

遊星歯車装置の騒音に関する研究*

日高照晃**・杉本信行***

Study on Noise of Planetary Gear System

Teruaki HIDAHA and Nobuyuki SUGIMOTO

Abstract

As a planetary gear system is very compact and efficient, it is often used in many kinds of industrial fields. But as the planetary gear system has complex mechanisms and many parts, it is suggested that noise and vibration occur easily.

There are many investigations on the noise of a pair of external gears, but there are few reports about the noise of planetary gear system that has internal gear.

This report presents the results of measuring sound pressure and analyzing frequency spectrum of it that the planetary gear system produces. Also for the purpose of considering the relationship between the sound pressure level and the quality of load distribution rate of planetary gear system two kinds of sun gear, that influences load distribution rate, is used.

1. 結 言

遊星歯車装置は複数個の遊星歯車が同時に太陽歯車や内歯車とかみあうので、1箇所でのかみあい誤差が他の箇所でのかみあいに影響をおよぼす。したがって一般の歯車装置と異なり、遊星歯車装置は歯車のピッチ誤差や歯形誤差などのほか歯車の偏心誤差や組立誤差によっても振動や騒音が生じることが考えられる。また構造が複雑で部品点数が多いことや、振動の生じやすい薄肉内歯車が使用される場合もあることから、遊星歯車装置は騒音を発生する多くの要因を内在していると思われる。

歯車騒音の発生原因や伝播機構などについては近年かなり明らかにされてきており¹⁾²⁾³⁾、歯形修整を施すことや歯当りをよくすること、またピッチ点付近でくぼむような歯形誤差を避けること、ピッチ誤差などの歯車誤差をできるだけ小さくするといった歯車の騒音低減対策の基本が示されている。しかし遊星歯車装置から発生する騒音の原因としては、前述の原因のほか遊星歯車装置特有の問題である各遊星歯車への荷重

配分の不均一から生じる歯面動荷重の変動による振動や騒音も考えられ、単に一般の歯車装置の場合と同じ騒音対策を遊星歯車装置に適用するだけでは不十分のように思われる。したがって遊星歯車装置の騒音対策を行うには、まず遊星歯車装置からどのような性質を持った騒音が発生しているかを十分に把握しておく必要がある。

そこで本研究は遊星歯車装置から発生する騒音の基本的な性質を明らかにすることを目的として、運転中の遊星歯車装置の騒音測定を行い、伝達歯面荷重と騒音レベルとの関係、ならびに騒音の周波数成分についての考察を行った。また遊星歯車装置の荷重配分の良否と密接な関係がある太陽歯車の支持方法⁴⁾を変えて騒音測定を行うことにより、荷重配分の良否と騒音との関係について、実験的な考察も合わせて行った。

2. 実験装置と供試遊星歯車装置

歯車試験機は既存の動力循環式遊星歯車試験装置を使用した。この歯車試験機は動力源に11kWのコップ式無段変速モータを使用しており、遊星歯車装置の入力軸回転数を460rpm~3000rpm(遊星歯車装置のかみあい周波数 $f_z=113\text{Hz}\sim 736\text{Hz}$)の範囲で連続的に変速可能である。

歯車試験機には動力循環用歯車などがあり、これも

* 昭和57年11月4日 日本機械学会九州支部・中国四国支部合同企画熊本地方講演会にて講演

** 生産機械工学科

*** 山口県商工指導センター機械科

騒音源となることからこれらの騒音をしゃ音し、遊星歯車装置から発生する騒音のみを検出するための簡易音響箱を新たに製作し設置した。歯車試験機の写真を Fig. 1 に、簡易音響箱の概略を Fig. 2 に示す。この簡易音響箱は横 1.3m、縦 0.84m、高さ 1.3m の大きさで、遊星歯車装置の入出力軸を境にして上部を 4.5mm、下部を 9mm 厚さの鋼板壁で遊星歯車装置を密閉している。簡易音響箱の内部壁面には吸音材として 50mm 厚さのグラスウールを 3 層施した。また音響箱側面の防振のために、箱の側面の随所に補強用リブを施した。

供試遊星歯車装置の構造を Fig. 3 に示す。この遊星歯車装置は平歯車を用いたプラネタリー形で、キャリアと低速軸をギヤカップリングで連結することにより、各遊星歯車への荷重等配を図っている。なお Fig. 3 の

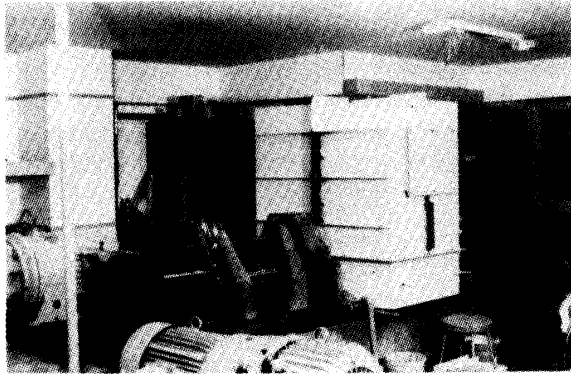


Fig. 1 Testing machine of planetary gear and acoustic box.

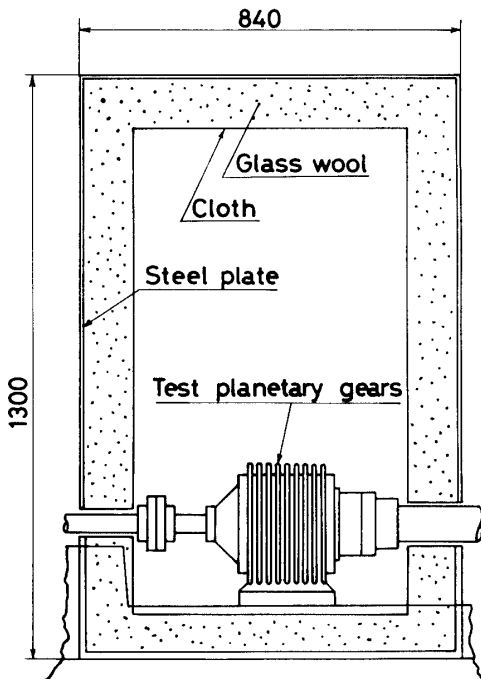
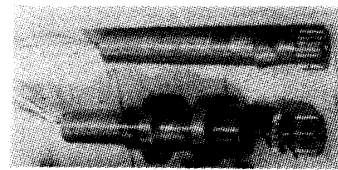
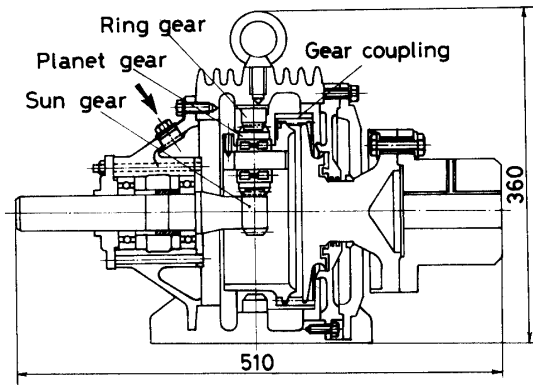


Fig. 2 Inside model of acoustic box.



← Bearing support
← Floating support

Fig. 3 Mechanism of testing planetary gear.

上段に示した遊星歯車装置には、入力軸と一体で歯切りされた太陽歯車をベアリング支持した場合を示したが、本実験ではこの太陽歯車の支持方法とは別に、入力軸とギヤカップリングで連結して支持される太陽歯車を装着した場合の遊星歯車装置についても実験を行った。したがってこれら 2 種類の太陽歯車の支持方法を区別する意味から、本報では入力軸と一体で歯切りされた太陽歯車の支持方法をベアリング支持、入力軸とギヤカップリングで連結した太陽歯車の支持方法を浮動支持と呼ぶことにする。支持方法の違う 2 種類の太陽歯車の写真を Fig. 3 の下段に示した。Table 1 は供試遊星歯車装置の要目で、ベアリング支持した太陽歯車を S1、浮動支持した太陽歯車を S2、3 個の遊星歯車を P1 1、P1 2、P1 3 として各歯車の誤差も示した。Table 1 中の () 内の数値は歯車の JIS 等級を表す。Fig. 4 には太陽歯車 S2、遊星歯車、内歯車の歯形誤差、歯すじ誤差の一例を示した。

3. 実験方法

歯車騒音の発生原因や特性を知るには、歯車箱をとり除いた状態で測定を行う方が明確と思われるが、遊星歯車装置の構造上歯車箱をとり除くことが困難であるため、歯車箱内部の騒音と歯車箱外部の騒音とに分けて測定することにした。歯車箱内部の騒音は、遊星歯車装置入力軸側の上部 (Fig. 3 の矢印の位置) からマイクロホン 20mm 程度挿入した位置で測定した。歯車箱外部の騒音は、半径方向の騒音として水平方向 2 箇所、鉛直方向 1 箇所、また軸方向の騒音として入

Table 1 Dimensions and accuracy of each gear

	Sun gear		Planet gear			Ring gear
	S1	S2	Pl 1	Pl 2	Pl3	
Number of teeth	18		31			81
Module	2.25					
Pressure angle	20°					
Face width mm	28.0		34.0			28.0
Material	SCM822		SCM822			SCM435
Lead error μm	3.0 (0)	3.0 (0)	3.0 (0)	2.0 (0)	3.0 (0)	6.0 (1)
Tooth profile error μm	4.0 (0)	7.0 (2)	7.0 (2)	7.0 (2)	4.0 (0)	6.0 (2)
Single pitch error μm	2.0 (0)	6.4 (2)	4.4 (1)	2.6 (0)	4.4(1)	10.0 (3)
Pitch variation μm	—	8.0 (2)	6.0 (1)	4.0 (0)	7.0 (2)	16.0 (4)
Accumulative pitch error μm	—	21.2 (2)	15.2 (0)	4.0 (0)	5.2 (0)	39.0 (3)
Run out μm	10.0 (0)	19.0 (2)	8.0 (0)	7.0 (0)	6.0 (0)	31.0 (3)
Speed ratio	5.5					
Maximum input revolution rpm	3000					
Maximum output torque kNm	1.0					

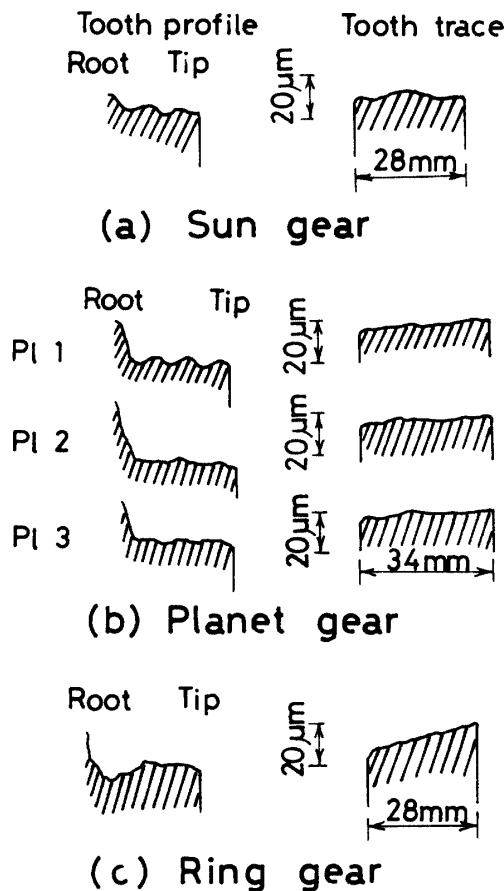


Fig. 4 Example of tooth profile and tooth trace.

力軸側における水平方向1箇所計4箇所、それぞれ歯車箱表面から150mmの位置にマイクロホンを設置して測定した。なお歯車箱内部の騒音測定時には、油の飛散からマイクロホンを保護するために厚さ50 μm のポリエチレンをかぶせたが、ポリエチレンカバーによる音の減衰は5kHz程度以内の音に対して3dB~6dB程度であった。

太陽歯車をベアリング支持ならびに浮動支持した場合のおのおのについて、伝達歯面荷重を1kN, 2kN, 3kNの3種類とり、かみあい周波数113Hz~736Hzの範囲をかみあい周波数25Hz間隔で騒音レベルをリニアスケールで計測した。なお測定器にはBrüel & Kjaer社の1/2コンデンサマイクロホンならびに精密騒音計を用い、騒音の周波数分析には三栄測器のFFT周波数分析器を使用して、その結果はX-Yレコーダで記録した。

4. 簡易音響箱の音響特性

外部からの音に対する簡易音響箱の減音効果を調べるために、音響箱の外側にスピーカを、内側にマイクロホンを置いて、音響箱がある場合とない場合の音圧レベルの差を求めた。Fig. 5は横軸に音源の周波数を、縦軸に減音度を取り、各周波数の音における音響箱の減音効果を示したものである。0.06kHz~5kHzの間

の各周波数の音に対して 40 dB 程度以上の減音効果が得られることがわかる。したがって音響箱外部からの空気伝播音が遊星歯車装置の騒音測定に与える割合は、非常に小さいものと考えられる。

Fig. 6 は音響箱内部の吸音効果を調べる目的で、音響箱内に置いた音源から受音点までの距離による音の減衰の測定結果を示したものである。音源としては直径 5 cm のスピーカを用い、0.3 kHz, 0.5 kHz, 0.7 kHz, 1 kHz, 3 kHz, 5 kHz の各周波数の音源について、スピーカからマイクロホンまでの距離をパラメータと

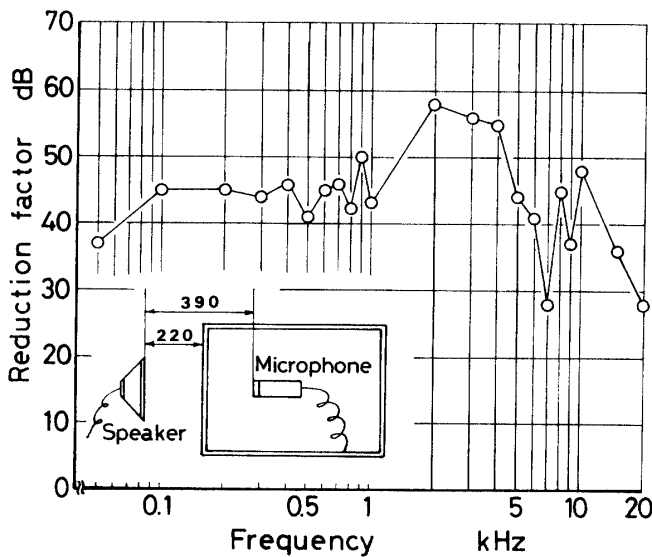


Fig. 5 Reduction factor of acoustic box.

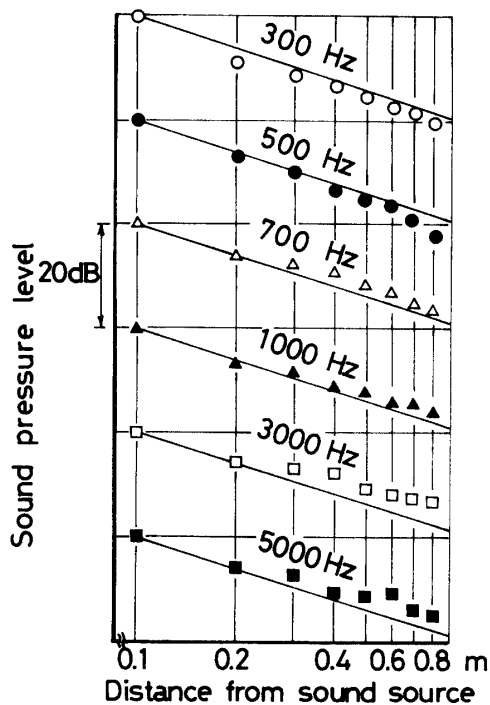


Fig. 6 Sound absorption in acoustic box.

り、各位置での音圧レベルを測定した。これより受音点が音源から 0.1 m のときの音圧レベルを基準にし、各位置での相対音圧レベルを求めて Fig. 6 に示した。さらに音源を点音源とみなしたときの理論上の音の減衰 $-6 \text{ dB/Double Distance}$ の傾きを表す直線も Fig. 6 中に合わせて示した。

各周波数での音圧レベルの減衰の様相から、音響箱内壁面での音の反射の影響はとくには認められず、箱内は狭い容積にもかかわらずほぼ自由音場に近い状態であると推測される。したがって音響箱内で測定される音は、遊星歯車装置から直接放射された音と考えることができる。しかし軸や実験装置の基礎を伝わって音響箱内にはいつてくる固体音を減音することは困難であった。

5. 実験結果と考察

5.1 歯車箱内部の騒音レベル

歯車箱内部の騒音レベルと伝達歯面荷重の大きさとの関係を、かみあい周波数の変化に対して Fig. 7, Fig. 8 に示す。Fig. 7 は太陽歯車をベアリング支持した場合、Fig. 8 は太陽歯車を浮動支持した場合であるが、ともに最低かみあい周波数 $f_z = 113 \text{ Hz}$ での騒音レベルに対し、最高かみあい周波数 $f_z = 736 \text{ Hz}$ での騒音レベルは 15 dB 程度大きく、かみあい周波数の上昇とともに騒音レベルは増加している。また Fig. 8 に示した太陽歯車を浮動支持した遊星歯車装置では、伝達歯面荷重を 1 kN, 2 kN, 3 kN と大きくするにつれて騒音レベルが 2 dB~3 dB 程度ずつ大きくなっていることが伺える。かみあい周波数の上昇や伝達歯面荷

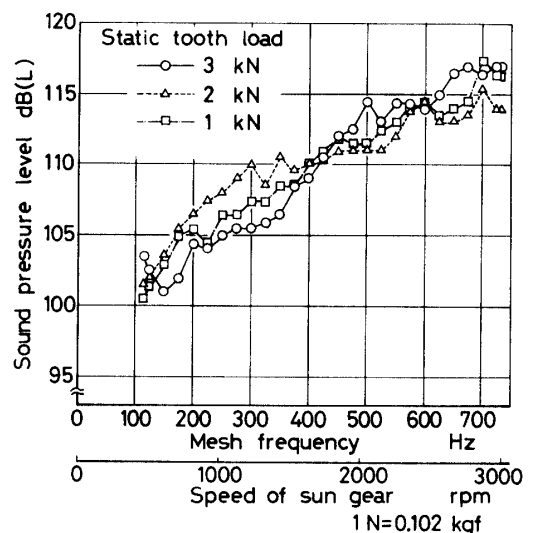


Fig. 7 Sound pressure level in gear box (Bearing support).

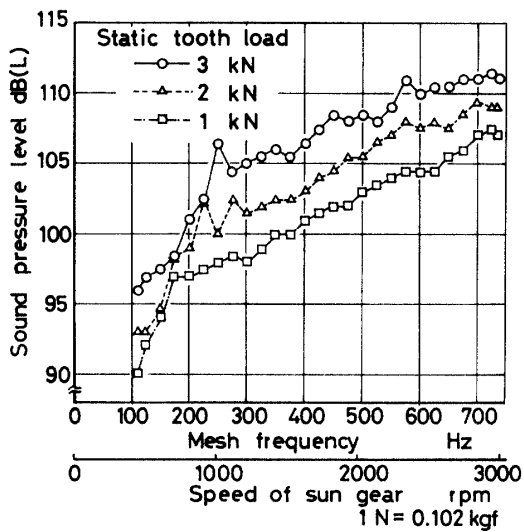


Fig. 8 Sound pressure level in gear box (Floating support).

重の増加にともない、騒音レベルが大きくなることは、歯車騒音の一般的な傾向であるが、Fig. 7 に示した太陽歯車をベアリング支持した遊星歯車装置では、伝達歯面荷重の大きさと騒音レベルの間には明瞭な関係が伺われない。すなわちかみあい周波数 $f_z = 450$ Hz 付近を境にして低い回転域では、伝達歯面荷重 3 kN における騒音レベルが伝達歯面荷重 2 kN や 1 kN の騒音レベルよりも小さく、高い回転域では 2 kN における騒音レベルがもっとも小さい。これより、太陽歯車をベアリング支持した本報の遊星歯車装置には騒音レベルを増大させる要因として、伝達歯面荷重の大きさや回転数のほかに別の要因があるように思われる。

Table 1 から明らかのように、ベアリング支持した太陽歯車 S1 よりも浮動支持した太陽歯車 S2 の方が歯形誤差が悪い。それにもかかわらずベアリング支持した太陽歯車 S1 の場合の騒音に比べ、浮動支持した太陽歯車 S2 の場合の騒音の方が、全かみあい周波数域で騒音レベルに 5 dB~10 dB 程度の低減がみられる。供試遊星歯車装置の各遊星歯車の平均荷重配分率を実験的に求めると、伝達歯面荷重 3 kN の場合では太陽歯車をベアリング支持したときで 97%~104%、浮動支持したときで 98%~102% でありその差は小さかったが、荷重配分率の変動の割合はそれぞれ 20%、10% 程度で、ベアリング支持した遊星歯車装置の方が浮動支持した遊星歯車装置よりも約 2 倍程度大きく荷重配分が悪かった。遊星歯車装置の荷重配分率は、基本的には伝達歯面荷重の増加とともによくなる傾向を示すことから、^{5), 6)} Fig. 7 の低速回転域に見られる伝達歯面荷重がもっとも大きい 3 kN の場合の騒音レベルがもっとも小さくなるという現象は、伝達歯面荷

重の大きさが騒音におよぼす影響以上に、荷重配分の良否が騒音により大きく影響をおよぼした結果と考えられる。したがって太陽歯車をベアリング支持した場合と浮動支持した場合の騒音レベルの差異は、荷重配分の良否による影響と考えられ、遊星歯車装置では荷重配分の良否も騒音に大きく影響をおよぼすものと考えられる。

5.2 歯車箱内部の騒音周波数成分

Fig. 9 は歯車箱内部の騒音周波数分析結果の一例で、太陽歯車をベアリング支持し、伝達歯面荷重を 3 kN とした場合に、かみあい周波数 $f_z = 125$ Hz, $f_z = 400$ Hz, $f_z = 725$ Hz の 3 種類の回転数について示したものである。あらかじめ騒音の周波数分析を 0 kHz~20 kHz の広い分析周波数範囲で行った結果、ほとんどの周波数成分が 5 kHz 以内であったことから、分析周波数の範囲を 0 kHz~5 kHz とした。

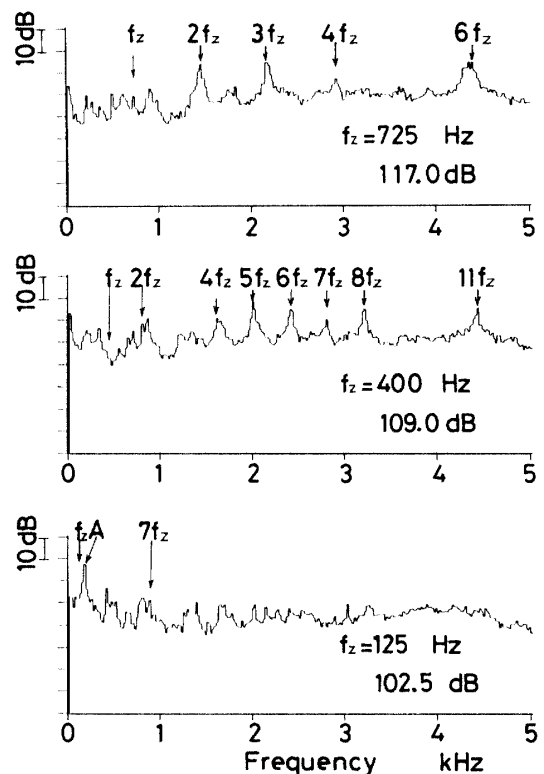


Fig. 9 Example of analyzing frequency spectrum.

各回転数での騒音の主な周波数成分をみると、かみあい周波数 $f_z = 125$ Hz の場合では、Fig. 9 中 A 点に示した 170 Hz の音圧がもっとも大きい。この 170 Hz は動力循環用歯車対のかみあい周波数に一致していることから、遊星歯車装置の入出力軸を伝わってきた固体伝播音と思われる。 $f_z = 400$ Hz の場合の騒音では、遊星歯車装置のかみあい周波数の高次成分である $5f_z$,

11 f_z , 6 f_z , 8 f_z の順に音圧が大きい。また $f_z=725\text{Hz}$ の場合の騒音も 6 f_z , 3 f_z , 2 f_z などの音圧が大きく、かみあい周波数の高い回転域では遊星歯車装置のかみあい周波数の高次成分の音圧が騒音の支配的な成分となっていることが考察され、これらの騒音成分が回転数の上昇にともなう騒音レベルの増加の原因と思われる。なお3種類の回転数のいずれの場合も、かみあい周波数の1次の成分が他の騒音周波数成分に比べ小さいことが特徴的である。

Fig. 9 には騒音の周波数分析結果として3種類の回転数についてのみ示したが、さらに多くの回転数における騒音周波数成分を調べるために、かみあい周波数 $f_z=125\text{Hz}\sim 725\text{Hz}$ の間の計25種類の回転数の騒音について連続分析を行った。太陽歯車をベアリング支持した場合の騒音の周波数分析結果を Fig. 10 に、太陽歯車を浮動支持した場合については Fig. 11 に、それぞれ伝達歯面荷重の大きさ別に示した。

歯車箱内部の騒音周波数成分としては、低速回転域を除いてやはり遊星歯車装置のかみあい周波数 f_z の成分と f_z の高次成分が主成分であることが Fig. 10

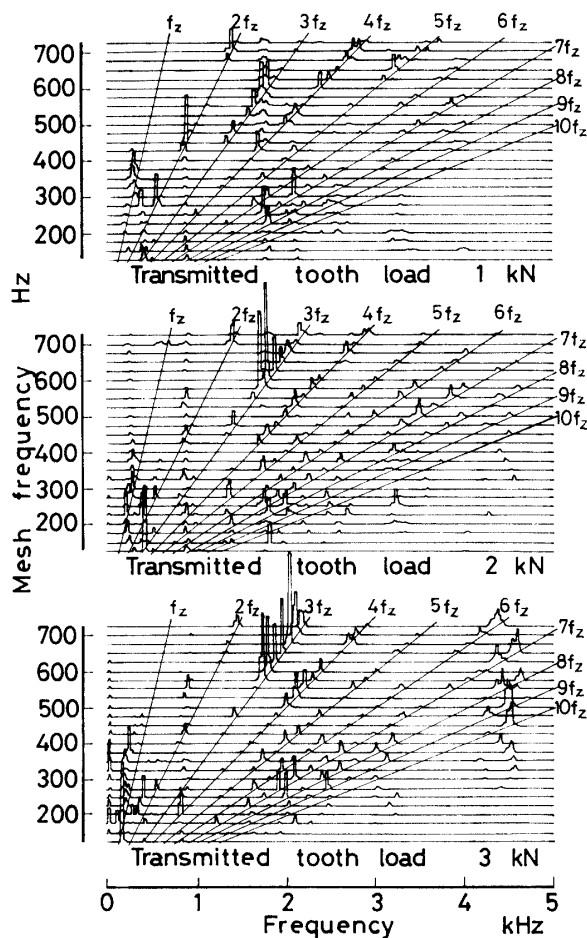


Fig. 10 Spectrum of sound pressure in gear box (Bearing support).

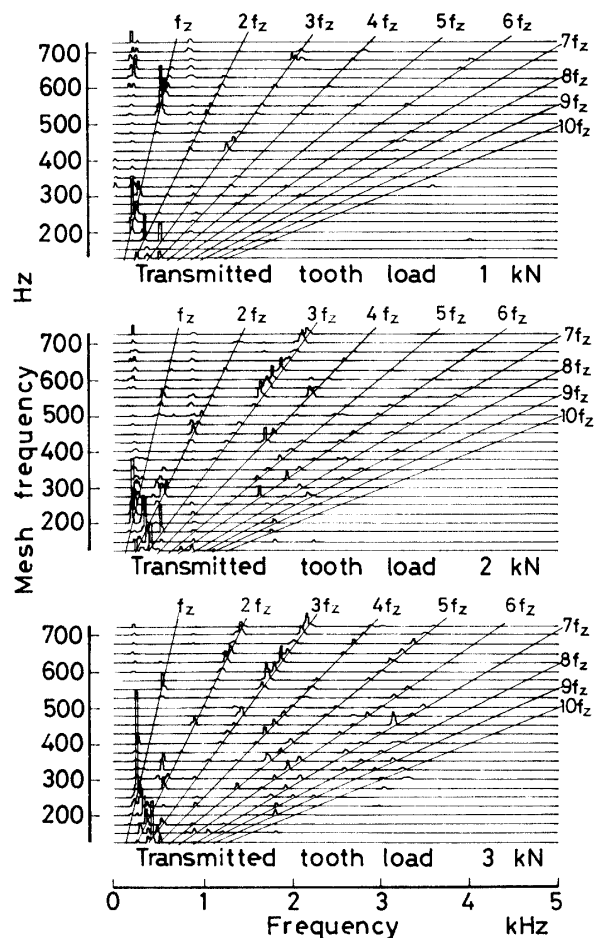


Fig. 11 Spectrum of sound pressure in gear box (Floating support).

や Fig. 11 から伺えるが、1次のかみあい周波数成分よりもむしろ高次のかみあい周波数成分の方がより支配的である。また伝達歯面荷重が大きくなるにつれて高次のかみあい周波数成分の音圧が相対的に強く現れてくる傾向は、山田らの実験結果⁷⁾と一致する。かみあい周波数成分以外の騒音周波数成分としては、太陽歯車をベアリング支持、浮動支持した場合ともに 0.25 kHz 付近、0.9 kHz 付近に回転数とは無関係に現れている成分がある。また 1.9 kHz 付近でかみあい周波数の高次成分の音圧が相対的に強く現れていることから、0.25 kHz, 0.9 kHz, 1.9 kHz の各周波数付近に遊星歯車装置系の固有振動数が存在するものと思われる。Fig. 10 のベアリング支持した遊星歯車装置の伝達歯面荷重 3 kN の騒音周波数分析結果からは、さらに 4.5 kHz 付近にも固有振動数の存在が見受けられるが、この固有振動数は Fig. 11 の浮動支持した遊星歯車装置の場合には見受けられないことから、太陽歯車あるいは太陽歯車の支持方法に起因する固有振動数と思われる。

5.3 歯車箱外部の騒音レベルと騒音周波数成分

歯車箱外部の騒音レベル測定結果を Fig. 12~Fig. 15 に示す。Fig. 12, Fig. 13 は太陽歯車をベアリング支持した遊星歯車装置の歯車箱半径方向の騒音レベルの一例、ならびに入出力軸方向の騒音レベルをかみあい周波数の変化に対して示したものである。かみあい周波数の上昇にともなう騒音レベルの増加は、半径方

向の騒音よりも入出力軸方向の騒音の方が顕著に見受けられる。他の2箇所でも測定した半径方向の騒音レベルも Fig. 12 とほぼ同様の変化をしていた。Fig. 14, Fig. 15 は太陽歯車を浮動支持した遊星歯車装置の半径方向、ならびに入出力軸方向の騒音レベルの変化を示したものである。この場合も太陽歯車をベアリング支持した場合の騒音レベルの変化と同様に、かみあい

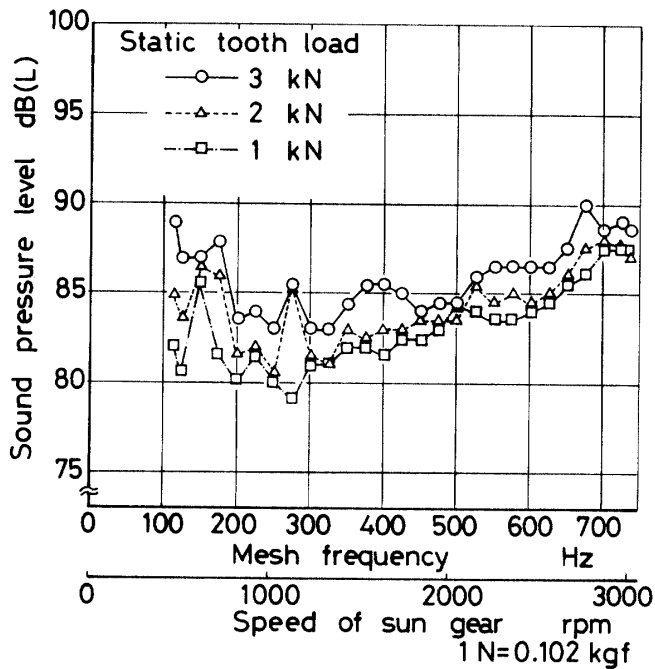


Fig. 12 Sound pressure level of radial direction around gear box (Bearing support).

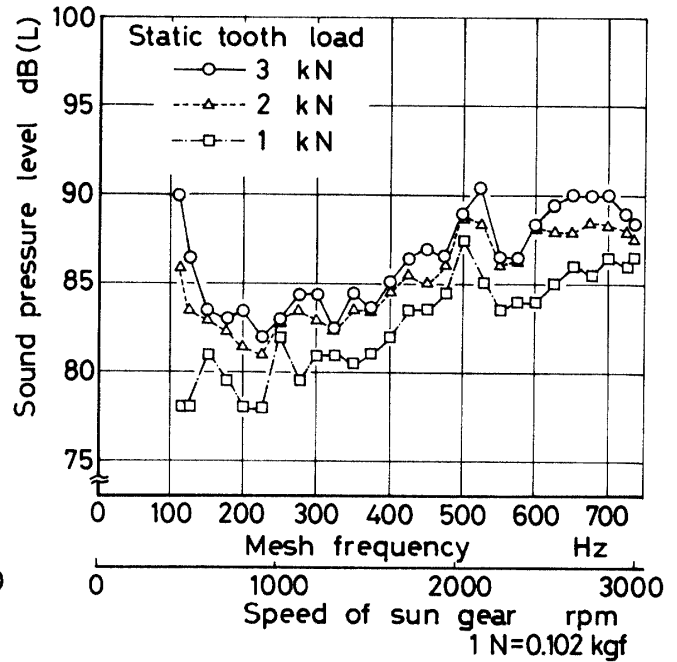


Fig. 14 Sound pressure level of radial direction around gear box (Floating support).

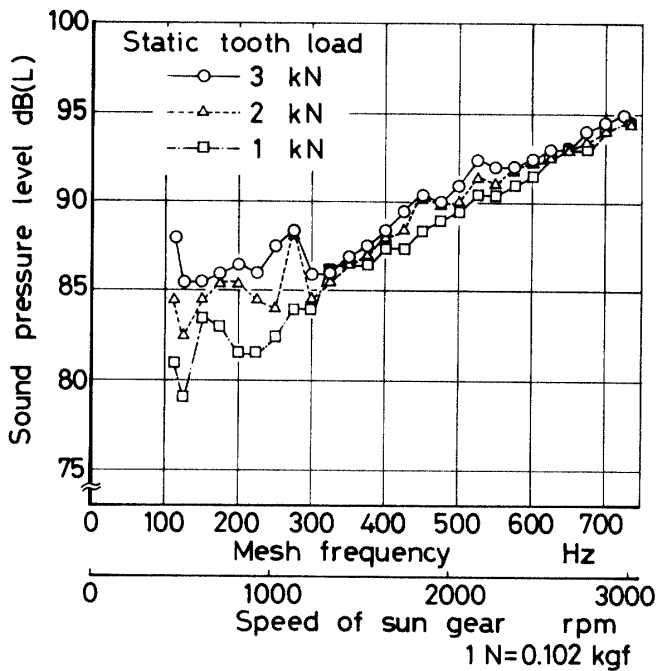


Fig. 13 Sound pressure level of axle direction around gear box (Bearing support).

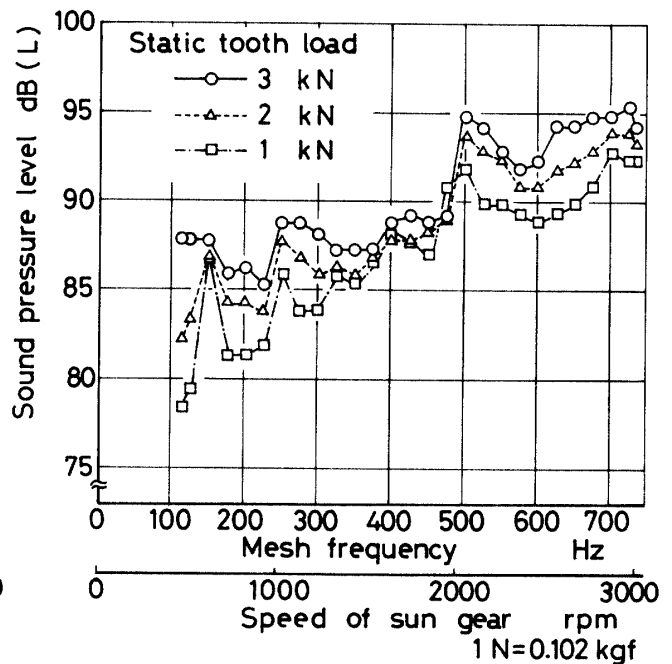


Fig. 15 Sound pressure level of axle direction around gear box (Floating support).

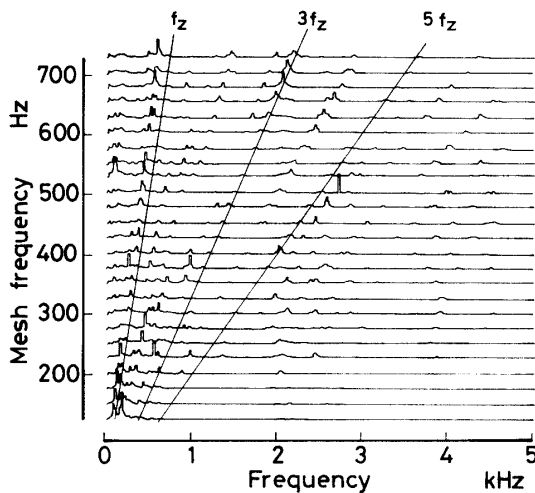


Fig. 16 Spectrum of sound pressure of radial direction around gear box (Bearing support, Static tooth load 3 kN).

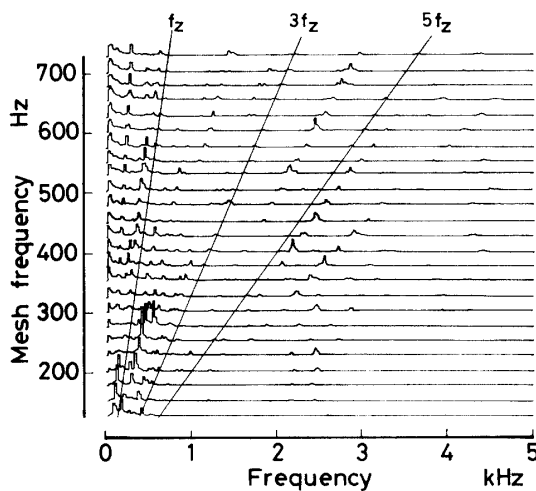


Fig. 17 Spectrum of sound pressure of axle direction around gear box (Bearing support, Static tooth load 3 kN).

周波数の上昇にともなう騒音レベルの増加は、半径方向の騒音よりも入出力軸方向の騒音の方が大きいことが伺える。これは歯車から放射される騒音の指向特性のほか、遊星歯車装置の歯車箱の形状が円筒形をしているため、半径方向には減音効果が大いだが、軸方向では軸を振動や騒音が伝わるので、歯車箱の減音効果が半径方向に比べ小さいためと思われる。

歯車外部の騒音周波数分析結果の一例として、太陽歯車をベアリング支持し、伝達歯面荷重を 3 kN とした場合を Fig. 16, Fig. 17 に示す。Fig. 16 は Fig. 12 の場合と同じ半径方向位置の騒音成分であり、Fig. 17

は Fig. 13 の場合と同じ入出力軸方向位置の騒音成分である。歯車箱外部の騒音は 1 kHz 程度以下の比較的近い周波数域の成分が支配的であり、歯車箱内部の騒音の主成分であった遊星歯車装置のかみあい周波数成分の音圧は比較的小さい。これは歯車箱を音が透過する際、高い周波数の音ほど透過損失が大いので、高い周波数である遊星歯車装置のかみあい周波数成分やその高次成分の音が減音されたためと思われる。

6. 結 言

平歯車を用いた遊星歯車装置の騒音測定を伝達歯面荷重や回転数、さらに太陽歯車の支持方法を変えて行うことにより、次の結論を得た。

(1) 太陽歯車をギャカップリングで浮動支持して荷重配分の改善を行うと、騒音レベルは 5 dB~10 dB 低減することから、荷重配分の良否が騒音レベルに影響を与えることが確かめられた。

(2) 歯車箱内部の騒音の主な周波数成分は、かみあい周波数成分とその高次成分であるが、高次成分の方がより支配的である。また伝達歯面荷重が大きくなるにつれて、かみあい周波数の高次成分の音圧が大きくなる傾向がみられる。

(3) 歯車箱周囲の騒音の特徴としては、半径方向の騒音レベルよりも入出力軸方向の騒音レベルの方が、かみあい周波数の上昇にともなう騒音レベルの増加の割合が大いようである。

参 考 文 献

- 1) 中村, 日本機械学会論文集, **32**-238, 1001 (1966)
- 2) 会田, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, **41**-345, 1597 (1975)
- 3) 梅沢, 北條, 日本機械学会論文集, **47**-413, 57 (1981)
- 4) 日高, ほか 2 名, 日本機械学会講演論文集, No. 780-2, 163 (1978-2)
- 5) 日高, ほか 2 名, 日本機械学会論文集, **44**-386, 3603 (1978)
- 6) F. Jarchow, R. Vonderschmidt, Proceedings of "The International Symposium on Gearing and Power Transmissions, 1981 Tokyo", **2**, 327 (1981)
- 7) 山田, ほか 2 名, 日本機械学会講演論文集, No. 810-13, 187 (1981)

(昭和 58 年 10 月 15 日 受理)