U.D.C. 621.833.001.4

ホブ切り歯車の歯形誤差に関する研究

Tooth-shape Allowance of Hobbing Gear

渡　辺　　真*
Makoto Watanabe

要　　旨

従来，ホブ切り歯車の精度向上については，その切削機構が複雑なため業界においても根本的な追究はなされていなかった。特に，ホブ切り歯車で問題となる歯形誤差については，ホブの精度，ホブ盤の静的精度などについて対策が講ぜられたが，本研究は，ホブ盤の切削抵抗の周期的変動に起因する動的変位を主眼とし，ホブ切り歯車の歯形誤差の生成原因を解明するとともに，精度向上のための対策について解明したものである。

1. 緒　　言

歯車の生産工場においては，ホブ盤の利用率はきわめて高く，その重要性は無視できない。したがってわれわれ生産に携わるものは，ホブ盤の作業能率を向上させるとともに，一方においては，ホブ盤，ホブおよび取付精度を改善して被切削歯車の精度の向上をはかってきた。ところが生産性を考慮に入れた切削条件でホブ切りされた歯車は，図1に示すようないわゆる「二線当たり」と称する歯形誤差があらわれる場合が多い。この誤差は，稼動中の歯車の騒音や振動の原因となりきわめて好ましくない現象である。従来，この歯形誤差の原因として，ホブの精度，ホブ盤の静的精度，ホブの取付精度，歯車ブランクの取付精度のみをとりあげてきた。ところがホブ，ホブ盤の精度および取付精度の向上をはかってきたにもかかわらず，歯形精度については，満足すべき結果が得られなかった。

他方において，筆者は切削条件の適正化を研究したが，そのとき，切込量の差異によって生ずる切削抵抗の変動が被切削歯車精度に関係の多いことを知った。そこで，ホブ盤の動的精度と被切削歯車の歯形誤差との関係を追求した。

一般に歯車の精度規格のうち，ホブ切り歯車は，歯形誤差において，その許容値を満足させることが困難であることが確められている。

この歯形誤差は「二線当たり」の原因となり，歯車の性能に悪影響を及ぼすことが，動力循環式動荷重試験機の測定結果より明らかであり，m 6の歯車のかみ合わせで歯形誤差の多い歯車においては，周速が増すにつれて，変動率も約4倍になっている。

これらの結果からも歯形誤差のかみ合性能に及ぼす影響は明らかであり，この見地から考えても，ホブ切り歯車の歯形誤差の向上は現下の産業状勢にあって，必要欠くべからざるものと判断し，この研究を採り上げるに至った。

2. ホブ切削における切削条件の選び方

ホブ盤で歯車を切削するとき，切削条件を軽減することにより，工具および工作物の動的変位は少なくなり，工作物の精度も向上することは当然である。

しかし，一般の生産工場において，歯車を生産する場合，生産性を無視した切削を行なうことは好ましくない。したがって，ホブ盤の切削条件としては，高速，重切削の方向をとらざるを得ない。このように切削条件が，過酷になったとき，新たに生ずる問題点は，精度のほかに，ビビリ振動と，ホブ異状摩耗である。

ホブ盤のビビリ振動は，被切削歯車の大きさ，切削速度および送り量などに要因があると考えられ，一般には，経験的にビビリ振動

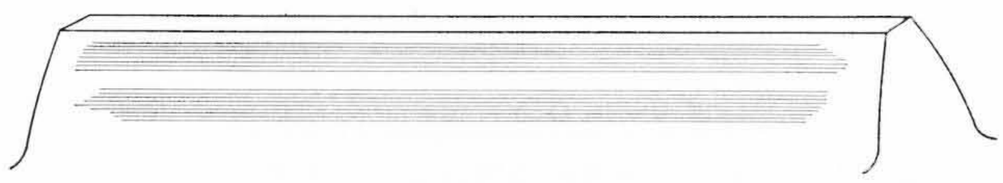


図1　ホブ切り歯車における二線当たり

を発生せしめない条件をは握し，ホブ切り作業の切削諸元の限界を規制している。

筆者は，R社製ホブ盤を使用し，送り量，切削速度を変化せしめてビビリ振動の発生状態を検討した。その結果，切削速度および送り量に対して，振動数は，ほぼ一定で，70 c/s 近辺であることを，オシログラムにより確認した。なお，ビビリ振動との関係を知るために，ホブ駆動系の固有振動数を計算した。その結果，一次振動の振動数は，実験で求めたビビリ振動数とほぼ合っていることを確認した。このビビリ振動の防止のため，筆者は，このホブ軸端についているフライホイールにブレーキシューを取り付け，半径方向に加圧し，ビビリを約 ⅓ に抑制した。

ホブ盤のビビリ振動とともに，切削条件の限界を決める要因として，ホブの切刃二番面の摩耗も重要な問題である。ホブの摩耗は，歯車の切削中に測定することは不可能である。そこでホブ摩耗量とホブと歯車の間に発生する切削熱との関係を究明し，その切削熱の測定結果から，間接的に切削条件の可否を検討した。

切削に使用したホブ盤は，R社製ホブ盤およびH社製新形ホブ盤（両者とも被切削歯車最大径 900 mm）であり，m 5，Z 38 の歯車を切削した。実験の進め方としては，切削速度，送り量，切込み深さ，切削油種類，油量，ホブすくい角，ホブ条数および被切削歯車機質を因子としてとりあげ，実験計画法を用いて良否の判定を行なった。測定値としては，歯車切削中の切削熱のほかに，ホブ盤テーブルの回転振動，ベッドの上下振動，ホブ軸の振れをとり，これらの測定値はすべてオシログラムで記録した。この実験により，切削速度よりも送り量を上げるほうが能率的であり，ホブすくい角は強度的な考慮も加えて，8 deg 前後がよく，多条ホブは，能率的であるがホブ盤自体の剛性を考慮したうえで使用すべきであるとの結論を基礎として，生産性を考慮した切削諸元の標準を決めた（図2参照）。

3. ホブ切削における切削抵抗と，その動的精度に及ぼす影響の研究

前章において，ホブ盤による歯車の切削性を検討するため，ホブ盤の切削条件として考えられる各要因をとりあげて実験を行なった。その結果，適正な切削諸元をは握したが同時に，ホブ盤における動的変位の変動は，ホブ切削機構の特徴である周期的な断続切削によって，誘起されるものであり，さらに切削条件を過酷にしてい

* 日立製作所亀有工場 工学博士

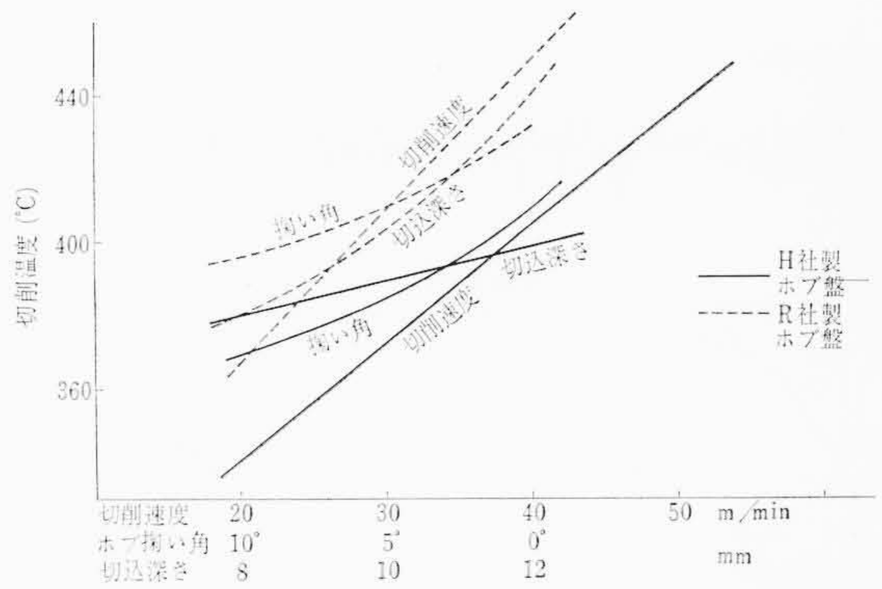


図2　切削温度に対する因子の効果

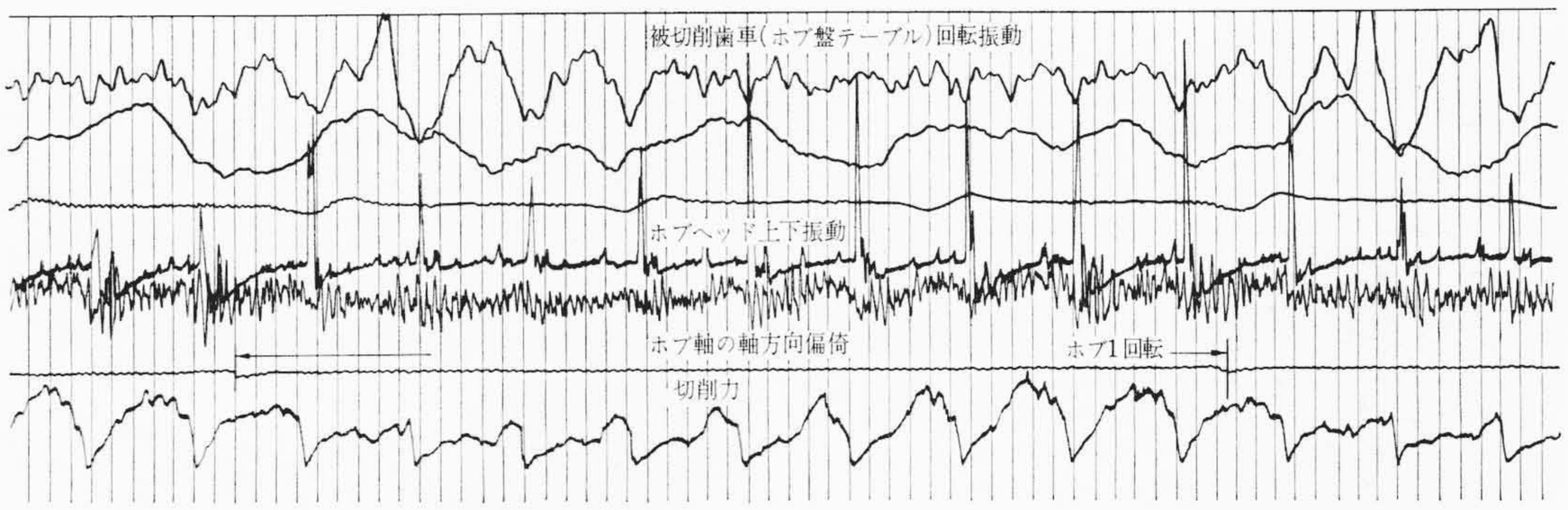


図3　切削抵抗によって誘起されるホブ盤の動的変位

表1　動的精度の点からみた歯形誤差に影響を及ぼす要因

分類		要因
ホブヘット関係	主分力の影響	(i) ホブ切刃のたわみ (ii) ホブ軸のねじり (iii) ホブ軸駆動系統のねじり振動 (iv) ホブヘッド上下振動
	背分力の影響	(v) ホブ軸のたわみ
	水平分力の影響	(vi) ホブ切刃の軸方向偏倚 (vii) ホブ軸の軸方向偏倚
テーブル関係	水平分力の影響	(viii) 被切削歯車の回転振動 (ix) 被切削歯車のフライホィール側への倒れ
	背分力の影響	(x) 被切削歯車のサポートコラム側への倒れ

くと，この変動も大きくなることを知った。そこで，本章においては，決められた切削条件を採用したときのホブ盤の動的精度を，ホブ盤の各部について定量的に測定し，その被削歯車に対する影響を検討した。

ホブ盤の切削抵抗の変動によって誘起されるホブ盤の動的変位の変動は，ホブ1回転を周期として，繰り返し現われるものであるから，歯形誤差に及ぼす影響が最も大きいことが推定される。

筆者は，切削抵抗に起因する切削3分力から検討を加え，ホブ切り歯車の歯形誤差に影響を及ぼす動的精度の要因として表1の10項目について，定量的に測定を行なった。測定記録の一例を図3に示す。

切削主分力に起因するホブ切刃のたわみは，ホブ切刃の裏面に抵抗線ひずみゲージをはって，切削力による切刃のたわみによる圧縮ひずみを直接測定した。

ホブ軸のねじりは，ホブ軸の軸心に対し，45度の傾きで左右方向に交互に4枚のひずみ計をはり付け，測定を行なった。ともに，歯形誤差に対しては，全然考慮する必要はない。

ホブ軸駆動系統のねじり振動は，ホブ軸端にねじり振動計を取り付けて行なった。 m 5，Z 38 の歯車を切削するとき，切削速度 45 m/min，送り量 1.35 mm/rev の条件において，ホブ軸の角度位は，荒びきのとき，0.19 deg，仕上げのとき，0.10 deg となる。この値を，ホブのよろめき誤差に換算すると，8μ となり，歯形誤差に直接，影響を及ぼすことになり，検討を要する問題であることが明らかになった。

ホブヘッドの上下振動は，振動計のピックアップを直接にホブヘッドに取り付け，ヘッドの振幅を記録した。測定結果，オシログラムに現われた振動は大きいが，実際に歯形を創成している間の振動は少なく，ホブ盤のコラムあるいは被切削歯車などと共振して，ほかの振動を誘起せぬかぎり，歯形誤差に影響するところは少ないことが明らかになった。

ホブ軸のたわみに対しては，切削中の変位を抵抗線形変換器で測定した。ホブ切刃の軸方向の偏倚は，ホブ切刃の側面二番面のところに，直接，抵抗線ひずみ計をはって測定したが，全く度外視し得る数値であった。

ホブの軸方向の偏倚は，歯形に直接影響を及ぼすものとして，特に問題にしている点である。偏倚量の測定法としては，ホブ軸の先端にてこを介して抵抗線形変換器を取り付け，オシログラムに記録させた。切削速度 45 m/min，送り量 1.35 mm/rev の場合，偏倚量は，20μ となり，歯形誤差に及ぼす影響も大きく，ホブ盤の動的精度としては，最も警戒し，対策を立てるべき誤差項目である。

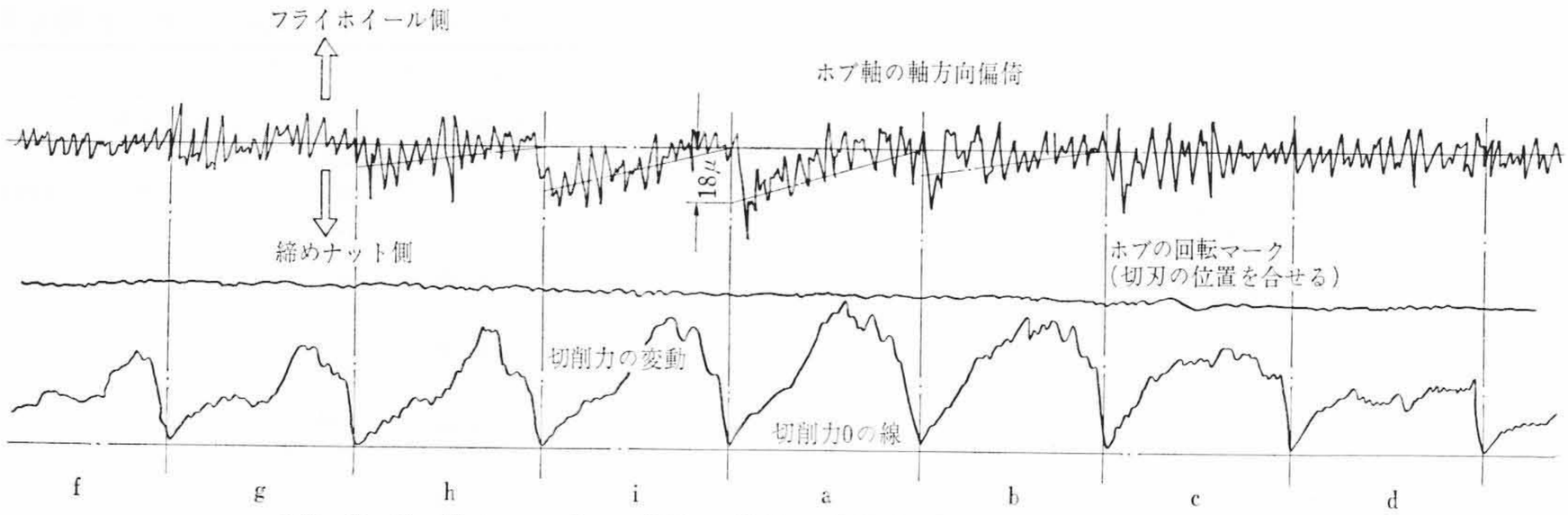
被切削歯車の回転振動は，切削抵抗によって，水平分力がホブ切刃にかかった場合に，円周方向に加振され，誘起される。この回転振動は，被切削歯車の締付ネジの先端にねじり振動計を取り付けて測定されたが，切削条件との間には，有意差が認められず，R社製ホブ盤で，m5, Z 38 の歯車を切削した場合，0.02～0.03 deg の変動が現われる。これを被切削歯車の円周上の誤差に換算すると，30～40μ の誤差となり，歯形に影響を及ぼすものとして，検討を必要とすることが，明らかになった。

被切削歯車素材の変位は，切削中の歯車材に対し，互に直角の方向から，抵抗線ひずみ計を内側にはり付けたリングを接触させ，リングの変形量をひずみ測定器で測定することにより，は握された。素材の変位量は，送り量に有意差が認められる。したがって特に重切削の場合には，素材の支持方法に留意せねばならない。

以上の結果，歯形誤差に特に影響を及ぼすと考えられるホブ盤の動的要因は，ホブ軸駆動系統のねじり振動，ホブ軸の軸方向の偏倚および被切削歯車の回転振動の3項目であることが明らかになった。

4. 歯形誤差に影響を及ぼす要因に対する考案

前章において，明らかとなった3項目の動的変位の変動のため，ホブの切刃は正規の位置からかたよったところで歯を切削していることになる。また，ホブ軸駆動系統のねじり振動，被切削歯車の回転振動の誤差要因も，ホブ軸の軸方向の偏倚に置き換えて，同様に



〔歯車仕様：　m 5　Z 38　50 F　S 40 C (Hs 36)
〔切削条件：　切削速度 37 m/min　送り量 1.35 mm/rev　切込量 11.5 mm

図4　ホブ軸の軸方向偏倚と切削力との関係（荒びき）

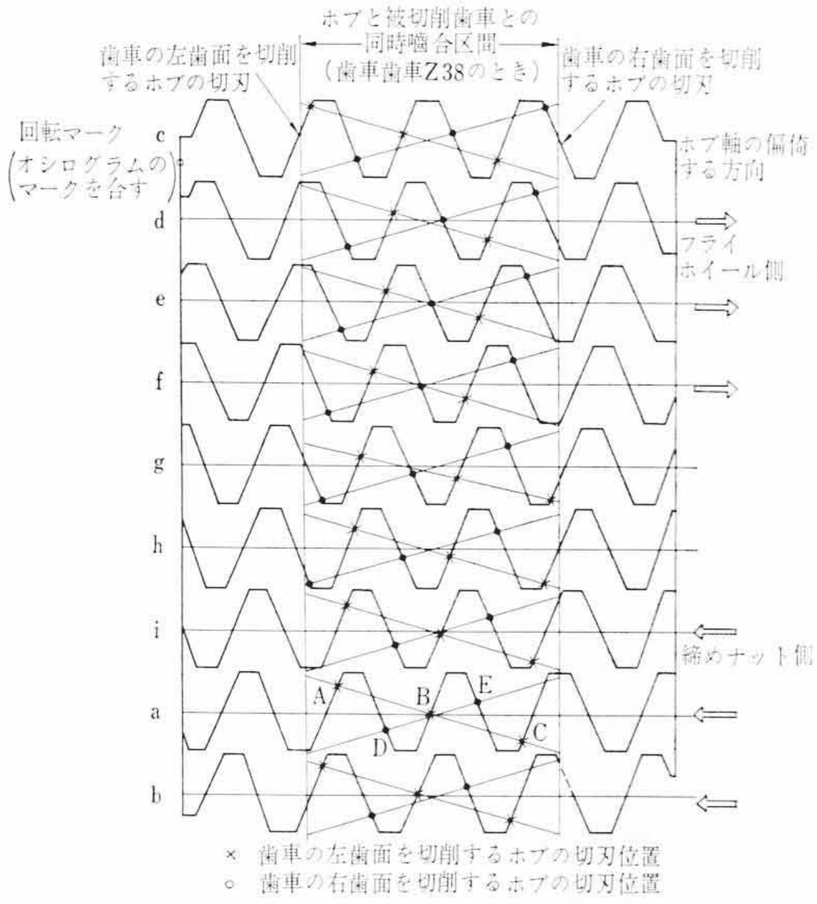


図5　ホブ切刃の歯車歯形に対する切削状態

取り扱えるのである。そこで，ホブ軸の軸方向の偏倚について考察する。

ホブ盤で，歯車を切削するときに，ホブ軸の軸方向偏倚と切削している切刃にあらわれた切削力の変動を図3より抜粋して図4に示す。

ホブの偏倚量，切削量の最も大きい切刃をaとし，以下b, c...iとする。次にホブが1回転し，歯車の1歯を創成する過程における，それぞれの切刃みぞと，被切削歯車との接触線の状態を図5に示す。図5で幾何学的に表示された切削状態と，図4の実験結果をホブ軸に装置した回転マークにより，関係ずける。図4において，aの状態のとき，ホブ軸の偏倚が最も大きく出ているが，これはホブ切刃と被切削歯車歯形との接触点が，歯車左歯面ではA, B, C 3点で，右歯面では，D，E 2点で接触しているため，左歯面が切削抵抗による反作用が多く，ホブ軸が，締めナット側に偏倚する。したがって，被切削歯車歯形において，A, B, C 3点で切削される部分は十側，D，E 2点で切削される部分は一側の歯形誤差が現われる。また，ホブヘッドはフライホィール側が重いので，図5でd, e, fのように右歯面の切削抵抗による反作用の多いときはもちろん，eおよびg, hのように左右の切削力がほぼ釣合っているときでも，やはりホブ軸はフライホィール側に偏倚する。この切削過程におけるホブ切刃と，かみ合っている歯車の歯形誤差との関係は図6に示すとおりである。

以上の実験結果から，被切削歯車の歯形誤差の生成に，きわめて密接な関係をもつ，ホブ軸の軸方向の偏倚は，ホブ1回転を周期として繰り返されている。

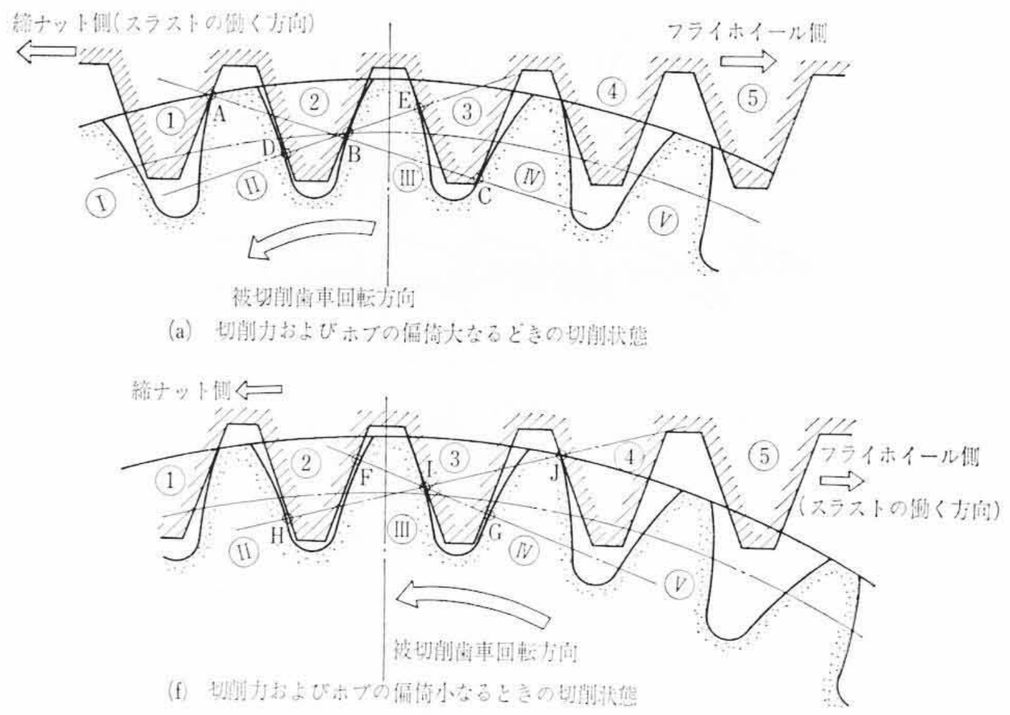


図6　ホブ切刃の偏倚と創成歯形との関係

テーブルの回転振動およびホブ軸のねじり振動についても同様の検討を加え，ホブと被切削歯車の歯形のかみ合線上におけるかみ合点の正しい位置からの変位を計算し，そのとき創成される歯形誤差を推定すると，図7に示すような状態となる。

この推定された歯形誤差は，一般のホブ切り歯車の歯形誤差の実測値と，傾向がきわめてよく一致している（図8参照）。

本考察により，かねて問題点となっていた，ホブ切り歯車の「二線当たり」の原因はホブ切り作業における，切削抵抗の変動によって誘起されるホブ盤の動的変位の変動にあることが解明された。

5.　歯形誤差に対する理論的考察の追補

ホブ切り歯車の歯形誤差において，ホブ盤の動的変位の変動の測定値から導き出された歯形誤差は，被切削歯車の実際の歯形誤差の傾向と非常によく合致している。しかし両者の間には数値的に差異が認められる。これは，ホブ盤などの静的誤差によるものと考えられる。そこで，ホブ盤の動的変位の変動以外に最も影響の大きいと思われるホブの精度も考察に入れ，ホブ切り歯車の歯形誤差の生成原因を追究した。

筆者は，切削実験に使用したホブのかみ合誤差を，レーベ社ホブ測定機で実測し，この測定値から，被切削歯車の歯形誤差を計算し，その結果を，前章に述べたホブ盤の動的変位の変動から類推した歯形誤差に重畳させ，ホブの誤差も含めた歯形誤差を類推した。本実験において，ホブ盤の動的変位の変動から推定された歯形誤差が，図8に示すように歯車の歯形誤差の実測値の約70%であったが，ホブのかみ合誤差をも含めて推定した歯形誤差は，実測値の約90%と近づいている。このことは，動的変位に起因する歯形誤差に対しては，ホブのかみ合誤差をあらかじめ知ることにより，互に打ち消し

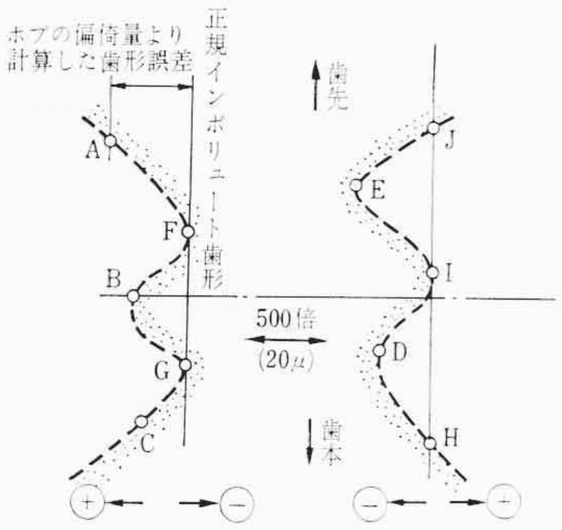


図7　ホブ軸偏倚により生成される歯形誤差

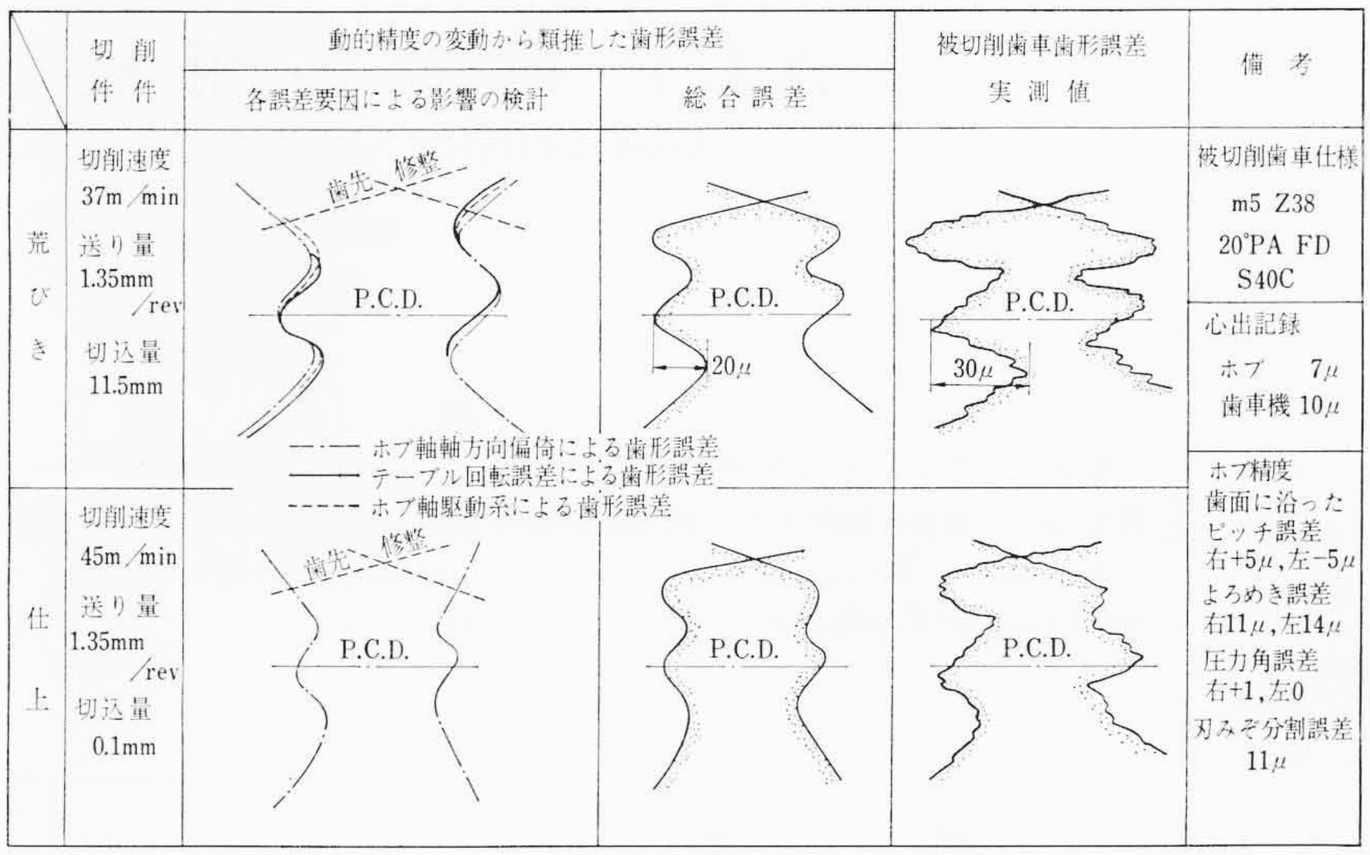


図8　切削抵抗による動的精度の変動によって生成される歯形誤差

合うようにすることが可能なことを示している。

6. ホブ盤動的精度向上のための対策

ホブ盤の動的変位の変動を減少させる根本的な対策としては，ホブ盤のホブヘッド，テーブル関係を改善して，強力高速にすることである。3, 4 において，R社製ホブ盤で動的精度を検討したが，その研究結果は，定性的にはほかのホブ盤についても言及し得ると推定される。なお，この結論がほかの形のホブ盤にいかに現われるかを確認するため，H社製新形ホブ盤で実験した。従来のホブ盤のホブ軸は，伝統的に平面軸受で支持されているが，H社製ホブ盤は，剛性度を高めるとともに，ホブ軸の軸方向の偏倚を特に少なくするため，ホブスピンドルに円すいコロ軸受がそう入されている。このホブ盤でホブ軸の軸方向の変位，ホブ軸駆動系統のねじり振動および被切削歯車の回転振動を測定した。この結果，旧形ホブ盤に比べ，切削能率は，切削速度および送り量の両者を勘案して，約2倍になるにもかかわらず，動的変位は，約 ½ におさえられた(図9参照)。また，このときの動的変位の変動から推定した歯形誤差は，実測値と傾向が一致している。このことは，本研究において検討してきた論旨が，汎用性のあるものであることを明らかにするものであり，また，動的精度の向上の対策効果を顕著ならしめている。

筆者は，R社製ホブ盤の，ホブ軸軸方向の水平分力を実測し，この力に相当する荷重をホブ軸の軸方向にあらかじめかけることにより，歯形精度の向上をはかった。この結果，歯形誤差は1～2級向上し，新形ホブ盤で切削された歯車に，ほぼ匹適する精度が得られた。

なお，前章で検討を加えたホブのかみ合誤差とホブ盤の動的変位に起因する誤差を互いに打消すように段取りすることにより歯形誤差は1級程度向上し得るが，実際の作業面では，非常に困難である。

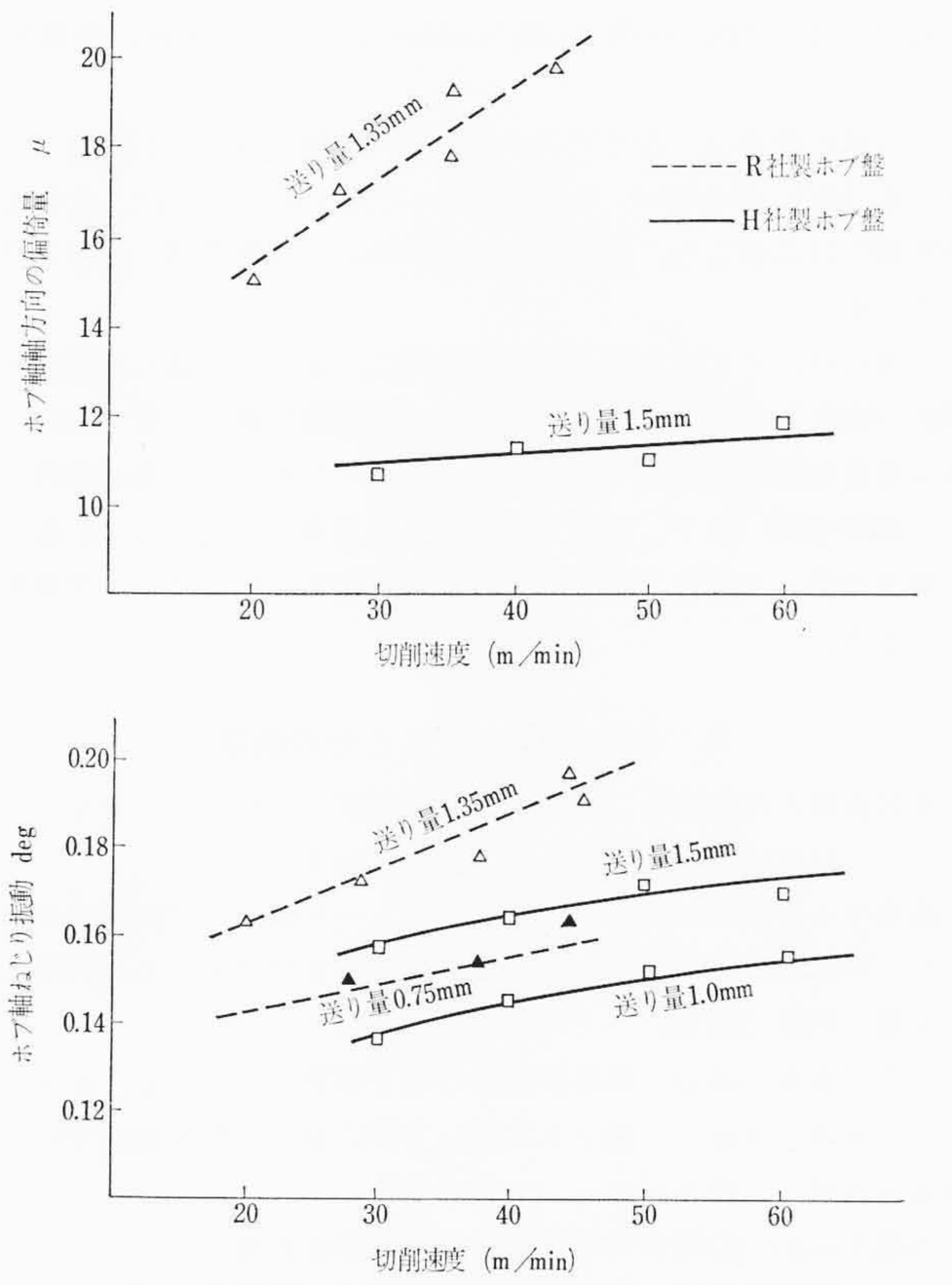


図9　切削速度とホブ盤動的精度との関係

7. 結　　言

本研究は，生産性を考えた切削条件でホブ切りされた歯車の歯形誤差について論じたものである。特に，従来の生産工場において，問題になっていた「二線当たり」と称する歯形誤差の生成原因を追求し，その対策について述べたものである。

本研究で明らかになった項目をまとめると，次のようになる。

（1）　歯車生産工場において，生産性の向上をねらった高能率条件で，ホブ切りされた歯車の歯形誤差の生成には，ホブ盤の動的変位の変動が，大きな原因となっていることがわかった。特に影響を及ぼすものとしては，次の項目があげられる。

（i）　ホブ軸の軸方向の偏倚

（ii）　被切削歯車の回転振動

（iii）　ホブ軸駆動系統のねじり振動

（2）　ホブ切り歯車の歯形誤差は，動的変位の変動値から推定されるが，この歯形誤差が「二線当たり」の原因であることが明確にされた。これらの誤差要因に対策を立てることにより，歯形精度は一段と向上させ得ることを確認した。

最後に，本研究を進めるに当たりご指導賜わった職業訓練大学成瀬学長，久留米工業高専和栗校長，芝浦工業大学松山教授，東北大学酒井教授をはじめ関係の各先生方に感謝の意を表する。