

回転体の不釣り合い測定と修正



シグマ電子工業株式会社

目次

1. はじめに	1
2. 不釣り合い(アンバランス)とは	2
3. 不釣り合いの発生原因	3
4. 不釣り合いの3大原因	4
4-1 設計上に欠陥のあるもの	4
4-2 材料に欠陥があるもの	5
4-3 製造あるいは組立て時の欠陥	6
5. 不釣り合いが及ぼす影響	7
6. 不釣り合いの種類	8
6-1 静不釣り合い(Static unbalance)	8
6-2 偶不釣り合い(Couple unbalance)	9
6-3 動不釣り合い(Dynamic unbalance)	10
7. 不釣り合いの表し方について	11
7-1 不釣り合いの単位	12
7-2 不釣り合いによる遠心力	13
7-3 不釣り合いの与える影響	14
8. 釣合わせ(不釣り合い修正)の例について	15
8-1 静バランス修正(1面)	15
8-2 動バランス(2面)修正の注意点について	16
8-3 バランス修正のフロー	17
8-4 汎用高速主軸のバランス修正について	18
8-5 弾性ロータのバランス修正例	19

9. 静バランス修正の計算例	20
9-1 初期振動ベクトルの取得	20
9-2 付加振動ベクトルの取得	21
9-3 影響係数の取得	22
9-4 修正アンバランス量の算出(極座標修正)	23
9-5 分力座標修正	24
9-6 バランス修正の例	25
9-7 砥石バランス修正(等重量重りの開角計算)	26
9-8 砥石バランス修正の注意点	27
10. 研削盤でのバランス修正効果	28
10-1 研削抵抗を抑える	28
10-2 アンバランス変位量と研削抵抗の相関について	29
10-3 アンバランス変位量と研削抵抗	30
10-4 アンバランス変位量と研削面粗さ, 表面うねり特性	31
10-5 平面研削盤のバランス修正例	32
11. 高速マシニングセンタのツールバランスの修正	33
11-1 マシニングセンタのバランス修正例	34
12. ツールバランス修正方法	35
13. ツールに要求される許容アンバランス量	36
14. 旋盤による異形物加工の注意点について	37
15. 釣合わせの精度の定義	38
15-1 釣合い良さ(JIS B 0905-1992)	38
15-2 各種回転機器に関して推奨される釣合い良さの等級(JIS B 0905-1992)	39

近年の回転機械は、技術の進歩によりますます**精密・高速化**しており、より**高い性能と機能が要求**されています。

回転機械の運転において機器の性能を損なう最大の要因は**振動**と、これに伴う騒音とされます。

ロータの釣合わせは、回転機械の**振動源を取り除く**という目的のために、最も基本的で効率的な手段であって、回転機械の製造で、避けて通ることのできない、きわめて重要な生産工程です。

一方、工作機械の業界においては、加工精度・切削効率のすぐれた超高速切削法の開発は工作機械に高い性能を要求すると同時に、工具を含む主軸回転系の**厳密な釣合わせ精度**を要求しています。

釣合い試験機(バランシングマシン)や**フィールドバランサ**による釣合わせは、これらの目的を達成させるツールとして最も効率的で、経済的な手段といえます。 Maintenance partner

2. 不釣り合い(アンバランス)とは

1. ロータを回転させると、すべての構成部分に遠心力が作用します。この遠心力が回転中心軸に対して対象に分布していれば、お互いに打ち消し合って、回転中心軸には力は作用せず軸受は振動しません。
このときロータは、**釣合いの状態**にあるといえます。
2. これに対して、遠心力が回転中心軸に非対象で一方が大きいと、その差に相当する力が軸受を振動させます。
このようなロータの質量分布の不揃いを**不釣り合い(アンバランス)**といえます。
3. すなわち、不釣り合いとは釣合いの状態にある**ロータ上に余分に存在する(または不足している)質量(m)**と考えられます。
4. 溶接ファン等では大きな不釣り合いがありますが、精密加工(旋削や研削)された回転体は比較的少ないとされています。
5. しかしながら、**回転速度が高くなると**、わずかな不釣り合いも無視できなくなり、高精度な不釣り合い修正(**釣合わせ=バランシング**)が必要となります。

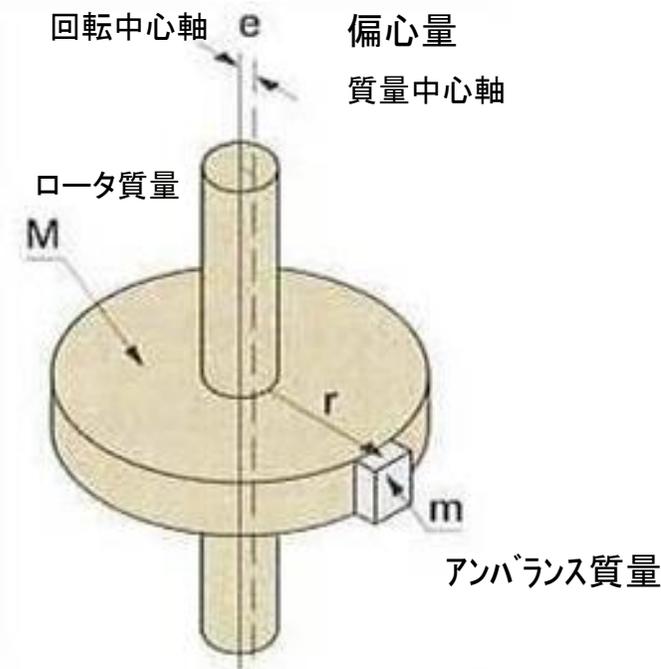


図1 アンバランスの説明図

1. **設計時点**で分かっている不釣合い
形状の非対称性、キー溝、など
2. **料の不均一性**で発生する不釣合い
鋳物の巣、熱処理による残留応力、など
3. **製作過程**で発生する不釣合い
加工誤差、鋳物・鍛造面の加工基準のとり方、溶接による歪
巻線のような不定形状、など
4. **組立時点**で発生する不釣合い
ハマアイ隙間、ベアリングの偏心、曲り、自重によるたわみ、など
5. **運転中**に発生する不釣合い
熱変形、摩耗、異物の付着、材料の経年変化による歪, など

4-1 設計上の不備によるもの

ロータの**設計時点で配慮**することにより、初期不釣合いは、ある程度減らすことができます。
許容不釣合いに応じた設計時の検討と対策が大変有効です。

どの修正面で、どのように不釣合いを修正するか、**設計時点で決めておくべき**でしょう。

1. 回転軸を中心とした、質量配分が不均一な場合
2. 回転体の表面(内面、外面)の成形が不完全な場合
3. 不適切なハメアイによる偏心(ベアリング等)
4. アンバランスの発生面と修正面が異なる構造 (ビルトインモータの修正面など)

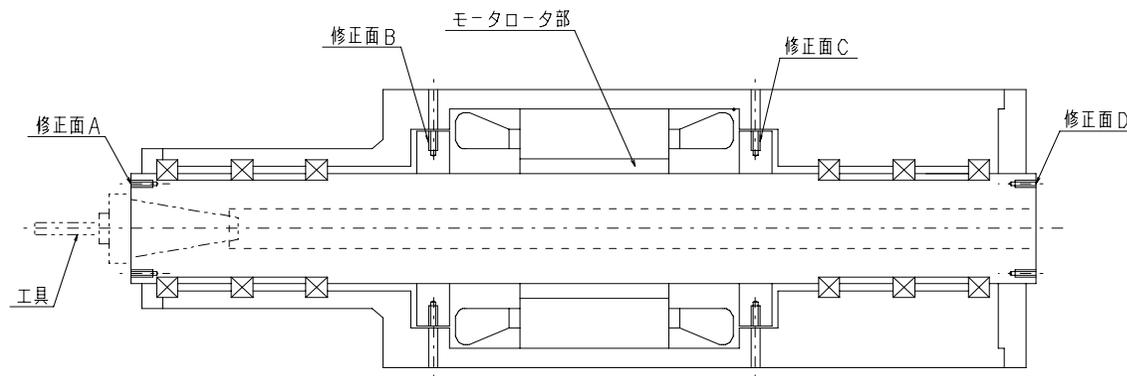
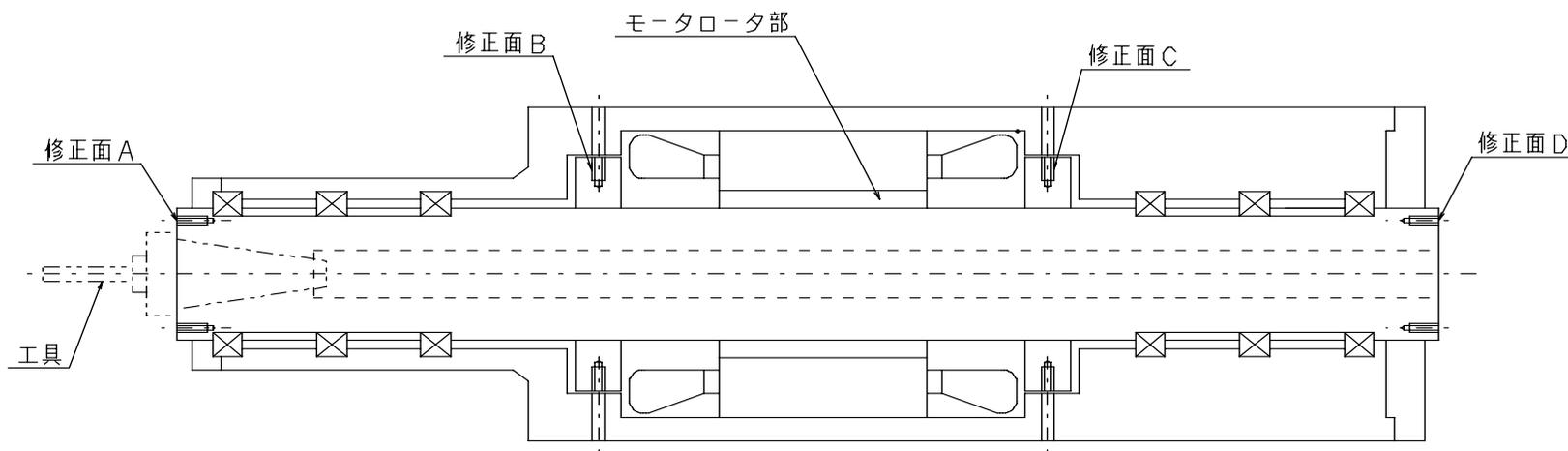


図2 スピンドルの構造例

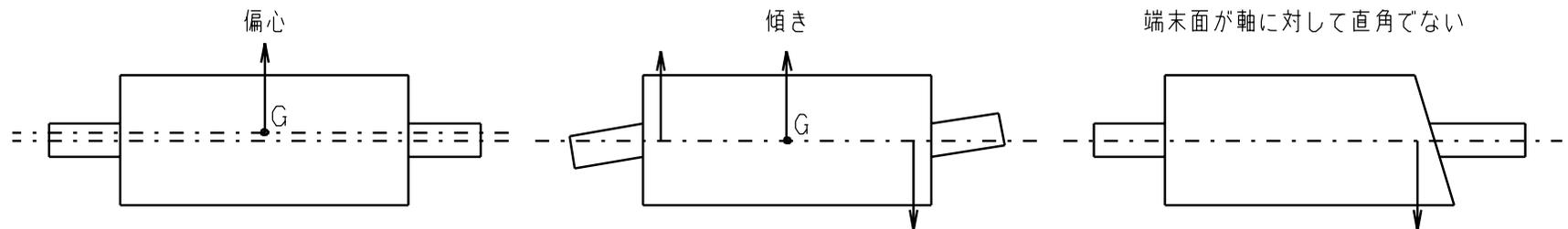
4-2 材料に欠陥があるとき

1. 鋳物、鍛造、成形、押出し品などの内部に**巣**がある。
2. 材料**密度**が不均一である。
3. 溶接部品などの溶接の**不均一**あるいは材料厚みの**不均一**がある。
4. 転がり軸受(ボールベアリング)の**すきま調整不良**、回転側に**偏心**がある。



4-3 製造あるいは組立て時の不備によるもの

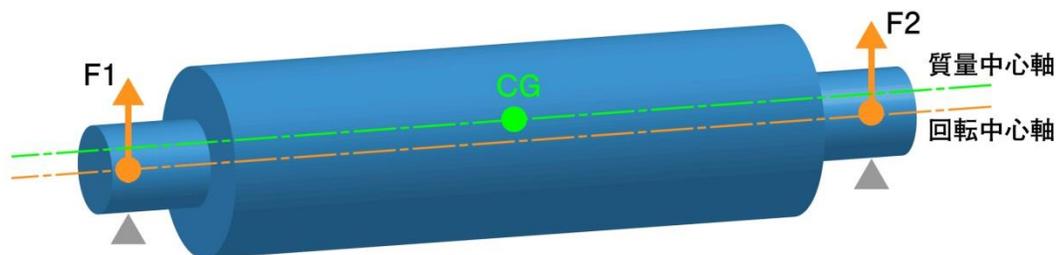
1. 溶接、鋳造時の**成形不良** (あるいは**不均一な塗装**)
2. 機械加工時のチャックあるいはクランプ不良によるジャーナル部の**偏心**
3. 製造工程に起因する**永久変形**
(残留歪、加工歪、ハンダ付け、溶接、締まりバメ等による変形)
4. ボルトの不均一な締めによる変形
5. 組立て部品の**バラツキ**、例えば長さの異なるボルト、異種のワッシャ、ナットなど。



1. 不釣合いによる遠心力は、軸受や基礎へ**動的な力(振動力)**が加わり、有害な機械振動を外部に伝達させます。
2. どのような回転速度においても、不釣合いの影響は、主として回転体と機械全体の質量配分、軸受または基礎の剛性を含む**「動特性」**によって決まります。
したがって、回転体が生み出す力や振動だけから、その不釣合いの問題を解決することはできません。
3. 不釣合いは、**軸受の摩耗が進行**し、**機械寿命が低下**させます。工作機械においては主軸および研削砥石、あるいは切削工具の寿命が低下するばかりでなく、隣接する工作機械の加工精度にも影響を与えることがあります。
4. 機械振動は**騒音の原因**となり、作業者あるいは周囲に悪影響を与えます。

6-1 静不釣合い(Static unbalance)

1. 釣合いの状態にあるロータに**1個の不釣合い質量が付加**された状態です。自由な状態で転がすと、不釣合い方向が下になって止まります。
2. 回転中心軸はロータの重心を通らず、不釣合いによって生ずる遠心力ベクトルは、両方の軸受で同じ方向になります。
3. 静不釣合いは1つの修正面に重り(質量)を取り付けて釣合わせることができるので1面釣合わせ(単面釣合わせ=静釣合わせ)と呼びます。修正面は重心の近くが望ましく静釣合わせを行うことによって**新たな偶不釣合い**(後述)を生ずることがあります。
4. 単面釣合わせは、偶不釣合い(後述)が小さくて無視できるロータに用いるのが普通です。具体的には、**回転体の直径に対して厚みが小さい(薄い円板状)ロータ**に適用されます。

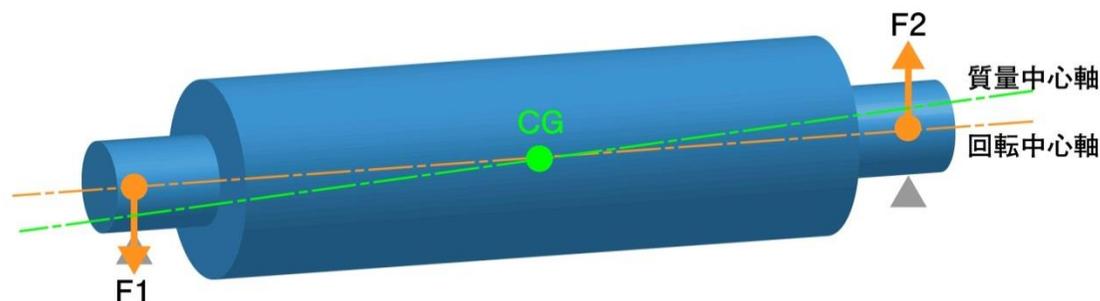


$$\angle F1 = \angle F2$$

$$F1 = F2$$

6-2 偶不釣合い(Couple unbalance)

1. 釣合いの状態にあるロータの2つの断面に、互いに反対向きで同じ大きさの不釣合いが付加された状態です。自由な状態で転がすとき下向きに止まる特定の方角はありません。
2. 回転中心軸が回転体の重心を通りますが、質量慣性主軸と回転中心軸が一致していない(傾いている)状態です。両軸受位置における遠心力の大きさは等しく、その方向は 180° 反転しています(偶力)。
3. 偶不釣合いの状態は、静止した状態の静不釣合い修正(1面修正法)で見つけることはできません。
4. 静不釣合いをロータの重心面(CG)で修正すると、残留する偶不釣合いは小さくなることが多いですが、偶不釣合いが残らない修正面を正確に確定するのは困難です。

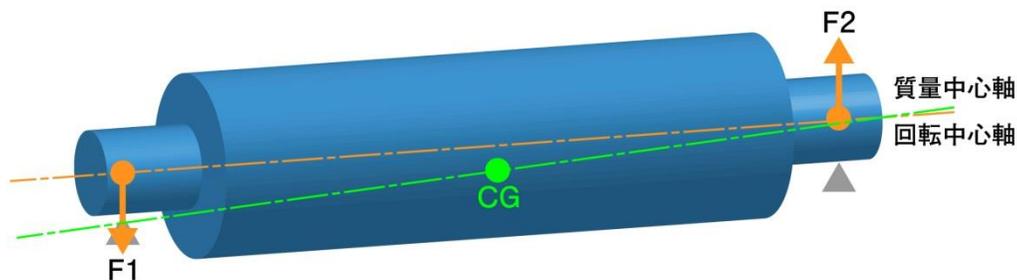


$$F1 = -F2$$

$$\angle F1 = \angle F2 + 180^\circ$$

6-3 動不釣合い(Dynamic unbalance)

1. ロータの回転中心軸が重心を通らず、質量慣性主軸と回転中心軸が平行でなく傾いている状態です。静不釣合い+偶不釣合いを**動不釣合い**といいます。
2. 軸方向に長いロータは、静不釣合いをもつ薄い円板状のロータが軸方向に多数積み重なったものと考えることができます。これらの薄い円板にはそれぞれ独立した不釣合いベクトル(方向, 大きさ)を持っていますが、これらのロータの不釣合いを2つの面に代表させて釣合わせることを剛性ロータの**動釣合わせ(2面釣合わせ:ダイナミックバランシング)**といいます。
3. しかし, 高速回転域になると, それぞれの薄円板状のロータの不釣合いによる遠心力がロータを弾性変形させることとなります。弾性変形により不釣合いが変化すると2つの面に代表させた釣合わせ方法が適用できなくなります。
これらを解決するには、後述する**多速度・多面法**を適用した釣合わせ方法が不可欠となります。 ⇒**弾性ロータ**

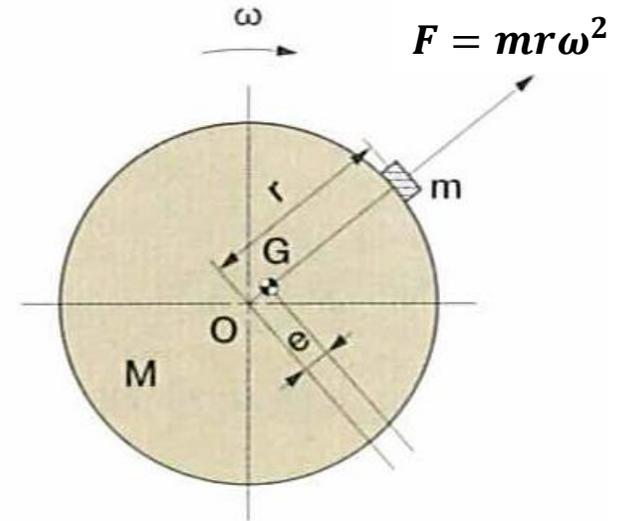


$$F1 \neq F2$$

$$\angle F1 \neq \angle F2$$

不釣合いを表す物理量と記号を下図に示します。

- M: 回転体の質量
- O: 回転中心
- G: 重心
- e: 重心から回転中心までの距離
- r: 回転中心からmの中心までの距離
- ω : 回転角速度
- m: 不釣り合い質量
- F: 遠心力



不釣り合いによる遠心力の説明図

7-1 不釣合いの単位

不釣合い U は次の式で表されます。

$$U = M \times e \text{ あるいは } U = m \times r$$

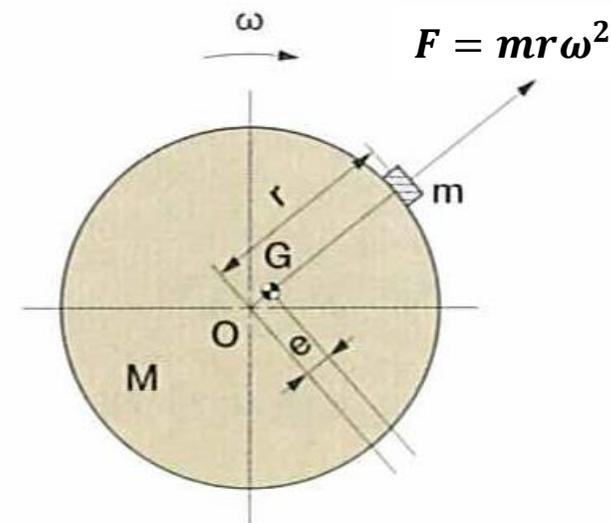
不釣合いの量は、「質量と長さの積」であり、その単位は $g \cdot mm$, $g \cdot cm$ などです。

トルクやモーメントの単位「力と長さの積」
 $N \cdot m$, $N \cdot mm$ とは異なります。

【注意】

トルクやモーメントの単位(力と長さの積)

$N \cdot m$ 、 $N \cdot mm$ とは異なります。



不釣合いによる遠心力の説明図

7-2 不釣合いによる遠心力

図の条件における不釣合い $U [kg \cdot m]$ によって生ずる遠心力 $F [N]$ は

$$F = U\omega^2 = Me\omega^2 = mr\omega^2 \quad \dots(2)$$

ここに ω は回転角速度, その単位は rad/s です。

毎分回転数を $n(rpm)$ とすれば回転角速度は

$$\omega = 2\pi n/60 \quad \dots(3)$$

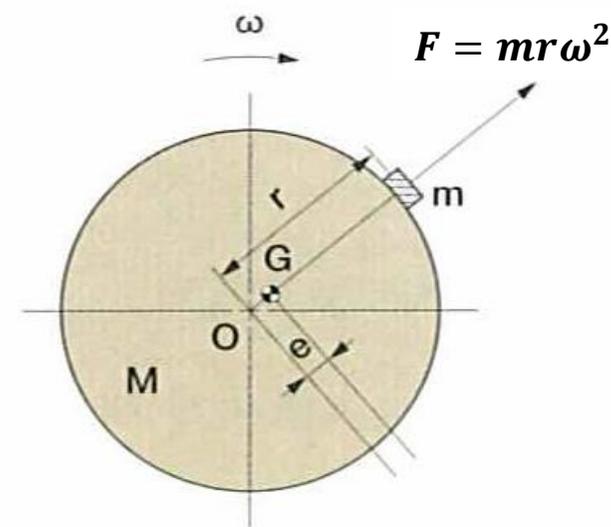
である。

実用的な単位として

$n : [rpm]$ とし、 $U [g \cdot mm]$ とすれば

(2), (3)式から次式から遠心力が得られます。

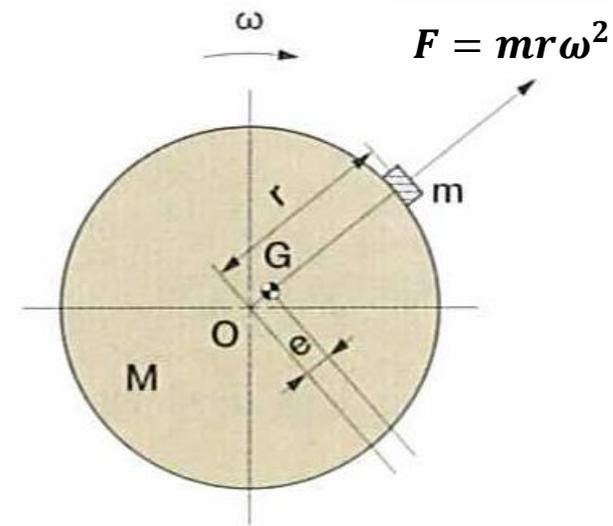
$$F = \frac{U}{10^6} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 = \frac{U [g \cdot mm] n [rpm]^2}{9.1189 \times 10^7} [N]$$



不釣合いによる遠心力の説明図

7-3 不釣合いの与える影響

- 7-2項に示したとおり、不釣合いによる遠心力の大きさは**回転速度の2乗に比例**します。このことは、高速化が著しい分野(特に工作機械)においては非常に重要な意味をもちます。
- 近年のマシニングセンタなどは、工具あるいは主軸の回転速度が極めて広い範囲で使われています。回転部分の不釣合いが非常に小さく、低速(例えば2500rpm程度)では、その振動が無視できる程度であっても、高速(例えば50000rpm)になると**回転速度比は20倍となり、遠心力は400倍**にも増大します。その結果、加工精度が著しく低下するだけでなく、軸受の損傷にもつながることもあります。
- 近年では30000rpm程度の主軸回転速度は広く普及していますが、高速化された初期の段階では、上記2の原因による軸受損傷事故が多くみられたものです。



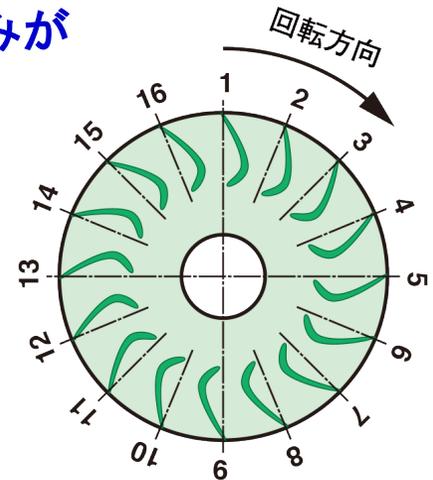
不釣合いによる遠心力の説明図

8-1 静不釣り合い修正(1面釣合わせ) 修正フローは8-3項を参照して下さい

1. 静不釣り合い修正(1面釣合わせ)は、ロータの**直径に対して軸方向の厚みが小さい(円板状)ロータ**の釣合わせに用いられます。

(例:送風機のファン、研削砥石、など)

2. 右図は、送風機の不釣り合い修正(分力修正)の例を示しています。一般的に羽根を分力点とした、**分力釣合わせ**が採用されます。

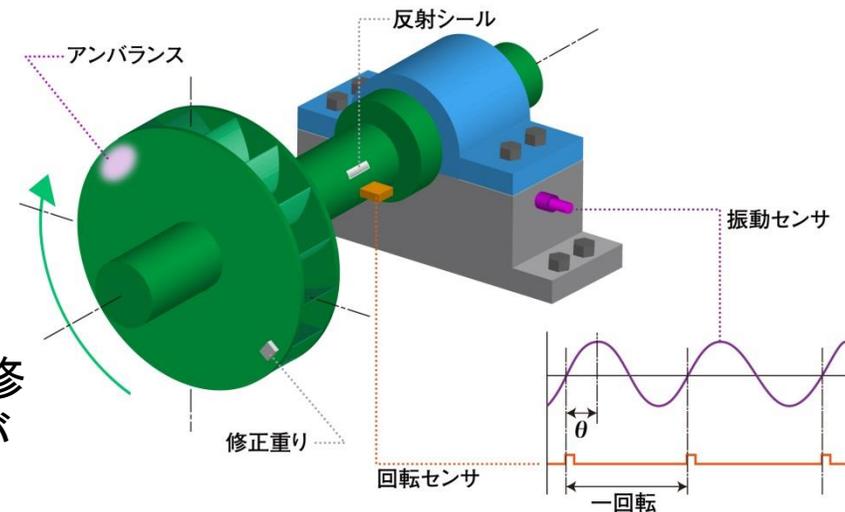


ローター角度の割付け

3. フィールドバランスの際、振動センサは、必ずロータ軸に対して**法線方向の剛性の高い位置に設置**します。板金構造の表面などには設置しないことです。

4. 研削盤の主軸が30000rpmのような高速の場合、回転部に不釣り合い修正用ネジ穴を施し、ネジ(おもり)を付加する**分力釣合わせ**法を推奨します。微小質量の修正は対向の質量差の採用が便利です。

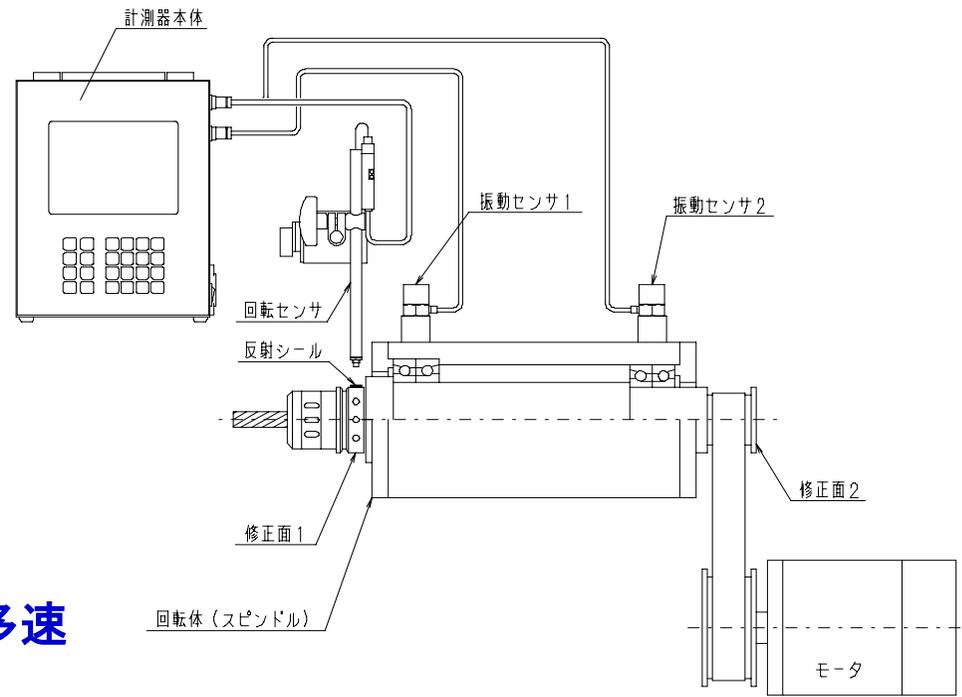
5. 精密加工用の高速主軸は、次に述べる動不釣り合い修正(2面以上の釣合わせ)で厳密に釣合わせることが不可欠です。



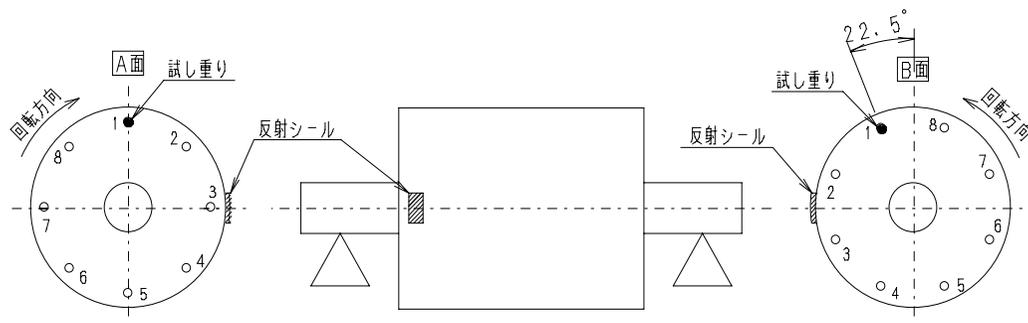
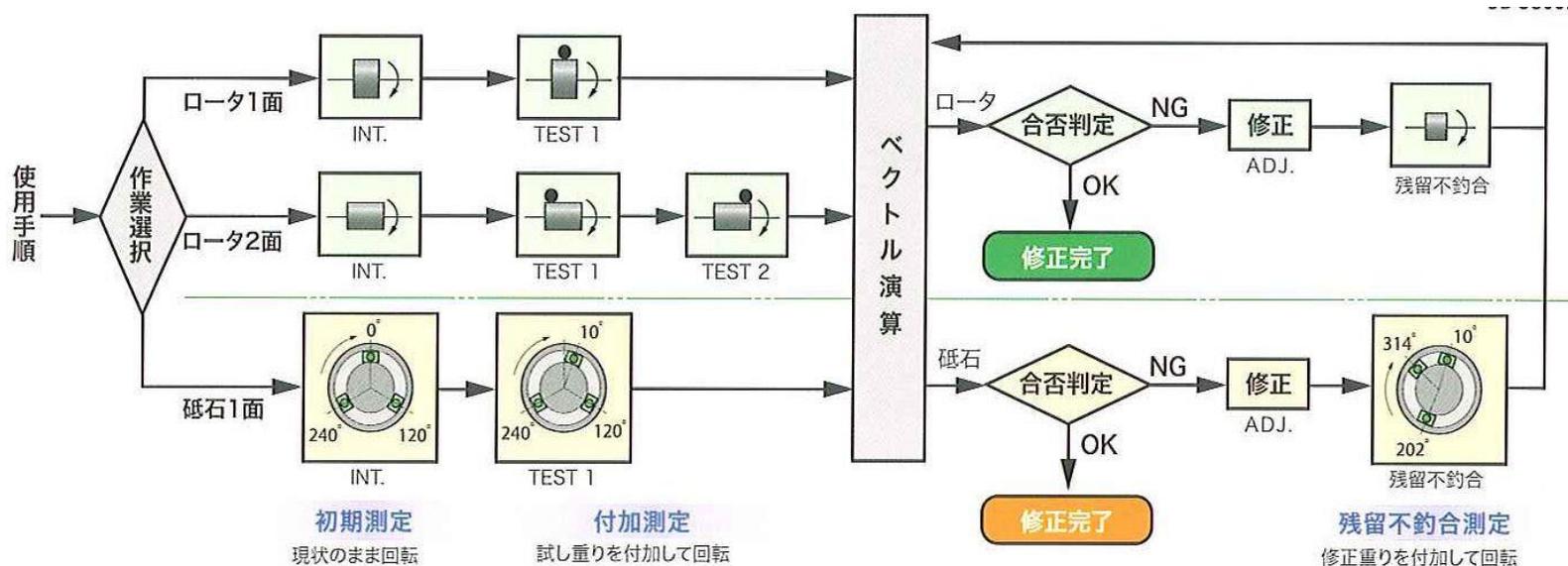
8-2 動不釣り合い修正(2面釣合わせ)

汎用工作機械の動不釣り合い修正(2面釣合わせ)を示し、それを実施する場合の注意点

1. 駆動ベルトを外して、**モータとプーリの釣合わせ**を実施します。(一般的には1面修正)
このとき、回転センサ・振動センサはモータ側に設置します。
2. 主軸とモータの支持構造が互いに剛である場合は、回転センサのみを駆動側に設置するのが便利です。
3. 振動センサは、必ずロータ軸に対して法線方向の剛性の高い位置に設置し、板金構造表面の設置は避けます。
4. モータ側の釣合わせ完了後、**各センサを右図のように設置**して、主軸の**2面釣合わせ**を8-3項の要領で実施します。
5. 高速超精密工作機械ではXY2平面での**多速度・多面修正**を推奨します。



8-3 フィールドバランスのフロー



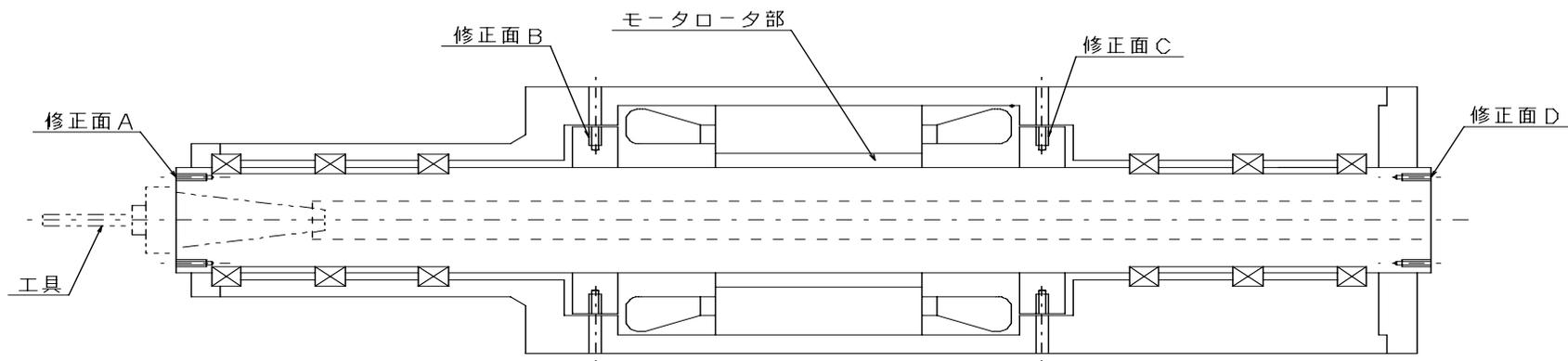
分力修正の説明図

1. 反射シールと試し重りの取付角度の相関はありません。
2. 出荷時の角度目盛の設定は、ロータの「回転方向に増加」と設定しています。他社製品と同様に減少方向に設定することも可能です。
3. 付加測定 (TEST1, 2) の試し重りの取付角度は、それぞれ任意の角度に取付可能です。つまり弊社製品は、各修正面の試し重りの取付けた角度が 0° (分力の場合は1番) となるように自動的に補正演算します。
4. 上記の2項は、他社製品と同様の設定も可能です。その場合は、各修正面に取付けた、試し重りの設置角度差を正確に入力しないと、修正誤差が発生します。

8-4 汎用高速主軸の不釣り合い修正について

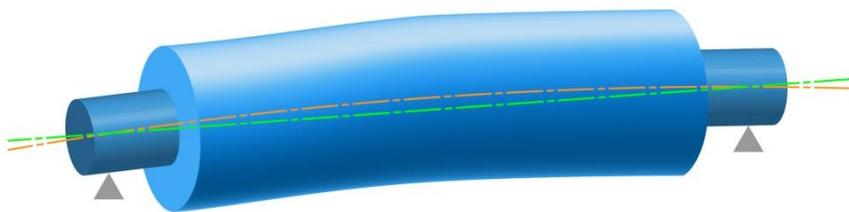
下図に汎用高速主軸の一例を示し、その動不釣り合い修正について注意点を挙げます。

1. **不釣り合い発生位置と修正面をできる限り一致**させることが、主軸の品質・修正の作業効率の観点からも極めて重要です。例えば中央部付近の不釣り合いを両端面付近で修正すると、高速運転時にしばしばトラブルを引き起こします(弾性ロータの典型的な挙動)。
2. 下図は、モータロータ部を不釣り合いの発生部分と想定し、A・B・C・D面の4面修正を選択しています。修正面B・Cで2面修正を行い、組立後は修正面A・Dで2面修正行う方法がします。**組立後にも内部の修正面B, Cにおもりが取り付けられる構造は非常に有用**です。
3. シグマ電子の**SB-7702シリーズ**を使用すれば、修正面A, B, C, Dの影響係数を一度に取得演算することができ、**広い回転速度範囲での確実な振動低減**を可能とします。

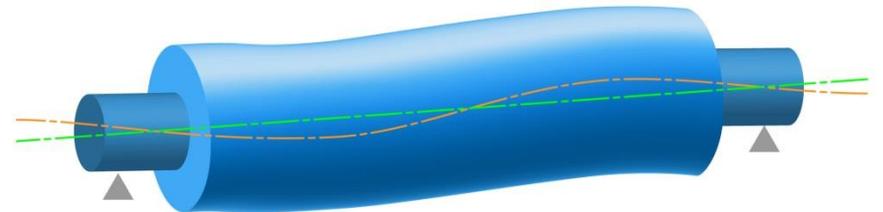


8-5 弾性ロータの不釣り合い修正例

1. 2面釣合わせは、軸方向に分布している不釣り合い(群)を2つの修正面に集約して釣合わせます。結果的に振動は発生しませんが、**ロータ内部には分布した不釣り合いによる遠心力が内在**しています。このままロータを高速回転させると、内在している遠心力が大きくなり、ロータが変形し、その**変形は新たな不釣り合いを発生**させ、振動が起きます。
2. この変形を無視できるロータを「**剛性ロータ**」、無視できないロータを「**弾性ロータ**」といいます。
3. つまり、同じロータでも回転速度が低い状態では剛性ロータですが、**回転速度が高くなると弾性ロータに変身**することになります。
4. これらのことは、後述の「高速スピンドルの新たなバランス修正法」で解説します。



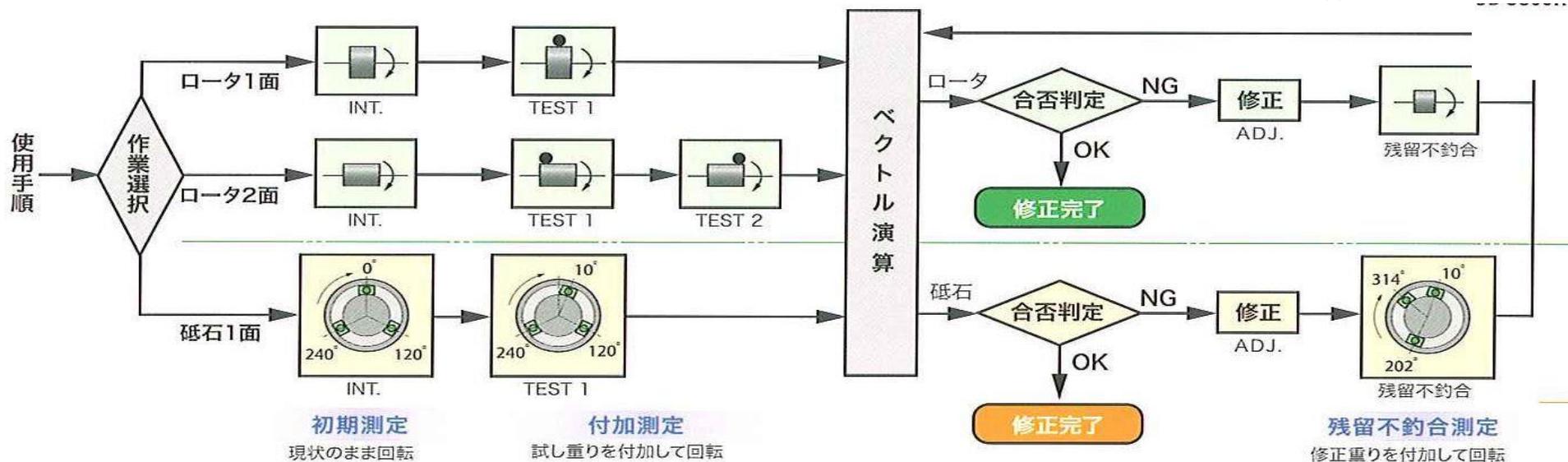
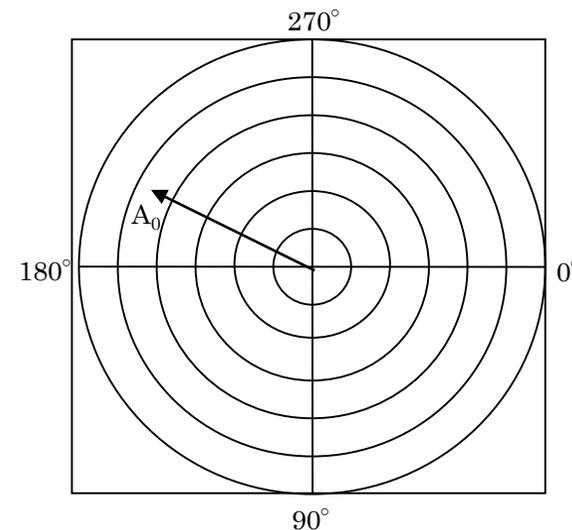
曲げ1次モードの回転体
(3箇所の修正面が必要)



曲げ2次モードの回転体
(4箇所の修正面が必要)

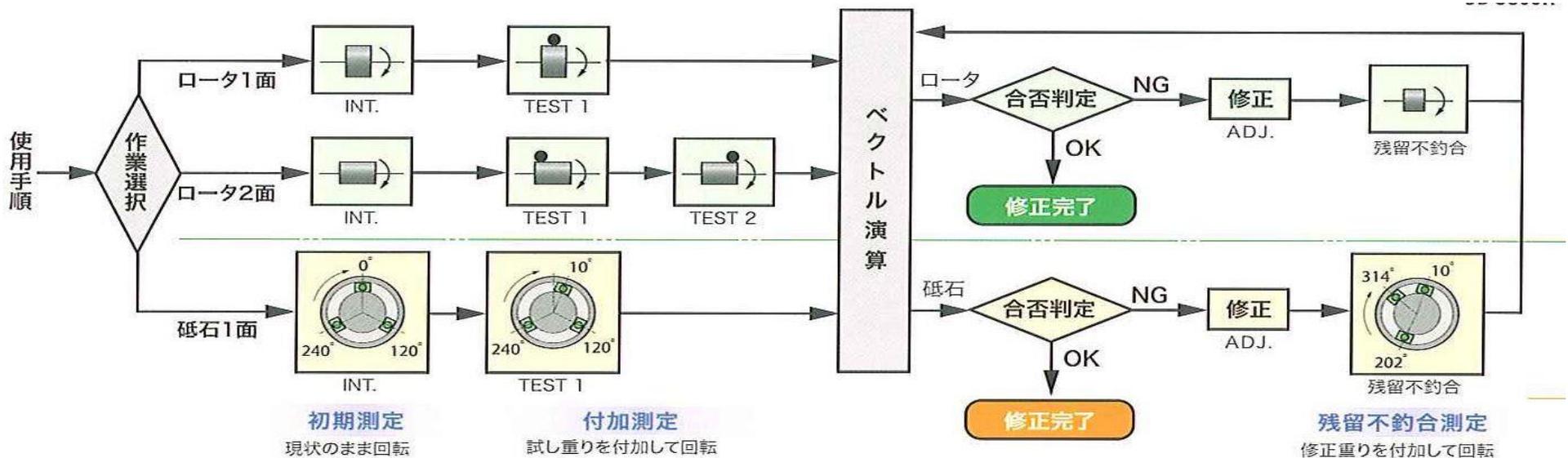
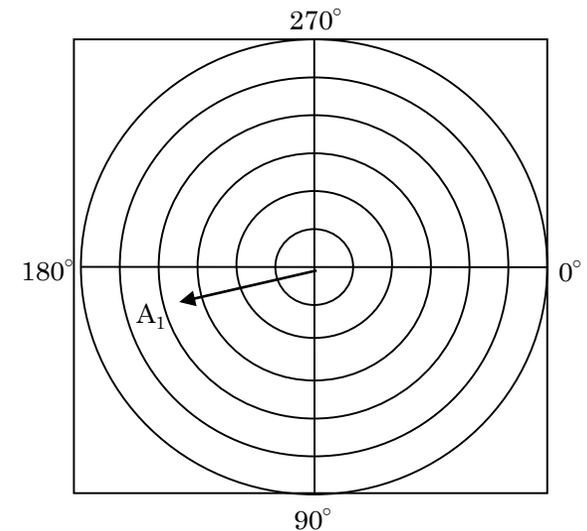
9-1 初期振動ベクトルの取得

1. ロータを回転させ、初期振動ベクトル A_0 ($9.3\mu m$, 212°)を得たとします。
2. ここで、 A_0 は被試験体の構造、据付状態、修正面、各センサの取付け位置などが変わらなければ一定の値を持つベクトル量です。



9-2 付加振動ベクトルの取得

1. 回転体の既知の角度に、試し重り U^* ($0.2g, 0^\circ$)を付加して回転させます。
2. このときに得られた振動ベクトルを付加振動ベクトル A_1 と呼び、 $A_1 = (7.8\mu m, 161^\circ)$ を得たとします。



9-3 影響係数の取得

1. 試し重り U^* を付加したことにより軸受振動に及ぼした影響は、 $(A_1 - A_0) = A_2$
 影響係数 α は $\alpha = \frac{(A_1 - A_0)}{U^*} = \frac{A_2}{U^*}$ となります。

2. ここで、ベクトル A_2 は下記の計算式で求めることができます。

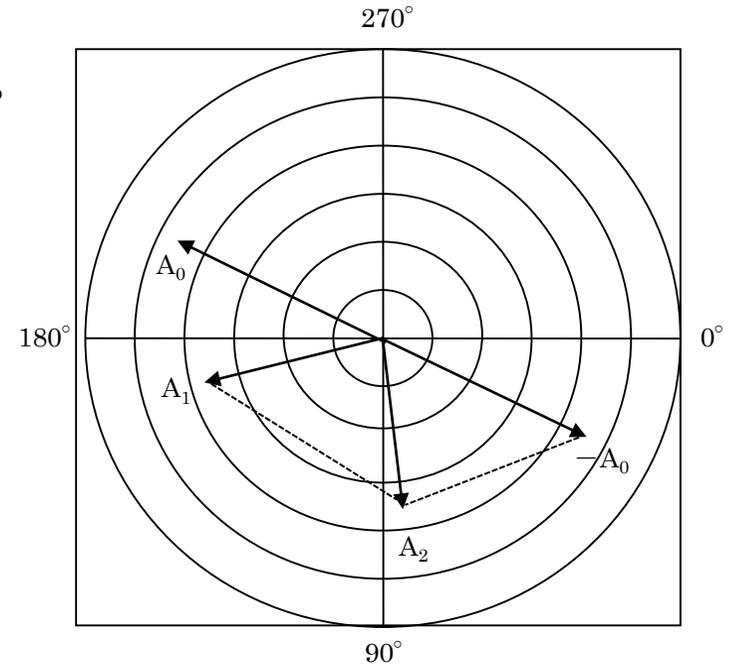
$$\alpha_x = A_1 \times \cos \theta - A_0 \times \cos \theta = 7.8 \times \cos 161^\circ - 9.3 \times \cos 212^\circ = 0.51$$

$$\alpha_y = A_1 \times \sin \theta - A_0 \times \sin \theta = 7.8 \times \sin 161^\circ - 9.3 \times \sin 212^\circ = 7.47$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\alpha_y}{\alpha_x} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{7.47}{0.51} \right) = 86^\circ$$

$$r = \sqrt{\alpha_x^2 + \alpha_y^2} = \sqrt{(0.51)^2 + (7.49)^2} \doteq 7.5$$

故に A_2 は $7.5 \mu\text{m}$ 、 86° となります。



9-4 修正不釣り合い量の算出(極座標修正)

初期振動ベクトル A_0 をゼロとするため不釣り合い U を取り付けることとすれば、次の式が成立します。

$$A_0 + \alpha U = 0$$

したがって、修正する不釣り合い量次の通りとなります。

$$U_g = -\frac{A_0}{\alpha} = -\frac{A_0}{A_2} U^*$$

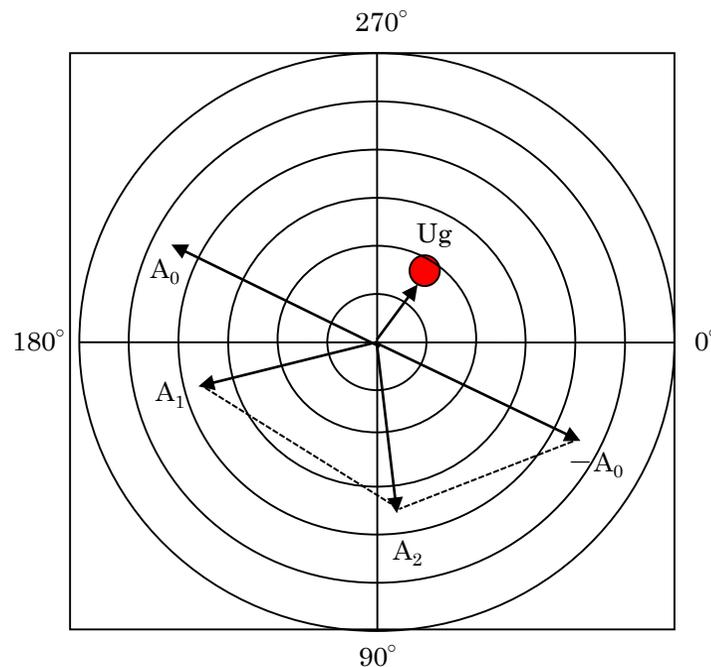
ここで、実測値を代入すると

$$U_g = -\left(\frac{9.3}{7.5}\right) \times 0.2 = 0.25 \text{ g}$$

$$\angle U_a = -(212^\circ - 86^\circ + 0^\circ) \pm 180^\circ = 306^\circ$$

すなわち

試し重りを付加した角度(0°)から
 回転方向に 306° 進んだ角度に
 修正重り 0.25 g を付加すれば
 釣り合うことになります。



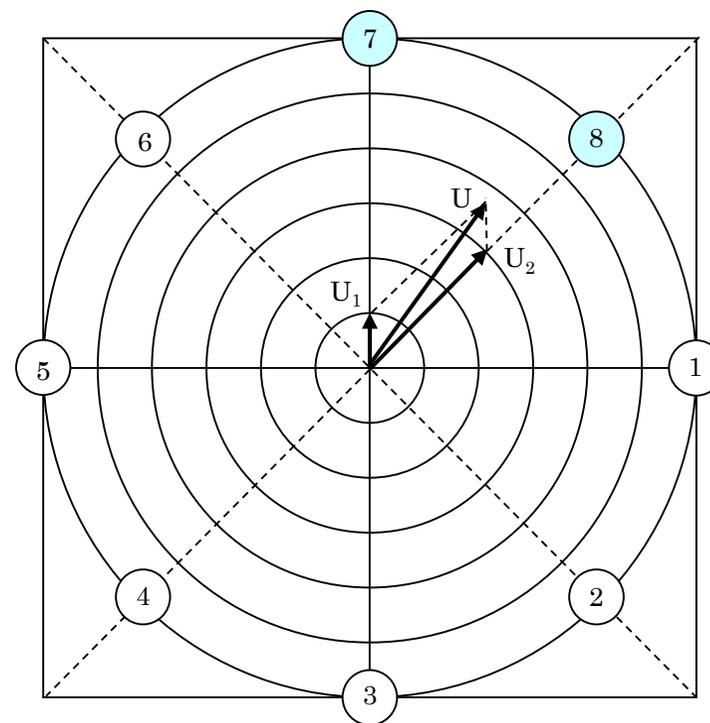
9-5 分力座標修正

- 修正方向が限定されている回転体では、分力座標修正を行います。この例として、下図に分力座標修正を示します。前述9-4の極座標修正で得られた $\angle 306, 0.25\text{g}$ を8分力座標修正に適用しています。正弦定理から修正量を求めると

$$U_1 = \frac{0.25}{\sin 135^\circ} \times \sin 9^\circ = 0.055\text{g}$$

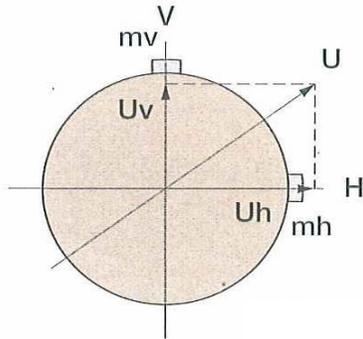
$$U_2 = \frac{0.25}{\sin 135^\circ} \times \sin 36^\circ = 0.208\text{g}$$

- 分力番号⑦番には U_1 、分力番号⑧番には U_2 を付加することにより、不釣り合い修正ができます。
- 実際の不釣り合い修正では、右図の各分力番号にねじ穴を設け、修正重りとして所定の質量のねじを取付けます。

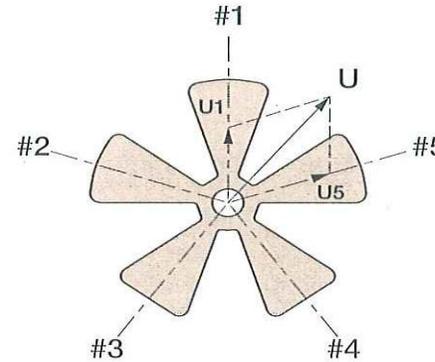


9-6 バランス修正の例

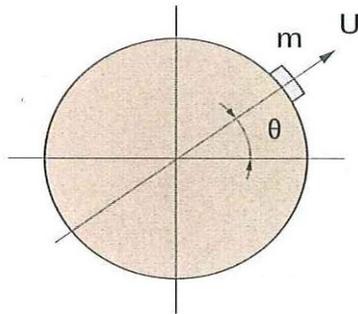
下図に等角分力修正、極座標修正の例を示します。この他に不等分力修正があります。



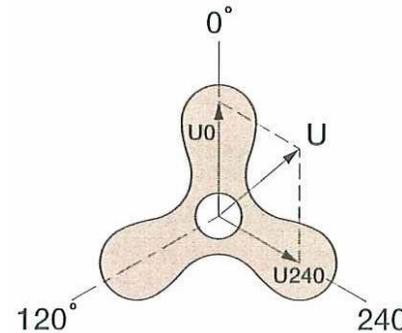
90° 分力修正



5分力修正



極座標修正



3分力修正

9-7 砥石の不釣合い修正(等質量重りの開角計算)

1. 前述9-4の極座標修正で得られた(34°, 100g)のデータから、研削砥石等のバランス修正の例を示します。
2. 極座標修正と異なるのは、2個の等しい質量の重りの開角計算によってバランス修正を行う点です。(おもりの質量が100gの例を示します。)
3. 34°を中心線とした角度に2個の重り($W = W_1 = W_2 = 100\text{ g}$)を配置し、それらをベクトル合成したものが100 gとなる開角計算をします。

$$U = \cos \theta_1 \times W_2 + \cos \theta_2 \times W_2 = 100\text{ g}$$

ここで $\theta_1 = \theta_2 = \theta$, $W_1 = W_2 = W = 100\text{ g}$ とすると

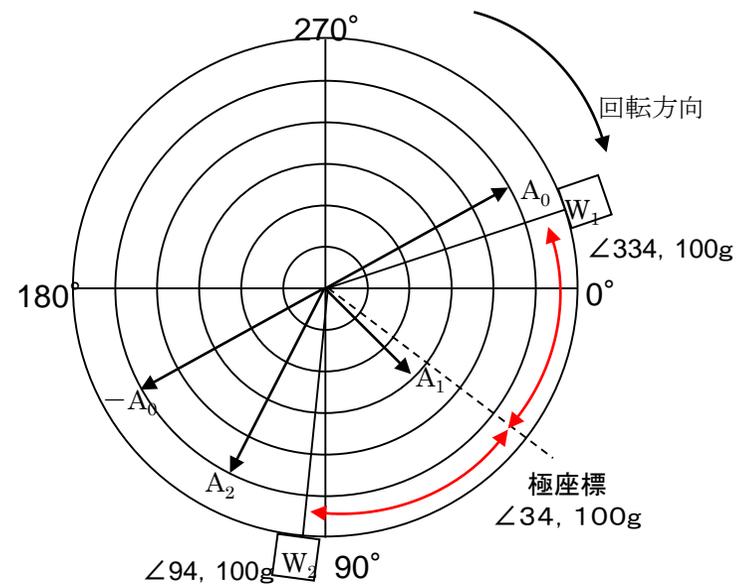
$$2 \cos \theta \times W = 100\text{ g}, \cos \theta = 0.5 \text{ であり}$$

$$\theta = 60^\circ$$

が得られます。したがって

$$W_1 = 334^\circ, W_2 = 94^\circ$$

にバランスウェイトを配置すれば修正完了です。

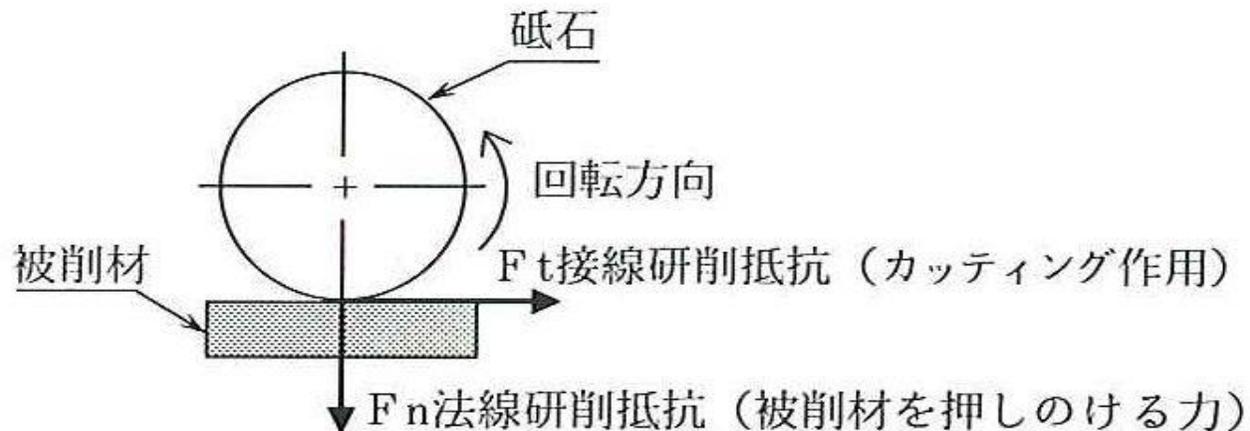


9-8 砥石バランス修正の注意点

1. 最近の砥石は初期不釣合いが小さくなっていますが、多くの研削盤は初期不釣合いが大きかった時代に合わせた大きめのバランスウェイト(W_1, W_2)を用意していることがあります。
2. 前頁の研削砥石で、($W_1 = 334^\circ, 100g, W_2 = 94^\circ, 100g$)の W_1 が**1°ずれて**333°に配置したとすると、 $(\cos 60^\circ - \cos 61^\circ) \times W_1 = (0.5 - 0.485)100 = 1.5g$ の**不釣合い量が発生します**。上記の例では $W_1 = W_2 = 100g$ としています。ここで、 $W_1 = W_2 = 10g$ としますと、そのアンバランス誤差は、 $0.15g$ になります。すなわち、**バランスウェイト W は砥石のアンバランス量に見合った適正な質量選定と質量管理、および角度設定が重要な項目となります**。
3. JISでは研削砥石の釣合い良さ等級をG1.0としており、これから研削砥石の許容不釣合いを求めてみます。砥石質量を2kg、主軸回転数を1000rpmとすると、 $G = 9.55 \times G \times M / rpm = 9.55 \times 1.0 \times 2000 / 1000 = 19.1g \cdot mm$ が得られます。バランスウェイトの半径を150mmとすれば、不釣合い質量 U は $U = 19.1g \cdot mm / 150mm = 0.13g$ となり、上記②項の1.5g(0.15g)は許容アンバランス量である0.13gを大幅に上回る結果となります。
4. 開角配置による釣合わせは簡便ではありますが、精密な釣合わせが必要なときには、十分な配慮が必要です。
5. 分力修正は修正重りの取付角度誤差が発生しませんので、精密な釣合わせ(精密研削)に適しています。修正おもりの取付角度精度を維持するより、おもりの質量精度を上げることの方がはるかに容易です。

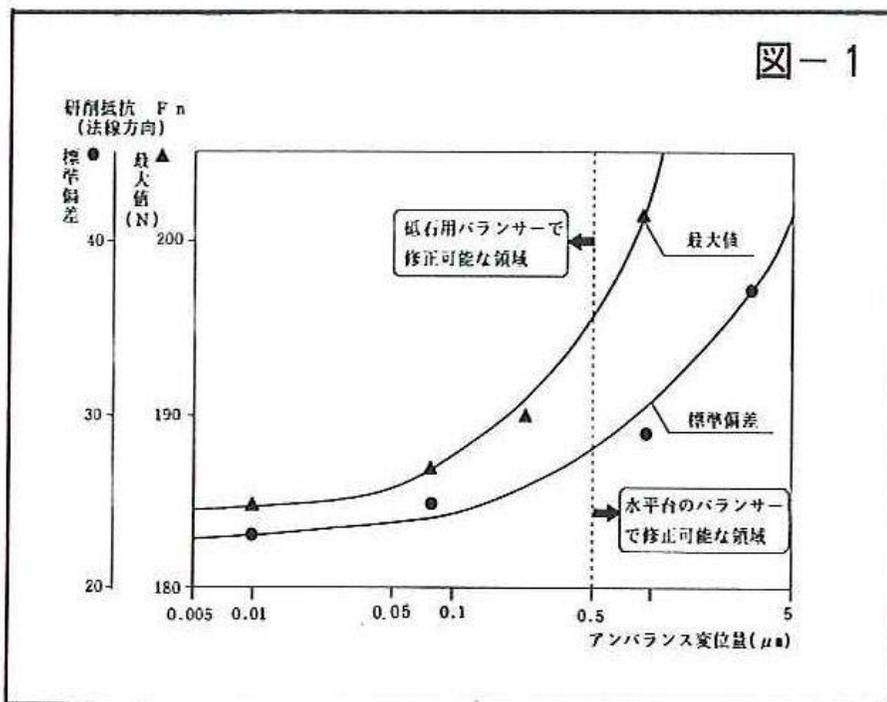
10-1 研削抵抗を抑える

1. 砥石の不釣合いを抑えることにより、**安定した研削抵抗**が得られます。
2. その結果、機械寿命の延命、砥石摩耗の軽減、及び研削加工面の品質向上につながります。
3. 砥石の不釣合いが大きくなると研削抵抗のピーク値は高くなり、その結果、**砥石半径減磨耗量が増大し、表面粗さを悪化**させることとなります。
4. 極度にバランスが崩れた状態では、研削抵抗にうねりが生じ、砥石の偏磨耗や被削材の**表面粗さを著しく悪化**させます。
5. これらの様子を、次頁の不釣合い量－研削抵抗特性、表面粗さ、表面うねり特性に示します。

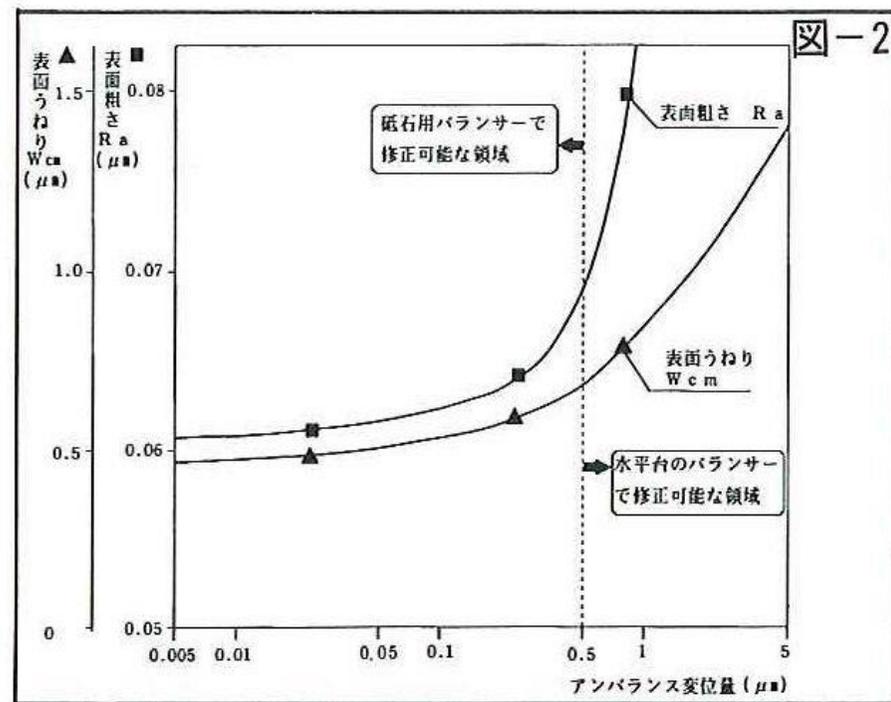


10-2 不釣り合い量と研削抵抗の相関について

1. 下図で静バランス領域とは、従来の水平バランス台で砥石バランス修正が可能な範囲であり、研削盤の主軸系の持っているアンバランス量 (U_s) により決定されます。下図では、 U_s の値が $0.5\mu\text{m}$ の例を示しています。
2. 水平バランス台では主軸アンバランス量 (U_s) 以下に修正することができないことを意味しています。
3. 一般的に、主軸の持つアンバランス振動量の値は $0.3\sim 1\mu\text{m}$ 程度とされています。



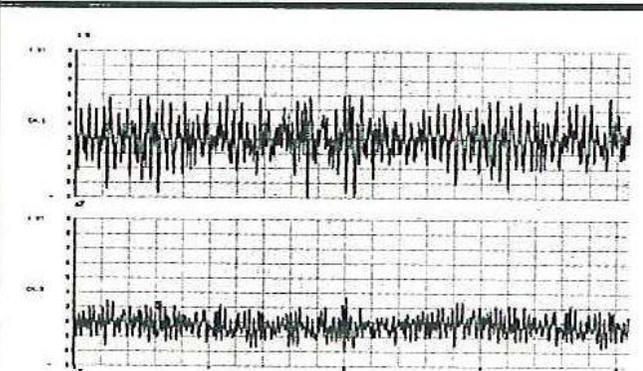
〈アンバランス変位量－研削抵抗特性〉



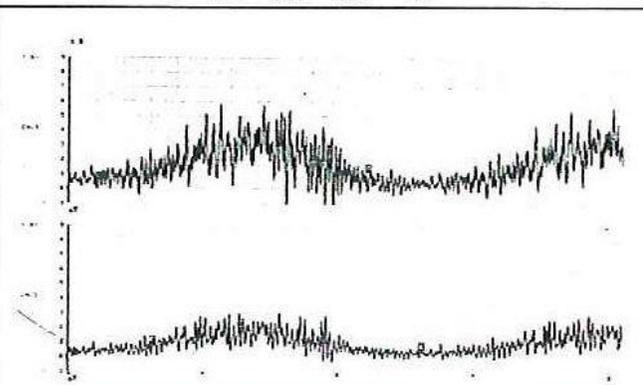
〈アンバランス変位量－研削面粗さ特性〉

10-3 不釣り合い変位量と研削抵抗

1. バランスが取れた状態

測定部位	アンバランス変位量 $0.068\mu\text{m}$	測定波形
Ft 接線研削抵抗(5N/V)	測定値=25.4N	
Fn 法線研削抵抗(50N/V)	測定値=187.5N	

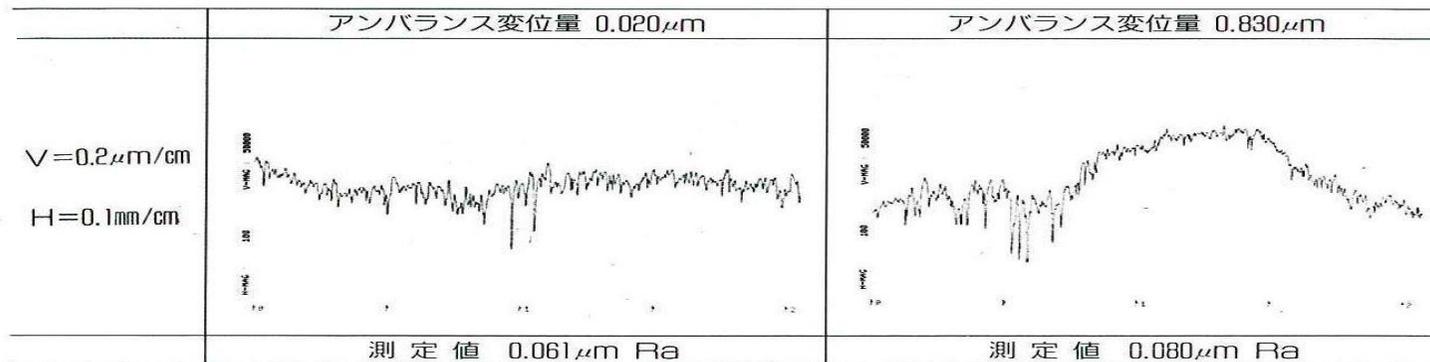
2. バランスが崩れた状態

測定部位	アンバランス変位量 $2.860\mu\text{m}$	測定波形
Ft 接線研削抵抗(5N/V)	測定値=38.4N	
Fn 法線研削抵抗(50N/V)	測定値=約214N	

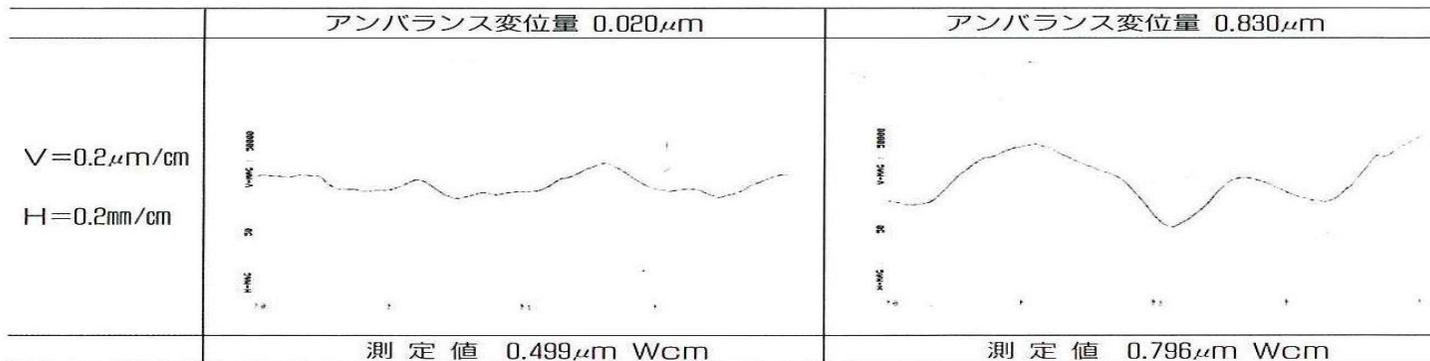
上図のグラフは、砥石1回転中の切削抵抗を計測したものです。2)のグラフでは砥石1回転中に切削抵抗の大きな変動が見られ、その結果として、研削面粗さ・表面うねり特性を極端に悪化させることとなっています。

10-4 不釣合い変位置と研削面粗さ、表面うねり特性

2. アンバランス変位置—研削面粗さ特性 Ra (JIS B 0601)



3. アンバランス変位置—表面うねり特性 Wcm (JIS B 0610)



上図のグラフは、砥石1回転中に於ける切削抵抗の変化を計測したものです。アンバランス量が大きいと、砥石1回転中に切削抵抗の大きな変動が見られ、その結果として、研削面粗さ・表面うねり特性を極端に悪化させています。

主軸回転速度が高くなるにしたがって、ツールバランスの重要性が増加します。近年では30,000rpmは高速主軸としては、ごく普通の回転領域とされ、**250,000rpmを超える工作機械**も出現しています。

1. 高速主軸において、主軸およびツールにアンバランスがあると、寸法精度を出すことが難しくなり、優れた仕上面精度を出すことも困難になります。
2. 不釣合いが過度に大きいと、早期に主軸軸受けに損傷を引き起こし、補修費に多大の費用と時間を費やすこととなります。
3. 極端な場合は工具寿命を50%以下に縮めることもあります。
4. 10,000rpm以下の低速切削では、バランス修正はさほど重要な問題ではありません。
5. 一般的な工作主軸の釣合い等級はG1です。
6. 超精密加工に於ける、ツールバランスの釣合い等級はG0.4を要求しています。

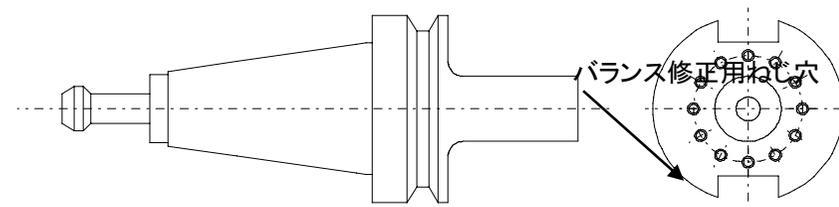
1. 一般的な回転体のバランス修正方法は、ドリル、フライス、あるいは研削によってアンバランス重量を除去する方法があります。
2. しかし、この方法は**ツールホルダには実用的ではありません**。すなわち工具を交換すると不釣り合い修正が必要になりますが、その都度ツールホルダを切削や研削などの加工を施すのは実際的ではありません。
3. ツールホルダに**バランス修正用のタップ穴(6~12等配)を空けたツールホルダ**が市販されている。**各タップ穴のサイズはM2~M4**で、この穴にセットビスを修正重りとして挿入します。この方法ならば**工具を交換したとき、容易に再バランス修正**が可能となります。
4. 実用的なバランス修正の方法は、弊社のツール専用バランシングマシン(SHV-6100)を使用すれば**容易に実現**できます。
5. 超精密加工に於いては、4項の方法だけでは不十分で、フィールドバランサを使用して**工作機械の機上で、工作機械の主軸、ツールホルダ及び工具(刃具、砥石)など回転系全体の合成アンバランスを修正する方法が必要**になります。

1. 日本、アメリカの標準規格(JIS B0905-1992, ANSI)によると、剛体ロータの釣合い良さ等級は、その最高使用回転速度に応じて、ロータの許容残留不釣合い量と定義されています。
2. この規格では、11項に示すようにロータのグループに対応した釣合い良さ等級が、ロータの種類・寸法使用回転数に応じて経験的に定められています。
3. 釣合い良さ等級 G は許容残留比不釣合い $e(\mu m)$ と回転速度 ω の積($G = e \times \omega$)として表されています。
4. 一方、許容残留比不釣合い $e(\mu m)$ は $e = U(g \cdot mm)/M(kg)$ であるので、釣合い良さ等級 G は

$$G = (U/M) \times \omega = (U/M) \times 2\pi N/60$$
 となります。
5. 従って、求める許容不釣合い量 U は $U = G \times M/\omega = 9.55 \times G \times M/N(rpm)$ となります。
6. 一般的なツールの許容不釣合い量 U を $G1.0$ 、ツールの質量を $3kg$ 、回転数を $30,000rpm$ として求めると

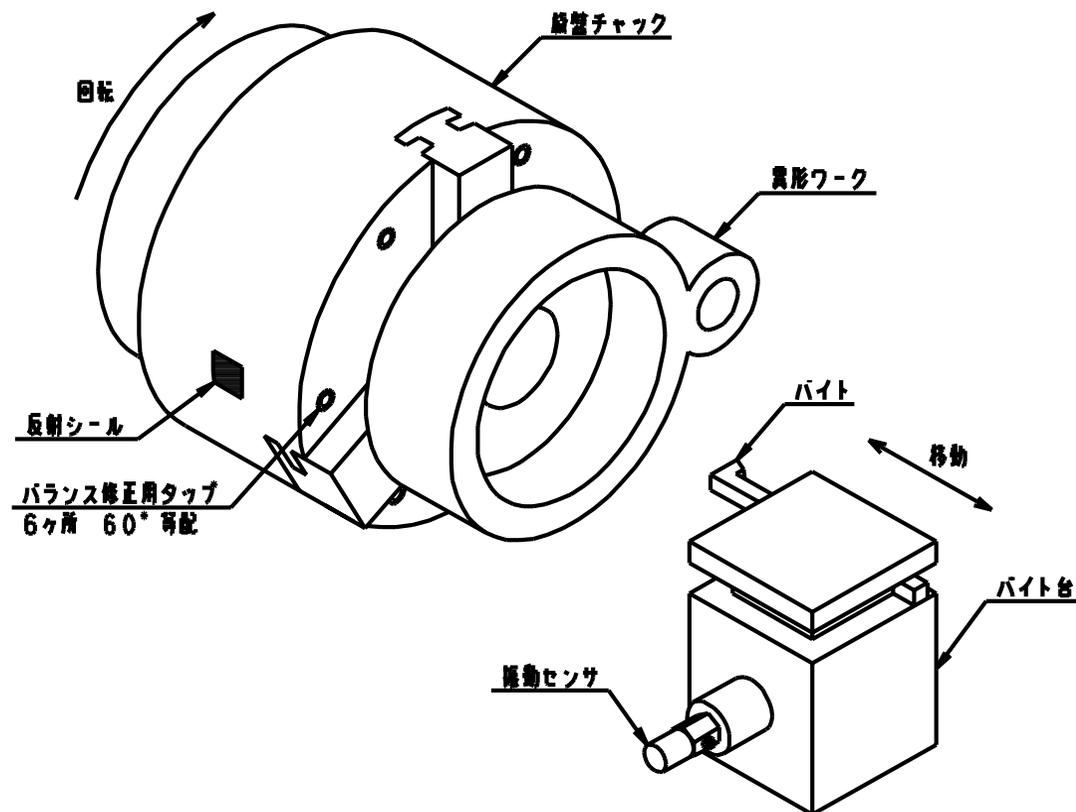
$$U = 9.55 \times 3000(g) \times 1.0(mm/s) \div 30000(rpm) = 0.955(g \cdot mm)$$
7. 超精密加工ツールの許容アンバランス量 U も、 $G0.4$ 、ツールの質量を $3kg$ 、回転数を $50,000rpm$ として

$$U = 9.55 \times 3000(g) \times 0.74(mm/s) \div 50000(rpm) = 0.229(g \cdot mm)$$
8. 6、7項の許容不釣合い量は主軸系の合成不釣合い量を意味しているため、極めて厳しい管理値でありこれを実現するにはフィールドバランスによる方法が最も経済的で、効率的な手段です。
9. 高速回転領域において、ツールは剛体を維持できず弾性体となる。従って、この回転領域では、後述の多速度多面法によるバランス修正方法が極めて有効なバランス修正手段といえます。



バランス専用ツールの例

1. 異形物をチャックし、主軸を高速回転させ旋盤加工すると、その不釣り合い振動により、加工精度が低下することは明らかです。
2. この問題を解決するには、主軸、および異形ワークをチャックした状態でバランス修正し、主軸やバイトの振動を抑える必要があります。
3. バランス修正を確実に実施すると、不釣り合い振動は低下し、主軸回転数を上げる事が可能になるため、生産性が向上し、加工精度も改善されます。
4. 工具の寿命についても大幅に改善されます。(50%以上伸びると云う報告もあります。)



15 - 1 釣合い良さ(ISO1940 , JIS B 0905)

釣合い試験機の精度の極限まで釣合わせることは、不経済です。どこまで釣合わせるのが最良(経済的にも技術的にも)かという値は、回転機械の種類ごと、JIS B0905(剛性ロータの釣合い良さ)に定められています。



釣合い良さの等級	釣合い良さの上限値mm/s ($C_{per} \times \omega$)	ロータの種類一例
G4000	($e_{per} \times \omega$)	●剛支持されたシリンダ数奇数の船用低速ディーゼル機関 ³⁾ のクランク軸系 ⁴⁾
G1600	1600	●剛支持された大形2サイクル機関のクランク軸系 ⁴⁾
G630	630	●剛支持された大形4サイクル機関のクランク軸系 ⁴⁾ ●弾性支持された船用ディーゼル機関 ³⁾ のクランク軸系 ⁴⁾
G250	250	●剛支持された高速4シリンダディーゼル機関 ³⁾ のクランク軸系 ⁴⁾
G100	100	●6シリンダ以上の高速ディーゼル機関 ³⁾ のクランク軸系自動車、トラック及び鉄道車輛用機関 (ガソリン又はディーゼル) の完成品
G40	40	●自動車用車輪、リム、ホイールセット及び駆動軸 ●弾性支持された6シリンダ以上の高速4サイクル機関 ³⁾ ● (ガソリン又はディーゼル) のクランク軸系 ⁴⁾ ●自動車、トラック及び鉄道車輛用機関のクランク軸系 ⁴⁾
G16	16	●特別の要求がある駆動軸 (プロペラ軸、カルダン軸) ●圧碎機の部品 ●農業機械の部品 ●自動車、トラック及び鉄道車輛用 (ガソリン、ディーゼル) 機関の部品・特別な要求がある6シリンダ以上のクランク軸系 ⁴⁾
G6.3	6.3	●プロセスプラント用機器 ●船用主機タービン歯車 (商船用) ●遠心分離器ドラム ●製紙ロール、印刷ロール ●ファン ●組立て後の航空機ガスタービンロータ ●はずみ車 ●ポンプ羽根車 ●工作機械及び一般機械の部品 ●特別の要求がない中形及び大形 (少なくとも80mm以上の軸中心高さをもつ電動機の) 電機子 ●振動に敏感でない使われ方や、振動絶縁を施してある (主として量産形の) 小形電機子 ●特別な要求がある機関の部品
G2.5	2.5	●ガスタービン、蒸気タービン及び船用主機タービン (商船用) ●剛性ターボ発電機ロータ ●計算器用記憶ドラム及びディスクターボ圧縮機 ●工作機械主軸 ●特別の要求がある中形及び大形電機子 ●小形電機子 (G6.3及びG1の条件のものを除く) ●タービン駆動ポンプ
G1	1	●テープレコーダ及び音響機器の回転部 ●研削盤のといし軸 ●特別の要求がある小形電子
G0.4	0.4	●精密研削盤のといし軸、といし車及び電機子 ●ジャイロスコープ



「高速スピンドルの 新たなバランス修正法」



シグマ電子工業株式会社

目次

1. はじめに	1
2. ロータの分類	2
3. 高速回転域に於いて, 剛性ロータは弾性ロータに変身する	3
4. 弾性ロータの危険速度と, その弊害	4
5. 従来 of バランス修正法	5
6. 一定速バラnsingの問題と限界	6
7. 多速度・多面法の開発	7
7-1 開発に至る背景	7
7-2 多速度・多面法とは	8
8. 多速度・多面法の導入効果	9
9. 高速スピンドルのバランス修正の課題	10
10. 3次元の振動を抑える, 新たなバランス修正法	11
11. 非接触変位センサを利用した, 超精密なバラnsing法	12
12. 多速度・多面法を応用した釣合い試験機	13
13. 自動車用ターボチャージャのバラnsing	14
13-1 従来からのバランス修正方式	14
13-2 多速度法を導入したバラnsing法	15
13-3 多速度・多面法の導入効果	16
13-4 許容値の約7倍のサンプル	17
13-5 許容値の約18倍のサンプル	18
13-6 多速度プリバランス修正の必要性	19

13-7 多速度プリバランス修正の効果	19
13-8 ターボチャージャの多速度・多面バランス	20
1) タービンシャフト専用	
2) ターボASSY品専用	

1. はじめに

本開発のきっかけは、某繊維メーカーから『繊維巻取り装置の全運転域の振動を抑える、釣り合い試験機(バランサ)を開発できないか』と相談されたことに始まる。なお、本装置は写真-1のように軸受が片持構造の高速回転機械であった。

従来の釣合わせ法は、一定速法のため、全運転域の振動を抑えるには、熟練した技能と長時間の作業を要し1台の釣合わせに4時間程度を費やしていた。

このような背景から、弊社は新たなバランシング法である、多速度・多面法の開発に取り組むことにした。

以前から本技術の基礎研究は進めていたものの、商品化までに約2年半の歳月を費やした。繊維機械・工作機械メーカーにプロトタイプを持ち込み実験を繰り返し、またJIMTOF等の展示会では、様々な産業界の方々のご意見を伺った。

2002年2月、多速度・多面法を導入した、業界初のフィールドバランサの商品化に成功した。その結果、全運転域の振動を、従来技術の1/5以下に低減させ、さらにバランシング時間を1/8以下に短縮させた。

以下に、多速度・多面法の有効性、応用事例について述べる。



写真-1 繊維巻取り装置(ワインダ)
(Max 30,000rpm)

2. ロータの分類

JIS B0153では、剛性ロータ、弾性ロータを次のように定義しています。

剛性ロータ

2つの修正面で釣合させた結果、実用最高回転速度以下の、いずれの回転速度でも、ロータの変形によって、不釣合い量が許容値を超えないロータ。

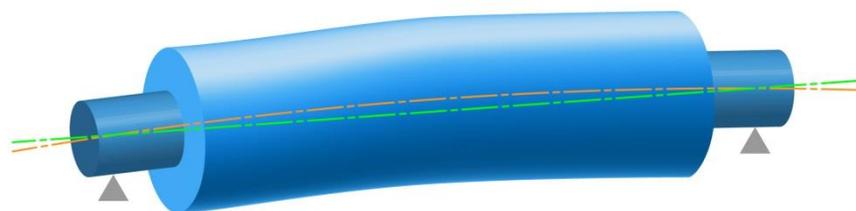
弾性ロータ

剛性ロータでないロータが弾性ロータ。つまり、回転速度の変化があるとロータの変形によって不釣合い量が変化するロータ。

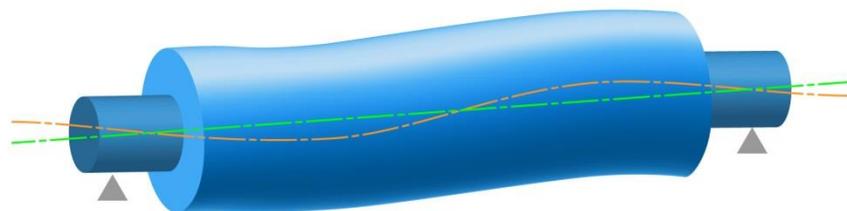
問題点 : 従来の一定速バランス法では、弾性ロータの良好な釣合わせは困難である。

3. 高速回転域において、剛性ロータは弾性ロータに変身する。

1. 従来技術の一定速法により釣合させた剛性ロータを高速回転させると、ロータ内部に残留していたアンバランス(U)が遠心力を作用させ、図-1のようにロータは曲げモード(変形)を発生させる。
2. 実用上この曲げが無視できるロータを剛性ロータと云い、無視できないロータが弾性ロータである。
3. つまり、同じロータでも回転速度が低い状態では剛性ロータであるが、回転速度が高くなると弾性ロータに変身する。
4. 転がり・空気・磁気等の軸受はいずれも弾性体であり、前述の曲げモードの発生に大きな関係がある。とくに転がり軸受けは注意する必要がある。



曲げ1次モードの回転体
(3箇所の修正面が必要)



曲げ2次モードの回転体
(4箇所の修正面が必要)

図-1 曲げモードの形態

4. 弾性ロータの危険速度と、その弊害

1. 弾性ロータの危険速度とは、ロータの固有振動数の回転速度を表し、危険速度近傍ではふれまわりが起こり、振幅はピーク値を示します。
2. 危険速度における回転軸の変形は、固有振動モードの形とほとんど同じになります。図-2に1次～2次曲げモードの発生の様子を表します。
3. 回転機械は多数の部品から構成されています。例えば転がり軸受では、外輪、内輪、転動体、保持器、軸受ハウジングなどが組合わさされていて、効率良く回転するように設計・製作されています。これらの部品は、いずれも弾性体であり、機械全体の固有振動数に影響します。
4. 弾性ロータに変身したロータは、さまざまな問題を起こします。たとえば、破損、機械寿命の低下、騒音、工作機械においては加工精度の低下などです。
5. これら有害な機械振動を抑えるための釣合わせ技術は、きわめて重要であり、回転機械の製造工程に欠かせないものです。



1次曲げモード(3面修正が必要)



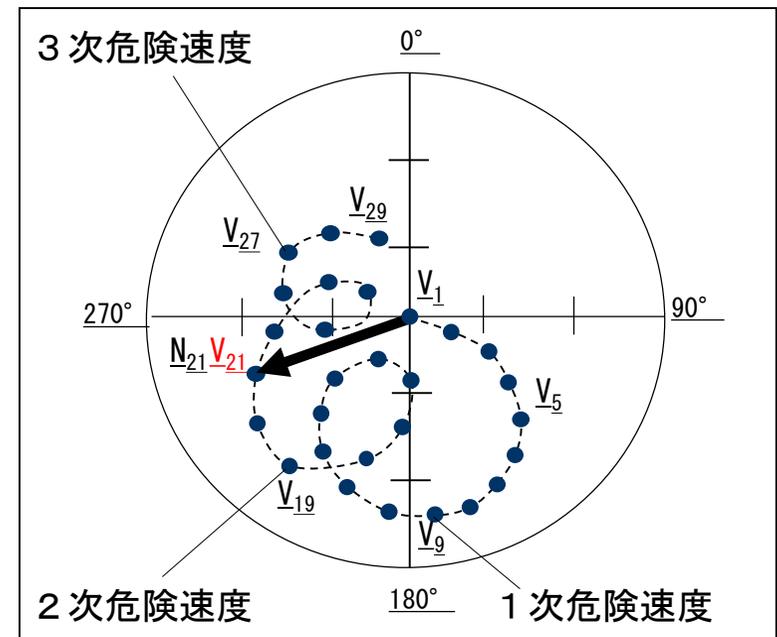
2次曲げモード(4面修正が必要)

図-2 弾性ロータの曲げ振動モード

5. 従来のバランス修正法

剛性ロータとして、一定速バランシングを行っていた。

1. 従来は、ロータを任意の回転数で定常回転させ振動ベクトル(V_{21})を取得して影響係数を求め、バランス修正を実施していました。
2. しかし、弾性ロータに変身したロータの振動ベクトルは、図-3に示す様に測定回転数により、その振動ベクトルは大きく変化します。
3. この状態の弾性ロータを、一定速バランシング法で修正すると、基本的には V_{21} 以外の振動ベクトルは残ってしまいます。
4. したがって、従来技術の一定速バランシング法では、全回転域の良好な釣合わせは不可能であるため、全回転域の良好なバランシングが可能な、新たなバランシング法の開発が望まれていました。



V_n : 回転数 N_n における振動ベクトル

図-3 不釣り合い振動ベクトル

6. 一定速バラシングの問題と限界

修正を実施した回転数以外の領域では、不釣り合い振動が残ってしまいます。

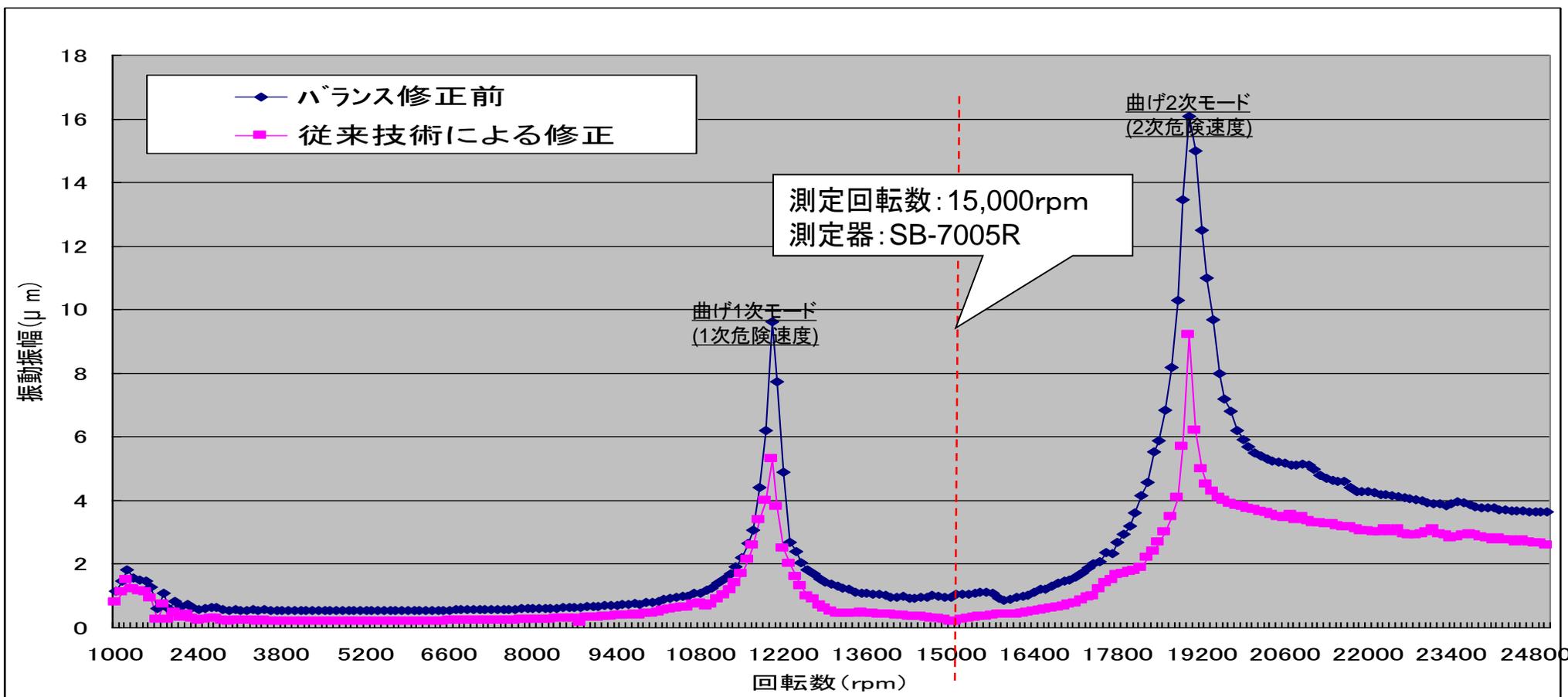


図-4 振動量一回転数特性

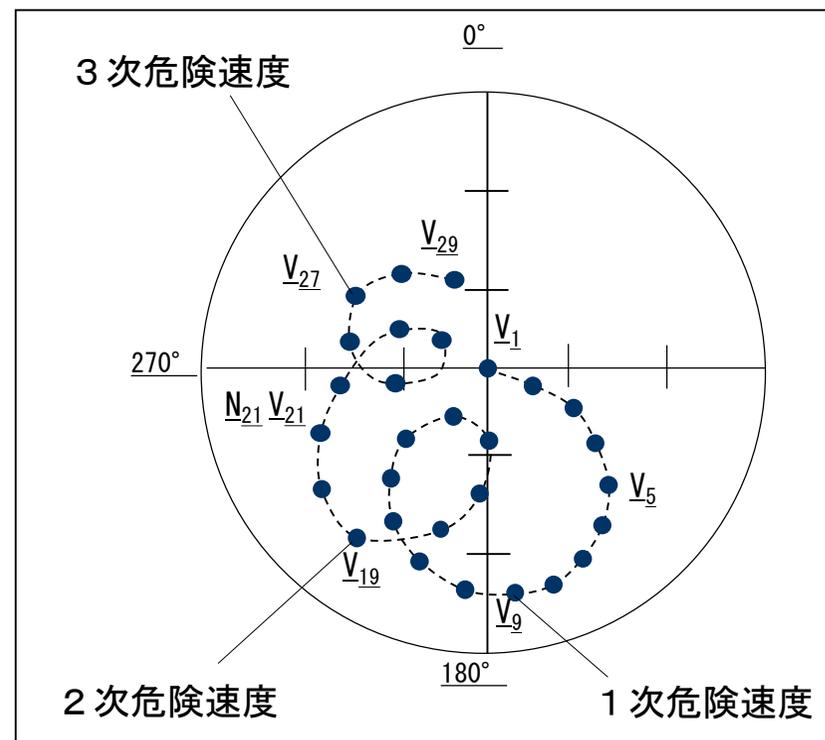
7. 多速度・多面法の開発

7-1 開発に至る背景

1. 回転機械の高速化・大型化にともなって、その曲げ剛性は相対的に低下し、運転領域に危険速度を持つことが多くなりました。
2. 図-4は、ある工作機械メーカーの主軸を測定し、その結果を振動量-回転数特性のグラフ化したものです。ロータの回転数が上昇するにつれて、ロータの不釣り合い遠心力によってロータが徐々に弾性変形を始め、1次の危険速度に達したとき振れまわり振幅は最大となります。さらに回転数を上げると、2次の危険速度が現れてきます。
3. また図-4には、従来技術の一定速釣り合わせによる釣り合わせた結果も記載しています。これによると釣り合わせを実施した15,000rpmの結果は良好ですが、その他の回転領域では十分な釣り合わせ結果が得られておらず、1次、2次の危険速度付の振動ほとんど低減していません。
4. 図-4の不釣り合いを従来技術で低減させるには、最適な修正面の選択と、試験回転数を試行錯誤の中で最適化した釣り合い条件を探索するか、極めて非効率な手法であるステージバランス法を採用することになる。
5. このような背景から、熟練と経験を必要とせず、簡単な操作で、誰でも容易に釣り合わせ作業ができる手法と機器の開発が望まれていました。

7-2 多速度・多面法

1. ロータを停止状態から最大回転数まで上させながら，設定された回転数間隔で，振動ベクトルを自動取得します。
2. 取得した全ての振動ベクトルデータから，最小二乗法を利用して，バランス修正演算を実施することにより全回転域の振動を低減させます。
3. また，ロータを最大回転数まで上昇させ，減速中に振動ベクトルを取得しても，同様の結果が得られます。
4. 従来技術では，修正面数と振動センサ数の関係は1:1の関係でしたが，最小二乗法の採用により無関係とすることができました。すなわち，1個の振動センサでも，最大4面修正までの最適な修正演算を可能としました。

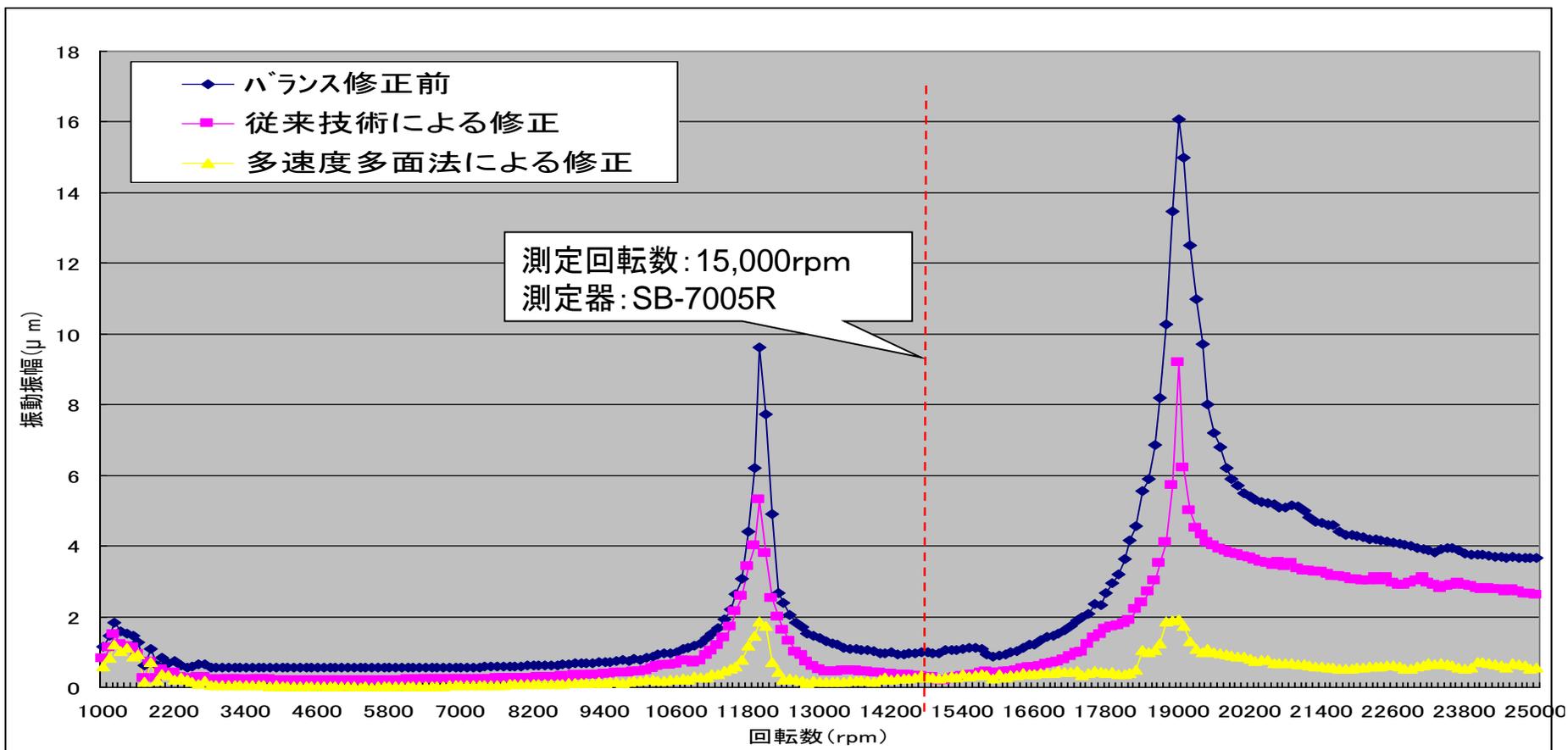


V_n : 回転数 N_n における振動ベクトル

図-5 不釣り合い振動ベクトル

8. 多速度・多面法の導入効果

主軸は高速回転化・大型化に伴い、その曲げ剛性は低下し運転領域に曲げ振動モードが発生するに至ったが、多速度・多面法は図-6の如く、問題を解決した。



9. 高速スピンドルのバランス修正の課題

1. 従来は、ロータを剛体として、図 - 7の①修正面Aと④修正面Bの2面で不釣り合い修正を行っていました。
2. ロータの不釣り合いと修正不釣り合いが同じ軸方向位置であれば問題ありませんが、違う位置の場合にもなって弾性変形の原因となります。
3. ビルトインモータの場合は、不釣り合いの主原因がモータロータ⑥に存在するため、主軸の両端でバランス修正を行うと、曲げ振動を誘発することになります。
4. したがって、精密な主軸はモータロータ②③とスピンドルの両端①④で4面修正をすべきです。
5. 実施したある工作機械メーカーでは、生産効率が4倍向上した実績があるとのことでした。

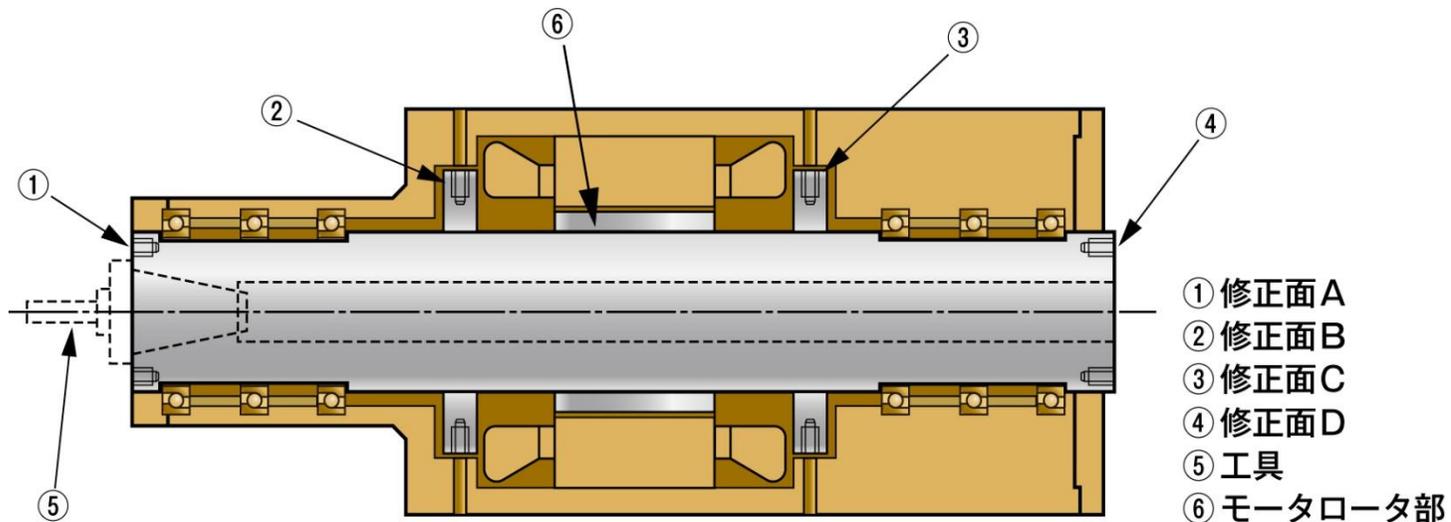
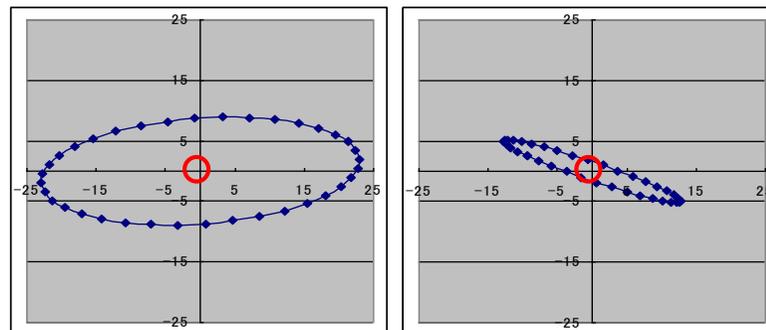


図-7 ビルトインモータの主軸

10 3次元の振動を抑える, 新たなバランス修正方法

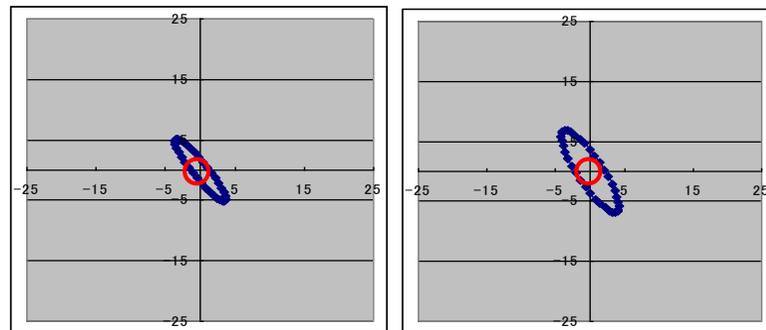
超精密主軸として製造された機械であっても, 全ての回転領域に於いて, 主軸剛性を維持することは困難です。

1. 図-8は, ある工作機械の振動を, 回転軸と直交するX-Y平面において計測し, リサージュ波形として記録したものです。これによると, 回転数が変わると, 振動ベクトル(大きさ, 方向)が大きく変化していることが分かります。
2. 新たな不釣合い修正方法は, X Y平面×2+Z平面の計5平面に振動センサーを設置し, 多速度・多面法により振動を取得演算して, 3次元のアンバランス振動を抑える手法があります。
3. この手法は, XYの2平面の振動ベクトルは等しく且つ, 限りなく小さくできるため, 工作機械の加工精度を飛躍的に向上させます。
4. Z平面の振動センサーは, XY平面に直行しない振動成分を検知して, Z平面の振動を抑える役目をしています。
5. 上記の手法を適用した結果, 釣合わせ作業効率を, 従来方式と比較して約4倍改善した例があります。



N=12000rpm

N=8000rpm



N=1000rpm

N=4000rpm

図-8 回転数によるリサージュ波形の変化

11. 非接触変位センサを利用した，超精密なバラシング法

1. 右図に，非接触変位センサを2箇所のXY平面とZ方向の計5方向に設置した不釣合い振動の計測例を示しています。
2. この計測方式は，全ての回転領域に於ける，5方向の不釣合い情報を，多速度・多面法により取得演算し，その全ての軸芯軌跡が真円になるように釣合い修正演算をするものです。
3. 右図の実施例は，弊社フィールドバランサ(SB-7702)と市販の非接触微小変位計を使用しています。
4. この方法によると，すべての軸芯軌跡が真円になるように不釣合いを修正するので，加工精度が飛躍的に向上します。但し，この方式は主軸の回転中心軸を質量中心軸に合わせて，不釣合い修正するため，空気軸受・磁気軸受においては効果を発揮します，転がり軸受では限定的と考えます。

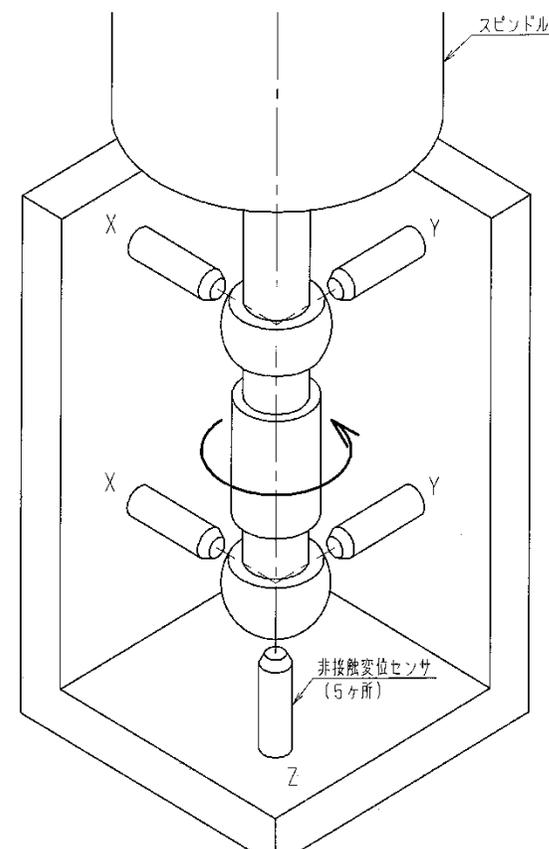


図-9 非接触センサによるバラシング

12. 多速度・多面法を応用した釣合試験機

従来から、多面釣合わせを必要とする回転機械は、ステージバランス法という極めて非効率な方法を行ってきました。多速度・多面法の開発は、従来の短所を補い効率的な多面バランスングを実現させました。次にその応用例を示します。

1. 工作機械向け、ビルトインモータ主軸の全運転域の釣合わせを目的とした横形4面釣合試験機。本方式の採用より、従来の汎用横形釣合試験機による釣合わせ作業を省くことができ、大幅な作業効率向上につながりました。(Max 20,000~30,000rpm)
2. 磁気軸受を使用しているターボ分子ポンプの、全運転域の釣合わせを目的とした、立形3面釣合試験機。釣合わせ方式は、内蔵の非接触変位センサーを利用して、全運転域の不釣合い情報を多速度・多面法により取得し、その軸芯軌跡が真円になるように釣合い修正演算するものです。(Max 30,000rpm)
3. エアタービン駆動の空気静圧主軸の全運転域の多面釣合わせ。
4. 自動車用ターボチャージャーの部品単体バランスングを省いて、組立品の不釣合い測定と修正を機上同一段取りで実行するものです。全自動の横形2面釣合試験機(Max 240,000rpm)

13. 自動車用ターボチャージャのバランスシグ

13-1 従来からのバランス修正方式

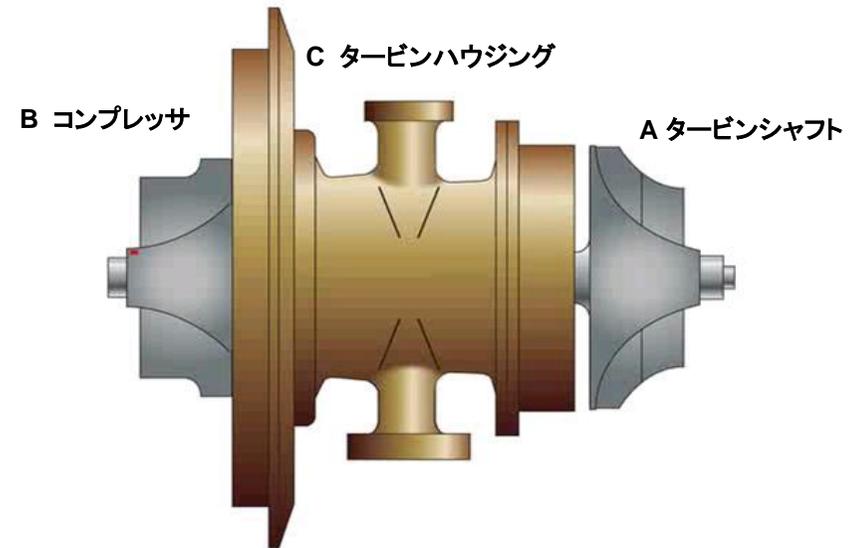
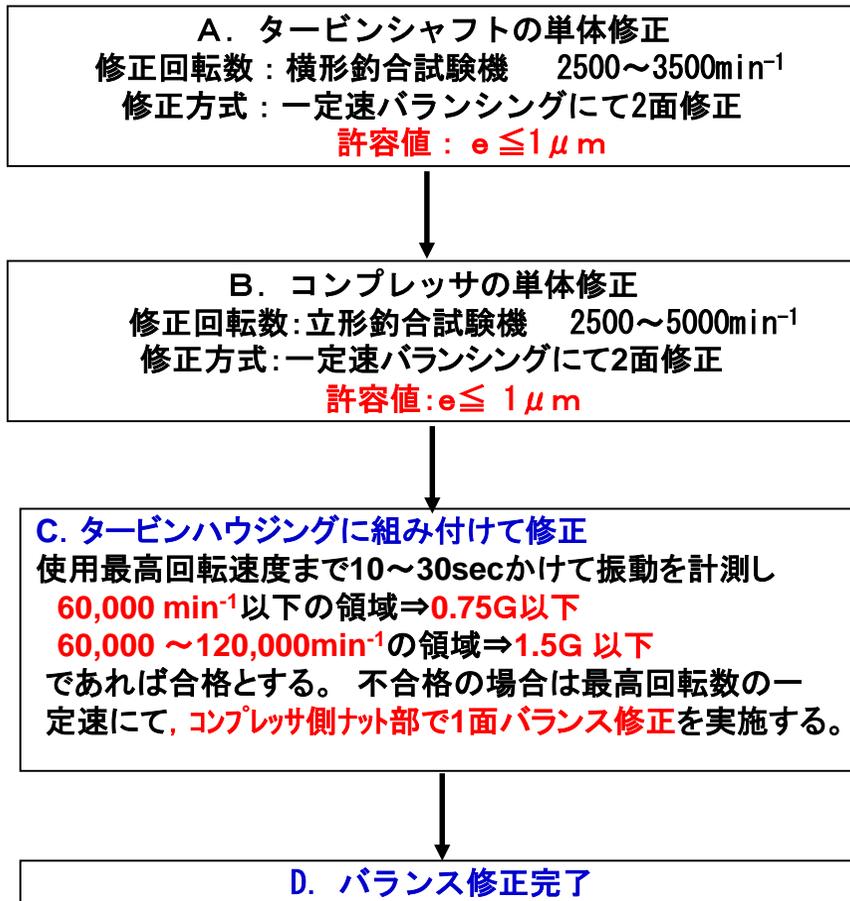


図-10 ターボチャージャ ASSY品

参考文献：ターボチャージャの性能と設計(グランプリ出版)

13-2 多速度法を導入したバラシング法

部品の単体バランス工程を省いて、図-12に示すASSY品のバランス測定と修正を機上同一段取りで実行する。以下にプリバランス法の概要を説明する。

1) プリバランス

振動しきい値を設け、回転体の加速中に振動量を、常時監視し、その振動量がしきい値を超えたなら、回転体の加速を停止させ、減速中に多速度バランス演算を行い、自動バランス修正を実施する。これを通常1~2回繰り返し、軸受けの破損を避け最高回転数までロータ回転を上昇させ、全回転領域の振動情報を取得する。

2) 精密バラシング

1)項のプリバランスで取得した、低速から最高回転数(24万 min^{-1})までの全域にわたる3次元振動(X-Y-Z)から、修正演算して全回転領域の振動を0.5G以下まで低減させる。

バランス修正完了

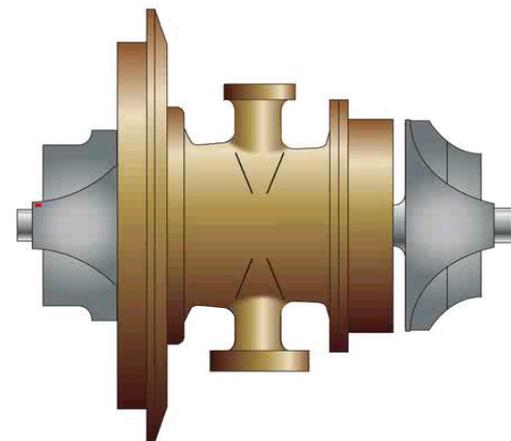


図-11 ASSYしたターボチャージャ

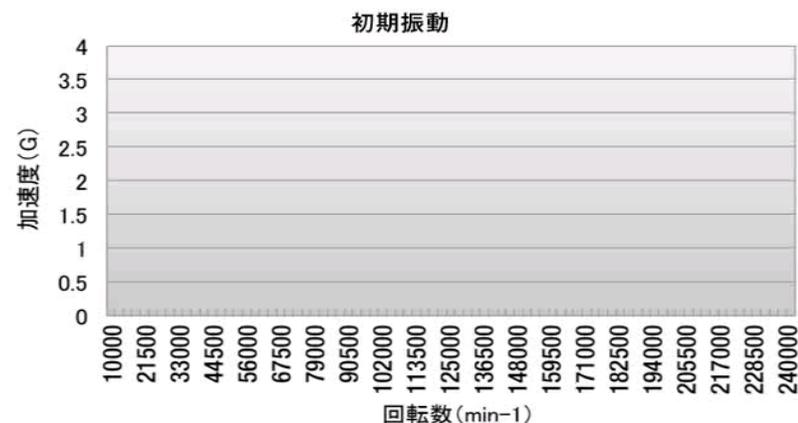


図-12 振動量-回転数特性

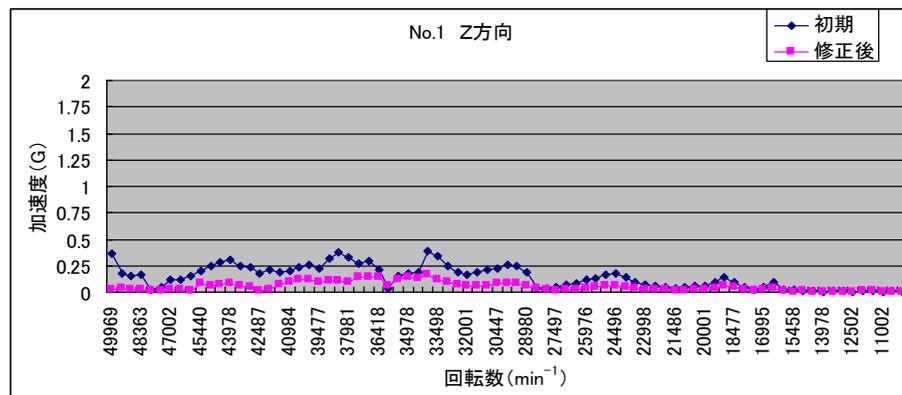
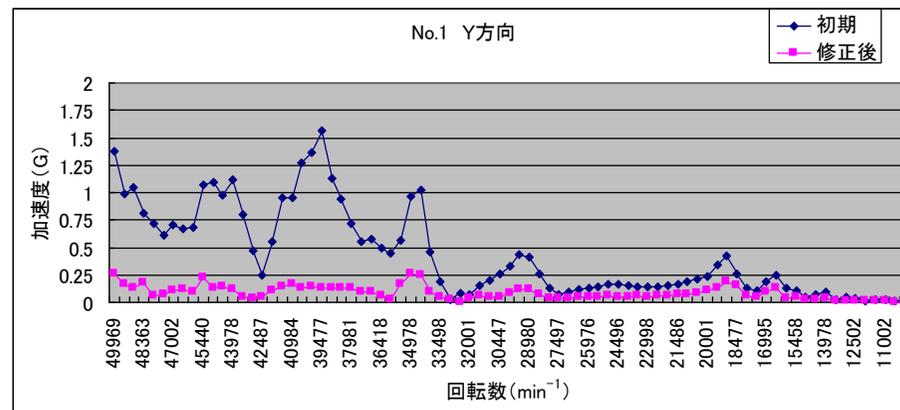
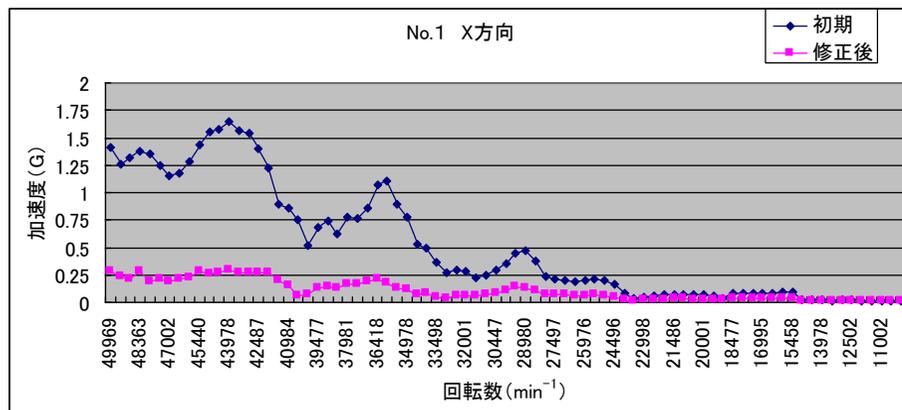
13-3 多速度・多面法の導入効果

修正の結果、いずれのサンプルも一回修正で**0.5G以下**に低減した。その結果を下記 5-1 ~ 5-3 に示している。

5-1. 許容値に近いサンプル

タービンシャフトの初期不釣合い : $U_{1t} = 150\text{mg}\cdot\text{mm}$ ($e_{1t} = 1.2\mu\text{m}$)

コンプレッサの初期不釣合い : $U_{1c} = 159\text{mg}\cdot\text{mm}$ ($e_{1c} = 5.8\mu\text{m}$)



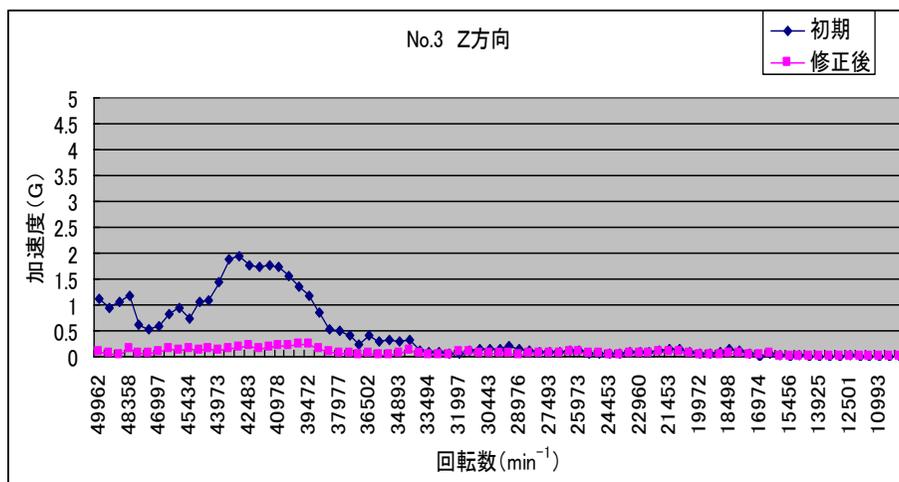
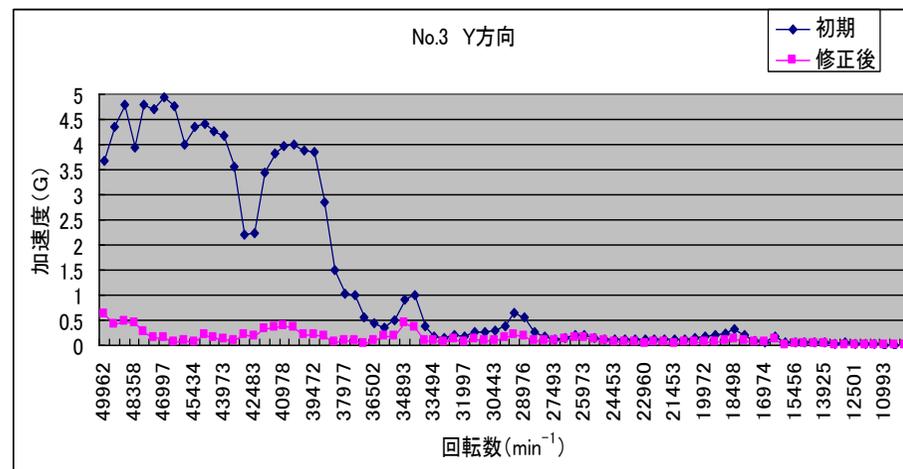
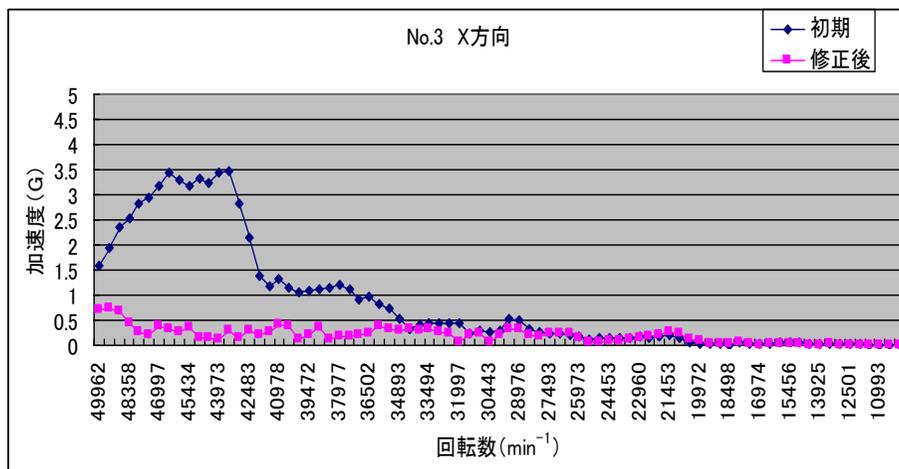
x, y 軸の47,000min⁻¹以上の低減率が低い理由は50,000min⁻¹以上の振動データを取得していないためである。今後は、駆動エア流量を増やして最高回転数まで振動データを取得し、修正演算に反映させる必要がある。

図-13 許容値に近いサンプル

13-4 許容値の約7倍のサンプル

タービンシャフトの初期不釣合い : $U_{3t} = 865 \text{mg}\cdot\text{mm}$ ($e_{3t} = 7.2 \mu\text{m}$)

コンプレッサロータ初期不釣合い : $U_{3c} = 80 \text{mg}\cdot\text{mm}$ ($e_{3c} = 2.9 \mu\text{m}$)



本項5-2のサンプル例のUB許容値は、参考文献の約7倍と大きいですが、左記のグラフに示すとおり、3次元の振動は劇的に低減しています。

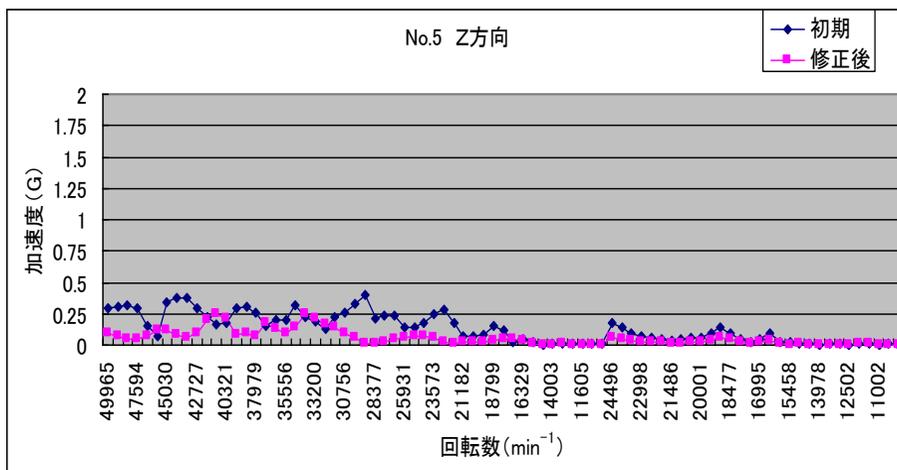
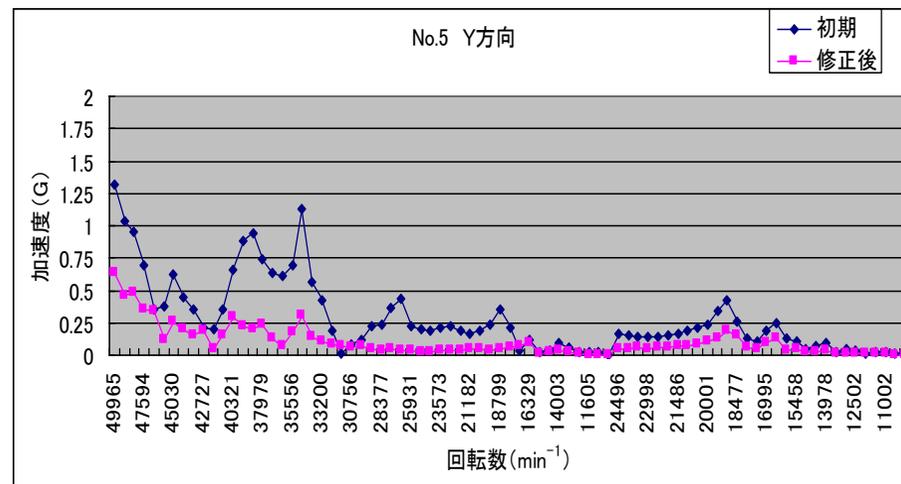
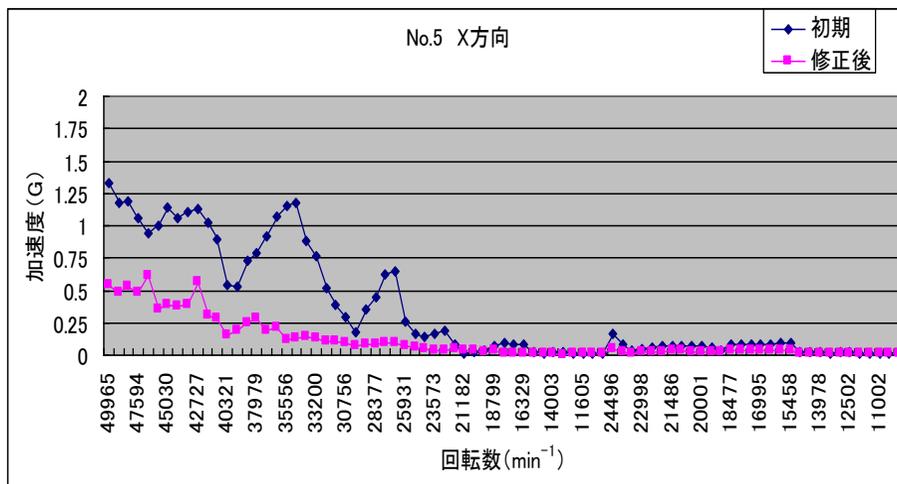
なお、x, y 軸の47,000min⁻¹以上で低減率が低下している理由は前述の5-1項のとおりです。

図-14 許容値の7倍のサンプル

13-5 許容値の約18倍のサンプル

タービンシャフト初期不釣合い : $U_{5t} = 1460 \text{mg-mm}$ ($e_{5t} = 12.2 \mu\text{m}$)

コンプレッサロータ初期不釣合い : $U_{5c} = 490 \text{mg-mm}$ ($e_{5c} = 18 \mu\text{m}$)



本例のUB許容値は参考文献の18倍にもなる例です。振動値が小さいのは、 U_{5t} と U_{5c} が偶不釣合いとなっているためと考えられます。

今後は、駆動エア一流量を増やして最高回転数までの振動情報を取得し、高回転域の釣合わせ演算に反映させる必要があります。

なお、各部品の管理値は $e = 20 \mu\text{m}$ 程度と現状の20倍に広げることができます。

図-15 許容値の18倍のサンプル

13-6 多速度プリバランス修正の必要性

1. 各回転部品の不釣り合い修正前の不釣り合い量は、調査結果によると $1.2\sim 18\mu\text{m}$ であった。これは、参考文献に記載の各回転部品の許容値と比較して18倍と大きな値でした。
2. 各部品のハメアイ公差($12.5\pm 23\mu\text{m}$)を考慮すると、さらに大きな不釣り合いが想定されます。
3. これらの課題を解決するため、新たな不釣り合い修正法として、多速度プリバランス法を開発しました。

13-7 多速度プリバランス修正の効果

1. 多速度プリバランス方式は、単体部品A、Bの不釣り合い修正を省いて、いきなりタービンハウジングに組込み、不釣り合い修正を開始するので、生産性が飛躍的に向上します。
2. 従来の不釣り合い許容値の18倍と大きいにも関わらず、全回転領域を、一度の修正で 0.5G 以下に抑えています。これは、本方式が初期不釣り合いが大きく、運転回転領域の広い弾性体のバランス修正に適した手法と云えます。
3. 本方式は、全回転領域の多速度法による3次元振動を抑えることを目的とした手法です。これは、回転軸系の曲げ振動を抑え、ターボチャージャの性能と信頼性および機械寿命の延命につながります。

13-8 ターボチャージャーの多速度・多面バランサー

1) タービンシャフト専用

- 実際のタービンハウジングを利用した釣合い試験機でタービンシャフトを脱着して測定します。
- 低速域から約70000rpmの全回転域の釣合修正を可能にした、業界初の製品です。



写真-2 ターボシャフト専用釣合い試験機

2) ターボ ASSY品専用

タービンシャフトとコンプレッサロータをハウジングにASSYした状態で実用最高回転数までの全回転域の3次元振動を0.5G以下に低減可能な、業界初の製品です。

max 240,000rpm



写真-3 ターボASSY専用釣合い試験機