プラスチック歯車のかみ合い発熱のコンピュータシミュレーション* (歯の温度上昇に及ぼす歯幅の影響)

上 田 昭 夫^{*1}, 高 橋 秀 雄^{*2}
中 村 守 正^{*3}, 森 脇 一 郎^{*3}

Computer Simulation on the Heat Generation in Meshing of Plastic Spur Gears (Effect of Facewidth on Teeth-Temperature Rise)

Akio UEDA^{*4}, Hideo TAKAHASHI,
Morimasa NAKAMURA and Ichiro MORIWAKI

^{*4} Amtec Inc.,

1-2-1 Benten, Minato-ku, Osaka-shi, Osaka, 552-0007 Japan

The effect of the rise in tooth temperature on tooth bending strength is not considered in the calculation of load capacity of plastic gears. The tooth temperature of a plastic gear greatly rise with the rise of heat due to tooth flank friction and hysteresis. However, calculation of tooth bending strength of a plastic gear does not include the effect. In the present paper, the temperature-rise factor is discussed. It will be incorporated in calculation of tooth bending strength of a plastic gear to include the effect. Three-dimensional analyses of heat generation and conduction in plastic gear pair were performed using a developed computer program, and the calculated tooth flank temperatures were compared with measured ones obtained from experiments with POM gears with various facewidths. The temperature-rise factor was proposed in basis of these calculated and measured tooth temperature and thermal behavior of the allowable bending strength of the material.

Key Words: Gear, Plastic Gear, Computer Simulation, Friction Heat, Hysteresis Heat, Tooth Bending Strength

1. 結 言

鋼歯車の場合、歯の曲げ強さは歯幅に比例すると考えて大きな問題はないが、プラスチック歯車の曲げ強さは歯幅に比例しないと言われている⁽¹⁾。この理由として、発熱による歯すじの温度分布が歯幅により異なることが挙げられる。そして運転時に歯面間の摩擦発熱とヒステリシス発熱により歯面で発生した熱は、歯部全体に広がるが、歯車の回転によって歯の外周面および側面だけが空冷される。そのため歯幅中央部はプラスチック材料の熱伝導率が低いことから空冷されにくく熱が蓄積され高い温度の状態が保たれる。そのた

め材料の許容応力が低下し曲げ強さが弱くなると考えられる。しかし、現在、使用されているプラスチック歯車の曲げ強さ⁽²⁾は、Lewisの式にプラスチック材料の曲げ許容応力値を与え歯の曲げ強さを評価しているのが一般的な設計法である。そして、歯車としての材料の許容曲げ応力は雰囲気温度を基準にして推定しているため先に述べた歯幅が広い場合の放熱および蓄積が考慮されていないのが現状である。このため強度計算値は、歯幅に比例して歯の強さが決まってしまう結果になるため強度評価式の信頼性が低いと言うことができる。

先に報告⁽³⁾したプラスチック歯車の発熱・熱伝導3次元解析ソフトウェアは、鋼製円柱テストピースとプラスチック平板(POM)の熱解析と実験およびPOM歯車同士による熱解析と実験を行った結果、両者の解析と実験は非常に良く合致し信頼できるものであることを確認した。そこで、本稿ではこのソフトウェアを使用してPOM歯車7種類の歯幅についてトルクを変え

* 原稿受付 2008年5月7日。

^{*1} 正員、アムテック(有)(☎ 552-0007 大阪市港区弁天1-2-1)。

^{*2} 正員、木更津工業高等専門学校(☎ 292-0041 木更津市清見台東2-11-1)。

^{*3} 正員、京都工芸繊維大学大学院工芸科学研究科(☎ 606-8585 京都市左京区松ヶ崎御所海道町)。

E-mail: ueda@amtecinc.co.jp

熱伝導解析シミュレートと実験を行い、温度が安定したときの歯面の温度分布を基準にして歯幅中央部の危険断面位置における温度から材料の許容曲げ応力を決定し、歯の温度上昇に及ぼす歯幅の影響から、プラスチック歯車の曲げ強さを評価する際の温度上昇係数を提案する。

2. プラスチック歯車の発熱・熱伝導解析

2.1 検討歯車 プラスチック歯車の発熱・熱伝導 3次元解析ソフトウェアで表1に示すプラスチック歯車(トルク4種類、歯幅7種類)について発熱・熱伝導解析を行った。歯車の設計条件としてバックラッシュは、図1に示すように一般的なプラスチック歯車の設計手法に従い中心距離を離し0.1mmとした。そして無潤滑下で単位歯幅当りのピニオントルクを0.1Nm, 0.15Nm, 0.2Nm, 0.3Nmの一定負荷運転とし回転速度500min⁻¹について解析した。一般的なプラスチック歯車の形状は、リム厚を薄く製造することが多いが、本研究では先に報告した熱分布の解析例⁽³⁾より判断してリム部までの熱伝導が非常に小さいこと、および単位歯幅当りの熱量を基準としているので歯幅だけの影響を捉えることができると考え歯車の形状は図2に示す形状で熱解析をした。また、実験に使用した歯車形状も図2と同じである。

Table 1 Gear data

Item	Unit	Pinion	Gear
Gear type	---	Standard / Spur gear	
Module	mm	1	
Number of teeth	---	48	48
Pressure angle	deg	20	
Reference diameter	mm	48.0	48.0
Tip diameter	mm	50.0	50.0
Facewidth	mm	1.25, 2.5, 5, 10, 15, 20, 25	
Center distance	mm	48.146	
Backlash	mm	0.1	
Material	---	POM-C	
Unit Load	Nm/mm	0.1, 0.15, 0.2, 0.3	
Rotational speed	min ⁻¹	500	
Room temperature	°C	20	
Young modulus	MPa	2550	
Poisson ratio	---	0.35	
Lubrication	---	No grease

Fig. 1 Tooth profile meshing

Fig. 2 Test gear

2.2 計算条件 歯部のメッシュモデルは表2のようにしたが、これは先に報告⁽⁴⁾したメッシュの約3倍の細かさになっている。例えば歯幅10mmの歯部のメッシュモデルの場合、図3(b)に示すように要素数15380、節点数22982の四面体2次要素モデルとして熱定常解析を行った。また、解析時の計算条件は、表3に示す通りであり、熱流速を一定とし熱放射は無いものとした。そして、この運転条件における歯車の単位歯幅当りの熱量は、プラスチック歯車の発熱の計算式⁽³⁾により求めた。その結果を表4および図4に示す。

Number of element = 6760 Number of element = 30767
Node number = 11627 Node number = 45629
(a) b = 5[mm] (b) b = 10 [mm]

Table 2 Mesh model of gear tooth

Face width [mm]	Number of element	Node number
1.25	1919	3156
2.5	3830	5974
5.0	7670	11627
10.0	15380	22982
15.0	23046	34265
20.0	30767	45629
25.0	38450	56942

Table 3 Calculation conditions

Density [kg/m ³]	1410
Thermal conductivity [J/m ² ·s]	0.28
Specific heat [J/(kg·K)]	1330
Heat transfer coefficient [W/(m ² ·K)]	25~40

Table 4 Friction and hysteresis unit heat

Unit load [Nm/mm]	Unit heat [J/mm]
0.10	6.58×10^{-4}
0.15	1.03×10^{-3}
0.20	1.43×10^{-3}
0.30	2.03×10^{-3}

Fig. 4 Specific heat generation on tooth surface

2.3 解析結果 温度が安定したときの歯面温度分布の一例を図5に示す。この図からも解るように歯面で発生した熱はリム部まで大きく伝播していない。また、歯側面および歯裏面の温度も低く歯幅中央部の温度が高いことが解る。

トルク4種類、歯幅7種類の解析結果を整理し歯幅方向に10分割した温度を図6に示す。ここに示す温度の歯形位置はHoferの30°接線法による歯形の危険断面位置(図5(b)のP-Q; 径45.901mm)における温度である。例えば、図5(b)の歯面中央の最大温度は42.3°Cであるが、図6(c)の歯幅(10mm)の中央位置(No.6)の最大温度は37.0°Cであるため危険断面位置では歯面中央部より5.3°C低いことが解る。また、図6のグラフにおいて歯幅5mm以下では歯幅中央部と歯幅端部の温度は僅かな違いであるが、歯幅10mm以上では中央部と歯幅端部の温度の違いが顕著に表れている。そしてどのトルクにおいても歯幅が20mmと25mmの温度はほぼ等しく、歯幅が20mm以上の場合、発熱と放熱の熱量が等しくなるためバランス温度以上には温度が上昇していないことが解る。この理由は、歯面に発生した熱は、歯面、歯先、歯側面およびリム部から冷却され、さらに熱は冷却された部位に熱移動する。そのため歯幅が大きくなるほど歯幅中央部では側面からの冷却効果が及ばなくなり、歯幅中央部は単位歯幅当たりの歯面および歯先の熱収支が支配的になる。従って、本例の場合、歯幅が20mm以上であれば、ある一定温度(バランス温度)以上には温度が上昇しないと考えられる。

Face width ; —●— 1.25mm —■— 2.5mm —▲— 5.0mm
—*— 10mm —×— 15mm —◇— 20mm —+— 25mm

Fig.6 Temperature distribution of face width on tooth thickness at critical section

2.4 温度上昇の式 図6の歯幅中央位置(No.6)の温度と単位トルクで整理すると図7となり、7種類のグラフは式 $(\Delta T_1 \sim \Delta T_7)$ で表すことができる。このグラフの式から室温を除いた危険断面位置の温度上昇は、以下に示す式 (1) で表すことができる。また、表1の検討歯車の場合、歯幅が20mm以上では発熱と放熱の熱量が一定となり温度が上昇しないため式 (1b) の係数 k_1 は一定値となる。

Fig.7 Temperature of No.6 point in Fig.6

$$\Delta T_b = k_1 \times UL \quad (1)$$

if $b < 20$ then

$$k_1 = 3.88 \times b + 40.5 \quad (1a)$$

if $b \geq 20$ then

$$k_1 = 118 \quad (1b)$$

ただし

ΔT_b : 歯幅を考慮した上昇温度 [°C]

UL : 単位トルク [Nm/mm]

3. プラスチック歯車の発熱 (実験)

3.1 実験装置 実験装置の構成を図 8 および実験装置の写真を図 9 に示す。実験装置は動力吸収式歯車試験機であり、ブレーキにより負荷トルクを調整できる。また、駆動モータへの入力周波数を変更することで回転数を変更できる。かみ合い部本体温度は放射温度計(スポット径: 0.2mm)により測定し、歯車本体の温度分布は歯車対の周囲からサーモトレーサにより測定した。表 1 の試験歯車の回転速度を 500 min^{-1} とし、単位歯幅当りのトルクを 0.1Nm, 0.15Nm, 0.2Nm の 3 種類について実験を行い本体温度が平衡状態になった 30000~50000 回転を目処に実験を終了した。ただし、単位トルクが 0.2Nm/mm で歯幅 20mm の実験は実験装置の負荷容量が不足するため実験することができなかった。

一般にプラスチック歯車の歯幅は、モジュール 1 の場合、10mm 未満で使用されることが多いが、実験用歯車の歯幅は、5mm, 10mm, 15mm, 20mm の 4 種類とした。さらに実験で使用する試料歯車に微量の油脂が付着しているだけで摩擦熱量が変わり安定温度に達

いが生じる。そのためアセトン液中で 10 分間の超音波洗浄を行い歯車に付着している油脂分をほぼ完全に除去し、慎重に実験を行った。

3.2 実験結果 実験結果の一例として歯幅が 10mm と 15mm, トルクが 0.1Nm/mm と 0.2Nm/mm の 4 種類の温度分布を図 10 に示す。図 10(a), (c) のトルクは 0.1Nm/mm と小さく上昇温度が 12.1°C と 11.9°C であるため図から温度差は把握しにくい。図 10(b), (d) は、上昇温度が 21.5°C と 24.0°C であるため歯幅中央部の温度が高くなっていることが明らかである。なお、下段のグラフは、サーモグラフィ画像の [A], [B] の位置における歯面の温度であり、図 6 の熱解析結果と同様に歯幅中央部の温度が高くなっている。

トルク 3 種類、歯幅 4 種類の実験結果を基にサーモトレーサの温度測定結果から外気温を差し引いた最大上昇温度と熱定常解析の最大上昇温度を図 11 に示すが、トルクの大きさや歯幅の違いについても実験結果と熱解析結果は良く一致していると言える。特にトルクが 0.15Nm/mm では実験と熱解析結果は極めて良く一致し誤差は 3% 程度である。しかし 0.1Nm/mm と 0.2Nm/mm では若干の違いはあるが歯幅に対する温度の上昇傾向は非常に良く一致しているため熱解析結果は信頼できると考えられる。

Fig. 8 Test equipment

Fig. 9 Test equipment (Photograph)

(a) 0.1 [Nm/mm]
Facewidth = 10 [mm]
Max. temp. = 26.9 [°C]
 $\Delta T = 12.1$ [°C]

(b) 0.2 [Nm/mm]
Facewidth = 10 [mm]
Max. temp. = 36.0 [°C]
 $\Delta T = 21.5$ [°C]

(c) 0.1 [Nm/mm]
Facewidth = 15 [mm]
Max. temp. = 24.9 [°C]
 $\Delta T = 11.9$ [°C]

(d) 0.2 [Nm/mm]
Facewidth = 15 [mm]
Max. temp. = 38.0 [°C]
 $\Delta T = 24.0$ [°C]

Fig. 10 Distribution of bulk temperature measured with thermo tracer

Fig. 11 Maximum temperature of experiment and simulation on tooth surface

4. 歯幅の違いによる温度上昇係数

4.1 歯の曲げ強さの式

プラスチック歯車の歯の曲げ強さは、以下の式 (2) に示すように Lewis の式を基本式として使用しているが、歯の許容曲げ応力は運転時における歯元の危険断面位置の温度と図 12 の温度依存性を考慮した許容曲げ応力で決まるため運転時における歯元の温度を把握することは非常に重要である。

しかし、一般には雰囲気温度を基準にして図 12 のグラフから許容曲げ応力を決定し曲げ強さを求めているのが現状である。従って、式 (2) では歯幅に対する温度の影響が考慮されていないため歯幅に比例して許容円周力が大きくなるだけである。しかし、今回、歯幅の影響による温度の上昇を式 (1) のように導き出し歯元の温度を知ることができたため、これに雰囲気温度を加算することにより歯元の危険断面位置での温度が予測可能となった。この温度を基準として図 12 のグラフから許容曲げ応力を決定することにより以下の式 (3) の温度係数 k_T の信頼性が高くなると考える。

$$F_{lim} = \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot Y \quad (2)$$

$$\sigma_b = \sigma_{bm} \cdot k_v \cdot k_T \cdot k_L \cdot k_M \quad (3)$$

ただし

F_{lim} : 許容円周力 [N]

σ_b : 許容曲げ応力 [MPa]

σ_{bm} : POM-C 歯車の許容曲げ応力 [MPa]

k_v : 速度補正係数

k_T : 温度係数

k_L : 潤滑係数

k_M : 材質係数

b : 歯幅 [mm]

m : モジュール [mm]

Y : Lewis の歯形係数

Fig.12 Temperature dependency of allowable bending stress (POM-C)

4.2 歯幅を考慮した温度上昇係数 表 1 の検討歯車の歯幅の影響による温度上昇係数 k_{Tb} を、図 13 に示す。このグラフは、歯幅 1mm を基準とした温度上昇係数であり、歯幅の影響のみ考慮したものである。従って、式 (3) に歯幅を考慮した温度上昇係数 k_{Tb} を追加した式 (4) とすることにより強度式の精度が良くなるものとする。

$$\sigma_b = \sigma_{bm} \cdot k_v \cdot k_T \cdot k_L \cdot k_M \cdot k_{Tb} \quad (4)$$

例えば、表 1 の検討歯車の場合、歯幅 1mm の許容曲げ応力を $\sigma_b = 1.0\text{MPa}$ としたとき、単位歯幅トルクが 0.2Nm/mm の場合、歯幅が 10mm であれば式 (1) の発熱のため許容曲げ応力は $\sigma_b = 0.93\text{MPa}$ となり 7% 低下する。さらに、歯幅が 20mm であれば $\sigma_b = 0.86\text{MPa}$ となり 14% も許容曲げ応力が低下することになる。

以上の結果より、本件の歯車であれば温度上昇係数は、単位歯幅当たりのトルクは $0.3[\text{Nm/mm}]$ 以下で歯幅は 25mm 以下の歯車に適應できるものとする。

Fig.13 Temperature-rise factor(k_{Tb})

5. 結 言

以上のプラスチック歯車の熱解析と実験結果から以下の結論を得た。

- (1) 熱解析による歯面の最大温度と実験の温度は良く合致していると思われるため熱解析による歯形の危険断面位置における温度は信頼できるものと考えられる。
- (2) 解析による歯幅中央位置の温度と単位トルクで整理した図のグラフより導き出した歯幅の影響を考慮した温度上昇の式は、プラスチック歯車の強度計算の精度を高めるものであると考える。
- (3) 検討歯車のような射出成形プラスチック歯車は、10mm 程度の歯幅で設計することが多いが、歯幅の熱影響を考慮すると従来の強度式で得られる値より約 5 ~ 10% 弱くなることが解った。

本稿では歯幅の影響について示したが、プラスチック歯車の強度に影響する因子は歯幅の他に、モジュールサイズ、回転速度、潤滑、相手歯車材料の影響が考えられる。今後、これらの熱に影響する因子について研究を進める予定である。

謝 辞

プラスチック歯車の実験データを採取していただいた木更津工業高等専門学校の高橋美喜男技術員に深く感謝します。

文 献

- (1) Takahashi, H., Technical Committee on Molded Plastic Gears, 2002 Report(2002), pp.120-123.
- (2) Iwai, M., et., Plastic Gear Handbook(1995), p.379, Shiguma syoppa
- (3) Ueda, A., Yoshihara, M., Takahashi, H., Moriwaki, I., Computer Simulation on the Heat Generation in meshing of Plastic Spur Gears. *Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineering, Series C*, Vol.74, No.732(2007), p.2357
- (4) Ueda, A., Yoshihara, M., Takahashi, H., Moriwaki, I., *The JSME Symposium on Motion and Power Transmissions 2007*, No.07-15(2007), p232