

繊維強化プラスチック平歯車の曲げ強度*

菊島憲次**, 池上皓三***, 白鳥英亮****
Kenji KIKUSHIMA, Kozo IKEGAMI, Eiryō SHIRATORI

Key Words: Gear, Fiber Reinforce, Glass Cloth, Carbon Cloth, Plastic, Bending Strength, Static Test, Dynamic Test

1. 緒 言

プラスチック歯車は、軽量、自己潤滑性、耐腐食性、耐騒音性など多くの利点をもつが、その機械的強度が小さく、負荷容量の小さいことが、大きな欠点の一つとなっている。著者らは、繊維強化プラスチックの繊維方向強度が大きいという特長を生かして、プラスチック歯車の歯形表層に生ずる曲げ応力を、歯形線に沿って配向させた連続繊維に負担させ、歯形の曲げ強度を向上させることを試みた⁽¹⁾。前報では、カーボン繊維のプリプレグ材をピニオンによって歯形の成形金型に押し込む方法を採用した。しかし、この方法では歯先まで十分に連続繊維を配向できず、繊維方向強度を歯の曲げ強度向上に、有効に利用できなかった。本研究では、平織りガラスクロスや平織りカーボンクロスに歯先まで十分に配向させた後、ガラス繊維またはカーボン繊維のチョップドストランドと樹脂を注型して成形する繊維強化プラスチック歯車を考えた。まず、強化繊維層の種類や厚さを変化させたときの、歯形の曲げ強度解析を行い、有効な繊維強化法を

検討した。つぎに、クロス材を用いた強化歯車を実際に成形し、この歯車の静的および動的強度試験から、繊維強化の有効性を確かめた。

2. 繊維強化歯形の曲げ強度の解析

2.1 解析方法 解析の対象とした歯車は、モジュール5、歯数30、圧力角20°の標準平歯車である。応力解析は、平面ひずみ状態を仮定して、有限要素法により行った。荷重は図1に示すように、歯先断面に垂直荷重Pを仮定し、また、歯形基礎部に長方形部分を考え、その三辺を固定周辺と仮定した。計算に用いた三角形要素は、歯形部分では832、基礎部では674の個数であった。図1で番号1の部分樹脂のみの部分、2から4の部分はクロス材強化部、10はチョップドストランド強化部である。

2.2 繊維強化歯車に用いた材料の力学的特性 本研究で用いた材料の弾性係数と破断強度は表1に示されている。これらの値のうち、クロス強化材の繊維方向弾性係数、チョップドストランド強化材の弾性係数は、一方向強化材が積層されているものとして積層理論により決めた⁽²⁾⁽³⁾。また、クロス強化材の層間弾性係数は、繊維とマトリックスが直列につながっているものとして、一方向強化材の繊維直角方向の弾性係数

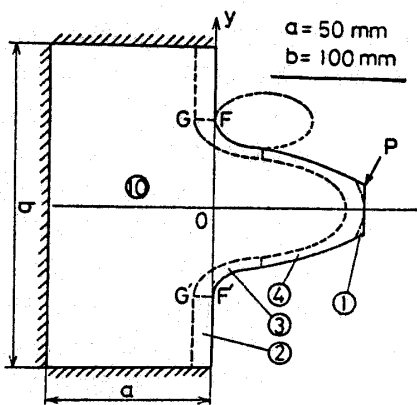


図1 解析に用いた歯形モデル

表1 樹脂と各種繊維強化材の材料定数

	エポキシ樹脂	カーボンチョップ	ガラスチョップ	カーボンクロス	ガラスクロス
E_1	3.15	17.0	9.20	31.7	15.2
E_2	3.15	17.0	9.20	5.63	6.53
G_{12}	1.22	6.37	3.50	1.70	1.71
ν_{13}	0.38	0.33	0.31	0.06	0.13
ν_{21}	0.38	0.33	0.31	0.03	0.08
X_1	40	47.7	35.9	289	103
X_1'	116	116	116	326	261
X_2	40	47.7	35.9	11.0	28.2
X_2'	116	116	116	334	588
X_6	83	98	98	37.6	41.4

E_i : i 方向の縦弾性係数 GPa
 G_{12} : 1-2面内のせん断弾性係数 GPa
 ν_{ij} : $i-j$ 面内のポアソン比
 X_i, X_i' : i 方向の引張り、または圧縮強度 MPa
 X_6 : 1-2面内のせん断強度 GPa

* 昭和56年11月25日 関西支部第242回講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和56年7月8日。
 ** 准員、日産自動車会社(〒288 座間市広野台 2-5000)。
 *** 正員、東京工業大学精密工学研究所(〒227 横浜市緑区長津田町4259)。
 **** 正員、埼玉大学工学部(〒366 浦和市大久保 255)。

で代用した。繊維の体積含有率 (V_f) は、チョップドストランド強化材では 0.2, クロス強化材では 0.3 である。表 1 の弾性係数 (E, G, ν) や破断強度 (X) の添字は、強化材の座標軸の方向を示しており、板の面に軸 1 および 3, 板厚方向に軸 2 を定めている。その他の値は、材料試験より定めた。

各強化材の破壊則は、チョップドストランド強化材には主応力説を、クロス強化材には次の破壊則を用いた。樹脂に対しては、ミーゼス則を用いた。

ガラスクロス強化材：

$$c_1(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + c_2(\sigma_3 - \sigma_1)^2 + c_3(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + c_4\sigma_1 + c_5\sigma_2 + c_6\sigma_3 + c_9\sigma_6^2 = 1 \dots\dots\dots(1)$$

カーボンクロス強化材：

$$(c_2 + c_3)\sigma_1^2 + (c_1 + c_3)\sigma_2^2 + (c_1 + c_2)\sigma_3^2 + c_4\sigma_1 + c_5\sigma_2 + c_6\sigma_3 + c_9\sigma_6^2 = 1 \dots\dots\dots(2)$$

ここで、

$$c_1 = \frac{1}{2} [(X_2 X_2')^{-1} + (X_3 X_3')^{-1} + (X_1 X_1')^{-1}]$$

c_2, c_3 は 1, 2, 3 の循環変化させる。

$$c_4 = (X_1)^{-1} - (X_1')^{-1}$$

c_5, c_6 は 1, 2, 3 を循環変化させる。

$$c_9 = (X_6)^{-2}$$

これらの係数で、 X_1, X_2 などの値は、それぞれの強化材に対して表 1 の値を使用した。

2.3 繊維強化歯形の強度解析結果 図 2 はエポキシ樹脂のみで成形した歯車の歯先に、単位歯幅あたり 10 N の荷重を加えたときの、最弱断面上の、最大主応力を引張強度で割った値、最小主応力 (符号が負) を圧縮強度で割った値、最大せん断応力をせん断強度で割った値を示したものである。これらの値が大きいほど破壊しやすいことになる。引張りと圧縮の強度がほぼ等しい金属歯車では、圧縮側 (図 1 の負側) において最初に破損が生じるが、圧縮強度の方が引張強度より

りも高いプラスチック歯車では、引張側で最初に破損することが予想される。またこのときの主応力の方向は、ほぼ歯形線に接する方向であるので⁽¹⁾、歯形に沿ってクロス材を配向し、歯形を強化すればよいことがわかる。

図 3 は歯形に沿ってカーボンクロスを配向した場合の結果である。歯形内部はガラスチョップ強化材である。図 4 はガラスクロスで強化した場合である。図の縦軸は、繊維方向応力 σ_1 とその強度 (X_1 または X_1') との比、層間応力 σ_2 とその強度 (X_2 または X_2') との比、層間せん断応力 σ_6 とその強度 X_6 との比の値を示している。図 3 のカーボンクロスで強化した場合は、 σ_1/X_1 の値は小さく、繊維方向 (歯形接線方向) の強化は十分であるが、層に直角方向の引張強度 (X_2) が低いため (σ_2/X_2) の値は大きくなっており層間はく離で破断することが予想される。図 4 のガラスクロスで強化した場合は、(σ_1/X_1) の値は大きくなっており、図 3 の場合に比べて繊維方向強度が有効に利用されている。

3. 各種繊維強化歯形の強度比較

図 3 と図 4 の結果から繊維強化の有効性が確かめられたので、次に強化条件を種々変化させたときの、歯形の曲げ強度解析を行い、有効な強化法について検討する。

図 5 はクロス層が歯形に沿ってどこまで入った場合 (図の長さ cc) に曲げ強度が最も大きくなるかを計算した結果である。クロス層の厚さは 3.5mm, 体積含有率は 0.3 である。また歯形内部はガラスチョップの強化材 ($V_f=0.2$) である。図の縦軸は単位歯幅あたりの歯先破壊荷重である。以下の図において、番号 1, 2, ... は破壊の位置 (図の説明図に記入) と、その破壊

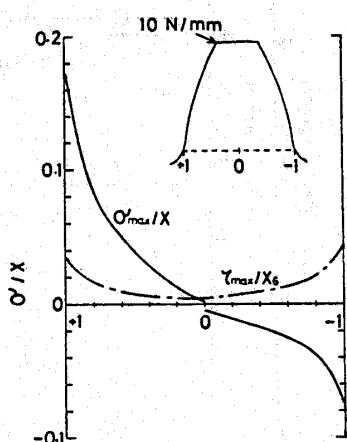


図 2 プラスチック歯車の強度

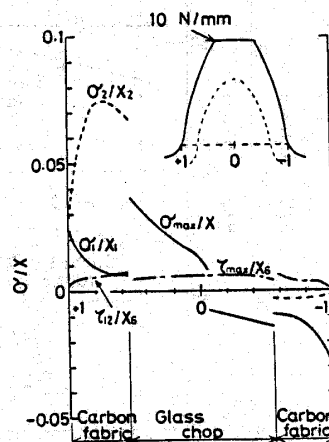


図 3 カーボンクロス強化歯車の強度

に最も影響を及ぼしている応力の方向を示している。図5において、ガラスクロスで強化した場合(実線)は、いずれも引張側歯元のクロス層の繊維方向引張りが破壊に最も影響し、カーボクロスの場合(点線)は繊維直角方向の引張りが最も影響している。また歯先までクロスを配向させた場合の方が曲げ強度は大きくなるが、カーボクロスで強化した場合は、低い応力で層間はく離が生じ、曲げ強度はあまり大きくない。

図6はクロス層($V_f=0.3$)の厚さ(X_0)を変化させた場合の曲げ強度を示す。歯の内部はガラスチョップ強化材($V_f=0.2$)である。図の横軸が零の場合は、ガラスチョップのみで成形した歯形である。カーボクロスで強化した場合あまり効果はないが、ガラスクロスで強化した場合には、層厚さによって強化効果が

変わり、最適な層厚さがある。

図7はクロス層厚さ一定(3.5mm)として、クロス材の体積含有率を変化させたときの曲げ強度である。歯形内部はガラスチョップ強化材($V_f=0.2$)である。カーボクロスの場合、体積含有率の増加とともに層間引張応力は増加するが、層間強度はほとんど増加しないため、曲げ強度は減少する。しかしガラスクロスの場合、繊維方向の引張強度によって歯の曲げ強度が決まり、その引張強度は繊維の体積含有率の増加とともに大きくなるから、体積含有率の増加は、曲げ強度の改善に有効である。

つぎにクロス層厚さ(3.5mm)、体積含有率($V_f=0.3$)を一定として、歯形内部のチョップ材の含有率

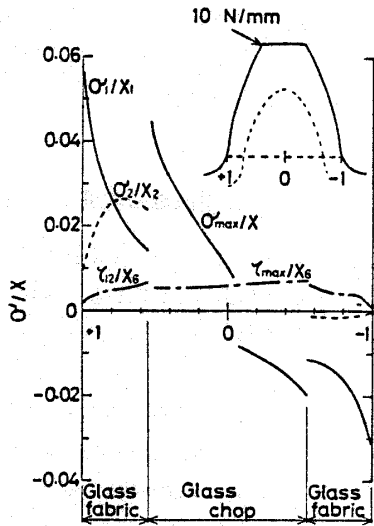


図4 ガラスクロス強化歯車の強度

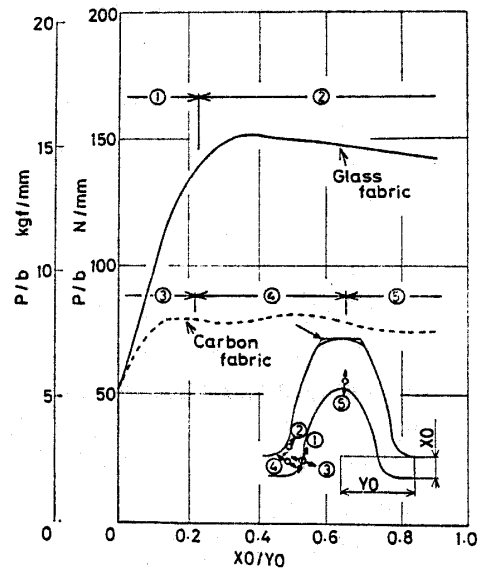


図6 連続繊維層厚さと曲げ強度

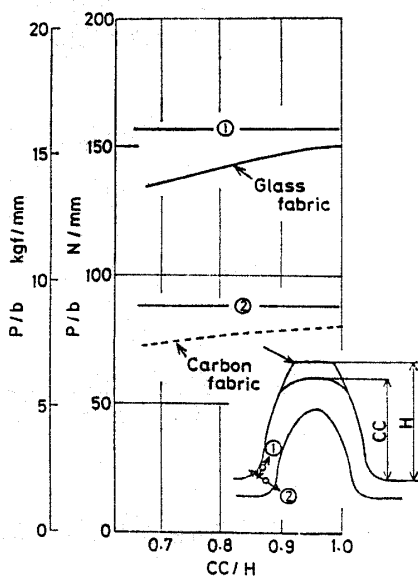


図5 繊維の押し込み量と曲げ強度

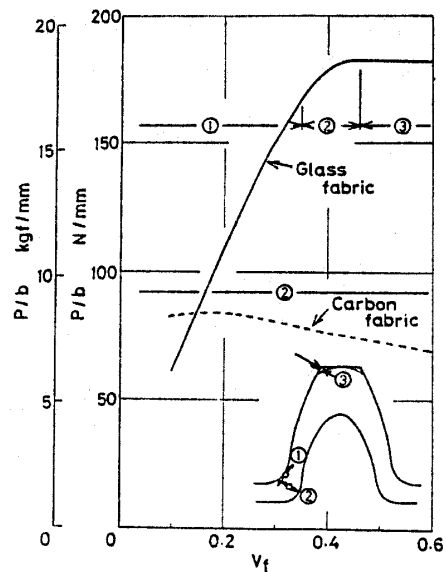


図7 繊維含有率と曲げ強度

を変化させたときの、曲げ強度を検討する。図8は歯形表層にカーボンクロスを用いた場合である。チョップ材の含有率の変化は、弾性係数に対応するので、図ではこの変化をクロス層の弾性係数との比で表してある。歯形内部の弾性係数がある程度以上大きくなると、歯末側の2の部分で層間はく離が生じ、また、弾性係数比が0.4ぐらいで曲げ強度が最も大きくなっている。図9は図8と同様の結果で、歯形表層にガラスクロスを用いた場合である。カーボンチョップを用いた方が、いくらか曲げ強度が高くなっており、それぞれのチョップ材について、曲げ強度が最も大きくなるような弾性係数比が存在する。また内部の弾性係数が大きくなると、図2の部分で破断する。

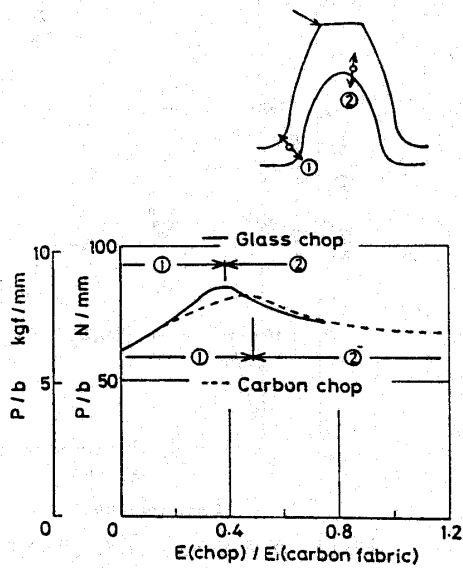


図8 弾性係数比と曲げ強度 (1)

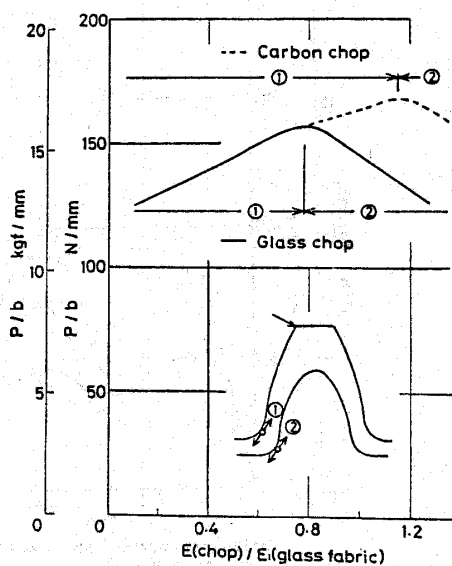


図9 弾性係数化と曲げ強度 (2)

4. 繊維強化歯車の成形法

歯車を成形するにあたっては、大規模な装置を必要としない注型法を用いた。すなわち平織りクロス歯車金型に巻きつけた後、型にエポキシ樹脂(EPIKOTE 828)と短繊維(長さ3mm)のチョップ材の混合物を注ぎ込み、真空槽で含浸脱泡して硬化させた。図10は歯車金型(モジュール5, 歯数30, 圧力角20°)にクロス材を巻きつける方法を示したものである。ドラムに巻かれたクロス材を、モータで駆動されたローラによって金型内に送り込み、これをソレノイドの先端に取付けられた押込部1と2で金型の歯先に押し込んでいく。金型が時計回りにモータで回転している間に、これらの押込部によって歯先までクロス材が押し込まれる。押込部1で押し込まれたクロス材は、次の歯底にクロス材を押し込むときにも押込部2で固定されている。これによって押込部1がクロス材を押し込むときに、その前の歯形に押し込まれたクロス材が引き戻されることを防いでいる。またクロス材の歯すじ方向の両端に両面接着テープがはられており、これによってクロス材が金型に付着する。さらにソレノイドの駆動間隔と金型の歯形ピッチが同期するように、フォトダイオードがピッチの検出を行い、その信号によって押込部ソレノイドが駆動される。図11が成形した繊維強化歯車の一例である。黒く見えている部分がカーボンクロス強化部(5層)、内部はガラスチョップ強化部である。クロス部の繊維体積含有率はほぼ0.3となった。

5. 静的曲げ強度試験

5.1 等方性歯車の曲げ試験 図12にエポキシ樹脂製歯車の、また図13と14にチョップドストランドで等方強化した歯車の、歯先荷重と歯先たわみの関係

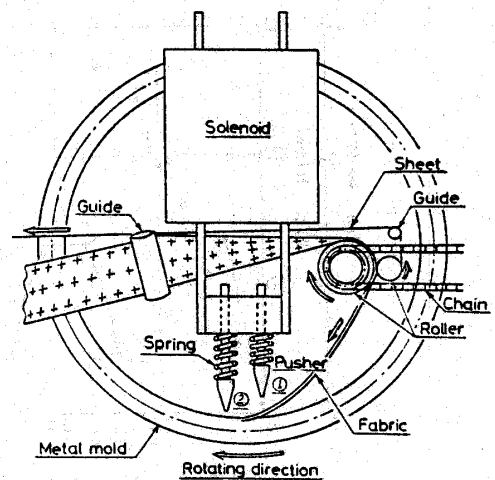


図10 繊維強化歯車成形法

を示す。曲げ試験には前報⁽¹⁾で報告した装置を用いた。図の実線は有限要素法による計算値で、×印のところで計算に用いた要素の一つが、最初に破損する。歯形の実際の破断位置は、ほぼ Hofer の方法で定めた危険断面上にあった。破断荷重は実験値の方が計算値よりも大きくなっているが、これは微視的にみれば危険位置ですでに破損しているためとされる。表 1 に示すように、チョップ強化材の基礎強度は、エポキシ樹脂

の場合とはほぼ同じであるため、チョップ強化歯車のクラック発生までの曲げ強度は、図 12 のエポキシ樹脂製歯車の値と大きな差異はなかった。しかし、チョップ強化歯車は、エポキシ樹脂製歯車に比べ、弾性係数が大きくなっているため、たわみ量はエポキシ樹脂製歯車より小さくなっている。

5.2 繊維強化歯車の曲げ試験 各種繊維強化歯車の曲げ強度試験結果を図 15 と 16 に示す。なお、これらの実験に用いた歯車内部には、樹脂の含浸がカーボンチョップよりもよいガラスチョップを用いた。図 15 はカーボンクロス強化歯車の場合である。歯の破断位置は計算で予想されたとおりの位置で、繊維

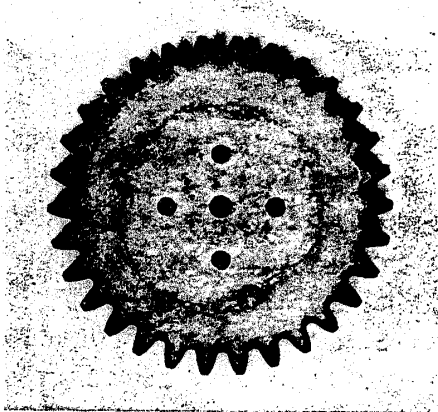


図 11 カーボンクロス繊維強化歯車

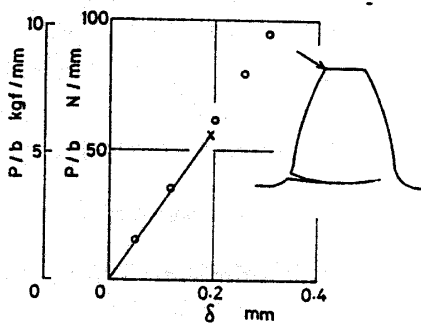


図 12 プラスチック歯車の曲げ試験

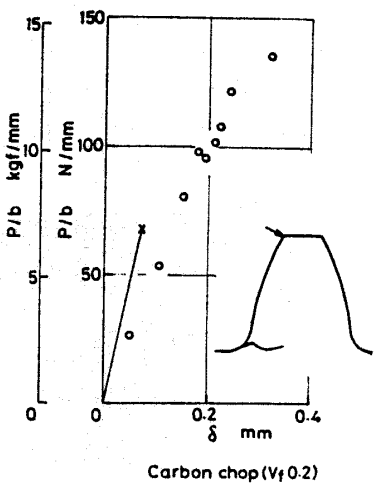


図 13 カーボンチョップ製歯車の曲げ試験

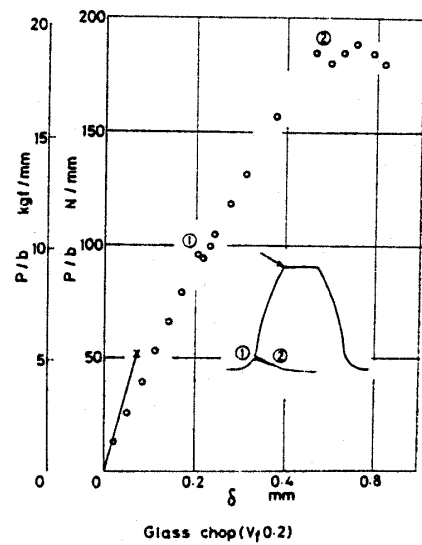


図 14 ガラスチョップ製歯車の曲げ試験

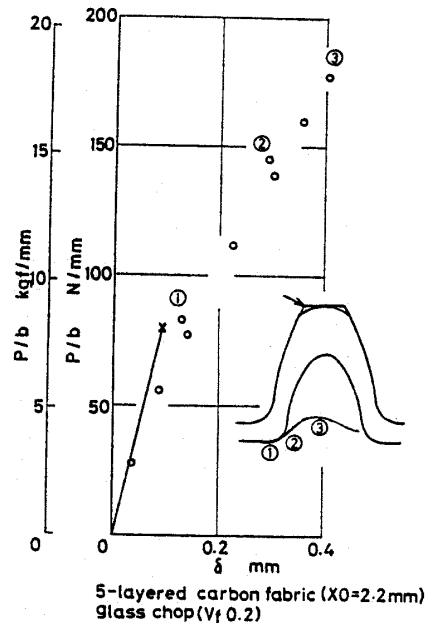


図 15 カーボンクロス強化歯車の曲げ試験

直角方向での引張りによる破断であった。この場合、歯形の初期破損荷重は、等方性歯車の場合に比べあまり向上していない。

図16はガラスクロスで強化した歯車の結果である。図12の実験結果と比較すると、曲げ強度は約2倍になっており、強化効果が認められる。この歯車では荷

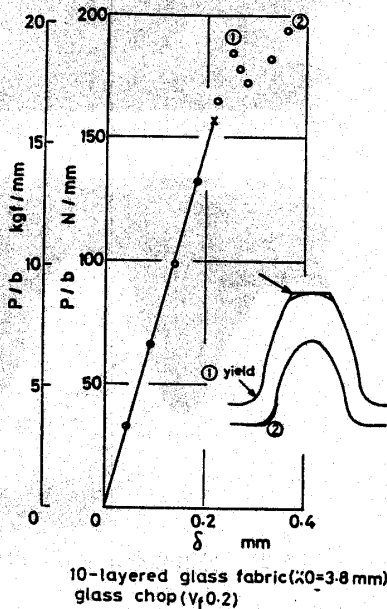


図16 ガラスクロス強化歯車の曲げ試験

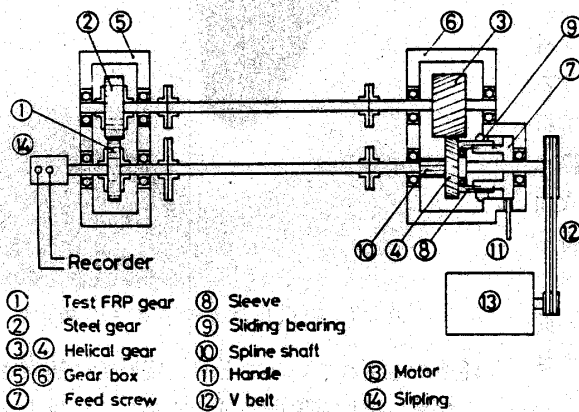


図17 動力循環式歯車試験機の概略図

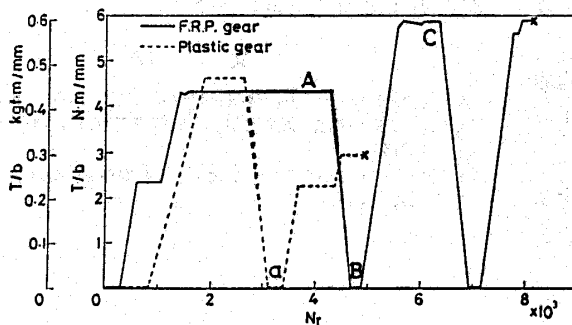


図18 回転試験中のトルク

重を増加させてゆくと、最初に引張側歯元のクロス層部が白濁して破断する。カーボクロス製歯車のような層間はく離は認められなかった。この歯車の破断は、図4の結果から繊維方向の引張りで生じたと予想される。

6. 動的負荷試験

静的曲げ試験において繊維強化の有効性が確かめられたので、つぎに成形した繊維強化歯車を金属歯車と組みあわせて動的負荷試験を行った。

6.1 実験方法 実験には動力循環式試験機を用いた。図17にその概略図を示す。動力はモータ(13)からVベルト(12)で供給される。歯車(3)と(4)が循環用歯車(はずば歯車)である。歯車(4)は軸上のスプライン(10)に沿って回転しながらすべれる構造になっており、運転中に送りねじ(7)をハンドル(11)でまわせば、歯車(4)が軸方向に移動し、トーションバーがねじられ試験歯車(1)にトルクが加わる。試験は無潤滑で、回転数は520rpmで行った。表2は試験歯車(1)と相手歯車(2)の仕様をまとめたものである。

6.2 試験結果 回転試験は、はじめ徐々にトルクを増加させてゆき、ある一定トルクで短時間運転する。その後トルクを減少させ回転停止して歯面を観察する。歯形に大きな損傷のない場合には、再びトルクを増加させ、同様の試験を繰り返す。図18はこの試験

表2 試験歯車の諸元

	試験歯車	駆動歯車
モジュール	5	5
基準圧力角	20°	20°
歯数	30	30
転位係数	0	0
基準ピッチ円直径 mm	150	150
歯先円直径 mm	160	160
頂げき係数	0.25	0.25
材料	FRP	SNC 21
熱処理		浸炭焼入れ
精度	JIS 8級	JIS 0級



図19 回転試験後のエポキシ樹脂歯車

中のトルクの変化を、歯車の総回転数 (N_i) に対して示したものである。実線は繊維強化歯車（ガラスクロス 10 層, $V_f=0.3$, 内部はガラスチョップ $V_f=0.2$), 点線はエポキシ樹脂歯車に対する結果である。過負荷試験を行ったので、かなり大きなトルクを加えた。図の×印のところで歯が折損した。折損時のトルクを比較すると、繊維強化歯車の方が、エポキシ樹脂歯車の約 2 倍になっている。図 18 の点 a でのエポキシ樹脂歯車の状態を図 19 に示す。また図 18 の点 A での繊維強化歯車の状態を図 20 に示す。両歯車ともすべり率の大きいピッチ点付近よりも歯元側での摩擦が著しい。また、エポキシ樹脂歯車では、繊維強化歯車とはほぼ同じトルクで総回転数が少ないにもかかわらず、摩擦が著しいことがわかる。これは繊維強化歯車の歯形表層のガラスクロスが、摩擦防止に役立っているものと思われる。

図 21 と図 22 は両歯車の歯の折損後の状況である。エポキシ樹脂歯車については、摩擦によって生じた歯元側のくぼみのところから折損している。繊維強化歯車の場合、クロス層間にクラックが生じ、それが回転数の増加とともに進展し、最後にクロス層がはがれて破断した。繊維強化歯車の動的強度に関しては、今後さらに研究が必要である。

7. 結 言

ガラス繊維とカーボン繊維のクロス材やチョップ材を強化繊維とし、エポキシ樹脂をマトリックスとする繊維強化歯車について、各種繊維強化法の効果を解析によって検討し、さらにこれらの材料によって実際に繊維強化歯車を成形し、これらを静的および動的な曲げ試験を行って、繊維強化の有効性を確かめた。得られた結果は次のとおりである。

- (1) カーボンクロス強化材とした場合には、低い応力で強化層の層間はく離が生じ、強化効果は小さい。
- (2) ガラスクロス強化材に用いた場合には、歯の破断が繊維方向応力で生じ、繊維の強化効果が十分認められた。
- (3) ガラスクロス強化歯車は、静的および動的曲げ試験において、強化しないエポキシ樹脂歯車に比べ約 2 倍の強度を有した。
- (4) 繊維強化歯車は、強化しない場合に比べ耐摩



図 20 回転試験後のガラスクロス強化歯車

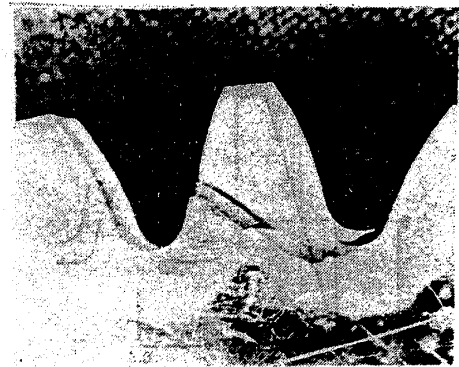


図 21 折損したエポキシ樹脂歯車



図 22 破損したガラスクロス強化歯車

耗性でも優れていることが、定性的に観察された。

なお、歯車試験機の試作にあたりご協力をいただいた東京工業大学精密工学研究所歯車工学部門および工場の方々に謝意を表します。

文 献

- (1) 杉林・ほか 3 名, 機論, 47-416, C (昭 56), 466.
- (2) 山脇・植村, 東京大学宇宙航空研究所報告, 7-2A (昭 46), 315.
- (3) 植村・ほか 2 名, 東京大学宇宙航空研究所報告, 12-4A (昭 51), 815.

討 論

〔質問〕 塚本尚久（千葉工業大学）

（１）質問者が研究対象にしているナイロン歯車の曲げ試験では荷重の大きさによって荷重点の位置や接触面などに変化が生じ強度解析は面倒だったが、繊維強化プラスチック歯車ではこの点いかがか。

（２）1020 ページ左欄 14～16 行めにかけて繊維強化歯車の歯形表層のガラスクロスが摩耗防止に役立っているものと思われるとあるが、これはエポキシ樹脂歯車の摩耗量と繊維強化歯車の摩耗量の違いから判断されたのだと思う。しかし両者の摩耗量の違いは両者の運転に伴う歯形変形の違いであるというようなことがないか、すなわちエポキシ樹脂歯車の方に大きな歯形変形があるとすれば二つの歯車の歯当たり状態が異なるので単に摩耗量だけの比較で表層のガラスクロスが摩耗防止に役立っているとは判断し兼ねるのではないか。この部分は結言（４）と関連するように思われたので質問した。

〔回答〕（１）本報告での曲げ試験は、主として静的な実験であり、一つの歯形の歯先に計算で仮定したような荷重を作用させることのできる装置〔文献（１）の図 12〕を用いて実験を行ったので、ご指摘のような困難は認められなかった。

（２）繊維強化歯車とエポキシ樹脂歯車のように材質の異なる歯車の摩耗量の比較は、負荷の大きさをどのように決めるかによって大きく変わる。本実験では、単位歯車幅あたりのトルクが同じになるような条件で試験した結果をもとに論じたものである。ご指摘のような歯形変形の摩耗量におよぼす影響については今後の研究課題にしたいと考えている。

〔質問〕 島村昭治（機械技術研究所）

本研究のユニーク性については、すでに前報の討論についてのべたとおりであるが、前報における成形法の欠点の一部を本研究では克服している。知られているとおり、現在実用化されている FRP 歯車は、平織りクロス積層機をフラットワイズにホブ切りしたものである。これに対し本研究による歯車は、強度的にすぐれていると思うが、以下の 2 点については必ずしもすぐれていると思われない。

（１）歯形の精度についてはどうか。

（２）歯面の耐摩耗性、これについては前報の討論でも触れたが、現在の歯車は、積層端面が歯面に露出しているため、運転中に歯面が摩耗しても、歯面の組織（マトリックスと強化材の構成）は変化しない。しかし本研究の歯車は、フラットワイズな積層面が歯面

に露出しているから、摩耗過程で歯面の組織は変化して行くはずである。これが本研究の歯車の避けられない欠点と考える。これに対していかにお考えか。

（１）、（２）ともいずれは現用 FRP 歯車と比較実験すべき課題と考える。

〔回答〕（１）ガラスクロス強化歯車については、JIS 等級で表すと、単一ピッチについては等級外、隣接ピッチ、累積ピッチでは 8 級であった。カーボクロス強化歯車については、単一ピッチ、累積ピッチでは 8 級、隣接ピッチでは 7 級であった。

繊維強化歯車も変形量はかなり大きいのでその精度が、金属歯車のように、直接的に性能に大きな影響をもたないと思うが、精度向上には、歯形の成形時の収縮変形の正確な予想による成形金型の修正が必要であると考えている。

（２）ご指摘のとおり、繊維強化歯車の摩耗は、樹脂、クロス材が交互に表層にあらわれて進行するので、きわめて複雑な問題である。実際にこのような強化歯車を使用する際には歯車表面に硬いコーティング膜を、なんらかの方法で付着させるのが有効ではないかと考えている。

〔質問〕 寺内喜男（広島大学工学部）

新しい成型法を開発されたご研究に敬意を表す。

（１）文献（１）図 19 でも同様であるが、図 3、4 において σ_2/X_2 、 τ/X_6 は横軸 ± 1 では零になるのではないか。

（２）図 6、7 で実線は 1 本の連続曲線でむすばれているが、破壊の様式が①～③と異なると、不連続にならないのか。

（３）ガラスクロス強化歯車の場合、運転後相手の浸炭焼入れ駆動歯車の歯面に傷は生じていないか。たとえばなし地状になるような変化は起こらないか。

〔回答〕（１）ご指摘のとおり、横軸 ± 1 では σ_2/X_2 、 τ/X_6 は零であるべきだが、文献（１）でも本報告でも歯形表面の応力の値を、有限要素法の計算に用いた三角形要素の重心位置での値で示しているため零とはなっていない。厳密には図 3、4 の σ_2/X_2 、 τ/X_6 の横軸 ± 1 の値は、歯形表面よりわずかに歯の内部に入った位置での値を示していることになる。

（２）本報告での解析手法は数値計算によるものであるため、破壊の様式の変わる点を明確にしようとするときわめて多大の計算時間が必要となるので、いくつかの $X0/Y0$ 値に対してのみ破壊荷重を計算して、図を作成した。

厳密にはご指摘のとおり、破壊の様式が変化する位置では、折れ線のような形になる。

(3) 駆動歯車の表面を顕微鏡による厳密な調査は行っていないが、目視したところでは、表面にプラスチックの粉末が付着していたのみで、これをぬぐい去って見ても表面には傷は認められなかった。

〔質問〕 藤尾 博重 (京都大学工学部)

繊維強化材料製歯車の複雑な破壊機構を解明されたことに敬意を表す。

(1) チョップドストランド強化材、クロス強化材、樹脂に対して破壊則を変えて解析されている。各部に対してそれぞれ適用した破壊則が違うのはどのような根拠によるものか。また、各材料に対してそれぞれ異なる破壊則の適用は理解できるとしても材料のまじり合ったものに、例えば、図1における②～③のクロス強化部と⑩のストランド強化部の接合部はちょうどコンクリート中のセメントと砂利のようになじみ性のようなものがあり、各強化材に対する破壊条件がわかかったとしても、それらの接合部にはどのような破壊則を適用しているのか。

さらに、有限要素法により解析する際、接合部はおそらく要素の境界になっているのではないかと考えるが、それらの境界が接合部にあたる場合先程指摘した

なじみ性のようなものを考慮に入れられているのか。

(2) 図14において、約100 kgf/mmでまず①にき裂が入り、それは進行せず以上の負荷に耐えて、さらに、負荷を増大させれば②にて損傷が起こり、結局②の破壊がこの歯車の強さとなると理解してよいのか。

〔回答〕 (1) 繊維強化プラスチックは、繊維の含有量が同じであっても、その配向の仕方によって強度が変化する。したがって、チョップ材、クロス材の強化部分、あるいは、樹脂だけの部分で、それぞれの破壊則を適用している。

また、解析で得られた応力値は、計算に用いた三角形要素の重心の位置での値なので厳密には接合境界上の応力値ではない、これらの三角形要素の重心の位置は、チョップ部かクロス部のいずれかに属しているので、それぞれの部分の強度則を用いて強度を評価した。その場合、境界では完全接着と仮定した。

なお、接合面での強度は、式(1)と式(2)であたえられる層間強度と同程度と考えている。

(2) ①のところでもまずクラックが発生するが、この後も歯形は負荷の増加に耐え、②でついに負荷能力がなくなる、したがって金属歯車に対応させれば、①が降伏強さ、②が破壊強さになると考えられる。