

中华人民共和国国家标准

GB/T 3215—2019
代替 GB/T 3215—2007

石油、石化和天然气工业用离心泵

Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries

(ISO 13709:2009, MOD)

2019-12-10 发布

2020-07-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

目 次

前言 Ⅲ

引言 V

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 5

4 总则..... 10

 4.1 机组责任 10

 4.2 分类和名称 11

5 技术要求..... 18

 5.1 单位 18

 5.2 法规要求 18

 5.3 要求 18

6 基本设计..... 19

 6.1 总则 19

 6.2 泵型 22

 6.3 压力壳体 22

 6.4 管口和压力壳体接口 24

 6.5 作用在管口上的外力和力矩 27

 6.6 转子 32

 6.7 耐磨环和运转间隙 33

 6.8 机械轴封 35

 6.9 动力学 38

 6.10 轴承和轴承箱 49

 6.11 润滑 53

 6.12 材料 53

 6.13 铭牌和转向牌 57

7 辅助设备..... 58

 7.1 驱动机 58

 7.2 联轴器及护罩 60

 7.3 底座 61

 7.4 仪器仪表 63

 7.5 管路和附件 63

 7.6 专用工具 65

8 检查、试验和发货前的准备工作	65
8.1 总则	65
8.2 检查	65
8.3 试验	67
8.4 发货前的准备	72
9 特定泵型	73
9.1 单级悬臂式泵	73
9.2 两端支承式泵(BB1, BB2, BB3 和 BB5 型)	75
9.3 立式悬吊式泵(VS1~VS7 型)	79
10 卖方资料	83
10.1 总则	83
10.2 报价书	84
10.3 合同资料	87
附录 A (资料性附录) 本标准章条编号与 ISO 13709:2009 章条编号对照	89
附录 B (资料性附录) 本标准与 ISO 13709:2009 的技术性差异及其原因	90
附录 C (资料性附录) 泵数据表和电子数据交换	94
附录 D (规范性附录) 液力回收透平	115
附录 E (资料性附录) 比转数和汽蚀比转数	119
附录 F (规范性附录) 冷却水和润滑系统示意图	120
附录 G (规范性附录) 泵零件材料及材料技术条件	126
附录 H (规范性附录) 管路设计准则	137
附录 I (资料性附录) 轴的刚度和轴承系统的寿命	148
附录 J (资料性附录) 材料等级选择导则	152
附录 K (规范性附录) 标准底座	154
附录 L (资料性附录) 检查员检查清单	156
附录 M (资料性附录) 试验数据一览表	158
附录 N (资料性附录) 卖方图纸和资料要求	162
附录 O (规范性附录) 横向分析	168
附录 P (规范性附录) 确定残余不平衡量的方法	173
参考文献	178

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 3215—2007《石油、重化学和天然气工业用离心泵》，与 GB/T 3215—2007 相比，主要技术变化如下：

- 修改了标准名称，将标准名称由“石油、重化学和天然气工业用离心泵”修改为“石油、石化和天然气工业用离心泵”（见封面和首页，2007 年版的封面和首页）；
- 修改了范围（见第 1 章，2007 年版的第 1 章）；
- 修改了规范性引用文件（见第 2 章，2007 年版的第 2 章）；
- 修改了术语和定义（见第 3 章，2007 年版的第 3 章）；
- 修改了分类和型式标识、单位和特定要求（见第 4 章和第 5 章，2007 年版的第 4 章）；
- 修改了卖方应在数据表上规定额定流量和额定转速条件下必需汽蚀余量 NPSH₃ 基于水的温度，由水温低于 65 ℃改为水温低于 55 ℃（见 6.1.8，2007 年版的 5.1.10）；
- 在 6.1.12 中，增加了“注”，给出所提供泵的最佳效率点流量的说明（见 6.1.12）；
- 修改了水冷却系统设计条件的描述方式（见 6.1.20，2007 年版的 5.1.22）；
- 修改了螺栓和螺纹的要求（见 6.1.29，2007 年版的 5.1.31）；
- 修改了设计压力壳体的材料所使用的拉伸应力的要求（见 6.3.4，2007 年版的 5.3.4）；
- 增加了泵密封腔和密封盖应具有至少等于与其相连的泵壳体的最大允许工作压力和温度的压力-温度额定值要符合 GB/T 34875—2017（见 6.3.5）；
- 在径向剖分壳体采用金属对金属的配合，中间夹有受约束的可控制压缩量的垫片要求中，增加了缠绕垫和垫片的建议（见 6.3.10）；
- 增加了型芯支撑、型芯拆除或过流部位检查和清理用孔口的要求（见 6.3.16）；
- 增加了泵法兰的加工表面与总布置图所示平面的平行度范围（见 6.4.2.6）；
- 修改了接管和压力壳体辅助接口的要求（见 6.4.3，2007 年版的 5.4.3）；
- 增加了管路加固板的要求（见 6.4.3.10）；
- 修改了“密封腔跳动值测量示意图”的位置，移到标准正文中（见 6.8.4 和 6.8.5，2007 年版的附录 K）；
- 修改了动力学的要求（见 6.9，2007 年版的 5.9）；
- 增加了扭转分析流程图（见图 29）；
- 修改了买方应规定电动机型号、特性及附件的项目（见 7.1.5，2007 年版的 6.1.4）；
- 修改了联轴器的要求（见 7.2.2，2007 年版的 6.2.2）；
- 增加了联轴器罩在潜在易爆气体环境下工作的要求（见 7.2.15）；
- 增加了买方规定凸缘或凹槽的形式要求（见 7.3.1）；
- 增加了壳体材料检验要求（见表 14）；
- 增加了性能试验使用水的温度[见 8.3.3.2 i)]；
- 修改了性能允差（见表 16，2007 年版的表 14）；
- 增加了必需汽蚀余量的试验方法（见 8.3.4.3.3）；
- 增加了轴的刚度和轴承系统的寿命（见附录 I）。

本标准使用重新起草法修改采用 ISO 13709:2009《石油、石化和天然气工业用离心泵》。

本标准与 ISO 13709:2009 相比在结构上有较多调整，附录 A 中列出了本标准与 ISO 13709:2009

的章条编号对照一览表。

本标准与 ISO 13709:2009 相比存在技术性差异,这些差异涉及的条款已通过在其外侧页边空白位置的垂直单线(Ⅰ)进行了标示,附录 B 给出了相应技术性差异及其原因的一览表。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国泵标准化技术委员会(SAC/TC 211)归口。

本标准起草单位:沈阳水泵研究所、沈阳鼓风机集团核电泵业有限公司、合肥华升泵阀股份有限公司、中石化广州工程有限公司、上海凯泉泵业(集团)有限公司、上海凯士比泵有限公司、广东肯富来泵业股份有限公司、嘉利特荏原泵业有限公司、浙江腾宇泵阀设备有限公司、山东双轮股份有限公司、合肥新沪屏蔽泵有限公司、浙江佳力科技股份有限公司、浙江德力装备有限公司、重庆水泵厂有限责任公司、浙江科尔泵业股份有限公司、中国电建集团郑州泵业有限公司、江苏武新泵业有限公司、杭州碱泵有限公司、山东长志泵业有限公司、江苏大学、湖南天一奥星泵业有限公司。

本标准主要起草人:于洪昌、杨丽华、柴立平、杨成炯、王延合、潘再兵、刘广棋、曲景田、叶子兆、符伟、王家斌、王国良、赵建林、郑高洋、白小榜、池武、刘华威、刘铭、李进富、于宪美、李明义、罗幼如、张勇、康娜。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为:

——GB/T 3215—1982、GB/T 3215—2007。

引 言

本标准的使用者有必要意识到对于特殊应用可能需要进一步的或不同的要求。对于特殊应用,本标准并不是为了阻止卖方提供,或买方接受可替换的设备或工程解决方案。这在有创新或发展技术的地方尤其适用。如果提供可替换的设备或工程解决方案,卖方应标识出其与本标准的所有不同点,并提供细节说明。

本标准条款或分条款前标注“●”表示该条款内容需要买方做出决定,或需要买方提供详细资料。详细资料宜在数据表中表示出,或在询价书/采购订单中予以说明(参见图 C.1、图 C.2 和图 C.3)。

本标准括号中数据的单位为美制单位或其他单位。

石油、石化和天然气工业用离心泵

1 范围

本标准规定了石油、石化和天然气工业用离心泵的要求,包括泵反转用于能量回收的液力回收透平。

本标准适用于悬臂式泵,两端支承式泵和立式悬吊式泵(见表1)。第9章规定的要求适用于特定泵型。本标准的所有其他条款适用于所有泵型。本标准给出了各种规定泵型的示意图,以及每种规定泵型的型式代号。

依据相关的行业运行经验,当泵输送液体超过下列任一条件时,依据本标准生产的泵对控制成本是有益的:

- 排出压力(表压) 1 900 kPa(275 psi;19.0 bar)
- 吸入压力(表压) 500 kPa(75 psi;5.0 bar)
- 输送温度 150 °C(300 °F)
- 运行转速 3 600 r/min
- 额定总扬程 120 m(400 ft)
- 叶轮直径,悬臂式泵 330 mm(13 in)

注:对于无轴封泵,可参照 API Std 685 的规定。石油、石化和天然气工业以外工业应用的重载荷泵,参照 ISO 9905 的规定。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是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 193—2003,ISO 261:1998,MOD)

GB/T 196 普通螺纹 基本尺寸(GB/T 196—2003,ISO 724:1993,MOD)

GB/T 755 旋转电机 定额和性能(GB/T 755—2008,IEC 60034-1:2004,IDT)

GB/T 3216 回转动力泵 水力性能验收试验 1级、2级和3级(GB/T 3216—2016,ISO 9906:2012,IDT)

GB/T 3768 声学 声压法测定噪声源声功率级和声能量级 采用反射面上方包络测量面的简易法(GB/T 3768—2017,ISO 3746:2010,IDT)

GB/T 6391—2010 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命(ISO 281:2007,IDT)

GB/T 6557 挠性转子机械平衡的方法和准则(GB/T 6557—2009,ISO 11342:1998,IDT)

GB/T 7307 55°非密封管螺纹(GB/T 7307—2001,ISO 228-1:1994,MOD)

GB/T 8196 机械安全 防护装置 固定式和活动式防护装置设计与制造一般要求(GB/T 8196—2003,ISO 14120:2002,MOD)

GB/T 8923(所有部分) 涂覆涂料前钢材表面处理 表面清洁度的目视评定[ISO 8501(所有部

分)]

GB/T 9144 普通螺纹 优选系列(GB/T 9144—2003,ISO 262:1998,MOD)

GB/T 9239.1 机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求 第1部分:规范与平衡允差的检验(GB/T 9239.1—2006,ISO 1940-1:2003,IDT)

GB/T 19867(所有部分) 金属材料焊接工艺规程及评定 焊接工艺规程[ISO 15609(所有部分)]

GB/T 20972.1 石油天然气工业 油气开采中用于含硫化氢环境的材料 第1部分:选择抗裂纹材料的一般原则(GB/T 20972.1—2007,ISO 15156-1:2001,IDT)

GB/Z 32458 输送黏性液体的离心泵 性能修正(GB/Z 32458—2015,ISO/TR 17766:2005,IDT)

GB/T 34875—2017 离心泵和转子泵用轴封系统(ISO 21049:2004,IDT)

GB/T 35147 石油天然气工业 机械动力传输挠性联轴器 一般用途(GB/T 35147—2017,ISO 14691:2008,MOD)

ISO 7-1 螺纹上有压力密封接头的管螺纹 第1部分:标记、尺寸和公差(Pipe threads where pressure-tight joints are made on the threads—Part 1: Dimensions, tolerances and designation)

ISO 286(所有部分) ISO 极限和配合体系(ISO system of limits and fits)

ISO 965(所有部分) 一般用途米制螺纹 公差(ISO general-purpose metric screw threads—Tolerances)

ISO 3117 切向键和键槽(Tangential keys and keyways)

ISO 4200 焊缝及无缝(无螺纹)平端钢管 尺寸和单位长度质量(Plain end steel tubes, welded and seamless—General tables of dimensions and masses per unit length)

ISO 5753 滚动轴承 游隙(Rolling bearing—Radial internal clearance)

ISO 7005-1 金属法兰 第1部分:工业管道系统和通用管道系统用钢法兰(Metallic flanges—Part 1: Steel flanges for industrial and general service piping systems)

ISO 7005-2 金属法兰 第2部分:铸铁法兰(Metallic flanges—Part 2: Cast iron flanges)

ISO 9606(所有部分) 焊工的认可考试 熔焊¹⁾(Approval testing of welders—Fusion welding)

ISO 10438:2007(所有部分) 石油、石化和天然气工业 润滑、轴封和控油系统及辅助设备(Petroleum, petrochemical and natural gas industries—Lubrication, shaft-sealing and control-oil systems and auxiliaries)

ISO 10441 石油、石化和天然气工业 机械动力传输用弹性联轴器 特殊应用(Petroleum, petrochemical and natural gas industries—Flexible couplings for mechanical power transmission—Special-purpose applications)

ISO 10721-2 钢结构 第2部分:制造和安装(Steel structures—Part 2: Fabrication and erection)

ISO 15649 石油和天然气 工业管道(Petroleum and natural gas industries—Piping)

IEC 60034-2-1 旋转电机 第2-1部分:通过试验测定损耗和效率的标准方法(不包括牵引车辆用电机)[Rotating electrical machines—Part 2-1: Standard methods for determining losses and efficiency from tests (excluding machines for traction vehicles)]

1) ISO 9606 的一些部分正在修订中,一些修改内容是焊工资格考试部分。

IEC 60079(所有部分) 爆炸性气体环境电气设备²⁾ (Electrical apparatus for explosive gas atmospheres)

EN 953 机械安全 防护装置 固定和移动防护装置构造和设计的一般要求 (Safety of machinery—Guards—General requirements for the design and construction of fixed and movable guards)

EN 13445(所有部分) 不用火加热的压力容器 (Unfired pressure vessels)

EN 13463-1 潜在爆炸性空气中使用的非电气设备 第1部分:基本方法和要求 (Non-electrical equipment for use in potentially explosive atmospheres—Part 1: Basic method and requirements)

ANSI/ABMA 7 米制径向球轴承和滚子轴承(锥形滚柱轴承除外)用轴和轴承座的配合(与基本平面图相符合)³⁾ [Shaft and Housing Fits for Metric Radial Ball and Roller Bearings (Except Tapered Roller Bearings) Conforming to Basic Boundary Plan]

ANSI/AGMA 9000 弹性联轴器 潜在不平衡的分类⁴⁾ (Flexible Couplings—Potential Unbalance Classification)

ANSI/AGMA 9002 弹性联轴器的镗孔和键槽(英制系列) [Bores and Keyways for Flexible Couplings (Inch Series)]

ANSI/AMT B15.1 机械动力传动装置用安全标准⁵⁾ (Safety Standard for Mechanical Power Transmission Apparatus)

ANSI/API Std 541 鼠笼式模绕感应电动机 500 马力及更大 (Form-Wound Squirrel-Cage Induction Motors—500 Horsepower and Larger)

ANSI/API Std 611 石油、石化和天然气工业用汽轮机 (General-Purpose Steam Turbines for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services)

ANSI/API Std 670 机械保护系统 (Machinery Protection Systems)

ANSI/API Std 671/ISO 10441 石油、化工和天然气工业特殊用途联轴器 (Special Purpose Couplings for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services)

ANSI/ASME B1.1 统一英制螺纹, UN 和 UNR 螺纹形式⁶⁾ (Unified Inch Screw Threads, UN and UNR Thread Form)

ANSI/ASME B16.1 灰口铸铁管法兰及法兰配件: 25、125 和 250 级 (Gray Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings: Classes 25, 125 and 250)

ANSI/ASME B16.5 管法兰及法兰配件: NPS 1/2 至 NPS 24 米制/英制标准 (Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS 1/2 through NPS 24 Metric/Inch Standard)

ANSI/ASME B16.11 锻造钢配件, 承插焊和螺纹连接 (Forged Steel Fittings, Socket-Welding and Threaded)

ANSI/ASME B16.42 球墨铸铁管法兰和法兰配件, 150 和 300 级 (Ductile Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings, Classes 150 and 300)

ANSI/ASME B16.47 大直径钢法兰: NPS 26-NPS 60 (Larger Diameter Steel Flanges: NPS 26

2) 本标准的许多部分是爆炸气体的内容。

3) 美国轴承制造商协会, 2025 M Street, NW, Suite 800, Washington, DC 20036, USA。

4) 美国设备制造商协会, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314, USA。

5) 美国国家标准协会, 1819 L Street, Suite 600, Washington, D.C. 20036, USA。

6) 美国机械工程师学会, Three Park Avenue, New York, NY 10016-5990, USA。

Through NPS 60)

ANSI/ASME B18.18.2M 大容量机组用紧固件的检验和质量保证(Inspection and Quality Assurance for High-Volume Machine Assembly Fasteners)

ANSI/ASME B31.3 工艺管线(Process Piping)

ANSI/HI 1.6 离心泵试验⁷⁾(Centrifugal Tests)

ANSI/HI 2.6 立式泵试验用美国国家标准(American National Standard for Vertical Pump Tests)

API Std 547 通用鼠笼式缠绕感应电动机 250 马力及更大(General-Purpose Form-Wound Squirrel Cage Induction Motors—250 Horsepower and Larger)

API Std 677 石油、化工和天然气工业通用齿轮箱系统(General-Purpose Gear Units for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services)

ASME 锅炉和压力容器规范 BPVC 第 V 卷,无损检测(Boiler and pressure vessel code BPVC, Section V, Nondestructive Examination)

ASME 锅炉和压力容器规范 BPVC 第 VIII 卷,压力容器建造规则(Boiler and pressure vessel code BPVC, Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels)

ASME 锅炉和压力容器规范 BPVC 第 IX 卷,焊接和钎焊评定(Boiler and pressure vessel code BPVC, Section IX, Welding and Brazing Qualifications)

DIN 910 重型六角头螺塞⁸⁾(Heavy-duty hexagon head screw plugs)

IEEE 841 石油、化工工业 IEEE 标准 全封闭风扇冷却式(TEFC)重载鼠笼式感应电动机 小于或等于 370 kW(500 hp)⁹⁾[IEEE Standard for Petroleum and Chemical Industry—Severe Duty Totally Enclosed Fan-Cooled (TEFC) Squirrel Cage Induction Motors—Up to and Including 500 hp]

MSS SP-55 阀门、法兰、管件和其他管道部件用铸钢件质量标准 表面缺陷评定的目视检验方法¹⁰⁾(Quality Standard for Steel Castings for Valves, Flanges and Fittings and Other Piping Components—Visual Method for Evaluation of Surface Irregularities)

NACE MR0103 石油精炼的腐蚀环境下耐硫化物应力开裂的材料¹¹⁾(Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments)

NFPA 70:2008 国家电气规范¹²⁾(National Electrical Code)

SSPC SP 6 工业级喷砂清理¹³⁾(Commercial Blast Cleaning)

7) 液压研究所, 9 Sylvan Way, Parsippany, NJ 07054, USA。

8) 德国工业标准, Burggrafenstrasse 6, Berlin, Germany D-10787。

9) 电气与电子工程师协会, 445 Hoes Lane, Piscataway, NJ 08855-1331, USA。

10) 阀和配件工业制造商标准学会, 127 Park Street N.E., Vienna, VA 22180-4602, USA。

11) 国家耐腐蚀工程师协会, Houston, Texas, USA。

12) 国家防火协会, 1 Batterymarch Park, Quincy, MA 02169-7471, USA。

13) 保护涂层学会, 40 24th Street, 6th Floor, Pittsburgh, PA 15222-4643, USA。

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1

轴向剖分 axially split

泵壳的主密封面平行于轴线。

3.2

允许工作范围 allowable operating region

以振动在本标准规定的上限范围内,或者制造厂规定的温升限制或其他限制为基础,制造厂规定的允许泵工作的水力性能范围。

3.3

筒型泵 barrel pump

双壳体卧式泵。

3.4

隔离流体 barrier fluid

外部提供的流体,其压力高于泵密封腔压力,引入到布置方式 3 密封(承压双端面机械密封),实现泵送液体与大气的完全隔离。

3.5

最佳效率点 best efficiency point; BEP

泵在额定叶轮直径下达到其最高效率的流量点。

注:最大叶轮直径下的最佳效率点流量是用来确定泵的比转数和汽蚀比转数的。减小叶轮直径后,同样减小了最佳效率点流量。

3.6

缓冲流体 buffer fluid

外部提供的流体,其压力低于泵密封腔压力,在布置方式 2 密封(非承压双端面机械密封)中起润滑和/或稀释的作用。

3.7

集装组合体 cartridge-type element

除壳体以外的所有泵零件的组装体。

3.8

传统刚性 classically stiff

其特性为泵的一阶干临界转速高出泵最大连续转速以下数值:

对于设计仅作湿运转的转子为 20%;

对于设计成能够干运转的转子为 30%。

3.9

临界转速 critical speed

转子-轴承-支撑系统处于共振状态的轴转速。

3.10

基准标高 datum elevation

NPSH 所参考的海拔高度值(见 6.1.8)。

参见:汽蚀余量(3.33)。

3.11

设计 design

制造商的计算参数。

注：“设计”是设备制造商用来描述各种参数的术语，如设计功率、设计压力、设计温度或设计转速。这个术语宜仅限于设备制造商使用，不宜用于买方的技术条件中。

3.12

双壳体 double casing

压力壳体独立于壳体内部的过流部件的泵结构型式。

注：过流部件包括导叶、隔板、碗形和蜗形内壳体。

3.13

驱动装置部件 drive-train component

用于驱动泵的有序使用的设备物项。

示例：电动机、齿轮箱、透平、发动机、液力驱动、离合器。

3.14

干临界转速 dry critical speed

计算的转子临界转速，假定条件为没有液体影响，转子仅由其轴承支撑，轴承为无限刚度。

3.15

组合体 element

芯包 bundle

离心泵转子部件和内部静止零件的组装体。

3.16

液力回收透平 hydraulic power recovery turbine; HPRT

用来从液流中回收能量的透平机。

3.17

流体动压轴承 hydrodynamic bearing

利用流体动压润滑原理工作的轴承。

3.18

同种泵 identical pump

具有相同的尺寸、水力设计、级数、转速、间隙、轴封型式（轴向端面或卸压衬套）、轴承类型、联轴器质量和联轴器悬臂长，且输送相同液体的泵。

3.19

最大允许转速 maximum allowable speed

制造商设计所允许的连续工作的最高转速。

3.20

最高允许温度 maximum allowable temperature

制造商为该设备（或术语所指的任何部分）按规定最大工作压力下输送某种指定液体而设计的最高连续工作温度（不包括机械密封）。

参见：压力壳体（3.43）。

3.21

最大允许工作压力 maximum allowable working pressure; MAWP

制造商为该设备（或术语所指的任何部分）按规定的最高工作温度下输送某种指定液体而设计的最大连续工作压力（不包括机械密封）。

3.22

最大排出压力 maximum discharge pressure

最大吸入压力加上在额定转速和规定的正常相对密度(比重)下泵工作时产生的最大压差。

3.23

最大动态密封压力 maximum dynamic sealing pressure

在任何规定的工作条件下,以及在启动与停机的过程中,密封处预计会受到的最高压力。

注:动态和静态密封压力对机械密封的选择都是重要的。这些压力取决于泵的吸入压力、工况点和泵间隙。这些压力也受密封冲洗压力的影响。最大动态密封压力由密封卖方规定。见 GB/T 34875—2017 或 ANSI/API Std 682/ISO 21049。

3.24

最高工作温度 maximum operating temperature

泵所输送液体的最高温度,包括泵所能出现的失常条件。

注:最高工作温度由密封卖方规定。见 GB/T 34875—2017 或 ANSI/API Std 682/ISO 21049。

3.25

最大静态密封压力 maximum static sealing pressure

泵在停机时密封承受到的最高压力,不包括泵在做静水压试验期间所承受的压力。

3.26

最大吸入压力 maximum suction pressure

泵在工作期间所承受的最高吸入压力(非瞬态,不包括水锤)。

3.27

最低允许转速 minimum allowable speed

制造商设计允许的连续工作的最低转速。

注:转速的单位为转每分(r/min)。

3.28

最小连续稳定流量 minimum continuous stable flow

在不超出本标准所规定的振动限值下泵能够工作的最小流量。

3.29

最小连续热限制流量 minimum continuous thermal flow

泵能够工作而其运行不致被泵所输送液体的温升所损害的最小流量。

3.30

最低设计金属温度 minimum design metal temperature

在使用中所预期的最低平均金属温度(厚度方向),设备设计时应考虑运行失常、自制冷以及环境温度等因素。

3.31

多级泵 multistage pump

3 级及 3 级以上的泵。

见 4.2。

3.32

公称管径 nominal pipe size; NPS

通常在尺寸代号后标记,近似于管外径。

注: NPS 的单位为英寸(in)。

3.33

汽蚀余量 net positive suction head;NPSH

高于汽化压力的吸入口总绝对水头,以 NPSH 基准面为基准。

注: NPSH 的单位为米(m)或英尺(ft)。

3.34

有效汽蚀余量 net positive suction head available;NPSHA

买方根据泵装置条件(液体是在额定流量和正常输送温度下)确定的 NPSH。

3.35

必需汽蚀余量 net positive suction head required;NPSH3

卖方用水进行试验来确定的在扬程(在多级泵中是第 1 级扬程)下降 3%时的 NPSH。

3.36

正常工况点 normal operating point

在正常流程条件下期望泵工作的点。

3.37

易损件 normal-wear part

在每次泵大修时正常要修复或更换的零件。

示例: 耐磨环、级间衬套、平衡装置、喉部衬套、密封件、轴承和垫。

3.38

观察检查 observed inspection

观察试验 observed test

通知买方按时间到现场的检查或试验,不管买方或其代表是否到场,检查或试验都要如期进行。

3.39

油雾润滑 oil-mist lubrication

利用压缩空气将润滑油雾化并送至轴承箱进行的润滑。

3.40

工作区 operating region

泵工作的水力性能区间。

3.41

悬臂式泵 overhung pump

由轴承部件伸出的悬臂轴支撑叶轮的泵。

3.42

优先工作区 preferred operating region

泵的振动在本标准基本限值范围内的泵的水力性能区间。

3.43

压力壳体 pressure casing

泵上所有静止承压零件的组合,包括所有管口、密封压盖、密封腔和辅助接口,但不包括机械密封的静止元件和旋转元件。

注: 密封压盖大气侧的密封冲洗管路、辅助管路和阀不是压力壳体零件。

3.44

买方 purchaser

向卖方发出采购订单和技术规格书的业主或业主代理商。

3.45

纯油雾润滑 **pure oil-mist lubrication**

油雾既润滑轴承,又吹洗轴承箱,而且油池内无存油的(干油池)系统。

3.46

吹洗油雾润滑 **purge oil-mist lubrication**

油雾只吹洗轴承箱的(湿油池)系统。

3.47

径向剖分 **radially split**

泵壳主接合面垂直于泵轴线的剖分。

3.48

额定工况点 **rated operating point**

卖方确认泵性能在本标准规定的允差范围内的工况点。

注:一般情况下,额定工况点为规定的最大流量工况点。

3.49

相对密度 **relative density**

比重 **specific gravity**

液体的一种性质,表示该液体的密度与标准温度下水的密度的比值。

注:标准温度是 4 °C (39.2 °F)。

3.50

转子 **rotor**

一台离心泵所有旋转零件的组合。

3.51

相似泵 **similar pump**

当有足够的相似条件不需要做横向分析,买方和制造商双方协商同意接受的泵,考虑因素见等同泵(3.18)。

3.52

比转数 **specific speed**

对几何形状相似的泵而言,与流量、扬程和转速相关的特征值。

3.53

级 **stage**

一个叶轮和相应的导叶,如果需要,可有蜗壳和反流道。

3.54

汽蚀比转数 **suction-specific speed**

对几何形状相似的泵而言,与流量、NPSH₃ 和转速相关的特征值。

3.55

喉部衬套 **throat bushing**

在单密封或双端面集装密封的内侧密封和叶轮之间的轴套(或轴)周围形成限定性微小间隙的一种装置。

3.56

总指示器读数 **total indicator reading**

总指示跳动 **total indicated runout; TIR**

检测一个平面或一个圆柱面,在一个完整的被检测表面周期内,千分表或类似仪表的最大和最小读

数差。

注：对于一个理想的圆柱面，仪表读数表示圆柱面的偏心距为该读数的 1/2。对于理想的平面，仪表读数给出了平面的垂直度等于该读数。如果直径表面不是理想的圆柱面或平面，则 TIR 的解释就更为复杂，可能代表椭圆度或波纹度。

3.57

跳闸转速 trip speed

〈电动机驱动〉在最大电源频率时电动机驱动的同步转速。

3.58

跳闸转速 trip speed

〈变速驱动〉独立的事故超速保险装置产生动作关闭驱动机时，变速驱动机的转速。

3.59

机组责任 unit responsibility

协调解决该设备的文件、交付和技术方面问题的责任，包括订单范围内的辅助设备系统。

注：要考虑的技术方面包括但不限于：功率要求、转速、转向、总体布置、联轴器、动力学、润滑、密封系统、材料试验报告、仪器仪表、管路、元器件的试验与技术条件的一致性。

3.60

卖方 vendor

供货方 supplier

提供设备并通常负责设备的服务支持的制造商或制造商的代理商。

3.61

立式管道式泵 vertical in-line pump

立式、单级、悬臂式泵，其吸入口和排出口在同一中心线上，并与泵轴垂直。

注：VS6 型和 VS7 型不是立式管道式泵。

3.62

立式悬吊式泵 vertically suspended pump

立式泵，其过流部位悬吊在悬吊管和安装板上。

注：泵的过流部位通常浸没在泵所输送的液体中。

3.63

湿临界转速 wet critical speed

考虑了泵在工作条件下，内部运转间隙中由泵所输送液体产生的附加支承和阻尼作用，以及轴承内的允许刚度和阻尼计算出的转子临界转速。

3.64

见证试验 witnessed test

见证检查 witnessed inspection

把检查或试验的时间安排通知买方，只有买方或其代理人到场才能进行检查或试验。

4 总则

4.1 机组责任

除非另有规定，泵的卖方应负有机组责任。泵的卖方应确保所有分供方遵守本标准和引用文件的要求。

4.2 分类和名称

4.2.1 代号描述

本标准描述的泵按型式代号来分类和命名,见表 1。

表 1 泵分类型式标识

泵型式 ^a			方向		型式代号
离心泵	悬臂式	弹性联接	卧式	底脚安装	OH1
				中心线支承	OH2
			带轴承架立式管道式	—	OH3
		刚性联接	立式管道式	—	OH4
			共轴联接	立式管道式	—
		高速一体齿轮传动式		—	OH6
	两端支承式	单级和两级	轴向剖分式	—	BB1
			径向剖分式	—	BB2
		多级	轴向剖分式	—	BB3
			径向剖分式	单壳体	BB4
				双壳体	BB5
	立式悬吊式	单壳体	通过悬吊管排出式	导流壳	VS1
				蜗壳	VS2
				轴流	VS3
			单独排出式	长轴式	VS4
		悬臂式		VS5	
		双壳体	导流壳式	—	VS6
			蜗壳式	—	VS7
^a 不同泵型式图示见 4.2.2。					

4.2.2 泵名称和描述

4.2.2.1 OH1 型泵

OH1 型泵应是底脚安装、单级悬臂式泵,见图 1(此型泵不能满足本标准的所有要求,见表 3)。

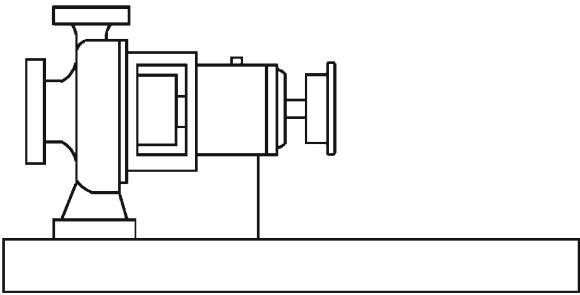


图 1 OH1 型泵

4.2.2.2 OH2 型泵

OH2 型泵应是中心线支承、单级悬臂式泵,见图 2。该型泵有单独的轴承箱来承受所有作用在泵轴上的力,并在工作期间保持转子的位置。泵安装在底座上,并与驱动器弹性联接。

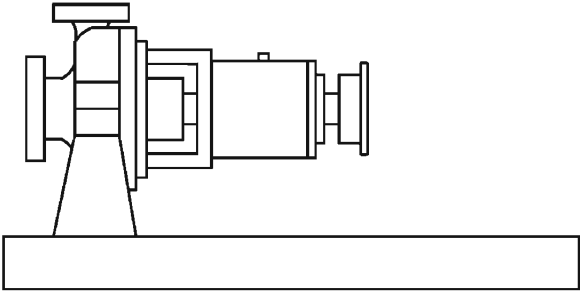


图 2 OH2 型泵

4.2.2.3 OH3 型泵

OH3 型泵应是带独立轴承架的立式、管道式、单级悬臂式泵,见图 3。该型泵具有与泵成一体轴承箱来承受所有的泵载荷。驱动器安装在与泵成一体支架上。泵与驱动器弹性联接。

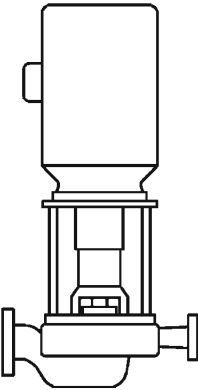


图 3 OH3 型泵

4.2.2.4 OH4 型泵

OH4 型泵应是刚性联接、立式、管道式、单级悬臂式泵,见图 4。刚性联接的泵,其轴与驱动器轴刚

性联接(此型泵不能满足本标准的所有要求,见表 3)。

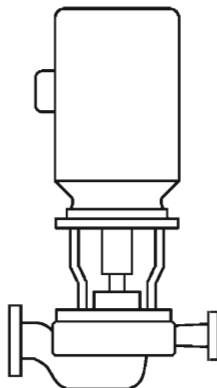


图 4 OH4 型泵

4.2.2.5 OH5 型泵

OH5 型泵应是同轴联接、立式、管道式、单级悬臂式泵,见图 5。同轴泵的叶轮直接装在驱动机的轴上(此型泵不能满足本标准的所有要求,见表 3)。

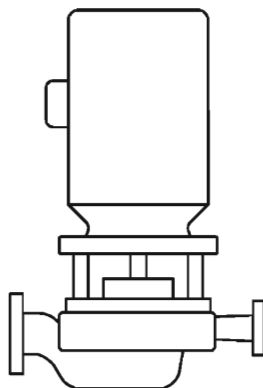


图 5 OH5 型泵

4.2.2.6 OH6 型泵

OH6 型泵应是高速、一体、齿轮传动式、单级悬臂式泵,见图 6。该型泵具有一个与泵成一体的增速齿轮箱。叶轮直接安装在齿轮箱的输出轴上。齿轮箱和泵之间没有联轴器,齿轮箱弹性联接到驱动机上。泵可为立式或卧式。

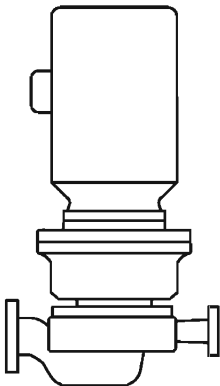


图 6 OH6 型泵

4.2.2.7 BB1 型泵

BB1 型泵应是轴向剖分、单级和两级、两端支承式泵,见图 7。

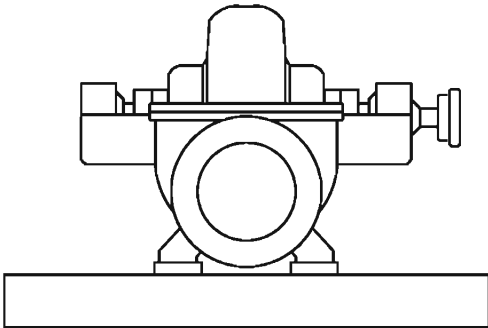


图 7 BB1 型泵

4.2.2.8 BB2 型泵

BB2 型泵应是径向剖分、单级和两级、两端支承式泵,见图 8。

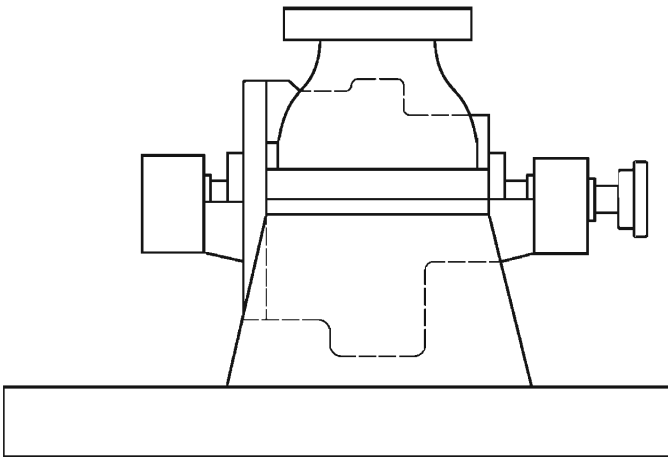


图 8 BB2 型泵

4.2.2.9 BB3 型泵

BB3 型泵应是轴向剖分、多级、两端支承式泵,见图 9。

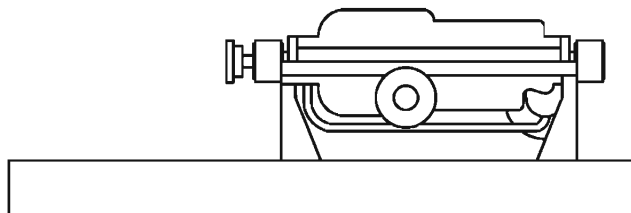


图 9 BB3 型泵

4.2.2.10 BB4 型泵

BB4 型泵应是单壳体、径向剖分、多级、两端支承式泵,见图 10。该型泵也称为节段泵、分段泵和穿杠泵。这些泵的每级间有潜在的泄漏途径(此型泵不能满足本标准的所有要求,见表 3)。

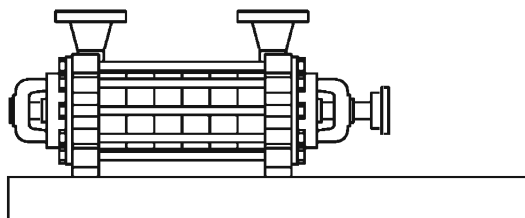


图 10 BB4 型泵

4.2.2.11 BB5 型泵

BB5 型泵应是双壳体、径向剖分、多级、两端支承式泵(筒型泵),见图 11。

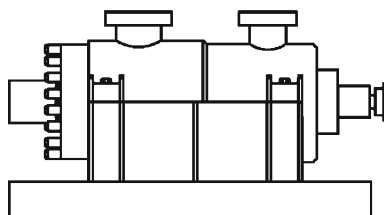


图 11 BB5 型泵

4.2.2.12 VS1 型泵

VS1 型泵应是通过悬吊管排出的湿坑、立式悬吊、单壳体、导流壳式泵,见图 12。

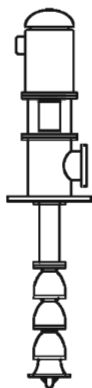


图 12 VS1 型泵

4.2.2.13 VS2 型泵

VS2 型泵应是通过悬吊管排出的湿坑、立式悬吊、单壳体、蜗壳式泵,见图 13。

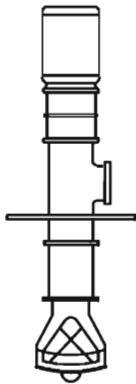


图 13 VS2 型泵

4.2.2.14 VS3 型泵

VS3 型泵应是通过悬吊管排出的湿坑、立式悬吊、单壳体、轴流式泵,见图 14。



图 14 VS3 型泵

4.2.2.15 VS4 型泵

VS4 型泵应是立式悬吊、单壳体、蜗壳、长轴驱动式液下泵,见图 15。

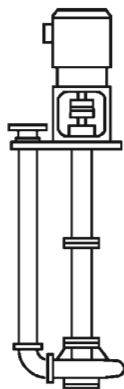


图 15 VS4 型泵

4.2.2.16 VS5 型泵

VS5 型泵应是立式悬吊、悬臂式液下泵,见图 16。

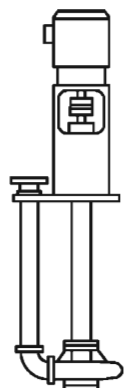


图 16 VS5 型泵

4.2.2.17 VS6 型泵

VS6 型泵应是双壳体、导流壳、立式悬吊式泵,见图 17。

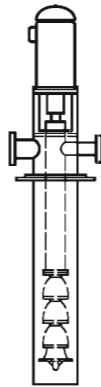


图 17 VS6 型泵

4.2.2.18 VS7 型泵

VS7 型泵应是双壳体、蜗壳、立式悬吊式泵,见图 18。

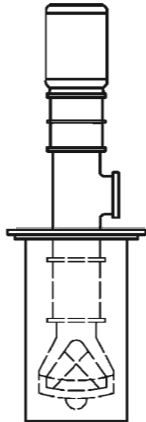


图 18 VS7 型泵

5 技术要求

● 5.1 单位

买方应规定泵数据、图纸和维修尺寸使用国际单位制(SI)或美国单位制(USC)。采用 SI 数据表(参见图 C.1)表示应使用国际单位制。采用 USC 数据表(参见图 C.2)表示应使用美国单位制。

5.2 法规要求

买方和卖方应共同确定适用于该设备及其包装和保存的措施,这些措施有必要遵守政府规范、规章、条例和规则。

5.3 要求

5.3.1 本标准与询价书有冲突时,应执行询价书。与合同内容冲突时,应执行合同内容。

5.3.2 当第 9 章中对特殊泵型的要求与任何其他条款有冲突时,应按第 9 章中规定的要求执行。

6 基本设计

6.1 总则

6.1.1 本标准中涉及的设备(包括辅助设备)应设计和制造使用寿命至少 20 年(不包括表 20 中所示的易损件),连续运转寿命至少为 3 年。关闭设备进行卖方规定的维修或检查就认为是不满足连续不间断运转要求的条件。公认这些要求是设计准则,但在使用中或重工况条件下,误操作或不当维护会导致设备不满足这些准则的要求。

- 6.1.2 买方应规定工作条件、流体性质、现场条件和公共工程条件,包括流程数据表(参见附录 C)中所示的所有数据。买方还应规定泵是否可用作 HPRT,以及附录 D 是否应适用。

6.1.3 设备应能在正常工况点和额定工况点以及买方规定的任何其他预期的工作条件下工作。

6.1.4 在额定条件下,泵应有至少 5% 的扬程增量,可通过替换一个较大直径的或不同水力设计的叶轮、或变速功能、或预留空级来实现。

这种要求是为了防止购买泵后,由于水力要求的细化而导致选型的变化。它不是用来适应将来的可扩展性。如果有一个将来的工作要求,在选型时宜单独规定和考虑。

6.1.5 泵至少应能够在达到最大连续转速时工作。最大连续转速应:

- a) 等于电动机最大供给频率条件下相应的同步转速;
- b) 对于变速泵和有可能超速的任何定速泵,至少是它们额定转速的 105%。

6.1.6 变速泵应设计成在偏离到跳闸转速下运行而不会损坏。

6.1.7 需要在密封面处保持稳定液膜的密封腔内条件,包括温度、压力和流量,以及确保泵在真空使用条件下闲置时密封设计能充分封住大气压力的措施,应由泵的卖方和密封制造商共同商定,由买方认可,并在数据表中给出。

当输送接近其汽化压力的液体(如液化石油气)时,在真空使用条件下密封住大气压力的措施是特别重要的。在工作期间,密封腔压力应至少是 35 kPa(0.35 bar; 5 psi)的表压,见 GB/T 34875—2017。

6.1.8 卖方应在数据表上规定在额定流量和额定转速下基于水[温度低于 55 °C (130 °F)]的 NPSH₃。对水以外的液体(例如烃类),降低系数或修正系数是不适用的。

除规定 NPSH₃ 外,买方宜考虑一个适当的 NPSH 裕量。NPSH 裕量就是要具有超出泵 NPSH₃ 的 NPSH。通常希望有一个工作 NPSH 裕量,这个裕量足以在所有流量条件下(从最小连续稳定流量到最大预期的工作流量)保护泵避免由于液体回流、分离和汽化引起的损坏。卖方宜根据具体的泵型和预定的使用条件确定一个 NPSH 裕量的推荐值。

在确定 NPSH_A 时,买方和卖方宜弄清最小连续稳定流量和泵的汽蚀比转数的关系。通常情况下,最小连续稳定流量随汽蚀比转数的增加而增加。但其他因素,如泵的能级和水力设计,泵输送液体和 NPSH 裕量,也影响泵在较宽的流量范围内稳定运行的能力。解决低流量运行的泵设计是一项正在发展中的技术,选择汽蚀比转数的大小和 NPSH 裕量宜考虑现有的工业水平和卖方的经验。

除非另有规定,基准标高应是卧式泵的轴中心线、立式管道式泵的吸入口中心线,以及立式悬吊式泵基础的顶部。

- 6.1.9 泵汽蚀比转数的计算应参见附录 E,并且如有规定,应限制在数据表规定的范围内。

6.1.10 输送黏性大于水的液体的泵应按 GB/Z 32458 进行水性能的修正。黏性液体所采用的修正系数应与卖方报价书上的曲线和最终试验曲线一起提交。

注:对于此项规定,ANSI/HI 9.6.7 与 GB/Z 32458 等同。

- 6.1.11 对于所有应用条件,泵最好具有稳定的扬程/流量曲线(扬程连续升到关死点),如果规定并联

运行,这种曲线要求是必需的。如果规定并联运行,从额定点到关死点,扬程至少上升 10%。如果采用在排出口加孔板作为实现连续上升到关死点的方法,则应在报价书上注明。

6.1.12 泵应具有一个优先工作区,这个区域为所提供泵的最佳效率点流量的 70%~120%。额定流量点应在所提供泵的最佳效率点流量的 80%~110%范围内。

限定优先工作区和额定流量点位置不是想引导人们开发更多规格的小泵或排斥使用高比转数泵。宜提供那些已经确定在规定区间以外的流量点工作得令人满意的小泵,和对优先工作区比规定工作区狭窄的高比转数泵,如果合适,其优先工作区在报价书曲线上宜清晰地标示出来。泵比转数的计算应参见附录 E。

注:“所提供泵的最佳效率点流量”参考的是正确地选择了叶轮直径来满足数据表上规定的扬程-流量性能要求的泵。

众所周知,低比转数的泵不能使流量达到最佳效率流量点的 105%~110%。在这种情况下,应在报价书曲线上标明预期的流量限制(见 10.2.4)。

6.1.13 所提供泵的最佳效率点流量宜在额定工况点和正常工况点之间。

- 6.1.14 如有规定,卖方应提供设备每倍频带的最大声压级和声功率级数据。所提供的所有设备的声压级(SPL)控制应由买方和负有机组责任的卖方共同努力。卖方提供的设备应符合规定的最大允许声压级。ISO 3740、ISO 3744 和 GB/T 3768 可作为指导性文件来参考。

6.1.15 单级扬程大于 200 m(650 ft)和单级功率大于 225 kW(300 hp)的泵应视为高能泵,这种泵可能需要采取特殊的措施来减少叶片通过频率振动和小流量时的低频振动。对于这些泵,导流壳叶片或蜗舌(隔舌)与叶轮叶片边缘的径向间隙;对于导流壳式设计,应至少是最大叶轮叶片尖半径的 3%;对于蜗壳式设计,应至少是最大叶轮叶片尖半径的 6%。最大叶轮叶片尖半径是能够用于指定泵壳体(见 6.1.4)的最大叶轮半径。间隙 P ,以百分数表示,按式(1)计算:

$$P = 100(R_2 - R_1)/R_1 \quad \dots\dots\dots (1)$$

式中:

R_2 ——蜗壳或导流壳进口尖半径;

R_1 ——叶轮叶片最大尖半径。

为了修正水力性能,本条款规定的泵叶轮在初始试验后通常进行钳工锉修、打磨或“V”形切割,见 8.3.3.7 c)。任何这样的修改应按 10.3.4.1 要求有文件记录。

6.1.16 工作转速大于 3 600 r/min,单级功率大于 300 kW(400 hp)的泵甚至需要更大的间隙和其他特殊的结构特点。对于这类泵,这些特殊要求宜由买方和卖方共同商定,并把这些特殊泵型的实际运转经验考虑进去。

- 6.1.17 卖方应规定是否需要冷却,冷却方法应得到买方批准。风扇冷却宜是第一选择。如果风扇冷却不适用,应在附录 F 中选择一种方案。冷却系统应适合在买方规定的冷却液类型、压力和温度下工作。卖方应规定需要的流量。为了避免冷凝,轴承箱冷却水进口的最低温度宜高于环境空气温度。

6.1.18 如果提供夹套,应布置清洗接口,以便使整个通道能够用机械方式进行清理、冲洗和排液。

6.1.19 如果提供夹套系统,应设计成能够防止流程液体泄漏进入夹套的型式。夹套通道不应开孔到壳体接合面。

6.1.20 除非另有规定,冷却水系统设计应满足表 2 给出的水侧条件。

表 2 冷却水系统——水侧条件

参 数	SI 单位制	USC 和其他单位制
热交换器表面流速	1.5 m/s~2.5 m/s	5 ft/s~8 ft/s
最大允许工作压力(MAWP),表压应作为最小值	700 kPa	100 psi;7 bar
试验压力(>1.5 MAWP),表压	1 050 kPa	150 psi;10.5 bar
最大压力降	100 kPa	15 psi;1 bar
最高进口温度	30 ℃	90 ℉
最高出口温度	50 ℃	120 ℉
最大温升	20 K	30 ℉
水侧结垢系数	0.35 m ² K/kW	0.002 h·ft ² ·°R/Btu
壳体腐蚀裕量(不用于管子)	3.0 mm	0.125 in

应采取措施使系统能完全排气和排液。

6.1.21 设备的布置,包括管路和辅助设备,应由买方和卖方共同研究确定。这种布置应提供充分的空间和安全通道以保证设备的使用和维护。

- 6.1.22 电动机、电气元件和电气装置应适合买方规定的区域分类(级、组和部分或区),并应满足 IEC 60079(所有部分)或 NFPA 70:2008 中 500、501、502、504 和 505 章的适用部分的要求,以及买方根据要求规定和给出的地方法规的要求。

6.1.23 油箱和内装转动润滑零件(如轴承、轴封、高抛光零件、仪器和控制元件)的轴承箱应设计成能在泵工作和停机闲置期间减少由于潮湿、灰尘和其他外界杂质造成污染的类型。

6.1.24 所有设备应设计成允许快速并经济地维护的类型。主要零件,如壳体部件和轴承箱,应设计和制造成确保在重新装配时能准确找正的类型。这种找正可通过使用台肩、定位销和键来实现。

6.1.25 除立式悬吊式泵和一体齿轮传动式泵以外,泵应设计成无需拆除吸入管或排出管,或移动驱动机即可拆卸转子或内部组合体的类型。

6.1.26 泵及其驱动机在其试验台和其永久基础上运转时,振动应在 6.9.3 规定的验收准则范围内。安装以后,机组的性能应由买方和具有机组责任的卖方共同负责。

6.1.27 作为最低要求,泵的备品备件以及所有辅助设备应满足本标准的所有准则要求。

6.1.28 设备,包括所有辅助设备,应设计成适合户外安装和规定的现场环境条件的型式。卖方应提出所有设备在工作现场位置的保护要求(如为低温环境的防寒,或防止异常的湿度、灰尘或腐蚀的防护措施等)。

6.1.29 螺栓和螺纹

- 6.1.29.1 螺纹的详细尺寸应符合 GB/T 193、GB/T 9144、GB/T 196 和 ISO 965(所有部分),或 ANSI/ASME B1.1。卖方应对泵采用的螺栓连接型式给出建议。

6.1.29.2 如果已规定采用 ANSI/ASME B1.1 螺纹,螺纹系列应是粗牙系列 UNC。对于螺栓、螺柱和螺母,螺纹精度应是 2 级。其他螺纹和螺母精度应是 2 级或 3 级。

6.1.29.3 如果已规定采用 GB/T 193 和 GB/T 9144,螺纹系列应是粗牙。对于螺栓和螺柱,螺纹精度应是 6 g,对于螺母,螺纹精度应是 6H。

6.1.30 商业紧固件应按 ANSI/ASME B18.18.2M 的要求制造,或应从具有符合 ANSI/ASME B18.18.2M 的质量计划的分包商采购。

6.1.31 在所有的连接螺栓位置应留有足够的空间,以便于使用扳手或套筒扳手。

6.1.32 除非另有规定或共同商定,所有主壳体接合面应采用螺柱,所有其他接合面和接口应采用外六角头螺栓。

6.1.33 紧固件(不包括垫圈和无头紧定螺钉)上应有材料等级和制造商标识符号,打在直径为 10 mm (3/8 in)或更大的螺柱的一端,以及直径为 6 mm(1/4 in)或更大的螺栓头部。如果可用的面积不充足,材料等级可标记在一端,而制造商标识符号可标记在另一端。螺柱应标记在裸露端上。

注:定位螺钉是无头螺钉,在一端有内六角头。

6.1.34 压力壳体上的紧固件直径至少应是 12 mm(0.5 in)。

6.2 泵型

表 3 列出的泵型具有特殊的设计特性,仅应在买方规定和制造商对规定的用途已有验证经验时才提供。对于这些泵型,表 3 列出了需要特殊考虑的特性,并在括号中给出了与本标准相应的条款。

表 3 特殊泵型的特殊设计特性

泵型	需要特殊考虑的特性
卧式底脚安装悬臂式泵,OH1	a) 压力等级(6.3.5) b) 壳体支撑(6.3.11)
刚性联接的立式管道式泵,OH4	a) 电动机结构(7.1.7,7.1.8) b) 转子刚度(6.9.1.3) c) 用输送介质润滑的导轴承(6.10.1.1) d) 轴在密封处的径向跳动(6.6.9,6.8.5)
同轴式泵(叶轮安装在电动机轴上),OH5	a) 电动机结构(7.1.7,7.1.8) b) 高输送温度下电动机轴承和绕组的温度 c) 密封拆移(6.8.2)
两级悬臂式泵	a) 转子刚度(6.9.1.3)
双吸悬臂式泵	a) 转子刚度(6.9.1.3)
单壳体节段式泵(多级),BB4	a) 承压设计(6.3.3,6.3.10) b) 拆卸(6.1.25)
内置机械密封(没有可拆的密封压盖)	a) 密封拆卸(6.8.2)

6.3 压力壳体

6.3.1 最大排出压力应是最大吸入压力加上泵在额定转速和规定的正常相对密度(比重)下使用所提供的叶轮工作时能产生的最大压差。

注:确定最大排出压力的依据是一个应用问题。

6.3.2 最大排出压力应在数据表上规定。如有规定,应通过下列一种或多种工作情况产生的附加压差来增大最大排出压力:

- a) 在任何规定工作条件下最大的规定相对密度;
- b) 安装一个泵能适用的最大直径叶轮和/或若干级叶轮;
- c) 在跳闸转速下工作。

在规定采取任何一项措施前,买方宜评估 a)、b)和/或 c)情况出现的可能性。

注:不常发生的情况可被当作偏离计入水压试验裕量。

跳闸转速下产生的附加压差通常认为是包含在水压试验裕量中的瞬时偏离。

6.3.3 压力壳体应设计成：

- a) 在同时承受 MAWP(和最高工作温度)和表 5 中列出的作用在每个管口上两倍允许管口载荷的最坏组合的情况下,做到运转无泄漏以及转动部件与静止部件之间无接触；
- b) 能承受静水压试验(见 8.3.2)。

注：两倍管口载荷要求是压力壳体设计的准则。除压力壳体设计外,管路设计者所用的允许管口载荷为表 5 给出的数值,包括其他影响管口载荷的因素,如壳体支撑和底座刚度。

6.3.4 在规定的工作温度范围内,设计压力壳体的材料所使用的拉伸应力不应超过 0.25 倍的抗拉强度最小限值或 0.67 倍的最小屈服强度,两者之间选低值。对于铸件,设计拉伸应力值应乘以一个相应的铸件系数,见表 4。制造商在其报价书中应按表 G.2 的内容标明材料特性来源(如 ISO、ASTM、UNS、EN、JIS),以及采用的铸件系数。表 G.2 没有规定的国家材料标准可在买方明确同意下使用。

注 1：通常,6.3.3 准则中有关压力保持和管口载荷导致的挠度(应变)是泵壳体设计中要确定考虑的。极限抗拉强度或屈服强度很少为限定因素。

注 2：对于连接螺栓,总的截面积是以静水压载荷或垫片预紧载荷为许用拉伸应力来确定的。为得到可靠的螺栓连接,公认要提供一个预载荷,螺栓有必要被拧紧到产生一个大于设计拉伸应力的拉伸应力。其值一般在 0.7~0.9 倍的屈服强度范围内。

表 4 铸件系数

无损检测(NDE)类型	铸件系数
目视、磁粉和/或液体渗透	0.8
局部射线	0.9
超声波	0.9
全部射线	1.0

6.3.5 除了 6.3.6 说明的情况外,MAWP 至少应是最大排出压力(见 6.3.1 和 6.3.2)加上 10%的最大压差,而且不应低于：

- a) 对于轴向剖分、单级和两级、两端支承式泵和单壳体、立式悬吊式泵：等于 ISO 7005-2 PN20 铸铁法兰和 ISO 7005-1 PN20 钢法兰的压力等级,法兰的材料等级要与压力壳体的材料等级相对应；

注 1：对于本条款而言,ANSI/ASME B16.1 Class 125 等同于 ISO 7005-2 PN20；ANSI/ASME B16.5 Class 150 和 EN 1759-1 Class 150 等同于 ISO 7005-1 PN20。

- b) 对所有其他泵：在 38 ℃(100 ℉)时的压力等级至少为 4 MPa(40 bar;600 psi)(表压)。

注 2：本条款提供的最低要求与本标准出版时已有的设计相一致。在下一版中,所有采用 ISO 7005-1 PN50 法兰的 OH、BB1 和 BB2 泵将要求壳体 MAWP 等于其法兰的压力等级。

泵密封腔和密封盖应具有至少等于与其相连的泵壳体的最大允许工作压力和温度的压力-温度额定值,见 GB/T 34875-2017 中 3.41。

注 3：10%的压差余量是用来满足扬程增加(6.1.4)、变速泵较高转速(6.1.5)和扬程(试验)允差[见 8.3.3.3 b)]的。

注 4：对本条款而言,ANSI/ASME B16.5 Class 300 和 EN 1759-1 Class 300 等同于 ISO 7005-1 PN50。

● 6.3.6 除非另有规定,立式悬吊、双壳体、一体齿轮传动式(OH6 型)和卧式、多级泵可按两种压力等级设计。如有规定,吸入部分应与排出部分一样,按 MAWP 设计。买方宜考虑在这种装置的吸入侧安装安全阀。

6.3.7 压力壳体应设计成具有满足 6.1.1 要求的腐蚀裕量。除非另有规定,最小腐蚀裕量应为 3 mm

(0.12 in)。

如果采用具有高耐腐蚀性的结构材料,且能降低成本又不影响安全性和可靠性,鼓励卖方建议可替换的腐蚀裕量供考虑。

6.3.8 双壳体泵的内壳体应设计成能承受最大压差或 350 kPa(3.5 bar;50 psi),两者中取较大值。

6.3.9 除非另有规定,如果规定的工作条件属于下列任何一种情况,则要求采用径向剖分壳体:

- a) 泵输送温度为 200 °C(400 °F)或更高(如果可能存在热冲击,宜考虑更低的温度限制);
- b) 在规定的泵输送温度下,液体相对密度小于 0.7;
- c) 液体的额定排出表压力大于 10 MPa(100 bar;1 450 psi)。

通常对于较高压力和较低相对密度(比重)的区域外应用,轴向剖分壳体在超出上述限定范围情况下已有成功的应用。这种应用的成功取决于设计压力和额定压力之间的安全裕量、制造商在类似应用场合的经验、剖分接合面的设计与制造、以及使用者在现场正确形成剖分接合面的能力。在超出上述限定范围规定采用轴向剖分壳体前,买方宜考虑这些因素。

- 6.3.10 径向剖分壳体应采用金属对金属的配合,中间夹有受约束的可控制压缩量的垫片,如 O 形圈或缠绕垫。如果证明适合使用条件并且买方同意,可建议并提供除缠绕垫外的垫片。径向剖分压力壳体接合面和螺栓连接应设计成可容纳缠绕垫的形式(对 VS 型泵见 9.3.2.3)。

注:附录 G 中的表 G.1 仅表示壳体接合面用的缠绕垫。通常优先采用缠绕垫,因为用户认为缠绕垫具有更好的适用性、更有利于材料标识、具有更宽泛的化学兼容性和温度范围、接触更宽范围的密封表面(不容易因为密封表面的不规则而泄漏),并且比 O 形圈更容易处理和存放。GB/T 34875—2017 和 ANSI/API Std 682/ISO 21049 标准对低于 175 °C(350 °F)时使用的承压密封压盖,明确要求采用 O 形圈。

6.3.11 除 9.2.1.2 中允许的泵外,所有卧式泵应采用中心支撑式泵壳体。

6.3.12 放置 O 形圈的密封表面,包括所有的槽和孔,最大表面粗糙度平均值 R_a :对于静密封 O 形圈为 1.6 μm (63 μin);对于动密封 O 形圈贴靠侧表面应为 0.8 μm (32 μin)。导入 O 形圈的内孔至少应有 3 mm(0.12 in)的圆角半径或 1.5 mm(0.06 in)的倒角来引导静密封 O 形圈,应有至少 2 mm(0.08 in)的倒角来引导动密封 O 形圈。倒角最大应不超过 30°。

6.3.13 为了便于壳体拆卸,应提供顶丝。接触面之一应加工出凹陷部位(平底埋头孔或凹陷槽),以防止由于密封面损坏导致接合面泄漏或不良配合。

6.3.14 承压件应减少螺纹孔的使用。为了防止壳体在承压区域的泄漏,钻孔和螺纹孔周围和底部的金属厚度至少应等于公称孔径或螺栓直径的一半再加腐蚀裕量。

6.3.15 内部螺栓应采用完全耐泵所输送液体腐蚀的材料制造。

6.3.16 如果压力壳体铸件的制造商需要孔口用于型芯支撑、型芯拆除或过流部位检查和清理,这些孔口应设计成在整个铸件制造过程中能采用焊接的方法封闭,焊接应有适合的、评定过的焊接规程。

6.4 管口和压力壳体接口

6.4.1 壳体孔口尺寸

6.4.1.1 管口和压力壳体接口的孔口都应采用标准的公称管径。不应采用 DN 32、DN 65、DN 90、DN 125、DN 175 和 DN 225(NPS 1 1/4, NPS 2 1/2, NPS 3 1/2, NPS 5, NPS 7 和 NPS 9)的孔口。

- 6.4.1.2 对于排出管口为 DN 50(NPS 2)或更小的泵,除吸入管口和排出管口外,壳体上的其他接口直径至少应是 DN 15(NPS 1/2)。对于排出管口为 DN 80(NPS 3)或更大的泵,除密封冲洗管路和压力表接口不考虑泵尺寸大小都可是 DN 15(NPS 1/2)之外,壳体上的其他接口直径至少应是 DN 20(NPS 3/4)。

6.4.2 吸入管口和排出管口

6.4.2.1 吸入管口和排出管口应是法兰连接,锻造壳体上的除外,锻造壳体应是法兰连接或加工的嵌入件连接。单级和两级泵的吸入管口和排出管口应采用相同压力等级的法兰。如果泵装有加工的嵌入件连接的接口,泵卖方应提供图纸表明取出连接件的尺寸以方便泵从管路上的拆除。

6.4.2.2 铸铁法兰应是平面法兰,并且除在 6.4.2.4 中注明的之外,应符合 ISO 7005-2 的尺寸要求,以及 ANSI/ASME B16.1 或 ANSI/ASME B16.42 的法兰完工要求。对于尺寸为 DN 200(NPS 8)或更小的泵,PN20(Class 125)法兰的最小厚度应等于 PN40(Class 250)法兰的厚度。

6.4.2.3 作为最低要求,除 6.4.2.4 中注明的之外,铸铁以外的法兰应符合 ISO 7005-1 PN50 尺寸要求,以及 ANSI/ASME B16.5 或 ANSI/ASME B16.47 的法兰完工要求。

注:对本条款而言,ANSI/ASME B16.5 Class 300、ANSI/ASME B16.47 Class 300 和 EN 1759-1 Class 300 等同于 ISO 7005-1 PN50。

6.4.2.4 对于所有材料,法兰厚度或外径大于本标准中相关 ISO 和 ASME 标准要求的可接受的。在布置图上应完整地标出非标(超大尺寸)法兰的尺寸。如果超大尺寸法兰需要非标长度的螺柱或螺栓,这些要求应在布置图中标识。

6.4.2.5 法兰背面应全部车平或局部铰平,并应设计成适合贯穿的螺栓连接,夹套式壳体除外。

6.4.2.6 为了减小管口载荷以及便于管路安装,泵法兰的加工表面与总布置图所示平面的平行度应在 0.5° 范围内。螺栓孔或螺柱应跨过平行于泵主轴线的中心线。

6.4.3 辅助接口

● 6.4.3.1 除密封压盖外,压力壳体的所有辅助接口应终止于满足 6.4.2.2 或 6.4.2.3 要求的法兰,并符合买方规定的整体法兰、承插焊法兰或对焊法兰的要求。螺纹接口不允许采用焊接密封。买方的对接接口应终止于法兰。

● 6.4.3.2 如有规定,安装在最高工作温度小于或等于 55°C (130°F) 的管线中的泵,辅助接口可以是螺纹连接。

● 6.4.3.3 如有规定,从壳体到密封冲洗管路管子件的过渡可用特殊螺纹管配件,其具有辅助密封特性,如使用 O 形圈,并且连接不能仅靠螺纹接触来密封流程液体。接口凸台上应有适合密封接触的加工面。

6.4.3.4 焊接到壳体上的接口,包括加固板,应达到或超过壳体的材料及其压力-温度要求,包括冲击值,比连接管路的要求更严格。

6.4.3.5 所有连接处的焊接应在水压试验(见 8.3.2)之前完成。

6.4.3.6 铸铁压力壳体的辅助接口可采用螺纹连接。

6.4.3.7 除非另有规定,管螺纹应是符合 ISO 7-1 的锥螺纹。管螺纹的螺纹孔和凸台应符合 ANSI/ASME B16.5。

注:对于本条款而言,ANSI/ASME B1.20.1 等同于 ISO 7-1。

● 6.4.3.8 如有规定,应采用符合 GB/T 7307 的圆柱螺纹。如果采用圆柱螺纹,应采用一个受约束的平面垫片密封,接口连接凸台应有适合垫片密封的加工面(见图 19)。

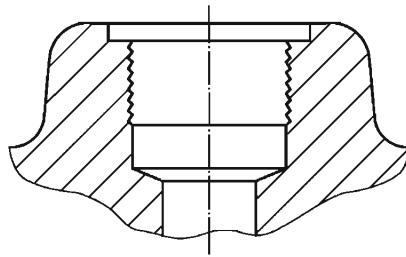


图 19 圆柱螺纹适合的垫片密封的加工面

6.4.3.9 螺纹连接或焊接到壳体上的第一段管路长度不宜大于 150 mm(6 in),对于 DN 25(NPS 1)和更小尺寸,至少应是 Sch160 的无缝管,对于 DN 40(NPS 1 1/2),至少应是 Sch80 的无缝管。第一段管路(管头)宜是直的,如果实际可行,允许采用清洁用的排液接口。第一段接管可沿轴向布置以避免增加中心高(见 7.3.4)。例如在小泵上,如果这样做导致与吸入管口干涉,则认为这种要求是不切实际的。

● 6.4.3.10 如有规定,管路应在两个相交的平面内加固以增加管路连接的刚度,并符合下面的规定:

- a) 加固板应使用与压力壳体以及管路相匹配的材料,并且应由最小断面为 25 mm×3 mm(1 in×0.12 in)的扁钢制成,或者由最小直径为 9 mm(0.38 in)的圆钢制成。
- b) 加固板的设计应如图 20 所示。

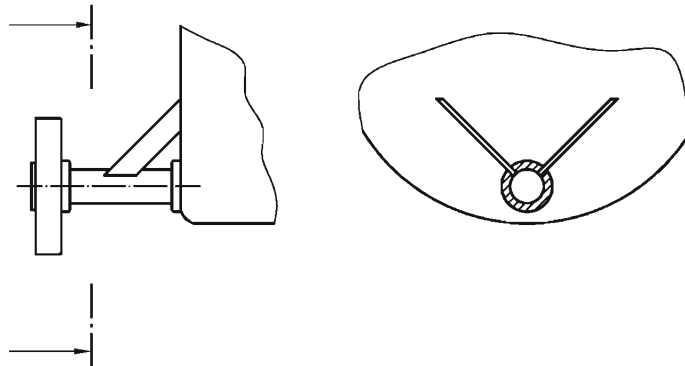


图 20 典型的加固板设计

- c) 加固板应位于管路接口端部或接近端部,并安装在壳体上最方便接近的位置以提供最大的刚度。由棒料制成的加固板的长宽应与管路垂直,并应位于避免与泵的法兰连接螺栓或任何维护区域干扰的位置。
- d) 加固板焊接应满足制造工艺的要求(见 6.12.3),包括在必要时的 PWHT(焊后热处理),以及本标准的检验要求(见 8.2.2)。
- e) 如果水压试验前有钻孔或攻丝,加固板也可用螺栓连接到壳体上。
- f) 采用夹持或螺栓连接加固板的设计报价书应提交买方同意。

6.4.3.11 仅在密封压盖和具有 I-1 和 I-2 级材料(见附录 G)的泵上允许有不与管路连接的螺纹孔口。如果提供,这些螺纹孔口应用螺塞堵上。锥螺纹螺塞应是符合 ANSI/ASME B16.11 的长柄实心圆头,或长柄六角头棒料螺塞。如果是 6.4.3.7 规定的圆柱螺纹,螺塞应是符合 DIN 910 的实心六角头螺塞。这些螺塞应满足其壳体的材料要求。应使用适合高温工况的润滑剂/密封剂以确保螺纹是气密性的。不允许使用塑料螺塞。

● 6.4.3.12 如有规定,压力壳体的辅助接口应是进行机械加工的嵌入件连接。这些接口应符合

ISO 7005-1或 ISO 7005-2 中密封面和钻孔的要求。螺柱和螺母应以安装好的型式提供。每个螺柱两端开始的 1.5 扣螺纹应切削掉。

注：对此条款而言，ANSI/ASME B16.1 和 ANSI/ASME B16.5 分别与 ISO 7005-2 和 ISO 7005-1 等同。

6.4.3.13 所有接口应适合所连接的壳体区静水压试验的压力。

6.4.3.14 所有泵均应设有排气孔接口和排液孔接口，如果泵通过管口布置做成自排气式，则可省去排气孔接口。如果泵本身不是自排气式的，根据需要（见 6.8.10），在压力壳体上应提供排气接口。如果由于几何（结构）原因导致泵不能完全排净液体，这种情况应在报价书中说明。使用手册应包括图纸，用以表明泵内存留液体的量和位置。

作为一个导则，如果管口布置和壳体结构充分允许气体从第 1 级叶轮和蜗壳区排出，以防止泵最初启动期间的损失，这样的泵被认为是功能性的自排气泵。

6.4.3.15 所有买方接口应便于拆卸而不需要移动泵或任何主要泵零件。

6.5 作用在管口上的外力和力矩

6.5.1 钢和合金钢制成的卧式泵及其底座，支撑在固定基础上的立式管道式泵，以及立式悬吊式泵，在承受表 5 中同时施加到吸入和排出管口的力和力矩的最坏组合情况下，应有令人满意的性能。对卧式泵，要考虑管口载荷的两个影响：泵壳体的变形（见 6.3.3 和 6.3.4），以及泵和驱动机轴的不对中（见 7.3.20）。

6.5.2 对于不是固定在基础上的立式管道式泵，在侧面管口允许的力和力矩可是表 5 中数值的两倍。

6.5.3 对于壳体材料不是钢或合金钢的泵，或管口口径大于 DN 400（NPS 16）的泵，卖方应提交与表 5 数据相对应的允许管口载荷。

表 5 管口载荷

位置/方向	以法兰尺寸为函数的管口载荷力(SI 单位)/N								
	法兰公称尺寸(DN)								
	≤50	80	100	150	200	250	300	350	400
每个顶部管口									
F_X	710	1 070	1 420	2 490	3 780	5 340	6 670	7 120	8 450
F_Y	580	890	1 160	2 050	3 110	4 450	5 340	5 780	6 670
F_Z	890	1 330	1 780	3 110	4 890	6 670	8 000	8 900	10 230
F_R	1 280	1 930	2 560	4 480	6 920	9 630	11 700	12 780	14 850
每个侧面管口									
F_X	710	1 070	1 420	2 490	3 780	5 340	6 670	7 120	8 450
F_Y	890	1 330	1 780	3 110	4 890	6 670	8 000	8 900	10 230
F_Z	580	890	1 160	2 050	3 110	4 450	5 340	5 780	6 670
F_R	1 280	1 930	2 560	4 480	6 920	9 630	11 700	12 780	14 850
每个端部管口									
F_X	890	1 330	1 780	3 110	4 890	6 670	8 000	8 900	10 230
F_Y	710	1 070	1 420	2 490	3 780	5 340	6 670	7 120	8 450
F_Z	580	890	1 160	2 050	3 110	4 450	5 340	5 780	6 670
F_R	1 280	1 930	2 560	4 480	6 920	9 630	11 700	12 780	14 850

表 5 (续)

位置/方向	以法兰尺寸为函数的管口载荷力(SI 单位)/N								
	法兰公称尺寸(DN)								
	≤50	80	100	150	200	250	300	350	400
力矩/(N·m)									
每个管口									
M_X	460	950	1 330	2 300	3 530	5 020	6 100	6 370	7 320
M_Y	230	470	680	1 180	1 760	2 440	2 980	3 120	3 660
M_Z	350	720	1 000	1 760	2 580	3 800	4 610	4 750	5 420
M_R	620	1 280	1 800	3 130	4 710	6 750	8 210	8 540	9 820
位置/方向	以法兰尺寸为函数的管口载荷力(USC 单位)/lbf								
	法兰公称尺寸(NPS)								
	≤2	3	4	6	8	10	12	14	16
每个顶部管口									
F_X	160	240	320	560	850	1 200	1 500	1 600	1 900
F_Y	130	200	260	460	700	1 000	1 200	1 300	1 500
F_Z	200	300	400	700	1 100	1 500	1 800	2 000	2 300
F_R	290	430	570	1 010	1 560	2 200	2 600	2 900	3 300
每侧面管口									
F_X	160	240	320	560	850	1 200	1 500	1 600	1 900
F_Y	200	300	400	700	1 100	1 500	1 800	2 000	2 300
F_Z	130	200	260	460	700	1 000	1 200	1 300	1 500
F_R	290	430	570	1 010	1 560	2 200	2 600	2 900	3 300
每个端部管口									
F_X	200	300	400	700	1 100	1 500	1 800	2 000	2 300
F_Y	160	240	320	560	850	1 200	1 500	1 600	1 900
F_Z	130	200	260	460	700	1 000	1 200	1 300	1 500
F_R	290	430	570	1 010	1 560	2 200	2 600	2 900	3 300
力矩/(ft·lbf)									
每个管口									
M_X	340	700	980	1 700	2 600	3 700	4 500	4 700	5 400
M_Y	170	350	500	870	1 300	1 800	2 200	2 300	2 700
M_Z	260	530	740	1 300	1 900	2 800	3 400	3 500	4 000
M_R	460	950	1 330	2 310	3 500	5 000	6 100	6 300	7 200
注 1: 管口载荷方向(X,Y 和 Z)见图 21~图 25。									
注 2: 表中所示的每个数值表示该正值到该负值的范围,如 160 表示从-160 到+160 这一范围。									

6.5.4 图 21~图 25 中所示的坐标系适用于表 5 中的力和力矩。

● 6.5.5 附录 H 给出了超出表 5 所列值时评定管口载荷的方法。买方宜意识到采用附录 H 的方法比基于表 5 给出的载荷值会产生高达 50% 的不对中,会影响设备的安装准则。采用附录 H 的方法需要买方批准,并且需要买方就其应用对管路设计者进行特殊指导。

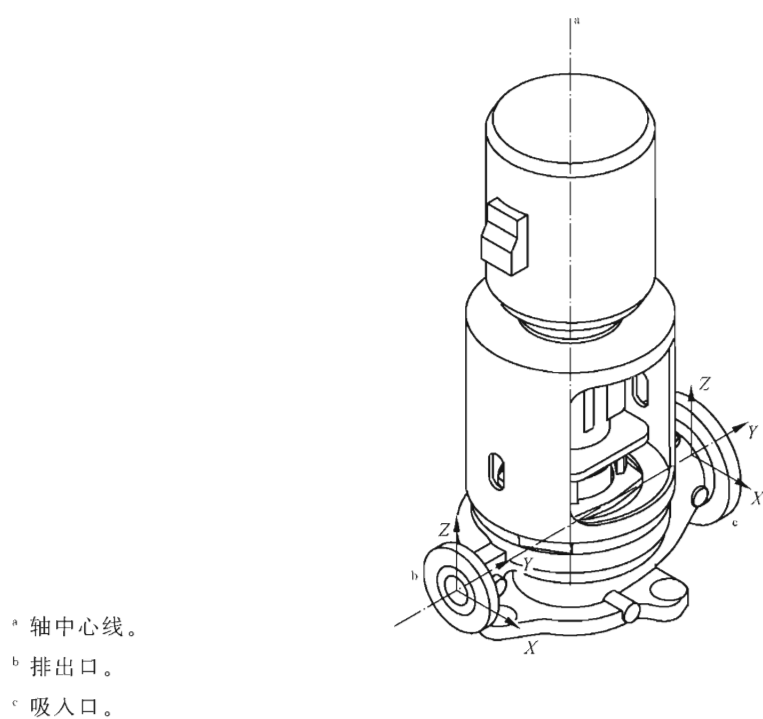


图 21 表 5 中力和力矩的坐标系——用于立式管道式泵

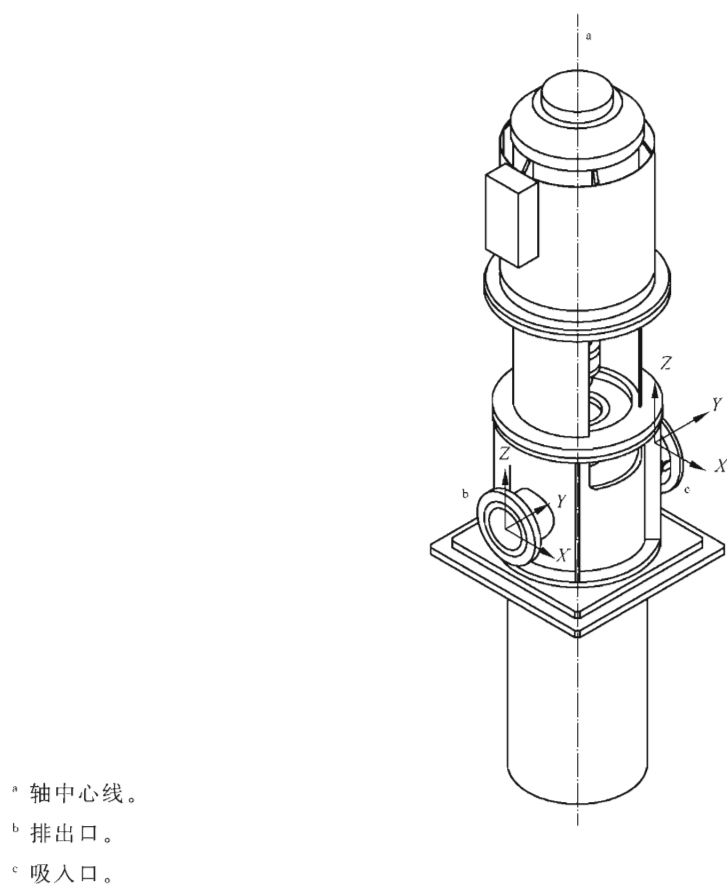
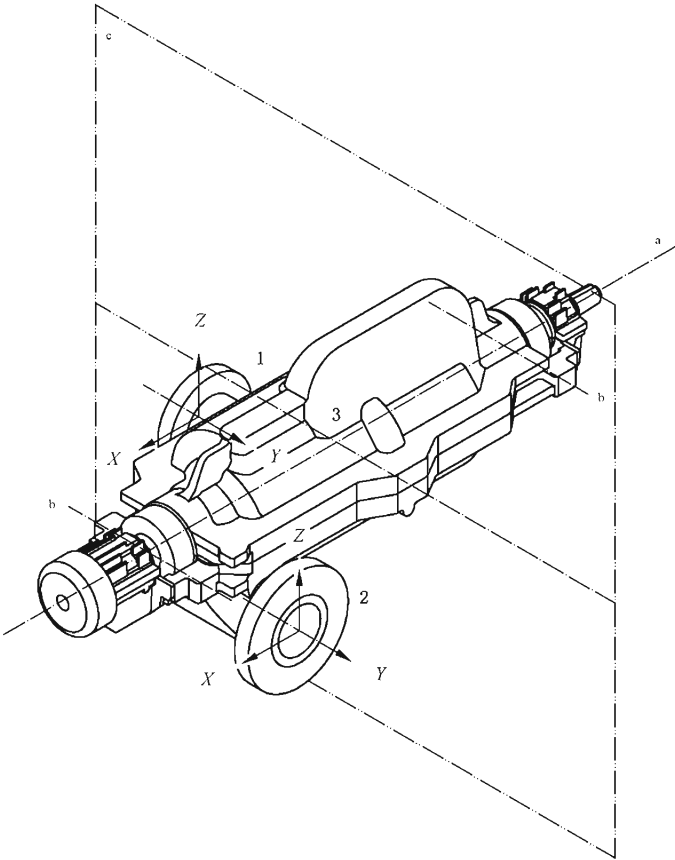
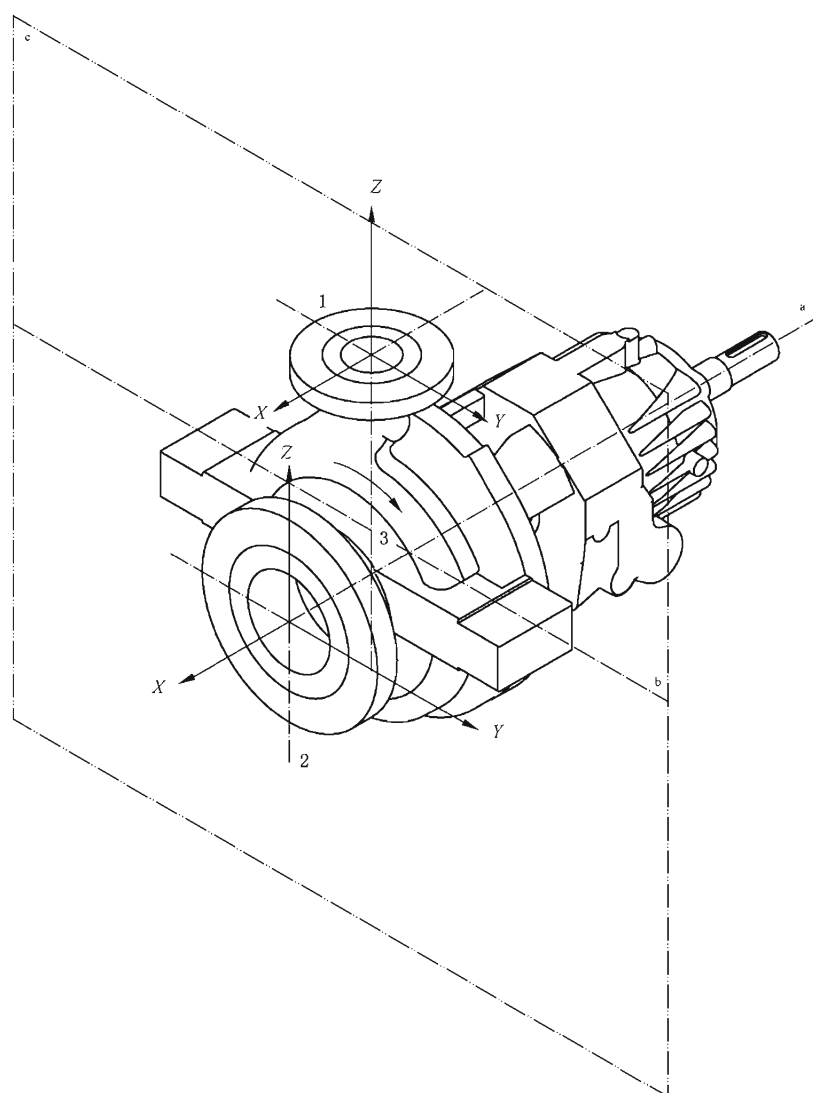


图 22 表 5 中力和力矩的坐标系——用于立式悬吊、双壳体式泵



- 说明：
- 1——排出管口；
 - 2——吸入管口；
 - 3——泵中心。
 - ^a 轴中心线。
 - ^b 支座中心线。
 - ^c 垂直平面。

图 23 表 5 中力和力矩的坐标系——用于带有侧面吸入和侧面排出管口的卧式泵



说明：

1——排出管口；

2——吸入管口；

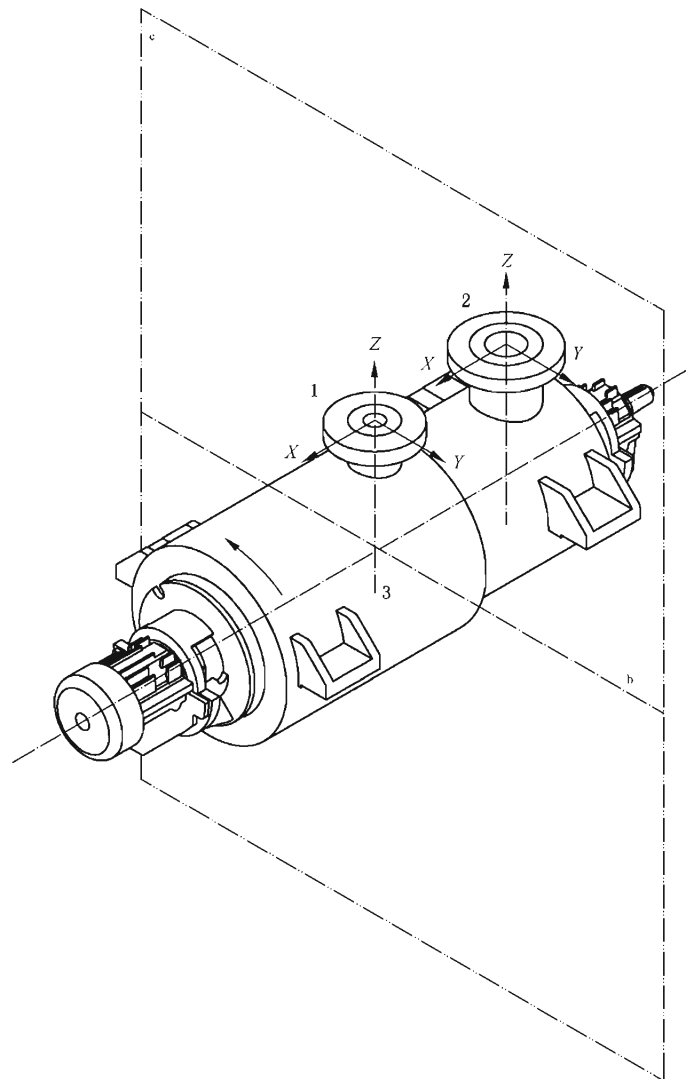
3——泵中心。

^a 轴中心线。

^b 支座中心线。

^c 垂直平面。

图 24 表 5 中力和力矩的坐标系——用于带有端部吸入和顶部排出管口的卧式泵



说明:

1——排出管口;

2——吸入管口;

3——泵中心。

^a 轴中心线。

^b 支座中心线。

^c 垂直平面。

图 25 表 5 中力和力矩的坐标系——用于带有顶部管口的卧式泵

6.6 转子

6.6.1 除非另有规定,叶轮应是全封闭式、半开式或开式。

封闭式(闭式)叶轮对轴向位置不太敏感,因此,更适用于由于热膨胀/收缩或轴向力可能引起轴向位移的长轴组件。半开式叶轮由于少了一个盖板的圆盘摩擦损失,可提高泵的效率。立式泵中的半开式叶轮的运转间隙可从联轴器或电动机端来调整,因此,在不拆卸泵零件的情况下有可能恢复效率和泵的性能。开式叶轮是典型的轴流泵叶轮型式,是为大流量和低扬程设计的;开式叶轮也用于有独立排液

管的蜗壳式液下泵。

6.6.2 叶轮应是一体铸件、锻件或组焊件。

注：锻造或组焊件的叶轮流道采用机械加工，能改善低比转数泵的性能。

6.6.3 叶轮与轴之间应采用键连接，不能用销子把叶轮固定到轴上。经过买方批准，立式悬吊式泵可使用弹性夹头固定。悬臂叶轮应使用不会暴露轴上螺纹的帽螺钉或盖形螺母来固定在轴上。在正常旋转过程中，紧固装置应利用液体对叶轮的阻力作用使螺纹处于拧紧状态，并且需要一个可靠的机械锁紧办法（如一个销钉和耐腐蚀定位螺钉或一个舌形垫圈）。帽螺钉应有圆角和缩小直径的退刀槽来减少应力集中。

6.6.4 轴的所有键槽应具有符合 ISO 3117 的圆角半径。

注：对本条款而言，ANSI/ASME B17.1 等同于 ISO 3117。

6.6.5 叶轮应有实心的轮毂。如果叶轮轮毂型芯空间可完全填充一种合适的金属，对于铸铁壳体泵，这种金属的熔点要不低于 260 °C (500 °F)，对于铸钢壳体泵，这种金属的熔点要不低于 540 °C (1 000 °F)，则叶轮可做成空心的。

注：填充空心叶轮轮毂的要求是在用加热法拆卸叶轮时，尽量减少对工作人员的危害。

6.6.6 对于要求轴套垫片通过螺纹的轴，在螺纹和垫片内径之间应留出至少 1.5 mm (0.06 in) 的径向间隙，而且直径的过渡段应按照 6.3.12 的规定倒角。

6.6.7 轴与密封轴套的配合应按 ISO 286 (所有部分) 中规定的 F7/h6 执行。

6.6.8 能够被紧定螺钉损坏的轴表面应缩小尺寸，以便于轴套或其他零部件的拆卸。

6.6.9 轴应沿全长进行机械加工和抛光，使得其 TIR 不大于 25 μm (0.001 in)。

6.6.10 如果按 7.4.2.2 的规定安装非接触式振动探头，轴上振动探头探测的传感部位（包括径向振动和轴向位移）应：

- a) 与轴承轴颈同心；
- b) 在探头的每一侧，探头尖直径的最小距离范围内没有印迹、划线刻痕或其他表面不连续现象，例如油孔或键槽；
- c) 在具有一致的电特性的材料转子上没有金属涂层、轴套或镀层；
- d) 最终表面粗糙度 R_a 为 0.8 μm (32 μin) 或更高，最好是采用研磨或抛光方法加工；
- e) 适当地去磁以达到 ANSI/API Std 670 规定的等级，或做其他处理，以使得由电学或机械原因造成的合成的总跳动量不超过以下值：
 - 1) 对于用径向振动探头探测的部位：允许的峰-峰振幅的 25% 或 6 μm (0.25 mil)，两者取较大值；
 - 2) 对于用轴向位置探头探测的部位：13 μm (0.5 mil)。

6.6.11 如果轴是由显示不一致的电特性材料制成，轴的传感部位可以通过安装在轴上的过盈配合套或“靶环”形成。“靶环”应按 6.6.10 的规定进行精加工，并在技术文件中被确认。已知显示不一致的电特性材料有高铬合金，如 17-4 PH，双相不锈钢和许多奥氏体不锈钢。

6.6.12 如果有规定，设备上应预留安装非接触式振动探头的位置（见 7.4.2.2），轴应按 6.6.10 和 ANSI/API Std 670 的要求制造。

6.6.13 如果安装了非接触式振动探头，每个探头部位 360° 圆周上电学或机械原因造成的跳动应精确记载在机械测试报告中。

6.6.14 如果卖方可证明存在电学或机械原因造成的跳动，只要其值不超过允许的峰-峰振幅的 25% 或 6.5 μm (0.25 mil)，两者之间取小值，证明的跳动总量可从工厂试验测量的振动值里以矢量的方式减去。

6.7 耐磨环和运转间隙

6.7.1 应采用径向运转间隙来限制内部泄漏，如果需要，应用来平衡轴向力。不应采用叶轮辅助叶片

或微小的轴向间隙来平衡轴向力。泵壳内应装有可更换的耐磨环。叶轮应有或者一体的耐磨表面,或者可更换的耐磨环。

6.7.2 可硬化材料的耐磨环配对表面应有一个至少为 50 的布氏硬度差,除非动、静耐磨环表面同时具有至少 400 的布氏硬度。

6.7.3 如果使用可更换的耐磨环,应采用锁紧销、骑缝螺钉(轴向或径向)的压配合或点焊来定位。耐磨环上径向销钉孔或螺纹钻孔的直径不大于耐磨环宽度的三分之一。

6.7.4 运转间隙应满足 6.7.4 a)~ 6.7.4 c)的要求。

- a) 在确定耐磨环和转动零件的内部运转间隙时,应考虑泵送温度、吸入条件、泵所输送液体性质、材料的热膨胀和咬合特性以及泵效率。间隙应足够大,以确保在所有规定的工作条件下工作的可靠性,并避免咬合。
- b) 对于铸铁、青铜、经过硬化处理的马氏体不锈钢以及具有类似低咬合趋势的材料,应采用表 6 给出的最小间隙。对具有高咬合趋势的材料,以及工作温度大于 260 ℃(500 ℉)的所有材料,应在上述直径间隙的基础上加上 125 μm(0.005 in)。
- c) 对于具有非常低或没有咬合趋势的非金属耐磨环材料(见附录 G 中的表 G.3),卖方可建议采用低于表 6 给出的间隙值。应考虑到诸如变形和热梯度的因素,以确保间隙能充分保证在所有规定的工作条件下运行的可靠性,并避免咬合。

注:有公布的数据显示,API 间隙减少 50%的(见 6.7.4)的非金属耐磨环材料有成功的应用。合理地减少间隙被认为是可信的,这取决于所采用的材料和使用条件,如清洁度和温度。

表 6 最小内部运转间隙

间隙部位旋转零件直径 mm	最小直径间隙 mm	间隙部位旋转零件直径 in	最小直径间隙 in
<50	0.25	<2.000	0.010
50~64.99	0.28	2.000~2.499	0.011
65~79.99	0.30	2.500~2.999	0.012
80~89.99	0.33	3.000~3.499	0.013
90~99.99	0.35	3.500~3.999	0.014
100~114.99	0.38	4.000~4.499	0.015
115~124.99	0.40	4.500~4.999	0.016
125~149.99	0.43	5.000~5.999	0.017
150~174.99	0.45	6.000~6.999	0.018
175~199.99	0.48	7.000~7.999	0.019
200~224.99	0.50	8.000~8.999	0.020
225~249.99	0.53	9.000~9.999	0.021
250~274.99	0.55	10.000~10.999	0.022
275~299.99	0.58	11.000~11.999	0.023
300~324.99	0.60	12.000~12.999	0.024
325~349.99	0.63	13.000~13.999	0.025
350~374.99	0.65	14.000~14.999	0.026
375~399.99	0.68	15.000~15.999	0.027
400~424.99	0.70	16.000~16.999	0.028
425~449.99	0.73	17.000~17.999	0.029

表 6 (续)

间隙部位旋转零件直径 mm	最小直径间隙 mm	间隙部位旋转零件直径 in	最小直径间隙 in
450~474.99	0.75	18.000~18.999	0.030
475~499.99	0.78	19.000~19.999	0.031
500~524.99	0.80	20.000~20.999	0.032
525~549.99	0.83	21.000~21.999	0.033
550~574.99	0.85	22.000~22.999	0.034
575~599.99	0.88	23.000~23.999	0.035
600~624.99	0.90	24.000~24.999	0.036
625~649.99 ^a	0.95	25.000~25.999	0.037
^a 对于大于 649.99 mm(25.999 in)的直径,最小直径间隙应是 0.95 mm(0.037 in)加上零件直径每增加 1 mm (1 in)直径间隙增加 1 μm(0.001 in)的增加值,或者按比例增加间隙。			

6.8 机械轴封

● 6.8.1 泵应配有符合 GB/T 34875—2017 规定的机械密封和密封系统。泵和密封接口尺寸应符合本标准表 7 和图 26。买方应规定需要的密封种类。买方宜采用 GB/T 34875—2017 为此规定的数据表。

注：对此条款而言,GB/T 34875—2017 等同于 ANSI/API Std 682/ISO 21049。

6.8.2 集装密封应在不移动驱动机的情况下可拆除。

6.8.3 密封腔的尺寸应符合图 26 和表 7 的规定。对装有法兰且压力等级超出 6.3.5 中最低限定值的泵,可增大压盖的螺柱尺寸及中心圆。仅在需要满足 6.3.4 中的应力要求或充分压缩缠绕垫以符合制造商技术条件的情况下,应提供更大的螺柱。

单位为毫米(英寸)

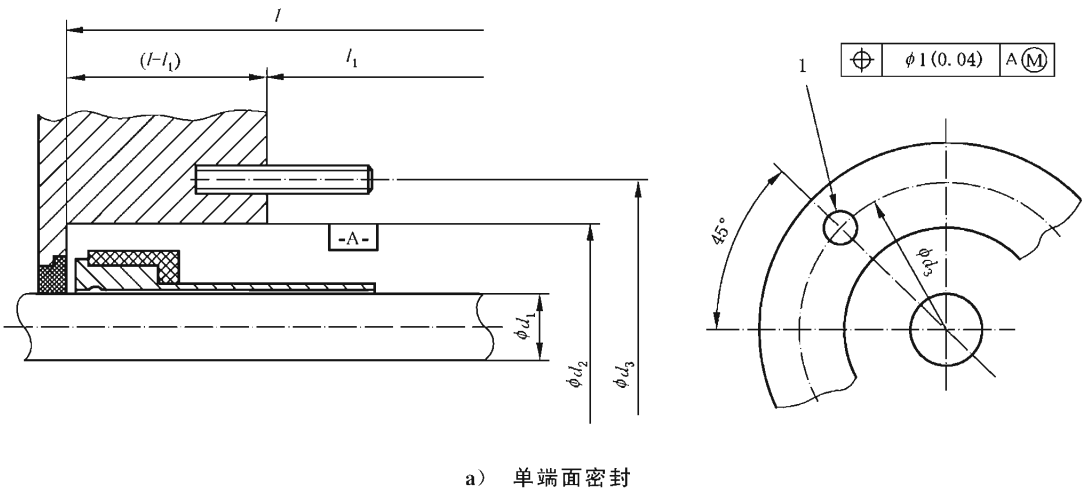
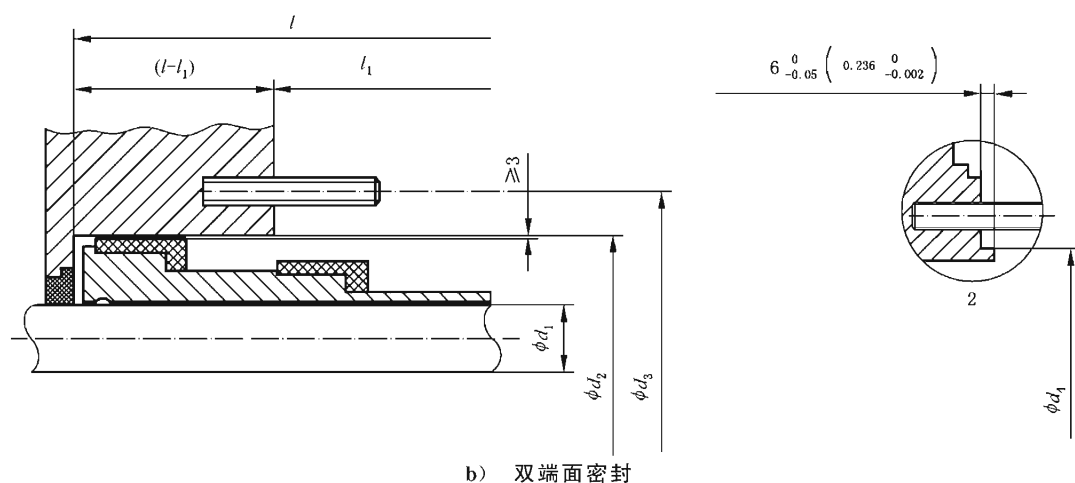


图 26 密封腔图解



b) 双端面密封

说明:

- 1 ——压盖螺柱(4个);
2 ——可自选的压盖外止口;
 l ——至最近障碍物总距离;
 l_1 ——密封腔表面至最近障碍物距离。

图 26 (续)

表 7 密封腔、密封压盖附件和集装机械密封轴套标准尺寸(见图 26) 单位为毫米(英寸)

密封腔规格号	最大轴径 ^a d_1	密封腔孔径 ^b d_2	压盖螺栓中心圆 d_3	压盖外止口 ^c d_4	最小总距离 ^d l	最小活动距离 ^d l_1	螺栓尺寸	
							SI	USC
1	20.00 (0.787)	70.00 (2.756)	105 (4.13)	85.00 (3.346)	150 (5.90)	100 (3.94)	M12×1.75	1/2″—13
2	30.00 (1.181)	80.00 (3.150)	115 (4.53)	95.00 (3.740)	155 (6.10)	100 (3.94)	M12×1.75	1/2″—13
3	40.00 (1.575)	90.00 (3.543)	125 (4.92)	105.00 (4.134)	160 (6.30)	100 (3.94)	M12×1.75	1/2″—13
4	50.00 (1.968)	100.00 (3.937)	140 (5.51)	115.00 (4.528)	165 (6.50)	110 (4.33)	M16×2.0	5/8″—11
5	60.00 (2.362)	120.00 (4.724)	160 (6.30)	135.00 (5.315)	170 (6.69)	110 (4.33)	M16×2.0	5/8″—11
6	70.00 (2.756)	130.00 (5.118)	170 (6.69)	145.00 (5.709)	175 (6.89)	110 (4.33)	M16×2.0	5/8″—11
7	80.00 (3.150)	140.00 (5.512)	180 (7.09)	155.00 (6.102)	180 (7.09)	110 (4.33)	M16×2.0	5/8″—11
8	90.00 (3.543)	160.00 (6.299)	205 (8.07)	175.00 (6.890)	185 (7.28)	120 (4.72)	M20×2.5	3/4″—10
9	100.00 (3.937)	170.00 (6.693)	215 (8.46)	185.00 (7.283)	190 (7.48)	120 (4.72)	M20×2.5	3/4″—10

表 7 (续)

单位为毫米(英寸)

密封腔规格号	最大轴径 ^a d_1	密封腔孔径 ^b d_2	压盖螺柱中心圆 d_3	压盖外止口 ^c d_4	最小总距离 ^d l	最小活动距离 ^d l_1	螺柱尺寸	
							SI	USC
10	110.00 (4.331)	180.00 (7.087)	225 (8.86)	195.00 (7.677)	195 (7.68)	120 (4.72)	M20×2.5	3/4″—10

^a 尺寸公差等级 h6。

^b 尺寸公差等级 H7;对于轴向剖分泵,考虑垫厚度,允许附加公差±75 μm(0.003 in)。

^c 尺寸公差等级 f7。

^d 轴挠度准则(6.9.1.3)可能要求规格 1 和规格 2 密封腔的尺寸 l 和 l_1 降低到低于表中所列的最小值,这要依据具体的泵结构和壳体设计而定。规格 1 和规格 2 的密封腔通常不用于 OH2 和 OH3 型泵。

6.8.4 应采取措施以使密封压盖和/或密封腔能用内径或外径的止口配合对中。止口配合表面应与轴同心,并且总指示跳动不应大于 125 μm(0.005 in)。不允许利用密封压盖螺栓来对中机械密封零部件(见图 27)。

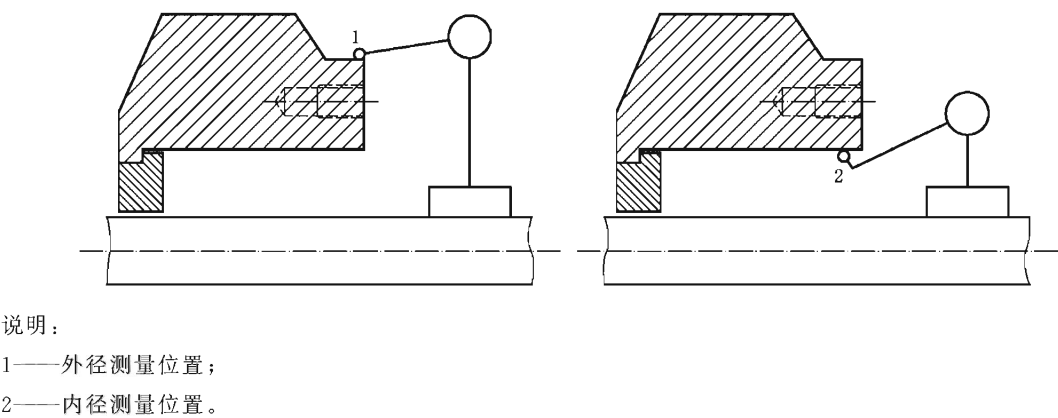


图 27 密封腔的同轴度

6.8.5 密封腔端面跳动(TIR)不应超过 0.5 μm/mm(0.000 5 in/in)的密封腔内孔直径(见图 28)。

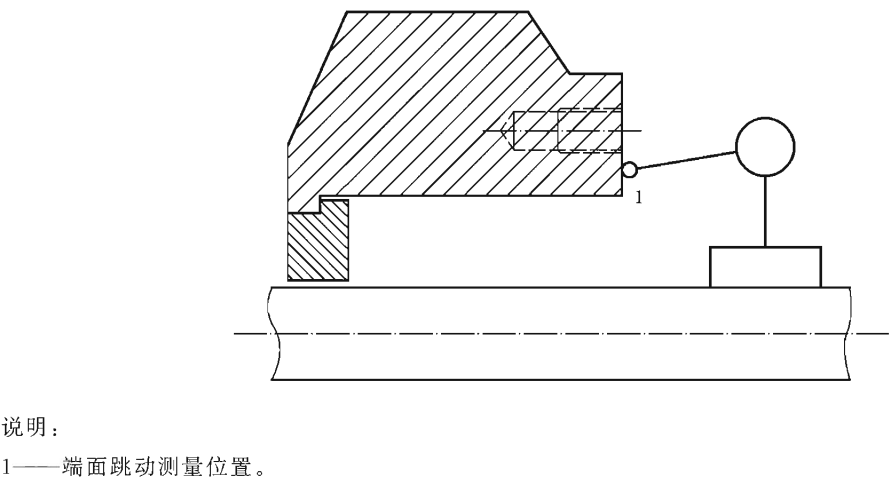


图 28 密封腔的端面跳动

6.8.6 密封压盖和密封腔配合的接合面处应安装一个防止挤出的受约束的垫。对于金属对金属接合面,此垫应是可控制压缩型垫,如 O 形圈或缠绕垫。如果空间或设计限制使得这一要求无法实现,替代的密封压盖设计应提交买方批准。

6.8.7 规定的密封以及泵接口应采用耐久的标识符号(例如刻、铸或化学蚀刻)在组件上标记。符号应符合 GB/T 34875—2017 的规定。

6.8.8 密封压盖和密封腔上应仅提供密封冲洗方案中要求的那些接口,如果规定额外的丝孔接口而又不用的,则应按 6.4.3.11 的规定用螺塞堵上这些孔。

- 6.8.9 密封腔应设计有足够的空间,以便在靠近密封腔中心的位置预设垂直向上的冲洗孔。如有规定,这个孔的钻孔和加工应适合管路连接要求。不允许用锥管螺纹接口。

6.8.10 应采取措施确保密封腔完全排气。

- 6.8.11 如有规定,密封腔应提供加热用夹套。对于高熔点产品,加热要求应由买方、卖方和密封制造商共同商定。

6.8.12 除发货时不安装驱动机的立式悬吊式泵外,所有泵的机械密封和压盖在发货前应安装在泵上,并且应清理干净,准备好投入最初的使用。如果密封在现场需要最终的调整 and 安装,卖方应附上金属标签警示这一要求。

- 6.8.13 买方和卖方应共同商定预期在密封腔中产生的最大静态和动态密封压力,卖方应在数据表中规定这些数值(见 3.23 和 3.25)。

6.9 动力学

6.9.1 总则

6.9.1.1 临界转速和横向分析的内容在第 9 章每种特定泵的子条款中。

6.9.1.2 单级和两级泵的转子应设计成一阶弯曲干临界转速至少高出泵最大连续工作转速的 20%。

6.9.1.3 为了获得满意的密封性能,具有最大叶轮直径,并且在规定转速和规定液体条件下工作的泵,在超过允许工作范围的最苛刻动力学条件下,轴的刚度应将主密封面处的总挠度限制到 $50\ \mu\text{m}$ ($0.002\ \text{in}$) 以内。轴挠度的限制可结合轴径、轴跨距或轴悬吊以及壳体设计(包括使用双蜗壳或导流壳)来实现。对于单级泵和两级泵,不考虑叶轮耐磨环处液膜刚度影响。对于多级泵,应考虑液膜刚度影响,并按 1 倍和 2 倍的公称设计间隙进行计算。产品润滑轴承和轴承衬套的液膜刚度应按 1 倍和 2 倍的公称设计间隙进行计算。

6.9.2 扭转分析

6.9.2.1 泵通常进行三种一般形式的扭转分析:

- a) 无阻尼固有频率分析:确定机组扭转固有频率和相应振型,形成 Campbell 图,以确定潜在的共振点;
- b) 稳态阻尼响应分析:通过采用有代表性的值激励振幅来进行强制响应分析,评价无阻尼分析中未发现的共振点;在模型中所有轴元件上的循环扭矩和应力是分析结果,以此来评价机械结构的适用性;
- c) 瞬态扭转分析:除了在瞬态条件完成,分析结果循环扭矩和应力是时间的函数外,其分析方法与稳态阻尼响应分析相似;到目前为止,这个分析模式最常见的应用是同步电动机启动。

扭转分析的流程图见图 29。

6.9.2.2 除非另有规定,如果机组是下列情况之一时,应由负有机组责任的制造商进行无阻尼固有频率分析:

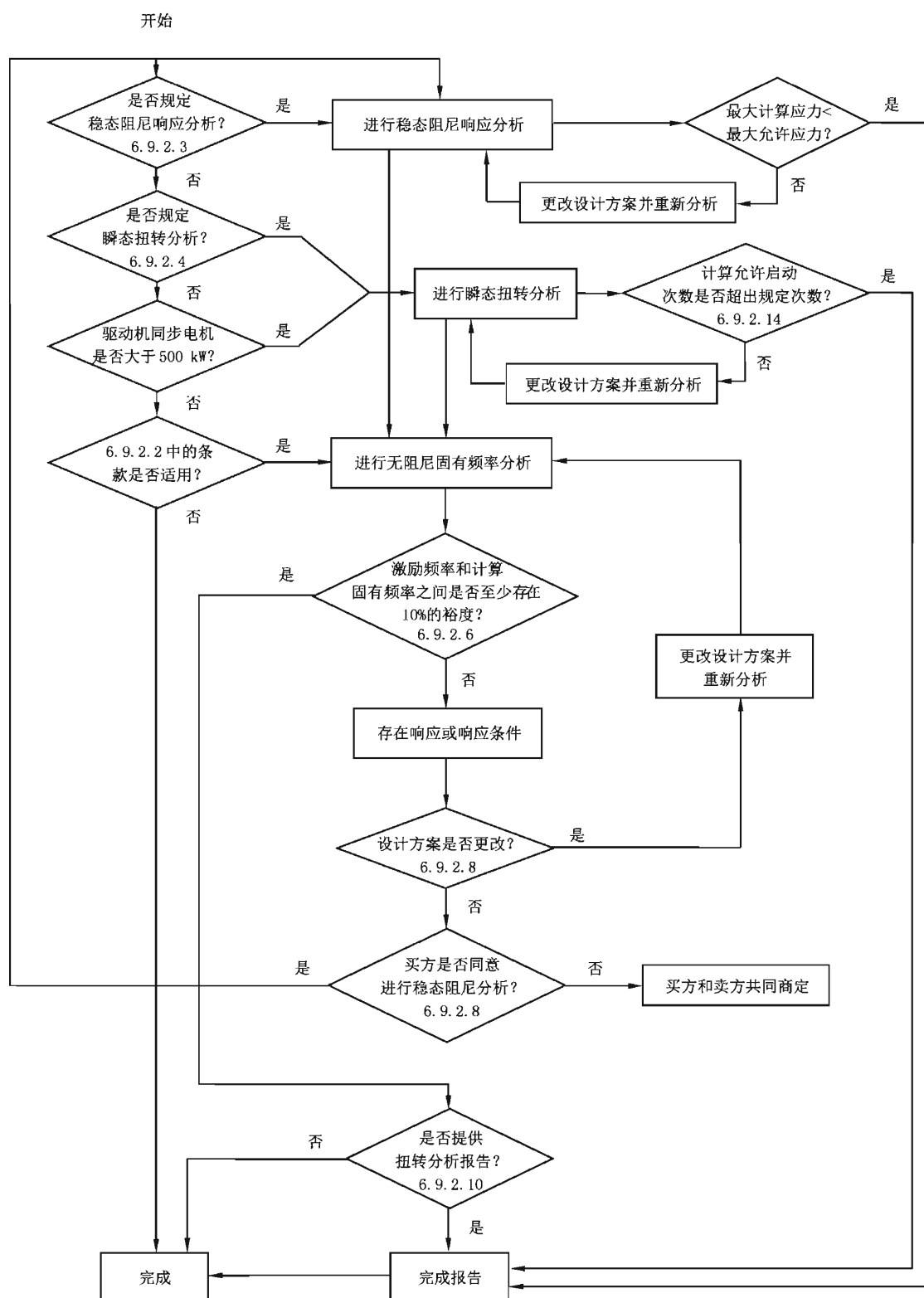


图 29 扭转分析流程图

- a) 机组由三个或更多的耦合机器组成,额定功率 1 500 kW(2 000 hp)或更大;
- b) 感应电动机或透平,通过齿轮箱连接,额定功率 1 500 kW(2 000 hp)或更大;
- c) 内燃机,额定功率 250 kW(335 hp)或更大;
- d) 同步电动机,额定功率 500 kW(670 hp)或更大;
- e) 调速驱动(ASD)的变频电动机,额定功率 1 000 kW(1 350 hp)或更大;
- f) 带驱动机的立式泵,额定功率 750 kW(1 000 hp)或更大。

一些制造商的经验是,立式泵,特别是带长轴的立式泵,在驱动机和泵级处具有相对较大的惯性,很容易用非常小的扭矩激励。

应把整个机组作为一个整体来进行分析,除非机组中包含具有弱动力式耦合装置,例如液力耦合器或液力变矩器。在所有情况下,具有机组责任的卖方应有责任指导任何必要的改动,以满足 6.9.2.3 到 6.9.2.9 的要求。

- 6.9.2.3 如有规定,对于变频的 ASD 泵,应进行稳态阻尼响应分析。这种分析应考虑全部 12 倍线频率中的所有响应频率。

大多数现代的变频的 ASD 泵,如果执行得当,产生不显著的扭转振动和轴应力。变频 ASD 失灵能产生显著的激励。产生显著扭转脉冲的某些设计依然存在。

- 6.9.2.4 如有规定,或如果驱动机是额定功率为 500 kW(670 hp)或更大的同步电动机,应进行瞬态扭转分析。如果进行,时间-瞬态分析应满足 6.9.2.11~6.9.2.14 的要求。

注:如果考虑发电机的相间或单相接地故障是一个重大风险,或者失去动力时发生快速总线切换,一些买方会选择进行瞬态分析。

6.9.2.5 扭转固有频率激励可有很多激励源,它可能是也可能不是运行转速的函数,在分析中宜考虑。这些激励源包括但不限于以下:

- a) 叶轮叶片和隔舌的通过频率;
- b) 齿轮啮合频率;
- c) 所有机组,包括带齿轮箱的:1 倍和 2 倍转子转速(任意轴),单位为转每分(r/min);
- d) 2-循环发动机驱动: n 倍转子转速,单位为转每分(r/min);
- e) 4-循环发动机驱动: n 和 0.5 倍转子转速,单位为转每分(r/min);
- f) 同步电动机: n 倍转差频率(仅瞬态现象),1 倍和 2 倍线频率;
- g) 感应电动机:1 倍和 2 倍线频率;
- h) 变频驱动: n 倍转子转速,单位为转每分(r/min),全部 12 倍线频率内的相关倍数,其中 n 是一个整数,由驱动机制造商按下面方法确定:
 - 对于发动机:来源于每转动力冲程数;
 - 对于电动机:来源于磁极对数。

6.9.2.6 在规定工作转速(从最小连续转速到最大连续转速)范围内,整个机组的扭转固有频率应至少比任何可能的激励频率高 10%或低 10%。

6.9.2.7 两倍或多倍运行转速时的扭转固有频率,在相应的产生激励频率的系统中应最好避免。这样如果固有频率不变,应表明没有不利影响。

6.9.2.8 如果计算的扭转共振落在 6.9.2.6 规定的裕量范围内(并且买方和卖方都同意,为使共振离开限定的频率范围已经竭尽全力),应进行稳态阻尼响应分析,以解释共振对整个机组没有不利影响。应清晰地表明分析中关于激励幅度和阻尼程度的假定。这种分析的验收准则应由买方和卖方共同商定。

注:通常情况下,由脉冲宽度调节的变频驱动机驱动的泵的稳态阻尼扭转分析已经表明在共振条件下可接受的低应力;这些对机组没有不利影响。

6.9.2.9 除非另有规定,如果仅进行了稳态无阻尼分析,带有质量弹性数据表格和计算方法简要说明的

Campbell 图可代替报告提供给买方。

- 6.9.2.10 如有规定,或者既进行了稳态阻尼响应分析,又进行了瞬态扭转分析,制造商应提供详细的扭转分析报告。报告应包括下列内容:

- a) 用于计算固有频率的方法的描述;
- b) 质量弹性系统图;
- c) 质量弹性系统每个元件的质量力矩和扭转刚度的表格;
- d) Campbell 图;
- e) 如果进行了应力分析,表明每一共振频率峰值应力的振型图。

- 6.9.2.11 除了 6.9.2.2 规定的用于进行稳态无阻尼扭转分析的参数外,瞬态扭转分析还应包括下列内容:

- a) 电动机的平均扭矩,以及脉冲扭矩(直轴和正交轴)对转速的特性;
- b) 载荷扭矩对转速的特性;
- c) 影响电动机终端电压或关于终端电压做出的假定(包括启动方法,如直接启动,或一些降压启动方法)的电系统特性。

- 6.9.2.12 对机组中的每个轴,应分析产生的最大扭矩,以及扭矩随时间的变化。

最大扭矩应被用来评估耦合零部件、传动装置和过盈配合零部件(联轴器轮毂)的峰值扭矩能力。扭矩随时间的变化应被用来进行轴、键和耦合零部件的累积阻尼疲劳分析。

- 6.9.2.13 计算应适当考虑疲劳性能和应力集中。

- 6.9.2.14 应采用适当的累积疲劳算法计算安全的启动次数。买方和卖方应共同商定安全的启动次数。

注:采用的启动次数取决于所采用的分析模型和卖方经验。1 000~1 500 次启动值是正常的。ANSI/API Std 541 要求 5 000 次启动。对电动机来说这是一个合理的假设,因为它对设计并不会增加显著的成本。然而对于被驱动的设备将要进行过度设计才能满足这一要求。

例如:每周启动一次,20 年寿命等于启动 1 040 次。此类设备通常是每几年启动一次而不是每周启动一次。因此有必要规定合理的启动次数。

6.9.3 振动

- 6.9.3.1 离心泵的振动随流量而变,通常在最佳效率点附近最小,随着流量增大或减小而增加。从最佳效率点起振动随流量的变化取决于泵的能量密度(比能)、比转数和汽蚀比转数。通常,振动的变化随能量密度的增加,比转数的增大和汽蚀比转数的增大而增加。

根据这些一般特性,离心泵的工作流量范围可分成两个区,一个为“最佳效率区”或“优先工作区”,在此范围内,泵表现出低振动;另一个为“允许工作区”,以最大流量点和最小流量点来界定,泵在此流量点上振动达到较高,但仍然是“可接受”的水平。图 30 图示了这一概念。除振动外的其他因素,如温度随着流量减小而升高或 NPSH3 随着流量增大而增大,也可能使得“允许工作区”变得更窄。见 6.1.12。

“允许工作区”应在报价书中规定。如果“允许工作区”受到振动以外的因素限制,这个因素也应在报价书中予以说明。

- 6.9.3.2 在性能试验过程中,在除了关死点之外每个试验点,应得出 5 Hz~1 000 Hz 范围内的全部振动测量值,并形成快速傅里叶变换(FFT)频谱。得到振动测量值的位置应如下:

- a) 在各种泵的轴承箱或相应部位,位置见图 31 到图 33;
- b) 如果泵设有接近探头装置,装在带有接近探头的流体动压轴承的泵轴上。

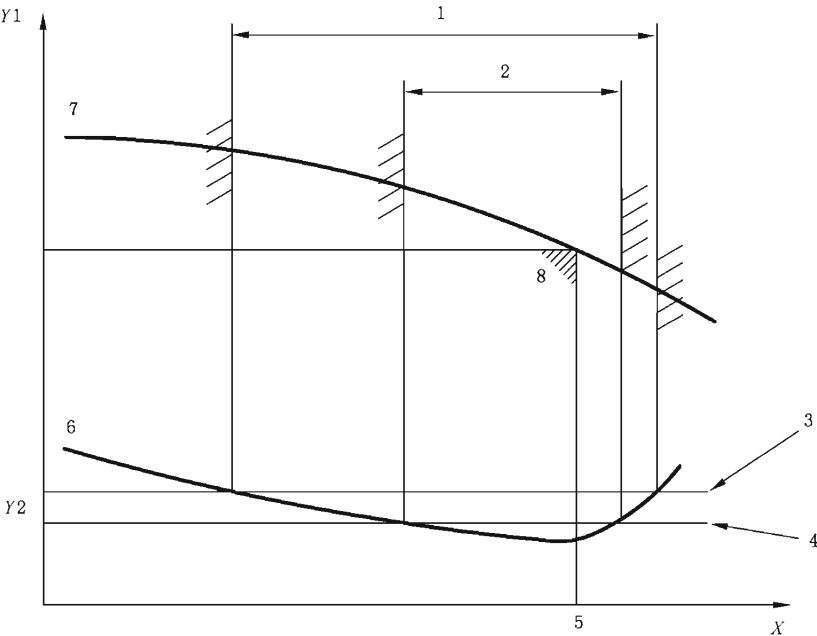
- 6.9.3.3 FFT 频谱应包括从 5 Hz~2Z 倍运行转速的频率范围(这里,Z 为叶轮叶片数;在装有不同叶

轮的多级泵中, Z 是任何一级叶轮的最多叶片数)。如有规定, 绘制的频谱应包含在泵的试验结果中。

注: 1.0、2.0 和 Z 倍于运行转速的离散频率与泵各种不同的现象有关, 因此在频谱中具有特殊意义。

6.9.3.4 轴承箱上全部振动测量值应以速度均方根(RMS)的形式得出, 单位为毫米每秒(mm/s)或英寸每秒(in/s)。

6.9.3.5 轴上振动测量应是峰-峰位移, 单位为毫米(mm)或 mils。



说明:

X —— 流量;

$Y1$ —— 扬程;

$Y2$ —— 振动;

1 —— 流量的允许工作区;

2 —— 流量的优先工作区;

3 —— 流量限值内最大允许振动限值;

4 —— 基本振动限值;

5 —— 最佳效率点, 流量;

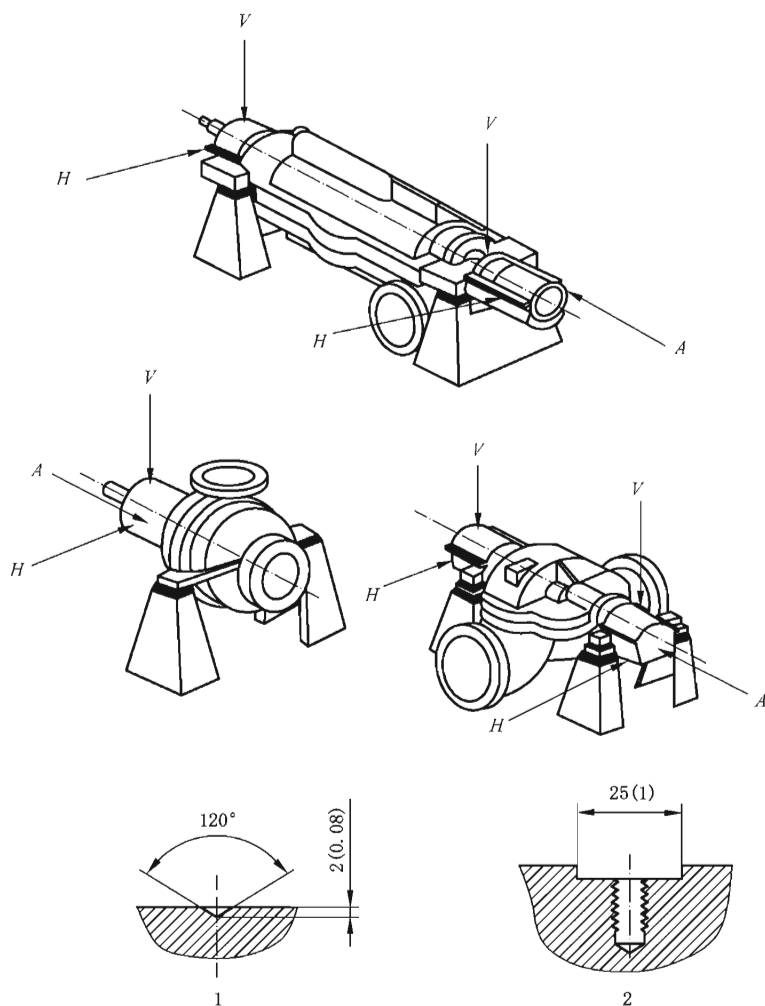
6 —— 表明最大允许振动的典型的振动-流量曲线;

7 —— 扬程-流量曲线;

8 —— 最佳效率点, 扬程和流量。

图 30 流量与振动的关系

除非另有规定,单位为毫米(英寸)



说明:

A —— 轴向;

H —— 水平方向;

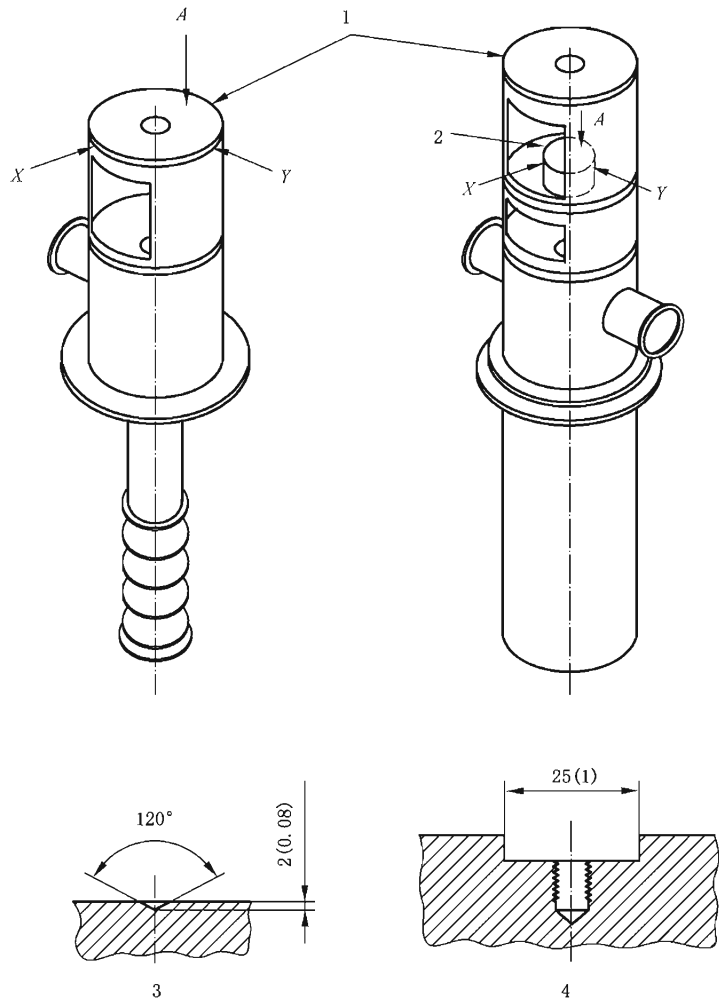
V —— 垂直方向;

1 —— 凹坑(见 6.10.2.9);

2 —— 安装振动测量设备的可自选的布置形式(见 6.10.2.10)。

图 31 OH 和 BB 型泵上测取振动读数的位置

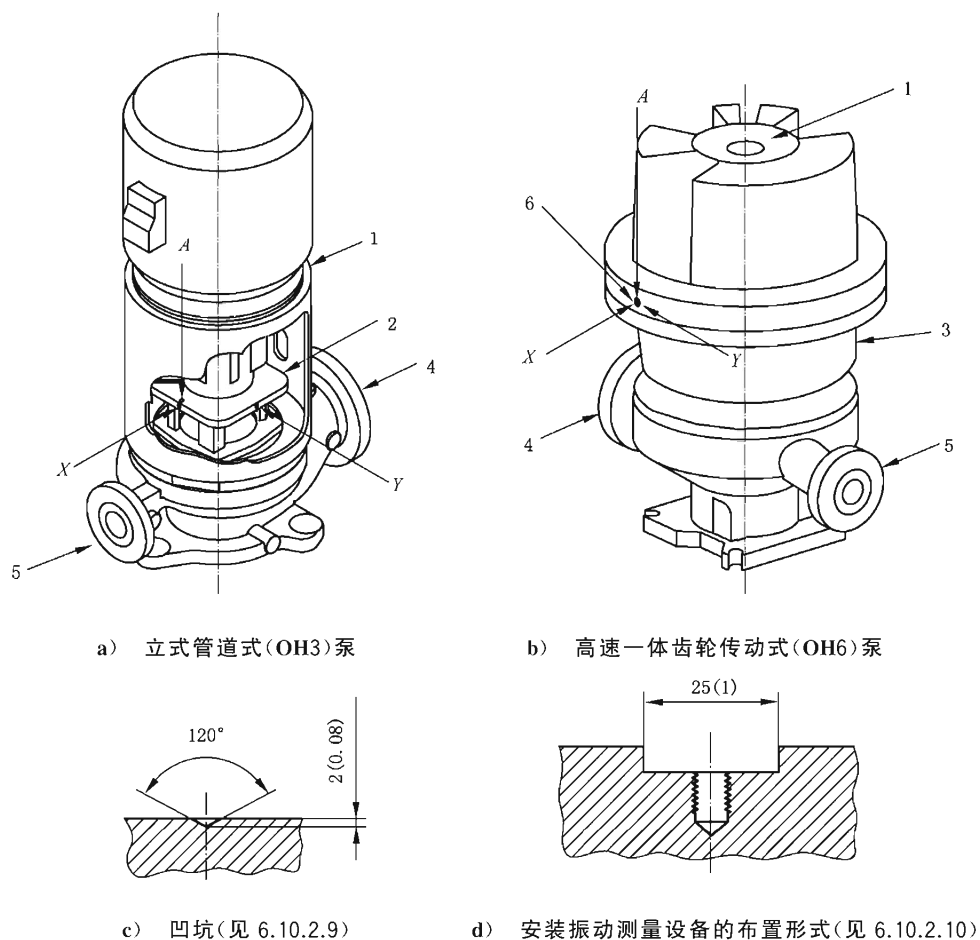
除非另有规定,单位为毫米(英寸)



说明：
1——驱动机安装表面；
2——泵轴承箱；
3——凹坑(见 6.10.2.9)；
4——安装振动测量设备可自选的布置形式(见 6.10.2.10)；
A——轴向。

图 32 立式悬吊式(VS)泵上测取振动读数的位置

除非另有规定,单位为毫米(英寸)



说明:

- 1——驱动机安装表面;
- 2——泵轴承箱;
- 3——齿轮箱;
- 4——吸入法兰;
- 5——排出法兰;
- 6——用螺柱安装振动传感器的螺纹接口;
- A——轴向。

图 33 a)立式管道式(OH3)泵和 b)高速一体齿轮传动式(OH6)泵上测取振动读数的位置

6.9.3.6 在性能试验过程中测得的振动不应超过下列给出的值:

- 表 8 用于悬臂式泵和两端支承式泵;
- 表 9 用于立式悬吊式泵。

装有接近探头装置的泵应既要满足轴承箱的限值又要满足轴振动限值。

注:轴承箱上全部振动限值只以 RMS 测量值来确定。

表 8 悬臂式泵和两端支承式泵的振动限值

准则	振动测量位置	
	轴承箱(见图 31 和图 33)	泵轴(靠近轴承)
	泵轴承型式	
	全部	流体动压径向轴承
	泵优先工作区内任一流量点的振动	
全部	对于转速不大于 3 600 r/min 和每级吸收功率不大于 300 kW(400 hp)的泵: $v_u < 3.0 \text{ mm/s RMS}$ (0.12 in/s RMS) 对于转速大于 3 600 r/min 或每级吸收功率大于 300 kW(400 hp)的泵:见图 34	$A_u < (5.2 \times 10^6 / n)^{0.5} \mu\text{m 峰-峰值}$ $[(8\ 000 / n)^{0.5} \text{ mils 峰-峰值}]$ 不超过: $A_u < 50 \mu\text{m 峰-峰值}$ (2.0 mils 峰-峰值)
离散频率点	$v_f < 2.0 \text{ mm/s RMS}(0.08 \text{ in/s RMS})$	对于 $f < n: A_f < 0.33 A_u$
在优先工作区以外,但在允许工作区以内的流量点允许的振动增加量	30%	30%
功率是以额定叶轮的 BEP 来计算,液体相对密度(比重)等于 1.0。 从基本限值算出的振动速度和幅值应圆整到两位有效数字。 其中:v_u 测量的全部速度; v_f 离散点频率速度,采用汉宁窗的 FFT 频谱测得,最小频率分辨率为 400 线; A_u 测量的全部位移振幅; A_f 离散点位移振幅,采用汉宁窗的 FFT 频谱测得,最小频率分辨率为 400 线; f 频率; n 转速,单位为转每分(r/min)。		

表 9 立式悬吊式泵振动限值

准则	振动测量位置	
	泵推力轴承箱或电动机安装法兰(见图 32)	泵轴(靠近轴承)
	泵轴承型式	
	全部	流体动压导轴承,靠近轴的可接近区域
	泵优先工作区内任一流量点的振动	
全部	$v_u < 5.0 \text{ mm/s RMS}$ (0.20 in/s RMS)	$A_u < (6.2 \times 10^6 / n)^{0.5} \mu\text{m 峰-峰值}$ $[(10\ 000 / n)^{0.5} \text{ mils 峰-峰值}]$ 不超过: $A_u < 100 \mu\text{m 峰-峰值}$ (4.0 mils 峰-峰值)
离散频率点	$v_f < 3.4 \text{ mm/s RMS}(0.13 \text{ in/s RMS})$	对于 $f < n: A_f < 0.33 A_u$

表 9 (续)

准则	振动测量位置	
	泵推力轴承箱或电动机安装法兰(见图 32)	泵轴(靠近轴承)
	泵轴承型式	
	全部	流体动压导轴承,靠近轴的可接近区域
	泵优先工作区内任一流量点的振动	
在优先工作区以外,但在允许工作区以内的流量点允许振动增加量	30%	30%
从基本限值算出的振动速度和幅值应圆整到两位有效数字。 其中:v_u 测量的全部速度; v_f 离散点频率速度; A_u 测量的全部位移振幅; A_f 离散点位移振幅,采用汉宁窗的 FFT 频谱测得,最小频率分辨率为 400 线; n 转速,单位为转每分(r/min)。		

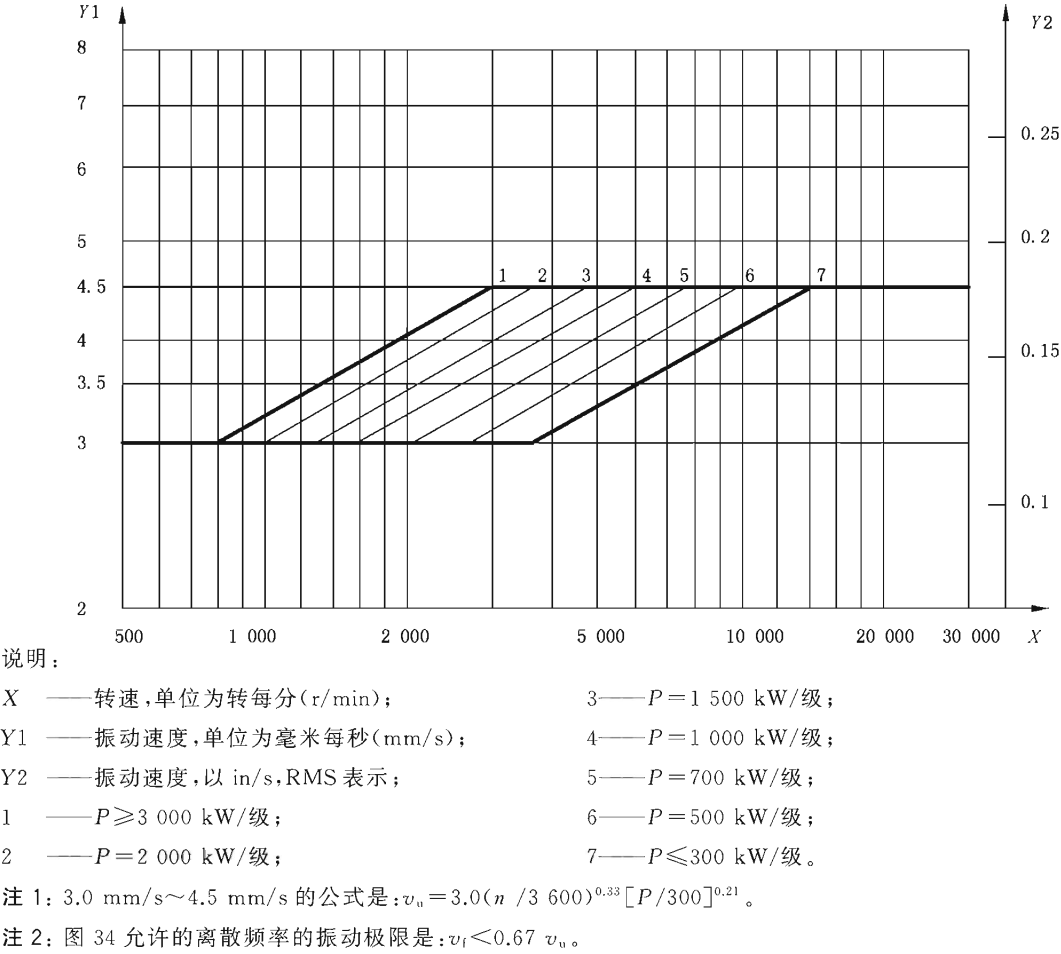


图 34 转速大于 3 600 r/min 或每级吸收功率大于 300 kW(400 hp)的卧式泵振动限值

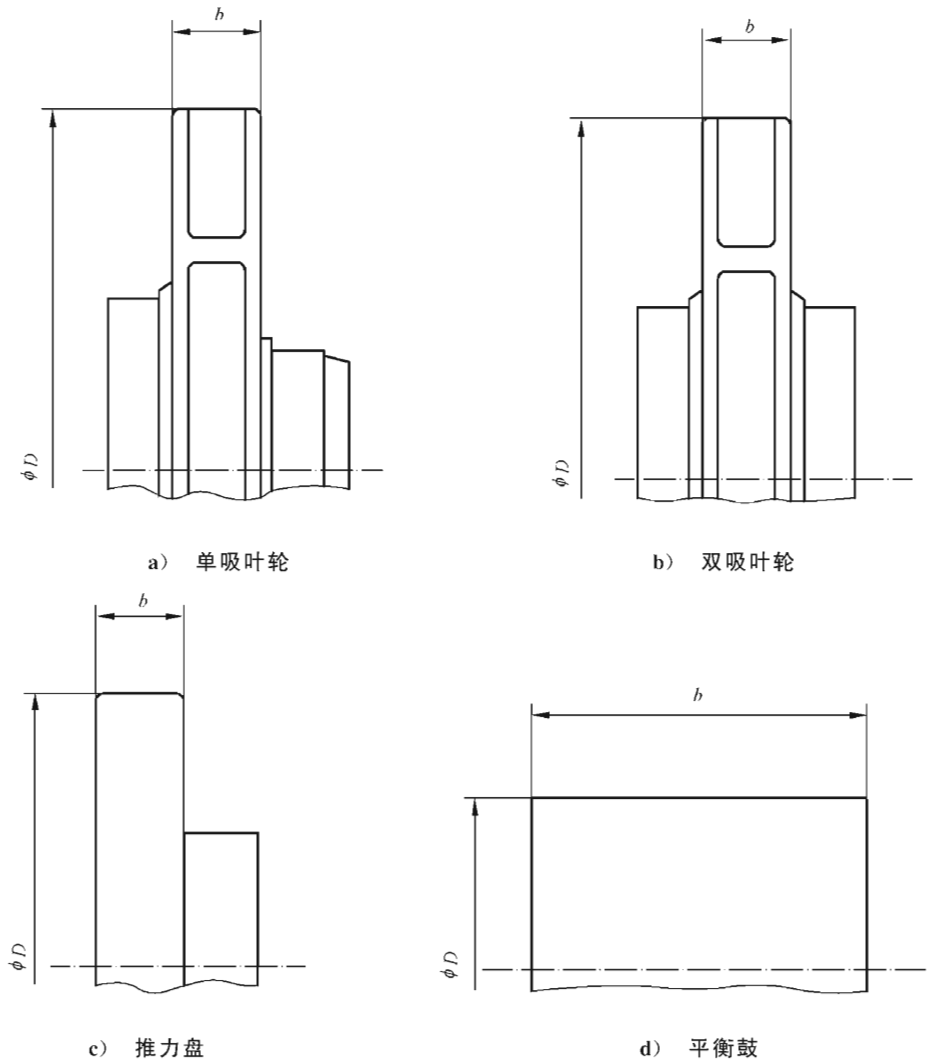
6.9.3.7 高出最大连续转速,达到并包括驱动机的跳闸转速的任何转速,其振动不应超过在最大连续转速时记录的最大振动值的 150%。

6.9.3.8 变速泵在超出其规定转速范围运行时,振动不应大于本标准的振动限值。

6.9.4 平衡

6.9.4.1 叶轮、平衡鼓和类似的主要转动零部件应按 GB/T 9239.1, G2.5 级做动平衡。平衡用的芯轴质量不应大于被平衡部件的质量。轴不要求做平衡。对于带有过盈配合部件的单级 BB1 型和 BB2 型泵转子,卖方可选择对装配好的转子(符合 9.2.4.2)做平衡,而不是对主要转动零部件单独做平衡。

6.9.4.2 如果零件的 D/b (见图 35)为 6.0 或更大,可在一个平面上做平衡。



说明:

b ——宽度;

D ——直径。

图 35 允许单面做平衡时旋转零件尺寸的确定

6.9.4.3 转子的平衡应按每种泵具体章节中的要求进行。

● 6.9.4.4 如果有规定,叶轮、平衡鼓和类似的转动零部件应按 GB/T 9239.1, G1 级(等同于 USC 术语的

$4W/n$) 做动平衡。

在 USC 单位制中,符号 W 用来表示质量,不平衡量用式(2)表示:

$$U = KW/n \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中:

U —— 每个平面的不平衡量,单位为盎司-英寸(ou-in);

K —— 常数;

W —— 零件(部件)质量,单位为磅(lb);或每台平衡机轴颈(转子)载荷,单位为磅(lb);

n —— 泵转速,单位为转每分(r/min)。

KW/n 是 USC 单位制中单独定义的平衡允差。在标准中,不平衡量是以 GB/T 9239.1 中的平衡精度等级来表示的。每一平衡精度等级包含一个不平衡量范围。本标准中给出的 USC 单位制公称当量极限近似地相当于 ISO 范围的中间点值。

使用现代的平衡机,使装在芯轴上的零部件平衡到 $U = 4W/n$ (USC 单位制)(名义上相当于 ISO 的 G1 级)或更低(这取决于部件的质量),并用残余不平衡量的检查来验证部件的不平衡量是可做到的。但是,与小于 $U = 8W/n$ (USC 单位制)(名义上相当于 ISO 的 G2.5 级)不平衡量相关的质量偏心距 e 是如此之小[例如:对于一个想在 3 600 r/min 下工作的部件来说, $U = 4W/n$ (USC 单位制)会得出 $e = 0.000\ 070$ in],以至于如果该部件经过拆卸和重装,此质量偏心距就不能保持。因此零部件的平衡等级低于 G2.5($8W/n$) (USC 单位制)时,平衡等级是无法重复再现的。

6.10 轴承和轴承箱

6.10.1 轴承

- 6.10.1.1 每根轴应由两个径向轴承和一个双作用轴向(推力)轴承支撑,这种双作用轴向(推力)轴承可与两个径向轴承中的一个组合或不组合使用。轴承的布置如下:

- 滚动径向轴承和滚动推力轴承;
- 流体动压径向轴承和滚动推力轴承;
- 流体动压径向轴承和推力轴承。

除非另有规定,轴承型式和组合应按表 10 的限制来选择。

- 6.10.1.2 推力轴承的承载能力大小应设计得能在所有规定条件下连续工作,包括最大压差,并符合下列要求:

- a) 所有的载荷应按设计内间隙和两倍设计内间隙来确定。
- b) 挠性金属元件联轴器的推力应在联轴器制造商允许的最大容许挠度的基础上进行计算。
如果滑动轴承电动机(没有推力轴承)直接用联轴器与泵轴连接,则通过联轴器传递的推力应假定是最大的电动机推力。
- c) 除了由于最极端的允许情况下,由转子和任何内部齿轮反作用力引起的推力外,通过弹性联轴器传递的轴向力应认为是任何推力轴承载荷的一部分。
- d) 如果泵相对正常转动方向逆转,推力轴承应具备全载荷的承载能力。

- 6.10.1.3 单列深沟球轴承应具有 ISO 5753 组别 3[大于“N”(普通级)内部游隙]的径向内部游隙。单列或双列轴承不应有止动槽。不应使用非金属保持架。较大的内部游隙能降低润滑油温升。但振动速度能随着游隙的加大而增大。卖方应确保温升值(6.10.2.4)和振动值(6.9.3.6)满足本标准的要求。

注:对于本条款而言,ANSI/ABMA 20 组别 3 等同于 ISO 5753 组别 3。

- 6.10.1.4 球轴承应是成对的、单列、 40° (0.7 rad)角接触型(7000 系列),带有机加工的黄铜保持架。不

应使用非金属保持架。如果买方同意,可使用压制钢的保持架。除非另有规定,轴承应成对组合,背靠背安装。对轴承游隙或预载的要求应由卖方确定,以便适合应用条件,并满足本标准对轴承寿命的要求。

注:如果有应用场合,采用可替换的轴承组合是可取的,尤其是轴承以最小的轴向载荷连续工作的应用场合。

6.10.1.5 滚动轴承寿命(每个轴承或成对轴承组的基本额定寿命, L_{10h})应按 GB/T 6391—2010 计算,并且在额定条件下连续工作至少等于 25 000 h,在额定转速、最大径向载荷和轴向载荷条件连续工作下至少等于 16 000 h。

注 1: GB/T 6391—2010 定义的基本额定寿命 L_{10} 是以百万转速为单位。行业惯例是把它转换到小时,并定义为 L_{10h} 。

注 2: 对于本条款而言,GB/T 6391—2010 等同于 GB/T 6391—2010 和 ANSI/ABMA 9。

6.10.1.6 轴承系统寿命(泵轴承组合系统的计算寿命)在额定条件下连续工作至少等于 25 000 h。在额定转速、最大径向载荷和轴向载荷条件下连续工作至少等于 16 000 h。系统寿命应按式(3)计算:

$$L_{10h, system} = [(1/L_{10hA})^{3/2} + (1/L_{10hB})^{3/2} + \dots + (1/L_{10hN})^{3/2}]^{-2/3} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

L_{10hA} ——基本额定寿命,符合 GB/T 6391—2010 轴承 A 的 L_{10h} ;

L_{10hB} ——基本额定寿命,符合 GB/T 6391—2010 轴承 B 的 L_{10h} ;

L_{10hN} ——基本额定寿命,符合 GB/T 6391—2010 轴承 N 的 L_{10h} ;

N ——轴承序号。

如有规定,应提供轴承系统寿命的计算书。对轴承系统寿命的讨论见 I.2。

注: 25 000 h 和 16 000 h 的轴承系统 $L_{10h, system}$ 寿命要求每个单独轴承的 L_{10h} 寿命明显更高。

6.10.1.7 如果载荷超出 6.10.1.5 中所描述的成对安装的角接触轴承的承载能力,建议使用可替换的滚动轴承组合。

6.10.1.8 滚动轴承应按下列要求定位、固定和安装:

- a) 轴承应采用过盈配合固定在轴上,并以某一径向间隙安装到轴承箱内,二者均应符合 ANSI/ABMA 7。
- b) 轴承应直接安装在轴上。仅在买方同意的情况下允许使用轴承衬套。
- c) 轴承应采用轴肩、定位环或其他可靠的定位装置定位在轴上。不允许使用卡环和弹性垫圈。
- d) 把推力轴承锁紧在轴上的装置应限制为带有舌型止动垫圈的螺母。

注: 本条款适用于所有的滚动轴承,包括球轴承和滚子轴承。对于某些滚子轴承,如外环可分离的圆柱滚子型,轴承箱的径向间隙可能不适用。

6.10.2 轴承箱

6.10.2.1 轴承箱应布置成不移动泵的驱动机或支架就可更换轴承的形式。

6.10.2.2 非强制供稀油润滑轴承的轴承箱应有装着螺塞的加油孔和排油孔,孔径至少是 DN 15(NPS 1/2)。轴承箱应装有容量至少为 1.2 dl(4 fl oz)的可视恒油位的给油油杯,带有确定油位的定位器(不是外部调节)、耐热玻璃的盛油器和金属丝保护罩。为了探测轴承箱过度注油,应提供相应的措施,如视窗或溢流塞。正确油位的永久性标记应准确地定出,并用耐久的金属标牌、在铸件上铸出标记或用其他耐久的方法将正确油位清晰地标示在轴承箱的外侧。观察孔(视窗)应位于合适油位高度的中间位置(可视范围上下各 50%)。如果需要,买方应规定特殊型号的油杯。

6.10.2.3 强制润滑的流体动压轴承的轴承箱应布置成减少发泡的形式。排油系统应充分满足保持油位及泡沫位置低于轴端密封的要求。

6.10.2.4 应提供充分冷却,包括结垢余量,以使得在规定的工作条件下及环境温度为 43 ℃(110 ℉)时保持油温和轴承温度如下:

- a) 对于强制润滑系统,油的出口温度低于 70 ℃(160 ℉),轴承金属温度(如果提供轴承温度传感器)低于 93 ℃(200 ℉);在工厂试验过程中,在最不利规定工作条件下,轴承油温升不应大于 28 K(50 ℉R);
- b) 对于油环润滑或飞溅润滑系统,油池温度低于 82 ℃(180 ℉);在工厂试验过程中,在测试试验区内每次测得的油池温升读数在环境温度下不应大于 40 K(70 ℉R),并且(如果提供轴承温度传感器)外圈温度不应大于 93 ℃(200 ℉)。

注:对装有油环润滑或飞溅润滑系统的泵,在历时短暂的水力性能试验期间,有时甚至在 4 h 内,也达不到温度稳定化。温度稳定化试验见 8.3.4.2.1。

表 10 轴承的选择

条 件	轴承型式和组合
径向轴承和推力轴承的转速和寿命在滚动轴承的限值内 和 泵的能量密度低于限值	滚动径向轴承和滚动推力轴承
径向轴承的转速或寿命超出滚动轴承的限值 和 推力轴承的转速和寿命在限值内 和 泵的能量密度低于限值	流体动压径向轴承和滚动推力轴承 或 流体动压径向轴承和推力轴承
径向轴承的转速或寿命超出滚动轴承的限值 或 泵的能量密度大于限值	流体动压径向轴承和推力轴承
限值如下: a) 滚动轴承转速:对于所有轴承类型,不应超出轴承制造商给出的额定转速限制。对于球轴承,因数 nd_m,对于油润滑的单个轴承不应超出 500 000,对于脂润滑轴承不应超出 350 000。 其中: d_m ——平均轴承直径$[(d+D)/2]$,单位为毫米(mm); n ——转速,单位为转每分(r/min)。 注 1: 6.10.2.4 中的轴承温度限制能限制因数 nd_m 到更低值。 注 2: 滚子轴承和球面轴承通常比球轴承具有更低的转速限制。 b) 滚动轴承寿命应按 6.10.1.5 或 6.10.1.6 确定。 c) 如果能量密度[即泵的额定功率 kW(hp)和额定转速 r/min 的乘积]是 4.0×10^6 kW/min(5.4×10^6 hp/min)或更高,应采用流体动压径向轴承和推力轴承。	

6.10.2.5 如果需要水冷却,最好采用冷却螺旋盘管。盘管(包括管配件)应是由非铁基材料或奥氏体不锈钢制成,并且不应有承受内压的接合面。管子件或公称管应具有最小 1.0 mm(0.040 in)的壁厚,以及至少 12 mm(0.50 in)的外径。如果采用水夹套,上半轴承箱水夹套和下半轴承箱水夹套间应仅有外部接口,水夹套上既不能有压紧垫片的密封接缝,也不能有螺纹连接的接合面,这种接缝和接合面可能会使水泄漏到油箱中。水夹套应设计成冷却油而不是冷却轴承外环。

注:冷却外环能减小轴承的内部游隙,可能导致轴承损坏。

6.10.2.6 滚动轴承的轴承箱应设计成防止湿气、灰尘和其他杂质污染的形式。这一点应不需要外部设

施就能实现,如空气清洗。在穿过轴承箱的轴处,轴承箱上应装有可更换的迷宫型轴端密封或磁力型轴端密封和挡油盘。不应采用唇型密封。密封和挡油盘应采用不产生火花材料制造。密封和挡油盘的设计应有效地把油保持在轴承箱中,并防止杂物进入轴承箱。

注:许多使用者认为纯铝和最大含量 2% 镁或 0.2% 铜的铝合金、所有的铜,以及铜基合金(如黄铜、青铜)是不产生火花材料。但是各国标准,如 EN 13463-1,可能不允许在有潜在易爆气体环境中使用铝和非金属材料。

6.10.2.7 如果规定油雾润滑,应达到 6.10.2.7.1 或 6.10.2.7.2 的要求。

6.10.2.7.1 对于纯油雾润滑,轴承和轴承箱应满足下列要求:

- a) 滚动轴承或轴承座与轴承箱端密封间每个空间的轴承箱或端盖上都应提供 6 mm(NPS 1/4) 的螺纹油雾入口接口;
- b) 油雾装置接口应定位,以使油雾能流经滚动轴承;
注:再分级器和油雾管配件通常安装在这个区域。
- c) 不应提供油环或甩油环和恒油位油杯,也不需要指示油位的标记;
- d) 轴承箱上的回排孔和任何其他油通道口(注油孔)应使用螺塞堵上,以阻止油雾从旁路绕过轴承;
- e) 不应提供水冷却系统。

注:在流程工作温度超过 300 °C(570 °F)时,采用纯油雾润滑的轴承箱需要采取特殊措施以降低由于热传递对轴承座的热传导。典型措施是采用:

- 散热型甩油环;
- 具有低导热性的不锈钢轴;
- 热屏;
- 风扇冷却;
- 带油(池)冷却的吹洗油雾润滑(代替纯油雾润滑)。

6.10.2.7.2 对于吹洗油雾润滑,轴承和轴承箱应满足下列 a)~d) 的要求:

- a) 6 mm 或 12 mm(NPS 1/4 或 1/2) 的螺纹油雾接口应位于轴承箱的上半部,同时也是排出-注入接口。
- b) 应提供恒油位油标,在轴承箱上需要有指示油位的标记。轴承润滑采用通常的油池、甩油环或油环系统。
- c) 可视恒油位的给油油标应配备溢流控制,以允许过量的来自油雾系统的合并的油从轴承箱排出,使得油池中的油位维持在正常水平。润滑油应收集起来,以防止排放到底座上。
- d) 可视恒油位的给油油标应采用公称管连接,以使其能在轴承箱的内压条件下工作时,在轴承箱处不会排出过量的油雾,或不使油雾滴到底座上。

6.10.2.7.3 对于纯油雾润滑和吹洗油雾润滑的应用,排油接口应位于轴承箱底部以使油完全排出(见 6.10.2.7.5)。

6.10.2.7.4 防尘盖型轴承或密封型轴承不应用于完全油雾润滑或吹洗油雾润滑系统。

6.10.2.7.5 油雾的供给、再分级器和排出管配件应由买方提供。除非另有规定,定向再分级器应由该设备制造商提供。

6.10.2.8 对于油环润滑轴承的轴承箱应设有(用螺塞堵上的)视窗,并应定位在泵运行时允许查看油环工作状况的位置。

6.10.2.9 所有轴承箱应在图 31~图 33 所示的位置做出凹坑,以便于恒定状态的振动测量。凹坑应适合带有延伸加长杆的便携式振动传感器的准确定位。凹坑应是铸造的或加工的,通常应是 2 mm(0.080 in)深,坡口角 120°。

● 6.10.2.10 如有规定,对于按 ANSI/API Std 670 安装永久性振动传感器的轴承箱应设有螺纹连接接

口。如果提供公制紧固件,螺纹应是 $M8 \times 1.25$ (见图 31~图 33)。

- 6.10.2.11 如有规定,应有一个直径至少 25 mm (1 in) 的平面用于放置磁基座振动测量设备。
- 6.10.2.12 买方应规定是否应使用合成润滑油。如有规定,买方应规定润滑油类型。如果轴承箱内部涂漆,卖方应确保油漆与规定的润滑油相匹配。

6.11 润滑

6.11.1 除非另有规定,轴承和轴承箱应设计成用矿物(烃类)油进行润滑。

6.11.2 使用和维护手册应说明如何使用润滑系统循环油。

- 6.11.3 如有规定,对纯油雾润滑或吹洗油雾润滑都应采取措施(要求见 6.10.2.7)。
- 6.11.4 如有规定,滚动轴承应按下列要求进行脂润滑:
 - a) 润滑脂寿命(再润滑周期)应采用轴承制造商推荐的方法或买方同意的可替换的方法来估算;
 - b) 如果估算的润滑脂寿命小于 2 000 h,则不应采用润滑脂润滑;
 - c) 如果估算的润滑脂寿命大于或等于 2 000 h,但小于 25 000 h,应采取措施给运行中的轴承重新注入润滑脂,并有效地排出原有的或多余的润滑脂,卖方应建议买方重新注入润滑脂的周期;
 - d) 如果估算的润滑脂寿命大于或等于 25 000 h,则在使用中不应配备润滑脂接头或其他任何附加的润滑脂系统。

6.12 材料

6.12.1 总则

- 6.12.1.1 买方应规定泵零件的材料等级。附录 J 中的表 J.1 提供了材料等级选用指南,适用于各种使用条件。卖方对某种使用条件建议的可替代材料,包括能够提高使用寿命和使用性能的材料,也可包含在报价书内,并可列在最终数据表上。
- 6.12.1.2 列于附录 G 中的表 G.1 中所有零件的材料技术条件应在卖方报价书中清楚地表明。材料应参照适用的国际标准来标识,包括材料等级(附录 G 中的表 G.2 和表 G.3 可作为导则)。如果不采用本标准的材料,可采用国际公认的国家标准或其他标准规定的材料。如果没有这样的指定标准,报价书中应包括卖方的材料技术条件,同时给出材料的物理性能、化学成分和试验要求。
- 6.12.1.3 所有接触泵输送液体的垫片或 O 形圈的材料技术条件应在报价书中标识。应按 GB/T 34875—2017 要求选用 O 形圈。
- 6.12.1.4 在附录 G 中的表 G.1 中是把有强度或压力完整性要求的泵零件的材料定义为“完全一致”材料,并应满足所有商定的技术条件的要求。对于任何其他零件(例如,如果以耐腐蚀为主要关注点),只需符合规定的化学成分要求。辅助管道材料在 7.5 中涵盖。
- 6.12.1.5 卖方应规定出为保证材料满足使用条件所必需的可自选的试验方法和检查方法。如果要求做任何附加的试验和检查,特别是用其化学成分的材料或在使用条件下买方认为重要的材料,买方应给出规定。买方规定的试验要求和检查要求宜在数据表(参见附录 C)中“备注”栏给出。
- 6.12.1.6 泵材料应符合附录 G 中的表 G.1 的要求。仅在最大允许工作表压力不超过 1 725 kPa (17.25 bar; 250 psi) (见 6.3.5) 的使用条件下才可提供铸铁结构件(附录 G 中的表 G.1 中的 I-1 或 I-2 级)。
- 6.12.1.7 如果处于会加剧晶间腐蚀条件下的奥氏体不锈钢零件需要焊合、表面硬化、堆焊或用焊补修理的,这些零件应选用低碳类或稳定化类的奥氏体不锈钢制造。

注: 含碳量超过 0.10% 的堆焊层或硬化表面,对于低碳类和稳定化类奥氏体不锈钢都是敏感的,除非采用一层对于

晶间腐蚀不敏感的过渡层。

- 6.12.1.8 如有规定,卖方应提供材料合格证书,合格证书应包括承压铸件和锻件、叶轮和轴所用材料的同炉熔炼化学分析和力学性能。除非另有规定,管路接头、辅助管路部件和连接螺栓不在本要求的范围之内。

- 6.12.1.9 买方应详细说明在流程液体和现场环境中存在的任何侵蚀剂或腐蚀剂(包括微粒量),包括能导致应力腐蚀裂纹或侵蚀弹性体材料的成分。

注 1: 涉及的典型腐蚀剂有硫化氢、胺、氯化物、溴化物、碘化物、氰化物、氟化物、环烷酸、连多硫酸。其他影响弹性体选择的腐蚀剂包括酮类、环氧乙烷、氢氧化钠、甲醇、苯和化学溶剂。

注 2: 如果氯化物存在于泵所输送液体中的浓度大于 10 mg/kg(10 ppm),在采用不锈钢材料时有必要谨慎选用。

- 6.12.1.10 如有规定,买方和卖方共同商定的涂层形式应适用于叶轮和其他过流零件,以减少腐蚀或提高效率。如果在旋转部件上采用了涂层,应在做完涂覆后进行平衡验收。旋转部件平衡和涂覆规程的顺序应由买方和卖方共同商定。数据表(参见附录 C)的“备注”栏宜用于说明这些涂覆的要求。

旋转零件宜在涂覆前进行平衡以减少对已涂覆面积的平衡修正。这样在做完涂覆修复之后可以不要求作最终的平衡修正。

6.12.1.11 如果采用奥氏体不锈钢或有类似咬合倾向的材料制造配合零件,如螺柱和螺母时,应采用与零件所用材料和规定的流程液体都相匹配的抗咬合剂来润滑。

注: 达到必要的预载荷所需要扭矩载荷值很大程度上取决于螺纹润滑剂。

- 6.12.1.12 在考虑正常工作、启动、停机、闲置备用、非正常或异常工作条件(如催化剂再生)下,买方应详细说明可能存在的湿 H_2S 的量。

在很多应用场合,少量的湿 H_2S 就足以要求材料要具有耐硫化物应力腐蚀裂纹的能力。如果已知有微量的湿 H_2S 存在或有不确定量的湿 H_2S 可能存在,买方宜考虑规定使用降低硬度的材料。

- 6.12.1.12.1 买方应规定是否需要使用降低硬度的材料。

6.12.1.12.2 如果是 6.12.1.12.1 规定的降低硬度的材料,应按 NACE MR0103 提供。

注: NACE MR0103 适用于炼油厂、LNG(液化天然气)厂和化工厂。NACE MR0103 适用于可能承受硫化物应力腐蚀裂纹的材料。

- 6.12.1.12.3 如有规定,降低硬度的材料应按 GB/T 20972.1 提供。

注 1: 就本条款而言,ANSI/NACE MR0175 等同于 GB/T 20972.1。

注 2: ISO 15156(所有部分)等同于 ANSI/NACE MR0175,适用于在油气生产设备和天然气脱硫工厂可能承受硫化物和氯化物应力腐蚀裂纹的材料。

6.12.1.12.4 如果规定是降低硬度的材料,NACE MR0103 或 GB/T 20972.1(ANSI/NACE MR0175)不包括的铁基材料应具有不超过 620 N/mm^2 (90 000 psi)的屈服强度,并且硬度不超过 HRC22。如果需要,采用焊接方法焊合的部件应进行焊后热处理,以使焊缝和热影响区满足屈服强度和硬度的要求。

注: 就本条款而言,ANSI/NACE MR0175 等同于 GB/T 20972.1。

6.12.1.12.5 如果规定是降低硬度材料,作为最低要求,下列零部件应降低硬度:

- a) 压力壳体;
- b) 轴系统(包括过流的轴螺母);
- c) 承压机械密封部件(不包括补偿环和非补偿环);
- d) 过流连接螺栓;
- e) 碗形导流壳。

双壳体泵处于压力状态的内壳体零件(如导流壳),不作为压力壳体零件。

- 6.12.1.12.6 如果规定是降低硬度的材料,对于泵正常工作条件需要整体硬化到 HRC 22 以上的可更换的叶轮耐磨环不允许使用。叶轮可设有或者涂覆硬化或者表面硬化的一体的耐磨表面,或可更换的

耐磨环。如果买方同意,代替提供可更换的耐磨环,耐磨表面可以是表面硬化或采用合适的涂覆来硬化。

6.12.1.13 低碳钢可能对缺口敏感并且易产生脆裂,甚至在环境(室)温度条件下也会发生。因此,仅应采用细晶粒的全镇静钢、正火钢。

6.12.1.14 如果具有显著电位差的不同材料置于接触电解液的环境中时,所产生的电偶会导致惰性较差的材料产生严重的腐蚀。卖方应避免选择能产生电化学腐蚀条件的材料。如果这样的条件不能避免,买方和卖方应商定材料的选择,以及必要的防范措施。在这样的情况下,对适合材料的选择可参考 NACE 腐蚀工程师参考手册。

6.12.1.15 除按表 H.1 中 I-1 或 I-2 级建造的泵以外,轴承箱、承受载荷的轴承箱盖和泵壳体或泵头与轴承箱间的支架应是钢制的。对于利用驱动机内部推力轴承来支撑泵轴的立式泵驱动机的支撑座应是钢制的。

6.12.2 铸件

6.12.2.1 铸件表面应采用喷砂、喷丸、化学清洗或任何其他标准方法清理,以满足 MSS SP-55 的目视检查要求。分型面飞边和残余的浇冒口应切除、锉掉或打磨成与铸件表面齐平。

6.12.2.2 承压铸件中应尽量少用型芯撑。型芯撑应是干净的、无腐蚀作用的(允许镀层),并且成分应与铸件相匹配。叶轮铸件不应采用型芯撑。

6.12.2.3 铁基材料的承压铸件和叶轮铸件不应采用焊接、尖锤敲击、用螺塞堵塞、喷灯烧熔或浸渍树脂的方法修补。下列情况可以例外:

- a) 可焊接类的铸钢件可按 6.12.3 通过焊补的方式修补。焊补修复件应按检查铸件的相同质量标准进行检查。
- b) 铸铁件在所采用材料技术条件限定的范围内可用螺塞堵塞的方式修补。螺塞所用的钻孔应用液体渗透的方式仔细检查,以保证所有有缺陷的材料已经被去除。材料技术条件中没有涵盖的所有修补方法应征得买方同意。

6.12.2.4 完全封闭的型芯内空腔,包括用螺塞堵塞、焊接或组装方法封闭住的内空腔都是不应使用的。

● 6.12.2.5 如有规定,在卖方工厂所进行的铸件修补,包括焊接图的修补程序应提交买方批准。如果在修补之前需要买方批准,买方应详细说明。在铸造厂进行的修补应按铸件材料技术条件(“产品技术条件”)控制。

6.12.2.6 碳钢承压铸件应在正火和回火或调质状态下供货。

6.12.3 焊接

● 6.12.3.1 焊接和焊接修补应由操作工完成,并符合表 11 要求的评定程序。可替换的标准可由卖方建议,并经买方同意。附录 C 中的焊接和材料检查数据表可为之所用。

表 11 焊接要求

要求	适用的规范或标准
焊工/操作工资格	ASME BPVC IX 或 ISO 9606(所有部分)
焊接工艺评定	适用的材料技术条件,或如果技术条件不涵盖材料的焊接程序,采用 GB/T 19867(所有部分)、ASME BPVC IX 或 ANSI/ASME B31.3
非承压结构焊接,如底座或支承座	ISO 10721-2

表 11 (续)

要求	适用的规范或标准
板边的磁粉检测或液体渗透检测	ASME BPVC Ⅷ,第 1 册,UG-93(d)(34)
焊后热处理	适用的材料技术条件,EN 13445-4、ASME BPVC Ⅷ,第 1 册,UW 40 或 ANSI/ASME B31.3
壳体焊缝的焊后热处理	适用的材料技术条件,EN 13445-4 或 ASME BPVC Ⅷ,第 1 册

注:就本条款而言,ANSI/AWS D1.1/D1.1M 等同于 ISO 10721-2。

6.12.3.2 卖方有责任检查所有焊补部位和焊缝,以证明所有焊补部位和焊缝进行了正确的热处理,经无损检查完好无缺陷,并符合适用的评定程序(见 6.12.3.1 和 8.2.2.1)。

6.12.3.3 由锻材或锻材与铸材组合制成的承压壳体应符合下列 a)到 d)规定的条件。这些要求不适用于壳体的管口和辅助接口;见 6.12.3.4。

- a) 在焊接表面打磨或机加工修整后,以及再次焊后热处理之后,或者对于奥氏体不锈钢固溶化退火之后,焊缝的受影响表面应采用磁粉检测或液体渗透检测方法进行检查;
- b) 承压焊缝,包括壳体的轴向连接法兰和径向连接法兰的焊缝,应是全熔透焊缝;
- c) 如果为了保证泵的整体运行,要求如壳体零部件具有尺寸稳定性,那么不管厚度是多少,都应进行焊后热处理;
- d) 板边应用磁粉检测或液体渗透检测方法进行检查,方法与国际公认标准规定相同,如 ASME BPVC,第Ⅷ卷,第 1 册,UG-93(d)(3)。

6.12.3.4 焊接到压力壳体上的接口应按下列 a)到 e)的规定安装:

- a) 吸入管口和排出管口的附件应使用带颈对焊法兰,采用全熔化、全焊透焊缝。不应使用不同种金属的焊合件。
- b) 焊接到合金钢壳体上的辅助管路应采用与壳体材料有同样规定性能的材料,或者应采用低碳的奥氏体不锈钢。与壳体材料相匹配并符合预定使用条件的其他材料,经买方可采用。
- c) 如果需要,焊后热处理应在所有焊接(包括管路焊接)已经完成后进行。
- d) 如有规定,推荐的接口设计方案在焊合前应提交买方批准。设计方案图纸应表明焊接设计、尺寸、材料、以及焊前和焊后热处理要求。
- e) 吸入管口和排出管口焊缝,在表面打磨或机加工修整后,以及再次焊后热处理之后,或者对于奥氏体不锈钢固溶化退火之后,应采用磁粉检测或液体渗透检测的方法检查。如果应进行下列的附加检测,买方应给出规定:
 - 1) 辅助接口焊缝的磁粉检测或液体渗透检测;
 - 2) 任何壳体焊缝的超声波检测或射线检测。

6.12.4 低温使用

6.12.4.1 买方应规定泵在使用中能够承受的最低设计金属温度。该温度应被用于确定冲击试验的要求。通常情况下,此温度是最低环境温度或最低泵送液体温度两者的较低值。然而,买方可根据泵所输送液体的特性,如在压力降低时能自制冷,来规定一个最低设计金属温度。

6.12.4.2 为了避免脆性断裂,低温使用的结构材料应适用于本规范和其他要求中规定的最低设计金属温度。对于可能对使用、维护、运输、安装、试运转和试验期间发生的情况所采取的任何必要的特别措

施,买方和卖方应共同商定。

应用在温度低于延性-脆性转变温度的材料的适用性受所选择的焊合方法和焊接工艺影响。在国际公认的标准中,如 ASME BPVC 和 ANSI 标准,已经发布的金属材料的设计允许应力是以最小拉伸性能为依据的。一些标准没有在材料的不脱氧、半镇静、全镇静、热轧和正火方面加以区分,也没有考虑这些材料是在细晶粒还是粗晶粒环境下形成的。因此,对于低于 40 °C (100 °F) 使用条件,卖方在零件材料的选择、焊合方法和焊接工艺的选择上宜特别慎重。

- 6.12.4.3 关于冲击试验要求,买方应规定采用 EN 13445 (所有部分) 或 ASME BPVC, 第Ⅷ卷, 第 1 册。

6.12.4.4 用于确定冲击试验要求的控制厚度应是下列各项中的较大者:

- a) 最大对接焊接接面的公称厚度。
- b) 承压壳体的最大公称截面,不包括下列各项:
 - 1) 结构支撑截面,如底脚或起吊环;
 - 2) 为了减小轴的挠度增大刚性而要求增加厚度的截面;
 - 3) 机械特性要求的附加部分或内含物的结构截面,如夹套或密封腔。
- c) 法兰公称厚度的 1/4,包括轴向剖分壳体剖分面法兰厚度(公认有影响的法兰应力不是膜应力)。

6.12.4.5 如果规定采用 ASME BPVC, 第Ⅷ卷, 第 1 册(见 6.12.4.3), 下列要求应满足:

- a) 在规定的最低设计金属温度低于 -29 °C (-20 °F) 条件下使用的所有承压钢材,应对母体金属和焊缝做夏比 V 形缺口冲击试验,除非依据 ASME BPVC, 第Ⅷ卷, 第 1 册, UHA-51 要求才可免去此项试验;
- b) 在规定的最低设计金属温度在 -30 °C (-20 °F) 与 40 °C (100 °F) 之间使用的碳钢和低合金钢承压零件,应要求按下列规定进行冲击试验:
 - 对于控制厚度为 25 mm (1 in) 或更小的零件不要求做冲击试验;
 - 对于控制厚度大于 25 mm (1 in) 的零件是否免除冲击试验,应按 ASME BPVC, 第Ⅷ卷, 第 1 册, UCS-66 来确定。不做冲击试验的最低设计金属温度可按图 UCS-66.1 所示降低。如果材料不允许免除冲击试验,夏比 V 形缺口冲击试验的结果应达到 ASME BPVC, 第Ⅷ卷, 第 1 册, UG-84 最小冲击能量的要求。

6.13 铭牌和转向牌

6.13.1 铭牌应牢固地固定在设备上和任何其他辅助设备的主要部件上的醒目位置。

6.13.2 铭牌上应刻印有下列内容,单位与数据表一致:

- a) 买方的设备号;
- b) 卖方(泵)的规格和型号;
- c) 泵的出厂编号;
- d) 额定流量;
- e) 额定扬程;
- f) 壳体静水压试验压力;
- g) 转速;
- h) 轴承制造商的轴承识别代号(如果适用);
- i) 最大允许工作压力(MAWP);
- j) MAWP 时的温度。

- 6.13.3 泵的出厂编号除了印在铭牌上,还应清晰并永久地标记在泵壳体上。
- 6.13.4 转向箭头应铸出或固定在旋转设备每个主要部件的醒目位置。
- 6.13.5 铭牌和转向牌(如果有的话)应是奥氏体不锈钢或镍-铜合金[等同于蒙乃尔镍-铜合金]。固定钉应采用与铭牌或转向牌同样的材料。不允许焊接固定。

7 辅助设备

7.1 驱动器

- 7.1.1 驱动器容量应满足最大规定工作条件,包括轴承、机械密封、齿轮箱和联轴器的功率损失,并且如果适用,应与询价书的技术条件、数据表和订单中适用的技术条件相一致。驱动器应能够在规定的公共工程和规定的现场条件下令人满意地运行。
- 7.1.2 驱动器容量应适用于规定的流程变化,如压力变化、温度变化或输送液体特性的变化,以及规定的特殊的工厂启动条件。
- 7.1.3 除非另有规定,对于质量大于 225 kg(500 lb)的驱动装置部件,该设备的地脚应配备垂直顶丝。
- 7.1.4 电动机应具有铭牌上的额定功率,不包括安全系数(如果有的话),至少等于表 12 给出的泵额定条件下功率的百分数。但是,泵额定条件下的功率不应超过电动机铭牌上的额定功率。所提供的最小的可接受的电动机额定功率为 4 kW(5 hp)。如果这种做法会明显导致电动机容量不必要的过大,替代方案的报价书应提交买方批准。

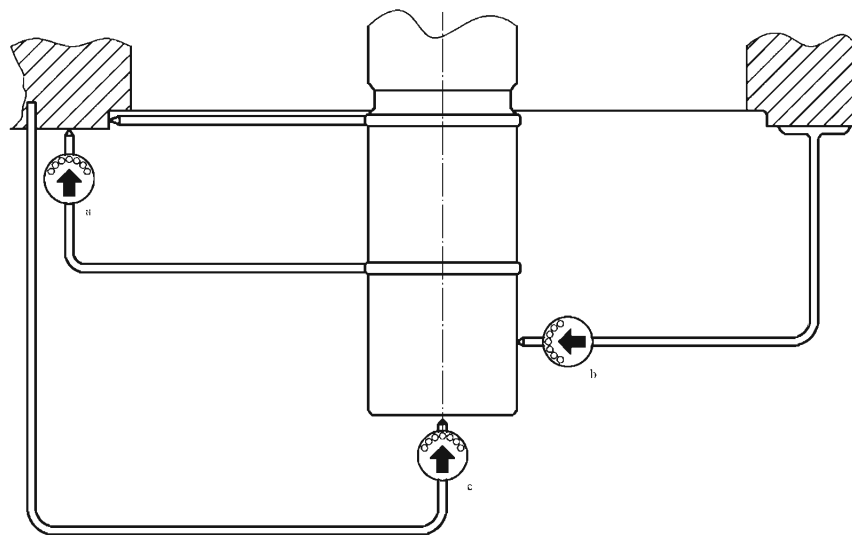
表 12 电动机的额定功率

电动机铭牌上的额定功率		泵额定功率的百分比
kW	hp	%
<22	<30	125
22~55	30~75	115
>55	>75	110

- 7.1.5 买方应规定电动机的型式、特性和辅助设备,包括下列各项:
- a) 电特性;
 - b) 启动条件(包括预计的启动时的电压降);
 - c) 外壳型式;
 - d) 声压级;
 - e) 区域分类,依据 IEC 60079 或 API RP 500;
 - f) 绝缘型式;
 - g) 要求的安全系数;
 - h) 环境温度和海拔高度;
 - i) 输电损耗;
 - j) 温度探测器、振动传感器和加热器,如有要求;
 - k) 振动验收标准;
 - l) GB/T 755, IEC 60034-2-1, ANSI/API Std 541; API Std 547 或 IEEE 841 标准的适用性。

- 7.1.6 除非另有规定,在 80%电压下关闭排出阀时,电动机应有能力使泵加速到额定转速。
- 有些泵备有旁通阀,在此情况下,宜采用可替代的启动条件。

7.1.7 除非另有规定,立式泵电动机应是实心轴。如果泵推力轴承设在电动机内,电动机应达到图 36 所示的轴和基座的形位公差要求。



装配好的驱动机在立式位置时应进行所有测量。

^a 轴对驱动机配合表面的垂直度和表面的平面度。25 μm (0.001 in) TIR。

^b 转子自由转动时,轴最大的径向跳动。25 μm (0.001 in) TIR。

^c 最大轴向浮动。125 μm (0.005 in) TIR。

图 36 立式泵驱动机——驱动机轴和基底所要求的形位公差

7.1.8 在驱动系统中,承受由泵传递过来的径向和轴向载荷的轴承应达到下列要求:

- a) 按 GB/T 6391—2010 的要求,泵在额定条件下连续工作时,滚动轴承的基本额定寿命应至少等于 25 000 h。
- b) 当承受由于泵内部间隙增为设计值的两倍而引起的最大载荷(径向、或轴向、或二者兼有)时,以及当泵在最小连续稳定流量和额定流量之间的任何点工作时,滚动轴承的基本额定寿命应至少等于 16 000 h。装有球面滚子轴承或圆锥滚子轴承的 750 kW (1 000 hp) 或更大的立式电动机,在最恶劣的条件下为了避免正常工作时发生滑移,寿命可少于 16 000 h。在这种情况下,卖方应在报价书中规定较短的设计寿命。
- c) 对于立式电动机和直角齿轮传动,推力轴承应设在非驱动端,并且轴向浮动值应限制在 125 μm (0.005 in) 以内。
- d) 单列深沟球轴承应具有符合 ISO 5753 组别 3 [大于“N”(普通级)内部游隙]要求的径向内部游隙。单列或双列轴承不应有止动槽。
- e) 推力轴承应设计成能承受泵在启动、停机或在任何流量点工作时可能产生的最大推力。
- f) 在 6.7.4 中规定的泵内部间隙的两倍时,流体动压推力轴承寿命应这样选择,不得超过轴承制造商额定寿命的 50%。

7.1.9 除非另有规定,汽轮机应符合 ANSI/API Std 611。在标准的蒸汽条件下,汽轮机的容量大小应能连续输出 110% 的泵额定功率。

7.1.10 除非另有规定,齿轮箱应符合 API Std 677。

7.2 联轴器及护罩

7.2.1 除非另有规定,驱动机和从动设备之间的联轴器及护罩应由具有机组责任的卖方提供并安装。

7.2.2 除非另有规定,应提供按 AGMA 9000 Class 9 制造的所有金属挠性元件、带中间节的联轴器。此外,联轴器应符合下列条件:

- a) 挠性元件应采用耐腐蚀材料。
- b) 联轴器应设计成:当挠性元件断裂时,中间节不会脱落。

注 1: 如果挠性膜片断裂,承载的中间节仅用螺栓头或挠性元件紧固件不能提供足够的支撑,因为故障发生时这些零件受制于磨损。

- c) 联轴器轮毂应是钢制的。
- d) 对于除 OH 型以外的所有泵,泵和驱动机轴端之间的距离(轴端之间的距离或 DBSE)应大于集装密封的长度,至少为 125 mm(5 in),并在不移动驱动机、驱动机端半联轴器、泵端半联轴器或吸入和排出管路的情况下,应允许移出联轴器、轴承箱、轴承、密封和转子。对于 BB 型和 VS 型泵,DBSE 这个尺寸应总是大于表 7 中列出的最小总距离 l ,并且应包含在泵数据表(附录 C)中。

注 2: DBSE 通常相当于公称的联轴器中间节长度。

- e) 在不需要以任何方式拆卸中间节或拆卸联轴器的情况下,应对找正设备的固定采取措施。

注 3: 达到这一目的的一种方法是在联轴器与轴承箱之间提供至少 25 mm(1 in)的裸轴,用于固定找正支架。

- f) 联轴器在超出 3 800 r/min 转速工作时,零部件的平衡检查和装配平衡检查应满足 ISO 10441 或 ANSI/API Std 671/ISO 10441 的要求。

● 7.2.3 如有规定,联轴器应按 GB/T 9239.1, G6.3 级做平衡。

● 7.2.4 如有规定,联轴器应达到 GB/T 35147、ISO 10441 或 ANSI/API Std 671/ISO 10441 的要求。

7.2.5 轴、键槽尺寸的资料(如果有的话),以及由于轴端间隙和热效应引起的轴端位移的资料,应提供给供应联轴器的卖方。

7.2.6 弹性联轴器应用键固定在轴上。键、键槽及其配合应符合 AGMA 9002 中的商业级。轴的联轴器键槽应加工成可容纳矩形断面键。不应提供雪橇型键和键槽。键应以减少不平衡的方式制造和装配。

7.2.7 联轴器和联轴器与轴的连接件至少按最大驱动机功率来确定,包括驱动机的安全系数。

7.2.8 对于大于 60 mm(2.5 in)的轴径,如果有必要拆下联轴器轮毂来维修机械密封,则轮毂与轴应采用锥形配合来安装。对于键联接的联轴器配合锥度应为 1:16[60 mm/m(0.75 in/ft)直径方向]。其他安装方法和锥度应由买方和卖方共同商定。圆柱形内孔的联轴器轮毂与轴可采用滑动配合,并装配有固定在键上的定位螺钉。

宜采用适当的装配和维护措施来保证锥配合的联轴器是过盈配合。圆柱形内孔的滑动配合允许在现场不用加热就能对联轴器的轴向位置进行调整。

7.2.9 设计成过盈配合到轴上的联轴器轮毂应有至少 10 mm(0.38 in)直径的拆卸器螺孔,以便于拆卸。

● 7.2.10 如有规定,联轴器应采用液压装配。

● 7.2.11 如有规定,联轴器应配有适当的夹紧装置。可接受的夹紧装置可包括锥形衬套、摩擦锁紧装置和收缩盘。对轮毂孔进行最终加工负有责任的卖方应选择一个合适等级/规格的装置,以匹配联轴器及其应用场合的需要。

选择这些装置时宜注意,因为一些装置不是固有自动定心的,而且可能有偏心距和不平衡量引入到联轴器的组件内。当确定联轴器潜在的不平衡量时,应评估并考虑到这种影响。

7.2.12 如果不要求卖方安装驱动器,则卖方应将完全机械加工好的半联轴器,连同用于将半联轴器装到驱动器轴上所必需的安装说明书一起交付给驱动器制造商或任何其他指定的地点。

7.2.13 每个联轴器应具有一个不移联轴器元件就可移开的联轴器护罩。每个联轴器护罩都应符合下列要求:

- a) 联轴器护罩应罩住联轴器和轴,以防止在设备机组工作期间人员接触到转动部件;允许接近的空间应符合规定的标准,如 GB/T 8196、EN 953 或 ANSI/AMT B15.1;
- b) 联轴器护罩应具有足够的刚度(刚性),以使在承受 900 N(200 lbf)来自任何方向的静力学点载荷时,联轴器护罩不接触转动部件;
- c) 联轴器护罩应使用薄钢板(实心或有孔)、钢板或网眼钢板焊合而成,所有孔应符合 GB/T 8196、EN 953 或 ANSI/AMT B15.1 的要求,但在任何情况厚度不应超过 10 mm(0.375 in)、不应使用金属纺织网做护罩;
- d) 如果适用,联轴器护罩应采用钢、黄铜、铝或非金属(聚合物)材料构成。

● 7.2.14 如有规定,联轴器护罩应采用一种商定的防火花材料制造(参见 6.10.2.6 注)。

● 7.2.15 如果规定联轴器罩在潜在易爆气体环境下工作,应根据 EN 13463-1 进行“引燃危险评估”(风险分析),并提供相应的报告。

7.3 底座

● 7.3.1 应为卧式泵提供一体化的排液凸缘或排液凹槽式底座。买方应规定凸缘或凹槽的形式如下:

- a) 环绕整个底座的排液凸缘;
- b) 环绕整个底座的排液凹槽;
- c) 覆盖整个底座宽度的局部排液凹槽。

底座的凸缘或凹槽应至少以 1:120 的斜度向泵端倾斜,至少为 DN 50(NPS 2)的排液螺孔应位于能将集液排尽的位置。

7.3.2 底座应延伸到泵和驱动装置部件之下,使得任何泄漏都收集在底座范围内。为了尽可能减少部件的偶然损坏,所有公称管接合面和公称管法兰面,包括泵的吸入和排出法兰,都应处在排液凸缘或排液凹槽的收集范围之内。所提供设备的所有其他突出部分应落在底座最大周边范围内。在买方批准的情况下,超过尺寸的接线盒可伸到底座周边之外。

7.3.3 如果驱动机和泵的尺寸允许,底座应采用附录 K 给出的标准化尺寸,并且应设计得便于灌浆。这些底座应称为“标准底座,编号从 0.5 号到 12 号”。

7.3.4 泵轴中心线高出底座的高度应尽量小。在壳体排液接口和底座间应提供足够的空间,以便安装与接口一样尺寸的排液管路,不采用内外螺纹(外螺纹-内螺纹)弯头。

● 7.3.5 应为泵和所有驱动装置部件,例如电动机和齿轮箱,提供安装垫板。安装垫板宽度应大于安装设备的底脚,包括驱动装置部件下的调整垫片的宽度,以便找平底座而不需移动设备。安装垫板应是完全机械加工的平面并且平行。相对应的表面应处于同一平面内,与安装垫板之间的距离为 150 $\mu\text{m}/\text{m}$ (0.002 in/ft)。

如有规定,在设备安装之前,这种要求应在泵卖方的工厂内演示证明,并且底座只用螺栓孔上的螺栓支承到基础上。这种演示证明只有在完成铣床加工且夹具松开后才可进行。

安装的底座平面度可能会受到超出卖方规定范围的运输、装卸和安装方法的影响。宜遵守 API RP 686 中的安装操作规程。

● 7.3.6 驱动装置部件的所有垫板应进行机械加工,以便在每个组件下面安装厚度至少为 3 mm (0.12 in)的调整垫片。如果由卖方安装组件,应提供一组厚度至少为 3 mm(0.12 in)的不锈钢调整垫片

(调整垫片组)。调整垫片组的总厚度不应大于 13 mm(0.5 in),也不能多于 5 片。所有的调整垫片组应跨过压紧螺栓和垂直顶丝,并且超出设备底脚的外部边缘至少 5 mm(1/4 in)。如果不由卖方安装组件,则垫板不应钻孔,也不必提供调整垫片。泵下面不应采用调整垫片。

如有规定,除了调整垫片以外,应提供厚度不小于 5 mm(0.200 in)的不锈钢隔板,两面要进行机械加工,与规定的安装地脚有相同的长度和宽度,并且安装在所有设备的地脚下面,包括泵、驱动器、以及所有增速器或减速器。

7.3.7 所有接合面,包括结构筋板上的台板,应是双面连续密封焊接以防止缝隙腐蚀。在顶部或底部的断续焊是不允许的。

7.3.8 如果底座是设计成要安装并灌浆到混凝土基础上,底座结构筋板之间的底部应是畅通的。在所有承载载荷的筋板下面应使灌浆容易达到。底座的底面应在一个平面内,以便于采用同一水平的基础。

7.3.9 泵和驱动器支撑下方,焊合底座的底面应焊接加固用的十字筋,加固筋的形状应有利于牢固地固定在灌浆中。

7.3.10 所有的底座在每个分隔部分内应至少设一个灌浆孔。灌浆孔的净面积最小为 125 cm²(19 in²)和尺寸不小于 75 mm(3 in)。这些孔的设置应允许浆体灌满底座下面的整个空腔,而不至于形成空气囊。在实地应用时,灌浆孔应便于为已经安装泵和驱动机的底座灌浆,在集液盘区域内的灌浆孔应有 13 mm(0.5 in)的凸起的唇缘。如果灌浆孔设在液体能够溅落到暴露灌浆的位置,则应配置最小厚度为 1.5 mm(0.06 in, 16 gauge)的金属盖。在底座的每个分隔部分的最高点,应设置最小直径 13 mm(0.5 in)的放气孔。

7.3.11 从俯视图上看,与灌浆接触的底座外部圆角半径至少应为 50 mm(2 in)(见图 K.1)。

7.3.12 除非另有规定,卖方应按照 GB/T 8923 中 Sa2 级或 SSPC SP 6 标准对底座所有的与灌浆接触的表面做工业喷砂处理,并使用与环氧树脂砂浆相容的底漆涂覆这些接触表面。

环氧树脂砂浆以外的灌浆可能需要做可替换的表面处理。一般情况下,这对于全粘结强度的环氧树脂砂浆是没有必要的(7.3.9)。

● 7.3.13 如有规定,底座和基础支撑部件应有足够的刚性,以便于在没有灌浆的情况下的安装。

● 7.3.14 如有规定,底座应不铺设面板,如开放的面板设计。

7.3.15 底座上应设置至少供四点起吊的吊环。起吊安装好所有设备的底座时,不应使底座以及安装在底座上的机械产生永久变形或其他损坏。

7.3.16 固定在设备上的吊环的最大许用应力应按材料规定的最小屈服强度的 1/3 来设计。

7.3.17 质量超过 225 kg(500 lb)的驱动装置部件的底座应装设横向和轴向找正定位用的顶丝,以便于做横向水平调整和纵向调整。固定这些定位螺钉的凸耳应固定在底座上,以便使这些凸耳不妨碍组件的安装与拆卸。这些螺钉至少应是 M12(1/2"-13)。为了防止变形,安装垫板的机械加工应延迟到底座上靠近安装垫板处的焊接已经完成后再进行加工。

7.3.18 在靠近每个地脚螺栓的底座的外周上应设有垂直的水平调整螺钉,以最大程度地减小安装过程中的变形,并且支承底座、泵和驱动装置部件的重量而不致产生过大的挠度。

7.3.19 卖方应提供足够强度的地脚螺栓,用以承受泵在启动和工作时管口的反作用力。

地脚螺栓属于买方的安装范围。

7.3.20 为了最大程度地减小由于管路载荷的影响导致的泵轴和电动机轴的不对中,泵及其底座应设计得有足够的结构刚度,以使在驱动轴端处泵轴的位移,或联轴器轮毂的止口配合处泵轴的位移限制在表 13 所示的数值范围内。这些数值是 7.3.21 中管口载荷试验的验收准则。试验中,灌浆不应作为获得必需的刚度的手段。

众所周知,灌浆能大大增加底座部件的刚性;通过忽略这种影响的方式,底座的刚度在卖方的工厂能够很

容易地得到验证。还应指出,热膨胀、管路制造误差和对中误差都对在现场达到实际的挠度值有影响。遵守表 5 中的管口载荷值,泵轴端和驱动机轴端的总挠度就可限制在的 250 μm(0.010 in)左右(见附录 H)。

- 7.3.21 如有规定,卖方应利用试验证明在基础的螺栓孔位置固定的泵及其底座组件是符合 7.3.20 的要求的。泵壳体应承受得住施加于任何一个管口上的力矩 M_{Yc} 和 M_{Zc} ,但不是任何一个管口同时受此力矩,这样能够测量并记录相应的轴位移。 M_{Yc} 和 M_{Zc} 不应同时施加在任何一个管口上。轴位移的测量值应是绝对值(而不是相对于底座)。为了便于记录,卖方的试验资料应包括试验装置示意图、计算的力矩载荷(M_{Yc} 和 M_{Zc})、和施加的力矩载荷及其在泵轴驱动端造成的相应的位移。

表 13 刚度试验验收准则

拟灌浆的底座		拟不灌浆的底座	
载荷条件	泵轴位移/μm (in)	泵轴位移/μm (in)	方向
M_{Yc}	175(0.007)	125(0.005)	+Z
M_{Zc}	75(0.003)	50(0.002)	-Y
M_{Yc} 和 M_{Zc} 等于表 5 中吸入管口和排出管口允许的力矩之和。 $M_{Yc} = (M_Y)_{吸入} + (M_Y)_{排出}$ $M_{Zc} = (M_Z)_{吸入} + (M_Z)_{排出}$			

7.4 仪器仪表

- 7.4.1 仪表

如果提供的话,温度指示器和压力表应符合 ISO 10438(所有部分)的要求。

注:就此条款而言,API Std 614 等同于 ISO 10438(所有部分)。

7.4.2 振动、位置和温度探测器

- 7.4.2.1 如有规定,加速度计应按 ANSI/API Std 670 的规定来提供、安装和调试。
- 7.4.2.2 如果设备规定采用了流体动压轴承,应采取以下准备措施,在每个轴承箱上安装两个径向振动探头,在每台泵的推力端安装两个轴向位置探头,在每台泵上安装一个回转计数探头。买方应说明是否需要提供探测器。探测器及其安装和校准应按 ANSI/API Std 670 的规定来提供、安装和测试。
- 7.4.2.3 如有规定,流体动压推力轴承和径向轴承应装设金属温度探测器。如果强制润滑的流体动压推力轴承和径向轴承与温度探测器一起提供,探测器及其安装和校准应按 ANSI/API Std 670 的规定来提供、安装和测试。
- 7.4.2.4 如有规定,用电缆将振动探测器、轴向位置探测器或温度探测器连接到监视器上,应按 ANSI/API Std 670 的规定来提供和/或安装。

7.5 管路和附件

7.5.1 总则

7.5.1.1 管路应符合 ISO 10438(所有部分)的规定。

7.5.1.2 下列用途的辅助系统定义为管路系统:

- a) 辅助的流程液体;
- b) 蒸汽;

- c) 冷却水;
- d) 润滑油(见 9.2.6);

辅助系统的材料应符合附录 G 中的表 G.4 的要求。

注: 辅助接口在 6.4.3 中讨论。

7.5.1.3 管路系统应完全装配好和安装好。如果这种要求造成发货和搬运上的困难,在买方同意的情况下,使用可替换的方式也是允许的。

- 7.5.1.4 如有规定,隔离流体/缓冲流体的储液罐应设计成离开底座一定距离来安装的形式,并且应分开发货。除了不提供流体循环管子件外,储液罐应完全装配好。

7.5.1.5 卖方应提供并安装所有的管路系统,包括在底座范围内安装的附件。

- 7.5.1.6 如有规定,各种管路系统应汇流到单一的买方吸入接口或排出接口,汇流管应在底座边缘附近并在底座范围内。

注: 数据表中允许选择排气、冷却水和排液接口这些任选项。

- 7.5.1.7 6.1.30 中的连接螺栓要求适用于辅助管路与设备的连接。除非另有规定,不锈钢管路系统上的法兰紧固件,在使用润滑油工作时,不必是不锈钢的。如果买方没有规定使用不锈钢紧固件,那么这些紧固件应是低合金钢(如 ASTM A193/A193M Grade B7),并且应规定是否涂覆(例如用 PTFE 涂覆或按 ISO 10684 或 ASTM A153/A153M 的规定镀锌)或喷漆。

7.5.1.8 螺塞应符合 6.4.3.11 的要求。

7.5.2 辅助流程液体管路

7.5.2.1 辅助流程液体管路包括排气管路、排液管路、平衡管路、介质冲洗管路和外部液体注入管路。

7.5.2.2 管路组件应具有至少等于泵壳 MAWP 的压力-温度额定值,但是在任何情况下都不应低于环境温度下的 ISO 7005 PN50(ASME Class 300)法兰的压力等级(6.3.5)。

7.5.2.3 通过流程液体的管路和组件应具有不低于泵壳体的耐腐蚀/侵蚀的能力。否则,管路的所有组件应采用钢制的。

- 7.5.2.4 孔板的孔口直径不应小于 3 mm(0.12 in)。孔板孔口尺寸应刻印在孔板上。买方应规定孔口标记或标签的要求。

7.5.2.5 要求不止一个排液接口的泵应提供排液阀和排液汇流管。排液汇流管应在集液盘的范围。

能用一个排液接口排放的泵不要求有排液阀。卖方应在底座上提供空间,使买方提供的排液阀在集液盘或集液凸缘之内。

7.5.2.6 除非规定有阀门,排气和排液的螺纹接口应用螺塞堵住。铸铁的壳体应采用碳钢螺塞。

7.5.2.7 如果提供加热或冷却,每个热交换器组件应适用于所通过的流程液体和冷却水。

- 7.5.2.8 买方应规定是否需要用法兰代替承插焊接活接头。在买方同意的情况下,在密封压盖上的第一个接口处,可用承插焊接活接头来代替法兰。

注: 压盖上的接口允许采用螺纹连接(见 6.4.3.11)。如果剩下的管路布置都是法兰,重复装配和拆卸能使螺纹连接处过分拉紧,因为只有拧紧 90°才可能调整。提供不锈钢的承插焊接活接头重复装配和拆卸后容易出现泄漏。

7.5.2.9 螺纹管路连接只能用在密封压盖、仪器仪表连接和铸铁结构(附录 G 中的表 G.1 中 I-1 或 I-2 级)的泵上。

7.5.2.10 信号传送器和压力表应有隔断-排气阀。

7.5.3 冷却水管路

7.5.3.1 如果适用的话,冷却水管路的布置应符合图 F.2~图 F.7 的要求。

7.5.3.2 冷却水管路应按 6.1.20 中的条件来设计。

7.6 专用工具

7.6.1 如果需要专用工具和夹具来进行拆卸、装配或维护机组,此类专用工具或夹具应包含在报价书中,并且作为该机组首批供货的一部分给以提供。对于多台机组的安装情况,专用工具和夹具的需求量应由买方和卖方共同商定。在工厂装配及试验后拆卸该设备时,应使用这些专用工具或类似的专用工具。

7.6.2 如果提供专用工具,这些工具应包装在单独的、坚固的金属箱内,并标上“某种设备(标签/设备号)的专用工具”。每件工具应打上标志或标签来表明其预定的用途。

8 检查、试验和发货前的准备工作

8.1 总则

● 8.1.1 买方应规定其参与检查或试验项目的范围:

- a) 如果已经规定了要进行工厂检查和试验,买方和卖方应协调好制造加工中的停工待检点和检查人员的到访。
- b) 预定的试验日期至少应提前 30 d 通知买方,实际的试验日期应经过协商确定。除非另有规定,卖方应至少提前 5 个工作日通知买方见证检查(试验)或观察检查(试验)。
对于较小的泵,安装和试验的时间短,提前 5 d 通知买方,可能需要将泵从初次试验和见证试验之间的试验台上拆下;
所有的见证检查和见证试验都是停工待检点。对于观察试验,买方宜考虑到在工厂内停留的时间要比见证试验的时间更长一些。
- c) 如有规定,见证机械运转试验和性能试验应需要一份初步试验成功的书面通知。卖方和买方应商定是否保持设备的试验装置,或者是否可将设备从初步试验和见证试验之间的试验台上拆卸下来。

为了了解设备在试验期间遇到的任何困难,很多买方不想在见证试验之前做初步试验。如果是这种情况,买方宜向卖方做出明确的说明。

8.1.2 卖方应将买方的检查要求和试验要求告知分供方。

8.1.3 在买方预先通知卖方之后,买方代表应获准进入该设备正在制造加工、试验或检查的卖方的工厂或分供方的工厂。双方应商定到访人员的级别。

8.1.4 卖方应提供用于规定检查和试验的设备、材料及公共工程。

● 8.1.5 如有规定,在发货之前,买方代表、卖方代表、或双方代表应核实与检查员检查清单的符合性,例如附录 L 提供的检查员检查清单,并在此清单上草签、注明日期,并将填写齐全的检查清单提交给买方。

8.1.6 买方代表应获得卖方的质量保证大纲,以供审查之用。

8.2 检查

8.2.1 总则

● 8.2.1.1 卖方应将下列资料至少保留 20 年:

- a) 必需的或规定的材料合格证书,如工厂试验报告;
- b) 证明已经满足技术规范要求的试验数据和结果;
- c) 如有规定,所有返修的详细情况和作为零件返修程序一部分而进行的所有热处理的记录;
- d) 质量控制的试验和检查的结果;
- e) 装配完时的运转间隙;

f) 买方规定或适用的规范和规程所要求的其他资料(见 10.3.1 和 10.3.2)。

8.2.1.2 承压的零部件,在完成规定的检查和试验项目之前不得涂漆。

● 8.2.1.3 除 6.12.1.5 的要求外,买方可规定下列内容:

- a) 零件应进行表面检查和近表面检查;
- b) 要求检查的型式,如磁粉检测、液体渗透检测、射线检测和超声波检测。

8.2.1.4 在买方最终检查之前,卖方应完成所有的初步运转试验和机械检查。

8.2.2 压力壳体的材料检验

8.2.2.1 除非另有规定,压力壳体的材料应按表 14 中所列的要求进行检验。

注:尽管泵设计满足规定压力和温度的要求,并且壳体按照本标准的要求进行了静水压试验,这本身并不能保证材料在工作条件下具有合适的质量。材料加工过程的重要变化可能影响铸件质量。材料标准,如 ASTM,对材料本身提出了最低要求,但是铸件可能受缩孔面积、气体孔隙度、热撕裂、砂夹杂物、焊接修补不当等因素的影响。此外,一些材料容易产生晶界撕裂或裂纹,并且在由于温度、压力、振动和管道张力引起的使用应力下,撕裂或裂纹还能扩展。

表 14 压力壳体材料检验要求

零件类型	检验等级要求 ^a		
	I	II	III
—	最低	>80% MAWP 和 >200 °C (392 °F)	<0.5 SG 或 >200 °C (392 °F)和<0.7 SG 或 >260 °C (500 °F)非常危险条件 ^e
壳体 ^b :铸件	VI	VI加关键区的 MT 或 PT	VI加关键区的 MT 或 PT 加关键区的 RT 或 UT
壳体 ^b :锻材 ^c	VI	VI加关键区的 MT 或 PT	VI加 MT 或 PT(关键区) 加 UT(关键区)
管口焊接:壳体	VI加 100% MT 或 PT	VI加 100% MT 或 PT	VI加 100% MT 或 PT加 RT(100%)
辅助接口焊缝 ^d	VI	VI加 MT 或 PT	VI加 MT 或 PT(100%)
内部构件	VI	VI	VI
辅助流程管路:承插焊	VI	VI加 100% MT 或 PT	VI加 100% MT 或 PT
辅助流程管路:对接焊	VI加 5% RT	VI加 100% MT 或 PT 和 5% RT	VI加 100% MT 或 PT 和 10% RT
^a 缩写定义: VI —— 目视检测; RT—— 射线检测; MT —— 磁粉检测; UT—— 超声波检测。 PT —— 液体渗透检测。 ^b “壳体”包括装成泵壳的压力边界的所有零件(即:泵壳本身和其他零件,如固定在泵壳上的管口、法兰等)。“关键区”是进口管口位置、排出口管口位置和泵壳壁厚变化。制造商应提交建议接受 MT/PT/RT/UT 检验的关键区的详细说明给买方批准。 ^c “锻材”材料包括锻件、板材和管材产品。 ^d 由于复杂的几何形状和厚度的变化,用 RT 检测对接焊的辅助壳体接口是不现实的。 ^e 非常危险条件,由买方规定的。			

8.2.2.2 对于双壳体泵,外壳体的压力/温度宜用来确定外壳体的检验等级(见 8.2.2.1)。内壳体宜按 I 级(表 14)检验。

8.2.2.3 按表 14 的要求进行检验的时间节点选择如下:

- a) VI/MT/PT 应在粗加工以及最终热处理之后进行。在粗加工条件下,需要加工到临界尺寸及要求公差的地方仍保留着材料的附加余量。这种附加余量(加工余量)不得超过 1 mm (0.040 in),或者最小允许壁厚的 5%,两者中取小值。
- b) 铸件的 RT/UT 应在最终热处理之后进行。
- c) 焊缝的 RT 和锻造材料及焊缝的 UT 均应在最终热处理之后进行。锻造材料的 UT 应在能够妨碍 UT 检测的机械加工操作之前进行。

8.2.2.4 如果铸件的结构不能做射线检测,可用超声波检测来代替射线检测。

- 8.2.2.5 除非另有规定,检测方法和验收标准应符合表 15 的要求,这也是材料技术条件的要求。如果买方规定焊缝或材料要做射线、超声波、磁粉或液体渗透检测,检测方法和验收标准也应符合表 15 给出的标准。替代标准可由卖方建议,或者由买方规定。为此,可使用附录 C 中焊接和材料检查数据表。
- 8.2.2.6 如有规定,在装配之前,买方可以检查由卖方或通过卖方提供的设备及所有管路和附件的清洁度。
- 8.2.2.7 如有规定,应通过试验验证零件、焊缝及热影响区的硬度是在允许值范围内。这种试验的方法、范围、文件要求及见证应由买方和卖方共同商定。

表 15 材料检验标准

检测类型	方法	验收标准	
		用于焊合件	用于铸件
射线检测	ASME BPVC,第 V 卷,第 2 章和第 22 章	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,UW-51(100%射线)和 UW-52(局部射线)	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,附录 7
超声波检测	ASME BPVC,第 V 卷,第 5 章和第 23 章	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,附录 12	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,附录 7
液体渗透检测	ASME BPVC,第 V 卷,第 6 章和第 24 章	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,附录 8	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,附录 7
磁粉检测	ASME BPVC,第 V 卷,第 7 章和第 25 章	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,附录 6	ASME BPVC,第 Ⅷ 卷,第 1 册,附录 7
目视检测(所有表面)	ASME BPVC,第 V 卷,第 9 章	依据材料技术条件和制造商的程序文件	MSS SP-55

- 8.2.2.8 如有规定,合金材料的压力边界零件应采用公认的试验方法、仪器仪表和标准进行准确材料鉴定(PMI)。买方和卖方应共同商定要做试验的特殊零件、所采用的程序和验收标准。应只使用能提供定量结果的技术。工厂试验报告、材料成分合格证、可见的标记或标志不应用来替代 PMI 试验。

注: PMI 是不能用来区分碳钢材料等级的。

8.3 试验

8.3.1 总则

- 8.3.1.1 如有规定,在计划安排第一次运转试验之前至少 6 周,卖方应向买方提交所有运转试验和所有

规定的可自选试验(8.3.4)用的详细程序,以供买方审查和提出意见。试验程序应包括计算流量、扬程和功率所用的所有数据的实际测量不确定度,以及验收标准。

8.3.1.2 性能试验和 NPSH 试验应按 GB/T 3216 1 级,ANSI/HI 1.6(对离心泵)或 ANSI/HI 2.6(对立式泵)标准的方法和不确定度要求进行。性能允差应符合表 16 的规定。结果的评估应符合 8.3.3.3 b)。

8.3.1.3 在静水压试验过程中不应使用机械密封,但在所有运转试验或性能试验过程中应使用机械密封。

8.3.2 静水压试验

8.3.2.1 离心泵壳体静水压试验的目的是:在数据表界定的最大工作条件下,确保泵的承压部件和接合面设计和结构没有向周围环境的泄漏。

8.3.2.2 所有压力壳体部件应作为装配好的部件进行静水压试验。静水压试验至少应在 1.5 倍的最大允许工作压力(MAWP)的条件下用液体进行试验。

8.3.2.3 试验装置和/或仪器设备不应提供刚度以改善各种连接完整性。

8.3.2.4 装配好的压力壳体在静水压试验过程中所使用的垫片,不包括密封压盖,应与泵出厂时配备的垫片具有同样的设计,并且安装不应带有密封剂。

8.3.2.5 试验液体的温度应高于被试材料的无塑性转变温度。

- 8.3.2.6 如果被试零件将在这样一个温度下工作,在此温度下,材料的强度低于测试温度下该材料的强度,则静水压试验压力应乘上一个系数,把测试温度下材料的允许工作应力除以额定工作温度下该材料的允许工作应力即可获得此系数。使用的应力值应按 6.3.4 的规定来确定。对于管路,如有规定,应力值应符合 ISO 15649 或 ASME B31.3 标准。由此得到的压力应是进行静水压试验的最小压力。数据表中应列出实际静水压试验压力。

8.3.2.7 如果存在下列情况中的一种或多种时,静水压试验液体应包含有一种润湿剂以减小表面张力:

- a) 在泵输液体温度下,泵所输送液体的相对密度(比重)小于 0.7;
- b) 泵输送温度高于 260 °C(500 °F);
- c) 泵壳是从新模型或修改的模型铸出的;
- d) 已知此种材料的铸造流动性差。

8.3.2.8 用于试验奥氏体不锈钢材料的液体的氯化物含量不应超过 50 mg/kg(50 ppm)。为了防止氯化物因蒸发干燥而沉积,在试验结束时应把所有残余液体从被试零件中排除掉。

注:限制氯化物含量是为了防止应力腐蚀破裂。

8.3.2.9 静水压试验可以不安装密封压盖或独立密封腔。机械密封不应包括在泵壳的静水压试验范围内。密封压盖和独立密封腔应按 GB/T 34875—2017 规定进行试验。与壳体一体的密封腔应同做试验。

注:就本条款而言,GB/T 34875—2017 等同于 ANSI/API Std 682/ISO 21049。

8.3.2.10 奥氏体或双相不锈钢压力壳体部件可在粗加工条件下进行静水压试验,见 8.2.2.3。

静水压试验之后再做机械加工的任何部位,都应在静水压试验报告中做出标记。

注:由于最终的液体淬火引起的残余应力和此类材料固有的相对较低的比例极限,在静水压试验过程中,在一些至关重要的尺寸上可能产生少量的永久变形。在静水压试验过程中的这些至关重要的部位允许保留少量加工余量来避免在水压试验后需要通过焊接来增加厚度,去恢复公差要求很严的尺寸。

8.3.2.11 试验应保持足够长的一段时间,以便在压力状态下对零件进行全面检查。如果在 30 min 内通过承压零件和接合面,既没有发生泄漏也没有渗漏,则静水压试验应被认为是合格的。大型和重型承压零件可要求一个由买方和卖方共同商定的更长试验时间。通过内部隔板的渗漏是允许的,这种隔板是试验分段壳体所需要的,用来使所试验的泵保持压力。

8.3.2.12 双壳体泵、卧式多级泵、一体齿轮传动式泵(如 6.3.6 中所述),以及其他经买方同意特殊设计的泵可分段地进行试验。通过内部隔板的渗漏是允许的,这种隔板是试验分段壳体所需要的,用来使所试验的泵保持压力。

8.3.2.13 焊接的管路系统应进行静水压试验。如有规定,试验及应力等级应符合 ISO 15649 或 ANSI/ASME B31.3。

注:用管子件或螺纹接口组装的管路系统,组装后没有必要做静水压试验。

8.3.2.14 除非另有规定,径向接合面(垫片平均直径)的直径小于或等于 610 mm(24 in)的单级悬臂式泵壳体部件可作为部件或分部件做静水压试验,这些部件或分部件的接合面的设计完整性已经由特定尺寸和压力等级的泵的试验证明是合格的。

8.3.2.15 冷却水通道和组件,包括轴承冷却水夹套、密封腔、油冷却器和密封冷却器,应至少以 1 000 kPa(10 bar;150 psi)的表压进行试验。

8.3.2.16 蒸汽、冷却水和润滑油管路,如果是通过焊接焊合的,应以 1.5 倍的最大工作表压或 1 050 kPa(10.5 bar;150 psi)的压力进行试验,两者中取较大者。

8.3.3 性能试验

8.3.3.1 除非另有规定,每台泵都应做性能试验。

● 8.3.3.2 当泵在试验台上运转时和在进行性能试验之前应满足下列的 a)至 i)的要求:

- a) 泵在做性能试验时应使用合同规定的密封和轴承。
- b) 如果经买方批准,为了防止损坏合同规定的密封或者合同规定的密封与试验液体不相匹配,则在性能试验过程中可使用代用密封。见 GB/T 34875—2017,10.3.5。
- c) 泵在进行性能试验的任何阶段,单个密封(或多密封)不应有超出 GB/T 34875—2017 中 A.1.3 规定的泄漏量或买方与卖方共同商定的泄漏量。在泵进行性能试验期间,出现任何不允许的泄漏都需要拆卸和维修密封。如果拆开或者卸下密封,则应按 8.3.3.7 d)中定义的准则,把密封安装在泵上重新进行一次空气试验。

当泵在试验台上并用水作为试验液体时,适用于以水进行试验的湿式密封应没有可见的泄漏。宜根据 GB/T 34875—2017 中 A.1.3 的规定来审核,以证实无可见泄漏准则适合于正在进行试验的密封。尤其是带有高压隔离流体[大于 4 000 kPa(40 bar;600 psi)]的承压双端面密封宜进行审核。

注:就本条款而言,GB/T 34875—2017 等同于 ANSI/API Std 682/ISO 21049。

- d) 如有规定,试验过程中密封有泄漏,应要求泵和密封组装好后再运转,以证明密封性能符合要求。
- e) 所有的润滑油压力、黏度和温度应在卖方使用说明书中对规定的被试机组推荐的运转值范围内。
- f) 规定正常需用纯油雾系统润滑的轴承,在进行性能试验之前,应采用一种合适的烃类油来进行预润滑。
- g) 所有接合面和接口应检查其密封性能,应消除任何泄漏。
- h) 应检查试验过程中使用的所有报警、保护和控制装置,并应根据要求做好调整。
- i) 除非另有商定,应使用温度低于 55 ℃(130 ℉)的水进行性能试验。

● 8.3.3.3 除非另有规定,性能试验应按下列 a)至 e)的规定进行:

- a) 卖方应测取至少 5 个点的试验数据,数据包括扬程、流量、功率和振动。正常情况下这些点应是:
 - 1) 关死点(不需要振动数据);
 - 2) 最小连续稳定流量点(允许工作区起点);

- 3) 额定流量点的 95%与 99%之间的点;
- 4) 额定流量点与额定流量点的 105%之间的点;
- 5) 近似的最佳效率流量点(如果额定流量点不在最佳效率流量点的 5%之内);
- 6) 允许工作区终点。
- b) 对扬程和功率的试验数据,应使用最小二乘法,将试验数据拟合成一条曲线或适当的多项式(通常是 3 阶或 4 阶)。额定点/保证点流量应插入到作为结果的多项式中,计算出扬程值和功率值。这些值应根据转速、黏度和密度(比重)给予修正。扬程和功率的修正值应在表 16 允许的允差范围内。
对于高能泵(见 6.1.15)、一体齿轮传动式泵和多级泵,在关死点进行试验是不可行的。
- c) 除非另有商定,试验转速应在泵试验数据表(参见附录 C 中示例)中所列额定转速的 3%以内。试验结果应修正到额定转速。
- d) 卖方应保留一套所有最终试验完整的、详尽的记录,并准备好必需份数的、经确认无误的复印件。资料应包括试验曲线和一份试验的性能数据与保证点比较的一览表(见 10.2.4,10.3.2.2 和参见附录 M 中的示例)。
- e) 如有规定,除了按 10.3.2.2 的规定正式提交最终资料外,在完成性能试验的 24 h 之内,应把曲线和试验数据(根据转速、比重和黏度修正的)提交买方,以供买方进行发货前的技术审查和验收。

表 16 性能允差

条件	额定点/%	关死点/%
额定扬程: 0 m~75 m(0 ft~250 ft) >75 m~300 m(>250 ft~1 000 ft) >300 m(1 000 ft)	±3 ±3 ±3	±10 ^a ±8 ^a ±5 ^a
额定功率	4 ^b	—
效率	^c	
额定 NPSH	0	—
^a 如果规定扬程曲线是上升型(见 6.1.11),只有当试验曲线仍然呈上升特性时,才允许使用此表中规定的负允差。 ^b 对于修正到额定条件[见 8.3.3.3 b)]下的流量、转速、密度(比重)和黏度的试验结果,由于各种原因,功率不得超过额定值的 104%(累积公差是不允许的)。 ^c 试验规范规定的试验效率不确定度是±2.5%;因此,效率没有列入在泵的额定性能允差中。在这些应用中,效率是买方最重要的指标,明确的数值和相应的允差宜在订货时商定(见 8.3.3.4)。		

● 8.3.3.4 对于大功率泵(>1 MW),表 16 以外的性能允差可被适当使用。如有规定,泵在额定流量点的效率应限定到买方给出允差,并且包含在泵的额定性能范围内。如果对额定效率规定了允差,应在靠近实际额定流量点处取附加试验点。额定效率和允差应符合所采用的试验规范,特别需要注意的是由试验规范所确定的效率不确定度。

买方宜预料到,在泵的额定性能中提高效率的规定允差通常要影响到泵的成本和交货日期。

● 8.3.3.5 在性能试验过程中,应满足 a)至 d)的要求:

- a) 在试验过程中,应按 6.9.3.2 的规定记录除关死点以外的每个试验点的振动值。振动值不应超出 6.9.3.6 中的给定值。

- b) 对于油环和溅油润滑系统,在试验的开始和结束时,应记录油温度。对于强制润滑系统,在试验的开始和结束时,应记录轴承金属温度。在试验报告中应注明试验的持续时间。
- c) 泵应在 6.10.2.4 定义的轴承温度限值内运行,不应显示出不良的运转迹象,例如由于汽蚀引起的噪声。
- d) 当泵在额定转速运行时,泵的性能允差应在表 16 给出的范围内[见 8.3.3.3 b)]。

- 8.3.3.6 如有规定,性能试验应在控制 NPSHA 不大于数据表中规定的 NPSHA 的 110% 的试验台上进行。

注:这样试验的目的是评估泵入口在规定的 NPSHA 条件下泵的性能。

- 8.3.3.7 完成性能试验之后,应达到下列 a)到 d)的要求:

- a) 如果在性能试验后有必要拆卸泵,目的是为了车削叶轮以达到扬程允差,则不需要重新再试,除非叶轮直径车削量超过原来直径的 5%。工厂试验时的叶轮直径,以及最终的叶轮直径,都应记录在工厂试验曲线证明单上,并给出叶轮直径切割后的运转特性曲线。
- b) 如有规定,在多级泵试验之后,解体进行任何的扬程调整(包括 5% 以下的叶轮直径变化)都应重新试验。
- c) 如果由于其他修正项目,如水力性能、NPSH 或机械运转,而有必要拆卸泵,最初的试验不能用于验收,有必要在完成这些修正项目之后,进行最终的性能试验。
- d) 如果在性能试验之后有必要移动机械密封部件,或者如果要用工作密封面来代替试验密封面,则最终的密封部件应按下列规定进行空气试验:
 - 1) 对每个密封部分独立地用清洁的空气加压到 172 kPa(1.72 bar;25 psi)的试验表压;
 - 2) 把试验装置与压力源隔离开,并且保持压力至少 5 min,或者每 30 L(1 ft³)试验容积保持压力 5 min,两者中取大者;
 - 3) 试验过程中允许的最大压力降应是 14 kPa(0.14 bar;2 psi)。

- 8.3.3.8 除非另有规定,最终性能试验后不应拆卸泵。泵包括密封腔应排放到一定程度,灌满置换水的抑制剂,测试 4 h 再排放。

8.3.4 可自选的试验

8.3.4.1 总则

- 如有规定,应进行 8.3.4.2~8.3.4.7 中所述的工厂试验。在进行试验前,买方和卖方应共同商定试验细节和要求的数据(如振动和温度数据)。

8.3.4.2 机械运转试验

- 8.3.4.2.1 如有规定,泵应在试验台上以额定流量运转,直至达到油温稳定(6.10.2.4)。
- 8.3.4.2.2 如有规定,泵应在额定流量下进行机械运转 4 h。

8.3.4.3 必需 NPSH 试验

- 8.3.4.3.1 如有规定,应对除关死点以外在 8.3.3.3 a)中指定的每个试验点确定 NPSH₃。
- 8.3.4.3.2 应把扬程(两级或多级泵的第 1 级扬程)下降 3% 看作是性能断裂的标志,这就是术语 NPSH₃。如果可能的话,两级或多级泵的第 1 级扬程应在第 1 级排出部分用单独的接口来测量。如果做不到这样,宜考虑只试验第 1 级。经买方认可,第 1 级扬程可用总扬程除以级数来确定。
- 8.3.4.3.3 必需 NPSH 试验是确定在扬程下降 3% 时实际需要的 NPSH。除非另有规定或商定,曲线应是在恒定的流量点,通过降低 NPSHA 到某一点的方式形成,该点扬程曲线从有足够 NPSHA

(8.3.4.3.2)时形成的曲线断裂下降至少3%。必需NPSH试验应以至少与性能试验一样的NPSHA和以至少两倍报价书曲线上标明的NPSH₃开始。前两个试验点相差不应大于扬程测量的不确定度。如果在相同流量的第二个试验点显示出扬程减小,就应增加NPSHA到一个足以建立两个等扬程连续点的数值。前两个点的NPSHA至少相差1 m(3 ft)。如有规定,这些NPSH₃曲线应按美国水力学会标准(ANSI/HI 1.6)或GB/T 3216绘制并提交。扬程下降超过20%(对于多级泵是第1级扬程的20%)不应继续试验。

注:如果按8.3.3.6规定,扬程可能已经受到NPSHA不足的影响,那么用一个较高的NPSHA开始试验是可取的。

8.3.4.3.4 额定点的NPSH₃不应超过限值(见表16)。为修正NPSH₃性能所进行的拆卸需要重新试验(见8.3.3.7和8.3.3.8)。

8.3.4.4 整台机组试验

- 8.3.4.4.1 如有规定,泵和驱动机组,包括组成机组的所有辅助设备应一起进行试验。如有规定,应进行扭转振动测量来验证卖方的分析。应做整台机组试验以代替独立设备的单独试验,或按买方规定对独立设备做单独试验后,再做机组试验。

8.3.4.4.2 机组各部件可接受的振动验收限值应按照各自的验收标准和技术条件执行,往复式发动机除外(这种情况下,限值应由买方、泵卖方和发动机的供货方共同商定)。

8.3.4.5 声级试验

- 如有规定,声级试验应按买方和卖方的商定进行。

注:ISO 3740、ISO 3744和GB/T 3768可作为协商的导则。

8.3.4.6 辅助设备试验

- 如有规定,辅助设备,如油系统、齿轮箱和控制系统应在卖方工厂进行试验。辅助设备的试验细节应由买方和卖方共同商定。

8.3.4.7 轴承箱共振试验

- 如果规定做共振试验,在泵未接管的情况下,应采用敲击或其他合适的方法来激振轴承箱,并应由响应来确定固有频率。在固有频率和下列激振频率之间应存在一个安全的间隔范围:

- a) 转速的倍数,转速单位为转每分(r/min):1.0;2.0;3.0;
- b) 叶片通过频率的倍数:1.0;2.0。

试验的验收标准应由买方和卖方共同商定。

8.4 发货前的准备

- 8.4.1 除非另有规定,设备应按国内运输做准备。国内运输准备应使该设备适合户外存放至少6个月的时间,做到在运转前,除了可能要检查轴承和密封外,无需进行拆卸检查。长期存放或国外运输要严格,如有规定,应由卖方提供后续的商定的程序。

8.4.2 在所有的试验和检查都已完成,并且该设备的买方已经准运后,该设备应做好发货准备。准备工作应包括8.4.2.1~8.4.2.9规定的内容。

8.4.2.1 如果必要的话,转子应被锁定。锁定的转子应使用不锈钢丝系住的耐腐蚀标牌标明。

8.4.2.2 轴承箱内表面和碳钢的润滑油系统部件内表面应涂一种与润滑油相匹配的油溶性防锈剂。

8.4.2.3 轴承部件应完全保护以防止潮气和脏物的进入。如果将袋装气相缓蚀剂晶粒放置在大空腔内吸收潮气,则应系在容易接近的部位以便于取出。如果适用,袋装吸湿剂晶粒应装入系在法兰盘上的钢

丝笼内,其位置应用不锈钢丝系住的耐腐蚀标牌标明。

8.4.2.4 除了机械加工的表面外,所有外表面至少应涂上一层制造商的标准漆。此种漆不应含铅或铬酸盐。不锈钢零件不需要涂漆。底座的下侧应按 7.3.12 中的规定做好灌浆准备。

8.4.2.5 除了防腐材料之外,外部机械加工表面应涂上一层防锈漆。

8.4.2.6 法兰连接的孔口应装上至少 5 mm(0.19 in)厚的金属堵板,带有橡胶垫和至少 4 个全直径螺栓。对于使用螺柱连接的孔口,应安装所有用于预期工况的螺母来紧固金属堵板。

8.4.2.7 螺纹孔口应按 6.4.3.11 的规定装上钢制螺帽或螺塞。

8.4.2.8 已经为焊接开好坡口的孔口应装上堵板,要设计成防止外来杂质进入,和防止损伤坡口的形式。

8.4.2.9 裸露的轴和联轴器应使用防水材料、塑性蜡布或者带有腐蚀抑制剂的纸包上。接缝处应使用防油胶带密封住。

8.4.3 为所购设备提供的辅助管路接口应打上硬印或做上永久性标记,以便与卖方的连接表或总布置图相吻合。应标出辅助管路的用途和接口的名称符号。所有泵接口的符号,包括用螺塞堵上的接口符号,均应符合附录 F 的规定。

8.4.4 应明确标明起吊点和吊环的位置。

8.4.5 应给设备标明设备号和出厂编号。单独发运的材料应牢固地钉上耐蚀金属的标签,标签上包括其指定用于的设备设备号和出厂编号。装箱的设备应附带两份装箱单,一份放在包装箱内,一份贴在包装箱的外侧。

8.4.6 一份制造商的标准安装手册应随设备一起装箱和发运。

8.4.7 卖方应向买方提供与 API RP 686 相兼容的说明,以使该设备运到工作现场后和在启动之前的存放准备的保管工作达到完善化。

8.4.8 卧式泵和所有供应的驱动机和辅助设备应在其底座上完全装配好再发运,后面提到的零件除外。带有螺栓的联轴器中间节和其他零件,如小流量孔板,它不属于组装好的泵机组零件,应单独包装、打标签,并牢固地固定在底座上。

8.4.9 对质量超过 200 kg(450 lb)的立式泵驱动机和卧式驱动机,在工厂安装和找正后可拆开,单独发货,但要与泵一起。带有吸入筒体的立式泵应拆开筒体发货。

8.4.10 如果有必要单独发运其他主要部件,之前需要买方批准。

8.4.11 金属过滤器元件和滤网应清洗干净,并在发运前重新安装。非金属过滤器元件应在未使用的状态下安装发运。

8.4.12 合适的防锈剂应是油溶性的,并与所有的泵所输送液体相匹配。

9 特定泵型

9.1 单级悬臂式泵

9.1.1 卧式泵(OH2 型)

9.1.1.1 泵后部的轴承箱支撑是不允许的。

9.1.1.2 泵轴端和驱动机轴端之间的距离(轴端距离,或 DBSE)应允许拆卸联轴器中间节和后拉式部件而不移动驱动机、联轴器轮毂或壳体。

● 9.1.1.3 如有规定,泵的柔性指标应由卖方按 I.1 和数据表上的规定来计算。

悬臂式泵转子的设计和运行要求在本标准的几个章节中有详细说明。I.1 中列出了这些要求,并建立了计算轴柔性指标的标准化的方法,它可用来评估那些后续产品的参数,并建立了一个用于轴柔性比

较的基准。

9.1.2 立式管道式泵(OH3 型)

9.1.2.1 在泵壳的底部应提供一个平的接触面,使泵在独立地放在垫板上或基础上时能保持稳定。机组的重心高度与接触面宽度之比不应超过 3 : 1。这种稳定性应通过壳体设计或利用一个永久性的外部台架来达到。

9.1.2.2 泵应设计成由吸入管和排出管成浮动固定的型式,或者设计成用螺栓连接到垫板或基础上的型式。

如果买方选择用螺栓固定机组,泵法兰上的载荷可能会增加。这一问题宜在管路设计中处理。

9.1.2.3 应提供至少 DN 15(NPS ½)的螺纹排液接口,以使液体不会积聚在泵盖上或驱动机支架上。

9.1.2.4 泵和密封腔应利用设在密封腔或密封冲洗管路上的高位接口连续排气。需要手动排气的系统有必要经买方批准。

如果不允许向大气中排气,排气管宜连接到密封腔上方一定高度的流程管路上。

9.1.2.5 泵轴端和驱动机轴端之间的距离(轴端距离,或 DBSE)应允许拆卸联轴器中间节和后拉式部件而不移动驱动机、联轴器轮毂或壳体。

- 9.1.2.6 如有规定,应提供这样一种装置,使得可直接从安装驱动机的电动机支架外面用索吊或吊出的方式拆卸后拉式部件。

9.1.2.7 在买方同意的情况下,轴承箱可采用润滑脂润滑(6.11.4)。在环境温度 43 °C(110 °F)下工作时,稳定的轴承箱温度不应超过 82 °C(180 °F)。推荐的润滑脂应适合于在这些温度下工作。

9.1.2.8 在发运前,驱动机应在卖方工厂安装找正。

9.1.3 一体齿轮传动式泵(OH6 型)

9.1.3.1 叶轮应采用键或者花键固定在齿轮箱的输出轴上。

9.1.3.2 一体齿轮传动式泵为了允许转子和密封部件的拆卸可要求先拆卸驱动机。

9.1.3.3 叶轮型式应根据使用场合来选择,可以是开式、半开式,或全封闭式。

- 9.1.3.4 转子的横向分析是否需要应按 9.2.4.1 中的描述来确定。宜只对独特的、新型的或关键的泵做横向分析。

注:横向临界转速可能与 OH6 型泵有关。正常情况下,这种型式的泵在开发过程中已经经过了充分的研究,其典型的转子动力学分析是有效和适用的。

9.1.3.5 可采用一体式流体动压径向轴承。

- 9.1.3.6 直接安装到齿轮箱上的温度计和压力表应符合 ISO 10438(所有部分)的要求,仪表直径是 50 mm(2.0 in)的应除外。如有规定,应为温度计提供可拆分的螺纹实心杆温度计套管。

9.1.3.7 诱导轮、叶轮和类似的主要旋转零部件应按 GB/T 9239.1, G2.5 级做动平衡,或者按 7 g · mm (0.01 oz · in)的残余不平衡量做动平衡,两者中取大者。如果有可能的话,用来做平衡的芯轴的质量不应超过正在做平衡的部件的质量。在性能试验过程中测得的振动不应超出表 8 中的限值。

9.2 两端支承式泵(BB1, BB2, BB3 和 BB5 型)

9.2.1 压力壳体

9.2.1.1 轴向剖分壳体可采用一个复合垫片或金属对金属的接合面,卖方的投标书中应指明要提供哪一种接合面。

9.2.1.2 使用温度低于 150 °C(300 °F)的泵,可采用底脚安装。

9.2.1.3 对于轴向剖分壳体泵,应设有仅供上半壳体起吊用的吊环或吊环螺钉用的螺纹孔,并且应采用标签做出标记。起吊装配好的设备的方法应由卖方规定[见 10.2.2.1 a)和参见附录 N]。

- 9.2.1.4 如有规定,建议的接口设计应在焊合前提交买方批准。图纸应示出焊缝设计、规格、材料、以及焊前和焊后的热处理。
- 9.2.1.5 对带有加工的嵌入件连接吸入管口和排出管口的泵,卖方应提供最小可接受长度,以便于取出连接件进行维修活动。连接件宜由买方提供。

注:在大检修期间,为了把泵壳体拆下,取出连接件消除了拆卸大部分管路的要求。

9.2.2 转子

- 9.2.2.1 多级泵叶轮应分别在轴上定位,在正常的液体推力方向用轴肩或剖分卡环来固定。
- 9.2.2.2 装有间隙配合叶轮的转子应采用机械方法限制叶轮在正常的液体推力的相反方向移动不大于 0.75 mm(0.030 in)。
- 9.2.2.3 如有规定,带有过盈配合叶轮的转子应用机械方法限制叶轮在正常的液体推力的相反方向移动不大于 0.75 mm(0.030 in)。
- 9.2.2.4 将轴或转子靠近轴承的位置支承在 V 形铁或台辊上,测得的轴和装配好的转子的径向跳动应在表 17 给出的限值范围内。

9.2.3 运转间隙

- 9.2.3.1 在所有的级间部位处都应装设可更换的泵壳体衬套和级间轴套或等效的零件。
- 9.2.3.2 与用来平衡轴向推力或作为介质润滑内部轴承用的部件有关的运转间隙可采用制造商的标准,前提是在报价书中已经说明这些间隙不采用本标准(见 6.7.4),并已经经过买方批准。如果制造商的标准间隙是根据显示优良耐磨特性的各种材料组合而制定的,则应在报价书中列出这些材料有说服力的数据。

表 17 轴和转子跳动要求

柔性系数 $F_{\text{f}}^{\text{a},\text{b}}$ $\text{mm}^2(\text{in}^2)$	允许的轴跳动 TIR $\mu\text{m}(\text{in})$	零部件在轴上的配合	允许的转子径向跳动 TIR ^c $\mu\text{m}(\text{in})$
$>1.9\times10^9(3.0\times10^6)$	40(0.001 5)	间隙配合	90(0.003 5)
		过盈配合	60(0.002 5)
$\leq1.9\times10^9(3.0\times10^6)$	25(0.001 0)	间隙配合	75(0.003 0)
		过盈配合	50(0.002 0)
^a $F_{\text{f}}=L^4/D^2$ 式中： L ——轴承跨距； D ——叶轮处轴直径(最大值)。 ^b 轴的柔性系数 F_{f}，直接与简单支撑的轴的静挠度相关，因此它是在制造过程中可达到跳动值的一个良好指标， 又是能够达到并维持平衡质量的一个良好指标。 ^c 叶轮轮毂、平衡鼓和轴套的跳动。			

9.2.4 动力学

9.2.4.1 横向分析

9.2.4.1.1 根据泵的设计,多级泵和高速泵的一阶或二阶横向湿临界转速可能会和工作转速重合,特别是当内部的间隙随着磨损而增大时。横向分析能够预测出是否可能发生这种重合,以及由此引起的振动是否是可接受的。

9.2.4.1.2 除非另有规定,一台泵的转子是否需要做横向分析应用表 18 规定的流程来确定。

表 18 转子横向分析的判断逻辑

步骤	操作
1	设计泵
2	是否是现有的相似泵(3.51)或等同泵(3.18)? 如果“是”,转到第 5 步 如果“不是”,转到第 3 步
3	是否是传统刚性转子(3.8)? 如果“是”,转到第 5 步 如果“不是”,转到第 4 步
4	需要分析
5	建议不做横向分析

● 9.2.4.1.3 如果按 9.2.4.1.2 中的流程需要做横向分析,或由买方规定需要做横向分析,就应进行此项分析,其结果按附录 O 中的 O.1 评估。

9.2.4.2 转子平衡

9.2.4.2.1 下列类型的转子应以低速做双面动平衡,以达到表 19 的平衡等级要求:

- 多级泵(3 级或 3 级以上);
- 单级和两级泵,其最大连续转速大于 3 800 r/min。

9.2.4.2.2 转子装配和平衡的顺序应按 GB/T 6557 的规定。做平衡时,转子不包括泵半联轴器轮毂或机械密封的旋转部件。

表 19 给出的 GB/T 9239.1, G2.5 级,适用于所有 3 800 r/min 转速的过盈配合的转子。这是基于两个因素:

- 在 3 800 r/min 时,平衡等级 G2.5 的上限所产生的由于不平衡而引起的力仅为转子重量的 10%,这意味着不平衡对转子工作时的形状不会有任何实质性的影响;
- 对于柔性高的转子(见表 17),要达到并保持平衡等级 G1 所必需的转子直线度是不切实际的。

9.2.4.2.3 与平衡等级 G1 有关联的质量偏心距是很小的;例如在 3 800 r/min 工作时,最大为 2.5 μm (0.000 10 in)。这会有下列两种结果:

- 要把部件平衡到好于 G2.5(见 6.9.4.1)是不切实际的,因为安装部件时,芯轴就会有很大的变化。
- 如果转子在平衡机上被移动偏离其位置,或者转子被拆卸并重新装配,平衡质量可能无法被验证。但是,进行一次残余不平衡量的检查来验证平衡机的精确度通常是可能的。

表 19 转子平衡要求

轴上的零件配合	最大连续转速 r/min	柔性系数 L^4/D^2 mm ² (in ²)	转子的平衡步骤 ^b	转子的平衡等级
间隙	≤3 800 ^a	不限制	C	^c
过盈	≤3 800	不限制	C+B 或 D	G2.5(8W/n) ^d
	>3 800	≤1.9×10 ⁹ (3.0×10 ⁶)	C+B 或 D	G1(4W/n) ^{d,e}
注：轴和转子的跳动要求见表 17。				
^a 允许 5% 的转速增加。 ^b 见 GB/T 6557。 ^c 在装配过程中进行平衡修正是不可能的，因为间隙配合不能保持修正后的平衡。 ^d 近似等于相应的 ISO 平衡质量等级的中间级。 ^e 如果在大于 3 800 r/min 转速下平衡柔性较高的转子，要达到并保持这样的平衡等级需要对设计、制造和维护给予特别关注。				

9.2.4.2.4 为了平衡转子，任何空缺的单键槽都应用冠状半键完全填充。

9.2.4.2.5 如果把转子当作一个装配件来平衡，应进行一次残余不平衡量的检查。检查应按照附录 P 中给出的方法，在转子完成最终平衡之后进行。在装配好的转子进行最终平衡过程中所使用的所有半键的质量和位置都应记录在残余不平衡量工作单上，作为“转子草图”的一部分，或分别绘出草图并记录在附录 P 工作单的附件上。

9.2.5 轴承和轴承箱

9.2.5.1 如有提供的话，流体动压径向轴承应符合 9.2.5.1.1～9.2.5.1.4 的要求。

9.2.5.1.1 轴承应是便于装配的剖分型式，应精确镗孔，并且应是套筒式或轴瓦块式，装有钢壳浇铸巴氏合金层的可更换轴衬、轴瓦块或衬垫。轴承应装防转销并应沿轴向牢固地固定。

9.2.5.1.2 轴衬、轴瓦块或衬垫应装在轴向剖分的轴承箱内，并且应做到不必拆卸壳体的任何部分或拆除联轴器轮毂便能更换。

9.2.5.1.3 轴承应设计得既能防止前后倒装，又能避免上下倒装，或前后上下倒装。

9.2.5.1.4 如果轴材料含有 10% 以上的铬，且轴颈表面线速度高于 20 m/s (65 ft/s)，则轴颈应镀铬硬化、涂层硬化，或者装碳钢的轴套。

注：这种设计的目的是避免“金属屑”损坏轴承轴瓦。

9.2.5.2 流体动压推力轴承应符合 9.2.5.2.1～9.2.5.2.5 的要求。

9.2.5.2.1 推力轴承应是钢制衬背、浇铸巴氏合金的多个扇形块式的，应设计得能在两个方向承受相等的推力承载能力，并布置得能对每侧进行连续的强制润滑。两侧应有能自动找平的可倾瓦，它能保证在瓦块厚度方向有微小变化时，每个瓦块承受同等份额的推力载荷。

9.2.5.2.2 推力盘应是可更换的，应以过盈配合的形式安装在轴上以防止微振磨损，并确保锁紧以防止轴向移动。

9.2.5.2.3 推力盘两侧表面的表面粗糙度不应大于 0.4 μm (16 μin) *Ra*，并且在安装后，两面中任何一面的轴向总指示跳动都不应超过 13 μm (0.000 5 in)。

9.2.5.2.4 推力轴承应按最大连续施加的载荷（见 6.10.1.2）来确定尺寸。在此载荷时，连同相应的旋转速度，应满足下列参数的规定：

- a) 最小油膜厚度: $8\ \mu\text{m}$ (0.000 3 in);
- b) 最大单位压力(载荷除以面积): 3 500 kPa (35 bar; 500 psi);
- c) 最大巴氏合金表面计算温度: $130\ ^\circ\text{C}$ ($265\ ^\circ\text{F}$)。

● 如有规定, 推力轴承的规格应由买方审查和批准。

上述给出的限制相当于基于轴承极限承载能力的设计系数不小于 2。计算出的巴氏合金表面温度是设计值, 不能代表下面这些条件下的实际巴氏合金温度。满足上述准则的轴承规格在工厂试验和现场使用时, 要具有下列允许金属温度(见 6.10.2.4):

- 用水进行工厂试验和在现场正常工作[见 8.3.3.5 c)]: $93\ ^\circ\text{C}$ ($200\ ^\circ\text{F}$);
- 现场报警或跳闸: $115\ ^\circ\text{C}$ ($240\ ^\circ\text{F}$)。

9.2.5.2.5 推力轴承的布置应使得每个转子相对于泵壳能轴向定位, 并能调整轴承间隙或预载荷。

9.2.5.3 如果入口润滑油温超过 $50\ ^\circ\text{C}$ ($120\ ^\circ\text{F}$), 应对轴承设计、供油量和允许温升给予特殊考虑。推力轴承的润滑油出口应由轴承制造商根据推力盘的转速和所涉及的润滑方法推荐。轴承箱上的润滑油管接口应符合 7.5 的要求。

9.2.5.4 轴向剖分式轴承箱应具有金属对金属的剖分式接合面, 两个半体用圆柱销加以定位。

9.2.6 润滑

● 9.2.6.1 如有规定, 或者由卖方建议并经买方同意, 应提供一套强制润滑系统, 以合适的压力向泵轴承、驱动机以及任何其他驱动设备供油, 包括齿轮箱。

9.2.6.2 外部的强制润滑系统应符合 ISO 10438-3。图 F.8 和表 F.1 示出了本标准提供的设备的最低可接受系统的详细说明。

9.2.6.3 如果从一个公共系统向两个或更多机组(如泵、齿轮箱和电动机)供油, 油的特性应适合于所提供的设备。具有机组责任的卖方应获得来自买方和其他设备卖方对润滑油选择的批准。

注: 公共供油系统中所用的典型的润滑油是矿物(烃类)油, 根据 ISO 3448 中规定, 相当于 ISO 32 级至 68 级。

● 9.2.6.4 如有规定, 强制润滑系统应符合 ISO 10438-2 的要求。对于这种润滑系统, 宜提供数据表。

9.2.7 试验

9.2.7.1 对于强制润滑轴承, 试验台润滑油和过滤器下游的润滑油系统元件应满足 ISO 10438-3 规定的清洁度要求。

9.2.7.2 装有强制润滑轴承的泵在工厂试验过程中, 应测量并记录通往每个轴承箱的油流量。

9.2.7.3 所有购买的振动探头、传感器和振荡-解调器应在试验过程中使用。如果卖方不提供振动探头, 或者如果购买的探头与工厂的读出装置不匹配, 则应采用达到 ANSI/API Std 670 精度要求的工厂探头和读出装置。用此仪器仪表测得的振动应成为该泵验收或拒收的依据(见 6.9.3.6)。

9.2.7.4 经买方同意, 在试验单级双吸泵时, 可装配成与合同中的泵和驱动机布置不同, 即从泵的相反端驱动。完成最终试验后不需要重新试验。如果需要的话, 这种布置应在报价书中说明。

注: 有时需要这样布置来适应试验台管路的限制。

● 9.2.7.5 如有规定, 在完成性能试验后, 应拆卸流体动压轴承, 由买方或其代表进行检查, 并重新组装。

9.2.8 发货准备

9.2.8.1 如果订购一套备用转子或组合体, 应准备好在无采暖的室内存放至少 3 年。存放准备工作包括转子应使用防腐剂处理过, 并且放在一个装有缓慢释放气相缓蚀剂的防潮填充套内。转子和组合体应按规定的发运方式用箱子包装。转子应架在支架上, 与支架之间有厚度至少 $3\ \text{mm}$ ($0.12\ \text{in}$) 的弹性材料(但不是铅、TFE 或 PTFE)隔离; 支架不应位于转子的轴颈处。组合体应固定, 以防止在定子内移动。

- 9.2.8.2 如有规定,备用转子和集装组合体应处于垂直悬吊状态贮存。转子应在其联轴器端用一个不会损坏轴的,能承受 1.5 倍转子质量的夹具来夹持。集装组合体应采用壳体盖来支撑(转子吊挂在其推力轴承上)。
- 9.2.8.3 如有规定,发运和存放的包装箱应以设计成垂直存放转子或集装组合体的型式提供。
- 9.2.8.4 如有规定,发运和存放的包装箱应设计成在存放期间允许使用惰性气体保护。

9.3 立式悬吊式泵(VS1~VS7 型)

9.3.1 总则

- 9.3.1.1 规定的排出口压力应位于买方的排出接口处。应根据悬吊管的静态和摩擦的水头损失修正水力性能。碗形导流壳和泵壳的性能试验曲线应与修正计算的结果一起提供。
- 9.3.1.2 立式悬吊式泵的轴承箱没有必要设计成在不移动泵驱动机或安装架的情况下更换轴承的型式。

9.3.2 压力壳体

- 9.3.2.1 止口配合的碗形导流壳部件不需要顶丝和泵壳定位销。
- 9.3.2.2 应为泵吸入筒体和密封腔提供排气接口。
- 9.3.2.3 仅为 O 形圈密封设计的组件不需要法兰和螺栓连接,为缠绕垫密封设计的组件需要法兰和螺栓连接(见 6.3.10)。

9.3.3 转子

- 9.3.3.1 所有的泵轴应对其全长进行机械加工或磨光及抛光。总的指示跳动不应超过 $40\ \mu\text{m}/\text{m}$ ($0.000\ 5\ \text{in}/\text{ft}$)。在轴的全长上的总跳动不应超过 $80\ \mu\text{m}$ ($0.003\ \text{in}$)。

对于轴长超过 $4\ 500\ \text{mm}$ ($177\ \text{in}$) 的泵,卖方可建议一个可替代的总指示跳动[大于 $80\ \mu\text{m}$ ($0.003\ \text{in}$)]限制给买方批准。

- 9.3.3.2 除非买方另外批准(因为总轴长或发运限制),泵轴应是整体的。

9.3.4 耐磨零件和运转间隙

- 9.3.4.1 在所有的级间部位和其他衬套位置应设置可更换的壳体衬套。但宜依据级间压差和输送液体的特性(例如,不清洁或无润滑性)来决定是否需要相应位置采用轴套。
- 9.3.4.2 在 6.7.4 中规定的运转间隙不适合衬套间隙。所采用的衬套间隙应在报价书中说明,并由买方批准。
- 9.3.4.3 在腐蚀条件下使用时,装半开式叶轮的泵应有可更换的壳体内衬。

9.3.5 动力学

- 如有规定,卖方应提供泵及其支承结构的动力学分析以进一步地证实设计的可接受性。买方和卖方应共同商定这个分析范围、方法和验收准则。

立式悬吊式泵通常是柔性结构,其运行转速在两个固有频率之间。因此,如果其安全间隔范围未在设计中得到验证,立式悬吊式泵容易产生共振。典型的基本结构元件包括基础、泵的结构件和电动机座。通常,基础的挠度只占结构诸元件的总挠度的 5% 以下。如果在分析时基础的资料数据不齐全,则应采用双方协商的数值。通常,电动机支承结构的固有频率和工作转速之间宜保持 20% 的安全间隔范围。

9.3.6 导轴承和轴承

- 9.3.6.1 对于规定的输送介质和温度,导轴承应适度地耐腐蚀和耐磨蚀。导轴承之间的最大间距应符合

合图 37 的规定,以保持最大允许连续转速低于一阶临界转速。

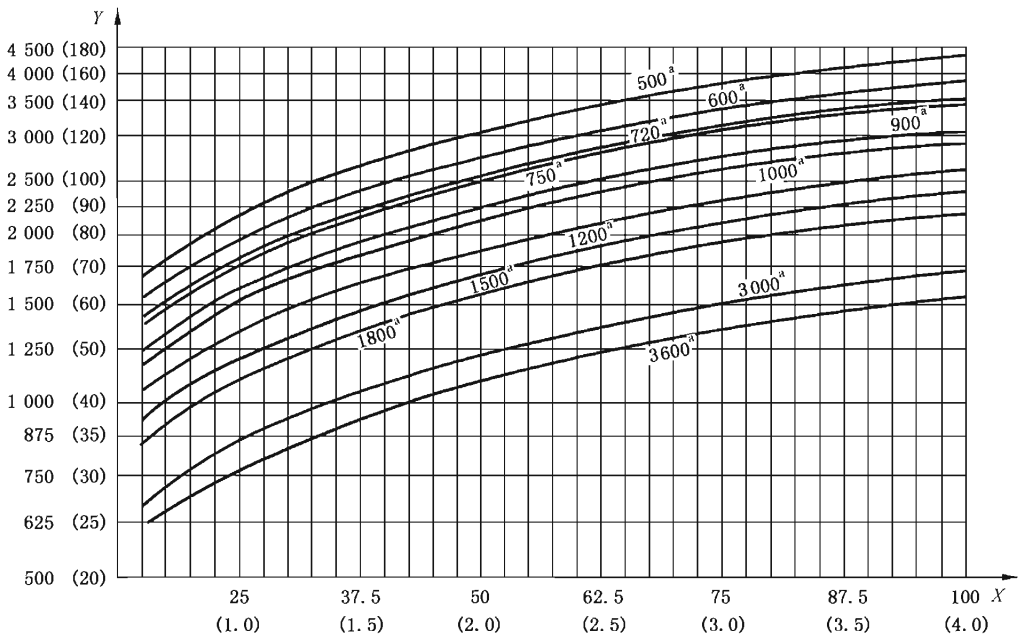
9.3.6.2 与驱动机成为一体的推力轴承应满足 7.1.8 的要求。与泵成为一体的推力轴承及轴承箱应满足 6.10 的适用要求。为了使转子可做轴向调整和稀油润滑,推力轴承应采用过盈配合装在一个与轴滑动配合的、键传动的轴套上。

9.3.6.3 除了 VS4 型液下泵外,第 1 级叶轮应位于导轴承之间。

注:虽然第 1 级叶轮装在两个导轴承之间可形成良好的转子支承,但是要求良好吸入性能的某些应用条件,如湿坑,可从第 1 级叶轮悬臂的布置中得到很大好处。

9.3.7 润滑

立式泵内的导轴承一般采用泵所输送液体润滑。如果泵所输送的液体不适合,应建议可替代的润滑方法。



说明:

X ——轴直径,单位为毫米(mm)或英寸(in);

Y ——最大导轴承间隔,单位为毫米(mm)或英寸(in);

^a 不同转速的曲线,单位为转每分(r/min)。

图 37 导轴承之间的间距

9.3.8 辅助设备

9.3.8.1 驱动机

9.3.8.1.1 可能因逆转而损坏泵和电动机组件时,应装设一个反逆转棘轮机构或者其他经买方批准的装置,以防止逆转。

9.3.8.1.2 除非另有规定,立式泵的电动机应具有实心轴。如果泵推力轴承在电动机内,电动机应符合如图 36 所示的轴和基础的形位公差。

9.3.8.2 联轴器及护罩

9.3.8.2.1 联轴器端面相对于联轴器轴线的垂直度应在 $0.1 \mu\text{m}/\text{mm}$ ($0.0001 \text{ in}/\text{in}$) 以内,或 $13 \mu\text{m}$

(0.000 5 in)的总指示跳动以内,两者中取大者。

9.3.8.2.2 没有与泵成一体推力轴承的立式泵需要刚性可调式联轴器。

9.3.8.2.3 在配有刚性联轴器和机械密封的立式泵上,联轴器应是带中间节的。该中间节应具有足够的长度,以使能在不拆卸驱动机的情况下更换密封组件,包括轴套。

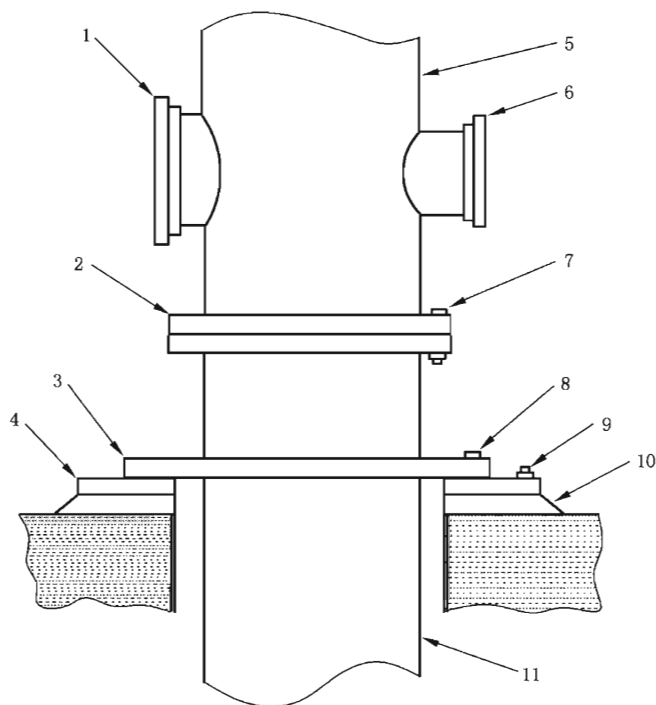
9.3.8.3 安装板

- 9.3.8.3.1 如有规定,双壳体泵用的安装板应与主体法兰分开,而且定位得比主体法兰足够低,使得在泵法兰上可使用贯穿螺栓连接(见图 38)。这样的接合面能形成较好的完整性,并且宜考虑到苛刻的和低温的使用场合。

9.3.8.3.2 至少应为质量超过 225 kg(500 lb)的每个驱动装置部件配备 4 个找正定位螺钉,用作水平方向的调整。

- 9.3.8.3.3 如有规定,泵应配备独立的底板,用于螺栓连接和向基础灌浆(见图 38)。该底板的顶部表面应机械加工,用于安装排出管、筒体或电动机支架。

9.3.8.3.4 底板或嵌入灌浆的安装板的外圆角在平面图中的半径至少应为 50 mm(2 in)(见图 K.1)。



说明:

1——吸入法兰;
2——主体法兰;
3——安装法兰;
4——底板;
5——泵管;
6——排出法兰;

7——贯穿螺栓连接的主体法兰(典型的);
8——压紧螺栓(典型的);
9——地脚螺栓(典型的);
10——灌浆;
11——筒体(外壳体)。

图 38 带底板的立式悬吊式、双壳体式泵(VS6 和 VS7)的典型安装

9.3.8.4 管路及附件

如果在发货前不安装机械密封和驱动机,则密封管路系统不应完全装配好。

9.3.9 试验

9.3.9.1 泵应完全装配好后进行试验。不推荐仅使用碗形导流壳和叶轮进行试验。在用装配好的机组进行试验行不通的情况下,卖方应在报价书中提出替代的试验方法。吸入筒体,如果提供的话,不要求做性能试验。

- 9.3.9.2 如有规定,未连接管路的泵的共振试验应在泵结构/驱动机机座的合装机组上进行。应按下列要求进行试验;

- 沿着泵排出口法兰方向,在驱动机机座上做一次敲击来激励机组;
- 利用响应来确定固有频率;
- 沿与排出口法兰成 90° 的方向上,在驱动机机座上做一次敲击来激励机组;
- 利用响应来确定固有频率。

这样确定的固有频率应至少低于最小连续工作转速的 10%,或者应至少高于最大连续工作转速的 10%。

9.3.10 单壳体导流壳式泵(VS1)和蜗壳式泵(VS2)

9.3.10.1 组成压力壳体的部件是壳体(碗形导流壳)、悬吊管和排出座。

注:采用 S-6 材料的 VS1 型泵的碗形导流壳没有必要是 12% 铬钢,可以是碳钢。

9.3.10.2 长轴可是开式的或闭式的。对于闭式的长轴,润滑型式应由买方批准。

开式的长轴用泵所输送的液体润滑。如果泵所输送的液体不适于作为润滑剂,可装备闭式的长轴,以保证把清洁的润滑液供应给长轴的轴承。

9.3.10.3 排出座的安装表面应既适于灌浆,又适于在机械加工的底板上安装。

9.3.10.4 如果在排出管口上安装一个伸缩接头,则在泵上需要有推力限制。建议由卖方对推荐的安装和管路布置方案做设计审查。

- 9.3.10.5 如有规定,每个导轴承对应的长轴处应配备经过硬化处理的轴套。

9.3.10.6 除非另有规定,对于所有规格的悬吊管应使用一体的套筒三叉支架和止口配合。

9.3.10.7 除非另有规定,碗形导流壳应是法兰连接的,并且应有金属对金属的止口配合。

9.3.11 单壳体轴流式泵(VS3)

9.3.11.1 组成压力壳体的部件是壳体(碗形导流壳)、悬吊管和排出座。

9.3.11.2 除非另有规定,所有规格的悬吊管应使用一体的套筒三叉支架和止口配合。

9.3.11.3 碗形导流壳应有金属对金属的止口配合。

9.3.12 单壳体长轴式泵(VS4)和悬臂式泵(VS5)

9.3.12.1 对于 VS4 型泵,应提供导轴承来支承轴和叶轮。

9.3.12.2 VS5 型泵应符合下列 a)~ d) 的要求:

- a) 转子应悬臂于其轴承部件之外。淹没于液体中的底部衬套不作为导轴承用。
- b) 不使用壳体衬套,轴的刚度应限制总挠度,使得在最苛刻的动力学条件下,在其整个扬程流量曲线区内,用最大直径的叶轮,并在最大转速和最大液体密度下,叶轮不会与泵壳体接触。
- c) 悬臂式泵的一阶临界转速,对于其转子,应高出最大允许连续转速的 30%。

- d) 对于悬臂式 VS5 型泵,当在紧靠高出机械密封或填料函处的轴上测量时,轴的总指示跳动不应超过 $50\ \mu\text{m}$ (0.002 in)。

9.3.12.3 对于开式系统的湿坑泵使用条件,VS4 和 VS5 型泵的承压部件是壳体、吸入盖和排出管线。对于承压的闭式系统或真空罐的使用条件,密封腔、泵盖板和罐体盖也都成了承压部件。

9.3.12.4 对于 VS4 型泵,推力轴承应设计成可用润滑脂润滑,或可用油雾润滑的型式。导轴承可使用水、润滑脂或介质润滑,或自润滑。VS5 型泵轴承应使用润滑脂润滑。当在 $43\ ^\circ\text{C}$ ($110\ ^\circ\text{F}$) 的环境温度下工作时,稳定的轴承箱温度不应超过 $82\ ^\circ\text{C}$ ($180\ ^\circ\text{F}$)。推荐的润滑脂应适合于在这样的温度下工作。

9.3.12.5 在 VS4 和 VS5 型泵上通常不提供机械密封,除非闭式系统条件下另有要求。

9.3.12.6 应在安装盖板上装设起重吊耳用于起吊泵部件,包括驱动器。

9.3.12.7 排出管口和安装盖板应按 6.3.3 设计。

如果泵安装在一个容器中,安装泵的容器管口也宜设计得能承受允许的管口载荷。允许的管口载荷见 6.5。

9.3.12.8 在闭式系统条件下,安装盖板的接合面应是气密式的。安装盖板的设计和安装应由买方和卖方共同商定。

9.3.12.9 如果提供机械密封,机械密封应安装在安装盖板上,用以密封储罐或容器中的蒸汽。正常情况下,机械密封用来密封蒸汽;但是,万一储罐或容器内液体满溢时,机械密封应设计得能在液体中工作的型式。密封腔上应设置用于高位排气的装置。

9.3.12.10 可使用泵送环代替耐磨环来减小返回到湿坑中的泄漏。

9.3.12.11 在 VS4 和 VS5 型泵上不使用带中间节的联轴器。联轴器轮毂与轴应采用滑动配合。联轴器轮毂和键应使用定位螺钉固定在轴上,以便于最终的联轴器的调整。

9.3.13 双壳体导流壳式泵(VS6)和蜗壳式泵(VS7)

9.3.13.1 VS6 型泵组成压力壳体的部件是排出座和吸入筒体。VS7 型泵组成压力壳体的部件是外壳体(与排出管口成一体)、排出口座和吸入管。

- 9.3.13.2 如有规定,碗形导流壳和悬吊管路应以部件的形式,在至少 1.5 倍的最大压差下使用液体做静水压试验。静水压试验应按 8.3.2 的要求进行。

9.3.13.3 应利用一个高位排气接口来保证整个外壳体的排气。

9.3.13.4 应采取措施来保证密封腔的内部组件或与其关联的辅助流程管路中的气体完全排掉。

- 9.3.13.5 如有规定,吸入筒体应设有一个排液管通往地面。

9.3.13.6 对于所有规格的悬吊管,悬吊管部分应与一体的套筒三叉支架结合成一体,并采用止口配合。

10 卖方资料

10.1 总则

10.1.1 卖方应提供 10.2 和 10.3 中规定的资料。

10.1.2 卖方资料应在提交信函(封面)、标题页和图纸的标题栏或突出位置给出,并应包括以下信息:

- a) 买方/业主的公司名称;
- b) 工位号/项目号;
- c) 设备号和用途名称;
- d) 询价书号或买方订单号;
- e) 询价书或买方订单规定的其他标识;

f) 有卖方标识的报价书号、工厂订单号、出厂编号、或完整识别回函需要的其他参考标识。

- 10.1.3 如有规定,应在买方作出采购承诺之后 4~6 周内举行一次协调会议,最好在卖方的工厂内。除非另有规定,在此会议举行之前,卖方应准备并分发一个议事日程。该议事日程至少应包括下列项目:

- a) 买方订单供货范围、机组责任和分供方项目;
- b) 数据表;
- c) 适用的技术条件和事先商定的免责条款;
- d) 提交资料、生产制造和试验的时间表;
- e) 质量保证大纲和程序;
- f) 检查、督察和试验;
- g) 辅助系统示意图和材料清单;
- h) 设备、管路和辅助系统的物理方向;
- i) 联轴器的选择和额定值;
- j) 推力轴承和径向轴承的规格、估算载荷和具体结构;
- k) 转子动力学分析(根据要求有横向、扭转和瞬态扭转;通常在 10 周到 12 周以后提供);
- l) 设备性能、可选择的工作条件、启动、停机以及任何运转限制;
- m) 任何脉动或振动分析的范围和详细要求;
- n) 仪器仪表及控制;
- o) 应力分析或其他设计评审项目的识别;
- p) 其他技术项目。

10.2 报价书

10.2.1 总则

10.2.1.1 卖方应将原始的报价书及规定份数的复印件寄送到询价书文件上规定的地址。作为最低要求,报价书应包括 10.2.2~10.2.5 中规定的资料,以及系统及其所有组件是严格执行本标准的详细说明。如果系统及组件不是严格执行本标准,则卖方应列出一份清单详细描述并解释每处偏差。卖方应提供详细资料使买方能够评估任何建议的替代设计。所有的来往函件应按照 10.1.2 的规定清晰标识。

10.2.1.2 小于表 6 中要求的间隙应作为本标准的例外情况,在报价书中说明。

10.2.2 图纸

10.2.2.1 在卖方图纸和资料要求(VDDR)表格(参见附录 N 中的示例)中表明图纸应包含在报价书中。作为最低要求,应提供下列资料:

- a) 每个主要设备或系统的总体布置图或外形图,图中表明旋转方向,买方主要接口的尺寸和位置、外形尺寸、维修空间尺寸、总质量、安装质量、最大维修质量(按每个件标出),组装好的机器的起吊点和起吊方法,如果适用,给出标准的底座号(见附录 K)。
- b) 表明所拟建设备细节的剖面图。
- c) 所有辅助系统的示意图,包括密封冲洗系统、润滑油系统、控制系统和电气系统。应包括材料清单。

10.2.2.2 如果使用标准图纸、示意图和材料清单,应标明正确的质量和尺寸数据,并应反映出所拟建的实际设备和使用范围。

10.2.3 技术资料

报价书中应包括下列资料：

- a) 买方的数据表,在上面填入完整的卖方资料以及充分描述报价设备细节的文件资料。
- b) 预测的噪声数据(6.1.14);
- c) 卖方图纸和资料要求(VDDR)表格(参见附录 N 中的示例),表明卖方同意的递交所有资料的时间表,这些资料是作为买方订单的一部分规定的;
- d) 设备发运时间表,收到订单后的几周内;
- e) 主要易损件表,表明与项目的其他机组零件或业主现有机器的互换性;
- f) 推荐的备件表,用于启动和正常的维修(见表 20);
- g) 专用工具表,用于维修(见 7.6.1);
- h) 在数据表中规定的现场条件下,对于启动、工作和停机闲置期间需要的任何特殊气候下和冬季御寒等保护措施的说明,此说明应明确地指出由买方提供的保护措施,以及包括在卖方供货范围内的保护措施;
- i) 针对公共工程要求列出的完整的一览表,例如:蒸汽、水、电、空气、气体、润滑油(包括必需的润滑油量和供油压力,以及被润滑油带走的热载荷),以及铭牌额定功率和辅助驱动机的运行功率要求;近似的数据资料应明确地给出。
- j) 按 8.3.4 要求的所有可自选的试验的说明,或按 8.2.2 要求的对材料附加的试验和检查程序的说明;
- k) 在买方询价书规定或在 6.1.9,6.1.10,6.1.11,6.3.4,6.4.3.10,6.4.3.12,6.9.3.1,6.12.1.1,6.12.1.2,6.12.1.3,7.1.4,7.1.8,9.2.1.1,9.2.3.2,9.2.7.4,9.3.4.2,9.3.9.1,10.2.1.2,10.2.2.1 和 10.3.4.2 中概述的任何特殊要求的说明;
- l) 如有规定,已经安装并在类似条件下运行的相似机组的一览表;
- m) 为了保护设备的整体性能所必需的任何启动、停机和运行限制;
- n) 计算的比转数;
- o) 任何试验设施的限制,这些限制可能要求卖方从相反端装配并驱动单级、双吸泵来进行试验(见 9.2.7.4);
- p) 任何可解释为替代设计的部件表,后续需要买方验收(6.2)。

10.2.4 曲线

卖方应提供完整的性能曲线,包括扬程、效率、水试的 NPSH3 和功率,表示为流量的函数。除了低比转数泵不可行外,这些曲线至少应延伸到最佳效率点流量的 120% 处,并且应标出额定工况点。应包括最大叶轮直径和最小叶轮直径的扬程曲线。曲线上应标明叶轮代号、比转数和汽蚀比转数。如果适用,曲线上应标明黏度修正值。应标明最小流量(最小连续热限制流量和最小连续稳定流量),优先工作区和允许工作区,以及所有运转限制。

10.2.5 可自选试验

- 如有规定,卖方应提供一份程序大纲,用于各种特殊试验或可自选试验,这些试验是已经由买方规定的或由卖方建议的。

表 20 推荐的备件

零件	装有相同零部件的泵台数 n						
	1~3	4~6	≥ 7	1~3	4~6	7~9	≥ 10
	推荐的备件数						
	启动用			正常维修用			
集装箱合体 ^{b,c}	—	—	—	1	1	1	1
组合体 ^{b,f}	—	—	—	1	1	1	1
转子 ^{c,g}	—	—	—	1	1	1	1
壳体 ^a	—	—	—	—	—	—	1
泵头(壳体盖和填料函)	—	—	—	—	—	—	1
轴承支架 ^a	—	—	—	—	—	—	1
轴(带键)	—	—	—	1	1	2	$n/3$
叶轮	—	—	—	1	1	2	$n/3$
耐磨环(组) ^h	1	1	1	1	1	2	$n/3$
轴承组(径向滚动) ^{a,i}	1	1	2	1	2	$n/3$	$n/3$
轴承组(推力滚动) ^{a,i}	1	1	2	1	2	$n/3$	$n/3$
轴承组(径向流体动压) ^{a,i}	1	1	2	1	2	$n/3$	$n/3$
仅轴承瓦块(径向流体动压) ^{a,i}	1	1	2	1	2	$n/3$	$n/3$
轴承组(推力流体动压) ^{a,i}	1	1	2	1	2	$n/3$	$n/3$
仅轴承瓦块(推力流体动压) ^{a,i}	1	1	2	1	2	$n/3$	$n/3$
机械密封/填料 ^{d,h,i}	1	2	$n/3$	1	2	$n/3$	$n/3$
轴套 ^h	1	2	$n/3$	1	2	$n/3$	$n/3$
垫片、调整垫片、O形圈(组) ^h	1	2	$n/3$	1	2	$n/3$	$n/3$
立式泵增加下列部件：							
碗形导流壳	—	—	—	—	—	$n/3$	—
三叉支架和三叉支架套管(组)	—	—	1	1	1	$n/3$	$n/3$
轴承,衬套(组)	1	1	2	1	1	$n/3$	$n/3$
高速一体齿轮传动式泵增加下列部件：							
齿轮箱	—	1	1	1	1	1	$n/3$
导叶和泵盖	1	1	1	1	1	1	$n/3$
花键轴	1	1	1	1	1	1	$n/3$
齿轮箱体	—	—	—	1	1	1	$n/3$
内部油泵	—	1	1	1	1	1	$n/3$

表 20 (续)

零件	装有相同零部件的泵台数 n						
	1~3	4~6	≥ 7	1~3	4~6	7~9	≥ 10
	推荐的备件数						
	启动用			正常维修用			
外部油泵	—	1	1	1	1	1	$n/3$
油过滤器	1	2	$n/3$	1	2	3	$n/3$
^a 仅用于卧式泵。 ^b 重要用途泵通常不贮存备件,或者多级泵贮存部分备件。如果重要设备一旦停机,会导致生产受损失或违反环境许可证的要求。 ^c 运行时要求做基本工作的泵要有一组装好的备用泵。仅在主泵和备用泵同时出故障时才会造成生产损失。 ^d 集装式机械密封包括轴套和压盖。 ^e 集装组合体包括组装好的部件加上排出管、密封和轴承箱。 ^f 组合体包括组装好的转子加上静止的水力部件(导叶或蜗壳)。 ^g 转子包括所有装在轴上的旋转零件,半联轴器除外。 ^h 易损件(见 6.1.1.1)。 ⁱ 每台泵。							

10.3 合同资料

10.3.1 总则

- 10.3.1.1 合同资料应由卖方按商定的 VDDR 表格(参见附录 N 中的示例)提供。
- 10.3.1.2 每张图纸的右下角应有一个标题栏,其中要有确认日期、10.1.2 中规定的卖方资料、版本号和日期以及标题。在所有其他文件中也应提供类似的内容。
- 10.3.1.3 买方和卖方应商定图纸和资料的审查范围和时间安排。除非双方有书面的特殊协议,由买方做的审查不能看成是对订单中的任何要求偏离的许可。
- 10.3.1.4 卖方资料的完整清单应包括首次发送的主要图纸。这份清单应包含标题、图号以及卖方提供的递交所有资料的时间表(参见附录 N 中的示例)。

10.3.2 图纸和技术资料

- 10.3.2.1 卖方提供的图纸和资料应包含足够的信息,以便买方能够结合 10.3.5 中规定的手册一起,正确地安装、使用和维护所订购的设备。附录 C 中的详细说明应包括在用文件证明的泵的竣工资料中。所有的合同图纸和资料应清晰易懂(最小为 8 号字体,即使是由大图缩成的小图),应包含商定的 VDDR 表格(参见附录 N 中的示例)的适用范围,并且应满足适用的详细描述的要求。
- 尺寸外形图应标明泵吸入和排出管口端面的尺寸公差,以及中心线相对于底座上最近的地脚螺栓孔中心线的位置。底座的地脚螺栓孔的中心线位置应标出与底座上共同基准点的尺寸公差。
- 10.3.2.2 证明合格的试验曲线和数据(参见附录 M 示例)应在试验后 15 d 之内提交,内容应包括相对于流量绘制的、按照实际比重重新计算的扬程曲线、功率曲线,以及效率曲线。如果适用,应标明黏度修正值。应包含由同一模型铸出的叶轮,按实际的试验数据绘制的、用水试验的 NPSH3 曲线。曲线单上应包括所提供叶轮设计的最大和最小直径、叶轮或叶轮组的代号,以及泵的出厂编号。

- 10.3.2.3 如有规定,应提供定义关键区域退役剩余厚度的壳体通用图。各种退役剩余厚度应以未能符合 6.3.3 到 6.3.4 所有部分要求为基准。

10.3.3 进度报告

卖方应按 VDDR 表格(参见附录 N 中的示例)中规定的时间间隔向买方提交进度报告。

10.3.4 零部件清单和推荐的备件

10.3.4.1 卖方应提交所供应的所有设备和辅助设备的全套零部件清单。该清单应包括制造商统一的零件号、结构材料和交货时间。材料应按 6.12.1 的规定进行标识。每个零件应完整地进行标识,并在剖面图或装配图上示出,使得买方能够确定这些零部件与其他设备的互换性。为了满足规定的性能要求,已经从标准尺寸和/或完工尺寸进行修改的零件应采用零件号统一标识,以利于互换性和将来的复制。如果适用,按标准订购的零件,如垫片、O 形圈,应采用制造商原有的名称、零件号、材料和压力等级来标识。

10.3.4.2 卖方应在上述这些零部件清单上标明哪些零件是推荐作为启动用的,哪些是维护用的,以及每种零部件推荐的库存数量。这些零部件清单宜包括分供货方对备件的推荐,这些没有包含在卖方原始的报价书中。卖方应在收到经修订的图纸后迅速地将零部件清单寄送给买方,并及时地允许订货和在现场启动之前发送这些零部件。传递的信函中应包括 10.1.2 中规定的资料。

10.3.5 资料手册

10.3.5.1 总则

卖方应提供足够份数的纸版说明书和所有必需的图纸,以便买方能够正确地安装、使用和维护买方订单中所包含的所有设备。这些资料应编辑在一本手册中或多本手册中,手册要带有表明 10.1.2 所列资料信息的封面、索引和一份完整的、有标题和图号的装箱清单。应为采购订单所包含的设备准备专用的一本手册或多本手册。手册可包括预先打印好的典型章节,但“标准化的”手册是不允许的。

卖方还应提供一份商定好的体现所提供设备的电子格式的手册,包含对所有部分合法保护所必需考虑的各种安全保障。

10.3.5.2 安装手册

为正确安装设备所必需的各种资料应编辑在一本手册中,此手册的发送时间不应迟于最终确认的图纸的发送时间。因此,安装手册可与使用和维护说明书分开提供。安装手册应包含有关找正方法和灌浆方法的资料、正常的和最大的公用工程要求、重心的位置、吊装措施和程序,以及其他所有的安装资料。10.2.2 和 10.2.3 中规定的、与正确安装有关的所有图纸和资料,应作为本手册的一部分。

10.3.5.3 使用、维护和技术资料手册

包括使用、维护和技术资料的手册应在发货时一并发送。除了包括在所有规定的流程条件下的使用说明外,手册应包括为在规定的极端的环境条件下使用所提供的专门说明部分。手册还应包括标明重心位置的简图和允许移动壳体的上半部分、转子和任何质量大于 135 kg(300 lb)的分组件的吊装措施。作为最低要求,手册还应包括附录 N 中所列出的不直接与安装相关的所有资料。

附 录 A
(资料性附录)

本标准章条编号与 ISO 13709:2009 章条编号对照

本标准与 ISO 13709:2009 相比在结构上有较多调整,具体章条编号对照情况见表 A.1。

表 A.1 本标准与 ISO 13709:2009 的章条编号对照情况

本标准章条编号	对应的 ISO 13709:2009 章条编号
附录 A	—
附录 B	—
附录 C	附录 N
附录 D	附录 C
附录 E	附录 A
附录 F	附录 B
附录 G	附录 H
附录 H	附录 F
附录 I	附录 K
附录 J	附录 G
附录 K	附录 D
附录 L	附录 E
附录 M	附录 M
附录 N	附录 L
附录 O	附录 I
附录 P	附录 J

附录 B
(资料性附录)

本标准与 ISO 13709:2009 的技术性差异及其原因

表 B.1 给出了本标准与 ISO 13709:2009 的技术性差异及其原因。

表 B.1 本标准与 ISO 13709:2009 的技术性差异及其原因

本标准 章条编号	技术性差异	原因
2	关于规范性引用文件,本标准做了具有技术性差异的调整,调整的情况集中反映在第2章“规范性引用文件”中,具体调整如下: ——用修改采用国际标准的 GB/T 193,代替了 ISO 261(见 6.1.29.1、6.1.29.3); ——用修改采用国际标准的 GB/T 196,代替了 ISO 724(见 6.1.29.1); ——用等同采用国际标准的 GB/T 755,代替了 IEC 60034-1(见 7.1.5); ——用等同采用国际标准的 GB/T 3216 代替了 ISO 9906(见 8.3.1.2、8.3.4.3.3、附录 C); ——用等同采用国际标准的 GB/T 3768 代替了 ISO 3746(见 6.1.14、8.3.4.5); ——用等同采用国际标准的 GB/T 6391—2010 代替了 ISO 281:2007(见 6.10.1.5、6.10.1.6、7.1.8、1.2); ——用等同采用国际标准的 GB/T 6557 代替了 ISO 11342(见 9.2.4.2.2、表 19); ——用修改采用国际标准的 GB/T 7307 代替了 ISO 228-1(见 6.4.3.8); ——用修改采用国际标准的 GB/T 8196 代替了 ISO 14120(见 7.2.13、附录 C); ——用 GB/T 8923(所有部分)代替了 ISO 8501(所有部分)(见 7.3.12),两项标准各部分之间的一致性程度如下: ● GB/T 8923.1—2011 涂覆涂料前钢材表面处理 表面清洁度的目视评定 第1部分:未涂覆过的钢材表面和全面清除原有涂层后的钢材表面的锈蚀等级和处理等级(ISO 8501-1:2007,IDT); ● GB/T 8923.2—2008 涂覆涂料前钢材表面处理表面清洁度的目视评定 第2部分:已涂覆过的钢材表面局部清除原有涂层后的处理等级(ISO 8501-2:1994,IDT); ● GB/T 8923.3—2009 涂覆涂料前钢材表面处理 表面清洁度的目视评定 第3部分:焊缝、边缘和其他区域的表面缺陷的处理等级(ISO 8501-3:2006,IDT); ● GB/T 8923.4—2013 涂覆涂料前钢材表面处理 表面清洁度的目视评定 第4部分:与高压水喷射处理有关的初始表面状态、处理等级和闪锈等级(ISO 8501-4:2006,IDT); ——用修改采用国际标准的 GB/T 9144 代替了 ISO 262(见 6.1.29.1、6.1.29.3); ——用等同采用国际标准的 GB/T 9239.1 代替了 ISO 1940-1(见 6.9.4.1、6.9.4.4、7.2.3、9.1.3.7、9.2.4.2.2、附录 C);	以适应我国国情

表 B.1 (续)

本标准 章条编号	技术性差异	原因
2	——用 GB/T 19867(所有部分)代替了 ISO 15609(所有部分)(见表 11),两项标准各部分之间的一致性程度如下: ● GB/T 19867.1—2005 电弧焊焊接工艺规程(ISO 15609-1:2004, IDT); ● GB/T 19867.2—2008 气焊焊接工艺规程(ISO 15609-2:2001, IDT); ● GB/T 19867.3—2008 电子束焊接工艺规程(ISO 15609-3:2004, IDT); ● GB/T 19867.4—2008 激光焊接工艺规程(ISO 15609-4:2004, IDT); ● GB/T 19867.5—2008 电阻焊焊接工艺规程(ISO 15609-5:2004, IDT); ● GB/T 19867.6-2016 激光-电弧复合焊接工艺规程(ISO 15609-6:2013, MOD); ——用等同采用国际标准的 GB/T 20972.1 代替了 ISO 15156-1(见 6.12.1.12.3、6.12.1.12.4); ——用等同采用国际标准的 GB/Z 32458 代替了 ISO/TR 17766(见 6.1.10); ——用等同采用国际标准的 GB/T 34875—2017 代替了 ISO 21049:2004(见 3.23、3.24、6.1.7、6.3.5、6.3.10、6.8.1、6.8.7、6.12.1.3、8.3.2.9、8.3.3.2、附录 C); ——用修改采用国际标准的 GB/T 35147 代替了 ISO 14691(见 7.2.4、附录 C)	以适应我国国情
6.1.1	将“(不包括表 19 中所示的易损件)”修改为“(不包括表 20 中所示的易损件)”	ISO 13709:2009 表述错误。表 19 所示为转子平衡要求,而表 20 所示为易损件
6.1.15	将“(见 6.1.6)”改为“(见 6.1.4)”	ISO 13709:2009 表述错误。最大叶轮叶片尖半径的相关要求和 6.1.4 有关
表 3	将“单壳体节段式泵(多级)中对应的 b)拆卸(6.1.24)”修改为“单壳体节段式泵(多级)中对应的 b)拆卸(6.1.25)”	ISO 13709:2009 表述错误。6.1.25 中规定了单壳体节段式泵(多级)中对应的 b)拆卸要求
6.7.4c)	将“(见表 H.4)”修改为“(见表 G.3)”	ISO 13709:2009 表述错误。ISO 13709:2009 中表 H.4 给出的是管路材料,而表 H.3(对应本标准表 G.3)给出的则是非金属耐磨环材料

表 B.1 (续)

本标准 章条编号	技术性差异	原因
6.8.13	将“[见 6.3.5 c)]”修改为“(见 3.23 和 3.25)”	ISO 13709:2009 表述错误。ISO 13709:2009 中无 6.3.5 c), 最大静态压力和动态密封压力分别对应术语 3.23 和 3.25
7.5.1.2	将“辅助系统的材料应符合表 H.5 的要求”修改为“辅助系统的材料应符合表 G.4 的要求”	ISO 13709:2009 表述错误。ISO 13709:2009 中无表 H.5 而表 H.4 (对应本标准表 G.4) 给出的是辅助系统的材料
7.5.1.8	将“螺塞应符合 6.4.3.10 的要求”修改为“螺塞应符合 6.4.3.11 的要求”	ISO 13709:2009 表述错误。6.4.3.10 中规定的是管路要求, 而 6.4.3.11 中规定的则是螺塞要求
7.5.2.8 注	将“(见 6.4.3.10)”修改为“(见 6.4.3.11)”	ISO 13709:2009 表述错误。6.4.3.10 中规定的是管路要求, 而 6.4.3.11 中规定的则是螺纹连接要求
8.3.3.3 b)	将“(见 6.1.8)”修改为“(见 6.1.15)”	ISO 13709:2009 表述错误。6.1.8 中给出的是汽蚀余量要求, 而 6.1.15 给出的则是高能泵要求
8.3.4.3.4	将“(见 8.3.3.5 和 8.4.3.1)”修改为“(见 8.3.3.7 和 8.3.3.8)”	ISO 13709:2009 表述错误。8.3.3.5 和 8.3.4.1 分别规定的是泵性能试验要求和工厂试验总则, 而 8.3.3.7 和 8.3.3.8 给出的则是关于拆卸泵重新试验的相关要求

表 B.1 (续)

本标准 章条编号	技术性差异	原因
10.2.3 b)	将“预测的噪声数据(6.1.16)”修改为“预测的噪声数据(6.1.14)”	ISO 13709:2009 表述错误。6.1.16 给出的是特殊泵型的要求,而 6.1.4 给出的则是声压级和声功率级的相关要求
表 20	将脚注 h“易损件(见 5.1.1)”修改为“易损件(见 6.1.1)”	ISO 13709:2009 表述错误。ISO 13709:2009 中无 5.1.1,而 6.1.1 中给出的则是易损件
附录 C	增加了电子版离心泵数据表的副本	以适应我国国情,方便使用
附录 E	增加了注 3 和注 5	增加了我国计算比转数的公式,以适应我国国情
图 F.8	将注 2 中“ISO 10438-2:2007”修改为“ISO 10438-3:2007”	API 614-08(第 3 部分)等同于 ISO 10438-3:2007
表 F.1	将表头“说明/章节”修改为“说明/章节(见 ISO 10438-3:2007)”,将关键项目 21 的“4.6.13”修改为“4.6.1.3”	关键项目指的是 ISO 10438-3:2007 中的项目
图 D.1 b)	调整了“8”“9”的位置	泵和电动机的位置错误
表 G.1 脚注 k	将“H.4”修改为“G.3”	ISO 13709:2009 表述错误。ISO 13709:2009 中表 H.4 给出的是管路材料,而表 H.3(对应本标准表 G.3)给出的则是非金属耐磨环材料
表 G.2	奥氏体不锈钢、承压铸件对应标准“G 5121, CI SCS 16 ^a SCS 16AX”修改为“G 5121, CI SCS 16 A SCS 16AX”	ISO 13709:2009 表述错误
表 G.3	浸渍的铜对应的最低温度限定值“-100(-450)”修改为“-100(-150)”	ISO 13709:2009 中单位换算错误
附录 H	将“T4”修改成“T5”	ISO 13709:2009 表述错误。关于表 5 的表述错误,应为 T5,而非 T4

附录 C

(资料性附录)

泵数据表和电子数据交换

C.1 离心泵数据表

本附录包含买方和卖方使用的典型数据表,如图 C.1 和图 C.2。采用 SI 单位制和 USC 单位制的数据表是数据表的电子表格的复本(微软 excel 电子表格)。在电子表格中,在数据表上选择单位会自动使数据表上的所有单位变成所要选择的单位。然而,注意这个电子数据表不包含内置的计算,因此,改变单位不会影响任何输入到数据表中的数据。

数据表的目的是要使用它的电子表格,正因如此,有许多包含下拉选择的单元格。因为一旦单元格被选中,这些下拉选择就不会呈现给用户,本文件中的复本是用阴影区表示哪些单元格包含了下拉选择。电子数据表的另一个特色是当用户选择一个数据输入单元格,如果有一个交叉引用回到标准,弹出的对话框里就会出现要求的引用段落和部分或全部的引用段落的内容。

为帮助读者,基本是数据表中最少的所有内容的文件图(见图 C.3)已经在每一行给出了下拉选择所列出的适用的内容。除下拉列表外,在左边的区域列出一些行的编号。这些编号是交叉引用段落的编号,弹出方式如上所述。

在所有的示例说明中,文件图上列出的信息与电子数据表在同一行。

C.2 电子数据交换(EDE)

包含在泵的数据表上的信息也可通过数字传输,而不是通过一个传统的数据表的格式。这适合于泵采买方及供货方都有处理的数字信息的系统,而不是纸质数据表。直接的电子传递可通过买方和供货方共同采用的传送协议的方式实现。为了使各方都能接受,这种传送协议也有必要是商业中立的。如果双方的内部数据系统通过这个中立的协议可输入/输出,这种方法就提高了双方的经营效率。这些系统的示例包括:

- a) 对买方:
 - 1) 泵规格数据库;
 - 2) 投标选项卡程序;
 - 3) 系统分析程序;
 - 4) 在建资产管理程序;
- b) 对供货方:
 - 1) 泵的选择系统;
 - 2) 泵配置和报价开发系统;
 - 3) 订单管理系统和材料清单管理系统。

有兴趣采用电子数据交换(EDE)的那些人应给予鼓励,对离心泵数据的数字传输,可参照 EDE 技术和实施标准 BSR/HI 50.7。本标准对采用满足 ANSI/API Std 610/ISO 13709 离心泵的数据要求的 EDE 提供了实施细节和示例。额外的诠释资料也可在 <http://www.pumps.org/ede> 得到。

BSR/HI 50.7 是由美国水力协会和 FIATECH 自动化设备信息交换(AEX)项目自主研发并支撑的,并与 API 合作研制完成。EDE 技术中的信息和 AEX XML 模式可在 www.fiatech.org/aex.html 网站上得到。

一个完整的在电子数据表中列出的所有数据字段在图 C.1~图 C.3 中列出,其对应的 XML 结构可在 BSR/HI 50.7 www.pumps.org/ede 或通过 FIATECH 在 www.fiatech.org/aex.htm 找到。

项目单位

SI

用户: _____

项目名称: _____

工位号: _____

设备编号: _____

设备用途: _____

出厂编号: _____

申请号/规格书号: _____ / _____

采购订单号: _____

当你已经完成了加亮的同步数据，整个页面就格式化了单元格模式
完成后删除这些注释

注释: _____

数据表

设备编号	ATT	设备编号	ATT	设备编号	ATT
泵					
电动机					
齿轮箱					
透平					

适用的所有标准 _____

版本	日期	描述	签字	审查					
			数据名号						
			表	共	页	第	页		

图 C.1 离心泵数据表(SI 单位制)

1	注释	适用于: _____ 适用的NTL/INTNTL标准: _____						版本
2		用户: _____ 装置: _____						
3		地点: _____ 使用条件: _____						
4		请购单号: _____ 规格: _____ 型式: _____ 级数: _____						
5		制造商: _____ 型号: _____ 出厂编号: _____						
6	液体特性							
7		单位	最大	最小	注:			
8		液体类型或名称:			最大和最小值			
9		汽化压力:	kPa		仅指列出的特性			
10		比重:						
11		比热:	kJ/(kg·K)					
12		黏度:	Pa·s					
13	工作条件 (6.1.2)							
14		单位	最大	额定	正常	最小		
15		NPSHa 数据:	C.L. 叶轮					
16		泵送温度:	°K					
17		流量:	m³/s					
18		吐出压力: (6.3.2)	kPa					
19		吸入压力:	kPa					
20		压差:	kPa					
21		扬程:	m					
22		NPSH _A :	m					
23		水功率:	kW					
24	现场和公用工程数据							
25	位置:				冷却水:			
26	安装在: _____				进水 回水 设计			
27	电气区域分类: _____ 6.1.22 区 _____				温度 °C(K) _____ 最大 _____ 最小 _____			
28	组 _____ 温度等级 _____				压力 kPa _____ 最小 _____			
29	现场数据:				水源 _____			
30	海拔 (MSL): _____ m 气压计: _____ mmHg				冷却水氯化物浓度: _____ mg/kg(ppm)			
31	环境温度范围: 最小/最大 _____ / _____ °C(K)				仪表气源: 最大 _____ kPa 最小 _____ kPa			
32	相对湿度: 最小/最大 _____ / _____ %				蒸汽			
33	异常条件: _____				温度 °C(K) _____ 最大 _____ 最小 _____			
34	公用工程条件:				压力 kPa _____ 最大 _____ 最小 _____			
35	电: _____ 驱动器 _____ 加热 _____ 控制 _____ 关机 _____				驱动器 _____ 加热 _____			
36	电压 _____ 最小 _____				方向 _____			
37	相位 _____				润滑 _____			
38	赫兹 _____				轴承型式: _____			
39					径向 _____ / _____			
40					推力 _____ / _____			
41	性能				驱动器 (7.1.5)			
42	报价单曲线号 _____ r/min _____				驱动器型式 _____			
43	测试曲线号: _____				齿轮箱 _____			
44	叶轮直径: 额定 _____ 最大 _____ 最小 _____ mm				要求变速 _____			
45	额定功率 _____ kW 效率 _____ %				变速的来源 _____			
46	曲线上额定最佳效率点流量 (在叶轮额定直径) _____ m³/s				其他 _____			
47	最小流量: 热控的 _____ m³/s 稳定的 _____ m³/s				制造商 _____			
48	优先工作区 (6.1.12) _____ 到 _____ m³/s				铭牌上的功率 _____ kW			
49	允许工作区 _____ 到 _____ m³/s				公称转速 r/min _____			
50	额定叶轮的最大扬程 _____ m				额定载荷转速 r/min _____			
51	额定叶轮的最大功率 (6.8.9) _____ kW				机座或型号 _____			
52	额定流量时的 NPSH ₃ _____ m				方向 _____			
53	泵中心线 (CL) 到底座 U/S 距离 _____ m				润滑 _____			
54	额定流量时的 NPSH 裕量: _____ m				启动方法: _____			
55	比转数 (6.1.9) _____ m³/s, r/min, m _____				轴向 _____ / _____			
56	汽蚀比转数限值 _____				推力 _____ / _____			
57	汽蚀比转数 _____ m³/s, r/min, m _____				启动方法 _____			
58	要求最大允许声压级 (6.1.14) _____ dBA				见驱动器数据表 _____			
59	预计的最大允许声压级 _____ dBA							
60	要求最大声功率级 (6.1.14) _____							
61	预计的最大允许声功率级 _____							
		数据单号:		版本:		共 页 第 页		

图 C.1 (续)

1	注释	结构	版本
2	泵型式: _____ [基于本标准的定义]	壳体安装: _____	
3		壳体型式: (6.3.10) _____	
4	管口接口: (6.5.5)	OH3 后拉出结构要求起吊装置 (9.1.2.6) _____	
5		壳体压力额定值:	
6	吸入	MAWP: (6.3.6) _____ kPa 在 _____ °C(K)	
7	吐出	水压试验压力: _____ kPa 在 _____ °C(K)	
8	压力壳体辅助接口: (6.4.3.2)		
9		装配好的 OH 型泵的水压试验	
10	平衡/泄漏	吸入压力区域按 MAWP 设计	
11	排液	转向: (从联轴器端看)	
12	排气	• 叶轮单独固定:	
13	压力表	• 用螺栓连接 OH 3/4/5 型泵到垫板/基础:	
14	温度计	• 为 OH 3/4/5 型泵提供底板	
15	暖泵系统	转子:	
16		轴的柔性指标 (SFI) (9.1.1.3) _____	
17	排液阀提供者	阶滞临界转速 (仅对多级泵)	
18	多个排液接头	按 GB/T 9239.1, G1.0 做部件平衡	
19	排液阀提供者	过盈配合-限制移动叶轮 (9.2.2.3) _____	
20	多个排液接头		
21	管路螺纹接口, 使用温度 < 50 °C (6.4.3.2) _____	联轴器: (7.2.3) [7.2.13 a)]	
22	过渡段专用接口 (6.4.3.3) _____	制造商 _____	
23	要求圆柱螺纹 (6.4.3.8) _____	型号 _____	
24	要求二叉支撑 _____	额定值 (功率/100 r/min) _____	
25	加工的嵌入件接口 (6.4.3.12) _____	中间节长度 _____ mm	
26	VS 6 排液 _____	安全系数 _____	
27	排液到凸缘内 _____	刚性联轴器 _____	
28		联轴器采用液压装配 (7.2.10) _____	
29	材料 (6.12.1.1)	按 GB/T 9239.1, G6.3 做联轴器的平衡 (7.2.3) _____	
30	附录 H 等级 _____	联轴器带有专门的夹紧装置 (7.2.11) _____	
31	最低设计金属温度 (6.12.4.1) _____ °C(K)		
32	要求降低硬度的材料 (6.12.1.12.1) _____	符合 (7.2.4) 的联轴器 _____	
33	适用的硬度标准 (6.12.1.12.3) _____	按标准规定的联轴器罩 [7.2.13. a)] _____	
34	筒体: _____	联轴器罩上的窗口 _____	
35	壳体: _____		
36	导流壳: _____	底座	
37	叶轮: _____	底座号: _____	
38	叶轮耐磨环: _____	底座结构 (7.3.14) _____	
39	壳体耐磨环: _____	底座排液 (7.3.1) _____	
40	轴: _____	安装: _____	
41	碗形导流壳 (如果是 VS 型泵) _____	非灌浆结构: (7.3.13) _____	
42	检查等级 _____	垂直的水平调整螺钉: _____	
43	轴承和润滑 (6.10.1.1)	驱动机纵向位置调整螺钉: _____	
44	轴承 (型式/数量): (6.11.4) _____	包括: • 灌浆孔和排气孔 _____	
45	径向 _____ / _____	• 排液接口 _____	
46	轴向 _____ / _____	安装垫板尺寸适合底座找平 (7.3.5) _____	
47	审查和批准推力轴承: (9.2.5.2.4) _____	安装垫板要机械加工 (7.3.6) _____	
48		在所有设备的底脚下提供间隔板 _____	
49	润滑: (6.10.2.2) (6.11.3) (9.2.6.1) _____	其他 _____	
50	强制润滑系统, ISO 10438 _____ (9.2.6.2) _____		
51	附带 ISO 10438 数据表 _____		
52	强制润滑油系统安装在泵底座上 _____	备注: _____	
53	安装在底座上的强制润滑油系统的位置: _____	_____	
54		_____	
55	连接管路的提供者 _____	_____	
56		_____	
57	ISO 等级的油黏度 VG _____	_____	
58	恒油位油标: _____	_____	
数据单号: _____		版本: _____ 共 _____ 页 第 _____ 页	

图 C.1 (续)

1	注释	仪器仪表	密封支持系统安装	版本
2		见 API-670 附录的数据表	在泵底座上安装密封支持系统 (7.5.1.4)	
3		加速度计 (7.4.2.1)		
4		加速度计编号	在底座上确定位置	
5		加速度计安装位置		
6			连接管路的提供者	
7		仅为安装做准备 (6.10.2.10)		
8		加速度计编号	机械密封 (6.8.1)	
9		加速度计安装位置	见 GB/T 34875—2017/API 682 附录的数据表	
10			附加中心冲洗孔 (6.8.9)	
11		要求平的表面 (6.10.2.11)	要求加热夹套 (6.8.11)	
12		加速度计编号		
13		加速度计安装位置	加热和冷却 (6.1.17)	
14			要求冷却	
15		振动探头 (7.4.2.2)	冷却水管路图	
16		为振动探头做准备	冷却水管路	
17		每个径向轴承编号	管配件	
18		每个轴向轴承编号	冷却水管路材料	
19		监视器和电缆的提供者 (7.4.2.4)	冷却水要求:	
20			轴承箱	m ³ /s
21			热交换器	m ³ /s
22		温度 (7.4.2.3)	总的冷却水量	m ³ /s
23		为温度探头做准备	热媒	
24		径向轴承温度	其他	
25		每个径向轴承编号	加热管路	
26		推力轴承温度		
27		驱动侧每个推力轴承编号	管路和附件	
28		非驱动侧每个推力轴承编号	供买方接口用的汇流管 (7.5.1.6)	
29		温度计 (带温度计套管) (9.1.3.6)	排气	
30		压力表类型	排液	
31		备注	冷却水	
32			标记所有的孔口 (7.5.2.4)	
33			密封压盖上的承插焊接口 (7.5.2.8)	
34				
35				
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50				
51				
52				
53				
54				
55				
56				
57				
58				
59				
60				
数据单号:		版本:	共 页 第 页	

图 C.1 (续)

1	注释	表面处理和油漆	试验	版本
2		制造商标准	工厂检验 (8.1.1)	
3		其他 (如下)	性能曲线	
4		规范代号	发货前批准资料	
5			用替代密封试验 [8.3.3.2 b)]	
6		泵:	要求材料合格证书	
7		泵表面准备	(6.12.1.8) 壳体	
8		底漆	叶轮	
9		面漆	轴	
10			其他	
11		底座:	铸件修补程序要求批准	
12		底座表面准备	(6.12.2.5) (6.12.3.1)	
13		底漆	接口焊缝要求检查 [6.12.3.4 d)] [6.12.3.4 e)]	
14		面漆	磁粉	
15		起重设备细节	射线	
16			液体渗透	
17		发货: (8.4.1)	超声波	
18		要求出口包装	铸件要求检查	
19		大于 6 个月的室外存放	磁粉	
20		备用转子部件包装:	射线	
21		转子的存放方向 (9.2.8.2)	液体渗透	
22		立式存放的发货和贮存包装箱 (9.2.8.3)	超声波	
23			要求硬度试验 (8.2.2.7)	
24		N2 惰性气体保护 (9.2.8.4)	附加的次表面检查 (6.12.1.5) (8.2.1.3)	
25		备品备件	部位	
26		启动	方法	
27		日常维护	要求准确材料鉴定 (PMI) 试验 (8.2.2.8)	
28		重量 kg	被试验的零部件	
29		设备编号	残余不平衡试验 (P.4.1.2)	
30		泵	T ₁ 试验成功通知	
31		驱动机	性能试验 [8.1.1 c)] (8.3.3.5)	
32		齿轮箱	底座试验 (7.3.21)	
33		底座	静水压	
34		总重	碗形导流壳和悬吊管静水压试验 (9.3.13.2)	
35		其他买方要求	性能试验	
36		要求协调会议 (10.1.3)	符合 (8.3.3.2) 的试验	
37		最大排出压力包括	(8.3.3.3) 的试验数据点	
38		最大相对密度	(8.3.3.4) 的试验允差	
39		运行到跳闸转速	NPSH (8.3.4.3.1) (8.3.4.3.4)	
40		最大直径叶轮和/或级数	仅第一级的 NPSH (8.3.4.3.2)	
41		接口设计需批准 (9.2.1.4)	按 HI 1.6 或 GB/T 3216 试验 NPSH (8.3.4.3.3)	
42		扭转分析/报告 (6.9.2.10)	试验 NPSHA 限制在 110% 现场 NPSHA 以内 (8.3.3.6)	
43		进度报告	重新试验泄漏的密封 [8.3.3.2 d)]	
44		可自选试验的程序大纲 (10.2.5)	最终调整扬程后要求的重新试验 [8.3.3.7 b)]	
45		附加的资料要求保存 20 年 (8.2.1.1)	整台机组试验 (8.3.4.4.1)	
46			噪声级试验 (8.3.4.5)	
47		要求横向分析 (9.1.3.4) (9.2.4.1.3)	最终装配前的清洁度 (8.2.2.6)	
48		要求固有频率分析 (9.3.9.2)	清洁度检查的地点	
49		转子动平衡 (6.9.4.4)	管口载荷试验	
50		报价单中机组安装一览表 [10.2.3.1)]	检查安装垫板表面的共同平面	
51		变频稳态阻尼响应分析 (6.9.2.3)	机械运转试验到油温稳定	
52		瞬态扭转响应 (6.9.2.4)	油温稳定后做 4 h 机械运转 (8.3.4.2.1)	
53		要求轴承寿命计算 (6.10.1.6)	4 h 机械运转试验 (8.3.4.2.2)	
54		按 EN 13463-1 进行引燃危险评估 (7.2.15)	轴承箱共振试验 (8.3.4.7)	
55		壳体退役剩余厚度图 (10.3.2.3)	结构共振试验 (9.3.9.2)	
56		要求用法兰代替承插焊接头 (7.5.2.8)	试验后拆卸/检查流体动压轴承	
57		包括绘制振动频谱 (6.9.3.3)	(9.2.7.5)	
58		连接螺栓 (7.5.1.7)	辅助设备试验 (8.3.4.6)	
59		螺栓禁止镀锡	包括在辅助试验中的设备	
60		卖方保存返修及热处理记录 [8.2.1.1 c)]		
61		卖方提交试验程序 (8.3.1.1)	辅助试验设备的地点	
62		提交检查员的检查清单 (8.1.5)		
63			冲击试验 (6.12.4.3) 按 EN 13445	
64			按 ASME 第 VIII 卷	
65			试验后拆卸壳体	
数据单号:		版本:	共 页 第 页	

图 C.1 (续)

1	注释	立式 (图 1.1)		版本
2		备注		
3				
4				
5				
6				
7		立式泵		立式泵 (续)
8	泵推力:	(+) 向上	(-) 向下	长轴:
9	静推力	_____ N	_____ N	长轴直径 _____ mm
10	最小流量	_____ N	_____ N	管子直径 _____ mm
11	额定流量	_____ N	_____ N	长轴联轴器:
12	最大流量	_____ N	_____ N	长轴连接 _____
13	最大推力	_____ N	_____ N	• 吸入过滤器型式 _____
14	要求底板	_____	_____	• 液面控制 _____
15	底板长×宽	_____ m × _____ m		叶轮用弹性夹头固定可接受 _____
16	底板厚度	_____ mm		轴承部位的轴套硬化处理 (9.3.10.5) _____
17	要求安装法兰	_____		共振试验 _____
18	悬吊管:			结构分析 (9.3.5) _____
19	直径	_____ mm		驱动器找正螺钉 _____
20	长度	_____ m		吸入筒体
21	数量	_____		吸入筒体 _____ 厚度 _____ mm
22	间隔	_____ m		_____ 长度 _____ m
23	导轴承:			_____ 直径 _____ mm
24	数量	_____		独立的安装板 (9.3.8.3.1) _____
25	长轴导轴承间距	_____ mm		提供独立的底板 (9.3.8.3.3) _____
26	导轴承润滑	_____		排液管通到地面 (9.3.13.5) _____
27				要求计算碗形导流壳的扬程 _____
28				
29		材料 (附加的)		
30	吸入筒体/管:	_____		长轴轴套: _____
31	排出管:	_____		轴承保持架: _____
32	碗形导流壳轴:	_____		轴护套: _____
33	长轴:	_____		排出口悬吊管 _____
34	长轴表面硬化:	_____		压力额定值: _____ 最大 _____ 静水压 _____
35	喇叭管:	_____		扬程 _____
36	碗形导流壳轴承:	_____		悬吊管 _____
37	长轴导轴承:	_____		碗形导流壳 _____
38				
39		湿坑布置		
40	湿坑外形尺寸:			
41	地面标高	1 _____ m		
42	低液位	2 _____ m		
43	排出口中心线	3 _____ m		
44	湿坑深度	l_1 _____ m		
45	泵长度	l_2 _____ m		
46	地面到排出口的高度	l_3 _____ m		
47	地面到低液位的深度	l_4 _____ m		
48	地面到第一级叶轮的深度	l_5 _____ m		
49	要求浸没深度	l_6 _____ m		
50	湿坑直径	ϕd _____ m		
51				
52				
53				
54				
55				
56				

The diagram illustrates the wet pit layout with various dimensions labeled: l_1 (total pit depth), l_2 (pump length), l_3 (height from ground to outlet), l_4 (depth from ground to low liquid level), l_5 (depth from ground to first impeller), and l_6 (required immersion depth). The diameter of the wet pit is denoted as ϕd . Points 1, 2, and 3 indicate the ground level, low liquid level, and outlet centerline respectively.

数据单号: _____ 版本: _____ 共 _____ 页 第 _____ 页

图 C.1 (续)

1	注释	压力容器设计规范参考文献				版本
2		制造商必须列出这些参考文献				
3		设计中采用的铸件系数 (表 4)				
4		源地材料性能				
5						
6		焊接和焊补				
7		制造商必须列出这些参考文献。(如果买方没有特殊规定, 默认表 11)				
8		可替换的焊接规范和标准				
9		焊接要求 (适用的规范和标准)				
10		焊工/焊接操作工资格				
11		焊接工艺评定				
12		非承压结构焊接, 如底座和支架				
13		板边的磁粉检测或液体渗透检测				
14		焊后热处理				
15		焊合壳体焊缝的焊后热处理				
16						
17		材料检查				
18		制造商必须列出这些参考文献				默认表 15
19		可替换材料的检查及验收标准 (见表 15) (8.2.2.5)				
20		检查类型	方法	用于焊合件	用于铸件	
21		射线检测				
22		超声波检测				
23		磁粉检测				
24		液体渗透检测				
25		目视检测 (所有表面)				
26		备注:				
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
34						
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41						
42						
43						
44						
45						
46						
47						
48						
49						
50						
51						
52						
53						
54						
55						
56						
57						
58						
		数据单号:		版本:		共 页 第 页

图 C.1 (续)

项目单位

常用

用户: _____

项目名称: _____

工位号: _____

设备编号: _____

设备用途: _____

出厂编号: _____

申请号/规格书号: _____ / _____

采购订单号: _____

当你已经完成了加亮的同步数据，整个页面就格式化了单元格模式
完成后删除这些注释

注释: _____

数据表

设备编号	ATT	设备编号	ATT	设备编号	ATT

适用的所有标准 _____

版本	日期	描述	签字	审查					
			数据名号						
			表	共	页	第	页		

图 C.2 离心泵数据表(USC 单位制)

1	注释	适用于: _____ 适用的NTL/INTNTL标准: _____					版本
2		用户 _____ 装置 _____					
3		地点 _____ 使用条件 _____					
4		请购单号 _____ 规格 _____ 型式 _____ 级数 _____					
5		制造商 _____ 模型 _____ 出厂编号 _____					
6		液体特性					
7		单位	最大	最小	注:		使用条件: • 如果间歇运转, 启动次数: _____ 泵工作地点: _____ 腐蚀原因: (6.12.1.9) _____ 侵蚀原因: (6.12.1.9) _____ H ₂ S含量mg/kg(ppm): (6.12.1.12) _____ 氯化物浓度mg/kg(ppm): _____ 微粒尺寸(直径单位微米): _____ 微粒含量mg/kg(ppm): _____
8	液体类型或名称:				最大和最小值		
9	汽化压力:	kPa(psia)			仅指列出的特性		
10	比重:						
11	比热:	kJ/(kg·K) Btu/(lbm·°F)					
12	黏度:	Pa·s(cP)					
13		工作条件 (6.1.2)					
14		单位	最大	额定	正常	最小	
15	NPSHa 数据:	C.L. 叶轮					
16	泵送温度:	°F					
17	流量:	m ³ /s(gpm)					
18	吐出压力: (6.3.2)	kPa(psia)					
19	吸入压力:	kPa(psia)					
20	压差:	kPa(PSI)					
21	扬程:	m(ft)					
22	NPSH _A :	m(ft)					
23	水功率:	kW(HP)					
24		现场和公用工程数据					
25	位置:	冷却水:					
26		进水 回水 设计					
27	安装在: _____	温度°F _____ 最大 _____					
28	电气区域分类: _____ 6.1.22 区 _____	压力kPa(psia) _____ 最小 _____					
29	组 _____ 温度等级 _____	水源 _____					
30	现场数据:	冷却水氯化物浓度: _____ mg/kg(ppm)					
31	海拔(MSL): _____ m(ft) 气压计: _____ Hg	仪表气源: 最大 _____ kPa(psia) 最小 _____ kPa(psia)					
32	环境温度范围: 最小/最大 _____ / _____ °C(°F)	蒸汽					
33	相对湿度: 最小/最大 _____ / _____ %	温度°F _____ 最大 _____					
34	异常条件: _____	最小 _____					
35		压力kPa(psia) _____ 最大 _____					
36	公用工程条件:	最小 _____					
37	电: _____ 驱动器 _____ 加热 _____ 控制 _____ 关机 _____	驱动器 _____ 加热 _____					
38	电压 _____	压力kPa(psia) _____ 最大 _____					
39	相位 _____	最小 _____					
40	赫兹 _____	驱动器 _____ 加热 _____					
41		性能					
42	报价单曲线号 _____ r/min _____	驱动器 (7.1.5)					
43	测试曲线号: _____	驱动器型式 _____					
44	叶轮直径: 额定 _____ 最大 _____ 最小 _____ mm(in)	齿轮箱 _____					
45	额定功率 _____ kW(HP) 效率 _____ (%)	要求变速 _____					
46	曲线上额定最佳效率点流量 (在叶轮额定直径) _____ m ³ /s(gpm)	变速的来源 _____					
47	最小流量: 热控的 _____ m ³ /s(gpm) 稳定的 _____ m ³ /s(gpm)	其他 _____					
48	优先工作区 (6.1.12) _____ 到 _____ m ³ /s(gpm)	制造商 _____					
49	允许工作区 _____ 到 _____ m ³ /s(gpm)	铭牌上的功率 _____ kW(HP)					
50	额定叶轮的最大扬程 _____ ft	公称转速 r/min _____					
51	额定叶轮的最大功率 (6.8.9) _____ kW(HP)	额定载荷转速 r/min _____					
52	额定流量时的 NPSH ₃ _____ m(ft)	机座或型号 _____					
53	泵中心线 (CL) 到底座 U/S 距离 _____ m(ft)	方向 _____					
54	额定流量时的 NPSH 裕量: _____ m(ft)	润滑 _____					
55	比转数 (6.1.9) _____ m ³ /s(gpm), r/min, m(ft) _____	轴承型式: _____					
56	汽蚀比转数限值 _____	径向 _____ / _____					
57	汽蚀比转数 _____ m ³ /s(gpm), r/min, m(ft) _____	推力 _____ / _____					
58	要求最大允许声压级 (6.1.14) _____ (dBA)	启动方法 _____					
59	预计的最大允许声压级 _____ (dBA)	见驱动器数据表 _____					
60	要求最大声功率级 (6.1.14) _____						
61	预计的最大允许声功率级 _____						
数据单号: _____		版本: _____ 共 _____ 页 第 _____ 页					

图 C.2 (续)

1	注释	结构	版本
2	泵型式: [基于本标准的定义]	壳体安装:	
3		壳体型式: (6.3.10)	
4	管口接口: (6.5.5)	OH3 后拉出结构要求起吊装置 (9.1.2.6)	
5		壳体压力额定值:	
6	吸入	MAWP: (6.3.6) kPa(psig) 在 °C(°F)	
7	吐出	水压试验压力: kPa(psig) 在 °C(°F)	
8	压力壳体辅助接口: (6.4.3.2)		
9		装配好的 OH 型泵的水压试验	
10	平衡/泄漏	吸入压力区域按 MAWP 设计	
11	排液	转向: (从联轴器端看)	
12	排气	• 叶轮单独固定:	
13	压力表	• 用螺栓连接 OH 3/4/5 型泵到垫板/基础:	
14	温度计	• 为 OH 3/4/5 型泵提供底板	
15	暖泵系统	转子:	
16		轴的柔性指标 (SFI) (9.1.1.3)	
17	排液阀提供者	一阶临界转速 (仅对多级泵)	
18	多个排液接头	按 GB/T 9239.1, G1.0 做部件平衡	
19	排气阀提供者	过盈配合-限制移动叶轮 (9.2.2.3)	
20	多个排气接头		
21	管路螺纹接口, 使用温度 ≤50 °C (6.4.3.2)	联轴器: (7.2.3) [7.2.13 a)]	
22	过渡段专用接口 (6.4.3.3)	制造商	
23	要求圆柱螺纹 (6.4.3.8)	型号	
24	要求三叉支撑	额定值 (功率/100 r/min)	
25	加工的嵌入件接口 (6.4.3.12)	中间节长度 mm(in)	
26	VS 6 排液	安全系数	
27	排液到凸缘内	刚性联轴器	
28		联轴器采用液压装配 (7.2.10)	
29	材料 (6.12.1.1)	按 GB/T 9239.1, G6.3 做联轴器的平衡 (7.2.3)	
30	附录 H 等级	联轴器带有专门的夹紧装置 (7.2.11)	
31	最低设计金属温度 (6.12.4.1) °C(°F)		
32	要求降低硬度的材料 (6.12.1.12.1)	符合 (7.2.4) 的联轴器	
33	适用的硬度标准 (6.12.1.12.3)	按标准规定的联轴器罩 [7.2.13 a)]	
34	筒体:	联轴器罩上的窗口	
35	壳体:		
36	导流壳:	底座	
37	叶轮:	底座号:	
38	叶轮耐磨环:	底座结构 (7.3.14)	
39	壳体耐磨环:	底座排液 (7.3.1)	
40	轴:	安装:	
41	碗形导流壳 (如果是 VS 型泵)	非灌浆结构: (7.3.13)	
42	检查等级	垂直的水平调整螺钉:	
43	轴承和润滑 (6.10.1.1)	驱动机纵向位置调整螺钉:	
44	轴承 (型式/数量): (6.11.4)	包括: • 灌浆孔和排气孔	
45	径向 /	• 排液接口	
46	轴向 /	安装垫板尺寸适合底座找平 (7.3.5)	
47	审查和批准推力轴承: (9.2.5.2.4)	安装垫板要机械加工 (7.3.6)	
48		在所有设备的底脚下提供间隔板	
49	润滑: (6.10.2.2) (6.11.3) (9.2.6.1)	其他	
50	强制润滑系统, ISO 10438 (9.2.6.2)		
51	附带 ISO 10438 数据表	备注:	
52	强制润滑油系统安装在泵底座上		
53	安装在底座上的强制润滑油系统的位置:		
54			
55	连接管路的提供者		
56			
57	ISO 等级的油黏度 VG		
58	恒油位油标:		
数据单号:		版本:	共 页 第 页

图 C.2 (续)

1	注释	仪器仪表	密封支持系统安装	版本
2		见 API-670 附录的数据表	在泵底座上安装密封支持系统 (7.5.1.4)	
3		加速度计 (7.4.2.1)		
4		加速度计编号	在底座上确定位置	
5		加速度计安装位置		
6			连接管路的提供者	
7		仅为安装做准备 (6.10.2.10)		
8		加速度计编号	机械密封 (6.8.1)	
9		加速度计安装位置	见 GB/T 34875—2017/API 682 附录的数据表	
10			附加中心冲洗孔 (6.8.9)	
11		要求平的表面 (6.10.2.11)	要求加热夹套 (6.8.11)	
12		加速度计编号		
13		加速度计安装位置	加热和冷却 (6.1.17)	
14			要求冷却	
15		振动探头 (7.4.2.2)	冷却水管路图	
16		为振动探头做准备	冷却水管路	
17		每个径向轴承编号	管配件	
18		每个轴向轴承编号	冷却水管路材料	
19		监视器和电缆的提供者 (7.4.2.4)	冷却水要求:	
20			轴承箱	m ³ /s(gpm)
21			热交换器	m ³ /s(gpm)
22		温度 (7.4.2.3)	总的冷却水量	m ³ /s(gpm)
23		为温度探头做准备	热媒	
24		径向轴承温度	其他	
25		每个径向轴承编号	加热管路	
26		推力轴承温度		
27		驱动侧每个推力轴承编号	管路和附件	
28		非驱动侧每个推力轴承编号	供买方接口用的汇流管 (7.5.1.6)	
29		温度计 (带温度计套管) (9.1.3.6)	排气	
30		压力表类型	排液	
31		备注	冷却水	
32			标记所有的孔口 (7.5.2.4)	
33			密封压盖上的承插焊接口 (7.5.2.8)	
34				
35				
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50				
51				
52				
53				
54				
55				
56				
57				
58				
59				
60				
数据单号:		版本:	共 页 第 页	

图 C.2 (续)

1	注释	表面处理和油漆	试验	版本
2		制造标准	工厂检验 (8.1.1)	
3		其他 (如下)	性能曲线	
4		规范代号	发货前批准资料	
5			用替代密封试验 [8.3.3.2 b)]	
6		泵:	要求材料合格证书	
7		泵表面准备	(6.12.1.8) 壳体	
8		底漆	叶轮	
9		面漆	轴	
10			其他	
11		底座:	铸件修补程序要求批准	
12		底座表面准备	(6.12.2.5) (6.12.3.1)	
13		底漆	接口焊缝要求检查 [6.12.3.4 d)] [6.12.3.4 e)]	
14		面漆	磁粉	
15		起重设备细节	射线	
16			液体渗透	
17		发货: (8.4.1)	超声波	
18		要求出口包装	铸件要求检查	
19		大于 6 个月的室外存放	磁粉	
20		备用转子部件包装:	射线	
21		转子的存放方向 (9.2.8.2)	液体渗透	
22		立式存放的发货和贮存包装箱 (9.2.8.3)	超声波	
23			要求硬度试验 (8.2.2.7)	
24		N ₂ 惰性气体保护 (9.2.8.4)	附加的次表面检查 (6.12.1.5) (8.2.1.3)	
25		备品备件	部位	
26		启动	方法	
27		日常维护	要求准确材料鉴定 (PMI) 试验 (8.2.2.8)	
28			被试验的零部件	
29		重量 lb	残余不平衡试验 (P. 4.1.2)	
30		设备编号	工厂试验成功通知	
31		泵	性能试验 [8.1.1 c)] (8.3.3.5)	
32		驱动机	底座试验 (7.3.21)	
33		齿轮箱	静水压	
34		底座	碗形导流壳和悬吊管静水压试验 (9.3.13.2)	
35		总重	性能试验	
36			符合 (8.3.3.2) 的试验	
37			(8.3.3.3) 的试验数据点	
38			(8.3.3.4) 的试验允差	
39			NPSH (8.3.4.3.1) (8.3.4.3.4)	
40			仅第一级的 NPSH (8.3.4.3.2)	
41			按 HI 1.6 或 GB/T 3216 试验 NPSH (8.3.4.3.3)	
42			试验 NPSHA 限制在 110% 现场 NPSHA 以内 (8.3.3.6)	
43			重新试验泄漏的密封 [8.3.3.2 d)]	
44			最终调整扬程后要求的重新试验 [8.3.3.7 b)]	
45			整台机组试验 (8.3.4.4.1)	
46			噪声级试验 (8.3.4.5)	
47			最终装配前的清洁度 (8.2.2.6)	
48			清洁度检查的地点	
49			管口载荷试验	
50			检查安装垫板表面的共同平面	
51			机械运转试验到油温稳定	
52			油温稳定后的 4hr 机械运转 (8.3.4.2.1)	
53			4hr 机械运转试验 (8.3.4.2.2)	
54			轴承箱共振试验 (8.3.4.7)	
55			结构共振试验 (9.3.9.2)	
56			试验后拆卸/检查流体动压轴承	
57			(9.2.7.5)	
58			辅助设备试验 (8.3.4.6)	
59			包括在辅助试验中的设备	
60				
61			辅助试验设备的位置	
62				
63			冲击试验 (6.12.4.3) 按 EN 13445	
64			按 ASME 第 VIII 卷	
65			试验后拆卸壳体	
数据单号:		版本:	共 页 第 页	

图 C.2 (续)

1	注释	立式 (图 1.1) -----	版本
2		备注	
3			
4			
5			
6		立式泵	立式泵 (续)
7		泵推力: (+) 向上 (-) 向下	长轴:
8		静推力 _____ N(lbf) _____ N(lbf)	长轴直径 _____ mm(in)
9		最小流量 _____ N(lbf) _____ N(lbf)	管子直径 _____ mm(in)
10		额定流量 _____ N(lbf) _____ N(lbf)	长轴联轴器:
11		最大流量 _____ N(lbf) _____ N(lbf)	长轴连接 _____
12		最大推力 _____ N(lbf) _____ N(lbf)	
13		要求底板 _____	• 吸入过滤器型式 _____
14		底板长×宽 _____ m(ft)× _____ m(ft)	• 液面控制 _____
15		底板厚度 _____ mm(in)	叶轮用弹性夹头固定可接受 _____
16		要求安装法兰 _____	轴承部位的轴套硬化处理 (9.3.10.5) _____
17		悬吊管:	共振试验 _____
18		直径 _____ mm(in)	结构分析 (9.3.5) _____
19		长度 _____ m(ft)	
20		数量 _____	驱动器找正螺钉 _____
21		间隔 _____ m(ft)	吸入筒体:
22		导轴承:	吸入筒体 _____ 厚度 _____ mm(in)
23		数量 _____	长度 _____ m(ft)
24		长轴导轴承间距 _____ mm(in)	直径 _____ mm(in)
25		导轴承润滑 _____	独立的安装板 (9.3.8.3.1) _____
26			提供独立的底板 (9.3.8.3.3) _____
27			排液管通到地面 (9.3.13.5) _____
28			要求计算碗形导流壳的扬程 _____
29		材料 (附加的)	
30		吸入筒体/管: _____	长轴轴套: _____
31		排出管: _____	轴承保持架: _____
32		碗形导流壳轴: _____	轴护套: _____
33		长轴: _____	排出口悬吊管 _____
34		长轴表面硬化: _____	压力额定值: _____ 最大 静水压
35		喇叭管: _____	扬程 _____
36		碗形导流壳轴承: _____	悬吊管 _____
37		长轴导轴承: _____	碗形导流壳 _____
38		湿坑布置	
39		湿坑外形尺寸:	
40		地面标高 1 _____ m(ft)	
41		低液位 2 _____ m(ft)	
42		排出口中心线 3 _____ m(ft)	
43		湿坑深度 l_1 _____ m(ft)	
44		泵长度 l_2 _____ m(ft)	
45		地面到排出口的高度 l_3 _____ m(ft)	
46		地面到低液位的深度 l_4 _____ m(ft)	
47		地面到第一级叶轮的深度 l_5 _____ m(ft)	
48		要求浸没深度 l_6 _____ m(ft)	
49		湿坑直径 ϕd _____ m(ft)	
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			

数据单号:

版本:

共 页 第 页

图 C.2 (续)

1	注释	压力容器设计规范参考文献				版本
2		制造商必须列出这些参考文献				
3		设计中采用的铸件系数（表 4）				
4		源地材料性能				
5						
6		焊接和焊补				
7		制造商必须列出这些参考文献。（如果买方没有特殊规定，默认表 11）				
8		焊接要求（适用的规范和标准）				
9		焊工/焊接操作工资格				
10		焊接工艺评定				
11		非承压结构焊接，如底座和支架				
12		板边的磁粉检测或液体渗透检测				
13		焊后热处理				
14		焊合壳体焊缝的焊后热处理				
15						
16						
17		材料检查				
18		制造商必须列出这些参考文献				默认表 15
19		可替换材料的检查及验收标准（见表 15）（8.2.2.5）				
20		检查类型	方法	用于焊合件	用于铸件	
21		射线检测				
22		超声波检测				
23		磁粉检测				
24		液体渗透检测				
25		目视检测（所有表面）				
26		备注：				
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
34						
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41						
42						
43						
44						
45						
46						
47						
48						
49						
50						
51						
52						
53						
54						
55						
56						
57						
58						
		数据单号：		版本：		共 页 第 页

图 C.2（续）

1	注释	报价书、采购、竣工	版本
2			
3			
4			
5			
6	液体特性		
7			连续，间歇
8			并联，串联
9			
10			
11			
12			
13	工作条件(6.1.2)		
14	6.1.2	C. L. 叶轮	
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24	位置和公共工程数据		
25	室内，室外	有采暖，无采暖	顶棚下
26	坡度，中间层		局部侧端
27	6.1.22		0, 1, 2 安全
28	组	温度等级	
29	等级 I /组 A	T1	T3B
30	等级 I /组 B	T2	T3C
31	等级 I /组 C	T2A	T4
32	等级 I /组 D	T2B	T4A
33	采矿	T2C	T5
34	等级 II /组 E	条件	T2D
35	等级 II /组 F	灰尘	T3
36	等级 II /组 G	废气	T3A
37	等级 III	灰尘和废气	T3B
38		其他	T3C
39			
40			
41	性能	驱动器(7.1.5)	
42			是，否
43			是，否
44			电动机，齿轮联轴器，其他
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			

数据单号： 版本： 共 页 第 页

图 C.3 离心泵数据表

1	注释	结构			版本
2		OH1, OH2, OH3, OH4, OH5, OH6, BB1, BB2, BB3, BB4, BB5, VS1, VS2, VS3, VS4, VS5, VS6, VS7		中心线, 底脚, 管道式, 靠近中心线, 立式湿坑盖板, 单独安装板, 单独底板	
3					
4	6.5.5	密封面	额定值	位置	6.3.10 单涡壳, 双涡壳, 导流壳
5		FF	150	轴端	9.1.2.6 是, 否
6		RF	300	顶部	
7		RTJ	600	侧面	
8			900	管道式	
9			1 500	底部	是, 否
10				扩散管	是, 否
11	6.4.3.2	型式	密封面	额定值	逆时针, 顺时针
12		SW	FF	125	是, 不足, 两个方向
13		SWF	RF	150	
14			250	侧面	是, 否
15			300	管道式	是, 否
16			600		
17			900		
18			1 500		
19				卖方, 买方	9.1.1.3 是, 否, N/A
20				是, 否	是, 否, N/A
21				卖方, 买方	9.2.2.3 是, 否, N/A
22	6.4.3.2			是, 否	
23	6.4.3.3			是, 否	
24	6.4.3.8			是, 否	
25	6.4.3.12			是, 否	
26				内部, 外部, N/A	
27				是, 否	
28					7.2.10 是, 否, N/A
29					7.2.3 是, 否, N/A
30		材料(6.12.1.1)			
31		I-1, I-2, S-1, S-2, S-3, S-4, S-5, S-6, S-7, S-8, S-9, C-6, A-7, A-8, D-1,			7.2.11 是, 否, N/A
32	6.12.1.12.1			是, 否	7.2.4 GB/T 35147, ISO 10441, API671, 本标准, 制造商标准
33	6.12.1.12.3	NA, ISO15156, MR0103, MR0175			7.2.13 a) GB/T 8196, EN 953, ANSI B16.1
34					是, 否, N/A
35					
36					
37					
38					
39					
40					
41					
42				1 级, 2 级, 3 级	7.3.13 不要求, 要求
43					要求, 不要求
44					要求, 不要求
45	6.11.4	球轴承, 滚动轴承, 导轴承, 瓦块轴承			是, 否
46	6.11.4	球轴承, 滚动轴承, 导轴承, 瓦块轴承			是, 否
47	9.2.5.2.4			是, 否	7.3.5 是, 否
48		润滑脂, 浸没, 油环, 甩油环, 压力润滑			7.3.6 是, 否
49		吹洗油雾润滑, 纯油雾润滑			
50		2, 3 (9.2.6.5) 是, 否			
51					
52				是, 否	
53					
54					
55					
56				买方, 卖方	
57					
58				要求, 不要求	
数据单号:		版本:			共 页 第 页

图 C.3 (续)

1	注释	仪器仪表	密封支持系统安装	版本
2		是, 否, N/A	7.5.1.4	
3			是, 否, N/A	
4				
5				
6			买方, 卖方	
7	6.10.2.10	是, 否, N/A		
8			机械密封 (6.8.1)	
9			是, 否, N/A	
10			6.8.9	是, 否, N/A
11	6.10.2.11	是, 否, N/A	6.8.11	是, 否, N/A
12				
13			加热和冷却 (6.1.17)	
14			是, 否, N/A	
15				
16	7.4.2.2	是, 否, N/A	公称管, 管子	
17				
18			碳钢, 镀锌, 不锈钢	
19		是, 否, N/A		
20				
21				
22				
23	7.4.2.3	是, 否, N/A	蒸汽, 其他	
24		是, 否, N/A		
25			公称管, 管子	
26		是, 否, N/A		
27			管路和附件	
28				
29	9.1.3.6	是, 否, N/A	是, 否, N/A	
30			是, 否, N/A	
31			是, 否, N/A	
32			是, 否, N/A	
33			7.5.2.4	是, 否, N/A
34			7.5.2.4	是, 否, N/A
35				
36				
37				
38				
39				
40				
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50				
51				
52				
53				
54				
55				
56				
57				
58				
59				
数据单号:		版本:	共 页 第 页	

图 C.3 (续)

1	注释	表面处理和油漆	试验	版本
2		是, 否	8.1.1	是, 否
3		是, 否		
4				
5			8.3.3.2.b)	是, 否
6				是, 否
7			6.12.1.8	是, 否
8				是, 否
9				是, 否
10				是, 否
11			6.12.2.5, 6.12.3.1	
12				
13			6.12.3.4.c)	是, 否
14				是, 否
15				是, 否
16				
17	8.4.1	国内, 国外		
18		是, 否		是, 否
19		是, 否		是, 否
20				是, 否
21	9.2.8.2	卧式, 立式	8.2.2.7	是, 否
22			6.12.1.5, 8.2.1.3	是, 否
23		是, 否		
24		是, 否		
25			8.2.2.8	是, 否
26		是, 否		
27		是, 否		
28		重量 kg	P.4.1.2	是, 否
29				
30			8.1.1.c), 8.3.3.5	是, 否
31			7.3.21	是, 否
32				非见证, 见证, 观察
33				非见证, 见证, 观察
34			9.3.13.2	非见证, 见证, 观察
35		其他买方要求		
36	10.1.3	是, 否	8.3.3.2	8.3.3.2 制造标准
37			8.3.3.3	8.3.3.3 制造标准
38		是, 否	8.3.3.4	表 16, 商定的限制
39		是, 否	8.3.4.3.1, 8.3.4.3.4	非见证, 见证, 观察
40	9.2.1.4	是, 否	8.3.4.3.2	非见证, 见证, 观察
41	6.9.2.10	是, 否	8.3.4.3.3	非见证, 见证, 观察
42		是, 否	8.3.3.6	是, 否
43	10.2.5	是, 否	8.3.3.2.d)	非见证, 见证, 观察
44	8.2.1.1		8.3.3.7.b)	非见证, 见证, 观察
45		是, 否	8.3.4.4.1	非见证, 见证, 观察
46	9.1.3.4, 9.2.4.1.3	是, 否	8.3.4.5	非见证, 见证, 观察
47	9.3.9.2	是, 否	8.2.2.6	非见证, 见证, 观察
48	6.9.4.4	是, 否		在供方, 在分供方
49	10.2.3.1	是, 否		非见证, 见证, 观察
50				非见证, 见证, 观察
51	6.9.2.3	是, 否	8.3.4.2.1	非见证, 见证, 观察
52	6.9.2.4	是, 否	8.3.4.2.2	非见证, 见证, 观察
53	6.10.1.6	是, 否		
54	7.2.15	是, 否	8.3.4.7	非见证, 见证, 观察
55	10.3.2.3	是, 否	9.3.9.2	非见证, 见证, 观察
56	7.5.2.8	是, 否		
57	6.9.3.3	是, 否	9.2.7.5	非见证, 见证, 观察
58	7.5.1.7 聚四氟乙烯涂层, ASTM A153 镀锌, 喷涂, 不锈钢	是, 否	8.3.4.6	非见证, 见证, 观察
59		是, 否		
60	8.2.1.1.c)	是, 否		
61	8.3.1.1	是, 否		
62	8.1.5	是, 否		
63			6.12.4.3	非见证, 见证, 观察
64				非见证, 见证, 观察
65				非见证, 见证, 观察
数据单号:		版本:		共 页 第 页

图 C.3 (续)

1	注释	VS1, VS2, VS3, VS4, VS5, VS6, VS7	版本
2			
3			
4			
5			
6		立式泵	立式泵 (续)
7			开式, 封闭式
8			
9			
10			
11			轴套和键, 螺纹
12			
13		是, 否	
14			浮拉开关, 液位传感器, N/A
15			是, 否
16		是, 否	9.3.10.5
17		法兰连接, 螺纹连接	是, 否
18			9.3.5
19			是, 否
20			
21			是, 否
22			
23			
24			
25		水, 油, 油脂, 泵的抽送能力	9.3.8.3.1
26			是, 否
27			9.3.8.3.3
28			是, 否
29			9.3.13.5
30			是, 否
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38		材料 (附加的)	
39			
40		铸件, 焊合件	
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
数据单号:		版本:	共 页 第 页

图 C.3 (续)

1	注释	压力容器设计规范参考文献	版本
2			
3			
4			是，否
5			是，否
6		焊接和焊补	
7			
8			是，否
9			买方规定，规定，默认按表 11
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17		材料检查	
18			是，否
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
数据单号：		版本：	共 页 第 页

图 C.3（续）

附 录 D

(规范性附录)

液力回收透平

D.1 总则

本附录适用于液力回收透平(HPRTs)。

能量回收通常是通过降低液体的压力来实现,有时也利用降压期间蒸汽或气体逸出来实现能量的回收。液力回收透平可以是一种反向运转的泵。

D.2 术语

当本标准应用于水力能量回收透平时,本标准采用的术语需要加以改变或不采用。通过 HPRT 的液流方向与通过泵的液流方向相反。从这种含义上讲,“泵”一词宜理解为“HPRT”,术语“泵吸入口”宜理解为“HPRT 的排出口”,“泵排出口”宜理解为“HPRT 的吸入口”。

D.3 设计

D.3.1 液体特性

- D.3.1.1 买方应告知 HPRT 的制造商,进入 HPRT 任何部分的工艺流程流体是否会闪蒸成气体,以及流程流体中所含有的气体在低于进口压力的任何压力下是否能逸出。
- D.3.1.2 买方应规定出透平出口的蒸汽,或气体,或两者的体积百分率,以及闪蒸出蒸汽的压力和温度。

D.3.1.3 如果上述值是已知的,还宜详细说明流体成分、液体和蒸汽(或气体)密度与压力的变化关系。有必要控制 HPRT 出口压力来限制闪蒸成蒸汽的液体的总量或从流体中逸出气体的总量。

D.3.2 密封冲洗系统

为了避免缩短密封的寿命,应考虑密封冲洗流中气体的逸出和汽化问题。如果存在这种潜在的可能性,一般建议从 HPRT 进口以外的供液源提供密封冲洗。

D.3.3 超速跳闸装置

D.3.3.1 如果机组中的 HPRT 和其他设备不能容许计算的飞逸转速(当不带载荷和承受进出口工况规定的最恶劣条件组合时 HPRT 达到的最大转速),宜考虑采用超速跳闸装置。通常情况下,超速跳闸转速设定在额定转速的 115%~120% 的范围内。重要的是要认识到,当使用的进口液体中富含吸收进的气体或使用部分闪蒸的液体通过 HPRT 时出现的飞逸转速,可能要比使用水通过 HPRT 时出现的飞逸转速高出若干倍。使用这种液体时,不能精确地确定飞逸转速。

D.3.3.2 如果诸如泵或风机这样的从动设备,实际上不会失去载荷,则会减少超速的危险性。如果从动设备是一台发电机,则会增大超速的危险性,因为电源电路的突然切断会引起 HPRT 的甩负荷。在后一种情况下,宜装设自动传感器和虚载开关。

D.3.3.3 具有低惯性的和受到甩负荷的转子系统宜装设快速动作的制动闸,以免遭到超速引起的

损坏。

D.3.4 双重驱动

注：见图 D.1 a)和 b)。

D.3.4.1 如果使用一台 HPRT 来协助其他驱动机时，下列 D.3.4.2~D.3.4.5 适用。

D.3.4.2 在无 HPRT 协助的情况下，主驱动机宜额定到能够驱动机组的程度。

D.3.4.3 在 HPRT 与机组之间一般宜采用一个超越离合器(即一种单向传递扭矩和在另一方向离合器自由空转的单向离合器)，以便使从动设备在 HPRT 维修期间运转和使机组在 HPRT 的工艺流程流体接管调整好之前就可启动。

D.3.4.4 流往 HPRT 的流量可能会大幅地和频繁地改变。当流量下降到 40% 的额定流量时，HPRT 不仅不输出功率，而且还会对主驱动机施加阻力。装设超越离合器可防止这种阻力。

D.3.4.5 不可把 HPRT 设置在主驱动机和从动设备之间。

D.3.5 发电机

注：见图 D.1 c)。

如果使用 HPRT 在富含气体的工艺流程流体条件下来驱动发电机，则发电机的功率宜有足够的富余量。由于逸出的气体或闪蒸液体的影响，HPRT 的输出功率要比用水试验预测的输出功率能够高出 20%~30% 以上。

D.3.6 节流阀

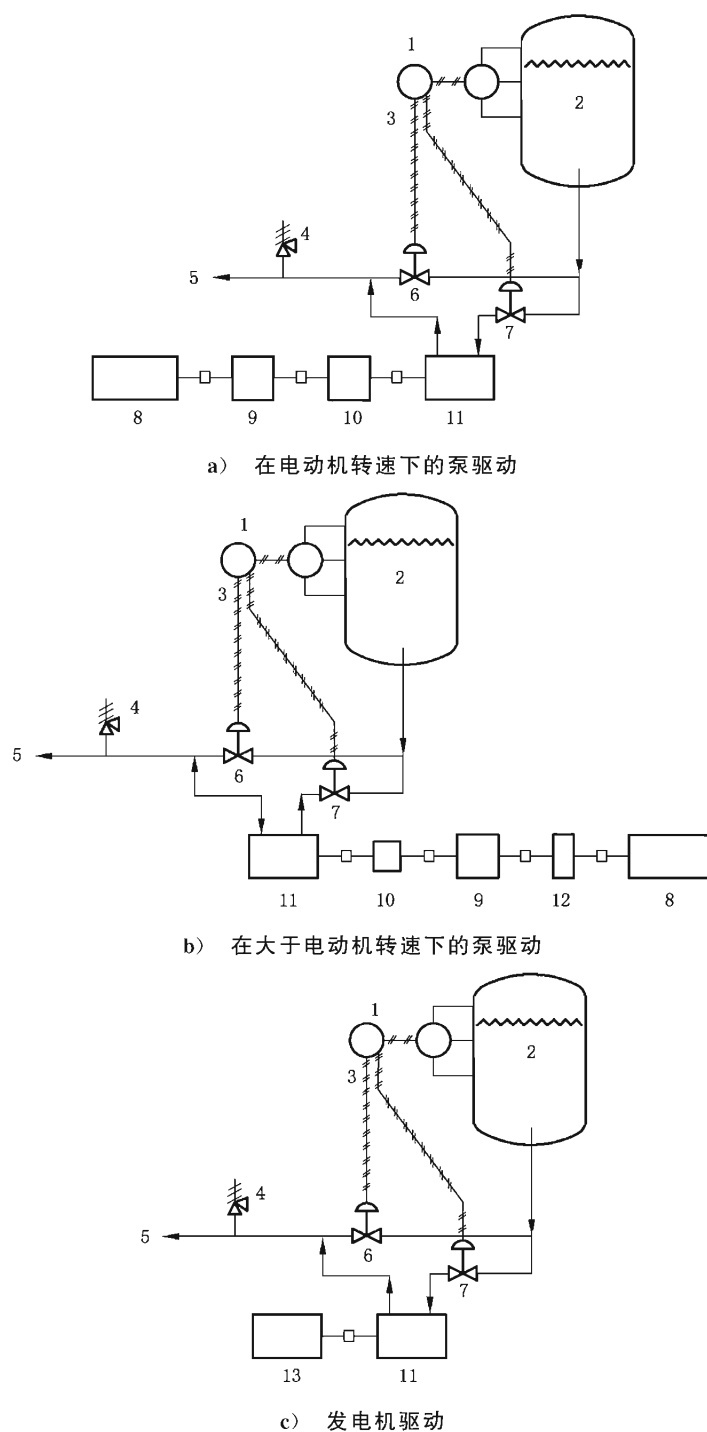
对于大多数的应用场合，用来控制通往 HPRT 流量的节流阀宜设置在上游，并且靠近 HPRT 的进口(见图 D.1)。布置在上游可使机械密封在该 HPRT 的出口压力下工作，而对于富含气体的流体来说，可使气体释放，而气体释放会增加功率输出。

D.3.7 旁通阀

无论 HPRT 的机组如何布置，宜安装一个具有调节能力的全流量旁通阀。正常情况下，可调节的旁通阀和 HPRT 进口调节阀的共同控制是借助一个错层式的装置来实现的(见图 D.1)。

D.3.8 泄压阀

为了保护 HPRT 出口机壳的完整性和使机械密封免于出现可能的下游背压瞬变，宜考虑在 HPRT 出口管路上安装一个泄压阀(见图 D.1)。



说明:

1——液位指示器,控制器;
2——高压源;
3——错层范围;
4——泄压阀;
5——通往低压区;
6——旁通阀;
7——进口节流阀;

8——电动机;
9——泵;
10——超越离合器;
11——HPRT;
12——齿轮箱;
13——发电机。

图 D.1 HPRT 的典型布置

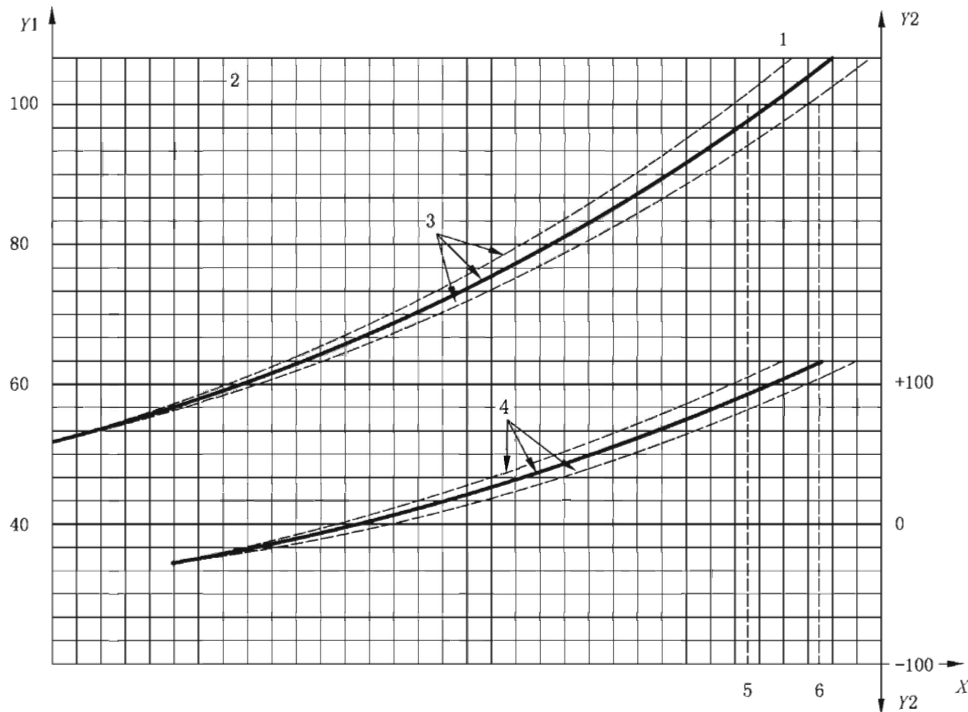
D.4 试验

D.4.1 HPRT 宜在制造商的试验台上进行性能试验。水压试验和机械性能的保证值应以水试验为依据。

D.4.2 图 D.2 所示为推荐的 HPRT 试验的性能允差。本标准正文中给出的泵的准则在此不适用。

D.4.3 HPRT 的振动等级宜达到本标准正文中对泵给出的振动等级要求。

D.4.4 在制造商的试验台上,通过试验来验证 HPRT 的超速跳闸装置是有用的。可考虑在水试验过程中确定飞逸转速,但是一旦已知用水试的性能,就能精确地计算出该飞逸转速。对于富含气体的蒸汽,用水试验不能确定其飞逸转速。



说明:

- X —— 流量;
- Y1 —— 水头,用%表示;
- Y2 —— 额定功率,用%表示;
- 1 —— 额定流量;
- 2 —— 额定水头;
- 3 —— 典型的水头-流量曲线;
- 4 —— 典型的功率-流量曲线;
- 5 —— 低侧允差(95%);
- 6 —— 高侧允差(105%)。

图 D.2 HPRT 试验性能允差

附 录 E
(资料性附录)
比转数和汽蚀比转数

比转数 n_s ，是在最大直径叶轮和在给定的转速下，在最佳效率点流量时相对于泵性能的一个特征值。比转数以式(E.1)来定义：

$$n_s = nq^{0.5}/H^{0.75} \dots\dots\dots (E.1)$$

式中：

n ——转速，单位为转每分(r/min)；

q ——泵的总流量，单位为立方米每秒(m^3/s)(US制：加仑每分)；

H ——单级扬程，单位为米(m)或英尺(ft)。

注1：把采用SI单位制推导出的比转数乘以系数51.64就等于USC单位制的比转数。

注2：简化起见，工业上从比转数和汽蚀比转数无量纲的公式中省去了重力常数。

注3：国内常用的比转数公式为 $n_s = 3.65nq^{0.5}/H^{0.75}$ ，各参数单位表示同上。

有时使用比转数的另一个定义(每侧叶轮入口流量而不是总流量)。如果比较数据，买方要谨慎理解是采用的哪一种定义。

汽蚀比转数 S ，是在最大直径叶轮和在给定转速下，在最佳效率点流量处计算的相对于泵吸入性能的一个特征值，对泵内部回流的敏感度提供一种评估。以式(E.2)来定义：

$$S = nq^{0.5}/(NPSH3)^{0.75} \dots\dots\dots (E.2)$$

式中：

n ——转速，单位为转每分(r/min)；

q ——泵的总流量，单位为立方米每秒(m^3/s)(US制：加仑每分)，等于下列情况的一种：
——对单吸叶轮为总流量；
——双吸叶轮为总流量的一半；

(NPSH3) ——必需汽蚀余量，单位为米(m)或英尺(ft)。

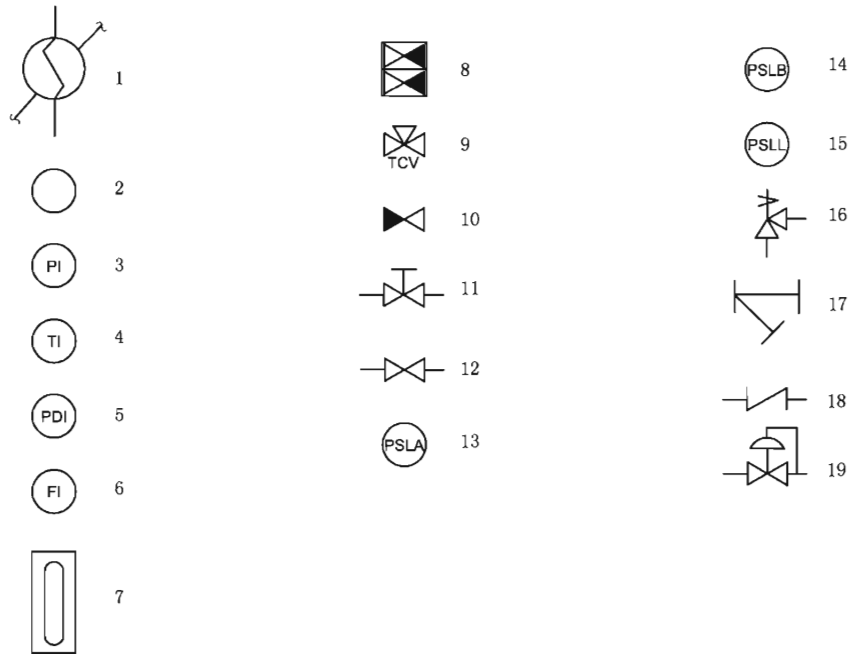
注4：把采用SI单位制推导出的汽蚀比转数乘以系数51.64就等于USC单位制的汽蚀比转数。有时USC单位制的符号 N_{ss} 用于表示指定的汽蚀比转数。

注5：国内常用的比转数公式为 $S = 3.65nq^{0.5}/(NPSH3)^{0.75}$ ，各参数单位同上。

附录 F
(规范性附录)

冷却水和润滑系统示意图

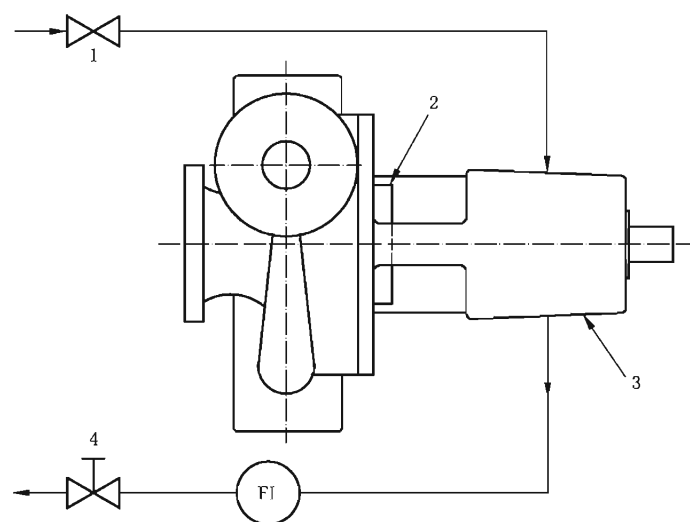
本附录包括冷却水和润滑系统示意图。图 F.1 中所示和说明的符号用于图 F.2~图 F.8 中。这些符号表示通用的系统。其他配置和系统是可用的,并且如果有规定,或者如果买方和卖方已经商定,可以采用。



说明:

- | | |
|-----------------|------------------|
| 1——热交换器; | 11——流量调节阀; |
| 2——仪表(字母指示功能); | 12——断流阀(闸阀); |
| 3——压力指示器; | 13——低压开关(辅助泵启动); |
| 4——温度指示器; | 14——低压开关(报警); |
| 5——差压指示器; | 15——低压开关(跳闸); |
| 6——流量指示器; | 16——泄压阀; |
| 7——反射式液位指示器; | 17——管道过滤器; |
| 8——手动三通阀(或单向阀); | 18——止回阀; |
| 9——温度控制阀; | 19——压力控制阀。 |
| 10——隔断-排气阀; | |

图 F.1 图 F.2~图 F.8 所采用的符号



说明:

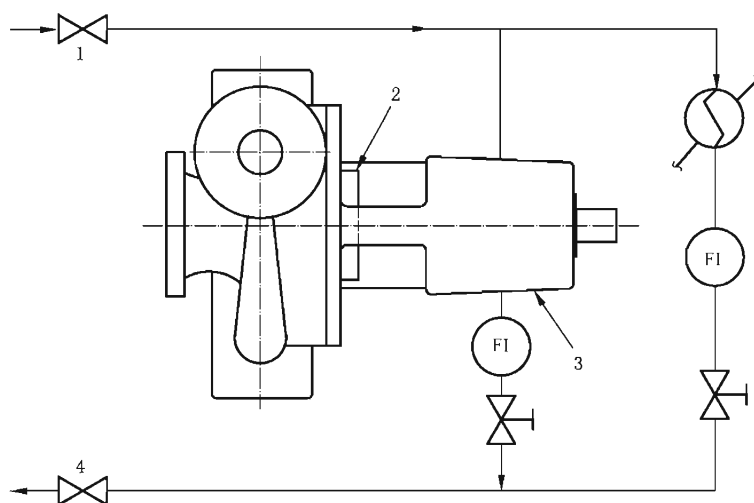
1——进口阀;

2——压盖;

3——轴承箱;

4——出口阀。

图 F.2 悬臂式泵管路——方案 A, 冷却水通往轴承箱



说明:

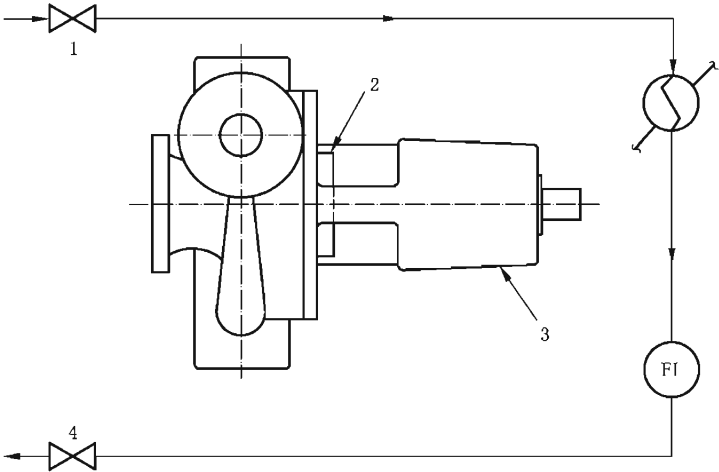
1——进口阀;

2——压盖;

3——轴承箱;

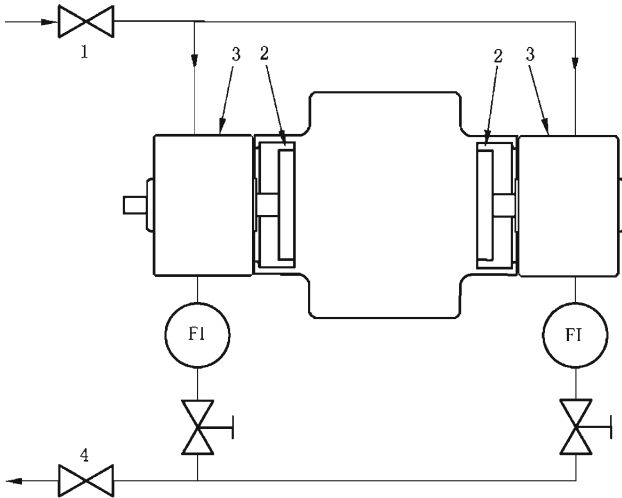
4——出口阀。

图 F.3 悬臂式泵管路——方案 K, 冷却水通往轴承箱, 同时并联通往密封的热交换器



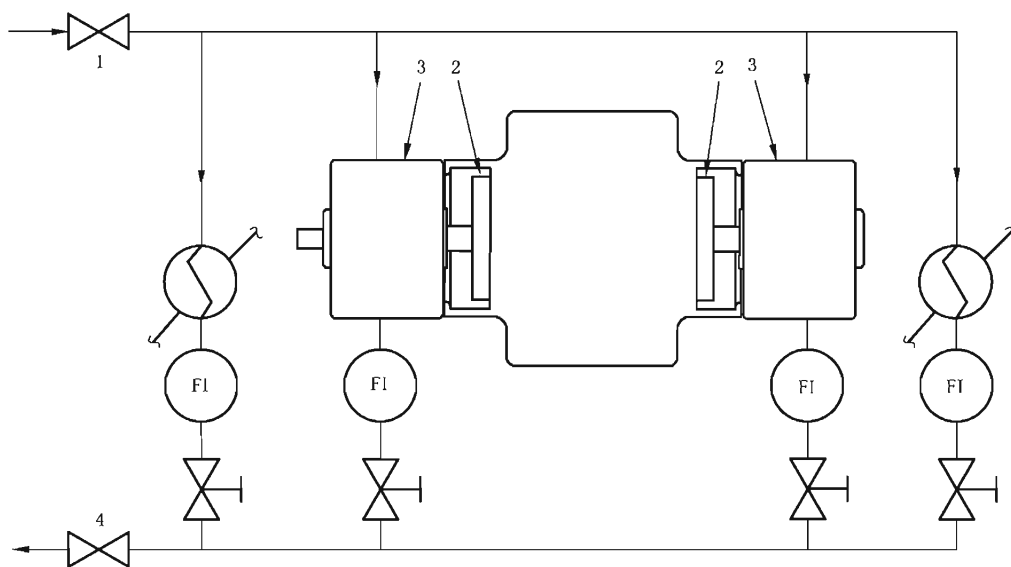
说明：
1——进口阀；
2——压盖；
3——轴承箱；
4——出口阀。

图 F.4 悬臂式泵管路——方案 M,冷却水通往密封的热交换器



说明：
1——进口阀；
2——压盖；
3——轴承箱；
4——出口阀。

图 F.5 两端支承式泵管路——方案 A,冷却水通往轴承箱



说明:

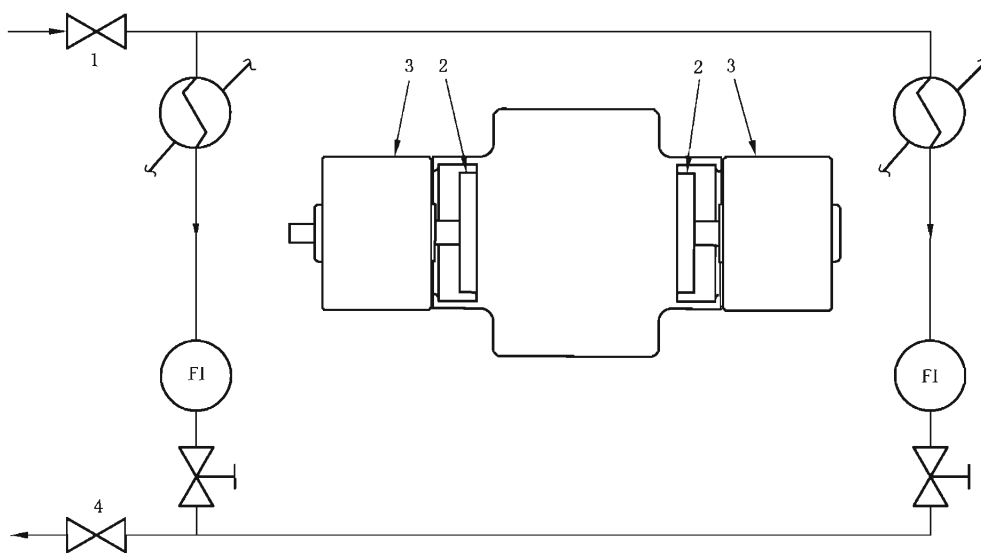
1——进口阀;

3——轴承箱;

2——压盖;

4——出口阀。

图 F.6 两端支承式泵管路——方案 K, 冷却水通往轴承箱, 同时并联通往密封的热交换器



说明:

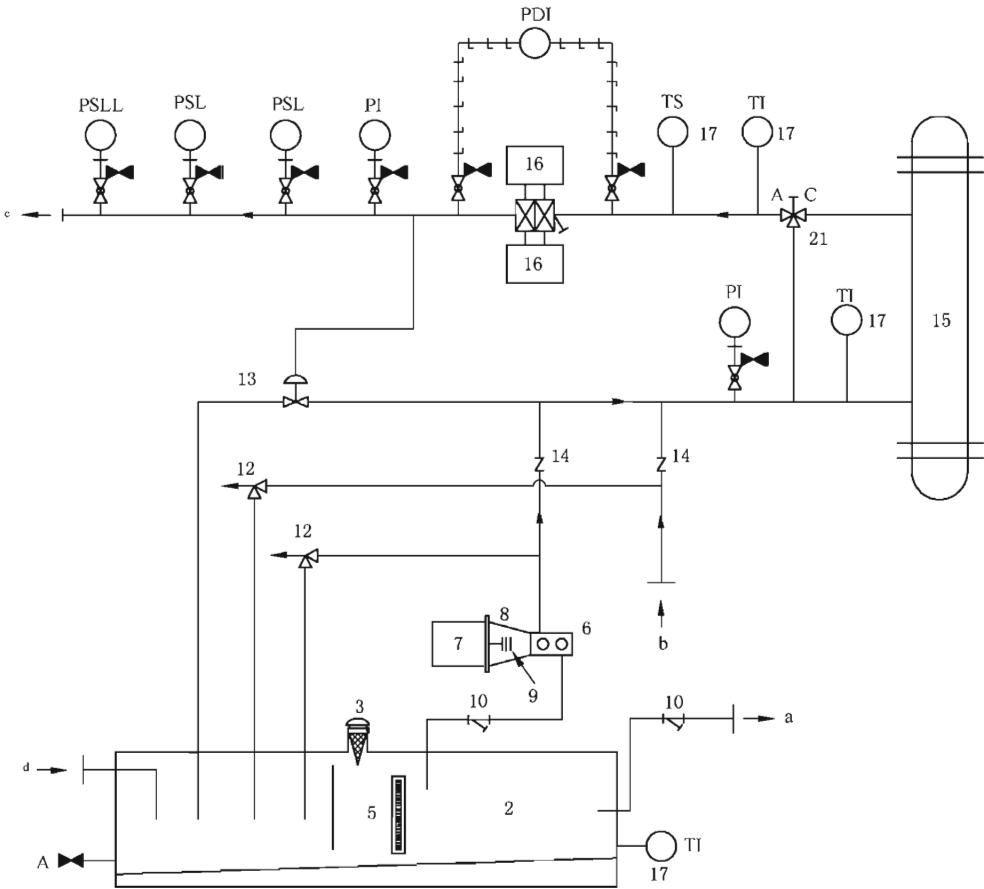
1——进口阀;

3——轴承箱;

2——压盖;

4——出口阀。

图 F.7 两端支承式泵管路——方案 M, 冷却水通往密封的热交换器



关键项目和油站等级的描述见表 F.1。

注 1：标题中，“BP0”表示底座是设备的一部分，“BP1”表示一个独立的、安装了油箱的油站。管路和仪表流程图（P&IDs）是类似的。

注 2：由 ISO 10438-3:2007 中图 B.1 修改而成。就本条款而言，API 614-08(第 3 部分)等同于 ISO 10438-3:2007。

图 F.8 II 级—P0-R1-H0-BP0-C1F2-C0-PV1-TV1-BB0 或
II 级—P0-R1-H0-BP1-C1F2-C0-PV1-TV1-BB0

表 F.1 图 F.8 中有附加要求的关键项目

关键项目	说明/章节(见 ISO 10438-3:2007)	注/任选	注释
	基本设计,4.1	规定	油站等级和编码 II 级 - P0-R1-H0-BP0-C1F2-C0-PV1-TV1-BB0
1	底座		
2	油箱,4.4	规定	4.4.2 底部带坡度以便排液
3	过滤器/呼吸阀		
4	排液	规定	4.4.3 排液接口(带阀和盲法兰)直径至少 5 cm
5	油液位表	规定	4.4.5 d) 玻璃油位计
6	润滑油泵		
7	润滑油泵电动机		
8	泵/电动机支架		
9	联轴器		
10	粗过滤器		
11	底阀/过滤器		
12	压力限制阀		
13	压力控制阀		
14	止回阀		
15	冷却器,4.6		
16	过滤器		
17	温度计套管		
18	排气		
19	排液		
20	油箱加热器	任选	4.4.7 a) 电浸没式加热器是任选的
21	温度控制阀	任选	4.6.1.3 恒温工作的三通温度控制阀(TV1)是任选的
	油管路,5.2		
PSLL	仪器仪表,第 6 章		
PSL	压力指示器/开关		见 ISO 10438-2:2007 图 B.25
PI			
PDI	差压		见 ISO 10438-2:2007 图 B.32
a	到轴驱动泵		
b	来自轴驱动泵		
c	到设备的轴承箱		
d	来自设备的轴承箱	变化 增加	排油管路至少应有 1 : 50 的斜度[20 mm/m(0.25 in/ft)] 6.2 表 3: a) PSL 低-低油压的关机压力; b) TS 冷却器出口的高油温; c) TI 每个轴承或润滑连接的排油管路上温度

附录 G
(规范性附录)
泵零件材料及材料技术条件

表 G.1 中列出了供买方选择的材料等级(见 6.1.2.1.2)。

表 G.2,表 G.3 和表 G.4 可作为有关材料技术条件的指南。如果使用这些表格,在没有全面考虑它们适用哪些工作场合的情况下,则不宜假设该材料技术条件是可接受的。表 G.2 列出了可接受的相应于国际标准的材料。这些材料仅代表种类/型号和级别。最终要求的条件或硬度等级(适合使用之处)没有规定。对于所有的应用场合这些材料不可互换。

表 G.1 泵零件的材料等级

材料等级和缩写															
零件	材料等级	I-1	I-2	S-1	S-3	S-4	S-5	S-6	S-8 ⁱ	S-9 ⁱ	C-6	A-7	A-8	D-1 ^j	D-2 ⁱ
	完全一致材料 ^a	CI ^b	CI	STL	STL	STL	STL	STL	STL	STL	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢
	微合金材料	CI	BRZ	CI	Ni-resist	STL	STL 12% CR	12% CR	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS ^{c,d}	316 AUS ^d	双相钢	优质双相钢
	是	铸铁	铸铁	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢
	否	铸铁	青铜	铸铁	耐蚀镍合金	铸铁	碳钢	12% CR	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢
压力壳体	是	铸铁	青铜	铸铁	耐蚀镍合金	碳钢	碳钢	12% CR	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢
内壳体零件(碗形导流壳、导流壳、隔板)	是	铸铁	青铜	铸铁	耐蚀镍合金	碳钢	碳钢	12% CR	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢
叶轮	是	铸铁	青铜	铸铁	耐蚀镍合金	碳钢	碳钢	12% CR	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢
壳体耐磨环 ^k	否	铸铁	青铜	铸铁	耐蚀镍合金	铸铁	12% CR 硬化	12% CR 硬化	316 AUS ^e 表面硬化	Ni-Cu 合金	12% CR 硬化	AUS ^e 表面硬化	316 AUS ^e 表面硬化	双相钢 ^e 表面硬化	优质双相钢 ^e 表面硬化
叶轮耐磨环 ^k	否	铸铁	青铜	铸铁	耐蚀镍合金	铸铁	12% CR 硬化	12% CR 硬化	316 AUS ^e 表面硬化	Ni-Cu 合金	12% CR 硬化	AUS ^e 表面硬化	316 AUS ^e 表面硬化	双相钢 ^e 表面硬化	优质双相钢 ^e 表面硬化

表 G.1 (续)

材料等级和缩写															
材料等级	I-1	I-2	S-1	S-3	S-4	S-5	S-6	S-8 ⁱ	S-9 ⁱ	C-6	A-7	A-8	D-1 ^j	D-2 ^j	
零件	完全一致材料 ^a	CI ^b	CI	STL	STL	STL	STL	STL	STL	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢	
	微调材料	CI	BRZ	CI	Ni-resist	STL	STL 12% CR	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS ^{c,d}	316 AUS ^d	双相钢	优质双相钢	
轴 ^d	是	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	4140 合金钢	4140 合金钢	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢	
	否	铸铁	青铜	耐蚀镍合金	铸铁	12% CR 硬化	12% CR 硬化	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR 硬化	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢	
喉部衬套 ^k	否	铸铁	青铜	耐蚀镍合金	铸铁	12% CR 硬化	12% CR 硬化	316 AUS ^e	Ni-Cu 合金	12% CR 硬化	AUS ^e	316 AUS ^e	双相钢 ^e	优质双相钢 ^e	
	否	铸铁	青铜	耐蚀镍合金	铸铁	12% CR 硬化	12% CR 硬化	316 AUS ^e	Ni-Cu 合金	12% CR 硬化	AUS ^e	316 AUS ^e	双相钢 ^e	优质双相钢 ^e	
级间衬套 ^k	否	铸铁	青铜	耐蚀镍合金	铸铁	12% CR 硬化	12% CR 硬化	316 AUS ^e	Ni-Cu 合金	12% CR 硬化	AUS ^e	316 AUS ^e	双相钢 ^e	优质双相钢 ^e	
	否	铸铁	青铜	耐蚀镍合金	铸铁	12% CR 硬化	12% CR 硬化	316 AUS ^e	Ni-Cu 合金	12% CR 硬化	AUS ^e	316 AUS ^e	双相钢 ^e	优质双相钢 ^e	
壳体和压盖的螺栓	是	4140 合金钢	4140 合金钢	4140 合金钢	4140 合金钢	4140 合金钢	4140 合金钢	4140 合金钢	Ni-Cu 合金 硬化 ⁱ	4140 合金钢	4140 合金钢	4140 合金钢	双相钢 ⁱ	优质双相钢 ⁱ	
	否	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	316 AUS 缠绕垫 ^g	Ni-Cu 合金 缠绕垫 充填 PTFE ^s	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	316 AUS 缠绕垫 ^g	双相钢 SS 缠绕垫 ^g	双相钢 SS 缠绕垫 ^g	
壳体垫片	否	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	316 AUS 缠绕垫 ^g	Ni-Cu 合金 缠绕垫 充填 PTFE ^s	AUS 缠绕垫 ^g	AUS 缠绕垫 ^g	316 AUS 缠绕垫 ^g	双相钢 SS 缠绕垫 ^g	双相钢 SS 缠绕垫 ^g	
	是	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	AUS	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢	
排气管/吸入筒体	是	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	AUS	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢	
	否	丁腈橡胶 ^h	青铜	充填碳	丁腈橡胶 ^h	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	
悬吊管/碗形导流壳的轴衬套	否	丁腈橡胶 ^h	青铜	充填碳	丁腈橡胶 ^h	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	充填碳	
过流紧固件(螺栓)	是	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	316 AUS ^m	316 AUS ^m	316 AUS	Ni-Cu 合金	316 AUS ^m	316 AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢	
	否	碳钢	碳钢	碳钢	碳钢	316 AUS ^m	316 AUS ^m	316 AUS	Ni-Cu 合金	316 AUS ^m	316 AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢	

表 G.1 (续)

材料等级和缩写															
零件	材料等级	I-1	I-2	S-1	S-3	S-4	S-5	S-6	S-8 ⁱ	S-9 ⁱ	C-6	A-7	A-8	D-1 ^j	D-2 ^j
	完全一致材料 ^a	CI ^b	CI	STL	STL	STL	STL	STL	STL	STL	12% CR	AUS	316 AUS	双相钢	优质双相钢
	微调材料	CI	BRZ	CI	Ni-resist	STL	STL 12% CR	STL 12% CR	316 AUS	Ni-Cu 合金	12% CR	AUS ^{c,d}	316 AUS ^d	双相钢	优质双相钢

^a 见 6.12.1.4。

^b 第二行上面部分缩写标明的是壳体材料；第二行下面部分缩写标明的是微调材料。缩写如下：
BRZ —— 青铜； AUS —— 奥氏体不锈钢； 316 AUS —— 至少 2.0% 钼的奥氏体不锈钢；
STL —— 钢； CI —— 铸铁； 4140 合金钢 —— 高强度钢，近似：碳 0.40%，铬 1%，钼 0.2%。
12%CR —— 12% 铬；

^c 奥氏体不锈钢包括 ISO 683-13-10/19 型 (AISI 标准的 302, 303, 304, 316, 321 和 347 型)。

^d 对于轴裸露在液体中并在导轴承中运转的立式悬吊式泵，除了 S-9, A-7, A-8 和 D-1 级材料外，轴采用 12% 铬钢。如果使用液体允许，悬臂式 (VS5 型) 泵标准的轴材料采用 AISI4140 合金钢 (参见附录 J 中的表 J.1)。

^e 除非另有规定，对每种具体应用条件是否需要采取表面硬化和特殊的表面硬化材料，由卖方决定并在报价书中加以说明。表面硬化的替代办法可包括加大运转间隙 (见 6.7.4) 或采用无咬合倾向的材料或非金属材料，这取决于泵输送液体的腐蚀性。

^f 对 S-6 级材料，如果温度超过 175 °C (350 °F) 或如果用于锅炉给水用途 (参见附录 J 中的表 J.1)，其标准的轴材料采用 12% 铬钢。

^g 如果提供轴向剖分壳体的泵，适合使用条件的薄垫片是可接受的。蜗形缠绕垫片含有适合使用条件的充填材料。如果被证实适合使用条件，并且取得买方同意，可建议并提供除蜗形缠绕垫片之外的垫片。见 6.3.10。

^h 对于液体温度超过 45 °C (110 °F) 或其他特殊的使用条件，可换用替代材料。

ⁱ 除非另有规定，AISI 4140 合金钢可用于非过流部位的壳体和密封压盖的螺栓。

^j 某些应用场合可能需要高于表 G.2 中所列双相不锈钢材料等级的合金。“优质双相不锈钢”材料等级与耐蚀当量 (PRE) 值大于 40 是有必要的。
当 PRE 值以实际化学分析为依据时，PRE≥40。
PRE = $w_{Cr} + 3.3w_{Mo} + 16w_N$ 。式中的 w 是其下标表示元素的质量分数。
注意，也可考虑采用替代材料，如“优质双相不锈钢”。

^k 非金属耐磨零件材料如果被证实适合于规定的工艺流程液体，则可在表 G.3 中所列的应用场合限定范围内予以建议。也见 6.7.4 c)。

^l 如果工作温度超过 95 °C (200 °F)，卖方应考虑在壳体和转子之间不同材料膨胀的影响，并应证实材料的适用性。

^m 对于如果使用奥氏体不锈钢紧固件可能产生很大热膨胀差的应用场合，可采用可替换的紧固件材料，如，具有适当耐腐蚀性的 12% Cr 或 17% Cr 的马氏体钢。

表 G.2 泵零件材料技术条件

材料等级	应用	国际标准 ISO	美国标准		欧洲标准		日本标准
			ASTM	UNS ^a	EN ^b	等级	
铸铁	承压铸件	185/Gr 250	A278/A278M Class 30	F12401	EN 1561	EN-GJL-250	JL 1040 G 5501, FC 250
	一般铸件	185/Gr 300	A48/A48M Class 25/30/40	F11701/ F12101	EN 1561	EN-GJL-250 EN-GJL-300	JL 1040 JL 1050 G 5501, FC 250/300
碳钢	承压铸件	4991 C23-45 AH	A216/A216M Gr WCB	J03002	EN 10213	GP 240 GH	G 5151, CI SCPH 2
	锻材/锻件	683-18-C25	A266 Class 4	K03506	EN 10222-2	P 280 GH	G 3202, CI SFVC 2A
	棒料;承压	683-18-C25	A696 Gr B40	G10200	EN 10273	P 295 GH	G 4051, CI S25C
	棒料:一般	683-18-C45e	A576 Gr 1045	G10450	EN 10083-2	C 45	G 4051, CI S45C
	螺栓和螺柱	2604-2-F31	A193/A193M Gr B7	G41400	EN 10269	42 Cr Mo 4	G 4107 Class 2, SBNB7
	螺母	683-1-C45	A194/A194M Gr 2H	K04002	EN 10269	C 35 E	G 4051, CI S45C
	板材	9328-4, P 355 TN/ PL 355 TN	A516/A516M Gr 65/70	K02403 K02700	EN 10028-3	P 355 N P 355 NL1	G 3106, Gr SM400B
	管材	9329-2 PH26	A106/A106M Gr B	K03006	EN 10208-1	L 245 GA	G 3456, Gr.STPT 370/410
4140 合金钢	管配件	—	A105/A105M	K03504	—	—	G 4051, CI S25C G 3202, CI SFVC 2A, SFVC2B
	棒料	—	A434 Class BB A434 Class BC	G41400 ^c	EN 10083-1	42 Cr Mo 4	G 4105, CI SCM 440
	螺栓和螺柱	2604-2-F31	A193/A193M Gr B7	G41400	EN 10269	42 Cr Mo 4	G 4107 Class 2, SBNB7
	螺母	683-1C45	A194/A194M Gr 2H	K04002	EN 10269	C 45 E	G 4051, CI S45C

表 G.2 (续)

材料等级	应用	国际标准 ISO	美国标准		UNS ^a	欧洲标准			日本标准
			ASTM			EN ^b	等级	材料号	
12%Cr 钢	承压铸件	—	A487/A487M Gr CA6NM		J91540	EN 10213	GX 4 Cr Ni 13-4	1.4317	G 5121, CI SCS 6, SCS 6X
	一般铸件	—	A743/A743M Gr CA 15		J91150	EN 10283	GX 12 Cr 12	1.4011	G 5121, CI SCS 1, SCS 1X1
		—	A743/A743M Gr CA6NM		J91540	EN 10283	GX 4 Cr Ni 13-4	1.4317	G 5121, CI SCS 6 SCS 1X1
	锻材/锻件: 承压	683-13-3	A182/A182M Gr F6a Cl 1		S41000	EN 10250-4	X12 Cr13	1.4006	G 3214, Gr. SUS 410-A
			A182/A182M Gr F6 NM		S41500	EN 10222-5	X 3 Cr NiMo 13-4-1	1.4313	G 3214, CI SUS F6 NM
	锻材/锻件: 一般	683-13-2	A473 Type 410		S41000	EN 10088-3	X 12 Cr 13	1.4006	G 3214, Gr. SUS 410-A
	棒料:承压	683-13-3	A479/A479M Type 410		S41000	EN 10272	X12 Cr 13	1.4006	G 4303 Gr. SUS 410 或 403
	棒料:一般	683-13-3	A276 Type 410		S41400	EN 10088-3	X 12 Cr 13	1.4006	G 4303 Gr. SUS 410 或 403
	棒料:锻件 ^c	683-13-4	A276 Type 420		S42000	EN 10088-3	X 20 Cr 13	1.4021	G 4303,
			A473 Type 416 A582/A582M Type 416		S41600 S41600		X 20 Cr S 13 X 20 Cr S 13	1.4005 1.4005	Gr. SUS 420J1 或 420J2
	螺栓和螺柱 ^d	3506-1, C4-70	A193/A193M Gr B6		S41000	EN 10269	X22CrMo V 12-1	1.4923	G 4303 Gr. SUS 410 或 403
	螺母 ^d	3506-2, C4-70	A194/A194M Gr 6		S41000	EN 10269	X22CrMo V 12-1	1.4923	G 4303 Gr. SUS 410 或 403
	板材	683-13-3	A240/A240M Type 410		S41000	EN 10088-2	X 12 Cr 13	1.4006	G 4304/4305 Gr. SUS 403 或 410

表 G.2 (续)

材料等级	应用	国际标准 ISO	美国标准		欧洲标准			日本标准
			ASTM	UNS ^a	EN ^b	等级	材料号	
奥氏体 不锈钢	承压铸件	683-13-10	A351/A351M Gr CF3	J92500	BSI/BS/ EN 10213-4	GX2 Cr Ni 19-11	1.4309	G 5121, CI SCS 19A
		683-13-19	A351/A351M Gr CF3M	J92800	BSI/BS/ EN 10213-4	GX2 Cr Ni Mo 19-11-2	1.4409	G 5121, CI SCS 16 A SCS 16AX
	一般铸件	—	A743/A743M Gr CF3	J92500	EN 10283	GX2 Cr Ni 19-11	1.4309	G 5121, CI SCS 19A
		—	A743/A743M Gr CF3M	J92800	EN 10283	GX2 Cr Ni Mo 19-11-2	1.4409	G 5121, CI SCS 16A, SCS 16AX
	锻材/锻件	9327-5, XCrNi18-10	A182/A182M Gr F 304L	S30403	EN 10222-5	X2 Cr Ni 19-11	1.4306	G 3214, Gr.SUS F 304 L
		9327-5, XCrNiMo 17-12	A182/A182M Gr F 316L	S31603	EN 10222-5 EN 10250-4	X2 Cr Ni Mo 17-12-2	1.4404	G 4304/4305, Gr.SUS 304L/316L
	棒料 ^c	9327-5 X2CrNi18-10	A479/A479M Type 304L A479/A479M Type 316L A276 grade 316L	S30403 S31603	EN 10088-3 EN 10088-3	X2 Cr Ni 19-11 X2 Cr Ni Mo 17-12-2	1.4306 1.4404	G 4303, Gr.SUS 304 L G 4303, Gr.SUS 316 L
		9327-5 X2CrNiMo 17-12	A479/A479M Type XM19	S20910	—	—	—	—
	板材	9328-5 X2CrNiMo 17-12-2	A240/A240M Gr 304L/316L	S30403 S31603	EN 10028-7 EN 10028-7	X2 Cr Ni 19-11 X2 Cr Ni Mo 17-12-2	1.4306 1.4404	G 4304/4305, Gr.SUS 304 L/316 L
		683-13-10 683-13-19	A312/A312M Type 304L 316L	S30403 S31603	—	—	—	G 3459 Gr.SUS 304 LTP/ 316 LTP

表 G.2 (续)

材料等级	应用	国际标准 ISO	美国标准		UNS ^a	EN ^b	欧洲标准		日本标准
			ASTM				等级	材料号	
奥氏体 不锈钢	管配件	9327-5, X2CrNi18-10	A182/A182M	S30403	EN 10222-5	X2 Cr Ni 19-11 X2 Cr Ni Mo 17-12-2	1.4306 1.4404	G 3214 Gr.SUS F304L/F316L	
		9327-5, X2CrNiMo 17-12	Gr F304L, Gr 316L	S31603					
	螺栓和螺母	3506-1, A4-70	A193/A193M Gr B 8 M	S31600	EN 10250-4	X6 Cr Ni Mo Ti 17-12-2	1.4571	G 4303, Gr.SUS 316	
		3506-2, A4-70	A194/A194M Gr B 8 M	S31600	EN 10250-4	X6 Cr Ni Mo Ti 17-12-2	1.4571	G 4303, Gr.SUS 316	
双相 不锈钢	承压铸件	—	A890/A890M Gr 1 B A995/A995M Gr 1 B	J93372	BSI/BS/ EN 10213-4	GX2 CrNiMoCuN- 25-6-3-3	1.4517	—	
		—	A890/A890M Gr 3 A A995/A995M Gr 3 A	J93371 J93371	—	—	G 5121,Gr.SCS 11		
		—	A890/A890M Gr 4 A A995/A995M Gr 4 A	J92205 J92205	BSI/BS/ EN 10213-4	GX2 CrNiMoCuN- 25-6-3-3	1.4517	G 5121,Gr.SCS 10	
	锻材/锻件	9327-5, X2CrNiMoN 22-5-3	A182/A182M Gr F 51	S31803	EN 10250-4 EN 10222-5	X2CrNiMoN- 22-5-3	1.4462	—	
		—	A479/A479M	S32550	EN 10088-3	X2CrNiMoCu N-25-6-3	1.4507	—	
	棒料	9327-5, X2CrNiMo N22-5-3	A276-S31803	S31803	EN 10088-3	X2CrNiMoN- 22-5-3	1.4462	B 2312/B 2316 Gr.SUS 329 J3L	

表 G.2 (材)

料等级应	用国	际标准美 ISO	欧际准美		洲号准美		本铸准美
			ASTM	UNS ^a	EN ^b	级应	
铁承 压件—	般料	—	A240/A240M- S31803	S31803	EN 10028-7	X2CrNiMoN- 22-5-3	G 4304/G 4305 Gr.SUS 329 J3L
	碳料	—	A790/A790M- S31803	S31803	—	—	G 3459 Gr.SUS 329 J3LTP
	碳钢锻	9327-5, X2CrNiMo N22-5-3	A182/A182M Gr F 51	S31803	EN 10250-4 EN 10222-5	X2CrNiMoN- 22-5-3	B 2312/B 2316 Gr. SUS329J3L
	棒螺栓棒和	—	A276-S31803	S31803	EN 10088-3	X2CrNiMoN- 22-5-3	G 4303 Gr.SUS 329 J3L
母板铁承 压件— ^c	棒柱	—	A276-S31803	S31803	EN 10088-3	X2CrNiMoN- 22-5-3	G 4303 Gr.SUS 329 J3L
	管配合锻	—	A890/A890M Gr 5 A	J93404	BSI/BS/ EN 10213-4	GX2CrNiMo N26-7-4	—
		—	A890/A890M Gr 6 A	J93380	—	—	—
	金料/金锻	—	A182/A182M Gr 55	S32750 S32760	EN 10250-4 EN 10088-3	X2CrNiMoCu WN 25-7-4	G 4303, Gr.SUS 329 J4L
	棒等	—	A276-S32760 A479/A479M-S32760	S32750 S32760	EN 10088-3	X2CrNiMoCu WN 25-7-4	G 4304/G 4305 Gr.SUS 329 J4L
	般料	—	A240/A240M-S32760	S32750 S32760	EN 10028-7	X2CrNiMoCu WN 25-7-4	—
	碳料	—	A790/A790M-S32760	S32750 S32760	—	—	G 3459, Gr.SUS 329 J4LTP
		—					

表 G.2 (续)

材料等级	应用	国际标准 ISO	美国标准		欧洲标准		日本标准	
			ASTM	UNS ^a	EN ^b	等级	材料号	
优质双相 不锈钢 ^f	管配件	—	A182/A182M Gr F55	S32750 S32760	EN 10250-4 EN 10088-3	X2CrNiMoCu WN 25-7-4	1.4501	B 2312/B 2316 Gr.SUS 329 J4L
	螺栓和螺柱	—	A276-S32760	S32750 S32760	EN 10088-3	X2CrNiMoCu WN 25-7-4	1.4501	G 4303 Gr.SUS 329 J4L
	螺母	—	A276-S32760	S32750 S32760	EN 10088-3	X2CrNiMoCu WN 25-7-4	1.4501	G 4303 Gr.SUS 329 J4L
^a UNS(统一编号系统), 仅用化学成分表示的牌号。 ^b 在没有 EN 标准时, 可采用欧洲国家标准。例如: AFNOR, BS, DIN 等。 ^c 在淬火的情况下不适用于轴(超过 302 HB)。 ^d 特殊情况下, 一般使用 4140 合金。 ^e 对于轴, 奥氏体不锈钢标准等级可代替低碳(L)等级。 ^f 优质双相不锈钢的耐点蚀当量值(PRE)大于或等于 40; $PRE = w_{Cr} + 3.3w_{Mo} + 16w_N$, 式中 w 是其下标表示元素的质量分数。								

表 G.3 非金属耐磨零件材料

材料	温度限定值 °C (°F)		磨损零件按 25 mm(1.0 in)长度 单位限定的压差 kPa(bar;psi)	应用
	min.	max.		
聚醚醚酮树脂(PEEK) 填充短碳纤维	−30 (−20)	135 (275)	2 000 (20;300)	静止件
聚醚醚酮树脂(PEEK) 用连续碳纤维缠绕	−30(−20)	230 (450)	3 500 (35;500),或如果适当 支撑可达 14 000 (140;2 000)	静止或转动件
PFA/CF 增强复合材料 任意 X-Y 方向有 20% 质量分数的碳纤维	−46 (−50)	230 (450)	2 000 (20;300)	静止件
碳石墨				
浸渍树脂	−50 (−55)	285 (550)	2 000 (20;300)	静止件
浸渍巴氏合金	−100(−150)	150 (300)	2 750 (27.5;400)	
浸渍的镍	−195(−320)	400 (750)	3 500 (35;500)	
浸渍的铜	−100(−150)			
已被证实的,与规定的工艺流体相匹配的非金属耐磨零件材料可建议在上述限定值所限定的范围内使用。见 6.7.4 c)。				
为了与适当选择了的金属元件相配合,这些材料可作为耐磨零件来选择,例如,淬火的 12%铬钢或表面硬化的奥氏体不锈钢。如果能提供经证明的应用经验,并且经买方批准,可使用超出以上限定的材料。				

表 G.4 管路材料

元件	流体					
	辅助流程液体		蒸汽		冷却水	
	种类		表压力 kPa(bar;psi)		公称尺寸	
	I-1 和 I-2 级 材料	所有可焊接 材料	≤500 (5;75)	>500 (5;75)	标准的 ≤DN 25 (1NPS)	任选的 ≥DN 40 (1½NPS)
公称管	无缝 ^a	无缝 ^a	无缝 ^a	无缝 ^a	—	碳钢,(按 ISO 10684 或 ASTM 153/A153M 电镀)
管子件 ^b	不锈钢(316 型无缝管)	不锈钢(316 型无缝管)	不锈钢(316 型无缝管)	不锈钢(316 型无缝管)	不锈钢(316 型无缝管)	—
所有阀	Class 800	Class 800	Class 800	Class 800	Class 200 青铜	Class 200 青铜
闸阀和球阀	螺栓连接阀 盖和压盖	螺栓连接阀 盖和压盖	螺栓连接阀 盖和压盖	螺栓连接阀 盖和压盖	—	—
公称管配件和 活接头	锻造 Class 3 000	锻造 Class 3 000	锻造 Class 3 000	锻造 Class 3 000	可锻铸铁(按 ISO 10684 或 ASTM A153/ A153M 电镀)	可锻铸铁 (按 ISO 10684 或 ASTM 153/ A153M 电镀)
管子配件	制造标准	制造标准	制造标准	制造标准	制造标准	—

表 G.4 (续)

元件	流体					
	辅助流程液体		蒸汽		冷却水	
	种类		表压力 kPa(bar;psi)		公称尺寸	
	I-1 和 I-2 级材料	所有可焊接材料	≤500 (5;75)	>500 (5;75)	标准的 ≤DN 25 (1NPS)	任选的 ≥DN 40 (1½NPS)
焊接接头 ≤DN 25 (1 NPS)	螺纹连接	承插焊接	螺纹连接	承插焊接	螺纹连接	—
焊接接头≥ DN 40 (1½NPS)	—	—	—	—	—	买方规定
垫片	—	奥氏体不锈钢缠绕垫	—	奥氏体不锈钢缠绕垫	—	—
法兰连接螺栓	—	4140 合金钢	—	4140 合金钢	—	—
^a Sch80 应被用于的公称管径为 DN 15~DN 40(NPS½~NPS 1½);Sch40 应被用于的公称管径为 DN 50 (2 NPS)或更大。 ^b 合格的管子件规格(符合 ISO 4200)如下: 12.7 mm 直径×1.66 mm 壁厚(1/2 in 直径×0.065 in 壁厚); 19 mm 直径×2.6 mm 壁厚(3/4 in 直径×0.095 in 壁厚); 25 mm 直径×2.9 mm 壁厚(1 in 直径×0.109 in 壁厚)。						

附 录 H (规范性附录) 管路设计准则

H.1 卧式泵

H.1.1 可接受的管路构形不宜引起泵与驱动机之间过大的不对中。使产生的管口各分载荷处在表 5 规定限度内的管路构形,将会使壳体变形限制在泵卖方设计准则(见 6.3.3)的一半以内,并保证泵轴位移小于 $250\ \mu\text{m}$ (0.010 in)。

H.1.2 使产生的管口各分载荷超出表 5 规定限度之外的管路构形,倘若满足 H.1.2 a)~H.1.2 c)规定的条件,无需同泵卖方协商,则这种管路构形也是可接受的。满足这些条件将会保证泵壳的任何变形处在卖方的设计准则(见 6.3.3)之内,并保证泵的轴位移小于 $380\ \mu\text{m}$ (0.015 in)。这些条件如下:

- a) 作用在每个泵管口法兰上的各个分力和分力矩不应超过表 5(T5)规定限度的 2 倍以上;
- b) 作用在每个泵管口法兰上的合成外加力($F_{\text{RSA}}, F_{\text{RDA}}$)和合成外加力矩($M_{\text{RSA}}, M_{\text{RDA}}$)应满足相应的相互制约公式,式(H.1)和式(H.2);

$$[F_{\text{RSA}}/(1.5 \times F_{\text{RST5}})] + [M_{\text{RSA}}/(1.5 \times M_{\text{RST5}})] < 2 \quad \dots\dots\dots(\text{H.1})$$

$$[F_{\text{RDA}}/(1.5 \times F_{\text{RDT5}})] + [M_{\text{RDA}}/(1.5 \times M_{\text{RDT5}})] < 2 \quad \dots\dots\dots(\text{H.2})$$

- c) 作用在每个泵管口法兰上的外加分力和分力矩应转移到该泵的中心。外加的合力(F_{RCA})的大小、外加合力矩(M_{RCA})的大小,以及外加力矩的大小应受到式(H.3)~式(H.5)的制约(在评估这些公式时宜采用图 21~图 25 所示的惯用符号和右手法则)。

$$F_{\text{RCA}} < 1.5(F_{\text{RST5}} + F_{\text{RDT5}}) \quad \dots\dots\dots(\text{H.3})$$

$$|M_{\text{YCA}}| < 2.0(M_{\text{YST5}} + M_{\text{YDT5}}) \quad \dots\dots\dots(\text{H.4})$$

$$M_{\text{RCA}} < 1.5(M_{\text{RST5}} + M_{\text{RDT5}}) \quad \dots\dots\dots(\text{H.5})$$

式中:

$$F_{\text{RCA}} = [(F_{\text{XCA}})^2 + (F_{\text{YCA}})^2 + (F_{\text{ZCA}})^2]^{0.5}$$

式中:

$$F_{\text{XCA}} = F_{\text{XSA}} + F_{\text{XDA}}$$

$$F_{\text{YCA}} = F_{\text{YSA}} + F_{\text{YDA}}$$

$$F_{\text{ZCA}} = F_{\text{ZSA}} + F_{\text{ZDA}}$$

$$M_{\text{RCA}} = [(M_{\text{XCA}})^2 + (M_{\text{YCA}})^2 + (M_{\text{ZCA}})^2]^{0.5}$$

式中:

$$M_{\text{XCA}} = M_{\text{XSA}} + M_{\text{XDA}} - [(F_{\text{YSA}})(zS) + (F_{\text{YDA}})(zD) - (F_{\text{ZSA}})(yS) - (F_{\text{ZDA}})(yD)]/1\ 000$$

$$M_{\text{YCA}} = M_{\text{YSA}} + M_{\text{YDA}} + [(F_{\text{XSA}})(zS) + (F_{\text{XDA}})(zD) - (F_{\text{ZSA}})(xS) - (F_{\text{ZDA}})(xD)]/1\ 000$$

$$M_{\text{ZCA}} = M_{\text{ZSA}} + M_{\text{ZDA}} - [(F_{\text{XSA}})(yS) + (F_{\text{XDA}})(yD) - (F_{\text{YSA}})(xS) - (F_{\text{YDA}})(xD)]/1\ 000$$

在 USC 单位制中,常数 1 000 应换成 12。这一常数是 mm 换成 m 或 in 换成 ft 的换算系数。

H.1.3 使产生的载荷超出 H.1.2 允许限度的管路构形,应由买方和卖方共同批准。

注:为了评估实际机器的变形(在环境条件下),宜进行 API RP 686 第 6 章所要求的管路对中检查。API RP 686 仅允许小的变形,许用变形使用本附录的值得出。

H.2 立式管道式泵

仅依靠连接管路来支承的立式管道式泵(OH3 和 OH6)可承受超出表 5 所示值 2 倍以上的管路分载荷,条件是这些载荷在两个泵管口中任何一个泵管口上都不至于引起超过 41 N/mm^2 ($5\,950 \text{ psi}$) 的主应力。为计算需要,泵管口的剖面特性应以 Sch40 管号的管为准,其公称尺寸等于相应的泵管口口径。可按式(H.6)、式(H.7)和式(H.8)来分别计算泵管口上的主应力、纵向应力、以及剪切应力。

对于 SI 单位制,式(H.6)~式(H.8)适用:

$$\sigma_p = (\sigma/2) + (\sigma^2/4 + \tau^2)^{0.5} < 41 \quad \dots\dots\dots (\text{H.6})$$

$$\sigma_1 = [1.27F_Y/(D_o^2 - D_i^2)] + [10\,200D_o(M_X^2 + M_Z^2)^{0.5}]/(D_o^4 - D_i^4) \quad \dots\dots\dots (\text{H.7})$$

$$\tau = [1.27(F_X^2 + F_Z^2)^{0.5}]/(D_o^2 - D_i^2) + [5\,100D_o(|M_Y|)]/(D_o^4 - D_i^4) \quad \dots\dots\dots (\text{H.8})$$

对于 USC 单位制,式(H.9)~式(H.11)适用:

$$\sigma_p = (\sigma/2) + (\sigma^2/4 + \tau^2)^{0.5} < 5\,950 \quad \dots\dots\dots (\text{H.9})$$

$$\sigma_1 = [1.27F_Y/(D_o^2 - D_i^2)] + [122D_o(M_X^2 + M_Z^2)^{0.5}]/(D_o^4 - D_i^4) \quad \dots\dots\dots (\text{H.10})$$

$$\tau = [1.27(F_X^2 + F_Z^2)^{0.5}]/(D_o^2 - D_i^2) + [61D_o(|M_Y|)]/(D_o^4 - D_i^4) \quad \dots\dots\dots (\text{H.11})$$

式中:

- σ_p ——主应力,单位为兆帕(MPa)或磅力每平方英寸(lbf/in²);
- σ_1 ——纵向应力,单位为兆帕(MPa)或磅力每平方英寸(lbf/in²);
- τ ——剪切应力,单位为兆帕(MPa)或磅力每平方英寸(lbf/in²);
- F_X ——施加在 X 轴上的力;
- F_Y ——施加在 Y 轴上的力;
- F_Z ——施加在 Z 轴上的力;
- M_X ——施加在 X 轴上的力矩;
- M_Y ——施加在 Y 轴上的力矩;
- M_Z ——施加在 Z 轴上的力矩;
- D_i, D_o ——是泵管口的内径和外径,单位为毫米(mm)或英寸(in)。

F_X, F_Y, F_Z, M_X, M_Y 和 M_Z 代表作用在吸入管口或排出管口上的外加载荷,后缀 S_A 和 D_A 已被删除,以便简化公式。如果外加载荷使泵管口受到拉伸,则 F_Y 的符号为“正”;如果外加载荷使泵管口受到压缩,则其符号为“负”。可以参考图 21 和外加于泵管口的载荷,以便确定泵管口究竟是受到“拉伸”还是受到“压缩”。在式(H.8)~式(H.11)中宜采用 M_Y 的绝对值。

H.3 术语

下列定义适用于 H.4 的典型问题:

- C ——泵中心,对于有两个支架的 OH2, BB2 和 BB5 型泵,泵中心通过泵轴中心线与通过两个支承中心的垂直平面的相交点来确定(见图 24 和图 25)。对于有 4 个支架的 BB1、BB3 和 BB5 型泵,泵中心通过泵轴中心线与通过 4 个支承中心的垂直平面的相交点来确定(见图 23)。
- D ——排出口。

- D_i ——Sch40 管号的管内径,管子公称口径等于该泵管口口径,单位为毫米(mm)或英寸(in)。
- D_o ——Sch40 管号的管外径,管子公称口径等于该泵管口口径,单位为毫米(mm)或英寸(in)。
- F ——力,单位为牛(N)或磅力(lbf)。
- F_R ——合力; F_{RSA} 和 F_{RDA} 是对作用于泵管口法兰上的各外加分力利用“平方之和的平方根”的方法计算出来的。 F_{RST5} 和 F_{RDT5} 是利用近似的泵管口口径从表 5 中获得。
- M ——力矩,单位为牛米(N·m)或英尺-磅力(ft-lbf)。
- M_R ——合力矩; M_{RSA} 和 M_{RDA} 是对作用于泵管口法兰上的各外加分力矩利用“平方之和的平方根”的方法计算出来的。 M_{RST5} 和 M_{RDT5} 是利用近似的泵管口口径从表 5 中获得。
- σ_p ——主应力,单位为兆帕(MPa)或磅力每平方英寸(lbf/in²)。
- σ_l ——纵向应力,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²)或磅力每平方英寸(lbf/in²)。
- τ ——剪切应力,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²)或磅力每平方英寸(lbf/in²)。
- S ——吸入口。
- x, y, z ——泵管口法兰相对于泵中心的位置坐标,单位为毫米(mm)或英寸(in)。
- X, Y, Z ——载荷的方向(见图 21~图 25)。
- 下标 A ——施加的载荷。
- 下标 T5 ——从表 5 中获得的载荷。

H.4 典型问题

H.4.1 示例 1A——SI 单位制

H.4.1.1 问题

对一台悬臂型轴向吸入式流程泵(OH2),泵管口口径和位置坐标如表 H.1 所示,泵管口的外加载荷如表 H.2 所示。本问题是要确定是否满足 H.1.2 a)、H.1.2 b)及 H.1.2 c)规定的条件。

H.4.1.2 解法

H.4.1.2.1 条件 H.1.2 a)的校核如下:

对于 DN 250 的轴向吸入口:

$$|F_{XSA}/F_{XST5}| = |12\,900/6\,670| = 1.93 < 2.00$$

$$|F_{YSA}/F_{YST5}| = |0/5\,340| = 0 < 2.00$$

$$|F_{ZSA}/F_{ZST5}| = |-8\,852/4\,450| = 1.99 < 2.00$$

$$|M_{XSA}/M_{XST5}| = |-1\,356/5\,020| = 0.27 < 2.00$$

$$|M_{YSA}/M_{YST5}| = |-5\,017/2\,440| = 2.06 > 2.00$$

$$|M_{ZSA}/M_{ZST5}| = |-7\,458/3\,800| = 1.96 < 2.00$$

由于 M_{YSA} 超过表 5 (SI 单位)规定限度的 2 倍以上,不满足条件。假设 M_{YSA} 能够降低到 -4 879,则:

$$|M_{YSA}/M_{YST5}| = |-4\,879/2\,440| = 1.999 < 2.00$$

对于 DN 200 的顶部排出管口:

$$|F_{XDA}/F_{XDT5}| = |7\,117/3\,780| = 1.88 < 2.00$$

$$|F_{YDA}/F_{YDT5}| = |-445/3\,110| = 0.14 < 2.00$$

$$|F_{ZDA}/F_{ZDT5}| = |8\,674/4\,890| = 1.77 < 2.00$$

$$|M_{\text{XDA}}/M_{\text{XDT5}}| = | +678/3\,530 | = 0.19 < 2.00$$

$$|M_{\text{YDA}}/M_{\text{YDT5}}| = | -3\,390/1\,760 | = 1.93 < 2.00$$

$$|M_{\text{ZDA}}/M_{\text{ZDT5}}| = | -4\,882/2\,580 | = 1.89 < 2.00$$

倘若 M_{YSA} 能够降低到 $-4\,879$, 则作用在每个泵管口上的外加管路载荷满足 H.1.2 a) 的规定条件。

表 H.1 示例 1A 的泵管口口径和位置坐标

管口	规格 DN	x mm	y mm	z mm
吸入	250	+267	0	0
排出	200	0	-311	+381

表 H.2 示例 1A 的泵管口外加载荷

力	值 N	力矩	值 N·m
—	—	吸入	—
F_{XSA}	+12 900	M_{XSA}	-1 356
F_{YSA}	0	M_{YSA}	-5 017 ^a
F_{ZSA}	-8 852	M_{ZSA}	-7 458
—	—	排出	—
F_{XDA}	+7 117	M_{XDA}	+678
F_{YDA}	-445	M_{YDA}	-3 390
F_{ZDA}	+8 674	M_{ZDA}	-4 882
^a 见 H.4.1.2.1。			

H.4.1.2.2 条件 H.1.2 b) 的校核如下：

对于吸入管口, 利用“平方之和的平方根”方法确定 F_{RSA} 和 M_{RSA} :

$$F_{\text{RSA}} = [(F_{\text{XSA}})^2 + (F_{\text{YSA}})^2 + (F_{\text{ZSA}})^2]^{0.5} = [(+12\,900)^2 + (0)^2 + (-8\,852)^2]^{0.5} = 15\,645$$

$$M_{\text{RSA}} = [(M_{\text{XSA}})^2 + (M_{\text{YSA}})^2 + (M_{\text{ZSA}})^2]^{0.5} = [(-1\,356)^2 + (-4\,879)^2 + (-7\,458)^2]^{0.5} = 9\,015$$

参看式(H.1):

$$F_{\text{RSA}}/(1.5 \cdot F_{\text{RST5}}) + M_{\text{RSA}}/(1.5 \cdot M_{\text{RST5}}) \leq 2$$

$$15\,645/(1.5 \times 9\,630) + 9\,015/(1.5 \times 6\,750) \leq 2$$

$$1.96 < 2$$

对于排出管口, 利用求出 F_{RSA} 和 M_{RSA} 所用的同样的方法确定 F_{RDA} 和 M_{RDA} :

$$F_{\text{RDA}} = [(F_{\text{XDA}})^2 + (F_{\text{YDA}})^2 + (F_{\text{ZDA}})^2]^{0.5} = [(+7\,117)^2 + (-445)^2 + (+8\,674)^2]^{0.5} = 11\,229$$

$$M_{\text{RDA}} = [(M_{\text{XDA}})^2 + (M_{\text{YDA}})^2 + (M_{\text{ZDA}})^2]^{0.5} = [(+678)^2 + (-3\,390)^2 + (-4\,882)^2]^{0.5} = 5\,982$$

参看式(H.2):

$$F_{\text{RDA}}/(1.5 \cdot F_{\text{RDT5}}) + M_{\text{RDA}}/(1.5 \cdot M_{\text{RDT5}}) \leq 2$$

$$11\,229/(1.5 \times 6\,920) + 5\,982/(1.5 \times 4\,710) \leq 2$$

$$1.93 < 2$$

作用于每个泵管口上的各载荷满足相应的相互制约公式, 所以也满足 F.1.2 b) 的规定条件。

H.4.1.2.3 条件 H.1.2 c) 的校核如下：

为了校核这一条件, 把外加的各分力和力矩平移和分解到该泵的中心, 按如下步骤确定 F_{RCA} [见

H.1.2 c)]:

$$F_{XCA} = F_{XSA} + F_{XDA}$$

$$F_{YCA} = F_{YSA} + F_{YDA}$$

$$F_{ZCA} = F_{ZSA} + F_{ZDA}$$

$$F_{RCA} = [(F_{XCA})^2 + (F_{YCA})^2 + (F_{ZCA})^2]^{0.5}$$

$$F_{XCA} = (+12\ 900) + (+7\ 117) = +20\ 017$$

$$F_{YCA} = (0) + (-445) = -445$$

$$F_{ZCA} = (-8\ 852) + (+8\ 674) = -178$$

$$F_{RCA} = [(+20\ 017)^2 + (-445)^2 + (-178)^2]^{0.5} = 20\ 023$$

参看式(H.3):

$$F_{RCA} < 1.5(F_{RST5} + F_{RDT5})$$

$$20\ 023 < 1.5 \times (9\ 630 + 6\ 920)$$

$$20\ 023 < 24\ 825$$

按如下步骤确定 M_{YCA} [见 H.1.2 c)]:

$$\begin{aligned} M_{YCA} &= M_{YSA} + M_{YDA} + [(F_{XSA})(zS) + (F_{XDA})(zD) - (F_{ZSA})(xS) - (F_{ZDA})(xD)]/1\ 000 \\ &= (-4\ 879) + (-3\ 390) + [(+12\ 900)(0.00) + \cdots \\ &\quad \cdots + (+7\ 117)(+381) - (-8\ 852)(+267) - (+8\ 674)(0.00)]/1\ 000 \\ &= -3\ 194 \end{aligned}$$

参看式(H.4):

$$|M_{YCA}| < 2.0(M_{YST5} + M_{YDT5})$$

$$|-3\ 194| < 2.0 \times (2\ 440 + 1\ 760)$$

$$3\ 194 < 8\ 400$$

按如下步骤确定 M_{RCA} [见 H.1.2 c)]:

$$M_{XCA} = M_{XSA} + M_{XDA} - [(F_{YSA})(zS) + (F_{YDA})(zD) - (F_{ZSA})(yS) - (F_{ZDA})(yD)]/1\ 000$$

$$M_{YCA} = M_{YSA} + M_{YDA} + [(F_{XSA})(zS) + (F_{XDA})(zD) - (F_{ZSA})(xS) - (F_{ZDA})(xD)]/1\ 000$$

$$M_{ZCA} = M_{ZSA} + M_{ZDA} - [(F_{XSA})(yS) + (F_{XDA})(yD) - (F_{YSA})(xS) - (F_{YDA})(xD)]/1\ 000$$

$$M_{RCA} = [(M_{XCA})^2 + (M_{YCA})^2 + (M_{ZCA})^2]^{0.5}$$

$$\begin{aligned} M_{XCA} &= (-1\ 356) + (+678) - \left[\begin{array}{c} (0)(0.00) + (-445)(+381) - (-8\ 852)(0.00) - \\ (+8\ 674)(-311) \end{array} \right] / 1\ 000 \\ &= -3\ 206 \end{aligned}$$

$$M_{YCA} = -3\ 194 \text{ (见先前的计算)}$$

$$\begin{aligned} M_{ZCA} &= (-7\ 458) + (-4\ 882) - \left[\begin{array}{c} (+12\ 900)(0.00) + (+7\ 117)(-311) - (0)(+267) - \\ (-445)(0.00) \end{array} \right] / 1\ 000 \\ &= -10\ 127 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{RCA} &= [(-3\ 206)^2 + (-3\ 194)^2 + (-10\ 127)^2]^{0.5} \\ &= 11\ 092 \end{aligned}$$

参看式(H.5):

$$M_{RCA} < 1.5(M_{RST5} + M_{RDT5})$$

$$11\ 092 < 1.5 \times (6\ 750 + 4\ 710)$$

$$11\ 092 < 17\ 190$$

这样, H.1.2 c)的所有要求已被满足。

H.4.2 示例 2A——SI 单位制

H.4.2.1 问题

对一台 DN 80×DN 100×178 mm 的立式管道式泵(OH3 或 OH6),建议的外加管口载荷如表 H.3 所示。经检查, F_{ZSA} , M_{ZSA} 和 M_{XDA} 超出表 5(SI 单位制)所示值 2 倍以上。正如 H.2 所述,倘若计算出的主应力小于 41 MPa,则这些元件载荷是可接受的。本问题是要确定吸入管口和排出管口的主应力。

表 H.3 示例 2A 建议的外加管口载荷

力	值 N	力矩	值 N·m
—	—	DN 100 吸入	—
F_{XSA}	-2 224	M_{XSA}	+136
F_{YSA}	-5 338	M_{YSA}	-2 034
F_{ZSA}	+1 334	M_{ZSA}	+1 356
—	—	DN 80 排出	—
F_{XDA}	+1 334	M_{XDA}	+2 712
F_{YDA}	-2 224	M_{YDA}	+271
F_{ZDA}	+445	M_{ZDA}	+136

H.4.2.2 解法

H.4.2.2.1 吸入管口计算如下:

对于公称口径为 DN 100 的 Sch 40 管号的管, $D_o=114$ mm 和 $D_i=102$ mm。因此,

$$D_o^2 - D_i^2 = (114)^2 - (102)^2 = 2\,592$$

$$D_o^4 - D_i^4 = (114)^4 - (102)^4 = 6.065 \times 10^7$$

$$[(F_{XSA})^2 + (F_{ZSA})^2]^{0.5} = [(-2\,224)^2 + (+1\,334)^2]^{0.5} = 2\,593$$

$$[(M_{XSA})^2 + (M_{ZSA})^2]^{0.5} = [(+136)^2 + (+1\,356)^2]^{0.5} = 1\,363$$

利用式(H.7)来确定吸入管口的纵向应力 σ_s 。

作用在吸入管口上的外加载荷 F_{YSA} 是负的 Y 方向,并将产生一个压缩应力;因而,对于 F_{YSA} 采用负号。

$$\begin{aligned}\sigma_s &= [1.27F_{YSA}/(D_o^2 - D_i^2)] + [10\,200D_o(M_{XSA}^2 + M_{ZSA}^2)^{0.5}/(D_o^4 - D_i^4)] \\ &= [1.27(-5\,338)/2\,592] + [10\,200 \times 114 \times 1\,363/(6.065 \times 10^7)] = 23.52\end{aligned}$$

利用式(H.8)来确定吸入管口的剪切应力 τ_s 。

$$\begin{aligned}\tau_s &= [1.27(F_{XSA})^2 + (F_{ZSA})^2]^{0.5}/(D_o^2 - D_i^2) + [0.51 \times 10^4 D_o(|M_{YSA}|)]/(D_o^4 - D_i^4) \\ &= (1.27 \times 2\,593/2\,592) + [5\,100 \times 114 \times (|-2\,034|)]/(6.065 \times 10^7) = 20.77\end{aligned}$$

利用式(H.6)来确定吸入管口的主应力 $\sigma_{p,s}$ 。

$$\begin{aligned}\sigma_{p,s} &= (\sigma_s/2) + (\sigma_s^2/4 + \tau_s^2)^{0.5} < 41 \\ &= (+23.52/2) + [(+23.52)^2/4 + (+20.77)^2]^{0.5} < 41 \\ &= +35.63 < 41\end{aligned}$$

因此,吸入管口载荷是令人满意的。

H.4.2.2.2 排出管口计算如下:

对于公称口径为 80 mm 的 Sch 40 管号的管, $D_o=89$ mm 和 $D_i=78$ mm。因此,

$$D_o^2 - D_i^2 = (89)^2 - (78)^2 = 1\,837$$
$$D_o^4 - D_i^4 = (89)^4 - (78)^4 = 2.573 \times 10^7$$
$$[(F_{XDA})^2 + (F_{ZDA})^2]^{0.5} = [(+1\,334)^2 + (+445)^2]^{0.5} = 1\,406$$
$$[(M_{XDA})^2 + (M_{ZDA})^2]^{0.5} = [(+2\,712)^2 + (+136)^2]^{0.5} = 2\,715$$

利用式(H.7)来确定排出管口的纵向应力 σ_D 。
作用在排出管口上的外加载荷 F_{YDA} 是负的 Y 方向,并将产生一个拉伸应力,因而对于 F_{YDA} 采用正号。

$$\sigma_D = [1.27F_{YDA}/(D_o^2 - D_i^2)] + [10\,200D_o(M_{XDA}^2 + M_{ZDA}^2)^{0.5}/(D_o^4 - D_i^4)]$$
$$= [1.27(+2\,224)/1\,837] + [10\,200(89)(2\,715)]/(2.573 \times 10^7) = 97.33$$

利用式(H.8)来确定排出管口的剪切应力 τ_D 。

$$\tau_D = [1.27(F_{XDA})^2 + (F_{ZDA})^2]^{0.5}/(D_o^2 - D_i^2) + [5\,100D_o(|M_{YDA}|)]/(D_o^4 - D_i^4)$$
$$= (1.27 \times 1\,406/1\,837) + [5\,100 \times 89 \times (|+271|)]/(2.573 \times 10^7) = 5.75$$

利用式(H.6)来确定排出管口的主应力 $\sigma_{p,D}$ 。

$$\sigma_{p,D} = (\sigma_D/2) + (\sigma_D^2/4 + \tau_D^2)^{0.5} < 41$$
$$= (+97.33/2) + [(+97.33)^2/4 + (+5.75)^2]^{0.5}$$
$$= +97.67 > 41$$

因此,排出管口载荷太大,经检查,如果 M_{XDA} 减小 50%降低到 1 356 N·m,则合成的主应力将超过 41 MPa。因而, M_{XDA} 的最大值将是 M_{XDT5} 的 2 倍,或 1 900 N·m。

H.4.3 示例 1B——USC 单位制

H.4.3.1 问题

对一台悬臂型轴向吸入式流程泵(OH2),泵管口口径和位置坐标如表 H.4 所示,泵管口的外加载荷如表 H.5 所示。本问题是要确定是否满足 H.1.2 a)、H.1.2 b)及 H.1.2 c)规定的条件。

表 H.4 示例 1B 的泵管口口径和位置坐标 单位为英寸

管口	规格	x	y	z
吸入	10	+10.50	0	0
排出	8	0	-12.25	+15

表 H.5 示例 1B 的泵管口外加载荷

力	值 lbf	力矩	值 ft·lbf
—	—	吸入	—
F_{XSA}	+2 900	M_{XSA}	-1 000
F_{YSA}	0	M_{YSA}	-3 700*
F_{ZSA}	-1 990	M_{ZSA}	-5 500
—	—	排出	—
F_{XDA}	+1 600	M_{XDA}	+500
F_{YDA}	-100	M_{YDA}	-2 500
F_{ZDA}	+1 950	M_{ZDA}	-3 600
* 见 H.4.1.2.1。			

H.4.3.2 解法

H.4.3.2.1 条件 H.1.2 a) 的校核如下。

对于 10 in 的轴向吸入管口：

$$|F_{XSA}/F_{XST5}| = | +2\,900/1\,500 | = 1.93 < 2.00$$

$$|F_{YSA}/F_{YST5}| = | 0/1\,200 | = 0 < 2.00$$

$$|F_{ZSA}/F_{ZST5}| = | -1\,990/1\,000 | = 1.99 < 2.00$$

$$|M_{XSA}/M_{XST5}| = | -1\,000/3\,700 | = 0.27 < 2.00$$

$$|M_{YSA}/M_{YST5}| = | -3\,700/1\,800 | = 2.06 > 2.00$$

$$|M_{ZSA}/M_{ZST5}| = | -5\,500/2\,800 | = 1.96 < 2.00$$

由于 M_{YSA} 超过表 5 (USC 单位制) 规定限度的 2 倍以上, 不满足条件。假设 M_{YSA} 能够降低到 -3 599, 则:

$$|M_{YSA}/M_{YST5}| = | -3\,599/1\,800 | = 1.999 < 2.00$$

对于 8 in 的顶部排出管口：

$$|F_{XDA}/F_{XDT5}| = | +1\,600/850 | = 1.88 < 2.00$$

$$|F_{YDA}/F_{YDT5}| = | -100/700 | = 0.14 < 2.00$$

$$|F_{ZDA}/F_{ZDT5}| = | +1\,950/1\,100 | = 1.77 < 2.00$$

$$|M_{XDA}/M_{XDT5}| = | +500/2\,600 | = 0.19 < 2.00$$

$$|M_{YDA}/M_{YDT5}| = | -2\,500/1\,300 | = 1.93 < 2.00$$

$$|M_{ZDA}/M_{ZDT5}| = | -3\,600/1\,900 | = 1.89 < 2.00$$

倘若 M_{YSA} 能够降低到 -3 599, 则作用在每个泵管口上的外加管路载荷满足 H.1.2 a) 的规定条件。

H.4.3.2.2 条件 H.1.2 b) 的校核如下：

对于吸入管口, 利用“平方之和的平方根”方法确定 F_{RSA} 和 M_{RSA} ：

$$F_{RSA} = [(F_{XSA})^2 + (F_{YSA})^2 + (F_{ZSA})^2]^{0.5} = [(+2\,900)^2 + (0)^2 + (-1\,990)^2]^{0.5} = 3\,517$$

$$M_{RSA} = [(M_{XSA})^2 + (M_{YSA})^2 + (M_{ZSA})^2]^{0.5} = [(-1\,000)^2 + (-3\,599)^2 + (-5\,500)^2]^{0.5} = 6\,649$$

参看式(H.1)：

$$\begin{aligned} F_{RSA}/(1.5 \cdot F_{RST5}) + M_{RSA}/(1.5 \cdot M_{RST5}) &\leq 2 \\ 3\,517/(1.5 \times 2\,200) + 6\,649/(1.5 \times 5\,000) &\leq 2 \\ 1.95 &< 2 \end{aligned}$$

对于排出管口, 利用求出 F_{RSA} 和 M_{RSA} 所用的同样的方法确定 F_{RDA} 和 M_{RDA} ：

$$F_{RDA} = [(F_{XDA})^2 + (F_{YDA})^2 + (F_{ZDA})^2]^{0.5} = [(+1\,600)^2 + (-100)^2 + (+1\,950)^2]^{0.5} = 2\,524$$

$$M_{RDA} = [(M_{XDA})^2 + (M_{YDA})^2 + (M_{ZDA})^2]^{0.5} = [(+500)^2 + (-2\,500)^2 + (-3\,600)^2]^{0.5} = 4\,411$$

参看式(H.2)：

$$\begin{aligned} F_{RDA}/(1.5 \cdot F_{RDT5}) + M_{RDA}/(1.5 \cdot M_{RDT5}) &\leq 2 \\ 2\,524/(1.5 \times 1\,560) + 4\,411/(1.5 \times 3\,500) &\leq 2 \\ 1.92 &< 2 \end{aligned}$$

作用于每个泵管口上的各载荷满足相应的相互制约公式, 所以也满足 H.1.2 b) 的规定条件。

H.4.3.2.3 条件 H.1.2 c) 的校核如下。

为了校核这一条件, 把外加的各分力和力矩平移和分解到该泵的中心, 按如下步骤确定 F_{RCA} [见 H.1.2 c)]：

$$F_{XCA} = F_{XSA} + F_{XDA}$$

$$F_{YCA} = F_{YSA} + F_{YDA}$$

$$F_{ZCA} = F_{ZSA} + F_{ZDA}$$

$$F_{RCA} = [(F_{XCA})^2 + (F_{YCA})^2 + (F_{ZCA})^2]^{0.5}$$

$$F_{XCA} = (+2\ 900) + (+1\ 600) = +4\ 500$$

$$F_{YCA} = (0) + (-100) = -100$$

$$F_{ZCA} = (-1\ 990) + (+1\ 950) = -40$$

$$F_{RCA} = [(+4\ 500)^2 + (-100)^2 + (-40)^2]^{0.5} = 4\ 501$$

参看式(H.3):

$$F_{RCA} < 1.5(F_{RST5} + F_{RDT5})$$

$$4\ 501 < 1.5 \times (2\ 200 + 1\ 560)$$

$$4\ 501 < 5\ 640$$

按如下步骤确定 M_{YCA} [见 H.1.2 c)]:

$$\begin{aligned} M_{YCA} &= M_{YSA} + M_{YDA} + [(F_{XSA})(zS) + (F_{XDA})(zD) - (F_{ZSA})(xS) - (F_{ZDA})(xD)]/12 \\ &= (-3\ 599) + (-2\ 500) + [(+2\ 900)(0.00) + (+1\ 600)(+15) - (-1\ 990)(+10.5) - \\ &\quad (+1\ 950)(0.00)]/12 \\ &= -2\ 358 \end{aligned}$$

参看式(H.4):

$$|M_{YCA}| < 2.0(M_{YST5} + M_{YDT5})$$

$$|-2\ 358| < 2.0 \times (1\ 800 + 1\ 300)$$

$$2\ 358 < 6\ 200$$

按如下步骤确定 M_{RCA} [见 H.1.2 c)]:

$$M_{XCA} = M_{XSA} + M_{XDA} - [(F_{YSA})(zS) + (F_{YDA})(zD) - (F_{ZSA})(yS) - (F_{ZDA})(yD)]/12$$

$$M_{YCA} = M_{YSA} + M_{YDA} + [(F_{XSA})(zS) + (F_{XDA})(zD) - (F_{ZSA})(xS) - (F_{ZDA})(xD)]/12$$

$$M_{ZCA} = M_{ZSA} + M_{ZDA} - [(F_{XSA})(yS) + (F_{XDA})(yD) - (F_{YSA})(xS) - (F_{YDA})(xD)]/12$$

$$M_{RCA} = [(M_{XCA})^2 + (M_{YCA})^2 + (M_{ZCA})^2]^{0.5}$$

$$\begin{aligned} M_{XCA} &= (-1\ 000) + (+500) - \left[\begin{aligned} &(0)(0.00) + (-100)(+15.00) \\ &- (-1\ 990)(0.00) - (+1\ 950)(-12.25) \end{aligned} \right] / 12 \\ &= -2\ 366 \end{aligned}$$

$$M_{YCA} = -2\ 358 \text{ (见先前的计算)}$$

$$\begin{aligned} M_{ZCA} &= (-5\ 500) + (-3\ 600) - \left[\begin{aligned} &(+2\ 900)(0.00) + (+1\ 600)(-12.25) - \\ &(0)(+10.50) - (-100)(0.00) \end{aligned} \right] / 12 \\ &= -7\ 467 \end{aligned}$$

$$M_{RCA} = [(-2\ 366)^2 + (-2\ 358)^2 + (-7\ 467)^2]^{0.5} = 8\ 180$$

参看式(H.5):

$$M_{RCA} < 1.5(M_{RST5} + M_{RDT5})$$

$$8\ 180 < 1.5 \times (5\ 000 + 3\ 500)$$

$$8\ 180 < 12\ 750$$

这样, H.1.2 c)的所有要求已被满足。

H.4.4 示例 2B——USC 单位制

H.4.4.1 问题

对一台 NPS 3×NPS 4×7 in 的立式管道式泵(OH3 或 OH6), 建议的外加管口载荷如表 H.6 所示。经检查, F_{ZSA} , M_{ZSA} 和 M_{XDA} 超出表 5 (USC 单位制) 所示值 2 倍以上。正如 H.2 所述, 倘若计算出的主应力小于 5 950 psi, 则这些元件载荷是可接受的。本问题是要确定吸入管口和排出管口的主应力。

表 H.6 示例 2B 建议的外加管口载荷

力	值 lbf	力矩	值 Ft • lbf
—	—	NPS 4 吸入	—
F_{XSA}	-500	M_{XSA}	+100
F_{YSA}	-1 200	M_{YSA}	-1 500
F_{ZSA}	+300	M_{ZSA}	+1 000
—	—	NPS 3 排出	—
F_{XDA}	+300	M_{XDA}	+2 000
F_{YDA}	-500	M_{YDA}	+200
F_{ZDA}	+100	M_{ZDA}	+100

H.4.4.2 解法

H.4.4.2.1 吸入管口计算如下：

对公称口径为 4 in 的 Sch40 管号的管, $D_o = 4.500$ in 和 $D_i = 4.026$ in。因此,

$$D_o^2 - D_i^2 = (4.500)^2 - (4.026)^2 = 4.04$$

$$D_o^4 - D_i^4 = (4.500)^4 - (4.026)^4 = 147.34$$

$$[(F_{XSA})^2 + (F_{ZSA})^2]^{0.5} = [(-500)^2 + (+300)^2]^{0.5} = 583$$

$$[(M_{XSA})^2 + (M_{ZSA})^2]^{0.5} = [(+100)^2 + (+1 000)^2]^{0.5} = 1 005$$

利用式(H.10)来确定吸入管口的纵向应力 $\sigma_{l,s}$ 。

作用在吸入管口上的外加载荷 F_{YSA} 是负的 Y 方向, 并将产生一个压缩应力, 因而, 对于 F_{YSA} 采用负号。

$$\begin{aligned} \sigma_{l,s} &= [1.27F_{YSA}/(D_o^2 - D_i^2)] + [122D_o(M_{XSA}^2 + M_{ZSA}^2)^{0.5}/(D_o^4 - D_i^4)] \\ &= [1.27 \times (-1 200)/4.04] + [122 \times 4.500 \times 1 005]/147.34 \\ &= -3 367 \end{aligned}$$

利用式(H.11)来确定吸入管口的剪切应力 τ_s 。

$$\begin{aligned} \tau_s &= [1.27(F_{XSA}^2 + F_{ZSA}^2)^{0.5}/(D_o^2 - D_i^2) + [61D_o(|M_{YSA}|)]/(D_o^4 - D_i^4)] \\ &= (1.27 \times 583/4.04) + [61 \times 4.500 \times (|-1 500|)]/147.34 \\ &= 2 978 \end{aligned}$$

利用式(H.9)来确定吸入管口的主应力 $\sigma_{p,s}$ 。

$$\begin{aligned} \sigma_{p,s} &= (\sigma_s/2) + (\sigma_s^2/4 + \tau_s^2)^{0.5} < 5 950 \\ &= (+3 367/2) + [(+3 367)^2/4 + (+2 978)^2]^{0.5} \\ &= +5 105 < 5 950 \end{aligned}$$

因此, 吸入管口载荷是令人满意的。

H.4.4.2.2 排出管口计算如下：

对于公称口径为 3 in 的 Sch40 管号的管, $D_o = 3.500$ 和 $D_i = 3.068$ 。因此,

$$D_o^2 - D_i^2 = (3.500)^2 - (3.068)^2 = 2.84$$

$$D_o^4 - D_i^4 = (3.500)^4 - (3.068)^4 = 61.47$$

$$[(F_{XDA})^2 + (F_{ZDA})^2]^{0.5} = [(+300)^2 + (+100)^2]^{0.5} = 316$$

$$[(M_{XDA})^2 + (M_{ZDA})^2]^{0.5} = [(+2 000)^2 + (+100)^2]^{0.5} = 2 002$$

利用式(H.10)来确定排出管口的纵向应力 $\sigma_{l,D}$ 。

作用在排出管口上的外加载荷 F_{YDA} 是负的 Y 方向, 并将产生一个拉伸应力, 因而对于 F_{YDA} 采用正号。

$$\begin{aligned}\sigma_{i,D} &= [1.27F_{YDA}/(D_o^2 - D_i^2)] + [122D_o(M_{XDA}^2 + M_{ZDA}^2)^{0.5}]/(D_o^4 - D_i^4) \\ &= [1.27(+500)/2.84] + [122(3.5)(2002)]/61.47 \\ &= 14\ 131\end{aligned}$$

利用式(H.11)来确定排出管口的剪切应力 τ_D 。

$$\begin{aligned}\tau_D &= [1.27(F_{XDA}^2 + F_{ZDA}^2)^{0.5}]/(D_o^2 - D_i^2) + [61D_o(|M_{YDA}|)]/(D_o^4 - D_i^4) \\ &= (1.27 \times 316/2.84) + [61 \times 3.500 \times (|+200|)]/61.47 = 836\end{aligned}$$

利用式(H.9)来计算排出管口的主应力 $\sigma_{p,D}$ 。

$$\begin{aligned}\sigma_{p,D} &= (\sigma_D/2) + (\sigma_D^2/4 + \tau_D^2)^{0.5} < 5\ 950 \\ &= (+14\ 131/2) + [(+14\ 131)^2/4 + (+836)^2]^{0.5} = +14\ 181 > 5\ 950\end{aligned}$$

因此, 排出管口载荷太大, 经检查, 如果 M_{XDA} 减小 50% 降低到 1 000 ft · lbf, 则合成的主应力将会仍然超过 5 950 psi, 因而, M_{XDA} 的最大值将是 M_{XDT5} 的 2 倍, 或 1 400 ft · lbf。

附录 I
(资料性附录)

轴的刚度和轴承系统的寿命

I.1 OH2 和 OH3 悬臂式泵的轴刚度导则

I.1 说明了计算悬臂式泵的轴柔性指标的一种标准化方法。如果有规定(见 9.1.1.3),轴的柔性指标应由卖方依据本小节和数据表中的规定进行计算。

悬臂式泵转子的设计和运行要求在本标准的几个章节中有详细说明。本分条款列出了这些要求,并建立了计算轴柔性指标的标准化的方法,它可用来评估那些后续产品的参数,并建立了一个用于轴柔性比较的基准。

对于具有两个直径的轴, D_1 在密封套下, D_2 在两轴承之间(见图 I.1),通常定义上的轴柔性指标 SFI 或 I_{SF} 与轴的刚度成反比,用式(I.1)来定义:

$$I_{SF} = L_1^3/D_1^4 + L_1L_2^2/D_2^4 \quad \text{.....(I.1)}$$

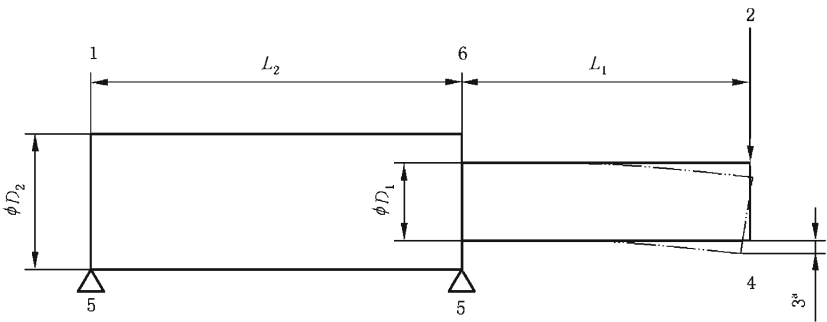
式中:

L_1 ——悬臂(叶轮中心线到轴承中心);

L_2 ——轴承跨距。

在典型的炼油厂泵的转子设计中, $D_2 > D_1$, $L_2 < L_1$,第 2 项大约只占 I_{SF} 总值的 20%,所以通常在评估悬臂式泵轴刚度时,采用式(I.2)给出的简化的表达式表示:

$$I_{SF} = L_1^3/D_1^4 \quad \text{.....(I.2)}$$



说明:

- | | |
|--------------|------------|
| 1——简化的轴; | 4——叶轮端; |
| 2——叶轮上的径向载荷; | 5——支撑(轴承); |
| 3——挠度; | 6——悬臂式泵。 |

^a 挠度与载荷成正比, $(L_1^3/D_1^4 + L_1^2L_2/D_2^4)$ 。

图 I.1 简单的悬臂式转子

在 20 世纪七八十年代, I_{SF} 的简化计算公式(I.2)被炼油厂广泛地用来比较悬臂式泵转子的刚度,并把维修成本因素分配到泵的价格,这些泵的 I_{SF} 值是提供服务的泵最低值的倍数,一般是 1.2 倍。这种惯例导致了对高刚度转子有必要达到较长的泵平均修理间隔时间(MTBR)的开发研究,以及九十年代,有必要实现较低的轴封泄漏以减少挥发性有机混合物(VOC)排放的研究。因为评估适用于指定

用途的泵,因此比较是在相似尺寸的泵之间进行。为了提供有关 I_{SF} 值的通用导则,有必要把 I_{SF} 与泵尺寸相关联。

悬臂式炼油厂泵轴承架是按离散尺寸设计的。因此,对每个轴,是按最大扭矩、叶轮质量、以及轴承架在预期使用条件下的液体端最大径向载荷(静的和动的)来设计的。因为转子的一阶弯曲干临界转速有必要是泵的最大连续工作转速的 120%(见 6.9.1.2),因此,叶轮质量是值得注意的。同时,径向推力在密封面处产生的挠度不应超过 $50\text{ }\mu\text{m}(0.002\text{ in})$ (见 6.9.1.3)。

施加在轴上的载荷直接与叶轮的尺寸有关,还与泵的流量、总扬程和转速有关。可定义成“尺寸”因数,按式(I.3)中给出:

$$K_t = (Q \times H) / N \quad \text{.....(I.3)}$$

式中:

Q ——叶轮最大直径时 BEP 流量;

H ——相应的总扬程;

N ——转速。

尺寸因数与扭矩有关。对于设计范围 25 kW~350 kW(35 hp~500 hp)的各种悬臂式泵(大型泵-透平具有更高的值), I_{SF} 对 K_t 的双对数变化关系表明现代设计的数据成直线下降;见图 I.2 和图 I.3。通过高侧数据的最佳拟合线也表明了这一点。

高侧的最佳拟合线用 SI 单位制的式(I.4)和 USC 单位制的式(I.5)来定义:

$$I_{SF,SI} = 32 \times K_t^{-0.76} \quad \text{.....(I.4)}$$

$$I_{SF,USC} = 6\,200 \times K_t^{-0.76} \quad \text{.....(I.5)}$$

式(I.4)和式(I.5)涵盖了炼油厂泵,在每个轴承架的限制下,据报道转子刚好满足本标准基于转速小于或等于 3 600 r/min 的静挠度和转子动载荷的要求。对于 100 mm(4 in)排出口或更大排出口的所有泵,液体端的设计通常是双蜗壳。在某些情况下,设计转速可限制到 3 000 r/min。

图 I.2 和图 I.3 或式(I.4)和式(I.5)可用来对给定悬臂式泵设计的转子刚度做第一次评估,或对给出应用的许多相似设计的转子刚度的第一次评估。对于悬臂式泵, I_{SF} 值大于图中值的 1.2 倍,或者是泵卖方为了寻求设计的合理性从公式中导出的值。

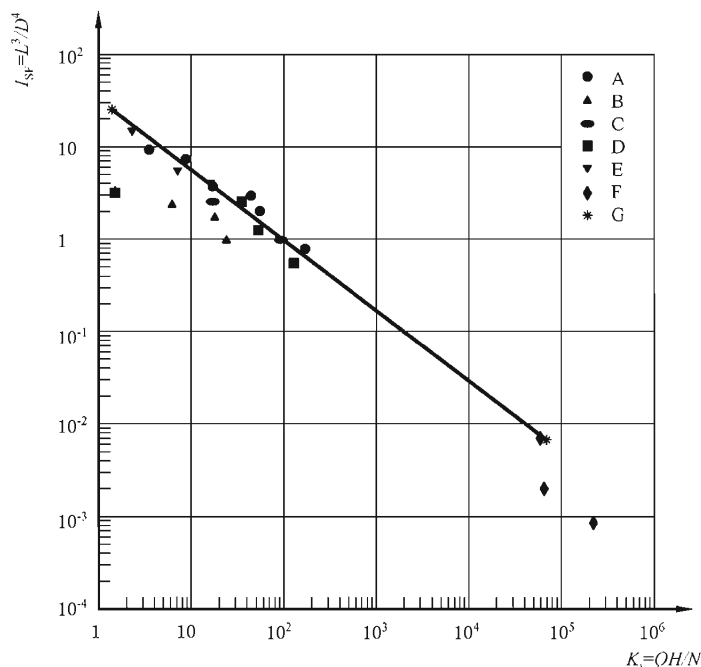


图 I.2 悬臂式泵轴柔性指标与尺寸因素的关系(SI 单位)

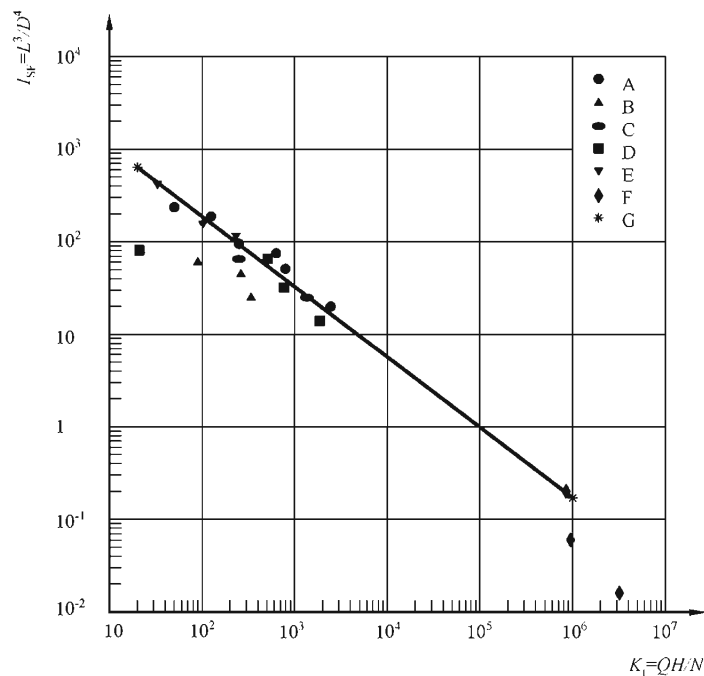


图 1.3 悬臂式泵轴柔性指标与尺寸因素的关系(USC 单位)

1.2 对 OH2、OH3、BB1、BB2 和 BB3 型泵轴承系统寿命的考虑

1.2 说明了计算轴承系统寿命的方法。如有规定,应提供轴承系统寿命计算(见 6.10.1.6)。

轴承系统寿命(泵轴承组合系统的计算寿命)应是在额定条件下连续运转至少等于 25 000 h,在额定转速、最大径向载荷和轴向载荷条件下连续运转至少等于 16 000 h。本条款包含对这些要求的讨论。

本标准要求泵设计成 20 年的寿命,并且连续工作 3 年以上。因此,轴承“系统”必需设计成至少 3 年的寿命,而不只是单独的个体轴承。这通常不是问题,大部分用户的可靠性数据统计显示,轴承的寿命不是所有泵可靠性的一个主要决定因素。在某些情况下,轴承寿命这个问题的根本原因常常是与润滑有关。

从历史上看,本标准已经要求“个体”轴承设计最低寿命 L_{10h} 为 25 000 h,并且在最大径向和轴向载荷及额定转速下,“个体”轴承设计最低寿命为 16 000 h。轴承系统寿命 $L_{10h,sys}$ 用式(I.6)来计算,因此,在系统中轴承系统寿命比最短的个体轴承寿命更短:

$$L_{10h,sys} = [(1/L_{10hA})^{3/2} + (1/L_{10hB})^{3/2} + \dots + (1/L_{10hN})^{3/2}]^{-2/3} \dots\dots\dots (I.6)$$

式中:

L_{10hA} ——对于轴承 A,依照 GB/T 6391—2010 的基本额定寿命 L_{10h} ;

L_{10hB} ——对于轴承 B,依照 GB/T 6391—2010 的基本额定寿命 L_{10h} ;

L_{10hN} ——对于轴承 N,依照 GB/T 6391—2010 的基本额定寿命 L_{10h} 。

示例 1: 如果一台泵有两个具有相同 L_{10h} 寿命的轴承(不太可能),并且轴承系统寿命为 25 000 h,个体轴承将要有大约 37 500 h 的 L_{10h} 寿命。注意,由于滚动轴承是以标准尺寸生产的,要使任何特定的泵的轴承系统中的两个轴承都具有精确到 37 500 h 的计算 L_{10h} 寿命是不可能的。

示例 2: 如果一个轴承有 100 000 h 的计算 L_{10h} 寿命(很寻常的),对轴承系统中的其他轴承必需有一个大约 25 700 h 的计算 L_{10h} 寿命,以给出大约 25 000 h 轴承系统的寿命。

OH2、OH3 和较小程度上的 BB1、BB2 和 BB3 型泵不是完全的“工程设计泵”，其中每个组件未必是按特定的买方订单要求来“设计”。他们通常是“系列设计泵”，或由制造商为了满足本标准的要求，为具体应用对特定工作条件范围“预工程设计”的泵。这种说法对 BB 型泵的设计特别准确，这种设计是在一种型式中可能有多个转子和蜗壳体设计，采用几个轴承箱和密封腔设计。如果需要，这些“预工程设计”的泵可能会被修改，以满足独特的应用和买方的要求。这些泵在系列设计/生产开发过程中，制造商从中选择一组极端情况，旨在出售“标准泵”。这些条件根据制造商满足其服务客户要求范围的经验而变化。这些条件能被制造商所销售泵的全部炼油厂的占 98% 的服务所选择，并指明 10 年周期。

一旦工作条件范围已经确定，制造商就可选择一系列的轴承体规格。对于大多数的制造商，为这些类型的泵选择三个或四个规格。然后，制造商把已有的或预期的多组水力部件匹配到各种轴承体上。对每种轴承体，有一组水力部件可在轴承及轴承体上施加最大的载荷。对于这组水力部件，它的最低轴承系统寿命满足本标准要求是必需的。然而，有一些组的工作条件或服务参数设置（如高的吸入压力、低的运行转速、泵在最佳工作区或允许工作区以外运行）使得泵不符合本标准的所有要求是完全有可能的。对于这些条件，制造商有一系列的任选项，包括修改泵的设计以符合本标准的所有要求，限制泵工作范围，或者为了降低成本或改善整体轴承性能，与买方协商能接受稍低些的轴承系统寿命。如果工作条件使得轴承载荷都发生了显著变化，并可能导致最佳轴承性能时载荷很低，上述做法可能是有益的。

对于所有其他组水力部件，轴承载荷是较低的。以载荷为函数的轴承寿命公式 L_{10h} 用式 (I.7) 给出，采用 GB/T 6391—2010 的式 (4)：

$$L_{10} = (C_r/P_r)^x \dots\dots\dots (I.7)$$

式中：

C_r —— 轴承的额定动载荷；

P_r —— 当量动载荷；

x —— 对球轴承为 3，对滚子轴承为 10/3。

在美国水力学会标准中，能找到确定轴承载荷的方法。

从检查式 (I.6) 可看到，对于给定的轴承，用给定的载荷，外加载荷降低 10% 的结果导致增加约 37% 的轴承寿命。这意味着对所有的泵，用给定的轴承体，计算的轴承系统寿命要大大超过本标准的轴承系统寿命要求，因为本标准轴承系统寿命要求是针对最大的一组水力部件的轴承体。而且，对于最大的轴承体，如果叶轮直径是小于最大直径，如果比重很低或者如果吸入压力低于使用限制的情况，系统寿命也会更大。而且，因为选择了其额定值大于计算载荷的最小尺寸轴承，即使是最大的一组水力部件都能很好地拥有很高计算的轴承系统寿命。这就给出了一些分析，解释了为什么历史上对个体轴承要求 25 000 h 的 L_{10h} 寿命是没有问题的原因。

值得注意的是，在符合本标准的泵中有大得多和具有高得多的额定动载荷的滚动轴承在使用。滚动轴承的应用受轴承规格和旋转转速所限制。在泵行业已经发现，在 2 极转速（公称值 3 000 和 3 600 r/min）运行的大型轴承往往易于发“热”，并可能超过本标准要求的最高轴承温度。由于这种原因，所有的制造商对 2 极的电动机都限制角接触推力轴承的规格为 7 315 或 7 316。与之相应的轴的尺寸分别为 75 mm 和 80 mm (2.95 in 和 3.15 in)。

热运行时对润滑剂及轴承寿命是有害的，最棘手的问题是滚珠在轻承载时会打滑。如果泵制造商对每个轴承体规格都使用较大的轴承，就有必要限制每个轴承体要应用到所提供的轴承载荷足以减小滚珠打滑的水力部件上。这意味着需要额外的轴承体规格，以涵盖给定产品系列中的所有泵规格，从而减少组件生产数量、互换性和库存机会。

轴承系统寿命这个问题是泵“标准设计”的一种应用限制。

附录 J
(资料性附录)
材料等级选择导则

表 J.1 的目的是提供通用导则,用于流程装置内和流程装置外的输送和进料。如果没有审查特定使用条件所涉及的知识,则不宜使用表 J.1。

表 J.1 材料等级选择导则

使用条件	温度范围		压力范围	材料等级	参见注
	℃	°F			
淡水、冷凝水、冷却塔水	<100	<212	所有	I-1 或 I-2	—
沸水和流程水	<120	<250	所有	I-1 或 I-2	a
	120~175	250~350	所有	S-5	a
	>175	>350	所有	S-6, C-6	a
锅炉给水					
轴向剖分	>95	>200	所有	C-6	—
双壳体(筒型)	>95	>200	所有	S-6	—
锅炉循环泵	>95	>200	所有	C-6	—
污水、回流储罐水、排泄水,以及含有这些水的烃类,包括回流液	<175	<350	所有	S-3 或 S-6	b
	>175	>350	所有	C-6	—
丙烷、丁烷、液体石油气、氨、乙烯、低温使用(最低金属温度)	230	<450	所有	S-1	—
	> -46	> -50	所有	S-1(LCB)	h
	> -73	> -100	所有	S-1(LC2)	h
	> -100	> -150	所有	S-1(LC3)	h,i
	> -196	> -320	所有	A-7 或 A-8	b,i
柴油;汽油;石脑油;煤油;粗柴油;轻的、中等的和重润滑油;燃料油;残渣油;原油;沥青;合成原油底油	<230	<450	所有	S-1	—
	230~370	450~700	所有	S-6	b,c
	>370	>700	所有	C-6	b
无腐蚀性烃类,例如催化重整油、加氢裂化油、脱硫油等	230~370	450~700	所有	S-4	c
二甲苯、甲苯、丙酮、苯、糖醛、甲基酮(MEK)、异丙基苯	<230	<450	所有	S-1	—
碳酸钠	<175	<350	所有	I-1	—
浓度<20%的苛性钠(氢氧化钠)	<100	<212	所有	S-1	d
	>100	>212	所有	—	e
海水	<95	<200	所有	—	f
酸性水	<260	<470	所有	D-1	—
生产后的水、地层水及盐水	所有	所有	所有	D-1 或 D-2	f
硫磺(液态)	所有	所有	所有	S-1	—
FCC 浆	<370	<700	所有	C-6	—

表 J.1 (续)

使用条件	温度范围		压力范围	材料等级	参见注
	℃	°F			
碳酸钾	<175	<350	所有	C-6	—
	<370	<700	所有	A-8	—
乙醇胺、二乙醇胺、醇胺原料溶液	<120	<250	所有	S-1	—
二乙醇胺、醇胺-贫溶液	<120	<250	所有	S-1 或 S-8	d, g
乙醇胺-贫溶液(只有 CO ₂)	80~150	175~300	所有	S-9	d
乙醇胺-贫溶液(CO ₂ 和 H ₂ S)	80~150	175~300	所有	S-8	d, g
乙醇胺富溶液、二乙醇胺富溶液、醇胺富溶液	<80	175	所有	S-1 或 S-8	d
硫酸浓度>85% 85%~<1%	<38	<100	所有	S-1	b
	<230	<450	所有	A-8	b
浓度>96%的氢氟酸	<38	<100	所有	S-9	b
各种材料等级的泵零件材料在附录 G 中列出。 凡是使用条件与本表所列的使用条件有明显不同时,宜取得具体的材料建议。 如果建议用于化学使用条件,那么铸铁壳体(6.12.1.6)只限于用于无危险的场合。在工艺流程装置附近使用的泵,或者由于事故逸出的蒸汽可能会造成危险处境的任何位置的泵,或者可能受到液力冲击的泵,例如进料泵,宜采用钢壳体。					
^a 水的含氧量和缓冲作用在选择材料时宜予以考虑。 ^b 污水、超过 230 °C (450 °F) 的烃类、酸类和酸渣的腐蚀性可能差别很大。宜取得各种工作条件下的材料推荐。上表中指出的材料等级对于很多这类工作条件是令人满意的,但应经过验证。对于工作温度低于 95 °C (200 °F) 也可考虑 S-8 材料。 ^c 如果物料的腐蚀性低, S-4 级材料可用于 231 °C ~ 370 °C (451 °F ~ 700 °F) 的使用条件。在每种具体的情况下宜取得具体的材料建议。 ^d 所有焊缝都应消除应力。 ^e 宜使用 UNS N08007 或 Ni-Cu 合金的泵材料。 ^f 对于海水、生产后的水、地层水及盐水的工作条件, 买方和卖方宜共同商定最适合预定使用条件的结构材料。 ^g 如果工作温度可能超过 95 °C (200 °F), 卖方应考虑壳体与转子之间不同材料膨胀的影响, 并且应证实材料的适用性。 ^h 为低温使用所选择的材料应符合 6.12.1.6 和 6.12.4 的要求。所示的铸造合金等级 LCB、LC2 和 LC3 仅供参考。LCB、LC2 和 LC3 等级参考 ISO 4991。C23-45BL、C43E2aL 和 C43L 等同于 ASTM A352/A352M 中的 LCB、LC2 和 LC3 等级。对于锻造合金使用同等材料。 ⁱ 基于铝、铜、铝青铜和镍的合金材料, 也可考虑用于 -196 °C (-320 °F) 的低温使用。					

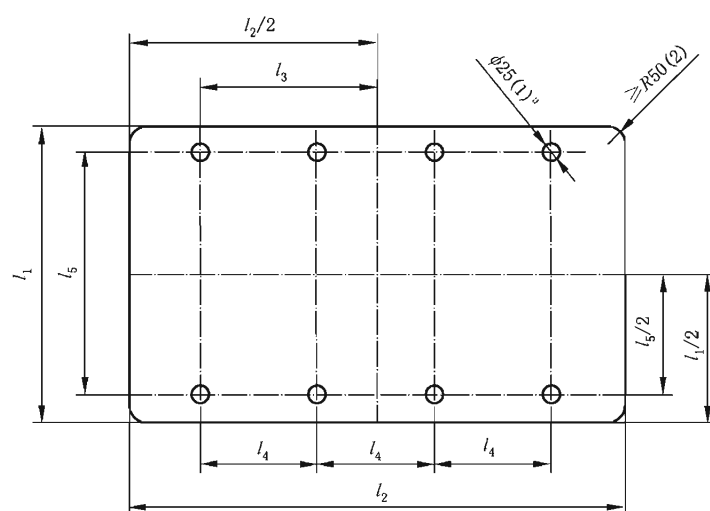
附 录 K
(规范性附录)
标准底座

标准底座尺寸见表 K.1。

表 K.1 标准底座尺寸 单位为毫米(英寸)

底座号	每侧孔数	l_1 ±13 (0.5)	l_2 ±25 (1.0)	l_3 ±3 (0.12)	l_4 ± 3 (0.12)	l_5 ± 3 (0.12)
0.5	3	760 (30.0)	1 230 (48.5)	465 (18.25)	465 (18.25)	685 (27.0)
1	3	760 (30.0)	1 535 (60.5)	615 (24.25)	615 (24.25)	685 (27.0)
1.5	3	760 (30.0)	1 840 (72.5)	770 (30.25)	770 (30.25)	685 (27.0)
2	4	760 (30.0)	2 145 (84.5)	920 (36.25)	615 (24.16)	685 (27.0)
2.5	3	915 (36.0)	1 535 (60.5)	615 (24.25)	615 (24.25)	840 (33.0)
3	3	915 (36.0)	1 840 (72.5)	770 (30.25)	770 (30.25)	840 (33.0)
3.5	4	915 (36.0)	2 145 (84.5)	920 (36.25)	615 (24.25)	840 (33.0)
4	4	915 (36.0)	2 450 (96.5)	1 075 (42.25)	715 (28.16)	840 (33.0)
5	3	1 065 (42.0)	1 840 (72.5)	770 (30.25)	770 (30.25)	990 (39.0)
5.5	4	1 065 (42.0)	2 145 (84.5)	920 (36.25)	615 (24.16)	990 (39.0)
6	4	1 065 (42.0)	2 450 (96.5)	1 075 (42.25)	715 (28.16)	990 (39.0)
6.5	5	1 065 (42.0)	2 755 (108.5)	1 225 (48.25)	615 (24.12)	990 (39.0)
7	4	1 245 (49.0)	2 145 (84.5)	920 (36.25)	615 (24.16)	1 170 (46.0)
7.5	4	1 245 (49.0)	2 450 (96.5)	1 075 (42.25)	715 (28.16)	1 170 (46.0)
8	5	1 245 (49.0)	2 755 (108.5)	1 225 (48.25)	615 (24.12)	1 170 (46.0)
9	4	1 395 (55.0)	2 145 (84.5)	920 (36.25)	615 (24.12)	1 320 (52.0)
9.5	4	1 395 (55.0)	2 450 (96.5)	1 075 (42.25)	715 (28.16)	1 320 (52.0)
10	5	1 395 (55.0)	2 755 (108.5)	1 225 (48.25)	615 (24.12)	1 320 (52.0)
11	4	1 550 (61.0)	2 145 (84.5)	920 (36.25)	615 (24.12)	1 475 (58.0)
11.5	4	1 550 (61.0)	2 450 (96.5)	1 075 (42.25)	715 (28.16)	1 475 (58.0)
12	5	1 550 (61.0)	2 755 (108.5)	1 225 (48.25)	615 (24.12)	1 475 (58.0)
注：尺寸示意图见图 K.1。						

单位为毫米(英寸)



^a 用 M20(3/4 in)的地脚螺栓。

图 K.1 标准底座

附 录 L
(资料性附录)
检查员检查清单

表 L.1 中列出的检查等级可具有下列特点：

- 等级 1 主要用于一般使用条件的泵；
- 等级 2 包括性能和材料的要求，比等级 1 要求严格；
- 等级 3 的条款宜考虑用于苛刻使用条件下的泵。

要求的检查应在第一列给出如下标记：

- C：仅要求合格证书；
- O：观察检查；
- W：见证检查。

表 L.1 检查员检查清单

检查要求 C、O 或 W	项目	本标准对应的条款	检查日期	检查人员	状态
等级 1——基本检查					
	壳体标记(出厂编号)	6.13.3			
	电动机与电气元件的区域分类	6.1.22			
	壳体顶丝	6.3.13			
	管口规格、额定值和完工要求 ^a	外形图、6.4.1.1, 6.4.2			
	底座要求	7.3			
	证明合格的水压试验	8.3.2			
	允差内的性能(证明合格的)	8.3.3.3 b)			
	允差内的 NPSH ₃ (证明合格的)	8.3.4.3.4			
	允差内的振动(证明合格的)	8.3.3.5 a)			
	转向箭头	6.13.4			
	外形尺寸和接口位置 ^a	外形图			
	地脚螺栓的布置及规格 ^a	外形图			
	辅助管路流程图	附录 F			
	管路焊合和安装	7.5			
	设备铭牌数据	6.13.2			
	油和轴承温度(证明合格的)	6.10.2.4			
	锁定转子	8.4.2.1			
	存放准备说明书	8.4.7			
	防锈	8.4.2.2, 8.4.2.3, 8.4.2.5, 8.4.2.7, 8.4.2.9, 8.4.12			
	涂漆	8.4.2.4			

表 L.1 (续)

检查要求 C、O 或 W	项目	本标准对应的条款	检查日期	检查人员	状态
等级 1——基本检查					
	发货准备	8.4.1,8.4.2.6,8.4.2.8			
	发货文件和标签	8.4.5,8.4.3,8.4.6			
等级 2——中间级(加上等级 1)					
	分供方的采购订单复印件				
	材料合格证书	6.12.1.8			
	无损检测(零部件)	6.12.1.5,8.2.2.1			
	静水压试验(见证)	8.3.2			
	制造过程记录(跳动、间隙)	6.6.7,6.6.9,6.6.10,6.6.13, 6.7.4,9.2.2.4,9.3.3.1,9.3.4.2, 9.3.8.2.1,9.3.12.2 d)			
	性能试验和 NPSH 试验(见证)	8.3.3,8.3.4.3			
等级 3——特殊级(加上等级 1 和等级 2)					
	批准的焊接程序	6.12.3.1			
	批准的补焊	6.12.3.2			
	补焊图	无			
	叶轮/转子平衡	6.9.4,9.2.4.2			
	试验后的轴承检查	9.2.7.5			
	管口力和力矩试验	7.3.21			
	机械运转试验	8.3.4.2			
	整台机组试验	8.3.4.4			
	声级试验	8.3.4.5			
	辅助设备试验	8.3.4.6			
	共振试验(轴承箱)	8.3.4.7,9.3.9.2			
^a 按已经确认的外形尺寸图检查。					

附 录 M
(资料性附录)
试验数据一览表

图 M.1 给出了试验数据一览表格式示例。图 M.2 和图 M.3 分别给出了 SI 单位制和 USC 单位制的试验曲线格式的示例。

试验数据一览表						
用户			曲线号			
买方			试验日期			
采购订单号						
设备编号			确认者:			
泵出厂编号			(卖方代表)			
规格和型式			见证者:			
级数			(买方代表)			
全部的泵性能 (表 16)						
	额定值	实测值	实际偏差±%	验收允差±%		
流量						
扬程						
功率						
NPSH3						
关死扬程						
转速, r/min						
泵结构数据						
第 1 级			次级			
叶轮直径	mm (in)		叶轮直径	mm (in)		
叶轮模型号			叶轮模型号			
叶片数			叶片数			
蜗壳/导流壳模型号			蜗壳/导叶模型号			
叶片尖间隙 (6.1.15)	%		叶片尖间隙 (6.1.15)	%		
机械性能						
在规定流量范围内记录的最大的振动值 (6.9.3)						
	额定流量		优先工作区		允许工作区	
	试验值	规定值	试验值	规定值	试验值	规定值
轴承箱速度:— 驱动端: 所有点/过滤的值						
非驱动端: 所有点/过滤的值						
轴位移:— 驱动端: 所有点/过滤的值						
非驱动端: 所有点/过滤的值						

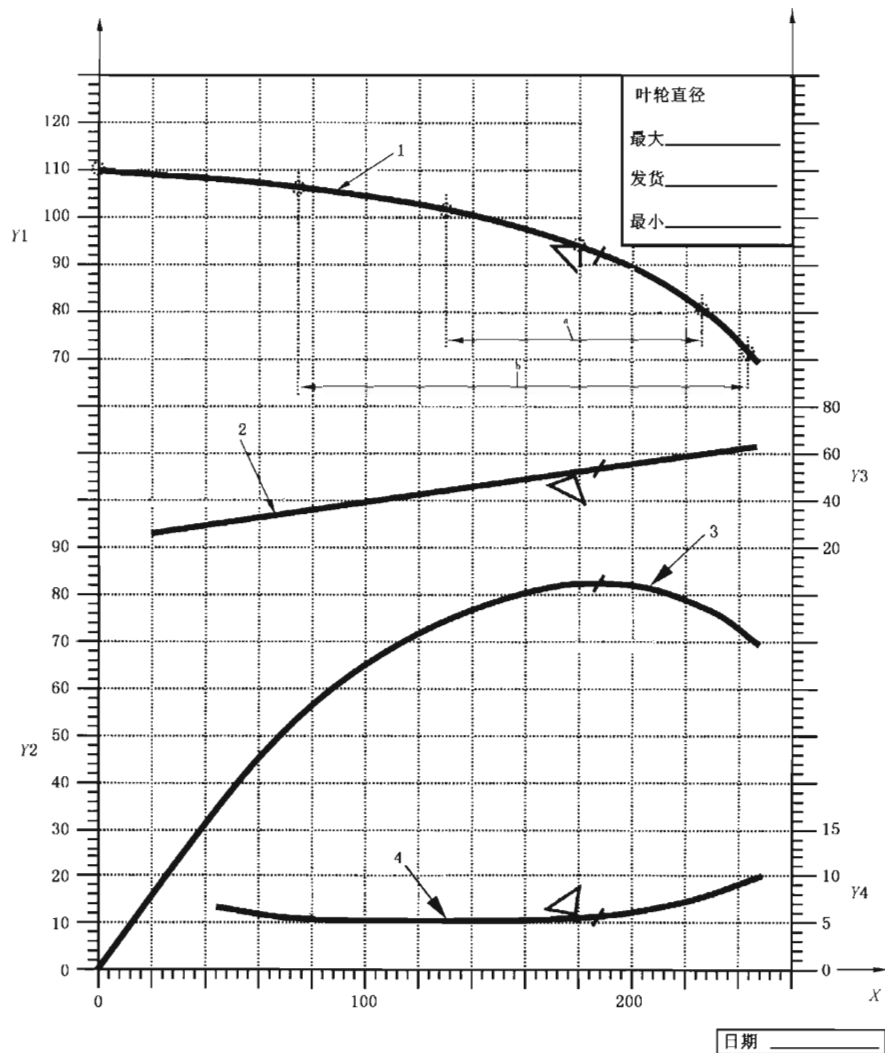
图 M.1 试验数据一览表

轴承温度 ℃ (°F) [6.10.2.4, 9.2.5.2.4 c) 和 9.2.5.3]			
强制润滑系统		油环或飞溅润滑	
环境温度		环境温度	
油温升		油温升	
回油温度		回油温度	
最大轴承金属温度			
驱动端轴颈			
非驱动端轴颈			
推力轴承			
此机械性能一览表用于记录每个工作区相对于规定值的试验值。此一览表并不试图取代工厂试验数据记录表。 测量单位对速度应是RMS（均方根）mm/s(in/s)，对位移应是峰/峰值mm(mils)，对温度应是℃(°F)。			

图 M.1（续）

泵出厂编号_____	泵输液体_____	曲线号：	
规格和型式_____	相对密度_____		额定点
级数_____	温度_____℃	流量	m ³ /h = 180.0
转速, r/min _____	运动黏度_____ mm ² /s	扬程	m = 94
叶轮号_____	叶轮入口面积_____ mm ²	NPSH3	m = 6.3
		功率	kW = 55.9
		计算效率	% 82.3 参考

图 M.2 试验曲线格式(SI 单位制)



说明:

- | | |
|--|------------------------|
| X ——流量,单位为立方米每小时(m^3/h); | 1——扬程; |
| Y1 ——扬程,单位为米(m); | 2——功率; |
| Y2 ——效率,%; | 3——效率; |
| Y3 ——功率,单位为千瓦(kW); | 4——NPSH ₃ 。 |
| Y4 ——NPSH ₃ ,单位为米(m); | |

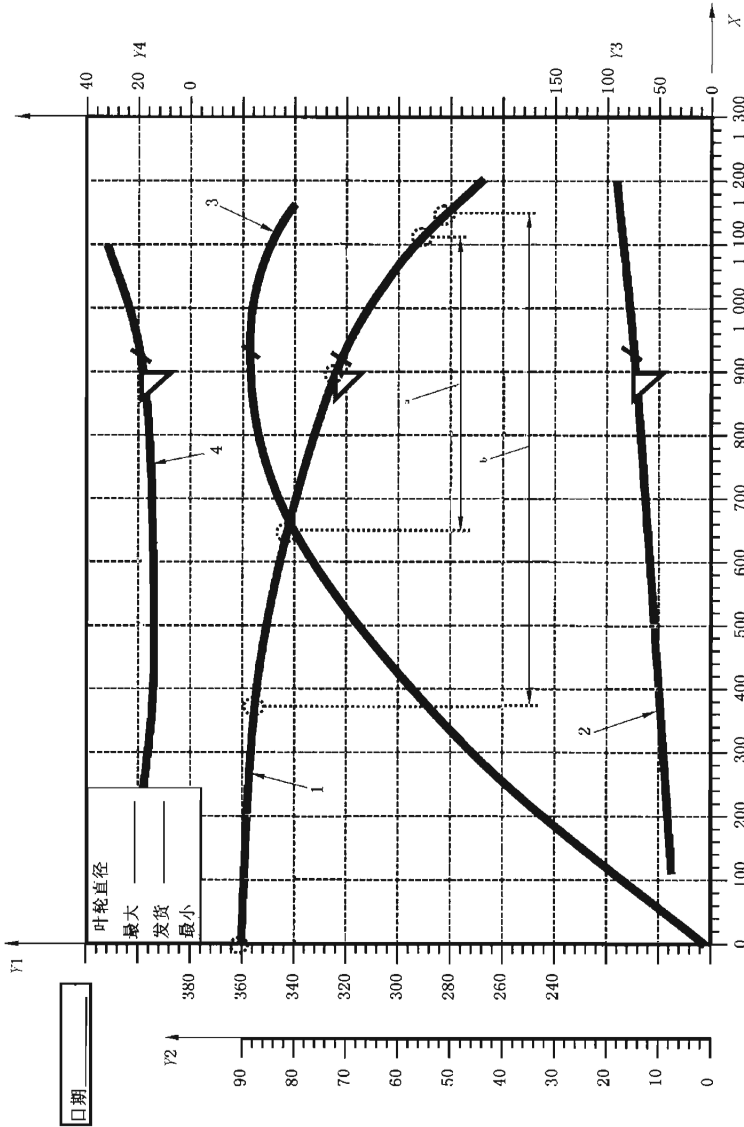
注: 坐标刻度值、流量、扬程、NPSH₃、功率和效率值仅为解释说明。

^a 优先工作区。

^b 允许工作区。

图 M.2 (续)

泵出厂编号 _____	泵输液体 _____	曲线号: _____
规格和型式 _____	比重 _____	额定流量 U.S. gal/min = 900.0
级数 _____	温度 _____ °F	额定扬程 ft = 325
转速, r/min _____	运动黏度 _____ cSt	NPSH3 ft = 17.1
叶轮号 _____	叶轮入口面积 _____ in ²	功率 bhp = 72.4
		计算效率 % 88.3 参考



说明:

X —— 流量,单位为加仑每分(gal/min);	1——扬程;
Y1 —— 扬程,单位为英尺(ft);	2——功率;
Y2 —— 效率,%;	3——效率;
Y3 —— 功率,单位为制动马力(bhp);	4——NPSH3。
Y4 —— NPSH3,单位为英尺(ft);	

^a 优先工作区。
^b 允许工作区。

图 M.3 试验曲线格式(USC 单位制)

附 录 N
(资料性附录)
卖方图纸和资料要求

N.1 总则

图 N.1 给出了一份分发记录(时间表)的示例样表。在用于泵的 N.2.1 和用于电动机的 N.2.2 中,给出了示例样表中用字母编号(a、b、c 等)的每个条目内容的更详细的说明。

典型的卖方图纸和资料要求

用户
地点
用途

工位号
采购订单号
请购单号
询价书号
第 1 页, 共 2 页
修改
装置
需要数量

设备编号
日期
日期
日期
填写者

报价书^a
审核^b
终版^c

投标者应提供
卖方应提供
卖方应提供
卖方应提供

指定的全部设备的资料复印本(填写上×份)
份指定的图纸和资料的复印本及
份指定的图纸和资料的复印本及
份使用和维护手册

终版——从卖方收到
预期从卖方得到。
复审——返回卖方
复审——从卖方收到
复审——预期从卖方得到。

分发记录

说明

			泵						
			a 经确认的外形尺寸图						
			b 剖面图和材料清单						
			c 轴封图和材料清单						
			d 联轴器装配图和材料清单						
			e 主密封和辅助冲洗管路示意图及材料清单						
			f 冷却或加热系统示意图及材料清单						
			g 润滑油系统示意图及材料清单						
			h 润滑油系统布置图						
			i 润滑油系统部件图						
			j 电气和仪器仪表系统示意图、接线图和材料清单						
			k 电气和仪器仪表布置图和接口清单						
			l 性能曲线						
			m 振动分析数据						
			n 阻尼不平衡响应分析						
			o 横向临界转速分析						
			p 扭转临界转速分析						
			q 证明合格的静水压试验数据						
			r 材料合格证书						
			s 进度报告						
			t 焊接方法						
			u 性能试验数据						
			v 可自选试验的数据和报告						
			w 多级泵经证明合格的转子平衡数据						
			x 残余不平衡量检查						

图 N.1 分发记录示例

典型的卖方图纸和资料要求

用户	工位号	设备编号
地点	采购订单号	日期
用途	请购单号	日期
	询价书号	日期
	第 2 页, 共 2 页	填写者
	修改	
	装置	
	需要数量	

报价书^a 投标者应提供_____份指定的全部设备的资料复印本（填写上×份）

审核^b 卖方应提供_____份指定的图纸和资料的复印本及_____份透明图纸

终版^c 卖方应提供_____份指定的图纸和资料的复印本及_____份透明图纸

卖方应提供_____份使用和维护手册

分发记录

终版——从卖方收到

预期从卖方得到^c

复审——返回卖方

复审——从卖方收到

复审——预期从卖方得到^c

说明

y	使用非接触式振动探头测出的泵转子电学或机械原因造成的跳动						
z	适用于报价书、采购和装配时用的数据表						
aa	噪声数据表						
bb	装配时用的间隙						
cc	安装、使用和维护手册						
dd	推荐的备件数和价格表						
ee	贮存、包装及发货方法						
ff	材料安全数据表						
	电动机						
a	经确认的外形尺寸图						
b	剖面图和材料清单						
c	适用于报价、采购和装配时用的数据表						
d	噪声数据表						
e	性能数据						
f	经确认的辅助系统图纸						
g	安装、使用和维护手册						
h	推荐的备件数和价格表						
i	材料安全数据表						

^a 报价书图纸和数据不必是经确认的或供制造用的。典型的数据应清楚地标示出。

^b 对于单级机组：这些项目通常仅在安装手册中提供。

^c 这些项目通常仅应用于多级泵机组。

将全部图纸和资料发送到_____

全部图纸和资料，除了工厂地点和装置之外，应标明工程项目、款项、采购订单号和设备编号，除了上面规定的复本数外，为现场安装所必要的一套图纸和说明书应随货发运。

术语：

S——发货前的周数。

F——确认订货后的周数。

D——批准的图纸收到之后的周数

卖方_____

日期_____ 卖方证明人_____

签字_____

图 N.1（续）

N.2 说明

N.2.1 泵

用于泵的图纸和资料包括：

- a) 经确认的外形尺寸图包括：
 - 1) 所有买方接口的规格、额定等级和位置；
 - 2) 近似的总质量和起吊质量；
 - 3) 外形尺寸,以及维修和拆卸间隙；
 - 4) 轴中心高；
 - 5) 底座(如果提供的话)尺寸,连同螺栓孔的直径、数量和位置,以及螺栓有必要通过的各截面的厚度；
 - 6) 灌浆的细节；
 - 7) 吸入和排出管口的外力和力矩；
 - 8) 重心和起吊点；
 - 9) 轴端间隔和对中数据；
 - 10) 转向；
 - 11) 如果需要,关于防寒、防湿热和/或降低噪声的细节。
- b) 剖面图和材料清单。
- c) 轴封图和材料清单。
- d) 联轴器装配图和材料清单,包括不对中允差和联轴器罩的型式。
- e) 主密封和辅助密封示意图及材料清单,包括密封液体、液体流量、压力、管路及阀门规格、仪器仪表和孔板规格。
- f) 冷却或加热系统示意图及材料清单,包括冷却或加热介质、液体流量、压力、管路及阀门规格、仪器仪表和孔板规格。
- g) 润滑油系统示意图及材料清单包括：
 - 1) 在每个工作点上的油流量、温度及压力；
 - 2) 控制、报警和跳闸设置(压力和建议的温度)；
 - 3) 总的扬程载荷；
 - 4) 公共工程要求,包括电、水及空气；
 - 5) 管路、阀门及孔板规格；
 - 6) 仪器仪表系统、安全装置、控制系统简图及布线图。
- h) 润滑油系统布置图,包括所有买方接口的规格、额定等级和位置。
- i) 润滑油系统部件图及数据,包括下述内容：
 - 1) 泵和驱动机；
 - 2) 冷却器、过滤器及油箱；
 - 3) 仪器仪表；
 - 4) 备件清单及推荐数目。
- j) 电气和仪器仪表系统示意图、接线图和材料清单,包括下述内容：
 - 1) 振动报警和停机限值；
 - 2) 轴承温度报警和停机限值；
 - 3) 润滑油温度报警和停机限值；
 - 4) 驱动机。

- k) 电气和仪器仪表布置图和接口清单。
- l) 性能曲线。
- m) 振动分析数据。
- n) 阻尼不平衡响应分析。
- o) 横向临界转速分析:横向临界转速分析报告需要的项数,不迟于订货后的3个月提交。报告应按O.1.2和O.1.3中的要求进行。
- p) 扭转临界转速分析:扭转临界转速分析报告需要的项数,不迟于订货后的3个月。报告应按6.9.2.10中的要求进行。
- q) 证明合格的静水压试验数据。
- r) 材料合格证书:卖方关于压力零件、叶轮和轴的物理和化学数据的工厂报告(或合格证书)。
- s) 详细说明各种延迟原因的进度报告;报告应包括所有主要零部件的技术、采购、制造和试验的时间表。对时间表中每个里程碑,应指出计划和实际的日期及完成的百分率。
- t) 焊接方法。
- u) 性能试验数据;经确认的性能试验的工厂正式记录,工厂试验数据记录(这份记录卖方在发货后至少保存20年)。卖方应在发货前向买方提供证明合格的试验数据的复本。
- v) 可自选试验的数据和报告;可自选试验的数据和报告包括必需NPSH试验、整台机组试验、声级试验、辅助设备试验、轴承箱共振试验以及买卖双方共同商定的任何其他试验。
- w) 证明合格的多级泵转子平衡数据。
- x) 残余不平衡量检查。
- y) 使用非接触式振动探头测出的泵转子电学或机械原因造成的跳动。
- z) 适用于报价书、采购和装配时用的数据表。
- aa) 噪声数据表。
- bb) 装配时用的间隙。
- cc) 描述安装、使用和维护方法的手册;每个手册应包括下列章节:
 - 1) 第1章——安装:
 - i) 贮存;
 - ii) 基础;
 - iii) 灌浆;
 - iv) 配套设备、吊装方法、零部件质量和起吊图;
 - v) 对中;
 - vi) 管路推荐方案;
 - vii) 泵和驱动机组的合装外形图,包括地脚螺栓位置;
 - viii) 拆卸空间。
 - 2) 第2章——运转:
 - i) 启动,包括启动前的试验和检查;
 - ii) 常规的操作规程;
 - iii) 润滑油的推荐意见。
 - 3) 第3章——拆卸和装配:
 - i) 泵壳体内的转子;
 - ii) 径向轴承;
 - iii) 推力轴承(包括滚动轴承的间隙和预载荷);
 - iv) 密封;
 - v) 推力盘(如果需要的话);

- vi) 运转间隙的允许磨损;
- vii) 重装时的间隙和配合;
- viii) 日常维修规程和间隔。
- 4) 第4章——性能曲线,包括扬程、效率、水的NPSH₃、以及制动马力对数据表上规定的所有工作条件下流量的变化曲线;
- 5) 第5章——振动数据:
 - i) 振动分析数据;
 - ii) 横向临界转速分析;
 - iii) 扭转临界转速分析。
- 6) 第6章——装配数据:
 - i) 装配数据表;
 - ii) 装配间隙;
 - iii) 多级泵转子的平衡数据;
 - iv) 噪声数据表;
 - v) 性能数据。
- 7) 第7章——图纸和资料要求:
 - i) 经确认的外型尺寸图和接口清单;
 - ii) 剖面图和材料清单;
 - iii) 轴封图和材料清单;
 - iv) 润滑油系统布置图和接口清单;
 - v) 润滑油部件图和数据及材料清单;
 - vi) 电气或仪器仪表系统示意图、接线图及材料清单;
 - vii) 电气和仪器仪表布置图及接口清单;
 - viii) 联轴器装配图及材料清单;
 - ix) 主密封和辅助密封示意图及材料清单;
 - x) 主密封和辅助密封管路、仪器仪表布置和接口清单;
 - xi) 冷却或加热系统示意图和材料清单;
 - xii) 冷却或加热管路、仪器仪表布置和接口清单。
- dd) 推荐的备件和价格表。
- ee) 贮存、包装及发货程序。
- ff) 材料安全数据表。

N.2.2 电动机

用于电动机的图纸和资料包括:

- a) 电动机和所有辅助设备的经确认的外形尺寸图,包括下列各项:
 - 1) 尺寸规格、位置、所有买方接口的用途,包括护线管、仪器仪表、各种管路或管道;
 - 2) 法兰接口的ASME压力等级和端面型式;
 - 3) 地脚螺栓孔的尺寸和位置,以及地脚螺栓必须通过的断面的厚度;
 - 4) 每项设备(电动机和辅助设备)的总质量加上载荷图、最大质量,以及该部件名称;
 - 5) 外形尺寸及拆卸所需要的所有垂直方向和水平方向的空间,起吊吊耳的大致位置;
 - 6) 轴中心高;
 - 7) 轴端尺寸,加上联轴器的公差;
 - 8) 转向。

- b) 剖面图及材料清单,包括转子轴向浮动量。
- c) 适用于报价、采购和装配时用的数据表。
- d) 噪声数据表。
- e) 性能数据包括下列内容:
 - 1) 对于 150 kW(200 hp)及更小的感应电动机:
 - i) 在二分之一、四分之三和全载荷时的效率及功率因数;
 - ii) 转速-扭矩曲线。
 - 2) 对超过 150 kW(200 hp)的感应电动机,各项试运转的证明合格的试验报告和性能曲线列出如下:
 - i) 时间-电流发热曲线;
 - ii) 在额定电压的 70%、80%、90%、100%时的转速-扭矩曲线;
 - iii) 从 0 到额定安全系数的效率及功率因数曲线;
 - iv) 从 0 到额定安全系数的电流对载荷的曲线;
 - v) 从 0 到 100%额定转速的电流对转速的曲线。
- f) 经确认的辅助系统图纸,包括所供应的每个辅助系统的线路图;图上应清晰地标明需由制造商供应的系统范围和需由其他方面供应的范围。
- g) 描述电动机安装、使用和维护方法的手册。每个手册应包括下列章节:
 - 1) 第 1 章——安装:
 - i) 贮存;
 - ii) 电动机的安装方法、吊装方法、零部件质量和起吊图;
 - iii) 管路和护线管的推荐意见;
 - iv) 电动机的综合外形图,包括地脚螺栓孔的位置;
 - v) 拆卸空间。
 - 2) 第 2 章——运转:
 - i) 启动,包括启动前的检查;
 - ii) 正常停车;
 - iii) 运行限制,包括连续启动的次数;
 - iv) 润滑油的推荐意见。
 - 3) 第 3 章——拆卸和装配说明:
 - i) 电动机内的转子;
 - ii) 径向轴承;
 - iii) 密封;
 - iv) 日常维护规程和间隔。
 - 4) 第 4 章——按 N.2.2 e)要求的性能数据;
 - 5) 第 5 章——数据表:
 - i) 装配数据表;
 - ii) 噪声数据表。
 - 6) 第 6 章——图纸和资料要求:
 - i) 电动机和所有辅助设备的经确认的外形尺寸图和接口清单;
 - ii) 剖面图和材料清单。
- h) 推荐的备件数和价格表。
- i) 材料安全数据表。

附 录 O
(规范性附录)
横向分析

O.1 横向分析

O.1.1 总则

如果需要做横向分析(见 9.2.4.1),其方法和结果的评估应按 O.1.2~O.1.5 中的规定。表 O.1 中示出了分析过程。所规定的方法和评估因输送液体的水平轴涡轮机械的不同而不同。

表 O.1 转子横向分析逻辑

步骤	如果……	那么……
1	泵和运行条件与现有的、有运行记录证明的泵相同或类似	不需要进行分析
2	转子是刚性转子(6.9.1.2)	不需要进行分析
3	既不是第 1 种情况,又不是第 2 种情况	需要进行分析

O.1.2 固有频率

报告应说明下述情况:

a) 转子的一阶、二阶和三阶弯曲固有频率(见 6.9.1.2)。

注 1: 弯曲固有频率是随后的阻尼固有频率分析的基础。

注 2: 在进行转子横向分析前,通常设计做法是研究悬臂模态、联轴器、推力盘,并设定他们的一阶弯曲固有频率,安全间隔范围至少高出最大潜在激励频率(根据最大连续转速)的 20%以上。

b) 在从零到 2.2 倍最大连续转速的频率范围内,所有转子的阻尼固有频率都应按额定转速的 25%~125%转速范围计算,同时应考虑到下列各项:

1) 在预期试验温度下,下列内部运转间隙的刚度和阻尼:

——新间隙,用水;

——新间隙,用泵所输送的液体;

——2 倍的新间隙,用泵所输送的液体。

2) 在轴封处的刚度和阻尼(如果是迷宫密封的型式)。

3) 在平均间隙和平均油温时轴承内的刚度和阻尼。泵中轴承刚度和阻尼的影响与内部运转间隙的影响相比一般是很小的。因此,按其平均间隙和油温分析轴承是足够的。

4) 轴承支承结构的质量和刚度。

5) 泵半联轴器轮毂和半联轴器中间节的惯性;

注 3: 虽然高阶阻尼固有频率能接近叶轮叶片的通过频率,但要指出由于这种接近造成的转子动力学问题,在输送液体的涡轮机械上还没有经验。这被认为是一个复振型的结果,在更高的频率下包含相对较低的激励能量和足够的阻尼。

c) 在计算中所用的刚度系数和阻尼系数的数值或根据。

O.1.3 安全间隔范围和阻尼

对于新间隙和 2 倍的新间隙这两种情况,阻尼系数对任何弯曲固有频率和同步运行线(对应的频

率)之间的安全间隔范围的变化关系应在图 O.1 所示的“可接受”区内。如果这个条件不能满足,应确定对不平衡量的阻尼响应(见 O.1.4)。

注 1: 在输送液体的涡轮机械中,转子动力学特性的评估首先是以阻尼对安全间隔范围的变化关系为基础,而不是以放大系数对安全间隔范围的变化关系为基础。有两个因素是这个基础的原因。首先,转子的固有频率随旋转转速的增加而增加,随之,经过内部间隙的压力差也随旋转转速的增加而增加。在 Campbell 图(见图 O.2)中,这意味着较小间隔范围是在运行转速和固有频率之间,而不是运行转速和临界转速之间。由于在较小的间隔范围时的放大系数与转子的同步(不平衡)激励无关,此放大系数只用一个基于阻尼的近似计算就能求得。其次,使用的阻尼使得可规定出一个最小值,此最小值使固有频率对运行转速的比值为 0.8 到 0.4,从而保证转子免遭重大的次同步振动。

对数衰减率 δ 与阻尼系数 ξ 有关,由式(O.1)算出:

$$\delta = (2\pi\xi)/(1 - \xi^2)^{0.5} \dots\dots\dots (O.1)$$

对于 ξ 小于或等于 0.4 的情况, ξ 、 δ 和放大系数 F_a 之间的近似关系由式(O.2)给出,从实际使用角度看是足够精确的。

$$\begin{aligned} \xi &= \delta/2\pi \\ &= 1/(2 \times F_a) \dots\dots\dots (O.2) \end{aligned}$$

在输送液体的涡轮机械中,临界阻尼条件相当于下列范围:

$$\begin{aligned} \xi &\geq 0.15 \\ \delta &\geq 0.95 \\ F_a &\leq 3.33 \end{aligned}$$

注 2: 在输送液体的涡轮机械中,临界阻尼条件给出的值与 API 标准在输送气体或蒸汽的涡轮机械中给出的这些值不同。这个差异反映了采用本附录数据设计的输送液体的涡轮机械的成功运行经验。

注 3: 频率比 f_{ni}/f_{run} 在 0.8~0.4 范围时,阻尼系数 $\xi \geq 0.08$ 是有输送液体的涡轮机械的设计和工作经验支持的,经验说明满足这一要求的设计没有出现次同步转子振动问题。

O.1.4 阻尼不平衡响应分析

对于某种振型或某几种振型,如果阻尼系数对安全间隔范围的变化关系按图 O.1 中的准则是不可接受的,则该转子的不平衡阻尼响应应考虑下列基本条件来确定振型:

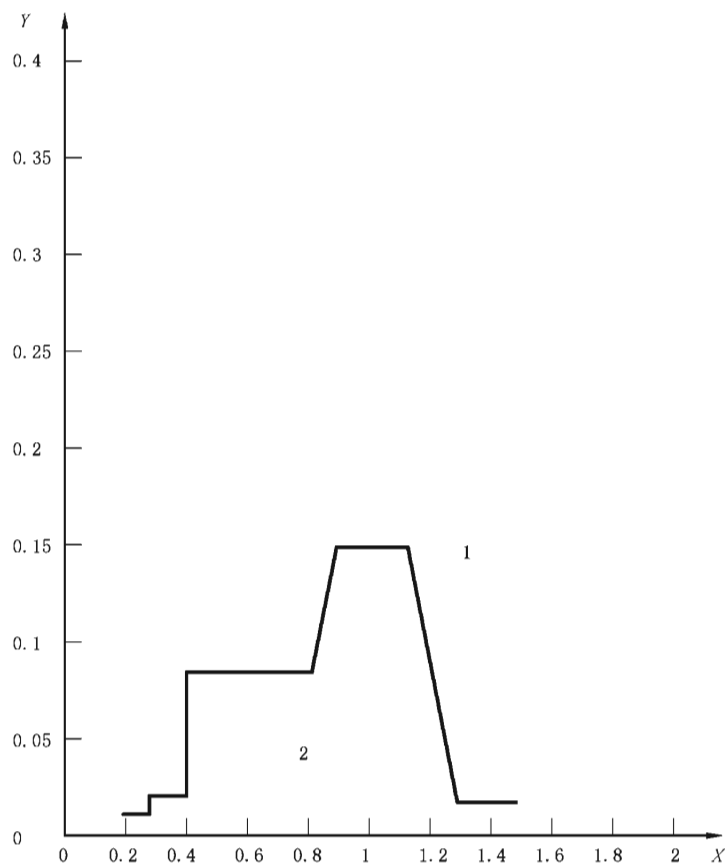
- 泵所输送的液体;
- 间隙条件,新间隙值和 2 倍新间隙值,导致安全间隔范围对阻尼的变化关系不适当的原因;
- 4 倍(4×)于允许值(见 9.2.4.2.1)的总的不平衡量,此允许值集中于一点或几点,用于激励所研究的振型。

在每次计算机计算过程中只应研究一种振型。

O.1.5 允许位移

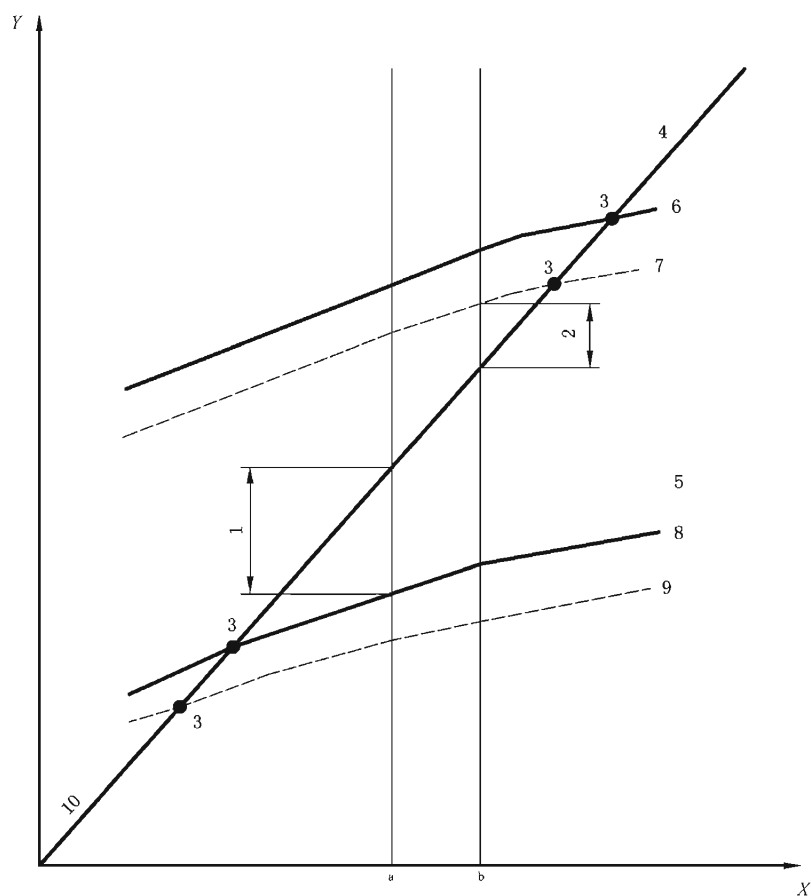
不平衡转子在最大位移点上的峰-峰位移值不应超过该点处直径运转间隙的 35%。

注: 在离心泵中,当共振大到足以评估出放大系数时,对不平衡的典型的阻尼响应不显示位移峰值。有这种限制时,对不平衡的阻尼响应的评估受制于转子位移与实际存在的间隙大小的比较。



说明：
 X —— 频率比 f_{ni}/f_{run} ；
 Y —— 阻尼系数 ξ ；
1 —— 可接受区域；
2 —— 不可接受区域。

图 O.1 阻尼系数与频率比的关系



- 说明：
- | | |
|----------------------------|--------------------|
| X —— 泵转速,单位为转每分(r/min)； | 6 —— 新闻隙时； |
| Y —— 频率, f_n ； | 7 —— 2 倍间隙时； |
| 1 —— 最小安全间隔范围,1 阶 f_n 时； | 8 —— 新闻隙时； |
| 2 —— 最小安全间隔范围,2 阶 f_n 时； | 9 —— 2 倍间隙时； |
| 3 —— 临界转速； | 10 —— 运行线； |
| 4 —— 2 阶弯曲； | ^a 最小转速； |
| 5 —— 1 阶弯曲； | ^b 最大转速。 |

图 O.2 典型的 Campbell 图

O.2 转子动力学特性的工厂验证

● O.2.1 如有规定,转子的动力学特性应在工厂试验过程中验证。转子的真实不平衡响应应是证实阻尼横向分析有效性的依据。这种响应或者在从额定转速下降到 75% 的一阶临界转速的调速运转过程中进行测量,或者在转子惯性滑行过程中测量。如果不平衡阻尼响应不以原始的转子分析(见 O.1.4)来确定,则这个响应需要在进行工厂验证之前按新闻隙输送水的条件来计算确定。应把试验不平衡量与制造商(通常是联轴器和/或推力盘制造商)确定的某几个位置上的残余不平衡量按矢量法同相相加。

注：工厂验证不平衡响应的主要目的是验证计算值的允差范围内是否存在临界转速(振动峰值),或者如果分析已预见有高阻尼的临界转速,用实试验验证在计算值的允差范围内没有振动峰值。这种工厂验证方法只对于有滑动轴承的泵才是可行的,并在每个径向轴承上需装设接近探头。

O.2.2 试验不平衡量的量值大小和位置应通过校准转子的不平衡灵敏度来确定。校准工作应按照在

下述的两次试车过程中测得每个轴承上的振动轨迹,用经筛选的转子转速($1\times$)来完成:

- a) 转子在制造时;
- b) 将试车不平衡重量加在与 a)项试车中的最大位移成 90° 方向上。

试验不平衡量的大小宜这样,使得计算的由合成的总不平衡量(残余不平衡量加试验不平衡量)引起的最大轴位移,是从表 8 或表 9 查得的在轴承探头处允许位移值的 $150\%\sim 200\%$,但不应超过最大允许转子不平衡量的 8 倍。

O.2.3 在试验过程中,应测量并记录转子的转速、振动位移及相应的相位角、筛选的转子转速($1\times$)。

O.2.4 如果符合下列要求,则应认为转子的特性经实测验证是合格的:

- a) 观察到的临界转速(明显的振动峰值和适当的相移)在计算值的 $\pm 10\%$ 之内;
- b) 测得的振动振幅在计算值的 35% 以内。

高阻尼临界转速是不能被观察到的,因此,在计算的高阻尼临界转速的区域内不存在转子响应是对此分析的验证。

O.2.5 如果达不到 O.2.4 中给出的验收准则,则在固有频率计算中所使用的刚度系数或阻尼系数,或这两者,应调整到使计算值和测量结果一致。某种型式元件的系数, $L/D < 0.15$ 的环形间隙系数、 $L/D > 0.15$ 的环形间隙系数、叶轮的相互影响系数、以及轴承系数都应采用相同的修正系数予以调整。一旦达到一致,应采用相同的修正系数来计算转子的固有频率及该输送液体的阻尼,并应重新校验转子的安全间隔范围对阻尼系数变化关系的可接受性。

在用于转子横向分析的系数中,用于计算环形间隙中的阻尼系数具有最大的不确定度,因而通常是首先需要调整的。典型的环形间隙的刚度系数具有低的不确定度,因而宜只根据支承数据进行调整。轴承系数的调整需要具体的正当理由,因为其典型值是基于可靠的经验数据。

O.2.6 验证转子动力学特性的其他替代方法,例如,用泵在运行转速时的变频激励来确定转子的固有频率是有效的。所采用的替代方法和对测得结果的解释应在买方和制造商之间达成一致。

O.3 文件

横向分析报告应包括下列各项:

- a) 初始评估的结果(见 9.2.4.1.1);
- b) 用于此分析的转子基础数据,可以是基础模型;
- c) Campbell 图(见图 O.2);
- d) 阻尼系数对安全间隔范围的变化关系曲线;
- e) 在确定阻尼不平衡响应时所用的临界转速下的振型(见 O.1.4);
- f) 用不平衡量进行工厂验证过程中得到的 Bode 图(见 O.2.3);
- g) 与工厂验证结果达到一致的分析修正的总结(见 O.2.5)。

上述 e)~g)项只有当需要用这些实际文件证明进行分析或买方规定时才予以提供。

附录 P

(规范性附录)

确定残余不平衡量的方法

P.1 总则

本附录说明了用于确定机器转子上残余不平衡量的方法。虽然某些平衡机可调整到读出精确的不平衡量,但其标定可能有误差。确定残余不平衡量唯一可靠的方法是用一个已知的不平衡量来检验转子。

P.2 术语和定义

P.2.1

残余不平衡量 residual unbalance

在平衡后残留在转子上的不平衡量。

注:除非另有规定,残余不平衡量用克毫米($\text{g} \cdot \text{mm}$)[盎司·英寸($\text{oz} \cdot \text{in}$)]来表示。

P.3 最大允许残余不平衡量

P.3.1 每个平面上的最大允许残余不平衡量应按表 19 来确定。

P.3.2 如果每个轴颈上真实的静载荷为未知,则假定总的转子质量均等地支承在轴承上。例如,一个质量为 2 700 kg(6 000 lb)的双轴承转子可假设会对每个轴颈施加静质量载荷为 1 350 kg(3 000 lb)。

P.4 残余不平衡量的检查

P.4.1 总则

P.4.1.1 当平衡机的读数指出,转子已经平衡到规定的允差范围之内,则在把转子从平衡机上卸下之前应进行残余不平衡量的检查。

- P.4.1.2 为了检查残余不平衡量,将一个已知的配重块质量,依次固定到转子上 6 个(或 12 个,如果买方有规定)相同半径、相等间隔的径向位置上。在每个校正平面上进行检查,并且采用 P.4.2 规定的方法将每个平面上的读数在图上绘成曲线。

P.4.2 方法

P.4.2.1 选择配重块质量和半径,使提供的不平衡量在最大允许残余不平衡量的 1~2 倍之间[即如果 $U_{\max}$ 为 1 440 $\text{g} \cdot \text{mm}$ (2 $\text{oz} \cdot \text{in}$),则配重块质量预计会产生 1 440 $\text{g} \cdot \text{mm}$ ~2 880 $\text{g} \cdot \text{mm}$ (2 $\text{oz} \cdot \text{in}$ ~4 $\text{oz} \cdot \text{in}$)的不平衡量]。

P.4.2.2 从每个校正平面内的最后的已知偏重点上开始,围绕转子以相等的(60° 或 30°)间隔刻划出规定数目的径向位置标记(6 个或 12 个)。将此配重块质量加到一个平面上的最后的已知偏重点上。如果转子已经很精确地平衡,并且最终的偏重点不能确定,则应将配重块质量加到任何一个已做出标记的径向位置上。

P.4.2.3 为了检验是否已经选取一个恰当的配重块质量,开动平衡机,并记录计数器上显示的不平衡量的读数。如果计数器读数在上限,则应采用一个较小的配重块质量。如果读数小或甚至无读数,则应采用一个较大的配重块质量。计数器上读数小或无读数,通常表示转子尚未正确平衡好,或者平衡机灵敏度不够,或者平衡机有故障(即传感器有故障)。无论何种差错,在检查残余不平衡量之前应予以修正好。

P.4.2.4 依次在每个相等间隔的位置上放置配重块,并记录每个位置上计数器显示的不平衡量的大小。重复做一次初始位置的检查。全部检验应只用该平衡机上的一个灵敏度范围来进行。

P.4.2.5 将读数绘制在残余不平衡量工作单上,并计算残余不平衡量(见图 P.1 和图 P.2)。将配重质量加到转子的偏重点上,可得到最大的计数器读数;将配重块质量加到偏重点相反位置上,可得到最小计数器读数。这样,把这些读数绘成的曲线预计会形成一个近似圆(见图 P.3 和图 P.4)。计数器的最大和最小读数的平均值代表配重块质量的影响。从所绘制的极坐标曲线的原点到圆心的距离代表此平面上的残余不平衡量。

P.4.2.6 对每个平衡平面重复 P.4.2.1~P.4.2.5 所述的步骤。如果在某个平衡面上已经超过规定的最大允许残余不平衡量,则转子应更精确地再次作平衡和检查。如果在某个平衡面上作了修正,则应对所有的平面重复进行残余不平衡量的检查。

P.4.2.7 对于逐渐平衡的转子,至少应在转子第一个元件加入及平衡之后,并且在完成整个转子的平衡时进行残余不平衡量的检查。

注：这样做可保证不浪费时间，并且在试图用一个有缺陷的平衡机来平衡多重元件组成的转子时，转子元件不会遭受不必要的材料去重。

设备号(转子号): _____

采购订单号: _____

修正平面(进口、驱动端等——用草图说明) _____

平衡转速: _____ r/min

n =允许最大转子转速: _____ r/min

m (或 W)=轴颈质量(最靠近修正平面的轴颈): _____ kg(lb)

$U_{\max}$ =允许最大残余不平衡量=6 350 m/n (4 W/n)

6 350 $\times$ _____ kg/ _____ r/min; (4 $\times$ _____ lb/ _____ r/min) _____ g $\cdot$ mm(oz $\cdot$ in)

配重块不平衡量 ($2 \times U_{\max}$) _____ g $\cdot$ mm(oz $\cdot$ in)

R =质量放置处的半径: _____ mm(in)

配重块不平衡质量=配重块不平衡量/ R

_____ g $\cdot$ mm/ _____ mm(_____ oz $\cdot$ in/ _____ in) _____ g(oz)

注: 换算关系: 1 oz = 28.350 g

数据表

转子草图

位置	配置块质量的角位置	平衡机振幅读数	
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			

试验数据——图解分析

步骤 1: 将数据绘制在极坐标图上(图 P. 2)。选择适当的刻度, 使得最大和最小值幅值适宜。

步骤 2: 用圆规通过 6 个点画出最佳的拟合圆, 并标出其圆心。

步骤 3: 以步骤 1 中选定的刻度单位, 测量出此圆的直径并记录之。 _____ 单位

步骤 4: 从上述工作中记录配重块不平衡量。 _____ g $\cdot$ mm(oz $\cdot$ in)

步骤 5: 将步骤 4 中的配重块不平衡量加倍
(可采用真实残余不平衡量的两倍) _____ g $\cdot$ mm(oz $\cdot$ in)

步骤 6: 将步骤 5 中的答案除以步骤 3 中的答案。 _____ 刻度系数

现在可得到一个极坐标图上的单位和真实平衡量的关系。

已画出的圆应包含极坐标图的坐标原点。否则, 转子的残余不平衡量会超过所施加的测试不平衡量。

注: 所画出的圆不包含极坐标图原点的几种可能性是: 平衡过程中的操作者错误, 平衡机的传感器或电缆有故障, 或平衡机灵敏度不够。

如果此圆包含极坐标图的坐标原点, 则此图的极坐标原点和所画出的圆心之间的距离就是存在于转子校正面上的真实的残余不平衡量。用步骤 1 中所选择的刻度单位测量得此距离, 并以步骤 6 中确定的刻度系数乘以此数。按刻度单位量得的原点和此圆的圆心之间的距离乘以刻度系数就等于真实的残余不平衡量。

记录真实的残余不平衡量 _____ g $\cdot$ mm(oz $\cdot$ in)

记录允许的残余不平衡量 _____ g $\cdot$ mm(oz $\cdot$ in)

校正平面 _____ 转子号 _____ 检验通过/检验不通过

操作者 _____ 日期 _____

图 P.1 残余不平衡量工作单

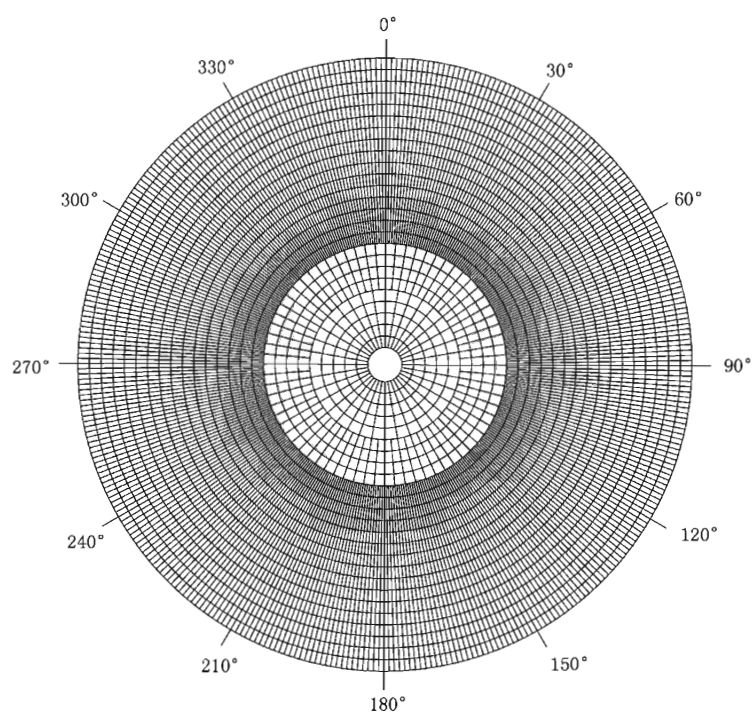


图 P.2 残余不平衡量工作单——极坐标图

设备号 (转子号):	C-101
采购订单号:	_____
修正平面 (进口、驱动端等—用草图说明)	A
平衡转速:	800 r/min
n =允许最大转子转速:	10 000 r/min
m (或 W) =轴颈质量 (最靠近修正平面的轴颈):	908 lb
$U_{\max}$ =允许最大残余不平衡量= 6 350 m/n (4 W/n)	
$4 \times 908 \text{ lb}/10\,000 \text{ r/min}$	0.36 oz • in
配重块不平衡量 ($2 \times U_{\max}$)	0.72 oz • in
R =质量放置处的半径:	6.875 in
配重块不平衡质量=配重块不平衡量/ R	
$0.72 \text{ oz} \cdot \text{in} / 6.875 \text{ in}$	0.10 oz
注: 换算关系: 1 oz = 28.350 g	

数据表	转子草图
-----	------

位置	配置块质量的角位置	平衡机振幅读数	
1	0°	14.0	
2	60°	12.0	
3	120°	14.0	
4	180°	23.5	
5	240°	23.0	
6	300°	15.5	
7	0°	13.5	

试验数据——图解分析

步骤 1: 将数据绘制在极坐标图上 (图 P. 4)。选择适当的刻度, 使得最大和最小值幅值适宜。

步骤 2: 用圆规通过 6 个点画出最佳的拟合圆, 并标出其圆心。

步骤 3: 以步骤 1 中选定的刻度单位, 测量出此圆的直径并记录之。

35 单位

步骤 4: 从上述工作中记录配重块不平衡量。

0.72 oz • in

步骤 5: 将步骤 4 中的配重块不平衡量加倍

1.44 oz • in

(可采用真实残余不平衡量的两倍)

步骤 6: 将步骤 5 中的答案除以步骤 3 中的答案。

0.041 刻度系数

现在可得到一个极坐标图上的单位和真实平衡量。

已画出的圆应包含极坐标图的原点。否则, 转子的残余不平衡量会超过所施加的测试不平衡量。

注: 所画出的圆不包含极坐标图原点的几种可能性是: 平衡过程中的操作者错误, 平衡机的传感器或电缆有故障, 或平衡机灵敏度不够。

如果此圆包含极坐标图的坐标原点, 则此图的极坐标原点和所画出的圆心之间的距离就是存在于转子校正面上的真实的残余不平衡量。用步骤 1 中所选择的刻度单位测量得此距离, 并以步骤 6 中确定的刻度系数乘以此数。按刻度单位量得的原点和此圆的圆心之间的距离乘以刻度系数就等于真实的残余不平衡量。

记录真实的残余不平衡量 $6.5 (0.041) = 0.27 \text{ oz} \cdot \text{in}$

记录允许的残余不平衡量 $0.36 \text{ oz} \cdot \text{in}$

校正平面 A 转子号 C-101 检验通过/检验不通过

操作者 John Inspector 日期 2002-04-30

图 P.3 残余不平衡量工作单示例

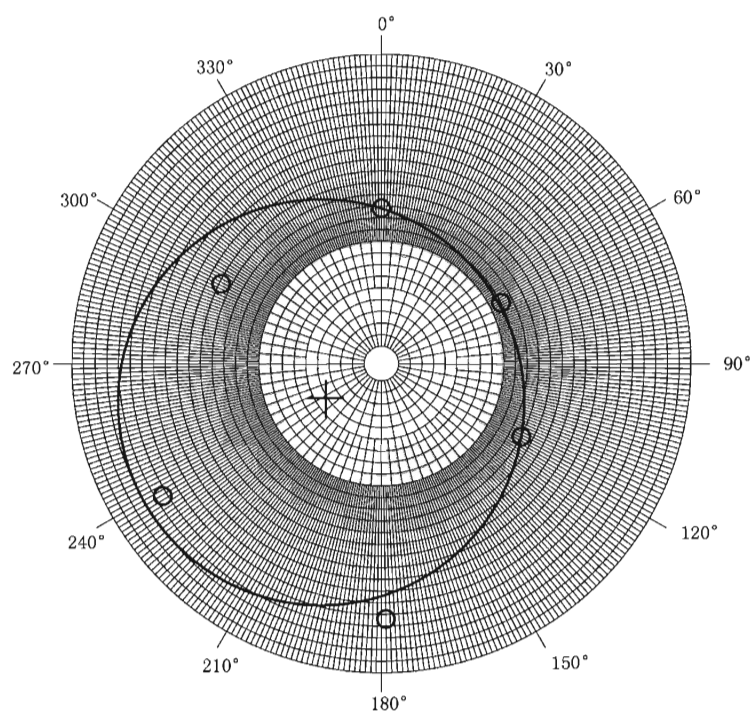


图 P.4 残余不平衡量工作单示例——残余不平衡量最佳拟合图

参 考 文 献

- [1] GB/T 3098.6—2014 紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱
- [2] GB/T 3098.15—2014 紧固件机械性能 不锈钢螺母
- [3] GB/T 3141—1994 工业液体润滑剂 ISO 粘度分类
- [4] GB/T 3767—2016 声学 声压法测定噪声源声功率级和声能量级 反射面上方近似自由场的工程法
- [5] GB/T 3768—2017 声学 声压法测定噪声源声功率级 反射面上方采用包络测量表面的简易法
- [6] GB/T 9439—2010 灰铸铁件
- [7] GB/T 14367—2006 声学 噪声源声功率级的测定 基础标准使用指南
- [8] GB/T 16253—1996 承压钢铸件
- [9] GB/T 16907—2014 离心泵技术条件(I类)
- [10] GB/T 20972.2—2008 石油天然气工业 油气开采中用于含硫化氢环境的材料 第2部分:抗开裂碳钢、低合金钢和铸铁
- [11] GB/T 20972.3—2008 石油天然气工业 油气开采中用于含硫化氢环境的材料 第3部分:抗开裂耐蚀合金和其他合金
- [12] GB/T 34484.1—2017 热处理钢 第1部分:非合金钢
- [13] ISO 683-18 Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 18: Bright products of unalloyed and low alloy steels
- [14] ISO 9329-2 Seamless steel tubes for pressure purposes—Technical delivery conditions—Part 2: Unalloyed and alloyed steels with specified elevated temperature properties
- [15] EN 1561 Founding—Grey cast irons
- [16] EN 1759-1 Flanges and their joints—Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories, Class designated—Part 1: Steel flanges, NPS 1/2 to 24
- [17] EN 10028-3 Flat products made of steels for pressure purposes—Part 3: Weldable fine grain steels, normalized
- [18] EN 10028-7 Flat products made of steels for pressure purposes—Part 7: Stainless steels
- [19] EN 10083-1 Steels for quenching and tempering—Part 1: General technical delivery conditions
- [20] EN 10083-2 Steels for quenching and tempering—Part 2: Technical delivery conditions for non alloy steels
- [21] EN 10088-2 Stainless steels—Part 2: Technical delivery conditions for sheet/plate and strip of corrosion resisting steels for general purposes
- [22] EN 10088-3 Stainless steels—Part 3: Technical delivery conditions for semi-finished products, bars, rods, wire, sections and bright products of corrosion resisting steels for general purposes
- [23] EN 10208-1 Steel pipes for pipelines for combustible fluids—Technical delivery conditions—Part 1: Pipes of requirement class A
- [24] EN 10213 Steel castings for pressure purposes

- [25] BSI/BS/EN 10213-4 Technical Delivery Conditions for Steel Castings for Pressure Purposes —Part 4: Austenitic and Austenitic-Ferritic Steel Grades (Q)
- [26] EN 10222-2 Steel forgings for pressure purposes—Part 2: Ferritic and martensitic steels with specified elevated temperature properties
- [27] EN 10222-5 Steel forgings for pressure purposes—Part 5: Martensitic, austenitic and austeniticferritic stainless steels
- [28] BS/EN 10250-4 Open die steel forgings for general engineering purposes—Part 4: Stainless steels
- [29] EN 10269 Steels and nickel alloys for fasteners with specified elevated and/or low temperature properties
- [30] EN 10272 Stainless steel bars for pressure purposes
- [31] EN 10273 Hot rolled weldable steel bars for pressure purposes with specified elevated temperature properties
- [32] EN 10283 Corrosion resistant steel castings
- [33] ANSI/ABMA 9 Load Ratings and Fatigue Life for Ball Bearings
- [34] ANSI/ABMA 20 Radial Bearings of Ball, Cylindrical Roller and Spherical Roller Types—Metric Design
- [35] ANSI/API Std 610/ISO 13709 Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries
- [36] ANSI/API Std 682/ISO 21049 Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps
- [37] ANSI/ASME B1.20.1 Pipe Threads, General Purpose (Inch)
- [38] ANSI/ASME B17.1 Keys and Keyseats
- [39] ANSI/ASME B31.3 Process Piping
- [40] ANSI/AWS D1.1/D1.1M Structural Welding Code—Steel¹⁴⁾
- [41] ANSI/HI 9.6.7 Effects of Liquid Viscosity on Rotodynamic (Centrifugal and Vertical) Pump Performance
- [42] ANSI/NACE MR0175 Petroleum and Natural Gas Industries—Materials for use in H₂S-containing Environments in Oil and Gas Production (ISO 15156, Parts 1, 2, 3)
- [43] API RP 500 Recommended Practice for Classification of Locations for Electrical Installations at Petroleum Facilities Classified as Class I, Division I and Division 2
- [44] API RP 686 Machinery Installation and Installation Design
- [45] API Std 614-08 Lubrication, Shaft-Sealing and Oil-Control Systems and Auxiliaries
- [46] API Std 685 Sealless Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services
- [47] ASTM A48/A48M Standard Specification for Gray Iron Castings
- [48] ASTM A105/A105M Standard Specification for Carbon Steel Forgings for Piping Applications
- [49] ASTM A106/A106M Standard Specification for Seamless Carbon Steel Pipe for High-Temperature Service
- [50] ASTM A153/A153M Standard Specification for Zinc Coating (Hot-Dip) on Iron and

14) 美国焊接学会, 550 North LeJeune Road, Miami, FL 33136, USA

Steel Hardware

[51] ASTM A182/A182M Standard Specification for Forged or Rolled Alloy and Stainless Steel Pipe Flanges, Forged Fittings, and Valves and Parts for High-Temperature Service

[52] ASTM A193/A193M Standard Specification for Alloy-Steel and Stainless Steel Bolting Materials for High Temperature or High Pressure Service and Other Special Purpose Applications

[53] ASTM A194/A194M Standard Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts for Bolts for High Pressure or High Temperature Service, or Both

[54] ASTM A216/A216M Standard Specification for Steel Castings, Carbon, Suitable for Fusion Welding, for High-Temperature Service

[55] ASTM A240/A240M Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications

[56] ASTM A266/266M Standard Specification for Carbon Steel Forgings for Pressure Vessel Components

[57] ASTM A276 Standard Specification for Stainless Steel Bars and Shapes

[58] ASTM A278/A278M Standard Specification for Gray Iron Castings for Pressure-Containing Parts for Temperatures up to 650 °F (350 °C)

[59] ASTM A312/A312M Standard Specification for Seamless, Welded, and Heavily Cold Worked Austenitic Stainless Steel Pipes

[60] ASTM A351/A351M Standard Specification for Castings, Austenitic, for Pressure-Containing Parts

[61] ASTM A352/A352M Standard Specification for Steel Castings, Ferritic And Martensitic, for Pressure-Containing Parts, Suitable for Low-Temperature Service

[62] ASTM A434 Standard Specification for Steel Bars, Alloy, Hot-Wrought or Cold-Finished, Quenched and Tempered

[63] ASTM A473 Standard Specification for Stainless Steel Forgings

[64] ASTM A479/A479M Standard Specification for Stainless Steel Bars and Shapes for Use in Boilers and Other Pressure Vessels

[65] ASTM A487/A487M Standard Specification for Steel Castings Suitable for Pressure Service

[66] ASTM A516/A516M Standard Specification for Pressure Vessel Plates, Carbon Steel, for Moderate and Lower-Temperature Service

[67] ASTM A576 Standard Specification for Steel Bars, Carbon, Hot-Wrought, Special Quality

[68] ASTM A582/A582M Standard Specification for Free-Machining Stainless Steel Bars

[69] ASTM A696 Standard Specification for Steel Bars, Carbon, Hot-Wrought or Cold-Finished, Special Quality, for Pressure Piping Components

[70] ASTM A743/A743M Standard Specification for Castings, Iron-Chromium, Iron-Chromium-Nickel, Corrosion Resistant, for General Application

[71] ASTM A790/A790M Standard Specification for Seamless and Welded Ferritic/Austenitic Stainless Steel Pipe

[72] ASTM A890/A890M Standard Specification for Castings, Iron-Chromium-Nickel-Molybdenum Corrosion-Resistant, Duplex (Austenitic/Ferritic) for General Application

- [73] ASTM A995/A995M Standard Specification for Castings, Austenitic-Ferritic (Duplex) Stainless Steel, for Pressure-Containing Parts
- [74] BSR/HI 50.7 Electronic Data Exchange for Pump Data
- [75] JIS G 3106 Rolled steels for welded structures¹⁵⁾
- [76] JIS G 3202 Carbon steel forgings for pressure vessels
- [77] JIS G 3214 Stainless steel forgings for pressure vessels
- [78] JIS G 3456 Carbon steel pipes for high temperature service
- [79] JIS G 3459 Stainless steel pipes
- [80] JIS G 4051 Carbon steels for machine structural use
- [81] JIS G 4105 Chromium molybdenum steels
- [82] JIS G 4107 Alloy steel bolting materials for high temperature service
- [83] JIS G 4303 Stainless steel bars
- [84] JIS G 4304 Hot-rolled stainless steel plates, sheets and strip
- [85] JIS G 4319 Stainless steel blooms and billets for forgings
- [86] JIS G 5121 Corrosion-resistant cast steels for general applications
- [87] JIS G 5501 Grey iron castings
- [88] JIS G 5151 Steel castings for high temperature and high pressure service
- [89] NACE Corrosion Engineer's Reference Book

15) 日本工业标准, 1-24 Akaska 4 Minato-Ku, Tokyo, Japan 107
