

539.431 : 621.833.031

## 平 歯 車 の 負 荷 能 力 に つ い て

(新しい歯車負荷能力試験機と歯すじ誤差のある平歯車のなじみと損傷)

上 野 拓\*\*, 石 橋 彰\*\*\*, 田 中 成 忠\*\*

## 1. 緒 言

歯車の損傷で問題になるのは、歯の折損、ピッチング(摩耗)および焼付きである。焼付きは、特に高速運転のときにしか問題にならないので、本研究では一応除外することにする。歯車の負荷能力に関する研究はいろいろ行なわれているが、かみあい精度の変化やなじみの影響まで十分考慮にいたれた実験的研究結果はほとんどない。それには、適当な歯車負荷能力試験機がないことも原因していると思う。著者らは、各種歯車をなじませたり、強制摩耗させた場合のかみあい精度の変化などについて発表した<sup>(1)~(4)</sup>。これらの研究で用いた試験機は動力吸収式であるので、加えうる荷重が小さく、大きな荷重のもとにおけるなじみやピッチングなどの損傷に関する研究は行なうことができなかった。また、著者のひとりが、歯車の面圧強さと曲げ強さをバランスさせる研究<sup>(5)</sup>をまとめるためにいろいろの研究者の書物や論文を調査し、設計資料を集めているうちに、著者自身で歯車の損傷に関する実験を行ない、不明確な点〔文献(5)の討論<sup>(6)</sup>にも一部指摘されている〕を解明する必要性を痛感し、本研究を始めたのである。

## 2. 今までの試験機の問題点と著者らの試験機の設計・製作

**2.1 今までの歯車負荷能力試験機の問題点** 今までに作られた円筒歯車の負荷能力試験機は 15 種類に分けることができると思う。その中の 12 種類は文献(7)にまとめて示され、文献(8)の緒言に2種類、文献(9)に1種類が示されている。

現在数多く使用されている歯車負荷能力試験機は、試験歯車の静止中に所定の荷重(円周力)をかけた後に起動させるという方式のものが多く、この方式に属

する G. Niemann の試験機<sup>(10)</sup>は、構造が簡単であるので便利であるためか、主として歯面の負荷能力に関するたくさんのデータを得るのに使用された<sup>(11)~(17)</sup>。このような試験機は、ドイツ以外の国でもたくさん使用されているようである。

しかしながら、歯車の負荷能力(特に面圧強さ)を研究する実験装置としては、試験歯車の回転中に荷重をかけうるもののほうがよいのは明らかである。その理由は、試験歯車が静止した状態で荷重をかけて運転を開始するものは、運転開始直後に歯の接触部にほとんど油膜がない状態で、すべりをともなうころがり接触が行なわれるので、歯車の精度検査などのための運転中断(起動または停止)の回数などの影響が大きく表われると考えられるからである。それで著者らは、無負荷状態で所定の回転数にした後に、試験歯車の回転中に荷重がかけられる方式の試験機を作ることとし、すでに発表されているこの方式の試験機について検討を行なった。しかし、構造が簡単で、しかも取扱いおよび保守点検が容易なものはないように思われたので、新しく構想をねりなおして、独自の試験機を設計・製作することにした。

**2.2 試作した歯車負荷能力試験機** 試作する試験機において、加えうる円周力は 1800 rpm で 1000 kg (約 200 馬力)を目標とした。いろいろ検討した結果、歯車軸が傾いても片当たりせず、またセルフセンタリングの作用をもつ円弧歯すじ歯車<sup>(18)</sup>を動力循環歯車に用いれば、著者らの目的にかなった新しい方式の歯車負荷能力試験機が設計製作できることがわかった。円弧歯すじ歯車は軸が傾いても片当たりしないので、正しく加工された試験歯車が傾いて取付けられたときに生ずる片当たりの実験もできる。従来の試験機でこのような実験をしようとするれば、試験歯車と動力循環歯車をむすぶ軸の中間に自在継手をいれなければならない。

設計製作した試験機の平面略図を図1に示す。図2に、その試験機の動力循環歯車である一對の円弧歯すじ歯車と負荷装置部を示す。試験歯車の運転中に荷重がかけられる試験機としては、非常に構造が簡単であ

\* 昭和41年10月16日 第44期全国大会講演会および昭和42年11月12日 創立70周年記念中国四国・九州地区祝賀会講演会において講演、原稿受付 昭和46年3月29日。

\*\* 正員、九州大学工学部。

\*\*\* 正員、佐賀大学理工学部(佐賀市本庄町1)。

ることがわかる。20 馬力の三相誘導電動機から V ベルト、変速機、ゴムカップリングをへて試験機がまわされる。試験歯車は、側面振れが生じないように外周近くをがんじようにささえている。循環歯車（円弧歯すじ歯車）の軸受部に、運転中に荷重をかける装置が組込まれている。つぎに荷重装置の作動原理を説明する。

図 1 と 3 において、①と②が循環歯車で歯幅の中央のねじれ角が零の円弧歯すじの円筒歯車（円弧ば歯車ともいう、 $m_s=5$ ,  $z_1=z_2=31$ ,  $b=60$ ）である。歯幅の 80% に無荷状態では黒当たりがつくようなクラウニングが与えてある。歯車①の内側はすぐば内歯車になっていて、これとぴったり合う平歯車③の上をすべれる構造になっている。歯車②の内側は、はすば内歯車になっていて、軸の一部にきられたはすば歯車④の

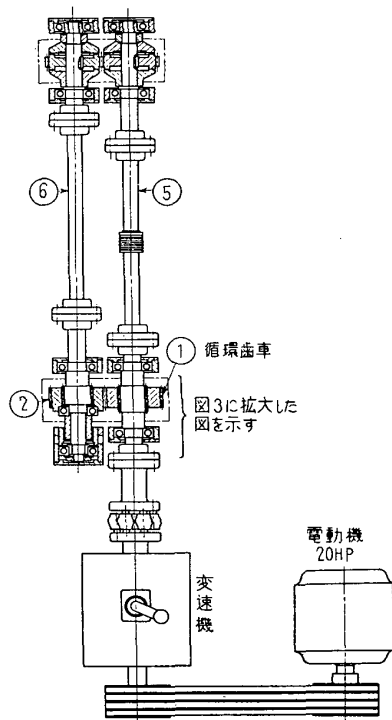


図 1 設計製作した動力循環式歯車負荷能力試験機の平面略図

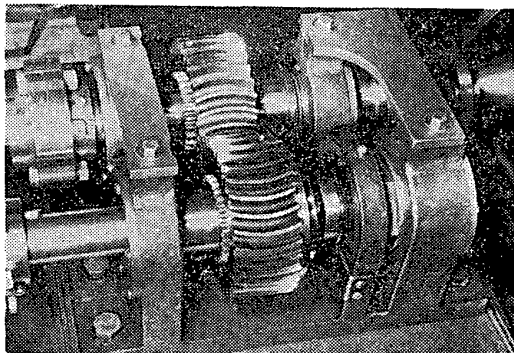


図 2 試作した試験機の動力循環歯車である一對の円弧歯すじ歯車と負荷装置部

歯すじにそって回転しながらすべれる構造になっている。歯車②を軸方向（図 1 と 3 では上側）に押しさえすれば、トーションバー⑤と⑥がねじられ試験歯車に荷重がかけられる。なお歯車②が軸方向に移動させられたときには、相手歯車①は円弧ば歯車の特性であるセルフセンタリング作用によって自ら軸方向に移動して、正しい関係位置で歯車②とかみあう。歯車②を押す機構にはつぎのような特別のくふうがされている。循環歯車②にアンギュラコンタクトの軸受⑦の外輪を固定し、その内輪は外周にねじをきったスリーブ⑧および内側にねじをきったスリーブ⑨を介して、もう一つのアンギュラコンタクトの軸受⑩の外輪を押すようになっている。軸受⑩の内輪は、はすば歯車④の軸にきられたねじ⑪で固定されている。なお、スリーブ⑧の回転はキーの役目をする板⑫によってとめられている。試験歯車の運転中にスリーブ⑨を大きなスパナでまわせば（スリーブ⑨の一部をウォームホイールにすれば、ウォームと電動機によってもまわすことができる）、循環歯車②が軸方向に押され試験歯車に荷重がかかる。試験歯車に荷重がかかった状態では、スリーブ⑧と⑨には圧縮力、はすば歯車④の軸には引張力が作用するが、その大きさが等しいので打消し合って、荷重装置に原因する軸方向の力は外（ハウジング）にはでてこない。もちろん循環歯車は、円弧ば歯車であるのでスラストは全く発生しない。したがって、円周力 1000 kg, 1800 rpm の場合でも、6310 または 7310 A の玉軸受で十分であり、軸受部が大きくなりすぎて試験機の設計に困るというようなことはなかった。

試験歯車に加える荷重の大きさは、スリーブ⑨の回転角度で知ることもしける。たとえば、試験歯車(6)

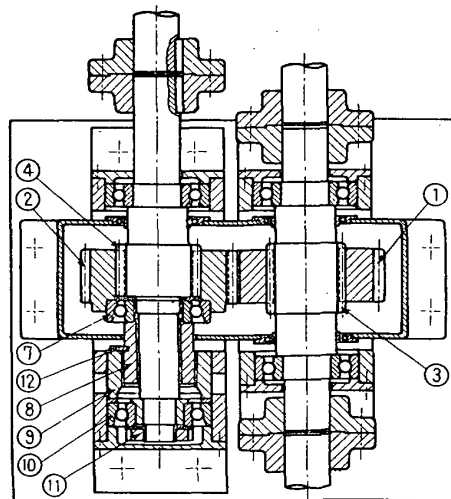


図 3 運転中に負荷をかける装置部（①と②が円弧歯すじ歯車）

(表1参照)の場合には, スリーブ⑨の回転角度  $1^\circ$  が円周力  $0.36 \text{ kg}$  に相当する. 歯のたわみは, トーションバーなどの変形に比較すれば小さいが, 厳密には歯車の歯幅やモジュールが変わるごとにスリーブの回転角度と円周力との関係を検定しなければならない. 本論文に述べる実験の場合は, トーションバー⑤にはった抵抗線ひずみゲージの抵抗変化に基づく電圧変化を, 銀製のスリプリングから取り出しトルクメータにいれ, あらかじめ検定してもとめているひずみと円周力の表で所要の荷重をかけた. 図4に検定して得たひずみとトルクとの関係を示す. 荷重を増加させる場合も減少させる場合もほとんど同じ直線で示されることを確認した.

### 3. 試験歯車

本研究において用いた試験歯車対の番号とそれらの歯車の主要諸元を表1に示す. 歯車(1), (3), (4), (5)には片当たりになるような歯すじ誤差がある. 片当たりする歯車では, 単位歯幅当たりの荷重が歯すじにそってしだいに变化するので, ある特定の荷重による1回の試験で, ピッチングの発生しない単位歯幅当たりの荷重またはヘルツ応力を知ることができる.

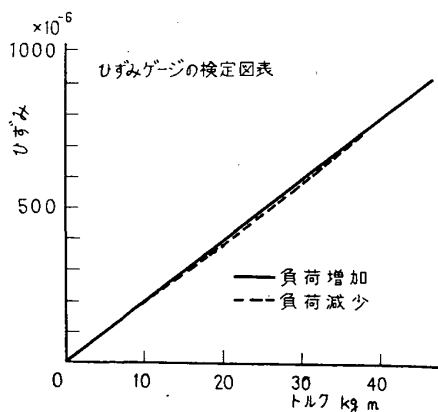


図4 試作した歯車負荷能力試験機のトーションバーのひずみとトルクの関係

歯すじ方向誤差(ねじれ角誤差)はつぎのようにして与えた. 一对の試験歯車のうち, いっぽうを正しく仕上げ, それとかみあう相手歯車にわずかのねじれ角を与えた. 平歯車の歯すじ方向誤差に相当するようなわずかのねじれ角をもつば歯車は, ホブ盤の差動装置のみの利用によっては歯切りできない. 著者らは, 差動歯車を使わないでは歯車を歯切りする方法と, 差動歯車を使って歯切りする方法とを組合わせて, 本実験に必要な歯すじ方向誤差のある試験歯車を作った.

铸铁およびS45C歯車はSKH3のホブを使用して歯切りした.  $330 H_B$ のSCM3は油焼入れ後に焼もどしによって所定のかたさにして, 材質YXM3のホブで歯切りした. SNCM9の歯車は焼なまし状態で荒歯切加工を行ない, 所定のかたさ( $520 H_B$ )にした後に超硬ホブ<sup>(19)</sup>で仕上加工を行なったものである. 歯車(1)~(6)の精度は, わざと誤差を与えた歯すじを除けば, JIS 1~2級の精度である. 歯車(7)は研削仕上であり, JIS 0級の精度である.

表2に試験歯車のうち主要なものに対して, 歯の折れおよびピッチング(面圧)に対する許容円周力をD. W. Dudleyの方法<sup>(20)</sup>で計算した結果を示す. また参考のため, 片当たりがないと仮定したときの計算結果, および片当たりを考慮してない書物<sup>(21)</sup>による結果も示している. ただし, いずれの計算においても, 速度係数は1, また駆動および負荷側の荷重変動はないと仮定している.

### 4. 試験条件

試験荷重(円周力)は表2に示される許容円周力の値と著者らのこれまでの経験をもとにしてきめた. 潤滑は油浴で行ない, 油面の高さは静止の状態であらうど全歯たけが浸るようにした. 潤滑油はMobil石油のDTE Heavy Mediumを使用した. 油温は $40^\circ\text{C}$ ~ $50^\circ\text{C}$ の範囲にはいるように, 2台の扇風機を適当に

表1 一对の試験歯車(駆動歯車も被動歯車も同じ材質で同じ歯数)につけた番号と諸元

諸元	歯車の 番号 記号	歯車（１）	歯車（２）	歯車（３）	歯車（４）	歯車（５）	歯車（６）	歯車（７）
材 種		鋳 鉄	SNCM9	SCM3	S45C	S45C	S45C	SCM3
ブリネルかたさ	$H_B$	200	520	330	200	190	200	290
正面モジュール	$m_s$	2.5	3.0	3.0	3.0	2.5	3.0	4.0
歯 数	$z$	62	52	52	52	62	52	39
正面圧力角	$\alpha_s$	20°	18°58′	18°58′	18°58′	20°	18°58′	18°58′
ピッチ円直径 mm	$d$	155	155	155	155	155	155	155
歯先円直径 mm	$d_k$	160.0	161.0	161.0	161.0	160.0	161.0	162.6
歯 幅 mm	$b$	30	20	15	30	30	30	8
片当たり量 mm/mm	$\Delta\beta$	0.05/10	～0	0.05/10	0.006 6/10	0.05/10	～0	～0

使用して歯車箱の外側から冷却した。測定項目は、運転時間とともに増加する歯すじ方向の当たり幅、ころがり疲れに基づく金属の小片の脱落のあと（ピットとよぶ、直径 0.1 mm 以上の大きさのもののみ考慮する）の数、歯形、歯すじおよびかみあい精度である。また参考のため、騒音も測定したが、本論文では記述を省略する。

### 5. 3 種類の代表的材料で作った歯車の負荷能力試験

試作した歯車負荷能力試験機は、試運転後特に改造をする所もなく予定どおりの性能で運転することができた。この章では試験機の性能試験も一部ふくめ、3 種類の材種の歯車の負荷試験結果を述べる。

**5.1 鋳鉄歯車** 一般に鋳鉄はもろいので、動力伝達用の平歯車の材料としてはあまり用いられない。しかし、なじみ性がよく、また弾性係数や切欠き係数も小さい<sup>(22)</sup>ので、衝撃荷重のないところに使用すれば、一般に想像されているより大きな負荷能力があると考えられる。

鋳鉄歯車である歯車(1)は、歯幅 10 mm につき 0.05 mm の歯すじ方向誤差( $\Delta\beta=0.005$ )があるので、片当たりしている。無負荷状態における歯すじ方向の当たり幅は約 1.5 mm である。許容円周力は表 2 に



図 5 鋳鉄歯車の負荷運転後のかみあい精度 (和栗式試験機による)

示すように、0.5~11 kg である。円周力は試験歯車の運転中に、約 1 分間の間に所定の値になるように加えたが、運転時間に対しては、段階的に増加させた。予備実験の結果、許容円周力より著しく大きな円周力を加えないと損傷が生じないということがわかっていたので、歯車(1)では、最初に 20 kg をかけ、その後 100 分間ごとに 20 kg ずつ段階的にふやし、400 分後に 100 kg とし、その後は一定の円周力 100 kg で 89.12 時間(積算回転数は  $1.0 \times 10^7$ )だけ運転した。ピッチ円周速度は 14.1 m/s、回転数は 1740 rpm である。

図 5 に負荷運転後の片歯面かみあい精度を示すが、負荷運転前のもの(図省略)とほとんど同じである。精度曲線の中央上部の高い山は、0.14 mm の厚さのフィルムをかみあい部にはさみ、わざと被動歯車を進めて描かせたものである。10<sup>7</sup> 回転後には、被動歯車の 1 枚の歯に 1~3 個のピットが発生し、合計で約 110 個のピットが発生していた(図 6 参照)。なお、図 5 は無負荷で測定したかみあい精度であるから、片当たりがひどくピットが発生している部分のかみあい精度を示している。負荷がかかれば、ピットの少ない部分、すなわち運転直後とほとんど同じ程度の精度の部分(かすかに当たっているところ)がかみあい、負荷運転によって摩耗や多少のピッチングが生じて、かみあい精度は悪くならないものと考えられる。

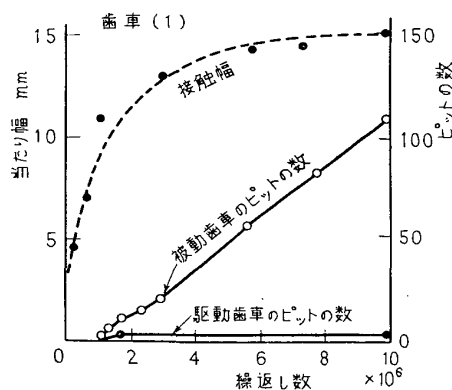


図 6 歯車(1)の当たり幅とピットの数の増加

表 2 主要な試験歯車の許容円周力(片当たりがないとした場合は歯幅 10 mm の値)

歯の当たり	書物の名称	許容円周力	歯車(1)	歯車(2)	歯車(3)	歯車(4)	歯車(5)
表1のような片当たりがある場合	Practical Gear Design [文献(20)]	曲げ(歯先) kg	0.5	—	17	29	4
		曲げ(最悪) kg	2	—	59	100	13
		面圧(ピッチ点) kg	11	—	18	19	3
片当たりがないと仮定した場合	Practical Gear Design [文献(20)]	曲げ(歯先) kg/10 mm	18	224	142	74	74
		曲げ(最悪) kg/10 mm	34	454	264	137	137
		面圧(ピッチ点) kg/10 mm	88	410	160	60	60
	歯車の設計と製作 <sup>(21)</sup>	曲げ kg/10 mm	74	660	431	228	216
		面圧 kg/10 mm	223	636	224	81	73

図6に繰返し数とともに増加する歯すじ方向の当たり幅とピットの数を示す。被動歯車のほうにピットが多く発生している。一般に、被動歯車より駆動歯車(歯元)にピットが発生しやすいと述べられている<sup>(23)</sup>。このことに関しては、ピッチングに及ぼす材質の影響などを考慮にいれて、今後十分検討する必要があると思う。図7は片当たりの強い側の歯の側面より1mmの位置における歯形とピッチ円筒上の歯すじの変化を示す。

歯車(1)と同じ材質で同じ片当たり誤差をもつ歯車を円周力390kg, 540rpmで運転したところ、 $1.7 \times 10^5$ 回転後に歯の一部が折損した。この歯車において、折損していない歯にピッチ点付近を起点とするき裂が見つかった。荷重を150kgにした場合は、 $6 \times 10^5$ 回転させても歯は1枚も折損しなかったが、ある1枚の歯にピッチ点付近から生長したと思われる約4mmの長さ(深さ)のき裂を発見した。鋳鉄のようにもろい材料で作った歯車で片当たりがある場合には、常識的ではないけれども、歯は必ずしも歯元から折れない場合があるということがわかった。このようなことは、実際に使われている歯車にもまれに認められている<sup>(24)</sup>。

**5.2 NiCrMo 鋼歯車** この歯車は荒削り後、520  $H_B$  (ショアかたさ  $H_s \approx 70$ ) に硬化した後に超硬ホブで仕上げたものであるが、歯切り後(負荷運転前)のかみあい精度は図8のように、ホブ切歯車としては最高の精度である。この試験歯車を用いて、試作し

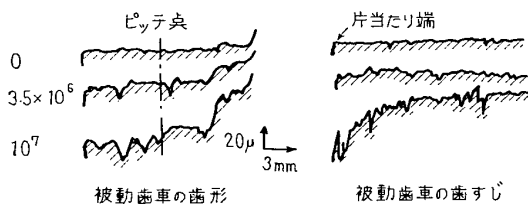


図7 歯車(1)の歯形と歯すじの変化



図8 520  $H_B$  の NiCrMo 鋼歯車を超硬ホブで仕上げたままの精度

た負荷能力試験機の設計荷重(円周力1000kg)以上の荷重まで試験することにした。歯車の回転数は、歯車(1)の場合より少し低い1220rpmとした\*。荷重は600kgから始め、3時間ごとに100kgずつ大きくして、12時間後に1000kgとした。93時間運転後に設計荷重以上である1100kgの円周力にしたが、特に異常が認められなかった。そのまま運転を続行し44時間後(運転開始から合計 $10^7$ 回転後)に運転を中止した。 $10^7$ 回転後のかみあい精度を図9に示すが、図8と比較してごくわずかだけ精度が悪くなったように見える(1100kgの円周力による歯の弾性変形を考慮にいれば、精度が悪くなったとはいえないかも知れない)。図10に歯形の変化を示すが、 $10^7$ 回転によって歯元部が数ミクロンだけ摩耗していることがわかる。なお、ピットは駆動歯車に39個、被動歯車に67個発生していたが、いずれも0.2mm径以下の非常に小さなもので、一般には無視される程度のものであった。

**5.3 CrMo 鋼歯車** 鋼材の曲げ疲れ試験では、疲れ限度が存在することはよく知られている。しかし、接触面に対しては疲れ限度(ピッチングが生じないか、またはピットの増加が停止する上の限界の接触応

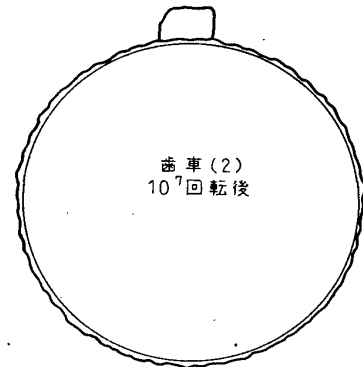


図9 NiCrMo 鋼歯車の負荷運転後の精度

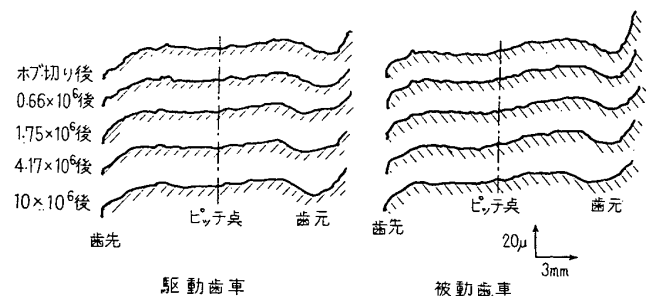


図10 歯車(2)の歯形の変化

\* この試験機の設置してある部屋には、他に数種の試験機があり、また手仕上げ工場でもあり、人の出入りが多いので、万一の危険を考慮して回転数を低くしたのである。他の実験室に設置されたこれと同じ構造の試験機は、3000rpmでも支障なく運転している。

力で、ピッチング限またはころがり疲れ限度といわれている)がないと信じている人も多い<sup>(25)</sup>。それで、歯車(3)は今までの実験より相当長く運転した。歯切り後のかみあい精度を図 11 に示す。1220 rpm, 円周力 200 kg で 3 時間, 250 kg で 3 時間, 300 kg で 3 時間運転した後に 350 kg で 264.2 時間(積算回転数  $2 \times 10^7$ ) 運転した後のかみあい精度を図 12 に示す。許容円周力の 10 倍以上の円周力で 2000 万回転させても、かみあい精度は、歯切り後のものからほとんど変化していない。繰返し数に対するピットの増加を図 13 に示す。ピットの数増加率は、 $10^7$  回転後には相当小さくなっているけれども、さらに回転させた場合にピットの発生が停止するかどうかは予測できない。しかし、 $2 \times 10^7$  回転後の結果からは、それ以上運転した場合に、ピットの新たな発生はほとんどなくなり、ピッチング限の存在を支持する結果が得られたと判断してよいと思う。

図 14 に歯車(3)の  $2 \times 10^7$  回転後における歯すじ上のピットの分布を示す。片当たりの強い部分には、かえってピットの発生が少ない。これは、歯の側面に近い部分の材料は、加工硬化しながら側面に流れ、片当たりの強い部分における単位歯幅当たりの荷重が緩和されるとともに加工硬化によって負荷能力が向上するためであると考えられる。なお、歯の側面は  $2 \times 10^7$  回転後において、約  $7 \mu$  だけふくれていた。

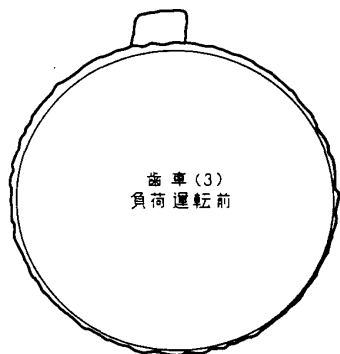


図 11 CrMo 鋼歯車のホブ切り後の精度

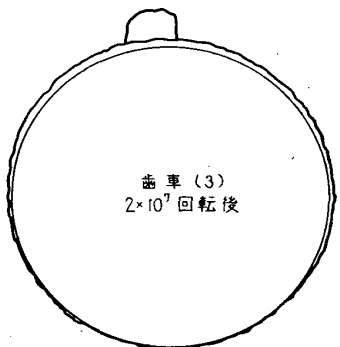


図 12 CrMo 鋼歯車の負荷運転後の精度

図 15 に片当たりの強い側の歯の側面から  $0.5 \text{ mm}$  の位置の歯形とピッチ円筒上の歯すじの変化を示す。片当たりの強い部分は、 $2 \times 10^7$  回転中のなじみと摩耗によって、約  $20 \mu$  だけ歯すじが修正されていることがわかる。

## 6. 片当たり歯車の荷重分布

歯すじ方向誤差や歯車軸の平行度誤差などのため、片当たりしている歯車に円周力  $W'$  を加えた場合に、歯すじ方向の当たり幅がどのような値になるかは、近似的に式(1)で計算することができる<sup>(26)(27)</sup>。

$$b' = \sqrt{\frac{2W'}{\Delta\beta k \cos \alpha}} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $\Delta\beta$  は単位歯幅当たりの歯すじ誤差(表 1 参照);  $\alpha$  は圧力角;  $k$  は歯の接触面のくぼみ、歯の曲げ変形、歯車軸や軸受部などの変形に基づく剛性係数( $\text{kg/mm}^2$ )を示し、当たり幅に無関係に一定である

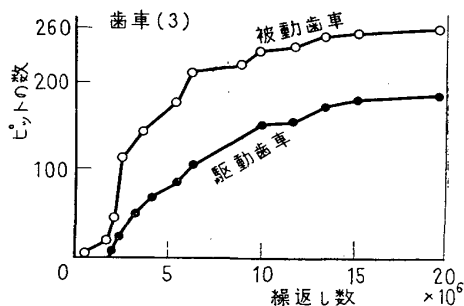


図 13 CrMo 鋼歯車のピットの数増加

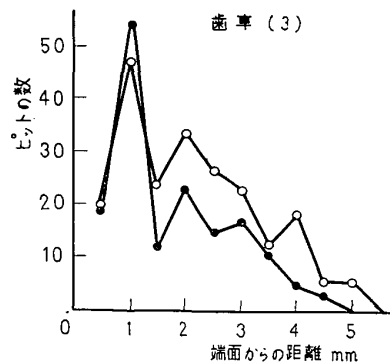


図 14 CrMo 鋼歯車の歯すじにそってのピットの分布

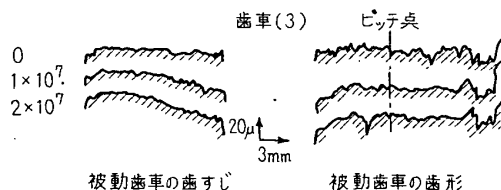


図 15 CrMo 鋼歯車の被動側の歯すじと歯形の変化

と仮定している。このような仮定のもとにおける歯すじにそっての荷重分布は、図 16 に模型的に示すように三角形分布となり、片当たりの強い側の歯の側面からの距離  $b_x$  における単位歯幅当たりの法線方向の荷重  $w(\text{kg/mm})$  は式 (2) で示される。

$$w = \Delta\beta k(b' - b_x) \dots\dots\dots (2)$$

剛性係数  $k$  の値は一般的には決定しがたい量であるが、本実験の場合は軸などの剛性が大きいので、Dudley が与えた概略値より大きく、約  $2.7 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$  である\*。

歯車 (4) において、歯面に青いけがき用塗料を塗った後に 100 rpm で回転させながら所定の荷重をかけ、数分間運転後に試験機をとめ、塗料のはげた部分の幅を測定して  $b'$  を求めた結果を図 17 の ●印で示す。●印の近くを通る実線は、 $k = 2.7 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\Delta\beta = 0.00066$ ,  $\alpha = 18^\circ 58'$  とおいて式 (1) から計算した値を示すが、実験値とかなりよく一致している。この歯車 (4) に円周力 600 kg を加えて 1220 rpm で、 $5 \times 10^6$  回転まで運転したところ、図 18 に示すよ

うにピット (その面積と歯の全接触面積に対する割合、すなわちピッチング面積率も求めた) が発生したが、かみあい精度にはほとんど変化は生じなかった (図省略)。ピッチ円筒上の歯すじと、片当たりの強い部分と比較的弱い部分の2箇所の歯形の変化を図 19 に示す。 $5 \times 10^6$  回転後の歯車は無負荷で運転すると、約 11 mm の黒当たりがつくようになっていた (負荷運転をしない前は約 3 mm の当たり幅であった)。図 19 に示す歯すじの変化からは、片当たりの強い歯の端面付近の歯すじの修正量 (塑性変形と摩耗に基づく) は約  $3 \mu$  であることがわかった。しかし、無負荷で 10 mm 程度当たる部分ができていると確実に判断することはできなかった。この負荷運転後の歯車の当たり幅と負荷運転前の場合と同じようにして測定した結果を図 17 の ○印で示す。○印の近くを通る実線は、 $b' = \sqrt{11^2 + 1.8W'}$  を示す曲線である。この式の中の 11 は無負荷時における当たり幅を示す。

以上に述べた実験と類似の実験をいくつか行なっているうちに、なじみ後の歯すじ上の荷重分布 (図 20

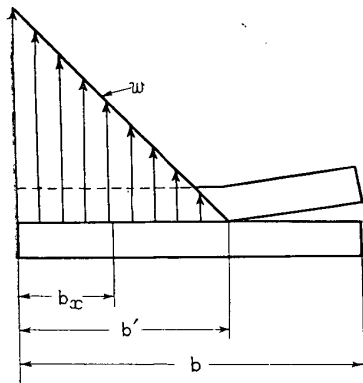


図 16 片当たり歯車の歯すじ方向の荷重分布 (なじみの影響を無視した場合)

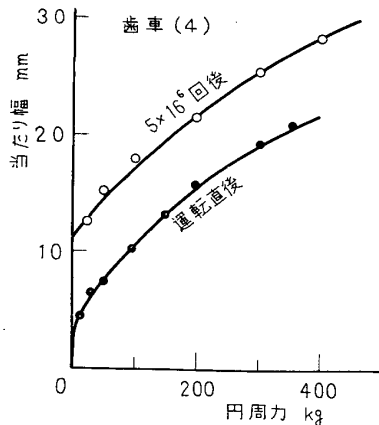


図 17 歯車 (4) の負荷運転直後と  $5 \times 10^6$  回転後の歯すじ方向の当り幅

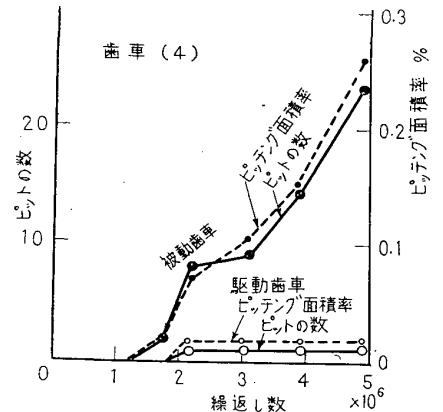


図 18 歯車 (4) に生じたピットとそのピッチング面積率

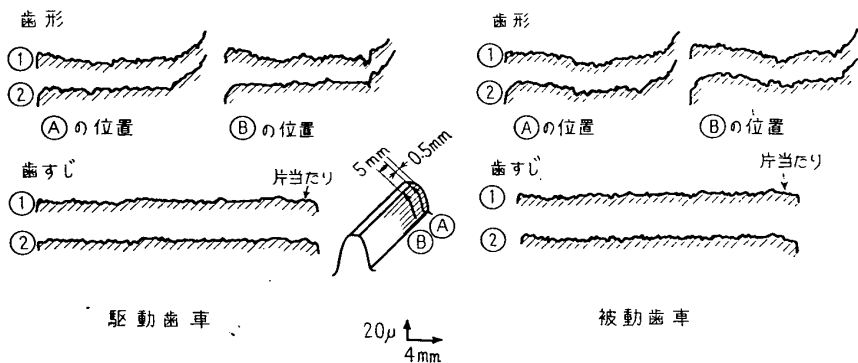


図 19 歯車 (4) の歯形と歯すじの変化 (①は負荷前, ②は  $5 \times 10^6$  後)

\* 歯すじ誤差のある実験歯車において、荷重を増加させたときの歯すじ方向の当り幅の増加を実測し、式 (1) が成り立つと仮定して計算して得た値である。

において正しい分布を想像で破線で示した)は、図20の実線のように近似してもよいのではないかと予想した。それで、図20の実線のような荷重分布をする場合の当たり幅を示す式を、式(1)を導く場合の仮定と同じ仮定のもとに計算したところ式(3)を得た。

$$b' = \sqrt{\frac{2W'}{\Delta\beta_r k \cos \alpha} + b_i^2} \dots\dots\dots (3)$$

ただし、式(1)の $\Delta\beta$ に対応して、なじみ後の歯すじ方向誤差を $\Delta\beta_r$ とした。 $b_i$ は負荷運転後に無負荷で運転したときの当たり幅である。したがって式(3)から、歯面の摩耗が生じないで、塑性変形のみ生ずる短時間運転後の荷重分布も知ることができる。

当たり幅が式(3)で示される $b'$ になるような円周力 $W'$ が片当たり歯車に作用したときの歯すじ上の荷重分布は式(4)で示される。

$$\left. \begin{aligned} w &= \Delta\beta_r k(b' - b_i), & b_x < b_i & \text{のとき} \\ w &= \Delta\beta_r k(b' - b_x), & b_x > b_i & \text{のとき} \end{aligned} \right\} \dots\dots (4)$$

## 7. 考察と補足的実験

**7.1 歯車負荷能力試験機の性能について** 著者以外の多数の研究者によって、これまでに行なわれた多

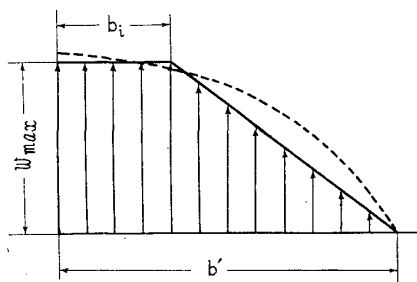
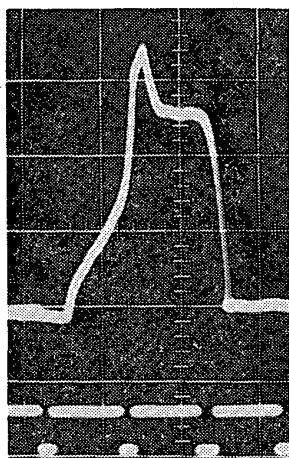
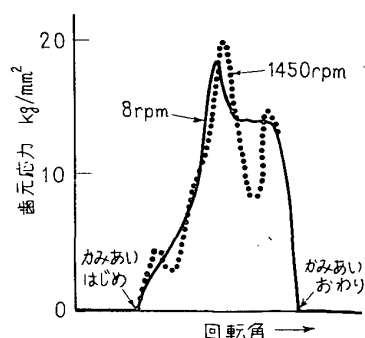


図 20 片当たり誤差のある歯車の負荷運転後の荷重分布(なじみの影響を考慮した場合)



(a) オシロで記録した歯元ひずみ



(b) 静的歯元応力(実線)と動的歯元ひずみ

図 21 円周力 380 kg ( $p_{\max} = 121 \text{ kg/mm}^2 = 0.42 H_B$ ) で運転したときの歯車(7)の歯元応力

数の歯車の実験によれば、ピッチングが全く発生しないか、または長期間の運転に耐える程度のピットしか発生しない上の限界のヘルツ応力は  $p_{\max} = (0.2 \sim 0.35)H_B$  となる(文献省略)。また、 $p_{\max} \leq (0.2 \sim 0.3)H_B$  ならば、ピッチングは起こらないと考えてよろしいであろうと述べている文献<sup>(28)</sup>もある。

ころがり接触によって生ずる内部の両振りのせん断応力 $\tau_{z \max}$ が、両振りねじりの疲れ限度になるようなヘルツ応力 $p_{\max}$ を求めれば、これまでの歯車による実験で求められたピッチング限の最高値  $0.35H_B$  より少し大きい  $0.4H_B$  となる\*。片当たりのない歯車である歯車(6)の場合は、 $p_{\max} = 86 \text{ kg/mm}^2 = 0.43H_B$  で  $5 \times 10^6$  回転させても、ピッチング面積率は駆動歯車で 0.01%、被動歯車で 0.26% であり、これまでの多くの研究報告や書物などに記載されている歯車の面圧強さからは予想できない高いヘルツ応力で運転されたことになる。

歯車(6)の場合は、材料も比較的やわらかく、また、動荷重の影響も、上述の議論に対しては安全側ではあるが考慮されていないので、ブリネルかたさ  $290H_B$  の歯車(7)で、 $p_{\max} = 0.4H_B$  以上でも運転できるということを示す決定的な実験を行なった。動荷重を考慮しないヘルツ応力  $p_{\max} = 121 \text{ kg/mm}^2 = 0.42H_B$  で運転した場合の歯元応力\*\*を図21に示す。図21(b)において、実線が静的な場合(8 rpm)の歯元応力、点線が常用速度(1450 rpm)での歯元応力を示す。この図から動荷重を求め、それを考慮してピッチ点におけるヘルツ応力を計算すれば、動荷重がない場合の約 4% 増の  $p_{\max} = 126 \text{ kg/mm}^2$  となる。 $5 \times 10^6$  回転後においても、動荷重の増加はほとんどなく、ピッチング面積率は約 0.1% で、ピットが全く発生していない歯が全歯数の半数以上もあった。

\* 文献(29)から、両振りねじりの疲れ限度は  $\tau_w = 0.29\sigma_B$  となる。引張強さ  $\sigma_B$  と  $H_B$  との関係は、 $\sigma_B = 0.35H_B$  で示される[文献(30)]。 $\tau_{z \max} = 0.25 p_{\max}$  であるので、 $\tau_{z \max}$  が  $\tau_w$  になるときのヘルツ応力は、 $p_{\max} = 4.0 \times 0.29 \times 0.35H_B = 0.406H_B$  となる。

\*\* 文献(31)に示される式によって計算した公称応力である。



以上に述べた事実は、歯車のようにすべりをとまなうころがり接触において、ピットに生長するき裂が表面に生ずるか、 $\tau_{z\max}$ の位置に生ずるかを判断するのに有効な知識を与えたものと考ええる。

**7.2 片当たり歯車の荷重分布について** 歯車(4)と(5)において、無負荷における当たり幅  $b_i$  と円周力  $W'$  における当たり幅  $b'$  を実験で求め、それから  $\Delta\beta_r$ ,  $k$  を式(3)から計算し、それらを用いて運転荷重における歯すじ上の荷重分布を式(4)で計算した結果を図22と23に示す。負荷運転によって、片当たりの強い部分の単位歯幅当たりの荷重が著しく〔歯車(5)の場合は3分の1以下に〕減少している。Dudleyの式で計算した、片当たりのある歯車の許容円周力(表2参照)が、実際に加える円周力より著しく小さいのは、なじみの影響を無視していること〔式(3)で  $b_i=0$  にすることに相当〕のほかに、片当たりの最も強い部分におけるヘルツ応力が、片当たりのないといわれている歯車で得られた許容接触応力(片当たり歯車に対する値としては小さすぎる)になるような円周力を求める式になっているからである。したがって、Dudleyの式より本論文の式(3)のほうがより実用的であることがわかる。

## 8. 結 言

試験歯車(ピッチ円直径 155 mm)の回転中に円周力 1000 kg まで加え得る新方式の動力循環式歯車負荷能力試験機的设计製作、運転結果およびその試験機による平歯車の負荷能力試験の結果、つぎのようなこ

とがわかった。

(1) 動力循環歯車に、セルフセンタリングによって片当たりしないという特性をもつ円弧歯すじ歯車を使用し、機械的に、運転中に荷重が加えられるようにしたので、構造が非常に簡単で、長時間の運転においても、全く故障が生じなかった。

(2) 歯面の接触によって、内部に生ずる両振りのせん断応力  $\tau_{z\max}$  が両振りねじりの疲れ限度になるヘルツ応力  $p_{z\max} \doteq 0.4H_B$  より少し高い  $p_{\max} = 121 \text{ kg/mm}^2 = 0.42H_B$  で  $5 \times 10^6$  回転以上運転したが、ピッチング面積率は 0.1% 以下で、ピットが全く生じていない歯が全部の歯の数の半分以上もあった(290  $H_B$  の SCM3 歯車,  $5 \times 10^6$  回転後)。

(3) 著者ら以外のこれまでの実験で得られたピッチング限  $p_{\max} = (0.2 \sim 0.35)H_B$  を基礎として行なわれた、ピッチングの発生機構に対する考察は、今後十分再検討されなければならない。

(4) 片当たり歯車の許容円周力を計算する Dudley の式は、実用的でないことを明らかにし、特別の場合としてその式もふくむ新しい式を示すとともに、その妥当性を実験歯車で検討し、良好な結果を得た。

おわりに、本研究に用いた歯車負荷能力試験機の製作などで、多大のご援助をいただいた九州大学生産機械工学教室の工作実験室のかたがた、および木部茂明、山田晃正、吉海照直氏らに深く感謝の意を表する。

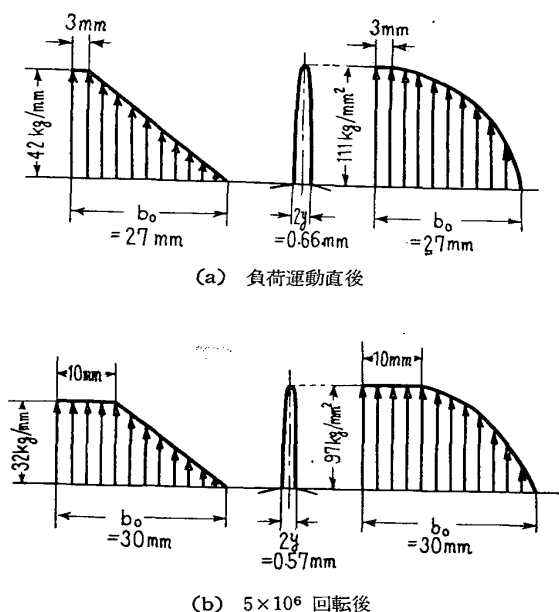


図 22 歯車(4)の荷重分布と応力分布

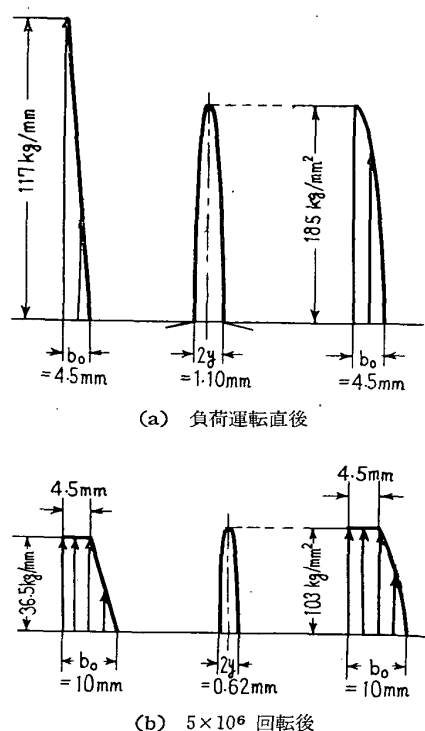


図 23 歯車(5)の荷重分布と応力分布

## 文 献

- (1) 石橋, 機械前刷, No. 48 (昭 36-4), 55.
- (2) 石橋・石丸, 機械前刷, No. 121 (昭 39-10), 45.
- (3) 石橋・田中, 機械前刷 (中国四国・広島地方), (昭 40-11), 29.
- (4) 上野・ほか 2 名, 機械前刷, No. 152 (昭 41-4), 105.
- (5) 石橋, 精密機械, 32-5 (昭 41-5), 396.
- (6) 石橋, 精密機械, 33-2 (昭 42-2), 131.
- (7) Shipley, G., *Prod. Engng.*, 29-1 (1958-1), 77.
- (8) Hennigs, G., *Masch.-bau Tech.*, 19-5 (1970-5), 259.
- (9) Harrison, W.H., *VDI-Ber.*, Nr. 47 (1961), 13.
- (10) Niemann, G. und Glaubitz, H.G., *VDI-Z*, 93-9 (1951-3), 215.
- (11) Niemann, G. und Richter, W., *Konstruktion*, 12-5 (1960-5), 185.
- (12) Niemann, G. und Richter, W., *Konstruktion*, 12-5 (1960-5), 191.
- (13) Niemann, G. und Richter, W., *Konstruktion*, 12-7 (1960-7), 269.
- (14) Niemann, G. und Richter, W., *Konstruktion*, 12-8 (1960-8), 319.
- (15) Niemann, G. und Richter, W., *Konstruktion*, 12-9 (1960-9), 360.
- (16) Niemann, G., *VDI-Ber.*, Nr. 47 (1961), 5.
- (17) Niemann, G. und Retting, H., *VDI-Z*, 105-6 (1963-2), 241.
- (18) 石橋, 機論, 31-225 (昭 40-5), 864.
- (19) 和栗・ほか 3 名, 機械前刷, No. 152 (昭 41-4), 145.
- (20) Dudley, D.W., *Practical Gear Design*, 第 1 版 (1954), McGraw-Hill.
- (21) 和栗・ほか 5 名, 歯車の設計と製作, 第 1 版 (昭 31-4), 日本機械学会.
- (22) Feltkamp, K., *Indust.-Anz.*, 87-59 (1965-7), 1363.
- (23) 文献 (20) の 288 ページ.
- (24) 和栗・横手, 機械前刷, No. 112 (昭 39-4), 85.
- (25) たとえば, Lipson, C., *Mach. Des.*, 42-1 (1970-1), 130.
- (26) 上野・ほか 2 名, 機講論, No. 185 (昭 42-11), 121.
- (27) 文献 (20) の 121 ページ.
- (28) 石橋, 金属の強さ, 第 1 版 (昭 36-1), 144, 養賢堂.
- (29) 疲れ強さの設計資料, (I) 第 1 版, (昭 36-5), 53, 日本機械学会.
- (30) DIN 50351, Okt. 1942.
- (31) 明山・歌川, 歯車の設計, 第 1 版 (昭 40-3), 41, オーム社.