噛合テストを用いた噛合非整数次音歯車の の計測システム*

青山 栄一^{*1}, 廣垣 俊樹^{*2}, 上西 康弘^{*3}
穴田 能文^{*4}, 中田 康弘^{*5}

New Measuring System of Gear Noise at Non-Integer Components of Meshing Frequency Using the Gear Checker

Eiichi AOYAMA^{*6}, Toshiki HIROGAKI, Yasuhiro UENISHI,
Yoshifumi ANADA and Yasuhiro NAKATA

^{*6} Department of Mechanical Engineering, Doshisha University,
1-3 Tataramiyakodani, Kyotanabe-shi, Kyoto, 610-0321 Japan

This paper dealt with an inspection method of gear noise at non-integer components of meshing frequency. First, it was confirmed that this noise was generated by tooth surface error formed by the vibration of shaving machine tools in shaving process. Second, we proposed the introduction of FFT processor in a gear checker system in order to measure the periodic component of tooth surface error. The gear with this tooth surface error was estimated by this system. On the other hand, the meshing transmission error (MTE) and the vibration on the gear housing were measured. From comparing these results, it is shown that the proposed measuring system is effective to estimate the gear noise at non-integer components of meshing frequency.

Key Words: Gear Noise, Non-Integer Components of Mesh Frequency, Gear Checker, FFT, Vibration, Tooth Surface Error

1. 緒 言

最近, 自動車用歯車製造ラインにおいては, 多種多量生産技術力が求められており, 特に加工コスト低減のため加工能率や工具寿命向上のための取り組みが各社でされている。特に熱処理前歯面仕上工程であるプランジ方式シェーピング(以降シェーピングと呼ぶ)工程においては, 安価でかつ低騒音なるギヤを製造するため, シェーピングカッタのリグラインド方法や歯形管理方法など各社様々なノウハウを保有している⁽¹⁾⁽²⁾。

しかしながら, このシェーピング工程において, 加工能率の向上のため加工条件を厳しくさせると, この工程に使用するシェーピング盤の固有振動(特に治具, 心押台まわり)の影響が歯面に転写され, このギヤをトランスミッションに搭載し駆動した場合, かみあい非整数次音を発生させることがある⁽³⁾。

この非整数次音が発生する歯車を, 一般的な歯車製造ライン(図1)の最終工程に設置されている通常の噛合テスト, さらに歯車測定機においても評価すること

は難しく, 自動車メーカーを悩ましており, 未だ当該発生周波数に関して種々評価した例がない。

そこで著者は, 隣接歯面にわたって周期的に転写される歯面誤差の抽出のために, 従来の2歯面かみあいテスターにFFT(周波数分析)機能を付加し, 周波数軸上の振幅成分の加算平均を用いる手法を導入した。その結果, 非整数次音の原因となる周期的な歯面のうねりを抽出することに成功した。さらに, 本方式で抽出された値とロータリーエンコーダ方式のかみあい伝達誤差装置から得られる値の比較検討を行い, 本方式

Fig.1 Processes of gear production

* 原稿受付 2000年9月6日。

^{*1} 正員, 同志社大学工学部(☎610-0321 京田辺市多々羅都谷1-3)。

^{*2} 正員, 滋賀県立大学工学部(☎522-8533 滋賀県彦根市八坂町2500)。

^{*3} 正員, 三菱自動車工業(株)(☎444-8501 岡崎市橋目町字中新切1)。

^{*4} 正員, 三菱自動車工業(株)(☎616-8114 京都市右京区太秦巽町1)。

^{*5} 同志社大学大学院。

E-mail: eaoyama@mail.doshisha.ac.jp

が十分な精度で評価可能であることを確認したので結果を報告する。

2. 非整数次音の発生メカニズム

歯車駆動時の振動が発生するメカニズムを図2に示す。強制外力として①バネ剛性の時間的变化 ($-K(t)\Delta$) ②歯面誤差に起因する強制変位 ($F(t)$)、がある⁽⁴⁾。設計的な対策では、かみあい率を増大させるなどにより、バネ剛性の時間的な変化の低減が試みられており、その結果、かみあい整数次の振動は低減されつつある。

一方、歯車の歯面加工時に歯面の工具間の相対位置が変動すると、歯面上にはうねり成分(振動成分・凹凸)が転写されることになる。ただし、振動がランダムに発生すると、歯面に転写される成分もランダムとなり、歯車駆動時に発生する歯面誤差に起因する振動はホワイトノイズ的なものとなり、振動全体レベルが大きくなるものの、ある特定の周波数では発生しない。ところが、歯面と工具間の相対位置がある特定の周波数で振動すると、隣り合う歯面間で周期的なうねり成分が歯面に転写されるものと考えられる。ここで、シェーピング工程における歯車の回転数を $n(\text{rpm})$ 、歯車の基礎円直径を $dg(\text{mm})$ 、工具(シェーピングカッタ)の振動数を $f(\text{Hz})$ とすると、歯車の歯面上に転写される振動成分の1周期の長さ $l(\text{mm})$ は、

$$l = (2\pi n/60) \cdot (dg/2)/f \quad (1)$$

となる。また、歯車のモジュールを m 、圧力角を α 、正面かみあい率を e とすると、一歯のかみあい長さ L は、

$$L = e \cdot m \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

となり、法線ピッチ $te(\text{mm})$ は

$$te = m \cdot \cos(\alpha) \quad (3)$$

となるので、当該歯車運転時に発生するかみあい振動次数 H は、

$$H = te/l \quad (4)$$

となる。したがって、 H が整数となる以外ほとんどが かみあい非整数次の振動となる。ここで、 $L < l$ の場合には、一歯面に転写されるうねり成分は、振動の一周期に満たないため、一歯面上に凸が残る歯面と残らない歯面が存在することになる。また、凸の位置も歯先から歯元までどの位置にも発生する可能性があり(これは振動成分の歯面上の位相できまる)、各歯面形状を個々に調べても非整数次の振動が発生するかを判別することができない。また、 $L > l$ の場合には、各歯面に何らかの凸が観察されるが、歯先から歯元までのどの位置に発生するかは、歯によって異なることになる。

非整数次振動の発生は、隣接歯間での周期的なうね

Fig.2 The analytical model

り存在の有無が問題である。隣接歯間での歯面のうねりを測定する手法として、かみあいテスターを用いる手法が有効と考えられる。かみあいテスターはマスターギヤと呼ばれる高精度に加工された歯車と、評価歯車をノーバックラッシュでかみ合わせ回転させた時に発生する軸間距離の変化を計測する試験機で、歯面に垂直な成分でうねり振幅が A だけあれば、軸間距離の変化 E として

$$E = A \cdot \sin(\alpha) \quad (5)$$

が測定できる。また、その E の周期性を検出する手法として信号を FFT 処理し、周波数軸上で加算平均を行うことを提案する。すなわち、 $N1$ 回の加算平均を行う

ことで、周期性のない成分は $1/\sqrt{N1}$ になり、周期性

のある成分のみを抽出できるものである。ここで、かみあいテストにおける歯車の回転数を $n1$ とすると、周波数軸上に発生する周波数 $f1(\text{Hz})$ は

$$f1 = f(n1/n) \quad (6)$$

となる。

3. 測定原理および方法

現在、自動車メーカーにおける一般的な歯車製造ラインにおいて、最終工程に使用されている噛合テストは、製造された歯車にマスターギヤといわれる JIS 0 級 (JISB1702) 程度の歯形形状誤差の極めて少ない被動歯車とノーバックラッシュ状態で噛み合わせることによって得られる中心間距離の変動値より、①歯溝の振れ、

②打痕の有無, ③オーバーボール径を算出するものである。

3.1 新評価方式 (現状評価法+FFT 方式)

本方式は, 任意の周波数域評価を可能にすることを想定して, 従来方式で算出された中心間距離の変動の検出振動に FFT 分析機能を付加したシステムであり, ①歯溝の振れ, ②打痕の有無, ③オーバーボール径に加え, ④任意の周波数域も評価できる仕様とした。その模式図を図 3 に示す。

なお, 今回使用したベース機は, 大阪精密製噛合テストであり, この時の測定条件は, 測定歯車回転: 12rpm, 負荷トルク: 2.6N・m である。また, FFT 分析機として小野測器製 CF-360 を用い, その計測条件は, ランダム 16 回加算平均とし, フラットトップウィンドウを使用することにした。また, 評価は, 中心間距離変化のかみあい線方向成分 ($A=E/\sin \alpha$) を対象とした。

3.2 MTE 方式

(Meshing Transmission Error 噛合伝達誤差)

歯車の回転伝達の際に生じるかみあい伝達誤差が, 歯のばね合成変化による外力および歯面誤差による外力を合わせた噛合振動の起振源⁽⁵⁾⁽⁶⁾となるため, MTE 方式は現在, 歯車の動力伝達特性の評価法として比較的幅広く使用されている^{(7)~(9)}。そこでロータリーエンコーダ仕様のかみあい伝達誤差測定方式においても当該歯車の評価を行った。その模式図を図 4 に示す。なお, 今回, MTE 測定機には国際計測機製 (ロータリーエンコーダ分解能: 4500P/R) のものを使用し, この時の測定条件は, 測定歯車回転数: 15rpm, 負荷トルク: 1N・m である。

3.3 台上振動測定方法

噛合テスト各評価方式とハウジング振動値との相関関係を確認することは非常に重要であるため, 今回, 試験対象とした歯車を実際にトランスミッションに組み込み, 駆動させて得られたかみあい 1 次域, および非整数次振動発生域のハウジング振動を, トランスミッションケース上のシフトケーブルラケットに取り付けられた加速度ピックアップにて, 車室内音との相関の高いシフトケーブル方向について測定することとした。なお, この時の測定条件は, 高速道路 (約 100km/h) での運転を想定し, 入力回転数: 3000rpm, 負荷トルク: 29.4N・m である。

3.4 本対象歯車諸元

本研究の対象にしたはずば歯車は, オートマチックトランスミッション内の 1 次減速噛合の被動歯車側であり, その断面図を図 5 に示す。またその歯車諸元を表 1 に示す。なお, 材質は SCr420 で浸炭ソルト焼き入

Fig.3 Gear checker (The new type)

Fig.4 Gear checker (MTE type)

Driven gear (first meshing)

Fig.5 Cross section of automatic transmission

Table.1 Dimension of gear

Module	1.75
Pressure angle (deg.)	17.5°
Number of teeth	89
Helix angle (deg.)	31.5°(LH)
Pitch circle dia. (mm)	182.668
Reference circle dia. (mm)	171.329
Whole depth (mm)	5.5
Outer dia. (mm)	186.1

れがなされている。

本評価に使用した歯車は計 4 ヶであり, そのうち 2 ヶはシェービング盤の固有振動が歯車に転写しないようリジッドな治具 (治具が心押台に面支持されているもの質量 102kg: Fig.6-a) にて加工し, また他の 2 ヶは, 意図的にシェービング盤の固有振動が歯車に転写しや

Fig. 6-a The rizitto clamp processing

Fig. 6-b The center addition construction

すいようセンター付簡易治具(治具が心押台に点支持されているもの質量 121kg : Fig. 6-b)にて加工を施した。加工条件は加工回転数:230rpm,送り:0.6mm/minである。リジット治具は重量約 20%の軽量化を図り,剛性は 2.3 倍(取付け歯車半径方向の剛性)向上している。

なお,以降,固有振動が転写されていない歯車を「GOOD 歯車」,転写されている歯車を「NG 歯車」と呼ぶこととする。

4. シェービング盤の振動特性

前章にて記述している通り,本評価に供試している歯車には,シェービング盤の固有振動が転写されていない「GOOD 歯車」と転写されている「NG 歯車」が存在し,それぞれ治具を変更することにより機械の固有振動を意図的に発生させた。ここで一般的なシェービング加工時におけるその加工軌跡とシェービング盤の振動時間軸波形を図 7 に示す。なお,シェービング盤の振動は,図 8 に示すように,シェービング盤のベッド上にある心押台に取り付けられた加速度ピックアップにて,その鉛直方向の振動を測定した。シェービング加工時の取りしりと切り込み速度にある程度左右されるが,時間当たりの切削体積量が最大となる加工完了位置直前に極めて振動が高くなる傾向がある。そこで,加工完了位置直前におけるシェービング盤の振動のスペクトラム波形(図 9)と,被加工ギヤ支持部の伝

Fig. 7 Vibration mechanism of shaving

Fig. 8 Measuring position of acceleration pick-up

Fig. 9 Spectrum of cutting vibration in shaving

Fig.10 Transfer function on the shaving

達関数(図 10)を「GOOD 歯車」「NG 歯車」別に示す。

これらより、GOOD 歯車に対し NG 歯車の方が加工時のシェーピング盤の振動および伝達関数のオーバーオール値が高いことが明らかである。この差はリジット治具が 20%軽量化され、またリジット治具とセンタ付簡易治具剛性比が約 2.3:1 のためである。さらに、特に NG 歯車加工時について伝達関数データを見ると、シェーピング加工時のシェーピング盤の振動ピーク周波数付近に高いピークを持っていることがわかる。このピークはシェーピング盤の支持部および加工治具の固有振動数に相当するため、このシェーピング加工時にシェーピングカッタと歯車との間に発生する振動は、これらの連成系からなる固有振動数と考えられる。

このことから、シェーピング工程において治具を設計する際には、軽量でかつ支持剛性を高くすべきであると判断できる。

5. 各評価方式における評価

5.1 新評価方式における評価確認

5.1.1 シェーピング盤の振動評価

まず、新評価方式にてシェーピング盤の固有振動の歯面の転写を、GOOD 歯車、NG 歯車で評価した。その結果(回転方向変動値の周波数分析結果)を図 11 に示す。この図より NG 歯車を新評価方式で評価した際、シェーピング盤に発生する固有振動に相当する周波数(33Hz 付近)にてピークが見られ、図 9 に示している振動のピーク周波数 650Hz の約 1/20 (回転数比)と一致した。これは、加工時の加工回転数と測定回転数の比に相当し、本方式にて、シェーピング盤固有振動が歯車に転写されていることを十分な精度で確認可能であることが分かった。すなわち式(6)の関係が実験的に証明された。更に、この方式を噛合テストとして採用し、歯車品質の管理値(シェーピング盤の振動レベ

a) Good type gear

b) NG type gear

Fig.11 Relation between rotational displacement and frequency (In case of new measuring system)

ルとハウジング振動の関係)を設定するために、シェーピング盤の振動値と新評価方式回転方向変動値とハウジング振動値の相関関係を求めた。なお、それらの関係は変位の次元で評価した。

5.1.2 加工振動値と新評価方式値と台上振動値の相関性確認

図 12 にシェーピング盤の振動と新評価方式回転方向変動とトランスミッション駆動時のハウジングの相関関係を示す。

この図に示す通り、シェーピング盤の振動が上昇すると新評価方式回転方向変動値、トランスミッション駆動時のハウジング振動値が上昇することは明らかであり、また、それぞれの相関関係を最小自乗法より R^2 を算出するとそれぞれ 0.9 以上のため、相関は十分と判断した。

5.2 MTE 方式での評価確認

MTE 方式の測定を FFT した結果からも新評価方式と同様、シェーピング盤に発生する固有振動に相当す

Fig. 12 Relation between vibration during shaving, rotational displacement of new measuring system and vibration on T/M housing

Fig. 13 Relation between vibration of T/M housing and rotational displacement

る周波数を検出できた。また、前者方式と同様、シェービング加工振動—かみあい伝達誤差—ハウジング振動との相関関係を求めたところ、 $R^2=0.9$ 以上のため相関あり、この方式でも、非整数次振動の評価が十分可能であることが確認された。

6. 新評価方式を採用することによる有効性 (両方式実用化検討比較)

新評価方式を採用することによる有効性を検証するために、ハウジング振動値に対するそれぞれの方式で得られた回転方向変動値の相関関係を、シェービング盤の固有振動に相当する周波数（かみあい非整数次周波数）および噛合 1 次周波数にて評価した図を図 13 に示す。

これらより、シェービング盤の固有振動の評価は、両方式共、相関係数 $R^2=0.9$ 以上を満足しており、どちらでも評価可能であることがわかる。これは、駆動、従動両歯面噛合である新評価方式での測定時の噛合状態が、シェービング加工時と同様であるためであり、また、1 歯面噛合である MIE 方式においては、トランスミッション駆動時と噛合状態が同様なためであると

考えられる。

しかしながら、噛合 1 次周波数を評価する場合、特に新評価方式では、相関係数が $R^2=0.373$ と極めて低く、ハウジング振動値との相関性が低いことを示しており、本評価方式による評価は難しいと判断できる。これは噛合整数次の周波数に関しては、シェービング盤の振動の影響（歯のうねり）が小さく、歯車対の噛合動特性（歯のたわみ）の影響を受けるためであると考えられ、すなわち、駆動、従動両歯面噛合である新評価方式での計測時と、1 歯噛合であるトランスミッション運転時の噛合状態が異なるためであると考えられる。

7. まとめ

シェービング工程で発生する振動に起因するかみあい非整数次音の発生メカニズムを考察し、さらにかみあいテストを用いた当該音の判定法を考察した結果、次の結論を得た。

1. シェービング加工の際には、トランスミッション駆動時にかみあい非整数次振動の発生を避けるため、本加工工程における治具を設計する際には、軽量でかつ支持剛性を高くすべきである。
2. シェービング加工時に発生する振動が原因と考えられる非整数次音を評価する上では、新評価方式（現状評価法+FFT 方式：FFT ソフトのみ追加）は、十分な精度がある。
3. 非整数次音だけでなく、噛合周波数まで評価する必要がある場合、MTE 方式を採用する必要がある。

参考文献

- (1) 森川, 丸山, 自動車技術, 31, (1992), 85-91.
- (2) 川崎, 自動車技術, 54, (2000), 28-33.
- (3) 上西, 穴田 975-2 中国四国支部講演会(1997-9), 512.
- (4) 青山, 廣垣, 上西, 山田, 中田, 機論, 66-644, C(2000), 1284-1290.
- (5) 久保, 清野, 機論, 46-401, C(1980), 86-98.
- (6) 久保, 野中, 影山, 加藤, 加藤, 大森, 機論, 56-532, C(1990), 86-98.
- (7) 青山, 広垣, 上西, 新井, 橋本, 機論, 62-595, C(1996), 1080-1086.
- (8) 吉川, 谷, 樽谷, 鈴木, 牧, 上田, 機論, 63-609, C(1997), 1775-1782.
- (9) 谷, 所, 吉川, 鈴木, 木村, 機論, 65-630, C(1999), 465-470.