高周速で運転される歯車の温度分布*

(第1報, 温度計測)

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
(1st Report, Measurement of Temperature Distribution in Teeth and Blanks)

Susumu MATSUMOTO, Yasuyoshi TOZAKI and Masatoshi FUKUTOMI

The purpose of this study are to ensure reliability of the power transmission gears, and to predict operating condition of high speed gears especially with regard to temperature distribution in teeth and blanks. The experiments were carried out using power circulating gear testing machine (1100 kW) under ultra high pitch line velocity (~ 150 m/s) and temperature distribution in teeth and blanks were measured. By the experiments, the following facts are known. By increasing line velocity, the temperature of teeth increase parabolically and the distribution of bending stress become nonuniform along face width.

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

1. 経緯

圧縮機や発電タービンなどの高出力化に伴う大容量、高速化に対処するため増減速歯車も高周速、大容量化が必要となっている。高速大容量歯車装置は精度の良い大形浸炭焼入れ研削歯車を高速軸受で支持するもので、その設計、製作にあたって検討すべき問題点は多岐にわたる。

低速歯車でも厳密には噛み合いや軸受摩擦熱による熱変形は生じるが、歯すじ、歯形への影響はないとされている。しかし、高周速歯車では熱変形を考慮した歯当たりの正確な予測が歯車設計の重要課題となる。

従来の研究では歯の曲げ、軸のねじれ、曲げ等を考慮した歯当たり予測手法の開発を行い⁽¹⁾、発電タービン減速歯車や圧縮機増速歯車等の高周速歯車をはじめ、セメントミル、圧延機、建機等の大負荷歯車の歯面設計に研究成果を適用してきており、 $10\ \mu\text{m}$ 程度の機械的変形でも荷重分布に大きく影響することが判明している。機械的変形による歯当たりを考慮した歯面修整量の設定はほぼ確立している。しかし、高周速歯車では更に熱変形分を加えた修整が必要となると予想され、従来の機械的変形を考慮した歯当たり計算手法に熱変形計算手法を追加し、作動条件が判れば、歯車温度分布、熱変形量、歯当たりも考慮した荷重分布を一貫計算できるようにする必要がある。

以上のような設計手法開発目標に対して、特に高速軸受で支持された歯車の熱変形の理論検証を基礎試験によって実施する必要がある。歯車・軸受の高速試験機を製作し、伝達動力 1,100kW、ピッチ円周速最大 150m/s の条件下で歯車の温度分布と歯元応力分布を計測した。

* 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

2. 試験装置

試験機の基本的な考え方として、次の点を考慮した。

- (1) 歯車試験機と軸受試験機を兼ねる。
- (2) 小さなモータで大出力が出せる動力循環式とする。
- (3) 歯車形状、歯形、材料及び軸受形式は実機で想定されるものとする。

表1に新たに試作した試験機の仕様を示す。

Table 1. Specifications of test stand

Center distance	345mm
Circulating power	$\sim 1840\text{kW}$
Pinion Speed	$\sim 24,000\text{rpm}$
Drive machine	370kW D.C. motor
Test gear unit	Speed increaser

2・1 構造と機能 図1(a)は動力循環式で構成した歯車試験装置の概略である。本試験装置は試験歯車部、循環歯車及びトルク負荷部、駆動装置より構成されている。

(1) 駆動装置

駆動方式は電動機を遊星歯車装置で増速し、カップリングを介して駆動軸と連結する機構となっている。動力循環式であるため、駆動モータは動力循環系の機械的損失だけ補えば良いことから、370kW 直流モータを使用し、試験に必要な回転数にトルク一定でコントロールできるようにした。

(2) 循環歯車部及び試験歯車部

歯車は SNC815 の浸炭焼入れ、研削とし、軸受は耐振性

も考慮して高速軸はジャーナル、スラストともティルティングパッド型、低速軸はジャーナルに2円弧、スラストにテーパランド型を選定した。又、循環歯車と試験歯車軸はベンディックス型ダイヤフラムカップリングを介して連結され、試験歯車軸の一端は試験歯車の温度、歯元歪計測用リード線を取り出すためのスリップリングが取り付けできるようになっている。

(3) トルク負荷装置

負荷装置は運転中機械的に負荷をかけることができるようにした。ウォーム歯車と伝動ねじを用いて循環動側歯車を軸方向に押し、移動させるとはすば歯車である循環歯車のねじれ角分のみ軸がねじられて、動力循環系にトルクが与えられる。負荷トルクは伝動ねじのストロークを調整することにより最大 $2000\text{N}\cdot\text{m}$ 迄無段階に変化させることができるようにした。

(4) 潤滑装置

電動ポンプにより吸出された油は、オイルフィルター、リリーフバルブ、流量調整弁、流量計を通じて歯面に供給される。嚙込み側から、ノズル径 $\phi 3.6\text{mm}$ で、油圧約 3kgf/cm^2 で供給される。ノズル設置位置を図1(b)に示す。

Fig. 1(a) Schematic diagram of test stand

Fig. 1(b) Lubricating nozzle

2・2 循環及び試験歯車の仕様 歯車の仕様はピッチ円周速 220m/s で運転しても損傷することがないように配慮して設計した。試験歯車の諸元を表2に示す。循環歯車は同一仕様で歯幅のみが異なる。

Table 2. 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

試験歯車は歯のたわみ、軸のねじれ、たわみを考慮して図2のように小歯車を施工した。歯当たりは、軸、歯形、歯すじ及び歯車箱の精度を確認するために、まず、無修整の状態にて (A) 歯すじ長さ90%以上について歯丈の20%以上 (B) (A) のうちの歯すじ長さの50%以上は歯丈方向40%以上で当りをつけた。

Fig. 2 Tooth trace of pinion

図3に温度や歯元応力を計測するための穴加工位置を示した。また、歯すじ方向の片当りを確認できるように大歯車の歯元曲げ応力分布を測定することにし、大歯車の反嚙み合い面の歯元(圧縮側)に歪ゲージを貼付けた。

歯面の温度はシース熱電対を予め、歯車プランクに加工した内部の穴に挿入し、歯面から1.4mmの位置に固定できるようにした。固定位置は加工穴に線ゲージを挿入することにより測定した。

Fig.3 Measuring point of temperature

3. 試験と試験結果

3・1 試験手順 運転方法としては、無負荷で所定の回転速度にし、その後に負荷トルク漸増させた。変えた条件は歯車周速、負荷トルク、給油量とし、ある条件で温度が飽和した状態の温度分布を記録した。一条件での運転時間として約15分を要した。

なお、本実験で使用した潤滑油はISO VG 32 鉱油系タービン油で、給油温度は軸受には $30^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ 、歯車には $50^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ に調整した。

3・2 温度分布測定 (周速、負荷トルクによる温度変化) 歯車ピッチ円周速を変えた場合の断面①～⑤の温度変化の傾向を図4に示す。歯車の給油温度は 50°C だが、軸受への給油温度が 30°C と低く、歯車側へ軸受排油が流れ込むため、低速での温度は相当低くなっている。周速を増すことによって各部の温度はほぼ2次曲線的に上昇して行き、温度の周速依存性は顕著である。

ピニオンの歯面温度の内中央部付近の②-Bと③-Bの温度が最も高くなり、⑤-Bの温度が最も低かった。ピニオンの本体温度(④-F)を計測したが歯面温度より $10 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 低かった。

Fig.4 The relation between pitch line velocity and temperature

次に歯筋温度分布の実測結果を図5に示す。ピニオン歯面がホイール歯面よりも高く、ピッチ円周速が増すにつれて温度も上昇した。また高速になる程、歯筋方向温度分布の非対称性が顕著となった。非対称温度パターンは、歯筋ねじれ方向によって決まる同時接触線の移動方向に対応しており、移動方向に向かって温度が上昇する傾向を示している。次に歯筋方向の最高温度をまとめてみた。図6にピッチ円周速との関係を示す。ピニオン、ホイールとも周速の増大に伴って温度は上昇していくが、点線で示すように負荷トルクが小さくても温度に差はない。

次に荷重依存性につき検討してみた。図7は周速70m/s (給油量 軸受100 l/min、歯車10 l/min)での負荷の増加に伴う各部の温度の変化を示したものである。負荷トルクを200N·mから2000N·mと10倍変えても、各部の温度の上昇は $5 \sim 6^{\circ}\text{C}$ 程度であり、荷重の影響は小さい。図8は周速150m/s (給油量軸受100 l/min、歯車10 l/min)での結果であるが、70m/sの場合と同様でトルクの歯面温度上昇に及ぼす影響は小さい。図9は給油量を少なくし、温度上昇度合を大きくして計測した例である。周速が大きくなっても荷重増に対する温度上昇の勾配は殆ど差がなかった。

Fig. 5 Temperature distribution along face width (oil flow rate of gear : 10ℓ/min, oil flow rate of bearing : 100ℓ/min)

Fig.6 The relation between pitch line velocity and subsurface temperature

Fig.9 The relation between torque of wheel and temperature (oil flow rate of gear : 8 l/min, oil flow rate of bearing : 50 l/min)

Fig.7 The relation between torque of wheel and temperature (pitch line velocity 70m/s)

Fig.8 The relation between torque of wheel and temperature (pitch line velocity 150m/s)

Fig.10- (a) Measured temperature distribution and tooth root stress of wheel (pitch line velocity 150m/s)

Fig.10- (b) Measured temperature distribution and tooth root stress of wheel (pitch line velocity 90m/s)

3・3 歯車内部の温度分布 負荷運転によるホイール側の歯車内部の温度分布測定例を図10に示す。実測温度を基準にして分布を求めた結果である。図10-(a)は150m/sでの実測値で、歯筋クラウニングはつけていないにもかかわらず、歯筋中央付近の温度がやや高くなる傾向が確認された。歯端部は35mmだけ直線的にレリービングしてあるが、温度分布の急変はない。この運転状態での歯元曲げ応力実測値(曲げ歪より換算)を並記しているが、温度分布にはほぼ対応した曲げ応力分布となっている。図10-(b)は速度が90m/sの場合である。周速が小さくなったため温度上昇値は低くなっており、歯幅中央部での歯元曲げ応力の値は150m/sの場合と比較して小さくなった。図中に□で示した値は、ピニオンのほぼ同じ位置での計測であり、最大で約20℃の温度差がついた。

3・4 歯幅の影響 図11は歯幅を18mmと狭くして、歯幅244mmと歯車にかかる全トルクを同じトルクにして運転した例である。また、給油量も歯幅に関係なく同じである。伝達馬力は同じであるが、歯幅の狭い方が温度上昇値が小さく、歯面摩擦以外の、歯筋が長いための付加熱源による温度上昇があることを示している。

Fig.11 The relation between temperature and tooth face width

4. まとめ

超高周速領域での歯車、軸受の潤滑特性、温度(熱変形)特性を調べるために、歯車・軸受の高速試験機を製作し、伝達馬力1,100kW、ピッチ円周速150m/sの条件下での歯車の温度分布と歯元応力分布を計測を行い、次の結果を得た。

- (1) 歯車温度の周速依存性は顕著で温度は2次曲線的に上昇して行く。しかし、負荷トルクの歯車温度に対する影響は小さいことがわかった。
- (2) 周速の増加とともに歯幅の中央部の歯元の曲げ応力が高くなることが確認され、熱変形によって歯当たりが変化していることがわかった。
- (3) 歯幅の大小による温度上昇の差について比較した結果、歯面摩擦以外の歯筋が長いための付加熱源による温度上昇の可能性が示された。

文 献

- (1) 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