高周速で運転される歯車の温度分布*

(第2報, 温度上昇予測解析手法)

松本 将^{*1}, 東崎 康嘉^{*1}, 福富 正稔^{*2}Temperature Distribution in Teeth and Blanks of Ultra High - Speed Gears
(2nd Report, Calculation of Temperature Distribution in Teeth and Blanks)

Susumu MATSUMOTO, Yasuyoshi TOZAKI and Masatoshi FUKUTOMI

In current industry, the high speed turbo machineries like compressors and steam or gas turbines have a tendency to be increased in their power capacities. With this tendency we will be faced that the gear size become large. Becoming large size of gear arises nonuniform temperature distribution. As the result of nonuniform temperature distribution, nonuniform thermal distortion will happen. Changing in load distribution due to thermal distortion considered to be closely related the cause of scoring and pitting failures. In order to ensure reliability of high speed gear unit, it is necessary to improve these techniques. (1) A method for predicting the temperature rise of gears and thermal distortion. (2) Tooth correction against thermal distortion. In this study the three dimensional model of calculating temperature of teeth surfaces and blanks is presented. That model includes the effect of convective cooling by lubricating oil and changing in load distribution due to mechanical deformation. Calculated results of gear teeth temperature and bending stress are reasonably close to experimental results. It is confirmed that the analytical method is practical and useful.

Key Words: Gear, Calculation, Temperature Distribution, Bending, Machine Element

1. 経緯

圧縮機用増速歯車、発電タービン用減速歯車の大容量高周速化に対処するためには高周速歯車設計法の確立が必要となってきた。そのため、前報^[1]では新たに製作した歯車試験機にて L/D (ピニオンの歯幅/ピッチ円径) = 1.3、モジュール 6、歯数比 28/83、ねじれ角 15 度ののはずば歯車の温度分布を、伝達馬力 1,100kW、ピッチ円周速 150m/s 迄の条件で確認した。温度分布は歯幅中央付近より少し離れた場所の温度が高くなり、熱変形の影響が確認されている。

本報では機械的変形を考慮した歯当り計算手法に熱変形計算手法を追加し、作動条件が分かれば、歯車温度分布、熱変形量、歯当りも考慮した荷重分布が得られる一貫計算手法を開発したので報告する。

2. 歯車熱変形理論予測技術の現状

歯車の誤差になる熱変形量そのものの計測は非常に困難があるため、熱変形量を温度から予測しようということで、歯車本体や温度分布を実測する試みが行われている。伝達馬力 50,000kW (n=1000rpm、ピッチ円周速 137m/s) の場合の温度測定^[2]で、負荷条件、油のかかり方により非対称の温度分布になることが確認されている。

次に、筆者ら^[3]が行なった伝達馬力 1,100kW、ピッチ円周速 150m/s の場合の温度と歯元応力の計測結果を図 1 に示すが、温度、歯元応力とも歯幅の中央部が高くなり、歯筋方向では一様でないことがわかった。

Fig.1 Measured temperature distribution and tooth root stress of wheel (pitch line velocity 150m/s)

さて、熱変形としては、歯幅の狭い平歯車に対しては、2次元軸対称問題として処理した Patir^[4]の F.E.M.による解

* 原稿受付 1998 年 1 月 29 日.

*¹ 正員, 三菱重工業(株)長崎研究所 (☎ 851-0392 長崎市深堀町 5-717-1).

*² 三菱エンジニアリング(株) (☎ 851-0392 長崎市深堀町 5-717-1).

E-mail: tozaki@ngsrdc.mhi.co.jp

析がある。これは噛み合い歯面上に各種熱流束を仮定して、それに対応した温度分布を計算したものがあがるが、軸方向(歯幅方向)の温度分布、熱の流れが考慮されていない。実験との対応はないが、歯面摩擦係数と境界の熱伝達係数が分かれば、バルク温度を予想するチャートを示している。

また、国内では伊東ら^[5]が歯車の熱変形を 149 節点 16 要素の粗い F.E.M. で計算し、歯の中央と側面との差を計算しているが、機械的変形を考慮していないため熱変形分布、特に歯幅方向の分布や温度分布についての明確な答は示されていない。

歯幅方向や半径方向の温度分布を詳細に知るためには、歯車本体を 3 次元的に計算する必要がある。Grekoussis^[6]らが始めて 3 次元 F.E.M. 計算を行った。しかし、彼らの計算では熱変形及び機械的変形による歯面荷重分布の変化が考慮されていない。

3. 計算

3.1 計算手法開発の目的 歯車の熱計算解析は歯幅の狭いものについてもその解析手法と実験的確認がなされておらず、歯幅が広い高周速歯車については解析にも確立した手法はない。

本研究では、機械的変形と熱変形計算を連立させることで、高周速で運転される大形歯車の温度分布、熱変形、歯当りも考慮した荷重分布の一貫計算手法を開発することを目的とした。表 1 に今回の計算に用いた歯車及び軸受諸元を示す^[1]。

Table 1 Specifications of the gear and the bearing

	Pinion	Wheel
Number of teeth	28	83
Module	6	
Normal pressure angle, degree	20	
Helical angle, degree	15.161	
P.C.D., mm	174.054	515.946
Face width, mm	244	246
Material and heat treatment	Carburized Ni-Cr Alloy Steel	
Finishing of teeth	Ground	
Maximum Speed, rpm	24,158	8,150
Maximum pitch line velocity, m/s	220	
Type of journal bearing	Tilting pad type	Two lobe type
Peripheral velocity of journal, m/s	101	38.4
Bearing pressure, MPa	110	80

3.2 歯車の機械的弾性変形計算 歯車及び軸の形状寸法、伝達馬力、回転速度及び歯面の初期修正量(組立て誤差も含めた無負荷時の噛み合い歯面の相対すきま)をイン

プット条件とし、歯車の接触、曲げ変形及び軸のねじれ、曲げ変形を求め歯当り計算をする。計算手法は筆者らが開発済みであり、詳細は別報^[7]を参照して頂きたい。

3.3 歯車の熱変形計算 歯車形状はほぼ軸対称形であるが、実機で使用される程度の大きさのはずば歯車に対しては主として、次の理由により 3 次元の変形問題として処理しなければならない。

(1) 歯幅方向の歯当りが均一でない。(2) 歯車側面の雰囲気潤滑油飛沫や空気による冷却があり、噛み合い歯面の摩擦熱は、半径方向、軸方向に流れる。

以下に今回の計算で用いる記号を示す。

記号

P_{av}	平均ヘルツ面圧	(MPa)
μ	摩擦係数	
V_s	相対すべり速度	(m/s)
q_F	噛み合い面での摩擦発熱	(W/m ²)
a	ヘルツ接触幅	(m)
ω	回転角速度	(rad/s)
v	歯面速度	(m/s)
n	回転速度	(1/s)
Q'	加速油量	(m ³ /s)
Q_0	閉込み可能体積	(m ³ /s)
Q	給油量	(m ³ /s)
ρ	密度	(kg/m ³)
v_p	ピッチ円周速度	(m/s)
l	作用線の長さ	(m)
r	ピッチ円半径	(m)
h_k	アデンダム	(m)
Z	歯数	
B	歯幅	(mm)
N_n	ヌセルト数	
R_e	レイノルズ数	
P_r	プラントル数	
d	直径	(mm)
η	動粘度	(m ² /s)
k	熱伝導率	(W/mK)
α_t	熱伝達係数	(W/m ² ·K)
F_n	歯面法線力	(N)
α	圧力角	(degree)
h_d	全歯たけ	(mm)

3.4 歯車運転による歯部温度の上昇 歯車の運転に際し、歯部の温度上昇に寄与する熱源としては次の 3 項がある。(1) 歯面噛み合い面にはピッチ点以外では相対すべりが存在するため摩擦熱が存在する。噛み合い摩擦仕事としては下式に示す様に摩擦係数 μ と面圧 P_{av} とすべり速度 V_s の分布を作用線噛み合い領域にて積分した値となる。

$$q_F = \mu P_{ar} V_s \quad (1)$$

摩擦係数 μ とすべり速度 V_s は作用線上の関数となり、噛合い領域で変化する。歯面間で形成される油膜厚さは非常に薄いので、歯面上の油膜が持ち去る熱量は微小であるため、歯面で生じる摩擦熱の大半は歯車本体を熱伝導する。噛合いで発生した摩擦発熱は分配率 Λ に従って、小歯車と大歯車各々に分配される。

$$q_1 = \Lambda q_F \quad q_2 = (1 - \Lambda) q_F \quad (2)$$

小歯車と大歯車の両歯面の温度差が等しい場合、分配率 Λ はすべり速度と両歯車の物性値に支配される。Blok らの^[8]理論によると、今回の条件では分配率 Λ は 0.5 となる。(1)式及び(2)式は、噛合い接触線でのヘルツ接触幅 a での瞬間的な熱流束を示している。このヘルツ接触幅 a を歯車 1 が横切るのに a/v_1 の時間を要する。したがって、1 回転でそのヘルツ接触幅 a を横切る間に流れる熱量は $q_1 \cdot a/v_1$ となる。よって、1 回転中に流れる平均的な熱量は 1 回転に要する時間 $2\pi/\omega_1$ で割ることによって求めることができる。歯面でヘルツ接触している幅を a とし、小歯車 1 回転でその接触部に流れる熱量は下式で得られる。

$$q_1 = \frac{a}{v_1} \frac{\omega_1}{2\pi} \frac{q_F}{2} \quad (3)$$

$$q_2 = \frac{a}{v_2} \frac{\omega_2}{2\pi} \frac{q_F}{2} \quad (4)$$

3.5 歯面噛合い摩擦損失 噛合い歯面は転がり・すべり接触をしており、噛合いによるすべり摩擦損失が存在する。一対の噛合い歯面間の摩擦損失 L_0 は次式で示される。^[9]

$$L_0 = \frac{\mu F_n}{\cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{l_1^2 + l_2^2}{2} \quad (5)$$

ここで、

$$l_1 = \left\{ (r_2 + h_k)^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha \right\}^{0.5} - r_2 \sin \alpha$$

$$l_2 = \left\{ (r_1 + h_k)^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha \right\}^{0.5} - r_1 \sin \alpha$$

小歯車の歯数を Z とすると、小歯車 1 回転の摩擦仕事は ZL_0 となり、噛合い摩擦損失 L_M は次式のようにになる。

$$L_M = 8.34 \times 10^{-9} \frac{\mu F_n Z n}{\cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) (l_1^2 + l_2^2) \quad (6)$$

(6)式から分かるように、歯面噛合い摩擦仕事を正確に評価するためには、歯面間の摩擦係数を正確に求める必要がある。筆者ら^[10]は D 値 (歯面最大粗さの和/最小油膜厚さ) の関数で転がり・すべり状態の摩擦係数を評価する手法を得ている。図 2 は寺内ら^[11]の平歯車の歯面噛合い摩擦係数実測値と(7)式による計算結果を対応づけたものである。計算値と実測値とのずれは約 10% 以内であり、(7)式は十分に実用できることが検証された。

$$\begin{aligned} D < 1 & \quad \mu = 0.01 \\ 1 \leq D < 10 & \quad \mu = 0.01(5 \log D + 1) \\ 10 \leq D & \quad \mu = 0.01(2.5 \log D + 3.5) \end{aligned} \quad (7)$$

3.6 潤滑油加速仕事 回転する一対の歯車に潤滑油

を供給すると、歯車の回転に伴い歯溝、頂げき、バックラッシに閉じ込められた油は、瞬間的に歯車周速に加速される。この加速の方向には円周方向と軸方向とがあり、加速することによって誘起される損失は伝達動力によらず、歯形諸元、回転数、油量などによって決まるのが特徴である。加速される油量を Q とすると、潤滑油に運動量を与えるために生じる仕事は次式で表わされる。

$$l_{AR} = \rho Q v_p^2 \quad (8)$$

本項では加速油量の設定が重要である。加速油量 Q は、歯溝、頂げき及びバックラッシ部に入る油量が基準となる。図 3 に噛み合い部のモデルを示す。この図から潤滑油加速可能体積を求める。

Fig.2 The relation between calculated results and measured results

Fig.3 Oil acceleratable volume

この算出法については既報^[9]にて報告してあるので参照していただきたい。歯溝に閉じ込められた加速される油量 Q は、同時に軸方向 (歯筋方向) にも加速される。軸方向加速油量 Q' は、ねじれ角 β が小さくなる場合を考慮して次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} Q' &= KQ \sin \beta \\ \text{ここで、} \quad K &= h_1 S_1 B / Q \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

歯筋方向の潤滑油の移動速度 v_A が $v_p / \tan \beta$ あることを考慮すると、油溝に閉じ込められた潤滑油の軸方向加速仕事は加速される潤滑油 ρQ に移動速度 v_A を発生させる力 ($\rho Q v_A$) とピッチ円周速 v_p の積で表すことができる。

$$l_{AA} = \rho Q v_p / \tan \beta \cdot v_p$$

$$= \rho K Q v_p^2 \sin \beta \frac{\cos \beta}{\sin \beta} = K \cos \beta l_{AR} \quad (10)$$

3.7 軸受損失 高周速歯車の歯車軸受を支持する軸受は完全流体潤滑状態となるすべり軸受が用いられる。すべり軸受の動力損失については、すでに確立された手法^[11]を用いた。この手法では、潤滑油のせん断発熱による粘度変化も考慮されている。ここで、解析手法に値と軸受実験値を対応づけてみた。表2に実験に用いた三種類の軸受諸元を示す。

Table 2 Tested bearings

Marks	○	△	◇
Bearing type	2 lobes	4 lobes	Til. Pads
Diameter x width	φ100mm x 50mm		
Pre-load ratio	0.6		
Diameter clearance	0.157mm	0.166mm	0.146mm
Direction of load	ON between pads		
Metal back cooling	NON		
Bearing material	LBC3 + Pb-Overlay		

これらの軸受は軸周速 100m/s、面圧 5MPa までの実験範囲では損傷は生じなかった。計算値と実験値との対応結果を図4に示す。良好な対応が確認でき、軸受損失は理論的に予測可能であることが分かった。

歯車装置の動力損失低減のためには、軸受損失の低減策(形式、寸法、潤滑粘度、油量等)も十分に検討する必要がある。

Fig.4 The relation between calculated power loss and measured loss

3.8 冷却条件 高周速で回転している歯車の熱伝達係数は、歯車の歯先と歯元では、その熱伝達係数が当然異なってくる。また、冷却媒体によっても熱伝達係数は異なる。熱伝達係数は、次の実験式を用いる。流れの状態が層流 ($Re < 3 \times 10^5$) の場合、Hartnett^[13]の式を用いた。

$$\alpha_t = N_u k \sqrt{\frac{\omega}{\eta}} \quad (11)$$

ここで、 k 、 η はそれぞれ冷却媒体の熱伝導率と動粘度である。 N_u はヌセルト数でプラントル数 Pr によって決まる。

流れの状態が乱流 ($Re > 3 \times 10^5$) になると、Dorfmann^[14]の式を用いる。

$$\alpha_t = 0.0297 R_c^{0.3} P_r^{0.6} k \sqrt{\frac{\omega}{\eta}} \quad (12)$$

高周速で回転数する歯車の冷却媒体が何であるかを概略推定するために、風損を次式^[15]によって計算を行ない、その結果を表3に示した。

$$l_w = 3.80 \times 10^{-22} n^3 d^3 \{0.006 + 0.2(B/d)^{0.8} + (h_d/d)\} \rho \quad (13)$$

Table 3 Windage loss of a gear rotating in oil splash

Velocity m/s	100	125	150
Measured loss	3.3kW	8.0kW	11.0kW
Equation (13)	3.1kW	6.1kW	10.5kW

表2の風損の計算結果から見ると歯車の冷却媒体の主体は空気と考えられ、本報での計算でも軸受に支持されている部分以外の冷却媒体は空気と考えた。

80℃の空気として、 $d=0.516m$ 、 $\omega=581rad/s$ 、 $\mu=0.217 \times 10^{-4}m^2/s$ より Re 数は 7×10^6 となり、(12)式を用いる。(12)式より、 Pr 数は 0.71、 $k=0.03W/m^2 \cdot K$ を用い、ピッチ点での熱伝達係数 $\alpha_t=422W/m^2 \cdot K$ となる。

3.9 F.E.M による計算手法 はすば歯車に対しては主として次の理由により3次元 F.E.M 問題として処理する必要がある。

- (i) 歯筋方向に熱源が分布し、かつ歯当り(荷重分布)も均一でない。
- (ii) 歯車側面に潤滑油や空気による冷却部があり、噛合い部に生じた熱は半径方向、軸方向に流れる。
- (iii) 歯車を支持しているすべり軸受部での摩擦熱が軸端部熱源として存在し、その影響を見るためには3次元の熱流れの検討が必要である。

計算手法のフローチャートを図5に、大歯車のメッシュ分割結果を図6に示す。計算は最初に歯車及び軸の形状寸法、伝達馬力、回転速度及び相対すきまをインプット条件とし、歯車の接触、曲げ変形及び軸のねじれ、曲げ変形を求め歯当り(荷重分布)計算結果をもとに各噛合い部分での熱源及び冷却条件を3.4~3.8に示した手法を元に設定し、3次元 F.E.M 計算を行ない歯車本体の温度分布と熱変形計算する。熱変形することにより歯当りが変化していくため、歯面すきま、温度が収れんする迄計算を繰り返すこ

とになる。

Fig.5 Calculating flow chart

Fig.6 Finite element mesh of wheel

4. 計算結果

歯車本体の温度を 150m/s, 2000N·m の条件で, 前述した計算結果で得られた結果と実測値の比較を行なった。

図7の破線が計算結果, 実線が実測結果である。小歯車

の歯端部を除く歯幅の温度分布の傾向については, 良好な対応が得られた。歯端部での温度差については熱伝達係数の違いによるものと考えられる。潤滑油加速仕事を熱源とする時に次の様に仮定した。すなわち, (1)加速仕事で発生する熱量の内半分が歯車本体に入る。(2)歯車本体に入る熱量の大きさは, 小歯車及び大歯車それぞれの表面積に比例するとした。この仮定自体は, 小歯車で計算された最高温度と計測された結果が良く一致していることで問題ないと考えられる。大歯車側で計算結果が実測結果より低かった理由については, 先に述べた様に端部の表面積が大きいことため熱伝達係数の差が大きくなったものと考えられる。

冷却媒体は潤滑油と空気が混合したミスト状のものであり, その混合率を仮定すると実測結果と計算結果の差はさらに小さくなると考えられるが, 予測された最高温度は良く一致しており, 焼付きの予測等に用いる点を考えると, 本報で用いた仮定で実用上の問題はないものとする。

図8に歯元応力の実測結果と計算結果を比較したものを示す。歯幅方向の歯元応力分布やその絶対値は良く一致していることがわかった。

Fig.7 Comparison between measured results and calculated results of temperature

Fig.8 Comparison between measured results and calculated results of bending root stress

5. まとめ

超高速領域での歯車の温度特性を調べるために、機械的変形を考慮した歯当り計算手法に熱変形計算手法を追加し、作動条件が分かれば、歯車温度分布、熱変形量、歯当りを考慮した荷重分布が得られる一貫計算手法を開発し次の結果を得た。

- (1) 歯車本体の温度を 150m/s, 2000N・m の条件で計算結果と実測結果との比較を行った結果、小歯車の歯端部を除く歯幅の温度分布の傾向については良好な対応が得られた。また、最高温度分布についても良好に対応しており、焼付きの予測などに用いる点を考えると本報で用いた手法で実用上の問題はないものと考ええる。
- (2) 歯元応力に関しても、歯幅方向の歯元応力分布やその絶対値は良く一致した。

文 献

- (1) 松本・ほか 2 名, 機論, 65-629, C (1999), 277.
- (2) Bloch, P., マシナリー, No.515 (昭 47), 5.
- (3) Matsumoto, S., Tozaki, Y., Sudoh, K., Proc.of MPT91, (1991).496
- (4) Patir, N., Cheng, H. S., ASLE Trans., vol.22, No.1, (1979), 25.
- (5) 伊東・石川・梅沢, 機構論, No.770-15 (昭 52), 76.
- (6) Grekousis, R., Retzepis, J., Antribstechnik, 29, (1990), 67.
- (7) 松本・朝鍋・田中・須藤, 第 21 回機械学会シンポジウム No.83-8(昭 58), 166
- (8) Blok, H., Advance Proc. NASA Sym., 1, 4.1, (1968), 153.
- (9) Matsumoto, S., Asanabe, S., Takano, K., Yamamoto, M., Proc. of the JSLE Int.Trib. Conf. (1985)1165.
- (10) 松本・ほか 2 名, 日本潤滑学会予稿集 (昭 59)
- (11) 寺内・ほか 2 名, 機論, 32-242 (昭 41), 1571.
- (12) 谷口・ほか 2 名, 機講論, No.750-19 (昭 50), 45.
- (13) Hartnett, J.P., Deland, E.C., ASME, J.Heat Transfer, C83, (1961), 95.
- (14) Dorfmann, L.A., Soviet Physics, 3, (1958), 249.
- (15) 松本・ほか 4 名, 三菱重工技報 Vol.24 No.2 (1987-3)