出された加振信号で台上加振し、応答信号を計測する。
- (5)目標信号と応答信号の誤差を補正して新たな加振信号を算出する。
- (6)誤差が許容範囲に収まるまで手順4と5を繰り返す。

この繰返し補正計算の手順をイタレーションと呼ぶ。また、目標信号はフロントアクスル上下方向加速度・リアアクスル上下方向加速度・フロントフォーク曲げ応力の三種類である。

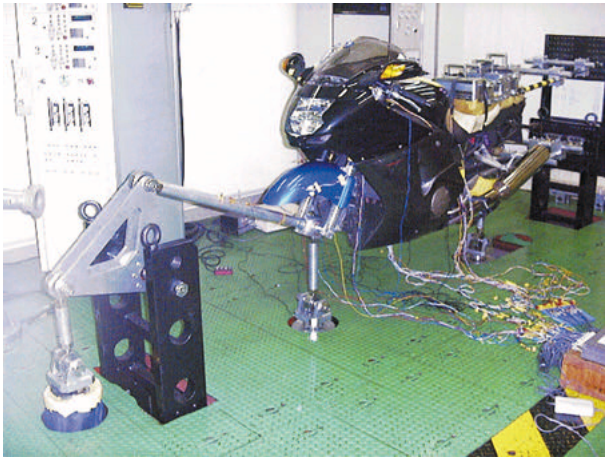


Fig. 1 Appearance of the Road Simulator (RS)

3. VRS システム概要

VRS のシステムフローを Fig. 2 に示す。本システムは以下に示す4つの技術を基本として構成される。

- (1)有限要素解析技術：機構解析モデルに有限要素モデルを取り込む際に必要となる質量特性，モード特性の解析を行う。
- (2)機構解析技術：剛体モデルと弾性体モデルで構成された機構解析モデルの挙動シミュレーションを行う。
- (3)ロードシミュレータコントロール技術：機構解析モデルにおいて伝達関数計測及び，繰返し補正計算を行うことにより加振信号を算出する。
- (4)疲労解析技術：機構解析の結果から，有限要素モデルにおける疲労寿命，応力波形の算出を行う。

上記の技術がそれぞれ異なる解析ツールを用いているためデータ形式やその受け渡しが複雑なものとなっている。

そこで手順の自動化や操作の簡便化を図りユーザーに使い勝手の良いシステムとするため Graphical User Interface (以下，GUI という)を開発した。

3.1. シミュレーションモデル

Fig. 3 に VRS のシミュレーションモデルの全体を示す。VRS のシミュレーションモデルはテストリグモデルと二輪車モデルで構成される。モデル作成工数の削減と計算時間短縮のために剛体要素を多く用いた簡略化モデルとした。

3.2. テストリグモデル

テストリグモデルは加振機と伝達機構部及び基準面で構成される。外観のために形状を与えているが，質量特性を持たない拘束条件要素で成り立つため弾性体で構成するよりも計算時間の短縮が可能となった。また，計算モデルであるために，実際のテストでは油圧加振機性能の制約により実現不可能なテスト条件での加振も可能となった。

3.3. 二輪車モデル

二輪車モデルは簡略化のために，まず剛体要素で作成する。次に，着目する部位の良好な挙動を得るために必要な関連部位を有限要素モデルに置き換える。本稿の例では，メインフレームの疲労強度を予測するためにメインフレームボデー，エンジンクランクケース，リヤサブフレームを有限要素モデルとし，フロントフォークを弾性体として使用する。

有限要素モデルは，拘束モード法(Craig-Bampton 法)に基づき計算されたモード特性によって定義される。

剛体要素は質量特性(質量・慣性重量・慣性モーメント)によって定義され，外観に3次元 CAD データの形状を使用する。

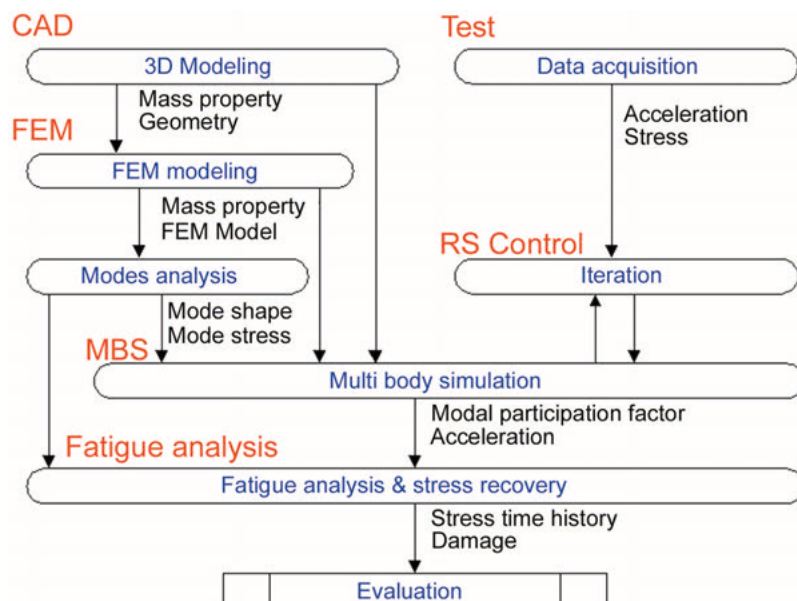


Fig. 2 System flow of virtual road simulator

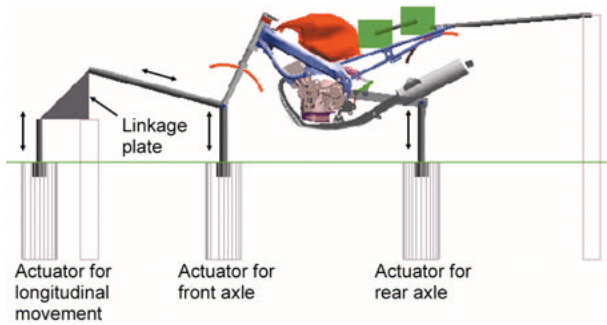


Fig. 3 Construction of virtual road simulator

3.4. フィルタリング

実走行での目標信号計測および RS での応答信号計測にはアンチエイリアスフィルタが組み込まれたデータレコーダを使用している。アンチエイリアスフィルタはその種類により固有の周波数特性があるため、フィルタを通した波形には原波形に対する振幅減衰や位相シフトが生じる。したがって、算出された結果と計測結果との比較を行う上で算出された結果にフィルタをかけなかったり、特性の異なるフィルタをかけた場合に正しい評価ができないことになる。このことから、VRS では算出した結果に対しデータレコーダに組み込まれているものと同じ特性を持つアンチエイリアスフィルタをかけている。

3.5. イタレーション

本システムでは実走行で計測された目標信号を用いて VRS 上でイタレーションを行い、加振信号を算出する。また、VRS 上でのイタレーションにはソフトウェアの違いによる差異を防ぐために RS と同じ自社製ロードシミュレータコントロールソフトウェアを使用する。

3.6. 疲労寿命予測と応力の算出

本システムでは有限要素モデルにおける疲労寿命予測のために以下のような結果を算出している。

- (1) 表面の応力振幅の分布
- (2) 表面のダメージ分布
- (3) ホットスポット(ダメージが高い場所)の位置
- (4) ホットスポットでの応力波形

ホットスポットの特定は対象部品表面の二次元応力変化を評価して行っている。時刻 t におけるホットスポット位置 x での応力 $\sigma_x(t)$ の算出には次式を用いている。

$$\sigma_x(t) = \sigma_{xi} \xi_i(t) \quad (1)$$

ここで、 σ_{xi} は位置 x における拘束モード及び固有モードを含めた i 番目のモード応力、 $\xi_i(t)$ は時刻 t における i 番目のモードの寄与率(変位)を示す。

4. 精度検証

直列四気筒のロードスポーツモデルの二輪車を用いて精度検証を行った例を示す。

4.1. 検証の基準

VRS の精度検証を行うための基準として RS 計測結果を採用した。これは実走行計測の場合、一回のテスト走行で計測できるチャンネル数が計測器の性能によって制限されるため、そのチャンネル数を超える計測に際してデータの一意性が期待できないのに対し、RS計測では再現性が良いため、同一条件での繰り返し計測を行うことができるからである。なお、RSの実走行に対する相関は、これまでに検証済みである⁽²⁾。Fig. 4a と Fig. 4b に実走行計測で得た目標信号に対する VRS 再現結果の比較と、RS 再現結果の比較をそれぞれ示す。

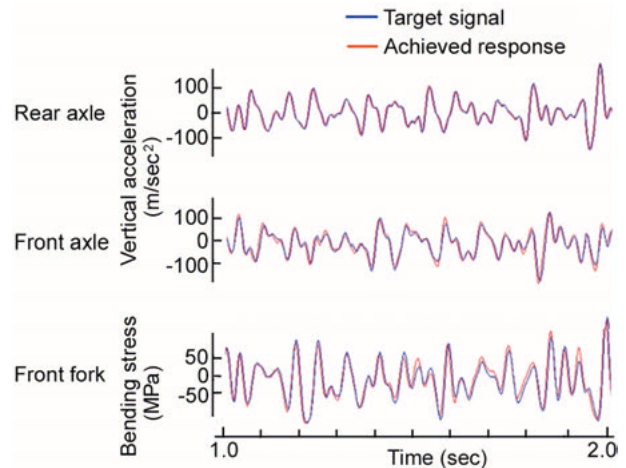


Fig. 4a Comparison between target signals (Actual running) and achieved responses on VRS

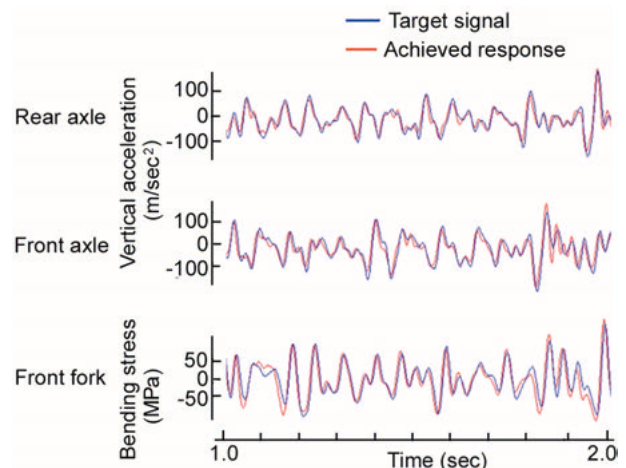


Fig. 4b Comparison between target signals (Actual running) and achieved responses on RS

4.2. 加速度波形

Fig. 5 に加速度計測位置を、Fig. 6 に各部加速度の波形比較を示す。車体の前部と中央部において上下方向加速度、前後方向加速度ともに計算結果と計測結果が良く一致しており、車体全体の挙動が良好に再現されていることが判る。これにより独立振動系の部品に対する入力予測が可能になったと考えられる。

4.3. 応力波形

フレームボデーについて応力比較を行った位置を Fig. 7 に、各部の時刻歴応力波形の比較を Fig. 8 に示す。フレーム前回り (Point A, B) においては、計算で得られた応力の時刻歴波形が計測結果と良い相関を示している。また、フレーム後ろ回り (Point C) においても、その絶対値に差が見られるものの良好な相関が得られていると言える。この絶対値の差は Point C における有限要素モデルの形状及び板厚の精度を上げることによって改善できるものと考えられる。

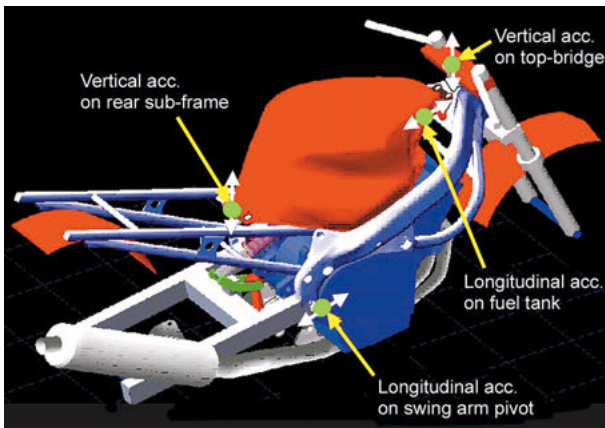


Fig. 5 Locations of acceleration measurement

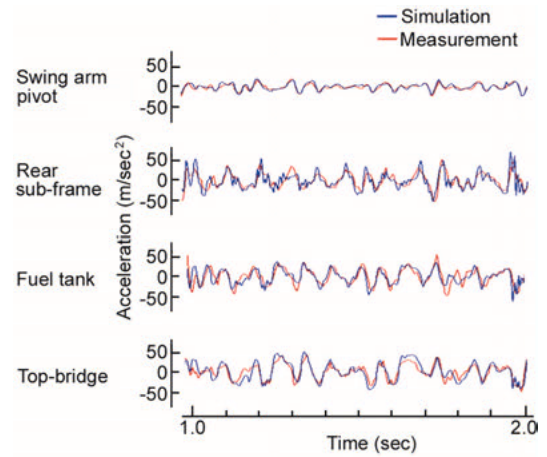


Fig. 6 Acceleration comparison between simulation and measurement

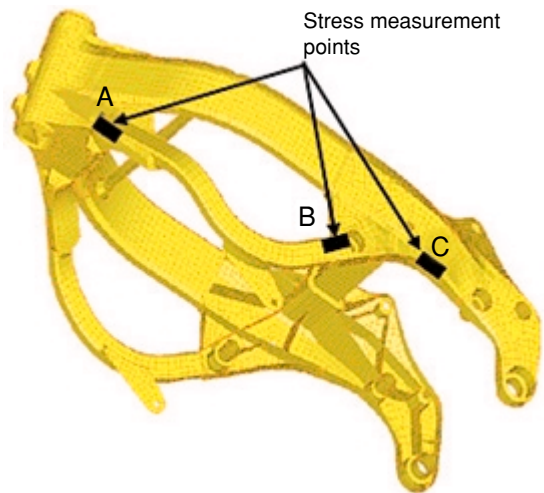


Fig. 7 Locations for stress measurement

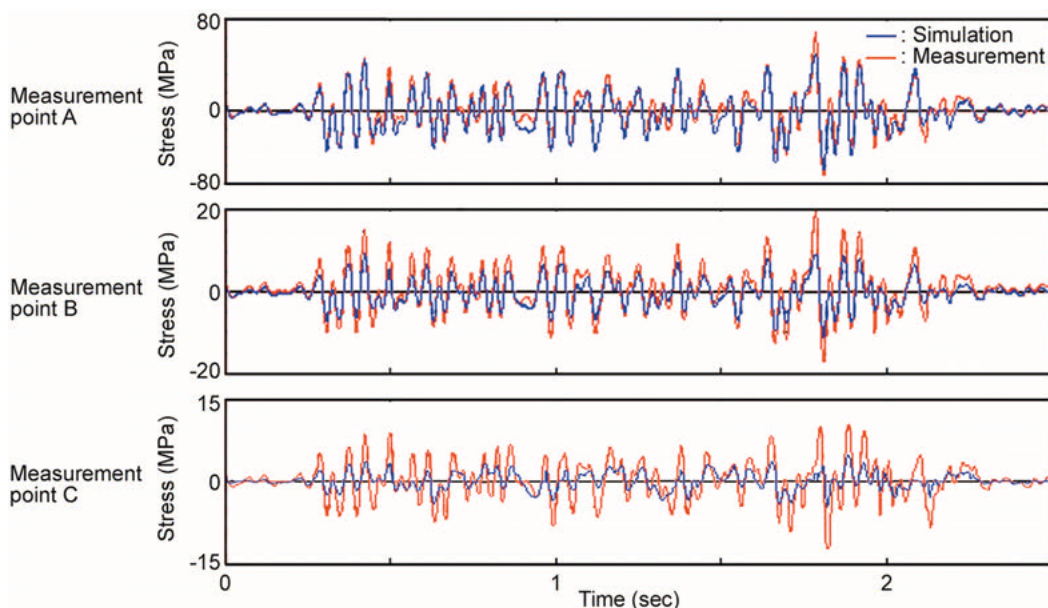


Fig. 8 Stress comparison between simulation and measurement

4.4. ダメージ分布

VRS 技術によって着目する部品についてのダメージ分布が得られるようになった。Fig. 9 に疲労解析結果の一例を示す。今後は、予測されたホットスポット位置の対策を早期に行うことができるようになり、また、対策したモデルに対し VRS を適用することによって、その対策効果を予測することも可能になる。

5. GUI の作成

VRS 技術を容易に扱うことができるように GUI (Graphical User Interface) を作成した。Fig. 10 に GUI の一例を示す。この GUI では以下の点を実現している。

(1) モデル作成手順の簡易化

モデル作成用に二輪車を主要な部位に分け、各部のテンプレートを用意した。これらの組合せと各パラメータの入力によりモデルを作成することができる。

(2) 解析手順の自動化

ソフトウェア間のファイルの受け渡し、ファイル形式変換、及び計算手順を自動化した。

(3) 結果出力の簡易化

計算結果を GUI 上で簡単に見ることができるように結果出力を簡易化した。



Fig. 9 Fatigue analysis result

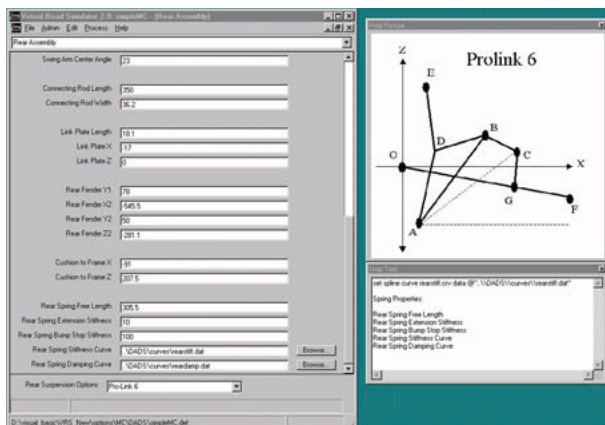


Fig. 10 GUI (Graphical User Interface)

6. まとめ

有限要素解析技術、ロードシミュレータコントロール技術、機構解析技術、疲労解析技術を組み合わせた VRS の開発により以下の結果を得た。

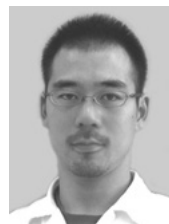
- (1) RSでの二輪車の挙動を精度良く再現することができた。
- (2) 再現した挙動からダメージ分布や最大ダメージ部の応力波形を算出することができた。
- (3) GUIを用いてモデル作成及び、手順の自動化ができた。

これにより、これまで線形静解析では捉えることのできなかった異なるタイミングで複数の荷重がかかる部位や独立振動系部品を含めた二輪車全体の疲労耐久性予測が可能となった。

参考文献

- (1) Harashima.S, et al., Development of Multi-use Road Simulator, SAE Paper 931912
- (2) Harashima.S, Evaluation Method of Motorcycle Fatigue Strength Using Road Simulator, SAE Paper 951817

■ 著 者 ■



長谷川 誠



中西 賢司



原島 正吉



山口 秀樹

室内音予測を目的としたヴァーチャルビークル解析手法

Development of Procedure for Interior Noise Estimation by Virtual Vehicle Analysis

酒井 竜 英* 寺 田 匡 弘*
Tatsuhide SAKAI Masahiro TERADA
小 野 修 一* 神 村 直 毅*
Shuichi ONO Naoki KAMIMURA

要 旨

振動騒音性能の予測を可能とするフルビークルモデルの開発を行うとともに、図面段階における性能評価を目的とした解析手法を確立した。ミッドサイズセダンを用いてエンジンから伝達される振動騒音を対象に、実験ベースのコンポーネントモデルと有限要素モデルを融合させた。それぞれの構成要素を結合するために伝達関数ベースの部分構成法を用い、非直接同定法を用いてエンジン内力を求め、ヴァーチャルビークルに対する入力として与えている。この入力には、燃焼、慣性、ピストンスラップ、クランクベアリング力が含まれ、エンジン次数別に 0.5 次から 10 次まで設定した。このモデル解析から全ての構成要素とその結合部の振動レベル、室内音の予測が可能となる。本稿で提案する解析手法を適用することにより、振動騒音エンジニアは室内音のピークレベルに対する主要な要因を明確に同定できるため、設計者に対する行動計画の策定を的確なものにすることができる。あらゆる設計段階に本手法を適用することにより、設計サイクル数および試作車数の削減に対して効果的に適応できることがわかった。

ABSTRACT

This paper summarizes the development of a predictive vibro-acoustic full vehicle model of a mid-size sedan and focuses on the engineering analysis procedures used to evaluate the design performance related to engine-induced noise and vibration. The vehicle model is built up from a mixture of test-based and finite element component models. FRF based substructuring is used for their assembly. The virtual car model is loaded by engine forces resulting from indirect force identification. This force-set includes combustion, inertia, piston slap and crank bearing forces for engine harmonics from 0.5 to 10th order. Such forced response analysis yields predictions of vibration levels at every component and every interface between components, and of interior noise. The objective is to provide the vehicle NVH engineer with the capability to identify major causes for peak noise levels and to set targets and develop action plans for every component design team. Having such information at any design stage will effectively reduce both the design cycle duration and the number of physical prototypes.

1. まえがき

近年、商品開発の短期間化が叫ばれて久しいが、自動車開発においても商品のコンセプトからデザイン、試作段階から量産まであらゆる段階でスピードアップが望まれている。特に、開発エンジニアにとっては、試作車を削減し、試作ロットを少なくした上で、商品コンセプトに合致した性能を満足させることが最重要課題となっている。

一方、完成車の振動騒音性能は、エンジン、サブフレーム、ボデーとさまざまなシステムの相関により決定されるという技術的な特徴を持っている。したがって、振動騒音を

変化させる場合にはどのシステムで対応することが最も効率がどうか、ということを解明することが重要である。その際にはハンドリング、乗り心地、加速性能、衝突、コスト、ウエイトといった振動騒音性能と相反する性能目標を考慮しつつ、振動騒音性能の目標を達成させる検討を行わなければならない。このため、さまざまな仕様を適用した試作車と段階を経た試作ロットが必要となってくる。

課題である開発の短期化に対応しつつ、振動騒音性能に対する各システム特性のマネージメントを容易ならしめるために、Fig. 1 のような室内音予測のためのフルビークルモデルを構築した。このモデルは測定データに基づいたコン

ポーネントモデルと有限要素コンポーネントモデルから構成され、そのモデル構築の妥当性、予測精度の検証は最初の試作ロットによって行われる。このため、このフルピークルモデルは

- ・室内音圧に対するシステム寄与の明確化が可能

- ・コンポーネント設計変更による室内音圧予測が可能

という特徴を持っている。このシステムにより、商品開発の初期段階において、室内音のコントロールに必要な各システムでの対応が定量的に検討可能となり、各コンポーネント設計者に対して、もっとも効率的な対策指針に基づく行動計画の策定が可能となる。また、他からの要求による変更の場合には直ちに室内音圧への影響を明らかにすることも可能となる。

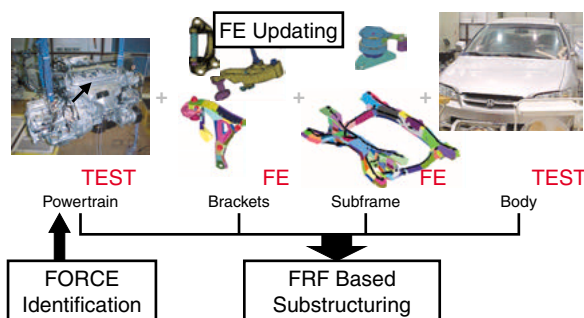


Fig. 1 Virtual vehicle model for estimation of interior noise

本稿においては、実験モデルと計算モデルが融合した仮想ピークルモデルの構築と検証結果、及び本手法の優位性についても明らかにする。

2. 各コンポーネントに対する実験・CAEモデリングとヴァーチャルピークルの構築

本手法に採用したモデル化技術の概要について記す。

それぞれのコンポーネントは入力自由度、結合自由度、応答自由度によって規定される伝達関数行列でモデル化され、伝達関数ベースの部分構造合成法により結合される。

伝達関数行列 $[H_{ij}]$ で規定されたモデルに関して、加振ベクトル $\{F_j\}$ に対する応答ベクトル $\{X_i\}$ の関係を定義すると下記ようになる。

$$\{X_i\} = [H_{ij}]\{F_j\} \quad (1)$$

部分構造合成計算を行うことにより、実稼働時に加振される入力自由度と、任意に選択された応答自由度から構成される伝達関数行列が得られる。コンポーネント接続に関しては、リジッド結合のみならず、一般的によく用いられる剛性行列 $[K_s]$ によって表される弾性要素を介した結合も

可能であり、構造合成された伝達関数は変位に対する線形性と力の釣り合い状態を得たものとなる。

実験モデルは実測データそのものを伝達関数行列としてモデル化を行い、FEモデルは合成された伝達関数行列をモデルとして扱っている。この際に FE モデルは最初の試作品で実施した実験モーダル解析から、アップデート技術を用いてモード精度が高められていることが前提条件である。

入力は、エンジン諸元から算出される慣性力成分と実測された燃焼圧力から算出された燃焼力成分に加えて、実測されたエンジン振動から逆行列手法により同定された余剰成分により構成される。

Fig. 2に、各コンポーネントの概要について示している。本稿にて記述されるピークルモデルはパワートレイン(エンジン+トランスミッション)、エンジンマウンティングブラケット、エンジンマウンティングばね、サブフレーム、ボデーの5要素、11部品から構成される。パワートレインとボデーに関しては、実測に基づく伝達関数行列で表し、エンジンマウンティングブラケット、サブフレームは FE モデル、エンジンマウンティングばねに関しては、測定された複素ばね特性で定義している。

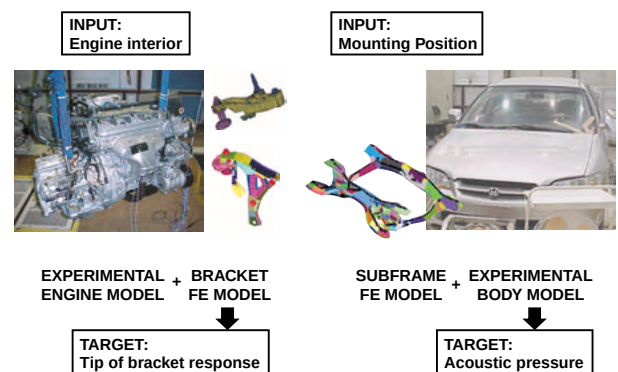


Fig. 2 Individual components of the virtual vehicle model

2.1. 実験 エンジンモデル

エンジンモデルの伝達関数行列は、入力が24自由度、応答が約150自由度で構成される。入力部位は、燃焼圧力、ピストンガイダンス、ピストンスラップを想定し、シリンダーヘッド軸直、軸方向自由度、クランクベアリング軸直、軸方向自由度に設定している。伝達関数を得るために、エンジン内の作動パーツであるピストン、コンロッド、クランクシャフトを外し、小型の慣性加振機により加振を行う。Fig. 3に2つの小型加振機をシリンダーライナー内部に装着している状態を示す。

2.2. エンジンマウンティングブラケット有限要素モデル

パワートレインは4個のマウンティングブラケットによ

り車体に組み付けられている。本解析のターゲット領域はエンジン回転2次から10次成分というような高い周波数帯であり、エンジンマウンティングブラケット共振が振動騒音性能に悪影響を与えることが懸念される。板物溶接仕様のブラケットはシェル要素にてメッシュ生成された FE モデルであり、スポット溶接モデルを含んでいる。ブラケット FE モデルは最初の試作部品から得た伝達関数とモーダルパラメータからチューニングを行い、モード相関の精度を高めている。この手法は、他の FE モデルに対しても適用している。

Fig. 4 に、リアブラケットの最終的な FE モデルと実験モードとのモード相関を示す。10 以上のモードで MAC 値 0.70 ～ 0.95 を確保し良好な相関を得た。

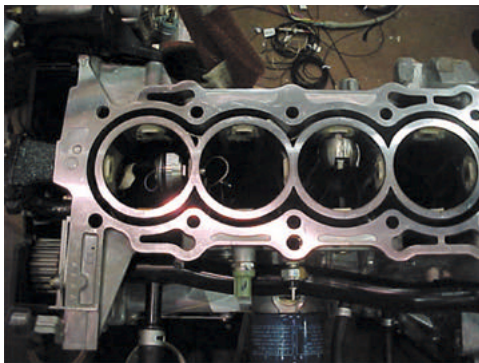


Fig. 3 Minishaker positioning in cylinder liner

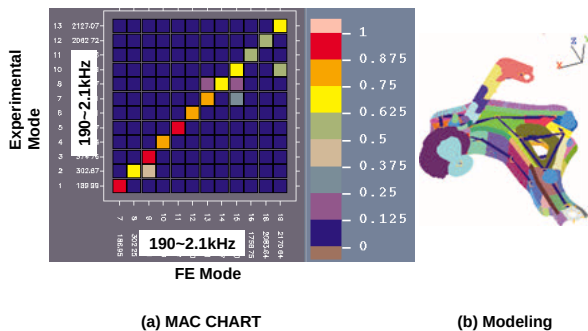


Fig. 4 Final rear bracket FEM and MAC correlation with test model

2.3. フロントサブフレーム有限要素モデル

フロントサブフレームは4個のマウンティングブラケットの内2個をサポートしており、車体に対しては6個のボルトで結合している。このコンポーネントモデルに対しては、スポット溶接の中間にあるパネル同士が接触している部位の挙動に着目してモード相関を高めた。

Fig. 5 に、最終的な FE モデルの 800Hz 以上までの実験モードとの相関を示す。ほぼ MAC 値 0.75 以上を確保し良好な相関を得た。

2.4. 実験 ボデーモデル

ボデーは6箇所のサブフレーム取り付けボルト自由度と2箇所のエンジンマウンティング自由度に対応したポイントモビリティ及びキャビン音圧に対するボデー音響感度によって定義した。

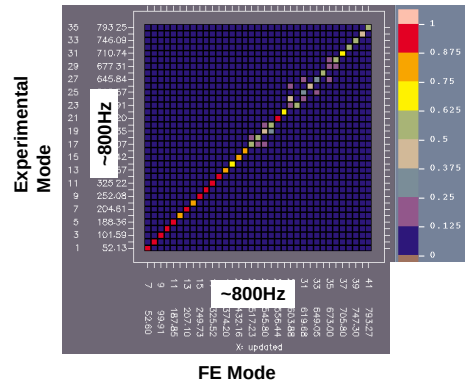


Fig. 5 Correlation chart and final FE mesh of subframe

3. 部分構造合成モデル

それぞれのコンポーネントモデルから2つのサブアッセンブリーを行う。最初のアッセンブリーはパワートレインと4個のマウンティングブラケットの結合である。次はサブフレームとボデーの結合となる。Fig. 6にサブフレームとボデーの結合の場合に必要な伝達関数行列とアッセンブリーの課程を示している。

それぞれのコンポーネントのポイントモビリティ行列 $H_{ss}(s)$ (結合自由度) は結合剛性行列 K を介して結合する。ボデー行列 $H_{is}(i)$ (出力自由度, s : 結合自由度) はサブフレーム結合自由度におけるボデー音響感度であり、サブフレーム行列 $H_{sj}(s)$ (結合自由度, j : 入力自由度) はフロントとリアブラケットが装着されるポイントからの入力に対するボデー結合自由度への応答伝達関数である。サブフレーム行列 $H_{ks}(k)$ (その他の自由度) と H_{kj} はコンポーネント構造を代表するポイントの振動応答であり、アッセンブリー後にワイヤーフレームで迅速に可視化するために行列に加えている。パワープラントとマウンティングブラケットにおいても同様な行列を定義している。

サブアッセンブリーされた部分構造モデルは実測伝達関数によって検証を行う。Fig. 7に実測と計算伝達関数の比較としてクランクベアリング上下加振に対するブラケット先端応答レベルを示す。それぞれの鋭いピークはブラケット共振に起因するものである。Fig. 8 にはサブフレームとボデーのサブアッセンブリー検証として、サブフレーム上のエンジンマウンティングポイントからドライバー左耳までの音響感度の比較を示す。

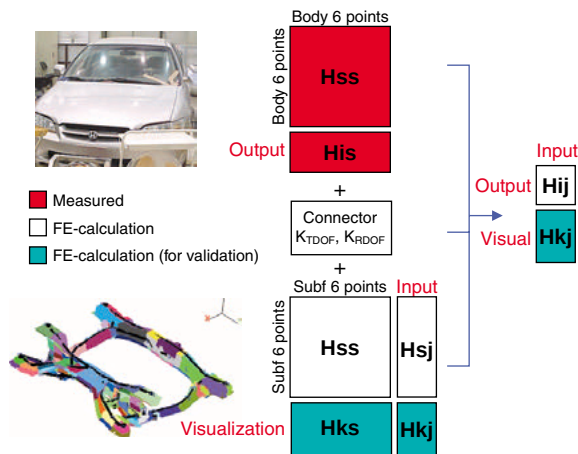


Fig. 6 Substructuring component and assembly matrix for subframe to body model

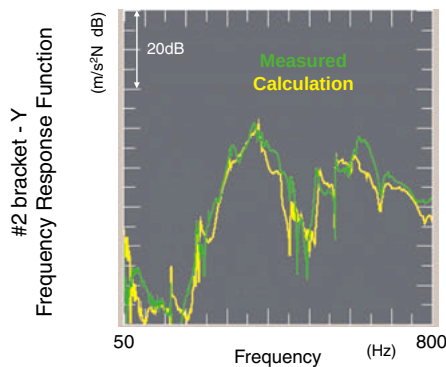


Fig. 7 Measured and predicted FRF between crankbearing force and engine bracket vibration

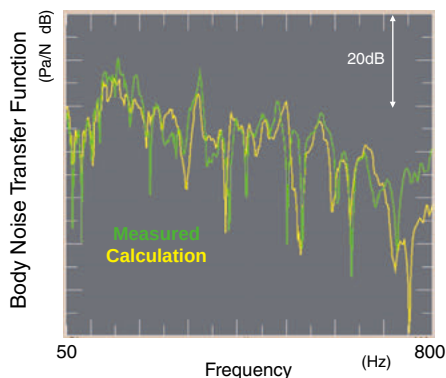


Fig. 8 Measured and predicted driver's left ear Body Noise Transfer Function at engine mounting points on subframe

ヴァーチャルアッセンブリー後の入力応答モードとアッセンブリー前のコンポーネントモードとの相関から、アッセンブリー後のモードに対する単体モードの重要性を解析することも可能である。

本稿では、サブフレームに装着されているステアリングシステム、サスペンションアームはモデル化していない。当初の実験でそれぞれの影響を解析した上で、影響の認められたコンポーネントとサブフレーム、ボデーを結合した状態の伝達関数行列も併用している。

4. エンジン入力同定

エンジン内部で発生する力は、Indirect force 同定手法 [ref2] によって計算され、部分構造合成法によってアッセンブリーされたピークルモデルへの入力条件となる。

4.1. 既知力の直接同定

最初に、慣性力をエンジン諸元(ピストン、コンロッド、クランク)から、稼働時の実測スピードと同期して計算する。次に実測された燃焼圧力信号から燃焼力を得る。高次数領域の解析に際して正確な位相を保証するために、全ての測定信号はカムシャフトトリガーとフライホイールタイミングパルスを利用することにより、時間単位からクランク角度単位に適応させるよう変換した。

慣性力と燃焼力を事前に計算した後に、クランクシャフト FE モデルによりクランクピンからクランクベアリングへの伝達を定義し、クランクベアリングにて発生する力を予測する。これにより、慣性力、燃焼力をクランクベアリングに発生する力として結合し既知力ベクトルを作成する。今回の解析では、エンジン次数の 0.5 から 10 次まで 0.5 次成分毎に既知力ベクトルを作成した。

4.2. 剰余力の同定

同定の方法は(2)~(7)式を用いて下記のようにして求めた。

既知力 $\{F_{\text{known}}\}$ から発生するパワートレイン振動応答は、ヴァーチャルピークルにおける入力自由度からエンジン、ブラケット振動までの伝達関数行列 $[H_{ij}]$ を演算することにより求めることができる。(式 2)

稼働時に発生している力の全ては既知力ではないため、前記の既知力から計算された振動 $\{X_{\text{known}}\}$ を、実際に稼働時に発生している全ての振動成分 $\{X_{\text{measured}}\}$ から除算する。この除算結果 $\{X_{\text{residual}}\}$ を残りの剰余力 $\{F_{\text{residual}}\}$ によるものと予測する。稼働時の振動から既知力による成分を取り除き(式 3)、剰余力による成分のみになった稼働時振動とフルピークルモデルの伝達関数行列から逆行列演算を用いて剰余力を算出する。(式 4) これらの剰余力 $\{F_{\text{residual}}\}$ に最初に予測計算した既知力 $\{F_{\text{known}}\}$ を加算することにより、発生力全ての力ベクトル $\{F_{\text{predict}}\}$ をハーモニクス成分別に得ることができる。(式 5) この予測過程に対する妥当性を検証するために、発生力全てによるエンジン、ブラケット振動 $\{X_{\text{predict}}\}$ を

算出し(式6), 測定した振動と比較を行わなければならない。(式7)

$$\{X_{known}\}=[H_{ij}]\{F_{known}\} \quad (2)$$

$$\{X_{residual}\}=\{X_{measured}\}-\{X_{known}\} \quad (3)$$

$$\{F_{residual}\}=[H_{ij}]^{-1}\{X_{residual}\} \quad (4)$$

$$\{F_{predict}\}=\{F_{known}\}+\{F_{residual}\} \quad (5)$$

$$\{X_{predict}\}=[H_{ij}]\{F_{predict}\} \quad (6)$$

$$\{X_{error}\}=\{X_{predict}\}-\{X_{measured}\} \quad (7)$$

4.3. 発生力予測における行列サイズの影響

稼働時発生力に対する予測精度は、既知力と剰余力同定の際に適用する伝達関数行列によって左右される。逆行列演算を安定させるために、基本自由度としてパワートレイン骨格上であるクランクベアリングサイドとシリンダヘッドに90自由度を設定し、アッセンブリー上重要なポイントであるブラケット結合部位の48自由度とブラケット先端18自由度を拡張自由度として設定した。Fig. 9に、基本自由度と拡張自由度による行列サイズによる発生力の違いについて示す。発生力の予測計算を安定させるためには、基本自由度と拡張自由度の両者が必要になることがわかる。

最初の予測計算ではブラケットを除いたパワートレイン本体のみの行列を逆行列計算に使用したが、4個のブラケットを結合した計算結果との比較からこの行列では不十分な精度であることが確認できた。このように力同定予測計算をする際には、事前にパワートレインモデルにブラケットFEモデルを加えて、力同定に必要な伝達関数行列を求めておくことが肝要である。

同定行列のタイプ、サイズ違いによる計算結果について、Fig. 10にブラケット先端での5次振動レベルにおける実測値との比較を示している。実稼働時の状態はエンジンマウントによる減衰が作用しているが、エンジンとブラケットを結合したモデルによる計算結果のみが、減衰されていないシャープなピークを形成しており、実測と違う結果になっている。その他の行列条件では、測定データとよく一致していることから、もっとも良い精度で予測計算を行うためには、フルビークルモデルの伝達関数行列による剰余力計算が必要であることがわかった。

フルビークルモデルのボデー特性を表現するための簡単なモデリング手法としては、実測されたポイントモビリティの代わりに近似した一定の剛性値に置き換えることを行う。今回の解析においてもこの手法の妥当性は既にFig. 10に示す予測計算結果により検証されている。ボデーモデルが存在せず、エンジンマウンティング伝達力や振動を評価する場合に適している。

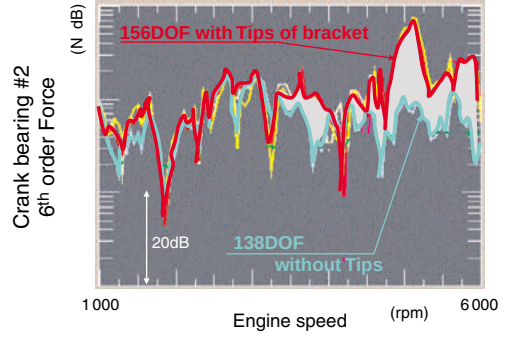


Fig. 9 Crankbearing #2 6th order force estimate for different matrix models

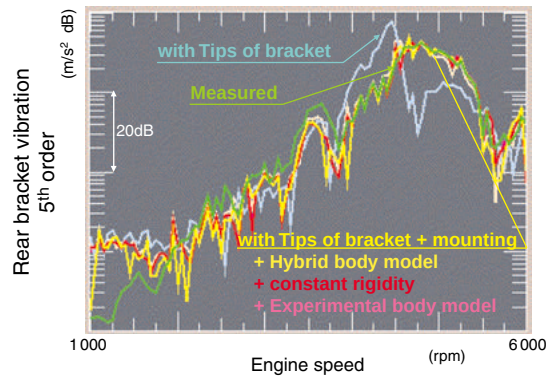


Fig. 10 Measured and predicted 5th order bracket #2 axial vibration for different matrix models

5. ヴァーチャルビークルモデルの検証

同定された力をヴァーチャルビークルに適用することにより全てのコンポーネントと全ての結合部の振動予測、室内音圧予測が得られ、力伝達率に対する評価を行うことができる。振動騒音性能に関連する重要なものは、エンジンサイド、ボデー・サブフレームサイドの振動レベル、エンジン内部力を原因とするマウント伝達力と室内各部の騒音レベルである。本ヴァーチャルモデルによって達成された精度について以下に述べる。

5.1. エンジンサイドブラケット振動

Fig. 11に6次エンジンブラケット振動に対する実測レベルと予測振動の比較を示す。力同定の際に用いている伝達関数行列は入力24自由度に対して応答を156自由度と設定しており、逆行列演算の行列比率を7以上に決定した。この結果、良好な計算精度が得られており、他の次数、他のブラケットについても同様な予測精度が達成できた。

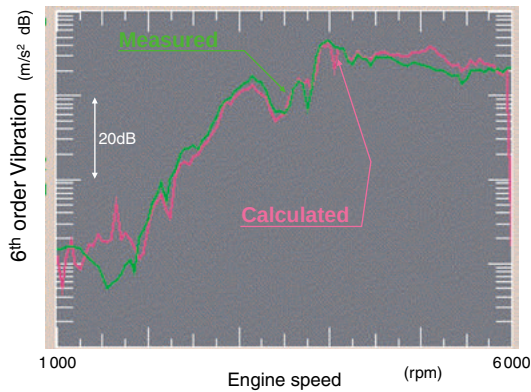


Fig. 11 Measured and predicted vibrations for 6th order of bracket #2 axial vibration

5.2. 室内音圧予測

ヴァーチャルビークルによる最終的な目標は、実稼働時の室内音圧の予測とコンポーネントレベルの構造変化によってどの程度変化するかを予測できるかにある。Fig. 12に6次成分の室内音に対して、ヴァーチャルモデルによる計算結果を実測室内音圧と比較して示している。計算結果は2つの仕様を示しているが、この違いは実験モデルとFEモデルの領域設定であり、このようにモデル定義を変化させたシミュレーションを行った結果、予測精度に対して下記のパラメータが重要であることが明らかになった。

1. FE コンポーネントモデルの質、精度
2. 力同定に使用される伝達関数行列の領域
3. エンジンマウントの複素ばね定数の信頼性

FEモデルの質は、最初の試作部品を基準にモデルを構築する際に高められ、その後も試作部品の作成が許される機会には見直すことができる。伝達関数行列のうち実験データから構成されるものは、前モデルの車体やエンジンテストベンチから多くの測定努力が必要である。

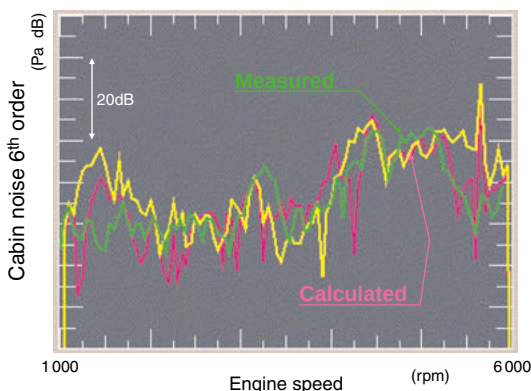


Fig. 12 Measured and predicted 6th order interior noise for 2 virtual car models

6. 商品開発への適用

上記の検証結果をもとに本手法を、初期の設計段階における開発ツールとして適用した。

6.1. ヴァーチャルモデルへの新規部品の適用

試作コンポーネント(以降 A spec と記述)を FE によりモデル化し、実験ベースのコンポーネントモデル(試作エンジン、ボデー)に組み入れ、フルビークルモデルによる予測を行った。Fig. 13に A spec のエンジンマウンティングブラケットとサブフレームに関する FE モデルを示す。当初の予測ではコンポーネントの特性によっていくつかのエンジン回転領域で、高い騒音レベルとなることが判明した。FEコンポーネントモデルのモデファイにより対策を行った上で、その効果を事前にバーチャルビークルモデルにより予測した。

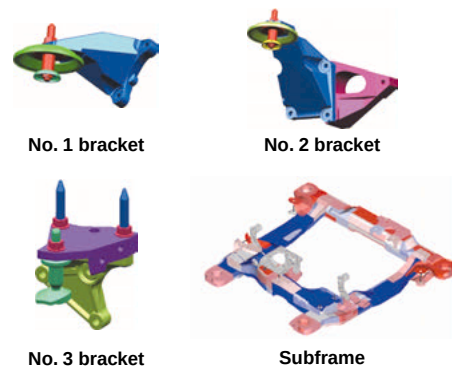


Fig. 13 A-spec parts: engine mounting brackets and front subframe

モデル予測後に、実際のプロトタイプを利用して検証を行った。Fig. 14に #3 エンジンマウンティングブラケットにおける6次振動を予測、実測と比較して示す。これによりモデル予測精度が妥当であることがわかる。Fig. 15にはサブフレーム上の音響感度について予測と実測の比較について

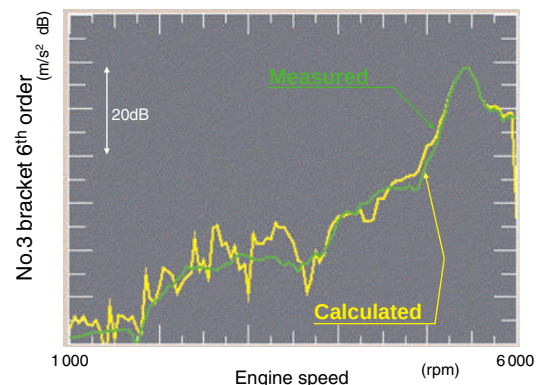


Fig. 14 6th order vibration of No.3 engine mounting bracket on 2nd protostage vehicle

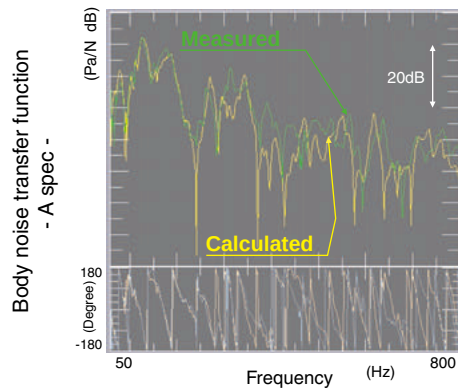


Fig. 15 Measured and predicted body noise transfer function, using improved A-spec subframe in the virtual car model

て示す。これにより、サブフレームのモデリングとヴァーチャルビークルへのアッセンブリーが一部の周波数帯域を除き、妥当であったことがわかる。実測と一致しない点については試作仕様特有の構造に起因しており、室内音予測全体に占める割合は低かった。

6.2. 騒音伝達経路の解析

最終的な室内音圧に対する各伝達経路の寄与を詳細に解析する。

6.2.1. 力伝達率

力伝達率は、単位入力に対する力の周波数応答特性をそれぞれの経路について直接評価することができる。同定したエンジン内部の発生力と行列演算することにより、実稼働時におけるエンジンマウント伝達力を計算することができる。

Fig. 16に、6次成分の伝達力を比較する。当初の仕様であるBASE仕様からA specに変更することにより、No. 3エンジンマウントにおける伝達力がどのように変化したかが明確になる。新しい設計により、ほとんどの領域で伝達力の低減が認められるが、5 500rpm 付近で新たな伝達力のピークが認められる。

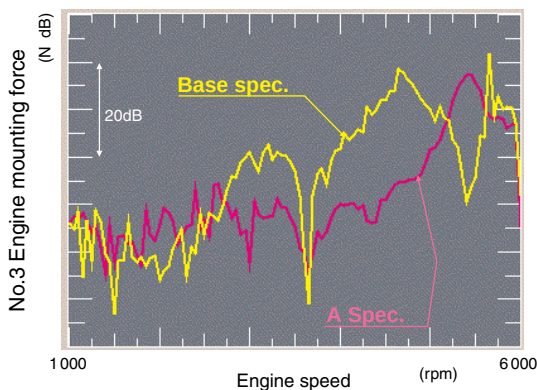


Fig. 16 Calculated force transmitted through #3 engine mounting : virtual vehicle vs. base specification

このように、構造結合による影響と、結合部の動的な動きによる影響が全て含まれた力そのものが同定できるため、構造合成前の FE モデルに入力として適用することも可能である。部分構造合成モデルの構築は結合部位の自由度に限定できるため、必要な自由度に限定したヴァーチャルモデルにより結合部位の力を求める。その力をフルサイズの FE モデルに与え FE 全自由度に対する評価を行うことにより、モデル構築を短縮しつつ、詳細解析を行うことが可能である。

6.2.2. エンジンマウント伝達経路解析

通常の経路解析により室内音に対する各エンジンマウント伝達の寄与を解析する。

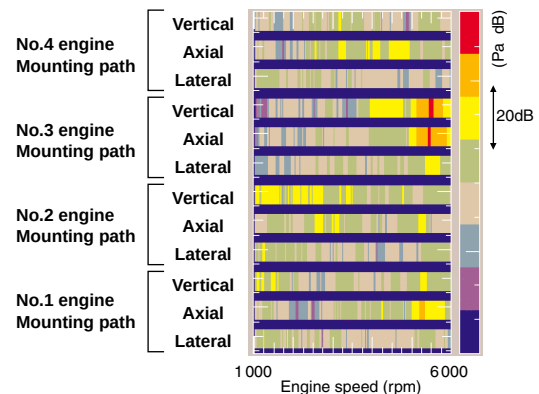


Fig. 17 Engine mounting path contribution to interior noise simulation on A-spec parts vehicle

Fig. 17にこれらの寄与を回転数に対するカラーバーで図示した。4つのエンジンマウントのうち、5 500rpm 領域において No. 3 ブラケットの寄与が高いことがわかる。

Fig. 18 に、5 500rpm における音圧寄与ベクトルを示す。No. 3エンジンマウントが最も大きな寄与を占めるベクトル形態である。No. 1 エンジンマウントが次の寄与を占め、トータルの合成音圧とほぼ同じ位相を持つことがわかる。

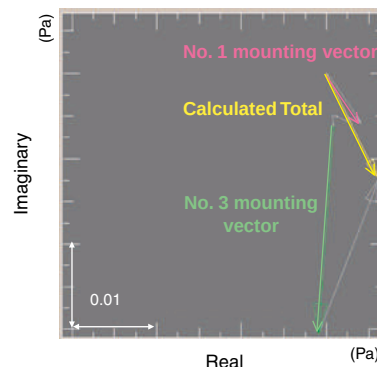


Fig. 18 6th order vector plot of Interior noise contributions at 5 500rpm on A-spec parts vehicle

6.2.3. 伝達経路に対する詳細解析

各マウントを伝達する力は、エンジン内部での発生力とエンジン構造の伝達特性に決定される。前項と同様な解析を行うことによりエンジン内部のそれぞれ独立した経路に対する寄与が明確になる。Fig. 19 に No. 3 エンジンマウントの伝達力に対して、エンジン内部力の寄与をカラーマップで示した。エンジン内部力の経路は、クランクベアリングとシリンダーヘッドの前後、左右、上下方向の 24 経路である。

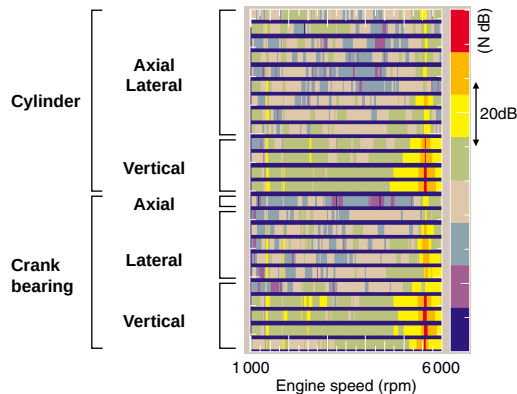


Fig. 19 6th order path contribution from interior engine forces to #3 engine mounting force on A-spec parts vehicle

クランクベアリング上下とシリンダーヘッド上下の寄与が優勢であることが明確になったが、これらの寄与は6次成分においては、位相が一致しておらず相殺成分となる。5500rpmにおいては、これらに加えてクランクベアリング前後が高い寄与であることがわかる。

ヴァーチャルビークルモデルではエンジン内部からボデー室内まで、全ての構成要素に対する相互作用を扱っている。したがって、エンジン内部からのそれぞれ独立した経路がどのように室内音に寄与しているかといった解析も可能である。

Fig. 20 に室内音圧に対するエンジン内部力の寄与をカラーバーで示す。経路の定義はFig. 19と同じであるが、室内音までの全ての構成要素を含んだ結果である。エンジンマウント伝達経路解析、力伝達率解析と相互に補完することにより詳細に考察することが可能となる。5500回転6次室内音において最も寄与が高いのはクランクベアリング上下とシリンダ上下方向の入力経路であり、次の寄与はクランクベアリング前後方向の経路であることがわかる。No. 3 エンジンマウント伝達力に対する寄与解析と同様な傾向である。つまり、室内音圧に対するエンジン内部力の寄与 (Fig. 20) は、No. 3 マウント伝達力に対する寄与 (Fig. 19) とよく相関が取れており、No. 3 マウント伝達は、室内音圧に対して最も優勢な寄与 (Fig. 17) を持つことが明確になる。

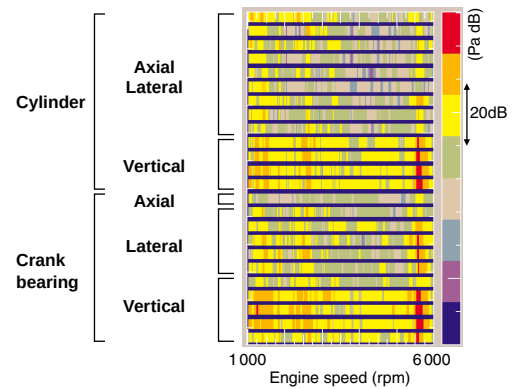


Fig. 20 6th order path contribution from interior engine forces to interior noise on A-spec parts vehicle

Fig. 21 に 5500rpm 6次室内音に対するエンジン稼働時の内部力のベクトル寄与を示す。最大寄与はクランクベアリング上下力とシリンダ上下力であり、両者はほぼ等しい大きさを持つが、位相は逆向きであり、実際には最大寄与を持っている2つの経路は逆方向に打ち消しあうことがわかる。次の寄与はクランクベアリング前後力であるが、総和ベクトルとほぼ同じ位相を持つため、重要な影響を及ぼすことがわかる。また、合成総和ベクトルと実測の音圧ベクトルはよく一致しており、エンジン内力伝達経路モデルは信頼性が高いことが検証できた。

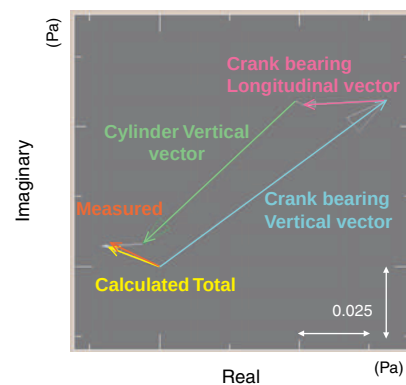


Fig. 21 6th order vector plot of Interior engine forces to interior noise at 5500rpm applied A spec parts

設計サイクルのあらゆる段階で、振動騒音に対する図面性能の評価、解析に本ヴァーチャルビークルは適用可能である。それぞれのシステム性能としてエンジンから各構造結合部への力、稼働時のエンジンマウント伝達力、マウントブラケット先端振動、ボデー振動、ボデー音響感度が評価され、最終的な目標である室内音圧に対する寄与が評価される。実車の振動騒音現象に対して各コンポーネント設計の影響が簡単にシミュレートできるため、このモデルを設計変更、試作ロットに同期させ継続的に発展させることによ

り振動騒音目標とシステム性能、コンポーネント図面のマネージメントが定量的に行える。

7. まとめ

振動騒音開発プロセスの短期化に適応したヴァーチャルピークルモデル解析手法が開発できた。

- ・自動車開発のあらゆる段階において室内音圧目標に対する評価が可能になる。加えて、設計の初期段階で室内音圧に対する影響を考慮することができるため、製品企画段階における設計仕様を室内音目標に適応させるよう決定することができる。
- ・コンポーネント設計チームに対して、対象コンポーネントの稼働時のデフォメーションシェイプ、伝達関数、経路寄与、力、振動レベルが目標に対してどのような位置付けにあるかのフィードバックがタイムリーに行える。
- ・室内音圧に対してエンジン内部力、エンジンマウント伝達力の両者を基準とした経路寄与解析が可能となる。
- ・コンポーネントに対する設計変更の際には、その要求が振動騒音からのものか、他からのものかに関わらず、ヴァーチャルピークルモデルにより素早く判断できる。

室内音に対する寄与を検証し、目標未達の根本要因を明確にすることが可能であるため、この解析プロシージャは、振動騒音マネージメントを行う上で、コンポーネント設計者との連携に効果的である。コスト、ウエイト、強度といった内容と振動騒音商品性の目標を付き合わせて定量的な検討が可能となり、継続的に室内音目標を監視することにも効果的である。

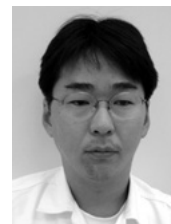
参考文献

- (1) Sakai,T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538 (2001)
- (2) Sumi,K.: Development of a Hybrid Model for Powerplant Vibration, Proceedings SAE Noise & Vibration Conference, 1999-01-1656 (1999)
- (3) Wyckaert,K.: Flexible Substructuring Based on Mixed Finite Element and Experimental Models -A step ahead of Transfer Path Analysis, Proceedings 14th International Modal Analysis Conference (1996)
- (4) Wyckaert,K.: Hybrid Substructuring for Vibro-acoustical Optimisation -Application to suspension - Car Body Interaction, Proceedings International Noise & Vibration Conference (1997)

■ 著 者 ■



酒井 竜英



寺田 匡弘



小野 修一



神村 直毅

エンジン騒音低減を目的とした 有限要素法音響計算モデルの構築

Construction of an Acoustic FE Model for the Purpose of Engine Noise Reduction

川 端 一 史*

Kazufumi KAWABATA

酒 井 竜 英*

Tatsuhide SAKAI

橋 本 信 明*

Nobuaki HASHIMOTO

要 旨

トリムドボデーの振動速度を境界条件とした、有限要素法音響計算モデルの構築を検討した。速度を境界条件として適用する実験モデルは、実機の加振測定により車体の各パネルの振動加速度を測定して作成した。また音響計算モデルには、境界条件として内装材のインピーダンスを設定した。設定値は、内装材の多層構造を簡易的に表現した音響計算モデルから、実測値とほぼ等価な値をもつように決定した。この構造実験モデルと音響計算モデルのハイブリッド化によって、トリムドボデーの音響特性を350Hzまで表現することが可能となり、エンジン騒音に対して寄与度の高い車体パネル部位の特定や、エンジンマウント取付点から乗員耳位置への振動・音響伝達特性を効率的に低減する手法を解析することが可能となった。

ABSTRACT

A study was conducted in the construction of an acoustic finite element model with the velocity of vibration of the trimmed body as a boundary condition. An experimental model using velocity as the boundary condition was created by measuring the vibrational acceleration of each panel of a trimmed body by excitation measurement. The trim panel impedance was also set as a boundary condition for the acoustic FE model. It was decided that the setting values for the acoustic FE model, which provides a simple representation of multilayered trim panels, should be made approximately equivalent to actual measurement values. This hybridization of a structural experimental model and an acoustic FE model made it possible to represent the acoustic characteristics of the trimmed body up to 350Hz. It also enabled analysis of methods for efficiently minimizing the vibration level of vehicle body panel parts that contribute significantly to engine noise and for reducing the vibro-acoustic transfer function from the engine mount to passenger ear locations.

1. ま え が き

自動車の開発において、さらなる開発期間の短縮や試作ロット削減、コストダウンを達成するためには、開発初期段階における個々の要求性能の明確化や図面段階での性能予測が必要である。特にボデー骨格については、デザイン・衝突安全・居住性・振動騒音や軽量化といった項目を同時に高次元で両立させなければならない。パワープラント入力に起因する振動騒音の開発においては、大規模の有限要素法(FE)計算モデルを利用したボデー構造検討が行われているが、対策後の構造での車室内音への効果予測が現在の技術課題となっている。さらに、車室内音は車室内形状から決定される固有の音響特性によっても大きく影響を受けるため、

車室内音の低減には単に車体振動を低減するだけではなく、車体の振動特性と音響特性をいかにコントロールするかが重要である。そのためには精度の高い車室内音響計算モデルが必要である。車室内音響計算モデルの開発事例として、車体実験モーダルモデルと車室内音響FEモデルからなるハイブリッドモデルを用いて、効率的に音響感度を低減する手法⁽¹⁾や、大型トラックのキャブこもり音について、キャブ構造の実験モーダル解析結果を境界条件として、音場の有限要素解析モデルを構築した事例^{(2)~(3)}がある。また構造モデルを実験モデルではなく、FEのトリムドボデーモデルを用いることにより、200Hzまでの室内音を予測するモデル構築も検討されている⁽⁴⁾。しかし、エンジンの振動入力に対する車室内音の低減を目的とした、より高い周波

数域まで解析できるモデル構築については、その計算モデルの精度に課題があるのが現状である。

本研究ではエンジンの振動入力に対する車室内騒音低減の開発ツールとして、トリムドボデーでの加振実験から作成した実験モデルと、音響 FE モデルを用い、エンジンマウント取付点から乗員耳位置までの振動-音響伝達関数を 350Hz まで解析できる、ハイブリッド音響計算モデルの構築を検討した。

2. 実験モデルおよび音響 FE モデルの作成手法

2.1. 実験モデル

音響 FE モデルでの室内音計算に必要な境界速度条件は、実機の加振測定で得られる車体の各パネル振動を適用した。エンジン、トランスミッション、サスペンションが非搭載のトリムドボデーにおいて、エンジン騒音に寄与度の高いリアエンジンマウント取付点をバーストランダム加振し、車体の各パネルの振動加速度を測定して実験モデルを作成した(Fig. 1)。測定点数の決定に際しては、音響計算の上限周波数を考慮する必要がある。音響計算結果の精度向上には、実験の測定点数と計算モデルの要素数増加が必要であるが、実験工数や計算時間増大につながる。そこで、1 波長間に 6 つの節点を設けることで音波の腹・節を表現しようとする、FE モデル上で解析可能な周波数 f_{max} は次式で与えられる。

$$f_{max} \leq c / (6 \cdot l_{max}) \quad (1)$$

ここで c : 音速, l_{max} : FE モデルの節点間最大距離である。本研究では解析周波数の上限目標値を 350Hz としているため、式(1)から測定点のピッチを 100mm とし、車体全体で約 1100 点の振動加速度を測定した。振動加速度測定と同時に各席乗員耳位置での音圧レベルも測定し、後述する音響計算結果の検証データとした。

2.2. 音響 FE モデル

使用した音響 FE モデルを Fig. 2 に示す。構造解析用の大規模モデルから車体パネルおよび内装材の表面形状を抽出し、音響計算用のソリッドモデルを作成した(要素数約 74 000)。シート、インストルメントパネルなどのトリム部品の他に、実機加振測定条件を忠実に表現するため、音響加振用スピーカも車室内部にモデル化した。より精度の高い



Fig. 1 Structural experimental model

室内音圧計算を行うには内装材のモデル化が重要であり、これは音響 FE モデルの境界条件としてインピーダンスもしくはアドミタンスを設定することにより表現が可能である。ここでは Fig. 3 に示す部位にアドミタンスとして設定した。アドミタンス値は、実車の音響加振実験によってトリム部品の振動速度とその表面音圧レベルを測定することにより次式から求めることができる。

$$A = 1/Z = v/p \quad (2)$$

ここで A : アドミタンス, Z : インピーダンス, v : トリム振動速度, p : トリム表面音圧レベルである。各パネルごとの測定結果をもとに、音響計算ソフトにおいて内装材の簡易モデルを作成し、実測結果とほぼ等価なインピーダンス特性をもつように設定値を決定した(Fig. 4)。境界速度条件は実験モデルの各パネル振動データを用い、FEモデル上

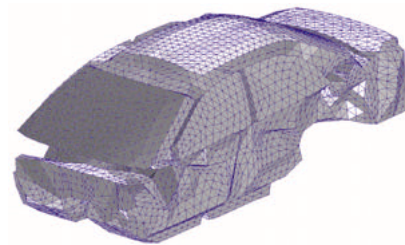


Fig. 2 Acoustic FE model

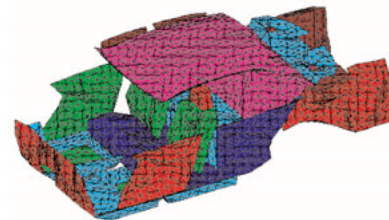


Fig. 3 Sets of admittance definition

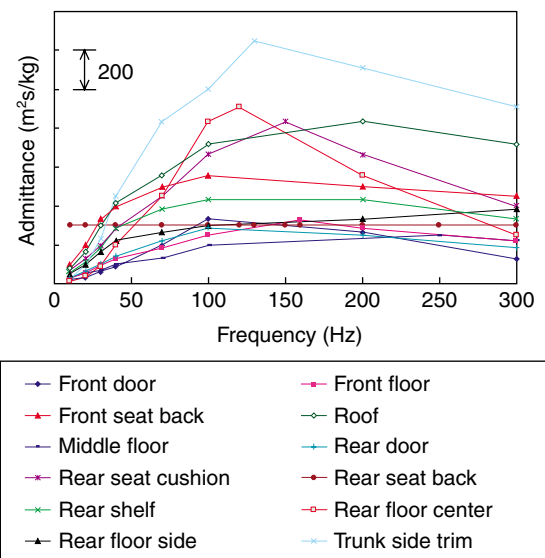


Fig. 4 Admittance values defined as boundary condition

の節点への適用にあたっては、各測定点と FE モデルの節点との座標相関をもとに、振動データの線形補間を行った。最終的な室内音圧レベルの評価点は実機測定と同一の各席乗員耳位置とした。

3. キャビン音場モデルの計算精度検証

3.1. 境界速度条件の検証

3.1.1. 車体パネル振動とトリム側振動の適用比較

実験モデル作成後、車体の各パネルおよびトリム側の振動特性がどのような関係にあるかについて解析した。Fig. 5, 6 にフロアおよびルーフにおけるトリム側と車体パネルの振動応答比較を示す。Fig. 5, 6 から、トリム側と車体パネルの振動特性は大きく異なり、車体全体でみると概ね 300Hz 以下ではトリム側が、それ以上の高周波域では車体パネルの振動レベルが高くなる傾向を示した。

次に音響 FE モデルにこれら実験モデルの振動データを境界速度として代入し、リアエンジンマウント取付点から前席乗員耳位置への振動・音響伝達関数を計算した。あらかじめパネル側データとトリム側データの両方を測定している部位については、パネル側適用の場合とトリム側の適用の場合とで別々に音響計算を行い、乗員耳位置への伝達

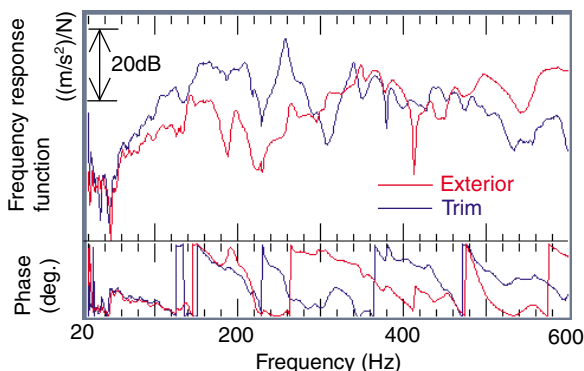


Fig. 5 Comparison of frequency response function (FRF) at front floor on rear engine mount excitation

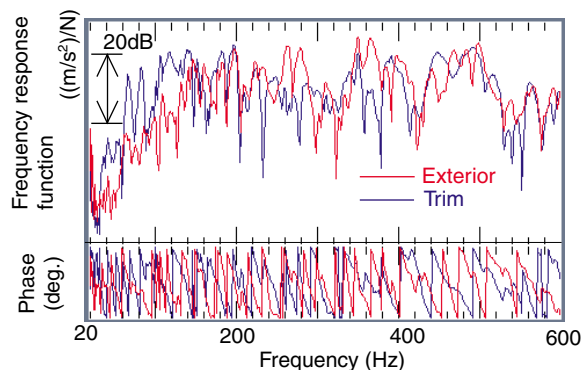


Fig. 6 Comparison of FRF at roof on rear engine mount excitation

関数に対する影響についても検証した。この乗員耳位置での振動・音響伝達関数の計算値と実測値との比較を Fig. 7 に示す。Fig. 7 から、境界速度としてトリム側データを選択することにより、特に 200Hz 以上の領域で伝達関数が 5 dB 以上高くなり、計算値がより実測値に近くなる傾向を示した。しかしながら 120 ~ 240Hz では伝達関数のピーク・ボトム周波数が計算値と実測値とで相関がみられるものの、ピークレベルでは 5 ~ 10dB の差があり実車の音響特性を忠実に表現できているとはいえない。そこで乗員耳位置での音圧レベルに対する各パネル振動レベルの寄与度を音響 FE モデルで計算し、計算値と実測値との不一致について検証を試みた。

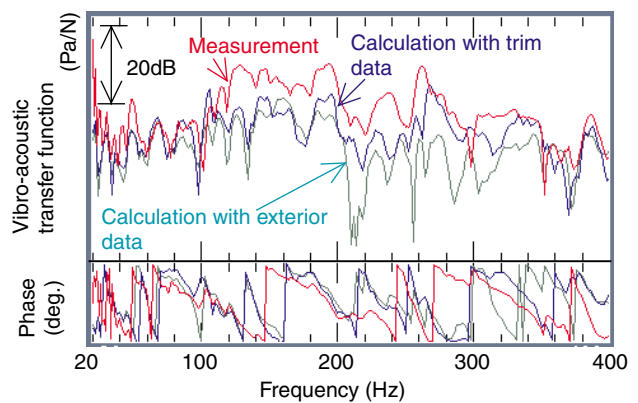


Fig. 7 Comparison of vibro-acoustic transfer function at front/left seat on rear engine mount excitation

3.1.2. 室内音に対する各パネル振動寄与度

Fig. 2 の FE モデルから新たに同一形状の境界要素法 (BE) モデルを作成し、計算精度が不十分である 100 ~ 250Hz に着目して、室内音に対する各パネルの速度寄与度を計算した。Fig. 8 に 124Hz での乗員耳位置音圧に対する境界速度寄与ベクトルを示す。特にダッシュボードフロアパネルでの寄与度が高く、フロントウィンド側(インストルメントパネル側)とは逆位相で寄与度が高いことを示した。他の周波数についても車体前部の寄与度が高く、かつダッシュボード側とインストルメントパネル側で逆位相になり、Fig. 8 と同様の傾向を示した (Fig. 9)。

次に FE モデルで乗員耳位置音圧に対するパネル振動寄与度を算出する方法を検討した。まず、これまで全点同時に適用していた境界速度を、Fig. 10 に示すように各パネルごとに分割し、エンジンマウント取付点から乗員耳位置への振動・音響伝達関数を個別に計算した (Fig. 11)。また、これらのパネル個別の伝達関数を再合成することにより車体全体での振動・音響伝達関数とし、境界速度を全点同時適用して計算した場合との比較も行った (Fig. 12)。Fig. 11 から、計算による乗員耳位置での振動・音響伝達関数の精度

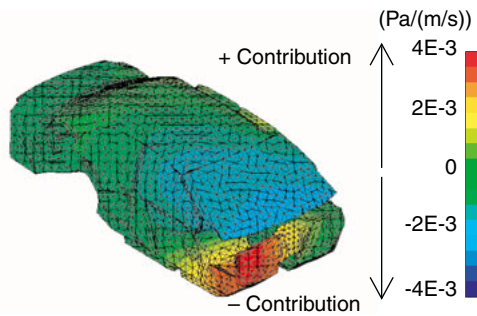


Fig. 8 Acoustic transfer vector at 124Hz

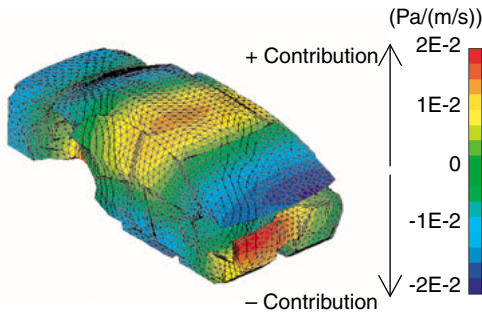


Fig. 9 Acoustic transfer vector at 182Hz

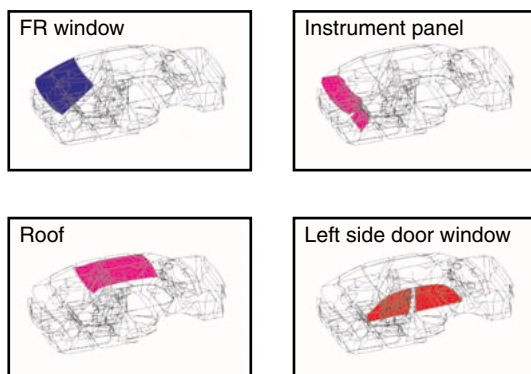


Fig. 10 Examples of divided panels set

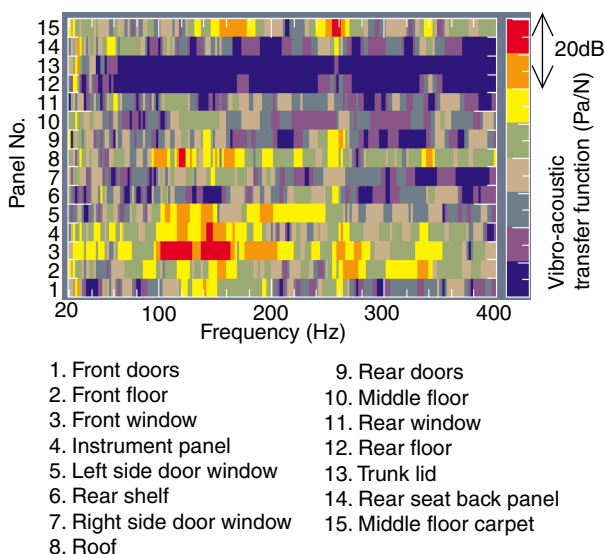


Fig. 11 Panel contribution to interior engine noise level

に問題がある 120 ~ 200Hz では車体前部の寄与度が高く、BEモデルによる境界速度寄与ベクトルと同様の傾向を示した。また Fig. 12 から、エンジンマウント取付点から乗員耳位置への振動-音響伝達関数を計算する場合は、境界速度条件を全点同時に適用し一度に音響計算するのではなく、各パネルごとに個別に音響計算した結果を再合成の方が良好な結果が得られることがわかった。

3.1.3. パネル振動モードの位相影響

次に乗員耳位置での振動-音響伝達関数において、実測値と計算値の相関が不十分である 120Hz および 190Hz の 2つのピークに着目し、特に室内音に対して寄与度の高かった車体前部について境界速度データの再検証を行った。フロントフロアの振動データについて、トリム側および車体パネル側を個別に計算し、室内音に対する影響を検証した(Fig. 13)。その結果、Fig. 5に示したように100~200Hzではトリム側振動レベルが車体パネル振動レベルを上回るが、乗員耳位置への振動-音響伝達関数についてみると、100~150Hzでは車体パネルの寄与度が高い結果となった。そこで、実験モデルを用いてこの周波数帯の振動モードに

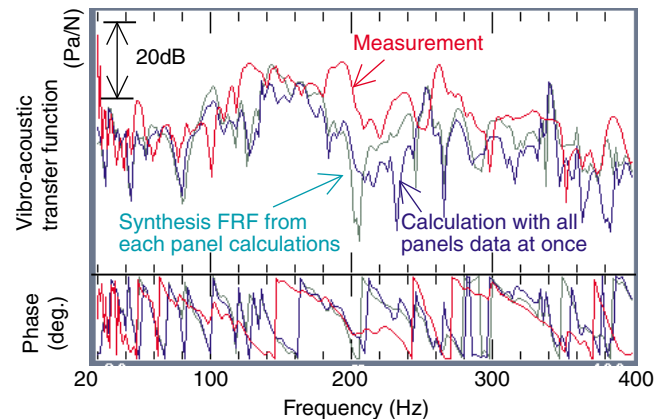


Fig. 12 Comparison of vibro-acoustic transfer function at front/left seat on rear engine mount excitation

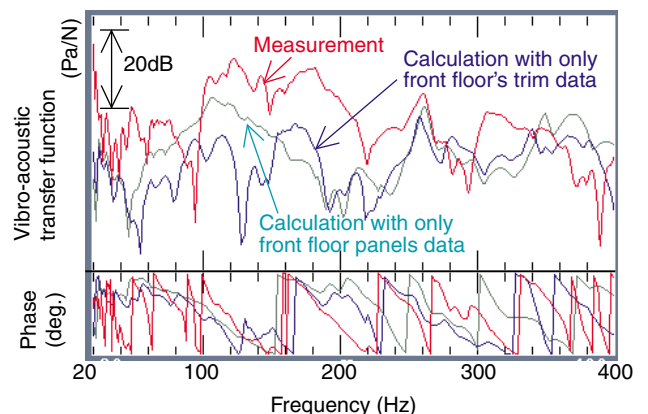


Fig. 13 Contribution of front floor's vibration to vibro-acoustic transfer function at front/right seat on rear engine mount excitation

着目すると、Fig. 14に示すように、フロントフロアのトリム側では車体パネルのように低次の膜面振動モードが形成されず、トリム側の各測定点間の位相が不安定であることがわかった。これはトリム材と車体パネルとの密着性の問題や、トリム表皮の振動測定精度に起因するものと考えられる。フロントフロアの他にミドルフロア、ルーフ、トランクなど他の部位についても解析を行ったが、フロントフロアで生じるような大きな差は見られなかった。

次にフロントフロアについてのみ車体パネルデータを採用し、乗員耳位置への振動－音響伝達関数を再計算した結果を Fig. 15 に示す。伝達関数の計算方法は、境界速度条件を各パネルごとに個別適用し、個々に計算した伝達関数を再合成する方法を選択した。フロントフロアの車体パネルデータの採用により、100～160Hz および 220～240Hz において計算値と実測値との相関が向上した。これにより 180Hz のピークを除き、350Hz までの実機音響特性を表現する構造－音響のハイブリッドモデルが構築できた。

3.2. 音響 FE モデルの精度検証

3.2.1. 室内音に対する境界速度寄与ベクトルの考察

ここで音響 FE モデルによって計算される音響モードや境界速度寄与ベクトルから、Fig. 15 での 180Hz ピークにおける実測・計算の不一致について考察する。Fig. 16 に 182Hz における境界速度寄与ベクトルの計算結果を示す。特にダッシュボードロアパネルとフロントウィンド前端的の寄与度がほぼ同レベルで高く、両者の間で逆位相であることがわかる。また Fig. 17 は音響 FE モデルから計算され

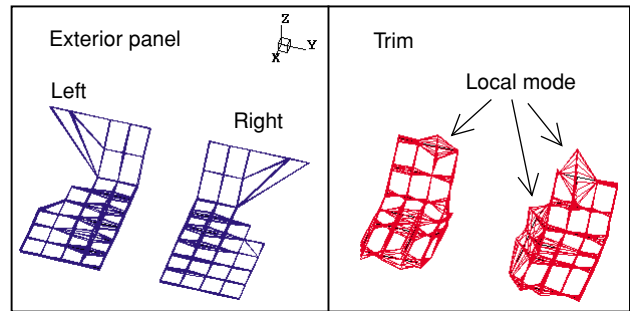


Fig.14 Running mode of front floor at 142Hz

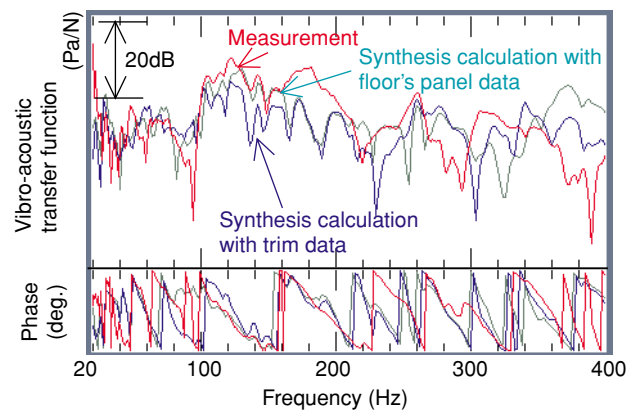


Fig. 15 Effect of using floor's panel data on vibro-acoustic transfer function at front/right seat on rear engine mount excitation

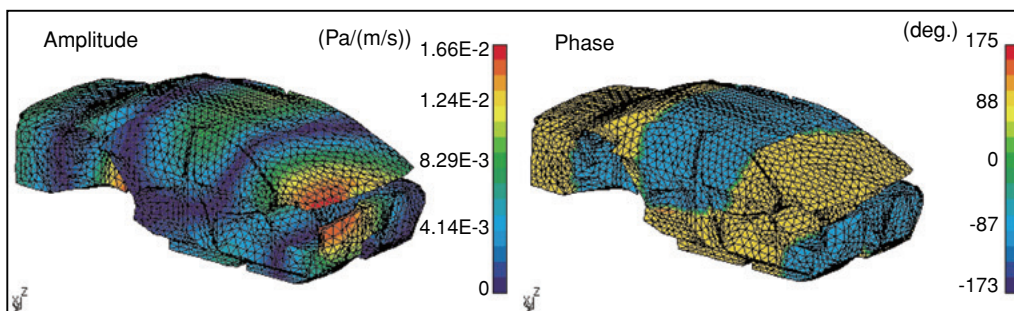


Fig. 16 Acoustic transfer vector to front/right seat at 182Hz

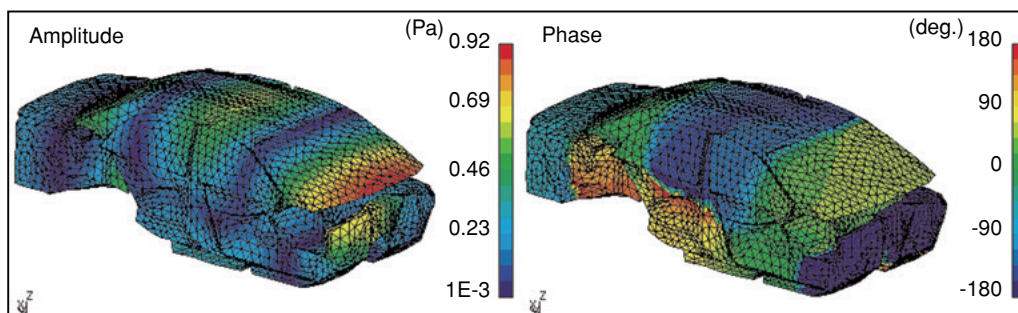


Fig. 17 Calculated acoustic mode (183Hz)

た 183Hz の音響固有モードである。Fig. 16 と Fig. 17 で振幅レベルのパターンが同様の傾向を示し、寄与ベクトルは音響固有モードに大きく影響を受けるものと考えられる。

3.2.2. 実測の音響—音響伝達関数と計算値との比較

次に音響 FE モデルから計算される音響特性が、実車の音響特性を正しく表現できているかどうかの検証を行った。乗員耳位置での音圧レベルから車室内境界面までの音圧レベルの、音響—音響の伝達関数 H を用いることで比較・検証を行った。実車では Fig. 18 に示すように乗員耳位置に音響スピーカを設置し、車室内境界面の音圧を測定することにより次式から H を求めた。

$$H = P/\dot{Q} \quad (3)$$

ここで P : 車室内境界面音圧, $\dot{Q}$: 音響スピーカが発生する体積加速度である。音圧測定点は各パネル 1～2 点に絞り、車室内全体で 35 点とした。一方、音響 FE モデルにおいてはスピーカ部に、式(4)で定められる境界速度 v を設定すれば良い。

$$\begin{aligned} P/\dot{Q} &= P/i\omega S \\ v &= \dot{Q}/i\omega S \end{aligned} \quad (4)$$

ここで ω : 角振動数, S : スピーカ開口部面積である。

Fig. 19 に音響—音響伝達関数 H の測定結果を示す。Fig. 15 で示した、乗員耳位置での振動—音響伝達関数の計算値と実測値の相関が不十分な 160～200Hz は、車体前部でレベルが高いことがわかる。これは Fig. 16 で示した、乗員耳位置での音圧に対し寄与度の高い部位と一致する。そこで、車体前部に着目し、音響—音響伝達関数 H について

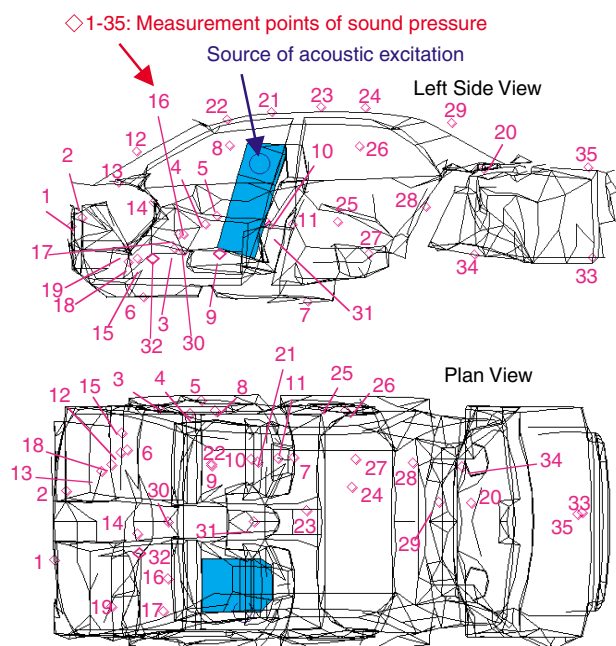


Fig. 18 Source of acoustic excitation and measurement points of sound pressure

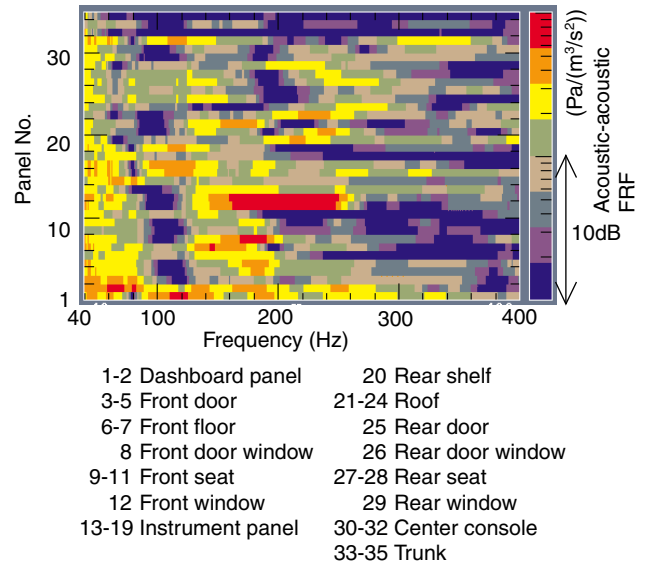


Fig. 19 Experimental acoustic-acoustic FRF

計算値と実測値を個別に比較した結果を Fig. 20, 21 に示す。Fig. 20, 21 から、計算値と実測値との相関が不十分であり、特にダッシュボードロアパネルでの 180Hz のピークを計算モデルでは表現できていないことがわかった。この結果から、音響 FE モデルの車体前部、すなわちフロントウィンド～インストルメントパネル～ダッシュボードロア

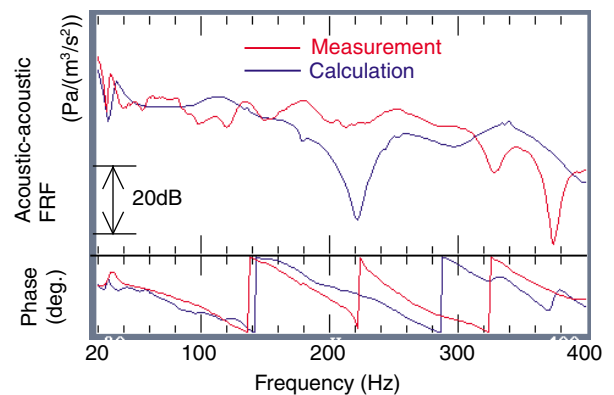


Fig. 20 Comparison of acoustic-acoustic FRF at dashboard lower panel

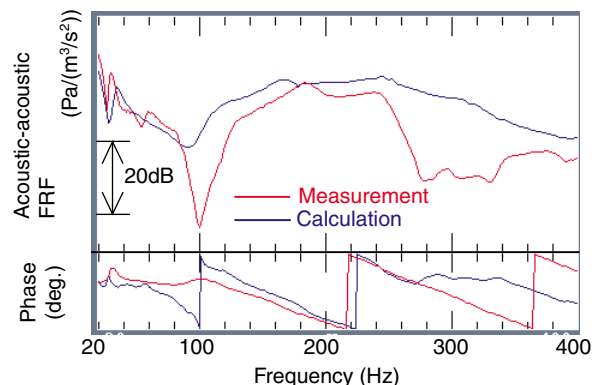


Fig. 21 Comparison of acoustic-acoustic FRF at front window

パネル間に問題があると考えられる。この部位については、ステアリングコラム・ハンガーやペダル類、エアコン・ヒーターユニットおよび送風経路となるダクトが搭載されているため、FEモデル上で車室形状を忠実に表現することが困難である。しかし、FEモデルではBEモデルとは違い、モデル内に複数の媒質特性を部分的に設定することが可能である。そこでこの特徴を利用し、空気とは異なる媒質特性を設定することによって、実車のダッシュボード内と等価な音響特性をFEモデル上で表現できないか検討した。

3.2.3. 媒質密度変更による音響モデルの計算精度改善

Fig. 22に示す部位に空気とは異なる媒質密度を設定し、音響FEモデルの精度改善を試みた。媒質密度変更前後での、インストルメントパネル下部近傍における音響—音響伝達関数 H の比較を Fig. 23 に示す。媒質密度変更により特に 250Hz 以上の範囲で計算値と実測値のレベル差が改善し、音響FEモデルの精度が向上することがわかった。しかし、エンジンマウント取付点から乗員耳位置までの振動—音響伝達関数の計算において課題となっている 160 ~ 200Hz については H の改善が見られず、一部分の媒質密度を変更するだけでは精度向上が期待できないことがわかった。

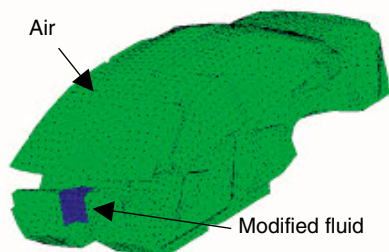


Fig. 22 Area of modified fluid properties on FE model

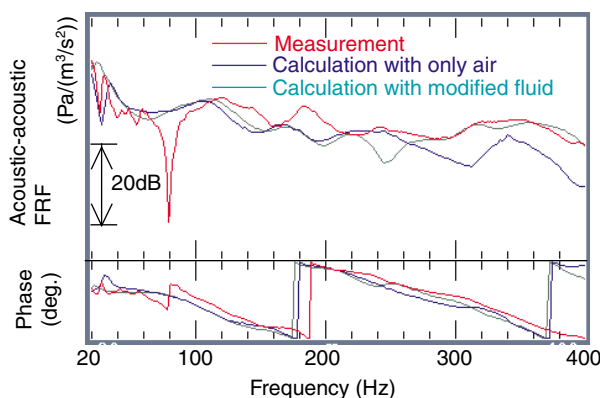


Fig. 23 Effect of fluid properties modification to acoustic-acoustic FRF under instrument panel

4. まとめ

エンジンの振動入力に対する車室内騒音低減の開発ツールとして、実機加振測定から作成した実験モデルと音響FEモデルを用い、エンジンマウント取付点から乗員耳位置までの振動—音響伝達関数を 350Hz まで解析できるハイブリッド音響計算モデルの構築を検討した。その結果、モデル精度向上に必要な改善手法と技術課題が明らかになった。

- (1) 音響 FE モデルの境界速度条件として実験データの適用を検討した結果、車体パネル振動よりトリム側振動を適用するべきである。
- (2) 音響 FE モデル上で境界速度の補間エラーを防止するため境界速度を各パネルごとに分割適用し、各々の音響計算から得られる振動—音響の伝達関数を再合成する手法を検討した。その結果、境界速度を全点同時適用し一度に伝達関数を計算する手法と比較して、計算値と実測値との相関が改善した。これにより 180Hz ピークを除き 350Hz までの実機音響特性を表現するハイブリッドモデルが構築できた。
- (3) 室内音に対して寄与度の高い車体前部のモデル表現の改善を目的として、音響 FE モデルの一部に対し空気とは異なる媒質密度を設定する方法を検討した。その結果、乗員耳位置から車室内境界面までの音響—音響伝達関数について計算値と実測値との差が改善し、音響 FE モデルの精度を向上することがわかった。

しかし、さらなるモデルの精度向上には、車室内全体にわたって音響—音響伝達関数の計算値と実測値とのレベル差を改善させる必要がある。そのためには実機音響加振での音圧測定点数を各パネル代表点に限定せず、より詳細な実験音響モーダルモデルを作成し、音響 FE モデルから計算される固有モードとの相関から、音響 FE モデル全体にわたっての媒質密度設定の最適化が必要である。

謝 辞

本研究を遂行するにあたりご協力頂いた、L M S International社のLudo Gielen氏に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 木村計介：構造／音響ハイブリッドモデルによる音響感度低減手法の開発，自動車技術会 1998 年秋季大会 学術講演前刷集，No.78-98, p.1-4(1998)
- (2) 黒川勇：大型トラックのキャブこもり音低減 一第一報 フロアパネル振動の寄与分析一，自動車技術会 1998年秋季大会学術講演前刷集，No.78-98, p.5-8(1998)
- (3) 黒川勇：大型トラックのキャブこもり音低減，一第二報 フロア構造変更によるこもり音低減一，自動車技

術会 1998 年秋季大会学術講演前刷集, No.78-98, p.9-12(1998)

- (4) Shung H.Sung et al. : Development and Experimental Evaluation of a Vehicle Structural Trimmed-Body Model, Proceeding of the 1999 Noise & Vibration Conference, P-342, Vol.2, p.1135-1140(1999)

■ 著 者 ■



川 端 一 史



酒 井 竜 英



橋 本 信 明

二輪車空力シミュレーションシステムの構築と適用例

Establishment of an Aerodynamic Simulation System for Motorcycles and Its Application

渡部 尚*

Takashi WATANABE

岩朝 睦美*

Mutsumi IWASA

大久保 武文*

Takefumi OKUBO

青木 浩之*

Hiroyuki AOKI

要 旨

二輪車空力特性を開発初期段階で予測することをねらいとする、数値シミュレーションシステムを構築した。複雑な形状をもつ二輪車のモデリングやメッシュ作成作業をできるだけ短時間でを行うため、直交格子に空間占有率を用いる手法を採用した。このシステムを開発に適用して、精度、解析時間などの評価を行った。その結果、空気抵抗値の予測やウインドプロテクションの予測において十分なレベルの予測精度が得られた。

ABSTRACT

A numerical simulation system for motorcycles was constructed aiming at predicting aerodynamic characteristics of the bodies at the early stage of development. In order to shorten the time for constructing a complete model of a motorcycle, which has fairly complicated shape, and generating meshes on the model as quickly as possible, a mesh of orthogonal type with porosity at each cell was adopted. An evaluation of this system regarding to accuracy and time needed for analysis was done by applying this system to some of motorcycles actually under development. As a result, sufficient level of accuracy was obtained in predicting aero resistance forces and wind protection performances.

1. はじめに

近年、開発期間の短縮化の要請が強まる中で、それに応える手段として、さまざまなコンピュータシミュレーション(CAE)が開発に導入されてきている。流体解析は従来から計算モデルの作成に時間がかかり、計算時間が膨大にかかるということで、構造解析の分野に比べると実用度は低かった。自動車分野における空力シミュレーションは、1990年頃から四輪車に対して多く行われるようになった⁽¹⁾。それはスーパーコンピュータが普及し始めたことにより、この種の計算が初めて可能になったためと考えられる。しかしながら、この時期の計算は高価なスーパーコンピュータを使いながら計算時間は150時間⁽¹⁾にも及び、どちらかという空力計算が可能であるということを実証するための計算という性格が強かった。その後はコンピュータの高性能化とソフトウェアの改善などが行われ、現在では四輪車の分野においては、空力計算はほぼ定着している。

一方、二輪車の分野においては、現在まで計算事例の報告は極めて少なく、ホイール回りの流れなどパーツ単位での計算事例⁽²⁾は見られるものの、完成車全体の計算事例は

報告されていない。

その理由は以下である。

- (1) 一般に二輪車の車体形状は四輪車に比べると複雑であり、かつ人体もモデル化する必要があり、三次元のCADデータを作ることがかなり煩雑になる。
- (2) 流体計算を行うためには何らかの格子を作成する必要があるが、二輪車のような複雑な車体形状に計算実行可能な格子を作成することは技術的に難しい。
- (3) 二輪車の開発期間は四輪車に比べ短く、開発期間内にモデルを作り上げ、シミュレーションを実行することは容易でない。

このため、開発で使うツールという位置づけでシミュレーションシステムを構築するためには四輪車のシステムとは異なった見方が必要である。

2. 開発のねらい

二輪車の空気流れに関する設計項目は多岐に渡る。例えば、エンジンで発生した熱の排風や風切り音も対象であるが、今回は以下の二つの項目に絞ることにした。

*朝霞研究所

- ・空気抵抗値の削減
- ・ライダーへの風当たり具合の最適化(ウインドプロテクション性能)

従来、これらの項目の評価はテスト車を製作して風洞テストで行われていた。今回は、テスト車ができる前の開発の初期段階で上記二項目を評価できる空力シミュレーションツールを作ることを目標とした。シミュレーションは評価項目の予測精度が重要であるが、あまり時間を要しないでシミュレーションを実行できるということにも重点をおいた。

3. 技術的検討

3.1. 工数短縮化のための二つの課題

シミュレーションのモデリングプロセスを可能な限り短くするために、まず留意すべき点は三次元形状が作成され加工される各システム間において、データがスムーズに流れることが必要である。そのために考慮すべき点は以下のとおりである。

- ・デザイン部門で作った 3D データを上流データとして活用できること。
- ・CATIA とデータリンクすること。
- ・格子作成にあまり時間を要しないこと。

このようなデータの流れの中で二輪車完成車の三次元形状を作り、シミュレーション可能な状態にするためには二つの課題がある。

- ・二輪車モデルは 20 ～ 40 個の部品から構成されるが、部品間の干渉をなくして、単一のボリュームにしなければならない
- ・複雑な形状に対し計算格子を作成しなければならない。

これらの課題に対して、以下に述べる手法により工数があまりかからないように配慮した。

3.2. 単一ボリュームにするための課題

通常、多くの上流データは部品ごとに面データとして作られる。シミュレーションを行うためには、これらの干渉部分を全部無くして単一のボリュームにすることが必要である。このため、通常 CATIA などの CAD システム上で、手作業で面の不要部分の切り取りを行うか、または、ソリッドにしてブーリアン演算を行う必要がある。

そこで、実際に用いた手法は CATIA では一切干渉部分のマージは行わないで、後工程の空間格子作成段階で行うようにした。これは、次に述べる空間格子タイプを使うことによって可能になる。これにより全体としてのモデリング工数が少なくなるようにした。

3.3. 計算格子の選択

流体計算で使われる格子は次の 3 種類に分類される。

(1) BFC(形状に沿った曲線格子)^{(2), (3)}

(2) 非構造格子⁽⁴⁾

(3) 直交直線格子+空間占有率

(1)は従来から四輪車の空力シミュレーションによく使われている方法であるが、形状が複雑な二輪車に適用することは困難である。

(2)は複雑な形状にも対応できるので、最近、各方面で使用頻度が増えている。二輪車の空力シミュレーションへの有力な手法となり得るが、複数の物体から構成される二輪車車体のデータをソリッドのブーリアン演算等により単一ボリューム化することが前提となる。この作業は多大な工数を要する。

筆者らが採用したのは(3)の手法である。この格子は直線なので物体の形状を格子で表現することはできない。そこで格子によって構成される各要素(セル)の空間占有率という概念で物体の形状を表現するものである。格子占有率の手法は、まず各セルが空間であるか物質によって満たされているかを判断する。さらにセルの一部が空間である場合は、そのセルを囲む三つの面(二次元の場合は二つの面)における空間部分と物質部分の面積比率で形状を近似する方法である。二次元の場合に関する空間占有率(Porosity)の考え方を Fig. 1(a) に示す。ここで P_x , P_y が空間占有率の値であり、すべてのセルでこの値が定義される。Fig. 1(b) は車体全体の形状を空間占有率で表現したものである。各要素ごとに P_x , P_y を値に応じて色で表現している。完全に物質が占めるセルは赤色、部分的に空間が占める場合はその度合いに応じて異なった色がついている。

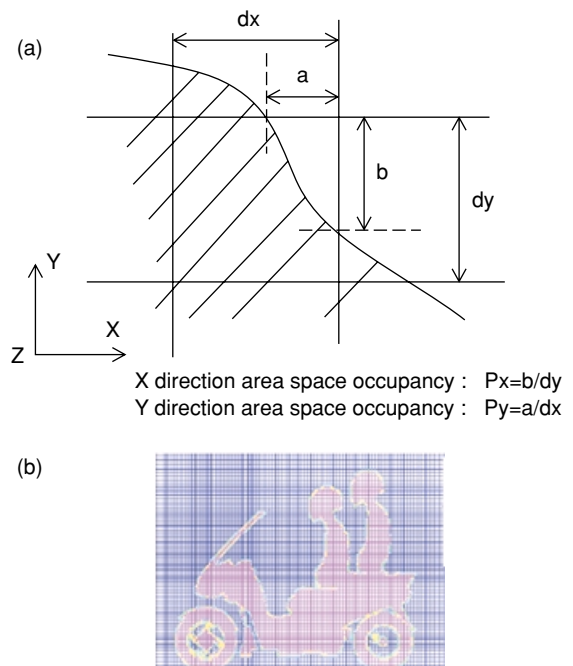


Fig. 1 (a) Concept of porosity; (b) Representation of an entire motorcycle model by porosity

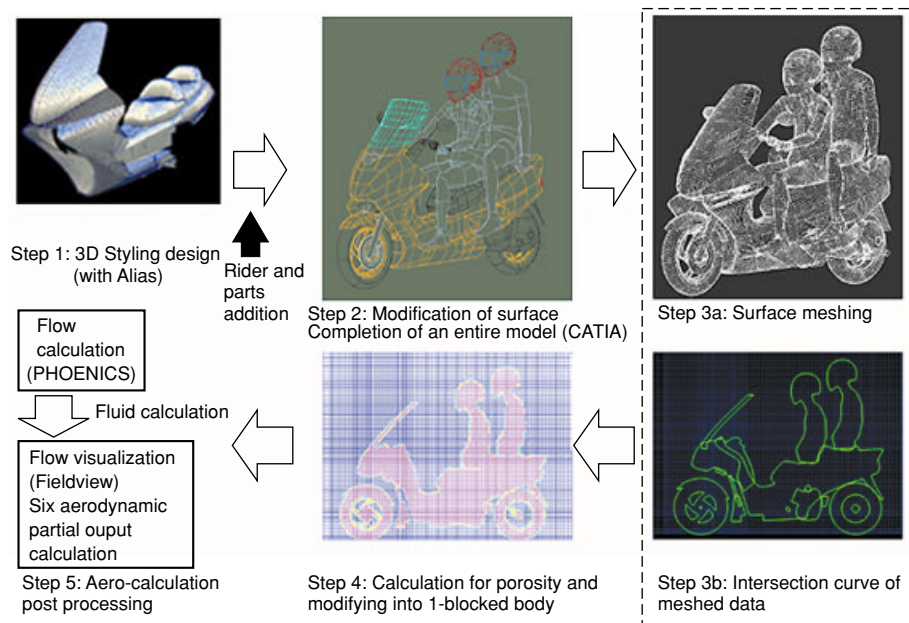


Fig. 2 Outline of system flow

3.4. ソルバの選定

ソルバの選定は、3.3. 項で述べた(3)の手法が使えることが前提になる。実際に使用したソルバは、英国CHAM社開発の PHOENICS である。このコードには(2)の機能はないが、(3)の手法を使う上では適したコードである。なお、計算上のオプションは以下のようにした。

乱流モデル：標準 $k - \epsilon$ モデル
 移流項：ハイブリッド法
 数値解法：simplest 法

4. システム概要

システムを構築するに当たって、市販ソフトと内作プログラムを適宜に組み合わせた。Fig. 2にシステムフローの概要を示す。以下に各ステップごとに説明する。

- Step 1：3D デザイン用データを Alias を用いて作成する。
- Step 2：Step 1 のデータを CATIA に転送し、小物部品の 3D 面データ追加する。
- Step 3：CATIA に組み込まれた内作メッシュジェネレータにより部品別にメッシュモデルを作成する。この後、Step 3aに示すように完成車の状態に合体させる。このとき、Step 3bの断面図に示すように部品間の干渉部分は残ったままでもよい。
- Step 4：直交計算格子及び形状データに相当する空間占有率のデータを作成し、部品間の干渉部分をマージして単一のボリュームにする。
- Step 5：Step 4 のデータを入力データとして前述の PHOENICS を用いて計算する。計算結果のファイルを読み込み空力6分力の計算を行う。結果の可視

化をする場合は、ファイル書式の変換を行った後、市販 POST プロセッサ FIELDVIEW で表示する。

5. 開発機種への適用

このシステムを開発機種に適用して計算精度を検証した。空気抵抗値、流線、圧力分布などを実車風洞のテスト結果と比較して検証した。供試車は、(a)スポーツタイプ車、(b)大型スクーターの二種類のケースである。

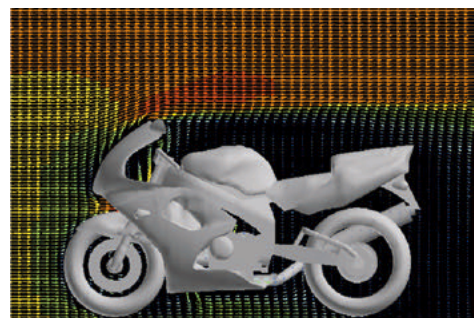


Fig. 3 Calculation result without rider

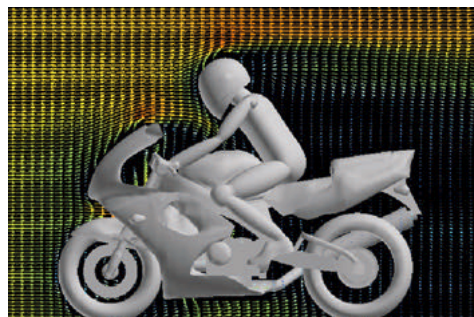


Fig. 4 Calculation result with rider

(a)スポーツタイプ車の場合

空車の場合とライダーが乗った場合について、空気抵抗値、前輪、後輪接地点における作用力をシミュレーション結果と風洞テスト結果で比較した。Fig. 3, Fig. 4は、シミュレーション結果の流速をベクトル表示したものである。Fig. 5, Fig. 6 は空気抵抗値、フロントタイヤ接地点における作用力、リヤタイヤにおける作用力を比較したものであり、両者はおおむね一致している。なお、このモデルの計算格子数 98 万、計算時間は sgi ORIGIN2000(180MHz *8CPU)で約 72 時間であった。

(b)大型スクータの場合

Fig. 7は計算用三次元シミュレーションモデル、Fig. 8は風洞テストの様子、Fig. 9は空気抵抗値の計算と実測の比較を示す。空気抵抗値については、この場合も良好な相関が得られた。

Fig. 10は表面圧力分布の計算結果及び風洞での圧力測定状況を示し、Fig. 11はそれらの比較を示す。この図におい



Fig. 7 Calculation model of a scooter



Fig. 8 Wind tunnel test

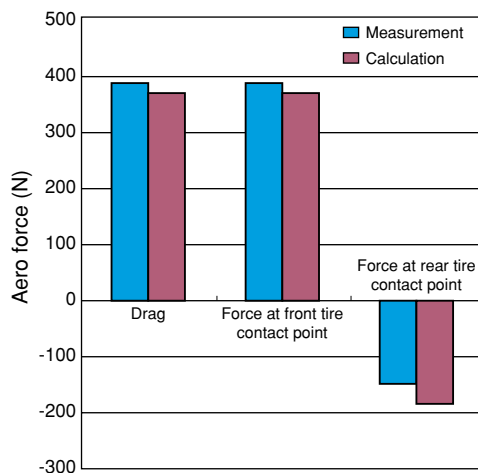


Fig. 5 Comparison of aero-dynamic forces between calculation and measurement (without rider)

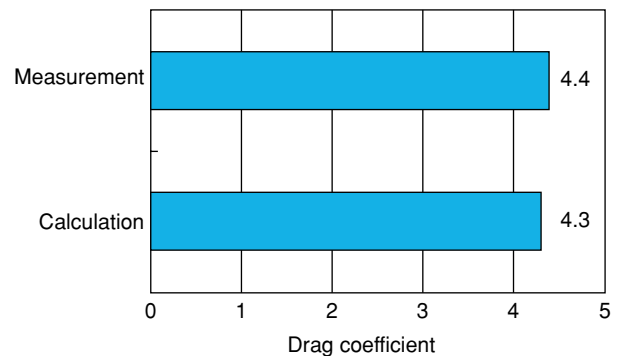


Fig. 9 Comparison of drag coefficients between calculation and measurement results

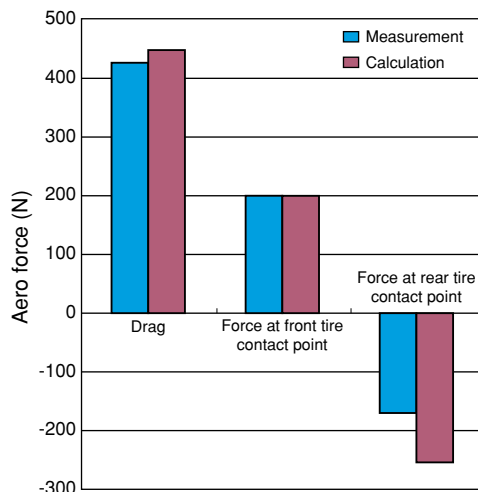


Fig. 6 Comparison of aero-dynamic forces between calculation and measurement (with rider)

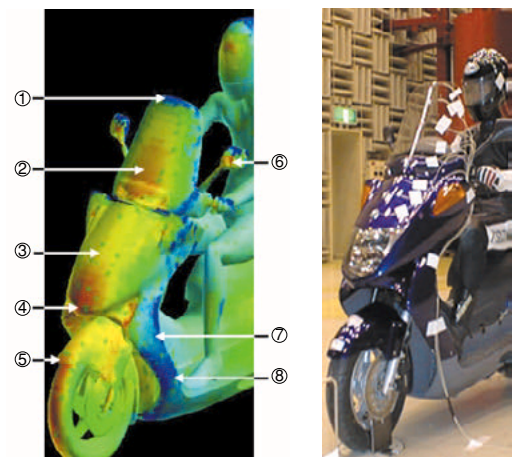


Fig. 10 Pressure distribution of a calculation result and a measurement scene in a wind tunnel

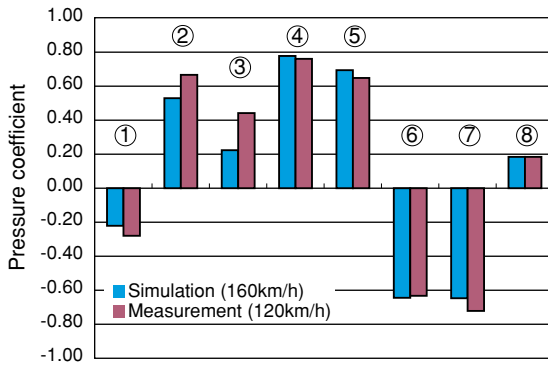


Fig. 11 Comparison of a calculation and measurement results of pressure on specified points

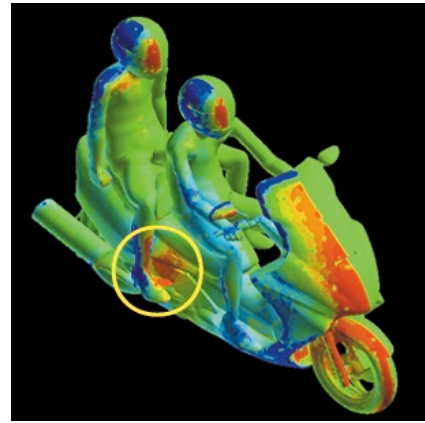


Fig. 14 Pressure distribution (Original fairing)

て、③以外は定量的によく一致しており、全体的な分布傾向もほぼ一致している。

Fig. 12 は計算結果の流線、Fig. 13 は風洞テストの流線を表す。両者はおおむね一致している。

以下に車体の仕様を変更した場合における計算結果の比較を示す。Fig. 14, Fig. 15はローフェアリング外縁部形状が異なる二種類の車体における表面圧力の計算結果を表わす。色の赤いところは圧力が高く、風当たりが強いことを意味する。それぞれの後部乗員下肢(膝から下)の部分に着目すると、Fig. 15 のほうが Fig. 14 より風あたりが弱くウインドプロテクション性能が改善されているのが分かる。

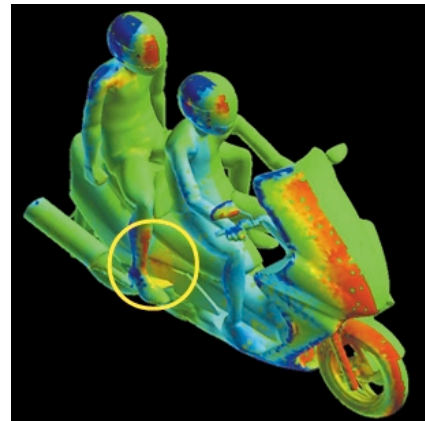


Fig. 15 Pressure distribution (Improved fairing)

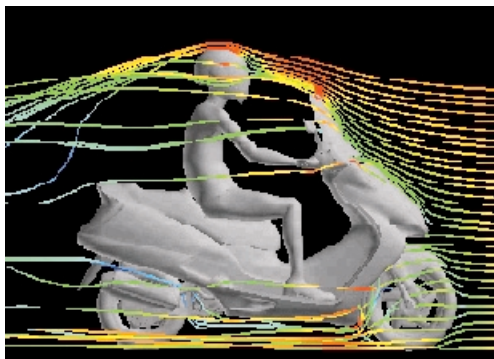


Fig. 12 Stream line of a calculation by scooter model



Fig. 16 Air flow pattern with occupants (low windscreen)



Fig. 13 Stream line of a measurement by actual scooter

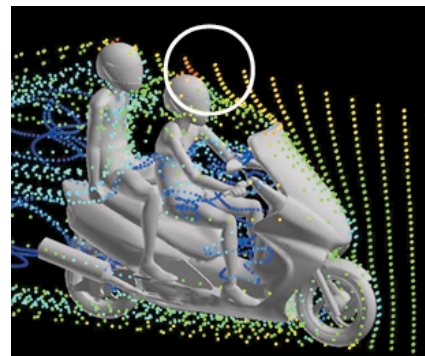


Fig. 17 Air flow pattern with occupants (high windscreen)

Fig. 16, Fig. 17は、ウインドスクリーンの仕様が異なる二つの車体回りの流れの計算結果を比較したものである。Fig. 17のウインドスクリーン形状はFig. 16のものより先端部がやや長く、かつ外側に反っている。Fig. 17のライダー頭部への風のあたり具合が緩和されているのが判る。

このように、乗員に対する風の当たり具合、いわゆるウインドプロテクション性能の検討としても活用できることも判った。

6. 全シミュレーション工数の短縮

空力シミュレーションを二輪車開発プロセスの中で活用するためには、モデリングから計算結果を得るまでの期間をできるだけ短くする必要がある。Fig. 18は2年前と現在における作業工数の内訳を示したものである。2年前はモデル作成するの約45日かかっていたのに対し、現在では約10日で行うことができる。作業項目の中で最も割合の大きいのは、「Model Creation」である。この部分が40日から17日に短縮された理由は、作業者のモデリング技術が向上したことに加え、モデリングに必要な上流データの3D化の割合が2年前に比べて増えたため、計算担当者自らデータを3D化する作業が減ったためである。このように空力シミュレーションを推進するためにはデザインデータや各部品データの3D化が極めて重要である。

2番目に割合の大きいのは計算時間である。2年前は計算格子数90万で約3日かかったが、現在は計算機を更新しているので180万メッシュを1.5日で計算することが可能になった。Pre-processing(Model Creationを除く)はツールの進歩により2日が1日になったが、Post-processingは約1日程度でほとんど変化はないが、全体に対する割合は小さいので大きな問題ではない。

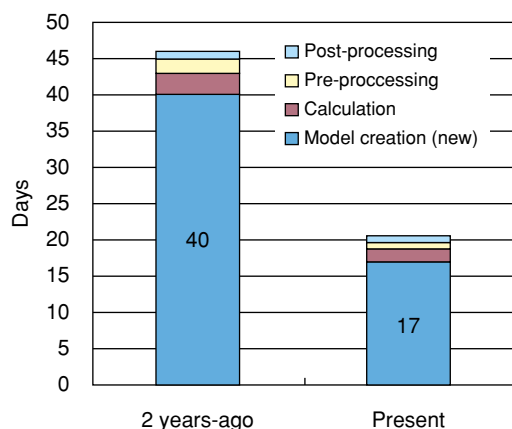


Fig. 18 Days required for an aero-dynamic simulation of a motorcycle and its transition in this 2years

7. まとめ

空間占有率をベースにした空力シミュレーションのシステムを構築し、これを開発機種に適用して以下のことが得られた。

- (1) 本手法により、二輪車の完成車体のような複雑な形状であっても、実用的なモデリング工数で空力シミュレーションが可能であることが確認できた。
- (2) 計算精度は完成車全体の空気抵抗値や流れのパターンを確認する上では実用性のあることが判った。さらに以下に示す課題への取り組みが必要である。
- (1) 形状表現に空間占有率を使っているため、壁面近傍の流れの精度が十分でない。
- (2) 局所的な形状を正確に表現する必要がある場合、例えば小さな穴の効果を確かめたい場合、現在の手法では必要なメッシュ数が膨大に増え、実用的なメッシュ数では精度よく計算することが困難となる。

参考文献

- (1) 福島達也, 宮島保, 高村明男: 計算機を用いた空力解析システムの開発, HONDA R&D Technical Review Vol.3, p.182-192 (1991)
- (2) Carlo Fabio: Numerical Investigation on the Fender of a Motorcycle, SAE 970412
- (3) 姫野龍太郎, 藤谷克郎, 田中久: 差分法を用いた流れ解析による実車空力特性の解析, 自動車技術会 前刷集 901 (1990)
- (4) 竹内俊雄, 郡逸平: CFDを用いたトラック・バスの開発, 自動車技術会 前刷集 964 (1996)

■ 著 者 ■



渡部 尚



大久保武文



岩朝睦美



青木浩之

エンジンマウントレイアウトに対する 特性行列連成度を用いた 低周波振動騒音性能評価手法

A Method for Evaluation of Low-frequency Noise and Vibration
of Powertrain Mount Layout using Degree of Coupling with Physical Matrices

久世正文* 渡辺 賢* 酒井竜英*
Masafumi KYUSE Satoshi WATANABE Tatsuhide SAKAI

要 旨

自動車開発において低周波の振動騒音事象である乗心地とアイドル振動騒音とは相反する。この2事象に対し、設計段階で評価する簡便な指標として物理座標系に基づいた特性行列を単純な数式で表現した連成度を定義した。この連成度を用いてアイドル、乗心地に対してCAEによる起振力応答シミュレーションと実機での性能評価の相関性を確認したところ、良好な結果を得ることができた。本手法の特性行列連成度を用いることによってエンジンマウントレイアウト性能評価に対する設計者のツールとして完成車トータルで目指す性能設計に有効であることが分かった。

ABSTRACT

Ride comfort and idling performance are conflicting low-frequency noise and vibration problems in vehicle development. A convenient index for evaluation of these two phenomena at the design stage was formulated by defining the degree of coupling in a simple numerical expression representing the characteristic matrix based on a physical coordinate system. The degree of coupling was used for performance evaluations of idling and ride comfort in CAE impulse forced response simulation and in an actual vehicle, and a good correlation was obtained between them. It was ascertained that this method can be used effectively as a design tool for performance evaluation of powertrain mount layout to be used in designing total vehicle performance.

1. まえがき

自動車のエンジンを防振支持するための設計手法は、その運動方程式から求まる特性行列の連成項に着目し、非連成支持とすることにより、エンジンマウント共振領域の制振と防振領域の振動遮断を両立させる手法が古くから提唱されている⁽¹⁾。自動車開発におけるエンジンマウント設計上の課題は、サスペンション入力に対する乗心地、駆動系トルク入力に対する車両前後振動、エンジントルク変動入力に対するアイドル振動騒音、これらの事象に対して性能を満足させることにあるが、エンジンマウント共振とアイドル振動騒音域である防振域は周波数帯が近く、サスペンション入力に対する制振性能とアイドル振動騒音に対する防振性能は相互に影響しあう関係であることが多い。また、実際の設計上も、エンジンルーム内で非連成支持を行うために理想的な場所にエンジンマウントを置くことはFF車の場合困難なことが多く、ある程度の連成支持を余儀なく

されている。

ここ10年では、コンピュータの性能向上、価格低下に代表されるCAE環境の整備に伴い、CAEソフトウェアを用いた応答計算による性能予測が可能になってきているが、コンピュータの中で膨大な数のシミュレーション案別をこなしているのが一般的である。また、計算実行者が出した周波数応答レベルを設計者はレベルの大小のみ評価していることも少なくなく、物理的な論議が忘れられている場合もある。

そこで本報告では、周波数応答といった設計者にわかりにくい指標ではなく、エンジンマウントレイアウト(ジオメトリとばね値)を設定する際に、簡便な物理座標系に基づいた指標により連成度を規定することを試みた。排気量2リッタークラスのFF横置き乗用車に対し、
(1)特性行列(質量、剛性)を演算処理した連成度
(2)機構解析ソフトによる周波数応答解析
(3)実機テスト

の上記3項目について低周波事象である乗心地、アイドル解析を進めたところ良好な相関が得られ、FF横置きエンジンマウントレイアウトに対する連成度指針が得られたので報告する。

2. 特性行列における連成度

固有値解析では慣性・弾性主軸上の対角行列によって評価されるが、連成度解析においては連成項である非対角項と非連成項である対角項による関係から評価される。質量行列 $[M_{gr}]$ (式(1))、剛性行列 $[K_{gr}]$ (式(2))はそれぞれエンジン単体、ばね特性から解析したもので、両行列ともグランド座標軸上にある。ここで添字 i, j の1から6は順に前後、左右、上下、ピッチ、ロール、ヨー成分を示す。質量行列・剛性行列は一般的にグランド座標系上においては慣性・弾性主軸である対角項のみでなく慣性・弾性乗積である非対角項が存在し、固有6モードが互いに連成していることが分かる。

$$[M_{gr}] = \begin{bmatrix} m & & & & & \\ & m & & & & \\ & & m & & & \\ & & & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ & & & -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ & & & -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$[K_{gr}] = \begin{bmatrix} k_{11} & & & k_{15} & k_{16} & \\ & k_{22} & & & k_{26} & \\ & & k_{33} & k_{34} & k_{35} & \\ & & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{11} & k_{11} \\ k_{51} & & k_{53} & k_{11} & k_{55} & k_{11} \\ k_{61} & k_{62} & & k_{11} & k_{11} & k_{66} \end{bmatrix} \quad (2)$$

このモード連成を評価するため、連成行列として $[D_0]$ を導出する。連成行列 $[D_0]$ は特性行列である質量行列、剛性行列から算出され、式(3)のように表される。ここで ω は角速度[rad/s]であり、評価する事象に合致した値を設定する。

$$[D_0] = [K_{gr}] + \omega^2 [M_{gr}] \quad (3)$$

$$[D_0] = \begin{bmatrix} d_{11} & & & d_{15} & d_{16} & \\ & d_{22} & & d_{24} & d_{26} & \\ & & d_{33} & d_{34} & d_{35} & \\ & & & d_{44} & d_{45} & d_{46} \\ & & & & d_{55} & d_{56} \\ & & & & & d_{66} \end{bmatrix} \quad (4)$$

連成行列 $[D_0]$ から事象の主成分である対角項と非対角項との比率として連成度を定義する。例えばアイドル振動騒音の場合、主入力方向であるy軸廻りのモードと連成するz軸廻りを式(5)のように演算する。

$$[D_{idle}] = d_{56} / d_{55} \quad (5)$$

d_{55} はy軸廻りの対角項であり、 d_{56} は d_{55} に連成するz軸廻りの非対角項となる。

各事象の特徴を踏まえ、アイドル、乗心地それぞれに連成度を設定した。

3. CAE 計算と実機テストとの相関

実際にエンジンマウントレイアウトをAタイプ、Bタイプ、Cタイプ(従来のレイアウト)と3種類試作し比較した。実機による確認の前にあらかじめ機構解析ソフトウェアにより検討を行い、連成度検討を行った結果を記す。

3.1. アイドル振動騒音

この現象時には、エンジンy軸廻り(以降ロール軸)に駆動トルク変動が働き、ロール軸廻りの振動モードが主となる。入力方向のロールモードが主となり、エンジンz軸廻り(以降ヨー軸)のモードが連成することによって振動が悪化する。アイドル性能評価における連成度は式(5)となり、Cタイプを基準とすると Fig. 1 に示すとおりとなる。

従来のレイアウトであるCタイプに対してAタイプはほぼ1.4倍の値であり、Bタイプはほぼ4倍の数値である。

次にCAEモデルとしてFig. 2のようなモデルにより実機アイドル振動モードをシミュレートした。このモデルではエンジン諸元として質量、慣性項を、マウントばね特性は

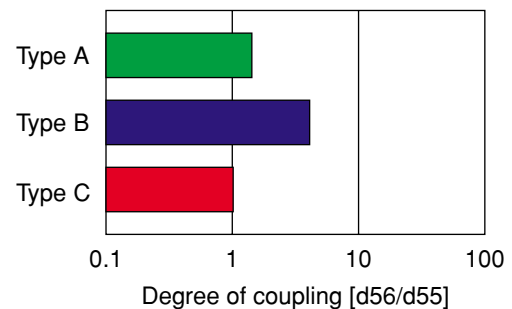


Fig. 1 Degree of coupling for idling Noise and Vibration

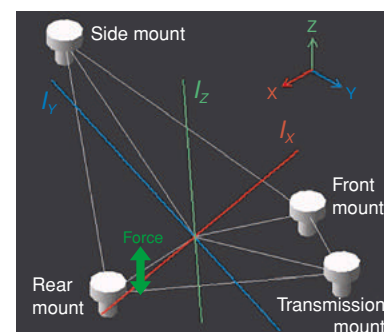


Fig. 2 CAE model for idling Noise and Vibration

アイドル時の周波数特性を与えている。そしてエンジン起振力を与えることでマウントにかかった応答力、加速度を評価している。その結果を Fig. 3 に示す。

Fig. 3 から、Bタイプは 20Hz 域のヨーモードとの連成度が高く、それによりアイドル振動騒音領域で振動を増加させている。Fig. 4に実機によるテスト結果を示すが、CAE とほぼ同様な結果が得られている。Bタイプでは明確に振動が増加しており、Aタイプでは若干振動が増加するものの実機テストではアイドル振動騒音に大きな影響を及ぼすほどではないことがわかる。

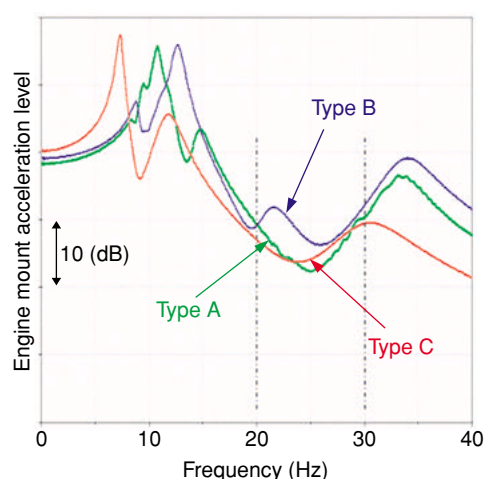


Fig. 3 Level of engine mount vibration with CAE

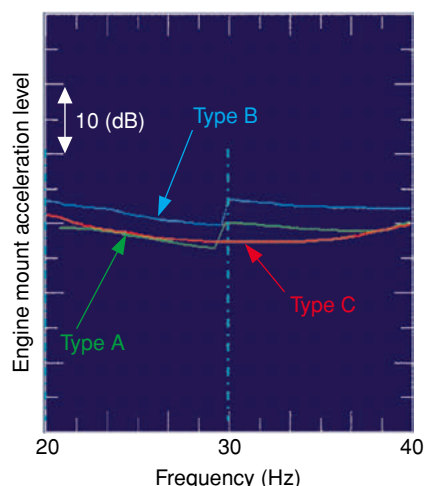


Fig. 4 Experimental level of engine mount vibration

今回設定した連成度基準では 1～1.4 程度では、アイドル時のエンジンマウント点振動に悪影響は及ぼさないが、Fig. 4 から 6 では影響が大きくなり、1.4 が守るべき指数であることがわかった。

3.2. 前後入力に対する乗心地

エンジンマウント上下入力に対する乗心地事象に対して

は、ここ 10 年では液封マウントの適用が一般的になっている。本報告では、液封マウントの上下方向減衰特性で制振することが難しい前後、左右入力応答に対して試みた。

前後、左右入力の場合は主並進成分に対し回転成分を連成させることにより振動レベルを低減できることが既にわかっている^{(2)～(4)}。

前後入力乗心地に対する連成度は下記ようになる。C 基準では Fig. 5 のとおり。

$$[D_{longi}] = \frac{d_{53}}{d_{33}} \quad (6)$$

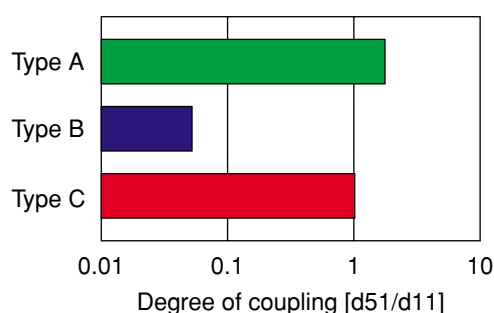


Fig. 5 Degree of coupling for ride comfort

Cタイプに対してAタイプはほぼ 1.1 倍の値であり、Bタイプはほぼ 0.07 倍の数値である。

次に CAE モデルとして Fig. 6 のようなモデルにより実機乗心地前後振動モードをシミュレートした。すなわちアイドルモデルと同様にエンジン諸元、マウント特性をモデル化し、さらに乗心地評価のために、ボディ、タイヤ、シェーカーをモデル化している。このシェーカーを前後もしくは左右に加振することによって起こるボディ応答力、加速度を評価する。また実機でもこれと同じ構成の加振設備にて評価している。シミュレーション結果を Fig. 7 に示す。

Fig. 5 から判るようにBタイプは 10Hz の前後固有振動と、回転成分との連成度が低いため、振動のレベルは他の

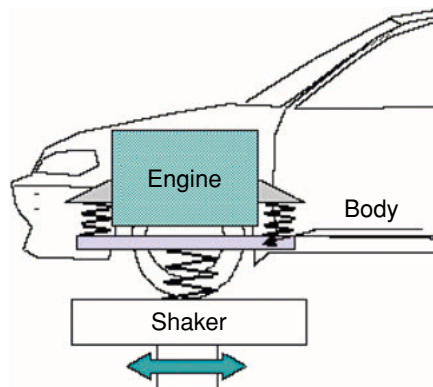


Fig. 6 CAE model for ride comfort

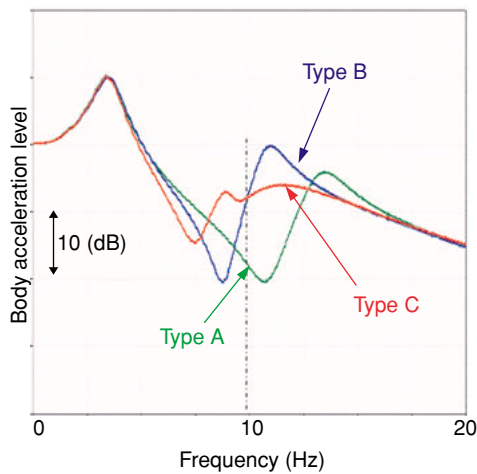


Fig. 7 Level of body vibration with CAE

2つと比較して高い。対してA, Cタイプは前後と回転成分の連成度が高く、レベルが低い。またAタイプは前後固有値が高いためCタイプと比較して 10Hz 付近の振動は低い。

今回設定した連成度基準において 1～2 程度では、乗心地 Body 前後振動に悪影響は及ぼさないが、Fig. 8 から 0.07 では振動レベルが大きくなり、1 が守るべき指数であることがわかった。

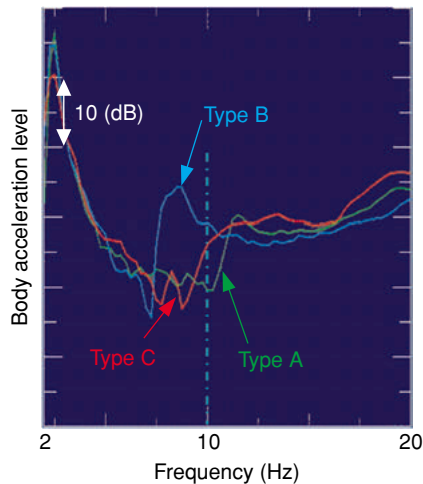


Fig. 8 Experimental level of body vibration

3.3. 左右入力に対する乗心地

左右入力の場合は前後成分同様に連成度は下記のようになり、C基準で Fig. 9 のとおり。

$$[D_{\text{horizo}}] = \frac{d_{42}}{d_{22}} \quad (7)$$

Cタイプに対してAタイプはほぼ 1.3 倍の値であり、Bタイプはほぼ 0.3 倍の数値である。Fig. 10 から、Bタイプは 10Hz の左右固有振動と、回転成分との連成度が低いため、振動のレベルは他の2つと比較して高い。対してA, C

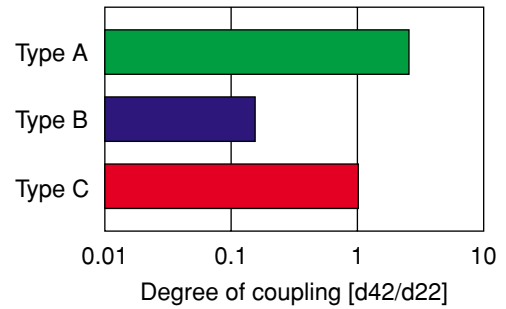


Fig. 9 Degree of coupling for ride comfort

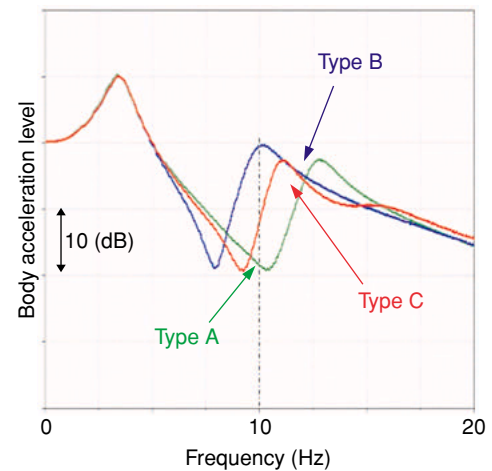


Fig. 10 Level of body vibration with CAE

タイプは左右と回転成分の連成度が高く、レベルが低い。またAタイプは左右固有値が高いためCタイプと比較して 10Hz 付近の振動は低い。

今回設定した連成度基準では 1～3 程度では、乗心地 Body 前後振動に悪影響は及ぼさないが、Fig. 11 から 0.2 では振動レベルが大きくなり、1 が守るべき指数であることがわかった。

完成車トータルで見た場合にはAタイプが最も優れたパッケージだと言える。

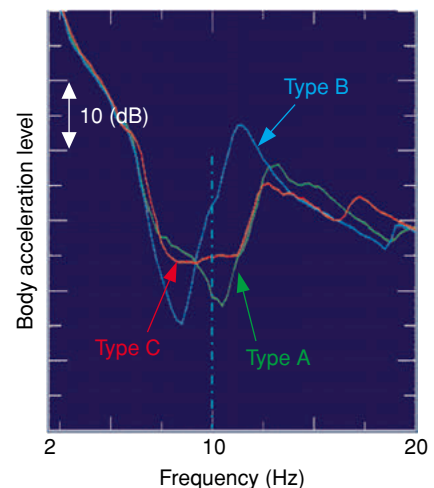


Fig. 11 Experimental level of body vibration

7. まとめ

エンジンマウントレイアウトに対する CAE 検討, 実機テストから, 今回試みた連成度と完成車性能の間では高い相関性を示すことが検証された。今回設定した連成度は, 特性行列から簡単な行列演算により求めることが可能であり, 設計者がレイアウトをしている段階で, 乗心地, アイドル振動騒音といった低周波事象に対する性能がどのようなものかを把握することが容易である。質量行列と剛性行列を加算した行列の非対角項のうち, 主モードに対する関連モード項の除算によって表されるため, 指標自体の意味も設計者にわかりやすく, CAE 計算のスキルがない設計者でも性能の評価が可能であり, 本格的な CAE 検討を開始する前段階での絞り込みにも使用できる。

参考文献

- (1) 戸原春彦編:防振ゴム, 社団法人日本鉄道車両工業会, p.72-94 (1975)
- (2) 酒井竜英他:起振力応答シミュレーションによるエンジンマウントレイアウト性能評価, 自動車技術Vol.47, No.6, p.65-70 (1993)
- (3) 酒井竜英他:エンジンマウントレイアウトシステム開発における CAE 展開, JMAC8 (1994)
- (4) 酒井竜英他:駆動系挙動解析への機構解析ソフトウェア適用, HONDA Technical Review Vol.2, p.171-178 (1990)
- (5) T.SAKAI, Ludo Gielen : Development procedure for Interior Noise Performance by Virtual refinement, SAE Noise & Vibration conference, Traverse City, Michigan, USA (2001)
- (6) 酒井哲也他:エンジンマウントレイアウト設計の理論的考察, いすゞ技報, No.102, p.40-52 (1999)

■ 著 者 ■



久世正文



渡辺 賢



酒井竜英

Nd 系希土類焼結磁石の強度評価手法

Strength Evaluation Method for Nd-Fe-B Rare Earth Sintered Magnet

柳 木 孝 昭*
Takaaki NAGI

喜 多 晃 義*
Teruyoshi KITA

要 旨

Nd 系希土類焼結磁石の組織に起因する特有の強度特性を評価するためにワイブル理論の適用を検討した。ワイブル理論の適合性の判断は、ワイブル分布との相関とサイズが大きくなるほど強度が低下するというサイズ効果により検証した。ワイブル分布との相関については抗折強度のワイブルプロットの近似曲線が高い相関を示すことが検証できた。また、サイズ効果については応力分布により決まる有効体積と破壊応力が一定の関係になることが検証できた。この結果、この磁石の強度にはワイブル理論が適合すると判断した。さらに、実際のモータのロータに組み込んだ磁石の強度についても検証を行い、この理論の適用が可能であることを実証した。

ABSTRACT

Application of the Weibull theory to a Nd-Fe-B rare earth sintered magnet was studied for use in evaluating the specific strength characteristics arising from the structure of this magnet. Conformity of the Weibull theory was verified by the correlation with the Weibull distribution and by the existence of the size effect, whereby the strength loses as the size is bigger. The correlation with the Weibull distribution was verified by the close correlation shown with a curve closely approximating a Weibull plot. And the existence of the size effect was verified that there is a fixed relationship between effective volume, that determined by the stress distribution and fracture stress. Consequently, it was judged that the Weibull theory is in conformity with evaluation of the strength of this magnet. The strength of this magnet actually built into the rotor of a motor was also verified, and the applicability of this theory to this magnet was demonstrated.

まえがき

近年の磁石材料の進歩により磁気特性の優れた Nd 系希土類焼結磁石(以下 Nd 系磁石)が低コストで入手可能となり、現在ではこれらの磁石を採用した永久磁石モータがEV(Electric Vehicle)やHEV(Hybrid Electric Vehicle)用の駆動モータの大部分を占めている。

また、これらのモータでは低コスト化とともに高効率化、高回転化そして軽量化などが非常に重要な課題であり、これらの課題を解決するにはFig. 1に示すような、磁石をヨーク内部に埋め込む IPM(Interior Permanent Magnet)方式などのロータ構造を採用することが有効である。

このような IPM 方式などのロータ構造ではモータ回転中に磁石や電磁鋼板に遠心力により応力が発生するため、

それらの強度の把握が非常に重要となっている(Fig. 2)。しかし、Nd 系磁石の強度についてはほとんど解析された例がない。

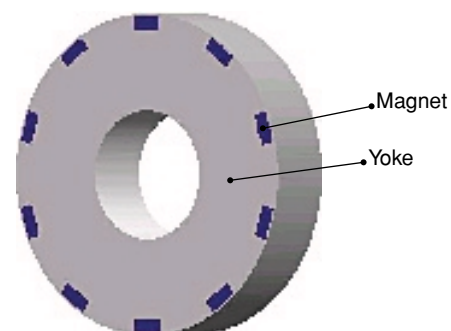


Fig. 1 IPM rotor

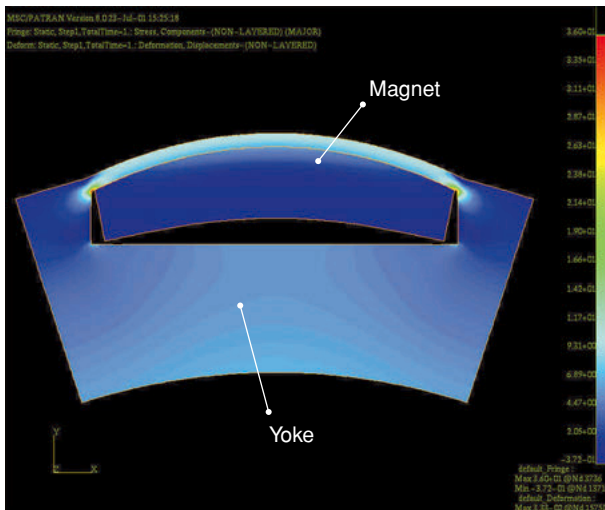


Fig. 2 Stress distribution of IPM rotor

そこで、今回 Nd 系磁石の強度評価にワイブル理論を適用しその妥当性を検証した。

1. Nd 系磁石の特徴

Nd 系磁石の組織モデルを Fig. 3 に示す。Nd 系磁石は $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ からなる主相と Nd-rich の粒界相が大部分を占め、これらは磁気特性発現に重要な役割を果たす。それ以外に微量の不純物(酸化物及び炭化物など)及び焼結製法ゆえ根絶困難な空隙が混在した組織を呈している。Fig. 4 に Nd 系磁石の荷重-ひずみ線図を示す。塑性変形すること無しに破断している(脆性破壊)が、これは主相が硬くてもろい金属間化合物であるためと考えられる。さらに、Fig. 5 に破壊応力値のヒストグラムを示す。グラフから破壊応力は低応力側に広がった大きなバラツキを有している。これは、不純

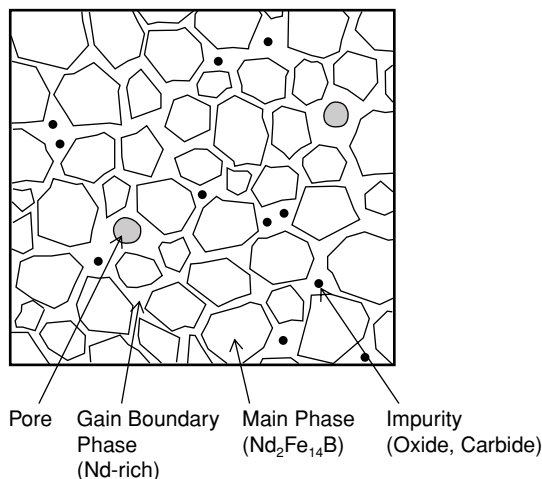


Fig. 3 Nd-Fe-B model

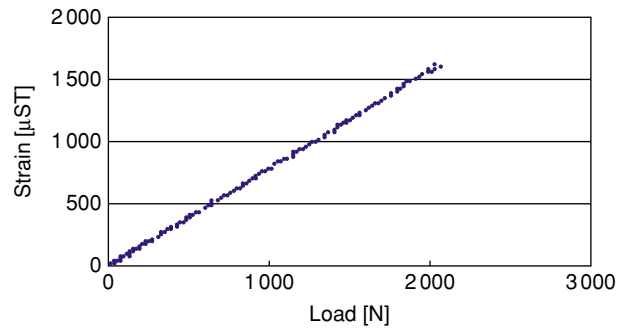


Fig. 4 Relationship between load and strain

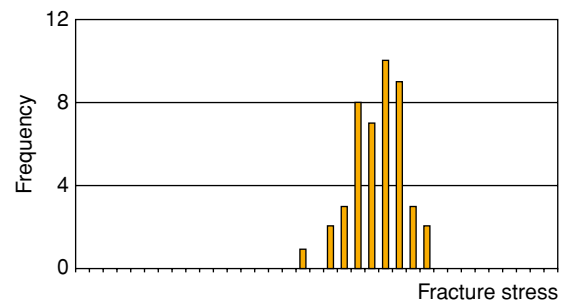


Fig. 5 Fracture test result

物や空隙の影響を受けているためと考えられる。以上のように Nd 系磁石は、特有な組織のために一般鋼とは異なる強度特性をもつ。したがって、その特性に見合った評価手法や設計手法が必要である。

2. ワイブル理論

このような Nd 系磁石の強度を定量化するためには統計確率論が有効である。以下にその考え方の基本となる部分について記述する。

2.1. 最弱リンク説

Nd 系磁石は強度バラツキが大きい。これは、材料内に多くの微小な欠陥が存在し、その欠陥から亀裂が伝ばし破壊に至るためと考えられる。このため、この破壊強度は材料に発生している応力だけに依存するのではなく、内部の欠陥の大きさや数などによっても支配される。

また、欠陥の大きさは数 μm 程度であることから非破壊で検出することは現在の計測技術では不可能である。この結果、破壊特性を個々に予測することは不可能となっている。

このような特徴をもつ材料をモデル化するためには最弱リンク説が有効である。最弱リンク説が成立するためには次の3項目が必要条件となる。

- ①脆性破壊である。
- ②亀裂が互いに干渉しない。
- ③単位体積中の欠陥が一定である。

以上の条件を満たすればN個の欠陥を含む材料の強度はFig. 6のようにN個のリンク(環)の連なりでできた鎖の破断強度にモデル化できる。Fig. 6の鎖を徐々に強く引くとついにはN個のリンクのうち最も弱いものが破断に至り、結果として他のリンクは破断しなくても鎖としては破断したことになる。すなわち、鎖の強度は最も弱いリンクの強度で決定される。これが最弱リンク説である。

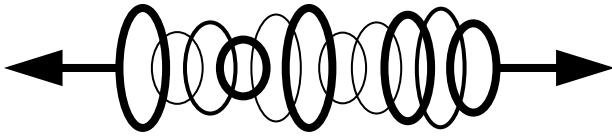


Fig. 6 Weakest link model

2.2. ワイブル理論⁽¹⁾⁽²⁾

N個の連なるリンクの生存確率 S_N は破壊確率を F_N としたとき次式で表される。

$$S_N = 1 - F_N = (1 - F(\sigma))^N \quad (1)$$

$$\doteq \exp(-N \cdot F(\sigma))$$

$F(\sigma)$: 応力 σ を受けたリンクの破壊確率

このとき“破壊の危険率”といわれる Ra を用いると、これもまた応力の関数であるので(1)式は次のようになる。

$$F(\sigma, v) = 1 - \exp\left(-\int_v Ra \cdot dV\right) \quad (2)$$

$$= 1 - \exp\left(-\int_v f(\sigma) \cdot dV\right)$$

ここで、 v 及び V は任意の体積を表す。

このときワイブルは実験結果から次式で表される累乗則を仮定した。

$$f(\sigma) = \left(\frac{\sigma - \sigma_\omega}{\sigma_0}\right)^m \quad (3)$$

ここで、 m , σ_ω , σ_0 は材料固有の定数である。従って、(2)式は以下のようになる。

$$F(\sigma, v) = 1 - \exp\left\{-\int_v \left(\frac{\sigma - \sigma_\omega}{\sigma_0}\right)^m dV\right\} \quad (4)$$

この(4)式がワイブル分布関数と呼ばれ σ_ω は一般には過大評価となることを防ぐため $\sigma_\omega = 0$ とされる。

$$\therefore F(\sigma, v) = 1 - \exp\left\{-\int_v \left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^m dV\right\} \quad (5)$$

ここで、(6)式で定義される有効体積 VE を用いると

$$VE = \int_v \left(\frac{\sigma}{\sigma_R}\right)^m dV \quad (6)$$

$$F(\sigma, v) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{\sigma_R}{\sigma_0}\right)^m VE\right\} \quad (7)$$

(5)式は(7)式のように簡略化できる。

さらに、この式を使って破壊確率が一定のもとでは体積 VE_1 の試験片の強度 σ_{R1} から体積 VE_2 の対象物の強度 σ_{R2} を得ることができる。

$$\therefore \frac{\sigma_{R2}}{\sigma_{R1}} = \left(\frac{VE_1}{VE_2}\right)^{1/m} \quad (8)$$

3. ワイブル理論の磁石への適用

3.1. 試験方法

Nd系磁石の強度測定方法はファインセラミックスの試験方法(JIS R1601)を参考に以下のように定めた(Fig. 7)。

- ・試験片形状 : L40 × W10 × T5mm(磁化方向)
- ・支点間距離 : 30mm (L_1)
- ・荷重点間距離 : 10mm (L_2)
- ・クロスヘッド速度 : 0.5mm/min

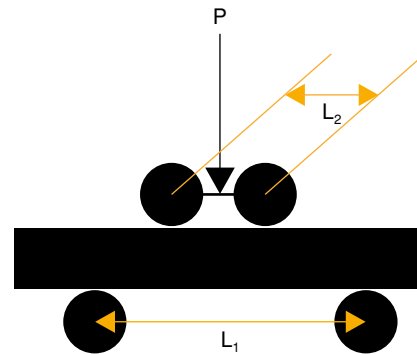


Fig. 7 Fracture test

尚、抗折荷重 P は以下の式で応力 σ に換算した。

$$\sigma = \frac{3P(L_1 - L_2)}{2WT^2} \quad (9)$$

3.2. ワイブル理論の適合性

ワイブル理論の適合性を以下の2項目により判断した。その結果、ワイブル理論はNd系磁石の強度に適合することが明らかになった。以下その検証した2項目について説明する。

3.2.1. ワイブル分布との相関

Fig. 8 に Nd 系磁石に対する抗折強度のワイブルプロットの一例を示す。そのプロットが直線で近似され、かつ相関係数が 0.9 以上であることがわかった。したがって、この強度特性は式(5)の関係を満足することが検証され、Nd 系磁石の強度特性はワイブル分布に従うと判断した。

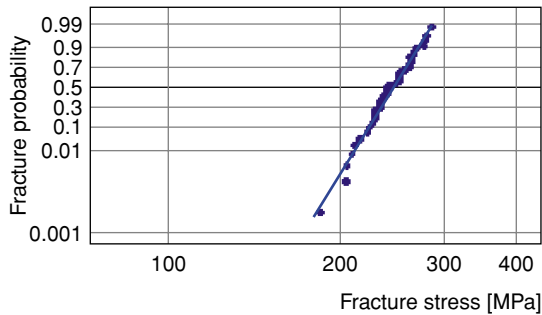


Fig. 8 Weibull plot for magnet strength

これらのグラフから試験片の幅寸法によって平均強度(破壊応力)は異なるが、バラツキ具合を示すワイブル数はほぼ同一である。ここで、試験片のサイズと平均強度の関係を明らかにするために有効体積と平均破壊応力の関係をプロットした。その結果、近似直線の傾きがワイブル数 m の負の逆数となり、式(8)の関係を満足することが検証できた(Fig. 11)。

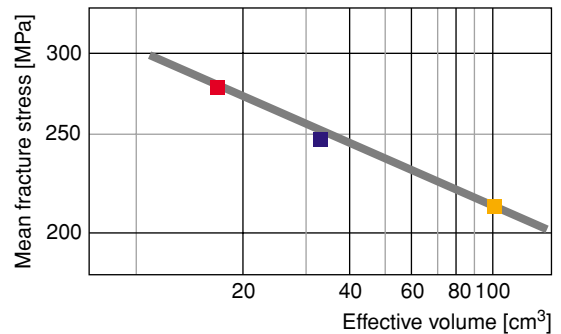


Fig. 11 Size effect

3.2.2. サイズ効果

次に、磁石試験片の幅寸法(W寸法)を変化させた時の強度の一例として、破壊応力を各サイズ毎にプロットしたグラフを Fig. 9 に示す。また、これらをワイブルプロットすると Fig. 10 となる。

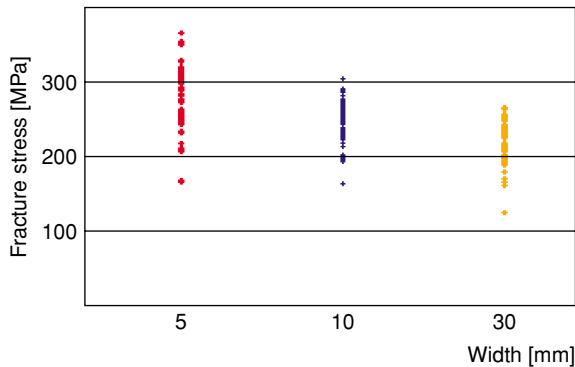


Fig. 9 Fracture stress of each width

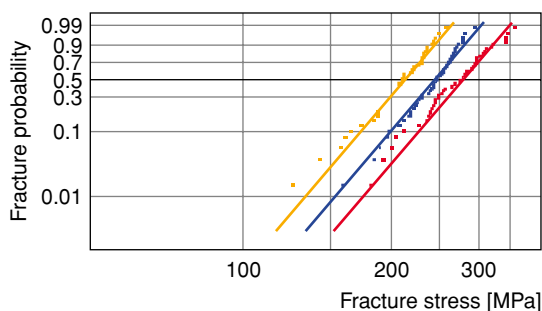


Fig. 10 Weibull plot of each width

4. 実際の形状での検証

Nd 系磁石の強度評価にワイブル理論を適用することの妥当性について記述してきたが、それが実際の形状においても当てはまるかについて検証した。具体的には、まずロータのスピニングテストを行い磁石を破壊させ、その時の回転数を測定した。次に、この結果をCAE解析結果によって応力値に換算しワイブルプロットした(Fig. 12)。グラフからわかるようにロータ内の実際の形状においてもワイブル分布に適合していることが検証できた。

一方、4点曲げ試験結果を材料定数としてワイブル理論にもとづき強度を予測した。この予測結果と Fig. 12 の実測結果をグラフにしたのが Fig. 13 である。

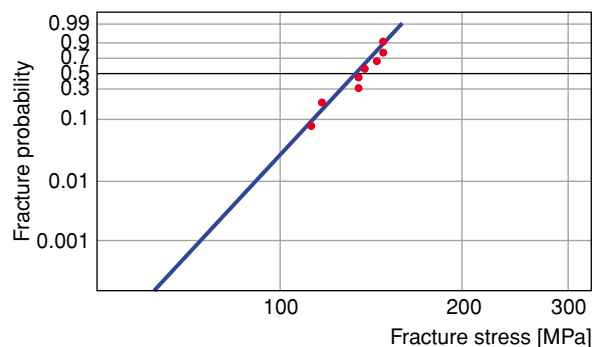


Fig. 12 Weibull plot for magnet strength of rotor (spin test result)

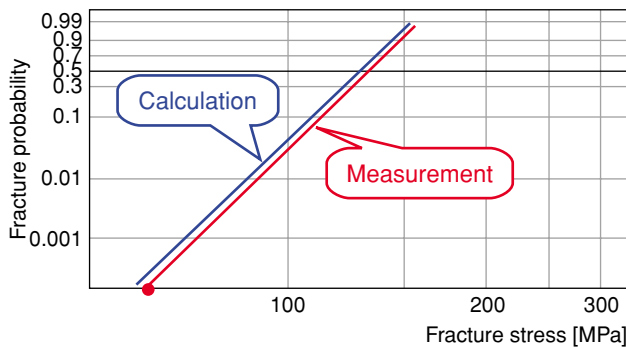


Fig. 13 Comparison measurement and calculation

このグラフより予測結果と実測がよく一致しており、この手法の妥当性が検証できた。このことによりモータの設計段階において磁石の材料定数から磁石の強度予測が可能になると考えられる。

5. まとめ

Nd系希土類焼結磁石の強度評価に対しワイブル理論の適用を試み、以下の成果を得た。

- (1) 基本試験片形状の4点曲げ試験結果についてワイブル分布への適合とサイズ効果を検証した結果、Nd系磁石の強度評価にワイブル理論が適合できることがわかった。
- (2) 実際の形状についてもワイブル分布への適合が検証できた。さらに、基本試験片形状での4点曲げ試験結果と実際の形状についてのスピンテスト結果から形状効果(サイズ効果)についても検証ができた。この結果、ワイブル理論の諸定数を材料定数として実際の形状での強度特性を予測することは可能であることがわかった。

以上により、この評価手法はモータとして使用する条件下での磁石の強度設計を行うために有効であることがわかった。

参考文献

- (1) 松尾陽太郎：セラミックスの寿命と破壊，東京，内田老鶴圃，1992, 120p.
- (2) 阿部弘 他：エンジニアリングセラミックス，東京，技報堂，1998, 164p.

■ 著 者 ■



棚木 孝昭



喜多 晃義

社外発表(2001. 1～2001. 6)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 1. 1	自動車技術会/JSAE Review Vol.22, No.1	The development of joint parts for automobile body by thixocasting	斉藤 信広 中村 武義 大谷 輝幸 黒木 盛男 増田 栄二 井手籠 隆	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株)
		Numerical Simulation Method to Predict the Thermal Environment Inside a Car Cabin	藤田 明浩 中川 洋 金丸 純一 尾関 義一	栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas 旭硝子(株)
		Development of the ultra-low-fuel-consumption hybrid car - INSIGHT	福尾 幸一 斉藤 政昭 角田 和彦 瀧口 士郎	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001. 1.15	日本ロボット学会/ 日本ロボット学会誌 2001年1月号 Vol.19, No.1	HRPロボットプラットフォームの製作 及び高機能ハンドの研究	仲山 茂人	和光基礎技術研究センター
2001. 1.23	日本計算工学会/ SDSS分科会/(横浜)	MOGAによる2次元遷音速静翼列空力形状 最適化	山口 義博 有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2001. 1.26	自動車技術会関東支部/ 関東支部第3回講演会・ 見学会/(栃木)	ホンダ「インサイト」の紹介	内堀 憲治 佐藤 浩光	栃木研究所 栃木研究所
2001. 1.31	日本合成樹脂技術協会/ 熱可塑性エラストマー研究会 講演会/(東京)	自動車産業におけるTPEの利用状況と 将来展望	青木 修	栃木研究所
2001. 2. 1	自動車技術会/自動車技術/ Vol.55, No.2	車内騒音を低減する音響制御システム	佐野 久	栃木研究所
	表面技術協会/表面技術2001/ Vol.52, No.2	表面改質によるしゅう動抵抗低減	萩原 秀実	栃木研究所
	TEXT-COM/ Auto Technology	Optimum description of Interior Sound of Sports Cars	石井 康夫 F.K.Brandl	栃木研究所 AVL List GmbH
2001. 2. 5 ～ 8	AABC/Advanced Automotive Battery Conference/ (Las Vegas, USA)	Advanced battery performances and development issues for electric and hybrid vehicles	佐藤 登	栃木研究所
2001. 2.15	日本鉄鋼協会/自動車材料 検討部会/(東京)	自動車へのアルミニウム材料の適用	安永 晋拓	栃木研究所
2001. 2.20	日本化学会/化学と教育 49巻, 2号	自動車用樹脂材料のリサイクル	岡崎 雅之	栃木研究所
2001. 3. 5 ～ 8	SAE/2001International Congress and Exposition/ (Detroit, USA)	Secondary O2 Feedback Using Prediction and Identification Sliding Mode Control —Second Report—	安井 裕司 赤崎 修介 上野 将樹 岩城 喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Air/Fuel Distribution Simulation in a Port Injected Gasoline Lean-burn Engine	石川 直宏 高林 徹 平出 篤志	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 3. 5 ～ 8	SAE/2001International Congress and Exposition/ (Detroit, USA)	Development of a Novel Parallel Hybrid Transmission	Gregory A. Schultz Lung-Wen Tsai 樋口 成智 Ivan C. Tong	U.S. Army Aberdeen Test Center University of California Riverside 栃木研究所 University of Maryland College Park
		Advanced Hydro-Mechanical Transmission with High Durability for Small Utility Vehicles	林 勉 斉藤 充 吉田 圭宏 南里 武彦	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Intake and Exhaust Systems Equipped with a Variable Valve Control Device for Enhancing of Engine Power	中安 哲也 山田 肇 須田 敏彦 岩瀬 典利 高橋 恭	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2001. 3. 7 ～ 9	First International Conference on Evolutionary Multi-criterion Optimization/ (Zurich, Switzerland)	Adapting weighed aggregation for multi-objective evolution strategies	Yaochu Jin Tatsuya Okabe Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2001. 3. 9	三菱電機株式会社/三菱電気 SE FORUM/(大阪)	ホンダ ハイブリッド車の技術動向	我妻 栄治	栃木研究所
	大阪工研協会/ 第53回ニューフロンティア 材料部会/(大阪)	最近の燃料電池自動車の開発動向	鴻村 隆	栃木研究所
2001. 3.23	自動車技術会/計測・診断 シンポジウム/(東京)	イオン電流計測を用いたガソリンエンジン 制御の研究	島崎 勇一	栃木研究所
2001. 3.24 ～ 25	日本化学会関東支部/ 化学教育講習会「自動車を 化学する」/(東京)	自動車用樹脂材料のリサイクル	岡崎 雅之	栃木研究所
2001. 3.26 ～ 28	Coordinating Research Council/11th CRC On-Road Vehicle Emissions Workshop/ (San Diego, USA)	Real World Emissions Characteristics from the Low-Emission Natural Gas Vehicle	須賀 稔之 村石 忠 戸田 卓志 Dave Dewitt	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas
2001. 4. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.55, No.4	超低燃費車用アルミニウムボデーの開発	岩月修一郎	栃木研究所
	JSAE Review Vol.22, No.2	Development of a Closed Crankcase System Engine for Motorcycles	工藤 修 志村 康雄 寺田 幸司 犬丸 信明	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2001. 4. 1 ～ 5	CATIA Operators Exchange/ The 2001 COE Spring Conference & Techni. Fair/ (Anaheim, USA)	Examples of CATIA FEM analysis on 3D detailed models	内田 孝尚 永井 滋	栃木研究所 栃木研究所
		Improvement of CATIA 3D auto-mesher	永井 滋 内田 孝尚	栃木研究所 栃木研究所
2001. 4. 3	Haus der Technik e.V., D-45117/PKW- Lenkungssysteme/ (Essen, Germany)	Improvement in Driver-Vehicle system performance by VGS	河合 俊岳 清水 康夫 芝端 康二 河野 史男 佐野 彰一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東京電機大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 4. 4	株式会社リンクス/dSPACE ユーザ会/(東京)	自動変速機制御システムへのHILSの適用	萩原 顕治 依田 公 寺山 哲 竹田 洋平 鈴木 祥一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001. 4.10	日本ME学会誌 BME 4月号	歩行アシスト・ロボット	加藤 久	和光基礎技術研究センター
2001. 4.15	日本騒音制御工学会/ 騒音制御工学ハンドブック/ 応用編 1, 第 1 章	内燃機関の排気系(自動車エンジン)	滝口 士郎 徳永 道広 森 卓支	栃木研究所 栃木研究所 東昌エンジニアリング(株)
2001. 4.18	Material Research Society (MRS)/2001 Spring Meeting/ (San Francisco, USA)	Atomistic Simulation of Carbon Nanotube Ropes: Structure , Strength, and Thermal Transport	藤原 良也 Ju Li, Sidney Yip	和光基礎技術研究センター Massachusetts Institute of Technology
	自動社技術会 関東支部/ 2001年度 第 1 回テクニカル フォーラム/(川崎)	ハイブリッド自動車の技術開発と展望	白田 政史 細谷 英昭 岩垂 滋	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001. 4.26	日本能率協会/2001 バッテリー技術シンポジウム/ (千葉)	ホンダにおける燃料電池自動車の開発	守谷 隆史	和光基礎技術研究センター
2001. 4.30 5. 3	SAE/2001SAE Noise& Vibration Conference/ (Michigan, USA)	Development procedure for interior noise performance by virtual vehicle refinement, combining experimental and numerical component models	酒井 竜英 寺田 匡弘 小野 修一 神村 直毅	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		How to Predict the Powertrain Vibration at Engine Mounting Points under Running Conditions	関 泰彦 高橋 幸敬 塚原 正義 鈴木 敏文	栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー 栃木研究所
		A New Analysis Method for Brake Squeal	Chih-Hung Chung William Steed 小林 清志 中田 博之	MTS Systems Corporation MTS Systems Corporation 栃木研究所 栃木研究所
2001. 5. 1	John&Sons, Inc/Journal of Polymer Science part B: Polymer Physics	Electrostriction Behavior of Nitrile-butadiene Rubber and Hydrogenated Nitrile-butadiene Rubber	服部 達哉 岡本 弘	和光基礎技術研究センター 愛知工業大学
2001. 5.11	日本計算工学会/SDSS分科会 (横浜)	乗員体格のばらつきを考慮した自動車 安全装置のロバスト最適化	矢島 秀起 野崎 敦敬 于 強 白鳥 正樹	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学大学院 横浜国立大学 横浜国立大学
2001. 5.13 17	IEEE/IV 2001 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Proceedings/ (東京)	Development of Night Vision System	辻 孝之 服部 弘 渡辺 正人 長岡 伸治	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001. 5.14 17	IEEE/National Institute of Informatics/Intelligent Vehicles Symposium 2001/ (東京)	AMI-C Demo Car for Convergence 2000	古川 英夫	栃木研究所
2001. 5.14 16	日本トライボロジー学会/ トライボロジー会議2001春/ (東京)	MD処理によるエンジン摺動抵抗の低減	萩原 秀実 山田 裕 石渡 正人	栃木研究所 栃木研究所 (株)不二製作所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 5.21	北陸先端科学技術大学院大学/ 北陸先端科学技術大学院大学 特別講演/(石川)	自動車を取り巻く地球環境と科学技術	佐藤 登	栃木研究所
2001. 5.23	国土交通省 自動車交通局/ 第2期先進安全自動車推進 計画の成果報告会/(横浜)	ASV-2の開発(Honda 安全技術の概要)	浅沼 信吉 越智 一夫	栃木研究所 栃木研究所
2001. 5.23 ～ 25	自動車技術会/学術講演会 春季大会/(横浜)	自動車の追い越し空力シミュレーション	高村 明男 Ming ZHU Daniel Vinteler	栃木研究所 ESI Software SA ESI Software SA
		ナイトビジョンシステムの開発	辻 孝之 服部 弘 渡辺 正人 長岡 伸治	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		薄壁担体のキャニング技術の開発	土佐 真一 中出 純一	栃木研究所 栃木研究所
		油圧パワーステアリング用ベーンポンプの 放射音解析	望月 隆志 稲葉 和彦 伊藤 和宏	(株)エステック 栃木研究所 栃木研究所
		ハイブリッド車モータ駆動用電力半導体の 耐久信頼性評価	古川 勝彦 篠原 貞夫	栃木研究所 栃木研究所
		長寿命CVTフルードの開発	長島 隆 吉田 潤平	栃木研究所 栃木研究所
		ワンウェイクラッチレス5速ATの開発	加藤 智士 宮本 修秀 斎藤 吉晴 徳田 守昭 堀田 高司 砂田 悟	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ドライバーアシストシステムがドライバーに 与える影響と効果の測定	石田真之助 田中 潤 近藤 聡 川越 浩行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		鉛フリーフューエルタンクの開発	滝川 和則 篠原龍太郎 柴田 信孝 勝木 康博 伊崎 輝明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 八千代工業(株) 新日鐵(株)
		フーリエ級数型燃焼解析装置の開発	長島 慶一 土屋 一雄 小山 哲司 神本 武征	栃木研究所 明治大学 司測研 東海大学
		発泡PP樹脂によるドアトリムの軽量化技術 の開発	疋田 賢次 下鶴瀬正史	栃木研究所 日本ポリケム
		金属VベルトタイプCVTに関する研究 ーCVT Fluidの摩擦特性ー	金原 茂 藤井 透 片岡 隆平	栃木研究所 同志社大学 同志社大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 5.23 ～ 25	自動車技術会/学術講演会 春季大会/(横浜)	過渡振動解析を用いた車両排気系における 強度予測技術の開発	高賀茂 巧 樋口 正彦 中川 博史 鶴飼陽太郎 石塚 歩	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Bio-RID IIダミーシミュレーションモデルの 開発	佐野 浩司 独古 泰裕 後藤 司 小野古志郎	栃木研究所 栃木研究所 (財)日本自動車研究所 (財)日本自動車研究所
		インパネ用オレフィン表皮材のリサイクル技術 ーインパネ成形工程内端材の有効活用ー	山口 貴志 岡崎 雅之 池田 幸夫 新田 勝幸	栃木研究所 栃木研究所 本田技研工業(株) (株)グランドポリマー
		遅燃えサイクルが着火源となる バックファイヤの発生メカニズムに関する 研究	斉藤 信二 安達 真也	朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車用排気系可変制御バルブシステム	中安 哲也 山田 肇 村上 敦 高橋 恭	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2001. 5.24	計測自動車制御学会 制御部門/第1回制御部門大会/ (京都)	自動車における自動操舵の制御系設計 ー車両諸元に対する不確かさの考慮ー	藤原 幸広 足立 修一 吉井 正和 新井 康人	栃木研究所 宇都宮大学 宇都宮大学 宇都宮大学
2001. 5.27 ～ 30	2001 Congress of Evolutionary Computation/(Seoul, Korea)	Managing Approximate Models in Evolutionary Optimization	Yaochu Jin Markus Olhofer Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe Honda R&D Europe Honda R&D Europe
		Dynamic Encoding for Shape Optimisation Using Evolution Strategies	Markus Olhofer Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2001. 5.30 ～ 6. 1	HIBBITT, KARLSSON & SORENSEN, INC./2001 ABAQUS Users Conference/ (Maastricht, The Netherlands)	Development of Metal Pushing V-Belt Stress Simulation for Continuously Variable Transmission	斎藤 俊博 岡野 武政	栃木研究所 栃木研究所
2001. 5.31 ～ 6. 2	International Conference on Cognitive and Neural System 2001/(Boston, USA)	Information processing in networks of spiking neurons with an external clocking signal	Tobias Rodemann Edgar Koerner	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2001. 6. 1	高速信号処理応用技術学会誌 2001 6月号	脳とはどんな情報システムか ー脳の構造原理と情報科学ー	辻野 広司 松本 元	和光基礎技術研究センター 理化学研究所
2001. 6. 4 ～ 7	17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles(ESV-17)/ (Amsterdam, The Netherlands)	A Study of the Upper Leg Component Tests Compared with Pedestrian Dummy Tests	岡本 豊 秋山 朗彦 菊池 祐二 岡元 雅義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Improvement of visibility for vulnerable parties in traffic accidents	高橋 昭夫 浅沼 信吉	栃木研究所 栃木研究所
		Biofidelity of test devices and validity of injury criteria for evaluating knee injuries to pedestrians	高橋 裕公 菊池 裕二	栃木研究所 栃木研究所
		Development of whiplash injury reducing seat system using BioRID II Dummy	佐野 浩司 独古 泰裕	栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 6. 4 ～ 7	17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV-17)/ (Amsterdam, The Netherlands)	Study of Airbag Interference with Out of Position Occupant by the Computer Simulation	上地 幸一 河村 信行	栃木研究所 栃木研究所
		Study on car to car side impact	杉本 富史 山崎 省二	栃木研究所 栃木研究所
		Influence of body intrusion and deceleration on occupant injuries in front collisions between passenger cars	鈴木 英樹 杉本 富史 角谷 佳治	栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas
		Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle: Further Study	山崎 健 飯島 聡 山本 武典	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2001. 6. 6 ～ 8	RIETER Automotive Systems/ RIETER Automotive Conference/(Switzerland)	Statistical Energy Analysis Using the Simulation of the Acoustic Property of Automotive Trim	見坐地一人 来原 裕司 野口 好洋 山下 剛 Maurizio Mantovani	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 RIETER Automotive Systems
2001. 6. 7 ～ 10	28th Gottingen Neuroscience Meeting / 4th Meeting of the German Neuroscience Society (Gottingen, Germany)	The Brain Like System Simulator BLISS	Mark-Oliver Gewaltig Andreas Richter Rudiger Kupper	Honda R&D Europe Honda R&D Europe Philipps-Universität, Marburg
2001. 6.12 ～ 13	University of Wisconsin Engine Research Center/ Exhaust Aftertreatment Racts and Fiction/The 2nd symposium of the University of Wisconsin Engine Research Center (Wiaconsin, USA)	Ultimate Low Emission S.I.	林 直義	栃木研究所
2001. 6.17 ～ 22	OPTIMIZATION IN INDUSTRY III (Tuscany, Italy)	Aerodynamic Optimization for a Transonic Compressor Stator Blade Using MOGA	山口 義博 有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		Aerodynamic Shape Optimisations using Evolutionary Strategies	Markus Olhofer Toshiyuki Arima Toyotaka Sonoda Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Honda R&D Europe
2001. 6.19	明治大学/機械情報工学科 特別講義「機械情報工学」/ (東京)	自動車エンジンの開発と計測	長島 慶一	栃木研究所
2001. 6.21	(株)シーディー・アダプコ・ジャパン/第8回STAR-CD ユーザーズセミナー/(横浜)	自動車車室内の温熱環境予測と専用GUIの開発	藤田 明浩 西森 剛 田尻 昭弘 金丸 純一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas
2001. 6.28 ～ 29	日中技術交流会/ 日本機械学会 RC180分科会/ (桐生)	2001モデルCIVIC用1.5L リーンバーン エンジンの開発	木下 裕介	栃木研究所

本田技術研究所 論文委員会

委員長	畑中	徹	栃木研究所
副委員長	森田	勇	朝霞研究所
編集長	鶴賀	孝廣	栃木研究所
委員	赤木	正俊	朝霞研究所
	浦田	秀夫	朝霞東研究所
	片野	博樹	栃木研究所
	加藤	幹夫	朝霞研究所
	高堂	純治	和光基礎技術研究センター
	西川	正恭	和光基礎技術研究センター
事務局	青山	登志彦	栃木研究所
	市川	愛子	栃木研究所
	工藤	賢一	和光基礎技術研究センター
	小泉	伸一	朝霞研究所
	白木	晶子	栃木研究所
	杉本	康弘	朝霞東研究所

編集協力 朝霞研究所論文委員会
朝霞東研究所論文委員会
栃木研究所論文委員会
和光基礎技術研究センター論文委員会

編集後記

インターネットの画面を見入るうちに、思わず自分の居所を忘れてしまうことがあります。新聞には、宇宙開発、核融合、遺伝子操作などの革新技术の記事が毎日のように載り、過去の夢は次々と現実となりつつあることを感じます。ここ半世紀の世界の変化は、人類の歴史のみならず、生命進化の歴史の上でも経験したことのない程の速度と言われます。正に我々は第3次科学革命の時代に生きているのでしょうか。

中世ヨーロッパにおける科学は、神の創造物＝自然を解明するための神学の一部として位置づけられ、キリスト教の倫理概念のなかに閉じ込められていたと言われます。ダーウィンが「サルがヒトを生む」と言ったところから、科学は倫理的束縛から解放されたと言われていました。科学が価値中立的になった結果、物理学の体系化とその応用による化学の発展が起こり、今、我々はその恩恵として豊かな生活を享受しています。今後はさらに物理学、化学が生物学と融合し生命設計まで行われると予想されています。

ASIMOはどのように進化するのでしょうか。人間の代わりに危険な作業を行う従順な機械でしょうか。それとも、鉄腕アトムのような感性豊かなヒューマノイドでしょうか。科学技術は目標達成のための選択肢を提供してくれますが、何を目標とするかは倫理的問題です。バーチャルな純粋科学の探求は別として、現実世界で利用される科学技術の開発は、価値中立的、無限定と言うわけにはゆかないはずです。

何を創造し、いかに社会に役立てるか、技術者にとってハード以上に難しいソフトの課題が今後ますます増えてゆくでしょう。岐路に立ったとき、「理念なき行動は凶器であり、行動なき理念は無価値である。」に象徴されるようなHondaのDNAが航路を照らしてくれるものと信じています。科学技術と倫理概念が調和し、次世代が喜びを分かち合える研究成果が次々に生み出され、このTechnical Reviewに発表され続けることを切に願っています。

(杉 本)

Honda R&D Technical Review

©2001 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2001年10月1日 Vol.13 No.2

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 福 井 威 夫

編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 ☎321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社 本田技術研究所 栃木研究所
技術情報室 TEL 028-687-2023
FAX 028-677-7854

印刷所 ☎351-0114 埼玉県和光市本町 20 番 16 号
協永堂印刷株式会社



Honda R&D Co., Ltd.