運動機能の保証*

——自動車用低振動歯車の品質保証

加藤正名**

Assurance of Motion Quality - Quality Assurance of Low Noise Gears for Automobiles / Masana KATO

Key words: motion, gear, vibration, low-noise, design, production, quality, assurance, ISO 9000's

1. はじめに

機械とは？ とたずねられたら、日ごろ機械に携わっている技術者でも立場立場によってその定義は多様なものとなる。しかし、運動設計の立場からいえば、機械の特徴は動くことである。

運動機能が主要な役割を担う機械をいくつか考えてみよう。縮小投影露光装置 (Reduction-Aligner) ではその名のとおり超精密位置決め精度と速さが求められる。投影露光系に対してシリコンウエハをサブミクロンの精度で位置決めすることが要求され、運動学的に合理的な各種の案内機構、微小移動機構、マイケルソン干渉計を応用した計測制御系によりこれを実現している。精密工作機械では、精度と剛性を持つ軸受や案内で構成される金物と NC 制御系により、工具とワークの相対運動を制御し、意図した形状を意図した精度で実現する。伝動装置では回転を伝達し、回転伝達精度が求められる。これが力のもとで動く動力伝達 (Power Transmission) 装置となる。たとえば自動車では、エンジンの回転力を走行状態にふさわしい回転数とトルクに変換して車輪に伝達する。

このように動きを伝える運動機構では油膜や空気膜を介して固体面が相互に接触移動して運動を伝達する。しかし、この基本の工学原理は普遍であるが、要求される機能は機種により異なり、共通の立場で議論することは難し

い。筆者は主として伝動装置の研究に従事しているので、ここでは、はじめに機能を保証することはどういうことかについて述べ、ついで、自動車用トランスミッションギヤについて、その運動機能を保証するための設計・製造の取組みの現状について述べる。

2. 品質の保証と ISO 9000

機能を品質と読み替えると表題は品質保証となるので、ここで ISO 9000 シリーズについて一言触れておく。ISO 9000 シリーズは品質管理および品質保証に関する国際規格であり、1991 年 10 月にそのまま JIS¹⁾ に制定された。

品質保証が必要になる製品は、万一不良品が使われた場合、人命にかかわるなど取返しがつかないほど大きな損害を招くような製品である。航空機や自動車の保安部品、原子力発電設備などがその例である。それでは購入者からみて、どうすればこれらの製品の品質が保証されていると言えるのだろうか。受入検査によってある程度の性能、品質は検査できる。しかし、強度などの耐久性にかかわる品質や破壊しなければ分からない品質もある。購入者にとって表面からの検査だけで品質が保証されたと納得することは難しい。

保険協会ロイズは、船の設計・製作法を規定した自前の規格を持ち、製作の過程に立ち入って検査を実施し、規格に合致した船舶を品質が保証されたと認め、海事保険の対象とする。このように、購入者に製品の品質が優れていることを十分納得させるためには、出来上がった製品を検査するだけでなく、その製品の製造プロセスにまで立ち入ることが必要である。すなわち、その製品の設計、製造、検査の各工程が、どのような業務分担と責任権限を持った組織体で、どのような製造プロセスと検査体制で、どれほどの厳密さで製作されたかが明示されていることが必要であ

* 原稿受付 平成 6 年 7 月 25 日

** 正 会 員 東北大学工学部 (仙台市青葉区荒巻字青葉)

1966 年東北大学大学院工学研究科博士課程修了、工学博士。同年同学講師 (工学部精密工学科)、1970 年同学助教授、1982 年同学教授、1991 年同学部機械知能工学科知能機械要素学講座担当、現在に至る。機械要素とくに伝動要素の研究に従事

る。品質を保証するとは、ただ単に製品の精度や性能を満足させることでなく、生産者が「品質は工程で作り込む」という品質管理の基本を忠実に実施していることを証拠によって示し、購入者に納得してもらうことである。読者はマイホームの購入を考えれば容易に理解できよう。

ISO 9000 シリーズでは、購入者の立場に立って製品の品質を保証するために、品質管理を実施するための組織の構造、責任、手順、工程及び経営資源を品質システムとしてとらえ、システムを文書化して品質マニュアルを作成し、マニュアルに従って生産を実施し、これを文書化して記録することを定めている。また、このシステムを維持するための内部審査と第三者の審査登録機関による品質システムの審査と登録についても規定している。

購入者にとってブラックボックスであった製造の工程をも記録して明確にするという品質保証の概念は、製造物責任 (Product Liability) の概念と一致する。裁判でメーカーは製品の品質が確実に管理されていることを記録文書などの証拠により証明しなければならない。

このように ISO 9000 シリーズは品質保証のプロセスを規定したもので、何を具体的に品質とし何を検査するかについては触れていない。この項のはじめに機能を品質と読み替えた。われわれは機能、性能、品質などの用語をあいまいに使っている。ここでこれらの用語を整理しておく。

「機能」は機械やシステムを構成する各因子が有する固有な役割である。「性能」は言葉どおり機械などの性質と能力であるが、能力の定量的定性的評価をも表す。機能の優秀さの程度を表す場合は性能となる。「品質」は ISO²⁾では、製品またはサービスが明示または暗黙の要望を満たす能力として有している特徴および特性の全体と定義されており、「品質保証」は、製品またはサービスが所与の品質要求を満たしていることの妥当な信頼感を与えるために必要な計画的および体系的活動のすべてとしている。品質は機能や性能を包含する広い概念である。したがって、運動機能の保証とは、運動機能を具体的に定め、これを保証するための生産の工程を明らかにすることであると言える。

3. 自動車用伝動装置の性能

自動車用に限らず伝動装置の性能とは何であろうか。筆者は数年前、日本機械学会の歯車および伝動システムの性能向上に関する調査研究分科会に参画し、伝動装置の現在問題となっている性能について検討した。分科会では、伝動装置の性能は、(i) 運動伝達能、(ii) 効率であり、さらに (iii) 小型軽量、(iv) 低振動低騒音であると定義し³⁾、議論を進めた。

(i) は回転伝達精度であるが、自動車用伝動装置について言えば、回転の正確さよりも動力伝達の滑らかさが必要

であり、これはクラッチなどの特性に関係している。歯車装置の回転むらは運動伝達性能よりも (iv) の振動騒音に直接関係する。(ii) の効率は装置の温度上昇とも関係し、無視できない問題であるが、(iii)、(iv) の問題に比べれば二次的な問題である。(iii) はいわゆる高強度化の問題であり、地球温暖化に関する二酸化炭素の排出を低減する上でも重要であり、常に新しい問題である。(iv) は近年、人に優しい高品質な機械が求められ、自動車の場合、低騒音は運転者の環境に直接関係するので、その品質の第一に挙げられる。特に、伝動装置からの騒音はギャノイズと呼ばれるが、発生源が運転席に近いことに加えて、ギャノイズは歯車のかみ合い周波数に対応した純音であり、エンジン音などに比べて耳障りであり重要である。ギャノイズは、歯車のかみ合いによって生じた回転変動が軸、軸受、歯車箱を伝播して室内を振動させ発音するいわゆる固体音路が主であり、低騒音化のためには、音路の剛性を上げること、音路で吸音・遮音をするなどの固体音路に着目した設計ももちろんであるが、第一義的には振動をしない歯車対を設計、製作することが重要である。

4. 歯車振動の発生機構と低振動歯車設計

低騒音化のためには振動しにくい歯車対を設計することが必要である。ここではまず歯車の振動の発生の機構を述べ、ついで、低振動歯車対の設計法について述べる。

円筒歯車対の軸位置は不変で、柔らかい軸で一方の歯車は駆動側と他方の歯車は被動側に結合されていると仮定しよう。図 1 のように歯車の作用線方向に座標軸 X を設けると、駆動側・被動側歯車の運動方程式はそれぞれ

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 &= T_1 - F_M r_{b1} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 &= F_M r_{b2} - T_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

となる。ここで、 J は歯車の回転慣性、 θ は回転角、 T はトルク、 F_M は歯に作用する力、 r_b は基礎円半径であり、添字 1, 2 はそれぞれ駆動・被動歯車を指す。以下に述べるように、歯車の種々の誤差や弾性変形によるかみ合いの理想位置からのずれが歯車振動の原因となるが、基礎円半径を一定、すなわち作用線を不変と考え、ずれを作用線

図1 歯車の回転振動系

上の遅れ進みとしてとらえる手法⁴⁾と、ずれを基礎円変動としてとらえる取扱い⁵⁾があるが、ここでは前者の手法に従って説明する。駆動トルクと被動トルクは変動なく釣り合っている、すなわち、

$$W_0 = \frac{T_1}{r_{b1}} = \frac{T_2}{r_{b2}} \quad (2)$$

とすると、運動方程式は、

$$M\ddot{x} = W_0 - F_M \quad (3)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} x &= x_1 - x_2, \quad x_i = \frac{\theta_i}{r_{bi}} \\ M &= \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}, \quad M_i = \frac{J_i}{r_{bi}} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

である。通常、歯面力は歯面間の油膜を介して伝達されるので、 F_M には歯をばねとした伝達力、相対すべりなどに起因する減衰力が含まれる。これらを加味して、

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + F_M = W_0 \quad (5)$$

と表される。歯車が剛体であり、かつ誤差がなければ、駆動、被動トルクによる作用線方向力 W_0 と歯面力 F_M は釣り合っており、式(3)より歯車の回転変動は生じない。歯面力に応じ歯は弾性変形するので、歯対のばねこわさを k とすると、

$$F_M = kx \quad (6)$$

となり、また、歯面誤差または歯面修整があれば、歯面のくぼみ量を e として、

$$F_M = k(x - e) \quad (7)$$

と表せる。複数の歯面がかみ合うときは、

$$F_M = \sum_{j=1,n} k_j(x - e_j) \quad (8)$$

となるので、結局、運動方程式は

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + \sum_{j=1,n} k_j x = W_0 + \sum_{j=1,n} k_j e_j \quad (9)$$

となり、歯車の回転振動は作用線方向の一自由度振動として取り扱え、係数励振型の振動問題となる。

歯対のばねこわさ k には歯の曲げによるたわみのほかに歯のせん断変形、基礎部の弾性変形、歯面の弾性接触による相対接近量などの項を考慮する必要がある上、はすば歯車の場合は接触線が歯筋に対して傾くのでさらに複雑になる。このばねこわさの見積もりが解析の精度に直接関係するので特に重要であるが、現段階では比較的重荷重の場合を除いて、まだ、十分な精度が得られていない。詳しくは文献6)を参照願いたい。

式(7)に示すように、製作誤差は弾性変形量と対等である。また、逆に言えば弾性変形を打ち消すように歯面修整をすることが可能である。歯車に限らず機械要素の多くは面の接触により運動を伝達しているが、数 μm の歯面の弾性変形量や製作誤差が相互に関係し、直接伝達精度に影響し振動の原因となる。これがメカによる運動伝達の重要な特性であり、機械要素設計製作のポイントとなる。

図2 かみ合い率平面と振動性能

歯車は、かみ合いの進行に伴ってかみ合う歯対の数が増化する。特に平歯車の場合、通常、2対かみ合いと1対かみ合いとが交互に繰り返されるので、ばねこわさは台形波状に変化し、大きな振動が発生する。いま、設計諸元を上手に選び、かみ合い率を2.0に設定すると常時2対かみ合いとなり、理論上振動の発生は極小となる。また、式(8)で弾性変形をちょうど打ち消すように歯形修整を施すと振動は発生しない。しかし、歯車の製作誤差や組立誤差は避けられず、また、伝達トルクも一定でないので、振動の小さい平歯車を実現することは容易でなく、自動車用ミッションにはかみ合い歯数の変化が緩やかなはずば歯車を多用している。

はすば歯車の場合にも、第一近似的には正面かみ合い率や重なりかみ合い率を整数に選べば振動は極小となるが、実際はそれほど単純ではない。x, y 軸にそれぞれ正面かみ合い率と重なりかみ合い率をとってかみ合い平面を定義すると⁷⁾、図2に示すように、振動レベルに応じて3領域で区分でき、重なりかみ合い率が1.0以上の領域が、実験結果でも最も振動が低い。従って、低振動歯車を設計することは、駆動系、被動系とのマッチングや空間的な制約の中で、歯車の製作精度を考慮しながら、かみ合い率を意識して歯車諸元と歯面修整量を最適に選ぶことである。比較的重荷重の場合、種々の運転条件における振動レベルをかみ合い平面上に図示した結果⁸⁾が得られているが、軽荷重の場合などまだ不明な点も多く、各社はそれぞれの設計手法を開発使用するとともに、日々その手法の改良に努めている。図3⁹⁾はかみ合い誤差シミュレーションの一例であり、リードと圧力角の修整について示しているが、①点を選ぶことにより、破線で示す量産のばらつき範囲内では4 μm 以下のかみ合い誤差に収められることを示してい

$B = -40 \mu\text{m}$, $C = 10 \mu\text{m}$, $M = 10 \mu\text{m}$, $F = 100 \text{ kg}$

図3 かみ合い誤差シミュレーションの例

る。実際には実質のかみ合い長さが長くなるようにリードの修整量を歯元から歯先にかけて変化させる（パイアサインという）など、さらに詳しい修整を定めている。図4に古いミッション歯車と低振動低騒音に意を用いた新しい歯車を比較して示す。低振動化により、モジュールは小さ

く、かみ合い率は高くなっていることが分かる。

5. 歯車製造工程における精度の確保

変速機には、安価で、信頼性が高く、品質のそろった多量のはずば歯車が必要である。大部分のはずば歯車の加工工程は図5¹⁰⁾に示すように浸炭焼入れのままである。後処理として強度向上のためにショットピーニングを施す¹¹⁾ことがあるがこれは形状精度には関係しないので、精度的には焼入れひずみを含んだ状態で使用することになる。したがって、設計で定めた修整歯形を有し、ばらつきの少ない均質な歯車を得るには、まず、熱処理工程を精密に制御して焼入れひずみのばらつきを極小に管理し、次いで、焼入れひずみが生じた後に規定の修整歯面になるように、ひずみを見込んでシェービング加工をすることである。焼入れひずみは歯筋方向にも複雑に変化するので、シェービング加工では、規定の修整歯形に焼入れひずみ分を補正した複雑な歯形が要求されることになり、シェービングカッタの歯形をこれに対応した歯形に精度よく研削する技術が重要となる。カッタ研削では、テンプレートにより成形され

図4 ミッションギヤのモジュールとかみ合い率

図5 変速機用はずば歯車の加工工程

図6 ギヤラボの業務

た円皿型砥石を用い、試行錯誤による複雑な調整を要するので、職人的技能がとくに求められる。

最近では、ドレッサをNC制御して砥石成形の自由度を格段に向上させた研削盤も現れているが、従来の研削盤は成形された砥石面をカッタに転写する構造となっているので、任意のカッタ歯形を得ることはできない。これに対し、マージ社で開発されたトポロジカル研削盤では、砥石を軸方向に移動可能にしてこれをCNC制御し、任意の歯形を得られるようにした優れた研削盤で、自動車会社で導入されてきている。

ギヤ精度を格段に向上させるには研削仕上げにより焼入れひずみを除去することが有効である。最近、生産性の高い高能率な歯車研削盤が開発され、その実用化が始まっている。とくにヨーロッパでは、シェービング加工の熟練工が得にくくなったことも影響し、導入が進んでいる。日本でもホーニング仕上げも含めて一部で導入されているが、コストの面から全面的に導入される状況にはない。

なお、自動車用歯車製造工程の詳細については文献10)を参照願いたい。

生産される歯車は全数規定の精度を保証しなければならない。しかし、量産される歯車の全数を測定することは不可能なので、加工工程の工程能力を保証することでこれにこたえることとし、工程を保証するために熱処理の前後での抜き取り検査とこれに基づく工程の修整を行う。

抜き取り検査は1歯につき左右両歯面につき歯形方向に3か所と歯筋方向、合わせて8か所をすべての歯について測定し、歯形、圧力角、ねじれ角、クラウニングなど6項目の誤差を管理する。経験によれば、これらの誤差の歯車1個内の平均値が悪化する場合とばらつき（最大値と最小値との差）が悪化する場合とでその原因が異なる。工程のうちもっとも重要なキー技術はシェービング加工であるが、シェービング加工では平均値が不良の場合にはカッタ精度や加工条件などに原因があり、ばらつきが悪化する場合に

はワークの芯出し精度や端面の振れなどに原因がある。従って、これらの6項目の誤差の平均値とばらつきとの管理基準を設けておき、いずれかの項目がこの値を越える場合にはそれぞれの原因と考えられる箇所の対策を講じることにより工程を正常に保つ。管理基準は、平均値については規定の公差幅の1/2、ばらつきについては公差幅と定めている。これは工程能力指数 $C_p=1.4$ であり、1.0に対し十分な余裕を有している¹²⁾。

具体的に加工工程を常に正常に保つためには、工程の技術・技能・管理のすべてが迅速かつ有機的に機能しなければならない。ここではいすゞ自動車の取組みの例¹³⁾を紹介しよう。いすゞの従来の品質保証は製造の各段階ごとにそれぞれの担当部署で行われていた。これに対し、歯車の精度とこれを保証する測定器の精度管理、および最終結果としてのトランスミッションノイズについてすべての責任を負い、また、ライン停止をも含めた権限を持つギヤラボを発足させた。図6にギヤラボの業務を、図7にギヤラボを中心とした情報の流れを示す。ギヤラボを中心とした製造システムは品質システムとして機能している。精度を保証するための製造工程の組織と活動の動態を理解頂きたい。このような管理を行っても時としてギヤノイズが発生することがある。この異常発生時に対する処置も決められており、どのような異常に対しても最大4時間以内に原因究明・対策・選別を実施している。

ギヤノイズは表1に示す官能評価レベルで行い、評価の個人差を無くするため、マスター、マスタトランスアクスル、マスタ評価者の3基準を持って官能評価の精度向上を図っている。対象とするギヤのノイズ評価は、各歯対の組合せに対して下記の4法による官能判定により行う。

- (1) ファイナルベンチ 最悪入力回転数でドライブ側のみの試験を行う。2分サイクルでシフトからギヤノイズまでの合否判定を行う。
- (2) オーディオベンチ 4時間ほどかけてマスタ機

図7 ギャラボを中心とした情報の流れ

表1 ギヤノイズ官能評価

点数		邦 文 表 現
10	EXCELLENT	訓練を積んだ検査員でさえ聞こえない
9	VERY GOOD	訓練を積んだ検査員のみに聞こえる
8	GOOD	厳しいユーザのみに聞こえる
7	SATISFACTORY	すべてのユーザに聞こえる
6	AGREEABLE	一部のユーザがノイズと感じる
5	MEDIOCRE	すべてのユーザがノイズと感じる
↑ 出荷 OK レベル		
4	POOR	すべてのユーザが NG と感じる
3	VERY POOR	すべてのユーザが極度の NG と感じる
2	BAD	限られた範囲でしか機能せず
1	VERY BAD	機能せず

査員が全回転、全トルクについて、ドライブ側、コースト側両面のギャノイズ評価を行う。

(3) マスターカー マスターカーに搭載してマスター検査員が4時間ほどかけてギャノイズ評価を行う。

(4) 量産車 量産車に搭載して抜取り評価をマスター検査員が行う。

出来上がった歯対は組み立てられ、全数ファイナルベンチテストが行われる。これでNGとなったものはオーディッドベンチで詳細に試験される。ノイズの最終評価は車載状態で客先の検査員が行うが、現在ファイナルベンチテストで評価レベル6.5を達成しており、7.0以上を目指して努力している。

6. お わ り に

自動車用トランスミッションギヤの低振動低騒音性を確保するための取組みについて述べた。これは一例にすぎないが、これを通して運動要素の生産における品質保証の活動を理解いただきたい。

参考文献

- 1) JIS Z 9900-9904 (1991).
- 2) ISO 8402 (1984).
- 3) RC 97 歯車および伝動システムの性能向上に関する調査研究分科会研究成果報告書, 日本機械学会, (1992).
- 4) 歌川正博: 平歯車の動荷重, 日本機械学会誌, **61**, 470 (1958) 296.
- 5) 本多 捷: 修整歯面をもつはすば歯車の振動発生機構 (第 1 報), 日本機械学会論文集 (C 編), **57**, 543 (1991) 3634.
- 6) 梅沢清彦はか: 動力伝達用はすば歯車の振動特性 (ばねこわさの近似式), 日本機械学会論文集 (C 編), **51**, 469 (1985) 2316.
- 7) 梅沢清彦: はすば歯車の振動シミュレーションと低振動設計法, RC 97 調査分科会研究成果報告書, 日本機械学会, (1992) 57.
- 8) 梅沢清彦はか: 振動性能曲線による動力伝達用はすば歯車の振動特性の把握, 日本機械学会論文集 (C 編), **54**, 498 (1988) 458.
- 9) S. Kato et al.: Analytical Procedure for Gear Tooth Surface Modification Reducing Gear Noise, IPC-3, No. 852273.
- 10) 加藤昭悟: 自動車用歯車製造プロセスの課題, RC 81 研究成果報告書, 日本機械学会, (1989) 60.
- 11) 柳 晟基はか: 浸炭歯車の曲げ疲労強度に及ぼす表面処理の影響, 日本機械学会論文集 (C 編), **60**, 572 (1994) 1391.
- 12) RC 117 調査研究分科会内部資料.
- 13) 林 厚志: 大量生産下での FF 車用 Trans Axle Final Gear Noise 低減対策, RC 117 調査研究分科会配付資料 III-3.