

氏 名	鈴 木 義 友
授 与 学 位	工 学 博 士
学位授与年月日	平成 2 年 11 月 14 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 53 年 3 月 東北大学大学院工学研究科精密工学専攻 前期 2 年の課程修了
学 位 論 文 題 目	自動車用トランスミッション歯車の低振動，低騒音設計 に関する研究
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 谷 順二      東北大学助教授 清野 慧

## 論 文 内 容 要 旨

運転の高級感や満足感が，自動車の重要な指標になりつつある今日，車室内の静粛性に対する市場要求は，年々厳しさを増している。自動車用トランスミッション歯車に起因するギャノイズは，聴覚感度の良い周波数成分となるため，騒音レベルが低くても，他の原因による騒音とはっきり区別して感じられる。そのため，トランスミッション歯車には，その自身が低騒音であることだけでなく，騒音の原因を作らないことが要求されている。

このギャノイズの最初の発生原因は，もちろん歯車振動である。歯車振動は，歯車対のかみあいに影響を及ぼす要因である歯車諸元，歯面形状誤差，組付誤差および伝達荷重に左右される。しかし，歯車対の相対ねじり振動とかみあいに関する要因との関係に限っても，相対ねじり振動が同時かみあい歯数の変動に起因する係数励振型の振動であらわされるため，歯車諸元や歯面形状誤差などの影響を，容易に解明できないという問題がある。

本研究では，設計段階で，見通し良くかつ簡単に計算できる歯車振動の評価値を究明し，低振動，低騒音な歯車の諸元を明らかにすることを目的とした。これに対して，一對の歯車のかみあいに着目し，歯車振動の起振力の評価値として，かみあい伝達誤差を提案した。このかみあい伝達誤差とは，一對の歯車を静的にかみあわせた時に発生する駆動歯車に対する被動歯車の回転遅れ角を，正面断面作用線上に換算した相対変位である。ついで，かみあい伝達誤差の計算に必要な歯のばねこわさの近似計算法を提案した。この近似計算法の有効性を，梅澤の歯のばねこわさの式によるかみあい伝達誤差の計算結果と比較し，起振力の相対評価値として活用するには，実用上問題ないこと

を確認した。ついで、歯面形状誤差や組付誤差のある歯車対を対象としたかみあい伝達誤差の近似計算法を提案した。そして、歯車諸元、歯面形状誤差、組付誤差をパラメータとした歯車装置の振動、騒音実験結果およびトランスミッション・ユニットでの振動実験結果により、かみあい伝達誤差の近似計算法の有効性を確認した。

以上のことから、設計段階で、かみあい伝達誤差を計算することにより、歯面形状誤差や組付誤差も考慮した低振動、低騒音歯車の諸元設計ができることを示した。

本論文の構成は以下の通りである。

## 第1章 緒 論

本章では、本研究の背景、目的および各章の概要について述べた。

## 第2章 トランスミッション・ユニットの振動特性の評価方法

本章では、トランスミッション・ユニットの振動特性を明らかにするための評価方法について検討した。まず、歯車対のかみあい1次周波数成分の車室内騒音（ギャノイズ）とユニットの振動との関係を実験的に調査し、ギャノイズを評価する周波数を限定すれば、車室内ギャノイズは、ユニットの振動を起振力として、車体とユニットとで構成される振動伝達系や騒音放射系により、線形的に変換された結果であるとして取り扱えることを示した。つぎに、トランスミッション・ユニットのような多自由度の歯車振動系でも、歯車対のかみあいに起因する起振力という観点から、その典型として、歯車対の相対ねじり振動に対する起振力を評価すれば良いことを理論的に導いた。これにより、トランスミッション・ユニットの振動レベルの変化を知るには、歯のばねこわさの変動と歯面形状誤差とに起因する起振力とを合成した総合起振力によって評価することが、見通しの良い解析方法であることを確認した。

## 第3章 かみあい伝達誤差と総合起振力との関係

本章では、歯車振動の起振力という観点から、歯車対の相対ねじり振動に対する起振力について理論的に検討を加え、総合起振力に代わる新しい評価値として、かみあい伝達誤差を提案した。このかみあい伝達誤差とは、静的に歯車対をかみあわせ、その時に発生する駆動歯車に対する被動歯車の回転遅れを正面断面作用線上に換算した相対変位である。また、かみあい伝達誤差と総合起振力とは、歯のばねこわさや歯面形状誤差に起因する起振力の高次成分の影響を無視すると一致することを理論的に導き、起振力の評価パラメータとして妥当であることを確認した。ついで、このかみあい伝達誤差の計算に必要な歯のばねこわさの変動を、同時接触線の長さの和の変動に比例すると仮定した近似計算法を提案した。その近似精度を、歯面形状誤差や組付誤差のない種々の諸元の違う歯車対を対象に、歯のばねこわさの近似計算法によるかみあい伝達誤差の計算結果と、歯のばねこわさの厳密解として使用されている梅澤の式による伝達誤差の計算結果とを比較し、検討した。その結果、かみあい伝達誤差の近似計算結果と、梅澤の歯のばねこわさの式による伝達誤差の計算結果との間に、比例関係があることを確認した。このことから、歯のばねこわさの近似に基づく諸

元の違う歯車対のかみあい伝達誤差の計算結果は、歯車振動の起振力の相対評価値としては、実用上十分な精度を持つことを理論的に確認できた。

さらに、歯車振動と歯車諸元との基礎的な関係を明らかにするため、かみあい伝達誤差に及ぼすかみあい率の影響を、数値計算により検討した。その結果、歯面形状誤差や組付誤差のない歯車対では、正面あるいは重なりかみあい率が整数近傍になる諸元は、歯車振動の起振力を低減する傾向にあることを示した。

#### 第4章 諸元の違う歯車対のかみあい伝達誤差

本章では、第3章で提案したかみあい伝達誤差の近似計算法の妥当性を、歯面形状誤差や組付誤差のない歯車を用いた歯車装置の振動実験結果をもとに検証した。歯車の支持軸剛性の高い一段歯車装置の軸受部の振動を、歯車振動の起振力が線形的に変換された結果であるとみなし、実験結果とかみあい伝達誤差の近似計算結果との関係について比較、検討を行った。その結果、軸受部の振動レベルの高い周波数域では、かみあい伝達誤差の計算結果に及ぼす諸元の影響と、軸受部の振動レベルに及ぼす諸元の影響との間に、比較的良好な対応関係がある(図1)ことを示した。

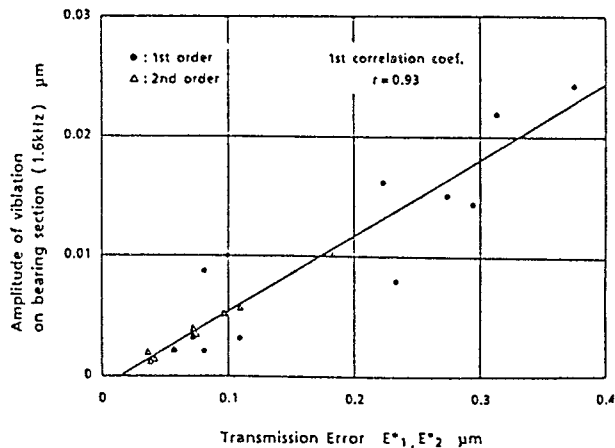


図1 軸受部振動とかみあい伝達誤差との関係

これにより、第3章で提案したかみあい伝達誤差の近似計算法結果により、歯車振動の起振力と諸元との関係を、精度良く評価できることを確認できた。

#### 第5章 歯面形状誤差を考慮した歯車対のかみあい伝達誤差

本章では、トランスミッション・ユニット用歯車の製造工程を想定し、歯面形状誤差を考慮したかみあい伝達誤差の近似計算法(図2)を提案し、一段歯車装置の騒音実験にて検証した。実験は、歯車支持軸剛性の高い一段歯車装置に、歯面形状誤差の違う歯車対を組み込み、歯車装置の騒音を測定した。歯車騒音を、歯車振動の起振力が、歯車装置の騒音放射系により線形的に変換された結

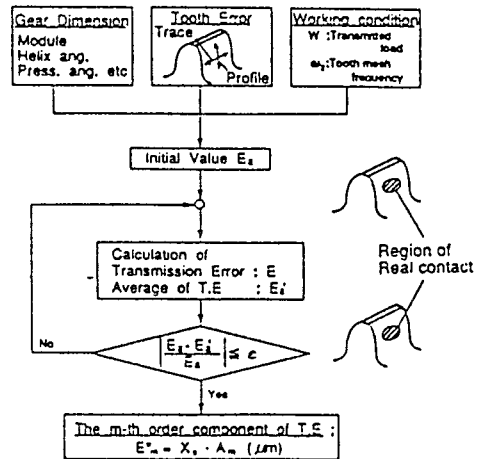


図2 かみあい伝達誤差の近似計算法

果であるとみなし、歯面形状誤差を考慮した歯車対のかみあい伝達誤差の計算結果との比較、検討を行った。その結果、歯車騒音が一段と高くなる周波数域では、歯車騒音レベルと、かみあい伝達誤差の大小関係が良く一致した(図3)。このように、歯面形状誤差を有する歯車振動の起振力でも、本研究で提案したかみあい伝達誤差の近似計算結果により、精度良く評価できることを確認できた。

## 第6章 組付誤差を考慮した歯車対のかみあい伝達誤差

本章では、トランスミッション・ユニット用歯車の組立工程を想定し、組付誤差を考慮したかみあい伝達誤差の解析方法を提案し、FF車(Front engine Front drive)用4段自動変速機の振動実験にて検証した。まず、歯車対のかみあいに及ぼす組付誤差の影響は、歯面形状誤差の影響の一種として取り扱うことができることを理論的に示し、これを活用し、組付誤差のある場合のかみあい伝達誤差の近似計算法を提案した。つぎに、FF車用4段自動変速機で、ユニット振動に及ぼす組付誤差の影響を実験的に調査し、ユニット振動の実験結果とかみあい伝達誤差の計算結果とを比較した(図4)。

その結果、かみあい伝達誤差の計算結果によって、歯車振動の起振力の大小関係を評価する本解析手法は、組付誤差のある場合にも、また、自動車用トランスミッション・ユニットのような多段、多軸歯車装置の振動実験結果の現象の解析にも適用できることを確認できた。さらに、このかみあい伝達誤差の計算結果とユニットの振動の実験結果との関係から、ユニットの振動では、かみあい伝達誤差に対するユニット振動の感度(伝達率)が、加速状態と減速状態で違うことを明らかにした。

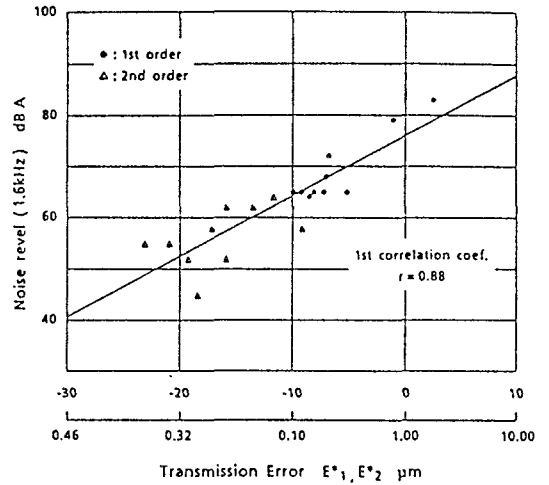


図3 歯車騒音とかみあい伝達誤差との関係

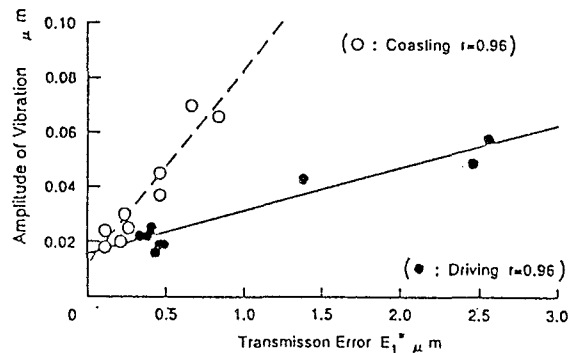


図4 ユニット振動とかみあい伝達誤差との関係

## 第7章 トランスミッション歯車の低振動、低雑音設計法

第4章から第6章までで、簡単に計算できるかみあい伝達誤差の近似計算結果で、歯車振動の起振力の大きさを、精度良く評価できることを確認した。このことから、歯車振動の起振力と歯車諸

元，歯面形状誤差，組付誤差との関係は，本研究で提案したかみあい伝達誤差に及ぼすそれらの影響を検討することにより，設計段階で，容易に推定できることになった。

本章では，自動車用トランスミッション歯車を，低振動，低騒音の観点から設計するとの立場に立ち，かみあい伝達誤差の近似計算結果を，トランスミッション・ギヤノイズの指標値とする低振動，低騒音歯車設計法として提案した。低振動，低騒音歯車の設計指標値として，かみあい伝達誤差を用い，その計算結果を，横軸に歯形方向誤差，縦軸に歯すじ方向誤差を取り，等高線図にあらわした。この等高線図より，組付誤差と歯面形状誤差を総合した誤差とかみあい伝達誤差との関係をあらわす誤差感度曲線を求め，この曲線より，自動車用トランスミッションの歯車を，歯面形状誤差や組付誤差をも考慮してギヤノイズを低減できる諸元，すなわち低振動，低騒音歯車を設計できることを示した。

## 第 8 章 結 論

本章では，各章で得られた結果をまとめて結論とした。

## 審 査 結 果 の 要 旨

歯車の振動騒音は歯車の諸元、製作精度、組付け精度、軸とその支持系および運転条件とが複雑に関連して生じ、振動騒音から見た歯車の最適設計は容易ではない。自動車のトランスミッション用歯車の低振動、低騒音設計も、モデルチェンジがある度に試行錯誤的に進められ、最適と思われる解を得るには多くの月日を要していた。本論文は、トランスミッションの振動、騒音の低減とそ  
のための合理的な設計法に関する研究をまとめたもので、8章からなる。

第1章は緒論で、歴史的背景と本論文の位置づけを述べている。

第2章では、車室内騒音は、車室とトランスミッションとで構成される振動伝達系に依存し、歯車の低振動化がトランスミッションユニットの低振動化につながることを明確にしている。

第3章では、歯車の振動の指標として、負荷による歯のたわみと歯当たりとを考慮したかみあい伝達誤差を提案し、これが、はすば歯車のばね剛性の厳密な数値計算を省略しても、歯車の振動を評価できることを解析的に明らかにしているが、これは有用な提案である。

第4章では、誤差を無視できる歯車を作製し、諸元の異なる歯車のかみあい伝達誤差が歯車の振動と線形関係にあることを実験的に確認している。

第5章では、歯面形状誤差を有する歯車のかみあい伝達誤差の簡便な計算法を提案し、種々の形状の歯形誤差を持つ歯車のかみあい伝達誤差が、歯車騒音と比例関係にあることを実験で示している。

第6章では、組付け誤差がある場合のかみあい伝達誤差の計算方法を提案し、この計算結果がユニットの振動評価に適用できることを実験で示している。

第7章では、歯車の製作誤差などに対する振動増減の感度が歯車諸元によって変ることを見出し、歯車製作における精度管理に対応した歯車諸元、歯面修正量などの最適設計法を提案している。これは自動車用トランスミッション歯車の低振動、低騒音設計に関する優れた成果である。

第8章は結論である。

以上要するに本論文は、自動車用トランスミッションの振動騒音評価の指標として、かみあい伝達誤差を提案し、これが、諸元の異なる歯車に対して、また、歯形誤差、組付け誤差を有する歯車に対して適用できることを実験により確認して、これにもとづく低振動、低騒音設計法を確立したもので、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、本論文は工学博士の学位論文として合格と認める。