

关于某舰船主汽轮机设计中 几个问题的探讨

周渭漪 包传福

[提要] 本文分析了某舰船主汽轮机在运行中曾发生过的几个主要技术问题的原因及其解决措施。

主题词 船用汽轮机 设计

自行研制的某舰船主汽轮机通过多年的运行表明,设计基本上是成功的,满足了任务书的要求。但由于我们对饱和蒸汽轮机是首次设计,对其大容积流量带来的某些特殊性认识不足,引起了进、排汽道压损偏高;对机组采取隔音减振措施后,系统作为一个整体设计估计不足,引起了对中偏差偏大,以及某些常规结构设计意外地暴露出其内在不足等问题。对上述问题均采取了较为有效的措施,予以解决。下面就解决的几个问题进行分述:

一、进、排汽道

1. 高压缸进汽室

高压汽轮机采用喷嘴调节,Ⅰ号和Ⅱ号两组阀门均布置在上半缸(见图1),用一根进汽管中间进汽。汽轮机全功率运行表明,Ⅰ号阀门全开时,工作正常,当Ⅱ号阀门全开时,机组未达到额定的功率值,经检查发现该阀的压损偏大,达6.5%(设计值为3%),而且前轴承振动幅值加大,达0.16毫米。经分析及试验表明:由于容积流量很大,中间进汽又没有合理的组织汽流,从而产生涡流,使Ⅱ号阀内流动阻塞,造成通流能力减少,压损增加,引起功率损失;也由于涡流产生流场不均,引起前轴承振动加剧。

本文收到日期:1987年2月26日

当时要作全面合理的重新设计是不可能的。为了寻求在原结构不作大的变动下采取有效的解决措施,故在试验室进行气动模拟试验。先弄清蒸汽在喷嘴室内的压力分布和流动状况,然后采取各种措施组织汽流,降低压损。在进汽室内加侧止回流板,不但能减少汽流在室内涡流,并且能减少Ⅱ号阀的压损。实机试验表明,在机组进汽室内加装侧止回流板,效果良好。Ⅱ号阀压损降到设计值以内,蒸汽流量增加约4%,机组功率增加约4.6%,使机组发足了额定功率。同时由于进入Ⅱ号阀汽流均匀稳定,高压缸前轴承的振动幅值达到允许的范围。

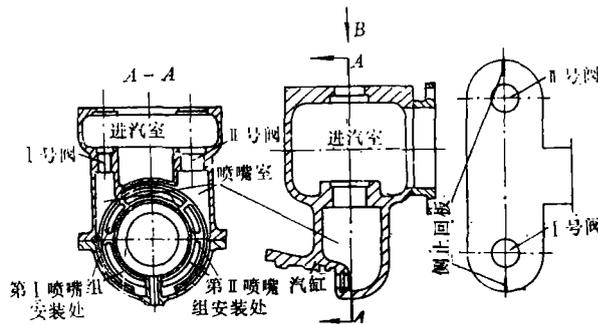


图1 高压缸进汽部份

2. 高、低压缸连通管

由于在高、低压缸之间设置了外部汽水分离器。同时,为了实施单缸运行,所以连通管设计得相当复杂,如图2所示。

这种连通管结构在运行中发现压损偏大。为了寻找原因,在试验室内进行了模拟吹风试验。结果表明,连通管损失主要集中在带四通接管上。这是由于接管内通流断面急剧扩大,汽流呈 90° 急剧转弯,而且在接管底部存在流动死区。该区域形成了剧烈的涡流,流动压力急剧地降低出现了较大的真空度。而流动中动压基本是不变的(受比容“静压”所左右),故全压急剧降低,使接管通向低压缸前后两股汽流的损失系数分别高达 $\overline{S}_{5-10} = 1.34$ 和 $\overline{S}_{5-9} = 2.54$ 。为此,着重改进了接管的结构,采取了球形接管(如图2虚线中**b**所示)。经吹风试验结果表明,由于连接光滑,消除了流动死区,避免流动面积的突然增加,所以连接管前、后损失系数明显降低,即分别由 $\zeta_{1-14} = 1.77$ 和 $\zeta_{1-9} = 2.16$ 降低至 $\zeta_{1-14} = 1.19$ 和 $\zeta_{1-9} = 1.28$,并使连通管前、后压力不均匀度由 $2.94\text{KPa}(0.03\text{kgf}/\text{cm}^2)$ 降至 $0.686\text{KPa}(0.007\text{kgf}/\text{cm}^2)$,均在允许范围内。

3. 低压排汽缸

过去舰船汽轮机对排汽缸的气动性能很不讲究。因设置倒车级,本身结构很复杂,但又要求体积小,重量轻。因此,排汽缸的能量损失系数相当大。例如,我们对某型汽轮机排汽缸(见图3)进行实测表明:能量损失系数 ζ_n 高达3.43,折算功率损失约占总功率的4.7%。其主要原因是在中部配置倒车汽缸,排汽道无扩压器,蜗壳部分既无

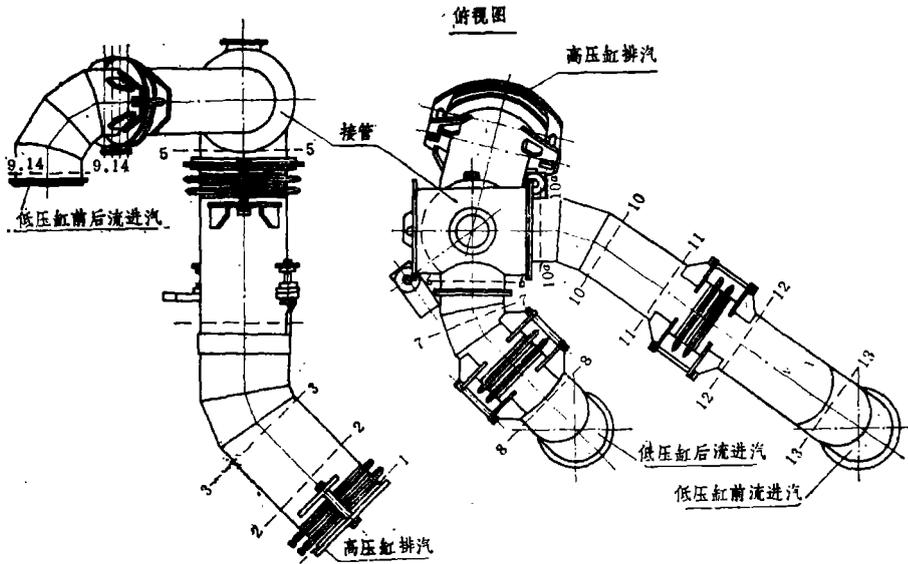


图2.1 连通管结构

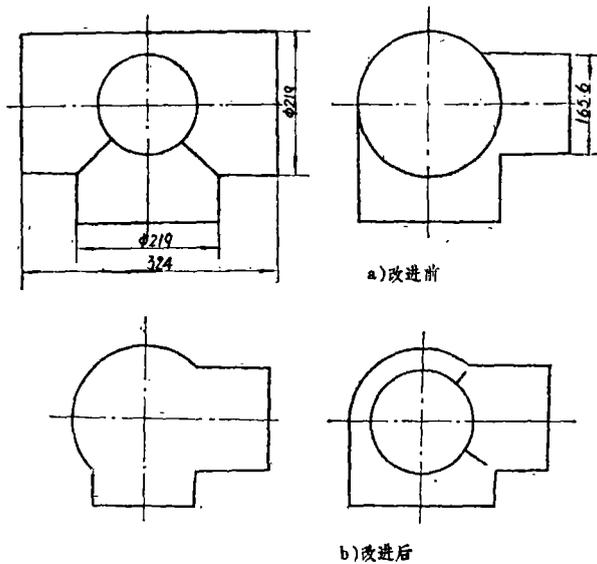


图2.2 连通管结构简图

合理的导向，又无完善的组织汽流的结构。汽流从末级动叶排出，由于惯性力作用，一部分汽流撞击在倒车汽缸的挡汽板上，另一部分汽流则撞在倒车汽缸外缘部分，这样造成很大的压力损失。同时，撞击后的汽流产生旋涡流向冷凝器，这样，既影响了末级动叶下半部的排汽，又使排汽出口的速度场极不均匀。排汽量基本上集中在排汽口中间区域，并且排汽速度很高，又没有充分利用水平中分面积和排汽口面积。

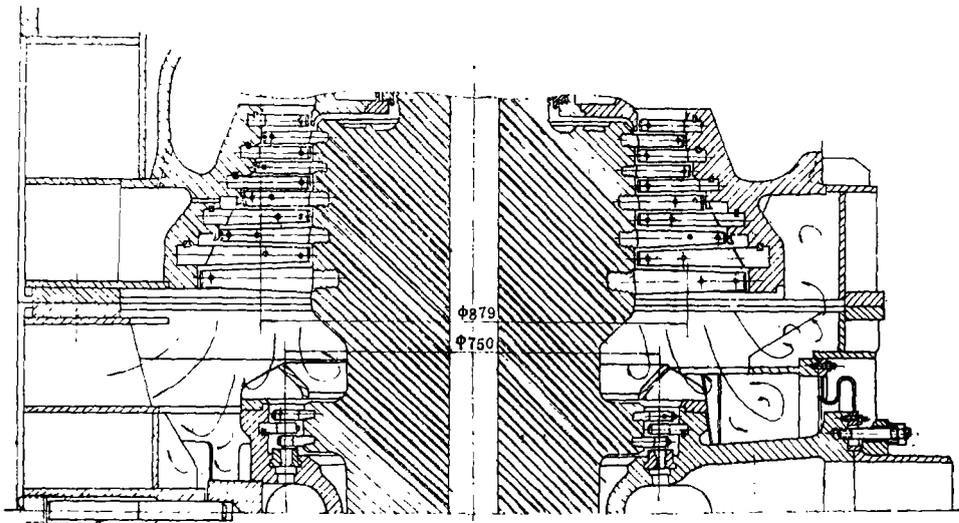


图3 舰船低压汽轮机排汽部分

为了改善上述排汽缸的设计,我们提出分流式排汽缸结构。倒车级改为两侧布置^[3]或者一侧布置^[4]。两种布置的结构型式,均能设置扩压器。这样,有可能使汽流先充分扩压,汽流速度降低,然后流入形状复杂的蜗壳,从而减少了排汽缸能量损失。蜗壳部分在上半缸增设了前、后斜壁和顶部分流板,在下半缸中分面下30°的两侧各加三片导流片,使之在下半缸汽流导流片中进一步扩压。由于排汽缸采取了上述措施,从而回收了部分排汽动能,提高了汽轮机功率。经试验表明^[5],能量损失系数 ζ_n 由3.43下降至0.68,汽流沿排汽口截面的速度分布也比较均匀,与计算结果也相符合。

二、汽轮机对中

由于本机组采取了减振隔音措施,故主冷凝器的进、出口接管采用挠性联接(见图4)。该挠性接管本应设计成平衡式,使机组在任何工作状态下能可靠地工作。但实际上,挠性接管没有满足设计要求,其刚度相当大,为251.05千牛顿/毫米(25.6吨/毫米)。因此,机组在运行时,由于冷凝器全压运行和汽轮机热膨胀所产生的位移使挠性接管作用到冷凝器和汽轮机的反力大大增加,远远超过了它的承受能力,从而使机组的对中破坏到了不能允许的程度。为此,我们进行了模拟和水压实物试验。

模拟试验表明,挠性接管推力引起高压汽轮机对中破坏的值示于图5。其中连接主冷凝器在左侧出口水管的挠性接管为垂直布置,它所产生的垂直推力对机组的对中破坏影响最大。各挠性接管作用后,高压汽轮机侧的变形如图6所示。整个机组两头向下,中间抬起,并按顺时针方向转动和向后移动约1.5毫米。同理,低压汽轮机侧变形也相似。

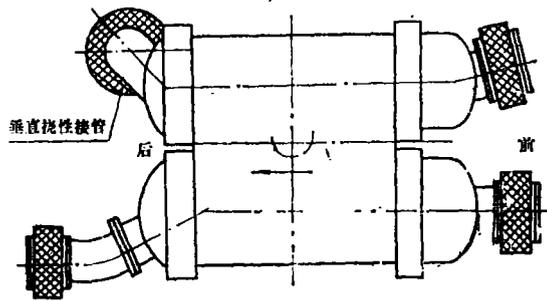


图4 冷凝器挠性接管布置示意图

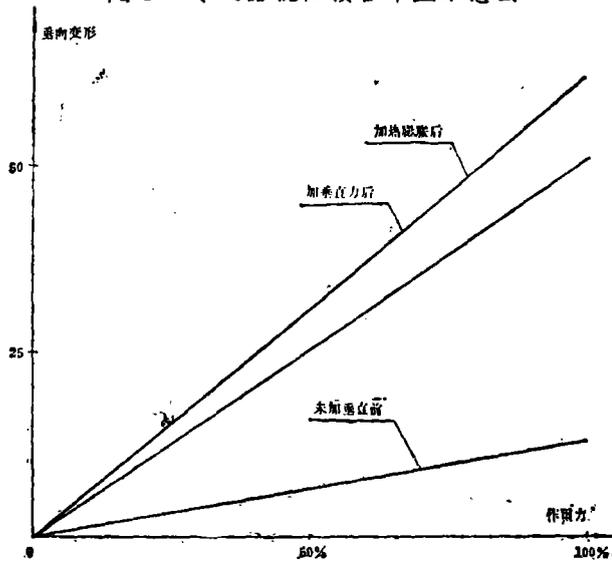


图5 高压汽轮机垂向对中破坏

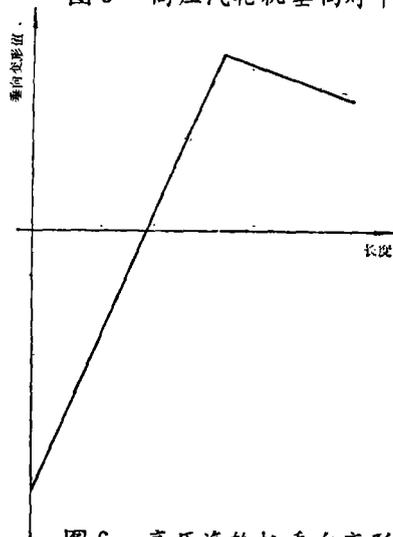


图6 高压汽轮机垂向变形图解

由上述试验结果可知，减少对中破坏的根本措施是消除影响对中破坏的外力，既研制出平衡式挠性接管或将影响最大的主冷凝器出水管的垂直挠性接管改为轴向对称布置，以抵消相互推力。但采取这种措施目前还有困难。目前解决这一问题最简单而且有效的方法是在汽轮机与减速器之间采用双组模片式联轴器（见图7）。因双组模片联轴器允许1.5毫米的最大径向位移和1/2度的角位移。大大超过挠性接管所产生的对中破坏值，而且，它在实践中已经得到了考验，还准备在某舰主机上应用。

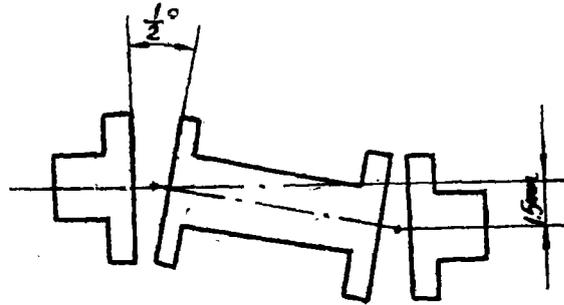


图7 模片联轴器允许不对中示意图

三、末级叶片锁口结构

低压缸为反动式。动叶片与鼓式转子连接采用齿形结构。在转鼓上设有锁口槽，带齿形叶根的叶片借助于锁口槽装到转鼓上，最后用楔形锁口件将锁口槽封死（见图8）。

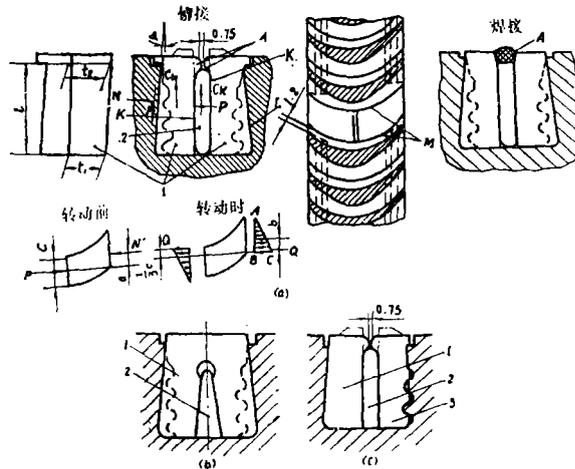


图8 楔形锁口件结构型式

它由两侧的两块锁口隔叶片1及其中的止推楔2构成。为了保证锁口隔叶件与其两侧相邻叶片叶根型面M紧贴，要求其间有0.2~0.3毫米的过盈量。同时，锁口隔叶件要

与轮槽两侧斜面 L 紧贴,要求止推楔和隔叶件间有0.3~0.4毫米的过盈量。为了防止止推楔在长期运转下由于振动及离心力的作用而滑出,故在装配好后用锤子轻轻敲打两块隔叶件上部的凸缘,将止推楔封住或采用封焊使隔叶件与止推楔成一整体。

楔形锁口件的强度计算,一般采用文献^[1]推荐的方法。止推楔的离心力 C_K 通过楔形锁口件铆接或焊接处(A)传到隔叶件上,并与两块隔叶件的离心力 $2C_b$ 一起把隔叶件的斜面挤向转子的锁口槽壁上,从而引起挤压止推楔的水平力 P 和正压力 N 以及阻止隔叶件移动的摩擦力 F 。将所有这些作用力投影到 X 和 Y 轴上,得出楔形锁口件的平衡条件为:

$$\begin{aligned}\Sigma X &= P - N \cos \alpha + F \sin \alpha = 0 \\ \Sigma Y &= C_b + \frac{C_K}{2} - N \sin \alpha - F \cos \alpha = 0\end{aligned}$$

式中:

$$F = \mu N$$

α ——锁口的倾斜角,度;

μ ——摩擦系数,对于钢对钢,一般取 $\mu = 0.15$

由此可得:

$$\begin{aligned}P &= \left(C_b + \frac{C_K}{2}\right) \frac{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha}{\mu + \operatorname{tg} \alpha} \\ N &= \frac{C_b + \frac{C_K}{2}}{\mu \cos \alpha + \sin \alpha}\end{aligned}$$

这样, L 面上的挤压应力为:

$$\sigma_{p,r}^N = \frac{N}{f_p^N} \quad (1)$$

式中: $f_p^N = \frac{t_1 + t_2}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$ —— L 面的挤压面积,见图8.a。

大量动、静试验表明,公式(1)只能应用于两种场合,即适用于非型线状,并且完全对称的叶根。也就是矩形截面叶根和具有理想接触面而且均匀紧密贴合的型线状叶根。实践表明,前者很少应用,而后者锁口件的结构和制造工艺虽比较简单,但对每一环节的装配要求均很严格,一般难以达到所要求的装配质量。同时,由于锁口件呈型线状,故对于反动式叶型或反动度较大的冲动式叶型而言,锁口件并非对称结构,特别是出汽侧一边锁口件的非对称更趋严重。因此,在离心力作用下,有时甚至在装止推楔撑紧两半锁口件时,就使两半锁口件各自绕其重心产生转动,造成两半锁口件与叶轮锁口槽两侧发生局部脱离,亦即不能做到均匀贴合。也就是说,引起附加挤压应力,使局部产生塑性变形(如图9的 A 和 B 处)。随着转速提高,挤压应力增大,直至使锁口隔叶件材料产生塑性变形,同时,叶轮轮缘也产生轴向变形,是造成楔形隔叶件飞脱事故的根本原因。

另一方面,在一次静拉力试验时也证实了这一现象。当拉力到达4.2吨时,间隙发生变化(见图9)。证实了锁口件发生如虚线所示方向转动。这样,就给强度计算带来如下几个问题:

1. 由于上述实际叶型中存在着的非对称,分别作用在两半锁口隔叶件上的挤压力 P 和 N 在不同位置上所组成的最大扭矩 N' (其中 N' 是 N 在水平方向上的投影, a 为力臂,见图8, a)对隔叶件产生附加挤压应力。

2. 在上述强度计算中,公式(1)的挤压应力是在假定接触面均匀压紧的前提下计算的。但是,实际上装配时就难以保证做到这一点。

3. 在推荐强度计算方法的资料中,没有提出最大许用挤压应力值。

综上所述,简单地按所推荐的强度计算方法来判定锁口件的工作可靠性是不充分的。实践表明,某舰船汽轮机倒车级锁口件,其计算挤压应力为 $68.6MPa$ ($700kgf/cm^2$)左右,试验时也产生了局部塑性变形而向上移动。更为严重的是,本舰船汽轮机低压次末级锁口件,其计算挤压应力仅达 $88.2MPa$ ($900kgf/cm^2$),试验时却发生了飞脱现象。

根据理论分析和试验研究得出如下结论,并提出了一种可靠的新型锁口件的结构型式推荐使用。

1. 公式(1)只能适用于非型线且完全对称的叶根,即矩形截面叶根和具有理想的接触面且均匀紧密贴合的情况;

2. 实际采用的具有型线状和非对称的楔形锁口件如能达到上述要求的安装质量,公式(1)也能使用,否则可用如下方法计算。

$$Q = \frac{Na}{b} \cos \alpha$$

式中: a ——两侧挤压面中点之间的距离,厘米;

b ——两侧挤压面分别按角 $\triangle ABC$ 的高度 $1/3$ 求出的距离,厘米。

由此可得扭矩产生的附加挤压应力:

$$\sigma_{br}^N = \frac{Q}{f_{br}^N} = \frac{a}{b} \cdot \frac{N}{f_{br}^N} \cos \alpha \quad (2)$$

将公式(1)和(2)相加,并乘以安装质量系数 K_i ,即得楔形锁口件的最大合成挤压应力:

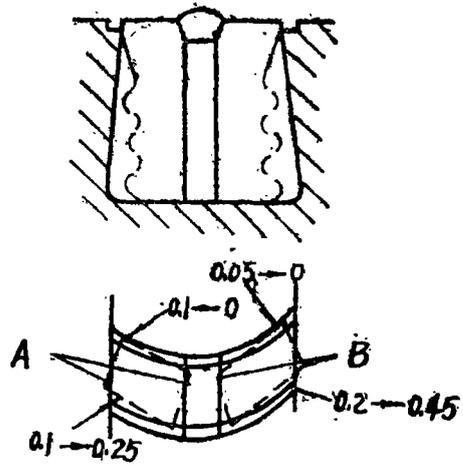


图9 锁口隔叶件转动简图

$$\sigma_{,r} = Ki\sigma_{,r}^N \left(1 + \frac{a}{b} \cos\alpha\right) \quad (3)$$

鉴于这种楔形锁口件实际接触面积难以精确地确定,因此必须考虑其安装质量系数 Ki 的影响。它应根据工艺水平和运行经验来推荐,一般可取 1.6; 最大许用挤压应力 $[\sigma_{,r}]$ 应小于 $225.4MPa(2300kgf/cm^2)$ 。

这样,用公式(3)来校核,能真实反映出它的实际应力,故提高了楔形锁口件工作可靠性。

3. 对于载荷较大的情况,建议采用图8,b的整块楔形锁口件结构。图中1为整块锁口件,其下半中部锯开,2为锥形钢楔。装配时先将钢楔放入叶轮的锁口槽内,然后将加热好的锁口件压入锁口槽内,借锥形钢楔使锁口件张开,且与锁口槽两侧面贴合,实现锁住叶片的作用。这种锁口结构简单,但工艺复杂并难以控制加热温度。当载荷很大时,由于叶片松动和轮缘向两侧张开,也可能发生整块锁口件转动拔出,所以只能适合于中等载荷的转鼓式转子上使用。

4. 对于载荷很大,严重非对称的叶型,推荐一种可靠的新型锁口件结构型式,见图8,c。它由一块安装在出汽边一侧的带齿的隔叶件3和一块安装在进汽边一侧的楔形的隔叶片1以及打入其中的止推楔2构成。止推楔是用铆接固定的。借助于出汽边那侧的带齿锁口隔叶件与轮槽齿的啮合作用,可以消除非对称严重的出汽边侧锁口件发生转动而产生的附加挤压应力,因此承载能力较大,而且装配工艺也简单,实践表明,此种结构工作安全可靠。

主要参考资料

- [1] Л.А.Моксеев, Конструирование и расчет прочности судовых ТЗА. «Судостроение» 1964.
- [2] 包传福: 透平叶片楔形锁口件强度计算探讨《舰船科学技术》1981年№12
- [3] 周渭镐 包传福: 改善舰船主汽轮机排气缸设计的探讨《船舶工程》1982年№1
- [4] Bretagne-Rateau turbines for the French frigate Programme, «MENA» 70年 Vol.93, № 1136, P. 550.

AN EXPLORATORY STUDY OF SOME PROBLEMS CONCERNING THE DESIGN OF A NAVAL VESSEL MAIN STEAM TURBINE

Zhou Weigao, Bao Chuanfu

Abstract

This paper gives an analysis of some main technical problems encountered during the operation of a naval vessel main steam turbine. The underlying reasons and measures for coping with such problems are also given.

Key words: main steam turbines, design.

(编辑 渠源沂)