

学 位 論 文

歯面温度を考慮した各種プラスチック歯車の 寿命推定法に関する研究

2011年1月

高橋 美喜男

鳥取大学

目 次

第 1 章 緒 論

1.1 研究背景	1
1.1.1 歯車の歴史	1
1.1.2 プラスチックの歴史	1
1.1.3 プラスチック歯車の歴史と特徴	2
1.1.4 プラスチック歯車の材料	3
1.1.5 プラスチック歯車に関する従来の研究	4
1.2 本研究の目的	7
1.3 本論文の構成	10

第 2 章 プラスチック歯車の歯面温度上昇傾向と損傷形態

2.1 緒言	12
2.2 プラスチック歯車の歯面温度上昇傾向	12
2.3 プラスチック歯車の損傷形態	14
2.3.1 経過的損傷	15
(1) 摩耗および歯の変形	15
(2) 歯元起点クラック	16
2.3.2 最終的損傷	17
(1) 過負荷折損	17
(2) 熔融	18
(3) 歯の疲労折損	19
(4) リムの疲労折損	19
(5) 熔融と疲労折損の複合的損傷	20
(6) 過摩耗	21
2.4 結言	22

第3章 プラスチック平歯車およびはすば歯車の寿命推定法

3.1 緒言	23
3.2 実験装置および実験方法	24
3.2.1 試験歯車	24
3.2.2 プラスチック歯車運転試験機	27
3.2.3 実験方法	30
3.3 実験結果および考察	30
3.3.1 損傷形態	30
3.3.2 歯面温度に及ぼす雰囲気温度の影響	32
3.3.3 負荷トルクと寿命の関係	34
3.3.4 応力比と寿命の関係	35
3.3.5 寿命推定法	37
(1) 歯面温度に基づく寿命推定法	37
(2) 運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法	39
(3) 歯幅の異なるプラスチックはすば歯車対および平歯車に対する 適用可能性の検討	42
(4) 諸元および運転条件が異なる場合の寿命推定	45
3.4 結言	46

第4章 プラスチックねじ歯車の寿命推定法

4.1 緒言	47
4.2 試験歯車および実験装置	48
4.2.1 試験歯車	48
4.2.2 プラスチックねじ歯車運転試験機	48
4.3 グリース潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車の寿命推定法	50
4.3.1 実験方法	50
4.3.2 実験結果および考察	51
(1) 歯面温度の変化	51
(2) 損傷形態	52
(3) 負荷トルクと寿命の関係	52

(4) 応力比と寿命の関係	54
(5) 歯面温度に基づく寿命推定法	62
(6) 運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法	64
(i) ねじ歯車におけるせん光温度	64
(ii) 平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係	72
(iii) 寿命推定フローチャート	74
4.4 無潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車の寿命推定法	77
4.4.1 実験方法	77
4.4.2 実験結果および考察	77
(1) 歯面温度の変化	77
(2) 損傷形態	80
(3) 最大接触圧力および PV 値と寿命の関係	82
(4) 歯面温度と寿命の関係	84
(5) 寿命推定法	86
(i) 平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係	86
(ii) 寿命推定フローチャート	88
4.5 結言	91

第5章 ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの寿命推定法

5.1 緒言	92
5.2 実験装置および実験方法	93
5.2.1 試験歯車	93
5.2.2 ウォーム&ヘリカルホイール運転試験機	96
5.2.3 実験方法	99
5.3 実験結果および考察	100
5.3.1 歯面温度の変化	100
5.3.2 損傷形態	102
5.3.3 運転条件と歯面温度上昇量の関係	104
5.3.4 負荷トルクと寿命の関係	105
5.3.5 応力比と寿命の関係	106

5.3.6	寿命推定法	113
(1)	歯面温度に基づく寿命推定法	113
(2)	運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法	115
(i)	平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係	115
(ii)	寿命推定フローチャート	117
5.4	結言	120
第6章 各種プラスチック歯車の寿命推定法		
6.1	緒言	121
6.1	本論文で対象とした歯車の諸元	121
6.3	損傷形態が折損であるプラスチック歯車の寿命推定法	121
6.3.1	歯面温度に基づく寿命推定法	121
6.3.2	運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法	126
6.4	損傷形態が過摩耗であるプラスチックねじ歯車の寿命推定法	129
6.5	結言	132
第7章 結 論		
7.1	本研究の成果	133
7.2	今後の課題	135
謝 辞		136
参考文献		138
関連報告		143
付 録		145

記号と単位

a	:	軸間距離 [mm]
a_c	:	接触楕円長軸方向半径 [mm]
b	:	歯幅 [mm]
b_c	:	接触楕円短軸方向半径 [mm]
b_{eff}	:	ホイール基準円筒とウォームの歯先円筒が交わる幅 [mm]
b_t	:	2円筒の長さ[m]
c_i	:	比熱 [J/(kgK)]
C_{11}	:	損傷形態が折損であるプラスチック歯車の応力比と寿命の関係の係数 1
C_{12}	:	損傷形態が折損であるプラスチック歯車の応力比と寿命の関係の係数 2
C_{21}	:	平均せん断温度と歯面温度上昇量の式の係数
C_{31}	:	損傷形態が過摩耗であるプラスチックねじ歯車の平均歯面温度と寿命の関係の係数 1
C_{32}	:	損傷形態が過摩耗であるプラスチックねじ歯車の平均歯面温度と寿命の関係の係数 2
C_0	:	高梨・庄司の摩擦係数の実験式における係数
C_u	:	応力比 ($=\sigma_b/\sigma_0$)
d	:	基準円直径 [mm]
d_{aw}	:	ウォームの歯先円直径 [mm]
d_b	:	基礎円直径 [mm]
d_c	:	歯面の一点が接触面を動く距離 [m]
d_{wh}	:	ホイールの基準円直径 [mm]
D_1	:	外の一対かみ合い点
D_2	:	内の一対かみ合い点
e	:	作用線上におけるピッチ点からの距離 [mm]
E	:	縦弾性係数 [Pa]
E_1	:	かみ合い始め

E_2	:	かみ合い終わり
E_L	:	推定寿命
f_n	:	法線歯幅減少量 [mm]
F_t	:	基準円接線荷重 [N]
h_{Fe}	:	曲げモーメントの腕の長さ [mm]
m	:	モジュール
m_n	:	歯直角モジュール
n	:	回転速度 [min^{-1}]
n_w	:	ウォームの回転速度 [min^{-1}]
N	:	繰返し数
N_L	:	寿命
N_{wh}	:	ホイールの繰返し数
p_{Hmax}	:	最大接触圧力 [Pa]
P	:	ピッチ点
P_b	:	曲げ荷重 [N]
P_c	:	外の一対かみ合い点に加えたピーク荷重 [N]
P_f	:	すべりによって生じる摩擦力 [N]
P_n	:	法線荷重 [N]
$P_{p(s)}$:	外の一対かみ合い点からの距離 s の位置に加えた荷重 [N]
P_r	:	法線荷重と摩擦力の合力 [N]
P_t	:	2円筒に加えた荷重 [N]
R	:	2円筒の半径[m]
s	:	外の一対かみ合い点からの距離 [mm]
s_{Fn}	:	危険断面歯厚 [mm]
T	:	負荷トルク [Nm]
T_{wh}	:	ホイール軸負荷トルク [Nm]
V	:	歯面速度の絶対値 [m/s]
V_{01}	:	歯車1の基準円周速度 [m/s]
V_{02}	:	歯車2の基準円周速度 [m/s]
V_g	:	すべり速度 [m/s]

V_{gmax}	:	かみ合い範囲内での最大すべり速度 [m/s]
V_{gp}	:	ピッチ点でのすべり速度
V_p	:	歯たけ方向のすべり速度 [m/s]
V_t	:	2円筒のすべり速度 [cm/s]
V_F	:	歯すじ方向のすべり速度 [m/s]
V_{F1}	:	歯車1における周速度の歯すじ方向すべり速度成分 [m/s]
V_{F2}	:	歯車2における周速度の歯すじ方向すべり速度成分 [m/s]
x	:	転位係数
Y_B	:	リム厚さ係数
Y_{DT}	:	高歯係数
Y_F	:	歯形係数
Y_S	:	応力修正係数
Y_β	:	ねじれ角係数
z_n	:	相当歯車歯数
α_n	:	歯直角圧力角 [deg.]
β	:	ねじれ角 [deg.]
γ_e	:	基準円上円弧歯厚中心角 [deg.]
γ	:	密度 [kg/m ³]
δ	:	軸角 [deg.]
θ_m	:	平均歯面温度 [°C]
θ	:	歯面温度 [°C]
θ_b	:	歯面温度上昇量 [°C]
θ_{bm}	:	平均歯面温度上昇量 [°C]
θ_a	:	雰囲気温度 [°C]
θ_{am}	:	平均雰囲気温度 [°C]
θ_{wh}	:	ホイールの歯面温度 [°C]
θ_f	:	Coleman の式によるせん光温度 [°C]
θ_{fc}	:	ねじ歯車, ヘリカルホイールのせん光温度 [°C]
θ_{fcm}	:	ねじ歯車, ヘリカルホイールの平均せん光温度 [°C]
λ	:	熱伝導率 [W/(mK)]

- μ : 摩擦係数
- ν : ポアソン比
- σ_0 : 曲げ強さ [MPa]
- σ_b : 歯元応力 [MPa]
- ψ' : 接触楕円長軸と歯すじ方向との角度 [deg.]

第 1 章 緒 論

1.1 研究背景

1.1.1 歯車の歴史

歯車の歴史は古く、明確な記録としては、ギリシャの哲学者アリストテレス（384 – 223BC）がその著書の中で、回転運動を伝達する青銅製や鉄製の歯車を挙げている^(1.1)。また、アルキメデス（287-212BC）は、ウォームギヤに関する記録を残している^(1.1)。このことは、紀元前には、ウォームを含む歯車が既に使用されていたことを示している。

このように、古くから使われてきた歯車が、現在の動力伝達歯車の主流となっている歯車であるインボリュート歯車となるまでには長い年月がかかり、フランスのライール（1640-1718）が歯形曲線としてのインボリュート曲線を論じたのが始めとされている^(1.2)。ついで 1765 年にスイス生まれの数学者であるオイラー（1707-1783）が 1765 年に発表した論文においてかなり詳しくインボリュート歯形に触れており、事実上オイラーがインボリュート歯形の開拓者と言える^(1.2)。

1.1.2 プラスチックの歴史

我々の身のまわりには、様々なプラスチック製品が使われている。このプラスチックという言葉の語源は、ラテン語の「plasticus」、ギリシャ語の「πλαστικός」にあり、ともに「形をつくることができるもの」という意味である。古くは、「塑像」という意味や、「形成」という精神的な意味で使われていた^(1.3)。現代では、プラスチックとは、工業的に合成される高分子化合物の合成樹脂をいう。そのような材料を「プラスチック」と呼ぶようになったのは、高分子が大量生産され始めた 1950 年代以降のことである^(1.4)。また、JIS では「高分子化合物を主原料として人工的に有用な形状に形作られた固体である。ただし、繊維・ゴム・塗料・接着剤などは除外される」と定義されている^(1.5)。

人類が生み出した最初のプラスチックは、1863 年の「セルロイド」である。セルロイドは着火しやすく、紫外線による劣化も激しいが、玩具や文房具などに多く採

用された。次いで開発されたのは、1884年の「レーヨン」である。ただし、セルロイドとレーヨンは天然の高分子であるセルロースを原料とするため、厳密な意味での人工的な合成高分子とは言いがたい。

人工的な合成高分子として最初に作られたのは、1906年の「フェノール樹脂」である。フェノール樹脂の初めての製品である「ベークライト」は、いまや電化製品に不可欠なものとなっている^(1.6)。ベークライトの後、第二次世界大戦中および戦後に様々な新しいプラスチック材料が開発されたが、これらは鋼に比べて機械的強度と使用温度範囲が著しく劣るため、機械部品として使用されることは多くなかった。

しかし、戦後の1953年に開発されたポリアセタールが、1958年にデュポン社から「デルリン」として発表され、長期荷重に耐えられる物性および優れた潤滑性から特に歯車等しゅう動用機械要素に適しており、また卓越した成形性から、鋼の代替材料としての可能性が高まった^(1.7)。このような工業材料としての適性を持つプラスチックを「エンジニアリングプラスチック」と呼ぶようになった。また、現在では、このエンジニアリングプラスチックより耐熱性に優れた「スーパーエンブラ」が開発され販売されている。

1.1.3 プラスチック歯車の歴史と特徴

プラスチック歯車が初めて使われたのは、一説によると1970年代のプラモデルのようである^(1.8)。初めは、おもちゃ用の歯車として使用され始めたプラスチック歯車ではあるが、その後、プラスチックの利点を生かして次第にAV機器等で使用されるようになってきた。今では、我々の生活に身近な範囲に限定すれば、鋼歯車よりプラスチック歯車のほうが一般的な歯車と言えるようになってきている。もちろん、歯車の主流は、鋼歯車であるが、プラスチック歯車は、それほどまでに生活の中に浸透してきている。

プラスチック歯車の利点としては、(1)軽量である、(2)静粛性が高い、(3)自己潤滑性を有しているので無潤滑で使用できる、(4)射出成形により安価に大量生産が可能である、(5)複数の要素からなる部品を一体成形できるので安価、製作時間の短縮が可能である、等が挙げられる。

一方、欠点としては、(1)低強度である、(2)柔らかくたわむため伝達誤差が大きい、(3)温度変化・吸水等により寸法が不安定となる、(4)物性値が温度依存性を有し、高

温に弱い特性を持っている，(5)摩耗しやすい，(6)クリープ変形が大きい，(7)熱伝導率が低く熱がこもり易い，等が挙げられる。

1.1.4 プラスチック歯車の材料

現在，プラスチック歯車の材料として一般的に使用されているものは，「ポリアセタール(POM：PolyOxyMethylene)」と「ポリアミド(PA：PolyAmide)」がある。ポリアセタールとは，オキシメチレン構造を単位構造に持つポリマーであり，ポリアミドとはアミド結合により多数のモノマーが結合されてできたポリマーである。このうち，日本においては，9割近くのプラスチック歯車がポリアセタール製というデータ^(1.9)もあり，ほとんどのプラスチック歯車はポリアセタール製である。これは，季節による湿度の変化の激しい日本では，吸水性が高いため寸法変化が大きく，また曲げ強さなどの機械的特性の変化も大きいポリアミドが敬遠されていることが一因であるといわれている。

日本におけるプラスチック歯車の材料のほとんどがポリアセタールであるが，そのポリアセタールにも多くの種類，グレードがある。まず，化学構造で見ると「ホモポリマ」と「コポリマ」に大別できる。ホルムアルデヒドのみが重合したホモポリマ($[-CH_2O-]_n$)の融点は約175~179℃であり，数モル%のコモノマ($-CH_2CH_2O-$)を含むコポリマの約165℃に対して10℃以上高いため熱的に有利である。一方，コポリマ($[-CH_2O-]_n[-CH_2CH_2O-]_m$)は，コモノマを共重合して熱分解を抑え，成形性を改善した材料である。このコポリマは，化学的にも熱的にも安定しており成形性に優れているため，日本で最も使用量の多い材料である。また，ポリアセタールは，ホモポリマ，コポリマのいずれにおいても，標準グレードだけでなく，高剛性グレード，耐クリープ性グレード，しゅう動性グレード等多くのグレードが存在し，用途に応じて使い分けが可能となっている。

1.1.5 プラスチック歯車に関する従来の研究

プラスチック平歯車に関しては、多くの有益な報告があるが、その多くはポリアミド製の歯車を対象としたものであり、現在、プラスチック歯車の9割を占め^(1.9)、事実上の標準的なプラスチック歯車となっているポリアセタール製歯車に関する研究報告は比較的少ないのが現状である。ポリアミド製歯車では、疲労折損の位置がポリアセタール製歯車の場合とは異なる^(1.12)など、ポリアミド製歯車の結果が必ずしもポリアセタール製歯車の場合にそのまま適用できるものではない。

ポリアセタール歯車およびプラスチック歯車全般に適用可能な負荷特性および歯面温度に関する研究としては、岩井らの、鋼および鋳鉄製歯車とかみ合うポリアセタール歯車に関する一連の研究がある。これらの研究により、歯面温度は PV 値と良い相関があること、潤滑による歯面温度低下への効果、運転条件および摩耗を考慮した許容荷重の算出方法等が明らかになった^{(1.13)-(1.15)}。また、塚本らは、鋼歯車とかみ合うプラスチック平歯車の寿命評価に対して、運転時の歯面温度における応力比が指標となることを報告している^(1.16)。この寿命の評価方法は、物性値に温度依存性をもつプラスチックの特性を考慮したものである。しかし、これらの報告は、鋼歯車とかみ合うプラスチック平歯車に関する報告であり、プラスチック歯車同士のかみ合いに適用することは困難である。庄司は、粘弾性を考慮したプラスチック歯車の特性について一連の結果を報告しており、摩擦発熱とヒステリシス発熱を考慮した歯面局所温度の計算方法を示し、実験と比較することによりその妥当性を検証している^{(1.17)-(1.19)}。これらの報告によって、ヒステリシス発熱を考慮したプラスチック歯車の歯面温度が推定可能となった。しかし、この報告は、平歯車についての報告であり、かみ合う歯面の接触状態（荷重分布、接触形状等）が複雑になる平歯車以外の歯車の場合に適用するには問題がある。上田らは、プラスチック歯車の歯面温度上昇量に関して一連の結果を報告している。まず、摩擦係数評価用の試験方法を提案して、信頼性が高いことを確認している^(1.20)。また、ヒステリシスの影響を考慮したかみ合い時の歯面温度のシミュレーション法を提案し、結果の妥当性を、実験結果により検証している^(1.21)。さらに、歯面温度や歯の強さに及ぼす歯幅の影響^(1.22)、^(1.23)および歯面温度へ及ぼすモジュールと回転速度の影響^(1.24)に関する結果を報告しており、これらによりプラスチック平歯車の歯幅等を考慮した精密な歯面温度の推定が可能になった。しかし、これらの歯面温度の推定法についても、プラ

スチック平歯車に関する報告であり、かみ合う歯面の接触状態（荷重分布、接触形状等）が複雑になる平歯車以外の歯車には、容易に適用することはできない。

滝らは、ポリアセタール製プラスチックはすば歯車の負荷特性に関して一連の研究を報告している。まず、伝達効率および歯面温度の実験式を示し^(1.25)、連続運転より間欠運転の場合のほうが寿命は長くなることを報告している^(1.26)。さらには、歯元応力と運転時の歯面の平衡温度における最大曲げ強さの比である応力比が、寿命評価の際の指標となることを明らかにしている^{(1.27), (1.28)}。これらの報告によって、歯面温度を考慮したプラスチックはすば歯車の寿命評価に対して、応力比が指標となることがわかった。しかし、これらの報告はプラスチックはすば歯車のみについての報告であり、プラスチックはすば歯車以外の歯車に対する歯面温度を考慮した寿命評価の指標は明らかにされていない。

プラスチックねじ歯車に関する研究は非常に少なく、白石らによる研究のみである^{(1.29)-(1.31)}。白石らは、鋼製歯車とプラスチック歯車の組合せにおけるねじ歯車に関して、歯面の摩耗形状を示している^{(1.29), (1.30)}。また、線接触するねじ歯車の歯面を提案し、その線接触ねじ歯車における騒音、摩耗による歯面形状の変化に関して報告^(1.31)している。しかし、プラスチックねじ歯車については、歯面温度に関する研究およびプラスチックの物性値の温度依存性を考慮した寿命推定に関する研究は行われていない。

また、ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールについても報告が少なく、プラスチックの物性値の温度依存性を考慮した寿命推定に関する研究は行われていない。

このように歯面温度の推定法は、平歯車については精度よく求められるようになっている。また、はすば歯車では実験式が示されているが、その他の歯車については、歯面温度の推定法は示されていない。

物性値に温度依存性を持つプラスチック歯車の寿命評価に対して、鋼歯車とかみ合うプラスチック平歯車およびプラスチックはすば歯車では、応力比が指標となることが報告されている。しかし、他の歯車における歯面温度を考慮したプラスチック歯車の寿命評価に対する指標は明らかになっていない。また、歯面温度を考慮した寿命推定方法、寿命に及ぼす雰囲気温度の評価方法について示された例はない。従来の研究で明らかになっていることおよび本研究の目的をまとめると表 1.1 のよ

うになる。

表 1.1 において、●印は従来の研究によって明らかになっている項目であり、○印は本研究で明らかにすることを目的とする項目である。

Table 1.1 Conventional research for plastic gears

	平歯車	はすば 歯車	ねじ歯車	ウォームとかみ合う ヘリカルホイール
損傷形態の提示	●	●	○	○
歯面温度評価に対する指標の 提示	●	●	○	○
ヒステリシスを考慮した 歯面温度の推定法の確立	●			
歯面温度を考慮した寿命評価 に対する指標の提示	●	●	○	○
歯面温度を考慮した 寿命推定法の確立, 寿命に及ぼす雰囲気温度の影 響に関する評価法の確立	○	○	○	○

1.2 本研究の目的

1.1.3 節でも述べたように，最初にプラスチック歯車が使われたのは 1970 年代のおもちゃであり，1980 年代から AV 機器等の製品に本格的に使われ始めた．その後，次第にプラスチック歯車の有用性が認められて用途が拡大するにつれ，プラスチック歯車には，単なる回転の伝達から，動力伝達および回転伝達性能の向上，更なる静粛性，長寿命化が求められるようになってきた．

しかしながら，鋼歯車に比べて歴史が浅いプラスチック歯車では，強度の評価方法が明確になっていないので，プラスチック歯車の強度評価は，鋼歯車に準じて行われているのが現状である．図 1.1 に本論文のプラスチックはすば歯車に対する耐久試験の結果を示す．この図から，同一負荷トルクでも寿命が大きくばらついていることがわかる．これは，同一負荷トルクでも，雰囲気温度や回転速度によって耐久試験時の歯面温度が変わり，プラスチックの物性値が変化するためである．プラスチックの物性値は，鋼の場合とは大きく異なり，温度に依存して大きく変化するため，プラスチック歯車の強度評価を正確に行うためには運転時の歯面温度を考慮した強度評価法を確立する必要がある．

前述のように，鋼歯車とかみ合うプラスチック平歯車の寿命評価に対して，歯元応力と運転時の歯面の温度における曲げ強さの比である応力比が指標となるとの報告^(1.16)がある．また，はすば歯車についても同様に，寿命評価に対して応力比が指標となるとの報告^(1.27)がある．しかし，これらの報告は限られた諸元の平，はすば歯車に対するものであり，各種プラスチック歯車の歯面温度を考慮した寿命評価に対する指標は明らかになっていない．また，歯面温度を考慮した寿命推定方法，寿命に及ぼす雰囲気温度の評価方法について具体的に示された例はない．

このような情勢のもとで，本研究では，各種プラスチック歯車に対して耐久試験を行い，プラスチック歯車の負荷特性を明らかにし，歯面温度と雰囲気温度を考慮した寿命の推定法を提案することを目的とする．具体的には，プラスチック平歯車，はすば歯車，ねじ歯車および鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールについて，損傷形態，各種運転条件下における歯面温度上昇量および寿命を示し，運転条件および雰囲気温度を考慮した歯面温度の評価方法および寿命の推定法を明らかにする．

本研究の対象とするプラスチック歯車の材料は、1.1.4 節に述べたように、日本では、プラスチック歯車の 9 割近くの材料として使用されており、事実上の標準材料と考えていいポリアセタールとした。本研究で用いたポリアセタールの物性値を表 1.2 に示す。

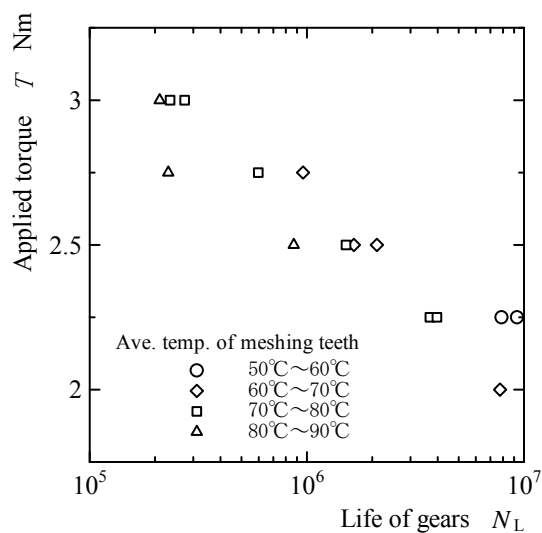


Fig.1.1 Result of endurance experiment for helical gear

Table 1.2 Physical property of polyacetal

項目		試験法	単位	ホモポリマ POM-NH ^(1.32)	コポリマ M90-44 ^(1.33)
比重	23℃	ASTM D-792	—	1.42	1.41
引張強度	23℃	ASTM D-638	MPa	66	60
伸び	23℃	ASTM D-638	%	45	60
引張弾性率	23℃	ASTM D-638	MPa	2910	2820
曲げ強度	23℃	ASTM D-790	MPa	94	89
荷重たわみ 温度	1.82MPa	ASTM D-648	℃	120	110
	0.45MPa			167	158
線膨張係数		ASTM D-696	$\times 10^{-5}/^{\circ}\text{C}$	8.5	9
融点		ASTM D-2117	℃	175	165
吸水率	24 時間浸漬	ASTM D-570	%	0.22	0.22
	平衡浸漬		%	0.7	0.8

1.3 本論文の構成

本論文は、緒論を含めて7章からなる。図 1.2 に、各章の構成をフローチャートで示す。

第1章は、緒論で、まず歯車の歴史、プラスチックの歴史、プラスチック歯車の歴史について述べている。次に、プラスチック歯車の設計法の現状を述べ、設計に関する問題点を挙げて、本研究の目的を示している。

第2章では、運転時の歯面温度上昇傾向および歯車の損傷形態を、実例をもとに示す。具体的には、繰返し数の増加にともなうプラスチック歯車の歯面温度の変化は、歯面温度が繰返し数の増加に伴い直線的に急上昇しそのまま損傷に至る歯面温度上昇傾向①、歯面温度が繰返し数の増加に伴い徐々に上昇し明確な平衡状態を持たずに損傷に至る歯面温度上昇傾向②、歯面温度がある温度になると大きな温度の変化のない平衡状態となり、損傷直前に再び温度が急上昇する歯面温度上昇傾向③の3つの歯面温度上昇傾向に分類でき、それぞれ損傷の形態が異なることを示す。また、歯面温度上昇傾向および損傷形態と寿命の関係性について論じる。

第3章では、無潤滑条件下のプラスチック平歯車およびはすば歯車に対して耐久試験を行った結果から、それらの歯車の損傷形態、歯面温度の変化、寿命推定法について述べる。また、雰囲気温度が寿命に影響を及ぼすことおよび寿命に及ぼす雰囲気温度の評価方法などについても述べる。さらに、グリース潤滑された場合の寿命推定法についても示す。

第4章では、グリース潤滑されたプラスチックねじ歯車および無潤滑のねじ歯車に対して耐久試験を行った結果から、これらの歯車の損傷形態、温度変化、寿命推定法について述べる。また、歯面温度上昇量が、かみ合い範囲内の Coleman のせん光温度の平均値である平均せん光温度で評価可能であることを提示する。

第5章では、鋼ウォームとかみ合うグリース潤滑されたヘリカルホイールに対して耐久試験を行った結果から、それらの歯車の損傷形態、温度変化、寿命推定法について述べる。また、ウォームとかみ合うヘリカルホイールの歯面温度が、ねじ歯車の場合と同様に平均せん光温度で評価できることを示す。

第6章では、第3章から第5章までに示した各種歯車における寿命推定法について、再度まとめて示す。具体的には、損傷形態が折損である場合と過摩耗である場

合の2通りに分けて、歯面温度に基づく寿命推定法と運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法を示す。また、実際の寿命推定方法について具体的に述べる。

第7章は、結論を述べ、本論文の総括を行う。

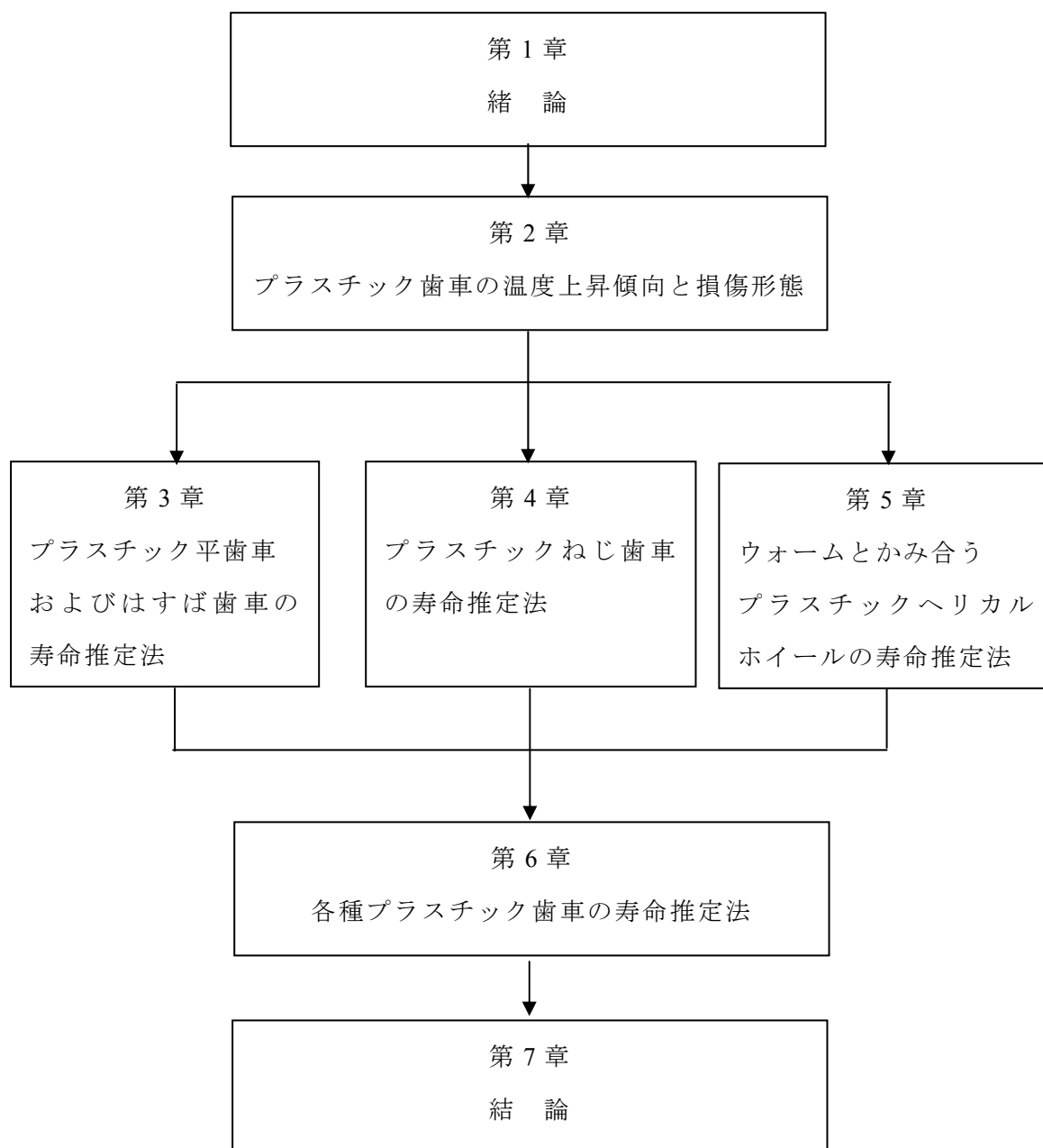


Fig.1.1 Flowchart of this thesis

第2章 プラスチック歯車の歯面温度上昇傾向と損傷形態

2.1 緒言

プラスチック歯車は、材料の物性値の温度依存性が大きく、損傷の様式が必ずしも鋼歯車と同じではない。そこで、本章では、プラスチック歯車の歯面温度上昇傾向および損傷形態について実例をもとに示し、それらの関係を明らかにした。次に、寿命と歯面温度上昇傾向および損傷形態の関係を明らかにしている。

2.2 プラスチック歯車の歯面温度上昇傾向

まず、負荷をかけて耐久試験を行った場合の損傷に至るまでの歯面温度変化の傾向について述べる。

図 2.1 に、無潤滑のはずば歯車における、耐久試験時の歯面温度変化の例を示す。この実験結果は、過去にはずば歯車の耐久試験を行った結果の例である。この図から、繰返し数の増加に伴う歯面温度の上昇の変化（以後、歯面温度上昇傾向と呼ぶ。）は、大別すると以下の3種類となる。

- (a)歯面温度上昇傾向①：歯面温度が繰返し数の増加に伴い直線的に急上昇し、そのまま損傷に至る。
- (b)歯面温度上昇傾向②：歯面温度が繰返し数の増加に伴い徐々に上昇し、明確な平衡状態を持たずに損傷に至る。
- (c)歯面温度上昇傾向③：歯面温度が運転初期には上昇するが、ある温度になると大きな温度の変化が見られない平衡状態となり、その後、損傷直前に歯面温度が再度急上昇して損傷に至る。

歯面温度上昇傾向①は、過負荷によって発生する熱で損傷に至るものである。この傾向では寿命が極端に短いため、一般的な用途では使用されることはほとんどないと思われる。一方、歯面温度上昇傾向③は疲労や摩耗によって損傷に至るものであり、温度上昇傾向①および②に比較して、寿命が長くなる。また、歯面温度上昇傾向②は、熱および疲労の複合的理由によって損傷に至るものである。直線的に温度が上昇する歯面温度上昇傾向①と

平衡状態のある歯面温度上昇傾向③の間の温度上昇傾向であり、明確な平衡状態を示さずに損傷する。

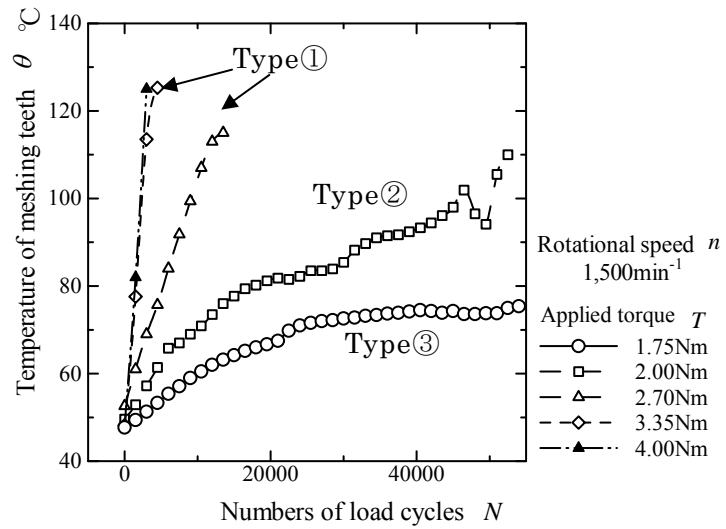


Fig.2.1 Type of temperature of meshing teeth

2.3 プラスチック歯車の損傷形態

プラスチック歯車の損傷は、最終的損傷と経過的損傷に大別され、表 2.1 のように分類される^(2.1)。

本節では、薄肉ウェブ構造のプラスチックはすば歯車を中心としたプラスチック歯車における損傷形態の事例を紹介するとともに、寿命との関係について述べる。

Table 2.1 Damage of plastic gear^(2.1)

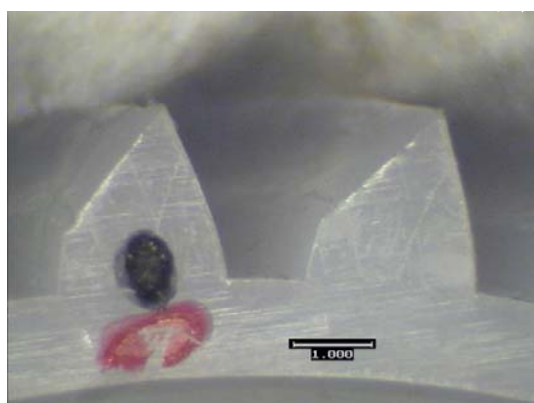
1.最終的損傷 The Final Damage
1.1 折損 Tooth Breakage
1.1.1 疲労折損 Fatigue Breakage
1.1.2 過負荷折損 Overload Breakage
1.1.3 せん断折損 Shear Breakage
1.2 熔融 Melting
1.3 焼付き Seizure
1.4 異常摩耗 Destructive Wear
1.5 塑性変形 Plastic Deformation
2.経過的損傷 The Progress Damage
2.1 摩耗 Wear
2.1.1 正常摩耗 Normal Wear
2.1.2 アブレイブ摩耗 Abrasive Wear
2.2 歯面の疲労 Surface Fatigue
2.2.1 ピッチング Pitting
2.3 熱的損傷 Thermal Damage
2.3.1 スカッフイング Scuffing
2.3.2 焼け Burning
2.4 その他 The Others
2.4.1 き裂 Cracking
2.4.2 干渉による損傷 Fatigue by Interference
2.4.3 異物かみこみによる損傷 Fatigue by jamming
2.4.4 膨潤 Swelling

2.3.1 経過的損傷

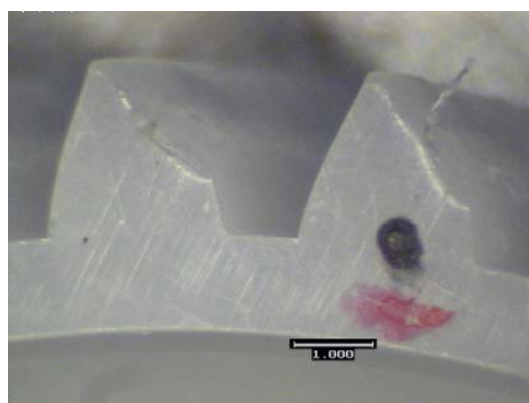
(1) 摩耗および歯の変形

図 2.2 に、はすば歯車における歯面の摩耗および歯の変形の写真^(2.2)を示す。歯の実際の大きさがわかるように、図中に 1mm の長さの線を示してある。図 2.2(a)および図 2.2(b)は、歯幅端から摩耗した歯形を撮影した写真である。これらの例から、駆動および被動歯車ともに歯先円が確認出来ないほど進行した歯面の摩耗が確認できる。

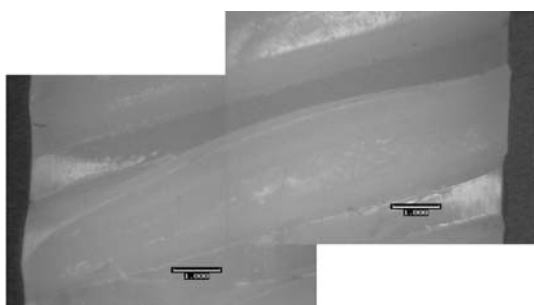
また、図 2.2(c)および図 2.2(d)に、図 2.2(a)および図 2.2(b)と同じ歯を、歯面が写る方向から撮影した写真を示す。図の横方向は歯幅方向である。これらの図において、歯幅中央部に歯の変形が観察できる。これは、歯面温度の上昇を主因としたものであると思われる。



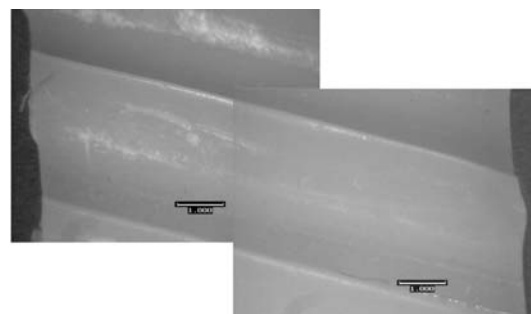
(a) Tooth form of driving gear



(b) Tooth form of driven gear



(c) Tooth surface of driving gear



(d) Tooth surface of driven gear

Fig.2.2 Wear and deflection^(2.2)

(2) 歯元起点クラック

図 2.3 に、かみ合い歯面の歯元を起点としたクラックの写真を示す。この写真は、森脇らによって撮影された平歯車におけるクラックの写真^(2.3)である。クラックは、Hofer の危険断面位置付近から発生し、リムに十分な厚みがある場合は、歯が折損する方向に進展する。

図 2.4 に、歯元起点のクラックがリム底へ進展したはずば歯車の写真^(2.4)を示す。射出成形で製作される歯車は、成形時の収縮を小さくして歯車の精度を良くするため、また、各部の厚さを薄くして冷却時間を短縮し成形サイクルタイムを短くするため^(2.5)に、薄肉ウェブ構造で製作される場合が多いが、リム厚さが薄くなりすぎると、歯元を起点としてリム底へのクラックが進展する。

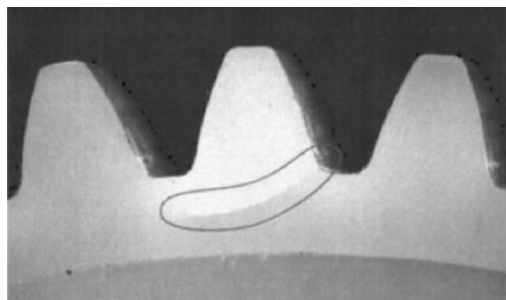


Fig.2.3 Crack of tooth root^(2.3)

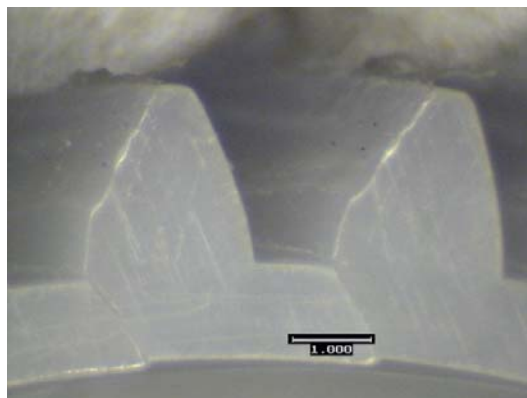


Fig.2.4 Crack of rim^(2.4)

2.3.2 最終的損傷

プラスチック歯車の最終的損傷形態は表 2.1 のように分類できるが，本研究における最終的損傷（回転を伝達できなくなる状態での損傷）形態としては以下の 5 形態が観察された．

1. 過負荷折損
2. 熔融
3. 疲労折損
歯の疲労折損
リムの疲労折損
4. 熔融と疲労折損の複合的損傷
5. 過摩耗

(1) 過負荷折損

図 2.5 に，静的強度不足によって歯が折損したプラスチック歯車の写真を示す^(2.6)．歯車に極端に高い負荷をかけて運転すると，実験開始直後，歯面温度が上がる前に折損する．このような過負荷折損による寿命は，歯面温度上昇傾向①の歯車の寿命より短い．したがって，過負荷折損するような運転条件は，いかなる場合においても避けなければならない．

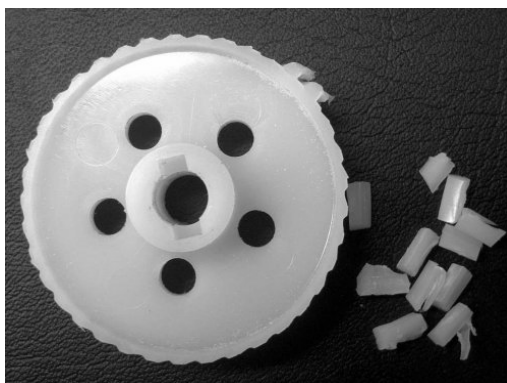


図 2.5 Overload breakage^(2.6)

(2) 溶融

図 2.6 に、溶融したはずば歯車の写真^(2.7)を示す。この損傷は、歯面温度上昇傾向①の場合の損傷形態である。負荷による発熱で、歯面温度が高温になり歯が溶融した。この損傷形態は、歯面温度上昇傾向①の場合の損傷形態であるので、このような溶融が発生する運転条件における寿命は短い。

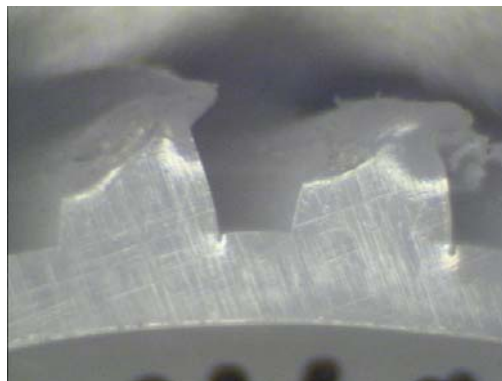


図 2.6 Melting^(2.7)

(3) 歯の疲労折損

図 2.7 に、疲労折損したプラスチックヘリカルホイールの写真を示す。このような疲労折損における損傷形態は、明確な平衡状態を持つ歯面温度上昇傾向③で観察された。



Fig.2.7 Fatigue breakage

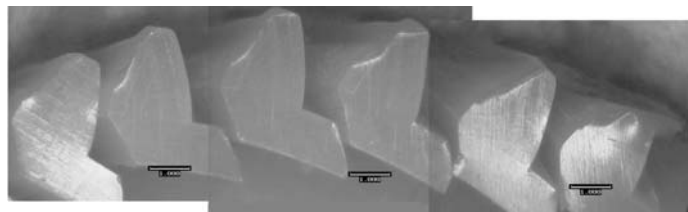
(4) リムの疲労折損

図 2.8 に、リムが疲労折損した薄肉ウェブ構造プラスチックはすば歯車の写真^(2.8)を示す。前項で述べた疲労折損と同様に、この損傷形態は、明確な平衡状態を持つ歯面温度上昇傾向③で観察された。歯面の精度を出すためにリム部を薄くした射出成形プラスチック歯車では、リムを薄くしすぎると、このようにリムが折損する。

なお、リム部の厚さが歯たけと同じ程度以上あれば、リム厚さが歯元応力へ影響を及ぼすことはないが、リム厚さが歯たけの 0.7 倍よりも小さくなると大きな影響が現れる^(2.9)。



(a)Gear



(b)Teeth

Fig.2.8 Fatigue breakage of rim^(2.8)

(5) 溶融と疲労折損の複合的損傷

図 2.9 に、溶融と疲労折損の複合的損傷によるはずば歯車の写真^(2.10)を示す。

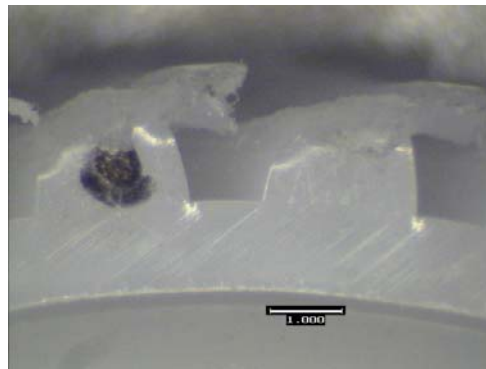
図 2.9(a)は、歯車全体を撮影した写真である。この写真より、多くの歯が円周方向に溶融している。この溶融した歯を拡大した写真が図 2.9(b)である。

また、歯車の円周方向で、歯またはリム部を含めた歯の折損をしている箇所があった。この折損した歯（図 2.9(c)）を観察すると溶融していなかったため、図 2.9 に示した歯車は、円周方向で一部は溶融、一部は疲労折損している。溶融と疲労折損のどちらが先に発生したかは明確ではないが、溶融と疲労折損の 2 つの損傷形態が確認された。

この損傷形態は、明確な平衡状態を持たない歯面温度上昇傾向②の場合での損傷形態であり、2.3.2(2)項で示した溶融と 2.3.2(3)項で示した歯の疲労折損および 2.3.2(4)項で示したリムの疲労折損の間の不安定な損傷形態である。



(a) Gear



(b) Tooth form (melting)



(c) Tooth (fatigue breakage)

図 2.9 Melting and fatigue breakage

(6) 過摩耗

図 2.10 に、歯面が過大な摩耗をしたプラスチックねじ歯車の写真を示す。本論文では、このような過大な摩耗を過摩耗と呼ぶ。このような過摩耗は、平衡状態を持つ歯面温度上昇傾向③で観察された。

この過摩耗は、すべり速度が大きく点接触で接触圧力が高いねじ歯車の無潤滑条件下でのみで発生した。

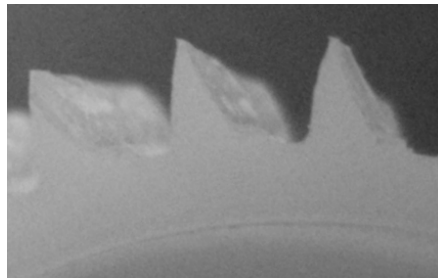


Fig.2.10 Wear

2.4 結言

プラスチック歯車の歯面温度上昇傾向と損傷形態について示した。本章で得られた諸点を要約すると次のようになる。

- (1) 運転時のプラスチック歯車の歯面温度の変化は，歯面温度が繰返し数の増加に伴い直線的に急上昇しそのまま損傷に至る歯面温度上昇傾向①，歯面温度が繰返し数の増加に伴い徐々に上昇し明確な平衡状態を持たずに損傷に至る歯面温度上昇傾向②，歯面温度が運転初期には上昇するが，ある温度になると大きな温度の変化が見られない平衡状態となり，損傷直前に温度が再度急上昇して損傷に至る歯面温度上昇傾向③の 3 つの歯面温度上昇傾向に分類できる。
- (2) 歯面温度上昇傾向①における最終的損傷形態は，熔融である。
- (3) 歯面温度上昇傾向②における最終的損傷形態は，熔融と疲労折損の複合である。
- (4) 歯面温度上昇傾向③における最終的損傷形態は，疲労折損および過摩耗である。一般に歯面温度上昇傾向③における損傷形態は疲労折損が多いが，すべり速度が大きく接触圧力が高いねじ歯車の無潤滑条件下においてのみ過摩耗となった。また，歯面温度上昇傾向③は，歯面温度上昇傾向①および②と比較して寿命が長くなる。

第3章 プラスチック平歯車およびはすば歯車の寿命推定法

3.1 緒言

成形プラスチック歯車は、AV機器、OA機器、自動車部品等において広く使われている^(3.1)。その中でも、OA機器や自動車部品においては動力伝達用として用いられることが多い。このように動力伝達に用いられる場合には、歯の折損等の強度が問題になるが、鋼歯車に比べて歴史が浅いプラスチック歯車では、強度の評価方法が明確になっておらず、プラスチック歯車の設計式は、鋼歯車に準じて行われている^(3.2)のが現状である。しかし、プラスチックの物性値は、鋼とは異なり、温度によって大きく変化するため、プラスチック歯車の強度評価を正確に行うためには、運転時の歯面温度上昇を考慮した強度評価法を確立する必要がある。

本章では、まず、プラスチックはすば歯車対を用いて、耐久試験により運転条件および歯面温度と寿命の関係を調べ、寿命評価方法について検討した。また、運転時の温度変化、歯面温度に及ぼす雰囲気温度の影響を明らかにした。次に、これらの検討結果より、歯面温度に基づく寿命推定法および任意の雰囲気温度と運転条件に基づく寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命が実験結果とよく一致することから、提案した寿命推定法の妥当性を確認した。

さらに、本寿命推定法が諸元が異なる他の歯車についても有効であるか確認するため、駆動歯車と被動歯車の歯幅を変化させたはすば歯車対と、2種類の平歯車において耐久試験を行った。その結果、はすば歯車および平歯車のいずれにおいても、本章で示した推定法によって求めた寿命が実験結果と良く一致することを確かめている。

3.2 実験装置および実験方法

3.2.1 試験歯車

本研究で用いたはずば歯車の諸元を表 3.1 に示す。また、歯車の形状、寸法を図 3.1 に示す。本研究では、駆動・被動歯車ともに同一諸元の射出成形プラスチック歯車とした。歯車の材料は、ポリアセタールコポリマ（POM-C）である。

図 3.2 に歯形誤差曲線を示す。射出成形ではゲート（成形時にポリアセタールを射出する箇所）位置からの距離によって精度が変化するため、ゲートに最も近い歯と、ゲートから最も離れた歯について示した。歯形誤差は、いずれの歯においても $4\mu\text{m}$ であり、歯車精度は旧 JIS2 級（新 JIS5 級）である。

図 3.3 に歯すじ誤差曲線を示す。歯すじ誤差は、ゲートに近い歯は $6\mu\text{m}$ 程度であるが、ゲートから遠い歯の精度が $12\mu\text{m}$ と悪く、歯車精度は旧 JIS4 級（新 JIS7 級）である。

この歯車精度は、近年のプラスチック歯車の中では、必ずしも良い精度ではないが、プラスチック歯車は、鋼歯車に比べて歯のたわみが大きく、運転によって歯面の摩耗も生じるため、歯形誤差が寿命および歯面温度に及ぼす影響は小さいと考えられる。

Table 3.1 Dimensions of helical gear

Normal module	m_n	1
Normal press. angle	α_n deg.	20
Number of teeth	z	37
Helix angle	β deg.	20
Addendum modification coefficient	x	0
Face width	b mm	10
Pitch circle diameter	d mm	39.38
Root circle diameter	d_b mm	36.72
Material		POM-C
Manufactureing method		Injection molded

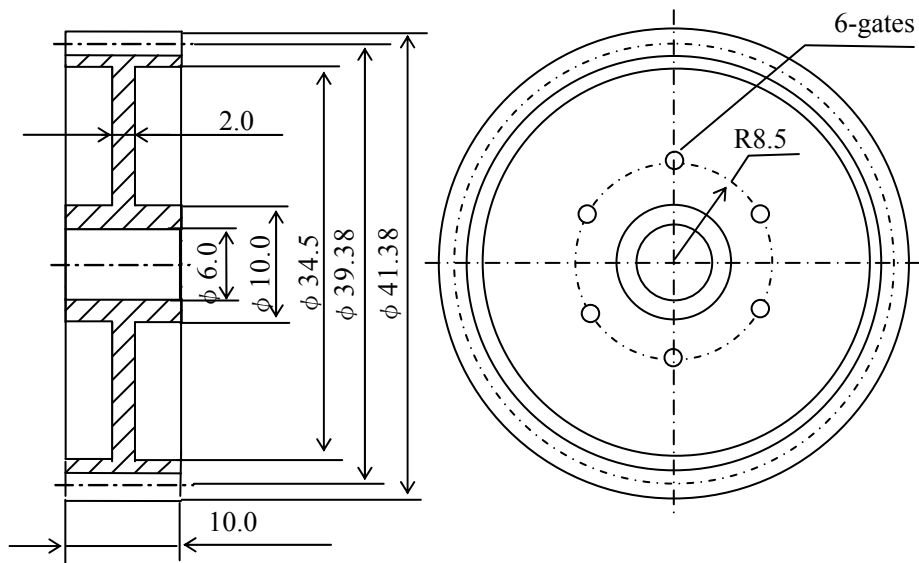


Fig. 3.1 Shapes and dimensions of helical gear

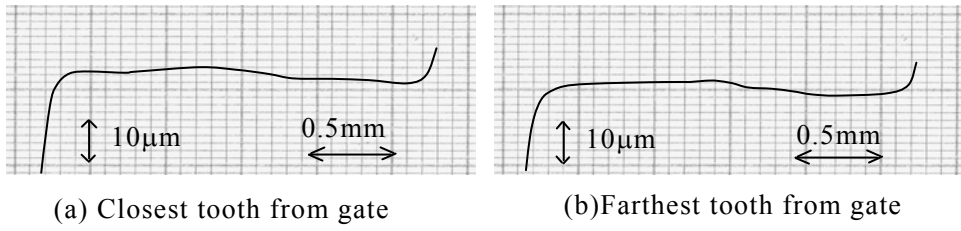


Fig.3.2 Tooth profile error

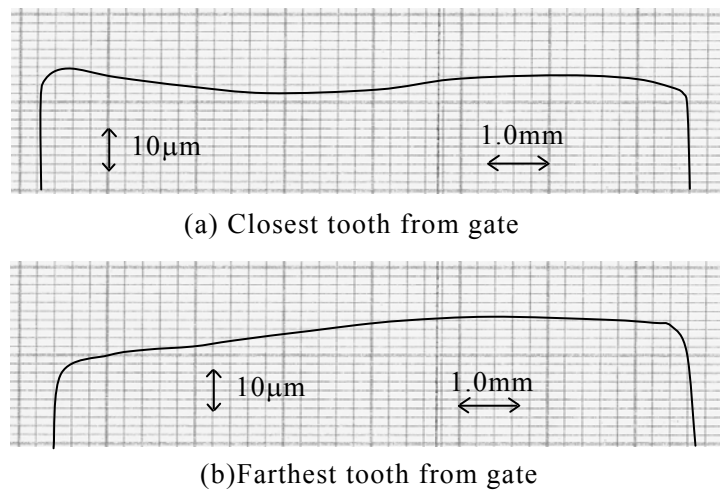


Fig.3.3 Lead error

3.2.2 プラスチック歯車運転試験機

プラスチック歯車運転試験機の構成を図 3.4 に、写真を図 3.5 に示す。本運転試験機は、動力吸収式の歯車運転試験機であり、モータおよびインバータで回転速度 $n[\text{min}^{-1}]$ を 1800min^{-1} までの間で任意に設定し、パウダブレーキにより負荷トルク T [Nm] を 25Nm までの間で任意に設定することができる。

モータは、(株)日立産機システム製 TFB-80 (200V 0.75kw)、パウダブレーキは三菱電機(株)製 ZKB-2.5XN であり仕様を図 3.6 に示す。また、負荷トルクを測定するトルクメータは、ティアック(株)製 TQ-AR1K (定格容量: 9.8Nm 最高回転速度: 7500min^{-1}) である。

鋼歯車と異なり、プラスチック歯車では歯面の摩耗量が大きくなるため、動力循環式歯車運転試験機では摩耗の進展に従って負荷トルクが減少してしまう。このため、本研究で用いたような動力吸収式の歯車運転試験機を用いる必要がある。

本運転試験機は、軸間距離が任意に設定できるため、様々な平行軸の歯車に対応可能であり、バックラッシュも任意に設定可能である。歯面温度の測定は、図 3.7 示す放射温度計 (株)堀場製作所製 IT-550S スポット径: 2.5mm) により測定した。歯面温度の測定方法を図 3.8 に示す。歯面温度は、駆動歯車の歯幅中央位置のかみ合い歯面を測定した。歯面温度の測定位置 (歯幅中央) は、放熱の影響が小さく最も歯面温度が高くなる位置であり、歯面温度がこの位置で最も高くなることは、サーモレーサより測定された歯面温度分布から確認されている。なお、回転している歯車の温度を測定しているため、測定した歯面温度はスポットがあたった位置の平均温度となる。

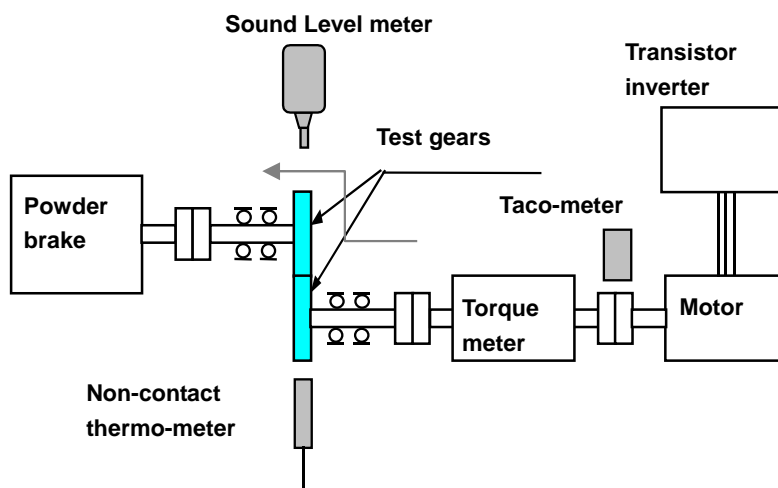


Fig. 3.4 Test apparatus

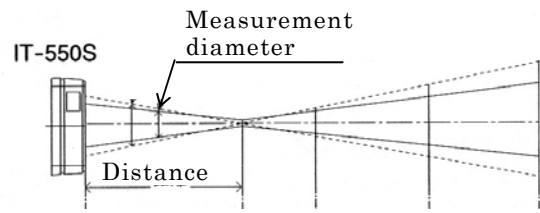


Fig.3.5 Photograph of test apparatus



Type	Rated torque [Nm]	Maximum rotational speed [min ⁻¹]	Moment of inertia [kgm ²]	Mass [kg]	Mass of Powder [g]
ZKB-25XN	25	1800	3.80×10^{-3}	9	33

Fig.3.6 Powder brake



Distance[mm]	73	100	150
Measurement Diameter [mm]	ϕ 2.5	ϕ 8	ϕ 20

Fig.3.7 Infrared thermo sensor

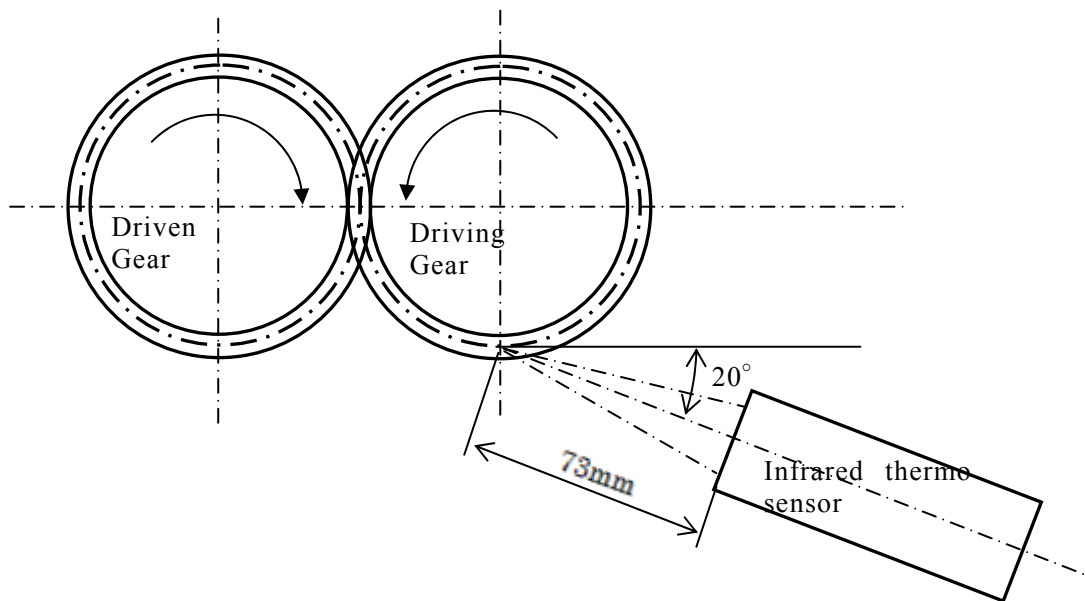


Fig.3.8 Position of infrared thermo sensor

3.2.3 実験方法

3.2.1 節に示したはずば歯車に対して、無潤滑条件下で耐久試験を行い、歯面温度の変化、損傷形態および寿命を調べた。

歯車の回転速度は、 500min^{-1} 一定とし、負荷トルクは必要に応じて任意の値に設定した。歯車の周速度は、約 1m/s となる。バックラッシは、プラスチックの熱膨張を考慮して 0.2mm と比較的大きな値とし、軸間距離の調整により与えた。

潤滑条件は、無潤滑とした。試験歯車は、歯車の表面に油分が付着しないよう、超音波洗浄機を用いて、アセトンで 15 分間洗浄した。

また、実験時の雰囲気温度（室温）は、制御していないため季節によって大きく変わっている。

実験は、歯が折損して歯車が回転を伝えられなくなるまで行い、そのときの総繰返し数を寿命 N_L とした。また、実験中は雰囲気温度（室温）と歯面温度を記録した。

3.3 実験結果および考察

3.3.1 損傷形態

負荷トルク 2.75Nm で耐久試験を行ったときの損傷後の歯車の写真を図 3.9 に示す。歯および、リムが折損していることを確認できる。本研究で用いた歯車は、射出成形によって作られた薄肉ウェブ構造の歯車でありリム厚さが薄いため、歯だけでなくリムも折損する。また、この歯車の折損は駆動歯車のみを確認され、被動歯車では確認されなかった。これは、歯に加わる法線荷重とすべりにより発生する摩擦力の影響であると考えられる。図 3.10 に示すように、ピッチ点より歯先側でかみ合っている状態では、すべりにより発生する摩擦力は駆動歯車では歯先に向かって生じるのに対し、被動歯車では逆に歯元に向かって生じることになる。このため法線荷重 P_n とすべりにより発生する摩擦力 P_f の合力 P_r は、図に示すように歯に対して作用する角度が大きく異なる。歯元応力の要因である曲げに注目すると、合力 P_r の曲げ成分 P_b は、駆動歯車のほうが大きくなる。したがって、同一諸元の歯車でのかみ合いにおいては、被動歯車の歯元応力に比べて駆動歯車の歯元応力が大きくなるため、駆動歯車のみが折損したと考えられる。

本研究の対象とする損傷形態は、このような疲労によって生ずる歯元の折損およ

び歯元を起点としたリム部の折損とした。



(a)Driving gear



(b)Tooth of driving gear



(c)Driven gear

Fig.3.9 Damaged gear ($T=2.75\text{Nm}$, $N_L=9.6 \times 10^6$)

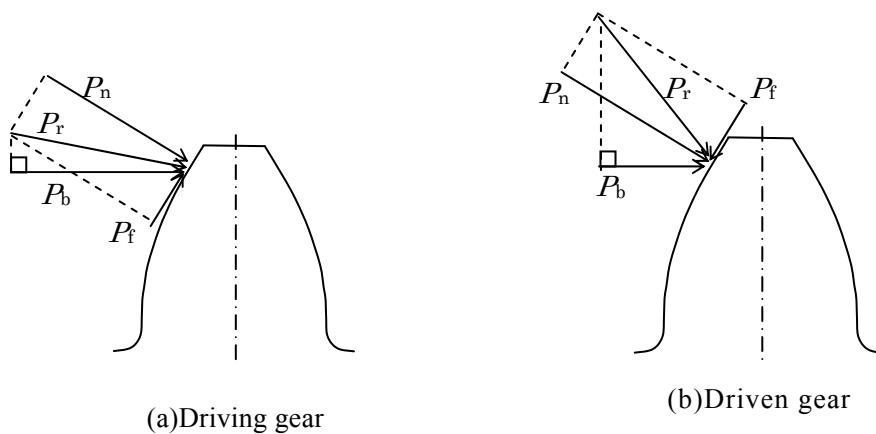


Fig.3.10 Bending Strength

3.3.2 歯面温度に及ぼす雰囲気温度の影響

雰囲気温度が異なる場合における同一運転条件での歯面温度を比較し、歯面温度に及ぼす雰囲気温度の影響について検討する。また、寿命に及ぼす歯面温度および雰囲気温度の影響について検討する。

図 3.11 に、負荷トルク 2.75Nm における歯面温度と繰返し数 N の関係を示す。図中の二つの実験結果は、実験中の平均雰囲気温度 θ_{am} [°C] が $\theta_{am}=13.6^{\circ}\text{C}$ と $\theta_{am}=22.1^{\circ}\text{C}$ における実験結果である。一般的に、繰返し数の増加に伴う歯面温度の変化は、実験開始直後に急上昇し、歯面温度の変化が明確でない平衡状態に達した後、損傷直前に再度急上昇する。

図 3.11 から、両者の歯面温度の平衡温度（平衡状態における歯面温度）に 10°C 程度の差が認められる。この差は、平均雰囲気温度の差 $\Delta\theta=8.5^{\circ}\text{C}$ の影響であると考えられる。そこでその影響を明確にするために、負荷による歯面温度上昇量 θ_b と繰返し数の関係を図 3.12 に示す。ここで、負荷による歯面温度上昇量 θ_b は、歯面温度 θ から雰囲気温度 θ_a を引いた値である。この図から、雰囲気温度が異なる 2 回の実験における平衡温度はほぼ等しくなっており、このことから、図 3.11 における歯面温度差は、雰囲気温度の差であることが確認できる。また、この二つの実験での寿命は、同一負荷トルクであるにもかかわらず大きく異なっている。これは、歯面温度（雰囲気温度）の影響である。

本章では、耐久試験中の歯面温度 θ の平均値である平均歯面温度 θ_m を求め、その実験における代表値とした。ただし、図 3.11 に示すように、耐久試験の総繰返し数にしめる平衡状態での繰返し数の割合は大きいため、平均歯面温度と平衡温度に大きな差はない。実験中の雰囲気温度は制御していないため、耐久試験中に雰囲気温度が変化するが、この雰囲気温度 θ_a の平均値を平均雰囲気温度 θ_{am} と示す。また、平均歯面温度 θ_m の平均雰囲気温度 θ_{am} からの温度上昇量を平均歯面温度上昇量 θ_{bm} と表す。

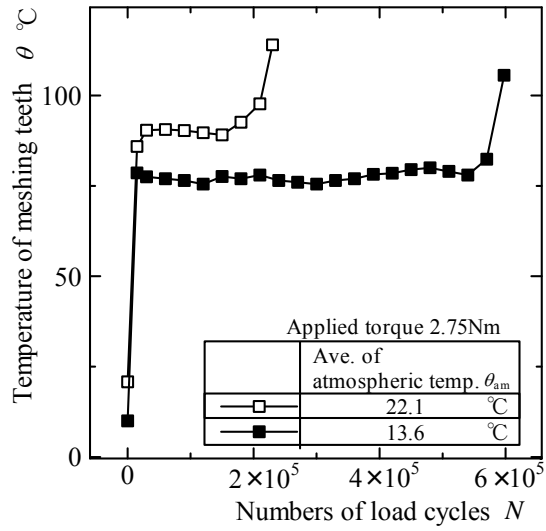


Fig.3.11 Temperature of meshing teeth

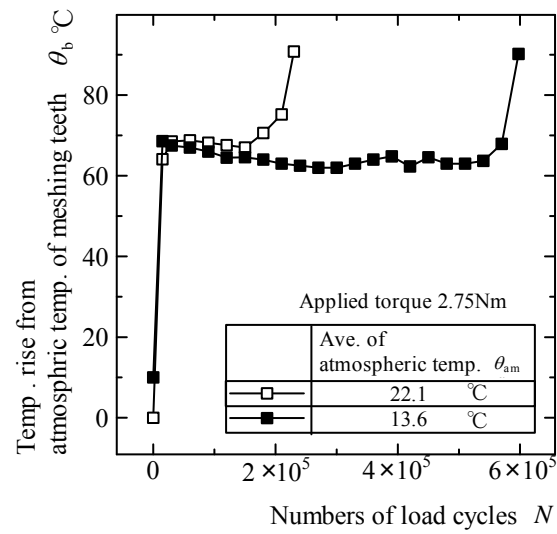


Fig.3.12 Temperature rise from atmospheric temperature of meshing teeth

3.3.3 負荷トルクと寿命の関係

本節では歯面温度と寿命の関係および寿命に及ぼす負荷トルクの影響について検討する。

図 3.13 に、平均歯面温度 θ_m [°C] と寿命 N_L の関係を示す。本論文では、寿命に関するすべての図は、SN 曲線と同様な見方ができるように寿命を横軸にとることとする。同一負荷トルクで平均歯面温度が異なる実験結果があるが、これらは雰囲気温度が異なるときに耐久試験を行った結果である。すべての負荷トルクにおいて、平均歯面温度が高くなるほど寿命が短い。前節でも述べたように、歯面温度がプラスチックはすば歯車の寿命に対して大きな影響を与えることがわかる。

次に、図 3.13 において、平均歯面温度が同一で負荷トルクが異なる場合について比較すると、寿命が異なっている。歯面温度は負荷トルクが大きくなるほど高くなるため負荷トルクの影響が含まれているが、それだけで寿命を評価することはできない。すなわち、歯車の寿命を評価するためには、歯面温度だけでなく負荷トルクの直接的な影響についても考慮する必要がある。

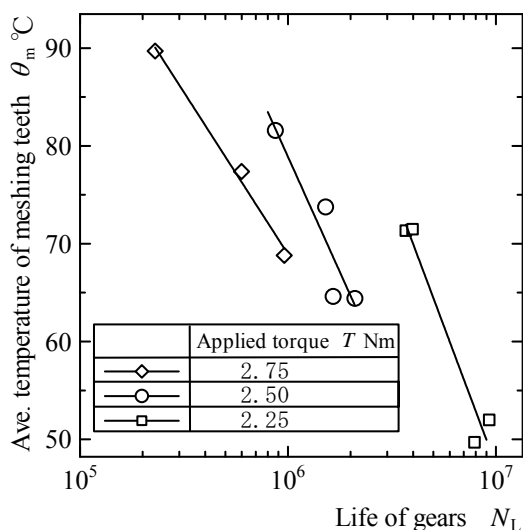


Fig.3.13 Relation between average temperature of meshing teeth and life of gears

3.3.4 応力比と寿命の関係

本節では、プラスチックはすば歯車の寿命の評価方法について検討する。

プラスチック平歯車と鋼製平歯車の組合せにおいて、プラスチック材料の曲げ強さ σ_0 [MPa]と歯元応力 σ_b [MPa]の比である応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ が歯面温度を考慮した寿命の評価に対する指標となることが報告されている^(3.4)。そこで、本章で用いた射出成形プラスチックはすば歯車同士の組合せに対しても、この方法が有効であるかを確かめた。

図 3.14 に、本章で用いたポリアセタールコポリマの曲げ強さ(ASTM D790)の温度依存性を示す^(3.5)。図に示すように、プラスチックの曲げ強さは、そのプラスチックの温度によって大きく異なり、温度が上昇すると曲げ強さは急激に減少する。本章では、図 3.14 から求めた近似式である式(3.1)を用いて、平均歯面温度 θ_m [°C]における材料の曲げ強さ σ_0 [MPa]を求めた。

$$\sigma_0 = 0.00176\theta_m^2 - 0.963\theta_m + 116 \quad [\text{MPa}] \quad (3.1)$$

また、歯元応力 σ_b は、相当平歯車について、式(3.2)のISOの歯元応力計算式^(3.6)により求めた。

$$\sigma_b = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad [\text{MPa}] \quad (3.2)$$

ただし、

F_t : 基準円接線荷重[N]

Y_F : 歯形係数 (1.25)

Y_S : 応力修正係数 (2.07)

Y_β : ねじれ角係数 (0.833)

Y_B : リム厚さ係数 (1.32)

Y_{DT} : 高歯係数 (1)

このようにして、本章で行ったすべての耐久試験について、応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ と寿命の関係性を求めた。その結果を図 3.15 に示す。図のように、応力比で寿命をま

とめると、両対数グラフ上で直線近似でき、良い相関を示す。この応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ と寿命 N_L の関係は次式のようになる。

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_0} = 10.3 N_L^{-0.186} \quad (3.3)$$

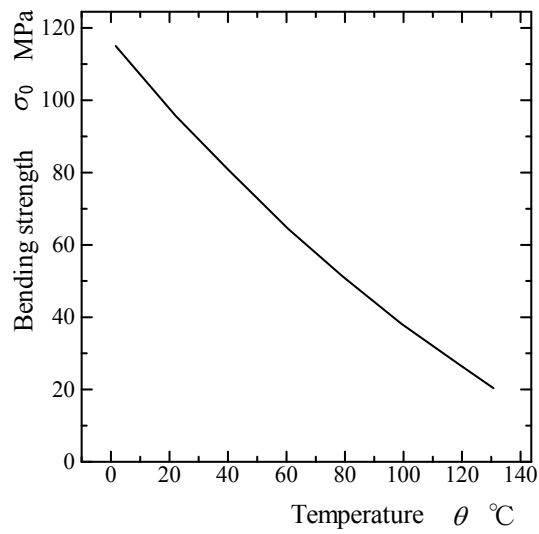


Fig.3.14 Effect of temperature on bending strength of POM-C

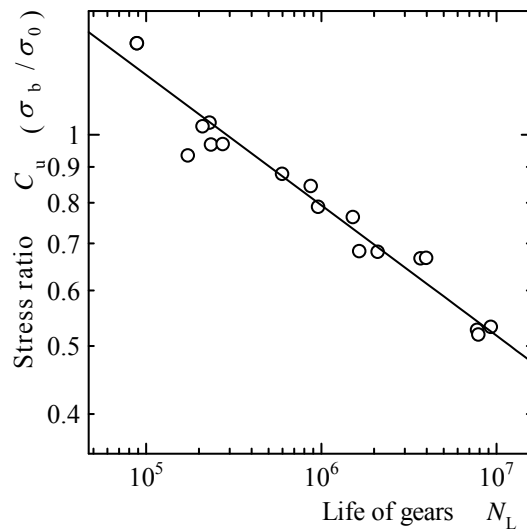


Fig.3.15 Relationship between stress ratio and life of gears

3.3.5 寿命推定法

前節の結果から、プラスチックはすば歯車においては、応力比と寿命に良い相関があることが確認された。すなわち平均歯面温度と歯元に発生する応力が求まれば、寿命が推定できることになる。本項では、歯面温度や雰囲気温度から寿命推定を行う方法について検討する。

(1) 歯面温度に基づく寿命推定法

歯面温度からの寿命推定法について検討する。まず、式(3.3)から明らかなように応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ が求まれば、折損するプラスチックはすば歯車の寿命の推定が可能になる。

ここで、曲げ強さ σ_0 は、平均歯面温度から式(3.1)を用いて求めることができる。一方、歯元応力 σ_b は、任意の運転条件に対する値を式(3.2)を用いて求めることができる。したがって、平均歯面温度が求まれば、寿命の推定が可能になる。

すなわち、式(3.1)～(3.3)から、次式を得る。

$$N_L = \left[\frac{\sigma_b}{10.3 \times (0.00176\theta_m^2 - 0.963\theta_m + 116)} \right]^{-\frac{1}{0.186}} \quad (3.4)$$

図 3.16 は、式(3.4)に基づいて求めた負荷トルクと寿命の関係を、平均歯面温度をパラメータとして示した。図中のプロットは、実験結果である。この図で、同一負荷トルクの実験結果における歯面温度の違いは、雰囲気温度の影響によるものである。実験結果と推定された寿命を比較すると、良く一致している。

前述のように、平均歯面温度と平衡温度は大きな差がない。したがって、運転中の歯車の平衡温度を測定して式(3.4)の平均歯面温度に代入することにより、そのときの運転条件（回転速度、負荷トルク）および雰囲気温度における寿命の推定が可能になる。

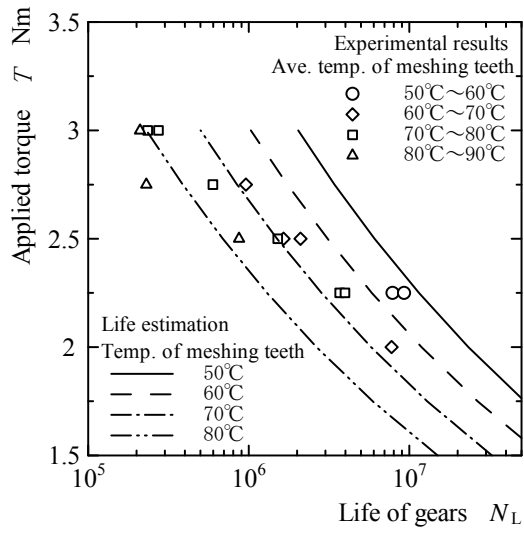


Fig.3.16 Life estimation from temperature of meshing teeth

(2) 運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法

本節では、運転条件および雰囲気温度に基づく寿命の推定法について検討する。

前項で述べた歯面温度からの寿命の推定では、実際に負荷をかけて運転しなければ歯面温度が求まらないので、寿命を推定することができない。

しかし、負荷トルクから平均歯面温度上昇量を推定することができれば、実際に運転しなくても寿命の推定が可能になると考えられる。そこで、運転中の平均歯面温度の推定法について検討した。

平均歯面温度 θ_m は、負荷トルクと平均歯面温度上昇量 θ_{bm} [°C]の関係が得られれば、任意の平均雰囲気温度について求めることができる。そこで、負荷トルクと平均歯面温度上昇量の実験的に得た結果を図 3.17 に示す。本章で用いたはずば歯車の負荷トルクと平均歯面温度上昇量の関係は、次のような関係となった。

$$\theta_{bm} = 22.5T \text{ [°C]} \quad (3.5)$$

この式(3.5)を用いて負荷トルクから平均歯面温度上昇量を求め、平均雰囲気温度を加算することにより、平均歯面温度が得られる。この平均歯面温度を式(3.4)に代入することで、任意の負荷トルクおよび平均雰囲気温度における寿命を推定できる。

ここで、これまでの寿命推定法をまとめると、図 3.18 に示すフローチャートで表現できる。図 3.19 は、上記の手順に基づき、平均雰囲気温度をパラメータとして、負荷トルクと寿命の関係を求めた結果である。実際の実験結果を、平均雰囲気温度を 10°C ごとに区分けして図中に示した。区分けした範囲が 10°C と広いが、推定曲線と実験結果は良く一致している。

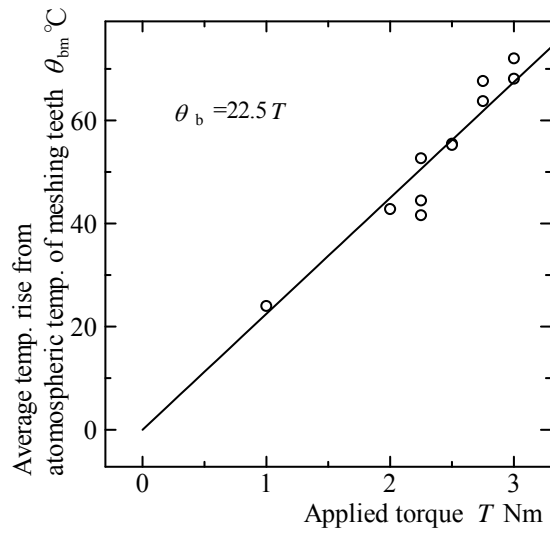


Fig.3.17 Dependence of temp. rise from atmospheric temp. of meshing gear on applied torque

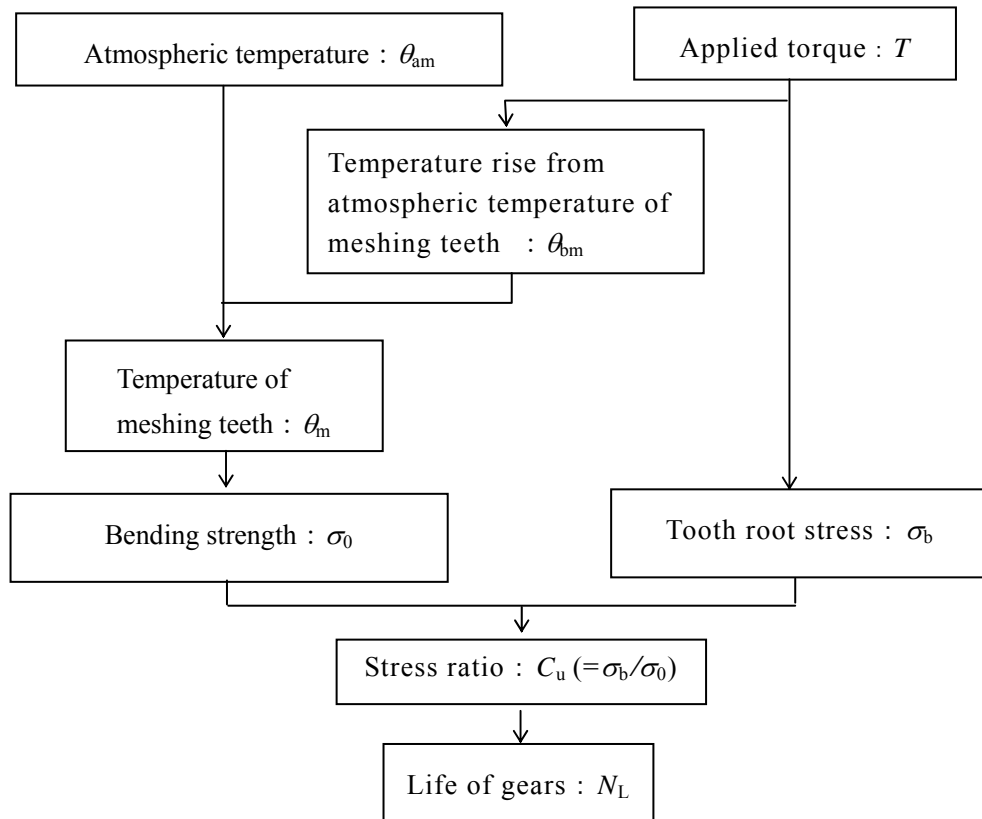


Fig.3.18 Flowchart of life estimation of plastic gears

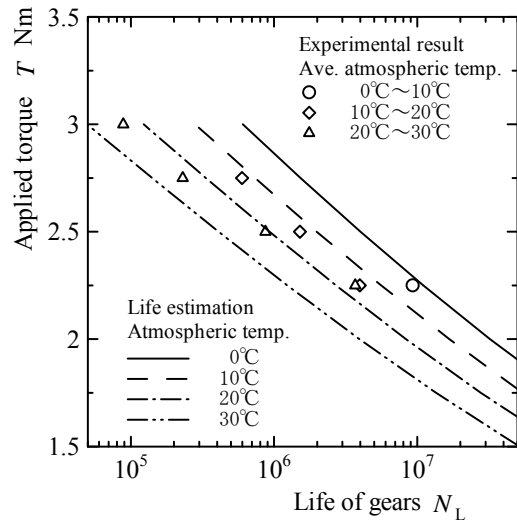


Fig.3.19 Life estimation from atmospheric temperature

(3) 歯幅の異なるプラスチックはすば歯車対および平歯車に対する適用可能性の検討

本章で提案した寿命推定法の他の諸元の歯車への適用可能性について検討する。

図 3.20 に、歯幅の異なるプラスチックはすば歯車対の組合せを示す。これら組合せは、駆動歯車と被動歯車の歯幅の影響を検討するために設定した。試験歯車は、表 3.1 に示す歯幅 10mm のはすば歯車と、その歯車の歯幅方向両端を 1mm 削って歯幅を 8mm にした歯車の 2 種類である。この 2 種類の歯車を駆動歯車と被動歯車に設定した。組合せの表記方法は、駆動歯車歯幅 - 被動歯車歯幅で表す。すなわち、10 - 8 は駆動歯車歯幅 10mm、被動歯車歯幅 8mm の組合せとなる。

また、プラスチック平歯車に対して、本章で提案した寿命推定法が適用できるか検討した。本章で用いた平歯車の諸元を表 3.2 に示す。また、歯車の形状、寸法を図 3.21 に示す。はすば歯車対と同様に、駆動および被動歯車ともに同一諸元のプラスチック歯車を用いた。また、材料は、はすば歯車と同一のポリアセタールコポリマとした。

図 3.22 に、これら歯幅が異なるはすば歯車対および平歯車における応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ と寿命の関係を示す。組合せによっては、歯車の歯幅と実際に接触している歯幅が異なるが、歯元応力は折損した歯車の歯幅を用いて求めた。ばらつきはあるが、駆動歯車と被動歯車の歯幅が変わっても、折損で損傷するプラスチックはすば歯車の寿命は、基準とした歯車対である 10-10 の応力比-寿命曲線と同一曲線で評価できる。

また、平歯車でも同様の結果である。したがって、この寿命推定法は、歯車種類（はすば歯車および平歯車）が変わった場合においても適用できる可能性がある。

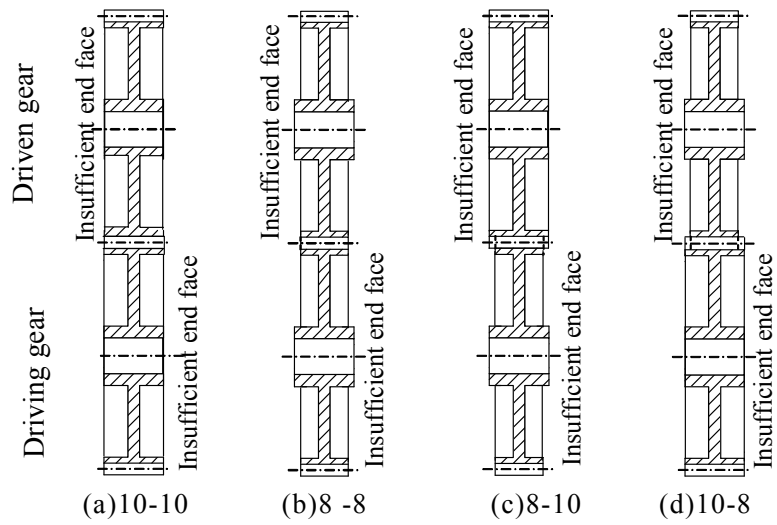


Fig.3.20 Combination of gear pair

Table 3.2 Dimensions of spur gears

Module	m	0.8	1.0
Normal press. angle	α_n deg.	20	20
Number of teeth	z	56	48
Addendum modification coefficient	x	0	
Face width	b mm	5.0	8.0
Pitch circle diameter	d mm	44.8	48.0
Root circle diameter	d_b mm	42.1	45.1
Material		POM-C	
Manufactureing method		Injection molded	

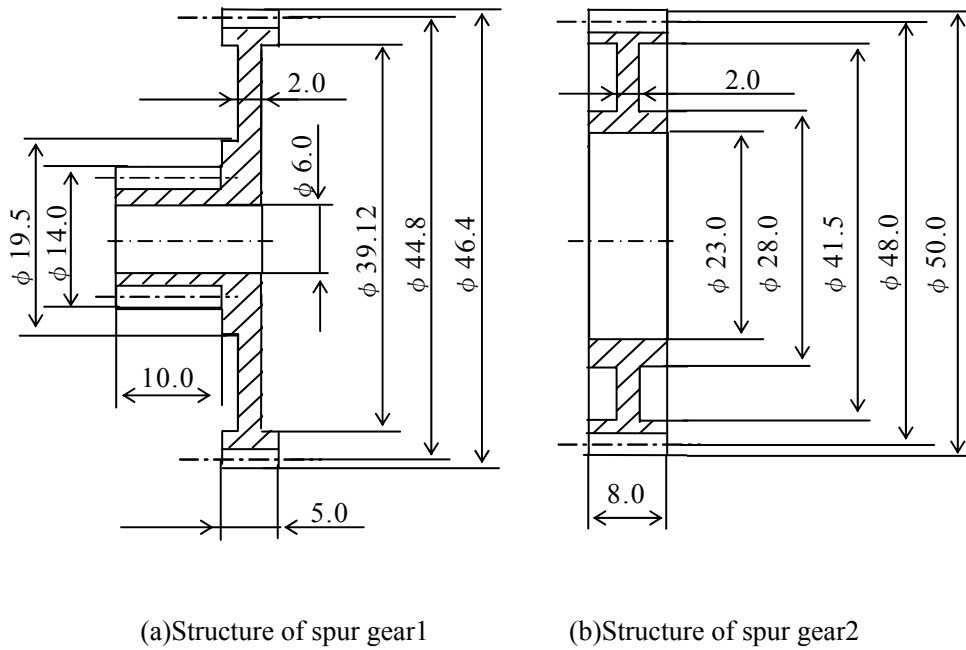


Fig.3.21 Shapes and dimensions of spur gear

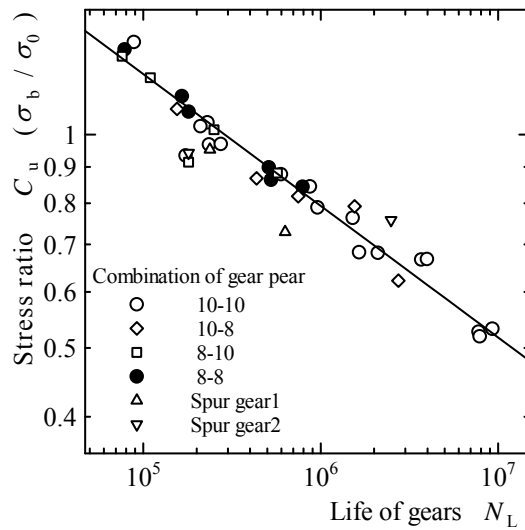


Fig.3.22 Relationship between stress ratio and life of gears for spur gear

(4) 諸元および運転条件が異なる場合の寿命推定

本章で設定した歯車の組合せのときの寿命は、本章の実験条件の範囲において、同一の応力比 C_0 –寿命曲線で評価できた。したがって、実験条件を変更しても運転中の歯車の平均歯面温度（平衡温度）を測定して式(3.4)に代入することによって、そのときの運転条件（回転速度，負荷トルク）および雰囲気温度における寿命を推定できる。また，負荷トルクと平均歯面温度上昇量の関係[式(3.5)]から，任意の負荷トルクおよび平均雰囲気温度における寿命の推定が可能である。

回転速度が異なる場合は，運転条件（回転速度および負荷トルク）と平均歯面温度上昇量の関係を求めておけば，任意の運転条件および平均雰囲気温度における平均歯面温度が推定でき，その平均歯面温度を式(3.4)に代入することによって寿命を推定できる。

また，本章では無潤滑についてのみ耐久試験を行ったが，グリース潤滑の場合の損傷形態も無潤滑の場合と同様に折損であるので，本章の寿命推定法が適用できる。グリース潤滑の場合の歯車の寿命推定のためには，前述の回転速度が異なる場合と同様に，運転条件と平均歯面温度上昇量の関係を求めておけば，任意の運転条件および平均雰囲気温度における平均歯面温度が推定でき，その平均歯面温度を式(3.4)に代入することによって寿命を推定できる。

しかし，運転条件や歯車諸元が大きく異なる場合は，本章と同一の応力比–寿命曲線で評価できるとは限らない。その場合は，何度かの耐久試験を行い，その条件における応力比と寿命の関係[式(3.3)]を得る必要がある。また，運転条件や歯車諸元が近い場合でも，歯車以外の周囲の環境（軸の太さ長さなど）が異なることを考慮に入れると，確認のための耐久試験を行うべきである。

運転条件と平均歯面温度上昇量の関係は，歯車諸元によって異なるので，実験によって求めるか，平歯車であればシミュレーションで求めることができる^(3.3)。

プラスチックの材料が異なる場合は，曲げ強さと温度の関係が異なるため，その材料における曲げ強さの温度依存性[式(3.1)]，応力比 C_0 –寿命曲線および負荷トルク–平均歯面温度上昇量曲線を得る必要がある。

このように，応力比 C_0 と寿命の関係および負荷トルクと平均歯面温度上昇量の関係が実験によって得られれば，その後は実験を行わずに図 3.16 のフローチャートにしたがっ

て計算することで、任意の負荷トルクおよび平均雰囲気温度における寿命が推定できる。したがって、少ない実験点数で寿命の推定が可能となる。

3.4 結言

プラスチック平歯車およびはすば歯車に対する実験結果に基づき、歯車の寿命推定法を検討した結果、以下の結言を得た。

- (1)プラスチック平歯車およびはすば歯車の寿命は、歯元応力 σ_b と運転中の平均歯面温度における曲げ強さ σ_0 の比である応力比 C_u －寿命 N_L 曲線で評価が可能である。
- (2) 応力比 C_u －寿命 N_L 曲線が得られれば、歯車諸元、運転条件および実験によって得られた平均歯面温度（平衡温度）で寿命の推定が可能である。
- (3) 応力比 C_u －寿命 N_L 曲線に加え、運転条件と歯面温度上昇量の関係が得られれば、任意の運転条件および雰囲気温度における寿命が、実験を行わなくとも推定可能である。
- (4)歯面温度、運転条件および雰囲気温度に基づいたプラスチックはすば歯車および平歯車の寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより、提案した寿命推定法の妥当性を確認した。

第4章 プラスチックねじ歯車の寿命推定法

4.1 緒言

ねじ歯車は、ねじれ角の設定により任意の軸角にすることが可能であり、わずかな軸角の誤差や軸間距離の変化があっても歯のかみ合いが大きくは変わらない等々の多くの利点がある。しかし、かみ合いが理論的には点接触であるため、他の立体交差軸間において用いられるウォームギヤやハイポイドギヤなどの歯車と比べて、負荷容量が小さいと考えられている。このため、ねじ歯車は、一般的に、動力伝達用としては使用されず、運動伝達用として用いられている^(4.1)。

しかし、実際の歯面上での接触形態は、摩耗や接触圧力による弾性変形により点接触ではなく楕円形の面接触となるために、負荷容量の小さいとされるねじ歯車においても、比較的大きな荷重を伝達できる可能性がある。

さらに、ねじ歯車の材料をプラスチックにすると、弾性変形が大きくなり負荷に対して有利となることや、射出成形によって安価に大量生産できるといったメリットがある。

ねじ歯車に関する研究としては、成瀬は、かみ合いの基礎的考察と基礎式について論じている^(4.2)。また、成瀬らは、各種金属製ねじ歯車の負荷特性に関して数多くの報告をしている^(4.3)。さらに、白石らは、プラスチック歯車と鋼歯車の組合せのねじ歯車について摩耗、騒音および効率について論じている^(4.4)。また、根本は、ねじ歯車の歯面の接触状態およびかみ合い率について論じている^(4.5)。しかし、プラスチックねじ歯車の強度についての研究結果は、ほとんど報告されていないため、物性値に温度依存性を持つプラスチックねじ歯車の強度評価に上記の結果を用いることはできない。

本章では、グリース潤滑および無潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車に対して、負荷トルク、回転速度を変えて耐久試験を行い、損傷形態、運転時の歯面温度変化、疲労寿命を明らかにした。さらに、これらの結果に基づいて、グリース潤滑および無潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車に対する寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することより、提案した寿命推定法の妥当性を確かめ

ている。

4.2 試験歯車および実験装置

4.2.1 試験歯車

本章で用いた試験歯車は、3章のプラスチックはすば歯車の寿命推定で用いた歯車と同一のものであり、歯車諸元、形状および精度は3.2.1項に示してある。

駆動・被動歯車ともに同一の諸元の射出成形プラスチックはすば歯車がかみ合うねじ歯車とした。試験歯車のねじれ角 β は20度で、ねじれ方向は両歯車ともに同一である。したがって、ねじ歯車対の軸角 δ は40度となる。歯車の材料は、ポリアセタールコポリマ (POM-C) である。

4.2.2 プラスチックねじ歯車運転試験機

本章で用いたプラスチックねじ歯車運転試験機の概略図を図4.1に示す。本運転試験機は、動力吸収式の歯車運転試験機である。

駆動軸の回転速度 $n[\text{min}^{-1}]$ は、 1800 min^{-1} までの間で任意に設定でき、また負荷トルク $T[\text{Nm}]$ はパウダブレーキにより 25 Nm までの間で任意に設定できる。動力源であるモータ、負荷装置のパウダブレーキおよび負荷トルク測定用のトルクメータは、3.2.2項で示した運転試験機と同一の構成である。

本運転試験機は、軸間距離および軸角は任意に設定できるため、様々な諸元のねじ歯車に対応可能であり、バックラッシも任意に設定可能である。

歯面温度は、3.2.2項で示した放射温度計(株堀場製作所製 IT-550S スポット径:2.5mm)により測定した。また、歯面温度の測定方法を図4.2に示す。歯面温度は、駆動歯車の歯幅方向中央位置のかみ合い歯面を測定した。この歯面温度の測定位置(歯幅中央)は、放熱の影響が小さく最も歯面温度が高くなる位置であり、歯面温度がこの位置で最も高くなることは、サーモレーサより測定された歯面温度分布から確認されている。なお、回転している歯車の温度を測定しているため、測定した歯面温度はスポットがあたった位置の平均温度となる。

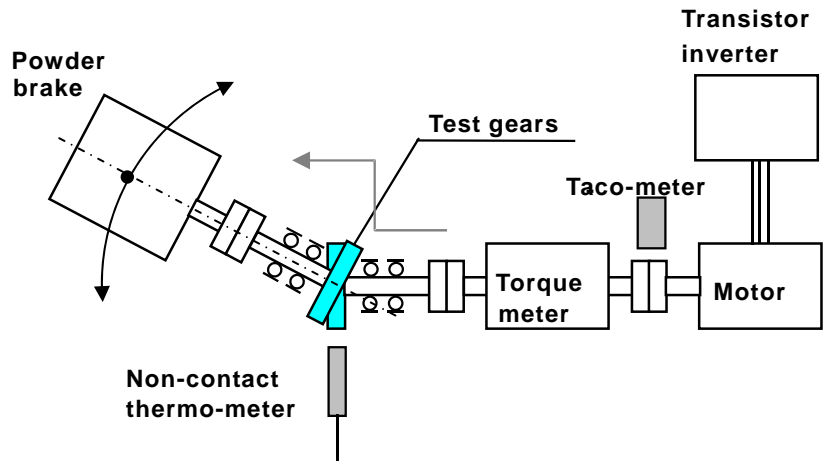


Fig. 4.1 Test apparatus of plastic crossed helical gears

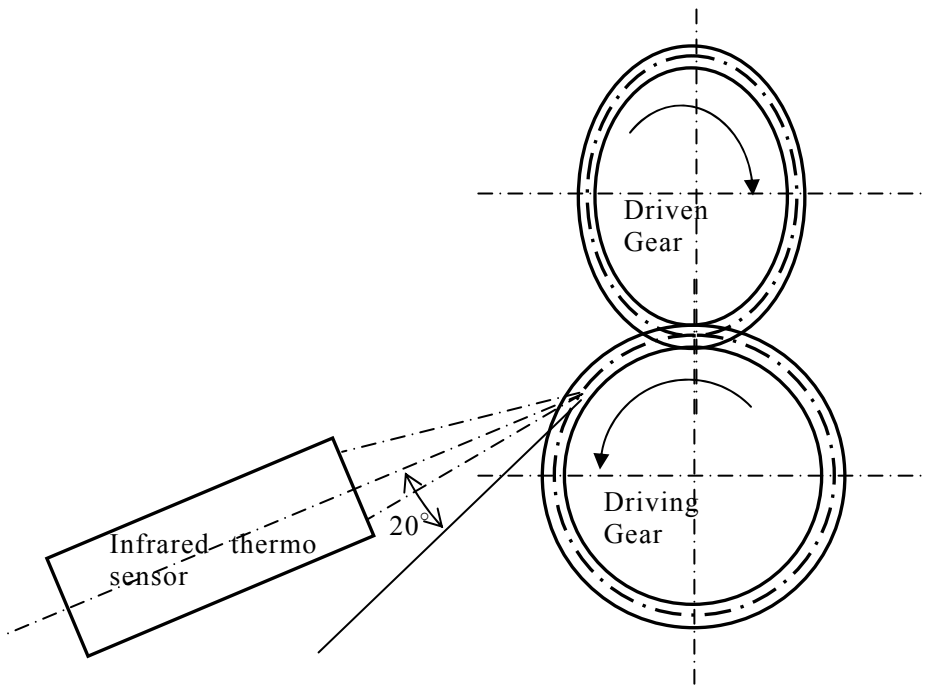


Fig.4.2 Position of infrared thermo sensor

4.3 グリース潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車の寿命推定法

4.3.1 実験方法

4.2.1 節に示したねじ歯車に対して、グリース潤滑条件下で耐久試験を行い、歯面温度の変化、寿命および損傷形態を調べた。

歯車の回転速度 n は、 750min^{-1} 、 1000min^{-1} および 1250min^{-1} の 3 種類とした。歯車の周速度では、約 1.5m/s から約 2.5m/s の範囲となる。ただし、歯面温度上昇量の測定実験では、 500min^{-1} および 1500min^{-1} での実験も行った。

負荷トルク T は、 0.1Nm から 3.5Nm の範囲で必要に応じて任意に設定した。

バックラッシュは、プラスチックの熱膨張を考慮し 0.2mm と比較的大きな値とし、軸間距離の調整により与えた。

潤滑条件は、表 4.1 に示すダフニーグリース PG（出光興産製）を用いたグリース潤滑とした。グリースの塗布量は、歯車対に対して約 0.2g とした。この量は、一方の歯車の歯溝が埋まる程度にグリースを十分塗布し、運転試験機に取り付けて相手歯車とかみ合わせて無負荷で回転させたときに、歯車の歯幅両端からはみ出したグリースを取り除いた後に歯車に残ったグリースの量である。また、実験時の雰囲気温度（室温） θ_a は $25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ に設定した。

実験は、歯が折損して歯車が動力を伝えられなくなるまで行い、そのときの総繰返し数を寿命 N_L とした。また、実験中は、雰囲気温度 θ_a と歯面温度 θ を記録した。

Table 4.1 Properties of Daphne grease PG

Thickener		Lithium complex
Base oil		Synthetic oil
NLGI grade		2
Kinetic viscosity of base oil at 40°C	$[\text{mm}^2/\text{s}]$	1250
Dropping point	$[^\circ\text{C}]$	210

4.3.2 実験結果および考察

(1) 歯面温度の変化

グリース潤滑時のねじ歯車における繰返し数の増加に対する歯面温度の変化の例を図 4.3 に示す。繰返し数の増加に対する歯面温度の変化は、3 章で示したプラスチック平歯車およびはすば歯車と同様で、実験開始直後に急上昇し、平衡状態を維持したあと損傷直前に再度上昇した。

本章では、平歯車およびはすば歯車の場合と同様に、耐久試験中の歯面温度 θ の平均値である平均歯面温度 θ_m を求め、その実験における代表値とした。耐久試験の総繰返し数にしめる平衡状態での繰返し数の割合は大きいため、平均歯面温度と平衡温度に大きな差はない。

本章では雰囲気温度を $25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ に制御しているため、平均雰囲気温度 θ_{am} は $25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ である。また、平均歯面温度 θ_m の平均雰囲気温度 θ_{am} からの温度上昇量を平均歯面温度上昇量 θ_{bm} と表す。

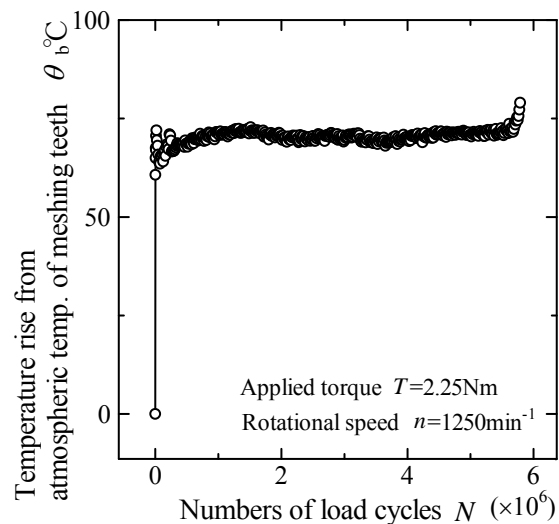


Fig.4.3 Temperature rise from atmospheric temperature of meshing teeth of grease lubricated plastic crossed helical gears

(2) 損傷形態

損傷後の試験歯車を撮影した例を図 4.4 に示す. このように, グリース潤滑条件下でのすべてのプラスチックねじ歯車の損傷は, 歯元を起点とした折損およびリム部へのき裂伝播による損傷であった. 図 4.4 (b)は折損した歯を示す. 歯幅中央部付近は Hofer の危険断面付近で折損しているのに対し, 図 4.4 (b)における右側の端面では, リム部も含めて歯底付近で折損していた.

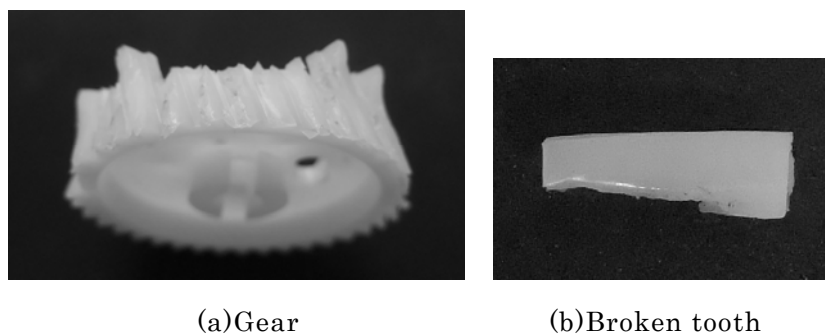


Fig.4.4 Damaged gear of grease lubricated plastic crossed helical gears

($T=2.5\text{Nm}$, $n=750\text{min}^{-1}$, $N_L=4.5 \times 10^6$)

(3) 負荷トルクと寿命の関係

負荷トルク T と寿命 N_L の関係を図 4.5 に示す. 図中の各データ点が, 耐久試験 1 回の実験結果である. 負荷トルクと寿命は両対数グラフで直線近似でき, 相関も良い. 実験点数は少ないが, このように相関も良いことから, この実験結果は信頼できると考えている. しかし, その近似直線は回転速度ごとに異なったものとなっているので, 回転速度の影響を考慮した寿命の評価方法について検討する必要がある.

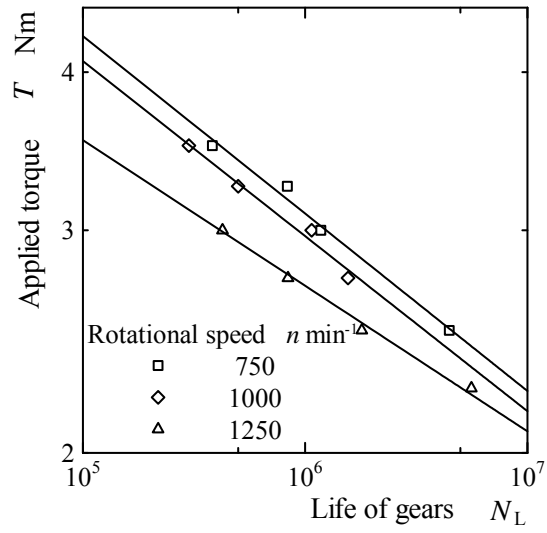


Fig.4.5 Relation between applied torque and life of grease lubricated plastic crossed helical gears

(4) 応力比と寿命の関係

回転速度の影響を考慮した寿命の評価方法について検討する。

第3章では、損傷形態が折損であるプラスチック平歯車およびはすば歯車の寿命評価に対し、曲げ強さ σ_0 と歯元応力 σ_b の比である応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ が指標となることを確認した。そこで、グリース潤滑されたプラスチックねじ歯車においても、その方法が適用できるかを検討した。

POM-Cの曲げ強さ σ_0 [MPa]は、運転中に測定した平均歯面温度 θ_m [°C]から、式(3.1)で得られる。

また、歯元応力 σ_b については、ねじ歯車のかみ合いは理論的に点接触であり、歯元応力を簡便に求めることが難しい。そこで、本章では有限要素法を用いて、歯元応力を算出した。

使用した有限要素解析ソフトウェアはMSC-MARCであり、弾性解析とした。

歯車のモデルを図4.6に示す。基本的な歯車モデルは4枚歯モデルで、要素数は114560、節点数は130554である(以下、基本モデルと記す)。この他に、要素数を229120、節点数を249890と要素の分割を細かくした細分割モデル(図4.6(b))を作成し、解析モデルの分割要素数について検討した。

拘束条件を図4.7に示す。図に示すように、モデルの両端面のウェブ部およびリム部の接点を変位固定した。

荷重条件は、楕円形の面接触を線接触に近似して設定した。接触線は、外の一対かみ合い点 D_1 を中心とし、歯すじ方向に対して角 ψ をなす長さ $2a_c$ の線とした(図4.8(a))。また、荷重の分布は、外の一対かみ合い点 D_1 を中心に荷重の大きさが半楕円分布となるようにした。具体的には、外の一対かみ合い点の中心からの距離 s の節点には次のような荷重 $P_{p(s)}$ を加えた[図4.8(b)]。

$$P_{p(s)} = P_c \sqrt{1 - \frac{s^2}{a_c^2}} \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

ここで、 P_c は外の一対かみ合い点の節点に設定したピーク荷重である。各節点における荷重の方向は、各節点における歯面法線方向とした。また、Hertz理論に基づく接触楕円の長軸方向半径 a_c 、短軸方向半径 b_c および歯すじ方向となす角 ψ は、25°C

におけるプラスチックの物性値を用いて、根本の方法^(4.6)で求めた。

外の一対かみ合い点は、かみ合いに関与する歯幅^(4.7)、かみ合い長さおよび法線ピッチより求めた。具体的には、歯形方向および歯幅方向のかみ合いに関与する長さおよび、かみ合い長さ $\overline{E_1E_2}$ と法線ピッチの比から外の一対かみ合い点が求まる。

解析モデル上で荷重条件を表示したものが図 4.9 である。本ソフトウェアでは、荷重の大きさおよび向きを矢印の大きさおよび向きで表示することはできないが、歯すじ方向に対して荷重節点が傾いているのが確認できる。具体的には、歯すじ方向手前側では歯先側の節点に、歯すじ方向奥側では歯元側の節点に荷重をかけている。これは、先に述べたように、接触楕円が歯すじ方向から ψ [rad]だけ傾いているためである。また、図 4.9 に、根本の式により求めた接触楕円の形状を白線で示した。

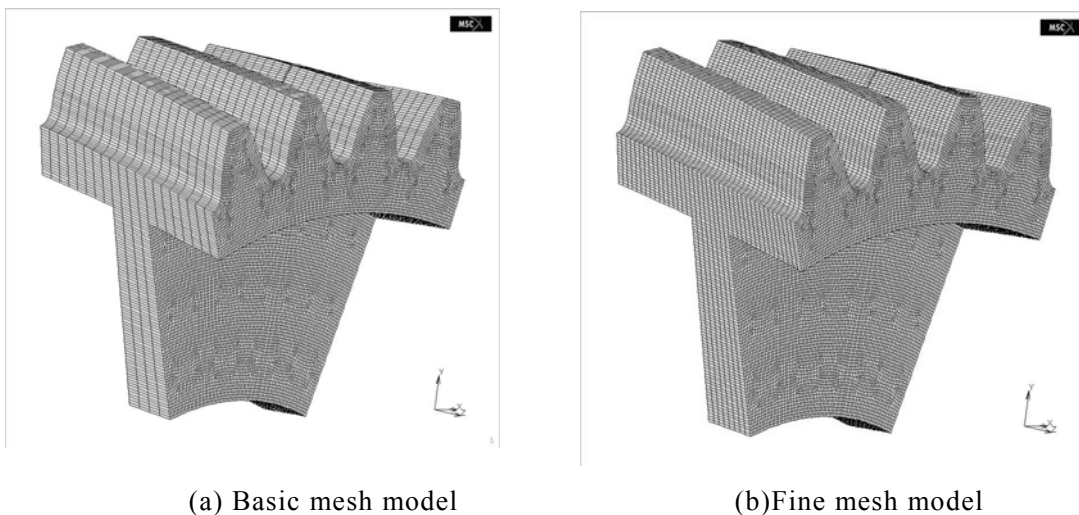


Fig.4.6 FEM model

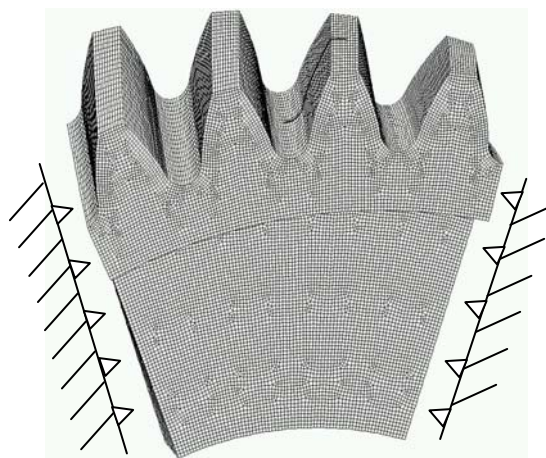
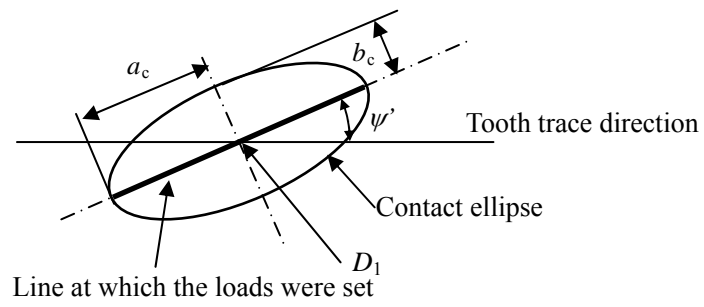
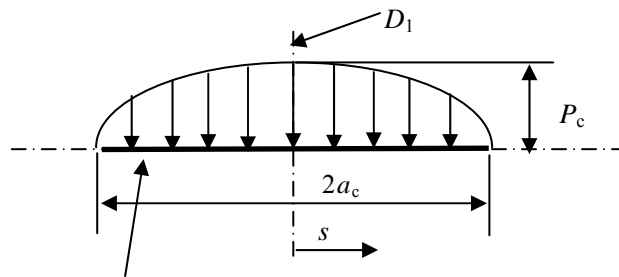


Fig.4.7 Constraint condition



(a) Line at which the loads were set



Line at which the loads were set

(b) Distributed load

Fig.4.8 Load condition

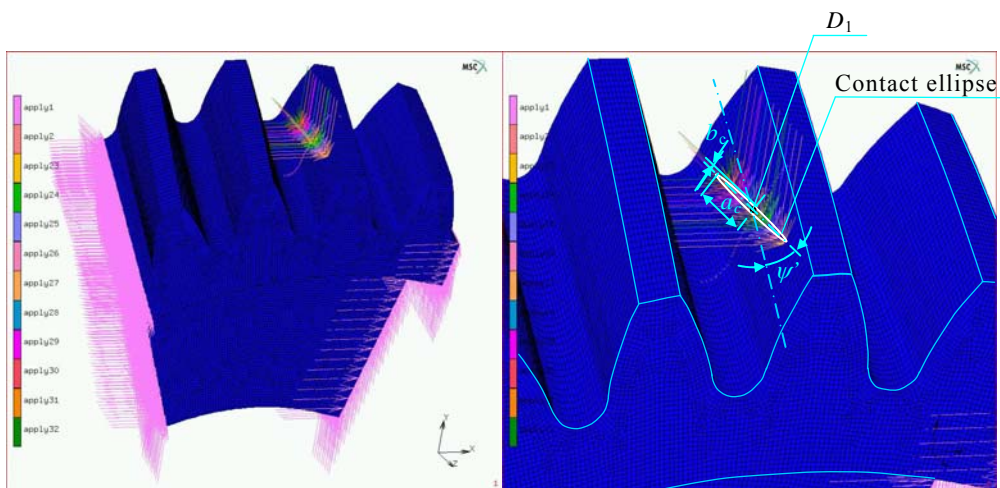
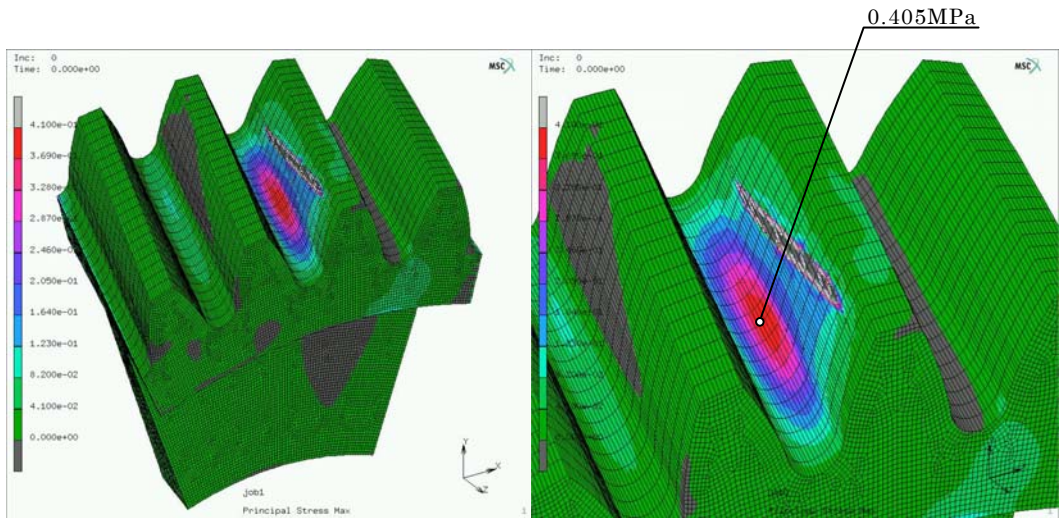


Fig.4.9 Load condition on FEM model

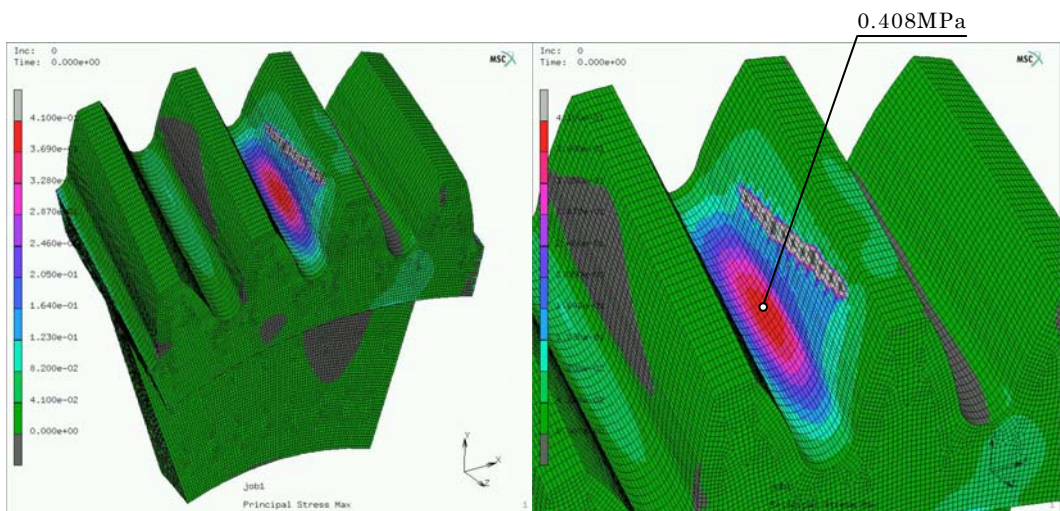
まず初めに、解析モデルの分割要素数について検証する目的で、基本モデルと細分割モデルの解析結果の比較を行った。荷重の大きさは、荷重を負荷した全節点の歯面法線方向荷重の合計が単位荷重（1N）となるようにした。このときの負荷トルクは、歯面法線荷重のうちアキシヤル成分を除いて基礎円半径と掛け合わせた値であり、17.25Nmm となる。このような荷重条件での、最大主応力分布の解析結果を図 4.10 に示す。図中で赤い部分が主応力の高い箇所となる。赤い箇所は、荷重歯面歯元の歯すじ方向中央付近に集中している。これは、荷重が歯すじ全幅に加わらないことおよび、荷重の分布が図 4.8(b)に示すように半楕円状で、外の一対かみ合い点（対象歯車の、外の一対かみ合い点の歯すじ方向位置は、歯すじ中央から 0.2mm 程度ずれた位置であり歯幅のほぼ中央）付近の荷重が最も大きく、歯すじ方向両端面に近づくほど荷重が小さくなるように分布しているためである。

計算による主応力最大位置と折損した歯[図 4.4(b)]の観察から、き裂は応力が最大となる Hofer の危険断面よりわずかに歯底側の歯幅中央周辺に発生し、それが両端の方向に進展したものと考えられる。そして、き裂の発生により歯元応力分布が変化することおよび荷重位置が歯すじ方向に移動するといった理由から、図 4.4 のような歯の折損になったと考えられる。

基本モデルと細分割モデルの主応力の分布を比較すると、両モデルとも同様の分布であり、明確な差異を確認することはできなかった。次に、歯元部の主応力の最大値を比較すると、基本モデルでは 0.405MPa であり、細分割モデルでは 0.408MPa であった。細分割モデルの要素数は基本モデルの 2 倍であるが、両モデルの主応力値の相違は 0.7%と非常に小さい。このことから、基本モデルの分割要素数は十分であると判断した。



(a) Basic mesh model



(b) Fine mesh model

Fig.4.10 Distribution of principal stress
(Comparison between two models)

次に、接触線長さの影響について検討する。ねじ歯車では、負荷の大きさによって接触楕円の大きさが変わる。接触楕円の大きさが変わると、歯元応力の歯すじ方向分布が変わり、最大主応力の大きさに影響を及ぼす可能性がある。すなわち、接触楕円が小さいときは集中荷重に近くなり、歯すじ方向の歯元応力分布が歯幅中央で極端に大きくなる。一方、接触楕円が大きくなると等分布荷重に近くなり、歯元応力の歯すじ方向分布が平坦になるため、歯元の最大主応力の値は小さくなる。

そこで、接触楕円の大きさとして2種類を想定して解析を行った。設定した接触楕円の具体的な大きさは、本章の耐久試験で設定した最も小さい負荷トルクである2.25Nmを加えたときの接触楕円の長径6mm(長軸方向半径 $a_c=3\text{mm}$)を接触長さとした場合と、最も大きい負荷トルクである3.5Nmを加えたときの接触楕円の長径7mm(長軸方向半径 $a_c=3.5\text{mm}$)を接触線長さとした場合の2種類である。歯元応力が直接比較できるように、荷重の大きさは、荷重を負荷した全節点の歯面法線方向荷重の合計が単位荷重(1N)となるようにした。このような荷重条件での、主応力分布の解析結果を図4.11に示す。主応力分布は、接触線長さにかかわらず同様の分布になっている。また、最大主応力の差も、わずか5%程度である。

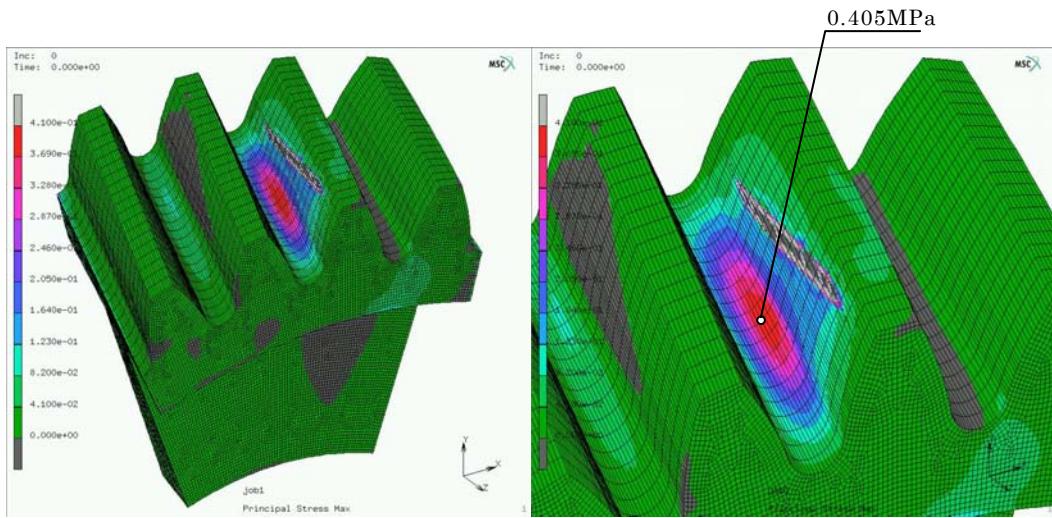
そこで、本章では後述の寿命推定法を簡便にするため、接触楕円の大きさが歯元応力に及ぼす影響小さいので無視できるとして、本章におけるプラスチックねじ歯車の歯元応力 σ_b [MPa]とトルク T [Nm]の関係を次の式のように表した。

$$\sigma_b = 23.5T \quad [\text{MPa}] \quad (4.2)$$

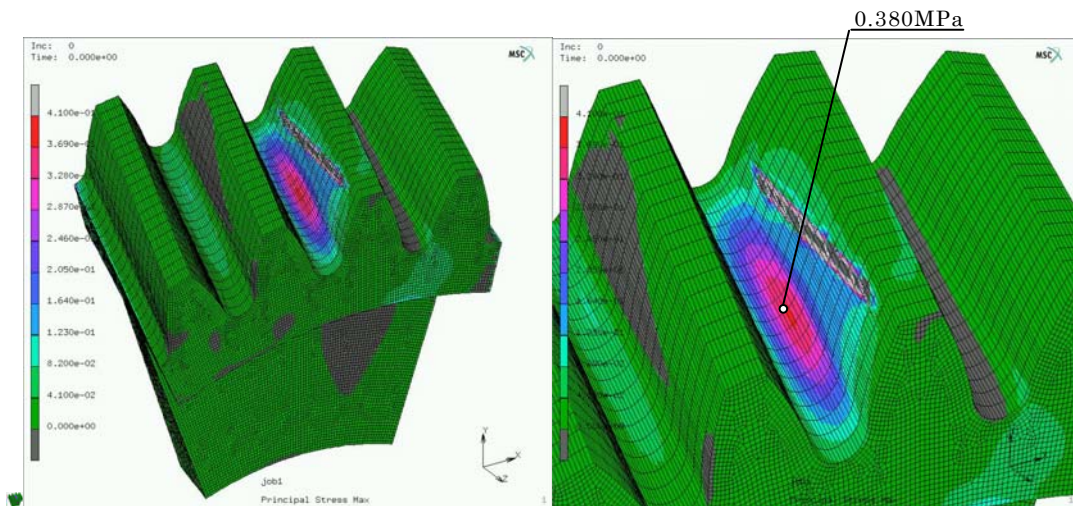
なお、この式は前述の接触楕円が最も小さい場合の結果から求めたものである。接触楕円が大きくなった場合の歯元応力は、この式で求めたものよりわずかながら小さくなるため、後述の寿命推定の際に安全側の設計となる。

このようにして求めた応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ と寿命 N_L の関係を図4.12に示す。両者の関係は両対数グラフ上で直線近似でき相関も良い。両者の関係を式で表すと次式のようになる。

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_0} = 33.5N_L^{-0.214} \quad (4.3)$$



(a) $a_c=3\text{mm}$



(b) $a_c=3.5\text{mm}$

Fig.4.11 Effect of a_c on distribution of principal stress

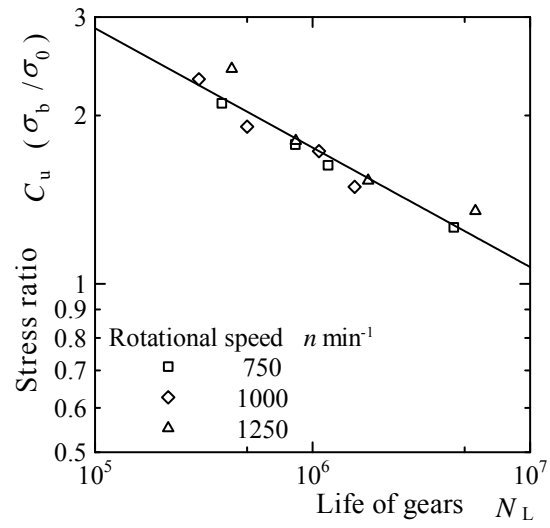


Fig.4.12 Relationship between stress ratio and life N_L of grease lubricated plastic crossed helical gears

(5) 歯面温度に基づく寿命推定法

歯面温度からの寿命推定法について検討する。まず、式(4.3)から明かなように、応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ が求まればグリース潤滑条件下の損傷形態が折損であるプラスチックねじ歯車の寿命の推定が可能となる。

曲げ強さ σ_0 は、式(3.1)を用いて平均歯面温度から求まる。また、前述のように平均歯面温度と平衡温度は大きな差がない。したがって、運転中の歯車の平衡温度を測定することにより曲げ強さが求まる。一方、歯元応力 σ_b は FEM を用いて計算することにより、負荷トルクとの関係を求めることができる[式(4.2)]。したがって、FEM を用いて対象歯車の負荷トルクと歯元応力の関係を求めておけば、運転中の平均歯面温度（平衡温度）および負荷トルクから寿命の推定が可能となる。

すなわち、式(3.1)、(4.2)および式(4.3)から次式を得る。

$$N_L = \left(\frac{0.7T}{0.00176\theta_m^2 - 0.963\theta_m + 116} \right)^{-\frac{1}{0.214}} \quad (4.4)$$

図 4.13 は、式(4.4)に基づき求めた負荷トルクと寿命の関係を、平均歯面温度をパラメータとして示した寿命推定曲線である。また、図中のプロット点は実験結果で、平均歯面温度ごとに分けて示した。同一負荷トルクで実験点が複数あるが、回転速度が異なる場合の結果である。推定寿命と実験結果は良く一致しており、提案した手法の妥当性を確認できた。このように、運転中の歯車の平均歯面温度（平衡温度）を測定できれば、式(4.4)により寿命の推定が可能となる。

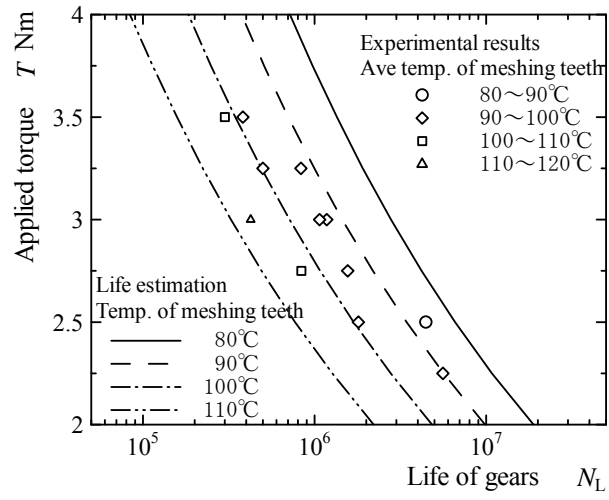


Fig.4.13 Life estimation from temperature of meshing teeth

(6) 運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法

本節では、運転条件および雰囲気温度に基づく寿命の推定法について検討する。

前項で述べた歯面温度からの寿命の推定では、実際に負荷をかけて運転する必要がある。しかし、運転条件（回転速度および負荷トルク）から、平均歯面温度を推定することができれば、実際に運転しなくとも寿命の推定が可能になると考えられる。そこで、運転中の平均歯面温度の推定法について検討する。

(i) ねじ歯車におけるせん光温度

歯面のすべりが大きいねじ歯車における発熱量は、接触する歯面のせん光温度で評価ができる可能性がある。そこで、平均せん光温度での評価が可能か検討する。

ねじ歯車は理論的には点接触であるが、実際の接触形状は、図 4.14 に示すように楕円となる。また、接触歯面に対し、歯面 1 は速度 V_1 、歯面 2 は速度 V_2 の速度ベクトルを有している。このときの、歯面の瞬間的な最大表面温度上昇量は、Coleman の式によりせん光温度 $\theta_f^{(4,8)}$ として次のように求められる。

$$\theta_f = \frac{\sqrt{\pi} p_{H\max} \mu V_g / 2}{\sqrt{\lambda_1 \gamma_1 c_1 V_1 / d_{c1} + \lambda_2 \gamma_2 c_2 V_2 / d_{c2}}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.5)$$

ただし、 $p_{H\max}$: 最大接触圧力 [Pa]

μ : 摩擦係数

V_g : 歯面のすべり速度 [m/s]

λ_i : 熱伝導率 [W/(mK)]

γ_i : 密度 [kg/m³]

c_i : 比熱 [J/(kgK)]

V_i : 歯面の速度の絶対値 [m/s]

d_{ci} : 歯面の一点が接触面を動く距離 [m]

であり、添え字 i ($=1, 2$) は、それぞれ歯車 1, 2 を示す。

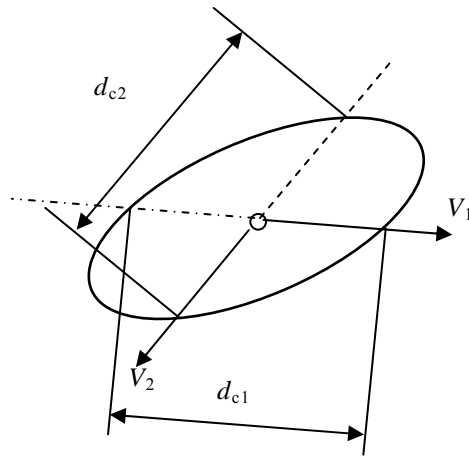


Fig.4.14 Contact ellipse

ここで、グリース潤滑時の POM-C 同士の摩擦係数 μ は、直径 $\phi 70\text{mm}$ の2円筒の接触において得られた高梨・庄司の実験式^(4.9)より求めた。高梨・庄司の実験式を式(4.6)に示す。

$$\mu = C_0 P_t^{-0.1} V_t^{0.23} \quad (4.6)$$

ここで、 C_0 ：実験条件によって求めた係数（表 4.3）

V_t ：2円筒のすべり速度[cm/s]

P_t ：2円筒に加えた荷重[N]

この実験式は、2円筒における摩擦係数であるため、点接触で適用できるようにするために最大接触圧力で評価することとした。2円筒における最大接触圧力と荷重との関係は式(4.7)で表される^(4.10)。

$$p_{H\max} = \sqrt{\frac{1}{\pi b_t} \frac{P_t}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} \frac{1}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}} \quad [\text{Pa}] \quad (4.7)$$

ただし、 b_t ：有効接触幅[m]

R_i : 円筒の半径[m]

ν_i : ポアソン比

E_i : 縦弾性係数[Pa]

であり，添え字 i ($=1, 2$) はそれぞれ歯車 1, 2 を意味する

この式(4.7)に物性値等を代入し，荷重と最大接触圧力の関係を求めた後，式(4.6)に代入することで，次式を得る．ここで，ポリアセタールの物性値は，25℃の値を代入した．

ポリアセタール同士の接触の場合

$$\mu = \frac{50.6C_0V_g^{0.23}}{P_{Hmax}^{0.2}} \quad (4.8)$$

ポリアセタールと鋼の接触の場合

$$\mu = \frac{54.2C_0V_g^{0.23}}{P_{Hmax}^{0.2}} \quad (4.9)$$

ここで， V_g はすべり速度[m/s]である．

式 (4.8) および表 4.3 より，グリース潤滑時のポリアセタール同士のねじ歯車における摩擦係数が次のように求まる．

$$\mu = \frac{1.27V_g^{0.23}}{P_{Hmax}^{0.2}} \quad (4.10)$$

ここで，最大接触圧力は，25℃におけるプラスチックの物性値を用いて，根本の方法^(4.6)で求めた．なお，このときの歯面法線荷重は，全法線荷重 P_n を作用線位置での同時かみ合い数で除した値とした．具体的には，2 対かみ合い領域の法線荷重は，全法線荷重の半分($=P_n/2$)とした．

Table 4.3 Coefficient C_0 in Eq.(4.6)

Combination of material	Lubrication condition	Coefficient C_0
POM-POM	No lubrication	0.063
	Grease lubrication	0.025
	Oil lubrication	0.023
POM-Steel	No lubrication	0.116
	Grease lubrication	0.070
	Oil lubrication	0.020

ねじ歯車における歯面のすべり速度 V_g は、図 4.15 のように基準円周速度 V_{01} と V_{02} のベクトル差として示される歯すじ方向のすべり速度 $V_F^{(4.11)}$ (ベクトル V_F の向きは、かみ合う歯車のどちらに注目するによって異なるため図示していない) と歯たけ方向のすべり速度 V_P により、次のように示される。

$$V_g = \sqrt{V_F^2 + V_P^2} \quad [\text{m/s}] \quad (4.11)$$

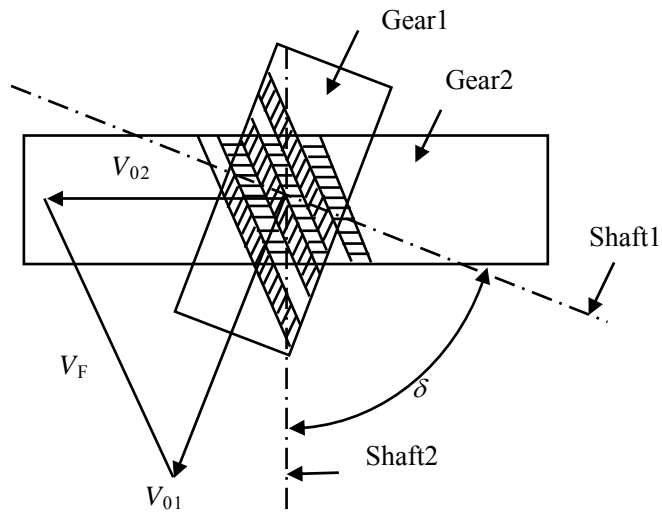


Fig.4.15 Sliding velocity V_F

図 4.16 に、作用線位置によるすべり速度変化の例を示す。このすべり速度 V_g の作用線位置による値の変化に注目すると、その差はわずか数%と小さい。このことは、作用線位置によって値が変化する歯たけ方向のすべり速度 V_p に比べ、作用線位置によって値の変化しない歯すじ方向のすべり速度 V_F の影響が大きいことを意味する。また、軸角が大きくなると、歯すじ方向すべり速度の影響はさらに大きくなる。駆動歯車と被動歯車が同じ諸元の標準歯車とした場合の、歯車諸元とすべり速度の関係を図 4.17 に示す。縦軸は、かみ合い範囲内の最大すべり速度 V_{gmax} とピッチ点におけるすべり速度 V_{gp} の比であり、この値が小さいほど歯すじ方向すべり速度の影響が大きく、歯たけ方向すべり速度の影響が小さいことを示す。図に示すように、歯車のねじれ角が大きくなるに従い、歯すじ方向すべり速度の影響が大きくなっているのが確認できる。また、歯車の歯数が多くなるほど、歯すじ方向すべり速度成分の影響は大きくなる。この図から、ねじれ角 20° (軸角 40°) 以上では、歯たけ方向すべり速度の影響は、歯数が 30 枚でも 1 割程度と小さく、歯すじ方向のすべり速度成分の影響が大きい。そこで、本章では、計算を簡便にするために歯すじ方向のすべり速度 V_F についてのみ注目することとした。

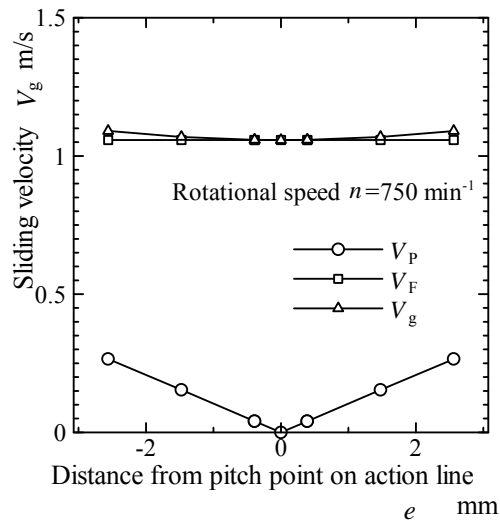


Fig.4.16 Relationship between sliding velocity and distance from pitch point on action line

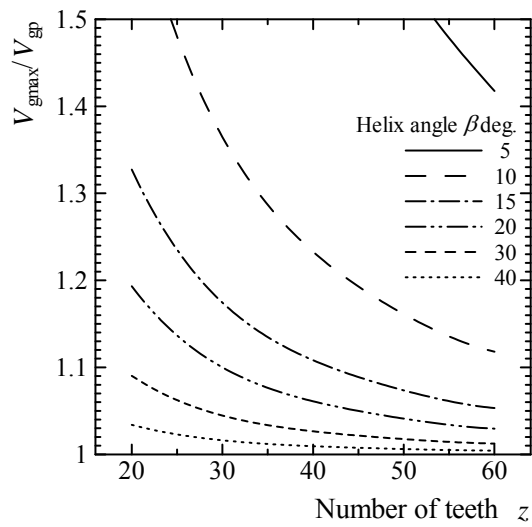


Fig.4.17 Relationship between V_{gmax}/V_{gp} and dimensions of helical gear

歯面の速度 V_1 および V_2 については、本章では歯すじ方向のすべり速度のみに注目するので、図 4.18 に示す周速度の歯すじ方向すべり速度成分 V_{F1} と V_{F2} を次の式で算出し、式(4.5)における V_1 および V_2 の代わりに代入した。

$$V_{F1} = V_{01} \cos \left[\tan^{-1} \left(\frac{V_{02} \sin \delta}{V_{01} - V_{02} \cos \delta} \right) \right] \quad [\text{m/s}] \quad (4.12)$$

$$V_{F2} = V_{02} \cos \left[\tan^{-1} \left(\frac{V_{01} \sin \delta}{V_{02} - V_{01} \cos \delta} \right) \right] \quad [\text{m/s}] \quad (4.13)$$

歯面の一点が接触面を動く距離 d_{c1} および d_{c2} は、接触楕円の形状および歯すじとなす角 ψ'_1 および ψ'_2 を、前述の根本の方法^(4.10)で求め、次の式で求めた (図 4.19)。

$$d_{c1} = \frac{a_c b_c}{\sqrt{a_c^2 \sin^2 \psi'_1 + b_c^2 \cos^2 \psi'_1}} \times 2 \quad [\text{m}] \quad (4.14)$$

$$d_{c2} = \frac{a_c b_c}{\sqrt{a_c^2 \sin^2 \psi'_2 + b_c^2 \cos^2 \psi'_2}} \times 2 \quad [\text{m}] \quad (4.15)$$

ただし、 a_c : 接触楕円の長軸方向半径[m]

b_c : 接触楕円の短軸方向半径[m]

ψ'_i : 接触楕円長軸が歯すじとなす角[deg.]

であり、添え字 i ($=1, 2$) は、それぞれ歯車 1, 2 を示す。

以上の式および、ねじ歯車の周速度の歯すじ方向すべり成分が、図 4.18 に示すように向きが逆となることを考慮し、本章では、次の式によりねじ歯車のせん断温度 θ_{fc} を求めた。

$$\theta_{fc} = \frac{\sqrt{\pi p_{H\max}} \mu V_F / 2}{\sqrt{\lambda_1 \gamma_1 c_1 V_{F1} / d_1 + \lambda_2 \gamma_2 c_2 V_{F2} / d_2}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.16)$$

ただし、 V_{Fi} は、式(4.12)および(4.13)から求まる歯面速度の絶対値[m/s]であり、添え字 i ($=1, 2$) は、それぞれ歯車 1, 2 を示す。

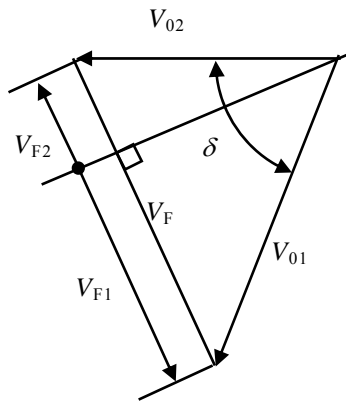


Fig.4.18 V_{F1} and V_{F2}

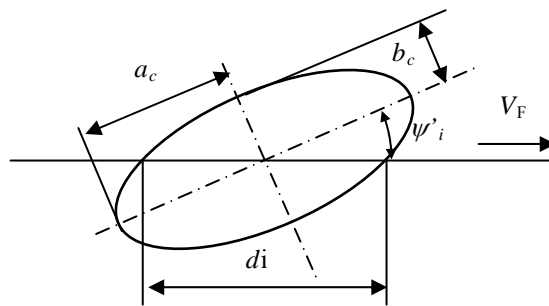


Fig.4.19 Contact ellipse

(ii) 平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係

前節で求めたせん光温度から平均せん光温度を算出する方法について示す。また、平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係について検討する。

前節のようにして求めた作用線上の任意の位置でのねじ歯車のせん光温度を $\theta_{fc(e)}$ と表し、ピッチ点から歯のかみ合い位置までの距離を e で表す。また、作用線上でのかみ合い長さを $\overline{E_1E_2}$ とすると、平均せん光温度 θ_{fcm} を次のように定義した。

$$\theta_{fcm} = \frac{1}{\overline{E_1E_2}} \int_{E_1}^{E_2} |\theta_{fc(e)}| de \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.17)$$

ただし、せん光温度は、かみ合い位置によって変化し計算が複雑になるため、本章では平均せん光温度を簡便に計算できるように次のように近似した。まず、かみ合い長さの間の7点（ピッチ点 P 、かみ合い始め E_1 、かみ合い終わり E_2 、内および外の一対かみ合い点 D_1 、 D_2 、一対かみ合い点とかみ合い始めおよびかみ合い終わりの中間の計7点）におけるせん光温度を求めた。それ以外の作用線位置でのせん光温度の変化は、各点間を直線近似した（図 4.20）。平歯車では、ピッチ点でせん光温度が0となるが、ねじ歯車ではすべり速度が0にならないこと、同時かみ合い歯数が少ないことにより、逆にピッチ点付近でせん光温度は大きくなる。

図 4.21 に、本章のすべての実験における、平均せん光温度 θ_{fcm} と平均歯面温度上昇量 θ_{bm} の関係を示す。パラメータは、回転速度である。図中に、同一回転速度の実験結果が数点あるが、それらは負荷トルクを変えた場合の結果である。いずれの運転条件においても、両者の関係は同一直線で近似でき、式で表すと次のような関係になる。

$$\theta_{bm} = 0.417\theta_{fcm} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.18)$$

このように、平均せん光温度を計算することにより平均歯面温度上昇量を求めることができる。平均歯面温度は、平均歯面温度上昇量と平均雰囲気温度の和であるため、平均歯面温度上昇量が得られれば任意の平均雰囲気温度における値が求まり、式(4.4)より寿命の推定が可能となる。

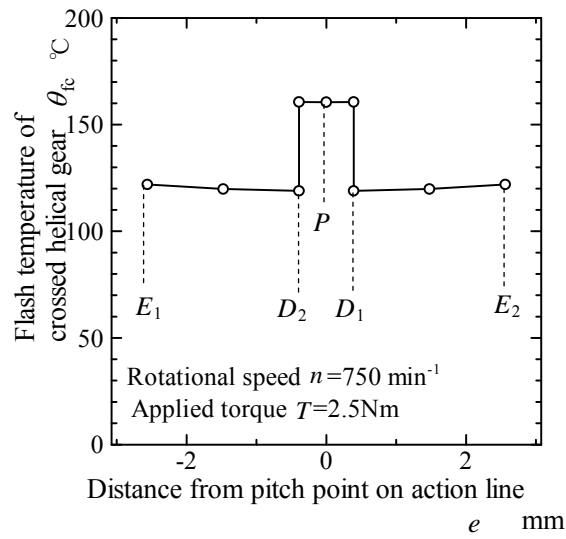


Fig.4.20 Relation between distance from pitch point on action line and flash temperature

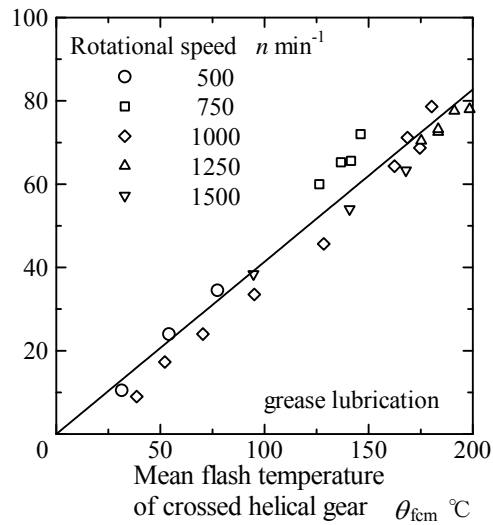


Fig.4.21 Relation between mean flash temperature and temperature rise from atmospheric temperature of meshing teeth

(iii) 寿命推定フローチャート

ここで、これまでの寿命推定法をまとめると図 4.22 に示すフローチャートで表現できる。

4.3.2(5)項に示したように運転中の平均歯面温度 θ_m (平衡温度) が測定できれば、材料の曲げ強さ σ_0 が求まる。また、歯車諸元および負荷トルク T より、歯車の曲げ応力 σ_b が求まる。そして、これらの応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ から寿命 N_L が推定できる。

一方、 θ_m が簡単に測定できない場合は、4.3.2(6)項で述べたように、歯車諸元および運転条件より得られる平均せん光温度 θ_{fcm} とベンチテストで得られた平均歯面温度上昇量 θ_{bm} との関係[式(4.18)]を求めておけば、任意の平均雰囲気温度 θ_{am} における平均歯面温度 θ_m を求めることができるため、寿命の推定が可能となる。

このフローチャートに従って求めた、運転条件および平均雰囲気温度と寿命の関係を図 4.23 に示す。寿命推定曲線と、雰囲気温度 $25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ の実際の実験結果を比較すると、回転速度が遅い 750min^{-1} でばらつきがあるが、全体的に推定寿命と実験結果は近い値を示しており、提案した手法の妥当性を確認することができた。本推定法は、簡便で広範囲の運転条件および雰囲気温度における寿命が推定できるため有用性は高いと考えられる。このように、運転条件および雰囲気温度よりグリース潤滑されたプラスチックねじ歯車の寿命推定が可能となる。

なお、回転速度が遅い 750min^{-1} での推定寿命と実験結果のばらつきの理由は、先に示した図 4.21 において、回転速度 750min^{-1} の結果が近似曲線に対してばらついているためである。しかし、図 4.21 において、 750min^{-1} より回転速度が遅い 500min^{-1} の結果は近似曲線と良い関係を示している。このことから、グリース潤滑条件下のプラスチックねじ歯車の、雰囲気温度および運転条件からの推定寿命に及ぼす回転速度の影響はそれほど大きくないと考えられる。

本章で検討した歯車と歯車諸元が異なる場合は、負荷トルクと歯元応力の関係[式(4.2)]を求める必要がある。また、材質が異なるプラスチックの場合は、曲げ強さと温度の関係[式(3.1)]および摩擦係数[式(4.10)]を明らかにする必要がある。なお、歯車諸元、材質、グリースの種類や塗布量によって、応力比と寿命の関係[式(4.3)]が変わる可能性があるため、耐久試験を行い、応力比と寿命の関係を確認する必要がある。

しかし、材質、グリースおよび歯車諸元が異なった場合においても、応力比と寿

命の関係および平均せん断温度と平均歯面温度上昇量の関係が実験によって得られ、負荷トルクと歯元応力の関係が有限要素法によって求められれば、その後は実験を行わずに図 4.22 のフローチャートにしたがって計算することで、任意の運転条件および平均雰囲気温度における寿命が推定できる。以上により、少ない実験点数で寿命の推定が可能となる。

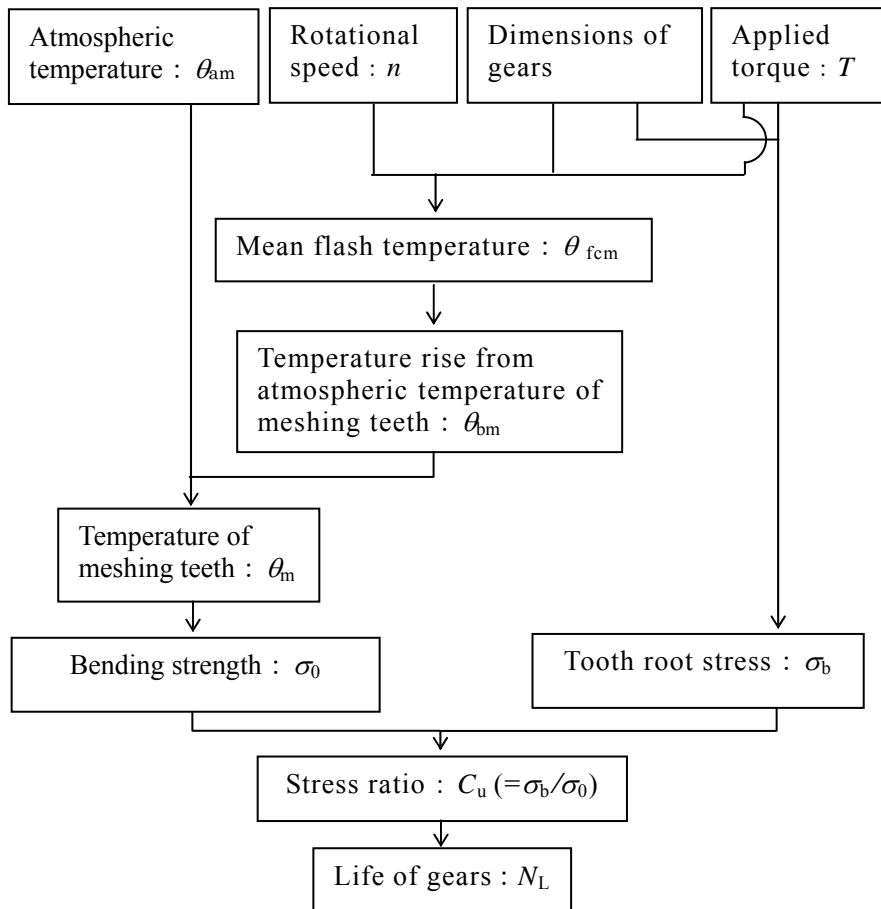
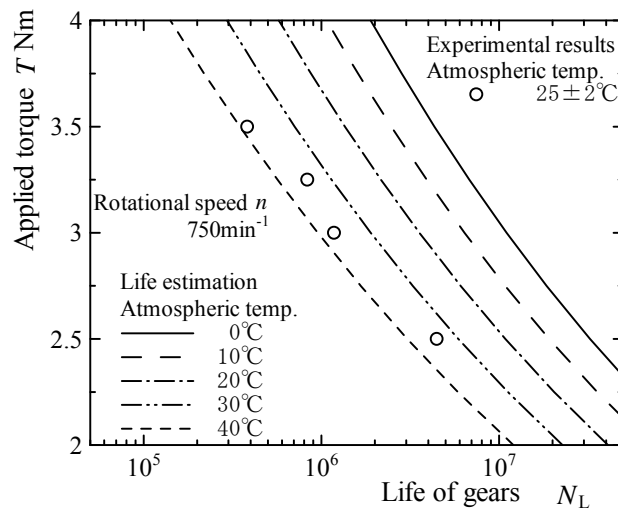
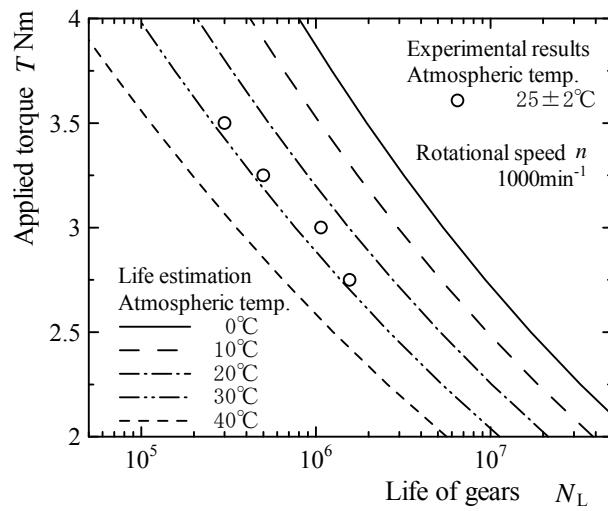


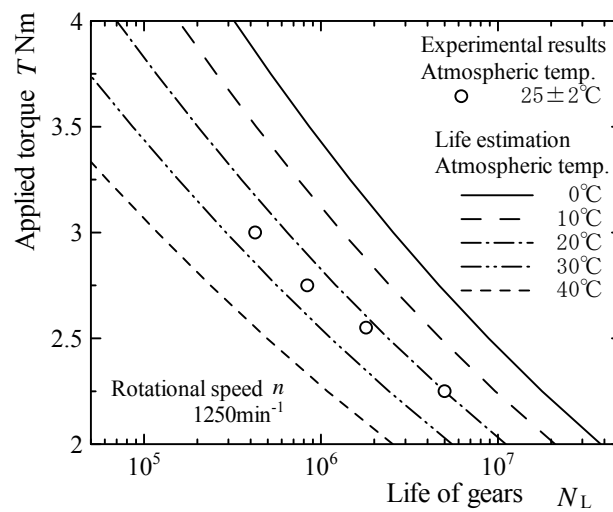
Fig.4.22 Flowchart of life estimation of grease lubricated plastic crossed helical gear



(a) Rotational speed $n = 750\text{min}^{-1}$



(b) Rotational speed $n = 1000\text{min}^{-1}$



(c) Rotational speed $n = 1250\text{min}^{-1}$

Fig.4.23 Life estimation from applied condition and atmospheric temperature

4.4 無潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車の寿命推定法

4.4.1 実験方法

4.2.1 節に示したねじ歯車に対して、無潤滑条件下で耐久試験を行い、歯面温度の変化、寿命および損傷形態を調べた。

歯車の回転速度 n は、 500min^{-1} 、 750min^{-1} および 1000min^{-1} の 3 種類とした。歯車の周速度では、約 1m/s から約 2m/s となる。

負荷トルク T は、 0.2Nm から 0.6Nm の間で必要に応じて任意に設定した。

バックラッシュは、プラスチックの熱膨張を考慮し 0.2mm と比較的大きな値とし、軸間距離の調整により与えた。

試験歯車は、歯車の表面に油分が付着していないよう、超音波洗浄機を用いて、アセトンで 15 分間洗浄した。

また、実験時の雰囲気温度（室温） θ_a は $25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ に設定した

実験は、歯車が動力を伝えられなくなるまで行い、そのときの総繰返し数を寿命 N_L とした。また、実験中は、雰囲気温度 θ_a と歯面温度 θ を記録した。

4.4.2 実験結果および考察

(1) 歯面温度の変化

繰返し数 N の増加に対する歯面温度上昇量 θ_b の変化の例を図 4.24 に示す。本節では、この歯面温度上昇量の平均値を平均歯面温度上昇量 θ_{bm} として、運転条件との関係について検討した。また、歯面温度 θ の平均値である平均歯面温度 θ_m を求め、プラスチックの物性値は、この温度における値を用いた。

前述のように、グリース潤滑条件下でのねじ歯車では、歯面温度は実験開始直後に急上昇し、温度がほぼ一定となる平衡状態を維持した後、損傷直前に再度急上昇する。しかし、無潤滑条件下でのねじ歯車の歯面温度は、図 4.24 のように、実験開始直後に急上昇した後の平衡状態が明確でなく、徐々に歯面温度が低下する。そして、損傷直前に歯面温度は急上昇する。このように無潤滑のプラスチックねじ歯車では、平衡状態および平衡温度が明確でない。

次に、実験開始直後および損傷直前の急上昇を除いた比較的歯面温度変化が小さい繰返し数の範囲内において歯面温度上昇量が最高値(55°C)と最低値(45°C)となる

とき（図 4.24 参照）のサーモレーサで撮影された歯面温度分布を比較する．サーモレーサによる撮影の向きを図 4.25 に示す．図中の①の被動歯車側から，歯車の温度分布を撮影した．

歯面温度上昇量が最高値となるとき（歯面温度上昇量：55℃）の歯面温度分布が図 4.26(a)である．図中で温度が高い部分が白く表示されている．図から，歯すじ中央付近に高温部があることがわかる．次に，歯面温度上昇量が最低値となるとき（歯面温度上昇量：45℃）の歯面温度分布を図 4.26(b)に示す．図 4.26(a)と異なり，歯すじ方向温度変化が明確でなく，特に高温部は認められない．このことから，実験当初はかみ合いが中央付近のみで行われていたが，実験の経過に伴って摩耗が進展し，歯すじ方向全面でかみ合いが行われるようになったと推測できる．このように，プラスチックねじ歯車では，運転初期には局所的なかみ合いであるが，繰返し数の増加に伴い，歯面全体が接触するようになるため，動力伝達での使用の可能性が期待できる．

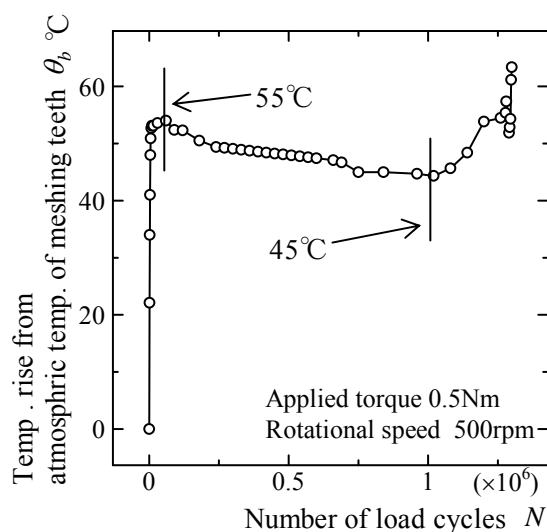


Fig.4.24 Temperature rise from atmospheric temperature of meshing teeth of no lubricated plastic crossed helical gears

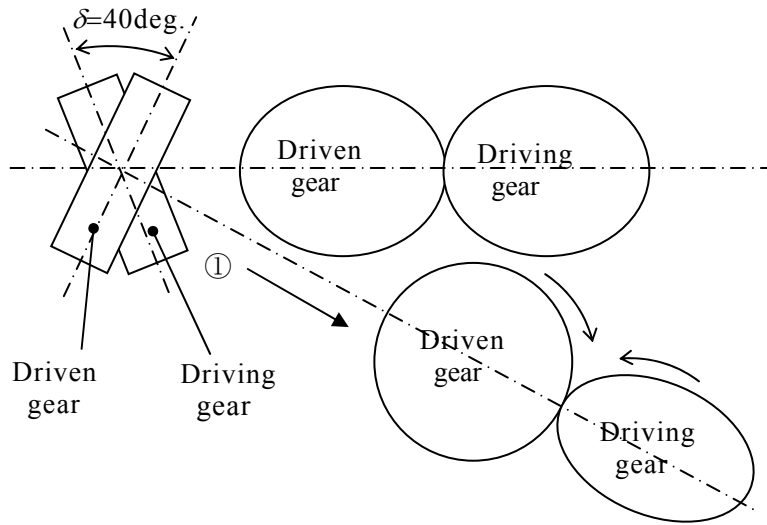
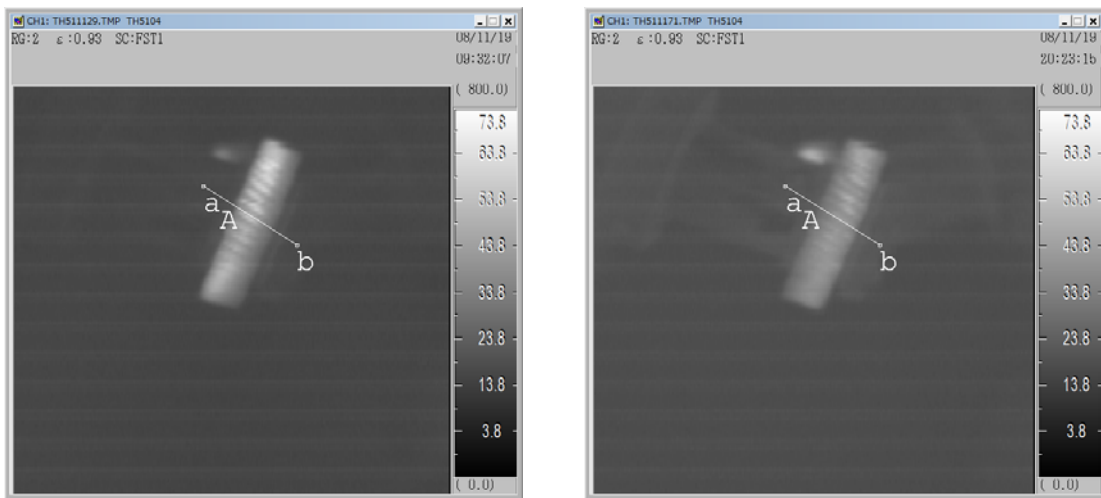


Fig.4.25 Direction of the photographing by thermo tracer



(a) $\theta_b = 55^\circ\text{C}$

(b) $\theta_b = 45^\circ\text{C}$

Fig.4.26 Temperature distribution of tooth surface of no lubricated plastic crossed helical gears

(2) 損傷形態

図 4.27 は、動力が伝達できなくなる直前の歯車を端面から撮影したものである。右下の歯を見ると歯面の過大な摩耗が確認できる。実際には、右下の歯だけではなく、円周方向すべての歯が摩耗しているが、歯がねじれているため写真ではその他の歯の摩耗は明確に確認できない。このように、本章における無潤滑条件下でのすべてのプラスチックねじ歯車損傷は、摩耗の進展により歯が細くなり、さらには歯がなくなったものであった。本論文では、そのような損傷形態を過摩耗と呼ぶ。

動力が伝達できなくなった後の歯車を、歯幅方向両端面から撮影したものが図 4.28 である。一方の端面を撮影した図 4.28(b)では、歯形を明確に確認できる。しかし、もう一方の端面を撮影した図 4.28(a)では、歯の存在すら明確でない。この現象は駆動および被動歯車で同様であった。

この 2 つの歯車をかみ合っていた状態に配置したのが図 4.29 である。図中の上の歯車が被動歯車、下の歯車が駆動歯車で、①印で示す端面が歯が残っている端面である。互いの歯が残っている端面と歯が無くなっている端面とかがみ合うようになっている。

このように損傷に至るメカニズムの模式図を図 4.30 に示す。図で左側は駆動歯車で、歯元が下側、右側は被動歯車で、歯元が上側である。また、かみ合い歯面は、駆動歯車では手前側歯面、被動歯車では奥側の歯面である。図中、接触領域は矢印の方向に移動する。実験開始時は比較的小さい楕円の接触点だが、駆動側歯車では歯元から歯先に、被動側歯車では歯先から歯元に移動する（図 4.30(a)）。その後、繰返し数の増加に伴い、摩耗が進展し、接触楕円が大きなものに変化していく（図 4.30(b)）。さらに、摩耗が大きくなると、接触楕円の歯先側がなくなり動力が伝達されなくなる。

この図 4.30(c)における 2 つの歯車の損傷の形状と、図 4.29 における損傷の形状を比較すると同様の形状であることが確認できる。



Fig.4.27 Abrasion of meshing tooth surface

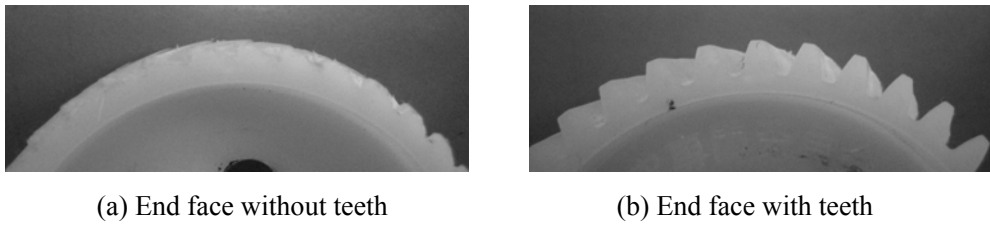


Fig.4.28 End face after damage of no lubricated plastic crossed helical gears

($T=0.4\text{Nm}$, $n=750\text{min}^{-1}$, $N_L=3.0\times 10^6$)

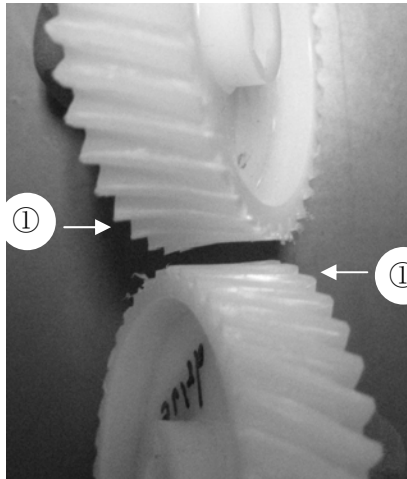


Fig.4.29 Damaged plastic crossed helical gear pair

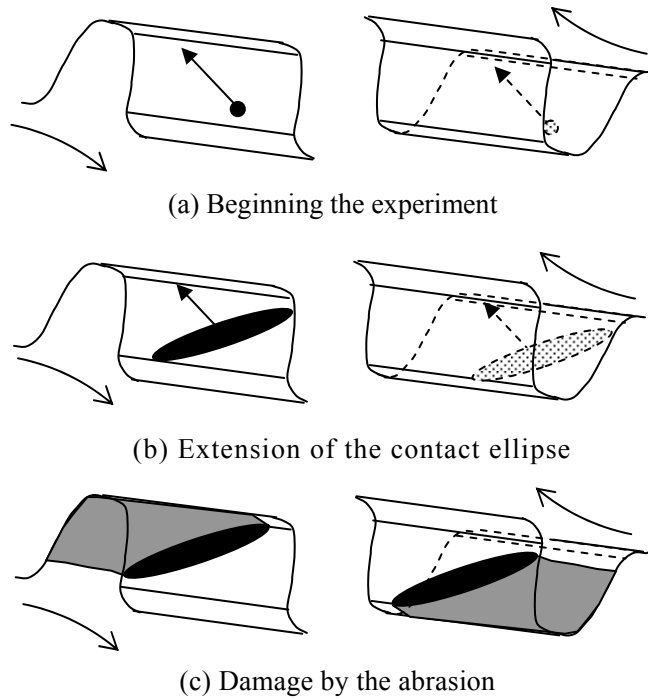


Fig.4.30 Process for damage of the plastic crossed helical gear

(3) 最大接触圧力および PV 値と寿命の関係

摩耗量に対して大きな影響を及ぼすと考えられる最大接触圧力 p_{Hmax} と寿命 N_L の関係を図 4.31 に示す。最大接触圧力と寿命は、両対数グラフ上で直線近似できる。しかし、その近似直線は回転速度ごとに異なったものとなっている。このことから回転速度の影響を含めた寿命の評価を最大接触圧力だけで行うことはできない。

次に、最大接触圧力と同様に、摩耗量に対して大きな影響を及ぼすと考えられる PV 値と寿命 N_L の関係を図 4.32 に示す。 PV 値と寿命は、両対数グラフ上で直線近似できるが、その近似直線は回転速度ごとに異なったものとなっている。 PV 値には、回転速度の影響が含まれているが、回転速度の影響を含めた寿命の評価を PV 値だけで行うことはできな。

このように、最大接触圧力および PV 値では、一つの評価式で各種運転条件における寿命評価を行うことができないため、各種運転条件における寿命の評価方法について検討する必要がある。

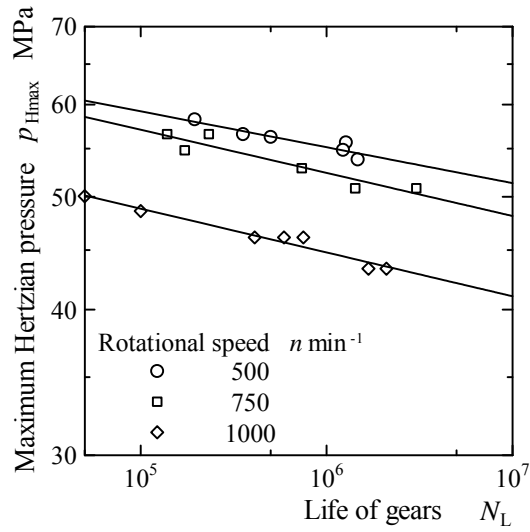


Fig.4.31 Relationship between maximum Hertzian pressure and life of no lubricated plastic crossed helical gears

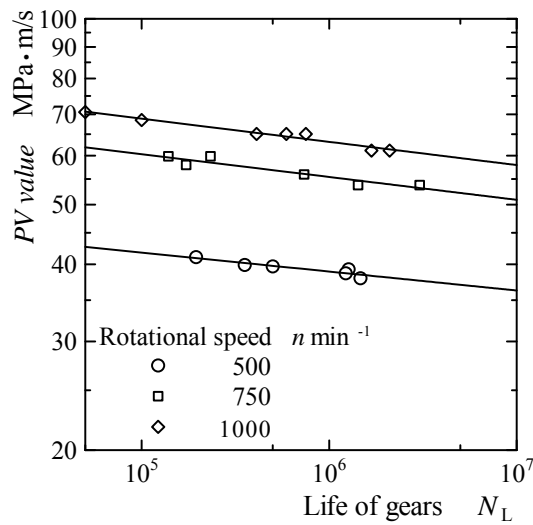


Fig.4.32 Relationship between PV value and life of no lubricated plastic crossed helical gears

(4) 歯面温度と寿命の関係

本項では、過摩耗を損傷形態とするプラスチックねじ歯車の寿命と、歯面温度の関係について述べる。

中空円筒試験（図 4.33）による POM-C の摩耗試験において、すべり速度、面圧、雰囲気温度など複雑な条件が組み合わされた場合でも、しゅう動面の温度で比摩耗量の評価が可能であるという報告があり、これは破壊に要するエネルギーと接触面積の関係で説明されている^(4.12)。そこで、過摩耗を損傷形態とする無潤滑条件下でのねじ歯車の寿命推定にこの方法が適用できるか検討した。

本章の実験結果における平均歯面温度と寿命の関係を図 4.34 に示す。ばらつきはあるが、平均歯面温度と寿命の関係は片対数グラフ上で一次の直線で近似できる。

このことから、ねじ歯車における摩耗量に対しては歯面温度の影響が大きく、過摩耗を損傷形態とするプラスチックねじ歯車の寿命は、平均歯面温度で推定することが推定が可能であると考えられる。平均歯面温度と寿命の関係は、次の式で表される。

$$N_L = e^{-\frac{\theta_m - 131}{4.23}} \quad (4.19)$$

ただし、歯車諸元が異なる場合は、損傷に至るまでの摩耗量が異なり、図 4.34 とは異った近似曲線になる可能性がある。

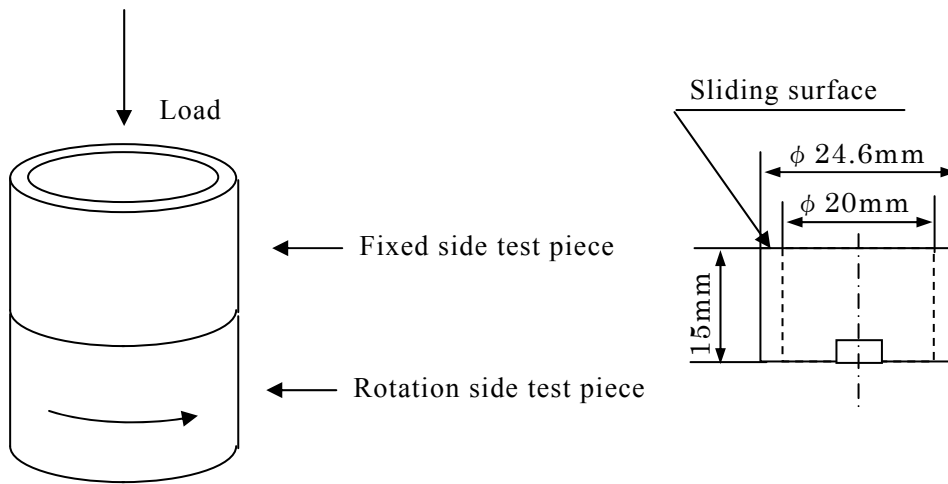


Fig.4.33 Dimensions of test piece and experimental method^(4.13)

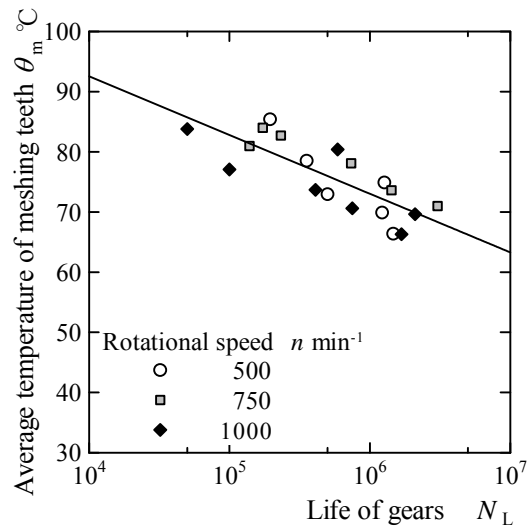


Fig.4.34 Relationship between average temperature of meshing teeth and life of no lubricated plastic crossed helical gears

(5) 寿命推定法

損傷形態が過摩耗である無潤滑でのプラスチックねじ歯車の寿命の推定法について検討する。

式(4.19)から明らかなように、運転中の平均歯面温度を測定できれば寿命の推定が可能である。しかし、無潤滑のねじ歯車では平衡温度が明確でないため、平均歯面温度の代わりに平衡温度を用いて寿命を推定することができない。

しかし、運転条件（回転速度および負荷トルク）から、平均歯面温度を推定することができれば、実験をしなくても寿命の推定が可能であると考えられる。そこで、平均歯面温度の推定法について検討した。

(i) 平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係

4.3.2(6)項で述べたように、グリース潤滑時のプラスチックねじ歯車における平均歯面温度上昇量は、かみ合い範囲内の Coleman のせん光温度 θ_f の平均値である平均せん光温度 θ_{fcm} と良い相関を示した。そこで、無潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車においてもグリース潤滑されたプラスチックねじ歯車と同様に、平均せん光温度 θ_{fcm} で評価できるか検討する。

Coleman のせん光温度 θ_f の計算方法は、4.3.2(6)項で示した方法と同一の方法である。ただし、無潤滑条件下におけるポリアセタール同士の摩擦係数 μ は、高梨・庄司の実験式^(4.9) から求めた式(4.8)および表 4.3 から、次式のように求めた。

$$\mu = \frac{3.19V_g^{0.23}}{P_{Hmax}^{0.2}} \quad (4.20)$$

このようにして求めた、無潤滑条件下でのプラスチックねじ歯車の平均せん光温度 θ_{fcm} と平均歯面温度上昇量 θ_{bm} の関係を図 4.35 に示す。パラメータは、回転速度である。図中に、同一回転速度の実験結果が数点あるが、それらは負荷トルクを変えた場合の結果である。ばらつきはあるが、いずれの運転条件においても、両者の関係は同一直線で近似できる。この関係を式で表すと次式となる。

$$\theta_{bm} = 0.345\theta_{fcm} \quad (4.21)$$

このように、平均せん光温度を計算することにより平均歯面温度上昇量を求めることができ、平均歯面温度上昇量に平均雰囲気温度を足し合わせることで平均歯面温度が求まるので、式(4.19)より寿命の推定が可能となる。

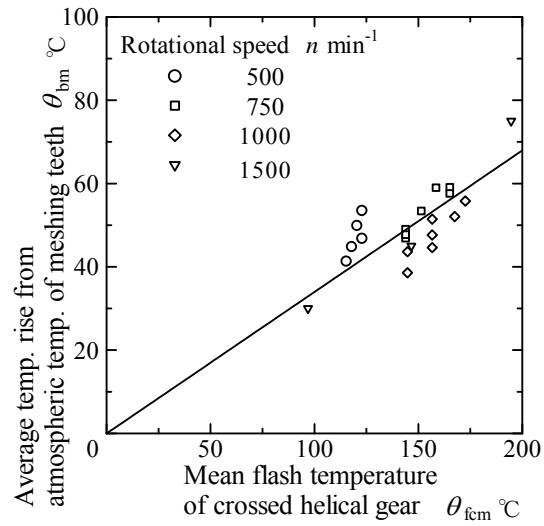


Fig.4.35 Relationship between mean flash temperature and temperature rise from atmospheric temperature of meshing teeth

(ii) 寿命推定フローチャート

ここで、これまでの寿命推定法をまとめると図 4.36 に示すフローチャートで表現できる。

図 4.36 から、平均歯面温度 θ_m は、平均歯面温度上昇量 θ_{bm} が得られれば、任意の平均雰囲気温度 θ_{am} について求めることができる。また、平均歯面温度上昇量は、4.4.2(5)(i)に述べたように、歯車諸元および運転条件より得られる平均せん光温度 θ_{fcm} と良い相関を持っているから、平均せん光温度 θ_{fcm} とベンチテストで得られた平均歯面温度上昇量 θ_{bm} との関係[式(4.21)]を求めておけば、任意の運転条件における値を推定できる。このように、運転条件から、平均歯面温度上昇量 θ_{bm} が求まり、その温度に平均雰囲気温度 θ_{am} を加えることで平均歯面温度 θ_m が求まるので、寿命の推定が可能となる。

このようにして求めた運転条件および平均雰囲気温度と寿命の関係を図 4.37 に示す。推定寿命と雰囲気温度 $25^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ の実験結果を比較すると、回転速度 500min^{-1} の結果を除いて近い値を示しており、提案した手法の妥当性を確認することができた。しかし、回転速度 500min^{-1} の結果は比較的誤差が大きい。このことから、本章で提示した無潤滑のねじ歯車に対する寿命推定法は、回転速度が遅くなるにつれて誤差が大きくなる可能性があるため注意を要する。しかし、本寿命推定法は、損傷形態が過摩耗である無潤滑のプラスチックねじ歯車についての、広範囲の運転条件および雰囲気温度における寿命が推定でき、有用性は高いと考えられる。このように、運転条件および平均雰囲気温度を指定すれば過摩耗を損傷形態とする無潤滑条件でのプラスチックねじ歯車の寿命推定が可能となる。

ただし、先にも述べたように、歯車諸元によって動力を伝達できなくなるまでの摩耗量が異なり、図 4.34 に示した平均歯面温度と寿命の関係が異なる可能性がある。したがって、歯車諸元が異なる場合は、何点かの耐久試験を行い、平均歯面温度と寿命の関係[式(4.19)]を確認する必要がある。また、平均せん光温度と平均歯面温度上昇量の関係[式(4.21)]についても確認することが望ましい。

また、プラスチックの材料が異なる場合は、摩耗に対する性質が異なる場合があり、必ずしも本節の平均歯面温度による寿命評価法が適用できるとは限らない。本節の寿命評価法が適用できた場合においても、平均歯面温度と寿命の関係[式(4.19)]および平均せん光温度と平均歯面温度上昇量の関係[式(4.21)]を得る必要がある。

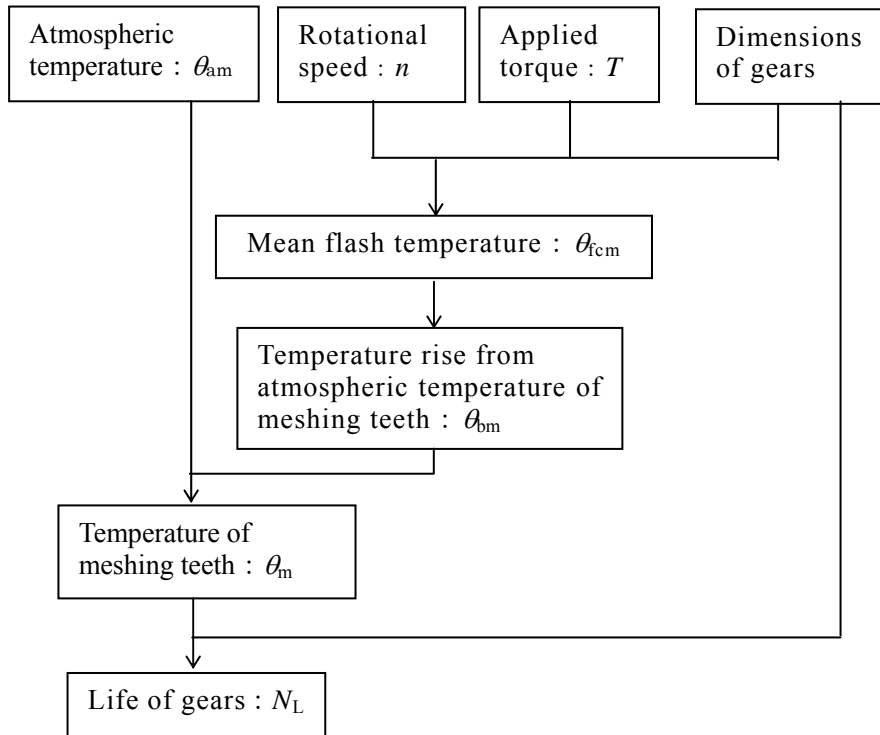
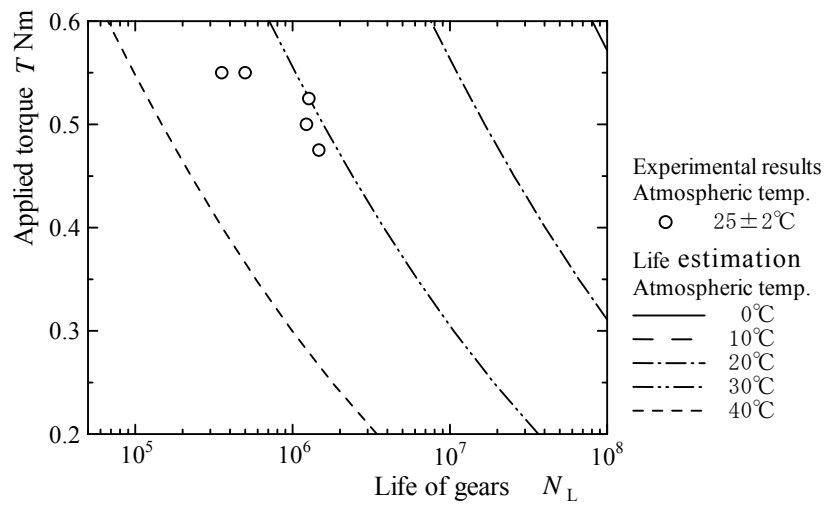
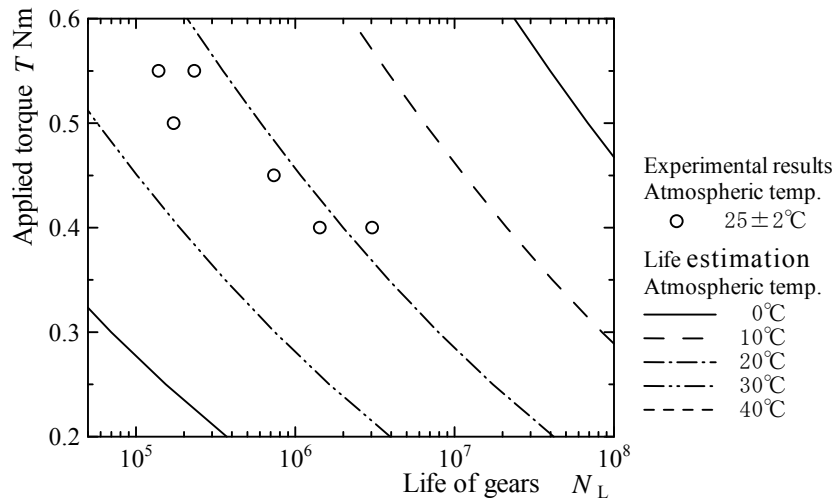


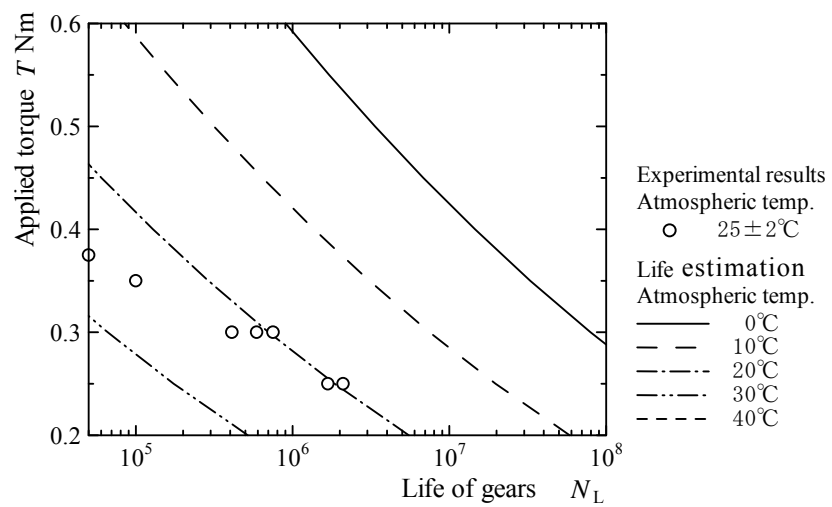
Fig.4.36 Flowchart of life estimation of no lubricated plastic crossed helical gear



(a) Rotational speed $n = 500\text{min}^{-1}$



(b) Rotational speed $n = 750\text{min}^{-1}$



(c) Rotational speed $n = 1000\text{min}^{-1}$

Fig.4.37 Life estimation from applied condition and atmospheric temperature

4.5 結言

グリース潤滑および無潤滑でのプラスチックねじ歯車に対して、耐久試験を行い、損傷形態と寿命推定法について検討を加えた。本章により得られた結果を要約するとつぎのようになる。

- (1) プラスチックねじ歯車の歯面温度上昇量は、平均せん光温度で評価できる。
- (2) グリース潤滑でのプラスチックねじ歯車の損傷形態は、折損である。したがって歯元応力の評価が重要となる。
- (3) 損傷形態が折損であるプラスチックねじ歯車の寿命は、歯元応力 σ_b と運転時の平均歯面温度における曲げ強さ σ_0 の比である応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ によって評価できる。両者の関係は、両対数グラフで直線近似できる。
- (4) 歯面温度、運転条件および雰囲気温度に基づいたグリース潤滑プラスチックねじ歯車の寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより、提案した寿命推定法の妥当性を確認した。
- (5) 無潤滑条件下におけるプラスチックねじ歯車の損傷形態は、過摩耗である。
- (6) 損傷形態が過摩耗であるプラスチックねじ歯車の寿命は、運転条件や雰囲気温度にかかわらず、平均歯面温度で評価できる可能性がある。
- (7) 運転条件および雰囲気温度に基づいた無潤滑プラスチックねじ歯車の寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより、提案した寿命推定法の妥当性を確認した。

第5章 ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの 寿命推定法

5.1 緒言

ウォームギヤは、歯すじ方向のすべりが高いため、効率は他の歯車に比べて低いが、振動と騒音が低い^(5.1)といった利点がある。また、円筒歯車やかさ歯車に比べて、小さく軽量である、大きな減速比をとることができ安価である^(5.2)といった多くの長所を持っており、一般的には90度の軸角で用いられている。

ウォームと組み合わせる歯車としては、ウォームホイールが一般的に知られている。しかし、プラスチックを材料に用いる場合は、量産性に優れた射出成形によって製造することが容易なヘリカルホイールが多く用いられている。ウォームホイールをヘリカルホイールに変えることで、歯面間の接触が線接触から点接触となり負荷容量が低下するが、わずかな組立て誤差があっても歯のかみ合わせに影響を及ぼすことがないといった利点も生ずる。また、このウォームとヘリカルホイールのかみ合い理論は、ねじ歯車のかみ合い理論と同じである。

ヘリカルホイールとウォームに関する研究としては、牧らは、鼓形ウォームとの歯当たりについてコンピュータ解析と実験で論じている^(5.3)、^(5.4)。また、上田は、ウォームとヘリカルホイールのかみ合いに及ぼす進み角の影響について論じている^(5.5)。さらに、プラスチックホイールの研究としては、武士俣らは、ガラス繊維等により強化されたウォームホイールの負荷特性について論じている^(5.6)。永村らはウォームを鋼、ウォームホイールをプラスチックにした組合せで、効率と騒音について論じている^(5.7)。

しかし、ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの強度に関する設計データは十分でなく、設計者が自社の測定結果や経験に基づいて設計を行っている場合が多いため、総合的な強度設計資料の提示が求められている。

本章では、鋼ウォームとかみ合わせたポリアセタールホモポリマ材ヘリカルホイールに対して、負荷トルクおよび回転速度を変えてグリース潤滑条件下で耐久試験を行い、損傷形態、運転時の温度変化、寿命を明らかにした。これらの結果に基づ

いて、グリース潤滑されたプラスチックヘリカルホイールの寿命評価法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより、提案した寿命推定法の妥当性を確認した

5.2 実験装置および実験方法

5.2.1 試験歯車

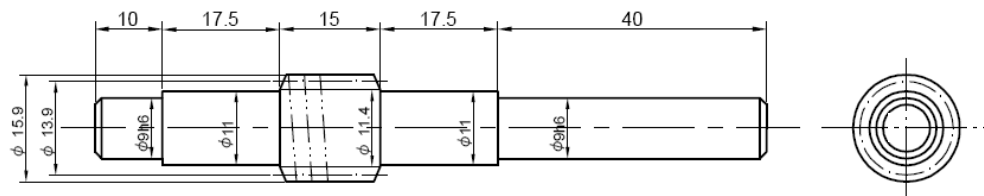
本章で用いた試験歯車の諸元を表 5.1 に示す。また、歯車の形状、寸法を図 5.1 に示す。ウォームは JIS 4 形に準拠した円筒ウォーム^(5,8)であり、材料は S45C 材で、焼入れおよび歯面研削したものである。ウォームギヤの諸元は、実際に使用されているプラスチックウォームギヤ（自動車用電動ミラー用、パワーウィンドウ用等）を参考にして決定した。

ヘリカルホイールは、ホブ切りにより製作したものであり、材料はポリアセタールホモポリマ材（POM-H）である。ポリアセタールは、ホルムアルデヒドの重合のみからなるホモポリマと、少量のオキシエチレンを含むコポリマがある。円筒ギヤには、耐疲労性、耐水性に優れるコポリマが多く使用されているが、摩擦発熱による温度上昇が大きいウォームギヤには耐熱性に優れるホモポリマが多く使用されているため、本章ではポリアセタールホモポリマを用いた。

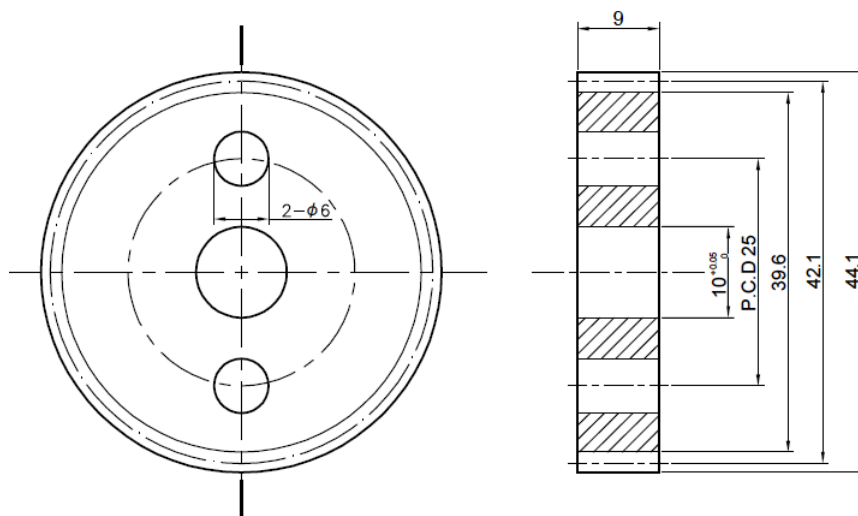
図 5.2 に、ウォームの歯形曲線および歯すじ曲線を示す。図より、ウォームは歯形、歯すじともに精度が高い。図 5.3 にヘリカルホイールの歯形誤差曲線および歯すじ誤差曲線を示す。歯形には歯形誤差、圧力角誤差が見られるが、ヘリカルホイールの材料はポリアセタールであり、また、運転による歯面の摩耗も生じるため、歯形誤差が寿命および歯面温度に及ぼす影響は小さいと考えられる。

Table 5.1 Dimensions of worm and wheel

		Worm	Wheel
Normal module	m_n	1	
Normal press. angle	α_n deg.	14.5	
Number of thread / Number of teeth	z	1	42
Tooth surface thinning factor		-0.465	0.413
Lead angle / Helix angle	β deg.	$4^\circ 7'$	
Addendum modification coefficient	x	0	
Face width	b mm	15	9
Pitch circle diameter	d mm	13.9	42.1
Root circle diameter	d_b mm	11.4	39.6
Material		S45C	POM-H
Tooth surface finishing		ground	hobbed

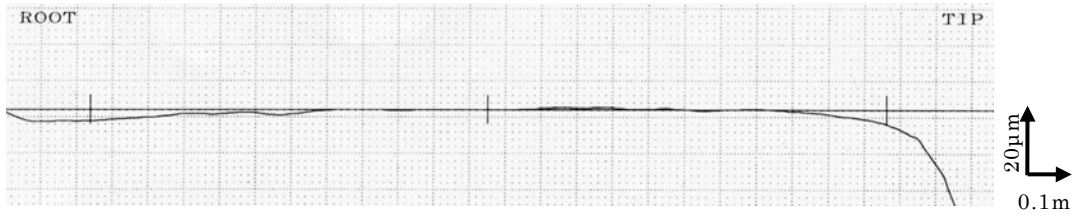


(a) Worm

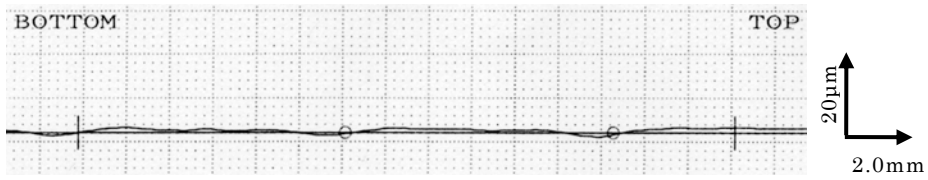


(b) Helical wheel

Fig.5.1 Shapes and dimensions of worm and helical wheel

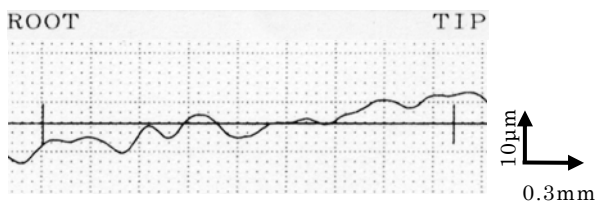


(a) Tooth profile

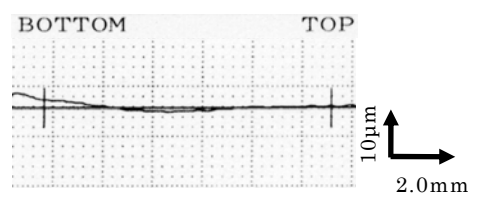


(b) Tooth trace

Fig.5.2 Tooth profile and tooth trace error of worm



(a) Tooth profile



(b) Tooth trace

Fig.5.3 Tooth profile and tooth trace error of wheel

5.2.2 ウォーム&ヘリカルホイール運転試験機

運転試験機の写真を図 5.4 に示す. 本運転試験機は動力吸収式の歯車運転試験機であり, モータおよびインバータでウォームの回転速度 $n_w[\text{min}^{-1}]$ を 4000min^{-1} までの間で任意の値に設定し, パウダブレーキによりホイールの負荷トルク $T_{wh}[\text{Nm}]$ を 25Nm までの間で任意に設定する.

モータは富士電機システムズ(株)製 MRH8096M (200V 1.5kw 2P) であり, パウダブレーキは第 3 章のプラスチック歯車運転試験機で用いた三菱電機(株)製 ZKB-2.5XN と同一のものである. また, トルクメータは, ウォーム側が共和電業(株)製 TP-500GMCB (定格容量: 5Nm 最高回転速度: 9000min^{-1}) で, ホイール側は共和電業(株)製 TP-2KMCB (定格容量: 20Nm 最高回転速度: 9000min^{-1}) である.

また, 本運転試験機は, 軸間距離は $28\text{mm}\pm 0.5\text{mm}$ の範囲で任意に変えることができ, さらに, 軸角は $\pm 1^\circ$ の範囲で可変である. 歯面温度の測定は, 図 5.5 示す放射温度計 (KEYENCE 製 FT-H10) により測定した. 歯面温度の測定方法を図 5.6 に示す. 歯面温度は, ヘリカルホイールの歯幅方向中央位置のかみ合い歯面を測定した. この歯面温度の測定位置 (歯幅中央) は, 放熱の影響が小さく最も歯面温度が高くなる位置であり, 歯面温度がこの位置で最も高くなることは, サーモトレーサより測定された歯面温度分布から確認されている. なお, 回転している歯車の温度を測定しているため, 測定した歯面温度はスポットがあたった位置の平均温度となる.

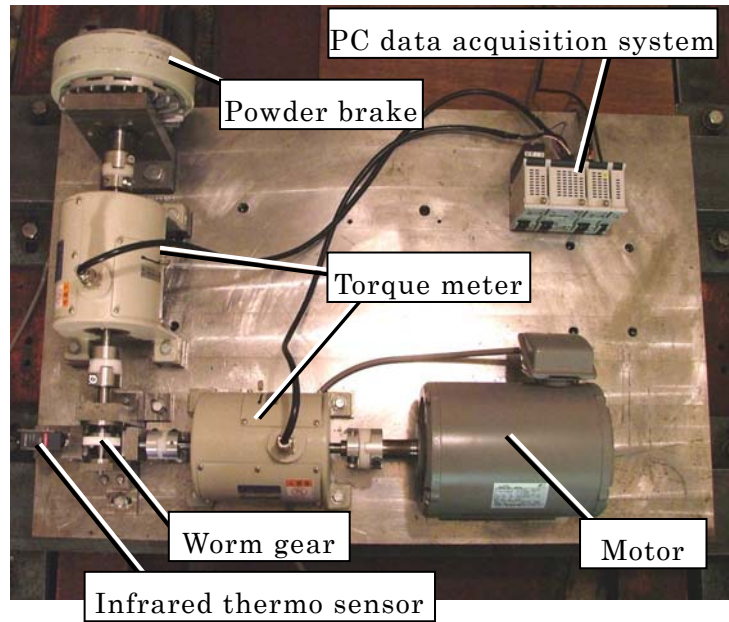


Fig.5.4 Test apparatus of worm & helical wheel

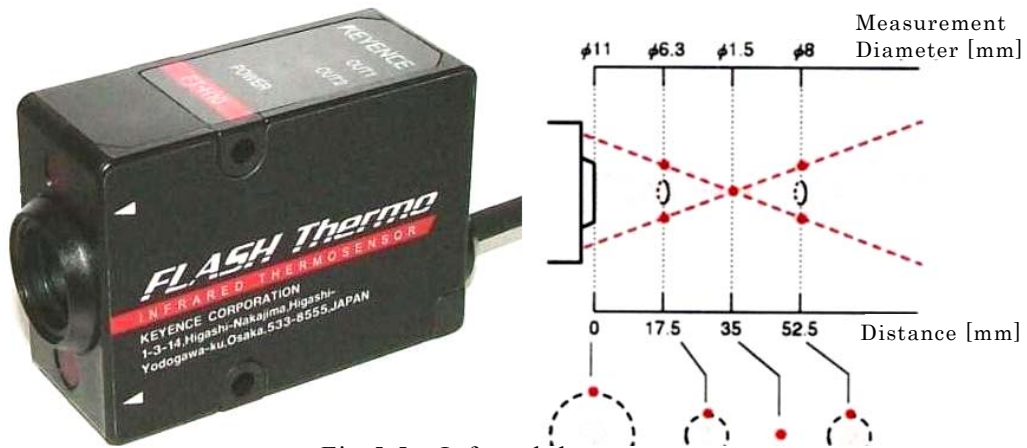


Fig.5.5 Infrared thermo sensor

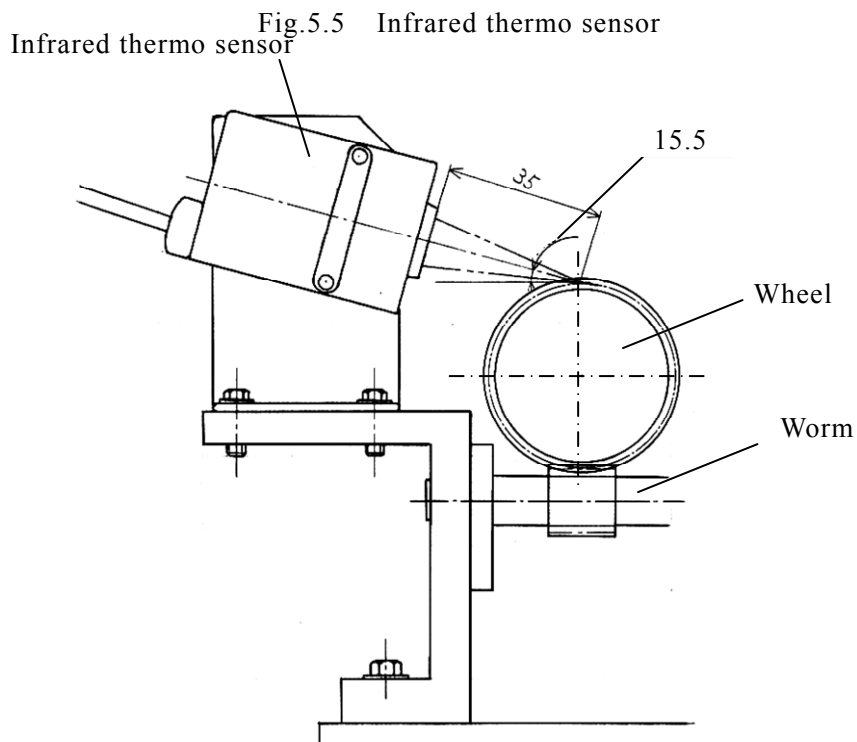


Fig.5.6 Position of infrared thermo sensor

5.2.3 実験方法

ウォームの回転速度 n_w は、 600min^{-1} から 3000min^{-1} の間で設定した。また、ホイール側負荷トルク T_{wh} は、 10Nm から 20Nm の間で必要に応じて任意に設定した。

バックラッシは、プラスチックの熱膨張を考慮して 0.2mm と比較的大きな値とし、軸間距離の調整により与えた。

潤滑条件は、前章で使用したグリースと同一の表 4.2 に示すダフニーグリース PG（出光興産製）を用いたグリース潤滑とした。グリースの塗布量は、ホイールに対して約 1.2g とした。この量は、ホイールの歯溝が埋まる程度の量であり、グリース塗布前後のヘリカルホイールの重量から求めた。

実験は、歯が折損して歯車が回転を伝えられなくなるまで行い、そのときのホイールの総繰返し数 N_{wh} を寿命 N_L とした。また、実験中は、出力軸（ホイール軸）トルク T_{wh} を一定に保ち、雰囲気温度 θ_a およびホイールの歯面温度 θ_{wh} を記録した。

5.3 実験結果および考察

5.3.1 歯面温度の変化

グリース潤滑時のホイール繰返し数 N_{wh} の増加に対するホイール歯面温度 θ_{wh} の変化の例を図 5.7 に示す。横軸の繰返し数は対数で示してある。また、図中の○印は破損形態が歯面の溶融であることを示し、×印は破損形態が疲労による折損であることを示している。

繰返し数の増加に対する歯面温度の変化は、実験開始後徐々に温度が上昇し、平衡状態を維持したあと損傷に至る。本章では、耐久試験中のホイール歯面温度 θ_{wh} の平均値である平均歯面温度 θ_m を求め、その実験における代表値とした。耐久試験の総繰返し数にしめる平衡状態での繰返し数の割合は大きいため、平均歯面温度と平衡温度に大きな差はない。

本章では雰囲気温度を $23^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ に制御しているため、平均雰囲気温度 θ_{am} は $23^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ である。また、平均歯面温度 θ_m の平均雰囲気温度 θ_{am} からの温度上昇量を平均歯面温度上昇量 θ_{bm} と表す。

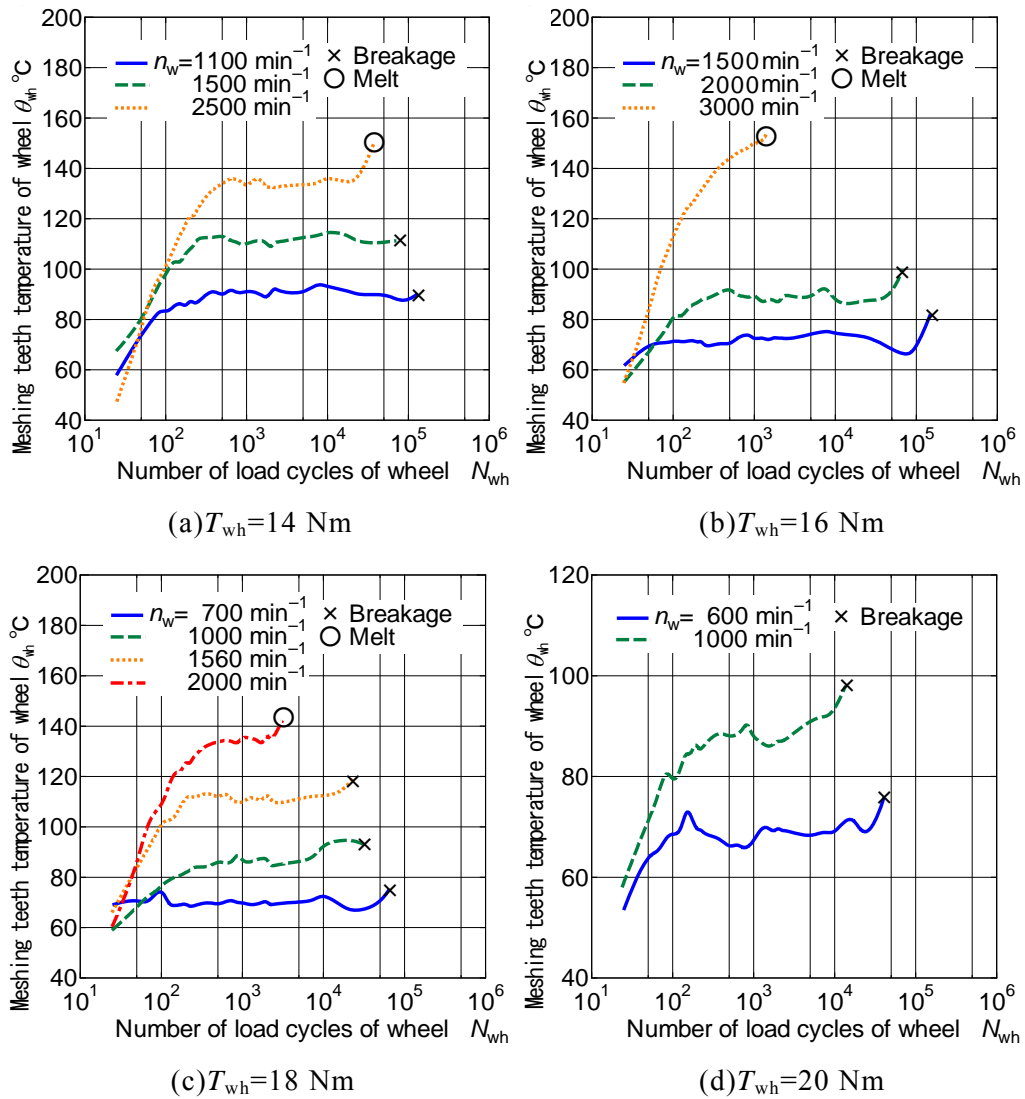


Fig.5.7 Changes in meshing teeth temperature of wheel

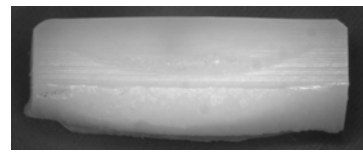
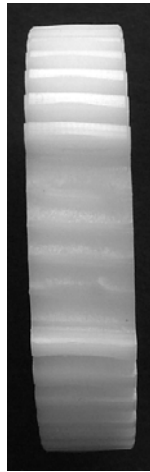
5.3.2 損傷形態

ホイールの負荷トルクを 18Nm 一定とし，ウォームの回転速度を 700min^{-1} ， 1560min^{-1} および 2000min^{-1} と変化させたときの，損傷後のホイールの写真を図 5.8 に示す．図中には，各運転条件における寿命（損傷時のホイールの総繰返し数）と平均歯面温度も示している．

比較的低負荷で平均歯面温度が低く，長寿命の場合（図 5.8(a)および(b)）の損傷形態は折損であった．一方，比較的高負荷で平均歯面温度が高く，寿命が短い場合（図 5.8(c)）の損傷形態は溶融であった．本章では，実際に歯車を使用される場合に要求される寿命を考慮し，比較的寿命が長くなる場合の損傷形態である折損を対象とした寿命推定について検討することとした．

折損した歯車である図 5.8 (a)および(b)のホイール歯面を観察すると，ホイール歯面には，ウォーム歯先円の形の摩耗が観察できる．両者のうち比較的高負荷な条件であり寿命が短い図 5.8 (b)では，摩耗による段差とき裂の発生位置が交わっており，折損に摩耗が影響しているものと考えられる．一方，比較的低負荷で高寿命な条件である図 5.8 (a)では，ウォーム歯先円の摩耗による歯元部の段差とき裂の発生位置は離れており，折損に及ぼす摩耗の影響は小さいと考えられる．

このように，比較的低負荷で高寿命な条件である図 5.8 (a)（平均歯面温度 70°C 程度）の損傷結果は，摩耗による影響の少ない折損，比較的高負荷な条件であり寿命が短い図 5.8 (b)（平均歯面温度 110°C 程度）の損傷形態は，摩耗による影響が考えられる折損，図 5.8 (c)（平均歯面温度 130°C 程度）の結果は溶融であった．このことから，平均歯面温度 110°C の損傷形態は，折損ではあるが，2.3.2(3)項に示したような溶融の影響が含まれる不安定な損傷形態の可能性がある．



(a) $\theta_m \doteq 70^\circ\text{C}$, $n_w=700 \text{ min}^{-1}$, $N_L=6.5 \times 10^4$



(b) $\theta_m \doteq 110^\circ\text{C}$, $n_w=1560 \text{ min}^{-1}$, $N_L=2.3 \times 10^4$



(c) $\theta_m \doteq 130^\circ\text{C}$, $n_w=2000 \text{ min}^{-1}$, $N_L=3.1 \times 10^3$

Fig.5.8 Final gear profiles ($T_{wh}=18\text{Nm}$)

5.3.3 運転条件と歯面温度上昇量の関係

ホイール負荷トルク T_{wh} と平均歯面温度上昇量 θ_{bm} の関係を図 5.9 に示す. 負荷トルクおよびウォームの回転速度が大きくなり運転条件が過酷になるほど平均歯面温度上昇量が高くなっているのが確認できる. また, 本実験の範囲内では, 同一回転速度における平均歯面温度上昇量と負荷トルクの関係は, 一次の直線で近似できる.

しかし, その近似直線は回転速度ごとに異なったものとなっており, 歯面温度上昇量の評価を負荷トルクだけではできない. このため, 回転速度の影響を考慮した各種運転条件における歯面温度上昇量の評価方法について検討する必要がある.

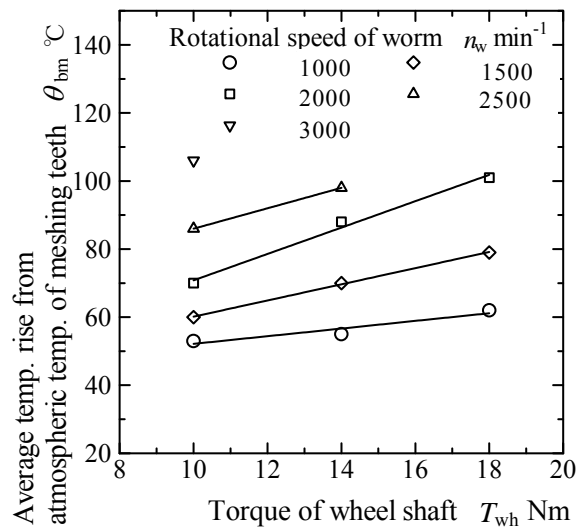


Fig.5.9 Relationship between average temperature rise from atmospheric temperature of meshing teeth and applied torque

5.3.4 負荷トルクと寿命の関係

負荷トルクと寿命の関係を図5.10に示す．図中の θ_m は，ホイールの平均歯面温度で，直線は θ_m がほぼ等しい点を結んだものである．実験点の右上の（※）印は，損傷形態が溶融のものを示し，それ以外のすべて損傷形態は折損である．図5.10より，平均歯面温度が等しい場合，寿命は負荷トルクの増加につれて減少する．また，負荷トルクが等しい場合，ウォームの回転速度の増加につれて平均歯面温度が高くなるため，寿命は減少する．平均歯面温度が110℃程度以上になると溶融が起こり，寿命はさらに減少した．

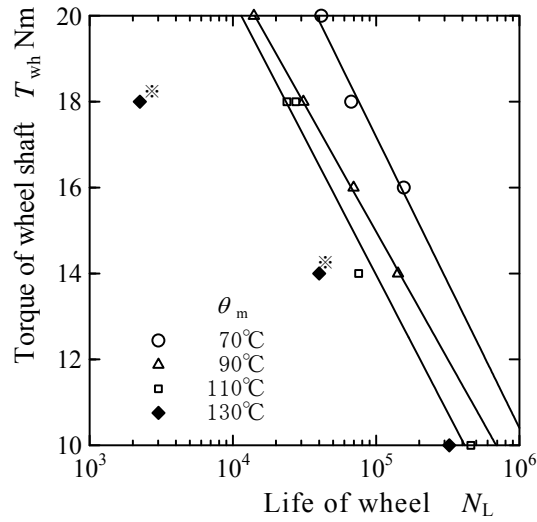


Fig.5.10 S-N curves

5.3.5 応力比と寿命の関係

グリース潤滑されたウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの寿命の評価方法について検討する。

前章までに述べたように、損傷形態が折損である場合のプラスチック歯車の寿命は、プラスチックの曲げ強さ σ_0 [MPa] と歯元応力 σ_b [MPa] の比である応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ で評価が可能であった。そこで、ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールにおいても、その方法が適用できるか検討する。

図 5.11 に、本章で用いたポリアセタールホモポリマの曲げ強さと温度の関係 (ASTM D790) を示す。図 5.11 から求めた式(5.1)を用いて、平均歯面温度 θ_m [°C] における材料の曲げ強さ σ_0 [MPa] を求めた。

$$\sigma_0 = 125 \exp(-1.15 \times 10^{-2} \theta_m) \quad [\text{MPa}] \quad (5.1)$$

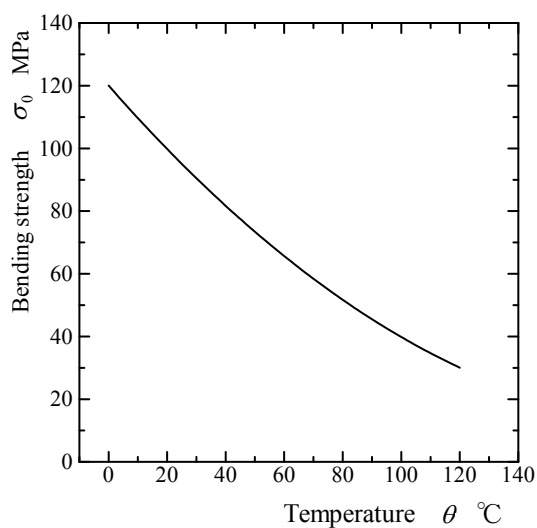


Fig.5.11 Effect of temperature on bending strength of POM-H

また、歯元応力 σ_b は、相当平歯車に対して ISO の歯元応力計算式^(3.6)より求めた。荷重負荷位置はピッチ点とし、歯幅としては、ホイール基準円筒とウォームの歯先円筒が交わる幅 b_{eff} (図 5.12) を用いた。歯元応力の計算式は次式のようになる。

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b_{\text{eff}} m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad [\text{MPa}] \quad (5.2)$$

ただし、 F_t ：基準円接線荷重 [N]

Y_F ：歯形係数 (0.998)

Y_S ：応力修正係数 (2.95)

Y_β ：ねじれ角係数 (0.992)

Y_B ：リム厚さ係数 (1)

Y_{DT} ：高歯係数 (1)

ホイール基準円筒とウォームの歯先円筒が交わる幅 b_{eff} は、式(5.3)より求める。

$$b_{\text{eff}} = 2 \sqrt{\left(\frac{d_{\text{aw}}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{\text{wh}}}{2}\right)^2} \quad [\text{mm}] \quad (5.3)$$

ただし、 d_{aw} ：ウォームの歯先円直径 [mm]

d_{wh} ：ホイールの基準円直径 [mm]

a ：軸間距離 [mm]

また、歯形係数を求める際に必要となる、曲げモーメントの腕の長さ h_{Fe} [mm] および歯元危険断面歯厚 s_{Fn} [mm] については、50 倍に拡大したホイールの歯形投影図より実測して求めた。具体的な値は、 $h_{Fe} = 0.89 \text{ mm}$ 、 $s_{Fn} = 2.32 \text{ mm}$ となる。

図 5.13 に示した基準円上円弧歯厚中心角の半角 γ_e は、式(5.4)により求める。

$$\gamma_e = \frac{\frac{\pi m_n}{2} - \frac{f_n \cos \gamma}{\cos \alpha_t}}{m_n z_n} \quad (5.4)$$

ただし、 f_n ：法線歯厚減少量 [mm]

z_n : 相当平歯車歯数

本章で用いたヘリカルホイールは横転位により法線歯厚が 0.4mm 増加している
ので、法線歯厚減少量は-0.4mm である。

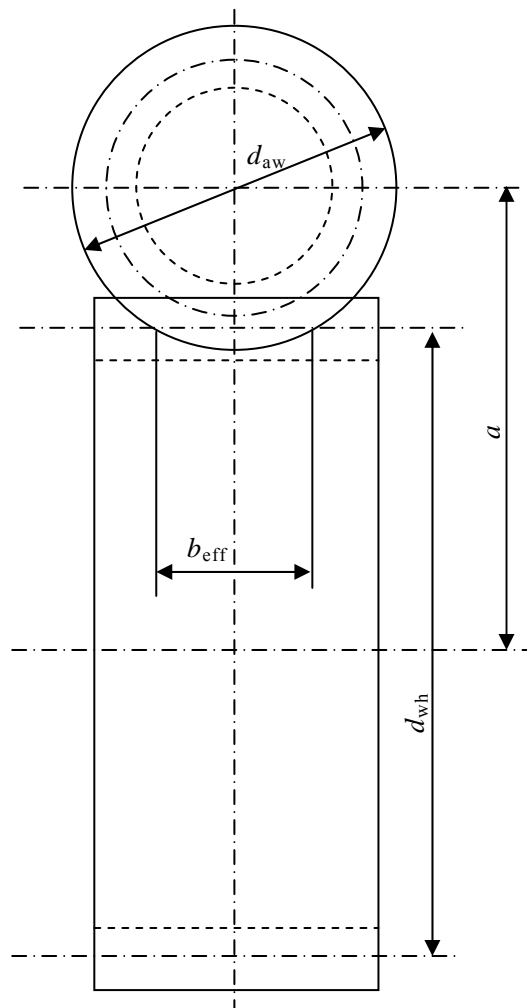


Fig.5.12 b_{eff}

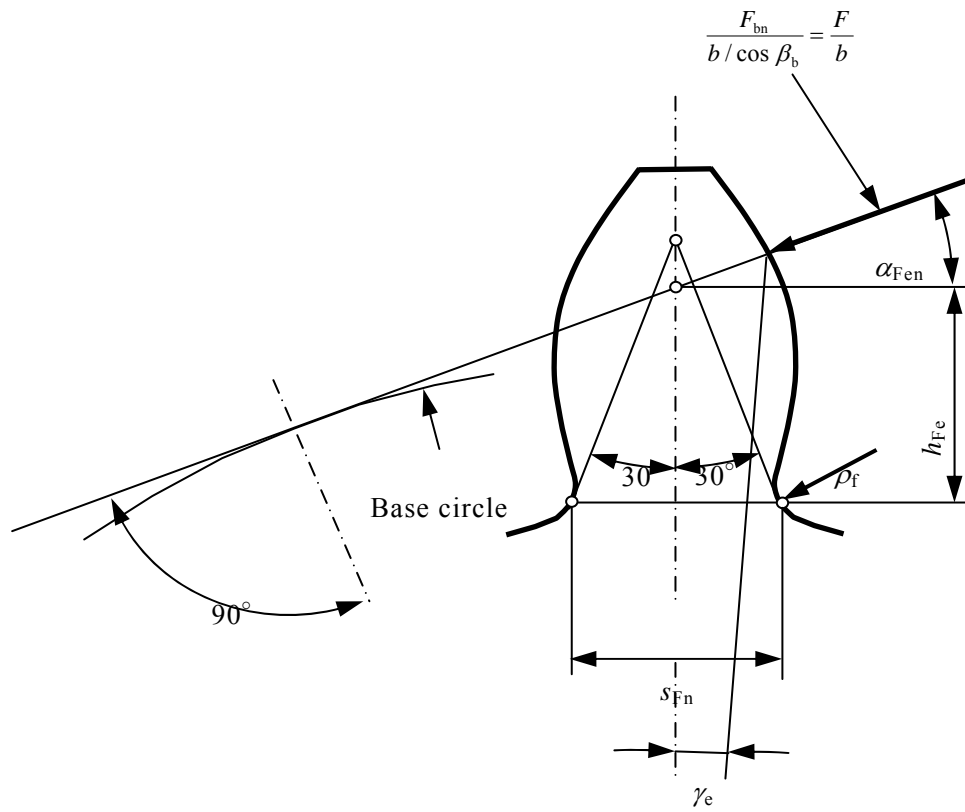


Fig.5.13 h_F and s_{Fn}

このようにして求めた損傷形態が折損であるプラスチックヘリカルホイールの応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ と寿命 N_L の関係を図 5.14 に示す。応力比と疲労寿命の間には相関があることが確認できるが、前章で示したプラスチックねじ歯車における応力比-寿命曲線に比べて、ばらつきが大きい。

そこで、実験結果を平均歯面温度ごと ($\theta_m=70, 90, 110^\circ\text{C}$ の 3 水準) に分けて、新たに評価した結果が、図 5.15 である。応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ とホイールの寿命 N_L の関係は、平均歯面温度毎に、両対数グラフ上で直線近似でき、相関も良い。平均歯面温度ごとに応力比と寿命の関係を表すと次式のようなになる。

$$\theta_m=70 [^\circ\text{C}] \text{ の場合} : \frac{\sigma_b}{\sigma_0} = 18.6 N_L^{-0.153} \quad (5.5)$$

$$\theta_m=90 [^\circ\text{C}] \text{ の場合} : \frac{\sigma_b}{\sigma_0} = 21.3 N_L^{-0.156} \quad (5.6)$$

$$\theta_m=110 [^\circ\text{C}] \text{ の場合} : \frac{\sigma_b}{\sigma_0} = 28.1 N_L^{-0.167} \quad (5.7)$$

ただし、ここで示した 110°C の結果は、5.3.2 節に述べた損傷形態において、折損への摩耗の影響が見られた実験結果であり、損傷形態は折損であるが、前述のように、2.3.2(3)項に示したような、溶融の影響も含まれた不安定な損傷形態であると考えられる。そこで、折損への摩耗の影響が見られない結果だけでまとめたのが、図 5.16 である。ここに示した実験結果の平均歯面温度は、 20°C 程度の差があるが、実験結果のばらつきは大きくなく、図に示した一つの近似曲線で評価が可能である。両者の関係を式で表すと次式のようなになる。

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_0} = 25.0 N_L^{-0.174} \quad (5.8)$$

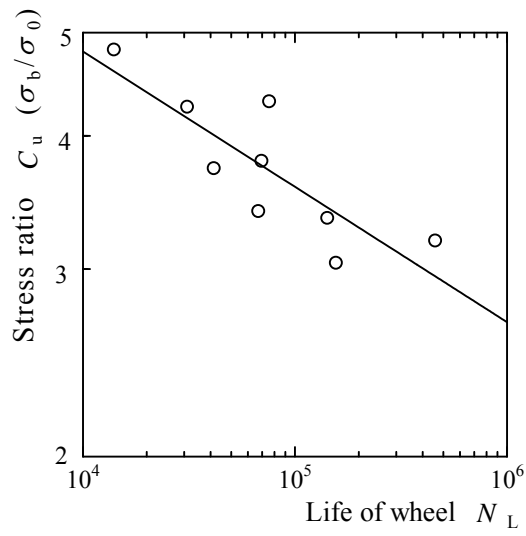


Fig. 5.14 Relationship between stress ratio and life of wheel

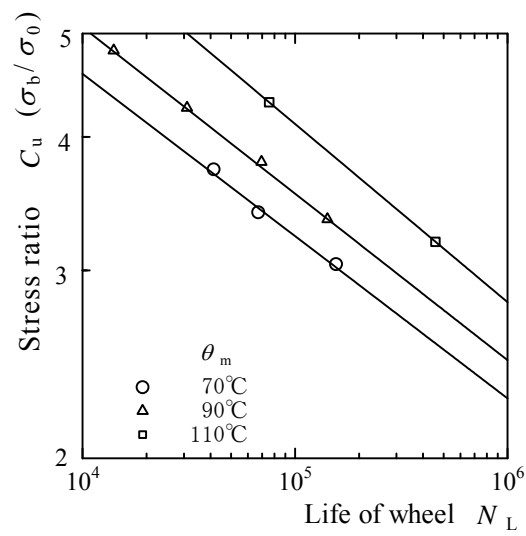


Fig. 5.15 Relationship between stress ratio and life of wheel
(Evaluation by temperature of meshing teeth)

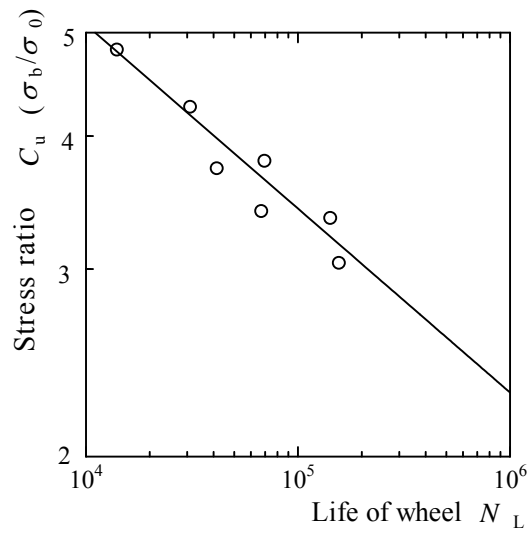


Fig.5.16 Relationship between stress ratio and life of wheel N_L
 (Except the results for $\theta_m = 110^\circ\text{C}$)

5.3.6 寿命推定法

(1) 歯面温度に基づく寿命推定法

グリース潤滑されたウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの、歯面温度に基づく寿命の推定法を検討する。

5.3.5 項で述べたように、応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ が求めれば、式(5.8)からグリース潤滑されたプラスチックヘリカルホイールの寿命の推定が可能になる。

ここで、曲げ強さ σ_0 は式(5.1)を用いて平均歯面温度から求まる。また、前述のように平均歯面温度と平衡温度は大きな差がない。したがって、運転中の歯車の平衡温度を測定することにより曲げ強さが求まる。一方、歯元応力 σ_b は式(5.2)を用いて負荷トルクおよび歯車諸元から求めることができる。したがって、平均歯面温度（平衡温度）を測定できる場合は歯元応力を計算することで寿命の推定が可能である。

式(5.1)、式(5.2)および式(5.8)より次式を得る。

$$N_L = \left(\frac{\sigma_b}{3.12 \times 10^3 \exp(-1.15 \times 10^{-2} \theta_m)} \right)^{-\frac{1}{0.174}} \quad (5.9)$$

図 5.17 は、式(5.9)に基づき求めた負荷トルクと寿命の関係に平均歯面温度をパラメータとして示した寿命推定曲線である。図中のプロットは実験結果で、平均歯面温度ごとに分けて示した。ばらつきはあるものの、推定寿命と実験結果の差は大きくなく、提案した手法の妥当性を確認することができた。このように、歯車の平均歯面温度（平衡温度）を測定できれば、式(5.9)より寿命の推定が可能となる。

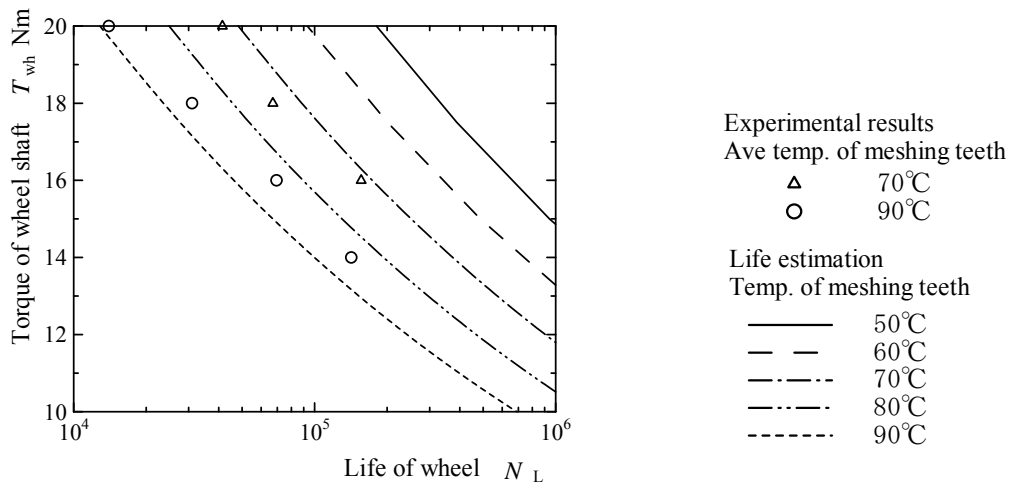


Fig.5.17 Life estimation from temperature of meshing teeth

(2) 運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法

前項で述べた歯面温度からの寿命の推定では、実際に負荷をかけて運転しなければ平均歯面温度（平衡温度）が求まらず、寿命を推定することができない。

しかし、運転条件（回転速度および負荷トルク）から、平均歯面温度を推定することができれば、実際に運転しなくとも寿命の推定が可能になると考えられる。そこで、運転中の歯面温度の推定法について検討した。

(i) 平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係

前章で述べたように、プラスチックねじ歯車の平均歯面温度上昇量は、平均せん光温度と良い相関を示した。本章で用いたウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールも、ねじ歯車の一種と考えることができるので、同様な方法で平均歯面温度上昇量を推定できる可能性がある。そこで、鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールにおける平均歯面温度上昇量と平均せん光温度の関係について検討する。

平均せん光温度の算出方法は、4.3.2(6)項に示したねじ歯車における平均せん光温度の算出方法と同様である。ただし、摩擦係数 μ については、グリース潤滑時のポリアセタールと鋼の摩擦係数は、高梨・庄司の式(4.9)を変形した式(4.9)および表 4.3 より次式のようになる。

$$\mu = \frac{3.80V_g^{0.23}}{P_{Hmax}^{0.2}} \quad (5.10)$$

このようにして求めた、グリース潤滑時における鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの平均せん光温度 θ_{fcm} と平均歯面温度上昇量 θ_{bm} の関係を図 5.18 に示す。パラメータは回転速度である。図中に、同一回転速度の実験結果が数点あるが、それらは負荷トルクを変えた場合の結果である。図から明かなように、運転条件にかかわらず、両者の関係は直線近似でき相関も良い。両者の関係を式で表すと、次式のようになる。

$$\theta_{bm} = 1.03\theta_{fcm} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.11)$$

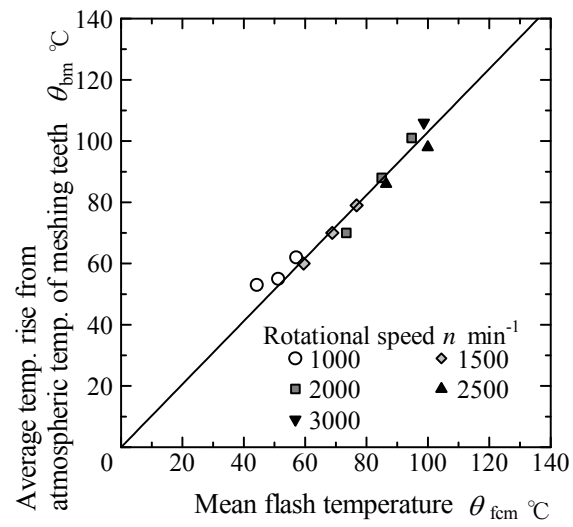


Fig.5.18 Relationship between mean flash temperature and temperature rise from atmospheric temperature of meshing teeth

(ii) 寿命推定フローチャート

これまでの寿命推定法をまとめると、損傷形態が折損であるねじ歯車と同様に図 4.22 に示すフローチャートで表現できる。

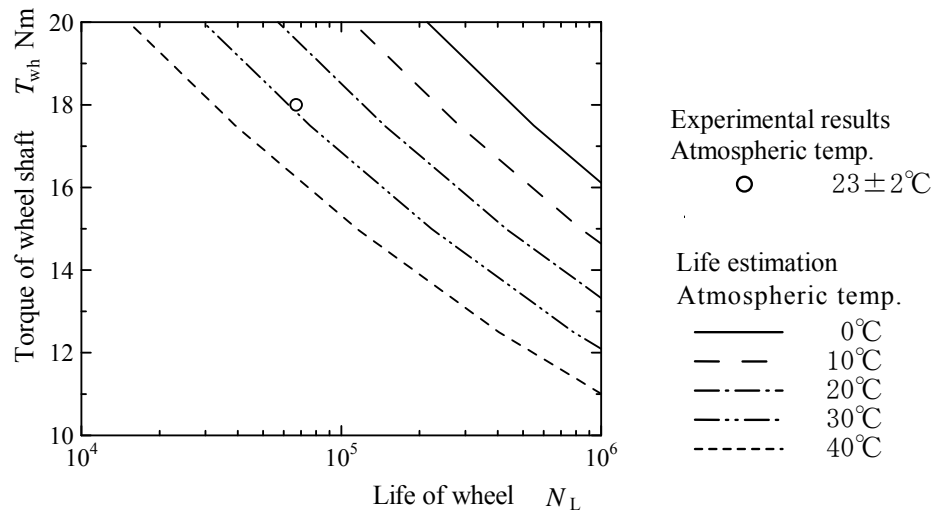
5.3.6(1)項に示したように、運転中の平均歯面温度 θ_m (平衡温度) が測定できれば、材料の曲げ強さ σ_0 が求まる。また、歯車諸元および負荷トルク T より、歯車の曲げ応力 σ_b が求まる。そして、これらの応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ から寿命 N_L が推定できる。

一方、 θ_m が簡単に測定できない場合は、5.3.6(2)(i)に述べたように、歯車諸元および運転条件より得られる平均せん光温度 θ_{fcm} とベンチテストで得られた平均歯面温度上昇量 θ_{bm} との関係[式(5.11)]を求めておけば、任意の平均雰囲気温度 θ_{am} における平均歯面温度 θ_m を求めることができるため、寿命の推定が可能となる。

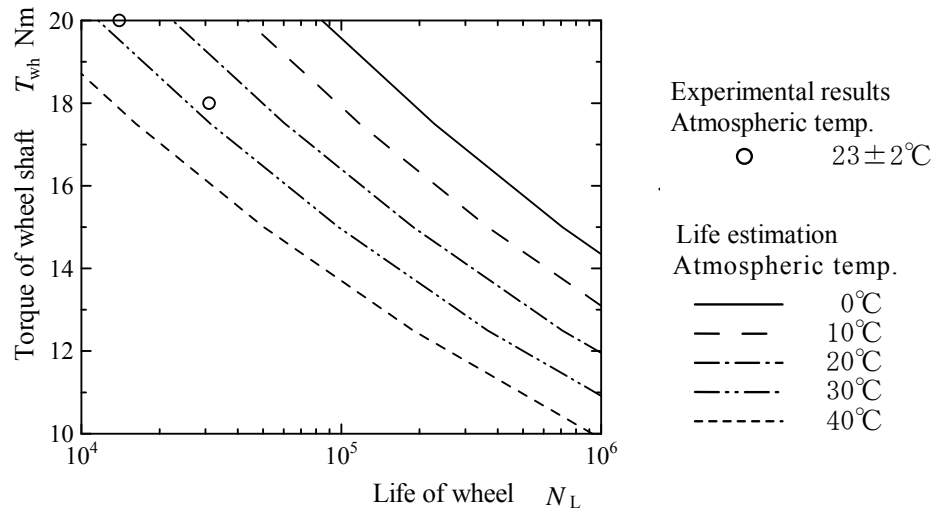
このようにして求めた運転条件および平均雰囲気温度と寿命の関係を図 5.19 に示す。図中に、該当する運転条件の実験結果をプロットした。図にプロットした結果は耐久試験の一部の結果だけであるが、推定寿命と雰囲気温度 $23^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ の実験結果を比較すると、近い値を示している。

図 5.20 に、本章で行ったすべての耐久試験における寿命 N_L と推定寿命 E_L の対数の比 $\log(N_L) / \log(E_L)$ と運転条件との関係を示す。ばらつきはあるが、耐久試験の寿命推定としては悪くない結果である。このことから、本章で示したこの寿命推定法は、簡便で広範囲の運転条件および雰囲気温度における寿命が推定できるため有用性は高いと考えられる。

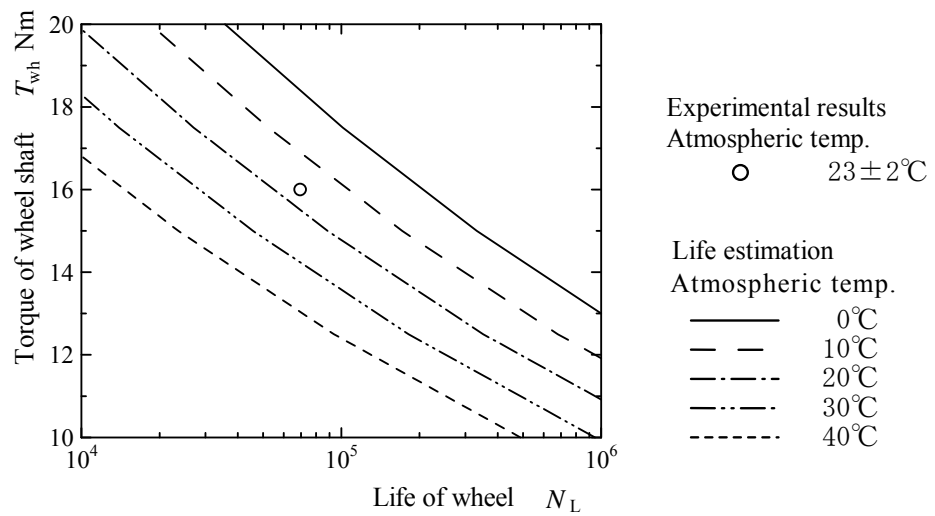
本章で用いたプラスチックヘリカルホイールとプラスチックの材料が異なる場合は、曲げ強さと温度の関係[式(5.1)]および摩擦係数[式(5.10)]を明らかにする必要がある。なお、歯車諸元、材質、グリースの種類や塗布量によって、応力比と寿命の関係[式(5.8)]が変わる可能性があるため、耐久試験を行い、応力比と寿命の関係を確認する必要がある。



(a) Rotational speed $n=700\text{min}^{-1}$



(b) Rotational speed $n=1000\text{min}^{-1}$



(c) Rotational speed $n=1300\text{min}^{-1}$

Fig.5.19 Life estimation from load condition and atmospheric temperature

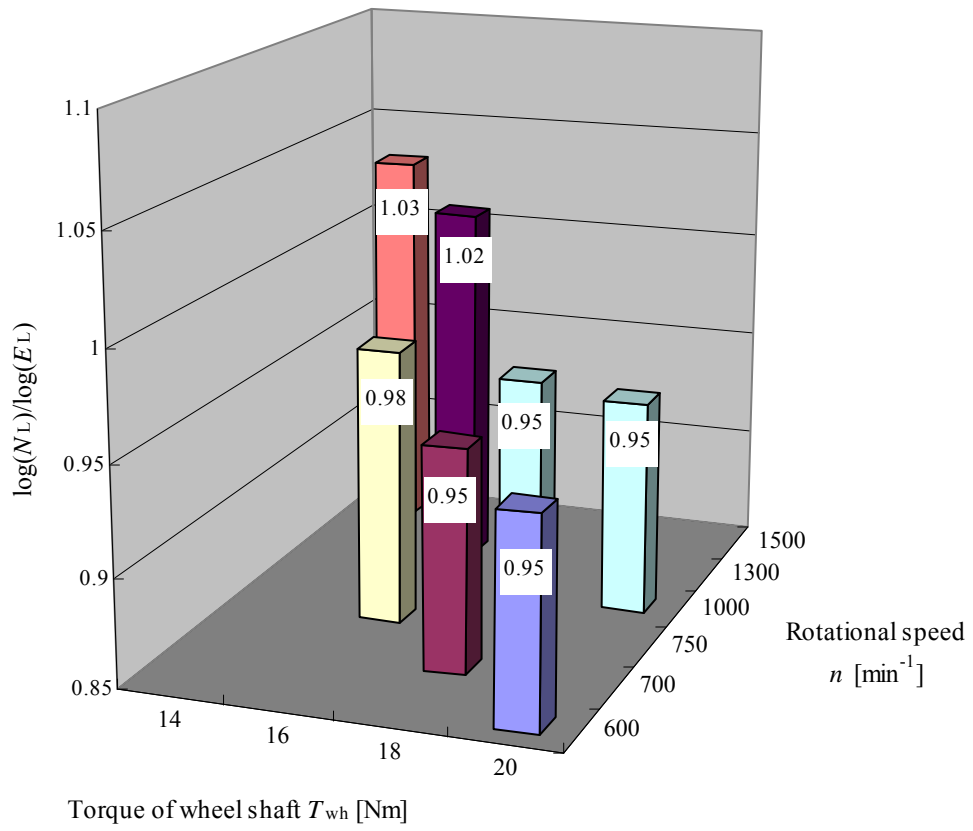


Fig.5.20 Relationship between N_L/E_L and operating condition

5.4 結言

グリース潤滑された鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールに対して耐久試験を行い，損傷形態と歯面温度，寿命推定法について検討を加えた．

- (1) グリース潤滑した鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの損傷形態は，溶融および折損である．低負荷で比較的寿命が長い条件では折損であり，高負荷で比較的寿命が短い場合は溶融であった．また，折損にも溶融と純粋な折損の間に，摩耗の影響のある折損がある．
- (2) 鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの平均歯面温度上昇量は，ねじ歯車と同様に，平均せん光温度値で評価できる．また強度評価の際は，この平均歯面温度上昇量を考慮した平均歯面温度における曲げ強さに注目する必要がある．
- (3) 鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの寿命は，歯元応力 σ_b と運転時の平均歯面温度における曲げ強さ σ_0 の比である応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ によって評価できる．両者の関係は，両対数グラフで直線近似できる．
- (4) 歯面温度，運転条件および雰囲気温度に基づいたグリース潤滑による鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの寿命推定法を提案し，本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより，提案した寿命推定法の妥当性を確認した．

第6章 各種プラスチック歯車の寿命推定法

6.1 緒言

本論文では、まず、第3章でプラスチック平歯車およびはすば歯車の寿命推定法を示した。次に、第4章でグリス潤滑条件下および無潤滑条件下のプラスチックねじ歯車寿命推定法を示し、第5章ではグリス潤滑条件下のウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの寿命推定法を示した。本章では、これらの寿命推定法について、損傷形態が折損である場合と過摩耗である場合の2通りに分けて整理した。

6.2 本論文で対象とした歯車の諸元

本論文で対象とした歯車の諸元、形状、寸法は以下の表および図に示した。

プラスチック平歯車については、p.43の表3.2に歯車諸元を、図3.21に形状および寸法を示した。材質はポリアセタールコポリマである。

プラスチックはすば歯車については、p.25の表3.1に歯車諸元を、図3.1に形状および寸法を示した。材質はポリアセタールコポリマである。

プラスチックねじ歯車は、プラスチックはすば歯車で用いた歯車と同一のものである。

ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールについては、p.93の表5.1に歯車諸元を、図5.1に形状および寸法を示した。また、歯車の材質は、ウォームは鋼であり、ヘリカルホイールはポリアセタールホモポリマである。

6.3 損傷形態が折損であるプラスチック歯車の寿命推定法

6.3.1 歯面温度に基づく寿命推定法

本項では、損傷形態が折損であるプラスチック歯車の歯面温度に基づく寿命の推定法について示す。

図 6.1 に、損傷形態が折損であるプラスチック歯車の、歯面温度に基づく寿命推定法のフローチャートを示す。図中に、使用する式番号および算出方法を示している。

図 6.1 において、寿命 N_L は材料の曲げ強さ σ_0 と歯車の曲げ応力 σ_b との比である応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ から推定できる。本論文で対象とした各種プラスチック歯車におけるこの応力比と寿命の関係は次のとおりである。プラスチック平歯車およびはすば歯車の応力比 C_u - 寿命 N_L 曲線は p.36 の図 3.15, プラスチックねじ歯車の C_u - N_L 曲線は p.61 の図 4.12, ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの C_u - N_L 曲線は p.111 の図 5.16 である。どの歯車の種類においても C_u と N_L は両対数グラフ上で直線近似でき、両者の関係は次のようになる。

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_0} = C_{11} N_L^{-C_{12}} \quad (6.1)$$

ここで、 C_{11} および C_{12} は、歯車の種類によって変わる係数であり、本論文で対象とした歯車における値を表 6.1 に示す。歯車の種類によって係数の値が異なるが、これは歯元応力分布および歯面温度分布等が歯車の種類によって異なるためである。この係数の値については、平歯車およびはすば歯車では、歯車諸元が近い場合はそのまま使える場合があることが検証されている (p.42 「3.3.5(5) 歯幅の異なるプラスチックはすば歯車対および平歯車との比較」)。しかし、歯車諸元が大きく異なる場合は、同じ種類の歯車でも異なるものと考えられるので耐久試験を行う必要がある。また、歯車諸元が近い場合でも耐久試験を行い確認することが望ましい。

この耐久試験は、任意の雰囲気温度で行ってよい。また、雰囲気温度は耐久試験中の値を一定間隔毎に記録しておけば (雰囲気温度の変化の度合いにもよるが、一時間に数回程度)、必ずしも一定に制御する必要もない。耐久試験の運転条件および回数に制限はないが、運転条件における応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ の範囲が広いほど、また耐久試験の回数が多いほど、当然ながら精度が良くなる可能性が大きい。しかし、高負荷の運転条件で耐久試験を行うと、損傷形態が p.18 に示した「溶融」や p.20 に示した「溶融と疲労折損の複合的損傷」となる場合がある。これらのような損傷形態での実験結果は、式(6.1)の係数 C_{11} および C_{12} を求めるための結果とはならない

ので注意を要する。つまり、式(6.1)の係数を求めるための実験結果は、すべて折損の結果でなければならない。

材料の曲げ強さ σ_0 は、耐久試験中の平均歯面温度から次の式を用いて求めることができる。

ポリアセタールコポリマ (M90-44) の場合

$$\sigma_0 = 0.00176\theta_m^2 - 0.963\theta_m + 116 \quad [\text{MPa}] \quad (6.2)$$

ポリアセタールホモポリマ(POM-NH)の場合

$$\sigma_0 = 125 \exp(-1.15 \times 10^{-2} \theta_m) \quad [\text{MPa}] \quad (6.3)$$

ただし、材料の製造元やグレードによって、曲げ強さの温度依存性が異なる場合があるので、製造元で提供される温度－曲げ強さ曲線を確認することが望ましい。

(本論文で使用した M90-44 の温度－曲げ強さ曲線は p.34 の図 3.14 に、POM-NH の温度－曲げ強さ曲線は p.105 の図 5.11 に示した。)

歯元応力 σ_b は、平歯車およびはすば歯車では p.35 の式(3.2)に示した ISO の式より求める。また、ヘリカルホイールについても p.106 の式(5.2)に示した ISO の式より求める。ただし、プラスチックねじ歯車については、歯面の接触が楕円形の面接触となること、接触楕円が歯すじと角度を有すること等複雑となることから、p.54 「4.3.2(4)応力比と寿命の関係」に示す有限要素法によって求めた。ただし、この歯元応力については負荷トルクと 1 次の関係となるように求めているので、有限要素法で解析が出来ない場合は、負荷トルク値をそのまま歯元応力として代用することで本推定法と同精度の寿命推定が可能である。しかし、その場合の応力比の値はその歯車の寿命推定にのみ使えるものであり、その他に活用することはできない。

これまでに述べたことから、図 6.1 のフローチャートにおいて歯車諸元、負荷トルクおよび平均歯面温度（図中に黄色で示した項目）が得られれば寿命の推定が可能となる。

本論文で対象とした歯車の歯面温度に基づく寿命推定式は次のとおりである。プラスチック平歯車およびはすば歯車の歯面温度に基づく寿命推定式は p.37 の式

(3.41), プラスチックねじ歯車の歯面温度に基づく寿命推定式は p.62 の式(4.4), ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールの歯面温度に基づく寿命推定式は p.112 の式(5.9)である. これらの寿命推定式における歯面温度は, 運転中の平均歯面温度を意味する. ただし, p.33 の図 3.11 に示すように, 耐久試験の総繰返し数に定める平衡状態での繰返し数の割合は大きいため, この平衡状態における歯面温度(平衡温度)を平均歯面温度と考えても大きな差はない. したがって, 運転中の歯車の平衡温度を測定して寿命推定式に代入することで, そのときの運転条件(回転速度, 負荷トルク) および雰囲気温度における歯車の寿命を推定することができる.

この方法に従って求めた寿命推定曲線と実験結果を比較した結果は次のとおりである. 平歯車とはすば歯車における寿命推定曲線と実験結果の関係は p.38 の図 3.16, プラスチックねじ歯車における寿命推定曲線と実験結果の関係は p.62 の図 4.13, ウォームとかみ合うヘリカルホイールにおける寿命推定曲線と実験結果の関係は p.112 の図 5.17 である. いずれの場合も推定寿命と実験結果は概ね一致している.

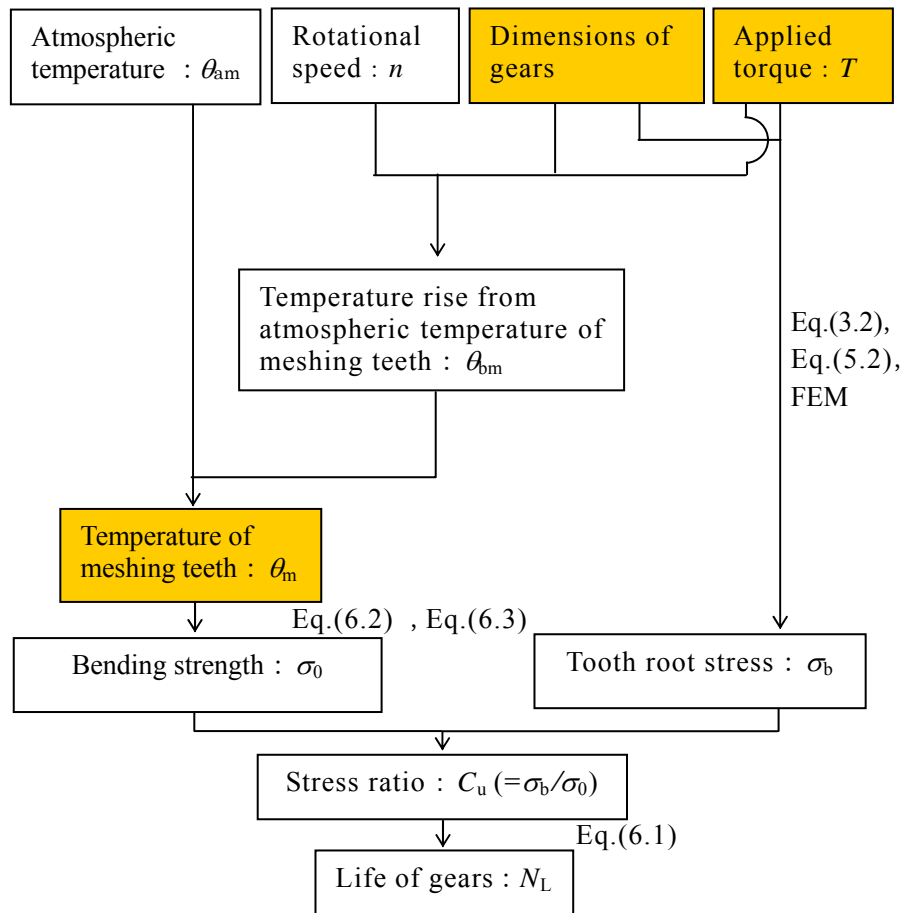


Fig.6.1 Life estimation from temperature of meshing teeth
(Teeth breakage)

Table 6.1 Coefficient C_{11} and C_{12} in Eq.(6.1)

	Spur and helical gear	Plastic crossed helical gear	Plastic helical wheel meshed with steel worm
C_{11}	10.3	33.5	25.0
C_{12}	-0.186	-0.214	-0.174

6.3.2 運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法

本項では、損傷形態が折損であるプラスチック歯車の運転条件および雰囲気温度に基づく寿命の推定法について示す。

前項で述べた平均歯面温度（平衡温度）からの寿命の推定では、実際に負荷をかけて運転する必要がある。しかし、運転条件（回転速度および負荷トルク）から、平均歯面温度を推定することができれば、実際に運転しなくとも寿命の推定が可能になると考えられる。そこで、運転中の平均歯面温度の推定法について検討する。

負荷によって上昇する歯面温度を歯面温度上昇量 θ_b とすると、運転時の歯面温度 θ は歯面温度上昇量と雰囲気温度 θ_a の和となる。

$$\theta = \theta_b + \theta_a \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.5)$$

また、耐久試験時の歯面温度の平均値を平均歯面温度を θ_m 、歯面温度上昇量の平均値を平均歯面温度上昇量 θ_{bm} 、雰囲気温度の平均値を平均雰囲気温度 θ_{am} とすると、式(6.5)と同様に次の式のような関係となる。

$$\theta_m = \theta_{bm} + \theta_{am} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.6)$$

歯面温度上昇量 θ_b は、p.32「3.3.2 歯面温度と歯面温度上昇量」で示したように運転条件によって決まり、雰囲気温度 θ_a の影響は小さい。このことから、運転条件と平均歯面温度上昇量の関係がわかれば、この式(6.6)を用いて任意の運転条件および平均雰囲気温度における平均歯面温度が求まることになる。この運転条件と平均歯面温度上昇量の関係は、平歯車であれば上田の方法^{(1.21)-(1.24)}を用いることで精度良く求めることができる。はすば歯車では、p.40の図3.17に示したように、負荷トルクと平均歯面温度上昇量が1次の関係であるため、ベンチテストにより使用時の回転速度における運転条件と平均歯面温度上昇量の関係を求める必要がある。また、ねじ歯車およびヘリカルホイールについては、p.63「4.3.2(6)(i)ねじ歯車におけるせん光温度」に示したかみ合い範囲内のせん光温度 θ_{rc} の平均値である平均せん光温度 θ_{fcm} （p.71「4.3.2(6)(ii)平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係」）で評価でき、両者の関係は次のようになる。

$$\theta_{bm} = C_{21} \theta_{fcm} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6.7)$$

ここで、 C_{21} は、歯車の材質等によって変わる係数であり、本論文で対象とした歯車における値を表 6.2 に示す。プラスチックねじ歯車の C_{21} とプラスチックヘリカルホイールの C_{21} の値は大きく異なっている。これは、歯車の種類の影響だけではなく、かみ合う歯車の材質の組み合わせの影響が大きいためであると考えられる。 C_{21} の値については、歯車諸元が大きく異なる場合は、歯車の種類および材質の組み合わせが同じ歯車でも異なる可能性があるため、ベンチテストによって確認する必要がある。

ベンチテスト時の平衡温度になるまでの時間は、プラスチック歯車同士のかみ合いの場合は、プラスチックの熱伝導率が低いため数十分程度と比較的短い時間で良い。一方、プラスチックと鋼のかみ合いである場合は、鋼の熱伝達率が高いため数時間を要する必要があるため注意を要する。

これまでに述べた各項目の関係をフローチャートに示したのが図 6.2 である。図中に、使用する式番号および算出方法を示している。図 6.2 に示すように、歯車諸元、運転条件および平均雰囲気温度（図で黄色で示した項目）が得られれば寿命の推定が可能となる。

この方法に従って求めた寿命推定曲線と実験結果を比較した結果は次のとおりである。平歯車とはずば歯車の寿命推定曲線と実験結果の関係は p.41 の図 3.19、プラスチックねじ歯車の寿命推定曲線と実験結果の関係は p.75 の図 4.23、ウォームとかみ合うヘリカルホイールの寿命推定曲線と実験結果の関係は p.116 の図 5.19 である。いずれの場合も推定寿命と実験結果は概ね一致している。

Table 6.2 Coefficient C_{21} in Eq.(6.7)

	Grease lubricated plastic crossed helical gear	No lubricated plastic crossed helical gear	Grease lubricated plastic helical wheel meshed with steel worm
C_{21}	0.417	0.345	1.03

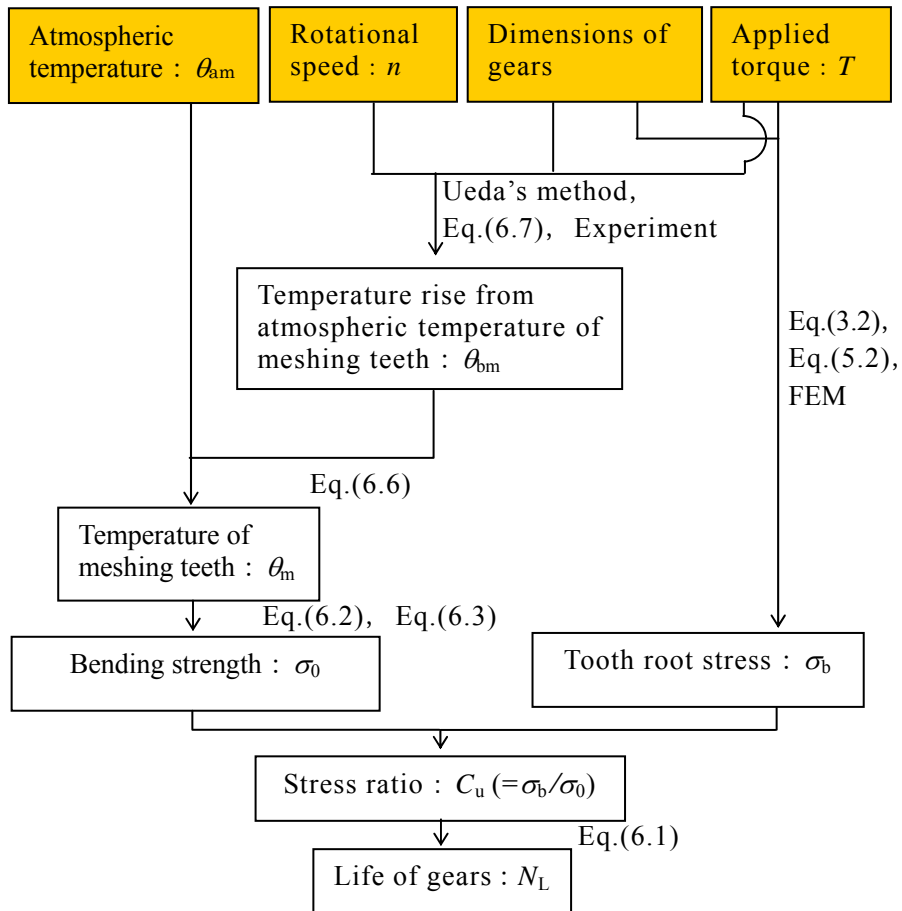


Fig.6.2 Life estimation from atmospheric temperature and operating condition
(Teeth breakage)

6.4 損傷形態が過摩耗であるプラスチックねじ歯車の寿命推定法

本節では、損傷形態が過摩耗である無潤滑のプラスチックねじ歯車の運転条件および雰囲気温度に基づく寿命の推定法について示す。

図 6.3 に、損傷形態が過摩耗であるプラスチックねじ歯車における、寿命推定法のフローチャートを示す。図中に、使用する式番号および算出方法を示している。

図 6.3 において、寿命 N_L は平均歯面温度 θ_m で評価でき両者の関係は次のようになる。

$$N_L = e^{-\frac{\theta_m - C_{31}}{C_{32}}} \quad (6.8)$$

ここで、 C_{31} および C_{32} は歯車の諸元によって変わる係数であり、本論文で対象とした歯車における値を表 6.3 に示す。この係数の値については、歯車諸元が大きく変わった場合は損傷するまでの摩耗量が異なり変わるものと考えられるので、耐久試験を行って確認する必要がある。また、歯車諸元が近い場合でも耐久試験を行い確認することが望ましい。

この耐久試験は、任意の雰囲気温度で行ってよい。また、雰囲気温度は耐久試験中の値を一定間隔毎に記録しておけば（雰囲気温度の変化の度合いにもよるが、一時間に数回程度）、必ずしも一定に制御する必要もない。耐久試験の運転条件および回数に制限はないが、平均歯面温度の範囲が広いほど、また耐久試験の回数が多いほど、当然ながら精度が良くなる可能性が大きい。しかし、高負荷の運転条件で耐久試験を行うと、損傷形態が p.18 に示した「熔融」となる場合がある。このような損傷形態での実験結果は、式(6.8)の係数を求めるためのデータにはならないので注意を要する。つまり、式(6.8)の係数を求めるための実験結果は、すべてが過摩耗の結果でなければならない。

このように、式(6.8)が得られれば、平均歯面温度から寿命の推定が可能となる。この平均歯面温度は、損傷形態が折損の場合は前述のように平衡温度と考えて大きな差はないので耐久試験中の歯面温度を測定することで求まる。しかし、損傷形態が過摩耗であるプラスチックねじ歯車では、p.77 の図 4.24 に示すように平衡状態が明確でなく、明確な平均歯面温度は損傷するまで求まらない。したがって、平均歯

面温度を推定する必要がある。

前述のように，耐久試験時の平均歯面温度 θ_m ，平均歯面温度上昇量 θ_{bm} および平均雰囲気温度 θ_{am} の関係は，次の式で表される。

$$\theta_m = \theta_{bm} + \theta_{am} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.9)$$

平均歯面温度上昇量 θ_{bm} は，p.32「3.3.2 歯面温度と歯面温度上昇量」で示したように運転条件によって決まり，雰囲気温度 θ_a の影響は小さい。このことから，運転条件と平均歯面温度上昇量の関係がわかれば，この式(6.9)を用いて任意の運転条件および平均雰囲気温度における平均歯面温度が求まる。このねじ歯車における運転条件と平均歯面温度上昇量の関係は，p.63「4.3.2(6)(i)ねじ歯車におけるせん光温度」に示した，かみ合い範囲内のせん光温度 θ_{fc} の平均値である平均せん光温度 θ_{fcm} (p.71「4.3.2(6)(ii)平均せん光温度と歯面温度上昇量の関係」)で評価でき，両者の関係は次のようになる。

$$\theta_{bm} = C_{21}\theta_{fcm} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.10)$$

ここで， C_{21} は歯車の材質等によって変わる係数であり，本論文で対象とした歯車諸元のねじ歯車における値は表 6.2 に示してある。この係数の値については，歯車諸元が大きく異なる場合は異なる可能性があるので，ベンチテストにより確認する必要がある。

これまでに述べたことから，図 6.3 のフローチャートにおいて歯車諸元，運転条件および平均雰囲気温度（図で黄色で示した項目）が得られれば寿命の推定が可能となる。

この方法に従って求めた寿命推定曲線と実験結果を比較した結果を p.89 の図 4.37 に示した。本方法による推定寿命と実験結果は概ね一致している。

本章で述べたように，損傷形態が折損である歯車については，何度かの耐久試験で応力比と寿命の関係を求め，ベンチテストで運転条件と平均歯面温度上昇量の関係が得られれば，その後は実験を行わずに図 6.2 のフローチャートにしたがって計算することで任意の運転条件および平均雰囲気温度における寿命が推定できる。ま

た、損傷形態が過摩耗である歯車は、何度かの耐久試験で平均歯面温度と寿命の関係を求め、ベンチテストで運転条件と平均歯面温度上昇量の関係が得られれば、その後は実験を行わずに図 6.3 のフローチャートにしたがって計算することで任意の運転条件および平均雰囲気温度における寿命が推定できる。

このように、本論文で示した寿命推定方法を使うことにより、少ない回数の耐久試験で、任意の運転条件および雰囲気温度といった広範囲の条件におけるプラスチック歯車の寿命推定が可能となることから、本寿命推定法は有効に活用できるものとする。

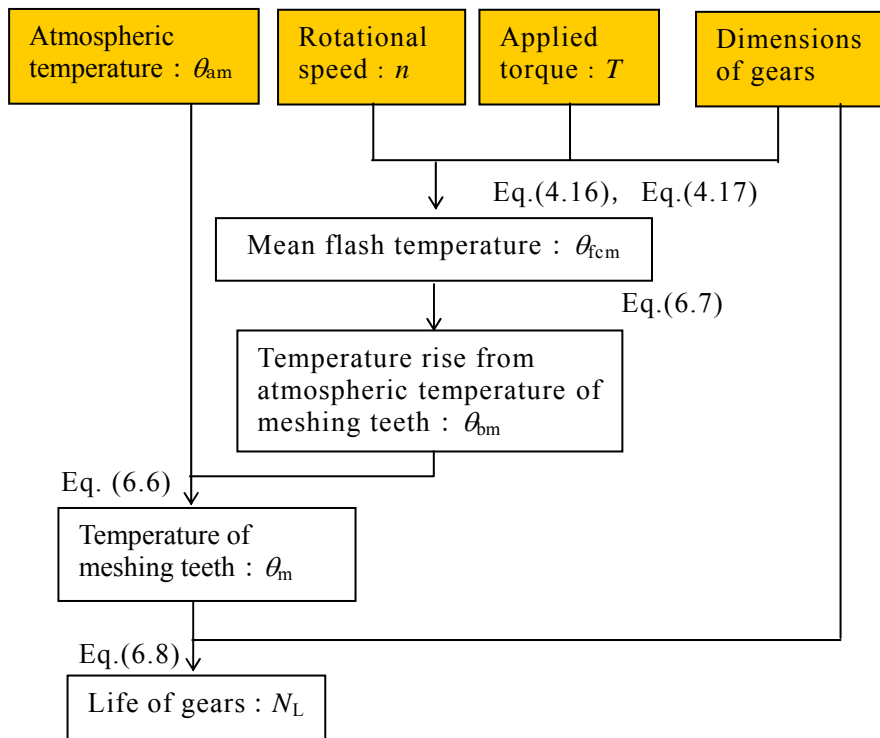


Fig.6.3 Flowchart of life estimation for wear of no lubricated plastic crossed helical gear

Table 6.3 Coefficient C_{31} and C_{32} in Eq.(6.8)

	No lubricated crossed helical gear
C_{31}	131
C_{32}	4.23

6.5 結言

本章では,第3章から第5章までに示した各種プラスチック歯車の寿命推定法について,損傷形態が折損である場合と過摩耗である場合の2通りに分け,歯面温度に基づく寿命推定法と運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法を整理して示した.

本論文で示した寿命推定方法を使うことにより,少ない回数の耐久試験で,任意の運転条件および雰囲気温度といった広範囲の条件における各種プラスチック歯車の寿命推定が可能となることから,本寿命推定法は有効に活用できるものとする.

第7章 結 論

7.1 本研究の成果

本研究は、各種プラスチック歯車の運転中の歯面温度を考慮した寿命推定法の確立を目的としたものである。本研究での主要な結果をまとめると、以下のようになる。

第1章は、緒論で、まず歯車の歴史、プラスチックの歴史、プラスチック歯車の歴史について述べた。さらに、プラスチック歯車の設計方法の現状を述べ、設計に関する問題点を挙げて、本研究の目的を示した。

第2章では、プラスチック歯車の、歯面温度上昇傾向および歯車の損傷形態を、実例をもとに示した。そして、繰返し数の増加に伴うプラスチック歯車の歯面温度の変化が、歯面温度が繰返し数の増加に伴い直線的に急上昇し、そのまま損傷に至る歯面温度上昇傾向①、歯面温度が繰返し数の増加に伴い徐々に上昇し、明確な平衡状態を持たずに損傷に至る歯面温度上昇傾向②、歯面温度が運転初期には上昇するが、ある温度になると大きな温度の変化が見られない平衡状態となり、その後、損傷直前に温度が急上昇し損傷に至る歯面温度上昇傾向③の3つの歯面温度上昇傾向に分類できることを示した。また、歯車の損傷形態は、歯面温度上昇傾向と対応しており、歯面温度上昇傾向①における最終的損傷形態は熔融、歯面温度上昇傾向②における最終的損傷形態は熔融と疲労折損の複合、歯面温度上昇傾向③における最傷的損傷形態は、疲労折損（ねじ歯車の無潤滑条件を除いたすべての損傷形態）あるいは過摩耗（ねじ歯車の無潤滑条件における損傷形態）であることを示した。そして、歯面温度上昇傾向③の場合は、歯面温度上昇傾向①および②の場合と比較して寿命が長いことを示した。

第3章では、無潤滑条件下のプラスチック平歯車およびはすば歯車に対して耐久試験を行った結果から、それらの歯車の損傷形態、歯面温度変化、寿命推定法について述べた。また、雰囲気温度が寿命に影響を及ぼすことを示すとともに、寿命に及ぼす雰囲気温度の評価方法について検討した。具体的には、プラスチック平歯車対およびはすば歯車対の損傷形態は折損であり、歯面温度を考慮した寿命は、歯元応力 σ_b と運転時の平均歯面温度における曲げ強さ σ_0 の比である応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ を用いて、 C_u

一寿命曲線で評価が可能であることを示した。また、応力比 C_u - 寿命曲線に加え、負荷トルクと平均歯面温度上昇量の関係が得られれば、任意の雰囲気温度および負荷トルクにおける寿命の推定が可能であることを示した。さらに、これらの結果から歯面温度および雰囲気温度と運転条件に基づく寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより、提案した寿命推定法の妥当性を確認した。

第4章では、従来、耐久性についてほとんど論じられてないプラスチックねじ歯車について、グリース潤滑および無潤滑条件下での耐久試験を行った結果から、プラスチックねじ歯車の平均歯面温度上昇量が、かみ合い範囲内の Coleman のせん光温度の平均値である平均せん光温度で評価できることを示した。また、グリース潤滑プラスチックねじ歯車の損傷形態は折損であり、歯面温度を考慮した寿命は、応力比 C_u - 寿命曲線で評価が可能であることを示した。この結果と第3章に示した方法により、グリース潤滑プラスチックねじ歯車の歯面温度および雰囲気温度と運転条件に基づく寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより提案した寿命推定法の妥当性を確認した。次に、無潤滑条件下におけるプラスチックねじ歯車の損傷形態は過摩耗であり、寿命は運転条件や雰囲気温度にかかわらず、平均歯面温度で評価できる可能性があることを示した。この結果と第3章に示した方法により、無潤滑プラスチックねじ歯車の雰囲気温度と運転条件に基づく寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することにより提案した寿命推定法の妥当性を確認した。

第5章では、従来、耐久性についてほとんど論じられてない鋼ウォームとかみ合うプラスチックヘリカルホイールについて、グリース潤滑条件下で耐久試験を行った結果から、ヘリカルホイールの平均歯面温度が、ねじ歯車と同様に平均せん光温度で評価できることを確認した。グリース潤滑条件下におけるヘリカルホイールの損傷形態は溶融および折損であり、高負荷で寿命が短い運転条件では溶融、低負荷で比較的寿命が長い条件では折損であることを示した。また、折損にも溶融と純粋な折損の間に、摩耗の影響のある不安定な損傷形態があることを示した。さらに、損傷形態が折損であるプラスチックヘリカルホイールの歯面温度を考慮した寿命は、応力比 C_u - 寿命曲線で評価が可能であることを示した。この結果と第3章に示した方法により、グリース潤滑プラスチックヘリカルホイールの歯面温度および雰囲気温度と運転条件に基づく寿命推定法を提案し、本方法による推定寿命を実験結果と比較することによ

り提案した寿命推定法の妥当性を確認した。

これらのことから、比較的寿命が長い疲労折損の場合のプラスチック歯車の寿命の評価について、歯車の種類を問わずに応力比 $C_u (= \sigma_b / \sigma_0)$ が指標となることが明らかになった。

第6章では、第3章から第5章までに示した各種歯車の寿命推定法をまとめて示した。具体的には、損傷形態が折損である場合と過摩耗である場合の2通りに分けて、歯面温度に基づく寿命推定法と運転条件および雰囲気温度に基づく寿命推定法を示した。

第7章では、結論を述べ、本論文の総括を行った。

本研究で示した方法を使えば、各種プラスチック歯車の運転時の歯面温度を考慮した寿命の評価が可能であり、任意の運転条件および雰囲気温度における寿命の推定が可能となる。

7.2 今後の課題

今後の課題としては、以下に示す2点が挙げられる。

まず、1点目は、ねじ歯車およびヘリカルホイールの歯面温度温度上昇量評価方法をさらに精密化させることである。本研究のねじ歯車およびヘリカルホイールの歯面温度上昇量は、ヒステリシス発熱の影響を考慮しない平均せん断温度だけで評価できた。この理由は、ねじ歯車およびヘリカルホイールのすべり速度が平行軸の歯車に比べて大きく摩擦発熱の割合が大きくなること、接触領域が小さいためヒステリシス発熱の影響が小さくなることによると考えられる。しかし、厳密には、ヒステリシス発熱の影響を検討する必要がある。

2点目は、損傷形態が過摩耗である無潤滑条件下におけるねじ歯車の寿命推定法の検討である。本研究では、動力が伝達できなくなるまでを寿命としたが、実際の製品設計の指針として必ずしも正しいとは限らない。摩耗量や歯形の変形量等のその他の使用限界について検討し、新たな寿命評価式を立てることができれば、さらに実用性が高まるものと考えられる。

謝 辞

本学位論文は、著者が木更津工業高等専門学校 教育研究支援センター在職中に、鳥取大学大学院准教授 小出 隆夫 先生の指導のもとで行った研究をまとめたものです。本学位論文を結ぶにあたり、このような機会を与えてくださり、終始懇切かつ適切な御指導・御助言を賜りました小出隆夫先生に心から感謝します。

本研究を遂行するにあたり、懇切かつ適切なる御指導・御助言を頂きました、鳥取大学教授 宮近 幸逸 先生、鳥取大学教授 田中 久隆 先生に深く感謝申し上げます。

木更津工業高等専門学校教授 高橋 秀雄 先生には、常に身近で御指導・御助言を賜りました。高橋秀雄先生の御助力がなければ、論文をまとめる以前に、本研究に携わることもありませんでした。また、研究以外に公私ともに御指導頂いており、心より感謝申し上げます。

常に暖かい御言葉をかけて頂いた元鳥取大学工学部技術職員 難波 千秋 氏、実験に協力して頂きました 高浜 健一 氏を始めとする機械設計学研究室の学生諸君に感謝申し上げます。

この研究の一部は、(社)精密工学会 成形プラスチック歯車研究専門委員会の助成によってなされたものであります。同委員会委員長 京都工芸繊維大学教授 森脇 一郎 先生をはじめ、同委員会に感謝申し上げます。

青山学院大学名誉教授 故 岩井 實 先生には、研究発表等の際に常に暖かい御対応を頂きました。先生としても人間としても尊敬させて頂いております。また、先生が立ち上げられた(社)精密工学会 成形プラスチック歯車研究専門委員会がなければ、私がプラスチック歯車の研究に関わることはありませんでした。深く感謝申し上げます。

岡山理科大学教授 滝 晨彦 先生には、プラスチックはすば歯車をはじめとするプラスチック歯車について、東京都立産業技術高等専門学校教授 根本 良三 先生には、ねじ歯車について、御指導および暖かいお言葉を頂きました。感謝申し上げます。

アムテック(有)代表取締役 上田 昭夫 氏には、公私ともに的確な御指導を頂いております。感謝申し上げます。

プラスチック歯車に関して常に御助言を頂いております、(社)精密工学会 成形プラス

チック歯車研究専門委員会の先生方および会員の皆様に感謝申し上げます。

木更津工業高等専門学校名誉教授 松村 志真秀 先生には、木更津工業高等専門学校に勤務するきっかけを作って頂き、研究の道を示して頂きました。感謝申し上げます。

また、研究を進めるにあたり常に温かい言葉をおかけ頂いた、木更津工業高等専門学校名誉教授 大藤 晃義 先生（現 サレジオ工業高等専門学校教授）、同副校長 教授 黒田 孝春 先生を始めとする機械工学科の諸先生方、秋葉 和美氏を始めとする教育研究支援センターの同僚の皆様に感謝申し上げます。

最後に、いつも笑顔で陰ながら支えてくれている妻そして両親に心から感謝致します。

参考文献

- (1.1) 会田俊夫, 新版歯車の技術史, 改定3版(1974), pp. 7-9, 開発社.
- (1.2) 会田俊夫, 新版歯車の技術史, 改定3版(1974), pp. 41-42, 開発社.
- (1.3) 本山卓彦, おもしろいプラスチックの話 (1988), p. 2, 日刊工業新聞社.
- (1.4) 杉本賢司, 図解プラスチックが分かる本 (2003), p. 12, 日本実業出版社.
- (1.5) JIS K 6900-1971 (プラスチック用語).
- (1.6) 杉本賢司, 図解プラスチックが分かる本 (2003), p. 14, 日本実業出版社.
- (1.7) 山口章三郎, エンジニアリングプラスチック活用ハンドブック(1985), p. 10, 技術評論社.
- (1.8) 岩井實他, 成形プラスチック歯車ハンドブック (1995), 序文, シグマ出版.
- (1.9) 岩井實他, 成形プラスチック歯車ハンドブック (1995), p. 59, シグマ出版.
- (1.10) 山口章三郎, エンジニアリングプラスチック活用ハンドブック(1985), p. 22, 技術評論社.
- (1.11) 高橋美喜男, 高橋秀雄, 小林裕一郎, “射出成形プラスチックはすば歯車の負荷特性 (第2報, 歯面摩耗の傾向)”, 2000年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集(2000), p. 215.
- (1.12) 塚本 尚久, “プラスチック歯車の強度に関する研究 (第1報, 逆クラウニングの有無によるナイロン歯車の強度)”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 45, No. 391(1979), pp. 382-390.
- (1.13) 岩井實, 武士俣貞助, “動力伝達用ポリアセタール歯車の強度の研究 (第1報, 曲げ強さおよび摩擦強さ)”, 精密機械, Vol. 46, No. 10(1980), pp. 1285-1290.
- (1.14) 武士俣貞助, 岩井實, “動力伝達用ポリアセタール歯車の強度の研究 (第2報, 静電容量法による磨耗神効追跡)”, 精密機械, Vol. 47, No. 8(1981), pp. 956-961.
- (1.15) 岩井實, 武士俣貞助, “潤滑下における動力伝達用ポリアセタール歯車の強度 (第1報, 鋼歯車とかみ合わせた場合)”, 精密工学会誌, Vol. 55, No. 2(1989), pp. 375-380.
- (1.16) 塚本尚久, 丸山広樹, 松本透, 江畑洋一, “歯車におけるポリアセタールの

- 低摩擦化の効果（第3報，フッ素樹脂を充てんしたポリアセタールホモポリマ）”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 58，No. 545(1992)，pp. 231-237.
- (1.17) 庄司彰，“プラスチック歯車の歯の局所温度に関する研究”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 51，No. 463(1985)，pp. 597-605.
- (1.18) 庄司彰，“プラスチック歯車の歯の瞬間温度の測定”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 52，No. 476(1986)，pp. 1148-1154.
- (1.19) 庄司彰，“歯車に使用されるプラスチック材のヒステリシス損失にもとづく発生熱”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 52，No. 476(1986)，pp. 1155-1161.
- (1.20) 上田昭夫，佐藤勝義，“プラスチック歯車の摩擦係数に関する考察”，日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム<伝動装置>講演論文集(2004)，pp. 358-361.
- (1.21) 上田昭夫，吉原正義，高橋秀雄，森脇一郎，“プラスチック歯車のかみ合い発熱のコンピュータシミュレーション（プラスチック平歯車対の場合）”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 73，No. 732(2007)，pp. 2357-2366.
- (1.22) 上田昭夫，高橋秀雄，中村守正，森脇一郎，“プラスチック歯車のかみ合い発熱のコンピュータシミュレーション（歯の温度上昇に及ぼす歯幅の影響）”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 74，No. 748(2008)，pp. 3050-3055.
- (1.23) 上田昭夫，吉原正義，高橋秀雄，森脇一郎，“プラスチック歯車のかみ合い発熱のコンピュータシミュレーション（歯幅の違いによる歯面の温度分布と歯の強さ）”，日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2007 シンポジウム<伝動装置>講演論文集(2007)，pp. 231-234.
- (1.24) 上田昭夫，高橋秀雄，中村守正，森脇一郎，“プラスチック歯車のかみ合い発熱のコンピュータシミュレーション（歯の温度上昇に及ぼすモジュールと回転速度の影響）”，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 75，No. 752(2009)，pp. 1072-1080.
- (1.25) 原尾竜徳，亀田和幸，滝晨彦，“成形プラスチックはすば歯車の強度に関する研究（第3報，POM 歯車の動力伝達効率について）”，日本機械学会北陸信越支部第39期総会講演会講演論文集（2002），pp. 25-26.
- (1.26) 原尾竜徳，滝晨彦，“成形プラスチックはすば歯車の強度に関する研究（第5報，POM 歯車の間欠運転について）”，日本機械学会中国四国支部第41期総

- 会講演会講演論文集 (2003), pp. 253-254.
- (1.27) 亀田和幸, 原尾竜徳, 滝晨彦, “成形プラスチックはすば歯車の強度に関する研究 (第 4 報, 歯車の耐久性について)”, 日本機械学会北陸信越支部第 39 期総会講演会講演論文集 (2002), pp. 27-28.
- (1.28) 前田宏, 滝晨彦, “成形プラスチックはすば歯車の強度に関する研究 (第 6 報, POM 歯車の長寿命試験について)”, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム<伝動装置>講演論文集(2004), pp. 350-353.
- (1.29) 白石彦一, 鎌田治, “プラスチックねじ歯車の歯形摩耗とその影響に関する研究 (第 1 報, インポリュートねじ歯車により創成される歯形の理論)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 526(1990), pp. 1559-1563.
- (1.30) 白石彦一, 鎌田治, “プラスチックねじ歯車の歯形摩耗とその影響に関する研究 (第 2 報, 微小摩耗の進行過程における創成歯形の三次元表示)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 532(1990), pp. 393-397.
- (1.31) 白石彦一, 鎌田 治, “粗紡機用線接触プラスチックねじ歯車に関する研究 : 接触線の解析ならびに騒音・効率・摩耗の測定”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 562(1993), pp. 1862-1869.
- (1.32) 日本ポリペンコ(株), “ポリペンコアセタール” , 日本ポリペンコ(株), http://www.polypenco.co.jp/products/pp_as/product03_cha.html (参照日 2010 年 12 月 2 日).
- (1.33) ポリプラスチック (株), ジュラコン設計データ(1997), pp. 6-7, ポリプラスチック (株).
- (2.1) 岩井實他, 成形プラスチック歯車「歯車損傷事例集」(2003), p. 1, ミヤモト出版印刷.
- (2.2) 岩井實他, 成形プラスチック歯車「歯車損傷事例集」(2003), p. 43, ミヤモト出版印刷.
- (2.3) 森脇一郎, 福島隆雄, 上田昭夫, 中村守正, “プラスチック歯車の疲労折損に及ぼすリム厚さの影響”, 精密工学会誌, Vol. 76, No. 2(2010), p. 203.
- (2.4) 岩井實他, 成形プラスチック歯車「歯車損傷事例集」(2003), p. 44, ミヤモト出版印刷.
- (2.5) 廣恵章利, 本吉正信, プラスチック成形加工入門(1995), P. 299, 日刊工業

- 新聞社.
- (2.6) 岩井實他, 成形プラスチック歯車「歯車損傷事例集」(2003), p. 47, ミヤモト出版印刷.
 - (2.7) 岩井實他, 成形プラスチック歯車「歯車損傷事例集」(2003), p. 48, ミヤモト出版印刷.
 - (2.8) 岩井實他, 成形プラスチック歯車「歯車損傷事例集」(2003), p. 49, ミヤモト出版印刷.
 - (2.9) 高橋美喜男, 高橋秀雄, “成形プラスチック歯車の歯元応力に関する研究”, 1998年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集(1998), p. 272.
 - (2.10) 岩井實他, 成形プラスチック歯車「歯車損傷事例集」(2003), p. 51, ミヤモト出版印刷.
 - (3.1) 岩井實他, 成形プラスチック歯車ハンドブック(1995), pp. 452-485, シグマ出版.
 - (3.2) 岩井實他, 成形プラスチック歯車ハンドブック(1995), pp. 342-389, シグマ出版.
 - (3.3) 文献(1.21)に同じ.
 - (3.4) 文献(1.16)に同じ.
 - (3.5) ポリプラスチック (株), ジュラコン設計データ (1997), p. 11, ポリプラスチック (株).
 - (3.6) ISO 6336-3 : 2006(E) (Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 3:Calculation of tooth bending strength).
 - (4.1) 成瀬長太郎, 歯車の基礎と設計(1988), pp. 62-71, 養賢堂.
 - (4.2) 成瀬長太郎, ねじ歯車のかみあいについて, 機械の研究, Vol. 46, No. 7(1994), pp. 748-756.
 - (4.3) 例えば, 成瀬長太郎, “ねじ歯車の負荷容量に関する研究 (第1報, 基礎的考察)”, 日本機械学会論文集, Vol. 32, No. 239(1966), pp. 1136-1141.
 - (4.4) 文献(1.31)に同じ.
 - (4.5) 根本良三, “ねじ歯車の接触状態”, 東京都立航空工業高等専門学校紀要, No. 36(1999), pp. 9-16.
 - (4.6) 根本良三, “Contact Stress State between Tooth Surface of Crossed Helical Gears”, 電気通信大学紀要, Vol. 7, No. 2(1994), pp. 167-173.
 - (4.7) 成瀬長太郎, 機械要素—動力伝達編—, 第2版(1974), pp. 211-212, 養賢堂.

- (4.8) W.Coleman, “A Scoring Formula for Bevel and Hypoide Gear Teeth”, Trans.ASME, Ser.F, Vol. 89, 2(1967) , p.114.
- (4.9) 高梨三郎・庄司彰, “歯車に使用されるプラスチック材の動摩擦係数の測定”, 精密機械 , Vol. 47, No. 8(1981) , pp. 944-948.
- (4.10) 近畿歯車懇話会編, 円筒歯車の設計(1980), p. 148, 大河出版.
- (4.11) 成瀬長太郎, 歯車の基礎と設計(1988), p. 69, 養賢堂.
- (4.12) 加田雅博, “樹脂しゅう動部品の摩耗予測技術の確立”, 山形大学博士後期課程学位論文(2007), pp. 11-21.
- (4.13) JIS K 7218-1986 (プラスチックのすべり摩耗試験方法).
- (5.1) 成瀬長太郎, 歯車の基礎と設計(1988), p. 5, 養賢堂.
- (5.2) 成瀬長太郎, 機械要素—動力伝達編一, 第2版(1974), p. 170, 養賢堂.
- (5.3) 牧充, 岡本和彦, 緑川勇, “はすば歯車をホイール歯面とする鼓形ウォームギヤに関する研究 (第1報)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 582(1995) , pp. 24-28.
- (5.4) 岡本和彦, 牧充, “はすば歯車をホイール歯面とする鼓形ウォームギヤに関する研究 (第2報)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 62, No. 501(1996) , pp. 264-268.
- (5.5) 上田昭夫, “ウォームとヘリカルギヤのかみあいの研究 (かみあいシミュレーションソフトウェア)”, 2000年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集(2000) , p. 217.
- (5.6) 武士侯貞助, 大野禎史, 小島英昭, “射出成形プラスチック鼓形ウォームホイールの強さに関する研究 (ガラス繊維強化ナイロンウォームホイールの強さ)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 582(1995) , pp. 97-102.
- (5.7) 永村和照, 池条清隆, 木島龍一, 畑真人, “小モジュールプラスチックウォームギヤの効率と騒音”, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム <伝動装置>講演論文集(2004) , pp. 21-23.
- (5.8) JIS B 1723-1977 : (円筒ウォームギヤの寸法).

関連報告

【第3章】

- (1) 高橋美喜男, 高橋秀雄, 小出隆夫, “成形プラスチック歯車の寿命推定に関する一考察”, 日本機械学会 2008 年度年次大会講演論文集 Vol. 4(2008), pp. 65-66.
- (2) 高橋美喜男, 高橋秀雄, 滝晨彦, 小出隆夫, “プラスチックはすば歯車対および平歯車対の寿命推定方法に関する一考察”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 755(2009), pp. 2068-2074.
- (3) Mikio Takahashi, Hideo Takahashi, Takao Koide, “Tooth Surface Temperature of Plastic Gears”, ICMDT2009 : the 3rd International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology(2009), p. 208.
- (4) 高橋美喜男, 高橋秀雄, 小出隆夫, “プラスチック歯車の温度上昇に関する研究”, 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集 Vol. 4 (2009), pp. 41-42.

【第4章】

- (5) Mikio Takahashi, Hideo Takahashi, Takao Koide, “A Study on Load Carrying Characteristics of Plastic Crossed Helical Gear”, MPT-2009Sendai : the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions(2009), pp. 439-443.
- (6) 高橋美喜男, 高橋秀雄, 小出隆夫, “プラスチックねじ歯車の負荷特性に関する研究 (第一報, 負荷トルクと寿命の関係)”, 日本機械学会関東支部第 15 期総会講演会講演論文集(2009), pp. 37-38.
- (7) 高橋美喜男, 高橋秀雄, 小出隆夫, “プラスチックねじ歯車の負荷特性に関する研究 (第二報, 回転速度と寿命の関係)”, 日本機械学会 2010 年度年次大会講演論文集 Vol. 4 (2010), pp. 99-100.
- (8) 高橋美喜男, 高橋秀雄, 小出隆夫, “プラスチックねじ歯車対の寿命推定法に関する一考察 (グリース潤滑の場合)”, 日本設計工学会誌掲載決定 (掲載号未定).

【第5章】

- (9) 小出隆夫, 松良裕介, 高浜健一, 宮近幸逸, 高橋秀雄, 高橋美喜男, “プラスチックヘリカルおよびウォームホイールの発熱と動力伝達効率”, 日本機械学会第8回機素潤滑設計部門講演会講演論文集(2008), pp. 69-72.
- (10) 小出隆夫, 高浜健一, 高橋美喜男, 高橋秀雄, 宮近幸逸, “プラスチックヘリカルホイールの疲労寿命推定”, 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集 Vol. 4 (2009), pp. 39-40.

付 録

本論文における耐久試験およびベンチテストの実験結果の一覧を示す.

Table A.1 Experimental results of spur gears and helical gears

Combination of gears	Rotational speed	Applied torque	Average atmospheric temp.	Average temp. of meshing teeth	Stress ratio	Life of gears
	n [min^{-1}]	T [Nm]	$\theta_{\text{am}}[^\circ\text{C}]$	$\theta_{\text{m}}[^\circ\text{C}]$	C_u	L
10-10	500	1.0	17	41	0.211	N.R.
10-10	500	2.0	16.8	59.6	0.515	N.R.
10-10	500	2.0	N.R.	61.6	0.528	7755000
10-10	500	2.25	29.7	71.3	0.666	3687000
10-10	500	2.25	18.8	71.5	0.668	3970000
10-10	500	2.25	N.R.	49.7	0.519	7875000
10-10	500	2.25	7.51	52.0	0.532	9280000
10-10	500	2.5	26.3	81.6	0.845	870000
10-10	500	2.5	18.2	73.7	0.763	1515000
10-10	500	2.5	N.R.	64.6	0.682	1647000
10-10	500	2.5	N.R.	64.4	0.681	2100000
10-10	500	2.75	22.1	89.7	1.04	230000
10-10	500	2.75	13.6	77.4	0.879	597500
10-10	500	2.75	N.R.	68.8	0.789	960000
10-10	500	3.0	29.1	101	1.35	88500
10-10	500	3.0	29.1	101	1.35	88500
10-10	500	3.0	N.R.	82.6	1.03	210000
10-10	500	3.0	N.R.	78.1	0.968	234500

Combination of gears	Rotational speed	Applied torque	Average atmospheric temp.	Average temp. of meshing teeth	Stress ratio	Life of gears
	n [min^{-1}]	T [Nm]	θ_{am} [$^{\circ}\text{C}$]	θ_{m} [$^{\circ}\text{C}$]	C_u	L
10-10	500	3.0	N.R.	78.2	0.970	273500
10-10	500	3.15	N.R.	71.5	0.934	173000
10-10	500	3.35	N.R.	101	1.50	42250
8-8	500	2.25	20.3	72.2	0.864	525000
8-8	500	2.25	22.8	70.3	0.844	790500
8-8	500	2.5	N.R.	66.9	0.899	510000
8-8	500	2.5	24.4	84.9	1.13	165000
8-8	500	2.75	6.54	73.8	1.08	180000
8-8	500	2.75	25.1	88.9	1.32	78500
8-10	500	2.25	18.3	73.9	0.883	570000
8-10	500	2.5	15.5	68.3	0.914	180000
8-10	500	2.5	19.9	76.7	1.02	250500
8-10	500	2.75	13.1	82.3	1.20	109500
8-10	500	2.75	24.3	87.3	1.29	76000
10-8	500	2.25	15.8	63.5	0.622	2739000
10-8	500	2.5	13.4	68.0	0.792	1552500
10-8	500	2.5	18.1	77.2	0.818	746500
10-8	500	2.75	27.3	91.0	1.09	155000
10-8	500	2.75	N.R.	74.3	0.867	435000
Spur gear1	500	1.5	26.2	54.0	0.729	630000
Spur gear1	500	1.75	35.7	64.0	0.953	237500
Spur gear2	500	2.5	28.8	71.9	0.757	2490000
Spur gear2	500	3.3	30.2	70.1	0.942	180000

N.R. : No record

Table A.2 Experimental results of grease lubricated crossed helical gear

Rotational speed n [min^{-1}]	Applied torque T [Nm]	Average atmospheric temp. θ_{am} [$^{\circ}\text{C}$]	Average temp. of meshing teeth θ_{m} [$^{\circ}\text{C}$]	Stress ratio C_u	Life of gears L
500	0.2	25.0	35.5	N.R.	N.R.
500	0.7	25.0	49.0	N.R.	N.R.
500	1.6	25.0	59.5	N.R.	N.R.
750	2.5	25.0	85.5	1.24	4455000
750	3.0	24.9	91.2	1.62	1177500
750	3.25	25.0	90.9	1.74	832500
750	3.75	25.0	97.2	2.06	382500
1000	0.1	25.0	34.0	N.R.	N.R.
1000	0.2	25.0	42.3	N.R.	N.R.
1000	0.4	25.0	49.0	N.R.	N.R.
1000	0.8	25.0	58.5	N.R.	N.R.
1000	2.75	26.0	90.8	1.47	1560000
1000	3.0	23.5	94.5	1.70	1070000
1000	3.25	26.6	96.2	1.88	500000
1000	3.5	24.6	107	2.41	300000
1250	2.25	25.0	97.2	1.33	5800000
1250	2.5	25.0	98.5	1.50	1800000
1250	2.75	24.9	103.2	1.78	837500
1250	3.0	25.0	114.8	2.38	425000
1000	1.64	25.0	45.6	N.R.	N.R.
1500	0.4	25.0	63.4	N.R.	N.R.
1500	1.0	25.0	79.0	N.R.	N.R.
1500	1.5	25.0	88.3	N.R.	N.R.

Table A.3 Experimental results of no lubricated crossed helical gear

Rotational speed n [min^{-1}]	Applied torque T [Nm]	Average atmospheric temp. θ_{am} [$^{\circ}\text{C}$]	Average temp. of meshing teeth θ_{m} [$^{\circ}\text{C}$]	Life of gears L
500	0.475	25.0	66.4	1470000
500	0.5	25.0	69.9	1225000
500	0.525	25.0	74.9	1270000
500	0.55	25.0	73.0	500000
500	0.56	25.0	78.5	355000
500	0.6	25.0	85.4	195000
750	0.4	25.0	72.7	N.R.
750	0.4	24.1	71.0	3037500
750	0.4	24.6	73.6	1425000
750	0.45	25.5	81.0	138750
750	0.45	24.7	78.1	735000
750	0.5	25.0	84.0	N.R.
750	0.55	25.0	84.1	172500
750	0.55	25.0	82.6	232500
1000	0.25	27.0	66.3	1680000
1000	0.25	26.0	69.6	2100000
1000	0.3	27.0	78.4	590000
1000	0.3	25.0	69.6	750000
1000	0.3	25.0	72.7	410000
1000	0.35	25.0	77.1	100000
1000	0.375	27.0	82.8	50000
1500	0.05	25.0	55.0	N.R.
1500	0.13	25.0	70.0	N.R.
1500	0.25	25.0	10.0	N.R.

Table A.4 Experimental results of helical wheel meshed with steel worm

Rotational speed	Applied torque	Average atmospheric temp.	Average temp. of meshing teeth	Stress ratio	Life of gears
n [min^{-1}]	T [Nm]	θ_{am} [$^{\circ}\text{C}$]	θ_{m} [$^{\circ}\text{C}$]	C_u	L
600	20	23.0	67.8	3.73	41400
700	18	23.0	68.9	3.4	67100
750	16	23.0	69.4	3.04	156000
1000	10	23.0	76.0	2.05	N.R.
1000	14	23.0	78.0	2.94	N.R.
1000	18	23.0	88.5	4.26	31000
1000	20	23.0	90.1	4.82	14000
1300	16	23.0	88.6	3.79	69500
1500	10	23.0	83.0	2.22	N.R.
1500	14	23.0	89.5	3.35	142000
1500	18	23.0	102	4.97	N.R.
1560	18	23.0	106	5.22	23800
1560	18	23.0	104	5.10	27400
2000	10	23.0	93.0	2.49	N.R.
2000	14	23.0	111	4.31	75500
2000	18	23.0	124	6.41	2240
2500	10	23.0	115	3.19	458000
2500	14	23.0	121	4.81	40000
3000	10	23.0	129	3.77	324000