

小型乗用芝刈機用 油圧無段変速機

Hydro-Static Transmission for Riding Mower

西 村 定 徳* 蒔 田 廣 重* 石 本 牧 郎*
Sadanori Nishimura Hiroshige Makita Makiro Ishimoto

要 旨

イーゼードライブを実現する油圧無段変速機 (HST) は、中大型乗用芝刈機には広く普及しているが、効率が悪いいため小型乗用芝刈機に搭載された実用例はない。1989 年 Honda は HST を搭載した小型乗用芝刈機を発売したが、この HST では、設計パラメータの最適化と、新たに開発された専用オイルにより、伝達効率の改善が行われ、芝刈作業に十分なパワー供給が可能となった。

また、種々のデバイスを含むニュートラル復帰機構により、操作性の向上が図られ、さらに、HST 本体を二重トランスミッションケーシングの内側に配備することにより、耳障りな油圧騒音が大幅に低減し、静粛、かつ、快適な芝刈作業の実現に寄与した。

ABSTRACT

Hydro-Static Transmission (HST), widely used in midsize and large riding mowers to realize driving and operational ease, has not been equipped to a small-size riding mower due to its low transmission efficiency.

Honda succeeded in designing an HST to minimize power loss, with optimum design parameters coupled with newly developed oil. The Honda HST was thus completed and used in the small but powerful riding mower launched in 1989.

Among its additional features are an automatic neutral return system that improves handling, and remarkably reduced hydraulic noise. This reduction was realized by placing an HST inside the dual transmission casing.

1. ま え が き

乗用芝刈機による芝刈作業では、前後進の切り換え、速度調整等が頻繁に行われるため、従来のギアトランスミッションでの作業は非常に煩いものである。そのため、芝刈作業の操作性改善の要望は強く、中大型の乗用芝刈機では、HST が広く普及している。

ところが、ホームユースに最適で数多く使用されている小型乗用芝刈機には、HST の装着されている例はない。その理由は、小型で効率の良い HST が存在しなかったためと考えられる。

そこで、小型乗用芝刈機用 HST の開発を行い、

以下に、その概要を報告する。なお、この開発には、その HST に用いる専用オイルの開発も含まれる。

2. パワートレインの構造と特徴

新開発の HST (以下、H-HST と略す) を搭載した車輛の概要を紹介する。

H-HST を搭載した H3011-H の主要諸元を、表 1 および図 1 に示す。

パワートレインの拡大図を図 2 に示す。

* 朝霞東研究所

オペレータシートの下に配置された空冷エンジンは、パーティカルタイプなので、芝刈ブレードとHSTの両者ともに、クランクプーリから直接にVベルトで駆動される。なお、H-HSTはエンジンの後方に配置されている。

図3はH-HST単体の断面図を示す。

斜板式可変容量ポンプ・固定容量モータHSTであり、前後進、および、ニュートラルの切り換えを、ポンプ斜板角を変えることにより行う。

エンジンからの出力は、プーリ①を介してインプットシャフト②へ伝達される。ベベルギア③により、回転数が約1/2に減速される。ポンプシャフト④により、ポンプシリンダ⑤とチャージポンプ⑥が回され、加圧された油が、デストリビュータプレート⑦内に形成された油路を通じて、モータシリンダ⑧へ導かれる。モータシリンダにより回されたモータシャフト⑨の回転が、減速ギヤ⑩⑪で減速され、ディファレンシャルギアを介して、車軸へと伝達される。

表1 HONDA RIDING MOWER
H3011-H 主要諸元

全 長		1550mm
全 巾		1070mm
全 高		1000mm
ホイールベース		1100mm
乾燥重量		170kg
刈 巾		30in
エンジン	モ デ ル	GXV 340
	最大出力	8.1kw/3600rpm

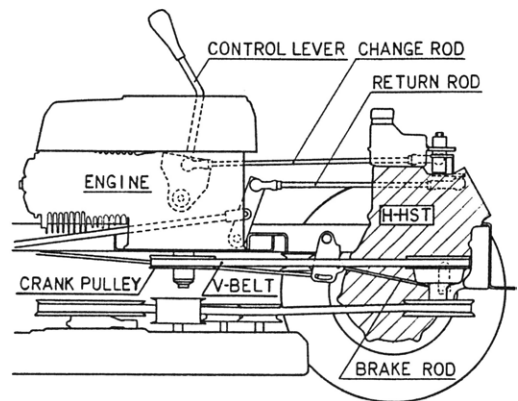


図2 H-HST パワートレイン詳細図

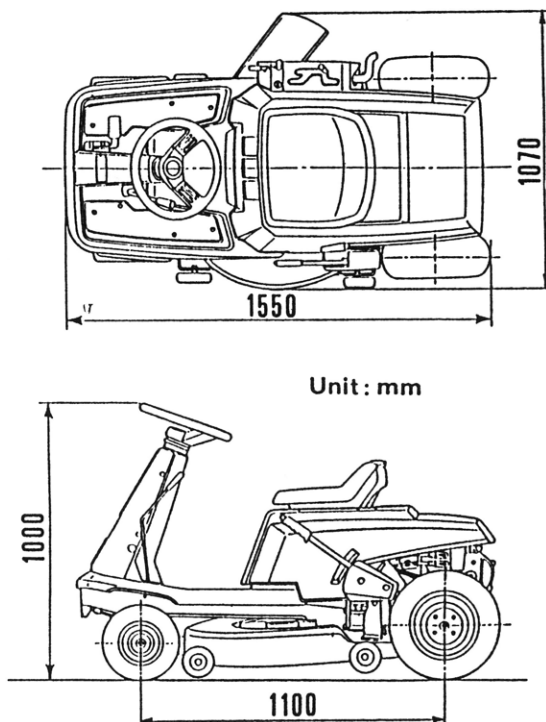


図1 H3011-H (H-HST 搭載) 外観図

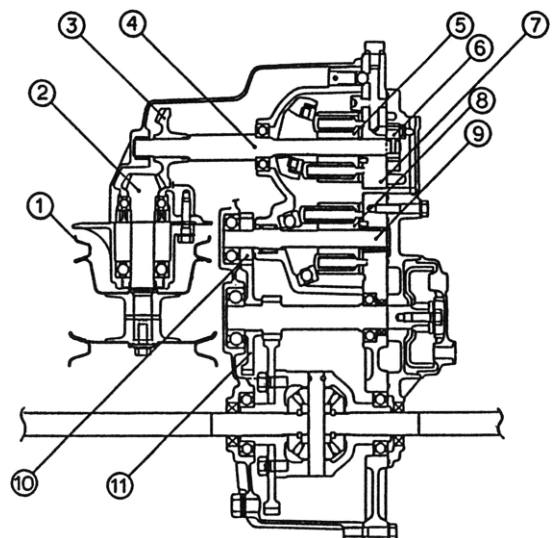


図3 トランスミッション断面図

表2 H-HST 主要諸元

Input Rev.	3300 rpm	Oil	Honda-HST Oil
Output Rev.	0 ~ 105 rpm	Oil Amount	4.5 ℓ
Max. Torque	Over 784 N-m	Dry Weight	22.5 kg
	Main Pump	Motor	Charge Pump
Type	Variable Displacement Axial Piston	Fixed Displacement Axial Piston	Trochoid
Displacement	0 ~ 11.5 cc/rev	14 cc/rev	2.4 cc/rev
Working Rev.	1600 rpm	0 ~ 1300 rpm	1600 rpm
Piston Diameter × Number	φ14×7	←	—
Swash Plate Angle	-15 ~ 15 °	18°	—
Operating Pressure	9.8 MPa	←	0.3 MPa
Maximum Operating Pressure	34.3 MPa	←	—

この断面図に見られるように、H-HSTの構造的特徴は、ポンプ・モータを含むHSTケースが、減速ギアを含むトランスミッションケースに囲まれ、コンパクトな二重ケース構造を構成していることである。これは、従来のHSTが、HST部と減速ギア部がそれぞれ独立し、それらを結合することにより全体システムが構成されるため、広いスペースと多くの部品を必要とするのとは、対照的である。

このコンパクトな二重ケース構造のシングルパッケージ方式の採用により、部品点数と必要スペースが減少すると同時に、HST用オイルと減速ギア用オイルの共用化が可能となる。また、HSTケースは、そのオイルの中に浸漬状態になるので、キャビテーション発生の可能性が減少するとともに、HSTオイルとして4.5ℓのオイルが使用できるので、熱容量が増大し、ヒートバランスの点で有利となり、オイル自身の劣化防止にも有効である。

図4を見ると並行生産しているギヤトランスミッションに比較して、H-HSTの方が、全体としてコンパクトになっていることがわかる。

表2に、H-HSTの主要諸元を示す。

なお、同じ設計思想を持つ別案の断面図を図5に示す。この別案HSTでは、二つのモータを対向させて備えることにより、ディファレンシャル

ギアの機能を兼ね備えるので、二次減速以後のギアが大巾に省略できる。しかし、

- (1) 左右の車輪用の独立した二個のブレーキの必要性
- (2) ミッションケース下部の比較的大きなデッドスペースの存在
- (3) 減速ギア、ブレーキ、および、その他の関連部品の、ギヤトランスミッションとの共用化

等の問題があり、H-HSTでは図5の1モータタイプを採用した。

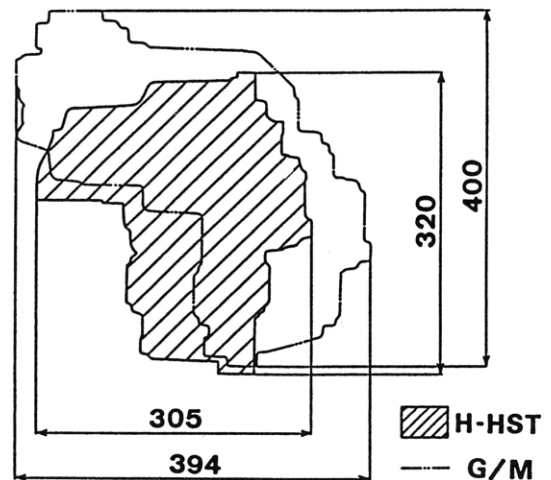


図4 H-HSTとギヤトランスミッションの比較

3. トランスミッション効率の向上

H-HST 開発過程の中で、トランスミッション効率の向上は最重要課題であった。

トランスミッション全効率 η は、次式に示すように、容積効率 η_v とトルク伝達効率 η_t との積で定義される。

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_t \quad (1)$$

したがって、全効率を向上させるためには、容積効率とトルク伝達効率の両者を向上させる必要がある。

3.1. 容積効率の向上

ピストン外径からの漏れ量 q は、次式で与えられる。

$$q = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{\Delta P}{\rho \nu} \cdot \frac{D}{L} \cdot \left(\frac{\delta}{2} \right)^3 \quad (2)$$

ΔP : 圧力差 ρ : 密度
 ν : 動粘度 D : ピストン外径
 L : ピストンとシリンダ穴の嵌合長
 δ : ピストンとシリンダ穴の直径クリアランス

(2)式よりわかるように、クリアランス δ を小さくすることは、漏れを減らすことに大きく貢献する。

押しのけ容積 10cc 程度のポンプ・モータでは、一般に、およそ 30 μ のクリアランスが設定されているが、H-HST では 20 μ に設定した。

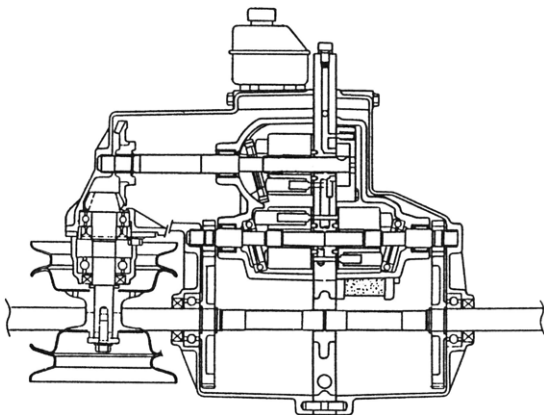


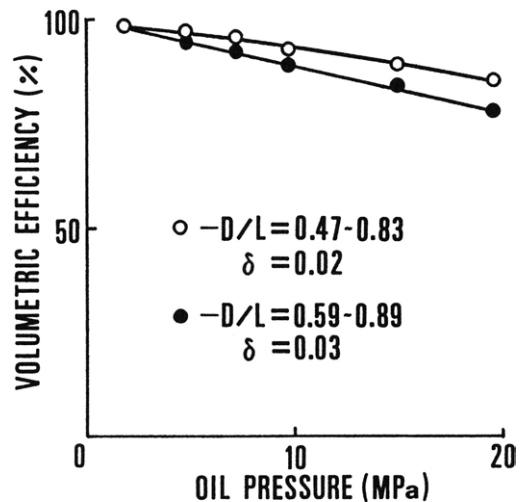
図5 別案 トランスミッション断面図

また、(2)式より、 D/L の値を小さくすることも、漏れを減らすことに有効である。

一般に、押しのけ容積を一定とした場合、ピストンピッチサークルを大きくすれば、 D は小さくなるが、H-HST ではスペース上の制約、隣接ピストン穴間の肉厚等の強度上の問題を考慮し、ピストン数7を採用するとともに、斜板最大傾斜時の、斜板とシリンダのクリアランスを 1mm に設定し、 L を長くして D/L を小さくしている。その結果、 D/L の値は、一般より小さい 0.47～0.83 となり、前述のクリアランス 20 μ の効果と合わせ、図6に示すように、漏れが大幅に減少した。図6より、容積効率向上の効果は、高压側ほど顕著になる。

3.2. トルク効率の向上

図7に示す様に、ピストン反力によって生じるシリンダ押付力 F_a を、油圧による浮上力 F_b でバランスさせる手法が、一般的である。その理由は、トルク伝達ロス $T\theta$ は、次式に示すように、 F_b/F_a の値を大きくすることにより、減少するからである。



Input Rev. : 3300rpm Oil : H-HST Oil
 Swash Plate Angle : 15° Oil Temp. : 80°C

図6 容積効率の比較 (H-HST と従来型 HST)

$$T \ell = (F_a - F_b) \cdot \mu \cdot R \quad (3)$$

R : 平均摩擦半径

μ : 摩擦係数

H-HST では、この値を 0.92 に設定したので、従来値の 0.85 のものに対し、図 8 に示すように、トルク伝達効率が向上した。

トルク伝達効率を向上させる別の方案として、モータ側の斜板角を増大させることも有効である。

油圧による、ピストンの軸方向押付力 f_p (図 9) の総和を F_p とすると、有効トルク T_e は次式で表される。

$$T_e = \frac{F_p}{\pi} \cdot \tan \theta \cdot \gamma \quad (4)$$

γ : ピストンピッチ半径

θ : 斜板角

一方、トルクロス $T \ell$ は (3) 式で表されるため、トルク効率 η_t は次式で表される。

$$\eta_t = \frac{T_e - T \ell}{T_e} = \frac{\tan \theta - \alpha \mu}{\tan \theta} \quad (5)$$

α : 定数

(5) 式から明らかなように、 θ が大きくなればトルク伝達効率は向上する。しかし、ピストンが直接に斜板を押す形式のシンプル構造の HST においては、 θ の値は 15 度が最大であった。その理由は、図 10 に示すように、 θ の増加とともに、モータシャフトに働く分力 F_{r2} が大きくなり、限られたスペースの中で、この力を支えるための信頼性のある支持方法が成立しなかったためと考えられる。

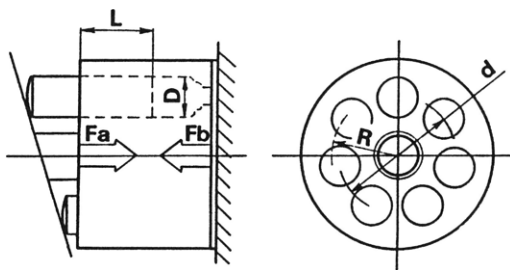
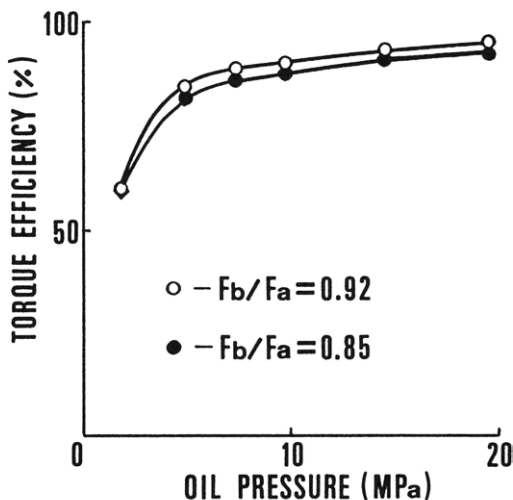


図 7 シリンダ圧力バランス



Test-System: H-HST Oil: H-HST Oil
Input Rev.: 3300rpm Oil Temp.: 80°C
Swash Plate Angle: 15°

図 8 F_b / F_a によるモータトルク効率の比較

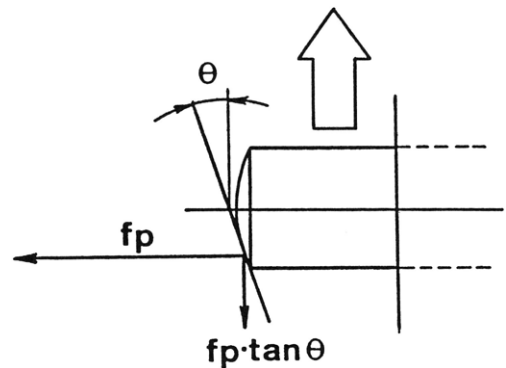


図 9 ピストンにかかる力

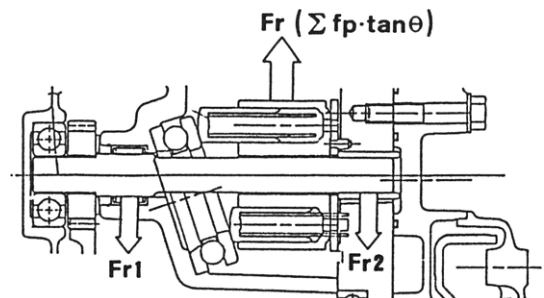


図 10 モータシャフトの力のバランス

H-HST では、従来と同様のシンプルなピストン構造を持ちながら、モータシャフト分力の支持部材としてフローティングブッシュを採用することで、前述の問題を解決した。フローティングブッシュにより、モータシャフトと軸受部の相対すべり速度が下がり、PV 値が低下し、耐久性が向上した。

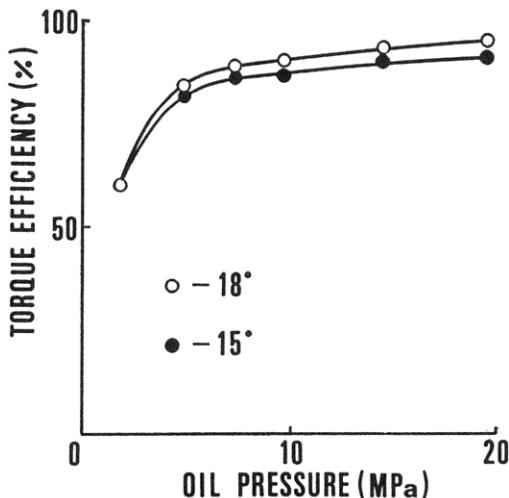
この結果、 θ の値として 18 度が採用可能となり、図 11 に示すようなトルク効率の向上が見られた。

3.3. 使用条件の最適化

芝刈機に採用されている HST の場合、高入力回転速度（ポンプ軸入力回転速度 3,000～3,500 rpm）、低圧（定格圧力約 70kg/cm² {6.9MPa}）で使われている例が多いが、この使用条件は、トランスミッション効率の観点からは好ましいとは言えない。それは、その回転速度と圧力の設定が、その伝達効率を考えると最適ではないからである。

(1) 圧力と効率の関係

常用域として高圧を採用すると、図 12 に示すように、漏れの増大により容積効率は低下



Test System: H-HST Oil: H-HST Oil
Input Rev.: 3300rpm Oil Temp.: 80 °C
Pump-side Swash Plate Angle: 15°

図 11 モータ側斜板角の差によるトルク効率の変化

する。一方、低圧側で使用すると、トルク伝達ロスの割合が増大するため、トルク伝達効率は低下する。(図 13)

よって、全効率は図 14 に示すようにある圧力値でピークとなり、この圧力値近傍で使用する事が有利である。押しのけ容積 10cc 程度のアキシャルピストン型においては、100 kg/cm² {9.8MPa} 近傍で全効率のピーク値を持つ。

(2) 入力回転速度と効率の関係

ポンプ入力回転速度が増すと吐出量が増加し、容積効率は向上する。それは、次式に示す吐出量 Q が大幅に増えるのに対し、漏れ量 ΔQ はそれほど増加しないためである。

$$\eta_v = \frac{Q - \Delta Q}{Q}$$

しかし、一般に、 ΔQ が小さいため、図 15 に示すように、入力回転速度が 2,000rpm を越

Swash Plate Angle: 15°
Pressure : 9.8 MPa
Oil : H-HST Oil
Oil Temp. : 80°C

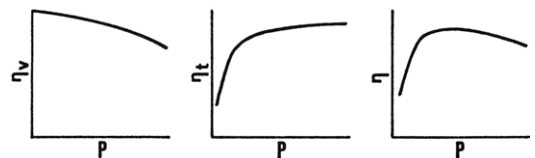


図 12

図 13

図 14

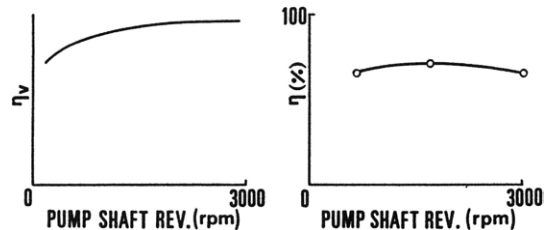


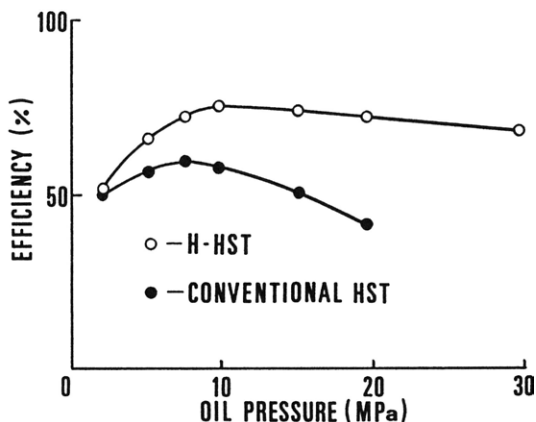
図 15 容積効率 図 16 入力回転速度による全効率の変化

えると容積効率向上の効果は小さくなる。H-HST では、既述のように、 ΔQ がより小さいため、この傾向が顕著である。

入力回転速度が増すと、攪拌抵抗が増加し、さらに、流速の増大による圧力損失も増加するため、トルク伝達効率は低下する。したがって、全効率は、図 16 に示すように、ある回転速度でピークに達するので、この回転速度近傍で使用することが有利になる。H-HST の試験結果では、1,000~2,000rpm で全効率のピーク値が得られた。

以上のような考察に基づき、効率の観点から見て最適の使用条件となるように、インプットシャフトとポンプシャフトの間に、一段の減速ギアを設定した。

3.1、3.2、3.3 で述べたように、H-HST では、効率向上に対する様々な工夫を行ったため、後述する新開発オイルの効果も加わり、従来の HST に比べ、図 17 に示すように、大幅な効率向上が達成された。図 17 より、最高効率点が、 $100\text{kg}/\text{cm}^2$ {9.8MPa} 付近で与えられること、および、高圧域になる程効率改善の効果が大きいことがわかる。



Input Rev. : 3300 rpm

Swash Plate Angle : 15°

Oil : H-HST Oil for H-HST

AW46 for Conventional HST

Oil Temp. : 80°C

図 17 H-HST と従来型 HST の全効率の比較

4. ニュートラル復帰機構

今回採用した斜板式可変容量ポンプ固定容量モータ HST では、前後進、および、ニュートラルの切り換えを、ポンプ斜板角を変えることにより行う。ニュートラルポジションは、斜板角 θ が 0 のときのみ実現されるが、 $\theta = 0$ という状態がピンポイントセッティングになっているため、部品のバラツキ、組立誤差の影響を受け、モータシャフトの回転速度を 0 に保つことは非常に難しい。

すなわち、車輛のコントロールレバーがニュートラル位置にあるのにもかかわらず、車輛が僅かに前進、あるいは後進するという問題が発生する。この不具合を解決するためには、コントロールレバーがニュートラル位置にある時、斜板は自動的に、かつ確実にニュートラル位置に復帰する必要がある。

これを実現するため、

- (1) 斜板が軽く動くことが必要で、そのために、両端ニードルベアリング支持の、トラニオンマウントを採用した。(図 18)
- (2) ニュートラル復帰力を上げるために、シリンドラプレートを回転方向に β だけ傾けた。こ

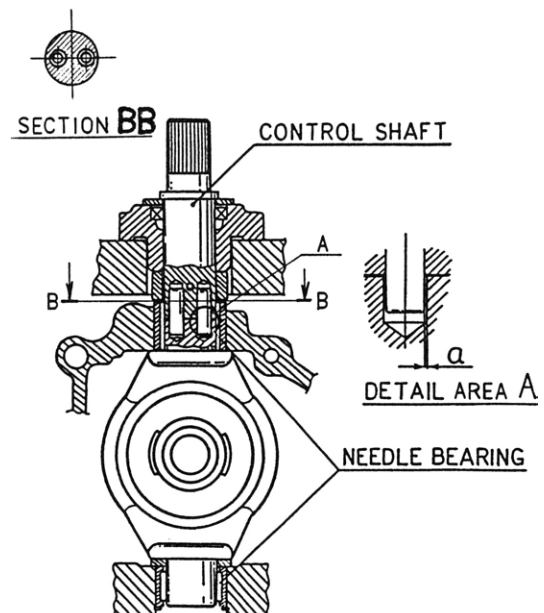


図 18 斜板廻り詳細

れにより、図 19 に示す、モーメントアーム l が長くなり、ニュートラル復帰モーメントが増加する。図 19 に示すように、この効果は、前後進とも同様に働く。

- (3) コントロールシャフトと斜板の結合部 A に、適正なクリアランス a を設定した。(図 18) このクリアランス内で斜板が自由に動くため、(2) で説明した、ニュートラル復帰力により斜板は、コントロールシャフトがニュートラル位置から外れている場合でも、自動的に $\theta=0$ となる。

以上の三つの工夫の採用により、コントロールレバーがニュートラル位置にある場合、車輛は、完全に停止する。

しかし、上記 (3) で述べたクリアランス a が存在するために、本機が坂道を下っている場合、車軸に発生する逆トルクにより、ニュートラル逆復帰力が生じて斜板角が増え、車速が増加する。

この作用を打ち消すために、リターンシャフトを採用した。その機能は、斜板がある角度以上傾いた際に、斜板をニュートラル方向へ押すことである。

リターンシャフトは、図 20 に示すように、逆復帰力に釣り合う初期荷重のバネ力を持つ部材で、デストリビュータプレートに摺動可能に取り付けられている。

このバネ力により、リターンシャフトが斜板を、前述のクリアランスの片側に常に押し付けているため、逆復帰力が発生した場合でも、斜板がクリ

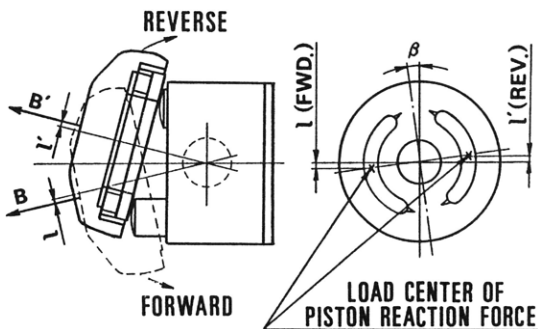


図 19 シリンダプレートオフセットによるニュートラル復帰モーメント

アランスの反対側、すなわち、増速方向へ移動することはなく、車速は増加しない。また、図 22 に示すように、斜板がニュートラル近傍にある時には、押し付け力が働かないよう、クリアランスを設定してあるため、ニュートラル復帰機構を阻害することはない。図 21 に、リターンシャフトの効果を示す。

5. 油圧騒音の低減

図 3 の断面図で説明したように、HST ケースがトランスミッションケースによって囲まれる二重ケース構造を採用したため、HST 部から発生する油圧騒音は、HST ケースを囲むオイルに

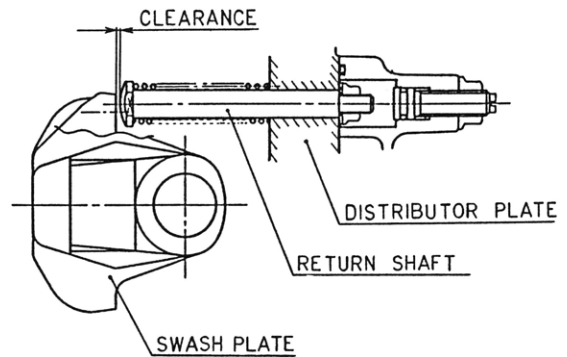
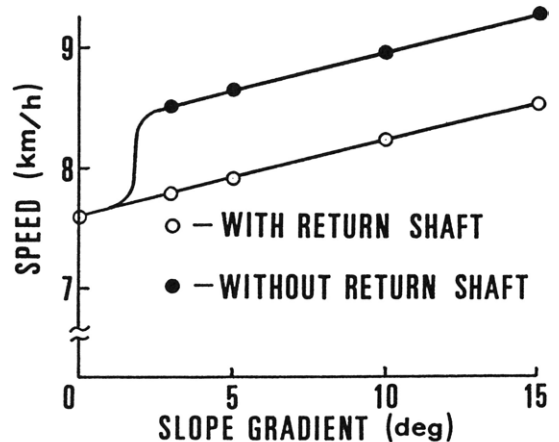


図 20 リターンシャフトのメカニズム



Test System: H-HST Oil : H-HST Oil
Input Rev. : 3300rpm Oil Temp. : 80°C
7.6 Km/h Asphalt surface, slope gradients 0, 3, 5, 10 and 15°

図 21 リターンシャフトの効果

よる減衰効果も加わり、外部へ透過しにくくなっている。この二重ケース構造による、騒音低減の効果を図 22 に示す。

図 22 は、音源から 50cm の位置で計測した騒音の周波数分析の結果であり、外側トランスミッションケースがある場合、100～2,000Hz の耳障りな油圧騒音が、大幅に低下していることを示す。なお、オーバーオール値での騒音低減効果は 3dB (A) であった。

6. 専用オイルの開発

低温時のエンジン始動を容易にするため、-25℃で 3,400～10,000cP 程度の低粘度と、高温時、容積効率を向上させるために、可能な限り高粘度を保つ新 HST オイルを、出光興産(株)と協同で開発した。

これまでのオイルは、高温時の粘度を増加させるために粘度指数向上剤が添加されているが、向上剤として用いるポリマの量が多過ぎると剪断安定性が劣化するためその含有量は限られ、最も高い VI 値 (粘度指数) として、120～160

が ATF (Automatic Transmission Fluid) や耐摩作動油で与えられているにすぎない。

表 3 に、これらのオイルと H-HST オイルの主要諸元を示す。表 3 を見ると、H-HST オイルは、高い剪断安定性を持つ特殊ポリマの採用により、剪断安定性に優れていることがわかる。高い VI 値の実現により、低温時粘度が低いにもかかわらず、高温時の粘度低下が、最少限に抑えられている。

図 23 を見ると、H-HST オイルが従来のオイルに比べ、容積効率向上に寄与していることがわかる。

この新しいオイルは、容積効率の向上のみならず、耐久性と信頼性の向上にも寄与した。

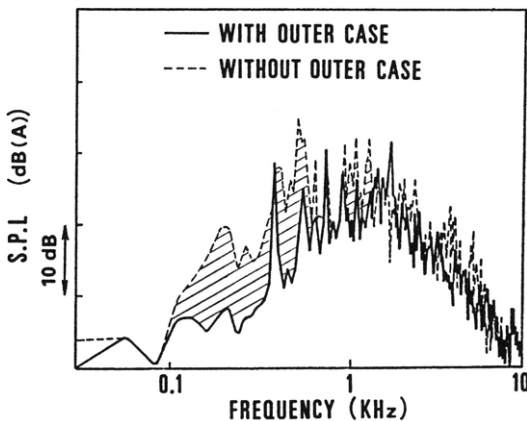
それは、

- (1) 温度変化に伴う粘度変化が小さいため、車速と出力トルクが安定する
- (2) 高温時にも高粘度が保たれるため、潤滑性と耐摩耗性に優れている

の二点である。

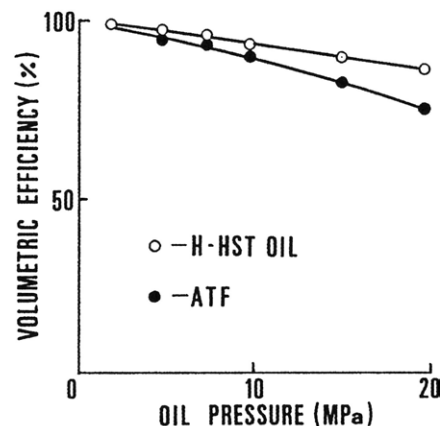
7. オイル冷却性の向上

- (1) 効率向上の工夫により、HST のエネルギーロスが減少し、温度上昇が抑えられた。



Test System : H-HST
Input Rev. : 3300 rpm
Swash Plate Angle: 15°
Pressure : 19.6MPa
Oil : H-HST Oil
Oil Temp. : 80 °C
Background Noise : 72 dB(A)

図 22 二重ケースによる騒音低減



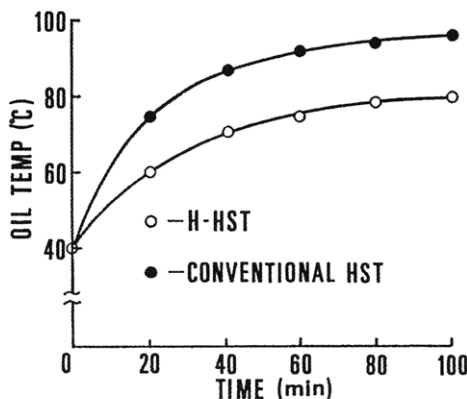
Test System : H-HST
Swash Plate Angle : 15°
Input Rev. : 3300rpm
Oil Temp. : 100 °C

図 23 オイルの差による容積効率の変化

表 3 H-HST オイルの主要諸元

Oil		H-HST OIL	Conventional HST Oil		Hydraulic Oil # 100
			ATF	AW46	
Kinematic Viscosity cSt	@ 40 °C	82.92	41.89	45.75	98.00
	@ 100 °C	15.26	7.54	7.10	13.20
Viscosity Index		195	149	114	133
Low Temp. Viscosity (B.F) cP	@ -25 °C	8,300	3,600	8,300	(50,000)
Pour Point °C		-45.0	-40.0>	-32.5>	-30.0
Total Acid Value mgKOH/g		0.90	0.45	0.88	0.94
Aniline Point °C		128.8	101.6	118.0	118.8
R.B.O.T. @ 150°C min.		360	300	405	390
Foaming ml @ 24°C		10>0	10>0	10>0	10>0
Shell Four Ball 1200rpm×15kg×30min. ×Room temp.		0.28	0.39	0.28	0.27
Shear Stability @ 100°C (viscosity Decrease Ratio%) 10KHz ×28μm ×60min.		0.9	3.2	0.1>	3.0

- (2) HST オイルとトランスミッションオイルの共同化により、油量が増え、かつ、ケースの放熱面積が増大し放熱効率が向上した。
上記の理由により、オイルの冷却性能が向上し



Input Rev. : 3300rpm
Swash Plate Angle : 15°
Pressure : 3.9MPa
Room Temp. : 20°C
Oil : H-HST Oil for H-HST
AW46 for Conventional HST

図 24 H-HST と従来型 HST のヒートバランス温度の差

た。その効果を図 24 に示す。

この比較は、H-HST と従来の HST をテストベンチで、同一条件で運転することにより得られ、ヒートバランス温度が約 20°C 低下している。

8. 結 論

本開発を通して採用した主な設計思想と、その効果についてまとめると、次のようになる。
すなわち、

- (1) アキシアルピストンタイプポンプ・モータの採用
- (2) ポンプ・モータ使用回転速度の最適化
- (3) HST ケースとトランスミッションケースの二重構造の採用
- (4) 高 VI 値を持つ新開発オイルの採用と、その油量の増加
- (5) ニュートラル復帰機構の採用

により、

- (i) トランスミッション効率の大幅な向上
- (ii) 油圧騒音の少ない快適作業の実現
- (iii) 高い信頼性の確保
- (iv) シンプルでコンパクトな構造の達成

(v) 完全なニュートラル出しによる操作性の向上が達成された。

9. 謝 辞

H-HST 専用オイルの開発に御協力いただいた出光興産株式会社に深く感謝します。

■著 者■



西 村 定 徳



蒔 田 廣 重



石 本 牧 郎