

研究報告

三軸歯車の噛み合い伝達誤差解析とギヤノイズの低減

谷裕文，所博治，吉川和男

Analysis of Transmission Error of Three Axis Gear System and Its Gear Noise Reduction

Hirofumi Tani, Hiroharu Tokoro, Kazuo Yoshikawa

要 旨

多目的レジャー車（RV）の普及と高品質化に伴い，RVにおいても静粛性に対する要求が高まってきた。その静粛性向上の一つにギヤノイズの低減がある。そこで，本研究では三軸歯車装置であるRV用トランスファーを対象に実機組み付け状態におけるギヤノイズとその起振源である噛み合い伝達誤差（駆動歯車に対する被動歯車の相対回転遅れ。以下，伝達誤差と略記）を解析し，伝達誤差による三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標について検討を行った。

その結果，三軸歯車装置の伝達誤差は入・出力

歯車対それぞれについて実測値と計算値がおおむね対応することから，二軸歯車対の伝達誤差解析方法による取り扱いができることが分かった。そして，三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標として，従来の評価指標である二軸歯車対の伝達誤差に，中間軸に作用する軸荷重の干渉を考慮した伝達誤差成分を付加する必要があることを明らかにした。さらに，本評価指標に基づきトランスファーの歯面修整を施した結果，ギヤノイズが低減することを実験により確認した。

Abstract

With an increasing number and higher quality of recreational vehicles, user demands for their silence have been growing. One of the methods for improving the silence is gear noise reduction.

In this study, the gear noise and its vibration generating source, the transmission error (the relative rotational delay between a driven and a drive gear) of a three axis gear system are analyzed with the object of a transfer for recreational vehicles. Based on this analysis, the gear noise estimation index is investigated using the transmission error.

The approximate correspondence between the

measured and calculated results, proves that transmission errors occurring in the input gear pair and output gear pair of a three axis gear system may be treated by an analytical method of a transmission error for two axis gear pairs. The component considering the interference of the force acting on the idle shaft needs to be added to the transmission errors of two axis gear pairs for the gear noise estimation index of a three axis gear system. Further more, it is demonstrated that the modified tooth flank of a transfer gear obtained on the basis of this estimation index reduces the gear noise.

キーワード

歯車，はずば歯車，噛み合い伝達誤差，動荷重，振動，ギヤノイズ，歯面修整

1. まえがき

多目的レジャー車 (RV) の普及と高品質化に伴い、RVにおいても静粛性に対する要求が益々高まってきている。その静粛性向上の一つにギヤノイズの低減がある。

ギヤノイズに関する研究は、主に一对の歯車を対象に振動伝達系と起振源の二つの面から進められてきた。ここで対象とするRV用トランスファーには三軸歯車装置が用いられ、噛み合い部が二箇所所有することが二軸歯車装置と異なる。このような三軸歯車装置の振動伝達系としての研究では、三軸の歯車諸元や軸配置を変えた時の振動レベルや動荷重に及ぼす影響等が報告されている¹⁻³⁾。

一方、起振源の研究では、一对の歯車を対象にギヤノイズの評価指標となる噛み合い伝達誤差 (駆動歯車に対する被動歯車の相対回転遅れ。以下、伝達誤差と略記) に関する研究が報告されている⁴⁾。起振源である伝達誤差を基にしたギヤノイズの対策は、自動車の軽量化、低コスト化の流れに対応して制振装置や大規模な設計変更を必要としないので、その重要度は高い。しかし、三軸歯車装置では二箇所の噛み合い部でそれぞれ伝達誤差が発生するが、ギヤノイズとの関係は解明されておらず、ギヤノイズ評価指標は明らかになっていない。

そこで本研究では、三軸歯車装置であるトランスファーを対象に実機組み付け状態における伝達誤差とギヤノイズを解析し、二軸歯車対の伝達誤差解析法を基に、三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標について検討を行う。また、提案した評価指標に基づきギヤノイズ低減歯面の検討を行う。

2. 三軸歯車装置の伝達誤差とギヤノイズ

2.1 供試歯車装置

本研究で取り扱うパートタイム式四輪駆動車用の三軸型トランスファーの断面図をFig. 1に、三軸で使用されるはずば歯車の諸元をTable 1に示す。ここでは、減速比1.0の組み合わせを対象として、ギヤノイズと伝達誤差の関係を調べる。

2.2 噛み合い伝達誤差の測定

Fig. 2にトランスファー実機の伝達誤差測定装

置の概略を示す。各歯車対の伝達誤差はケースを貫通させた軸端にレーザー・ロータリーエンコーダー (900万パルス/回転) を取り付けて歯車の回転角度を測定し、ギヤ比を考慮した回転角度の差を作用線上の変位量に換算して求めた。

Fig. 3に測定結果の一例として、無負荷時の入力歯車対 (入力軸歯車と中間軸歯車の対) の伝達誤差波形とそれを噛み合い次数比分析した結果を

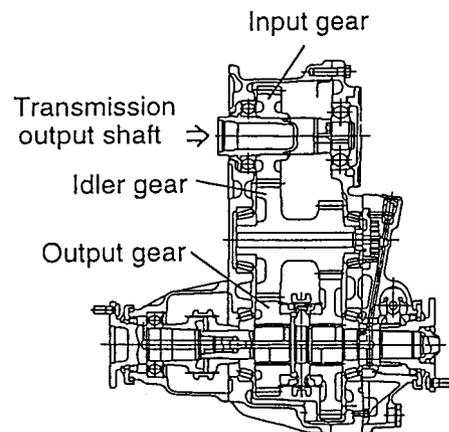


Fig. 1 Sectional view of transfer.

Table 1 Dimensions of transfer gears.

	Input	Idler	Output
Tooth number	33	39	33
Normal module		3.05	
Normal pressure angle (°)		19.5	
Helix angle (°)		33	
Face width (mm)		30	
Center distance (mm)	128		128

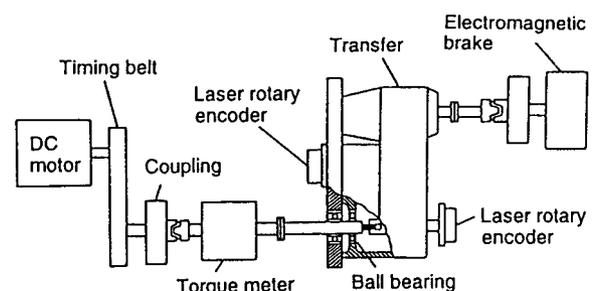


Fig. 2 Transmission error measuring system.

示す。測定された伝達誤差の変動成分は噛み合い1次が主体であることが分かる。さらに、歯車の振動騒音では噛み合い1次成分が問題になることが多いため、本報告で扱う変動量としては噛み合い1次成分のみを使用することとする。

Fig. 4は縦軸に伝達誤差の噛み合い1次成分、横軸に負荷トルクをとり実測と計算を比較した例を示す。(a)は入力歯車対、(b)は出力歯車対(出力軸歯車と中間軸歯車の対)についての結果である。計算値は梅澤、久保らの二軸歯車対の解析方法⁵⁾を改良した伝達誤差解析法⁶⁾により求めた。なお、計算には実測歯面形状および負荷時の軸・ケース等の弾性変形により発生する歯面の傾きを考慮している。実測と計算の伝達誤差はおおむね対応することから、三軸歯車装置の場合でも入・出力歯車対それぞれについて、二軸歯車対の伝達誤差の解析方法による取り扱いができることが分かった。そこで、入・出力歯車対それぞれの伝達誤差(計算値)を基に三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標の検討を行うことにした。

2.3 ギヤノイズの測定

トルク - 40Nm時のトランスファのギヤノイズを騒音ベンチで測定した。ギヤノイズと伝達誤差発生主要因の一つである歯面誤差との関係性を調べるため、異なる歯面形状の入・出力軸歯車を各

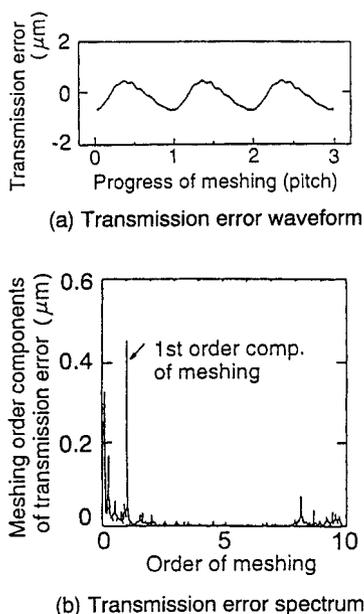


Fig. 3 Example of measured transmission error.

7種類用意し、Fig. 5のように4個のマイクを組み替える歯車対の噛み合い部に向けた。ノイズレベルは噛み合い次数比分析をして求めた噛み合い1次成分のピークレベルとし、入力軸回転数1500~4000rpmの範囲で測定した。

Fig. 6はギヤノイズの測定結果を歯面形状と共に表示したもので、(a)は入力軸歯車のみを、(b)は出力軸歯車のみを組み替えた場合である。円の

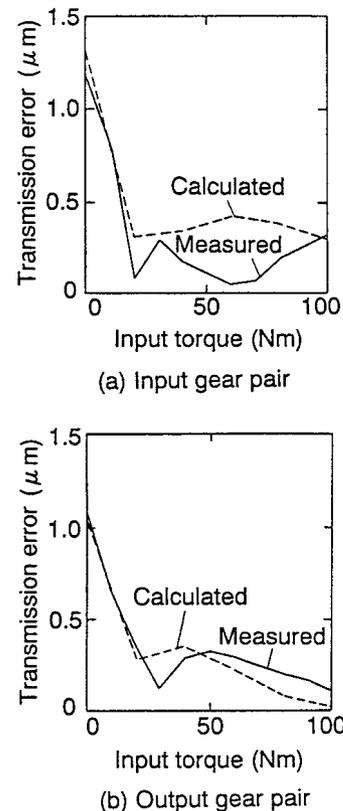


Fig. 4 Comparisons of measured and calculated transmission errors.

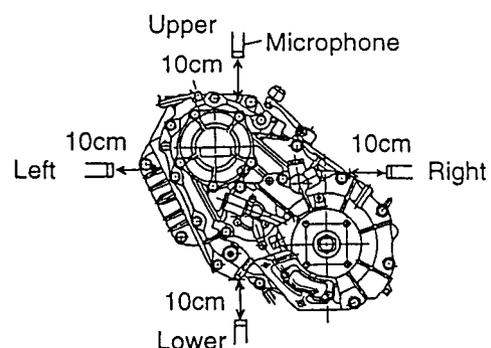


Fig. 5 Measuring positions of transfer gear noise.

中心位置は供試歯車の歯面形状を，大きさはノイズレベルを表す。この結果から，トランスファアのギヤノイズは入・出力軸歯車の歯面形状により大きく変化することが分かった。

3. 三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標

3.1 従来指標の三軸歯車装置への適用と課題
 ここでは，一對のはずば歯車を対象にした従来のギヤノイズ評価指標の考えを整理し，三軸歯車装置への適用を検討する。

一對のはずば歯車の相対回転振動挙動は，歯をばねとし，歯車本体の慣性モーメントを作用線方向に換算した質量とする1自由度の非線形振動方程式(1)として表される⁷⁻⁹⁾。

$$M\ddot{x} + K(t)x = W + F(t) \tag{1}$$

- M : 歯車対の作用線換算等価質量
- $K(t)$: 噛み合う歯対の合成ばねこわさ
- W : 歯面法線に働く静荷重
- $F(t)$: 歯車誤差による強制外力
- x : 歯車対の作用線上の相対変位

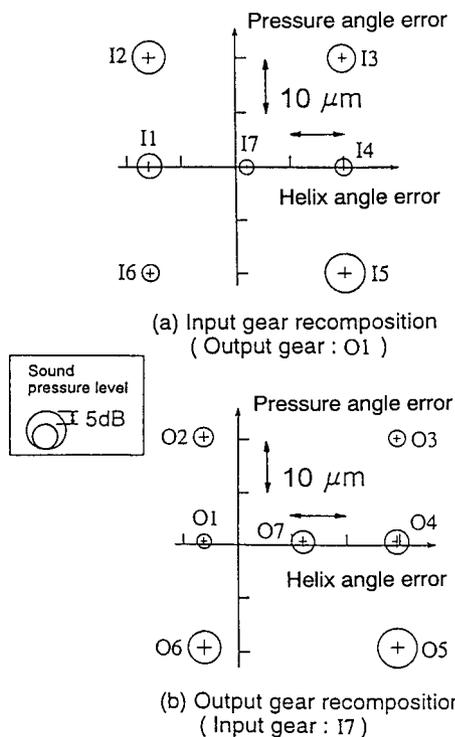


Fig. 6 Relationships between gear noise and tooth flank.

静的な噛み合いにより発生する伝達誤差 δ は，式(1)で $\ddot{x} = 0$ とおくことにより

$$\delta = \frac{W + F(t)}{K(t)} \tag{2}$$

式(2)を式(1)へ代入すると

$$M\ddot{x} + K(t)x = K(t)\delta \tag{3}$$

式(3)の両辺の合成ばねこわさ $K(t)$ をその平均値 \bar{K} で置き換えて近似すると⁴⁾

$$M\ddot{x} + \bar{K}x = \bar{K}\delta \tag{4}$$

式(4)の相対変位 x と伝達誤差 δ の変動成分を，それぞれ \tilde{x} ， $\tilde{\delta}$ とすると

$$\tilde{x} = \alpha_v \tilde{\delta} \tag{5}$$

ここで， α_v は相対回転振動の振動倍率である。

また，歯面に作用する動荷重の変動成分を \tilde{w}_d とすると，式(4)，(5)より以下の動荷重と伝達誤差の関係式が得られる。

$$\tilde{w}_d = \bar{K}(\alpha_v - 1)\tilde{\delta} \tag{6}$$

ここで，動荷重 \tilde{w}_d の振幅を W_d ，伝達誤差 $\tilde{\delta}$ の振幅を Δ とすれば

$$W_d = \bar{K}(\alpha_v - 1)\Delta \tag{7}$$

これより，歯面に作用する動荷重振幅 W_d に比例することから，伝達誤差振幅 Δ が二軸歯車装置のギヤノイズ評価指標として用いられている⁴⁾。

この方法を単純に三軸歯車装置に適用すると，歯面に作用する二箇所の動荷重振幅の和は

$$\Sigma W_d = W_{d1} + W_{d3} \tag{8}$$

となる。ここで，添字1, 3はそれぞれ，入力歯車対，出力歯車対を表す。この動荷重振幅の和を伝達誤差振幅を用いて表すと，式(7)より

$$\Sigma W_d = \bar{K}_1(\alpha_{v1} - 1)\Delta_1 + \bar{K}_3(\alpha_{v3} - 1)\Delta_3 \tag{9}$$

今回の歯車装置では，Table 1のように入・出力軸歯車は同一諸元であるから，

$$\bar{K}_1(\alpha_{v1} - 1) = \bar{K}_3(\alpha_{v3} - 1) \tag{10}$$

と近似すると，式(9)は

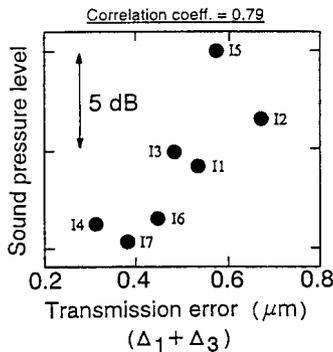
$$\Sigma W_d = \bar{K}_1(\alpha_{v1} - 1)(\Delta_1 + \Delta_3) \tag{11}$$

したがって、歯面作用荷重に基づく三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標は、 $\Delta_1 + \Delta_3$ と表される。

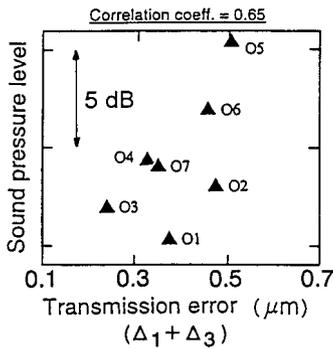
Fig. 7は、この評価指標とFig. 6のギヤノイズ測定結果との関係を示す。Fig. 7より、入・出力歯車対の歯面に作用する動荷重振幅の和を基にした指標 $\Delta_1 + \Delta_3$ と三軸歯車装置のギヤノイズとは大局的には比例関係にあるものの、ばらつきが大きい。これは、歯面に作用する動荷重振幅の大きさを単純に足し合わせるだけでは、中間軸歯車の二箇所の噛み合い関係による影響を考慮できないためと考えられる。

3.2 軸荷重を基にした評価指標の提案

ギヤノイズは歯車振動による動荷重が軸、軸受け等を介して主にケースを加振して発生する。そこで、指標 $\Delta_1 + \Delta_3$ が基にしている歯面作用荷重に替えて、ケースを直接加振する軸荷重に着目する。



(a) Input gear recomposition



(b) Output gear recomposition

Fig. 7 Relationships between gear noise and former estimation index.

今回の三軸歯車系では、歯車の構成上二箇所の噛み合い部における歯対の噛み合い周期が同じである。したがって、二箇所の歯面噛み合いによる作用荷重を支える中間軸の軸荷重は入・出力歯車対の噛み合い力の合力となり、干渉することが考えられる。すなわち、Fig. 8に示すように入・出力軸には歯面の作用荷重に対応する軸荷重 \tilde{w}_{d1} 、 \tilde{w}_{d3} が作用し、中間軸には \tilde{w}_{d1} と \tilde{w}_{d3} の合力による以下の軸荷重 \tilde{w}_{d2} が作用することになる。

$$\tilde{w}_{d2} = \sqrt{\tilde{w}_{d1}^2 + \tilde{w}_{d3}^2 + 2\tilde{w}_{d1}\tilde{w}_{d3} \cos \xi} \tag{12}$$

ただし、 $\xi = \pi - \gamma - 2\phi_b$ は入・出力歯車対の噛み合い作用線方向の角度差で、 γ は三軸の配置角度、 ϕ_b は噛み合い圧力角である。この軸荷重 \tilde{w}_{d2} を入・出力歯車対で発生する伝達誤差 δ_1 、 δ_3 で表すと、式(6)、(10)より

$$\begin{aligned} \tilde{w}_{d2} &= \bar{K}_1(\alpha_{v1} - 1) \sqrt{\delta_1^2 + \delta_3^2 + 2\delta_1\delta_3 \cos \xi} \\ &\equiv \bar{K}_1(\alpha_{v1} - 1) \tilde{\delta}_2 \end{aligned} \tag{13}$$

三軸に作用する軸荷重振幅の総和 ΣW_d は、式(8)、(13)より

$$\Sigma W_d = \bar{K}_1(\alpha_{v1} - 1)(\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3) \tag{14}$$

ここに、 Δ_2 は式(13)の $\tilde{\delta}_2$ の振幅を表す。したがって、中間軸での軸荷重の干渉を表す伝達誤差成分 Δ_2 を考慮した、伝達誤差による三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標を E_N とすれば

$$E_N = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 \tag{15}$$

と表される。

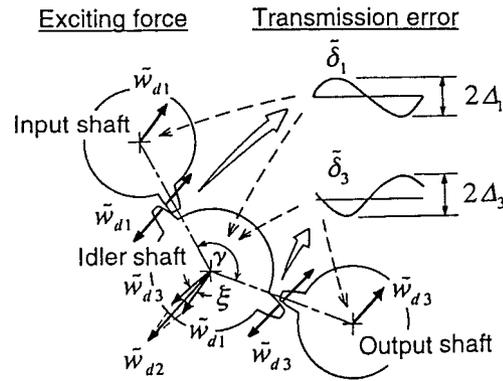


Fig. 8 Exciting force and transmission error of three axis gear system.

3.3 提案した評価指標の有効性の確認

式(15)のギヤノイズ評価指標 E_N は、中間軸での軸荷重の干渉を考慮した伝達誤差成分 Δ_2 の付加が指標 $\Delta_1 + \Delta_3$ と異なっている。今回のケースのように入・出力歯車対が同一の噛み合い周期を持つ場合には、この Δ_2 の値は噛み合い位相差（出力歯車対の噛み合いの、入力歯車対の噛み合いに対する遅れ）に影響される。供試トランスファーでは三軸の歯車諸元と軸配置により噛み合い位相差が 187° で、入・出力歯車対で発生する伝達誤差 $\tilde{\delta}_1, \tilde{\delta}_3$ の波形はほぼ逆位相の関係となる。さらに、入・出力歯車対の噛み合い作用線方向の角度差 ξ が 2° 以下であるため、式(13)の δ_2 は入・出力歯車対で発生する伝達誤差波形の逆位相での足し合わせにほぼ等しくなる。そのため δ_1 と δ_3 の振幅が等しければ、波形が相殺され Δ_2 が小さくなると考えられる。

そこで、入・出力歯車対で発生する伝達誤差の振幅がほぼ等しくなる歯面の組み合わせと、振幅が大きく異なる歯面の組み合わせで、中間軸支持部の振動とギヤノイズを測定した。

Fig. 9はケースの中間軸軸受け支持部の軸荷重作用方向に加速度ピックアップを取り付けて測定した振動レベルを示す。図中で、(15, 05)は入・出力歯車対で発生する伝達誤差の振幅がほぼ等しくなる歯面の組み合わせ（入力軸歯面はFig. 6(a)の15, 出力軸歯面はFig. 6(b)の05）の結果を表す。一方、(15, 07)は伝達誤差の振幅が大きく異なる歯面の組み合わせ（入力軸歯面はFig. 6(a)の15, 出力軸歯面はFig. 6(b)の07）の結果を表す。

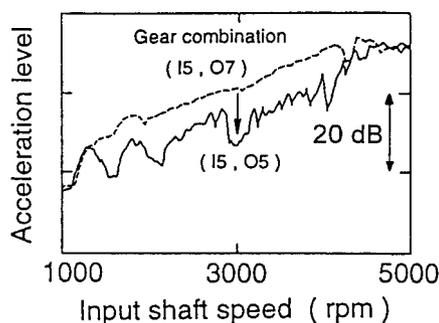


Fig. 9 Vibration measured in vicinity of idler ball bearing.

これより、伝達誤差がほぼ等しくなる入・出力軸歯面の組み合わせ(15, 05)にした場合、中間軸軸受け支持部の振動レベルが低減し、中間軸に作用する軸荷重が打ち消し合うことを確認した。さらに、この時のトランスファーのギヤノイズをFig. 10に示す。中間軸に作用する軸荷重が低減する歯面の組み合わせにより、ギヤノイズも低減している。以上の結果は、三軸歯車装置のギヤノイズ評価指標として、中間軸に作用する軸荷重の干渉を考慮した伝達誤差成分 Δ_2 を付加する必要があることを裏付けるものと考えられる。

Fig. 11は、式(15)のギヤノイズ評価指標 E_N とFig. 6のギヤノイズ測定結果との関係を示したものである。指標 $\Delta_1 + \Delta_3$ を使用したFig. 7と比較して、本評価指標を使用したFig. 10では(a), (b)共にギヤノイズとの相関が改善された。

4. 本指標によるギヤノイズ低減歯面の検討

前章で提案したギヤノイズ評価指標を基に、ギヤノイズが低減する歯面修整形状を以下の手順で求めた。

ギヤノイズ評価指標 E_N において入・出力歯車対の伝達誤差振幅 Δ_1, Δ_3 が小さくなるように、負荷時の軸・ケース等の弾性変形により発生する歯面の傾きを考慮して各歯車対の姿勢パラメータ（圧力角修整量とねじれ角修整量）を決めた。更に、 Δ_1, Δ_3 が十分小さくなるように各歯車対の形状パラメータ（クラウニングと歯形丸み）を決めた。この時、 Δ_2 が小さくなるように、入・出力歯車対の形状パラメータの量は同じになるように考慮した。

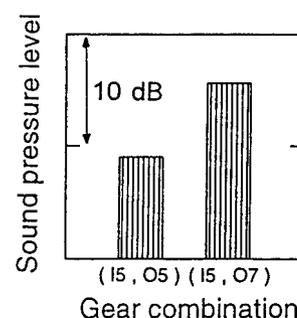


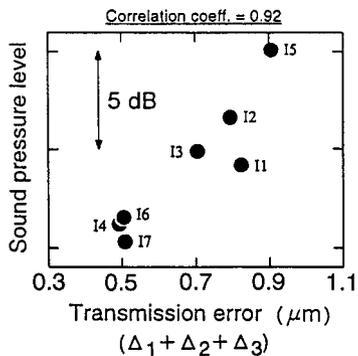
Fig. 10 Effect of gear combination on gear noise.

Fig. 12は一例として、上記の手順で求めた供試トランスファーの入力軸歯車の修整歯面形状を従来歯面形状と比較して示す。この歯面修整によるギャノイズの低減効果をFig. 13に示す。ギャノイズ評価指標 E_N が小さくなる歯面修整により、ギャノイズが従来歯面に対して5dB以上低減した。

5. まとめ

三軸歯車装置であるトランスファーを対象に、二箇所の噛み合い部でそれぞれ発生する伝達誤差と、伝達誤差により発生する歯面作用荷重を支える中間軸での軸荷重の干渉を基に、伝達誤差によるギャノイズの評価指標を提案した。主な結果を以下にまとめる。

(1) 実機組み付け状態における三軸歯車装置の伝達誤差は、入・出力歯車対それぞれについて実測値と計算値がおおむね対応することから、二軸歯車対の伝達誤差解析方法による取り扱いができ



(a) Input gear recomposition

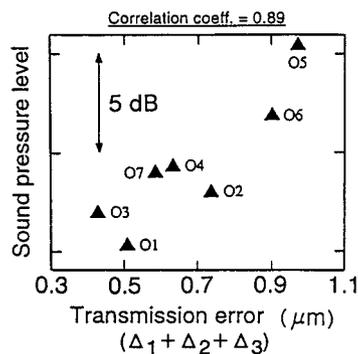


Fig. 11 Relationships between gear noise and proposed estimation index.

ることが分かった。

(2) 三軸歯車装置のギャノイズ評価指標として、従来の二軸歯車対の伝達誤差に、中間軸に作用する軸荷重の干渉を考慮した伝達誤差成分を付加する必要があることを明らかにした。

(3) ここで提案したギャノイズ評価指標を基にトランスファーの歯面修整を施した結果、ギャノイズが低減することを実験により確認した。

謝辞

本研究を行うにあたり、ご協力頂いたトヨタ自動車(株)およびアイシン・エーアイ(株)の関係各位に謝意を表します。

参考文献

- 1) 梅澤清彦, ほか: "三軸歯車装置の振動特性", 日本機械学会論文集, 51-467(1985), 1523

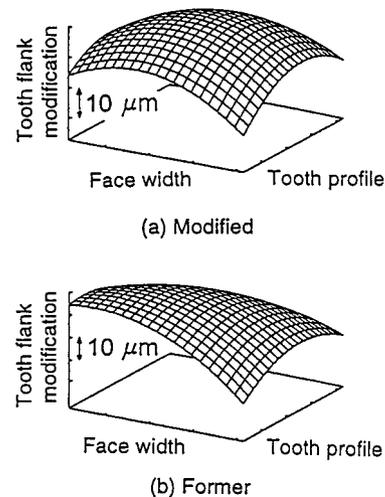


Fig. 12 Tooth flank modification of input gear.

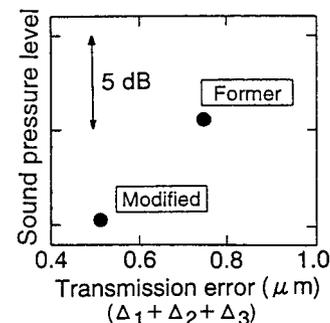


Fig. 13 Effect of modified tooth flank on gear noise.

- 2) Linke, H. and Böerner, J. : "Dyn. Loads of Gear Trains with Idler Gears", Proc. of MPT'91,(1991), 31
- 3) Kahraman, A. : "Dyn. Ana. of a Multi-Mesh Helical Gear Train", Trans. of ASME, 116(1994), 706
- 4) 久保愛三, ほか : "振動騒音問題と歯車の伝達誤差および総合起振力", 日本機械学会講演論文集, 890-58(1989), 262
- 5) 久保愛三, 梅澤清彦 : "誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第1報)", 日本機械学会論文集, 43-371(1977), 2771
- 6) 吉川和男, ほか : "はずば歯車のかみあい伝達誤差の計測と解析法の改良", 日本機械学会論文集, 63-609(1997), 369
- 7) 久保愛三, 清野慧 : "誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第4報)", 日本機械学会論文集, 46-401(1980), 86
- 8) 歌川正博 : "平歯車の動荷重", 日本機械学会誌, 61-470(1958), 296
- 9) 会田俊夫, ほか : "歯車の振動, 騒音に関する基礎的研究", 日本機械学会論文集, 34-268(1968), 2226

著者紹介



谷裕文 Hirofumi Tani

生年：1956年。

所属：機械力学研究室。

分野：エンジン・動力伝達系の力学解析。

学会等：日本機械学会，自動車技術会会員。



所博治 Hiroharu Tokoro

生年：1947年。

所属：機械力学研究室。

分野：エンジン・動力伝達系の力学解析。

学会等：日本機械学会，自動車技術会会員。



吉川和男 Kazuo Yoshikawa

生年：1938年。

所属：機械力学研究室。

分野：自動車用エンジン駆動系の振動。

学会等：日本機械学会，自動車技術会会員。

1997年 日本機械学会東海支部賞
研究賞受賞。

工学博士。