

压装拧紧机构优化分析

黄殿海

(沈阳新松机器人自动化股份有限公司 辽宁 沈阳 110034)

摘要: 自动拧紧技术广泛应用于汽车、电子、能源等领域,通用拧紧技术中也出现了很多标准品牌产品,如 Atlas、BOSCH、马头、库柏等。但是针对特定的行业,有时需要拧紧与其他工艺配合,需要定制设备,如高铁缓冲器当中小压溃的螺母拧紧,需要用 100t 的压机配合,对 M72 的螺纹进行拧紧,搭载各类传感器及计算机技术,实现多种产品的自动化生产。

关键词: 压装拧紧;兼容优化;可靠性;非标

1 压装拧紧机构设计

1.1 压装机构设计

在拧紧前需要提供 100t 的预压力压至指定尺寸,由于吨位大,所以采用液压系统来提供动力,由于对预压力的位置尺寸要求严格,需满足 $\pm 0.25\text{mm}$ 以内,这里选用伺服液压系统来实现。为降低风险及缩短开发周期,压装系统机架与国内知名压装机厂家天津市天锻压力机有限公司合作,机架采购,这里不做详细介绍,对压头及拧紧工艺,做优化分析及设计,结构如图 1 所示。

承压盘 7 由于频繁与工件接触,故采用淬火材料加工,通过螺栓连接固定在压头连接座 6 上,最终和与压机滑块连接底板 1 相连,传递整个压装力;而伺服电机 5 通过行星减速机 4 和同步带轮 3,带动花键齿传动轴 11 旋转,花键齿传动轴 11 采用双角接触轴承背对背支撑,用双螺母 8 进行轴向固定,由于产品的压装面与拧紧面高度差别大,尽可能考虑到产品兼容,所以花键套 12 与花键齿传动轴 11 采用浮动连接,利用重力和弹簧 13 保证回复力。考虑到设计成本及空间尺寸,根据对产品长度尺寸的分组,滑动行程 $\leq 100\text{mm}$,可兼容类似产品,如有尺寸大于 100mm,通过设计多种工装,实现更大差值产品的压装拧紧,这样分组设计可满足兼容性强、制造成本低、结构紧凑的需求。

关于压头部分载荷的设计,已知设计需求载荷 100t,设计变形量小于 0.25mm。由于压头经常受交变载荷,为保证结构稳定性,设计载荷取 3 倍安全系数。结合原材料加工和装配工艺需求的实际情况等,又因压头频繁与工件接触,工件为低碳合金材料,考虑压

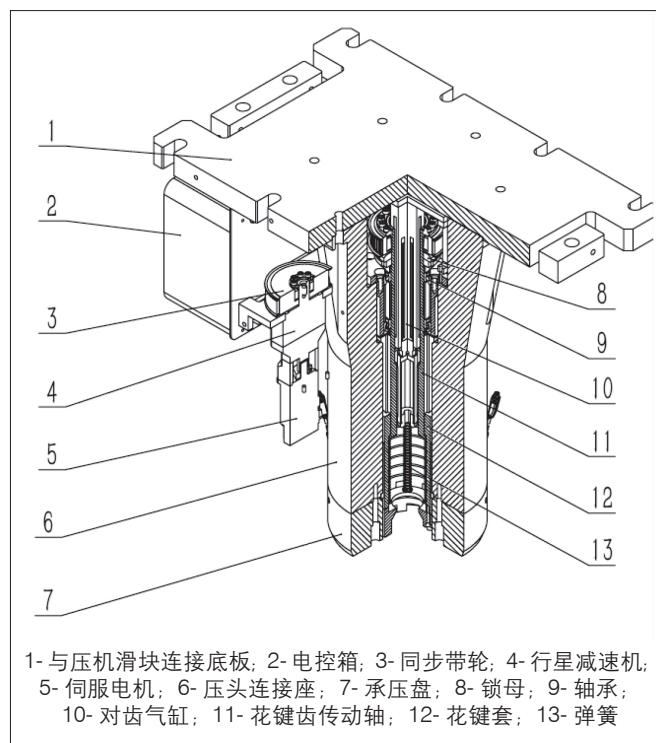


图 1 压装拧紧机构示意图

头的耐磨性,故将此压头分两部分制作。主体压头固定座部分采用 40Cr 锻件加工,与工件接触部分采用淬火材料制作,通过螺栓连接在一起。压头主体部分由于结构异形,反复计算困难,为优化出最优尺寸,这里结合使用 SolidWorks 仿真软件 Simulation 进行有限元分析,主要对形变(图 2)和应力(图 3)反复优化分析,最终得到如下压头的截面形状,满足变形量 $< 0.2\text{mm}$,安全系数 ≈ 3 ,考虑到压装速度很慢,冲击力小,安全系数可适当放宽,满足使用要求。

关于拧紧部分,由于必须放置在压头内部,且有其他功能需求,所以标准拧紧机无法使用,根据客户的

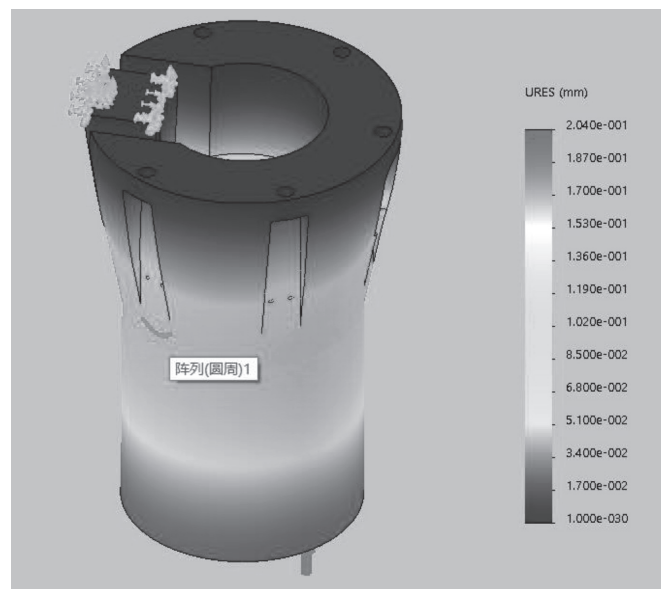


图2 压头形变分析



图3 压头应力分析

实际需求压装到位—拧紧—防松键对槽,这里仅对拧紧位置有严格要求,所以这里采用了伺服电机和同步带传动结构来实现,详细分析如下。

已知螺母螺纹为 M72, 螺距 4mm, 共 10 个防松键槽, 轴端十字键槽, 理想对正, 最大转动角度为 18° (对应位移 0.2mm), 拧紧的精度 $\pm 0.5\text{mm}$, 压装后的拧紧转矩为最大 40 ~ 70Nm, 按最大转矩简化计算忽略传动效率。根据拧紧精度和使用的稳定性, 设计时, 要提高 1 个数量级, 即取 0.05mm 作为设计精度。根据公式:

$$\angle A = \frac{S_1}{S} \times 360^\circ = \frac{0.05}{4} \times 360^\circ = 4.5^\circ$$

式中: $\angle A$ — 拧紧设备的角度控制精度 ($^\circ$);

S_1 — 拧紧设备的位移控制精度 (mm);

S — 螺母螺距 (mm)。

根据以上控制精度, 选用伺服电机可满足此精度控制。假设 PLC 的扫描频率 $f=50\text{Hz}$, 根据公式:

$$N_0 = \frac{\angle A \times f}{360^\circ} \times 60 = 37.5 \text{ r/min}$$

式中: $\angle A$ — 拧紧设备的角度控制精度 ($^\circ$);

f — 系统扫描频率 (Hz);

N_0 — 螺母拧紧的转速 (r/min)。

考虑到设计和实际使用时, 可能转速会微调, 需要预留一定的转速, 这里取额定转速的 $\eta=80\%$ 作为螺母拧紧转速, 则有设计转速为:

$$N_1 = \frac{N_0}{\eta_1} = 46.875 \text{ r/min}$$

式中: N_0 — 螺母拧紧的转速 (r/min);

η_1 — 转速百分比 (%);

N_1 — 螺母拧紧的设计转速 (r/min)。

根据常规经验, 常用现货伺服电机的额定转速为 3000r/min, 则有理论减速比 i_0 :

$$i_0 = \frac{N_{\text{额定}}}{N_1} = \frac{3000}{46.875} = 64$$

式中: $N_{\text{额定}}$ — 伺服电机额定转速 (r/min);

i_0 — 估算减速比 (%);

N_1 — 螺母拧紧的设计转速 (r/min)。

因为行星减速机已行业标准化, 选择标准速比减速机, 成本更低, 根据厂家产品手册, 最接近的减速比为 $i=60$, 则有最终设计转速为:

$$N = \frac{N_{\text{额定}}}{i} = \frac{3000}{60} = 50 \text{ r/min}$$

式中: $N_{\text{额定}}$ — 伺服电机额定转速 (r/min);

i — 最终设计减速比 (%);

N — 螺母拧紧额定设计转速 (r/min)。

转速 $50 \text{ r/min} \geq 37.5 \text{ r/min}$, 转速应用百分比:

$$\eta = \frac{37.5}{50} = 75\%$$

符合技术要求。另根据拧紧转矩 70Nm 的需求, 可得电机转矩:

$$T_0 = \frac{T_{\text{需}}}{i} = \frac{70}{60} = 1.17 \text{ Nm}$$

式中: $T_{\text{需}}$ — 产品所需转矩 (Nm);

i — 最终设计减速比 (%);

T_0 — 螺母拧紧最小转矩 (Nm)。

根据伺服电机产品选型手册, 这里以三菱伺服电机为例 (表 1), 可选标准电机功率 400W, 接近设计值,

表 1 伺服电机产品选型

HG-KN 系列（低惯性、小容量）规格						
伺服电机型号			13(B)J-S100	23(B)J-S100	43(B)J-S100	73(B)J-S100
对应的伺服放大器型号			请参照本产品目录 P2-1 的“伺服电机与伺服放大器的组合”			
电源设备容量		kVA	0.3	0.5	0.9	1.3
连续特性	额定输出	W	100	200	400	750
	额定转矩	Nm	0.32	0.64	1.3	2.4
最大转矩		Nm	0.95	1.9	3.8	7.2
额定转速		r/min	3000			
最大转速		r/min	5000			
瞬时允许转速		r/min	5750			

符合额定转速 3000r/min，转矩 1.3Nm>1.17Nm，峰值扭矩 3.8Nm，符合设计需求。

1.2 压装拧紧机的工艺过程

产品来料时，先对产品进行预装，再以 30% 转矩进行螺母认帽。在没有认帽前，套筒与螺母相对打滑，转矩会低于 30%，当螺母认帽成功以后，只要螺母没有拧到底，转矩会依然小于 30%，只有当认帽成功，且螺母预拧到底后，拧紧伺服电机转矩才会大于 30%，此时可证明认帽完成，并记忆当前伺服电机编码器位置，为伺服零点。然后液压机启动，将产品进行压缩（或压溃），液压机采用伺服阀和光栅尺可实时反馈压装位置和控制速度，先进行一次预压装，同时拧紧伺服以 80% 额定转矩，根据压机速度进行同步跟随恒转矩预拧，直至预压装完成，系统会根据压机位置与拧紧伺服的位置反馈，如二者数值相等，则证明螺母在拧紧过程中，螺母牙型无损伤，并已拧紧。然后压机以 0.2mm 位移进行二次步进，对齿气缸 10 伸出，带动工装准备对键槽，拧紧伺服 90% 转矩跟随，进行螺母对槽，理论上 0.2mm 内肯定会对正一次防松键槽（具体图纸这里不再详细介绍分析）。考虑到极限情况连续进行两次压装拧紧，如果拧紧伺服对应的位移小于压机位移，则证明防松键槽肯定对正，同时总位移 0.4mm ≤ ±0.5mm 需求。

1.3 关于气缸的选型计算

这里不对产品对槽工艺详细描述，仅对气缸的选型简要分析：已知所需推力 > 200N，气缸与受力结构同心安装。根据气缸的运动状态，参考表 2 预选气缸负载率 $\eta=70\%$ ；

计算气缸理论输出力：

$$F_0 = \frac{F}{\eta} = \frac{200}{70\%} = 285.7N$$

根据双作用气缸推力（活塞杆伸出）计算公式：

$$F_0 = \frac{\pi}{4} D^2 P$$

表 2 负载率与负载的运动状态

负载的运动状态	静载荷（如夹紧、低速压铆）	动载荷	
		气缸速度 50 ~ 500mm/s	气缸速度 > 500mm/s
负载率	≤ 70%	≤ 50%	≤ 30%

由于气体的可压缩性，为保证执行机构相对位置稳定，故这里预留安全系数 1.4，得出气缸缸径：

$$D = \sqrt{\frac{4F_0 \times 1.5}{\pi P}} = \sqrt{\frac{4 \times 285.7 \times 1.4}{3.14 \times 0.5}} = 31.92mm$$

式中：P—使用压力，P=0.5MPa。

选取标准缸径 32mm，可满足最终使用需求。但这里也需要注意，除缸径需要计算以外，也要结合使用场合，如出于安全方面，考虑断气时气缸能够自锁，或者在导轨处设置钳制器等，防止发生以外。

2 分析优化

根据功能需求，需要在拧紧套筒内安装推力气缸，由前面计算可知，需要放置 32 缸径气缸。但是内部空间有限，不想因为气缸而增大压头尺寸，从而影响加工和装配难度，最终根据设计需求，选定 SMC 的倍力气缸 MGZ20，在 0.4 MPa 时推力 290N，满足推力及空间需求，使得压头尺寸进一步得到优化。另外，由于该压头结构紧凑，考虑到气缸维护，将气动调速阀，安装在结构外面，不需要拆卸，即可调节；磁性开关，选择一用一备，预留接口及标识，组装时，已测试其功能及位置，一旦有问题，可快速切换，防止磁性开关原因，造成设备停机。因此在设计时，一定要将设计、成本、安装、维护等方面综合考虑，切实做到以人为本，利于生产。

3 结语

通过对压头设计的受力分析，验证了机构的稳定性，
(下转第 31 页)

(2 小时), 产品设备及温升试验的要求值为 6250A (额定) /7500A (2 小时), 直流金具的设计和温升试验电流均大于技术规范要求值, 在设计上留有一定裕度。

4 结语

本文介绍了 $\pm 800\text{kV}/10000\text{MW}$ 工程直流金具的技术参数研究和试验工作。 10000MW 直流输电工程系统电流为 6250A, 金具的载流能力需重新进行核算, 对不满足要求的金具需进行重新设计研制及温升试验校核。金具的通流及发热是核心技术难题, 在以往工程的基础上, 本文针对上述问题提出了相应的解决方案:

(1) 对于阀厅金具而言, 在原有的 $\pm 800\text{kV}/5000\text{A}$ 的设备基础上进行改进设计。主要侧重于金具载流部分的结构调整与优化设计, 再结合考虑金具实际节点的运行工况进行支撑部分、屏蔽部分、对外接口部分的设计,

最终完成金具的整体设计方案, 并通过试验验证其满足工程要求。

(2) 对于直流场金具, 由于不太受空间大小及位置的影响, 系统电流的提升对这类产品的影响不大, 只需根据实际运行工况进行重新设计并通过试验验证即可。

综上所述, 直流金具的主要技术难度集中在电流增大后引起的发热问题。本文内容所提及的解决方案足以克服以上技术难题。

参考文献:

- [1] 丁永福. $\pm 800\text{kV}$ 特高压直流换流站阀厅金具的结构特点 [J]. 高电电器, 2013, 49(11): 13-18.
- [2] 张文亮. 特高压直流技术研究 [J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(22): 1-7.

(上接第 27 页)

降低了设计风险。基于产品种类及空间受限的关系, 采用倍力气缸, 可进一步优化压头尺寸, 降低成本。

参考文献:

- [1] 《机械设计手册》编委会. 机械设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [2] DS Solid Works 公司. SolidWorks Simulation 高级教程 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.

[3] SMC (中国) 有限公司. 现代实用气动技术: 第 2 版 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.

[4] 《机械工程材料性能数据编委会手册》编委会. 机械工程材料性能数据手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.

作者简介: 黄殿海 (1986.03-), 男, 汉族, 辽宁丹东人, 本科, 工程师, 研究方向: 非标自动化。

更 正

本刊 2022 年第 12 期 (4 月下旬刊) 的论文《电力电缆交流耐压试验分析》, 作者赵小宇、满少杰、王兆、佟雷, 第三作者姓名应为“王兆熹”。特此更正并向作者致歉!

《中国机械》杂志社编辑部