

清華大學燃料綜合利用試驗電廠叢書

第 12 冊

在汽輪机上应用滚动轴承

電廠建設者集体編写



水利電力出版社

15.755
010

內 容 提 要

用滚动轴承代替滑动轴承，可使汽轮机调速系统“土化”，省掉了复杂的油系统，因而大大降低了汽轮机轴承的造价。本书对汽轮机使用滚动轴承可能发生的一些技术问题作了阐述。作者在方案研究过程中，进行了若干项试验。书中对试验目的、方法和结果都作了介绍。

汽轮机设计、制造和安装人员以及大学汽轮机制造和热能动力装置专业的师生都可阅读本书。

清华大学燃料综合利用试验电厂丛书

第 12 册

在汽轮机上应用滚动轴承

电厂建设者集体编写

1713R362

水利电力出版社出版（北京西郊科学院路二里）

北京市书刊出版业营业许可出字第105号

清华大学出版科排印 新华书店发行

787×1092 $\frac{1}{2}$ 开本 * $\frac{1}{2}$ 印张 * 11千字

1958年11月北京第1版

1958年11月北京第1次印刷(0001—20,100册)

统一书号：15143·1345 定价(第9类)0.08元

第一章 滚动轴承和滑动轴承的比較

第 1 节 經濟上的比較

現在拿水利電力部北京修造廠生產的 2000 瓩汽輪機上採用的滑动轴承和我們設計的滚动轴承來進行經濟比較。

北京修造廠制造的汽輪機和發電機的滑动轴承設備的價格見表 1。

表 1

項 目	數 量	工 時 (小時)	成 本 (元)	備 註
汽輪機軸承	3	1798.2	4948.13	
發電機軸承	2	—	5000*	
油箱(抽油器)	1	698.5	1490.16	
冷油器	1	375	1464.11	
油管道	若干公尺	433.5	1260.57	
透平油			2400*	
主油泵	1	1370	2989.69	
汽動油泵	1		1140**	
手動油泵			39***	

* 估計數字。 ** 參考北京電力設計院的資料。 *** 估計，按 $\phi 25$ 。

其他如閘門、溫度計、壓力表等都不算在內。總計上述各項總價格為：18731.81 元。

我們設計的滚动轴承設備價格見表 2。

表 2

項 目	數 量	價 格 (元)
徑向正推軸承	3 只	450
雙列調心球面軸承	3 只	180
球面套筒	1 只	400*
調整套及螺母	若干	
水套	4 只	1000*

* 估計數字。

用滾動軸承所需總投資費用為 2030 元，如果把螺母等價格都計算在內，約 2500 元，而此數字僅相當於滑動軸承的 $\frac{1}{3}$ 。滾動軸承的經濟價值由此就可以看出。

滾動軸承代替滑動軸承還有另外的經濟意義，那就是它可使汽輪機調速系統“土化”，調速系統“土化”方案之一是不用油而用水作為介質，目的是為了省略複雜的油系統。

第 2 節 技術上的比較

一、安裝方面：

滑動軸承：由於滑動軸承是上下對分的，因此安裝起來較方便，裝零件也不麻煩。但是滑動軸承的刮瓦工作要求精細，技術要求較高。

滾動軸承：是一個圓整的，安裝軸承與其他零件較麻煩，特別是軸承安裝需要熱套。另外，安裝過程中易發生偏斜，影響軸承的使用壽命。但是在安裝時注意一些，還是可以保證質量的。

運行方面

滑动轴承：

1. 對運行溫度控制要求很嚴格，因此運行人員要密切注意軸承溫度，否則會把軸瓦燒壞，引起嚴重事故。

2. 結構複雜，管理麻煩。

3. 沒有噪聲。

滚动轴承：

1. 系統簡單，運行操作方便，有利於快速起動。

2. 噪音很大，對運行人員不利。

三、潤滑方面

滑动轴承：一定要液體油，用油量大，而且一定要壓力注油，必需有油泵與大油箱以及油冷卻系統等。

滚动轴承：用油量少，所用液體與半固體，不必壓力加油。

四、結構方面

滚动轴承：軸向尺寸小，徑向尺寸大；滑动轴承則相反。軸愈長，加工愈困難。所以使用滚动轴承對軸加工有利。

總的說來，滚动轴承雖然有一些缺點，但在技術上有它一定的優越性，還是切實可行的。

第二章 汽輪機使用滾動轴承可能發生的問題及其解決方法

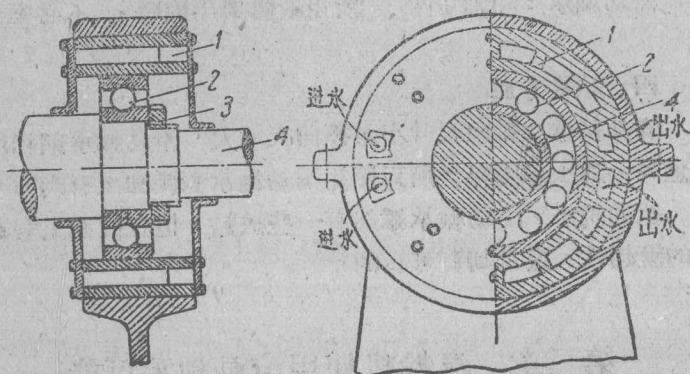
第1节 发热問題

轴承發熱是因為在轴承中有摩擦阻力，在一般工作情況下，汽輪機和發電機的四只滚动轴承每小時要發出 3000 大卡到 7500 大卡的熱量，相當於每小時燒一公斤煤，此發熱量是

相當可觀的。滑動軸承在同樣工作條件下所發之熱還要大，因為它的摩擦係數大。如果滾動軸承安裝不好或有砂子及灰塵進入軸承，則發熱更大，而且還大大影響軸承的壽命。所以一定要保證安裝質量。運行時也要注意避免砂子、灰塵落入軸承中。

這麼大的熱量，如不想法解決，軸承溫度會很快地上升，將嚴重地影響軸承的壽命，同時還會把潤滑黃油熔化，使黃油流走甚至變質，引起潤滑破壞，發熱更甚。

解決的辦法很多，最簡單的是在軸承外座圈上加一冷却水套，讓冷却水不斷地流過水套，帶走軸承所發出的熱量，使軸承保持一定的工作溫度。具體構造見圖 2—1。

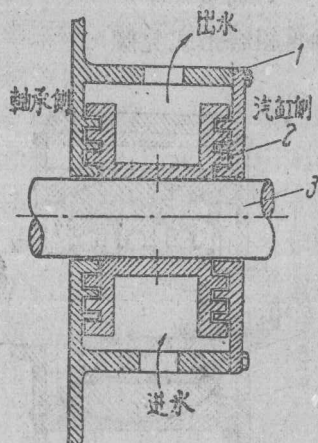


1—軸承水套； 2—軸承； 3—鎖緊螺母； 4—汽機主軸。

圖 2—1

冷却水由軸承的二塊端蓋上的孔進入水套。水在水套中是迴繞肋片流動的，因而冷却效果較好。初步計算結果能保證外座圈內面溫度在 70°C 左右。冷却水套用鑄鐵制造，水套與端蓋之間用油紙密封，冷却可用任何冷水。

另外由於汽輪機高溫蒸汽對軸傳熱，使軸的溫度也能達到 $130\sim 150^{\circ}\text{C}$ ，所以如不想法把軸冷卻一下，則對軸承不利。在結構上採取的措施是在軸承和高壓汽缸端之間加一冷卻水套，把軸冷卻一下。初步計算表明效果良好，完全能保持軸承溫度在 $60\sim 70^{\circ}\text{C}$ 的要求。結構見圖 2-2。



1—固定的密封盤； 2—轉動的密封盤； 3—汽機主軸。

圖 2-2

水由下孔流入，由上孔流出。

第2节 推力問題

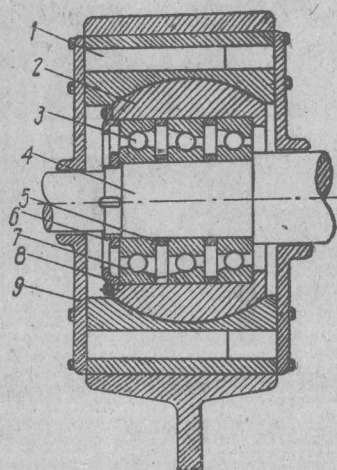
小型汽輪機轉子上所受軸向推力還較大，一般 3000 瓩汽輪機軸向推力約有 3000 公斤。如果不想法頂住這推力，則會使汽輪機轉子向尾部跑，使轉子和定子相碰，造成嚴重事故。軸承結構上一定要考慮這一問題。

解決辦法是：可以用推力軸承或徑向止推軸承。但是從汽

輪機的角度來看，它的軸徑較大，轉速也高(3000 轉/分)，若用止推軸承，則其壽命甚短。因為離心力很大，滾子的跑道很快就會磨壞。因此採用徑向止推軸承的組合來解決這一問題。

另外，考慮到汽輪機在低負荷運行或啓動時，會產生一個反向的軸向推力，把轉子向汽機頭部方向推動，爲防止發生事故，也應在結構上予以考慮。

設計的滾動軸承組合形式見圖 2-3。



1—水套； 2—球面套筒； 3—徑向止推軸承； 4—汽機主軸；
5—軸承內座圈定位套筒； 6—鎖緊螺母； 7—軸承外座圈調整
套筒； 8—調整螺母； 9—水套端蓋。

圖 2-3

從圖 2-3 中可看到，徑向力由三只軸承受，而軸向力則分兩種情況：正常工作時軸向力量向後的（蒸汽流動方向）力量較大，作用時間也長，爲保證軸承使用年限，所以用兩只

徑向止推球軸承；而反向的軸向推力，只在低負荷及啓動時才產生，力量不大（根據一般計算得），所以用一只徑向止推球軸承支持。

受正常軸向力的兩只徑向止推球軸承，應該力求受力均勻，否則力量集中在一只軸承上，就容易先壞，它一壞力量又集中在另外一只軸承上，使它也很快壞掉。爲了保證使用年限，要用定位套筒來調整，使它們之間力量分配均勻。這可由改變套筒的長度來做到。

由於汽輪機軸很長又很重，當把它放在兩軸承上時，軸必然有些向下彎曲（如圖 2—3 所示），因此在軸承處軸有些傾斜。要保證軸承的徑向力也是均勻分佈在三個軸承上，不至於集中於個別軸承上，則要想法把軸承組合爲整體，軸端傾斜，軸承組整體跟着一起傾斜。具體作法是把整個軸承組合放在一個球面套筒中，球面套筒放在一個球面軸襯上，使其可以自由轉動，見圖 2—3 球面。

第 3 節 轉 速 問 題

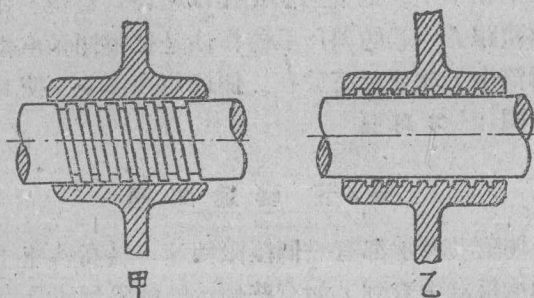
每一個滾動軸承都有一個極限轉速（最高轉速），這一轉速可在軸承目錄中查到，如有些軸承的極限轉速是 3200 轉/分，也有 5000，2500，1500，1000 轉/分等。一般是軸承直徑大，極限轉速越小。對於汽輪機來說，對軸承的要求是軸徑比較大轉速也較高，力量也較大。因此在選用軸承過程中，就存在超轉速問題，即汽輪機轉速大於軸承的極限轉速。超轉速對軸承的壽命是有影響的，但在一定限度內（在滿足軸承第一特性——工作容量系數），超轉速還是可以的。因爲軸承由於轉速引起的破壞主要是產生麻點（其他破壞如磨壞、壓碎等都是由於安裝或其他原因造成的），這是由於金屬疲勞的緣故。

另外在軸承本身構造上也可想法提高轉速，只要把軸承的精度提高即可。因此轉速問題不很大。

第4節 密封、潤滑問題

由於軸是轉動的，而軸承端蓋是靜止不動的，同時軸又必須穿過端蓋，所以端蓋和軸之間必須留一定大小的間隙。如無間隙，則因一動一靜必將軸磨壞並使軸發熱，致使軸彎曲。但有了間隙，灌在軸承里的油就會從間隙里漏出來。所以，一定要把所有的間隙都密封起來。

經過比較與多次考慮，認為使用螺旋綫式密封（見圖2—4）較好。



甲 在汽機主軸上有螺旋紋

乙 在水套端蓋上有螺旋紋

圖 2—4

在設計的軸承中，潤滑可以採取兩種方式，一種是稀油潤滑，冷卻效果較好，但消耗油量較大，必須經常換油；換油時不必停機和拆下來。另一種方式是用黃油——半固體油脂，冷卻效果較液體油為差，可是油耗量很少，不用經常換油，經濟上也較便宜。不過換油時較麻煩，需停機並拆開來。

第三章 滾動軸承試驗

在研究方案過程中，對一些較難確定的問題也進行了試驗。主要作了：

1. 發熱試驗；從試驗中測定滾動軸承的摩擦系數 f 的數據；
2. 軸承在汽輪機運行情況下的試驗，觀察可能發生的異狀，作為真正將滾動軸承用到汽輪機上的實際資料。

第1節 發熱試驗

一、試驗目的

1. 測定摩擦系數 f 的數值。一般書上記載摩擦系數 f 的數值變化範圍很大 ($f=0.0007\sim 0.008$)，計算時很難選用，必須進行試驗測出數據來；

2. 觀察軸承運轉時內部工作情況。

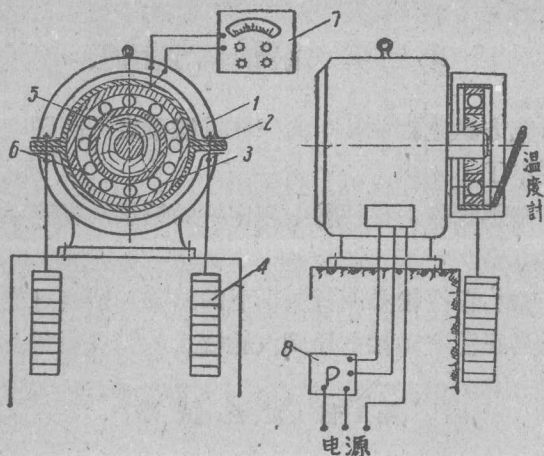
二、試驗設備，安裝示意圖見圖 3-1。

使用試驗材料為：

重塊；電動機（2970 轉/分）； $\phi 80$ 滾動軸承一個；

透平油、黃油、乳化劑若干；功率表（瓦特表）電流表；溫度計。

三、試驗方法：用軸承上加徑向載荷的方法測定其發熱情況。將軸承整組用石棉包起，作為絕緣來看，這樣根據油量測溫度，可計算出每小時的發熱量，然後再求出摩擦系數。因為具體試驗設備不能絕熱，穩定時間較長，軸承安裝不良並有振動，所以測得的熱量不可能準確。故在試驗中採用“相對法”。



1—电动机； 2—外套筒； 3—潤滑油面； 4—重塊； 5—木制內套筒； 6—滾動軸承； 7—热电偶溫度計； 8—功率表。

圖 3—1

“相對法”即用功率表測電動機之功率。在軸承和夾架不加載荷時電動機轉動所測得的功率為 w_1 ，而加載荷 Δp 公斤後，再測其功率為 w_2 。

$$\text{因爲 } w_1 = \frac{p_1 v f}{102} + \Delta_1 + \Delta_2 + \dots \quad (1)$$

$$w_2 = \frac{p_2 v f}{102} + \Delta_1 + \Delta_2 + \dots \quad (2)$$

$\Delta_1 \Delta_2 \dots$ 由於電動機振動，安裝不良所引起的附加損失功率；它們與摩擦系數無關，故加 Δp 公斤後，它的數值變化甚小，可視為常數。

$P_1 P_2$: 軸承所受載荷 (公斤) ;

v : 軸承滾珠中心半徑切綫速度 (公尺/秒) ;

f : 摩擦系數。

上二式相減, 可消去 $\Delta_1 \Delta_2 \dots$ 之影響:

$$\Delta P = \frac{102 (w_1 - w_2)}{vf}, \text{ 故 } f = \frac{102 \Delta w}{\Delta P v}。$$

ΔP 爲第一次比第二次多加之載荷 (公斤) ;

Δw 爲第一次與第二次由於載荷的增加引起電動機功率消耗的增加。

這樣測得的 f 數值較準確, 但也不是完全準確, 而是趨於真實。

四、實驗結果與分析: 第一次與第二次載荷差爲 20 公斤, 測得電動機的功率消耗由 450 瓦增加到 460 瓦。

軸承內徑是 80 公厘, 轉速爲 2970 轉/分。

$$\text{由 } f = \frac{102 \Delta w}{\Delta P \cdot v}, \text{ 則 } f = \frac{0.01 \times 102}{20 \times 15.7} = 0.00324。$$

分析:

1. 摩擦系數算出是 $f=0.00324$, 但實際上它可能更小一些。因爲這次試驗設備太簡陋, 安裝精度很差, 因此在計算時取 $f=0.005$ 是比較安全的。

2. 發現滾珠軸承轉動時產生很大的風力, 而且擾油很厲害, 這對散熱有很大好處。

3. 實驗時測定軸承外座圈溫度很高, 有時達 70°C 以上, 而且還有上升的趨勢, 因此對小型汽輪機必須冷卻軸承與軸承的潤滑油。

第2節 軸承受力運轉試驗

一、試驗目的：了解滾動軸承在汽輪機 3000 轉/分，徑向載荷 1.5~3 噸 下的運行情況，並獲得一些實際運行的資料。

二、實驗內容：

1. 軸承摩擦情況，運行中聲音的判斷；
2. 發熱情況；
3. 水套的冷卻效果；
4. 螺旋式密封裝置的密封效果。

三、試驗設備與佈置：使用的主要設備有： $\phi 95$ 公厘的滾珠軸承二個；全長為 1710 公厘的 1500 瓩汽輪機主軸一根；大彈簧二個； $\phi 150$ 公厘的滾柱軸承二個；冷卻水套二個；黃油若干。

具體設備佈置見圖 3—2。

四、試驗方法：本試驗是在 1500 瓩汽輪機主軸作交變疲勞試驗同時進行的。在主軸兩端分別裝上 $\phi 95$ 的滾珠軸承（配合很鬆，用手錘輕輕敲入）。在軸承外再配上冷卻水套（見圖 2—1）並用膠皮管通入冷卻水。軸承是用黃油潤滑，在安裝時即把黃油在軸承內全填滿了，然後在運行時再用油杯加油。汽輪機主軸中間又套了二個 $\phi 150$ 公厘的滾柱軸承以加徑向力之用，在此二軸承外套有鑄鐵套筒，套筒上有二月牙槽，在月牙槽上嵌二根鋼絲繩，下用二彈簧把鋼絲繩壓緊，用壓緊彈簧的變形測出加在軸上的徑向力。本試驗的徑向力達 2.5~3.2 噸。其中有一軸承受到 1680 公斤之徑向力。

試驗時用溫度計測量水套進出口的水溫，以視其發熱情況，用水桶量測冷卻水的出口流量，以確定冷卻水量。

- 1—加力轴承； 2—汽轮机主轴； 3—試驗用轴承；
 4—冷却水管； 5—鋼絲繩； 6—彈簧；
 7—热电偶溫度計； 8—压力表； 9—磅秤。

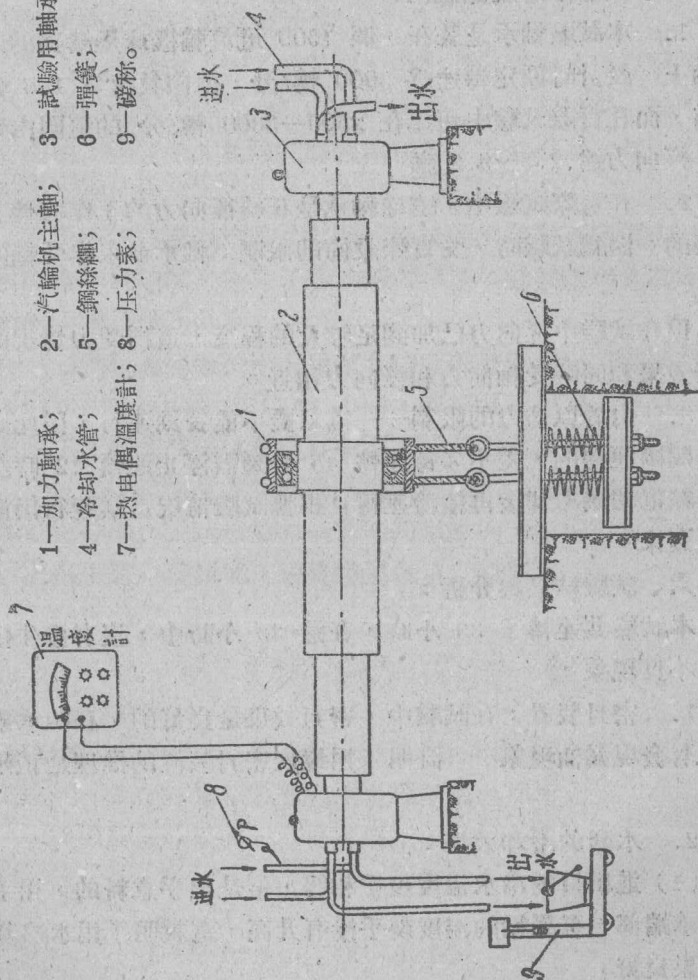


圖 3-2

在運轉時，用聽音棒判斷軸承內部的運行情況，並當運轉停歇時，仔細觀察軸承兩端的螺旋密封裝置的效果。

五、試驗中的幾點說明

1. 本試驗軸承是裝在一個 1500 瓩汽輪機球墨鑄鐵的試驗軸上，設計時額定轉速為 3000 轉/分，徑向負荷為 1.6 噸左右，而在實際試驗中轉速在 2500—3300 轉/分的範圍內變化，徑向力達 2.5~3.2 噸。

2. 在實際試驗中，滾珠軸承是在純徑向力的工作條件下運轉的。因為試驗時，受實際設備的限制，軸承並未作受軸向力。

但在試驗中徑向力已加到足夠大的程度，這種受力情況的實際效果和同時受軸向力和徑向力相近。

3. 由於原動力的限制——電動機不能長期運行，因此試驗是間斷運轉的，差不多每運轉 45 分鐘需停止運轉 12 時左右，經電動機冷卻後再繼續運轉。根據試驗情況這樣運行仍能滿足要求。

六、試驗結果與分析：

本試驗共運轉了 33 小時，在這 33 小時中，沒有發生任何的不良現象。

1. 密封裝置：在試驗中，密封效果是良好的，在軸承兩端沒有發現漏油現象，證明了用螺旋密封裝置的推理是正確的。

2. 水套的冷卻效果：

(1) 進出口的冷水溫度幾乎相等，這是出乎意料的，用手試軸承端部，發覺軸的溫度幾乎沒有升高，這說明了用水冷卻的效果良好。

(2) 水量根據出水口的流量側得為 0.41 公斤/秒，這個

流量也不大，這就提供了用水冷却的可能性。

(3) 本試驗所用的冷却水的壓力不很高，不超過 2 大氣壓，各水管流量分布也較均勻。

(4) 水套由於加工的錯誤，把外壁厚為 15 公厘厚誤加工為 3 公厘厚，可是經過 33 小時的運轉，並未被壓跨，說明水套的強度十分安全。如同樣將內壁減薄，就給提高冷却效果更製造了有利的條件。

根據試驗得出結論：這種新設計的水套足可以解決滾動軸承的冷却問題的，省掉了油的冷却系統。從試驗中也証明了水套的設計是成功的。

3. 在運轉過程中，用聽音棒並未聽到任何不良的聲响。從開始運轉直到運轉了 33 小時，內部運轉聲音未發生變化，說明了在這樣高轉數重負荷下運行量有很大現實性的。

以上的試驗有力的証明了汽輪機採用滾動軸承是非常可能而且現實的。但試驗是有一定的局限性的，有待於在長期的運行機組上進一步研究，以獲得更豐富的資料。

第四章 選用滾動軸承的一般方法

選用滾動軸承是根據軸承廠試驗結果所得工作容量系數來選擇的。工作容量系數隨軸承直徑的加大而增大。

經過實驗結果的總結得出選用軸承的經驗公式：

$$C = Q (nh)^{0.3}.$$

式中 C ——軸承的工作容量系數；
 Q ——軸承所承受的負荷（力公斤）；
 n ——軸承每分鐘的轉速（轉/分）；