

移动式多相流模拟系统模块化橇装设计

侯莉¹ 冯福祥² 苏锋¹ 陈斌¹

1 海洋石油工程股份有限公司 2 宁波威瑞泰默赛多相流仪器设备有限公司

摘要: 移动式多相流模拟系统按照模块化橇装设计思想, 根据工艺流程、实现的功能、灵活吊装运输和安装等问题将整个系统分为7个橇, 分别为立式旋流气液分离橇、三相分离器橇、加热增压计量橇、空气增压计量橇、水处理橇、多相流发生橇、控制橇, 其中多相流发生橇是产生多相流多种流型的关键场所。橇体设计是模块化橇装设计的关键点和难点, 橇体设计时必须对它的强度和刚度校核。经校核证明: 结构强度满足设计要求; 橇座结构刚度设计是安全合理的; 橇体框架结构强度设计是安全合理的。

关键词: 多相流; 模拟系统; 模块化; 橇装设计

doi:10.3969/j.issn.1006-6896.2015.11.015

由于石油和化工行业工艺过程设备非常复杂, 各个功能的设备均是现场安装, 现场建造周期长并且由于需协调的接口多, 经常出现不同设备之间不匹配的情况。为了更好地解决上述问题, 借鉴工业产品模块化先进设计理念, 对具有一定功能的系统进行模块化橇装是加快建设进度和解决现场安装问题的解决途径。

1 模块化橇装设计

模块化橇装是指将功能组件集成于一个整体底座上, 可以整体安装、移动的一种集成方式, 模块化橇装设计广泛应用于单层布置的小型系统中。模块化橇装设计具有以下优点: ①模块化橇装设备的生产、组装都在工厂内完成, 现场安装工作量少, 只需完成接口管道及外部电气的连接就可以工作, 缩短现场建造周期; ②由于功能组件集成于一个整体底座, 可以方便地整体迁移; ③模块化橇装设备结构紧凑, 比传统的安装方式减少占地; ④模块化橇装设备可根据现场情况进行灵活布局, 场地适应性强; ⑤所有设备的生产、组装在工厂内进行, 设备生产质量得到保证; ⑥可现场控制也可远程可视化监控, 运行数据实时接收、控制方便。

为了充分发挥设备模块化橇装的优点, 在模块化橇装化设计时必须按照设计总体思路, 处理好模块化橇装设计过程中诸多关键环节:

(1) 橇体设计。橇体设计是橇装设计的关键, 其结构的合理设计是难点, 即要结构简单美观又要满足功能要求。

(2) 橇内各设备的合理布置。橇内各设备的布置即要保证工艺合理性, 又要保证连接管道最省, 还要考虑操作性、安全性等。

(3) 橇装设备吊装。模块化橇装是整橇吊装还是现场组装, 设计时应考虑清楚, 因为不同的吊装方案, 橇架设计是不一样的。

(4) 接口设计。接口设计有管道接口形式、规格、压力等级, 以及电气电压、功率及控制的通讯协议、软件编程接口等。

2 工艺流程

移动式多相流模拟系统模块化橇装工艺流程见图1。

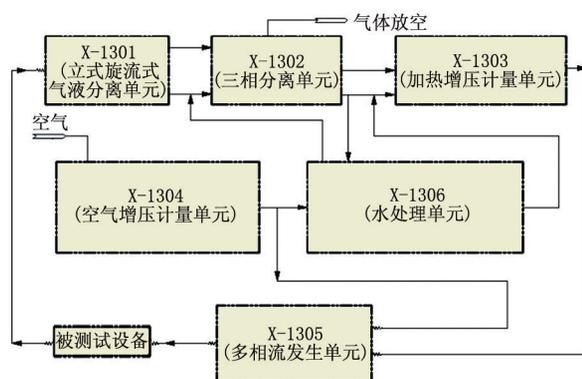


图1 工艺流程

移动式多相流模拟系统模块化橇装组成如下: 立式旋流气液分离单元、三相分离单元、加热增压计量单元、空气增压计量单元、水处理单元及多相流发生单元。立式旋流气液分离单元针对被测试设备和流型流态的不确定性, 采用预脱气技术 (脱出



99%以上的混合气体), 实现气、液快速分离, 提高设备效率; 在三相分离单元内, 通过重力沉降使油和水在三相分离器内进行分离, 气相出口选用叶片式捕雾器, 可实现100%分离出气体中大于 $8\ \mu\text{m}$ 的液滴; 加热增压计量单元内用电加热器将油、水两个缓冲罐内油和水加热, 并分别通过双螺杆泵和离心泵加压输送, 泵的出口管线上设置质量流量计, 分别计量输出的油和水的流量; 空气增压计量单元通过空压机产生气体并增压输送, 空压机出口管线上设置质量流量计, 计量输出的气体流量; 水处理单元使用吸气式微气泡发生系统, 去除水中含油, 水达到直接排放或输送到水缓冲罐内; 多相流发生单元内混合后的油和水, 在多相流初始发生段与压缩空气混合。具有一定流量配比的多相流在水平管内产生多种流型。

移动式多相流模拟系统按模块化撬装设计思想, 根据工艺流程、实现的功能、吊装运输和安装等问题将整个系统分为7个撬, 分别为立式旋流气液分离撬、三相分离器撬、加热增压计量撬、空气增压计量撬、水处理撬、多相流发生撬、控制撬, 其中多相流发生撬是产生多相流多种流型的关键场所。

3 撬体设计

撬体设计是模块化撬装设计的关键点和难点。撬体设计时必须对它的强度和刚度校核。强度校核保证结构的强度满足材料拉伸和弯曲性能要求; 刚度校核保证永久变形符合结构适用场合要求。

在移动式多相流模拟系统中, 选取危险性较大的加热增压计量撬进行校核。加热增压计量撬结构尺寸如图2所示。总重12 t, 吊耳间距7.1 m, 撬底座沿纵向布置3根20b工字钢, 每根20b工字钢承重4 t, 撬体框架采用80 mm×5 mm矩形管, 材质为Q235A, 材料许用应力 $[\sigma]$ 为215 MPa。

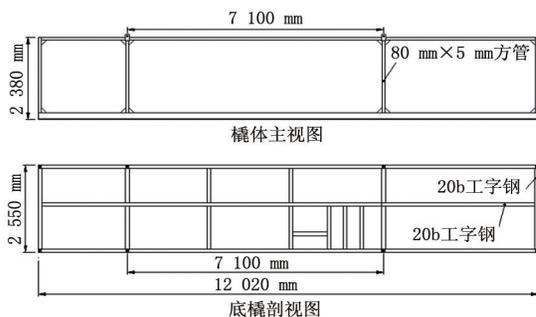


图2 加热增压计量撬体结构示意图

3.1 撬体底座强度校核

用集中载荷代替均布载荷, 该方法偏于安全且

方便计算。再用集中载荷画出力学模型简化图(见图3), 根据力学模型简化图进行应力分析计算。

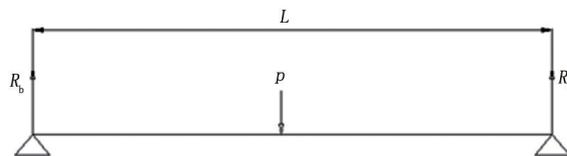


图3 集中载荷力学模型简化图

在图3中, 两个支点表示设备起吊时吊耳位置, 两个支点间距表示吊耳在撬体长度方向上的距离。

根据材料力学^[1]计算结果画出应力和弯矩分布图, 见图4, 从图4中可以看出吊耳之间中心线位置弯矩最大, 最大弯矩 $M_{\max} = pL/4$, $R_a = R_b = p/2$ 。

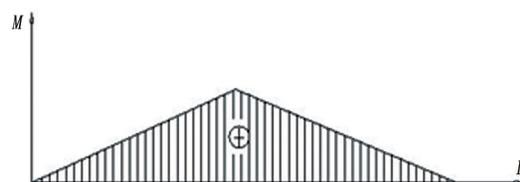


图4 受力分析及弯矩示意图

确定弯矩最大点截面的形心座标 y 和惯性矩 I , $\sigma_{\text{拉}} = M_{\max} y / I$, 依据相关规范查出撬体结构材料的许用应力 $[\sigma]$, 取永久载荷安全系数为1.5, 用 $\sigma_{\text{拉}} = M_{\max} y / I$ 与 $[\sigma] / 1.5$ 比较, 当 $\sigma_{\text{拉}} = M_{\max} y / I$ 值且小于 $[\sigma] / 1.5$ 时, 结构强度满足设计要求。

经计算可知 $\sigma_{\text{拉}} = 143.3\ \text{MPa}$, 所以撬座结构强度设计是安全合理的。

3.2 撬体底座刚度校核

从结构应力和弯矩分布图可以看出吊耳之间中心线位置处挠度最大, $f_{\max} = pL^3 / 48EI$, 式中 E 为材料的弹性模量; I 为弯矩最大处截面的惯性矩。按钢结构设计规范^[2]最大挠度允许值可以按单梁吊车桁架最大挠度 $L/500$ 取值, 当计算出的 f_{\max} 小于 $L/500$ 时, 撬体结构弯曲挠度满足设计要求。

经计算可知, $f_{\max} = 14.2\ \text{mm}$, 所以撬座结构刚度设计是安全合理的。

3.3 撬体框架强度校核

从图4中可以看出吊耳之间中心线位置最大弯矩处压力 $R_a = R_b = p/2$, 撬体采用4个80 mm×5 mm矩形管上端的4个吊耳同时起吊, 每个吊耳起吊质量为3 t。

经计算可知, $\sigma_{\text{拉}} = 143.3\ \text{MPa}$, 所以撬体框架结构强度设计是安全合理的。

(下转第45页)

