複合遊星歯車装置を基本型としたトラクタ用無段変速機の開発*

(第 2 報, 車両搭載用変速機の設計製作と検証実験)

中澤 正明^{*1}, 岸 佐年^{*2}, 堀内 富雄^{*2}
和田 均^{*1}, 佐野 修一^{*1}, 深田 茂生^{*3}

A Development of Tractor's Continuously Variable Transmission Based on Combined Planetary Gear Train

(2nd Report, Design and Manufacture of Prototype Transmission and Experiments)

Masaaki NAKAZAWA, Satoshi KISHI^{*4}, Tomio HORIUCHI,
Hitoshi WADA, Shuichi SANO and Shigeo FUKADA

^{*1} Department of Electronics and Control Engineering, Nagano National College of Technology,
716 Tokuma, Nagano-shi, Nagano, 381-8550 Japan

A new type of a tractor's continuously variable transmission (CVT), which consists of a 2 K-H type differential gear and a hydrostatic power transmission (HST) is devised. The hydrostatic power transmission (HST) consisted of a hydraulic pump and motor, which is a kind of CVT, has been applied to the smaller horsepower range of the tractor recently. One of concerns of the current HST system is lower efficiency on the power transmission. Then, further improvement for efficiency of the transmission is required more recently. The purpose of this development is to devise an adequate CVT providing with higher efficiency of the transmission in comparison with the current HST systems. Theoretical velocity ratio and efficiency of the CVT are investigated. And a prototype CVT is manufactured and incorporated into the tractor. The experimental results show that the efficiency of prototype CVT is several percent lower than theoretical value, but very nearly value. Then, the high efficient transmission for the tractor is offered. And the design method for the tractor's CVT that has high efficiency is built up.

Key Words: Machine Element, CVT, Combined Planetary Gear, HST

1. 緒 言

トラクタはフロントロードと呼ばれる作業機を装着した軽土木作業, モアと呼ばれる作業機を装着した芝や草刈作業, あるいはプラウやロータリと呼ばれる作業機を装着した牽引・耕耘作業を行うなど, 汎用荷役車両として便宜に用いられる. この場合, 荷役作業機用油圧装置などのために原動機は常に最高出力状態が確保できるように高速回転で運転され続けている.

一方, 車両の走行は同じ原動機を用いるため, 走行用変速機には乗用車などの場合とは異なる設計仕様が求められ, とりわけ運転操作性の向上のために無段

変速機 (CVT: Continuously Variable Transmission) の採用要求が高い. 近年になって, トラクタ用の無段変速機として油圧ポンプと油圧モータとの対からなる油圧伝動装置 (HST: Hydrostatic power Transmission) を搭載する傾向が強まっているが, この場合は環境負荷などを考慮すると, その運転効率の低さが大きな課題となっている⁽¹⁾⁽²⁾.

そこで著者らは, トラクタへの適用を考慮した高効率な無段変速機を提案した. すなわち, 複合遊星歯車装置を基本型とし, これに容量の小さな HST を変速機構として組み込んだ無段変速機 (HMT: Hydro-Mechanical Transmission) を考案し, 解析理論による設計計算法を示し, 試作した無段変速機による運転性能試験を行ない, 理論通りの高性能な HMT が得られたことを確認した⁽³⁾.

* 原稿受付 2005 年 11 月 21 日.

^{*1} 正員, 石川島芝浦機械 (株) (〒390-8714 松本市石芝 1-1-1).

^{*2} 正員, 長野工業高等専門学校 (〒381-8550 長野市徳間 716).

^{*3} 正員, 信州大学工学部 (〒380-8553 長野市若里 4-17-1).

E-mail: kishi@ec.nagano-nct.ac.jp

本論文ではこれらの結果をもとに、多目的に用いられるトラクタ用の無段変速機について、要求される基本的特性を示し、その特性を満足する実機搭載機(HMT)を開発し、これを組み込んだトラクタによる運転性能の検証を行った結果を述べる。

2. トラクタ用無段変速機に要求される基本特性

トラクタの走行速度に対する規制は各国異なるが、汎用機として用いられている中・小型トラクタの場合、日本では15km/h未満、アメリカやヨーロッパでは30km/h未満である。一方、前述したフロントローダ作業やモア作業など種々の作業を行う際の走行速度は原動機の大小にかかわらず概ね10km/h以下である。

したがって、トラクタ走行用変速機に求められる性能としては、各種作業時の走行速度である0~10km/hの領域で無段変速の機能が果たされ、十分な動力を出力できるような高い伝達効率を有することである。特にフロントローダ作業は、土砂の掘削や搬送などのために、前後進を頻繁に繰り返す作業であり、無段変速が可能で、前後進ともに伝達効率の良い変速機が求められている。

一方、モア作業では芝や草を刈る作業を効率的に行うために、作業負荷に応じて走行速度を無段階に効率良く伝達する変速機が求められる。

また、日本における農業用トラクタは、ロータリと呼ばれる作業機により土を耕耘する作業に使われる場合が多い。この場合、土を一定の大きさに掻き混ぜるために、一定の速度で走行することが求められていた。しかし、近年は顧客より「作業精度を向上するために土壌条件により最適な走行速度を選択したい」、「迅速に作業を行いたい」という要求が高まり、変速機の機能には耕耘時の走行速度を任意に選択できること、さらには若干の増減速が可能であることが求められている。

このように、トラクタの走行用変速機に対して、効率の良い無段変速機化への要求は極めて大きなものがある。

3. 無段変速機の基礎理論

図1に、著者らが第1報で提案したトラクタ用無段変速機の構造図を示す⁽³⁾。図1において右半分は太陽内歯車A、太陽内歯車CおよびキャリヤSからなるI型の2K-H型差動歯車機構であり、軸Sが出力軸である。また、左半分は油圧ポンプPと油圧モータMおよび歯車D、E、F、G、J、Kからなり、これらは軸

Hからの入動力を太陽歯車AとCへ伝達する。

この場合、図1に示すように各歯車の歯数を z_* 、軸の角速度を ω_* 、歯数比・角速度比を i_* 、歯車および油圧ポンプ・モータの伝達効率を η_* などで表わすと、速比 u は次式で求められる⁽³⁾。

$$u = \frac{\omega_S}{\omega_H} = \frac{i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4}{1 + i_0} \quad (1)$$

この式(1)は、油圧ポンプとモータとの角速度比 i_{PM} が連続的に変化すると、速比 u も連続的に変化して正、零、負の値となり、無段変速の機能を満たすことを示している。そして、油圧ポンプ・モータの角速度比 $i_{PM} < 0$ の場合、変速機の効率は次式で計算される⁽³⁾。

$$\eta = \frac{\eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_{PM} (1 + \eta_0 i_0) (\eta_0 + i_0) (i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4)}{(1 + i_0) \{ i_3 i_5 i_{PM} \eta_4 (\eta_0 + i_0) - i_0 i_4 \eta_3 \eta_5 \eta_{PM} (1 + \eta_0 i_0) \}} \quad (2)$$

さらに $i_{PM} > 0$ で $(i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4) < 0$ の場合の効率は次式となる⁽³⁾。

$$\eta = \frac{\eta_4 (\eta_0 + i_0) (i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4)}{(1 + i_0) (\eta_0 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_{PM} i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4)} \quad (3)$$

また $i_{PM} > 0$ で $(i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4) > 0$ の場合の効率は次式となる⁽³⁾。

$$\eta = \frac{\eta_3 \eta_5 \eta_{PM} (1 + \eta_0 i_0) (i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4)}{(1 + i_0) (i_3 i_5 i_{PM} - \eta_0 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_{PM} i_0 i_4)} \quad (4)$$

そこで、 $z_A = 24$, $z_B = 18$, $z_C = 60$ ($i_0 = z_C / z_A = 2.5$), $i_3 = i_4 = i_5 = 1$, $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \eta_4 = \eta_5 = 0.99$ と設定した場合⁽⁴⁾の、速比と効率の計算結果を図2に示す。図2より、 $i_{PM} = 2.5$ で $u = 0$, $\eta = 0$ となり、 $i_{PM} < 2.5$ では $u < 0$ となり、さらに $i_{PM} > 2.5$ では $u > 0$ を示すこと、効率の最高値は $\eta = 93.8\%$ ($i_{PM} = 0.2$) となることなどが読み取れる。

次にこの無段変速機の試作を行ない、駆動モータ

Fig.1 Schematic diagram of CVT

・電磁ブレーキ・計測機器と共に定盤上に設置して試験装置を組み立て、運転性能試験を試みた。数々の試験結果の内から、入力回転数 $n_i = 2000 \text{ min}^{-1}$ の場合についての結果を図3に示す。図3より、 $i_{PM} = 2.5$ の時 $\eta = 0$ 、 $i_{PM} = 1.0$ の時 $\eta = 78\%$ （理論効率値は $\eta = 80.0\%$ ）、 $i_{PM} = -0.5$ の時 $\eta = 88\%$ （理論効率値は $\eta = 91.5\%$ ）などが読み取れ、いずれも理論効率値に比べやや低い値ではあるが、運転性能試験の結果は極めて良好な値を示していると確認した。

図4は上述した基礎実験例の結果を参考にして、実機搭載用無段変速機を想定して試験を行った装置の骨組図である。これは図1に示す基礎的無段変速機の後段に、歯車L, N, O, Qを連結した構造となっている。各歯車の歯数は、図中に数値で示すように $z_A = 23$, $z_B = 19$, $z_C = 61$ ($i_0 = z_C/z_A = 2.652$), $z_D = 46$, $z_E = 50$, $z_F = 30$, $z_G = 50$, $z_J = 50$, $z_K = 28$, $z_L = 40$, $z_N = 38$, $z_O = 41$, $z_Q = 37$ とした。

この場合、この無段変速機の速比 u は次式で計算される。

$$u = \left(\frac{i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4}{1 + i_0} \right) i_6 i_7 \quad (5)$$

また、 $i_{PM} < 0$ の場合の効率 η は次式で計算される。

$$\eta = \frac{\eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_{PM} \eta_6 \eta_7 (1 + \eta_0 i_0) (i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4)}{(1 + i_0) \{ i_3 i_5 i_{PM} \eta_4 (\eta_0 + i_0) - i_0 i_4 \eta_3 \eta_5 \eta_{PM} (1 + \eta_0 i_0) \}} \quad (6)$$

さらに $i_{PM} > 0$ で $(i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4) < 0$ の場合

の効率 η は次式で計算される。

$$\eta = \frac{\eta_4 \eta_6 \eta_7 (\eta_0 + i_0) (i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4)}{(1 + i_0) \{ \eta_0 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_{PM} i_3 i_5 i_{PM} - i_0 i_4 \}} \quad (7)$$

Fig.2 Theoretical velocity ratio and efficiency

Fig.3 Experimental results

Fig.4 Schematic diagram of prototype CVT

前述と同様に各歯車かみ合いの効率を $\eta_*=0.99$ と仮定し、速比と効率の理論値を数値解析した結果を図5に示す。図5より、 $i_{PM}=0.97$ で $u=0$ 、 $\eta=0$ となり、 $i_{PM}=0.066$ のとき $u=-0.21$ 、 $\eta=89.8\%$ (最高値)を示し、 $i_{PM}=-1.8$ のとき $u=-0.66$ 、 $\eta=68.4\%$ となることなどが読み取れる。

図6はこの実機搭載用無段変速機を試作し、運転性能試験を行った際の実験装置を写真で示す。この場合、駆動にはDCサーボモータ〔東芝製TIKK-FBK8型〕を用い、その後方にトルク検出器〔小野測器製DP-20型〕を介して無段変速機を設置し、さらに動力計〔西芝電機製NEDO-146型〕に連結した。

試験では、駆動モータにより入力回転数を一定に保ち、油圧ポンプとモータ〔萱場工業製斜板式アキシシャルピストンポンプ・モータPSV-23C型・MSV-23C型〕の斜板を調整して両者の角速度比 i_{PM} を定め、動力計により負荷を徐々に増大させつつ各々のトルクと回転数の値を記録した。

図7にこれらの記録の内から入力回転数 $n_i=2600\text{ min}^{-1}$ の場合について、横軸に角速度比 i_{PM} を縦軸に効率と速比を採った運転性能曲線を示す。

図7より、 $i_{PM}=0.97$ 付近で $u=0$ 、 $\eta=0$ となり、 $i_{PM}=0.066$ で $u=-0.21$ 、 $\eta=85\%$ (理論値は $\eta=89.8\%$)の最高値を示し、 $i_{PM}=-1.8$ のときは $u=-0.66$ 、 $\eta=65\%$ (理論値は $\eta=68.4\%$)を示すことなどが読み取れる。これらの効率はいずれも理論値に近い値を示しており、解析理論に基づく設計法の妥当性が検証された。

4. 開発事例

図8は、新型無段変速機開発の対象としたトラクタと変速機の部品などを写真で示す。この車両の仕様は、原動機出力24.6kW、車体重量12000N、車速は0~14km/hであり、主に軽土木作業や芝刈り作業に用いられるトラクタである。このトラクタは、従来からHSTを搭載した車両として市場で一定の評価を得ている。しかし、「作業を行う速度域は無段階に変速したい」、「作業時の燃費を向上したい」、さらには「作業時の速度域で大きな駆動トルクを確保したい」などの顧客要求が多くあり、本研究で開発した無段変速機はこれらの要求に応えようとするものである。

また、このトラクタはフロントローダ作業に用いられることが多く、前後進を繰り返す頻度が高いた

Fig.5 Theoretical velocity ratio and efficiency

Fig.6 Test view of HMT for tractor

Fig.7 Experimental results

図9に示す無段変速機を搭載したトラクタにより、運転性能評価試験行ない、これらの結果とHSTを

実機車両による運転性能評価試験は、次のように行った。まず、実機車両の左右駆動軸からタイヤを取り外し、車軸動力計「Japan FAWICK 製 PAD-503B 型」を連結した。次に、クラッチ I を前進または後進に切り換え、原動機を始動し所定の回転数に設定し、油圧ポンプ・モータの斜板を調整し（角速度比 i_M を調整し）車軸の回転数が所定の値となるように設定した。そこで、動力計により車軸の負荷トルクを徐々に増大させつつ、負荷トルクと回転数の値を記録した。

Fig.9 Schematic diagram of prototype Tractors CVT

図 10 に、上述の試験結果の内から、前進で原動機の回転数 2600 min^{-1} の場合の運転性能曲線を示す。この場合、出力力は左右の車軸の計測値を合計している。横軸には実機の速比 u を示し、縦軸には効率を示している。また図 10 には、HST を搭載した従来機について同様な運転性能評価試験を行った結果も表している。

図 10 から、HST を搭載した従来機の運転効率は最高値で 67% 程度であるのに対して、新たに開発した HMT 機の運転効率は最高値が 85% 程を示しており、すべての速度域において大幅な効率の向上を実現していることが確認できる。

図 11 は、前述と同様の試験結果を、横軸を車両の走行速度に換算して表し、縦軸に負荷トルクを車両の駆動トルクとして表したものである。図 11 から、HST 搭載の従来機は低速度域で大きい駆動トルクを得るためには、一旦停止し副変速を L 速に切り換える必要のあることが読み取れる。一方、新開発の HMT 搭載機は、すべての速度域で無段変速が可能であり、かつ高い駆動トルクを確保できることが判明し、作業能率が飛躍的に改善されたことが解る。

6. 結 言

第 1 報で述べたトラクタ用無段変速機の基礎的設計と試作実験の結果を元に、実機搭載用無段変速機として要求される基本特性を明確にし、これらに最もよく適合する変速機を計画し、設計試作と運転性能評価試験を行った。その結果、次のような成果を得た。

- (1) HST のみによる従来からの代表的な無段変速機に比べ、最高効率が約 20% 高い無段変速機を開発した。
- (2) 解析理論と実機による評価試験結果とがよく一致することを確認し、同様な無段変速機の開発に指針を示し、車両への適用を考慮した設計手法を構築した。
- (3) 前後進切り換え用クラッチを設けることで、前進および後進とも同一の高効率な無段変速機を実現し、顧客から特に需要の多いフロントローダ作業時の要求に応えた。

Fig.10 Experimental results (efficiency)

Fig.11 Experimental results (torque curves)

文 献

- (1) Matsura, K., Hydrostatic Transmission Composed with 2 Speed Hydraulic Motor Unit (in Japanese), *Kayaba Engineering Review*, Vol.21(2000), pp.45-50.
- (2) Nakaya, A. and Matsushita, K., HST of Tractor (in Japanese), *Hydraulics & Pneumatics*, Vol.8, No.2(1997), pp.58-63.
- (3) Nakazawa, M. et al, A Development of Tractor's Continuously Variable Transmission based on Combined Planetary Gear Train, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.71, No.703(2005), pp.1091-1096.
- (4) Morozumi, M., Theory and Calculation Method for Design of Planetary Gears and Differential Gears (in Japanese), (1989), p.89, Nikkan-Kogyo-Shinbun-Sha.