

ISSN 0389-4010
UDC 621.822.6

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-902

振動の監視による転がり軸受の故障の早期発見の研究
(第3報 はく離の検出限界)

宮地敏雄・関勝美

1986年3月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

振動の監視による転がり軸受の故障の早期発見の研究*

(第3報 はく離の検出限界)

宮地 敏雄** 関 勝美***

An Investigation of Early Detection of Defects in Ball Bearings

by Vibration Monitoring

(3rd Report, Detection Limit of Flaking)

Toshio MIYACHI and Katsumi SEKI

ABSTRACT

With the advancement of vibration measurement techniques, it has become possible to detect very small defects in rolling element bearings. Some examples of early detection of bearing failure using piezoelectric accelerometers were introduced in our previous reports. However, the dimensions of the defects which could be detected by our method were not identified.

In this report, the practical limit of defect detection of radially loaded ball bearings was evaluated by measurement and analysis of the vibrations of test bearings which had been purposely made defective. It was shown that a defect of 0.3mm diameter could be detected by the accelerometers mounted on the bearing housing. This means that flakings which are generated in heavily loaded bearings can be detected at a very early stage of bearing failure.

1. ま え が き

転がり軸受の内部に異常が生じると、その異常の種類と程度に対応して、特有の振動が発生する。この振動を検出して転がり軸受の故障を早期発見するための研究はかなり古くから行われている。¹⁾

筆者らは第1報²⁾及び第2報³⁾で、それぞれ油潤滑玉軸受及びグリース潤滑玉軸受の寿命試験中の振動を記録、分析することにより、試験中に発生する内輪、外輪あるいは玉のはく離(flaking, spalling)の発生と成長過程を明らかにした。しかしな

がら、寿命試験では、はく離が十分に成長して振動が顕著に増加し、寿命試験機に組み込まれた振動制限装置が作動して、試験機を停止させるまで軸受内部の検査を行っていない。そのため、はく離の大きさと振動の変化の関係は必ずしも明確にされていない。また、回転速度は第1報の油潤滑の場合には2000rpm、第2報のグリース油滑の場合には800rpmと、それぞれ1種類であり、軸受荷重はいずれの場合も半径方向に9807N(1000kgf)、1種類だけであるため、回転速度と振動の関係及び荷重と振動の関係が明らかにされていない。

本報告では前報に述べたものと同型の、呼び番号6206深みぞ玉軸受の内輪あるいは外輪に人工的に傷を付けた試験軸受を用い、軸受荷重と回転速度を

* 昭和61年1月7日受付

** 原動機部

*** 宇宙研究グループ

変えて振動を測定した結果を述べる。

この実験のおもな目的は、はく離の検出限界を明らかにすることである。そのため、内輪あるいは外輪に加工した傷は直径0.2～0.8mm程度のきわめて小さいものとした。本実験でははく離傷を円形穴で模擬することとし、穴の深さは玉が穴底に接触しない程度とした。その理由は、実際に発生するはく離傷の表面形状は前二報^{2),3)}に示したように、円に近い円形のものが多く、また、深さは表面寸法の割合に大きく、玉が傷の底に接触しない状態になっているものが大部分であるからである。

本実験と同様の目的で行われた研究として文献4)がある。文献4)では呼び番号6306深みぞ玉軸受に軸方向荷重を9.8～78.5N(1～8kgf)を加え、回転速度を500～1800rpmの間に変化させ、外輪に直接取り付けられた加速度センサーで振動を検出している。荷重が軸方向であることと加速度センサーを外輪に直接取り付けられているため、文献4)では玉の回転方向の幅が0.1mm程度の傷が検出可能とされている。

それに対し、本実験では荷重を半径方向とし、3923～9807N(400～1000kgf)という大きい値にしている。また、実機に近い条件にするため、加速度センサーは軸受ハウジングに取り付けている。

半径方向荷重を受ける転がり軸受は、その幾何学的形状が完全に理想的にできていても、転動体の中心と荷重線が一致した場合と、外れた場合とで、剛性が周期的に変化するため振動を発生する。この振動は軸受の欠陥の検出に対しては雑音となる。

また、当然のことながら、加速度センサーを軸受外輪に直接取り付ける方が、軸受ハウジングに取り付けるより欠陥の検出感度は高いと考えられる。

上記の二つの点で、この実験は文献4)の実験と比較すると、欠陥の検出に対して不利である。この実験は半径方向荷重を受ける転がり軸受の故障を、実機に近い条件のもとで、最も一般的に使用されている種類の加速度センサーで、どの程度まで検出可能か、明らかにしようとしたものである。

2. 試験軸受

試験軸受は図1に示した内径30mmの深みぞ玉

軸受(呼び番号6206,精度P6)で、ラジアルすきまは22～35 μ m,保持器は打抜き保持器である。この軸受は第1報及び第2報に述べた、日本学術振興会第126委員会が行っている転がり軸受の系統的な寿命試験のために製作されたものではないが、形状,精度,材質などはすべて同等のものである。

試験軸受は最初、内輪,外輪,玉及び保持器を組み立てない状態で、軸受1個分ずつ箱に入れた形で当研究所が受取り、傷を加工した後、軸受メーカーによって組み立てられた。

人工傷としては内輪あるいは外輪に、表1に示した直径の円形の穴を、転動みぞの中心線上にフォ

表1 人工傷

傷直径 D_d mm	
内輪	外輪
0.20	0.18
0.26	0.26
0.28	
0.53	0.54
0.65	0.65
0.79	0.79

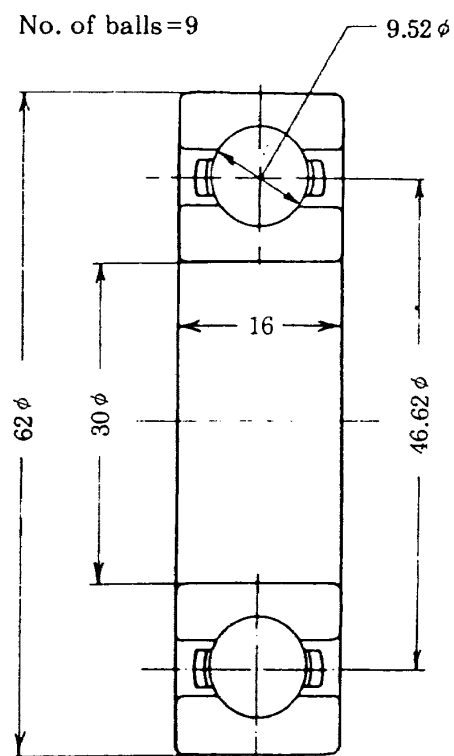


図1 試験軸受

エッチングによって加工した。穴の深さは直径の1/10以上としたので、穴底に玉が接触することはない。なお、比較のため傷を付けていない軸受も同一ロットの中から数個製作し、そのうち3個について傷付軸受と同様の試験を行った。

3. 実験装置と実験方法

3.1 実験装置

実験装置は前報に述べたものほとんど同じであるから、要点だけを記す。

試験機には前報と同じ学振式転がり軸受寿命試験機を用いた。潤滑はグリース潤滑とし、低粘度の合成油をベースオイルにしたリチウム石けんグリースを用いた。

試験軸受は超音波洗浄した後、グリース10gを充填して試験機に取り付けた。外輪に傷を付けた試験軸受は、傷が荷重線と一致する位置に取り付けた。試験軸受を軸受ハウジングに取り付けた状態を図2

に示す。

振動の測定は図2に示すように、軸受ハウジングに2個の圧電型加速度センサーを取り付け、垂直方向（軸受が荷重を受ける位置）と水平方向の加速度を検出することによって行った。

加速度センサーの出力は図3に示すような計測系統によって処理した。すなわち、指示計器でオーバーオール（バンドパスフィルタにより5Hz以下及び10kHz以上はカットオフしている）の加速度振幅を読みとるほか、データレコーダに記録し、分析した。

3.2 実験方法

試験手順は次のとおりである。まず、回転速度800rpmで回転させ、荷重3923N(400kgf)を加え30分間程度ならし運転し、試験軸受外輪の温度が一定になるのを待って計測を始める。外輪の温度は熱電対を外輪に接触させて測定している。

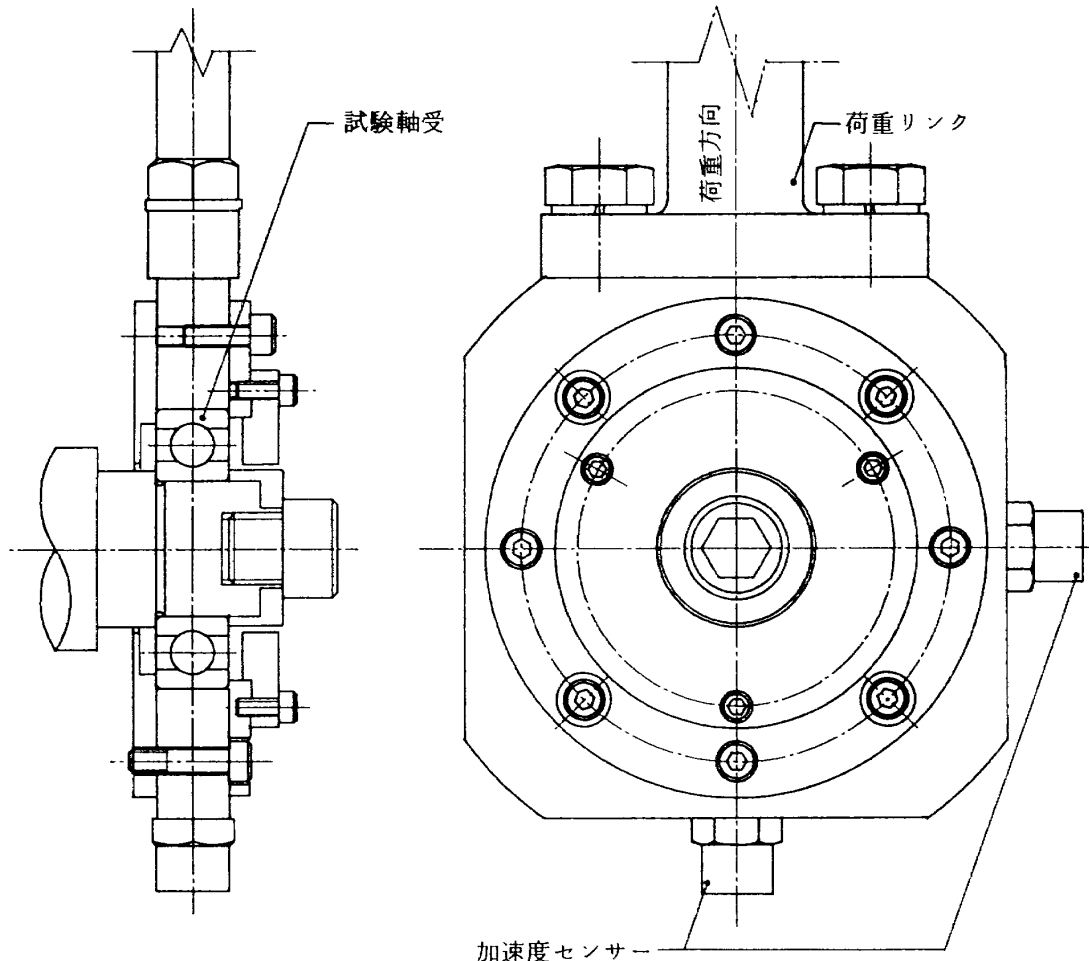


図2 試験軸受まわりの構造

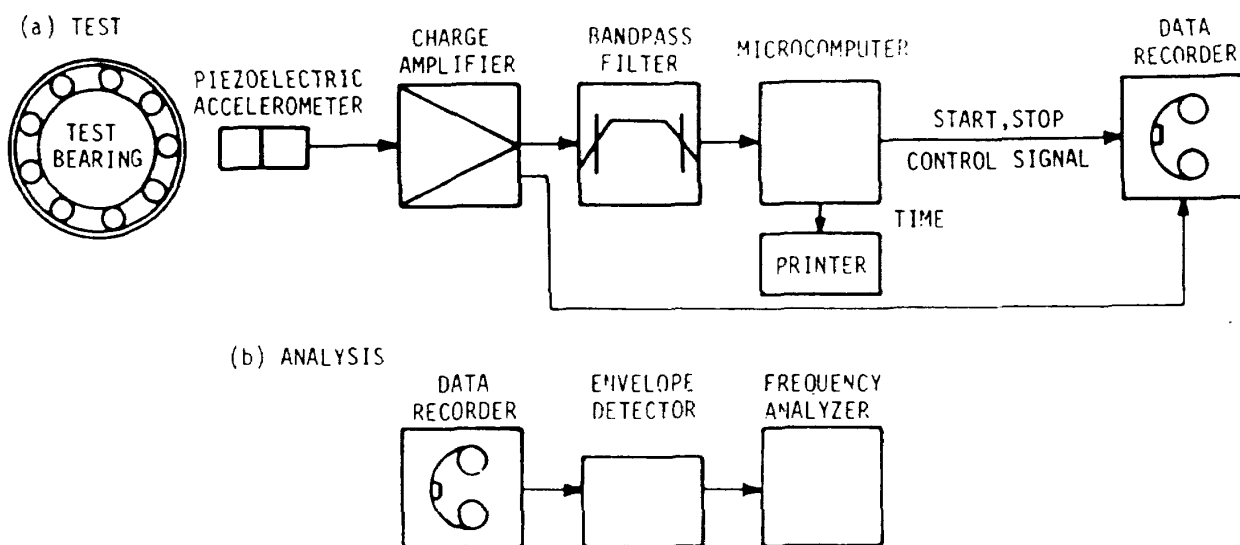


図3 計測系統

次に、順次回転速度を増加し、6000 rpm まで 8 段階に変えて計測した。回転速度を次の段階に設定して計測を行うまでは、数分間待って振動の状態が安定したことを確認している。ただし、この間に軸受外輪の温度は一定になっていない。

荷重 3923 N (400 kgf)、回転速度 6000 rpm での計測が終わったら、回転速度を 800 rpm に下げ、荷重を 6865 N (700 kgf) に増加し、同様の計測を行い、次に荷重を 9807 N (1000 kgf) に増加して同様の計測を行い、1 個の試験軸受の試験を終わる。

3.3 データ処理

この試験中に磁気テープに記録した信号は試験終了後再生し、FFT などによって分析した。分析は主として包絡線検波した信号について行った。振動の波形そのままではなく、包絡線検波した信号を利用した理由は次のとおりである。

内輪、外輪あるいは転動体に傷がある転がり軸受では、荷重を伝達する位置が傷と合致するたびに、小さい衝撃が加わる。この小さい衝撃によって軸受とその周囲の構造物はインパルス応答のくりかえしのような振動をする。図 4 に振動加速度波形の例を示した。同図(a)~(d)はそれぞれ傷無し、外輪傷付き、内輪傷付きのもの及び説明のための模式図である。同図にあらわれている高い振動数の波は加速度センサを取り付けた部位の近傍の構造物の卓越した固有振動である。

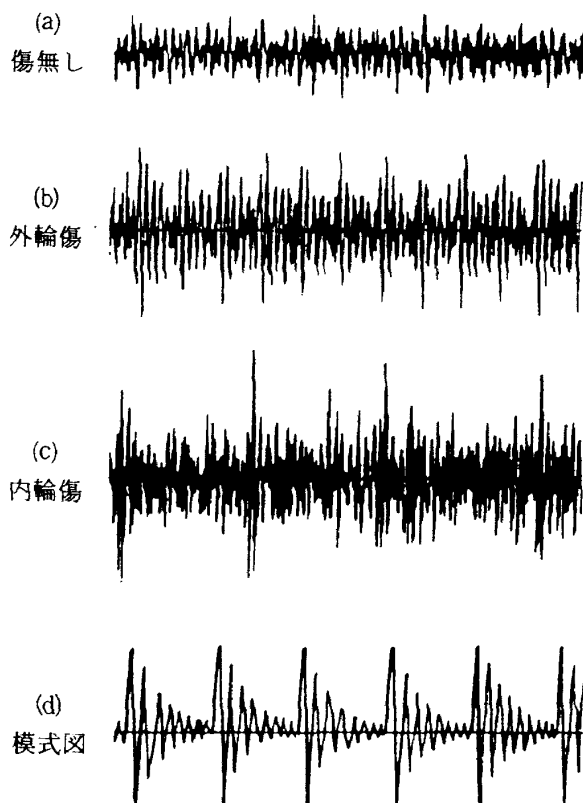


図4 振動加速度波形の例

実際の構造物は多数の固有振動をもっていること、傷と荷重点との合致する周期がばらつくこと、及び傷の無い軸受でも同図(a)のような振動を発生していることなどの要因により、振動の波形は同図(b)及び(c)のように複雑、不規則になる。もし、上記の三つの要因が無ければ、外輪あるいは内輪に 1 個の傷をもつ転がり軸受が、その周囲に発生する振動は同図

(d)に模式的に書いたような、単純な自由振動の励振と減衰のくりかえしになるはずである。この信号は構造物の卓越した固有振動の正弦波を衝撃のくりかえし周波数の鋸歯状波で振幅変調したものに近い。従ってこの信号をそのままFFTなどで周波数分析すると、卓越振動のピークの前後に衝撃の整数倍の差をもつ側帯波の小さいピークがあらわれる。ところが、前報にも述べたとおり、全く欠陥のない軸受の振動にも、卓越固有振動のピークと、その前後にかなり強く広い側帯波をもつ周波数スペクトルがあらわれるのである^{2),3)}

そのため、傷付軸受の振動の周波数スペクトルと比較しても、差異を見出しにくいのが実状である。このような信号から、微小な衝撃のくりかえし周波数の成分を抽出するには、まず包絡線検波することによって卓越固有振動の波形のピーク値の変化をあらわす信号に変換し、その信号をFFTなどで分析する方法が有効である。この方法の有効性については筆者らの報告^{2),3)}のほか、文献10)及び11)にも述べられているが、この方法が従来のrms値またはヒーク値を測定する方法と比較して、微小な傷の検出にどの程度有効か、必ずしも明らかにされていない。本報告では傷の検出限界を比較することによってこの方法の効果を明らかにする。

3.4 傷の特性振動数

荷重を伝達する位置と傷が合致する周波数を傷の特性振動数と呼ぶことにする。本報告の場合には軸受が深みぞ玉軸受で、接触角が 0° であり、荷重は純粋な半径方向荷重であるため、特性振動数は次の式によって求められる。ここで、玉の直径を d_b 、玉のピッチ円直径を D_p 、軸の回転周波数 f_n 、玉の数を z とする。

外輪傷の特性振動数 f_0 は、

$$f_0 = \frac{f_n z}{2} \left(1 - \frac{d_b}{D_p} \right) \quad (1)$$

外輪傷の場合は傷の位置が固定しているため、特性振動数は(1)式のとおりで、転動体の間隔が一定ならば変動しないが、内輪あるいは玉の傷の場合には、傷が相手側要素と接触する位置が変るため、特性振動数は次の式で求められる範囲に変動する。

表2 傷の特性振動数

N rpm	f_0 Hz	f'_i Hz	f'_b Hz
800	47.7	$13.3 \begin{smallmatrix} + 1.4 \\ - 1.1 \end{smallmatrix}$	$5.3 \begin{smallmatrix} + 0.5 \\ - 0.4 \end{smallmatrix}$
1400	83.6	$23.3 \begin{smallmatrix} + 2.4 \\ - 2.0 \end{smallmatrix}$	$9.3 \begin{smallmatrix} + 0.9 \\ - 0.7 \end{smallmatrix}$
2000	119.4	$33.3 \begin{smallmatrix} + 3.4 \\ - 2.8 \end{smallmatrix}$	$13.3 \begin{smallmatrix} + 1.2 \\ - 1.0 \end{smallmatrix}$
2400	143.2	$40.0 \begin{smallmatrix} + 4.1 \\ - 3.4 \end{smallmatrix}$	$15.9 \begin{smallmatrix} + 1.5 \\ - 1.2 \end{smallmatrix}$
3000	179.1	$50.0 \begin{smallmatrix} + 5.1 \\ - 4.2 \end{smallmatrix}$	$19.9 \begin{smallmatrix} + 1.8 \\ - 1.6 \end{smallmatrix}$
3600	214.9	$60.0 \begin{smallmatrix} + 6.1 \\ - 5.1 \end{smallmatrix}$	$23.9 \begin{smallmatrix} + 2.2 \\ - 1.9 \end{smallmatrix}$
4800	286.5	$80.0 \begin{smallmatrix} + 8.1 \\ - 6.8 \end{smallmatrix}$	$31.8 \begin{smallmatrix} + 2.9 \\ - 2.5 \end{smallmatrix}$
6000	358.2	$100.0 \begin{smallmatrix} + 10.2 \\ - 8.4 \end{smallmatrix}$	$39.8 \begin{smallmatrix} + 3.7 \\ - 3.1 \end{smallmatrix}$

半径方向荷重の場合の内輪傷の特性振動数 f'_i は、

$$f'_i = \frac{1}{\frac{1}{f_n} \pm \frac{1}{z f_n (1 + d_b / D_p)}} \quad (2)$$

なお、外輪の内径が転動体の直径の整数倍である場合には、内輪あるいは玉の傷が接触する位置が変わらないため、特性振動数も変動しないと考えられる。ところが、実際には転動体と内外輪の間には、わずかながら滑りが生じるので、内輪傷あるいは転動体傷の特性振動数は必ず変動すると考えるべきである。

次に、半径方向荷重の場合の転動体傷の特性振動数 f'_b は、

$$f'_b = \frac{1}{\frac{2}{f_n \left(1 - \frac{d_b}{D_p} \right)} \pm \frac{d_b}{D_p f_n \left\{ 1 - \left(\frac{d_b}{D_p} \right)^2 \right\}}} \quad (3)$$

図1に示した試験軸受の寸法から求めた試験回転速度(Nrpm)における特性振動数を表2に示す。

4. 実験結果と考察

回転速度と振動の関係、傷の直径と振動の関係及び軸受荷重と振動の関係について以下に述べる。

4.1 回転速度と振動の関係

図5～図8に荷重を9807N(1000kgf)とした場合の回転速度と振動の関係を傷の直径をパラメータとして示した。

- 図5は外輪傷付軸受の垂直方向振動、
- 図6は外輪傷付軸受の水平方向振動、
- 図7は内輪傷付軸受の垂直方向振動、
- 図8は内輪傷付軸受の水平方向振動である。

これらの図の左側の(a)は縦軸に加速度振幅のrms値 A_{rms} を対数目盛で示した。また、右側の(b)は縦軸に振動加速度を包絡線検波した信号をFFTで周波数分析して求めた外輪傷あるいは内輪傷の特性振動数成分のピーク値 a_0 peak あるいは a_i peak を(a)と同じ目盛で示した。横軸はいずれも回転速度 N rpm を対数目盛で示した。

これらの図に破線で示した値は傷なし軸受3個の測定値の最大から最小までの範囲である。

また、一点鎖線は回転速度の1.2乗の線である。これは衝突によって生ずる振動加速度は衝突速度の1.2乗に比例するという理論⁵⁾に従って書いたものである。

なお、これらの図の(a)の縦軸 A_{rms} は積分型デジタル電圧計で測定した2.5秒間の平均値である。2.5秒間平均値を採用した理由は、転がり軸受の振動のオーバーオール値(5Hzから10000Hzまでの周波数成分を含む)は変動が大きく、rms値にしてもピーク値にしても瞬時値をアナログ電圧計で読み取ると、ばらつきがきわめて大きくなったからである。それと比較すると、積分型デジタル電圧計による2.5秒間平均値ははるかに安定した値を示す。

図5～図8に示された結果から次のことがわかる。まず、(a)の A_{rms} についてみると、

- ① 垂直方向の A_{rms} はほぼ $N^{1.2}$ に比例して増加している。この傾向は傷なし軸受についても同様である。(図5(a), 図7(a))
- ② 水平方向の A_{rms} は垂直方向より増加率が小さく、ほぼ $N^{1.0}$ に比例して増加している。傷なし軸受も同様である。(図6(a), 図8(a))
- ③ 外輪傷の場合も内輪傷の場合も、 A_{rms} は傷の直径が0.54～0.65mm以上にならないと傷なし軸受と明瞭な差異があらわれない。特に水平

方向振動には傷がかなり大きくなるまで、傷なし軸受との差異があらわれない。

次に a_0 peak 及び a_i peak についてみると、

- ④ 垂直方向の a_0 , a_i は傷の直径が小さいものではほぼ $N^{1.2}$ に比例するが、傷の直径が大きいものでは $N^{1.2}$ より大きい増加率で増加する(図5(b), 図7(b))。水平方向の a_0 , a_i はばらつきが大きい、ほぼ $N^{1.2}$ に比例している。(図6(b), 図8(b))
- ⑤ 外輪傷の場合も内輪傷の場合も、垂直方向の a_0 , a_i には傷の直径が0.20～0.26mmで、傷なし軸受とは明瞭な差異があらわれている(図5(b), 図7(b))。ところが、水平方向の a_0 , a_i には傷の直径が0.54～0.65mmに達しないと、傷なし軸受との差異があらわれない。(図6(b), 図8(b))

次に図5～図8に破線で示した傷なし軸受の振動についてみると、

- ⑥ A_{rms} は垂直方向と水平方向であまり大きい差異がないが、 a_0 及び a_i は垂直方向より水平方向が大きい。

特に、図7(b), 図8(b)に示した a_i には大きい差があり、水平方向の値が垂直方向より数倍大きい。

以上のような結果が得られた原因についての考察を次に述べる。

半径方向荷重を受ける転がり軸受は、その幾何学的形状が完全に理想的に作られていても、振動を発生することは前にも述べたが、最近の研究⁶⁾によると、この種の振動は従来考えられていた回転速度無限小の仮定にもとづく計算結果⁷⁾より、はるかに複雑な性質をもつものであることが明らかにされた。すなわち、文献6)では、転がり軸受の実験的研究において、実装状態における玉軸受の振動要因(ラジアルすきま、転走面・玉などの形状誤差、取付誤差、はめあい状態など)を正確にはあくすることがきわめて困難なため、これらと振動現象との対応を完全に特定することがほとんど不可能で、そのため実験のみによる研究には限界がある、と指摘している。そして、計算機シミュレーションによって玉軸受の振動を求め、幾何学的に完全理想形状の軸受に

においても、玉通過同期調和振動のほかに、高調波共振、分数調波共振、うなり及びこれらのいずれにも分類できないカオス様振動が発生することを明らかにしている。しかも、この種の振動の振幅、波形は回転速度及び荷重によって、きわめて複雑に変化することを示している。文献6)は計算機シミュレーションの例として、筆者らが使用した試験軸受6206と同じ内径の6306に関する結果を示して、両振幅4～10 μm 程度の振動(外輪が固定されているとすると、軸中心の変位)が生ずること、及び多くの場合、垂直方向(ラジアル荷重の方向)の振幅より水平方向の振幅の方が2倍程度大きく、10 μm 程度の振幅をもつことを示している。なお、水平方向振動の主成分は玉通過周波数 f_0 である。

一方、本報告の試験軸受である6206軸受の玉直径は9.52mmであるから、この玉が本実験に用いた傷の直径の円形穴がある平面上を転がるときの玉の上下動(両振幅)は、弾性変形を無視すると、表3のとおりになる。この表によると、傷の直径が0.6mm程度で両振幅10 μm の上下動を生ずることがわかる。

上に述べたことは、理想形状の軸受でも直径0.6mm程度の傷によって垂直方向に生ずる振動と同じくらいの振動が水平方向に生ずることを示している。また、垂直方向にも直径0.3mm程度の傷によって生ずる振動と同じくらいの振動が生ずることを示している。この事実から、図5～図8に示したような結果があらわれた原因を定性的に説明することができる。すなわち、傷なしあるいは傷の直径が小さい軸

表3 円形穴上を玉が転動する場合の上下動の振幅

穴直径 mm	上下動の両振幅 μm
0.18	0.85
0.20	1.1
0.26	1.8
0.28	2.1
0.54	7.7
0.56	8.2
0.65	11.1
0.79	16.4

受では、文献6)に記されているとおり、水平方向の振動より垂直方向の振動の方が小さいが、傷の直径が大きくなれば傷による垂直方向の振動が増加し、理想形状軸受の振動より大きくなる。それに対し傷と直角方向(水平方向)の振動は傷の影響をあまり受けない。このため、垂直方向の振動には傷の直径の影響が明瞭にあらわれているのに対し、水平方向の振動には傷の直径が0.6mm以上になるまであまり変化があらわれないものと考えられる。

4.2 傷の直径と振動の関係

図9～図12に荷重を9807N(1000kgf)とした場合の傷の直径と振動の関係を回転速度をパラメータとして示した。

図9は外輪傷付軸受の垂直方向振動、

図10は外輪傷付軸受の水平方向振動、

図11は内輪傷付軸受の垂直方向振動、

図12は内輪傷付軸受の水平方向振動である。

回転速度と振動の関係を示した図5～図8と同様に、これらの図の(a)に縦軸にArmsを、(b)に a_0 peakあるいは a_i peakをそれぞれ対数目盛で示した。横軸はいずれも傷の直径 D_d を真数目盛で示した。

これらの図で $D_d=0$ の値は傷なし軸受3個の平均値である。また、一点鎖線は D_d^{-2} の曲線である。この曲線は傷と玉との衝突速度は傷直径と回転速度に比例し、衝突によって生ずる加速度は衝突速度の1.2乗に比例するという理論^{4),5)}に従って書いたものである。

図9～図12の(a)によると、いずれも傷の直径が約0.3mm以下では傷なし軸受との差異があらわれていない。垂直方向のArms(図9(a)、図11(a))は傷の直径が0.5mm以上になると明らかに増加し、 D_d^{-2} の曲線に沿って増加するが、外輪傷付軸受の水平方向のArms(図10(a))はほとんど増加していない。内輪傷付軸受の水平方向のArms(図12(a))は傷の直径が0.5mm以上になるとわずかに増加するが、増加率は D_d^{-2} より小さい。

次に、図9～図12の(b)によると、垂直方向の a_0 、 a_i (図9(b)、図11(b))は傷の直径が0.3mm程度から傷なし軸受との差異が明瞭にあらわれ、増加している。増加率は D_d^{-2} よりやや大きい。これに対し、

外輪傷付軸受の水平方向の a_0 (図 10 (b)) は Arms (同図(a))と同様に傷の直径が増加してもあまり変化しない。この原因は 4.1 に述べたように、理想形状の軸受でも水平方向には玉通過周波数 f_0 を主成分とする、両振幅約 $10 \mu\text{m}$ の振動によって、垂直方向にある傷から生ずる水平方向振動の変化がかくされたためと考えられる。また、内輪傷付軸受の水平方向の a_i (図 12 (b)) は傷の直径が 0.3mm 程度まで傷なし軸受と大差ないが、傷の直径がそれ以上になると急激に増加している。水平方向の a_0 と a_i に上記のような相違があらわれた原因は次のとおりと考えられる。

外輪傷の特性振動数は玉通過周波数であり、理想形状の軸受でもこの振動数の両振幅 $10 \mu\text{m}$ 程度の水平方向振動を常時発生しているが、内輪傷の特性振動数は、純粹の半径方向荷重に対しては、内輪の回転周波数そのものである。この振動数の振動は理想形状の軸受には発生しない。ただし、軸系につりあいあるいは偏心がないものとしてである。ところが、内輪に傷が発生すると、その軸受で支持された軸系は偏心が生じた場合と同様の状態になり、つりあい振動が発生する。つりあい振動ならば、その軌跡はだ円になるはずである。図 11 (b) と図 12 (b) を比較すると、垂直方向の a_i の方が水平方向の a_i よりやや大きい場合が多いが、ほぼ比例関係を保って変化している。この事実は a_i がつりあい振動的な成分であることの一つの証拠である。これに対し、外輪傷による水平方向の a_0 は理想形状の軸受にも発生する玉通過周波数が主成分で、垂直方向に固定された傷による衝撃のため垂直方向 a_0 は図 9 (b) のように増加するが、水平方向には衝撃力が作用しないため、水平方向の a_0 は図 10 (b) のようにほとんど変化しない。図 11 (b) と図 12 (b) において垂直方向の a_i の方が水平方向の a_i より大きくなる原因も、内輪傷による衝撃力は荷重方向である垂直方向に強く作用するためと考えられる。

4.3 軸受荷重と振動の関係

本実験では軸受荷重をレバー、ナイフエッジ及び分銅によって加えている。荷重を増減するには分銅の質量を増減するが、これにともなって試験軸受ま

わりの振動特性(いくつかの固有振動の振動数と減衰係数)が変化してしまう。したがって、傷による衝撃に対する応答も変化する。これはインパルスハンマーによって軸受まわりに衝撃を加え、振動特性を測定して確認した。このため、本実験の結果から軸受荷重と振動の関係を明らかにすることはむづかしい。ただ、次に示す結果からおおまかに言えることは、本実験の条件の範囲内では、振動は軸受荷重によってあまり変化しない、ということである。

図 13 ~ 図 16 に軸受荷重と振動の関係を、外輪傷及び内輪傷とも傷直径 0.26mm と 0.79mm の場合について示した。

図 13 は直径 0.26mm の外輪傷,

図 14 は直径 0.79mm の外輪傷,

図 15 は直径 0.26mm の内輪傷,

図 16 は直径 0.79mm の内輪傷の場合の振動を示す。

これらの図の(a)と(b)はそれぞれ垂直方向と水平方向のオーバーオール振動の rms 値、(c)と(d)はそれぞれ垂直方向と水平方向の特性振動数成分を示している。

オーバーオール振動には傷が小さい場合も大きい場合も、荷重による秩序立った変化の傾向は見出せない。垂直方向の振動には回転速度が低い場合は荷重の増加によってかえって減少し、回転速度が高い場合は荷重の増加によって増加する傾向があるように見えるが、あまり明確ではない。水平方向の振動は荷重の増加によって増加する場合も減少する場合もあるが、概して大きい変化はないと見てさしつかえない。

外輪傷の特性振動数成分は、垂直方向については荷重の変化による秩序立った変化は見出せないが(図 13 (c), 図 14 (c)), 水平方向については荷重の増加によって減少する傾向がはっきり見られる(図 13 (d), 図 14 (d))。この原因は理想形状の玉軸受にラジアル荷重を加えたときに発生する玉通過周波数の振動の荷重と直交する方向の振幅が、荷重の増加によって減少するためと考えられる。

内輪傷の特性振動数成分は、回転速度が最も高い場合に限って、荷重の増加によってわずかに増加する傾向があらわれているが(図 15 (c), (d), 図 16 (c),

(d)、そのほかには秩序立った変化の傾向を見出すことができない。

以上に述べたように、軸受荷重が玉軸受の振動に与える影響が大きくないという結果は文献4)に示された結果とも一致する。文献4)では6306軸受に1~8kgfの軸方向荷重を加えた結果を示しているが、外輪傷の場合には荷重による振動の変化がほとんどないこと、内輪傷の場合には荷重の増加によってわずかに増加することを明らかにしている。

このように荷重の方向と大きさが異なる場合も、荷重による振動の変化が同様の傾向をもつ原因は、いずれの場合も荷重の増加に比例して傷から発生する衝撃力が増加すると同時に、軸受まわりの振動しにくさ、すなわち剛性、振動減衰能及び等価的質量が増加するためと考えられる。

4.4 傷の検出限界

まえがきにも述べたとおり、本実験のおもな目的は半径方向荷重を受ける玉軸受の故障を、軸受ハウジングに圧電型加速度センサーを取り付けて振動を監視する、最も実用的な方法で、どの程度まで検出可能であるか明らかにすることである。

4.1~4.3に述べた結果によると、荷重方向(垂直方向)の振動加速度を包絡線検波した信号は、外輪傷の場合には直径0.26mm、内輪傷の場合には0.53mmになれば顕著に増加する。ところが、荷重方向と直交する水平方向については、外輪傷の場合には傷の大きさによる振動の変化が明瞭にあらわれない。内輪傷の場合には、垂直方向ほど顕著ではないが、0.53mm以上になれば増加が認められる。

一方、実用状態で発生する転走面のはく離の大きさ、すなわち転走方向の長さ及び幅は、前報^{2),3)}に述べた結果などから、発生初期には長さ及び幅ともに0.5mm程度と推定される(前報に報告した54個の試験軸受を分解、検査して発見されたはく離のうち、最も小さいものが長さ、幅ともに0.5mm程度であった)。

以上のことから、本報告に述べた方法によって実用状態で発生するはく離を、かなり初期の段階で検出できると考えられる。

なお、本報告では外輪あるいは内輪に傷を加工し

た場合についてだけ述べたが、玉(9個中の1個のみ)に傷を加工した試験軸受も1例だけ試験した。ところが、数時間試験し、荷重や回転速度を変えても玉の傷による振動は発生しなかった。この原因は純粋な半径方向荷重を受ける玉軸受においては、玉の自転軸の向きが軸受の中心線と平行で、きわめて安定しており、玉の傷が内外輪と接触しない位置にあった場合には、いくら回転しても傷が内外輪と接触する位置に移動しなかったためと考えられる。このような理由で、玉に傷を加工した軸受の試験は断念した。

前報に述べたとおり、寿命試験中に玉にはく離が発生した場合には玉傷の特性振動数成分が、包絡線検波された振動加速度信号に顕著にあらわれることは外輪傷あるいは内輪傷の場合と同様である。したがって、玉傷の検出限界も外輪あるいは内輪と同程度と推定される。

5. あとがき

第1報及び第2報では日本学術振興会第126委員会が行っている呼び番号6206玉軸受の寿命試験中に発生する内輪、外輪あるいは玉のはく離の発生と成長を、振動のタイムヒストリーを記録、分析することによって解析した。しかしながら、寿命試験が終了するまでは試験軸受を分解、検査することができなかったため、はく離の大きさと振動の関係は十分明らかにされていなかった。

本報告では内輪、外輪あるいは玉に円形の傷を加工した試験軸受の振動を、回転速度及び軸受荷重を変えて測定し、傷の大きさと振動の関係をしらべた結果を述べた。そして、一般的な加速度センサーを軸受ハウジングに取り付けて振動を検出し、その信号を包絡線検波し、それに含まれる傷の特性振動数成分に注目することによって、はく離の初期、すなわち、はく離の長さあるいは幅が0.5mm程度の状態を検出できることを明らかにした。本実験では半径方向荷重を加えているため、軸方向荷重のみを加えた場合⁴⁾と比較すると、まえがき及び4.1節に述べたような理由で傷の検出の条件が不利だが、このような条件でも、はく離の初期状態が検出できれば、十分実用性があると考えられる。

著者らの研究では第1報から第3報まで、振動の検出に圧電型加速度センサー以外のものを使用していない。これに対し近年、転がり軸受の振動の検出に光ファイバー⁸⁾、渦電流トランスデューサー⁹⁾などを利用して良い成績をあげた例が報告されている。著者らも圧電型加速度センサーに固執するつもりは全く無い。文献8)及び9)に記されているように、軸受外輪と軸受ハウジングとの相対変位を測定する方法の方がすぐれていると思われる。しかしながら、いずれの方法によるにしても、荷重の主成分が半径方向である転がり軸受では、理想形状であっても文献6)に記されたとおりの振動が生じるから、この振動と欠陥による振動を何らかの方法で区別しなければならない。文献8)及び9)にはそれに関する記述が全く無いことは少し気になることである。

本報告に述べた実験は東海大学学生(当時)、伊勢山高志、平田耕一、藤岡徳行ならびに法政大学学生(当時)、野村浩太郎、三島重信の諸君の協力を得て行われたものである。

また、本研究の初期から法政大学、宮川行雄教授(元当所宇宙研究グループ)には種々の御指導をいただいた。本報告のおわりにこのことを記し、感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) Gustafsson, O. G. and Tallian, T., Detection of Damage in Assembled Rolling Element Bearings, ASLE Transactions, Vol.5, No.1, April 1962, p.197~209
- 2) 西尾健二, 星谷昌二, 宮地敏雄; 振動の監視による転がり軸受の故障の早期発見に関する研究(第1報, 40番モータ油潤滑玉軸受), 航空宇宙技術研究所報告, TR-601, 1980年2月
- 3) 星谷昌二, 関 勝美, 西尾健二, 宮地敏雄; 同上(第2報, グリース潤滑玉軸受), 航空宇宙技術研究所報告, TR-675, 1981年7月
- 4) 野田万朶; 転がり軸受の異常予知に関する研究(第2報), 日本潤滑学会, 第25期通常総会, 春期研究発表会予稿集, 1981年5月, p.125~128
- 5) 西村源六郎, 高橋浩一; 玉軸受音の研究, 精密機械, 30巻6号(1964), p.475~489
- 6) 深田 悟, Emil Halim Gad, 近藤孝広, 綾部 隆, 田村英之; 玉軸受のラジアル振動について(計算機シミュレーション), 日本機械学会論文集(C編), 50巻457号(昭59-9), p.1703~1708
- 7) たとえば, 谷口 修編, 振動工学ハンドブック, 昭和51年, 養賢堂, p.973~
- 8) Philips, G. J. and Hirschfeld, F., Rotating Machinery Bearing Analysis, Mechanical Engineering, July, 1980, p.29~33
- 9) Harker, R. G. and Hansen, J. S., Rolling Element Bearing Monitoring Using High Gain Eddy Current Transducers, ASME, Paper 84-GT-25, June, 1984
- 10) Smith, J. D., Vibration Monitoring of Bearings at Low Speeds, Tribology International, June 1982, p.139~144
- 11) McFadden, P. D. and Smith, J. D., Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings by the High Frequency Resonance Technique, Tribology International, Feb. 1984, p.3~10

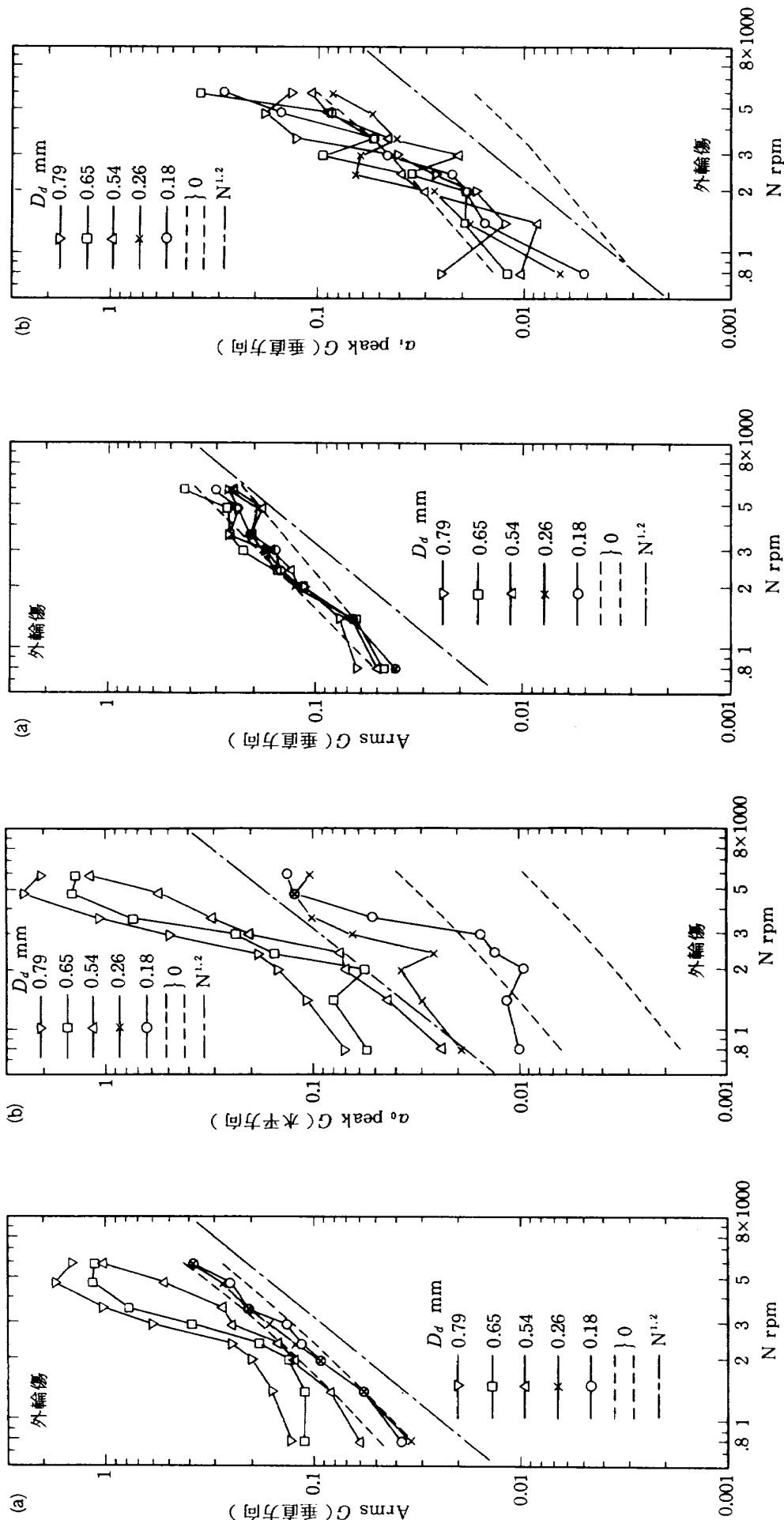


図5 外輪傷付軸受の垂直方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

図6 外輪傷付軸受の水平方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

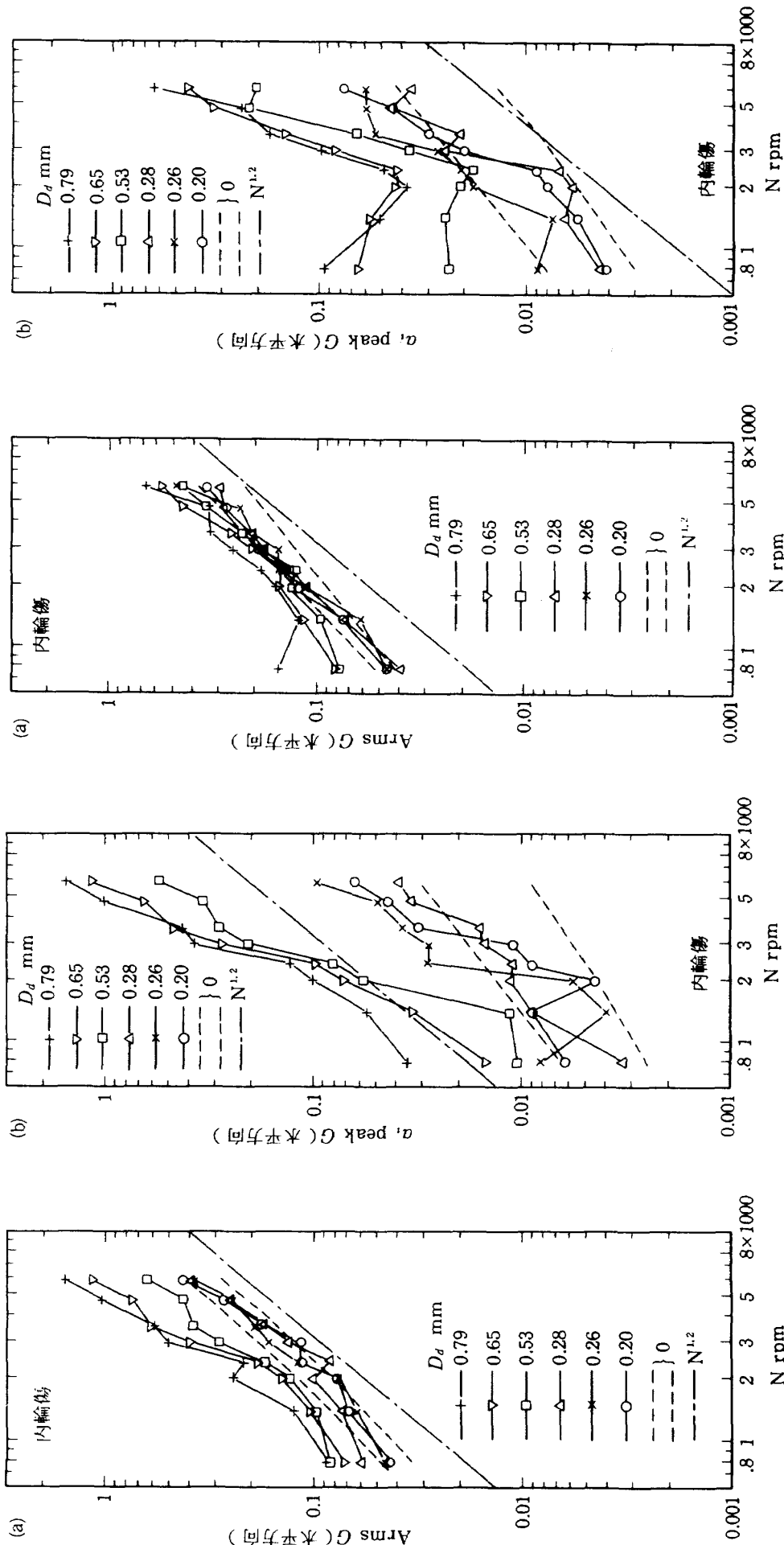


図8 内輪傷付軸受の水平方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

図7 内輪傷付軸受の垂直方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

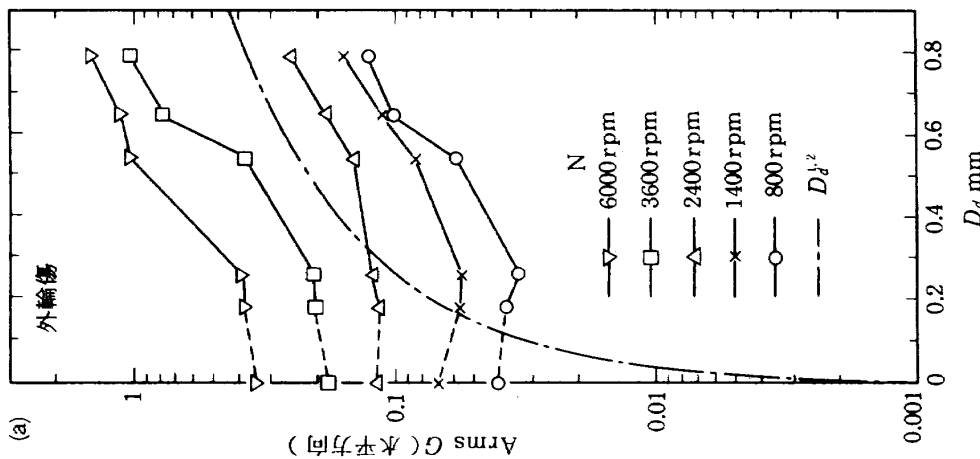
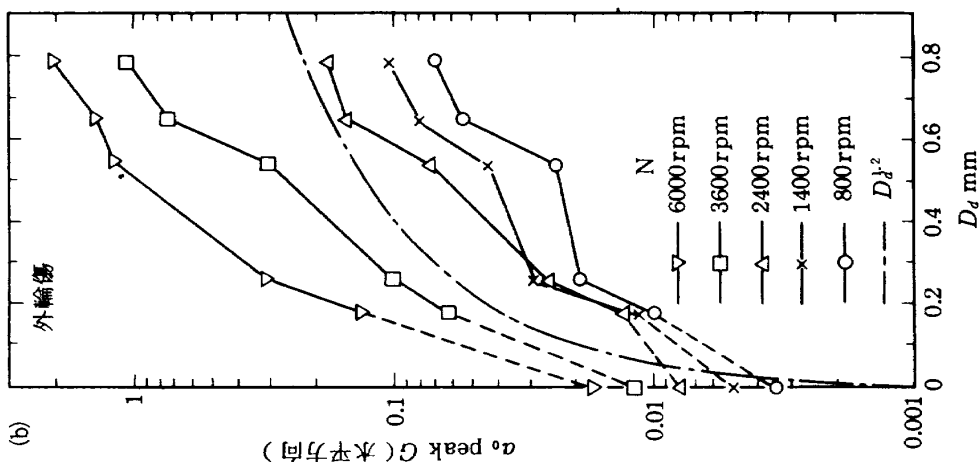
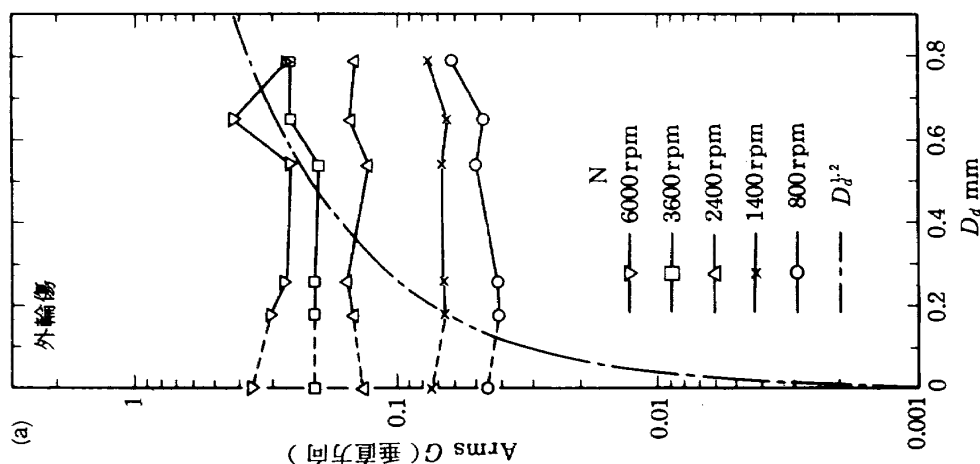
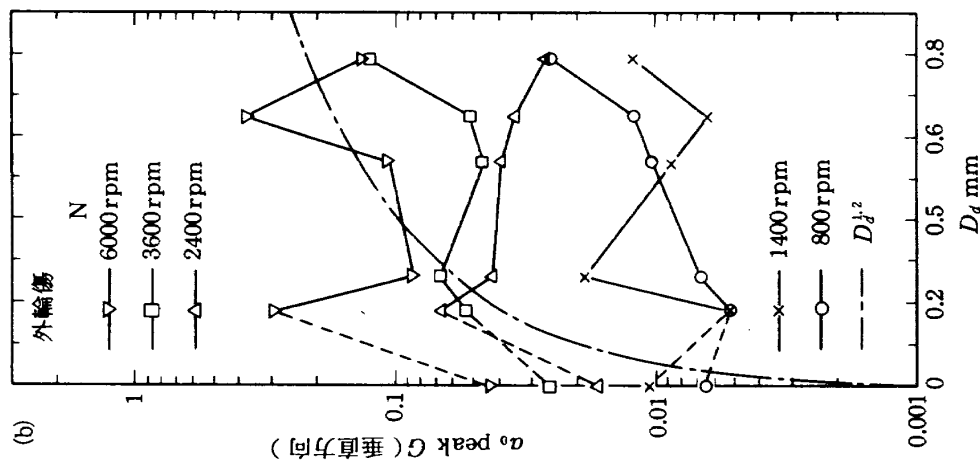


図 10 外輪傷の直径と水平方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

図 9 外輪傷の直径と垂直方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

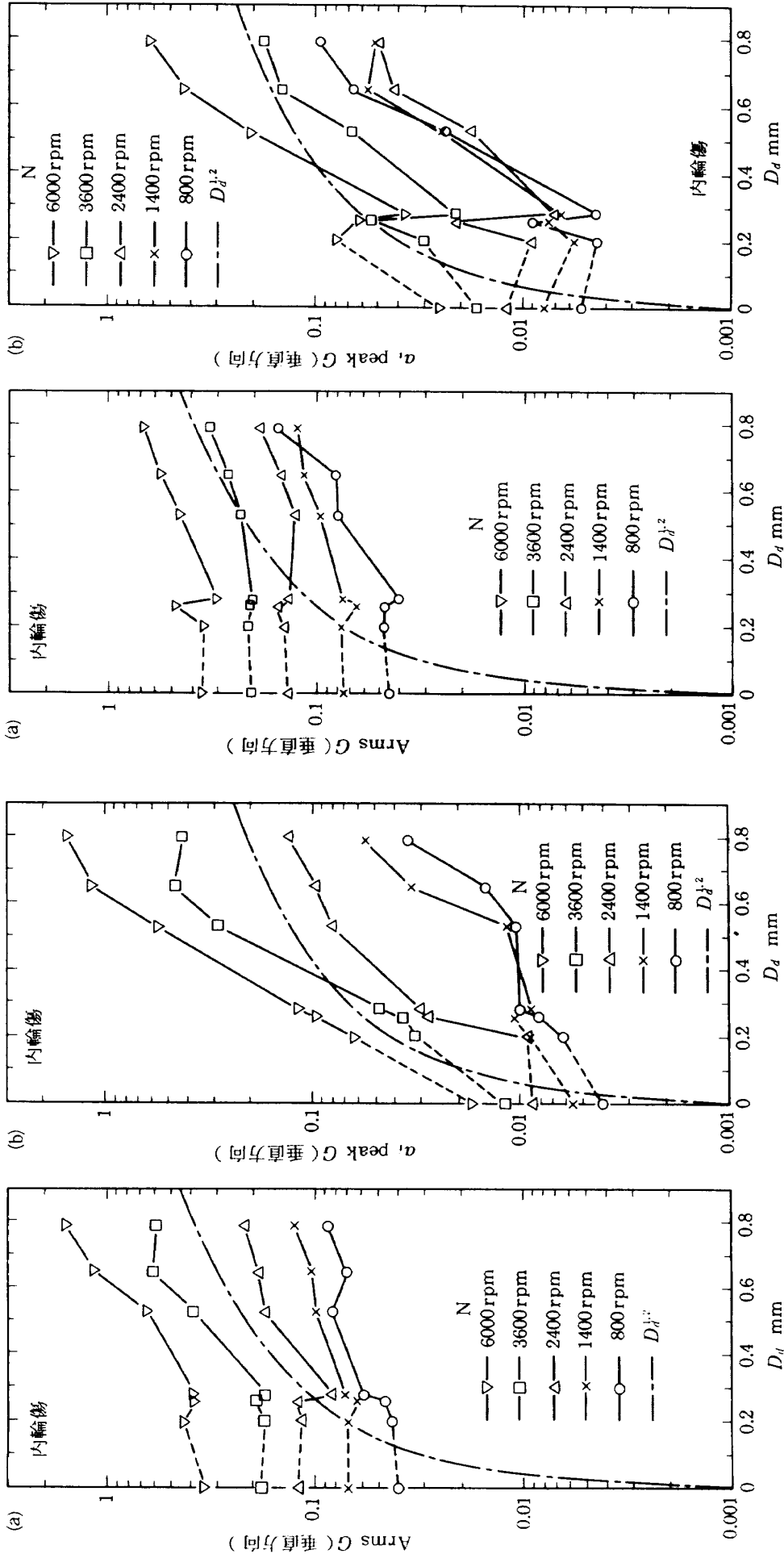


図 12 内輪傷の直径と水平方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

図 11 内輪傷の直径と垂直方向振動(a), (b)
(荷重 9807 N)

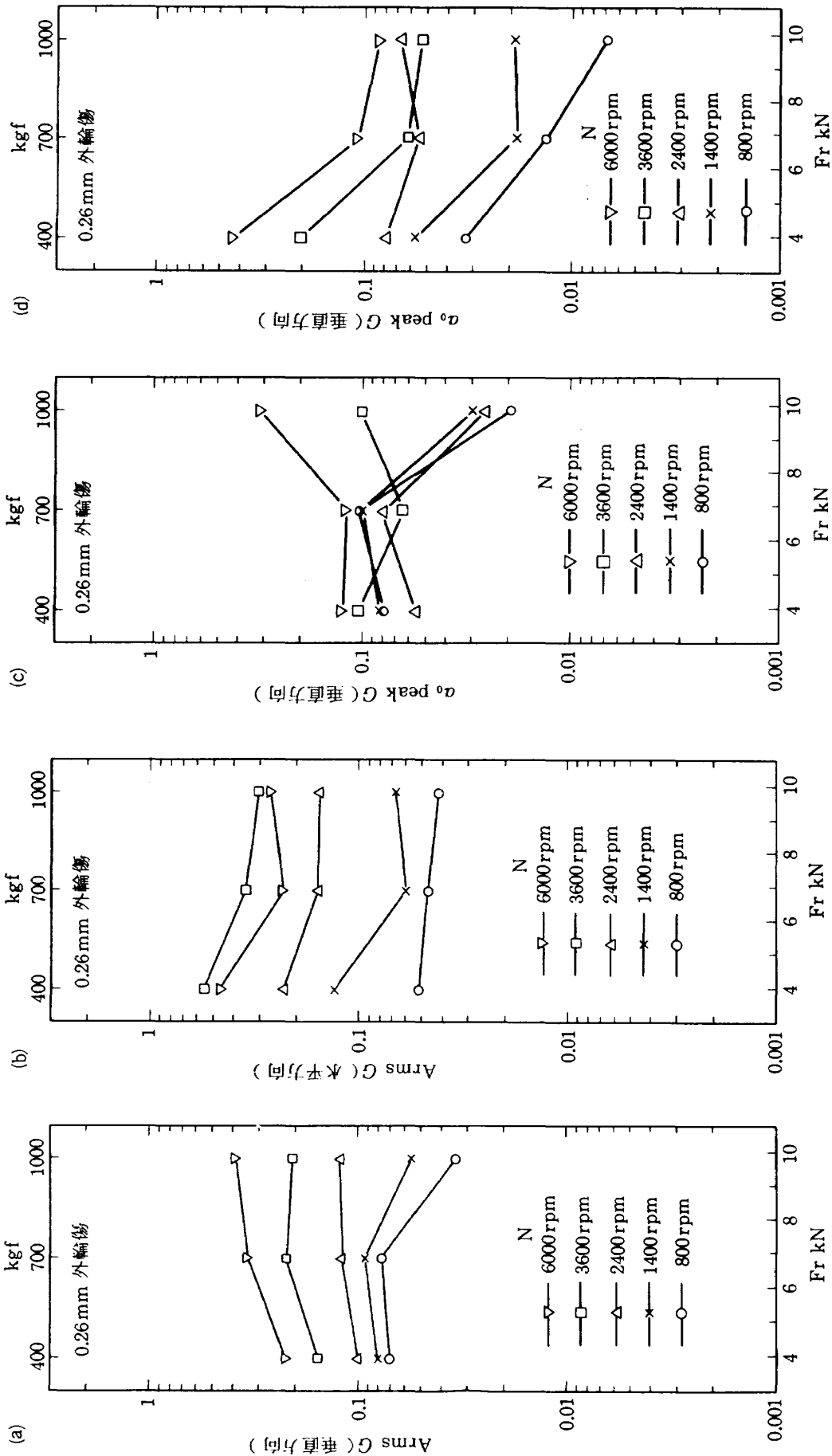


図 13 0.26 mm 外輪傷付軸受の振動の荷重による変化(a)~(d)

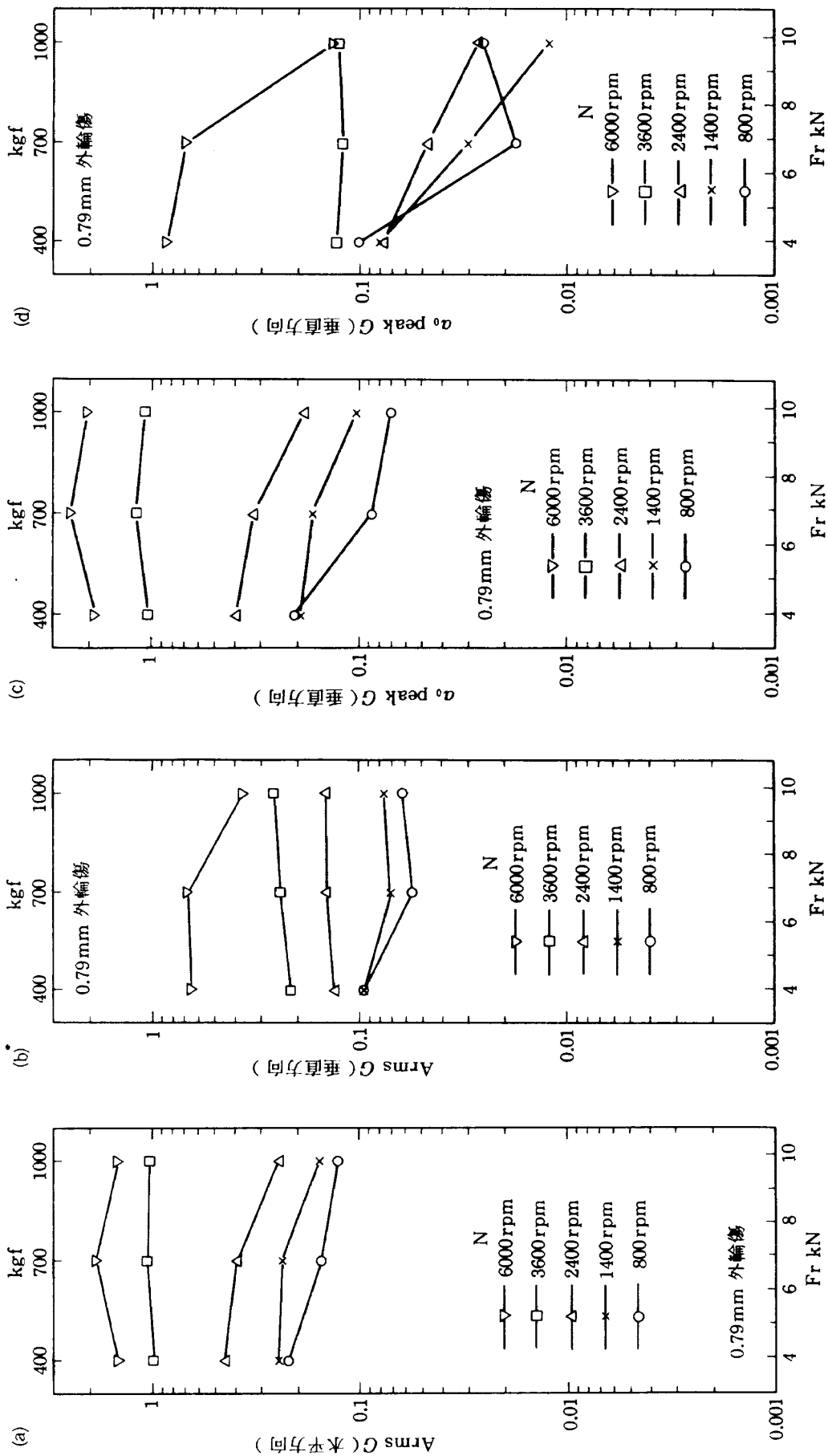


図 14 0.79mm 外輪傷付軸受の振動の荷重による変化(a)~(d)

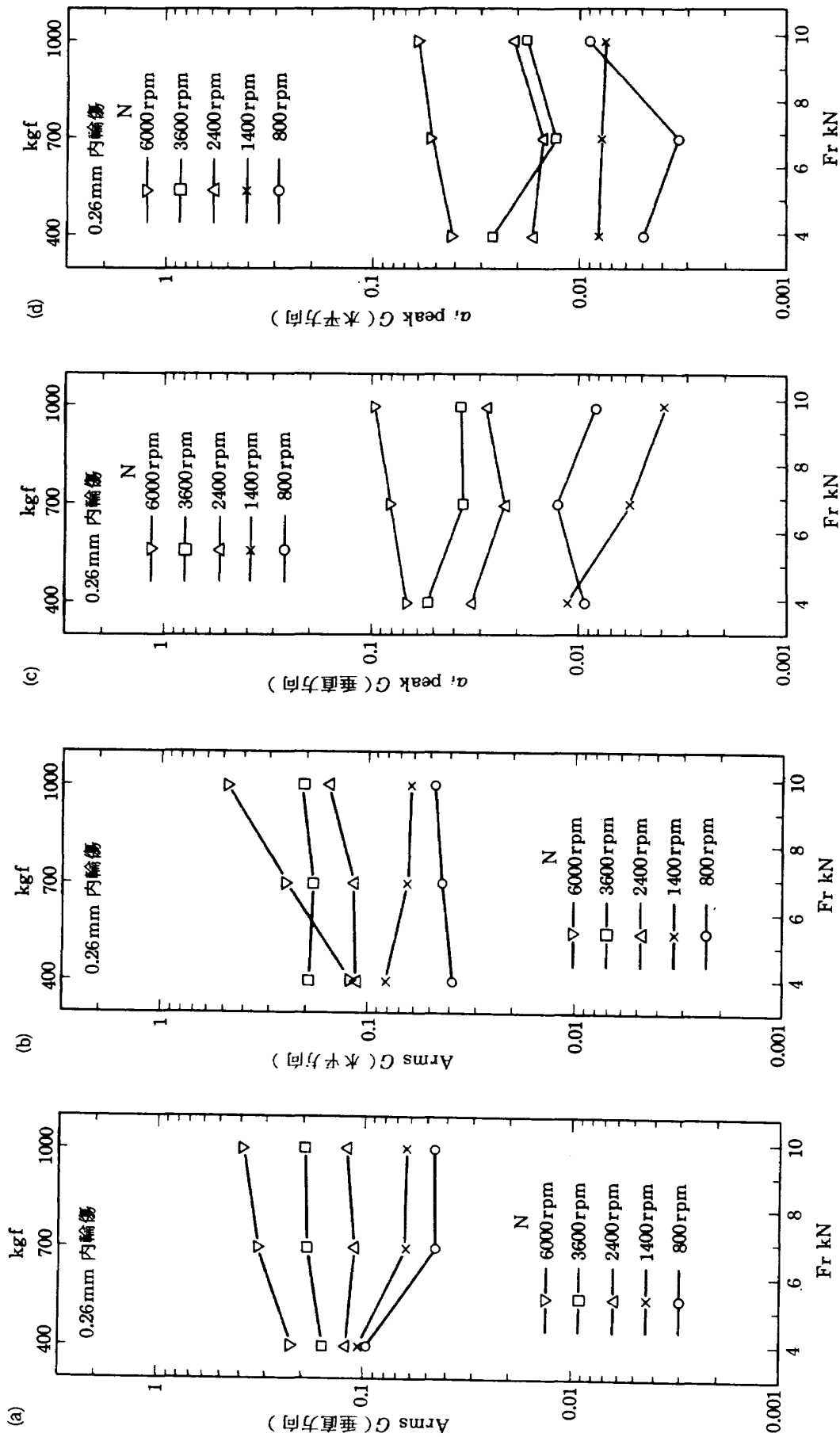


図 15 0.26 mm 内輪傷付軸受の振動の荷重による変化(a)~(d)

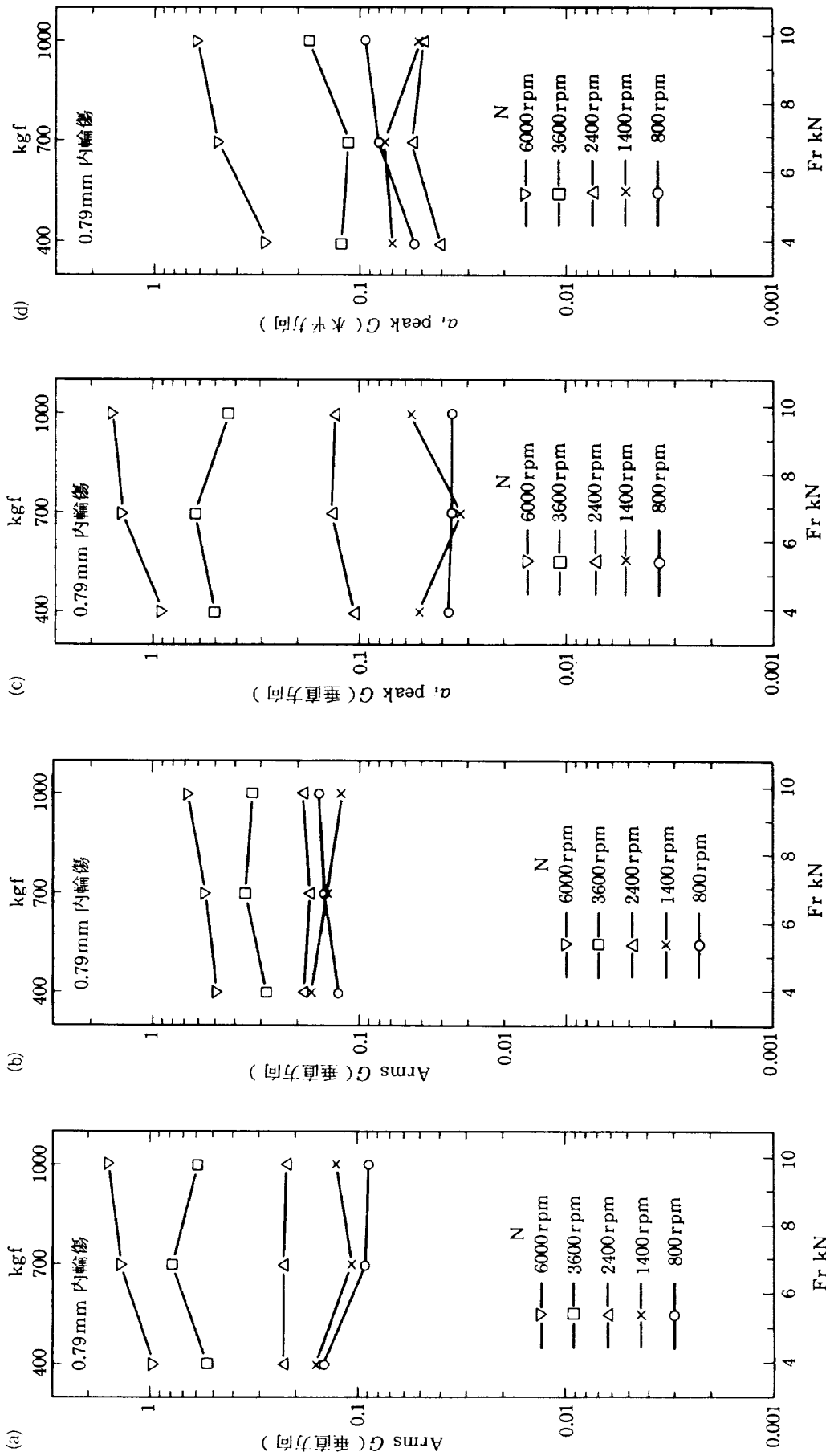


図 16 0.79mm内輪傷付軸受の振動の荷重による変化(a)~(d)

航空宇宙技術研究所報告 902号

昭和61年3月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182

印刷所 株式会社三興印刷
東京都新宿区信濃町12三河ビル
