

高速ころがり軸受寿命試験装置の試作

曾田 範宗・木村 好次

High-Speed Rolling Bearing Life Tester

By

Norimune SODA and Yoshitsugu KIMURA

Abstract: The general feature is described of a new rolling bearing life testing apparatus. This apparatus is designed to determine the life of a deep-grooved ball bearing (type # 6206) at speeds as high as 1.5×10^6 dn value. For continuous operation, over-current, vibration and bearing temperature alarms are installed to bring the apparatus to a halt automatically.

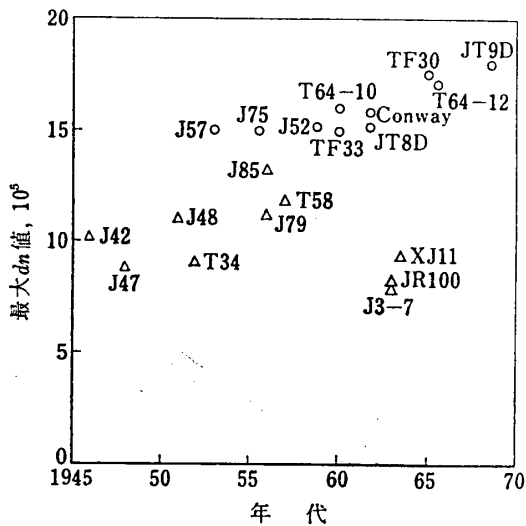
概 要

新たに試作した高速ころがり軸受寿命試験装置について述べた。本装置は dn 値 150 万までの高速において深みぞ玉軸受 (6206) の寿命を試験すべく設計されたもので、連続運転を行なうために過電流、振動、軸受温度上昇などによる自動停止装置を備えている。

1. はじめに

航空機用ガスタービン機関の主軸受にはもっぱらころがり軸受が用いられているが、近年その運転条件はますます苛酷になりつつある。図 1 には最近のガスタービン機関に用いられた軸受における最大周速の変遷を示す [1] が、たて軸にとった dn 値というのは軸受内径 (mm) と軸の毎分回転数との積を慣習上単位を略して呼ぶ値である。図に見られるように、いわゆるジャンボ・ジェットに用いられている機関においてこの値は 180 万に達しており、200 万を超えるものも現われようとしているのが現状である。

さてこのような高速で運転される軸受の寿命は、どのようにして推定することができるのであろうか。従来の比較的低速域における軸受の寿命と、それは同様に考えてよいものなのであろうか。このような問題が解決をせまられてくるのはけだし当然であろうが、現



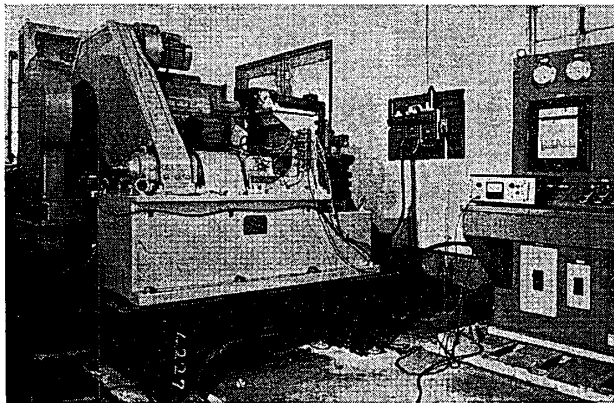
○: 2軸エンジン, △: 1軸エンジン

第 1 図 航空機用ガスタービン機関主軸受 dn 値の変遷 [1]

在それに満足な回答が与えられているとは言えないのである。

現在一般に用いられている軸受寿命の理論は、古く1940年代にルントベルクとパルムグレンによって提唱されたもので、そこには軸受の運転速度は表向き入っていない。すなわちそれは、転動体が転走面上をころがる際に接触面にくり返し作用する圧縮応力のみを考慮し、それにもとづく疲れき裂の発生確率から寿命を推定する統計理論なのである。この考え方によれば、軸受の高速化は発生熱量の増大、それに伴う材料の疲れ寿命の低下、あるいは焼付きの発生などを招来するのみで、いずれにせよ（総回転数としての）寿命は短くなるはずであった。ところが事実は逆であって、たとえば深みぞ玉軸受において、9700 rpm で運転した場合に1500 rpm の場合の2倍以上の寿命を示したという例も得られているのである。

このような矛盾は、最近弾性流体潤滑理論の立場から解析が行なわれ、ルントベルクらの古典理論に修正を加えようという試みがなされている。その例としては、SKF社による潤滑膜パラメタの提唱[2]、ISOにアメリカ案として提出されている寿命計算式への潤滑係数の導入などを挙げることができる。しかし潤滑の機構から出発した考え方と実際に適用すべき計算式にまとめようという考え方の間にはいまなおへだたりがあり、物理的意味の明らかな古典理論に置きかえられるような新しい寿命理論はいまだ模索の段階にあるようである。特にわが国においてはこの方面の研究が著しくおこなわれており、基礎的なデータもほとんど発表されていない。



第2図 試験装置外観

中央手前が試験機本体であり、左方および本体後方が駆動装置、中央奥に潤滑装置、右端に操作盤が見られる。以下各部について詳細を述べる。

問題の現状はほぼこのようなものである。そこで本試験装置の試作にあたって、筆者らはその目的を、低速から高速にわたる広い速度範囲において軸受の寿命を求めることに置いた。このように目的を限定することによって、装置の機構は単純化され、自動運転を行なうための保安装置等にかかなりの重点を置くことができた。

図2は本試験装置の外観であって、

2. 試験機本体

2.1 試験軸受

試験軸受としては、単列深みぞ玉軸受 6206 TIC 2 P 4 を用いることとした。この形式の軸受は最も基本的なころがり軸受の一つで、軸のたおれなど取付誤差の影響も比較的軽微である。また 6206 については、筆者の一人らによってその高速における摩擦・摩耗特性がすでに明らかにされており[3]、さらに日本学術振興会第126委員会において試作した標準寿命試験機[4]を用いて、国内各研究機関において比較的低速(2000 rpm)における寿命試験が行なわれつつある。

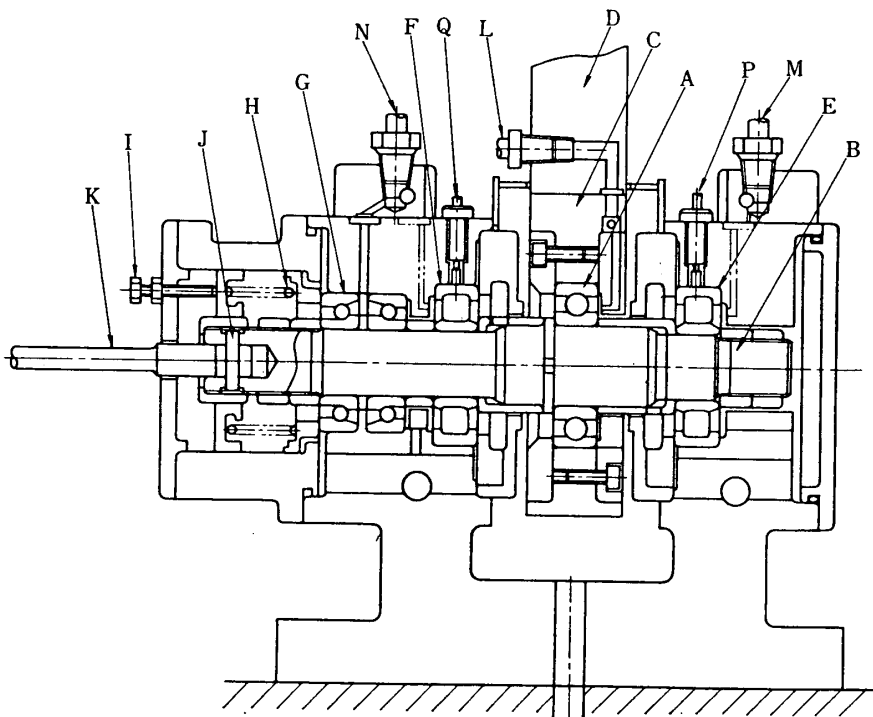
2.2 回 転 軸

上に触れた学振式寿命試験機においては、試験軸受を片持式に軸端に取付ける方式を採用したが、そのねらいは、(1) 試験軸受の取付け精度の測定・調整が容易であること、(2) 試験軸受の交換を容易に行ないうること、(3) 試験中の観察が可能であること、の3点にあった[4]。しかし本試験機においては、おもに高速で運転するための必要性から、ふり出しにもどって図3に示すようなごく普通の両持方式を採用した。

両持方式にもどったおもな理由はつぎのようなものである。すなわち片持方式の欠点として、(1) 荷重による軸の非対称的な曲がりにより試験軸受と軸との間に傾きが生じ、その補償装置が必要であること、(2) 支持軸受の一方の荷重が試験軸受より大きくなることの2点があげられる[4]。まず前者については、学振式ではU字ばねを移動させる特殊な調整装置を採用したのであるが、本試験機のごとき高速運転においては、振動防止のため負荷系の剛性を上げる必要からその採用が困難であった。また後者については、学振式では保持軸受の早期破損をさけるため試験軸受より50%内径の大きな軸受を用いたが、本試験機においては試験軸受の dn 値がそもそも非常に高いため、そのような方法が採用できなかったのである。

上に述べた片持方式の利点(1)については、回転軸の剛性を極力左右対称に近づけて軸の曲がりの影響をさけ、(2)については回転軸アセンブリとしての予備を用いることによって能率化をはかっている。

さて図3に回転軸まわりの詳細を示す。Aが試験軸受、Bが主軸である。試験軸受Aはハ



第3図 試験部詳細図

ウジングCに固定され、連杆Dにより上方に向かってラジアル荷重が加えられる。主軸Bについては、2個の円筒ころ軸受 (NU 305 TIC 2 P 4) E, F によってラジアル荷重を、1組の組合せアンギュラ玉軸受 (TK 7205 CTIDFC+3 C 2 P 4) G によってスラスト荷重を受けている。軸受Gには、左方のばねHおよび調整ねじIにより、一定の予圧をかけてある。なおこのばね部と左右両端のふたを除いて、保持軸受 E, F, G のハウジングは上下二つ割りとなっている。

潤滑装置については後述するが、Lは試験軸受用、MとNは保持軸受用潤滑油の入口で、図に見られるようにそれぞれオイルジェットに通じている。また P, Q は保持軸受温度検出端子であって、試験軸受に対しても同様の端子が設けてあるが図には見えていない。

2.3 負荷装置

長期連続運転時における荷重の変化をさけるため、負荷は重すいによるものとし、てこ比 10/1 の負荷てこにより図3の連杆 D を介して試験軸受にラジアル荷重を加える方式を採用した。てこと重すいは図2において試験機本体の上部に黒く見えている。てこの支点には含油焼結合金ブッシュを用い、てこと連杆は PTFE 被覆球面座により連結されている。また重すい上部には緩衝用の皿ばねを設け、重すい下部にはカム機構の手動除荷装置を設けた。

前述のように回転軸の軸方向の位置はアンギュラ玉軸受Gによりきまるので、その位置を基準に上記てこ支点を正確に定めて、試験軸受にモーメント荷重が加わらないようにした。

3. 駆動装置

回転軸は図3の左方において、シェアピンJ部で軸方向にすべりうる細い可撓軸Kにより駆動装置に連結されている。

駆動装置はこのような高速試験機における重要な問題点の一つであるが、本試験装置においては直流モータを用い、平ベルト一段増速により所要の回転を得ることとした。

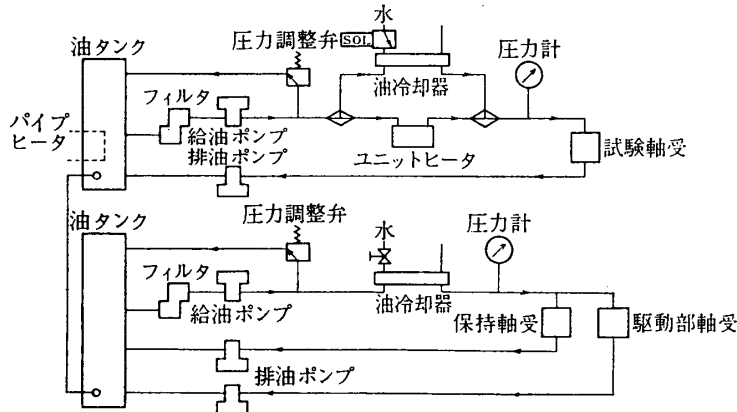
直流モータは 22 kW, 175~3000 rpm のもので、サイリスタ電源、直流リアクトルにより制御され、また後述する各種自動停止装置の作動を迅速に行なうため発電制動装置が設けられている。

この直流モータはセスパスタンドに装架されているが、これはモータの反動トルクを利用して試験軸負荷に応じたベルト張力を自動的に与えることを特徴とするもので、一段で 16.7 の速度比を得ている。またベルト車の交換により速度比を 10 にすることも可能で、あわせて 1750~50060 rpm の範囲における寿命試験を行なうことができる。これは前に述べた学振式寿命試験機の設定回転速度を含んでいる。

4. 潤滑装置

本試験装置の潤滑系統を図4に示す。

試験軸受と保持軸受には同一潤滑油を用いることとし、それぞれの油タンク間には連通管が設けてあるが、試験軸受のみには最高 120°C まで加熱した潤滑油を供給することができるように、二つの独立した潤滑系統を設けた。それらはいずれも油タンクからフィルタ、給油ポンプ、圧力調整弁、油冷却器を経て、オイルジェットによりそれぞれの軸受を潤滑し、排



第4図 潤滑系統

油ポンプによって油タンクにもどる回路を形成しているが、試験軸受の系統にはこのほか、油タンク用パイプヒータ、ユニットヒータが設けられ、高温試験が行なえるようになっている。

試験軸受の給油温度のみは自動制御を行なっているが、そのため油路の試験軸受ハウジングに入った部分に油温検出端子を設け、パイプヒータ、ユニットヒータおよび油冷却器冷却水の電磁弁を制御している。

なお MIL-L-7808 など高温用潤滑剤には銅合金を腐食しやすいものがあるので、管路に有色金属は用いていない。

5. 測定装置および自動停止装置

本試験装置にはつぎの測定装置が付属している。

(1) 指示計

試験機主軸回転速度、同積算回転数（電磁式デジタル表示）、交流入力、モータ直流電流、モータ回転速度、試験軸受給油圧力、保持軸受給油圧力、試験軸受振動加速度（連杆部にて検出）。

(2) 記録計

温度（試験軸受外輪、同給油、同排油、保持円筒ころ軸受外輪（2個）、保持軸受給油、以上6点）。

さらに無人運転を行なうため、つぎの4種類の自動停止装置を設けた。

(1) 積算回転数停止

10^4 回転を単位として5けたの設定ができる。

(2) 振動加速度停止

軸受の疲れ寿命は転動体または転走面に生ずるはく離によってきまるが、はく離の発生に伴う振動加速度の増大を検出して停止させるものである。加速度計は 200 Hz~10 kHz において ± 3 dB の周波数特性をもち、フルスケール 0.1~10 g の間任意の設定が可能である。

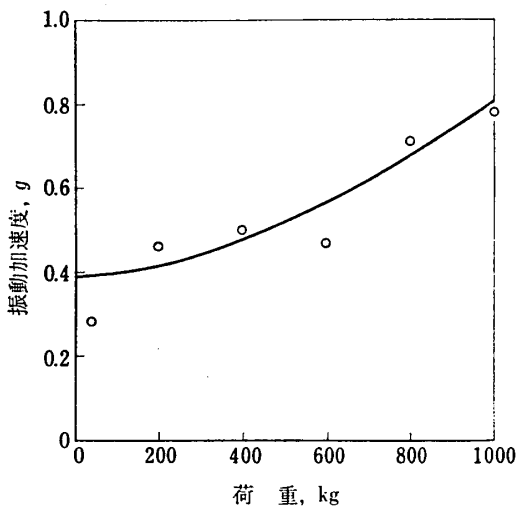
(3) 軸受温度停止

軸受温度の上昇による焼付き等の被害を最小限に止めるため、試験軸受、保持円筒ころ軸受2個に並列に設けてある。設定温度は $\sim 200^{\circ}\text{C}$ である。

(4) 過電流停止

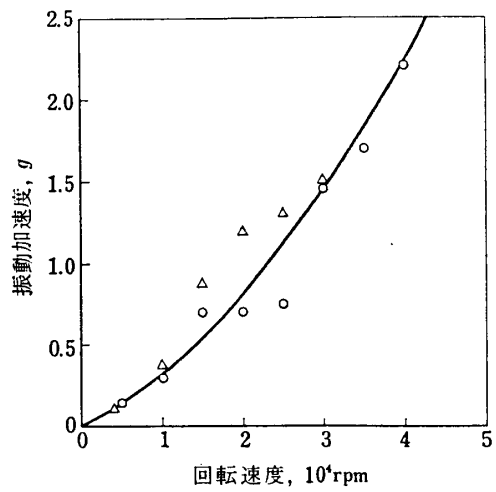
交流全入力電流 (200 V) について、0~120 A の範囲で設定可能である。

以上いずれかの設定値をこえる値が検出されると直流モータはただちに停止し、一定時間経過後潤滑装置が停止する。その際にどの停止装置が働いたかが表示され、それまでの積算回転数が指示される。



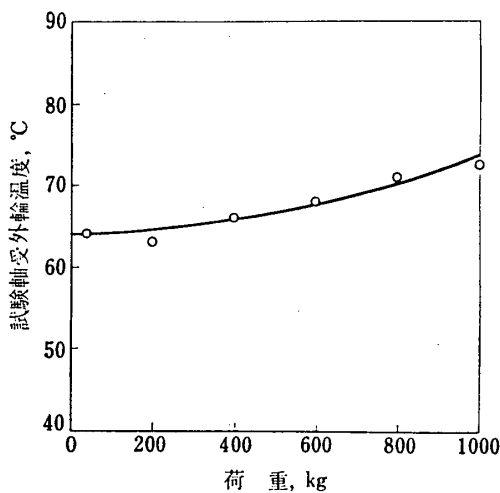
回転速度: 10000rpm

第5図 試験軸受振動加速度の荷重特性



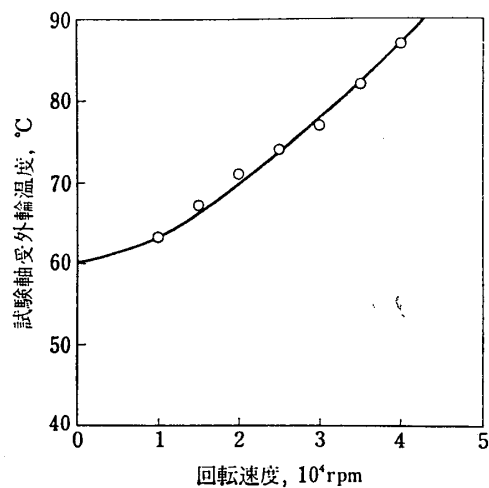
荷重 ○: 150kg, △: 500kg

第6図 試験軸受振動加速度の回転速度特性



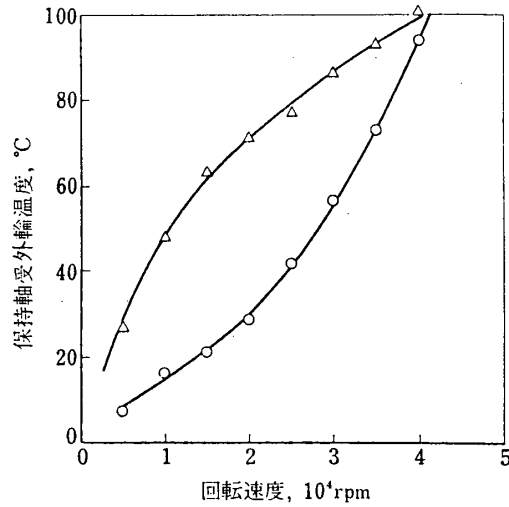
回転速度: 10000rpm, 給油設定温度: 60°C

第7図 試験軸受温度の荷重特性



荷重: 150kg, 給油設定温度: 60°C

第8図 試験軸受温度の回転速度特性



荷重 ○: 0, △: 150kg

第9図 保持軸受温度の回転速度特性

6. 試運転データ

図5, 6は振動加速度, 図7, 8は試験軸受外輪温度の, それぞれ荷重, 回転速度特性に関する測定例を示す. 図9は保持軸受外輪温度の速度特性である.

なお, これら試運転に用いた軸受は前述の仕様のもので精度のみ異なり, P6のものである. 潤滑油には無添加タービン油2号を用いており, 試験軸受給油温度の設定値は60°Cである.

7. む す び

本稿では, 高速高負荷軸受の疲れ寿命に関する研究の一部に用いる高速ころがり軸受寿命試験装置について述べた. 試運転の結果ほぼ満足すべき性能が得られており, 現在高速域における寿命試験を行なっている.

おわりに, 本試験機の試作にご協力をいただいた神鋼造機株式会社にお礼を申しあげる.

1971年5月15日 原動機部

参 考 文 献

- [1] 石川島播磨重工業株式会社資料による.
- [2] T. A. Harris: Prod. Eng., **36**, 8 (1965) 76.
- [3] 曾田・宮川: 東京大学宇宙航空研究所報告, **1**, 3B (1965) 344.
- [4] 曾田: 日本機械学会誌, **70**, 576 (1967) 74.