プラスチック中間歯車の寿命および摩耗*

塚本 尚久^{*1}, 丸山 広樹^{*1}, 西田 知照^{*2}

Term of Life and Wear of Plastic Intermediate Gears

Naohisa TSUKAMOTO, Hiroki MARUYAMA, and Noriteru NISHIDA

The plastic gears used for driving paper-drying drums in paper-making machines and others are used at a gear ratio of 1:1 by putting several gears in a row. Accordingly, the intermediate gears undergo loading on both tooth surfaces, but at present, the operational characteristics of the plastic gears being used in this way have not been elucidated at all. Therefore, in this study, the operation test applying alternating loads was carried out using MC nylon gears and such things as the operational term of life, the wear of teeth, and the state of change of tooth profile were examined.

Key Words: Gear, Plastic Gear, Nylon Gear, Intermediate Gear, Life of Plastic Gear, Tooth Profile, Wear

1. 緒 言

プラスチックの特長を活用し最近製紙機械の紙乾燥ドラムの駆動(回転)にプラスチック歯車が用いられてきている。ここでは速比 1:1 で歯車列を構成するので数個の中間歯車は両歯面に荷重を受けるいわゆる両振荷重を受ける歯車になる。このような歯車は一方向荷重の場合と運転状態が違うことからその影響を鋼歯車の設計などにおいては運転条件係数を掛けるなどして考慮しているが⁽¹⁾, プラスチック歯車の場合両振荷重の影響の程度はほとんどわかっていない。したがって各社独自の強度計算式によってプラスチック歯車を適当に設計しているため同運転条件であっても寸法や負荷能力にかなりの差が見られる。

このような現況を考えるとプラスチック歯車においても両振荷重を受ける中間歯車の特性を知り鋼歯車における運転条件係数のようなものを定める必要があるかとも思われる。そこで本研究ではまずその実態を明らかにする意味で MC ナイロンを用いて両振荷重を受けるプラスチック歯車の運転試験を行い、この結果

をすでに著者らが行った一方向荷重を受けるプラスチック歯車のそれと比較しながら、運転寿命、歯の摩耗、歯面温度、歯形の変化状態などを検討してみた。

2. 実験装置および方法

2.1 歯車試験機 実験(運転試験)で使用した歯車試験機は図 1 に示すような動力吸収式である。動力は①電動機から②タイミングベルトを介して供給し、負荷は⑩ブレーキによってかける。負荷量の調整は⑪ブレーキ電源のところで行える。鋼歯車および試験プラスチック歯車を③～⑥のように取付けると各歯車は一方向荷重を受け、⑦～⑨のように取付けると⑧のプラスチック歯車は中間歯車となり両振荷重を受ける。

2.2 試験歯車および相手歯車 表 1 は試験歯車および相手鋼歯車の主な仕様である。試験歯車とは図 1 における⑧を指すが、④、⑤も比較実験として行ったときに用いた歯車なので⑧と同じく試験歯車と呼ぶ。なお③～⑥のように歯車列を構成した場合も⑦～⑨のように歯車列を構成した場合と同じく 4 個の歯車のモジュールは同モジュールである。

図 2 は試験歯車の形状である。歯幅の一端から 3 mm のところに幅 3 mm の溝を切り図 3 のように歯を試験に用いる部分と試験に用いない部分とに区分け

* 昭和 63 年 11 月 23 日 中国四国支部・九州支部合同岡山地方講演会において講演, 原稿受付 昭和 63 年 4 月 19 日。

^{*1} 正員, 千葉工業大学 (〒275 習志野市津田沼 2-17-1)。

^{*2} 正員, 長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町 1-14)。

- ① Motor, ② Timing belt, ③ Steel gear
 ④ Test gear (Nylon gear of driven gear)
 ⑤ Test gear (Nylon gear of driving gear)
 ⑥ Steel gear, ⑦ Steel gear, ⑧ Test gear
 (Nylon gear of intermediate gear)
 ⑨ Steel gear, ⑩ Brake, ⑪ Power plant of brake

図 1 実験に用いた歯車試験機

表 1 実験に用いた歯車の主な仕様

	Type I gear	Type II gear
Module	3	5
Standard pressure angle	20°	20°
Number of teeth	65	39
Addendum modification coefficient	0	0
Diameter of standard pitch circle	195	195
Clearance coefficient	0.25	0.25
Face width	10	10
Teeth finishing	Hobbing	Hobbing

N.B.) A unit of module, diameter of standard pitch circle and face width is mm.

している。このように溝を切って歯を区分したのは試験に用いない歯を基準としこの歯に対し試験に用いた歯の歯形の変化と摩耗を調べるためである。

試験歯車の材料は表 2 に示す MC ナイロン⁽²⁾、相手歯車の材料は炭素鋼(S 45 C)である。これらの歯車はホブ切りでその精度は JIS B 1702 の 4 級に仕上がっている。

2.3 測定項目および測定方法 試験歯車および相手鋼歯車の歯面温度は図 4 のようにピッチ点より 1 mm 歯先側に寄った歯幅中央の位置に表面温度計を接触させて測定した。実験では歯面温度の他に試験歯車の歯の摩耗、歯形の変化も測定したが、これらは既報⁽³⁾と同じ方法で測定した。

図 2 試験歯車の形状

図 3 歯の区分

図 4 歯面温度の測定位置

表 2 MC ナイロンの性状(23°Cにおいて)

Items	Units	MC nylon
Melting point	°C	208
Specific gravity		1.15~1.17
Rockwell hardness	HRM	21
Coefficient of friction		0.17~0.19
Specific heat	J/(kg·K) [cal/(gf·°C)]	1926 (0.46)
Coefficient of linear expansion	K ⁻¹	8 × 10 ⁻⁵
Tensile strength	MPa [kgf/cm ²]	72.52 (740)
Compressive strength	MPa [kgf/cm ²]	82.32 (840)
Bending strength	MPa [kgf/cm ²]	109.76 (1120)
Elongation	%	50
Young's modulus	GPa [kgf/mm ²]	2.84 (290)

表 3 実験条件および記号

Number of rotations s ⁻¹ (rpm)	8.3	12.5	16.6
Torque N·m (kgf·m)	(500)	(750)	(1000)
Type I gear			
5.9 (0.6)	I-A-1	I-A-2	I-A-3
17.6 (1.8)	I-B-1	I-B-2	I-B-3
23.5 (2.4)	I-C-1	I-C-2	I-C-3
Type II gear			
5.9 (0.6)	II-A-1	II-A-2	II-A-3
17.6 (1.8)	II-B-1	II-B-2	II-B-3
23.5 (2.4)	II-C-1	II-C-2	II-C-3

2.4 実験条件 表 3 に実験におけるトルク(図 1 の⑥および⑨歯車の軸に負荷したトルク)と回転数を示す。これらの実験はすべて速比 1:1、無潤滑運転である。なお表 3 のトルクと回転数で③~⑥のように歯車列を構成し、一方向荷重を受けるプラスチック歯車

の試験も行った。

3. 実験結果および考察

3.1 プラスチック歯車の損傷状態および運転寿命

表3に示す実験においてI-A群、II-A群およびI-B-3の場合のみ総回転数(積算回転数) $N_T=10^7$ まで運転してもプラスチック歯車の歯は無損傷で、その後の継続運転にも十分耐え得る状態であったが、他の実験の場合は $N_T=10^7$ 以前にすべてプラスチック歯車の歯面にき裂が生じた。

図5の写真(矢印の箇所)に示すようにき裂の大きさが肉眼で確認できる状態をもってそのプラスチック歯車の運転寿命として各実験の寿命までの総回転数 N_{T0} をまとめると表4のようになった。

両振荷重を受けるプラスチック歯車では最初にき裂が発生する歯面は駆動側である。例えば図5のようにII形歯車の駆動側の歯面にき裂を確認した時点($N_T=0.223 \times 10^6$)における被動側の歯面を見ると図6のようにき裂は無論のこと歯面はほとんど劣化していないことがわかる。また実験I-B-1を例にあげてみると、 $N_T=3.4 \times 10^6$ で駆動側の歯面にき裂が生じ、それをさらに 6×10^6 まで運転するとき裂は図7(a)のように歯幅全体に進展してくるが、被動側の

歯面にはこの時点でも図7(b)のようにき裂は見られない。

上記のように被動側よりも駆動側のほうが歯面の劣化や損傷が激しいのは両者の噛みあい機構の相違によるものと考えられる。駆動側の歯は荷重分担の大きい歯元から噛みあいが始まるが、そこでは先行するプラスチック歯のたわみによって回転が遅れた相手鋼歯車の歯先りょうが衝撃的にえぐり取るようにかんでくるため、歯元からピッチ点近傍にかけての摩耗が著しくなり、歯は被動側よりもやせてしまうこと、またそのえぐり取りに伴って発生熱も多くなりその熱が駆動側の歯面全体の温度上昇のもとにもなることなどによって被動側より損傷が著しくなるものと思われる。一方、被動側では歯先から噛みあいが始まるためその時点から歯のたわみが生じるので相手鋼歯車の歯先りょうがかみあう歯元では駆動側よりも歯当たりが弱くなる。したがって歯元からピッチ点近傍にかけてのえぐり取りも少なく若干ながら歯面の上昇温度も図9のように駆動側よりも少ない。それゆえ、歯面の劣化や損傷が駆動側よりも軽微なものと思われる。

表4 寿命までの総回転数 N_{T0}

Experimental symbols	Operation life N_{T0} ($\times 10^6$)
I-A-1	10 (Non-breakage)
I-A-2	10 (Non-breakage)
I-A-3	10 (Non-breakage)
I-B-1	3.4
I-B-2	3
I-B-3	10 (Non-breakage)
I-C-1	1.5
I-C-2	1.5
I-C-3	2.2
II-A-1	10 (Non-breakage)
II-A-2	10 (Non-breakage)
II-A-3	10 (Non-breakage)
II-B-1	0.223
II-B-2	6
II-B-3	8.5
II-C-1	0.15
II-C-2	1.5
II-C-3	1.1

図5 歯面のき裂と寿命の判定
(実験II-B-1)

図6 $N_T=0.223 \times 10^6$ 時における
被動側歯面の状態(実験II-B-1)

(a) 駆動側歯面(I-B-1)

(b) 被動側歯面(I-B-1)

図7 $N_T=6 \times 10^6$ 時における
駆動側歯面と被動側歯面の損傷状態の比較

次に既報⁽⁴⁾で一方向荷重を受けるプラスチック歯車の運転寿命を表したように縦軸に運転条件として $T_c \cdot T/b$ [T_c : プラスチック歯車の歯のかみあい周期 (s) (歯が作用線上を1法線ピッチかみあう時間に等しい), T : プラスチック歯車に作用するトルク (N・m), b : 歯幅 (m), $T_c \cdot T/b$ は所要時間におけるトルクの作用量を意味する] をとり, 横軸に歯の寿命までの総回転数 N_{T0} をとって表4を整理すると図8のようになる。ばらつきが大きい図8中に実線を記入するとこの実線は式(1)のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} N_{T0} &= \frac{1}{10^\alpha} \\ \alpha &= \frac{2}{5}\lambda - 7.8 \\ \lambda &= T_c \cdot (T/b) [(N \cdot m/m) \cdot s] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

なお図8中の破線は一方向荷重を受けるプラスチック歯車の運転寿命を示すものであるが, これは既報⁽⁴⁾のように式(2)で表された。

$$\left. \begin{aligned} N_{T0} &= \frac{1}{10^\alpha} \\ \alpha &= \frac{\lambda}{5} - 7.5 \\ \lambda &= T_c \cdot (T/b) [(N \cdot m/m) \cdot s] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

すなわち式(1), (2)では α が異なる。かみあい周期 T_c は $60/n/Z$ で表され, 回転数 n (rpm) と歯数 Z の因子が含まれるので歯車の仕様と運転条件がわかれば

図8 両振荷重を受けるプラスチック歯車の運転寿命

両振荷重を受けるプラスチック歯車の運転寿命を予測することができる。ただし上式ではモジュール m の因子が除かれている。これは本実験では従来から用いていた歯車のモジュールが3~5の範囲に限定されているためである。今後本実験と異なったモジュールの歯車を用いて図8のような整理方法での資料を多数得れば運転寿命に基づくプラスチック歯車の設計式を構築することができる。

3.2 歯面温度 図9は両振荷重を受けるプラスチック歯車の被動側および駆動側歯面の上昇温度ならびにそれらの歯面とかみあう鋼歯車の歯面の上昇温度をPV値で整理したものである。ただしここで P は鋼歯車とプラスチック歯車のかみあいを鋼歯車同士のかみあいにみなして算出したヘルツ応力(これを鋼歯車

(a) 被動側歯面 (b) 駆動側歯面

図9 両振荷重を受けるプラスチック歯車の歯面の上昇温度

図10 一方向荷重を受けるプラスチック歯車の歯面の上昇温度

相当ヘルツ応力と呼んできた⁽³⁾で、 V はプラスチック歯車の歯形上の平均滑り速度である。また、ここで言う上昇温度とは歯面の平衡温度から実験中の室温の平均的な値を差引いたものである。なお本実験は23~25°Cの室温で行っている。

図9のように両振荷重を受けるプラスチック歯車の被動側および駆動側の歯面上昇温度はともに PV 値と相関し、またそれらの歯面とかみあう鋼歯車の歯面上昇温度もそれぞれ PV 値と相関している。ここで図9のように図中に実線を記入し、これによってプラスチック歯車の被動側と駆動側の歯面上昇温度を比較してみると、 PV 値が大きいところ ($PV=300 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$) で4°C程度、 PV 値が小さいところ ($PV=50 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$) では2°C程度前者よりも後者のほうが高い。

図10は表3と同条件で行った一方向荷重を受けるプラスチック歯車の歯面上昇温度を図9と同じ要領で整理したものである。図10の中にも実線を記入したが、図9と図10の(a)図同士の実線と(b)図同士の実線をそれぞれ比較して一方向荷重を受けるプラスチック歯車の被動歯車および駆動歯車の歯面上昇温度と両振荷重を受けるプラスチック歯車の被動側の歯面

および駆動側の歯面上昇温度を比べると、前者の被動歯車と後者の被動側歯面においては PV 値が大きいところで3°C程度、 PV 値が小さいところで2°C弱後者の被動側のほうが歯面上昇温度は高い。また前者の駆動歯車と後者の駆動側歯面においては PV 値の大きいところで5°C程度、 PV 値の小さいところで2.5°C程度後者の駆動側のほうが歯面上昇温度は高い。

上記のように両振荷重を受ける歯車のほうが一方向荷重を受ける歯車の場合よりプラスチック歯車の歯面上昇温度が高くなるのは、当然ながら左右両歯面がかみあいに伴って熱を発生することと歯内部でのヒステリシス損失による発生熱⁽⁵⁾が一方向荷重を受ける場合よりも大きいためのもと思われる。

3.3 歯形の変化 図11(a), (a')および(b), (b')に両振荷重を受けるプラスチック歯車の運転経時に伴う歯形変化の一例として実験I-B-2およびII-B-2の結果を示す。図11(a)および図11(b)が駆動側の歯形で図11(a)', および図11(b)'が被動側の歯形である。各図において $N_T=0$ が運転前の歯形で、各 N_T における歯形は $N_T=0$ の歯形から摩耗分だけ移動させてかいてある。これらの図において駆動側の歯は

図11 両振荷重を受けるプラスチック歯車の歯形変化

図12 一方向荷重を受けるプラスチック歯車の歯形変化

図 13 両振荷重を受けるプラスチック歯車の
運転経時に伴う摩耗の一例

図 15 駆動側歯面と被動側歯面の摩耗比を
求めた歯形線図間の面積比

図 14 両振荷重を受けるプラスチック歯車の比摩耗量

歯元側の K 点からかみあいが始まり歯先 T_i 点でかみ
あいが終了し、被動側の歯は T_i 点でかみあいが始ま
り歯元側の K' 点でかみあいが終了する。

図 12(a), (a)' および図 12(b), (b)' は実験 I-B
-2 および II-B-2 と同じ実験条件で運転を行った一
方向荷重を受けるプラスチック歯車の歯形変化であ
る。図 11(a) と図 12(a) および図 11(b) と図 12(b)
を対比させるとわかるように両振荷重を受ける駆動側
の歯形変化と一方向荷重を受ける駆動歯車の歯形の変
化形態はかなり類似している。すなわち両者ともかみ
あい起点 K からピッチ点 P 近傍にかけて相手鋼歯車の
歯先りようによるえぐり取り摩耗が著しく歯形が大き
く変化(圧力角変化)しているが P 点近傍から T_i 点間
では比較的摩耗は少なく、したがって歯形もあまり変
化していない。

一方、図 11(a)' と図 12(a)' および図 11(b)' と図

12(b)' を対比させると両振荷重を受ける被動側の歯
形変化と一方向荷重を受ける被動歯車の歯形の変化形
態も K' 点から P 点近傍にかけての摩耗が上記の駆動
歯車よりも少ないという点ではよく類似している。こ
こに示さなかった他の実験結果においても同様なこと
が言えるので両振荷重を受けるプラスチック歯車の駆
動側および被動側の歯形の変化形態は一方向荷重を受
けるプラスチック歯車の駆動歯車および被動歯車の歯
形の変化形態とそれぞれ同じ傾向を示すものと理解で
きそうである。

3.4 歯の摩耗 図 13 に両振荷重を受けるラス
チック歯車の運転経時に伴う摩耗の一例として実験
I-B 群と II-B 群の結果を示す。図 13 では (a), (b)
両図ともに一方向荷重を受けるプラスチック歯車の場
合と同じく低速回転ほど摩耗が多い。このことについ
ては一方向荷重を受けるプラスチック歯車においてす
でに述べてきている⁽³⁾ので詳しい説明は省くがこの傾
向は低速回転ほどプラスチック歯車の歯に荷重が作用
する時間が長くなり、歯のたわみが大きくなるために
現れたものである。つまりプラスチック歯車の先行歯
の歯のたわみが大きくなると相手鋼歯車に回転遅れが
生じ、その鋼歯の歯先りようでプラスチック歯車の歯
元をえぐり取り、その量がプラスチック歯車の摩耗の
多くを占めてしまうということであるが、例えば 3・
3 節の図 11(b) で見ると K 点から P 点近傍にかけて
異常に摩耗し、歯形が著しく変化しているのがこの理
由によるものである。

上記のように両振荷重を受けるプラスチック歯車の
摩耗には一方向荷重を受けるプラスチック歯車の摩耗
のように歯元のえぐり取り摩耗が大きく影響するこ
と、またこの歯元のえぐり取り摩耗はプラスチック歯
車の歯のたわみに起因すること、そしてプラスチック
歯車の歯のたわみは既報⁽³⁾のように歯に荷重(トルク)
が作用している時間に関係することから、ここで表 3
に示すすべての実験についての摩耗を図 14 のように
整理してみた。図 14 の縦軸は比摩耗量〔摩耗量(g)/

図 16 両振荷重を受けるプラスチック歯車の
駆動側歯面と被動側歯面の摩耗比

鋼歯車相当ヘルツ応力⁽³⁾(N/m^2)/歯数/歯幅(m)/総回転数]である。図 14 から両振荷重を受けるプラスチック歯車の摩耗も一方向荷重を受けるプラスチック歯車の摩耗と同様に $T_c \cdot T/b$ で整理できることがわかる。

図 13 および図 14 では両振荷重を受けるプラスチック歯車の摩耗を重量で表示しているため駆動側歯面と被動側歯面の摩耗量を知ることができない。そこで図 11 に示す歯形線図から両歯面の摩耗の割合を求めた。これはまず図 15 のように駆動側および被動側においてそれぞれ $N_T=0$ の歯形線図と $N_T=x$ の各総回転数時の歯形線図間の面積を求め、それを「摩耗比=被動側の歯形線図間の面積(斜線部分)/駆動側の歯形線図間の面積(点線部分)」, として図 16 のように表す。ばらつきはあるが図 16 中に実線を記入し、次にこの実線によって摩耗比を読み取り、例えば駆動側歯面の比摩耗量は「全体の比摩耗量(図 14)/(1+摩耗比)」, として算出する。図 17(a), (b) に記入した実線はこのような算出した駆動側および被動側歯面の比摩耗量である。図 17 には表 3 と同じ実験条件で運転した一方向荷重を受ける駆動および被動プラスチック歯車の比摩耗量をも打点したが、手法の精度に問題はあるものの両者を比較すると運転初期の段階では駆動側および被動側とも両振荷重を受けるプラスチック歯車のほうが摩耗は多く、長時間運転になり摩耗の進行が落ち着くにつれて両者間には明確な差が現れてこないことがわかる。

(a) 駆動側歯面

(b) 被動側歯面

図 17 両振荷重を受けるプラスチック歯車の
駆動側歯面と被動側歯面の比摩耗量

4. 結 言

両振荷重を受ける中間歯車にプラスチック歯車を用いて運転試験を行い、一方向荷重を受けるプラスチック歯車のそれと比較した結果をまとめると次のようになる。

(1) 両振荷重を受けるプラスチック歯車の運転寿命は一方向荷重を受けるプラスチック歯車と同じく $T_c \cdot T/b$ で整理でき、その寿命式として式(1)を得た。なお、両振荷重を受けるプラスチック歯車の運転寿命は一方向荷重を受けるプラスチック歯車のそれより短命であった。

(2) 両振荷重を受けるプラスチック歯車の駆動側および被動側歯面上昇温度は一方向荷重を受けるプ

プラスチック歯車の駆動歯車および被動歯車の歯面の上昇温度より若干(2~5°C程度)高かった。

(3) 両振荷重を受けるプラスチック歯車の駆動側および被動側歯面の歯形変化は一方向荷重を受けるプラスチック歯車の駆動歯車および被動歯車のそれより多少大きかったが、同じ変化傾向を示した。

(4) 両振荷重を受けるプラスチック歯車の摩耗は一方向荷重を受けるプラスチック歯車の摩耗と同じく $T_c \cdot T/b$ で整理できた。なお、その駆動側および被動側歯面の摩耗は一方向荷重を受けるプラスチック歯車の

駆動歯車および被動歯車の摩耗より運転初期の段階では多かったが長時間運転になり摩耗の進行が落ち着くにつれて両者間には明確な差が現れなかった。

文 献

- (1) 歯車強き設計資料出版分科会, 歯車強き資料, (昭54), 36, 日本機械学会.
- (2) 日本ポリベンコ(株), 技術資料(昭56), 9.
- (3) 塚本, 機論, 46-409, C(昭55), 1116.
- (4) 塚本, 機論, 50-459, C(昭59), 2165.
- (5) 高梨・庄司, 機講論, No. 750-6(昭50-4), 73.