は、 ξ , α' , α_H , ε_t , ε_m , γ_n はいずれも頂角による差が
僅かである。

また ε ならびに δ が α'_R および x に及ぼす影響も

しらべた。

(1956, 4月2日受付)

滑り軸受の動的剛性度に関する一考察 (第3報)

(振動荷重に対する回転軸の傾斜角)

正会員 佐々木 外喜雄*

正会員 井 上 友 **

Dynamical Rigidity of Sliding Bearings. (Report 3)
— The Angle of Deflection of Rotating Shaft Due to Fluctuating Loads. —

T.SASAKI & T.INOUE

The dynamical rigidity of sliding bearings was studied by using the improved special camera for analysing rotating bodies, and the effects of the amount of clearance, the viscosity of lubricants, the magnitude of loads, the number of revolutions and the length of bearings upon the angle of deflection of rotating shaft due to fluctuating loads were considered.

1. 緒 論

先に遠心荷重及び垂直方向の圧縮荷重による滑り軸受の動的剛性度について検討を加えて来たが、それらに関連して振動荷重に対する動的剛性度を今回改良した回転体解析用写真機を利用して撮影測定し、その結果に対して考察を加えることにした。なお本報では振動荷重に対する回転軸の傾斜について述べることにする。

2. 実験方法

直径 5cm, 長さ 140cm の回転軸を 1m の間隔で一端は調心型の球軸受で支え、他端を試験用滑り軸受(軟鋼製でホワイトメタルを厚さ 3mm ほど裏張りしたもので遊隙の異つたものを数個用意した。なを軸受部のみ回転軸の直径を 60mm に太くしてある)で支え、その中央部に振動荷重を加えるようにし、試験用軸受で支えられた側の軸端の運動を前記の写真機で撮影し、その影像(約 700枚)を解析し考察を加えた。振動荷重を加える装置は図1に示すように回転軸 A に変心輪 R (変心量は 2mm) を固定し、これに調心型の球軸受 B をかいて上下方向にのみ動くようにしてあるロッド C を固定し、そのロッドの先端がスプリング S (剛さ 19.5kg/mm) を内蔵するピストン P に接触するようにして回転軸に軸の回転に応ずる振動荷重を加えるようにした。なお回転

図 1

軸に加える平均荷重の大きさを变化させるために、厚さ 1mm の鋼板 D を 10枚用意し、これを必要枚数だけスプリングの下側に挿入することが出来るようにした。なおロッドとピストンの関係位置はスプリングの下側に鋼板を 1枚も入れない場合ロッドが変心輪で最下点に来たときスプリングを圧縮しない程度にかすかに接触するように設計してある。本実験ではスプリングの下側の鋼板の数は 0, 3枚, 6枚及び 10枚の 4段階に変化させ、軸受の長さは 144mm から 44mm の間で 6段階に変化させ(軸受のホワイトメタルの部分のみを切削して変化させた)、遊隙は 0.02mm から 0.35mm の間で 5段階に、速度は

* 京都大学工学部

** 京都工芸繊維大学

100r.p.m. から 1500r.p.m. までの間で 5 段階に変化させてそれらの間の相互関係を求めた。更にこれらの結果と一様な圧縮荷重の場合とを比較する意味で軸受長さ 84mm の場合についてのみ変心輪による実験と変心輪をはずして、その位置に同心輪を固定し、これによる実験（この場合の荷重は振動荷重の平均値と比較する意味でスプリングの下側の鋼板を 0, 1 枚, 4 枚及び 8 枚の場合について実験を行つた）とを合せ行つて比較検討を加えることにした。又潤滑油の粘性変化による影響を調べるために遊隙が 0.20mm の軸受についてタービン油とモビール油の両方の場合について実験を行つた（この他の場合はすべてタービン油についての実験である）いずれの場合もギヤポンプによる強制潤滑方式を採用し、一度使用した油は捨てることにした。なお給油量は毎分約 30cc である。

3. 測定値及びその考察

最初に影像円の中心と写真機に 予め設けた十字線との関係位置（印画紙上での測定値で表現したもので、フィルム上の値の約 3.7 倍 になっている。なお、この値の変化が回転軸の傾斜角をあらわすものであることは既に発表済みである）と回転数との関係を軸受毎に各荷重について求めその結果の一部を例示すると図 2 の

図 2

図 3

如くでいずれの場合も ほぼ横軸に平行な直線的関係を示していることから考えて、同一軸受に於いては回転軸の傾斜角は各荷重に対して回転数には 殆んど無関係であることがわかる。この関係は同心輪によつて一様荷重を加えた場合にも成立する。なお例示しなかつたが潤滑油の粘性が変化しても同様な結果が得られた。更に第 1 報で定義した限界傾斜角（本実験では 図 3 のような関係線図から求められる。なお図の左端にある限界荷重は本実験に用いた回転軸を軸受の位置で支えられた梁と考え、その中央に集中荷重が作用した場合の支点の位置でその右にある限界傾斜角まで傾斜させるに必要な荷重で定義した値である。又図の中の鎖線は加えた 振動荷重の平均値を前記の限界荷重の尺度で示したものである）を超過したような場合でも 上記の関係が成立する。即ち軸受長さや遊隙が変化しても 各軸受に対する回転軸の傾斜角は回転数に無関係と考えられるから 各荷重について図 2 の縦座標の平均値を求めて無荷重の場合を基準にとり、各遊隙に対する回転軸の傾斜角と軸受長さとの 関係を求めてみると図 4 のようになる。図から考えると荷重の小さい

図 4

の前後で殆んど変化が認められない。なお潤滑油の粘性が変化しても同様な結果が得られた。

これを要するに軸受長さの変化が回転軸の 撓みに大した影響をあたえないから、軸受長さに対する平均値を求めて回転軸の撓みと遊隙の大きさとの関係を 求めてみると図 5（図の静荷重の尺度は前出の 図 3 の限界荷重と同じ方法で求めたものである）のようになる。図から明らかなように各荷重に対して遊隙の大きさが 殆んど影響をあたえないことがわかる。而もその荷重が振動荷重であ

図 5

つても一様な圧縮荷重であつてもその差は非常に少く、図の関係曲線の配列状態から考えて実験誤差の範囲内であると考えられる。更に潤滑油の粘性の影響も殆んど認められない。これを要するに回転軸の軸受での傾斜角に対しては回転数、軸受長さ、潤滑油の粘性及び遊隙の大きさ等は殆んど影響を及ぼさずただ回転軸に加えられた荷重（振動荷重の場合はその平均値で現わす）で決定されることが考えられる。それで本実験に適用した各荷重に対して回転軸の傾斜角の総平均を求めて線図とし、これと回転軸を軸受の位置で支えた梁と考えた場合の荷重と梁の傾斜角との理論的關係を比較してみると図6のように

図 6

なる。図から考えると荷重の小さい場合は殆んど理論値とよく一致するが、荷重が 20kg 以上になると理論値より小さくなり、80kg 以上になると大体理論値の 6 割程度になつている。而もその曲線の傾向が同心輪による一様な荷重の場合も振動荷重の場合も潤滑油の粘性には殆んど無関係に大体よく一致している。なお荷重が小さいとき理論値とよく一致し荷重が大きくなると理論値より小さいのは荷重の小さいときは前出の図3でわかるように、軸受の端部がいわゆるナイフエッジの作用をなし、理論的梁の支え状態と同じ効果をあたえるが、荷重がある程度大きくなると軸受の端部がおしつぶされて梁の支えとしての作用を失うために傾斜角が小さくなるものと考えられる。

結 論

以上の実験の結果をまとめて簡条的に整理してみると大体次のようになる。

(1) 回転軸の軸受での傾斜角は回転数に殆んど無関係である。なお軸受の長さに対しても荷重の大きい場合は軸受が短くなると、わずかに傾斜角が大きくなるが、荷重の小さいときは殆んど変化が認められない。

(2) 上記の荷重に対する傾斜角は変心輪で振動荷重を加えた場合（平均値で考察する）と同心輪で一様な荷重を加えた場合とでは殆んど差が認められない。

(3) この場合、潤滑油の粘性の変化は殆んど影響がない。又遊隙の大小及び傾斜角が限界傾斜角を超過するか否かに殆んど無関係で、ただ加えられた荷重の大きさのみに影響されることがわかつた。

(4) 以上の結果から回転軸の傾斜角と回転軸が軸受の位置で支えられた梁として考えた場合の理論的な傾斜角とを比較してみると、作動荷重の小さい場合は大体同じ値になるが、ある程度大きくなると実際の場合の方が小さくなり、大略理論値の 6 割程度の値をとる。

(1956. 4月21日受付)

お ことわり

8月号 Book Review “兵器を中心とした日本の光学工業史”は非売品となっておりますがこれは ¥ 3,000 でお売りするそうです。おことわり申し上げます。