

石油、重化学和天然气工业用离心泵

Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical
and Natural Gas Industries

ANSI/API 610-2004 第十版

沈阳水泵研究所
全国泵标准化技术委员会
编译

前 言

ISO (国际标准化组织)是世界范围的国家标准团体联盟(ISO 成员体)。国际标准的准备工作一般情况下由 ISO 技术委员会执行。对技术委员会确定的题目感兴趣的每个成员体有权向该委员会提出异议。与 ISO 有联系的国际的、政府的以及非政府的组织也可以参与此项工作。ISO 将与国际电气委员会(IEC)就有关电气标准化存在的所有问题进行密切合作。

国际标准是根据 ISO/IEC 规程,第 2 部分中的规定起草的。

技术委员会的主要任务是筹备国际标准。技术委员会正式通过的草案国际标准下发到投票的成员体传阅。作为正式出版的国际标准至少要有 75%的成员投票赞成方可。对于本标准的某些组成部分可能是涉及专利权题目,应引起注意。国际标准化组织对证明任何或所有的这种专利权不负责任。

ISO13709 是由 ISO/TC115 泵技术委员会,SC3 分会与 ISO/TC67 技术委员会,SC6 分会一起合作而制定的。

介 绍

除了自 ISO 13709:2003 发行(出版)以来所做的编辑上的修改之外,API 标准 610 的版本等同于国家正式通过的 ISO 13709:2003 标准。API 标准 610 第 10 版在技术上等同于 ISO 13709:2003。

了解本国际标准更深或不同要求的应用技术解决办法。本标准可以专供技术创新或改进之用。当提供替换件时,卖方收可替换的设备或擅自应用技术解决办法。本标准可以专供技术创新或改进之用。当提供替换件时,卖方应鉴别其与国际标准有哪些偏离,并提供详细资料。

附录 A 详细说明比转速和汽蚀比转速的计算。

附录 B 含冷却水和润滑系统示意图。

附录 C 规定了水力回收水轮机的要求。

附录 D 规定了标准底座的要求。

附录 E 含检查员的核查清单。

附录 F 规定了管路设计准则。

附录 G 给出材料等级选用指南。

附录 H 规定了要求并给出了材料选择指南。

附录 I 规定了横向分析的要求。

附录 J 规定了确定残余不平衡量的要求。

附录 K 含密封室跳动值测试意图。

附录 L 含卖方图纸和数据要求所使用的表格。

附录 M 含记录试验数据所使用的表格。

附录 N 含推荐买方使用的数据表。

文内章节号前的黑圆点(·)表示该条款内容需由买方做出决定或需由买方提供详细资料,详细资料应在数据表中示出,或在询价单或采购订单上予以说明(参见附录 N 中实例)。

在本国际标准中实际应用时,美国惯用单位写在括号内,以供参考。

特 别 注 解

API 出版物有必要提出一个共性的问题,有关特殊的情况,宜查阅地方、州和联邦的法律和法规。

API 没有要求雇主、制造商或供货商承担预先告知和适当培训及装备其雇员,涉及健康和安全隐患有关人员的责任,也没有要求他们承担地方、州和联邦法律的责任。

涉及安全和健康危害的资料和有关特殊材料和条件的适当的预防措施,宜从雇主、制造商或该材料的供货商获得,或者从材料的安全参数资料中获得。

API 出版物中所含有的内容对于制造、销售任何方法的使用、专利证书范围内的设备或产品并不意味着授予了任何权力,也不保证任何人在使用出版物所包含的内容中不侵犯有关专利证书而违反法律规定。

通常,API 标准每 5 年做一次审查、修改、重新批准或者撤消。有时可延长两年的审查周期。在出版日期之后 5 年就不再作为有效的 API 版本,再版前已得到延期批准。出版标准的状态可以从 API 授权部门查询 [电话 (202) 682-8000], API 出版物和资料的目录每年定期出版,并由 API 每半年做一次更新。可以从全球技术文献室买到,地址:15Invenness Way East, M/S C303B, Englewood, CO 80112-5776。

本文件按照标准化程序出版,该程序保证适时通报,参与到实践的过程中并指定为 API 的标准。涉及到标准内容解释的问题和意见以及涉及标准开发的程序问题可直接书面写给美国石油学会标准部的部长, 1220 L Street, N.W. Washington, D. C. 20005, 请求允许出版或翻译全部或部分标准的要求,也可写给业务部的部长。

API 标准出版能容易地得到大量有效性的证明,良好的工程和操作实践。涉及在什么时候和什么地方适宜使用这些标准时,这些标准并不企图排除采用良好工程判断的需要。API 标准的系统阐述和出版并不打算以任何方式去禁止任何人使用任何其他的方法。

任何符合 API 标准的标志要求制造商标志的设备或材料应对符合该标准全部要求负有全部的责任。API 并不代表或保证该产品实际上符合所采用的 API 标准。

版权所有。未经出版商事先的书面许可,本标准不得以任何形式进行复制、储存或传播。

请与 API 发行部门的发行人联系, (API Publishing Service, 1220L Street, N. W. Washington. D. C. 20005)。

美国石油学会前言

凡有意采用者均可使用 API 出版物（标准）。为了保证标准中所载资料数据的准确性和可靠性，本学会曾尽了种种努力；但是，本学会在出版 API 标准之际未作任何声明或保证，故而对因使用本标准所引起的任何损失或损坏，对于违反任何联邦、州或市的法规（有的 API 标准可能会与这样的法规相抵触），兹明确声明不承担任何义务或责任。

欢迎提出修正意见，并惠寄美国石油学会标准部(1220 L Street, NW, Washington, DC20005, Standard @api.org)。

目 录

1 适用范围.....	(1)
2 相关标准.....	(1)
3 术语和定义.....	(4)
4 分类和符号表示.....	(8)
4.1 概述.....	(8)
4.2 泵符号表示.....	(8)
4.3 单位和规定要求.....	(13)
5 基本设计.....	(13)
5.1 概述.....	(13)
5.2 泵型号.....	(16)
5.3 压力泵壳.....	(17)
5.4 管口和压力泵壳接头.....	(18)
5.5 作用在管口上的外力和外力矩.....	(20)
5.6 转子.....	(23)
5.7 口环(耐磨环)和运转间隙.....	(24)
5.8 机械密封(轴封).....	(24)
5.9 动力学.....	(26)
5.10 轴承和轴承箱.....	(32)
5.11 润滑.....	(34)
5.12 材料.....	(35)
5.13 铭牌和转向牌.....	(39)
6 附件.....	(39)
6.1 驱动器.....	(39)
6.2 联轴器 and 联轴器护罩.....	(41)
6.3 底座.....	(42)
6.4 仪表.....	(44)
6.5 管路系统和附件.....	(44)
6.6 专用工具.....	(45)
7 检查、试验和发货前的准备工作.....	(46)
7.1 概述.....	(46)

7.2 检查.....	(46)
7.3 试验.....	(47)
7.4 发货前的准备工作.....	(51)
8 特定泵型号.....	(52)
8.1 单级悬臂式泵.....	(52)
8.2 两端支承式泵 (BB1-BB5 型).....	(53)
8.3 立式悬吊式泵 (VS-VS7 型).....	(57)
9 卖方的资料.....	(61)
9.1 概述.....	(61)
9.2 报价单.....	(62)
9.3 合同资料.....	(65)
附录 A (参考性) 比转速和汽蚀比转速.....	(68)
附录 B (标准性) 冷却水和润滑系统示意图.....	(69)
附录 C (标准性) 水力回收水轮机.....	(75)
附录 D (标准性) 标准底座.....	(78)
附录 E (参考性) 检查员的检查清单.....	(79)
附录 F (标准性) 管路设计准则.....	(80)
附录 G (参考性) 材料等级选用指南.....	(91)
附录 H (标准性) 离心泵零件的材料和技术规范.....	(92)
附录 I (标准性) 横向分析.....	(98)
附录 J (标准性) 残余不平衡量的确定方法.....	(102)
附录 K (标准性) 密封室跳动值测量示意图.....	(108)
附录 L (参考性) 卖方图纸和数据要求.....	(109)
附录 M (参考性) 试验数据一览表.....	(116)
附录 N (参考性) 泵数据表.....	(119)
参考文献.....	(139)

石油、重化学和天然气工业用离心泵

1 适用范围

本国际标准详细规定了用于石油、重化学和天然气工业用离心泵（包括作为水力回收水轮机组用的逆转转泵）的最低型式要求。

本国际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8款中规定的要求适用于特定的泵型号。本国际标准的所有其它条款适用于所有泵型号。本标准中提供了各种特定泵型的插图，并列出了每种具体泵型指定的识别标志。

本标准不适用于无密封式离心泵。

2 相关标准

下列相关标准对于本标准的应用是必不可少的。对于注明日期的相关标准，仅适用引用的版本。对于未注明日期的相关标准，适用于该相关标准（包括任何修正）的最新版本。

- 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。
- ISO 228-1 螺纹上无压力密封接头的管螺纹 - 第1部分: 标记、尺寸和公差。
- ISO 261 ISO — 般用途公制螺纹 - 通用设计。
- ISO 262 ISO — 般用途公制螺纹 - 螺钉、螺柱及螺母通用尺寸。
- ISO 281 滚动轴承 - 额定动载荷及额定寿命。
- ISO 286 （所有部分）ISO 极限及配合的体系。
- ISO 724 ISO — 般用途公制螺纹 - 基本尺寸。
- ISO 965 （所有部分）ISO — 般用途公制螺纹 - 公差。
- ISO 1940-1 机械振动 - 刚性转子的平衡质量要求 - 第1部分: 平衡公差的技术规范和检查。
- ISO 4200 焊接及无缝（无螺纹）平焊钢管 - 尺寸和单位长度重量。
- ISO 5753 滚动轴承 - 径向内间隙。
- ISO 7005-1 金属法兰 - 第1部分: 钢法兰。
- ISO 7005-2 金属法兰 - 第2部分: 铸铁法兰
- ISO 8501 （所有部件），在使用涂料和有关介质之前钢衬底的准备 - 表面清洁度的外观鉴定。
- ISO 9906 回转动力泵 - 水力性能验收试验 - 1级和2级。
- ISO 10436 石油和天然气工业 - 精炼厂用一般用途汽轮机。
- ISO 10438 （所有部分件），石油和天然气工业 — 润滑、密封及控制系统和辅助设备。
- ISO 10441 石油和天然气工业 - 机械动力传动的挠性联轴器 - 特殊用途应用场合。
- ISO 11342 机械振动 - 挠性转子机械平衡的方法和准则。
- ISO 14691 石油和天然气工业 - 机械动力传动的挠性联轴器 - 一般用途的应用场合。
- ISO 15649 石油和天然气工业 - 管路。

- ISO 21049 泵 - 离心泵和回转泵的密封系统。
- IEC 60034-1 旋转式电动机 - 第 1 部分: 额定值和性能。
- IEC 60079 (所有部分) 易爆气体环境用的电子仪器。
- EN 287 (所有部分) 电动机的验收试验 - 熔焊¹⁾。
- EN 288 金属材料焊接规程的技术要求和验收。
- EN 13445 (所有部分), 非直接受火的压力容器。
- ABMA 7 公制径向滚珠及滚柱轴承的轴与轴承箱的配合²⁾。
- AGMA 9000 挠性联轴器 - 潜在的“不平衡分类”。
- AGMA 9002 挠性联轴器的钻孔及键槽。
- API 541 笼型圆鼠笼式感应电机 - 250 和更大马力的电机。
- API 611 精炼厂用一般用途的汽轮机。
- API 670 非接触振动和轴位监测系统。
- API 671 精炼厂用特殊用途的联轴器。
- API 677 石油、化工和天然气工业用一般用途的齿轮传动装置。
- ASME B1.1 统一英制螺纹, UN 和 UNR 螺纹型式³⁾。
- ASME B15.1 机械动力传动机构用安全标准。
- ASME B16.1 铸铁管法兰和法兰连接的管配件的等级 25, 125 和 250。
- ASME B16.5 管法兰和法兰连接的管配件 NPS 1/2-NPS 24。
- ASME 16.11 插口焊和带螺纹的锻造管配件。
- ASME B16.42 球墨铸铁管法兰和法兰连接的管配件等级 150 和 300。
- ASME B16.47 大直径钢法兰 NPS 25-NPS 60。
- ASME B17.1 键和键槽。
- ASME 锅炉和压力容器规范, 第 5 章, 无损探伤检验。
- ASME 锅炉和压力容器规范, 第 8 章, 压力容器。
- ASME 锅炉和压力容器规范, 第 9 章, 焊接与钎焊资格。
- AWS D1.1 结构焊接规范 - 钢⁴⁾。
- DIN 910 重型六角头螺栓⁵⁾。
- HI 1.3 离心泵 - 卧式底座设计⁶⁾。
- HI 1.6 离心泵试验。
- HI 2.6 立式泵试验。
- TEEC 841 石油化工标准 - 黄级工作状态全封闭风机冷却笼式感应电机 - 370KW(500hp)之内, 包括 370KW⁷⁾。
- MSS-SP-55 用于阀门的铸铸件、法兰和管配件以及其它管件的质最标准 - 表面不平整度的外观鉴定方法⁸⁾。

NAACE MR0175 用于项目号 21304 油田设备的抗硫化物应力裂缝金属材料¹⁾。

NFPA 70 国家电气规范手册¹⁾。

SSPC SP 6 表面准备技术规范¹⁾。

- 1) 欧洲标准化委员会, 36, Rue de la Woluwe, B-1050 Brussels, Belgium.
- 2) 美国轴承制造商协会, 7005 M Street, NW, suite 800, Washington, DC 20036, USA.
- 3) 美国齿轮制造商协会, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314, USA.
- 4) 美国机械工程师学会, Thayer Park Avenue, New York, NY 10016-5990, USA.
- 5) 美国焊接学会, 550 North Le Jeune Road, Miami, FL 33136, USA.
- 6) 德国工业标准, Burgmühlentorweg 6, Berlin, Germany D-10787.
- 7) 水力协会, 9 Sylvan Way, Parsippany NJ 07054, USA.
- 8) 电气与电子工程师协会, 445 Hoes Lane, Piscataway, NJ 08855-1331。
- 9) 商与重配件工业制造商标准学会, 127 Park Street N.E., Virginia, VA 22180-4602, USA.
- 10) 国家防腐蚀工程师协会, 1440 South Creek Drive, Houston, TX 77084-4906, USA.
- 11) 国家防火协会, 1 Battery March Park Quincy, MA 02269-9101, USA.
- 12) 保护涂层学会, 4024th Street Sub Flow, Pittsburgh, PA 15222-4643, USA.

3 术语和定义

对于本标准来说,采用下列术语和定义。

3.1 轴向剖分 axially split

泵壳密封面与泵轴中心线平行

3.2 筒型泵 barrel pump

双层泵壳型式的卧式泵。

3.3 隔离液 barrier fluid

引入到有压力的双重机械密封之间,把泵内的流程液体与环境完全隔离开的液体。该液体的压力始终高于被密封流程液体的压力。

3.4 最佳效率点 best efficiency point (BEP)

在该流量点泵达到其最高效率。

3.5 缓冲液 buffer fluid

引入到无压力的双重机械密封(串联机械密封)之间,用作一种润滑液或缓冲液的液体。此种液体的压力低于被密封流程液体的压力。

3.6 临界转速 critical speed

转子轴承支承系统处于谐振状态时的轴转速。

3.7 干临界转速 dry critical speed

按照转子仅支承在轴承上和轴承具有无限大刚度这样的假设所计算出的转子自激振动频率。

3.8 湿临界转速 wet critical speed

计及工作条件下的抽送液体在转子各处运转间隙内所起的附加支承作用和阻尼作用,并计及轴承内的阻尼作用这些因素后计算得出的转子自激振动频率。

3.9 基准标高 datum elevation

参照 NPSH(见 3.2)值的标高。

3.10 双层泵壳 double casing

在这种泵结构形式中压力泵壳与包容在压力泵壳中的泵过流元件是独立分开的。

注:例如导叶、隔板、碗形导流壳和蜗形内泵壳。

3.11 传动装置部件 drive train component

用于驱动泵的活动装置中的一系列设备。

例如电机、齿轮箱、发动机、液力驱动器、离合器。

3.12 组合体 element

指转子部件再加上离心泵的內部静止零件的组装体。

3.13 泵装式组合体 cartridge-type element

除泵壳之外的所有泵零件的组装体。

3.14 水力回收水轮机 hydraulic power recovery turbine

用来回收流体能的水轮机。

3.15 流体动压轴承 hydrodynamic bearing
指利用流体动压润滑原理的轴承。

3.16 最大允许转速 maximum allowable speed
制造厂的设计所允许的连续运转最高转速。

3.17 最大允许温度 maximum allowable temperature

制造厂为该设备(或所指术语的任何部分)在规定最大压力下输送某指定液体而设计的最大连续温度,

3.18 最大允许工作压力 maximum allowable working pressure

制造厂为该设备(或所指术语的任何部分)按规定的最大工作温度下工作时设计的最大连续压力。

3.19 最大连续转速 maximum continuous speed

在任何规定的工况下,泵能够使用规定的流体连续工作的最高转速。

3.20 最大吐出压力 maximum discharge pressure

最大吸入压力加上在额定转速和规定的相对密度(比重)下的泵运转时产生的最大压差。

3.21 最大动态密封压力 maximum dynamic sealing pressure

在任何规定的工况下和在启动与停机的过程中,在密封处预计会受到的最高压力。

3.22 最大静密封压力 maximum static sealing pressure

泵在停机时密封经受到的最高压力,不包括泵在做水静压试验期间遇到的压力。

3.23 最大吸入压力 maximum suction pressure

泵在运转期间经受的最高吸入压力。

3.24 最小允许转速 minimum allowable speed

制造厂设计所允许的连续运转的最低转速(r/min)

3.25 最小连续稳定流量 minimum continuous stable flow

在不超出本国际标准所规定的振动限度下泵能够工作的最小流量。

3.26 最小连续限制流量 minimum continuous thermal flow

泵能够维持工作而其运行不致被泵抽送液体的温升所损害的最小流量。

3.27 最小设计金属温度 minimum design metal temperature

在使用中所预料的最低平均金属温度(厚度方向),考虑因素应当包括运行失常、自行冷却,以及周围温度。

3.28 汽蚀余量 net positive suction head (NPSH)

从基准标高算起的泵吸入口总绝对吸入压力中减去该液体的汽化压力。

注:泵进液体的吸入水头以米或英尺表示计量。

3.29 有效汽蚀余量 net positive suction head available (NPSHA)

由买方根据泵装置(液体在额定流量和正常扬程温度下)确定的汽蚀余量。

3.30 必需汽蚀余量 net positive suction head required (NPSHR)

通过卖方用水进行试验来确定的导致扬程下跌 3%(对多级泵而言是首级扬程)的汽蚀余量。

3.31 公称管尺寸 nominal pipe size (NPS)

通常在尺寸符号标志后,近似对应于管子外径的符号标志,用英寸表示。

3.32 正常工作点 normal operating point

在正常工艺流程条件下期望该泵工作的那个工况点。

3.33 正常磨损零件 normal wear parts

指泵每次大修时正常修复或更换的那些零件。例如典型的耐磨环、级间衬套、平衡装置、卸压衬套、机械密封环、轴承和空腔。

3.34 检查 observed

应将规定的检查或试验时间通知给购买方,无论购买方或其代表是否出席,均应按照进度表的规定进行的检查或试验。

3.35 油雾润滑 oil mist lubrication

用压缩空气把中央供雾装置内的喷雾机所产生的油雾送往轴承箱内来润滑其系统。

3.36 纯油雾润滑 pure oil mist lubrication

在(干油池)系统内,油雾既润滑轴承,又吹洗轴承箱,而且池内无油位的润滑。

3.37 吹洗油雾润滑 purge oil mist lubrication

在(湿油池)系统内的油雾只吹洗轴承箱的润滑。

3.38 工作区 operating region

在泵的水力性能有效区内,泵工作的区间。

3.39 允许工作区 allowable operating region

泵允许的工作区域,这一区域是根据振动处在本国际标准的上限之内,或根据温升,或根据其它限制而划定,允许工作区由制造厂规定。

3.40 优先工作区 preferred operating region

在该区域内,该泵的振动处于本标准的基本限度之内。

3.41 悬臂泵 overhung pump

指叶轮悬臂伸出轴承部件之外的泵。

3.42 压力泵壳 pressure casing

泵上所有静止承压零件的组合物,包括所有管口、轴封压盖、轴封套和安装在泵壳上的其它零件,但不包括机械密封静止元件和旋转元件。

3.43 买方 purchaser

向卖方发布采购订单和技术规范的个人或机构。

3.44 径向剖分 radially split

泵壳密封面与泵轴中心线垂直的剖分。

3.45 额定工况点 rated operating point

买方确认泵性能处在本国际标准所述的允差范围内的工况点。

注:一般在设计下额定工况点为确定的最大流量工况点。

3.46 相对密度 relative density

(比重 specific gravity)

一种液体的性质,表示该液体的密度与 4°C(39.2°F)的水的密度之比。

3.47 转子 rotor

一台离心泵的所有旋转部件的组合。

3.48 比转速 specific speed

对几何形状相似的泵而言,这是有关流量、扬程和转速之间关系的特征量,见附录 A。

3.49 备用 standby service

指能够立即自动启动或手动启动并能连续投入运转而在正常情况下停机闲置或空转的设备。

3.50 汽蚀比转速 suction-specific speed

对几何形状相似的泵而言,这是一个有关流量、必需汽蚀余量 (NPSHR) 和转速之间关系的特征量。参

见附录 A。

3.51 卸压衬套 (喉部衬套) throat bushing

装在密封与叶轮之间,在轴套(或轴)周围构成细小节流间隙的装置。

3.52 总指示器读数 total indicator reading

(总指示器跳动 total indicator runout)指在监视表面的全部转速时,安装在表面或圆筒形表面上的千分表或类似装置的最大与最小读数之间的差。

注:对于一个全圆筒形的表面,千分表读数表示离心距等于该读数 1/2。对于一个全平的表面,千分表读数表示离心距等于该读数。如

果上述的那个直径不是全圆筒形的或全平的,那么,总指示器读数(TIR)意思的解释更复杂了,并且可以表示为椭圆度或叶片翘。

3.53 脱扣转速 trip speed

在最大电源频率时电机驱动机的同步转速。

3.54 自停转速 trip speed

独立的安全超速保护装置产生动作使驱动机泵急停机的转速。

3.55 机组责任 unit responsibility

指协调解决该设备与别人订单范围内的所有辅助系统的技术问题的责任。

注:考考到的技术方案包括(但不限于)功率要求,转速,转向,总体布置、联轴器、驱动力学、振动、密封系统、材料选择等等。仅表装置、管路、元器件的规格和技术要求的一致性。

3.56 卖方 vendor

供货方 supplier

指提供设备的制造厂或制造厂的代理商,此方在一般情况下应对使用的设备负有责任。

3.57 立式管道泵 vertical in-line pump

指泵的吸入口和吐出口具有与泵轴轴线相交的共同中心线的泵。

注:这种泵的驱动机一般直接安装在泵上。

3.58 立式悬吊式泵 vertically suspended pump

指泵的过流部分悬吊在一个立管和安装座上的立轴泵。

注:泵的过流部分通常安装在抽送的液体中。

3.59 见证 witnessed

把泵或试验的时间安排通知买方,只有买方或其代理人出席才能进行检验或试验。并且进行业已安排的检查和试验,直到买方或其代理人出席为止。

4 分类和符号表示

4.1 概述

本国际标准中包括的泵分类和标志如表 1 中所示。

表 1—泵分类型式标识

泵的型号	定向		型式		型号编码
			立式管道泵	卧式	
离心泵	悬臂式	挠性联轴器传动	有轴承架的立式管道泵	底部安装式	OH1
				中心线安装式	OH2
					OH3
		刚性联轴器传动	立式管道泵	OH4	
			立式管道泵	OH5	
			与高速齿轮箱成一整体	OH6	
	两端支承式	单级和双级	轴向剖分式	BB1	
			径向剖分式	BB2	
			轴向剖分式	BB3	
		多级	单壳式	BB4	
			双壳式	BB5	
			导流壳式	VS1	
立式悬吊式	单壳式	通过扬水管排出	VS2		
		轴流式	VS3		
		长轴式	VS4		
		悬臂式	VS5		
	双壳式	导流壳式	VS6		
		蜗壳式	VS7		

注:在 4.2 中提供了不同型式泵的图示。

4.2 泵的型号

4.2.1 OH1 型泵

底部安装的单级悬臂式泵,称为 OH1 泵型(此型号不能满足本国际标准的所有要求,见表 2)。

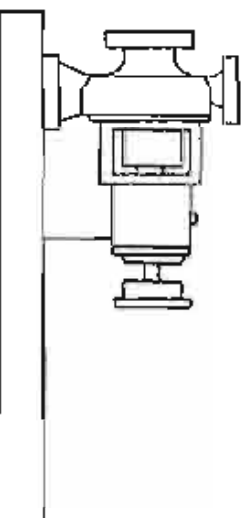


图 1—OH1 型泵

4.2.2 OH 2 型泵

中心线安装式单级悬臂式泵,称为 OH2 型泵,此型泵有单独的轴承箱承受所有施加在泵轴上的力,并保持转子位置。该型泵安装在底座上且由挠性联轴器连接到其驱动机上。

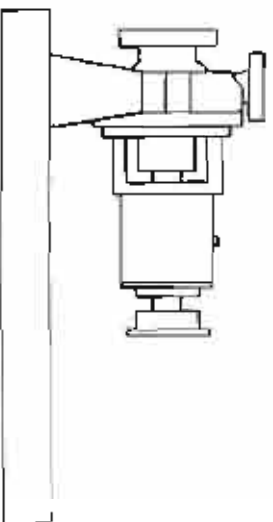


图 2—OH 2 型泵

4.2.3 OH 3 型泵

带有独立轴承架的立式管道单级悬臂式泵,称为 OH 3 型泵。此种泵具有与泵成一体的轴承箱来承受所有的泵负荷。驱动机安装在与泵成一体的支架上。泵与驱动机用挠性联轴器连接。

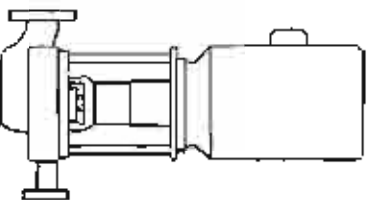


图 3—OH 3 型泵

4.2.4 OH 4 型泵

刚性联轴器传动的立式管道单级悬臂式泵,称为 OH 4 型泵。刚性联轴器传动的泵轴用刚性联轴器连接到驱动机轴上(此种型号不能满足本国际标准的所有要求,见表 2)。

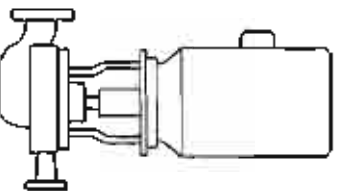


图 4—OH 4 型泵

4.2.5 OH 5 型泵

共轴式传动立式管道单级悬臂式泵,称为 OH 5 型泵。共轴式传动的泵的叶轮直接地安装到驱动机轴上(此种型号的泵不能满足本国际标准的所有要求,见表 2)。

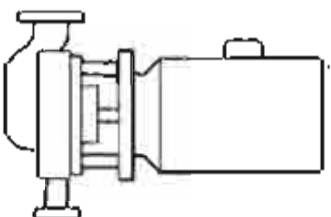


图 5—OH 5 型泵

4.2.6 OH 6 型泵

与高速齿轮箱成一整体的单级悬臂式泵,称为 OH 6 型泵。此种泵具有一个与泵成一体的增速齿轮箱。叶轮直接安装到齿轮箱输出轴上。齿轮箱与泵之间没有联轴器;但是,齿轮箱与其驱动机用挠性联轴器连接。此型泵可是立式或卧式。

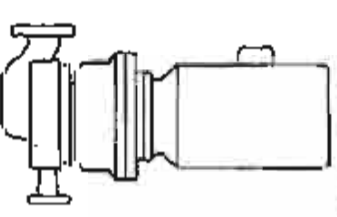


图 6—OH 6 型泵

4.2.7 BB 1 型泵

轴向剖分 1 级和 2 级两端支承式泵,称为 BB 1 型泵。

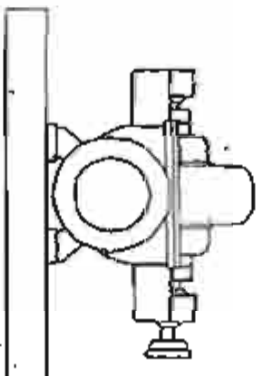


图 7—BB 1 型泵

4.2.8 BB 2 型泵

径向剖分 1 级和 2 级两端支承式泵,称为 BB 2 型泵

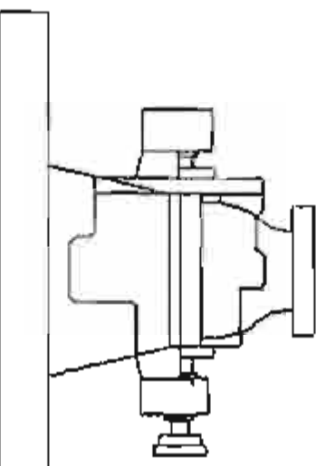


图 8--BB 2 型泵

4.2.9 BB 3 型泵
轴向剖分多级两端支承式泵,称为 BB 3 型泵。

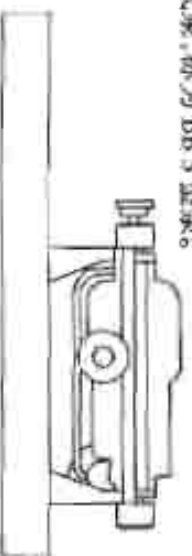


图 9—BB 3 型泵

4.2.10 BB 4 型泵

单壳径向剖分多级两端支承式泵,称为 BB 4 型泵。这些泵也称为多级单泵完节段式泵,环形泵(在每级之间这些泵有潜在的连接途径,此种型号不能满足本国际标准中的所有要求,见表 2)。

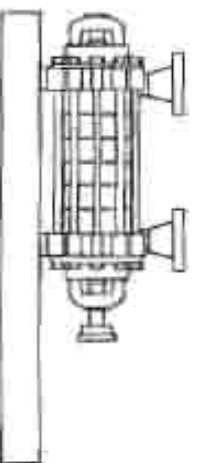


图 10—BB 4 型泵

4.2.11 BB 5 型泵

双壳、径向剖分、多级两端支承式泵(筒型泵),称为 BB 5 型泵。

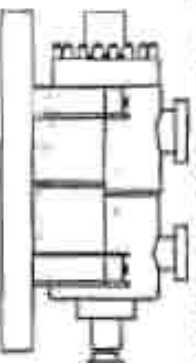


图 11—BB 5 型泵

4.2.12 VS 1 型泵

掘坑、立式悬吊式、单壳,其吐出穿过立管的导流泵,称为 VS 1 型泵。



图 12—VS 1 型泵

4.2.13 VS 2 型泵

掘坑、立式悬吊式、单壳,其吐出穿过立管的蜗壳式泵,称为 VS 2 型泵。

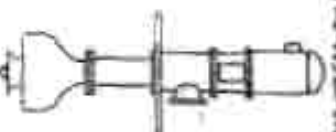


图 13—VS 2 型泵

4.2.14 VS 3 型泵

悬吊立式悬吊式、单壳,其吐出口穿过立管的轴流式泵,称为 VS 3 型泵。



图 14—VS 3 型泵

4.2.15 VS 4 型泵

立式液下泵(悬吊式、单层蜗壳、长轴驱动油池泵),称为 VS 4 型泵。

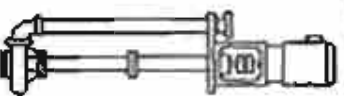


图 15—VS 4 型泵

4.2.16 VS 5 型泵

立式液下泵(悬吊式、急管油池泵),称为 VS 5 型泵。



图 16—VS 5 型泵

4.2.17 VS 6 型泵

双层泵壳(内层为导流壳式)立式悬吊式泵,称为 VS 6 型泵。



17—VS 6 型泵

4.2.18 VS 7 型泵

双层泵壳(内层为蜗壳式)立式悬吊式泵,称为 VS 7 型泵。

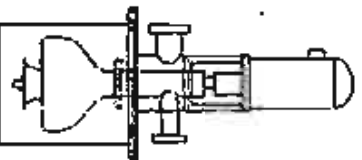


图 18—VS 7 型泵

4.3 单位和规定要求

4.3.1 买方应规定出泵的图纸和维护尺寸是否使用国际制单位(SI)或美国惯用单位(USC)。使用国际标准数据表(见附录 N,图 N.1),应使用标明的国际单位(SI)。使用美国惯用单位数据表应使用标明的美国惯用单位(US)。

4.3.2 当第 8 章中规定的特定泵的要求与任何其它章节中的要求有抵触时,应按第 8 章中规定的要求实施。

5 基本设计

5.1 概述

5.1.1 本国际标准中所涉及的设备(包括辅助设备)应当设计和制造成使用寿命至少为 20 年(不包括表 18 中所示的正常磨损件),连续运转寿命至少为 3 年。已经公认这些要求是设计的准则,但在使用中或超负荷运行中,误操作或不正常维护会使机械不能达到这些准则的要求。

术语“设计”一词只能应用到制造厂供应设备的参数或特性上。术语“设计”一词不应用于买方询价或技术规范中,因为它会造成订货理解上的混淆。

5.1.2 卖方应承担列入订单范围内的所有设备和所有辅助系统的机组责任。

5.1.3 买方应规定出该操作工况、液体性质、现场条件(如水文、地质等)以及公用事业条件(如电、水、蒸汽等),包括流程数据表(附录 N)中示出的全部数据。买方应规定该泵是否可作为一个液力回收透平机(HPRT)使用,以及附录 C 是否适用。

5.1.4 该设备应能在正常的和额定的工况点以及买方规定的任何其它预期的工况点上工作。

5.1.5 买方必须指明输送的液体是易燃的或危险的。

5.1.6 当更换一个较大直径的或不同水力设计的、具有调速能力的或采用一个空级的叶轮后,泵的扬程至少应当能够提高 5%。

在已经购买该泵之后,此要求的意图是防止在选择中产生变化,而这种变化是由于水力要求的改变而造成的。它不是用于将来扩充生产能力的。如果有将来工作的要求,则应做分别地说明,并应在选择中加以考虑。

5.1.7 泵至少应当能够在达到最大连续转速时工作。最大连续转速应做到:

a) 等于电机最大电源频率时的相应同步转速;

b) 变速泵在至少达 105%的额定转速下工作,备用任意恒速泵或配合一个其驱动机能够在超出额定转速工况下工作的泵。

5.1.8 变速泵应设计成在跳闸转速下运行而不损坏泵。

5.1.9 为了在密封端面上保持稳定的液膜所必须的密封室内条件,包括温度、压力、液体流量,以及当泵在真空使用条件下停机闲置时,为了确保密封柱大气压力而在设计上采取的充分措施,都应当由泵的卖方和密封制造厂双方共同商定,经买方批准同意,并记录在数据单上。

注:当输送接近其汽化压力的液体(例如液化石油气)时,在真空使用条件下为了密封柱外界大气压力而采取的措施是特别重要的。

5.1.10 卖方应该在数据单上规定出泵在额定流量和额定转速下输送水时的(水温低于 65℃,150°F)必需汽蚀余量(NPSHR)。对水以外液体(例如烃类)的汽蚀余量不能采用降低系数或修正系数。

除了规定的 NPSHA 外,买方应当考虑一个适当的 NPSH 安全余量。NPSH 安全余量是一个超过泵的必需汽蚀余量的 NPSH,通常希望有一个工作 NPSH 安全余量,这个工作 NPSH 安全余量足以在所有流量下(从最小连续稳定流量到最大预期运转流量)保护泵免遭回流、分离,以及汽蚀引起的损坏。卖方应当根据具体的泵型和预定的使用条件磋商一个 NPSH 安全余量的推荐值。

在确定有效汽蚀余量时,买方和卖方应当弄清最小连续稳定流量与泵的汽蚀比转速之间的关系,一般说来,以与泵的最佳效率点流量的百分数表示的最小连续稳定流量值随汽蚀比转速的增加而增加,但是,其它因素诸如泵的能级(常指每级扬程)和水力设计、输送的液体。以及 NPSH 安全余量也会影响泵在较宽流量范围内良好地运转的能力。研制能胜任低流量运行的泵设计是一项正在发展中的技术。选择汽蚀比转速大小和 NPSH 安全余量时,应当考虑现有的工业水平和制造厂经验。

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

●5.1.11 如果有规定,按附录 A 的规定计算的汽蚀比转速应限制为数据单上注明的值。

5.1.12 抽送粘性大于水的液体的泵应根据美国水力学会标准 HI 1.3 的规定(见第 2 章)给出修正的水的性能值。修正系数与报价单和试验曲线一起提交。

●5.1.13 对于所有应用条件,泵最好是具有稳定的扬程/流量曲线(即到关死点为止,扬程曲线呈连续上升状)。如果买方规定是并联运行,则必须具有这种稳定的扬程/流量曲线。如果规定并联运行,则曲线上的扬程上升量至少应当是额定流量点扬程的 10%。如果采用在吐出口加孔板作为实现直到关死点为止使扬程曲线呈连续上升的手段,则应在报价单上注明采用这一方法。

5.1.14 应当给泵一个优先选用的工作区,此工作区位于所提供叶轮的最佳效率点流量的 70~120%区间内。额定流量点应位于所提供叶轮最佳效率点流量的 80~110%区间内。

为优先工作区确定具体范围和给额定流量点定位的目的并不是想要诱使人们去开发更多规格数目的小泵或是排斥使用高比转速泵。对那些已确定在规定的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区间狭窄的高比转速泵,如果合适的话,在提出报价单时也应把这两种泵同时列上,并且把他们的优先工作区清晰地标示在报价单曲线上。应当按照附录 A 中的规定计算泵的比转速。

5.1.15 所提供的泵的最佳效率点最好位于额定流量点和正常流量点之间。

●5.1.16 如果买方有规定的话,卖方应当提供设备倍频带的最大声压级和声功率级数据。提供的所有设备的声压级的控制应当由买方和卖方共同作出努力。卖方提供的设备应当符合买方规定的最大允许声压级。ISO 3740⁹¹、ISO 3744⁹²和 ISO 3746⁹³可以作为指导性文件参考。

5.1.17 单级扬程超过 200m(650 英尺)和单级功率超过 225kW(300hp)的泵可能需要特殊措施来减小叶轮叶片通过频率振动和小流量时的低频振动。对于这些泵,导叶或蜗舌与叶轮叶片外圆周之间的径向间隙至少应当为最大叶轮叶片尖半径的 3%(对于导叶式泵)和最大叶轮叶片尖半径的 6%(对于蜗壳式泵)。最大叶轮叶片尖半径是指能够用在泵壳内的最大叶轮的半径(见 5.1.6)。百分比间隙按下式计算:

$$P=100(R_2-R_1)/R_1$$

式中:

P = 百分比间隙;

R_1 = 蜗壳半径或导叶吸入口尖(导叶头部)的半径;

R_2 = 最大叶轮叶片的半径。

在用钳工维修(修小、修大)或对叶轮吐出口边采用“V”型切割的办法再经过试验使水力性能修正到达标之后,在发货之前未将此情况通知买方的情况下,对本节所指范围内的泵的叶轮不应当再修改变动。任何这样的修改都应当按照9.3.4.1节的规定。

5.1.18 工作转速高于3600转/分,单级功率在300kW(400hp)以上的泵甚至可能需要更大的间隙和其它特殊的结构特点。对于这类泵,应当由买方和卖方共同商定特殊要求,把对各种具体泵型的实际运转经验考虑进去。

●5.1.19 是否需要冷却应由买卖双方共同商定。应选用附录B中的所列方法之一。冷却系统应适合冷却液的种类牌号。压力和温度应由买方规定。卖方应规定必需的冷却液流量。为了避免冷凝,通往轴承箱的冷却水量最低温度应当高出周围空气温度。

5.1.20 如果是提供冷却水泵应当设有清理孔,以便整个冷却水通路能够用机械方式进行清理、冲洗和放液。

5.1.21 如果提供,冷却水室系统应当设计成能够可靠地防止工艺流程液体泄入冷却系统的型式。冷却液通路不应与泵壳密封面相通。

5.1.22 水冷却系统应当按下列条件设计:

换热	国际制单位	美国惯用单位
换热器表面流速	1.5 - 2.5m/s	(5 - 8ft/s)
最大允许工作压力,表压	700kPa	(7bar)(100psi)
试验压力(>1.5MAWP),表压	1050kPa	(110.5bar)(150psi)
最大压力降	100kPa	(1bar)(1.5psi)
最大吸入口温度	30℃	(90°F)
最大吐出口温度	50℃	(120°F)
最大温升	20K	(120R)
过水层的堵塞系数	0.35m ² ·k/m ³	(0.002h-ft ² ·R/Rin)
泵壳腐蚀性余量(不用于管子)	3.0mm	(0.125in)

应采取使本系统完全通风和完全排尽的措施。

流经换热器表面流速的准则的本意是想尽量减少过水层的堵塞。

5.1.23 本设备的布置,包括管路和辅助设备,应由买卖双方共同研究确定。这种布置应当提供充分的空间和保证运行和维护用的安全通道。

5.1.24 电机、电器元件以及电气装置应当符合买方在数据单上规定的该地区分类(组、组和分区),并应符合买方规定的当地法规的要求(例如IEC 60079 或 NFPA 70 中第 500、501、502、504 和 505 条款的要求)。

5.1.25 润滑油箱和内蒙被润滑转动零件(诸如轴承、轴密封、高度抛光的零件、测量仪表和控制元件)的轴承箱应当设计成在泵运行或停机闲置期间尽量少受潮湿、灰尘,以及其它外界杂质的污染的影响。

5.1.26 所有设备均应设计成可以进行快速和经济的维护工作的型式。主要零件诸如泵壳零部件和轴承箱应

当设计和制造就可保证在重新装配时能够替换校正的型式。校正工作可以通过使用台肩、定位销和键来完成。

5.1.27 除了立式悬吊式泵和整体齿轮箱驱动泵外,泵应当设计成无需拆卸吸人管或吐出管或驱动驱动机即可拆除转子或内部零件的形式。

5.1.28 根据 5.9.3 中规定的验收准则,泵及其驱动机应当在试验台和其永久性基础上进行试验。安装之后,泵和驱动机总装机组的性能应当由买方和卖方共同负责。

5.1.29 泵的所有零件和替换件以及提供的所有辅助设备均应达到本国标准的所有准则。

5.1.30 设备,包括所有辅助设备应按室外安装和规定的现场环境条件设计。卖方应提出施工现场的任何设备的保护要求。(即为低温环境的防寒,防止积霜的湿度、灰尘或腐蚀等的保护措施)。

5.1.31 压力泵壳的检修应按下列规则进行。

a) 螺纹的详细尺寸应符合 ISO 261, ISO 262, ISO 724 以及 ISO 965, 或 ASME B1.1 的规定。

b) 在连接的位置上应留出适当的间隙,以便于使用扳手或拆卸扳手。

c) 除非另有规定,否则要求使用六角螺栓连接。

d) 紧固件直径不应低于 12mm(0.5 英寸)。

e) 紧固件(不包括垫圈和无头定位螺钉)在 10mm(3/8 英寸)直径的双头螺栓的一端和 6mm(1/4 英寸)直径的螺栓头部应有材料等级和制造厂的标识符号。如果可用的面积不充足,等级符号可以标志在一端,而制造厂的标识符号可以标志在另一端。双头螺栓可以标志在裸露的一端上。

注:定位螺钉是无头螺钉,在一端有一个六角头插口。

f) 不应当采用公制细牙螺纹和统一标准细牙螺纹。

5.2 泵型

表 2 中所列的泵型具有特殊设计的特点,而且只当买方有规定时和制造厂验证特殊应用场合经验时才提供。表 2 列出了对这些泵需要特殊考虑的要点,并在括号内给出与本国际标准相关的子条款。

表 2 几种特定泵型的特殊设计要点

泵型	要求特殊考虑的要点
共轴式泵(叶轮装在电机轴上), OH15	a) 电机结构(6.1) b) 抽送温度高时的电机轴承和绕组温度 c) 密封拆除(5.8.2)
刚性联轴器驱动的立式管道泵, OH4	a) 电机结构(6.1) b) 转子刚性(5.6.9) c) 用输送介质润滑的导向轴承(5.10.1.1) d) 轴在密封部位的径向跳动(5.6.8, 5.8.5)
卧式、底脚安装式的泵壳泵, OH1	a) 压力等级(5.3.5) b) 中心线安装式的泵壳(5.3.11)
两级悬臂泵	a) 转子刚性(5.6.9)
双吸悬臂泵	a) 转子刚性(5.6.9)
(多级)单泵壳节段式泵 BB4	a) 压力密封(5.3.3, 5.3.10) b) 拆卸(5.1.27)
装在内部的机械密封(无可拆式密封压盖)	a) 密封的拆卸(5.8.2)

5.3 压力泵壳

5.3.1 最大吐出压力应当是最大吸入压力加上泵在额定转速和规定的标准相对密度(比重)的工况下使用提供的叶轮工作时能够产生的最大压差。

注:确定最大吐出压力的标准是一个应用的结果。

5.3.2 如果有规定,可以通过下列的一种或多种工作情况产生的附加压差来增大最大吐出压力:

- 在任何规定的工况时的最大相对密度;
- 泵能适应的最大叶轮直径和/或级数的安装;
- 达到跳闸转速的工作。

在说明这些之前,买方应当估计到上述这些情况出现的可能性。

在跳闸转速下产生的附加压差要被水压试验安全余量吸收的正常的瞬时焯离。

5.3.3 压力泵壳设计成:

a) 在同时承受最大允许工作压力(和对应的温度)和表 4 中列出的作用到每个管口上两倍的允许管口负荷的最坏组合的情况下,做到运转无泄漏或转动部件与静止部件之间无接触;

b) 经得住水压试验(见 7.3.2)。

注:两倍的管口负荷要求是压力容器设计的准则。管道设计者所用的允许管口负荷值见表 4 中列出的值。诸如某类文类或底座所测的其它因素对管口的负荷有影响。

5.3.4 任何材质的压力泵壳设计中使用的拉伸应力不应当超出最大规定工作温度时材料最低抗拉强度极限的 0.25 倍,用于铸件,应乘以表 3 中所列的相应铸件系数。除了在其报价单中使用的铸件系数外,制造厂还应当说明材料参数的来源,例如 ASTM(美国材料试验学会)。

注 1:通常,泵壳设计时,5.3.5 中所述的变形(应力)的测量是确定的依据。但抗拉或屈服强度往往是限制系数。

注 2:对于应力集中,总的断面积是在静水压负荷和最大圆筒负荷作用下作用力的拉伸应力来确定,为无可争议的检验误差。公认要求提供一个负荷值,该值将按行乘到产生大于设计拉伸应力的应力,其值一般在 0.2 倍的低屈服应力范围之内。

表 3—铸件系数

非破坏性试验的型式	铸件系数
外观磁粉检验和/或液体着色渗透试验	0.8
抽样 X 射线检验	0.9
超声波检验	0.9
全部 X 射线检验	1.0

5.3.5 除了 5.3.6 中说明的情况之外,最大允许工作压力至少应当是最大吐出压力(参见 5.3.1 和 5.3.2)加上 10% 的最大压差,而且不应低于:

a) 对于轴向剖分的单级和两级(双端)支承泵和单吸泵壳的立式悬吊式泵来说,压力泵壳的压力等级应等于 ISO 7005-2 PN20 铸法兰的压力等级或 ISO 7005-1 PN20 钢法兰的压力等级,钢法兰的材料号应相当于压力泵壳的材料号。

注:对于此项规定来说,ASME B16.1 的 125 级和 ASME B16.5 的 150 级分属等同于 ISO 7005-2/PN20 和 ISO 7005-1/PN20。

b) 对于其它型号的泵来说,在 38°C(100°F)时,按最小表压 4000kPa(40bar)(600 磅/英寸²),或至少应当等于 ISO 7005-1/PN50 铸法兰的压力等级。

注 1:10% 的压差安全余量是用来调节低转速(5.1a),或泵壳的较高转速(1.1)和扬程(见公式 1)(参见 7.3.3.4)。

注 2:对于此项规定来说,ASME B16.5 的 300 级法兰的压力等级等同于 ISO 7005-1/PN50 铸法兰的压力等级。

注 3:该系数规定的最低要求与出厂时原有的设计要求相一致。对于特殊的设计,应考虑考虑泵壳的最大允许工作压力泵与泵壳法兰的压力等级相匹配。

● 5.3.6 除非另有规定,立式悬吊式泵、双壳泵、整体齿轮驱动泵(OH6 型),以及卧式多级泵(3 级或 3 级以上的泵)可以设计成双压力等级的形式。如果买方规定的话,吸入部位应设计成具有和吐出部位一样的

最大允许工作压力的形式。

买方应当考虑在这种泵装置的吸入侧安装安全阀。

5.3.7 压力容器设计中应当考虑另加腐蚀余量以满足 5.1.1 节的要求。除非另有规定,最小腐蚀余量应当为 $3\text{mm}(0.12\text{in})$ 。

如果使用优等耐腐蚀的结构材料且能降低成本而不影响其安全性和可靠性,卖方应考虑提供可采用的腐蚀余量。

5.3.8 双层壳体泵的内壳应当设计成能承受最大压差或 $350\text{kPa}(3.5\text{bar}(50\text{psi}))$ 表压的压力,二者中取大者。

5.3.9 除非另有规定,如果规定的工况属于下列任何一种情况,则必须使用径向剖分泵壳的泵:

- a) 如果抽送温度超过 $200^\circ\text{C}(400^\circ\text{F})$ (如果泵可能遭到热冲击,则应当考虑更低的温度极限);
- b) 在规定的抽送温度下抽送相对密度小于 0.7 的易燃或危险液体;
- c) 在额定吐出压力超过 $10000\text{kPa}(100\text{bar})(1450\text{磅/英寸}^2)$ 条件下抽送易燃或危险液体。

通常对在较高压力或较低相对密度(比重)时的计划外应用,轴向剖分的泵壳已经取得了超过上述限定范围的成功地应用。此种应用的成功取决于设计压力与额定压力之间的安全余量,制造厂在类似应用场合的经验、剖分式密封的设计与制造,以及用户在现场正确制造剖面密封的能力。在确定轴向剖分机壳用于超出上述限定范围的工况之前,买方应当考虑到这些因素。

5.3.10 径向剖分的泵壳应当采取金属对金属的接触配合,中间夹有受约束的可控制压缩盘的承压垫圈,例如 O 型环或螺旋形缠绕的垫圈。

5.3.11 中心线安装式的泵壳可适用于所有的剖分式泵(8.2.1.2 中允许的泵除外)。

5.3.12 放置 O 型圈的密封面,包括所有的槽和孔,对静态 O 型圈最大表面粗糙度平均值 (R_a) 应为 $1.6\mu\text{m}(63\text{微英寸})$,对动态 O 型圈滑动的表面应为 $0.8\mu\text{m}(32\text{微英寸})$ 。装 O 型圈的内孔应当切割成圆角或成倒角的引入端,对静态 O 型圈圆角半径至少为 $3\text{mm}(0.12\text{英寸})$,倒棱至少为 $1.5\text{mm}(0.06\text{英寸})$;对动态 O 型圈,倒棱至少为 $2\text{mm}(0.08\text{英寸})$,倒棱角最大为 30° 。

5.3.13 为了便于泵壳的拆卸,应当设置顶丝,两个接触面中的一个应当加工出凹陷部位(平底埋头孔或凹陷槽),以防由于损伤密封面而造成密封面泄漏或密封面间的配合不吻合。

5.3.14 应当减少受内压零件的丝孔。为了防止泵壳内受内压部位泄漏,在钻孔和丝孔的周围和孔底下面,除了腐蚀余量之外,应当留出足够厚度的金属,金属厚度至少等于螺栓或双头螺栓公称直径的 1/2。

内部的螺栓连接应当用完全耐抽送液体腐蚀的材料制造。

除非买方特别批准采用有头螺钉,在泵壳的所有主要连接部位都应当提供双头螺栓。

5.4 管口和压力容器接头

5.4.1 泵壳口径

5.4.1.1 管口和压力容器壳上其它接头的孔口都应采用标准的管径。不应当采用 DN32、65、90、125、175 和 225 (NPS1-1/4、2-1/2、3-2/1、5、7、及 9 英寸) 的孔口。

5.4.1.2 对于吐出口径为 DN50 (NPS 2) 和小些的泵,除了吸入口和吐出口外,泵壳上其它接头的孔口口径至少应当是 DN15 (NPS 1/2)。对于吐出口径为 DN80 (NPS 3) 和大些的泵,除了对密封冲洗管路接头和压力表接头,不考虑泵的口径大小,可以采用 DN15 (NPS 1/2) 之外,泵壳上其它接头的孔口口径至少应当为 DN20 (NPS 3/4)。

5.4.2 吸入口和吐出口

5.4.2.1 吸入口和吐出口应当采用法兰连接。单级和双级泵的吸入口和吐出口应当采用同等压力等级法兰。

5.4.2.2 转铁法兰应当是平面法兰,除了在 5.4.2.4 中注明之外,还应符合 ISO 7005-2 的尺寸要求和

ASME B16.1 或 ASME B16.42 法兰光洁度要求。用于口径为 DN200 (NPS 8) 和小的泵时, DN200(25 级)法兰应当具有等同于 DN400(250 级)法兰厚度的最低厚度。

5.4.2.3 除了在 5.4.2.4 中注明的和 ASME B16.5 或 ASME B16.47 的法兰光洁度要求外, 非铸钢法兰至少应当符合 ISO 7005-1 DN50 的尺寸要求。

注: 对于铸钢泵壳来说, ASME B16.5 300 级和 ASME B16.47 300 级等同于 ISO 7005-1 DN50。

5.4.2.4 允许采用各种材料制成的, 厚度大于或外径大于与本国际标准相关的 ISO (ASME) 标准要求的厚度或外径的法兰。在装配图上应当完整地标出非标(规格)法兰的尺寸。如果规格外的法兰需要非标长度的双头螺栓或螺栓, 则应在装配图纸上做出此种要求的标志。

5.4.2.5 法兰背面应当全部平整或在规定部位地平。除了用外盖盖住的泵壳外, 法兰还应当设计成适合贯穿螺栓连接的型式。

5.4.3 辅助接头

5.4.3.1 对于非易燃液体和非危险液体, 通过压力泵壳的辅助接头可以制成螺栓接头。

5.4.3.2 除非另有规定, 管螺纹应当是符合 ISO 7-1 的锥形螺纹。管螺纹的丝孔和凸台应当符合 ASME B16.5 的规定。

注: 对于铸钢泵壳说, ASME B20.1 适用于 ISO 7-1。

● 5.4.3.3 如果有规定, 可以采用符合 ISO 228-1 的圆柱形螺纹。如果采用圆柱形螺纹, 则应当使用一个平面垫圈来密封接头。接头凸台应当具有适合于垫圈密封的机械加工的平面(见图 19)

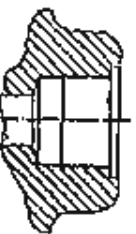


图 19—适合于垫圈密封的机械加工平面(用于采用圆柱形管螺纹时)

5.4.3.4 对于易燃的或危险的液体, 通入压力泵壳的辅助管接头应当采用开口焊接。对焊接或整体式法兰连接, 买方接口接头应当端接一个法兰。

5.4.3.5 焊接到泵壳上的接头应当达到或超过泵壳的材料要求(包括冲击韧性值), 而不是被连接的管的材料要求。在泵壳做水压试验(参见 7.3.2)之前就应当完成所有接头的水压工作。

5.4.3.6 拧到或焊接到泵壳上的螺纹管的长度不应当超过 150mm(6 英寸), 对于 DN25 (NPS 1) 和小的管径, 至少应当是管号为 160 的无缝钢管, 对 DN40 (NPS 1-1/2) 的管径至少应当是管号为 80 的无缝钢管。

5.4.3.7 不与辅助管路连接的丝孔口只允许在密封压盖内和具有 1-1 和 1-2 材料级的泵内(参见附录 H)。如果提供管堵, 这些丝孔口应用管堵堵上。根据 ASME B16.11 规定, 锥形管堵应当是长柄, 实心圆头, 或长柄六角头的棒状管堵。如果是 5.4.3.3 中规定的圆锥形螺纹, 管堵应是 DN 90 中规定的实心六角头型管堵。这些管堵应符合泵壳的材料要求。应当使用适合于高温作业的润滑剂/密封剂来保证螺纹的气密性。不允许使用塑料管堵。

● 5.4.3.8 在有买方设备的接口处, 使用机械加工的和双头螺栓的接头需要买方同意。如果买方同意使用, 这些接头应当符合 ISO 7005-1 或 ISO 7005-2 的平整表面和丝孔加工的要求。双头螺栓和螺母应以安装好的型式提供。每个双头螺栓两端开始的 1.5 扣螺纹应当切制掉。

注: 对于铸钢泵壳来说, ASME B16.1 和 ASME B16.5 分别等同于 ISO 7005-1 和 ISO 7005-2。

5.4.3.9 所有接头应当适合接头所在的水静压试验压力。

5.4.3.10 所有泵均应设有排气孔盖头和排液孔接头。如果通过管口的布置安排, 泵做成自身带气式, 则可省去排气孔接头。

作为指导原则,如果管口布置和泵壳的构形可以使得泵内气体从首级叶轮和蜗壳区充分排走,以防止泵启动期间丧失引水能力,则泵壳视为自身排气式。

●5.4.3.11 在不需拆卸泵或泵的任何主要部件的情况下,所有的买方接头应当便于拆卸。

5.5 作用在管口上的外力和外力矩

5.5.1 铝制合金钢卧式泵及其底座以及立式悬吊式泵,应该设计成在承受表4中的力和力矩时有令人满意的性能。对于卧式泵,应考虑管口上负荷的两个影响:泵壳的变形(见5.3.3和5.3.4)以及泵和驱动机轴的不对中(参见6.3.5)。

5.5.2 立式管道泵上允许的力和力矩应当是表4中侧面管口负荷值的两倍。

5.5.3 对于泵体不是钢或合金钢或者泵的口径大于DN400(NPS16)的泵,卖方应该提供相应于表4中数据的允许管口负荷。

表4—管口负荷

		美制单位																		
		法兰的公称口径(NPS)																		
		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	力(N)								
每个直管管口		160	240	320	370	560	830	1200	1500	1600	1900	340	700	980	1700	2600	3700	4900	4700	5400
F ₁	F ₂	130	200	260	260	440	700	1000	1200	1300	1500	170	330	500	870	1300	1800	-2200	2300	2700
M ₁	M ₂	200	300	400	400	700	1100	1500	1800	2000	2300	260	530	740	1300	2800	5000	3400	2500	4000
M ₃	M ₄	290	430	570	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300	460	950	1330	2310	3500	5000	6100	6300	7200
每个侧面管口		160	240	320	370	560	830	1200	1500	1600	1900	340	700	980	1700	2600	3700	4900	4700	5400
F ₁	F ₂	200	300	400	400	700	1100	1500	1800	2000	2300	170	330	500	870	1300	1800	-2200	2300	2700
M ₁	M ₂	130	200	260	260	440	700	1000	1200	1300	1500	260	530	740	1300	2800	5000	3400	2500	4000
M ₃	M ₄	290	430	570	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300	460	950	1330	2310	3500	5000	6100	6300	7200
每个顶部管口		200	300	400	400	700	1100	1500	1800	2000	2300	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
F ₁	F ₂	160	240	320	370	560	830	1200	1500	1600	1900	160	240	320	370	560	830	1200	1500	1600
M ₁	M ₂	130	200	260	260	440	700	1000	1200	1300	1500	130	200	260	300	460	700	1000	1300	1500
M ₃	M ₄	290	430	570	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300	290	430	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300

力矩(英尺·磅力)

注:对于管口负荷的方向(X、Y和Z)参见图20-24。
在Z上表示泵壳的每个位置表示的是从泵壳到该位置的规范,例如160表示的是从~160到+160这一范围。

表4—管口负荷(续表)

		国际制单位																	
		法兰的公称口径(DN)																	
		50	80	100	150	200	250	300	350	400	力(N)								
每个直管管口		710	1070	1420	2690	3780	5340	6670	7120	8450	340	700	980	1700	2600	3700	4900	4700	5400
F ₁	F ₂	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670	170	330	500	870	1300	1800	-2200	2300	2700
M ₁	M ₂	890	1330	1780	4480	6920	9630	11700	12780	14850	260	530	740	1300	2800	5000	3400	2500	4000
M ₃	M ₄	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850	460	950	1330	2310	3500	5000	6100	6300	7200
每个侧面管口		710	1070	1420	2690	3780	5340	6670	7120	8450	340	700	980	1700	2600	3700	4900	4700	5400
F ₁	F ₂	890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230	170	330	500	870	1300	1800	-2200	2300	2700
M ₁	M ₂	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670	260	530	740	1300	2800	5000	3400	2500	4000
M ₃	M ₄	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850	460	950	1330	2310	3500	5000	6100	6300	7200
每个顶部管口		890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
F ₁	F ₂	710	1070	1420	2690	3780	5340	6670	7120	8450	160	240	320	370	560	830	1200	1500	1600
M ₁	M ₂	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670	130	200	260	300	460	700	1000	1300	1500
M ₃	M ₄	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850	290	430	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300

力矩(N.m)

5.5.4 图 20 ~ 图 24 中所示的坐标系适用于表 4 中的力和力矩。

● 5.5.5 附录 F 中列出了超出表 4 中所列值时考核管口负荷的方法。如果买方同意的话,可以使用这些方法,然后买方应当相应地指导管道的设计者。买方应当意识到使用附录 F 的方法比使用表 4 中的负荷值所产生的不对中高达 50%。

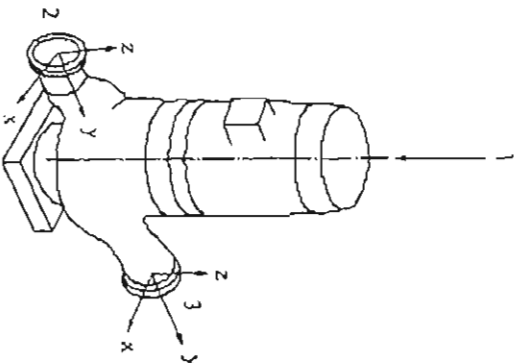


图 20-1、轴中心线 2、吐出口 3、吸入口

图 20-表 4 中力和力矩的坐标系 - 用于立式管道泵

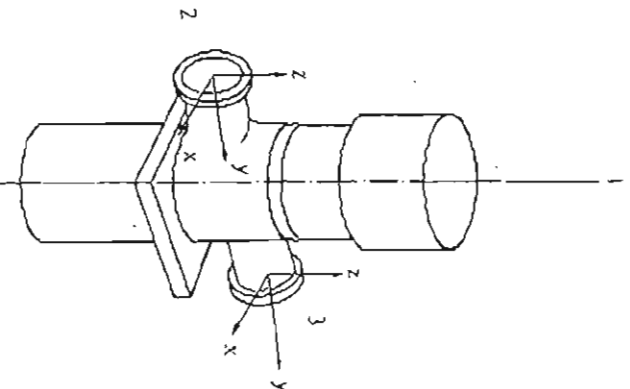
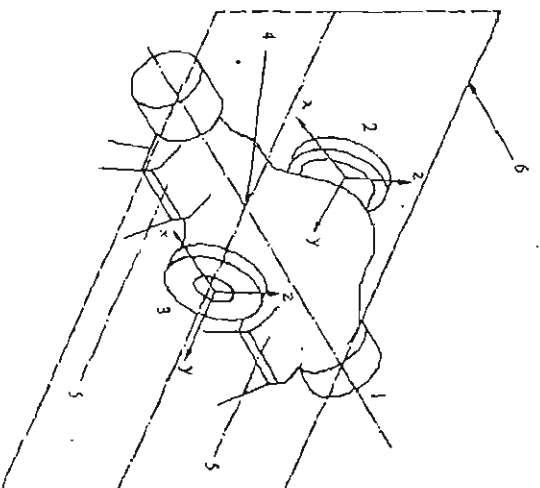


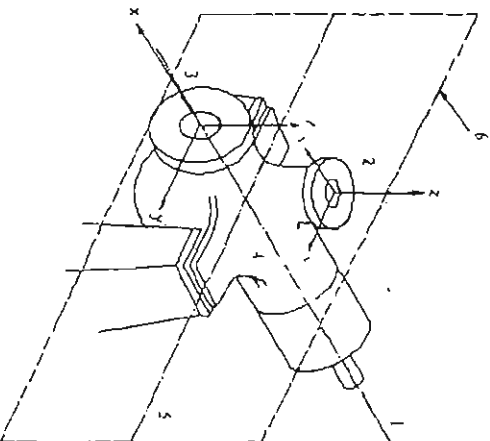
图 21-1、轴中心线 2、吐出口 3、吸入口

图 21-表 4 中力和力矩的坐标系 - 用于立式悬吊式双壳体泵



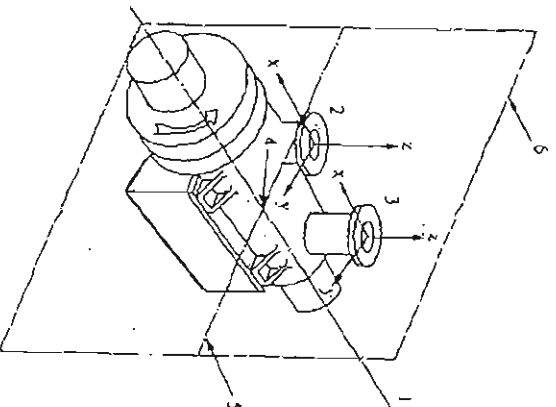
图解：1、轴中心线 2、吐出口 3、吸入口 4、泵中心线 5、轴承座中心线 6、垂直平面

图 22——表 4 中力和力矩的坐标系——用于侧面吸入和侧面吐出的卧式泵



图解：1、轴中心线 2、吐出口 3、吸入口 4、泵中心 5、轴承座中心线 6、垂直平面

图 23——表 4 中力和力矩的坐标系——用于端面吸入顶部吐出的卧式泵



图解：1 轴中心线 2 吐出口 3、吸入口 4、泵中心 5、轴承座中心线 6、垂直平面

图 24——表 4 中力和力矩的坐标系——用于顶部出入口的卧式泵

5.6 转子

5.6.1 除非经买方批准,否则叶轮应当是全封闭的形式。

注:封闭式叶轮对轴向位置敏感,因此,更适用于汽轮机/收油或轴向力可吸引起轴向位移的长轴组件。半开式叶轮由于至少一个靠近的圆盘摩擦损失,可以提高泵的效率。立式泵中的半开式叶轮的运转问题可以从联轴器或电机的误调来调整,因此,在不拆机罩的情况下可能能够恢复泵效率和出力。轴流式叶轮是一种类型的空开式叶轮,是为低流量大流量而设计的。空开式叶轮也用于有独立排液管的泵式泵。

5.6.2 叶轮应当是整体铸件、锻件或焊合件。

注:锻或焊合的叶方向薄弱,因此要低比转速的设计速度。

5.6.3 叶轮应该用键固定在轴上,不能用销子把叶轮固定到轴上。经过买方批准,在立式悬吊式泵上可以使用夹紧套筒。悬臂叶轮应当使用不含暴露轴上螺纹的帽形螺钉或帽形螺母来固定到轴上。在正常运转时,上述紧固装置应当利用液体对叶轮的阻力作用使螺纹趋于拧紧,并且需要一个可靠的机械锁紧办法(例如,一个销钉和用耐腐蚀材料制造的定位螺钉或一个舌形垫圈)。帽形螺钉应当有内圆角和直径小于螺纹的空刀槽来减少应力集中。

5.6.4 叶轮应当有实心的轮毂,如果叶轮轮毂型芯的空间用金属熔点不低于 260°C(500°F)(对铸铁材料)和不小于 540°C(1000°F)(用于铸钢材料)的适当金属完全填充,则轮毂可铸有空心的。

注:充填空心叶轮轮毂的要求是为了在用热胀法拆卸叶轮时,尽量减少对工作人员的危害。

5.6.5 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该留出至少 1.5mm(0.06 英寸)的径向间隙,而且直径的过渡段应按 5.3.12 的规定倒角。

5.6.6 轴与密封套的配合应按 ISO 286(所有部分)中规定的 h6/g7 实施。

5.6.7 为可能被定位螺钉损坏的轴面处减细,以便于轴套或其它部件的拆卸。

5.6.8 应沿轴的全长进行机械加工并精细抛光,使总指示粗糙度不大于 25 μm (0.001 英寸)。

5.6.9 为得到良好的密封效果,在最严重的动态条件下,在泵的允许工作范围内(最大叶轮直径和在额定转速和介质条件下),在主要的密封面处,轴的刚度应当限定轴的总挠度小于 50 μm (0.002 英寸)。这个轴的挠度极限可以通过轴径、轴跨度或悬臂长及泵体设计(包括采用双蜗室或单叶)组合来达到。对于 1 级和 2 级泵,可以不考虑叶轮耐磨环的流体刚性支承作用。对于多级泵,应当考虑流体刚性支承作用,并且应当按一倍和两倍标准设计间隙进行两种计算。用油送介质润滑的轴承和轴承衬套的流体刚性作用应当按一倍和两倍标准设计间隙进行计算。

5.6.10 如果按 6.4.2.2 的规定安装非接触式振动传感器,用径向振动传感器探测的传感部位(径向振动和轴向位置)应当做到:

- a) 与轴颈同心。
- b) 在探头尖端直径的最小距离内没有记号标志和划痕或任何其它表面不连续性的现象,例如油孔或键槽。
- c) 在转子上没有金属喷涂层、轴套或镀层。
- d) 最终表面光洁度为 0.8 μm (32 微英寸)R_a。最好采用精装或抛光方法加工。
- e) 适当地去磁以达到 API 670 标准规定的级别或者做其它处理,以便复合的,电的和机械的径向跳动总量不超过下列值:
 - 1) 对于用径向振动传感器探测到的部位是允许的峰对峰振幅的 25%或 6 μm (0.25 mil),两者中取较大者。
 - 2) 对于用轴向位传感器探测到的部位是 13 μm (0.5 mil)。

5.6.11 如果轴是使用显示热阻导电性能材料制成的,轴的传感部位是通过热压配合套或安装在轴上的“测力环”而产生的。测力环应按 5.6.10 的规定精加工,使用测力环需要买方明确批准。

已知显示热阻导电性能材料有高铬合金,例如 17-4 PH,双相不锈钢和 ASTM A479 XM-19 号钢。

5.6.12 如果有规定,应当制定安装非接触式振动传感器的条款(6.4.2.2),轴应按 5.6.10 和 API 670 的要求制造。

5.6.13 如果安装了非接触式振动传感器,在每个传感器的测振部位的整个 360 度上测取的电的和机械跳动的精确记录应当记载在机械测试报告中。

5.6.14 所有的轴键槽应当具有符合 ASME B17.1 规定的圆角半径。

注:这些要求不仅适用于联轴器键槽,而且适用于所有键槽。

5.6.1.3 单级和两级泵的转子应设计成它的第一干拔曲临界转速至少高于泵最大连续工作转速的 20%。

5.7 耐磨环（口环）和运转间隙

5.7.1 应采用径向运转间隙来限制内部泄漏，必要时可平衡轴向推力。不应当使用叶轮辅助叶片或紧密的轴向间隙来平衡轴向推力。泵壳内腔应当装有可更换的耐磨环。叶轮应当有整体的耐磨表面或可更换的耐磨环。

5.7.2 由硬化材料制造的摩擦副耐磨表面应当具有一个至少 50 布氏硬度号的差，除非静止的和旋转的耐磨表面都具有至少是 400 的布氏硬度号。

5.7.3 如果使用可更换的耐磨环，应该用有锁紧销或锁紧钉（轴向或径向）的压配合，或通过点焊来固定就位。在耐磨环上被径向销钉或销钉螺帽螺钉的孔径不应大于耐磨环宽度的三分之一。

5.7.4 运转间隙应达到 5.7.4 a) - 5.7.4 c) 的要求。

a) 在确定耐磨环和其它转动部件之间的运转间隙时，应考虑抽送温度、吸入条件、输送液体的性质、材料的热膨胀和咬合特性以及泵的效率。间隙应足够大，以保证在所有规定工况下可靠运转和避免咬合。

b) 对于铸铁、青铜、经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 5 中所列的最小间隙。对于咬合趋势较大的材料和工作温度大于 260°C (500°F) 的各种材料，应当在上述直径间隙上再加 125 μm (0.005 英寸)

c) 对于有非常低或没有咬合趋势的非金属耐磨环材料（见附录 H 的表 H.4），卖方可以建议采用低于表 5 中所列值的间隙。应考虑到诸如变形和热膨胀的因素。间隙应足够大，以保证在所有规定的工况下可正常运转和避免咬合。

表 5- 最小运转间隙

耐磨部位的旋转零件的直径 mm	最小直径间隙 mm	耐磨部位的旋转零件的直径 (英寸)	最小直径间隙 (英寸)
< 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
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	0.95	25.000 - 25.999	0.037

注：对于大于 649.99mm (25.999 英寸) 的直径，最小直径间隙应当乘 0.95mm (0.037 英寸) 加上每增加 1mm 直径增加 1 μm 或每增加 0.001 英寸 (0.0254 mm) 直径增加 0.001 英寸。

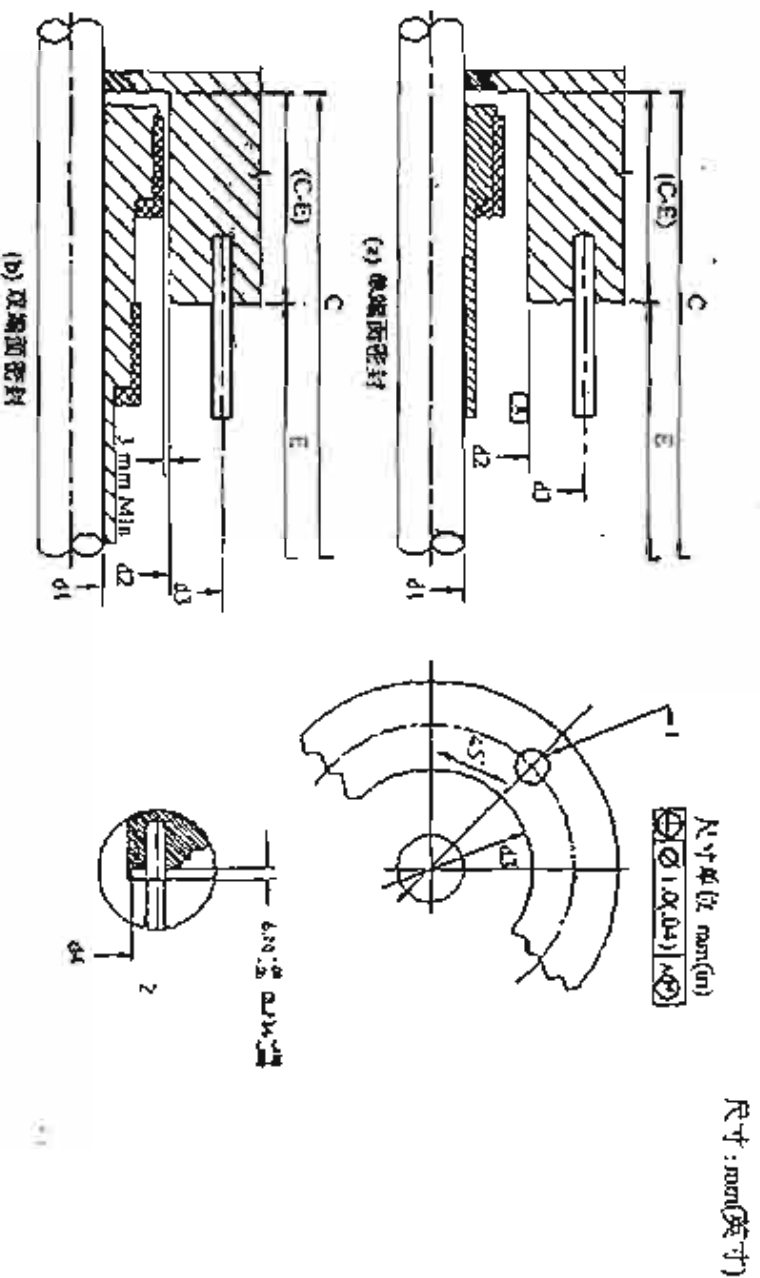
5.8 机械密封（轴封）

5.8.1 泵应当配有 ISO 21049 中规定的机械密封和密封系统，包括泵和密封接触面尺寸（参见表 6 和图 25）。买方应当规定所要求的密封种类。为此，买方应使用 ISO 21049 标准中的数据表。

注：对于处理集液，API 682 等同于 ISO 21049。

5.8.2 整体密封部件应当是不必拆卸原动机即可拆除的形式。

5.8.3 密封室应符合图 25 和表 6 中所示的尺寸。对于装有法兰和压力等级超出 5.3.5 中最低限定值的泵,可以增大压盖双头螺栓尺寸和双头螺栓的直径圆。只当需要时才提供较大的双头螺栓,以符合 5.3.4 中的应力要求,或按制造厂的技术规范要求充分地压缩楔形密封垫圈。



图解: 1 压盖双头螺栓 4 个; 1 至最近螺母的总长
2 自由端用的外压截止口; 11 从密封室顶部至螺母的长度

图 25—密封室图

表 6—密封室、密封压盖附件和集液式机械密封套的标准尺寸(参见图 25)

密封室规格号	最大轴径 d_1	密封室孔径 d_2	压盖双头螺栓中心圆直径 d_3	压盖外止口直径 d_4	最小总长 d_5	最小唇部厚度 d_6	双头螺栓尺寸 (USC)	
							SI	(USC)
1	20.00 (0.787)	70.00 (2.756)	106 (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
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. 尺寸公差等级为 h6;
b. 尺寸公差等级为 H7; 对于轴端密封泵, 考虑密封垫的附加公差: $\pm 75 \mu\text{m}$ (0.003 英寸);
c. 尺寸公差等级为 H7;
d. 轴径公差 (见 5.6.9) 可要求 1 号或 2 号密封室尺寸 (I) 和 (II) 降低到低于系列的最小值, 这要视具体的泵结构和泵体设计而定。

5.8.4 为了使密封压盘用外止口或内止口与密封室准确对中,应当采取一定的措施。止口表面应当与轴同心,而且总径向跳动量不应超过 $1.25 \mu\text{m}$ (0.005 英寸)。不允许利用密封压盘螺栓来对中机械密封零件(见附录 K)。

5.8.5 密封重量表面跳动(总指示器读数)不应超过密封室孔径的 $0.5 \mu\text{m}/\text{diam}$ (0.0005 in/in)(见附录 K)。

5.8.6 规定的密封接口和泵上的接头应当用耐久性的标志符号来标记(例如印上、铸上或化学蚀刻)。符号应当按照 ISO 21049 中的规定。

5.8.7 密封压盘和密封室上应当采取措施的部位仅仅是密封冲洗系统平面图上必需的那些接口。如果规定了额外的丝孔点而又不用,则应依照 5.4.3.7 的规定堵住这些孔。

5.8.8 应采取措施来保证密封室的完全排气。

● 5.8.9 如果有规定,密封室上应设有加热的夹层室。对于高粘度的产品,加热的要求应该由买方、卖方和机械密封制造厂三方共同商定。

5.8.10 除了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盘在发货前均应在泵座上,并且应清理干净和准备好投入初次使用。

5.8.11 密封压盘和密封室端面的连接面上应安装一个密封垫,以防止液体外泄。此垫应该由金属对金属接触的可控压缩型垫(如 O 型环或梯形缠绕垫)。在空间或设计受到限制使得此要求无法实现时,应提出替代的密封压盘设计方案,以供买方批准。

5.9 动力学

5.9.1 概述

临界转速和模态分析的论题包括在每种特定泵型的子条款中。

5.9.2 扭矩分析

5.9.2.1 除非另有规定,如果驱动机是下列情况之一时,应当由负有机组责任的制造厂进行扭矩分析:

- 通过齿轮(增速机)的电动机或汽轮机,其额定功率为 1500kW(2000 马力)或更大者;
- 内燃机,额定功率为 250kW(335 马力)或更大者;
- 同步电机,额定功率 550kW(670 马力)或更大者;
- 有变频传动装置(VFD)电机,额定功率为 1000kW(1350 马力)或更大者。

应该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联轴器的装置,例如液力联轴器 and 液力变速器。

5.9.2.2 对于 5.9.2.1 中相应的列表术语,对下列频率的激励应当计算其数值:

- 有齿轮的机组(S): 1 和 $2 \times \text{diam}$ (两轴中任一最轴的转速)。
- 内燃机驱动 $n \times \text{diam}$
- 同步电机: $n \times$ 转差频率, 1 和 $2 \times$ 转频率。
- 变频驱动装置: $n \times \text{RPM}$, 1 和 $2 \times$ 线频率(line frequency)

式中:

n/min 是转子转速(RPM);

n 由驱动机制造厂确定的整数;

- 对于内燃机:由每转的动力冲程数得出。

- 对于电动机:由极数得出。

电动机驱动装置的 σ 项和 σ 项的激励频率,包括过渡状态和稳态两种情况。

5.9.2.3 整个机组的无阻尼扭转固有频率应当比规定的转速范围内(从最小到最大连续转速)任何可能的(稳态)激励频率至少高出 10% 或低于 10%。

5.9.2.4 如果计算的扭转固有频率落在 5.9.2.3 规定的范围内(并且买方和卖方都同意,为使临界频率离开禁止的频率范围已经竭尽全力),应该进行应力分析,以证明共振对整个机组没有不利的影响。应当清楚地说明在有关激励和阻尼程度的分析中所做的假设。此项分析验收准则应当由买方和卖方共同商定。

5.9.2.5 如果进行扭矩分析,应向买方提供一份仅作参考用的“康普拜尔”(Campbell)图。

● 5.9.2.6 如果有规定,制造厂应提供一份该项扭转分析的详细报告。该报告应包括下列内容:

- a) 计算固有频率使用的方法的说明;
- b) 一份质量弹性系统图;
- c) 一份质量弹性系统每个元件的质量力矩和扭转刚度的表格;
- d) 一份 Campbell 图;
- e) 如果进行应力分析时,对每个共振频率示出的标有峰值应力的模态图(mode shape diagram)。

5.9.3 振动

5.9.3.1 离心泵的振动随着流量而变,通常在最佳效率点流量附近其值最小,并且随着流量的增大或减少而增加。从最佳效率点流量起振动随流量的变化取决于泵的能量密度、比转速及汽蚀比转速。通常,振动的变化随能量密度的增加、比转速增高和汽蚀比转速提高而增加。

根据这些一般的特征,离心泵的工作流量范围可以分成两个区,一个称为“最佳效率区”或“优先工作区”,在此区内,泵再现出低振动,另一个称为“允许工作区”,此区以这样的流量点来确定,即在此区内的流量下泵的振动较高,但仍然是“可以接受的”水平。图 26 中示出了这一概念。除振动之外的其它几种因素,例如,温升随着流量减少而增大,或必需汽蚀余量随着流量增大而增大,这两个因素可能会决定“允许工作区”变得更窄。见 5.1.14。

允许的工作区应在报价单中说明。如果允许工作区受到振动以外因素的限制,则这个因素也应在报价单中予以说明。

5.9.3.2 在性能试验过程中,在除了关死点之外的每个试验点上进行超出 5Hz 至 1000Hz 范围的全振动测量和快速傅里叶变换(FFT)测量。应在下列位置进行振动测试:

- a) 在各种泵的轴承箱或相应部位,在图 27 和图 28 所示的位置;
- b) 如果泵设有邻近传感器装置,应当在有流体动压轴承和有邻近传感器的系轴上。
- 5.9.3.3 快速傅里叶变换应包括从 5Hz 到 2Z 倍运行转速的频率范围(这里, Z 是叶轮叶片数;在装有不同叶轮的多级泵中, Z 是任何一级中叶轮叶片的最髙数)。

注:1.0、2.0 和 Z 倍于运行转速的这三个互无联系频率关系到各种不同的泵现象,因而在该更详细图中具有特别意义。

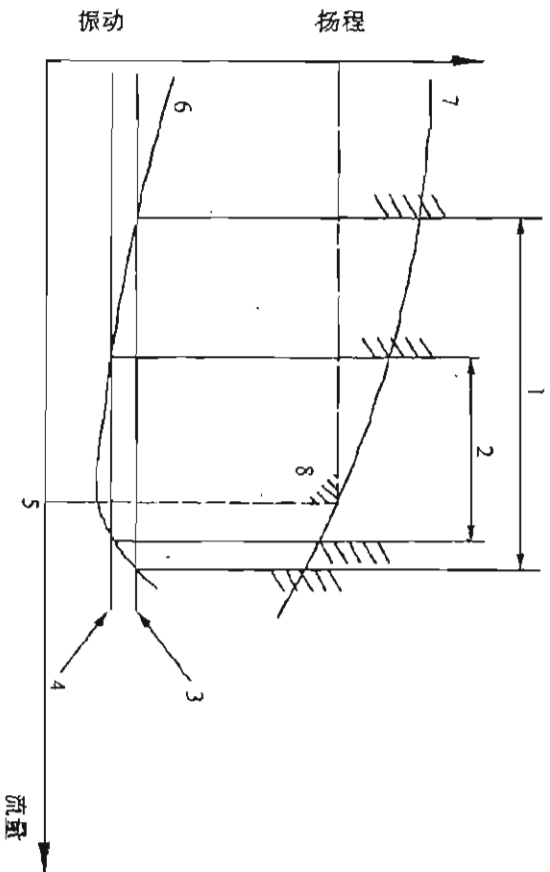


图 26—流量与振动的关系

图 解：1、流量的允许工作区； 2、流量的优先工作区； 3、流量限定的最大允许振动限定；
 4、基本振动限定； 5、流量最佳效率点； 6、示出最大允许振动的典型振动和流量曲线；
 7、扬程流量曲线； 8、扬程与流量的最佳效率点。

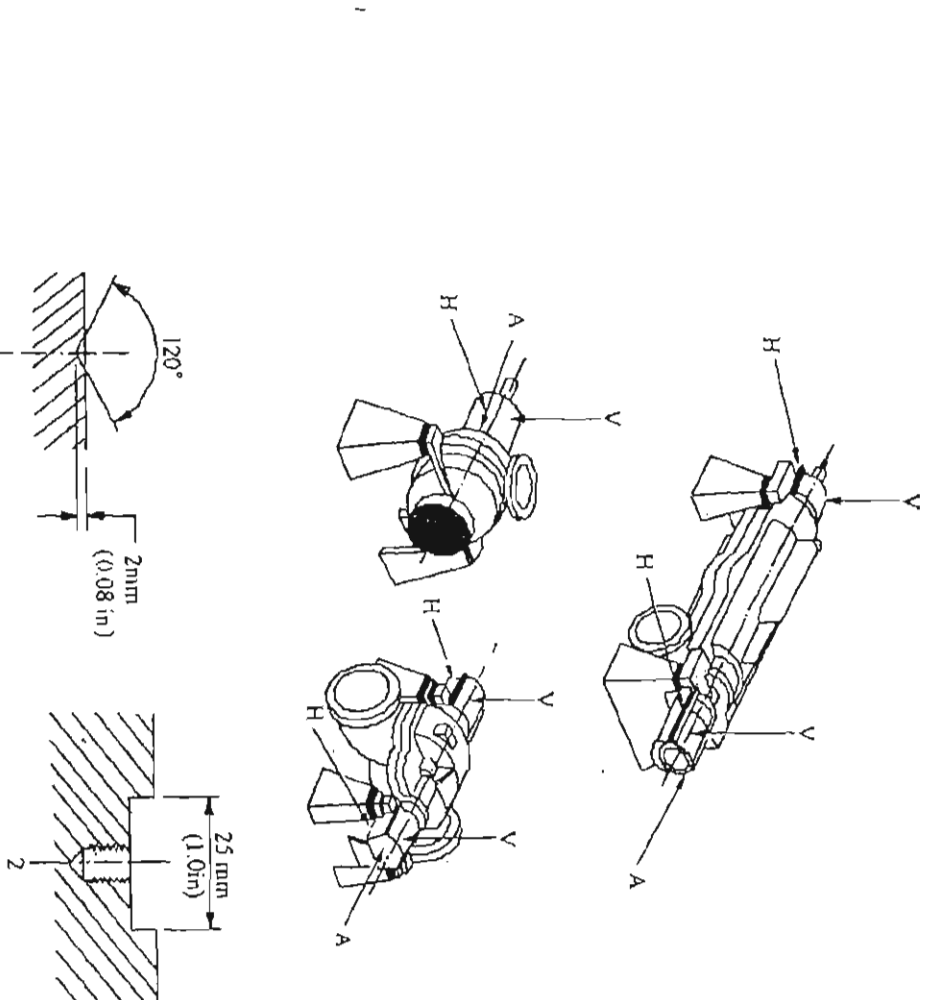
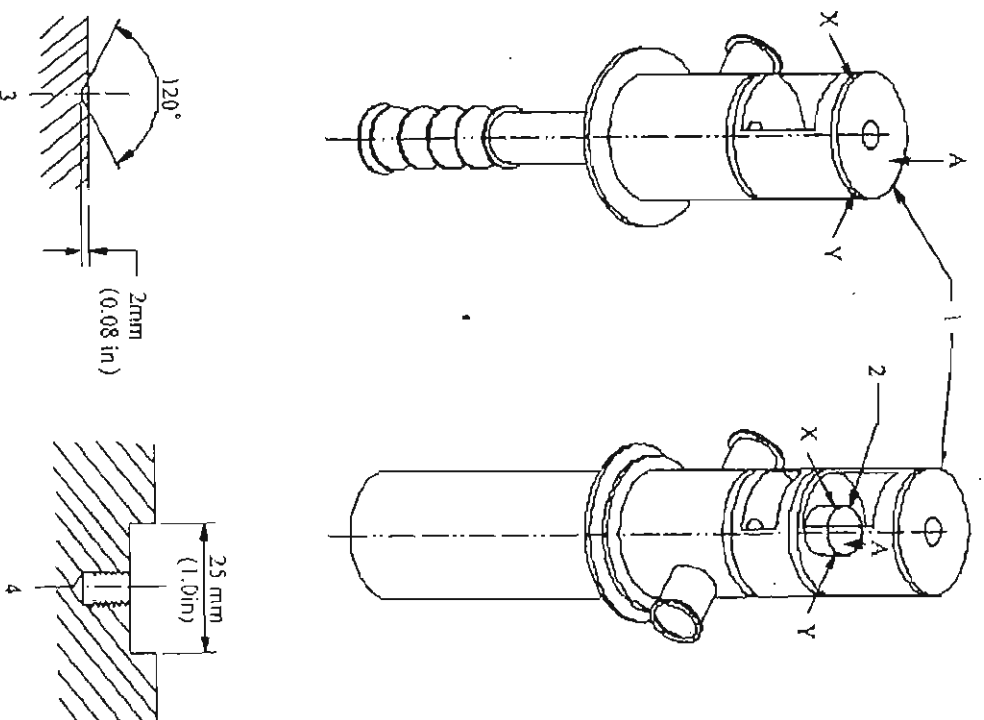


图 解：1 凹坑(见 5.10.2.10) 2 安装振动测量设备的可自由选用的设施(见 5.10.2.11) A 轴向； H 水平方向； V 垂直方向

图 27—卧式泵上测取振动读数的位置



解: 1、驱动机安装表面 2、泵轴承箱 3、凹坑(见 5.10.2.10)

4、安装振动测量设备的可自由选用的设施(见 5.10.2.11) A 轴向; X=X 轴; Y=Y 轴

图 28- 在立式悬吊式泵上测取振动读数的位置

5.9.3.4 轴承箱的总振动测量应该用均方根 (RMS) 速度, 测量单位为 mm/s (英寸/秒)。

5.9.3.5 轴振动测量的单位应是峰对峰值位移, 单位是 $\mu\text{m}(\text{mils})$ 。

5.9.3.6 在性能试验过程中测得的振动值不应超出下列值:

- 表 7 用于悬臂泵和两端支承泵。

- 表 8 用于立式悬吊式泵。

装有邻近传感器的泵应满足轴承箱和轴振动极限的要求。

注: 轴承箱总振动极限只按 RMS (均方根) 测量。

表 7- 悬臂泵和两端支承泵的振动极限

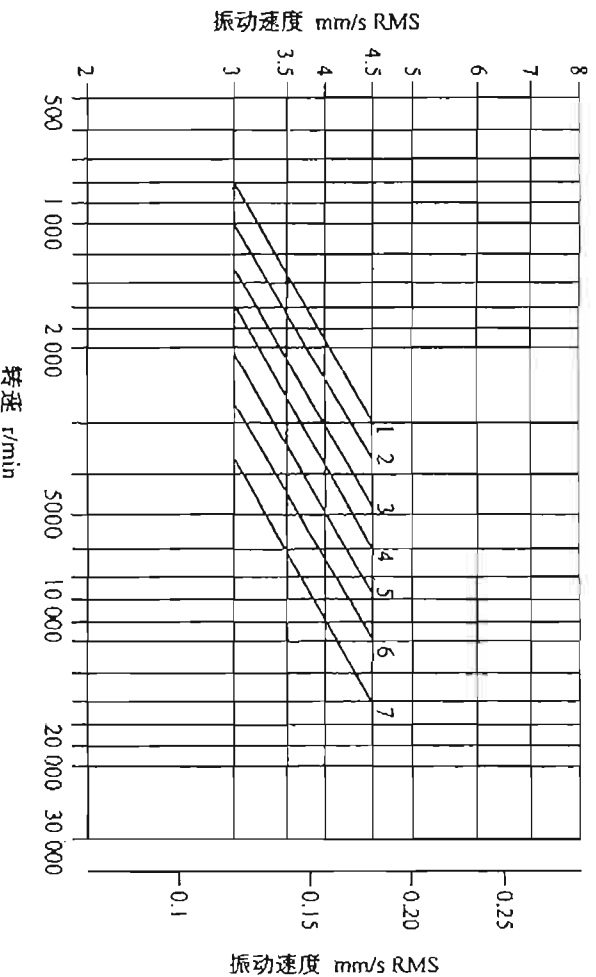
项目	测量振动的部位	
	轴承箱 (参见图 27)	泵轴 (靠近轴承)
	全部	泵轴承型式
	在泵优选工作区内任意流量点的振动	
全部	对于泵运转达到 3600r/min 和单级轴功率达到 300kW (400 马力) $v_r \leq 3.0 \text{mm/s}$ RMS (0.12 英寸/秒 RMS) 对于泵运转超过 3600r/min 和单级轴功率大于 300kW (400 马力): 参见图 29	$A_u \leq (5.2 \times 10^4/n)^{0.5} \mu\text{m}$ 峰对峰值 ((8000/n) ^{0.5} mmils 峰对峰值) 不超过: $A_u \leq (50 \mu\text{m}$ 峰对峰值 (2.0mils 峰对峰值)
互不相关的频率	$v_r \leq 0.67 v_a$	$f \leq n; A_f \leq 0.53 A_u$
在优先工作区之外,而在允许工作区之内的各流量点的允许振动增量	30%	30%

计算是对于液体的相对密度 (比重) = 1 的额定叶轮的最佳效率点式中: v_a - 未滤波速度 v_r - 滤波速度 A_u - 未滤波的位移振幅 A_f - 滤波的位移振幅 f - 频率 n - 转速, 用 r/min 表示从基本限定值中算出的振动速度和振幅应四舍五入到两位有效数字。

表 8- 立式悬吊式泵的振动极限

项目	测量振动的部位	
	泵推力轴承箱或电机安装法兰 (参见图 28)	泵轴 (靠近轴承)
	在泵优选工作区内任意流量点的振动	
全部	$v_r \leq 5.0 \text{mm/s}$ RMS (0.2 英寸/秒 RMS) 对于泵运转超过 3600r/min 和单级轴功率大于 300kW (400 马力): 参见图 29	$A_u \leq (6.2 \times 10^4/n)^{0.5} \mu\text{m}$ 峰对峰值 ((10000/n) ^{0.5} mmils 峰对峰值) 不超过: $A_u \leq (100 \mu\text{m}$ 峰对峰值 (4.0mils 峰对峰值)
互不相关的频率	$v_r \leq 0.67 v_a$	$A_f \leq 0.75 A_u$
在优先工作区之外,而在允许工作区之内的各流量点的允许振动增量	30%	30%

从基本限定值中算出的振动速度和振幅应四舍五入到两位有效数字。式中: v_a - 未滤波速度; v_r - 滤波速度; A_u - 未滤波的位移振幅; A_f - 滤波的位移振幅 f - 频率; n - 转速, 用 r/min 表示。



图解: 1- $P \geq 3000kW/级$ 2- $P = 2000kW/级$ 3- $P = 1500kW/级$ 4- $P = 1000kW/级$ 5- $P = 700kW/级$
6- $P = 500kW/级$ 7- $P \leq 300kW/级$ 3.0mm/s 至 4.5mm/s 间的计算公式是: $v_r = 3Q \sqrt{N/3600}$ (Q ($kW/级$) (300))

图 29- 卧式泵运转超过 3600r/min 或输入功率大于 300 kW (400 马力) / 级时的振动极限

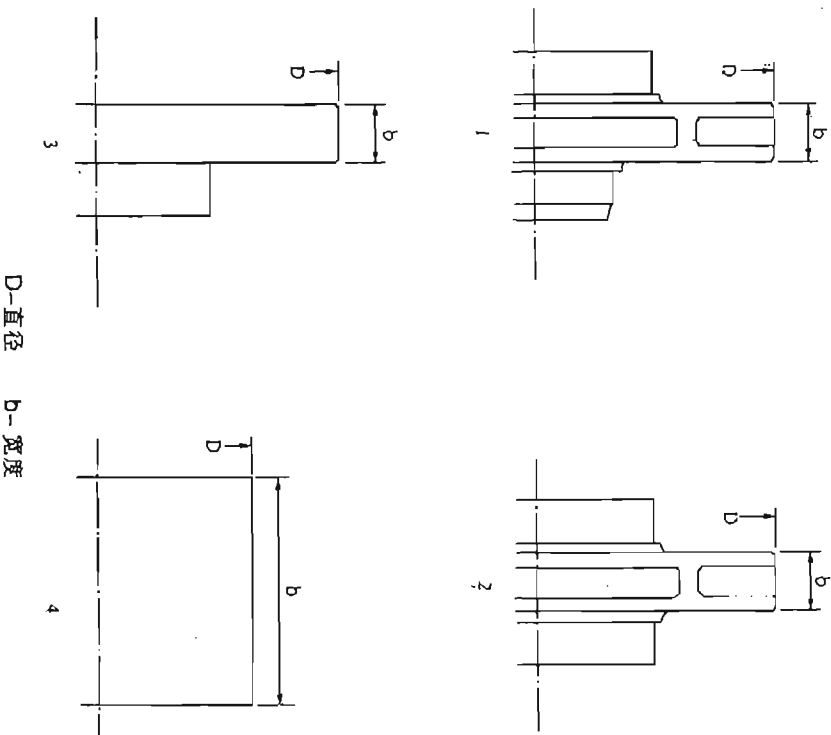
5.9.3.7 在高出最大连续转速, 直到达到驱动机的跳闸转速的任何转速下, 振动值不得超过最大连续转速时最高记录值 150%。

5.9.3.8 可调转速泵在超出其规定转速范围之外工作时, 不得超出本标准的振动极限。

5.9.4 平衡

5.9.4.1 叶轮、平衡鼓及类似的主要转动部件应当进行到 ISO 1940-1 G2.5 级的动平衡。平衡用的心轴的重量不应超过被平衡零件的重量。

5.9.4.2 如果零件的 DB/b 比 (见图 30) 是 6.0 或更大, 零件平衡可以在一个平面上进行。



D-直径 b-宽度

图 30- 在什么条件下可以允许只在一个平面上作平衡的旋转零部件尺寸

5.9.4.3 应按照具体泵章节中的要求进行转子平衡。

● 5.9.4.4 如果有规定,叶轮、平衡鼓及类似的主要旋转部件应当进行到 ISO 1940-1) G 1 级的规定的动平衡(在英制单位中等同于 4W/in)。

在英制单位中,式中的符号 W 用来表示重量,不平衡用下列议程式表示:

$$U = KW/in$$

式中:

U = 每个平衡面的不平衡量,盎司 - 英寸;

K = 常数;

W = 平衡零件时的零件重量,用磅表示;

= 平衡转子时平衡机每个轴颈上的负荷,用磅表示,

n = 泵的转速, r/min。

在国际标准中,不平衡用 ISO 1940-1 平衡质量等级表示。每个 ISO 平衡质量等级包括一个不平衡量的范围。本标准中给出的英制单位的公称当量极限近似地相当于 ISO 范围的中间点值。

使用现代平衡机,使装在平衡心轴上的零部件平衡到 $U=4W/in$ (美制单位) (等同于 ISO G1 级) 或者甚至更小的值,这要视该部件的重量而定,以及用残余不平衡量的技术来验证该部件的不平衡量是可以做到的。但是,与小于 $U=8W/in$ (美制单位) (等同于 ISO G2.5 级) 不平衡量关联的质量偏心距。甚小(例如,对于一个想在 3600 r/min 下运转的部件来说, $U=4W/in$ (美制单位) 会得到 $e=0.0000070$ 英寸),以致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/in) (美制单位) 时,平衡等级就无法重复再现。

5.10 轴承和轴承箱

5.10.1 轴承

● 5.10.1.1 每根轴均由两个径向轴承和一个双作用轴向(推力)轴承支承,此双作用轴向轴承可与两个径向轴承的一个组合或不组合使用。轴承应该采用下列组合中的一种:径向滚动和推力轴承、径向流体动压和滚动推力轴承,或者径向流体动压和推力轴承。除非另有规定,轴承的型式及组合应符合表 9 中规定的界限或根据用户的规定选用。

5.10.1.2 推力轴承的承载能力大小应设计得能在所有规定的情况下连续工作,包括最大压差时。应当按设计内间隙和两倍设计内间隙两种情况来确定所有轴承负荷。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,通过弹性联轴器传来的轴向力应当认为是推力轴承负荷的一部分。如果是反转(不是正常转向),推力轴承应当具备承受全负荷的承载能力。

刚性金属元件联轴器的推力应该在联轴器制造厂允许的最大允许偏差的范围内进行计算。

如果套筒型轴承的电机(无推力轴承)直接用联轴器与泵轴连接,则联轴器传递的推力应假定是最大电机推力。

5.10.1.3 滚动轴承应按下列规定定位、固定或安装:

- 轴承应当使用过盈配合安装到轴上,并沿直径方向稍留间隙装入轴承箱内,这两种安装都应按照 ABMA 7 的规定。
- 轴承应直接安装在轴上。在买方向意的情况下允许使用轴承套圈。
- 轴承应该使用轴肩、轴环或其它可靠的定位装置定位在轴上。不允许使用开口环和弹簧垫圈。
- 把推力轴承固定到轴上的装置应该是一个带舌形锁紧垫圈的螺母。

注:这些元素适用于所有滚动轴承,包括旋塞和单柱轴承。对于某些超轻轴承,轴承箱直径间隙是不适当的,例如,外环可分离的固定转子轴承。

5.10.1.4 单列深沟球轴承应具有 ISO 5753 3 类中规定的径向内间隙(大于正常的内间隙)。单列或双列轴承应该是无安装槽的。较大的间隙能够降低润滑油的温升。但是,振动速度可以随着间隙的加大而增

大。卖方应当保证温升值(5.10.2.4)和振动值(5.9.3.6)符合本国际标准的要求。

注:对于本条款来说,ABMA 20 3类轴承同于 ISO 6713 3类。

5.10.1.5 滚珠推力轴承应当是成对的单列轴承,40° (0.7 弧度)角接触型(7000 系列)带有机械加工的黄铜保持架。不应当使用非金属的保持架。如果买方同意,可以使用承压的钢保持架。除非另有规定,这种轴承应当采用成对组合安装的背对背安装形式。是否需要轴承间隙或预紧应由卖方决定,以便适合应用条件并达到表 9 的轴承使用寿命要求。

注:在应用条件采用耐热性的轴承组合是可行的,尤其是轴承以最小的轴向负荷连续工作的场合。

5.10.1.6 如果负荷超出 5.10.1.5 中所述的成对角接触轴承的负荷能力,建议使用可替代的滚动组合轴承。

5.10.2 轴承箱

5.10.2.1 轴承箱应布置成无需移动泵的驱动机或安装支架就可更换轴承的形式。

5.10.2.2 非强制供油稀油润滑轴承的轴承箱应该有装设密封的加油孔和非油孔,孔径至少是 DN 15 (1/2 NPS)。轴承箱应装有容量至少为 12lit(4 盎司)的可视恒油位给油器,其上装有确定油位的定位器(不是外部的螺旋)、带耐热玻璃的盛油器和金属丝保护层。如果有规定,给油器应满足买方的选择。应该有探测轴承室过度注油的措施。应当准确地定出油位的水久性标记,并用耐久的金属板牌,在零件上铸出标记或用其它耐久的方法清晰地标示在轴承箱的外侧。如果需要特殊型号的注油器,买方应当说明。

5.10.2.3 对于强制润滑的流体动压轴承的轴承箱,应设计成尽量减少泡沫形成。排油系统应保持油位,使泡沫液位低于轴端密封。

5.10.2.4 应该提供充分的冷却(包括结垢余量)在规定的运转条件下和环境温度为 43℃(110°F)时应保持油和轴承温度为:

a) 对于强制润滑系统,油的吐出口温度应低于 70℃(160°F),轴承金属的温度(如果提供轴承温度传感器的话,应小于 93℃(200°F)。在工厂试验时,在最不利的工况下,轴承的油温升不应超过 28K(50° R)。

b) 对于油环润滑或喷雾润滑系统,油池温度应低于 82℃(180°F)。在工厂试验时,油池的油温升不应超过 40K(70° R)。(如果提供轴承温度传感器),环境温度不应超过 93℃(200°F)。

注:对配有油环润滑系统泵的泵,在短期性能试验期间可以达不到温度稳定化。温度稳定化试验将在 7.3.4.7.1 中论述。

表 9- 轴承的选择

条 件	轴 承 型 式 及 组 合
径向和推力轴承的转速及其使用寿命在滚动轴承的极限之内和泵的能量强度低于极限	径向滚动轴承和推力轴承
径向轴承的转速及其使用寿命超过滚动轴承的极限和推力轴承的转速及其使用寿命在滚动轴承的极限之内和泵的能量强度低于极限	流体动压径向轴承和推力滚动轴承或流体动压径向轴承和推力轴承
径向和推力轴承的转速及其使用寿命超过滚动轴承的极限或泵的能量强度超过极限	流体动压径向轴承和推力轴承

其限定值如下:

a) 滚动轴承转速 n_{dm} 系数不超过 500000

其中:

d_m —平均轴承直径 [($d+D$)/2], mm;

n —转速, r/min)

b) 滚动轴承使用寿命:根据 ISO 281 标准规定,其基本额定寿命 L_{10} ,在额定条件下连续运转至少为 25000 小时,在最大径向和轴向负荷下的额定转速下至少为 16000 小时。

注:ISO 281 标准中规定了定义了 L_{10} 以转数的百万单位计算,工业实际应用中将其换算成小时并其它称作 L_{10h}

c) 如果能量强度(即泵额定功率 kW (hp)和额定转速 n_{dm})的乘积为 4 百万(5.4 百万)或更大,则必须使用流体动压径向轴承和推力轴承。

注:对于此条款,ABMA 9 等同于 ISO 281 标准。

5.10.2.5 在要求水冷却的地方最好使用冷却盘管。该盘管(包括管配件)应当是有色金属或奥氏体不锈钢制造,并且不应该有承受内压的接头。管的最小壁厚为 1.0mm(0.040 英寸),外径至少为 12mm(0.50 英寸)。如果使用水冷套的话,在上半轴下半轴承箱水冷套之间只能有外部接头,水冷套上既不该有密封垫片,也不该有螺纹接头,密封接头和螺纹接头可能会使水泄漏入油箱中。

除了外支承环之外,水冷套应设计成冷却油池而不是冷却轴承外环。

注:冷却轴承外环能减少轴承的内侧滚道与轴颈摩擦。

5.10.2.6 对于输送易燃或危险液体的泵,其轴承箱、承受负荷的轴承箱盖,以及泵壳或头盖与轴承箱之间的支架应该用铝制造。利用驱动机的推力轴承来支承轴的立式泵的驱动机支架应该用钢制造。

5.10.2.7 滚动轴承的轴承箱应设计成防止湿气、灰尘和其它杂质污染的形式。轴承箱上应配备有可更换的迷宫式密封、磁性横部密封和挡油盘,而不应当采用唇形密封。密封和挡油盘应该用不产生火花的材料制造。密封和挡油盘的设计应当有效地把油保持在轴承箱内,并防止杂物进入轴承箱。

5.10.2.8 如果规定采用油雾润滑(见 5.11.3),轴承和轴承箱应达到 5.10.2.8 a)至 5.10.2.8 a)的要求。

a) 6mm(1/4 NPS)管径的油雾人口接头应该装在轴承箱的上半部。纯油雾管接头应当固定,以便于油雾流经滚动轴承。在纯油雾系统中不应当有使油雾从人口到放气口形成短路的内部通路。

b) 滚动轴承与轴承室隔板之间的每个空间都应该在轴承箱或端盖上兼设 6mm(1/4 NPS)管径的放气接头。或者在每个轴承室隔板和轴承箱之间设有油雾接头时,轴承箱应该设置一个放气中心。只有对滑动轴承的轴承箱,才应该在靠近轴承箱端部设置放气孔。

c) 不应采用护罩型或密封型轴承。

d) 如果规定使用纯油雾润滑,则不应当安装油量、用油环以及置油位注油器。也不需要标示油位的标记。如果规定使用吹洗油雾润滑,则需兼设这些零件,并且注油器应当采用管连接,以保持轴承箱的内部压力。

注:当轴转速超过 300℃(570°F)时,采用纯油雾润滑的轴承箱,可以采取特殊措施避免从轴传递体传递到轴承室的热量,典型的情况如下:

- 1) 散热式用油环。
- 2) 具有低导热的不锈钢轴引热障
- 3) 风扇冷却
- 4) 带有油(油池)冷却的吹洗油雾润滑(代替纯油雾润滑)。
- 5) 买方应提供供油雾管和排油管件。

5.10.2.9 油环和滑轴承的轴承箱应当没有塞堵上的观察窗口,其位置应在泵运转时便于观察油环状况的地方。

5.10.2.10 所有的轴承箱应该在图 27 和图 28 所示的位置上做出小坑,以便于进行刮取结果始终一致的取动试验。小凹坑应当适合于带有延伸较长杆的手提式取动传感器的精确定位。小凹坑可以铸出或机械加工而成。凹坑应是 2mm(0.080 英寸)深的 120° 的坡口角。

5.10.2.11 如果没有规定,轴承箱应该有用于永久性安装符合 API 670 要求的振动传感器的螺纹接头。

如果提供公制紧固件,螺纹应当用 M 6 规格的(见图 27 和图 28)。

5.10.2.12 如果有规定,应提供至少 25mm(1 英寸)直径的平坦表面作为放置磁基振动测量设备的地方。

5.11 润滑

5.11.1 除非另有规定,轴承和轴承箱应当使用矿物油(烃类油)进行润滑来设计。

- 5.11.2 使用与维护说明书应当说明如何使用润滑系统循环油。
- 5.11.3 如果有规定,应当制定纯油泵润滑油或者吹洗油泵润滑油的措施(要求见 5.10.2.8)。
- 5.11.4 如果有规定,驱动轴承应采用下列 a) 至 d) 规定的润滑油进行润滑。
- 润滑油寿命(重新润滑间隔)应采用轴承制造厂建议的方法或买方同意的更换方法来估计。
 - 如果估算的润滑油寿命低于 2000 小时,则不应当使用润滑油润滑。
 - 如果估算的润滑油寿命是 2000 小时以上,但低于 25000 小时,应采取措施给运行中的轴承注入润滑油,并有效地排出旧的或多余的润滑油。买方应通知买方要求注入润滑油的时间间隔。
 - 如果估算的润滑油使用寿命是 25000 小时或超出 25000 小时,则不应安装润滑油管接头或任何其它系统。

5.12 材料

5.12.1 概述

5.12.1.1 买方应当指定泵材料的等级。表 C.1 中提供的材料等级选用指南适合于各种使用条件。卖方建议的在使用中可替换的材料,包括能够提高使用寿命和使用性能的材料,也可以包括在报价单内并可以列在最终数据表上。

5.12.1.2 列于表 H.1 中的所有零件材料规范在卖方报价单中应当清楚地说明。材料应参照采用的国际标准标识,包括材料等级(表 H.2 和 H.3 可以作为指导)。如果不采用国际标准材料,可以使用国际上承认的国家或其它标准。如果没有采用这样的标记,在报价单中应该包括卖方的材料规范,给出的物理性质、化学成分和试验要求。

5.12.1.3 所有课踪在抽送液体中的垫片和 O 型环的材料规范应在报价单中标记出。如选择 O 型环,其限定的应用场合如 ISO 21049 中的规定。

5.12.1.4 在表 H.1 中把具有强度或压力统一性要求的泵零件和材料称为“完全一致”材料,它们符合协议的规范的所有要求。所有其它部件(例如,如果与防腐有主要关联),只需遵守化学成分的规定。辅助管道材料将在 6.5 中规定。

5.12.1.5 卖方应当规定出为保证材料满足使用条件所必须的自选的试验方法和检查方法。如果要求做额外的试验和检查,特别是对重要零部件的检查,则买方应当加以说明。买方规定的试验和检查要求应记录在附录 N 数据表的“备注”栏内。

5.12.1.6 压力泵壳的材料应符合下列要求:

- 双腔壳体系的压力泵壳零件应当是碳钢或合金钢的;
- 输送易燃或有毒液体的压力泵壳零件应当是碳钢或合金钢的;
- 对于其它的使用场合可以提供铸铁结构件。

5.12.1.7 如果处于会加剧回潮蚀条件下的奥氏体不锈钢零件需要进行焊合、表面硬化、堆焊或补焊修理的,这些零件应该选用低碳类或稳定化类的奥氏体不锈钢制造。

注:含碳量通过 0.1% 的堆焊层或硬化表面,对于低碳类和稳定化的奥氏体不锈钢都是允许的,除非采用一层对于晶间腐蚀不敏感的过渡层。

5.12.1.8 如果有规定,卖方应提供材料合格证,该合格证包括用于承压零件、附件、叶轮和轴,与其一起提供的材料护号的化学分析和机械性能方面的数据。除非另有规定,管道螺纹接头,辅助管道元件和螺栓连接不包括在本要求的范围之内。

5.12.1.9 买方应当详细说明,在流动液体、流程液体以及现场环境中是否存在任何腐蚀或腐蚀性剂,包括会引起应力腐蚀裂纹或侵蚀弹性体材料的组份。

注:涉及到的典型腐蚀性剂有硫化氢、胺、氯化物、溴化物、氟化物、氯化物、氟化物、砷酸,以及有机酸,其它影响弹性体材料性能的腐蚀性剂包括甲醇、环氧乙烷、氢氧化钠、甲醇、苯及溶液。

5.12.1.10 如果有规定,买方和卖方之间协商的涂层形式应适用于叶轮和其它抽送液体流经的零件,以减少腐蚀。如果涂层适用于转动部件,在做过涂层之后应进行验收平衡。平衡过程和转动部件涂层的顺序应当经过协商。数据表的“备注”部分(见附录 N)应当用来说明这些涂层的要求。

为了减少对业已涂层表面的平衡校正,转动部件在涂漆之前就应当进行平衡。通过减少重新涂层的面积,在做完涂层修复之后可以不要最后的平衡检查。

5.12.1.11 在采用奥氏体不锈钢或有类似咬合倾向的材料制造的配合零件,例如,双头螺栓和螺母时,应该用要求适当温度条件并与接触液体相容的适当的抗擦伤剂来润滑。

注:达到必要的预负荷所要求的扭矩数值明显地不同,这视螺纹纹样而定。

5.12.1.12 如果提供 NACE MRO 175 中规定的减少硬度的材料,买方应当说明。如果规定减少硬度的材料,不包括在 NACE MRO 175 标准中规定的黑色金属材料应具有不超过 620 N/mm²(90000 磅/英寸²)的屈服强度和不超过 HRC 22 的洛氏硬度。如果需要的话,使用焊接方法焊合的元件应当做焊后热处理,以使焊缝和热效应区符合屈服强度和硬度的要求。

下列情况应适用于:

- a) 5.12.1.12 中的要求适合于下列部件:
 - 1) 压力泵壳;
 - 2) 轴系统(包括接触液体的轴螺母);
 - 3) 承压的机械密封部件(包括密封面);
 - 4) 接触液体的螺栓连接;
 - 5) 碗形导流壳。

双壳泵的内壳部件处于压缩状态,例如导叶和碗形导流壳,不看作压力泵壳零件。在某些应用场合,希望也适合于对叶轮的要求。

b) 对于正常工作的泵,必须硬化到洛氏硬度 HRC22 以上的可更换的叶轮耐磨环,而不应当用于酸性作业的场合。耐磨环可以采用表面硬化或涂覆适当的涂层来硬化。如果买方批准,可以使用提供的可更换的耐磨环替代,耐磨表面可以表面硬化或涂覆适当的涂层来硬化。

c) 买方应说明可能存在的湿 H₂S 的数,应考虑到正常的工作、启动、停机、闲置、翻倒或诸如催化剂再生的异常工况。

d) NACE MR 0175 的应用有两步过程。第一步是确定需要特殊材料;第二步是选择材料。本条款的技术规范假设买方已经确定需要,且限制了材料的硬度。

e) 在很多应用场合,少量的湿 H₂S 足以要求材料有耐 H₂S 的应力腐蚀裂纹的能力。如果已知含有微量湿 H₂S,或者如果对可能含有的湿 H₂S 的含量不确定,则买方应在数据表中注明要求选用耐湿 H₂S 腐蚀的材料。

5.12.1.13 只有把完全镇静钢,正火钢铸成细晶粒方可使用。禁止使用会形成粗奥氏体晶粒的钢(例如 ASTM A515)。

5.12.1.14 有很大电位差的不同材料,处在有电解能力的溶液中接触时,会产生电流偶,这种电偶对于腐蚀性较差的材料会产生严重的腐蚀,故选择材料时应避免这种情况发生。难以避免这种条件时,买方和卖方之间应就材料的选择和采取何种其它措施进行协商。此种情况下,NACE 腐蚀工程师参考手册[86]是一本适当的材料选择的参考书。

5.12.2 铸件

5.12.2.1 铸件表面应当用喷砂、喷丸、化学清理或任何其他标准方法进行清理,以达到 MSS-SP-55 标准

的铸件外观要求。分型面飞边和浇口口的残余应该切除、锉掉或打磨成与铸件平面齐平的程度。

5.12.2.2 承压铸件中应当尽量减少用型心铸。型心铸应该是干燥的,无腐蚀作用的(允许涂覆),成分应该与铸件一致。叶轮铸件中不应当采用型心铸。

5.12.2.3 除 a)和 b)中规定的以外,钢铁材料的承压铸件和叶轮铸件不应当采用焊接、尖锤敲击、用塞堵塞、喷灯烧熔或浸渍树脂的方法进行修补。

a) 可焊接类的铸铁件可以用加热方式进行修复。应该按照用来检查铸件的同样质量标准来检查焊接修复件。

b) 铸铁件可以在相应材料规范的限制范围内的堵塞法来修复。用于堵塞的钻孔应该用液体着色渗透剂仔细作探伤检查,以保证清除所有不合格的材料,不包括在材料规范内的所有修补方法都必须取得买方的同意。

5.12.2.4 全封闭的型心内空腔,包括用堵塞、焊接或组装方法封闭住的内空腔都不能使用。

● 5.12.2.5 如果有规定,在买方工厂所做的铸件修复,修复程序包括焊接图,须提供买方批准。如果在修复之前需要批准,买方应当作出说明。在铸造厂级别所做的修复应由铸件材料规范限制(“生产规范”)。

5.12.2.6 碳钢承压铸件校正火和回火条件提供。

5.12.3 焊接

● 5.12.3.1 根据焊接规范的规定和表 10 的要求,由操作工进行焊接和补焊。买方可以推荐替代性的标准或买方认可。为此,可以使用附录 N 中焊缝和材料检查数据单。

表 10—焊接要求

要 求	应用的规范和标准
焊工/操作工资格	ASME IX 或 EN 287
焊接工艺规程资格	应用的材料规范或焊接工艺规程不包括在材料规范之内,ASME IX 或 EN 288
非承压结构焊接,例如底座或支架	AWS D1.1
板边缘的磁粉探伤或液体着色渗透检验	ASME III, 第一部分, UG-93(d) (34)
焊后热处理	应用材料规范或 ASME III, 第一部分, UW 40
泵壳焊缝焊缝的焊后热处理	应用材料规范或 ASME III, 第一部分

5.12.3.2 卖方有责任检查全部修复件和补焊焊缝,以保证这些焊缝能进行正常地热处理和无损伤检查,经检查应证明完好无缺陷和符合合格的工艺规程(参见 5.12.3.1 和 7.2.2.1)。

5.12.3.3 由锻材或锻材与铸材的组合做成的承压泵壳应该符合 a)至 c)中规定的条件。这些要求不适用于泵壳进出管口和辅助接头(参见 5.12.3.4)。

a) 在背部铲平或刨槽之后和再次焊后热处理之后或者对于奥氏体不锈钢在固溶化退火之后,焊缝的易受影响表面应该用磁粉探伤或液体着色渗透探伤检验性进行检查。

b) 承压焊缝包括泵壳与水平和垂直连接法兰的焊缝,应该是全焊透的焊缝。

c) 如果为了确保泵运转一致性,必须保证这种泵的泵壳零件的尺寸稳定性,那么,不管厚度是多少,都应当进行焊后热处理。

5.12.3.4 铸到压力泵壳上的接头应当按 a)至 c)的规定布置。

a) 吸人管口和吐出管口的焊接应该采用全熔合、全焊透焊缝。输送易燃或危险液体的泵,应当使用焊接窄断面法兰。不允许使用不同类的金属焊合件。

b) 焊接到合金钢泵壳上的辅助管应该采用与泵壳材料有同样规定的性质的材料,或者应该采用低碳奥氏体不锈钢。经过买方批准后,可以使用与泵壳材料能相容并符合预定使用条件的其它材料。

c) 如果有要求,应在所有焊接完成之后,包括管道焊接。再进行焊后热处理。
 ● d) 如果有规定,推荐的连接设计方案应在焊接之前提交买方批准。此图应显示出焊缝设计、大小、尺寸、材料、焊前和焊后热处理等要求。

● g) 吸入管口和吐出管口的焊缝,在背部铲平或刮槽之后和再次焊后热处理之后或对于奥氏体不锈钢在固溶化退火之后,应通过磁粉探伤检查或液体着色渗透检查。如果泵壳下列的附加检查方法,买方应当作出规定:

- 1) 辅助接头焊缝的磁粉探伤检查或液体着色渗透检查;
- 2) 任何泵壳焊缝的超声波检查或 X 射线检查。

5.12.4 低温作业

5.12.4.1 买方应规定泵在使用中能够承受的最低设计金属温度。使用此温度能达到冲击试验要求。一般情况下,此温度是最低环境温度或最低液体抽送温度的下限值。但是,买方可以根据抽送液体的性质(如在压力降低时能自动冷冻)来规定一个最低设计金属温度,例如在高压时的自动制冷装置。

5.12.4.2 为了避免脆裂故障,低温作业的结构材料应当适合于本规范和其它要求中规定的最低设计金属温度。买方和卖方应就使用、维护、运输、安装、试运行以及试验期间可能出现的情况所需要的特殊措施进行协商。

焊接方法、焊接工艺,以及卖方提供的可能会遭受低于韧性—脆性转变点温度的轧制承压零件的材料的选择都必须遵照良好的设计惯例。已经发表的金属材料的设计允许应力在诸如 ASME 规范和 ANSI 标准的国际标准中就已经得到承认,是以最小拉伸特性为根据的。在不脱氧的、半镇静、全镇静的热挤压和正火材料之间某些标准没有差别,也不必考虑这些材料是否能在细晶粒下或粗晶粒下产生。因此,卖方应当注意对 -30°C (-20°F) 和 40°C (100°F) 温度使用材料的选择。

● 5.12.4.3 买方应规定 EN 13445 (所有部分) 或 ASME VIII 第 1 部分是否将适用,且不涉及冲击试验要求;

5.12.4.4 用于确定冲击试验要求的控制厚壳应是下列中的较大者:

- a) 最大对接焊缝头的公称厚度;
- b) 承压泵壳的最大公称截面,不包括下列各项:
 - 1) 结构支承部分,例如支脚或起吊环;
 - 2) 为了减轻轴的挠度增大刚性而要求增加厚度的部分;
 - 3) 机械结构要求的附加部分,例如尖唇或密封垫。
- c) 法兰公称厚度的四分之一,包括轴向部分泵壳的法兰厚度(承认主要的法兰应力不是薄壳应力)。

5.12.4.5 如果采用 ASME 规范卷第 1 册(见 5.12.4.3),下列情况将适用:

a) 在规定的最低设计金属温度低于 -30°C (-20°F) 下使用的所有承受内压的钢材,要求对母体金属和焊接连接处作 V 形切口的摆锤式冲击试验,除非根据 ASME 规范第 VIII 卷第 1 册, UHA-51 节的要求,方可免去此项试验;

b) 在规定的最小设计金属温度在 -30°C (-20°F) 和 40°C (100°F) 之间使用的碳钢和低合金钢承压零件应该要求按下列规定进行冲击试验。

- 对于控制厚度为 25mm (1 英寸) 或更小尺寸的零件不要求做冲击试验。

- 对于控制厚度大于 25mm (1 英寸) 的零件要免除冲击试验, 应按 ASME 规程第 5 卷第 1 册的 UCS-66 节果确定。没有冲击试验的最小设计金属温度, 可按图 UCS-66.1 所示降低。如果此种材料不允许免除冲击试验, V 形切口摆锤式冲击试验的试验结果应该达到 ASME 规范 UC-84 节的最小冲击能值的要求。

5.1.3 铭牌和转向箭头

5.1.3.1 铭牌应当牢固地固定到设备上和辅助设备的任何其它主要部件上。

5.1.3.2 铭牌上应刻印有下列内容, 单位与数据表中相一致:

- a) 买方的设备号;
 - b) 买方的规格和型号;
 - c) 泵的出厂顺序编号;
 - d) 额定流量;
 - e) 额定扬程;
 - f) 泵壳水压试验压力;
 - g) 转速;
 - h) 制造厂的轴承识别号;
 - i) 最大允许工作压力 (MAWP);
 - j) 最大允许工作压力时的温度。
- 5.1.3.3 泵的出厂顺序编号除了标明在铭牌上外, 还应永久地标明在泵壳上。
- 5.1.3.4 转向箭头应当铸出或者固定在旋转设备的每个主要部件的易于见到的地方。

6 附件

6.1 驱动器

6.1.1 买方应当规定要求的驱动机的型式和技术规范。

6.1.2 驱动器应做到:

- a) 适合于在规定的现场工况下满意地运行;
- b) 适合于在规定的公用事业条件下运行;
- c) 适当选型以适合于所有规定的工艺流程变化 (例如压力变化、温度变化或输送介质的特性变化);
- d) 适当选型以适合所有装置启动条件;
- e) 适当选型以满足规定的最大工况, 包括所有损失 (例如, 轴承损失, 机械密封损失, 外部齿轮箱损失和联轴器损失)。

6.1.3 电机的额定功率, 包括计算系数 (如果有的话), 至少应当等于表 11 中所列的在泵额定条件下功率的百分数。但是, 在额定条件下的功率不应超过电机铭牌的额定功率。如果这个推荐数值会明显地导致电机容量不必要的过大, 则应提出一份可修改的报告单供买方批准。

表 11—电机驱动的额定功率

电机标称额定功率		泵额定功率的百分比%
kW	(hp)	
<22	(<30)	125
22 ~ 55	(30 ~ 75)	115
>55	(>75)	110

●6.1.4 买方应当规定电机的型号、特性以及附件,包括下列各项:

- a) 电特性;
- b) 启动条件(包括预计启动时的电压降);
- c) 外壳的型式;
- d) 声压级;
- e) 地区类别;
- f) 绝缘型式;
- g) 要求的计算系数;
- h) 环境温度 and 煤炭高度;
- i) 传输损失;
- j) 温度探测器、振动传感器和加热器,如果要求这些器件的话;
- k) 振动验收准则;
- l) IEC 60034、API 541 或 IEEE 841 标准的适用性。

6.1.5 驱动机的启动转矩应当超出从动设备的速度矩要求。除非另有规定,在 80% 电压和关闭泵出口阀时电机能够把泵加速到额定转速。

某些泵配备有旁通阀,在这种情况下应当使用更改的启动条件。

6.1.6 在传动系统中,承受由泵传递过来的径向负荷或轴向负荷的滚动轴承应当达到下列要求:

- a) 在泵的额定工况下连续工作时,根据 ISO 281 标准的规定,轴承的基本额定寿命至少应当是 25000 小时。
- b) 当传动系统承受由于泵内部间隙增至设计值的两倍而引起的最大负荷(径向、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任何点运行时,传动系统中滚动轴承的基本额定寿命至少应当是 16000 小时。装有鼓形或锥形滚柱轴承的 750kW(1000 马力)及更大功率的立式电机在最恶劣的工况下工作时,其使用寿命可以少于 16000 小时,以避免在正常工况下运转时发生滑移。在这种情况下,卖方应在报价单中注明经过缩短后的较短设计寿命。

c) 对于立式电机和直角传动,推力轴承应当设在非驱动端,并应限制轴向浮动量为 125 μm (0.005 英寸)。

d) 单列深沟球轴承应具有 ISO 5753 第 3 类所规定的径向内间隙(大于正常的内间隙)。单列或双列轴承应该是无安装槽的。

注:对于此项规定,ABMA 20 第 3 类等同于 ISO 5753 第 3 类。

e) 推力轴承应该设计成能承受泵在启动、停机或在任何流量下工作时可能产生的最大推力;

f) 流体动压推力轴承应当选择不超过 5.7.4 中规定的泵内部间隙的两倍时,轴承制造厂的额定使用寿命的 50%。

6.1.7 除非另有规定,立式泵用电机应该是实心轴。如果泵的推力轴承设在电机内,电机应达到图 31 中所示的轴和基本公差要求。

6.1.8 除非另有规定,汽轮机应符合 ISO 10436 或 API 611 标准的要求。在标准蒸汽条件下汽轮机应按规定的条件连续地输送泵的额定功率 110% 的動力。

6.1.9 除非另有规定,齿轮应符合 API 677 标准的要求。

6.1.10 以重量大于 225 公斤(500 磅)的驱动机组元件,该设备的支脚应配备顶丝。

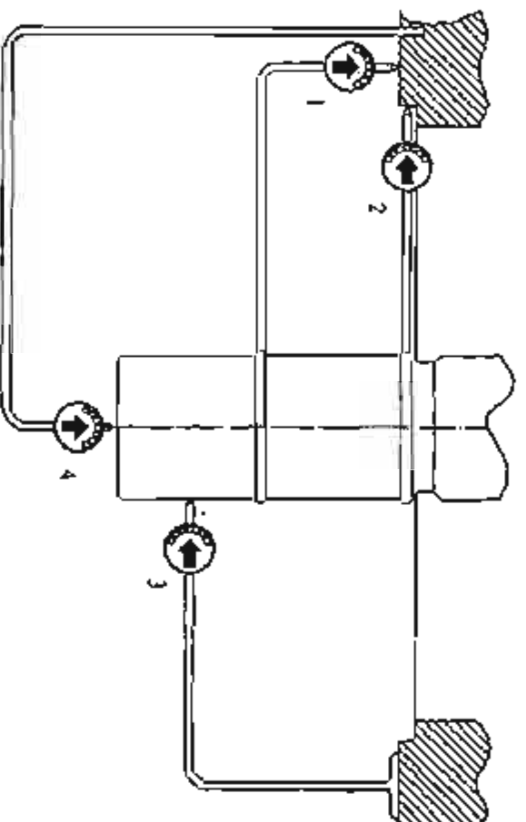


图 31-1 立式悬吊式驱动机的垂直度及表面平整度：
 1、轴对驱动机配合面的垂直度及表面平整度：25 μ m(0.001 英寸)TIR
 2、轴对驱动机止口的最大径向跳动，100 μ m(0.004 英寸)TIR
 3、转子自由转动时输最大径向跳动：25 μ m(0.001 英寸)TIR
 4、最大轴向窜动：125 μ m(0.005 英寸) TIR
 TIR 是驱动机的驱动轴在立式位置时按图进行的所有测量。

图 31-1 立式悬吊式驱动机 - 驱动机轴和底座的公差要求

6.2 联轴器和护罩

6.2.1 驱动机与从动设备之间的联轴器和护罩应由泵的制造厂提供并安装。

6.2.2 所有的金属挠性元件和加长段,应按 AGMA 9000 第 9 级提供,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(如果挠性元件断裂)能保留住加长段的型式;
- c) 联轴器轮毂应是钢制的;

d) 加长段公称长度至少为 125mm(5 英寸),并且可以在不拆卸驱动机和吸入、吐出口管路的情况下能够方便地拆下联轴器、轴承、密封和转子;

e) 转速超过 3800 r/min 的联轴器应当达到 ISO 10441 或 API 671 关于零部件平衡和装配后平衡检查的要求。

●6.2.3 如果有规定,联轴器应平衡到 ISO 1940-1 G6.3 级。

●6.2.4 如果有规定,联轴器应当达到 ISO 14691、ISO 10441 或 API 671 的要求。

6.2.5 轴、键槽尺寸(如果有的话)的资料以及由于轴端浮动和热效应引起的轴端位移资料应该提供给供应联轴器的卖方。

6.2.6 除非规定专有的夹紧装置(参见 6.2.11),挠性联轴器应该用键固定在轴上。键、键槽及其配合应当符合 AGMA 9002,商业级。

6.2.7 联轴器和联轴器与轴的连接至少应按最大的驱动机功率来确定,其中包括计算系数。

6.2.8 对于轴径大于 60mm(2.5 英寸)的情况,如果必须拆下联轴器轮毂来维修机械密封,则轮毂应锥孔配合装在轴上。联轴器孔的锥度应是 1:16(60 nm/m(0.75 英寸/英尺),直径方向。其它安装方法应由买方和卖方共同协商。对于通过圆柱面剖配合的联轴器外形和轮毂构成的分体型联轴器,轮毂应用固定螺钉压在轴的键上。

必须采用适当的装配和维护措施来保证联轴器锥孔压紧在轴上。通过圆柱面剖配合的分体型联轴器,在现场进行联轴器轴向位置调整时,可不用加热与轴装配配合的轮毂。

6.2.9 设计成的过盈配合到轴上的联轴器轮毂应该有至少 10mm(0.38 英寸)直径的拆卸器螺孔,以便于拆卸。

●6.2.10 如果有规定,联轴器应当是静配合的。

●6.2.11 如果有规定,联轴器应配有专用的夹紧装置。合格的夹紧装置可以包括锥形衬套、摩擦锥套的组件以及收留盘。对轮毂孔的最终机械加工负有责任的买方应当选择一个额定/定规格装置,以适合该轴套及其应用场合的需要。

在选择这些装置时应当小心,因为某些装置不是固有的自动定心的,而且联轴器组件内可能移入偏心和不平衡因素。当确定联轴器的潜在不平衡时,应当估计和考虑到这种影响。

6.2.12 在不需要以任何方式拆卸加长段或拆卸联轴器的情况下,为校正设备的固定做好准备工作。

注:达到此目的的一种方法是在联轴器轮毂与轴套槽之间填入至少 25mm(1 英寸)的填块,把块正托架固定在那里。

6.2.13 如果不要要求卖方安装驱动电机,则卖方应将完全机械加工好的半联轴器送回用于将半联轴器装到驱动机轴上所需安装的说明书一迅速交驱动机制造厂或任何其他它指定的地点。

6.2.14 每个联轴器应具有可拆卸式联轴器护罩,并且应符合下列要求。

●a) 联轴器护罩应当罩住联轴器和轴,在设备机组工作期间防止人接触转动的部件允许使用的尺寸应符合规定的标准,例如,ISO 14120, EN 953 或 ASME B15.1。

●b) 护罩应当具有足够的刚度,能经得住 900 N(200 磅/力)的来自任何方向的静止点负荷,而护罩不接触转动部件。

o) 护罩应当使用实心钢板或无孔板制成。如果孔的大小不超过 10mm(0.375 英寸),可以使用多孔金属网板或多孔钢板来制造护罩。护罩应是钢、铜或非金属(聚合物)材料制成的。不要使用金属网板。如果有规定,应提供经过协商的在火花材料的护罩。

6.3 底座

6.3.1 应当为卧式泵提供一体化的集液盘或集液盆式底座。底座的集液盘或集液盆应当至少以 1:1.20 的斜度向泵端倾斜,排液用的螺孔至少应是 DN 50(2 NPS)并应设置得能将集液全部排尽。

6.3.2 底座应延伸到泵和驱动机组组件之下,使得任何泄漏液都收集在底座范围内。为了尽可能减少偶然的损伤组件,所有的管路接头和管子法兰面,包括泵的吸入口和吐出口法兰都应该处在集液盘或集液盆的收集范围之内。提供设备的所有其它接头应该落入底座的最大周边之内。当有买方批准时,超尺寸的接线盒也可以伸到底座周边之外。

●6.3.3 应当为泵和全部驱动机组的组件提供安装垫板,例如电机和惰轮。安装垫板应当大于安装设备的底座,以便找平底座而不需移动设备。安装垫板应当完全机械加工得平直和平行。对应表面应处于两垫板之间的高度差为 150 $\mu\text{m}/\text{m}$ (0.002 英寸/英尺)范围内的同一表面内。如果有规定,在设备安装之前,用底座支承和拧到基脚螺栓孔上时,需在泵或方的工厂内用实例说明这种要求。

安装的底座平直度可能会受到运输、装卸以及超出卖方规定范围的安装程序的影响,故应按照 API RP 686 安装实地应用规范中的要求去实施。

6.3.4 在泵的下面不应当使用垫片。驱动机组组件的所有垫板应当进行机械加工,以便能在每个组件件之下装进至少 3mm(0.12 英寸)厚的垫片。如果由卖方安装组件,应提供一套至少是 3mm(0.12 英寸)厚的不锈钢垫片。垫片组不应当厚于 13mm(0.5 英寸),里面的垫片也不应该超过 5 片,所有的垫片组应紧到压紧螺栓和顶丝上,并且超出设备支脚外边缘至少 5mm(1/4 英寸)。如果卖方不安装驱动机组的组件,则这些垫不要钻孔,也不必提供这些垫片。

6.3.5 由于管路负荷的影响,为使泵和驱动机轴的不对中或挠度小程度,泵及其底座应该设计得有足够的结构刚性,以便泵轴驱动端或者泵轴在联轴器轮毂配合处的位移在按 6.3.6 进行试验时,限制在表 12 所

示的数值内。灌浆不应该作为获得必要的刚性的手段。

已经认识到灌浆能大大增加底座的刚度;这种影响可忽略不计,底座的刚度在泵方的工厂很容易地得到验证。

●6.3.6 如果有规定,泵方应该用试验证明,当泵及其底座固定在地脚螺栓孔位置上是符合 6.3.5 的。泵壳体应该承受得住施加于每一个管口上的力矩 M_{yc} 和 M_{yz} ,但不能两个管口同时受此力矩,相应的轴位移能够测出并记录下来。不能同时施加任一同一管口 M_{yc} 和 M_{yz} 这两个力矩。轴位移测量值应该是绝对值(而不相对于底座的测量值)。为了便于记录,泵方的试验资料应包括试验装置的略图、计算的力矩载荷 (M_{yc} 和 M_{yz}) 以及施加的力矩载荷及其在泵轴驱动轴造成的相应的位移。

6.3.7 在泵与驱动机支架正下方的焊接底座的底侧应该焊接加固横向肋,加固肋的形状应有利于牢固地固定在灌浆中。

表 12- 刚度试验验收准则

拟灌浆的底座		不拟灌浆的底座	
负荷条件	泵轴位移 μm (英寸)	泵轴位移 μm (英寸)	方向
M_{yc}	175 (0.007)	125 (0.005)	+Z
M_{zo}	75 (0.003)	50 (0.002)	-Y

M_{yc} 和 M_{zo} 等于表 4 中吸入管和吐出管上允许力矩之和。 $M_{yc}=(M_y)$ 吸入口+ (M_z) 吐出口 $M_{zo}=(M_z)$ 吸入口+ (M_z) 吐出口

6.3.8 所有接头,包括焊接到结构件的钢板应是连续的致密焊接,以防止间隙腐蚀。不允许进行顶部或底部的间断焊接。

6.3.9 所有的底座在每个分隔段内应该至少设一个灌浆孔,灌浆孔的净面积最小为 $125cm^2$ (19 英寸²) 和尺寸不小于 75mm(3 英寸)。这些孔的设置应该使得能灌满底座下面的整个空穴,而不致于形成空气囊。在实地应用时,灌浆孔应当便于为已经安装泵和驱动机的底座灌浆。在集液盆区内的灌浆孔应该有凸起的 13mm(0.5 英寸)的凸唇缘。如果灌浆孔设在液体能够流落到暴露灌浆的地方,则应配置最小厚度为 1.5mm (0.06 英寸,16 号厚度规)的金属盖。在底座的每个分隔段的最高点,应当设置最小直径为 13mm(0.5 英寸)的放气孔。

6.3.10 从平面图上看,与灌浆接触的底座外角半径至少应为 50mm(2 英寸)(参见附录 D 的图 D1)。

6.3.11 底座的底座在两个结构件之间应该是畅通的。当底座安装在混凝土基础上时,在每个承受负荷构件之下都应有灌浆通路。底座的底面应该在一个平面内,以便于采用单一水平面的基础。

6.3.12 如果驱动机和泵的规格尺寸允许,底座应采用附录 D 中给出的标准化尺寸,并应设计成便于灌浆的型式。这些底座应当称为“标准底座,编号是 0.5-12”。

●6.3.13 如果有规定,底座和轴承座支架组件应当有足够的刚性,以便于在没有灌浆的情况下安装。

6.3.14 重量超过 250 公斤 (500 磅) 的传动机组组合件应该设置横向和轴向找正定位的顶丝,以便于做横向水平调整和纵向调整。固定这些定位螺栓的吊耳应该安装到底座上,以便这些吊耳不妨碍这些组合件的安装或拆卸。这些螺栓的规格至少应是 M12 (1/2" ~ 13)。为了防止变形,安装垫板的机械加工应该推迟到底座上的焊接工作十分接近于安装垫的时候再来完成。

6.3.15 在底座的外周上应设有等间隔的水平调整螺钉。水平调整螺钉应设在靠近地脚螺栓处,以最大限度减少安装过程中底座的变形。水平调整螺钉的数量应足以支撑底座,泵及驱动机组组合件的重量而

不致产生过大的变形,但无论如何螺钉数目不应少于6个。

6.3.16 泵轴中心线高出底座的高度应该取最小值。在泵壳的排液接头和底座之间应该有足够的空隙,以便安装排液管路,排液管的管径应该与排液接头相同,而不采用异径(阳螺纹-阴螺纹)弯管。

6.3.17 泵方应当按照 ISO 8501 Sa2 级中 SSPC SP 6 标准对底座所有的与灌浆接触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。

除环氧树脂外的砂浆均可涂覆在这些表面上,一般情况下采用全粘结强度的环氧树脂砂浆是没有必要的(6.3.7)。

6.3.18 底座上应设置一个至少供四点起吊的吊环。起吊底座和所有安装设备的配套装置时,不应使底座损坏或产生永久变形,也不应使安装在底座上的机械受损。

6.3.19 地脚螺栓属于泵方的安装范围。泵方提供的地脚螺栓应足以经得住泵在启动和运转时的管口反作用力。

6.3.20 附于设备上的起吊环应设计成采用规定的材料最小屈服强度的三分之一的最大允许应力。

6.4 仪表

6.4.1 温度计

如果提供的话,温度指示器和压力计应符合 ISO 10436 的规定。

注:对于此项条款,API 614 标准等同于 ISO 10436 标准。

6.4.2 振动、位置和温度探测器

●6.4.2.1 如果有规定,加速器应符合 API 670 的规定来供应、安装和测试。

●6.4.2.2 如果规定采用流体动压轴承,应该采取以下准备措施,在每个轴承箱中安装两个测径向振动的传感器;在每台泵的推力端安装两个测轴向位置振动的传感器;在每台泵上安装一个回转计数器传感器。

泵方应当说明泵方是否需要供应这些探测器。这些探测器及其安装和校准应当按照 API 670 标准的规定来供应、安装和测试。

●6.4.2.3 如果有规定,流体动压推力轴承和径向轴承应安装设轴承金属的温度探测器。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,则探测器及其安装和校准应当按照 API 670 的规定来供应、安装和测试。

●6.4.2.4 如果有规定,带有连接振动探测器、轴向位置探测器或温度探测器的电缆的监视器应该按照 API 670 标准的规定来供应和/或安装。

6.5 管路系统和附件

6.5.1 概述

6.5.1.1 管路应符合 ISO 10438 标准的规定。

6.5.1.2 下列用途的辅助系统定义为管路系统:

- a) 辅助的流经液体;
- b) 蒸汽;
- c) 冷却水;
- d) 润滑油(参见 8.2.6)。

辅助系统材料应符合附录 H,表 H5 的要求。

注:辅助接头已在 SAJ 中作了规定。

6.5.1.3 管路系统应该完全装配好和安装好。如果这种要求造成供货和搬运上的困难,在泵方同意的前提下,使用替代方式也是允许的。

●6.5.1.4 如果有规定,隔液/缓冲液的容器应当设计成离开底座一定距离来安装的形式,而且应当分开发货。除了不提供液体循环管的情况以外,这些容器应该完全装配好。

6.5.1.5 卖方应提供并安装全部管路系统,包括在底座范围内安装的附件。

●6.5.1.6 如果有规定,每种管路系统通向买方的单一吸入口接头或吐出口接头的总管应该在底座附近的边缘上。

注:数据表可以做通风、冷却水和排泄泵头的任意泵的连接。

●6.5.1.7 5.1.31 中的螺栓连接要求适用于辅助管路与设备的连接。不锈钢管路系统上的法兰紧固件用于润滑油时,不必是不锈钢的,除非另有规定。如果买方没有规定使用不锈钢紧固件,那么这些紧固件应当是低合金钢制的(例如 ASTM A 193 B7 级),而且买方应说明是否涂漆(例如使用聚四氟乙烯涂层或按照 ASTM A 153 标准规定的电镀)或喷漆。

6.5.1.8 基座应符合 5.4.3.7 的要求。

6.5.2 辅助流程液体管路

6.5.2.1 辅助流程液体管路包括放气管、排液管、平衡管、介质冲洗管以及外供液体注入管。

6.5.2.2 管路零部件具有的压力-温度额定值至少应等于泵壳的最大允许工作压力,但是决不能低于在环境温度下(5.3.5) ISO 7005 PN 50 (ASME 300 级)法兰的额定值等级。

6.5.2.3 经过流程液体的管路和零部件应具有等于或好于泵壳耐腐蚀性的能力。否则,管路的所有零部件都应采用耐制的。

●6.5.2.4 如果抽送的液体中出现氧化物,其浓度会超过 10mg/l (10ppm),则买方应当指明。如果使用不锈钢,应当引起注意。

6.5.2.5 节流口的孔口直径不应小于 3mm(0.12 英寸)。

6.5.2.6 如果没有规定设置阀门,螺纹放气孔和排液孔都应该用密封堵上。转泵泵壳应该使用碳钢塞堵。

6.5.2.7 如果设有加热器或冷却器,每个换热器的零部件都应该适合于从其中流过的流程液体或冷却水。

●6.5.2.8 除了 6.5.2.1 至 6.5.2.7 要求的之外,对于含有易燃或危险液体的管路,买方应说明是否需要用法兰代替插入焊接接头。

6.5.3 冷却水管路

6.5.3.1 冷却水管路的布置应符合图 B.2 至 B.9。

6.5.3.2 冷却水管路应当按照 5.1.22 中的条件来设计。

6.5.3.3 在每个吐出口管路上应当装设可视流量指示器。

6.5.3.4 除非另有规定,各种支管的吸入口和吐出口应当装设阀门。

6.6 专用工具

6.6.1 如果为了拆卸、装配或维护本机组需要专门的工具和夹具,则此类专用的工具应该包括在报价单中,并作为本机器的首批供货的一部分予以提供。对于安装多台机组的情况,专用工具和夹具的需求量应由买、卖双方共同商定。在工厂装配及试验后拆卸本设备时,应该使用这些专用工具或类似的专用工具。

6.6.2 如果提供专用工具,这些工具应包装在单独的、密封的金属箱内,并且标上“泵设备(标号/位号)的专用工具”。每件工具应该标出其预定用途的标志或标签。

7 检查、试验和发货前的准备工作

7.1 概述

7.1.1 在卖方预先通知买方之后,买方代表应当获准进入该设备正在制造加工、试验或检验中的所有卖方工厂和卖方附属工厂。

7.1.2 卖方应格买方的检查和试验要求通知于买方。

7.1.3 在进行某项买方已经规定需到场目睹或观察的检查或试验项目之前,卖方通知买方的时间应当有充足的提前量。

●7.1.4 买方应说明其参与检查和试验的人员范围。

a) 如果买方已经规定要进行工厂检查和试验,则买方和卖方应当协调好有关制造加工中的预留细节和买方检查人员的到访。

b) 预定的试验日期至少应提前 30 天通知买方,实际的试验日期应经过协商确定。除非有其它协议,卖方应提前 5 个工作日通知买方目睹检查、观察检查或试验。

对于较小的泵,安装和试验时间短,可以提前 5 天通知卖方,要求将其从初次试验和目睹试验之间的试验台上拆下泵。

所有的目睹检查和目睹试验是预留细节。对于观察试验,买方应预料在工厂内逗留要比目睹试验的时间更长些。

c) 如果有规定,对于机械运转试验和性能试验要求发出规定作一次成功的初步试验的书面通知。如果机械试验设备必须维护或者有机器能够从初次试验和目睹试验之间的试验台上拆卸下来,卖方和买方之间应当共同协商。

为了了解在试验期间遇到的任何问题,在目睹试验之前很多买方不愿意做初次试验。如果是这种情况,买方应向卖方做出明确地说明。

7.1.5 卖方应当提供做规定的检查和试验用的设备、材料及公用事业设备。

●7.1.6 如果有规定,在发货之前,买方代表、卖方代表或双方代表应当指出与检查员的检查清单,例如附录 E 中提供的检查员的检查清单相符,在此清单上盖章、注明日期,并将填写齐全的检查清单提交买方。

7.1.7 买方的代表应该获得买方的质量大纲,以供审查之用。

7.2 检查

7.2.1 概述

●7.2.1.1 卖方应当将下列资料至少保留 20 年:

a) 必要的材料证明书,例如工厂试验报告;

b) 证明技术规范的要求已经达到的试验数据和试验结果;

c) 如果有规定,所有维修的详细情况和作为维修的一部分而进行的所有热处理的记录;

d) 质量检查试验和检查结果;

e) 装配完的运转间隙;

f) 买方规定的或应用规范和规定所要求的其它资料(见 9.3.1 和 9.3.2)。

7.2.1.2 承内压部件,在完成其规定检查项目之前不得涂漆。

●7.2.1.3 除 5.12.1.5 的要求以外,买方可以规定下列内容:

a) 零件需经表面检查和近表面检查;

b) 要求检查的型式诸如磁粉探伤、液体着色渗透、X 射线照相探伤和超声波探伤。

7.2.1.4 在买方检查之前,所有的初步运转试验和机械的检查均由卖方来完成。

7.2.2 材料检查

●7.2.2.1 应根据材料规范的要求做无损探伤检验。如果对焊缝或买方规定的材料做附加的 X 射线照相探伤、超声波探伤、磁粉探伤或液体着色渗透探伤,检查的方法和验收标准应符合表 13 中所列标准内容。替代的标准可由卖方推荐或由买方规定。为此,可以使用附录 N 中的焊接和材料检查数据表。

7.2.2.2 如果有规定,在装配之前买方可以检查由卖方提供的或通过卖方提供的设备和所有管路及附件的清洁度。

●7.2.2.3 如果有规定,应当通过试验来证实零件的硬度、焊缝的硬度以及热效应区的硬度是在允许值的范围内。其试验的方法、范围、文件和目睹观察应当由买方和卖方共同商定。

表 13—材料检查标准

检查型式	方法	验收标准	
		用于组合件	用于铸件
X射线照相检查	ASME规范,第V卷,第2章和第22章	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,UW-51(100%X射线照相)和UW-52.(抽样X射线照相)	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,附录7
超声波检查	ASME规范,第V卷,第5章和第23章	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,附录12	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,附录7
磁粉探伤检查	ASME规范,第V卷,第7章和第25章	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,附录6	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,附录7
液体着色渗透检查	ASME规范,第V卷,第6章和第24章	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,附录8	ASME规范,第Ⅲ卷,第1册,附录7

7.3 试验

7.3.1 概述

7.3.1.1 性能试验和汽蚀余量试验应按照 ISO 9906 1 级、HI 1.6(用于离心泵)或 HI 2.6(用于立式泵)标准的规定进行,但效率除外,效率只作为参考资料而不作为额定值用。性能允差应按照表 14 中的规定。

●7.3.1.2 如果有规定,在计划排定的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的详细程序和所有规定的自由选择试验项目(7.3.4)的详细程序,包括对所有监测参数的验收准则,以供买方审查和提出意见。

7.3.1.3 在水静压试验期间不应当使用机械密封,而在所有运转试验或性能试验期间应该使用机械密封。

7.3.2 水静压试验

7.3.2.1 所有压力泵壳组件,使用至少为 1.5 倍的最大允许工作压力的液体,结合下列规定的特殊条款进行水静压试验。

a) 双泵壳泵、卧式多级泵、整体齿轮箱驱动泵(如 5.3.6 中所述)以及其它经买方同意特殊设计的泵可以分段地进行试验。

b) 冷却水通道和组件,包括轴承冷却水泵、密封室、油冷却器和密封冷却器应以 1000kPa(10bar)(150 磅/英寸²)的最低表压进行试验。

- c) 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 倍最大工作表压或 $1000kPa(10bar)(150$ 磅/英寸²)压力进行试验,两者中取较大者。
- d) 试验液体的温度应高出正在被试材料的零塑性转换温度 (nil-ductility transition temperature)。
- e) 装配好的压力泵壳 (不包括密封压盖)在做水静压试验过程中所用的垫片应与泵出厂时所用的垫片具有同样的设计。
- f) 水压试验可以不使用密封压盖板或不安装密封室。如果使用铸造材料的压盖板或密封室,可以分别地做水压试验达到与压力泵壳一致的壓力要求。

表 14—性能允差

工况	额定点%	关死点%
额定的扬程差:		
-0m - 150m (0 - 500 英尺)	-2 +5	+10 -10a
151m - 300m (501 ~ 1000 英尺)	-2 +3	+8 -8a
>300m (1000 英尺)	-2 +2	+5 -5a
额定功率	+4 ^b	-
额定汽蚀余量	0	-

注:效率不是额定值。

a 如果规定扬程流量曲线是上升型(参见 5.1.13),只有当试验曲线仍然呈上升型特性曲线时才允许使用此表中规定的负允差。

b 在上述任何组合下均为此值(累积允差是不允许的)。

7.3.2.2 如果被试零件必须在一个温度下运转,在此温度下材料的强度低于该材料在室温下的强度,则水静压试验压力应当乘上一个系数,把室温下该材料的允许工作应力除以运转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 5.3.4 中的规定来确定。对于管路,应力值应符合 ISO 15649 标准的规定。由此获得的压力应当是进行水静压试验的最小压力。数据表上应当列出真实的水静压试验压力。

注:对于某些泵来说 ASME B31.3 等同于 ISO 15649 标准。

7.3.2.3 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 $50mg/kg$ 。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:为防止应力腐蚀效应应限制氯化物的含量。

7.3.2.4 水静压试验应维持足够长一段时间,以便在压力作用下对零件作全面彻底的检验。在历时至少 30 分钟内,如果发现泵壳或泵壳密封面既无泄漏也无渗漏现象,则应认为水静压试验合格。大型和重型泵壳内压部件可以要求更长的试验周期,这需要买卖双方共同商定。经过内部隔板(这种隔板是供试验分段的泵壳和试验泵为了维持试验压力用的)的渗漏是可以允许的。

通过焊接焊合的管路系统应按照 ISO 15649 的规定进行水压试验。装配好的压力泵壳在做水压试验期间使用的垫片应当与随泵一起供货的垫片有同样的设计型式。

注:对于此泵条款,ASME B31.3 标准等同于 ISO 15649 标准。

7.3.2.5 水静压试验液体应当包括一种润湿剂以减少表面张力,如果存在下列情况中的一种或多种,就应考虑采用这种润湿剂:

- a) 抽送的液体在抽送温度下相对密度(比重)小于 0.7。
- b) 抽送温度高于 260℃(500°F)。
- c) 泵壳是从新模型或修改的模型铸出的。
- d) 众所周知此种材料的铸造流动性不良。

7.3.2.6 奥氏体或双相不锈钢压力泵壳铸件,对那些要求机加工到至关重要尺寸的公差公差区域(部位),可以用额外增加一定量的材料厚度后再做水静压试验。额外增加的材料厚度值不应超过 1mm (0.040 英寸)的材料毛坯或者 5%的最小允许壁厚,二者中取较小者。

对于在水静压试验之后再做机加工的任何部位,都应当在水压试验报告中做出标记。

注:由于吸液后增大引射的总应力和此应力对原有的相对较小的比例极限,在水静压试验过程中的一些至关重要尺寸上可能产生少量的永久变形,在水静压试验过程前中的这些至关重要部位允许保留少量加工余量,以避免在水压试验后,需要利用磨床来增加厚度,以便使泵符合泵壳机加工的尺寸。

7.3.3 性能试验

7.3.3.1 除非另有规定,每台泵都要做性能试验。性能试验应当使用水在低于 65℃(150°F)的温度下进行。

- 7.3.3.2 在进行性能试验之前,当泵在试验台上运转时应当达到下列的 a) 至 b) 的要求。

a) 在做性能试验时泵内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容,则在性能试验过程中可以使用代用密封。

c) 在泵进行性能试验的任何阶段,密封不应当有超出 ISO 21049 的规定或买方与卖方协商范围之外的泄漏率。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,则应按照 7.3.3d) 中定义的准则,采用对泵进行的空气试验的方式重新进行密封试验。

当泵在试验台上用水作为试验液体时,适合于以水作试验的液态密封没有出现过漏现象。应根据 ISO 21049, 2004, 附录 A.1.3 的规定来审核确定可见泄漏标准适合于正在做试验的密封。

注:对于此泵条款,API 682 等同于 ISO 21049。

- d) 如果有规定,在试验期间密封泄漏应要求组装好的泵和密封再运转,以其证明良好的密封性能。
- e) 所有的润滑油压力、粘度和温度应当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当用一种合适的烃类油来进行预润滑。
- g) 所有密封面和接头应检查其严密性,应当消除任何泄漏。
- h) 对在试验期间使用的所有报警装置、保护装置和检测装置进行检查,并应根据要求做好调整。

- 7.3.3.3 除非另有规定,性能试验应按 a) 至 d) 的规定进行。

a) 卖方应测取至少 5 个点的试验数据包括扬程、流量、功率、适当的轴承温度及振动。正常情况下这 5 个点应当是:

- 1) 关死点(不需要振动数据);
- 2) 最小连续稳定流量点;
- 3) 最小与额定流量之间的中点;
- 4) 额定流量点;
- 5) 最大允许流量点(至少为最佳效率点的 120%);
- b) 额定流量的试验点应在额定流量 $\pm 5\%$ 公差范围之内;

对于高能泵(参见 5.1.18)整体齿轮驱动泵以及多级泵,在关死点进行试验是不通的。某些低比转速的泵不能达到 120% 的最佳效率点流量。

c) 除非双方另有商定,试验转速应是泵数据表中(参见附录 N 中实例)所列额定转速的 3% 以内。试验结果应当换算成额定转速下的预先估计的结果。

d) 卖方应保留一套包括所有最终试验的完整详尽的记录,并应准备好必需份数的经确认正确无误的复印本。资料应当包括试验曲线和一份试验性能数据与保证点比较的一览图表(参见 9.2.4、9.3.2.2 和附录 M 中的实例)。

e) 如果有规定,除了按照 9.3.2.2 的规定正式提交最终资料外,在发货之前,在完成性能试验的 24 小时之内,把曲线和试验数据(修整的转速、比重和粘度)提交买方做技术审查和验收。

● 7.3.3.4 在性能试验期间应能达到下列的 a) 至 d) 的要求。

a) 在试验过程中应当按照 5.9.3.2 的规定记录振动值。振动值不应超出 5.9.3.6 中的给定值。

b) 泵应在 5.10.2.4 限定的轴承温度限值内工作,不应显示出不良运转的迹象,例如汽蚀引起的噪声。

c) 当泵在额定转速下运转时,泵性能应当在表 14 给出的允差范围内。

d) 如果有规定,也应该记录下轴承箱的真实峰值作为参考资料用。

● 7.3.3.5 完成性能试验之后应达到下列的 a) 至 d) 的要求。

a) 如果在性能试验后必须拆卸泵,目的是为了车削叶轮以达到扬程允差,则不需要重新再试,除非叶轮直径切削量超过原来直径的 5%。在工厂试验时的叶轮直径,以及叶轮的最后直径,每段记录在工厂试验曲线证明单上,证明单上应显示出叶轮直径切削后的运转特性曲线。

b) 如果有规定,在试验之后由于某些扬程的调整(包括 5% 以下的直径变化),应当拆下多级泵重新试验。

c) 如果由于某些其它修正项目,例如改善功率、改善汽蚀余量或改善机械运转情况而必须拆卸泵,则最后的试验不能用于验收,而必须在完成这些修正项目之后再进行一次性能试验。

d) 如果在性能试验之后必须更换机械密封部件或者如果要用作密封副来代替试验密封副,则最后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 175Psi(1.75bar)(25 磅/英寸²)的试验泵压:

2) 把试验装置与压力源隔离,并且保持压力至少 5 分钟,或者试验容积 5 分钟(30 升

(1 英尺³),二者中取大者。

3) 试验期间的最大允许压降是 15Psi(0.15bar)(2 磅/英寸²)

7.3.4 可自由选择的试验

7.3.4.1 概述

● 如果有规定,应当进行 7.3.4.2 至 7.3.4.6 中所述的工厂试验。试验细则应由买卖双方共同商定。

7.3.4.2 必需汽蚀余量试验

● 7.3.4.2.1 如果有规定,应该对除了关死点以外的每个试验点(7.3.3.3)测取其必需汽蚀余量。

7.3.4.2.2 应该把扬程(对多级泵为第 1 级扬程)下降 3% 看作是性能断裂的标志。两级或多级泵的泵 1 级扬程只要有可能都应当从第 1 级吐出口利用一独立的接头来测量。如果这样做不到,应该考虑只试验第 1 级。

7.3.4.2.3 额定点的必需汽蚀余量不应超过限定值(参见表 14)。为修正必需汽蚀余量拆卸的泵需要重新做试验(参见 7.3.3.5 和 7.4.3.1)。

7.3.4.3 整台机组试验

● 如果有规定,泵和驱动机组组,与机组配套的所有辅助设备应当一起进行试验。如果有规定,应当做扭矩测量来验证买方的分析。应当做配套机组组试验以代替各个单机的单独试验,或按买方的规定对单个构件分开进行试验。

7.3.4.4 声压级试验

● 如果有规定,应按买、卖双方之间的协议进行声压级试验。

注:ISO 3740,ISO 3744 以及 ISO 3746 标准可以作为较高的指导标准。

7.3.4.5 辅助设备试验

● 如果有规定,诸如润滑油系统、齿轮箱、控制系统的辅助设备都应当在买方工厂内进行试验。辅助设备试验的细节应由买、卖双方共同制定。

7.3.4.6 轴承箱共振试验

● 如果规定做共振试验,在泵未接管路的情况下,应当利用冲击或其它适当的方法来激振轴承箱,并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该存在一个安全的间隔范围:

a) 转速的倍数(ω_{min}):1.0;2.0;3.0;

b) 叶片通过频率的倍数:1.0;2.0。

试验验收标准应在买、卖双方之间共同协商。

7.3.4.7 机械运转试验

● 7.3.4.7.1 如果有规定,泵应在试验台上运转直至达到油温稳定(5.10.2.4)。

● 7.3.4.7.2 如果有规定,泵应当进行4个小时的机械运转试验,除非另有规定或商定,这种机械运转试验应在额定流量下进行。

● 7.3.4.7.3 如果有规定,在油温稳定之前不能开始做机械运转试验。

7.4 发货前的准备工作

● 7.4.1 买方应当规定要求的发运和存放型式,必要时应对转子加以限制。受限制的转子应当使用不锈钢钢丝绳牢的耐腐蚀标签做标记。准备工作应使该设备从发货之日算起适合于在露天保存6个月,除了检查轴承和密封外,在运转之前无需进行拆卸检查。如果打算要存放更长的周期,买方与卖方必须就有关推荐的方法进行磋商。

7.4.2 卖方应向买方提供必要的说明,以便该设备运到工作现场后在起动之前的保管准备工作达到完善化。此项工作应按照 API RP 686 的规定实施。

7.4.3 在全部试验和检查都已完成并且该设备买方已准运之后,该设备应当做好发运准备工作。准备工作应包括 7.4.3.1 至 7.4.3.10 规定的内容。

7.4.3.1 除非另有规定,在最终性能试验之后不要拆卸泵。泵,包括密封室应当完全放空,在试验的4小时之内充入一种替代水的防腐剂并且应再次放空。

7.4.3.2 除了机械加工的表面外,所有外表面至少应涂上一层制造厂的标准漆。此种漆应不含铅或铬酸盐。不锈钢零件不需涂漆。底座的下侧应按 6.3.17 中的规定准备好灌浆。

7.4.3.3 除了防腐蚀材料之外,外部机械加工表面应涂一层防锈漆。

7.4.3.4 轴承箱内表面和碳钢润滑油系统零部件内表面都应涂一层适当且与润滑油相容的可溶性防锈剂。

7.4.3.5 法兰连接的孔口应该装上至少 5mm(0.19 英寸)厚的金属罩,并带有橡胶垫圈和至少 4 个全直径的螺栓。对于使用双头螺栓连接的孔口,应当使用预定用的全部螺母来紧固金属罩。

7.4.3.6 螺纹孔口应当按照 5.4.3.7 的规定装上钢帽或钢堵。

7.4.3.7 开有焊接坡口的孔口应当装上罩,以避免杂质进入从而损伤坡口。

7.4.3.8 应当醒目地标明起吊点和吊耳的位置。

7.4.3.9 每台设备应当标明设备编号、出厂顺序编号。单独发货的材料应该牢固地钉上耐腐蚀金属的标签,标签上包括设备的编号和序号。装箱的设备应附带两份装箱单,一份放在包装箱内,一份贴在发货器材的外侧。

7.4.3.10 裸露的轴和联轴器应当用防水的塑性涂漆的布或者用带有腐蚀性抑制剂的纸包上。接缝处应用防油胶带密封住。

7.4.4 为订购泵提供的辅助管路接头应该打上硬印或做上永久性标记,以便与卖方的连接图或总体布置图相吻合。应当标出辅助管路的用途和接头的名称符号。所有泵接头的符号,包括堵上的接头符号均应符合附录 B 的规定。

7.4.5 轴承部件应当完全防止潮气和异物侵入。如果将包成几小袋的吸湿剂颗粒装在大空腔内吸收潮气,则此类颗粒小袋必须系在容易接近的部位以便于取出。如果适用的话,颗粒小袋应装入系在法兰盘上的钢丝笼内,颗粒小袋的位置应当用不锈钢丝系住的耐腐蚀标牌标明。

7.4.6 一份制造厂的标准安装说明书应随设备一起装箱和发货。

8 特定泵型

8.1 单级悬臂式泵

8.1.1 卧式泵(OH2 型)

不允许采用轴承箱端部的泵支架。

8.1.2 立式离心泵(OH3 型)

8.1.2.1 在泵壳的底部应当设一个平的接触面,使泵独立地放在垫板上或基础上时能保持稳定。该机组重心高度与接触面宽度之比不应超过 3:1。通过泵壳的设计或利用一个永久性的外部台架可以达到这一稳定性。

8.1.2.2 泵应当设计成由吸入管路和吐出管路自动定位的型式,或者设计成用螺栓连接到垫板或基础上的型式。

8.1.2.3 应该设有最小 DN 15 (1/2 NPS) 的螺纹排泄接头,以使液体不会积聚在泵上或驱动机支架上。

8.1.2.4 泵和密封室应当利用设在密封室上或密封冲洗管路上的高位接头连续放气。系统要求手动放气必须经买方批准。

8.1.2.5 泵应设计成便于拆卸和在不拆卸驱动机的情况下可卸式安装的型式。

●8.1.2.6 如果有规定,应该提供这样一种装置,使得可以直接从带有驱动机的电机支架的外面卸出或起吊出可卸式部件。

8.1.2.7 得到买方的批准后,轴承箱可以采用酒精脂润滑(5.11.4)。在环境温度 43℃(110°F)下工作时,确定的轴承箱温度不应超过 82℃(180°F)。推荐的润滑油应该适合于在此温度下工作。

8.1.2.8 在发货之前,驱动机应在卖方工厂校正安装。

8.1.3 整体齿轮箱驱动泵(OH6型)

8.1.3.1 叶轮应当用键或者花键固定到齿轮箱的输出轴上。

8.1.3.2 整体齿轮箱驱动泵可以设计成可拆卸驱动机的型式,以便于转子和密封部件的拆装。

8.1.3.3 叶轮的型式可根据不同的使用场合来选取,叶轮可以是开式、半开式,或者是全封闭式。

8.1.3.4 需要对转子做横向分析应依照 8.2.4.1 中的叙述来确定。只有对于独特的、新型的或危险条件下工作的泵才应当规定做横向分析。

注:横向临界转速可能与 OH6 泵系有关,正常情况下文档格式的泵在开发过程中已经经过了充分的研究,其具体的转子动力学分析是可行的,而且是适用的。

8.1.3.5 可以采用整体式液体动压径向轴承。

● 8.1.3.6 直接安装到齿轮箱上的温度计和压力计应当符合 ISO 10438 的要求,仪表直径是 50mm(2.0 英寸)的除外。如果有规定,应为温度计配备标准的螺旋式实心杆温度计套管。

8.1.3.7 导流轮、叶轮以及类似的主要转动构件应依照 ISO 1940-1 G2.5 级,或 $2\text{g}\cdot\text{mm}$ (0.01 盎司-英寸)的残余不平衡做动平衡试验,两者中取较大者。如果有可能的话,用来做平衡的心轴的质量不应超过正在平衡的部件的质量。在性能试验期间测得的振动不应超出表 7 中的限定值。

8.2 两端支承式泵(BB1、BB2、BB3 和 BB5 型)

8.2.1 压力泵壳

8.2.1.1 轴向剖分式泵壳可以采用一个复合垫片或采用金属对金属的密封面;双方的投标书应该指明轴向剖分面采用哪种密封方式。

8.2.1.2 作业温度低于 150°C (300°F)的泵可以采用底部安装。

8.2.1.3 对于轴向剖分泵壳的泵应当没有仅供上半壳起吊用的吊耳或吊环丝孔,并且应用标签做出标记。起吊装配好的机器的方法应该由卖方规定(参见 9.2.2.1 a)和附录 I)。

● 8.2.1.4 如果有规定,建议的接头设计应当在焊合之前提交给买方批准。图纸应显示出焊缝设计、规格、材料,以及焊前和焊后的热处理情况。

8.2.2 转子

8.2.2.1 多级泵的叶轮应当独立地在轴上定位,在正常的液力推力方向用一个轴套或静止的剖分环来固定。

8.2.2.2 有间隙配合叶轮的转子在正常的液力推力的相反方向应当有限制叶轮移动 0.75mm (0.030 英寸)或低于该值的机械装置。

● 8.2.2.3 如果有规定,有紧配合叶轮的转子应有机械装置来限制叶轮在正常液力推力的相反方向移动 0.75mm (0.030 英寸)或低于该值。

8.2.2.4 转轴或转子支承在靠近轴承放置的 V 形铁或滚子工作台上测量轴和装配完工的转子的径向跳动,径向跳动值应该在表 15 给定的限定值范围内。

8.2.3 温转间隙

8.2.3.1 在所有的级间部位处都应该装设可更换的泵壳衬套和级间轴套或等效的零件。

8.2.3.2 倘若在报价单中已经说明这些间隙不采用本国标准规定的间隙(参见 5.7.4)并且已经通过买方批准,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以采用制造厂的标准间隙。如果制造厂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,则应该在报价单中列出这些有说服力的数据。

表 15-- 轴和转子的径向跳动要求

挠性系数 $F_T^{\text{mm}^2}$ (英寸 ²)	允许的轴跳动 TIR μm (英寸)	部件在轴上的配合	允许的转子径向跳动, TIR μm (英寸)
$>1.9 \times 10^9$ (3.0×10^6)	40 (0.0015)	间隙配合	90 (0.0035)
		紧配合	60 (0.0025)
$\leq 1.9 \times 10^9$ (3.0×10^6)	25 (0.0010)	间隙配合	75 (0.0030)
		紧配合	50 (0.0020)

$$a \quad F_T = L^2 D^2$$

式中:

L—轴承跨距;

D—叶轮处的轴直径(最大值)

b 轴的挠性系数 F_T 与简单支承的轴的静挠度直接相关, 因而它是在制造过程中可以达到跳动值的一个良好指标, 它又是能够达到并维持的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。

8.2.4 动力学

8.2.4.1 横向分析

8.2.4.1.1 随着泵设计不同, 多级泵和高速泵的一阶或二阶湿横向临界转速可能会和工作转速恰好重合, 特别是当内部间隙随磨损而增大时。横向分析能够预测出何时可能发生这种重合, 以及由此引起的振动是否可以接受。

8.2.4.1.2 除非另有规定, 一台泵的转子是否需要做横向临界分析应该用表 16 中规定的流程来确定, 对此流程, 下列定义适用:

- a) 相同的泵: 相同的规格、水力设计、级数、转速、间隙、轴封型式(轴向端面或卸压衬套)、轴承型式、联轴器重量、联轴器悬臂长及抽送相同的液体。
- b) 相似的泵: 在买方和制造厂之间取得一致意见, 把上述定义 a) 项中列出的许多因素考虑进去。
- c) 传统的刚性转子: 一阶于临界转速高出泵的最大允许连续转速下列数值:
 - 1) 对于设计仅作湿运转的转子为 20%;
 - 2) 对于设计成能够干运转的转子为 30%;

表 16— 转子横向分析的判断逻辑

步骤	操作
1	设计泵
2	是否与现有的泵相同或类似? 如果“是”转到第 5 步 如果“否”转到第 3 步
3	转子是否为刚性的? 如果“是”转到第 5 步 如果“否”转到第 4 步
4	需要分析
5	建议不做横向分析

●8.2.4.1.3 如果 8.2.4.1.2 中的流程要求做横向分析,或者如果买方已规定,就应当进行此泵分析,其结果按附录 1 进行评估。

8.2.4.2 转子平衡

8.2.4.2.1 下列类型的转子应该以低速作双面动平衡,以达到表 17 平衡等级要求。

- 多级泵 (3 级或 3 级以上)
- 一级和两级泵,其最大连续转速超过 3800 r/min。

转子装配和平衡修正的顺序应该遵照 ISO 11342 的规定。做平衡时,转子不包括泵的半联轴器轮毂或机被密封的旋转部件。

表 17 示出 ISO 1940-1 G2.5 级平衡等级,适用于所有 3800 r/min 转速的紧配合转子。这是基于两个因素:

- 在 3800 r/min 时, G2.5 平衡等级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振型将不会有任何实质性的影响。

- 对于挠性高的转子 (见表 15), 要达到并保持 G1 级平衡等级所需的转子直纹度是不切实际的。

与平衡级 G1 有关的质量偏心距是很小的,例如: 3800 r/min 工作时,最大为 $2.5 \mu\text{m}$ (0.00010 英寸)。这有下列两种结果:

- 平衡部件好于 G2.5 (见 5.9.4.1) 是不切合实际的,因为当安装部件时,心轴实际上在变化。
- 如果转子在平衡机上偏离其位置,或者转子被拆卸并重新装配过,平衡质量可能会无法验证。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 17—转子的平衡要求

轴上的零件配合	最大连续转速 r/min	挠性系数 $L/D^3 \text{mm}^2$ (英寸 ³)	转子的平衡等级
间隙配合	≤ 3800	不限制	G2.5 (8Wh)
紧配合	≤ 3800	不限制	G2.5 (8Wh)
	> 3800	$\leq 1.9 \times 10^6$ (3.0×10^4) ^a	G1 (4W/n) ^a

注:轴和转子跳动要求见表 15。

^a允许 5% 的转速增大。

^b在装配过程中完成平衡修正是不够的,因为动配合不能保持修正后的平衡。

^c如果具有较高挠性的转子用于转速超过 3800 r/min,要达到和保持这样的平衡水平将要对设计、制造和维护予以特别的关注。

³近似等于相应的 ISO 平衡质量等级的中间级。

8.2.4.2.2 为了转子平衡,任何空缺的键槽都应该用冠状半键填充。

8.2.4.2.3 如果把转子当作一个装配件来平衡,应当进行一次残余不平衡量试验。检查应该在转子完成最终平衡之后进行,按照附录 J 中给出的方法。在装配好的转子进行最终平衡过程中所使用的各个半键的重量都应该记录在残余不平衡量工作单上。

8.2.5 轴承和轴承箱

8.2.5.1 如果提供的活,液体动压径向轴承应符合 8.2.5.1.1 至 8.2.5.1.4 的要求。

8.2.5.1.1 轴承座是便于装配的剖分式,应当进行精镗孔,而且应当是套筒式的或分块式的轴瓦。装有钢壳壳特巴氏合金层的可更换轴衬、轴瓦块或衬套,轴承应装防转销并沿轴向牢固地固定。

8.2.5.1.2 轴套、轴瓦块或衬垫应装在轴剖分的轴承箱内,并且应该做到不必拆卸泵体的任何部分或拆除联轴器就能更换。

8.2.5.1.3 轴承应当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。

8.2.5.1.4 如果轴是含有 10% 以上的铬材且轴颈表面线速度高于 20m/s (65 英尺/秒),则轴颈应当是硬镀铬的、硬涂层的或者是应当敷有硬铬的套筒。

注:这种设计的目的是避免“轴瓦”轴瓦。

8.2.5.2 流体动压推力轴承应当符合下文 8.2.5.2.1 至 8.2.5.2.5 的要求。

8.2.5.2.1 推力轴承应该是朝完、浣巴氏合金的多个扇形块式的,设计得能在两个方向承受相等的推力承载能力,并希望得能对每侧进行连续的强制润滑。能自动找平的可倾瓦的两侧应该保证在瓦块厚度方向有微小变化时,每个瓦块承受同等的推力负荷。

8.2.5.2.2 推力环应牢固地固定在轴上以防止损坏(Grinding)。

8.2.5.2.3 推力环两面的表面粗糙度不大于 $0.4\mu\text{m}$ (16 微英寸) R_a ,并且在装配后,两面中任何一面的轴向总跳动量都不应超过 $13\mu\text{m}$ (0.0005 英寸)。

8.2.5.2.4 推力轴承应当按最大连续施加的负荷选定尺寸(参见 5.10.12)。在此负荷时,相应的相对转速应符合下列参数:

a) $8\mu\text{m}$ (0.0003 英寸)的最小油膜厚度;

b) 3500kPa(50bar)(500 磅/英寸²)的最大单位压力(负荷除以面积);

c) 计算出的 130℃ (265°F) 最大的巴氏合金表面温度。

如果有规定,推力轴承的规格大小应该由买方审查和批准。

上述给出的限制相应于基于轴承最大连续推力承载能力的设计系数为 2 或更大。计算出的巴氏合金表面温度是设计值,而不代表这些工况下的实际巴氏合金温度。选定尺寸并符合上述准则的轴承在工厂试验和在现场使用时应当具有下列允许的金属温度(参见 5.10.2.4):

- 在工厂用水试验和在现场正常的工作(7.3.3.4.b): 93℃ (200°F);

- 现场报警或故障: 115℃ (240°F)。

8.2.5.2.5 推力轴承应布置得使每个转子相对于泵壳能轴向定位,调整轴承的间隙或预负荷。

8.2.5.3 如果吸入口油温超过 50℃ (120°F),应对轴承设计、供油量 and 允许温升给予特殊考虑。推力轴承的油出口应该由轴承制造厂根据止推盘的转速和所涉及润滑方法推荐。轴承箱上的油管接头应符合 6.5 的要求。

8.2.5.4 轴剖分的轴承箱应该采用金属对金属的剖分式接合面,两个半体用圆锥定位销加以定位。

8.2.6 润滑

8.2.6.1 如果有规定或者卖方建议并经买方同意,应该提供一套强制润滑系统,以合适的压力向泵轴承、驱动机以及任何其它从动设备,包括齿轮箱供油。图 8.10 和表 8.1 示出了最低合格系统的详细内容。

8.2.6.2 外部的强制润滑系统应符合 ISO 10438-3 和图 8.10 及表 B.1 的要求。

8.2.6.3 排油管应倾斜坡度为 1 : 50(20 mm/m)(0.025 英寸/英尺)。

8.2.6.4 如果从一个公共系统向两个或更多的机器(如泵、齿轮箱和电动机)供油,油的性能应适合于提供的所有设备。具有机组责任的卖方将获得买方的批准和其它设备卖方选油的批准。

注:公共供油系统中使用的典型润滑油规格(见表)和附录 ISO 3448 中规定,其粘度相当于 ISO 32 级至 68 级。

● 8.2.6.5 如果有规定,强制润滑系统应当符合 ISO 10438-2 要求.对于这种润滑系统,应该提供数据表。

8.2.7 试验

8.2.7.1 对于强制润滑的轴承,试验台润滑油和油系统元件的过滤器下侧应符合 ISO 10438-3 规定的清洁度要求。

8.2.7.2 装有强制润滑轴承的泵在工厂试验期间,应当测量并记录通往每个轴承箱的油流量。

8.2.7.3 所有购买来的振动测头、传感器和振荡-解调器均应当在试验期间使用。如果买方不提供振动测头或如果购买来的振动测头与工厂拥有的读出装置不相协调一致,则应采用达到 API 标准 670 精度要求的工厂振头测头和读出装置。用此仪器测得的振动应该成为该泵验收或拒收的依据(见 5.9.3.6)。

8.2.7.4 在试验单级双吸泵时,可以装配泵与合同中的泵和驱动机布置不同,即从泵的反泵驱动。经过买方同意,在完成最终装配之后不必重新试验。如果需要的话,这种布置应在报价单中说明。

注:有时需要限制转子和壳体试验台管路的限制。

8.2.7.5 如果有规定,在完成性能试验后,应该拆卸流体动压轴承,由买方或其代表进行检查并且重新组装。

8.2.8 发货前的准备工作

8.2.8.1 如果订购一套备用转子或零件,应当准备好在无采暖的室内存放至少 3 年。存放准备工作应包括转子应当用防锈剂处理过,并且放在一个装有缓蚀剂或防锈剂的防潮填充袋内。转子或零件应当按指定的发货方式用箱子包装。转子应有弹性材料包裹(但不是铅、四氧乙烷或聚四氟乙烯),在转子与其支架之间至少应使用 3mm(0.12 英寸)厚的材料,支架不应位于转子的轴颈处。转子的零件应当固定,以防止在定子内移动。

● 8.2.8.2 如果有规定,各用转子和干盘式零件应当处于垂直悬挂状态贮存。转子应该在其联轴器端用一个不会损坏轴的,能承受 1.5 倍转子重量的夹具夹持。夹盘式零件由泵壳盖来支承(转子吊挂在其准力轴承上)。

● 8.2.8.3 如果有规定,发运和存放的容器应设计成垂直存放转子或夹具的型式。

● 8.2.8.4 如果有规定,发运和存放的容器应设计成在存放期间允许使用惰性气体保护。

8.3 立式悬吊式泵(VS 1 至 VS 7 型)

8.3.1 概述

8.3.1.1 规定的吐出口压力应位于其方的吐出口接头处。对于排液量静止的和摩擦的扬程损失应当修正水力性能,蜗形导流壳或泵壳的性能曲线应与所示的修正计算一起提交。

8.3.1.2 立式悬吊式泵的轴承体,可以设计成在拆卸驱动机或安装架的情况下更换轴承。

8.3.2 压力泵壳

8.3.2.1 对于有止口的蜗形导流壳部件不需要顶丝和顶壳对正销。

8.3.2.2 应为泵的吸入侧筒和密封泵壳致密气鼓头。

8.3.3 转子

8.3.3.1 全封闭式叶轮(5.6.1)的要求不适用于立式悬吊式泵。

8.3.3.2 所有的泵轴应对其全长进行机械加工取磨光及抛光。所示的总径向跳动不应超出 $40 \mu\text{m}/\text{in}$ (0.0005 英寸/英尺)。总跳动量在轴的全长上不应超过 $80 \mu\text{m}/\text{in}$ (0.003 英寸/英尺)。

8.3.3.3 除非买方另有批准,泵轴应是一个整体件(由于轴的总长度或发货运输上的限制)。

8.3.4 磨损部件和运转间隙

8.3.4.1 在所有的级间部位和其它衬套位置应该设置可更换的泵壳衬套,但是,级间压差和输送液体的特性(例如,不清洁和无润滑性)应当先定是否需要相应位置采用衬套。

8.3.4.2 在 5.7.4 中规定的运转间隙不适合衬套的间隙。所采用的间隙应该在报价单中说明并且由买方批准。

8.3.4.3 在离心条件下使用时, 装半开式叶轮的泵应当采用可更换的泵壳内衬。

8.3.5 动力学

■ 如果有规定, 卖方应提供泵及其支承结构的动态分析来进一步地证实设计的合格。买方和卖方应对这个分析的范围、方法和验收准则进行协商。

立式悬吊式泵通常是柔性结构, 其运转转速在两个固有频率之间, 因而, 如果其安全间隙范围未在设计中得到证实, 立式悬吊式泵易产生共振振动。典型的基本结构元件包括基础、泵的结件和电动机座。基础的变形必须显示出小于结构元件的总变形的 5%。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, 电机支承结构的固有频率和工作转速之间应该保持 20% 的间隙范围。

8.3.6 衬套和轴承

8.3.6.1 对于规定的输送介质和温度, 衬套应当适当地耐腐蚀和耐磨蚀。轴套之间的最大间隔应按照图 3.2 的规定, 以保持最大允许连续转速低于第一阶临界转速。

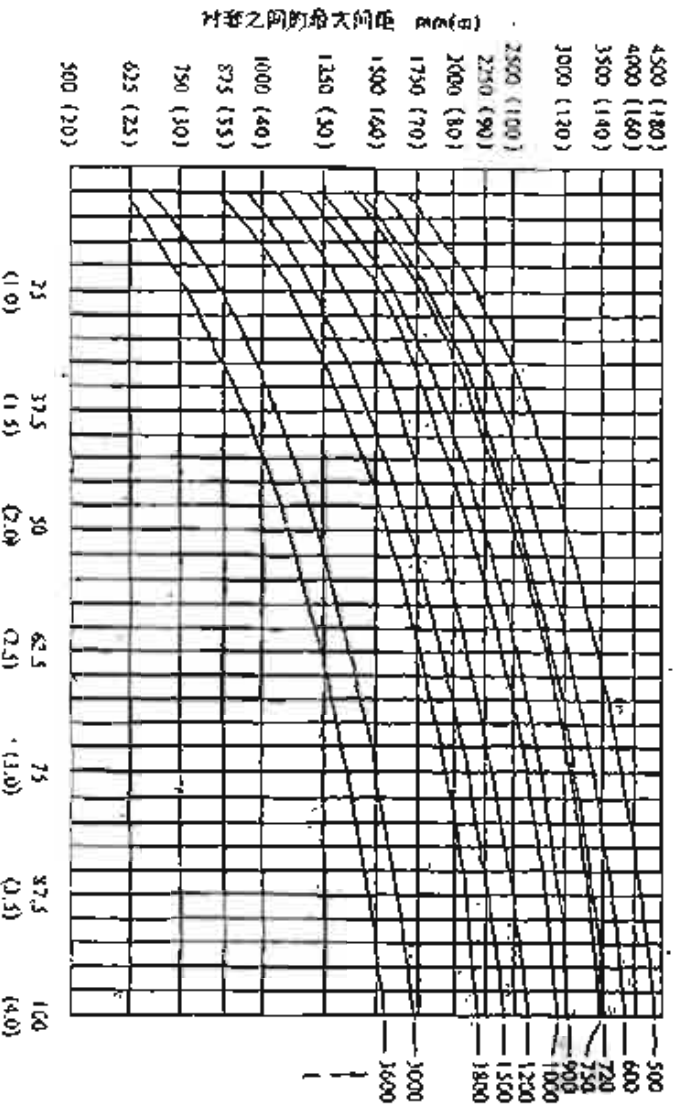
8.3.6.2 与驱动机成为一个整体的推力轴承应当达到 6.1.6 的要求。与泵成一体的推力轴承及轴承箱应符合 5.10.1 的适用要求。为了使转子可作轴向调整和稀油润滑, 推力轴承应该用过盈配合装在一个稍动配合的, 键传动的轴套上。

8.3.6.3 除了 VS4 型湿坑泵外, 第 1 级叶轮应位于衬套之间。

注: 在衬套 1 级叶轮安装在两个衬套之间可以导致电机的转子变形, 但是要求良好吸入性能的某些应用条件(例如湿坑)可以从泵壳形式到 1 级叶轮的位置方式中获得很大好处。

8.3.7 润滑

立式泵内的衬套一般采用抽送的液体润滑。如果抽送的液体不适合, 应该建议替代的润滑方法。



不同转速的曲线

图 32— 轴导向衬套之间的最大间距

8.3.8 附件

8.3.8.1 驱动器

可能因逆转而损坏泵和电机组装件,应装设一个反逆转棘轮机构或者其它经买方批准的装置,以防止逆转。

8.3.8.2 联轴器和护罩

8.3.8.2.1 联轴器端面应垂直于联轴器的轴线,偏差在 $0.1 \mu\text{m/in}$ (0.0001 英寸/英寸)或跳动指示总读数 $13 \mu\text{m}$ (0.0005 英寸)之内,两者中取较大者。

8.3.8.2.2 没有整体推力轴承的立式泵要求一个刚性可调式的联轴器。

8.3.8.2.3 在配有刚性联轴器和机械密封的立式泵上,联轴器应当是加长式的。该加长段应具有足够的长度,以便能在不拆卸驱动机的情况下更换密封组件,包括轴套。

8.3.8.3 安装板

●8.3.8.3.1 如果有规定,双层壳体泵用的安装板应该与主体法兰分开,而且定位得比主体法兰足够低,使得在泵体法兰上可以使用贯穿螺栓连接(见图 33)。这会形成接合面有较好的整体性,并且应当考虑到苛刻的和低温的作业场合。

8.3.8.3.2 至少应为重量超过 250 公斤(500 磅)的每个传动机组组合件配备 4 个对中用的定位调整螺钉,以便于作水平方向的调整。

●8.3.8.3.3 如果有规定,泵应当配备独立的用螺栓连接和向基础灌浆的安装板(见图 34)。该安装板的顶部表面应当机械加工,以便安装吐出口,外层圆罐或电机支架。

8.3.8.4 管路及附件

如果在发货前不安装机械密封和驱动器,则密封管路系统不应当完全装配好。

8.3.9 试验

8.3.9.1 泵应该完全装配好后进行试验。不推荐仅用涡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,卖方应当在报价单中提出替代的试验方法。外层的吸入圆罐(如果提供的),不要求做性能试验。

●8.3.9.2 如果有规定,未连接管路的泵的共振试验应该在泵结构和驱动电机机座的合装机组上进行。应按下列要求进行试验。

- 沿着泵吐出口法兰方向,在驱动电机机座上做一个敲击来激励机组。

- 利用响应来确定固有频率。

- 在与吐出口法兰成 90° 的方向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当至少低于最小连续工作转速的 10%,或者应当至少高于最大连续工作转速的 10%。

8.3.10 单泵壳导流壳式泵(VS1)和蜗壳式泵(VS2)。

8.3.10.1 蜗壳压力泵壳的部件是碗形导流壳、排液罩和吐出口。

8.3.10.2 长轴可以是开式的或闭式的。对于闭式的长轴,润滑型式应当由买方批准。

开式的长轴用抽送液体润滑。如果抽送液体不适于作为润滑剂,可以装密封闭式的长轴,以保证为长轴的轴承供应清洁的润滑液。

8.3.10.3 吐出口的安装表面应该适于灌浆和适于在机械加工的单独底座上安装。

8.3.10.4 如果在吐出管口上安装一个伸缩接头,则在泵上必须有推力限制。建议对美方提出的安装和管路布置方案作设计审查。

● 8.3.10.5 如果有规定,每个衬套下的长轴应配备经过硬化处理的轴套。

8.3.10.6 除非另有规定,对于所有规格的排液管应当使用整体衬套三叉支架和止口配合。

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

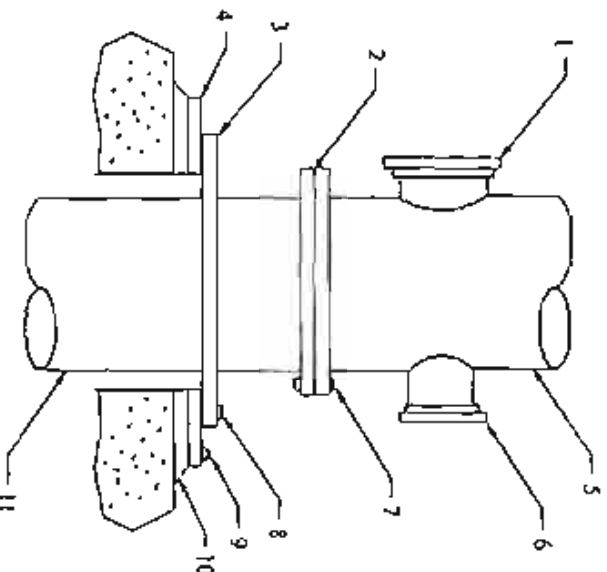


图 39-1. 吸入法兰 2. 主体法兰 3. 安装法兰 4. 底座 5. 泵筒水管 6. 吐出法兰
7. 主体法兰穿透螺栓 8. 压紧螺栓 9. 地脚螺栓 10. 灌浆 11. 外层圆罩(外部泵壳)

图 39-2 带有底座的立式悬吊式双壳体泵 (VS6 和 VS7) 的典型安装

8.3.11 单泵壳轴流泵 (VS3)

8.3.11.1 组成压力泵壳的部件是泵壳(碗形导流壳)、排液管和吐出口。

8.3.11.2 除非另有规定,所有规格的排液管应当使用整体衬套三叉支架和止口配合。

8.3.11.3 碗形导流壳应当有金属对金属的止口配合。

8.3.12 单泵壳长轴 (VS4) 和悬臂式泵 (VS5)。

8.3.12.1 对于 VS4 型泵,应提供衬套来支承轴和叶轮。

8.3.12.2 VSS 型泵应符合下列 8.3.12.2 a) 至 8.3.12.2 d) 的要求。

a) 转子应当悬臂于其轴承部件之外。淹没于液体中的底部衬套不作为轴的导向件。

b) 不使用泵壳衬套,轴的刚度应该限制总挠度,这样在最严重的动力学条件下,在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,叶轮不会与泵壳接触。

c) 悬臂式泵的转子应具有的第一阶临界转速应离出其最大允许连续转速的 30%。

d) 对于悬臂式 VSS 型泵,当在轴上紧靠高出机械密封或填料函处测压时,轴的总跳动指示值不应超过 $50\text{ }\mu\text{m}$ (0.002 英寸)。

8.3.12.3 对于敞开式系统的泵坑泵使用条件,VS4 和 VSS 型泵的承内压部件是由泵壳、吸入盖和排出管

组成的。对于封闭式系统的承压或真空容器的使用条件,密封室、泵盖板和容器盖也都成了承压部件。

8.3.12.4 对于 VS4 型泵,推力轴承应当设计成即可润滑油润滑又可油雾润滑的型式。轴承可以使用水、相协调或介质润滑,或自动润滑。VSS 型泵轴承应使用润滑油润滑。当在环境温度 43°C (10°F)下工作时,轴承温度应稳定在不超过 82°C (180°F)。推荐的润滑油应适合于在这样的温度下工作。

8.3.12.5 在 VS4 和 VSS 型泵上不提供机械密封,除非封闭式系统工作另有要求。

8.3.12.6 应该在盖板上装设起重吊耳以供起吊泵部件用,包括驱动机。

8.3.12.7 吐出管口和盖板应依照 5.3.3 中的要求设计。

如果泵安装在一个容器中,容器的管口也应该设计得能承受允许的管口负荷。允许的管口负荷见 5.5。

8.3.12.8 对于易燃和危险液体,盖板的接合面应该是气密式的。盖板的设计和安装方法应该由买方和卖方共同商定。

8.3.12.9 如果提供的机械密封应安装在盖板上,用以密封供给惰性或设备中的蒸汽,正常情况下机械密封用来密封蒸汽,但是,万一堵塞或容器内液体满溢时,机械密封应该设计得能在液体中工作的型式。密封室上应该设置用于高位放气的装置。

8.3.12.10 可以使用叶片泵来代替联轴器来减少返回到罐坑(液池)中的泄漏液。

8.3.12.11 在 VS4 和 VSS 型泵上不使用加长联轴器。联轴器轮齿与轴应当采用滑动配合。联轴器轮齿和键使用定位螺钉固定到轴上,以便于最终的联轴器的调整。

8.3.13 双泵壳导流壳式泵(VS6 型)和蜗壳式泵(VS7 型)

8.3.13.1 VS6 型泵组成压力泵壳的部件是吐出口和外层的吸入圆键。VS7 型泵组成压力泵壳的部件是外部泵壳(与吐出管口成一体),吐出口座和吸入管。

8.3.13.2 如果有规定,圆形零部件和排液管路应在至少 1.5 倍的最大压差时使用水做水静压试验。水静压试验应当按 7.3.2 的要求进行。

8.3.13.3 应当利用在高位设放气接头来保证整个外泵壳的排气。

8.3.13.4 应当采取措施来保证密封室的内部组件或与其它关联的辅助流程管路中的气体完全排掉。

8.3.13.5 如果有规定,外层的吸入圆键应设有一个排液管通往地面上。

8.3.13.6 排液管段应该与衬套三叉支架结合成一体,而且对所有口径的排液管应当采用止口配合。

9 买方的资料

9.1 概述

9.1.1 由卖方提供的资料已在 9.2 和 9.3 中规定。

9.1.2 买方的资料应当在递交信封的面和标题部位,扉页上或其它图纸上的明显的位置标出下列内容:

- a) 买方/用户的企业名称;
- b) 工位号/工段号;
- c) 设备编号和作业名称;
- d) 询价单号或买方订单号;

e) 询价单或买方订单规定的其它各种标识;

f) 买方的有标识的报价单号、工厂订单号、出厂顺序编号或完整清楚地标识回函所必须的其它参考标识;

9.1.3 如果有规定,应该在买方作出采购承诺之后 4 至 6 周内,最好在买方的工厂内举行一次协商会

议。除非另有规定,在此会议举行之前,卖方应当准备并下发一个议事日程,该议程至少应包括下列项目:

- a) 买方的订单、供货范围、机组责任以及于买方的项目;
- b) 数据表;
- c) 采用的技术规范 and 事先商定的例外情况;
- d) 分期提交资料,生产制造和试验时的时间进度表;
- e) 质量保证大纲和规程;
- f) 检查、考察和试验;
- g) 辅助系统示意图和材料单;
- h) 设备、管路和辅助系统的方位;
- i) 联轴节选择和等级;
- j) 推力轴承和径向轴承的规格、估计负荷及特定结构图;
- k) 转子动态分析(根据要求做横向扭转和瞬时扭转;通常在 10 至 12 周后提供);
- l) 设备性能、可选择的工况条件、启动、停机以及任何工况的限制条件;
- m) 任何脉动或振动分析的范围和详细要求;
- n) 仪器仪表及控制装置;
- o) 应力分析或其它设计审查的项目确定;
- p) 其它技术项目。

9.2 报价单

9.2.1 概述

9.2.1.1 卖方应该将原始的报价单及规定份数的副本寄送到询价函件上规定的地址。报价单最低限度应当包括 9.2.2 至 9.2.5 中规定的资料,以及系统及其所有组成部分是严格符合本国际标准的具体说明。如果系统及组件不严格符合本标准,则卖方应列出一份清单详述并解释每一个不符合之处。卖方应提供详细资料使买方能够评估各项建议的替代设计。所有往来通讯函件都应当按照 9.1.2 中的规定做出清晰的标志。

9.2.1.2 小于表 5 中要求的间隙必须作为本国际标准的例外情况而在报价单中说明。

9.2.2 图纸

9.2.2.1 在必要的卖方图纸和资料表(参见附录 L 中的实例)中指明图纸应该包括在报价单中。至少应当提供下列资料:

a) 每个主要设备或系统的总体布置图或外形图,图中应该表示出旋转方向,主要买方接口的位置和规格;外形尺寸、维修间隙的尺寸;总重量;安装重量;最大维修重量(按每个件标出),组装好的机器的起吊点和起吊方法,如果应用的话,标准的底座号(见附录 D);

b) 表示出所建议设备细节的剖面图;

c) 所有辅助系统的简图,包括密封冲洗系统、润滑油系统、控制系统及电气线路系统。应当包括材料清单。

9.2.2.2 如果采用标准图,则可以使用简图和材料清单,这些资料应该标出正确的重量和尺寸数据并且应当反映出所建议的真实设备及使用范围。

9.2.3 技术资料

报价单中应当包括下列资料:

a) 买方的数据表, 填入齐全的卖方资料以及充分描述该报价设备的文件资料;

b) 预测到的噪声数据(5.1.16)

c) 必要的卖方图纸和资料表(参见附录 I 中的实例)中指出卖方同意提交全部资料的时间进度表, 这些资料是作为买方规定的订单的一部分;

d) 收到订单后的几周内, 提出一份设备发货的时间安排表;

e) 一份主要易损件清单, 清单上应标明可与买方的其它机组部件的可互换性;

f) 一份供启动和正常维修用的库存的备件清单(见表 18);

g) 为维修用提供的专用工具清单(见 6.6.1);

b) 在数据表中规定的现场条件下, 对于启动、工作和停机用宜周期需要的任何特殊气候下和冬季加装保护措施说明, 此说明应明确地指出由买方提供的保护, 以及包括在卖方供货范围内的保护措施;

l) 对公用事业的要求列出的完整一览表, 例如对蒸汽、水、电、空气、煤气及润滑油的要求(包括必需的润滑油量、供油压力及需要由润滑油带走的热量), 以及铭牌额定功率和轴功率的必需运转功率。应当明确地指出近似的数据;

j) 任何任意的或附加的材料试验和检查方法的说明按照 7.3.4 或 7.2.2.1 的要求;

k) 列在买方询价单和在 5.1.11; 5.1.12; 5.1.13; 5.2.12.2; 5.3.4; 5.9.3.1; 5.10.2.4; 6.1.3; 6.1.6; 6.2.13; 8.2.1.1; 8.2.3.2; 8.2.7.4; 8.3.4.2; 8.3.9.1; 9.2.1.2; 9.2.2.1; 9.3.4.2; 9.3.5.1 和 9.3.9.1 中列出的各种特殊要求的说明;

● 如果有规定, 对已经安装的和在类似工况下工作的相似机组的一览表;

m) 为了保护设备的整体性能必需的任何启动停机或工作限制;

n) 计算出的比转速;

o) 任何试验设施的限制条件, 这些限制条件可以要求卖方从相反端装配并驱动单级双吸入泵作试验(8.2.7.4);

p) 对任何可以做替代设计的部件进行分析的清单, 然后需要买方批准(4.2)

9.2.4 曲线

卖方应该提供完整的性能曲线, 包括对水试的不同效率、效率、必需汽蚀余量和功率对流量的曲线。除了此处的低比转速的设计是不通之外, 这些曲线至少应延伸到峰值效率点流量的 120% 处, 并且应该标出额定工况点。应当包括最大和最小叶轮直径的扬程曲线。曲线上应当示出叶轮代号、比转速和汽蚀比转速。如果用到的话, 曲线应当示出粘滞修正值。应当标出最小流量(最小连续热控流量和最小连续稳定流量)、优先工作区和允许工作区以及任何使用限制。

9.2.5 任选的试验项目

● 如果有规定, 卖方应当提供一份各种特殊试验项目或自选试验项目的试验方法清单, 这些试验项目是已经由买方规定的或已由卖方建议的。

表 18- 推荐的备件

部件	相同泵的台数 N						
	1-3	4-6	≥7	1~3	4~6	7~9	≥10
推荐备件							
启动用							
正常维护用							
整装式组件 ^a				1	1	1	1
综合体(转子与泵内静止件) ^b				1	1	1	1
转子 ^c				1	1	1	1
泵壳 ^d							1
泵头(泵壳盖及填料函)							1
轴承架 ^e							1
轴(带键)				1	1	2	N/3
叶轮				1	1	2	N/3
耐磨环(组) ^f	1	1	1	1	1	2	N/3
(径向滚动)轴承组 ^g	1	1	2	1	2	N/3	N/3
(推力滚动)轴承组 ^h	1	1	2	1	2	N/3	N/3
(径向流体动压)瓦块轴承 ⁱ	1	1	2	1	2	N/3	N/3
(推力流体动压)轴承组 ^j	1	1	2	1	2	N/3	N/3
(推力流体动压)瓦块轴承 ^k	1	1	2	1	2	N/3	N/3
机械密封/填料 ^l	1	2	N/3	1	2	N/3	N/3
轴套 ^m	1	2	N/3	1	2	N/3	N/3
垫圈、垫片、O型环(组) ⁿ	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
三叉架或三叉架衬套(组)			1	1	1	N/3	N/3
轴承、衬套(组)	1	1	2	1	1	N/3	N/3
高速整体齿轮箱增加下列部件:							
齿轮箱		1	1	1	1	1	N/3
导叶及泵盖	1	1	1	1	1	1	N/3
花瓣轴	1	1	1	1	1	1	N/3
齿轮箱外壳				1	1	1	N/3
内部油泵	1	1	1	1	1	1	N/3
外部油泵	1	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。如果重要的泵一旦停机,会导致生产受损失或者破坏环境。

c 运行时要求做基本工作的泵看一类的备件。仅在主泵和备用泵同时出现故障时才会造成生产损失。

d 整装式机械密封应当包括轴套和压盖。

e 集装组件包括装配好的零件加上进出口、密封和轴承箱。

f 综合体包括装配好的转子上静止的水力部件(导叶或泵壳)。

g 转子包括除半联轴器之外所有装在轴上的旋转零件。

h 易损件(参见 5.1.1)。

i 每台泵。

9.3 合同资料

9.3.1 概述

9.3.1.1 卖方应按照协议的必要卖方图纸资料表格的要求提供合同资料(参见附录 L 中的实例)。

9.3.1.2 在每张图纸的右下角应当有一个标题栏,此栏中标有确认日期,9.1.2 中规定的卖方资料,修改编号和日期以及修改内容提要。也应提供有关其它文件的类似内容。

9.3.1.3 买方和卖方应当协商图纸和资料的审查范围和时间安排。除非双方有书面的特别协议,否则,这种审核不应当看成允许与订单中的任何要求可以有不符之处。

9.3.1.4 卖方资料的完整清单应当包括首次发送的主要图纸。这份清单应当包含标题、图纸号,以及卖方应当提供的全部资料的递交时间进度表(参见附录 L 中的实例)。

9.3.2 图纸和技术资料

9.3.2.1 卖方提供的图纸和资料应当包含足够的资料信息,以使买方能够根据 9.3.5 中规定的说明正确地安装、使用和维护所订购的设备,所有的合同图纸和资料必须清晰易懂,应当包括经过协商的卖方图纸、资料表格的适用范围(参见附录 L 中的实例)并且应达到相应的详细说明的要求。

尺寸外形图应当显示出泵吸入管口和吐出口的中心线,中心线的位置相对最近的底座地脚螺栓孔中心线的位置。底座地脚螺栓孔的中心线位置应示出与底座上共用基准点的公差。

9.3.2.2 经确认的试验曲线和资料(见附录 M 中的实例)应在试验后 15 天之内提交,并应当包括相对于流量绘制的扬程、效率及按照实际密度(比重)重新计算出的功率曲线。如果用到的话,应画出粘度的修正。应当包括由同一个模型铸出的叶轮板真实试验数据绘制的木试的必需汽蚀余量曲线。曲线图上应包括活所提供叶轮设计的最大和最小直径、叶轮叶片轮的识别代号以及泵的出厂顺序号。

9.3.3 进度报告

卖方应当在必要的卖方图纸和资料表(见附录 L 中的实例)上规定的时间间隔内向买方提供进度报告。

9.3.4 零部件清单及推荐的备件

9.3.4.1 卖方应当提交所供应的全部设备和辅助设备的全套零部件清单。该清单应包括制造厂的统一零部件编号、结构材料以及交货时间。材料应该按照 5.1.2.1 中规定作识别标记。每个零部件应该无遗漏地加以标识,并在剖面图或装配图上示出,使得买方可以确定这些零部件与其它设备的互换性。已从标准尺寸经过修改最终达到特定性能要求的零件,应用零件号加以统一地标识,以利于互换性和今后复制。标准的订购设备应该用原始制造厂的名称和零部件号加以标识。

9.3.4.2 卖方应在上述零部件清单上指出哪些零部件是供运动用的和正常维护用的推荐备件以及每种零部件建议的存放数目。这些零部件包括于卖方推荐的但尚未提供的备件。卖方应当在收到经审核的图纸后迅速地将该零部件单寄送给买方,并允许及时订货和在现场启动之前发送零部件。在递交的信息中应当包括 9.1.2 中规定的资料。

9.3.5 资料手册

9.3.5.1 概述

卖方应该提供足够份数的书面说明书和所有必需的图纸,以使得买方能够正确地安装、使用和维护订购的所有设备。这些资料应当编辑在一本手册中或一本带封面的汇编集中,该手册或汇编集中包含 9.1.2 中所列的资料信息,一份索引表和一份齐全并带有标题及图纸号的图纸装箱清单。应该为订购单中所包括的设备专门准备一本手册或说明书。其中可以包括有详细说明的事先印好的章节,但是“标准化”的手册

是不允许的。

9.3.5.2 安装手册

为正确安装设备所需要的各种资料应该汇编在一本手册中,此手册的发送不应当晚于最终检定合格图纸发送的时间。因此,该手册可以与使用和维护说明书分开提供。该手册应包含有关对方法和灌浆方法的资料、正常的和最大的公用事业需求,手册还应包括重心的位置、吊装措施和步骤,以及其它安装资料。在9.2.2和9.2.3中规定的所有图纸和资料是适用的,作为本手册的一部分应当包括正确的安装方式。

9.3.5.3 使用、维护和技术资料手册

包含使用、维护和技术资料手册应当在发货时一并发送。除了包括在所有的条件下使用说明外,还应该包括在极端条件下使用的专门说明。本手册还应包括重心位置的简图和吊装措施的简图,此吊装措施还包括能够移动泵壳的上半部分、转子和任何重量超过135公斤(300磅)的组件。该手册至少还应当包括在附录L中所列的所有资料数据。