



# 中华人民共和国国家标准

GB/T 22073—2025

代替 GB/T 22073—2008

## 工业用热力涡轮机通用要求

General requirements for industrial thermal turbines

2025-12-02 发布

2026-07-01 实施

国家市场监督管理总局  
国家标准管理委员会 发布



## 目 次

前言 .....	V
引言 .....	IX
1 范围 .....	1
2 规范性引用文件 .....	1
3 术语和定义 .....	2
3.1 涡轮机 .....	2
3.2 输出功率 .....	2
3.3 连接点 .....	2
3.4 蒸汽或气体(参数) .....	3
3.5 转速 .....	3
3.6 其他 .....	4
4 符号和缩略语 .....	4
5 询价和投标 .....	5
5.1 通则 .....	5
5.2 询价 .....	5
5.3 投标 .....	5
5.4 保单 .....	5
5.5 安全要求 .....	5
5.6 备选的设计 .....	5
6 涡轮机 .....	6
6.1 通则 .....	6
6.2 缸体 .....	7
6.3 外力和外力矩 .....	7
6.4 螺栓连接 .....	8
6.5 缸体接口 .....	8
6.6 涡轮机转子 .....	8
6.7 缸体内腔 .....	9
6.8 内密封 .....	9
6.9 平衡活塞和平衡管路 .....	9
6.10 外轴封 .....	9
6.11 轴承和轴承箱 .....	9
6.12 动力学 .....	10
6.13 底座(底盘)和底板 .....	11

6.14 铭牌和转向箭头	12
7 被驱动机器、齿轮装置和联轴器	12
7.1 被驱动机器	12
7.2 齿轮装置	13
7.3 联轴器	13
7.4 盘车装置	14
8 辅助设备	15
8.1 管路	15
8.2 入口滤网和汽水分离器	15
8.3 电气系统	15
8.4 冷凝设备	16
8.5 辅助设备的材料	16
8.6 汽轮机的疏水系统	16
9 润滑油和控制油系统	16
9.1 通则	16
9.2 油的类型	17
9.3 油箱	17
9.4 油泵及其驱动装置	18
9.5 滤油器	20
9.6 冷油器	20
9.7 蓄能器	22
9.8 油管路	22
10 调节和保护系统	22
10.1 通则	22
10.2 转速调节系统	23
10.3 转速调整	25
10.4 电调系统用电子转速传感器	25
10.5 保安系统	26
10.6 仪表	27
11 专用工具	30
12 检验和试验	30
12.1 通则	30
12.2 检验	30
12.3 试验	31
13 运输和储存的准备	33
13.1 通则	33
13.2 特别的准备要点	33

14 基础	33
15 现场安装和试运行	34
15.1 现场准备	34
15.2 现场安装	34
15.3 现场验收试验	34
15.4 员工培训	34
16 合同文件	34
16.1 图纸	34
16.2 技术数据	34
16.3 进度报告	34
16.4 推荐的备件	34
16.5 安装、运行和维护的信息	35
附录 A (规范性) 动力学要求	36
A.1 临界转速	36
A.2 横向振动分析	37
A.3 稳定性分析	39
A.4 扭转振动分析	40
附录 B (规范性) 有关基础的详细要求	42
B.1 通则	42
B.2 设计载荷	42
B.3 固有振动频率	43
参考文献	44
 图 1 转速的定义	3
图 2 非调抽汽(气)涡轮机转速与输出功率关系	23
图 3 可调抽汽(气)涡轮机转速与输出功率关系	24
图 4 转速变动率	25
图 A.1 转子响应曲线	36
图 A.2 典型的振型	39
 表 1 涡轮机用泵类型和其他油源	18
表 2 仪表建议的范围	29
表 3 材料检验项目	31



## 前　　言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分:标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件代替 GB/T 22073—2008《工业用途热力涡轮机(汽轮机、气体膨胀涡轮机) 一般要求》,与 GB/T 22073—2008 相比,除结构调整和编辑性改动外,主要技术变化如下:

- a) 更改了文件“范围”的内容(见第 1 章,2008 年版的第 1 章);
- b) 删除了“汽轮机”“工业汽轮机”“热耗率”“汽耗率”“蒸汽或气体初参数”“蒸汽或气体最高运行参数”“蒸汽或气体最高参数”“蒸汽或气体最低运行参数”“气体湿度”、“蒸汽湿度”“蒸汽或气体流量”“抽汽(气)质量流量”“排气(气)质量流量”“注汽(气)质量流量”“最低连续运行转速”“正常运行点”“保证运行点”“额定运行点”“观察检验或试验”共 19 个术语和定义,以及术语“最大输出功率”的符号(见 2008 年版的第 3 章);
- c) 更改了“混压式涡轮机”“气体膨胀涡轮机”“额定输出功率”“最大输出功率”“抽汽式汽轮机”“注汽参数”“抽汽参数”“排气(气)参数”“额定转速”“见证检验或试验”的术语定义(见第 3 章,2008 年版的第 3 章);
- d) 删除了“振幅”“振动限值”“输出功率”“最大输出功率”“输入流体的热量”“排出流体的热量”“避开裕量”“转子响应分析输入的不平衡量”“最大允许的残余不平衡量”“焰”“等熵焰降”“最高连续运行转速”“最低连续运行转速”“蒸汽质量流量”“汽耗率”“热效率”“热力学效率”“热耗率”的符号(见 2008 年版的第 4 章);
- e) 更改了“放大系数”的符号以及  $\delta_i$ 、 $\Delta n$  的符号说明(见第 4 章,2008 年版的第 4 章);
- f) 增加了“空载时转速”“在转速变换器特性设定相同时额定输出功率下的转速”“规定转速范围内的最低转速”“要求的避开裕量”的符号及说明(见第 4 章);
- g) 更改了询价阶段标准差异提出方(见 5.2,2008 年版的 5.2);
- h) 删除了供方投标阶段提供与本文件差异的资料要求(见 2008 年版的 5.3);
- i) 增加了布置及维护的设计要求、吊环螺栓起吊应用、缸体及管路系统完全排空、盘车系统防转子弯曲、本体及相关设备设置加热装置的要求(见 6.1.1.3、6.1.1.4、6.1.1.5、6.1.1.8、6.1.1.9、6.1.1.11);
- j) 更改了需焊接的零部件范围及供方焊接工艺适用范围(见 6.1.3,2008 年版的 6.1.3);
- k) 更改了要求隔热处理的表面温度值,增加了防烫标识要求(见 6.1.4,2008 年版的 6.1.4);
- l) 增加了涡轮机应用场所的说明(见 6.1.6);
- m) 增加了铸件缸体铸造质量系数、缸体设计压力安全裕量、过压阀压力设定值等缸体设计要求(见 6.2.1);
- n) 更改了涡轮机缸体选材的原则(见 6.2.2,2008 年版的 6.2.2);
- o) 更改了缸体推荐使用的连接件(见 6.4,2008 年版的 6.4);
- p) 更改了缸体交界处连接件供应方的说明(见 6.5.3,2008 年版的 6.5.3);
- q) 更改了采用 RF 型、RJ 型法兰的公称压力值,并明确了公称压力大于或等于 PN16 时法兰的形式要求(见 6.5.5,2008 年版的 6.5.5);
- r) 增加了公称压力大于或等于 PN16 时要求的法兰类型(见 6.5.5);
- s) 删除了公称压力小于或等于 PN4.0 的法兰类型说明(见 2008 年版的 6.5.5);
- t) 增加了采取防转动措施的要求(见 6.5.6);

- u) 更改了管路连接件拆卸要求(见 6.5.8,2008 年版的 6.5.8);
- v) 增加了管路设计满足机组维护便利性的要求(见 6.5.9);
- w) 增加了管段环缝间距离要求(见 6.5.10);
- x) 更改了电气和机械的跳动总值(见 6.6.4,2008 年版的 6.6.4);
- y) 更改了内密封非接触式密封形式及设备大修更换密封部件条件(见 6.8,2008 年版的 6.8);
- z) 更改了联轴器推力计算依据及推力轴承轴承箱内安装相位角基准用传感器的要求,删除了推力轴承为钢衬材质的要求(见 6.11.5、6.11.10,2008 年版的 6.11);
- aa) 删除了涡轮机振动限值、报警值和紧急停机值按 6.12.2 的要求(见 2008 年版的 6.12.1);
- ab) 更改了转动部件的平衡要求,增加了平衡方法和准则的参考标准及平衡过程电气跳动量或机械跳动量的推荐限值(见 6.12.3,2008 年版的 6.12.3);
- ac) 增加了底座应提供反顶螺栓的要求(见 6.13.2.3);
- ad) 更改了压力可用单位及表示方式,增加了涡轮机铭牌固定的要求(见 6.14,2008 年版的 6.14);
- ae) 更改了齿轮设计的标准要求(见 7.2.2,2008 年版的 7.2.2);
- af) 删除了齿轮箱应优先采用轴向中分面形式的要求(见 2008 年版的 7.2.3);
- ag) 更改了联轴器最大转矩计算系数的标准要求(见 7.3.2,2008 年版的 7.3.2);
- ah) 更改了涡轮机带联轴器进行试验的要求(见 7.3.3,2008 年版的 7.3.3);
- ai) 更改了转子盘车轴承润滑的条件,删除了冲击式盘车装置轴承润滑要求(见 7.4,见 2008 年的 7.4);
- aj) 删除了管路应为 GB/T 17395 的 1 系列无缝钢管的要求(见 2008 年版的 8.1);
- ak) 更改了需方和供方应商定的冷凝设备相关内容(见 8.4,2008 年版的 8.4);
- al) 更改了凝结水回水设备及运行绝对压力接近 0.1 MPa 外轴封凝结水排放措施(见 8.6,2008 年版的 8.7);
- am) 删除了涡轮机机组使用同一品质油的要求(见 9.2);
- an) 删除了油箱螺栓孔不应为通孔的要求(见 2008 年版的 9.3.2);
- ao) 删除了油箱应配置伴热管的要求(见 2008 年版的 9.3.5);
- ap) 删除了除顶轴油泵外其余电机驱动泵应自带电机的要求(见 2008 年版的 9.4.1);
- aq) 删除了主油泵和备用油泵动力源宜分开的建议(见 2008 年版的 9.4.4);
- ar) 更改了润滑油和控制油系统容积泵、离心泵额定容量的要求(见 9.4.6.1,2008 年版的 9.4.6);
- as) 更改了需方规定油温恒温控制的条件及要求(见 9.6.1.7,2008 年版的 9.6.1);
- at) 更改了冷油器的推荐材料(见 9.6.3,2008 年版的 9.6.3);
- au) 增加了调节系统可控制的变量参数的说明(见 10.1);
- av) 删除了转速调节系统的分级规定(见 2008 年版的 10.2);
- aw) 增加了转速调节系统的技术要求(见 10.2);
- ax) 删除了控制信号或定值调节器失效时机械式调速器可用手动调节的规定(见 2008 年版的 10.3);
- ay) 更改了保安系统的设计原理说明(见 10.5.1,2008 年版的 10.5.1);
- az) 增加了最大许用进汽(气)压力下能关闭遮断阀和调节阀的要求(见 10.5.2.1);
- ba) 更改了用于转子轴向位移超标时切断涡轮机工作截止的保护装置的要求(见 10.5.4,2008 年版的 10.5.4);
- bb) 增加了快装式涡轮机底盘供货范围内仪表安装、拆检校验的规定(见 10.6.1);
- bc) 增加了涡轮机供方提供现场显示转速表为数字式的要求(见 10.6.2);
- bd) 更改了压力表配置的阀门形式,删除了凝汽式汽轮机遮断阀下游蒸汽系统中的所有压力表在汽轮机启动之前承受该系统中存在的真空以及压力表与释放表壳超压装置一起提供的要求

- (见 10.6.3,2008 年版的 10.6.3);
- be) 增加了测量高温介质时压力表前配备冷凝装置及振动区域采用耐震式压力表的要求(见 10.6.3);
- bf) 删除了温度计为棒式的要求以及棒式温度计形式规定的内容(见 2008 年版的 10.6.4);
- bg) 增加了温度计的设置要求(见 10.6.4);
- bh) 增加了缸体内温度传感元件在机组运行期间可不在线更换的说明(见 10.6.5.1);
- bi) 删除了电阻式测温计金属线为铠装式的要求(见 2008 年版的 10.6.5.3);
- bj) 更改了轴径向振动测量装置前置器的输出值(见 10.6.7,2008 年版的 10.6.7);
- bk) 增加了轴承座振动测量要求(见表 2);
- bl) 更改了仪表布置定位用供需双方的分工要求(见 10.6.10,2008 年版的 10.6.10);
- bm) 更改了试验压力值,删除了绝压大于 0.1 MPa 所有部件液压试验的要求及无法进行液压试验时凝汽式汽轮机焊接排汽缸焊缝 100% 检查的规定(见 12.3.1,2008 年版的 12.3.1);
- bn) 删除了工作流体参数尽可能接近设计值的要求(见 2008 年版的 12.3.3.1);
- bo) 更改了设备到达工作场所后及开机之前贮存所需的资料(见 13.1,2008 年版的 13.1);
- bp) 更改了合同签订前需方通知供方适用于现场工作条件有关法律法规的通知形式(见 15.1,2008 年版的 15.1);
- bq) 更改了现场验收试验细节明确方式及热力性能验收试验标准(见 15.3,2008 年版的 15.3);
- br) 增加了供方与需方在备件生产和采购过程配合见证的要求(见 16.4);
- bs) 更改了安装说明书的通用要求(见 16.5.1,2008 年版的 16.5.1);
- bt) 更改了必须提供灌浆规范的要求(见 16.5.2,2008 年版的 16.5.2);
- bu) 删除了运维资料中常规运行规程包含检查表、规程的要求以及运维图纸资料外部连接件清单的要求(见 2008 年版的 16.5.3);
- bv) 增加了运维资料中主要零部件材料等相关资料的要求(见 16.5.3);
- bw) 更改了运维图纸资料中润滑油、电气仪表资料的相关要求(见 16.5.3,2008 年版的 16.5.3);
- bx) 更改了附录的性质(见附录 A,2008 年版的附录 A);
- by) 更改了有阻尼不平衡响应分析的内容[见 A.2.4a),2008 年版的 A.2.4.1];
- bz) 更改了振动极限值的公式(见公式 A.1,2008 年版的公式 A.1);
- ca) 更改了根据转子动力学相应分析输入不平衡量的公式(见公式 A.2,2008 年版的公式 A.2);
- cb) 删除了不平衡量不应按轴承静载荷的规定(见 2008 年版的 A.2.4.2);
- cc) 增加了不平衡量选择的推荐[见 A.2.4b)];
- cd) 更改了避开裕量的验收准则[见 A.2.5a),2008 年版的 A.2.5.1];
- ce) 增加了稳定性分析的规定(见 A.3);
- cf) 删除了转子动力学逻辑图(见 2008 年版的图 A.2、图 A.4);
- cg) 更改了扭振分析的扭转激励内容(见 A.4.4,2008 年版的 A.3.4);
- ch) 更改了最大升速率的常规值(见 10.2,2008 年版的 B.7);
- ci) 删除了术语“特性”和“总死区”的相关说明(见 2008 年版的 B.2 和 B.6);
- cj) 删除了“在涡轮机总甩全负荷的情况下涡轮机转速特性简图”(见 2008 年版的图 B.5);
- ck) 更改了附录的性质(见附录 B,2008 年版的附录 C)。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国电器工业协会提出。

本文件由全国汽轮机标准化技术委员会(SAC/TC 172)归口。

本文件起草单位:杭州汽轮动力集团股份有限公司、上海发电设备成套设计研究院有限责任公司、东方电气集团东方汽轮机有限公司、中国长江动力集团有限公司、上海汽轮机厂有限公司、哈尔滨汽轮

机厂有限责任公司、哈电发电设备国家工程研究中心有限公司。

本文件主要起草人：张军辉、徐伏根、杨宇、陈佩、孙奇、陈亚、孙宏云、袁燕、丁莹、潘春雨。

本文件及其所代替文件的历次版本发布情况为：

—— 2008 年首次发布为 GB/T 22073—2008；

—— 本次为第一次修订。



## 引　　言

本文件中的涡轮机对象包含应用场景为非备用或作为关键设备的、单级或多级、冲动式或反动式、轴流式或径流式的工业用途热力涡轮机(包含工业汽轮机、工质除空气及二氧化碳以外的气体膨胀涡轮机)。

针对不同的应用情况,可能需要不同的技术要求。个别情况使用的标准由需方决定,例如,无论本文件如何规定,并入公共电网的驱动发电机的汽轮机一般服从公共电网的技术要求,如并网运行或独立运行驱动发电机的汽轮机可能使用的标准为GB/T 5578。对特殊应用场合,如石油和天然气工业用汽轮机可能更适用的标准为GB/T 28573和GB/T 28574。其他相关标准信息见参考文献。

本文件中标有符号“●”的条款,表示该条款需由需方作出规定或提供进一步的信息。这些信息宜采用数据表的形式列出,否则宜在询价单或标书中作出说明。





# 工业用热力涡轮机通用要求

## 1 范围

本文件规定了工业用热力涡轮机的设计性能、材料、缸体和转子等通用技术要求,以及与其相关的被驱动机器及传动装置、辅助设备、油系统及调节保护系统的技术要求,同时规定了涡轮机检验、运输、储存、安装和合同文件等方面的内容。

本文件适用于驱动泵、风机、压缩机或发电机等的工业用途汽轮机和工质除空气及二氧化碳以外的气体膨胀涡轮机的设计、供货及采购。

本文件不适用于燃气轮机用涡轮机的设计、供货及采购。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

- GB/T 193 普通螺纹 直径与螺距系列
- GB/T 1047 管道元件 公称尺寸的定义和选用
- GB/T 2298 机械振动、冲击与状态监测 词汇
- GB/T 3374.1 齿轮 术语和定义 第1部分:几何学定义
- GB/T 3836(所有部分) 爆炸性环境
- GB 3836.14 爆炸性环境 第14部分:场所分类 爆炸性气体环境
- GB/T 3480(所有部分) 直齿轮和斜齿轮承载能力计算
- GB/T 6075.1 机械振动 在非旋转部件上测量评价机器的机械振动 第1部分:总则
- GB/T 6075.2 机械振动 在非旋转部件上测量评价机器的机械振动 第2部分:50 MW 以上,额定转速 1 500 r/min、1 800 r/min、3 000 r/min、3 600 r/min 陆地安装的汽轮机和发电机
- GB/T 6075.3 机械振动 在非旋转部件上测量评价机器的机械振动 第3部分:额定功率大于 15 kW 额定转速在 120 r/min 至 15 000 r/min 之间的在现场测量的工业机器
- GB/Z 6413.1 圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮 胶合承载能力计算方法 第1部分:闪温法
- GB/Z 6413.2 圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮 胶合承载能力计算方法 第2部分:积分温度法
- GB/T 6444 机械振动 平衡词汇
- GB/T 9124(所有部分) 钢制管法兰
- GB/T 9125(所有部分) 钢制管法兰连接用紧固件
- GB 11120 涡轮机油
- GB/T 11348.1 旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第1部分:总则
- GB/T 11348.2 机械振动 在旋转轴上测量评价机器的振动 第2部分:功率大于 50 MW,额定工作转速 1 500 r/min、1 800 r/min、3 000 r/min、3 600 r/min 陆地安装的汽轮机和发电机
- GB/T 11348.3 机械振动 在旋转轴上测量评价机器的振动 第3部分:耦合的工业机器
- GB/T 16839.1 热电偶 第1部分:电动势规范和允差

GB/T 18404 铠装热电偶电缆及铠装热电偶  
GB/T 18853 液压传动过滤器 评定滤芯过滤性能的多次通过方法  
GB/T 30121 工业铂热电阻及铂感温元件  
ISO 263 ISO 英制螺纹 螺钉、螺栓和螺母的总则及其选用 直径范围 0.06 in~6 in (ISO inch screw threads—General plan and selection for screws, bolts and nuts—Diameter range 0.06 to 6 in)

### 3 术语和定义

GB/T 3374.1、GB/T 6444、GB/T 2298 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

注：在订货合同文件中避免使用“设计”一词来描述蒸汽(气体)参数、输出功率、转速等。“设计”这一术语只能为设备设计者和制造厂在设计计算中使用，如压力容器的设计压力。

#### 3.1 涡轮机

##### 3.1.1

###### **抽汽(气)涡轮机 extraction turbine**

为了供热或工艺流程用汽(气)，在膨胀过程中从其内部抽走部分汽(气)的涡轮机。

注：如果涡轮机具有控制抽汽(气)压力的手段，则称之为可调整(或自动调整)抽汽(气)式涡轮机。

##### 3.1.2

###### **混压式涡轮机 mixed pressure turbine**

工作介质进口压力为两种或两种以上，且其进口分开的涡轮机。

##### 3.1.3

###### **气体膨胀涡轮机 gas expansion turbine**

气态介质的焓降通过单级或多级旋转部件转换为机械能的涡轮机。

注：气体膨胀涡轮机不同于燃气轮机，它自身既不带压缩系统也没有燃烧系统。

#### 3.2 输出功率

##### 3.2.1

###### **额定输出功率 rated power output**

在规定的运行条件下，涡轮机联轴器端或发电机端需方规定输出的最大功率。

注：调节阀不需要全开。

##### 3.2.2

###### **最大输出功率 maximum power output**

在规定的运行条件下，涡轮机联轴器端供方给定的可输出的最大功率。

#### 3.3 连接点

##### 3.3.1

###### **进口 inlet**

主汽(气)阀的输入连接点或带有进汽(气)和附加注汽(气)阀的汽(气)缸连接点。

##### 3.3.2

###### **出口 outlet**

可调或非可调抽汽(气)或排汽(气)的汽(气)缸出口连接点。

### 3.4 蒸汽或气体(参数)

#### 3.4.1

##### 蒸汽(气体)参数 steam(gas) conditions

蒸汽或气体的热力参数。

注 1: 通常指(静态的)压力和温度或干度(或流量)。

注 2: 蒸汽(气体)的压力始终宜为绝对压力,而不是表压。

注 3: 蒸汽(气体)参数不宜超过 GB/T 5578 所允许的范围。

#### 3.4.2

##### 注汽(气) induction steam(gas)

任何低于新蒸汽(气)压力的附加注入涡轮机的蒸汽(气体)。

#### 3.4.3

##### 抽汽(气) extraction steam(gas)

涡轮机蒸汽(气体)抽出口处用于供热或工艺流程用的蒸汽(气体)。

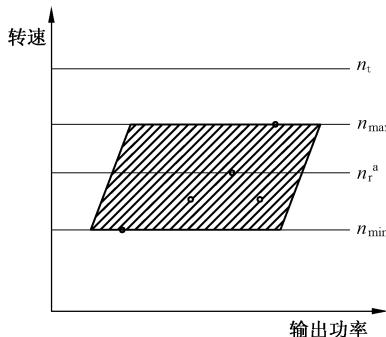
#### 3.4.4

##### 排气(气) exhaust

涡轮机蒸汽(气体)排放接口处的蒸汽(气体)。

### 3.5 转速

转速的定义见图 1,图中圆点为规定的运行点,阴影部分为规定的涡轮机变速运行范围。



<sup>a</sup> 对发电装置而言,所有的运行点都在这条线上。

<sup>b</sup> 对发电装置而言,等于考虑电网频率一定变化量的额定转速  $n_r$ 。

图 1 转速的定义

#### 3.5.1

##### 额定转速 rated speed

$n_r$

满足规定运行工况所要求的转速。

注: 涡轮机的额定转速与其额定输出功率相对应。

#### 3.5.2

##### 最高连续运行转速 maximum continuous operating speed

$n_{\max}$

规定运行转速范围内的最高转速。

### 3.5.3

#### 跳闸转速 **trip speed**

$n_t$

涡轮机通过独立的超速保护装置自动跳闸的转速。

注：在 10.2 和附录 A 中规定了有关转速更详细的要求。

## 3.6 其他

### 3.6.1

#### 需方 **purchaser**

给供方发出订单的公司或企业。

### 3.6.2

#### 供方 **supplier**

接受需方订单的公司或企业。

### 3.6.3

#### 见证 **witnessed**

有需方或需方代表参加(检验或试验)。

注：在这种情况下，对生产计划实施控制以确保需方能参与。

### 3.6.4

#### 专用工具 **special tools**

在工具供应商产品目录中没有的工具。

## 4 符号和缩略语

下列符号适用于本文件。

AF：放大系数。

MSR：最大升速率。

$n$ ：转速。

$n_A$ ：空载时的转速。

$n_B$ ：在转速变换器特性设定相同时额定输出功率下的转速。

$n_c$ ：转子临界转速。

$n_m$ ：零抽汽(气)或零注汽(气)输出最大功率时的转速。

$n_{min}$ ：规定转速范围内的最低转速。

$n_s$ ：整定转速。

$P_m$ ：零抽汽(气)或零注汽(气)时的最大输出功率。

$P_r$ ：额定输出功率。

SM<sub>r</sub>：要求的避开裕量。

SV：转速变动率。

$W$ ：轴颈静载荷。

$\delta$ ：稳态转速不等率。

$\delta_i$ ：稳态局部转速不等率。

$\Delta n$ ：转速变化或波动总量。



## 5 询价和投标

### 5.1 通则

工业用热力涡轮机(以下简称“涡轮机”)的数据表是询价单或订单的一部分。如果在询价单中有与本文件不一致的要求,则应按询价单中规定的要求执行。订单中规定的要求优先于本文件的要求。

除非是设定报价表或实施订单所必需,询价单、报价表或订单信息不宜透露给第三方。

已提交给需方和由需方批准的文件,应包括在订单信息中,但批准文件并不免除需方和供方双方的合同义务。

应在合同签订之前明确涡轮机与被驱动机器相互间的责任范围。

### 5.2 询价

需方尽可能列出完整的涡轮机数据表。在数据表中,所有陈述内容应被作为供方投标的必要依据。本文件中要求需方作出决定的条款,需方宜作出明确的陈述。

供方应提出与本文件的所有差异。

● 在询价单中,需方应列出要求的所有备件。供方可在其报价书中对备件清单提出修改。

需方应向供方提供与涡轮机及其辅机相关的所有法规信息,如噪声传播、空气污染、水污染、消防等方面有关资料。

需方和供方应对与本文件有差异的部分进行协商并达成共识。

### 5.3 投标

供方应填写涡轮机的数据表,并将该表作为投标文件的一部分。有必要阐明供货范围时,供方应提供附加信息。

此外,供方在投标文本中至少应提供以下资料:

- 布置图或外形图;
- 工作介质的系统图、控制和润滑油系统以及总体控制系统图;
- 供货范围和协调职责范围;
- 交接点清单或图表;
- 基于供方推荐和使用经验,对询价要求的差异和补充;
- 交货进度表。

对于预算报价表,其文件的范围应由需方和供方共同商定。

### 5.4 保单



保单的类型、范围和期限是商业合同的组成部分。

### 5.5 安全要求

有关安全标准的信息见参考文献。

### 5.6 备选的设计

供方可提供备选的设计方案。应在报价书中清楚说明与本文件或规定设计的偏离,以便需方决定是否接受备选的设计方案。

## 6 涡轮机

### 6.1 通则

#### 6.1.1 设计要求

6.1.1.1 涡轮机及其辅助设备的设计应满足需方在询价单中规定的期间内及所有规定的运行点下连续运行,同时考虑启动、停机和所有规定的瞬时过载等工况。偏离额定参数的运行参数应由需方和供方共同商定。

6.1.1.2 涡轮机的旋转方向应由涡轮机供方和被驱动机器的供方共同商定。

6.1.1.3 需方和供方在设计前期要尽可能准确地协商机器和辅助设备的布置。布置应为运行和维修留出足够的空间和安全通道,相关设备布置应节能高效、合理紧凑。

6.1.1.4 所有设备都应满足能够以快速且经济的方式实施维护的要求。主要部件(如缸体和轴承座部套)的设计和制造应确保重新装配时精确对中,可通过采用台肩式结构、定位销或键来实现。

6.1.1.5 起吊用吊环螺栓、顶起螺钉和导向销或类似装置应便于安装和拆除。吊环螺栓只能用于轴承座盖和导叶持环等难以起吊的内部件。在使用顶起螺钉的地方,密封面不应受损。

6.1.1.6 控制系统、轴承箱、轴封和供油系统的设计应确保在运行和停机期间最大限度地避免湿气、灰尘和外来杂质进入。

6.1.1.7 涡轮机和辅助设备应适合需方所提供的数据表中规定的工作环境和气候条件。

6.1.1.8 应提供对缸体和管路系统进行完全排空和疏水的措施。

6.1.1.9 应确保机组在启动或停机后,能够利用盘车系统以防止转子弯曲。

6.1.1.10 低温环境中可能受损或失效的所有零件应采用适当的方式加以保护。

6.1.1.11 如有需要,应为润滑油、控制油系统和涡轮机本体及相关设备提供加热装置。

6.1.1.12 如有反向旋转的可能,则应阐明可能发生的情况。预防措施应由需方和供方共同商定。

#### 6.1.2 材料

有关材料标准的信息见参考文献。

#### 6.1.3 焊接

所有密封、承压壳体和管道、强度支撑构件的焊接应符合以下规定:

- 材料应适合于焊接,且熔敷材料应与母材相匹配;
- 应根据材料特性、工件厚度和焊缝应力选择合适的焊接工艺;
- 除非另有规定,所有现场焊接应按供方焊接工艺进行;
- 焊接应由具备资质的焊工按评定过的焊接工艺执行,对焊工资质的鉴定权限应在签订合同前由需方和供方商定;
- 对焊缝的检验权限应由需方和供方共同商定。

有关焊接标准的信息见参考文献。

#### 6.1.4 炽热表面

在正常运行条件下,表面温度达到60℃的部件应加以保护。应有防止操作人员接触炽热表面的防护措施。不应使用含石棉的隔热材料。

由于存在发生火灾的危险,即使油管表面温度超过60℃也不应隔热,但应做好防烫标识。

### 6.1.5 长期停机的防蚀

需方在长期停机时应按供方说明书中推荐的保护方法进行防蚀处理。有关防蚀的细则应在操作说明书中给出。

### 6.1.6 场所分类

- 电子器件和电气设备应按适合于需方规定的场所分类。危险场所分类应按 GB 3836.14 的规定。

涡轮机(包括全部辅助设备)应能在需方规定的环境条件下运行。这些条件包括安装在室内(受热或不受热)还是室外(有无顶棚)、最高和最低温度、防爆等级、防护等级、异常的湿度和灰尘或腐蚀条件。

### 6.1.7 涡轮机装置的布置

涡轮机及其辅助设备的最终布置应由需方和供方共同确定。

### 6.1.8 法律要求

需方和供方应共同决定采取一定措施以适合设备所在地的国家和地方的法律、法规和条例。

## 6.2 缸体

### 6.2.1 设计通则

缸体及其连接管道的设计应分析在规定的蒸汽(气体)参数下,压力和温度同时达到最恶劣条件时可能发生的情况。缸体可分区段进行强度计算和压力测试。

如果缸体不是用耐蚀材料制成,则缸体最小壁厚的设计应将最小的计算厚度再加上合适的腐蚀裕量。

如果缸体采用铸件,则应采用适当的铸造质量系数。

缸体的设计压力应由需方规定的与每个对外接口相关的最高压力并留有一定的安全裕量。需方应设置过压阀的设置,过压阀的动作压力设定值应不大于缸体最高允许工作压力。

### 6.2.2 材料

除非需方和供方另有规定,供方应按下面规定选用涡轮机缸体的材料:

- 温度高于或等于 352 °C 的涡轮机缸体应采用优质钢材料;
- 温度低于 352 °C 且大于或等于 262 °C 的涡轮机缸体应采用球墨铸铁或优质钢材料;
- 温度低于 262 °C 的涡轮机缸体可采用灰铸铁、球墨铸铁或钢质材料,但温度低于 7 °C 时,不应使用铸铁件;
- 对气体膨胀涡轮机,由于条件特殊,所使用材料应由需方和供方共同商定。

用于连接缸体的焊接结构应按经评定的焊接工艺执行并进行焊后热处理。有关焊接标准的信息见参考文献。

除非另有规定,所有试验和检验应按供方的标准进行。需方可向供方索取这些标准,作为招标文件的一个部分。有关材料试验标准的信息见参考文献。

### 6.3 外力和外力矩

供方应规定在交接点的热位移、允许的力和力矩的许用值。需方可向供方索取这些资料,作为投标文件的一部分。

外力和外力矩应允许涡轮机在包括停机等工况在内的规定的运行点下安全运行。管路的布置和管

路接口外力及力矩由管路设计方负责,管路接口位移和接口允许的力及力矩由设备供方提供,其要求是不应超过供方资料上要求的许用值。

管路及管路支撑的计算结果,应提交给涡轮机供方进行评定,经供方确认可行后进行实施,但这不应减轻上述管路设计方和管路供方的责任。

#### 6.4 螺栓连接

米制螺纹应符合 GB/T 193 的规定,英制螺纹应符合 ISO 263 的规定。轴向预紧的螺栓连接可用大间隙螺纹。

可使用制造商规定的倒锥螺纹以减少螺纹载荷。

对于缸体连接,宜使用螺柱。螺孔不应延伸到承压区,剩余的壁厚应足够承受压力。

缸体螺栓的材料应按缸体的设计温度进行选择。供方在设计缸体的法兰及其螺栓时应满足下列设计要求:

- 法兰的许用压力;
- 螺栓的许用应力;
- 法兰和螺栓间可能的温差;
- 在所有规定运行点无泄漏;
- 易于安装拆卸。



#### 6.5 缸体接口

6.5.1 设计通则见 6.2.1。除非另有规定,应符合 6.5.2~6.5.10 的要求。

6.5.2 外部接口、管件、配件、法兰等的尺寸至少为 DN15(DN 为 GB/T 1047 定义的公称尺寸)。信号管路的接口尺寸可小于 DN15。

6.5.3 缸体接口应采用法兰或焊接(可焊接的接口)连接。交接口连接件的提供应由需方和供方商定。

对规格为 DN15~DN40 的接口,允许在缸体上焊接短管和法兰。焊接应按评定的焊接工艺执行,并进行焊后热处理。

对于螺纹接口和螺纹管子的连接件见 6.5.6。

6.5.4 对有毒、易腐或易燃的气体,避免使用螺纹连接。

6.5.5 法兰及连接用紧固件应符合 GB/T 9124(所有部分)、GB/T 9125(所有部分),其设计公称压力至少为 PN10(PN 为 GB/T 1048 定义的公称压力)。对于公称压力大于或等于 PN16 的法兰应采用 RF 型(突面)、MF 型(凹凸面)或 RJ 型(环连接面)法兰等,避免使用 FF 型(平面)法兰。在不可避免要使用特殊法兰的位置可例外,如凝汽式汽轮机的排汽口。

6.5.6 避免使用带有螺纹接口和螺纹管子的连接件。不接管子的螺孔应至少用高强度的钢质螺塞塞住。并采取防松动措施(采用止动垫片或焊接等)。

6.5.7 如果交接点法兰是非标法兰,则供方应提供相匹配的法兰。所有用于由供方提供的辅助管道的连接法兰,可根据供方的实际规程制造。

6.5.8 在不移动涡轮机的主要部件或辅助管道的情况下,需方的全部管道连接件均应便于拆卸。

6.5.9 管路设计应满足机组常规检修、大修时的便利性要求。

6.5.10 管段环缝之间的最小间距应大于 3 倍壁厚,且不小于 100 mm。

#### 6.6 涡轮机转子

6.6.1 转子的设计应满足能在最高运行参数下,最高瞬时转速不超过跳闸转速的 110% 安全运行。如果是套装结构的转子,在规定工况的转速下轮盘应与主轴间不产生松脱现象。

6.6.2 如果采用检修期间能拆卸的轮盘结构,则轮盘在装配前应单独进行动平衡。

6.6.3 每根转子应清晰地标有唯一的标识号。标识号应方便查看,当脱开联轴器的转子被缸体罩盖时,标识号宜标于主轴端面上或整体的联轴器法兰上。

6.6.4 应特别注意用于测量径向振动和轴向位移的感应区域的处理。除非另有规定,用于径向振动测量的感应区域的处理应使电气和机械的跳动总值不超过  $12.7 \mu\text{m}$ 。

6.6.5 为了防止电位差的产生,转动部件的剩磁不应超过  $10 \times 10^{-4} \text{ T}$ ( $10 \text{ Gs}$ )。

6.6.6 如果存在显著的环流危险(如凝汽式汽轮机),转子应至少安装一个接地电刷。接地电刷可安装在汽轮机转子上也可安装在被驱动机器的转子上,以提供完全导电的轴系。如果在一个轴或连通导电的轴系中装有两个或更多的电刷,电刷应装在轴或轴系的同一端上,以防止产生环流。磨损的电刷应易于更换。

## 6.7 缸体内腔

缸体内腔的设计应评估在最恶劣的规定参数下可能同时出现的情况以及参数瞬变、热膨胀、蠕变、饱和蒸汽的水蚀等因素对缸体的影响。

## 6.8 内密封



静子部件和转子部件之间的内密封应是非接触式密封(迷宫式密封或者平齿密封)。密封件可固定在静子部件和/或转子部件上。在常规的设备大修时应能更换密封部件(如有条件)。

## 6.9 平衡活塞和平衡管路

单流式涡轮机,尤其是反动式涡轮机,应有一个平衡活塞结构及对应的平衡管路,以使推力轴承的轴向载荷保持在允许值之内。平衡活塞结构可设计成平直式或阶梯式。

在双分流式涡轮机中,工作介质分为两路以相反的方向导入单级或多级通流部分,则平衡活塞和平衡管路可省略,或在涡轮机的两个流道之间设置内密封结构,承担平衡活塞的作用。

平衡活塞应采用 6.8 规定的迷宫式密封。

## 6.10 外轴封

外轴封的功能为减少或防止轴和缸体间的蒸汽或气体泄漏。在气体膨胀涡轮机的情况下,外轴封应防止有毒、易燃、易爆气体泄漏到大气中。

有 4 种基本密封可供使用:

- 迷宫式密封;
- 机械接触式密封;
- 浮环式密封;
- 非接触面密封。

低于大气压工作的轴封应引入密封蒸汽以封阻空气侵入。引入的密封蒸汽应在整个运行工况范围内可调节。应提供一个单独的交接点用于连接需方的辅助蒸汽系统,以便启动时提供密封蒸汽。正常运行时的密封蒸汽宜引自汽轮机的正压区段。

对汽轮机来说,根据认可的蒸汽泄漏量,需方和供方应协商确定是否需要汽封冷却器设备或类似系统。

轴封系统的设计应满足在规定运行工况下防止发生泄漏的要求。

## 6.11 轴承和轴承箱

6.11.1 轴承箱可与涡轮机缸体制成一体,也可以采用独立结构与缸体连接并确保其在运行和维护时与缸体对中。

6.11.2 液压径向轴承的类型应由供方选择,可考虑 6.12 的要求。

6.11.3 推力轴承应是液压型的,且在两个方向上具有止推能力。推力轴承应是浇巴氏合金的多瓦块型,每侧均配备连续的压力油润滑。

推力轴承的设计应满足在最不利的规定运行工况下连续运行。推力轴承应能够承受从被驱动机械的轴传递和涡轮机本身产生的两个力的合力。

6.11.4 若采用齿式联轴器,计算轴向推力时,联轴器轮齿中的节径摩擦系数至少为 0.15。

6.11.5 以联轴器供方提供的最大允许变形为依据,来计算金属弹性元件联轴器产生的推力。

6.11.6 推力轴承的布置应使每根转子能相对于缸体进行轴向定位并调整轴承的间隙或预加载荷。

6.11.7 除非另有规定,应提供整体的推力盘。该推力盘在总厚度上至少应提供 3 mm 的附加余量,以确保推力盘损坏时能再次加工。当提供可更换的推力盘时,则推力盘应红套并牢固地固定在轴上,以防止微振磨蚀。

6.11.8 轴承箱的设计应减少润滑油起沫,回油管路布置应保证润滑油及其液面低于轴端密封件最低处,外油封应是可更换的。当有规定时,轴承箱上应安装振动加速度或振动速度传感器。

6.11.9 轴承和端部密封应能在不移开水平中分面涡轮机上缸或垂直中分面涡轮机端盖的情况下更换。

6.11.10 邻近每个轴承应提供两个安装角度成  $90^\circ \pm 10^\circ$  的非接触式振动传感器的接口。除非需方和供方另有规定,推力轴承所在的轴承箱内至少应安装一个轴向位移传感器,相位角基准用传感器可根据实际轴承座空间来设置位置。

## 6.12 动力学

### 6.12.1 通则

6.12.1.1 术语和定义按 GB/T 2298。

6.12.1.2 振动不仅影响可用性和安全性,还会导致设备和结构的严重损坏。对振动的测量和说明,按以下标准:

——GB/T 6075.1 和 GB/T 11348.1,规定总体要求,用于评价各类机器的振动;

——GB/T 6075.2 和 GB/T 11348.2,规定功率大于 50 MW 的陆地用大型汽轮发电机组振动测量的特殊要求;

——GB/T 6075.3 和 GB/T 11348.3,规定对额定功率大于 15 kW、额定转速在 120 r/min 至 15 000 r/min 之间的在现场振动测量的工业机器的特殊要求。

6.12.1.3 关于动力学相关要求,按附录 A 的规定。

6.12.1.4 振动测量在轴、轴承箱或缸体上进行。对振动测量来说最有效的位置应根据设计细则来选择,包括部件的重量、刚性和检查方法。供方应规定设备上最适合进行振动测量的位置。

供方应规定涡轮机在预定工作范围内合适的振动限值、报警值和涡轮机组的紧急停机值。这些值宜根据上述所列的标准确定。

6.12.1.5 供方应确定驱动轴系的临界转速(转子横向振动、轴系扭转振动和动叶振型等)与被驱动设备的临界转速相容,且确定在包括启动转速滞留点(保持点)要求的规定运行转速范围内整个轴系也是适宜的。

应给需方列出从零转速至跳闸转速间所有不希望停留的转速列表,以供其审查并列入运行手册,作为需方使用指南。

### 6.12.2 振动

如规定进行工厂试验,机组装上平衡后的转子,在最高连续转速或规定运行转速范围内的其他转速

下进行试验,对应并邻近于每个径向轴承的轴上任一平面测定振动,未滤波的振幅峰-峰值不应超过公式(1)的计算值或  $50 \mu\text{m}$ ,取两者中的较小值:

式中  $i$

$A$  ——未滤波的振幅, 峰-峰值, 单位为微米( $\mu\text{m}$ );

$n_{\max}$ ——最高连续运行转速,单位为转每分(r/min)。

高于最高连续转速而小于或等于跳闸转速的转速下,振动值不应超过由公式(1)给出的许用值  $A$  的 150%。

如果供方能说明电气跳动或机械跳动是存在的,工厂试验时测定的振动信号值最多可按矢量差减去按公式(1)计算所得的试验值的 25%或  $8 \mu\text{m}$  中的较大者。

### 6.12.3 平衡

### 6.12.3.1 术语和定义见 GB/T 6444。

6.12.3.2 转动部件的主要零件如轴、平衡轮毂和叶轮，应在组装前单独平衡至公式(2)或更好。同时应满足以下要求：

- 如果具有单键槽的光轴做动平衡,宜参照 GB/T 9239.32,键槽应填充分全弧面半键;
  - 当带一个单键槽的光轴进行动平衡时,应用一个半键装入该键槽内;
  - 光轴初次平衡的校正值应予记录;
  - 相差  $180^\circ$ 但不在同一横截面内的多个键槽的轴也应按上述要求装上键;
  - 安装在主轴上的部件也宜按照 GB/T 9239.32 的“半键规则”进行平衡。

除非需进行运行转速动平衡,否则,转动部件在装配时应进行多平面动平衡。在加装上不多于两个主要零件后应进行动平衡,平衡的校正只应在加装的部件上进行。在全部组装好部件进行最终平衡调整时,可能需要对其他零件进行微量的修正。在带有单键槽的转子上,该键槽应装上半键。每个面(轴颈)的最大允许剩余不平衡量应按公式(2)计算:

式中：

$U_{\max}$ ——剩余不平衡量,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ );

W ——轴颈静载荷,单位为牛(N);

$n_{\max}$  ——最高连续运行转速,单位为转每分(r/min)。

6.12.3.3 当提供备用转子时,应按与主转子相同的允差进行动平衡。

6.12.3.4 如有必要,装配好的各转动部件在完成最终的低速平衡之后应进行剩余不平衡量的检查。

6.12.3.5 如果用高速平衡(按运行转速在高速平衡机上的平衡)来代替低速平衡,其平衡的验收准则应由需方和供方共同商定。

6.12.3.6 应测定和记录电气跳动量和机械跳动量,并且电气跳动量或机械跳动量不宜超过按公式(1)计算所得的试验值的 25%或 8  $\mu\text{m}$ ,取两者中的较大者。

### 6.13 底座(底盘)和底板

### 6.13.1 通则

6.13.1.1 底座的提供应由需方和供方商定。当有规定时,供方应提供要求埋入基础的附加底板和地脚螺栓。

底座、附加底板和底板的连接部件(螺钉、地脚螺栓、键等)应按所有安装在底板上的机器设备产生

的力和力矩来设计。

6.13.1.2 对于安装轴承箱或垫板的底座,其对中的表面应进行机加工。需要用调整工具对中时,可使用顶起螺钉或带顶起螺钉的调整元件。当设备支承重量大于 500 kg 时,应配置适当的螺钉或顶杆进行水平调整。

6.13.1.3 涡轮机支承系统的设计应确保在压力、扭矩和管路载荷最恶劣的组合作用下,引起的对中变化应满足需方的规定值。

6.13.1.4 安装螺栓的地方应具有足够的工作空间,以便使用套筒扳手,且允许使用水平和垂直顶起螺钉来移动设备。

6.13.1.5 当提供底板时,底板应大于每个安装垫块的贴合面。

### 6.13.2 底座(底盘)

6.13.2.1 当必须提供底座时,底座的结构应由需方和供方双方商定。根据装置的总尺寸,可用共用底座或两个独立的底座安装涡轮机和被驱动机器。

6.13.2.2 底座应至少提供 4 个起吊吊耳。当吊起时,不应使底座或装于其上的设备产生永久变形或其他损伤。

6.13.2.3 应提供反顶螺栓或垫块,以便所有设备的底座在现场调整水平。当底座底部是敞开式时,则在灌浆期间应有排气的设施。

6.13.2.4 在底座顶部的全部行走区和工作区应盖上防滑盖板。

6.13.2.5 除非另有规定,底座应为钢板或轧制型钢焊制而成。

### 6.14 铭牌和转向箭头

涡轮机的铭牌应用耐蚀材料制作。应牢固地固定在设备及所有辅助设备主要部件的醒目位置。铭牌应至少包括下列内容:

- 制造厂的名称;
- 系列号或订货号;
- 型号(类型);
- 制造日期;
- 最大或额定输出功率,kW(见 3.2.1 和 3.2.2);
- 最高连续转速或额定转速,r/min(见 3.7.1 和 3.7.3);
- 最大许用进汽(气)和注汽(气)参数,进口压力单位为 MPa、kPa 或 Pa(见 3.4),进口温度单位为°C,压力应规定为绝对压力;
- 最大/最小排汽(气)和抽汽(气)压力,单位为 MPa、kPa 或 Pa(见 3.4),压力应规定为绝对压力。

转向箭头应在涡轮机的轴承箱上铸出或用不锈钢板牢固地固定在涡轮机的醒目位置。

## 7 被驱动机器、齿轮装置和联轴器

### 7.1 被驱动机器

- 为确保涡轮机机组的正确设计,需方应说明被驱动机器的类型以及涡轮机应满足被驱动机器的要求,特别是压缩机和泵的旋转方向、不准许连续运行的转速范围以及整个运行转速范围内的载荷特性。

转向箭头应在被驱动机器的缸体或轴承箱上铸出,或用不锈钢板牢固地固定在醒目位置。

如驱动发电机,应对所有电气故障或不同步所产生的扭矩进行分析。

## 7.2 齿轮装置

### 7.2.1 通则

术语和定义见 GB/T 3374.1。

除非另有规定,单级或多级减速平行轴齿轮、行星齿轮以及多轴齿轮装置通常属于涡轮机供方的供货范围,应满足以下要求:

- 6.1 的要求应(尽可能)适用于齿轮装置;
- 在规定的运行范围内,齿轮装置应能承受所有外来载荷(推力、润滑油管等的载荷);
- 每个齿轮均应用两个轴承支撑;所有的齿轮应满足 7.2.2~7.2.5 的要求。

### 7.2.2 特性

齿轮应标出规定运行范围内的最大扭矩。

齿轮装置应适应涡轮机的跳闸转速。

齿轮应为单螺旋或双螺旋型。

齿形由齿轮供方负责选择。

轮齿设计应按 GB/T 3480(所有部分)进行。抗胶合的承载能力应根据 GB/Z 6413.1 或 GB/Z 6413.2 确定。

### 7.2.3 齿轮箱体

齿轮箱应为铸造或焊接结构,其设计和制造应确保轴系在整个规定的运行范围内的所有影响因素(如扭矩、温度、内力、外部许用力和力矩)作用下保持对中。

设计避免因激振和箱体或其部件的固有频率产生共振。

为了避免由于空气摩擦引起的不可接受的热量,在大齿轮、小齿轮和箱体之间应提供足够大的侧向间隙和圆周间隙。

齿轮箱应设置一个或若干个可拆卸且装有密封垫圈的检查孔盖。宜设置能目视检查大、小齿轮整个齿宽的检查孔,检查孔的尺寸应至少为齿面宽度一半。

箱体的布置应减少润滑油起沫,其回油管路布置也应保证润滑油及其液面低于大齿轮最低处。箱体外密封应易于更换。

当有规定或供方要求时,轴承附近应提供安装两个位置成  $90^{\circ} \pm 10^{\circ}$  的非接触振动传感器的接口。

当有规定时,在箱体上应提供安装振动加速度或振动速度传感器的接口。

### 7.2.4 轴承

径向轴承的类型由齿轮供方选定,并应满足 6.11 和 6.12 的要求。

### 7.2.5 动力学

见 6.12。

## 7.3 联轴器

### 7.3.1 通则

联轴器的制造、型式和布置应由需方与被驱动机器和涡轮机的供方共同商定。

### 7.3.2 联轴器的选择

联轴器应能传递规定运行点连续运行的转动扭矩乘以 GB/T 3480(所有部分)中规定的相应使用系数后得到的最大转矩。

对电气故障或不同步,见 7.1。

涡轮机连同被驱动的其他机械(例如电机、泵、压缩机等)的轴系特性需由各主机厂家一并考虑。

### 7.3.3 联轴器布置

联轴器的布置应设计成在不拆除被驱动机器、齿轮装置和涡轮机缸体时就能接近的两个半联轴器。

涡轮机应能脱开被驱动机器并带着涡轮侧半联轴器或力矩模拟器进行试验。

### 7.3.4 联轴器的配合

半联轴器应通过带键或不带键的柱面或锥面分别与涡轮机或被驱动机器的轴紧配合。可用液压套装或红套方式。

### 7.3.5 平衡

如果联轴器的轮毂和轴套与轴不是整体的,则在装配前应作静平衡和/或动平衡(见 6.12.3)。

联轴器的螺栓应根据重量进行选择,并明确标识它们在法兰上的位置,避免再次装配后改变平衡状态。

### 7.3.6 联轴器护罩

联轴器护罩的设计应易于检查联轴器。联轴器护罩的设计应符合相关安全规范。

### 7.3.7 供货范围

除非另有规定,涡轮机和被驱动机器间的非整体半联轴器和联轴器护罩由被驱动机器的供方提供。串联驱动机器或串联被驱动机器之间的联轴器和联轴器护罩由串联机器的供方提供。

除非另有规定,涡轮机一侧的半联轴器应由涡轮机供方安装。

如果两个半联轴器都是与轴成整体的,涡轮机供方应提供中间分隔件和安装所需的专用工具。

有关轴、键槽尺寸(如果有键槽)以及由于轴端窜动和热影响产生的轴端位移的数据,应提供给联轴器的供方。

如果规定进行工厂试验,联轴器的供方应将空转接套和半联轴器一起供给涡轮机供方。半联轴器和空转接套所产生的力矩应等于按合同供货的半联轴器加上 1/2 该联轴器中间分隔件所产生的力矩。当所有试验完成后,空转接套应作为专用工具的一部分提交给设备的需方。

## 7.4 盘车装置

当有规定或供方认为有必要时,涡轮机应配备一套盘车装置以避免转子在启停机过程中发生有害的变形。

当转子盘车时应向轴承供油并建立润滑油压,如果润滑无效,应提供联锁装置以阻止盘车。

当涡轮机启动时盘车装置应能自动脱开。如果涡轮机组发生反转时(见 6.1.1),盘车装置应有保护设施。如在正常的旋转方向上盘车装置失效,则应能手动进行盘车。

电动盘车装置的设计应使其最大扭矩能克服规定运行范围内的扭矩、摩擦扭矩(见 9.4.5)以及脱开扭矩。

## 8 辅助设备

### 8.1 管路

8.1.1 辅助管路包括下列所有管路：

- 润滑油管路；
- 控制油管路；
- 密封和泄漏管路；
- 疏水管路；
- 信号线管路；
- 仪表和控制气管路。

8.1.2 需方和供方应商定涡轮机和辅助设备连接管件的供货范围。与其他装置连接的管件应另行协商。

8.1.3 管路应有适当的支撑和加固措施,以防止由于振动引起的损伤并尽可能减少装运和维护过程中引起的损坏。管路的设计应能安全地接近进行日常维护,宜紧靠机器的外轮廓来布管。含油管路应与其他炽热管路和炽热部件相分离,以尽可能减少绝热层浸油而发生火灾的危险。

8.1.4 除信号线路外,管道、阀门和接头的公称尺寸应不小于 DN15,其最小公称压力为 PN10。

8.1.5 管路的公称尺寸应按 GB/T 1047 的规定。

8.1.6 有关钢管交货条件的标准信息见参考文献。

8.1.7 除信号线路外,应少用螺纹连接。法兰及连接用紧固件应按 GB/T 9124(所有部分)、GB/T 9125(所有部分)。管路焊接应符合认定的焊接工艺规范和质量要求。通常,优先采用对焊接头,且滤油器的下游不准许使用承插焊接头。不锈钢钢管的对焊焊缝采用惰性气体保护钨极焊打底,用惰性气体保护钨极焊或手工电弧焊焊满。

8.1.8 管路焊接应由合格的焊工按照适当的操作规程进行(见参考文献)。

8.1.9 法兰、阀门和其他部件的垫圈和填料应不含石棉。

### 8.2 入口滤网和汽水分离器

在主汽阀的阀座前应安置一个可更换的耐用抗腐蚀入口滤网。对于设备试运行,可协商提供一个额外的细孔入口滤网,该滤网应在不需拆除管路的情况下易于更换。

如果汽轮机缸体进汽处的蒸汽是饱和蒸汽或仅稍微过热的蒸汽,则可使用一台汽水分离器。汽水分离器应能通过疏水器对新蒸汽进行连续疏水。需方和供方应商定汽水分离器的供货方。

### 8.3 电气系统

需方应规定电动机、加热器和测量仪器的供电特性。

- 安装在机组上或单独仪表板上的电气设备,应适用于 GB 3836.14 规定的危险类别。要详细了解有关易爆气体环境用的电子仪表,见 GB/T 3836 相关部分。电气启动和监视控制器可用交流电或直流电。

在底盘范围和供油装置内的电源线和控制线应耐油、耐所处的温度、防潮和抗擦伤。在底盘范围和其他受振动的区域内应使用绞合导线。在使用橡胶或合成橡胶绝缘的地方,应有氯丁橡胶(或相当的)或耐高温热塑性护套以保护绝缘。

为易于维护,对所有通电部件(如接线板和继电器)应具有足够的空间。对较低电压的部件尽可能提供 600 V 使用场合所要求的空间。

电气材料(包括绝缘体)应耐腐蚀和尽可能不吸潮。当规定用于热带地区时,材料应进行抗霉蚀保

护且无保护层的表面应涂刷保护层。

在底盘范围内的控制、测量和电源线(包括热电偶导线)均应安装在耐受力强的导管内或电缆槽和盒内。适当地配置托架以使振动减至最低程度,并进行隔离或屏蔽以防止不同电压等级间的相互干扰。通常导管可端接(对于测温元件头部则应端接)足够长的挠性金属导管,使能在不拆除导管的情况下接近机组进行维护工作。对于 GB 3836.14 中的 2 区场所,挠性金属导管应有一个不透液体的热固性的或热塑性的外套。

#### 8.4 冷凝设备

如果供货范围包括冷凝设备,则需方和供方应商定冷凝设备的供货范围和技术规范。

当供冷凝器时,供方应提供一种适合于需方现场条件和运行系统的结构。供方应提供或协助需方规定该系统正确运行所必需的排汽(气)设备,例如射汽抽气器、真空泵或风机等。

#### 8.5 辅助设备的材料

材料标准的信息见参考文献。

#### 8.6 汽轮机的疏水系统

汽轮机应采取保护措施,以避免凝结水在汽轮机和管道内聚积。进汽和出汽管路不应通过汽轮机来疏水。

带有上排汽的凝汽式汽轮机,需特殊考虑排汽管疏水,以确保凝结水不进入汽轮机缸体,而是回到其他集液装置中。

所有可能积水的管路和缸体区段,应提供足够大尺寸的疏水接口,使产生的凝结水得以排出而不发生积水。可采用下面的措施:

- a) 运行绝对压力超过 0.1 MPa 和运行温度高于饱和温度 50 ℃以上的区域:带截止阀的疏水管;
- b) 运行绝对压力超过 0.1 MPa 和运行温度低于饱和温度 50 ℃以上的区域:带截止阀的疏水管,必要时增加带凝结水疏集水器的旁路;
- c) 运行绝对压力接近 0.1 MPa 的区域,如外轴封:带水封(疏集水器)或一个固定节流孔板的开式疏水管或单独集液器;
- d) 运行绝对压力低于 0.1 MPa 的区域:带截止阀或凝结水疏集水器的疏水管。也可提供一个带截止阀和旁路的凝结水疏集水器或一个固定节流孔板的疏水管。排放的凝结水进入凝汽器或集液装置;
- e) 从高压区到低压区分级疏水的疏水孔。

蒸汽管路的设计应确保水不会回流到缸体内。

### 9 润滑油和控制油系统

#### 9.1 通则

除非另有规定,涡轮机供方应提供涡轮机的油系统和配件。

如果需方和供方同意,润滑油系统也可以和被驱动设备并用。如果油系统由别的厂家提供,涡轮机供方应传达其供货范围内的所有供油要求。

除非另有规定,涡轮机供方应为每个压力等级提供一个单独的供油接口,并配备一个使全部油回入油箱的回油接口。

## 9.2 油的类型

除非另有规定,使用的油应符合 GB 11120 规定。油的类型应由需方与涡轮机、联轴器、齿轮装置和被驱动机器的供方协商从 GB 11120 规定中选取。

油的类型、注入量和推荐的检查周期和维护应纳入操作手册。除非另有规定,油应由需方提供。

注: 基于需方和供方达成的协议,控制系统可以采用抗燃无毒液体。

## 9.3 油箱

### 9.3.1 油箱类型

油箱可单独布置,也可内置于或安装在涡轮机底盘、轴承箱或齿轮箱壳体内。

### 9.3.2 设计准则

油箱应有通风设施,其布置应能防止外界污物进入。以下部位应高于相对于油箱表面约 20 mm 高度:

- 顶部开口,带垫圈;
- 法兰接口,带垫圈;
- 用于安装设备的垫块。

回油接口的布置应远离泵的吸入口,以便沉积物下沉、空气释放并使回油与油箱内的油在油箱中混合。

所有不带压力的回油接口应位于最高运行液位之上。所有带压力的回油接口应分开并通过位于吸入失效油位以下的内部管道排油。油箱设计避免静止区并容易清洗。在运输和安装期间有足够的防护措施以保证油箱的清洁状态。除非另有规定,油箱应由碳钢制成,且内部不涂刷油漆。

### 9.3.3 单独油箱的附加设计准则

为确保在清洗期间疏水,应在倾斜箱底的低端配置一个用于连接法兰阀门的接口,其尺寸至少为 DN 50。泵的吸入口位置应靠近油箱倾斜底部高的一端。

### 9.3.4 尺寸准则

对于单独的油箱,滞留时间至少为 6 min。这种油箱内油的自由表面应按正常流量每 1 m<sup>3</sup>/h 至少对应为 0.1 m<sup>2</sup> 计算。

对与底盘制成一体的油箱,滞留时间宜为 5 min,油的自由表面应按正常流量每 1 m<sup>3</sup>/h 至少对应为 0.2 m<sup>2</sup> 计算。

如果油箱集成在轴承箱或齿轮箱壳体内,或控制油和润滑油系统是分开的,则供方可选择一个更短的滞留时间。更短的滞留时间应经需方同意。

停机容量应满足需方规定的附加容积要求。在润滑油和密封油系统中,最低和最高运行液位间的尺寸应至少为 50 mm。

根据用途,最低运行油位和吸入损失油位之间应有足够的间距。

注: 间距极限值取决于设备运行在最低运行油位且发生泄漏而没有油回流时,油泵依然可以正常地运行的时间。

### 9.3.5 加热

如果规定加热,加热器应能在 12 h 内对油箱内的油从规定的最低环境温度加热到规定的最低启动温度。加热器的类型、尺寸和结构应由需方和供方商定。油可用蒸汽、热水或电加热。加热器油侧表面

温度不应超过 120 °C。电加热器的安装应能使其在运行期间可拆去。如有规定,油箱应配置保温设施。当使用导热油时,应提供带有一个通气口的适应热膨胀的油箱。宜提供切断供热介质的装置,以防止油或加热器过热。

#### 9.4 油泵及其驱动装置

##### 9.4.1 通则

如果供油装置兼顾润滑油和控制油系统,除非另有规定,可由共用油泵控制润滑油和控制油的流量来控制油压,或分别由两个独立的油泵来控制供油。

应有防止油经备用泵或应急泵回流的措施。

油泵可卧式或立式安装。

带单独驱动设备的泵应成套提供,有合适的安装垫块并能承受管路载荷。

##### 9.4.2 涡轮机用泵的类型和其他油源

涡轮机用泵的类型和其他油源见表 1。

表 1 涡轮机用泵类型和其他油源

类 型	如果主油泵由轴驱动	如果主油泵由电机(涡轮机)驱动
备用油泵(可以代替主油泵)	当主轴驱动的主油泵故障时,备用油泵通常不能阻止涡轮机停机	从液压角度上看,备用油泵完全可以与主油泵互换,这是因为主油泵不是机械地连接涡轮机轴。备用泵外形通常与主油泵一致
辅助油泵 <sup>a</sup> (不能代替主油泵)	辅助油泵在启动、停机和冷却时需要	辅助油泵不需要,因为主油泵运行独立于涡轮机转速
应急油泵(能不间断地提供可靠动力,动力小于辅助油泵) <sup>b</sup>	应急油泵仅适用于停机和冷却	应急油泵仅适用于停机和冷却
高位油箱 蓄能器 润滑油环	高位油箱,蓄能器和润滑油环仅用于停机	高位油箱、蓄能器和润滑油环仅用于停机
如果上面提到的泵中有多个,则这些泵应作标记,例如:第一备用泵、第二备用泵等		
<sup>a</sup> 辅助油泵可以用第二备用油泵代替。它可以用作交流电的应急油泵来使用,交流电的应急油泵应先于直流电的应急油泵动作。		
<sup>b</sup> 可提供一个蓄能器以维持在油流量瞬变时,油系统压力高于跳闸设定的系统压力。		

##### 9.4.3 主油泵

根据涡轮机结构类型、运行模式或泵的类型,主油泵可由下列装置驱动:

- 主涡轮机或齿轮装置的轴;
- 单独的驱动设备(涡轮机或电机)。

泵和上述驱动设备的组合可满足主油泵的工作要求。

##### 9.4.4 备用油泵、辅助油泵和应急油供应

宜采用下列设备:

- a) 对主轴驱动主油泵的涡轮机:
  - 用于启动、停机和冷却的辅助油泵,
  - 用于停机和冷却的应急油泵或用于停机时的高位油箱或蓄能器或润滑油环;
- b) 对电机(涡轮机)驱动主油泵的涡轮机:
  - 与主油泵类型一致的备用油泵,
  - 用于停机和冷却的应急油泵或用于停机的高位油箱或蓄能器或润滑油环。

应急油泵宜有一个独立的、不间断的、可靠的动力源。

#### 9.4.5 顶轴油泵

对配备盘车装置(见 7.4)的大型涡轮机转子和/或被驱动机器的转子,可另外提供一个顶轴油泵以减少轴承摩擦。

顶轴油泵应自成系统,以防止其他油系统的压力影响。

#### 9.4.6 泵的选择

9.4.6.1 泵可设计成容积泵或离心泵。当系统在良好的运行情况下,对润滑油和控制油系统容积泵的额定容量应为在最大系统压力下正常油耗的 115%,对离心泵的额定容量应为要求的系统压力下正常油耗的 115%。瞬时油耗可以由蓄能器或泵的极限容量来提供。

9.4.6.2 除非另有规定,当泵的油温最低时,容积泵应能在最低的油温和规定的泵减压阀设定值(包括蓄能)下运行。该最低温度经需方和供方协商可以是最低环境温度或油泵的启动油温(在油泵启动前,油可以加热)。

9.4.6.3 离心泵应能从正常运行点(要求经常运行的和最佳效率的运行点)至出口关断时连续增加其排出压力至少 5%。离心泵至少在油温为 25 °C 黏度为 VG46 或油温为 15 °C 黏度为 VG32 时,应传输稳定的流量。

9.4.6.4 如提供涡轮机驱动的油泵,油泵的布置应避免在非正常条件下(如超速、吸力降低等)产生的危险。在最低入口和最高出口压力条件下,涡轮机驱动油泵应达到规定输出量。

9.4.6.5 垂直布置在油箱上的涡轮机应提供一个可靠的轴封,以防止冷凝液在运行或停机时进入油中。

9.4.6.6 备用油泵应提供自启动装置,以防主油泵失效或因其他原因导致油压下降时维持油压并确保安全运行。

需方和供方应商定自启动系统要求的电气设备供货范围。

备用油泵的布置应使其在启动时不会出现供油中断。当涡轮机运行时应提供检查备用油泵运行情况的措施。自启动系统应有用于维护目的的手动复位和隔离措施。

9.4.6.7 泵壳可由铸铁、钢或铝合金制成。在环境温度低于 7 °C 场合不应使用铸铁泵壳,但浸没式泵不受此限制。

#### 9.4.7 油系统保护

容积泵系统应提供压力泄放阀。

压力泄放阀的整定值应满足设备和部件可能的故障和不超过 10% 的允许超压的要求。压力泄放阀应保护油系统的部件和管路。压力泄放阀开始打开后,其压力应随流量同比增加。压力泄放阀应可调整并运行平稳、无冲击和振动。压力泄放阀的最低开启压力应比要求的最高运行压力高出 10%。压力泄放阀不应用于连续压力调节。多余的油应回流到油箱。

对于高压用途,可作特殊考虑。

当使用容积泵,独立的油系统应提供压力调节装置以确保油压相对稳定。调节装置应有适当的响应时间且平稳地运行、无冲击和振动以及在运行期间可以调整。多余的油应回流到油箱。除非另有规定

定,所有压力调节阀应在所有泵工作时和在运行温度下,使用黏度为 VG32 或 VG46 的油时能维持其许用压力。如果流量变化非常大,则应并联使用两个或多个控制阀。

如离心泵采用主轴驱动或涡轮机驱动,应评估油系统在跳闸转速和零排量时压力的增高的情况。

#### 9.4.8 泵的进出口布置

除主轴驱动泵外,泵的进口管应有能注满油的设施,以确保启动。主轴驱动泵应有适当的注油启动设施。所有泵的进口管应具有在启动时排气及注油的设施。

进口管、进口阀(如有)、泵壳体和所有其他部件(特别是增压泵装置)的设计应评估由于出口止回阀的泄漏而可能引起的超压危险。

如需方和供方同意,应提供吸入和排出隔离阀以维护备用泵。在这种情况下,应防止误动作而中断供油。对容积泵,在泵的出口与隔离阀之间应装设压力泄放阀。

对需要增压泵的各个系统,所有高压增压泵同时运行时,应满足低压油的供油要求。供方可提供增压泵的辅助吸入接口,也可以提供增压泵低压报警或跳闸开关。

#### 9.5 滤油器

润滑系统供油应经过滤油器,但对应急油源不宜使用滤油器。如需方和供方同意,润滑油滤油器可省略。滤油器的正常过滤比应为按 GB/T 18853 的过滤比  $\beta_{25} = 75$ ,其尺寸大小应使清洁滤油器在稳定条件下,正常的工作压降<sup>1)</sup>不应超过 0.035 MPa。滤油器应经得起最小为 0.5 MPa 的压降。滤油器装置试验压力应至少为 1.5 倍的最大运行压力。

滤油器应安装在冷油器的下游。

控制油系统的滤油器应满足各自压力等级的要求。

除非另有规定,供方应提供带可更换滤芯的双联滤油器。双联滤油器应设置切换阀,切换阀切换时不能对涡轮机供油产生节流作用。滤油器的腔室应有充油和排气装置。

滤油器壳体、盖和切换阀可用铸铁或钢制成。但在环境温度低于 7 °C 的场合,不应使用铸铁材料。

#### 9.6 冷油器

##### 9.6.1 通则



9.6.1.1 下列要求适用于用水或水基混合物作冷却介质的冷油器。对空气冷却的冷油器的要求,需方和供方另行商定。

9.6.1.2 冷油器的大小应能散发来自油系统的最大热量,以确保油温不超过极限要求。

9.6.1.3 需方应规定所有与冷却水供应系统相关的参数,包括下列参数的正常、最大和最小的设计数据:

- 冷却液压力;
- 许用压降;
- 冷却液温度;
- 许用温升;
- 冷却液成分/品质。

9.6.1.4 冷油器应设计成能承受油和水两侧同时或单独可能出现的最大可能的压力和温度而不受损坏。除非另有规定,冷油器的水侧应设计成能承受 0.7 MPa 的压力。油侧和水侧的试验压力应至少为最大运行压力的 1.5 倍。

1) 正常的工作压降是指在正常工作温度下和正常流量下产生的压降。正常流量是指设备部件总的需油量,不包括控制油系统的瞬时流量和直接通过旁路回到油箱的回油。对油的正常工作温度参见使用说明书。

9.6.1.5 对清洁的冷油器,油侧和冷却水侧的压损不应超过 0.1 MPa。冷油器冷却水侧的工作压力(切实可行的场合)宜小于油侧工作压力以最大程度地减少水漏入油的危险。

9.6.1.6 冷油器的设计应有一个考虑污垢的适当附加许用值,这个许用值应根据冷油器的类型、冷却水的质量和使用维护周期等因素决定。冷油器的材料应与油和冷却介质相适应,在涡轮机规定的寿命期间不应出现严重损坏。

9.6.1.7 ● 如有需要,需方可规定油温的恒温控制。在冷油器油侧的旁路中应提供一个带补偿的恒温阀。

9.6.1.8 供方应在冷油器的油侧和水侧的适当位置提供简便的排水和通气设施。

9.6.1.9 需方或供方应提供适当的措施以保护冷油器免受油、水两侧的超压。

9.6.1.10 当需方要求时,应提供带切换阀的两台全容量冷油器,其布置应使冷油器切换时不中断对涡轮机的供油。

9.6.1.11 除非另有规定,切换阀阀体可用灰铸铁制成。阀柱塞或阀球应用抗蚀材料,宜用不锈钢制造。

9.6.1.12 对于切换前需均衡压力的冷油器,应提供一个较小的压力平衡阀。该压力平衡管路还可以在切换前对备用冷油器注油。

9.6.1.13 在水清洁的条件下,可以使用板式冷油器。这特别适用于封闭的冷却水系统或经特殊处理的水或清洁海水。

9.6.1.14 当对冷却水的清洁度存在怀疑时,应选择管壳式冷油器。

9.6.1.15 在不拆除冷油器壳体的前提下应有足够的有效抽管空间以维修冷油器的管束。

9.6.1.16 如果提供两个全容量冷油器,则不应影响涡轮机的性能。

9.6.1.17 如果需方规定,冷油器应适合于使用如蒸汽或水—蒸汽混合物等加热介质。加热介质的压力和温度应由需方和供方商定(见 9.3.5)。

## 9.6.2 板式冷油器

除非需方规定了其他的材料,冷油器板的材料应是不锈钢或钛合金,或由冷却水的性能决定而采用其他材料。板组应可从冷却器机身上拆去。板间的距离应大于或等于 2.5 mm。

板的结构设计应使冷油器任何一侧的泄漏物能够排入大气,以避免污染油系统。

冷油器宜安装隔离屏以最大程度减少油或水喷射泄漏的危险。

衬垫材料应适合冷油器两侧的流体。衬垫在实用场合下,应为可拆卸类型。

除非另有规定,应按下列允许的水侧污垢系数进行设计:

——软化水闭式循环:0.001 m<sup>2</sup> · °C/kW;

——清洁海水(开式海洋):0.03 m<sup>2</sup> · °C/kW;

——冷却塔处理水、沿海的海水、河水:0.05 m<sup>2</sup> · °C/kW。

## 9.6.3 管壳型冷油器

除非另有规定,应按下列允许的水侧污垢系数进行设计:

——闭式循环(处理水):0.09 m<sup>2</sup> · °C/kW;

——正常冷却水和清洁海水:0.17 m<sup>2</sup> · °C/kW;

——含盐不清洁水:0.35 m<sup>2</sup> · °C/kW。

除非需方和供方另有规定,冷却水在管内的流速在额定状态下应不低于 1 m/s 且不高于下列值:

——软黄铜和 90% 铜,10% 镍合金:1.8 m/s;

——碳钢:2 m/s;

——防腐黄铜:2.3 m/s;

——不锈钢:2.5 m/s;

——70%铜,30%镍合金:3 m/s;

——钛合金:3.5 m/s。

每个冷油器应由一个壳体、一个或多个水室和一个可抽出的管束组成。

除非另有规定,或由冷却水的特性决定,宜使用下列材料:

- a) 壳、盖和腔室:碳钢;
- b) 管板:不锈钢或带防蚀层的碳钢;
- c) 换热管:不锈钢;
- d) 在特殊情况下可使用:

——铜镍合金;

——不锈钢;

——钛合金;

——碳钢。

有关铜合金和钢的标准信息见参考文献。

除非另有规定,冷却水管应有如下尺寸:

——最小外径:12 mm;

——最小壁厚:

- 铜锌和铜镍合金:1 mm,
- 不锈钢和钛管:0.5 mm,
- 碳钢:1.6 mm。

## 9.7 蓄能器

对于控制系统而言,为满足技术规范稳定运行,则需提供蓄能器。在备用泵升速期间,蓄能器可维持润滑油系统压力高于跳闸设定值。

如有规定,供方应提供充气蓄能器所需要的特殊设备。

蓄能器应与备用油泵启动控制隔离(如:止回阀)以消除启动信号动作的滞后。

## 9.8 油管路

除 8.1 给出的要求外,下面的要求适用于油管路。

管路应用最少的法兰和配件(安装和维护所需的)焊接而成。除非需方另有规定,管路和法兰允许使用碳钢。螺纹连接数量应保持最少。

排油管的尺寸应在正常油温下使油流量不超过 1/2 全值,且其布置应确保在可能形成泡沫的条件下顺畅排放。作为一个准则,油的流速可为 0.5 m/s,且斜度可为 15 mm/m 或更大。

# 10 调节和保护系统

## 10.1 通则

- 设计调节系统时,需方应提供规定的监测参数,包括相关的被驱动机器的数据和运行特性。

机械驱动或孤立运行的发电机组的调节系统控制涡轮机的转速。此外,调节系统可在确定的环境中控制其他变量,如进汽(气)压力或流量、注汽(气)压力或流量、抽汽(气)压力或流量、背压或流量、轮室压力、被驱动设备的功率以及与之相关的其他参数。与公共电网并网运行的发电用涡轮机的调节系统控制发电机负荷或其他上述的控制变量。

除非另有规定,涡轮机调节系统应仅能在正常运行转速内控制转速。在这种情况下,操作人员应能控制涡轮机从转速为零的状态到调节系统开始控制的最小转速。在此期间保护系统应是有效的。

除非另有规定,这个控制可以是手动的。

对涡轮机驱动的发电机,涡轮机的调节系统应确保:

——当发电机单独运行时,包括空载和满负荷在内的所有负荷下的转速保持稳定;

——当与其他发电机并列运行时,功率以稳定方式输入到互连系统。

调节器及其系统的配置应保证任何部件的失效都不妨碍涡轮机安全停机。

注:除非另有规定,对于机械驱动用涡轮机,其最高连续运行转速  $n_{\max}$  为额定转速  $n_r$  的 1.05 倍。对于发电用涡轮机,最高连续运行转速  $n_{\max}$  等于考虑电网的一定变化频率的额定转速  $n_r$ 。

## 10.2 转速调节系统

10.2.1 在额定转速、额定功率输出、额定进汽(气)和排汽(气)参数的稳定工况下,稳态转速不等率( $\delta$ )不应超过 0.5%。根据不同的涡轮机类型,稳态转速不等率的定义如下。

a) 非调抽汽(气)涡轮机的稳态转速不等率的定义见公式(3),表示为稳态工况下,涡轮机功率从额定输出功率  $P_r$  到零功率逐渐变化时,转速变化量和额定转速  $n_r$  的百分比。非调抽汽(气)涡轮机转速与输出功率关系见图 2。

注:稳态工况,即蒸汽(气体)参数[进汽(气)压力、进汽(气)温度、排汽(气)压力]设定在额定值并保持稳定的状态;以及任何外部控制装置不起作用并锁定在开启位置上,以使蒸汽(气体)无约束自由流入调节阀的工况。

$$\delta = \frac{n_A - n_B}{n_r} \times 100\% \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

式中:

$\delta$  —— 稳态转速不等率,%;

$n_A$  —— 空载时的转速,单位为转每分(r/min);

$n_B$  —— 在转速变换器特性设定相同时额定输出功率下的转速,单位为转每分(r/min);

$n_r$  —— 额定转速,单位为转每分(r/min)。

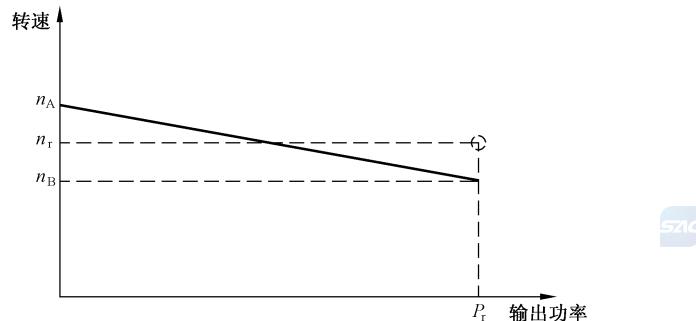


图 2 非调抽汽(气)涡轮机转速与输出功率关系

实际上通常采用调整转速变换器以给出额定输出功率  $P_r$  下的额定转速  $n_r$ ,即图 2 中,特性曲线  $n=f(P)$  向上移动,则公式(4)、公式(5)成立。

$$n_B \equiv n_r \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

$$\delta = \frac{n_A - n_r}{n_r} \times 100\% \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

式中:

$n_B$  —— 在转速变换器特性设定相同时额定输出功率下的转速,单位为转每分(r/min);

$n_r$  —— 额定转速,单位为转每分(r/min);

$\delta$  —— 稳态转速不等率,%;

$n_A$  —— 空载时的转速,单位为转每分(r/min)。

- b) 对带可调抽汽(气)和混压式涡轮机的稳态转速不等率的定义见公式(6),表示为稳态工况下涡轮机的输出功率从零抽汽(气)或零注汽(气)状态的最大输出功率  $P_m$  逐渐地变到零输出功率时的转速变化量与额定输出功率  $P_r$  时的额定转速  $n_r$  的百分比。可调抽汽(气)涡轮机转速与输出功率关系见图 3。

注：稳态工况，即蒸汽(气体)参数[进汽(气)压力、进汽(气)温度、排汽(气)压力]设定在额定值并保持稳定的状态；以及当抽汽(气)或注汽(气)控制系统不起作用并锁定在零抽汽(气)或零注汽(气)位置上，且任何其他外部控制装置不起作用并锁定在开启位置上，以使蒸汽(气体)不受约束自由流入调节阀的工况。

式中：

$\delta$  — 稳态转速不等率, %;

$n_A$  ——空载时的转速,单位为转每分(r/min);

$n_m$  —— 零抽汽(气)或零注汽(气)输出最大功率时的转速,单位为转每分(r/min);

$P_r$  ——额定输出功率,单位为千瓦(kW);

$n_r$  ——额定转速,单位为转每分(r/min);

$P_m$ ——零抽汽(气)或零注汽(气)时的最大输出功率,单位为千瓦(kW)。

实际上通常采用调整转速变换器在允许零抽汽(气)或零注汽(气)条件下最大输出功率  $P_m$  时的额定转速  $n_r$ ,则公式(7)、公式(8)成立。

式中：

$n_m$  ——零抽汽(气)或零注汽(气)输出最大功率时的转速,单位为转每分(r/min);

$n_r$  ——额定转速,单位为转每分(r/min);

$\delta$  — 稳态转速不等率, %;

$n_A$  ——空载时的转速,单位为转每分(r/min);

$P_r$  ——额定输出功率,单位为千瓦(kW);

$P_m$ ——零抽汽(气)或零注汽(气)时的最大输出功率,单位为千瓦(kW)。

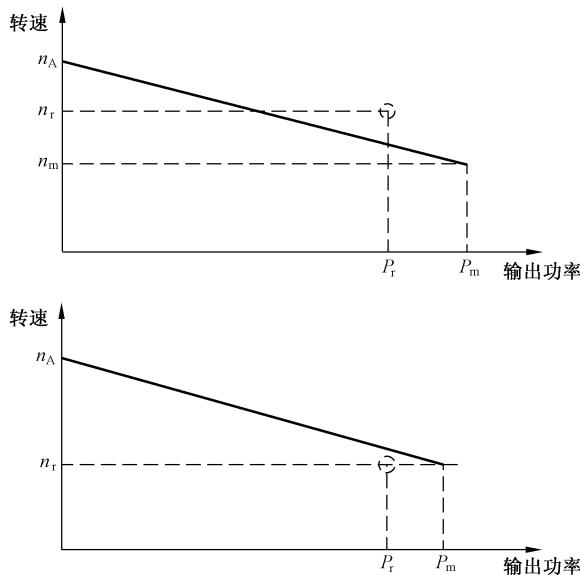


图 3 可调抽汽(气)涡轮机转速与输出功率关系

10.2.2 在恒定负荷、额定转速、额定功率输出、额定进汽(气)和排汽(气)参数的稳态工况下,稳态转速变动率(SV)不应超过0.25%。转速变动率为上述稳态下相对整定转速 $n_s$ (当调节系统被锁定而不动时,可测得)的转速变化或波动总量 $\Delta n$ ,以额定转速 $n_r$ 的百分比率来表示(见图4)。

注 1: 转速变化或波动总量的定义为[见公式(9)]: 在一切其他条件保持不变的情况下, 调节系统在动作与被卡住不动作之间转速变动的差值。转速变动率包括控制回路的死区和持续的摆动量。

注2: 控制回路的死区为稳态下的转速变化的总幅值,在该转速变化范围内调节阀位置不发生变化,转速给定值保持恒定而实际转速已发生变化。死区为调速系统的不灵敏度量值且以额定转速的百分比表示。

式中：

SV——转速变动率, %;

$\Delta n$  —— 转速变化或波动总量, 单位为转每分(r/min);

$n_r$  ——额定转速,单位为转每分(r/min)。

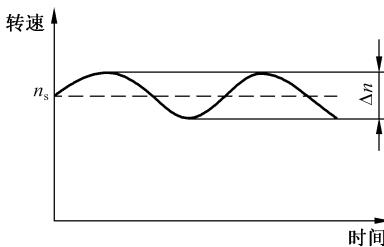


图 4 转速变动率

10.2.3 最大升速率(MSR)不应超过最高连续转速的 7%。最大升速率的定义见公式(10),表示以相对额定转速  $n_r$  的百分比表示的最大升速率是指当涡轮机以最大输出功率运行在相应转速下,突然将负荷完全降到零时所产生的最大瞬间转速升高率。通常,MSR 小于或等于 0.07。

注：仅适用于发电用涡轮机。

式中：

MSR ——最大升速率, %;

$n^*$  ——突然将负荷完全降到零时所达到的最高转速(为防止激发跳闸装置,此值不应高于 $1.07n_r$ ),单位为转每分(r/min);

$n_r$  ——额定转速,单位为转每分(r/min)。

### 10.3 转速调整

应能进行转速的手动调整。

除非另有规定,发电用涡轮机在空负荷运行时的转速应至少能在额定转速±5%范围内调整。当测试超速跳闸系统时,应用解除调节的方法超过这个转速范围至跳闸转速以上5%。

除非另有规定,提高控制信号值应增加涡轮机转速。

- 规定的转速范围应与整个控制信号范围相对应。

## 10.4 电调系统用电子转速传感器

如果使用电调系统,应至少包括两个转速控制专用的转速传感器。调速器应通过高信号选择来区别从转速传感元件发出的信号。如果使用两个以上转速传感器,调速器可用测得的中间值(非平均值)作为实际值。一个转速传感元件故障应仅触发警报。两个元件都出故障应触发停机。

应提供一个测转速传感用的多齿表面,该多齿表面可与涡轮机轴成整体或可靠连接或固定在涡轮机轴上。该多齿表面可为调速器、超速停机系统及转速表所共用。转速传感器不应与超速停机系统共用。

## 10.5 保安系统

### 10.5.1 通则

保安系统应按自动防故障或失效保护原理进行设计,控制信号消失或者油压消失时,应立即关闭遮断阀和调节阀。

当触发跳闸系统动作的条件消失后,既不应使跳闸装置自动复位,也不应使这些汽阀重新开启。跳闸系统应设计成只能由操作人员复位。汽阀只有在跳闸系统复位后,才能重新开启。

### 10.5.2 超速跳闸系统

#### 10.5.2.1 通则

每台涡轮机应至少提供一个保安装置(机械的和/或电子的)以防止涡轮机和被驱动机械超速。该装置应独立于调速器,并当转速达到跳闸转速时通过一个或多个遮断阀切断涡轮机的工作介质。

保安装置应立即跳闸关闭遮断阀和抽汽(气)管路中的快关止回阀(如有),涡轮机应防止被回流工作介质加速。

超速跳闸系统应能在转速不归零时复位。如果在运行转速进行超速跳闸系统动作性能试验时,涡轮机应继续受保护,以免转速超过跳闸转速。

在紧急停机的情况下,遮断阀和调节阀都应同时关闭。在最大许用进汽(气)压力下应能使跳闸装置动作,关闭遮断阀和调节阀。

应提供不中断涡轮机运行时检查遮断阀的手段。如果只有一个单独的遮断阀,可以用部分行程进行检查。供方应说明包含的输出范围的限制。

注:除非另有规定,正常的跳闸转速设定值为最高连续运行转速  $n_{\max}$  的 1.1 倍,即:

——驱动压缩机用:  $n_t = 1.155 \times n_r$  (如果没有其他规定,  $n_{\max} = 1.05 \times n_r$ );

——驱动发电机用:  $n_t = 1.10 \times n_r$  (如果没有其他规定,  $n_{\max} = n_r$ )。

#### 10.5.2.2 电子超速回路

如果没有安装其他超速系统,则应提供电子超速保护回路,该回路至少由两个独立的转速传感器和逻辑装置构成。其最低配置应包括下列内容:

- a) 任一回路检测到超速状态都应触发停机;
- b) 任一回路中的转速传感器或逻辑装置发生故障,应仅触发警报(解除激励);
- c) 两个回路都发生故障时应触发停机;
- d) 对 a)、b)、c) 3 项要求人工复位;
- e) 超速回路中的所有设定值都应可现场更改,并应通过受控访问进行保护;
- f) 每个超速回路应能接收来自频率发生器的输入以检验跳闸转速设定值:为进行在线试验提供受控访问锁定;
- g) 每个超速回路应提供一个用于转速显示的输出;
- h) 超速系统转速传感器不应与其他系统共用;
- i) 应提供具有受控访问复位的峰值保持特性,以显示跳闸状态下达到的最高转速值。

当规定时,应提供一个根据三选二逻辑原理的超速停机系统。

除非另有规定,应提供电磁传感器作为转速传感用。

应提供一个转速传感用的多齿表面,该多齿表面应与涡轮机轴成整体或可靠连接或固定于涡轮机轴上。该多齿表面可以为调速器、超速停机系统及转速表所共用。

测速齿轮的齿数将根据涡轮机转速和齿轮直径不同而变化。工厂进行机械运转试验中机组开始启动及投入试运行再次启动时,应特别注意检查测速齿轮上的齿数,以确保调速器、超速停机系统和转速表已按测速齿轮的正确齿数校准。

#### 10.5.3 超压保护系统

涡轮机应采取下列的一种方法进行防护,以阻止过高的排汽(气)压力:

- 一个用于最大流量的安全阀<sup>2)</sup>;安全阀应由排汽(气)管的供方提供;
- 一个作用于跳闸系统的压力开关和一个作用于调节阀的压力限制器和一个至少为最大流量10%的安全阀<sup>2)</sup>;
- 一个作用于隔离阀的联锁逻辑装置和一个作用于调节阀的压力限制器和一个至少为最大流量10%的安全阀<sup>2)</sup>;
- 两个独立工作的作用于遮断阀和调节阀的压力开关。

所有这些装置应安装在隔离阀或止回阀之前。

注:有关超压保护的安全装置标准的信息见参考文献。

#### 10.5.4 轴向位移跳闸装置

涡轮机应至少安装一个(机械的或电子的)保护装置,当转子轴向位移超标时通过一个或多个切断装置切断涡轮机的工作介质。

#### 10.5.5 润滑油低压跳闸

如果润滑油压力低于非许用值,备用油泵或辅助油泵应自动启动。如果润滑油压力仍然低于许用值,应触发涡轮机跳闸,并且应急油泵应同时自动启动(见9.4.2和9.4.4)。

#### 10.5.6 转子振动跳闸系统

涡轮机高幅振动时宜跳闸。

宜记录振动值和触发的报警。

#### 10.5.7 手动跳闸系统

涡轮机应至少提供一个就地手动跳闸装置。

- 更多的手动跳闸位置按需方规定。

#### 10.5.8 其他跳闸系统

- 其他跳闸系统的提供应由需方规定或由需方和供方商定(例如凝汽式汽轮机排缸异常升温)。

### 10.6 仪表

#### 10.6.1 通则

除非另有规定,应适用10.6.2至10.6.10的要求。

除非另有规定,快装式涡轮机应在工厂内完成底盘供货范围内仪表的安装,涡轮机到达现场后,应对所有仪表进行拆检并重新校验。

#### 10.6.2 转速表

涡轮机供方应提供一个易读的数字式现场显示的转速表。如有规定,涡轮机供方应提供用于远传

2) 对真空系统则为放气阀或爆破膜板(自裂压板)。

的第二个转速表。转速表的最小显示范围应为最高连续运行转速的 0%~125%。

如有规定,转速应连续记录。

### 10.6.3 压力表

机械式压力表应为弹性式,内部构件应由不锈钢制成。除非另有规定,刻度盘直径至少为 100 mm,并以白色的底板上印制黑色的刻度为标准型式。表的量程应按正常运行时,压力处在压力表全量程的一半或 3/4 处来选择。刻度盘的最大读数不应低于使用安全阀设定值的 110%。

每个压力表应配置一个截止阀或旋塞阀,以便于拆除和/或校准。

测量高温介质的流体时,需在流体进入压力表之前配备一个冷凝装置。

除非另有规定,在有振动区域安装压力表时,需采用耐震式压力表。

### 10.6.4 盘式温度计

温度计应是盘式。

刻度盘温度计应为双金属式或充气式。刻度盘直径至少为 100 mm,并以白色底板上印制黑色刻度为标准型式。内部构件应由不锈钢制成。

如果测量流体,则温度计的传感元件应浸入流体中。

温度计的结构及安装应在机组运行期间允许在线更换。

不应用注液式温度计。

### 10.6.5 热电偶和电阻式测温计

#### 10.6.5.1 通则

电子温度传感器应是热电偶或电阻式测温元件。

在实际可行的条件下,除轴承温度传感元件和缸体内温度传感元件外,热电偶和电阻式测温计的结构和安装应在机组运行期间允许更换,其导线应为整根连续导线装在传感器和接线盒之间。

从传感器接头或轴承温度传感器的电缆密封套至接线盒之间应配备导线套管。

#### 10.6.5.2 热电偶

热电偶及其相关电缆应符合 GB/T 18404、GB/T 16839.1 的规定。

#### 10.6.5.3 电阻式测温计

电阻式测温计应为 GB/T 30121 中的 Pt100/B/3 型。在接线盒内,三线制可以转化成四线制。

### 10.6.6 温度计和传感器套管

装入压力管路或溢流管路或与易燃或有毒介质接触的温度计或传感器,应配备与相配部分材料相同或与之同类材料制成温度计套管。

### 10.6.7 轴径向振动测量装置

测量装置的频率范围至少应是转动频率的 10 倍。

传感器的螺纹应为 GB/T 193 规定的 M10×1,传感器的延长电缆应是同轴电缆。

前置器(振荡解调器)应设计成能用规定的头部直径和延长电缆来工作。前置器在需方和供方商定的供给电压下的输出应为 7.87 mV/μm,并应对前置器、传感器、延长电缆和规定材料进行校准。

### 10.6.8 轴向位置测量装置

轴向位置测量装置应与轴径向振动测量装置的要求一致。轴向位置测量范围应适合涡轮机的止推位置的间隙。

### 10.6.9 仪表范围

●仪表范围应由需方规定。

涡轮机供方有责任提出有关涡轮机设备安全运行所必需的仪表。仪表范围的建议见表 2。

表 2 仪表建议的范围

	显示 <sup>a</sup>	报警 <sup>a</sup>	停机 <sup>a</sup>
<b>工作流体系统中的测量值</b>			
接近流体进口处的压力	X	—	—
接近流体进口处的温度	X	(H)、(L)	(H)、(L)
喷嘴进口压力	(X)	—	—
调节级下游段的压力	X	(H)	—
抽汽(气)涡轮机的抽汽(气)压力	X	(H)、(L)	(H)、(L)
抽汽(气)涡轮机的抽汽(气)温度	(X)	—	—
排出压力	X	(H)、(L)	(H)、(L)
排出温度	(X)	(H)	(H)
<b>润滑和控制油系统中的测量值</b>			
主油箱内的油位	X	(H)、(L)	(H)、(L)
主油箱内的油温	(X)	—	—
冷油器进口油温	X	—	—
冷油器出口油温	X	(H)、(L)	—
冷油器进口的润滑油压力	(X)	—	—
滤油器的压差	X	(H)	—
供油管的润滑油压力	X	(L)	L
控制油的压力	X	SAC	—
每个涡轮机轴承温度	X	(H)	(H)
每个齿轮装置轴承的温度	X	(H)	(H)
<b>轴位置和振动</b>			
轴向位置	(X)	(H)	(H)
轴振动	(X)	(H)	(H)
轴承座振动(如有要求)	(X)	(H)	(H)
<b>其他</b>			
转速	X	—	H
缸体温度,顶部/底部	(X)	(H)	—
缸体温度,内部/外部	(X)	(H)	—
密封流体压力	(X)	—	—

<sup>a</sup> 字母表示含义如下：

——字母 H 表示：当数值超过上限值时，报警和/或停机将被触发；

——字母 L 表示：当数值低于下限值时，报警和/或停机将被触发；

——字母 X 表示：提供显示器，显示器可理解为是一个显示当前参数值的测量装置。

当表中出现字母 H、L 或 X(字母没有括号)时，则应提供相应仪表；当表中出现(H)、(L)、(X)时，则可提供相应仪表。

### 10.6.10 仪表布置

仪表可以如下布置：

- 在测量点；
- 在(或接近)测量点的仪表架上；
- 在仪表屏或操纵台；
- 在中央控制室内。

- 为了仪表正确的定位,需方应说明用途需求,供方应提供涡轮机的操作说明。所有仪表及其功能应用标签标识。

## 11 专用工具

如需专用工具,应包括在报价书内并作为机器初始供货的一部分。

## 12 检验和试验

### 12.1 通则

供方向需方预先发出通知之后,需方的代表应进入所有供方和分供方正在进行设备制造、试验或检验的现场。供方应通知其分供方允许需方代表进入其生产现场。

- 供方应在标书中向需方说明其打算实施的试验。
- 附加试验应由需方在合同签订之前作出规定。
- 另外,需方应规定他要参与检查和试验的范围以及要求预先通知的提前量。

供方应通知他的分供方有关需方的检查和试验要求。在进行需方规定的应见证或观察的检验和试验之前,供方应向需方发出通知。

注:按規定要观察的检验或试验,供方按时通知需方后,如果需方及其代表不在场,供方能进行下一步工作。

需方或其代表应在试验和检验日之前,尽可能早地确认是否参加。应制定协议规定,如果在供方规定的日期,需方或其代表不到现场,检验和试验应如何进行。如果没有签订此协议或需方没有确认将在规定的日期到场,或者需方或其代表都没有在规定的日期到场,则试验应如期进行。延期试验供方应及时发出通知。

当需方规定了工厂的检验和试验时,需方和供方应协调沟通加工停止点和检查者的见证。

所有合同规定的试验项目,供方应按合同中规定的要求提交试验证明书。

由需方或其代表见证的所有由供方颁发的证明书都应由需方或其代表签字。

需方或其代表可以审查供方的质量控制程序。

在规定的检查完成之前,承压部件不应涂漆。由板材焊接而成的构件除焊接区外允许涂漆。

### 12.2 检验

#### 12.2.1 通则

除非另有规定,供方应将下列资料至少备存 10 年,供需方或其代表在需要时查阅:

- 必要的材料证明书,例如钢厂的试验报告;
- 在材料清单上全部项目的采购订单和采购规范;
- 证明符合规范要求的试验数据;
- 质量控制试验和检验的结果;

——最终的装配、维护和运行间隙。

### 12.2.2 材料检验项目

材料检验项目宜按表 3 的规定。

表 3 材料检验项目

零(部)件		机械性能分析	化学成分分析	超声波检测	X 射线检测	表面裂纹检查	
锻件或轧制件	轮盘	需要	成品分析或熔炼分析 <sup>a</sup>	需要	如果规定	需要	
	轴						
	平衡活塞						
	导叶环	需要		如果规定			
焊接件	钢质缸体						
	动叶	抽样检查 <sup>b</sup>		如果规定 <sup>c</sup>	不适用	如果规定 <sup>c</sup>	
	导叶						
	转子套筒	如果规定 <sup>c</sup>		不适用	如果规定		
铸件	轮盘	需要	需要	如果规定 <sup>c</sup>		焊接区需要	
	钢质缸体						
	导叶持环						
	轮盘	需要	成品分析或熔炼分析 <sup>a</sup>	需要	如果规定 <sup>c</sup>	需要	
	钢缸体						
	钢导叶持环						
	球墨铸铁缸体			如果规定 <sup>c</sup>			
	球墨铸铁导叶持环						
	灰铸铁缸体			如果规定 <sup>c</sup>			
	灰铸铁件导叶持环						
	动叶	抽样检查		如果规定 <sup>c</sup>	不适用	如果规定 <sup>c</sup>	

<sup>a</sup> 如果是由多炉合浇而成,则为每件。

<sup>b</sup> 原始材料。

<sup>c</sup> 试验的细节由需方和供方商定。

### 12.2.3 材料检验方法和判定准则

需方和供方应商定射线、超声、磁粉或渗透检测所适用的标准和验收准则。除非另有规定,确定验收标准要求是供方的责任。

注:有关材料试验的标准信息见参考文献。

## 12.3 试验

### 12.3.1 液压试验

试验压力应至少为 1.5 倍的最大运行压差(包括可能出现的正常运行点、保证运行点及额定运行

点),但不应低于 0.25 MPa 的有效绝对压力。在使用中泄漏不进入大气的部件,液压试验可不进行。当供方能通过其他方式使需方确信部件的完善性和适用性,经需方同意液压试验也可不进行。

观察至少 30 min,缸体既无泄漏也无渗漏,该液压试验视为合格。

缸体分段试验所需要的内部隔板处的渗漏和以试验泵运行维持压力是允许的。

注:正常运行点为要求经常运行的且效率最佳的运行点;保证运行点为符合保证值的正常运行点和/或其他规定的运行点;额定运行点为在额定转速下输出额定功率的运行点。

### 12.3.2 调速器的试验

调速器通常应与涡轮机分开进行试验。检查其在运行转速范围内是否平稳运行,并应测试输出信号对应输入信号的变化。

### 12.3.3 在供方进行的机械运转试验

#### 12.3.3.1 通则

如有规定,涡轮机应在制造厂内进行空负荷机械运转试验。

在试验期间,由于空负荷运行时间的延长,可能需要降低进汽(气)参数以防止机组过热。

油的压力和黏度应在被指定试验机组的供方运行说明书中所推荐的运行数值范围内。

滤油器应具有按 GB/T 18853 规定的正常过滤比  $\beta_{25} = 75$ 。

机械运转试验的机器应使用合同供货的轴封和轴承。

在试验期间应使用所有外购的振动传感器、电缆、前置器和加速度计或速度传感器。如果振动传感器、加速度计或速度传感器不由供方提供或与制造厂现有的二次仪表不匹配,可以使用制造厂的传感器和二次仪表。

供方的试验装置应包括能连续监视并绘出每分钟的转速、振动位移和相位的仪器。如果规定使用 FFT(傅里叶函数发送器)频谱仪,则应采用示波器显示振动位移。

#### 12.3.3.2 机械运转试验程序

##### 12.3.3.2.1 转速的定义见 3.5 和图 1。

12.3.3.2.2 涡轮机应以大约 10% 的最高连续转速增量从零升速到最高连续运行转速运行,升速中应避开临界转速,待轴承和润滑油温度以及轴振动都达到稳定后,将涡轮机升速至低于跳闸转速约 2% 的转速运行至少 15 min。

应检查和调整超速跳闸装置,直到连续 3 次跳闸值在跳闸转速设定值的 1% 之内且无倾向性。

除非另有规定,涡轮机应在最高连续运行转速下连续运行 1 h。

##### 12.3.3.2.3 机械运转试验时,试验的整个设备的机械运行和测试仪表的工作均应符合要求。

所有接头、接口和密封面应进行密封性试验,并排除泄漏。

应检查试验期间所用的所有报警、保护和控制装置,并按要求调整。

12.3.3.2.4 应对涡轮机整个运行转速范围内的平稳特性进行试验。应检验空负荷的稳定性和对控制信号的响应。应检验控制信号与转速之间的灵敏度、线性度,以及调速器的可调整响应转速范围。

如果机械运转试验中无法获得合同供货的调速器,则可使用试验台的调速器。

12.3.3.2.5 关于横向轴振动的测量,测量值和按公式(1)(6.12.2 中)计算得到的极限值间的比较作为机组验收或拒收的依据。

12.3.3.2.6 机械运转试验结束后,涡轮机的主轴承应拆下检查并重新装上。

12.3.3.2.7 ●另外与机械运转试验关联的试验和检测由需方确定。

12.3.3.2.8 假如为了排除机械或性能方面的缺陷而要求更换或修整轴承或密封,或打开缸体以更换或

修整其他零件,则初次试验将不予认可,而应在这些更换或修改完成后再进行最后的工厂试验。

12.3.3.2.9 ●在供应范围内提供的备用转子、备用导叶持环或备用的径向轴承,需方应规定这些备件是否应装入涡轮机缸体内进行检查以及是否应进行机械运转试验。

#### 12.3.4 选择性试验和检验

●其他试验和检验应由需方规定。

试验和检验应由需方和供方商定并共同执行。

### 13 运输和储存的准备

#### 13.1 通则

应根据规定的运输类型对设备作好准备。部件应固定,以免受运输中由于冲击、变形、腐蚀带来的损坏。在涡轮机上应系上一个清晰易见、耐蚀的警示性标签以指明哪些是安全运输用装置,且应在开机前去除。

应对设备作适当的准备以适应需方合同或协议规定的贮存方法和贮存时间。除检查轴承和汽(气)封外,在运行之前不需要分解机组。

供方应向需方提供必要的装箱清单和贮存说明,使设备到达工作场所后以及开机之前保持贮存的完整性。

#### 13.2 特别的准备要点

13.2.1 除机械加工表面外,易受腐蚀的外表面应至少涂一层制造厂的标准漆。易受腐蚀的机械加工外表面应涂上合适的防锈剂。

13.2.2 设备内部应清洁,无氧化皮、焊渣和异物。使用防腐或防锈的方法应由需方和供方共同商定,按合同或协议约定执行。

13.2.3 碳钢制的轴承箱和油系统辅助设备(如油箱、容器和管道)的内部钢质表面应涂上油溶性防锈剂。

13.2.4 开口应封闭(如用法兰盖、盖板、塞子)。

13.2.5 起吊点和重心应标识在设备包装箱上。

13.2.6 设备应标出项目号和顺序号。分开装运的构件应牢固地附上抗蚀的标签作标识,标签上应标出其所属设备的项目号和顺序号。此外,装箱发运的设备应附两份装箱单,一份在箱内,一份在箱外。

### 14 基础

14.1 涡轮机供方应向需方或基础设计者提供设备交接处的有关基础设计资料(如静态和动态的载荷、外形图、支座细节、力和力矩、热膨胀等),以便需方或基础设计者进行总支承系统的设计和建造。

如果部分基础由涡轮机供方设计或提供,则涡轮机供方应确保其设计或提供基础部分的自振频率以及其他性能,以保证其在所规定的设备运行范围内对运行无不利影响。

14.2 除非另有规定,需方应提供满足 14.1 要求的基础,涡轮机供方在设计阶段可提出意见。

14.3 基础和建筑结构应为设备安装提供足够的空间和必要的开口以便设备进入。需方应在设备周围提供足够的空间以便设备维护,包括拆出转子和放置上半缸体的空间(搁置区)。

14.4 当与涡轮机相连的辅助设备(如汽水分离器和再热器)安装在由他方提供的单独的基础之上时,如果涡轮机的供方负责设计辅助设备和涡轮机之间的连接管道,则涡轮机的供方应规定辅助设备基础与涡轮机基础之间允许的相对位置偏差值。

14.5 附录 B 中规定了关于基础的更详细的要求。

## 15 现场安装和试运行

### 15.1 现场准备

如果涡轮机安装由供方负责,则应在安装开始日期前适时地通知供方。供方有权在部件到达或安装开始之前检查基础和安装准备所需的设备。经供方检查基础存在质量问题的,整改责任仍为需方。

正确安装的必要条件,如提供现场设备和现场服务,应由需方和供方共同商定。

需方应确保所供应的供工作介质用的管道是清洁的。最终的清洁度用蒸汽打靶的方式来测定。具体细节由需方和供方共同商定。

●签订合同前,需方应书面通知供方适用于现场工作条件有关的法律和法规。

### 15.2 现场安装

在单独的安装合同中规定安装的型式、范围和责任。

### 15.3 现场验收试验

现场验收试验的细节应经需方和供方共同商定并在合同和协议中明确。根据本文件生产的涡轮机的热力性能验收试验,宜采用 GB/T 8117.2。

### 15.4 员工培训

在机组安装、试运行期间,需方的机组操作人员宜参加由供方举办的培训。如果要求员工培训,则培训细则应由需方和供方共同商定。



## 16 合同文件

### 16.1 图纸

提供的图纸应包含足够的信息,使需方能利用 16.5 中规定的图纸和说明书来正确地安装、运行和维护所购买的设备。

图纸应清晰明了,且符合相应的国家标准。

### 16.2 技术数据

供方提交给需方的技术数据和图纸应是最新版本,并注明修改标记。

### 16.3 进度报告

如有规定,供方应按需方规定的时间间隔和范围向需方提供进度报告。进度报告应包括生产计划表,并标出每个重要阶段的计划完成日期、实际完成日期和完成的百分比。

### 16.4 推荐的备件

供方应提交一份完整的备件清单。清单应包括所供整个设备及辅机的明细,并附上用于识别的剖面示意图或装配示意图。

供方应确保备件与产品同步生产和采购并按约定的时间交付,生产和采购过程需方见证时双方应积极配合,以确保交付不延期。

## 16.5 安装、运行和维护的信息

### 16.5.1 通则

供方应提供纸质版本的图纸资料、使用说明书、合格证、装箱清单等安装、运行、维护的必要资料,资料套数应符合合同或协议的约定。如供方提供的设备无需技术指导,供方应在签订合同前向需方说明并在合同或协议中约定。如机组涉及外贸,图纸的语言要求在合同或协议中约定。

### 16.5.2 安装说明书

如果规定设备由需方安装,或需方委托第三方安装,且供方提供的图纸资料,使用说明书、合格证等资料中没有关于安装的相关信息。供方应编制一份专用的安装说明书以供需方使用,以保证机组能正确安装和调试,安装说明书应提供如中心数据、灌浆规范(如需)等必需的安装数据和规范。

如供方提供的图纸资料,使用说明书、合格证等资料中已包含全面的安装相关信息,需方已能够按提供的资料进行安装的,供方无需提供一份专用的安装说明书。

### 16.5.3 运行和维护资料



运行和维护资料至少应包括以下内容:

- a) 启动说明;
- b) 正常停机说明;
- c) 紧急停机说明;
- d) 运行极限值或其他运行限制,以及不希望出现的转速或转速范围列表;
- e) 推荐的润滑脂和润滑油及相应的技术要求;
- f) 常规运行说明;
- g) 性能数据;
- h) 制造数据,包括:
  - 安装和调试必需的制造尺寸或数据,
  - 液压试验记录,
  - 主要零部件的材料、探伤和检验记录,
  - 由供需双方约定的其他记录和证明书;
- i) 图纸和资料,包括:
  - 外形尺寸图,
  - 必要的剖面图,
  - 润滑油系统图,
  - 调节油系统图,
  - 蒸汽疏水系统图,
  - 电气和仪表示意图和端子排接线图,
  - 调节、控制和跳闸的逻辑资料,
  - 外购件的说明书、合格证资料,
  - 由需方规定和供方同意的其他图纸或资料。

如适用,资料应包括在规定的极端环境条件下运行的特殊说明。

附录 A  
(规范性)  
动力学要求

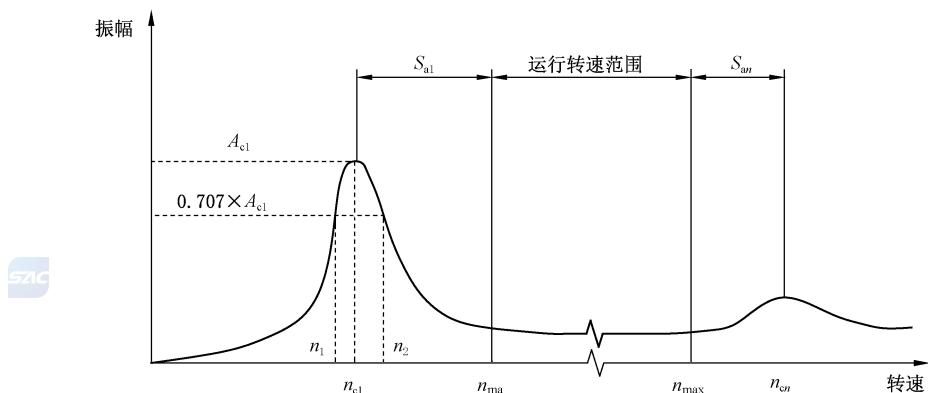
### A.1 临界转速

A.1.1 当作用到转子-轴承支承系统的周期性强迫力的频率(激振频率)与该系统的固有频率一致时,系统处在共振状态之中。

A.1.2 转子-轴承支承系统在共振状态中的振幅较正常的振动振幅值大。振幅值和相位角变化率与系统的阻尼值和转子的振型有关。

注:振型通常指的是一阶刚性振型(平移型)、二阶刚性振型(圆锥型)以及(一阶,二阶,三阶,⋯,n阶)弯曲振型。

A.1.3 如振动传感器测出的转子放大系数(见图 A.1)大于或等于 2.5,则与该转轴的最大振幅相对应的旋转频率称为临界转速。放大系数小于 2.5 的系统为过阻尼系统。



符号说明:

- $n_{cl}$  —— 转子第一阶临界转速;
  - $A_{cl}$  —— 转子第一阶临界转速时的振幅;
  - $n_{cn}$  —— 转子第  $n$  阶临界转速;
  - $n_1$  ——  $0.707 \times A_{cl}$  处的初始(较小)转速;
  - $n_{ma}$  —— 最低允许转速;
  - $n_2$  ——  $0.707 \times A_{cl}$  处的最终(较大)转速;
  - $n_{max}$  —— 最高连续运行转速;
  - $S_{a1}$  —— 第一阶临界转速  $n_{cl}$  和运行转速之间的实际避开转速;
  - $S_{an}$  —— 第  $n$  阶临界转速  $n_{cn}$  和运行转速之间的实际避开转速;
- 第一阶临界转速的放大系数  $AF_1$  为  $n_{cl}/(n_2 - n_1)$ ; 第一阶临界转速的实际避开裕量  $SM_{a1}$  为  $100 \times S_{a1}/n_{ma}$ , %; 第  $n$  阶临界转速的实际避开裕量  $SM_{an}$  为  $100 \times S_{an}/n_{max}$ , %。

注:本振型曲线仅用作说明,不代表某一实际转子的响应曲线。

图 A.1 转子响应曲线

A.1.4 应通过对有阻尼的转子不平衡响应分析来确定临界转速。如有规定,应采用试验台数据来验证。

A.1.5 避开裕量应按供方标准。如有规定,应满足 A.2.5a)和 A.2.5b)的要求。

A.1.6 激振频率可低于、等于或高于转子转速。根据实际使用情况,在系统设计时可能出现的激振频

率包括但不限于：

- 转子系统的不平衡；
  - 油膜不稳定性(油涡动)；
  - 内摩擦；
  - 动叶、静叶、喷嘴和扩散器通道的频率；
  - 齿轮啮合和边带；
  - 联轴器不对中；
  - 转子系统活动的组件；
  - 迟滞和摩擦涡动；
  - 流动附面层的分离；
  - 声音和空气动力的横向组合力；
  - 异步涡动。

A.1.7 在规定的运行转速范围内和规定的避开裕量范围内(见 A.2.5),属于供方供货范围内的影响转子振动幅值的结构支承系统不应产生共振,除非共振被极大地衰减掉。

## A.2 橫向振动分析

A.2.1 如有规定,供方应对每台机器提供有阻尼的不平衡响应分析,以保证从零转速到跳闸转速间的任何转速下振动振幅值是合格的。

### A.2.2 有阻尼的不平衡响应分析至少应包含：

- a) 支承(底座、机架和轴承箱)刚度、质量和阻尼特性,包括转子转速变化的影响;
  - b) 由转速、载荷、预载荷、油温、累积装配误差和最大到最小间隙所引起的轴承润滑油油膜刚度和阻尼变化值;
  - c) 转速,包括各个启动转速滞留点、运行转速和负荷范围(包括如果与规定有出入即为商定的试验条件)、跳闸转速和惰走状态;
  - d) 转子质量,包括半联轴器的质量矩、转子刚度以及阻尼影响(例如累积的配合误差、机架和罩壳的影响);
  - e) 不对称载荷(例如部分进汽、齿轮力、偏流和偏心间隙)。

A.2.3 如有规定,供方应在有阻尼的不平衡响应分析中计及轴系中其他设备的影响(即应进行轴系的横向振动分析)。例如,带刚性联轴器的轴系宜规定进行轴系横向振动分析。

A.2.4 有阻尼的不平衡响应分析至少应包括下列内容。

- a) 供方应进行无阻尼分析,以此来确定无阻尼临界转速机器振型。该分析应识别前四阶无阻尼临界转速,并覆盖转子产生自由模态到刚性支撑模态的刚度范围。
  - b) 应用图 A.2 中表示的对特定模态的不平衡量配置,在转速通过每个临界区域时在振动传感器位置处测得频率、相位和响应振幅数据并绘制成图形(称波德图)。其不平衡量应使转子在传感器处的位移达到振动极限值。振动极限值按公式(A.1)确定:

式中：

$L_v$  ——振动极限值(不滤波的振动幅值),峰-峰值,单位为微米( $\mu\text{m}$ );

$n_{\max}$ ——最高连续运行转速,单位为转每分(r/min)。

该不平衡量应不小于公式(A.2)所确定的不平衡量的两倍：

$$U = 650 \times \frac{W}{n_{\max}} \quad \left( U \approx \frac{6,350}{9.81} \times \frac{W}{n_{\max}} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (A.2)$$

式中：

$U$  ——根据转子动力学响应分析输入的不平衡量,单位为克毫米( $g \cdot mm$ );

W ——轴颈静载荷,单位为牛顿(N);

$n_{\max}$  ——最高连续运行转速,单位为转每分(r/min)。

一个或几个不平衡加重应在一处或多处配置,位置应通过分析确定,以便对特定的振型产生最大的影响(如对平移振型在跨距中间加重,而对锥型振动来说则在接近两端并相差  $180^\circ$  的相位角处加重)。对在轴两端具有最大挠度的弯曲振型,不平衡量应根据悬臂质量选择合适的加重量,宜采用联轴器平衡精度 G6.5 对应的不平衡或 12.7 倍的半联轴器质量对应的不平衡(见图 A.2)。

- c) A.2.4b)中规定的每个响应振型图,包括表示在每个联轴器接合面、轴承中心线、振动传感器位置和整机的每个密封区的典型位置,或者临界转速的振型对应的相位和长轴振动幅值。应标识密封面的最小设计运行间隙。
  - d) 当有规定时,应提供无阻尼转子响应的刚度图。从该刚度图推导出 A.2.4c)规定的有阻尼不平衡响应分析。该曲线图应表示固有频率与支承系统刚度的关系并附有叠加的支承系统刚度曲线。

A.2.5 应指明处于 A.2.4b)所述的不平衡条件下有阻尼不平衡响应分析的机器满足供方的标准,如另有规定则按下列要求验收(见图 A.1)。

- a) 避开裕量的验收准则如公式(A.3)所示：

式中：

SM<sub>an</sub> ——图 A.1 中定义;

SM<sub>r</sub> ——要求的避开裕量, %。

根据特定临界转速下不同的放大系数,要求的避开裕量的定义如下。

- 1) 如果特定临界转速下的放大系数小于 2.5, 则认为是过阻尼响应, 不需要避开裕量( $SM_r = 0$ )。
  - 2) 如果特定临界转速下的放大系数大于或等于 2.5, 且临界转速低于最低允许转速  $n_{ma}$ ,  $SM_r$  由公式(A.4)算出。

$$SM_r = 17 \left( 1 - \frac{1}{AF - 1.5} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (A.4)$$

式中：

SM<sub>r</sub> ——要求的避开裕量;

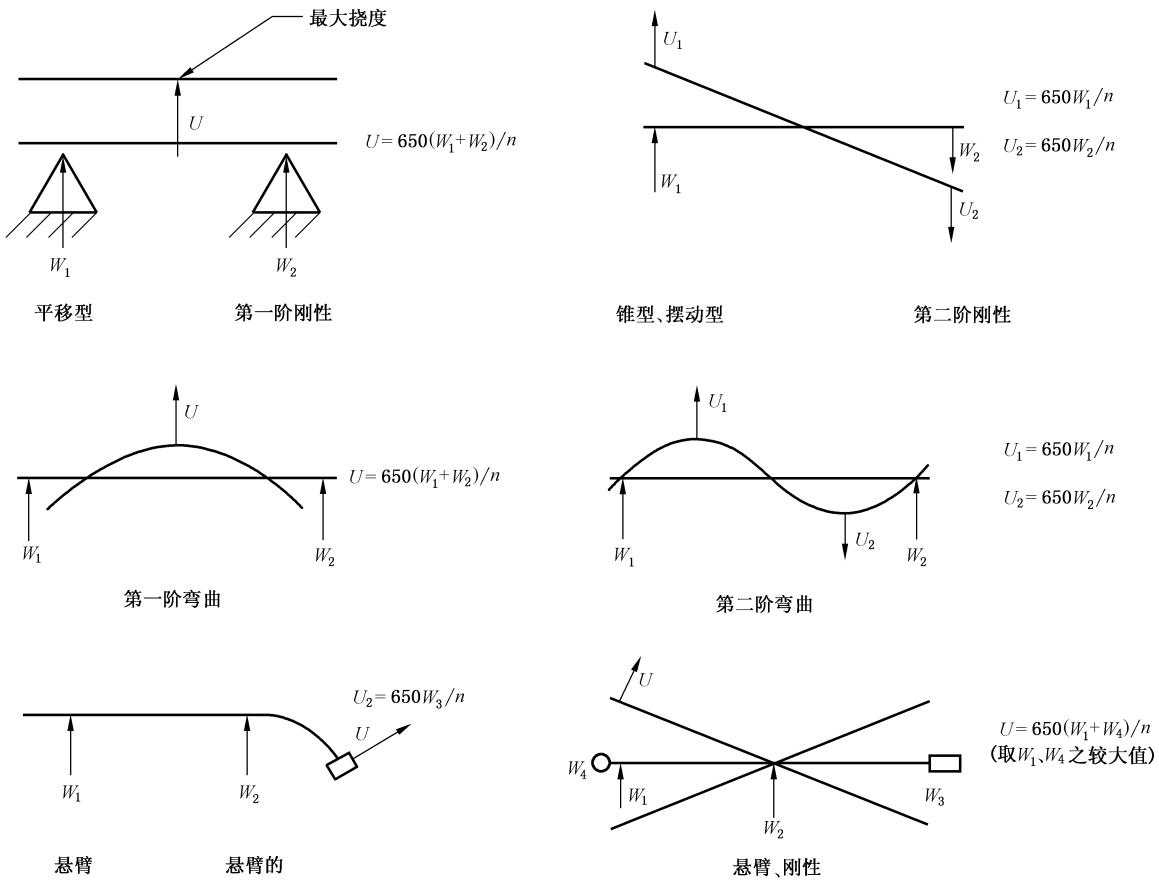
AF —— 放大系数。

- 3) 如果特定临界转速下的放大系数大于或等于 2.5, 且临界转速高于最高连续运行转速  $n_{max}$ ,  $SM_r$  由公式(A.5)算出。

武中。

SM ——要求的避开裕量:

AF —— 放大系数。



符号说明：

 $n$  —— 转速； $U$  —— 输入的不平衡量； $U_1$  —— 前端输入的不平衡量； $U_2$  —— 后端输入的不平衡量； $W_1$  —— 前端轴颈静载荷； $W_2$  —— 后端轴颈静载荷； $W_3$  —— 前端轴颈外部静载荷； $W_4$  —— 后端轴颈外部静载荷。

图 A.2 典型的振型

- b) 从零转速至跳闸转速间,任何转速下计算的转子不平衡峰-峰值[见 A.2.4b)]应不超过整个机器的最小运行间隙的 75% (浮环密封和可磨耗密封除外)。

**A.2.6** 如实际设计中避开裕量不能符合要求或一个临界响应峰值转速落入运行转速范围之内,则验收振幅由需方和供方共同商定,并满足 A.2.5b)的要求。

### A.3 稳定性分析

**A.3.1** 当最高连续运行转速  $n_{\max}$  高于刚性支承下的一阶无阻尼临界转速时,应根据 A.2 对转子进行稳定性分析。稳定性分析应在最高连续运行转速  $n_{\max}$  下进行。

**A.3.2** 稳定性分析所用模型应包括 A.2 所列项目,以获取最小对数衰减率。

**A.3.3** 如果使用可倾瓦轴承,应使用同步可倾瓦系数进行分析。

**A.3.4** 对于具有可量化的外部径向载荷(包括部分进汽产生的力)的汽轮机转子,稳定性分析还应包括与 A.3.5 中定义的尺寸和运行工况相关的外部载荷。对于某些转子,空载(或最小载荷)可代表稳定性最差的工况,应加以考虑。

A.3.5 转子中存在的预期交叉耦合刚度  $Q_A$  由公式(A.6)确定。

### 轴流式涡轮机转子：

式中：

$q_a$  ——级的交叉耦合刚度;

HP——每级涡轮机的额定功率,单位为牛米每秒(Nm/s);

$B_t$  —— 等于 1.5;

C ——等于 9.55;

$D_t$  ——每级叶片节圆直径, 单位为毫米(mm);

$H_t$  ——每级叶片有效高度,单位为毫米(mm);

$N_r$  ——计算气动激振的正常运行转速, 单位为转每分(r/min)。

公式(A.6)是对转子的每一级进行计算。QA 等于所有级的  $q_a$  之和。

A.3.6 稳定性分析应包括所有潜在的激振源。这些激振源应包括但不限于：

- a) 迷宫式密封；
  - b) 叶片的流动空气动力学效应；
  - c) 内部摩擦。

供方应说明在分析中如何处理这些激振源。

注：目前还没有方法能对上述所有激振源的失稳效应精确建模。

A.3.7 应在最高连续运行转速  $n_{\max}$  进行稳定性分析计算。

A.3.8 如果最高连续运行转速  $n_{\max}$  下的蒸汽(气体)参数不同于正常运行点的蒸汽(气体)参数,则应将运行图中正常运行点规定的蒸汽(气体)参数外推至最高连续运行转速  $n_{\max}$  下的蒸汽(气体)参数。

A.3.9 迷宫式密封的动力学系数应在预期运行的最小和最大密封间隙下计算。

A.3.10 对于下述结构,应对其一阶正进动阻尼模型的频率和对数衰减率逐步进行计算:

- a) 仅转子和支承系统;
  - b) 分析中所使用 A.3.6 的每个因素;
  - c) 包括所有因素的完整模型(最终对数衰减率,  $\delta_f$ )。

A.3.11 应使用从转子跨距中间引入的一个交叉耦合刚度变量进行敏感性分析。

A.3.12 使用的交叉耦合刚度范围应从零至产生零对数衰减率所需的交叉耦合刚度。

### A.3.13 应标出预期交叉耦合刚度 QA。

#### A.4 扭转振动分析

A.4.1 很多因素均可激发扭转共振,在分析中宜考虑这些因素,可包括但不限于:

- a) 诸如不平衡和节圆线跳动等齿轮方面的问题；
  - b) 启动工况中诸如转速滞动(在惯性阻抗下)和其他扭转振荡；
  - c) 诸如同步电动机启动等引起的瞬时扭矩；
  - d) 由电气设备激发的；
  - e) 从变频电动机引起的液压调节器、电子反馈和控制电路共振；
  - f) 电气设备和/或电网的电气故障。

**A.4.2** 除非另有规定,对电动机驱动机组、驱动发电机装置和包括齿轮轴的轴系,对轴系负有责任的供方应对整个相连轴系进行一次扭转振动分析,并应负责指导为了满足 A.4.3 至 A.4.5 的要求所需的改进工作。

A.4.3 整个轴系无阻尼扭振的固有频率应至少高于或低于规定运行转速范围(最低至最高的连续转速)内的可能激振频率的 10%。

A.4.4 当适合时,扭转分析要考虑一倍和两倍运行转速激励或一倍和两倍的电气线路频率(适用于驱动发电机)以及发电机产生的扭转激励。需方和供方都有责任来鉴别这些频率。

A.4.5 如经计算,扭转共振值落入上述规定的范围之内(而且需方和供方一致认为已无法从限定的频率范围内移开临界值),则应进行应力分析,以证明这样的共振不会对整个轴系产生有害的作用。该分析的验收准则应由需方和供方共同商定。

附录 B  
(规范性)  
有关基础的详细要求

**B.1 通则**

基础应能承受在规定运行范围内的所有载荷。

基础避免出现无法接受的位移和变形。

动力学性能不应妨碍机器在规定运行范围内平稳运行。

地脚螺栓及其附近混凝土不可避免的材料蠕变影响应最小。

**B.2 设计载荷**

**B.2.1 通则**

涡轮机供方应分别给出静载荷和动载荷的位置、数量和方向。供方同时还宜规定其变形和位移的限制值。在设计过程中,对于单个的设计载荷类型宜与现实中最恶劣工况结合考虑。

**B.2.2 静载荷**

静载荷包括:

- a) 涡轮机和安装在基础上的其他机组部件的重量,包括底座基架;
- b) 作用在基础上的机器的驱动和输出力矩;
- c) 作用在凝汽式汽轮机排汽口的真空吸力(力的存在取决于排汽口具体布置);
- d) 通过管道连接从系统外部传递至系统的力和力矩(管道的预加载荷、管道系统的热影响、通过管件与附近系统相连的其他部件的位移);
- e) 涡轮机相对于导向组件的热膨胀或收缩所产生的载荷,包括导向组件滑动面产生的摩擦力。

特殊情况下的静载荷为:

- 地脚螺栓的预加载荷(作用在混凝土表面上的压力);
- 安装载荷,包括安装设备所产生的载荷,正常运行时通常不出现。

**B.2.3 动载荷**

**B.2.3.1 通则**

对动载荷宜给出其大小和方向,以及频率函数、持续时间、作用点或作用区域。

应区分正常运行条件下的动载荷和非正常运行条件下产生的动载荷。

作用在基础上的载荷应不传递动载荷。

**B.2.3.2 正常运行条件下的动载荷**

正常动载荷包括:

- 许用剩余不平衡产生的力;
- 地震产生的动载荷。

注:根据地理位置,由地震产生的部件加速度而引发的动载荷。

### B.2.3.3 非正常运行条件下产生的动载荷

非正常动载荷包括：

- 严重的转子不平衡产生的力；
- 由端子短路或同步异相所产生的负荷；
- 压缩机的喘振。

### B.3 固有振动频率

基础的固有频率不应和任何运行转速的低倍数值相一致。

## 参 考 文 献

### 本文件中参考的相关标准

- [1] GB/T 1048 管道元件 公称压力的定义和选用
- [2] GB/T 3141 工业液体润滑剂 ISO 粘度分类
- [3] GB/T 4208 外壳防护等级(IP 代码)
- [4] GB/T 5578 固定式发电用汽轮机规范
- [5] GB/T 8117.2 汽轮机热力性能验收试验规程 第 2 部分:方法 B 各种类型和容量的汽轮机宽准确度试验
- [6] GB/T 9239.32 机械振动 转子平衡 第 32 部分:轴与配合件平衡的键准则
- [7] GB/T 10095.1 圆柱齿轮 ISO 齿面公差分级制 第 1 部分:齿面偏差的定义和允许值
- [8] GB/T 14039 液压传动 油液 固体颗粒污染等级代号
- [9] GB/T 28573 石油、化工和天然气工业 一般用途汽轮机
- [10] GB/T 28574 石油、石化和天然气工业 特种用途汽轮机
- [11] ISO 10441 Petroleum, petrochemical and natural gas industries—Flexible couplings for mechanical power transmission—Special-purpose applications
- [12] IEC 60953-0 Rules for steam turbine thermal acceptance tests—Part 0: Wide range of accuracy for various types and sizes of turbines

### 有关材料的标准

#### a) 钢

- [13] GB/T 700 碳素结构钢
- [14] GB/T 2100 通用耐蚀钢铸件
- [15] GB/T 3077 合金结构钢
- [16] GB/T 11352 一般工程用铸造碳钢件
- [17] GB/T 13304(所有部分) 钢分类
- [18] GB/T 15574 钢产品分类
- [19] GB/T 16253 承压钢铸件
- [20] GB/T 17505 钢及钢产品 交货一般技术要求
- [21] GB/T 20878 不锈钢 牌号及化学成分
- [22] JB/T 10087 汽轮机承压铸钢件 技术条件 
- [23] NB/T 47008 承压设备用碳素钢和合金钢锻件
- [24] ISO 683-1 Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 1: Non-alloy steels for quenching and tempering
- [25] ISO 683-3 Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 3: Case-hardening steels
- [26] ISO 683-4 Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 4: Free-cutting steels
- [27] ISO 683-5 Heat treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 5: Nitriding steels

- [28] ISO 683-7 Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 18: Bright products of non-alloy and alloy steels
- [29] ISO 4885 Ferrous materials—Heat treatments—Vocabulary
- [30] ISO/TS 4949 Steel names based on letter symbols
- [31] ISO 9327-1 Steel forgings and rolled or forged bars for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 1: General requirements
- [32] ISO 9327-2 Steel forgings and rolled or forged bars for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 2: Non-alloy and alloy (Mo, Cr and CrMo) steels with specified elevated temperature properties
- [33] ISO 9327-3 Steel forgings and rolled or forged bars for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 3: Nickel steels with specified low temperature properties
- [34] ISO 9327-4 Steel forgings and rolled or forged bars for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 4: Weldable fine grain steels with high proof strength
- [35] ISO 9327-5 Steel forgings and rolled or forged bars for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 5: Stainless steels
- [36] ISO 9328-1 Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 1: General requirements
- [37] ISO 9328-2 Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 2: Non-alloy and alloy steels with specified elevated temperature properties
- [38] ISO 9328-3 Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 3: Weldable fine grain steels, normalized
- [39] ISO 9328-4 Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 4: Nickel-alloy steels with specified low temperature properties
- [40] ISO 9328-5 Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 5: Weldable fine grain steels, thermomechanically rolled
- [41] ISO 9328-6 Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 6: Weldable fine grain steels, quenched and tempered
- [42] ISO 9328-7 Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 7: Stainless steels
- [43] ISO 9330-1 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 1: Unalloyed steel tubes with specified room temperature properties
- [44] ISO 9330-6 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 6: Longitudinally welded austenitic stainless steel tubes
- [45] ISO 9477 High-strength cast steels for general engineering and structural purposes
  - b) 铸铁
- [46] GB/T 1348 球墨铸铁件
- [47] GB/T 9439 灰铸铁件
  - c) 铜合金
- [48] GB/T 5231 加工铜及铜合金牌号和化学成分
- [49] GB/T 5235 加工镍及镍合金牌号和化学成分
- [50] GB/T 11086 铜及铜合金术语

[51] ISO 1190-1 Copper and copper alloys—Code of designation—Part 1: Designation of materials

#### 有关焊接的标准

[52] GB/T 5185 焊接及相关工艺方法代号

[53] GB/T 15169 钢熔化焊焊工技能评定

[54] GB/T 19419 焊接管理 任务与职责

[55] GB/T 19805 焊接操作工 技能评定

[56] ISO/TR 581 Weldability—Metallic materials—General principles

[57] ISO 9606-2 Qualification test of welders—Fusion welding—Part 2: Aluminium and aluminium alloys

[58] ISO 9606-3 Approval testing of welders—Fusion welding—Part 3: Copper and copper alloys

[59] ISO 9606-4 Approval testing of welders—Fusion welding—Part 4: Nickel and nickel alloys

[60] ISO 9606-5 Approval testing of welders—Fusion welding—Part 5: Titanium and titanium alloys, zirconium and zirconium alloys

[61] ISO/TR 25901-3 Welding and allied processes—Vocabulary—Part 3: Welding processes

#### 焊接工艺质量的标准

[62] GB/T 12467.1 金属材料熔焊质量要求 第1部分:质量要求相应等级的选择准则

[63] GB/T 12467.2 金属材料熔焊质量要求 第2部分:完整质量要求

[64] GB/T 12467.3 金属材料熔焊质量要求 第3部分:一般质量要求

[65] GB/T 12467.4 金属材料熔焊质量要求 第4部分:基本质量要求

[66] GB/T 12467.5 金属材料熔焊质量要求 第5部分:满足质量要求应依据的标准文件



[67] GB/T 19869.1 钢、镍及镍合金的焊接工艺评定试验

[68] JB/T 6315 汽轮机焊接工艺评定

[69] ISO 11970 Specification and qualification of welding procedures for production welding of steel castings

[70] ISO 15607 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—General rules

[71] ISO 15609-1 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Welding procedure specification—Part 1: Arc welding

[72] ISO 15609-2 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Welding procedure specification—Part 2: Gas welding

[73] ISO 15610 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Qualification based on tested welding consumables

[74] ISO 15611 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Qualification based on previous welding experience

[75] ISO 15612 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Qualification by adoption of a standard welding procedure specification

[76] ISO 15613 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Qualification based on pre-production welding test

[77] ISO 15614-1 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Welding procedure test—Part 1: Arc and gas welding of steels and arc welding of nickel and nickel alloys

[78] ISO 15614-2 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials—Welding procedure test—Part 2: Arc welding of aluminium and its alloys

#### 有关焊接缺陷的标准

[79] GB/T 6417.1 金属熔化焊接头缺欠分类及说明

[80] GB/T 19418 钢的弧焊接头 缺陷质量分级指南

[81] GB/T 30583 承压设备焊后热处理规程

[82] ISO 13919-1 Electron and laser-beam welded joints—Requirements and recommendations on quality levels for imperfections—Part 1: Steel, nickel, titanium and their alloys

#### 材料试验的标准

[83] GB/T 228.1 金属材料 拉伸试验 第1部分:室温试验方法

[84] GB/T 228.2 金属材料 拉伸试验 第2部分:高温试验方法

[85] GB/T 229 金属材料 夏比摆锤冲击试验方法

[86] GB/T 230.1 金属材料 洛氏硬度试验 第1部分:试验方法

[87] GB/T 231.1 金属材料 布氏硬度试验 第1部分:试验方法

[88] GB/T 2975 钢及钢产品 力学性能试验取样位置及试样制备

[89] GB/T 5777 无缝和焊接(埋弧焊除外)钢管纵向和/或横向缺欠的全圆周自动超声检测

[90] GB/T 7216 灰铸铁金相检验

[91] GB/T 9445 无损检测 人员资格鉴定与认证

[92] GB/T 12604.1 无损检测 术语 超声检测

[93] GB/T 12604.2 无损检测 术语 射线照相检测

[94] GB/T 12604.3 无损检测 术语 渗透检测

[95] GB/T 12606 无缝和焊接(埋弧焊除外)铁磁性钢管纵向和/或横向缺欠的全圆周自动漏磁检测

[96] GB/T 15822.1 无损检测 磁粉检测 第1部分:总则

[97] GB/T 16544 无损检测 伽玛射线全景曝光照相检测方法

[98] GB/T 17455 无损检测 表面检测的金相复型技术

[99] GB/T 18253 钢及钢产品 检验文件的类型

[100] GB/T 18851.1 无损检测 渗透检测 第1部分:总则

[101] GB/T 20968 无损检测 目视检测辅助设备 低倍放大镜的选用

[102] SY/T 6423.4 石油天然气工业 钢管无损检测方法 第4部分:无缝和焊接钢管分层缺欠的自动超声检测

[103] SY/T 6423.7 石油天然气工业 钢管无损检测方法 第7部分:无缝和焊接铁磁性钢管表面缺欠的磁粉检测

[104] ISO 643 Steels—Micrographic determination of the apparent grain size

[105] ISO 4986 Steel and iron castings—Magnetic particle testing

[106] ISO 4987 Steel and iron castings—Liquid penetrant testing

[107] ISO 4992-1 Steel castings—Ultrasonic testing—Part 1: Steel castings for general purposes

- [108] ISO 4992-2 Steel castings—Ultrasonic testing—Part 2: Steel castings for highly stressed components
- [109] ISO 4993 Steel and iron castings—Radiographic testing
- [110] ISO/TR 7705 Guidelines for specifying Charpy V-notch impact prescriptions in steel specifications
- [111] ISO/TR 9769 Steel and iron—Review of available methods of analysis
- [112] ISO 10893-4 Non-destructive testing of steel tubes—Part 4: Liquid penetrant inspection of seamless and welded steel tubes for the detection of surface imperfections
- [113] ISO 10893-5 Non-destructive testing of steel tubes—Part 5: Magnetic particle inspection of seamless and welded ferromagnetic steel tubes for the detection of surface imperfections
- [114] ISO 10893-10 Non-destructive testing of steel tubes—Part 10: Automated full peripheral ultrasonic testing of seamless and welded (except submerged arc-welded) steel tubes for the detection of longitudinal and/or transverse imperfections
- [115] ISO 10893-12 Non-destructive testing of steel tubes—Part 12: Automated full peripheral ultrasonic thickness testing of seamless and welded (except submerged arc-welded) steel tubes
- [116] ISO 11484 Steel products—Employer's qualification system for non-destructive testing (NDT) personnel
- [117] ISO 11971 Steel and iron castings—Visual testing of surface quality
- [118] ISO 15461 Steel forgings—Testing frequency, sampling conditions and test methods for mechanical tests

#### 有关焊接的特殊标准

- [119] GB/T 2653 焊接接头弯曲试验方法
- [120] GB/T 12605 无损检测 金属管道熔化焊环向对接接头射线照相检测方法
- [121] JB/T 8428 无损检测 超声试块通用规范
- [122] SY/T 6423.1 石油天然气工业 钢管无损检测方法 第1部分:焊接钢管焊缝缺欠的射线检测
- [123] SY/T 6423.4 石油天然气工业 钢管无损检测方法 第4部分:无缝和焊接钢管分层缺欠的自动超声检测
- [124] ISO 4136 Destructive tests on welds in metallic materials—Transverse tensile test
- [125] ISO 5178 Destructive tests on welds in metallic materials—Longitudinal tensile test on weld metal in fusion welded joints
- [126] ISO 7963 Non-destructive testing—Ultrasonic testing—Specification for calibration block No.2
- [127] ISO 9015-1 Destructive tests on welds in metallic materials—Hardness testing—Part 1: Hardness test on arc welded joints
- [128] ISO 9015-2 Destructive tests on welds in metallic materials—Hardness testing—Part 2: Microhardness testing of welded joints
- [129] ISO 9016 Destructive tests on welds in metallic materials—Impact tests—Test specimen location, notch orientation and examination
- [130] ISO 9017 Destructive tests on welds in metallic materials—Fracture test

[131] ISO 17636-1 Non-destructive testing of welds—Radiographic testing—Part 1: X- and gamma-ray techniques with film

#### 钢管交货条件的标准

[132] GB/T 3087 低中压锅炉用无缝钢管

[133] GB/T 9948 石油裂化用无缝钢管

[134] GB/T 17395 钢管尺寸、外形、重量及允许偏差

[135] ISO 9329-3 Seamless steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 3: Unalloyed and alloyed steels with specified low temperature properties

[136] ISO 9329-4 Seamless steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 4: Austenitic stainless steels

[137] ISO 9330-1 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 1: Unalloyed steel tubes with specified room temperature properties

[138] ISO 9330-2 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 2: Electric resistance and induction welded unalloyed and alloyed steel tubes with specified elevated temperature properties

[139] ISO 9330-3 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 3: Electric resistance and induction welded unalloyed and alloyed steel tubes with specified low temperature properties

[140] ISO 9330-4 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 4: Submerged arc-welded unalloyed and alloyed steel tubes with specified elevated temperature properties

[141] ISO 9330-5 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 5: Submerged arc-welded unalloyed and alloyed steel tubes with specified low temperature properties

[142] ISO 9330-6 Welded steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 6: Longitudinally welded austenitic stainless steel tubes

#### 超压保护安全装置的标准

[143] GB/T 12241 安全阀 一般要求

[144] ISO 4126-2 Safety devices for protection against excessive pressure—Part 2: Bursting disc safety devices

[145] ISO 4126-3 Safety devices for protection against excessive pressure—Part 3: Safety valves and bursting disc safety devices in combination

[146] ISO 4126-4 Safety devices for protection against excessive pressure—Part 4: Pilot operated safety valves

[147] ISO 4126-5 Safety devices for protection against excessive pressure—Part 5: Controlled safety pressure relief systems (CSPRS)

[148] ISO 4126-7 Safety devices for protection against excessive pressure—Part 7: Common data

#### 有关一般性安全的标准

[149] GB/T 16855.1 机械安全 控制系统安全相关部件 第1部分:设计通则

[150] ISO 12100 Safety of machinery—General principles for design—Risk assessment and

risk reduction

[151] ISO 13943 Fire safety—Vocabulary

有关功能性安全的标准

[152] GB/T 16754 机械安全 急停功能 设计原则

[153] GB/T 19670 机械安全 防止意外启动

有关机器操作安全的标准

[154] GB/T 23821 机械安全 防止上下肢触及危险区的安全距离

齿轮装置的标准

[155] GB/T 2821 齿轮几何要素代号

[156] GB/T 3374.1 齿轮 术语和定义 第1部分:几何学定义

[157] GB/T 3480(所有部分) 直齿轮和斜齿轮承载能力计算

[158] GB/T 3481 齿轮轮齿磨损和损伤术语

[159] GB/Z 6413.1 圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮 胶合承载能力计算方法 第1部分:闪温法

[160] GB/Z 6413.2 圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮 胶合承载能力计算方法 第2部分:积分温度法

[161] GB/T 12370 锥齿轮和准双曲面齿轮 术语

[162] GB/Z 18620.1 圆柱齿轮 检验实施规范 第1部分:轮齿同侧齿面的检验

[163] GB/Z 18620.2 圆柱齿轮 检验实施规范 第2部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验

[164] GB/Z 18620.3 圆柱齿轮 检验实施规范 第3部分:齿轮坯、轴中心距和轴线平行度的检验

[165] ISO 6336-6 Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 6: Calculation of service life under variable load

其他标准

[166] GB/T 2352 液压传动 隔离式充气蓄能器压力和容积范围及特征量

[167] GB/T 14412 机械振动与冲击 加速度计的机械安装

[168] GB/T 19873.2 机器状态监测与诊断 振动状态监测 第2部分:振动数据处理、分析与描述

[169] DL/T 656 火力发电厂汽轮机控制及保护系统验收测试规程

[170] GB/T 22198 汽轮机转速控制系统验收试验

[171] ISO 2954 Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery—Requirements for instruments for measuring vibration severity

[172] ISO 6072 Rubber—Compatibility between hydraulic fluids and standard elastomeric materials

[173] ISO 10817-1 Rotating shaft vibration measuring systems—Part 1: Relative and absolute sensing of radial vibration

[174] ISO 21940-31 Mechanical vibration—Rotor balancing—Part 31: Susceptibility and sensitivity of machines to unbalance

