



中华人民共和国国家标准

GB/T 5656—2008/ISO 5199:2002
代替 GB/T 5656—1994

离心泵 技术条件(Ⅱ类)

Technical specification for centrifugal pumps—Class Ⅱ

(ISO 5199:2002, IDT)

2008-08-25 发布

2009-03-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言 III

引言 IV

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 2

4 设计 5

5 材料 14

6 工厂检查和试验 14

7 发运准备 16

附录 A (规范性附录) 离心泵-数据表 17

附录 B (资料性附录) 作用在短管上的外力和外力矩 20

附录 C (规范性附录) 询价单、投标书、购货订单 31

附录 D (规范性附录) 订货之后的文件提供 32

附录 E (资料性附录) 密封配置示例 33

附录 F (资料性附录) 密封管路系统配置 35

附录 G (资料性附录) 附录 E 和附录 F 提及的标识示例 41

附录 H (资料性附录) 核对清单 43

参考文献 45

前 言

本标准等同采用 ISO 5199:2002《离心泵 技术条件-Ⅱ类》(英文版)。

本标准等同翻译 ISO 5199:2002。

为便于使用,本标准做了下列编辑性的修改。

- “本国际标准”一词改为“本标准”;
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”;
- 删除了国际标准的“前言”;
- 删除了国际标准“规范性引用文件”中:“ISO 和 IEC 的成员保留当前有效的国际标准的登记”;
- 增加了附录 A、附录 B 中 B.4.6c)及附录 G 中表 G.1 的表题。
- 将本标准 4.3.2.2 注中引用的 ISO 1940-1 标准在第 2 章“规范性引用文件”中列出,并给出与我国国家标准的对应关系。

本标准代替 GB/T 5656—1994《离心泵 技术条件(Ⅱ类)》。

本标准与 GB/T 5656—1994 相比,主要变化如下:

- 原标准第 3 章中“设计负荷”、“最大负荷”,新标准中分别为“设计径向负荷”和“最大径向负荷”,并有增加内容;
- 4.3.2“平衡和振动”中增加了对立式泵最大允许振动烈度的规定;
- 原标准附录 B“峰值位移”本标准已经删除;
- 原标准附录 C 为“作用在法兰上的外力和外力矩”,新标准附录 B 为“作用在短管上的外力和外力矩”;原标准将垂直方向、水平方向及总力矩用坐标形式表示,新标准是用表格表示的,并且增加了“增大基本数值的可能性”。

本标准的附录 A、附录 C、附录 D 是规范性附录,附录 B、附录 E、附录 F、附录 G、附录 H 是资料性附录。

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归口。

本标准起草单位:沈阳水泵研究所。

本标准主要起草人:于百芳、董钦敏。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为:

- GB 5656—1985、GB/T 5656—1994。

引 言

本国际标准为阐述离心泵技术条件的系列标准之一；这些标准分别为Ⅰ类、Ⅱ类、Ⅲ类。Ⅰ类要求最严，Ⅲ类要求最松。

依照泵应用场合的技术要求来选择所使用的等级。所选的等级要在采购商和卖方之间达成一致。此外，还要考虑作用现场的安全要求。

然而，不可能使某一特定使用现场的离心泵的技术要求等级标准化，因为每一使用现场都有不同的要求。所有等级（Ⅰ类、Ⅱ类和Ⅲ类）均可依据泵应用的不同要求来使用。所以，可能出现依据Ⅰ类、Ⅱ类和Ⅲ类技术条件所制造的泵在某一工厂内并存。

囊括特殊应用或特种工业的更进一步的技术要求在单个标准中阐述。

选择某一特定应用的泵所需的等级，其标准可包括：

- 可靠性；
- 要求的运行寿命；
- 运行条件；
- 环境条件；
- 当地外界条件。

凡是可能需要由采购商决定或需要由采购商和制造商/供货商共同商定的内容，其前后文对照清单列在附录 H 中。

离心泵 技术条件(Ⅱ类)

1 范围

1.1 本标准规定了具有任何一种驱动形式和安装形式的单级、多级、卧式或立式结构一般用途Ⅱ类离心泵的技术条件。用于化工流程工业泵(例如符合国际标准 GB/T 5662 要求的泵)是本标准所阐述的典型泵。

1.2 本标准包括含底座、联轴器和辅助管路在内的与安装、维护和安全有关的设计特征,但不规定除了与其额定输出功率相关的那些东西以外的驱动机的条件。

1.3 在已经要求应用本标准的情况下又需要一种特殊的设计特征时,可以提供符合本标准意图的可替代的设计,只要对其作了详细的说明。

可提供并不完全符合本标准要求的泵供考虑,只要对所有不符合之处予以说明。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

GB/T 3216 回转动力泵 水力性能验收试验 1级和2级(GB/T 3216—2005,ISO 9906:1999,MOD)

GB/T 3767 声学 声压法测定噪声源声功率级 反射面上方近似自由场的工程法(GB/T 3767—1996,eqv ISO 3744:1994)

GB/T 3768 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(GB/T 3768—1996,eqv ISO 3746:1995)

GB/T 4662 滚动轴承 额定静载荷(GB/T 4662—2003,ISO 76:1987,IDT)

GB/T 5660 轴向吸入离心泵 底座尺寸和安装尺寸(GB/T 5660—1985,idt ISO 3661:1997)

GB/T 5661 轴向吸入离心泵 机械密封和软填料用空腔尺寸(GB/T 5661—2004,ISO 3069:2000,MOD)

GB/T 5662 轴向吸入离心泵(16 bar) 标记、性能和尺寸(GB/T 5662—1985,idt ISO 2858:1975)

GB/T 6062 产品几何量技术规范(GPS)表面结构 轮廓法 接触(触针)式仪器的标称特性(GB/T 6062—2002,eqv ISO 3274:1996)

GB/T 6391 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命(GB/T 6391—2003,ISO 281:1990,IDT)

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 16404 声学 声强法测定噪声源的声功率 第1部分:离散点上的测量(GB/T 16404—1996,eqv ISO 9614-1:1993)

GB/T 16404.2 声学 声强法测定噪声源的声功率级 第2部分:扫描测量(GB/T 16404.2—

1999, eqv ISO 9614-2:1996)

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 7005-3 金属法兰 第3部分:铜合金和铜复合材料法兰

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本标准。

3.1

工作条件 operating conditions

由给定的用途和泵输液体所决定的各种参数(例如工作温度、工作压力)。

注:这些参数将影响泵的结构型式和结构材料。

3.2

容许工作范围 allowable operating range

所提供的泵在规定的工作条件下的流量或扬程范围,受制于汽蚀、发热、振动、噪声、轴挠度以及其他类似判断标准。

注:范围的上限和下限用最大和最小的连续流量表示。

3.3

额定条件 rated conditions

决定(保证)工况点的条件(驱动机除外)。这个工况点是为满足所有的规定工作条件并考虑留有任何必要的余量所需要的。

3.4

驱动机额定输出功率 driver rated power output

规定条件下允许的驱动机最大的连续输出功率。

3.5

基本设计压力 basic design pressure

由承压零件所用材料在 20 °C 时的许用应力导出的压力。

3.6

最大允许工作压力 maximum allowable working pressure

构件在规定的工作温度下,以所用材料和计算规则为基础所承受的压力。

3.7

额定入口压力 rated inlet pressure

在保证点工作条件下的泵入口压力。

3.8

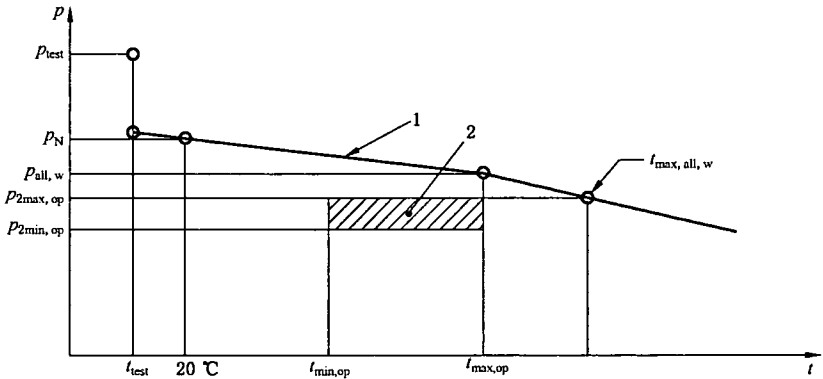
额定出口压力 rated outlet pressure

在保证点额定流量、额定转速、额定入口压力和密度下的泵出口压力。

3.9

压力/温度特征 pressure/temperature limit

限定给定结构和材料的构件的压力和温度特征(见图 1)。



- 1——构件的压力-温度极限；
2——包括允差在内的流体工作区域；
 p ——压力；
 p_{test} ——水压试验压力；
 p_N ——基本设计压力；
 $p_{\text{all, w}}$ ——最大允许工作压力；
 $p_{2\text{max, op}}$ ——最大出口工作压力；
 $p_{2\text{min, op}}$ ——最小出口工作压力；
 t ——温度；
 t_{test} ——水压试验温度；
 $t_{\text{min, op}}$ ——最低工作温度；
 $t_{\text{max, op}}$ ——最高工作温度；
 $t_{\text{max, all, w}}$ ——最大出口压力下的最高允许工作温度。

图 1 承压零件压力-温度特征

3. 10

腐蚀留量 corrosion allowance

被所输送液体浸蚀的零件,其壁厚超出理论壁厚的部分,理论壁厚是为经受住所给出的在最恶劣工作条件下的压力极限所需要的壁厚。

3. 11

最高许可连续转速 maximum allowable continous speed

制造商允许泵连续运转的最高转速。

3. 12

自停转速 trip speed

独立的紧急超速装置关闭原动机动作时的转速。

3. 13

第一临界转速 first critical speed

旋转零件第一(最低)横向自然振动频率与旋转频率相一致的转速。

3. 14

设计径向负荷 design radial load

用于选择轴承的泵转子的径向负荷。

3. 15

最大径向负荷 maximum radial load

在其允许的工作范围内的任何条件下由泵运转所产生的泵转子的最大径向负荷。

3.16

轴的径向跳动 shaft runout

在轴处于水平位置的情况下用手转动支承在轴承中的轴时,由测量轴相对轴承箱位置的装置所指示的总径向偏移量。

3.17

端面跳动 face runout

用手转动处于水平位置支承在轴承中的轴时,由附于轴上并随其一起旋转的装置所指示的在填料函外径向端面处的总轴向偏移量。

注:径向端面是决定密封部件对中性的平面。

3.18

轴挠度 shaft deflection

随着作用在叶轮上的水力径向力而偏离其几何中心的轴的位移。

注:轴挠度不包括轴在轴承间隙范围以内倾斜所引起的轴位移和由叶轮不平衡或轴的径向跳动所引起的轴弯曲。

3.19

密封冲洗循环(冲洗) seal flush; circulation

泵所输送的液体从高压区回流至密封腔。

注:这可以通过外部管路或内部通道来实现,并用来带走密封处所产生的热量或使密封腔内保持正压,或者经处理以改善密封工作环境。在某些情况下,从密封腔至低压区(例如入口)的循环方式或许是最理想的。

3.20

注入冲洗 injection flush

从一个外部液源引入一种合适的(清洁的、相容的等)液体至密封腔,然后进入泵输送液体中。

注:注入冲洗与循环冲洗作用相同,但也用于为密封提供良好的工作环境。

3.21

遏止 quenching

在主轴封处的大气一侧以低于密封腔内压力的压力连续地或间断地引入一种合适的(清洁的、相容的等)液体。

注:用于排除空气或潮气,防止或清除沉积物(包括结冰),润滑辅助密封,熄灭火花,稀释、加热或冷却泄漏液。

3.22

阻隔液体 barrier fluid

在两个机械密封之间引入的用来把泵流程液体与外界彻底隔开的液体。

注:阻隔液体的压力总是高于被密封的流程液体压力。

3.23

缓冲液体 buffer fluid

在两个机械密封之间用作润滑剂的液体。

注:该液体的压力总是低于被密封的泵所输送的流程液体压力。

3.24

泵 $H(Q)$ 曲线 泵流量扬程曲线 泵特征曲线 pump $H(Q)$ curve; pump head capacity curve; pump characteristic curve

在给定的转速和液体的工作/额定条件下,泵扬程和流量之间的关系曲线。

3.25

汽蚀余量 3% net positive suction head 3% ;NPSH3

泵第一级扬程下降 3% 时的必需汽蚀余量。

注:它是作为标准基准用于表示性能曲线。

4 设计

4.1 总则

4.1.1 文件

每当多个文件中含有相抵触的技术要求时,应按下列次序决定它们的适用:

- a) 购货订单或询价单(如果没有发出订单)(见附录 C 和附录 D);
- b) 数据单(见附录 A);
- c) 本标准的技术要求;
- d) 订单中作为参考的其他标准或询价单(如果没有发出订单)。

4.1.2 泵 $H(Q)$ 曲线(特性曲线)

制造商/供货商应作出适用的特性曲线,应标出所提供泵的允许工作范围。在符合 GB/T 5662 的泵的性能图谱图上应绘制出最小叶轮直径和最大叶轮直径的特性曲线,在采购商要求的情况下,还要绘制出其他泵型的特性曲线。泵最好具有稳定的特性曲线。

如果采购商规定,泵在恒速驱动机带动下使用,通过安装新的、大的或不同的一个叶轮或多个叶轮,在额定条件下将扬程提高近 5% 应该是可能的。

在流量范围内相对最高效率点处的工作点的位置应由采购商决定,它随着特殊的应用和最佳运转下的流量预期变化而变。

4.1.3 汽蚀余量(NPSH)

除非另有商定,必需汽蚀余量(NPSHR)应如 GB/T 3216 规定的以冷水作为基准确定。制造商/供货商应作出适用的作为流量函数的 NPSHR 曲线。NPSHR 曲线应为扬程下降 3% 的汽蚀余量(NPSH3)。

烃类的修正系数对 NPSHR 曲线不适用。

应该这样选择泵,装置的最小有效汽蚀余量(NPSHA)超过泵的必需汽蚀余量(NPSHR)至少为规定的安全余量。该安全余量应不低于 0.5 m。但制造商/供货商可考虑以下因素来规定较大的安全余量:

- 泵的规格、型式、转速、水力尺寸和设计;
- 运转速度;
- 所输送的液体;
- 结构材料的抗汽蚀能力。

4.1.4 户外安装

泵应适合于制造商/供货商所规定的环境条件下的户外安装。

如果要求泵必须适合于当地的异常环境条件,如高温或低温、腐蚀性环境、沙暴等,则采购商应该指明。

4.2 原动机

确定驱动机的额定性能时,应考虑以下几点:

- a) 泵的用途和工作方式。例如在并联运行的情况下,应当结合系统特性来考虑只有一台泵工作时它的可能性能范围。
- b) 泵特性曲线上工作点的位置。
- c) 轴封摩擦损失。
- d) 机械密封的循环液流量(尤其是对小流量的泵)。
- e) 所输送液体的性质(黏性、固体颗粒含量、密度)。
- f) 传动装置中的功率损失和滑差损失。
- g) 泵现场的大气条件。

h) 泵的启动。

在确定所要求的驱动机速度转矩特征时,尤其不管泵是在放气阀开着或关闭,是用手启动的或用机械启动的,还是泵被用来向排水管路中注水,均应对系统特征给予考虑。

要求作为本标准所提到的任何泵驱动机的原动机,其额定输出功率与泵额定功率之比至少应等于图 2 所给出的百分比,额定输出功率绝不可以低于 1 kW。

如果认为上述这样会使驱动机不必要地过大,则应将另外的替换建议提交采购商认可。

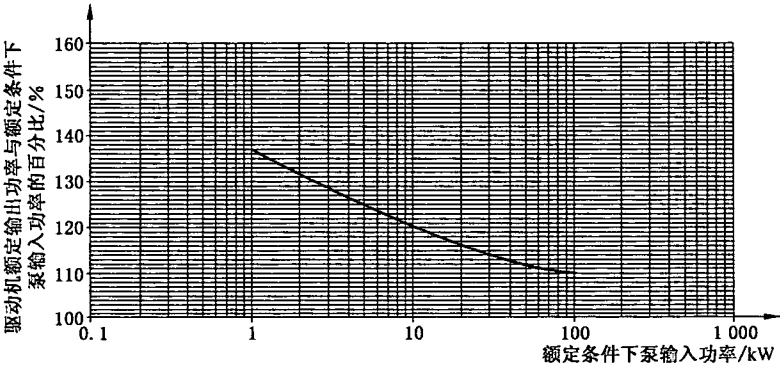


图 2 驱动机额定输出功率与额定条件下泵输入功率的百分比

4.3 临界转速、平衡和振动

4.3.1 临界转速

在运行条件下,连接上商定的驱动机时,转子的实际第一横向临界转速至少应高出包括汽轮机驱动泵的自停转速在内的最高允许连续转速的 10%。

对于一些泵型(例如立轴和卧式多级泵),在采购商和制造商/供货商一致同意时,其第一临界转速可以低于运行转速。当泵以变速驱动时,应特别注意。

4.3.2 平衡和振动

4.3.2.1 总则

泵所有旋转零部件均应做平衡。

4.3.2.2 卧式泵

在制造商/供货商的试验装置上测量时,未过滤过的振动值不应超过表 1 所规定的振动烈度极限¹⁾。这些数值是在无汽蚀运行状态下对额定转速(±5%)和额定流量(±5%)单个工况点在轴承箱处沿径向测得的。

表 1 最大允许振动烈度

泵的结构	泵的类型	最大均方根振动速度值/(mm/s)	
		$h \leq 225$ mm	$h > 225$ mm
刚性支承的泵	卧式泵	3.0	4.5
柔性支承的泵	卧式泵	4.5	7.1
所有支承形式	立式泵	7.1	

在表 1 中, h 为泵的中心高,刚性支承是机组和支承系统在测量方向上的最低自然频率比旋转频率至少高出 25%时所采用的一种支承。任何其他支承被看作是柔性支承。

制造商/供货商应规定所要求的平衡等级以便达到本标准规定限度内的合格振动水平。

注:作为参考,通常依据 GB/T 9239.1 的 G6.3 级做平衡即能达到该要求。

旋转频率和叶片流经频率的阻尼值低于表 1 所给出的值。

1) 参考 ISO 10816-3 仅在现场试验。

对于特殊叶轮的泵,例如单流道叶轮泵,可能会超过表 1 所规定的极限值。此时制造商/供货商应在他的供货中指明。

4.3.2.3 立式泵

对刚性联轴器连接的立式泵,应在驱动机座的法兰处取振动读数,而对弹性联轴器连接的立式泵应在靠近轴承处取振动读数。

在制造商/供货商的试验装置上测量时,在额定转速($\pm 5\%$)和额定流量($\pm 5\%$)点无汽蚀运行状态下,两者的振动极限均应不超过表 1 中给出的振动烈度极限值。

4.4 承压零件

4.4.1 压力-温度特征

制造商应明确地规定泵在最恶劣的工作条件下的极限压力(额定压力)。在任何情况下泵(泵体和泵盖,包括轴封箱和填料压盖/密封端盖)的额定压力均不得超出泵法兰的公称压力(见 4.5.2)。

对于符合 GB/T 5662 的泵,下列条款应适用:

- a) 如果泵是由铸铁、球墨铸铁、碳钢或不锈钢制造的,则 20 °C 时的泵的基本设计压力至少应为表压 1.6×10^6 Pa(16 bar);
- b) 对于其拉伸强度要求不允许按 1.6×10^6 Pa(16 bar)级的材料,应依据材料的应力-温度特征修正其压力-温度特征,制造商/供货商应明确地指出。

4.4.2 壁厚

包括轴封箱和填料压盖在内的泵体应有适当的壁厚使之在工作温度和额定压力的条件下,能承受住压力和限制变形。

泵体还应适合于环境温度下的水压试验的压力(见 6.3.3)。

当采购商要求时,承压零件应有 3 mm 的腐蚀留量。

4.4.3 材料

用于承压零件的材料应视泵输液体和泵的用途而定(见第 5 章)。

4.4.4 机械特征

4.4.4.1 拆卸

除立轴泵和环形截面多级泵以外,泵最好应设计成后开门结构形式,使之不用拆卸入口和出口法兰联接管就可以移出叶轮、轴、轴封和轴承部件。对于不适合于后开门结构的轴向吸入泵,制造商/供货商应该明确规定。

4.4.4.2 起顶螺钉

当提供起顶螺钉作为分离接触面的工具时,其中一个面应凹进去(镗平或加工出凹槽)以避免造成泄漏或配合不良的可能性。应该有足够数量的起顶螺钉以确保构件能够被分离而无需对构件过度用力或有损坏的危险。如有可能应避免使用空心头螺钉。

4.4.4.3 水汽夹套

加热或冷却泵体或填料函(或二者)用的水汽夹套是可自由选择的。在 170 °C 的温度下工作压力至少为 6×10^5 Pa(6 bar)的条件下设计夹套。在某种应用中,可能需要将加热夹套设计到 200 °C 温度下工作压力 1.6×10^6 Pa(16 bar)(用于蒸汽)或 350 °C 温度下工作压力 6×10^5 Pa(6 bar)(用于热传递油)。

4.4.4.4 泵体垫片

泵体垫片的设计应适合于泵的水压试验。对于径向剖分的泵体,体-盖垫片在大气一侧应受限制,以防止泄漏。

4.4.4.5 蒸汽的排出

输送压力接近其汽化压力或含有气体的液体的泵应设计成能将蒸汽完全地排放出去。

4.4.4.6 外部螺栓联接

联接包括轴封箱在内的受压零件的螺栓和螺柱,其直径最好不要小于 12 mm(ISO 公制螺纹)。如果由于空间限制,不可能采用 12 mm 的螺栓或螺柱,也可以使用直径较小的螺栓或螺柱。

所用的螺栓联接(性能等级)应适合于额定泵压力和常规的拧紧方法。如果在某一部位上必须使用一个特殊质量的紧固件,则其余联接部位用的可互换的紧固件也应是同等质量的。如有可能,应避免使用空心头螺钉。

4.4.4.7 高温泵体支承

对于 175 ℃ 以上的高温应用,应对泵体沿中心线支承给予应有的考虑。

4.5 短管(管口)和其他各种管连接件

4.5.1 范围

对于本标准而言,术语短管和管口是同义的。

本节是有关泵连接的各种流体管连接件的规定,不论它们是供运行使用还是供维护使用。

4.5.2 入口和出口短管

对于轴向吸入的泵,入口和出口短管应是有法兰的并按同一压力等级设计。对于其他类型泵(例如多级泵),允许入口和出口短管使用不同的压力等级,在这种情况下,制造商/供货商应明确地指出来并强调降压的必要性。

4.5.3 放气、压力表和放液接头

在泵体和密封腔的各个区域均应设置放气装置,除非泵通过短管的配置做成自放气的。在入口和出口短管处应设置压力表接头,但这些接头不应钻孔,除非在询价单和/或订单上有规定。

在泵的最低位置或几个低位处应设置放液接头。如果这些接头需要钻孔和装上螺塞或其他封堵物,则应在询价单和/或订单上加以说明。

4.5.4 封堵件

封堵件(螺塞、盲法兰等)的材料应适合于泵输液体并且应当注意材料组合对耐腐蚀是否相宜和使螺纹被擦伤和卡住的危险性减至最小。

所有与有压泵输液体相接触的孔口,包括轴封处的孔都应装上足以承受压力的可以拆卸的封堵件。

4.5.5 辅助管路连接件

所有辅助管路连接件都应有能满足预定功能要求的材料、规格和厚度(见 4.13.6)。

辅助管路应设置可活动的接头,以便容易拆卸。连接件的种类应经协商确定。无论何种情况下,直径等于或大于 25 mm 的连接件均应配置法兰。

4.5.6 连接件的标识

所有连接件均应按照它们的功能和作用在安装图上加以标识。建议也将这种标识应用在泵上。

4.6 作用在法兰(入口和出口)上的外力和外力矩

采购商应计算出管路系统作用在泵上的力和力矩,并核实它们没有超过许可值。如果这些负荷高于许可值,则在采购商和制造商/供货商之间应商定解决办法。

对于使用弹性联轴器的泵,建议使用附录 B 中给出的方法,除非在采购商和制造商/供货商之间商定出另外的方法。

4.7 短管(管口)法兰

法兰外轮廓部分的尺寸应使法兰能按 ISO 7005 的相关部分配置。如果泵制造厂的标准型式要求法兰的壁厚和直径大于规定的等级,则可以提供较重的法兰,但应该按规定进行表面加工和钻孔。应确保铸造法兰背面的螺栓头和/或螺母安装良好。

4.8 叶轮

4.8.1 叶轮设计

根据用途可以选择闭式、半开式结构的叶轮。铸造或焊接叶轮应是单体结构,密封环除外。

在特殊情况下,即叶轮出口宽度小或叶轮材料特殊,允许用其他方法制造叶轮。不过这需要取得采购商的同意。

4.8.2 叶轮的固定

叶轮应该被可靠地固定,以防止当按规定方向旋转时发生圆周方向和轴向移动。

4.8.3 轴向调整

如果需要在现场调整叶轮的轴向间隙,则应提供外部调整装置。如果通过转子的轴向移动实现调整,则应注意对机械密封可能产生危险的影响(见 4.11.6)。

4.9 密封环或作用相当的构件

如果适宜,就应装设密封环。装上的密封环应是可更换的并且被牢固地锁定以防止转动。

4.10 运转间隙

在确定静止部分和运动部分之间的运转间隙时,应考虑工作条件以及这些零件所用材料的性能(如硬度和抗擦伤性)。间隙的大小应能防止在工作条件下相互接触,且材料组合的选择应能使卡住和腐蚀的危险减至最小。

4.11 轴和轴套

4.11.1 总则

轴应具有足够的尺寸和刚性以便:

- a) 传递原动机额定功率;
- b) 使填料或密封性能的不良程度降至最低;
- c) 使磨损和卡住的危险降至最小;
- d) 能对静、动径向负荷、临界转速(见 4.3.1)和起动方法以及有关的惯性负荷给予应有的考虑。

4.11.2 表面粗糙度

除非对密封另有要求,否则填料函、机械密封和油封处的轴和轴套表面的粗糙度应该不大于 $0.8\ \mu\text{m}$ 。对于使用沿轴向移动的轴或轴套密封的机械密封,应该考虑使用要求较高的表面粗糙度(例如 $0.4\ \mu\text{m}$)。表面粗糙度的测量应按照 GB/T 6062 进行。

4.11.3 轴的挠度

在下列条件下,计算的在通过填料函外端面(或内装式密封的泵的机械密封端面处)的径向平面处由泵工作时产生的径向负荷引起的轴的挠度,不应该超过 $50\ \mu\text{m}$:

- a) 在泵的允许工作范围内;
- b) 当安装最大直径的叶轮时,在泵的允许工作范围内。

条件 a) 永远适用;另外的条件 b) 经过协商可能需要。

确定轴的挠度时,不应考虑填料的支承作用。

4.11.4 直径

如果可行,与轴封接触的这部分轴或轴套的直径应符合 GB/T 5661 的规定。

4.11.5 轴的径向跳动

轴和轴套(若安装的话)的制造和装配,应保证在通过填料函外端面的径向平面处的轴的跳动:对公称外径小于 $50\ \text{mm}$ 的,不大于 $50\ \mu\text{m}$;对公称外径为 $50\ \text{mm}\sim 100\ \text{mm}$ 的,不大于 $80\ \mu\text{m}$;对公称外径大于 $100\ \text{mm}$ 的,不大于 $100\ \mu\text{m}$ 。

4.11.6 轴的位移

轴承容许的转子轴向位移不得对机械密封的性能产生有害的影响。

4.11.7 轴套的固定和密封

当安装轴套时,应有轴向定位和在现行最高标准下,周向运转灵活的装置。这也适用于卡盘机械密封的密封套。

在轴和轴套之间应该有密封,以防止外部泄漏。在轴有腐蚀的危险处,则应进行配置以确保轴不被

浸湿。

4.11.8 轴套的配置

在装填料的泵上,若装有轴套,则轴套部件的端部应伸至填料压盖的外端面以外。在装机械密封的泵上,轴套应伸至密封端盖以外。在使用辅助密封或节流衬套的泵上,轴套应伸至密封端盖以外。这样轴和轴套之间的泄漏就不会同经过填料函填料或机械密封端面的泄漏相混淆。

对于外装机械密封或多重机械密封的配置,则应详尽描述。

4.11.9 推力轴承的固定

与轴承直接接触的弹簧挡圈不得用来传递由轴传至推力轴承内圈的推力。最好采用锁紧螺母和止动垫圈。

4.12 轴承

4.12.1 总则

当安装滚动轴承时,应按照国际上认可的标准。也可采用其他类型的轴承。

4.12.2 滚动轴承的寿命

应按照 GB/T 4662 和 GB/T 6391 选择和计算滚动轴承;当泵在其允许的工作范围内工作时,轴承的基本额定寿命(L_{10})至少应为 17 500 h。对于轴向吸入的泵,制造商/供货商应规定最大负荷下的入口和出口压力的极限值(泵扬程的函数),以达到至少为 17 500 h 的计算轴承寿命。

4.12.3 轴承温度

若需要冷却或加热来保持轴承温度控制在轴承制造商给出的轴承使用温度范围之内,泵产品制造商/供货商应予说明。

4.12.4 润滑

使用说明书应介绍有关所使用的润滑剂种类和使用次数。

4.12.5 轴承箱设计

为了防止损失或污染,不得使用加垫片或带螺纹的接合面来隔离润滑剂与冷却或加热流体。

轴承箱的所有开孔均应设计成可以防止污物侵入和在正常工作条件下润滑剂的漏失。

在危险区域,任何用来密封轴承箱的装置均不得设计成起火的发源点。应避免使用凸缘密封。

在使用稀油润滑的情况下,应提供带丝堵的放油孔。

如果轴承箱也兼作润滑油室,则应使用油位计或油面恒定油杯。推荐的油位或油面恒定油杯定位线的标记应是永久性的和明显易辨认的,并应指明油位是静态的还是动态的。

如果使用可重新加油脂的轴承,则应提供油脂溢出装置。

如果采购商要求,则应在轴承位置提供监测温度和振动的仪表。

4.13 轴封

4.13.1 总则

对于符合 GB/T 5662 的泵,泵的设计应允许使用下列所有可替换的密封:

——软填料(P);

——单端面机械密封(S);

——多重机械密封(D),如附录 E 所示。

对于所有其他泵轴必须密封的泵,泵的设计均应允许使用一个或多个上述可替换的密封。

所有泵均允许使用卡盘密封。

附录 E 中还示有遏止装置(Q),在某些场合下,它或许是必需的。

密封腔的尺寸应符合 GB/T 5661 的规定,除非工作条件另有要求。

应当有可以容纳、收集和排放从密封区里漏出的全部液体的装置。

4.13.2 选择密封的工作条件判断依据

用以选择机械密封和软填料密封的基本工作条件判断依据是:

- 泵输液体的种类和化学性质；
- 预期的最低和最高密封压力；
- 密封处液体的温度和物理性质；
- 特殊工作条件(包括起动、停机、热和机械冲击、清洗和循环)；
- 轴径和转速。

关于机械密封的补充判断依据为：

- 泵的旋转方向。

4.13.3 机械密封

4.13.3.1 型式和配置

本标准不涉及机械密封的零件设计,但这些零件应适用于经受住数据单(见附录 A)所规定的工作条件。

数据单(见附录 A)中应规定配置的方式(例如单端面的、双端面的、平衡型或非平衡型机械密封,见附录 E)。

如果泵输送接近其沸点的液体,则机械密封室中的压力应足够高于泵入口压力,或者紧靠密封面的区域的温度要足够低于汽化温度,以防止在密封面处液体发生汽化。

如果采用多重增压密封配置(背靠背或串联),则密封中间的阻隔液体应是流程液体相容的,并且其压力要高于密封压力。

如果安装了背靠背机械密封,则应确保即使发生阻隔液体瞬间以外的压力降,靠叶轮一侧的静环和相邻的旋转密封也不会遭受永久性的位移或无法恢复的损失。

对于在低于 0℃ 的温度下运行的泵,应提供遏止装置以防止结冰。

4.13.3.2 材料

应选择合适的机械密封元件材料,以经受住腐蚀、磨损冲刷、温度、热应力和机械应力等。对机械密封而言,被泵输液体浸湿的金属零件,在机械性能和耐腐蚀性方面,应具有至少与泵体(见第 5 章)同等的材料质量。

4.13.3.3 结构特性

应设法保证密封端盖相应的密封孔的对中性。依靠内径或外径的定位配合是达到此要求的可取方法。

密封端盖应具有足够的刚性以避免发生变形。密封室和端盖,包括紧固螺栓(见 4.4.4.6)应根据工作温度下允许的工作压力和必需的垫片安装负荷来进行设计。

密封箱与静密封环或密封端盖间的垫片外围应加以限制或应有相当的设计以防止垫片突然冒出。

包括密封端盖在内的所有静密封元件,均应能防止与轴或轴套意外接触和防止旋转。当某一静密封元件接触轴或轴套时,则与密封相接触的表面应具有足够的硬度和耐腐蚀性。轴或轴套应设有导入始端并去掉锐缘以免装配时损坏密封。

密封室和密封端盖的机械加工公差应使机械密封的静密封环处的端面跳动不大于密封制造商规定的最大允许值。

如果密封端盖中设置了节流衬套以使密封完全失效时的泄漏减至最小量,则衬套与轴之间以毫米计的径向间隙,应尽可能地小,但绝不能大于：

$$d/100 + 0.2$$

d 为轴的直径。

如果一定要避免泄漏,则需要增设一道辅助密封(例如双重密封)(见附录 E)。

只要可行,密封室应设计成能防止空气被截留。如果不可能做到这点,则密封室就应是可由操作人员手动放气的。并在说明书中介绍它的操作方法。

液体进入密封室以及必要时从密封室流出的位置应尽可能地靠近密封面。

除非另有商定,否则即使在并不需要接头的情况下(见 4.5.3 和 4.5.5)密封室的孔可能是钻好并攻出螺纹的。

4.13.3.4 装配和试验

供发运的装配见 7.1。

机械密封的水压试验压力不应承受超过极限密封压力。

如果密封面不适合于以水作介质工作(起动条件),则应在订货之前将此情况通知采购商。

4.13.4 填料函

结构设计应考虑能安装填料环。如需要有出口接管,采购商或制造商/供货商应作出规定。要留出足够的空间使不必移动或拆下除填料压盖部件或防护装置以外的任何零件即可更换填料。即使填料失去可压缩性,也要绝对保持压盖部件不动。

4.13.5 填料函和机械密封的辅助管路

4.13.5.1 泵应设计成能够接受诸如为满足规定条件轴封可能需要的那类辅助管路。

4.13.5.2 下列情况可能需要辅助管路系统

a) 这一类管路涉及到流程液体或能够进入流程的液体:

- 循环,如果不经由内部通道的话;
- 注入(冲洗);
- 阻隔;
- 密封。

b) 这一类管路液体不进入流程:

- 加热;
- 冷却;
- 缓冲;
- 遏止。

4.13.6 辅助管路的机械设计

采购商和制造商/供货商应就供货范围和用于外部供液、汽的服务性辅助管路及其连接件达成一致,并且最好依照附录 F 配置。

如有规定,管路系统,包括所有附件,均应由泵制造商/供货商供给,并且可能的话将它们完全装在泵上。

管路应设计和配置成允许拆卸以进行维修和清洗,并应有足够好的支承防止在正常运行和维修活动过程中因振动而损坏。

管的内径应不小于 8 mm,壁厚不小于 1 mm。最好使用较大的壁厚和直径。

输送流程液体[见 4.13.5.2a)]的辅助管路的温度和压力等级不应低于泵体(见 6.3)的温度和压力等级。管路材料应能承受所输送液体(见 4.5.5)和环境条件引起的腐蚀。

服务性管路[见 4.13.5.2b)]应根据响应的服务性质和温度等级(见 4.4.4.3)进行设计。

在所有低点处应设置排液孔和泄漏出口,以便能够将液体完全排尽。管路应设计成能避免气袋形成。

供蒸汽的服务性管路应是“顶入底出”。其他服务性管路一般应是“低入或侧入,顶出”。如装设节流孔板,其直径最好应不小于 3 mm。

当采用可调节孔板时,最小连续流量应予保证。

4.14 标牌

4.14.1 铭牌

铭牌应由适合于环境条件的耐腐蚀材料制成,并应牢牢地固定在泵上。

铭牌上所必需的信息至少应包括名称(或商标)、制造商或供货商的地址、泵的标识号(例如编号或

产品编号)、型号和规格。

其余的空间可用来给出有关流量、泵扬程、泵转速、叶轮直径(最大的和实际安装的)、泵的额定压力和温度等方面的附加信息。

4.14.2 旋向

旋转方向应该在醒目的地方以一个合适的、不易磨灭的箭头来表示。

4.15 联轴器

泵一般应通过弹性联轴器与驱动机连接。联轴器的大小应能满足传递预定的驱动机和最大扭矩要求。联轴器的极限转速应与预定的泵驱动机的所有可能工作转速相一致。

需要时应提供加长联轴器,以便不用移动驱动机就可以拆卸泵的转子。联轴器加长段的长度取决于为拆卸泵所需的两轴端之间的距离。如有可能,两轴端之间的距离应按照相关标准(例如 GB/T 5662)规定。

如果驱动机没有推力轴承,则应采用有限端部浮动联轴器。

两个半联轴器应有效地加以紧固,防止沿圆周方向和轴向相对于轴运动。两轴端应该有带螺纹的中心孔或提供其他方法,以确保联轴器装配正确。

如果联轴器的组成零件是一起作平衡的,则应当用永久的、明显可见的标记表示出其正确的装配位置。

联轴器和加长段应与泵的叶轮具有相同的平衡等级。

允许运转的径向、轴向和角位移偏差应不超过联轴器制造商规定的极限值。选择联轴器应考虑诸如温度、扭矩变化、起动次数、管路负荷等各种工作条件以及泵和底座的刚性。

应当装备按国家安全规则设计的适用的联轴器防护罩。

如果泵是不带驱动机系统交付的,则泵制造商和采购商应就以下几部分的选择达成共同协议:

- a) 驱动机系统:型号、功率、尺寸、质量、安装方法;
- b) 联轴器:型号、制造商、尺寸、加工情况(孔和键槽)、联轴器防护罩;
- c) 转速范围和泵轴功率。

4.16 底座

4.16.1 总则

底座尺寸最好与相关标准(例如关于泵和电机共同底座的 GB/T 5660)规定的一致。

如果符合 GB/T 5662 的泵使用不同于 GB/T 5660 规定的底座,应先取得协议方可。

底座的设计应能承受住 4.6 中给出的作用在泵短管上的外力而不致产生超出附录 B 中规定的轴位移偏差。

底座的材料(例如铸铁、结构钢、混凝土)及其安装方法(灌浆与否)应由采购商和供货商共同商定。

4.16.2 不灌浆底座

不灌浆底座应有足够的刚性承受住 4.6 中所述的独立式安装或在不需灌浆的基础上用螺栓安装的负荷。

4.16.3 灌浆底座

需要灌浆的底座应设计成能保证有良好的灌浆,例如应防止空气被截留。

如果必需有灌浆孔,则灌浆孔的直径应不小于 100 mm 或与此相当的面积。位于放液区域内的灌浆孔应有凸起的边缘。

4.16.4 底座设计

如果采购商要求,在底座上应设汇集和排放包括有害液体在内的所有使用的漏出液体及其他用途的漏出液体的装置。排放区域应以至少 1:100 的斜度朝排出口方向倾斜。

排放液体的管接头应有直径至少为 25 mm 的螺纹并安装在底座的泵的一端。

4.16.5 泵和驱动器在底座上的合装

4.16.5.1 应保证可对驱动器做垂直方向的调整以便补偿泵、驱动器和底座三者的公差。该调整不应小于 3 mm,应通过垫片或楔形垫来实现。

4.16.5.2 如果采购商提供驱动器或联轴器,则采购商应向泵制造商/供货商提供经证实的有关这几部分的安装尺寸。

如果驱动器不是由泵制造商/供货商来安装,而且楔形垫和垫片的总要求又超过 25 mm,则泵制造商/供货商应提供并附上用于调整轴中心线高度的可拆垫片。除非另有商定,否则驱动器的固定孔应是不钻出的。

4.17 专用工具

制造商/供货商应提供专门为调整、装配或拆卸泵而设计的所有工具。

5 材料

5.1 材料的选择

通常材料列在数据表中。如果材料是由采购商选定的,但泵制造商/供货商认为另外的材料更为合适,则应由制造商/供货商根据数据表上规定的工作条件把这些材料作为替代材料提出。

用于危险性液体的材料,制造商/供货商在取得采购商同意后推荐出合适的材料。无塑性材料不应当用于输送易燃液体泵的承压零件。

泵制造商/供货商应对高温或低温的应用场合(即高于 175 °C 或低于 -10 °C)的泵的机械设计给予应有的考虑。有关密封的材料,见 4.13.3.2。

5.2 材料成分和质量

材料的化学成分、机械性能、热处理和焊接方法应符合相关的材料标准。

如要求对上述性能进行试验和证实,则采购商和供货商应对试验和证实的方法达成一致意见(见第 6 章)。

5.3 修补

采用焊接或其他方法进行修补,应按类别参照其相关的材料标准。禁止用堵塞、锤击、涂漆或浸渍来修补承压泵体中的裂缝和缺陷。

6 工厂检查和试验

6.1 总则

6.1.1 采购商可以要求进行下列试验项目中的任一项或全部,如果有此要求,则应在数据表(见附录 A)中作出规定。此类试验可以是目睹证实或证书证实。目睹证实试验的试验读数单应由制造商/供货商的代表签字。证书应由制造商/供货商的质量指控部门发出。

6.1.2 如果规定进行检查,则应准许采购商的检查人员在双方商定的时间进入制造商/供货商的车间,并应给予适当的方便和资料以便能满意地进入检查。

6.2 检查

6.2.1 承压零件在完成试验和检查之前不得涂漆,防腐底漆除外。

6.2.2 可能需要进行下列检查:

- a) 装配前零部件的检验;
- b) 经试验运转后泵体和密封环的内部检验;
- c) 安装尺寸;
- d) 铭牌上的信息(见 4.14);
- e) 辅助管路和其他附件。

6.3 试验

6.3.1 总则

采购商应规定在试验中他所希望参与的程度,见下面的试验:

- a) “目睹试验”是指采用与采购商一起对生产进程和所进行的试验进行检查的一种同步进行的试验。这通常意味着双重试验。
- b) “观测试验”是指采购商要求预先通告试验时间的一种试验。然而,试验是按计划进行的,并且如果采购商不到现场,制造商/供货商可以进行下一步工作。

由于仅排定一次试验,所以采购商预期停留在厂内的时间应比目睹试验时停留在厂内的时间要长。

6.3.2 材料的试验

如果购货询价单和订单上有要求,则应提供如下的试验证书:

- a) 化学成分:根据制造商的标准规范,或以每批熔料的试样为准;
- b) 机械性能:根据制造商的标准规范,或以每批熔料和热处理的试样为准;
- c) 对晶间腐蚀的敏感性(如可适用的话);
- d) 无损检验(泄漏、超声波、染色渗透、磁粉、X射线照相、光谱鉴别等)。

6.3.3 水压试验

6.3.3.1 所有的承压零件(例如泵体、泵盖和密封端盖),包括它们的紧固件在内,均应进行试验压力为基本设计压力 1.5 倍的水压试验。试验应使用冷水进行(试验碳钢材料时最低温度为 15 °C),保持压力的时间至少应为 10 min,无可见的泄漏。在临时隔板处通过垫片泄漏是允许的,只要该泄漏不遮蔽对其他泄漏的观察。

6.3.3.2 选择隔板装置应小心,以避免在试验时对零件有增加应力及由试验压力引起变形时产生附加载荷或制约。隔板装置不应遮蔽住任何泄漏。除非穿透螺栓是正常结构组成部分,不应使用连接。

6.3.3.3 包括 a)类辅助管路(见 4.13.5.2)在内的所有接触泵输液体中的承压零件的试验压力至少应为泵最大允许工作压力的 1.5 倍。

6.3.3.4 符合 b)类的夹套和辅助管路(见 4.13.5.2)的试验压力至少应为它们最大允许工作压力的 1.5 倍。

6.3.3.5 如果进行试验的零件,在工作温度时其材料强度比在室温时的材料强度低,则该零件的水压试验压力应该用其压力温度特性曲线调整到室温时的最大允许工作压力的 1.5 倍,除非其水压试验是在高温下进行的。数据表应该列出实际的水压试验压力。

6.3.3.6 如果规定对整台装配好的泵进行水压试验,则应避免诸如填料或机械密封(见 4.13.3.4)这类辅助配件过度应变。经由软填料或临时机械密封的泄漏是允许的。

6.3.4 性能试验

6.3.4.1 对于非清洁冷水的试验液体及对不同运行条件下(例如高入口压力),其换算方法应该由采购商和制造商/供货商共同商定。

6.3.4.2 水力性能试验应按照 GB/T 3216 进行。采购商和制造商/供货商应就所需的试验等级进行商定。

6.3.4.3 如果需要,汽蚀试验应按 GB/T 3216 进行(见 4.1.3)。

6.3.4.4 在性能试验中,可能对下列附加情况进行检查:

- 振动(见 4.3);
- 轴承温度;
- 密封泄漏。

6.3.4.5 如果要求做噪声试验,则应按照 GB/T 3767 和 GB/T 16404 由采购商和制造商/供货商间的协议进行由泵辐射的空中噪声测定试验。

6.4 最终检查

应进行最终检查。根据购货订单证实所供给的设备是否正确和完整,包括零部件标识、涂漆、防护和文件资料的检查。

7 发运准备

7.1 轴封

除非另有商定,否则应该将软填料密封和机械密封安装到泵上。如果填料函没有装上填料,则应警示标签牢固地附于泵上。

7.2 运输和贮存的防护处理

应当在发货之前将所有用不耐环境腐蚀破坏的材料制成的内部零件中的积水放尽,并用去水防锈剂进行处理。

除机械加工表面之外的外表面均应根据制造商的涂漆标准选择一种考虑外部环境因素的油漆至少涂上一层。不锈钢零件不需要涂漆。如适用,底座的底部应涂漆为灌浆做好准备。

铸铁和碳钢零件的外部机械加工表面应涂上合适的防锈漆。

轴承和轴承箱应用与润滑剂相容的防锈油加以防护。稀油润滑的轴承起动前轴承箱中必须充油至适当油位的警告标签须牢固地附于泵上。

有关防锈剂以及它们的去除方法的介绍应牢固地附于泵上。还应兼顾当地有关防护剂的使用规则。

7.3 运输中旋转零部件的固定

为了避免运输过程中由于振动而损坏轴承,旋转零部件应根据其运输方式和运输距离、转子质量和轴承类型按不同要求加以固定。在这种情况下,应将警告标签牢固地附上。

7.4 孔口

所有通向压力室的孔口都应装上坚实得足以经受住意外损坏(见 4.5.4)和耐风雨侵蚀的封堵物。水、汽套的封堵物不能起保持压力的作用。

7.5 管路和附件

每台机组均应有相应的准备,固定好小的管路和附件,防止在运输和贮存期间损坏。

7.6 标识

泵和以及所有随其散装提供的零部件均应清楚地和永久性地以规定的识别号标记。

附 录 A
(规范性附录)
离心泵-数据表

A.1 总则

若请求或需要提供数据表时,下面的离心泵数据表可供:

- 采购商询问、订货和合同处理,以及
- 制造商/供货商投标和制造之用。

部件的技术要求按照本标准的规定。

为使书写或打字有较多的空间,可以将数据表扩展和分为两页,但无论如何,行号必须符合标准数据表。

A.2 数据表填写说明

需要的信息应该用十字叉(×)在合适的栏内标明。

涂灰色的地方应由采购商询问时填写。

空白栏可用来简述需求的信息,也可用于填写修改标记,表示此处已插入了信息或已对信息作了修改。

为方便交流指定行内和栏位的信息,请使用下列表解。

a) 三栏:

		第 1 栏		第 2 栏		第 3 栏	
29	×				×		29

示例 第 29/2 行。
行号/栏号

b) 二栏:

		第 1 栏		第 2 栏	
55	×		×		55

示例 第 55/1 行。
行号/栏号

c) 一栏:

		第 1 栏	
7	×		7

示例 第 7 行。
行号/栏号

表 A.1 离心泵-数据表

公司名称			回转动力泵数据表						修订:		
									日期:		
									姓名:		
1	装置					用途					
2						技术条件类别:					
3		需要数量	泵型号规格	制造商编号		驱动机类别	驱动机型号规格		项目号		
4	工作										
5	备用										
6	图样		安装尺寸				泵质量		泵体积		
7			泵装配图				客户	询价单号		日期	
8			轴封装配图					订单号		日期	
9			管路系统	辅助系统				供货商	投标书号		日期
10				轴封					合同号		日期
11	试验	材料	水压	检查	性能	NPSH	最终检查	验收文件			
12	引用标准										
13	执行见证试验单位										
工 作 条 件											
14	液体			流量	额定		额定流量时	装置-NPSHA			
15	固体	类型			最大		NPSH	泵-NPSH3			
16		以质量计%			最小		泵额定转速				
17	腐蚀剂			必需最小流量			泵规定点效率				
18	工作温度 t_{op}			入口 表压	额定		泵额定输入功率				
19	工作温度时的 pH 值				最高		泵最大输入	规定叶轮直径			
20	工作温度时的密度			额定出口表压			功率	最大叶轮直径			
21	工作温度时的蒸汽压力			额定压差			电驱动机额定输出功率				
22	工作温度时的运动黏度			额定总扬程			汽轮机额定输出功率				
23	工作温度时的比热			关死扬程			性能曲线号				
结 构 特 点											
24	设计			最高允许工作压力			冷却水条件				
25	级数			试验压力			冷却(C), 串联(S)				
26	自吸			入口法兰	DN/位置		加热(H), 并联(P)		C H S P 参数		
27					PN/端面		轴承				
28	叶轮直径/mm			出口法兰	PN/端面		密封腔				
29					DN/位置		密封冲洗 冷却器				

表 A.1 (续)

公司名称			回转动力泵数据表										修订:	
													日期:	
													姓名:	
30	立式泵的长度			放气接头			油冷却器							
31	立式泵筒体尺寸			排液接头			冲洗		液体			参数		
32	泵体剖分			轴封制造商			填料环							
33	泵体密封型式			型式、规格			机械密封							
34	叶轮型式			冲洗方案(附录 F)			填料/ 密封压盖							
35	泵体支承			材料代号			联轴器		制造商					
36	轴向(从驱动机端看)			软填料环尺寸					型式、规格					
37	减小轴向力方法			径向轴承	型式				最大直径					
38	总间隙	叶轮		轴向轴承	规格				加长段长度					
39		平衡鼓		传动轴轴承			底座							
40		轴瓦		轴承架号			地脚螺栓供货者							
41		耐磨板		润滑			驱动机		供货方					
42	转子护套/静止壳体厚度								安装方					
材 料														
43	泵体		轴承套		机械密封	密封压盖和垫								
44	吐出段		平衡盘“-”鼓			旋转环	内装/外装							
45	吸入段		平衡盘“-”鼓节流衬套			静环	内装/外装							
46	中段		封闭壳体/静止壳体			弹簧或波纹管								
47	吸入叶轮		转子护套			密封金属零件								
48	叶轮		磁体材料			动环和静环密封								
49	导叶		筒体		填料函	填料密封								
50	泵体密封环		扬水管			软填料环								
51	叶轮密封环		轴承架			填料环								
52	耐磨板/衬套		电机座			轴套								
53	泵体衬里		联轴器			喉部衬套								
54	泵体垫		联轴器罩			油漆								
55	轴		底座											
备注:														
客户:				供货商:										
准备(日期/部门/签字):			校核(日期/部门/签字):			准备(日期/部门/签字):			校核(日期/部门/签字):					

附录 B
(资料性附录)
作用在短管上的外力和外力矩

B.1 总则

由管路负荷所致的作用在泵法兰上的力和力矩能够引起泵和驱动机轴的不对中、泵体的过度应变或泵和底座之间紧固螺栓的过应力。

本附录意欲给制造商/供货商、安装合同方和泵使用者提供一种简单的用来检验由泵管路传递给泵的负荷保持在允许的限度以内的方法。可通过把

- 管路设计者计算的负荷(力和力矩),与
- 作为法兰尺寸和安装条件函数的、如本附录中所给出的各种泵类作用在法兰上的最大允许值进行比较来进行。

注：这种方法是在欧泵(欧洲泵业制造商协会)和管路专家共同支持下进行研究和试验的部分结果。全部结果作为 CEN 报告(见参考标准[12]出版)。表 B.5 中所示的 1A 类、1B 类和 3 类泵的系数被选择用来给出近似等于 CEN 报告中所给出的力和力矩值。泵的分类标识号可能与 CEN 报告不同。

B.2 泵型式分类标识

根据泵的结构和最常用的工作条件将泵型式分类标识号进行了规定。

表 B.1 列出了卧式泵的特点,表 B.2 列出了立式泵的特性。

如果某些泵不具备这些表中所提到的特性,则制造商/供货商可以认为它们类似于表中的某一类,否则应在采购商和制造商/供货商之间就每一特殊情况签定一个专门的协议。

B.3 力和力矩的允许值

B.3.1 每一类型泵的最大允许力和力矩是用合适的系数乘以被认为是最适合于该类型泵的基本数值来确定的。

B.3.2 表 B.3 中给出的基本数值适用于每一种泵法兰,注意经过法兰的三个坐标轴的标记含义。

表 B.1 卧式泵泵类的特性

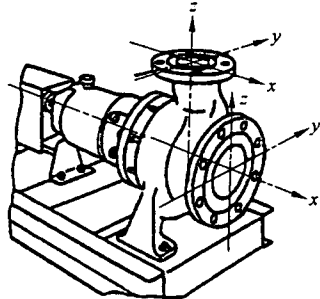
泵类号	简 图	法兰 DN(最大)	材 料
1A		200	铸铁
1B		200	铸钢
2		>200 ≤500	铸铁

表 B.1 (续)

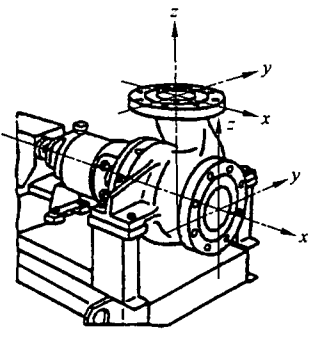
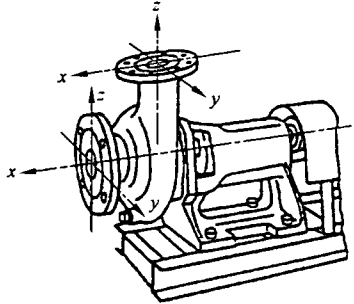
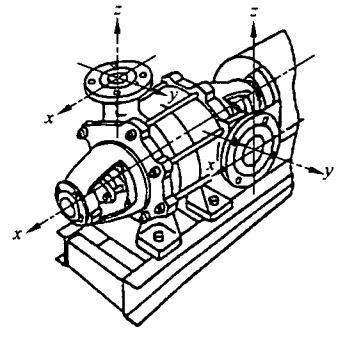
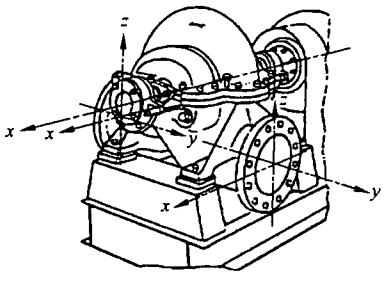
泵类号	简 图	法兰 DN(最大)	材 料
3		200	铸钢
4A		200	铸铁
4B		200	铸钢
5A		150	铸铁
5B		150	铸钢
6A		600	铸铁
6B		450	铸钢

表 B.2 立式泵泵类的特性

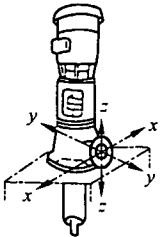
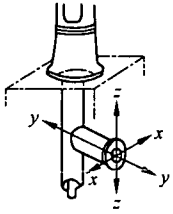
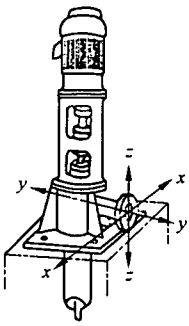
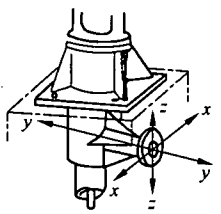
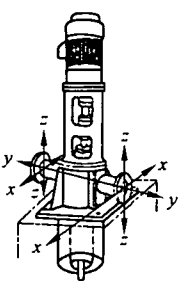
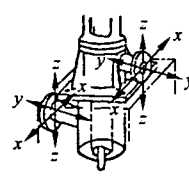
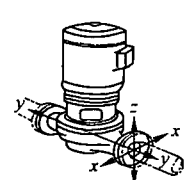
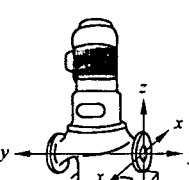
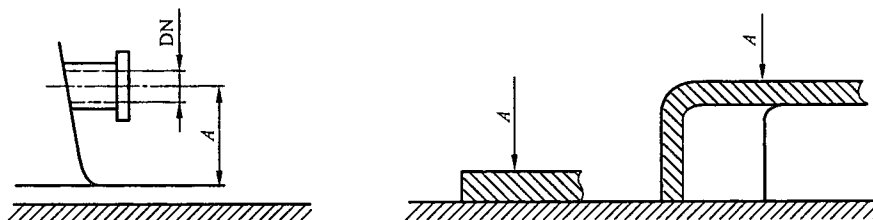
泵类号	简 图	法兰 DN	材 料
10A ^{a,b}		50~600	铸铁
10R ^{a,b}			铸钢
11A ^a		50~600	铸铁
11B ^a			铸钢
12A ^a		40~350	铸铁
12B ^a			铸钢
13A ^a		40~350	铸铁
13B ^a			铸钢
14A ^a		40~350	铸铁
14B ^a			铸钢

表 B.2 (续)

泵类号	简 图	法兰 DN	材 料
15A ^a		40~350	铸铁
15B ^a			铸钢
16A		40~150	铸铁
16B		40~200	铸钢
17A		40~150	铸铁
17B		40~200	铸钢

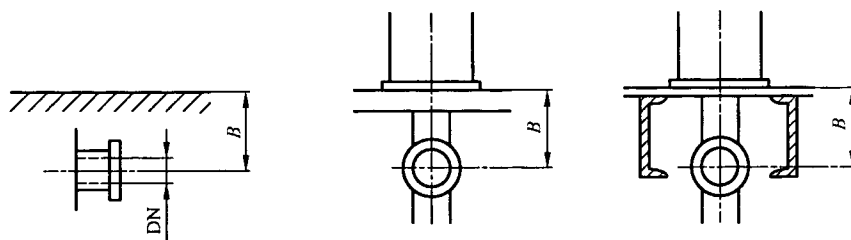
^a 表 B.3 和表 B.6 中 10~15 各泵型的允许力和力矩值仅适用于这样的场合,即受负荷作用的法兰的中心线与安装平面或固定平面之间的距离是在下面所述的范围内:

$A(\text{mm}) \leq 1.5 \text{ DN}$



a) 法兰位于安装平面或固定平面之上

$B(\text{mm}) \leq 1.8 \text{ DN}$



b) 法兰位于安装平面或固定平面之下

^b 对 10A 和 10B 泵型,给出的力和力矩值是基于假定排出弯管与驱动机座架(它本身又是整个泵机组的支承座)是一体结构。若此配件是分开结构(分为两部分或更多部分)时,表 B.6 中所列的值须除以 2。

表 B.3 卧式泵和立式泵的力和力矩基本数值

轴向	直径 ^a DN	力/N				力矩/(N·m)			
		F_y	F_x	F_z	ΣF^b	M_y	M_x	M_z	ΣM^b
卧式泵 顶短管 z 轴	25	700	850	750	1 300	600	700	900	1 300
	32	850	1 050	900	1 650	750	850	1 100	1 600
	40	1 000	1 250	1 100	1 950	900	1 050	1 300	1 900
	50	1 350	1 650	1 500	2 600	1 000	1 150	1 400	2 050
	65	1 700	2 100	1 850	3 300	1 100	1 200	1 500	2 200
	80	2 050	2 500	2 250	3 950	1 150	1 300	1 600	2 350
	100	2 700	3 350	3 000	5 250	1 250	1 450	1 700	2 600
	125	3 200	3 950	3 550	6 200	1 500	1 900	2 100	3 050
	150	4 050	5 000	4 500	7 850	1 750	2 050	2 500	3 650
	200	5 400	6 700	6 000	10 450	2 300	2 650	3 250	4 800
	250	6 750	8 350	7 450	13 050	3 150	3 650	4 450	6 550
	300	8 050	10 000	8 950	15 650	4 300	4 950	6 050	8 900
	350	9 400	11 650	10 450	18 250	5 500	6 350	7 750	11 400
	400	10 750	13 300	11 950	20 850	6 900	7 950	9 700	14 300
	450	12 100	14 950	13 450	23 450	8 500	9 800	11 950	17 600
	500	13 450	16 600	14 950	26 050	10 250	11 800	14 450	21 300
	550	14 800	18 250	16 450	28 650	12 200	14 050	17 100	25 300
	600	16 150	19 900	17 950	31 250	14 400	16 600	20 200	29 900
卧式泵 侧短管 y 轴	25	850	700	750	1 300	600	700	900	1 300
	32	1 050	850	900	1 650	750	850	1 100	1 600
	40	1 250	1 000	1 100	1 950	900	1 050	1 300	1 900
	50	1 650	1 350	1 500	2 600	1 000	1 150	1 400	2 050
	65	2 100	1 700	1 850	3 300	1 100	1 200	1 500	2 200
立式泵 与轴成 90°的 侧短管 y 轴	80	2 500	2 050	2 250	3 950	1 150	1 300	1 600	2 350
	100	3 350	2 700	3 000	5 250	1 250	1 450	1 750	2 600
	125	3 950	3 200	3 550	6 200	1 500	1 900	2 100	3 050
	150	5 000	4 050	4 500	7 850	1 750	2 050	2 500	3 650
	200	6 700	5 400	6 000	10 450	2 300	2 650	3 250	4 800
	250	8 350	6 750	7 450	13 050	3 150	3 650	4 450	6 550
	300	10 000	8 050	8 950	15 650	4 300	4 950	6 050	8 900
	350	11 650	9 400	10 450	18 250	5 500	6 350	7 750	11 400
	400	13 300	10 750	11 950	20 850	6 950	7 950	9 700	14 300
	450	14 950	12 100	13 450	23 450	8 500	9 800	11 950	17 600
	500	16 600	13 450	14 950	26 050	10 250	11 800	14 450	21 300
	550	18 250	14 800	16 450	28 650	12 200	14 050	17 100	25 300
	600	19 900	16 100	17 950	31 250	14 400	16 600	20 200	29 900

表 B.3 (续)

轴向	直径 ^a DN	力/N				力矩/(N·m)			
		F_y	F_z	F_x	ΣF^b	M_y	M_z	M_x	ΣM^b
卧式泵 轴向短 管 x 轴	25	750	700	850	1 300	600	700	900	1 300
	32	900	850	1 050	1 650	750	850	1 100	1 600
	40	1 100	1 000	1 250	1 950	900	1 050	1 300	1 900
	50	1 500	1 350	1 650	2 600	1 000	1 150	1 400	2 050
	65	1 850	1 700	2 100	3 300	1 100	1 200	1 500	2 200
	80	2 250	2 050	2 500	3 950	1 150	1 300	1 600	2 350
	100	3 000	2 700	3 350	5 250	1 250	1 450	1 750	2 600
	125	3 550	3 200	3 950	6 200	1 500	1 900	2 100	3 050
	150	4 500	4 050	5 000	7 850	1 750	2 050	2 500	3 650
	200	6 000	5 400	6 700	10 450	2 300	2 650	3 250	4 800
	250	7 450	6 750	8 350	13 050	3 150	3 650	4 450	6 550
	300	8 950	8 050	10 000	15 650	4 300	4 950	6 050	8 900
	350	10 450	9 400	11 650	18 250	5 500	6 350	7 750	11 400
	400	11 950	10 750	13 300	20 850	6 900	7 950	9 700	14 300
	450	13 450	12 100	14 950	23 450	8 500	9 800	11 950	17 600
	500	14 950	13 450	16 600	26 050	10 250	11 800	14 450	21 300
	550	16 450	14 800	18 250	28 650	12 200	14 050	17 100	25 300
	600	17 950	16 150	19 900	31 250	14 400	16 600	20 200	29 900
^a 对公称直径 DN 大于 600,或表 B.1 和表 B.2 中的最大 DN 值的法兰,其力和力矩值须由采购商和制造商/供货商协议商定。 ^b ΣF 和 ΣM 为力和力矩的矢量和。									

B.3.3 在最大允许力和力矩下,相对于空间内固定点的轴端水平位移不应超过表 B.4 中泵类类别的指示值。

表 B.4 水平位移

泵的型式	分类标识	轴端直径/ mm	位移 ^a / mm
卧式泵	1A、1B、2、3、4A、4B	<30	0.15
		30~40	0.20
		>40	0.25
	5A、5B、6A、6B	≤50	0.15
		>50	0.175
立式泵	全部 (10A~17B)	全部	0.150
^a 给出的位移数值作为检验泵及其支承的刚性的参考,而不作为定位要求的参考(见 B.6)。			

B.3.4 表 B.3 中提到的相关泵型的基本数值应乘以表 B.5 或表 B.6 给出的相应系数。

B.3.5 表 B.5 和表 B.6 中所示的数值对表 B.1 和表 B.2 中规定材料有效。对于其他材料这些数值必

须根据适当温度下它们的弹性模量比值做相应的修正(B.4.5)。

B.3.6 这些数值可以在任一法兰上(吸入口和排出口)在所有方向上用正号或负号应用或分开应用。

B.3.7 表 B.5 中的基本数值是具有由制造商/供货商规定的标准结构及安装的底座的泵而给出的。

表 B.5 卧式泵和立式泵的力和力矩基本数值

泵类识别号	系数/数值	
	力	力 矩
1A	0.35	0.35
1B	0.7	0.7
2	0.4	0.4
3	1	1
4A	0.35	0.35
4B	0.6	0.6
5A	0.3	$(\sum M - 500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.35$
5B	0.6	$(\sum M - 500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.7$
6A	0.4	0.3
6B	1	1

表 B.6 立式泵的实际数值系数

泵类识别号	系数/数值	
	力	力 矩
10A ^a	0.3	0.3
10B ^a	0.6	0.6
11A	0.1	0.1
11B	0.2	0.2
12A	0.375	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.5$
12B	0.75	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 1$
13A	0.262	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.35$
13B	0.525	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.7$
14A	0.375	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.5$
14B	0.75	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 1$
15A	0.262	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.35$
15B	0.525	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.7$
16A	0.5	0.5
16B	1	1
17A	0.375	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.5$
17B	0.75	$M_y M_z M_x (-500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 1$

^a 该系数是按最大工作压力 $2 \times 10^6 \text{ Pa}$ (20 bar) 给出的。对非常低的压力,轻装配式结构证明是合理的,其系数必须以与压力成正比进行减少,最低限为 0.2。这是对非常高比转速泵而言的。

B.4 增大基本数值的可能性

B.4.1 总则

如果管路原理有要求,给使用者提供增大基本数值以简化管理路系统的设计和构造是可能的。

B.4.2 卧式泵

对于卧式泵,应考虑两种可能性:

- a) 加筋的底座,这是制造商/供货商考虑的;
 - b) 安装的调整,这是使用者考虑的。
- 停机时泵重新对中或不重新对中;
- 预先加载。

B.4.3 立式泵

只有 12B、14B、15B、16B 和 17B 类立式泵,可以利用增大基本数值的可能性。下列情况除外:

- 已停机的泵,重新对中或不重新对中;
- 加筋的或灌浆的底座。

因此,能应用的可能情况如下:

- 给管路预先加载;
- 使用加权或补偿公式;
- 两种可能情况的综合。

16B 类泵不适用管路预先加载。

如果应用可能增大基本数值,则应该预先在采购商和制造商/供货商之间达成一致。

B.4.4 加权或补偿公式

如果作用的负荷并未全部达到允许的最大数值,只要下面补充条件得到满足,则这些载荷中的某一个可以超过正常的限度。

- 力和力矩的任一分量均应限制在 1.4 倍的最大允许数值;
- 作用在每一法兰上的实际力和力矩应满足下面的公式:

$$\left(\frac{\sum |F|_{\text{实际}}}{\sum |F|_{\text{最大,允许}}} \right)^2 + \left(\frac{\sum |M|_{\text{实际}}}{\sum |M|_{\text{最大,允许}}} \right)^2 \leq 2$$

式中:

总负荷 $\sum |F|$ 和 $\sum |M|$ 为在泵水平面上(入口法兰+出口法兰)每一法兰(入口和出口)的实际和最大允许数值的算术总和,不考虑它们的代数符号。

B.4.5 材料和温度的影响

在没有任何其他说明的情况下,所有的力和力矩数值均是针对如表 B.1 和表 B.2 所示的泵类的基本材料和基本温度为 20 °C 而给出的。

温度高于该温度,且使用其他材料,则应该用相应的弹性模量比对该数值做如下修正:

$$E_{t,m}/E_{20,b}$$

式中:

$E_{t,m}$ ——为基本材料在温度为 20 °C 时弹性模量;

$E_{20,b}$ ——为选用材料在介质温度为 t 时的弹性模量。

对于一些普通材料,作为温度函数的弹性模量的变化在图 B.1 中给出。

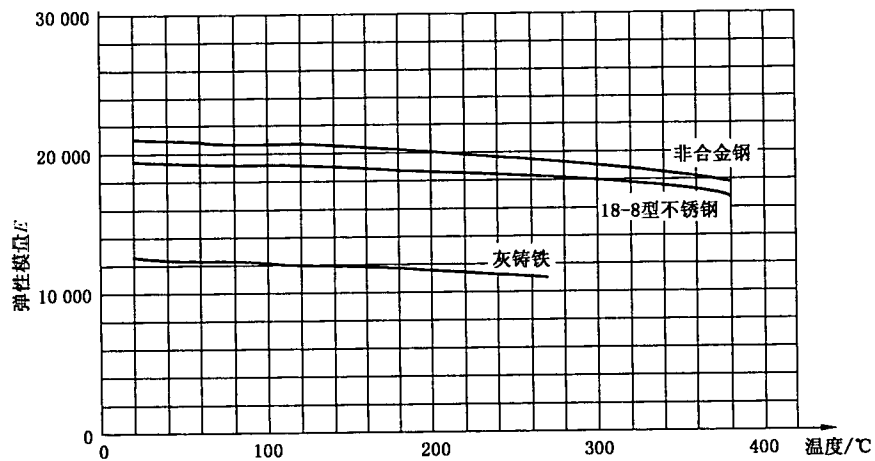


图 B.1 作为温度函数的弹性模量 E 的变化

B.4.6 作用在法兰上的最大允许力和力矩的计算示例

- a) 泵型
- 多级泵, 卧式;
 - 法兰吸入口一侧: DN65, 侧面短管;
 - 法兰排出口一侧: DN50, 顶部短管;
 - 材料: 铸铁;
 - 温度: 110 °C。
- b) 做法
- 按表 B.1(5A)确定泵类号。
 - 确定力。

表 B.7 力的确定

直径 DN	力 (表 B.3)/ N		系数 (表 B.5)	允许的力/ N
50	F_y	1 350	$F_y \times 0.3$	405
	F_x	1 500	$F_x \times 0.3$	450
	F_z	1 650	$F_z \times 0.3$	495
	ΣF	2 600	$\Sigma F \times 0.3$	780
65	F_y	2 100	$F_y \times 0.3$	630
	F_x	1 850	$F_x \times 0.3$	555
	F_z	1 700	$F_z \times 0.3$	510
	ΣF	3 300	$\Sigma F \times 0.3$	990

——力矩的确定。

表 B.8 力矩的确定

直径 DN	力矩总和 (表 B.3)/ (N·m)	系数 (表 B.4)	允许力矩/ (N·m)
50	2 050	$(\Sigma M - 500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.35$	542.5
65	2 200	$(\Sigma M - 500 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 0.35$	595.0

$E_{110\text{ }^{\circ}\text{C}}/E_{20\text{ }^{\circ}\text{C}}=120\,000/126\,000=0.952\,4$
——温度的影响(见 B.4.3 和图 B.1)。
——用系数 0.952 4 对 110 °C 的温度下的力和力矩进行修正。

c) 结果

表 B.9 结果

直径 DN	力/ N		力矩/ (N·m)	
50	F_y	386	ΣM	517
	F_x	429		
	F_z	471		
	ΣF	743		
65	F_y	600	ΣM	568
	F_x	529		
	F_z	486		
	ΣF	943		

B.5 制造商/供货商和采购商的职责

制造商/供货商应该向采购商指明所推荐的泵所属类型类别。
双方应对所采用的底座型式(标准的、带加强筋的、给基础浇筑混凝土的)达成一致。
采购商(或设备安装承包商、工程技术顾问等)应该计算出在所有条件下(热态、冷态、停机、压力下)作用于泵法兰处的负荷。
采购商应该确定这些负荷值没有超出所选的泵相对应的表中给出的极限值。如果负荷超出,或者改变管路以减小负荷,或者选择能承受住较大负荷的另外一种泵型式。

B.6 实际考虑的问题

B.6.1 泵不是管路系统的静态组成部分,而是一种精密的机械设备,含有一个以极小间隙高速旋转的运动部件且拥有高精密的密封元件诸如机械密封。因此,使负荷保持在本标准允许的最大限度范围内是十分重要的。

- B.6.2 由制造商/供货商和使用者就他们相互最关心的问题协商一致确定的本标准提出下列建议。
- a) 泵-驱动机联轴器的初始对中应特别仔细地去做,并应按照泵或联轴器制造商的使用说明书定期核查。
 - b) 具有两个活节的加长联轴器永远是最优选的,特别是对相关液体温度超过 250 °C 的大的泵机组和/或系统。
 - c) 初装期间,管路连接件应严格按照规定制造,并遵照泵制造商/供货商或管路系统设计者提供的说明书连接。建议每当部分地或全部地拆卸泵机组时就进行一次核查。
 - d) 根据所含有的泵型式和运行期间的温度,在某些情况下联轴器的初始对中应该在环境温度要高的温度下进行。

如果采用这种解决方法,则制造商/供货商和使用者必须严格规定装配条件和联轴器的对中。

B.6.3 除了成整体的“管道泵”型式以外,立式泵具有长的或相当长的立式轴,在以等距间隙隔开的多个套筒轴承内运转,通常用泵输液体润滑。因此转子部件运行的平稳性取决于良好的对中性。只有施加在泵法兰上的外部负荷未引起超过制造商/供货商所允许的变形时才能确保这一点。

这就是为什么在考虑了立式泵的设计概念和是否对中之后,现行标准规定作用在立式泵法兰上的

力和力矩低于卧式泵允许值的原因。

此外,由于立式泵的电机和电机座通常紧密地联接到泵的上部,所以目视评定在联轴器位置处的变形比在卧式情况下要困难。实际上这类变形只是相对于空间内固定的基准点。由于很难检查,使用者应严格遵照制造商/供货商给出的建议使用。

作用在法兰上过大的负荷除了影响泵良好的运行和/或可靠性以外,还通常导致:

- 振动水平比正常的要高,和
- 当转子的质量允许用手转动时,静止状态下(在运行温度下)用手转动转子会比较困难。

附 录 C
(规范性附录)
询价单、投标书、购货订单

C.1 询价单

询价单应包括在涂上灰色阴影的地方表示技术信息的数据表。

C.2 投标书

投标书应包括下列技术信息：

- 填完的数据表,用“×”表示；
- 初步外形图；
- 典型的剖面图；
- 特性曲线。

C.3 购货订单

购货订单应包括下列技术信息：

- 填完的数据表；
- 所需的文件。

附 录 D
(规范性附录)
订货之后的文件提供

D.1 应当在商定的时间内按商定的份数向采购商提供下列合格文件的复制本。

任何要求提供特殊种类或形式的文件,均需通过协议规定。

D.2 通常提供的文件有:

——数据表。

——说明书,应包括有关安装、试运转(首次起动设备)运行、停机、维护(检查、保养、大修)方面的资料,附有零件明细表和运转间隙的装配图。如有必要,还应包括专门针对特殊工作条件而作的说明。

——性能曲线。

——备件明细表。

D.3 提供的文件须清楚地用下列号码加以识别:

——项目号;

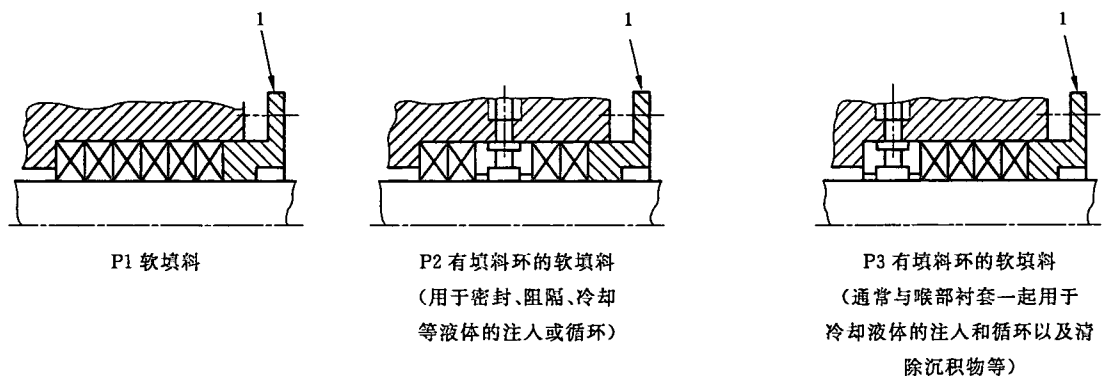
——购货订单号;和

——制造商/供货商订单号。

附录 E
(资料性附录)
密封配置示例

E.1 总则

图 E.1~图 E.4 表示的是密封配置原理,而不是它们的结构细节。

E.2 软填料²⁾(P)

1——填料压盖。

图 E.1 软填料密封的示例

E.3 单端面机械密封²⁾(S)

这些密封通常可能是:

- a) 不平衡型(U)(如图 E.2 所示)、平衡型(B)或波纹管(Z);
- b) 密封表面处有液体注入或循环,或没有;
- c) 有喉部衬套,或没有。

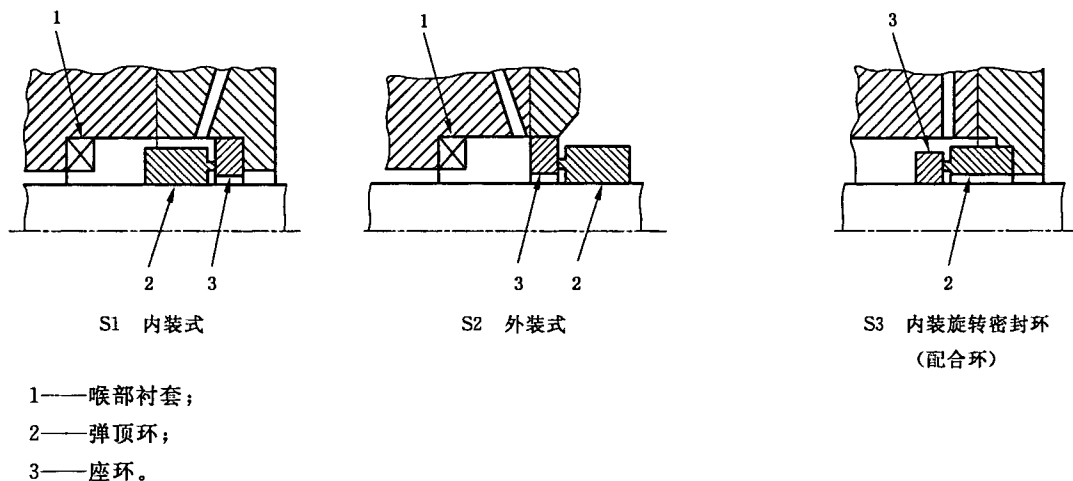


图 E.2 单端面机械密封的示例

2) 图的左侧表示泵侧,右侧表示大气侧。

E.4 双端面机械密封²⁾(D)

密封之一或两个密封可以是不平衡型(如图 E.3 所示)或平衡型。

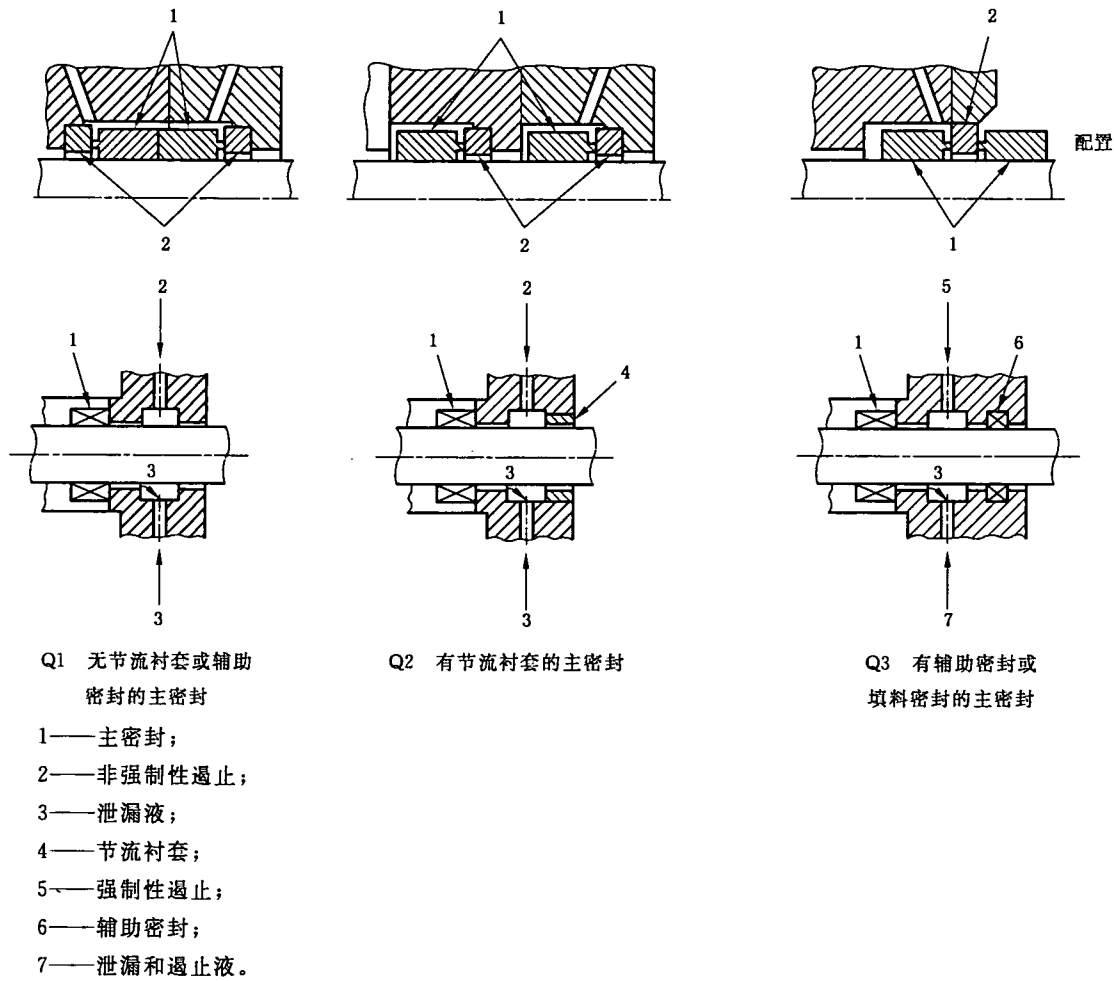


图 E.3 遏止装置的示例

附 录 F
(资料性附录)
密封管路系统配置

F.1 总则

表 F.1 和 F.2 表示密封管路系统配置原理,而不是它们的结构细节。

F.2 按照基本管路系统分类的密封型式

表 F.1 密封型式

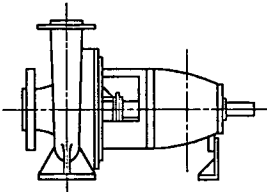
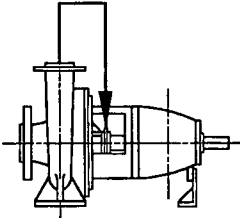
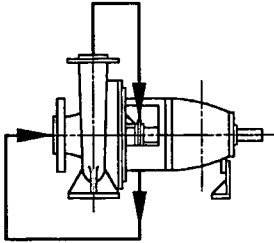
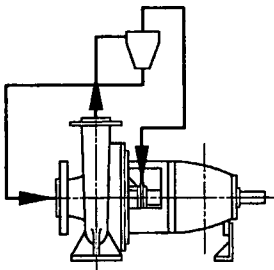
基本配置				适用于			
标识 代码	相当于 ISO 13709	示图	说明	软填料 密封 P	单端面 机械密 封 S	双端面 机械密 封 D	遏止 装置 Q
00	方案 02		无管路系统, 无循环	×	×		
01	方案 01		无管路系统, 内部循环	×	×		
02	方案 11		循环液体从泵出口至密封腔(经内部返回)	×	×		
03	方案 14		循环液体从泵出口至密封腔现返回泵入口 ^a	×	×		
04	方案 31		循环液体经旋液分离器分离(由内部返回); 污液管路通至泵入口	×	×		

表 F.1 (续)

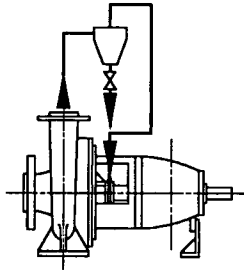
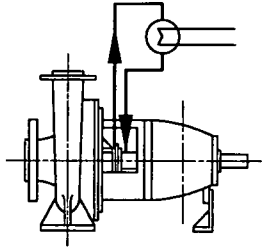
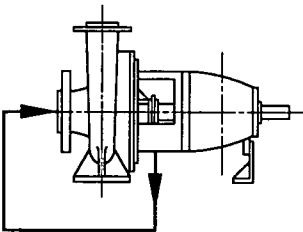
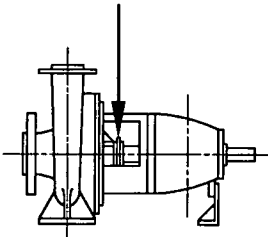
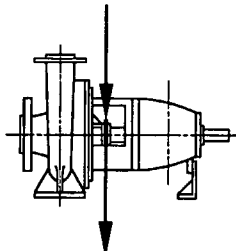
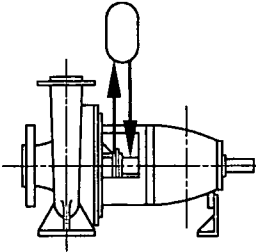
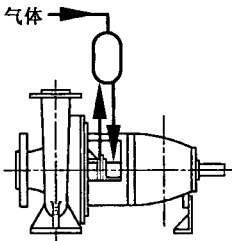
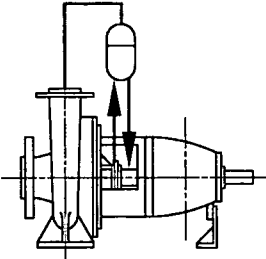
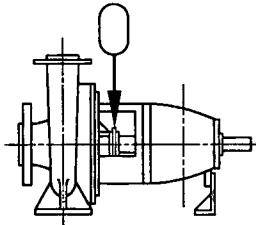
基本配置				适用于			
标识 代码	相当于 ISO 13709	示图	说明	软填料 密封 P	单端面 机械密 封 S	双端面 机械密 封 D	遏止 装置 Q
05	—		循环流体经旋液分离器分离;污液管路通至排放口	×	×		
06	方案 14		循环流体通过泵吸装置从密封腔经换热器再返回密封腔		×		
07	方案 31		内部循环流体通至密封处,然后返回泵入口	×	×		
08	a) 方案 32; b) 方案 62		从外部引来的流体: a) 至密封腔同时流入泵内; b) 至遏止装置	×	×	×	×
09	方案 54 (密封腔)		外部流体(如注入流体、阻隔流体)至密封腔/遏止装置处,出口通向外部系统	×	×	×	×

表 F.1 (续)

基本配置				适用于			
标识 代码	相当于 ISO 13709	示图	说明	软填料 密封 P	单端面 机械密 封 S	双端面 机械密 封 D	遏止 装置 Q
10	方案 52 (遏止装置)		由高位贮液罐供给阻隔流体或遏止流体,依靠热虹吸管或泵吸装置实现循环			×	×
11	方案 53 (密封腔)		由增压罐供给阻隔流体或遏止流体,依靠热虹吸管或泵吸装置实现循环			×	×
12	—		由增压罐供给阻隔流体,依靠热虹吸管或泵吸装置实现循环;增压罐由泵排出液体经增压装置(例如带隔膜的罐)实现增压			×	
13	—		由高位贮液罐供给阻隔流体或遏止流体	×			×
^a 只有: ——旋液分离器的压差$\geq 2 \times 10^5$ Pa(2 bar),且 ——固体颗粒的密度与所输送液体的密度之比≥ 1.5,旋液分离器才适用。							

F.3 密封管路系统配置标识

标识由代表密封配置的大写字母(P、S、D、Q)和一个数字(1、2、3,见附录 E)(它并不代表密封腔的位置)以及代表基本管路系统配置的代码(01、02、03 等,见表 F.1)组成,中间用点隔开。

如还连有附件,则以它们的代码数字(见表 F.2)表示之。代码在标识中的排列顺序与附件在系统

中沿液流方向的配置顺序相一致。

如液流的起始和终止均是在密封腔处(闭循环),代码仍按同样顺序排列。

对起始于密封腔之前并延伸至密封腔之后的管路配置,密封腔在其中的位置应该用一破折号表示。

不同的密封配置与不同的管路配置的组合是可能的。在这种情况下,管路系统配置的标识顺序与在泵侧开始的密封配置的标识顺序一致。(见附录 G,示例 5 和示例 8)

当某一附件组成件是泵或别的附件组成件的一部分或是在它们的内部时,它的代码要用括号括起来。

F.4 密封管路系统附件说明

见 F.2。

注: ISO/TC 10 技术委员会(技术图纸)和 ISO/TC 145 技术委员会(图形符号)正在研究符号。相关标准在“来源”一栏中表示。

表 F.2 密封管路系统附件

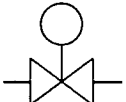
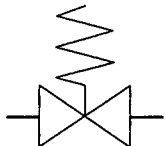
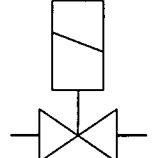
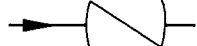
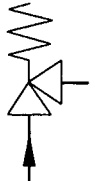
标识代码	符 号	名 称	来 源
10		阀	
11		截止阀	ISO 3511-1:1977,3.4
12		调节压力或流量的 手动调节阀	
13		自动调节阀	ISO 3511-1:1977, 3.4 和 3.5.1
14		自动压力调节阀	
15		电磁阀	ISO 3511-1:1977,3.4 ISO 3511-2:1984,6.4.4
16		止回阀	
17		安全阀	

表 F.2 (续)

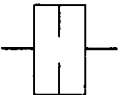
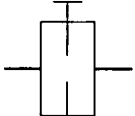
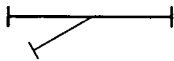
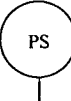
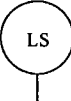
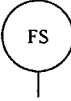
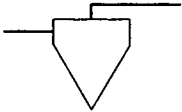
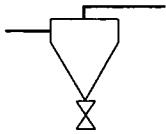
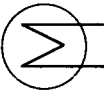
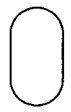
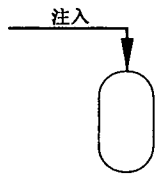
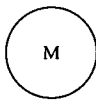
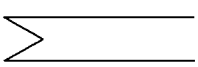
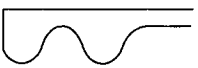
标识代码	符 号	名 称	来 源
20	孔板		
21		非调节孔板	
22		调节流量和压力的 可调节孔板	
30	过滤器和粗过滤器		
31		粗过滤器	
32		过滤器	ISO 3511-3:1984, 3.5.1.4
40	指示仪表		
41		压力计	
42		温度计	ISO 1219-1:1991, 10.1.2
43		流量计	ISO 3511-1:1977, 6.1.1
44		液位计	ISO 3511-1:1977, 6.1.6
50	开关		
51		压力开关	
52		液位开关	
53		流量开关	
54		温度开关	

表 F.2 (续)

标识代码	符 号	名 称	来 源
60	装 置		
61		旋液分离器	
62		污液管内带手动调节阀的旋液分离器	
63		热交换器	ISO 7000:1989,0111
64		贮液罐	ISO 3511-3:1984,3.5.1.6
65		带隔膜贮液罐	
66		带增压器贮液罐	
67		带补给装置注入液体的贮液罐	
68		循环泵	ISO 7000:1989,0134
69		电动机	
70		冷却盘管	
71		槽式电热器	

附录 G
(资料性附录)

附录 E 和附录 F 提及的标识示例

表 G.1 附录 E 和附录 F 提及的标识示例

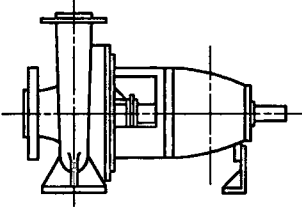
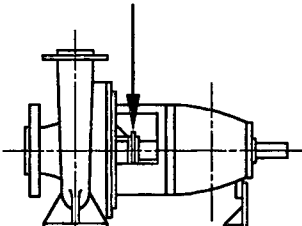
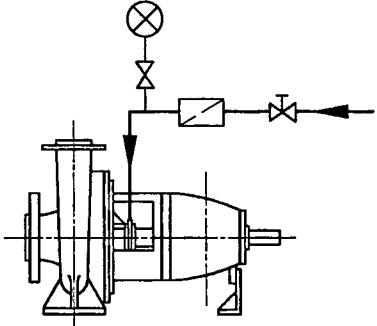
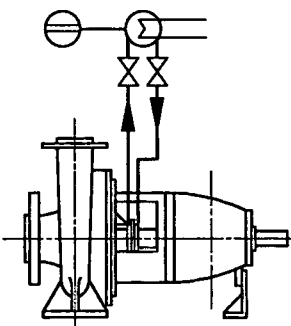
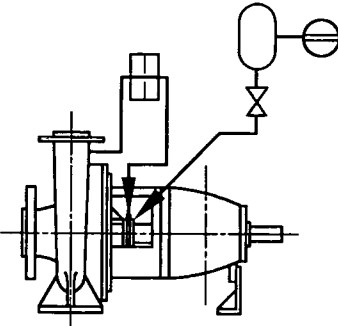
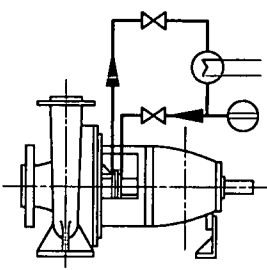
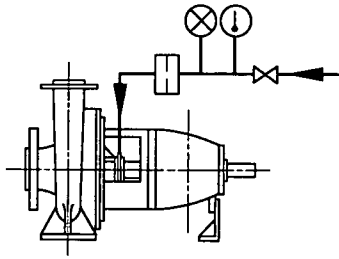
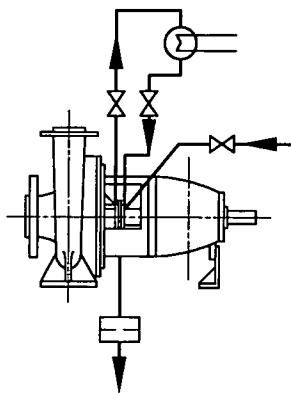
序号	图	标 识	说 明
1		P1.01	软填料——P1 基本配置 01
2		S1.08	单端面机械密封——S1 基本配置 08
3		S1.08-12.32.11.41	单端面机械密封——S1 基本配置 08 手动调节阀——12 过滤器——32 截止阀——11 压力计——41
4		D1.10-11.64(63.44)11	双端面机械密封——D1 基本配置 10 隔离阀(自由选用)——11 贮液罐——64 热交换器(内装)——63 液位计(内装)——44 截止阀(自由选用)——11

表 G.1 (续)

序号	图	标 识	说 明
5		S1.02-Q3.13-64(44)11	单端面机械密封——S1 基本配置 02 孔板——21 遏止装置——Q3 基本配置 13 贮液罐——64 液位计(内装)——44 截止阀——11
6		S1.06-11.63.41.11	单端面机械密封——S1 基本配置 06 截止阀(自由选用)——11 热交换器——63 压力计——41 截止阀(自由选用)——11
7		S1.08-11.42.41.21	单端面机械密封——S1 基本配置 08 截止阀——11 温度计——42 压力计——41 孔板——21
8		S1.06-11.63.11Q3.09-11-21	单端面机械密封——S1 基本配置 06 截止阀——11 冷却器——63 截止阀——11 遏止装置——Q3 基本配置 09 截止阀(自由选用)——11 孔板——21

附 录 H
(资料性附录)
核 对 清 单

下列清单用段落号列出可能需要由采购商作决定或需要在采购商和制造商/供货商之间达成一致的事项。

a) 设计

- 4.1.2 最小和最大叶轮直径的特性曲线
 - 将扬程提高 5%可能性的条件
 - 相对最高效率点处的工作点的位置
- 4.1.3 NPSH 基准
- 4.3.1 柔性轴
- 4.4.2 腐蚀留量
- 4.4.4.3 加热水、汽套的设计压力和温度
- 4.5.3 出口压力计和放水孔
- 4.5.5 辅助管路连接件种类
- 4.6 作用在法兰上的外力和外力矩
- 4.8.1 叶轮结构
- 4.11.3 轴挠度计算的条件
- 4.11.8 某些机械密封轴套的配置
- 4.12.5 轴承位置的温度监测
- 4.13.3.1 机械密封配置
- 4.13.3.2 阻止泄漏的辅助密封
 - 机械密封供液供汽服务性管路的钻孔
 - 填料环的出口连接件
- 4.13.6 辅助管路系统
- 4.14.1 铭牌上的附加信息
- 4.15 联轴器:泵不带驱动机发货时所需要的信息
- 4.16.1 底座:符合 ISO 2858、不符合 ISO 3661 规定的底座尺寸
 - 底座:材料和灌浆
- 4.16.4 底座:集积和排放泄漏出来的液体的装置
- 4.16.5.2 采购商提供驱动机:经检定的安装尺寸、驱动机定位孔的钻孔

b) 材料

- 5.1 危险液体用材料
- 5.2 材料成分、质量试验和证书

c) 工厂检查和试验

- 6.1.1 所要求的试验
- 6.2.2 检查
- 6.3.1 参与程度
- 6.3.2 材料试验
 - 6.3.4.1 非清洁冷水试验液体和不同工作条件的换算方法
 - 6.3.4.2 性能试验的等级

6.3.4.3 NPSH 试验

6.3.4.4 附加检验

6.3.4.5 噪声试验

d) 发运准备

7.1 轴封

e) 附录

B.2 商定的未述及泵类的外力和外力矩

B.4.1 额外的可能性

B.5 底座的类型

D.1 文件资料的特殊类型或格式

参 考 文 献

- [1] ISO 1219-1:1991 流体动力系统和元件 图形符号和回路图 第1部分:图形符号.
 - [2] ISO 1940-1 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.
 - [3] ISO 2041 振动和冲击 词汇.
 - [4] ISO 3511-1:1977 过程测量控制功能元件和仪表 符号表示法 第1部分:基本要求.
 - [5] ISO 3511-2:1984 过程测量控制功能元件和仪表 符号表示法 第2部分:基本要求的扩充部分.
 - [6] ISO 3511-3:1984 过程测量控制功能元件和仪表 符号表示法 第3部分:仪表接线图的详细符号.
 - [7] ISO 7000:1989 设备使用的图形符号 索引和对照表.
 - [8] ISO 9905 离心泵 技术条件 I类.
 - [9] ISO 9908 离心泵 技术条件 III类.
 - [10] ISO 10816-1 机械振动 在非旋转部件上测量和评价机器振动 第1部分:总则.
 - [11] ISO 10816-3 机械振动 在非旋转部件上测量和评价机器振动 第3部分:现场测量额定功率超过15 kW、额定转速在120 r/min和15 000 r/min之间的工业机器.
 - [12] CEN-CR 13931—2000 回转动力泵 离心泵、混流泵和轴流泵(卧式和立式),作用在法兰上的外力和外力矩.
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
离心泵 技术条件(Ⅱ类)
GB/T 5656—2008/ISO 5199:2002

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

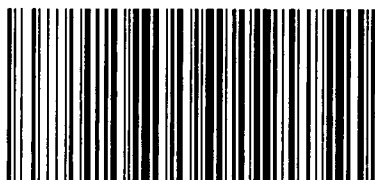
*

开本 880×1230 1/16 印张 3.25 字数 91 千字
2009年2月第一版 2009年2月第一次印刷

*

书号: 155066·1-35095 定价 34.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533



GB/T 5656-2008