1. 哈尔滨工业大学（深圳）
2. 机械设计大作业设计说明书

|  |  |
| --- | --- |
| 设计题目： | 齿轮传动设计 |
| 院系： | 机电工程与自动化学院 |
| 班级： | 机械二班 |
| 设计者： | 杨敬轩 |
| 学号： | SZ160310217 |
| 指导教师： | 胡泓 |
| 设计日期： | 2018年11月13日 |

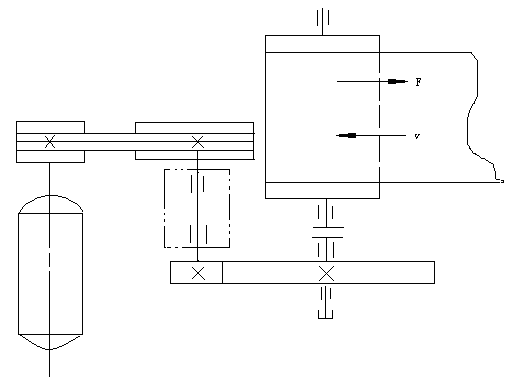




1. 哈尔滨工业大学（深圳）
2. 机械设计大作业设计任务书

题目： 齿轮传动设计

带式运输机的传动方案如下图所示，机器工作平稳、单向回转、成批生产，其他数据见下表。



带式运输机的传动方案示意图

带式运输机中齿轮传动的已知数据

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 方案 | 电动机工作功率*P*d/kW | 电动机满载转速*n*m/(r/min) | 工作机的转速*n*w/(r/min) | 第一级传动比*i*1 | 轴承座中  心高*H*/mm | 最短工作年限 | 工作环境 |
| 5.1.4 | 2.2 | 940 | 80 | 2.1 | 160 | 5年2班 | 室内清洁 |

目 录

[目 录 I](#_Toc529915055)

[一、选择齿轮材料、热处理方式和精度等级 1](#_Toc529915056)

[二、初步计算传动主要尺寸 1](#_Toc529915057)

[2.1 小齿轮传递的扭矩 1](#_Toc529915058)

[2.2 确定载荷系数 2](#_Toc529915059)

[2.3 确定齿宽系数 2](#_Toc529915060)

[2.4 初步确定齿轮齿数 2](#_Toc529915061)

[2.5 确定齿形系数和应力修正系数 3](#_Toc529915062)

[2.6 确定重合度系数 3](#_Toc529915063)

[2.7 确定许用弯曲应力 3](#_Toc529915064)

[2.8 初算模数 4](#_Toc529915065)

[三、确定传动尺寸 5](#_Toc529915066)

[3.1 计算载荷系数 5](#_Toc529915067)

[3.2 修正模数 5](#_Toc529915068)

[3.3 计算传动尺寸 5](#_Toc529915069)

[四、确定大齿轮结构尺寸 6](#_Toc529915070)

[4.1 齿轮结构型式的确定 6](#_Toc529915071)

[4.2 轮毂孔径的确定 6](#_Toc529915072)

[4.3 齿轮结构尺寸的确定 7](#_Toc529915073)

[五、设计参数总表 8](#_Toc529915074)

[六、参考文献 9](#_Toc529915075)

1. 选择齿轮材料、热处理方式和精度等级

考虑到带式输送机为一般机械，故大小齿轮均选用45号钢，采用软齿面，由参考文献[2]表8.2查得：小齿轮调质处理，齿面硬度为217255 HBW，平均硬度236 HBW；大齿轮正火处理，齿面硬度162217 HBW，平均硬度190 HBW。大、小齿轮齿面平均硬度差为46 HBW，在3050 HBS范围内。选用8级精度。

1. 初步计算传动主要尺寸

因为齿轮采用软齿面开式传动，齿面磨损是其主要失效形式。由于目前对于齿面磨损还无完善的计算方法，因此通常按齿根疲劳强度进行设计，然后考虑磨损的影响，一般将算的模数增大10%15%之后再取标准值，之后无需再对齿轮进行接触疲劳强度校核。

下面初步确定按齿根弯曲疲劳强度设计齿轮传动主要参数和尺寸。齿根弯曲疲劳强度设计公式：



式中：——齿形系数，反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力 的影响；

 ——应力修正系数，用以考虑齿根过度圆角处的应力集中和除弯曲应力

以外的其它应力对齿根应力的影响；

 ——重合度系数，是将全部载荷作用于齿顶时的齿根应力折算为载荷作

用于单对齿啮合区上界点时的齿根应力系数；

——许用齿根弯曲应力。

下面分别计算式中的各个参数。

2.1 小齿轮传递的扭矩





式中： ——V带传动效率；

——滚动轴承效率。

由参考文献[1]表9.1查得。由于没有轴向力的存在，且载荷、转速较低，故选用深沟球轴承，，代入式得：



由V带传动的设计数据可知V带传动的传动比，故小齿轮转速为：



所以，小齿轮传递的扭矩为：



2.2 确定载荷系数

设计时，因值未知，不能确定，故可初选载荷系数，这里初取。

2.3 确定齿宽系数

初步设计齿轮在轴承上为非对称布置，软齿面，查参考文献[2]表8.6，选取齿宽系数。

2.4 初步确定齿轮齿数

初选小齿轮齿数，齿轮传动的传动比为：



故大齿轮齿数为：



取，传动比为：



此时传动比误差为：



2.5 确定齿形系数和应力修正系数

由参考文献[2]图8.19得齿形系数为：



由参考文献[2]图8.20得应力修正系数为：



2.6 确定重合度系数

对于标准外啮合齿轮传动，端面重合度为：



将、代入式得：



由参考文献[2]式8.14得重合度系数为：



2.7 确定许用弯曲应力



式中： ——记入了齿根应力修正系数之后，试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应

力。由参考文献[2]图8.28查得弯曲疲劳极限应力：



——安全系数；与接触疲劳损伤（点蚀）相比，断齿的后果更为严重。

所以，一般取；

——弯曲强度计算的寿命系数，当设计齿轮为有限寿命时，用寿命系

数提高其极限应力，由参考文献[2]图8.30查取。

小齿轮与大齿轮的应力循环次数可按下式计算：



式中：*n* ——齿轮转速，r/min；

*a* ——齿轮转一周，同一侧齿面啮合的次数；

——齿轮的工作寿命，h。

大、小齿轮均为单侧齿面工作，故。5年2班制，每年工作日一般按照250天计，故齿轮的工作寿命为：



小齿轮转速，则大齿轮转速为：



代入数值到式中，对小齿轮和大齿轮分别有：





由参考文献[2]图8.30 得，弯曲强度寿命系数为：



故许用弯曲应力为：









计算*m*时，取的最大值，故取



2.8 初算模数

将以上数据代入式可得：



对于开式齿轮传动，为考虑齿面磨损，将上式计算出来的模数增大10% ~ 15%，则



取增大15%，得，故设计时取。

1. 确定传动尺寸

3.1 计算载荷系数

设计要求机器工作平稳，由参考文献[2]表8.3查得使用系数。



由参考文献[2]图8.7查得动载荷系数，根据，非对称布置（轴刚性小），软齿面，查参考文献[2]图8.11得齿向载荷分布系数。

由参考文献[3]表12-11查得时传动平稳性精度等级为9级，再由参考文献[2]表8.4得未经表面硬化直齿轮的齿间载荷分布系数，则载荷系数为：



3.2 修正模数

由式可知，修正前后模数与载荷系数的比例关系为：



则修正后的模数为：



由参考文献[2]表8.1，圆整取第一系列标准模数。

3.3 计算传动尺寸

中心距为：



对直齿圆柱齿轮传动，圆整中心距的方法有两种，即采用变位齿轮和改变*m*和*z*的搭配。当*z*变化后，传动比会有变化，但对传动比准确性要求不高的机械，是允许的。

中心距要求按0，5结尾来圆整，可取，，则中心距为：



此时，传动比为：



则传动比误差为：



传动比误差在允许范围内，所以，







齿宽应圆整，取，。

1. 确定大齿轮结构尺寸

4.1 齿轮结构型式的确定

齿顶圆直径为：



由于采用模锻工艺，查参考文献[2]图8.38可知，选择锻造腹板式齿轮结构。

4.2 轮毂孔径的确定

大齿轮轮毂孔径是根据与孔相配合的轴径确定，此处按照扭矩初算轴径：



式中：*d* ——轴的直径，mm；

——轴剖面中最大扭转剪应力，MPa；

*P* ——轴传递的功率，kW；

*n* ——轴的转速，r/min;

 ——许用扭转剪应力，MPa;

*C* ——由许用扭转剪应力确定的系数。

根据参考文献[2]表10.2查得45号钢，取，





所以，



本方案中，轴颈上有一个键槽，应将轴径增大5%，即



按照GB/T 2822—2005的Ra20 系列圆整，取。

查参考文献[1]表11.27 ，键的公称尺寸，轮毂上键槽的尺寸为，。

4.3 齿轮结构尺寸的确定

由参考文献[2]图8.38得：

；

；

；

；

；

；

；

；

；

；

；

。

1. 设计参数总表

表 1 齿轮传动设计参数表

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 序号 | 符号/单位 | 数值 | 序号 | 符号/单位 | 数值 |
| 1 | *P*/kW | 2.2 | 25 | *n*m/(r/min) | 940 |
| 2 | *n*w/(r/min) | 80 | 26 | *i*1 | 2.1 |
| 3 | *H*/mm | 160 | 27 |  | 0.96 |
| 4 |  | 0.99 | 28 | *P*1/kW | 2.09 |
| 5 | *n*1/(r/min) | 470 | 29 | *T*1/(N·mm) | 42467 |
| 6 | *K*t | 1.4 | 30 |  | 1.0 |
| 7 |  | 19 | 31 |  | 113 |
| 8 |  | 2.78 | 32 |  | 2.21 |
| 9 |  | 1.54 | 33 |  | 1.82 |
| 10 |  | 1.683 | 34 |  | 0.696 |
| 11 | /MPa | 230 | 35 | /MPa | 170 |
| 12 |  | 1.25 | 36 | /h | 20000 |
| 13 | *n*2/(r/min) | 79.031 | 37 | *N*1 |  |
| 14 | *N*2 |  | 38 | *K* | 1.532 |
| 15 | *m*/mm | 2.5 | 39 | *a*/mm | 165 |
| 16 | *d*1/mm | 47.5 | 40 | *d*2/mm | 282.5 |
| 17 | *b*1/mm | 55 | 41 | *b*2/mm | 50 |
| 18 | *d*a2/mm | 287.5 | 42 | *d*k/mm | 40 |
| 19 | *b*键槽/mm | 12 | 43 | *h*键槽/mm | 8 |
| 20 | *b*毂槽/mm | 12 | 44 | *t*2/mm | 3.3 |
| 21 | *D*1/mm | 64 | 45 | *D*2/mm | 260 |
| 22 | *D*0/mm | 162 | 46 | *d*0/mm | 50 |
| 23 | *δ*0/mm | 10 | 47 | *c*/mm | 12 |
| 24 | *L*/mm | 60 | 48 | *r*/mm | 6 |

1. 参考文献

[1] 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书[M]. 北京:高等教育出版社, 2016.

[2] 王黎钦, 陈铁鸣. 机械设计[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 2015.

[3] 王伯平. 互换性与测量技术基础[M].北京:机械工业出版社, 2017.

[4] 张锋, 宋宝玉. 机械设计大作业指导书[M]. 北京:高等教育出版社, 2009.

[5] 王熙宁, 袭建军. 画法几何及机械制图[M]. 北京:高等教育出版社, 2015.