

# ステアリング用ラック&ピニオンのかみあい解析<sup>\*1</sup>

## Simulation of Meshing Rack and Pinion for Steering Systems

前田大輔 D. MAEDA 山中亨介 K. YAMANAKA

Rack and pinion systems used for steering systems present several unique points. The first is that the racks used are generally round, and are supported without restraint against rack rotation. Second, the rack is supported by a spring that is pressed against the pinion, and under no or light load, the front and back tooth surfaces mesh. Because of this unique structure, conventional meshing simulation, which determines the distributed load on tooth surfaces, has not been applied. The influence of distributed load on performance is significant and should be evaluated at the design stage. This influence was dealt with by adding the equivalent error of tooth surfaces due to the motion of the rack and the distributed load due to the meshing on the back tooth surface to the conventional tooth deformation formula used for meshing simulation. As a result of the analysis, it was confirmed that the displacement caused by the rack behavior and the meshing of both tooth surfaces, which is unique structure of steering rack and pinion systems, could be reproduced. Verification was also performed using actual equipment.

**Key Words:** steering system, rack and pinion, meshing simulation, tooth deformation formula

### 1. はじめに

自動車用ステアリングは重要保安部品に指定されており、高い信頼性が要求されている。また、電動化、カーボンニュートラルに対応するため、高出力化、小型化の要求はさらに厳しくなっている。これまでラックの揺動トルクの理論推定や操舵性能の物理特性モデリングを活用した伝達系要素設計が行われてきたが<sup>1), 2)</sup>、歯のたわみやこれによって生じる歯面分布荷重を考慮した歯車設計には取り組めていない。かみあう歯車の歯面上の分布荷重が性能に与える影響は大きく、これを考慮した設計を行うことで製品品質を高めることが可能となる。そこで、歯のたわみ式を用いた従来のかみあい解析の手法<sup>3)</sup>をステアリング用ラック&ピニオンの特徴であるラックの挙動による変位、両歯面でのかみあいに対応できるように改善し、実機を用いて検証を行ったので、結果を報告する。

### 2. ステアリング用ラック&ピニオンの特徴

図1に示すようにステアリング用ラック&ピニオンの構造には以下の三つの特徴がある。第一に、使用されるラックは一般的に丸ラックである。支持構造はラックの回転を拘束しておらず、ピニオンとラックのかみあいがラックの回転を拘束している。第二に、車への搭載条件により、ピニオンとラックは直交しておらず交差角が設けられている。これにより歯すじ方向のすべりが生じ、摩擦力によりラックを回転させるトルクが発生する。第三に、バックラッシによる騒音を低減するため、ラックはガイドを介してばねでピニオンに押し付けられている。これにより、無負荷または低負荷の場合は正面と背面の両歯面がかみあう。高負荷の場合はばねが押されてガイド背面のクリアランスがなくなり、正面のみの片歯面がかみあう状態となる。

\*1 本論文は、日本機械学会 2021 年度年次大会講演論文集(No. 21-1, September, 2021, p. 754-758) を基に、その後の実機検証結果を追加し作成した。

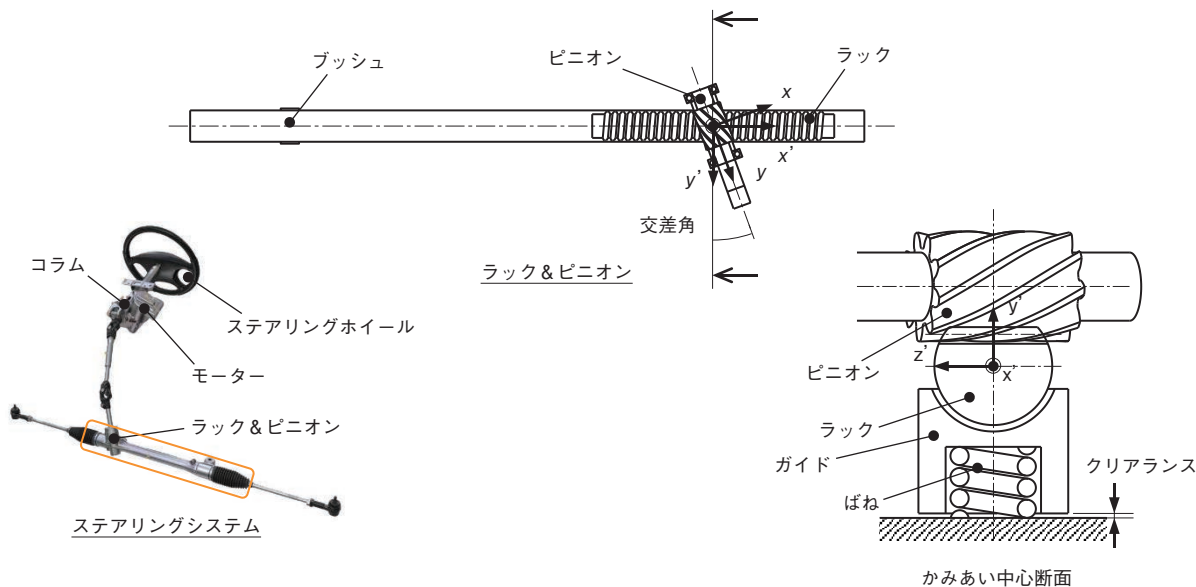


図1 ステアリング用ラック & ピニオンの構造 (C-EPS)  
Structure of steering rack and pinion (C-EPS)

### 3. かみあい解析

歯のたわみ式(1)を用いた従来のかみあい解析の手法を，前項で示した特徴に対応できるよう改善した。

$$\int_0^{L(t)} K_b(x, \xi) p(\xi) d\xi + K_c(x) p(x) = \delta_0(x) = \{\Delta - e(x)\} \cos \beta_g \tag{1}$$

ここに，

- $t$  : 歯車の相対回転角度位置，したがって接触線の歯面上の位置をあらわす定数
- $L(t)$  :  $t$  の位置にある接触線の長さ
- $x$  : 接触線上のたわみの測定座標
- $\xi$  : 接触線上の荷重作用点の座標
- $K_b(x, \xi)$  : かみあう一対の歯のせん断たわみの影響関数
- $K_c(x)$  : かみあう一対の歯の接触による近寄りの影響関数
- $p(\xi)$  : 分布荷重
- $\delta_0(x)$  :  $x$  点における歯の対のたわみ
- $\Delta$  : 被動歯車の駆動歯車に対するおくれ角を，作用線上の距離に換算した値（軸直角）
- $e(x)$  : かみあう一対の歯の  $x$  点における合成誤差（軸直角）
- $\beta_g$  : 基礎円筒上ねじれ角

改善点は以下の3点である。1点目の影響関数はFEMを用いて作成した。従来は荷重のかかる正面の変形のみを用いるが，今回は両歯面のかみあいに対応するため，図2に示すように荷重のかからない背面の変形も用いた。2点目の歯のたわみ式は背面の接触線も含めた積分方程式とした。正面と背面の接触線は，図3に示す

ように幾何学的に求めることができる。3点目は，合成誤差である。図4に示すラック軸方向，ガイド軸方向，ラック軸周り方向の動きによるラック歯面の変化は合成誤差に含めた。また，接触による近寄りの影響関数にはLundberg式を用いた。

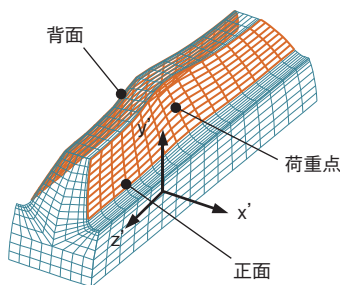


図2 影響関数作成のためのFEMモデル  
FEM model for calculating tooth compliance

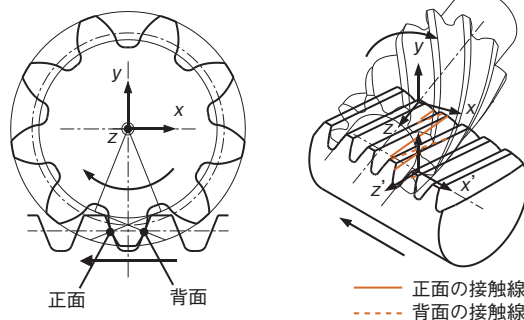


図3 正面と背面の接触線  
Contact lines on front and back tooth surfaces

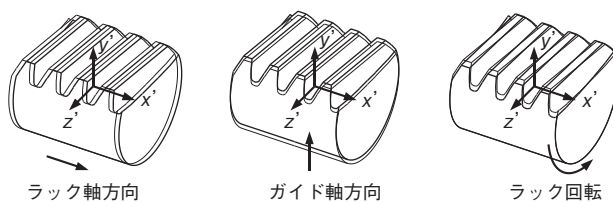


図4 ラックの挙動による歯面の変位  
Displacement of tooth surface due to the motion of rack

#### 4. 解析結果

表1に示すステアリングを模したラック&ピニオン諸元を用いてかみあい解析を行った。ピニオンねじれ角25degの諸元No.1について、ラック荷重を0Nから4000Nまで変化させた場合のピニオン歯面上の接触圧力分布を解析した結果を図5に示す。ここで $\sigma_{Hmax}$ は接触圧力の最大値、 $\theta_{ave}$ はラック回転角度の平均値を表す。ラック荷重が低い場合は、ばね荷重により正面と背面の両歯面がかみあう。交差角に起因する歯面すべりによる摩擦力のためラックを回転させるトルクが発生し、歯幅マイナス方向がやや強く片当たりする。ラック荷重が増加すると、歯面荷重とラックねじれ角により先ほどとは逆方向のトルクが発生するため、ラック回転角度が低減して片当りは緩和される。ラック荷重が2000Nを超えればばねが押され、正面のみの片歯面かみあいとなる。ステアリング用ラック&ピニオンではピニオン歯数が少なく、また今回は歯形方向の修整を加えていないため、高荷重ではピニオン歯元に高い接触面圧が発生する。

次に、ピニオンねじれ角35degの諸元No.2の接触圧力分布を図6に示す。ラック荷重が低い場合は諸元No.1と同様に、交差角により歯幅マイナス方向がやや強く片当たりする。ラック荷重が増加すると、諸元No.2はラックねじれ角が大きいため、逆方向にラックを回転させるトルクは諸元No.1よりも増加する。その結果、

歯幅プラス方向が強くあたる片当たりとなり、接触圧力は諸元No.1の2524MPaから2953MPaに増加する。このように両歯面でのかみあいやラック回転による片当たりなど、ステアリング用ラック&ピニオンの特徴に対応するようかみあい解析を改善することができた。

表1 ステアリングを模したラック&ピニオン諸元  
Specifications of rack and pinion that imitate steering

	No. 1		No. 2	
	ピニオン	ラック	ピニオン	ラック
モジュール	2			
圧力角	20deg			
ねじれ角	25deg (左)	5deg (右)	35deg (左)	15deg (右)
歯数	9	—	9	—
転位係数	0.3	—	0.1	—
基準円直径	19.861mm	—	21.974mm	—
基礎円直径	18.430mm	—	20.081mm	—
基準線高さ	—	7mm	—	7mm
歯末のたけ	2.2mm	1.6mm	1.8mm	1.6mm
歯元のたけ	1.5mm	2.1mm	1.9mm	2.1mm
ラック直径	—	26mm	—	26mm
中心間距離	17.530mm		18.187mm	
交差角	20deg			
ばね荷重	500N			
クリアランス	0.05mm			

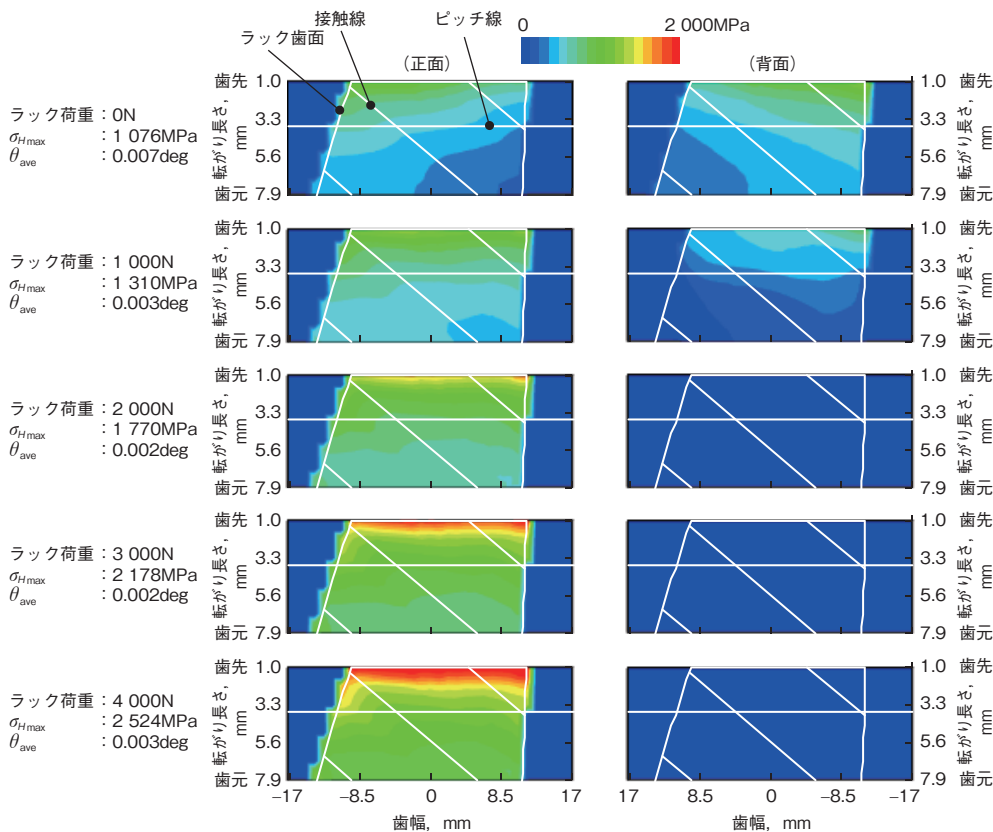


図5 ピニオン歯面上の接触圧力分布 (諸元 No. 1)

Distribution of contact pressure on pinion tooth surface (No. 1)

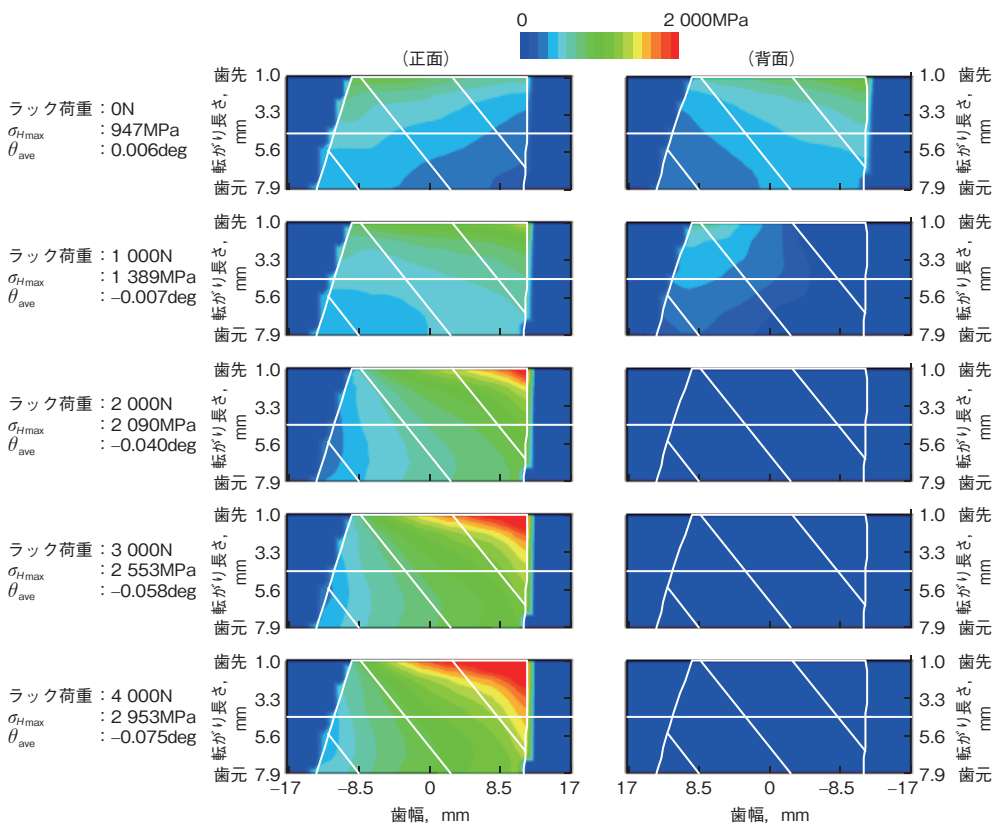


図6 ピニオン歯面上の接触圧力分布 (諸元 No. 2)

Distribution of contact pressure on pinion tooth surface (No. 2)

## 5. 実機検証

改善したステアリング用ラック&ピニオンのかみあい解析が、性能の要求に対応した設計に活用できるか、以下の2項目について表1に示すサンプルを製作し、検証を行った。

### 5.1 逆転しゅう動荷重

操舵フィーリング性能の指標として、図7に示すピニオン無負荷状態でのラックしゅう動荷重である逆転しゅう動荷重変動がある。これは、ガイドを押し付けるばね荷重による歯面摩擦に起因するため、摩擦力をラック軸力に集約させ再現できるか検証した。各サンプルは歯面研削仕上げで製作し、交差角を0.01deg以下の精度で調整可能な装置を用いて評価を行った。解析では歯面摩擦係数を0.08とした。表1の諸元No.1について、交差角誤差を与えた時の実機と解析結果を図8、図9に示す。図8に示す通り交差角誤差0では逆転しゅう動荷重の変動は小さい、横軸にピニオン回転角を取った図9(b)においても、変動は小さいことが確認できる。交差角誤差が大きくなると図8に示すとおり変動が大きくなる。図9(a)、図9(c)に示す通り、かみあい周期で変動しており、発生している変動の波形や位相が再現できている。同条件でのピニオン歯面の荷重分布の解析結果を図10に示す。交差角誤差マイナスでは正面と背面の片当たりの傾向が大きくなり、重なりかみあい率が低くなることで変動が大きくなる。交差角誤差プラスでは、正面は片当たりの傾向が大きくなるが、背面はやや広い歯あたりとなる。このように歯面のすべりによって生じる摩擦力から逆転しゅう動荷重を計算する解析モデルの妥当性が検証された。

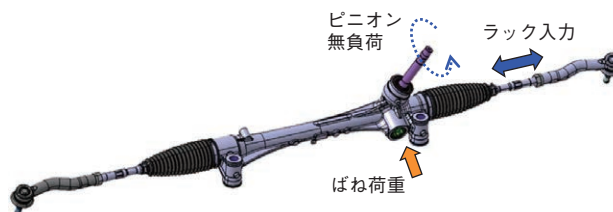


図7 逆転しゅう動荷重  
Rack sliding load

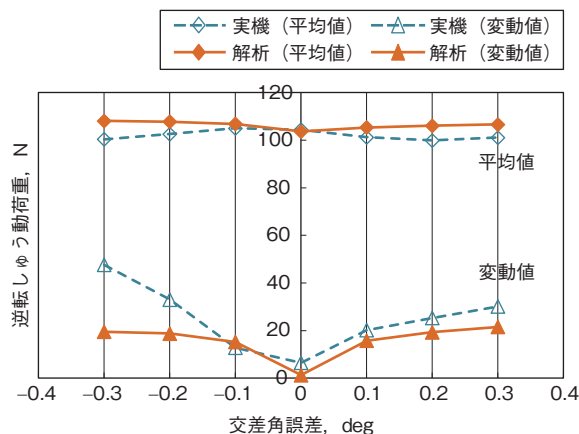


図8 逆転しゅう動荷重  
Rack sliding load

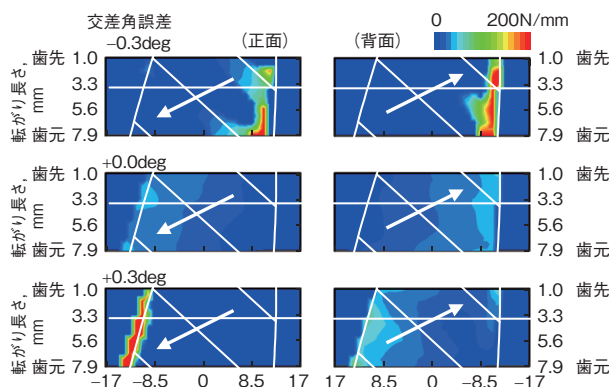


図10 ピニオン歯面の荷重分布  
Distribution of load on pinion tooth surface

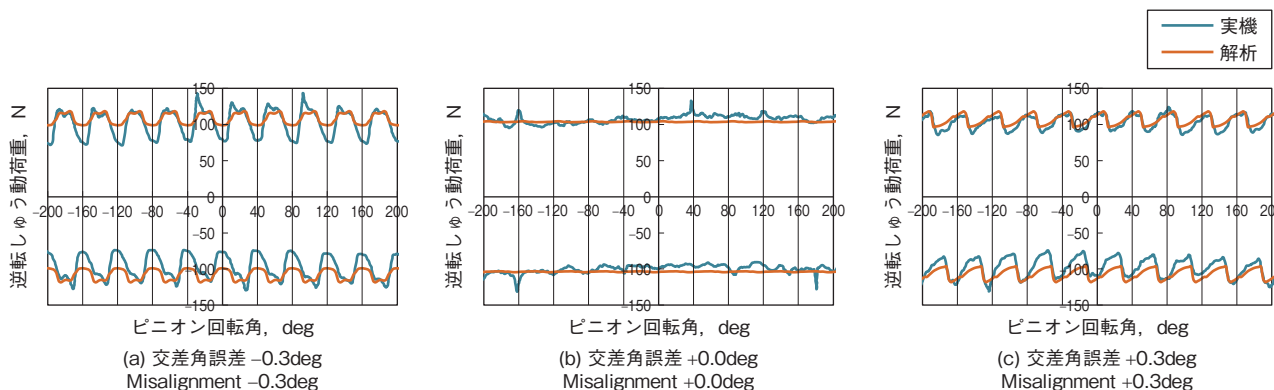


図9 逆転しゅう動荷重  
Rack sliding load

### 5.2 歯面摩耗

信頼性評価のための耐久試験では、ラック側に荷重をかけピニオンからの入力で往復運転する。耐久試験において歯面は図11に示すような凝着摩耗をおこす。この摩耗を再現するための面圧とすべり率による摩耗モデルを式(2)に示す。

$$\delta = CP^2\sigma N \tag{2}$$

ここに、

$\delta$  : 摩耗深さ

$C$  : 比摩耗率

$P$  : 面圧

$\sigma$  : すべり率

$N$  : 耐久サイクル数

摩耗によって時々刻々と変化する歯面を、式(1)における合成誤差として表現し、解析を繰り返す手法で再現した。実機の歯面摩耗量を元に、ピニオンの比摩耗率は  $0.265 \times 10^{-7} \text{ (mm/(GPa}^2\text{))}$ 、ラックの比摩耗率は

$0.214 \times 10^{-7} \text{ (mm/(GPa}^2\text{))}$  とした。表1の諸元No. 1について、ラック荷重 8 000N、6万サイクルにおける歯面摩耗と面圧分布の解析結果を図12に示す。解析の初期では、ピニオン歯元の面圧の高いところが摩耗し、面圧が低く変化していることが確認できる。さらに解析を繰り返していくと、面圧分布の変化は緩やかになる。ピニオンとラックの解析上の摩耗量と実機の歯面測定結果を図13に示す。サンプルは高周波焼入れ後に歯面研削仕上げ、潤滑剤は量産品と同様のものを同量用いて評価した。ピニオン歯元の摩耗が大きくなっているなど摩耗分布の実機との相関も良く、歯面摩耗を推定する解析モデルの妥当性が検証された。



図11 耐久試験後の歯面  
Tooth surface after endurance test

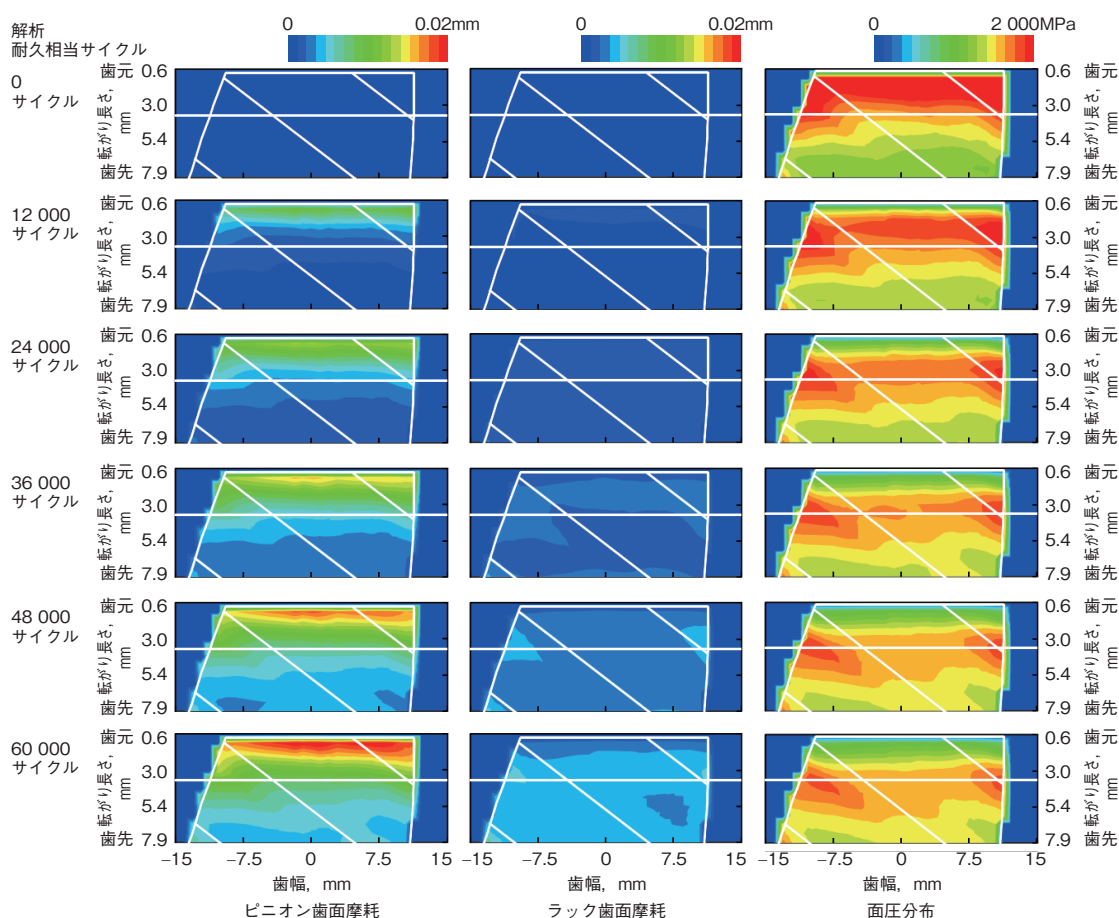


図12 摩耗解析

Analysis to calculate tooth surface wear

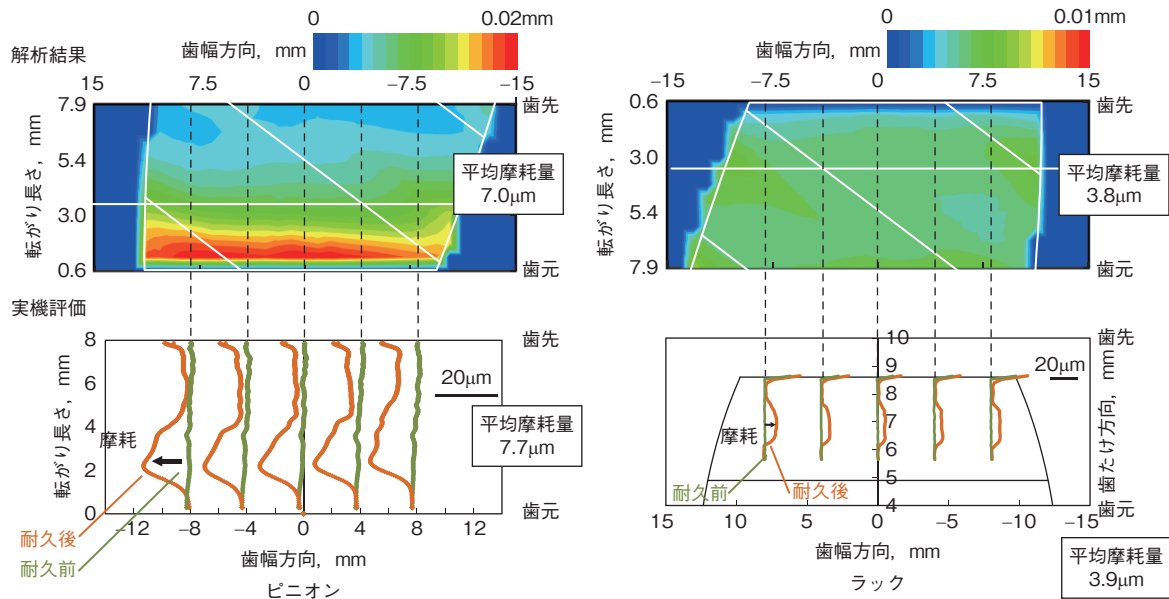


図13 摩耗解析結果と歯面測定結果  
Analysis and verification result

## 6. おわりに

歯のたわみ式を用いた従来のかみあい解析手法を、ラック回転や両歯面かみあいといったステアリング用ラック&ピニオンの特徴に合わせて改善した。実機を用いて逆転しゅう動荷重や歯面摩耗における解析の検証を行い、かみあう歯車の歯面上の分布荷重が性能に与える影響とこれを考慮した設計に活用できることを確認した。今後は構築したかみあい解析手法を用いて、さらなる製品品質の向上に貢献していく。

\* C-EPS は、株式会社ジェイテクトの登録商標です。

## 参考文献

- 1) 小林 恒, 柴田英紀: ラック&ピニオンかみあいによるステアリング用ラック揺動トルクの理論推定, JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1006(2009)24-31.
- 2) 中野史郎, 田村 勉, 木村秀司, 久保愛三: 操舵性能の物理特性モデリングを活用した伝達系要素設計に関する研究(第2報: 微操舵領域における車両旋回特性の改善), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 806(2013).
- 3) 久保愛三, 梅沢清彦: 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第1報, 基礎的考察), 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 371(1977).

## 筆者



前田大輔\*  
D. MAEDA



山中亨介\*  
K. YAMANAKA

\* 研究開発本部 システム創生研究部