S111031

各歯の歯すじ精度ばらつきが トランスミッション歯車の歯面強度に及ぼす影響*

吉崎 正敏^{*1}

Influence of Variability in Helix Deviation between Gear Teeth on Tooth Surface Strength of Transmission Gears

Masatoshi YOSHIZAKI^{*1}
^{*1} Power Train Evaluation & Engineering Division, Hino Motors,Ltd.,
3-1-1 Hino-dai, Hino-shi, Tokyo, 191-8660 Japan

Gear endurance tests were carried out using carburized gears with uneven helix deviation between the teeth. The author introduced here a new parameter, based on Hertzian pressure on the tooth surface calculated from cumulative fatigue damage rule, to evaluate the influence of the variability in helix deviation on the tooth surface strength.

Key Words : Gear, Tooth surface strength, Pitting, Spalling, Helix deviation, Hertzian pressure, Miner's rule

1. 緒 言

トランスミッション歯車の歯面強度は多くの要因の影響を受けるが、歯面精度の寄与は大きい⁽¹⁾。一方、量産歯車では、加工時の軸の振れや熱処理歪みなどに起因して、一つの歯車内の各歯で歯面精度のばらつきが存在するが、これが歯面強度に及ぼす影響は報告されていない。本報では歯車内の歯すじ精度ばらつきが歯面強度に及ぼす影響を実験的に明らかにし、この結果を歯面強度寿命を定量予測できる形に整理した。

2. 実験条件

2・1 試験歯車

実験に用いた歯車は、歯直角モジュール 3.5、ピッチ円筒ねじれ角 23°、有効歯幅 27mm のはすば歯車で、歯数は駆動歯車 34、従動歯車 31 である。材質は SCM420H で、ガス浸炭焼入れ後、歯面を研削して仕上げた。こ

Table 1 Helix deviations of test gears

Gear code	Driver		Follower	
	M	R	M	R
A	0	33	0	11
B			0	27
C			20	7
D	0	0	27	0
G			0	0

μm

Fig.1 Tooth trace of test gear

Fig.2 Tooth traces of test gears (Examples of measured data)

^{*1} 正員、日野自動車株式会社 (〒191-8660 東京都日野市日野台 3-1-1)
E-mail: masatoshi.yoshizaki@hino.co.jp

の諸元の歯車で、図1に示すように、 $M \mu\text{m}$ の歯すじ誤差（以下では平均誤差と呼ぶ）を与え、これを境にして一つの歯車内で $R \mu\text{m}$ の歯すじ誤差ばらつきが存在するように歯面を仕上げた。実験に用いた試験歯車は、 M と R の値を変化させた5種類の歯車対A～Gである。いずれの歯車対も駆動歯車の歯幅を従動歯車より広くし、駆動歯車の歯すじにエンドリリーフを付けることで、大きな歯すじ誤差がある場合でも歯すじ端でエッジ当たりが生じないようにしている。また歯形方向には適切な量の歯先修整を施し、歯先修整部以外は高精度に仕上げた。

2・2 歯面強度の測定

実験には動力循環式歯車試験機を用いた。初めになじみ運転を行ない、その後一定のトルクを負荷し、歯面損傷が起きるまで耐久運転をした。歯車回転数（従動側）は1500rpmである。潤滑にはマニュアルトランスミッション油を用い、油温90℃、油量1.2 l/minで歯車のかみこみ側から強制給油した。歯面強度限界の繰返し数 N_f は、耐久運転中、一定繰返し数毎に試験歯車を取り外し、歯面に発生した損傷部の面積を測定して判定した⁽¹⁾。

3. 歯面ヘルツ圧力分布の計算結果

本研究では久保・梅澤の方法⁽²⁾⁽³⁾⁽¹⁾を用いて歯面のヘルツ圧力を計算した。実験に用いた全ての試験歯車の全歯について、歯車精度測定機で歯形方向（9個所）と歯すじ方向（1箇所）の測定を行ない、この結果をデジタル信号処理して歯面の形状誤差を数値行列として表した。これらの歯面形状データを用いて、駆動、従動歯車の全歯を組み合わせた1054個（ 34×31 、本試験歯車の歯数比は割り切れないため、全歯の組合せがかみ合う）の歯面について、先の方法でヘルツ圧力分布を計算した。図3に計算例を示す。ここでは、駆動、従動歯車の各々8歯を等分に抜き出した64歯面に関するヘルツ圧力分布を示した。各ヘルツ圧力分布図において、左右が歯幅方向、右下がかみ合い始め位置である。歯すじ誤差ばらつきがほとんどない歯車Dでは各歯面のヘルツ圧力分布はほぼ等しいが、誤差ばらつきがある歯車Cでは各歯面でヘルツ圧力分布が大きく異なることが分かる。

Fig.3-1 Distributions of Hertzian pressure on tooth surface of Gear D at a torque T of 1.83 kNm
(CFD: Distributions of Hertzian press. in accordance with cumulative fatigue damage rule. Refer to 5・2)

Fig.3-2 Distributions of Hertzian pressure on tooth surface of Gear C at a torque T of 1.83 kNm
(CFD: Distributions of Hertzian press. in accordance with cumulative fatigue damage rule. Refer to 5・2)

4. 歯面強度の実験結果

4・1 歯面損傷の観察例

図4は、本実験で発生した歯面損傷の例である。歯面損傷の発生部位を観察すると、計算で求めたヘルツ圧力が高い歯面の、かつその歯面内でヘルツ圧が高い部位から損傷が発生していた。この結果から、本研究によるヘルツ圧力の計算結果は、歯面強度を評価する上で合理的なものであると判断する。

4・2 歯面強度の実験結果

図5に実験結果を示す。図の縦軸は駆動歯車のトルク T 、横軸は駆動歯車の繰返し数 N_f である。図中の矢印は、歯面に損傷が起きず耐久運転を打ち切ったことを示す。この結果から次のことが分かる。①歯すじ誤差がある歯車Dおよび歯すじ誤差と各歯でそのばらつきがある歯車A～Cは、同誤差のない歯車Gに比べて歯面強度が低い。②歯車A, B, Dの結果に着目すると、歯面強度は $D < A < B$ である。Dは平均誤差 M があるが誤差ばらつき R はない歯車。A, Bは M と R があり、ばらつき量 R はAよりBの方が大きい。Bは R が大きく、相対歯すじ誤差が最大になる歯面の組合せでは $33+27\text{ }\mu\text{m}$ もの歯すじ誤差が生じるが、この中では歯面強度が一番高い。③歯車B, Cの結果に着目すると、歯面強度は $C < B$ である。Cは平均誤差 M と誤差ばらつき R がある歯車、Bは M がないが大きな R を与えた歯車である。これらを比較すると平均誤差 M があるCの方が歯面強度が低い。

Fig.4 Damage on tooth surface after endurance test
Gear C, Driver gear, Tooth No. 18
Torque $T = 1.83\text{ kNm}$
Number of cycles $N_f = 6.84 \times 10^6$

Fig.5 Result of gear endurance tests

5. 各歯の歯すじ精度ばらつきを考慮した歯面強度評価

一つの歯車内の各歯で精度ばらつきがない場合については、これまでに、歯形誤差と歯すじ誤差がほぼ歯車の歯面強度に及ぼす影響を定量的に評価する方法が報告⁽¹⁾されている。文献(1)では、久保、梅澤の方法⁽²⁾⁽³⁾で求めた歯面のヘルツ圧力分布において、その最大値から相対累積度数の1%の範囲を平均したヘルツ圧力 P_{Hmean} を用いると、歯面誤差がある場合の歯面強度を評価できることが報告されている。本章では、この結果を踏まえて、一つの歯車内の各歯で精度ばらつきがある場合の歯面強度評価法を考察する。ここでは、任意の歯面における P_{Hmean} を評価ヘルツ圧力と呼ぶことにする。

5・1 かみ合い中における最大ヘルツ圧力と歯面強度寿命の関係

歯面強度を見積もる際、安全側の評価を行うのであれば、駆動、従動歯車の全歯を組み合わせた歯面から得られる評価ヘルツ圧力の最大値 P_{Hmax} を用いることが考えられる。図6は縦軸に P_{Hmax} をとり、図5に示した実験結果をプロットしたものである。歯すじ誤差および各歯でそのばらつきがある歯車の歯面強度は、 P_{Hmax} を用いても整理できないことが分かる。言い換えると、各歯で歯すじ誤差ばらつきがある歯車の歯面強度は、かみ合い中に駆動、従動歯車の相対歯すじ誤差が最も悪くなる最悪歯面形状を採用しても評価できない。

5・2 歯面の累積被害度とヘルツ圧力の変動を考慮した補正ヘルツ圧力

本研究では、文献(1)と同様に、作用平面上でかみ合い始め位置からかみ合い終わり位置まで移動していく接触線を軸方向に等間隔な 21 本の接触線で代表させ、各々の接触線上における 0.317mm ピッチの接触点でヘルツ圧力を計算し、ヘルツ圧力分布を求めている。歯面のはく離損傷（図 4）は金属疲労によるものである⁽⁴⁾から、一つの歯車内の各歯で歯すじ誤差ばらつきがあり、かみ合いにともない歯面のヘルツ圧力分布が変動するのであれば、歯面における累積被害度を考慮するのが妥当である。そこで、歯車対の一方の歯車の任意の一歯と相手歯車の全歯とのかみ合いにおいて、先に述べた接触点のそれぞれについて、修正マイナー則を考慮したヘルツ圧力を求め、この結果からヘルツ圧力分布を求めた。このヘルツ圧力分布は、かみ合いにともない歯面のヘルツ圧力分布が変動することによる歯面の累積被害度を考慮したもので、計算例を図 3 に示す。図 3 中の各図で、最右列および最下行に示したものが累積被害度を考慮したヘルツ圧力の分布図で、これらは駆動歯車と従動歯車の歯数を合計した個数が得られる。これらのヘルツ圧力分布における評価ヘルツ圧力を累積被害評価ヘルツ圧力と呼ぶ。歯面損傷の発生部位を観察すると、計算で求めたヘルツ圧力が高い歯面の、かつその歯面内でヘルツ圧が高い部位から損傷が発生していたことから（図 4）、ここでは、かみ合い中における累積被害評価ヘルツ圧力の最大値 P_{Hdm} を歯面強度評価に用いることにする。

一方、 P_{Hdm} が一定の条件で実験結果を検討したところ、全歯の歯面組合せ中の評価ヘルツ圧力の変動係数 CV （歯面の評価ヘルツ圧力の標準偏差／同平均値×100）と歯面強度寿命には明らかな相関が認められた。すなわち先の条件のもとで、歯面強度寿命は CV が大きい方が長く、その傾向は CV がある程度大きくなると飽和することが分かった。この結果を踏まえて、下記式で定義される補正ヘルツ圧力 P_{HC} を提案する。

$$P_{HC} = P_{Hdm} \cdot CV^n$$

n は本実験から得られた定数で $n = -0.038$ である。図 7 は、 P_{HC} を縦軸にとり実験結果をプロットしたものである。歯面強度の実験結果を S-N 線図上で一本の線として整理できる。すなわち、補正ヘルツ圧力を用いることで、一つの歯車内の歯すじ精度ばらつきが歯面強度に及ぼす影響を定量的に評価できる。

Fig.6 S-N diagram using max. Hertzian press.

Fig.7 Relation between P_{HC} and tooth surface fatigue life

6. 各歯の歯すじ精度ばらつきが歯面強度に及ぼす影響

本章では補正ヘルツ圧力を用いて、歯すじ誤差と各歯におけるそのばらつきが歯面強度に及ぼす影響を検討する。ここではコンピュータ上で、本試験歯車と同一諸元の歯車に、平均誤差 M として駆動歯車に $5 \sim 60 \mu\text{m}$ の歯すじ誤差を、さらに駆動、従動歯車両方に同量づつ $2 \sim 27 \mu\text{m}$ の歯すじ誤差ばらつき R を与えた歯面を作り、駆動歯車トルク $T = 1.4 \text{ kNm}$ として補正ヘルツ圧力を計算した。図 8 に結果を示す。図の縦軸は補正ヘルツ圧力で、負荷トルクが一定の下ではこの値が小さい方が歯面強度が高い。図の横軸は評価ヘルツ圧力の変動係数で、各歯における歯すじ誤差ばらつきが大きいほど、この値は大きくなる。この結果から次のことが分かる。①歯すじ方

向の平均誤差が大きいほど歯面強度は低くなる。②歯すじ方向に同じ平均誤差がある場合、変動係数すなわち各歯の歯すじ誤差ばらつきが大きくなると歯面強度は高くなり、このばらつき量がある値を超えると歯面強度は低くなる。③すなわち、各歯の歯すじ誤差ばらつきが小さいほど歯面強度が高くなるのではなく、歯すじ方向の平均誤差に応じた最適値がある。④この最適値は歯すじ方向の平均誤差が大きい方が大きい値になる。

Fig.8 Influence of variability in helix deviation on tooth surface strength (Results of calculation)

7. 結 言

本研究で得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) 歯すじ誤差および各歯でそのばらつきがある歯車の歯面強度は、かみ合い中に発生する歯面の最大ヘルツ圧力を用いても評価できない。言い換えると、各歯で歯すじ誤差ばらつきがある歯車の歯面強度は、かみ合い中に駆動、従動歯車の相対歯すじ誤差が最も悪くなる最悪歯面形状を採用しても評価できない。
- (2) 歯面における累積被害度を考慮した累積被害ヘルツ圧力と全歯の歯面組合せ中のヘルツ圧力の変動係数を組み合わせた、補正ヘルツ圧力を提案した。補正ヘルツ圧力を用いると、歯すじ方向に歯面精度ばらつきがある歯車の歯面強度を定量的に評価できる。
- (3) 歯面強度は歯すじ方向の平均誤差の影響が大きく、平均誤差が大きいほど歯面強度は低くなる。
- (4) 歯すじ方向に同じ平均誤差がある場合、変動係数すなわち各歯の歯すじ誤差ばらつきが大きくなると歯面強度は高くなり、このばらつき量がある値を超えると歯面強度は低くなる。
- (5) すなわち、各歯の歯すじ誤差ばらつきが小さいほど歯面強度が高くなるのではなく、歯すじ誤差の平均誤差に応じた最適値がある。
- (6) この最適値は歯すじ方向の平均誤差が大きい方が大きい値になる。

文 献

- (1) 吉崎正敏, “歯形誤差と歯すじ誤差がはすば歯車の歯面強度に及ぼす影響”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 660 (2001), pp. 2651-2658.
- (2) 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 基礎的考察”, 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 371 (1977), pp. 2771-2779.
- (3) 久保愛三, 平沢博, 山田富稔, “誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究, 第 2 報 大形はすば歯車の強さ計算”, 日本機械学会論文集, Vol. 44, No. 384 (1978), pp. 2897-2904.
- (4) 例えば, 村上敬宣, 栄 中, 市丸和徳, 森田健敬, “ピッチングの発生機構に関する実験的および破壊力学的研究 (回転方向の逆転および駆動側円筒と従動側円筒の交換の影響)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 62, No. 594 (1996), pp. 683-690.