

高速大容量遊星歯車変速機の性能

Performance of High Speed and Large Capacity Planetary Gears

高 西 忠 司*
Tadashi Takanishi阿 部 勢 武 夫*
Semuo Abe岸 正 也**
Masaya Kishi

要 旨

高速大容量遊星歯車変速機の性能を確認するため、伝達容量 3,000 kW の遊星歯車変速機を選び、動力循環方式で効率、振動および騒音を測定した。性能は従来の平行軸歯車変速機に比べて優秀であることを確認した。

伝達容量 3,000 kW、低速軸回転数 1,500 rpm、高速軸回転数 5,100 rpm における効率は 98.6%、振動は最大全振幅で 11 μ 、騒音は約 93 ホンである。

1. 緒 言

遊星歯車変速機は、従来、非常に多く使用されている平行軸歯車変速機に比べ、小形軽量で、入出力軸が同一軸心上に配置され、効率が高く、振動、騒音が低いなど多くの利点がある。このため、近年、一般産業機械の高速大容量歯車増減速の分野に需要が増大している。

高速大容量遊星歯車変速機は比較的新しい製品であるため、これを使用するにあたっては当然性能の確認が必要である。性能のうち耐久性はある程度計算で推定できるが、効率、振動、騒音は計算による推定が非常に困難である。したがって実測によって確認する必要がある。

本報では前述の性能を確認するため、高速大容量遊星歯車変速機として最も需要の多い 3,000 kW を選び、動力循環方式で効率、振動、騒音を測定し、性能の優秀性を確認したので、その経過を述べる。

2. 遊星歯車変速機の構造

本測定に使用した遊星歯車変速機は、遊星歯車機構において最も重要な動力等配機構を積極的にとり入れた構造である。主要部品は太陽歯車、複数の遊星歯車、内歯車および遊星腕である。これらのうち内歯車、遊星腕の一方を固定することによって、表 1 に示すプラネタリ形とスター形に分けられる。プラネタリ形は内歯車を固定したもので、プラネタリ形、スター形のいずれを採用するかは、変速比、入力軸と出力軸の回転方向によって決められる。

太陽歯車、遊星歯車はやまば歯車であるが、内歯車は左、右はすば歯車に分かれ、ギヤカップリングで連結されている。複数の遊星歯車の伝達動力の均等化を行なうため、太陽歯車はダブルギヤカップリングを介して高速軸に連結し、かみあい中自動調心する構造になっている。このため太陽歯車の軸受は不要である。同様に内歯車もダブルギヤカップリングを介して歯車箱(プラネタリ形)または低速軸(スター形)に連結される。左、右はすば歯車に伝達動力の不同が生じた場合は軸方向に移動して動力が均等化される。

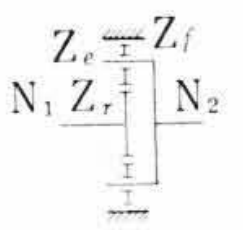
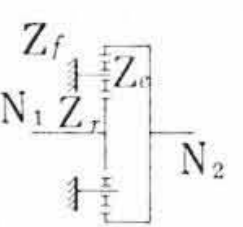
3. 測 定 装 置

効率、振動、騒音の測定を高精度に行なうため、測定には動力循環方式を採用した。動力循環方式には①電動機容量が測定容量の数十分の 1 でよい、②動力の吸収装置が不要である、③測定精度が高いなどの利点がある。測定に使用した高速大容量遊星歯車変速機の仕様は次のとおりである。

* 日立製作所亀有工場

** 日立製作所機械研究所

表 1 遊星歯車変速機の形式

形 式 名	変速比範囲	高速軸と低速軸の回転方向	構 造	変速比 $\frac{N_1}{N_2}$	固 定
プラネタリ	約 3~12	同 方 向		$\frac{Z_f}{Z_r} + 1$	内 歯 車
ス タ ー	約 2~11	逆 方 向		$-\frac{Z_f}{Z_r}$	遊 星 腕

N_1 : 高速軸回転数, N_2 : 低速軸回転数, Z_r : 太陽歯車の歯数, Z_e : 遊星歯車の歯数, Z_f : 内歯車の歯数

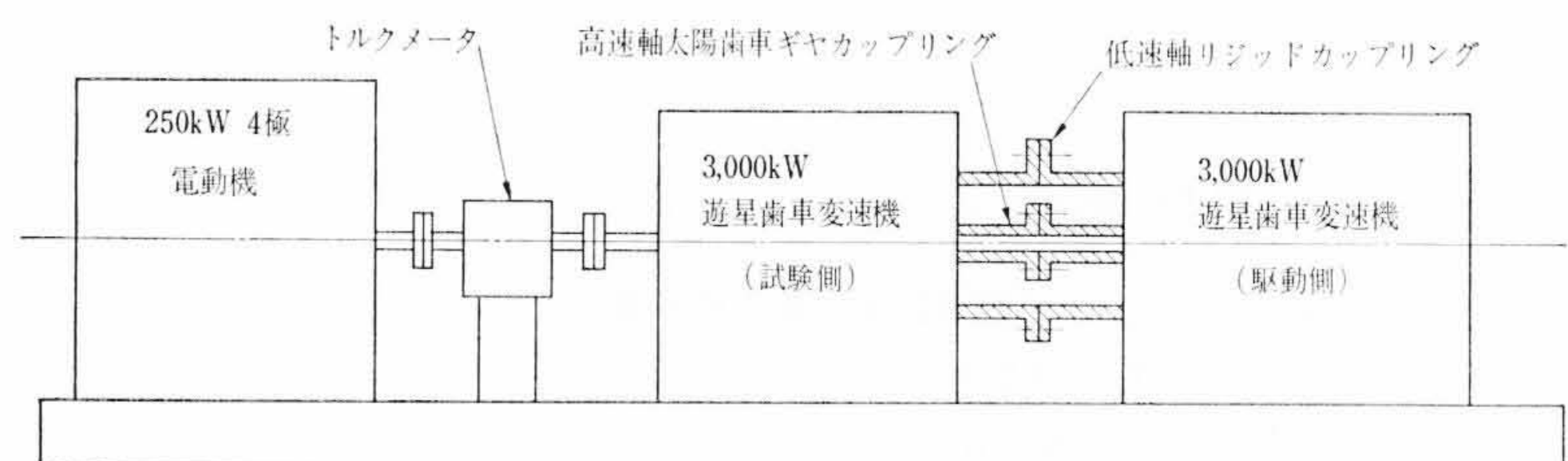


図 1 動 力 循 環 方 式

伝 達 容 量 : 3,000 kW (プラネタリ形)

高速軸回転数 : 5,100 rpm

低速軸回転数 : 1,500 rpm

使用潤滑油 : JIS 無添加タービン油 1 号

動力循環方式のため図 1 のように 3,000 kW 遊星歯車変速機 2 台を低速軸はリジッドカップリングで、高速軸(太陽歯車)は太陽歯車ギヤカップリングでそれぞれ連結される。本装置は 250 kW 4 極の電動機で回転され、回転に必要なトルク(遊星歯車変速機 2 台分の損失トルク)はトルクメータで測定される。遊星歯車変速機の循環トルク(伝達トルク)は駆動側の内歯車を外部よりねじることによって運転中自由にかけることができる。循環トルクは駆動側の内歯車ギヤカップリングの外周に接着したひずみゲージのねじりひずみを測定して求めることができる。測定装置の外観を図 2 に示す。

4. 測 定 方 法

4.1 効 率 の 測 定

(1) トルクメータによる方法

測定装置は動力循環方式であるため、循環動力(遊星歯車変速機の伝達容量)の損失動力分を外部から電動機で供給すればよい。この供給動力は図 2 のトルクメータで測定される。電動機による供給動力は 2 台の遊星歯車変速機の損失動力に相当し、1 台の損失動力はその半になるものと考えられる。循環動力を A(kW)、供給動

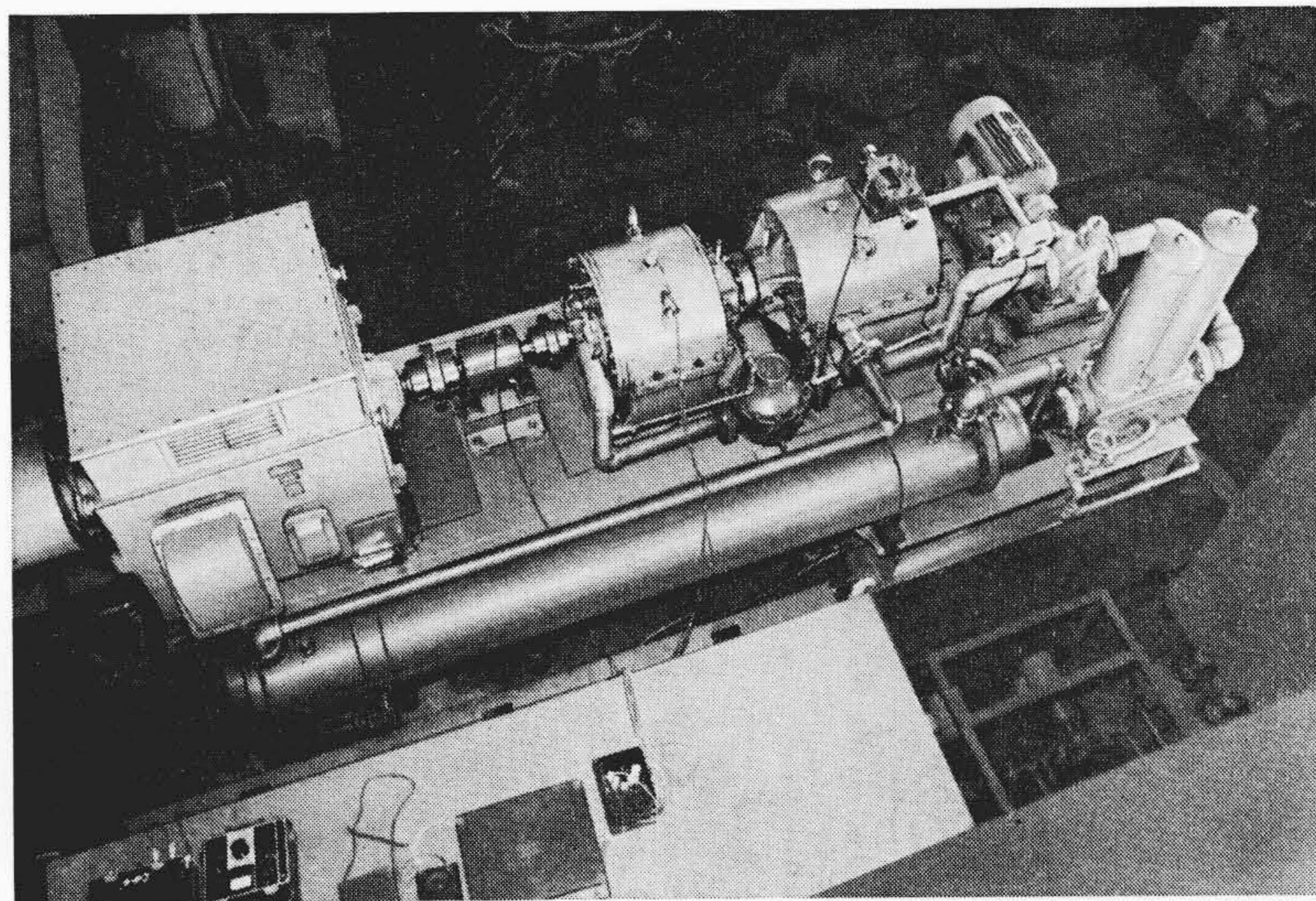


図2 動力循環方式

力を $B(\text{kW})$ とすると、効率 η は次の式になる。

$$\eta = \frac{A - B/2}{A} \times 100(\%)$$

(2) 損失熱量による方法

動力循環方式は測定精度は高いが、構造上、製品の試験に適用されにくい欠点がある。そこで普通の使用状態で最も簡単に効率を測定する方法として、損失熱量を求めて効率を計算する方法が便利である。動力損失はほぼ全損失が熱になると考えられるので、定常運転状態において、潤滑油によって持ち去られる熱量および歯車箱表面から放散する熱量を計算して効率を求め、前述のトルクメータによる方法と比較した。潤滑油温度は CA 熱電対とサーミスタ温度計により、歯車箱出口および入口で測定された。また歯車箱にはいる油量の測定はオーバル流量計によった。歯車箱表面から放散される熱量を $Q_1(\text{Kcal/min})$ 、潤滑油によって持ち去られる熱量を $Q_2(\text{Kcal/min})$ 、とすると損失熱量 $Q(\text{Kcal/min}) = Q_1 + Q_2$ となる。一方熱量に換算した循環動力を $A'(\text{Kcal/min})$ とすると効率 η' は

$$\eta' = \frac{A' - Q}{A'} \times 100(\%)$$

となる。

4.2 振動の測定

振動計 1-117 形 (Consolidated Electrodynamics, Co. 製) を使用し軸受部、歯車箱側面、ベースの各点を測定した。

4.3 騒音

騒音計 A-30 形 (山越製) を使用し、軸心高さで歯車箱より 1 m の距離のところで測定した。

5. 測定結果

5.1 効率

(1) トルクメータによる測定

潤滑油給油量 200 l/min 、給油温度 43°C における伝達容量と効率の関係を図 3 に示す。3,000 kW における効率は 98.6% である。この測定値より推定すると遊星歯車変速機の効率は従来の平行軸歯車変速機に比べて少し高いと考えられる。一方効率は給油温度、給油量によって変わり、その関係は図 4 に示すとおりである。給油温度が高く (粘度が低い) 給油量が少ないほど効率は高くなる。

(2) 損失熱量による方法

測定結果を表 2 に示す。損失熱量のうちほとんどが潤滑油によって持ち去られる熱量で、歯車箱表面から放散する熱量は潤滑油によって持ち去られる熱量の数% である。この理由は、遊星歯車変速機

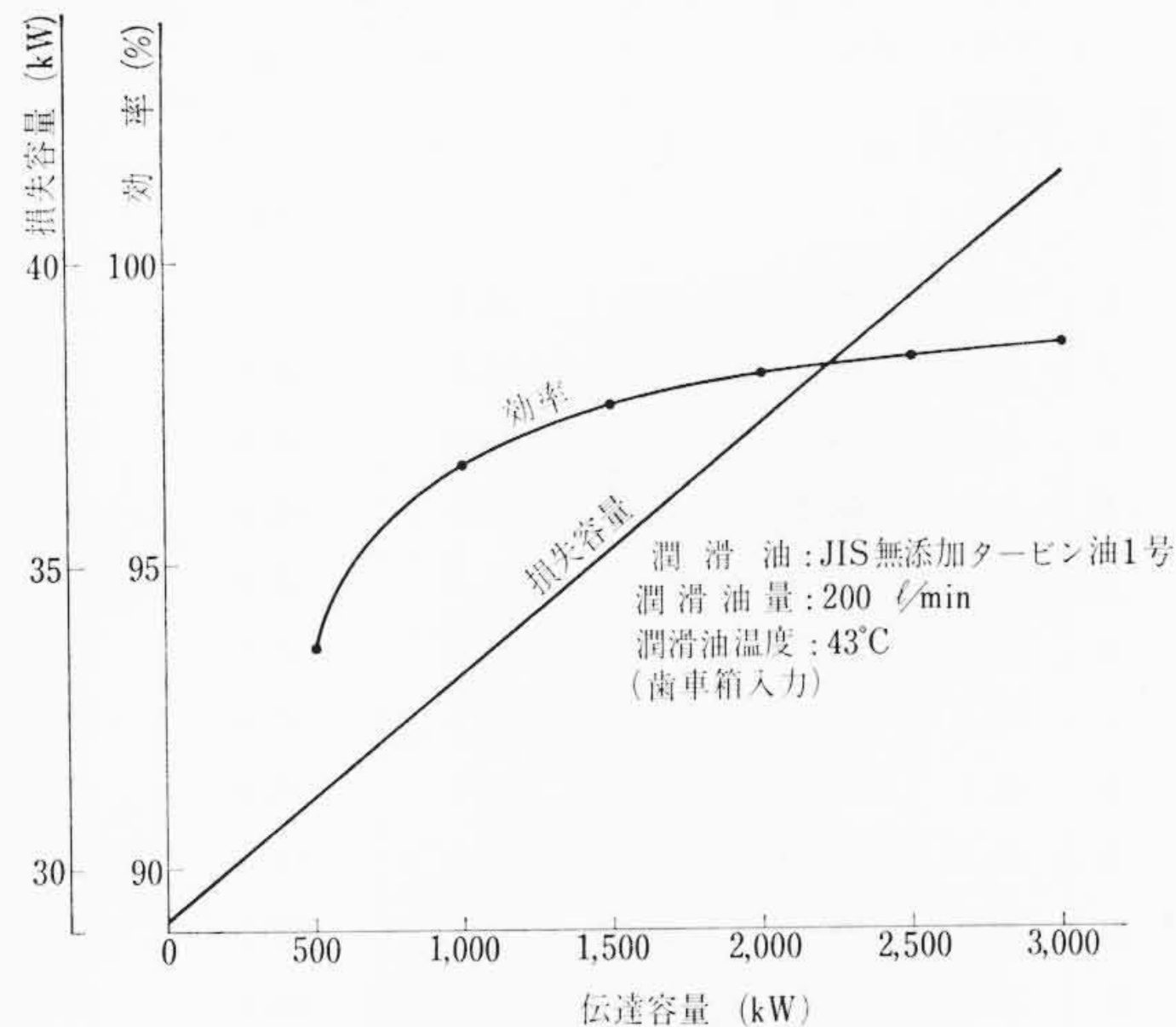


図3 効率および損失容量

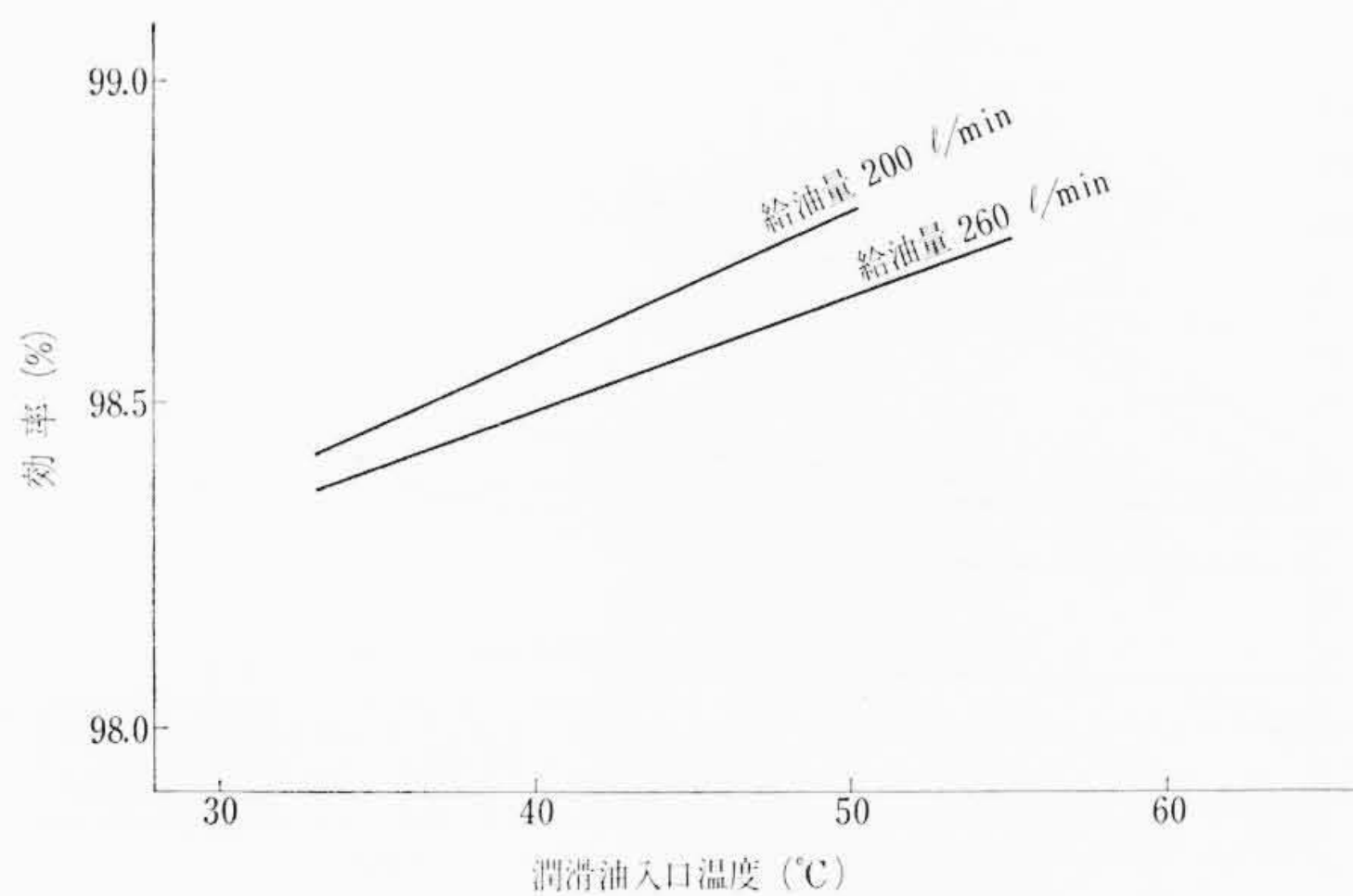


図4 効率

が非常に小形、軽量化されているので伝達容量の割に歯車箱の表面積が小さいためである。トルクメータによる効率測定値 η と損失熱量による効率測定値 η' は表 2 に示すように非常によく一致する。それゆえ損失熱量による効率測定法は実用に適した方法である。しかし、測定精度に潤滑油の温度測定の誤差が大きく影響するので、潤滑油の温度測定精度には十分注意する必要がある。

次に潤滑油の給油量について述べる。高速大容量遊星歯車変速機では損失熱量はほとんど潤滑油によって持ち去られるので、給油量も潤滑油によって持ち去られる熱量と許容温度差によって決められる。いま伝達容量 $P(\text{kW})$ 、効率 $\eta = 98.5\%$ 、潤滑油の比重 $\gamma = 0.86 \text{ kg/l}$ 、比熱 $C = 0.45 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$ とし、歯車箱出入口の潤滑油の許容温度差 (温度上昇) を $t^\circ\text{C}$ とすると、給油量 $L(\text{l/min}) = 0.556 P/t$ となる。

5.2 振動

測定結果を図 5 に示す。試験側の歯車箱軸方向の振幅が最も大きく全振幅で 11μ である。一方駆動側は 7μ である。この値は 3,000 kW クラスの平行軸歯車変速機と比較して、ほぼ同程度と考えられる。試験側と駆動側の振幅の差は両歯車箱の剛性の差によって生じたものである。したがって歯車箱の剛性を増すことによって、振幅をさらに小さくすることが可能である。

5.3 騒音

測定結果を図 6 に示す。伝達容量が増すと騒音も増大する。しかし 2,000 kW ~ 3,000 kW の間ではあまり変わらない。3,000 kW で 95 ホンである。この値は 3,000 kW 2 台連結した動力循環方式における値であり、3,000 kW 1 台の騒音は約 93 ホン程度と推定される。

表 2 効 率 測 定 結 果 伝 達 容 量 $A=3,000\text{ kW}$

測定 番号	項 目	トルクメータの測 定値から求めたも の		潤 滑 油 量 (1 台分) L (l/min)	温 度 (℃)					歯車箱表面 から放散す る熱量 Q ₁ (kcal/min)	潤滑油が持 ち去る熱量 Q ₂ (kcal/min)	Q ₁ +Q ₂ (kcal/min)	Q=Q ₁ +Q ₂ から算出 した 効 率 η' (%)	η'/η
					潤 滑 油			歯 車 箱						
		損失動力 (1 台分) B (kW)	効 率 η (%)		入 口 t ₁	出 口 t ₂	タンク	表 面 t ₃	付 近 t ₀					
1		47.4	98.42	200	33.0	41.0	39.0	36.0	16.5	9.3	616	43.65	98.55	1.0013
2		47.1	98.43	200	33.5	41.5	39.0	37.0	18.0	9.1	616	43.64	98.55	1.0012
3		42.9	98.57	200	39.0	46.5	46.0	43.0	24.0	9.1	578	40.95	98.64	1.0007
4		40.5	98.65	200	43.0	50.0	49.0	46.0	24.0	10.5	539	38.35	98.72	1.0007
5		37.2	98.76	200	48.5	55.0	55.0	51.0	26.0	11.9	501	35.80	98.81	1.0005
6		36.9	98.77	210	50.5	56.5	56.0	51.0	25.0	12.4	485	34.70	98.84	1.0007
7		48.6	98.38	260	33.5	40.0	39.0	35.5	19.0	7.9	651	46.00	98.47	1.0009
8		44.1	98.53	250	40.0	46.0	46.0	44.0	20.0	11.4	578	41.10	98.63	1.0010
9		41.7	98.61	250	46.0	51.5	51.0	45.5	22.0	11.2	530	37.75	98.74	1.0013
10		38.7	98.71	260	52.5	57.5	57.0	50.5	24.0	12.6	501	35.90	98.80	1.0009
11		35.1	98.83	270	60.5	65.0	65.0	60.5	28.5	15.3	468	33.70	98.87	1.0004

$Q_1=KS(t_3-t_0)$, $Q_2=L\gamma C(t_2-t_1)$, 熱通過係数 $K=0.22\text{ kcal}/\text{min m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 歯車箱の放熱面積 $S=2.03\text{ m}^2$, 潤滑油の比重量 $\gamma=0.845\sim 0.865\text{ kg}/l$, 潤滑油の比熱 $C=0.445\sim 0.455\text{ kcal}/\text{kg }^{\circ}\text{C}$

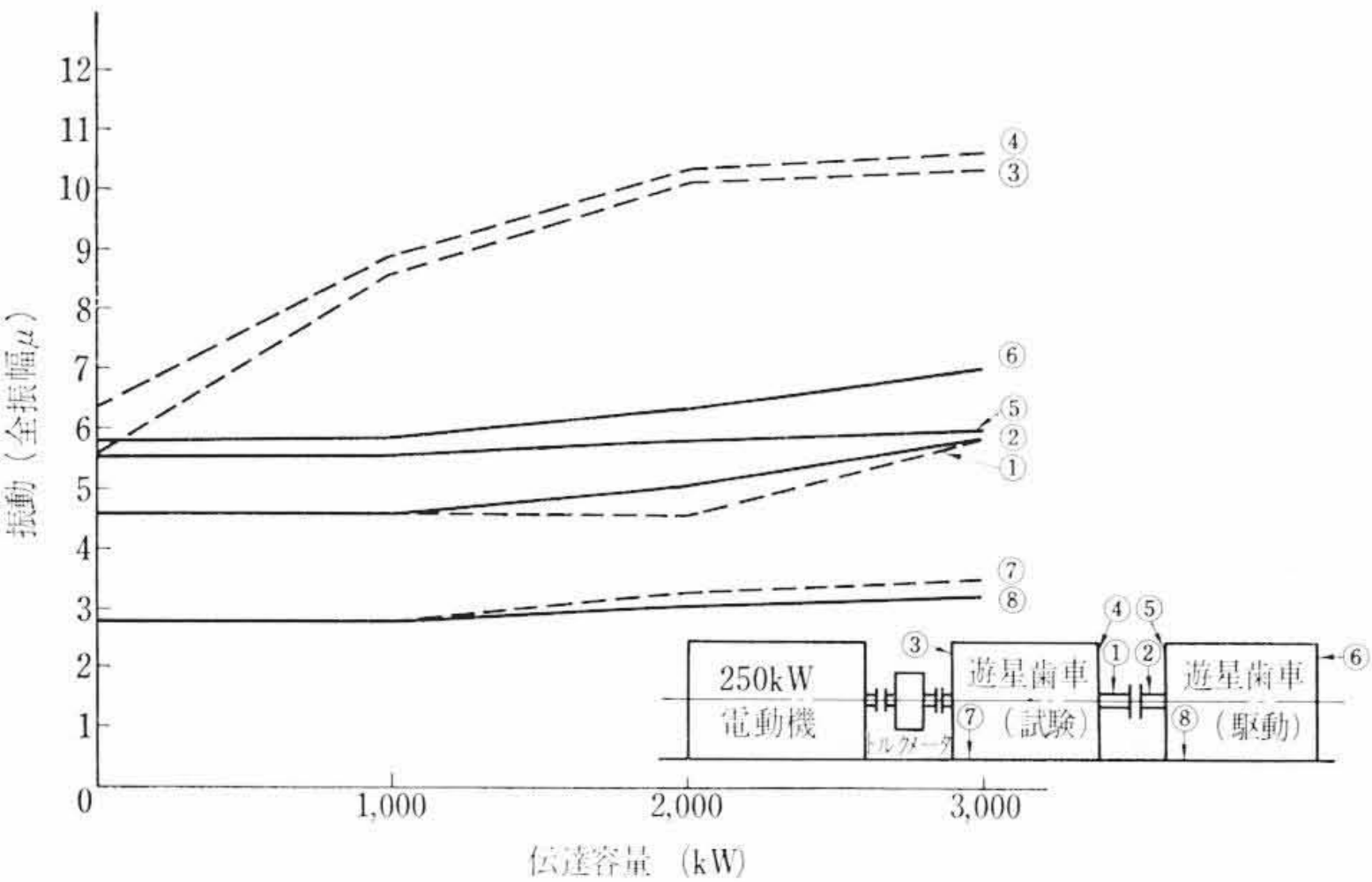


図 5 振 動 (全振幅)

この値は従来の平行軸歯車変速機に比較して数フオン低いと推定される。

6. 結 言

伝達容量 3,000 kW, 回転数 1,500/5,100 rpm の遊星歯車変速機の効率, 振動, 騒音を動力循環方式で測定した結果, 従来の平行軸歯車変速機より優秀な性能をもっていることが確認された。

- (1) 効率は伝達容量, 潤滑給油量, 給温温度によって変わる。
無添加タービン油 1 号を使用し, 給油量 200 l/min , 給油温度 43 $^{\circ}\text{C}$ で効率は 98.6% である。損失熱量は潤滑油で持

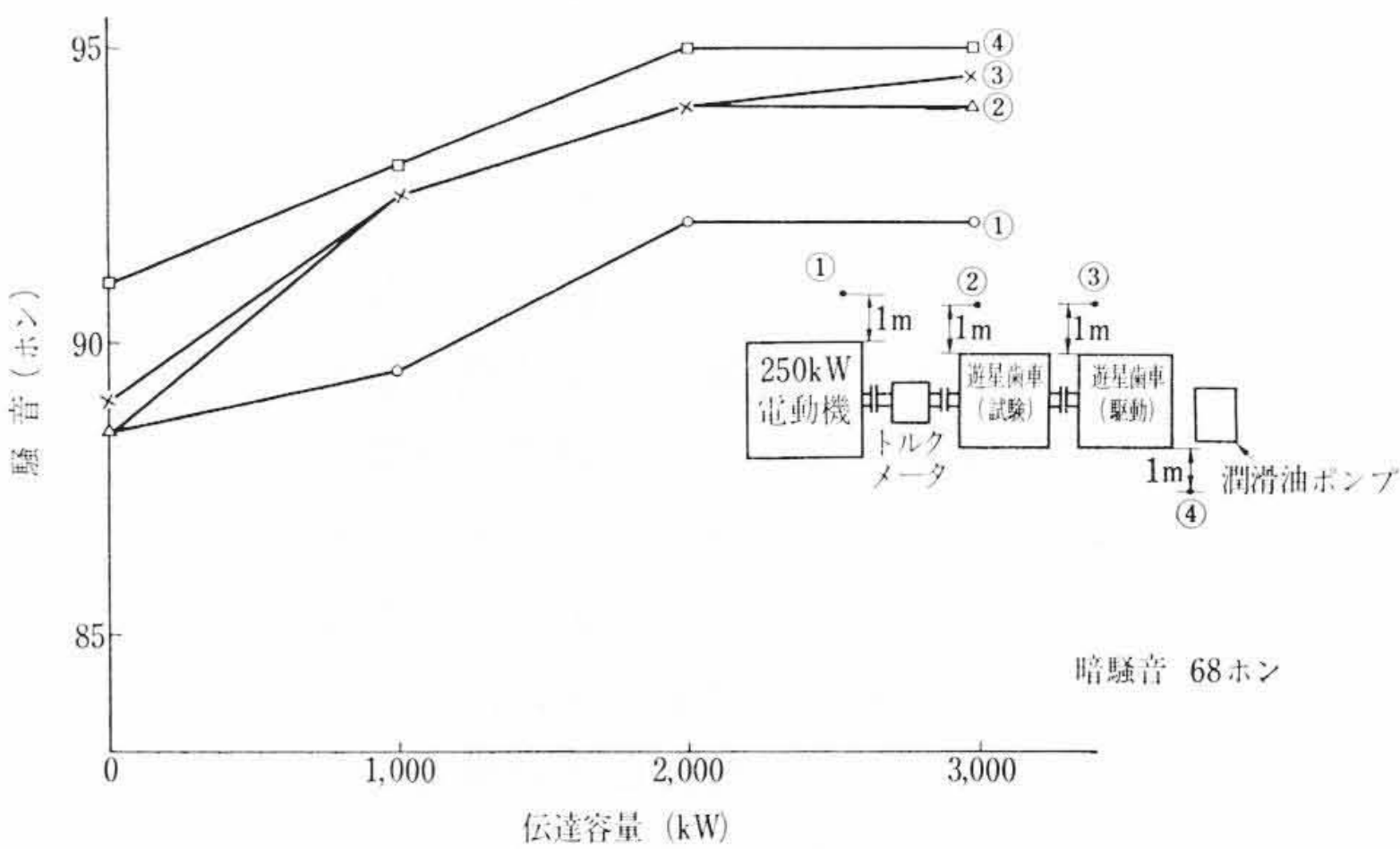


図 6 騒 音

ち去られる熱量と歯車箱表面から放散する熱量にほぼ等しく高速大容量遊星歯車変速機では潤滑油によって大部分の損失熱量が持ち去られるので, 損失熱量から効率を求める方法は実用に適している。

- (2) 振動は全振幅で最大 11 μ である。振幅は歯車箱の剛性に影響される。
- (3) 騒音は単体で約 93 ホンである。伝達容量が増すと騒音も増大するが, 2,000 kW $\sim$ 3,000 kW ではあまり変わらない。
- 終わりに臨み, 種々ご指導いただいた日立製作所中央研究所, 機械研究所の関係各位に深謝の意を表する次第である。