はすば歯車の諸元・歯面形状精度・支持剛性の統合最適設計法*

小 森 雅 晴^{*1}, 久 保 愛 三^{*1}Total Optimum Design Method of Involute Helical Gears
and Its Support StiffnessMasaharu KOMORI^{*2} and Aizoh KUBO^{*2} Department of Precision Engineering, Kyoto University,
Yoshidahonmachi, Sakyo-ku, Kyoto-shi, Kyoto, 606-8501 Japan

Gears for light and small transmission gearbox, e. g. for passenger car drive, are operated under different conditions in gear shaft alignment, because the gear shafts, bearings and gearbox are deformed considerably by different magnitude due to varying transmitting load. Under the maximum loading condition, those gears must be safe. On the other hand, the same gears have to accomplish low vibrational characteristics under light loading condition, i. e. under cruising condition of car. In the previous reports, the design method of optimum dimensions of helical gear of a definite corrected tooth flank form, and the design method of optimum tooth flank form of gears of a definite dimension, were individually proposed. In this report, those design methods are integrated into a practical simultaneous optimum design algorithm of gear dimensions and tooth flank form. The induced stress and vibrational characteristics of the optimized gear are investigated by this proposed design method. The optimum setting procedure of material allowance and support stiffness of gears in box to minimize the vibrational excitation on gearbox is also suggested.

Key Words: Gear, Noise, Design, Helical Gears, Vibration, Load Capacity, Tooth Form Correction, Gear Dimensions, Support Stiffness

1. 緒 言

乗用車用等の輸送機関のギヤボックスは、小形、軽量であることが非常に重要視される。このため、軸、軸受、歯車箱等は、負荷によってかなり弾性変形し、歯車対は正規のかみあい状態から大きく異なった状態で運転される。歯車は、このような条件下で、最大負荷に対して十分な強度を持つのみならず、通常走行時に相当する軽負荷状態で優れた低振動性能を発揮する必要がある。歯車騒音はレベルは低くても耳につきやすいため、低振動性能、静粛性能に優れた歯車が、近年、特に強く求められている。

一對の円筒歯車の諸元や歯面形状精度が、各種の歯車損傷や振動性能に与える影響についてはこれまでに多くの研究がなされており⁽¹⁾⁻⁽⁸⁾、各種損傷モードに対する強度性能面で優れた、あるいは振動性能面で優れた諸元や歯面形状を求めることがほぼ可能となっている。

著者らは、一般的な歯車損傷である歯の折損、歯面の

ピッチング、スカuffィングに対する安全性を同時に最適化する歯車諸元と歯面形状の設計法を提案した^{(9),(10)}。また、比較的支持剛性の低い条件下で運転されるはすば歯車を対象として、軽負荷時の振動性能と最大負荷時の強度性能の双方を最適化する歯面形状設計法を提案した^{(11),(12)}。さらに、歯車歯面形状のみを設計対象として、振動と強度の双方で最適化する場合に、歯車運転性能に対する影響の大きい歯車支持剛性や材料強度をどのように設定すべきかを報告している⁽¹³⁾。

しかし、これらの報告では、最大負荷時の安全性と軽負荷時の振動性能を同時に考慮して、歯車の諸元と歯面の3次元形状の全てを最適化することは、未だ可能とはなっていない。そこで、本報告ではこれまでの成果の上に立ち、トルクに応じて歯車軸の平行度が大きく変化する条件下で、要求される強度性能を満たしつつ軽負荷時の振動性能を最適化する歯車の諸元と歯面形状の総合的な設計法を構築する。また、歯車支持剛性および歯車材料の最適設定法を提案する。

2. 歯面形状設計法の概要

実かみあい率 ε_{act} を実歯当たり(負荷を受けもつ歯面上

* 原稿受付 2002年11月11日。

^{*1} 正員, 京都大学大学院工学研究科(☎606-8501 京都市左京区吉田本町)。

E-mail: komorim@prec.kyoto-u.ac.jp

Fig. 1 Relationship between actual contact ratio and vibrational excitation, when the amount of convex tooth flank form modification is changed

Fig. 2 Region of tooth flank form satisfying the requirements for tooth root stress, Hertz stress, flash temperature, and simultaneously for vibrational excitation under fixed profile form

の領域)の作用平面上での法線方向長さとな線ピッチの比で定義する⁽¹¹⁾。図1は、乗用車用歯車の歯面形状を変化させた場合の実かみあい率と振動起振力かみあい1次成分との関係を示す。実かみあい率が整数+1.6となる回りで振動起振力かみあい1次成分が小さくなることからわかる。ここで、実かみあい率が1.6となる回りで振動起振力かみあい1次成分が小さくなる領域を起振力の谷1と呼び、同様に、実かみあい率が2.6, 3.6回りで振動起振力1次成分が小さくなる範囲を起振力の谷2, 谷3と呼ぶこととする^{(12),(14)}。

歯車設計の際に与えられる、最低限満たすべき振動性能および強度性能の限界を、しきい値として与える。図2は、乗用車駆動用の諸元を持つ歯車に、ある正面歯形形状を与えた条件下で歯筋形状を変化させ、最大負荷時の小歯車歯元応力 $\sigma_{h(p)}$ 、大歯車歯元応力 $\sigma_{h(w)}$ 、ヘルツ応力 σ_H 、フラッシュ温度 T_f が、それぞれのしきい値と一致する線を示す。また、騒音が問題となる軽負荷時における実かみあい率1.6回りの起振力の谷1近傍での振動起

振力1次成分 E_{v1} についても同様に、しきい値と一致する線を示す。振動起振力は、しきい値に相当する線よりも歯筋勾配量(歯筋の傾き)が小さくなる(図で左になる)ほど小さくなり、白丸の位置に相当する歯面形状で最小となる。逆に、発生応力等の各強度性能指標はしきい値の線よりも歯筋勾配量が大きくなる(図で右になる)ほど小さくなる。このため、図中の灰色の塗りつぶし部が起振力の谷1で全ての要求性能を満足する歯筋形状の存在領域となる。この領域の広さは、一般に中凸形の正面歯形修整量が大きくなるほど小さくなる。また、図2の黒丸の位置に相当する、強度性能条件を満たしつつ振動性能を最適化する歯筋形状を与えた歯車の振動起振力は、歯形修整量の変化に対して極小値をもつことがわかっている⁽¹¹⁾。この極小点に相当する歯面形状が、この起振力の谷での、振動、強度の双方の面から見た最適歯面形状となる。

幾何学的な全かみあい率の大きいはすば歯車では、起振力の谷がいくつか現れる。最適歯面形状は、基本的には実かみあい率が最大となる起振力の谷に存在するが、要求される強度性能によっては実かみあい率がより小さい起振力の谷での歯面形状が最適となる場合がある。これらの結果に基づき、トルクに応じて歯車軸のアライメント誤差が大きく変化する条件下で、軽負荷時の振動性能と最大負荷時の強度性能の双方を最適化する歯面形状の設計アルゴリズムを提案した⁽¹²⁾。

3. 正面かみあい率や重なりかみあい率が最適歯面をもつ歯車の運転性能に与える影響

強度性能を考慮せず、振動性能のみを最適化する歯面を持つ歯車の特性を検討した。この結果、歯車の諸元によって決まる幾何学的な全かみあい率 ϵ_g の大きいほど、巨視的には歯車の振動が抑えられることを明らかにした⁽¹³⁾。しかし、全かみあい率が同じでも正面かみあい率と重なりかみあい率が異なれば、得られる歯車の性能は異なると考えられる。

全かみあい率のほぼ等しい歯車諸元に対して上述の歯面形状設計法を適用する。用いる諸元の一部は表1に示すとおりであり、ギヤボックスの大きさと歯数比に関わる諸量(中心距離、歯幅、歯数比)を固定条件としている。これらの歯車には、低振動性能が求められる軽負荷時の入力トルク 53 N・m に対して、有効歯幅の一側端の作用面内すきま量で 10 μm のアライメント誤差が発生するとする。

図3の破線は、歯車強度性能を考慮せずに、振動起振力のかみあい1次成分から3次成分の rms 値である E_{vr} 値

Table 1 Some examples of sample gear dimensions

Normal module	(mm)	2.2620	2.3912	2.5022
Number of teeth (driving pinion)		20		
Number of teeth (driven wheel)		74		
Helix angle	(deg.)	35.00	30.00	25.00
Addendum modification factor (driving pinion)		0.00		
Addendum modification factor (driven wheel)		0.00		
Face width (driving pinion)	(mm)	36.5		
Face width (driven wheel)	(mm)	36.1		
Normal pressure angle	(deg.)	21.0		
Center distance	(mm)	130.0		
Tip circle radius (driving pinion)	(mm)	29.9	30.7	31.5
Tip circle radius (driven wheel)	(mm)	104.4	105.2	106.1
Geometrical contact ratio		1.17	1.60	2.07
Overlap ratio		2.91	2.40	1.94
Geometrical total contact ratio		4.09	4.00	4.01

Fig.3 Relationship between vibrational excitation E_{vr} and transverse geometrical contact ratio of gears with vibrationally optimized tooth flank form, and that optimized simultaneously also in load carrying capacity (Total contact ratio ε_v is fixed to 4.0)

(12)を最小化する歯面形状を求めた結果である。振動起振力 E_{vr} 値は正面かみあい率の変化に対してほとんど変化しない。すなわち、歯車に振動性能を最適化する歯面形状を与える場合、全かみあい率が同じ諸元の歯車では、同程度の低振動性能を実現することができる。図3の実線で示す。ここでは、入力トルク 575N・m、回転速度 4000rpm の条件下で十分な強度性能が必要とされ、このときには、110 μ m のアライメント誤差が発生するとしている。また、ヘルツ応力 2100N/mm²、フラッシュ温度 123 $^{\circ}$ C、小歯車、大歯車歯元応力 910N/mm² を、最低限満たすべき強度性能のしきい値としてい

軽負荷時の低振動性能だけでなく、最大負荷時に十分な強度性能が要求される場合に対して、最適歯面を求めた結果を図3の実線で示す。ここでは、入力トルク 575N・m、回転速度 4000rpm の条件下で十分な強度性能が必要とされ、このときには、110 μ m のアライメント誤差が発生するとしている。また、ヘルツ応力 2100N/mm²、フラッシュ温度 123 $^{\circ}$ C、小歯車、大歯車歯元応力 910N/mm² を、最低限満たすべき強度性能のしきい値としてい

Fig.4 Influence of transverse geometrical contact ratio on the total safety factor of gears, where total contact ratio ε_v is fixed to 4.0

る。強度性能条件を満足しつつ振動を最小化する歯面形状を与えた歯車の振動起振力は、正面かみあい率の変化に対して極小値をもつことがわかる。

ここで、強度性能しきい値と発生応力等の指標値との比を安全率と考え、各強度性能指標に対する安全率の最小値を対象歯車の総合安全率と定義する⁽⁹⁾。図4は、これまでと同じ諸元をもつ歯車に、実かみあい率の最大となる起振力の谷近傍に存在する種々の歯面形状を与えた場合に、得られる最大負荷時の総合安全率を示している。 e_p は歯形修整量、 e_l は歯筋クラウニング量、 g_l は歯筋勾配量(歯筋の傾き)である⁽¹¹⁾。総合安全率が極大となる正面かみあい率は歯面形状によって若干異なるものの、正面かみあい率が1.4から1.6の間に収まっている。すなわち、振動と強度の双方に優れた歯面形状を与える場合の最適正面かみあい率(図3)と、総合安全率を最大化する正面かみあい率(図4)はほぼ一致していることがわかる。図2の黒丸で示される振動強度最適歯面での振動性能は、強度性能を考慮せずに振動性能のみを最適化する歯面(図2の白丸)に近づくほど、すなわち、歯筋勾配量が小さくなるほど(図2の左ほど)、優れたものとなる。このためには、図2の各強度性能指標のしきい値に相当する曲線の位置が、より歯筋勾配量の小さい領域となる必要がある。このことは、強度性能面に優れた諸元の歯車であれば、振動強度最適歯面を振動性能最適歯面により近づけやすいことを意味している。図3で振動強度最適歯面を与える場合に振動起振力を最小化する諸元と、図4の総合安全率を最大化する諸元が一致するのは、このためと考えられる。

Fig.5 Design algorithm of optimum gear dimensions and tooth flank form under fixed ε_γ in terms of vibration and load carrying capacity simultaneously

Table 2 Design conditions

(a) Geometrical & specification limitations

Normal module m_n	(mm)	2.3
Number of teeth (driving pinion)		20
Number of teeth (driven wheel)		74
Helix angle β_0	(deg.)	$0 \leq \beta_0 \leq 35$
Addendum modification factor (driving pinion) x_1		$-1.00 \leq x_1 \leq 1.40$
Addendum modification factor (driven wheel) x_2		$-1.00 \leq x_2 \leq 1.40$
Face width (driving pinion)	(mm)	36.5
Face width (driven wheel)	(mm)	36.1
Normal pressure angle α_n	(deg.)	$14 \leq \alpha_n \leq 30$
Center distance	(mm)	130.0
Backlash	(mm)	0.2
Tooth depth	(mm)	$2.2m_n \sim 3.0m_n$
Crest width of tooth	(mm)	$\geq 0.3m_n$
Trochoidal interference clearance	(mm)	≥ 3.0

(b) Operating conditions

	Torque	Alignment error	Rotational speed
Light loading condition	53N·m	10 μ m	2800rpm
Heavy loading condition	575N·m	110 μ m	4000rpm

(c) Threshold values for load carrying capacity

Hertz stress	(N/mm ²)	1760
Flash temperature	(°C)	65
Tooth root stress (driving pinion)	(N/mm ²)	780
Tooth root stress (driven wheel)	(N/mm ²)	840

これらの結果より、全かみあい率が同じ歯車諸元の中から最適解を求める場合、強度性能条件面でもっとも余裕のある歯車諸元を採用し、その条件下で歯面形状を最適化すればよいことがわかる。

4. 歯車諸元と歯面形状を同時に最適化する設計法

4・1 全かみあい率を固定した条件下での設計 全かみあい率を固定した条件下での振動強度最適歯車は、総合安全率の最も高い諸元の歯車に対して、振動強度最適歯面を与えたものとなる。総合安全率を最大化する歯車諸元の設計には、著者らが提案した設計法^{(9),(10)}を適用できるが、このためには入力データとして歯面形状が必要であり、歯面形状が異なれば得られる諸元も異なったものとなる。そこで、強度性能最適化諸元設計、振動強度双方最適化歯面設計の順で繰り返し計算を行う。そして、得られる諸元および歯面形状に変化が見られなくなれば、それを振動性能と強度性能の双方に優れた歯車諸元および歯面形状とみなすこととする。このアルゴリズムを図5に示す。

4・2 全かみあい率の最適化 表2の設計条件下で、図5の全かみあい率を入力条件とする最適歯車設計法を適用し、最適な諸元および歯面をもつ歯車の振動性能と全かみあい率との関係を求めた結果を図6に示す。この設計条件下での幾何学的全かみあい率の最大値は4.4程度であるが、全かみあい率がこの値よりも小さくなるほど得られる歯車の振動起振力は小さくなっている。全かみあい率をさらに小さくしていくと、全かみあい率が3.8となる辺りから振動起振力 E_w 値はほとんど変化しなくなる。

図7は、歯形修整量10 μ m、歯筋クラウニング量10 μ m、歯筋勾配量(歯筋の傾き)10 μ mの歯面形状を与えて、総合安全率が最大となる歯車諸元を求めた結果である。全かみあい率を横軸にとって、おのおのの場合の総合安全率の変化の様子を示している。縦軸の値は、総合安全率が最大となる全かみあい率3.8での値に対する比を示す。総合安全率は全かみあい率が最大となる諸元近くでは、非常に低くなることがわかる。これは、全かみあい率が最大値近傍になると、歯車が成立するための幾何学的制約条件(歯先歯厚限界など)や諸元変数制約条件(ねじれ角などの採用可能範囲に関する条件)が強く影響するため、総合安全率に優れた諸元を選択するのが難しくなることが原因である⁽⁹⁾。このため、振動強度双方最適歯面(図2の黒丸)を振動性能のみを最適化する歯面形状(図2の白丸)に近づけることができなくなり、最適解の振動性能が悪化する結果となっている。これに対して、全かみあい率が3.9以下の範囲では総合安全率がかなり高くなっており、歯面形状をより振動性能面で優れたものに設定す

Fig.6 Vibrational excitation of optimum gears designed by proposed design algorithm for fixed ε_v (cf. figure 5)

Fig.7 Change of total safety factor of gears, when gear dimensions are optimized for load carrying capacity under each ε_v (Tooth flank form is fixed, therefore vibrationally not optimized)

ることが可能となる。全かみあい率を3.6近傍まで小さくすると、総合安全率が若干悪化傾向を示すが、これも幾何学的制約条件等のため採用可能な歯車諸元の数が増加することに起因する。そのため、全かみあい率の低下に伴って最適解の振動起振力が悪化する場合もある。他の条件でも調査を行ったが、総合安全率の変化には同様の傾向が見られた。

この特徴を利用することで、振動と強度の双方を考慮した、歯車諸元および歯面形状の同時最適化が可能となる。まず、最大全かみあい率に対して図5の設計法を適用し、最適歯車を求め、その後、全かみあい率を小さくしながら同様に最適解を求めていく。そして、最適解の振動起振力に極小値が見つかった、あるいは値にほとんど変化が見られなくなれば、それが総合的に最適歯車諸元と歯面形状の組み合わせとなる。すなわち、図5の設計法に、この全かみあい率の最適化ループを加えたものが最適歯車設計アルゴリズムとなる。

5. 強度性能しきい値が最適設計された歯車の振動特性に与える影響

強度的に厳しい条件下で使用される歯車の場合、歯車の材料強度は、振動と強度の双方を最適化した歯車の諸元や歯面形状に大きく影響し、振動性能を左右する。いま歯車が、表2(b)の軽負荷時、最大負荷時にそれぞれ低振動性能、強度性能が求められる場合をとりあげる。表2(a)の制約条件の下で、振動起振力 E_{vr} 値を振動性能評価指標として、提案した最適歯車設計法を適用する。得られた最適諸元および歯面形状をもつ歯車の振動性能と全かみあい率を図8に示す。ここでは、しきい値として表2(c)の値を採用し、これらを基準しきい値と定義する。強度性能条件は各基準しきい値を等しく定数倍とする変化をさせている。横軸はその倍率を示しており、右側に行くほど強度面で優れた材料を使用することを意味している。図中の点線で区切られた領域は、得られた振動強度最適歯面の特徴の違いを示す。しきい値倍率が1.16よりも小さい場合は、歯車諸元の全かみあい率は3.6から3.8の間の値をとっている。このしきい値倍率の範囲では強度性能条件が厳しいため、図7の全かみあい率3.8近傍に見られるような、総合安全率の高い全かみあい率の範囲内に、設計された歯車の全かみあい率が存在するような歯車諸元が、最適解として選択されたと考えられる。この強度性能しきい値の範囲では、しきい値倍率が大きくなるにつれて最適歯面の存在位置が起振力の谷1から谷2に移動し、それに伴い振動起振力は階段状に低下している。この特徴は諸元を固定して歯面形状を最適化した結果⁽¹³⁾に見られた特徴と同じである。一方、しきい値倍率が1.16以上の範囲では、しきい値倍率が増加するにつれて、最適歯車の全かみあい率が増加している。また、このしきい値倍率の範囲では、最適歯面は、常に、各歯車諸元で振動起振力を最小にする歯面形状となる。各歯車諸元に対して振動起振力を最小化する歯面形状を与える場合、巨視的には全かみあい率が大きくなるほど振動起振力は小さくなるが、その変化の程度は小さい⁽¹³⁾。このため、歯面形状が大きく変化するしきい値倍率1.16以下の範囲と比較すると、しきい値倍率が1.16以上となる範囲では振動起振力の変化は無視できる程度となっている。しきい値倍率が1.9となると、最適解は幾何学的制約条件と諸元変数制約条件を満足する最大全かみあい率(この例では4.4)となる諸元と振動性能を最適化する歯面形状を持つ歯車に収束する。そのため、それ以上にしきい値倍率を高めても振動起振力は変化しない。

これらの結果より、最大負荷時に要求される強度性能を満足しつつ、軽負荷時の振動を抑えるためには、歯車

Fig.8 Vibrational excitation and geometrical total contact ratio of simultaneously optimized gears in vibration & loading capacity as function of material allowance

の材料強度を高めることは有効ではあるが、材料強度がある程度以上高くなると、その効果は薄れる。したがって、材料や熱処理法の選択は、歯車諸元や歯面形状決定後の実かみあい率と起振力の谷の位置を考慮して行う必要がある。すなわち、最適歯車設計法より得られる最適歯面が、振動性能のみを評価する場合の最適歯面と一致する材料強度範囲を求め、そのような強度を有する歯車材料を、コストを考慮して選択するのが一つの指針である。あるいは、そのような歯車材料を用いることができない場合は、可能な範囲での高強度材料を選択し、最適歯車設計アルゴリズムより得られる歯車諸元と歯面形状を与えるのが最適である。

6. 歯車の支持剛性がかみあい振動起振力や歯車箱への加振力に与える影響

歯車軸、軸受、歯車箱などの歯車支持剛性を、歯車の作用線方向への平行移動変位に対する支持剛性とアライメント誤差の発生に対する剛性とに分けて考える⁽¹³⁾。図9に示すように、駆動歯車への入力トルク T_q によって、小歯車軸と大歯車軸の相対的な位置関係が正規の状態とは異なるようになるとする。図のように有効歯幅側端における軸の作用線方向の相対的なずれ量を A_{l1} 、 A_{l2} とする。アライメント誤差に対する剛性 S_a (アライメント剛性と呼ぶ)、ならびに、作用線方向の軸の平行移動に対する剛性 S_p を次のように定義する。

Fig.9 Definition of deviation of gear axes position due to transmitting torque

Fig.10 Vibrational excitation and geometrical total contact ratio of simultaneously optimized gear in vibration & loading capacity as function of alignment rigidity

$$S_a = \frac{T_q}{|A_{l1} - A_{l2}|} \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$S_p = \frac{2T_q}{A_{l1} + A_{l2}} \quad \dots \dots \dots (2)$$

6・1 かみあい振動起振力への影響 アライメント剛性は、低振動性能が要求される軽負荷時と強度性能が求められる最大負荷時に発生するアライメント誤差の大きさの違いの程度を左右するものであるため、最適解としての歯車諸元、歯面形状に対して大きな影響を持つ。いま、歯車が入力トルク 53N・m の軽負荷時に低振動性能を、575N・m の最大負荷時に強度性能を求められる場合を

考える。様々なアライメント剛性の歯車支持条件下で最適解を求めた結果を図10に示す。与えた制約条件は表2(a)のとおりであり、強度性能しきい値として前章の基準しきい値を与えた。図10の横軸のアライメント剛性は、右に行くほどアライメント誤差の発生が小さくなる状態を意味している。アライメント剛性が小さい範囲では最適解の振動起振力は極めて大きい、アライメント剛性が増加すると振動起振力は小さくなっていくことがわかる。アライメント剛性が $11.0\text{N}\cdot\text{m}/\mu\text{m}$ 以下の範囲では、歯車諸元は総合安全率の高い全かみあい率3.6から3.8の諸元に限定される。また、歯面形状はアライメント剛性の増加とともに起振力の谷1から谷2に移動し、それに伴って振動起振力は小さくなっていく。この歯面形状や振動起振力の変化は、与えられた歯車諸元に対して歯面形状だけを最適化した場合と同じ傾向を示している⁽¹³⁾。

一方、アライメント剛性が $11.0\text{N}\cdot\text{m}/\mu\text{m}$ 以上の範囲では、最適諸元として決定される歯車の全かみあい率は、アライメント剛性が大きくなるほど大きくなるが、振動起振力に大きな変化は見られなくなる。この範囲では、歯面形状は各諸元に対応した振動性能最適歯面形状となる。このため、このアライメント剛性の範囲では、アライメント剛性の変化に対する最適歯車の振動起振力の変化は非常に鈍感となっている⁽¹³⁾。

これらの結果、アライメント剛性が十分ではないギヤボックスに対してその剛性を高めることは歯車の振動起振力の改善のために有効であるが、アライメント剛性がある程度以上になると振動起振力の改善に対して寄与しないことが明らかになった。

6・2 歯車箱にかかる加振力への影響 歯車装置の騒音の主たる原因は、歯のかみあい部での動荷重が歯車軸、軸受を伝わって歯車箱を振動させることにある。歯車の支持剛性は、この動荷重の歯車箱への伝達特性を支配するため、振動起振力が歯のかみあい部に働く動荷重の大きさを左右するのは別の側面からギヤノイズに対して大きな影響を持つ。歯車箱に対する加振力は歯車の伝達誤差振幅に相当する作用線方向の変位振幅と、歯、歯車本体、歯車軸、軸受の作用線方向の剛性を合成した値との積に比例するものと考えられる⁽¹⁵⁾。このため、歯車箱への加振力を小さくするためには伝達誤差振幅を小さくするか、作用線方向の支持剛性 S_p を小さくする必要がある。ところが、伝達誤差振幅は振動起振力とほぼ比例関係にあるので⁽¹⁶⁾、最大負荷時に要求される強度性能を満足しつつ、軽負荷時の伝達誤差振幅を抑えるためには、歯車支持要素のアライメント剛性は高いほうがよい。

図11は、振動と強度の双方を最適化する歯車諸元と3次元修整歯面形状を与える場合に、歯車の支持剛性が軽

Fig.11 Vibrational excitation acting on the housing of gears optimized simultaneously in their dimensions and 3 dimensional tooth flank form as function of their support rigidity

負荷時に発生する歯車箱への加振力に与える影響を求めた結果である。一般に歯車の支持剛性を変えると、アライメント剛性 S_a と作用線方向への支持剛性 S_p の両方が変化する。そこで、パラメーターとして歯車の作用線方向の支持剛性とアライメント剛性との比 S_p / S_a （支持剛性傾比と称す）をとる⁽¹³⁾。図中の上にある線ほど歯車軸の作用面内での平行移動より、軸の傾きが顕著に現れる状態に対応している。支持剛性傾比の値に関わらず、アライメント剛性が $11.0\text{N}\cdot\text{m}/\mu\text{m}$ 程度の時に歯車箱への加振力の極小値が現れている。すなわち、最適歯車設計法より得られる最適歯面と実かみあい率の最大となる起振力の谷における振動性能最適解とが一致するアライメント剛性の範囲(ここでは $11.0\text{N}\cdot\text{m}/\mu\text{m}$ 以上)の最小値が、歯車箱への加振力を極小にするアライメント剛性値となる。

図11では、アライメント剛性が $4.0\text{N}\cdot\text{m}/\mu\text{m}$ となる辺りで歯車箱への加振力が若干低下する傾向が見られる。しかしながら、この支持剛性領域では軽負荷時に歯車が大きく片当たりしており、製造誤差などの不確定要因があれば、振動性能は、この図で示されている状態から大きく悪化する。このため、この支持剛性の範囲は設計上狙うべきではない。

これらの結果、強度、振動の双方に優れた歯車装置を得るためには、次のようにすればよいことが明らかになった。まず、最適歯車設計アルゴリズムを適用して、得られる最適歯車の最適歯面が、振動性能だけを評価する場合の最適歯面と同一となる歯車支持要素のアライメント剛性範囲を調べ、その最小剛性値を把握する。そし

て、アライメント剛性をこの値に近づけつつ、かつ、作用線方向の支持剛性を可能な限り小さくするように支持方法を決定すればよい。

7. 結 言

本研究は、軽負荷時の低振動性能と最大負荷時の強度性能が求められるはすば歯車の諸元と歯面形状を同時に最適化する設計法の開発を目的として行われた。まず、著者らが既に提案した最適歯面設計法を用いて、幾何学的なかみあい率と最適歯面を持つ歯車の振動性能との関係を調査した。この結果、全かみあい率が同一で正面かみあい率、重なりかみあい率の異なる歯車諸元に対して振動強度最適歯面を与える場合、強度的安全性に優れた歯車諸元ほど、振動起振力を小さくできることを明らかにした。このため、全かみあい率が固定された条件下で、強度と振動の双方に優れた歯車を求める場合、強度性能面でもっとも余裕のある歯車諸元を採用し、その条件下で歯面形状を最適化すればよいことを示した。

この結果を基にして、著者らが既に提案した強度性能最適化諸元設計法と歯面設計法を統合し、全かみあい率を固定した条件下で振動と強度の双方を最適化する歯車諸元と歯面形状の組み合わせを求める設計法を構築した。この設計法を全かみあい率条件を変化させつつ適用した結果、最適解の振動起振力は全かみあい率の変化に対して極小値をもつ、あるいは全かみあい率がある値以下では値がほとんど変化しなくなることがわかった。この結果より、振動と強度の双方を考慮して、歯車諸元と歯面形状を同時に最適化する設計法を提案した。

また、この最適歯車設計法を用いて、材料強度や歯車の支持剛性が最適歯面と最適諸元を持つ歯車の振動性能に与える影響について調査を行い、次のことを明らかにした。

(1) 歯車材料の強度性能しきい値の小さい条件下では、最適歯車諸元は総合安全率の高い全かみあい率となるものに限られ、振動起振力は大きい。強度性能しきい値を大きくすると、最適歯面形状が大きく変化し、振動起振力は小さくなる。そして、振動強度最適歯面が、強度性能を無視し振動性能だけを最適化する歯面形状に一致するようになると、振動起振力の値は変化しなくなる。このことより、最適歯車設計法より得られる最適歯面が振動性能のみを最適化する歯面と一致するような材料強度条件となる歯車材料を、コスト的に可能ならば、採用すべきである。また、そのような歯車材料を選択できない場合は、採用可能な高強度材料を選択し、それに対し、最適歯車設計法より得られた諸元と歯面を与えればよい。

(2) 歯車のアライメント誤差に対する支持剛性の変化、すなわち、装置のアライメント剛性の変化が、最適歯車の諸元、歯面および振動性能に与える影響は、上述(1)の強度性能しきい値の変化によるそれと定性的には一致する。

(3) 歯車箱に対する加振力を最小にするためには、歯車の支持剛性を作用線方向の剛性とアライメント剛性の両面から検討する必要がある。まず、最適歯車設計アルゴリズムを適用して、得られる最適歯車の最適歯面が振動性能だけを評価する場合の最適歯面と同一となるアライメント剛性範囲を調べ、その最小剛性値を把握する。アライメント剛性をこの値に近づけつつ、できる限り作用線方向の剛性を低くする歯車支持が実現されるよう、歯車装置構造を決定すれば最適な状態となる。

アライメント剛性を最適値まで高められない場合は、提案した最適歯車設計アルゴリズムより得られる歯車諸元、歯面形状を採用し、できる限り歯車支持系のアライメント剛性を高め、あるいは維持しつつ、作用線方向の剛性を下げるような歯車装置設計が必要となる。

文 献

- (1) 梅澤・鈴木・北條・佐藤, 機論, 50-456, C(1984), 1458-1464.
- (2) 鈴木・清野・矢内・森川・榎本, 自動車技術会論文集, 36, 1987, 174-179.
- (3) 蔡・林, 機論, 57-544, C(1991), 3957-3963.
- (4) 西野, 機論, 68-665, C(2002), 247-254.
- (5) 寺内・灘野・野原, 機論, 48-425, C(1982), 106-112.
- (6) 灰塚・根本・成瀬, 機論, 62-597, C(1996), 1975-1982.
- (7) M.Yokoyama, J.Ishikawa and K.Hayashi, *Wear*, 19(1972), 131-141.
- (8) 藤井・小幡・吉田, 機論, 56-526, C(1990), 1564-1569.
- (9) 小森・久保, 機論, (投稿中).
- (10) 久保・小森・高橋・市原, 機論, (投稿中).
- (11) 小森・久保・藤野・鈴木, 機論, 68-666, C(2002), 569-576.
- (12) 小森・久保・鈴木, 機論, 68-666, C(2002), 577-584.
- (13) 小森・久保・鈴木, 機論, 68-667, C(2002), 927-934.
- (14) 梅山・加藤・井上, 機論, 62-603, C(1996), 4332-4339.
- (15) 横山・鈴木, 精密工学会誌, 64-11(1998), 1585-1588.
- (16) 久保・野中・影山・加藤(直)・加藤(昭)・大森, 機論, 56-532, C(1990), 3404-3409.
- (17) 井上・ほか2名, 機論, 55-514, C(1989), 1488-1493.
- (18) 鈴木・小川・堀田, 機論, 64-622, C(1998), 2199-2204.
- (19) 吉田, トライボロジスト, 43-2, C(1998), 106-112.