

东方电机

DONGFANG DIANJI

三峡机组推力轴承研究专辑

1
1995

东方电机股份有限公司
四川东方大电机研究所

东方电机

1995年 第1期

(总第82期)

1995年3月25日出版

内部发行 1973年创刊

主 编: 戴庆忠

副 主 编: 林秀资

责任编辑: 张光蓉

编 辑 者: <东方电机>编辑部

地 址: 四川省德阳市

邮政编码: 618000

电报挂号: 3055

电 传: 610516CDEMWN CN

内部报刊

准印证号: 四川内部报刊

准印证 第07-05号

印 刷 者: 德阳日报社印刷厂

目 次

(三峡机组推力轴承研究专辑)

三峡机组6000t级推力轴承总体方案研究	陈锡芳 (1)
三峡机组6000t级推力轴承初步方案	钟海权 陈锡芳 (5)
三峡水轮发电机6000t级推力轴承热弹流理论研究	钟海权 (9)
单托盘支撑双层可倾瓦推力轴承热弹流计算	钟海权 (15)
三峡机组推力轴承油路循环及冷却方式研究	刘汉城 李应楠 (25)
三峡机组弹性金属塑料瓦研究	赵上麟 (40)
几种支承结构推力轴承的试验研究	乐再元 (43)



中高比转速混流式转轮叶片展开及压模型线计算

.....	赖善德 王贞凯 (50)
水斗式水轮机的现状(第二部分: 结构设计)	周德智 (55)
流滩坝电站灯泡式水轮机的安装	田云凯 (75)
流滩坝电站灯泡式水轮发电机的安装	尚海清 (83)
狮子滩电站水轮机增容改造	蒲成林 (90)
国产弹性金属氟塑料瓦在推力轴承试验台和大化水电厂2机的 运行性能试验	乐再元 李康扬 (94)
汽轮发电机低励限制电路工作原理及静态整定	王永珠 (100)
高压电动机故障的机理及防止措施	赵旺初 (106)
平面连杆机构应用于VPI线圈整形机中有关几何参数的确定及分析	寇军德 (112)
集散式41CV多点温度测量系统	罗敦明 吉仁忠 (115)
N型热电偶性能及其应用前景	王启地 (121)
N型热电偶测量高温研究	王启地 (125)
33°样板虚交点尺寸及角度的精密测试	苏正浩 (128)



发电机转子的临界转速	戴庆忠编译 (132)
透平机械转动件的平衡技术新动向	周德智编译 (142)
混流式水轮机及混流式水泵水轮机的性能换算新方法	周德智编译 (147)
1994年部分科技成果简介	(153)
1994年双革四新简介	(157)

CONTENTS

(Special Issue on the Thrust Bearing of Three Gorges Hydrogenerator)

A Scheme of 6000t Thrust Bearing of Three Gorges Hydrogenerator.....	Chen Xifang (1)
Preliminary Study of 6000t Thrust Bearing of Three Gorges Hydrogenerator	Zhong Haiquan, Chen Xifang (5)
TEHD Analysis of 6000t Thrust Bearing of Three Gorges Hydrogenerator	Zhong Haiquan (9)
TEHD Calculation of One-disc Supporting Double-layer Pivot Bearing-pads	Zhong Haiquan (15)
The Study on the Oil Circulation and Cooling Method of the Thrust Bearing of Three Gorges Hydrogenerator.....	Liu Hancheng, Li Kangyang (25)
The Study on the Elastic Metallic PTFE Pads of Three Gorges Hydrogenerator	Zhao Shanglin (40)
A Test and Study on Some of the Thrust Bearing Supporting Structures	Le Zaiyuan (43)



The Expansion of the Runner Blades and Computation of the Press-die Profile for the Francis Turbine with Middle and High Specific Speed	Lai Xide, Wang Zhenkai (50)
Recent Advances in Pelton Turbine (Part Two: Structure Design)	Zhou Dezhi (55)
The Installation of the Bulb Turbine in Liutanba Power Station.....	Tian Yunkai (75)
The Installation of the Bulb Type Hydroelectric Units in Liutanba Power Station	Shang Haiqing (83)
Upgrading and Retrofitting the Turbine for Shizhitan Power Station	Pu Chenglin (90)
The performance Test of DFEM' S Elastic Metallic PTFE Thrust Bearing-pads in the Test Stand and Dahua Power Station.....	Le Zaiyuan, Li Kangyang (94)
The Principle of Low-excitation Limited Circuit and Static Setting for the Turbine Generators.....	Wang Yongzhu (100)
On the Failure Mechanism and Protective Measures for High Voltage Motors	Zhao Wangchu (106)
Determinating and Analyzing the Geometry of Plane Mechanism used in Shaping Coils under VPI	Kou Junde (112)
41CV Multi-points Temperature Measurement System.....	Luo Jiaoming, Gu Renzhong (115)
The Performance of N-Type Thermocouples and Prospecting Its Application	Wang Qichun (121)
An Introduction of Measuring the High Temperature on N-Type Thermocouples	Wang Qichun (125)
The Precise Measurement about the Size and Angle of Virtual Focus of 33° Template	Su Zhenghao (128)

三峡机组6000t级推力轴承总体方案研究

陈锡芳

摘要 本文通过对轴承支撑结构、轴瓦瓦面材料、油路循环及冷却方式和热弹流动压润滑理论的研究的总结,对三峡6000t级推力轴承总体方案进行了分析和论证。

关键词 三峡 水轮发电机 推力轴承 方案

1 引言

三峡电站水轮发电机单机容量达700MW,其推力负荷达5500~6000t级,就目前国内外的制造水平来说,该推力负荷堪称世界之最。虽然国外已有4700t轴承的运行,国内已有制造3800t轴承的经验,但都比6000t低得多。围绕着设计制造6000t级推力轴承,近年来我们开展了多项专题研究,并取得了较大进展。

2 6000t级推力轴承研究主要成果

2.1 轴承支承结构

目前推力轴承支承结构有多种,一般根据轴承的不同参数进行选用。三峡推力轴承负荷达5500t,由于轴瓦的单位压力受到一定的限制,致使轴承尺寸相当大,由此引起轴瓦变形等复杂问题,为了一个合适的适用于支承结构,三峡机组在1000t推力轴承试验台上进行了几种不同支承结构的推力轴承性能试验,研究支承结构对轴瓦变形和轴承性能的影响,并为理论计算提供验证数据。在研究过程中由于目前国内暂时不能解决弹簧束的

制造精度问题,故弹簧束支承结构暂未进行试验;至于液体塑料支承方案,考虑到老化、更换及电站的可接受性等因素也未进行试验。

在试验研究过程中主要对球面点支承、单托盘支承和双托盘支承的钨金瓦及单托盘支承结构弹性金属塑料瓦的进行了研究。通过对各种支承推力轴承的试验和研究其初步结果如下:

(1) 球面点支承结构钨金瓦推力轴承承载能力很低,主要是它存在很大的瓦面凸变形。如果适当采取减少轴瓦的热变形措施,可望改善轴承性能。

(2) 单托盘支承结构钨金瓦推力轴承,其承载能力中等,适用于瓦块长宽比值较大的“方块瓦”,结构较为简单,单位压力可以用到6MPa左右。但对于大型推力轴承,由于其它因素的干扰,例如高压油顶起刮瓦技术、热变形等,一般单位压力不宜过高,宜在5MPa左右为妥。

(3) 双托盘支承结构钨金瓦推力轴承,适用于“长条瓦”,它径向瓦变形不大,承载能力较高,可以用到单位压力6~

7MPa左右的大型推力轴承。此种结构关键之一，需要设计一个具有一定刚度又有足够强度的弹性平衡梁。

(4) 单托盘支承结构弹性金属塑料瓦推力轴承，其承载能力很高，它能够承受7MPa单位压力，适应性较强。

2.2 新型材料轴瓦

近年来弹性金属塑料瓦的应用越来越被人们重视，特别其在俄罗斯各电站的广泛应用，证明了弹性金属塑料瓦在水轮发电机推力轴承上应用的优越性。最近我国几个大型电站相继也使用了弹性瓦并取得了良好的效果。

东方电机股份有限公司（以下简称东电公司）对轴瓦新型材料——弹性金属塑料瓦从1990年起开始研究，通过三阶段的研究，基本掌握了弹性金属塑料瓦的结构、工艺制造以及电站工业调试等方面的技术，并对弹性金属塑料瓦的技术性能通过1000t推力轴承试验台和电站试验实测，为轴承的设计提供了依据。

通过1000t推力轴承试验台和电站的工业试验，弹性金属塑料瓦有以下性能：

(1) 试验表明，各瓦瓦温相差不到2℃，同一块瓦各点相差仅3℃左右，钢坯厚度方向温差仅1℃左右（这对减少轴瓦的热变形有很大好处）。

(2) 不同推力瓦比压时的温升：瓦温升很低，各瓦平均瓦温升小于4K，但油膜温度并不低，最高温升在高比压时可达30℃以上，最高油膜温度比瓦温高得多，在4~6MPa比压时相差19~22.5℃，在7~9MPa比压时相差25~32℃。这与钨金瓦不同，主要是由于氟塑料的隔热作用所致。

(3) 油膜压力分布较好，峰值不高，在1.0~9.0MPa比压内，最大油膜压力仅为比压的1.96~2.3倍。而原钨金瓦达3~4倍，较好的也要2.5~3.0倍，说明弹性金属塑料

瓦在油膜压力下产生一定的弹性压缩变形而使其均衡作用。

(4) 无论从推力轴承试验台测试或从电站实测结果都表明国产弹性金属塑料瓦瓦面形状优于引进的国外弹性金属塑料瓦，因此性能较好。

2.3 热弹流动压润滑理论

进行热弹流动压润滑理论研究是近二十年来大型推力轴承研究的主题，就目前国内外这方面研究水平来看，单独求解能量方程、雷诺方程已不存在什么困难，单独求解简单结构下的热传导方程、热弹位移方程困难也不太大，主要的困难在于联立求解这些方程并保证每个方程有解以得出精确的轴承性能参数。多年来东电公司与西安交大轴承研究所合作研制的“各种支承轴承热弹流计算程序”能够联立求解雷诺方程、能量方程、温粘方程、膜厚方程、热传导方程和热弹位移方程，综合考虑了轴承尺寸、载荷、转速、进油温度、油槽油温、推力瓦和托瓦热传导以及推力瓦、托瓦、托盘热弹变形的影响。

通过几年来的研制，已编制了以下六套程序（前五套为钨金瓦结构）：

(1) 单托盘支承双层瓦推力轴承计算程序；

(2) 点支承单层瓦推力轴承计算程序；

(3) 双托盘支承双层瓦推力轴承计算程序；

(4) 单托盘单层水冷瓦推力轴承计算程序；

(5) 弹簧束支承单层瓦推力轴承计算程序；

(6) 单托盘支承塑料瓦推力轴承计算程序。

通过程序的计算分析，可以从理论上摸清推力轴承的各种参数和特性。并通过

1000t推力轴承试验台和电站的实测给予验证。

2.4 油路循环及冷却方式

大型推力轴承的油路循环及冷却是至关重要的,合理的油路循环和冷却,将使轴承散热效率高,减少轴承搅拌损耗,降低轴瓦温度和热变形,确保电机安全可靠运行。为了摸清各种油路循环和冷却对轴承的影响,针对三峡机组推力轴承的特点重点进行了轴承的内外循环油路测试和分析。通过分析表明推力轴承内循环系统结构简单,不必增加外部设备和动力,依靠轴承转动部件、镜板旋转促使润滑油在轴瓦与冷却器之间循环,通过冷却水把轴承损耗带走。因此,此种结构在大中型推力轴承上广泛使用。但是对于大负荷推力轴承其瓦块数多,瓦间距小,周速高,轴承损耗大,冷却的散热效率不高,因此采用内循环系统往往不能满足轴承的冷却需要。在这种情况下,必须采用外循环系统来达到大负荷推力轴承冷却的需要。推力轴承采用外循环系统有较高的冷却效率,轴瓦瓦温稳定快,油路损耗小,是大负荷推力轴承最适宜的一种方式。

3 三峡推力轴承总体方案研究

3.1 轴承主要尺寸的选取

从轴承分析可知,轴瓦的单位压力的选取将直接影响推力轴承的主要尺寸和轴承运行性能。对不同轴瓦瓦面材料和支承结构其单位压力的选取也不同。根据研究成果,结合三峡推力轴承的具体参数,初步认为三峡推力轴承负荷大,轴承尺寸也大,因此支承结构的选择,可以考虑双托盘支承的钨金瓦或弹性金属塑料瓦结构,而球面点支承结构不宜用在三峡推力轴承上。在这种情况下,对钨金瓦轴承最大单位压力控制在6MPa左右,对弹性金属塑料瓦最大单位压力控制在7MPa左右。考虑到我国重机厂锻

造镜板的能力,推力轴承的外径在5.1~5.2m,内径在3.64~3.7m,轴瓦数在22~24块范围内。

3.2 三峡推力轴承热弹流计算

结合三峡推力轴承支承结构和瓦面材料以及轴瓦的主要尺寸,我们进行了三峡推力轴承热弹流计算分析,其主要结果见下表。

由表可知当推力轴承的比压钨金瓦选在6MPa左右,塑料瓦选在7MPa左右时轴承的主要性能参数均在正常范围内;轴承的最小油膜钨瓦在0.05mm左右,塑料瓦接近0.04mm;轴瓦油膜温度钨金瓦在70℃左右,塑料瓦在80℃左右。

3.3 油路循环及冷却方式

大型推力轴承的油路循环及冷却目前主要有三种方式:a.内循环冷却系统;b.镜板(推力头)泵外循环系统;c.外加泵外循环系统。在设计轴承时可根据轴承的参数进行选择。三峡发电机推力轴承具有负荷大、转速低的特点,通过分析,初步结果如下:

(1)三峡推力轴承总损耗接近1500kW(包括搅拌损耗)。如果轴承采用内循环系统,轴承冷却器铜管达10km左右,这样大的冷却器就必须需要一个庞大的油槽容纳,由于油槽尺寸受到运输和加工的限制,不可能很大,这是一个矛盾。另一方面由于推力轴承镜板尺寸受到限制,加上轴瓦瓦块数多,因此轴瓦瓦间距也受到一定的限制,在这种情况下三峡推力轴承选用内循环系统会造成油槽布置紧张,油阻大,油流困难,轴承冷却效率低,致使轴承运行可靠性降低,因此不宜选用内循环系统。

(2)三峡推力轴承采用镜板(推力头)泵外循环系统,我们也作了计算分析,由于三峡发电机转速并不高,经计算理论压头还不足1kg/cm²,据国外文献报导当理论压头超过1kg/cm²时才有可能考虑采用镜板

三峡推力轴承初步计算方案

	1	2	3	4	5	6
轴承外径 (mm)	5150	5200	5200	5100	5100	5100
轴承内径 (mm)	3700	3540	3540	3700	3700	3700
瓦 数	24	24	22	24	22	22
夹 角 (°)	14	13.5	13.5	13.0	13.0	13.5
瓦 长 L (mm)	540	521	521	499	499	519
瓦 宽 B (mm)	725	780	780	700	700	700
L/B	0.746	0.667	0.667	0.713	0.713	0.743
比 压 (MPa)	6.25	6.03	6.57	7.01	7.65	7.37
线 速 度 (m/s)	17.37	17.36	17.36	17.28	17.28	17.28
PV (MPa·m/s)	108.6	104.6	114	121	132	127
最小膜厚 (μm)	48.9	58.5	54	39.2	33.0	37.3
最高膜温 (°C)	70.3	65.9	68	80	83	81.6
主承载区膜厚 (μm)	49~52	66~73	64~68	64~69	61~66	63~67
主承载区膜温 (°C)	68~70	57~61	58~62	61~64	64~67	63~67
损 耗 (kW)	1321	1281	1329	1202	1224	1195
支承结构型式	单托盘支承	双托盘支承	双托盘支承	单托盘支承	单托盘支承	单托盘支承
轴瓦材料	钨金瓦	钨金瓦	钨金瓦	塑料瓦	塑料瓦	塑料瓦

注: 1. 推力负荷为6000t (58800kN);

2. 发电机转速为75r/min;

3. 进油温度为35°C。

(推力头)泵外循环系统。三峡推力轴承由于镜板(推力头)泵压头低,所以不能满足整个油路系统的需要,致使油量供应不足,造成轴承无法正常工作。

(3)通过分析比较,根据三峡推力轴承参数,无论结构布置或油路循环的合理性以及散热效果,三峡推力轴承选用外加泵外循环油冷却系统是比较合适的。

4 结 论

(1)根据目前已进行的理论分析和1000t推力试验台及电站的测试,初步建议

三峡推力轴承在采用钨金瓦情况下选用双托盘支承结构为宜,当采用弹性金属塑料瓦时,由于它的承载能力高,适应性强,可以不必采用较为复杂的多点支承结构,可以采用单托盘支承结构,当然选用双托盘支承也是可以的。两种轴瓦的油路循环及冷却方式都可采用加泵外循环油冷却系统。推力轴承布置简图如下。

(2)弹簧束支承结构在国外大型推力轴承上也有广泛应用,我们对这种型式的支承结构在理论上也作了部分研究,但是由于国内弹簧问题一直未能解决,故弹簧束支承
(下转第24页)

三峡机组6000t级推力轴承初步方案

钟海权 陈锡芳

摘要 本文利用热弹流计算结果,结合其他专题研究的成果,论证三峡机组6000t级推力轴承的初步方案,供有关技术人员参考。

关键词 三峡 水轮发电机 推力轴承 方案

1 引言

举世瞩目的长江三峡工程已开始兴建,三峡电站水轮发电机单机容量达700MW,其推力负荷达5500~6000t级,轴承外径5m以上,就目前国内外的制造水平来说,该推力轴承堪称世界之最。尽管国内已有制造葛洲坝3800t轴承的经检,国外也有4700t轴承运行,但都比6000t低得多。因此围绕着设计制造6000t级推力轴承这一任务,近年来我们开展了多项专题研究,并且取得较大进展,在此基础上我们得出三峡机组推力轴承初步方案,供设计选用。

2 推力轴承性能的主要决定因素

推力轴承正常运行状态遵循流体动压润滑规律,运行性能主要决定于:

(1) 平均线速度和平均比压。通常机组转速和发电机大轴直径以及机组的总推力负荷都已在一定的条件下确定了,考虑到机组的经济性和技术可能性,那么推力轴承的结构尺寸(如内径、外径、瓦块数、夹角)也限定在一定的范围内选取。

(2) 推力瓦平均进油温度,对推力轴承的运行性能(如油膜厚度、油膜温度和摩

擦损耗等)有较大影响,一般进油温度主要取决于轴承采用的油循环方式和油循环效率。

(3) 推力瓦工作型面。它是影响轴承性能的一个主要因素,也是最难处理的,因为影响它的因素也多,如轴承的支撑结构、轴瓦瓦面材料以及安装工艺等。

判别推力轴承的运行性能优劣,不仅要看最小膜厚和最高膜温的数值,而且还要看最小膜厚和最高膜温的位置,更要看主承载区(即油膜高压区)的膜厚和膜温以及该类轴承的许用最小膜厚和许用最高膜温。

3 钨金瓦推力轴承方案

3.1 点支承钨金瓦推力轴承

根据以往的经验,点支承方式的推力轴承轴瓦的径向和周向变形都较大,运行比压一般不超过4.0MPa,因此对于三峡6000t级的推力轴承,若采用点支承方式其外径可能达5.8m以上,结构十分庞大,而且难以保证可靠运行,所以不考虑此种支承方式。

3.2 单托盘支承钨金瓦推力轴承

这类轴承国内近年来采用较多,但很少超过6.0MPa,尤其大吨级推力轴承更是如此,而且5.0MPa左右的大吨级轴承曾发生

过推力瓦磨损事故。基于国内以往的经历和水平,本方案以此压不超过7.0MPa为限,方案比较见表1。根据热弹流计算结果,这类支承方式的钨金瓦推力轴承性能都不太理想,可选用表1中推荐的方案1或方案2,但在实践中还需要进一步做工作。

3.3 双托盘支承钨金瓦推力轴承

这类轴承国内仅在水口电站采用过是日立设计制造的产品。国内设计制造经验较少,科研工作做了一些,但不多。表2列举了热弹流计算的几种方案,可见轴承性能较单托盘支承方式有所改善,最小油膜厚度和主承

载区油膜厚度增大,最高膜温和主承载区膜温都降低,瓦面变形减小,通过最近1000t推力台试验表明,这种支承方式的钨金瓦推力轴承用于三峡机组还是可行的,兼顾镜板尺寸和轴承性能要求,推荐采用表2中方案1或方案2。对该种支承方式还需进一步试验验证和理论分析,并解决弹性梁的设计问题。

4 弹性金属塑料瓦推力轴承

塑料瓦在前苏联推力轴承上得到广泛应用,国内葛洲坝、龙羊峡、丹江口、大化等电站推力轴承也相继采用了塑料瓦,我厂与上海材料研究所合作研制的塑料瓦在推力台

表1 三峡机组单托盘支承钨金瓦推力轴承方案

	1	2	3	4	5	6
内 径 (mm)	3700	3700	3700	3700	3700	3700
外 径 (mm)	5150	5150	5400	5400	5180	5180
瓦 数	22	24	24	22	24	24
尖 角 (°)	14.0	14.0	12.0	12.0	13.0	13.5
瓦 长 L (mm)	540.6	540.6	476.5	476.5	499.2	518.4
瓦 宽 B (mm)	725	725	850	850	700	700
L/B	0.746	0.746	0.560	0.560	0.713	0.74
比 压 (MPa)	6.82	6.25	6.05	6.60	7.01	6.5
线 速 度 (m/s)	17.377	17.377	17.868	17.868	17.279	17.279
PV (MPa·m/s)	110.5	108.6	108.1	117.9	121.1	116.7
最小膜厚 (μm)	45.9	48.9	56.1	50.4	45.5	47.4
最高膜温 (°C)	72.3	70.3	65	68.2	71.4	71.0
主承载区膜厚 (μm)	49.5	51.7	57.7	52.1	47.7	49.8
主承载区膜温 (°C)	71	69	64	67	70	70
摩擦损耗 (kW)	791	844	925	863	792	800
搅拌损耗 (kW)	437	477	690	762	415	496

注: 1. 推力负荷为6000t (58800kN);

2. 发电机转速为75r/min;

3. 进油温度为35°C。

试验时比压达到创纪录的10.5MPa,在大化3000t级推力轴承上达5.85MPa,已安全正常运行近二年。近年来的运行实践表明,塑料瓦轴承的许用最小膜厚比钨金瓦小,许用最高膜温比钨金瓦高,轴承的适应性较强、安全裕度大,因此三峡6000t级推力轴承如采用塑料瓦,可选用较高比压以缩小轴承结构尺寸。表3计算了几种可取的方案,可见虽然最小油膜厚度较钨金瓦小,最高膜温较

钨金瓦高,但主要承载区膜厚增大,膜温降低,对推力轴承运行性能是有利的。考虑到技术可行性和经济性,我们认为将比压控制在6.5~7.0MPa是适当的,因此推荐方案表3中方案1~3,且方案1的基本结构可通用于钨金瓦。特别指出的是,方案中瓦长、瓦宽为塑料工作面有效尺寸,实际钢坯比塑料面约大10mm。

表2 三峡机组双托盘支承钨金瓦推力轴承方案

	1	2	3	4	5	6	7	8
内 径 (mm)	3640	3640	3700	3600	3700	3700	4050	4050
外 径 (mm)	5200	5200	5200	5300	5400	5400	5600	5500
瓦 数	24	22	24	24	24	22	26	26
尖 角 (°)	13.5	13.5	12.5	12.95	13.0	13.0	11.5	11.5
瓦 长 L (mm)	521	521	485	503	516.2	516.2	484.2	479
瓦 宽 B (mm)	780	780	750	850	850	850	775	725
L/B	0.667	0.667	0.647	0.592	0.607	0.607	0.625	0.66
比 压 (MPa)	6.03	6.57	6.73	5.73	5.58	6.09	6.03	6.51
线 速 度 (m/s)	17.357	17.357	17.475	17.878	17.068	17.868	18.948	18.701
PV (MPa·m/s)	104.6	114	117	100	98.8	109	114	122.1
最小膜厚 (μm)	58.5	54	54.3	61	66.7	63	57.6	55
最高膜温 (°C)	65.9	68	68	64.6	67.1	65	67.8	68.2
主承载区膜厚 (μm)	66~73				73.6~80	70.5~78		
主承载区膜温 (°C)	57~61				55~57	56~59		
摩擦损耗 (kW)	872	812	836	928	962	895	1024	957
搅拌损耗 (kW)	409	517	516	534	563	669	912	644

注: 1. 推力负荷为6000t(58800kN);

2. 发电机转速为75r/min;

3. 进油温度为35°C。

5 冷却循环方式

通过热弹流计算可知,三峡机组推力轴承损耗接近1500kW。如果采用内循环冷却

方式很难满足要求,据国外资料和国内龙羊峡、丹江、安康、漫湾等电站运行经验,三峡机组推力轴承采用外加泵外循环冷却方式是可行的而且是必要的,其优点在于可以

表3 三峡机组单托盘支承塑料瓦推力轴承方案

	1	2	3	4	5	6	7	8
内 径 (mm)	3700	3700	3700	3700	3540	3640	3700	3700
外 径 (mm)	5100	5100	5100	5150	5200	5200	5400	5400
瓦 数	24	22	22	22	24	22	24	22
尖 角 (°)	13.0	13.0	13.5	14.0	12.5	12.5	12.0	12.0
瓦 长 B (mm)	499.2	499.2	518.6	540.6	482	482	476	476
瓦 宽 L (mm)	700	700	700	725	780	780	850	850
L/B	0.713	0.713	0.743	0.746	0.618	0.618	0.560	0.560
比 压 (MPa)	7.01	7.65	7.37	6.82	6.51	7.11	6.05	6.61
线 速 度 (m/s)	17.279	17.279	17.279	17.377	17.357	17.357	17.868	17.868
PV (MPa·m/s)	121	132	127	118	113	123	108	118
最小膜厚 (μm)	39.2	36.0	37.3	38.5	49	44.8	50	45
最高膜温 (°C)	80	83	81.6	81.0	67.8	71.4	71	75
主承载区膜厚 (μm)	64~69	61~36	64.7	66.0	70~77	65~72	71~77	65~71
膜 温 (°C)	61~64	64~67	63~67	62~65	51~54	55~57	51~53	55~58
摩擦损耗 (kW)	787	730	740	788	946	885	1044	970
搅拌损耗 (kW)	415	494	455	437	528	601	690	762

注: 1. 推力负荷为 $6000t$ ($58800kN$);

2. 发电机转速 $75r/min$;

3. 进油温度为 $35^{\circ}C$ 。

有效降低瓦间油温,使推力轴承达到最佳的运行性能,而且大大简化推力油槽内部结构和缩小油槽尺寸,便于维修。

6 结 论

通过以上分析,在目前论证的基础上,三峡机组推力轴承采用双托盘支承钨金瓦方案存在一定的可行性,但还有许多工作需

做。若采用单托盘支承塑料瓦,技术上比较可行,而且可以减小轴承损耗(因采用较高比压和油槽温度约减小 $100kW$),降低循环冷却要求,大大缩小镜板尺寸,相应降低镜板制造难度,支承结构可以作一定的简化。对轴承的油循环方式,由于三峡机组推力轴承损耗较大,必须采用外加泵外循环冷却方式。

三峡水轮发电机6000t级推力轴承 热弹流理论研究

钟海权

摘要 本文简述了东方电机股份有限公司和西安交大轴承研究所在推力轴承热弹流理论方面的研究成果,可作为三峡机组推力轴承下一阶段研究工作的基础。

关键词 三峡 水轮发电机 推力轴承 热弹流理论

1 引言

三峡电站水轮发电机组单机容量700MW,其推力轴承总推力为5500~6000t,单块瓦负荷在250t左右,平均单位压力约7MPa,平均线速度约18m/s,而目前国内最大推力负荷为3800t,最大单位压力为5.6MPa,国外最大负荷为4700t,最大单位压力为6.87MPa(绝大多数单位压力小于4.5MPa)。可见三峡机组推力轴承的单项指标和综合性能要求都堪称世界一流。因此,中国三峡工程开发总公司委托国务院重大技术装备领导小组办公室制定了“三峡水轮发电机6000t级推力轴承热弹流理论研究”等子课题,于1989年立项,要求研制点支承、单托盘支承、双托盘支承等方式的推力轴承热弹流计算程序,就润滑油粘度和密度变化、推力轴承支承方式和支点位置、轴承温度场、压力场、热弹流位移场、润滑油流态、油膜惯性力等诸因素对推力轴承静态性能参数的影响作出定性及定量的评估,通过单块瓦加载变形测试,推力轴承试验台试验获得计算所需的边界条件,并用试验数据验

证计算的准确性。

2 研究内容

本着优势互补、横向联合的原则,1986年东方电机股份有限公司与西安交通大学轴承研究所确立了长期合作的关系,签订两个阶段的技术协议,从试验和理论计算两方面开展技术协作。

2.1 试验部分

1986年11月与西安交大轴承研究所签订了“水轮发电机推力轴承研究第一阶段技术合作协议”,以东方电机厂提供的大化电站100MW水轮发电机推力轴承的尺寸(推力瓦外径3800mm,内径2340mm,支点半径1640mm,瓦宽730mm,瓦夹角 15.915° ,瓦体总厚度250mm,其中薄瓦厚50mm,托瓦厚200mm,托盘外径370mm,载荷1.65MN)为依据,设计、制造、安装和调试可供直接测量瓦的机械变形的全尺寸静态单块瓦试验台(如图所示),其特点有:

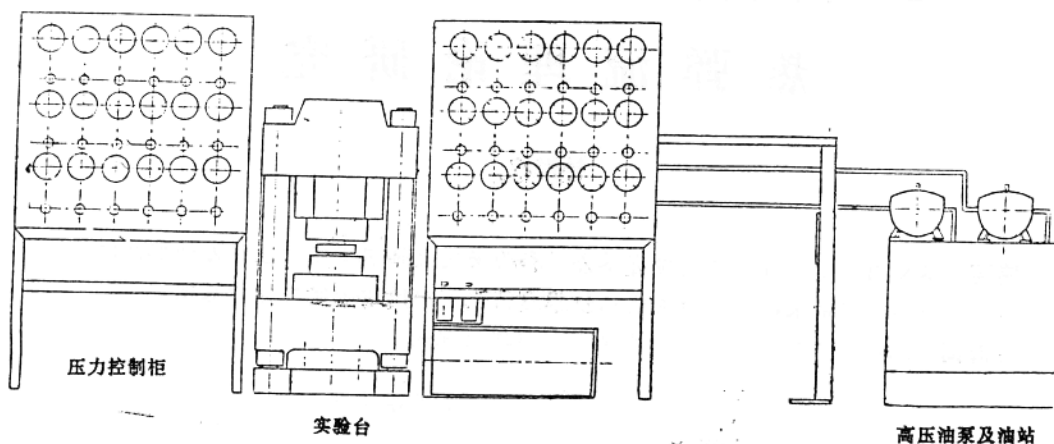
(1)将瓦支承安装在一个行程较大的油缸上以抵消试验台大立柱受拉力而发生的

弹性变形;

(2) 载荷可方便地通过开设在加载板上的30个静压油腔施加预先设计好的各种工

况下的压力分布;

(3) 可对多种支承形式的单块瓦测试其机械变形。



实验台简图

1989年初西安交大在试验台上完成单托盘支承双层可倾瓦推力轴承单块瓦加载变形初步测试, 后又根据我公司的意见和建议对试验台作了改进和完善, 于1989年10月提供了正式试验报告⁽¹⁾, 基本达到了预期目标, 国内外专家和有关领导参观后给予较高的评价。

本课题立项以后, 1990年8月又与西安交大轴承研究所签订了第二阶段技术合作协议, 1992年3季度校方完成了双托盘支承双层可倾瓦推力轴承单块瓦加载变形测试⁽²⁾。

该试验瓦仍采用大化电站100MW水轮发电机推力轴瓦(瓦结构尺寸同前, 双托盘的直径分别为280mm、300mm, 支点半径分别为1543.3mm、1552.15mm和1564mm三种, 总载荷1.5MN), 根据上述推力瓦尺寸和机组运行参数解得压力分布, 分别测试了在上述推力瓦尺寸、压力分布和三种支点半径情况下的单块瓦机械变形, 并与理论计算结果进行了比较, 瓦四周的变形实测值与理论计算值规律相符(见表1), 但整个试验还应作较大改进。

表 1

支点半径 (mm)	径向瓦变形 (μm)		周向瓦变形 (μm)	
	进油边	出油边	内 缘	外 缘
1564	-28(-13)	-32(-26)	-1(10)	5(3)
1552	-27(-10)	-34(-15)	-2(14)	5(6)
1542	-29(15)	-34(10)	-2(-2)	5(-5)

注: 括号内为变形实测值, 正数为凸变形, 负数为凹变形。

2.2 理论计算部分

1988年3月西安交大提供了球面点支承钨金瓦推力轴承热弹流计算程序,可用于平面瓦推力轴承性能计算和探讨推力轴承一般规律,但计入热弹变形后计算与试验实测误差较大,程序在工程上使用不太方便,现很少使用。1993年我公司在单托盘支承推力轴承计算程序的基础上重新研制了一套点支承钨金瓦推力轴承热弹流计算程序。

1990年3月西安交大提供了单托盘支承双层钨金瓦推力轴承热弹流计算程序⁽³⁾,由于机型差异,程序不能在我公司IBM4431机上运行而且程序只适用于一种工况,主要循环不收敛需人工干预,操作者的专业知识要求高、工作量大。我公司在1990~92年期间对程序作了大量修改和完善,使该程序不经人工干预就能自动完成全部计算,可在IBM4341机上运行,而且精度提高,通用于不同的推力瓦、托瓦、托盘尺寸和不同偏心率以及不同载荷、不同转速的推力轴承计算。1993年4月又将程序移置到AST486微机上,并且研制了前后处理程序,具备较完整的图形分析功能。该程序的计算结果与试验台测试结果比较吻合,现已用于推力轴承的设计计算。

1993年5月西安交大提供了双托盘双层瓦、单托盘单层瓦、单托盘单层水冷瓦和弹簧束支承瓦推力轴承计算程序,由我公司移置到AST486微机上,并对这些程序作了完善,研制了相应的前后处理程序。

为配合弹性金属塑料瓦的研制工作,我公司研制了球面点支承、单托盘支承、单层和双层弹性金属塑料瓦推力轴承热弹流计算程序,用于试验台塑料瓦的设计计算,计算结果与试验实测结果吻合。该程序国内外目前还未见有类似报道。

3 热弹计算程序的特点

在建立热弹流理论模型时,我们尽可能地完善地容纳各种影响轴承性能的因素。在以前,对于推力轴承的理论分析一般局限于油膜的的压力和温度场,或者仅仅是假设瓦面形状去分析,或把瓦块当作二维薄板去计算,本课题则对油膜、推力瓦、托瓦、支承结构、瓦间油温作完整的耦合分析,这在国内目前是领先的。

程序中包含的基本方程有:

(1) 雷诺方程:用以求解油膜压力的二阶偏微分方程;

(2) 油膜能量方程:用以求解油膜温度场的一阶偏微分方程;

(3) 三维热传导方程:二阶偏微分方程应用于各层瓦,用以求出各层瓦的温度场,在此基础上求解热弹变形;

(4) 三维热弹位移方程:三个二阶偏微分方程组,用以求出各层瓦的热弹位移。

(5) 温度和粘度关系方程。

这些方程都不是独立的,需要联立求解,使每一物理量对于所有方程、所有边界条件和所有瓦块都满足给定的精度。

在程序设计和完善过程中,解决了如下几个问题:

(1) 热弹变形计算

采用了目前比较新的计算方法即边界元法求解热传导方程和热弹位移方程,仅要求在零件的表面上划分网格,其计算精度高于其它方法。

(2) 迭代的收敛技术

迭代共包含压力、温度、进出油温度、载荷、瓦的平衡状态、瓦体变形等六大循环,对于塑料瓦还增加了弹性层的变形及传热两重循环。以前的计算表明,要使这些循环同时收敛是困难的,事实上在此之前很少作到同时收敛,主要循环未全部收敛的计算

严格地讲不能算热弹流计算。本课题经过大量探索,已经实现不经过人工干预就能使这些循环全部收敛,其中压力、温度、瓦的平衡等收敛精度达0.001,载荷达0.01,变形达0.005。精度还可提高,但上述精度已能满足工程需要。

这里面最困难的是瓦的平衡迭代。程序中采用的平衡迭代公式,比较成功地解决了这一难题,至今仍有独到之处。

此外,程序对每一个循环确定了合适的松弛迭代系数,这是保证收敛的另一重要措施。通过研究发现,迭代的顺序不仅影响速度,而且影响收敛性,通过采取以上措施,程序已能在比压6MPa以下较易收敛。

(3) 水冷瓦或冷却槽的处理

程序中有两种处理方法:一是沿实际冷却通道划分单元,考虑每一单元与瓦的热交换,这样较严密,但工程应用很繁。二是认为冷却层整个为一个吸热层,这样计算更简便可行。不管那一种方法都比以前的处理更接

近实际情况,但还应作进一步完善。

4 热弹流计算与试验对比

到本课题结束已研制了两类轴瓦的六套程序(前五套为钨金瓦):

(1) 单托盘支承双层瓦推力轴承计算程序;

(2) 点支承单层瓦推力轴承计算程序;

(3) 双托盘支承双层瓦推力轴承计算程序;

(4) 单托盘单层水冷瓦推力轴承计算程序;

(5) 弹簧束支承单层瓦推力轴承计算程序;

(6) 单托盘支承塑料瓦推力轴承计算程序。

下面列举比较成熟的两套程序作理论计算与试验实测对比。其余几套程序用于理论分析是完全可行的,但还应作进一步完善。

表 2

		1	2	3	4	5
转 速	(r/min)	120/120	240/240	240/240	240/240	300/300
平均线速度	(m/s)	10/10	20/20	20/20	20/20	25/25
平均比压	(MPa)	4/4	4/4	5/5	6/6	5/5
平均油槽温度	(℃)	26.4/26.4	35.5/35.5	33.2/33.2	33.9/33.9	42.5/42.5
平均进油温度	(℃)	36.3/37	45.6/46	48.3/48	51/51	53/53
最高瓦温	(℃)	51.5/57	72.2/72.6	77/77	81.4/84	87.2/89.7
进出油边平均温升	(℃)	7.5/14	14.2/16.1	13.8/17.2	12.9/16.6	15.7/17.6
最小油膜厚度	(μm)	34/38	25/35	19/34	14/29	15/27.8
平均径向挠度	(μm)	22/24	41/40	44/77	51/31	47/44
平均周向挠度	(μm)	2/9	4/4	4/10	4/7	8/15
摩擦损耗	(kW)	39.5/42.6	82.1/92.7	91.4/102.3	94.8/107.1	117.7/123.9

注: 1. 瓦温测点距瓦面4mm, 瓦温计算值为与油膜接触界面值; 2. 斜线左边为试验值, 右边为计算值。

4.1 单托盘支承双层钨金瓦推力轴承

单托盘支承双层钨金瓦推力轴承见表2, 该类轴承在我公司1000t级试验台上作过大量试验, 本课题用第1套程序作相应的

表 3

转 速 (r/min)	149/149	149/149	149/149
平均线速度 (m/s)	12.48/12.48	12.48/12.48	12.48/12.48
平均比压 (MPa)	5.63/5.63	7.0/7.0	9.0/9.0
平均进油温度 (℃)	35.3/35.3	36.2/36.2	36.3/36.3
主承载区膜温 (℃)	59.7/59.1	64.4/63.1	71.7/70.9
最高油膜压力 (MPa)	11.9/11.8	14.1/14.1	17.6/17.3
主承载区膜厚 (μm)	40/42	36/36	34/31
摩擦损耗 (kW)	37/35	43/40	60/55

注: 斜线左边为1000t级试验台上测试值, 右边为计算值。

5 三峡机组推力轴承的热弹流计算

三峡机组推力轴承推荐方案见表4。

表 4

	1	2	3	4	5	6
内 径 (mm)	3700	3640	3640	3700	3700	3700
外 径 (mm)	5150	5200	5200	5100	5100	5100
瓦 数	24	24	22	24	22	22
夹 角 (°)	14.0	13.5	13.5	13.0	13.0	13.5
瓦 长 B (mm)	540	521	521	499	499	519
瓦 宽 L (mm)	725	780	780	700	700	700
L/B	0.746	0.667	0.667	0.712	0.713	0.743
比 压 (MPa)	6.25	6.03	6.57	7.01	7.65	7.37
线 速 度 (m/s)	17.37	17.36	17.36	17.28	17.28	17.28
PV (MPa·m/s)	108.6	104.6	114	121	132	127
进油温度 (℃)	35	35	35	35	35	35
最小膜厚 (μm)	48.9	58.5	54	39.2	36.0	37.3
最高膜温 (℃)	70.3	65.9	68	80	83	81.6
主承载区膜厚 (μm)	49~52	66~73	64~68	64~69	61~66	63~67
主承载区膜温 (℃)	68~70	57~61	58~62	61~64	64~67	63~67
损 耗 (kW)	1321	1281	1329	1202	1224	1195

注: 1. 推力负荷为6000t (58800KN); 转速为75r/min; 2. 方案1为单托盘支承钨金瓦轴承, 用第1套程序计算; 3. 方案2, 3为双托盘支承钨金瓦轴承用第3套程序计算; 4. 方案4, 5, 6为单托盘支承塑料瓦轴承由第6套程序计算。

热弹流计算。

4.2 单托盘支承塑料瓦推力轴承

单托盘支承塑料瓦推力轴承见表3。本课题用第6套程序计算。

根据以往的运行经验和理论计算,点支承方式钨金瓦推力轴承其轴瓦存在很大径向和周向变形,仅适用于比压 3.5MPa 以下的中、小型推力轴承,因此对于三峡机组 6000t 级推力轴承本课题不考虑该支承方式。

单托盘支承钨金瓦推力轴承适用于长宽比较大的方块瓦,近年来国内采用较多,但很少超过 6.0MPa ,而且 5.0MPa 左右的大吨级轴承发生过几起推力瓦磨损事故,基于国内以往的经验水平,三峡机组如果采用此类支承方式的钨金瓦轴承还有许多工作需做,建议在表3方案1的基础上辅以其它如水冷瓦、刮瓦等减少瓦变形的措施。

双托盘支承钨金瓦推力轴承适用于长宽比较小的长条瓦,热弹流计算分析表明,该轴承性能较单托盘支承方式有所改善,如最小油膜厚度和主承载区油膜厚度增大,最高油膜温度和主承载区油膜温度降低,瓦面变形减小。这种支承方式的钨金瓦推力轴承用于三峡机组具有一定的可行性,但需要设计一个具有一定刚度又有足够强度的弹性平衡梁。

弹性金属塑料瓦推力轴承的承载能力较高,适应性较强,安全裕度大,可以不采用复杂的支承结构,也不需要高压油顶起系统和水冷瓦系统,可选用较高比压时的结构尺寸。本课题推荐了三种单托盘支承塑料瓦推力轴承方案,并建议优先采用塑料瓦。

6 结 论

(1) 现有的钨金瓦和塑料瓦推力轴承热弹流计算程序已基本上包含了现用典型结构推力轴承。可以用于三峡机组 6000t 级推力轴承和其它大、中、小型推力轴承的分析计算。但还必须作进一步完善,尤其是弹簧束支承推力轴承程序还仅仅是一个初稿,

还未经过试验验证,即便是现在比较成熟的几个程序,其边界条件如换热系数、瓦间热油转运系数等的选取还完全靠程序使用者的经验,对于一付新轴承,会因选取的边界条件不同导致不同的计算结果。解决边界条件问题有赖于试验实测数据的积累和分析。

(2) 塑料瓦轴承的计算程序仅仅研制了球面点支承和单托盘支承两种结构型式,还有其它几种支承方式的塑料瓦轴承计算程序需要研制,对于这种轴承的润滑机理、弹性层的力学模型、摩擦副的摩擦磨损与失效机理也应作深入研究。

(3) 现有程序主要针对单块瓦系统,还未涉及推力瓦的负荷分配、镜板受力受热以后的变形、镜板自身的波浪度、油槽内油的运动等,下阶段的研究应该考虑这些因素。

(4) 理论计算离不开试验验证和提供边界条件。现有的单块瓦试验台,只能测试瓦块机械变形,还需进行改造才能测试热变形,而且目前的测量精度有待于提高。弹簧束支承的推力轴承试验因国内购不到所需弹簧而未作,目前也无其它试验数据可用于理论对比。

(参加本课题研究工作的还有:西安交大的朱均、薛永宽、陈渭、徐华、王世琥等,东方电机股份有限公司的陈宪传、陈锡芳、乐再元、罗正平、罗教明、古仁忠、李康扬、肖体玲等同志)

参考文献

- 1 徐华,朱均,薛永宽.大型推力轴承的弹性变形测试.(西安交大轴承研究所),1989
- 2 朱均,王世琥,薛永宽.双托盘推力轴承弹性变形测试报告.(西安交大),1992
- 3 薛永宽.大型推力轴承的广义热弹流性能研究(博士学位论文),1989