はすば歯車の振動・騒音に関する研究*

鈴木 義友^{*1}, 清野 慧^{*2}, 矢内 節佳^{*1}
森川 邦彦^{*3}, 榎本 泰治^{*3}

Study on Vibration and Noise of Helical gears

Yoshitomo SUZUKI, Satoshi KIYONO, Tokiyoshi YANAI,
Kunihiko MORIKAWA, and Yasuharu ENOMOTO

As an important factor in reducing car interior noise, the sound quality of gear noise, particularly the steady sound generated from transmission gears is of increasing importance. With the objective of reducing the source of gear noise, in the past, we presented a simplified method for evaluating gear noise with an eye on transmission error between gears. Through this method, elements influencing noise, such as the gear contact ratio and teeth error, were made clear. Now, this paper describes measurements on noise generated from five gears based on different design criteria. These observations were conducted using a back-to-back gear tester in a semi-anechoic chamber. Gear noise was appraised through the size of the amplitude components in transmission error using the above mentioned simplified evaluation method. Thus, the effectiveness of this method was confirmed.

Key words: Gear, Vibration, Approximate Solution, Spectrum, Transmission Error

1. 緒 言

自動車の駆動系から発生する歯車の定常的なかみあい音であるギャノイズに対する品質要求は、車室内の静粛性向上に伴ない年々厳しさを増してきている。ギャノイズの発生要因は、起振源、駆動系の曲げ・ねじり振動、ケースの膜振動、車体への振動伝達、放射系と多岐にわたり、ギャノイズ低減には各々詳細な検討が必要である。⁽¹⁾⁽²⁾歯車の諸元を設計する時点でも、歯車対の円周方向振動が、強制項を持つ係数励振形の微分方程式となり⁽³⁾⁽⁴⁾、この解が簡単な形で記述できないために、歯車諸元や製作誤差、組付誤差等が、ギャノイズにおよぼす影響を設計段階で容易に推定できないという問題がある。このため、これらの要因を解

明する信頼性の高い予測技術の確立が求められている。

著者らは、すでにギャノイズの起振力を見通し良く評価できる簡易推定法の基本的な考え方を明らかにし、ギャノイズにおよぼすかみあい率と歯車誤差形状の影響について報告した。⁽⁵⁾本報では、ギャノイズの簡易推定法の妥当性について、半無響室内に設置された動力循環式歯車試験機を用い、ギャノイズを実測し検討した。その結果、本ギャノイズの簡易推定法が、信頼性の高い予測技術であることを確認した。

2. ギャノイズの指標値⁽⁵⁾

2.1 解析モデル ギャノイズの起振源となるはずば歯車対の動特性を明らかにするため、一對のはすば歯車対とその軸とから成る振動系を考えると、歯車の円周方向、半径方向、軸方向の振動のほか、軸、軸受の動特性を含む12自由度をもつ連成振動となる⁽⁶⁾⁽⁷⁾。そのうち、相対ねじり振動を中心とした振動モードが他のモードの振動に比べて、ギャノイズの起振力という観点から重要であるので、歯車対の振動を図1のようにモデル化する。⁽⁷⁾⁽⁸⁾すなわち、歯車の運動を歯をばねとし歯車本体の回転質量を作用線方向に換算した質量を持つ振動系と考え、以下この振動モデルについ

* 昭和62年4月1日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年9月29日。

^{*1} 正員、日産自動車(株)中央研究所 (〒237 横須賀市夏島町1)。

^{*2} 正員、東北大学工学部 (〒980 仙台市荒巻字青葉)。

^{*3} 日産自動車(株)中央研究所。

て解析を進める。

2.2 解析方法 トルク T_{qj} を伝達している図1のはすば歯車対の運動は、1自由度の非線形微分方程式として次式のように表わすことができる。⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾

$$M \ddot{X} + D \dot{X} + K(t, X) X = W + F(t, X) \quad \dots \dots \dots (1)$$

ここで、

$X = r_{g1} \theta_1 - r_{g2} \theta_2$: 被動歯車の駆動歯車に対するおくれ角を作用線上の変位に換算した値、

θ_j : 回転角, r_{gj} : 基礎円筒半径

$M = M_1, M_2 / (M_1 + M_2)$,

M_j : 作用線方向の換算質量 $(= J_j / r_{gj}^2)$

J_j : 歯車本体の回転慣性質量

$D = 2 \zeta \sqrt{MK(t, X)}$: 減衰係数

$K(t, X) = \sum_{i=1}^n K_i$: 同時にかみあっている n 対

の歯の作用線方向の合成ばねこわさ

$W = T_{q1} / r_{g1} = T_{q2} / r_{g2}$: 静荷重

T_{qj} : トルク

$F(t, X) = \sum_{i=1}^n K_i e_i$: 歯車誤差による起振力、

e_i : かみあっている歯対の合成誤差

であり、添字 1, 2 は駆動, 被動歯車, 添字 i は歯車が各瞬間にかみあっている歯対の数を表わす。

ギャノイズの起振源となる式(1)で表わされるはすば歯車対の振動から生じる振動起振力は、静的な負荷かみあい伝達誤差の振幅成分の大きさで評価できることを理論的に明らかにした。⁽⁵⁾すなわち、かみあい伝達誤差 E^* は、式(1)で $\ddot{X} = \dot{X} = 0$ とおくことにより

$$E^* = X_s \left\{ 1 + \eta'_0 + \sum_{m=1}^{\infty} A_m \cos(m\omega_z t - \theta_m) \right\} \quad \dots \dots \dots (2)$$

図1 はすば歯車対の振動モデル

となり、 E^* のかみあい m 次成分の振幅の大きさ E_m^* は、

$$E_m^* = X_s \cdot A_m \quad (\mu m) \quad (3)$$

で表わされる。この E_m^* で、ギャノイズのかみあい m 次成分の大きさが評価でき、 E_m^* を「ギャノイズの指標値」と名付ける。

ここで、

$$X_s = W / \bar{K} \quad (\mu m) \quad (4)$$

$\bar{K} = \frac{1}{T_z} \int_0^{T_z} K(t) dt$: 歯の平均ばねこわさ

$T_z = 60 / (NZ)$: かみあい周期

N : 回転数 (rpm), Z : 歯数

$$A_m = \sqrt{(\eta_m - \eta_0 \alpha_m)^2 + (\gamma_m - \eta_0 \beta_m)^2} \quad (5)$$

$$\kappa(t) = K(t) / \bar{K} \\ = 1 + \sum_{m=1}^{\infty} (a_m \cos m\omega_z t + \beta_m \sin m\omega_z t)$$

$$\varphi(t) = F(t) / W$$

$$= \eta'_0 + \sum_{m=1}^{\infty} (\eta_m \cos m\omega_z t + \gamma_m \sin m\omega_z t)$$

$$\eta_0 = 1 + \eta'_0, \quad \omega_z = 2\pi / T_z$$

$$\theta_m = \tan^{-1} \{ (\gamma_m - \eta_0 \beta_m) / (\eta_m - \eta_0 \alpha_m) \}$$

である。

2.3 指標値 E_m^* の計算法 ギャノイズの指標値 E_m^* の計算に必要な歯のばねこわさ K_i と合成誤差 e_i は、歯車の運転中に歯が接触し、荷重を分担する図2に示す実当たり領域(斜線部)で作用することになる。実当たり領域は歯車諸元、製作誤差、組付誤差、伝達荷重さらには歯車の支持軸剛性によって決定されるがここでは、組付誤差がなく歯車の支持軸剛性が充分高い場合を取り上げ、実当たり領域を考える。この時、実当たり領域は、伝達荷重と駆動、被動歯車の歯形、歯すじの検査結果から合成歯形誤差、合成歯すじ誤差を計算することにより、例えば図3に示すような作用

図2 歯 当 た り

平面上の合成誤差として表わすことができる。なお、図3中の数字は、合成誤差 e_i の値を示し、合成誤差の等しくなるかみあい位置を結ぶ等高線で示してある。

歯車対の伝達荷重を W とし、一歯が分担する荷重を W_i とすると、

$$W = \sum_{i=1}^n W_i \quad (6)$$

$$W_i = K_i (X - e_i), \quad (i = 1 \sim n) \quad (7)$$

の関係が成り立つ。歯が接触し荷重を分担するためには、式(7)から、

$$X \geq e_i \quad (8)$$

である必要がある。久保ら⁽⁹⁾により、式(6)(7)の連立非線形積分方程式を解き実当たりを求める手法がす

でに報告されている。本推定法では、かみあい位置に無関係に求まるかみあい伝達誤差 E^* の平均おくれ量 X_D に着目し、合成誤差上でおくれ X_D より小さい領域、すなわち合成誤差 e_i が式(9)を満足する領域として求める。

$$e_i \leq X_D = X_s (1 + \eta'_0) \quad (9)$$

したがって、歯車諸元、製作誤差、伝達荷重から式(9)により実当たり領域が求まると、ギャノイズの指標値 E_m^* が、式(2)～(5)で計算できる。なお、実際の計算においては、実当たり領域を決める平均おくれ X_D を初期値として与え、本簡易推定法による計算によるおくれ量 X_D^* と比較し、

$$\left| \frac{X_D^* - X_D}{X_D} \right| < 0.005 \quad (10)$$

の収束条件を満足するまで繰り返し、指標値 E_m^* を求めた。本計算手順を図4に示す。

3. 実験装置および実験方法

3.1 実験装置

実験に用いた試験機の平面図と試験歯車装置の断面図をそれぞれ図5、図6に示す。騒音測定のために半無響室内に設置された本試験機は動力循環式で最高66K μ mまでの負荷試験が可能である。図5に示すように、3本の主軸から成り、上から

図3 合成誤差の表示例

図4 指標値 E_m^* の計算手順

図5 試験機の平面略図

図6 試験歯車装置の断面図

順に被動歯車軸、駆動歯車軸およびねじりトルクを与える負荷軸となっている。被動歯車軸には、回転計、トルクメータが設置されている。試験歯車装置は、図6に示すようにはすば歯車の一段減速機であり、各歯車は、それぞれテーパ・ローラ、深みぞ玉軸受で支持されており、軸との結合はスプライン方式とした。

歯車は強制潤滑し、実験中油温 80°C に制御し、ギャオイル (ISO VG180 相当) を毎分 2.0 l の割合で、かみあい終わり側から供給した。

3.2 試験歯車対 本実験に用いた試験歯車対の諸元を表1に示した。試験歯車対は、重なりかみあい率を変化させた歯車対 A, B, C と正面かみあい率を変化させた歯車対 D, E の合計5種類の歯車を設計した。各歯車対は、浸炭焼入れ後、マージ研削盤を用いて、各歯の歯面形状が極力一樣になるように、研削仕上げを行なった。図7に、それぞれの歯車対の歯形および歯すじの測定結果を示す。なお、表1中に、歯車対に誤差がないとして求めた歯の平均ばねこわさ K の計算結果を併せて記入してある。

3.3 測定項目と測定方法 試験歯車装置の騒音の測定は、歯車箱上方 15 cm の位置で行ない、その測定のプロック線図を図8に示す。騒音計からの出力信号を

表1 試験歯車対諸元

Name of gear pair		A	B	C	D	E
Number of teeth	z_1/z_2	29/35	—	—	—	—
Normal Module	m_n	1.9	—	—	—	—
Normal pressure angle	$\alpha_n(^{\circ})$	17.5	—	—	—	—
Helix angle	$\beta_n(^{\circ})$	27.5	—	—	—	—
Addendum modification coeff. x_{n1}/x_{n2}		-0.273/-0.407	—	—	—	—
Face width	$b_1/b_2(\text{mm})$	9.2/12.5	16.4/12.5	16.4/16.4	—	—
Dia. of tip circle	$d_{k1}/d_{k2}(\text{mm})$	66.2/78.5	—	—	65.5/78.5	64.8/78.5
Center distance	$a(\text{mm})$	67.0	—	—	—	—
Transverse contact ratio	α_t	2.31	2.31	2.31	2.06	1.80
Overlap contact ratio	ϵ_β	0.71	0.96	1.29	1.29	1.29
Total contact ratio	ϵ	3.02	3.27	3.60	3.35	3.09
Mean stiffness of tooth	$K(\text{N/mm})$	112.7	152.8	199.9	106.2	170.5

図7 試験歯車対の歯形・歯すじ

被動歯車軸回転計の出力とFFT周波数分析器によって回転次数分析を行なった。

歯当たりは、伝達荷重を加えた状態で、準静的に回転させ、駆動歯車歯面に塗った塗料がはげた状態を接着テープに転写して観察した。

3.4 実験方法・条件 実験は、試験歯車対の実際の使用条件を想定し、一定の荷重をかけて、駆動歯車軸の回転数を $500 \sim 5000\text{ rpm}$ に連続的にかえ、試験歯車装置の騒音を測定した。伝達荷重 W は、 1343 N (137 kgf) と 2009 N (205 kgf) の2通りとした。

4. 実験結果と計算結果との比較

4.1 歯当たり 歯車対 A ~ E の駆動歯車の歯当たりの実測値を図9に示す。図9中の斜線部が実当たり領域であり、ほぼ幾何学的に求まるかみあい領域で接触している。

本ギャノイズ簡易推定法によって実当たり領域を決定する歯車対 A ~ E の平均おくれ量 X_D の計算結果を表2に示す。各歯車対の平均おくれ量 X_D が、図7の合成歯形、歯すじ誤差の測定値よりも大きいことから、歯幅中央での歯形方向および歯たけ中央での歯すじ方向で幾何学的なかみあい長さが確保されることが推定できる。

図8 騒音測定のプロック線図

図9 駆動歯車の歯当たり

表2 平均おくれ量 X_D の計算結果 (μm)

Gear Load W	A	B	C	D	E
1343 N (137 kgf)	18.5	14.9	12.2	11.0	12.3
2009 N (205 kgf)	24.8	20.0	15.8	14.7	19.5

4.2 ギャノイズ指標値と実験結果との比較 歯車対 $A \sim E$ のかみあい1次, 2次周波数成分の騒音レベルに対する指標値 E_1^* , E_2^* の計算結果を表3に示す。

図10, 図11に, 横軸に駆動歯車の回転数, 縦軸に, 騒音レベルをとり, 正面かみあい率 ε_α を一定(2.31)とし, 重なりかみあい率 ε_β を, 0.71, 0.96, 1.29と変化した歯車対 A, B, C の騒音レベルの測定結果を示す。図10, 図11から, 歯車対 A, B, C のかみあい1次, 2次成分の騒音レベルは, ほぼ全回転数域で重なりかみあい率 ε_β の高い歯車対ほど騒音レベルが低くなる傾向が見られる。一方, 本簡易推定

表3 ギャノイズ指標値 E_1^*, E_2^* の計算結果 (μm)

Load W	Gear T, E	A	B	C	D	E
1343N {137kgf}	E_1^*	0.89	0.56	0.38	0.44	0.45
	E_2^*	0.21	0.14	0.11	0.07	0.16
2009N {205kgf}	E_1^*	1.34	0.46	0.32	0.40	0.35
	E_2^*	0.35	0.16	0.12	0.09	0.26

(a) かみあい1次騒音レベルの測定結果 ($W=1343N$)

(b) かみあい2次騒音レベルの測定結果 ($W=1343N$)

図10 歯車対 A, B, C の騒音測定結果 ($W=1343N$)

法による歯車対 A, B, C の指標値 E_1^*, E_2^* は, 伝達荷重 W によらず, 重なりかみあい率 ε_β の高い歯車対 A, B, C の順序で小さくなっており, とくに歯車対 B, C と比較し, ギャノイズ指標値 E_1^*, E_2^* が一段と大きい歯車対 A の騒音レベルは, 図10, 図11の実測でも歯車対 B, C と比較し, 著しく大きくなっている。

図12, 図13に, 重なりかみあい率 ε_β を一定(1.29)とし, 正面かみあい率 ε_α を, 2.31, 2.06, 1.80とした歯車対 C, D, E の騒音レベルの測定結果を示す。図12(a), 図13(a)の歯車対 C, D, E のかみあい1次成分の騒音レベル, 図12(b)のかみあい2次成分の騒音レベルで歯車対 C, D, E 間の顕著な差は認められない。この測定結果は, 図12(a), (b), 図13(a)の各運転条件に相当する歯車対 C, D, E の指標値 E_m^* の最大値と最小値との差が, それぞれ 0.07, 0.09, 0.08 μm であり, これら3つの歯車対での指標値間に, 顕著な差を認められないことに対応していると考えられる。また, 図13(b)の運転条件に相当する歯車対 C, D, E の指標値 E_2^* は, 0.12, 0.09, 0.26 μm であり, 指標値が他の歯車対に比較し大きい歯車対 E の騒音レベルが, 駆動回転数3000rpm以上の領域で大きくなっていることが実測でも認められる。

(a) かみあい1次騒音レベルの測定結果 ($W=2009N$)

(b) かみあい2次騒音レベルの測定結果 ($W=2009N$)

図11 歯車対 A, B, C の騒音測定結果 ($W=2009N$)

(a) かみあい1次騒音レベルの測定結果 ($W=1343N$) (b) かみあい2次騒音レベルの測定結果 ($W=1343N$)図12 歯車対 C, D, E の騒音測定結果 ($W=1343N$) (a) かみあい1次騒音レベルの測定結果 ($W=2009N$) (b) かみあい2次騒音レベルの測定結果 ($W=2009N$)図13 歯車対 C, D, E の騒音測定結果 ($W=2009N$)

以上のように、ギャノイズの指標値の大小関係と歯車装置から発生する歯車のかみあい各次数成分の騒音レベルの大小関係とが良く一致している。

5. 結 言

ギャノイズの起振源となるはずば歯車対の静的な負荷かみあい伝達誤差に着目し、ギャノイズと相関をもち、かつ歯車対のみで決定できるギャノイズ指標値に実験的検討を加えた。その結果、歯車の支持軸剛性が充分高く、各歯の歯面形状が一樣である歯車対のかみあい各次数成分の騒音レベルの大小関係が、歯車諸元製作誤差、伝達荷重から求まるかみあい伝達誤差の各次数成分の振幅の大小関係と良く一致し、本簡易推定法による指標値で、ギャノイズの大小関係を実用上問題ないレベルで予測できることがわかった。

文 献

- (1) 赤松・ほか4名, トヨタ技術, 24-3(昭50), 383.
- (2) 河野・ほか1名, 自技会シンポジウム(昭60-10), 26.
- (3) 歌川, 機誌, 6-470(昭33), 296.
- (4) 会田・ほか3名, 機論, 34-268(昭43), 2226.
- (5) 鈴木・ほか4名, S61年度自技会秋季学術講演会.
- (6) 清野・ほか2名, 機構論, No.780-2(昭52-2), 55.
- (7) 久保・ほか1名, 機論, 46-401(昭和55-1), 87.
- (8) 梅沢, 機誌, 88-805(昭60), 1337.
- (9) 久保・ほか4名, 機論, 51-467(昭和60-7), 1559.