

44年間の歯車研究生活を振り返って

小出 隆夫
鳥取大学工学部 機械物理系学科

Over 40 years gear-study life in Tottori University

Takao KOIDE
Department of Mechanical and Physical Engineering, Faculty of Engineering
Tottori University, Tottori, 680-8552 Japan
E-mail: koide@tottori-u.ac.jp

Abstract: This paper outlines some of the research results on gears that I have been working for over 40 years. Specifically, A modelling for calculating the equivalent misalignment of gears due to deformations of shafts, bearings and gears in gear box, performance of a plastic helical wheel meshing with a steel worm, and a method of strengthening sintered metal gears, were described.

Key Words: Gear, Performance, Fatigue Strength, Misalignment, Plastic gear, Sintered metal gear

1. はじめに

1973年4月に本学機械系学科に入学し(機械工学科に配属), 修士課程を経て1979年4月に助手として採用された。歯車の研究は, 小田 哲先生の研究室に配属された1976年4月から開始し, 今年で44年目になる。最近の学生さんは研究内容を見て配属研究室を選ばれているようであるが, 私の場合は特に何がしたいというわけでも無く選んだので, 当時その選択が後の人生に大きな影響を及ぼすとは夢にも思わなかった。修士2年の夏休みに, ある自動車会社の応募書類を提出すると小田先生に報告に行ったときに, 大学に残らないかと打診された。私が学部4年, 修士1年の時に助手で居られた永村和照先生(その後広島大学教授)のご苦勞を見ていたので一度はお断りしたが, 今思えば恥ずかしくなるような要望を了解していただいて残ることになった。当時研究室には難波千秋技官が居られ, その後1982年に宮近幸逸先生(2014年ご逝去)が講師として着任された。今こうして私が無事定年を迎えられるのは, お二人のご協力あってこそと言っても良く, 幾ら感謝しても足りないくらいである。小田先生にはとくにご迷惑をお掛けした。そもそも私は鳥取市生まれの鳥取市育ちで, 性格は鳥取県東部の人間に対してよく言われるように, 「(鍋は)煮えたら食わあ」,

「豆は煮えたら食おう」なので, 小田先生はなんでこんな気の利かない人間を採用したんだと後悔されていたに違いないが, 任期付きでも無いので鍛えるしか無いと考えられて相当なエネルギーを費やされたと思う。改めて感謝申し上げる。

助手として採用されたときに, 小田先生から言われたことが三つある。1. 大学内では本や論文は読むな, 2. 論文は家で書け, 3. 査読付き論文を年に最低2報書け(自分で)。さすがにここ数年はその通りにはできていないが, その意識は常に持ち続けて研究生活を続けてきた。

以下では, これまで行ってきた研究の幾つかを紹介させていただく。

2. 軸・軸受および歯車の変形による歯車の等価組付誤差

歯車の歯に負荷が加わる時, 軸・軸受および歯車本体の変形等により歯面の空間的位置が変化し, 歯面には組付誤差に相当する誤差(等価組付誤差 $F_{\beta x}$)が発生して歯すじ方向荷重分布が変化する。そのため, 歯車の強度が大きく変わる。しかしながら, この等価組付誤差を簡便に計算する手法が無いので, 設計上問題になっている。

本研究では, 歯車の等価組付誤差の計算プログラムを開発するためのモデルを提案した。まず軸

受剛性（ラジアル剛性，モーメント剛性）を考慮して，大，小歯車軸の曲げたわみ，ねじり変形を求める式を導いた．つぎに，これらの式と軸受剛性，ガタ，および，歯車と軸の結合条件に基づいて，一段および二段歯車減速装置の等価組付誤差を求める計算式を導き，とくに歯車についての専門知識がなくても，等価組付誤差を容易に求めることができる計算プログラムを作成した[1]．

2.1 等価組付誤差 $F_{\beta x}$ の計算

図1は，正面歯面法線荷重 F_{bt} およびスラスト F_a による三段段付き軸の曲げたわみ計算モデルを示す．ここで， F_n ：歯直角歯面法線荷重， F_{bt} ：正面歯面法線荷重， F_a ：スラスト， F_{wt} ：かみ合いピッチ円上における円周力， l_1, l_2 ：A, B側の軸長さ， d_{s1}, d_{s2} ：A, B側の軸直径， b ：歯幅， I_1, I_2 ：A, B側軸の断面二次モーメント， I_G ：歯車部断面二次モーメント， d_{b1}, d_{w1} ：歯車基礎円直径，かみ合いピッチ円直径， β_b ：基礎円筒上ねじれ角， α_{wt} ：正面かみ合い圧力角， R_A, R_B ： F_{bt} による軸受荷重， R'_A, R'_B ： F_a による軸受荷重， M_A, M_B ： F_{bt} による軸受モーメント， M'_A, M'_B ： F_a による軸受モーメント， $k_A, k_B, k'_{\theta A}, k'_{\theta B}$ ：軸受ラジアル剛性， $k_{\theta A}, k_{\theta B}, k'_{\theta A}, k'_{\theta B}$ ：軸受モーメント剛性である．モーメント剛性は，図1中に示すように，軸受を単位角度回転させるのに必要なモーメントである．

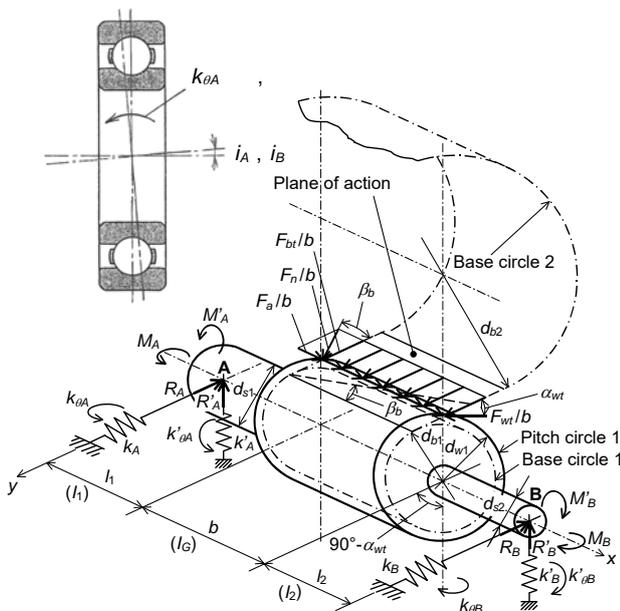


Fig.1 Calculation model of gear·shaft deflection due to applied load F_{bt} and F_a

歯面荷重 F_{bt} ， F_a は全歯幅に等分布するとして，曲げたわみ $\delta_{y_{tb}}, \delta_a$ と F_{bt} によるねじれ変位 $\delta_{y_{tt}}$ を求める計算式を導いた．なお，軸のせん断変形は考慮していない．つぎに，軸受ガタによる歯すじ変位 δ_{y_1} および歯車と軸の結合条件を考慮した歯すじ変位 δ_{y_s} を求める計算式を導いた．

以上の計算式によって求めた各変位は，歯車・軸の配置より計算した各歯車対の作用面上に変換し，各歯車の作用面上の歯すじ変位 δ_y ，各歯対の作用面上の相対歯すじ変位を求め，これらを用いて等価組付誤差 $F_{\beta x}$ を求めた．

2.1.1 軸と歯車の曲げたわみの計算

図1に示すような，軸受によって支持されている三段段付き軸の変形を考える．歯車の等価直径としては，かみ合いピッチ円直径 d_{w1} をとっている．垂直力 F_{bt} による軸・軸受および歯車本体の曲げ変形は，軸受荷重 R_A, R_B と F_{bt} との力のつりあい条件，A点まわりのモーメントのつりあい条件， $x=l_1, l_1+b$ における連続条件， $x=0, l$ における境界条件から求めた．

スラスト F_a による変形および他の段付き軸の場合においても同様に考えることができる．

2.1.2 歯車のねじれ変位，軸受ガタ，歯車・軸結合条件による歯すじ変位の計算

歯車本体の歯幅方向の位置 x における作用面上のねじれ変位 $\delta_{y_{tt}}$ は，有効歯元円直径 d_e を等価直径とする円筒に対して求めた．

軸受ガタによる作用面上の軸・歯車の変位 δ_{y_1} は，A, B端における軸受ガタより求めた．

歯車と軸の結合がスプライン，キーなどで行われている場合，一体構造の場合よりも結合剛性が低下し，これが歯面の変位に影響を及ぼすと考えられる．ここでは歯車と軸は剛体であると仮定し，歯車がハブ両端でそれぞれこわさ k_{hA}, k_{hB} のばねで支持されているとして，歯車・軸結合条件による作用面上の歯すじ変位 δ_{y_s} を計算した．

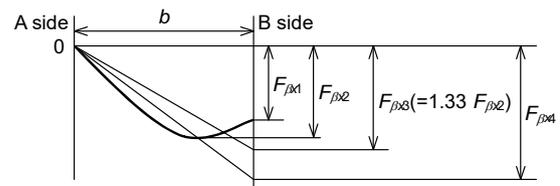


Fig.2 Definition of different kinds of equivalent misalignment $F_{\beta x1} \sim F_{\beta x4}$

2.1.3 歯車配列・トルクフロー

一段および二段歯車減速装置を例にとり6種類の配列とトルクフローを扱った。

2.1.4 歯車のねじれ方向と入力軸回転方向の組合わせによるスラスト方向の決定

曲げたわみの計算に用いるスラスト F_a の方向は、各歯車のねじれ方向と入力軸回転方向の組合わせによって決めた。

2.1.5 たわみ方向の変換

各たわみはすべて作用線方向の値に変換した。軸に2つの歯車がついている場合、一方の歯車に負荷される垂直力およびスラストによるたわみをもう一方の歯車の作用線方向に変換する必要がある、2組の歯車対の中心軸のなす角を配置角度 Ω とし、これを考慮してたわみ方向の変換を行った。

2.1.6 等価組付誤差の出力

作用面上の各歯すじ変位より、図2に示すような4種類の等価組付誤差 $F_{\beta x1} \sim F_{\beta x4}$ を求める。 $F_{\beta x1}$

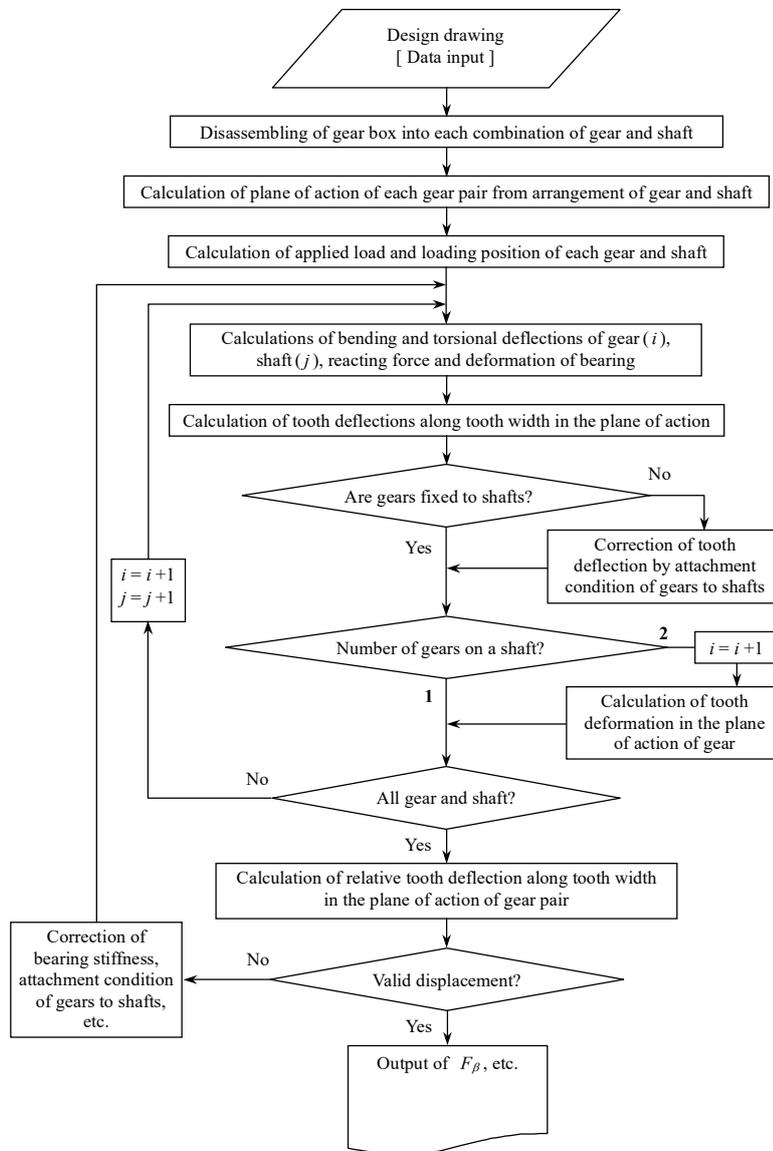
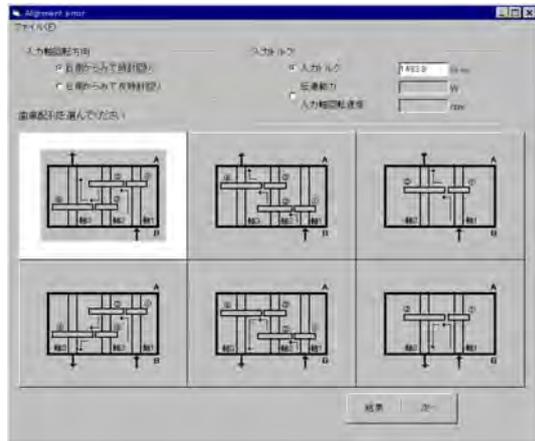


Fig.3 Flow chart for calculation of $F_{\beta x}$

は両歯幅端における歯すじ変位の差, $F_{\beta x2}$ は歯すじ変位の最大値と最小値の差, $F_{\beta x3}$ は $F_{\beta x2}$ に 1.33

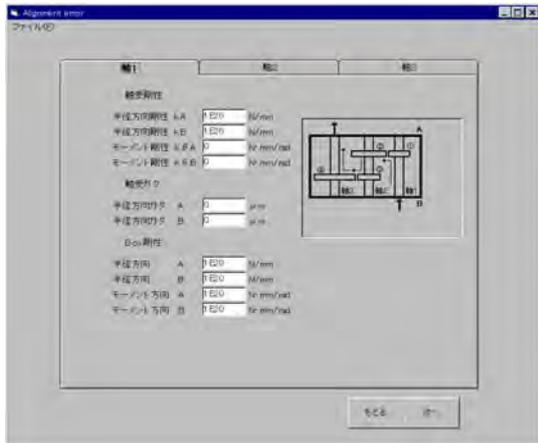
(放物線たわみを直線たわみに変換する場合に, ISO 式[2]で提案されている係数) を乗じた値, $F_{\beta x4}$



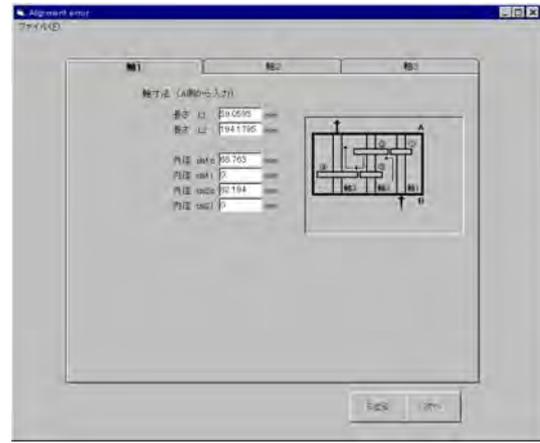
(a)



(b)



(c)



(d)



(e)

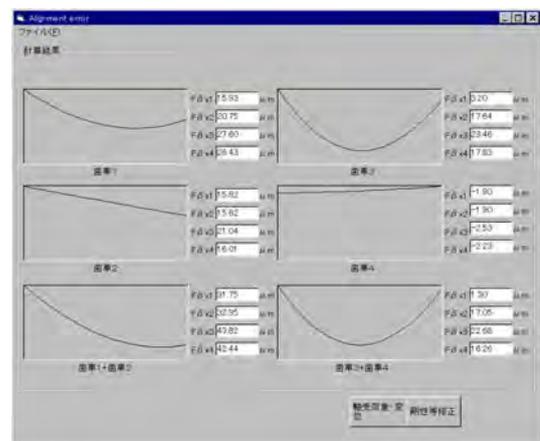


Fig.5 Example of output window

Fig.4 Example of input window for considering shafts arrangement and torque flow

は歯すじ変位を最小二乗法によって直線近似したときの両歯幅端におけるたわみの差である。

2.2 等価組付誤差の計算プログラム

2.2.1 計算フロー

2.1節で導いた計算式に基づく、相対歯すじ変位および等価組付誤差の計算プログラムを、Visual Basicによって作成した。図3は、作成した計算プログラムのフローチャートを示す。

2.2.2 ユーザーズインターフェース

図4は、入力画面を示す。図4(a)では、入力軸回転方向、入力トルク、歯車配列とトルクフローを入力する。図4(b)では、各歯車の諸元を、図4(c)では軸受剛性、軸受ガタ、歯車箱剛性を、図4(d)では軸寸法を入力し、最後に図4(e)において歯車・軸結合条件と歯車軸の配置角度 Ω を入力したのち、“計算”をクリックすると計算が実行され、出力画面が表示される。

図5は、出力画面を示す。出力画面では、各歯車および歯車対の作用面上の相対歯すじ変位、4

種類の等価組付誤差(図2)が表示される。また、各相対歯すじ変位の図をクリックすると歯幅方向の位置と変位が数値で表示される。

ここでは、歯車の強度的信頼性に極めて大きな影響を与える等価組付誤差を、歯車装置図面より推定する際のモデリングを提案し、とくに歯車についての専門知識がなくても、等価組付誤差を容易に求めることができる計算プログラムを作成した。本研究で開発した計算プログラムは、ISO 6336歯車強度計算式規格[2]運用のための道具として使用することができ、規格運用について日本の出遅れを取り戻すことができた。

3. 鋼ウォームとかみ合うプラスチックウォームおよびヘリカルホイールの発熱、動力伝達効率と寿命

従来のプラスチックヘリカルおよびウォームホイールの強度に関する研究[3][4]は、設計資料として用いるには不十分で、このため各企業の設計者は、主として自社データと経験に基づいて新規開発および設計を行っているのが現状であり、総合的な強度設計資料の提示が求められている。

本研究では、各種強度設計資料を得るための基

Table 1 Dimensions of test gears

	G-14.5		G-20	
	Worm	Wheel	Worm	Wheel
Module m_n	1			
Pressure angle α_n	14.5°		20°	
Number of thread / Number of teeth	1	42	1	40
Addendum modification coefficient	0	0	0	-0.039
Tooth surface thinning factor	-0.465	0.413	0	0
Lead angle/Helix angle γ	4.13°		3.58°	
Helix direction	Right			
Face width b	15mm	9mm	18mm	10mm



Fig.6 Photograph of test apparatus

Table 2 Materials of test gears

	G-14.5		G-20			
	Worm	Helical wheel	Worm	Helical wheel	Worm wheel	
Gear sign	GW-14.5	GAH	GW-20	GBH	GBW	GBWC
Material	S45C	Polyacetal homopolymer (POM-NH)	S45C	Polyacetal homopolymer (POM-NH)	Polyacetal homopolymer (POM-NH)	Polyacetal copolymer (POM-NC)
Finishing method	Ground	Hobbed	Rolled	Hobbed	Hobbed	Hobbed

礎研究として、鋼ウォームと組合せたプラスチックヘリカルホイールおよびウォームホイールの、各種運転条件下における歯面温度変化、寿命、歯面間の伝達効率、および摩擦係数について検討を加えた[5][6].

3.1 実験方法および実験装置

3.1.1 試験歯車

表1に本実験で用いた歯車の諸元を、表2に歯車材料と製作方法を示す. いずれのホイールもホブ切りにより製作した.

3.1.2 実験装置

実験には動力吸収式運転試験機を使用した. 図6に本学で設計、製作した試験機を示す.

3.2 実験結果および考察

3.2.1 歯幅方向の温度分布

図7は、赤外線熱画像装置により測定したヘリカルおよびウォームホイールの各歯幅位置における歯面最高温度を示す. 図7より、ヘリカルホイールはウォームと点接触するため、運転開始直後に歯の接触する歯幅中央付近から温度上昇し、繰返し数が増加するにつれて温度が歯幅方向に広がっていくが、ウォームホイールはウォームとの接触面積が広いため、運転開始直後から広い範囲で温度上昇する.

3.2.2 歯面温度

図8は、負荷トルク一定で回転速度を変えた場合の、歯面最高温度および歯面間の動力伝達効率と繰返し数の関係の一例を示す. 図8より、歯面

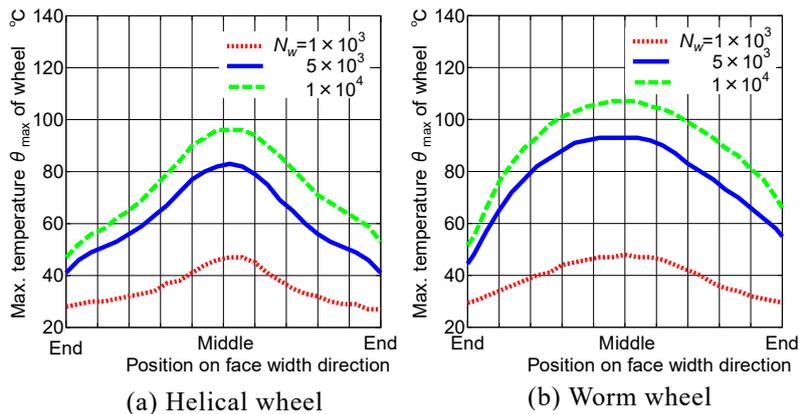


Fig.7 Tooth surface maximum temperature ($T_{wh}=3Nm$, $n_w=3000rpm$, $\alpha_n=20^\circ$, homopolymer)

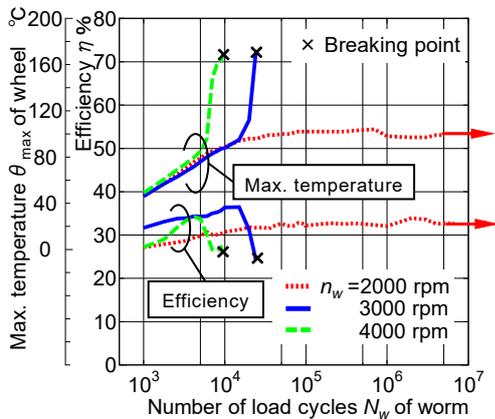


Fig.8 Changes in tooth surface maximum temperature and efficiency (GAH ($\alpha_n=14.5^\circ$, helical wheel), $c_{s0}=0.2mm$, $\Sigma=90^\circ$, $T_{wh}=3Nm$)

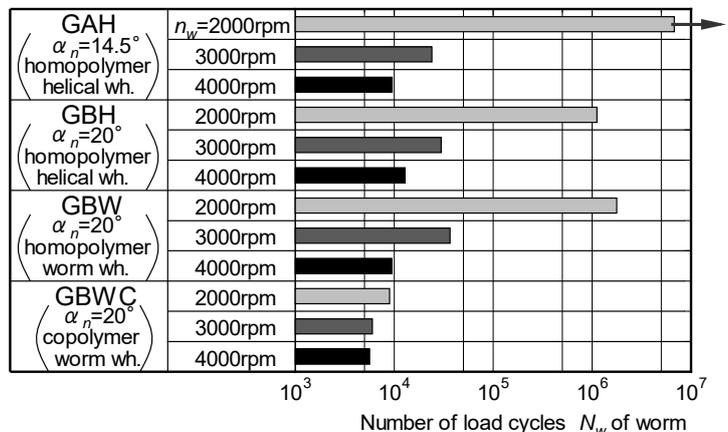


Fig.9 Comparison of lives of various wheels ($T_{wh}=3Nm$, $c_{s0}=0.2mm$, $\Sigma=90^\circ$)

最高温度は繰返し数の増加につれて増大し、材料の融点とほぼ同程度の温度で溶融に至る。図9は、ホイール側負荷トルク $T_{wh}=3Nm$ で連続運転した場合の、各試験歯車の溶融に至るまでの繰返し数(寿命)と回転速度の関係を示す。図9より、各歯車の寿命は、回転速度の増加につれて短くなる。また、ウォーム回転速度 $n_w=2000rpm$ における圧力角 14.5° のヘリカルホイールの寿命は、圧力角 20° のものよりも長いが、 $n_w=3000\sim 4000rpm$ ではほぼ同程度である。さらに、ウォーム回転速度 $n_w=2000rpm$ におけるウォームホイールの寿命は、ヘリカルホイールよりも長いが、 $n_w=3000\sim 4000rpm$ ではほぼ同程度である。一般にウォームホイールはヘリカルホイールよりも強度的に有利であるといわれているが、本実験によれば、負荷条件が厳しい場合には大きな差は無いものと考えられる。またホモポリマ材の寿命は、負荷条件にかかわらずコポリマ材よりも長く、その程度は低回転速度域では極めて大きい。一般にウォームホイールの材料としてホモポリマ材がよく用いられており、本実験においてもホモポリマ材のほうがコポリマ材よりも有利であることが認められた。

3.2.3 寿命に及ぼす組付け誤差の影響

図10, 11は、負荷トルクおよび回転速度一定でバックラッシおよび軸角を変えた場合の、各

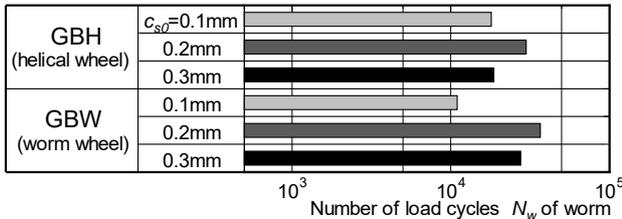


Fig.10 Comparison of lives of various wheels ($T_{wh}=3Nm, n_w=3000rpm, \Sigma=90^\circ$)

試験歯車の寿命を示す。図10より、ヘリカルおよびウォームホイールの寿命は、バックラッシ $c_{s0}=0.2mm$ の場合が最も長い。また図11より、軸角を $\Sigma=90^\circ$ から $\pm 0.5^\circ$ 変化させた場合、ヘリカルホイールの寿命に大きな変化は見られないが、ウォームホイールの寿命は大幅に低下することが認められる。これらのことから、寿命に及ぼす組付け誤差の影響は、ウォームホイールよりもヘリカルホイールのほうが小さいことが確認された。

4. 表面転造を施した高密度焼結金属歯車の荷重伝達能力

近年、動力伝達用歯車の生産コスト低減が強く求められ、焼結金属歯車が期待されている。しかし、通常の焼結材には10%程度の空孔が存在するため溶製材に比べて強度が低く、焼結材を高速かつ高荷重下で使用される動力伝達用歯車材料として使用するためには、高強度化する必要がある。高強度化の方法の一つとして高密度化が挙げられ、HIPや熱間鍛造が検討されている[7][8]。しかし、これらの方法により高密度化された焼結材は、強度は溶製材に匹敵する程度になるが、生産コストが溶製材歯車と同程度かそれ以上になるため、焼結金属歯車の使用範囲拡大には繋がっていない。

ここでは、新しく開発された高密度焼結金属材料[9]で製作した歯車およびこの歯車に表面転造

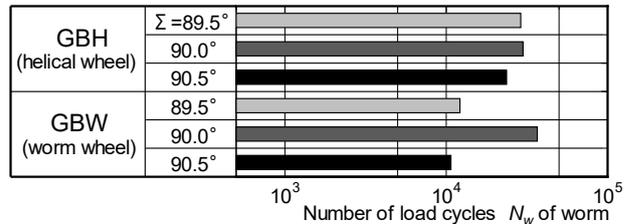


Fig.11 Comparison of lives of various wheels ($T_{wh}=3Nm, n_w=3000rpm, c_{s0}=0.2mm$)

Table 3 Dimensions of test gears

	Gear		Pinion
	GH	GHR	SNCM
Gear sign	GH	GHR	SNCM
Module	m 3		
Pressure angle	a_0 20°		
Number of teeth	z 26		13
Face width	b 6mm		17mm
Addendum modification coefficient	x 0		0.24
Material	High density sintered metal		SNCM420
Heat treatment	Carburized		
Amount of rolling	Δd_r —	150mm	—
Tooth surface finishing	Ground		

を施した歯車に対して運転試験を行い、高密度焼結金属歯車の荷重伝達能力とこれに及ぼす表面転造の影響について調べた。また、これらの歯車の荷重伝達能力と浸炭焼入れ溶製材歯車に対する結果との比較検討を行い、表面転造を施した高密度焼結金属歯車は浸炭焼入れ溶製材歯車に匹敵する荷重伝達能力を有することを示した [10]。

4.1 実験方法および実験装置

4.1.1 試験歯車

表3は、歯車記号と諸元および製造条件を示す。大歯車の材料は、Fe-1.5Cr-0.2Mo-0.23Cの完全合金粉（ヘガネス AB 社製 Hipaloy® [9]）である。焼結工程は、一般的な焼結方法である一回圧縮一回焼結（1P1S）、焼結温度は1280℃、密度7.6g/cm³、ヤング率 $E=190\text{GPa}$ 、ポアソン比 $\nu=0.29$ である。歯車GHは、焼結円板をホブ切り後浸炭焼入れを施し研削仕上げした歯車である。歯車GHRは、ホブ切り後表面転造を施し、浸炭焼入れ後研削仕上げした歯車である。転造方法はプランジ式転造[11][12]、転造量は片側歯厚減少量で150 μm である（転造工具の押込み量600 μm ）。図12は、歯車と転造工具を転造盤に取り付けた状態を示す。



Fig.12 Configuration of plunge tool and sintered metal gear installed in rolling apparatus

4.1.2 実験方法

各歯車のピッチ点近傍断面において、歯表面から内部方向に空孔写真を撮影した。

運転試験には、本学で設計、製作した、図13に示す動力循環式運転試験機[13]を用いた。潤滑には工業用汎用潤滑油を使用し、油温40℃、油量0.4L/minで強制潤滑した。荷重繰返し数が 1.5×10^7 を超えても損傷面積率が2%に達しないときの荷重をもって疲労限度荷重とした。

4.2 実験結果および考察

4.2.1 空孔写真

図14は、歯車GH、GHRのピッチ点近傍の空孔写真を示す。また、比較のために、従来の焼結材（Fe-2Cu-0.8C混合粉、密度6.9g/cm³）により製作した歯車（歯車記号GL）[14]の結果も合わせて示す。図14より、高密度焼結金属歯車は、従来

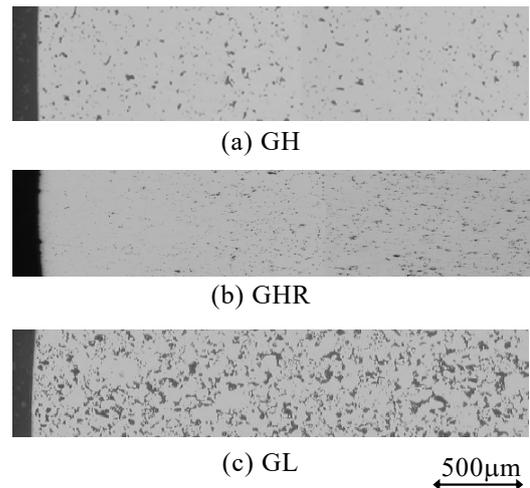


Fig.14 Microphotograph of sintered metal gears (pitch point)

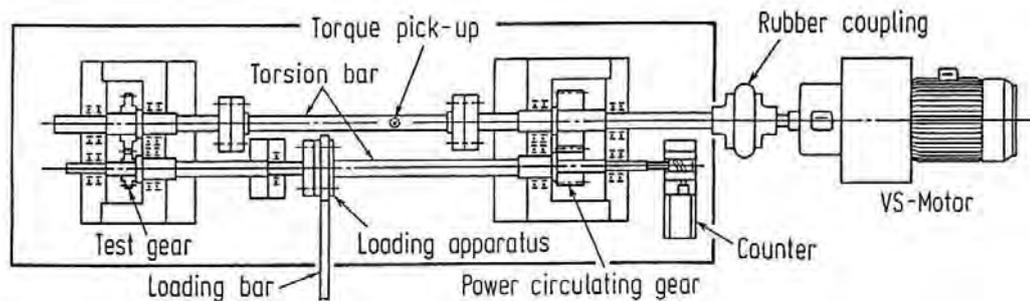


Fig.13 Power-circulating-type gear test machine

材焼結金属歯車と比較して空孔が著しく減少していることが認められる。また、高密度焼結金属歯車でも表面転造を施すことにより表面近傍がさらに高密度化され、表面近傍の空孔率はほぼ零になることがわかる。

4.2.2 焼結金属歯車の荷重伝達能力

図15は、各試験歯車（大歯車）に対する $S-N$ 曲線を示す。なお、図15 (a), (b)は、試験歯車をそれぞれ駆動歯車、被動歯車として使用した場合の結果を示す。縦軸に、焼結材のヤング率、ポアソン比を用いて計算したかみ合いピッチ点のヘルツ応力 σ_H 、溶製材のヤング率、ポアソン比を用いて計算したヘルツ応力 σ'_H をとり、横軸に、荷重繰返し数 N をとっている。損傷形態は、焼結金属歯車、溶製材歯車のいずれにおいても、歯の表面からき裂が発生し進展するピッチング損傷であった。損傷は、すべてピッチ点近傍に発生していた。また、外観的には駆動、被動時の損傷形態に大きな違いは見られなかった。図15より、高密度焼結金属歯車に表面転造を施すことにより疲労限度が増大し、試験歯車を駆動歯車として使用した際の疲労限度は、被動歯車として使用した場合より低くなることわかる。

図16は、図15の結果より求めた、各試験歯車の $N=1.5 \times 10^7$ 寿命に対する面圧疲労限度 σ'_{Hu} を比較して示す。図16では、疲労限度を σ'_{Hu} で比較しているのので、焼結金属歯車と溶製材歯車の荷重伝達能力が直接比較できる。図16より、焼結金属歯車、溶製材歯車のいずれにおいても、駆動歯車として使用した場合の面圧疲労限度は、

被動歯車として使用する場合よりも低くなり、その差はGHでは10%程度、GHRでは5%程度、SNCMでは2%程度であることがわかる。駆動歯車の面圧疲労限度が被動歯車の場合よりも小さくなるのは、駆動歯車ではすべりがピッチ点から離れる方向に作用するため、これによってピッチ点に生じる引張作用が損傷の発生に影響を与えることによると考えられる。また、歯車によって駆動時と被動時の強度の差が異なるのは、表面に存在する空孔量が影響しているものと考えられ、空孔量の増加につれて強度差が大きくなっている。

焼結金属歯車の面圧疲労強度は、表面転造を施すことにより増大する。これは、転造により表面近傍の空孔率が減少するため、損傷の起点となる欠陥が少なくなることによると考えられる。表面転造による面圧疲労限度の増大割合は、駆動歯車として用いた場合で10%程度、被動歯車として用いた場合で5%程度である。また高密度焼結金属歯車GHの疲労限度は、駆動歯車として使用した場合

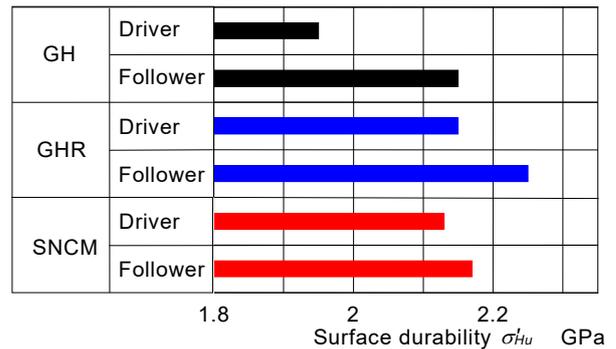


Fig.16 Surface durability for $N=1.5 \times 10^7$

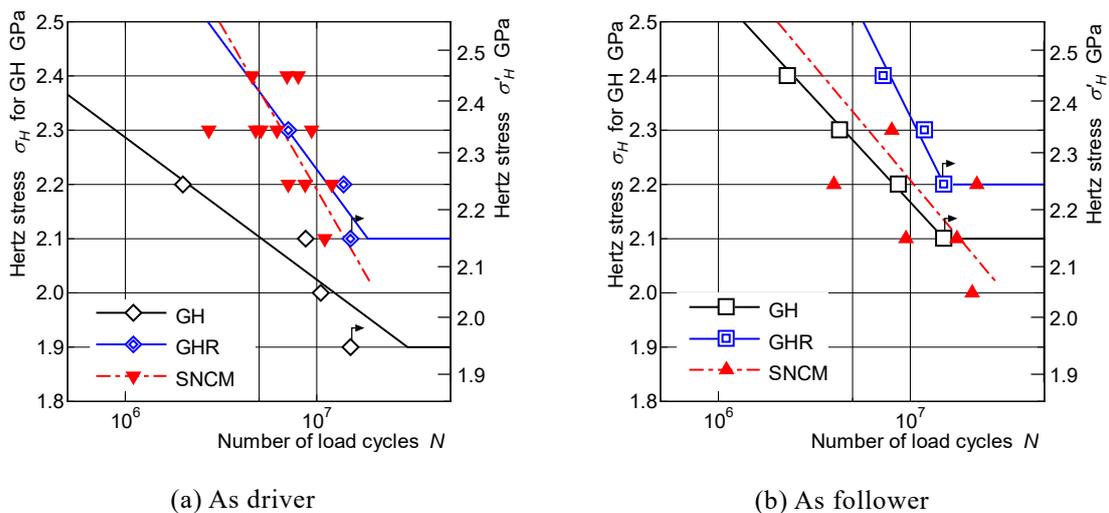


Fig.15 Running test results

は溶製材歯車よりも小さいが、表面転造を施すことにより、同程度になることが認められる。被動歯車として使用した場合は、表面転造なしでも溶製材歯車と同程度であるが、表面転造によりさらに増大する。これらのことから、本研究で用いた高密度焼結金属歯車は、表面転造を施すことにより、動力伝達用歯車として十分使用可能であることを示すことができた。

5. おわりに

筆者が研究室に入って以来40年以上にわたって行ってきた歯車研究の一部を紹介した。今更歯車の研究なんてすることが有るの?とよく聞かれるが、その回答は「有る」、である。重工業、自動車業界を始め機械産業において歯車は重要な機械要素の一つであり、強度、動力損失、振動・騒音の問題など常に解決すべき課題が有る。日本機械学会、日本歯車工業会では、毎年それぞれ別個に講習会を開催しているが、毎回定員以上の聴講希望があり、企業では歯車の教育を受けた学生が必要とされている。小田 哲先生が鳥取大学着任時より進められて受け継がれてきた歯車の研究であるが、現在も共同研究の打診が毎年お断りするくらいある。本学で今後歯車の研究を少しでも続けていただけたら筆者にとってこれ以上の喜びはないが...

参考文献

- [1] 小出隆夫, 小田哲, 松浦昇吾, 久保愛三: 軸・軸受および歯車の変形による歯車の等価組付誤差 (計算モデルの提案とプログラム開発), 日本機械学会論文集 C 編, 67-659, pp. 2329-2336, 2001.
- [2] ISO6336, 2006.
- [3] 武士俣貞助, 佐久田博司, 井出弘樹: 射出成形プラスチックウォームギヤの動力伝達効率, 日本機械学会講演論文集, 97-14, pp. 469-471, 1997.
- [4] 武士俣貞助, 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, 61-582, pp. 97-102, 1995.
- [5] 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, 日本機械学会講演論文集, No. 8-12, pp. 69-72, 2008.

- [6] Koide, T., Takahashi, M., Takahashi, H., and Miyachika, K.: Heat Generation, Power Transmission Efficiency, and Life of Plastic Worm and Helical Wheels meshed with Steel Worm, Proc. of the ASME 2011 IDETC/CIE2011, on CD-ROM, DETC2011-47557, 2011.
- [7] 吉田 彰, 大上祐司, 張 紅新, 大家幸之助, 佐久間 均: HIP および常圧で焼結された高周波焼入れ粉末ローラの面圧強さ, 日本機械学会論文集 C 編, 62-582, pp. 716-723, 1995.
- [8] 關 正憲, 吉田 彰, 柳澤俊彦, 澤田雅仁, 佐藤正昭: 粉末鍛造歯車の疲れ強さに及ぼす圧粉密度の影響, 日本機械学会講演論文集, No. 065-1, pp. 341-342, 2006.
- [9] Höganäs AB, http://www.hoganas.com/Documents/Brochures/Hipaloy_September_2010.pdf
- [10] 小出隆夫, 深井康宏, 竹増光家, 宮近幸逸: 表面転造を施した高密度焼結金属歯車の荷重伝達能力, 日本機械学会論文集 C 編, 77-775, pp. 591-596, 2011.
- [11] Takemasu, T., and Shinbutsu, T.: Form Rolling for Finishing Powder Metal Gears, Gearsolutions, pp. 33-39, Media Solutions, Inc., 2004.
- [12] Takemasu, T., Koide, T., Takeda, Y., and Bengtsson, S.: Precision Gear Profile with Chromium Alloyed Steel, Proceedings of the International Powder Metallurgy Conference & Exhibition Euro PM2007, Vol. 3, pp. 413-418, 2007.
- [13] 小田 哲, 小出隆夫: 小歯数歯車の負荷能力に関する研究 [第1報, 調質鋼平歯車 ($z = 13$) の面圧強度], 日本機械学会論文集 C 編, 50-454, pp. 1039-1044, 1984.
- [14] Koide, T., Ishizuka, I., Takemasu, T., Miyachika, K., and Oda, S.: Load Bearing Capacity of Surface-Rolled Sintered Metal Gears, International Journal of Automation Technology, Vol. 2, No. 5, pp. 334-340, 2008.

(受理 令和元年10月21日)