714 摺動性樹脂と金属複合無潤滑歯車の開発と解析・設計法

Analysis and Design of Composite Gear Consisting of Resin and Steel without Lubrication

李 英 (群馬大院)

正 長屋 幸助 (群馬大)

○ 久保 宏道 (群馬大院)

Ying LI, Gunma University, Tenjinchou1, Kiryuusi, Gunma
 Kosuke NAGAYA, Gunma University
 Koudou KUBO, Gunma University

Recently, low noise gears without lubrication are required for business machines and robots, because they are used in open space. The present article provides a new type gear consisting of steel and resin (called Delrin-100), which has good lubrication characteristics. Production processes are presented for the gear, and its characteristics are investigated. It is ascertained that the strength of our gear is greater than that of a plastic gear, and noise of our gear is small in comparison with plastic gears. The design method is presented, and effects of friction on the position control is also investigated.

Key Words : Gear, Dry Friction, Composite Gear, Delrin-100, Design, Strength, Sound Noise, Control Error.

A1 緒言

現在使用されている歯車は歯面同士の直接接触によって歯面の摩耗が進行し、振動や騒音が発生するという欠点があるため、潤滑が必要である。しかし、近年コンピュータ機器などの増加により、低騒音で無潤滑の歯車の開発が急務である。今日、無潤滑歯車としてプラスチック歯車が用いられているが、駆動速度を増大した場合、プラスチック歯車は比較的摩擦が大きいため、歯面摩擦により歯面温度が上昇し変形が起こるのみならず、接触部の摩耗が大きくなり、騒音や振動が増大する。その上強度的にも弱い。

本研究では、摺動性がよくかつ衝撃にも強い樹脂である Delrin-100 に注目し、これをコア材とし、その両端を金属で接着支持する複合樹脂歯車を提案する (図 A1 の写真参照)。本歯車を用いる場合、通常回転時には樹脂歯と相手側金属歯車とが接触して回転し、大きな衝撃がかかった場合等には、金属歯形で衝撃に耐えるという構造である。本歯車の妥当性を検証するため、実際に複合歯車を製作し、強度、騒音、摩擦などの観点から理論的および実験的検討を行い、現在用いられているプラスチック歯車との比較検討を行う。

A2 複合歯車の騒音特性

本研究で提案した歯車を用いた場合の騒音の比較を行った。以下歯車の組み合わせは一方が鋼製歯車で、他方がプラスチック (PS) 歯車 (無潤滑) (Fe-PS)、本複合歯車 (無潤滑) (Fe-Delrin) として、騒音の比較を行う。

図 A2 に、これらの歯車を回転数 10rpm で 100 時間回転させた時の騒音の変化を示す。プラスチック歯車は終始一定の騒音である。一方、複合歯車の場合は回転し始めると間もなく騒音が減少し、その後少し騒音が大きくなるが、それからまた徐々に騒音が減少していき、最終的に一定の騒音に近づくということが分かる。また、100 時間回転後の騒音は、複合歯車の方が PS 歯車より約 10dB 小さいことが分かる。

A3 複合歯車の強度

本複合歯車の強度を調べるために、破壊実験を行った。その結果、複合歯車の破断トルクは $483.5\text{N}\cdot\text{m}$ でプラスチック歯車の破断トルクは $121.0\text{N}\cdot\text{m}$ であり、複合歯車は PS 歯車より 4 倍の強度があることが分かった。

Fig.A1 Composite gear made in this study

Fig.A2 Variation of sound level with time

1. 結言

現在使用されている歯車は歯面同士の直接接触によって歯面の摩耗が進行し、振動や騒音が発生するという欠点があるため、潤滑が必要である。しかし、近年コンピュータ機器など、人間の居住する空間に置かれ、潤滑による環境汚染が極度に嫌われる機器が急速に増加している。そのため、低騒音で無潤滑の歯車の開発が急務である。今日、無潤滑歯車としてプラスチック歯車が用いられているが、駆動速度を増大した場合、プラスチック歯車は比較的摩擦が大きいため、歯面摩擦により歯面温度が上昇し変形が起こるのみならず、接触部の摩耗が大きくなり、騒音や振動が増大する。その上強度的にも弱い。そこで、本研究の長屋らは、潤滑特性の良い COPNA 樹脂を用いて、COPNA 歯車を製作した。この COPNA 歯車はプラスチック歯車に比べ騒音が小さく、使用時間の経過とともに騒音が減少し、ある一定の状態に近づくなどの特徴を有するが、実用化を考えると、強度的にはやや弱く、衝撃にも弱いという欠点があった。

そこで本研究では、大きな衝撃にも耐える Delrin-100 樹脂と金属による複合歯車を提案する。実際に複合歯車を製作し、強度、騒音、摩擦などの観点からプラスチック歯車と理論的および実験的に比較検討を行う。

2. 歯車の製作法

これまでの研究で、金属歯車と摺動性樹脂歯車を噛み合わせて回転させたときは、周波数の高い耳障りな騒音が抑制されることが分かっている。しかし、長屋らの開発した歯車には、強度的に弱いという欠点があった。そこで、金属歯と樹脂歯を接触回転させて、騒音を抑制し、強度的に強い歯車を作るため、摺動性樹脂歯の両端を金属歯と接着させる方法を考える。このとき、金属歯と樹脂歯が同じ寸法の場合は両端の金属歯が相手方の金属歯に接触するので、その接触を無くする方法として、両端の金属歯には負の転位を施し、内部（コア）の歯車を標準歯車とすることを考える。

図 1 は上記の観点より設計された金属部の歯車を表す（以下外歯車と称する）。本研究では、転位量を -0.6 としてある。

平歯車	
歯形	標準
モジュール	2
圧力角	20°
歯数	24
基準ピッチ円	
直径	48.00
転位量	-0.60

Fig.1 Design of outer gear

上記のようにして作成された外歯車を金型にいれ、その金型に Delrin-100 樹脂を溶融(175°C)させて射出成形する（インサート成型）。これにより上記外歯車の溝および歯形部分に Delrin-100 樹脂が充填された円盤が作られる。その円盤の外周を転位零で歯切り盤で歯切りする。このような工程により、外歯車の歯形よりわずかに大きい樹脂歯を有する複合歯車が製作される（図 2 の写真参照）。

Fig.2 Composite gear made in this study

3. 複合歯車の強度

3.1 歯面のすべりを考慮した設計

本歯車では、樹脂の部分のみが相手方金属歯車と接触して回転する。樹脂（Delrin-100）には塑性域がほとんど無く、弾性域のあと、突然破断する性質がある。そのため、金属歯車のような塑性変形を基準とする面圧設計法は適当ではない。本歯車の場合は無潤滑であるため、すべり速度 v と歯に作用する力 F を用いた Fv 値による設計が適当と思われる。

Fig.3 Sliding rate

一つの歯に作用する荷重を P 、樹脂部分の幅を b_p とすると、一つの歯の歯幅方向単位長さには作用する力 F は、

$$F = \frac{P}{b_p}$$

すべり速度 v は、

$$v = \frac{1}{2}(-v_1 + v_2) = \frac{1}{\tau}(-s_1 + s_2)$$

ここに、

$$v_1 = 2s_2/\tau \quad v_2 = 2s_1/\tau$$

$$s_1 = \left\{ (r_1 \sin \alpha - l_1) - \frac{r_1}{r_2} (r_2 \sin \alpha + l_1) \right\} \left(\frac{\pi}{Z} \right)$$

$$s_2 = \left\{ (r_1 \sin \alpha + l_2) - \frac{r_1}{r_2} (r_2 \sin \alpha - l_2) \right\} \left(\frac{\pi}{Z} \right)$$

$$l_1 = \sqrt{(r_2 + h)^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha} - r_2 \sin \alpha$$

$$l_2 = \sqrt{(r_1 + h)^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha} - r_1 \sin \alpha$$

τ : 一枚の歯が噛み合い始めてから噛み合い終了までの時間

設計では、上式により速度 v を計算し、歯に作用する歯幅方向単位長さ当たりの力 F [N / m] と v [m/s] の乗算 Fv の値が、複合歯車に用いた樹脂材料の Fv 値より小さいように設計すれば良い。

3.2 歯型検査

Table 1 Variation of teeth profiles after rotation
(Rotation speed=900rpm)

	Torque [N·m]	Rotation Time [Hour]	JIS-grade Before rotation [Left and Right]	JIS-grade After rotation [Left]	JIS-grade After rotation [Right]
Plastic Gear	6	6.3	3	Broken	Broken
Composite Gear	6	24	3	5	3
	8.5	16	3	8	6
	12	18.5	3	8	5

複合歯車の幾つかの場合について、負荷トルクを与えた後に歯形検査を行った。検査結果を表1に示す。

表1に表されるように、プラスチック歯車では、6N・mの負荷トルク、900rpmの回転速度の下では、わずか6.3時間で歯が破断している。一方、複合歯車の場合、6N・mの負荷トルク、900rpmの回転速度で回転させるときは、磨耗粉は全く発生せず、24時間回転させても、特に音の変化も、目視による歯形の変化についても異常は認められなかった。本歯車は、回転速度が900rpmのとき、6N・m程度の負荷トルクが限界値と考えられる。この範囲では、前述のように、若干の歯形変化はあるが、磨耗粉の発生が全く見られない。また温度についても計測しているが、歯面摩擦による温度は最大で50℃程度であり、本樹脂歯車の熱変形温度136℃よりはるかに小さい。

上記限界値の場合、ピッチ点に作用する荷重は250N (=6×1000/24)であり、一つの歯に作用する荷重は $P=155\text{N}(250/\epsilon=155\text{N})$ である。したがって歯幅方向単位長さに作用する荷重は、樹脂部分の幅 $b_p=12\text{mm}$ を用いて、次の値となる。

$$F = \frac{P}{b_p} = \frac{155}{12} = 13 \text{ [N / mm]} = 13000 \text{ [N / m]}$$

すべり速度 v は、

$$v = \frac{1}{\tau} (-s_1 + s_2) = \frac{1}{0.00278} (0.685 + 0.685) = 0.492 \text{ [m/s]}$$

したがってこのときの Fv 値は

$$Fv = 13000 \times 0.492 = 6396 \approx 6400 \text{ [N / s]}$$

本複合歯車は、Delrin 樹脂を複合するときには $Fv=6400\text{[N/s]}$ として、設計することができる。もちろんこの値は限界値であるので、実際の設計では、安全率を見込む必要がある。

3.3 複合歯車の接着強度設計

樹脂歯が金属歯から剥がれることなく、樹脂歯と金属歯が一体となって破断した。このときの破断荷重(12505[N])は磨耗時の限界荷重(155[N])に比べてはるかに大きい。すなわち、本複合歯車の樹脂歯の設計は磨耗設計で決定されることになる。

3.4 複合歯のたわみおよび応力

樹脂歯の接着トルクが作用トルクより大きいとき、樹脂歯と金属歯は一体となって変形する。本解析では、金属歯の部分に歯高方向にテーパ状をなしたはりと考え、また樹脂歯も便宜上テーパはりと考えて解析する(図4参照)。

Fig.4 Analytical model

複合歯の変位は、

$$y(x) = P_i \left\{ C_1 \left(1 - \frac{x}{l} \right)^2 + C_2 \left(\frac{x}{l} \right) \left(1 - \frac{x}{l} \right)^2 \right\}$$

ここに、

$$C_1 = \frac{\left(1 - \frac{x_i}{l} \right)^2 \left\{ 2\alpha_3 - \alpha_2 \left(\frac{x_i}{l} \right) \right\}}{(4\alpha_1\alpha_3 - \alpha_2^2)}$$

$$C_2 = \frac{\left(1 - \frac{x_i}{l} \right)^2 \left\{ 2\alpha_1 \left(\frac{x_i}{l} \right) - \alpha_2 \right\}}{(4\alpha_1\alpha_3 - \alpha_2^2)}$$

$$\alpha_1 = \frac{bEB_1}{24l^3} + \frac{1}{2}k_i \left(1 - \frac{x_i}{l} \right)^4$$

$$\alpha_2 = \frac{bEB_2}{6l^3} + k_i \left(1 - \frac{x_i}{l} \right)^4 \left(\frac{x_i}{l} \right)$$

$$\alpha_3 = \frac{bEB_3}{24l^3} + \frac{1}{2}k_i \left(1 - \frac{x_i}{l} \right)^4 \left(\frac{x_i}{l} \right)^2$$

樹脂歯車に作用するモーメントは、

$$M(x) = \frac{bEP_i}{12} \left\{ t_2 + \frac{(t_1 - t_2)x}{l} \right\}^3 \left\{ C_1 \left(\frac{2}{l^2} \right) + C_2 \left(-\frac{4}{l^2} + \frac{6x}{l^3} \right) \right\}$$

よって歯の表面応力 σ は、

$$\therefore \sigma = \frac{E}{2} P_i \left\{ t_2 + \frac{(t_1 - t_2)x}{l} \right\} \left\{ C_1 \left(\frac{2}{l^2} \right) + C_2 \left(-\frac{4}{l^2} + \frac{6x}{l^3} \right) \right\}$$

となる。

本複合歯車の利点を明確にするため、樹脂歯のみの場合と複合歯車について、たわみおよび応力を比較する。まず Delrin 材の樹脂歯のみの応力を本計算式により求めたものが、図 5 の破線である。複合歯車の Delrin 樹脂歯の応力分布を実線で示す。図から本複合歯車の応力は同じ寸法の樹脂歯のみに比べ 1/30 程度に抑制されており、鋼と摺動樹脂の複合により、強度的にも極めて大きな効果を期待できることが分かる。

図 6 は本複合歯車と Delrin-100 材のみの歯のときのたわみ分布の比較を示したものである。Delrin-100 材のみで歯を作ったときの歯先変位は約 30 μm 程度に対し、本複合歯車の歯先変位はその 1/30 の 1 μm 程度に抑制されている。

Fig.5 Stress distribution in Delrin gear teeth

Fig.6 Deflection of the gear teeth

4. 複合歯車の騒音特性

4.1 騒音

本研究で提案した歯車を用いた場合の騒音の比較を行った。図 7、8 は騒音 (C 特性) の時刻歴応答を示したものである。回転前の複合歯車の騒音は、鋼製歯車に比べて少し大きい、プラスチック歯車に比べ明らかに小さいことが認められる。また回転前と 100 時間後の騒音を比較すると、プラスチック歯車は 100 時間後の騒音にあまり変化がないのに対し、複合歯車は 100 時間後の騒音が明らかに小さくなっている事が分かる。

Fig.7 Time response of sound level (Rotation frequency = 10 rps)

Fig.8 Time response of sound level (Rotation frequency = 10 rps)

図 9 に新しい歯車の騒音 (A 特性) の測定結果を示す。いずれも回転数の増加とともに騒音が増加しており、その騒音特性に大きな違いは見られない。

図 10 に、これらの歯車を回転数 10 rps で 100 時間回転させた時の騒音の変化を示す。プラスチック歯車は終始一定の騒音である。一方、複合歯車の場合は回転し始めると間もなく騒音が減少し、その後少し騒音が大きくなるが、それからまた徐々に騒音が減少していき、最終的に一定の騒音に近づくということがわかる。

図 11 に 100 時間回転後の騒音の測定結果を示す。いずれの場合も回転数の増加とともに騒音が増加しており、騒音の差に回転数依の存性は見られない。しかし、回転前は騒音に大きな差が無かったが、100 時間回転後は 10 rps から 30 rps の間では騒音の差が約 8.5 dB になった。

Fig.9 Frequency response of sound level initial rotation

Fig.10 Variation of sound level with time

Fig.11 Frequency response of sound level 100h later

4.2 FFT 解析

本研究で提案した複合歯車の騒音はプラスチック歯車の騒音より小さいことがわかるが、周波数分析により周波数特性を調べてみる。

図 12 より、プラスチック歯車の音圧レベルは複合歯車に比べ大きいことが分かる。また、図 13 より、複合歯車の場合、100 時間回転したあとの音圧レベルは回転前に比べ全体的に下がっているが、プラスチック歯車はほとんど変化が見られない。

ここで、それぞれの歯車での音質を比較してみる。複合歯車の場合、1.25kHz までの騒音が支配的で、それ以上の周波数での騒音はあまり大きくない。よって、低音が支配的な音質である。プラスチック歯車の場合、1.25kHz までの騒音は複合歯車と同等であるが、1.25kHz 以上の騒音は大きい。よって、大きな低音に高い周波数の音も混ざっているため、耳障りな音質である。鋼製歯車は全体の音圧レベルが小さいため騒音は大きくない。700Hz 近傍の騒音が支配的だが、10kHz 近傍に大きなピークがあるため、支配的な低音に1つ目立った高音が混ざった音質である。しかし、この高音の音は金属音であり、騒音レベルは複合歯車より小さいものの、耳障りな音となっている。以上より、複合歯車は低音が支配的であり、他の音域はあまり目立たないので、音質は良いと考えられる。

Fig.12 Frequency spectrum for sound levels (Rotation frequency = 15rps)

Fig.13 Frequency spectrum for sound levels (Rotation frequency = 15rps)

5. 複合歯車の位置決め制御における摩擦特性

無潤滑歯車は一般に潤滑歯車にくらべ、摩擦が大きくなる。摩擦が大きくなると、スティックスリップが発生したり、位置決め制御においては、振動低減効果があるものの摩擦力が復元力より大きくなると、そこで停止するので、定常偏差が発生する。以下、このような観点から本複合歯車を用いた系の位置決め制御を行い、プラスチック歯車などの場合との比較検討を行う。

図14は比例制御 (P制御) の結果を示す。プラスチック歯車は摩擦力が大きいいため減衰が大きく、最も早く振動が減衰している。逆に鋼製歯車は油で潤滑して摩擦が小さいため減衰が小さく、最も遅く目標値に収束している。複合歯車はプラスチック歯車と鋼製歯車の中間の特性を示している。図15は比例制御の場合の複合歯車、プラスチック歯車、鋼製歯車の定常偏差を比較したものを示す。プラスチック歯車の場合、全体的に定常偏差が大きいことが分かる。鋼製歯車の場合、潤滑しているので定常偏差は小さくなると思われたが、それほど小さくないことが分かる。複合歯車の場合、多少のばらつきはあるものの最も定常偏差が小さいという結果が得られた。位置決め制御などにおいては、定常偏差が制御系の性能を支配する指標ともいえるので、複合歯車は位置決め制御に関して最も良い結果が得られたといえる。

(a) $\theta = \pi/6$, $K_p=20$, $K_v=0$ (b) $\theta = \pi/3$, $K_p=20$, $K_v=0$ (c) $\theta = \pi/2$, $K_p=20$, $K_v=0$

Fig.14 Step response for the angle under P-control

(—:Delrin - - -:Plastic ···:Steel)

Rotation angle [rad]

 $K_p=20$, $K_v=0$

Fig.15 Error of rotation angle

(●: Delrin ○: Plastic □: Steel)

6. 結言

本研究では、無潤滑低騒音かつ耐衝撃性の優れた歯車機構としてDelrin樹脂および金属複合歯車を提案し、実際に製作して実験によりその妥当性を検証した。その内容を要約すると、

- (1) 騒音抑制と無潤滑および耐衝撃性の向上の見地から、Delrin樹脂と金属による複合歯車を試作した。
- (2) 本研究で提案した複合歯車と、従来用いられているプラスチック歯車について、騒音特性を調べたところ、複合歯車の騒音はプラスチック歯車の騒音に比べ小さいことが分かった。
- (3) プラスチック歯車の騒音は減少することはないが、複合歯車の騒音は、使用時間とともにいずれの回転数に対しても騒音が下がっていることが分かった。
- (4) 固有振動数の音圧レベルのピーク値が複合歯車の場合、鋼製歯車よりも約10Vrms小さいことが分かる。これは、複合歯車は減衰があるため、音圧レベルが小さくなったと考えられる。
- (5) 複合歯車の応答特性は、PS歯車と鋼製歯車の中間であるが、制御系の性能を支配する指標ともいえる定常偏差は最も小さいということが分かった。
- (6) 本研究で提案した複合歯車は実用性の観点から考えても有用であると言える。

7. 参考文献

- [1] D. Walton, A. B. Cropper, D.J. Weale, P. Klein Meuleman, The efficiency and friction of plastic cylindrical gears, Part 1: Influence of materials, Proceedings of IMECHE Part J, Journal of Engineering Tribology 216, No.2 (2002), 75-92.
- [2] D. Walton, A. B. Cropper, D.J. Weale, P. Klein Meuleman, The efficiency and friction of plastic cylindrical gears, Part 2: Influence of tooth geometry, Proceedings of IMECHE Part J, Journal of Engineering Tribology 216, No.2 (2002), 93-103.
- [3] M.Kurokawa, Y.Uchiyama, T.Iwai, S.Nagaai, Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced polyamide 12, Wear, Vol.254, No.5 (2003), pp.468-473.
- [4] T. Hirogali, E. Aoyama, T. Katayama, S. Iwasaki, Y. Yagura, K. Sugimura, Design systems for gear elements made of cotton fiber-reinforced plastics, Composite Structures, Vol.66, Issues 1-4, (2004), pp.47-52.
- [5] M. Murakawa, T. Komori, S. Takeuchi, K. Miyoshi, Performance of rotating gear pair coated with amorphous carbon film under a loss-of-lubrication condition, Surface & Coating Technology, Vol.120, (1999), pp.646-652.
- [6] 大谷杉郎, 驚異の炭素, 中央公論事業出版
- [7] 熱硬化性樹脂組成物, 特許公報, (1999-4), 第 2879150 号
- [8] 長屋幸助・高橋則昭・戸上和幸・久米原宏之・大西章雄, 無潤滑低騒音歯車の開発, 日本機械学会論文集(C編), 69巻, 681号, (2003-5)
- [9] 日経メカニカル 1998.8 No.527 p.p.100-109
- [10] 倉西正嗣, 機械要素設計, オーム社
- [11] 入野野修, 材料の科学と工学 4, 培風館
- [12] 社)精密工学会 成型プラスチック歯車研究専門委員会報告書 (2003年度), (2004).