射出成形された小形プラスチック歯車の精度と摩耗特性*

(繊維強化された高強度耐熱性プラスチックの場合)

田中 成忠^{*1}, 江 副 覚^{*1}
藤岡 洋一^{*2}, 森本 喜代志^{*3}

Accuracy and Wear Resistance of the Small Injection-Molded Plastic Gears (For High-Strength and Heat-Resistance Plastics Filled with Fiber or Carbon)

Shigetada TANAKA, Satoru EZOE,
Yohichi FUJIOKA, and Kiyoshi MORIMOTO

Recently, plastic gears with high strength and heat resistance have become necessary as office apparatus become compact in size and the operating conditions more severe. Engineering plastics filled in base polymer with glass fiber or carbon have been developed and applied to the gears. The endurance limit or wear resistance of the gears made of these engineering plastics has scarcely been revealed. In this paper, after the features of the errors of these plastic gears were inspected, endurance tests were conducted in order to determine the wear characteristics. It was observed from the results that the glass fiber filled in the plastic gears brought about the abrasive wear on the mating gear teeth. It was concluded that improvement in surface durability of gear pair was attained from selecting the appropriate number of mating gear teeth such as an aliquot number of each other.

Key Words: Gear, Injection Molding, Error, Glass Fiber, Wear Resistance

1. 結 言

事務用機器には、軽量で自己潤滑性、振動吸収性に優れたエンジニアリングプラスチックを素材とした小形の歯車が多く使用されている。熱可塑性のポリアミドやポリアセタールなどは、歯車材としてよく用いられていて、多くの研究があり^{(1)~(3)}、ある程度まで、その性質は明らかにされている。

しかしながら、機器の高性能化、小形化の要求とともに、さらに、高強度、高耐熱性の歯車が必要となってきた。耐熱性に優れたベースポリマに、各種の充てん剤を加えた素材が開発され、歯車にも用いられている。これらの素材で作られた歯車の耐久性、摩耗特性などに関してまだ不明の点が多い。

本研究では、射出成形された高強度耐熱性樹脂歯車の誤差の特徴を明らかにし、耐久試験を行い、その負荷能力向上の手法を示した。

2. 試 験 歯 車

2-1 試験歯車の諸元 表1に試験歯車の諸元を示す。標準の平歯車で増速の組合せである。射出成形をする場合、歯車の形状はその精度に大きな影響を及ぼすので、図1に形状を示す。

表 1 試験歯車の諸元

	Driver	Follower	
Module	1		
Pressure angle degree	20		
Face width mm	7.0	8.0	
No. of teeth	51	18	17
Pitch circle dia. mm	51.00	18.00	17.00
Out side dia. mm	52.77	19.90	19.00

図 1 試験歯車の形状

* 平成元年11月21日 九州支部・中国四国支部合同長崎地方講演会において講演、原稿受付 平成元年6月12日。

^{*1} 正員、佐賀大学理工学部 (〒840 佐賀市本庄町1)。

^{*2} 学生員、佐賀大学大学院。

^{*3} (株)三田工業 (〒540 大阪市東区1-2-28)。

2.2 試験歯車の材質 表2に駆動、被動歯車の材質と一般によく使用されているポリアセタール(POM)の機械的性質を示す。駆動歯車の材質はガラス繊維が充てんされたポリフェニレンスルフィド(PPS)、被動歯車はカーボンが充てんされたポリアミドイミド(PAI)でいずれも高強度耐熱性樹脂で、ポリアセタールより、引張強度、曲げ強度とも約2倍高い。また、熱変形温度も約150°C高い。ただし、充てん割合は不明である。

2.3 射出成形条件 ポリアミドイミドを歯車に成形したときの条件を表3に示す。溶融時にイミド化および、高分子量化の反応が起こり、粘度が増加するのでポリアセタールの成形圧力、成形温度よりかなり高い。しかし、成形収縮率は小さい。

駆動歯車はウェブから3箇所のゲート(注入口)、被動歯車は1箇所のゲートから樹脂を注入することによって成形された。

3. 射出成形された歯車の精度

金型の温度、射出圧力、冷却による収縮などによつ

表2 実験に用いたプラスチックの機械的性質

	Driver (PPS)	Follower (PAI)	POM
Tensile strength	MPa 130	120	64
Young's modulus	MPa 13500	8000	2900
Bending strength	MPa 180	172	93
Poisson ratio	0.38	0.39	0.35
Deflection temp. (1.82 MPa, 0.26 mm)	°C 278	274	124
Rockwell hardness (H scale)	77	75	102

表3 射出成形条件

	PAI	POM
Injection pressure	MPa 200-280	50-120
Temp. of plastics	°C 340-420	185-220
Temp. of mold	°C 200-260	70-90
Shrinkage of plastics	% 0.6-0.8	1.2-3.0

図2 駆動歯車の穴とリムの真円度

て成形品は複雑に変形するので、次の点を検査した。

3.1 歯車本体の形状 タリロンドによって、駆動歯車の取付穴の内面とリム内面の真円度を同時に測定した結果を図2に示す。ウェルド部(別々のゲートから注入された樹脂が圧送されてきて、互いに溶着する部分)の穴の内径はゲート部より50 μm小さく、歯がついているリムの内面はゲート部より65 μm大きく、おむすび状になっている。さらに、歯先外周はウェルド部で150 μm大きく振れている。金型の組立誤差(偏心)に、成形による変形が重なったと思われる。

おむすび状になるのは、金型と注入された樹脂の温度がウェルド部ではゲート部より低く、そのため早く冷却する。その際ゲート部の樹脂がウェルド部へ引き寄せられるのが一つの原因と思われる。

被動歯車の本体は、簡単な形状をしているが、ウェルド部の内径はゲート部より40 μm小さくなっている。また、歯先外周はウェルド部で20 μmゲート部より小さく、その寸法差は直径の0.2から0.5%になっている。

3.2 歯形精度 正確な噛みあいには、歯形精度を確保することが大切である。

駆動歯車の一周にわたっての歯形を測定した結果を図3(a)に示す。ゲート部の歯形誤差は5~6 μmでJIS精度等級で2級に相当するが、ウェルド部では20~60 μmの誤差(40~120 minの圧力角誤差)となっ

図3 射出成形された歯車の歯形

図4 射出成形された歯車の歯すじ

表 4 試験歯車の組合せ, 加えたトルク, 摩耗量

Classification of experiments	I			II			III			IV		
Number of experiments	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Surface finishing	Driver Injection molding			Hobbing (mold.)			Injection molding					
	Follower Injection molding			Hobbing (mold.)			Hobbing (blank)					
Accuracy grade (JIS) Dri./Fol.	8/4			3/3			8/2					
No. of teeth (Z_1/Z_2)	51/18			51/18			51/18			51/17		
Applied torque Nmm	1080	690	390	1080	690	390	1080	690	390	1080	880	690
Hertzian stress MPa	72	58	44	72	58	44	72	58	44	74	67	59
Bending stress MPa	15	10	6	15	10	6	15	10	6	16	13	10
Rotations (Follower) 10^6	2.1	4.3	8.5	2.1	4.3	8.5	2.1	4.5	8.5	2.3	4.5	4.5
Amount of wear (Follower) mg	93	86	85	60	42	39	54	15	39	7	10	6

図 5 射出成形後ホブ切りされた歯車の精度

て, JIS 8 級の精度となる。

被動歯車の場合を図 3 (b) に示す。駆動歯車と同様にゲート部では、基準圧力角に近く、ウェルド部では圧力角は小さくなっており、JIS 5 級の精度に相当する。

3・3 歯すじ精度 歯すじ誤差は、片当たりの原因となり、歯車の負荷能力を著しく低下させる。

駆動歯車のゲート部とウェルド部の歯すじを図 4 (a) に示す。ゲート部では、ほぼ直線になっているが、ウェルド部では中くぼみとなっている。3箇所のウェルド部の歯すじのくぼみ量は、それぞれ 20, 30, 55 μm で JIS 8 級より悪い。また、同じ歯でも、歯元に近い程歯すじのくぼみは大きい。

被動歯車の形状は、単純な厚肉円筒になっているので、一周にわたっての歯すじの変化は少なく、JIS 3 級となっている。

3・4 ピッチ誤差 ロータリエンコーダと測微顕微鏡を用いてピッチ誤差を測定した。

駆動歯車の場合、歯車ごとにかんりのばらつきがあるが、累積誤差、単一誤差とも JIS 5～7 級、被動歯車の場合 3～5 級である。

3・5 歯面粗さ タリサーフ粗さ計で歯面の歯形・歯すじ方向粗さを測定した。駆動、被動歯車とも、歯形方向で、3 μm R_{max} 、歯すじ方向で 4 μm R_{max} であった。

4. ホブ切りされた歯車の精度

歯車の精度をあげることによって、負荷能力は向上するので、射出成形された歯車を高精度ホブ盤で、歯

面のみをホブでさえ切りした。さらに、丸棒の素材からギヤブランクを作り、ホブ切りした歯車も試験に供した。

4・1 ホブでさえ切りされた成形歯車 ホブ切り後の駆動歯車の歯形、歯すじを図 5 に示す。歯形は一周にわたって一様になり、駆動歯車では JIS 8 級から 3 級へ、被動歯車では、5 級から 3 級へ精度が向上した。

歯すじ精度は、射出成形によるリム側面の振れのため、駆動歯車では、一周にわたって、右ねじれ、左ねじれの歯すじとなっているが、JIS 8 級から 4 級へ精度が向上した。

歯面粗さは、6～7 μm R_{max} となって、成形のままのものよりも大きくなった。ピッチ精度は、6 級から 2 級に向上した。

4・2 ギヤブランクから仕上げられた歯車の精度 ギヤブランクの側面の振れが小さいので、歯すじが全周にわたって、4～5 μm 以下の誤差で、JIS 2 級の精度となった。その他の精度も 3 級になった。

5. 負 荷 試 験

5・1 試験機 実験に用いた試験機は動力吸収式で、1.5 kW の定トルクインバータモータで試験歯車を駆動し、被動歯車から V ベルトを介して水冷パワダブレーキで動力を吸収させた。最大 2.5 N・m のトルクを歯車に加える。

5・2 運転条件 事務用機器の歯車は、メンテナンス上、無潤滑で使用されることが多いので、今回は、無潤滑とした。入力回転数は 500 rpm 一定とした。一定トルクのもとで運転を行い、歯形、歯すじ、摩耗量の測定を行った。

5・3 試験歯車の組合せと荷重条件 表 4 に、試験歯車の組合せを示す。実験 (1) から (9) までは、駆動歯車と被動歯車の歯数が互いに割りきれない、いわゆる素数比 (速比 $Z_1/Z_2=51/18$)、実験 (10)～(12) は整数比 ($Z_1/Z_2=51/17$) の組合せである。これは以前の著者らの鋼製歯車の研究⁽⁴⁾から、負荷能力の向上が予想

図6 歯車精度の違いによる歯形、歯すじの変化の比較

図7 整数比の場合の歯すじの変化〔実験(12)〕

されたからである。

実験(1)～(3)は両歯車とも射出成形のままの組合せ、(4)～(6)は、成形後、歯面をホブでさらえ切りした歯車の組合せ、(7)～(12)は、成形されたままの歯車(駆動側)を、ギャブランクからホブ切りした歯車(被動側)と組合せた場合である。

6. 実験結果と考察

6.1 歯形、歯すじの変化 精度の異なる歯車の組合せで、負荷試験後、どのように歯形、歯すじが変化したかを図6に示す。駆動歯車の歯形、歯すじはほとんど変化しなかったのに、被動歯車のみを示す。

駆動歯車に充てんしたガラス繊維が、砥粒のような作用をして相手歯面を摩耗させている。とくに、ウェルド部の悪い歯形、歯すじの歯とかみあうときには、摩耗は大きく、素数比の組合せでは、被動歯車の歯すじは一周にわたってすべて中高になった〔図6(a)参照〕。

ホブでさらえ切りして、駆動歯車の精度を上げるとその変化は小さくなった。

成形のままの悪い精度の駆動歯車でも、割り切れるように被動歯車の歯数を選べば〔実験(10)～(12)〕、被動歯車の歯は常に同じ精度の歯とかみあうので、なじ

表5 摩耗係数の比較

	Driver	Follower	Gear tooth ratio Z_1/Z_2	Wear factor (mg/n) ($\times 10^{-5}$)			
				Applied torque (Nmm)			
				1080	880	690	390
I	Injection molding	Injection molding	51/18	4.5	—	2.0	1.0
II	Hobbing (mold.)	Hobbing (mold.)		2.8	—	0.9	0.5
III	Injection molding	Hobbing (blank)	51/17	0.3	0.2	0.2	—

図8 摩耗量の比較 (トルク 1080 N・mm)

みの状態に早く到達し(図7)、荷重が歯すじにそって一様に分布し、歯面の摩耗は少なくなった。

6.2 歯面の摩耗 図8に1080 N・mmのトルクのときの精度と歯数比を変えたときの繰返し数に対する摩耗量の変化を示す。JIS 8級から3級に精度を向上させると、摩耗量は半分になった。また、同じ精度でも、整数比にすることによって、素数比の半分になる。なお、いずれの組合せでも運転時間とともに、ほぼ直線的に摩耗量は増加する。

荷重を変えた実験でも同様の結果が得られ、被動歯車の1回転当たりの摩耗量(摩耗係数)を求めた結果を、表5に示す。整数比にすることが摩耗の低減に著しい効果をもたらすことを示している。

7. 結 言

高強度耐熱性樹脂の小形射出成形歯車の負荷能力を向上させる目的で、まず初めに、歯車の形状、精度、歯面粗さを調べ、さらに、負荷試験を行い、次のことを明らかにすることができた。

(1) ウェルド部の穴はゲート部の穴より小さく、外径では逆にウェルド部がゲート部より大きい。また、一周にわたっての歯形、歯すじ精度は、ゲート部では高く、ウェルド部では、極端に低い。成形歯車の精度を上げるには金型内の樹脂の流動状態、金型と樹脂の温度分布、冷却速度などを把握し、制御することが必要である。

(2) 繊維強化されたプラスチック歯車の無潤滑での摩耗量は荷重の繰返し数に比例する。

(3) 駆動歯車と被動歯車の歯数を互いに割り切れるように選択すると、なじみ状態に早く到達するので、素数比の歯車より、摩耗量を少なく、寿命を数倍長くすることができる。

文 献

- (1) 栗田, 機論, 51-471, C(1985), 3101.
- (2) 塚本, 機論, 45-391, C(1979), 382.
- (3) 寺島・塚本・西田・石, 機論, 51-469, C(1985), 2309.
- (4) 田中・石橋, 機論, 50-455, C(1984), 1267.