



Title	振動解析の適用による歯切加工技術向上の研究
Author(s)	柳下, 福蔵
Citation	大阪大学, 1982, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/2086
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

振動解析の適用による 歯切加工技術向上の研究

昭和57年 7 月

柳 下 福 蔵

目 次

第1章	緒 論	1
1. 1	研究の目的	1
1. 2	研究の方法と論文の構成	1
第2章	ホブ盤の回転速度変動の測定	3
2. 1	緒 言	3
2. 2	測定装置の構成	3
2. 3	測定装置の特性	4
2. 4	測定結果の一例	5
2. 4. 1	旋盤主軸の回転速度変動	5
2. 4. 2	ホブ盤の回転速度変動	12
2. 4. 2. 1	空転時の回転速度変動	13
2. 4. 2. 2	歯切時の回転速度変動	16
2. 5	結 論	18
第3章	動的割出誤差の測定法	20
3. 1	緒 言	20
3. 2	測定法の原理および回路構成	20
3. 3	測定装置の特性	22
3. 3. 1	時間間隔演算部の特性	22
3. 3. 2	割出誤差演算部の特性	22
3. 4	測定結果の一例	23
3. 4. 1	割出誤差の時間波形	24
3. 4. 2	割出誤差の周波数成分	27
3. 5	結 論	30

第4章	歯形誤差のフーリエ解析	31
4. 1	緒 言	31
4. 2	解析および計算の原理	31
4. 3	歯形誤差と割出誤差の対応	36
4. 4	歯形誤差の原因となる駆動系箇所の推定	37
4. 5	結 論	39
第5章	ホブ盤駆動系のねじり動特性解析法	41
5. 1	緒 言	41
5. 2	解析および計算の原理	41
5. 2. 1	はり要素の動剛性	42
5. 2. 2	歯車かみ合部およびベルト伝動部の動剛性 ...	44
5. 2. 3	柔結合部の動剛性	45
5. 2. 4	慣性集中質量	46
5. 2. 5	駆動系のねじり動剛性	46
5. 2. 6	周波数応答の逐次計算	47
5. 2. 7	振動モード形	48
5. 2. 8	エネルギー分布	48
5. 3	プログラムシステムの構成	49
5. 4	適 用 例	49
5. 4. 1	解析対象機械とその理論モデル	53
5. 4. 2	解 析 結 果	54
5. 4. 3	設計改善および改善後の解析結果	58
5. 5	結 論	61
付録1	歯車かみ合部のばね定数 k の算出法	62
付録2	ホブ盤駆動系ねじり動特性解析プログラム詳細 ...	64

第 6 章	ホブ盤の実用的動特性試験法	66
6. 1	緒 言	66
6. 2	実用的動特性試験法の概要	66
6. 3	供試ホブ盤	67
6. 4	割出誤差に影響する静特性および動特性試験	67
6. 4. 1	ホブ軸まわりの静特性試験	67
6. 4. 2	駆動系のねじり静特性試験	70
6. 4. 3	切削加振による動特性試験	72
6. 4. 3. 1	駆動系のねじり動特性試験	74
6. 4. 3. 2	ホブヘッド送り駆動系の固有振動 ...	74
6. 4. 4	駆動系のねじり動特性解析	74
6. 5	切 削 試 験	78
6. 6	空 転 試 験	81
6. 7	歯形誤差のフーリエ解析	82
6. 8	試験結果の評価および検討	87
6. 9	補修後の試験結果	87
6. 9. 1	バックラッシュ量の調整	87
6. 9. 2	補修後の空転試験	88
6. 10	高能率ホブ切りの可能性	91
6. 10. 1	高能率歯切試験	91
6. 10. 2	今後の課題	96
6. 11	結 論	97
第 7 章	総 括	100
7. 1	本研究の目的と方法	100
7. 2	研 究 結 果	100
謝 辞		103

第 1 章 緒 論

1.1 研究の目的

最近の歯車加工における重要な問題は、負荷能力すなわちモジュールの大きい歯車を能率良く加工することである。本論文は、ホブ・ホブ盤・歯車素材からなる歯切加工システムに、割出誤差に注目した振動解析を適用して高能率歯切条件を決定する手法を確立するとともにホブ盤駆動系の最適設計および設備診断の手法を開発することを目的としている。

自動車用、オートバイ用に代表される小モジュール歯車に対しては歯切法、コーテッド高速度工具鋼（HSS）ホブおよび超硬ホブ等の開発により加工現場で高速ホブ切りが実施されるに至った。一方、モジュール4以上の中および大モジュール歯車や中硬度（ $H_B 350$ 程度）歯車などホブ切りのまま使用されることの多い歯車に高速ホブ切りを実施するとホブ切刃のチップングや欠損が発生するため歯切条件はさほど向上できず、現場作業者の勘と経験にたよっているのが現状である。この種の問題を改善する目的で日本機械学会に「歯車の加工技術と性能に関する調査研究分科会」が昭和56年9月に設置され、現在調査研究が続行中である。

一方、歯切精度はホブと歯車素材間の割出誤差に支配され、ベース・コラム・サブコラム等からなる構造系の振動特性の影響は激しい再生びびりが発生しないかぎり二次的であることが著者の実験と経験により確認されている。このことより、負荷能力すなわちモジュールの大きい歯車の高能率歯切条件を決定する手法を確立するためには、ホブおよびワークテーブルの回転振動の結果である割出誤差に注目した振動解析が最も重要であることに着目すべきである。

1.2 研究の方法と論文の構成

本研究の目的を遂行するために研究方法の第1として歯切時にも測定できる動的割出誤差測定法を開発し、その測定法を用いた振動解析および実用的動特性試験法の有効性を示す。第2に加工された歯車の歯形誤差を理論解析する手法、第3に駆動系のねじり動特性の計算機シュミレーションの手法をそれぞれ開発し、

それらを組み合わせて用いることによりさらに高能率歯切加工を可能にするための
ホブ盤駆動系の設計改良ならびに最適設計の手法を示す。

本論文の構成は以下のとおりである。

まず第2章では回転速度変動を測定する方法を開発し、旋盤およびホブ盤で歯切時にも実測して回転速度変動の原因を明確にした。

第3章では回転速度変動測定法を発展させ、歯切精度に直接的に影響する動的割出誤差の測定方法を開発し、空転時だけでなく歯切時にも実測することに成功し割出誤差の原因箇所が推定できることを示した。

第4章では歯形誤差をフーリエ解析する手法を示し、歯形誤差が仕上削り時にホブ盤に生じる割出誤差と周波数領域でよく対応し、この手法がホブ盤の診断技術として利用できることを示した。

第5章ではホブ盤駆動系のもつねじり動特性を理論モデルを用いて解析する手法を示し、大型ホブ盤について適用した例と問題となるねじり固有振動に対する具体的設計改善策および最適設計の手法を示した。

第6章では割出誤差に注目して与えられたホブ切り加工状況を診断するために、第3章で開発した動的割出誤差測定法を組み込んだ一連の試験法を考案し生産現場で広く使用されている中型精密生産ホブ盤について実施した。その結果として、最適加工条件の選定およびホブ盤の保守に有効な結果が得られることが明らかとなった。ここにおいても、第4章で開発した歯形誤差のフーリエ解析結果は誤差の原因箇所を明確にし、また第5章の駆動系ねじり動特性の理論的解析手法を適用した結果は実験結果と良く一致することも確認できた。

一連の試験結果を総合的に評価し、簡単な改善策を実施したのち最適と診断された加工条件において高能率加工を TiN コーテッド 高速度工具鋼 (HSS) ホブを使用してモジュール 6 の平歯車で行ない、切削速度 $100\text{m}/\text{min}$ 、ホブヘッドの送り $1.5\text{mm}/\text{rev}$ の 1 回切りという従来の約 5 倍の条件において実用的に加工できるという結果が得られた。

第7章は本論文の総括である。

参考文献

- 1) 日本機械学会：歯車の生産加工に関する調査研究分科会・研究成果報告書

(昭和53年6月26日)

第2章 ホブ盤の回転速度変動の測定

2.1 緒 言

ホブ盤はホブとワークテーブルの回転運動によってインボリュート歯形を創成歯切りする工作機械である。したがって、両者の回転速度に変動があり、ホブ切刃と歯車素材間の相対位置が変動すれば製品歯車に誤差となって現われる。

本章はまず試作した回転速度変動測定装置について述べ、旋盤主軸について測定した結果を示す。つづいて、ホブ盤についてホブとワークテーブル両者の回転速度変動を同時に歯切時にも測定・記録し、その結果を検討する。

2.2 測定装置の構成

試作した測定装置の電気回路の構成を図2.1に示す。検出器として円周に等間隔のスリットをもつ円板を回転軸に取付け、スリット部に光源とフォト・トランジスタを対置させる。回転速度のわずかな変動はフォト・トランジスタ回路の出力に、矩形波パルス列の周期のわずかな変動として検出される。その変動を電圧変動に変換し、記録可能にしたのが本測定装置である。同図において、

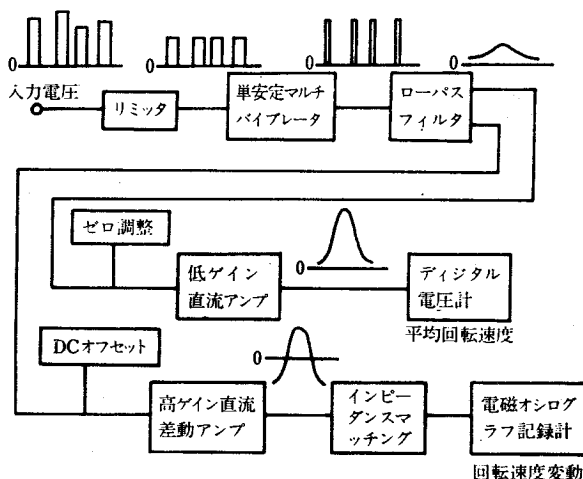


図2.1 回転速度変動測定装置の電気回路
入力電圧パルス列はリミッタ回路により高さが同一となり、単安定マルチバイブレータ回路により幅と高さが同一で周期が回転速度の変動と共に変動する矩形波パルス列となる。このパルス列をローパスフィルタで低域濾波すると、パルス周波数に比例した電圧が得られる。この電圧を低ゲイン直流増幅器で増幅してデジタル電圧計に平均回転速度を指示させる。一方、平均回転速度に相当する電圧をDCオフセットで除去し、わずかな回転速度変動に相当する電圧変動のみを高ゲインの直流差動増幅器で増幅して電磁オシログラフおよびデータレコーダに記

録できるようにした。

2.3 測定装置の特性

超低周波発振器の矩形波出力を周波数カウンタでカウントしながら本装置に入力し、本装置の出力電圧の特性を検査した。図2.2に入力周波数と平均回転速度相当電圧の関係を示す。広範囲の回転速度にわたって高感度の測定を可能にするため、単安定マルチバイブレータの時定数（すなわち各矩形波パルスの幅）を切換式とした。同図中に示すように、単安定マルチバイブレータの各時定数の場合、入力周波数と平均回転速度相当電圧の間に良好な直線性が確認される。一方、回転速度変動相当電圧も入力周波数のわずかな変化と良い比例関係にあることが確認された。

本測定装置の動特性はローパスフィルタ回路の特性によって決まる。使用したローパスフィルタの特性を図2.3に示す。同図より、このローパスフィルタのカット・オフ周波数は約70Hzであり、したがって約70Hzの回転速度変動成分まで精確に測定・記録できる。ホブ盤のホブ軸およびワークテーブルの回転速度変動を同時に測定・記録する必要があるため、同様の測定装置を2セット作成した。

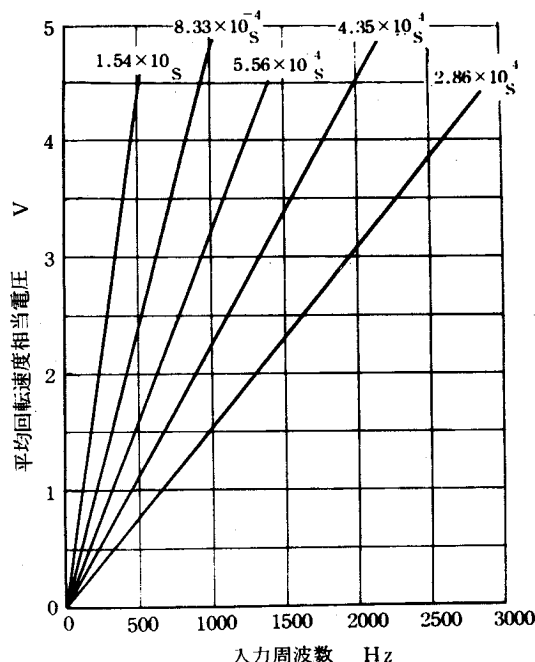


図2.2 回転速度変動測定装置の入力周波数と平均回転速度相当電圧の関係

表2.1 試作一号および二号回転速度変動測定装置の性能

	ローパスフィルタの低減率一定域 Hz	単安定マルチバイブレータの時定数 $\times 10^{-4}$ s	差動アンプの増幅度
試作一号器	0 ~ 約 70	15.4, 8.33, 5.56 4.35, 2.86	5, 10, 50 100
試作二号器	0 ~ 約 200	11.8, 5.00, 2.80 2.65, 1.85	5, 15, 30 50, 100

両セットの性能は表 2. 1 に示すようにゲイン一定の周波数帯域が約 70Hz のものと約 200 Hz のものの二つであり、それぞれ単安定マルチバイブレータの時定数（すなわち各矩形波パルスの幅）と出力増幅度が可変になっている。

2. 4 測定結果の一例

2. 4. 1 旋盤主軸の 回転速度変動

図 2. 4 は V ベルトおよび歯車一段減速により構成される旋盤主軸を模した回転駆動系であるが、最初にこれを被検体として回転速度変動の測定を試みた。装置の構成は表 2. 2 に示すような 4 極 (1500 rpm), 1.5KW の三相誘導電動機, モジュール 2.5 の一對の歯車による 1/2 の減速, V プーリおよび V ベルトによる速度比 1.64 および 2.66 (被駆動 V プーリ交換による) の減速を行なっている。

V ベルト 1 本掛けと
し、初期張力コンプライアンスを 5.8mm/N(小), 4.2mm/N(中), および 2.7

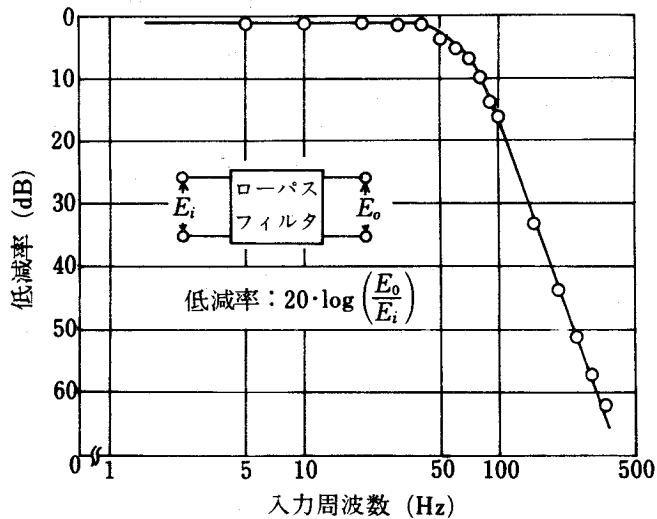


図 2. 3 回転速度変動測定装置の
ローパスフィルタ回路の特性

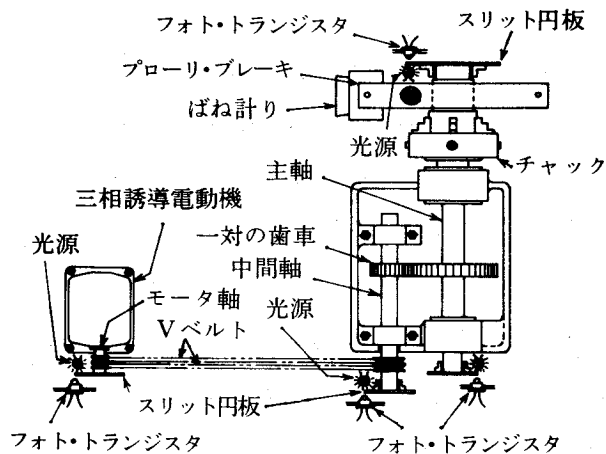


図 2. 4 旋盤主軸を模した駆動装置

*) 両軸の中央位置で上ベルトの垂直下方向に 1 N の力を作用させた時の上ベルトのその点の変位 mm で表わす。したがって、この値が小さい程初期張力は大きい。

mm/N (d)と三段階に変化した無負荷運転時の主軸回転速度変動の記録結果を図2.5(A)(B)(C)に示す。同図より、回転速度変動の両振幅を平均回転速度で除した変動率は、ベルト初期張力が増大すると伴にわずかではあるが増大していることがわかる。図2.6(A)(B)は初期張力コンプライアンスを5.8 mm/N一定とし、Vベルト本数を1本および2本と変化した無負荷運転時の主軸回転速度変動の記録結果である。Vベルトが2本になると回転速度変動率はかなり減少している。つぎにVベルト2本、初期張コンプライアンス1.3 mm/Nで一定とし、主軸端にかける負荷トルクを0 N・m、2.8 N・m および 8.4 N・m と変化して主軸の回転速度変動を記録した。図2.7(A)(B)(C)に示す記録結果より、負荷トルクが0 N・mの時の回転速度変動(A)は約2.5 Hzの規則的な成分と高周波の不規則成分からなっており、(B)(C)と負荷トルクが増すと伴にその不規則成分は規則的となり、負荷トルク8.4 N・mの時には約2.4 Hzと約3.4 Hzの二つの規則的成分に変化していることがわかる。

主軸の回転速度変動の原因を明らかにするために、Vベルト2本、初期張力コンプライアンス1.3 mm/N、負荷トルク8.4 N・mの運転状態でモータ軸、中間軸および主軸の回転速度変動を記録した。図2.8(A)(B)(C)がその記録結果である。モータ軸はその回転周波数に相当する約2.5 Hz (1500 rpm) で規

表2.2 三相誘導電動機，歯車，VプーリおよびVベルトの仕様

3 PHASE
TYPE ASQ ROTOR C
2HP. 1.5Kw CONT.RATING 4POLE
YASUKAWA ELECTRIC JAPAN

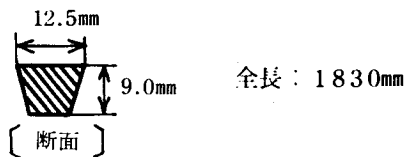
(A) 三相誘導電動機

	駆動歯車	被駆動歯車
歯数	40	80
モジュール	2.5	
かみ合率	2.16	

(B) 歯車

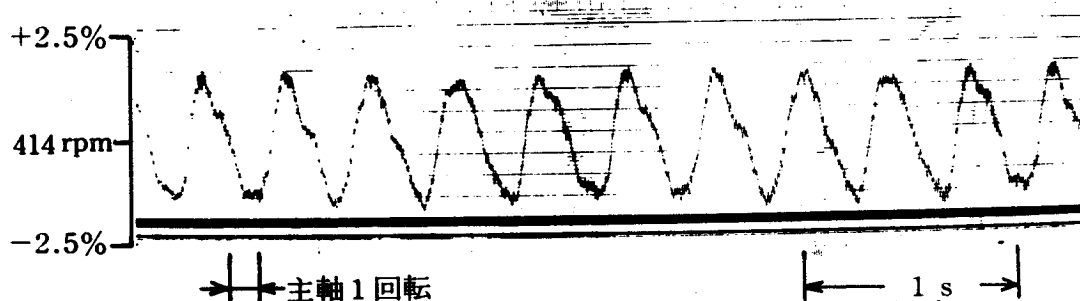
	駆動Vプーリ	被駆動Vプーリ
外径mm	67	110 178

(C) Vプーリ

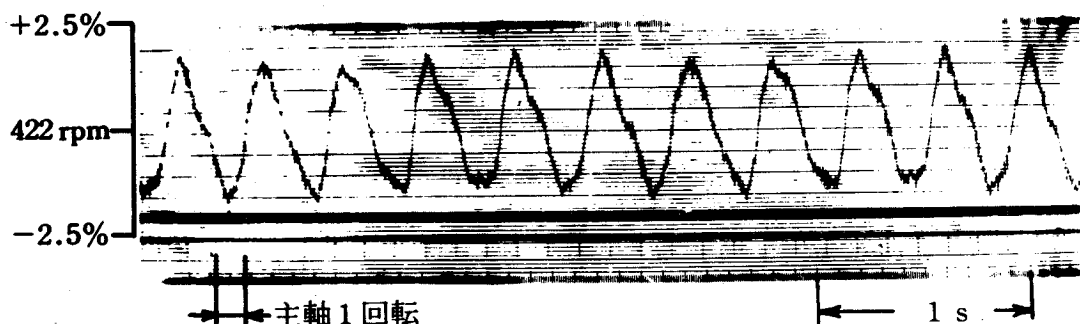


(D) Vベルト

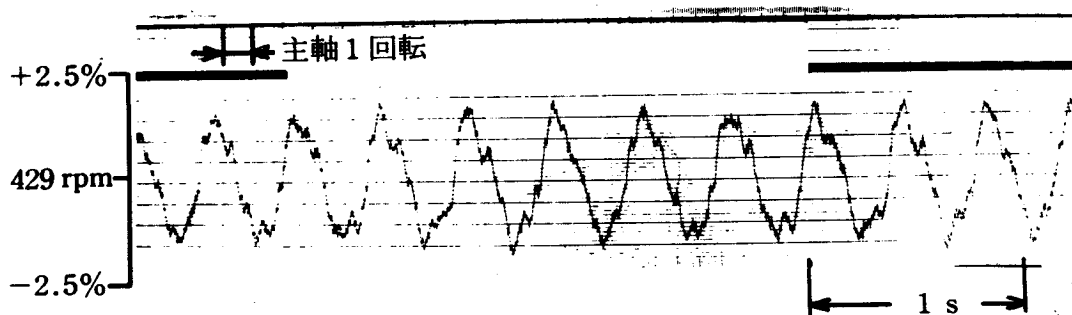
則的に変動しており，中間軸と主軸は図 2 . 7 (C)と同様に約 2.5Hz と約 34 Hz の二つの規則的成分で変動していることがわかる。V プーリ径と V ベルト全長から V ベルトが一巡する周波数を算出すると約 2.5 Hz と求まり，一方停



(A) 初期張力コンプライアンス：5.8 mm/N
変動率：3.32%



(B) 初期張力コンプライアンス：4.2 mm/N
変動率：3.51%



(C) 初期張力コンプライアンス：2.7 mm/N
変動率：3.54%

図 2 . 5 主軸回転速度変動記録結果
(ベルト初期張力を変化)

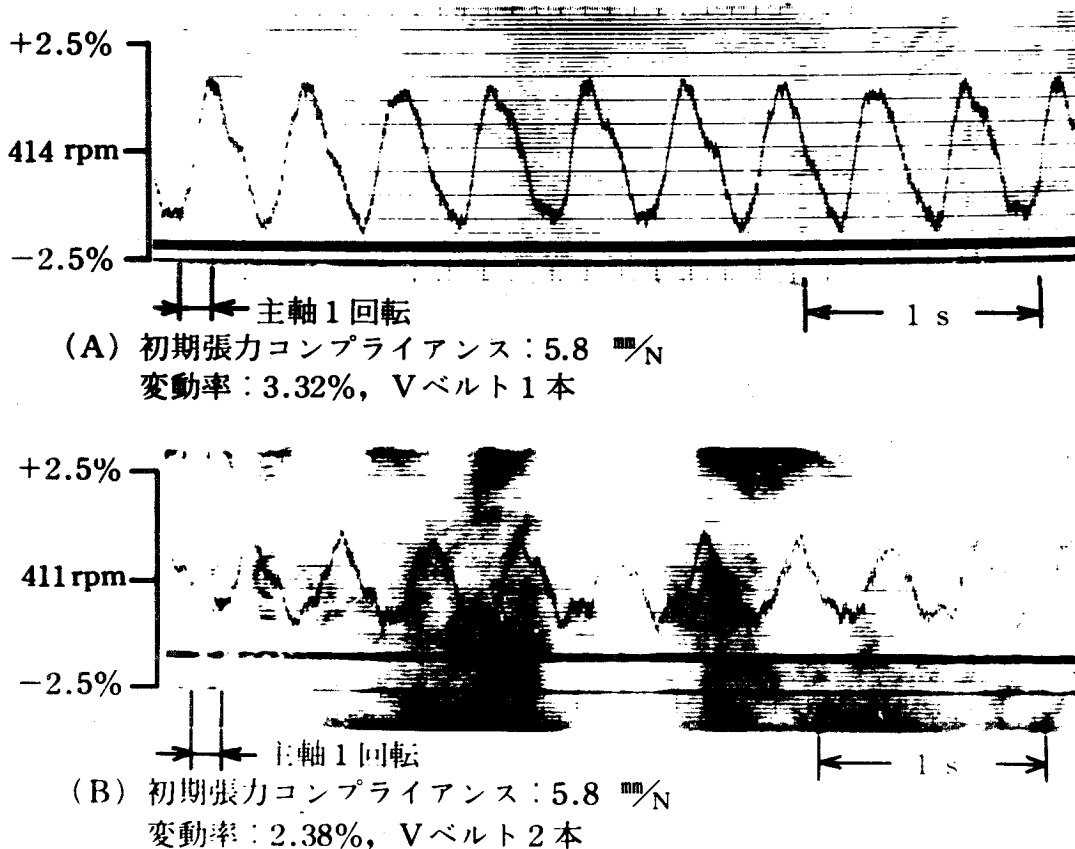


図 2 . 6 主軸回転速度変動記録結果
(ベルト本数を変化)

止時に V ベルトに自由横振動を発生させて振動数を計測すると約 17.5Hz と求まる。

振動 1 周期中にベルト張力は 2 回最大になることを考慮すると、約 34Hz の回転速度変動成分は V ベルトの横振動によって誘起されていることが理解できる。また、図 2 . 7 (A) に認められた無負荷運転時の高周波不規則成分は歯車のバックラッシュのために歯面分離がランダムに発生したことに原因すると推察できる。

つぎに、6 本の V ベルトと歯車列によって主軸が駆動されるベッド上の振り 230mm の普通旋盤について主軸の回転速度変動と切削抵抗の三分力の変動を同時に記録した。図 2 . 9 (A) (B) (C) はその記録結果である。空転時の回転

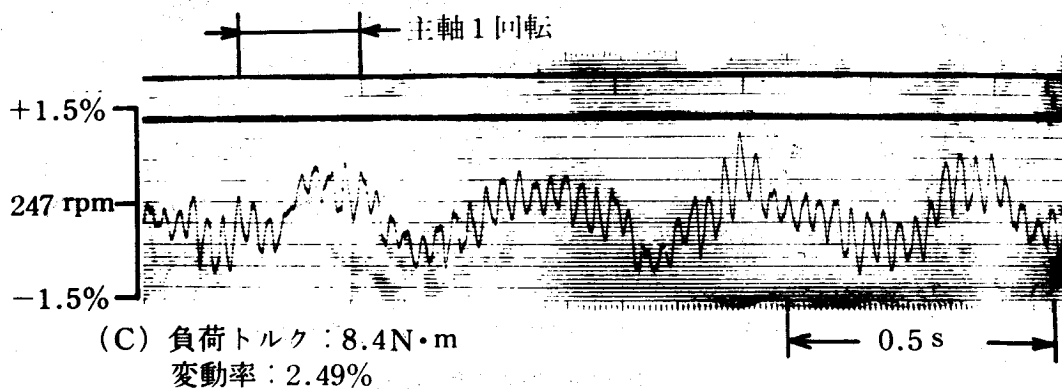
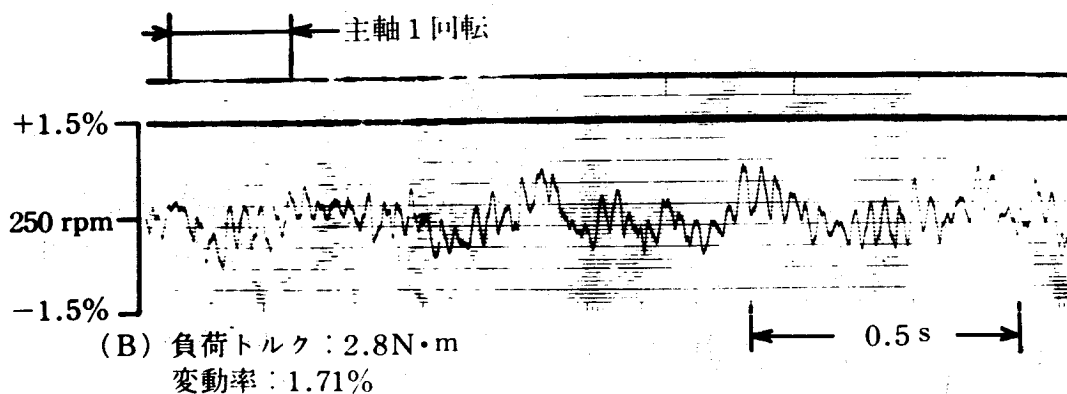
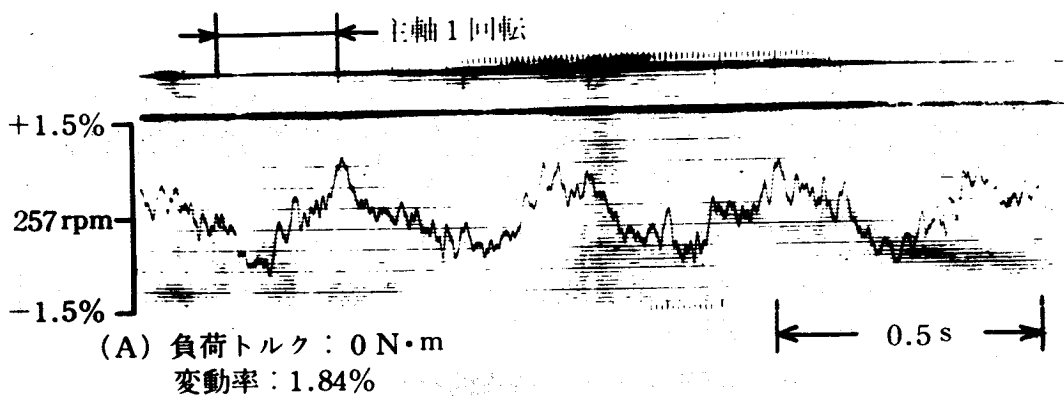


図 2 . 7 主軸回転速度変動記録結果
(負荷トルクを変化)

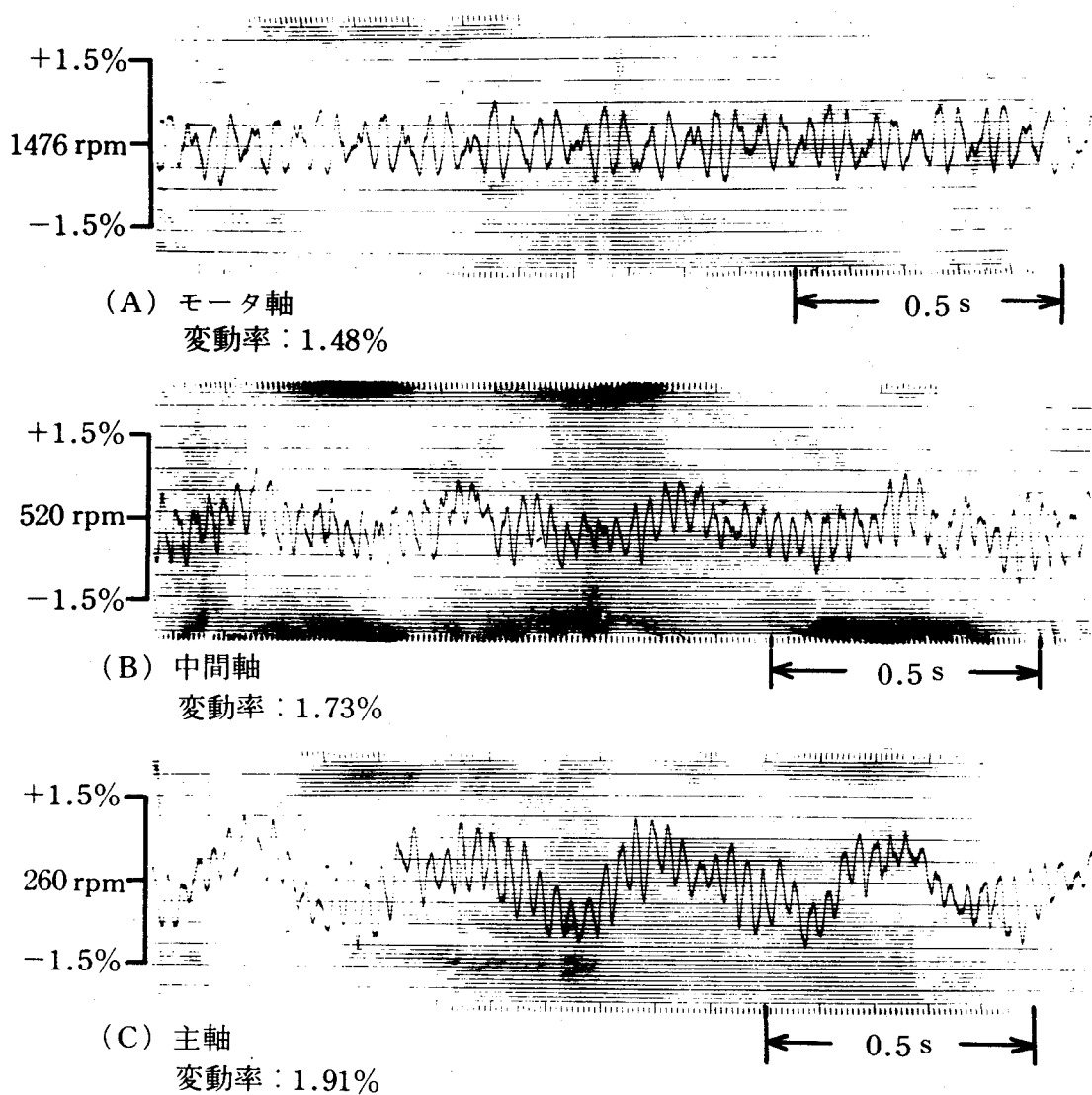


図 2 . 8 モータ軸，中間軸および主軸の
回転速度変動記録結果

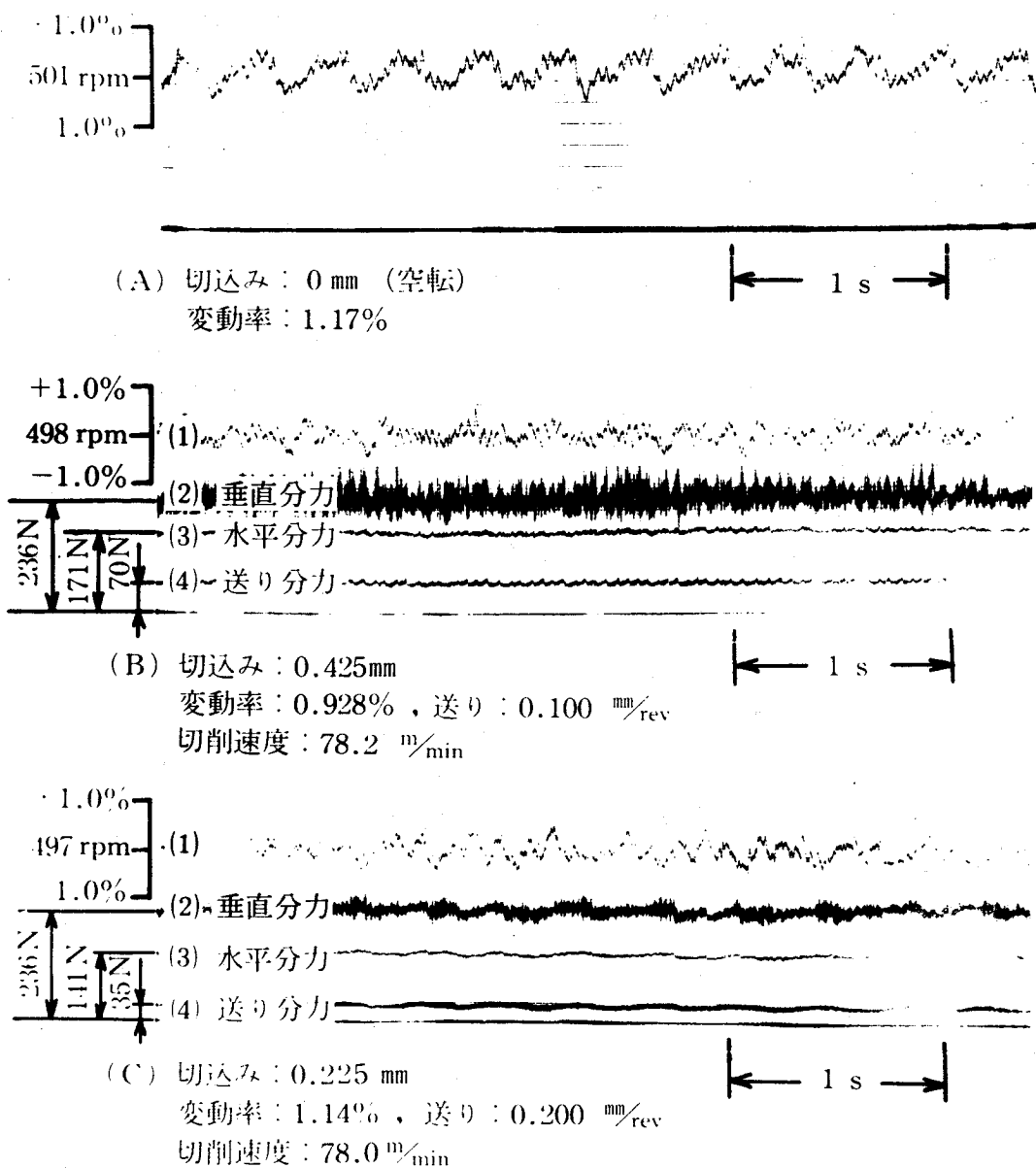


図 2 . 9 旋盤主軸の回転速度変動および切削抵抗の
三分力変動の記録結果 (被削材：軟鋼
(SS41)，直径：50mm)

速度変動(A)には約 2.87Hz と約 2.9Hz の二つの規則的な成分が認められる。これらは、図 2.4 の装置で確認された V ベルトの一巡と自由横振動に原因す成分と理解できる。(B)および(C)は軟鋼 (SS41) 切削時の主軸の回転速度変動(1)と切削抵抗の垂直分力(2)、送り分力(3)および水平分力(4)を同時に記録した結果である。切込み 0.225mm の(C)の回転速度変動は空転時の場合にかなり類似しており、切削抵抗の変動は約 2.87Hz の回転速度の変動と同期して、速度が極小になった瞬間に切削抵抗が極大となる様子が伺える。

以上の実験によって、旋盤主軸の回転速度変動は V ベルトの一巡と自由横振動によって誘起されていることが明確となったが、平ベルト伝動の場合にも同様の現象が著者によって確認されている。¹⁾

2.4.2 ホブ盤の回転速度変動

図 2.10 にホブ軸およびワークテーブルの回転速度変動検出装置の取付状態を示す。

ホブアーバ端には歯数 300 の歯車円板 ($m=1$, 全歯たけ 2.5mm, 厚さ 1mm の Al 板製) を精確に芯合せして取付け、ピッチ円位置に光源とフォト・トランジスタをできるだけ接近して対置させる。

また、ワークテーブルの回転速度変動の検出にはロータリ

ー・エンコーダ (6000P/R, ラジアル力に対する軸受剛性大) を図 2.10 のようにワーク・アーバ上端に工作物の締め付けを兼ねてねじで固定した。^{*}

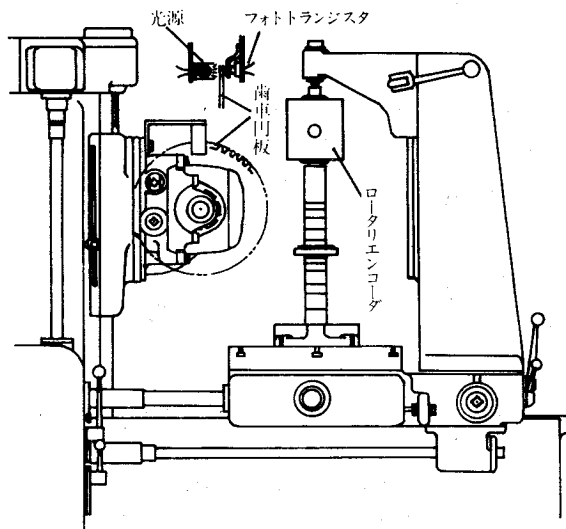


図 2.10 ホブ盤における回転速度変動検出装置の取付け

* 説明は次頁欄外に記す。

2.4.2.1 空転時の回転速度変動

実験に使用したA社製中型ホブ盤（ワークテーブル直径 420mm）の運動伝達系を図2.11

に示す。ホブ軸回転数を127rpmとし、歯数30の平歯車の歯切りを想定すると、差動歯車装置は駆動せず、割出換歯車の歯数は⑪=48、⑬=30、⑫=44、⑭=60となる。ワークテーブルおよびホブ軸の回転速度変動を同時に記録した。

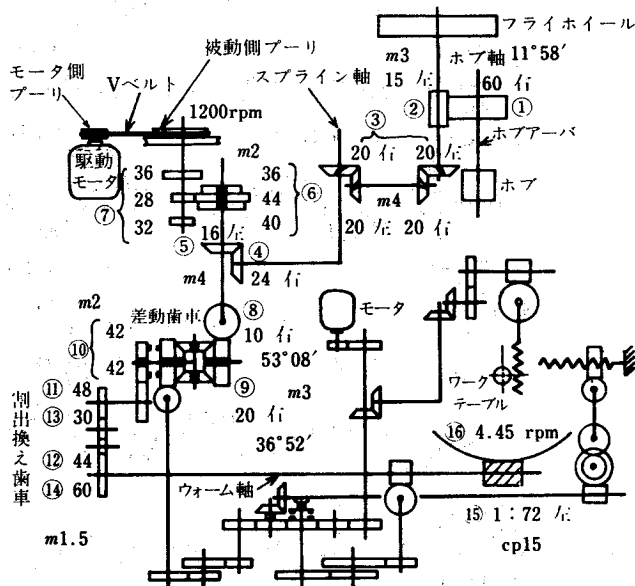


図2.11 供試ホブ盤の運動伝達系

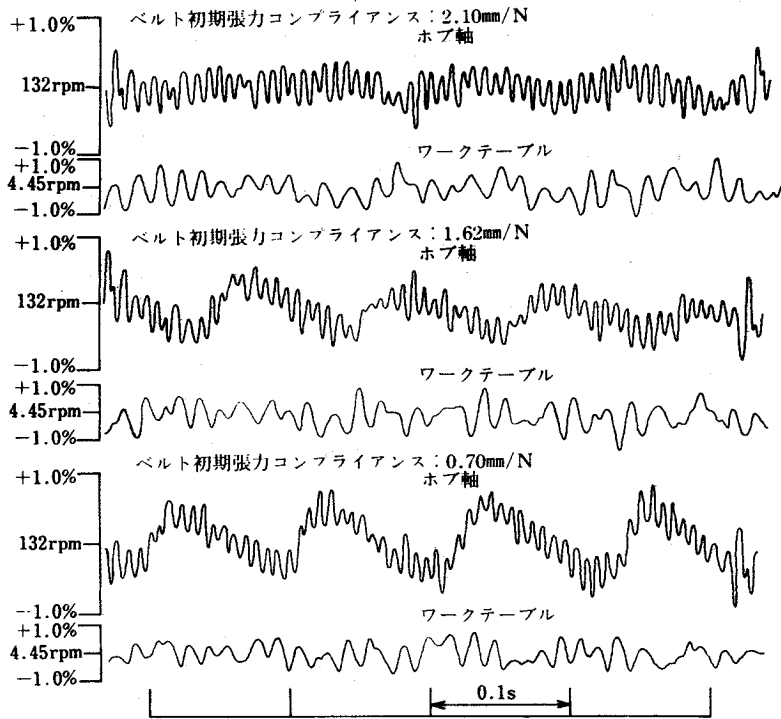
○印の数字は歯車番号,
他の数字は歯数

前節に示した実験から、ベルトが回転速度変動の誘因となることが明確となっているので、本機においてはVベルトを2本用い、初期張力コンプライアンスを210mm/N(小)、162mm/N(中)、0.700mm/N(大)と三段階に変えた場合、および162mm/N(中)一定としてベルトを1本に減らした場合を試験した。

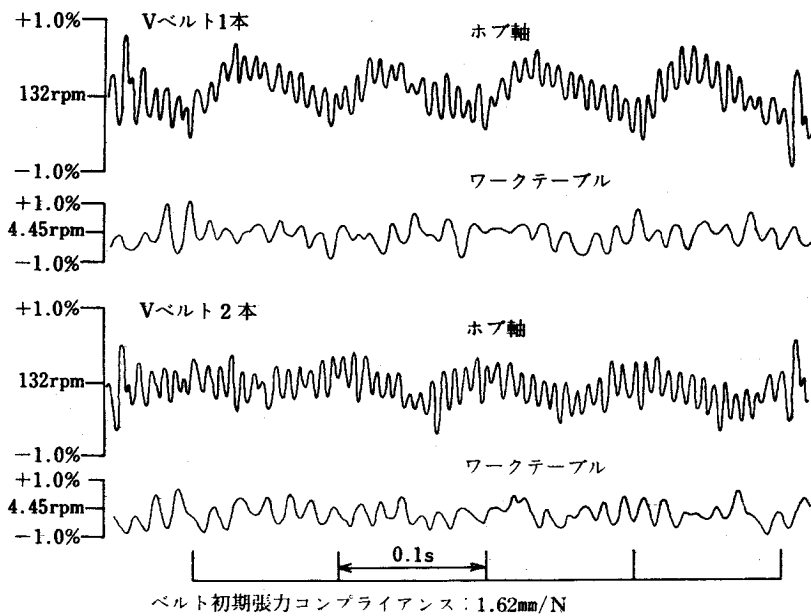
記録結果を比較した例を図2.12(A)(B)に示す。同図より明らかなように、ホブ軸の回転速度変動はベルト初期張力が大きくなる程（初期張力コンプライアンスが小さい程）ベルトの一巡に相当する周波数約9.18Hzの成分が顕著に増大している。ワークテーブルは減速比が大きいためその傾向は著しくな

*) 検出器の1回当りのパルス数p (P/R) は、測定したい回転速度変動の上限周波数fmax (Hz)、および回転速度n (rpm)とから次式の関係为满足するように選定している。

$$(4 \sim 5) \cdot f_{\max} \leq \frac{p \cdot n}{60}$$



(A) ベルト初期張力を変化



(B) ベルト本数を変化

図 2.12 回転速度変動記録結果の比較 (空転時)

い。またベルト本数が1本から2本に増すと、ベルトに原因するホブ軸の回転速度変動は顕著に減少している。回転速度変動のこの傾向は、前節の旋盤主軸の実験で確認された結果と全く同一であることがわかる。

つぎに、これら回転速度変動の原因を一層明確にするために、両回転速度変動をデータレコーダに収録したのち周波数分析した結果を図2.13に示す。

表2.3は図2.

11の運動伝達系から求めたベルト、ホブおよび各歯車の回転周波数(rps)およびかみ合周波数(Hz)とその高次周波数を示したものである。図2.13の周波数分析結果と表2.3中の周波数を対照すると、回転速度変動の各周波数成分が伝達系のどの歯車に起因している

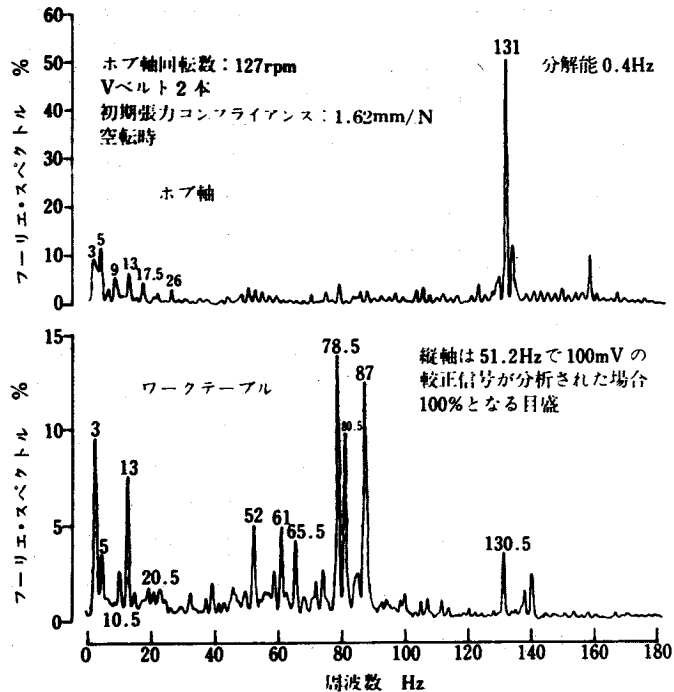


図2.13 回転速度変動の周波数分析結果
(空転時)

かを推測できる。たとえば、ワークテーブルの変動成分 5Hz および 10.5Hz はそれぞれ割出換歯車⑭および⑬の回転周波数 5.21 および 10.4 rps と一致する。同様に、13Hz は歯車⑤⑥⑧および⑨⑩⑪, 20.5Hz はウォーム⑮, 52Hz は歯車⑭とウォーム⑮, 65.5Hz は歯車⑨⑩⑪, さらに歯車⑤⑥⑧, 61Hz は歯車⑦, 78.5Hz は歯車⑫および⑤⑥⑧, さらに歯車⑨⑩⑪の回転周波数をそれぞれ整数倍した高次周波数と一致する。

130.5Hz の成分はワークテーブルのみならずホブ軸にも顕著に認められる。これは、歯車①②⑧および⑨の回転周波数をそれぞれ歯数倍したかみ合周波

数と一致する。さらに、ホブ軸の変動成分 9Hz, 17.5Hz および 26Hz はホブ軸駆動用歯車②③および④の回転周波数 8.68 rps の 1 倍, 2 倍および 3 倍である。

2.4.2.2

歯切時の回転速度変動

歯切試験は鋳鉄 (FC15) を歯車素材とし、モジュール 3, 歯数 30 のウォーム・ホイールを歯切りするものとした。使用したホブおよび歯車素材の主要目を表 2.4 に示す。ホブ軸回転数 127 rpm, 水平送り 0.208mm/rev, V ベルト 2 本, 初期張力コンプライアンス 1.62mm/N で歯数 30 のウォ

表 2.3 各歯車, ベルトおよびホブの回転周波数およびかみ合周波数

(ホブ軸回転数 127 rpm で歯数 30 の平歯車歯切りの場合。
歯車番号は図 2.11 と同じ)

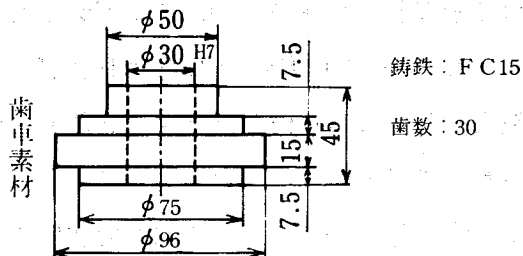
	× 1		× 2		× 3		× 4	
ベルト	9.18		18.3		27.5		36.7	
ホブ	2.17	21.7	4.34	43.4	6.51	65.1	8.68	86.8
歯車①	2.17	130	4.34	260	6.51	390	8.68	520
②	8.68	130	17.4	260	26.0	390	34.7	520
③	8.68	174	17.4	348	26.0	522	34.7	696
④	8.68	209	17.4	418	26.0	627	34.7	836
⑤	13.0	209	26.0	418	39.0	627	52.0	836
⑥	13.0	574	26.0	1148	39.0	1722	52.0	2296
⑦	20.5	574	41.0	1148	61.5	1722	82.0	2296
⑧	13.0	130	26.0	260	39.0	390	52.0	520
⑨	6.51	130	13.0	260	19.5	390	26.0	520
⑩	6.51	274	13.0	548	19.5	822	26.0	1096
⑪	6.51	313	13.0	626	19.5	939	26.0	1252
⑫	7.10	313	14.2	626	21.3	939	28.4	1252
⑬	10.4	313	20.8	626	31.2	939	41.6	1252
⑭	5.21	313	10.4	626	15.6	939	20.8	1252
⑮	5.21	5.21	10.4	10.4	15.6	15.6	20.8	20.8
⑯	0.0724	5.21	0.145	10.4	0.217	15.6	0.290	20.8

左の数値が回転周波数で単位は rps, 右の数値がかみ合周波数で単位は Hz

表 2.4 歯切試験に使用したホブおよび歯車素材の主要目

ホブ

モジュール	3	等級	1 級	外径 mm	70
圧力角	20°	材質	SKH55	穴径 mm	26.988
歯の高さ mm	7.5	すくい角	0°	ピッチ mm	9.425
歯すじのねじれ角	2°45'	ねじれ方向	左	歯厚 mm	4.712
切刃みぞのリード	∞	口数	1	切刃みぞ数	10



ーム・ホイール歯切時および空転時の両回転速度変動記録結果を比較した例を図 2.14 に示す。歯切時の回転速度変動はホブ軸およびワークテーブルと

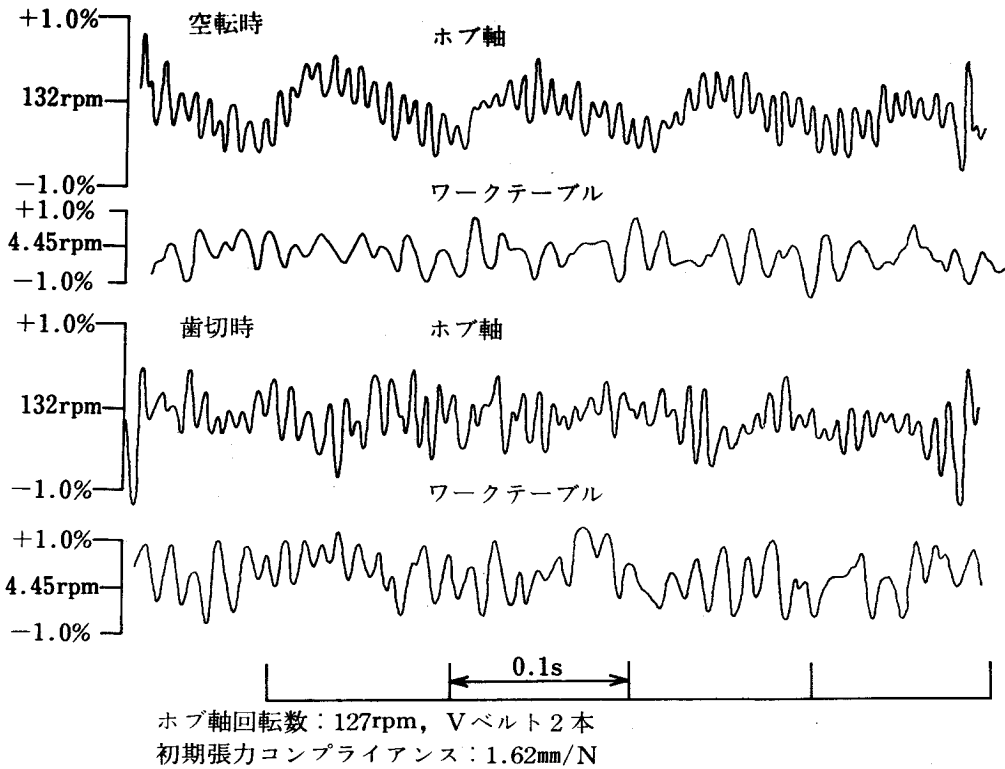


図 2.14 回転速度変動記録結果の比較

も周波数の高い成分が空転時より増大しており、ベルト一巡に起因するホブ軸の約 9.18Hz の成分は空転時より顕著に減少している。歯切時の回転速度変動の周波数分析結果を図 2.15 に示す。同図において、ホブの回転周波数 21.7 rps を切刃数倍した切刃の断続周波数と一致する 22Hz の成分がワークテーブルに最も顕著に認められ、その 3 次および 6 次高調波の 66Hz および 132Hz の成分はワークテーブルに、2 次、4 次、5 次および 6 次高調波の 44Hz, 88Hz, 110Hz および 132Hz の成分はホブ軸に認められる。ホブ軸の 132Hz 付近に認められる多数の変動成分は約 2Hz の間隔で並んでいる。この 2Hz はホブの回転周波数と一致することから、切刃の断続に伴って発生するサイドバンドと考えられる。これらが切削を行なうことによって新たに生じた変動成分である。他の変動成分については空転時の場合と同

様，表 2. 3 中の周波数と対照して原因箇所が推定できる。

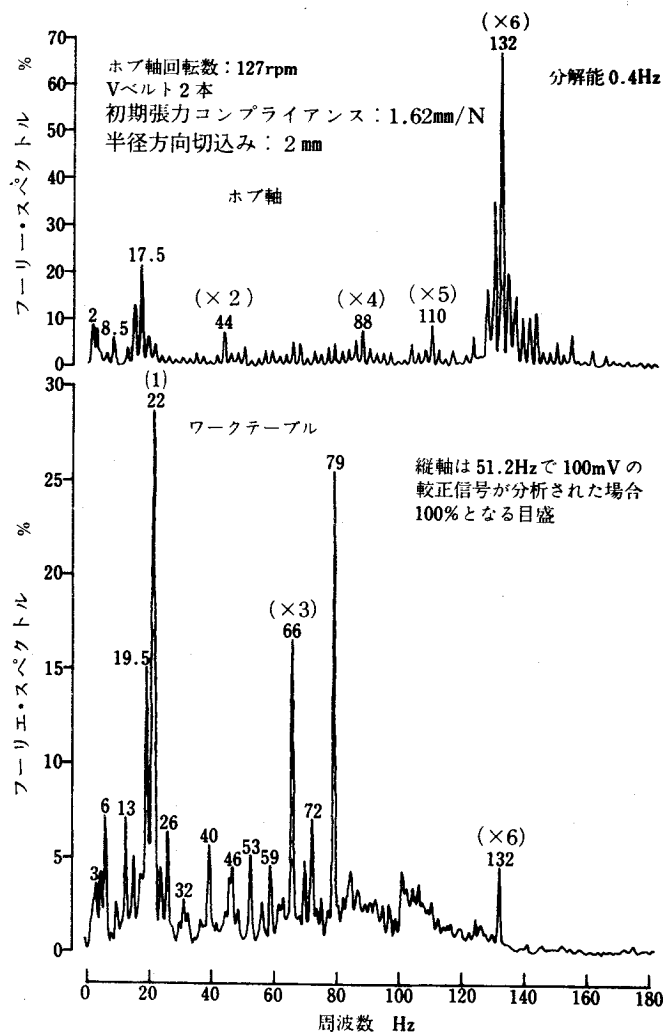


図 2.15 回転速度変動の周波数分析結果
(歯切時)

2.5 結 論

回転速度変動の測定装置を試作し，旋盤主軸とホブ盤のホブ軸およびワークテーブルについて実測した結果，以下のことが明らかとなった。

- (1) 回転速度変動はベルトの一巡と横振動によって誘起され，ベルト一巡に起因する回転速度変動は初期張力が増すほど増大し，ベルト本数が増すほど減

少する。

- (2) ベルトに起因する回転速度変動は切削時にも認められ、その回転速度変動に伴って切削抵抗も変動する場合もある。
- (3) ホブ盤のホブ軸の回転速度変動は(1)と同様な傾向を示し、減速比の大きいワークテーブルではその傾向は明確でない。
- (4) ホブ軸およびワークテーブルの回転速度変動を周波数分析した結果と、駆動系図より求まる各歯車の回転周波数およびかみ合周波数とを対照すると回転速度変動の原因箇所が推定できる。
- (5) 歯切時のホブ軸およびワークテーブルの回転速度変動には、切刃の断続周波数およびその高次周波数成分が顕著に認められる。

参考文献

- 1) H. Yagishita: ASME Paper 76-DET-102 (1976)

第 3 章 動的割出誤差の測定法

3.1 緒 言

前章において、ホブ軸およびワークテーブルの回転速度変動を歯切時にも実測することができた。これをさらに発展させて、歯切精度を直接決定する歯車素材とホブ切刃間の相対角度誤差すなわち割出誤差を測定する実用的な方法を開発する。¹⁾ 割出誤差については過去に種々の測定法が考案され試みられているが、加工現場で歯切時にも容易に測定できる方法は見当らない。そこで、ワークテーブルの回転速度変動を前章の方法で検出し、その信号をホブ軸に取付けたロータリー・エンコーダのパルス時間間隔で積分して累積する新方式を考案し、²⁾ 試作した。

3.2 測定法の原理および回路構成

試作した測定装置は速度変動検出部、時間間隔演算部および割出誤差演算部からなっており、その回路構成と各部の信号波形を図 3.1 に示す。まず、速度変

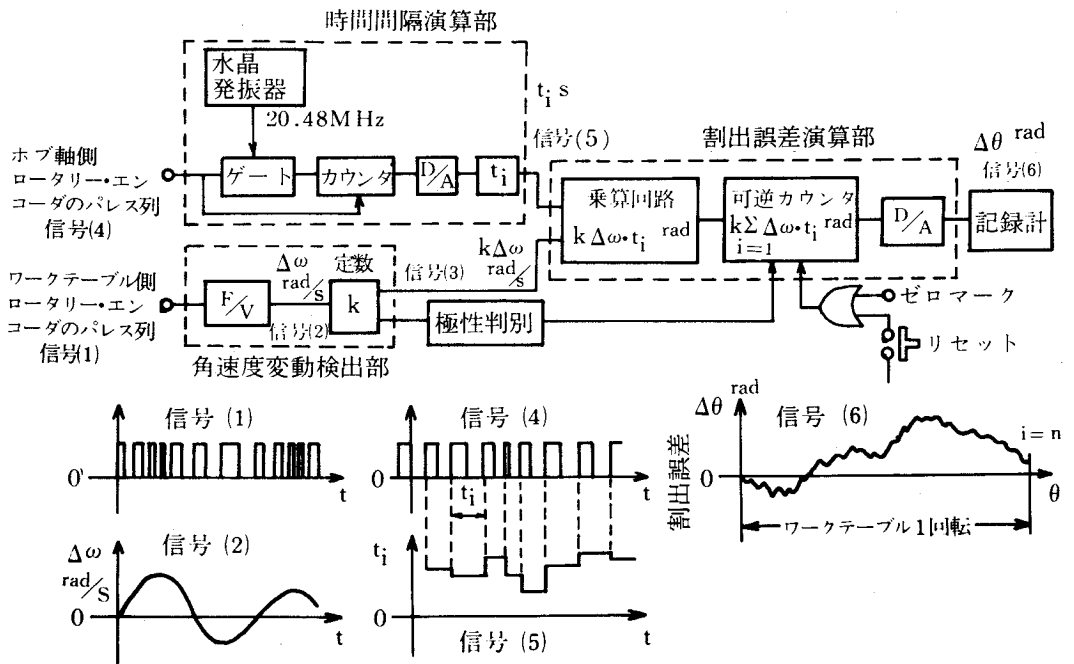


図 3.1 動的割出誤差測定装置の電気回路の構成と各部の信号波形

動検出部は前章の回転速度変動測定装置 (FV変換器) で構成されており, ここではワークテーブルに取付けたロータリー・エンコーダのパルス列 (信号(1)) が入力されると平均回転速度を 0 とし, わずかな角速度変動 $\Delta\omega$ (rad/s) (信号(2)) に比例するアナログ電圧 $k \cdot \Delta\omega$ (rad/s) が出力される。一方, ホブ軸もわずかに速度変動しながら回転するため, 取付けたロータリー・エンコーダの出力は 1 パルス間隔の角度回転するに要する時間 t_i (s) が速度変動に対応して変化するパルス列 (信号(4)) が得られる。このパルス列 (信号(4)) でゲートをかけて水晶発振器の発振パルス (20.48 MHz) をカウントし, その結果を DA 変換して t_i (s) に比例するアナログ電圧 (信号(5)) を算出するのが時間間隔演算部である。

両軸に取付けるロータリー・エンコーダとして角度分割精度の信頼できるものを使用すると, ホブ軸側ロータリー・エンコーダが 1 パルス角度回転する間のワークテーブルの回転角度誤差を算出し, それを逐次累積していけばワークテーブルの各回転位置に対する割出誤差が求まる。すなわち, 同図の割出誤差演算部で信号(5)の t_i (s) と信号(3)の $k \cdot \Delta\omega$ (rad/s) を乗算回路で乗算して t_i (s) 間の割出誤差 $k \cdot \Delta\omega \cdot t_i$ (rad) を求める。つづいてこれをリセット・ボタンを押すことによってメモリをクリアした可逆カウンタにゼロマーク・ボタンが押されてから加減算を開始して可逆カウンタの累積値出力を DA 変換してアナログ量で記録装置に出力する。割出誤差の記録結果を示す信号(6)の横軸はワークテーブルの角度位置を示し, ワークテーブルの 1 回転はホブ軸側ロータリー・エンコーダのパルス数を $P(P/R)$, ワークテーブルの割出歯数を Z とすると $i = 1$ から $n (= P \cdot Z)$ までに相当する。また, 縦軸は各位置において生じている割出誤差 $\Delta\theta$ を示す。

本測定法の誤差要因として, 割出誤差を量子化する際の t_i (s) の大きさと角速度変動アナログ信号 $k \cdot \Delta\omega$ (rad/s) の 0 点ドリフトがある。前者については, ワークテーブルが低速回転のためその角速度はゆっくり, なめらかに変動するの^{*}で, ホブ軸側ロータリー・エンコーダのパルス数を適当に選べば問題とならず,

*) ホブ軸側ロータリー・エンコーダとして $P = 1000P/R$ を使用し, 割出歯数 $Z = 30$ とすると, $n = P \cdot Z = 1000 \times 30 = 30000$ となり, 割出誤差はワークテーブルの角度 $360^\circ / 30000 = 0.012^\circ = 43.2''$ ごとに量子化されることになる。

後者については速度変動検出部に時定数 75 s のアクティブ・フィルタを内蔵し、0.013 Hz 以下の超低周波成分を除去するように対策した。

3.3 測定装置の特性

速度変動検出部については前章 2.3 節に示したので、ここでは時間間隔演算部と割出誤差演算部の特性を示す。

3.3.1 時間間隔演算部の特性

図 3.2 は発振器、周波数カウンタおよびデジタル電圧計を用いて求めた時間間隔演算部の直線性である。同図より、時間間隔演算部の入力 $t_i(\text{s})$ (信号(4)) と出力 $t_i(\text{V})$ (信号(5)) は良い比例関係にあることがわかる。なお、図 3.1 中の信号(4)と信号(5)の関係が示

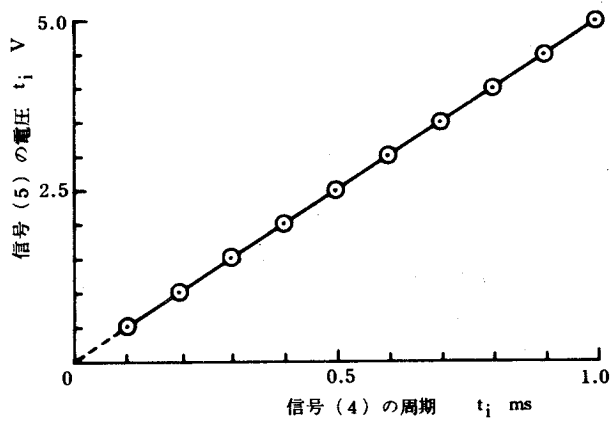


図 3.2 時間間隔演算部の特性

しているように入力パルスに対して出力は常に 1 パルス分だけ遅れているが測定精度にはほとんど影響がない。

3.3.2 割出誤差演算部の動特性

割出誤差演算部は積分回路なので、入力 $\Delta\omega$ と出力 $\Delta\theta$ の関係は理論的には図 3.3 のようになり、出力 $\Delta\theta$ は入力 $\Delta\omega$ より位相が $\pi/2$ 遅れ、振幅は入力周波数 f に反比例して減少する。発振器から一定振幅の余弦波 $\Delta\omega = a \cdot \cos(2\pi f t)$ を入力し、 t_i として一定周期 $t_i = 4.55 \times 10^{-4} \text{ s}$

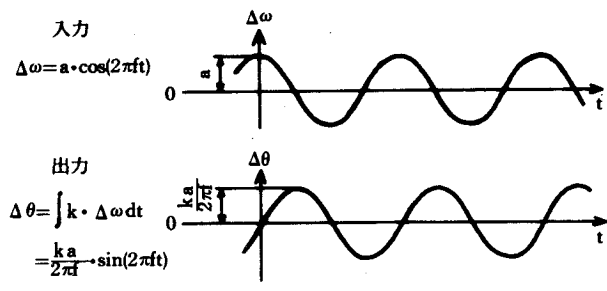


図 3.3 割出誤差演算部の入出力の関係

のパルスを加えて入力周波数 f を変化した時の $\Delta \omega$ と $\Delta \theta$ の関係を検査した。図 3.4 はこのように求めた割出誤差演算部の動特性である。同図より、入力周波数 f が約 400Hz 付近まで入出力比の実験値は計算値と良く一致しており、位相関係も保たれていることが確認できた。

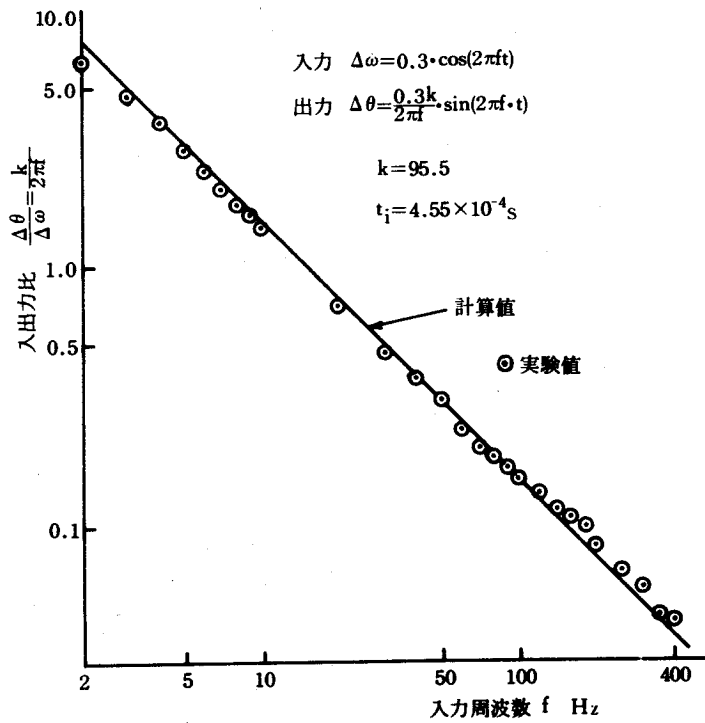


図 3.4 割出誤差演算部の動特性

なお、速度変動検出部に使用したロー

パス・フィルタのカット・オフ周波数は約 200Hz であるから、本測定装置全体の動特性は約 200Hz ということになる。

3.4 測定結果の一例

供試ホブ盤として、前章で回転速度変動の測定を実施したのと同じ機械（ワークテーブル直径 = 420mm）を使用した。その運動伝達系はさきに図 2.11 に示してある。実験に使用したホブ軸側およびワークテーブル側ロータリー・エンコーダの仕様を表 3.1 に示す。両エンコーダとも継手を用

表 3.1 実験に使用したロータリー・エンコーダの仕様

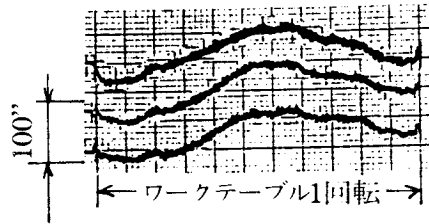
	ホブ軸側 ロータリー・エンコーダ	ワークテーブル側 ロータリー・エンコーダ
パルス数 P/R	1000	6000
隣接ピッチ誤差	$< \pm 1/12 P$	$< \pm 1/1000 P$
累積ピッチ誤差	$< \pm 1/5 P$	$< \pm 1/4 P$
取 付 け 位 置	ホブアーク端部	ワークアーク上端部

いて偏心率 0.02 mm 以下に取付けた。

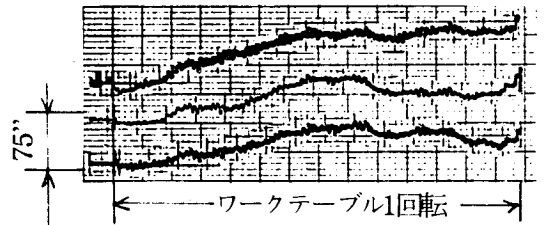
3.4.1 割出誤差の時間波形

種々な状況における空転時の測定結果の例を図 3.5 ~ 図 3.8 に示す。図 3.5 (A)(B) は感度を下げて測定したワークテーブルの異なる 3 回転分の記録結果を並べて示したものであり、ワークテーブル 1 回転ごとの周期性がはっきり認められる。図 3.6 (A)(B) は割出換歯車⑫を故意に偏心させて取付け、その偏心率を (A) 0.20 mm (B) 0.26 mm とした場合の記録結果であり、割出誤差は偏心換歯車の 1 回転を 1 周期として規則的に

(A) ホブ軸回転数：160 rpm



(B) ホブ軸回転数：127 rpm



割出歯数：30

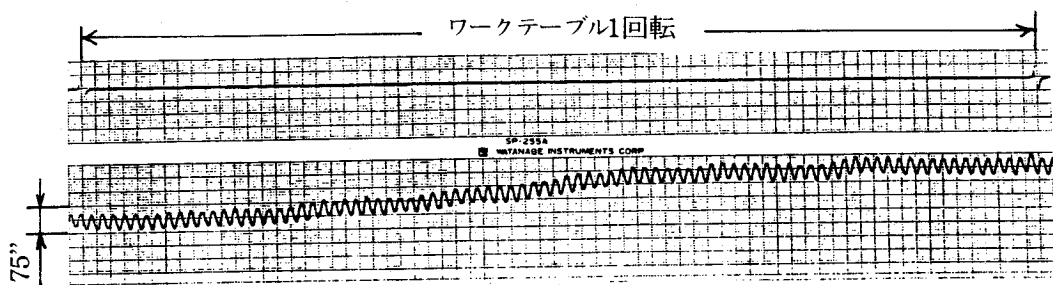
割出換歯車：⑪=48, ⑫=50, ⑬=60

空転時

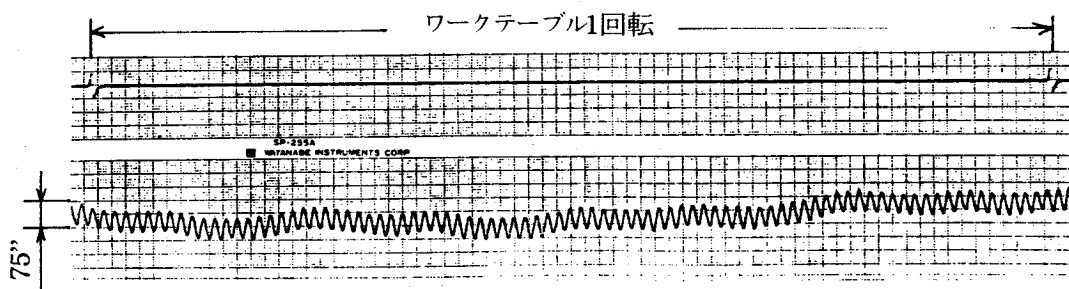
図 3.5 ワークテーブル 1 回転ごとの周期性を示す割出誤差の記録結果

変動していることがわかる。図 3.7 (A)(B)(C) は歯数 30 の平歯車の歯切りを想定して割出換歯車を ⑪=48, ⑫=62, ⑬=60 と設定し、ホブ軸回転数を (A) 127 rpm, (B) 160 rpm, (C) 200 rpm と変えた空転時の割出誤差記録結果である。ホブ軸回転数が最も低い 127 rpm の場合、最大割出誤差は最も小さく約 53 秒であり、この場合にはワークテーブル 1 回転中にウォーム・ホイールの歯数と一致する 72 の規則的な誤差成分がはっきり認められる。図 3.8 (A)(B) は図 3.7 と同一条件で本測定装置の時間間隔演算部に発振器から一定周期 $t_i = 5.00 \times 10^{-4}$ s の矩形波を入力して (A) ワークテーブルおよび (B) ホブ軸の、それぞれ単独の角度誤差を記録した結果である。ワークテーブルの角度誤差は最大約 74 秒で図 3.7 (A) と同様、ウォーム 1 回転の規則的な誤差成分が認められる。ホブ軸の角度誤差は約 600 秒と大きい。割出歯数 30 で除してワークテ

(A) 割出換歯車：⑪=48, ⑫=50 (偏心量：0.20mm), ⑭=60



(B) 割出換歯車：⑪=48, ⑫=50 (偏心量0.26mm), ⑭=60



ホブ軸回転数：127rpm, 割出歯数：30

空転時

図 3 . 6 割出換歯車⑫を故意に偏心させた場合
の割出誤差の記録結果

ーブル上に換算すると約 20 秒となる。図 3 . 9 (A)(B)は軟鋼の歯車素材 (SS 41) にモジュール 3, 歯数 30の平歯車をホブ軸回転数 127rpm, ホブヘッドの送り 0.5mm/rev のクライム・カットで(A)荒削り時および(B)仕上削り時に割出誤差を記録したものである。切込み 6 mm の荒削り時の割出誤差は切削抵抗の変動のために非常に大きく, 図 3 . 7 (A)に示した空転時の約 7 倍の 390 秒となり, ホブ 1 回転に 1 回すなわちワークテーブル 1 回転中に 30 回の周期で規則的に変動している。切込み 0.405mm の仕上削り時の割出誤差は荒削り時の約 1/2 の 185 秒となっており, ホブ 1 回転の周期成分は荒削り時ほど顕著でない。

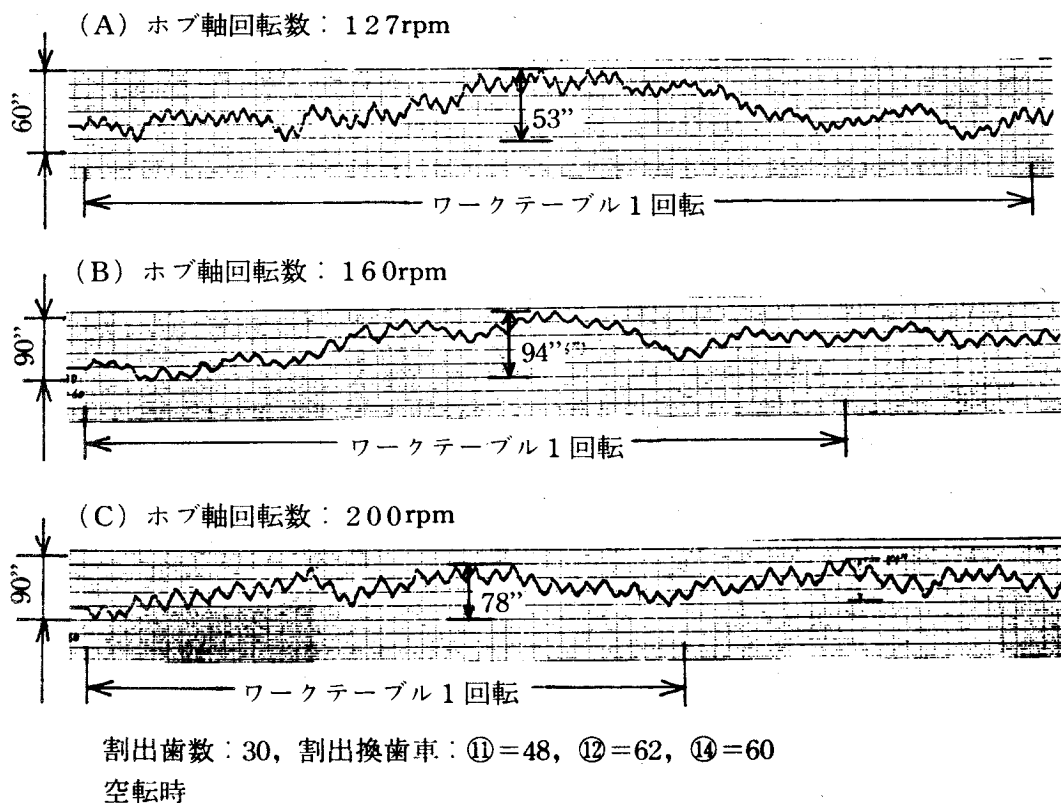


図3.7 ウォーム・ホイールの周期誤差を示す割出誤差の記録結果

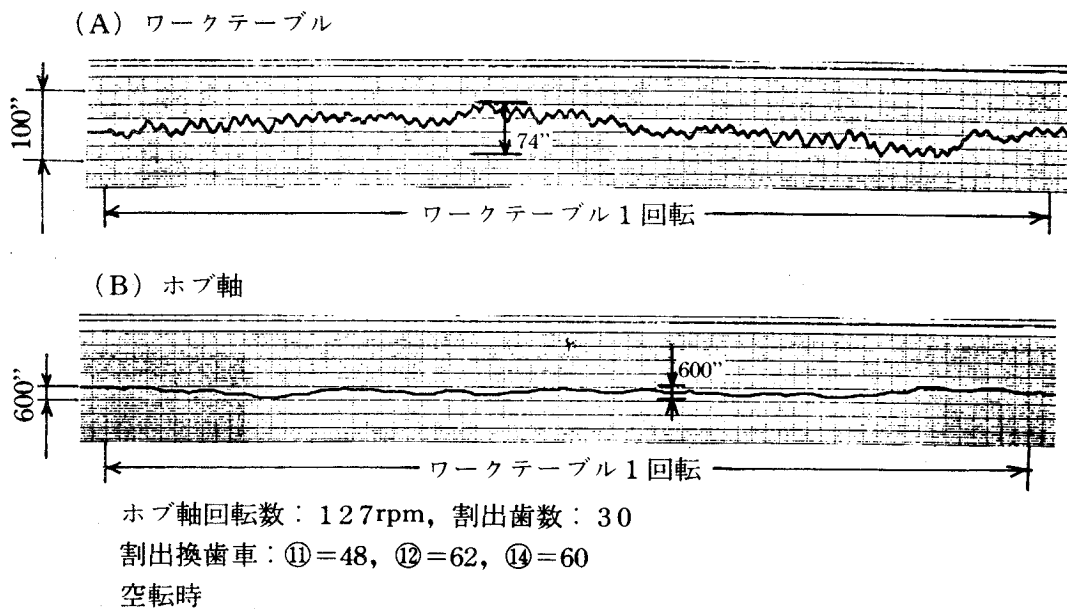
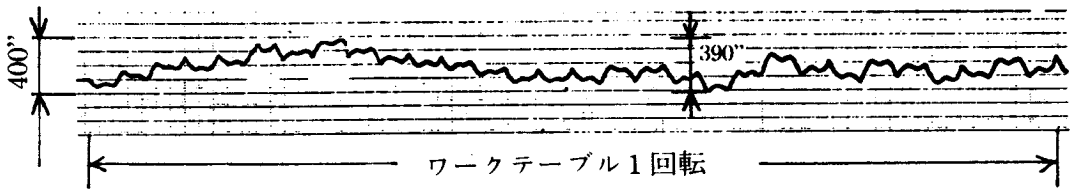
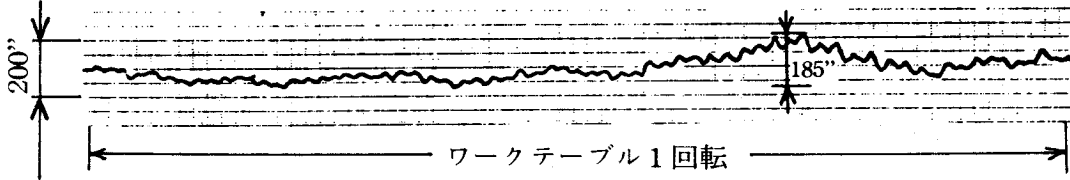


図3.8 ワークテーブルおよびホブ軸それぞれ単独の角度誤差

(A) 荒削り時, 半径方向切込み: 6.0mm



(B) 仕上削り時, 半径方向切込み: 0.405mm



ホブ軸回転数: 127 rpm, 割出換歯数: ⑪=48, ⑫=70, ⑬=60

平歯車, モジュール: 3, 歯数: 30, 歯車素材: 軟鋼(SS41)

ホブヘッドの送り: 0.5mm/rev, クライム・カット

図 3.9 歯切時の割出誤差の記録結果

3.4.2 割出誤差の周波数成分

割出誤差をデータレコーダに収録したのち FFT 処理して求まる各割出誤差成分が, 駆動系のどの部分に原因するものか検討してみる。

ホブ軸回転数 127 rpm 一定で, 割出歯数を 30, 35 および 40 と変化した空転時の割出誤差の周波数分析結果を図 3.10 に示す。最も周波数の低い 5 Hz 付近の誤差成分は割出歯数が 30, 35 および 40 と増すにつれて低周波数側に移行しており, その他の誤差成分はほとんど同じ周波数位置に現われている。すなわち, 最も低周波の約 5 Hz 付近の誤差成分はホブ側からみて割出換歯車以降の駆動系に原因があり, その他の誤差成分はそれ以前の駆動系に原因があると推測できる。そこで, 図 2.11 の運動伝達系から駆動状態における各歯車の回転周波数 (rps) とかみ合周波数 (Hz) を算出して, 表 2.3 と同様に作成し, 図 3.10 の周波数分析結果と対照すると各割出誤差成分の原因箇所が一層明確となる。以上の整理をした結果が図 3.10 中の各誤差成分の位置に○印で囲んだ歯車番号で示してある。同図中の歯車番号は図 2.11 と対応している。ウォ

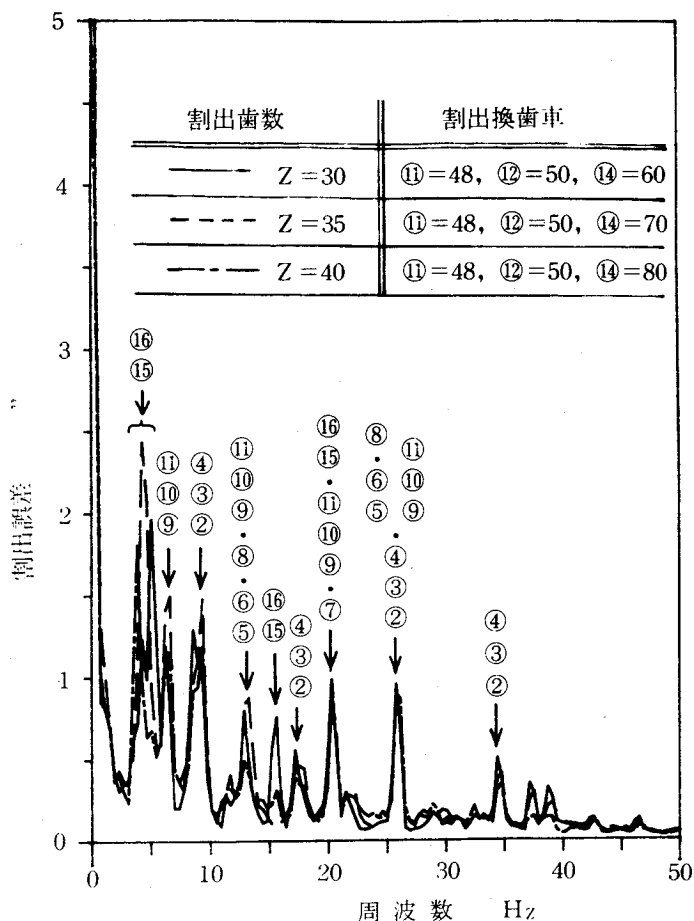


図 3.10 割出誤差の周波数分析結果（空転時）
 ホブ軸回転数：127rpm

ーム⑮とウォーム・ホイール⑯のかみ合い，差動歯車装置付近の歯車⑨⑩⑪およびホブ軸駆動用の最終段はすば歯車②とかさ歯車③④の1回転に起因する変動が割出誤差の主成分であり，それぞれ1次の誤差成分が最も大きく，高次成分は他の原因と重複した時大きく現われている。

図 3.11 は図 3.7 (A)(B)に示した歯車荒削り時および仕上削り時の割出誤差を FFT 処理した結果である。

同図が示すように，荒削り時の誤差成分には空転時では認められないホブの回転に起因する誤差成分およびホブ切刃の断続に起因する誤差成分がはっきり認められ，その他にウォーム⑮と，ウォーム・ホイール⑯および切刃の断続周波

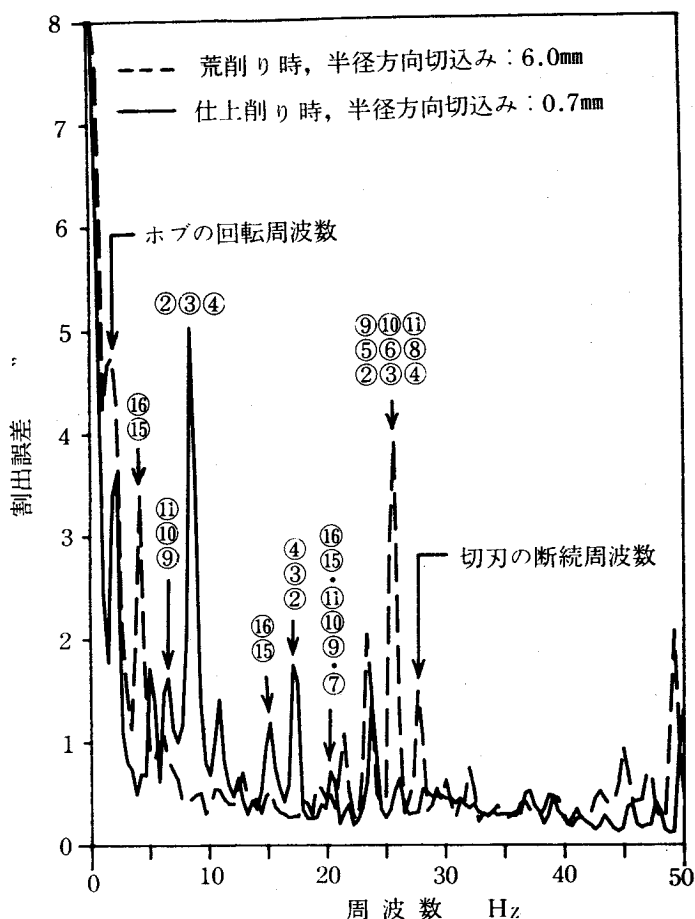


図 3.11 割出誤差の周波数分析結果（歯切時）

ホブ軸回転数：127rpm

割出換歯車：⑪＝48，⑫＝50，⑭＝60

平歯車，モジュール：3，歯数：30

歯車素材：軟鋼（SS41）

ホブヘッドの送り：2.0mm/rev，クライムカット

数に最も近いはすばおよびかさ歯車②③④の3次高調波が顕著に現われている。
仕上削り時の割出誤差は，ホブの回転に起因する誤差成分の他は空転時の図3.10と同じ誤差成分が認められるが，ホブ軸駆動用はすばおよびかさ歯車②③④の1次成分が特に顕著に現われている。

3.5 結 論

新方式の動的割出誤差測定装置を考案・試作して実験を進めた結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) 本測定装置の動特性は約 200Hz までをカバーしており、空転時のみならず歯切時に生ずる割出誤差も精度良く測定・記録することができる。
- (2) 本測定装置の時間間隔演算部に発振器から一定周期の矩形波を入力すると回転軸の角度誤差そのものを単独に測定することができる。
- (3) 空転時および歯切時の割出誤差を FFT 処理した結果と駆動系図より求まる各歯車の回転周波数およびかみ合周波数とを対照すると、歯切精度を決定づける割出誤差の各成分の原因箇所が推定できる。
- (4) 供試ホブ盤による切削実験では荒削り時の割出誤差はホブの回転と切刃の断続周波数に起因する成分が最も顕著であり、仕上削り時の割出誤差はホブの回転に起因する成分以外は空転時とほぼ同様の成分が現われる。

参考文献

- 1) 仙波：歯車，第 6 巻（1961）
仙波：歯車，第 2 巻 新版（1975）
- 2) 柳下：特許出願中

第4章 歯形誤差のフーリエ解析

4.1 緒言

前章において開発した装置によりホブとワークテーブル間の動的割出誤差を歯切時にも測定することが可能となった。一方，その割出誤差は製品歯車の歯形誤差に影響しているはずである。歯形誤差は歯車の性能，特に動荷重および振動・騒音に影響することが良く知られており，歯車生産現場において特に問題とされることはいうまでもない。

本章では，製品歯車について測定される歯形誤差からさかのぼって加工機として使用したホブ盤の割出誤差を推定する方法を開発する。そのため，インボリュート歯形の創成原理と歯形誤差の測定原理に基づいて歯形誤差をフーリエ解析する手法を示し，それを実験結果に適用して直接ホブ盤について測定された割出誤差との対応を周波数領域で確認する。

4.2 解析および計算の原理

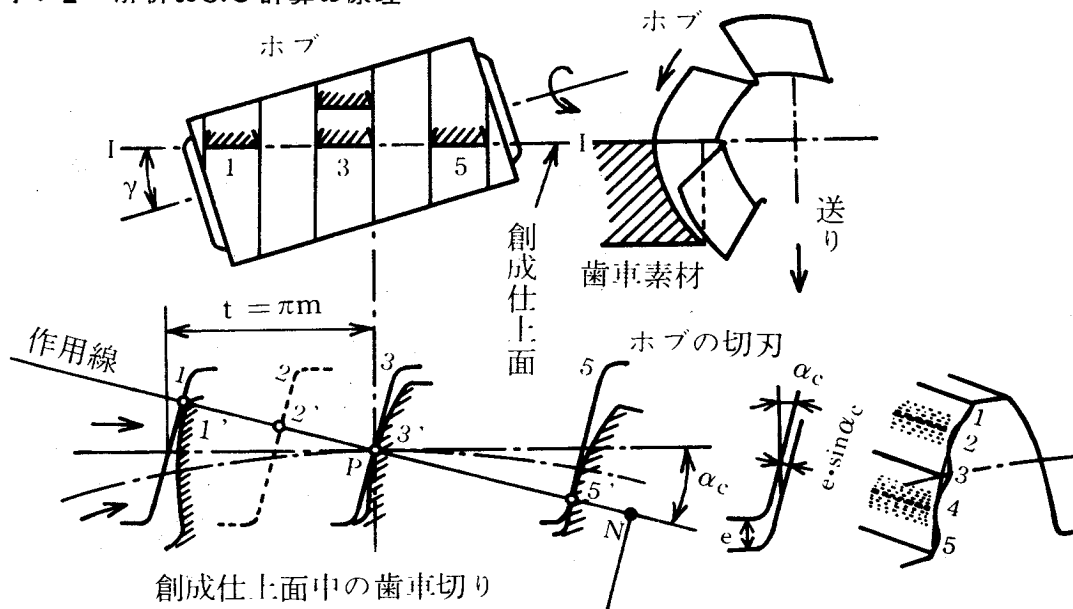


図4.1 ホブによるインボリュート歯形の創成

図4.1はインボリュート歯形をもつ平歯車がホブ切刃で創成される状況を示している。ホブの各切刃は同図中の創成仕上面中で作用し，1口ホブが1回転すると創成点は1'から3'へと1法線ピッチ $\pi m \cdot \cos \alpha_c$ （ただし， m はモジュール，

α_c は工具圧力角)だけ進行する。ホブ盤のもつ割出誤差が0と仮定すると連続する切刃は創成仕上面中で等間隔に作用し、^{*}5で1つの歯形の創成が完了する。現実には、前章の測定結果が示すように割出誤差が存在するためホブの各切刃の作用点は創成仕上面中で割出誤差に相当する量だけずれ、歯形誤差が形成される。

図4. 2はその様子を説明するもので、割出誤差のためにホブ切刃jは正しい作用点 K_j 点に現われず、作用線上でその時の割出誤差に応じた量だけずれて K'_j 点に現われる。したがって、理論上のインボリュート点 E_j のかわりに E'_j 点が創成される。割出誤差が正、すなわちホブ切刃が歯面を創成する瞬間にワーク

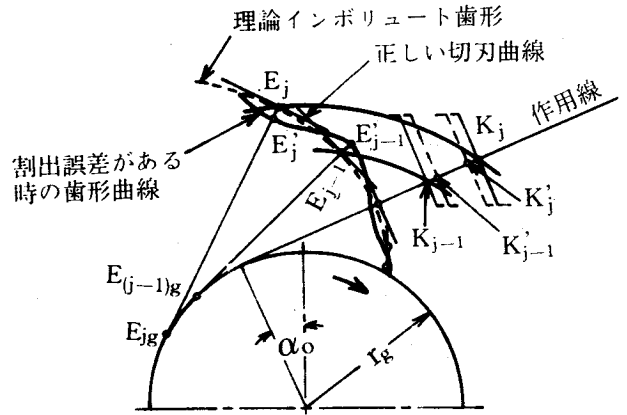


図4. 2 割出誤差がある時の歯形曲線の形成

テーブルが正しい創成位置より進み過ぎていると正しいインボリュートより削り過ぎて E'_j 点が創成される。この E'_j 点の曲率半径 $\overline{E_jg}$ $\overline{E'_jg}$ は E_j 点の曲率半径 $\overline{E_jg}$ より $\overline{E'_jg}$ すなわち $\overline{K'_jK_j}$ だけ短くなっている。割出誤差が負の場合には E'_{j-1} 点が創成され、この点の曲率半径 $\overline{E_{(j-1)g}}$ $\overline{E'_{j-1}g}$ は正しいインボリュート点 E_{j-1} より $\overline{K_{j-1}}$ $\overline{K'_{j-1}}$ だけ長くなっている。^{**)}

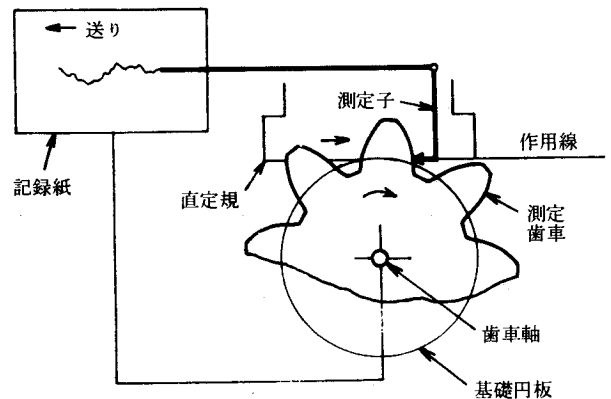


図4. 3 基礎円板方式歯形測定器

^{*} ホブの誤差および歯車素材の取付誤差も0と考えている。

^{**} ここでは、ホブのトレーリング側(逃げ側)切刃について説明している。ホブのリーディング側(進み側)切刃で創成される歯面ではこの説明と逆になり、割出誤差が正の時正しいインボリュートより曲率半径の大きい点が創成される。

以上のように創成されたインボリュートの歯形誤差は一般に図4.3に示す基礎円板方式歯形測定器で測定・記録される。その方式は同図において測定歯車の基礎円と等しい外径の基礎円板の外周に直定規を接触させ、すべることなくそれらを互いに転動させることによって規準とすべき正しいインボリュートを得ており、正しいインボリュートからのずれすなわち歯形誤差を測定子で検出し機械式でこで拡大して、基礎円板の回転と連動して送られる記録紙上に記録する。

したがって、図4.2の

状態で創成された歯車の歯

形誤差記録結果は図4.

4のようになる。すなわち、

歯形誤差記録結果の横軸は

作用線上のかみ合点の位置

(基礎円に接する点 E_{jg}

からの距離、つまりかみ合

点における歯形の曲率半径)

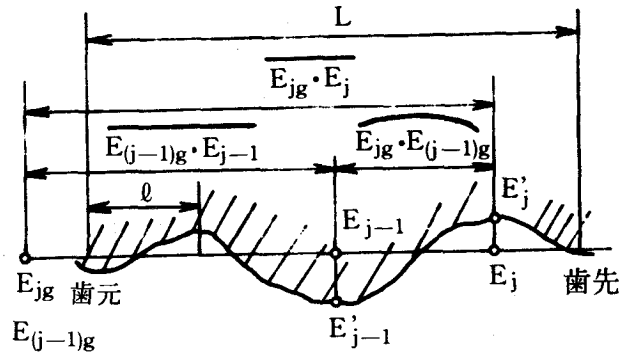


図4.4 歯形誤差の記録結果

を示し、縦軸はその歯形位置の曲率半径方向の誤差すなわち創成仕上面中の作用線方向の誤差を示している。図4.1の創成の原理より、ホブが1回転すると創成仕上面中で1法線ピッチ $\pi m \cos \alpha_c$ だけ創成が進行することを想起すると、図4.4に示す歯形誤差の記録結果上で横軸長さ ℓ (mm) だけ創成するに要する時間 t (s) は ホブ軸回転数を n (rpm) として(4.1)式で表わせる。

$$t = \frac{\ell}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_c} \cdot \frac{60}{n} \quad (\text{s}) \quad (4.1) \quad *$$

すなわち、歯形誤差曲線は横軸位置 ℓ の関数として測定されるが、これを上式によって時間 t の関数 $x(t)$ と置くことができる。そこで、この $x(t)$ にフーリエ変換を適用するとフーリエ変換の定義により(4.2)式が成立する。

*) はすば歯車の場合には m , α_c として軸直角モジュール, 軸直角工具圧力角を使用する。

$$X(f) = \int_0^{\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad (4.2)$$

実際には，歯形誤差記録結果の有効長さ L^* （図4.4参照）の範囲を等間隔にサンプリングして得られる N 個の誤差データ $x(j)$ （ $j=0, 1, 2, \dots, N-1$ ）について，（4.3）式に示す有限離散化フーリエ変換を計算機で演算して $X(k)$ を求める。

$$\begin{aligned} X(k) &= \sum_{j=1}^{N-1} x(j) \exp\left[-i2\pi \cdot \frac{k}{T} \cdot \frac{jT}{N}\right] \cdot \frac{T}{N} \\ &= \sum_{j=1}^{N-1} x(j) \exp\left[-i2\pi \frac{jk}{N}\right] \cdot \frac{T}{N} \\ &= \sum_{j=1}^{N-1} x(j) \left[\cos\left(2\pi j \frac{k}{N}\right) - i \sin\left(2\pi j \frac{k}{N}\right) \right] \cdot \frac{T}{N} \\ &\quad (k=1, 2, \dots, N/2) \end{aligned} \quad (4.3)$$

ここで，

L ：歯形誤差記録結果の有効長さ（mm）

$$T = \frac{L}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_c} \cdot \frac{60}{n} \quad (s)$$

$$\Delta t = T/N \quad (s)$$

$$\Delta f = 1/T \quad (Hz)$$

$$t = j \cdot \Delta t = j \cdot (T/N) \quad (s)$$

$$f = k \cdot \Delta f = k/T = k/(N \cdot \Delta t) \quad (Hz)$$

$$f_{\max} = N/(2T) = 1/(2 \cdot \Delta t) \quad (Hz)$$

（Nyquist 周波数）

＊）ホブ切刃の直線部で創成される歯形誤差曲線の範囲をこう呼ぶこととする。歯形修正したホブを用いる場合には，特に注意してこの有効長さ L を決める必要がある。

なお，周波数範囲 f が Nyquist 周波数 $f_{\max}^{*)}$ より小さいという条件から k の範囲は (4.4) 式のように決まる。

$$|k| \leq N/2 \quad (4.4)$$

多くの歯形誤差記録結果を見ると，変動周期の非常に短い誤差成分は誤差振幅も小さく，歯形誤差というよりもあらさと言った方が適当であることがわかる。そこで，隣合うホブ切刃の作用交点が正しいインボリュートからずれる多角形誤差に相当する周波数をフーリエ変換の上限周波数の目安とし，(4.5)式に基づいて歯形誤差曲線上でのサンプリング間隔 $\Delta L = L/N$ を定めることとする。

$$\Delta L = \frac{\pi m \cdot \cos \alpha_c^{**})}{2g} \quad (\text{mm}) \quad (4.5)$$

ここで， g はホブのみぞ数である。 n をホブの回転数 (rpm) とすると，この時のサンプリング時間間隔 Δt (s) は (4.6) 式で表わせる。

$$\Delta t = \frac{1}{2g} \cdot \frac{60}{n} \quad (\text{s}) \quad (4.6)$$

(4.3)式で求まるフーリエ係数 $X(k)$ は複素数なので，歯切時の割出誤差の FFT 処理結果と対照するためには (4.7) 式の変換をし，複素フーリエ係数の絶対値 $|X(k)|$ で表示する。

$$|X(k)| = \sqrt{X_R^2(k) + X_I^2(k)} \quad (4.7)$$

したがって， $|X(k)|$ はそのベクトルの位相に相当する分だけ歯形誤差記録結果より大きく求まる。

歯切時にホブ盤について直接測定される割出誤差の FFT 処理結果が任意時間

*) エイリアシングの限界を示す周波数のことで，別名折り重ね周波数ともいう。

**) はすば歯車の場合には m ， α_c として軸直角モジュール，軸直角工具圧力角を使用する。多口ホブの場合，ホブ切刃の作用数は1口ホブの場合の $1/(\text{口数})$ に減ずるが，サンプリング間隔 ΔL を (4.5) 式に基づいて行なえば $f_{\max}$ は多角形誤差相当周波数の口数倍となる。

について求まっていることを考慮すると，それと対応して検討するためには各歯形誤差のフーリエ変換結果は何枚かの歯について平均することなく，それぞれ単独に対照するのが適当と考えられる。

4.3 歯形誤差と割出誤差の対応

3)
 ホブ切りされた歯車の歯形誤差は割出誤差だけでなく，構成刃先等の切削現象やホブの誤差等にも影響されるが，前節に示した歯形誤差のフーリエ解析の手法を用いて仕上削り時にホブ盤について測定した割出誤差との対応を周波数領域で確認してみる。

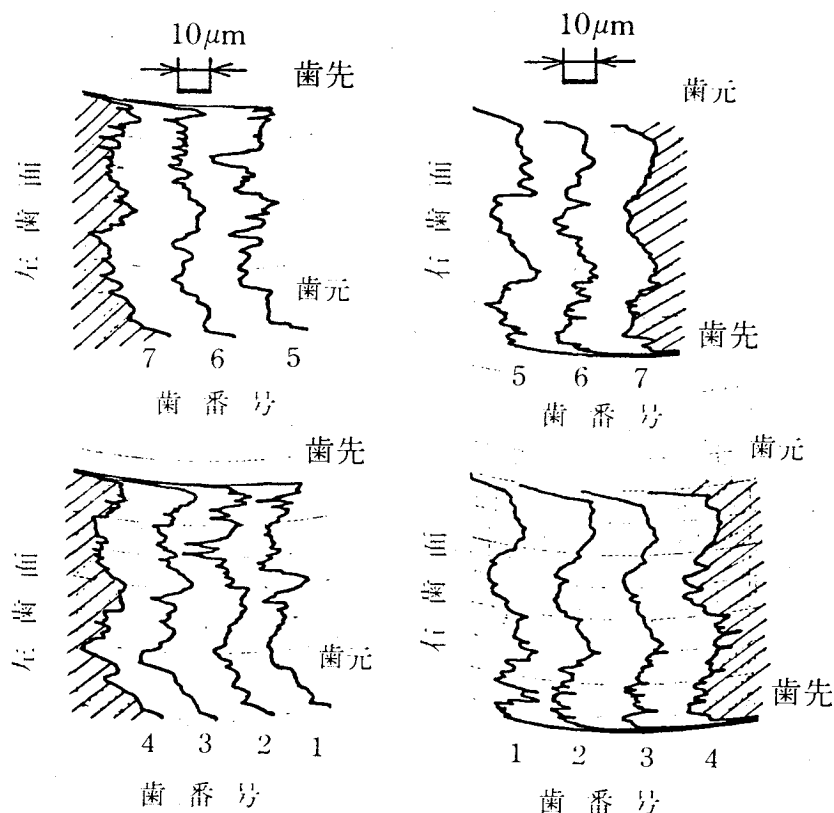
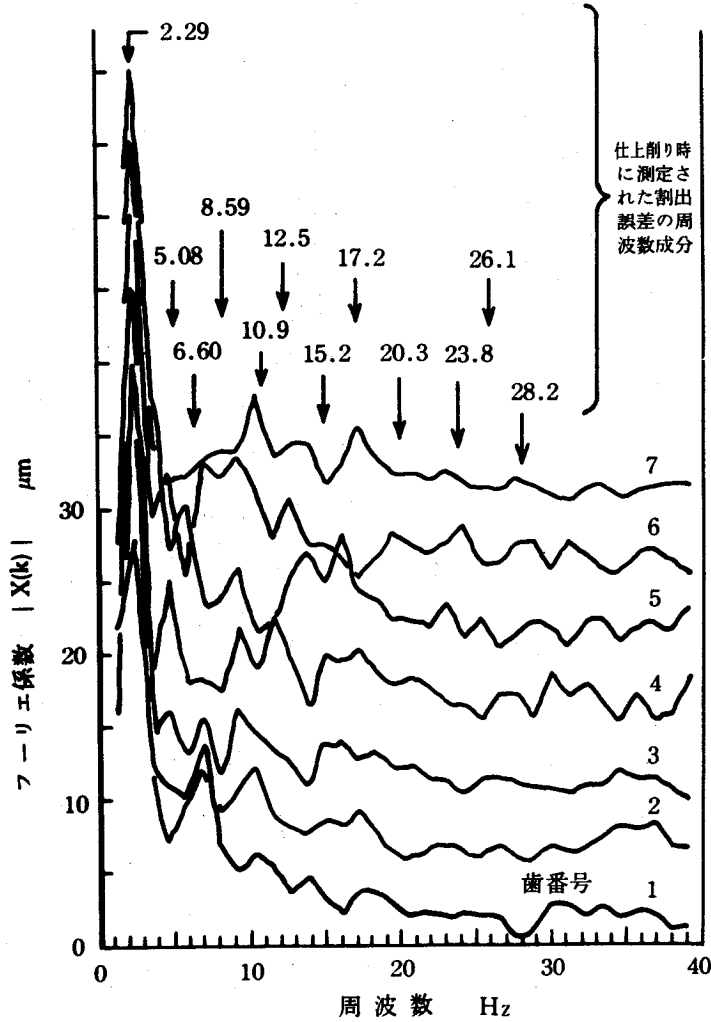


図4.5 歯形誤差の試験結果

図4.5は前章図3.11に示した割出誤差記録中に創成された歯車の左右両歯面の歯形誤差をカール・マール歯形試験機で連続7枚測定した結果である。右歯面はホブのリーディング切刃，左歯面はホブのトレーリング側切刃でそれぞれ

創成されている。同，齒形誤差記録結果から作用線方向（横軸方向）に $\Delta L = 0.5 \text{ mm}$ 間隔（ $\Delta t = 0.0128 \text{ s}$ ， $f_{\max} = 39 \text{ Hz}$ ， $\Delta f = 1.15 \text{ Hz}$ ， $N = 68$ ）に誤差をサンプリングして（4.3）式のフーリエ変換を実施し，（4.7）式に示す複素フーリエ係数の絶対値 $|X(k)|$ を周波数に対して図示した。図4.6(A)(B)が左右両齒面に対する結果である。同図中に仕上削り時にホブ盤について直接測定された割出誤差の周波数成分（図3.11）と対応する周波数を矢印とともに記入している。これにより割出誤差は齒形誤差の周波数成分とかなり良く対応しており，特に受け勝手（齒車素材を回転さず駆動トルクに抗する向きに切削力が作用する）の切削が行なわれる左齒面で両者の対応が顕著に見られる。



4.4 齒形誤差の原因となる駆動系箇所の推定
 使用したホブ盤の

図4.6(A) 右齒面（ホブのリーディング側切刃で創成された齒面）の齒形誤差の周波数分析結果

運動伝達系（図2.11に示す）から齒切り状態における各齒車の回転周波数

(rps) とかみ合周波数 (Hz) を算出し, 図 4. 6 (A)(B) の歯形誤差のフーリエ変換結果と対照することより歯形誤差の原因となる駆動系箇所が推定できる。すなわち, ホブの回転に相当する 2.29 Hz の誤差は左右両歯面で最も顕著であり, 図 3. 11 の歯切時の割出誤差にのみ認められること, ホブ 1 回転を 1 周期として切削トルクがかなり大きく変動すること, ホブに作用するスラスト力の方向がホブ 1 回転周期

で正負に変動する場合もある⁶⁾

ことを考慮すると, ホブ・ワークテーブル間の駆動系のねじれ変形あるいはホブアーバのスラスト方向変位がこの歯形誤差成分の主原因と考えられ, その他にホブの取付け誤差による切刃^{*}のフレおよびホブ自身の誤差の影響も幾分か含まれているものと考えられる。

ウォーム^⑮とウォーム・ホイール

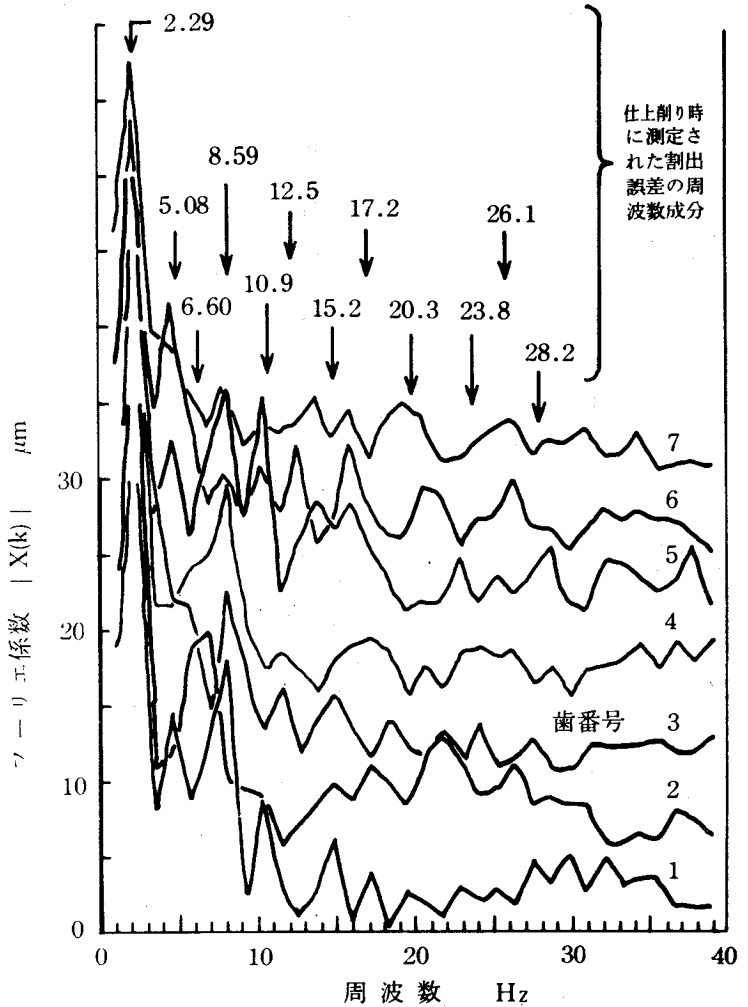


図 4. 6 (B) 左歯面 (ホブのトレーリング側切刃で創成された歯面) の歯形誤差の周波数分析結果

*) ホブ切刃のフレが 0.01 mm あったとしても歯形誤差への影響は $0.01 \times \sin 20^\circ = 3.4\text{ }\mu\text{m}$ 程度であり, それに対して図 4. 5 の歯形誤差記録結果は $15\sim 16\text{ }\mu\text{m}$ の値を示している。

⑬のかみ合に原因する 5.08 Hz の誤差は受け勝手の切削がなされる左歯面で顕著であり，その他に差動歯車および割出換歯車⑨⑩⑪が原因の 6.60 Hz の誤差がある歯で認められ，ホブ軸駆動用はすばおよびかさ歯車②③④が原因の 8.59 Hz の誤差は左歯面において顕著である。これらはいずれも仕上削り時よりもとより空転時の割出誤差（図 3. 10）にも認められていた周波数成分である。

4. 5 結 論

歯形誤差のフーリエ解析手法を示し，実験結果に適用したところ以下のことが明らかとなった。

- (1) 歯形誤差のフーリエ変換と仕上削り時にホブ盤について直接測定される割出誤差のFFT処理結果は周波数領域で良く対応する。
- (2) 歯形誤差の主成分はホブの回転に相当する誤差であり，この原因は切削トルクの変動に伴うホブ・ワークテーブル間の駆動系のねじれ変形およびホブに作用するスラスト力の方向変化に伴う割出誤差が考えられる。
- (3) 歯形誤差のフーリエ変換および仕上削り時の割出誤差のFFT処理結果を，駆動系図より求まる各歯車の回転周波数 (r p s) およびかみ合周波数 (Hz) と対照すると，歯形誤差の原因となっている駆動系箇所が明確となる。
- (4) 空転時の割出誤差に対応する歯形誤差の存在も確認され，それらはホブのトレーリング側切刃で創成される受け勝手の歯面に現われやすい。
- (5) 歯形誤差のフーリエ解析手法は，前章の動的割出誤差測定法と併用してホブ盤設備の診断技術として有効に利用できそうである。

参考文献

- 1) 日本機械学会：歯車の製作とその運転技術に関する調査研究分科会・研究成果報告書（昭和56年7月20日）
- 2) Herbert de Jong，福田康正訳：
歯切盤の創成運動の精度が平歯車装置の仕上精度と騒音
におよぼす影響(1)(2)(3)(4)(5)，

マシニスト，1962年11月，1963年1月，1963年2月，

1963年8月, 1963年9月

3) 梅崎ほか3名: 日本機械学会論文集(C編), 47巻, 417号

(昭和56年5月)

4) 相浦ほか2名: 日本機械学会・第49期通常総会講演会

講演論文集 No. 720-6 (1972年4月)

5) 寺島ほか1名: 日本機械学会論文集(第3部)

43巻373号(昭和52年9月)

6) W. Königほか1名: ASME Paper 80-C2/DET-75

第5章 ホブ盤駆動系のねじり動特性解析法

5.1 緒 言

ホブによる歯切加工は断続切削にともなう強制振動の発生が問題となる。使用されるホブ盤の特性としては特に駆動系のねじり振動特性が関係しており，最適切削条件の決定のみならず高能率・高精度加工を可能にするホブ盤駆動系の設計改良ひいては最適設計を行なうために与えられた駆動系のねじり振動特性を解析することが不可欠である。しかしこれまでは，実験的あるいは理論的方法によってこれを解析する手段がなかった。そこで，本章では駆動系を歯車，プーリ，フライホイール等の慣性質量要素，駆動軸のようなねじりはり要素，歯車かみ合やベルト伝動などのかみ合部ばね要素およびすべり軸受やテーブル案内面などの柔結合要素からなる四種類の要素でモデル化し，ねじり変位のみに注目した1自由¹⁾度の動剛性合成法電子計算機プログラムによりねじり静特性および振動特性を解析する手法を開発する。さらに，この手法の適用例および設計改善の解析例を示す。

5.2 解析および計算の原理

駆動系を形成している慣性質量とねじり剛性の分布状況を，できるだけ忠実にその振動挙動を表わすような理論モデルに置き換えることがまず必要である。集中定数モデル，分布質量はりモデルおよび有限要素モデルの異なる3種類の原理による理論モデルがあるが，本法では最も基本的な集中定数理論モデルを採用する。

集中定数モデルを構成

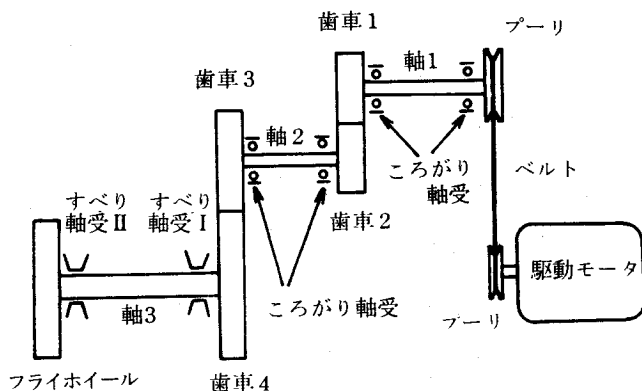
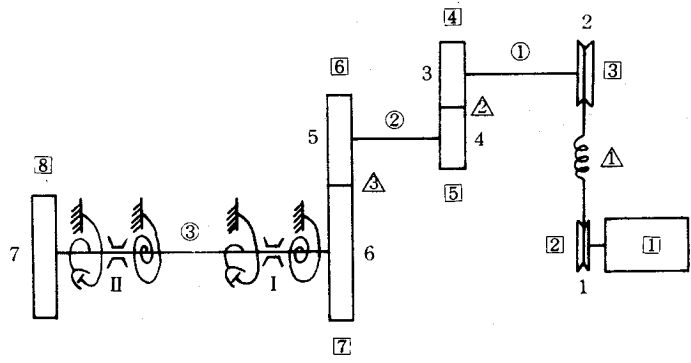


図5.1 解析対象駆動系の例

するには，駆動系の慣性質量が有限個の点に集中して分布するものと仮定し，それらがねじり剛性と材料の内部減衰のみをもつ慣性質量のないねじりばねと，歯車かみ合部の作用線方向に歯のこわさによるばねおよび歯面間の潤滑油による減衰をもつかみ合結合で連結されているものとする。一例として，図 5. 1 に示す駆動系を集中定数モデルで示せば図 5. 2 のようになり，駆動系全体が慣性集中質量要素，無質量ねじりはり要素，歯車かみ合部はり要素，柔結合要素の組み合わせに置きかえられるものと想定できる。各要素の組み合わせ状況は節点番号で指定する。

はり要素，歯車かみ合部はり要素および柔結合要素の組み合わせに置きかえられるものと想定できる。各要素の組み合わせ状況は節点番号で指定する。



- 1, 2, ..., 7 節点番号
- 慣性集中質量要素
- 無質量ねじりはり要素
- △ 歯車かみ合部はり要素
- I, II 柔結合要素

5.2.1 はり要素の動剛性

いま，あるひとつのはり要素が図 5.

3 に示すように他か

ら切り離されて両端とも自由な，いわゆるフリーフリーの状態を考える。

はりは長さ L ，横弾性係数 G および軸まわりのねじり剛さ（極断面二次モーメント） I_p を持つものとする，動的なねじれ角 θ とトルク

T の間にはつぎの（5.1）式が成り

図 5. 2 集中定数モデルによって構成した駆動系全体の理論モデルの例

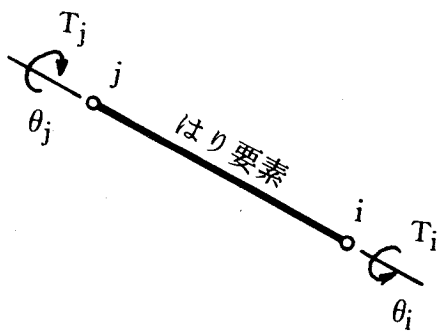


図 5. 3 フリーフリー状態にあるひとつのはり要素のねじり剛性

立つ。

$$T_i = \frac{GI_p}{L} (\theta_i - \theta_j) \quad (5.1)$$

$$T_j = \frac{GI_p}{L} (-\theta_i + \theta_j)$$

これをマトリックス表示すると (5.2) 式となる。

$$\begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{GI_p}{L} & -\frac{GI_p}{L} \\ -\frac{GI_p}{L} & \frac{GI_p}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} = [K_K] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} \quad (5.2)$$

右辺の $[K_K]$ がはり要素のねじり剛性マトリックスである。

はり要素については材料の内部減衰を考えている。材料内部減衰は、各振動モードにおいてその材料の単位要素における応力 τ の大きさに依存する非線形性を示すとされている。²⁾ その非線形性を考慮して、材料要素における減衰比を求めることができるが、駆動系のシステム全体よりみると、材料の内部減衰よりも柔結合部あるいは歯車かみ合部における減衰能の方が大きく、材料内部減衰の非線形性は実用的には多くの場合無視してよいと考え得る。よって、材料自身の減衰エネルギーがその部分に貯えられるひずみエネルギー（復元エネルギー）に比例し、減衰係数の値が周波数に依存しないと仮定して実験より得られているロスファクタ η （減衰エネルギーのひずみエネルギーに対する比）²⁾ より、材料自身の内部減衰マトリックス $[C_I]$ は (5.3) 式で求まる。

$$[C_I] = \eta \cdot [K]^{*}) \quad (5.3)$$

*) 駆動軸系を鋼製とすると $\eta = 0.002$ ²⁾ となり

$$[C_I] = 0.002 [K]$$

と求まる。

5.2.2 歯車かみ合部およびベルト伝動部の動剛性

歯車かみ合部は図5.4に示すように作用線方向のばねと減衰の並列結合でモデル化できる。歯形誤差等による静的なかみ合伝達誤差を0と仮定すると、歯面法線力 w_d は(5.4)式で表わせる。

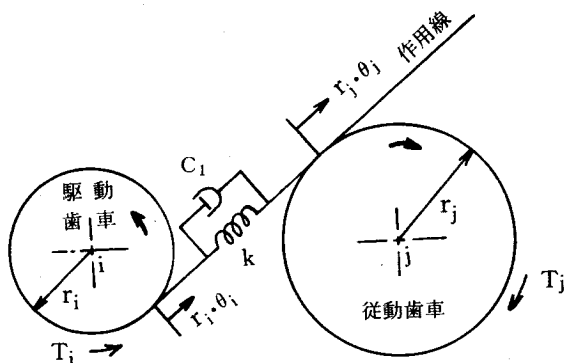


図5.4 歯車かみ合部のモデル

$$w_d = k \cdot (r_i \cdot \theta_i - r_j \cdot \theta_j) \quad (5.4)$$

ここで、 r_i は駆動歯車の基礎円半径、 r_j は従動歯車の基礎円半径、 k はかみ合っている歯の作用線方向のばね定数すなわち歯のこわさである。^{*) 3)}

かみ合っている両歯面間には潤滑油が介在し、境界潤滑状態が予測できるの⁴⁾で減衰は速度に比例すると仮定して、減衰係数を C_1 ^{**) 4)}とすると、かみ合部の減衰トルク T_d は(5.5)式で表わせる。

$$T_d = C_1 \cdot (r_i \cdot \dot{\theta}_i - r_j \cdot \dot{\theta}_j) \quad (5.5)$$

ベルト伝動部については、^{***)}ベルトのばね定数を k 、^{****)}ベルト材料の内部減衰係数を C_1 、^{*****)}駆動側および従動側プーリのピッチ円半径を r_i および r_j とすると(5.4)式および(5.5)式と同様の関係が成り立つ。

したがって、節点 i 、 j 間の動的トルクとねじれ角の関係をマトリックス表示すると(5.6)式となる。

*) 歯のこわさ k の算出法については付録1に示す。

**) 仙波：歯車・第3巻新版(日刊工業)P.82よりRettig氏の予測値

$C_1 = 0.005 \sim 0.2 \text{ kgf} \cdot \text{s} / (\text{rad} \cdot \text{mm})$ (単位歯幅当り)を採用する。

****) ベルトのばね定数 k はメーカのデータまたは実験値を採用する。

*****) ベルト材料の内部減衰係数 C_1 はB. J. Lazanの文献²⁾より、材料の内部減衰エネルギーを参照して $C_1 = 0.10 \sim 0.30 \text{ kgf} \cdot \text{s} / \text{rad}$ 位が適当と考える。

$$\begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k r_i^2 & -k r_i r_j \\ k r_i r_j & -k r_j^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} + i(2\pi f) \begin{bmatrix} C_1 r_i & -C_1 r_j \\ C_1 r_i & -C_1 r_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix}$$

$$= \left\{ [k_G] + i(2\pi f)[C_{II1}] \right\} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} \quad (5.6)$$

ここで、 $[k_G]$ は歯車かみ合部およびベルト伝動部のねじり剛性マトリックスであり、 $[C_{II1}]$ は歯車かみ合部およびベルト伝動部の減衰マトリックスである。

5.2.3 柔結合部の動剛性

ころがり軸受の回転振動に対するばねと減衰の効果は無視しうほど小さいので、すべり軸受とテーブル案内面のみがばねおよび減衰として作用すると考える^{*}。すなわち、図5.5に示すようにある節点と固定端との間を回転ばね k と回転減衰係数 C_2 の並列結合でモデル化する。

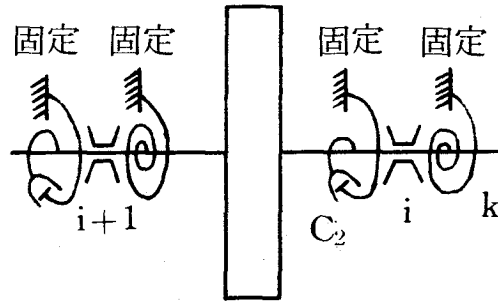


図5.5 すべり軸受部およびテーブル案内面のモデル

節点 i における動的トルク T_{Ji} とねじれ角 θ_{Ji} の関係はつぎの(5.7)式のようにマトリックス表示される。

$$\{T_{Ji}\} = [k]\{\theta_{Ji}\} + i(2\pi f)[C_2]\{\theta_{Ji}\}$$

$$= [K_J]\{\theta_{Ji}\} + i(2\pi f)[C_{II2}]\{\theta_{Ji}\} \quad (5.7)$$

*）すべり軸受の回転ばね定数 k と回転減衰係数 C_2 の値は潤滑ハンドブック（養賢堂）⁴⁾のデータを参考とし、テーブル案内面の両値については面圧を確認して、東本・吉村氏の実験データ⁵⁾より回転の値に換算する。

ここで、 $[K_J]$ は柔結合部のねじり剛性マトリックスであり、 $[C_{II2}]$ は柔結合部の減衰マトリックスである。

5.2.4 慣性集中質量

駆動系のある節点 i に歯車、プーリ、フライホイール等の慣性集中質量 I_i が存在すると、動的状態における作用トルク T_i と変位振幅 θ_i の関係は (5.8) 式でマトリックス表示される。

$$\{T_i\} = -(2\pi f)^2 [I_i] \{\theta_i\} \quad (5.8)$$

ここで、 $[I_i]$ は慣性質量マトリックスである。

5.2.5 駆動系のねじり動剛性

駆動系を四種類の要素でモデル化し、はり要素のねじり剛性マトリックス $[K_K]$ と減衰マトリックス $[C_I]$ 、歯車かみ合部のねじり剛性マトリックス $[K_G]$ と減衰マトリックス $[C_{II1}]$ 、柔結合部のねじり剛性マトリックス $[K_J]$ と減衰マトリックス $[C_{II2}]$ および慣性質量マトリックス $[I]$ がそれぞれもっている要素を、互いに同一の節点にかかわるものをすべて加算する動剛性合成法の原理によって、(5.9) 式に示す駆動系全体のねじり動剛性マトリックス $[K_T]$ を作成する。

$$\begin{aligned} \{T_T\} &= \left\{ [K] - (2\pi f)^2 [I] + i[C_I] + i(2\pi f)[C_{II}] \right\} \{\theta_T\} \\ &= [K_T] \{\theta_T\} \end{aligned} \quad (5.9)$$

ここで、 f は周波数、 i は虚数単位、 $[K]$ および $[I]$ はそれぞれねじり剛性および慣性質量マトリックスを表わしている。また、 $[C_I]$ および $[C_{II}]$ は減衰マトリックスであり、 $[C_I]$ はねじりはり要素の部材の内部減衰、 $[C_{II}]$ は柔結合部（すべり軸受、テーブル案内面等）および歯車かみ合部の速度比例減衰（粘性減衰）である。左辺の $\{T_T\}$ は周波数 f で駆動系内の全

*⁴⁾ すべり軸受、⁵⁾ テーブル案内面 および ⁶⁾ 歯車かみ合部の減衰は潤滑状態すなわち摩擦状態によって大きく変化することが知られているが、ここでは簡単のため速度比例（粘性型）減衰と仮定する。

節点に作用し得る外力トルクの変動振幅からなる列ベクトルであり、右辺の $\{\theta_T\}$ はそのような変動外力トルクの作用によって生ずるねじれ角変位の振幅からなる列ベクトルである。したがって、(5.9)式は駆動系全体のねじり振動に対する振動方程式を表わしており、周波数 f を0とおくとねじり静剛性を表わす方程式となる。

5.2.6 周波数応答の逐次計算

(5.9)式の振動方程式から、固有振動数、振動モード形、周波数応答などを計算するには、実際のホブ盤駆動系に作用するであろう変動的なトルクを想定して、その変動周波数 f の値を徐々に変化しながらねじれ駆動系に生ずるねじれ角変位を逐次数値計算する周波数逐次計算法を行なう。

この方法を行なうにはまず問題とすべき周波数の上限と下限を定め、その間に適当に粗い間隔の周波数列 $f_1, f_2, \dots, f_i, \dots, f_n$ を定める。いま、そのうちのある特定の周波数 f_i の数値を(5.9)式に代入すると右辺のマトリックス $[K_T]$ の全要素は数値として与えられ、つぎの(5.10)式に示すような複素連立方程式となる。

$$\{T_T\} = \left\{ [K] - (2\pi f_i)^2 [I] + i[C_I] + (2\pi f_i)[C_{II}] \right\} \{\theta_T\} \quad (5.10)$$

計算機によりこの複素連立方程式を $\{\theta_T\}$ について解けば駆動系の各節点に作用するトルク T_T とその節点のねじれ角変位 $\{\theta_T\}$ 間のコンプライアンス R_T が求まる。

$$\begin{aligned} \{\theta_T\} &= \left\{ [K] - (2\pi f_i)^2 [I] + i[C_I] + (2\pi f_i)[C_{II}] \right\}^{-1} \{T_T\} \\ &= [R_T] \{T_T\} \end{aligned} \quad (5.11)$$

そして、周波数 f を0とするねじり静コンプライアンスが計算される。^{*}

*）どこかの節点が固定されているか、ある節点に作用する入力トルクと釣合う相対トルクが他の節点に作用している場合には周波数 f を0としてねじり静コンプライアンスが計算できる。

どれかある特定の節点 ℓ に注目してこの節点のコンプライアンス R_ℓ を問題とする周波数範囲内の周波数列に対して求めれば駆動系のねじり動特性が周波数応答として得られる。また、この点の作用する動的トルク T_ℓ と動的ねじれ角変位 θ_ℓ の間の位相差 φ_ℓ はコンプライアンス R_ℓ の実数部(実コンプライアンス) $R_{\ell r}$ と虚数部(虚コンプライアンス) $R_{\ell i}$ より(5.12)式で求まる。

$$\varphi_\ell = \tan^{-1} \left(R_{\ell i} / R_{\ell r} \right) \quad (5.12)$$

コンプライアンス R_ℓ および位相差 φ_ℓ の値の変動状況を逐次確認しながら計算を進め、固有振動数の近傍については間隔の細かい周波数列を新たに設定して再び数値計算を行ない、この操作を繰り返し行なうことによってコンプライアンスが極大となる固有振動数を求める。

5.2.7 振動モード形

固有振動数における振動モード形は、周波数応答で求まる各固有振動数において駆動系全節点のねじれ角変位 $\{\theta_T\}$ および作用トルクとの位相差 $\{\varphi_T\}$ を計算し、図示することによって得られる。

5.2.8 エネルギー分布

設計変更にあたって、駆動系構造中のどの部分にどのような変更を加えればよいかは着目した固有振動モードにおいて、駆動系の各構成要素に振動エネルギーがどのように分布しているかを見ればよい。いま m 次の固有振動モードにおける i 要素の最大ひずみエネルギー V_{im} 、最大慣性エネルギー T_{im} および振動1周期ごとに消散される減衰エネルギー D_{im} は、その固有振動モードにおけるその要素節点のねじれ角変位振幅 $\{\theta_{im}\}$ より(5.13)式で求まる。

$$\left. \begin{aligned} V_{im} &= \frac{1}{2} \{ \theta_{im} \}^T [K_i] \{ \theta_{im} \} \\ T_{im} &= \frac{1}{2} (2\pi f_m)^2 \{ \theta_{im} \}^T [I_i] \{ \theta_{im} \} \\ D_{im} &= \pi \{ \theta_{im} \}^T [C_i] \{ \theta_{im} \} \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

ここで、 $\{\theta_{im}\}^T$ は列ベクトル $\{\theta_{im}\}$ の要素を横に並べ替えて作られる行ベクトルであり、 $[K_i]$ 、 $[I_i]$ および $[C_i]$ はその要素のねじり剛性マトリックス、慣性質量マトリックスおよび減衰マトリックスである。エネルギーはスカラー量であるから各要素ごとに求まった値を全要素について単に総計すれば駆動系全体のもつひずみエネルギー V_{Am} 、慣性エネルギー T_{Am} 、および減衰エネルギー D_{Am} が (5.14) 式で求まる。

$$V_{Am} = \sum_i V_{im}, \quad T_{Am} = \sum_i T_{im}, \quad D_{Am} = \sum_i D_{im} \quad (5.14)$$

(5.13) 式および (5.14) 式によって m 次固有振動モードにおいて駆動系の各構成要素に振動エネルギーが分布する状況を百分率表示する。同様の計算を問題となるすべての固有振動モードについて行なう。

5.3 プログラムシステムの構成

計算の基本的な流れは図 5.6 に示すような手順でメインプログラムにより実行される。メインプログラムは必要に応じて各種のサブプログラムを CALL して計算を進める。メインプログラムおよび各サブプログラムの機能詳細は付録 2 に示すが、計算の大まかな手順は入力データの読み込み、各要素のマトリックスの計算、駆動系全体の動剛性マトリックス $[K_T]$ の作成、各周波数に対して $[K_T]$ の逆行列を計算して複素連立一次方程式を解く周波数応答の計算、固有振動数の可能性があると SCAN に入り固有振動数が求まるとそのモード形およびエネルギー分布を出力したのち周波数応答の計算を続行し、最終周波数に達すると周波数応答図を出力して計算を終わる。

5.4 適用例

実際のホブ盤について理論モデルを作成し、計算機による駆動系のねじり剛性解析を行ない、その振動特性を評価する手順を説明するために、ある大型ホブ盤について行なわれた解析例を示す。ホブ盤のように強制振動が問題となる工作機械においては、ホブ切刃の断続周波数が駆動系のねじり固有振動数と合致して発生する共振現象を避けることが最適設計の最も基本的な問題となる。^{*})

*) 説明は次頁欄外に記す

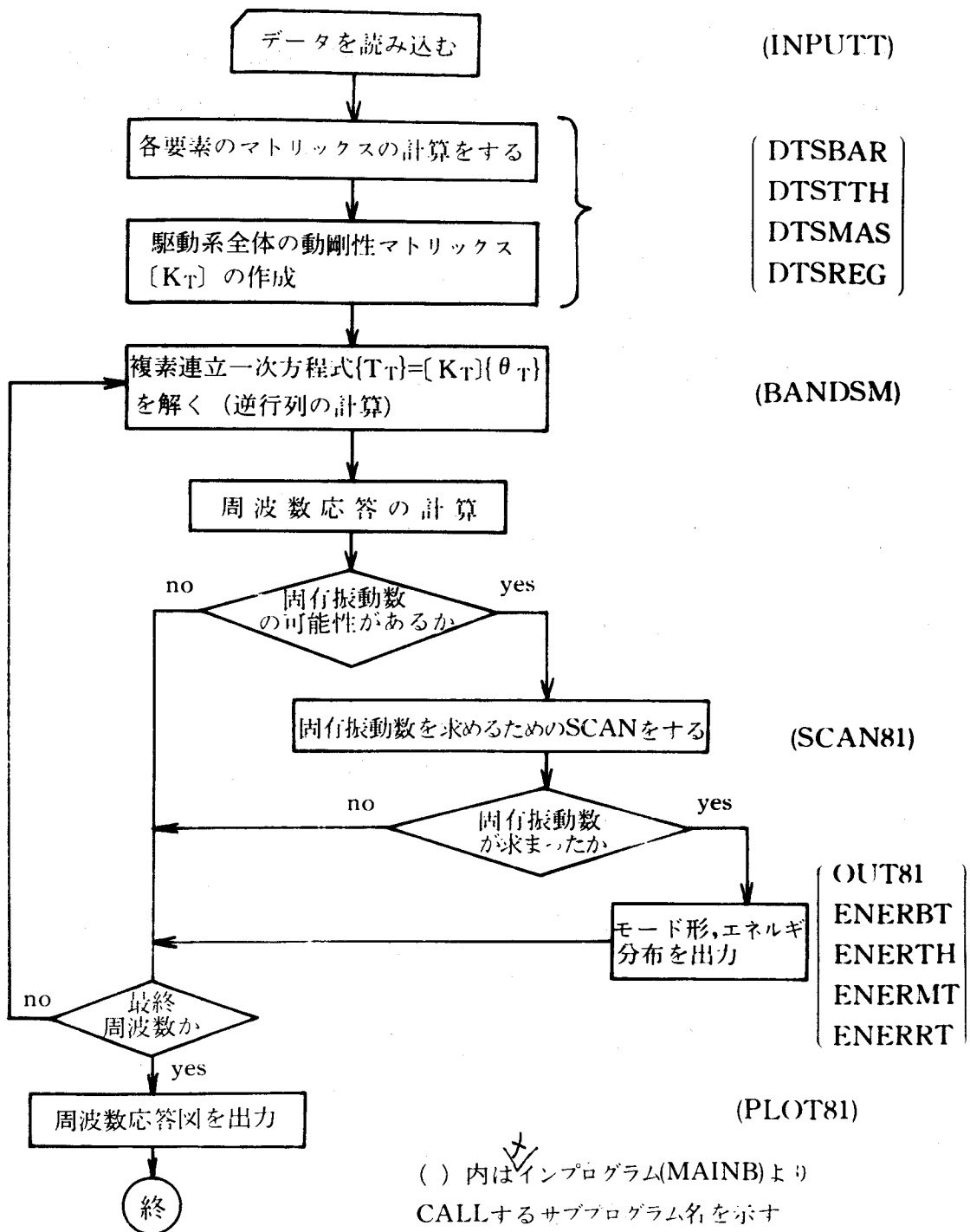


図 5. 6 計算の基本的な流れ

*) ホブ盤の場合, 切刃の使用断続周波数範囲に存在する機械構造全体の固有振動はほとんど剛体モード, すなわち構造全体が同位相で振動するモードに近いために, ホブ切刃と歯車素材間の相対位置はあまり変動しないという経験的事実に基づき, ねじり固有振動数のみを問題としている。

解析結果が求まったならば問題となる固有振動におけるエネルギー分布および振動モード形を参照してフライホイールの取付け位置および大きさ、駆動軸の軸径等を変更してその固有振動数を共振が発生しない範囲に移動するという具体的設計改善方策を示すことができる。

解析にあたって動的トルクが作用する節点および動的ねじれ角を求めるべき節点を定めるには歯車ホブ切りにおいて発生する変動力の流れを把握しておくことが必要である。

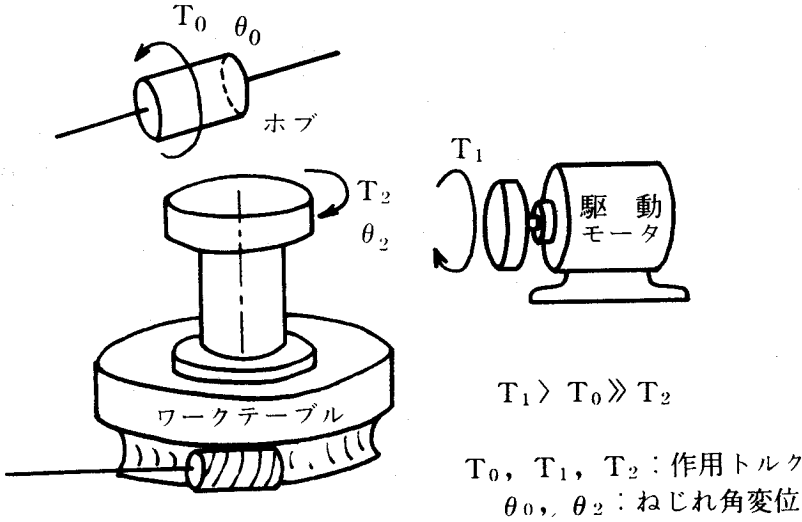


図 5. 7 歯車ホブ切り振動システム内の力の流れ

図 5. 7 に示したように歯車ホブ切りの場合、ワークテーブルに作用するトルクはホブ切刃の背分力によって引き起こされるが、この値は非常に小さく、正負にわたって変動する場合もある⁷⁾。一方、ホブ切刃に作用する主分力によるトルクの大部分はホブと駆動モータ間の系列に作用する。したがって、動的ねじれ角変位を計算すべき節点は歯切精度に直接影響するホブ・ワークテーブル間の相対ねじれ角変位を選ぶが、動的トルクの作用節点はホブ・駆動モータ間およびホブ・ワークテーブル間の両方について計算し、それらの結果を合わせて評価する必要がある。

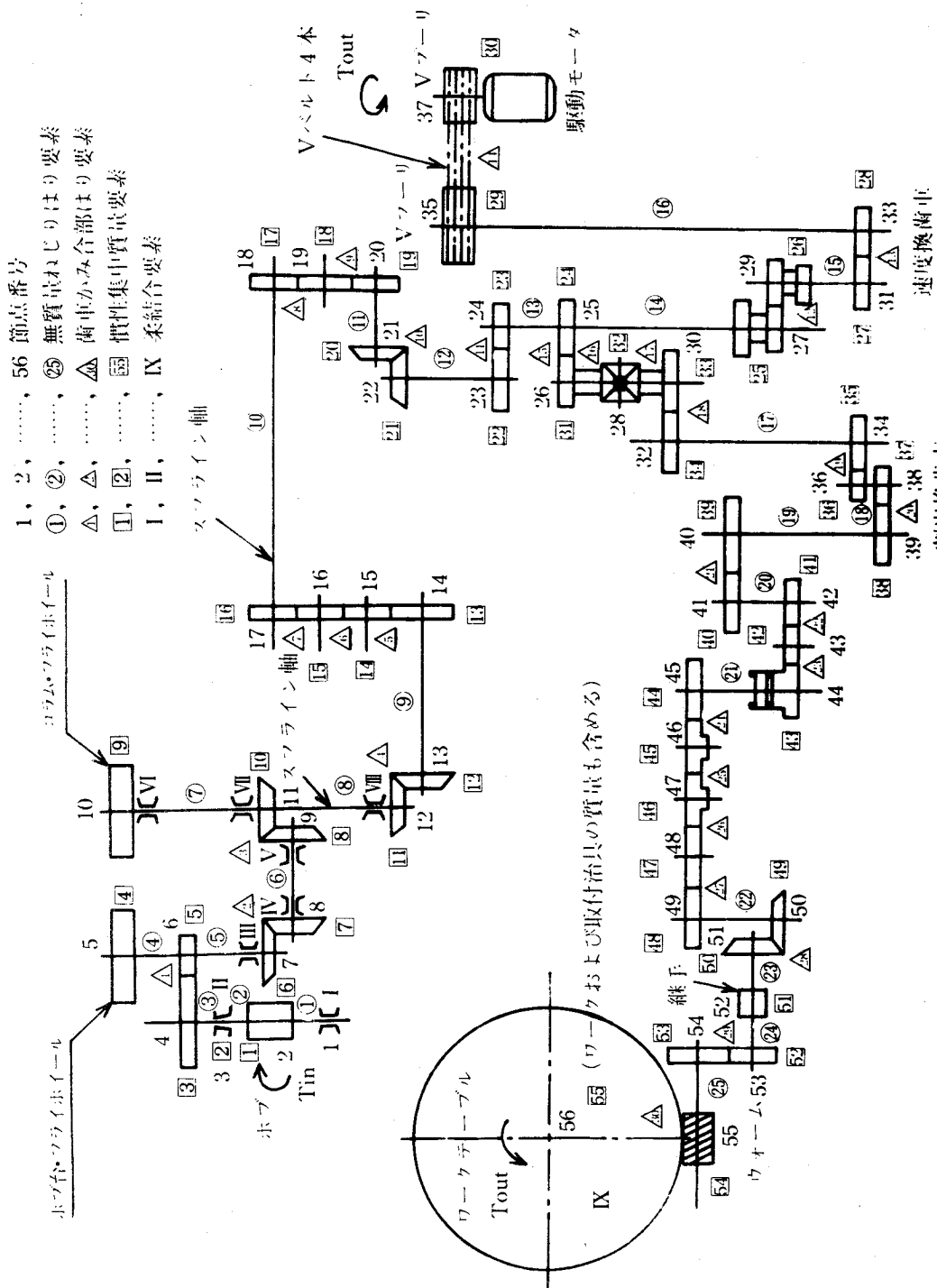


図 5. 8 大型ホブ盤の理論モデル

5.4.1 解析対象機械とその理論モデル

直径1220mmのワークテーブルを持つ大型ホブ盤について駆動系のねじり動特性を解析するために図5.8に示すように55個の慣性集中質量要素,25個の無質量ねじりはり要素,30個の歯車かみ合部はり要素および9個所の柔結合要素からなる理論モデルを作成した。

表5.1に示すように理論モデルは合計119個の要素で表わされている。

なお、この大型ホブ盤は約15年前に第1号機が設計・製作されたが、加工能率向上のために切削速度を上昇すると、あるいはホブヘッドの送り量を増大すると約60Hzの激しい自励びびりが発生するというトラブルに直面した。そのびり振動の原因を明確にするために数多くの切削試験、振動解析等が実施さ

表5.1 大型ホブ盤駆動系のねじり振動特性計算のために
行なった各部材のモデル化

部 材 名	モ デ ル 化	サブシステム番号
駆動軸	無質量ねじりはり要素	① ② ③㉓ ㉔ ㉕
歯車かみ合部	歯車かみ合部はり要素	△△△△△, △△△△△△
Vベルト	歯車かみ合部はり要素	△△
ホブ	慣性集中質量要素	①
フライホイール	慣性集中質量要素	④ ⑨
Vプーリ	慣性集中質量要素	㉑ ㉒
ワークテーブル	慣性集中質量要素	⑤⑤
歯車	慣性集中質量要素	② ③ ⑤...⑧, ⑩...⑳, ㉑.....㉔
すべり軸受	柔結合要素	I, II, III, IV, V, VI VII, VIII
ワークテーブル案内面	柔結合要素	IX

- 無質量ねじりはり要素総数 25個
- 歯車かみ合部はり要素総数 30個
- 慣性集中質量要素総数 55個
- 柔結合要素総数 9個

れたが明快な結果が得られなかった。しかし、ワークテーブル案内面の位置と形状を工夫して回転振動に対する減衰能を増大するとこのびびり振動は発生しなくなる。

5.4.2 解析結果

図5.8に示す大型ホブ盤の数学モデルにおいて、ホブ(節点番号2)と駆動モータ(節点番号37)間およびホブ(節点番号2)と歯車素材(節点番号56)間に作用する相対加振トルク(両者間に互いに反対向きで駆動系が回転しないように釣り合う大きさのトルク)によって生じるホブと歯車素材間の相対ねじれ角変位の相対コンプライアンスを計算した。図5.9にホブ・駆動モータ間相対加振に対する相対コンプライアンス R_{HM} およびホブ・歯車素材間相対加振

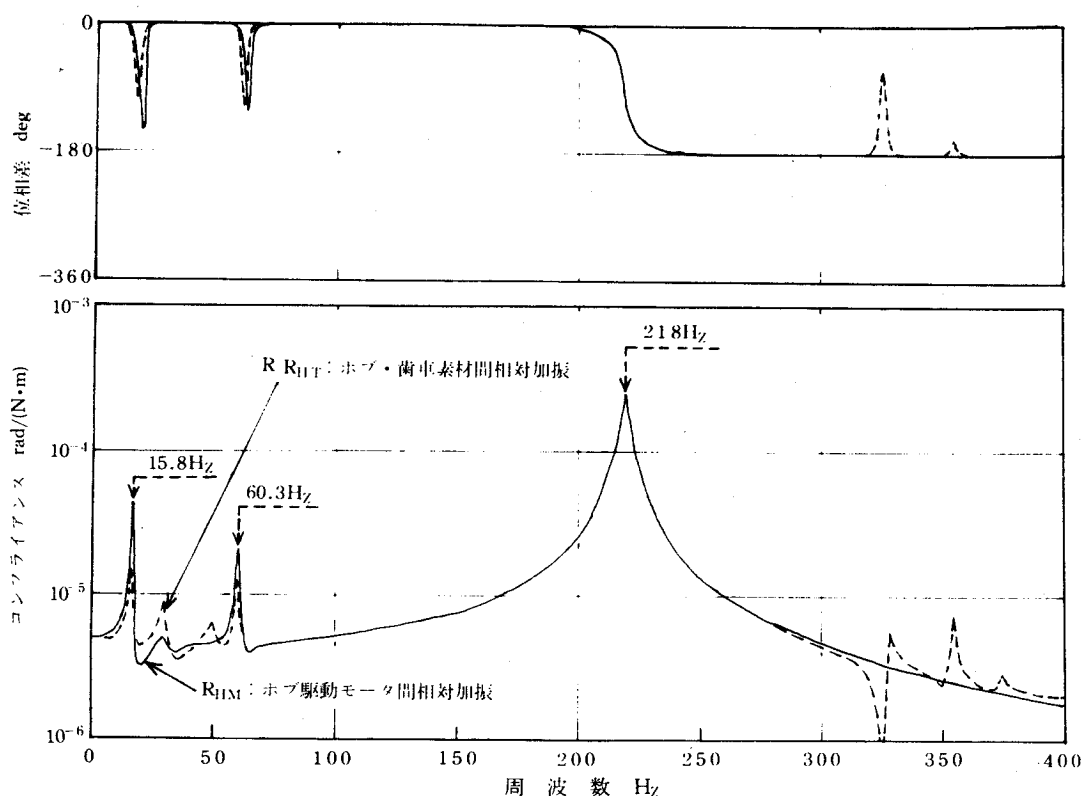


図5.9 ホブ・駆動モータ間およびホブ・歯車素材間相対加振に対するホブ・歯車素材間相対コンプライアンス R_{HM} および R_{HT} の周波数応答計算結果

に対する相対コンプライアンス R_{HT} の周波数応答を 0Hz から 400Hz まで計算した結果が示されている。ホブ・駆動モータ間相対加振の R_{HM} に注目すると 3 個の固有振動数が求まり、図中の破線の矢印の上にその周波数が示してある。 218Hz に最も顕著な固有振動数がある。ホブヘッドの送り量あるいは切削速度を増大していくとその周波数で再生びびりの発生する危険性が予測される¹⁾。しかし、ホブ盤のワークテーブルは超低速回転するためすべり案内面における回転振動の最大振動速度 $2\pi f a$ (f は周波数、 a は片振幅) が平均回転速度以上に達しようとする^{8) 9)} と、スティックが起こって振動の抑制効果が作用するため、それ以上の振幅にまで成長できない^{*}。図 5. 10 が 218Hz の振動モード

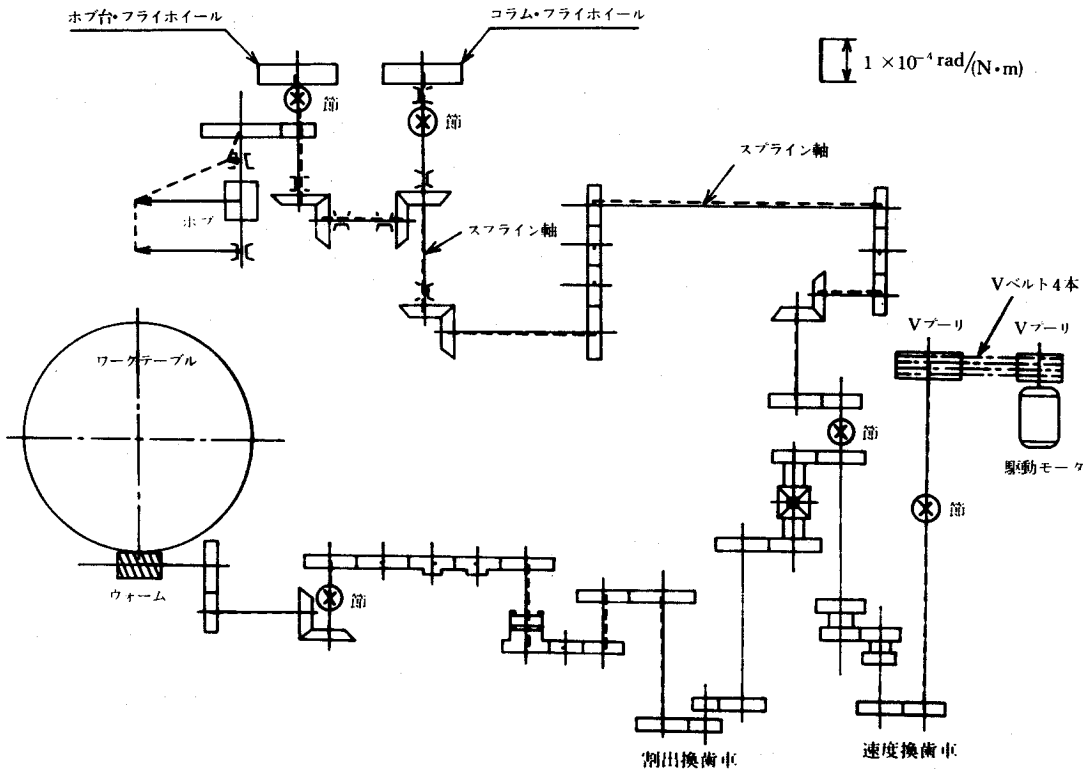


図 5. 10 218Hz の振動モード形の計算値

*) 本ホブ盤のワークテーブル案内面の平均直径は 900mm であり、ホブ回転数 30rpm 、歯数 98 の歯切りを想定すると、ワークテーブルの 218Hz の回転振動の最大可能振幅は片幅で 0.01mm (ワークテーブル案内面位置で円周方向振幅) と求まる。

ード形図であり、図中の破線が各部材のねじれ変形モードを表わしている。
この振動モードにおいてはホプアーバのみが大きくねじれ変形しており、他の駆動軸はほとんどねじれ変形していない。つぎに再生びびりの危険性が予測されるのは 15.8 Hz の固有振動数であるが、図 5. 11 の振動モード形図が示すよ

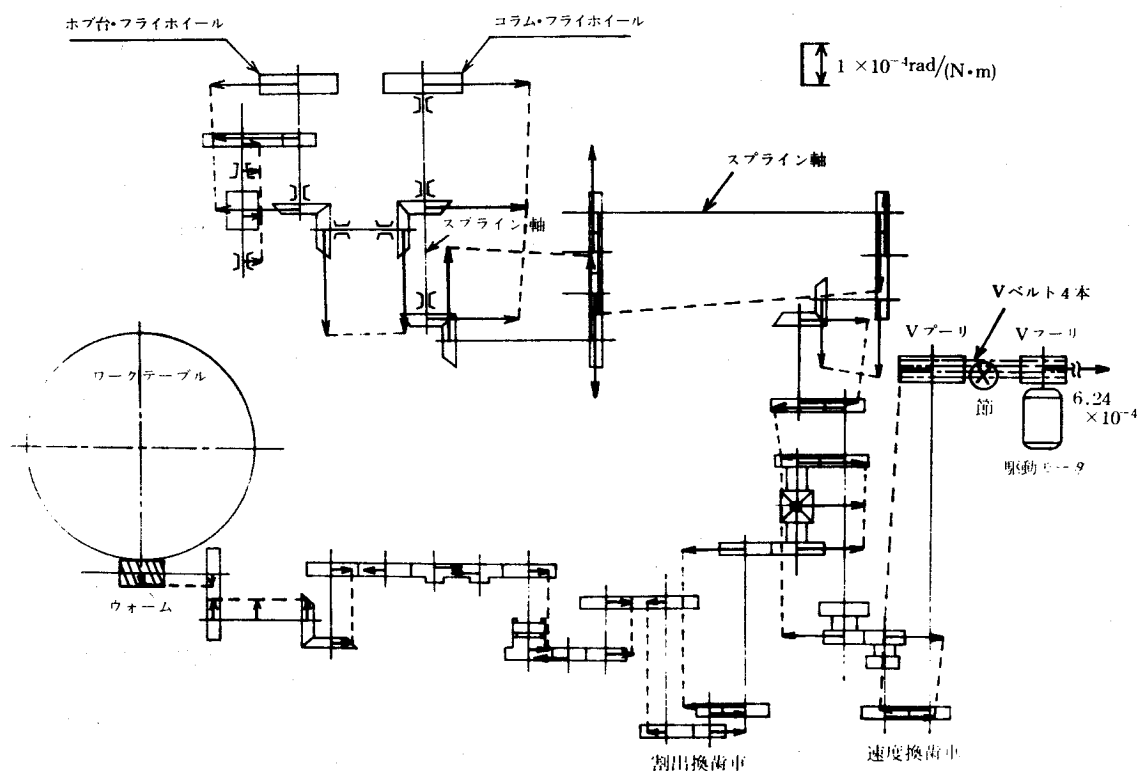


図 5. 11 15.8 Hz の振動モード形の計算値

うにこの固有振動数では被動側Vプーリとコラム・フライホイール間の駆動軸以外はほとんどねじり変形することなく、ホプ・ワークテーブル間の駆動系は同位相で振動し、駆動モータに取付いたVプーリだけが逆位相で大きく回転振動している。 60.3 Hz の固有振動数は相対コンプライアンスの値は 15.8 Hz の場合より小さいが図 5. 12 の振動モード形図が示すようにホプ・スプライン軸間の各駆動軸がねじり変形しておりホプ・ワークテーブル間の駆動軸系に2つの節が認められる。前述の振動抑制効果を考慮するとワークテーブルの回転振動の振幅は約 21.8 Hz の場合の 3.6 倍にまで成長できる。

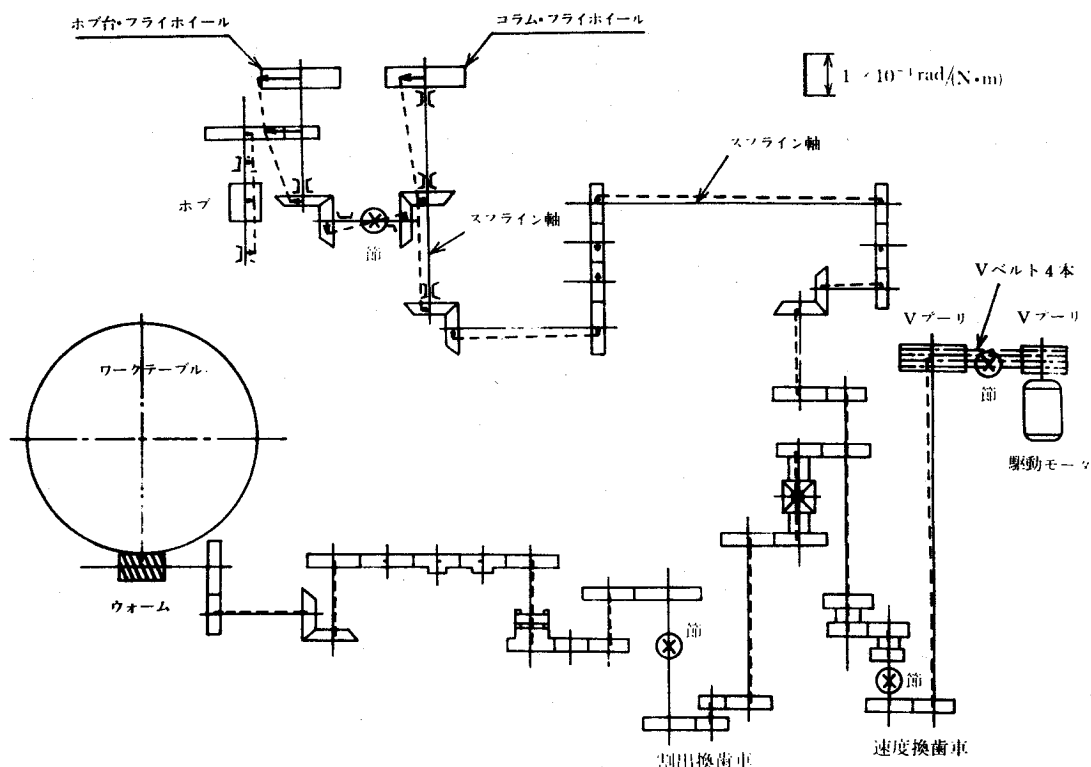


図 5. 12 60.3Hz の振動モード形の計算値

第 1 号機の切削試験において、約 60Hz の激しい自励びびりが発生すると切削歯面に顕著な起伏が形成されワークテーブルが回転振動していたことを物語っている。一方、ホブ側も測定はされなかったが目で見ても十分確認できた程激しく回転振動していた。以上のことより、この 60 Hz の激しい自励びびりは本解析で求めた 60.3 Hz のホブ・ワークテーブル間駆動系のねじり固有振動に起因するものであり、ホブ駆動系のねじり振動によってワークテーブルの回転振動が励起され再生びびりに成長したものと推察できる。^{*}

*) このように解釈すると、1 巻きホブの場合にはびびり振動は発生せず（ホブの左右切刃に作用する背分力はほぼ釣り合い、ワークテーブルの作用トルクが正負にわたって変動しないためと考えている）、ワークテーブルの減衰能を増大すると普通ホブを使用してもこのびびり振動が発生しなくなる事実が良く理解できる。

5.4.3 設計改善および改善後の解析結果

本ホブ盤において過去に問題となった約 60 Hz の再生びびりが発生しないように、またホブ切刃の使用断続周波数範囲に駆動系のねじり固有振動が存在しないように改良することを目的として、エネルギー分布に基づいた駆動系の具体的設計改善策とその解析結果を示す。図 5. 13 は 15.8 Hz および 60.3 Hz の固有振動数において駆動系全体に貯えられるひずみエネルギー、慣性エネルギーおよび減衰エネルギーのどれだけが、駆動系の主要な部材および要素に貯えられるかを表わしている。同図で、最大ひずみエネルギーの分布は、各要素のねじり剛さが固有振動モードにどれほど影響をもっているかを示しており、最大慣性エネルギーの配分はある要素の慣性質量が、その要素の回転振動を通じて、その固有振動モードにどれほど影響をもっているかを示している。すなわち、15.8 Hz の固有振動は歯車かみ合部は Δ すなわち V ベルトと慣性集中質量 [30]、[9] および [4] すなわちモータ側 V プーリ、コラム・フライホイールおよびホブ台・フライホイールに強く影響されていることがわかる。同様に 60.3 Hz の固有振動はホブ駆動系の駆動軸 [5] [6] [7] および [4] とホブ台・フライホイール [4] およびコラム・フライホイール [9] に強く影響されている。

そこで、二つの固有振動数に強く影響しているホブ駆動系の駆動軸とホブ台・フライホイールおよびコラム・フライホイールに順次設計変更を加え解析を繰り返した結果、下記に示すような具体的設計改善策を示すことができた。

具体的設計改善策

- (1) ホブ駆動系の駆動軸 [5] [6] [9] および [10] の軸径をそれぞれ 2 割太くする。
- (2) コラム・ホイール [9] をなくす。
- (3) ホブ台・フライホイール [4] の直径を 2 倍にする。

上記設計改善後のホブ・歯車素材間相対コンプライアンスの周波数応答計算結果を図 5. 14 に示す。改善前の図 5. 9 に認められ、過去に激しい再生びびりが問題となった約 60 Hz の固有振動数はホブ・駆動モータ間相対加振 R_{HM} の周波数応答には完全に消滅している。約 50.6 Hz の固有振動数がホブ・歯車素材間相対加振 R_{HT} に認められるがそのコンプライアンス値は小さく、約 11.7 Hz の固有振動数がホブ・駆動モータ間相対加振 R_{HM} に顕著に認められる。

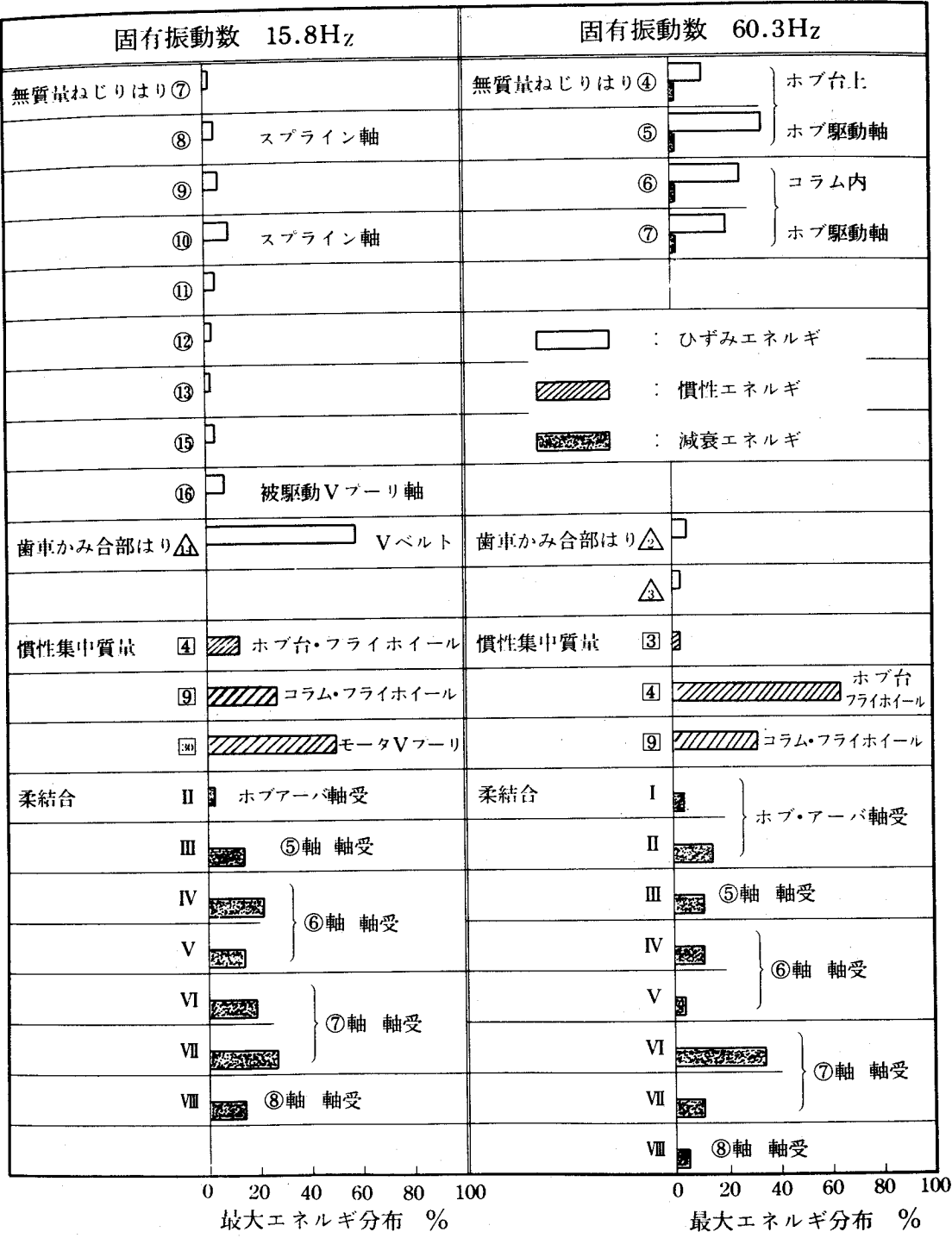


図 5. 13 15.8Hz および 60.3Hz の固有振動数におけるエネルギー分布の計算値（エネルギーが 0 の要素は省いて表示）

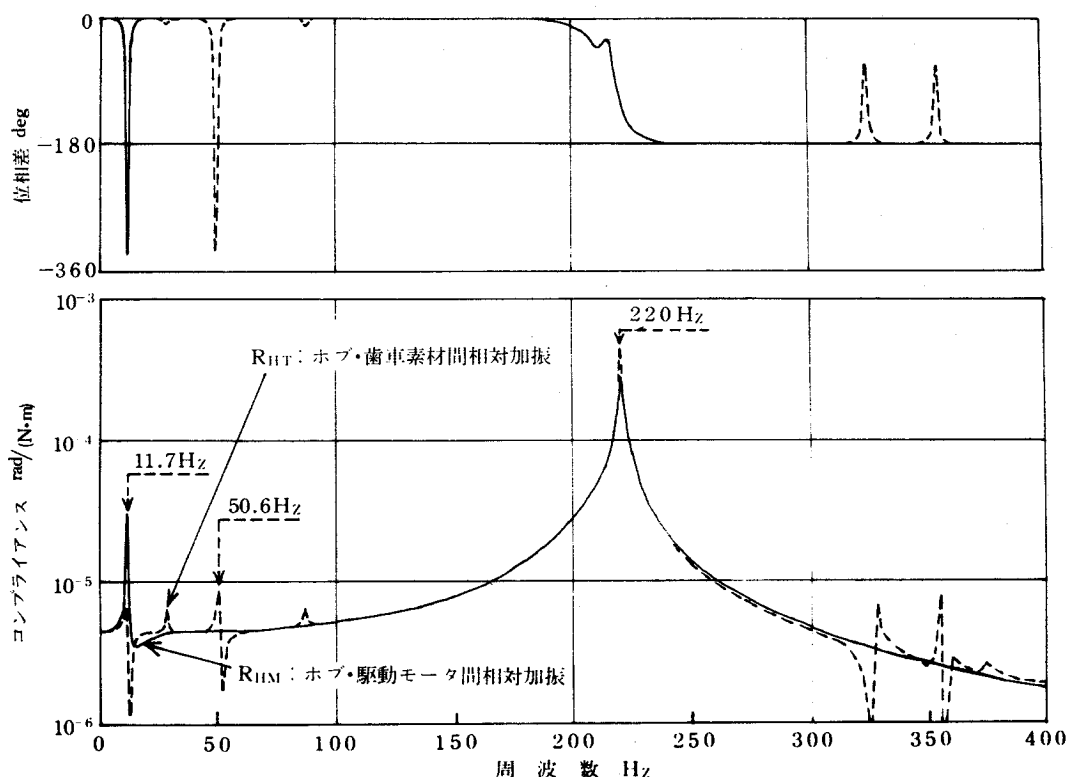


図 5. 14 設計改善後のホブ・駆動モータ間およびホブ・歯車素材間相対加振に対するホブ・歯車素材間相対コンプライアンス R_{HM} および R_{HT} の周波数応答計算結果

したがって、設計改善後のホブ盤に対しては、ホブ切刃の断続周波数がこの 11.7 Hz の固有振動数と共振しないように、また 50.6 Hz の固有振動数を励起しないように、使用するホブの溝数および材質を考慮してホブ回転数を選定すると、ホブヘッドの送り量を増大してもびびり振動は発生せず高能率のホブ切りが実現できるものと予測される。

以上は、大型ホブ盤について過去に問題となった約 60 Hz のびびり振動に注目した具体的設計改善策を示したが、特に中型および小型ホブ盤について問題となるホブ切刃の断続周波数と駆動系のねじり固有振動数との共振についてもここに示したのと同様の原理・方法でねじり固有振動数を共振が発生しない周波数範囲に移動するための具体的設計改善策を明示できる。^{*)}

*) 計算結果は割愛した。

5.5 結 論

ホブ盤で特に問題としなければならない駆動系のねじり剛性について理論的に解析する手法を示し、実際の大型ホブ盤に適用した結果以下のことが明らかとなった。

- (1) ホブ盤駆動系に対して理論モデルを作成し、本計算機プログラムを適用すると、駆動系のねじり静特性および動特性、固有振動数における振動モード形およびエネルギー分布が容易に計算できる。
- (2) トラブルが発生したか、または発生する可能性がある駆動系のねじり固有振動に対して、その固有振動の振動モード形およびエネルギー分布状況に基づいて具体的な設計改善策と改善後の解析結果を明示し、ホブ盤駆動系の最適設計の指針を示すことができる。

参考文献

- 1) 星：機械加工びびり現象，工業調査会（1977年7月）
- 2) B.J.Lazan：Damping of Materials and Members in
Structural Mechanics, Pergamon Press（1968年）
- 3) 日本機械学会：技術資料・歯車強さ設計資料（昭和54年12月15日発行）
- 4) 日本潤滑学会編：増訂 潤滑ハンドブック，養賢堂（昭和53年12月）
- 5) 東本，吉村ほか：精密機械，41巻12号（1975年12月）
- 6) 仙波：歯車 第3巻 新版，日刊工業新聞社（1978年6月）
- 7) W.Königほか：Determinatino of the Time Course of
the Cutting Force Components in Gear Hobbing,
ASME Paper 80-C2/DET-75（1975年）
- 8) 東本，吉村ほか：精密機械，41巻12号（1975年12月）
- 9) 日本機械学会：モジュラ構造工作機械の機能向上とその評価方法に関する
研究・Ⅱ，研究成果報告書（昭和53年3月発行）

付録 1 歯車かみ合部のばね定数 k の算出法

歯車かみ合部のばね定数（歯のこわさ） k の算出には、かみ合の進行につれて変動する歯の対の全合成こわさの積分平均値を示す ISO 案式¹⁾を採用する。以下にその詳細を説明する。

まず、誤差のない 1 対の歯がかみ合う場合の歯のこわさ C' は（付 1 - 1）式で表わせる。

$$C' \doteq \frac{1}{q} \cos \alpha \cos \beta_g \quad N / (\text{mm} \cdot \mu\text{m}) \quad (\text{付 1 - 1})$$

ここで、 q は（付 1 - 2）式で算出される値であり、 α はかみ合圧力角、 β_g はかみ合基礎円筒上ねじれ角である。

$$\begin{aligned} q = & 0.04723 + \frac{0.1551}{Z_{v1}} + \frac{0.25791}{Z_{v2}} - 0.00635x_1 \\ & - 0.11654 \frac{x_1}{Z_{v1}} - 0.00193x_2 - 0.24188 \frac{x_2}{Z_{v2}} \\ & + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2 \end{aligned} \quad (\text{付 1 - 2})$$

ここで、 Z_{v1} および Z_{v2} は小歯車および大歯車の相当平歯車歯数であり、 x_1 および x_2 は小歯車および大歯車の転位係数である。

かみ合の進行につれて変動する歯の対の全合成こわさの積分平均値 C_r は、誤差のない歯車が動力を伝達する場合の被動歯車の駆動歯車に対する平均回転遅れ角を作用線上の距離に換算した値と、軸方向の単位歯幅当たり接線力との比で定義され、（付 1 - 3）式で表わせる。

$$C_r \doteq C' (0.65 \varepsilon_a + 0.35) \quad N / (\text{mm} \cdot \mu\text{m}) \quad (\text{付 1 - 3})$$

ここで ε_a は正面かみ合率であり C' は（付 1 - 1）式で算出される値である。

また、 C' 、 C_r について、鋼製以外の歯車に対しては（付 1 - 4）式の修正が

必要である。

$$\left. \begin{aligned} \xi &= E/E_{\text{steel}} \\ E &= 2 \cdot E_1 E_2 / (E_1 + E_2) \end{aligned} \right\} \quad (\text{付1-4})$$

ここで、 E_1 および E_2 は小歯車および大歯車材質の縦弾性係数である。すなわち、(付1-5)式で歯のこわさは表わされる。

$$\left. \begin{aligned} C' &= C'_{\text{steel}} \cdot \xi \\ C_r &= C_{r\text{ steel}} \cdot \xi \end{aligned} \right\} \quad (\text{付1-5})$$

(付1-3)式または(付1-5)式で算出される C_r の値を本解析法の歯車かみ合部のばね定数 k の値として用いる。

平歯車，はず歯歯車以外のすぐ歯かさ歯車，まがり歯かさ歯車，ねじ歯車等については相当平歯車に換算したのち(付1-1)式～(付1-5)式を適用する。

ウォームとウォーム・ホイールは特殊なかみ合のため相当平歯車に換算できず，またウォーム両端を支持しているスラスト軸受の剛性も含めたかみ合部のばね定数^{*}を採用するのが適当であるので実験値を用いることにする。

参考文献

- 1) 日本機械学会：技術資料・歯車強さ設計資料

(昭和54年12月15日発行)

*）実験でウォームとウォーム・ホイールかみ合部のばね定数 k を求める場合，ワークテーブル案内面の潤滑状態ができるだけ機械運転時と同一になるように，給油直後に測定する配慮が必要である。

付録 2 ホブ盤駆動系ねじり動特性解析プログラム詳細

(i) メインプログラム

MAINB	計算の基本的な流れを指定し，必要なサブプログラムをCALLする。
-------	----------------------------------

(ii) データ読み込み用サブプログラム

INPUTT	トルク作用節点，変位測定節点，計算開始，終了およびきざみ周波数のデータ，ねじりはり要素，歯車かみ合部はり要素，慣性集中質量要素および柔結合要素のデータを読み込む。
--------	---

(iii) 各要素動剛性計算用サブプログラム

DTSBAR	ねじりはり要素の動剛性マトリックス $[[K]+i[C]]$ を計算して，全体動剛性マトリックス $[K_T]$ に重ね合せる。
DTSTTH	歯車かみ合部はり要素の動剛性マトリックス $[[K]+i(2\pi f)[C]]$ を計算して，全体動剛性マトリックス $[K_T]$ に重ね合せる。
DTSMA S	慣性集中質量要素の質量マトリックス $[I]$ を計算して，全体動剛性マトリックスに重ね合せる。
DTSREG	柔結合要素（すべり案内面等）の動剛性マトリックス $[[K]+i(2\pi f)[C]]$ を計算して，全体動剛性マトリックス $[K_T]$ に重ね合せる。

(iv) 複素連立1次方程式を解くサブプログラム

BANDSM	多元の連立1次方程式 $\{T_T\}=[\{K\}-(2\pi f)^2\{I\}+i\{C_I\}]+i(2\pi f)\{C_I\}]\{\theta_T\}$ をガウスの消去法で解く。
--------	--

(v) 固有振動数を求めるサブプログラム

SCAN81	固有振動数付近を 1 自由度モデルで近似し，周波数応答より固有振動数を探索することを繰り返し，精度の判定をして必要十分な精度で固有振動数を求める。
--------	---

(vi) エネルギー分布計算用サブプログラム

ENERBT	ねじりはり要素について，ひずみおよび減衰エネルギー分布を計算する。
ENERTH	歯車かみ合部はり要素について，ひずみおよび減衰エネルギー分布を計算する。
ENERMT	慣性集中質量要素について，慣性エネルギー分布を計算する。
ENERRT	柔結合要素（すべり案内面等）について，ひずみエネルギーおよび減衰エネルギー分布を計算する。
ENERTT	エネルギー分布計算のための流れの指定と結果の出力を行う。

(vii) 計算結果出力用サブプログラム

OUT81	固有振動数における全節点のねじれ角変位と位相すなわちモード形を出力する。
PLOT81	周波数応答図を出力する。

第 6 章 ホブ盤の実用的動特性試験法

6.1 緒 言

ホブ材質がかなり改良され、コーティング技術が進歩して切削工具としては従来より高能率な歯切加工能力を持つホブが利用可能となっている¹⁾。しかし、高能率・高精度の歯切加工を実現するには使用するホブ盤の側にも改善すべき点があり、特にその割出誤差に注目した振動特性が重要な鍵を握っている。本章においては、実在のホブ盤に対して実験を行なうことにより高能率・高精度歯切条件を選定し、あるいはそのために回転駆動系を改良設計する必要がある場合にはその具体的方策を明確にすることを目的として、前章までに示した振動解析の各手法に基づき、ホブ・ワークテーブル間の割出誤差測定法を組み込んだホブ盤駆動系の静的ならびに動的ねじり特性に関する一連の試験法を新たに考案し、生産現場で広く使用されている中型精密生産ホブ盤について実施した。その結果、供試ホブ盤に適する高能率・高精度歯切条件の決定さらにはホブ盤の保守・管理に役立つ結果が得られることがわかった。

6.2 実用的動特性試験法の概要

割出誤差に注目して新たに考案した実用的動特性試験法はつぎに示す 8 項目の試験および解析からなっている。

- (1) ホブ軸スラスト方向静特性試験 — ホブアーバスラスト方向に引張り・圧縮の荷重を負荷した時の変位からホブ軸スラスト方向の静コンプライアンス値を求める。
- (2) 駆動系のねじり静特性試験 — ホブ・ワークテーブル間駆動系に静的トルクを負荷した時のねじれ角変位から駆動系のねじり静コンプライアンス値を求める。
- (3) 駆動系のねじり動特性試験 — ホブ盤駆動中にホブ・歯車素材間に印加したインパルス・トルクと割出誤差の応答を FFT 処理して駆動系のねじり固有振動数を求める。
- (4) ホブヘッド送り駆動系の動特性試験 — ホブヘッド送り駆動中に送り方向

に印加したインパルス力とコラムに対するホブヘッドの相対変位の応答を FFT 処理してホブヘッド送り駆動系の固有振動数を求める。

- (5) 駆動系のねじり動特性解析 — 駆動系の理論モデルを作成して計算機シミュレーションを適用することにより、駆動系のねじり静コンプライアンス値および周波数応答、固有振動数、振動モード形の理論計算値を求める。
- (6) 切削試験 — 種々のホブ軸回転数における荒および仕上削り中にホブ・歯車素材間の動的割出誤差およびホブヘッドの切込み方向とホブ軸方向の振動変位を収録し、それらを FFT 処理して割出誤差および振動変位のキャンベル線図を作成し、各固有振動数との関係、仕上削り中の割出誤差の原因となっている駆動系箇所を推定する。
- (7) 空転試験 — 切削試験と全く同一条件で空転中にホブ・歯車素材間の動的割出誤差およびホブヘッドの切込み方向とホブ軸方向の振動変位を収録し、それらを FFT 処理して割出誤差および振動変位のキャンベル線図を作成し、駆動系の損傷箇所および強制振動源を推定する。
- (8) 歯形誤差のフーリエ解析 — 歯形誤差をフーリエ変換したのち仕上削り時の割出誤差のキャンベル線図を参照して歯切精度に影響している駆動系箇所を明確にする。

6.3 供試ホブ盤

供試ホブ盤はワークテーブル径 360mm、駆動モータ 6.7kw の中型精密生産ホブ盤であり、生産現場で約 20 年間実用に供されている。図 6.1 に本ホブ盤の運動伝達系の略図を示す。

6.4 割出誤差に影響する静特性および動特性試験

6.4.1 ホブ軸まわりの静特性試験

歯切中にホブがスラスト方向に変位すると割出誤差となり、歯切精度に直接的に影響するだけでなく、ホブ切刃のチッピング等の原因にもなる。図 6.2 に示すようにアーバ支持部のボルトを利用して荷重負荷用の治具を固定し、ロ

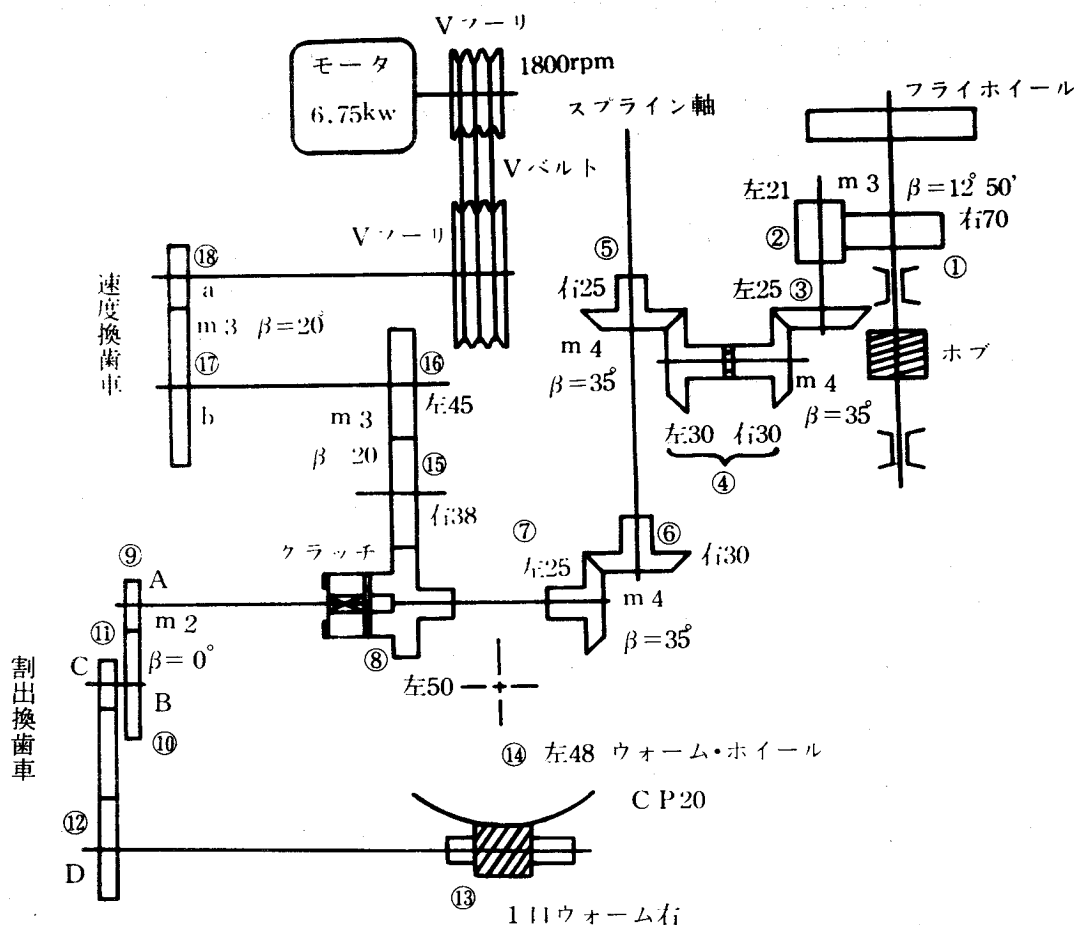


図 6 . 1 供試ホブ盤の運転伝達系
○印は歯車番号，他の数字は歯数

ードセルを取付 けてアーバスラスト方向に引張り，圧縮の荷重を負荷した時のホブアーバの変位からホブ軸スラスト方向の静的変位特性を求める。図 6 . 3 がその試験結果であり，引張・圧縮とも負荷と除荷の間にヒステリシスが認められるが静コンプライアンスの値は約 $0.00326 \mu\text{m}/\text{N}$ ($0.032 \mu\text{m}/\text{kgf}$) と小さな値を示している。

ホブアーバの曲げ方向の静的変形特性についても試験したところアーバの中
央位置で約 $0.0143 \mu\text{m}/\text{N}$ ($0.140 \mu\text{m}/\text{kgf}$) の値が得られた。^{*}

*) 使用したホブアーバ径は $\phi 40 \text{ mm}$ である。

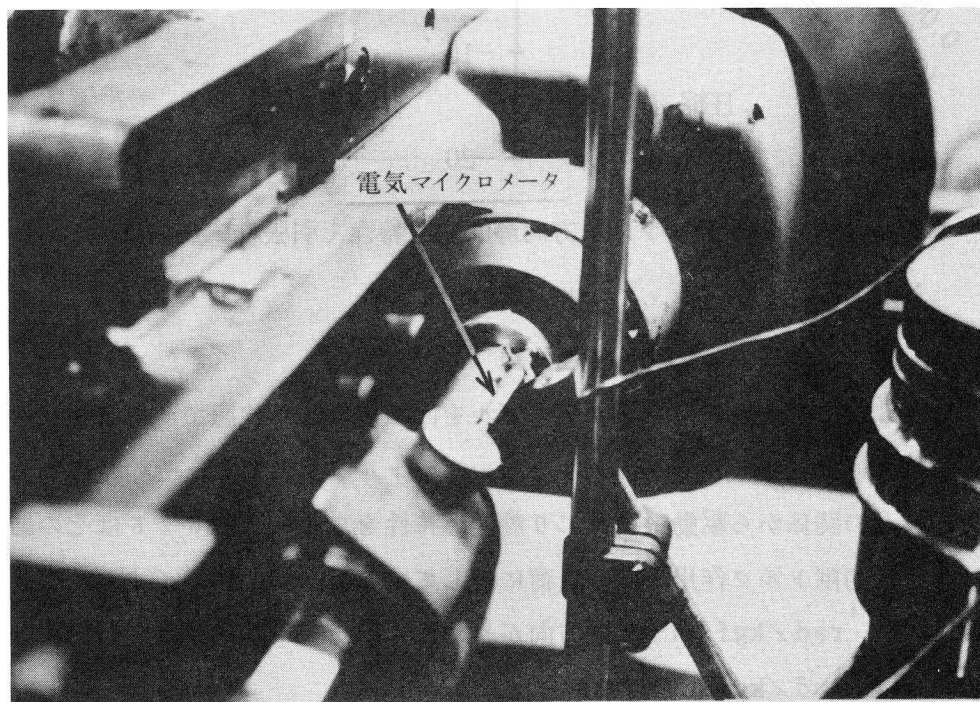
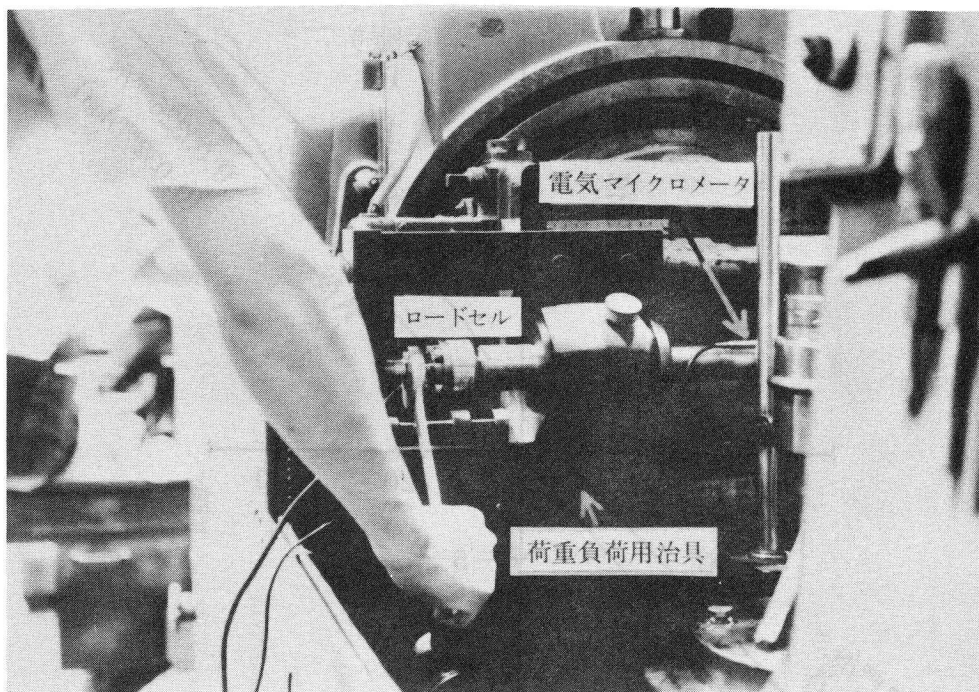


図 6 . 2 ホブ軸スラスト方向静特性試験の状況

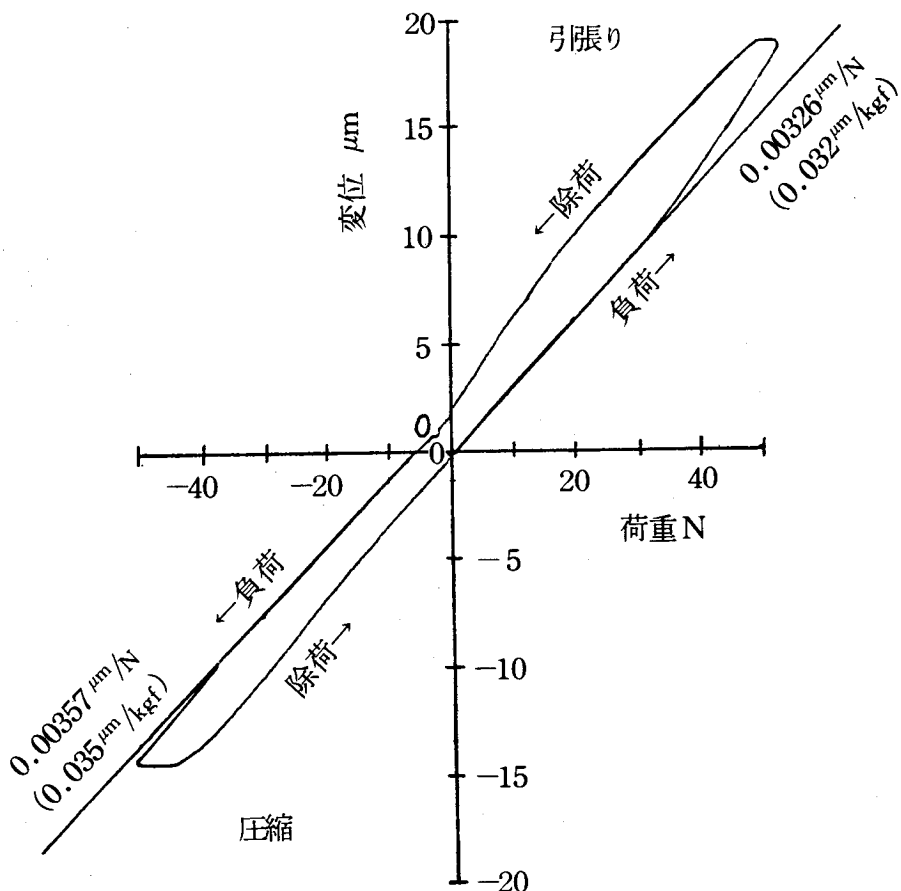


図 6 . 3 ホブ軸スラスト方向静的変位特性（引張り・圧縮）

6 . 4 . 2 駆動系のねじり静特性試験

図 6 . 4 に示すように，ワークテーブルを回転止めした状態でホブアーバに水平に取付けたアームにロードセルを用いて静トルクを負荷し，その時のねじれ角変位との関係から駆動系のねじり静変形特性を求める^{*}。図 6 . 5 はその結果であり，切削トルク作用方向の負荷に対して約 $3.40 \times 10^{-5} \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$ ($3.33 \times 10^{-4} \text{ rad}/\text{kgf} \cdot \text{m}$)，逆方向がやや低く約 $2.55 \times 10^{-5} \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$ ($2.50 \times 10^{-4} \text{ rad}/\text{kgf} \cdot \text{m}$)と求まった。

*）本試験を実施する場合，適当なプリロードを負荷して駆動系の各歯車かみ部のバックラッシュを 0 にした状態から測定を開始する配慮が必要である。



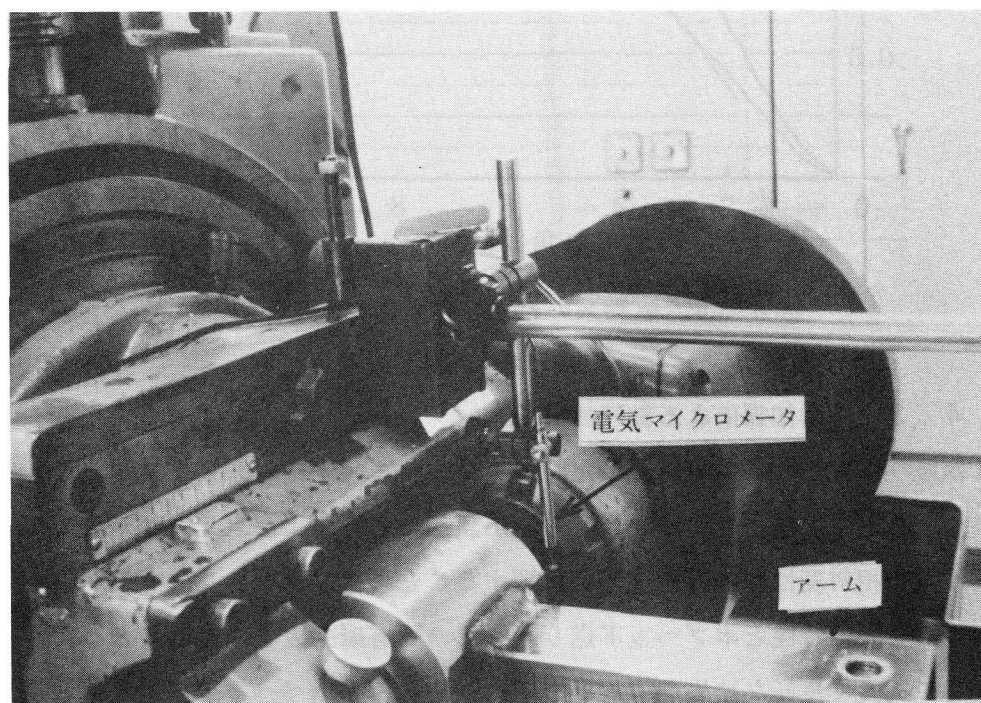
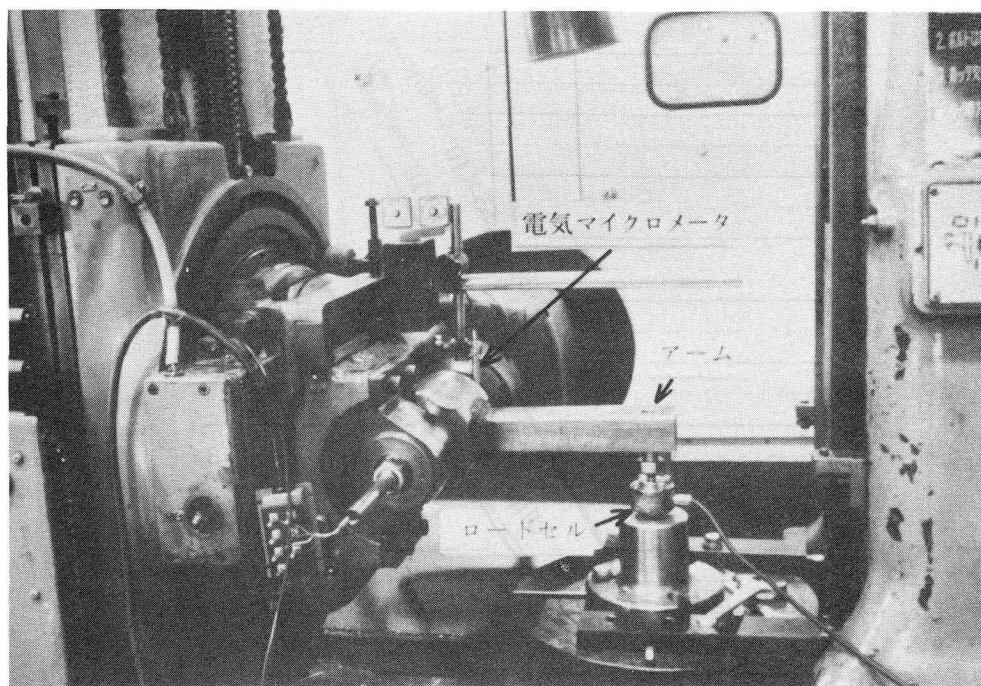


図 6 . 4 駆動系のねじり静特性試験の状況

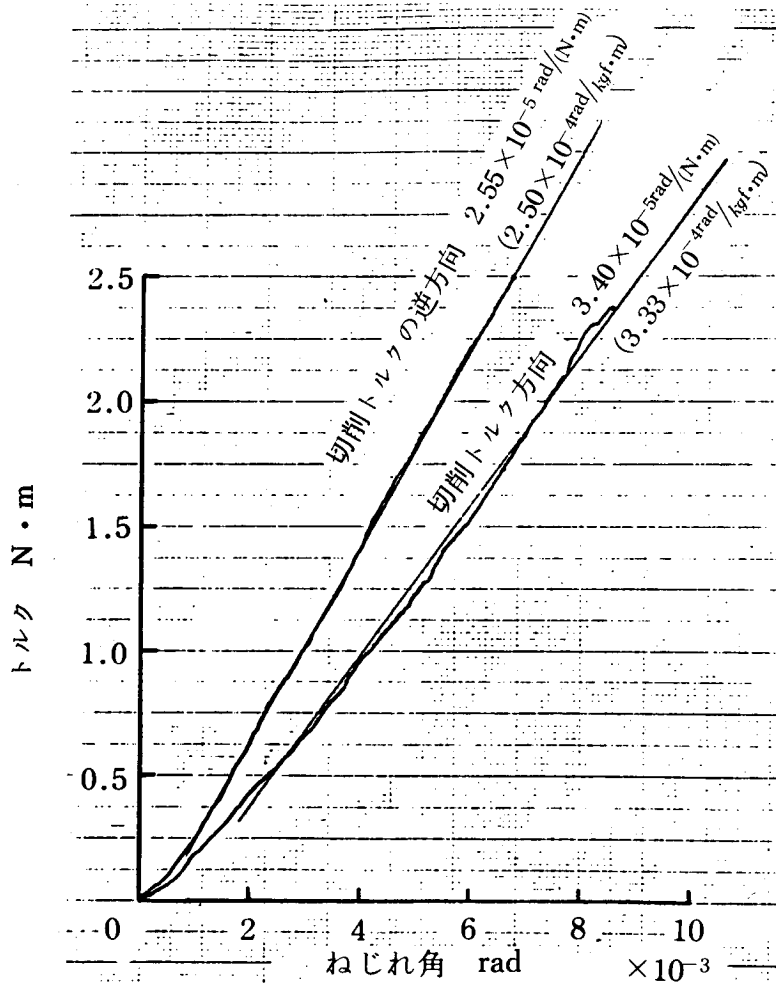


図 6 . 5 駆動系のねじり静変形特性

6 . 4 . 3 切削加振による動特性試験

1枚刃の舞いツールで切削加振した時のインパルス・トルクおよびインパルス力に対するホブとワークテーブル間の割出誤差の応答およびコラムに対するホブヘッドの相対変位の応答をFFT処理することによりホブ・ワークテーブル間のねじり振動特性とホブヘッド送り駆動系の固有振動数を求めることができる。この試験で良好な結果を得るためには、切込みとホブヘッドの送り量を適当に設定して、インパルス・トルクおよびインパルス力の時間幅とピーク値を最適にする必要がある。²⁾ 図 6 . 6 は切削加振試験の状況であり、1枚刃舞いツ

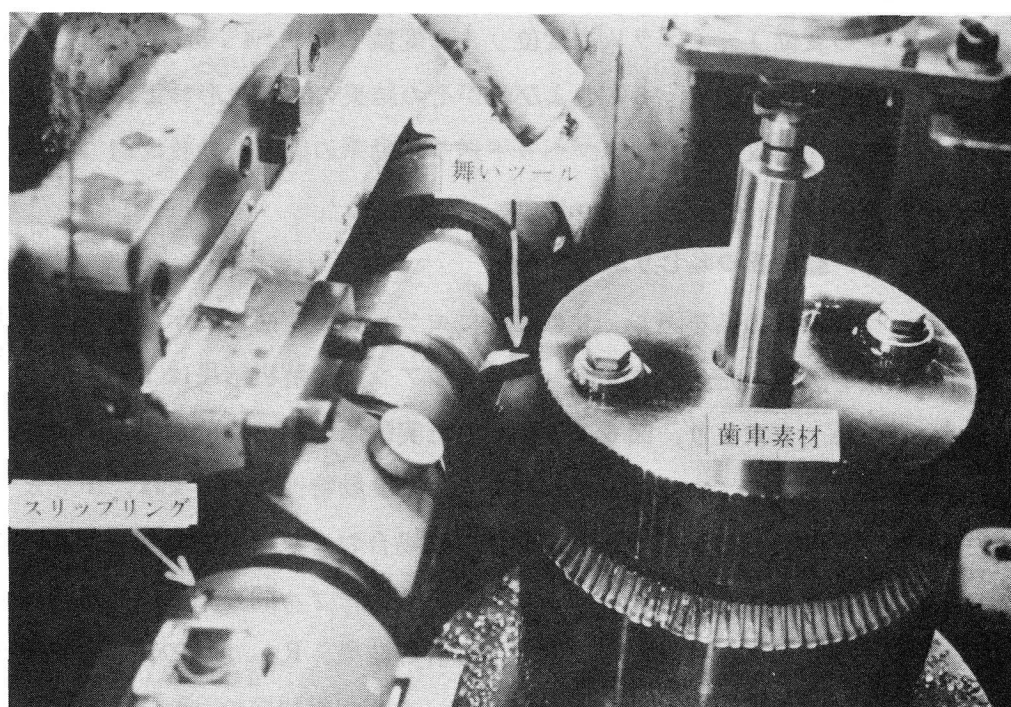
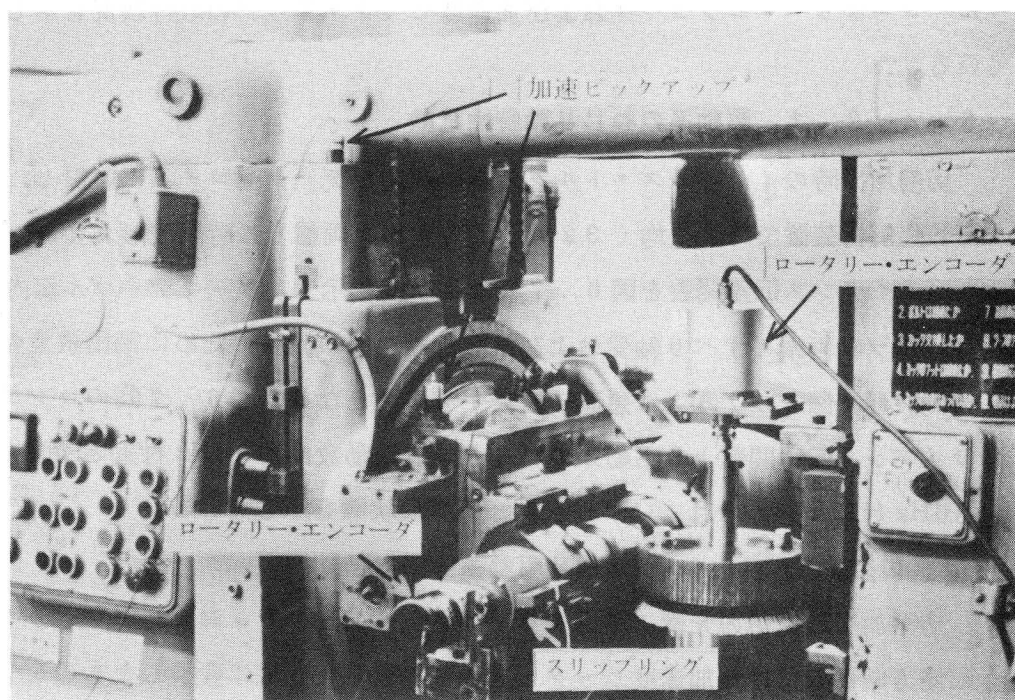


図 6 . 6 舞いツールによる切削加振試験の状況

ール，ロータリー・エンコーダおよび加速度ピックアップの取付状況を示している。

6.4.3.1 駆動系のねじり動特性試験

切削加振時のインパルス・トルクと割出誤差をデータレコーダに収録し，FFT 解析装置で時間平均（32回）して求めた両信号の時間波形およびコンプライアンス伝達関数を図6.7(A)および(B)に示す。ワークテーブル案内面，ホブ軸両端のすべり軸受および歯車かみ合部の減衰のために割出誤差の時間波形（図6.7(A)）は急速に減衰する波形となる。図6.7(B)のコンプライアンス伝達関数より駆動系のねじり固有振動数は約30Hz付近と70～80Hz付近に認められ，いずれも良好な減衰状態を示している。

6.4.3.2 ホブヘッド送り駆動系の固有振動

切削加振時に切刃先端に作用するインパルス力とコラムおよびホブヘッドに同方向に取付けた加速度ピックアップの信号を変位に変換したものをデータレコーダに収録したのち，コラムに対するホブヘッドの相対変位{（ホブヘッドの変位）－（コラムの変位）}に変換して6.4.3.1と同様のFFT処理をした。図6.8(A)および(B)がその結果の時間波形およびコンプライアンス伝達関数であり，ホブヘッド送り駆動系の固有振動数は約20Hzと求まっている。

6.4.4 駆動系のねじり動特性解析

供試ホブ盤の駆動系を図6.9のようにモデル化し，前章に示したねじり動特性解析法を適用した。ねじり静コンプライアンスの解析結果は $1.73 \times 10^{-5} \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$ と求まり，図6.5に示した実験値 $3.40 \times 10^{-5} \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$ とかなり良く一致していることがわかる。ねじり動特性については，ホブとワークテーブル間に相対加振トルクが作用した場合およびホブと駆動モータ間に相対加振トルクが作用した場合のホブとワークテーブル間の相対ねじれ角変位のコンプライアンス伝達関数の周波数応答計算結果， R_{HT} および R_{HM} を図6.10に示す。同図において，ホブ・駆動モータ間相対加振のコンプライアンス伝達関数 R_{HM} には34.3Hz付近と73.8Hz付近にコンプライアンスの極大値が認められ，この周波数は図6.7(B)に示した切削加振の実験結果と良く一致し

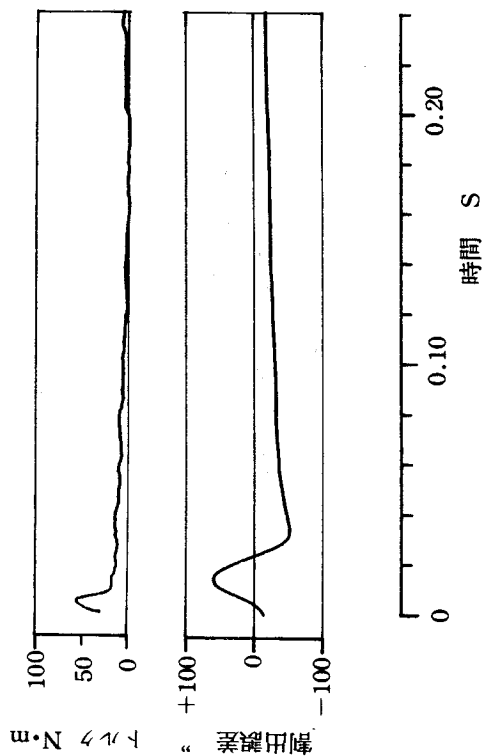


図 6 . 7 (A) 切削加振のインパルス・トルクおよび
割出誤差の時間波形
(32 回時間平均)

ホブ軸 : 180 rpm, 切込み : 1.0 mm
ホブヘッドの送り : 1.5 mm / rev,
コンベンショナル

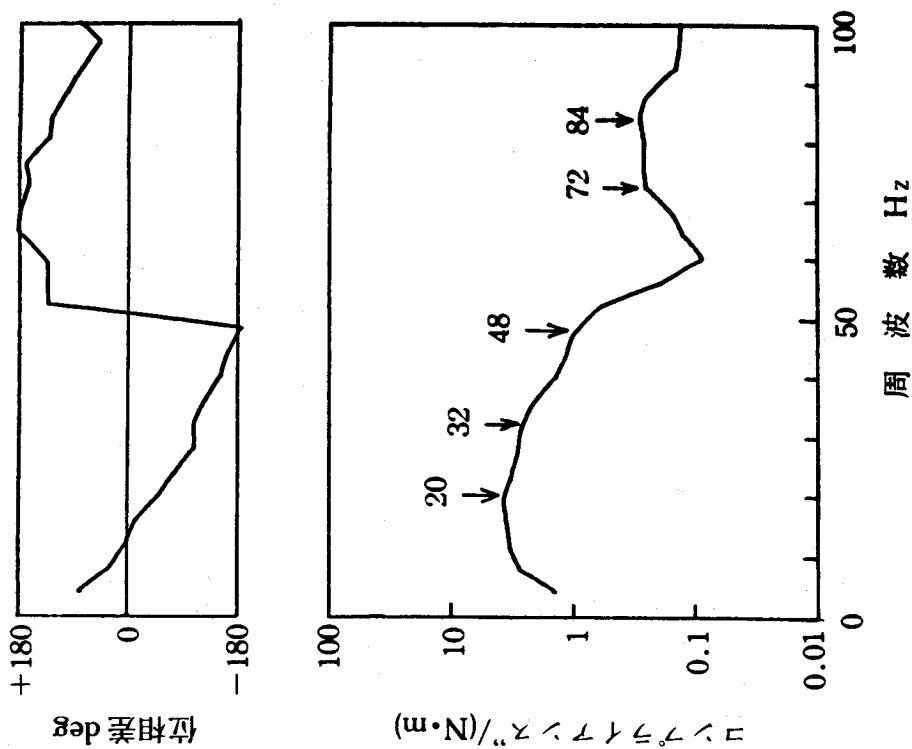


図 6 . 7 (B) 駆動系のねじり動特性, コンプライアンス
伝達関数 (32 回時間平均)

ホブ軸 : 180 rpm, 切込み : 1.0 mm
ホブヘッドの送り : 1.5 mm / rev
コンベンショナル

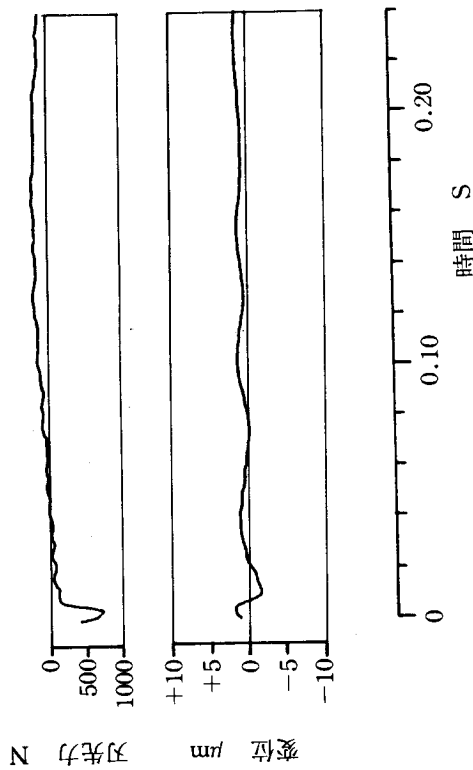


図 6 . 8 (A) インパルス刃先力とホブヘッド相対変位の時間波形
(32 回時間平均)

ホブ軸 : 220rpm, 切込み : 1.2 mm
 ホブヘッドの送り : 1.5mm/rev
 コンペンシヨナル

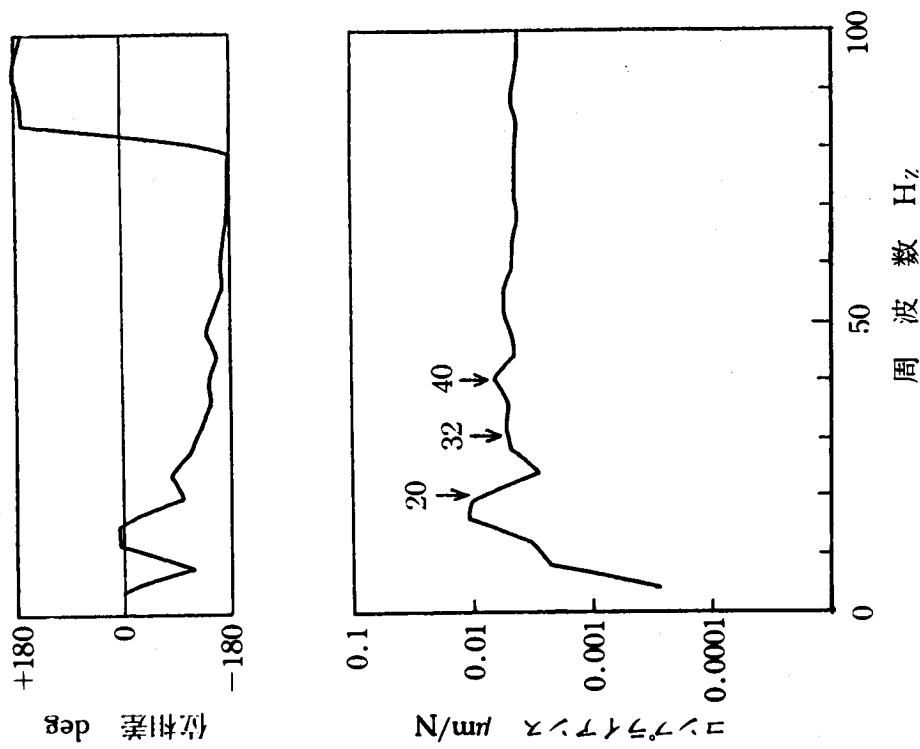


図 6 . 8 (B) ホブヘッド送り駆動系の動特性,
 コンプライアンス伝達関数 (32 回時間平均)

ホブ軸 : 220rpm, 切込み : 1.2mm
 ホブヘッドの送り : 1.5 mm/rev
 コンペンシヨナル

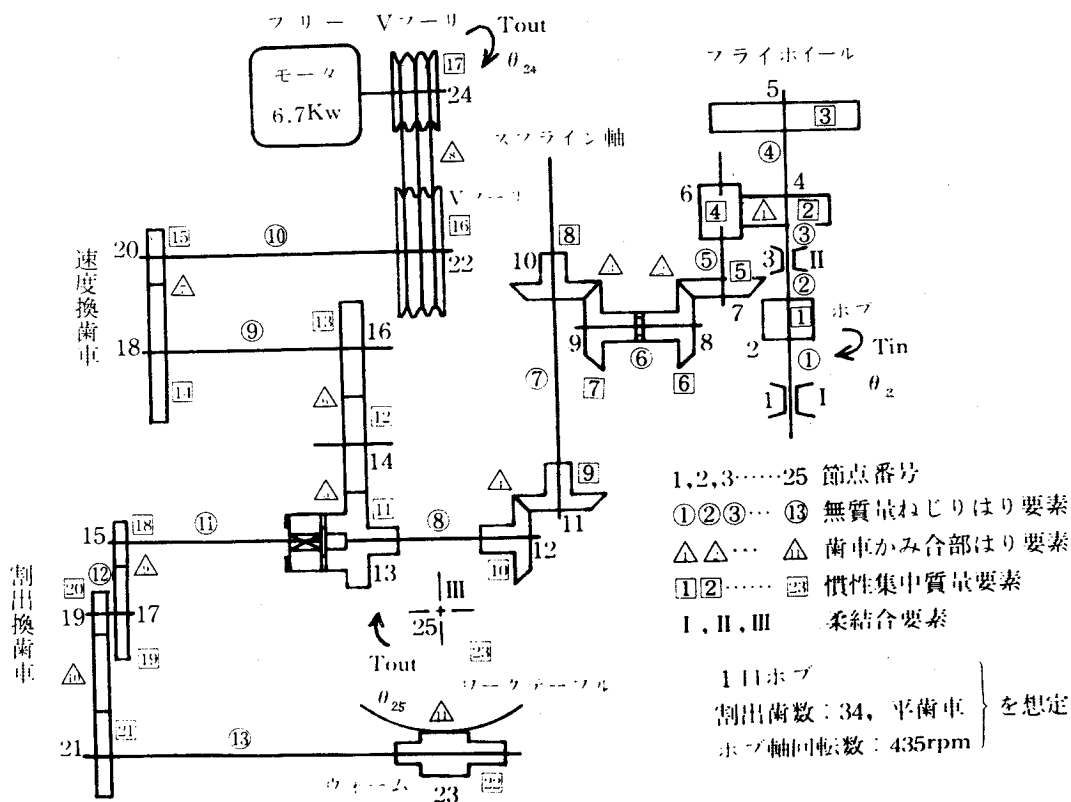


図 6.9 供試ホブ盤の理論モデル

ている。図 6.11 に示す 34.3Hz の振動モード形図より、この振動モードではホブ・ワークテーブル間の駆動系はほとんどねじれ変形しないが、V ベルトが弱いばねとなり被動側プーリからホブまでの系列と被動側プーリからワークテーブルまでの系列のねじり振動に位相差が生じてホブ・ワークテーブル間の相対コンプライアンスが極大値を示していると理解できる。

ねじり剛性の解析結果は位相差については多少問題が残るが、その他については実験結果と良く一致し、実用に十分役立つ解析法であることが再確認される。

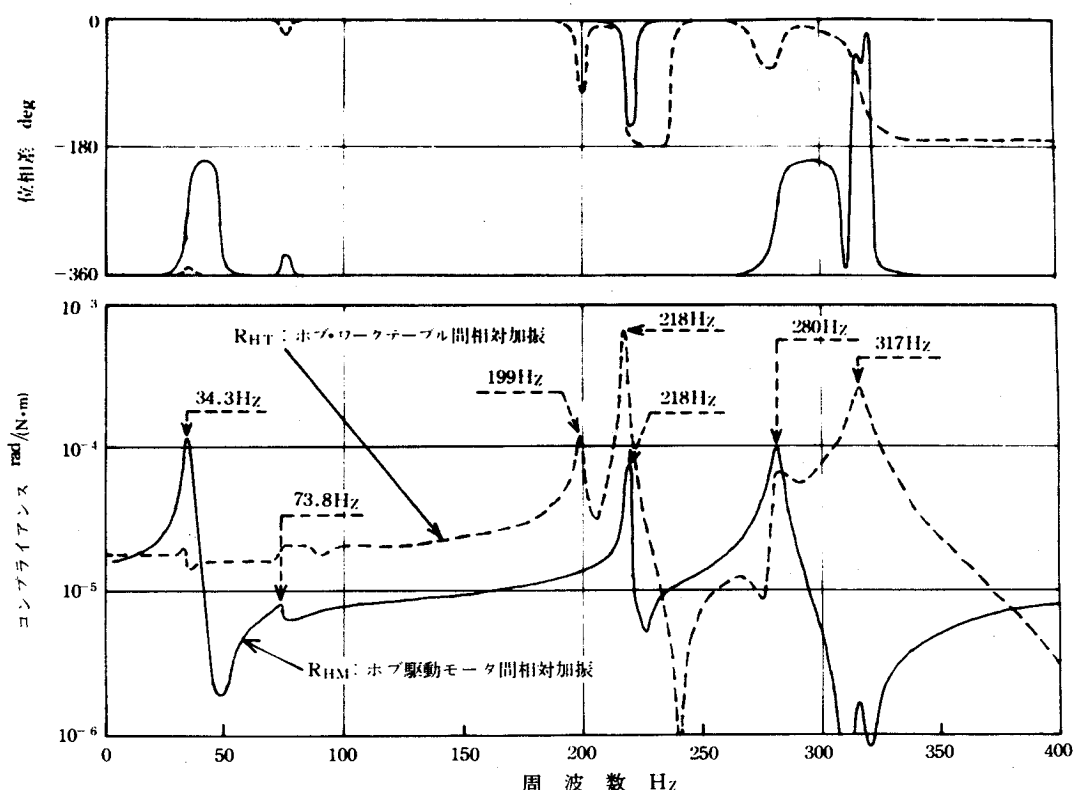


図 6.10 ホブ・駆動モータ間およびホブ・ワークテーブル間相対加振に対するホブ・ワークテーブル間相対コンプライアンス R_{HM} および R_{HT} の周波数応答計算結果

6.5 切削試験

歯車素材 SCM420H (SCM22H) ($H_B 180 \sim 200$) にモジュール 6, 歯数 33 の平歯車を切込み 1.3mm, ホブヘッドの送り 0.50mm/rev, クライム・カットで荒削りし, その後に切込み 0.44mm, ホブヘッドの送り 0.50mm/rev, コンペンショナブル・カットで仕上削りを行なう。ホブ軸回転数を 100, 150, 180 および 220 rpm と変えて切削試験を実施した。切削油剤は出光興産の SH-60 を 20ℓ/min 供給した。各試験における割出誤差をデータレコーダに収録したのち FFT 処理して図 6.12 および図 6.13 に示すキャンベル線図を作成した。使用ホブは SKH56 相当, JIS 1 級, 1 条, 10 溝, 外径 115mm であ

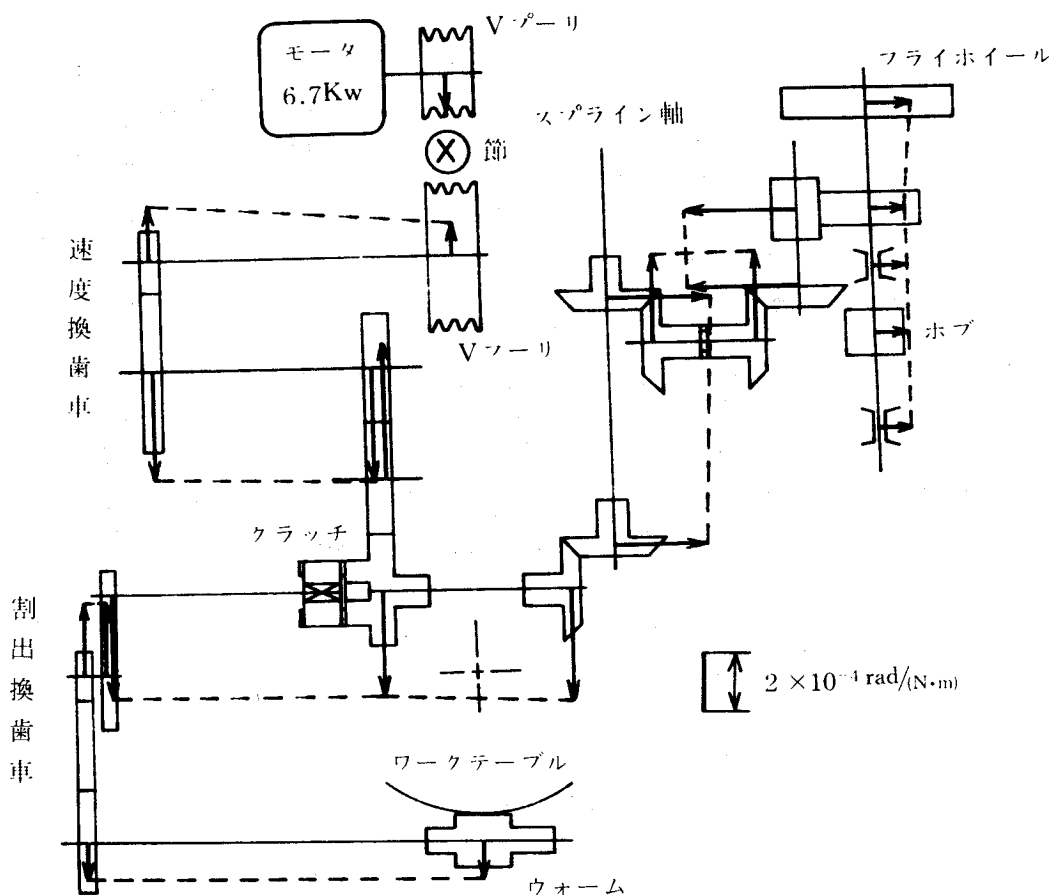


図 6 . 11 34.3Hz の振動モード形の計算値

り、切刃の断続周波数および高次周波数を同図中に示した。図 6 . 12 の荒削り時のキャンベル線図より、20~50Hz とくに 30Hz 付近の断続周波数と一致する割出誤差が最も大きく、つぎにホブの回転周波数と一致する割出誤差および 70 Hz 付近の割出誤差が大きく認められる。ホブの回転周波数に原因する割出誤差はホブの取付けの偏心、切刃先の不整いおよびホブの切削機構による強制振動であり、一方 30Hz 付近および 70Hz 付近の割出誤差は切削加振試験で求められ図 6 . 7 (B)、解析結果図 6 . 10 で確認された駆動系のねじり固有振動数が切刃の断続による強制力によって励起され大きく現われたものと考えられ、図 6 . 13 の仕上削り時の場合には切削トルクの変動量が小さいため荒削り時の場合ほど顕著でな

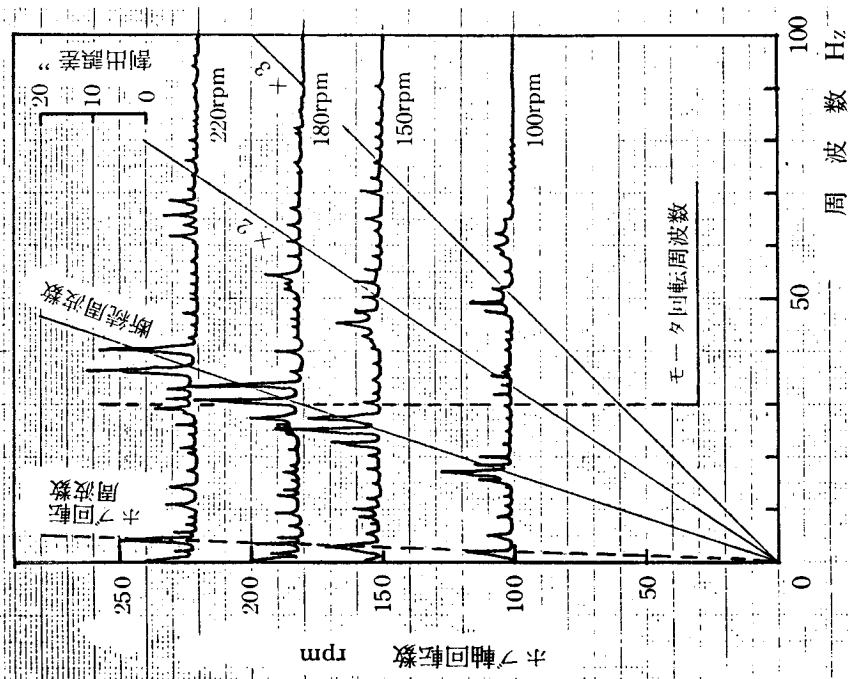


図 6.12 荒削り時の割出誤差のキャンベル線図

モジュール：6，歯数：33枚，平歯車
 歯車素材：SCM420H (SCM22H)
 (HB180~200)，切込み：1.3 mm
 ホブヘッドの送り：0.5mm/rev

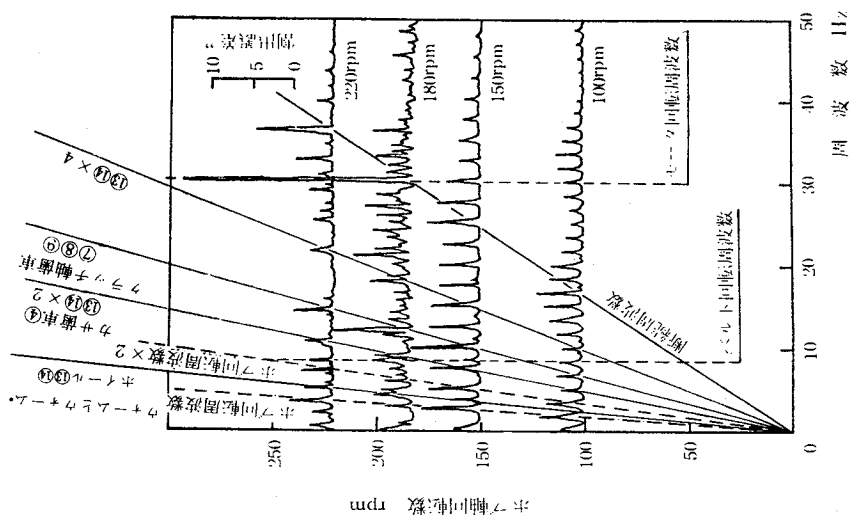


図 6.13 仕上削り時の割出誤差のキャンベル線図

モジュール：6，歯数：33枚，平歯車
 歯車素材：SCM420H (SCM22H)
 (HB180~200)，切込み：0.4 mm
 ホブヘッドの送り：0.5mm/rev

い。ホブ軸回転数 180rpm の場合、30Hz に大きな割出誤差成分が認められるが、これは切刃の断続周波数と駆動モータの回転周波数が駆動系のねじり固有振動数に合致したために発生した共振現象と考えられる。図 6.1 に示した供試ホブ盤の運動伝達系図より、各運転状態における各歯車の回転周波数とかみ合周波数およびベルトの回転周波数を算出し、仕上削り時のキャンベル線図と対照すると図 6.13 中に示すようにウォーム⑬とウォーム・ホイール⑭のかみ合、ホブ軸駆動用かさ歯車④、クラッチ軸歯車⑦⑧⑨およびベルト回転周波数に原因する割出誤差が認められ、これらは歯形誤差にも影響しているものと推測できる。

6.6 空転試験

切削試験と全く同一条件で空転して割出誤差をデータレコーダに収録したのち FFT 処理して空転時のキャンベル線図を作成した。図 6.14 がその結果であり、図 6.1 に示す運動伝達系に基づいて各割出誤差成分の原因箇所を推測すると同キャンベル線図中に記入したように求まる。供試ホブ盤は約 20 年間生産現場で使用されてきたものであり、ワークテーブル駆動用のウォーム⑬とウォーム・ホイール⑭のかみ合部の摩

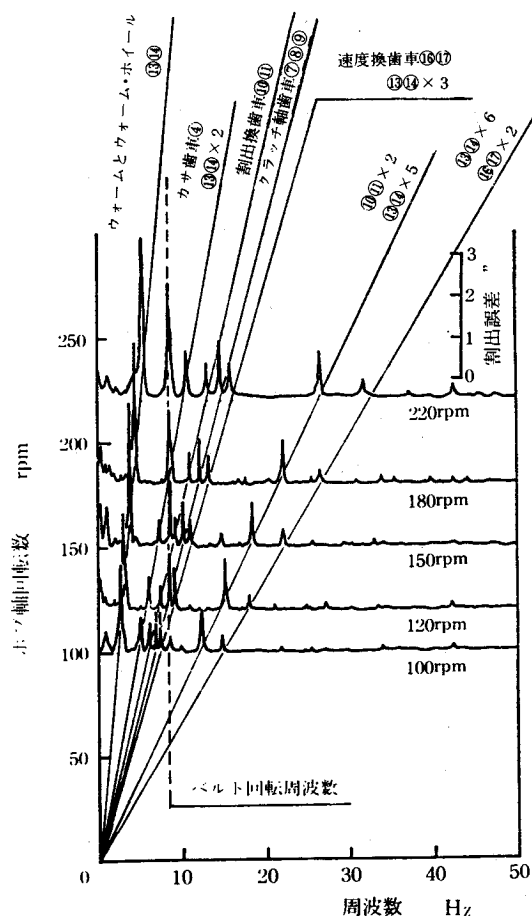


図 6.14 空転時の割出誤差のキャンベル線図
歯数 33 枚の平歯車を想定
ホブヘッドの送り停止

耗がかなり進行していると推測でき、その部分のバックラッシュ量の再調整が必要と思われる。^{*}さらに、ホブ軸回転数が高速になる程ベルト回転周波数に原因する割出誤差が増大しており、ベルトを新しいものに交換することによって改善できるものとする。

6.7 歯形誤差のフーリエ解析

第4章に詳述した歯形誤差のフーリエ解析の手法を本歯切試験結果に適用する。図6.15はホブ軸回転数220rpm、切込み0.44mm、ホブヘッドの送り0.5mm/revで仕上削りした連続する7枚の歯の左右両面歯の歯形誤差試験結果である。その時の割出誤差の周波数成分は仕上削り時の割出誤差のキャンベル線図、図6.13中の最上部（ホブ軸回転数220rpm）に示されている。

図6.15の歯形誤差試験結果をサンプリング時間 $\Delta t = 0.0077s$ 、したがって $f_{max} = 64.9Hz$ 、 $\Delta f = 3.67Hz$ で左右両歯面についてフーリエ解析した結果が図6.16(A)および(B)である。同図に示された歯形誤差の周波数成分と図6.13中の同一歯車を仕上削りした時の割出誤差の周波数成分を比較すると、図6.16(A)および(B)の上部に記入したように歯形誤差の原因となる駆動系箇所が明確となる。ホブのトレーリング切刃（受け勝手の切刃）で創成される左歯面の歯形誤差はホブの回転周波数に原因する誤差成分が最も顕著であり、その他にベルト回転周波数、クラッチ軸歯車⑦⑧⑨およびウォーム⑬とウォーム・ホイール⑭に原因する誤差成分が認められる。ホブのリーディング切刃（逃げ勝手の切刃）で創成される右歯面ではベルトに原因する誤差成分は認められず、かさ歯車④および切刃の断続周波数に原因する誤差成分（多角形誤差）が明確に認められ、その他は左歯面と同様である。

*）ウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量をウォーム・ホイールの各歯について実測したところ約0.07mm（ワークテーブル外周で円周方向）と求まり、この値はホブ盤メーカーの推奨値0.03～0.05mmの約2倍であることが確認された。また、ワークテーブルの特定位置でバックラッシュ量が異常に大きく、それに対応する位置で割出誤差の時間波形が急激に変動することも確認された。

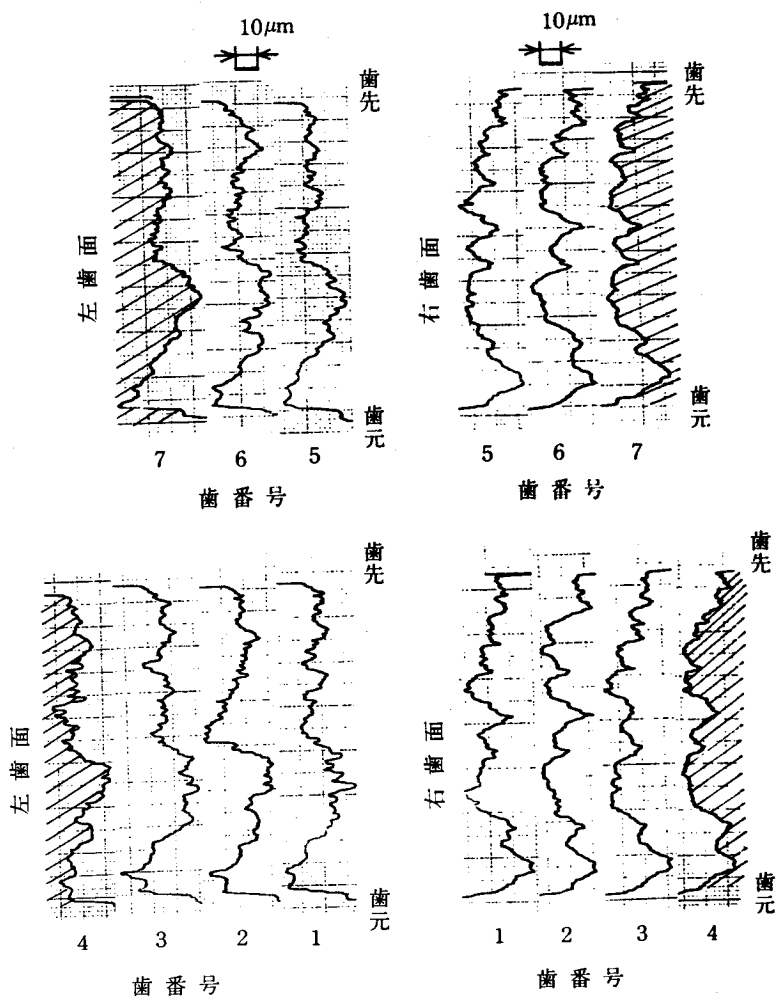


図 6.15 歯形誤差の試験結果

歯形誤差を最も乱しているホブの回転に同期する誤差成分について検討する。ホブによる創成歯切りではその性質上、切削に関与する各切刃の切削量が異なるため、たとえ正しいホブが正しく取付けられていてもホブ1回転を1周期とする³⁾切削トルクの変動が発生する。荒削り時および仕上削り時に実測された切削トルクについて全振幅と変動分がホブ回転数によって変化する様子を図 6.17 に示す。同図より、図 6.15 に示した歯形誤差が創成される時の切削トルクの変動分は約 $60 \text{ N} \cdot \text{m}$ と求まり、図 6.5 に示した駆動系のねじり静変形特性の値 $3.40 \times 10^{-5} \text{ rad} / (\text{N} \cdot \text{m})$ に基づいて、この切削トルクの変動分によって駆動形がねじり変

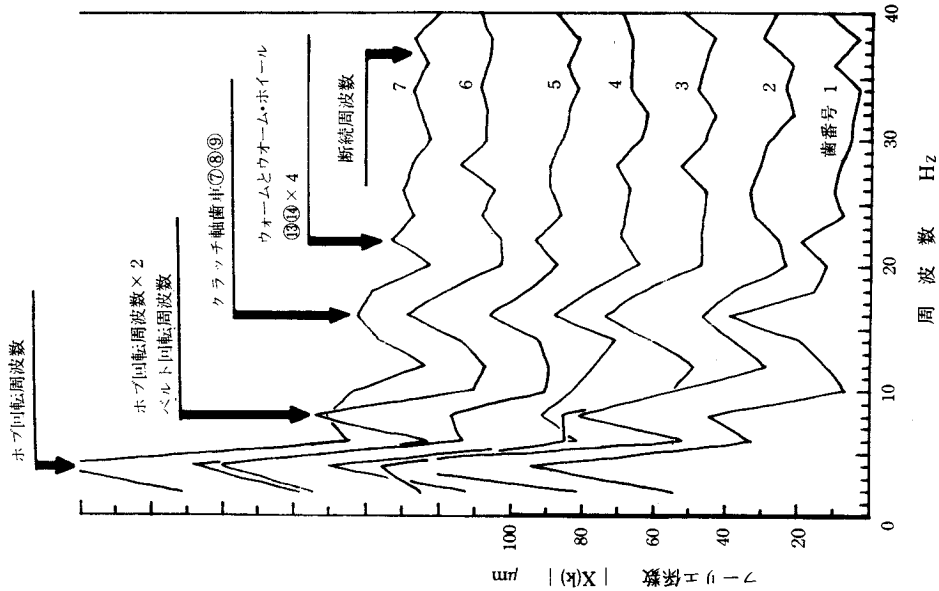


図 6.16 (A) 歯形誤差の周波数分析結果 (左歯面)

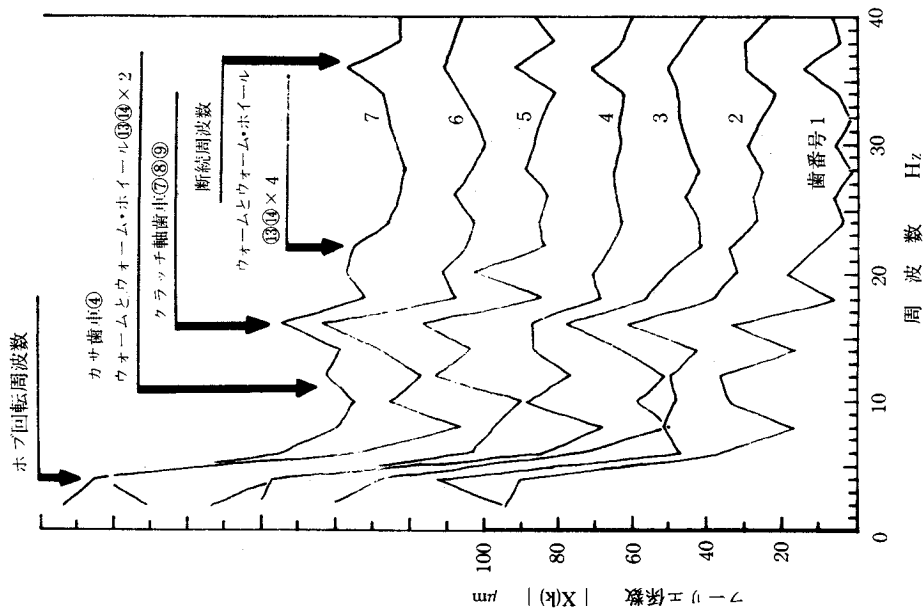
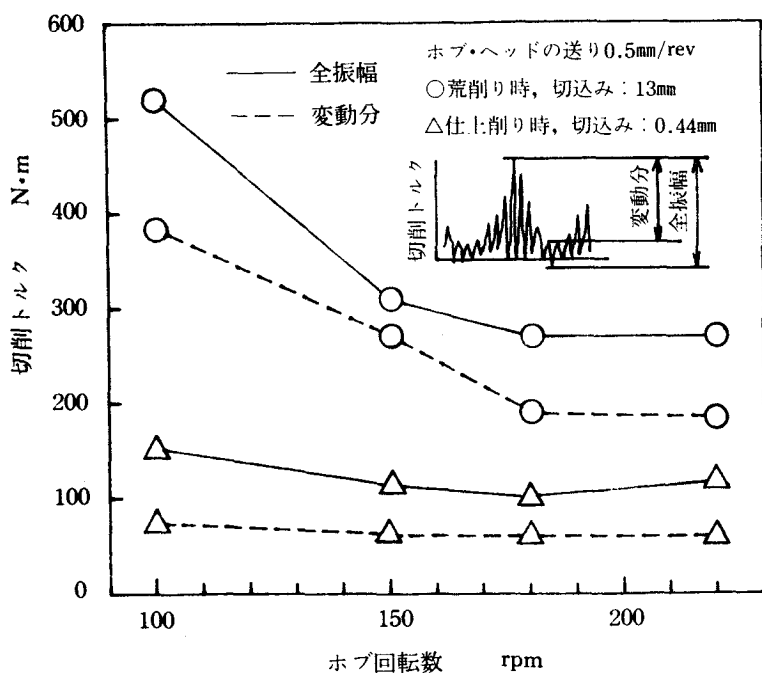


図 6.16 (B) 歯形誤差の周波数分析結果 (右歯面)



モジュール：6，歯数：33枚，平歯車
 歯車素材：SCM420H(SCM22H)(H_B180～200)

図 6.17 ホブ回転数と切削トルク全振幅および変動分の関係

＊)

形した結果発生する歯形誤差量を算出すると約 $6.3\mu\text{m}$ と求まる。図 6.15 の歯形誤差試験結果は左右両歯面とも $20\sim 30\mu\text{m}$ の最大歯形誤差の値を示しており、駆動系のねじり変形に原因する歯形誤差はこの約 $1/5\sim 1/3$ の値である。ホブが多少でも偏心して取付けられると切刃作用点が正しい位置からずれるだけでなく切削トルク変動分が増加するので、ホブの回転に起因する歯形誤差が増大することになる。

以上の検討より、駆動系のねじり静変形特性の値は中モジュールおよび大モジュール歯車の歯切精度、さらには一回切りで仕上げる歯車の歯切精度に強く影響する重要な特性値であり、ホブ径は小さい方が歯切精度上望ましいことが理解できる。

＊) ホブの回転に同期する切削トルクの変動周波数は約 3.7Hz と低周波のため静的に扱えると考えて、歯形誤差の影響量を算出すると、 $60 \times 3.40 \times 10^{-5} \times 51.5 \times \sin(3^\circ 26') = 0.0063\text{mm} = 6.3\mu\text{m}$ と求まる。ここで、 51.5mm はホブのピッチ円半径、 $3^\circ 26'$ はホブ切刃の進み角である。

表 6 . 1 供試ホブ盤の振動解析試験結果一覧表

中型精密生産ホブ盤 昭和36年購入 6.7kw/1800rpm モジュール 8 まで 重量5.5ton

(1) ホブ軸スラスト 方向静特性試験	(2) 駆動系のねじり 静特性試験	(3) 駆動系のねじり 動特性試験 (舞いツールによる 切削加振)	(4) ホブヘッド送り 駆動系の動特性 試験 (舞いツール による切削加振)	(6) 切削試験	(7) 空転試験	(8) 歯形誤差の フリーエ解析
0.00326 $\mu\text{m}/\text{N}$ (0.032 $\mu\text{m}/\text{kgf}$) 負荷と除荷の間にヒ ステリシスが認めら れる。	切削トルク方向 $3.40 \times 10^{-5} \text{rad}/(\text{N}\cdot\text{m})$ ($3.33 \times 10^{-4} \text{rad}/\text{kgf}\cdot\text{m}$) 切削トルクの逆方向 $2.55 \times 10^{-5} \text{rad}/(\text{N}\cdot\text{m})$ ($2.50 \times 10^{-4} \text{rad}/\text{kgf}\cdot\text{m}$)	固有振動数 (1) 約30Hz (2) 約 70~80Hz いずれも減衰状態良 好	固有振動数 約 20Hz	荒削り 断続周波数が駆動系 のねじり固有振動数 約30Hzと合致する と割出誤差が異常に 増大する。 その他に、ホブの回 転に原因する割出誤 差が大さい。	つぎの箇所に原因す る割出誤差が確認さ れた。 ○ウォームとウォー ム・ホイールの かみ合 ○カサ歯車④ ○割出換歯車⑩⑪ ○クラッチ軸歯車 ⑦⑧⑨ ○速度換歯車⑬⑭ ○Vベルト	つぎの箇所に原因す る歯形誤差が確認さ れた。 右歯面 (リデーリン グ側切刃) ○ホブ回転周波数 ○カサ歯車④ ○ウォームとウォー ム・ホイール ○クラッチ軸歯車 ⑦⑧⑨ ○断続周波数 左歯面 (トレーリン グ側切刃) ○ホブ回転周波数 ○ベルト回転周波数 ○クラッチ軸歯車 ⑦⑧⑨ ○ウォームとウォーム・ホイール (注)ホブ回転周波数に 原因する歯形誤差 は左歯面で顕著
静的剛性値はいずれも十分に大きい。		(5) 駆動系のねじり 動特性解析	仕上削り ウォーム回転周波数、 カサ歯車④、クラッ チ軸歯車⑦⑧⑨に原 因する割出誤差が確 認される。			
		約30Hzおよび約70 ~80Hzの2つの固 有振動数は理論解析 の結果で確認された。				

6.8 試験結果の評価および検討

割出誤差に注目した一連の振動解析試験結果をまとめると表6.1のように要約される。すなわち、

- 1) 静的剛性値は十分に大きい。
- 2) 駆動系のねじり固有振動数は約30Hz および70~80Hz にあり、断続周波数がこれに合致しないことが必要である。
- 3) 空転試験の結果、ウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量の再調整およびVベルトの交換は割出精度向上に効果が大きい。
- 4) 歯形誤差はホブ回転に起因する成分が最も大きく、その他にベルトの回転、クラッチ軸歯車およびウォームとウォーム・ホイールに起因する成分が認められる。

本ホブ盤について具体的な改善策としてあげうるものはウォームとウォーム・ホイールかみ合部のバックラッシュ量の再調整およびVベルトの交換の二つであり、運転条件としてはホブ軸回転数を切刃の断続波数が駆動系のねじり固有振動を励起しないように、しかもできるだけ高速側に設定することにより高能率・高精度の歯切加工が実現できるものと予測される。

6.9 補修後の試験結果

6.9.1 バックラッシュ量の調整

ウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量をホブ盤メーカ指定の測定法でウォーム・ホイールの各歯位置でワークテーブル全周にわたって測定した。図6.18がその結果であり、同図中の○印が示すようにバックラッシュ量は約0.07~0.10mm と確認された。この値はホブ盤メーカの推奨値0.03~0.05mm の約2倍である。

そこで、複リードウォームを軸方向に適量移動したのち、トルク・レンチを

*) ワークテーブル上面のT溝を利用して直径約306mmの所にドッグを取付ける。このドッグにダイヤルゲージを水平にかつT溝に直角に当てる。ワークテーブル上面の別のT溝をはさみ、適当な力でゆっくり前後に動かす。この時のダイヤルゲージの読みがウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量である。

用いて約 $9800\text{N}\cdot\text{m}$ ($1000\text{kgf}\cdot\text{m}$) の一定トルクをワークテーブルに負荷し、その時のバックラッシュ量が約 0.03mm になるように調整を行なった。図 6.18 中の△印が調整後のワークテーブル全周のバックラッシュ量を示している。

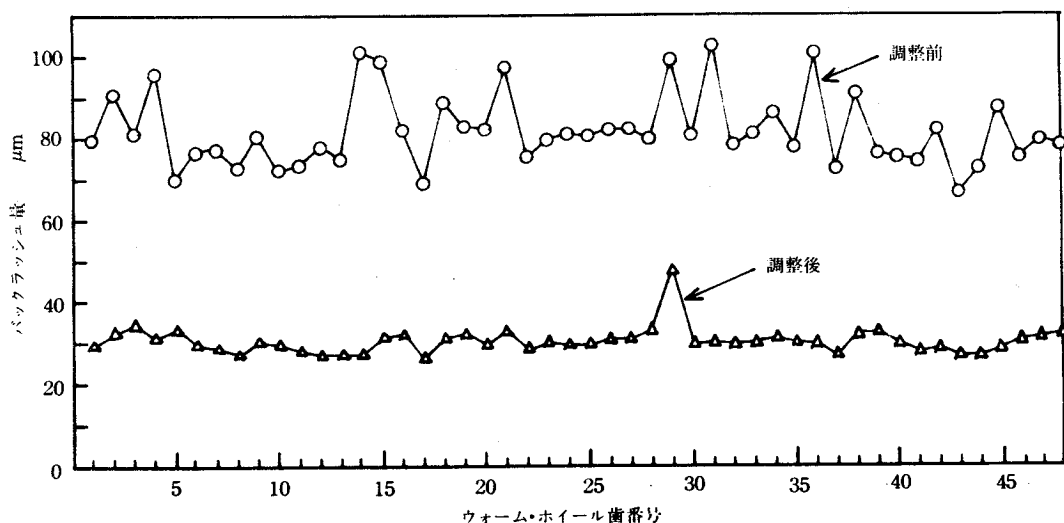


図 6.18 調整前後のウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量測定結果

6.9.2 補修後の空転試験

ウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量を適正值(約 0.003mm)に調整したのち空転試験を実施し、割出誤差とホブヘッドの切込方向およびホブ軸方向の振動変位を測定し、キャンベル線図を作成した。なお、今回の空転試験は高能率ホブ切りの可能性を確認することも目的であるので、ホブ軸回転数を最高 380rpm まで試験した。図 6.19 が割出誤差のキャンベル線図であり、図 6.1 に示した運動伝達系図から推定された各割出誤差成分の原因箇所が同キャンベル線図中に記入してある。ウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量補正前のキャンベル線図、図 6.14 と比較すると、ウォーム⑬とウォーム・ホイール⑭のかみ合に原因する割出誤差がホブ軸回転数 220rpm の場合約 $1/20$ に減少しており、改善された様子が良く理解できる。さらに、図 6.14 と同様、ホブ軸回転が高速になる程各割出誤差成分は増大しているが、最高回転数の

380rpmでも最も顕著な割出誤差成分は約1秒であり、割出誤差に関してはバックラッシュ量がかなり理想的な状態に調整されたものと理解できる。

＊)

図6.20および図6.21は空転時のホブヘッドの切込み方向およびホブ軸方向の振動変位のキャンベル線図である。図6.1に示した運動伝達系図から推定される各振動変位成分の強制振動源が両キャンベル線図中に記入してある。両図において、ホブヘッドの切込み方向の振動変位にはホブ軸駆動系のカサ歯車④、スプライン軸のカサ歯車⑤⑥、クラッチ軸の歯車⑦⑧⑨およびモータの回転に起因する成分が明確に認められる。

ホブ軸回転数が260rpmになると、10Hz付近に原因不明の振動変位成分が僅かに現われ、308rpm、380rpmとホブ軸回転数が増加するとこの振動変位成分は増大し、しかも広い周波数範囲に櫛状に広がっている。

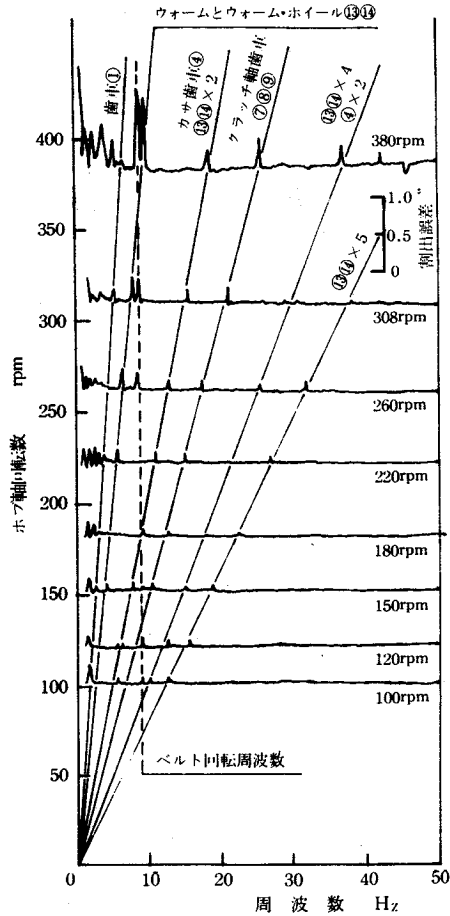


図6.19 空転時の割出誤差のキャンベル線図

歯数33枚の平歯車を想定、ホブヘッドの送り停止

＊＊)

＊) 図6.20および図6.21中の各振動変位は約10Hz以下の低周波数で利得が急減するチャージ・アンプで記録されたものである。図6.20中の34Hz付近に構造動特性と記してあるのは、本論文には割愛したが構造動特性試験で約31.4Hzの固有振動は構造全体がホブの切込み方向に振動する剛体モードであることが確認されている。

＊＊) 現在のところ、ベルトが原因しているのではないかと推測している。

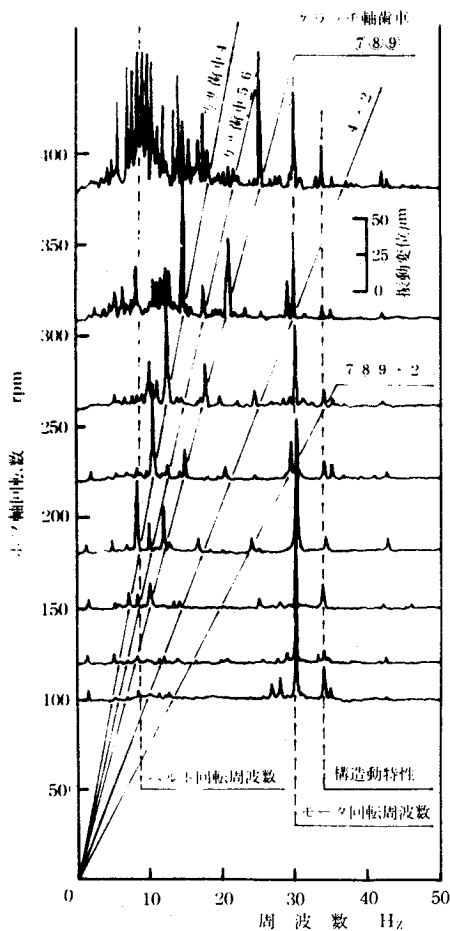


図 6.20 空転時ホブヘッド切込み方向振動変位のキャンベル線図
歯数 33 枚の平歯車を想定、ホブヘッドの送り停止

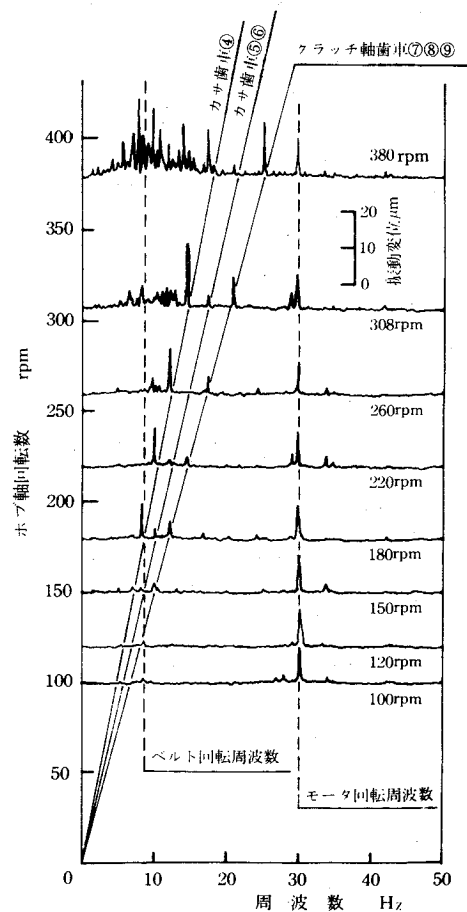


図 6.21 空転時ホブヘッドホブ軸方向振動変位のキャンベル線図
歯数 33 枚の平歯車を想定、ホブヘッドの送り停止

この傾向は切込み方向の振動変位を示す図 6.20 で一層顕著であり、チャージ・アンプの特性を考慮するとその振動変位は 10 Hz 付近で 0.1 mm 以上にも達している。

以上に示した補修後の空転試験の結果より、割出誤差はかなり理想的状態に近く、ホブ軸の高速回転域まで良好な結果が得られたが、ホブヘッドの振動変

位，特に切込み方向の振動変位にはホブ軸回転数が308および380rpmの高速の場合に10Hz付近の低周波数域に未だ原因のわからない振動の発生することが確認された。

6.10 高能率ホブ切りの可能性

6.10.1 高能率歯切試験

割出誤差に注目した一連の試験により，供試ホブ盤のホブ・ワークテーブル間の駆動系のねじり固有振動数は約30Hzおよび70～80Hzと確認された。そこで，ホブ切刃の断続周波数が40～60Hzとなるような高速ホブ切りを6.5の切削試験で実施したのと全く同一歯車素材（SCM420H（SCM22H）， H_B 180～200）に全く同一平歯車（モジュール6，歯数33）を切込み13.5mm，ホブヘッドの送り1.5mm/revのクライム・カット1回切りで実施してみた。使用ホブは切削速度が100m/min以上の高速になるため，逃げ面摩耗に対して効果のある TiN コーティングしたものとし，ホブの母材および形状は6.5の切削試験で使用したものとはほぼ同一で，SKH55相当，JIS1級，1条，10溝，外径125mmである。ホブ軸回転数220rpm（切削速度86m/min），260rpm（102m/min），

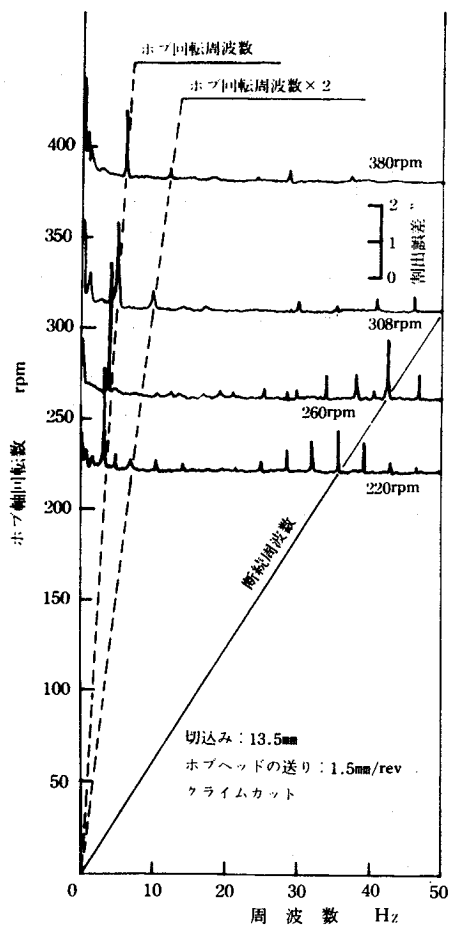


図 6.22 歯切時の割出誤差の
キャンベル線図

308rpm (121m/min) および 380rpm (149m/min) の場合のホブとワークテーブル間の割出誤差のキャンベル線図を図 6.22 に示す。ウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量を調整したために各ホブ軸回転数における割出誤差の各成分の値は図 6.12 の場合よりはるかに減少しており、ホブの回転と切刃の断続周波数に原因する成分のみが顕著に認められる。図 6.23 および図 6.24 はホブヘッドの切込み方向およびホブ軸方向の振動変位のキャンベル線図である。空転試験の同様のキャンベル線図、図 6.20 および図 6.21 と比較すると切込み方向の振動変位の各成分は歯切時には約 $1/3$ に減少しており、ホブ軸方向の振動変位は約 3 倍に増大している。空転試験でホブ軸回転

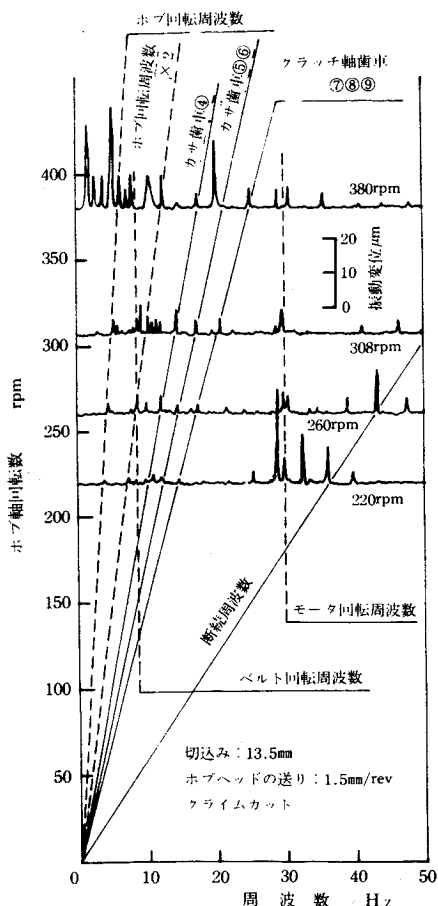


図 6.23 歯切時ホブヘッド切込み方向振動変位のキャンベル線図

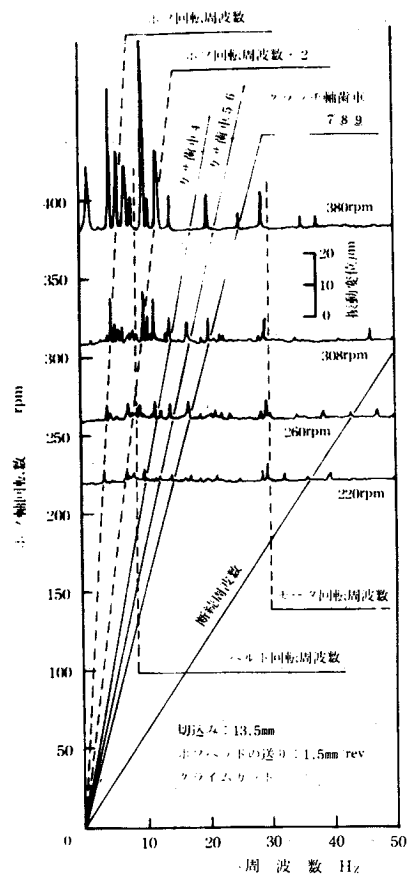


図 6.24 歯切時ホブヘッドホブ軸方向振動変位のキャンベル線図

数 308rpm および 380rpm の場合に認められた 10Hz 付近の振動は歯切時の図 6.23 および図 6.24 中にも認められ、ホブ軸方向の振動変位において顕著である。

すくい面に T_iN コーティング層がある場合の歯切精度の一例を図 6.25 および図 6.26 に示す。図 6.25 はホブ軸回転数 260rpm (切削速度 102m/min)

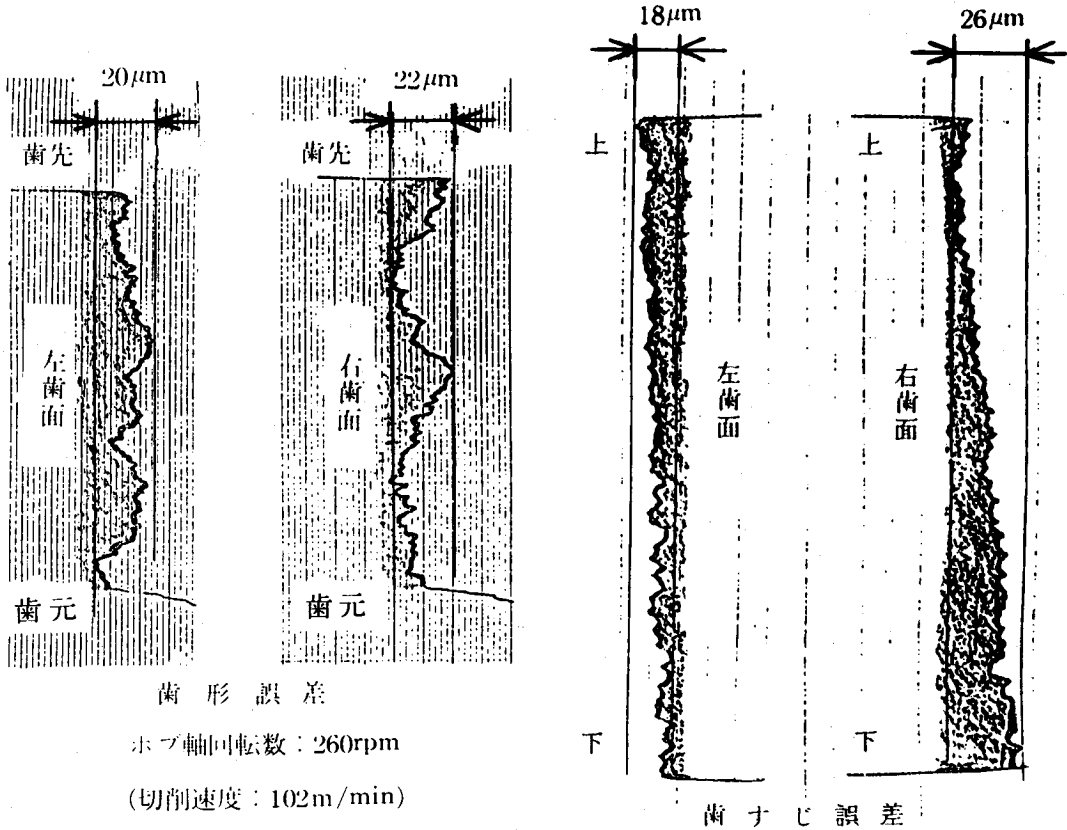


図 6.25 歯切精度の一例

(すくい面に T_iN コーティング層がある場合)

の場合、図 6.26 はホブ軸回転数 380rpm (切削速度 149m/min) の場合の左右両歯面の歯形誤差および歯すじ誤差であり、切込み 13.5mm、ホブヘッドの送り 1.5mm/rev の 1 回切りという高能率なホブ切りを実施しても図 6.15 に示したホブ軸回転数 220rpm (切削速度 80m/min) で 2 回切りした歯車とほぼ同精度の歯車がホブ切りできていることが明らかとなった。

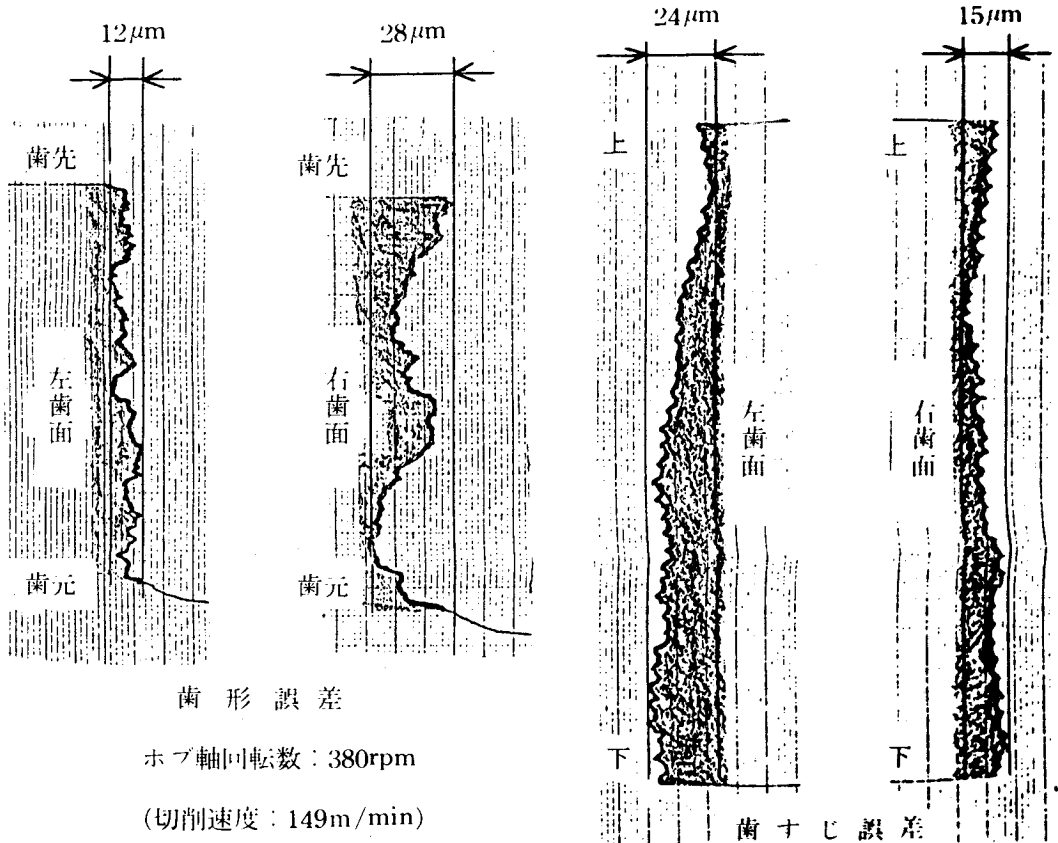


図 6.26 歯切精度の一例

(すくい面に T_iN コーティング層がある場合)

このような高能率ホブ切りが加工現場で実施可能かどうかを確認するために、逃げ面^{*)}摩耗幅 0.6mm を寿命判定基準としてホブの寿命試験を実施した。被削歯車、使用ホブは前述したものと全く同一であり、切込み 13.5mm、ホブヘッドの送り 15mm/rev でまずホブ軸回転数 260rpm (切削速度 102m/min) で逃げ面最大摩耗幅が 0.6mm になるまで歯切りし、つぎにホブをシフトしてホブ軸回転数 308rpm (切削速度 121m/min) さらにホブ軸回転数 380rpm (切削速度 149m/min) で寿命になるまで歯切りしたのちホブを再研削し、このサイクルを 3 回繰り返してホブの寿命線図を作成した。図 6.27 がその結

*) 加工現場で実施されているホブの寿命判定基準である。

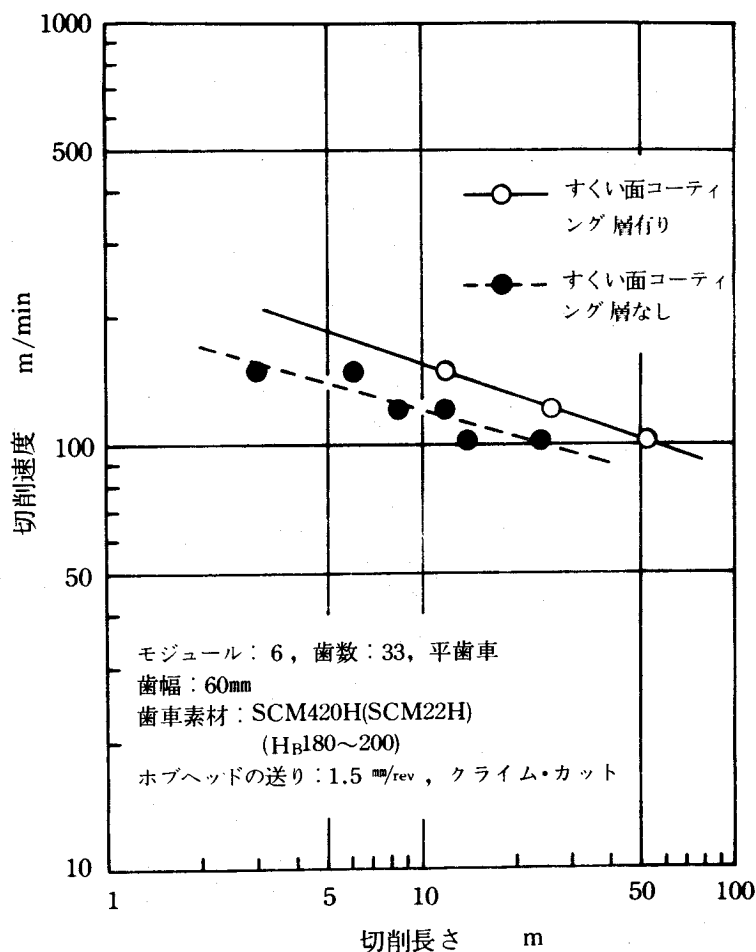


図 6.27 ホブの寿命線図

果であり、横軸の切削長さはホブが寿命に達するまでの被削歯車の（歯幅）×（歯数）である。同図より、ホブのすくい面（FACE）に T_iN コーティング層がある場合とない場合で寿命が明確に異なり、 T_iN コーティング層がある方が寿命が2倍以上長くなっていることがわかる。現在、加工現場で実施されている同一歯車の歯切条件は普通ホブを使用して切削速度約 40m/min の2回切りであり、それでも切削長さ 40m 位でホブが寿命に達することを考慮すると図 6.27 中の切削速度 102m/min （ホブ軸回転数 260rpm ）の高速ホブ切りが T_iN コーテッド高速度工具鋼（HSS）ホブを使用して経済的にも十分実施可

能であると判断できる。切削速度 $102\text{m}/\text{min}$ の高速ホブ切りが実施されると切削速度は現行の約 2.5 倍、2 回切りを 1 回切りとすると合計約 5 倍の歯切能率の向上が期待できる。

6.10.2 今後の課題

図 6.28 はホブ軸回転数 380rpm (切削速度 $149\text{m}/\text{min}$) で寿命に達したホブ切刃を示している。ホブ軸回転数 308rpm (切削速度 $121\text{m}/\text{min}$) の場合と同様、外周切刃にマイクロチッピングが発生し、それらが連なって外周二番摩耗幅が 0.6mm となっていることがわかる。この主たる原因は図 6.20 の空

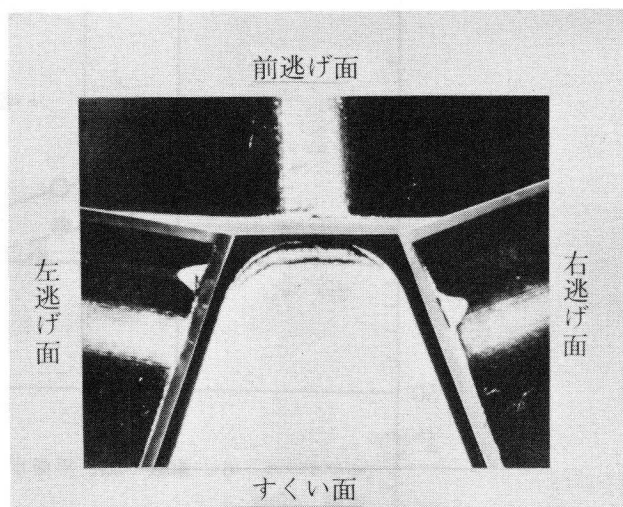


図 6.28 ホブ切刃の摩耗状況

ホブ軸回転数: 380rpm

(切削速度: $149\text{m}/\text{min}$)

切削長さ: 11.9m

すくい面に T_iN コーティング有り

の歯切試験におけるホブヘッドの切込み方向振動変位のキャンベル線図中に認められる 10Hz 付近の振動と考えられる。この原因を明確にし、対策をこうずればマイクロチッピングの発生はある程度防げ、ホブの寿命の延長が計れると考える。

図 6.29 は再研削してすくい面の T_iN コーティング層がなくなったホブで、ホブ軸回転数 260rpm (切削速度 $102\text{m}/\text{min}$)、切削長さ 13m 削った時の切刃の摩耗状況を示している。すくい面にはクレータ摩耗がかなり進行しているが切刃稜にはチッピングが発生しておらず外周二番摩耗が進行して角摩耗は

*) 現在のところベルトが原因しているのではないかと推測している。

顕著でないことがわかる。図 6.27 ですくい面に TiN コーティング層がある場合とない場合で寿命に 2 倍以上の差が現われることが確認されたが、これはすくい面の TiN コーティング層には溶着物を発生しにくくする効果があり、この効果によってすくい面のクレータ摩耗の進行が抑制され、したがって外周切刃の

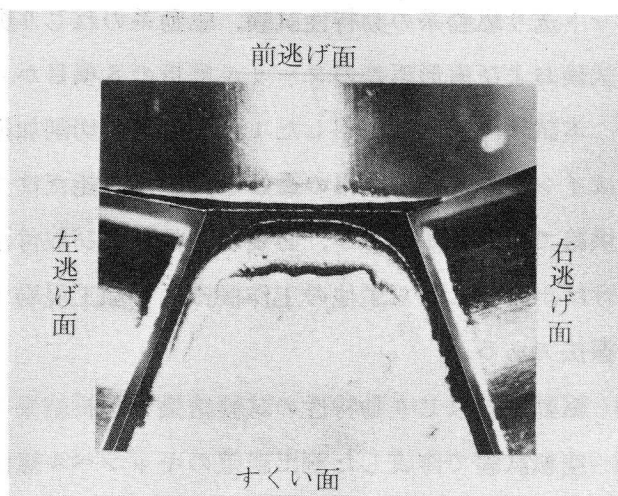


図 6.29 ホブ切刃の摩耗状況

ホブ軸回転数：260rpm

(切削速度：102m/min)

切削長さ：13m

すくい面に TiN コーティング層なし

強度が保たれ、外周二番摩耗の進行が抑制されたものと理解できる。以上のことより、再研削後のすくい面に溶着物の発生を抑制できるような簡単な処理法が開発され実施されるようになれば、ホブ寿命が延長でき、中モジュール歯車の高効率ホブ切りを一層効果的なものとするであろう。

歯面の歯形方向のあらさもすくい面の TiN コーティング層がなくなると約 2.5 倍大きくなるという結果が得られたが、これも TiN コーティング層がなくなると構成刃先等⁴⁾の溶着物が発生しやすくなるためと理解している。しかし、浸炭焼入れあるいは高周波焼入れ後シェービングあるいは研削仕上する歯車についてはそれ程問題にしないで良いと考えられる。

6.11 結 論

割出誤差測定法をも組み込んだ一連の動特性試験法を考察し、実施したところ以下のことが明らかとなった。

- (1) 割出誤差に注目して新たに考案した動特性試験法はホブ軸スラスト方向静特性試験、駆動系のねじり静特性試験、駆動系のねじり動特性試験、ホブへ

ッド送り駆動系の動特性試験，駆動系のねじり動特性解析，切削試験，空転試験および歯形誤差のフーリエ解析の8項目からなっている。

- (2) 本試験で新たに採用した1枚刃工具の切削加振によるインパルス応答試験はインパルスの時間幅の微妙な調整が可能だけでなく大きな加振エネルギーが供給できる長所があり，必要な工具および取付治具をあらかじめ製作しておけばホブ盤に限らず他の工作機械にも加工現場で容易に実施できる便利な加振法である。
- (3) 駆動系のねじり動特性の試験結果と解析結果の間には良い一致がみられた。
- (4) 空転試験で作成した割出誤差のキャンベル線図と駆動系図を対照することより，駆動系の異常箇所の診断が可能であり，歯形誤差のフーリエ解析結果はその異常箇所が歯切精度におよぼす影響を明確にする。
これらの技術はホブ盤に限らず他の工作機械設備の保守・管理に合理的に利用できる。
- (5) 歯形誤差に現われるホブ1回転に起因する成分はホブ・ワークテーブル間の駆動系のねじり静剛性に強く影響される。したがって，ホブ盤駆動系のねじり静剛性は大きい方が，また使用するホブの直径は小さい方が歯切精度の面から有利である。
- (6) 一連の振動解析試験結果より，供試ホブ盤で可能と考えられる高能率ホブ切りをT_iNコーテッド高速度工具鋼（HSS）ホブを使用して実施したところ，ホブの寿命を考慮しても切削速度102m/minの高速ホブ切りが十分実施可能なことがわかり，現行の約5倍の加工能率の向上が達成できることが判明した。

なお，本章に示した実用的動特性試験法は中型ホブ盤に限らず，小型ホブ盤および大型ホブ盤にも十分活用できる試験法である。

参考文献

- 1) 日本機械学会：歯車の製作とその運転技術に関する調査研究分科会・
研究成果報告書（昭和56年7月）
- 2) 星，中川：未発表データ
- 3) 寺島ほか1名：日本機械学会論文集（第3部）
43巻373号（昭和52年9月）
- 4) 梅崎ほか3名：日本機械学会論文集（C編）47巻，417号
（昭和56年5月）

第 7 章 総 括

7.1 本研究の目的と方法

大モジュール歯車や中硬度 ($H_B 350$ 程度) 歯車などそのまま使われることの多い歯車の加工に高速ホブ切りを実施するとホブ切刃のチッピングや欠損が発生しやすく加工能率がさほど向上できていないのが現状であるが、この種の問題を改善して高能率加工を実現することを目的として、本研究はホブ・ホブ盤・歯車素材を歯切加工システムとしてとらえ、ホブ・ワークテーブル間の割出誤差に注目した振動解析の手法を開発した。すなわち本研究は歯切中にも測定できる動的割出誤差測定法を開発し、その測定法を用いた振動解析の手法および実用的動特性試験法を新たに考案し実施した。つぎに加工されむ歯車の歯形誤差をフーリエ解析する手法および駆動系のねじり動特性の解析手法を示し、さらに高能率歯切加工を可能にするためのホブ盤駆動系の設計改良ならびに最適設計の指針を示した。

7.2 研究結果

得られたおもな結果をまとめるとつぎのようになる。

- (1) 第 2 章では回転速度変動の測定法を開発し、旋盤主軸とホブ盤のホブ軸およびワークテーブルについて歯切時にも実測した。その結果、回転速度変動はベルトの一巡と横振動によって誘起され、ベルト一巡に起因する回転速度変動は初期張力が増すほど増大し、ベルト本数が増すほど減少し、歯切時のホブ軸およびワークテーブルの回転速度変動には切刃の断続周波数およびその高次周波数が顕著に認められることを明らかにした。
- (2) 第 3 章ではワークテーブルの回転速度変動をホブ軸に取付けたロータリー・エンコーダのパルス時間間隔で積分して累積する新方式の動的割出誤差測定法を開発し空転時だけでなく歯切時にも実測した。その結果、荒削り時の割出誤差はホブの回転と切刃の断続周波数に起因する成分が顕著であり、仕上削り時の割出誤差はホブの回転に起因する成分以外は空転時とほぼ同様の成分が現われ、これら各成分を引き起こす駆動系の原因箇所が推定できること

を明らかにした。

- (3) 第4章ではインボリュート歯形の創成原理と歯形誤差の測定原理に基づいて歯形誤差をフーリエ解析する手法を示し、歯切りした歯車に適用した。その結果歯形誤差のフーリエ変換は仕上削り時の割出誤差のFFT処理結果と周波数領域で良く対応し、その主成分はホブの回転に相当する誤差でありその他に歯形誤差の原因となっている駆動系箇所が明確となり、空転時の割出誤差に対応する歯形誤差はホブのトレーリング側切刃で創成される歯面に現われやすいことが確認された。また、動的割出誤差測定法と歯形誤差のフーリエ解析手法はホブ盤設備の診断技術として有効に利用できることが明らかとなった。
- (4) 第5章ではホブ盤駆動系を歯車、プーリ、フライホイール等の慣性集中質量要素、駆動軸のような無質量ねじりはり要素、歯車かみ合部のような無質量かみ合部はり要素およびすべり軸受、テーブル案内面のような柔結合要素からなる四種類の要素でモデル化し、動剛性合成法電子計算機プログラムによりねじり静特性および振動特性を解析する手法を示し、実際の大型ホブ盤に適用した。その結果駆動系のねじり静特性および動特性、固有振動における振動モード形およびエネルギー分布が容易に計算でき、問題となる駆動系のねじり固有振動数に着目した具体的設計改善策を示すことができることを明らかにした。
- (5) 第6章では前章までに示した振動解析の各手法に基づき、ホブ・ワークテーブル間の動的割出誤差測定法を組み込んだホブ盤駆動系の静的ならびに動的ねじり特性に関する一連の試験法を新たに考案し、生産現場で広く実用に応用されている中型精密生産ホブ盤について実施した。その結果、供試ホブ盤の静的剛性値は十分に大きく、駆動系のねじり固有振動数は30Hzおよび70～80Hz、ホブヘッド送り駆動系の固有振動数は約20Hzと求まり、さらにウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量の再調整およびVベルトを交換する必要があることが明らかとなった。ウォームとウォーム・ホイール間のバックラッシュ量を適正值に調整したのち、ホブ切刃の断続周波数が駆動系のねじり固有振動数と合致しないよう配慮して、TiNコーテッド高

速度工具鋼（HSS）ホブを使用した高能率歯切試験を試みたところモジュール 6，歯数 33 の平歯車（材質 SCM420H（SCM22H），H_B180～200）を切削速度約 102m/min，ホブヘッドの送り 1.5mm/rev の 1 回切りという従来の約 5 倍の加工能率の向上が達成できることが明らかとなった。さらに，歯形誤差のフーリエ解析結果は第 4 章の結論と同様に有効な結果を示し，また駆動系のねじり静特性および動特性の解析結果はねじり静特性および動特性試験で求めた実験結果と良く一致し両解析手法の妥当性および有効性が再確認された。

謝

辞

本論文中の審査にあたり，細部にまでわたるご教示，ご指摘いただいた大阪大学・長谷川嘉雄教授はじめ津和秀夫，井川直哉教授に深く感謝の意を表します。

また，本研究を進めるにあたり，終始変らぬご指導を賜った豊橋技術科学大学・星鉄太郎教授に深甚なる感謝の意を表します。

実験・解析をすすめるにあたりご協力いただいた小松製作所・生産技術研究所，東芝機械(株)，榎藤鉄工所(株)および小野測器製作所(株)の関係諸氏に感謝の意を表するとともに各社におけるご活躍を期待致します。