氏名	本多　捷（ほんだ　しょう）
授与学位	博士（工学）
学位授与年月日	平成5年1月13日
学位授与の根拠法規	学位規則第5条第2項
最終学歴	昭和40年3月 東京大学工学部機械工学科卒業
学位論文題目	**修整歯面をもつはすば歯車の振動発生機構**
論文審査委員	東北大学教授　加藤　正名　　東北大学教授　江村　超 東北大学教授　長南　征二　　東北大学助教授　井上　克己

論文内容要旨

第1章　緒論　本研究の背景及び目的

1.1 背景　環境問題の深刻化にともなう自動車の省資源化，軽量化要求と共に，歯車装置にも激しい小型化要請が突きつけられている。歯車対の小型化のために現在最も必要なことは，歯車設計段階における歯面にかかる正確な動荷重の把握とその動荷重下での歯車の寿命推定及び歯車騒音の予測技術である。従来から様々な研究がなされているにも拘らず，設計段階において歯車対の動荷重，振動騒音等が的確に予測できる指標はいまだにないのが現状である。

1.2 現在の歯車動荷重（振動）理論の問題点　現在の理論の基礎方程式は次の様に与えられる。

$$M\ddot{x}+D\dot{x}+\Sigma K_i x = W+\Sigma K_i e_i$$

M：等価質量，x：相対変位
D：減衰係数，W：静荷重
K_i：歯対のばね定数
e_i：歯対の合成誤差

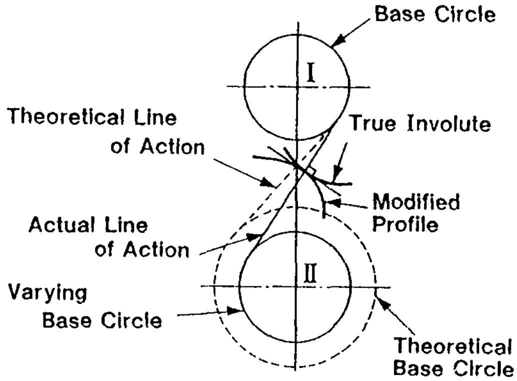

図102　修整歯形の接触

ばね定数K_i，合成誤差e_iとを与え（a）静的噛み合い誤差x_0，或は（b）相対加速度$\ddot{x}$を数値的に求め，これらを振動騒音の指標とするのである。しかし，この理論には次のような問題がある。

(1)　誤差とたわみとをもつ歯車対の接触点は図102に示す様に正規の作用線からはずれて接触し，

その瞬間の基礎円も変化する。しかしながら上記の基礎方程式では，誤差がないかみあいにおける作用線を考え，歯の誤差と弾性変形に基づく歯車対の回転角誤差を作用線上の位置変化で表現したもので，本研究の立場からみれば，誤差とたわみとをもつ歯面が接触してどの回転運動を伝達するかという幾何学（歯形論）的観点からの解析がなされていない。従って基礎方程式は，図102に示した接触の条件，基礎円変動を無視した近次式であって，誤差とたわみとをもつ歯車対の定常運動を表す一般式になっていない。

(2) 振動の大きさを表す指標（x_0，$\ddot{x}$）は実験結果の全体的な挙動，傾向を説明できるにしても，個々の歯車設計の指標として用いることのできる程度の精度をもっていない。特に比較的軽負荷における精度が悪く，自動車用歯車騒音の設計指標としては殆ど無力である。

(3) これらの指標は個々の運転条件に対して，計算機によって解かれ，数値として求められるだけだから，指標としては見通しの悪いものになっている。

1．3 本研究の目的

上記問題点を解決するため，本研究では

(1) 修整歯面（たわみを含む）をもつ歯車対の歯面の接触状態を，図102に示すように真の接触点とその時の瞬間基礎円という新概念を導入して幾何学的に解析し，歯車対の定常運転を明らかにしする。

(2) 歯車対の定常運動により歯面に生じる動荷重増分を解析的に求め，実験で検証する。

(3) この動荷重増分を指標として歯車諸元の動的性能面からの最適設計法を実現する。

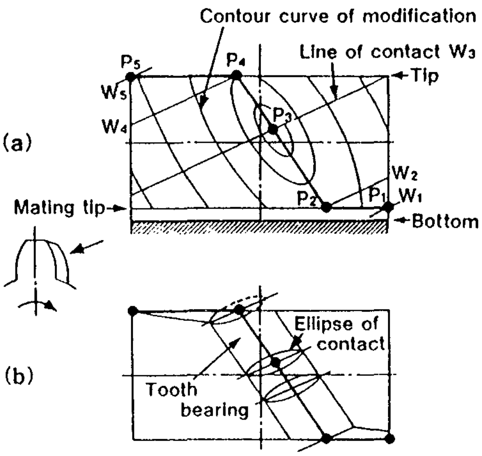

図201 修整歯面と歯当り

第2章 修整歯面のかみあいと等価歯形

修整歯面の接触（図201）は同一片歯面かみあ

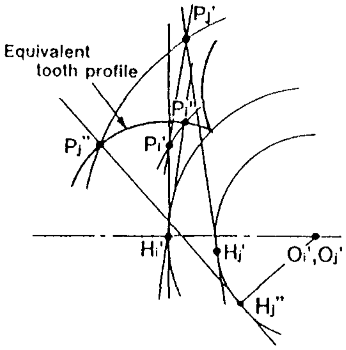

図204 等価歯形

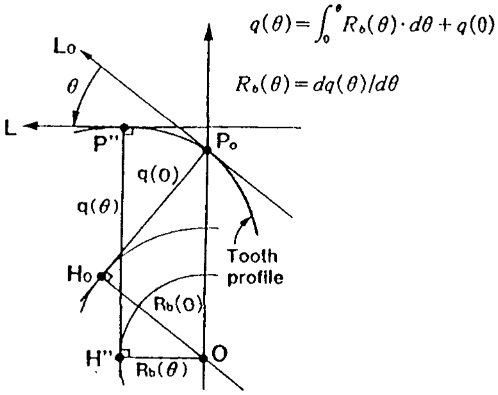

図205 接線極座標

い誤差をもつ等価歯形の 接触に置換することができる。等価歯形は基礎円の変化するインボリュート曲線（図204）となっていて，その歯形曲線，接触の条件式，接触点の軌跡等が接線極座標（図205）を用いて解析されている。

第 3 章　負荷状態の等価歯形

負荷状態にある修整歯面の等価歯形が解析される。負荷状態の等価歯形曲線（図501）は一枚或は二枚かみあいといったかみあい歯数の変化に応じて異なる二種の曲線から成り立っていること，その瞬間基礎円（図504）は変化し，等価歯形曲線の交点で通常不連続になっていることが示されている。

2章及び3章は従来殆ど論じられなかった修整歯面とたわみとをもつ歯車対の歯形論となっている。

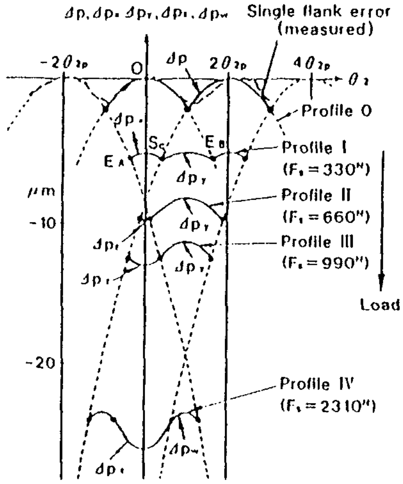

図501　静等価歯形の負荷による変化

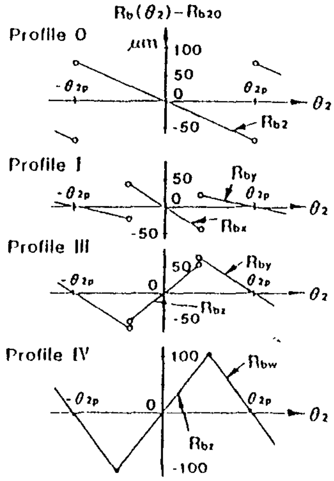

図504　瞬間基礎円の負荷による変化

第 4 章　歯車対の運動と歯面の動荷重増分

上記等価歯形をもつ歯車対の運動が論じられる。等価歯形の接触点の軌跡（図507）の滑らかな部分で，運動方程式が解かれ，歯面の変動荷重増分が求められ，接触点の軌跡の不連続点では角運動量の変化から衝撃力が求められる。以上の解析によって初めてたわみと修整歯形をもつ歯車対の定常運動が理論的に明らかになったと言えるだろう。歯車対の定常運動から発生するこの変動荷重増分と衝撃力との組合せが振動系の真の強制外力 F_d となっていて，この F_d が歯車振動系によって増幅され，動的歯面力を生じることになる。

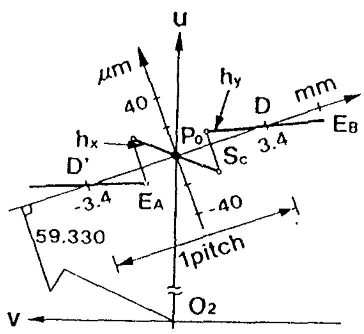

図507　接触点の軌跡（歯形 I ）

従ってこの F_d が歯車対の動的性能の指標になっていて，これを指標に歯車対の最適設計が可能になることが示されている。

第５章　対称中凸歯形の動荷重増分

上記理論が実用的には最も重要な対称中凸歯形に適用され，歯面に働く動荷重増分（強制外力）F_d が解析的に求められる。n次の動荷重増分振幅 F_{dn} は等価質量，ばね定数，修整歯面形状，回転数，トルクの比較的簡単な関数で与えられる（式509）。図603は数値例で，諸元（等価質量，ばね定数）を与え，修整歯面形状をパラメタとする，回転数とトルクとの２変数関数としてその特徴が示されている。

$$F_{dn}=2M\sqrt{(\omega_{20}{}^2U_n)^2+\{(T_2\theta_{2p}/J_2)V_n\}^2} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots(509)$$

$$U_n=\{(a_{1x}-a_{1y})\zeta+a_{1y}\}\cos(n\pi\zeta)-\{(a_{1x}-a_{1y})/n\pi\}\sin(n\pi\zeta)$$

$$V_n=(1/n\pi)\{(a_{1y}-a_{1x})\zeta-a_{1y}\}\cos(n\pi\zeta)+\{(a_{1y}-a_{1x})(\zeta^2/3-1/n^2\pi^2)+a_{1y}(1-2\zeta)/3\}\sin(n\pi\zeta)$$

$$\zeta=2-m_p \quad (1\leqq m_p\leqq 2)$$
$$=m_p-2 \quad (2\leqq m_p\leqq 3)$$
$$=4-m_p \quad (3\leqq m_p\leqq 4)$$

$$M=J_1J_2/\{R_{b10}{}^2(i^2J_1+J_2)\},\quad i=R_{b20}/R_{b10}$$

ここで

J_1, J_2：歯車Ｉ，IIの慣性モーメント

θ_{2p}：歯車IIの半角ピッチ

R_{b10}, R_{b20}：歯車Ｉ，IIの諸元上の基礎円半径

T_2：歯車IIの伝達トルク

ω_{20}：歯車IIの平均角速度

a_{1x}, a_{1y}：基礎円変動係数

m_p：実質かみあい率

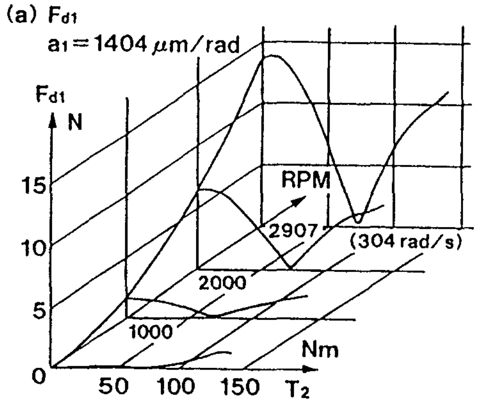

図603　F_{d1} の計算結果

第６章　新理論の検証実験

三種の異なる対称中凸歯形をもつはすば歯車を用いて，５章で導かれた F_{dn} が，実験によって検証され（図608－１，図610），理論の妥当性が立証される。

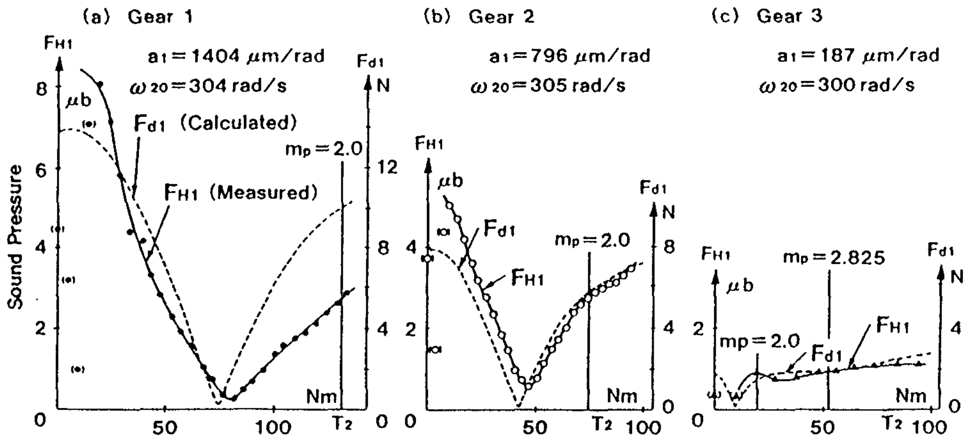

図608－１　F_{H1}（１次成分）の測定結果

第７章　動荷重増分を最小とする諸元設計

動的性能を最適とする諸元設計とは，動荷重増分振幅 F_{dn}（式509）を最小とする歯面修整量とばね定数との組合せを選択することであることが示される。従って，広い負荷範囲で動的性能の優れたはすば歯車対を得るには，歯面修整量をできるだけ小さくし，等価ばね定数の変動が小さくなる一対の歯のばね定数（従ってそれを実現する諸元の組合せ）を求めればよいことが数値例を用いて示される。

第８章　結　　論

以上の結果がまとめられている。

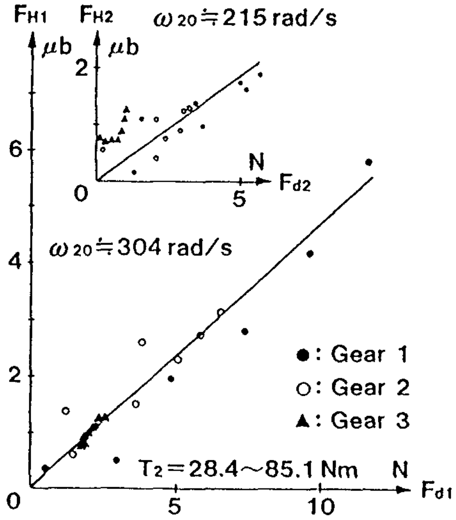

図610　F_{Hn} と F_{dn} との相関

審 査 結 果 の 要 旨

歯車は歯対の断続的なかみあいの連続により回転を伝達するので本質的に振動発生の要因を内在しており，静粛性の観点からその振動の精確な評価が求められている。歯車振動は従来はかみあい歯数の変化を時変系のばねで表現してモデル化していたが，結果は計算機での数値計算によるしかなかった。本論文は，はすば歯車のかみあいの機構学的特徴に着目して，歯形修整やかみあい歯数の変化を基礎円の変動として捉えた新しい振動発生モデルを提案したもので，全編8章よりなる。

第1章は緒論であり，従来の研究を総括し，歯車振動発生に対する本論文の立場と目的を述べている。

第2章では，修整歯面歯車の回転伝達変動を記述する等価歯形を定義し，接線極座標を用いて回転変動を基礎円半径の変動として表現している。この結果，歯形の特徴が級数形で簡明に表現されたが，これはかみあいの幾何学的特徴をとらえた優れた着想である。

第3章では，修整歯車の負荷によるかみあいの変化と同時かみあい歯数を歯当り解析の立場から詳細に検討している。

第4章では，修整歯車対の運動方程式を強制変位の関連問題として解き，歯車の動荷重増分とそのフーリエ展開形を定めている。

第5章では，実用上最も重要な中凸歯形についてその動荷重増分を求め，歯のばねこわさや修整歯面形状などの影響を考察し，動荷重増分の特徴を明らかにしている。

第6章では，提案した理論の検証実験について述べている。3種の中凸歯形をもつはすば歯車の動特性を測定し，第5章の解析結果と比較して新理論の有用性を実証している。

第7章では，新理論に基づいて動荷重を最小にする歯車設計法を提案している。

第8章は結論である。

以上要するに本論文は，はすば歯車のかみあいの機構学的特徴に着目して，歯形修整や弾性変形によるインボリュート曲線からのかみあいのずれを基礎円半径の変化として捉えた新しい振動発生モデルを提案し，低振動歯車の設計法を示したもので，歯車工学ならびに精密工学の発展に寄与するところが少なくない。

よって，本論文は博士（工学）の学位論文として合格と認める。