

ハイポイドギヤの回転伝達誤差に関する研究* (静的回転伝達誤差の測定)

川崎 一正*¹, 田村 久司*¹

Transmission Error of Hypoid Gears (Measurement of Static Transmission Error)

Kazumasa KAWASAKI and Hisashi TAMURA

The measurement of transmission error is essential for development work and trouble-shooting in gearing when noise and vibration occur, and is also used for production control. For this reason, measurement and evaluation of the transmission error of hypoid gears are desirable. The authors have already proposed a method for cutting hypoid gears with modified tooth surface in which the transmission error is controllable to some degree. In this study, the static transmission error of the hypoid gears is measured under a lightly loaded condition. Two autocollimators which measure the exact angular positions of the ring gear and pinion are employed. The transmission error is obtained from the measured angular positions. As a result, the transmission errors caused by blade runout during pinion generation and by nonconjugation owing to the tooth surface modification were measured and confirmed clearly. The hypoid gears showed no deterioration of transmission error when misaligned.

Key Words: Machine Element, Gear, Measurement, Hypoid Gear, Transmission Error, Autocollimator, Blade Runout, Nonconjugation, Misalignment

1. 緒 言

自動車に用いられているハイポイドギヤは他の自動車用歯車と同様にその低騒音化が強く要求されるようになってきている。ハイポイドギヤの運転騒音は従来より回転伝達誤差と密接な関係があるといわれており⁽¹⁾, そのためにハイポイドギヤの回転伝達誤差の測定が活発に行われている⁽²⁾⁽³⁾。ところで、実際のハイポイドギヤは各種誤差に対処するため歯面修整が施される。歯面修整を施したハイポイドギヤは機構学的に考えると非共役歯車になるため、製作誤差や組立誤差がなくても回転伝達誤差が生じる。既報⁽⁴⁾では、回転伝達誤差の調節がある程度可能なハイポイドギヤの歯切り法を提案した。そしてその方法によって歯切りされた歯車対の回転伝達誤差を計算したが、実測は行っていない。

ハイポイドギヤの回転伝達誤差はこれまでほとんどの場合、低速・軽負荷状態でロータリエンコーダ⁽⁵⁾⁽⁶⁾を用いて測定されている。この方法では、エンコーダ

から出力されるパルス信号の計数によって行われるが、実際にはこれをさらに分割した微小な角度の読取りをしている。しかし、その読取りが直接精度につながるものではない。伝達誤差はその絶対量が非常に小さいため、分解能の保証に加えて読取り精度の保証が問題となる⁽⁷⁾。そのため、従来の回転伝達誤差の測定ではおもに振幅を検出するにとどまっており、伝達誤差の変化するようすを明らかにするまでには至っていないようである。

本研究は、静的状態におけるハイポイドギヤの回転伝達誤差をオートコリメータを用いて測定したものである。この方法は、測定に長時間を必要とする欠点があるが、回転伝達誤差に関する原理的測定ができるという利点がある。本法で測定した結果、ピニオン歯面のカタフラット⁽⁸⁾に起因する回転伝達誤差や歯車の歯面修整による非共役性に起因する回転伝達誤差などを測定・検出することができたので、それについて報告する。

2. ハイポイドギヤの回転伝達誤差

(リング)ギヤの歯数を z_g , ピニオンの歯数を z_p とし、基準の位置からギヤが角度 θ_g , ピニオンが角度 θ_p 回転するものとする。ギヤとピニオンが真に共役であ

* 1995年9月12日 第73期全国大会講演会において講演、原稿受付 1995年10月13日。

¹ 正員、新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐二の町8050)。

るならば、 θ_g は $z_p\theta_p/z_g$ に等しくなる。しかし、実際にはそうではなく、歯車の回転角にずれが生じる。このずれ角

$$\varepsilon = \theta_g - z_p\theta_p/z_g \dots\dots\dots(1)$$

が回転伝達誤差である⁽⁹⁾。 θ_g と θ_p の関係式(1)において、 ε が常に零であればギヤとピニオンは共役な歯車であるが、そうでない場合には非共役な歯車になる。非共役性の程度は ε の変動幅で評価できる。

3. 測定装置と測定方法

3.1 測定に用いた歯車 本研究では、既報⁽⁴⁾の歯切り法によるハイポイドギヤの回転伝達誤差を測定する。この歯切り法では、ギヤは成形歯切りした曲がり歯傘歯車であり、ピニオンはこのギヤと等価な工具歯車で直接削成歯切りされる。この歯車対には歯面修整が施されている。その歯面修整は、ギヤ歯切り用カッタの切れ刃形状を従来の直線から曲率半径の大きな円弧に変更し、ピニオン歯切り用カッタのそれを従来どおり直線とすることで実現している。歯面修整を施したハイポイドギヤは点接触かみあいをする非共役歯車になるが、非共役性の程度は円弧切れ刃の曲率半径の大きさに依存する。よって、この曲率半径の大きさを変えることによって回転伝達誤差の大きさある程度調節できる。表1に被測定歯車対の基本諸元を示す。材質はSCM 420である。このハイポイドギヤは歯面修整が施されているため、製作誤差や組立誤差などの誤差があっても回転伝達誤差の大きさがあまり変わらないようになっている。

本実験では、歯切りしたままの歯車対と熱処理後ラップ仕上げを行った歯車対の2種類のハイポイドギヤの回転伝達誤差を測定した。これらのうち前者は設計歯面に近い歯面が得られているもので、これは三次元座標測定機による歯面測定によって確かめている⁽¹⁰⁾。後者は、歯切り誤差および熱処理変形を見込んで歯切りを行い、その結果熱処理後の歯面は設計歯面に近い歯面になっており、これも歯面を測定して確か

めている⁽¹¹⁾。熱処理後の歯車対において、ギヤはその取付穴を、ピニオンはその軸の外周をそれぞれ研削仕上げした後、軽負荷のもとでもとずりでラップ仕上げした。

3.2 測定装置 本研究で回転伝達誤差の測定に使用したかみあい試験装置の概略図を図1に示す。この試験装置は横フライス盤を利用したものである。図2に示すように、ギヤ軸はフライス盤テーブルに設置した軸受けで支えられており、ピニオンはフライス盤主軸に取付けたコレットチャックで支持されている。ピニオンオフセットおよび各歯車のマウンティングディスタンスを正確に与えるために専用のジグを製作し、 ± 0.01 mm程度の正確さでハイポイドギヤをかみあい試験装置にセットした。

本実験では、2台のオートコリメータを用いてそれぞれギヤの回転角とピニオンの回転角を測定する。オートコリメータは本来角度の差、変化または振れなど

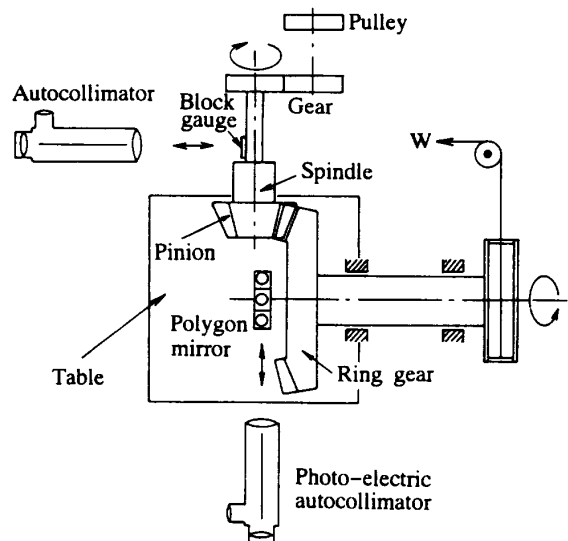


Fig. 1 Outline of hypoid gear testing machine



Fig. 2 Installation of ring gear and pinion

Table 1 Dimensions of hypoid gears

	Gear	Pinion
Number of teeth	41	7
Spiral angle	33° 01'	47° 47'
Mounting distance	40mm	85mm
Module	3mm	
Pinion offset	18mm	

を測定するのに用いられるが⁽¹²⁾、本研究ではオートコリメータで計測した角度差を歯車の回転角度とみなして測定することにした。そのため、計測する角度差に真の角度差からのずれが生じている可能性がある。しかし、計測する角度差が各測定ごとにほぼ一定であるならば、計測角度差と真の角度差とのずれも一定とみなすことができ、回転伝達誤差の測定結果に影響を及ぼさないと考えられる。

ギヤの回転角の測定にはニコン 8 E1 光電式オートコリメータを、ピニオンのそれにはニコン 6 B オートコリメータを使用した。測定範囲はギヤ側のオートコリメータが角度で 20 分、ピニオン側のそれが角度で 30 分である。最小指示目盛(感度)はギヤ側のオートコリメータが 0.1 秒、ピニオン側のそれが 0.5 秒である。本測定法では、オートコリメータの器差は歯車の回転角に累積されるので、器差が大きいとその影響が伝達誤差に現れる。そこで、ポリゴン鏡をある角度回転させ、その角度を上述の 2 台のオートコリメータで測定することにより、器差を求めた。その結果、2 台のオートコリメータの読取りの差は 0.5 秒以内であったため、器差はないとした。

回転伝達誤差を測定するときの反射鏡としてギヤ側にはポリゴン鏡の一面を、ピニオン側にはブロックゲージ面を使用した。ポリゴン鏡およびブロックゲージはそれぞれの歯車軸まわりに自由に回転できるようにしてある保持器に固定した。また、各反射鏡の歯車軸まわりの回転角は微調整できるようになっている。なお、バックラッシによる歯車のがたを防ぐため、ギヤ軸に糸を巻付け、糸の先端におもりをつるして約 0.8 Nm の負荷トルクをかけた。

測定はギヤ凸歯面とピニオン凹歯面、すなわち Drive 側歯面についてのみ行い、Coast 側歯面については行わなかった。

3.3 測定方法 ピニオン側のオートコリメータの測定範囲が 30 分であることから、測定回数ができるだけ少なくなるようにピニオンを約 30 分ずつ回転させることにした。被測定歯車対の歯数比は 41/7 であるから、ギヤの回転角は約 5 分となる。

回転伝達誤差の測定において、測定を開始したときのギヤおよびピニオンの位置をそれぞれ基準の位置とし、ピニオン側のオートコリメータの読みが 0 分近くになるようにブロックゲージ保持器をピニオン軸まわりに回転させピニオン軸に固定したのち、反射鏡の回転角を微調整する。次に、オートコリメータをのぞきながらピニオンの回転角が約 30 分近くになるまで、ピニオンと連動しているプーリを手動で回転させる。

そして、ピニオン回転の前後でオートコリメータの指示目盛りをそれぞれ読取り、その差をピニオンの回転角とする。ギヤの回転角も同様の方法で測定するが、ギヤ側のオートコリメータは光電式であるため、角度読取りがピニオン側のそれよりばらつきが少なく正確にできる。このようにして測定した各歯車の回転角からピニオンの回転角に対する回転伝達誤差を式(1)より算出し、第 1 回目の測定を終える。この操作を繰り返し、(歯数比×ピニオン累積回転角)で計算される角度を理論的ギヤ累積回転角とする一方、それに対する実測したギヤ累積回転角を計算し、その差を回転伝達誤差としてプロットすれば、その変動のようすがわかる。

4. 結果と考察

4.1 理論計算結果 ハイポイドギヤの Drive 側歯面について回転伝達誤差を計算した。その計算方法は Litvin の方式に従った^{(13)~(15)}。図 3 は、ギヤの回転角を横軸にとり回転伝達誤差を縦軸にとったときの両者の関係を示したものである。歯車の歯面修整による非共役性のため、ギヤの 1 歯ごとのかみあいを周期とする回転伝達誤差が生じている。また、回転伝達誤差は鋸歯状ではなく放物線状に変化し、その振幅は約 13 秒である。

次に、この歯車対に組立誤差を与えて回転伝達誤差を計算した。組立誤差としてはオフセット誤差を考え、これを 0.1 mm 与えた。その計算結果は図 3 と同じであるといつてよいほど差は生じなかった。歯面修整が施されているため、オフセット誤差を与えても回転伝達誤差はそれほど大きくは変化せず、組立誤差に対して鈍感であることがわかる。

4.2 歯切りしたままの歯車 歯切りしたままのハイポイドギヤをかみあい試験装置に取付けた。回転伝達誤差を測定する前に、まずギヤ、ピニオンそれぞれ

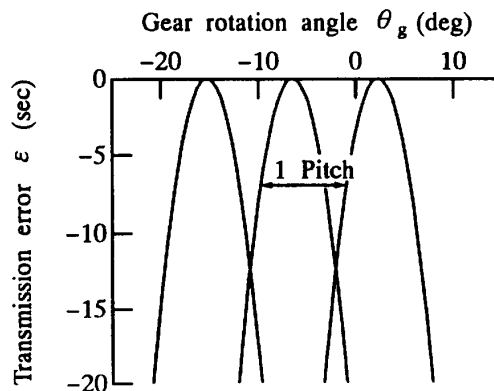


Fig. 3 Calculated transmission error without misalignment

れの偏心を測定した。測定方法は、歯車の外周にダイヤルゲージをあてながら歯車を1回転させ、その振れを読取ることにより行う。このようにして偏心を測定した結果、ギヤ、ピニオンともに0.02 mm以下であった。この取付状態で回転伝達誤差を3章で示した方法により測定した。本研究では、1枚のギヤ歯面がかみあいを開始してから終了するまでの1ピッチ間の回転伝達誤差を測定・検出することを目的としている。そこで、測定1ピッチ間の前後の半ピッチ分も含めて測定できるように余裕をもってギヤ累積回転角を約22°、約2.5ピッチとした。そのため、回転角の測定回数は約250回になった。

図4中の点群が、理論的ギヤ回転角に対する回転伝達誤差の測定結果を示している。顕著に現れているのは大振幅・短周期で変動する回転伝達誤差である。この回転伝達誤差は1ピッチ間に9個の波として観察される。これを引き起こしている原因は、ピニオン歯面を創成歯切りする際カッタの各切れ刃の不ぞろいによって生じる、いわゆるカッタフラットである。カッタ

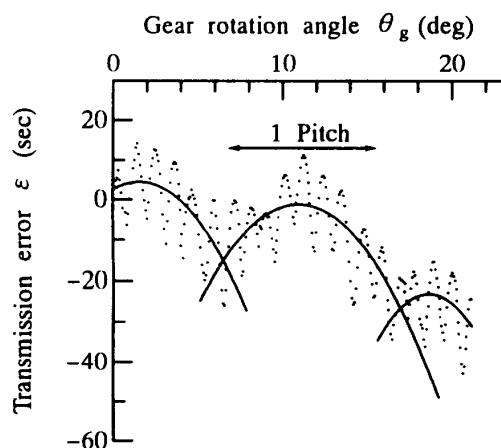


Fig. 4 Transmission error of unhardened gears



Fig. 5 Pinion tooth surface generated by cutter with blade runout

フラットは平歯車の多角形誤差に相当するものである。ピニオン歯面のカッタフラットを図5に示す。1ピッチ間に9個のカッタフラットが観察でき、これが大振幅・短周期で変動する回転伝達誤差を引き起こしていることがわかる。本研究のピニオンの歯切りにおいては、6枚中1枚の切れ刃が約5 μm突出していたことをその後の切れ刃測定で確認した。

なお、各切れ刃が1 μm以下にそろった状態で歯切りされたピニオン歯面ではカッタフラットは生じない。カッタフラットのない歯車対について回転伝達誤差を測定した結果の一例を図6に示す。

さて、図4中の点群からはカッタフラットによる回転伝達誤差のほかに、歯車の歯面修整による非共役性のためギヤの1歯ごとのかみあいを周期とする回転伝達誤差が生じていることがわかる。この回転伝達誤差の振幅を調べるため、プロットした点群を最小二乗法によって二次曲線に近似してみた。二次曲線の近似は、伝達誤差のピークを定め、そのピーク値を示すギヤ回転角から前後に0.5ピッチずらした範囲について行うのが普通である。本研究もそのようにした。図4中の実線で示した曲線が近似した二次曲線である。歯面修整による非共役性に起因する回転伝達誤差の振幅は小さいが、測定結果に明確に現れている。回転伝達誤差の振幅は約18秒で、理論計算結果のそれに比べてやや大きくなっている。

以上より、本法で測定すれば、カッタフラットに起因する回転伝達誤差と歯車の非共役性に起因する回転伝達誤差がともに明確に検出できる。

4.3 熱処理・ラップ仕上げを行った歯車 熱処理・ラップ仕上げを行ったハイポイドギヤの回転伝達誤差を測定した。各歯車の偏心は歯車外周で調べた。ピニオンでは歯切りしたままの歯車と同じ程度に小さ

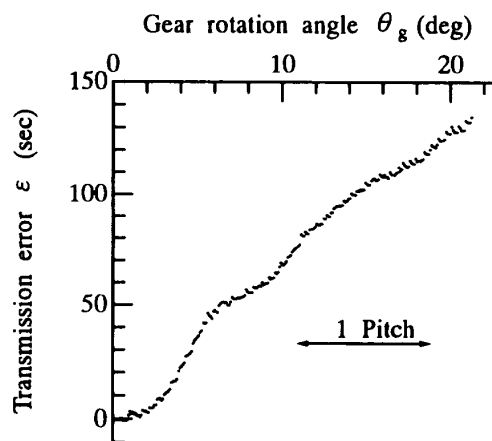


Fig. 6 Transmission error of gears cut by cutter without blade runout

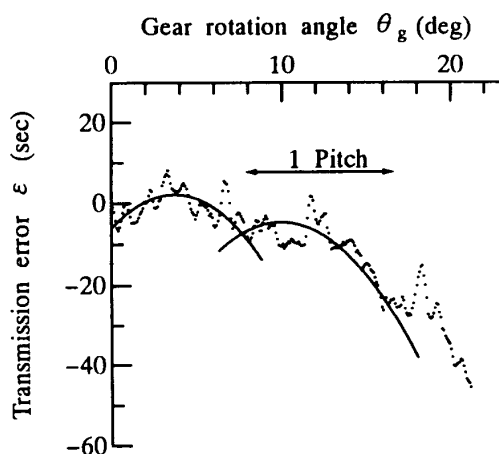


Fig. 7 Transmission error of lapped gears without misalignment

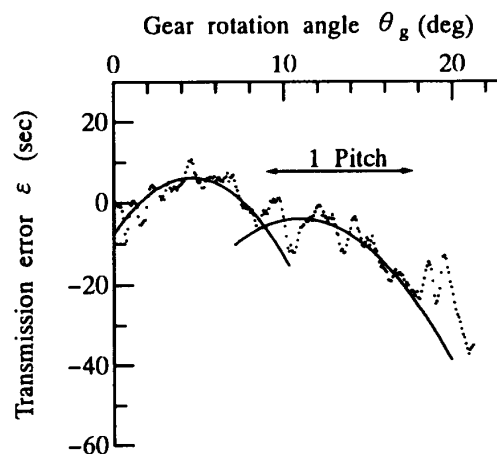


Fig. 9 Transmission error of lapped gears with misalignment

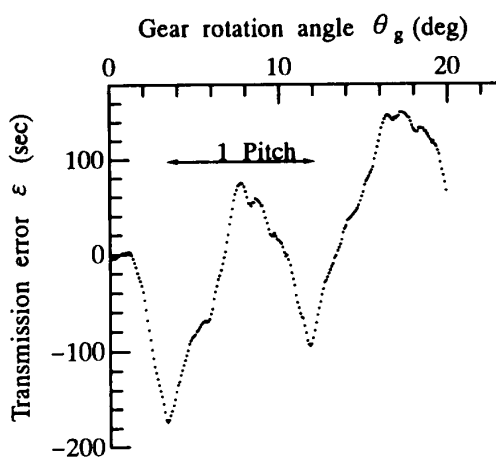


Fig. 8 Transmission error of gears lapped under heavy loaded condition

かったが、ギヤでは約0.1 mmと非常に大きかった。ギヤ取付穴の内径が内面研削によって大きくなったためである。そこで、偏心測定時のダイヤルゲージの指示目盛りが最大値を示すときと最小値を示すときの中間の歯面を選んで回転伝達誤差を測定した。

図7にその測定結果を示す。図7より、カットフラットによる大振幅・短周期で変動する回転伝達誤差はラップ仕上げによってかなり減少しており消滅する傾向にあるが、完全には消滅していない。一方、歯車の非共役性による回転伝達誤差は残存しているが、その振幅は約8秒で歯切りしたままの歯車対の18秒に比べて約半分ほどに小さくなっている。ラップ仕上げによって歯車の非共役性の程度が変化したものと考えられる。

次に、カットフラットを完全に消滅させるため負荷を大きくしてラップ仕上げを行い、その歯車対について回転伝達誤差を測定した。図8にその測定結果を示

す。図8より、カットフラットによる回転伝達誤差は完全に消滅していることがわかる。一方、歯車の非共役性による回転伝達誤差の振幅は10倍程度大きくなっている。負荷を大きくしてラップ仕上げを行ったため、ピニオン、ギヤの歯面ともに大きく変化したものと考えられる。このことは、三次元座標測定機による歯面測定によっても確認している。特に、ピニオン歯面は歯面1枚当たりのともずりの回数がギヤ歯面に比べて多くなるため(41/7倍)、その変化量が大きかった。よって、一般にいわれているように歯車のラップ仕上げは軽負荷のもとで行わなければならない⁽¹⁶⁾ことがわかる。

図9は、図7の歯車対にオフセット誤差0.1 mmを与えた場合の回転伝達誤差を示したものである。図より、回転伝達誤差はその振幅、変動の仕方ともに組立誤差のない場合と比較してほとんど変わらないことがわかる。この事実は理論計算どおりである。すなわち、測定実験においてもこの歯車対の組立誤差に対する鈍感性が確認できた。

5. 結 言

ハイポイドギヤの回転伝達誤差はおもに歯車の機構学的非共役性、製作誤差および組立誤差に起因する。本研究では、静的状態におけるハイポイドギヤの回転伝達誤差をオートコリメータを用いて測定する方法を示した。そして、この方法によって既報⁽⁴⁾の歯切り法による歯車対の回転伝達誤差を測定し、それぞれの誤差が回転伝達誤差にどのようにかかわってくるかを明らかにした。その結果を要約すると以下のようなる。

- (1) 本法で測定すれば、回転伝達誤差の変動の様

子を明らかにすることができ、またその振幅は測定結果に明確に現れる。

(2) ピニオン歯面には歯車製作誤差の一つであるカッタフラットが生じることがあるが、歯切りしたままの歯車対では、カッタフラットがほとんど支配的に大振幅・短周期で変動する回転伝達誤差を生じる。一方、歯車の歯面修整による非共役性はギヤの1歯ごとのかみあいを周期とする回転伝達誤差を生じ、それは鋸歯状ではなく放物線状に変化する。

(3) 熱処理後の歯面ラップ仕上げは軽負荷のもとで行わなければならない。軽負荷のもとでラップ仕上げした歯車対の回転伝達誤差を測定した結果、カッタフラットに起因する回転伝達誤差は消滅する傾向にある。一方、歯車の非共役性に起因する回転伝達誤差は消滅せずに残存する傾向がみられるが、その振幅は歯切りしたままの歯車対のそれより小さくなる傾向が見られる。

(4) ラップ仕上げした歯車対に対し、組立誤差としてオフセット誤差を与えて回転伝達誤差を測定したが、伝達誤差は組立誤差のない場合と比較して変わらなかった。この事実は理論計算どおりであった。このことより、本研究で用いた歯車対は組立誤差に対して鈍感であることが実験的にも確認できた。

終わりに、本研究を行うに当たり協力いただいたス

ズキ(株)の羽田芳智主任、(株)長岡歯車製作所の市野之彬部長にお礼申し上げる。また、測定実験を援助してくれた卒研究生の浅井英治、池田大の両君に感謝する。

文 献

- (1) 久保愛三・ほか5名, 機論, 56-532, C(1990), 3404-3409.
- (2) Munro, R. G., SAE Paper, No. 710116(1971).
- (3) 加藤昭悟・ほか2名, 機論, 59-564, C(1993), 2552-2557.
- (4) 川崎一正・田村久司, 機論, 59-564, C(1993), 2544-2551.
- (5) Smith, J. D., Proc. Inst. Mech. Eng., 201-C 2 (1987), 133-135.
- (6) Kurokawa, S., ほか2名, Proc. Int. Gearing Conference, (1994), 407-412.
- (7) 藤井康治・ほか2名, 機論, 46-404, C(1980), 445-449.
- (8) 加藤昭悟・久保愛三, 機講論, No. 940-58(1994), 108-111.
- (9) Welbourn, D. B., Proc. Noise and Vibration of Engines and Transmissions, I. Mech. E., Cranfield, (1979), 9-14.
- (10) 川崎一正・田村久司, 機論, 59-567, C(1993), 3513-3519.
- (11) 川崎一正・田村久司, 機論, 61-584, C(1995), 1685-1690.
- (12) 青木保雄, 精密測定, 1(1957), 244, コロナ社.
- (13) Litvin, F. L. and Gutman, Y., Trans. ASME, J. Mech. Des., 103(1981), 83-88.
- (14) Litvin, F. L. and Gutman, Y., Trans. ASME, J. Mech. Des., 103(1981), 89-101.
- (15) Litvin, F. L. and Gutman, Y., Trans. ASME, J. Mech. Des., 103(1981), 102-113.
- (16) 歯車便覧編集委員会編, 歯車便覧, (1962), 709, 日刊工業新聞社.