

二輪モトクロスレーサー用 油圧機械式 CVT の研究

Study of Hydro-mechanical CVT for Motorcycle Moto-cross Racer

林 勉*	斎藤 充*	榊原 健二*	八木ヶ谷 信幸*
Tsutomu Hayashi	Mitsuru Saito	Kenji Sakakibara	Nobuyuki Yakigaya
山崎 勝実*	中島 芳浩*	鶴見 保之**	
Katsumi Yamazaki	Yoshihiro Nakajima	Yasuyuki Tsurumi	

要 旨

二輪車レースの中で最も過酷な運動と的確な判断とを要求されるモトクロスのような不整地走行のレースには、オートマチックトランスミッションは有効であると考えられていたが、実用に耐える物は今まで存在しなかった。

1990 年から全日本モトクロス選手権シリーズに参戦したホンダの油圧機械式 CVT 装着のレーサー、RC250MA は 1991 年にはチャンピオンシップを獲得し、本システムの下記優位点が証明された。

- (1) 当油圧機械式 CVT の伝達効率、サイズ、質量、耐久性はギヤトランスミッション並みで十分実戦に耐えた。
- (2) 当油圧機械式 CVT のシンプルな電子制御技術は、チェンジ操作からライダーを解放し、疲労を軽減させた。
- (3) 最適トラクション制御により、優れた動力性能が得られた。

上記は、レースに限らず一般車両にも十分適用可能な優位点であり、今後の発展性が期待できる。ここでは高効率小型軽量化技術および完成車の制御技術の概要を述べる。

ABSTRACT

An automatic transmission was considered an effective tool in an demanding off-road motorcycle race like moto-cross, a sport which demands the riders of the most grueling performance and accurate judgement of all motorcycle races. But there had been no such mechanisms to be put to practical use.

The RC250MA, a racer equipped with the hydro-mechanical continuously variable transmission (CVT) which were entered in All Japan Moto-cross Championship since 1990, won the series title in the 1991 racing season, and thus proved its advantages on the following:

- (1) Its transmission efficiency, size, mass and durability, all equal to those of geared transmission as shown by its performance throughout the racing season
- (2) Its simplicity of operation with electronic control technology, thus lessening the fatigue of the riders by freeing them from changing operations
- (3) Its optimum traction control contributing to enhanced driving performances

Those advantages are not confined to racers, but could be satisfactorily applied to production vehicles, thereby offering a chance for expanded use in future. This paper gives an outline on the technologies of highly efficient, compact and lightweight mechanism of CVT and its application to the control function of a racer.

1. まえがき

過去に、二輪車用オートマチックトランスミッションの市販例は多いが、いずれの構造もモトクロスレース用としては、サイズ、質量、伝達効率および伝達容量のいずれかの面が不十分であった。例えば、ベルトコンバータはサイズ、質量、伝達効率の面で優れ、スクータに装着

され広く普及しているが、ゴムベルトの側圧による摩擦伝達のため伝達容量の面でモトクロスには不適当であった。

一般産業機械用として HST (Hydro-static Transmission) は操作性と利便さから芝刈機、除雪機等に普及しつつあるが¹⁾、伝達効率の面でモトクロス用には

* 朝霞研究所

** (株)ホンダレーシング

不適當であった。以下に当油圧機械式 CVT を「ライダにフィットする」意味で、HFT(Human Fitting Transmission)と呼び、HST と対比しつつ、その特徴を述べる。

2. パワートレインの構造と特徴

HFT を搭載した RC250MA の外観を Fig. 1 に、ギヤトランスミッション搭載車と比較した主要諸元を Table 1 に示す。

HFT は、エンジンクランクケース内に納められており、制御装置の ECU(Electronic Control Unit)とバッテリーは車体重心近くに配置し、車の運動性能を阻害しないように配慮した。オイルクーラは、冷却性を考慮して、ヘッドパイプ前方に配置した。Fig. 2 に HFT 搭載エンジンの断面を示す。

エンジン始動用キックスターは、遊星ギア式でクランク軸と同軸配置とする。エンジンの出力は、プライマリチェーンから HFT のポンプ斜盤へ、そして HFT 内で変速後、メインシャフトよりスプロケット、ドライブチェーンを介して後輪へ伝達される。

HFT は固定容積型アキシアルピストン型ポンプおよび可変容積型アキシアルピストン型モータからなる動力分割型無段変速機である。シリンダと高低圧室間のオイルの流れは、スプールバルブ型デストリビュータバルブによって分配される。

変速はモータ斜盤の傾斜角を変え、モータ容量を変えることによって無段階に行われる。モータ斜盤は ECU によって制御される DC モータによってギア列、ボールネ

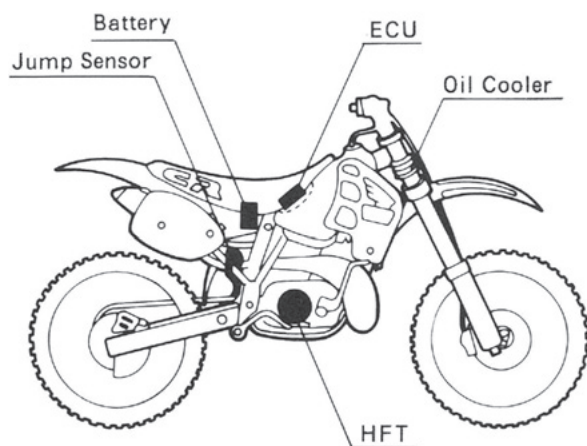


Fig. 1 RC250MA

Table 1 Specification of RC250 with HFT and Geared Transmission

			RC250MA	RC250M
Over all Length (mm)			2180	←
Over all Height (mm)			1260	←
Dry Mass (kg)			98.1	96.1
ENGINE	Engine	Type	Single Cylinder 2 Stroke Cycle	
		Displacement (cm ³)	249.3	
		Maximum Horsepower (kW/ 8250rpm)	37.5	←
TRANSMISSION	Transmission Type		HFT	G/T
	Transmission Ratio		1.0~2.0	0.87~1.6
	Primary Reduction Ratio		2.25	3.00
	Max.Output Rev. (rpm)		4600	4000
	Max.Output Torque(Nm)		182.5	212.2
	Mission oil	Type	Ultra-U	←
		Capacity (cm ³)	800	700
Dry Mass (kg)		6.2	5	

ジを介して駆動される。

クラッチシステムは、HFT 内の高圧と低圧油路を短絡するスプール型クラッチバルブを使った油圧式を採用している。動力の断続は、クラッチレバーを操作することにより、ワイヤで連結されたクラッチカムリングの偏芯量を変化させて、クラッチバルブによる油圧回路の開閉で行う。

クランクケース内には、ポンプ斜盤外周で駆動されるチャージポンプがあり、HFT 内への作動・潤滑用給油とオイルクーラへの冷却用給油を行っている。

コンパクトな HFT の構造上の大きな特徴は、下記の 2 項目である。

- (1) ポンプシリンダとモータシリンダを一体化し同軸上に対向配置したこと。
- (2) HFT 内で発生するピストン反力によるスラスト力をメインシャフト両端で内力処理したこと。

(1)により小型円筒形状に HFT を収めることができ、ギヤトランスミッションとはほぼ同等のスペースに配置することができた。また(2)により HFT 内に発生するスラスト力をケースで受ける必要がなくなり、ケースの軽量化が可能となった。Table 2 に HFT の諸元を示す。

Table 2 HFT Specifications

	PUMP	MOTOR	CHARGE PUMP
Type	Fixed displacement axial piston	Variable displacement axial piston	Trochoid
Displacement (cm ³ /rev)	14.7	0 ~ 14.7	4.9
Max. working rev. (rpm)	4600	←	←
Piston diameter x Number (mm)	φ 12 × 9	←	←
Swash plate angle (deg.)	20	0 ~ 20	←
Operating pressure (MPa)	44	44	1.0
Max. operating pressure (MPa)	80	80	←

3. HFT 作動原理

HFT は分割駆動 (Split Drive) の一種であり、伝達動力の一部 (油圧駆動力) をコントロールすることで、全動力をコントロールでき、油圧駆動部の効率不足を機械駆動部で補い、全体として高効率を確保する優れたシステムである (Fig. 3、Table 3)。

HFT と HST の全効率 η_{tdl} は、両者とも

$$\eta_{tdl} = \eta_v \times \eta_{tr}$$

η_v : 容積効率

η_{tr} : トルク効率

で表されるので、容積効率 η_v は同じと仮定すると、効率比較は η_{tr} で行えばよい。

トルク効率 η_{tr} のうち、機械伝達トルク効率 (η_{trm}) を 1.0、油圧伝達トルク効率 (η_{trh}) を 0.8 と仮定すると、Table 3 より HFT の場合

$$\eta_{tr} = (1 + 0.8 \times D_m/D_p) / (1 + D_m/D_p)$$

であり、 D_m/D_p を 1.0 ~ 0.0 の範囲で考えると、

$$\eta_{tr} = 0.9 \sim 1.0 \text{ となる。}$$

一方、HST の場合、常に $\eta_{tr} = 0.8$ であり全域にわたり HFT の効率が優れていることがわかる。Fig. 4

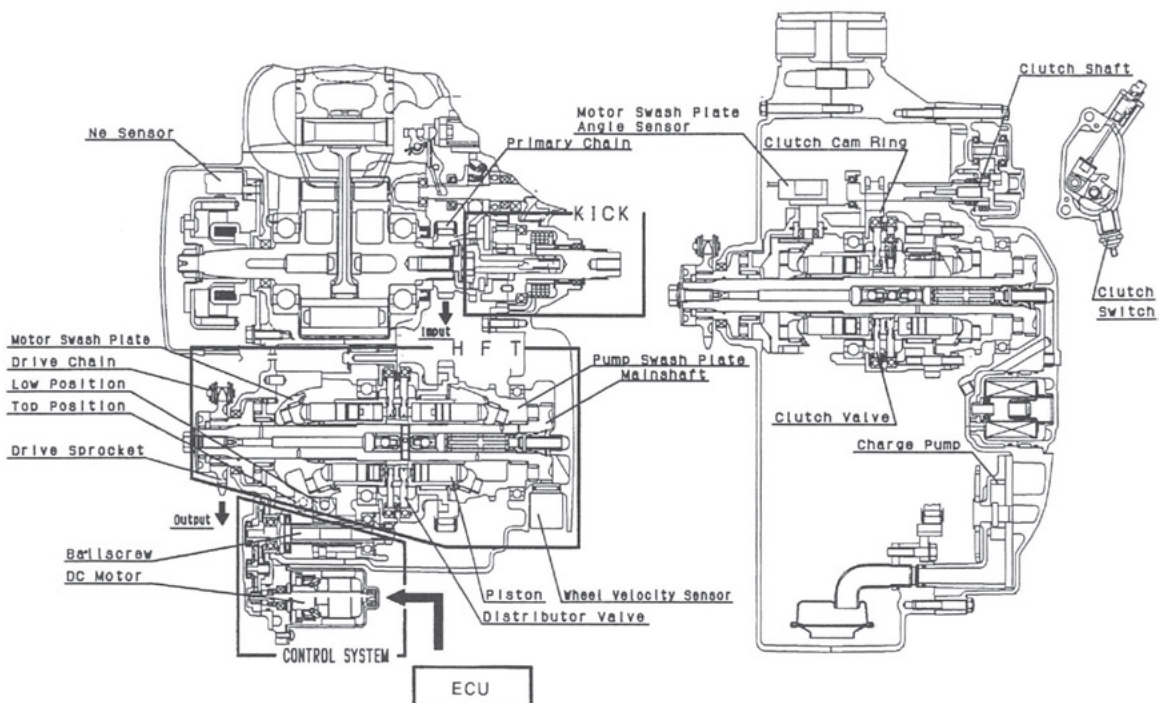


Fig. 2 Layout of Transmission System

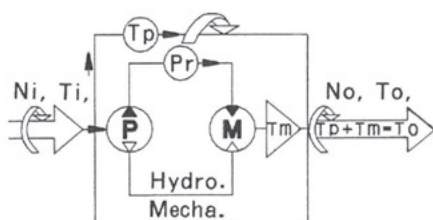
Table 3 Co-relation between Speed and Torque

	HFT	HST
回転数	モータ側出力回転数は吐出量がポンプ側の入出力軸の相対回転数分と等量になる様に回転する。 $N_o = \eta_v \times N_i \times D_p / (D_p + D_m)$	ポンプ吐出量がモータ吐出量と等量となる様に回転する。 $N_o = \eta_v \times N_i \times D_p / D_m$
トルク	モータ側出力トルクは入力反力トルクと出力油圧トルクとの和である。 $T_o = T_p + T_m$ $= T_p \times (\eta_{trm} + \eta_{trh} \times D_m / D_p)$	モータ側出力トルクは出力油圧トルクのみである。 $T_o = T_m$ $= T_p \times \eta_{trh} \times D_m / D_p$

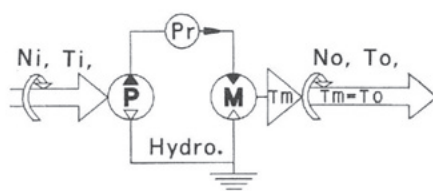
Dp : ポンプ吐出量/回転

Dm : モータ吐出量/回転

HFTモデル



HSTモデル



P : ポンプ M : モーター

Ni : 入力回転数 Ti : 入力トルク Tp : 入力反力トルク

No : 出力回転数 To : 出力トルク Tm : 出力油圧トルク

Pr : 油圧作動圧力

Fig. 3 Power Flow Model

に HFT および当社の平行軸タイプ HST の駆動力の流れを示す。

4. HFT の効率向上

HFT の原理的優位性を生かすために、更に工夫を必要とした。重点要件の高効率とコンパクト化を達成するため、次のシーケンスで構造を絞った。

 η_v (容積効率) : 滑りを最小限に抑える。


漏れない構造


 η_{tr} (トルク効率) : 小型化する = 高圧化する

具体的には、HST において一般的な平面シールのデストリビュータ（静圧デスピプレート）を放射スプールバルブ型に変えることによって、漏れ、フリクションを Fig. 5 に示すように 1/3 以下に抑えることができた。HFT の特徴ある新規構造の効果を Table 4 に示す。

Fig. 6 に示すようにポンプとモータを同軸上に背中合

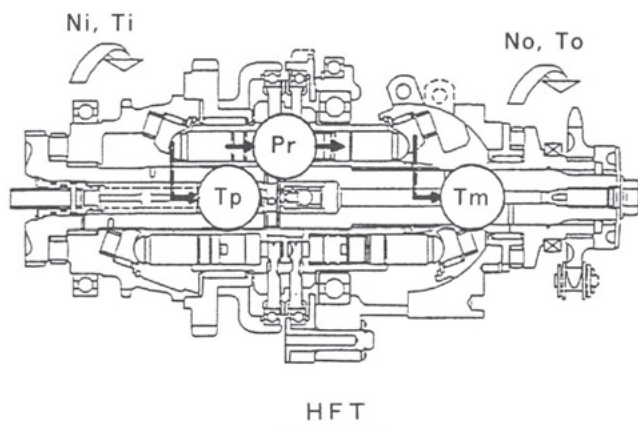
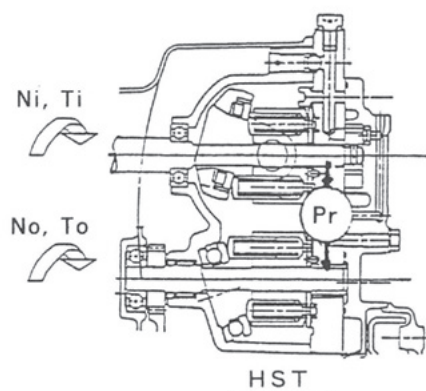


Fig. 4 Power Flow of Transmission



わせに対向配置し、ピストンの反力を軸の両端でつり合わせる構造のシリンダ列の中間に円環形状の高圧および低圧室を構成させスリムでコンパクト且つ高剛性の構造体を実現できた。

上記の高低圧室とポンプ・モータシリンダを結ぶ通路の開閉は、斜盤と連動して動く偏芯カムで駆動される放射状デストリビュータバルブによりポンプ・モータともシリンダの圧縮、膨脹行程とタイミングを合わせて行われる。

ピストンの凸球形状先端部は、斜盤の凹球形状部に内接し位置をかえながら摺動する。その最大ストローク位置に於て反力ベクトルは、ピストンの側圧を最小限にしフリクションを抑えるため内側に向かうように設定してある。

容積効率、トルク効率、更に下記改良が図られている。

(1)容積効率の向上

高圧高回転下における容積効率は、主に以下の手法により向上を図った。

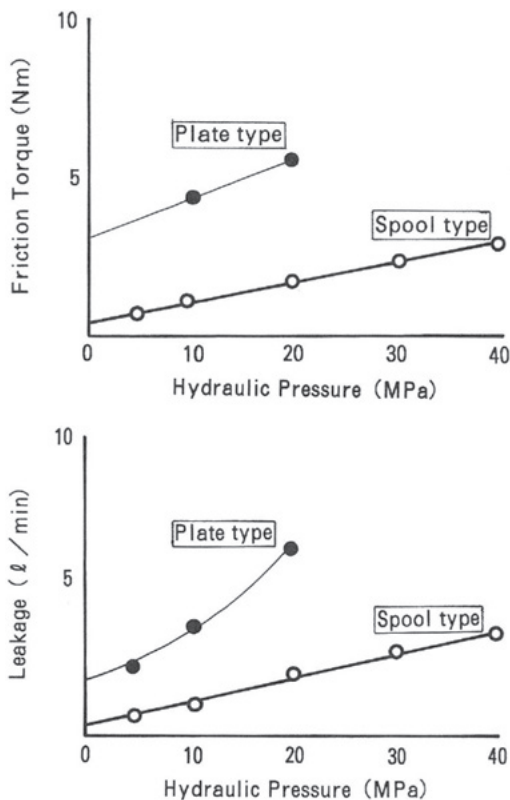


Fig. 5 Design Target

Table 4 Effect of Featured Mechanism

要素と特徴	漏れ低減	ファンクション低減	小型化
1. 対向一軸 P/M ボディ	高低圧アンユラーチャンバ	◎	○
	スラスト軸内力支持	◎	○
	傾斜面取り	○	○
2. 放射スプール型 デストリビュータ	◎	◎	○
3. 反力バランス式 デインブル斜盤		○	○

◎寄与率大、○寄与率中

(a) 吸い込み性能

一般的に鉱物油をベースとする作動油中には、大気圧下で体積比率5～7%の空気が混入している。そのため HFT ポンプの吸入工程において、シリンダ室内油圧が空気分離圧以下に低下するとエアレーションが発生し、著しく容積効率が劣化する。本システムでは高回転域で1 MPa(9.8kgf/cm²)のチャージ圧を確保するため、4.9cm³/rev. のトロコイドポンプを使用した。

Fig. 7 の 1. ～ 1 に示すように、デストリビュータのバルブ開角を最大に設定して、吸入効率の向上を得た。

(b) 環状隙間漏れの抑制

Fig. 7 の 1. ～ 2 に示すように、ピストン、デストリビュータバルブ、クラッチバルブの隙間をつめ、容積効率の向上を得た。特に円管シール部の短いデストリビュータバルブは、可能な限り隙間をつめた。

(c) 作動油の圧縮性損失の抑制

高圧使用下では、作動油の圧縮性も無視できない。空気の混入率を含め、これを定量的に把握し対策した。作動油の圧縮による損失は、次式で表わされる。

$$DL = V.O \times Pr \times 1/K$$

DL: 圧縮性損失容積

V.O: 高低切り替わり無効容積

K: 作動油体積弾性率

実験結果では、40MPa(408kgf/cm²)での体積弾性率は、

$$K = (0.8 \sim 0.9) \times 10^9 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

となるため無視できない損失となる。従って、圧縮性損失を抑えるために、シリンダ内無効容積の最小化を計った結果 Fig. 7 の 1. ～ 3 の効果を得た。

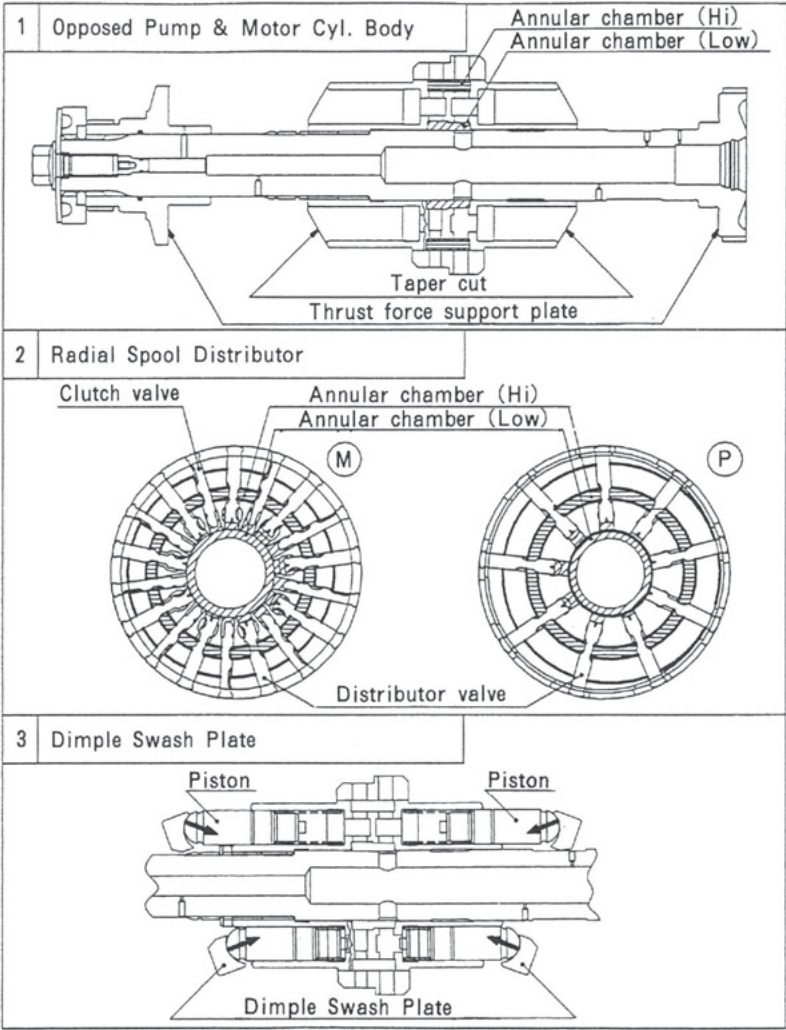


Fig. 6 Featured Mechanism

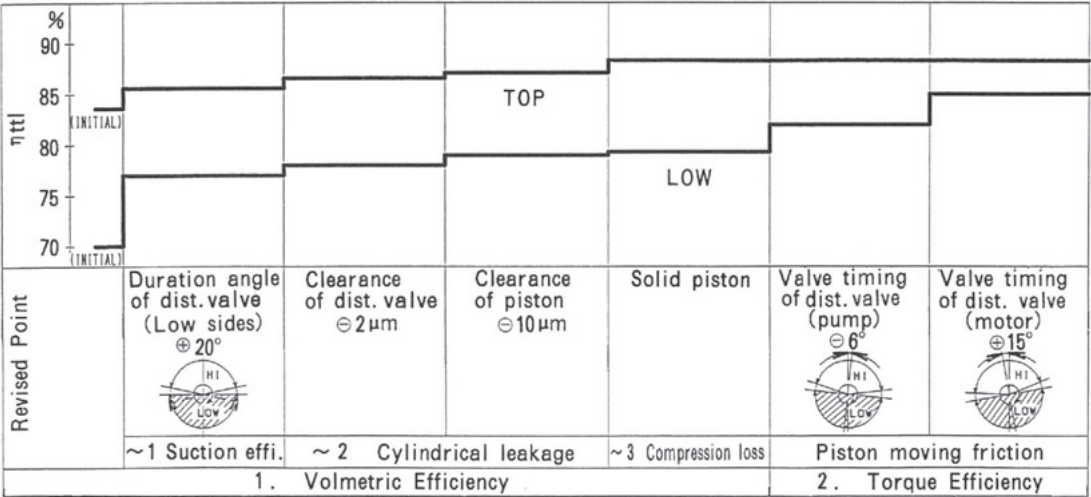


Fig. 7 Example of Revisions

(2)トルク効率の向上

トルク効率の向上には、作動油の抵抗と機構上の摩擦抵抗を減少させる必要がある。特に後者の摩擦抵抗トルクに関しては、ポンプとモータのバルブタイミングを選定し、ピストン上死点近傍に高油圧をかけないようにした結果、LOWにおいてFig. 7の2に示す効果を得た。以上の対策により、Fig. 8に示すようにエンジンの全ての使用域で、伝達効率87%以上を達成している。

5. 電子制御

5.1. 制御ロジック

HFTのレシオ（モータ斜盤の傾斜角）をコントロールする制御は、トップクラスのライダーのみが扱い、用途がモトクロスに限定されるためシンプルな構成とし、レースでのデータインプットの迅速、確実さを重視した。Fig. 9にシステムのブロック図を示す。基本はレシオ－エン

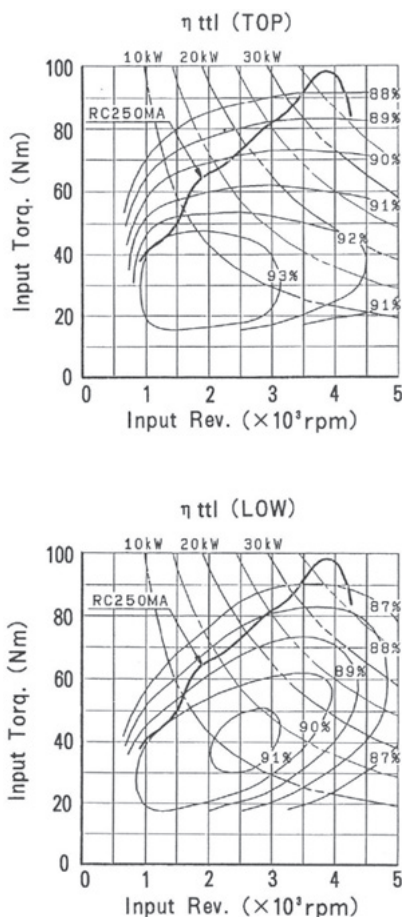


Fig. 8 Efficiency Map

ジンスピード (Ne) マップによる制御とし、数種の特制制御を付加した。

(1)基本制御

Fig. 10に示すようにマップ制御は、シフトアップ、シフトホールド、シフトダウンの領域を設定し、レースコース毎にインプット可能にした。

(2)特殊制御

Table 5に示す優先順位で実行され、基本制御の優先順位は最下位に設定した。

5.2. 実戦設定状況

Fig. 11に実戦のセッティング例を示す。加速側のNe変更幅は、わずかに500rpm以内に収めたのに対し、減速側のNe変更幅は大きくなった。このゾーンは再加速性能を左右することに加えて、エンジンブレーキ効力、旋回性能およびサスペンション性能に影響をおよぼすためである。上記のような、単純な単一マップ制御ではあ

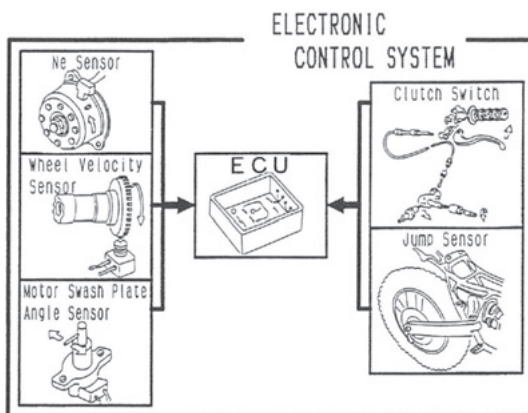


Fig. 9 Block Diagram of Control System

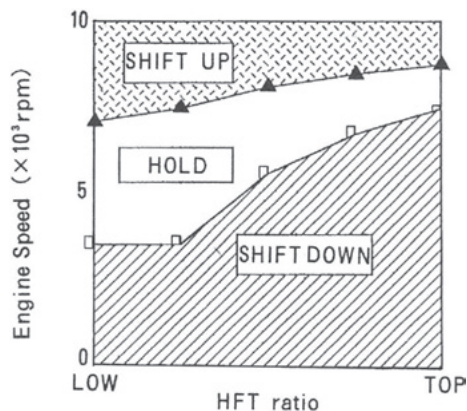


Fig. 10 Designed Map of Basic Logic

Table 5 Control Strategy

PRIORITY	MODE	LOGIC
1ST	ACCIDENTAL STOP	ENGINE STOP ⇒ SHIFT TO THE PROGRAMMED RATIO
2ND	START	~1. ECU START + ENGINE START ⇒ STANDBY IN THE PROGRAMMED RATIO ~2. ENGINE SPEED OVER 「A」 ⇒ TO OTHER MODE
3RD	JUMP	~1. JUMP SWITCH ON ⇒ HOLD THE RATIO ~2. JUMP SWITCH OFF ⇒ TO OTHER MODE
4TH	VEHICLE STOP	~1. VEHICLE SPEED UNDER 「B」 ⇒ SHIFT TO POSITION LOW
5TH	CLUTCH	~1. CLUTCH SWITCH ON ⇒ HOLD THE RATIO ~2. CLUTCH SWITCH OFF ⇒ TO OTHER MODE
6TH	REAR WHEEL SLIP	~1. WHEEL ACCELERATION ⇒ HOLD THE RATIO RATIO OVER 「C」 ~2. WHEEL ACCELERATION ⇒ TO OTHER MODE RATIO UNDER 「D」
7TH	BASIC MAP	ORDINARY RUNNING ⇒ SELECT SHIFT MODE 【SHIFT UP】 【HOLD】 【SHIFTDOWN】

るが、最適設定により満足な動力性能が得られた。

6. 完成車評価結果

本 HFT システムの走行上の効果をあげる。

- (1)駆動力が連続的にかかるため、サスペンションの追従性が向上し、特にスタート時のトラクションが良く、安定性も向上した。
- (2)シフト操作から解放されるため、ライダーは余裕を持ってライディングに集中でき、ミスが減った。
- (3)ブレーキング中にもチェーンテンションによるキックバックが少なく、スムーズな減速が得られた。

上記は、HFT のポテンシャルの高さの証明であり、今後知能化を進めることにより更なる高性能化が見込まれる。

ライダーによる完成車の性能評価を Fig. 12 に示す。「旋回性と直進安定性という相反する性能が高度にバランスしている。」とライダーが表現する通り、旋回性・外乱安定性などのダイナミックパフォーマンスの評価が高く、レスポンス面の改良要望はあったものの、総合的には高い評価を得た。

7. 耐 久

レースにおいて HFT を継続使用し、各レース前後の性能チェックから劣化の度合いを調査した。劣化の主な

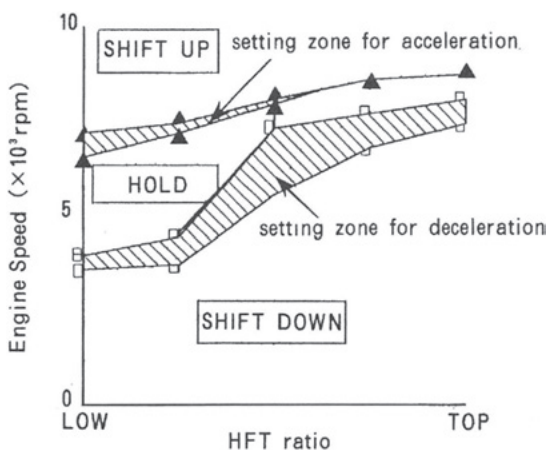


Fig. 11 Actual Basic Map through Races

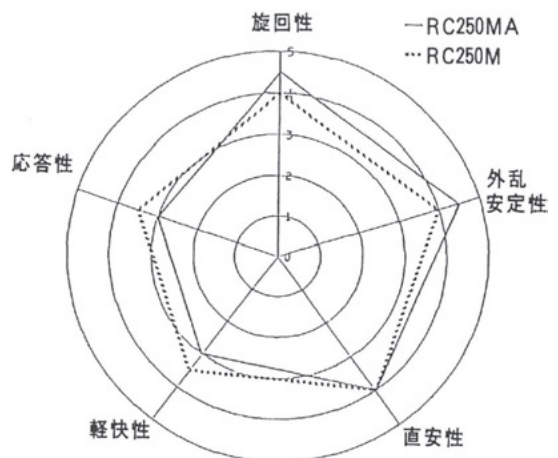


Fig. 12 Evaluation of Motorcycle Dynamics

る要因は、クラッチバルブの摩耗による容積効率の劣化であり Fig. 13 に示す。

経時変化は、7 レース後も Fig. 14 に示すように初期の 2 % 以内でサチュレート傾向にあり、十分許容範囲であった。

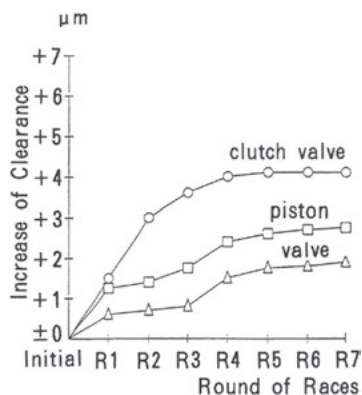


Fig. 13 Time History of Clearance through Races

8. 結 論

全日本モトクロス選手権において、HFT がチャンピオンを獲得することができた理由は、ハードとソフトの両面にあり、下記に列記する。

- (1) エンジンの使用ゾーン全域において、HFT は 87% 以上の伝達効率を達成できた。
- (2) ギヤミッションと比べ遜色のないサイズ、質量に完成車を纏められた。
- (3) 無段変速のため、加速、減速時に変速ショックが無く、優れた旋回性能、サスペンションのダイナミック特性が得られた。
- (4) 耐久、信頼性の熟成度が高く、ライダーが短期間に習熟し、マシンの特性を最大限引き出し得た。

■ 著 者 ■



林 勉 斎 藤 充 榊 原 健 二 八 木 ヶ 谷 信 幸 山 崎 勝 実 中 島 芳 浩 鶴 見 保 之

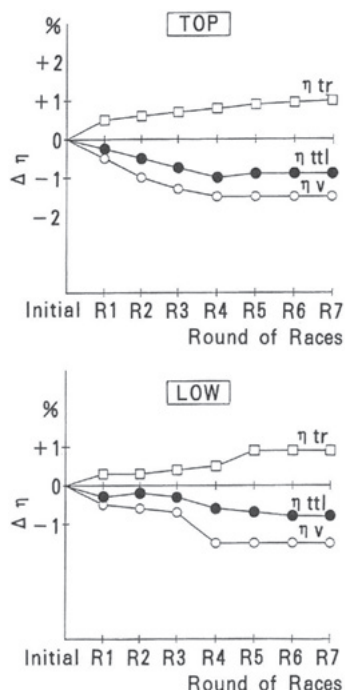


Fig. 14 Time History of $\Delta\eta$ through Races

- (5) シフト操作から解放され、ライダーは走りへの集中力を高めることができた。

謝 辞

HFT 本体の製造上の改良にご尽力頂いた、株式会社京浜精機製作所の関係者の方々のご協力に対して感謝いたします。

参考文献

- (1) S. Nishimura, H. Makita, M. Ishimoto, Hydro-Static Transmission for Riding Mower, SETC, 891785, 1989