

○北見工大(院) 多田英治 川鉄テクノ 平田和博 北見工大 飛澤宏哉 北川武揚

1. はじめに

動力伝達装置はあらゆる分野の機械装置において必要不可欠な要素であり、これには高効率、高負荷性能、低振動、低騒音、小型軽量、低価格であることが望まれる。また、変速装置においては、円滑かつ広範囲な変速域を得ようとするとその構造が複雑になるのが一般的であり、構造が簡単でより実用的な変速装置の開発が必要である。それらの必要性から、本研究は遊星歯車機構を用いた広範囲な変速域を持ち、構造が簡単でさらに円滑かつ高効率な運転制御を可能とする変速装置を開発・設計することを目的としている。

本報では、考案した差動歯車装置を用いた無段変速装置の構造について説明し、その効率、動力伝達特性等を明らかにするための理論的考察並びに検討を行った。なお差動歯車装置の理論については、両角の著書<sup>1)</sup>を参考にした。

2. 無段変速装置の基本構造

本研究では、表1に示すようなモジュール1.5の歯車の歯数の異なる2台の変速機①・②を用意した。図1に变速機①の概念図を示す。本装置は、2K-H型差動歯車装置(I型)<sup>1)</sup>とほぼ等価である。基本的に、入力軸動力Nmは歯車A'、B'を経て出力軸Sへ、また制御軸動力Ncは、歯車B、C、C'、B'を経て出力軸Sに伝達され、NmとNcの合計が出力軸動力Nsとなる。

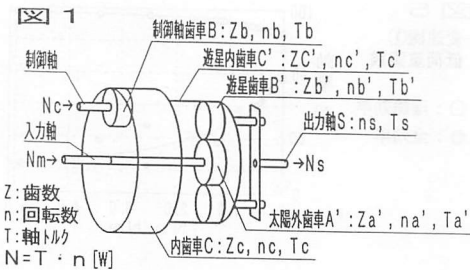


表1

変速機	Za'	Zb'	Zc'	Zb	Zc
①	15	27	69	20	130
②	14	58	130	20	90

※但し②のZcは外歯車

3. 理論計算式の導入

3-1 3軸の回転数・軸トルクの関係式

変速機①・②の各軸の回転数、軸トルクの関係式を示す。ただし、トルクの関係式については、損失はないものとする。また各パラメーターは、図1による。

・変速機①

$$(\therefore) ns_0 = (na' \cdot Za' \cdot Zc + nb \cdot Zb \cdot Zc') / Zc \cdot (Za' + Zc') \quad (1)$$

$$(\therefore) Ts_0 = (Za' + Zc') (Ta / Za + (Tb \cdot Zc / Zb \cdot Zc')) \quad (2)$$

・変速機②

$$(\therefore) ns_0 = (na' \cdot Za' \cdot Zc - nb \cdot Zb \cdot Zc') / Zc \cdot (Za' + Zc') \quad (3)$$

$$(\therefore) Ts_0 = (Za' + Zc') (Ta / Za - (Tb \cdot Zc / Zb \cdot Zc')) \quad (4)$$

3-2 効率の計算式

動力伝達装置における効率は、次式で表される。

$$\frac{N_o \text{ [総出力動力]}}{N_i \text{ [総入力動力]}} \quad (5)$$

本変速機の効率には、差動歯車機構の効率計算式<sup>1)</sup>を適用し、これより求められる効率を理論効率ηとす。歯車Bと歯車Cのかみ合い効率をη<sub>1</sub>、歯車C'と歯車B'のかみ合い効率をη<sub>2</sub>、歯車B'と歯車A'のかみ合い効率をη<sub>3</sub>とすると、基準効率η<sub>0</sub><sup>1)</sup>は、η<sub>0</sub> = η<sub>1</sub> · η<sub>2</sub> · η<sub>3</sub>となる。ここで、各軸において回転方向とトルク方向が同じときに駆動軸、逆のときに従動軸とすると、基準効率を考慮した本変速機の理論効率ηを求める式は、各軸の回転速度の関係とそれぞれの軸を駆動軸とするのか従動軸とするのかで異なる<sup>1)</sup>。よって入力軸と制御軸を駆動軸、出力軸を従動軸と定め、次式を導入した。

$$\cdot 0 < nc' < ns < na' \text{ のとき}$$

$$\eta = (1 + \eta_{oi_0})(na' + i_{oi}nc') / (1 + i_{oi})(na' + \eta_{oi_0}nc') \quad (6)$$

$$\cdot 0 < na' < ns < nc' \text{ のとき}$$

$$\eta = (\eta_{oi_0} + i_{oi})(na' + i_{oi}nc') / (1 + i_{oi})(\eta_{oi_0}na' + i_{oi}nc') \quad (7)$$

従ってこの場合、本変速機の機械損失等を含めた全効率η<sub>ex</sub>は、次式で表される。

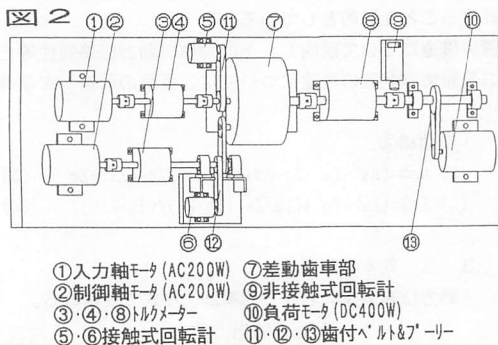
$$\eta_{ex} = \frac{Ns (=No)}{Nm + Nc (=Ni)} \quad (8)$$

4. 2軸入力による無段変速装置の特性実験

図2に考案した無段変速装置の概要を示す。装置の、動力特性、効率特性を明らかにするために実験を行っ

た。

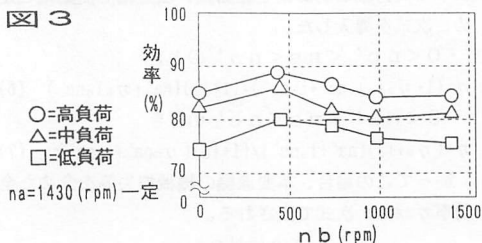
実験方法は、出力軸の負荷  $T_s$  を DC モータにより高負荷 (10.8 [n·m])、中負荷 (7.8 [n·m])、低負荷 (4.9 [n·m]) の 3 段階に設定し、入力軸モータの回転数を 250rpm から 1440rpm の間で 5 段階に分けて定速運転とした。制御軸回転数は加速度を 1440rpm/90s に設定し、出力軸負荷・入力軸回転数の各条件で昇速した。また、入力軸と制御軸はそれぞれを同方向、逆方向に回転させた。



## 5. 実験結果の検討

### 5-1 伝達動力と効率の関係

変速機②の出力軸負荷と全効率の関係を示すグラフを図3に示す。この図が示すように、負荷が高くなるほど全効率の値が良くなっている。変速機①でも同様の結果が得られた。これは伝達する動力と各歯車におけるかみ合い損失との割合が変わることを示している。つまり変速機を構成する歯車のモジュールと伝達する動力の間に、動力を高効率に伝達するための最適な関係があることを示している。



### 5-2 制御軸歯車の回転数と効率の関係

理論効率と全効率の比較するため、図4に変速機①における出力軸荷重を低負荷一定、 $n a' = 1430$  [rpm], 500 [rpm] としたときのそれぞれの効率と  $n b$  との関係を示す。

この図が示すように、 $n b$  が増えるにつれ全効率の値は低下しており、理論効率とはその傾向が異なる。また  $T b$  と全効率の低下は無関係であった。理論効率を求める式(6)(7)は 2K-H 型差動歯車装置 (I 型) の効率を求める式である。本変速機にはこれには含まれない歯車のかみ合い要素である制御軸歯車が存在する。従って理論効率と全効率の傾向が異なるのはこの部分に関係がある。つまり図4は制御軸歯車の回転数が大きくなるほど内歯車 C とのかみ合う部分での損失が大きくなっており、この損失が全効率に大きく影響していることを示している。このことは図5からも明らかで、2軸からの総入力動力のうち、動力の配分が制御軸に偏るほど全効率の値が低下している。

図4

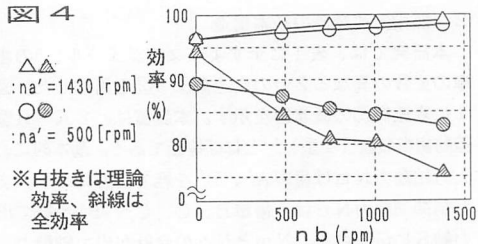
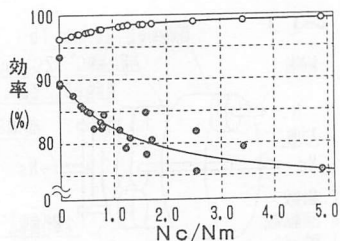


図5

変速機①  
 低荷重実験

○: 理論効率  
 ●: 全効率



## 6. まとめ

本変速機の効率には、構成する歯車のモジュールと伝達動力との間に最適な関係があり、さらに制御軸歯車と内歯車のかみ合い部分における「回転数によって変化するかみ合い損失」が大きく影響していることを示した。

### 《参考文献》

- 1) 両角宗晴: 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法 日刊工業新聞社、1989
- 2) 北川武揚: 遊星歯車装置を用いた高減速・可逆無段変速機の開発、日本設計工学会「講演論文集 No91-秋季」