

仕上転造の幾何学と転造効果の評価法

植松 整三・高橋 達也

工学部機械システム工学科

Kinematic Characteristics and Evaluation Method of Finish Roll Forming

Seizo UEMATSU and Tatsuya TAKAHASHI

Department of Mechanical Systems Engineering, Faculty of Engineering

(平成4年9月1日受理)

Abstract

The involute profile error after rolling depend on number of teeth, profile shift coefficient, loading force and other conditions. The formation of the error becomes complicated and it is very difficult to estimate in advance. The main object of this study is to make clear the Kinematics of rolling and plastic deformation on tooth profiles.

(1) This paper proposes a new method to evaluate the following characteristics of the tooth profile by rolling. They are maximum deformation on tooth profiles, concave error, displacement at tooth tip and pressure angle error.
(2) Kinematics of rolling are discussed in the relation between the simultaneous engaging number of teeth on line of action and profile shift coefficient.

Key words: roll forming, valuation, spur gear, profile error, maximum deformation, concave error

1. まえがき

仕上転造した歯車では、かみあいピッチ点付近に発生するくぼみが転造特有の誤差として注目されている。くぼみが発生する原因は転造中の同時かみあい点数の変化に基づく歯面接触荷重の変動であると考えられ、その考え方は多くの研究者らによって解析的にも実験的にも検証されている^{1),2)}。しかし、研究者によって実験条件である歯車の歯数、転位係数が異なっているため歯形曲線の形状が異なり、また精度も異なっているためデータの比較は簡単にはできない。また、解析的には歯面接触力の値から転造歯車の左右の歯面にはほぼ同じ大きさのくぼみが発生すべきであるが、転造された歯形のくぼみは回転方向前方の歯面では小さく、後方の歯面では大きくなる傾向がある¹⁾。この他に

説明されていない問題として、著者の研究^{3),4)}によれば転位係数が比較的大きい歯車では歯末側で左右歯面の歯形が異なる場合がある。この歯形は回転方向前方の歯面が転造後に転造前よりふくらみ、そのため押し込み量は負になり、圧力角誤差が発生する。

これらのことから、本研究では転造効果の客観的評価法⁵⁾を定め、歯形誤差の発生過程を、転造の幾何学として歯車の転位係数の変化に基づく同時かみあい点数の変化と歯形形状の関係に注目して、次の項目について検討する。

(1) 転造効果の客観的評価法の定義

(2) 転造の幾何学として、被加工歯車の歯数、転位係数と同時かみあい点数の変化の関係を明確にする。

(3) 転位係数の変化に基づく同時かみあい点数の変化と歯形の押し込み量の関係を実験によって検討する。

(4) 工具押し込み力と歯形の押し込み量の関係を、誤差の発生および前加工歯形の精度改善の観点から検討する。

2. 転造効果の評価法

転造歯車の歯形曲線は同時かみあい点数、工具押し込み力の設定値等の実験条件によって多様に変化する。したがって、転造効果に客観性を与えるために、転造効果の評価法として歯形曲線の形状変化を表す量を始めに定める。

歯形曲線の形状変化には、厳密には前加工歯形の精度も影響するが、実験によって評価するにあたり、歯形の形状変化に基づく押し込み量にのみ注目した。歯形の形状変化を表す量は最大押し込み量 δ_{max} 、くぼみ δ_{ca} 、歯先付近の押し込み量 δ_{τ} および圧力角誤差 δ_{α} として図1に示す。同図の実線、

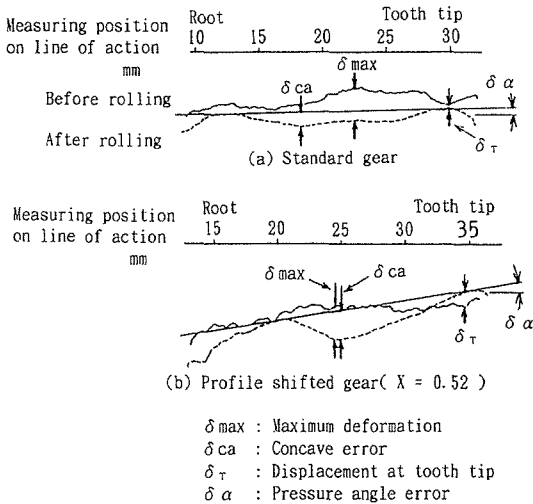


Fig.1 Plastic deformation on tooth profile

破線はそれぞれ転造前、転造後の歯形曲線を示す。 δ_{max} は転造前後の歯形曲線を比較して押し込み量が最大となる値である。 δ_{ca} は転造後の歯形曲線の歯末側と歯元側の極大となる点を通る接線を引き、接線を基準として測定して得られる最大の押し込み量であり、かみあいピッチ点付近に生ずる。これは転造後のくぼみを表す。 δ_{τ} は歯先部の形状が歯先丸みに変る点の押し込み量である。この値は歯車

の諸元によって正または負の場合がある。 δ_{α} は歯形曲線に引いた接線の傾きであり、圧力角誤差を表す。この値は歯形上のかみあい長さとして指定した範囲で歯形に引いた接線が、歯元側を基準として歯先側に表れる変位である。

3. 実験の構成

転造装置は1工具1素材型である。この装置では自由駆動方式で転造する。実験は数枚の歯をかみあわせる部分的な転造を繰り返し、その度に歯形曲線と歯すじ曲線を測定する。

実験に用いた工具および被加工歯車の諸元および精度を表1に示す。被加工歯車の歯数は22とし、

Table 1 Gear data

Module	Tool(rack)	Work piece					
No. of Leath	11 Length 170mm	5 22					
pressure angle		20°					
Tooth width	17.5	10					
P. S. coefficient		0	0.2	0.4	0.52	0.7	0.8
Contact ratio		1.52	1.52	1.50	1.45	1.38	1.34
Outside diameter		120	122	124	125.4	127	128
Cutter		P. P. Hob Cutter, Pinion Cutter					
Materials	SK5	S45C (as thermal refining, as recieved)					
Hardness	HRC63	as thermal refining HRC90, as recieved HRC80					
Single pitch error	1.0 μ m	7 μ m					
Total composite error	1.0 μ m	20 μ m					
Runout		10 μ m					
Profile tolerance for JIS quality class		Pressure angle E. 0~4 Concave E. 0~2					
Heat treatment 850° - 2h 35° Water Q. 600° - 2h 35° Air Q.							

転位係数は0, 0.2, 0.4, 0.52, 0.7, 0.8とする。これは次項で述べる転造の幾何学に基づき、同時かみあい点数の変化と歯形誤差の関係を調べる目的で設定した。

被加工歯車の材質はS54Cであり、焼入れ焼戻しをして調質した材料と市販材を用いた。実験結果に普遍性を与えることを目的とすれば、材料はすべて調質して用いるべきであるが、市販材を用いることによって誤差が発生しやすく、歯形形状の変化が明確に表れ、歯形の観察が容易であるので、一部の実験にこれを用いた。

工具は歯丈11.25mmであり、歯先には0.7mmの面とりをほどこした。工具歯面は、面とりの後、基準ピッチ線から上の部分4.3mmが直線部となった。したがって工具の歯末の丈係数は0.86である。工具は熱処理後、研削加工してある。

被加工歯車の前加工はホブカッタを用いて歯切り加工した。ホブカッタは歯先にコブの付いた形

であり、これによって転造工具の歯先が被加工歯車の歯元部に転造中に接触することを避けることができる。被加工歯車の歯形は歯面あらさが約 $10\mu\text{m}$ 、歯形精度は圧力角誤差成分がJIS 0～4級、歯形の凹凸による成分がJIS 0～2級の範囲にある。

4. 転造の幾何学

工具と被加工歯車の転造中のかみあいの関係を解析的に表わし、転造中に両歯面の作用線上で同時に接触する点と被加工歯車の歯数および転位係数との関係について検討する。ただし、ここでは工具が被加工歯車に転造代相当量くい込んだときの变形や、負荷による歯の弾性变形を考慮しない純幾何学的なかみあいである。

工具と被加工歯車が両歯面でかみあっている状態を図2に示す。図2(1)において工具と被加工歯車の歯面の名称はFord社の命名法⁶⁾を参考にして、図示したように定義する。工具歯面は工具の進行方向から見て前方の歯面をドライブ側歯面、後方の歯面をフォロー側歯面と名づける。被加工歯車の歯面は、工具のドライブ側とかみあう歯面をドリブン側歯面、工具のフォロー側とかみあう歯面をフォロワー側歯面と名づける。

かみあい状態を表す基準となる位置および歯の番号は図2(2)を参照し定める。歯の番号はラックの歯がかみあう順に T_1, T_2, \dots とする。同図は工具の歯 T_2 のドライブ側歯面のかみあい始めを表している。工具のドライブ側歯面と被加工歯車のドライブ側歯面がかみあい始める点を A_d 点、かみあい終了する点を R_d 点とする。同様に、工具のフォロー側歯面が被加工歯車とかみあい始める点を A_f 点、かみあい終了する点を R_f 点とする。Pはピッチ点を表す。

かみあいの進行状況は便宜上ラックの歯を基準として表現する。図2(2)においてラックのフォロー側歯面はドライブ側の歯面よりかみあいが遅れて始まる。この量をかみあいの位相差と名づけ、作用線上で δL_p として表示する。 δL_p は被加工歯車の転位係数 X 、歯先円半径 r_k と歯先の圧力角 α_k 、基礎円半径 r_g 、工具圧力角 α_c および歯末の丈係数 K によって決まる。 δL_p は以上の諸量を用い図2(2)、図2(3)を参照し次式で表現できる。

$$\begin{aligned} \delta L_p &= A_d P + PR - A_f P \\ &= r_g (\tan \alpha_k - \tan \alpha_c) + (\pi m / 2 - 2 m x \\ &\quad \tan \alpha_c) \cdot \cos \alpha_c - m (K - X) / \sin \alpha_c \quad (1) \end{aligned}$$

ただしPRは図2(4)において、工具の一方の歯形がピッチ点にある時に同時にかみあっている他方の歯面の接触点の位置を表す。

図2(4)にラックの一枚の歯の全かみあい長さ $A_d R_f$ を示す。これはドライブ側歯面とフォロー側歯面のかみあい長さを表す線分 $A_d R_d, A_f R_f$ とかみあいの位相差 δL_p から構成される。

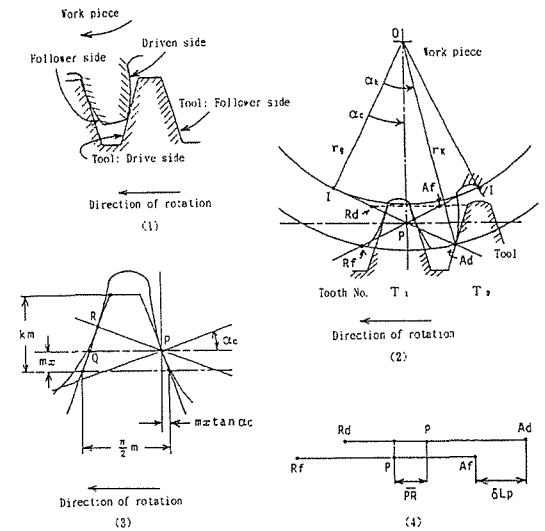


Fig. 2 Geometrical condition between tool and work

次に図3に2対以上の歯が前後してかみあう状態を示す。これをかみあい線図と名づける。同図の(1)、(2)はそれぞれ転位係数0と0.52の場合を示す。この図は図2(4)を基にして各歯ごとに準備したかみあい長さを表す線分 $A_d R_d, A_f R_f$ を前後してかみあう歯の法線ピッチだけずらして重ね合わせることで得られる。

かみあい線図はある基準とする歯がドライブ側とフォロー側の各々の歯面でかみあい始めてから終わるまでの同時かみあい点数を表している。この図ではかみあいの進行する方向は作用線に沿って左方、同時にかみあっている接触点の数は上下方向の作用線の数で表される。そして A_d 点を基準としてかみあう点数の変化に対応して状態ごとに番号をつけ、1, 2, …, 5, 6, とする。同図では工具の T_3 の歯を基準にとる。たとえば同図(1)

の標準歯車の場合、状態1では同時かみあい点数は4、状態2では3となる。同様にして同図(2)の転位歯車の場合、状態1では同時かみあい点数は3であり、これは図2(2)のかみあっている状態に対応する。

工具の歯の左右対になる歯面のかみあい長さを表す線分は、ドライブ側歯面、フォロー側歯面がドリブン側歯面より1だけ少ない。その理由は被加工歯車の歯は工具の前後する2枚の歯にはさまれた形で接触することに基づいている。

この図において被加工歯車の1枚の歯のかみあいに注目する。標準歯車ではフォロー側歯面が先行してかみあい、ドリブン側歯面が遅れてかみあう。転位係数0.52の歯車ではドリブン側歯面が先行する。このように先にかみあう歯面は歯車の諸元によって変る。

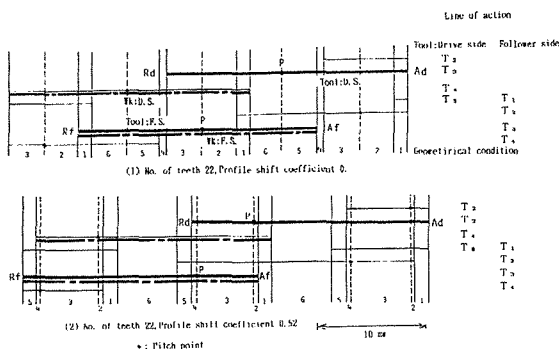


Fig. 3 Geometrical condition viewed from line of action

同時かみあい点数と先行歯面は被加工歯車の転位係数と歯数によっても変る。図4にこの条件を歯数と転位係数について整理し示した。実験に用いた歯数22枚の歯車の場合、転位係数が0.4以下であれば先行歯面はフォロー側である。

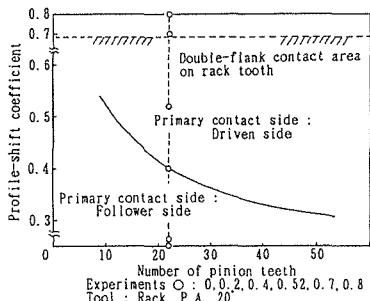


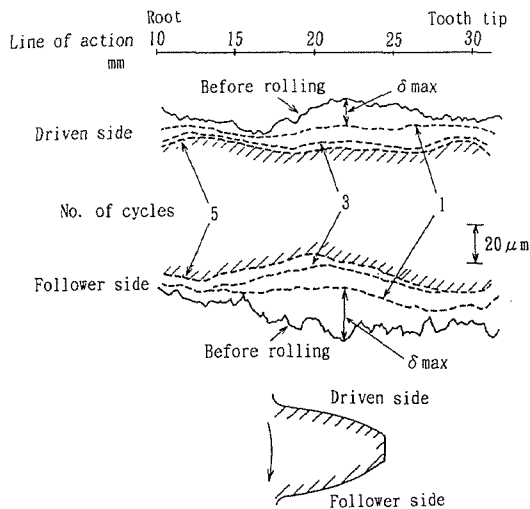
Fig. 4 Contacting side of pinion tooth with Rack

本研究ではこれらのことを考慮して歯車の転位係数を0、0.2、0.4、0.52、0.7、0.8について実験する。ただし転位係数0.8より大きい歯車は実用上使用されることは少ないと考え、実験対象から除外した。

5. 歯形誤差の発生過程

標準歯車を設定押込み力9.8kNのもとに繰り返し転造して得られた歯形の一例を図5に示す。実線、破線はそれぞれ転造前・後の歯形曲線を表す。使用した材料は市販材である。1回の転造でフォロー側歯面のピッチ点付近に約10 μ mのくぼみが生ずる。押込み量は歯面に沿って一様でなく、歯の中央部から歯元にかけて12~16 μ mとなる。

ドライブ側の歯面は、転造前の歯形に沿ってほぼ均一に変形する。転造を5回繰り返した場合、押込み量が増加し、歯の中央部で約20 μ m、歯末および歯元側で10 μ mとなる。このときドライブ側歯面の圧力角誤差が10 μ m修正される。フォロー側歯面では転造の繰り返しにともないピッチ点付近のくぼみは増大し20 μ mとなる。歯末および歯元側の押込み量は1回目の転造に比較してほとんど増加していない。



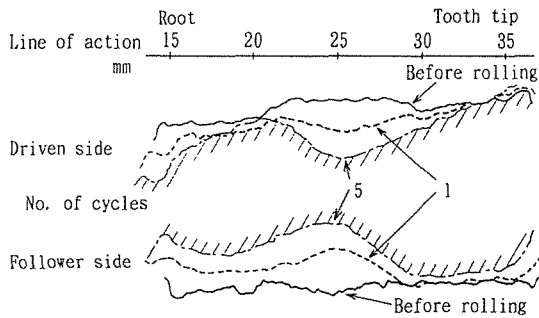
Standard gear, loading force 9.8kN, S45C as received

Fig. 5 Tooth profile

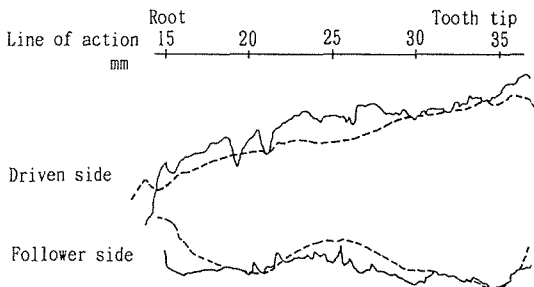
次に、転位係数0.52の歯車を設定押込み力9.8kNで繰り返し転造して得られた歯形の一例を図6に示す。この実験に用いた材料は市販材と調質材で

ある。市販材を用いた場合、1回の転造でドリブン側歯面、フォロワ側歯面の歯形中央部に $20\mu\text{m}$ のくぼみが発生する。くぼみは転造の繰り返しにともない $30\sim 35\mu\text{m}$ まで拡大する。ドリブン側歯面では、歯先および歯元の一部に見かけ上変形の進行しない部分があり、圧力角誤差が発生する。フォロワ側歯面では押し込み量は歯の中央から歯元にかけては多いが、歯末部分では転造を繰り返しても少ない。

一方、調質材の場合、ドリブン側歯面の押し込み量は転造を5回繰り返したときに歯元側で $10\mu\text{m}$ 、歯末側で約 $5\mu\text{m}$ 、くぼみは約 $5\mu\text{m}$ となる。フォロワ側歯面の押し込み量は歯元および歯末側の一部で約 $2\sim 3\mu\text{m}$ となるが、歯形中央部で約 $10\mu\text{m}$ となり、くぼみが発生する。これらの結果を前例の市販材の結果と比較すると、歯形中央部のくぼみは小さいが、押し込み量は歯元側で多く歯末側で少ないなどの点において、歯形は基本的には同じ形である。



(1) P.S. coefficient loading force 9.8kN
S45C as recieved

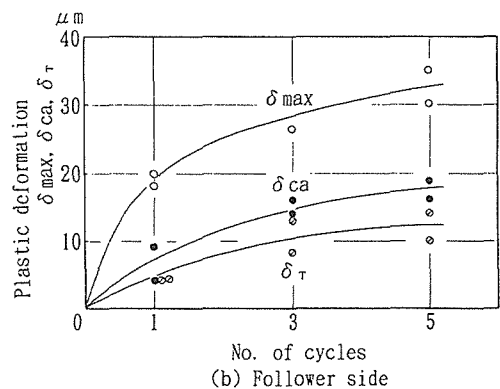
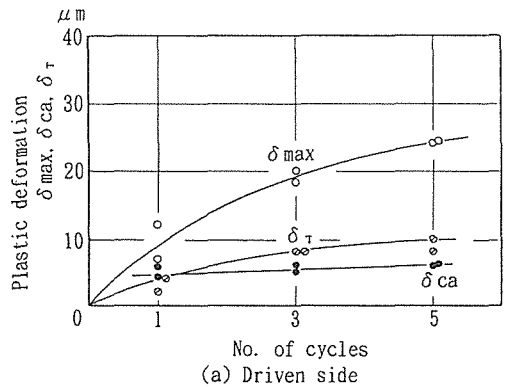


(2) P.S. coefficient Loading force 9.8kN
No. of cycles 5, S45C thermal refining

Fig. 6 Tooth profile

ここに示したように転位歯車と標準歯車では歯形上の押し込み量の分布がかなり異なっている。次に歯形曲線の形状に及ぼす転位係数と工具押し込み力、転造回数の関係を明確にするために転造効果の評価量を用いて検討する。

図7に標準歯車の場合について転造したときの転造回数と押し込み量の関係を示す。工具押し込み力は 9.8kN 、使用した材料はS45Cの市販材である。 δ_{max} はドリブン側歯面、フォロワ側歯面ともに転造を5回とした場合でもさらに漸増する傾向にある。 δ_{ca} と δ_{τ} は転造回数5回程度でほぼ一定値に達したとみなせる。この結果、歯形曲線の形は転造の比較的初期に定まり、転造の繰り返し数を増していくと δ_{max} が主に増加する。したがって以降の実験は転造回数5回で行う。



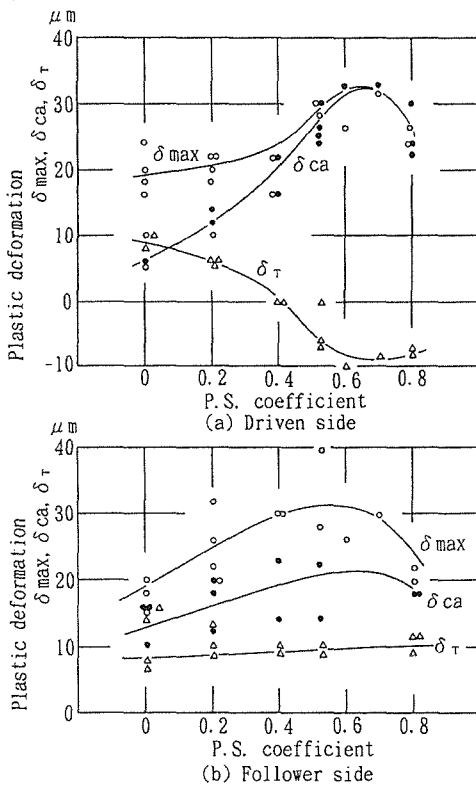
Standard gear, loading force 9.8kN, S45C as recieved

Fig. 7 No. of rolling cycles and plastic deformation on tooth profile

6. 評価量に及ぼす転位係数，工具押し込み力の影響

図8に押し込み量 δ_{max} 、 δ_{ca} 、 δ_{τ} に及ぼす転位

係数の影響を示す。工具押込み力は9.8kNである。押込み量はドリブ側歯面とフォロワ側歯面ではかなり異なった傾向を示す。ドリブ側歯面では転位係数0.4より小さい歯車では $\delta_{max} > \delta_{ca}$ である。転位係数が0.4より大きい歯車では $\delta_{max} \approx \delta_{ca}$ となり、 δ_{max} が増加して、 δ_{ca} は拡大する。このとき δ_{τ} は負の値となり増加する。フォロワ側歯面では $\delta_{max} > \delta_{ca}$ であり、 δ_{τ} は負にならない。この結果、押込み量 δ_{max} 、 δ_{ca} 、 δ_{τ} を歯形精度の面から評価する場合には、転位係数の影響がドリブ側歯面の δ_{max} 、 δ_{ca} 、 δ_{τ} に顕著に現われる。



Loading force 9.8kN, No. of cycles 5, S45C as received

Fig. 8 P.S. coefficient and plastic deformation on tooth profile

7. まとめ

仕上転造で得られる歯形には、かみあいピッチ点付近のくぼみと圧力角誤差がある。それらの誤差の発生機構は複雑であり、誤差の発生原因は多くの研究者らによって検討されているが十分に解明されていない。

本研究では歯形形状を客観的に評価するために、

転造効果の評価法を提案し、転造の幾何学として、誤差の発生条件を歯車の歯数と転位係数を変数として検討し、歯形誤差の発生機構とその抑制に関する研究^{3)-5),7),8)}の実験条件を確定した。

(1) 転造効果の評価法の提案

転造歯形に現われる特徴的な変形量から、4個の評価量を抽出し実験結果をまとめた。その評価量は最大押込み量 δ_{max} 、くぼみ δ_{ca} 、歯先付近の押込み量 δ_{τ} 、圧力誤差 δ_{α} である。

(2) 転造の幾何学として、転位係数、歯数を変えた場合の同時かみあい点数の変化の影響について検討した。その結果、被加工歯車の歯面は転位係数によって先にかみあう歯面が変わり、次のようになる。工具はラックを用い被加工歯車の歯数22の場合、

転位係数	先にかみあう歯面
$X < 0.4$	フォロワ側歯面
$X > 0.4$	ドリブ側歯面

(3) 転造効果の評価量は転位係数によって変わることを実験によって明らかにした。

転位係数	押込み量
$X < 0.4$	ドリブ側歯面 $\delta_{max} > \delta_{ca}$, $\delta_{\tau} > 0$ フォロワ側歯面 $\delta_{max} > \delta_{ca}$, $\delta_{\tau} > 0$
$X > 0.4$	ドリブ側歯面 $\delta_{max} \approx \delta_{ca}$, $\delta_{\tau} > 0$ フォロワ側歯面 $\delta_{max} > \delta_{ca}$, $\delta_{\tau} > 0$

文献

- 1) 寺内喜男ほか：歯車の仕上げ転造に関する研究，日本機械学会論文集，43，375，(1977) 4327.
- 2) 尾崎龍夫ほか：バニシ転造の歯形解析，日本機械学会論文集，43，365(1977) 359.
- 3) 植松整三：平歯車の仕上転造における歯形誤差の発生機構（第1報）—歯形のくぼみの発生機構，精密工学会誌，54，1(1988) 139.
- 4) 植松整三，加藤正名：平歯車の仕上転造における歯形誤差の発生機構（第2報）—圧力角誤差の発生機構，精密工学会誌，55，10(1989) 1839.

- 5) 植松整三, 加藤正名: 強制変位方式による平歯車の仕上転造 (第2報) - 加工精度, 精密工学会誌, 56, 11(1990) 2105.
- 6) AGMA 109.19(1968), Roll Forming of Gears at Ford Motor Company.
- 7) 植松整三, 加藤正名: 強制変位方式による平歯車の仕上げ転造 (第1報) - 加工機構, 精密工学会誌, 56, 3(1990) 563.
- 8) 植松整三: 歯車転造中の角速度の変動が歯形誤差に及ぼす影響, 精密工学会誌, 54, 7(1978) 1334.