

# 歯車の工作精度が歯のストレスにおよぼす影響

## The Effects of the Accuracy in Machining Gears on the Stress of Gear Tooth

明山正元\* 歌川正博\* 笠原俊郎\*\*

### 内 容 梗 概

この研究は平歯車の動荷重に関する研究の中、特に歯車工作法が運転中歯にかゝる動荷重とどのような関係にあるかということの研究したものである。すなわち動的歯車試験機を用いて、色々な工作法で工作した歯車に荷重をかけて運転した場合、歯本に生ずる歪および歪の変化を現わす歪波形を抵抗線歪計およびブラウン管オシロを用いて記録測定し、これらの結果から、従来ピッチ誤差、偏心誤差など静的方面から評価していた歯車に関する良し悪しを、逆に動荷重の立場から検討を加えてみた。しかしてわれわれの現状における種々歯車工作法の基礎技術の確立を試みたものである。

### 〔I〕 緒 言

歯車単体として誤差のない正しいインボリュート歯車は、荷重をかけて運転した場合も、当然騒音、動荷重ともに少くきわめて理想的な伝達運動を行う筈である。しかし歯車にはかならずある程度の誤差が伴い、この誤差を伴った歯車に荷重を掛けて運転した場合、どのような噛合がなされているかは判然としない。たゞ静粛であったとか、歯当りは良かったとかということが判明するだけである。このような現状から見て、普通に用いられている色々な工作法で工作した歯車を実際に荷重を掛けて運転した場合の動荷重の変動具合、および一歯の噛合始めより終わりまでの歯本に生ずる歪、および歪波形などを把握することはきわめて重要な事柄であろう。以下本研究では上記のごとく動的な測定を行つた結果について報告し、今後の歯車設計ならびに工作上的参考にしたいと考える。

### 〔II〕 実験に関する前おき

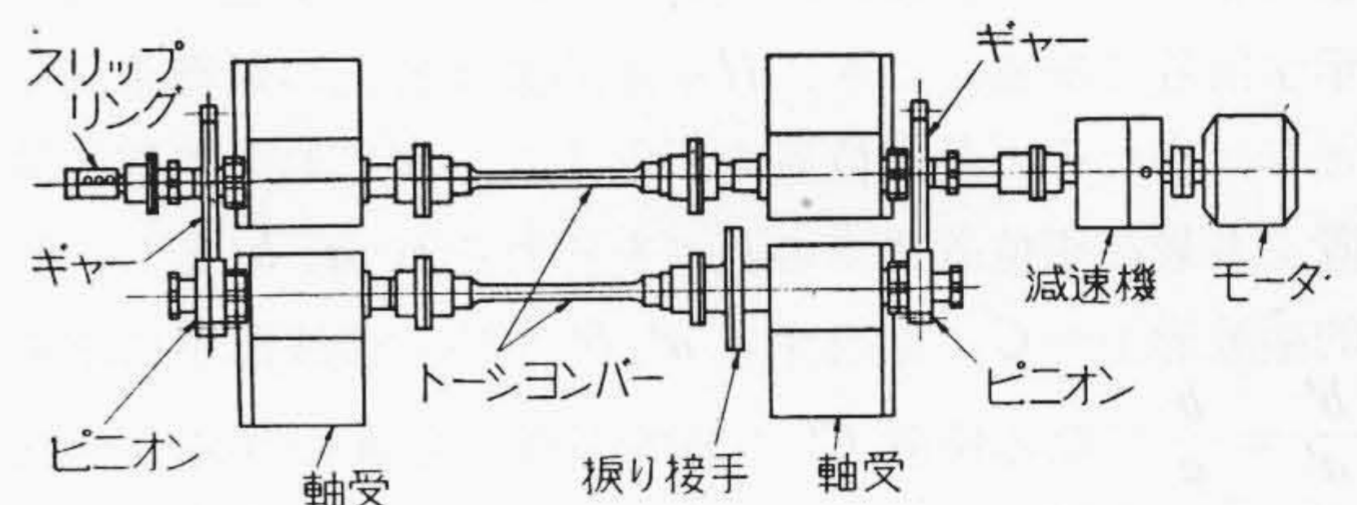
この実験はすべて動力循環式歯車試験機を用いて行つたものであり、本試験機の平面略図を示すと第1図の通りである。この試験機は動力循環式であり、あらかじめ歯車軸を振ることにより試験歯車には荷重をかけたときと同じ状態を与え、これを回転するとき、動力は試験機内を循環することになつて、原動機からはたゞ試験機の損失分に相当する動力を与えればよいことになる。

#### (1) 歯本に生ずる歪および歪波形の測定

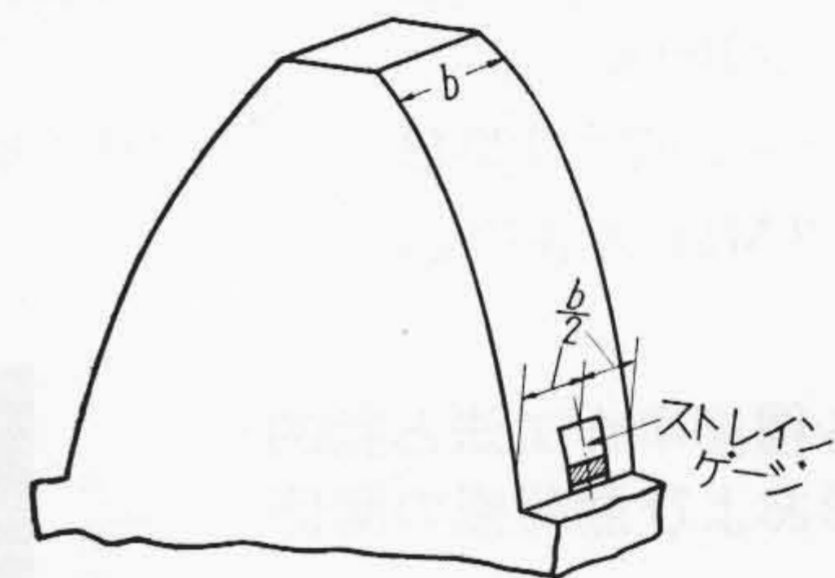
荷重下における歯本に生ずる歪を測る方法は、歪ゲージ4枚でブリッジを組み、その一枚を第2図のごとく歯車の歯本反荷重面に貼り、他の3枚をダミーとして歯車側面に貼る。ブリッジ一対の端子に直流6Vを加え、歯車の歯に動荷重が掛つたときブリッジの他の一対の端子に生ずる不平衡電圧の変化を増幅し、ブラウン管オシロ

\* 日立製作所中央研究所

\*\* 日立製作所亀有工場



第1図 動的歯車試験機平面図略図  
Fig. 1. Abbreviation of the Dynamical Gear Testing Machine



第2図 ストレインゲージの位置  
Fig. 2. The Position of the Strain Gauge

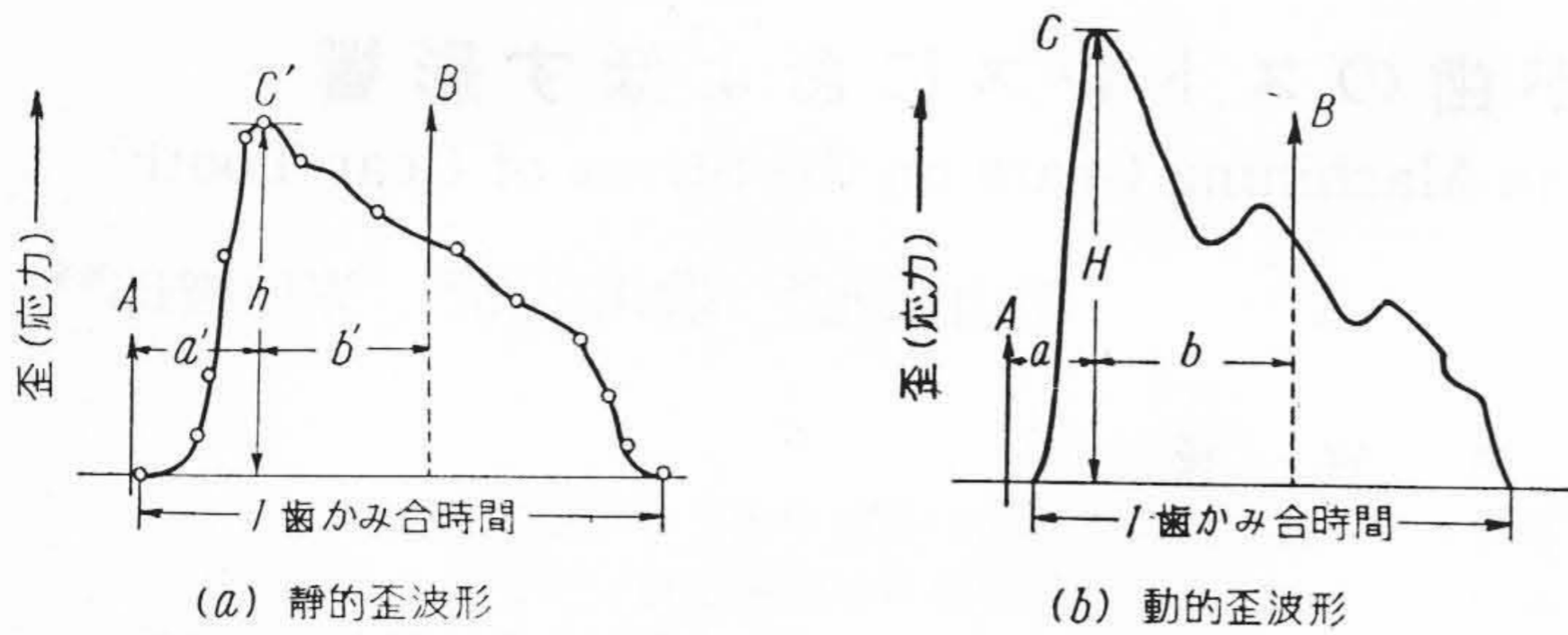
ロスコープに入れ、歪の変化を波形として画かせる。この波形および歪をそれぞれ動的歪波形および動的歪と呼ぶことにする。

#### (2) 荷重をかけて静かに手廻しした場合の歯本に生ずる歪の測定

静的な歪を測定することは、今後動荷重を算出する基礎となるものであり、これは動荷重に対して静荷重状態における歯本に生ずる歪を測定することである。これは動的歪波形の測定と全く同様に、歪ゲージでブリッジを組み、ブリッジの不平衡電圧を約 10 kΩ の抵抗を介して検流計 (ミラー参照式) の端子に加え、スケール上のスポットの移動を読みとる。今後これを静的歪波形および静的歪と呼ぶことにする。

#### (3) 動的歪波形と静的歪波形とから求める動荷重について

先に説明したように静的歪波形はその歯車の動荷重を求めるための基礎となるものであり、この求め方につい

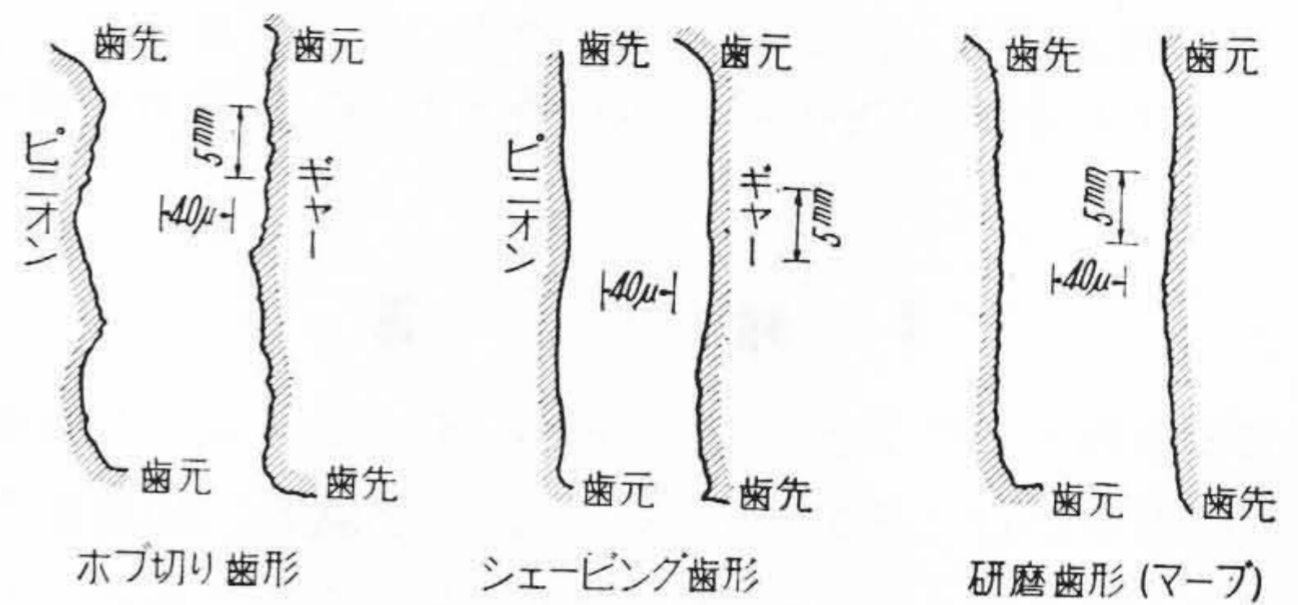


第3図 動的静的歪波形から求める動荷重の計算図  
Fig. 3. Calculating Diagrams of Dynamic Loads from the Strain-Time Oscillogram and the Measured Results of Static Strains

て簡単に説明すると第3図において図(a)は検流計よりプロットした静的歪波形, 図(b)は同一条件で測定した動的歪波形とし, ABの矢印はそれぞれ規準嚙合位置を示す信号である。つぎにHを動的歪波形上の最高歪高さとし, またその最高位置をCとする。図において信号位置より最高歪位置までの長さをそれぞれa, bとし, 動的歪波形上でCに相当するa', b'を静的歪波形中に求め  $\frac{b'}{a'} = \frac{b}{a}$  になる位置C'の静的歪高さをhとすると次式により静荷重に対する動荷重の変動割合を求めることができ, これを動荷重変動率と呼ぶことにする。

$$\text{動荷重変動率} = \left( \frac{H/\text{規準抵抗値に対するゲイン}}{h/\text{規準抵抗値に対する検流計の振れ値}} \right) \times 100\%$$

ただし, ゲージ抵抗 120 Ω と並列に結ぶ規準抵抗値は実験では 2 MΩ を採用した。



第4図 ホブ切り, シェービング研磨を行った歯車の歯形  
Fig. 4. The Tooth Profiles of the Hobbed, Shaved and Ground Gears

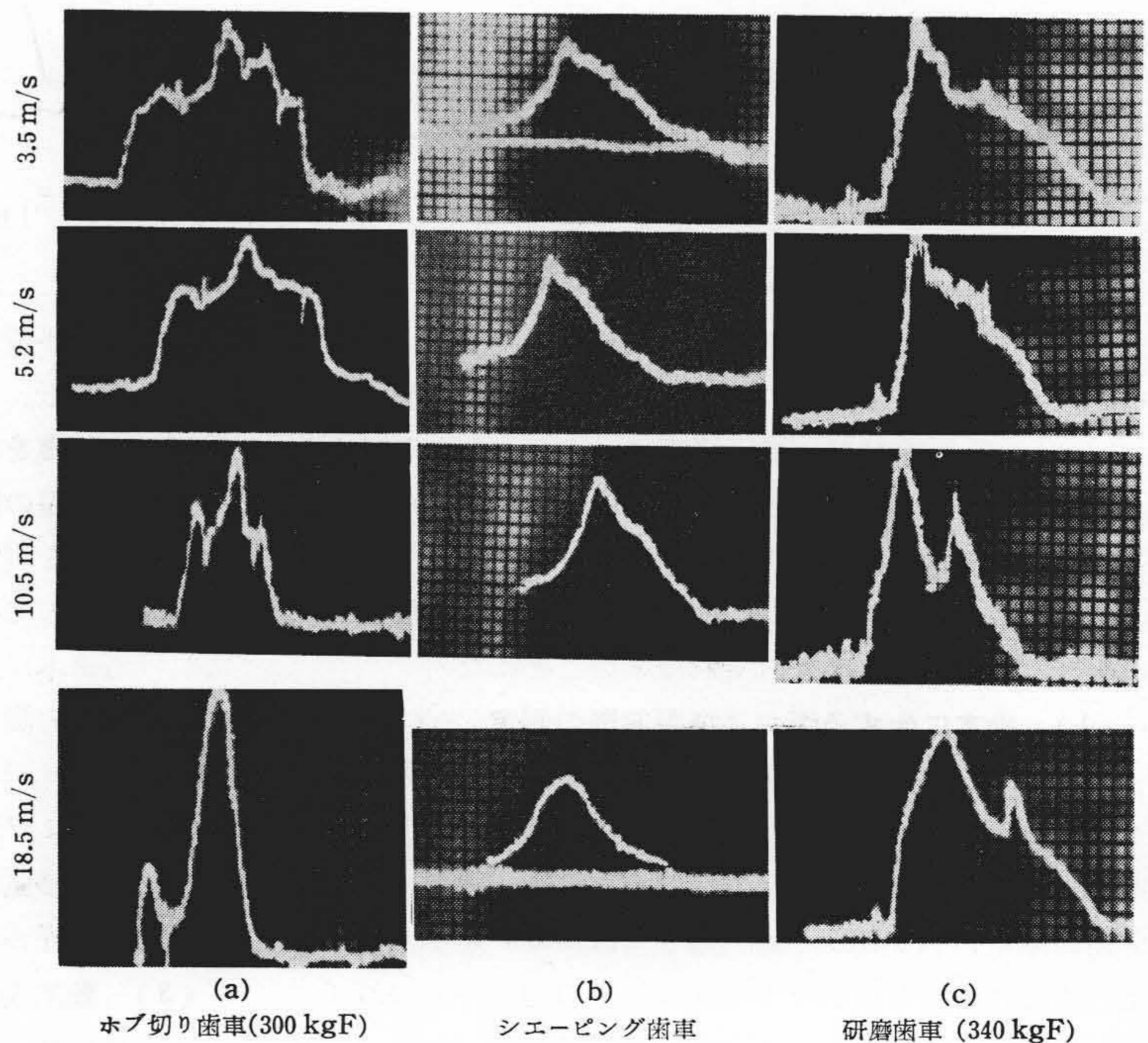
を意味する。つぎにショーピング, 研磨の場合には周速が増加してもほとんど歪波形が変化せず, ホブ切りに見られたような一歯かみ合の凹凸波形はほとんどなくきわめて円滑なる動的歪波形を示す。また周速がさらに増加

〔III〕 各種歯車作工法と動的歪波形および動荷重の関係

(1) ホブ切り, シェービング研磨歯車

実験に用いた歯車の仕様および実験条件を第1表に示す。また各歯車単体のピッチおよびインボリュート歯形の測定結果を第2表および第4図に示す。

さて第5図(a)(b)(c)はそれぞれ周速が3 m/s, 5.2 m/s, 10.5 m/s, 18.4 m/sにおける各歯車の動的歪波形を示す。ホブ切り歯車では, 一歯かみ合中の歪波形はきわめて不規則なる形を示し, 凹凸のある激しいかみ合波形を呈している。また歪の高さも周速の増加に伴って増大し, 簡単に3 m/sと18.4 m/sの歪の比をとってみると18.4 m/sでは3 m/sの約2倍以上の値を示している。すなわち, 周速が増大すると歯に掛る動荷重も増大していること



第5図 ホブ切り, シェーピング, 研磨各歯車の動的歪波形  
Fig. 5. The Strain-Time Oscillograms of the Hobbed, Shaved and Ground Gears

第1表 試験歯車仕様および実験条件  
Table 1. Test Gears Specification and Test Conditions

歯車仕様			実験条件	
	ギヤ	ピニオン		
モジュール数	6 M 62 Z	6 M 31 Z	静荷重	270, 300, 340 kg
歯幅	45 mm	54 mm	かみ合率	≈1.47
材質	SGR <sub>a</sub>	S 45 C	円周速度	3, 5.2, 10.5, 18.4 m/s
			潤滑法	タービン油 No. 180

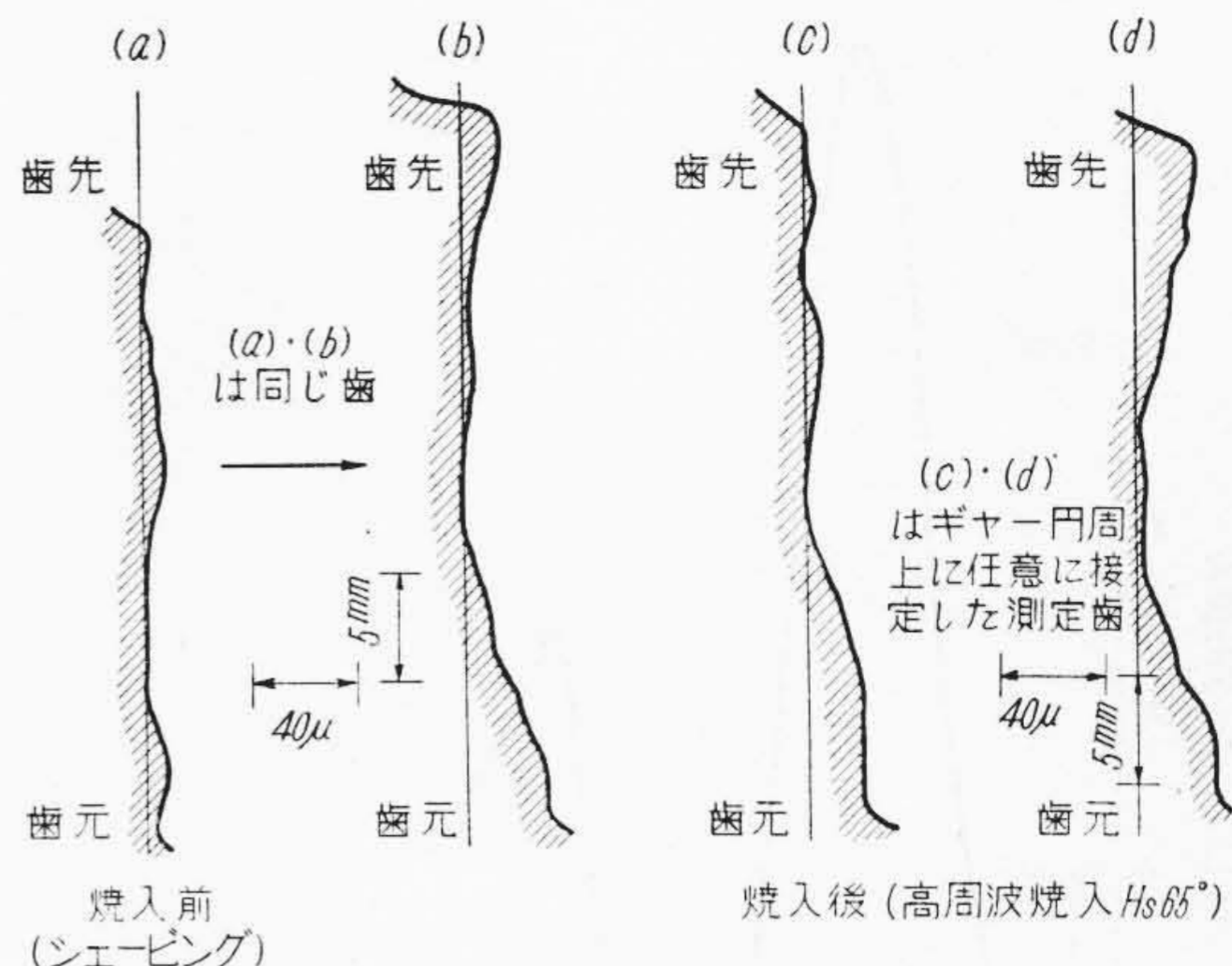
第2表 試験歯車の精度  
Table 2. Accuracy of Test Gears

	単一ピッチ誤差		歯当り
	ギヤ	ピニオン	
ホブ切り歯車	17 μ	8 μ	90%
シエーピング歯車	5.5 μ	3 μ	90% 以上
研磨歯車	5 μ	3 μ	90% 以上

してもその歪高さはほとんど変わらずかえつて幾分低目に表われていることは注意を要する事柄と考える。こゝにマージ研磨歯車の歪波形欠中凸起を呈しているところがあるが、これは信号位置であつて信号の触針を取除けばシエーピングと同様同滑な歪波形を示すものである。以上の事柄から、特に歯形の点に着目するならば、動的歪波形は歯形がスムーズなインボリュートに近いほど、動的歪変動の少い円滑な波形となる。またシエーピングの簡易なる加工性を考えるならば、シエーピングの効果はきわめて大きく今後大いに活用すべき加工法であろう。

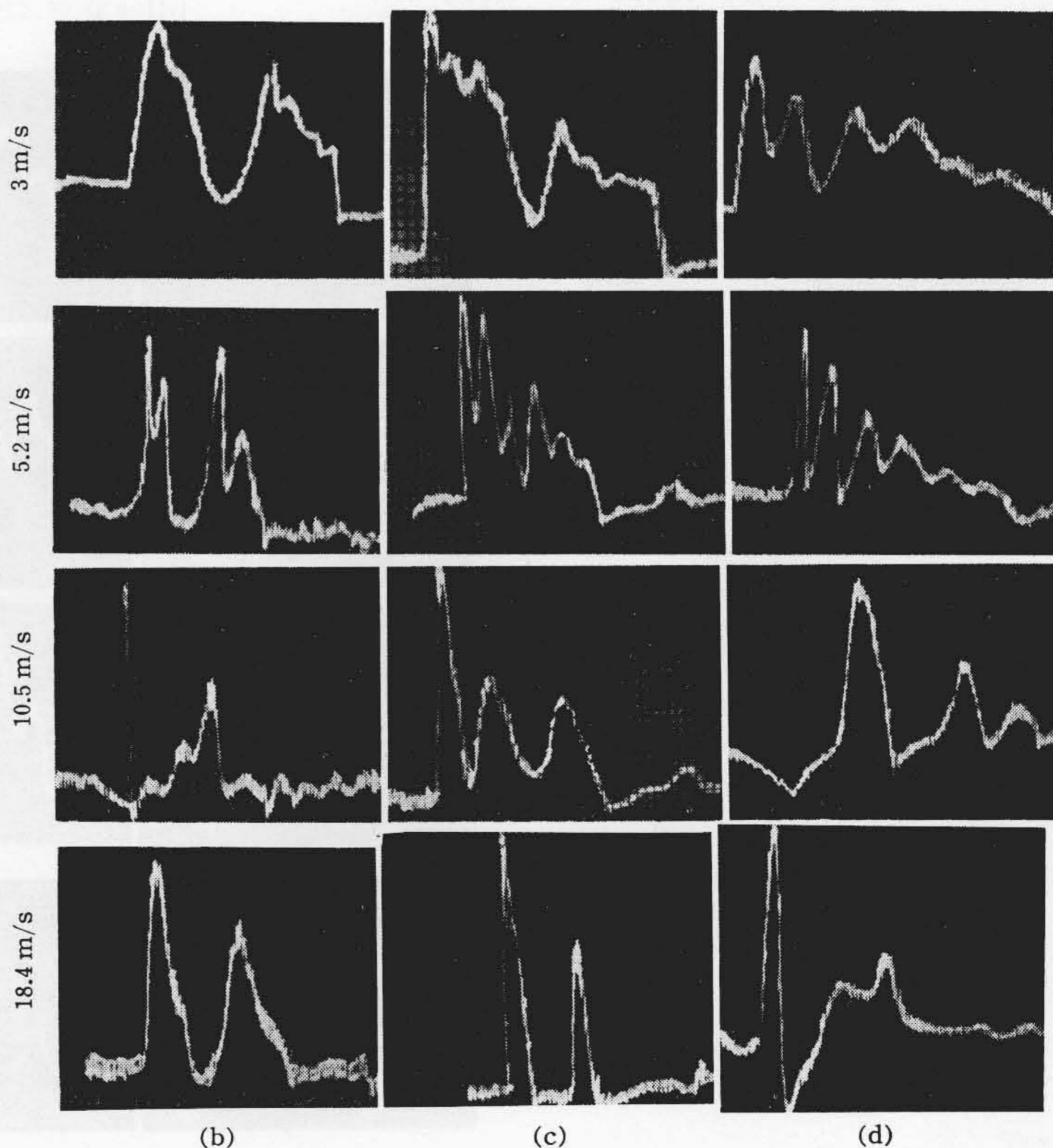
(2) 高周波焼入歯車について

高周波焼入れにおける歪変形の発生という問題は歯車生産上きわめて大きな隘路となつており、この研究ではこれらの焼入れによる歪変形が運転中の動荷重にどんな影響をおよぼすか実験により求めた。すなわち第6図は高周波焼入れ前にシエーピングを行った試験歯車に対してピニオンを Hs 65 ギヤを Hs 60 に焼入れしたものの歯形の変化を示したものである。すなわち (a) はシエーピング後、(b) はこれと同一の歯について高周波焼入れ後の歯形を示す。

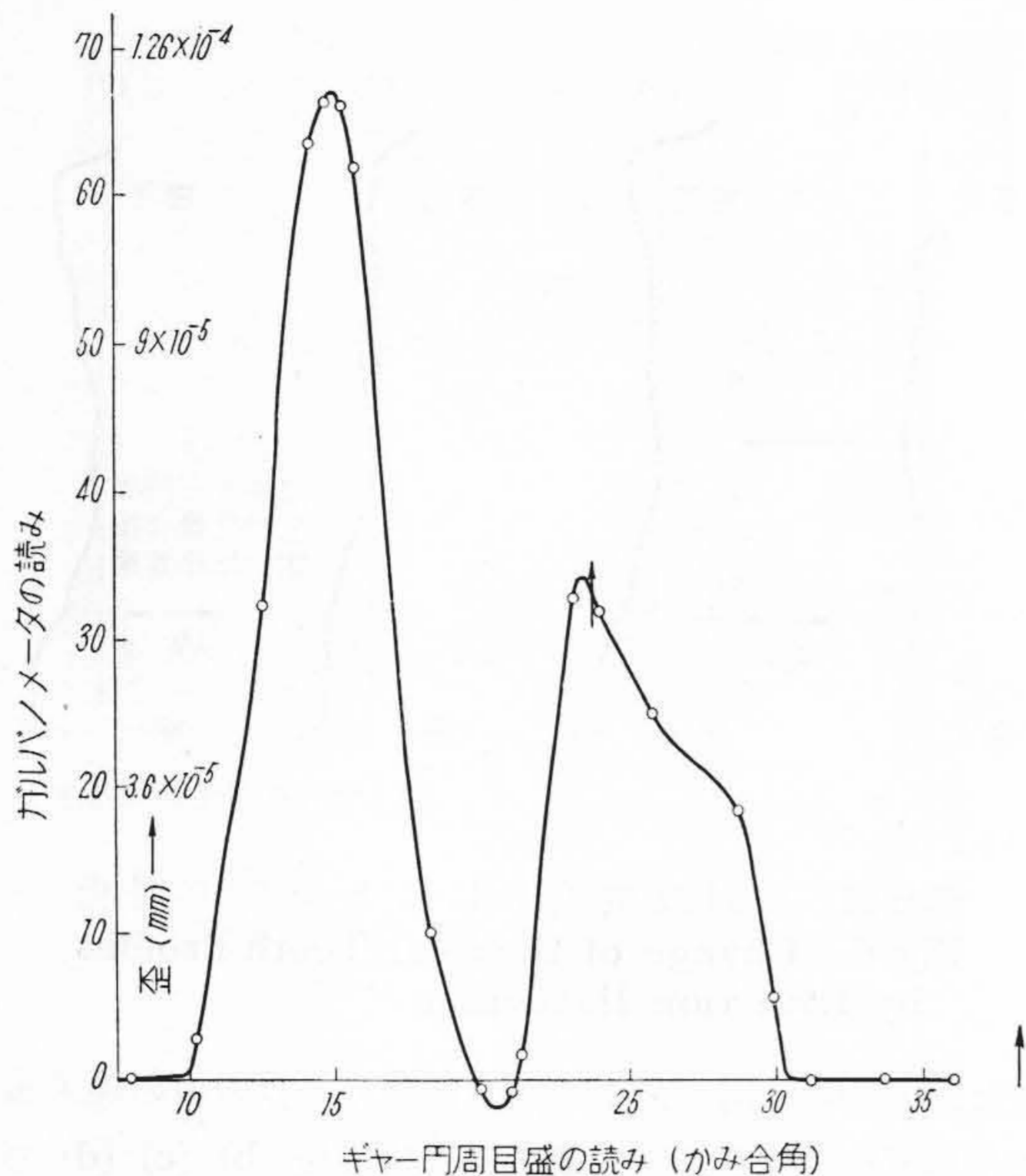


第6図 高周波焼入れによる歯形の変化  
Fig. 6. Change of the Gear Tooth Profiles by Induction Hardening

また、(c) (d) は同じ歯車の他の任意の2枚の歯の焼入れ後の歯形測定結果を示す。第7図は焼入れ後 (b) (c) (d) の歯に 300 kg の切線力を与えた場合の動的歪測定結果を示す。すなわち、歯形では焼入れを行うことにより一様に



第7図 高周波焼入れ後の動的歪波形の変化  
Fig. 7. Change of the Strain-Time Oscillograms for Shaved and Induction Hardened Gears



第 8 図 シェービング後高周波焼入歯車の静的測定結果

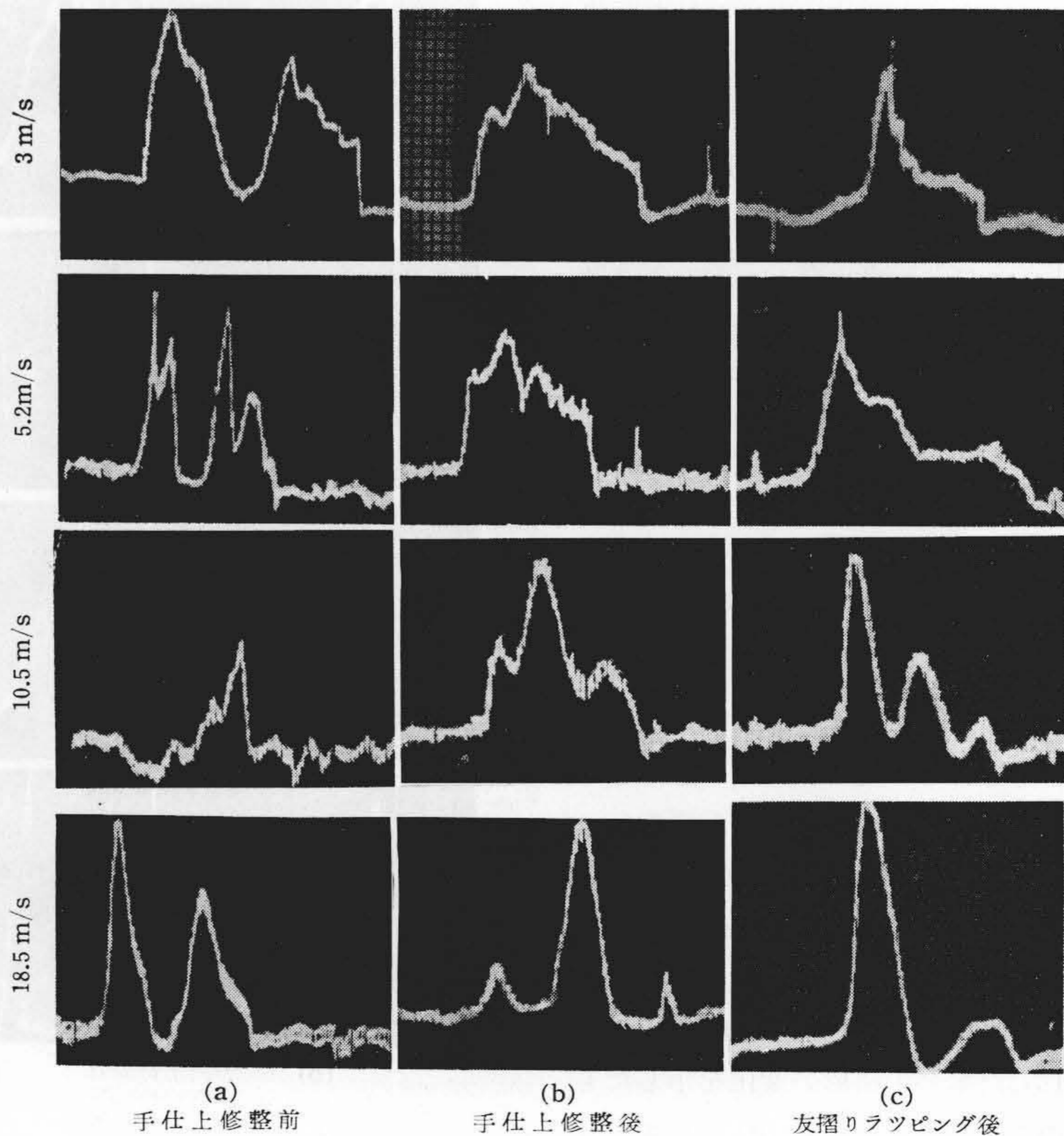
Fig. 8. Measured Results of Static Strains for Shaved and Induction Hardened Gear

中凹形に彎曲したものとなり、この結果歯当りとして歯先と歯元の二段で当るように変化している。つぎに動的歪波形では前項に示したシェービング後の円滑な波形に対し、同じ 3 m/s の低周速で、一歯かみ合中完全に二つの山に分離した動的歪波形をあらわしている。また周速が増加すると歪も急激な増大を示している。すなわち焼入前にせつかくすぐれたシェービング加工を施しても一度焼入れを行うことによつて動的なすぐれた性能は全く低下していることがわかる。第 8 図は (b) と同じ歯を動荷重測定のと看同じ切線力を掛けて静かに手廻した場合の静的歪波形を示す。こゝで第 7 図 (b) の 3 m/s における動的歪波形と、第 8 図の静的測定結果を比較すると、一歯かみ合中の歪波形は動的静的ともきわめて類似し、完全に二つの山に分離している。これは歯本に生ずる歪が零というかみ合点の存在を意味している。一般に、精度の悪い歯車

の動的歪波形は、低い周速でもかなり不規則な凹凸を伴うものであるが、本例のように最初から二つの山に分離を起すという例は余りない。また低周速で比較的円滑なかみ合を行つた歯車も、周速が増大して行くと往々にして二つないし三つの山に分離を起し、激しい騒音や、大きな動荷重の増大を示すようになる。これは周速が速くなるにしたがつて、円滑なかみ合が衝撃的なかみ合を行うようになるためである。しかるに、本例のように静的なかみ合において、すでに完全な分離現象を起していることは、はなはだしい歯形の誤差のため、丁度歪が零の点では先立つ隣の歯に全荷重が掛り、その歯は瞬間かみ合に与らないと解するのが妥当であろう。なお、このようなきわめて悪い歯車の動的歪波形の分離については、いまだ不明の点が多く今後の研究に譲りたい。つぎにこのように焼入れによつて運転性能の低下した歯車を、いかにして動的歪の少い円滑なかみ合に向上させるかという方法について、友摺りラッピングを中心として以下に説明する 3 種類の方法で検討を加えた。

(i) 変形した歯形をインポリュートに近づけるよう  
手仕上げで修整した場合

手仕上げ修整は焼入れ後の歯形測定結果をもととして、正



第 9 図 手仕上げ修整およびラッピングの動的歪波形上の効果  
Fig. 9. Effect on the Strain-Time Oscillograms by Hand and the Gear Lapping

しいインボリュートからの誤差分だけを、つぎのごとく歪ゲージをはった歯の前後10枚の歯にわたって作業を施した。

修整用工具 空気グラインダ鉛筆形低石  
 作業 者 仕上に関する作業経験2年  
 作業時間 1時間50分(1歯当り11分)

さて第9図は上記修整前後の動的歪波形の変化の状況を示した。すなわち(a)図は前述のシェービング後高周波焼入荷車の動的歪波形であり(b)はこの修整を施したもので、切線力 330 kg における動的歪波形を示す。すなわち図よりあきらかなように、一歯かみ合の動的歪波形は比較的円滑にかつ凹凸も少なくなり、周速 10.5 m/s まではほとんど分離も起さず動荷重の変動も少い比較的良い歯車に矯正され向上している。

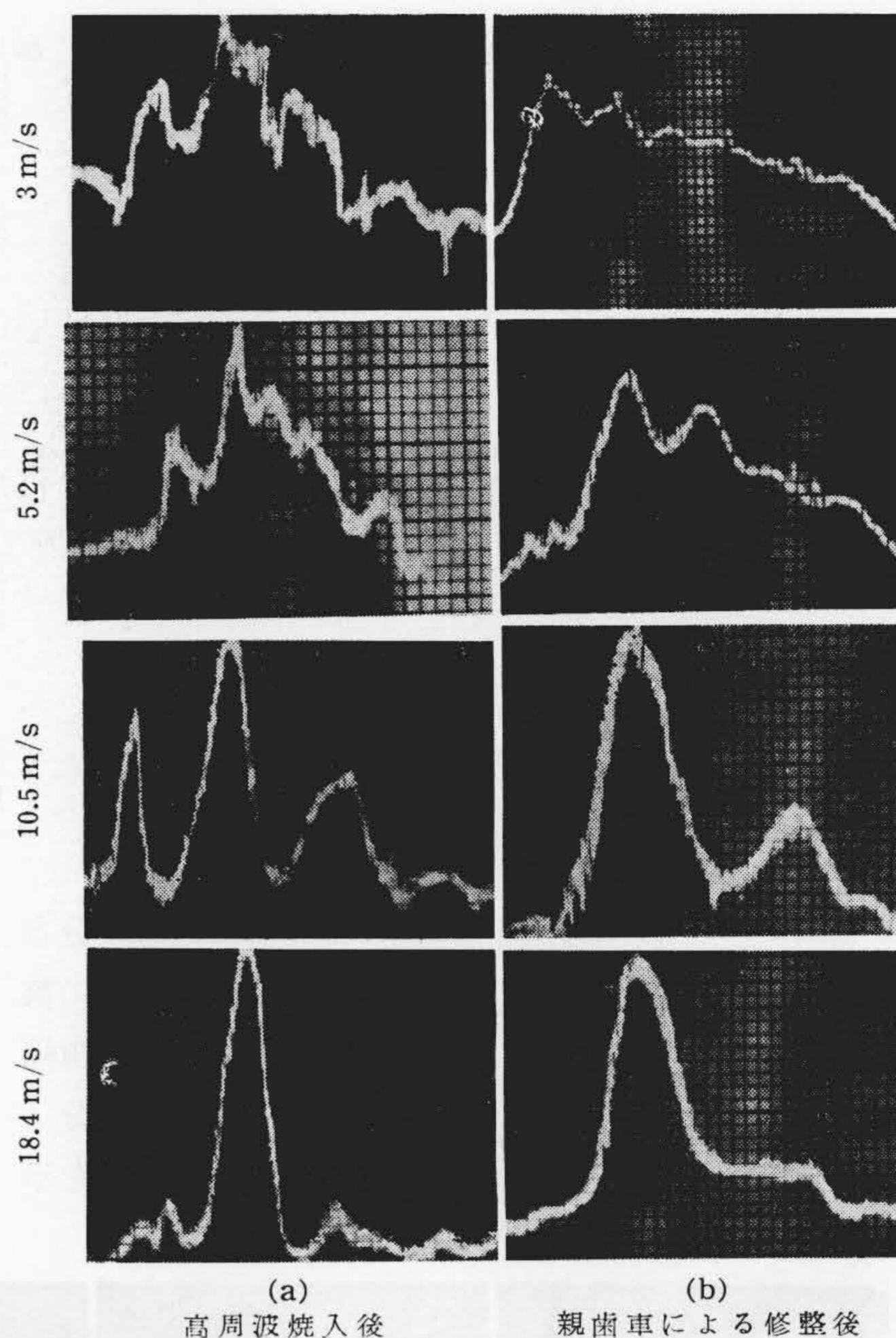
つぎに今一つの方法として

(ii) ラッピング剤(240 アランダム 30 とグリース 70 の割で混合)を用いて平行軸関係で友摺りラッピングを行つた場合

第9図(c)はこの反摺りラッピングの方法で、(1)項に用いた歯車をギヤー、ピニオンとも十分なじみ歯当りができるまでラッピングを施した後、試験切線力 330 kg を与え測定した動的歪波形を示す。図からいま 3 m/s の場合について同じ 3 m/s 周速の第9図(b)と比較すると、ラッピング後の歯車では第9図(b)の円滑な歪波形に対して、かみ合始め動的歪が大きく、爾後凹形に減少するようなきわめて不規則な歪波形を示している。この結果、周速が増大すると衝撃かみ合による分離現象や動荷重の激増を示し、周速 10.5 m/s では歪波形は完全な大中、小三つの山に分離を起していることがわかる。なおこの友摺りラッピングに関する基礎的な考察は後章において詳述する。

(iii) 親歯車による修整仕上げを行つた場合

(i)の方法で説明したように、歯形をインボリュートに近づけるような修整仕上げを行つた場合、これらの歯車の動的測定結果は修整前に較べてきわめて効果的に良くなつていくことがわかつた。しかしわれわれが実際に製作するすべての歯車について歯形を測定し、測定結果に基づいて修整を施すということはほとんど不可能に近い。そこで新しい方法として焼入後正しくインボリュート歯型に歯型を研磨した親歯車を作製し、この親歯車に対してギヤー、ピニオンとも歯当りが歯幅歯丈に沿つて正しくできるように仕上修整を施すことにする。第10図(a)(b)は焼入後および親歯車による修整後の切線力 300 kg における動的歪波形の変化の具合を示す。すなわち焼入後に較べ、一歯かみ合中の歪波形は非常に円滑なかみ合に移行し、周速が増加してもほとんど分離を生ずる



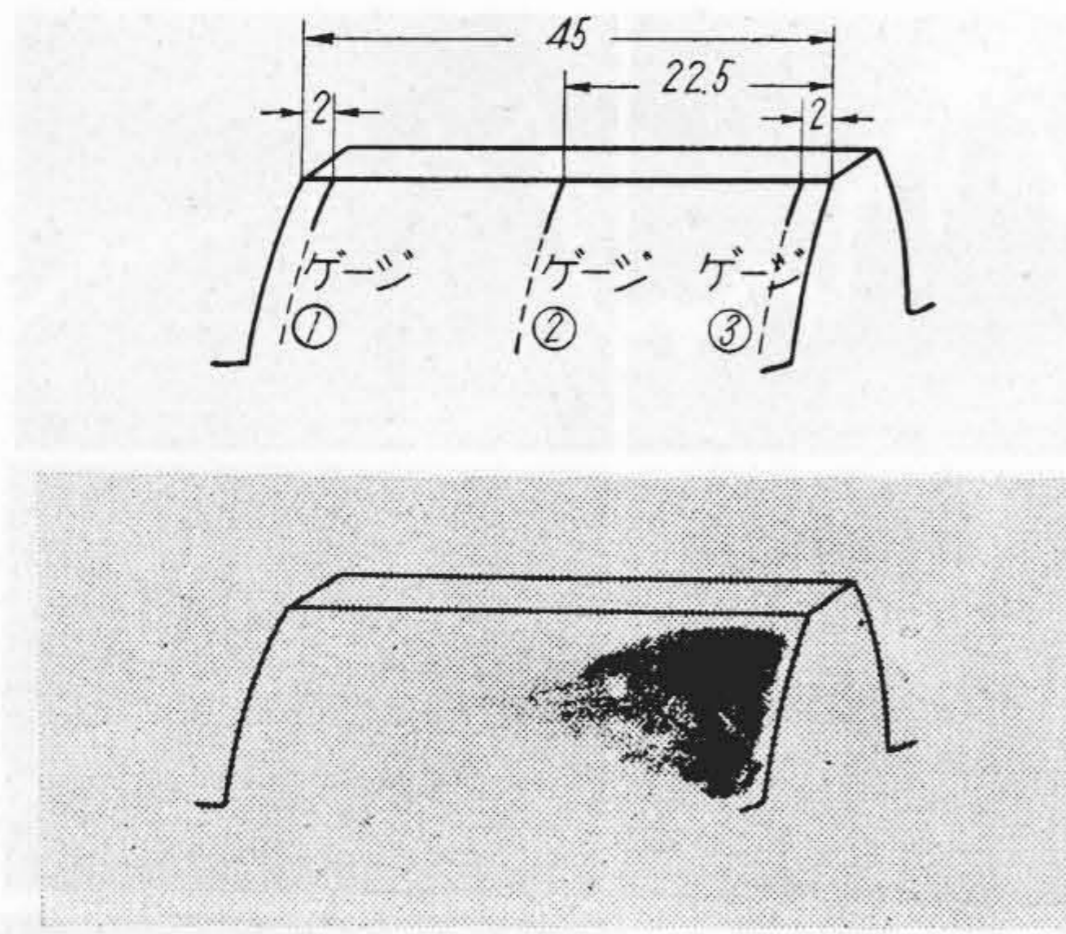
第10図 親歯車を用いた方法が動的歪波形におよぼす効果

Fig. 10. Effect on the Strain-Time Oscillograms of the Master Pinion Method

ようなこともなく、歪の高さも修整前に較べ低減していることがわかる。このように親歯車による修整方法はインボリュートの互換性を利用したものであり、焼入後の歪変形の多い悪い歯車に対しては比較的簡単に現場で利用できる方法と考える。

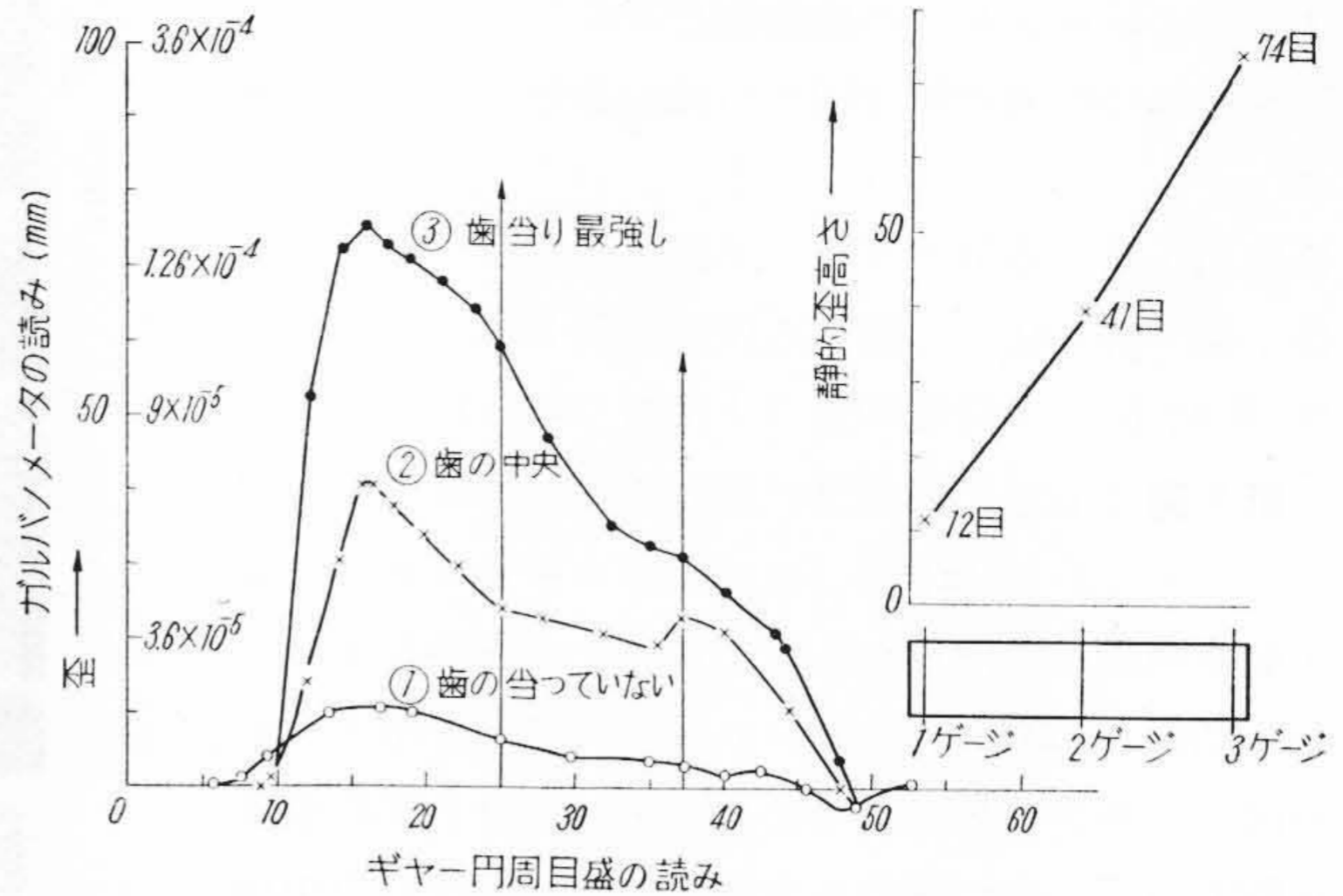
(3) 片当り歯車の歯筋に沿つた動荷重の分布

一組の歯車が歯筋に沿つて一様に当たっていることはきわめて望ましいことである。しかし一方、歯車の工作面から考えると歯車の歯幅および歯丈に沿つて一様な歯当りをだすということは非常に難しい。そこで組立てや工作の誤差から片当りになつた歯車に実際に荷重をかけて運転した場合、動荷重の分布は、歯幅に沿つてどのようなになっているかを知ることは設計や工作する上に必要なことと考え、これらについて検討を行つた。歪ゲージは第11図(次頁参照)に示すように片当りの歯幅に沿つて3枚貼附し、同一の 290 kg 切線力荷重の下で切換スイッチにより同時測定ができるようにした。また片当りの程度は概略図示したが、軸の傾きに換算すると1分5秒~1分15秒程度であり、これは隙間部分では 11~15 μ の隙間が生じていることになる。第12図(次頁参照)は動荷重試験と同一切線力 290 kg における静的歪測定



第11図 ストレンゲージの位置および片当り状況

Fig.11. The Position of Strain Gauges and the Circumstances of Localized Tooth Bearing



第12図 片当り歯車の静的歪測定結果  
Fig.12. Results of Static Strains for Localized Tooth Bearing Gears

結果を示す。すなわち図より歯幅に沿った静的歪の分布はほぼ直線的な関係で示されることがわかる。つぎに第13図はこの歯車の動的歪測定結果を示す。すなわち歯幅に沿った動的歪の分布は以下に示すごとく片当り部分は隙間部分に較べて周速 18.4 m/s では約6倍近い値を示していることがわかる。

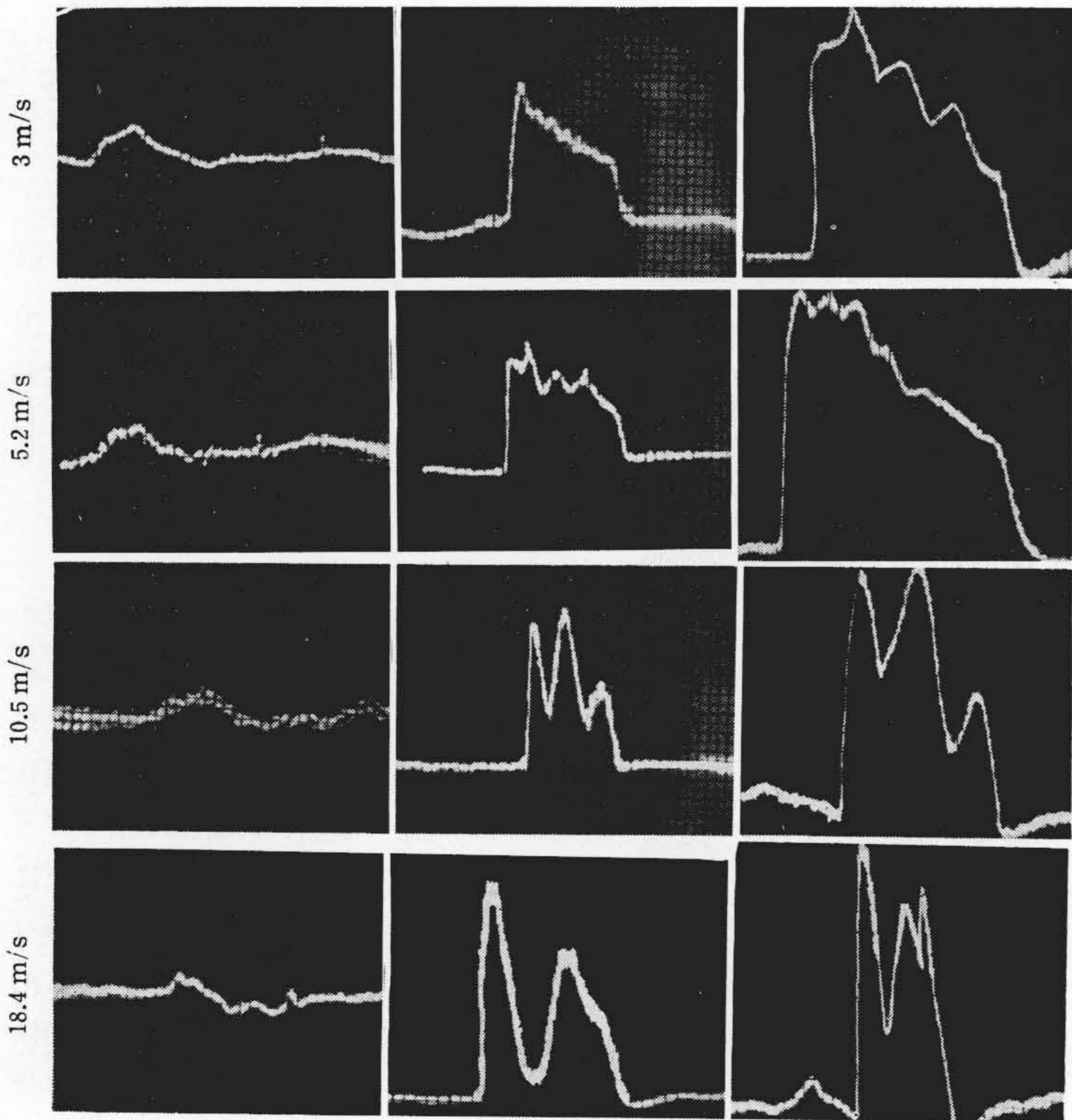
歪高さの比

周速	隙間部分	中央部分	片当り部分
3 m/s	1	2.8	4.8
5.2 m/s	1	2.8	5.2
10.5 m/s	1	3.2	5.4
18.4 m/s	1	3.8	5.8

上の結果から歯車を設計する場合は荷重は歯幅に沿って一様であると仮定しても、歯車が片当りに組立てられまた工作された場合動荷重の大半は片当り部分に集中され、周速が増大して行くと、さらに数倍に増大された動荷重が片当り部分に集中することになり、歯はきわめて不安定な状態におかれると考えねばならない。

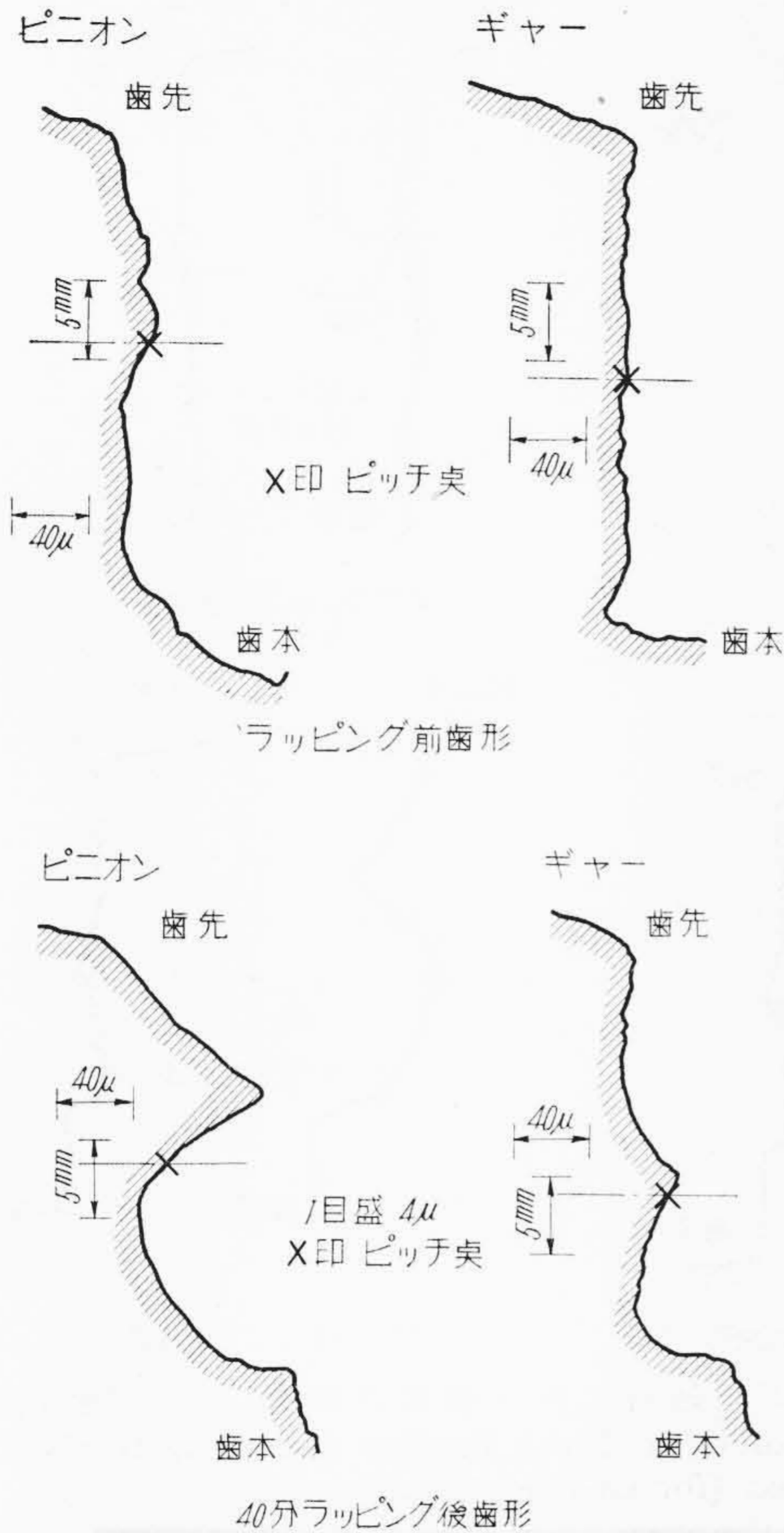
(4) 歯車の友摺りラッピングについて

先に (IV・2) 項で、焼入後の変形に対する最終仕上げ法として、歯の友摺りラッピングについて若干の疑問を残した儘にしたが、本項ではさらにラッピングに関して、詳細な実験を行つた結果について報告しよう。現在実施している平行軸方式 (ラッピング歯車を組立状態にする方式) により、ラップ剤を介入させて行つた友摺りラッピングが、基本的にどの程度効果があるかということ歯形、騒音、動荷重の変化を対象として、逐次ラッピングの進行に伴つて求めることにより検討を加えた。また研究はつぎのような異つた工作を施した3種の歯車について行



(a) 歯当りのない部分 (b) 歯の中央部 (c) 歯当りの最も強い部分

第13図 片当り歯車の歯幅に沿った動的歪波形  
Fig.13. The Strain-Time Oscillograms for the Localized Tooth Bearing Gears (290 kg Tangential Force)



第14図 ラッピングによる歯形の変化  
Fig.14. Change of Gear Tooth Profiles After 40 min Lapping

つた。すなわち

- (1) 焼入後相当程度修整し、向上している歯車を対象とする。
- (2) 最初からマージ研磨を施したすぐれた歯車を対象とする。
- (3) 焼入後歯当り歯形ともに悪い歯車を対象とする。

ラッピング作業法および実験の説明。

ラッピング方式 平行軸方式 (他に振れかみ合を利用した斜交軸方式がある)。

使用機械 動的歯車試験機

ラッピング荷重 約 30 kg 切線力

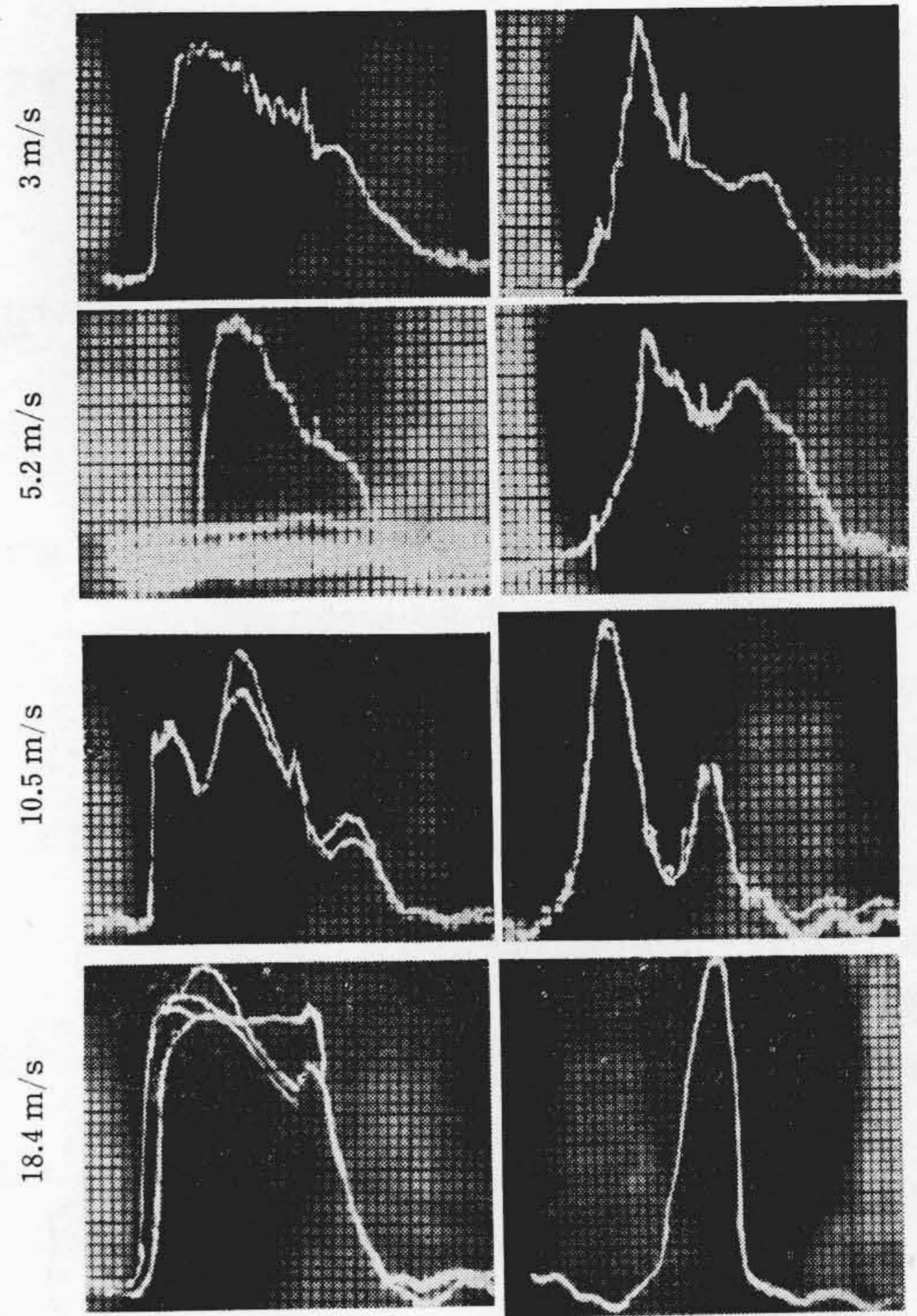
ラッピング剤 #240 アランダム 3 と グリース 7 の割合に混合

ラッピング剤供給法 連続供給法

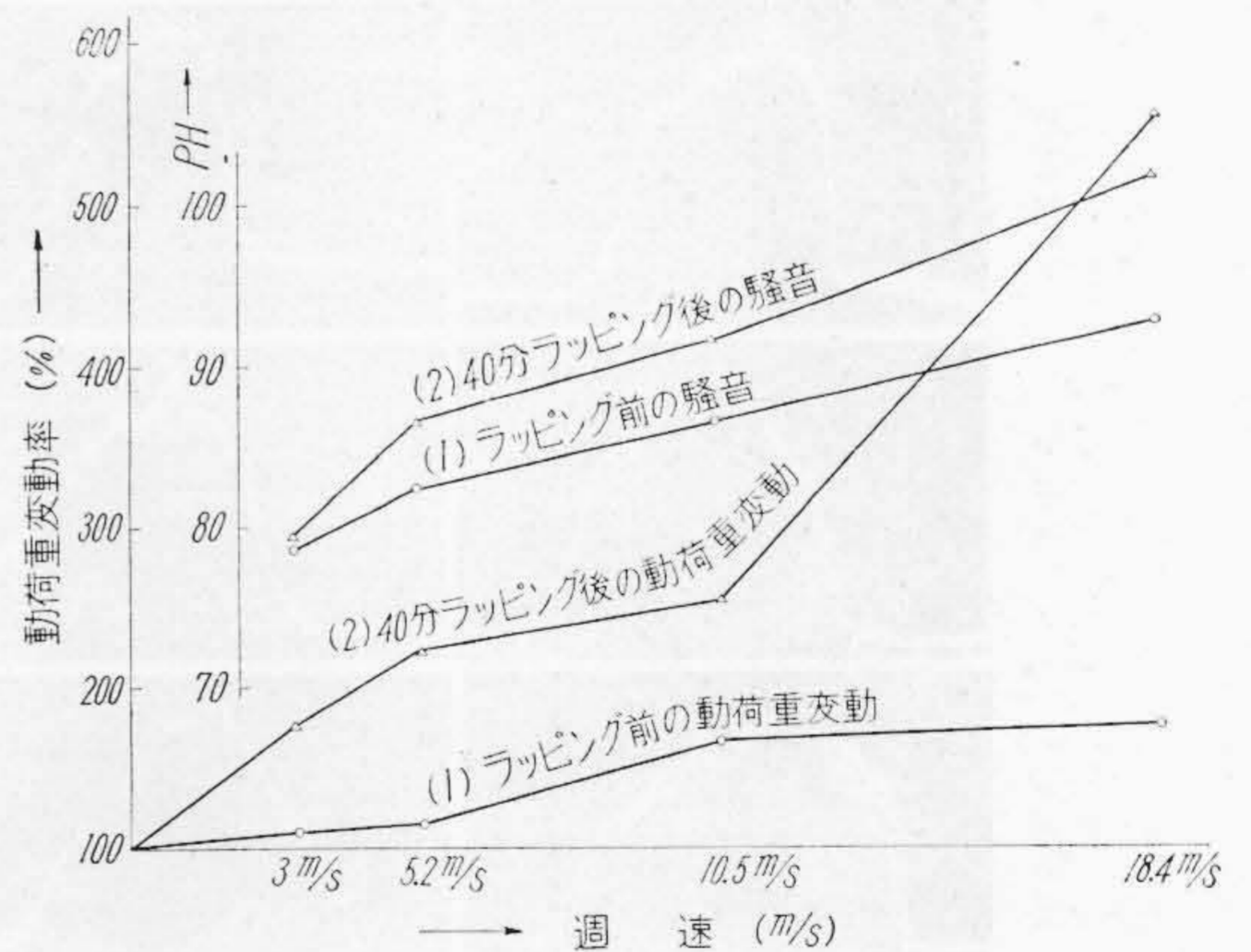
音響測定 横河製 A30 指示騒音計

第1の実験例

結果はラッピングを連続 40 分間行ったものについて述べる。第14図はラッピング前後の歯形の変化を示す。



第15図 40分ラッピングによる動的歪波形の変化  
(b) 18.4 m/s の波形のみ 1/2  
Fig.15. Change of the Strain-Time Oscillograms After 40 min Lapping



第16図 40分ラッピング後の動荷重および騒音  
Fig.16. Dynamic Loads and Noise After 40 min Lapping

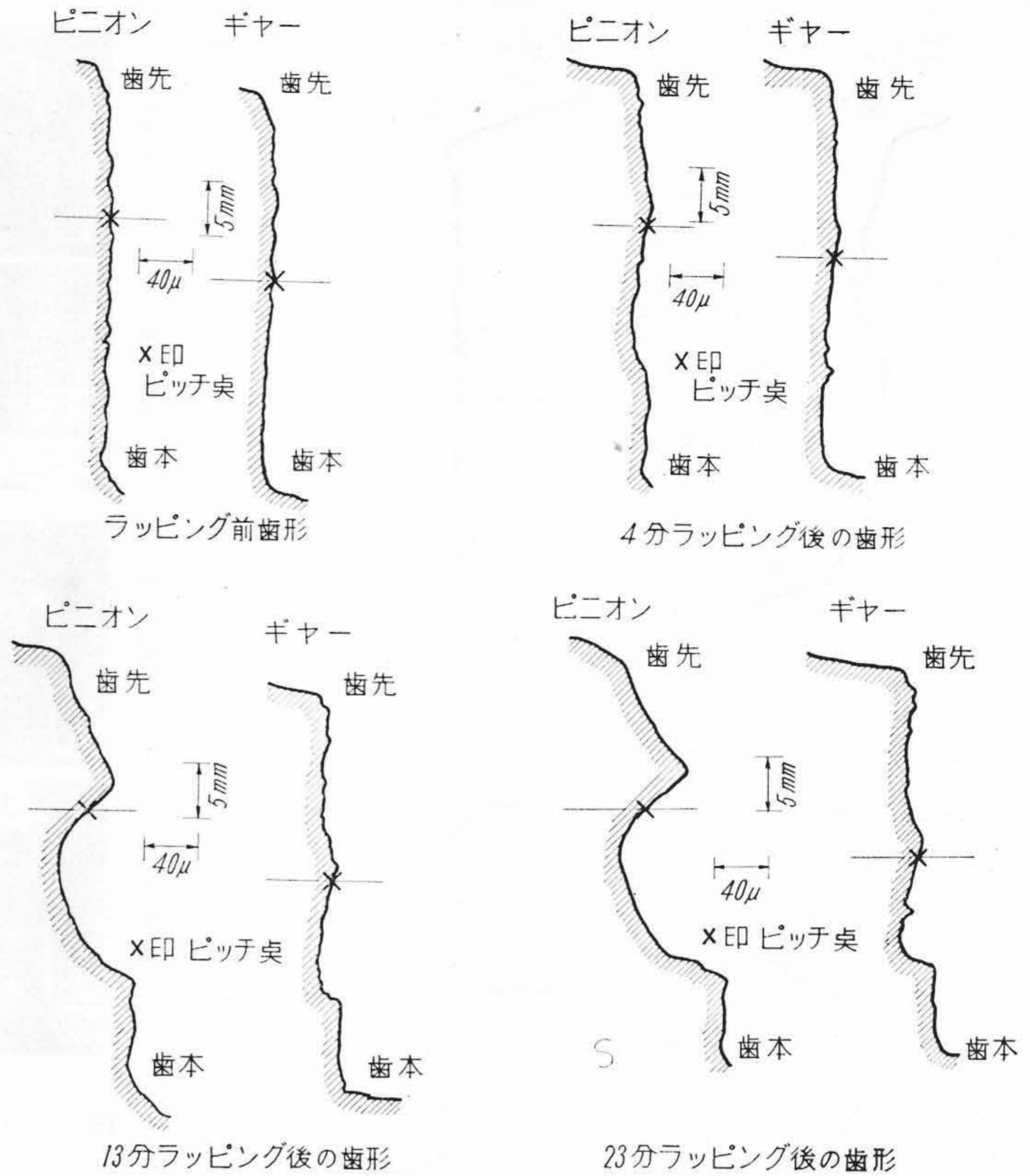
すなわち40分ラッピング後では歯形にはなほだしい中凸の変化が現れており、その量は特に磨耗の激しいピニオンで約 0.09 mm にも達している。また動的歪波形を同一の歯について測定した結果を第15図に示す。

図より判明するようにラッピング後は円滑な噛合を行わず、一歯噛合中の歪波形はラッピング前に見られなか

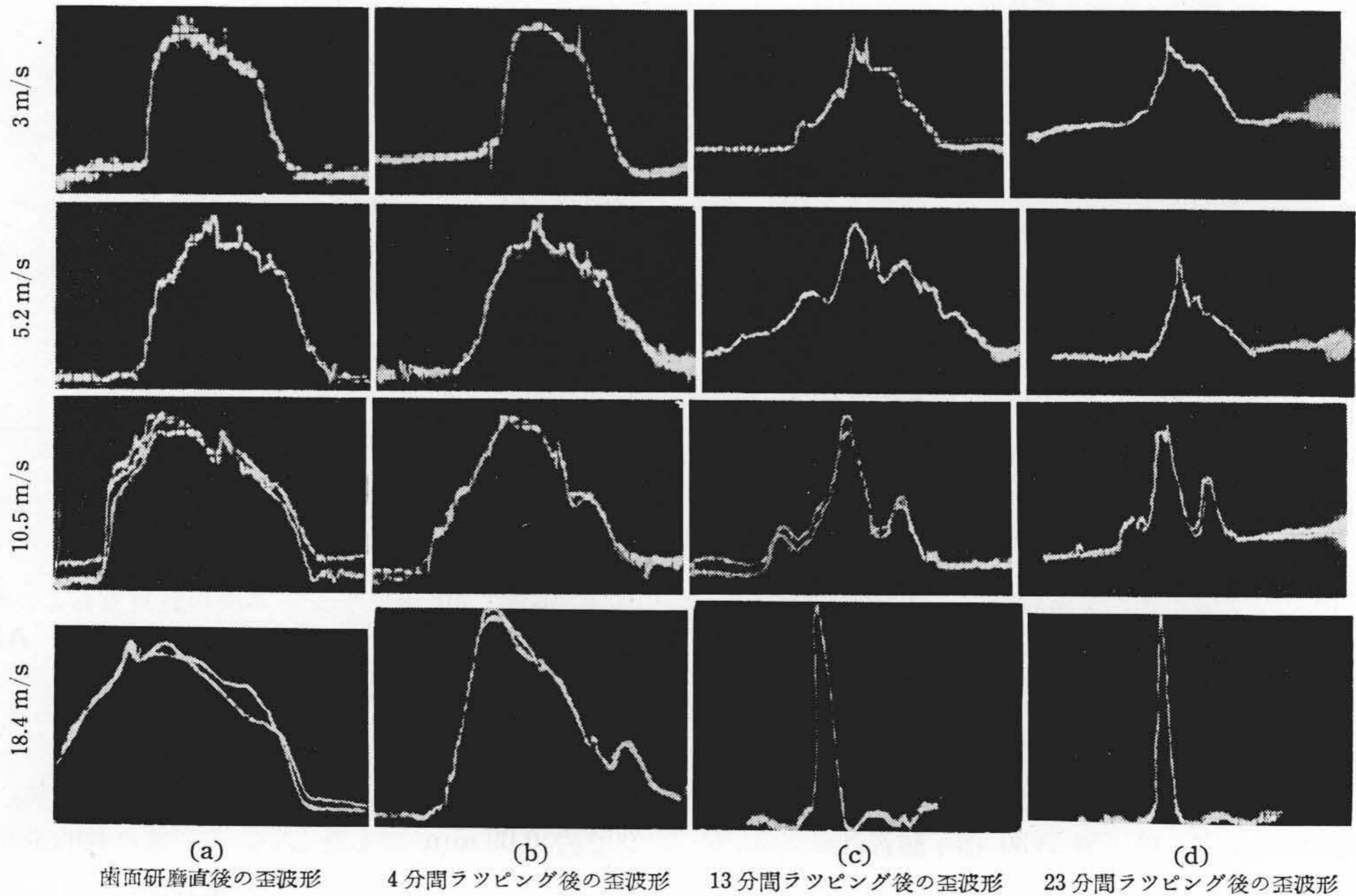
つた分離による激しい突起を生じていることがわかる。また動荷重変動率を計算すると実験周速ではすべてラッピング前の動荷重変動率を上廻り、特に 18.4 m/s 周速では動荷重は静荷重の 5.5 倍以上にも達しており、馴みによる歯当りを規準としたラッピング作業法の危険性については一応反省せざるをえない。この結果は第16図(前頁参照)に示す騒音測定結果にもよく現れており。動荷重の極端に増大した 18.4 m/s 周速ではラッピング前の 93Ph に対し約 20 Ph の増大を示している。結局、ラッピングが過度に進行し、はなはだしい磨滅のため、歯面は正常な噛合を行わず、次第に周速が増加すると激しい衝撃的な噛合に移行し、動荷重、騒音ともに急激に増大するものと解する。つぎに同様な第2の実験例について述べる。

第2の実験例

実験例第1の場合と同様に、最初正しく研磨した歯車を今度は5~10分ごとのラッピングの進行に伴って、動荷重変動率、騒音、動的歪波形の変化の具合を考察してみる。第17図はラッピング前後の



第17図 ラッピングの進行に伴う歯形の変化(マージ研磨歯車)  
Fig.17. Change of Gear Tooth Profiles According to the Lapping Progress (for Ground Gears)

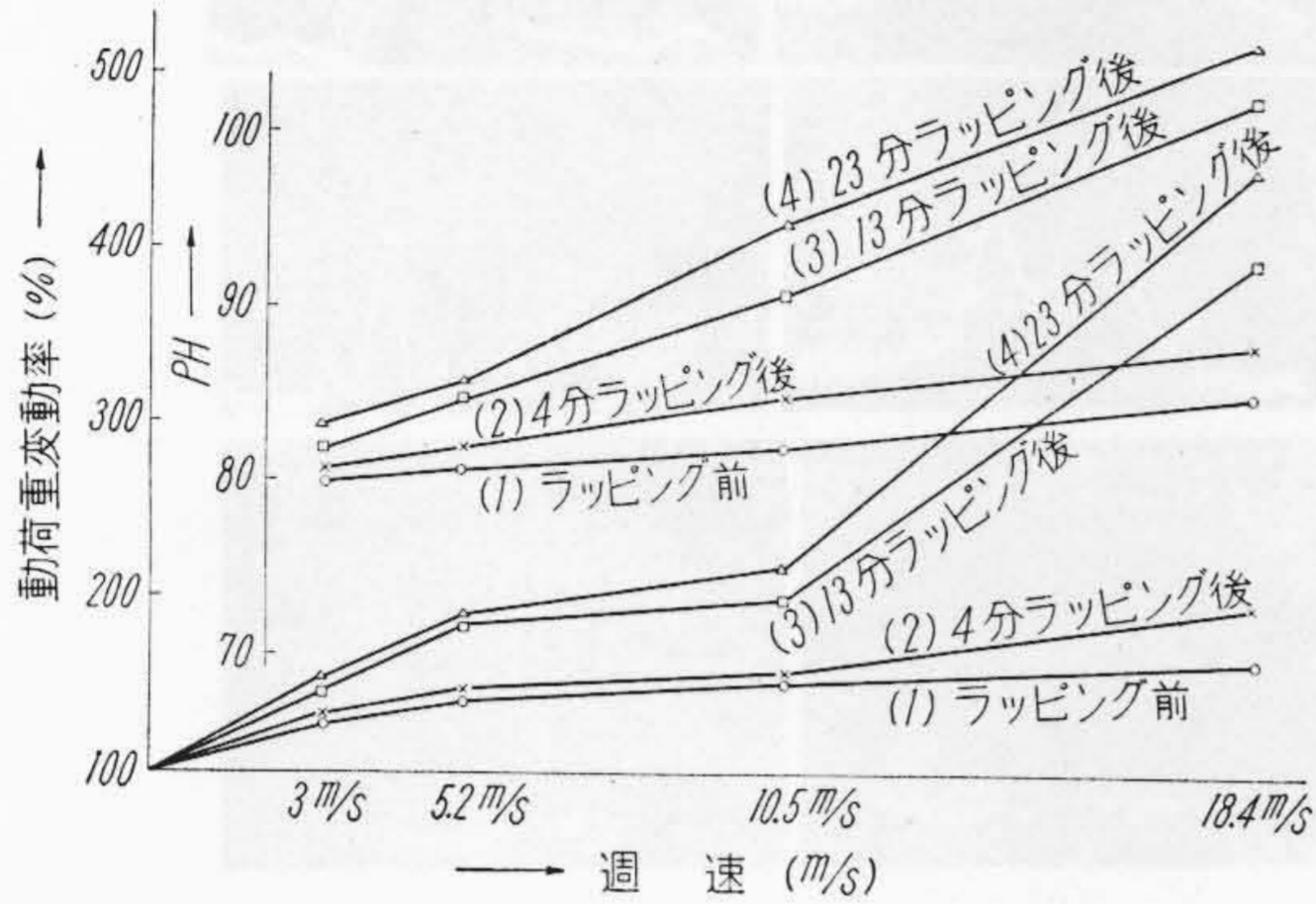


(a) 歯面研磨直後の歪波形 (b) 4分間ラッピング後の歪波形 (c) 13分間ラッピング後の歪波形 (d) 23分間ラッピング後の歪波形  
第18図 ラッピングの進行に伴う動的歪波形の変化(マージ研磨歯車)

Fig.18. Change of the Strain-Time Oscillograms According to the Lapping Progress (for Ground Gears)



歯形の変化具合を示す。また第18図はラッピングの進行に伴う動的歪波形の変化を示し、第19図はラッピング前後の各周速における動荷重変動率、および騒音測定の結果を示す。上図から逐次ラッピングが進行するにつれて第1の例と同様歯形は中凸形となり、23分後では全く同形の極端な中凸な様相を呈している。また動荷重および



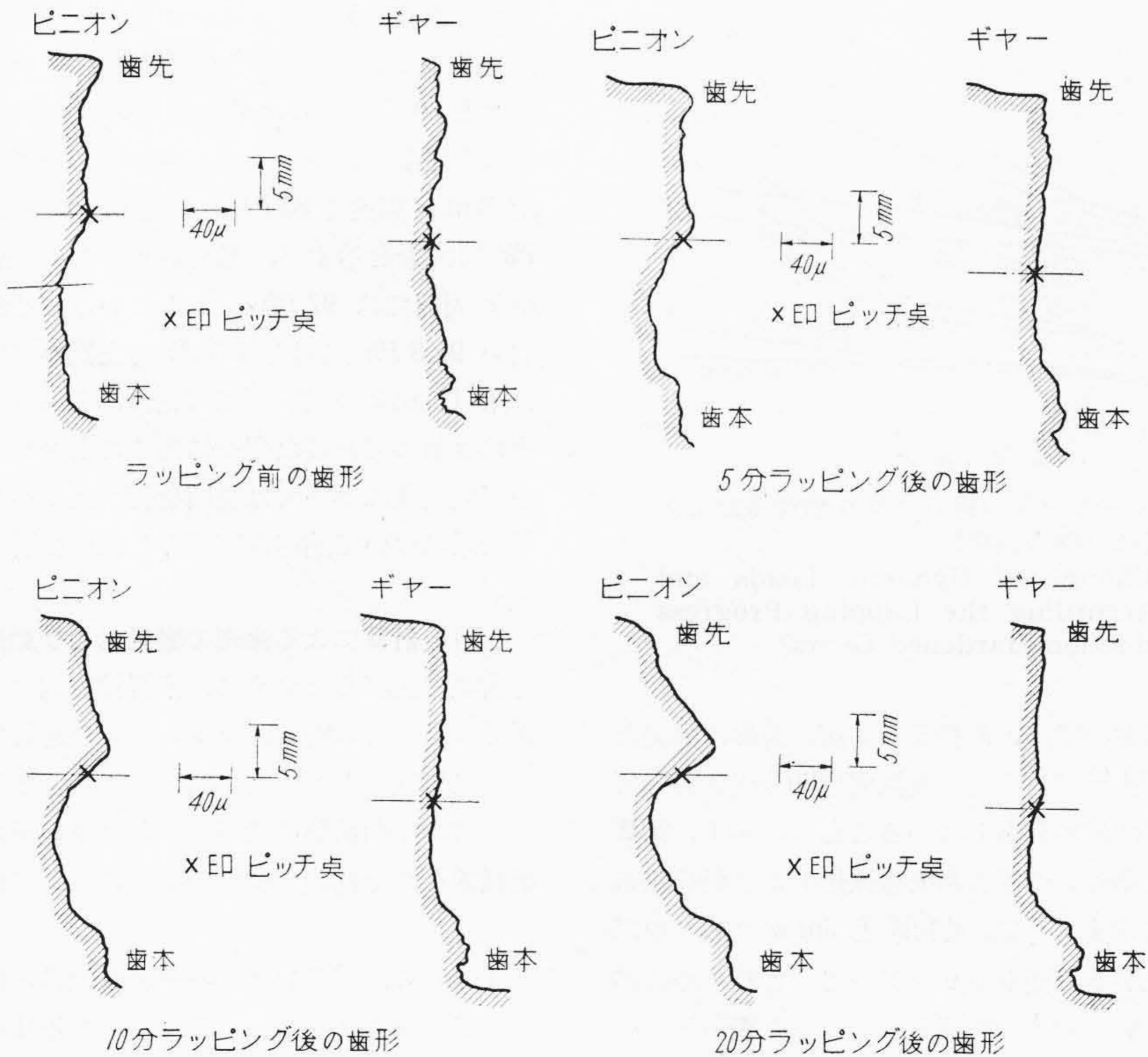
第19図 ラッピングの進行に伴う動荷重および騒音の変化 (マージ研磨)  
 Fig.19. Change of Dynamic Loads and Noise According the Lapping Progress (Ground Gears by Maag Grinding Machine)

騒音はラッピングをする前に較べて、すべて悪い結果を示していることは、最初から良い歯車に対してさらに精度向上を目標として平行軸方式のラッピングを施しても、ほとんど効果はなく、かえって悪くするという結果を生じていることがわかる。またさきに説明した第1の実験例からもいいうることであるが、動荷重と騒音はきわめて密接な関係にあり、動荷重のわずかな増減もかならず騒音測定結果に現われていることがわかる。

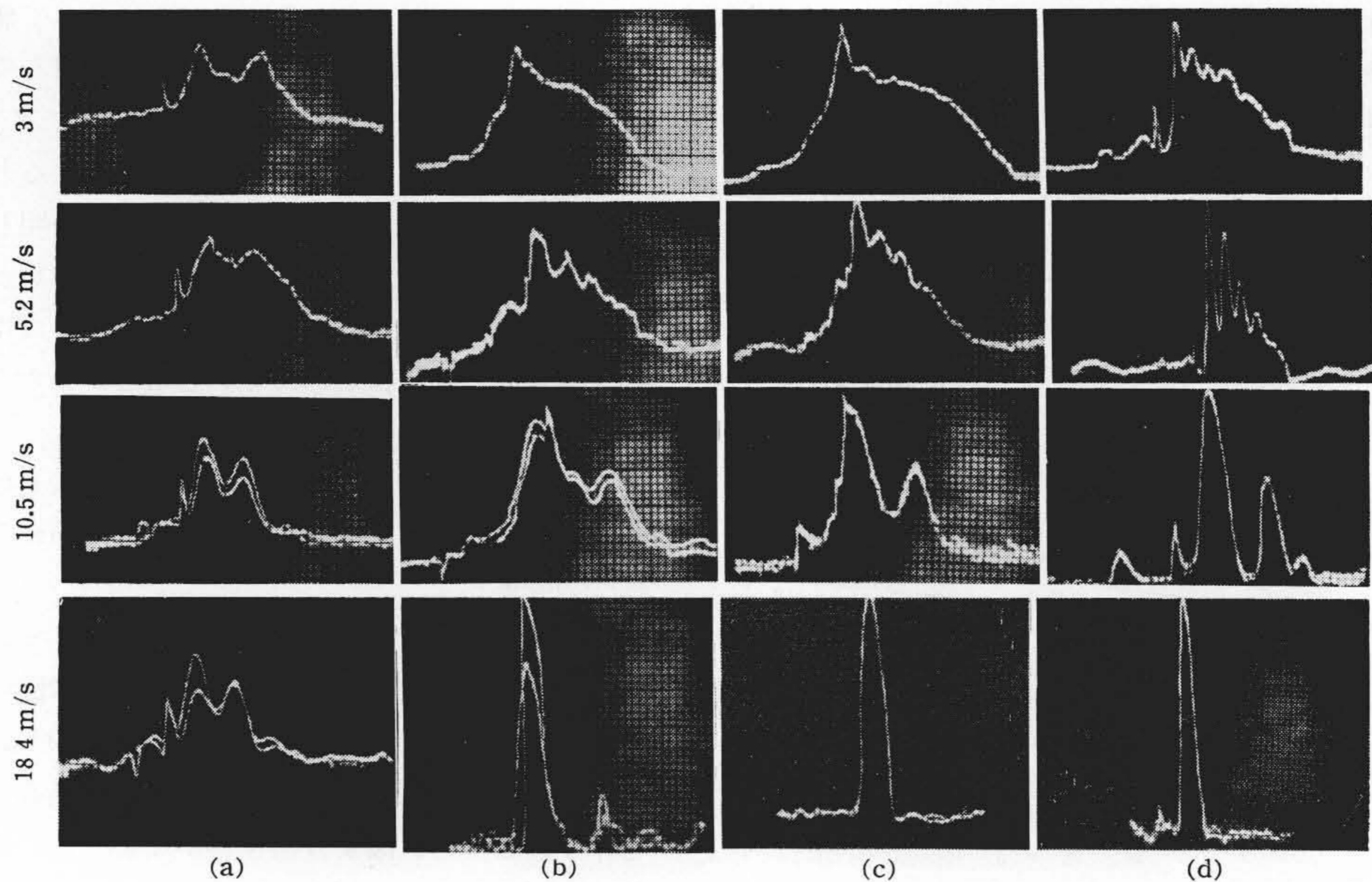
第3の実験例

ラッピングの研究として、最後に焼入後変形により精度の低下している歯車について実施した同様な実験結果について述べよう。

第20図はラッピング前および5~10分ラッピングを行った場合の歯形の変化を示し、第21図、第22図(次頁参照)は前述と同様ラッピング前後の切線力 320 kg における動的歪波形、および動荷重変動率および騒音の測定結果を示す。ここで、図よりあきらかなように、歯形は最初焼入変形によつて不規則であつたものが、逐次ラッピングの進行につれて、1, 2の例と同様、中凸変化の徴候が現われ、ついに20分後では、ピニオンは完全なはなはだしい中凸歯形となつている。

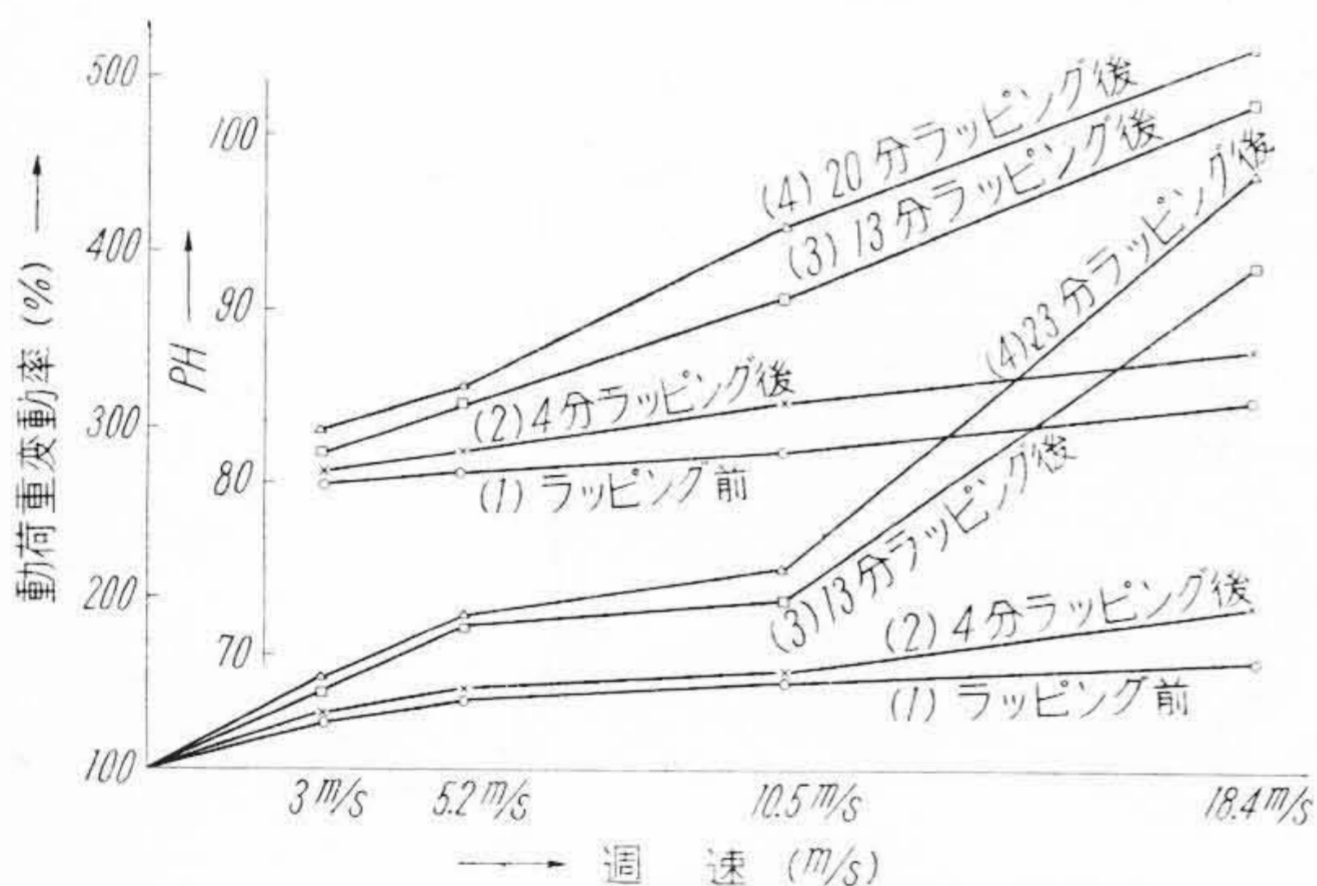


第20図 ラッピングの進行に伴う歯形の変化  
 Fig.20. Change of Gear Tooth Profiles According to the Lapping Progress (Induction Hardened Gears)



(a) ラッピング前の歪波形 (b) 5分ラッピング後の歪波形 (c) 10分ラッピング後の歪波形 (d) 20分ラッピング後の歪波形

第 21 図 ラッピングの進行に伴う動的歪波形の変化 (焼入歯車)  
 Fig.21. Change of the Strain-Time Oscillograms According to the Lapping Progress (for Induction Hardened Gears)



第 22 図 ラッピングの進行に伴う動荷重および騒音の変化 (焼入歯車)  
 Fig.22. Change of Dynamic Loads and Noise According the Lapping Progress (for Induction Hardened Gears)

一方ギヤにおいては、最初ラップ前の歯形は歯先と歯本のでた中凹歯形に対して、前回同様20分後においてはあきらかな中凸歯形を示していることは、第1、第2の場合と同様である。つぎに動的歪波形および動荷重の増大具合は図に示すように、最初周速 3m/s で啮合中二つの山があつたが5分間ラッピング後ではこれらの山が完全に消失し、啮合初めから終りまで円滑な歪波形となつて現れてきていることは注目し得る。しかしこのような状態でも周速をさらに増大すると歪も急激に上昇して行く。この歪波形の変化の結果は、動荷重の変化にも

現れており、5分ラッピング後はラッピング前に較べて低くなつている。しかし周速が増加すると動荷重は漸次増大し20分ラッピング後の 18.4 m/s では静荷重の 4.6 倍にも達している。つぎに騒音については、ラッピング前 3 m/s 周速で 85 Ph に対し5分ラッピング後では 79 Ph に減少を示すが、周速が増加すると漸次増大し 18.4 m/s 周速では 97 Ph を示している。これはラッピング前の 91.5 Ph に対し 5.5 Ph も上廻っている。このことは第 1、第 2 の実験例にも見られるように、騒音と動荷重はきわめて密接な関連にあることがわかる。以上 3 種の実験結果については説明を行つたが つぎに 2、3 の計算結果について述べ、実際との比較検討を行つてみよう。

(5) 計算による歯形の磨耗および動荷重の検討

前項で説明したように、平行軸方式の友摺りラッピングではすべての場合、ラッピングが進行するにつれてピッチ点附近でとがった中凸の歯形になることを指摘したが、この中凸歯形に着目して、ブランデンバーゲル氏の磨耗論から今回の実験例の場合について検討を行つて見た。

すなわち、ブランデンバーゲル氏は、歯面磨耗は摩擦仕事の原因であるという考えから摩擦仕事率を定義し、さらに磨耗は啮合の回数および材料の性質に関係するとして、啮合率 1 に関してつぎの式によつて磨耗量を与えている。

$$a_1 = K_1 \frac{dA}{dS_1} w_1 = K_1 \frac{\mu P}{\cos \alpha_0} (w_1 + w_2) \frac{x}{C_1 + x}$$

$$a_2 = K_2 \frac{dA}{dS_2} w_2 = K_2 \frac{\mu P}{\cos \alpha_0} (w_1 + w_2) \frac{x}{C_2 \pm x}$$

ただし

$\frac{dA}{dS_1}$ : 摩擦仕事率

$K_1 K_2$ : 材料による係数

$w_1 w_2$ : ピニオン, ギヤの周速

$\frac{\mu P}{\cos \alpha_0}$ : 法線力, ただし  $P$ : 円周力

$C_1 C_2$ : 両歯車の干渉点とピッチ点の距離

$x$ : ピッチ点と嚙合点との距離

さらに一般歯車の場合嚙合率  $\eta$  は  $1 < \eta < 2$  が多く, この場合はつぎのように考える。すなわち歯が同時に接触する位置を ', ', ' etc で区別し, 各点の磨耗量をそれぞれ  $a_1', a_2', a_1'', a_2''$  等々とすると, 各点における両歯車の磨耗量の和は, すべての嚙合位置によつて等しく  $a_1' + a_2' = a_1'' + a_2'' \dots$ 。そこで全円周力  $P$  は上記関係が満足されるように同時接触位置において分配される。いまピニオン, ギヤの材料を同一と仮定すると,

$$a_1' = C \cdot y_1' \cdot P' \quad a_1'' = C \cdot y_1'' \cdot P'' \quad a_1''' = C \cdot y_1''' \cdot P'''$$

$$a_2' = C \cdot y_1' \cdot P' \quad a_2'' = C \cdot y_2'' \cdot P'' \quad a_2''' = C \cdot y_2''' \cdot P'''$$

等々, そこで各点の磨耗量が相等しいための条件としては

$$(y_1' + y_2') P' = (y_1'' + y_2'') P''$$

$$= (y_1''' + y_2''') P''' = \dots$$

すなわち各点の円周力はそれぞれの点における  $y_1 + y_2$  に反比例したものとなる。ここで  $P'/P, P''/P, P'''/P \dots$  を嚙合点における負荷係数と定義している。

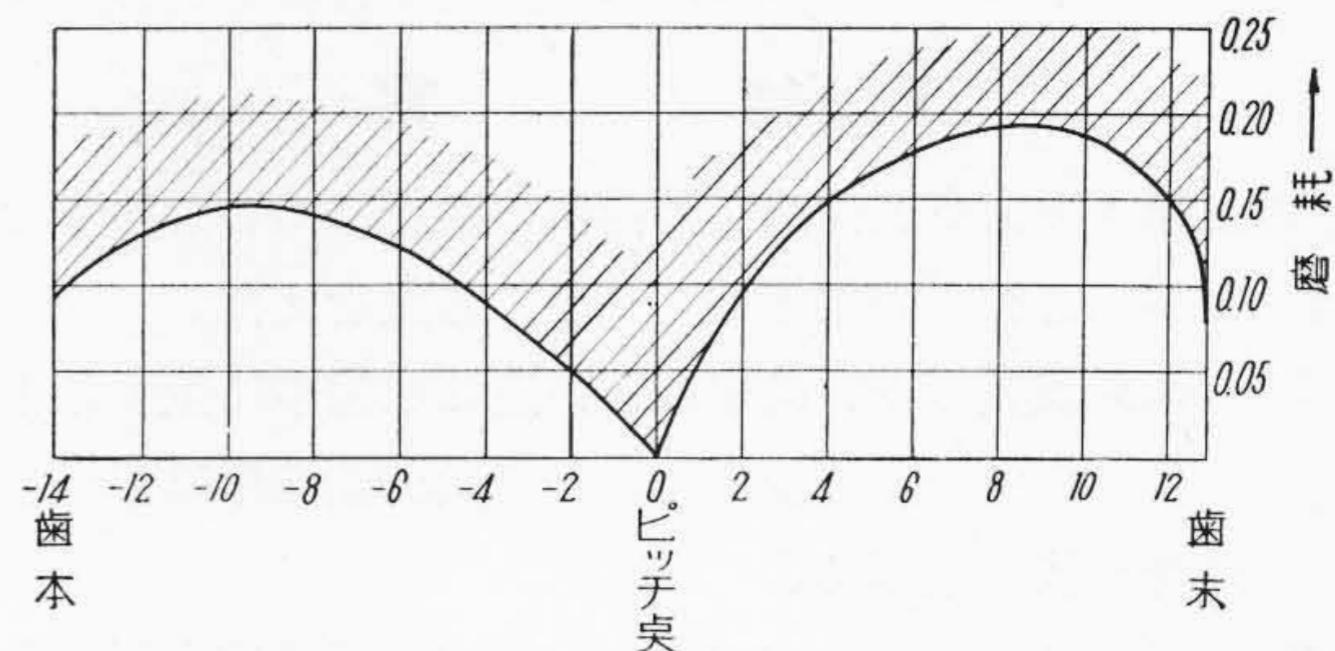
以上は概略の説明であるが, ラップ剤による磨滅は摩擦仕事率の考え方が最も妥当すると考え磨滅の分布状態を計算してみた。

嚙合率  $\eta = 1.53$ , 作用線長さ  $l = 27.085$

この結果を第23図に示す。すなわち磨耗の分布はピッチ点において最も少く, 歯先歯本においてかなりはなはだしいいわゆる中凸形状歯形になることを示している。実験の場合と比較すると, 中凸とピッチ点の位置は図示のごとく若干ずれた位置にあるが, その磨滅傾向はよく一致している。また中凸位置のピッチ点からのずれは, ラッピングが進行するにつれて, 漸次歯先方向に移動していることがわかる。

#### [IV] 計算による最大動荷重の検討

計算によるいま一つの検討として実験第1例の場合40分ラッピングを行つた結果, 動荷重は静荷重の約6倍近い値に達することを実験的に求めたが, これをバッキン



第23図 計算による磨耗分布  
Fig. 23. Calculated Wear Distributions on A Gear Tooth

ガム氏の動荷重に関する理論式を用いて, 実験第1例の場合, インボリュート誤差を  $0.08 \text{ mm}$  として実験結果と比較検討した結果について述べる。バッキンガム氏は本研究の動荷重に相当したものを最大瞬間荷重と呼びこれを  $Wd$  で表わし, 静荷重を  $W$  とすると  $Wd$  を次式によつて与えている。

$$Wd = W + \sqrt{f_a (2f_2 - f_1)}$$

ただし

$f_1$ : ギヤを加速するに要する力 (lb)

$f_2$ : 誤差分だけ歯を撓ませるに要する力 (lb)

$f_a$ : 歯に掛る加速荷重 (lb)

$d$ :  $W$  によつて生ずる歯の撓み (in)

$c$ : 測定による歯の誤差 (in)

$m_1 m_2$ : ギヤおよびピニオンのピッチ円の有効質量

$V$ : かみ合速度 (ft/min)

$F$ : ギヤの歯幅 (in)

$R_1 R_2$ : ピニオン, ギヤのピッチ半径 (in)

$E_1 E_2$ : 歯車材の弾性係数

$Z_1 Z_2$ : 歯形係数

ここで  $f_1 = HmV^2$

$$\text{ただし } H = 0.0012 \left( \frac{1}{R} + \frac{1}{R_2} \right)$$

.....20° 圧力角標準歯形

$$m = m_1 m_2 / m_1 + m_2$$

$$f_2 = W(e/d + 1)$$

$$\text{ただし } d = 9,000 (W/F) (1/E_1 + 1/E_2)$$

.....20° 圧力角標準歯形

$$f_a = f_1 f_2 / f_2 + f_2$$

上記の各式に本実験例の諸元を代入計算すると

$$62 Z \times 33 Z, 2 R_1 = 7.8'', 2 R_2 = 14.6'' \text{ から}$$

$$Wd = 675 + \sqrt{1,690 \times (19,764 - 1,690)} \approx 6,200 \text{ lb}$$

すなわちバッキンガム氏の方法で求めた結果は, 最大動荷重は静荷重の約9倍ということになり, 実験結果より約1.5倍高く現れていることがわかる。

## 〔V〕 結 言

以上種々の歯車工作法と動荷重の関係について報告を行ったが、これらの結果からつぎの結論をえた。

- (1) 歯形誤差の少ない歯車ほど、運転中歯本に生ずる歪は少く、また歪の変化を現わす動的歪波形は円滑な理想形状に近づく。
- (2) 従来の常識通りホブ切り、後マーグ研磨を行った歯車は動的歪測定結果もきわめてすぐれている。
- (3) シェーピングを行った歯車は動荷重変動の少いすぐれた特性を持ち、マーグ研磨歯車に勝るとも劣らぬ好結果を示す。
- (4) 焼入前にいかにすぐれた仕上加工を施しても、焼入れによる変形のため、その動的な測定結果はきわめて悪い。
- (5) マスターピニオンとの歯当りを基準とした手仕上げ修整作業は比較的効果的な作業法である。
- (6) 片当り歯車の歯幅に沿った動荷重の分布は、片当り部に大半の動荷重が集中するため、きわめて不安定な状態におかれる。
- (7) 平行方式の友摺りラッピングを長時間行うと、たとえ歯筋方向の歯当りは良くなっても歯形の磨滅がはなはだしく、このため動荷重、騒音ともに極端に増加し効果はない。
- (8) 焼入などにより歯形が特に中凹形に変形した歯車に対し、極く短時間の平行方式のラッピングを行う

と、比較的低い周速で使用する歯車に対しては若干の効果は認められる。

- (9) 荷重を掛けて運転した場合、動荷重の増大と騒音はきわめて密接な関係にあり、動荷重の大きく現れる歯車は騒音も高く、逆に静粛な歯車は動荷重も少い。

さて上述のような色々な実験結果について述べたが、われわれはこれらの結果から工作精度が歯車強度におよぼす影響がある程度把握できたので、歯車強度計算式の有力な資料として活用しており、また工作関係では大形歯車用シェーピング機械および大形歯車用成形式研磨機械を作製し、大形歯車についても動荷重の少いよい歯車を工作しうるようになった。なおこれらの機械を用いて仕上げられた歯車の歯形精度については厳格な検査規格を作製しすぐれた歯形精度の歯車を確保するようにした。

本稿を閉ずるに当り御指導、御援助を賜った社内上司の方々および研究に協力された谷口研究員に謝意を表明する。

## 参 考 文 献

- (1) 中田：機論集 7, IV-2 (1941)
- (2) 横山：造船雑纂 238~248号 (1942)
- (3) 石川：機論集 17, 103 (1951)
- (4) Buckingham: Analytical Mechanics of Gears (1948)
- (5) Meritt: Gear
- (6) Tripline, J.B.: T. ASME 77, 635 (1955)

難燃性を誇る

# スタンドライトの 積層板



乾燥が速い  
絶縁用  
コイルワニス

火気を警戒する船舶・建築物・車輛等の構成材料として特に注目されております。

## サーモセツトワニス

### 日立電気絶縁材料

スタンドライト (フェノール樹脂製品) タガライト (ユリア樹脂製品)  
ワニスクロス ワニス・コンパウンド マイカナイト

東京 大阪 名古屋 福岡 仙台 札幌

日立製作所