

毕业设计(论文)
说明书

Φ16 中心传动浓缩机设计

院（系）名称 工学院机械系
专业名称 机械设计制造及其自动化 学生姓名 指导教师

2009 年 03 月 22 日

中心传动浓缩机

摘要

本次毕业设计的主要任务是 Φ16m 中心传动浓缩机整体的结构设计及优化。以方案设计和关键零部件设计为主线，以支撑件传动件承载能力校核为训练手段，以经济使用、造型美观、节能先进为目标。由于刮泥机设计涉及到污水成分、浓度、水池容积以及沉淀池的土建结构资料等；同时刮泥机零部件构成比较多且多数为标准件，所以本次设计不可能面面俱到。

本次设计首先通过给定的数据选择和确定电动机的型号和减速装置。接着在运用理论力学的知识对支架内力计算校核并设计出来。接下来对齿轮和栅条进行设计。最后对浓缩机的电气控制部分进行设计，其原则以安全、实用节能和自动化程度高。最后规定生产中的相关技术要求和产品验收规范标准。

关键词：中心传动浓缩机,结构,减速装置,支架

Center Drive Thickener

Author: shen cheng yong

Tutor: zhang shao li

ABSTRACT

The graduation project's main task is Φ16 Center Drive Thickener the structure of the overall design and optimization。 Program design and critical to the design of the main components in order to support the carrying capacity of pieces of pieces of transmission check means for training to economic use, aesthetic design, energy-saving advanced targeting. Mud Scraper as a result of the design related to water composition, concentration, pool size and construction of sedimentation tanks, such as the structure of information; At the same time, Mud Scraper and more parts and components constitute the majority of standard parts, so the design can not cover

everything.

The design of the first set of data through to the selection and determine the type and speed of the motor device. Then in the use of theoretical knowledge of the mechanical internal forces on the stent out of the calculation and design verification. Next to the gear and rack design. Finally, Thickener control of parts of the electrical design, its principles in a safe, practical energy-saving and a high degree of automation. Finally, the production of the relevant provisions of the technical requirements and product acceptance standards.

Keywords: Center Thickener transmission, structure, deceleration devices, stents

目录

1	绪
论.....	5

黄河科技学院毕业设计（论文）	第 4 页
1.1 浓缩机简介.....	5
1.2 传统中心传动浓缩机的发展及现状.....	5
1.2.1 中心液压双驱动高效浓缩机	5
1.2.2 中心电机减速机驱动自动提耙高效浓缩机	7
1.2.3 电机减速机双驱动自动提耙倾斜板浓缩机.....	8
1.3 结论.....	8
2 主要零件设计及计算.....	9
2.1 电动机型号及减速装置.....	9
2.2 功率、转速及转矩计算.....	10
2.3 导流筒.....	11
2.4 轴承型号初定.....	11
2.5 电气控制.....	28
技术要求.....	31
结束语.....	36
致谢信.....	37
参考文献.....	38

1 绪论

黄河科技学院毕业设计（论文）	第 5 页
----------------	-------

1.1 浓缩机的简介

浓缩机是一种连续工作的浓缩和澄清设备，它主要用于湿式选矿作业中精、尾矿浆的脱水；也广泛用于煤炭、钢铁、化工、建材、水源和污水处理等行业中含固料浆的浓缩和净化。

传统浓缩机的浓缩机理基本上属于重力沉降，它以矿浆颗粒自由沉降为基础，实现了颗粒的沉降分层，并在池底浓缩区进一步压实。处理单位重量所需面积为 0.47—0.93m² / t·d。浓缩机的处理量及溢流中的含固量高低主要取决于颗粒的沉降速度。

浓缩机可以分为传统浓缩和高效浓缩机。按照耙架的传动方式可以分为周边传动浓缩机和中心传动浓缩机两大类。

1.2 传统中心传动浓缩机的发展及现状

20 世纪 80 年代以前，我国中心传动浓缩机主要为中小型规格，其中最大规格为 NZ—20Q 中心传动自动提耙倾斜板浓缩机。该浓缩机受我国材料材质的影响，中心传动蜗轮不能满足设计要求，易磨损，更换周期短，下部十字头及传动轴强度低。倾斜板易挂料，造成传动轴及十字头扭坏，影响了生产。

目前各种型号、多种规格、技术先进的中心传动浓缩机相继问世，主要有以下几种：

1.2.1 中心液压双驱动高效浓缩机

该浓缩机是消化吸收美国 ENVIO—CLEAR 公司和德国 PASSVANT 技术开发的一种新型、高效浓缩机。该机采用 絮凝技术，将沉降与深层过滤相结合，矿浆直接给人浓缩机的压缩区，在池内形成滤床层，后续给人的矿浆中未絮凝的细小颗粒，随水流上升，途经滤床层，与其中的颗粒碰撞，上升动能损耗，与其它颗粒结合在一起下沉。从而增加了底流浓度，减少了溢流水浊度。由于采用了絮凝剂，颗粒形成絮凝团，沉降速度加快，处理能力提高。是传统浓缩机的 2~2.5 倍。

该浓缩机结构型式见图 1，主要由桥架、驱动装置、固定筒、布料筒、提耙机构、耙架、液压站、电控装置等组成。该浓缩机的特点：

1)传动机构采用液压双驱动，提耙机构采用液压提耙。该浓缩机采用两(三)台液压马达通过两(三)个齿轮，驱动带外圈的回转支承，从而驱动传动轴使耙架旋转。回转支承内圈用高强度螺栓固定在传动箱体內的轴承座上，不会出现因扭矩过大而产生偏离搅拌中心的现象。这种双驱动传动比蜗轮副传动降低了使用成本及运行的故障率。主

黄河科技学院毕业设计(论文) 第 6 页 传动齿轮和回转支承材质均采用轴承钢，质量稳定可靠。由于采用液压双驱动，易于实现驱动同步，当浓缩机沉积的物料增厚，或低流浓度增大时，耙架的工作阻力也随之增大，液压驱动的油路油压会增大，液压提耙装置通过液压传感器，来控制刮泥耙的升降。电控同时传出声光信号，信号的提取更为可靠。

2)采用消泡装置。在矿浆进入静态混合器与絮凝剂混合之前设置了消泡装置进行除气。矿浆通过消泡装置时，空气上升溢出，可达到除气的目的。因为高效浓缩机对入料中的空气混入比普通浓缩机更加敏感。尤其在入料含有大量气泡时，这些气泡会影响絮团的结构，从而影响絮团的沉降速度，使底流的浓度降低。如果气泡进入浓缩机后再逸出，会冲破已形成的絮团过滤层上升至水面，破坏絮团的致密稳定结构，导致部分细粒物料进入溢流，使溢流水中固体含量增加。

3)采用静态混合器及多点加药方式。絮凝剂与矿浆的均匀混合，直接影响絮凝剂的耗量和矿浆的絮凝状态及矿浆浓缩、澄清效果。装有左、右螺旋叶片的静态混合器在矿浆通过时，对它进行搅拌、剪切，使添加的絮凝剂在矿浆中快速分散，相互均匀混合，形成絮团状态。为保证矿浆与药剂的充分接触时间，采用了三个静态混合器串联工作。

4)采用下部深层入料并沿水平方向辐射扩散的入料方式。矿浆从表面入料，固体颗粒需较长的距离和时间才能沉入压缩区。根据深层沉降理论，深层入料缩短了固体颗粒的沉降距离，使粗粒很快沉入压缩区，相对降低了池体中、上部煤泥

水的浓度，有利于细粒物料的沉降。由于采用下部深层入料，迫使细粒物进入压缩区的上部，此时稠密颗粒的相互碰撞大大消减了它们的能量，使细颗粒留下来而不能上浮，从而提高了底流的浓度，降低了溢流的固体含量。将絮凝状的矿浆给入下部，会形成一定厚度且较为致密的絮团过滤层，它可对上升水流携带的细粒物料进行有效的过滤。此絮团过滤层必须处于入料的上面才能起到过滤作用，从而获得洁净的溢流水，因此采用下部深层入料方式。

由于固体颗粒的沉淀主要是在水平流中进行，在入料口的下面设有阻流折射板，使垂直流成水平方向辐射扩散防止了高速矿浆水流对压缩区的冲击搅动，有利于压缩区的稳定和提高底流浓度，大大提高了浓缩效率、底流固体回收率及处理能力。

5)耙架转速可调。由于液压站的油泵为变量泵，通过调节变量泵的排量，可调节耙架的转速，以适应多种工艺条件，达到最佳的工艺效果。

浓缩机浓缩池中心若无水泥立柱，适用于直径小于3米的系列；浓缩池中心若有

黄河科技学院毕业设计（论文） 第7页 水泥立柱，浓缩机
直径可达53m。该系列浓缩机已在选煤厂得到广泛地应用，三液压马达驱动浓缩机正在选矿厂逐步推广。

1.2.2 中心电机减速机驱动自动提耙高效浓缩机

该浓缩机是消化吸收美国艾姆科(EIMCO)专利技术研发的一种新型、高效浓缩机。结构型式见图2，主要由桥架、主传动装置、提升装置、长耙、短耙、副耙、转笼、布料井、中心立柱、提升筒、升降平台等组成。该浓缩机的特点：

1)主传动机构采用蜗轮蜗杆双驱动。该浓缩机采用两台蜗轮蜗杆减速机通过两个齿轮，驱动带内圈的回转支承，并通过转笼使耙架旋转。回转支承外圈用高强度螺栓固定在传动箱体内的轴承座上，回转支承的质量稳定可靠。由于采用同一厂家同一批次的减速机双驱动，易于实现驱动同步，设备运行平稳，处理量大，运行噪音小，提高了浓缩效率。

2)采用双向水平切向螺旋进料和下部深层入料的入料方式。浓缩机根据双向水平切向螺旋入料水力学设计，把矿浆分成两股流量相等但回转方向相反的浆体流，给料动能由于两股浆体流相交而被消耗，使搅动消失，并且采用下部深层布料方式，迫使细粒物进入压缩区的上部，此时，稠密颗粒的相互碰撞大大消减了它们的能量，使细颗粒留下来而不能上浮，从而提高了底流的浓度，降低了溢流的固体含量。

3)提耙信号提取准确、可靠。浓缩机的压力传感器直接与主传动装置的蜗杆相接触，当浓缩机沉淀的物料增厚，或底流浓度增大时，耙架的工作阻力距随之增大，驱动装置的蜗杆副将压力传输到压力传感器，提升装置通过电控箱驱动提升装置将耙架提起，从而达到自动提耙的目的。当耙架提到一定高度，耙架的阻力距减少到允许值以下，则停止提耙，耙架停留在该高度上运转，经过耙齿刮动，

将沉淀的泥浆向池中心集聚，随着

黄河科技学院毕业设计(论文) 第 8 页 阻力距的逐步减少，耙架逐步下降，若耙架下降过程中阻力距一直未超过允许值时，则耙架一直下降到最低位置，浓缩机运转时耙架总是连续运转，不受提耙过程的影响。若耙架提到最高位置时，耙架仍可在该高度上运转。若阻力距继续增大到设定的保护值时，整机停止运转，需先排除故障后再重新恢复开机。提耙信号是通过蜗杆提取，不受设备其它电压、电流和电网电压的影响，信号准确、可靠。

该系列浓缩机浓缩池中心有立柱，可实现浓缩机直径的大型化。目前已有直径 35、38、40、45、48、53 系列，已在选煤厂得到广泛应用，并逐步向选矿厂推广。

1.2.3 电机减速机双驱动自动提耙倾斜板浓缩机

该浓缩机采用双电机减速机驱动，浓缩池中装有倾斜板。由于倾斜板易挂料，沉淀在倾斜板上的物料一般不是连续落下，而是整体落下，堆满浓缩池锥坑，由于物料太多，提耙装置失效，容易造成压耙。该浓缩机仅适用于人料浓度较低的情况。

1.3 结论

目前国内浓缩机正以传统浓缩机为基础，积极消化吸收国内外先进技术，以新型浓缩机为方向，不断优化结构、性能，类型趋于合理，系列规格趋于完善，向着高性能、高处理量、高度自动化和智能化方向发展。

2 主要零件及计算

一、确定电动机型号及减速装置

黄河科技学院毕业设计(论文) 第 9 页

1、首先确定污泥浓缩机刮板外缘线速度为 3.5m/s，查表 7-29【1】知刮板驱动转矩为 1044074N·M(刮板线速度为 2.44—3.05m/min，载荷系数为 K=1193N·M，适用于烟灰浓缩)

刮泥功率 $P=Mn = 104407 \cdot 3.5/8 \cdot 1/60 = 761.30\text{w}$

刮板转速为： $V=r \cdot \omega = r \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad n=v/2 \cdot \pi \cdot r = 3.5/2 \cdot 3.14 \cdot 8 = 0.0697\text{r/min}$

设电动机满载转速为 1500r/min，则总传动比为 $i=1500/0.0697=21520$

由于该减速比较大故决定选用大减速比减速装置，如摆线针轮减速机和涡轮蜗杆减速机等。结合本次设计暂定减速装置有摆线针轮减速机和蜗杆减速器构成。

查表【2】知单机摆线针轮减速机的效率为 90%—95%暂定效率 $\eta_4=95\%$ ，蜗杆减速器传动比为 $\eta_5=60\%$ ，联轴器效率为 $\eta_1=99\%$ ，轴承传动比为 $\eta_2=98\%$ ，齿轮传动效率为 $\eta_6=60\%$ ，水下滑动轴承效率为 $\eta_3=97\%$ ，由于单机摆线针轮减速机的减速比最大为 1: 87，而二级摆线针轮减速机的最大减速比为 1:5133，蜗杆减速器传动比为 1:10-80，故决定采用二级摆线针轮减速机。

总效率为 总=

$$0.60=0.2763$$

$P_{总} = P_{总} / \eta_{总} = 761.30 / 0.2763 \times 1000 = 2.755KW$ 故查表【2】知电动机选用 Y100L2-4.

额定功率为 3KW, 同步转速为 1500r/min, 满载转速为 1430r/min.

经查资料知一级摆线针轮减速机的传动比为 9、11、17、21、23、25、29、35、43、47、59、71、87, 二级摆线针轮减速机的传动比为 99、121、187、289、319、385、473、493、595、649、731、841、1003、1225、1505、1849、2065、2537、3045、3481、5133

暂选二级摆线针轮减速机的传动比为 2065, 则蜗杆减速器传动比为

$$I_{蜗} = 21520 / 2063 = 10.43$$

查机械设计手册(电子版)选用摆线针轮减速机型号为 ZWD-A-8, 蜗杆减速器型号为 CWS-500.

$$21 \quad 422422 \eta_2 \quad \eta_3 \quad \eta_4 \quad \eta_5 \quad \eta_6 = 0.99 \quad 0.98 \quad 0.97 \quad 0.95 \quad 0.60 \quad 2$$

二、功率、转速及转矩计算:

1、各轴转速计算:

黄河科技学院毕业设计(论文)

第 10

页

$$n_m \quad n_1 \quad 1430r/min \quad n_1 \quad n_{m1} \quad 1430/4.3 \quad 33.256r/min$$

$$n_2 \quad n_3$$

$$n_2$$

$$i_3 \quad n_{1i2} \quad 33.256/4.3 \quad 0.773r/min \quad n_3 \quad 0.773/36.481 \quad 0.0212r/min$$

各轴输入功率计算:

$$p_d \quad 2.755kw$$

$$p_1 \quad 2.755 \quad 1 \quad 2.755 \quad 0.99 \quad 2.727kw$$

$$p_2 \quad p_1 \quad 2 \quad 4 \quad 2.727 \quad 0.98 \quad 0.95 \quad 2.539kw$$

$$p_3 \quad p_2 \quad 2 \quad 1 \quad 4 \quad 2.539 \quad 0.98 \quad 0.99 \quad 0.95 \quad 2.340kw$$

$$p_4 \quad p_3 \quad 2 \quad 2.340 \quad 0.98 \quad 2.293kw$$

$$p_5 \quad p_4 \quad 2 \quad 5 \quad 2.293 \quad 0.98 \quad 0.60 \quad 1.348kw$$

$$p_{竖架} \quad p_5 \quad 3 \quad 6 \quad 1.348 \quad 0.972 \quad 0.94 \quad 1.192kw$$

各轴输入转矩计算: T_d

$$T_1 \quad 9550 p_d n_m^2 \quad 9550 \quad 2.727^2 / 1430 \quad 18.212N \cdot m \quad 9550 p_2 n_2^2$$

$$9550 P_4$$

$$n_3$$

$$9550 p_5$$

$$n_3$$

$$9550 p_6$$

$$n_3 \quad 9550 \quad 2.539^2 / 0.773 \quad 9550 \quad 2.293^2 / 0.0212 \quad 9550 \quad 1.348^2 / 0.0212 \quad 9550 \quad 1.192^2 / 0.0212$$

$$31367.98N \cdot m \quad T_2 \quad 1032931.604N \cdot m \quad T_3 \quad 607235.849N \cdot m$$

$$T_4 \quad 53696.2264N \cdot m$$

二、导流筒:

黄河科技学院毕业设计(论文)

第 11

页

污水有中心进水柱管流出，经中心配水筒布水后，沿径向以逐渐减小的流速向周边出流，污水中的悬浮物被分离而沉降于池底。然后由刮板刮集至集泥槽内，通过排泥管排出。为了避免中心配水时的径向流速过高造成短路而影响沉淀的效果，一般在中心进水配水管外设置导流筒改变出水流向，导流筒的水平截面积为水池横截面的3%。本次设计池径为16m可以直接排出。

三、轴承型号初定：

根据轴径及输入转矩信息，查机械设计手册（电子版）初定电动机与摆线针轮减速机之间的轴承选用钟鼓齿形联轴器 GICL2,摆线针轮减速机与蜗杆减速器之间用钟鼓齿形联轴器 GICL10

五、内啮合式滚动轴承传动机构及齿轮设计

本次设计的传动机构有户外式电动机直联的卧式二级摆线针轮减速机、蜗杆减速器、带内齿圈的滚动轴承式旋转支承依次传动扭矩，使悬挂在内齿圈上的中心竖架相应旋转。

下图为内啮合式滚动轴承传动机构

www.docin.com

图 2.2 内啮合式滚动轴承传动机构

为防止扭矩过载，在蜗杆减速器的蜗杆端部设置压簧式过力矩保护装置如图所示。同时，在主动链轮上设置安全销保护如图所示。

压簧式过力矩保护装置

1-行程开关；2-压簧张力指示针；3-顶针；4-压簧座；5-调整螺杆；6-锁紧螺母；

7-压簧座；8-压簧

涡轮伸出轴主动齿轮设计：

已知该轴输入功率 $P = 1.348\text{kw}$ ，输入转矩 $T=1032931\text{N}\cdot\text{m}$ ，齿轮转速为 $n=0.0212\text{r/min}$ ，齿数比为 1.1.工作有振动，转向不变。

- 1) 选用直齿圆柱齿轮传动（内啮合）
- 2) 由于刮泥机转速极低且为开式传动，故决定选用 7 级精度（GB10095——88）
- 3) 材料选择。由表 10-1 选择主动齿轮为 ZG340-640,硬度为 229HBS,从动齿轮材料为 ZG310-570,硬度为 200HBS，二者材料硬度差为 29HBS.

4) 初选主动齿轮齿数为 $Z_1 = 20$,从动齿轮齿数为 $Z_2 = 22$

2、按齿面接触强度计算

由设计计算公式（10-9a)进行计算，即 $d_{1t} = 2.32(1)$ 确定公式内的各计算数值

1) 试选载荷系数为 $K_t = 1.4$

2) 由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 0.5$

3) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = \text{Mpa}^2$

4) 由图 10-21d 按齿面硬度查得主动齿轮的接触疲劳强度极限 $H_{lim1} = 490\text{Mpa}$ ，从 $1/K_t \sqrt{1/Z_E^2} (\sigma_{H1})$

黄河科技学院毕业设计（论文）

第 14

页

从动轮的解除疲劳强度极限 $H_{lim2} = 470\text{Mpa}$

5) 由式 10-13 计算应力循环次数

$N_1 = 60jn_1h = 60 \times 1 \times 0.0212 \times (24 \times 300 \times 10) = 91548$ $N_2 = 91548 \times 1.1 = 83258$

6)由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 1.61$ 、 $N_{HN2} = 1.59$

7)计算接触疲劳许用应力。取失效概率为 1%，安全系数为 $S=1$.由式 10-12 得：

$[\sigma_H]_1 = K_{HN1} \frac{H_{lim1}}{S} = 1.61 \times 490$

$= 789\text{Mpa}$

$[\sigma_H]_2 = K_{HN2} \frac{H_{lim2}}{S} = 1.59 \times 470$

$= 747\text{mPa}$

(2)计算

1) 试算主动齿轮分度圆直径 d_{1t} ，代入 $[\sigma_H]$ 中较小的值 $d_{1t} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{3kT_1}{\phi_d \sqrt{1/Z_E} [\sigma_H]}}$

$= 2.32 \sqrt[3]{\frac{21.4 \times 10329310.5}{1.1 \times 1.1 \times (188747) \times 52.2}}$

取 $d_{1t} = 855\text{mm}$

2) 计算圆周速度

$V = \frac{d_{1t} n}{60}$

$= \frac{1000 \times 3.14 \times 855 \times 0.0212}{60} = 9.486 \text{ m/s}$

$= 105\text{m/s}$

3) 计算齿宽

$b = \phi_d d_{1t} = 0.5 \times 855 = 427.5\text{mm}$

4) 计算齿宽与齿高之比

模数 $m_t = d_{1z1} / z_1 = 855 / 20 = 42.75$

齿高 $h = 2.25m_t = 2.25 \times 42.75 = 96.1875 \text{ mm}$ $b/h = 42.75 / 96.1875 = 0.4446$

$96.75 / 4.419$

5) 计算载荷系数

根据 $V = 9.486 \text{ m/s}$, 7级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.05$

黄河科技学院毕业设计(论文)

第 15

页

直齿轮 $K_H = K_F = 1$

由表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1.50$

由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、主动齿轮悬臂布置时 $K_H = 1.320$, 由

$K_H = 1.320$

b/h

4.22

,

, 查图 10-13 得 $K_F = 1.23$. 故载荷系数

5

$K = K_A K_V K_H = 1.50 \times 1.05 \times 1.32 = 2.05$

$1.32 \times 1.88 = 2.48$

4

6) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆半径, 由式 10-10a 得 $d_1 = d_{1t} / k_t$

k_t

$855 / 3$

1.88×10^4

1.3

855 mm 故 d_1 仍可取 855 mm

$m = 42.75 \text{ mm}$

III、按齿根弯曲强度计算

齿根弯曲疲劳强度的计算公式为 $m \geq \sqrt{\frac{K F_1}{\sigma_F Y_F S}} = \sqrt{\frac{K F_2}{\sigma_F Y_F S}}$

$K F_1$

$S K F N_2 = F E_2$

S

$F E_1$

$2 k T_1 = d Z_1$

2

(

$Y_F S F = [F]$

)

$1.15 \times 3401.51 \times 1.13 = 325$

1.5

260.67Mpa 244.83Mpa

4)计算载荷系数

K KAKVKF KF 1.50 9.486 105 1 1.23 1.75 104 5)查取齿形系数

由表 10-5 查得 YF 1 2.85 YF 2 2.76

黄河科技学院毕业设计 (论文)

第 16

页

6) 查取应力校正系数

由表 10-5 查得 YS 1 1.54 YS 2 1.56 7)计算主从齿轮的

YF 1 YS 1

[F]1

YF YS [F]

应加以比较

YF 2 YS 2

[F]2

2.76 1.56244.83

2.85 1.54260.67

0.017

0.018

从动齿轮的数值

较大。

2、设计计算 m

$2KT_1 d Z_1$

2

(

YF 2YS 2

[F]

)

2 1.75 10

4

1032931

2

0.5 20

0.018 0.0219

故 m 取 45 也可以满足设计要求

对比计算结果, 无论从满足齿面接触疲劳强度还是齿根弯曲疲劳强度的角度考虑模数 m 取 45 都满足设计要求。故 Z1 20 Z2 21 m=45

IV、齿轮几何尺寸计算 1) 计算分度圆直径

$d_1 = m z_1 = 45 \times 20 = 900\text{mm}$ $d_2 = m z_2 = 45 \times 21 = 945\text{mm}$ 2) 计算中心距
 $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{900 + 945}{2} = 945\text{mm}$
 $d_{a1} = d_1 + 2h_a m = 900 + 2 \times 1 \times 45 = 990\text{mm}$
 $d_{a2} = d_2 + 2h_a m = 945 + 2 \times 1 \times 45 = 1035\text{mm}$ 5) 计算齿根圆直径
 $d_{f1} = d_1 - 2h_f m = 900 - 2 \times 1.25 \times 45 = 787.5\text{mm}$
 $d_{f2} = d_2 - 2h_f m = 945 - 2 \times 1.25 \times 45 = 1057.5\text{mm}$

黄河科技学院毕业设计（论文）

第 17

页

$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m = 900 - 2(1.25 + 0.25) \times 45 = 787.5\text{mm}$

$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*)m = 945 - 2(1.25 + 0.25) \times 45 = 1057.5\text{mm}$

因为 $d_{a1} = 945 < 1000$ $B_1 = 433 < 450$ 故将主动齿轮做成铸造齿轮。

以下为主动齿轮结构参数：

$B = 433\text{mm}$ $d_h = 190\text{mm}$ $D_1 = 1.6 \times 190 = 304\text{mm}$

$2.5 \times 45 = 112.5\text{mm}$

$n = 0.5mn = 0.5 \times 45 \times 22.5\text{mm}^*$

$H = 0.8dn = 0.8 \times 190 = 152\text{mm}$

H

5×152

$5 \times 30.4\text{mm} = 152\text{mm}$ $0.8 \times 112.5 = 90\text{mm}$ $H_1 = 0.8H = 0.8 \times 152 = 121.6\text{mm}$

c S H

6×152

$6 \times 25.3\text{mm} = 151.8\text{mm}$ $t = 0.8e = 0.8 \times 90 = 72\text{mm}$

$r = 0.5c = 0.5 \times 30.4 = 15.2\text{mm}$

六、工作桥

池上须设工作桥，工作桥的一端固定在中心驱动机构的基座上另一端架设在沉淀池的池壁顶上。工作桥作为检修管理的通道。下图为工作桥结构：

七、中心传动竖架及水下轴瓦

黄河科技学院毕业设计（论文）

第 18

页

(1) 中心传动竖架：是垂架式中心传动浓缩机传动扭矩的主要部件之一。竖架的上端连接在旋转支承的齿圈上，竖架的下端二侧装有对称的刮臂，并设有滑

动轴承作径向支承，刮板固定在挂泥架底弦。下图为竖架与内齿圈连接的结构：

图 2.4 中心竖架与内齿圈连接的结构

1-内齿圈；2-连接螺栓；3-中心竖架

由于浓缩机的转速非常缓慢，中心竖架传递的扭矩较大。考虑到安装上的方便，中心竖架一般都设计为横截面为正方形的框架结构

竖架内力计算：

根据经验公式知刮板与刮臂总重为 40000N，竖架承受总扭矩为 $M_n = 40000N \cdot m$

已知两个刮板与刮臂的总重力为 $W = 40000N$ ，则每根竖架承受的载荷为

$$W_1 = \frac{W}{4} = 10000N$$

$$W_1 = 10000N$$

M_n 由刮臂扭矩转化到竖架上端的水平推力为 $2P_1$ ，则 $P_1 = \frac{M_n}{4a} = 40000$

$$\frac{4}{4} = 2 = 5000N. \text{故}$$

黄河科技学院毕业设计（论文）

第 19

页

$2P_1 = 2 \times 5000 = 10000N$. 将竖架简化为平面桁架。

求支座 A、B、H 的反力为：

$$\sum M_H = 0 \quad R_A \cdot a = 2P_1 \cdot l \quad W_1 \cdot l = 0$$

$$W_1 = \frac{a \cdot 2P_1}{l} = 1$$

$$a = \frac{20000N}{2} = 10000 \quad R_A = 10000 \quad 2 \times 5000 = 62 \quad (\text{压力})$$

$$\sum X = 0 \quad R_H = 2P_1 = 10000N \quad (\text{压力}) \quad 0$$

$$R_A = R_B = 2W_1 = 0 \quad R_B = 2W_1 = R_A = 2 \times 12500 = (274650) \quad 299650N$$

按 A、B、C、D、E、F、G、H 各节点逐段计算各杆件的 $Y = 11$

$$a = XBC$$

2

$$BC: 2.52BC = 10000 \quad 7500N \quad NBC = XYBC = 2750072 \quad 12500N$$

$$NBD = RBYBC = 400007500 \quad 32500N$$

$$\text{节点 C: } NCD = 10000N$$

$$NCE = 200007500 \quad 12500N$$

$$\text{节点 D: } XDE = 10000N \quad YDE$$

$$NDE = l_2a \quad XDE = 2DE = 33 \quad 32600 \quad 10000N \quad XYDE = 2 \times 10000 \quad 14140N$$

$$NDF = NBDYDE = 3250010000 \quad 22500N$$

$$\text{节点 E: } NEF = 10000N$$

黄河科技学院毕业设计（论文）

第 20

页

NEG NCEYDE 1250010000 2500N
节点 F:XFG 10000N YFG
NFG 13a XFG 2FG2.52 10000 12500N XYFG2 2125002 16000N
NFH NDFYFG 2250012500 10000N
节点 H:NGH

10000N

水下轴承支承：中心竖架为一垂架式桁架，为保持旋转时的平稳，在竖架的下端安装 4 个轴瓦式滑动轴承，沿中心进水柱管外圆的环圈上滑动，以保证中心竖架的传动精度。。

黄河科技学院毕业设计（论文）
页

第 21

下图为水下轴瓦的结构：

图 2.6 水下滑动轴承

八、刮臂与刮板

(1) 垂架式中心传动刮泥机刮臂的形式有悬臂三棱柱桁架结构和悬臂变截面矩形桁架等。图 1 为三角形截面的桁架结构，用于小直径的垂架式中心传动刮泥机。图 2 为变截面矩形结构，用于大直径垂架式中心传动刮泥机。为了便于刮板的排列、安装和受力平衡，通常多以对称形式布置两个刮臂，同时，刮臂的底弦应与池底坡面平行。

刮臂承受刮泥阻力和刮臂、刮板等自重的作用。对悬臂式的刮臂桁架来说，既承受水平方向由刮泥阻力所产生的力矩，有承受竖直方向由刮臂自重所引起的弯矩。

黄河科技学院毕业设计（论文）
页

第 22

图 2.7 三角形桁架刮臂

图 2.8 矩形桁架刮臂

(2) 刮板

沉淀池的集泥槽位于水池中心，当刮板旋转时刮板各点触及沉淀污泥后，使污泥受到刮板法向的推力和沿刮板的摩擦力的作用向水池中心移动。对于中心进水的沉淀池来

说，集泥大多集中在靠近中心导流筒的池底上，为提高刮泥的效率，最好是将刮板的形状设计成对数螺旋线。直径小的刮泥机可以设计成两条对称排列的整体对数螺旋形刮板。大直径的刮泥机由于整体曲线的刮板存在安装上的困难，都将刮板分成若干段，平行的安装在刮臂上如下图所示。此外，对数螺旋线是一变曲率曲线，刮板制造比较困难，因而在设计中多数简化成直线刮板的形式，刮板与刮臂中心线的夹角为 45° ，相互平行排列。



图 2.9 刮板的排列

1-刮板； 2-刮臂

对数螺旋线的几何轨迹：刮板曲线如下图所示，几何尺寸也可按下式计算：

$$r_x = R e^{Kx} \quad (m)$$

式中 r_x ——变化半径 (m)

R ——起点半径 (m)

x ——从起点至变径 r_x 间的夹角

e ——自然对数

K ——常数， $K = \cot$

45

其中 α 为刮板与泥沙的摩擦角，取 $2^\circ \sim 10^\circ$ 。

图 2.10 对数螺旋曲线的几何作图

刮板数量及长度：刮板的数量和长度与刮臂的结构有关。每条刮臂上的刮板数量应满足刮泥的连续性。当刮板较长时，则要求刮臂桁架底弦有较大的宽度，同时还要求刮臂有足够的结构强度和刚度。因此，设计刮臂时在结构允许的情况下，尽量设计成较宽的刮臂底弦。

设置刮板时，可先从距池边 0.3-0.5m 处开始。如采用分块安装，则除第一块起始刮板的长度按实际需要设计外，其余均应有一定的前伸量，以保证邻近的刮板在刮臂轴心线上的投影彼此重叠。其重叠度为刮板长度投影的 10%-15%，一般为 150-250mm。这样连续重叠下去，直到最后一块刮板的末端伸过中心集泥槽的外周 0.1-0.15m 为止。刮板的长度随桁架结构形式而变，通常由池边向中心布置，长度逐渐增大。

刮板高度：刮板的高度取决于所要刮送污泥层的厚度。通常设计的刮板高度应比污泥层厚度高出一个固定值。但沉淀池的污泥含水较高，与水接近，具有一定的流动性，污泥层高度较难确定，通常各刮板取同一高度，约 250mm，刮板下缘距池底为 20mm。

九、竖向栅条

竖向栅条可安装在浓缩机的刮臂上，栅条的形式大多采用等边角钢断面，如图所示。栅条的高度一般为刮臂的下弦至配水筒下口，约占有效水深的 2/3，栅条的间隔为 300mm。刮臂旋转时带动栅条作缓慢的搅拌，当栅条穿行于污泥层时，能为水提供从污泥中逸出的通道，以提高污泥浓缩的效果。下图为垂架式中心传动浓缩机，适用于池径为 16~30m。

九、电气控制

本设计中刮泥机的电气控制主要是对运行中可能出现的过载情况的处理。处理思路是：首先在电动机和摆线针轮减速机之间用安全离合器联结，离合器根据过载 40%来选择。即 $T_{\text{过}} = 14.959 \times 1.4 = 20.943 \text{N} \cdot \text{m}$ 。当发生过载情况后离合器分离，电动机转速升高，

速度继电器开始工作，蜂鸣器发出警报同时电动机开始制动，一段时间后电动机电源被切断，保护整个刮泥装置安全。为了提高灵敏度和可靠性，该控制方式还可以采用 PLC 控制。

电气控制图如下：

如果采用 PLC 控制，鉴于此装置比较简单。决定采用西门子公司 S7—200 小型 PLC,CPU221。CPU 主要参数为输入电压为 20.4—28.8VDC/85—264VAC (47—63HZ)，用户存储空间为 2048 字，本机数字输入/输出为 6 输入/4 输出。

PLC 梯形图为

指令程序为：	LDN	I0.0
AN	I0.1	
A	I0.2	
0	Q0.0	
AN	Q0.1	

=	Q0.0
LDN	I0.0
AN	I0.1
A	I0.3
=	Q0.2
A	T37
=	Q0.1
=	T37

图 3.2 PLC 控制梯形图及程序

十、技术要求

1、一般要求

- 1) 刮泥机应符合本标准的规定，并按经规定程序批准的图样和技术文件制造
- 2) 刮泥机所有外购件、协作件必须有合格证明，经检查部门检查合格后方能进行装配。
- 3) 刮泥机零件的材料应有合格证明文件，否则进行试验和化验，合格后方可使用。

2、整机性能要求

- 1) 刮泥机运转时应平稳正常，不得有冲击、震动和不正常响声。
- 2) 刮泥机应能连续地将污泥刮至污泥斗，将浮渣刮集到浮渣斗。
- 3) 刮泥机无故障工作时间不少于 8000h，使用寿命不少于 15a。

3、安全防护

- 1) 刮泥机的设计制造应符合 GB5083 的规定。
- 2) 电控设备应符合 GB4720 的规定，并应设有过电流、欠电压保护和信号报警设备。
- 3) 电器外壳的防护等级应符合 GB4942-2 中 IP44 级的规定。
- 4) 电动机与电控设备接地电阻不得大于 4 Ω 。
- 5) 刮泥机应设有过扭矩保护机构，机构应灵敏可靠，保证达到设定转矩时发出警报信号并止运转。

6) 刮泥机主轴旋转方向应用红色箭头在减速器盖上标出。

7) 刮泥机置于露天时应将电动机等电气设备加设防雨罩。

4、主要零部件质量要求

- 1) 摆线针轮减速机应符合 JB2982 的规定。
- 2) 蜗杆、涡轮的精度应分别符合 GB10089、GB2318 中 8 级的规定。
- 3) 蜗杆、涡轮采用的材料性能应不低于表 3 的规定。

表 3 蜗杆、涡轮材料

- 4) 水下紧固件应使用不锈钢材料，主轴宜采用空心轴。
- 5) 蜗杆减速器箱体结合面和各密封处不得渗漏油。
- 6) 刮板为对数螺旋线形或直线形，其下端应采用可调橡胶板。
- 7) 分段刮板运行轨迹应彼此重叠，重叠量为 150~250mm。
- 8) 刮泥臂上应设置浓集栅条，栅条高度不得小于 $\frac{2}{3}$ 水深，栅条间隔一般为 300mm。
- 9) 钢结构的设计、施工、验收应分别符合 GBJ17、GBJ205 的规定。
- 10) 工作桥的容许挠度不得大于跨度的 $\frac{1}{800}$ ，桥上走道宽应大于 1m，中央部分应有操作检修的空间。
- 11) 焊接件的焊缝应平整、光滑，不应有裂缝、气孔、夹渣、未焊透、未融合等缺陷，其质量应按 GBJ205 中的三级标准检验。

5、装配质量要求

- 1) 减速机座中心与池体中心应重合，同轴度允许偏差为 10mm。机座标高应符合 10mm。合设计要求，允许偏差为 00
- 2) 刮泥机主轴对机座地面的垂直度允许偏差为 0.5mm/m，总偏差不得大于 2mm。
- 3) 刮臂应调在同一圆锥面 150~200 m
b、水下金属部分 250~300 m

- 6) 主轴与水面交界处（水面上 300mm，水面下 200mm)应用三层玻璃布和环氧树脂分层贴衬防腐。
 - 7、试验方法和检验规则 1) 出厂试验及检验
 - 2) 每台刮泥机均应经制造厂质量检查合格后方能出厂，并附有合格证和使用说明书。
 - 3) 刮泥机出厂试验方法及检验规则应符合表 4 的规定。
- 表 4 出厂试验及检验

①贴带法：准备六块规格为 200mm×200mm 的试片。试片经表面处理后，与产品涂漆方式一样涂上一层，带彻底干透后，用锋利的专用刀片或保险刀片，在试片表面划上一个夹角为 60°的叉，刀痕要划至钢板。然后贴上专用胶带，使胶带贴紧漆膜，接着迅速将胶带扯起，如刀痕两边涂层被粘下的总宽度最大不超过 2mm 即为合格。

8、现场试验及检验

1) 刮泥机现场试验机检验规则应符合表 5 的规定。
表 5 现场试验及检验

备

十一、结束语

本次设计的主要任务是中心传动浓缩机的整体机构设计。鉴于设计要求池径是 16m，本次设计决定采用垂架式中心传动浓缩机。垂架式中心传动浓缩机具有适用于池径较大的辐流式初次、二次沉淀池。具有机构简单、连续运转、管理方便等特点。但同时也存在刮泥线速度受刮板外缘速度限值的不足。

本次设计是对大学四年来所学知识的一次大检阅，也是对自己实际工作能力的一次检测。通过这次设计，我逐步了解到作为一个工程技术人员所应该具备的基本条件。那就是不但要有丰富的本专业知识，还应该具有细致、耐心、以及不怕艰苦的工作作风。为了搞好这次设计，我们先后翻阅了大量的资料，收获不小，对浓缩机方面的发展和前景有了大致的认识，更了解了一些国外的发展情况，觉得中国的环保产品制造业与发达国家相比确实有很大的差距。而作为一名大学生，我们一定要努力学习，不断奋斗，为国家制造业的振兴贡献出自己的一份力量。另外，通过本次设计，使我们对大学四年来所学的知识有了一个系统的了解，并得到了更深的巩固，为以后走上工作岗位奠定了一个坚实的基础。例如，通过计算机绘图，我们对 AutoCAD 软件的应用有了进一步的提高，为今后更好的学习和工作创造了条件；还有，为了完成好任务，我们对大学所学的很多课程又重

新复习了一遍,并且也翻阅了很多以前所没有学过的书籍,增加了自己的知识面。

本次设计得到张绍林老师的悉心指导和有关老师的大力协助,在此对他们深表谢意。

由于自己所学知识有限,设计中肯定会出现这样那样的错误,欢迎各位老师批评指正。

设计人:沈成勇

黄河科技学院毕业设计(论文)

第 36

页

十二、

致谢

首先要感谢我的导师张绍林老师,本次设计是在张老师的精心指导和悉心的关怀下完成的。他以其渊博的知识,严谨的治学态度和高度的责任心,给我以耐心的指导,特别是在资料的搜寻过程中,张老师不辞辛劳,在百忙之中为我寻找到珍贵的资料和联系参观学习单位。更重要的是,他在指导过程中自信的精神和求实的态度值得我终身学习,再次向张老师表示衷心的感谢。

其次要感谢与我一组的同学,在与他们相互讨论中,我对所学的知识加深了印象,对课题有了更深刻的理解。在合作过程中,与他们融洽的相处为我提供了很好的设计氛围,我非常高兴能与他们合作,同时感谢他们对我的无私帮助。

最后要感谢与我朝夕相处的宿舍同学,他们在设计中也给予我宝贵的意见和建议,在此表示感谢。

黄河科技学院毕业设计(论文)

第 37

页

参考文献

- 1、李金根、姚永宁等。给水排水设计手册。第九册。专用机械。第二版
- 2、新型污水处理机械设备选型设计
- 3、濮良贵 纪明刚 机械设计 高等教育出版社 第八版 2006
- 4、刘鸿文 理论力学 高等教育出版社 第六版
- 5、成大先主编 机械设计手册 化学工业出版社
- 6、新环环保设备
- 7、机械设备安装工程施工及验收通用规范(GB50231-98)
- 8、张海根 机电传动控制 高等教育出版社 2001
- 9、Clausing D (1994) Total quality development. ASME Press, New York
- 10、Heredia JE (2000) Sistema de indicadores para la mejora y el control integrado de los procesos. Athena, Castellon, Spain
- 11、管殿柱 AutoCAD2005 机械制图 2005
- 12、孙桓 机械原理 第七版 高等教育出版社 2005
- 13、王永华 现代电气控制及 PLC 应用技术 北京航空航天大学出版社 2005

- 14、百度*知道
- 15、江苏天鸿环境工程有限公司
- 16、江苏一环集团 产品资料
- 17、江苏天雨集团 产品资料
- 18、朱亚冠，机械工程手册，机械工业出版社
- 19、张军厚，化工装备设计，中国科技文化出版社

www.docin.com