高荷重平歯車のスカuffing防止のための歯面形状設計法*

重 浦 淳 一^{*1}, 久 保 愛 三^{*2}, 野 中 鉄 也^{*2}
古 田 俊 久^{*3}, 関 根 康 祐^{*3}The Optimum Designing Method of Heavily Loaded Involute Spur Gear
Tooth against Scuffing FailureJun-ichi SHIGEURA, Aizoh KUBO, Tetsuya NONAKA,
Yasuhisa FURUTA and Yasuhiro SEKINE

A mathematical function of one variable is proposed that can express the reasonable transverse tooth form of a cylindrical involute gear with profile correction. The algorithm to obtain the optimum transverse tooth form of 2-dimensional involute spur gears in the term of minimum frictional heat generation on tooth flank is shown. The 3-dimensional tooth flank form of the gear with longitudinally crowned tooth lead correction is rather easily decided based on the transverse tooth form obtained. The tooth flank form of heavy-duty traction gears of big locomotives have been redesigned by this method. Several months of field operation has shown that the newly designed gears are fully free from the scuffing failure of tooth flank. By contrast, the gears designed by the old conventional method could not avoid tooth flank failure.

Key Words: Gear, Optimum Design, Tooth Form, Scuffing, Locomotive Drive

1. 緒 言

近年, ハイテクロコ, ハイテク電車などと称せられる鉄道車輛が相次いで登場し, 鉄道業界は新車種開発花盛りの感がある。これらは小形軽量化, 高速化, 大容量化を可能にした高度な技術によって支えられているものであるが, その華やかなデビューの陰にはさらにブラッシュアップを必要とする基礎技術の課題も少なくない。その中の一つに駆動歯車があり, 厳しい使用条件に対する限界設計を余儀なくされてきており, 高い信頼性を確保するためには, より洗練された設計手法の確立が必要となっている。設計時に多くの損傷モードについての強度的信頼性の検討を要するが, 特にスカuffing(スコーリング)損傷に対する検討法にはまだ問題点が多い。スカuffingに関する研究は従来より多く発表されており, またISO等でも歯車のスカuffing損傷に対する強度計算法が提案されているが⁽¹⁾⁽²⁾, 実際の歯車装置設計にそれを適用しようとしたときには不明確な点が多く, 最大の安全性を

もった歯車を設計することは容易でない。本論文は, 耐スカuffing最適歯形の設計についての一手法を提案し, これによって設計された歯形を有する歯車と, 従来の歯形を有する歯車を実際の大出力電気機関車に取付け, 過酷な使用条件の下に比較試験をした結果によって実証された本提案の有効性について記述するものである。

2. スカuffing防止のための
歯形設計に関する思考

従来, 鉄道車輛駆動装置に用いられる歯車は, かみあいが始まる時の歯の衝突を防ぎ, また, スカuffing損傷を防止するため, かみあいの進行に伴い徐々に歯面上の荷重分担が増加するよう, 歯形を図1(a), (b)に示すような形状に補正するのが一般的である。

しかし, 最近の歯車設計法の研究の進歩とともに, 種々の歯面形状修整の効果の検討が可能となり, 従来の歯車に比べてさらなる性能向上の可能性が認められるようになってきた^{(3)~(5)(10)~(13)}。

このための具体的方法として, ①フラッシュ温度の最大値が小さくなるように最適修整をした正面歯形を採用すること, ②歴史的に機関車駆動装置の歯車に使

* 原稿受付 平成6年6月2日。

^{*1} 三菱電機(株) (〒661 尼崎市塚口本町8-1-1)。^{*2} 正員, 京都大学工学部 (〒606-01 京都市左京区吉田本町)。^{*3} 正員, 三菱電機(株)。

図 1 典型的な歯形修整形状の例

用されてきた歯の両側端の大きなレリービングを廃止して、経年変化を考慮に入れた長期間の最悪の運転状態においても歯の側端に大負荷が及ばない条件を満たす範囲で滑らかなクラウニングを歯筋に与え、歯面を有効に利用すること、③歯車のかみあいによる振動、したがって運転状態における動的増加荷重をできるだけ小さくする歯形を採用すること、の3点を実施する。

フラッシュ温度は同一の材料の場合には、歯面の接触圧力と滑り速度によって決まってくる。歯面間の滑り速度は歯形方向の各位置で変化するものであるため、滑り速度の大きくなる歯先、歯根部で歯面荷重を小さくして、フラッシュ温度の最大値が小さくなるように歯形を決定することが必要である。歯形を種々変化させながらシミュレーション計算をルーチン使用することにより良好な歯形を得ることは可能であるが、歯形修整形状には無限の可能性があり、この方法でよい歯形を求める作業はトライアルアンドエラーにならざるを得ないために、極めて能率が悪い。簡単な計算で最適歯形あるいはこれに近いものが求められる計算法の開発がぜひとも必要である。

三次元のインボリュート円筒歯車に対する数多くのシミュレーション検討の結果^{(3)~(5)}、平歯車に対しては、二次元平歯車の理論で作用線上に発生するフラッシュ温度の最大値を最小にするよう、正面歯形を決定してやれば、アライメントエラーやクラウニング等をもつ三次元の状態に対しても、発生するフラッシュ温度の最大値を最小にする歯面形状に十分近いものが得られることが明らかになった。フラッシュ温度を決定する歯面間の滑り速度が歯車の正面内で決まり、また、同時かみあい歯数の幾何学的状態は歯筋方向には変化しないことから、これは十分に予測できたことであ

る。二次元平歯車に対して最適の正面歯形が求めれば、それと歯筋方向の歯面形状を用いて三次元の平歯車に対してシミュレーションを実行することにより、最適歯面形状を見つける能率が極めて向上する。

3. 最適歯形設計法

3.1 歯形曲線の定義 多くの研究者によって従来よりなされている研究から^{(6)~(12)}、駆動歯面と被動歯面の合成歯形の最適曲線はかみあい始め・かみあい終わりがインボリュート曲線よりへこんだ、いわゆる修整歯形形状になることは明らかであるが、問題はその形状をいかに決めるかである。もし歯形が1変数の関数で表されれば自動的に最適歯形を決めるようなアルゴリズムを作ることが極めて容易になる。このような観点から、合成歯形曲線 y として、近寄りかみあい、遠のきかみあい領域でのおおの

$$\left. \begin{aligned} y_a &= m_a \text{abs}(x)^{n_a} \\ y_r &= m_r \text{abs}(x)^{n_r} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

で表されるものを提案する。ここに x は、かみあいピッチ点を原点にした作用線上の距離、 $\text{abs}(\)$ は絶対値関数である。

従来の多くの研究により、歯形曲線のかみあい始め、かみあい終わりにおける修整量は、歯車に伝達角度変動が起こらず滑らかに歯のかみあいに移り変わるようにするのがよいとされているので、ここでもその考え方に従う。この条件を満たすものとして、かみあい始め、かみあい終わりにおける修整量を、1対かみあいから2対かみあい、あるいは、2対かみあいから1対かみあいに移るところでの歯の対のたわみ量にとることがある。歯車に必ずながしかの製作誤差が避けられない実際の場合にはこれでほとんど問題はないのであるが、幾何学的にはこれではこの点において伝達誤差に不連続を生ずる。伝達誤差を連続にするためには、歯形曲線の歯先における修整量すなわち合成誤差曲線のかみあい始めあるいはかみあい終わり点の修整量 y_{a2} , y_{r2} を、1対かみあいから2対かみあい、あるいは、2対かみあいから1対かみあいに変わるところでの歯の対のたわみ量とこの点での合成誤差量の和にとる。

いま、近寄りかみあい領域、遠のきかみあい領域を表す式(1)の添字 a , r を省略して歯形曲線を $y = m \text{abs}(x)^n$ 、かみあい始めあるいはかみあい終わり点の修整量 y_{a2} , y_{r2} を y_2 と書くことにし、また、歯形曲線を定義する点(これをアンカー点と呼ぶ)の座標を x_1 、その点での歯形修整量を y_1 とすると、歯形曲線を表す係数ならびに指数は

$$n = \ln\left(\frac{y_2}{y_1}\right) / \ln\left(\frac{x_2}{x_1}\right), \quad m = \frac{y_2}{x_2^n} \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。ここに x_2 は、近寄りかみあい長さあるいは遠のきかみあい長さ、 $\ln(\quad)$ は自然対数関数である。アンカー点の座標 x_1 を固定すれば、近寄りかみあい領域あるいは遠のきかみあい領域における歯形曲線が、おのおの y_1 のみの関数で表すことが可能となる。図2は、 y_1 を変化させたときの歯形曲線の変化のようすを示す。 y_1 に種々の大きさを与えることにより、かみあい始めあるいはかみあい終わりにおいて急激に歯形がレリーフされている状態から、通常多く見られる修整歯形曲線に似た状態までの種々の形状を表せることが認められる。なお、原理的にはアンカー点の座標 x_1 はかみあい領域内 ($0 < x_1 < x_2$) のどこに選んでもよいのであるが、ここではかみあい長さの75%の値を採用した。これは指数関数計算上の精度の問題と、このあたりで歯面摩擦発熱が問題になることが多いことに対するためである。この点での歯面摩擦発熱やフラッシュ温度を押さえておけば歯車の耐スコリング性の検討は経験的に十分である。

3・2 歯面力、摩擦発熱、伝達誤差 伝達法線力

図2 提案する歯形曲線のパラメータを変えたときの形状変化

図3 合成誤差曲線と歯のたわみの関係

を F 、2対かみあい時の歯面法線力を F_a 、 F_r 、歯の対のコンプライアンスを c_a 、 c_r 、被動歯車の駆動歯車に対する回転遅れを作用線上の移動距離に換算した変位、すなわち伝達誤差を Δ とすると、合成歯形曲線のかみあい状態図(図3)より、

$$\Delta = \frac{c_a c_r F + (c_a y_r + c_r y_a)}{c_a + c_r} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$F_a = \frac{\Delta - y_a}{c_a}, \quad F_r = \frac{\Delta - y_r}{c_r} \quad \dots\dots\dots (4)$$

1対かみあい時の歯面上の摩擦仕事 Q_1 、2対かみあい時のそれ Q_a 、 Q_r は、

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \mu(\omega_1 + \omega_2) F \text{ abs}(x) \\ Q_a &= \mu(\omega_1 + \omega_2) F_a \text{ abs}(x) \\ Q_r &= \mu(\omega_1 + \omega_2) F_r \text{ abs}(x) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

となる。ここに、 μ は接触歯面の摩擦係数、 ω_1 、 ω_2 は駆動被動歯車の回転角速度である。

3・3 最小発熱歯形曲線 図4(a)は、正面かみあい率 $\varepsilon_a = 1.7$ の場合を例にとり、歯形修整を施していない平歯車対の歯面上の摩擦仕事量を、かみあいピッチ点から次のかみあいピッチ点までの間の1かみあい周期について示したものである。なお本節での数値計算例においては、摩擦仕事に対応するものとして、[歯面法線力]と[滑り速度]の積を $Q/\{\mu(\omega_1 + \omega_2)\}$ と無次元化して示す。図4の中央部の曲線の重なったところが2対かみあい領域を表している。この図4の場合、近寄りかみあい、遠のきかみあいのどちらの領域

図4 誤差なし歯車と若干の歯形修整をした歯車の歯面摩擦仕事の相違

においても、ともに2対かみあい状態で最大摩擦仕事が発生している。かみあい始め、かみあい終わりの歯形修整量 y_{a2} , y_{r2} を一定に保ち、近寄りかみあい領域の歯形の y_{a1} に修整を加えれば、2対かみあい開始時の近寄りかみあい領域の摩擦仕事のピークは角がとれて小さくなり、その分、遠のきかみあい領域における摩擦仕事の段差が埋もれてゆく。同様に、遠のきかみあい領域の歯形の y_{r1} に修整を加えれば、2対かみあい終了時の遠のきかみあい領域の摩擦仕事のピークは角がとれて小さくなり、その分、近寄りかみあい領域における摩擦仕事の段差が埋もれてゆく [図4(b)参照]。どのように歯形を変化させても2対かみあい領域において最大摩擦仕事が発生する場合に対しては、 y_{a1} , y_{r1} を変化させて、近寄りかみあい領域、遠のきかみあい領域において発生する摩擦仕事の最大値が等しく、かつ、その発生が同時に起こる状態を作れば、この歯車のかみあいにおいて発生する摩擦仕事の最大値がもっとも小さくなる。このことはこの状態から y_{a1} あるいは y_{r1} を変化させると、必ず摩擦仕事の曲線がこの一致していた高さの上下に分かれていくことから明らかである。図5は、このように歯面摩擦仕事のピークが最小になるように歯形修整の状態を変えていって、求めた最適歯形修整形状とこの歯形を用いたときの歯面の摩擦仕事の状態すなわち歯面の接触点における発熱状態を示している。歯面の摩擦発熱は、同じ瞬間に、すなわち駆動歯車と被動歯車のある相対回転角度位置において、同時にかみあっている2対の歯に同

図5 摩擦仕事のピーク最小の状態とそのときの歯形修整形状

時に起こっているのが認められる。この値は図4(a)における最大値よりも大幅に小さくなっている。この状態より歯形曲線が異なると、どちらかの歯の対においてこれよりも大きい最大摩擦仕事が発生する。なお、歯形修整量は、かみあいピッチ点における一対かみあいの歯の対のたわみ量で無次元化して示している。

歯面上での摩擦仕事の最大値が1対かみあい領域で発生する場合には、上記の方法で最適歯形修整量を求めることはできない。すなわち、最大摩擦仕事は必ず1対かみあいの開始点か終了点で起こり、これを歯形修整により小さくすることは不可能である。この場合に対して、歯面上の摩擦発熱の総量の点から最適歯形を求めることにする。すなわち、作用線上における摩擦発熱の積分値

$$Q_T = \int_{\text{Single mesh}} Q_1 dx + \int_{\text{Double mesh}} (Q_a + Q_r) dx \quad \dots\dots\dots (6)$$

図6 摩擦発熱の点から最適歯形修整を求める計算の流れ

が最小になるように歯形を修整する。この判定項目を加えることにより、かみあい率のいかにかわらず、歯面の摩擦発熱の点から最適歯形を求めることができる。これらの計算の具体的なアルゴリズムは、図6に示すとおりである。

図7は、正面かみあい率1.3, 1.5, 1.9の場合について、歯形修整をしない場合の摩擦発熱、最適歯形修整をした場合の摩擦発熱、その場合の修整歯形形状、伝達誤差の状態を比較したものである。かみあい率の小さい歯車においては、歯形修整をすることによる歯面摩擦発熱減少の効果は大きくないが、かみあい率の大きな歯車では、最適歯形修整を施すことにより、大幅に歯面摩擦発熱の最大値を下げることをできるのが認められる。また、 $\varepsilon_a=1.5$ の場合にみられるように、

歯形修整形状を変更することにより1対かみあい・2対かみあい変更点で発生していた最大摩擦発熱より大きな摩擦発熱が2対かみあい領域において発生する可能性のある場合には、 y_1 を大きくとりすぎた過大修整歯形にしないことも重要である。

3・4 伝達誤差に対する考慮 図8は正面かみあい率 $\varepsilon_a=1.7$ の場合について、歯形修整を施さない場合と、3・3節の摩擦発熱の点から最適歯形修整をした場合との伝達誤差の状態を比較したものである。図7と併せみると、摩擦発熱を最小にしても、伝達誤差の観点からは歯形修整曲線が一般にまだ、かみあい始め、かみあい終わり近くで急激に変化しすぎであり、伝達誤差は最適からほど遠い状態であることがわかる。伝達誤差が原因となる動荷重の発生とそれに伴う動的摩

図7 種々の正面かみあい率の誤差なし歯車と摩擦発熱の点で最適歯形修整をした歯車の歯面上の摩擦仕事、歯形修整形状および角度伝達誤差

擦発熱の増加が懸念されるので、さらに y_{a1} , y_{r1} を変化させて伝達誤差を小さくする必要がある。伝達誤差を最小にする状態を自動的に求めるためには、「かみあいピッチ点を伝達誤差の原点にとった場合、2対かみあい時の最小伝達誤差がほぼ零で、1対かみあい、2対かみあいの変化点における伝達誤差の正の値が等しくなるときに伝達誤差の全振幅はほぼ最小となる」

図8 正面かみあい率1.7の誤差なし歯車と摩擦発熱の点から最適歯形修整をした歯車の角度伝達誤差の相違

ことを最適歯形決定するための判定条件に用いることができる。図9は、正面かみあい率1.3, 1.5, 1.7, 1.9の場合について、伝達誤差が最小になる最適歯形修整をした場合の摩擦発熱、その場合の歯形修整形状、伝達誤差の状態を比較したものである。摩擦発熱最適の歯形修整に比べてかなり大きな y_{a1} , y_{r1} の歯形修整を与えることにより伝達誤差は前節の結果より大幅に小さくすることができるが、その結果、歯面の摩擦発熱状態は逆にいくぶん悪くなることが認められる。

これらの結果を総合すると、歯面の摩擦発熱が問題となるような歯車においては、設計時に指定する歯形形状として、3・3節の方法により摩擦発熱最小の歯形修整を求めて、これを歯形修整形状公差の下限とし、動荷重の影響を緩和するためこれより若干 y_1 の大きな歯形にして伝達誤差を最小にしたものを歯形修整形状公差の上限とするような公差指定が望ましいと考えられる。

4. 現車比較試験結果

あらかじめ電気機関車の現車で測定した歯元応力や、振動加速度、周辺温度等を基に、歯元応力の大きさと歯筋方向の状態がシミュレーション結果と一致するよう実機での種々の不明因子に対して妥当と思われる数値を推定し、最大負荷運転状態の下での歯面上の接触応力ならびにフラッシュ温度分布を推定した。図

図9 種々のかみあい率の歯車の角度伝達誤差を最小になるように歯形修整をしたときの歯面上の摩擦仕事

図 10 は従来設計の歯車を用いた場合の歯面上に発生するフラッシュ温度のシミュレーション結果を示す。歯幅の中央から少し偏ったところで、歯丈方向には被動大歯車歯元面の中ほど近くでフラッシュ温度が大きくなっているのが認められる。この歯車装置はコロ軸受を内蔵するサスペンションチューブを使用した釣掛け式(図 11 参照)と呼ばれる構造になっており、軸のアライメントは、軸の弾性変形、軸受すきま、構造物の工作ならびに組付け誤差等によって必ず若干の狂いがあり、またそれは運転中常に変化しているものである。

このような軸のアライメント変化を考慮して、歯面上に発生する接触応力ならびにフラッシュ温度の状態を電気機関車実働状態に対して計算し、それらの最大値が歯車の伝達接触力とともにどのように変化するかを検討すると、図 12 中の Old design の線で示すような結果になる。

図 12 には改良設計の効果を確認するため、正面歯形は第 3 章の歯形設計法により決定して歯筋方向にはクラウニングを与えた三次元の平歯車(Optimum

図 10 作用面上で表した被動歯車歯面上のフラッシュ温度分布

図 11 歯車装置支持状態

design 1) と、その歯面形状を三次元歯車対のかみあいシミュレーションのルーチン計算により最適化した歯面形状をもつ平歯車(Optimum design 2)の接触応力ならびにフラッシュ温度の状態をあわせ示している。第 3 章の歯形設計法により決定した歯面形状についてのフラッシュ温度最大値は、その決定に多大の時間を要してシミュレーションのルーチン計算により最適化した歯面形状についてのフラッシュ温度最大値と大差なく、従来設計の歯車のフラッシュ温度の最大値よりも大幅に小さくなり、かなりの安全性向上の効果が見込まれる。

現車試験に投入されて数ヵ月経った歯車装置の状態を観察すると、従来設計の歯車の歯面には図 13(a)に示すようなスカフティング損傷が認められた。一方、本論文の最適歯形決定法に基づいて設計された歯車歯面は、図 13(b)に示すようにほとんど新品と同様の研削目が残ったままの状態を保っており、測定するまでもなく磨耗の痕跡はまったく見あたらない。従来設計の歯車では、歯先から約 16 mm の所で歯形、歯筋形状ともに大きな狂いを生じており、その最大値は 130 μm にも達していた。歯面損傷の位置ならびに形状は図 10 に示したフラッシュ温度の高くなっているパターンと酷似しており、また、フラッシュ温度最大値の発生箇所とスカフティングによる歯面の最大損耗箇所

図 12 従来設計と最適設計の歯車の実働荷重状態に対応する歯面接触圧力とフラッシュ温度の最大値の状態の比較

(a) 従来設計のままで試験したもの

(b) 新設計法で最適設計して試験したもの

図 13 改良設計の効果(現車試験後の歯面状態)

もよく一致していた。また、従来設計のまま試験が続けられた歯車歯面のスカuffing状態を詳細に観察すると、小歯車の方の負荷回数が多く、またかみあいの巡ってくる時間間隔が短いにもかかわらず、大歯車歯元面のスカuffing状態がかなりひどくなっているのが認められた。このことは、大歯車歯元面上の接触点の移動速度が小歯車歯面上のそれに比べて大幅に遅いため、この箇所の実際のフラッシュ温度は小歯車歯面上の値に比べてかなり高くなっていることが原因になっているものと考えられる。

この現車試験の結果、本論文に示した手法により最適歯面形状設計を行った歯車対ではまったく歯面損傷の発生が認められず、歯面にまだ研削目が残っているほどの良好な歯面状態が確認され、本設計法の有効性が確認された。

7. 結 言

平歯車歯面上の摩擦発熱を最小にする歯形を設計するため、

(1) 近寄りかみあい領域、遠のきかみあい領域の修整歯面形状を良好に与えることのできる1変数の関数を提案し、

(2) 2対かみあい領域で歯面摩擦発熱を最小にするには、近寄りかみあい領域および遠のきかみあい領域における最大摩擦発熱の大きさが等しく、かつ、同時に起こることを明らかにし、

(3) このことを判定条件として、前述の1変数歯面形状関数を用いて歯面形状を修整することにより、最適歯形の自動設計ができることを示した。

(4) また、正面かみあい率が1.5前後の転位歯車にしばしばみられるように、歯形修整形状を変更することにより2対かみあい領域での最大摩擦発熱量を1対かみあい・2対かみあい変更点での値より小さくできる場合には、この値を1対かみあい・2対かみあい変更点での値に一致させる程度の歯形形状の修整が望ましい。

この設計法を用いて、機関車駆動用の歯車を設計し、過酷荷重での現車試験に供したところ、従来設計の歯車ではスカuffing損傷の発生が認められたものの、新設計の歯車では損傷はまったく発生せず、顕著なる信頼性向上が確認された。

文 献

- (1) ISO TC 60 WG 6 Doc N 522, Draft Technical Report Scuffing 6336/4(1993).
- (2) ISO TC 60 WG 6 Doc N 523, Evaluating the bulk temperature distribution, (1993).
- (3) 久保・梅沢, 機論, **43**-371(1977), 2771-2783.
- (4) 久保・ほか2名, 機論, **44**-384(1978), 2897-2907.
- (5) 久保・ほか2名, 機論, **46**-405, C(1980), 550-561.
- (6) Olah, R., *Werkstattstechn.*, **18**-424(1924), 18-456(1924), 18-740(1924).
- (7) Walker, H., *Engineer*, **166**-409(1938), 166-434(1938), 170-102(1940).
- (8) McFarland, W., *Prod. Engrng.*, (1947), 18-141.
- (9) Harris, S. L., *Proc. I. Mech. E.*, (1957), 87-112.
- (10) 歌川, 機誌, **61**-470(1958), 296-302.
- (11) 佐藤・ほか4名, 機論, **41**-345(1975), 1607-1614.
- (12) 佐藤・梅沢・ほか1名, 機論, (1983), **49**-439, 448-456.
- (13) 例えば, 日本機械学会技術資料「歯車強さ設計資料」, (1979), 76-84.