

某机组低压转子后部第四级锁口隔叶件飞脱事故的技术分析和处理

孙先亮 (哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 本文就某机组低压转子后部第四级锁口隔叶件飞脱事故对锁口结构与尺寸的选择依据、锁口隔叶件的强度、事故原因的分析、事故的处理、改进型锁口结构的提出等问题作了阐述,并提出了自己的看法。

关键词 汽轮机 紧固件 事故分析 结构分析 改进

前 言

在制造厂试车台上发生的某主机组低压转子第四级锁口隔叶件的飞脱事故,造成两级动、静叶后的损坏。本文对此进行了详细的分析探讨。

一、锁口和锁口隔叶件的结构与尺寸的选择

某主机组低压转子的各级叶片锁口及其隔叶件均采用楔形结构,这种结构在反动式汽轮机转鼓型式的转子上有广泛的应用,最常用于舰船汽轮机上。另外,这种楔形结构的锁口及其隔叶件在一般的汽轮机结构及强度教科书上也多有推荐,因为它较安全可靠,制造也比较简单。但装配技术要求较高,难度较大,而且不易检查。因为锁口隔叶件不但要与其两相邻叶片的叶根型线面 M 紧密贴合(见图1),同时为使叶片装紧,在锁口隔叶件与两相邻叶片叶根型线面之间需有不小于0.4mm的过盈量,并且锁口隔叶件要与叶轮槽的锁口两侧斜面 L 紧密贴合。装配前锁口隔叶件要用红丹粉与叶轮槽的锁口斜面仔细研配,使其与轮槽锁口两侧斜面的接触面积不小于75%。为使两块锁口隔叶件装紧在锁口槽内,需在两块隔叶件1之间打进具有0.2~0.3过盈量的止推楔2。为阻止止推楔在高速旋转时飞脱,将两块锁口隔叶

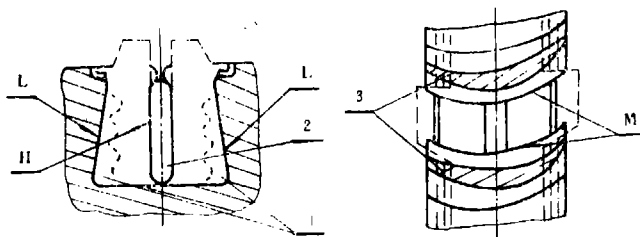


图1 楔形锁口结构图

1. 锁口隔叶件 2. 止推楔 3. 两相邻叶片

收稿日期: 1989-05-02

件顶部进行铆接。实践证明,这种锁口结构是比较成熟的,可靠的。经调查,目前我国数型舰艇用低压汽轮机转鼓式转子上的各级锁口采用的多是相类似的楔形结构。

需要指出的是,在加工锁口槽时,把低压转子后部第四级锁口槽的宽度比图示尺寸开大了 8.5mm。为使低压转子不致报废,锁口隔叶件的尺寸按锁口超差的实际尺寸进行照配。并对照配的隔叶件进行了强度计算,其各种应力水平皆在允许范围之内。

二、锁口隔叶件的强度计算和分析

楔形锁口是由两块锁口隔叶件及打入其中的止推楔构成(见图 2)。止推楔的离心力通过隔叶件的铆接部分(A)而传递到隔叶件上,并与两块隔叶件的离心力一起将隔叶件的斜面L挤向转子锁口槽的斜壁面上,从而引起挤压隔叶件的水平力P和正压力N,还有阻止隔叶件运动的摩擦力F。

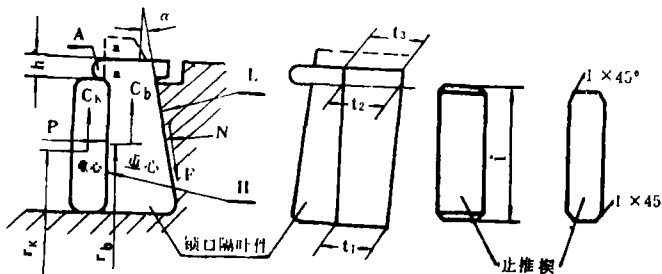


图 2、锁口隔叶件和作用力示意图

下面的计算方法是为了确定由力N和力P而引起的挤压应力和隔叶件铆接部分(a-a)的剪切应力。

把所有作用在隔叶件上的力,投影到水平轴X和垂直轴Y上,得出作用力的平衡条件:

$$\sum X = P - N \cos \alpha + F \sin \alpha = 0$$

$$\sum Y = C_B + \frac{C_k}{2} - N \sin \alpha - F \cos \alpha = 0$$

$$F = \mu \cdot N$$

其中: α ——锁口隔叶件斜面倾角

C_B ——一块隔叶件的离心力

C_k ——止推楔的离心力

μ ——摩擦系数,钢对钢一般取 $\mu = 0.15$

经推导可得出下列公式:

$$N = \frac{C_B + \frac{C_k}{2}}{\mu \cos \alpha + \sin \alpha}$$

$$P = \left(C_B + \frac{C_k}{2} \right) \frac{1 - \mu \tan \alpha}{\mu + \tan \alpha}$$

这样H面的挤压应力:

$$\sigma_j^H = \frac{P}{f_j^H}$$

其中： f_j^H —— H 面的受挤压面积。

L 面的挤压应力：

$$\sigma_j^L = \frac{N}{f_j^L}$$

其中： f_j^L —— L 面的受挤压面积

隔叶件铆接部分（ $a-a$ ）的剪切应力：

$$\sigma_r = \frac{C_k/2}{f_r}$$

其中： f_r ——（ $a-a$ ）部分的剪切面积。

根据上述计算方法，对某主机低压转子后部第四级事故前照配的锁口隔叶件的强度进行了计算。计算结果是：额定工况时， $\sigma_j^L = 86.3\text{MPa}$ （ 880kgf/cm^2 ）， $\sigma_j^H = 76.9\text{MPa}$ （ 785kgf/cm^2 ）；超速时（即超过额定转数的15%）， $\sigma_j^L = 114.7\text{MPa}$ （ 1170kgf/cm^2 ）， $\sigma_j^H = 102.6\text{MPa}$ （ 1047kgf/cm^2 ），而剪切应力的值很小。锁口隔叶件的材料选用15号钢，止推楔的材料选用1Cr13不锈钢。15号钢在 100°C 时，屈服极限 σ_s 至少可达 205.9MPa （ 2100kgf/cm^2 ），零件表面挤压应力的安全系数一般取 $K_j = 1.25$ ，则15号钢的许用挤压应力应为 164.7MPa （ 1680kgf/cm^2 ）。由此可见，某主机低压转子后部第四级超差锁口隔叶件所承受的挤压应力远小于许用挤压应力，其安全系数在超速时 $K_j = 1.8$ ，额定工况时， $K_j = 2.38$ （锁口隔叶件飞脱是在额定转速时发生的）。

从以上分析来看，某主机低压转子后部第四级锁口隔叶件在空负荷试验时发生的飞脱事故，并不是因为锁口结构选择不当或由于锁口隔叶件的强度安全系数取的不够而引起的。

三、锁口隔叶件飞脱原因的分析

1. 锁口隔叶件的装配没有按图纸上的技术要求进行。图纸上明确要求锁口隔叶件紧密贴合其两相邻叶片根部型线面，并要求锁口隔叶件与叶根型线面有不小于 0.4mm 的过盈量，而装配时，认为这条技术要求较难实现，而改用中间的止推楔贴合并撑紧两相邻叶片根部型线面。经实物检查，锁口隔叶件与两相邻叶根之间产生了间隙（见图3的各 M 型面），最大的达 2.6mm 。这种情况会使隔叶件在受力时可能出现转动。如果隔叶件发生转动，就使其位置发生变化，则隔叶件两侧楔形斜面的受力情况将重新分布。这样，在高速下就有可能造成隔叶件飞脱。事故后，做了多种方案的静态模拟拉力试验，方案之一是使隔叶件与两相邻叶根型面有一定间隙，并用中间的止推楔撑紧两相邻叶根型面。试验时，当拉力机拉到一定力时，锁口隔叶件确有向型线内弧方向转动的现象，再继续用力拉时，锁口隔叶件很快就被拉出。

另外，在锁口隔叶件与两相邻叶根型线面之间有时隙的情况下，当打进中间的止推楔时，容易使隔叶件出汽边侧向内弧方向偏斜，这样会使锁口隔叶件出汽边的楔形面与锁口槽壁面出现局部接触，这就必然使隔叶件两侧斜面局部受力。还需指出，锁口槽两侧壁面粗糙度较差，并且两侧壁面不平。这两种情况就导致锁口隔叶件的两侧楔形斜面与锁口槽两侧壁面的

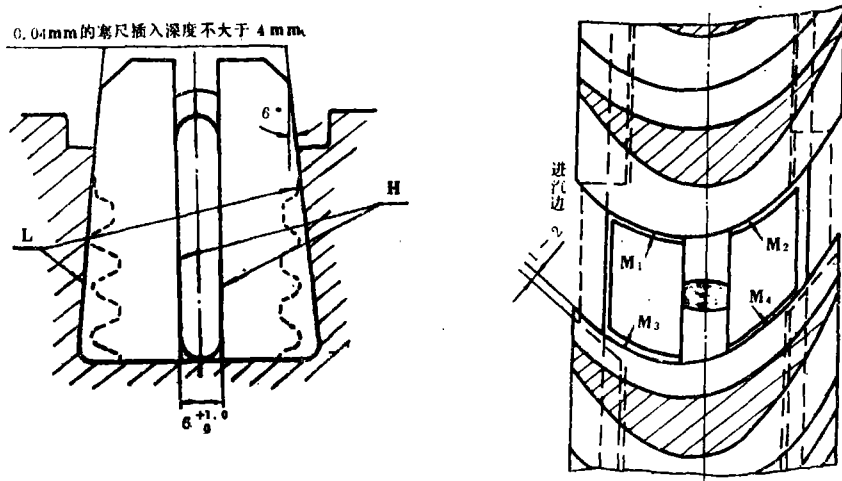


图3、事故前锁口隔叶装配图

接触面积难以达到75%的技术要求。这种楔形锁口隔叶件装配技术要求很严，难度较大，在锁口隔叶件发生飞脱事故以前，对这一问题认识不足。

2. 为阻止锁口隔叶件中间的止推楔在离心力的作用下飞脱，图纸要求锁口装好后对锁口隔叶件进行铆接，但当时采用电焊的方法把锁口隔叶件与止推楔点焊到一起（见图3）。但是，装配时，一方面锁口隔叶件未开坡口，另一方面焊接质量也未检查。事故发生后，经检查，发现各级锁口隔叶件与止推楔之间的焊缝大小，焊接质量都不一样。在高速旋转下，止推楔有可能由于脱焊而飞出，锁口隔叶件也跟着飞出。以后对锁口隔叶件进行的铆接试验表明，铆接部分a-a（见图2）的厚度难以保证，如用铁锤进行铆接还容易碰伤隔叶件的两相邻叶片内背弧型面，故为保证铆接质量和不致碰伤叶片型面需备有专用工具。

3. 楔形结构的锁口隔叶件在实际装备时确实难以保证技术要求。锁口装好后，锁口隔叶件与两相邻叶片根部型线面之间的过盈量、止推楔与锁口隔叶件之间的过盈量、锁口隔叶件两楔形斜面与锁口槽两壁面的实际接触面积等是多少都难以检查。

四、锁口隔叶件飞脱事故的处理

某主机低压转子后部第四级锁口隔叶件飞脱事故发生后，做了大量的静、动试验，并做了认真的分析。认为，如能严格按照图纸上的技术要求对锁口隔叶件进行装配，锁口隔叶件是能够安全可靠地工作的。但考虑到锁口装配难度较大，另外还可能出现偶然因素，使锁口装配质量难以保证。为确保机组的安全可靠，提出了加固锁口隔叶件的各种措施。它可分为两大类：机械加固和焊接加固。经过分析，比较和必要的试验最后确定把锁口隔叶件焊到叶根背弧上（见图4）。这一方案既不会损坏低压转子，也能使锁口隔叶件和中间止推楔连成一体，并牢固地焊在相邻的叶根背弧上，这是加固锁口隔叶件的第一项措施；加固锁口隔叶件的另一项措施就是将锁口槽两侧和锁口隔叶件楔形斜面的倾角 α 由 6° 加大到 8° 。低压转子各级锁口隔叶件都基本上按第一项措施加固。主机运行多年，锁口隔叶件未发现任何问题。实践证明，这项处理措施是恰当的。

五、改进型锁口隔叶件的提出

为了分析该主机低压转子后部第四级锁口隔叶件飞脱的原因和检验改进型锁口隔叶件结构的可靠性，曾做了两次大型动试验。第一次是在除湿试验台上进行，用相当于该主机低压第三级叶轮，装上第三级动叶后和相应的锁口隔叶件进行实物动试验。第三级锁口隔叶件出汽边这块楔形面的斜度最大，工作条件最差，因此用这一级做实物试验更能说明问题。锁口隔叶件的装配要尽量按图纸上的技术要求执行。在正式进行超速破坏试验中，转速升到超过额定转速25.5%时，锁口隔叶件飞脱。上述试验级是单个叶轮，而不是转鼓式的整锻转子，

0.04 mm的塞尺插入深度不大于4 mm

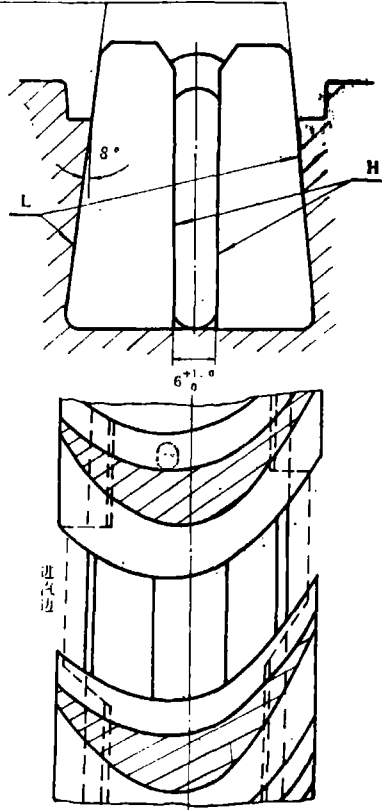


图 4 锁口隔叶件焊接加固图

0.04 的塞尺插入深度不大于4 mm

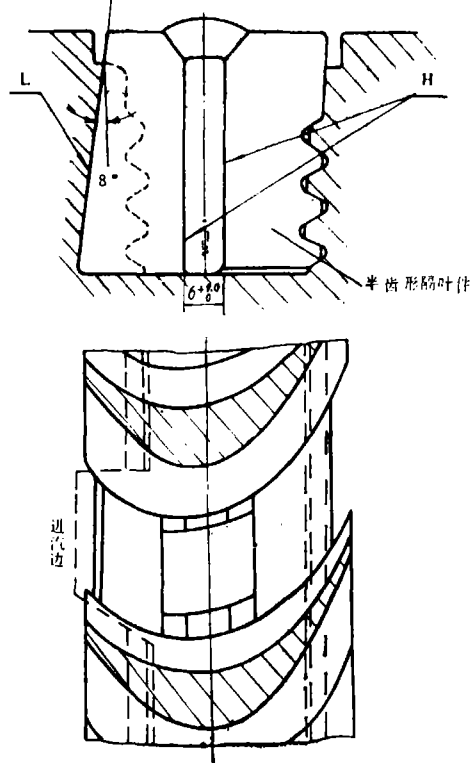


图 5 改进型锁口隔叶件图

故刚性较差，锁口隔叶件飞脱后经检查，发现锁口两侧出现塑性变形后的张口。如果试验的叶轮有整锻转子那样的刚性，可以肯定，转速将会在更高时，才可能使锁口隔叶件飞脱。

第二次是在强度振动试验台上试验。利用报废的第三级叶轮，装上三种新设计的锁口隔叶件进行试验，以便选择结构简单、安全可靠、装配方便的锁口隔叶件。这三种新设计的锁口隔叶件结构型式是：第一种，进汽边的一块隔叶件的楔形面为斜面，出汽边的一块隔叶件带齿形，止推楔打入两块隔叶件中间后，将它们焊到一起；第二种，两块隔叶件均带齿形，止推楔打入隔叶件中间后焊牢；第三种，将整块隔叶件（包括两种形式）烧红后压入锁口槽内。当试验转速超过某主机额定转速27.3%时停机检查，发现两种整块隔叶件压入结构分别拨出1.43和2.5mm，而其它两种带齿的锁口隔叶件都丝毫未动。考虑到结构简单、安装方便，最

后推荐第一种结构型式(见图5)。因此,锁口隔叶件的结构、材料等选定如下:

1. 采用进汽边的一块楔形面为斜面,出汽边的一块带齿形的锁口隔叶件。这一方案在强度和结构上都比较理想,安装也较方便,更重要的是,可以消除由于隔叶件出汽边的斜度大、刚性差、在高转速时使隔叶件在离心力作用下而产生转动的可能性。

2. 把隔叶件楔形斜面的倾角 α 由 6° 加大到 8° ,这会降低隔叶件楔形斜面的挤压应力,增加其可靠性。

3. 用上焊 ЭУ400-10 奥氏体不锈钢焊条把止推楔和锁口隔叶件焊到一起,这比铆接工艺方便,只要保证焊接质量,可靠性是完全有把握的。

多年的运行实践表明,这种改进型锁口结构的设计是成功的。

参 考 文 献

1. МОИСЕЕВ А А, РОЗЕНБЕРГ А Н. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ СУДОВЫХ ТЗА. 1964年版
2. ШУБЕНКО-ШУБЕН Л А. ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН 1962年版

Technical Analysis and Treatment of a Blade Spacer Breakaway at Locking Position of Rear 4th Stage of a Steam Turbine Low-Pressure Rotor

Sun Xianliang

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

The breakaway of a blade spacer which occurred at the rear 4th stage locking position of a steam turbine low-pressure rotor is briefly discussed. Criteria for the selection of the lock structure and size, a required strength of the blade spacer at the locking position, failure analysis and measures taken and with an improved locking structure are briefly described with author's suggestions being given.

Key words: *steam turbine, fastening piece, failure analysis, structural analysis, improvement*