

论文相似性检测报告（详细版）

报告编号: 959b060a-3ab1-4f8d-a02f-a57a014de777

原文字数: 16,678

检测日期: 2015年12月26日

检测范围: 中国学术期刊数据库 (CSPD)、中国学位论文全文数据库 (CDDB)、中国学术会议论文数据库 (CCPD)、中国学术网页数据库 (CSWD)

检测结果:

一、总体结论

总相似比: **7.22%** (参考文献相似比: **0.00%**, 排除参考文献相似比: **7.22%**)

二、相似片段分布



注: 绿色区域为参考文献相似部分, 红色区域为其它论文相似部分。

三、相似论文作者 (举例6个)

[点击查看全部举例相似论文作者](#)

四、典型相似论文 (举例14篇)

序号	相似比	相似论文标题	参考文献	论文类型	作者	来源	发表时间
1	3.09%	立卧两用凸轮式换刀机械手的研究与开发		学位论文	李剑玲	陕西科技大学	2003
2	3.09%	两级展开式圆柱齿轮减速器用滚动轴承和传动轴的设计		期刊论文	苏宝程	制造业自动化	2011
3	3.09%	磨料水射流径向模式车削工程陶瓷材料工艺优化研究		学位论文	岳中波	山东大学	2014
4	3.09%	螺旋离心泵叶片型线方程及内部流场的数值模拟		学位论文	苏吉鑫	兰州理工大学	2007

序号	相似比	相似论文标题	参考文献	论文类型	作者	来源	发表时间
5	3.09%	基于型线方程的螺旋离心泵叶轮设计方法及性能研究		会议论文	李仁年 等	2007年中国国际流体机械论坛暨国际泵技术高峰论坛	2007
6	2.06%	单钢轮振动压路机转鼓试验台设计与分析		学位论文	王冰心	长安大学	2012
7	2.06%	JC50DB型绞车传动系统结构的设计研究		学位论文	周海领	兰州理工大学	2011
8	2.06%	凸轮式立卧两用换刀机械手及虚拟样机研究		学位论文	吴兵	陕西科技大学	2010
9	2.06%	新型果蔬膨化干燥设备的设计及研究		学位论文	胡玉莹	陕西科技大学	2014
10	2.06%	数控加工中心凸轮式立卧两用换刀机械手的研究		学位论文	夏粉玲	陕西科技大学	2003
11	2.06%	汽车后桥用焊接专机的研制		学位论文	刘月	沈阳工业大学	2007
12	2.06%	千米沥青碳纤维收丝系统结构设计与试验研究		学位论文	秦玉磊	北京化工大学	2009
13	2.06%	轮式小型甘蔗收割机台架部件的结构设计分析及试验研究		学位论文	程志青	广西大学	2008
14	2.06%	基于DSP的小型管道机器人的研制		学位论文	何守印	北京工业大学	2004

五、相似论文片段（共4个）

1	送检论文片段	相似论文片段	【3.09%】
	<p>位置： </p> <p>叶片的负压面和空间曲线为基础进行设计，叶轮的对数螺旋线。</p> <p>3.1.1 叶轮主要参数的确定</p> <p>图3-1 叶轮轴面投影图</p> <p>(1) 叶轮最大外径 : = (m)</p>	<p>来源：基于型线方程的螺旋离心泵叶轮设计方法及性能研究 [会议论文]2007年中国国际流体机械论坛暨国际泵技术高峰论坛, 2007年 李仁年 等 主要叶轮结构参数[5?6]有：叶轮进口直径D1, 叶轮最大外径D2—, 叶轮轴向长度L, 叶轮出口宽度b2, 叶轮出口最小直径D2。渝, 轮毂直径Dh, 轮缘和轮毂各段轴向长度L1, L2, L3, 轮缘侧圆弧半径R1, 轮毂侧圆弧半径R2、R3, 轮缘侧叶片倾角α1, 轮毂侧叶片倾角α2, 轮毂侧叶片包角θ1, 轮缘侧叶片包角θ2, 叶轮出口叶片包角θ3, 进口安放角θ4, 出口安放角θ5。上述结构参数由式(1)确定bJ: L1 = "J以Y_麓\姻备.皇I. \E 董Q Q1 = 'QZD—Q工2图2叶轮轴面投</p>	

式中:

$$k=10 \sim 12.5$$

故: $= =0.238 \sim 0.298 \text{ (m)}$

取: $=260 \text{mm}$

(1) 叶轮出口宽度 :

$$= =80.86 \text{ (mm)}$$

取: $=80 \text{ (mm)}$

(3) 叶轮出口直径 :

=

其中:

$$= =0.736 \sim 0.161 \text{ (m)}$$

取 $=80 \text{ (mm)}$

(主要考虑效率兼顾泵的抗汽蚀性能)

(4) 轮毂直径 :

$$=19.96+0.07 \times =19.96+0.07 \times 115.244=28 \text{ (mm)}$$

(5) 叶轮轴向长度L:

$$L= =195.66 \text{ (mm)}$$

圆整后得: $L=195 \text{ (mm)}$

(6) 轮缘侧圆弧半径 :

$$=52.28+0.91$$

$$=52.28+0.91 \times 115.244=157.15$$

圆整后等: $=160 \text{ (mm)}$

(7) 轮毂侧圆弧半径 :

$$=73.4+1.29 =73.4+1.29 115.244=222.06$$

圆整后等: $=220 \text{ (mm)}$

(8) 轮毂侧圆弧半径 :

影

=60~90 (mm)

取 =70 (mm)

(9) 轮缘侧叶片倾角 :

=60.51-0.13

=60.51-0.13 115.244=45.528

取 =45

(10) 轮毂侧叶片倾角 :

=57.1-0.1 =57.1-0.1 115.244=45.58

取 =45

(11) 叶轮出口倾角 :

=7.79 =7.79 =12.95

取 =13

(12) 叶轮出口最小直径 :

= =260-2 =189.45

取 =190 (mm)

(13) 轮缘和轮毂各段轴向长度 :

L = (0.45~0.68) L= (0.45~0.68) =87.75~132.6 (作图在范围内)

取 =140 (mm)

L3 = (0.2~0.4) L=39~78

取L3=60 (mm)

L = (0.05~0.08) L=9.75~15.6 (作图在范围内)

(14) 轮缘侧叶片出口安放角 :

=

其中:

其中:

	<p>=19.7297</p> <p>所以: =11.6</p> <p>(15) 轮毂侧叶片出口安放角 :</p> <p>=</p> <p>其中: =14.42</p> <p>=0.789</p> <p>所以: =14.5</p> <p>(16) 叶片</p>	
2	<p>送检论文片段</p> <p>位置: </p> <p>功率P2, 转速n2和转矩T2</p> <p>, ,</p> <p>(2) 初步确定轴的最小直径</p> <p>先按式 初步估算轴的最小直径。选取轴的材料45钢, 调质处理。根据机械设计表11.3, 取, 于是得:</p> <p>该处开有键槽故轴径加大5%~10%, 且III轴的最小直径显然是安装联轴器处的直径。为了使所选的轴直径与联轴器的孔径相适应, 故需同时选取联轴器型号。联轴器的计算转矩, 取。</p> <p>按照计算转矩 应小于联轴器公称转矩的条件</p>	<p>相似论文片段 【2.06%】</p> <p>来源: 立卧两用凸轮式换刀机械手的研究与开发</p> <p>[学位论文]李剑玲, 2003年 陕西科技大学</p> <p>功率(IV) (R / min) 转矩(N?m) 电压(V) —4— 电流(A) — ≥j 250LYX05C 160]5 4]860 7.8 25 2.3.2轴I的结构设计1. 初定轴的最小直径选取轴的材料为40C, N, 调质处理。查表得A. =112-97, 取A. =100, 得:d=Ao. V鲁:100. √等等=13.8ram轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径。为了使所选的轴的直径与联轴器的孔径相适应, 故需同时选取联轴器的型号。联轴器的计算转矩为:Lo=K. T考虑到转矩变化中等, 取K. =13, 则:毛=K』</p> <p>T=1.3×25=32.5 H ‘m按照计算转矩应小于联轴器公称转矩的条件, 选用HL型弹性柱销联轴器, 其公称转矩为160N?111, 孔径d=14r衄, 故取轴最小径为14肋。半联轴器的长度L=32rm, 半联轴器</p>
3	<p>送检论文片段</p> <p>位置: </p>	<p>相似论文片段 【2.06%】</p> <p>来源: 立卧两用凸轮式换刀机械手的研究与开发</p>

	<p>头部 中前部 中部 中后部 尾部</p> <p>小直径显然是安装联轴器处的直径。为了使所选的轴直径与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。联轴器的计算转矩，取。</p> <p>按照计算转矩应小于联轴器公称转矩的条件，查机械设计手册选用HL3型弹性套柱销联轴器，其公称转矩为630N.m。半联轴器的孔径为32mm，故取，半联轴器长度为，半联轴器与轴配合的长度。</p> <p>(3) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度</p> <p>(a) 为了满足半联轴器的轴向定位的要求</p>	<p>[学位论文]李剑玲, 2003年 陕西科技大学</p> <p>键槽，所以轴径在此基础上增大3%，所以$d = 23.2 \times (1+3\%) = 23.9$mm。轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径。为了使所选的轴的直径与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器的型号。取$K_r = 1.3$，而$T = 90 \text{ N}\cdot\text{m}$，则联轴器的计算转矩为：$L = K_r T = 1.3 \times 90 = 117 \text{ N}\cdot\text{m}$。按照计算转矩$L$应小于联轴器公称转矩的条件，查设计手册，选用Hk型弹性柱销联轴器，其公称转矩为315N.m，孔径$d = 28\text{mm}$，故取轴最小径为28mm。半联轴器的长度$L_1 = 62\text{mm}$，半联轴器与轴配合的毂孔长度$L_2 = 44\text{mm}$。</p> <p>3. 轴的结构设计1) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度</p>
4	<p>送检论文片段</p> <p>位置：</p> <p>头部 中前部 中部 中后部 尾部</p> <p>条件，查机械设计手册选用HL3型弹性套柱销联轴器，其公称转矩为630N.m。半联轴器的孔径为32mm，故取，半联轴器长度为，半联轴器与轴配合的长度。</p> <p>(3) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度</p> <p>(a) 为了满足半联轴器的轴向定位的要求2轴段左端需制出轴肩，轴肩高度轴肩高度，取故取2段的直径，长度。</p> <p>(b) 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力的作用，故选用深沟球轴承。根据，查机械设计手册选取0基本游隙组，标准</p>	<p>相似论文片段 【2.06%】</p> <p>来源：磨料水射流径向模式车削工程陶瓷材料工艺优化研究</p> <p>[学位论文]岳中波, 2014年 山东大学</p> <p>小于联轴器公称转矩的条件，查标准GB/T 5014.2-2003或手册1 R 第2章磨料水射流车削加工回转工作台设计【6.1】，选用HL1型弹性柱销联轴器，其公称转矩为160000N·m，半联轴器的孔径为24mm，故取$d = 24\text{mm}$，半联轴的长度为52mm，半联轴器与轴配合的毂孔长度为$L_1 = 38\text{mm}$，半联轴器与轴的周向定位采用平键连接方式。为了满足半联轴器的轴向定位要求，I.II轴段左端需制出一轴肩，故取$d = 40\text{mm}$；右端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径为35mm。半联轴器与轴配合的毂孔长度为$L_2 = 38\text{mm}$，为了保证轴端挡圈仅压在半联轴器上而不压在轴的端面，故I.II轴段的长度应比L_1略短些，现取$h = 36\text{mm}$。本文选用角接触球轴承，因轴承</p>

六、全部举例相似论文作者（共6个）

序号	作者	典型片段总相似比	剩余相似比
1	李剑玲	4. 12%	3. 09%
2	陈冰	3. 09%	4. 12%
3	李琪飞	3. 09%	4. 12%
4	李仁年	3. 09%	4. 12%
5	韩伟	3. 09%	4. 12%
6	岳中波	2. 06%	5. 15%

[查看全文报告请点击](#)

说明:

1. 总相似比≈送检论文与检测范围全部数据相似部分的字数/送检论文总字数
2. 参考文献相似比≈送检论文与其参考文献相似部分的字数/送检论文总字数
3. 排除参考文献相似比=总相似比-参考文献相似比
4. 剩余相似比≈总相似比-典型片段总相似比
5. 本报告为检测系统算法自动生成, 仅供参考