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モジュールと回転速度の影響)

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 Module and Rotational Speed 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 heat generation due to friction between tooth flanks and hysteresis of plastic material greatly affects the load capacity of a plastic gear especially in operation without lubricants. And the heat radiation of plastic gears generally decreases with the increase of facewidth and module under the same gear rotation speed. Therefore, tooth temperature increases in case of large facewidth and/or module. Friction and hysteresis that causes heat generation are not proportional to gear rotation speed, so that tooth temperature should be determined considering facewidth, module, and gear rotation speed. However, the effect of tooth temperature is usually not considered in the load capacity evaluation of a plastic gear pair. The temperature-rise factor for the load capacity calculation has been proposed considering facewidth of a plastic gear. In the present paper, the effect of module and rotation speed on the heat generation and radiation in plastic gear pair is investigated on the basis of three-dimensional analyses using a developed computer program with measured results obtained from experiments using POM gears with various modules and under various gear rotation speeds. As a result, On basis of these results, a method of determining the temperature-rise factor was proposed, and it enables not only facewidth but also module and gear rotation speed to be considered.

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

1. 結 言

歯の曲げ強さは、古くは Lewis の式、近年では ISO 6336(Part 3)⁽¹⁾に示されるようにモジュールに比例して歯の曲げ強さが決まる式となっている。すなわち、鋼歯車の場合、モジュールが2倍になれば、歯の曲げ強さは、ほぼ2倍(歯形およびかみ合いの影響を除く)となる。しかし、プラスチック歯車の曲げ強さに対する負荷容量はモジュールに比例しないことが知られているため現在、広く使用されている強度計算式⁽²⁾では Lewis の式にモジュールに応じたプラスチック材料の

許容曲げ応力(σ_{bm})を調整して強度計算式に用いている。しかし、ここで使用している σ_{bm} は、回転速度にも影響を受けるはずであるが、これを考慮しないでモジュールの大きさだけで σ_{bm} を決定しているため強度評価式の信頼性が低いとすることができる。

プラスチック材料の許容曲げ応力は熱の影響を強く受けるため、プラスチック歯車の強度計算には歯の温度上昇を必ず考慮しなければならない。今、歯の大きさの影響を考えると、単位歯幅当たりのトルクが同じである場合、モジュールが大きいほど歯面の接触時間が長くなることから歯面温度は高くなる。さらに、回転速度が同じであればモジュールが大きいほど冷却効果⁽³⁾が良くなるため材料の許容曲げ応力は低下しにくいと考えることができる。しかし、発熱の原因である摩擦発熱とヒステリシス発熱は回転速度に比例しない⁽⁴⁾ため歯面の最大温度は回転速度による冷却効果

* 原稿受付 2008年10月29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(〒606-8585 京都市左京区松ヶ崎御所海道町)。

E-mail: ueda@amtecinc.co.jp

だけでなくトルク、モジュール、回転速度そして歯幅の複雑な関係で決まることになる。なお、鋼歯車の強度式、例えば ISO6336(Part 1)⁽⁵⁾では、回転速度の影響は動荷重を考慮するための係数として取り扱っているが、本研究が対象としている熱に対する効果とは意味合いが異なる。

先に報告⁽⁴⁾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-C)の熱伝導解析と実験および POM-C 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。そして、前報⁽⁶⁾に示した歯の温度上昇に及ぼす歯幅の影響を踏まえて、本報では、プラスチック歯車のモジュールの大きさと回転速度が歯の発熱と冷却に与える影響を考慮し、発熱・熱伝導解析を行い、解析結果の歯面の最大温度を実験で確認した。そして、負荷運転時における歯形の危険断面位置における温度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求める手順を提案する。

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モジュールの大きさが歯の発熱と冷却に及ぼす影響を検討するため上記に示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で表 1~3 に示すプラスチック歯車について発熱・熱伝導解析を行った。なお、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/mm, 0.15Nm/mm, 0.2Nm/mm の一定負荷運転とし、回転速度 500min⁻¹ について発熱量を求め熱伝導解析した。そして次に、回転速度が発熱と冷却効果に及ぼす影響について検討するため表 4 に示すプラスチック歯車についてトルク (3 種類) と回転速度 (7 種類) を変え熱伝導解析を行った。なお、表 5 の計算条件は、表 1~4 の全ての歯車に共通している。

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⁽⁴⁾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 に示す形状で熱伝導解析をした。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 1

Item	Unit	Pinion	Gear
Gear type	----	Standard / Spur gear	
Module	mm	0.5	96
Number of teeth	----	96	96
Pressure angle	deg	20	
Reference diameter	mm	48.0	48.0
Tip diameter	mm	49.0	49.0
Facewidth	mm	1.25, 2.5, 5, 10, 15	
Center distance	mm	48.146	
Backlash	mm	0.1	
Specific torque	Nm/mm	0.1, 0.15, 0.2	
Rotation speed	min ⁻¹	500	

Table 2 Gear data 2

Item	Unit	Pinion	Gear
Gear type	----	Standard / Spur gear	
Module	mm	1	48
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	
Center distance	mm	48.146	
Backlash	mm	0.1	
Specific torque	Nm/mm	0.1, 0.15, 0.2	
Rotation speed	min ⁻¹	500	

Table 3 Gear data 3

Item	Unit	Pinion	Gear
Gear type	----	Standard / Spur gear	
Module	mm	1.5	32
Number of teeth	----	32	32
Pressure angle	deg	20	
Reference diameter	mm	48.0	48.0
Tip diameter	mm	51.0	51.0
Facewidth	mm	1.25, 2.5, 5, 10, 15, 20, 25	
Center distance	mm	48.146	
Backlash	mm	0.1	
Specific torque	Nm/mm	0.1, 0.15, 0.2	
Rotation speed	min ⁻¹	500	

Table 4 Gear data 4

Item	Unit	Pinion	Gear
Gear type	----	Standard / Spur gear	
Module	mm	1	48
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	10	
Center distance	mm	48.146	
Backlash	mm	0.1	
Specific torque	Nm/mm	0.1, 0.2, 0.3	
Rotation speed	min ⁻¹	250, 500, 750, 1000, 1500, 2000, 3000	

Table 5 Gear data 5

Item	Unit	Pinion	Gear
Material	----	POM-C	
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 歯面に発生する熱 負荷運転時、歯面に発生する熱量⁽⁴⁾は式 (1) に示す摩擦発熱と式 (2) に示すヒステリシス発熱で求めることができ、表 1~3 に示す歯車の単位歯幅当りの熱量は、表 6 および図 3 となる。さらに、本報で検討する回転速度の影響は、検討歯車の材料が粘弾性体であるため、式 (2) の遅延時間 (τ) と式 (2.4) の角速度 (ω) の影響が大きいものと考えられる。

$$H_f = \mu_{DMT} \cdot X_\Gamma \cdot F_{wn} \cdot |v_{s1} - v_{s2}| \cdot t_b \quad (1)$$

ただし

- H_f : 単位幅当りの摩擦熱 [J]
- μ_{DMT} : 実験による歯面上の摩擦係数
- X_Γ : 荷重分担率
- F_{wn} : 単位荷重 [N]
- v_s : すべり速度 [m/s]
- t_b : ヘルツの接触幅の通過時間 [s]

$$H_c = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\eta_D}{\tau} \cdot \left(\frac{P_{so}}{S} \right)^2 \cdot \frac{\omega \cdot \tau}{1 + \omega^2 \cdot \tau^2} \quad (2)$$

ただし

$$P_{so} = \left(\frac{\sigma_o}{c} \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \sqrt{\frac{E_p + E_g}{E_p \cdot E_g}} \cdot \sqrt{\rho} \right)^2 \quad (2.1)$$

$$\eta_D = \frac{\eta \cdot S}{E} \quad (2.2)$$

$$\tau = \frac{\eta}{E} \quad (2.3)$$

$$\omega = \frac{\pi^2 \cdot n \cdot \rho}{60 \cdot b_H} \quad (2.4)$$

$$\rho = \left(\frac{\rho_p \times \rho_g}{\rho_p + \rho_g} \right) \quad (2.5)$$

$$c = \sqrt{\frac{1}{\pi \times (1 - \nu)^2}} \quad (2.6)$$

H_c : 単位幅当りのヒステリシス熱 [J]

η_D : ダッシュポット粘性 [N·s/mm]

S : 歯のこわさ [N/mm]

ν : ポアソン比

ω : 角速度 [1/s]

τ : 遅延時間 [s]

σ_o : Hertz の接触応力 [MPa]

E : 弾性率 [MPa]

n : 回転速度 [min^{-1}]

ρ : 歯形の相対曲率半径 [mm]

η : プラスチックの粘性係数 [MPa·s]

b_H : Hertz の接触幅の 1/2 [mm]

(添え字の p, g は、ピニオンとギヤ)

Table 6 Generated heat a facewidth

Specific torque [Nm/mm]	Generated heat $\times 10^{-3}$ [J/mm]		
	m0.5	m1	m1.5
0.10	0.217	0.658	1.26
0.15	0.390	1.03	1.86
0.20	0.521	1.43	2.43
0.30	0.763	2.03	3.36

Fig. 3 Specific heat generation on tooth surface

2.3 熱伝導解析の計算条件 解析時の計算条件は表 7 に示す通りであり、歯部のメッシュモデルは表 8 のように与えた。また、熱伝導解析に使用する歯のモデルは、図 4 に示すように 4 面体 2 次要素モデルとしている。例えば、モジュール 1 歯車の歯幅 5mm の歯部メッシュモデルは、図 4(a)に示すように要素数 7670、節点数 11627 である。そして熱流速を一定とし熱放射は無いものとして熱伝導解析した。

Table 7 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)]	16~58

Table 8 Number of elements of gear tooth

Facewidth [mm]	m0.5	m1	m1.5
1.25	2409	1919	1122
2.5	4808	3830	2081
5.0	9642	7670	4175
10.0	19237	15380	8385
15.0	28905	23046	12570
20.0	—	30767	16755

Number of element = 7670 Number of element = 15380
 Node number = 11627 Node number = 22982

(a) b = 5 [mm] (b) b = 10 [mm]

Fig.4 Mesh model of tooth(module 1)

2.4 解析結果

2.4.1 歯の温度上昇に及ぼすモジュールの影響

歯の温度上昇に及ぼすモジュールの影響を知るため、表1～3に示す歯車(モジュール3種類、トルク4種類、歯幅6種類)について既報に示す方法⁽⁴⁾と同様に発熱・熱伝導解析をした。その結果、図5の温度分布図に示すように、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。

Fig.5 Temperature distribution

表1～3に示す歯車の発熱・熱伝導解析した72種類の中から実験で検証することができる歯幅(3種類)、モジュール(3種類)、そしてトルク(4種類)で整理した結果を図6に示す。ここに示す温度は、前報⁽⁶⁾で述べたように歯幅中央部の温度が最大温度となるため、歯幅中央断面(図5(b), S-T)とHoferの30°接線法による歯形の危険断面(図5(b), P-Q)との交点の温度である。ただし、それぞれの歯車の危険断面直径(d_x)は、 $d_{x(m0.5)}=46.947\text{mm}$, $d_{x(m1)}=45.901\text{mm}$, $d_{x(m1.5)}=44.850\text{mm}$ である。また、図6に示すようにトルクと温度上昇の関係は、モジュールおよび歯幅に関わらず、ほぼ比例していることが解る。

Fig.6 Temperature on tooth thickness at critical section

図6に示す9種類の式 (a1)~(c3) を整理すると、駆動歯車に単位トルクを与えたときモジュールと歯幅による放熱の影響を考慮した歯形の危険断面位置の上昇温度は、式 (3) で表すことができる。なお、係数 C_1 は、図7から決定することができる。

$$\Delta T_{(m,b)} = C_1 \times UT \quad (3)$$

ただし

$\Delta T_{(m,b)}$: モジュールと歯幅の影響を考慮した
歯形の危険断面位置の上昇温度 [K]

b : 歯幅 [mm]

UT : 単位歯幅当りのトルク [Nm/mm]

Fig.7 Factor C_1 for temperature rise considered facewidth

2・4・2 歯の温度上昇に及ぼす回転速度の影響

歯の冷却効果の一因である回転速度の影響を知るため、表4の歯車でトルク3種類、回転速度7種類について式 (1) および式 (2) に基づいて計算した。そして、回転速度の違いによる単位歯幅当りの発熱量を表9および図8に示す。ただし、ピニオンとギヤのヒステリシス熱は同じであるため片方だけ示し、また、0.3Nm/mmの摩擦熱とヒステリシス熱を示すと図が煩雑となるためこれらを省略した。

図8の結果から、回転速度が 1500 min^{-1} までは摩擦発熱もヒステリシス発熱も増加するため総発熱量も増加するが 1500 min^{-1} より速くなると発熱量は低下していることが解る。この発熱量が低下する理由について、式 (1) に示す摩擦発熱の式では、図9に示すようにピッチ点付近の摩擦係数は回転速度が速くなると共に僅かづつ小さくなるが、平均摩擦係数は、回転速度が 1000 min^{-1} までは増加し、 1000 min^{-1} を越えると徐々に小さくなっていることが解る。しかし、図8の発熱量は 1500 min^{-1} を越えて低下している。この理由は、式 (2) の歯面位置における摩擦係数 (μ_{DMT}) と図10に示すヘルツの接触幅の通過時間 (t_b) および歯面のすべり速度

によるものであると考えられる。次に、ヒステリシス発熱が 1500 min^{-1} より速くなると低下し始める原因は、図11に示す回転速度(角速度 ω)と材料が粘弾性体であるが故の遅延時間 (τ) がその理由であると考えられる。

Table 9 Generated heat a facewidth

Speed [min^{-1}]	0.1 [Nm/mm]	0.2 [Nm/mm]	0.3 [Nm/mm]
250	0.346	0.883	1.23
500	0.658	1.43	2.03
750	0.932	1.79	2.58
1000	1.12	1.99	2.91
1500	1.19	2.12	3.19
2000	1.06	2.04	3.14
3000	0.728	1.74	2.76

Unit [$\text{J/mm} \times 10^{-3}$]

Fig. 8 Generated heat on tooth surface

Fig. 9 Friction factor

Fig. 10 Transit time of b_H

Fig. 11 ω and τ on Equation (2)

回転速度の違いによる上昇温度を求めるため表 9 の発熱量に基づき、表 4 に示す歯車について熱伝導解析を行った。そのときの歯形の危険断面位置における上昇温度を図 12 に示す。ただし、熱伝達係数は歯車の回転速度の違いによる値が不明であるため 500min^{-1} で適用した $30\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 一定とした。そして、図 12 に示す回転速度による歯幅中央部の危険断面位置の温度を単位トルクと円周速度で整理し、最大温度の、かみ合いピッチ円上の周速度 3.78m/s (回転速度: 1500min^{-1}) を区分点としたグラフを図 13 に示す。

3. プラスチック歯車の発熱 (実験)

3.1 実験装置 実験装置の構成図と実験装置の写真を図 14 および図 15 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レーサにより測定した。表 1~3 の試験歯車 3 種類($m0.5$, $m1$, $m1.5$)の回転速度を 500min^{-1} とし、単位歯幅当りのトルク 3 種類(0.1Nm , 0.15Nm , 0.2Nm)について実験を行い本体温度が平衡状態になった $30000\sim50000$ 回転を目処に実験を終了した。

また、回転速度の違いによる温度上昇を確認する実験は、表 4 の試験歯車とし、4 種類の回転速度(500min^{-1} , 750min^{-1} , 1000min^{-1} , 1500min^{-1})についてトルク 2 種類(0.1Nm/mm , 0.2Nm/mm)の実験を行った。そして、実験で使用する試料歯車は、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違いが生じる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。

実験結果の一例として、サーモグラフィ画像を図 16 に示す。図 16(a)は、上昇温度が 14.7K と低いため画

Fig. 12 Temperature on tooth thickness at critical section

Fig. 13 Temperature on tooth thickness at critical section and empirical equations

Fig. 14 Test rig

像からは温度差を確認することが困難であるが、図 16(b) は、上昇温度が 33.5K であるため温度上昇が顕著に解る。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、歯幅中央部の温度が高くなっていることが解る。

Fig. 15 Test rig (Photograph)

(a) m1.5, 0.15 [Nm/mm] Speed = 500 [min⁻¹] Max. temp. = 295.8 [K] $\Delta T = 14.7$ [K]
 (b) m1, 0.2 [Nm/mm] Speed = 1500 [min⁻¹] Max. temp. = 335.5 [K] $\Delta T = 33.5$ [K]

Fig. 16 Distribution of bulk temperature measured with thermo tracer

3.2 実験結果

3.2.1 歯の温度上昇に及ぼすモジュールの影響

表 1 ~3 の歯車についてトルク 3 種類、歯幅 4 種類の実験結果を基にサーモ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発熱・熱伝導解析の最大上昇温度を図 17 に示す。このグラフより実験結果と解析結果は良く一致していると思われるため解析結果から歯形の危険断面位置における温度を知ることができ、モジュールと歯幅の影響を考慮した温度上昇係数を決めることが可能になったと考える。ただし、モジュール 1 と 1.5 歯車の歯幅が 20mm で単位トルクが 0.3Nm/mm の実験は、実験装置の負荷容量が不足するため実施することができなかった。なお、モジュール 0.5 で歯幅が 15mm より大きい歯車は実用設計の範囲を大きく超えているため実験をしていない。

Fig. 17 Temperature rise by the experiment and simulation (on tooth surface)

3.2.2 歯の温度上昇に及ぼす回転速度の影響

トルク 2 種類、回転速度 4 種類の実験結果を基にサーモ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発熱・熱伝導解析の最大上昇温度を図 18 に示すが、トルク の大きさや回転速度の違いについても実験結果と解析結果は良く一致していると言える。特にトルクが 0.2Nm/mm では実験と発熱・熱伝導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 では若干の違いはあるが回転速度に対する温度の上昇傾向は非常に良く一致し

ているため解析結果は信頼できると考えられる。ただし、 1500min^{-1} を越える回転速度と単位トルクが 0.3Nm/mm の実験は、実験装置の負荷容量が不足するため実施することができなかった。

さらに、回転速度に対する上昇温度の変化を他の歯車についても確認するため、 $m0.5$ 、歯幅 5mm の歯車と $m1.5$ 、歯幅 10mm の歯車について発熱・熱伝導解析を行い、図18の同グラフに示したが、回転速度に対する温度変化の傾向は、 $m1$ 歯車と同じであることが解る。これは式(2)および図11に示すように本研究対象のPOM-C材料が粘弾性材料であることがその理由であると考えられる。これより検討歯車の発熱の特性は、回転速度 1500min^{-1} ($v=3.78\text{m/s}$)が分岐点であることが解る。また、熱伝導解析に使用した熱伝達係数は $30\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 一定としたが、 500min^{-1} でも 1500min^{-1} でも実験結果と解析結果は一致しているため検討歯車のモジュール($m0.5$, $m1$, $m1.5$)の大きさ程度では熱伝達係数にそれほどほどの違いがないものと考えられる。

—◆—	m1	z48	b10	0.1 [Nm/mm]	Measured
—■—	m1	z48	b10	0.2 [Nm/mm]	Measured
—x—	m0.5	z96	b5	0.15 [Nm/mm]	Calculated
—◇—	m1	z48	b10	0.1 [Nm/mm]	Calculated
—○—	m1	z48	b10	0.2 [Nm/mm]	Calculated
—△—	m1	z48	b10	0.3 [Nm/mm]	Calculated
—▲—	m1.5	z32	b10	0.3 [Nm/mm]	Calculated

Fig. 18 Maximum temperature of experiment and simulation on tooth surface

4. モジュールと回転速度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(4)に示すようにLewisの式を基本式として現在、広く使用されている。この式で使用する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による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。

一般に、式(4.1)の許容曲げ応力(σ_{bm})は、モジュールの大きさによって決定している。しかし、歯の曲げ強さが決まる危険断面位置の許容曲げ応力に影響を

与える温度は、モジュールの大きさだけで決めることができないと考えられるため現状の許容曲げ応力の決め方は信頼性が低いと考えられる。しかし本報では、歯の大きさと負荷そして歯幅を考慮した温度上昇を式(3)のように導き出し歯形の危険断面位置の温度を知ることができた。さらに、回転速度の影響による上昇温度も図13に示すように予測可能となったことから、これらの上昇温度に雰囲気温度を加算した温度が歯元の危険断面位置での温度となる。従って、現在、広く使用されている雰囲気温度を基準にして図19のグラフから決定している温度上昇係数(k_T)を使用した式(4.1)よりも $k_{T(m,b,v)}$ を使用する式(4.2)のほうが高い信頼性があると考えられる。

$$F_{t\lim} = \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot Y \quad (4)$$

$$\sigma_b = \sigma_{bm} \cdot k_v \cdot k_T \cdot k_L \cdot k_M \quad (\text{Old}) \quad (4.1)$$

$$\sigma_b = \sigma_{bm} \cdot k_{T(m,b,v)} \cdot k_L \cdot k_M \quad (4.2)$$

ただし

$F_{t\lim}$: 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 : 温度上昇係数(Old)

$k_{T(m,b,v)}$: 温度上昇係数

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

$$k_{T(m,b,v)} = 2.26 \times 10^{-5} \times D_T^2 - 0.0228 \times D_T + 5.74$$

D_T : Design Temperature [K]

Fig. 19 Temperature dependency of allowable bending stress (POM-C)

4.2 温度上昇係数 負荷運転時における歯形の危険断面位置の温度は、図 20 に示すように上昇温度を求める手順に従い、まず、歯車の単位トルクを基準としてモジュールと歯幅の影響を考慮した上昇温度を式 (3) によって求める。次に、負荷と回転速度による上昇温度を図 13 から決め、そしてこの両者から求めた上昇温度に雰囲気温度を加算した温度から図 19 によって式 (4.2) の $k_{T(m,b,v)}$ を求めることができる。

例えば、モジュール、歯幅、回転速度を考慮した歯形の危険断面位置の上昇温度を求める手順として、今、表 2 の歯車($m1$, $T=0.2\text{Nm/mm}$, $b=10\text{mm}$)の回転速度が、 1000min^{-1} とすると、図 20 に示すように、まず、モジュールと歯幅の影響を考慮した上昇温度は、式 (3) から 15.9K となり、回転速度が 1000min^{-1} ($v=2.52\text{m/s}$) の上昇温度は、図 13, [S2]より 24.1K となる。そして回転速度が 500min^{-1} ($v=1.26\text{m/s}$) のときの上昇温度は、 16.7K であるからその差の 7.4K と 15.9K を加算した 23.3K がこの歯車(歯形の危険断面位置)の上昇温度となる。そしてこの上昇温度に環境温度 293K を加算した温度 316.3K がこの歯車の曲げ強さを計算する際の設計温度 (D_T) となるため、図 19 よりこの歯車の温度上昇係数は $k_{T(m,b,v)} = 0.783$ となる。

Fig.20 Calculation flow of the temperature-rise factor

5. 結 言

以上のプラスチック歯車の発熱・熱伝導解析と実験結果から以下の結論を得た。

(1) モジュールおよび回転速度の違いによる発熱・熱伝導解析結果の歯面の最大温度と実験による温度は、良く合致しており、発熱・熱伝導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) 単位トルク、モジュール、歯幅そして円周速度を考慮した歯形の危険断面位置の温度は、図 20 の計算手順で求めることができ、この温度から図 19 の温度上昇係数を容易に決定することができた。この方法によりプラスチック歯車の曲げ強度計算式の精度を高めるものができると考える。

(3) 検討した POM-C 歯車の実用円周速度は、一般機械では 1m/s 程度であるが、プラスチック歯車の用途が広まることにより今後は高速領域で使われる可能性が高い。その際、本研究成果の回転速度の影響を考慮した温度の推定は有効活用されるものとする。

(4) 本報では無潤滑のプラスチック歯車について単位歯幅当りのトルクを基準としてモジュール、歯幅、回転速度の影響を考慮した上昇温度から温度上昇係数を決定する方法を示したが、プラスチック歯車の強度に影響する因子は、他に、潤滑、相手歯車材料の影響が考えられる。今後、これらに関し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) ISO 6336-3(2007), Corrected version, International Standard, Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 3: Calculation of tooth bending strength, p.3
- (2) Iwai, M., et., Plastic Gear Handbook(1995), p.379, Fig.9.27, Shiguma syuppan
- (3) Takanashi, S., Syouji, A., JSME 54th Symposium, No.760-17, (1976), p.175
- (4) 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), pp.2357 - 2366
- (5) ISO 6336-1(2007), Corrected version, International Standard, Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, p.20
- (6) Ueda, A., Takahashi, H., Nakamura, M., Moriwaki, I., Computer Simulation on the Heat Generation in meshing of Plastic Spur Gears. *Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineering, Series C*, In printing (No.08-0397)