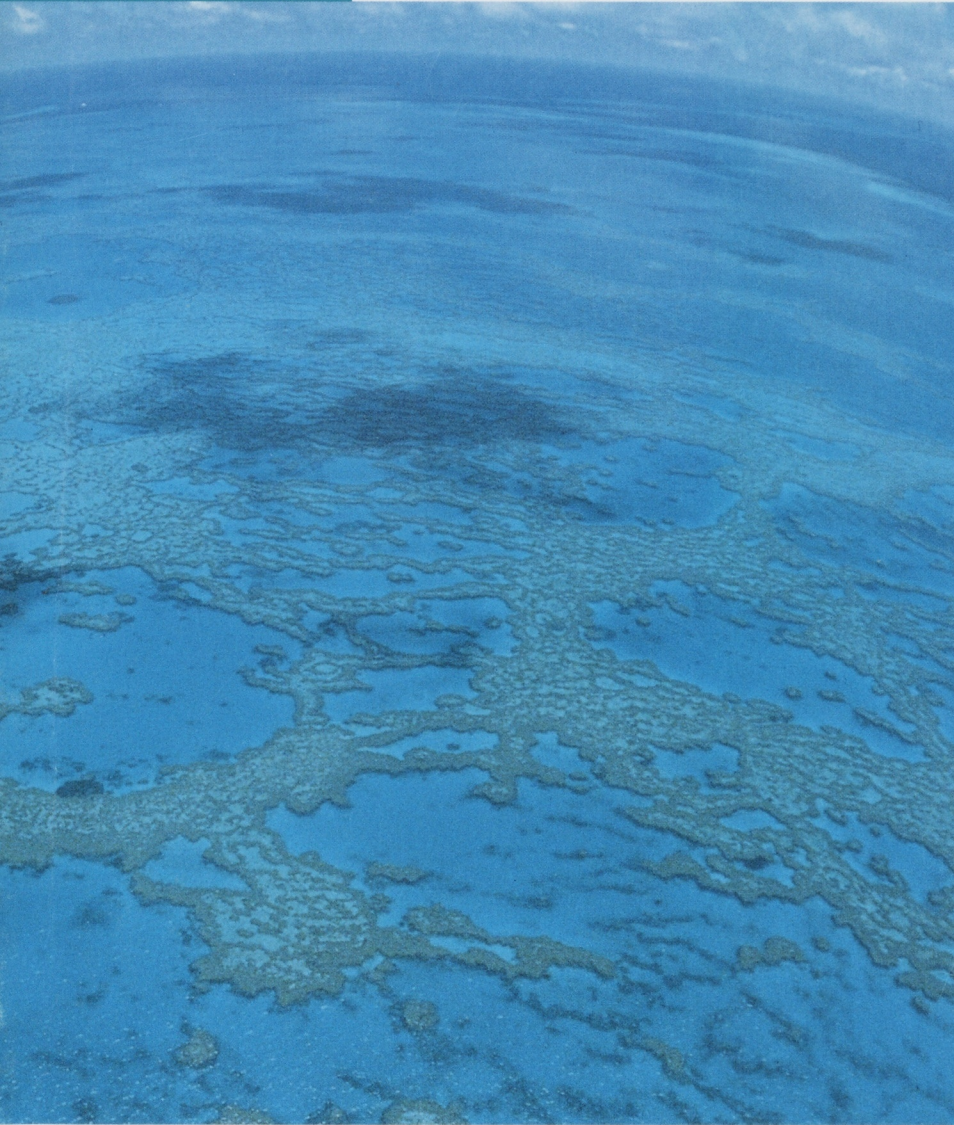


YAMAHA MOTOR ヤマハ技術会 技報

TECHNICAL REPORTS

No. 75



ヤマハ技術会専用

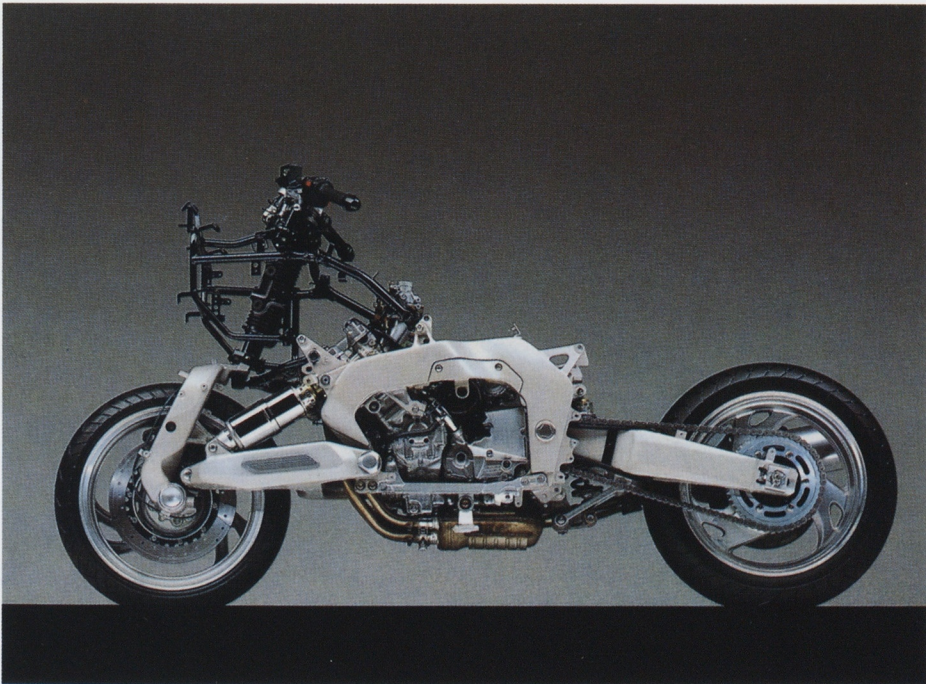
1993-3

「幸せの青い星」へ。

美しく、鮮やかなブルーに輝く星、地球。が、今、その生命が危ぶまれている。人間たちが「最先端」だけを見つめ、それに向かって猛進した哀しい結末である。最近になってようやく叫ばれ始めた「環境保全」が単なる青写真に終わることなく、真に地球との共生時代の幕開けを告げる暁鐘となるよう、今こそ我々のもてる技と英知を結集させなくてわならない。この星が、永遠に青く輝き続けることを願って。

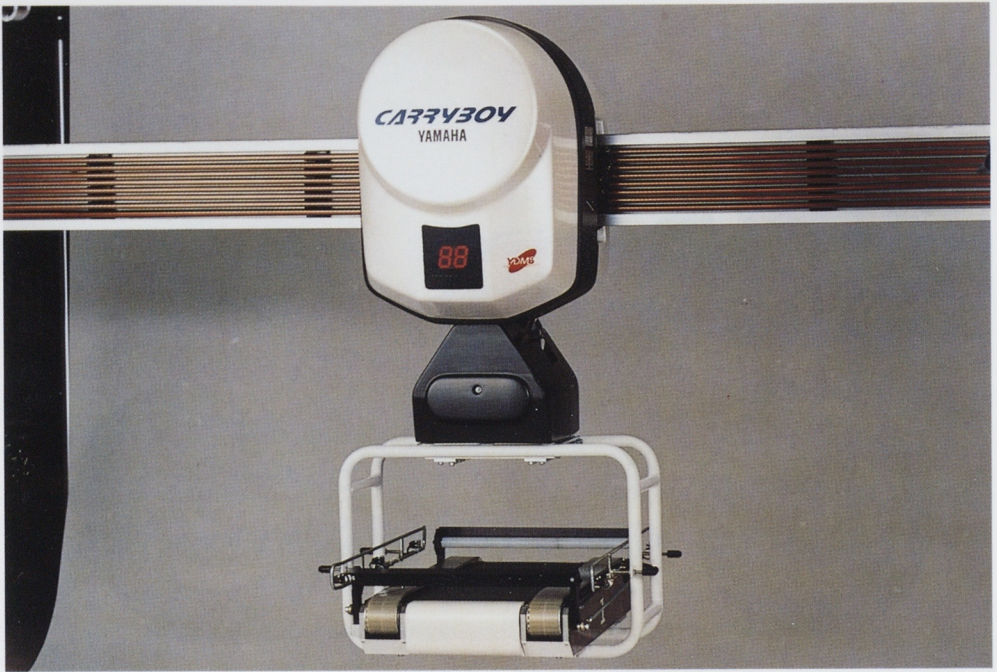


052MOY 大野 大野 大野 大野 大野 大野 大野 大野 大野 大野
(参考本文の頁目)



スポーツ機能とツーリング機能の融合を図ったGTS1000
(33頁の本文参照)

(参考本文の頁目)



最大60°の登坂能力を誇るYDMS30
(44頁の本文参照)



“Motorcycle on the water” MJ700TZ
(51頁の本文参照)

目次

技術論文

1. 運動機構解析システムの開発.....杉山 滋 015 645
 内藤 重男 255613
 戸口 孝則.....1
 169535
- X 2. ブレーキホースレイアウトの計算モデル.....杉山 滋
 大滝 尚
 鈴木 健一.....9
- X 3. 可変連桿比（可変圧縮比）エンジン研究.....梶原 謙一
 土田 直樹.....16
4. 2サイクルエンジンオイルの排気煙評価手法の開発.....矢代 善伸
 高橋 邦男.....24

製品紹介

- X 5. G T S 1000の開発.....伊藤 太一
 中尾 一正
 上田 英明.....33
6. Y D M S の開発.....大谷 佳邦.....44
7. M J 700 T Z の開発と紹介.....服部 敏幸.....51
 123 882

特別寄稿

8. 生産ライン用ネットワークMN-NETの紹介.....高島千代久.....58
 287 728

INDEX

TECHICAL REPORTS

- 1 . Development of Computer Simulation System for Multibody
Mechanical Systems
S. Sugiyama
S. Naitoh
T. Toguchi..... 1
- 2 . A Mathematical Model for Brake Hose Layout
S. Sugiyama
T. Otaki
K. Suzuki 9
- 3 . A Variable-Radius / Length Engine
K. Kajiwara
N. Tsuchida16
- 4 . Evaluation Method of Exhaust Smoke For 2-Stroke Engine
Engine oils
Y. Yashiro
K. Takahasi24

NEW PRODCCT

- 5 . Development of G T S 1000
T. Ito
K. Nakaya
H. Ueda.....33
- 6 . Development of Y D M S
Y. Otani44
- 7 . Development and Introduction of M J 700 T Z
T. Hattori51

GUEST FORUM

- 8 . Introduction of ME-NET (Network for Production Line)
C. Takashima58

運動機構解析システムの開発

Development of Computer Simulation System for
Multibody Mechanical Systems杉山 滋*
Shigeru Sugiyama内藤重男**
Sigeo Naitoh戸口孝則***
Takanori Toguchi

要 旨

剛体系の大変位動力学・静力学・運動学解析を対象とした運動機構解析システムを開発した。

当システムは汎用性を有し、種々の機械システムに広く利用できる点に特徴がある。又、CADデータとの連結、専用機能のモジュール化が容易等、ユーザフレンドリ化を図っている。

本報では、当システムの概要、幾つかの適用事例を示す。

Abstract

Computer simulation system relating to the field kinematics and dynamics of multibody mechanical system has been developed.

This simulation system is characterized by being applicable to broad classes of mechanisms and machines. In addition, we have subsequently been able to establish a user-friendly system tool, including linkage of CAD data and macro commands.

This paper presents an outline of the system, containing functions, theory and features. Finally, some application examples are shown.

1. はじめに

のっけから講義風、言葉の定義で恐縮である。

「運動機構解析」とは、剛体系の大変位動力学・静力学解析の仮称である。車両の挙動、ロボットアームの運動制御など多くの力学現象を扱う事ができ、適用範囲は極めて広い。

この分野は、コンピュータや理論の発展に伴って、近年、急速に普及してきた。更に弾みをつけているのが、幾つかの市販汎用プログラムである。何より、理論式やプログラムを開発・作成しなく

とも、問題の解が得られる点が大変魅力的である。魅力的ではあるが、実際実用的な問題を扱うとなると不満が募る。結合・力要素の不足、迅速・容易でない拡張性、処理基準のブラックボックス化等々。社内普及を図る際にも課題がある。操作性の向上、CADデータの利用である。又、決して安くはないソフト料・保守料も気になる。痘痕もえくぼのうちが良いが、痘痕が出来物に見えてくると悲劇である。悲劇に成る前に解決策を考えてみた。一つの方策は、この分野の理論・プログラムを自社開発・保有する事である。

こんな背景・理由にもより、一般設計者が容易に利用できる様な汎用の運動機構解析システム(KINE2D, KINE3D)を開発した。特に、グラフィクス会話型での操作性向上、CADデータとの

* 技術本部 第2研究部

** 技術本部 第2研究部

*** モーターサイクル事業部 第4開発部

連結，専用機能のモジュール化が図れるなどの特徴としている。本報では，当システムの概要，幾つかの適用事例を示す。

2. 運動機構解析の機能

運動機構解析の役目は，対象物を剛体系に見立て，大変位の運動・挙動，釣り合い現象などを定量的に扱うことにある。扱うことの出来る領域は極めて広いが，本システムでは，具体的に，以下に大別した領域を対象としている。(図1)

(1) 連結組立：

所定の結合形式で物体(剛体)間を連結した際の各部の位置を求める。

(2) 機構挙動：

ある剛体に強制変位を与え，各部の挙動(位置，速度，加速度)を求める。必要により，各剛体に働く反力も得ることができる。

(3) 静的平衡：

一定の外力の下で，系の静的な釣り合い状態(位置，反力)を得る。ポテンシャルエネルギーの最小値を求めることに相当する。

(4) 動的応答：

外力応答による系各部の挙動(位置，速度，加速度)および反力を求める。

対象物を剛体系としている点が，運動機構解析の特質である。対象構造物を弾・塑性体に置いているいわゆる構造解析とは，ここで一線を画する。その剛体系を構成している剛体は，各々，決められた方式で結合されている。結合方式には，回転，スライドなどの剛結合，及び，並進バネ，ダンパーなどの柔結合(力要素)が用意されている。代表的な結合要素を図2に示す。

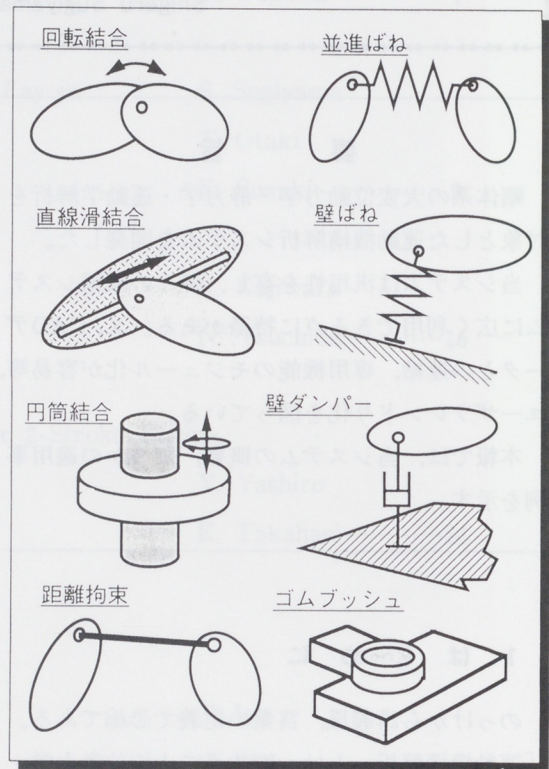


図2 結合要素の例

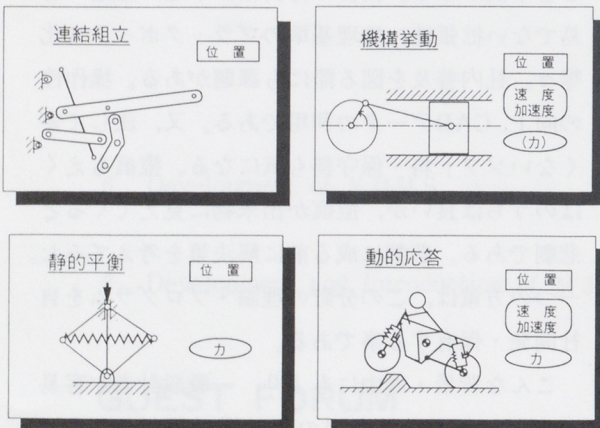


図1 運動機構解析の種類

3. 理論の概要

核となる「動的応答」の理論について，主に，概説する。説明の簡便化の為，便宜的に2次元平面運動を取り上げる。3次元空間問題もその骨子は同様である。

図3に示すように，剛体*i*の一般化座標ベクトル及び一般化力ベクトルを，各々，

$$\mathbf{q}_i = \begin{bmatrix} x_i & y_i & \phi_i \end{bmatrix}^T \quad (1)$$

$$\mathbf{Q}_i = \begin{bmatrix} x_i \mathbf{Q}_i & y_i \mathbf{Q}_i & \phi_i \mathbf{Q}_i \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

と、定義する。系全体に拡張して次の様に置く。

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_1^T & \mathbf{q}_2^T & \dots & \mathbf{q}_N^T \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_1^T & \mathbf{Q}_2^T & \dots & \mathbf{Q}_N^T \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

ここで、Nは剛体最大数である。従って、3N (= nとする) は自由度となる。

$$\dot{\Phi} = \bar{\Psi} \dot{\mathbf{q}} + \frac{\partial \Phi}{\partial t} = \mathbf{0} \quad (7)$$

更に時間微分して整理すると、

$$\Psi \ddot{\mathbf{q}} = - \frac{\partial(\bar{\Psi} \dot{\mathbf{q}})}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} - 2 \frac{\partial \bar{\Psi}}{\partial t} \dot{\mathbf{q}} - \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} \equiv \mathbf{R} \quad (8)$$

(6), (8)式をまとめると、次のようなn+m元の連立微分方程式を得る。

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{M}} & \bar{\Psi}^T \\ \bar{\Psi} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \mathbf{R} \end{bmatrix} \quad (9)$$

(9)式は、以下の初期値を与えれば、直接時間積分法(Adams-Moulton法など)で $\ddot{\mathbf{q}}, \lambda$ について求めることができる。

$$\mathbf{q}(0) = \mathbf{q}' \quad (10)$$

$$\dot{\mathbf{q}}(0) = \dot{\mathbf{q}}' \quad (11)$$

但し、上式は、各々、(5), (7)式を満たす必要がある。

尚、(9)式中の \mathbf{R} を $\mathbf{R}^{R+2\alpha\dot{\Phi}+\beta^2\Phi}$ と置くことで解の安定化を図っている。この手法の基本的な考えは、束縛加速度方程式(8)式を次式の様に置き、

$$\ddot{\Phi} + 2\alpha\dot{\Phi} + \beta^2\Phi = \bar{\Psi} \ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{R} \equiv \mathbf{0} \quad (12)$$

$\dot{\Phi} = \Phi = \mathbf{0}$ の誤差影響を含めることで抑制(減衰)を生じさせることにある⁽³⁾。但し、 α, β は適正值である。

「静的平衡」は次の二式が基礎方程式となる。

$$\hat{\mathbf{Q}} - \bar{\Psi}^T \lambda = \mathbf{0} \quad (13)$$

$$\Phi(\mathbf{q}) = \mathbf{0} \quad (14)$$

(13)式は、(6)式に $\dot{\mathbf{q}} \equiv \ddot{\mathbf{q}} \equiv \mathbf{0}$ を代入することで得られる。但し、 $\hat{\mathbf{Q}}$ は速度項を零と置いた一般化力ベクトルである。

又、「連結組立」及び「機構挙動」は、共に、束縛条件式(5)式を基本に、得ることができる。

4. システムの特徴

設計部門の利用者にとって、解析システムは道具である。趣味の道具は眺めているだけで使わないものもあるが、仕事の道具は必要性に基づいて厳しく使われる。その使用に耐える頑強さと優し

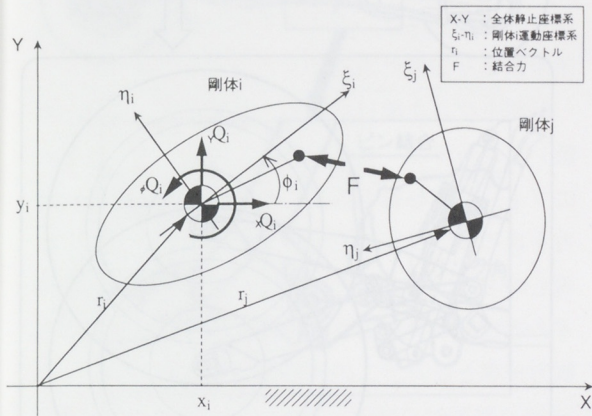


図3 剛体に働く力と座標

剛体間でm箇の束縛条件式があれば、ベクトル関数として以下のように表現できる。

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = \begin{bmatrix} \Phi_1^T(\mathbf{q}, t) & \Phi_2^T(\mathbf{q}, t) \\ \dots & \Phi_m^T(\mathbf{q}, t) \end{bmatrix}^T = \mathbf{0} \quad (5)$$

以上を基に、系全体での束縛条件付き運動方程式は次のようになる⁽¹⁾⁽²⁾

$$\bar{\mathbf{M}} \ddot{\mathbf{q}} + \bar{\Psi}^T \lambda = \mathbf{Q} \quad (6)$$

ここで、

$\bar{\mathbf{M}}$: 質量行列 ($n \times n$)

$\ddot{\mathbf{q}}$: 加速度ベクトル (n)

$\bar{\Psi}$: 束縛ヤコビ行列, $\left[\frac{\partial \Phi}{\partial \mathbf{q}} \right]_{m \times n}$

λ : ラグランジュ乗数 (m)

\mathbf{Q} : 一般化力ベクトル ($\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}$ の関数)

(5)式, (6)式は、n+m箇の変数 \mathbf{q}, λ に関するn+m箇の微分・代数方程式を構成している。

この解法は、次のように変換して得られる。まず、(5)式を時間微分する。

が必要となる。解析システムについて言えば、洗練された入力構成、適切なエラーメッセージ、高速演算、図の有効利用、等々である。

当システムでは、特に、次の事項を留意した。

- 主に設計者を対象とした為、自社開発CADシステムとの整合・同一性を図っている。つまり、同じハードウェア、コマンド形態を取っている。CAD形状データも取り込むことができる。

(図4)

- 構造、結合などの入力データ作成にはメニュー形式が使われる。図化機能と相俟って操作性を上げている。
- メニューコマンドはマクロコマンドで構成されている。マクロコマンドはコマンド群として内部に登録できる。このモジュール化により、ルーチン化された問題を解析する場合には、入力データ作成の手間が省ける。更に専用システムとして構築もできる。尚、2重物理振り子モデルを例にして、マクロコマンドを図5に示す。

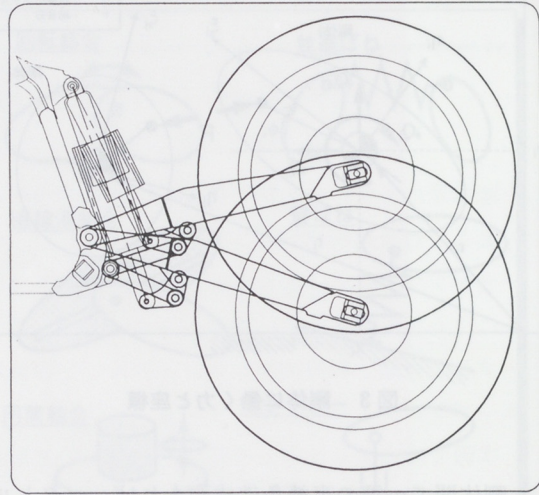
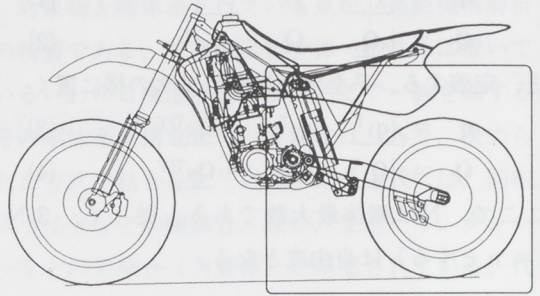


図4 CAD形状データとの組み合わせ

5. 適用事例

当解析システムを使用した事例を以下に示す。

5.1 スクータ防振リンクの傾き角

スクータのエンジンマウントは、防振(振動絶縁)を図る為、リンク式を用いている。(図6) この防振リンクは、車体側にゴムブッシュ(振じりバネ)が装着されており、リンクの長さやゴムの硬さにより、マウント部の剛性が決まる構造になっている。ライダーが乗車すると、その重量によりリンク角及びゴムの振じれ角が決まる。このリンク角は防振性能上、又、振じれ角は耐久性上、重要な設計要因である。もし基本設計時に、これらの要因を正確に予測・検討できれば、関連する設計諸元を速やかに決定でき、効率向上が図れる事になる。従来、正確な予測計算は困難であったが、本システムの適用で可能と成った。

TITL, DOUBLE PENDULUM

```

*
PRIN, ID
PRIN, MD
PRIN, SY
PRIN, VA
PRIN, FR
PRIN, FI
*
TASK, D, 1, 0, 0.0, 1.0, 0.05
*
BODY, 1, 0.7071, -0.7071, 45.0
BODY, 2, 1.4142, -2.4142, 0.0
BODY, 99, 0.0000, 0.0000, 0.0
*
POIN, 11, 1, 0.0, 1.0000, 0
POIN, 12, 1, 0.0, -1.0000, 0
POIN, 22, 2, 0.0, 1.0000, 0
POIN, 23, 2, 1.4142, -3.4142, 2
POIN, 91, 99, 0.0, 0.0, 0
*
PROP, 1, 3.0, 2.6667
PROP, 2, 2.0, 5.3334
PROP, 99, 1.0, 1.0000
*
GFOR, 10, 0.0, -29.4, 0.0
GFOR, 20, 0.0, -19.6, 0.0
*
REST, P, 91, 0.0, 0.0
REST, R, 91, 0.0
*
RCON, P, 91, 11
RCON, P, 12, 22
*
FCON, DR, 91, 11, 1
FCON, DR, 12, 22, 1
*
CFOR, 1, 0.0, 0.0, /
CFOR, 1, 0.0, 0.5, /
*
ENDD
    
```

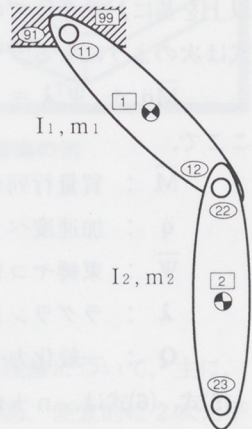


図5 マクロコマンドの例

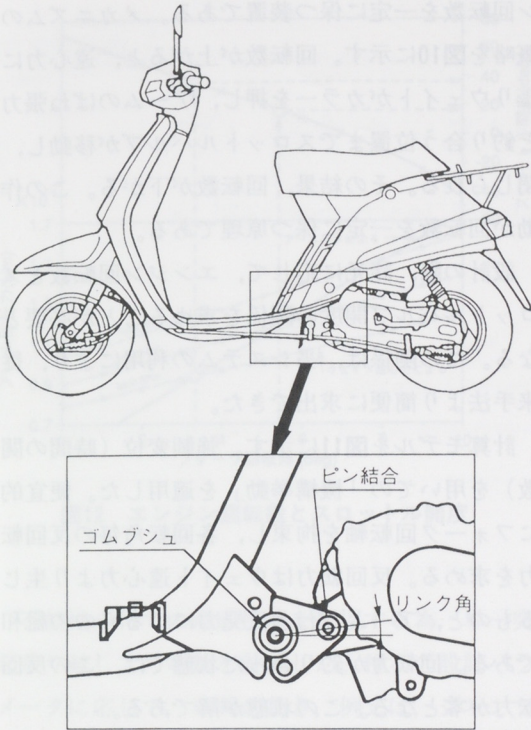


図6 スクータの防振リンク

計算機能は「静的平衡」を用いている。図7が計算モデルの概要である。解法はNewton-Raphson法を基本に置き、初期値である各位置座標は「連結組立」を用いて解いている。代表的な50ccの車両の例では実測値2.5度に対し計算は2.8度であった。

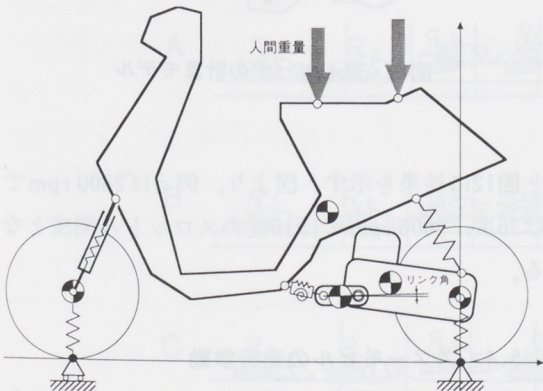


図7 防振リンク傾き角の計算モデル

本問題は、この一人乗車の他に二人乗車、スタンド掛け、加速状態での求めも含め、専用システムとして登録・運用されている。

5.2 2サイクルエンジンのピストン挙動

エンジンのピストン挙動を把握することは、騒音、摩擦損失、強度などの検討に重要である。ここでは2サイクルエンジンで、平均エンジン回転数が一定の場合の例を上げる。

図8は計算モデルである。ピストン-シリンダ間は壁ばね、壁ダンパーを設定している。外力は1周期(回転)分の燃焼圧より換算。クランク軸に平均トルク相当の負荷が働くとした。計算機能は「動的応答」を利用。

図9にボア59mmのオートバイエンジンでの計算と実測結果を示す。挙動は、概ね実測と一致した。

5.3 遠心ガバナの推力特性

次に、汎用エンジンの调速装置に使われている遠心ガバナの推力特性計算の例を示す。

遠心ガバナは、負荷の変動に係わらず、エンジ

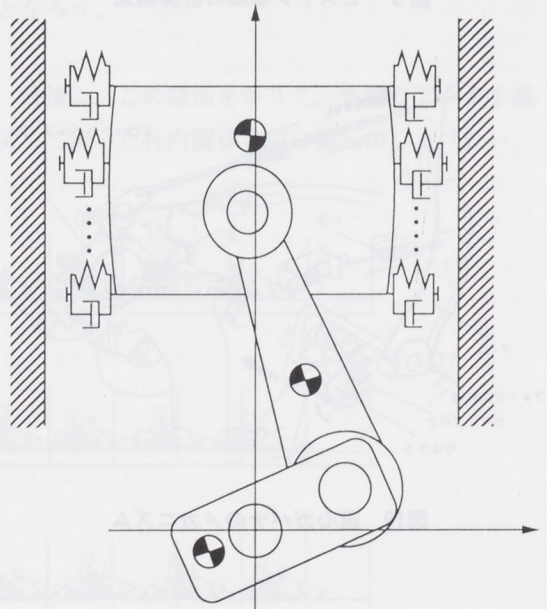


図8 ピストン挙動の計算モデル

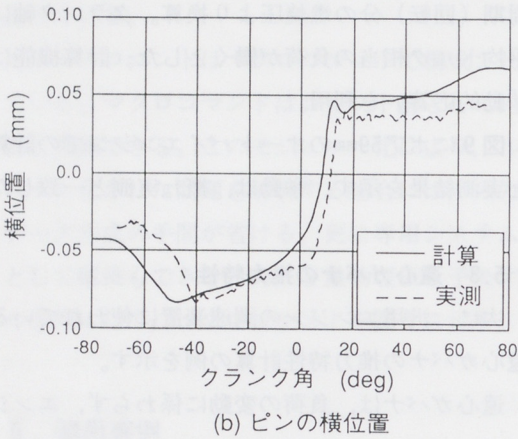
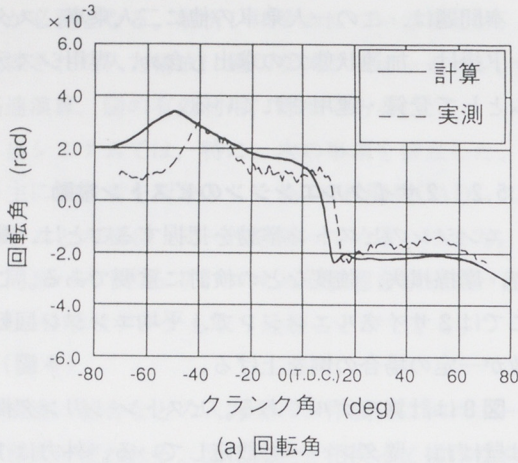


図9 ピストン挙動の計算結果

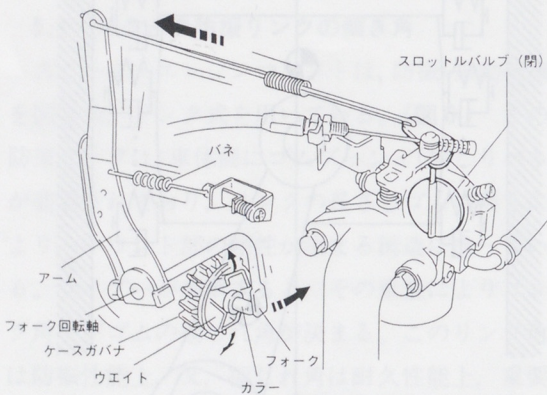


図10 遠心ガバナのメカニズム

ン回転数を一定に保つ装置である。メカニズムの概略を図10に示す。回転数が上がると、遠心力によりウェイトがカラーを押し、アームのばね張力と釣り合う位置までスロットルバルブが移動し、閉じられる。その結果、回転数が下がる。この作動が回転数を一定に保つ原理である。

設計の際、諸元に応じて、エンジン回転数とスロットルバルブ開度の関係を求めることが必要となる。この関係は、当システムの利用により、従来手法より簡便に求出できた。

計算モデルを図11に示す。強制変位（時間の関数）を用いての「機構挙動」を適用した。便宜的にフォーク回転軸を拘束し、各回転角毎の反回転力を求める。反回転力はウェイト遠心力より生じるものと、アームばねの反発力によるものの総和である。回転力が釣り合った状態では、この反回転力が零となる。この状態が解である。

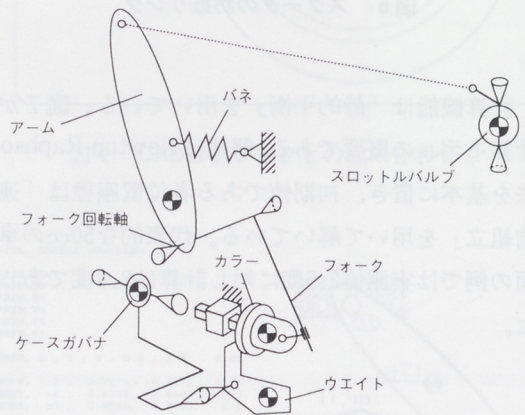


図11 遠心ガバナの計算モデル

図12に結果を示す。図より、例えば2800 rpmでは36度、3000 rpmでは16度のスロットル開度となる。

5.4 スノーモビルの走行挙動

車両の挙動に関する事例としてスノーモビルを取り上げる。

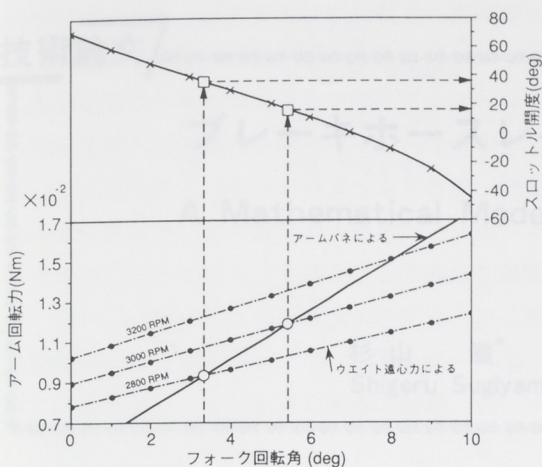


図12 エンジン回転数とスロットル開度

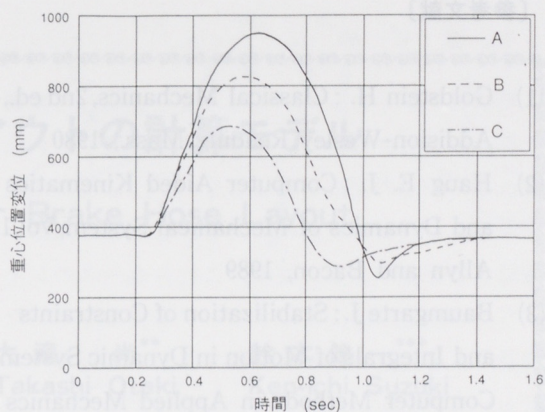


図14 計算結果比較

不整地走行での走破性能を把握する為、単一突起乗り越しでの挙動を計算した。種々の設計パラメータに応じて、車両の動き、例えば、ジャンプ高さ、車体のピッチング角、速度、加速度などを比較・検討した。

図13、図14は570ccのスポーツ車での計算結果である。突起高さ200mm、一定速度48km/hにて、(A)標準仕様、(B)フロントサスペンション位置前方移動、(C)フロントサスペンションの最大ストローク長アップ、について比較した。挙動の差より重要な要因を特定することができた。

6. おわりに

以上、自社開発した汎用の運動機構解析システム (KINE2D, KINE3D) について、その概要、適用事例を紹介した。当社の多岐に亘る商品での開発に、幅広く適用・支援できるシステムが出来たと考える。更に、専用機能の追加、アニメーションなど、充実化を図っていきたい。又、継続的な改良・保守、普及の為の教育などが今後の課題となろう。

最後に、この誌面をかりて、貴重なデータを提供して頂いた社内関係各位に御礼申し上げたい。

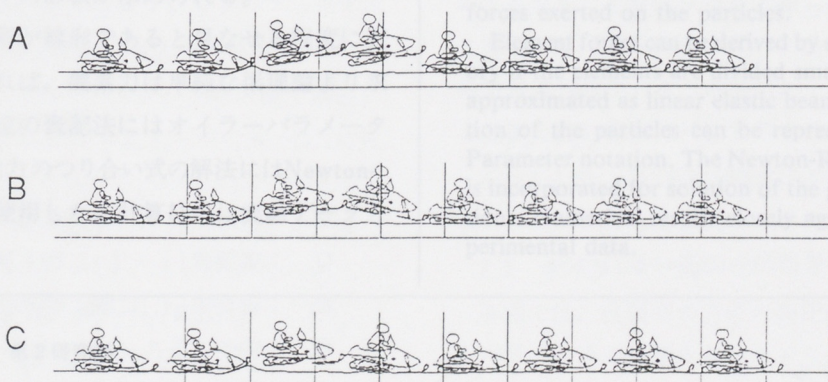


図13 単一突起乗り越し挙動

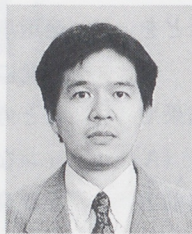
〔参考文献〕

- (1) Goldstein H. : Classical Mechanics, 2nd ed., Addison-Wesley, Reading, Mass., 1980
- (2) Haug E. J. : Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System, Vol.1, Allyn and Bacon, 1989
- (3) Baumgarte J.: Stabilization of Constraints and Integrals of Motion in Dynamic System, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, North-Holland, Amsterdam, 1972

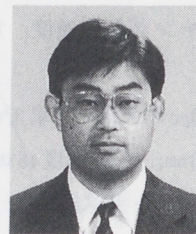
■ 著 者 ■



杉 山 滋



内 藤 重 男



戸 口 孝 則

ブレーキホースレイアウトの計算モデル

A Mathematical Model for Brake Hose Layout

杉山 滋*
Shigeru Sugiyama大滝 尚**
Takashi Otaki鈴木 健一***
Ken-ichi Suzuki

要 旨

ブレーキホースを車体に取付けた時の形状を予測するための計算モデルを開発した。従来この問題には、有限要素法を適用した例があるが、スーパーコンピュータを用いてもなお非常に多くの計算時間を必要としている。

ブレーキホースは柔軟な素材でできており、シャシーにマウントされる際に大きく変形する。有限要素法では要素の変位を独立変数にとっているため、要素変位から質点の座標を反復計算しなければならない。

このモデルは運動力学の観点からアプローチしたものである。ブレーキホースは有限個の弾性梁と質点に分割され、質点は梁要素力によって3次元空間内を動きまわる。質点の座標と方位を独立変数にとって質点に働く要素力のつり合い式を解けば、直接ホース形状が求められる。

梁要素の変形が線形であると見なせる程度に充分小さいとすれば、要素力は単純な梁理論より求められる。方位の表記法にはオイラーパラメータを採用し、要素力のつり合い式の解法にはNewton-Raphson法を使用した。計算結果は実験データと良く一致する。

Abstract

A mathematical model to estimate the shape of a brake hose has been developed. A few papers applying Finite Element Methods to this problem have been reported. However, the solutions require a large amounts of computational time even if a super computer is used.

A brake hose is made of a flexible material, and exhibits large scale deformation when it is mounted on a chassis. Element node displacement are chosen as the independent variables for FEM, so the method becomes a successive iteration of hose shape modifications based on displacements of the nodes.

The developed model is approached from the standpoint of mechanical dynamics. A brake hose is divided into small beam elements and particles. The particles are driven by element forces and move around in three-dimensional space. Choosing the coordinates and orientations of the particles as the independent variables, the shape of the brake hose can be determined directly by solving the equations of static equilibrium resulting from the element forces exerted on the particles.

Element forces can be derived by simple beam theory if the elements are divided small enough to be approximated as linear elastic beams. The orientation of the particles can be represented by Euler Parameter notation. The Newton-Raphson method is incorporated for solution of the governing equations. Numerical results closely agree with the experimental data.

* 技術本部 第2研究部

** 技術本部 第2研究部

*** 技術本部 第2研究部

1. はじめに

車輛のブレーキシステムは、安全上極めて重要な部品である。設計時には油圧伝達に使うブレーキホースが他の部品と干渉しないか、強度寿命上制限される変形の範囲内にあるかなどを注意深く確認する必要がある。従来、これらホースのレイアウトの検証には、モックアップや実車を用いた現物による確認方法がとられてきたが、近年コンピュータシミュレーションの有効性が示され、適用例も報告されるようになった^{(1)~(4)}。これらの手法は、微分幾何学による三次元曲線モデルを用いたものと、有限要素法をつかった大変形解析または動解析を適用したものに大別される。前者は微分幾何学を主体としているため、材料物性や断面性能(断面積、断面二次モーメントなど)のような力学的パラメータを検討しにくい難点がある。また、後者は多くの計算時間を要し、即応性の面で改善の余地があるように思われる。

そこで筆者らは上記の問題点を考慮し、別の視点からモデル化し、ホースの変形形状を迅速に予測できる理論式およびコンピュータプログラムを開発した。本手法では、ホースを連続した梁と質点で構成し、三次元空間内を大きく動き得る質点に働く力の静的平衡を解き、各質点の座標と方位を求めている。また、座標系方位の表記法にはオイラーパラメータを採用し、高速性と信頼性の向上を図っている。作成されたプログラムシステムは、終端の拘束条件の設定や結果表示など機能とともにCADシステムに組み込まれて設計者に提供されており、十分な精度と対話処理に適用可能な良好なレスポンスを実現している。

本報では、当モデルの概要および実験値との比較による検証結果について述べる。

2. 計算モデル

本報では、ブレーキホースの長さ、重量、ホー

スの両端の支持位置および方位が与えられた場合、ホースの形状を求める問題を対象とする。

ホースをセットするときにはホース自体は大変位をするが、セットされた状態では、任意の短い区間に着目すると変形は小さいと想定される。さらにホースの荷重・変形特性は、変形量が微小な領域では線形として扱うことができる⁽⁴⁾。以上を考慮して、以下のモデルを設定した(図1)。

- ①ホース全体はいくつかの連続した梁で構成され、隣接する梁は質点によって連結されている。
- ②質点は6自由度(並進3, 回転3)を有し、三次元空間内を大変位する。質点の変位に伴い梁が変形し、それに応じて質点に力が働く。
- ③最小ポテンシャルエネルギーの原理、すなわち質点に作用する力の静的平衡を解けば位置・形状が求まる。

このモデルでは、比較的自由度が少ないため演算速度の点で有利である。また、質点の運動的イメージと梁理論の導入・組合せにより、物理的直感が得やすい特徴もある。

2.1 基礎方程式

ホースを n 個の質点と $n-1$ 個の梁要素によって図1のようにモデル化し、力の静的平衡状態を各質点で着目する。各質点の位置・方位($\mathbf{r}_i, \mathbf{q}_i$)は自由に動き得るが、力がつり合った状態では静止する。そのときの i 番質点での力のつり合い式は、全体座標系表示で次のようになる(図2, 図3)。

$$\mathbf{W}_i - \mathbf{Q}_i - \mathbf{R}_i = \mathbf{O}_i, \quad i = 2, 3, \dots, n-1 \quad (1)$$

ここで、

\mathbf{W}_i : 質点 i に働く等価重量ベクトル

\mathbf{Q}_i : 梁要素 ($i-1$) に働く要素力ベクトル

\mathbf{R}_i : 梁要素 (i) に働く要素力ベクトル

\mathbf{O}_i : 零ベクトル

それぞれ、以下に成分表示で示す。ただし、 T は転置を表す。

- X-Y-Z : 全体座標系
- $\xi_i - \eta_i - \zeta_i$: i 質点座標系
- W_i : 質点 i に働く等価重量
- r_i : 質点 i の位置ベクトル
- q_i : i 質点座標系の方位ベクトル (オイラーパラメータ)
- \rightarrow : 位置, 方位を拘束

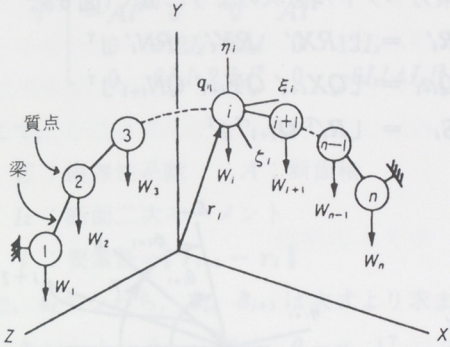


図1 計算モデル

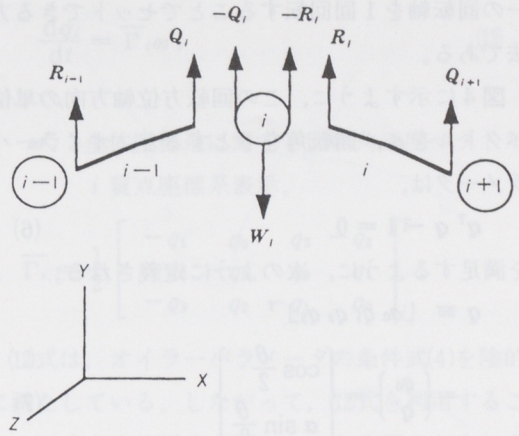


図2 質点での力のつり合い

$$W_i = [0 \quad W_i \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$Q_i = [QX_i \quad QY_i \quad QZ_i \quad QL_i \quad QM_i \quad QN_i]^T$$

$$R_i = [RX_i \quad RY_i \quad RZ_i \quad RL_i \quad RM_i \quad RN_i]^T$$

$$O_i = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

次に、位置・方位ベクトルを以下のように定義し、

$$P = [P_2^T \quad P_3^T \quad P_4^T \quad \dots \quad P_i^T \quad \dots \quad P_{n-1}^T]^T \quad (2)$$

ここで、

- P_i : i 質点の位置・方位ベクトル
 $= [r_i^T \quad q_i^T]^T$
- r_i : i 質点の位置ベクトル
 $= [x_i \quad y_i \quad z_i]^T$
- q_i : i 質点の方位ベクトル
 $= [q0_i \quad q1_i \quad q2_i \quad q3_i]^T$

(オイラーパラメータ：次節で解説)

(1)式を構造全体系 ($i = 2, 3, \dots, n-1$) に拡張すると、次のようになる。

$$W - Q(P) - R(P) = O \quad (3)$$

ここで、

$$W = [W_2^T \quad W_3^T \quad W_4^T \quad \dots \quad W_{n-1}^T]^T$$

$$Q = [Q_2^T \quad Q_3^T \quad Q_4^T \quad \dots \quad Q_{n-1}^T]^T$$

$$R = [R_2^T \quad R_3^T \quad R_4^T \quad \dots \quad R_{n-1}^T]^T$$

$$O = [O_2^T \quad O_3^T \quad O_4^T \quad \dots \quad O_{n-1}^T]^T$$

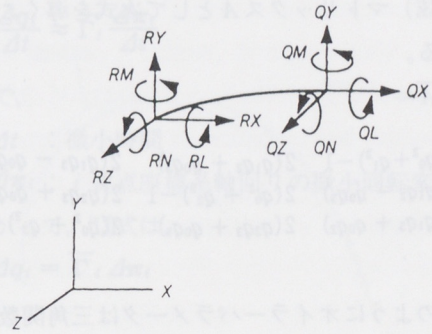


図3 要素力

(3)式は P を独立変数とする $6(n-2)$ 個の非線形連立方程式であり、これが基礎方程式となる。ただし、オイラーパラメータの性質より、以下の式を満たす必要がある。

$$q_i^T q_i - 1 = 0, \quad i = 2, 3, \dots, n-1 \quad (4)$$

なお、ホース両端は境界条件として、次のようになる。

$$P_1 = \hat{P}_1$$

$$P_n = \hat{P}_n \quad (5)$$

ただし、 \hat{P}_1, \hat{P}_n は既知である。

2.2 オイラーパラメータ⁽⁵⁾⁽⁶⁾

本報では、座標系の方位の表記法としてオイラーパラメータを使用する。オイラーパラメータはオイラー角のような各座標軸を3回回転してセットする方法と違い、回転方位軸とよばれるある唯

一の回転軸を1回転することでセットできる方法である。

図4に示すように、この回転方位軸方向の単位ベクトルを \mathbf{a} 、回転角を θ とすると、オイラーパラメータは、

$$\mathbf{q}^T \mathbf{q} - 1 = 0 \tag{6}$$

を満足するように、次のように定義される。

$$\mathbf{q} \equiv [q_0 \ q_1 \ q_2 \ q_3]^T$$

$$= \begin{Bmatrix} q_0 \\ \mathbf{q}' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos \frac{\theta}{2} \\ \mathbf{a} \sin \frac{\theta}{2} \end{Bmatrix} \tag{7}$$

また、x-y-z系より $\xi-\eta-\zeta$ 系への座標変換(方向余弦)マトリックス \bar{A} として次式を導くことができる。

$$\bar{A} =$$

$$\begin{bmatrix} 2(q_0^2 + q_1^2) - 1 & 2(q_1 q_2 + q_0 q_3) & 2(q_1 q_3 - q_0 q_2) \\ 2(q_1 q_2 - q_0 q_3) & 2(q_0^2 + q_2^2) - 1 & 2(q_2 q_3 + q_0 q_1) \\ 2(q_1 q_3 + q_0 q_2) & 2(q_2 q_3 + q_0 q_1) & 2(q_0^2 + q_3^2) - 1 \end{bmatrix} \tag{8}$$

以上のようにオイラーパラメータは三角関数を用いていないため、計算速度の点で有利である。またオイラー角のように特定の軸まわりの回転を表現できないという欠点もなく、信頼性が高いと考える。

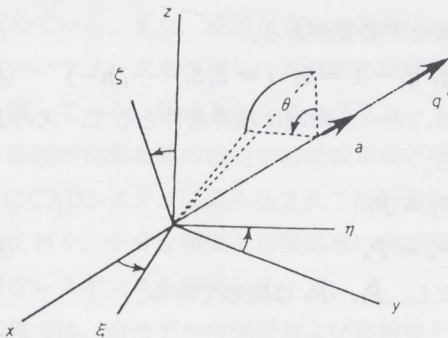


図4 オイラーパラメータの意味

2.3 要素力の求出

(1)式の要素力ベクトル \mathbf{Q}_i 、 \mathbf{R}_i は次のようにし

て求める。ここでは簡便化のため、二次元のモデルにて概説する。質点 i における質点座標系 $\xi_i-\eta_i$ 、および質点 i と $i+1$ で形成される要素座標系 $x'_i-y'_i$ を図5のように定義する。要素座標系表示での要素力ベクトルを次のように置く(図6)。

$$\mathbf{R}'_i = [RX'_i \ RY'_i \ RN'_i]^T$$

$$\mathbf{Q}_{i+1}' = [QX'_{i+1} \ QY'_{i+1} \ QN'_{i+1}]^T$$

$$\mathbf{S}_i = [\mathbf{R}'_i{}^T \ \mathbf{Q}_{i+1}'{}^T]^T$$

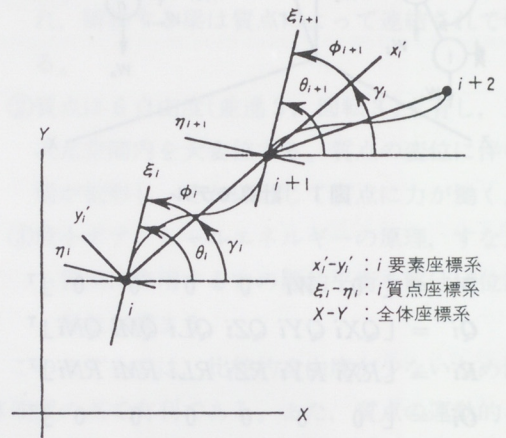


図5 各座標系と回転変位

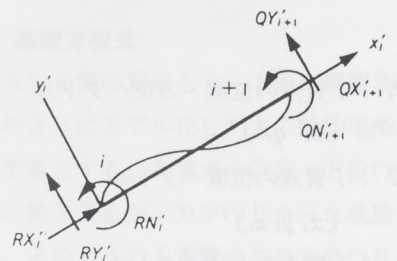


図6 要素座標系表示での要素力

また、微小変形ベクトルを

$$\boldsymbol{\delta}_i = [u_i \ v_i \ \phi_i]^T \quad \boldsymbol{\epsilon}_i = [\boldsymbol{\delta}_i{}^T \ \boldsymbol{\delta}_{i+1}{}^T]^T$$

とすれば、梁理論より次の剛性方程式が得られる。

$$\mathbf{S}_i = \bar{\mathbf{K}}_i \boldsymbol{\epsilon}_i, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \tag{9}$$

ただし、

$\bar{\mathbf{K}}_i$: 梁要素 i の剛性マトリックス

\mathbf{S}_i : 梁要素 i の外力ベクトル

$\boldsymbol{\epsilon}_i$: 梁要素 i の節点変位ベクトル

なお、 \bar{K}_i は以下のように表される。⁽⁷⁾

$$\bar{K}_i = \frac{E}{l^3} \begin{bmatrix} Al^2 & & & & & \\ 0 & 12I_z & & & & \\ & 0 & 6I_z l & 4I_z l^2 & & \\ & & -Al^2 & 0 & 0 & Al^2 \\ 0 & -12I_z & -6I_z l & 0 & 12I_z & \\ 0 & 6I_z l & 2I_z l^2 & 0 & -6I_z l & 4I_z l^2 \end{bmatrix} i$$

ここで、

E : 縦弾性係数 A : 断面積

I_z : 断面二次モーメント

l : 要素長 = $\| \mathbf{r}_{i+1} - \mathbf{r}_i \|$

また、 $\boldsymbol{\varepsilon}_i$ すなわち、 $\boldsymbol{\delta}_i$ 、 $\boldsymbol{\delta}_{i+1}$ は次式より求まる。

$$\boldsymbol{\delta}_i = \llbracket 0 \quad 0 \quad \theta_i - \gamma_i \rrbracket^T$$

$$\boldsymbol{\delta}_{i+1} = \llbracket l_i - l_{0i} \quad 0 \quad \theta_{i+1} - \gamma_i \rrbracket^T$$

ここで、

l_i : 梁要素 i の長さ

l_{0i} : 梁要素 i の自由長

(9)式より \mathbf{R}'_i 、 \mathbf{Q}'_{i+1} が得られるので、全体座標系での要素力ベクトルは次式より求出できる。

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{R}_i \\ \mathbf{Q}_{i+1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\Lambda}_i & \bar{O} \\ \bar{O} & \bar{\Lambda}_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{R}'_i \\ \mathbf{Q}'_{i+1} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

ここで

$\bar{\Lambda}_i$: x_i-y_i 系から $X-Y$ 系への座標変換マトリックス

$$= \begin{bmatrix} \cos \gamma_i & -\sin \gamma_i & 0 \\ \sin \gamma_i & \cos \gamma_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

\bar{O} : 零マトリックス

3. 基礎方程式の解法

(3)式の解法には、基本的にはNewton-Raphson法を用いた。(3)式を関数 $\mathbf{f}(\mathbf{r}, \mathbf{q})$ とすると、一次のTaylor展開より次のようになる。

$$\mathbf{f} + \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{r}} \Delta \mathbf{r} + \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}} \Delta \mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (11)$$

また、オイラーパラメータの関数式より以下の式を導出できる。⁽⁶⁾

$$\frac{d\mathbf{q}_i}{dt} = \bar{\Gamma}_i \boldsymbol{\omega}'_i \quad (12)$$

ここで、

$\boldsymbol{\omega}'_i$: 全体座標系に対する回転角速度ベクトル。

i 質点座標系表示。

$$\bar{\Gamma}_i = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} -q_1 & q_0 & q_3 & -q_2 \\ -q_2 & -q_3 & q_0 & q_1 \\ -q_3 & q_2 & -q_1 & q_0 \end{bmatrix}^T$$

(12)式は、オイラーパラメータの条件式(4)を陰的に満たしている。したがって、(12)式を利用することで(4)式を直接解く必要がなくなる利点が生じる。

(12)式は、以下のように置くことができる。

$$\frac{\Delta \mathbf{q}_i}{\Delta t} \approx \bar{\Gamma}_i \frac{\Delta \boldsymbol{\pi}_i}{\Delta t} \quad (13)$$

ここで、

Δt : 微小時間

$\Delta \boldsymbol{\pi}_i$: i 質点座標系軸回りの微小回転変位

したがって、(13)式は、

$$\Delta \mathbf{q}_i = \bar{\Gamma}_i \Delta \boldsymbol{\pi}_i \quad (14)$$

また、

$$\Delta \mathbf{q} = \llbracket \Delta \mathbf{q}_2^T \quad \Delta \mathbf{q}_3^T \quad \cdots \quad \Delta \mathbf{q}_{n-1}^T \rrbracket^T$$

$$\Delta \boldsymbol{\pi} = \llbracket \Delta \boldsymbol{\pi}_2^T \quad \Delta \boldsymbol{\pi}_3^T \quad \cdots \quad \Delta \boldsymbol{\pi}_{n-1}^T \rrbracket^T$$

$$\bar{\Gamma} = \text{block diag} [\bar{\Gamma}_2 \quad \bar{\Gamma}_3 \quad \cdots \quad \bar{\Gamma}_{n-1}]$$

と表すと(ただし、block diagは小行列が対角線上に並ぶことを示す。)、(11)式は次のようになる。

$$\left[\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{r}} \quad \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}} \quad \bar{\Gamma} \right] \begin{Bmatrix} \Delta \mathbf{r} \\ \Delta \boldsymbol{\pi} \end{Bmatrix} = \{-\mathbf{f}\} \quad (15)$$

この式より、 $\Delta \mathbf{r}$ 、 $\Delta \boldsymbol{\pi}$ が求まり、収束解が得られるまで、次式により更新・反復される。

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{r} \\ \mathbf{q} \end{Bmatrix}_{\text{new}} = \begin{Bmatrix} \mathbf{r} \\ \mathbf{q} \end{Bmatrix}_{\text{old}} + \begin{Bmatrix} \Delta \mathbf{r} \\ \Delta \boldsymbol{\pi} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

収束判定には目的関数値の最大ノルムを監視しているが、目的関数値の並進成分と回転成分のオーダーが大きく食い違う場合があり得る。したがって収束判定の基準値は並進成分と回転成分でそれぞれホースの剛性から設定している。

Newton-Raphson法のような反復解法では、初期値の与え方が収束までの反復回数に大きく影響

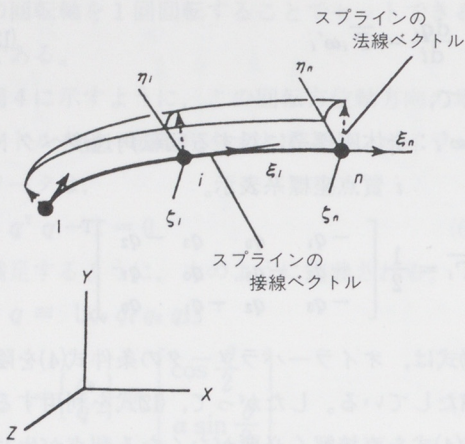


図7 初期値の設定

する。したがって、良好なレスポンスを実現するためには程度のよい初期近似解を与える必要がある。ここでは、与えられたホース長と終端の拘束条件として与えられる端点の座標と接線ベクトルから三次元スプライン曲線を作成した。さらに同じく終端条件として与えられる主法線ベクトルからねじれ量を算出し、これを各質点に等分配して方位を設定し、これを初期近似解とした(図7)。

4. モデルの検証

計算によって求めたホース形状と、実際に取り回しを行ったホース形状の測定結果を比較した。比較に用いたホースは長さ600mm、外径10.5mm、内径3.4mmである。また測定には接触式の三次元測定器を使用した。図8、図9に計算と実測の比較を示す。図中の曲線はホースの中心線を表している。図8は2次元の例であり、良く一致している。又、図9の3次元の例でも計算と実測の最大差異は15.5mmと実用上十分な精度であり、本モデルの妥当性を示していると考えられる。計算での要素分割数は20とした。

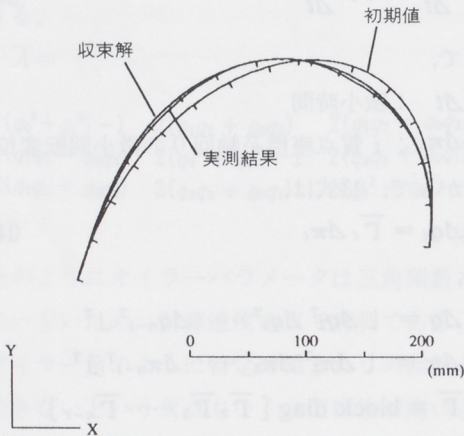


図8 計算と実測の比較(2次元モデル)

本プログラムはCADシステムの一機能として設計者に提供されている。またインターフェースとして終端の拘束条件の設定、ホース仕様の選択、計算結果の表示などの機能も同時に整備されている。計算に用いる初期近似解は、ホース長と終端の拘束条件から自動的に作成される。計算レスポンス時間は、図8の例では5秒、図9では27秒であり、対話処理に充分使用できると考える。計算機はIBM3090/200Eを使用している。

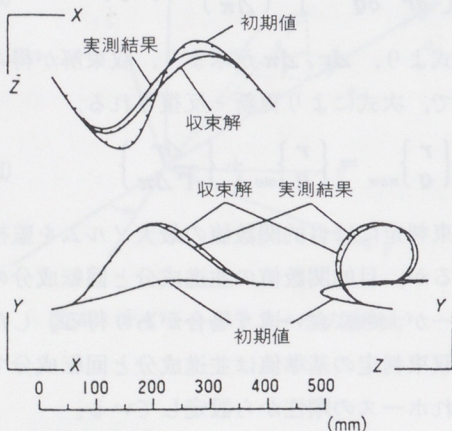


図9 計算と実測の比較(3次元モデル)

5. ま と め

- (1) ブレーキホースレイアウト時の位置・形状の求出に関し、高速で精度のよい解が得られる計算モデルを開発した。
- (2) このモデルをプログラム化し、CADシステムに組み込むことにより、ホースレイアウト作業の効率化と高品質化を図ることができた。

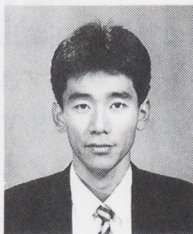
〔参考文献〕

- (1) 宮原ほか：細棒の大変形曲げ曲線(第1報)理論とプログラム，豊田合成技法，Vol.18，No.3
- (2) 小沢ほか：細棒の大変形曲げ曲線(第2報)ブレーキホース取り回しへの応用，豊田合成技法，Vol.18，No.3
- (3) 津田ほか：車両のブレーキホースのレイアウト設計時の形状解析手法の開発，自動車技術会学術講演会前刷集891，1989-5
- (4) 赤崎ほか：大変形動的応答シミュレーションによるフレキシブルホースの曲げ形状解析，自動車技術会学術講演会前刷集901，1991-5
- (5) J. Wittenburg: Dynamics of System of Rigid Bodies, Teubner, Stuttgart 1977
- (6) P. E. Nikravesh, et al. : Euler Parameters in Computational Kinematics and Dynamics Part 1, ASME Journal of Mechanism transmission and Automation in Design, 1984-DET-122
- (7) 鷲津ほか：有限要素法ハンドブック I 基礎編，培風館(1981)

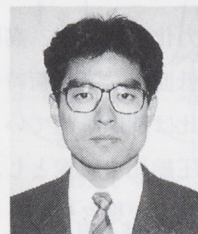
■ 著 者 ■



杉 山 滋



大 滝 尚



鈴 木 健 一

技術論文

可変連桿比（可変圧縮比）エンジンの研究

A Variable-Radius / Length Engine

梶原 謙一*

Kenichi Kajiwara

土田 直樹**

Naoki Tsuchida

要 旨

ショートストローク多弁エンジンの高出力化を目的に、コンロッド大端部に偏心機構をもつV-R/L方式のエンジンを試作し、その特性を調査した。

その結果、V-R/L方式は、

- ①高体積効率が得られ、出力が向上する。
- ②燃焼室形状が改善され、MBTが遅角できることがわかった。

但し、機構が複雑になり、ロス馬力が増加するので、高回転エンジンに適用する為には、更なる改良が必要である。

Abstract

This paper presents the characteristics of a variable-radius/length engine (V-R/L engine) with an eccentric crank mechanism on the connecting rod big-end. This is intended to improve the power output of short stroke multi-valve engines. The V-R/L engine makes it possible to improve power output through high volumetric efficiency and to delay the ignition timing for best torque (MBT) through refined combustion chamber shape.

However, further improvement is required to apply the presented mechanism to high-speed engines because of increased friction losses.

1. ま え が き

エンジンの高出力化に対して、高圧縮化は有効な手段であるが、低回転・高負荷時のノッキングにより、最高圧縮比は制限されている。そのため、可変機構を用いて圧縮比を可変とし、最高圧縮比を高めようとする試みが種々提案されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

一方、エンジンの高回転化に対して、ショートストローク化は有効な手段である。しかし、シ

ョートストローク化は、エンジンの気筒数及び総排気量を固定した場合、圧縮比の低下を招きやすい。圧縮比を高くしようとする、ピストン上部のバルブ逃げが深くなり、燃焼室の表面積と容積の比（S/V比）が大きくなるので、冷却損失が増大する。また、多弁エンジンでは、バルブ逃げ部の容積が大きいため、圧縮比の向上には限界がある。

そこで、本研究では、高回転型のショートストローク多弁エンジンにおいて、燃焼室形状を悪化させること無く、最高圧縮比を高く設定できる方法として、コンロッド大端部に偏心機構をもつ可変連桿比（Variable-Radius/Length以後V-R/L

* 特機事業部特機第2技術部

** 技術本部第1研究部

と呼ぶ) エンジンを試作し、評価を行ったので、その構造及び効果について報告する。

2. V-R/L エンジンの概要

V-R/L エンジンとは、図1に示すように、従来のクランク機構に偏心部1が付加されたもので、偏心部1はクランクピン3に対して、角速度 $\omega\alpha$ をもって回転され、見かけのクランク半径R（クランク中心Oとコンロッド大端中心Sとの距離）が、周期的に変わることを特徴とするエンジンである。

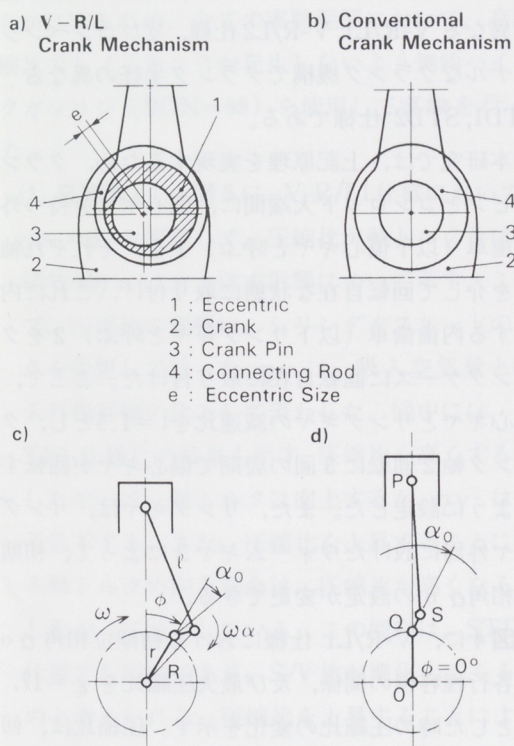


図1 V-R/L 機構の原理

圧縮比の変化は、図1-c, d)に示すように、クランク中心Oとクランクピン中心Qを結ぶ線分OQとシリンダ軸線がなす角 $\phi=0^\circ$ で、ピストン位置がクランク軸から最も遠い位置にあるとき、クランクピン中心Qとコンロッド大端中心Sを結

ぶ線分QSと、クランク中心Oとクランクピン中心Qを結ぶ線分OQがなす角を初期位相角 α_0 とすると、 α_0 の位相を変化させることによって得られる。初期位相角 α_0 は、 $-180^\circ < \alpha_0 < +180^\circ$ の範囲で可変であり、圧縮比可変の基本パラメータである。

図2に、 $\alpha_0=0^\circ, +90^\circ$ の場合における各上下死点でのピストン位置を模式的に示す。図には、コンベンショナルなクランク機構の場合の上死点位置も破線で示す。図に示すように、V-R/Lクランク機構では、オーバーラップ上死点におけるピストン位置を、コンベンショナルなクランク機構の場合よりも低くなるように、 α_0 を選択することができる。したがって、ピストン上部のバルブ逃げが不要となり、S/V比の小さな燃焼室が可能となる。

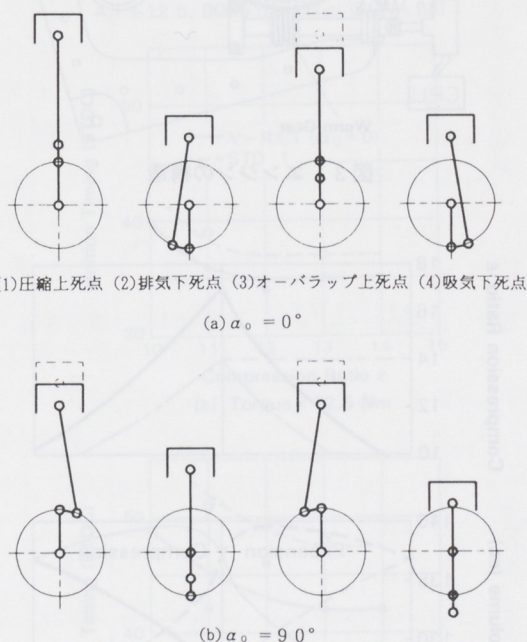


図2 上下死点におけるピストン位置

本方式の特徴を以下に示す。

(長所)

- ① 多弁化に対応可能である。
- ② 往復部（小端部）重量が増加しない。

表1 エンジン仕様

	V-R/L1	V-R/L2	STD 1	STD 2
Type of Engine	4-Stroke Cycle Gasoline Engine 5 valve, Single Cylinder, Water-Cooled			
Bore (mm)	63	63	63	63
Crank Radius (mm)	21±1	21±0.5	20	21
Eccentric Size (mm)	2	1	0	0
Reduction of V-R/L Mechanism	1.5	1.5		
Average Stroke Volume (cc)	131	131	125	131
Intake Stroke Volume (cc)	125 ($\alpha_0=0$)	128 ($\alpha_0=0$)	125	131

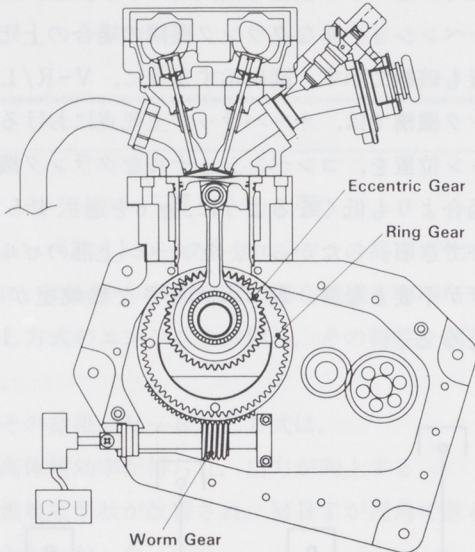


図3 エンジンの構造

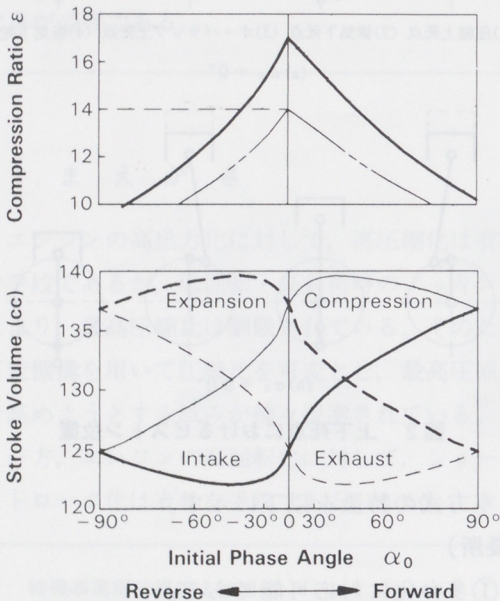


図4 初期位相角 α_0 と圧縮比及び各行程容積の関係

- ③高圧縮比にてもバルブ逃げが不要である。
- ④外部からの圧縮比コントロールが可能である。

(短所)

- ①多気筒化が難しい。
- ②大端部重量が増加する。
- ③大端軸受け部が複雑な構造となる。

3. 実験用エンジンと実験方法

3.1 実験用エンジン

表1に、エンジンの仕様を、図3に、外観図を示す。仕様は4仕様あり、V-R/L機構で偏心量の異なるV-R/L1, V-R/L2仕様、及びコンベンショナルなクランク機構でクランク半径の異なるSTD1, STD2仕様である。

本研究では、上記原理を実現するため、クランクピンとコンロッド大端間に、偏心ボスを持つ外歯歯車(以下偏心ギヤと呼ぶ)1を、それぞれ軸受を介して回転自在な状態に取り付け、これに内接する内歯歯車(以下リングギヤと呼ぶ)2をクランクケースに回転自在に取り付けた。ここで、偏心ギヤとリングギヤの減速比を $i=1.5$ とし、クランク軸2回転に3回の周期で偏心ギヤが回転するように設定した。また、リングギヤは、リングギヤ外周に設けたウォームギヤ3によって、初期位相角 α_0 の設定が変更できる。

図4に、V-R/L1仕様における初期位相角 α_0 と各行程容積の関係、及び最大圧縮比を $\epsilon=17, 14$ とした時の圧縮比の変化を示す。圧縮比は、初期位相角 $\alpha_0=0^\circ$ の時最も高く、 α_0 をクランク回転方向(プラス側)、反対方向(マイナス側)どちらに変化させても低下する。各行程容積も α_0 によってかなり変化し、同一圧縮比でも各行程容積が異なる場合が存在する。

3.2 実験方法

初期位相角 α_0 は、リングギヤの外周に設けたウ

オームギヤを駆動させるウォーム軸の回転数より計算にて求め、回転方向は、クランク回転方向・反対方向共任意に設定可能とした。また、吸入空気量は層流型空気流量計で、燃料消費量はピュレット式流量計で測定した。空燃比は、吸入側の空気量と燃料消費量より計算にて求めた。吸・排気管の圧力は、吸・排気弁よりそれぞれ 100 mm の位置で測定した。

4. 実験結果および考察

4.1 V-R/L エンジンの特性把握

本節では、V-R/L エンジンの各因子の影響を明らかにするため、全ての実験範囲において、高圧縮比でもノッキングが発生しないよう無鉛ハイオクガソリン（RON=98）を使用して実験を行った。

(1) 圧縮比 ϵ 図 5 に、V-R/L1 仕様において、 $\alpha_0 = 0^\circ$ と固定して、圧縮比が軸トルク及び体積効率 η_v におよぼす影響について示す。ここで、圧縮比の変更は、シリンダガasketの厚さを変更して行った。 η_v は、吸入空気量と吸入行程容積の比として表わした。図中には、STD1 仕様での結果も示す。圧縮比を高くするにしたがって、軸トルクは向上するが、 η_v は若干低下する。また、圧縮比を上昇することによる軸トルクの向上割合は、圧縮比が高くなるにしたがって低下している。この傾向は、STD1 仕様でも同様であり、S/V 比が悪化してくるためと考えられる。圧縮比を上昇することにより性能向上を図る場合、圧縮比は $\epsilon = 14$ 程度にとどめるのが良さそうである。

図 6 に、圧縮比が要求点火時期（MBT）に及ぼす影響について示す。圧縮比は高いほうが MBT は遅れ側となっていることが分かる。さらに、その効果は、低トルクの方が大きく、スロットル開度が小さい方がより遅角できる。また、V-R/L1 仕様と STD1 仕様の同一圧縮比で

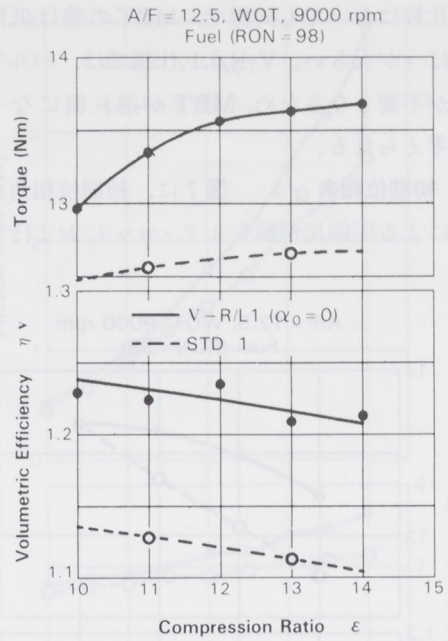


図 5 圧縮比が軸トルク・体積効率に及ぼす影響

A/F = 12.5, 9000 rpm, Fuel (RON = 98)

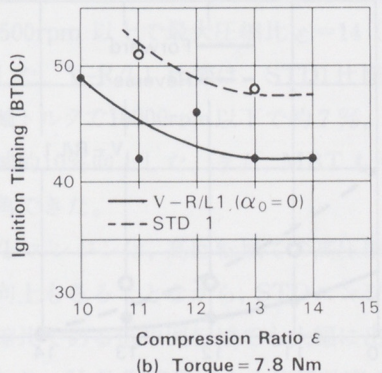
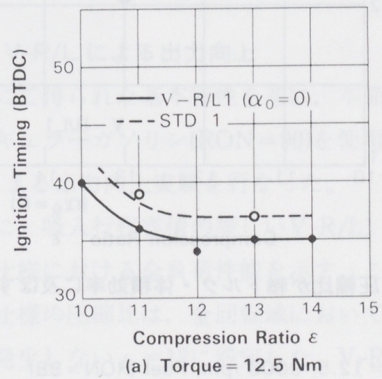


図 6 圧縮比が点下時期に及ぼす影響

の比較においても同様で、MBTの差は低開度のほうが大きい。V-R/L1仕様では、バルブ逃がが不要となるため、MBTが遅れ側になったと考えられる。

(2) 初期位相角 α_0 図7に、初期位相角の変更による圧縮比が軸トルク・ η_v におよぼす影響を、図8に、MBTにおよぼす影響を示す。

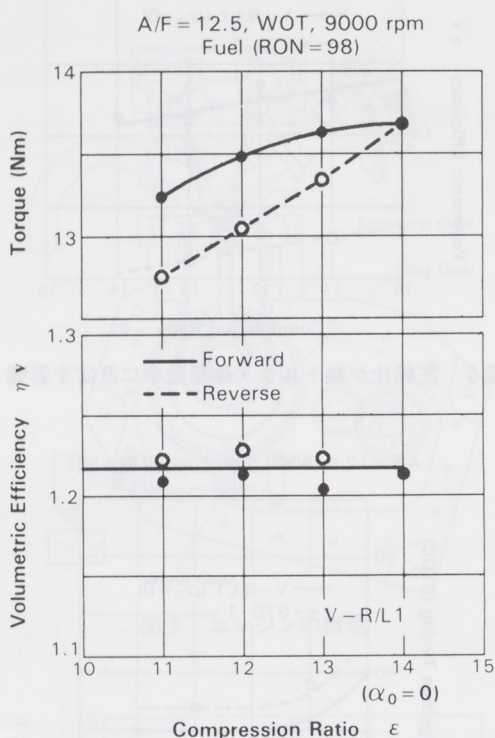


図7 圧縮比が軸トルク・体積効率に及ぼす影響

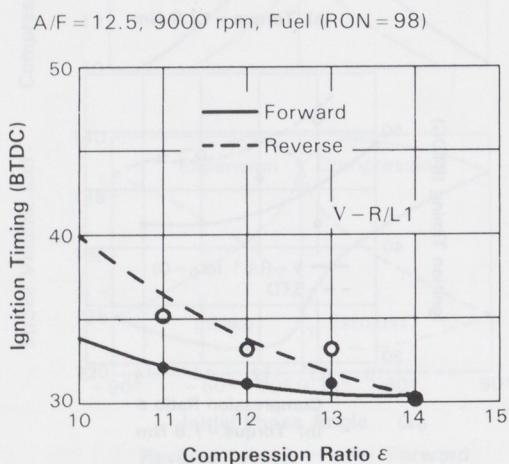


図8 圧縮比が点火時に及ぼす影響

ここで、クランク回転方向は、図4に示したように、吸入行程容積が増加し、膨張行程容積が減少する。反対方向は、排気行程容積が増加し、圧縮行程容積が減少する。クランク回転方向・反対方向共に、圧縮比の減少に対して、軸トルクは減少するが、図5の場合と比較すると、 η_v の変化はほとんど無い。また、クランク回転方向の場合は、図5・6と比較して、軸トルク・MBTの変化割合はほとんど同一であり、吸入行程容積の増加による効果はほとんど現われていない。反対方向の場合は、吸入行程容積が増加しないため、さらに低下が顕著である。性能面から見ると、可変方向はクランク回転方向が有利である。

(3) 偏心量 e 図9に、V-R/L1仕様とV-R/L2仕様における初期位相角 $\alpha_0 = 0^\circ$ の場合の全開性能を示す。V-R/L2仕様（偏心量1mm）は、V-R/L1仕様（偏心量2mm）と比較して、平均行程容積・圧縮比が同一で、吸入行程容積が増

Specification	Intake	Compression	Expansion	Exhaust
V-R/L1	125	137	137	125
V-R/L2	128	134	134	128
STD1	125	←	←	←

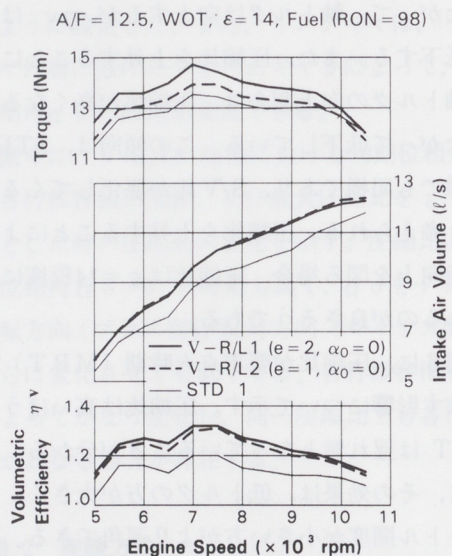


図9 偏心量が軸トルク・体積効率に及ぼす影響

加しているにも関わらず軸トルク、 η_v は減少している。偏心量は大きい方が η_v は高い。これは、膨張行程が長い効果が現れているようである。

(4) 平均行程容積 図10に、平均行程容積が等しいV-R/L1 仕様とSTD2 仕様における全負荷性能を示す。両者は、ほぼ同等の性能を示した。図9・10の結果より、V-R/L エンジンは、偏心量が2 mm以上あれば、平均行程容積が等しいSTDエンジンと同等以上を性能が得られそうである。

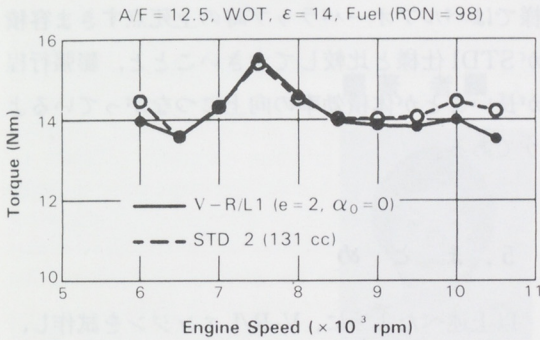


図10 平均行程容積が軸トルクに及ぼす影響

4.2 V-R/L のロス馬力

図11に、モータリング法にて測定した、V-R/L1仕様とSTD1仕様における全装備時のロス馬力を示す。V-R/L1仕様は、STD1仕様と比較して、高回転になるほどロス馬力の差が大きくなり、10000rpmでは、35%もロス馬力が多い。この原因を究明するために、V-R/L機構のまま偏心量 $e = 0$ mmとしてロス馬力を測定したが、ロス馬力に大きな違いはなかった。したがって、V-R/L1仕様の高回転におけるロス馬力の急増は、コンロッド大端部の軸受すべり速度が、STDエンジンと比較して、1.5倍になっていることと、偏心部がギヤ駆動になっていることに起因すると考えられる。しかし、Rychter 等の研究⁽⁴⁾に述べられているように構造を変更すれば、これらの問題を解決できるかもしれない。

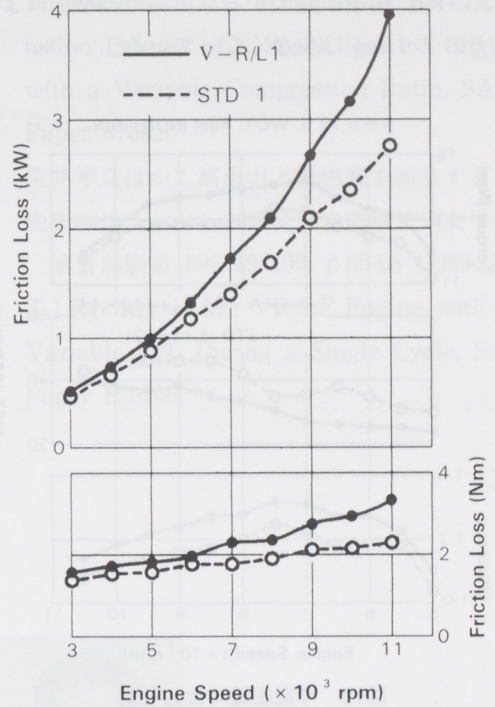


図11 全装備時ロス馬力

4.3 V-R/Lによる出力向上

前節にて得られた基本特性を基に、本節では、無鉛レギュラーガソリン(RON=90)を使用してV-R/Lによる出力向上実験を行なった。

図12に、吸入行程容積の等しいV-R/L1仕様とSTD1仕様における全負荷性能を示す。ここで、STD1仕様の圧縮比は、全回転域においてノッキングの発生しない $\epsilon = 12$ に設定した。V-R/L1仕様の圧縮比は、7500rpm以下で $\epsilon = 12$ ($\alpha_0 = +49^\circ$)、8500rpm以上で最大圧縮比 $\epsilon = 14$ ($\alpha_0 = 0^\circ$)とした。V-R/L1仕様は、STD1仕様と比較して、軸トルクで10000rpm以下で約7%、 η_v でほぼ全域約10%向上した。また、MBTも平均で約5°遅角できた。

V-R/Lエンジンは、高回転域での高圧縮比による出力向上もさることながら、STDエンジンと同一の圧縮比である低中回転域でも大幅に出力が向上しており、V-R/L構造による体積効率の向上が出力の向上に寄与している。ただし、高回転域で

は、V-R/L 構造に起因するロス馬力の増加により出力のメリットは少なくなっている。

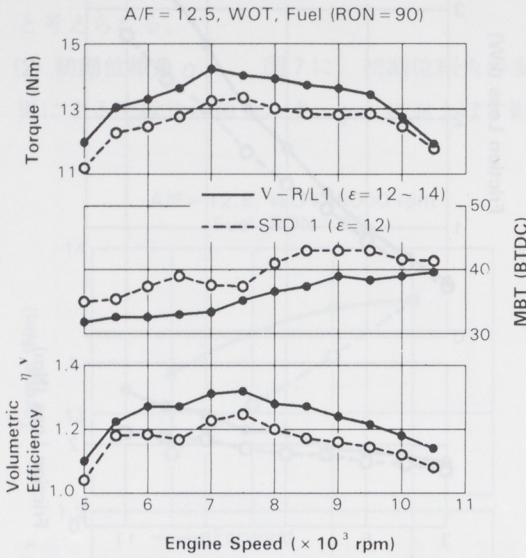


図12 可変圧縮時出力性能

体積効率の向上要因を明らかにするため吸・排気管内の圧力測定を行った。図13に、V-R/L1 仕様とSTD1 仕様の $\epsilon = 14$ ($\alpha_0 = 0^\circ$)、6900rpm における吸・排気管内の圧力波形を、図14に、ピストンの変位を示す。V-R/L1 仕様の排気管内圧力は、STD1 仕様のそれと比較して、ブローダウン後の負圧が大きく、バルブオーバーラップ時のガス交換がスムーズに行なわれていることが予想される。

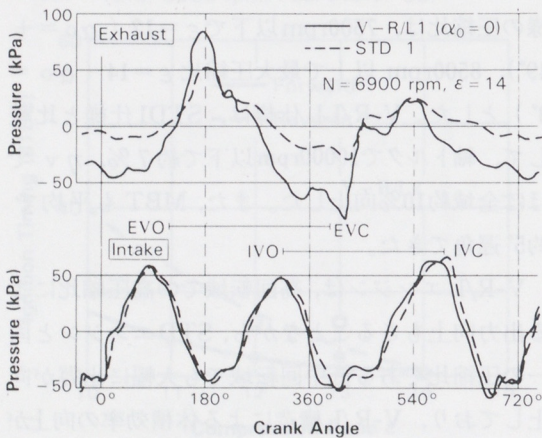


図13 吸・排気管内圧力波形

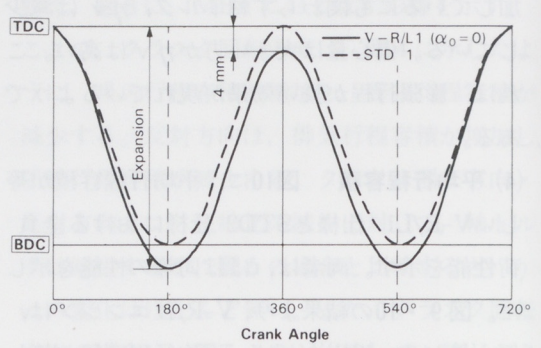


図14 ピストン変位

このことは、図13で明らかなように、V-R/L1 仕様ではバルブオーバーラップ時の上死点すきま容積がSTD1仕様と比較して大きいことと、膨張行程が長いことが体積効率の向上につながっているようである。

5. ま と め

以上述べたように、V-R/Lエンジンを試作し、評価した結果、以下のことがわかった。

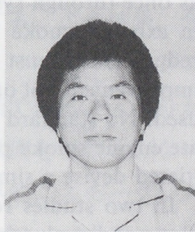
- (1)V-R/Lエンジンは、初期位相角 $\alpha_0 = 0^\circ$ の場合が、最も出力が高い。
- (2)平均行程容積を同一とした場合、偏心量 e は大きいほうが、性能は向上する。
- (3)STDエンジンと比較して、軸トルクではほぼ全域約7%向上した。これは、体積効率向上の結果であり、オーバーラップ時の上死点すきま容積の拡大と、膨張行程の増大が影響しているようである。
- (4)点火時期は、平均で5°遅れ側となった。これは、バルブ逃がが不要になったためと考えられる。
- (5)本研究で採用した構造では、ロス馬力の増加が激しく高回転エンジンに使用するには、更に改良が必要である。
- (6)本研究では、V-R/LエンジンとSTDエンジンを主に同一吸入行程容積の状態と比較した

が、V-R/Lエンジンの排気量の定義を、従来のエンジンとの比較において、どの様にするかは、今後の課題である。

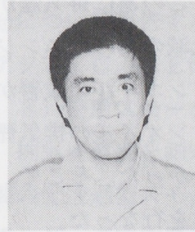
【参考文献】

- (1) K. Binder et. al. : Development of Pistons with Variable Compression Height for Increasing Efficiency and Power of Combustion Engines. MTZ 47 (1986)5, p.191-196
- (2) W.H.Adams et.al. : Analysis of the Combustion Process of a Spark Ignition Engine with a Variable Compression Ratio, SAE Paper 870610
- (3) 荒井孝之ほか：高出力と低燃費を両立する可変圧縮比エンジンの研究，自動車技術会学術演会前刷集 892 892100, p.65-68 (1989-10)
- (4) T.J.Rychter et.al.: VR/LE Engine with a Variable R/L During a Single Cycle, SAE Paper 850206

■ 著 者 ■



梶原 謙一



土田 直樹

技術論文

2サイクルエンジンオイルの排気煙評価手法の開発

Evaluation Method of Exhaust Smoke For 2-Stroke Engine oils

矢代善伸*

Yoshinobu Yashiro

高橋邦男**

Kunio Takahasi

要 旨

2サイクルガソリンエンジンは小型、軽量等多くの特長を持っている。しかし、その構造上エンジンオイルは使い捨てとなる。この為に排気煙が発生する場合がある。排気煙低減の為にはエンジンだけでなく、使用するエンジンオイルの改善が不可欠である。しかし、エンジンオイルの排気煙評価に際して決まった方法がなかった。そこで、簡便な評価手法についての検討を行なった。

本報告では、オイル単体評価と実機評価での関係について報告する。この結果以下の二つのことが分かった。一つは、エンジン及び運転方法を決定すればどのような実機評価方法でも評価可能である。実機評価方法の中で最も簡単かつ精度よく評価できるのは小型2サイクル発電機を使用した方法である。もう一つは、DSCを使用したオイル単体評価結果と実機評価結果がほぼ一致することである。差の少ないオイルを評価するには実機よりむしろ適していると考えられる。

Abstract

Two-stroke gasoline engine is light weight, compact and has numerous advantages. However, because of its inherent engine configuration, engine oil is used as once-through system and is discarded, resulting in exhaust smoke in some occasion. In order to reduce the exhaust smoke, it is imperative to make improvement not only in engine itself but also in oil used. No standard method was available to evaluate engine smoke performance. This study was initiated to devise a simple evaluation method.

In two studies reported here, evaluation of oil alone and evaluation of oil performance in actual engines are given. Following two facts were found as a result. The first item is the fact that oil can be evaluated by any actual engine performance evaluation method once the engine used and the method used are specified. The simplest and the most accurate method among the actual engine performance method is the method to use the small two-stroke electric generator. The second item found is the fact that the results between the single oil evaluation tests by use of DSC and the actual engine performance evaluation tests agree very closely. For evaluation of oil whose performance difference is minimal, the single oil evaluation method is suitable over actual engine performance evaluation method.

1. ま え が き

2サイクルエンジンの排気煙は昔から話題になっている。今後環境改善の動きに関連して、排気

煙を更に低減していく必要がある。排気煙低減手法概要については以前に報告している。この中でオイルの排気煙性能とオイルの ΔH (DSC-Differential Scanning Calorimetry) で計測可能の相関について説明している。この結果によれば、オイルの排気煙性能と ΔH には非常にきれいな相

*, ** モーターサイクル事業部 第4開発部

関関係が認められる。

オイルの排気煙性能評価に対してどの手法が良いかは別にして、エンジンを使用した実機での評価手法の存在が非常に重要である。しかし、現状では非常に多くの種類の実機評価手法がある。言い換えるとオイルの排気煙性能を実機で評価した人の人数分評価手法が存在する。今後、スモークレスオイルの積極的導入に際して共通の評価手法の確立が非常に重要になってくるものと思われる。

本研究で目指したのは、最低限の設備で、精度良く、誰でもオイルの排気煙性能を評価出来る手法の開発である。開発に当たって考慮したのは、実際の車両での評価と相関があることである。

本研究では、各種運転条件下での排気煙の出方の解析及び開発した小型2サイクル発電機を使用した排気煙手法について報告する。この結果、今回開発した簡便な評価手法で2サイクルエンジンオイルの排気煙性能が充分評価できることが分かった。今後、動力計等特殊な設備を必要としない本評価手法の使用により、世界的にスモークレスエンジンオイル開発がスピードアップすることを願う。

2. 使用エンジン、オイル、スモークメーター

以下に使用したエンジン、オイル、スモークメーターについて概要を説明する。

1) 使用エンジン

表1でエンジンAを除くと全てモーターサイク

表1 使用エンジン

	エンジンA	エンジンB	エンジンC	エンジンD	エンジンE
冷却方法	強制空冷	強制空冷	自然空冷	自然空冷	水冷
B * S (mm)	52 * 50	50 * 42	50 * 49.6	54 * 52	59 * 54
排気量(cc)	106	82	89	119	148
出力 (kW)	1.1	2.2	5.1	9.6	22
製品	発電機	S / C	モーターサイクル		

ルである。排気量は最も一般的な80ccから150ccクラスより選定した。

2) 使用オイル

表2 使用オイル

オイル名称	A	B	C	D	E	
反応エネルギー ΔH	280	202	125	100	77	
ベースオイル %wt	鉱油	100	80	50	30	0
	PIB	0	0	30	50	80
	希釈剤	100	20	20	20	20

オイル Dの反応エネルギーを100としている

スモークレスオイルを設計する場合、現在のところポリブテン（以下PIB）の使用が最も経済的である。この為本報告では鉱油とPIBの組み合わせについて報告する。なお、オイルA、Bは東南アジア、C、D、Eは日本での市販オイルである。

3) 使用スモークメーター

排気煙濃度を測定する装置としては、司測研(株)製の光透過型スモークメーター（LESM-2）を使用した。測定位置はマフラー後方100mmとした。

3. モーターサイクルに於ける排気煙の出方

1) 排気煙発生状態の確認

2サイクルエンジンオイルの排気煙性能評価手法開発に際して、実際のエンジンでの排気煙の出方を理解する必要がある。図1にモーターサイクルに於ける測定結果の一例を示す。この例はタウ走行を想定したパターン運転（アイドル20秒、

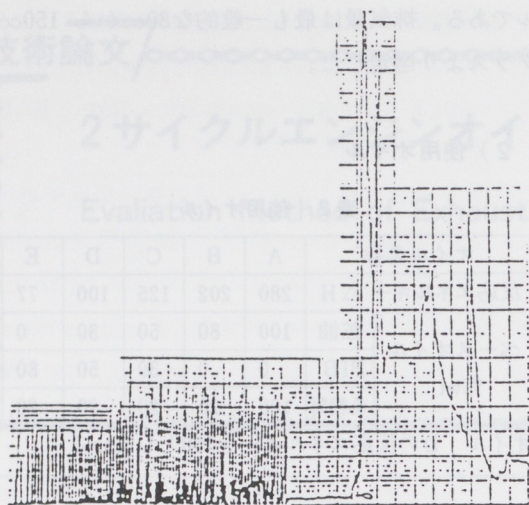


図1 排気煙発生状態

加速20秒の繰り返し)を行ない、休憩後全開加速で高速道路に入ったと想定したときの排気煙測定結果である。パターン運転時の加速は50km/hまでとし、高速への全開加速は90km/hまでで後は常時としている。

この結果を見ると、煙の多いのは加速時である。特に高速走行に移る際の加速時に、より多くの煙が発生している。タウン走行を想定したパターン運転時間を図1の例より長く運転すると、高速への加速時に発生する排気煙は更に増加する。

この煙の出方を見ると加速時に発生している排気煙は、加速前の運転でマフラー内に残留していたオイル量の影響を強く受けると考えて良いだろう。

4. 結果

1) 定常運転時の排気煙調査結果

まず、最も簡単な定常運転時の排気煙の出方を調査した。一般論として、排気煙は高負荷運転時程少ない。そこで、エンジンB, C, D, Eの4機種でシャーシダイナモで排気煙の見えなくなる車速を測定した。表3に測定条件、図2に測定結果を示す。評価にはオイルAを使用した。何故な

ら排気煙の多いオイルの方が結果が分かりやすいためである。

表3 測定条件

負 荷	: 全開
冷 却 風	: 車速比例制御
D y 制 御	: 定速度制御
慣性重量	: 車両重量 (全装備) + 80Kgf
使用オイル	: A

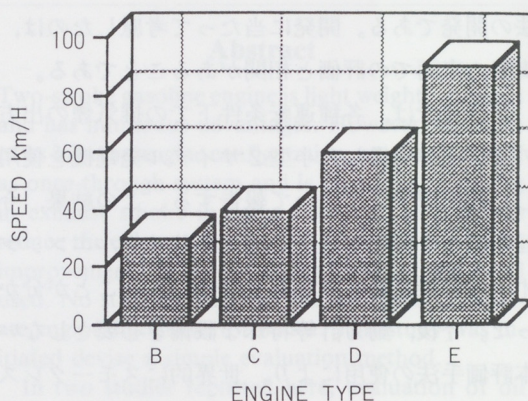


図2 排気煙目視不可能車速

2) オイルの種類及び給油量の影響

オイルの種類により排気煙濃度は大きく異なる。これは2サイクルエンジンの開発を行なった経験のある人達には常識である。また同様にオイル供給量でも排気煙濃度は大きく変わる。このオイル種類と給油量の影響は基本的に一つのファクターで表せないか?と考えた。この為、表4の2つの仮説をたててテストを行なった。

表4 オイル種類、給油量と排気煙に関する仮説

1) オイル種類の影響
オイル固有の ΔH (Kcal/g) に比例
2) 給油量の影響
給油量 (g/hr) に比例

評価にはエンジンDを使用した。全負荷でシャードダイナモにて車速毎の排気煙濃度を計測した。30km/h～60km/hまで10km/h毎に測定した。使用したオイルはオイルA, B, Cの3種類である。

表4の仮説を一つの式にすると以下のようになる。

$$\Delta H \text{ (Kcal/g)} * \text{給油量 (g/hr)} \\ = T \Delta H \text{ (Kcal/hr)}$$

つまり、単位時間あたりに供給されるオイルの ΔH になる。オイル種類、給油量の影響を一つの数値で表せる為 $T\Delta H$ 、と呼ぶことにする。 ΔH はオイルDを100とした相対値である。給油量はエンジンDの標準給油量を100%として、何%供給しているか?で評価した。テストした $T\Delta H$ について表5に示す。

表5 評価した $T\Delta H$ の値

$T\Delta H$	50	100	112	168	202	224	280
オイルA	20		40	60		80	100
オイルB					100		
オイルD		100					

表の中の数値は給油量%
見方の例： $T\Delta H=202$ はオイルBを100%供給している。

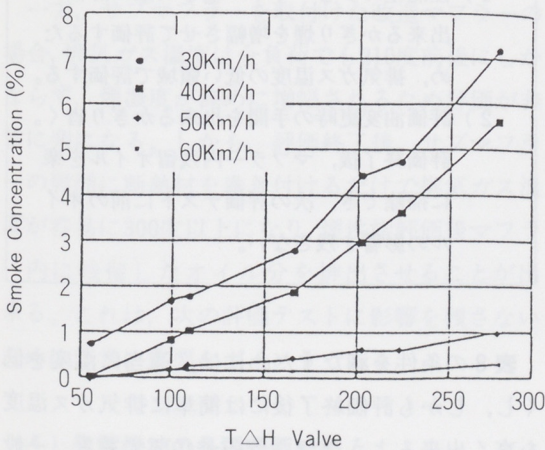


図3 $T\Delta H$ と排気煙

$T\Delta H$ と排気煙の間には非常に良い相関が認められる。車速によって排気煙濃度が大きく違うの

は評価時の排気ガス温度が違うためである。排気ガス温度の違いを考えても、 $T\Delta H$ と排気煙濃度の間には奇麗な相関が認められる。具体的にいうと、 $\Delta H100$ のオイルを100給油した場合と、 ΔH が200のオイルを50給油した場合の排気煙濃度は同じである。しかし、給油量を単純に半分にするのは非常に難しい。なぜなら、ピストン焼き付き等の潤滑トラブル及びリング膠着等の清浄性トラブルが発生するためである。

モーターサイクルでのこれまでのテスト結果をまとめてみよう。

排気煙対策のために最も理想的な2サイクルエンジンオイルとはどのようなオイルであろうか?以下の3点を満たしたオイルと考える。

- イ) 排気煙が少ない。
- ロ) 潤滑性が高い(給油量が少なくても良い)
- ハ) 給油量が低下しても清浄性が低下しない。

このような理想的オイルを開発する為には、簡単な排気煙評価手法が不可欠である。潤滑性及び清浄性評価手法に関してはオイル開発の基本である。しかし、排気煙評価手法についてはこれと言った手法がないのが実情である。

3) 排気煙評価手法

オイルの排気煙評価手法は各種報告されている。表6に一般的に使用されている評価手法を示す。

表6 2サイクルエンジンオイルの排気煙評価手法

- 特理的分析法—D S C法 (ΔH 値測定)
- 実機エンジンテスト法—加速条件
 - イ) 実走テスト——目視
 - ロ) ダイナモテスト—スモークメーター

表6に示すように、排気煙評価手法には大きく分けて2種類ある。

一つはオイル単独の物理特性より評価する手法

である。この方法としてはDSC法がある。筆者は反応エネルギー ΔH と称している。また、加賀谷はトータルヒートと称している。両方に共通するのは、空気雰囲気中でオイルが液体状態から気体状態になる際に発生するプラスの熱量を計測していることである。

もう一つは、実際のエンジンで計測する手法である。この評価にも2種類ある。一つは目視評価、もう一つはスモークメーターで評価する方法である。しかし、実機を使用する手法には重大な欠点がある。それは動力吸収装置が必ず必要、ということである。

オイルの排気煙評価に際して動力吸収装置が必要かどうかは非常に重要である。なぜなら、動力吸収装置が不要であれば世界中どこでも評価できるからである。この為、我々は小型2サイクルエンジンを使用した発電機を選定した。表7に発電機を排気煙評価試験に使用するメリット、デメリットを示す。

表7 発電機使用メリット、デメリット

○メリット

- 1) 安価、軽量、持ち運び自由
- 2) 動力吸収装置内蔵
負荷調整は電球の数等で簡単に調整可能
- 3) テスト時特別な場所を必要としない。
風の当たらない室内が望ましい。
- 4) エンジンの耐久性高く、維持、管理費用がかからない。

×デメリット

エンジン回転数が発電周波数によって一定である。

このように、排気煙評価に使用するエンジンとしてみると非常に魅力的である。そこで、発電機を使用して、簡便かつ精度の良い評価手法の開発を試みた。開発に際して注意したのはマフラー構

造である。

マフラー構造は排気煙に対して非常に大きな意味を持つ。それはマフラーより排出されるガス温度が排気煙濃度に対して非常に大きな影響を与えるためである。排気煙は、ガス温度が高ければ濃度は低く、ガス温度が低ければ濃度は高くなる。オイルの排気煙性能評価に際してはオイルの差が明確にできるような状態が望ましい。しかし、市販のエンジンそのままではそう旨くはいかない。一般的に市販されているエンジンを使用する限り、どうしても温度は高めになってしまう。排気煙をできるかぎり少なくするように開発されているからである。排気煙性能評価のためには、排気ガス温度を適当な温度範囲に入れる必要がある。

温度も含めて、排気煙評価エンジンテストに要求される条件を考えると表8のようになる。

表8 排気煙評価エンジン試験に要求される条件

絶対条件：簡便かつ再現性、繰り返し性が良い！

上記条件を満たすために以下の条件を考慮した。

- 1) 性能差の少ないオイル差を明確に評価出来るかぎり煙を増幅させて評価するため、排気ガス温度の低い領域で評価する。
- 2) 評価油変更時の手間を出来るかぎり省く。評価終了後、マフラー内残留オイルを楽に掃除でき、次の評価テストに前のオイルの影響を残さない。

表8の条件を満たすためには、適当に温度を低くし、しかも評価終了後には簡単に排気ガス温度を高く出来るようなマフラーが必要である。一般的には、排気ガス温度が100度以下では水蒸気の影響が出てしまう。また、300度以上では排気煙濃度が低すぎて評価が非常に困難になってしまう。つまり、排気煙性能比較のためには100~300度の範

囲がよい。筆者は200度前後を推奨する。そこでエンジンAのマフラーを図4の様に改造し、評価試験に使用した。

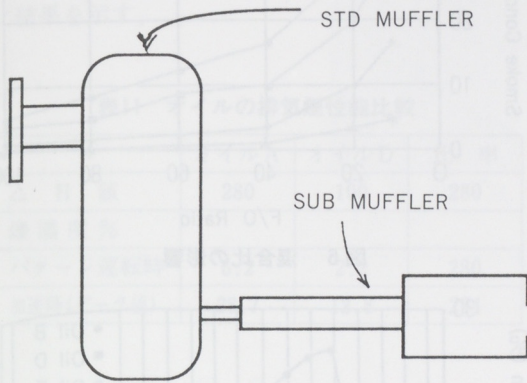


図4 排気煙評価用改造マフラー

図4の改造マフラーについての考え方を説明する。Stdマフラーの後部に取付けたサブマフラーは煙を増幅させる役割を持つ。Stdマフラーだけでは全負荷の場合排気ガス温度は300度を大幅に越えてしまい、この状態ではマフラー内にオイル分は残留しない。つまり排気煙濃度が著しく低く評価は困難である。

一方、サブマフラーを取付けた改造マフラーの場合、排気ガス温度は全負荷でも210度前後にしかならず、煙濃度が高めに増幅されるため評価が非常に楽になる。しかも、評価終了後、サブマフラーの周囲に断熱材を巻き付けるだけで排気ガス温度が容易に300度以上になり、煙性能評価後マフラー内に残留したオイル分を排出させることが出来る。これは、次の評価テストに影響を残さないために非常に重要なポイントである。

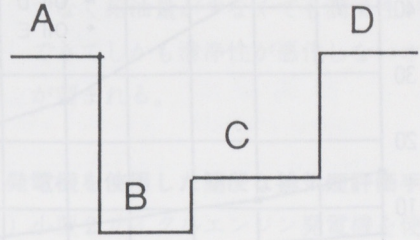
4) 発電機での各種評価結果

評価条件

評価運転条件を表9に示す。

表9 評価運転条件

ステージA	— 全負荷
ステージB	— エンジンストップ (冷却)
ステージC	— 部分負荷
ステージD	— 全負荷



運転パターンは大きく分けて4つに分かれている。ステージAはマフラー内に残留しているオイル分を除去するためである。ステージBはマフラーを冷却し、次のステージCでオイルが溜まりやすくする役割を持つ。ステージCは定常運転時の排気煙を評価できる。またここではマフラー内にオイル分を溜める目的もある。従って、運転時間が長いほどマフラー内への残留オイル分は多くなる。

ステージDは急負荷変更時の排気煙を評価できる。ステージAは15~20分程度。ステージBは時間管理よりマフラーテール部での温度管理がよい。本報告では40度まで低下したらステージCに進んでいる。ステージCは長いほど良いが、試験効率上は20~30分程度が良いと考える。ステージDは数分(2~3分)が良い。

5) 運転条件の影響

表9でのステージC部運転時の負荷は、ステージDでの排気煙濃度に大きな影響を持つ。そこでまず最初に、ステージCの負荷を変えてステージDでの排気煙濃度を比較した。混合比は10:1。オイルはB, D, Eを使用した。

図5にテスト結果を示す。この結果よりステー

ジCの負荷は低いほどステージD出の排気煙は増加する。また、オイルの差も負荷が低いほど大きくなって出る。オイルによる差を大きくしてみるなら無負荷が最も良い。

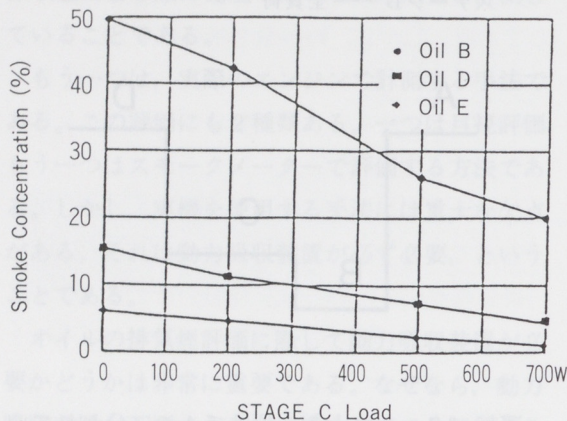


図5 定常運転負荷の影響

次に評価時の混合比の影響を見てみよう。一般的に混合比が濃いほど煙は多くなる。オイルの排気煙性能評価は出来るかぎり濃度が高いところで行ないたい。なぜなら、数値的に大きいほうが差が明確に出るためである。更に、煙に対して悪条件で運転したほうがオイルのマフラー内への溜まりやすさがよく分かる。図6に混合比及びステージC部負荷の影響測定結果を示す。

この調査にはオイルBを使用した。この結果を見ると、混合比は濃いほうが煙濃度は高く出る。筆者は10：1程度が良いと考える。

6) オイルB, D, Eでの評価結果

オイルB, D, Eの△HはオイルDを100とした場合、202, 100, 77となる。この△Hの差がはっきり出ればよい。図7に測定結果を示す。横軸は時間である。ここで時間の0は全負荷開始点を示す。マイナス側は500W定常運転である。プラス側は1200W全負荷である。

表10はオイルDを基準の100とした時、それぞれの見方でのオイルの排気煙評価結果の比較である。

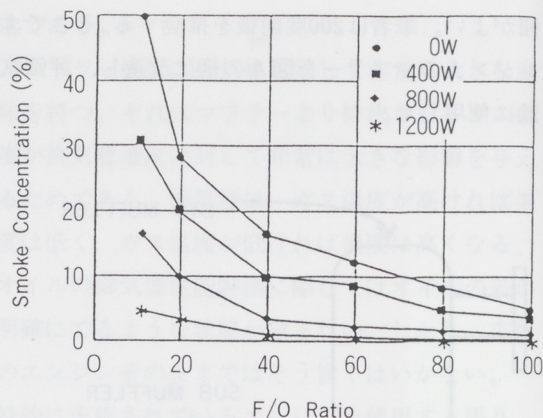


図6 混合比の影響

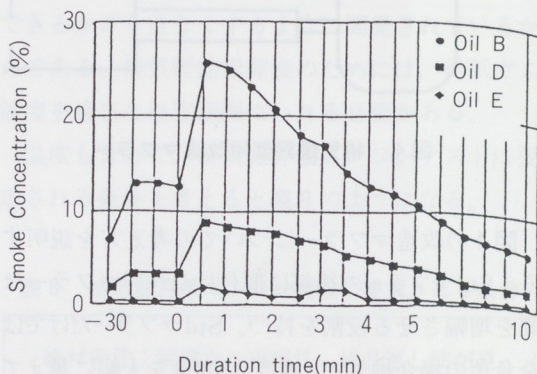


図7 オイルタイプによる煙濃度比較

図7, 表10よりオイルの排気煙性能差が非常に良く分かる。しかも、簡単である。

表10 オイルタイプ別排気煙性能比較

	オイルB	オイルC	オイルE
△ H 値	280	100	70
煙濃度 %			
定常運転時	350	100	35
加速時	310	100	20

7) モーターサイクルでの確認結果

図1と同じ方法でオイルの違いを確認した。エンジンはDを使用した。基本的に、この運転は発電機での評価と同様に、マフラー内にオイルを溜めるパターン運転部分と、溜まったオイル分を排気煙として評価する高速までの全開加速部分から

出来ている。比較したオイルは、オイルAとDの2種類である。オイルAの ΔH はオイルDの2.8倍である。この評価では、マフラー内にオイル分を溜める運転時間を1時間と長くとしている。表11に結果を示す。

表11 オイルの排気煙性能比較

	オイルA	オイルD	比率
ΔH 値	280	100	280
煙濃度 %			
パターン運転時	6.2	2.2	280
加速時(ピーク値)	28.7	12.8	224

発電機での評価結果と同様にオイルの差は歴然と評価できる。性能差もほぼ奇麗に出ている。この方法は設備の整った所でないと出来ない為、あまり推奨できない。しかし、オイルの評価手法の一つであることは間違いない。

5. 結論

以上、モーターサイクル及び発電機を使用した各種調査の結果、以下の結論を得た。

1) 排気煙評価のポイント

- イ) 排気煙の多いのは加速時である。
- ロ) その多さは、加速前のマフラー内へのオイルの溜まり方の影響を強く受ける。
- ハ) 加速前の運転状態が非常に重要である。
- ニ) 評価に使用するエンジンの違いは煙濃度の違いだけである。(エンジンは何を使用してもよい)

2) オイルの排気煙への影響

- イ) 各オイル固有の ΔH 値と実際のエンジンでの排気煙の関係が崩れることはほとんど無い。(少なくとも逆転はない)

参考： ΔH 計測のポイントは必ず発熱反

応部分を計測することである。これを守らないと測定精度が大幅に低下する。

- ロ) オイル種類及び給油量と排気煙の影響は一つのファクター $T\Delta H$ で表せる。
- ハ) 排気煙対策のためには、煙が少ないだけでなく給油量が少なくても潤滑性が確保できてしかも清浄性が悪化しないオイルが望まれる。

3) 発電機を使用した簡便な排気煙評価手法

- イ) 小型2サイクルエンジン発電機を使用することでオイルの排気煙性能を充分評価できる。
- ロ) 簡単な設備で良く世界中何処でも評価できる。

排気煙の少ないオイル開発は今後ますます重要になってくると思われる。これまでネックとなっていた評価手法について本研究がオイル開発の一助になれば幸いである。更に進んで、世界的に排気煙の少ないオイルが少しでも早く一般的になることを期待する。

6. おわりに

本報告は1991年に横浜で行なわれたSETCで報告したものです。発電機を使用した排気煙評価手法は最新の2サイクルエンジンオイル規格であるJASO規格の中でも使用されている。

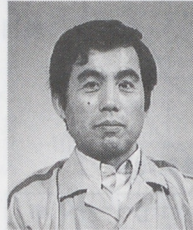
〔参考文献〕

- (1) SAE paper 871216
- (2) SAE paper 881619

■ 著 者 ■



矢代善伸



高橋邦男

この場合でも、エンジン各部の空気抵抗は、
 従来のエンジンに比べてかなり低減されて
 いる。オイルの消費量は、従来のエンジン
 に比べてかなり低減している。これは、
 エンジン各部の空気抵抗が低減している
 ためである。また、エンジンの回転速度
 が、従来のエンジンに比べてかなり高
 速になっている。これは、エンジンの
 構造が、従来のエンジンに比べてかなり
 異なっているためである。また、エンジ
 ンの出力も、従来のエンジンに比べて
 かなり高くなっている。これは、エンジ
 ンの構造が、従来のエンジンに比べて
 かなり異なっているためである。また、
 エンジンの寿命も、従来のエンジンに
 比べてかなり長くなっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。

この場合でも、エンジン各部の空気抵抗は、
 従来のエンジンに比べてかなり低減されて
 いる。オイルの消費量は、従来のエンジン
 に比べてかなり低減している。これは、
 エンジン各部の空気抵抗が低減している
 ためである。また、エンジンの回転速度
 が、従来のエンジンに比べてかなり高
 速になっている。これは、エンジンの
 構造が、従来のエンジンに比べてかなり
 異なっているためである。また、エンジ
 ンの出力も、従来のエンジンに比べて
 かなり高くなっている。これは、エンジ
 ンの構造が、従来のエンジンに比べて
 かなり異なっているためである。また、
 エンジンの寿命も、従来のエンジンに
 比べてかなり長くなっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。

また、エンジンの回転速度が、従来のエンジン
 に比べてかなり高速になっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。また、
 エンジンの出力も、従来のエンジンに
 比べてかなり高くなっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。また、
 エンジンの寿命も、従来のエンジンに
 比べてかなり長くなっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。

また、エンジンの回転速度が、従来のエンジン
 に比べてかなり高速になっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。また、
 エンジンの出力も、従来のエンジンに
 比べてかなり高くなっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。また、
 エンジンの寿命も、従来のエンジンに
 比べてかなり長くなっている。これは、
 エンジンの構造が、従来のエンジンに
 比べてかなり異なっているためである。

この結果にはオイルDを使用した。この結果を
 比較して、従来のエンジンに比べてかなり
 異なっている。これは、エンジンの構造が、
 従来のエンジンに比べてかなり異なっている
 ためである。また、エンジンの出力も、
 従来のエンジンに比べてかなり高くなっ
 ている。これは、エンジンの構造が、
 従来のエンジンに比べてかなり異なっ
 ているためである。また、エンジンの
 寿命も、従来のエンジンに比べてかなり
 長くなっている。これは、エンジンの
 構造が、従来のエンジンに比べてかなり
 異なっているためである。

この結果にはオイルDを使用した。この結果を
 比較して、従来のエンジンに比べてかなり
 異なっている。これは、エンジンの構造が、
 従来のエンジンに比べてかなり異なっている
 ためである。また、エンジンの出力も、
 従来のエンジンに比べてかなり高くなっ
 ている。これは、エンジンの構造が、
 従来のエンジンに比べてかなり異なっ
 ているためである。また、エンジンの
 寿命も、従来のエンジンに比べてかなり
 長くなっている。これは、エンジンの
 構造が、従来のエンジンに比べてかなり
 異なっているためである。

製品紹介

G T S 1000の開発

Development of GTS1000

伊藤 太一*
Taichi Ito

中屋 一正**
Kazumasa Nakaya

上田 英明***
Hideaki Ueda

1. ま え が き

近年、欧州における排気量750cc以上のいわゆるビッグバイクの市場は、順調に増加しており、1992年の予測では、5年前の約1.8倍に達し、新車登録台数は、13万台の規模となっている。このビッグバイクの市場では、大きな2つの流れがあり、ひとつはパフォーマンスを追求したスーパースポーツのカテゴリーと、他方は快適性をより追求したヨーロッパアンツーリングのカテゴリーであるが、ス

ーパースポーツはよりスポーティに、ツーリングはより快適にというように、2つのカテゴリー間のギャップはますます大きくなる傾向にある。G T S 1000はこのギャップをなくして、1台のバイクでスーパースポーツとしても、ツーリングとしても楽しめ、さらに排気ガス浄化や燃費向上等の社会性を高めたバイクという企画コンセプトで新規開発をした。

2. 開発の狙い

企画コンセプトを具現化するための開発の狙いとして次の3項目とした。

- (1) 操る楽しみを与えられる動力性能、運動性能、操作性を有すること。
- (2) 快適な旅ができるツーリング機能と快適性機能を有すること。
- (3) 優越感をもって所有する楽しみを与えられるステイタス性があること。

スポーツ機能とツーリング機能の高次元での融合と社会性の向上というこれらの開発の狙いを達成するためには、従来技術の組み合わせだけでは難しい面があり、G T S 1000の開発に当っては、多くの新規技術開発を進めてきたので、以下これらの新規技術開発内容を中心に紹介する。

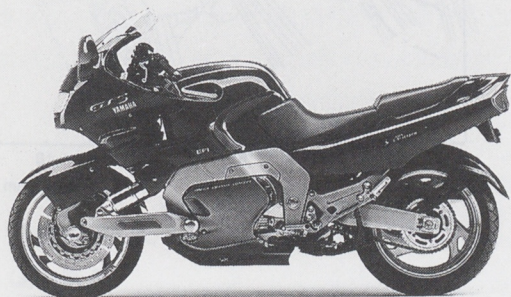


写真1 G T S 1000

* モーターサイクル事業部 第1開発部

** モーターサイクル事業部 第1開発部

*** モーターサイクル事業部 第4開発部

3. エンジン関係

3.1 エンジンの特徴

GTS1000の企画コンセプトから、エンジンは軽量コンパクトでトルクフルな特性が要求された。そこでパワーユニットには、ベースとしてFZR1000に採用されている水冷、DOHC5バルブ・並列4気筒1002ccエンジンを使用し、主として吸排気系の諸元を大幅に変更した。

- (1) エンジン出力は、最高速狙いでなく、実用域でレスポンスと追越加速性に優れたベスト100馬力性能を開発した。
- (2) 吸気系には、電子式燃料噴射を採用し、エンジン特性上の機能向上と排気ガス浄化、燃費向上を図った。
- (3) 排気系には、三元触媒を採用し、各国の排ガス規制にとらわれず最大限の排ガス浄化を図った。

3.2 ベスト100馬力性能

エンジン特性の目標は、

- (1) 追越加速重視
- (2) 最高速は230km/h

に設定し、最高出力は、上記目標およびEC統合後の100馬力規制も考慮し、全仕向地100馬力に設定した。

この100馬力特性は、従来のフル馬力仕様のディチューンという考えではなく、最適な100馬力を目指して開発を行ない、優れた追越し加速とスポーティなフィーリングが得られるよう、3000rpm付近からトルクを立上げ、中速域で高トルクを維持するものとした。

ベースエンジンに加えた主な変更点は、

- (1) ヘッドシリンダのポートを含む全吸排気系
- (2) 吸排カムシャフトプロフィール
- (3) 圧縮比

であり、いずれも中速域のトルクを上げるように

諸元を変更した。

これらの変更により、GTS1000に適したスムーズでなおかつトルクフルな、レスポンスの良いエンジン特性が得られた。

図1、2にエンジン外観図、トルク特性を示す

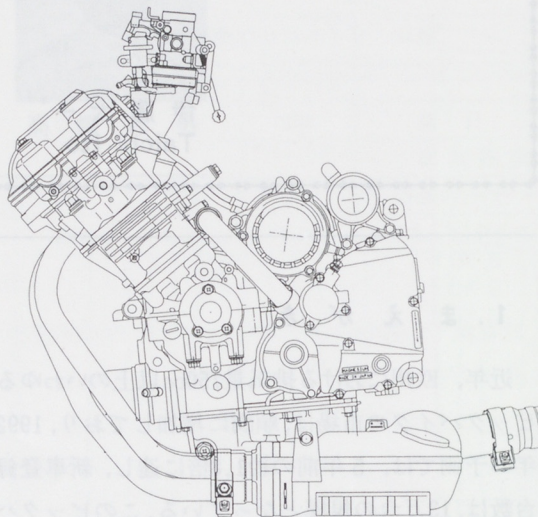


図1 エンジン外観図

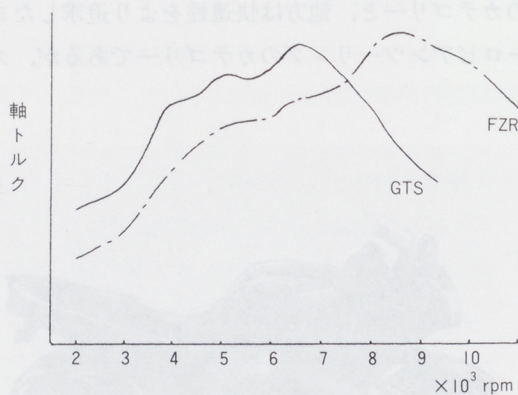


図2 トルク特性

3.3 燃料噴射

次の目的のため燃料噴射を採用した。

- (1) スロットルレスポンスが良い。
- (2) 触媒との組み合わせで排気ガスがクリーン。
- (3) 標高3000mまで高地でスムーズに走れる。
- (4) 四輪並に始動操作性が容易である。

- (5)燃費が良い。
- (6)自己故障診断システムがありメンテナンスが容易にできる。

この中で特に、スロットルレスポンスについては、二輪特有の軽量、高出力という条件により、4輪では問題とならない様なレスポンスのわずかな遅れやバラツキをライダーが感じてしまう為、その要求レベルは非常に高く、また従来のキャブレターも完成度が高い為、それを実現できるシステム及び制御ロジックの決定までには多くの時間をかけて評価を実施した。

図3は、燃料噴射システムの吸気系部分の透視図を示す。

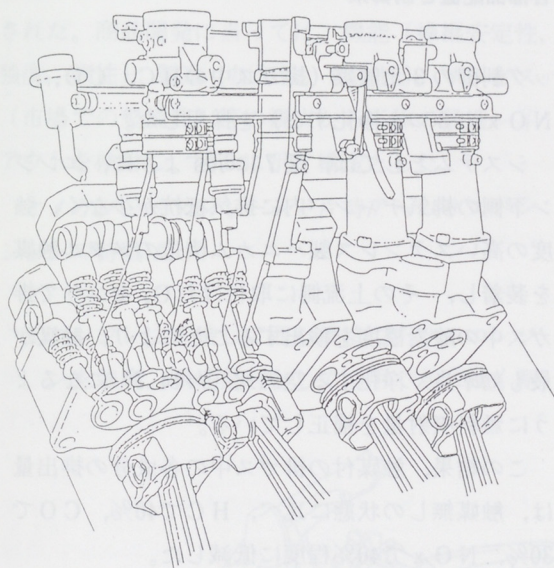


図3 吸気系部分の透視図

今回採用したシステムの概要を下記に示す。

(a)空気系

- ・4気筒独立スロットル（吸気ボリュームの低減および干渉の防止）
- ・エンジン冷却水により作動するワックス式オート・ファーストアイドル機構（始動操作の簡略化、図4）

(b)燃料系

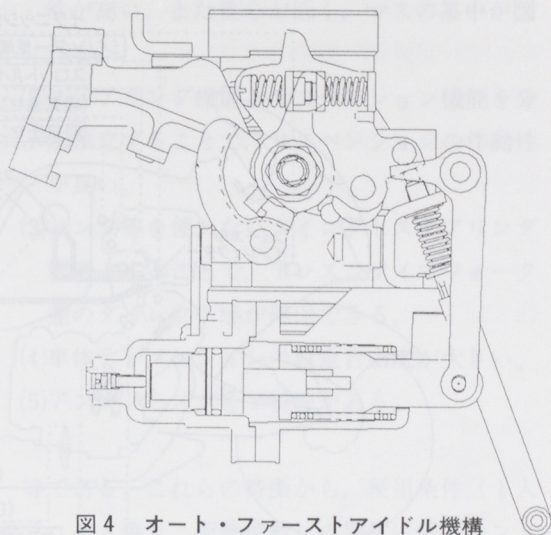


図4 オート・ファーストアイドル機構

- ・1孔の広角噴霧式インジェクタ（吸気3バルブに対応）
- (c)制御系（図5、図6）
 - ・マルチポイントシーケンシャル噴射方式（レスポンスおよび燃料分配精度向上）
 - ・制御は2方式の併用
 - 低負荷・低回転＝吸気負圧制御
 - 高負荷・高回転＝スロットル制御（レスポンスと空気量検出精度の両立）
 - ・O₂センサによるフィードバック制御（排ガス浄化）
 - ・点火系はスロットルによるマップ制御（適正点火時期による性能、燃費改善）

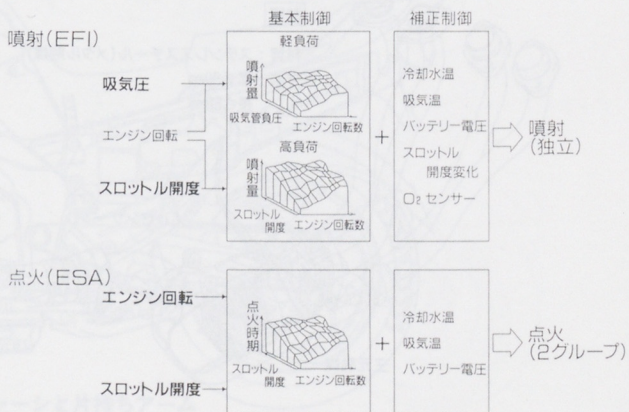


図5 燃料噴射および点火系の制御方法

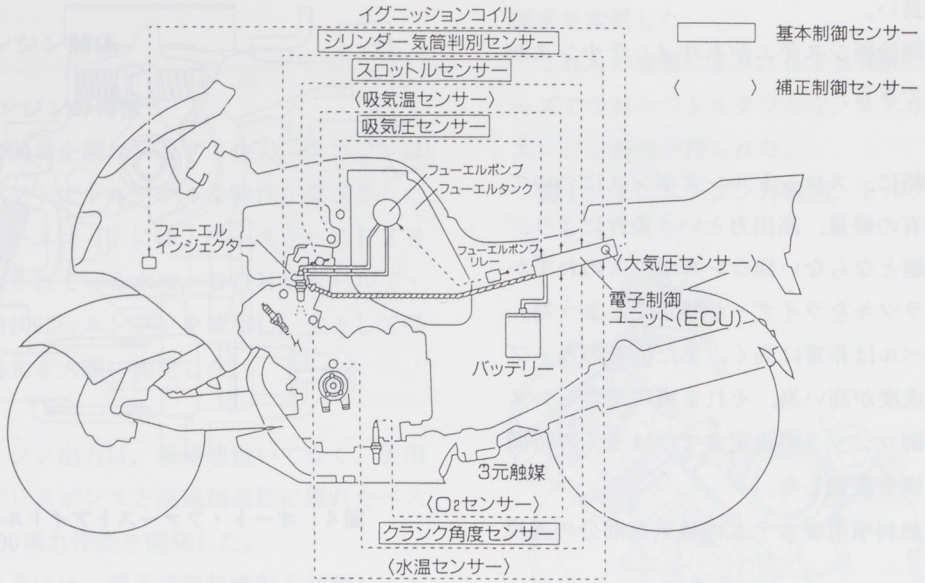


図6 燃料噴射システムの各部品配置と制御系

- ・ 自己故障診断およびフェイルセーフ機能 (故障時、メンテナンスへの対応)

また、信頼性確保とコスト低減のため、燃料系 (ポンプ、レギュレータ、ホース等) および各センサー類はできるかぎり四輪用を流用した。

3.4 排気ガス浄化

当モデルでは、各国の排ガス規制にとらわれず商品性とのバランスをとりながら最大排ガス浄化率を狙うという目標を掲げ、排ガス浄化の強化を図った。そのため燃料噴射によるO₂フィードバ

ック制御の3元触媒 (排ガス中のHC、CO、NO_xの3つを浄化する) を採用した。

システムとしては、図7に示すように、エンジン下側の排気チャンバ内に排気抵抗が少なく、強度の高いステンレス製ハニカム構造のメタル触媒を装着し、その上流側に取付けたO₂センサーで排ガス中の酸素濃度を検出することにより、触媒が最も効率良く浄化する空燃比 (≒14.7) になるように燃料噴射量を補正している。

この結果、触媒付の排ガス中の各成分の排出量は、触媒無しの状態に比べ、HCで40%、COで30%、NO_xで40%程度に低減した。

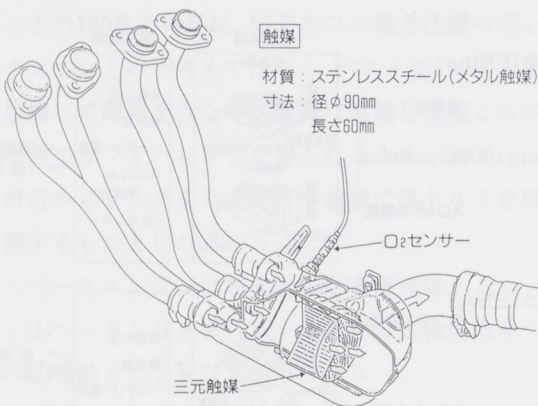


図7 触媒システム

4. 車体関係

4.1 車体の特徴

GTS1000を外観上、最も特徴づけているのは、ギリシャ文字のΩの形に似たフレームとフロント片持ちスイングアームサスペンションである。これは、どのような使用状況においても快適で、ハンドリング特性の変化が少ないサスペンションシステムとして新規開発したものである。そしてこ

のシステムの採用に伴い、フロントブレーキシステムやステアリングシステムの構造、カウリング、メータ、ヘッドライト、ラジエタ、電装品等の取付ステーを兼ねたフロントフレーム構造、フートレストブラケットを兼ねたリヤフレーム構造など従来モデルとは異なった新しい構造や部品配置を採用した。

一方、2人乗りで荷物を積載しての快適な長距離ツーリングを楽しめるように、ツーリング機能と快適性機能の充実を図った。

4.2 オメガシェーブシャーシと片持ちアームサスペンション

片持ちアームサスペンションに関しては、先行開発を経た後、当モデルの企画段階で採用が決定された。商品開発に当っては、機能（操縦安定性、強度、剛性）、製造（加工性、組立性）、サービス（市場での整備性）等の観点から車体の最適レイアウトを検討し、図8に示す構造とした。

オメガシェーブシャーシと片持ちアームサスペンションの特徴は、

- (1)エンジンに密接して囲む構造であり、エンジンを強度、剛性部材として活用でき、強く剛

性が高い。また重心が低く、マスの集中が図れる。

- (2)ステアリング機能とサスペンション機能を分離独立することで、サスペンションの作動性が良い。
- (3)リンク等を使わないダイレクトステアリング構造とすることで、テレスコタイプフォーク並のダイレクト感が確保できる。
- (4)車体ディメンションの設定自由度が大きい。
- (5)アンチノーズダイブ特性がある。

等である。これらの特徴から、使用条件（1人乗り、2人乗り、荷物積載）の変化に伴うハンドリング特性の変化が少なく、路面の凹凸に対するサスペンションの追従性が非常に良く、かつブレーキング時のピッチングが無く、姿勢変化が少ないというメリットが生じ、当モデルの運動性能、快適性向上に役立っている。

4.2.1 フレーム

メインフレーム、フロントフレーム、リヤフレームおよびブラケットフートレストの4部品のボルト締結構造である。

メインフレームは、骨格構造の主要強度剛性部

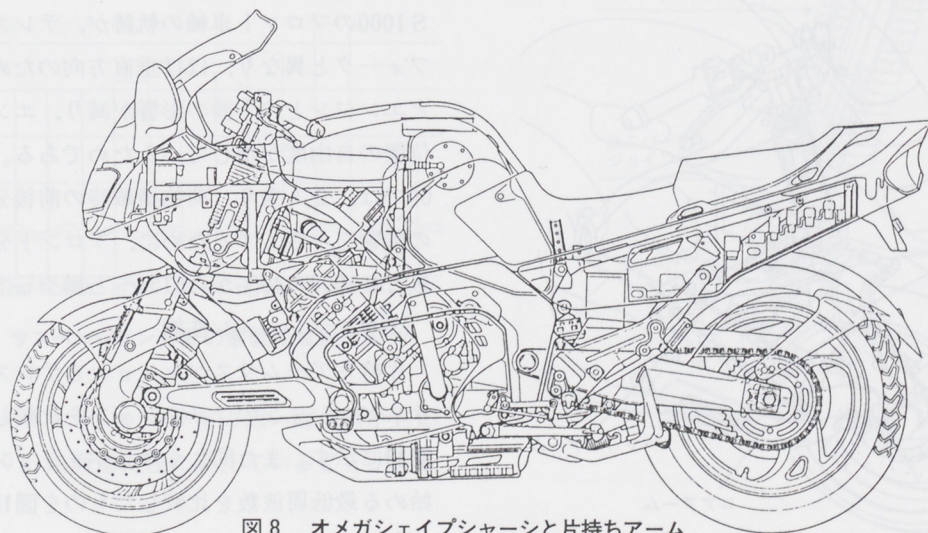


図8 オメガシェイプシャーシと片持ちアームサスペンションの構造

材であると同時に、外観意匠部品にもなっており、アルミ砂型鋳物の溶接構造である。

フロント、リアフレームは、鉄パイプ製である。とくにフロントフレームは、路面からの荷重を直接受けないため、小径パイプのフレーム化が可能である。またブラケットフォートレストは、リアフレームのバックステーを兼ねた構造となっている。図9にフレーム構造を示す。

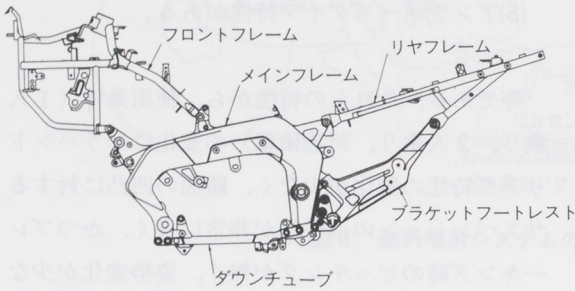


図9 フレーム構造

4.2.2 片持ちアームサスペンション

(1)構造

図10にフロントサスペンション構造を示す。構造としては、アッパ、ロアの2本のアームを配置

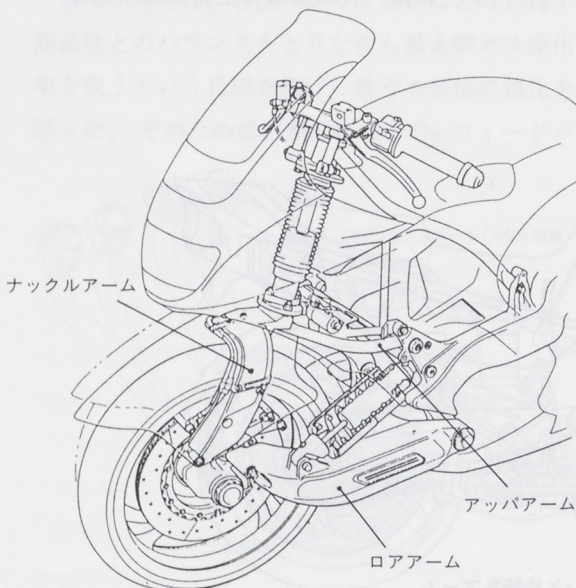


図10 フロントサスペンション構造

し、車軸ハブ部一体成型したナックルアームをボールジョイントで揺動、回転可能に連結し、平行リンクを形成している。路面からの衝撃は、ロアアームとメインフレーム間に設けたショックアブソーバで吸収される。

ロアアームは、アルミ鋳物とアルミ板金の溶接構造とし、アッパアームは、鉄製のA型構造とした。また、ナックルアームは、アルミ鋳物製である。

(2)ディメンション設定

このサスペンションシステムでは、アッパ、ロア各アームの支点位置、アーム長の設定を変えることで、サスペンション作動に伴うキャスト、トロール、ホイールベースの変化率を自由に設定できるが、当モデルのこれらの設定においては、サスペンションのメリットを生かした上で、従来のテレスコピックフォーク車に比べ、乗車時に違和感のない範囲に設定した。

またアッパ、ロアアームの作動時の仮想中心位置の指定により、アンチノーズダイブ効果とその程度を自由に設定可能である。

図11は、G T S 1000とF Z R 1000の全体ディメンションを比較したものである。ホイールベースは、G T S 1000の方が25mm長い。フロント車軸からのエンジン搭載位置は19mm短い。これはG T S 1000のフロント車軸の軌跡が、テレスコピックフォークと異なり、ほぼ垂直方向のため、タイヤとエンジンとの干渉の影響が減り、エンジン搭載位置の自由度が増しているためである。G T S 1000では、2人乗り、荷物積載時の前後分布荷重への影響を小さくするために、フロント分布荷重をF Z R 1000の49%から51%へと増やしている。

(3)サスペンション性能

片持ちアームサスペンションとテレスコピックサスペンションのフリクションを比較したものを図12に示す。また同じくサスペンションが作動を始める最低周波数を比較したものを図13に示す。これらの結果から、本サスペンションシステムは、

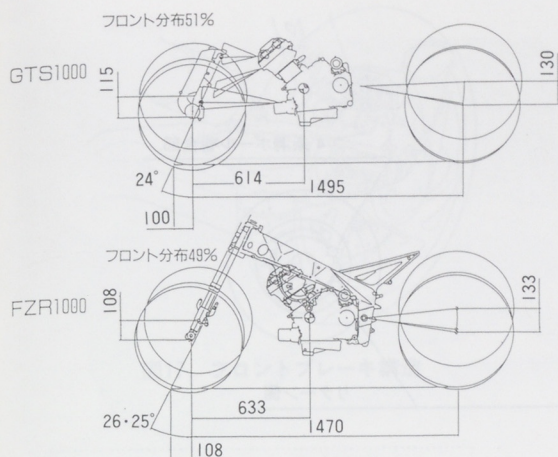


図11 G T S 1000とF Z R 1000のディメンション比較

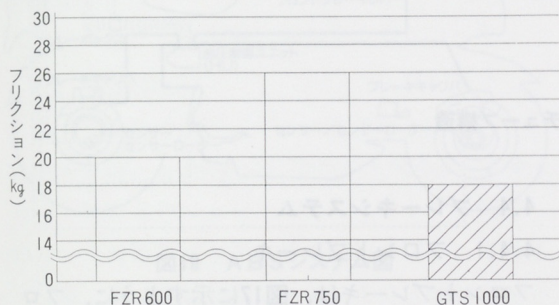


図12 サスペンションのフリクション比較

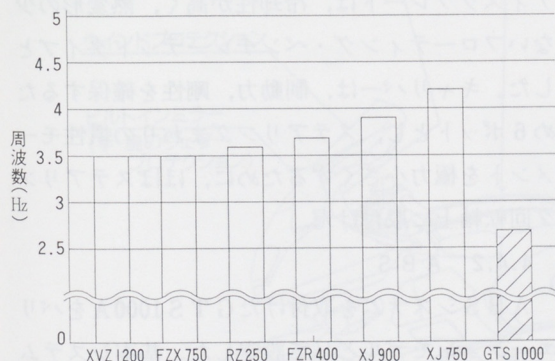


図13 サスペンション作動の最低周波数比較

低フリクションで、かつ非常に低い周波数から応答が始まり、路面追従性に優れていることがわかる。

(4)ステアリング構造

ステアリングは、リンク等を使わないダイレクト方式を採用した。この方式は、ハンドル操作時に違和感が無い、路面の状況を直接感じとれる等のメリットがある。またこの方式を成立するためには、

- ・回転トルクを伝達できる。
- ・ストロークを吸収できる。
- ・回転方向の遊びがない。
- ・軸芯のズレを吸収できる。
- ・剛性が高い。
- ・フリクションが少ない。
- ・コンパクトである。

といった各機能を満足したシステムが必要とされたが、図14に示すような、ナックルアームとハンドルの間に、4個のピローボールを使った超薄型のユニバーサルジョイントとスライドベアリングを用いたステアリングチューブを採用することで達成できた。図15は、ステアリングチューブの構造を示す。

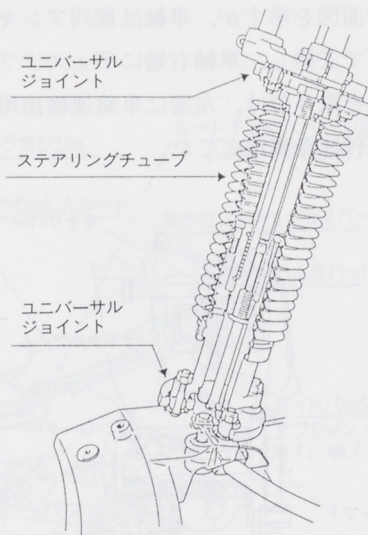


図14 ステアリング構造

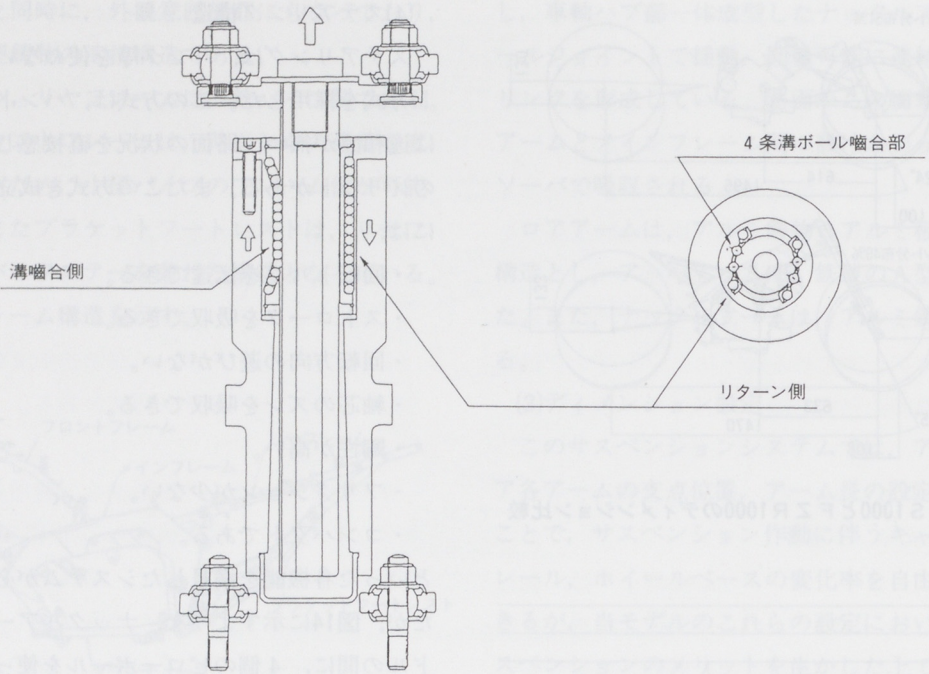


図15 ステアリングチューブ構造

(5)フロント車軸部構造

フロント片持ちアームサスペンションの採用に伴い、フロント車軸部構造も大幅に変更した。図16に断面図を示すが、車軸は複列アンギュラベアリングで支持し、車軸右端にディスクブレーキ、ホイールを取り付け、左端に車輪速検出用のロータを取り付けた構造とした。

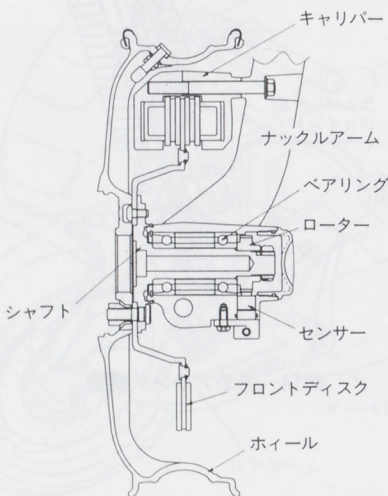


図16 フロント車軸部構造

4.4 ブレーキシステム

4.4.1 フロントブレーキ

フロントブレーキは、図17に示すように、フロントサスペンション形態の変更に伴い、車体センタ配置の大径シングルディスクブレーキとした。ディスクプレートは、冷却性が高く、熱変形の少ないフローティング・ベンチレーテッドタイプとした。キャリパーは、制動力、剛性を確保するため6ポットとし、ステアリングまわりの慣性モーメントを極力小さくするために、ほぼステアリング回転軸上に取り付けた。

4.4.2 ABS

ABSシステムを取付けたGTS1000Aをバリエーションモデルとして設定した。基本システムは、FJ1200Aと同一であるが、フロント車軸構造の変更に伴い、フロント車輪速検出用のロータとセンサが変更されている。

図18にABSシステム図を示す。

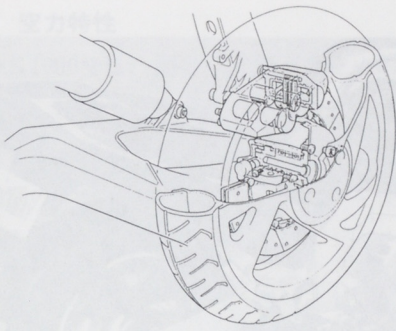


図17 フロントブレーキ構造

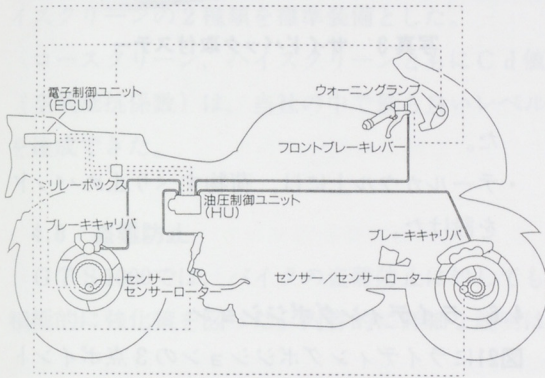


図18 ABSシステム図

4.5 ツーリング機能と快適性機能

当モデルでは、長距離のツーリングを快適に行えるよう図19に示すようなツーリング機能と快適性機能の充実を図った。

(1)ライダープロテクション

快適な長距離ツーリングを楽しめるように、身体各部への風圧低減，雨，泥はね防止対策を実施した。

- ・スクリーンは、タービュランス（乱流）やノイズ発生を少なくするような形状選定を実施した。
- ・ミラーは、脱落式ビルトインタイプミラーとし、手や腕のプロテクションも兼ねた位置に取付けた。
- ・膝部分のプロテクションのため、別体式ニーパッドを取り付けた。
- ・リヤフェンダーは、ライダー足元やバック等への泥はね対策として可動式とした。

(2)収納機能

図20に示すように、タンク前側上部にグローブ

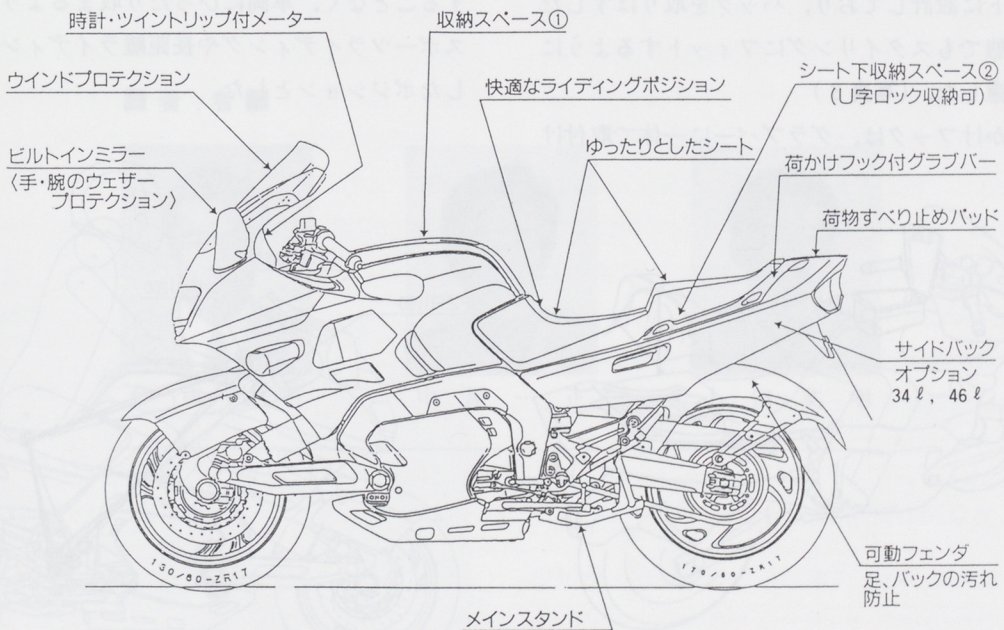


図19 ツーリング機能と快適性機能

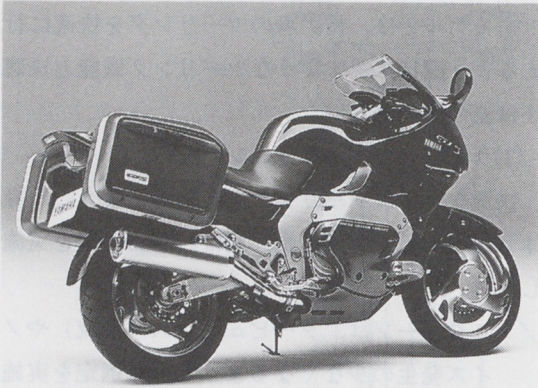


写真2 サイドバック

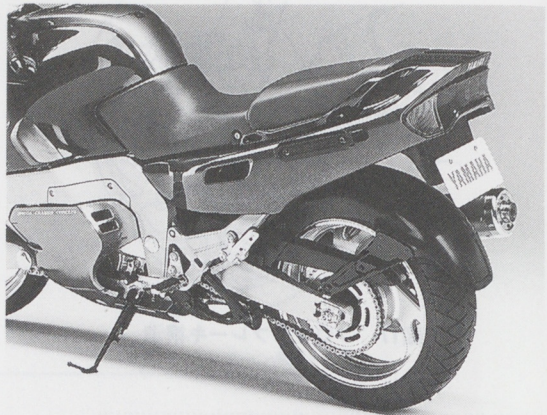


写真3 サイドバック取付ステー

ボックス、シート下に盗難防止用の大型U字ロックの入るスペースを設けた。

(3)積載機能

- ・写真2に示すように、当モデルでは、長距離ツーリングに便利な専用大型サイドバックをオプションで設定した。容量は、1個で34ℓと46ℓの2種類あり、製作に当っては、ドイツのクラウザー社と共同開発とした。

サイドバック取付ステーは、非常にコンパクトに設計しており、バックを取りはずした状態でもスタイリングにフィットするように配慮した。(写真3)

- ・荷かけフックは、グラブバーに一体で取付け

た。

- ・テールカウル上には、荷物すべり止めパッドを設けた。

4.6 ライディングポジション

図21にライディングポジションの3点ポイントを示す。GTS1000のライディングポジションは、FZR1000とFJ1200の中間に設定した。狙いとしては、前屈みになりすぎたり、直立し過ぎたりすることなく、車両にぴったり収まるよう設定し、スポーツライディングや長距離ライディングに適したポジションとした。

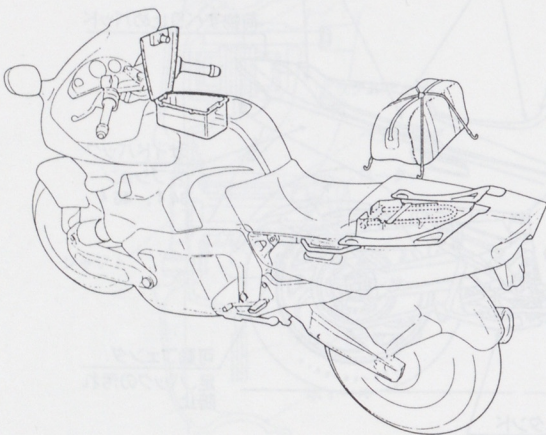


図20 収納機能

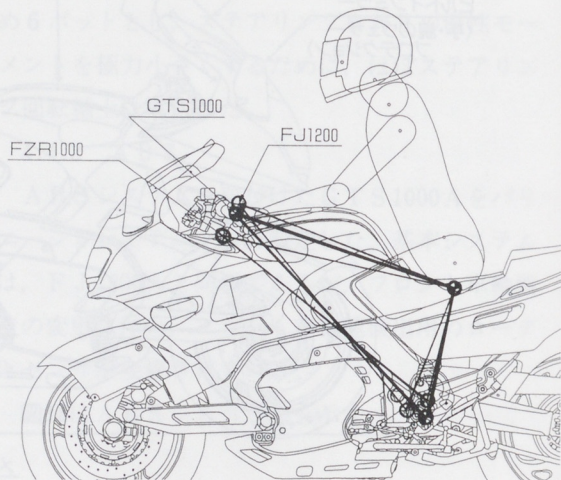


図21 ライディングポジション比較

4.7 空力特性

G T S 1000では、動力性能向上のための高い空力特性と、快適性向上のための高いライダープロテクションの両面を狙い開発した。開発の方法は、開発初期のデザイン段階から $\frac{1}{2}$ モデルを使い風洞テストを実施し、結果をデザインスケッチにフィードバックすることで空力特性のレベル向上を図った。

スクリーンは、空気抵抗低減を狙ったロースクリーンと、ウインドプロテクションを重視したハイスクリーンの2種類を標準装備とした。

ロースクリーン、ハイスクリーンともにC d値(空気抵抗係数)は、当社の中で最も良いレベルを達成できた。

4.8 盗難防止

G T S 1000では、バイクの盗難防止に対しても積極的に強化策を図った。内容的に詳細な説明は

控えるが、ステアリングロック自体の強度向上と、メインスイッチの正常な操作以外ではエンジンが掛からないような、機械的、電氣的両面からの盗難防止策を実施した。

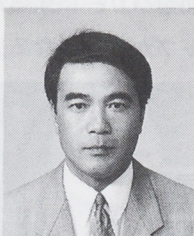
5. おわりに

G T S 1000は、当社のフラッグシップモデルとなるべく多くの新機能と価値感を持ったモーターサイクルとして開発を進めてきた。

結果として、世界各地で行われたモーターショーや国内外で行われたマガジン発表会において、優れたモーターサイクルであるとして高い評価をいただいた。

最後に、このモデルの開発にあたり、御協力をいただいた社内外の関係各位に、紙面をお借りして深く感謝の意を表します。

■ 著 者 ■



伊藤 太一



中屋 一正



上田 英明

製品紹介

YDMSの開発

Development of YDMS

大谷佳邦*
Yoshikuni Otani

1. はじめに

加工・組立工場内で当初は生産に直接関わる部門・工程で採用されたFA化が多品種少量生産の進む中、完全自動化、CIM対応のためにそれらを相互に結ぶ物流・搬送の部門でも行なわれてきている。また、近年、空き空間を有効に利用したいというニーズが地価の上昇等により急速に拡大してきた。

そのような要求を満たすものとして、開発された天井空間を利用したモノレール式無人搬送システム、YDMS（ヤマハ・ダイレクトドライブモータ・モノレール・システム、商品名 キャリボーイ）を紹介させていただく。（写真1）

YDMSは施設内天井空間に敷設されたレール上を走行し、例えば、荷物のピッキングから組立ラインサイドへの供給、空バケットの回収まで一貫した流れで部品を搬送する。また、その制御はホストコンピュータより搬送指令を受け、その後はYDMS本体に搭載されたマイコン制御により個々に自動運転を行う。（図1）

2. YDMS開発のねらい

YDMSは主として前述の完全自動化・機械化

への対応を目的として開発されたが、その他にも次のような開発の狙いがある。

2.1 空間の有効利用

近年の地価の上昇により、多くの企業が敷地を十二分にとれないのが現状である。スペースの確保のために工場、ビル、倉庫等の複層化、高層化が進み、フロア間での物品、情報の立体的な搬送、ピッキングを行う必要性が生じてきた。ところが、フロア間で搬送を行なう場合には複数の工程を経なければならず、非常に無駄が多い。

また同様な理由で、各フロアにおいては天井付近の空きスペースの利用が求められてきた。空間利用により床面をフリーにする事が可能となり、各種バックアップが容易になる。

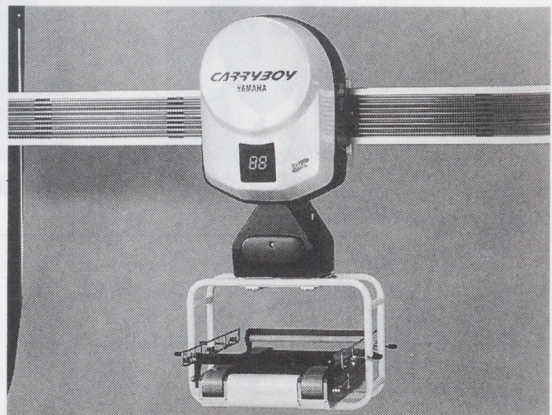


写真1 外観図

* CIM事業部技術部

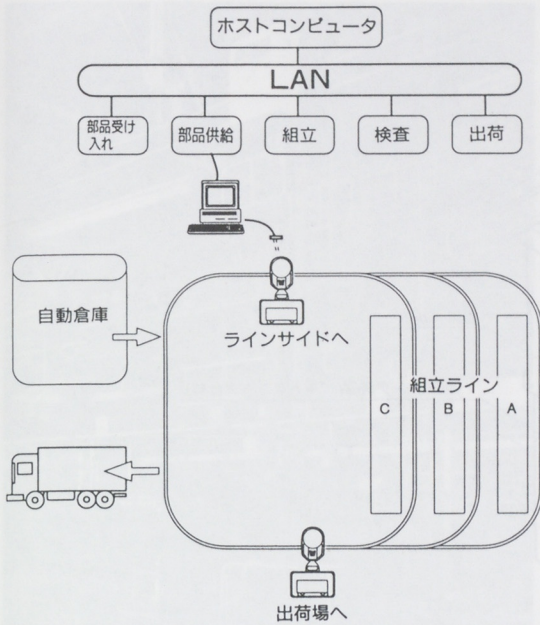


図1 YDMSの流れの例

従って、高低差搬送を一回で行い、しかも空間スペースを利用する天井走行式モノレールが有効となる。

2.2 インテリジェント化

工場においてはCIMへの対応、ビルにおいてはLAN, VAN等によるインテリジェントビルへの対応のためにはコンピュータ通信による情報の搬送が不可欠である。YDMSは物と同時に情報も搬送することが可能である。例えば、現在搬送中の荷がどこ向けの、どのような種類の、何番の品番の物かといった情報も同時に搬送できるのである。

2.3 人手不足の解消

年々、労働力の不足は深刻になってきている。それに伴って、人件費は高騰し、最近では労働時間の短縮化と言われるようになり、ますます省人化のニーズは高まっている。

この問題の解決のために、機械化・自動化が進められてきているが、物流・搬送の面ではまだ不十分であった。モノレールはその一端を担えるものなのである。特にYDMSは高低差のある荷運びといったような単純できつい作業から人を解放することに有効である。

3. YDMSの構造と特徴

3.1 概要

YDMSのラインアップは(表1)のように4機種である。最大登坂角度60°のYDMS30より、最大可搬重量490kgのYDMS500まで用途に合わせた機種選びが可能となっている。

YDMSは大別して3つの部分に分けられる。ホストコンピュータからの指令を受けてマイコン制御により走行する本体、荷物の乗せ降ろしを自動で行うハンドリング装置、そのハンドリング装置の昇降を行う昇降装置である。(図2)

3.2 特徴

3.2.1 高速・長距離搬送

YDMSは速度制御範囲が広く、滑らかな加減速が可能であるため、最高220m/minの搬送スピードを達成し、高速・長距離搬送を容易にした。この速度は無人搬送車の4~5倍、コンベアの約10

	軽量登坂有りタイプ(YDMS 30)	軽量登坂15°タイプ(YDMS 50)	中量タイプ(YDMS 100)	重量タイプ(YDMS 500)
最大可搬重量	30kg	50kg	100kg	490kg
走行速度	0~220m/分(max.)	0~220m/分(max.)	0~220m/分(max.)	0~120m/分(max.)
最小回転半径	1000%R	1000%R	1500%R	1500%R
最大登坂角度	60°	15°	30°~15°	—
最小登坂半径	1500%R	1500%R	1500%R	—
最大昇降長さ	4m	4m	4m	2.5m
昇降速度	0~700%/秒	0~700%/秒	0~700%/秒	0~83%/秒

表1 YDMSの仕様

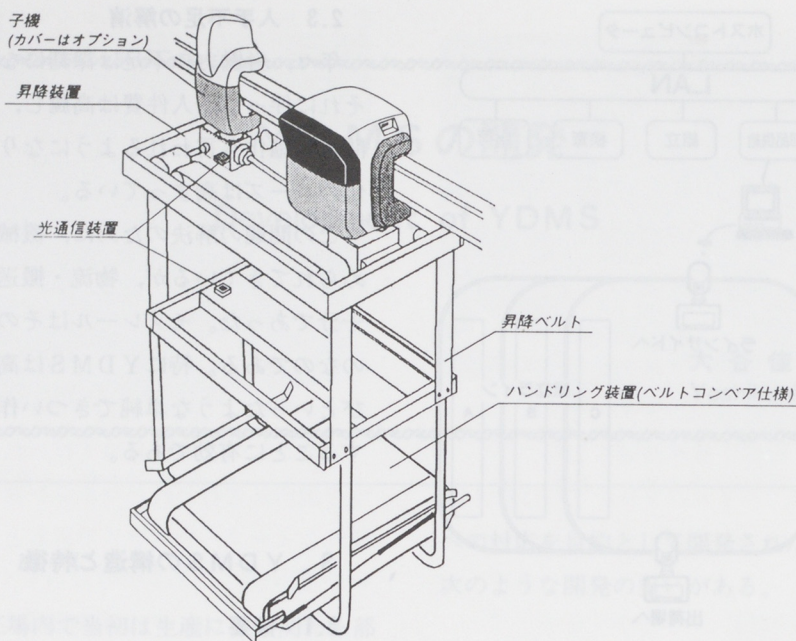


図2 各部名称

倍である。また、走行速度を5段階に自動切り替えることが可能なため、加速・減速を頻繁に行なう複雑なレールレイアウトにおいても効率よく搬送できる。

しかも停止精度にも優れ、荷の受渡しを行うステーションにおいては±3mm以下である。

3.2.2 最大60°の登坂能力

YDMS 500以外の全ての機種において登坂機能を有している。

本体駆動用のモータとして制御技術部開発のDD(ダイレクト・ドライブ)モータを採用する事により最大30kgの荷を搭載した状態で60°の傾斜を登り降りするという、他社に例を見ない登坂能力を可能にした。登坂中は搬送物が荷崩れを起こさないように荷を水平に保持した状態に保つ。(写真2)

この登坂能力を有する事により、1階から2階への搬送といった複層フロア間の搬送や天井付近に各種配管が縦横無人に走っている既設工場での天井空間の利用が容易となった。

3.2.3 高いレイアウト自由度

(1)最大4mの昇降機能

前項で述べた登坂能力のみでもレイアウトの自

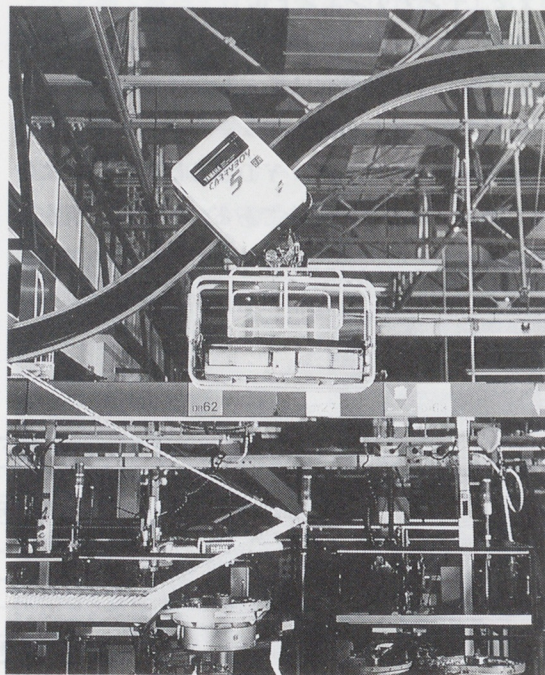


写真2 登坂中のYDMS

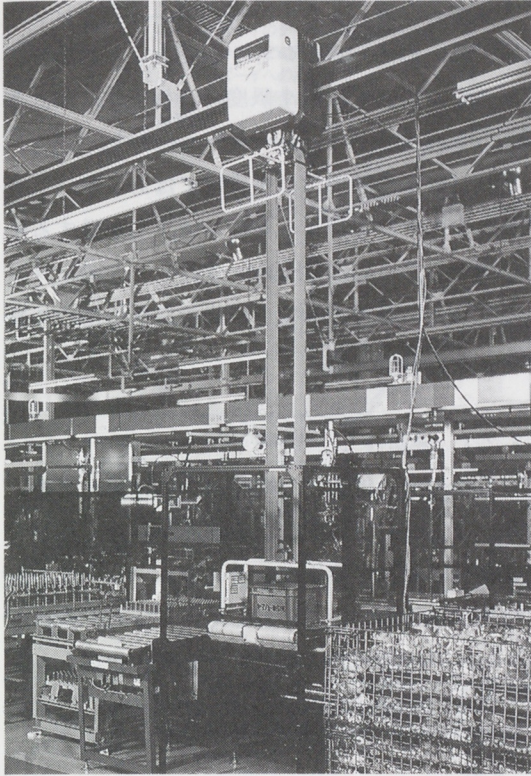


写真3 作業中のYDMS

自由度はかなり広がるが、それに加えてハンドリング装置の昇降機能（最大4 m）を兼ね備える事により、更にレイアウトの自由度が大きくなっている。（写真3）

また、この機能によりリフター等を用いずに多段棚への出し入れが迅速・正確に行えるようになった。

昇降は走行用DDモータのクラッチを昇降用に切り替え、昇降ベルトの巻き取りドラムを回転させる事によって行なっている。この走行と昇降を1つのモータで駆動する構造により、本体の軽量化・小型化もはかっている。

(2)軽量の走行レール

レールはアルミ製であり、その側面には信号線、給電線が取り付けられている。レール重量は7.5 kg/mと軽量であり、施工が簡易に行え、レイアウト変更による移設も容易である。（写真4）

また、水平、垂直、回転等の各種分岐・合流装

置により、搬送方向を変更することが可能であり、レイアウトの自由度を更に増している。（図3）

3.2.4 種々のハンドリング装置

荷の受け渡しを自動で行なうハンドリング装置は標準としてはベルトコンベア式移載装置を備えたベルコンタイプ、両側面から荷をはさみ込む平行チャックタイプ、外部の移載装置により移載を行なうカゴタイプがある。搬送物の形状・用途に応じてこの中からの選択が可能であるが、必要に応じて新規設計も行なっている。

ハンドリング装置は本体側がコントロールし、光通信により指令を受ける。ハンドリング装置の昇降停止精度は安定した昇降装置により、±5 mm（4 m昇降時）を達成している。

3.2.5 車両個々による自動運転

YDMS本体毎にマイクロコンピュータ制御ボックスを搭載しているため、ホストコンピュータ

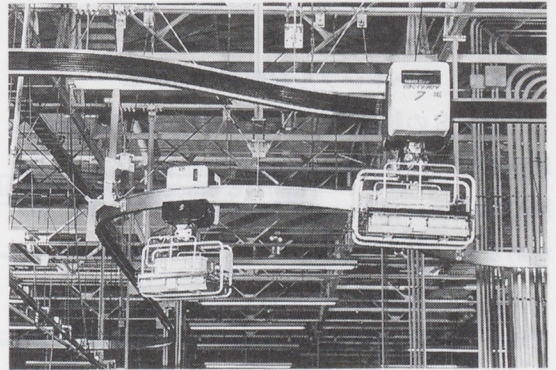


写真4 自由なレイアウト

からの指令を受けた後は本体個々に装備された番地検出センサ、ディスタンスセンサ、速度センサ等の各種センサ及びモータエンコーダ管理により最適な制御で自動運転となる。

しかも、レール側面に取り付けられた信号線を通じた通信機能により、ホストコンピュータから全号機に対しての一括モード変更も可能である。

また、各荷積み・荷降ろしのステーションにお

いても地上側のコンベアなどとの通信を単独でおこなえるインテリジェントなコントロール機能も有している。

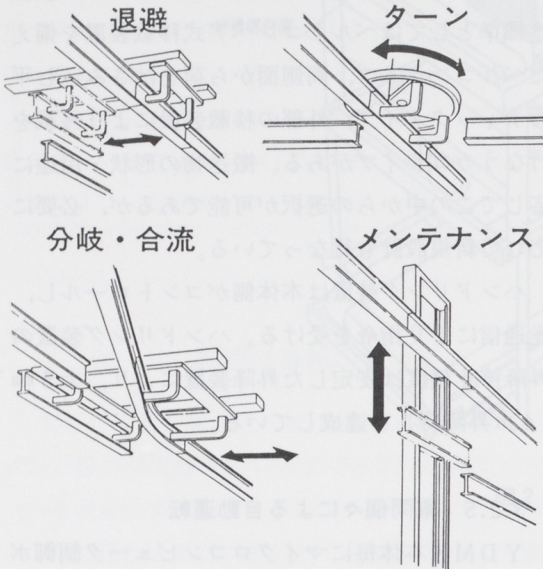


図3 分岐・合流装置

3.2.6 フレキシブルな制御システム

YDMSの制御方式にはY-PAS(YAMAHA Point Allocate System)方式とY-ZAS(YAMAHA Zone Allocate System)方式の2タイプがある。

Y-PAS方式では走行レールの任意の位置に「ホーム・ポジション」を設定し、この位置にいる本体に対し、ホストコンピュータより最適な搬送指令(FROM-TO動作モード信号)を出す。このようなシンプルな制御によりスピーディーな搬送を行う事が可能となる。(図4)

Y-ZAS方式はホストコンピュータが常に本体と通信し、最適な位置の本体に最適なタイミングで搬送指令を出すことにより、無駄な工程を極力省き、YDMSの能力を最大限に引き出す事を目的としているシステムである。(図5)

この2方式から搬送形態に応じてどちらかを選

択する事となる。しかも、車両数、ステーション位置・数、搬送パターン等が変更となった場合でもシステムの変更は最小限度で済むように設計されている。

YDMS側の制御は多少複雑ではあるが、YDMSのホストコンピュータにコマンドを発する統合制御システム側はFROM-TOモードのコマンドとデータの管理のみでも可能であり、極めて簡易なシステムとなる。

3.2.7 静粛性

DDモータの採用により複雑な減速機が不要となり、そこから発する音は皆無となった。また、耐摩耗性に優れた特殊ウレタンゴム・ローラを駆動輪及び補助輪として採用しているため、走行音もコンベアが搬送時に発する音より10dB以上も静かである。

4. 納入事例

モノレールの応用範囲は広く、既に納入した業種でも家電、食品、自動車、電子機器、精密機器、印刷等の製造、組立工場はもちろんの事、倉庫、集配センターと多岐に渡っている。

4.1 事例

(図6)は89年に納入した工場のレイアウトの概略図である。

この工場は工場内での生産に使える床スペースが少なく、複層化の方向に生産設備を配置せざるを得なかった。そのため、搬送位置にも高低差が生じ、登坂仕様のYDMSを使用するには適した状況であった。

使用したYDMSの仕様は以下のようなものである。

本体型式	YDMS 30
本体台数	5台
コンテナ重量	30kg(最大)

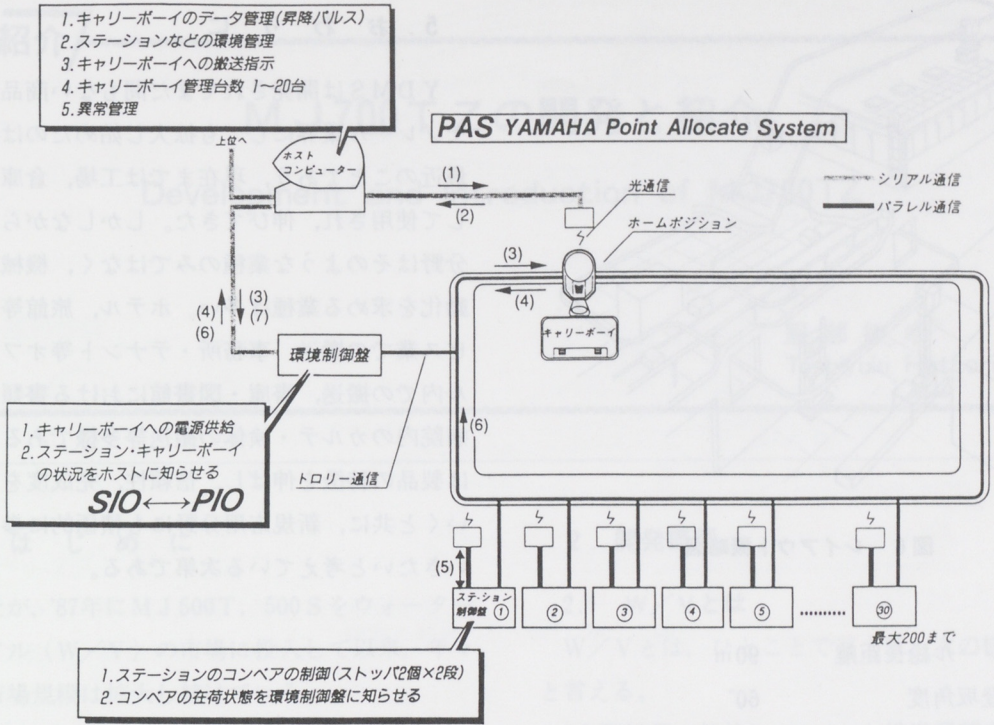


図4 Y-PAS方式

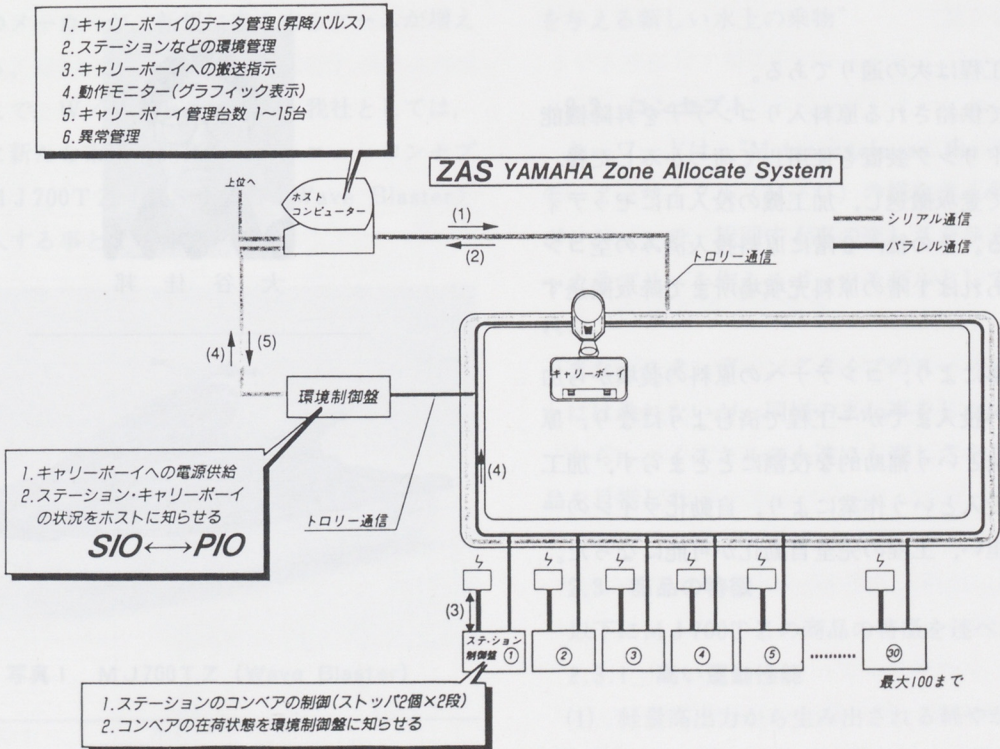


図5 Y-ZAS方式

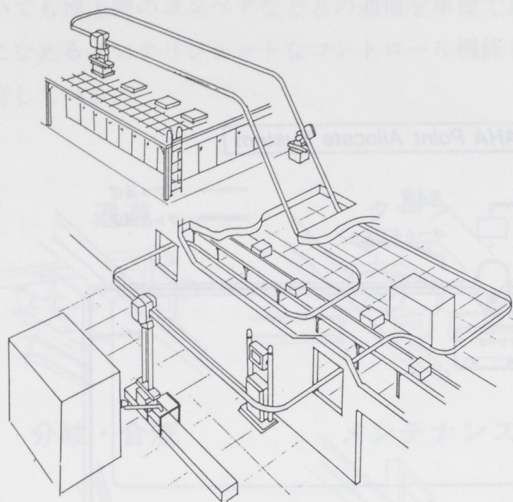


図6 レイアウト概略図

レール総長距離	90 m
登坂角度	60°
坂高低差	約 8 m
荷つかみ	平行チャック方式
一工程の所要時間	2分～3分

搬送工程は次の通りである。

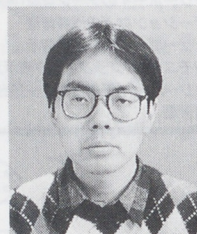
1階で供給される原料入りコンテナを昇降機能とハンドリング装置を使用して荷つかみした後、2階まで登坂搬送し、加工機の投入口にセッティングする。その後、2階に原料投入済みの空コンテナがあれば1階の原料充填場所まで降坂搬送する。

この事により、コンテナへの原料の装填から加工機への投入までが一工程で済むようになり、原料の搬送という補助的な役割にとどまらず、加工機への投入という作業により、自動化ラインの一工程を担い、工程の完全自動化が可能になった。

5. おわりに

YDMSは開発されてまだ間もない商品である。モノレール業界にしても拡大し始めたのは比較的最近のことであり、現在までは工場、倉庫で主として使用され、伸びてきた。しかしながら、応用分野はそのような業種のみではなく、機械化、自動化を求める業種は多い。ホテル、旅館等のサービス業での搬送、事務所・テナント等オフィスビル内での搬送、書庫・図書館における書類搬送、病院内のカルテ・検体の搬送等多様である。今後は製品の特徴を伸ばし、信頼性、完成度を高めていくと共に、新規応用分野にも積極的に参入していきたいと考えている次第である。

■ 著 者 ■



大谷佳邦

製品紹介

MJ700TZの開発と紹介

Development and Introduction of MJ700TZ

服部 敏幸*
Toshiyuki Hattori

1. はじめに

我が社が、'87年にMJ500T、500Sをウォータースピークル(W/V)の市場に投入して以来、年々その市場規模は拡大し続けている。

近年、W/Vは、我が社のマリッジットを中心とした類似商品にまとまりつつあり、その市場は年間約10万隻の規模となっている。また、ポラリス等のメーカーが、新規に参入するケースが増えている。

そこで、W/Vのトップである我が社としては、さらに新たな市場の開拓のため、ニューコンセプトのMJ700TZ(US商品名:Wave Blaster)を投入する事となった。



写真1 MJ700TZ (Wave Blaster)

* マリンエンジン事業部

2. 開発概要

2.1 W/Vとは

W/Vとは、ひとことで言えば、次の様な乗物と言える。

“小型軽量の船体に、ジェット推進機関を密閉設置し、転覆を前提に防水性能を有し、高い運動性能と安全性を兼ね備えた、水に接する事の楽しさを与える新しい水上の乗物”

2.2 コンセプト

キーワードは、“Motor cycle on the water”。モーターサイクル(M/C)の様なライディングポジションで、旋回する事の楽しさを与えるニューカテゴリィを作るスポーツモデルとして開発された。

また、スタンディングタイプのスーパージェットには乗れないが、同様のまね事をしたいビギナーから、ハイスキルの人達にも楽しさを与える商品を目指した。

2.3 商品の特徴

以下にMJ700TZの商品の特徴を述べる。

2.3.1 高い運動性能

(1) 軽量高出力から生み出される軽やかなハンドリングとダッシュ感。

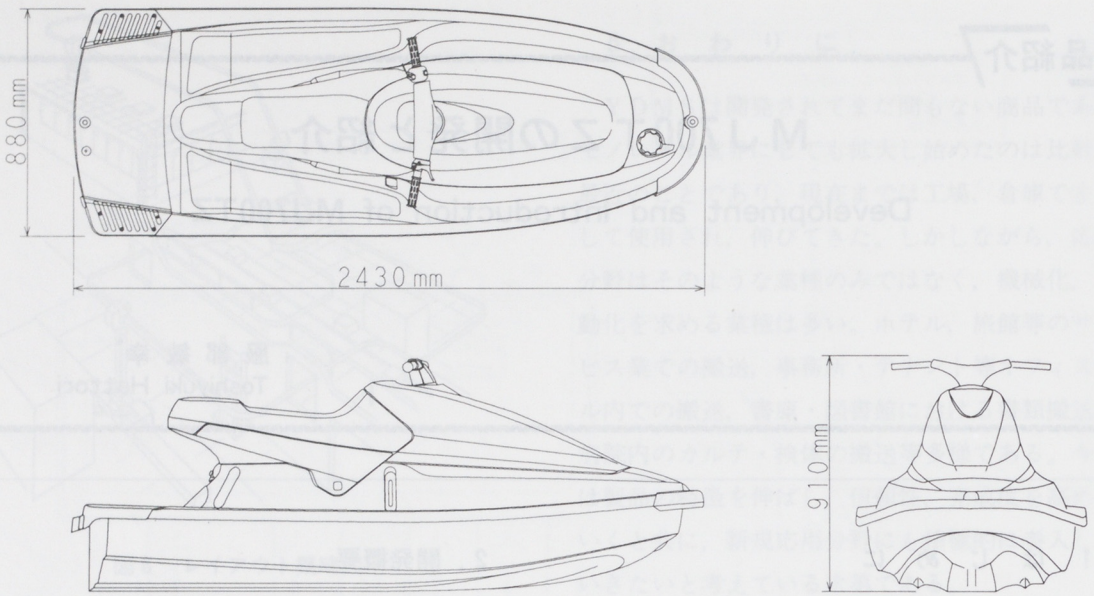


図1 MJ700TZの外観三面図

- (2) ビギナーでも安心して全開にできる直進安定性と旋回安定性。
- (3) 誌面では表現できませんが、すばらしい旋回性能。
- (4) 一般にこのサイズの小型艇では犠牲となるスプレー及び外洋航走性においても、他に例の無い性能の発揮。
- (5) 自然なライディングポジションと広いフロアにより、体重移動を容易に行えるデッキレイアウト。

2.3.2 再乗船性

運動性能と同様に配慮した点として、海からの再乗船性が挙げられる。

- (1) 80kg台の人でも、エンジンが停止していれば、静止していただける高い静止安定性。
- (2) 開放感を与えると同時に再乗船を容易にする、後部まで廻り込む広いフロアとシート後部のえぐり。

2.3.3 スタイリング

- (1) 運動性能、再乗船性その他機能要件を形に作り込んだ結果としての、今までに無い斬

新たなスタイリング。

2.4 仕様

MJ700TZの仕様諸元は、表1の通りである。比較のため、既に市販されているMJ650TXと併

表1 仕様諸元

		MJ 700TZ	MJ 650TX	
船	全長 (mm)	2430	2770	
	全幅 (mm)	880	1020	
	全高 (mm)	910	900	
	重量(乾燥重量)(kg)	149	170	
体	ハル材質	FRP	SMC	
	最高速度 (km/h)	69	60.5	
エ	タイプ	2サイクル・2気筒	←	
	総排気量 (cc)	701	633	
	内径×行程 (mm)	81X68	77X68	
	最大出力(PS/rpm)	63/6250	50/6000	
	燃料消費量 (ℓ/h)	26	21	
	航続時間 (h)	1.0	1.4	
	ソ	最大推進力 (kg)	235	225
		圧縮比	7.2:1	←
	ジ	吸気方式	リードバルブ式	←
		燃料供給装置	ミク=BN44	←
ソ	始動装置	エレクトリック・スターター	←	
	潤滑方式	分離給油	←	
	冷却方式	水冷式	←	
	バッテリー容量	12V-19Ah	←	
	燃料タンク容量 (ℓ)	25	30	
	オイルタンク容量 (ℓ)	3.4	3.6	
	駆動	推進方向	前進	←
		動力伝達方法	直接駆動式	←
		インペラ	ステンレス製3翼	アルミ製3翼
		定員 (名)	2 (136kg)	2 (160kg)

わせて記す。

TXに対し、小サイズ化及び成型方法にハンドレイアップ工法を採用する事等により、20kg以上の重量軽減を果たしている。また、エンジンはTXの50馬力仕様をベースにさらにパワーアップした63馬力としている。

3. 運動性能

W/Vでは、ハル形状をどういう形にするかが艇の性格や、延いてはコンセプトまで影響を与える、特に大きなポイントである。

ハルはM/Cで言えば、タイヤ、ショックアブソーバー、サスペンション、フレームに当たり、強度面のみならず、性能面（例えば、直進性能、静止安定性能、旋回性能、加速性能、スプレー性能、耐波性能等）も考慮しつつ、決定されなければならない。

ハル形状の微妙な違いにより、艇の性格が変わるのはおもしろいものである。例えば、スプレーを例にとると、スプレーを少なくするためには一般的に、船底船首付近の縦断面形状（バトックライン）を寝かすか、航走時の喫水線（ウォーターライン）を尖らせて、早くスムーズに水をさばく事である。しかし、こうすると、一般的には、艇は長くなり、本艇に求められる様な運動性能等が犠牲になる事が多い。また当然、重量も増加し、

コストも高くなる。いかにスプレーを押さえつつ艇を小さく作るかがポイントとなる。

MJ700TZでは、小さな波間では、直進時顔面にスプレーがかからず、また旋回中も視界をさえぎるスプレーが発生しない。ただし、大きな波の時は、バウガンネルで一部かき落とすということをもとに開発を行った。

スプレー以外でも、種々要件をバランスさせた結果、複雑な（図で見れば、簡単なラインの集まりに見えるが）ダブルチェーンを持つコーンケーブVハルの船形が完成した。

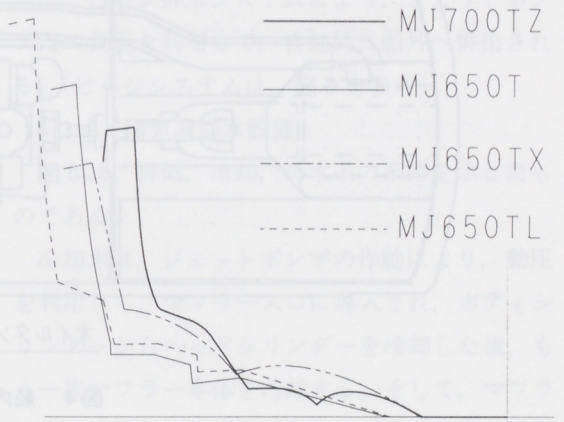


図3 ハル断面形状比較

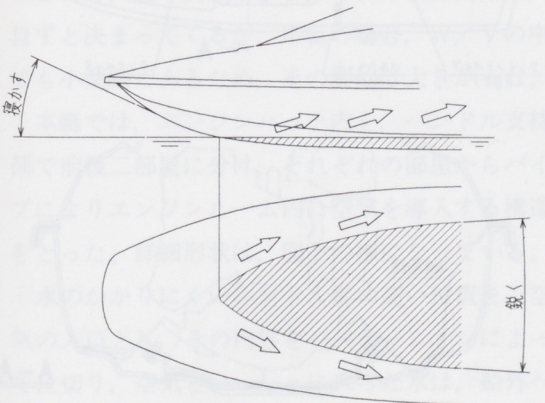


図2 スプレーをさばく一般的手法

4. 配置と構造的特徴

4.1 配置

MJ700TZは、他のW/Vと同様、密閉されたエンジンルームの中に、動力、推進、燃料供給、排気、電装等の設備のほか、万一船内に浸水しても沈没しない様、浮力体も配置されている。

図4は、船内設備の配置を表したものである。

4.2 工法的特徴

ハル、デッキの成型には、軽量化のためや、開発期間の短縮によりタイムリーに市場導入をはか

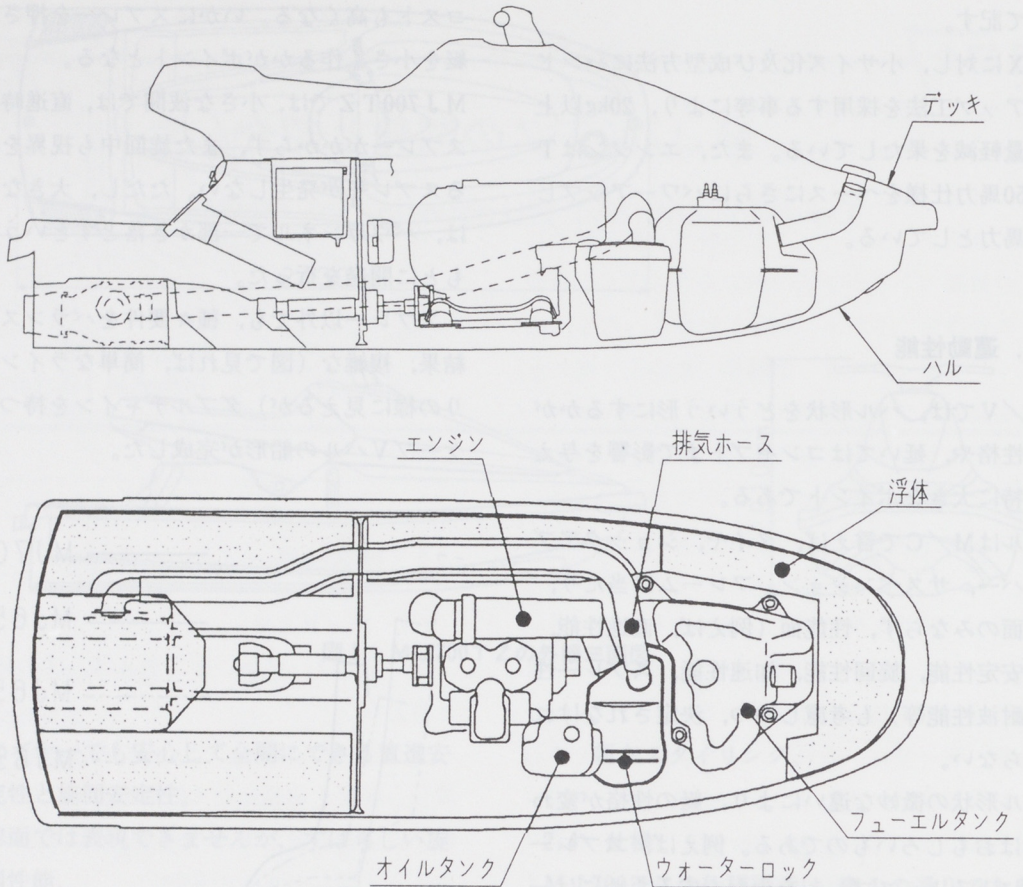


図4 船内諸設備の配置

るため、ハンドレイアップ (HLU) 工法が採用された。この工法は、従来からボート、ヨット等に一般的に採用されているもので、前記の様なメリットは有るものの、エンジンやタンクの取付座部を一体的に成形する事ができないというデメリットも有り、大量生産には不向きであった。

W/Vでも、一部にこの工法が採用されているが、取付座部をFRPで接着する構造のためライン作業ができず、小量生産艇のみに採用されている。

MJ700TZでは、初めて、これら取付座部をSMC工法による成型品で作リ、これを治具で精度を出し、接着剤で固定する工法をとった。

図5は、ハルに接着される主要部品である。

これによって、年間数千隻の生産に対応する事

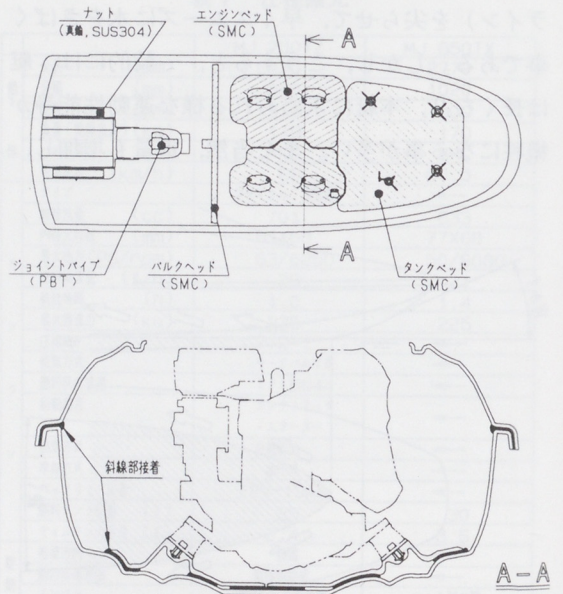


図5 接着部構造

が可能となった。

4.3 構造的特徴

構造的特徴の多くは、W/V特有の、転覆を前提にしている艇である事からきており、以下に主要部分について、それらの特徴を述べる。

4.3.1 換気設備

エンジンルームには、常にある一定量の空気が入らなければならない。また、転覆を前提とする艇であるため、360度回転に対し、どの位置にあって換気孔端が水の上に出ていなくてはならない。

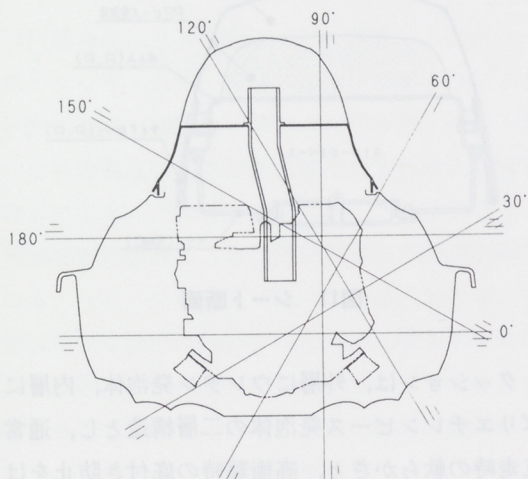


図6 360度転覆時の喫水と換気孔の位置

その他、航走中にかぶった波が、エンジンルームに入らない様にしなければならない。

これら、種々要件により、それら位置関係は、自ずと決まってくるが、本艇の場合、W/Vの中でも小型艇であるため、その制約は大きかった。

本艇では、エンジンハッチ内を、ハンドル支持部で前後二部屋に分け、それぞれの部屋からパイプによりエンジンルーム内に空気を導入する構造をとった。詳細形状は、図7の様になっている。

水のかかりにくいハンドル前の高い位置を、空気の入口とし、その内容をパーテーションによって仕切り、空気といっしょに入った水は、船外へと排出される。万一、エンジンルーム内へ入った

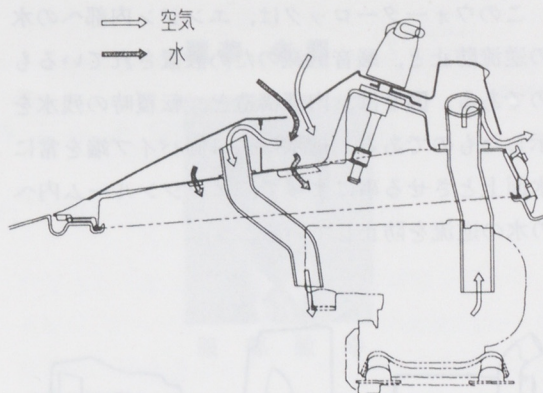


図7 換気システム

水は、ビルジ排水システムにより、ジェットポンプ内の負圧を利用して、自動的に船外へ排出される。(ビルジシステムは、図8を参考)

4.3.2 排気冷却水設備

図8は、排気、冷却、排水系の系路を示したものである。

冷却水は、ジェットポンプの作動により、動圧を利用して、マフラー入口に導入され、ボディシリンダーからヘッドシリンダーを冷却した後、もう一度マフラー本体を冷却する。そして、マフラー出口で排気ガスと一緒に、ウォーターロックへ導かれる。

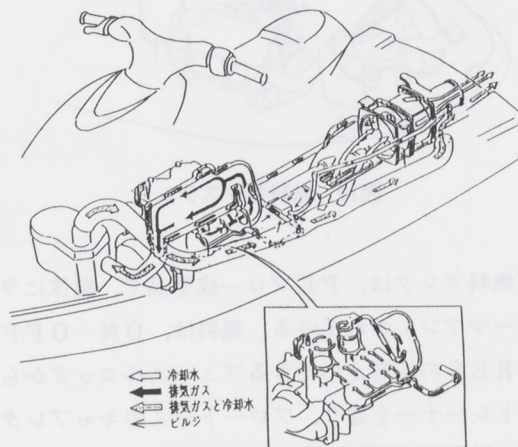


図8 排気冷却排水システム

このウォーターロックは、エンジン内部への水の逆流防止と、騒音低減のため設置されているものである。図9は、内部構造と、転覆時の残水を示したものである。排水口入口側パイプ端を常に水面上とさせる事によって、エンジンルーム内への水の逆流を防止している。



図9 ウォーターロック内部構造と残水

4.3.3 燃料設備

図10は、燃料系の経路を示したものである。

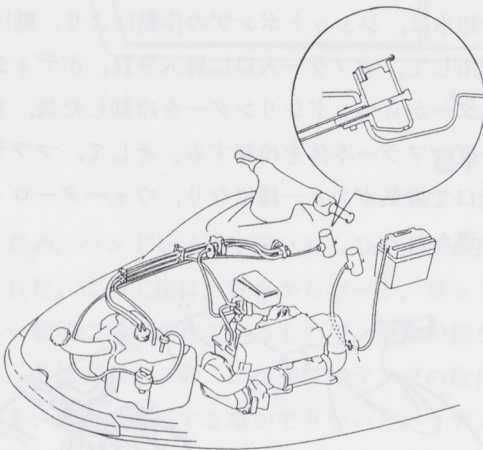


図10 燃料系システム

燃料タンクは、PEブロー成型品で、艇体にラバーマウントされている。燃料は、ON-OFF-RESの切替えのできるフューエルコックからストレーナーを通り、フロートレスのキャブレターに導かれ、そこで余剰となった燃料はタンクへと戻される。

また、船外へ開放されたブリーザーは、海水を

タンク内へ吸込みにくくする工夫がなされている。まず、船外開放部には、ボックスが設けられ、水と空気を分離させ、水没しても短時間なら海水を吸込まない様になっている。万一、水を吸込んでも水と空気を分離するキャッチタンクが下流に設けられている。空気は、その後、燃料の逆流防止のチェックバルブを通り、タンクへ導かれる。

4.3.4 シート構造

図11は、シートの断面形状を示したものである。

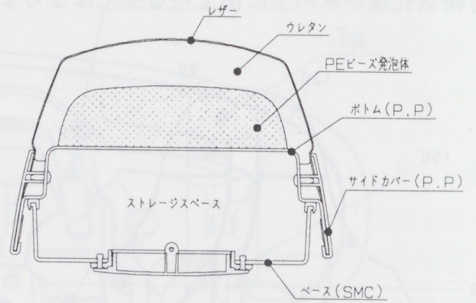


図11 シート断面

クッションは、外層にウレタン発泡体、内層にポリエチレンビーズ発泡体の二層構造とし、通常航走時の軟らかさと、高衝撃時の底付き防止をはかっている。

このPE発泡体は、独立気泡のため吸水せず、約12kgの浮力を有し、緊急時の浮力体としても利用できる。

また、裏側に、水密のストレージスペースを設け、ツール等を収納する事もできる構造としている。参考までに、この他、デッキ後部に消火器を収納できるほどの水密スペースも設けている。

5. おわりに

MJ500Tから始まり、量産艇としては、数艇目となり社内にも種々技術、ノウハウが蓄積され、開発手順も確立されてきた。

しかし、本艇においては、市場からの早期導入

の熱い要望により、約半年の開発期間が短縮された中での開発となり、関係各方面の方々に御迷惑をお掛けする事となってしまいました。この紙面をお借りしてお詫び致します。

また、開発に際し、三信工業、ヤマハ大船渡製造及び社内各担当者が、各自の能力をいっばいに出し切ってくれた事にお礼を申し上げますと共に、その努力によって完成したMJ700TZは、必ず成功するものと確信しています。

■ 著 者 ■



服部 敏幸

2.2 ALFASへのME-NET導入
 このALFASとは、...
 ...
 ...



図1 CIMの概念

特別寄稿

生産ライン用ネットワーク ME-NETの紹介

Introduction of ME-NET (Network for Production Line)

高島千代久*
Chiyohisa Takashima

1. はじめに

近年、C I Mという言葉が使われて久しいが、本来の意味は、経営戦略(S. I. S)を効率的に行なうために、設計・生産・販売の情報をコンピュータによって統合化したシステム(図1)のことである。この統合化によって、新製品開発期間の短縮化・設計変更の迅速化・生産コストの低減・営業力の強化などが得られるはずである。

ところが、このC I Mは生産部門に関して、今

一つ現実とは遊離している感がある。生産部門にとってC I Mの対象は、鋳造・鍛造・プレス・溶接・成形・機械加工・塗装・組立等、多岐に渡っており、それぞれ生産形態はまったく異なっている。したがって、現在の生産システムエンジニアでは、工数的にも技術的にもC I M化へ対応は厳しいものがある。

多くの場合、コンピュータメーカーにシステム開発を委託するわけであるが、外注メーカーではユーザーの立場に立ってシステム設計を充分行なえない。また、開発段階に於て、ユーザー側も、自分自身の問題が解っていない場合が多く、効果を出すには不完全である。効果の目標を生産性向上とするならば、システムは導入後もフレキシブルに変化する必要がある、保全性や改変の行ない易さが要求される。それを実現するには、ユーザー主導でシステムを構築することがベストと考えられる。

ところで、最近ではコンピュータのダウンサイジングが進んでいるが、これは単なるコンピュータの小型化という事を意味するだけではなく、コンピュータシステムが、よりユーザーに近い立場で開発されるようになった事も意味している。これは、システム開発にとって望ましい傾向である。

ここで、一つの問題が生じる。今まで大型コンピュータの中でのみ、使っていた情報が、ダウン

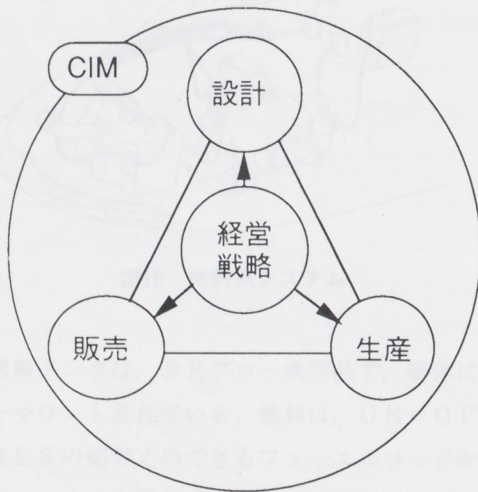


図1 CIMの概念図

* 生産企画本部生技開発部

サイジングによりコンピュータユニットに分散してしまい、ユニット間のコミュニケーションを取ることが困難になる。一方、実際の生産現場では、自動化のためにシーケンサ・CNC・ロボット等、さまざまなコンピュータが設備毎に配置されている。現実の生産活動を効率的に行なうためには、こういった異機種・異メーカーのコンピュータが持つ情報を有機的に結合する必要がある。すなわち、GMが提唱するMAP・ミニMAPや今回導入したME-NET等のネットワーク技術が、大変重要なインフラとして位置づけられる。

である。ここは、生産課の組長やリーダーといった生産現場の監督者に頼り切りのところである。この領域を支援するために、第4工場FAタスクでは、生産計画展開を含め、生産時の問題解決支援のためのシステムとして、工場ホストコンピュータでは「生産実績管理システム」(PRACS)の導入と「加工計画システム」の開発を行った。そして、エリア&セルコンピュータ領域では、「生産時点情報管理システム」としてALFASを開発した。

2. ME-NET導入の経緯

2.1 当社の製造システム体系

当社の製造システム体系は、図2の様になっている。

生産管理システムとしてPYMACが最上位にある。一方、生産現場では、CNC・シーケンサ・ロボットにより制御された設備が導入されており、抜けているのが、斜線部分の「差し立て」と呼ばれるラインの進捗をにらんだ加工計画の領域

2.2 ALFASへのME-NET導入

このALFASとは、アルミ加工工場FAシステムの略称である。最初のALFASを、'90年6月に第4工場生産32課FMS H/C第3ラインへ導入した。システム開発当時はネットワークの標準化を実現する有効な機器も無く、さらには、使用コンピュータの種類も多くネットワークはタコ足配線となってしまった。

これを整理するにはネットワークとしてMAP・ミニMAPがある。このMAP・ミニMAPは概念としては、しっかり構築されている。ところ

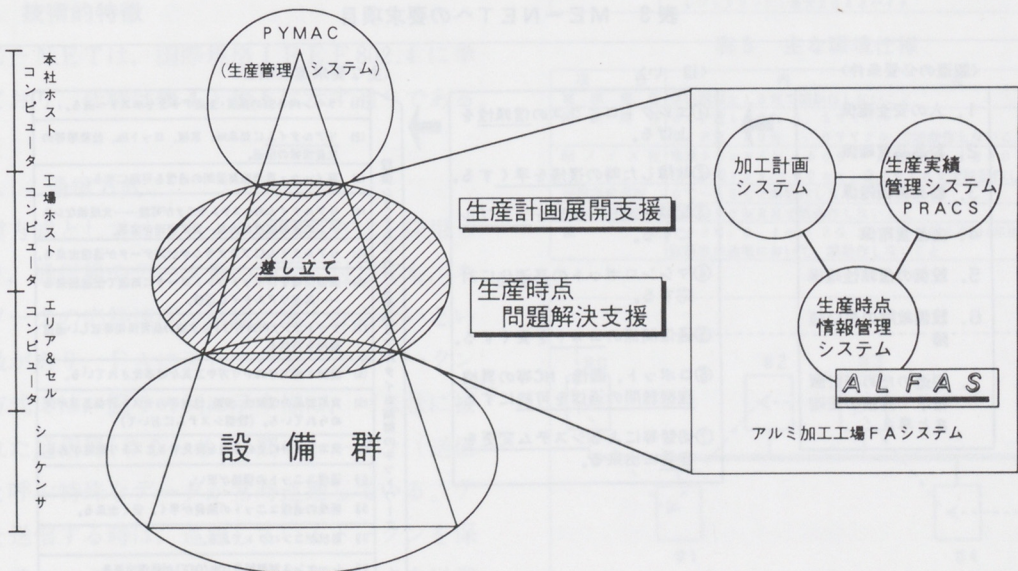


図2 製造システム体系

が、現実には生産現場で使用しているコンピュータでMAP・ミニMAPを利用できるものがほとんど無かった。ここで、さまざまなネットワーク技術を調査した結果、トヨタ自動車が開発したME-NETが当社の生産システムで有効である事を確認した。

このME-NETは、表1の様にほとんどのFAコンピュータ・シーケンサ・ロボットで使用可能である。このME-NETを第4工場生産32課NC C/C第2ラインでのALFAS('91 12月稼動開始)より導入した。

表1 主なME-NET結合可能認定機器 (80機種, 1992年6月現在)

メーカー	●開発済 ○開発中																						
	豊田中機	シヤープ	富士電機	三菱電機	川崎製鉄	東芝	安川電機	フナツクGE	松下電工	光洋電子工業	横河電機	デジタル	オムロン	サントメーション	和泉電気	協豊製作所	A・B	コスモ電装	明電舎	日本電気	シーメンス	エヌエスディ	トヨタ自動車
PLC	●	●	●	●	●	●	●	○	●	○					○		●		○				
ロボット	●			●		●	●										○			○		○	●
FAコンピュータ	●	●	○	●	●	●					●	●	●						●	●			
ネットランナー																							●
ビジョン																							●
ID																							●
NC			○	○			○	○															●
回線モニタ																			●				

3. ME-NETの機能

3.1 基調

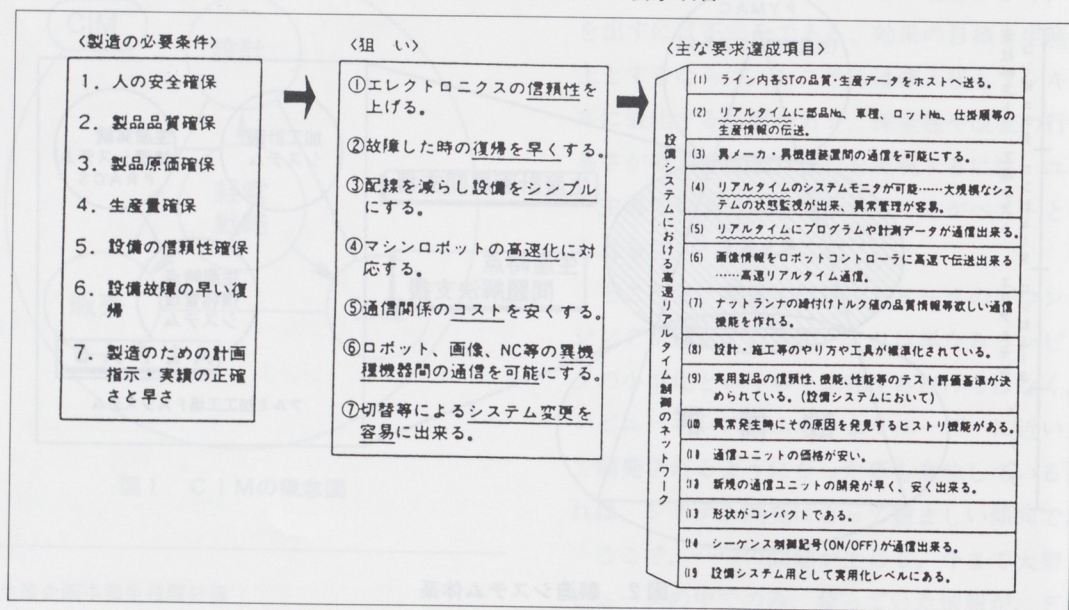
ME-NETの目的は、表2の様な生産活動を高水準で維持し、さらに向上させる情報を確実かつタイムリーに伝送することである。そして、その基調は次の通りである。

- (1)自動化システムの神経として、高い信頼性と保全性を確保する。
- (2)システム全体の状態監視により、即座に異常に対応する。
- (3)世間に公開された通信として、各分野における最適なFA機器を結合する。

表2 ME-NETの目標

異常監視	人	安全	人災防止
	製品	品質	計測データの管理
設備	稼動	システム・設備・機械の状態	
異常復帰	保全	不具合傾向・原因解析・予防保全	
生産管理	生産指示	車種・プログラム設定・治具・工具切替	
	実績集計	生産状況管理・稼働率・実績集計	

表3 ME-NETへの要求項目



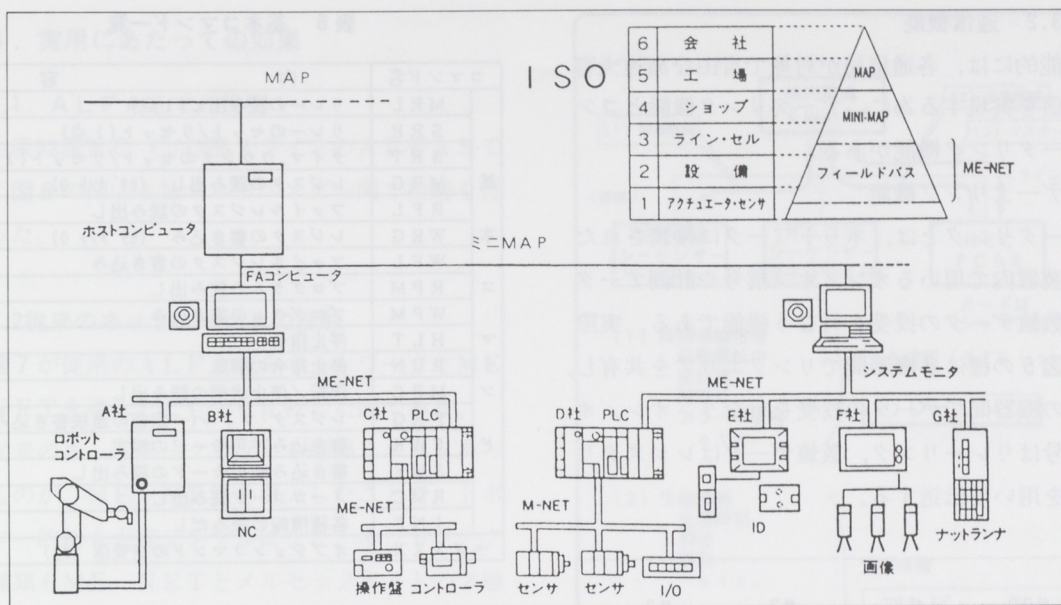


図3 ME-NETとMAPの位置付け

3.2 ネットワークとしての位置づけ

ME-NETに対する要求項目は表3である。また、MAP・ミニMAPとの位置付けと、ISO（国際標準化機構）レベルでの位置付けは、図3のようになる。このME-NETは、最下位層のフィールドバスという部分に位置づけられる。

3.3 技術的特徴

ME-NETは、国際規格IEEE 802.4に準拠しており、仕様は表4と表5に示す通りである。

3.3.1 通信方式

通信方式としては、トークンバス方式を採用しており、通信局やデータ量の増加に対しても、ネットワークの応答速度が極端に悪くならないという特徴があり、FAに適している。このトークンバス方式では、図4の例に示す様に、バス状に接続された通信局(#0~#5)間をトークン(送信権)と呼ぶ特殊なデータが常時巡廻している。データを送信する時は、巡廻しているトークンを保持した時に、ネットワーク上に通信データを送信する。送信完了後、トークンを次の局に渡す。

表4 通信仕様

項目	仕 様
通信方式	トークン・バス方式 (IEEE802.4のサブセット)
通信網形式	バス方式 (トークン・バス方式)
変調方式	位相連続周波数変調方式 (キャリアバンド方式)
変調周波数	$f_w=3.906MHz$, $f_c=2.344MHz$
伝送速度	1.25 Mbps
伝送符号	NRZ1 (Non Return to Zero Inverted)
フレーム構成	JIS X5104 HDLCのフレーム構成に準拠
送信レベル	+ 5.3 dBm ~ +11.3 dBm (@75Ω) [1.44V _{rms} ~ 2.83V _{rms}]
受信レベル	-17.5 dBm ~ +11.3 dBm (@75Ω) [100mV _{rms} ~ 2.83V _{rms}]
通信媒体	JIS C3501準拠 7.5Ω同軸ケーブル [幹線・支線:ME-5C-2V]
ケーブル総延長	1 Km (幹線)
接続方法	BNCコネクタ
分岐方式	T分岐 (BNC T型コネクタ)
接続局数	最大64台(1系統)
データ容量	リレーリンク:最大2048点 (256バイト) レジスタリンク:最大2048バイト

表5 主な環境仕様

項目	内 容
電源電圧	供給電源±15%で誤動作しないこと
瞬断瞬停	DIP量100% 0.5サイクル DIP量50% 1.0サイクルで誤動作しないこと
耐ノイズ性	電源コモンライン 1500V・通信ライン 1000V パルス幅1μs/100ns、立上り1nsで誤動作しないこと
周囲使用温度	0℃~55℃で誤動作しないこと
周囲使用湿度	35~90%RHで誤動作しないこと
振 動	100Hz: 0.1mm 2G X, Y, Z各30分(非通電状態) 試験後の通電において、誤動作しないこと

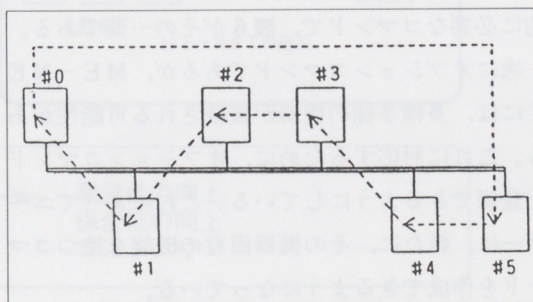


図4 トークンバス方式に於けるトークンの流れ

3.3.2 通信機能

機能的には、各通信局が対等で自由な高速大容量通信を実現する為に、データリンク機能とコンピュータリンク機能がある。

(1)データリンク機能

データリンクとは、ネットワークに接続された制御装置内で用いるオン/オフ信号や計測データ等の数値データの授受を行なう機能である。実際には図5の様に各機器間でリンクエリアを共有し、任意の機器間でデータの授受を行なう。オン/オフ信号はリレーリンク、数値データはレジスタリンクを用いて伝送する。

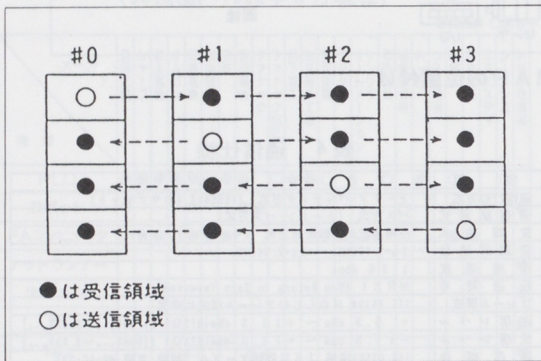


図5 データリンクの通信形態

(2)コンピュータリンク機能

コンピュータリンクとは、コンピュータから各制御装置にコマンドを送る事により、制御装置内部の各種情報の読出/書込を行なう機能である。このコマンドには、基本コマンドとオプションコマンドの2種類がある。

基本コマンドは、制御機器を管理する上で基本的に必要なコマンドで、表6がその一覧である。

次にオプションコマンドであるが、ME-NETには、多種多様の機器が接続される可能性がある。これに対応するために、オプションコマンドを登録できるようにしている。これによってユーザーは、新たに、その機器固有の機能を持つコマンドを作成できるようになっている。

表6 基本コマンド一覧

コマンド名	内 容
MRL	リレーの読み出し(1点)
SRR	リレーのセット/リセット(1点)
SRT	タイマ、カウンタのセット/リセット(1点)
MRG	レジスタの読み出し (セグメント 0)
RFL	ファイルレジスタの読み出し
WRG	レジスタの書き込み (セグメント 0)
WFL	ファイルレジスタの書き込み
RPM	プログラムの読み出し
WPM	プログラムの書き込み
HLT	停止指令
RUN	停止指令の解除
MPC	運転/停止状態の読み出し
FRG	レジスタ・フィル(一定値の連続書き込み)
EWR	書き込み許可モードの設定
SWE	書き込み許可モードの読み出し
RMC	メーカーコード読み出し
INF	各種情報の読みだし
+XXXXX	オプションコマンドの送受信(注)

3.4 信頼性と保全性

トヨタ自動車ME-NET事務局では、ME-NETインターフェース機器の認定を行なうために評価テストを行なっている。ノイズ等の耐環境評価として14項目、機能評価として300項目、外観検査12項目である。以上は電子機器として当然の事である。

ところで、現実には、ネットワークでのシステムダウンは大多数が接触不良である。このME-NETでは、工事施工ルールの中で標準工具を指定しており、同軸ケーブルの端末を加工することさえも標準化している。これにより、だれでも簡単確実に施工品質が得られ、接触不良は皆無である。また、回線モニターによって、ネットワークの通信状態を監視することが可能であり、安定度や異常が即座に確認できる。

以上に関しては、保全コース・工事施工コース等の教育をトヨタ自動車ME-NET事務局で実施している。

4. 実用にあたっての効果

4.1 ALFASでの役割

生産32課NC C/C第2ラインのALFASでは、図6の様に4社マルチベンダー間で接続を行った。

4.2従来のネットワークとの比較

図7が従来のALFASのネットワークとME-NETを導入したものを比較した図である。

従来のネットワークでは、5種類6ネットあったものが、ME-NETを導入したことで、トポロジ的にも大変シンプルになり、ネットワークの種類もME-NETとメルセックネットの2種類となった。(メルセックネットは三菱電機製品間のみのネットワーク)これによって、ネットワークソフトの開発工数も少なくなり、それに伴って管理工数が減少し、保全性も向上した。また、コストも、ハード面ではME-NETインターフェースカードが高価であるので従来のネットワークよりやや改善された程度であるが、ソフト面で、

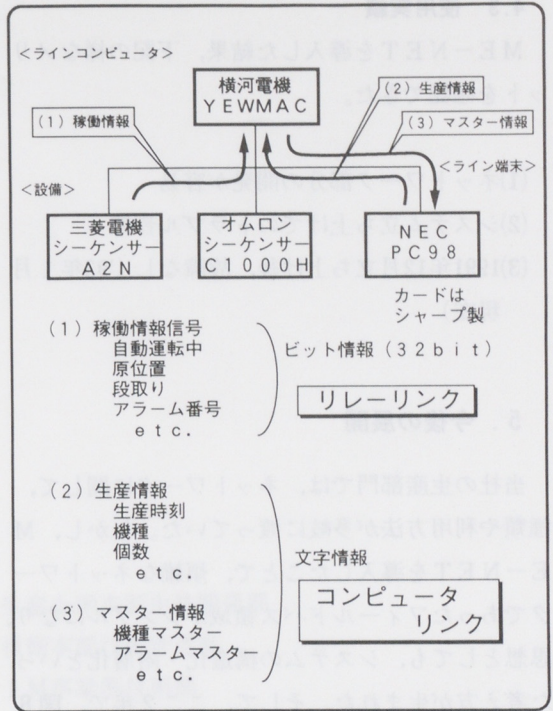


図6 ALFASでのME-NETの役割

通信部分がシンプルになり、トータルではシステム全体の約10%のコストダウンとなった。

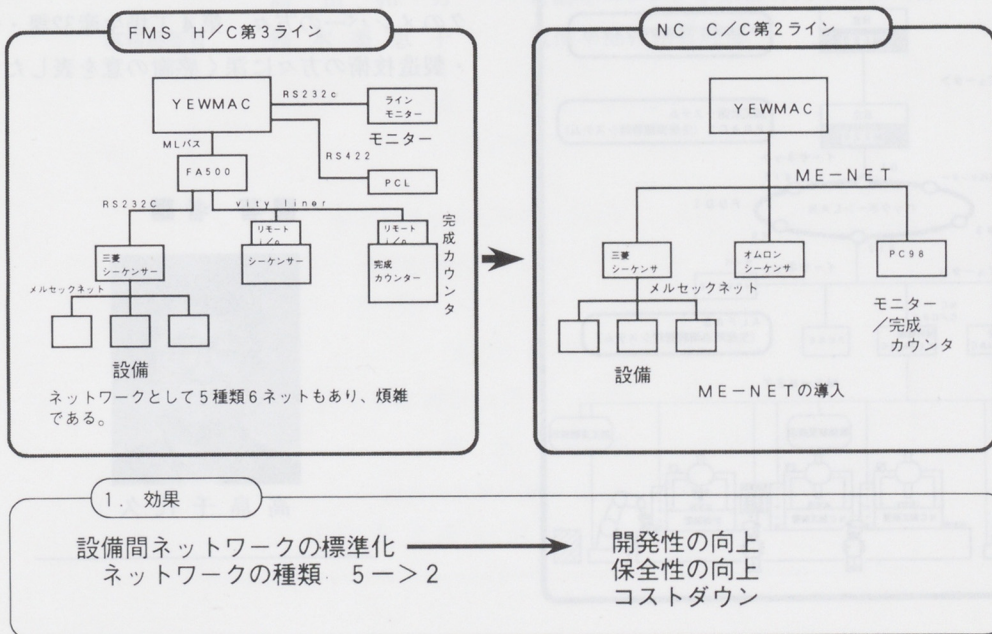


図7 従来のネットワークとの比較

4.3 使用実績

ME-NETを導入した結果、下記の様なメリットを確認できた。

- (1)ネットワーク部分の開発が容易
- (2)システム立ち上げでのトラブル皆無
- (3)1991年12月立ち上げ後、故障なし（'93年1月現在）

5. 今後の展開

当社の生産部門では、ネットワークに関して、種類や利用方法が多岐に渡っていた。しかし、ME-NETを導入したことで、煩雑なネットワークであったフィールドバス領域がシンプルになり、思想としても、システムの構造化・階層化といった考え方が生まれた。そして、ここ2年で、図8の様な製造システムの体系づくりができた。現段階では、ALFAS・POPといった生産管理系

の情報通信にME-NETを活用しているわけであるが、元々トヨタ自動車を使っているように、設備を動作させる制御情報にも充分使えるものである。今後、高度な発展を目指す設備システムでは、ME-NETを活用するのがベストと考えている。

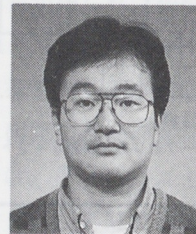
また、生技開発部では、ME-NETの会員契約をしており、窓口として、社内外に対しME-NETの普及活動を行なっていきたい。

6. おわりに

時短等、ますます厳しくなる労働環境の中で、より一層高度なQCD（Quality, Cost, Delivery）を生産に対し求めていく必要がある。その中で、当社の意志でコントロール可能であり、フレキシブル性に富んだ自動化ラインを構築していかなければならない。そのためには、ME-NETをネットワークの柱として生産システムの標準化活動・信頼性向上活動を進めたいと考える。

最後に、ME-NETの導入から実用化のためのアプリケーション開発に御協力頂いたFAタスクのメンバーの方々、第4工場生産32課・保全課・製造技術の方々に深く感謝の意を表したい。

■ 著 者 ■



高島千代久

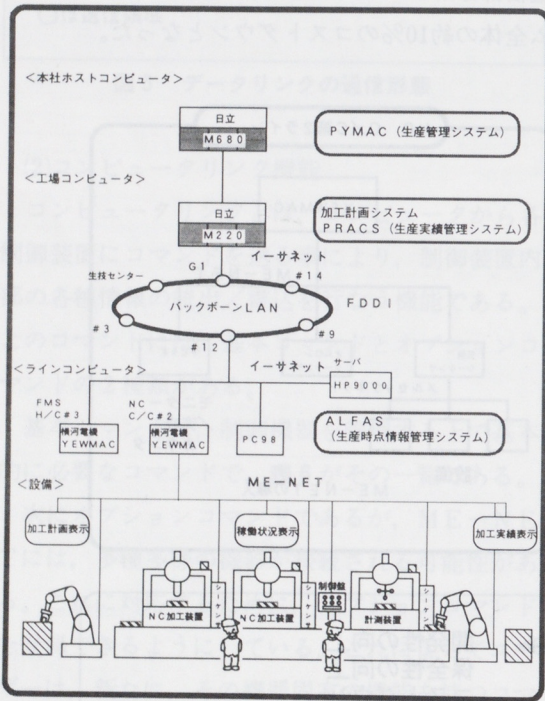


図8 製造システム体系図

技報編集委員会

委員長	寺井康晴	生産企画本部生技開発部
副委員長	富本史郎	技術本部技術管理部
"	伊藤和徳	I M事業部技術部
委員	鈴木晴久	モーターサイクル事業部生産管理部
	阿部輝夫	モーターサイクル事業部第1開発部
	中村和朗	特機事業部企画部
	長谷川宏	舟艇事業部技術部
	土本寛治	三信工業(株)技術管理部
	島田和男	自動車エンジン事業部A M第3技術部
事務局委員	鈴木美恵子	技術本部技術管理部



YAMAHA
ヤマハ発動機株式会社