A1 Machining

かみあい伝達誤差の低減手法

「はすば歯車の静音化技術」

"Noise-reduction Technology for Helical Gear"

キーワード　はすば歯車・振動騒音・静音化・かみあい伝達誤差
接触線・歯面修整

技術開発本部／開発推進部
滝本 慎哉 Shinya Takimoto

要　旨

　近年、自動車分野では、世界的に電動化が急速にすすみつつある。EV化により、[エンジン+トランスミッション]から［モーター+減速機］の構造へ変わる。エンジン音が無くなり、減速機に静粛性が求められる。

　減速機に使用されるはすば歯車は、図1に示したようなクラウニングを施し、片あたりによる振動の悪化を防止する手法がとられている。とくに自動車用トランスミッションでは図2に示したようなバイアスイン修整やバイアスアウト修整といった歯面修整を施し、静粛化の対策がされることが一般的である[1]。

　本稿では、はすば歯車の振動騒音の主要因であるかみあい伝達誤差について、かみあい接触線変動との関連性について解説し、かみあい接触線変動を小さくすることを可能とする歯面修整を用いたかみあい伝達誤差を低減する手法について紹介する。

Abstract

Recently in the automobile industry, electrification is rapidly progressing worldwide. Due to transition to EV, a powertrain structure will change from the structure of an engine with a transmission to that of a motor with a reduction gear. Engine noise will no longer exist and the reduction gear will require silence.

As it is shown in Illustration 1, crowning is made on the helical gear used in the reduction gear. This is to prevent acceleration of vibration caused by one-side contact. Particularly for the automobile transmission, as it is shown in Illustration 2, it is a general practice to make adjustments such as bias-in and bias-out to the gear tooth surface as silencing measures.[1]

This article explains the engagement transmission error that is a major cause of helical gear's vibration noise and its relationship to engagement contact line fluctuation. Then it introduces a method to reduce engagement transmission error with adjustment of the gear tooth surface since this adjustment enables decrease of engagement contact line fluctuation.

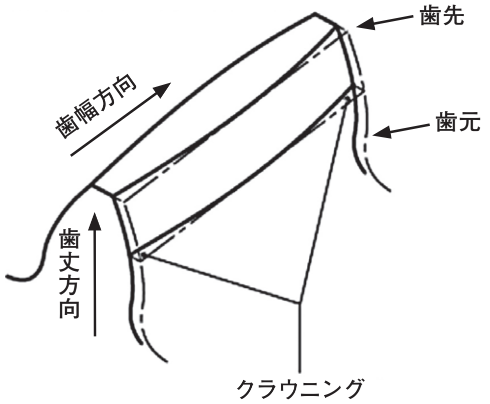

図1　クラウニング

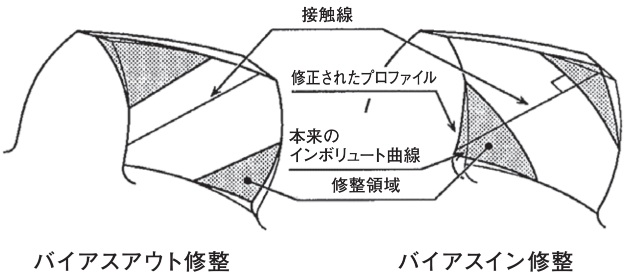

図2　バイアスアウト修整とバイアスイン修整

1. 歯車の振動騒音発生要因

歯車に発生する振動騒音は、歯形誤差や歯車対の剛性変動によって回転角の誤差が発生し、これが起振力となる振動と、負荷トルク変動によって生じる歯打ち振動がある。

前者の回転角の誤差は、かみあい伝達誤差とも呼ばれ、歯車対における回転方向の振動の主要因となっている。図3に示すように、かみあい伝達誤差は駆動軸と被動軸の回転角の誤差で定義される。歯車対の剛性変動は、①かみあいがすすむについて接触径が変わるために歯を片持ち梁と考えた時に発生する歯の曲がり量(曲げたわみ量）の変化と、②接触線長さと共に面圧も変化するために発生する歯面のたわみ量（近寄り量）の変化、③さらにかみあい進行にともない同時に接触する歯対の数が変わるため発生する。剛性変動による振動は、歯形誤差がゼロである歯車対においても振動が発生することを意味する。

自動車用トランスミッションでは、バイアスイン修整やバイアスアウト修整といった歯面修整を施し、静粛化の対策がされることが一般的である。本稿ではかみあい伝達誤差を低減するための歯面修整方法について紹介する。

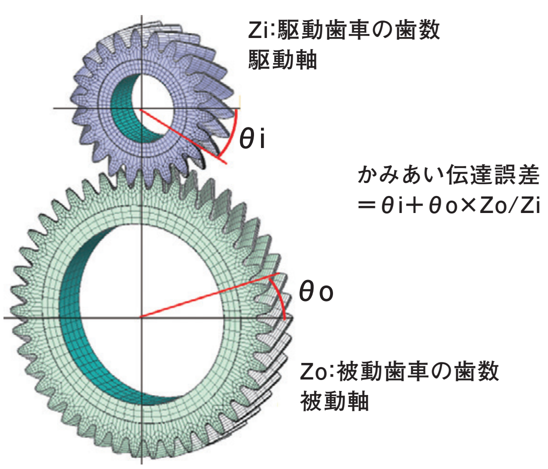

図3　かみあい伝達誤差

2. 接触線長さと伝達誤差

はすば歯車は、平歯車に対し、歯すじ方向にねじれ角を持った歯車である。これによって、より多くの歯対が同時に接触することを可能にしており、静かな歯車として自動車や産業機械に広く使用されている。

はすば歯車の振動は歯面の接触線の変化の影響を受ける。ここでは、はすば歯車における歯車対の接触長さの変化について説明する。例として、かみあい率3の歯車対における、歯毎の接触線チャートを図4に示す。位相1毎にかみあいが完了すると同時に、次の歯がかみあい始めることを繰り返している。位相3で1歯のかみあいサイクルが完了する。常に3歯以上でかみあっていることが分かる。

位相0 ～ 1.5における、1歯目から3歯目の接触線図を図5に示す。四角のマスは接触歯面を模擬しており、横が歯幅、縦が歯丈方向を示す。右下が接触開始点で、左上に向かって接触線が移動する。

接触線チャートの合計は、歯毎の接触線長さを足しあわせたものであり、常に変動していることが分かる。このように接触線長さが変動すると面圧の変動が生じるため伝達誤差が発生する。

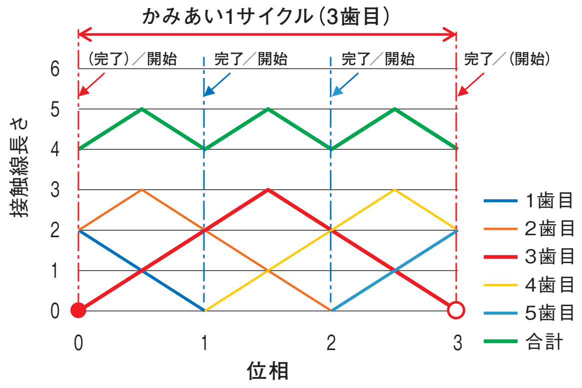

図4　接触線チャート

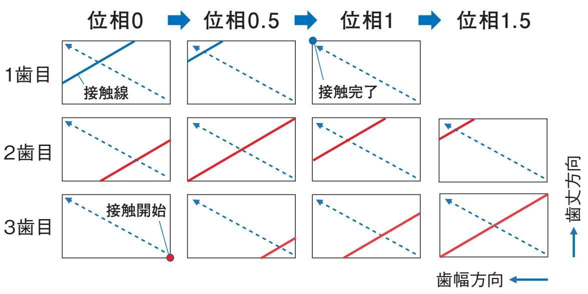

図5　歯毎の接触線図

3. 振動を低減するための考え方

伝達誤差を低減するためには、接触線長さの変動を抑える必要がある。歯面の一部に歯面同士が接触しないような逃げを設けることで、接触線長さを調整し、常に接触線長さを一定にする。図6は図5の歯面の一部を黄色ハッチのように逃げを設けた場合の接触線図である。2歯目の位相0 ～ 1に注目すると、接触線長さがその範囲で一定になっていることが分かる。

図7に逃げを設けた場合の接触線チャートを示す。逃げを設けたことにより接触線長さの合計が常に一定になっていることが分かる。

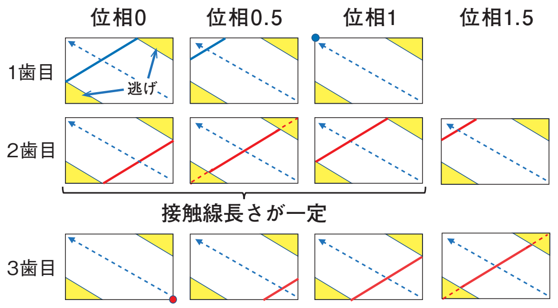

図6　歯毎の接触線図

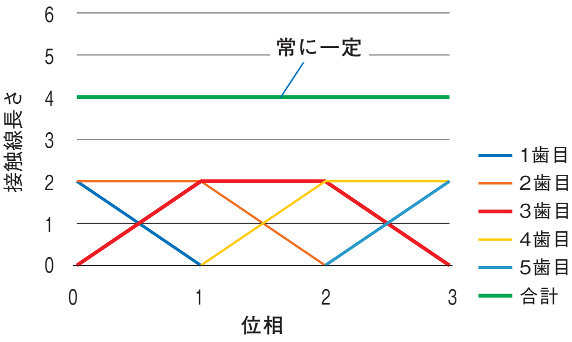

図7　接触線チャート

4. 修整歯面の最適化

接触線長さの合計を常に一定にする逃げのパターンは幾何学的に求まるが、実際のかみあいでは歯車が弾性変形するため、この手法では最適形状とはならない。ここでは歯面修整形状のモデルを使用し、有限要素法解析で得られる伝達誤差が最小となるように最適化を行なう。

歯面修整形状のモデルを図8に示す。モデルでは歯形修整形状を表すためバイアス角ϕ、バイアス修整長さ率Lb/L、バイアス修整量Bsの3つのパラメーターを図8のように定義する[2)]。歯面修整の稜線からの逃げの形状は直線形状とする。

有限要素法解析に使用する歯車の諸元を表1に示す。有限要素法解析に使用するモデルを図9に示す。モデルは歯車対とシャフト、軸受(諸元入力のみ) で構成されている。ギヤボックスは考慮しない。

最適化を行なうにあたり、駆動トルクを指定する必要がある。評価トルク領域を15.2Nm ～ 152Nmとし、その40%に相当する60.9Nmで最適化を行なうこととする。

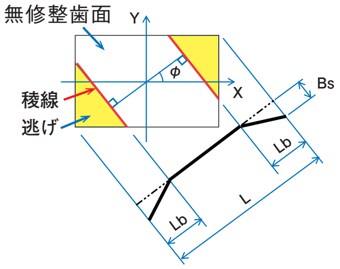

図8　修整歯面形状のモデル

表1　歯車諸元表

	駆動歯車	被動歯車
モジュール	1.96	
歯数	32	71
圧力角	17.5	
ねじれ角	32	
歯先円径	78.852	169.502
歯底径	68.107	158.723
軸間距離	120	
歯幅	17.43	

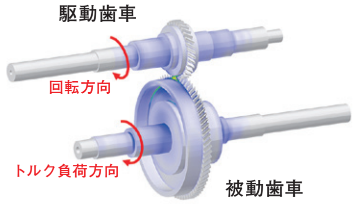

図9　有限要素法解析のモデル

5. 解析結果

歯面修整モデルの最適化を行なって得られたパラメーターを表2に示す。バイアス角ϕが83.111°で、バイアス修正長さ率Lb/Lが0.466で、バイアス修整量Bsが14μmである。

最適化した歯面形状を図10に示す。幅方向に1mm,8.715mm(中央)、16.43mmの3点における歯面の逃げが始まる径(●点の値)と、歯先側ϕ169.0と歯底側ϕ163.0における歯面の逃げの深さ(○点の値)を示している。

最適化前後の歯毎の接触線長さを図11に示す。接触線長さの合計を図12に示す。図12を見ると、最適化前後で接触線長さの合計の変動幅が1/4に低減していることが分かる。図11を見ると、3歯目のプロファイルに見られる頂点が、最適化後にフラットになっており、これにより合計の変動幅が低減していることが分かる。

伝達誤差の結果を図13に示す。最適化前が2.43×10-3degに対し、最適化することで0.23×10-3degとなり、約1/10に低下している。

接触歯面の面圧分布を図14に示す。最適化前はエッジロードとなっているが、最適化によりエッジロードが改善されていることが分かる。

表2　最適化で得られたパラメーター

バイアス角(deg)	ϕ	83.111
バイアス修整長さ率	Lb/L	0.466
バイアス修整量(μm)	Bs	14

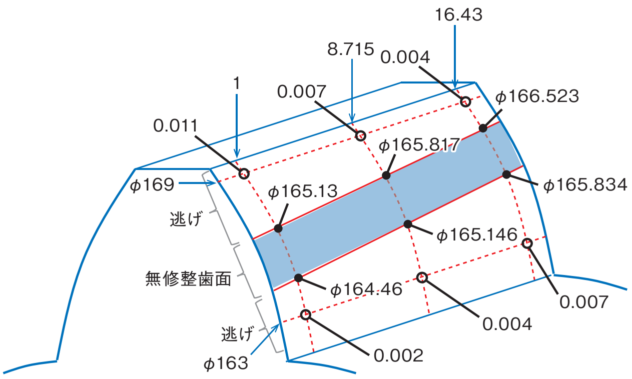

図10　伝達誤差を最適化する歯面修整形状

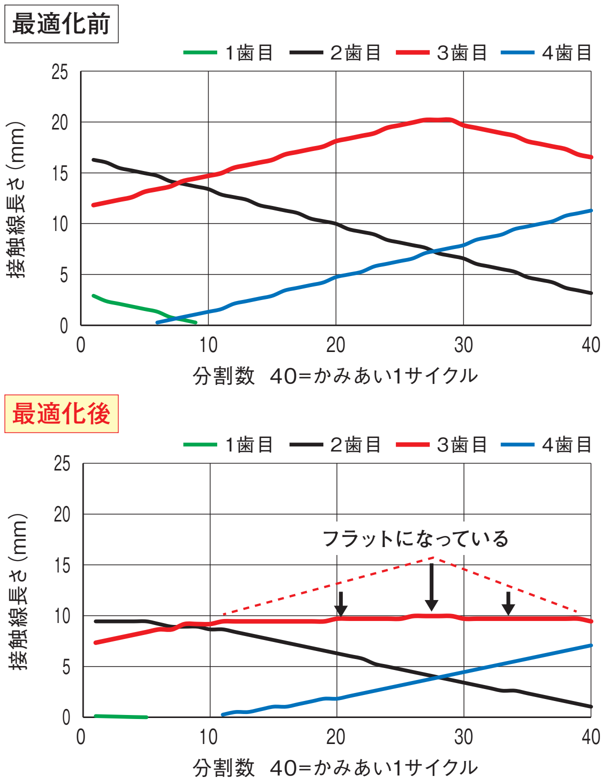

図11　最適化による歯対の接触線長さ

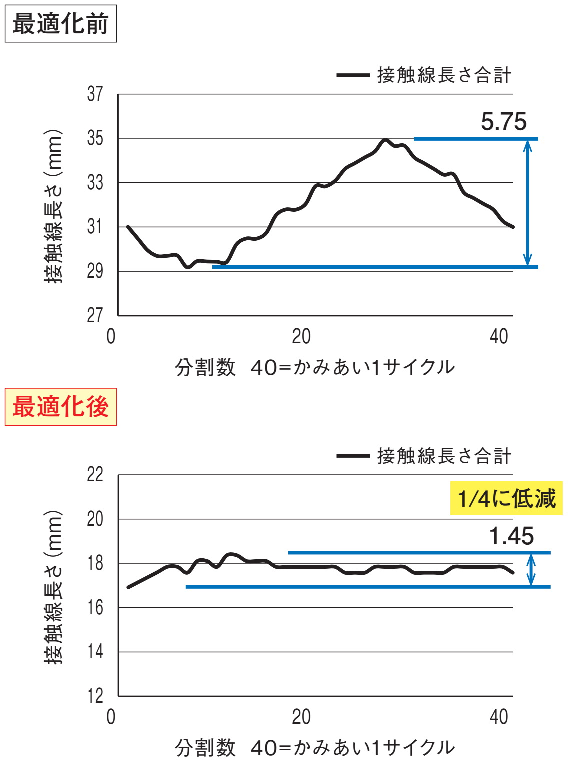

図12　最適化による歯車対の接触線長さの合計

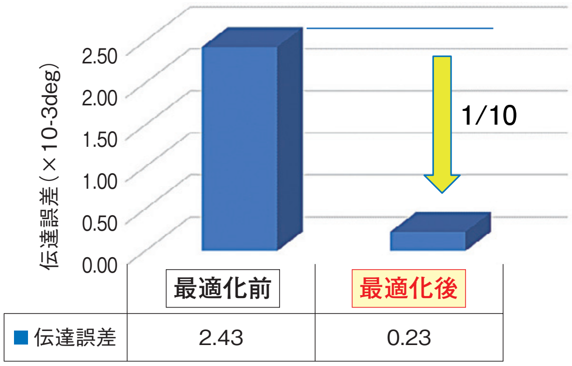

図13　最適化による伝達誤差（トルク60.9Nm）

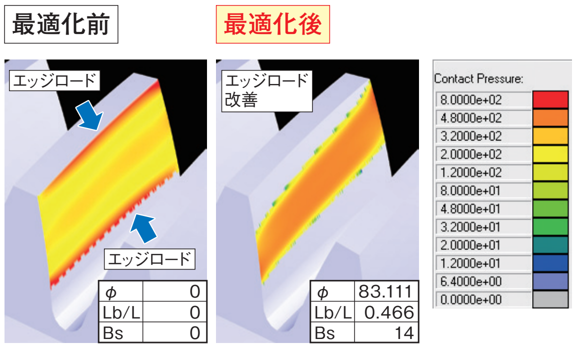

図14　接触歯面の面圧分布（トルク60.9Nm）

駆動トルク15.2Nm ～ 152Nmにおける伝達誤差を最適化前後で比較したグラフを図15に示す。

低トルク領域で逆転はしているが、歯車の振動が大きくなると予測される30Nmを超える広いトルク領域で伝達誤差が低減していることが分かる。

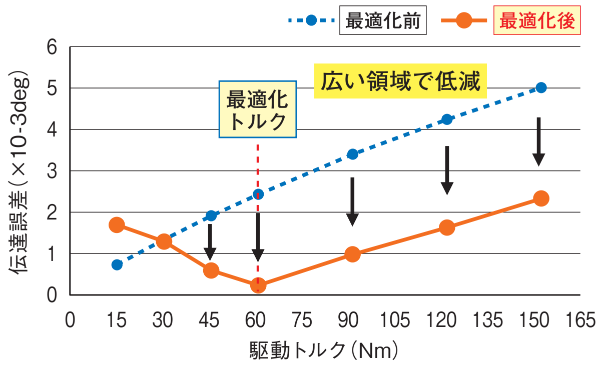

図15　駆動トルクによる伝達誤差

6. まとめ

本稿では、はすば歯車の振動騒音主要因であるかみあい伝達誤差の低減手法について紹介した。

歯車の歯面修整で振動騒音を低減するには高度な加工技術を要する。従来の技術では修整歯面加工が難しく、今回は有限要素法解析での評価結果となったが、現在加工方法について開発中であり、実際の歯車での振動評価ができるようにすすめている。

NACHIは、これまで培ってきた、歯車の切削加工技術、設計技術、製造技術を結集し、ギヤの振動騒音を低減する加工技術の提案を行なっていく。

参考文献

1）梅澤 清彦・王 韶峰・北條 春夫・松村 茂樹：はすば歯車系の振動解析、日本機械学会論文集（C編）、64巻620号（1998-4）、論文No.97-0657
2）西野 隆之：3次元歯面修整を施したはすば歯車の運転性能、日本機械学会論文集（C編）、66巻651号（2000-11）、論文No.00-0310