

## 平歯車の摩耗に関する基礎的研究

(第1報 摩耗が歯形および歯元応力におよぼす影響)

大 国 博 昭

Hiroaki OGUNI : Fundamental Studies on the Wear of Spur Gears I.  
The Effects of the Wear on the Change of the Tooth Profile and  
Tooth Fillet Stress.

**ABSTRACT** : The wear is one of the gear failures, which occurs on the contacting tooth surface of heavy loading and high speed gears, especially, the early wear is considered to be one of the most essential factors which have various influences on the further ability to run.

It is considered, therefore, that it is an important problem to investigate the relations between the wear of gears and the changes of the tooth profile, and the tooth fillet strain. The present investigation was undertaken to determine the change-process of the tooth profile and the change of the rate of the load distribution by the wear of gear teeth. The results were obtained as follows ;

(1) The wear rate was great in the initial period of use, and diminished as contacting progresses ; it was recognized, especially, that the change-process of the tooth profile was largely influenced by the transformation in the early wear.

(2) The change of the tooth profile in the early wear influenced on the tooth fillet strain and the rate of the load distribution, and these tendencies were continued in the later period of running.

(3) On the relation between the meshing position and the wear of gear teeth, the wear rate at the tip of wheel was larger than that at the root of it. On the contrary, in the case of pinion, the wear rate at the root was larger than that at the tip.

(4) In the case of wheel, the change-process of the rate of the load distribution was characterized by that the contact load had decreased in the addendum contact zone of the two pairs of teeth, and had increased in the dedendum as the increase of running time.

(5) The advance of wear was recognized even in the near of the pitch point where the relative specific sliding is small.

(6) The dynamic variable load was hardly recognized in the experimental conditions and materials used in this study.

## 1. 緒 言

平歯車の摩耗は歯車歯面の損傷現象の一つであって、歯車の強度設計、運転性能上今後の問題になる。特に初期摩耗は、その後の歯車の性能にいろいろの影響をおよぼす重要な因子である。

歯車の摩耗については、多くの報告がなされているが、実験条件、材料などによって現象が複雑であり摩耗機構の一般的な理論や法則はいまだ明確につかめていないのが現状である。従って、歯車の摩耗が歯形および歯元応力をどのように変化させるか、その影響を調べることは摩耗機構を解明する上に有力な手がかりを与えると考える。

そういう意味で、筆者は本実験で平歯車の摩耗によって歯形および荷重分担率が変化する過程を追求し、一つの実験的結果を得たので、ここに報告する。

## 2. 試験歯車、試験装置および実験条件

歯車材料として鋳鉄を使用し、試験歯車は焼なましした。その化学成分を表1に、金属顕微鏡写真を図1に示す。

表1 試験歯車材の化学成分及び機械的性質

成分	C	Si	Mn	P	S	硬度 $H_v$
含有量 (%)	3.35	1.45	0.80	0.059	0.117	276

表2 歯 車 要 目

項 目	小歯車		大歯車	
	標準	低 齒	標準	低 齒
齒 数 (枚)	18	40	18	40
モジュール (mm)	4			
圧力角(度)	20			
ピッチ円 直径 (mm)	72	160	72	160
歯先円直径 (mm)	80	168	77.12	165.12
かみあい 齒幅 (mm)	10			
かみあい 長さ (mm)	19.15		12.96	
かみあい率	1.622		1.093	
齒切、仕上 げ方法	ホブ切後マーク研削			

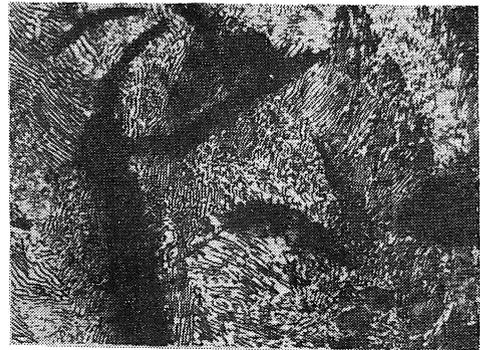


図1. 顕微鏡組織

試験歯車には、標準歯車と低齒歯車を使用した。低齒歯車は、全嚙合域に対する一齒嚙合域が長く、測定歯がその前後の歯の嚙合によって受ける影響が少ないことから、選んだもので、標準歯車との結果の比較を試みた。実験に使用した歯車要目を表2に示す。

歯車の運転試験機を図2に示す。

運転試験機として、動力循環式歯車試験機を使用し、小歯車軸、大歯車軸にはそれぞれ比較的細いトーションバーを使用し、トルク循環用歯車対の誤差

による振動が試験歯車に影響するのを防いだ。

なお、後述する動的歯元歪を大、小歯車の特定歯どうしのかみあいについて検討するために、大歯車軸、小歯車軸にそれぞれ1個のスリットをもつ円板を設けておき、円板に面する一方向から光を当て、他方に光電管を置き、測定しようとする特定歯どうしがかみあいに入る寸前で、両歯車軸の円板スリットが同期するようにし、同期した瞬間に光を通過させて、光電管、単掃引起動回路をへて、オシログラフの水平軸を単掃引させて、特定歯の動的歯元歪波形が測定出来るようにした。図3に実験装置の外観を示す。

すべての実験は、片当たりがないことを確認した後、歯面荷重  $P_n = 150 \text{ kg/cm}$  の負荷をかけた。

潤滑油は、スピンドル油を使用し、潤滑方法は、油浴潤滑とした。油量は大歯車の歯丈の2倍がつかないようにして、油温は、温度調節器で常に  $60 \pm 1^\circ \text{C}$  に保たれている。

回転数は、小歯車で  $500 \text{ r. p. m}$ 、大歯車で  $225 \text{ r. p. m}$  一定とし、運転時間は、表3に示す時間段階で行なった。標準歯車、低歯歯車ともに実験条件はすべて同じである。

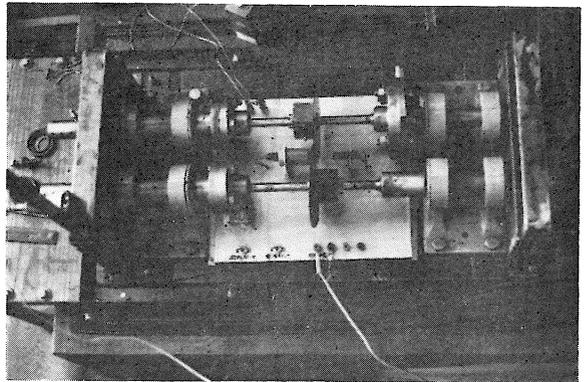


図2. 動力循環式歯車試験機

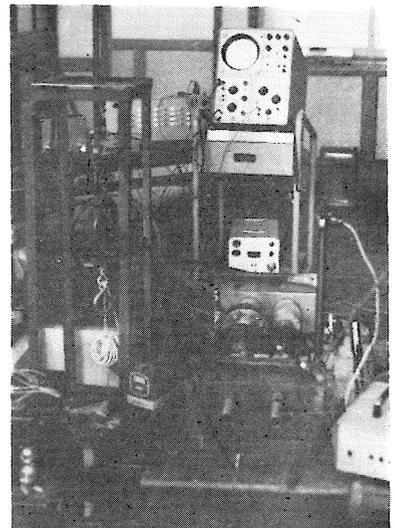


図3. 実験装置の外観

表3 試験運転の時間段階

時間段階	試験運転時間(時)	累積試験運転時間( $\Sigma H$ ) (時)	小歯車の累積回転数( $\Sigma N_1$ )	大歯車の累積回転数( $\Sigma N_2$ )
$h_1$	5.0	5.0	$1.5 \times 10^5$	$6.75 \times 10^4$
$h_2$	4.0	9.0	$2.7 \times 10^5$	$1.22 \times 10^5$
$h_3$	7.2	16.2	$4.86 \times 10^5$	$2.19 \times 10^5$
$h_4$	13.0	29.2	$8.76 \times 10^5$	$3.94 \times 10^5$
$h_5$	23.3	52.5	$1.58 \times 10^6$	$7.09 \times 10^5$

3. 試 験 方 法

歯元応力の測定は、大歯車の40枚の歯数を、およそ120°づつに等分する点の3枚の歯の、それぞれの歯元背面に抵抗線ひずみゲージを貼りつけ、1枚のひずみゲージをダミーゲージとして歯車の側面に貼り、これら4枚のひずみゲージでブリッジ回路を組み、歯元歪の変化を測定する方法をとった。

動的歯元歪波形は、ブリッジの各端子をスリッピングを用いて取り出し、交流増幅器をへて、オシログラフで測定した。一方、静的歯元歪は、ブリッジの各端子を静歪計に接続し、歯車を静かに、少しずつ回転しながら、啮合線上で1mmごとの位置について測定した。その際の、歯元歪の値に対応する歯車の啮合位置の関係は、図4のように大、小歯車のまたぎ歯厚を

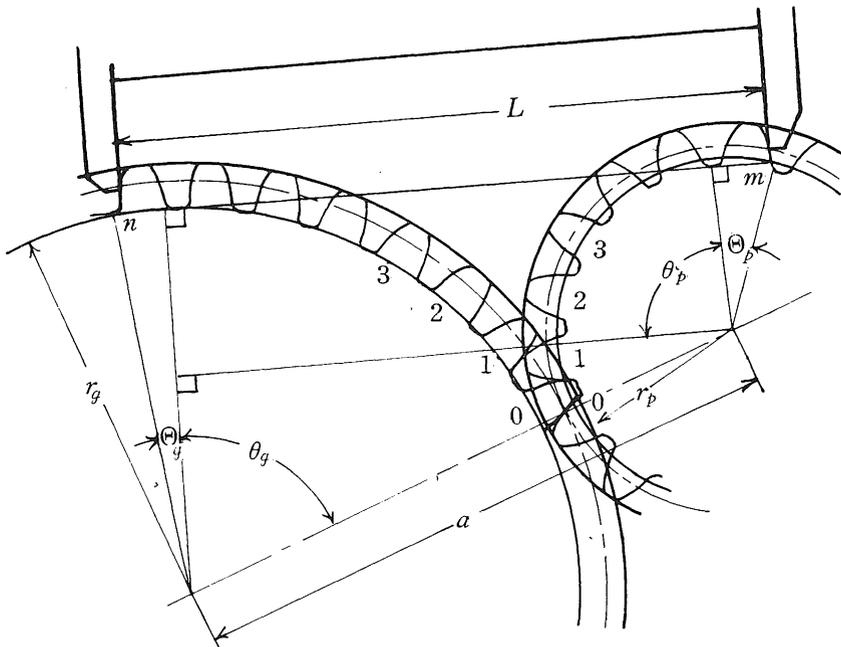


図4. かみあい位置の決定

測定して決定した。すなわち、図において今ピッチ円で歯がかみあっている状態を考えると、またぎ歯厚の長さLはつぎのように求まる。

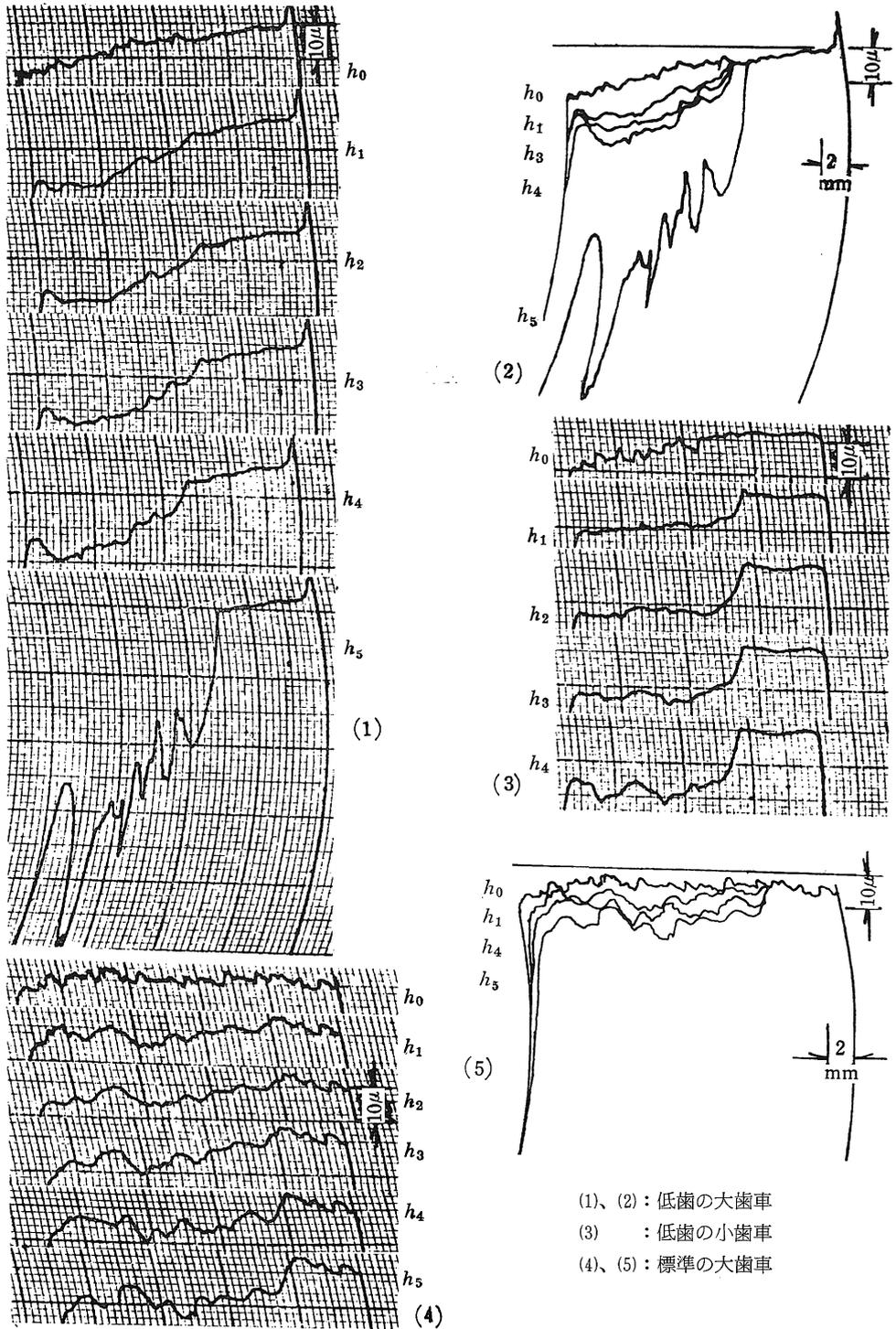
$$L = \gamma_g \theta_g + \gamma_p \theta_p + \sqrt{a^2 - (\gamma_g - \gamma_r)^2} \dots\dots\dots(1)$$

$$\theta_g = \cos^{-1} \frac{(\gamma_g - \gamma_r)}{a}, \theta_p = \pi - \theta_g \dots\dots\dots(2)$$

$$\theta_g + \theta_g = \frac{\pi}{Z_g} (2n + 1) + \text{inv} \alpha_0 - \frac{S}{\gamma_g} \dots\dots\dots(3)$$

$$\theta_p + \theta_p = \frac{2\pi n}{Z_p} + \text{inv} \alpha_0 \dots\dots\dots(4)$$



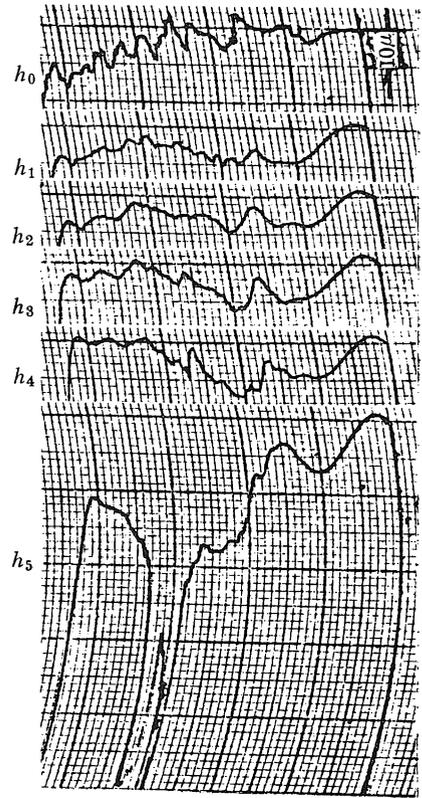


(1)、(2) : 低歯の大歯車  
 (3) : 低歯の小歯車  
 (4)、(5) : 標準の大歯車

図6. 時間段階と歯形曲線

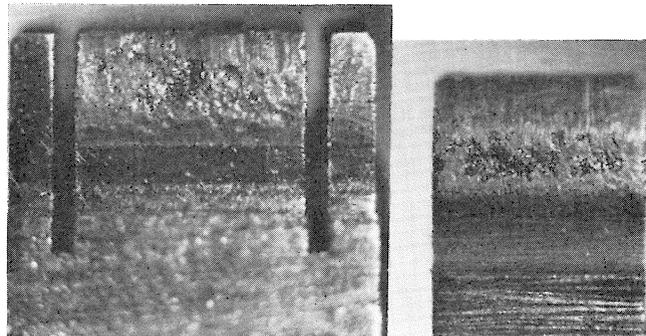
形曲線の1例を示したもので、図6—(4)、図7には標準歯車の大、小歯車の歯形曲線を示した。いずれも測定歯9枚の中の1歯の変化の過程を示している。図中の歯形曲線を噛合にくわわらない歯元の曲線部分を基準にして、時間段階ごとの歯形曲線を重ね書きにして変位の状態を表わしたものが、図6—(2)、(5)である。これにより、歯面上の各点で、運転時間の経過とともにどのように摩耗が進み、又歯形が変化していくかがわかる。

初めの試験運転での摩耗、つまり初期摩耗によって、表面あらかは小さくなっているが、歯形曲線は苛酷な摩耗によって大きく変り、初期摩耗による歯形曲線は次の定常摩耗の状態になっても、その形状をとどめている。定常摩耗の状態では摩耗は少しずつ進んでいるが、歯形曲線の変化があまり顕著でない。これは、表面硬化が起きたために、歯面の摩耗進行がほぼ均一状態になったものと推察される。さらに  $h_4$  の段階以後になると、接触面は接触疲労を生じ、ピッチングの発生によるまだら摩耗を起こす。その後のピッチングの生長は、き裂及びはく離を生じ、大きな摩耗粉粒の脱落によって、表面の破壊は摩耗量を増大させ、歯形曲線は、 $h_5$  の段階に示されるように、大歯車では、ピッチ点から歯先にかけて、小歯車では歯元からピッチ点付近で大きく変化している。図8に歯面の破壊状態の写真を示す。なお、図6—(3)の小歯車の  $h_5$  の段階での歯形曲線は、すでにオーバースケールしたために測定不可能であった。



標準の小歯車

図7. 時間段階と歯形曲線



(1) 大歯車 (×3)

(2) 小歯車 (×2.7)

図8. 歯面の破壊状態

摩耗曲線 先の歯形曲線の変化にともなって生じた変位量，すなわち摩耗量を歯形の上から全噛合域で噛合線上の点に対応させて読み取ったものを図9に示す。図中の曲線は，横軸に試験運転時間および大，小歯車の累積回転数を，縦軸には時間段階で生じた摩耗量の累積量をとって，運転時間の経過に対する摩耗の変化量を示している。

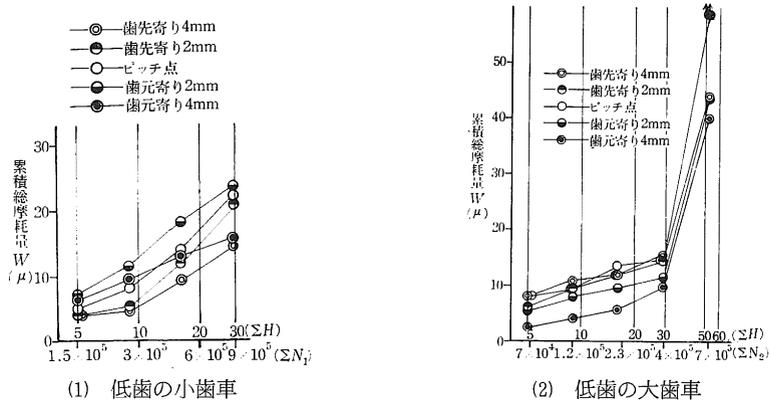


図9. 試験運転時間と摩耗量の関係

図は，大，小歯車ともに，測定歯9枚中の1枚の歯についての例であり，摩耗量は，図5に示したインボリュート方向の中央個所での測定量であるが，すべての試験歯車で歯番号別および測定個所での値のバラツキはほとんどみとめられず，傾向はよく一致していた。

時間段階に対する摩耗量をみると，初期摩耗から定常摩耗，さらに破壊にいたる摩耗の進行する過程が現われており，特に大，小歯車ともに定常摩耗の状態では，各噛合線上の位置の摩耗勾配はほぼ直線的で摩耗の均一性を示すものである。

つぎに，摩耗の傾向をさらに詳しく全噛合域について検討してみる。

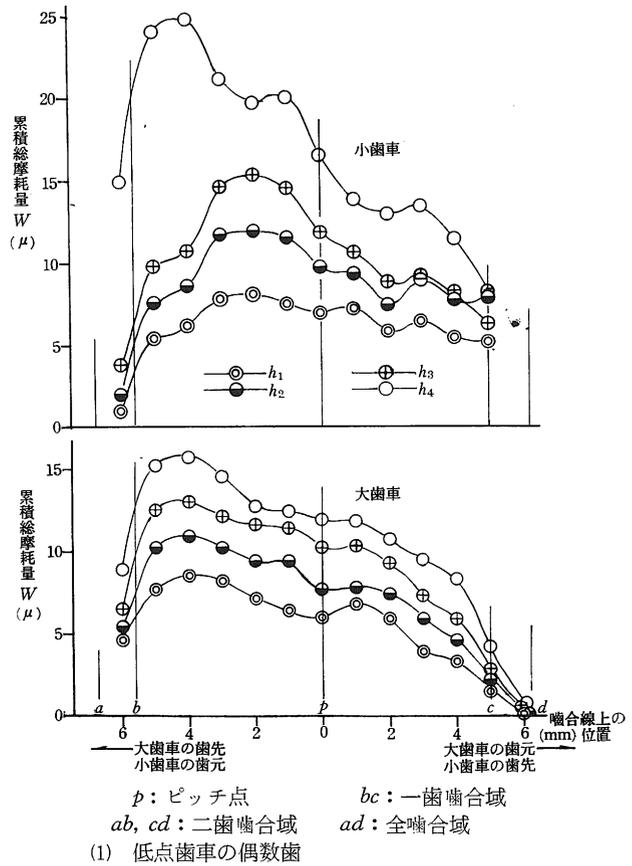


図10. かみあい位置と摩耗量の関係

図10～図12は、かみあい位置と摩耗量の関係を示したものである。図中に示す曲線は、各試験歯車の9枚の測定歯について、偶数番号歯、奇数番号歯別に平均し、さらにインポリュート方向で右、中、左の3個所について平均した摩耗量を、各時間段階ごとに累積して示したものである。

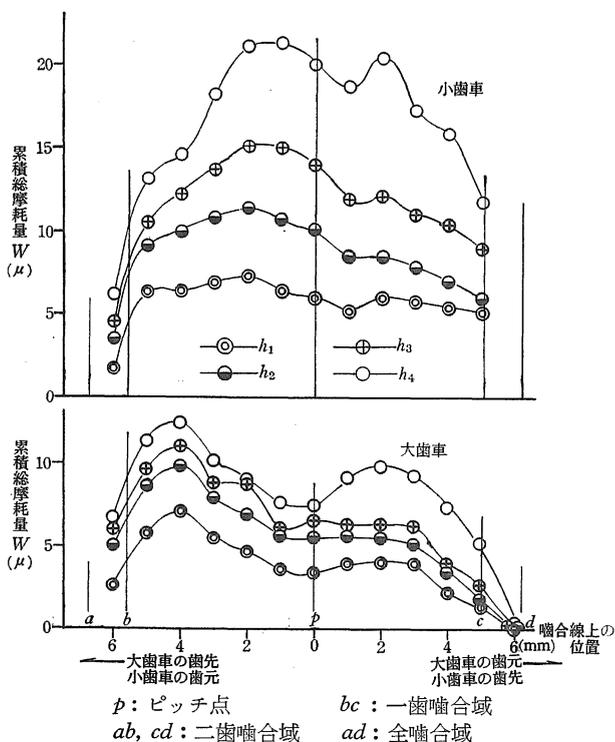
まず、図10—(1)、(2)の低歯歯車の場合、図に示されているように摩耗量の軽烈の関係は大歯車については、歯元から歯先方向に徐々に進展し、他方、小歯車では、歯元寄り2mm付近にピーク点をえがいて、歯先から進み、再び歯元方向に軽減して行く傾向にあり、大歯車とは逆の摩耗性を示している。

従来から歯形の摩耗を左右する因子として、荷重、すべり率、歯面の接触回数、歯形の曲率、すべり速度、および歯車材料などがあり、摩耗は、大体において荷重とすべり率と歯面の接触回数とに比例すると考えられている。

図11は、本実験で使用した試験歯車の滑り率、およびヘルツ応力の噛合域での変化の様子を示したものである。

低歯歯車のように、全噛合域がほぼ一歯だけのかみあいになっている場合は、歯面荷重は単にかみあい位置の関数であるから、ヘルツ応力も図11のように変化する。

図10でみてきた摩耗曲線において、すべり率が0であるピッチ点付近でも相当の摩耗が見られている事実と摩耗曲線がヘルツ応力の変化曲線の傾



(2) 低歯歯車の奇数歯

図10. かみあい位置と摩耗量の関係

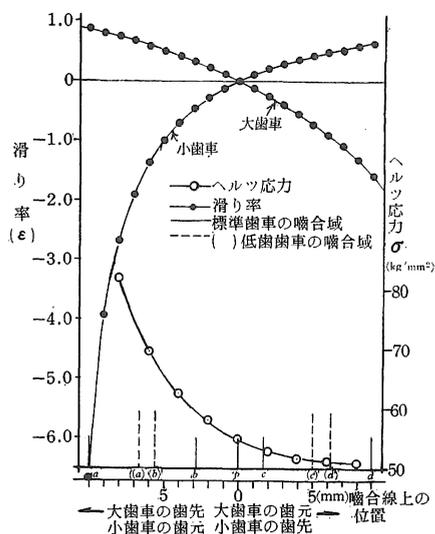
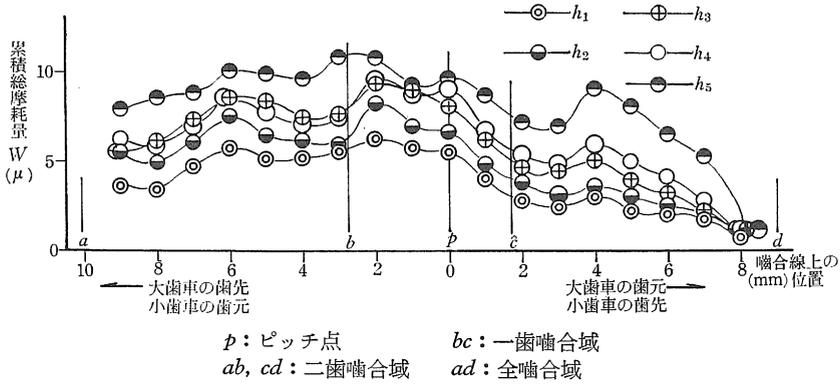


図11. 滑り率、ヘルツ応力

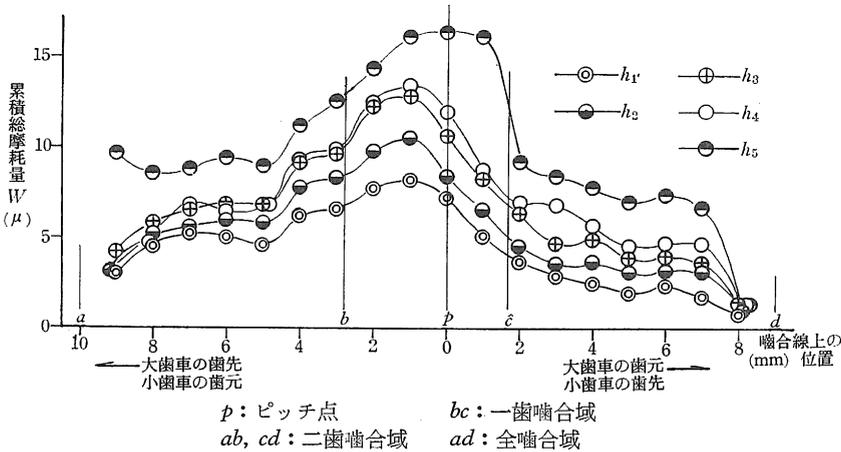
向と一致することから摩耗がすべり率よりも、むしろ歯面荷重に比例的に影響されていると推察され、すべり率が小さい点での摩耗は、ころがり摩耗であると推測される。

摩耗量を運転時間の経過についてみると、すでに歯形曲線のところでも言及したように、運転初期での摩耗が大きく進み、定常摩耗の状態では比摩耗量が小さく、しかも摩耗勾配が一定しているために、初期摩耗での摩耗形状が、全嚙合域でそのまま継続されている。

図12に標準歯車の摩耗曲線を示した。



(1) 標準歯車の歯数の偶数歯



(2) 標準歯車の歯数の奇数歯

図12. かみあい位置と摩耗量の関係

標準歯車は、一歯嚙合域が短かく、二歯嚙合域を比較的長くもつ。二歯がかみあっている場合には荷重の大きさが歯面上の位置によって異なり、そのため摩耗曲線の様子は見かけの上では、低歯歯車の場合と違って、全荷重がかかる一歯嚙合域のピッチ点からほぼ  $1\text{ mm} \sim 2\text{ mm}$  歯先寄り、最大値をとっている。

また、摩耗量を運転時間の経過に対して嚙合点位置についてみると、定常摩耗状態での比摩

耗量が低歯歯車ではほぼ一定しているのに対して、標準歯車では、運転が進むにつれて、歯先では比摩耗量が大きくなり、反対に歯元では小さくなるようになる。これは、後述する二歯噛合域での噛合点にかかる歯面荷重の割合、つまり荷重分担率が累積回転数とともに変化することを意味する。

図13は、図12—(1)で示した標準歯車の偶数歯の摩耗量  $W$  に、その運転時間段階後に変化した荷重分担率（図18・図19に示し、後述する） $\beta$  の逆数を乗じて全荷重が全噛合域で一様にかかっているものと見なして計算から得た相当摩耗量  $W'$  の曲線である。

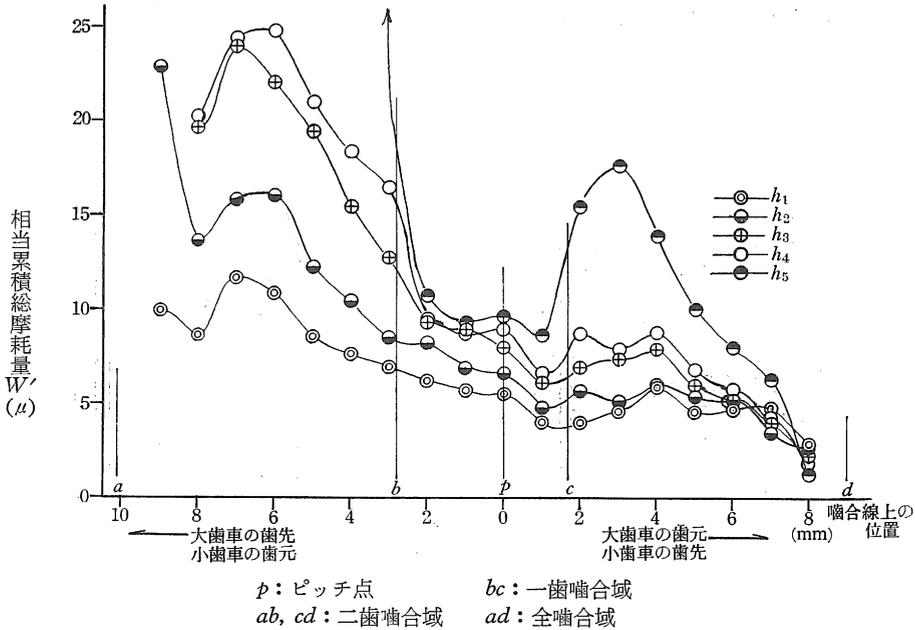


図13. かみあい位置と相当摩耗量の関係

これと、図10で示した低歯歯車の摩耗曲線とを比べると、摩耗の傾向がよく一致しており、噛合点と摩耗量の関係について低歯歯車で言えたことがほぼ標準歯車についてもいえる。また標準歯車の場合も共通していることは初期摩耗による摩耗曲線の形状がその後の時間段階でも継続されることである。

歯元応力、荷重分担率 図14、図16は、試験運転前と、各時間段階での試験運転を終え、次の時間段階に入る時にとった低歯歯車及び標準歯車の動的歯元歪波形を、図15、図17には、静的歯元歪波形をそれぞれ、運転時間の経過とともに変化するようすを示している。

図の横座標としてはかみあい点位置と、それに対応するように、歯の幾何学的かみあい開始からの時間経過を、噛合線上でちょうど1法線ピッチ分だけかみあいが進行するために必要な時間的長さ  $C$  で割った無次元時間  $\theta$  をとっている ( $\theta = \frac{t}{C}$  で表わされる)。本実験では、すべて減速かみあい、つまり大歯車が被動歯車となるので、大歯車の歯先がかみ始めるときを時

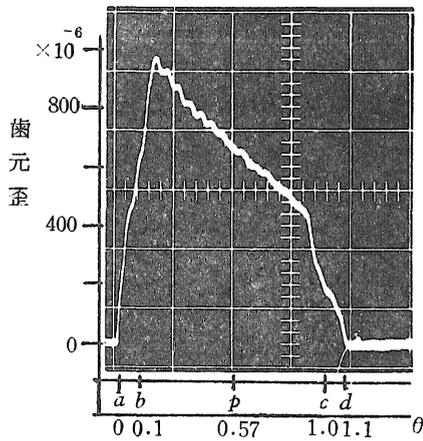
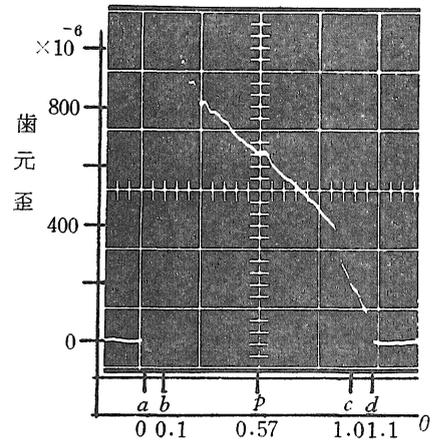
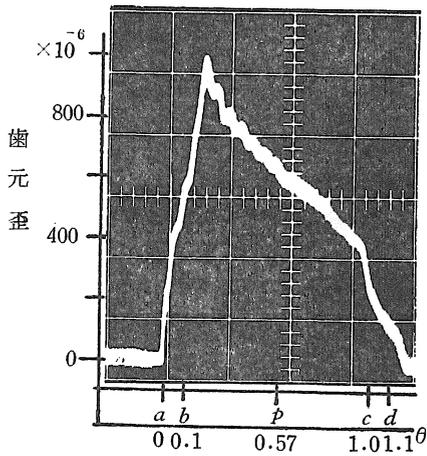
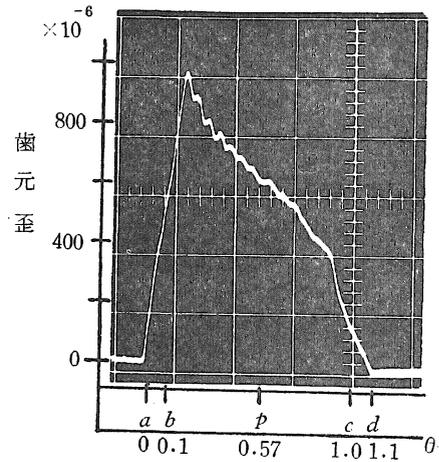
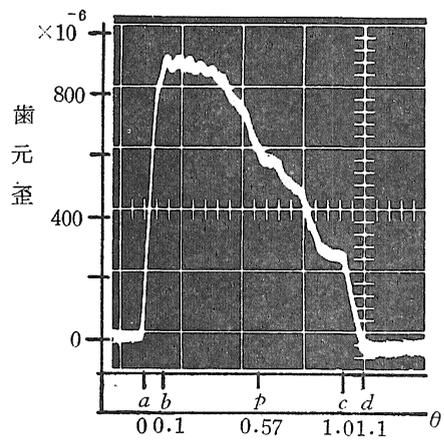
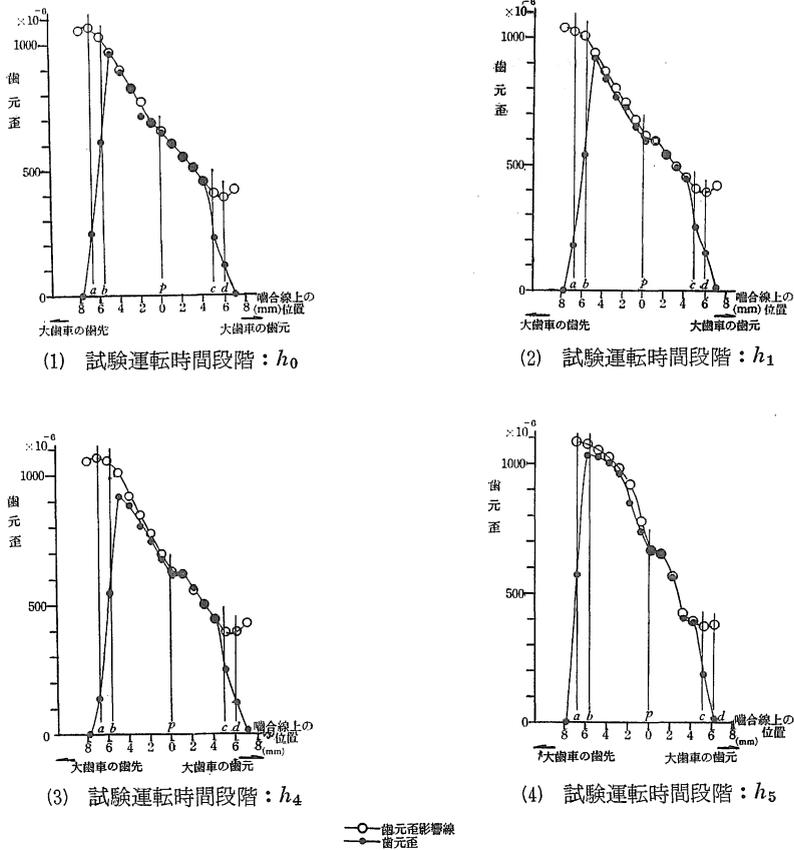
(1) 試験運転時間段階:  $h_0$ (2)  $h_1$ (3)  $h_2$ (4)  $h_4$ 

図14. 低歯歯車の動的歯元歪波形

(5)  $h_5$



○：歯元歪影響線  
●：歯元歪

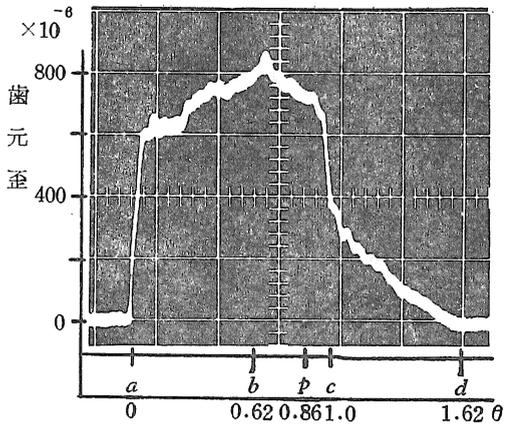
$p$ ：ピッチ点       $bc$ ：一歯嚙合域  
 $ab, cd$ ：二歯嚙合域       $ad$ ：全嚙合域

図15. 低歯歯車のかみあい点位置—静的歯元歪の関係

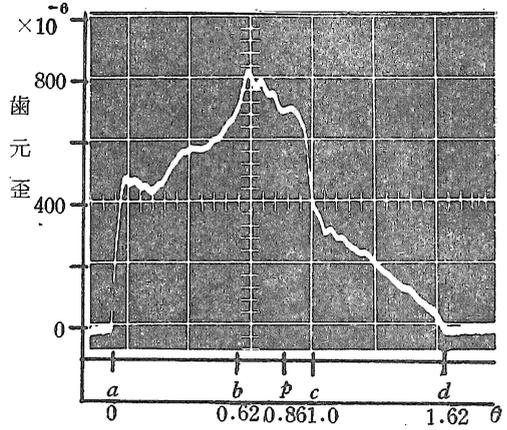
間の原点にとっている。

動的な歯元歪波形を静的な場合と比べてみると、低歯歯車、標準歯車のいづれについても、各時間段階に対して、共通する特徴は、静的、動的歪波形ともに全くよく一致しており、本実験の場合、動的な荷重変動はほとんどないとみることが出来る。

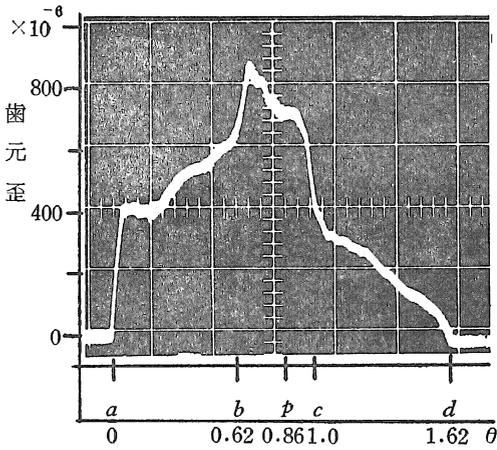
また、静、動的歯元歪波形について、各時間段階ごとにみても、低歯歯車においては  $h_1$  の段階で、一歯嚙合域の  $bp(\theta = 0.1 \sim 0.57)$  付近で凹みが生じているがその後の時間段階での変化や、新たな波形変化の顕著なものをみない。それは低歯歯車の場合には、嚙合域のほとんどが一歯嚙合であり、歯面荷重が全嚙合域にほぼ正常に分布し、しかも定常摩耗状態での摩耗の一様性によるものと推定される。 $h_5$  の段階では、 $\theta = 0.1 \sim 0.4$  付近で凸部が消えて丸味を生ずる。これは、大歯車の歯先、小歯車の歯元でのピッチング破壊により、歯面形状が大きく変形するために、異常接触によって生ずるものと判断できる。しかし、この段階でも静的歯元歪波形とはほぼ同じ波形をしており、動的な荷重変動はさほどないと考えられるが、この段



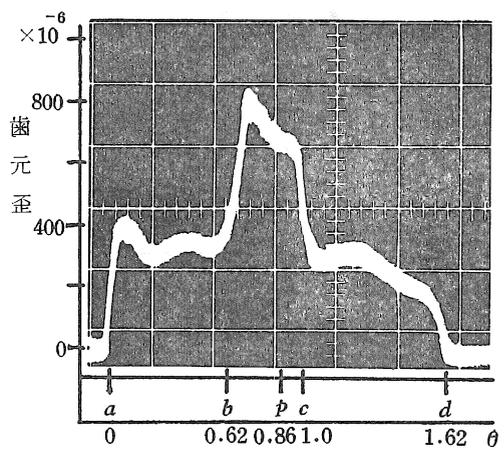
(1) 試験運転時間段階:  $h_0$



(2)  $h_1$

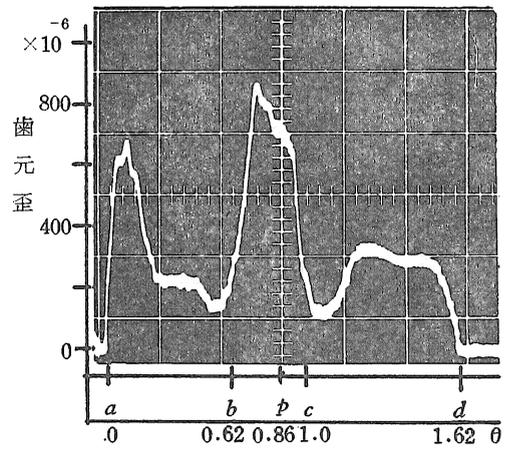


(3)  $h_2$

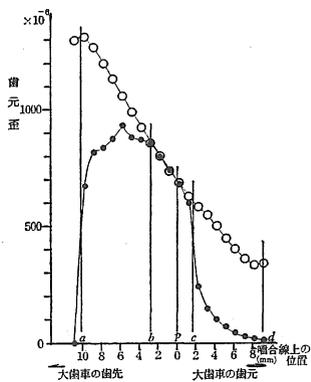


(4)  $h_4$

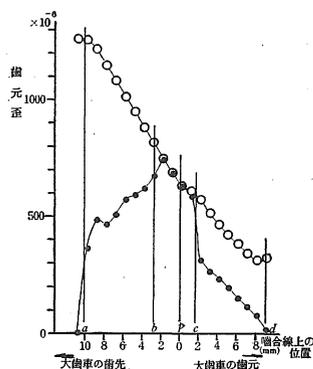
図16. 標準歯車の動的歯元歪波形



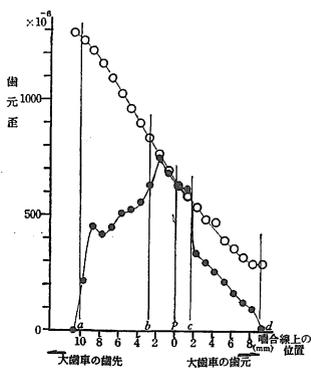
(5)  $h_5$



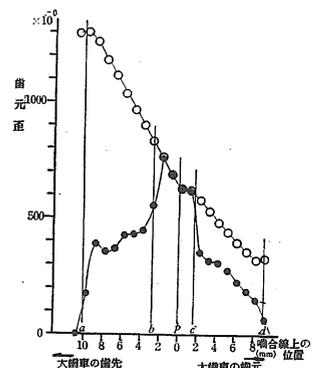
(1) 試験運転時間段階： $h_0$



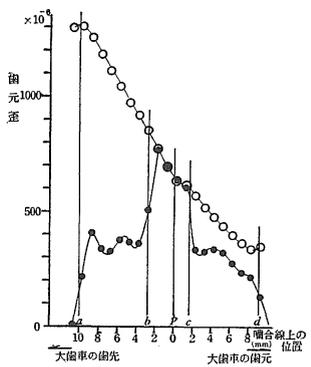
(2) 試験運転時間段階： $h_1$



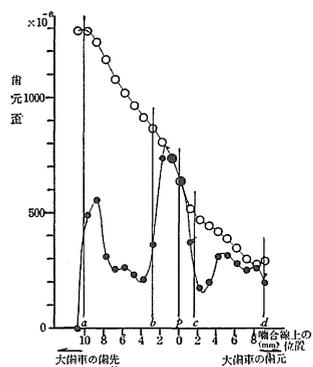
(3) 試験運転時間段階： $h_2$



(4) 試験運転時間段階： $h_3$



(5) 試験運転時間段階： $h_4$



(6) 試験運転時間段階： $h_5$

○—歯元歪影響線  
●—歯元歪

$p$ : ピッチ点                       $bc$ : 一歯嚙合域  
 $ab, cd$ : 二歯嚙合域             $ad$ : 全嚙合域

図17. 標準歯車のかみあい点位置—静的歯元歪の関係

階では騒音がかなり大きくなっている。

標準歯車についてみると、 $h_1$  の段階で歯先寄りの二歯嚙合域  $ab(\theta = 0 \sim 0.62)$  で凹になり、歯元寄りの二歯嚙合域  $cd(\theta = 1.0 \sim 1.62)$  で凸を生ずる傾向にある。そしてその傾向は、その後の段階でも続き、進展している。

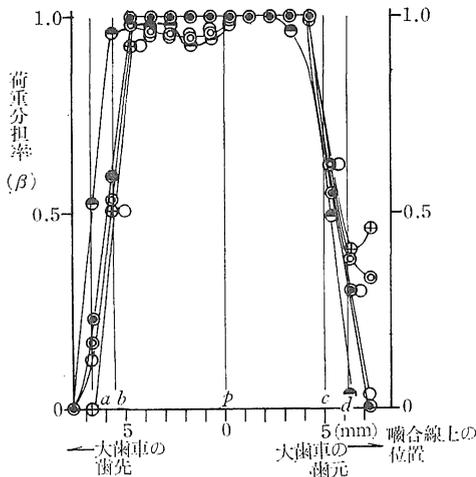
$h_5$  の段階では、かみあい始めの点  $a(\theta = 0)$  付近で凸状の1つのピークが現われ、二歯嚙合から一歯嚙合に移行する点  $b(\theta = 0.62)$  と一歯嚙合から二歯嚙合に移行する点  $c(\theta = 1.0)$  付近で凹が顕著になっている。

また、全般的には、歯先寄りの二歯嚙合域 ( $\theta = 0.3 \sim 0.6$ ) 付近で、凹部が、歯元寄りの二歯嚙合域 ( $\theta = 1.2 \sim 1.62$ ) 付近で凸部が極端になっている。

これらの歯元歪（見かけの歯元応力）波形の変形は、摩耗によって生じた歯形の変化に起因するものであり、同時に、このような歯形の変化が歯形修正と同様な効果で歯面荷重を変化させて、歯形をさらに変えてゆく。かかる意味で歯形の変化と、歯元応力とは相互に依存性が大きいといえる。

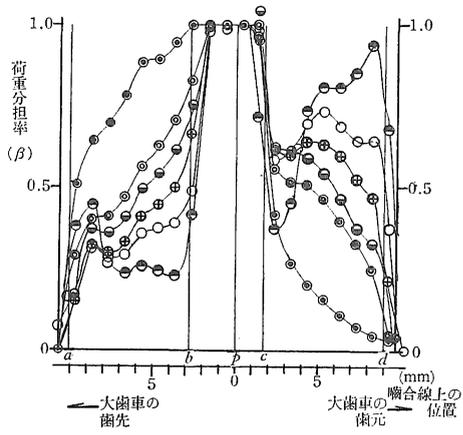
また、このような歯元歪の変化は、同様な傾向で荷重分担率を変化させる。

荷重分担率は、歯元歪値と、全荷重がかかった場合の歯元歪値、いわゆる歯元歪影響曲線との比から計算で求めることができる。図18、図19に先に示した静的歯元歪値から求めた低歯車および標準歯車の荷重分担率を示す。



●  $h_0$    ○  $h_1$    ⊕  $h_3$   
 ○  $h_4$    ●  $h_5$   
 p: ピッチ点   bc: 一歯嚙合域  
 ad: 全嚙合域

図18. 低歯車のかみあい位置と荷重分担率の関係



●  $h_0$    ●  $h_1$    ○  $h_2$    ⊕  $h_3$   
 ○  $h_4$    ●  $h_5$   
 p: ピッチ点   bc: 一歯嚙合域  
 ab, cd: 二歯嚙合域   ad: 全嚙合域

図19. 標準歯車のかみあい位置と荷重分担率の関係

この図から、運転時間の経過が嚙合線上の位置での荷重を変化させていくようすが、より一層よくわかる。すなわち、ピッチ点より歯先寄りの二歯嚙合域では、時間の経過とともに荷重を軽減する傾向にあり、逆に、ピッチ点より歯元寄りの二歯嚙合域では荷重を大きくする傾向にあるといえる。他方、小歯車については、大歯車のこのような傾向とは逆の傾向にあることが推察される。

## 5. 結 び

以上結果を要約すれば、つぎのようになる。

(1) 摩耗は運転の初期の段階で大きく進み、運転時間が経過するにつれて、その度合が減少し、特に摩耗による歯車歯形の変化の過程は、初期摩耗で起きた変形に大きく影響される。

(2) 初期摩耗による歯形の変化は、歯元歪および荷重分担率に大きな影響を及ぼし、それらの傾向はその後の運転でも継続される。

(3) 嚙合位置と摩耗の関係についてみると、摩耗は、大歯車では歯元よりも歯先寄りで大きく進み、小歯車では、それとは反対に歯元寄りで大きく進む。

(4) 荷重分担率の変化の傾向は、運転時間の経過とともに、大歯車の歯先寄りの二歯嚙合域では荷重を軽減し、歯元寄りの二歯嚙合域では荷重を大きくする傾向で変化していくのが特徴である。

(5) すべり率の小さいピッチ点付近でも摩耗が進んでいる。

(6) 本実験に使用した材料および実験条件では、動的な荷重変動はほとんどないとみることができる。

本報では、主として実験結果の傾向を示してきた。これを基礎に、他の条件での結果などとあわせて、実験結果の具体的な検討および解析を一層深め、別の機会にとりあつかう考えである。

なお、本研究は広島大学工学部寺内喜男教授、宮尾義治先生の御懇切な御指導をいただいで行なったものであり、佐藤造機株式会社、日本製鋼所株式会社からは種々御援助をいただき、呉高等工業専門学校の諸先生方からも御指導をいただき、多くの方々に研究協力者として御協力いただいた。ここに記して、深く感謝の意を表わしたい。

## 〔参 考 文 献〕

1. 寺内喜男：日本機械学会論文集 第29巻、第205号（1963）
2. 寺内喜男：日本機械学会講演論文集 No.700-18（1120）（1970）
3. 仙波正荘著：歯車 第1巻、第3巻、第4巻（1966）版（日刊工業新聞社）
4. 明山、歌川共著：歯車の設計（1969）版（オーム社）
5. 竹内栄一著：鋳鉄の摩耗（1968）版（誠文堂）