

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.11.003

高温高压直驱电动阀门屏蔽式 永磁电机结构研究^{*}

吴青松¹, 厉伟¹, 张威², 冯桂宏^{1*}, 张炳义¹

(1. 沈阳工业大学 电气工程学院, 辽宁 沈阳 110870;

2. 沈阳盛世五寰科技有限公司, 辽宁 沈抚示范区 113122)

摘要:针对高温、高压电动阀门过长的传动链和大体积的问题,提出了一种新型高温、高压直驱电动阀门屏蔽式永磁电机(DDEAV-CPMSM)一体式结构。首先,探究了温度、压强、屏蔽套参数对电动阀门一体式结构应力-应变分布的影响;然后,对比了不同屏蔽套参数下的电动阀门电磁性能,并对高温、高压下的危险截面进行了应力评定;在屏蔽套最优参数基础上,提出了加强环结构,比较了不同加强环尺寸下的等效应力,建立了危险截面下最大等效应力随加强环厚度、宽度、位置变化的函数曲线;最后,搭建了电动阀门一体式结构高温、高压实验平台,进行了加强环变形量测定。研究表明:加强环能提高电动阀门屏蔽套的安全系数,测量得到加强环外径平均值为 126.172 mm,仿真模拟加强环外径值为 126.060 24 mm,相对误差为 0.088%;该结果可为高温、高压下一体式电动阀门承压结构设计提供理论依据。

关键词:液压控制阀;流体输送系统;直驱电动阀门屏蔽式永磁电机;屏蔽套;加强环;传动链

中图分类号:TH134;TM623;TM351

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)11-1510-09

Structure of canned PMSM for high temperature and high-pressure direct drive electric valve

WU Qing-song¹, LI Wei¹, ZHANG Wei², FENG Gui-hong¹, ZHANG Bing-yi¹

(1. School of Electrical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China;

2. Shenyang Shengshi Wuhuan Science and Technology Co., Ltd., Shenfu Demonstration Area 113122, China)

Abstract: Aiming at the problems of too long transmission chain and large volume of high temperature and high pressure electric actuated valve, a novel integrated structure of high temperature and high-pressure direct drive electric actuated valve canned permanent magnet synchronous motor (DDEAV-CPMSM) was proposed. Firstly, the influence of temperature, pressure and canned sleeve parameters on the stress-strain distribution of the integrated structure were explored. Then, the electromagnetic performance under different canned sleeve parameters was compared, and the stress evaluation of the dangerous section under high temperature and high pressure was carried out. On the basis of the optimal parameters, the reinforcing ring structure was proposed, the maximum equivalent stress under different reinforcing ring sizes was compared, and the function curve of the maximum equivalent stress in the dangerous section with the thickness, width and position of the reinforcing ring was established. Finally, a high temperature and high pressure experimental platform was built to analyze the influence on the strain of the reinforcing ring. The research results show that the reinforcing ring can improve the safety factor of the canned sleeve. The average value of the measured outer diameter of the reinforcing ring is 126.172 mm, the simulated outer diameter of the reinforcing ring is 126.060 24 mm, and the relative error is 0.088%, which provides a theoretical basis for the design of the pressure-bearing structure of the integrated electric-actuated valve under high temperature and high pressure.

Key words: hydraulic control valve; fluid delivery system; direct drive electric actuated valve canned permanent magnet synchronous motor (DDEAV-CPMSM); canned sleeve; reinforcing ring; drive chain

收稿日期:2022-04-10

基金项目:辽宁省沈抚示范区本级科技计划项目(2021JH05)

作者简介:吴青松(1995-),男,锡伯族,辽宁沈阳人,博士研究生,主要从事特种电机设计方面的研究。E-mail:928364964@qq.com

通信联系人:冯桂宏,女,教授,硕士生导师。E-mail:fenggh@sut.edu.cn

0 引言

电动阀门是流体输送系统中的核心部件,具有截止疏通流体、调节流量大小、稳定压力压强等功能。尤其是在航天、水处理、核工业、高温、高压领域,电动阀门扮演着举足轻重的角色^[1-3]。

核级电动阀门广泛应用于高温高压核动力反应堆回路中,用户在保证可靠性的同时,追求电动阀门小型化设计。电动阀门运行过程中,高温填料不断磨损,密封性能逐渐降低。因此,迫切需要一种新型传动结构来解决上述问题。永磁电机具有较高的转矩密度和功率因数、较小的体积以及精准的伺服控制^[4-6],能够满足电动阀门严苛的工作环境,为阀门领域的发展带来了新的机遇。

目前,众多学者对阀门可靠性进行了大量的研究,且大多集中于阀体强度设计、阀盖尺寸参数优化、填料密封方面。王廷栋等人^[7]针对流体节流处温升造成阀芯处变形和卡滞的现象,对阀芯处进行了流固耦合仿真,研究结果为阀芯的结构设计提供了理论支撑。张波等人^[8]针对电子水阀在冷却液流量调节过程中存在压力损失过大的问题,基于计算流体动力学软件,对电子水阀流道结构进行了压降仿真分析,对流道结构进行了优化设计。陈意等人^[9]针对高温引起材料热膨胀、热疲劳问题,研究了密封结构的优化和改进。马月等人^[10]研究了核级阀门的抗震情况,对其在地震工况下的结构完整性进行了评估。

然而上述研究仅仅局限于对阀体与密封结构的研究,并没有对阀门电机的电磁-机械结构性能进行综合研究。

笔者提出了一种新型高温、高压直驱电动阀门屏蔽式永磁电机(DDEAV-CPMSM)一体式结构,该结构取消了齿轮、联轴器等传动装置,以及填料函、压板、压套等密封装置,解决了电动阀门传动链过长和动密封问题,增强了高温电动阀门的可靠性。但高温、高压工况却为一体式电动阀门承压结构带来巨大考验。

安跃军等人^[11]主要研究了几种屏蔽套材料下的涡流损耗和热应力大小,但并没有提出优化结构强度的改进措施。在综合考虑了电磁和屏蔽套屈曲性能的基础上,刁立民等人^[12]研究了屏蔽套厚度对效率和失稳压力的影响。胡月等人^[13]计算了定子屏蔽套屈曲临界载荷和极限载荷,研究了其随厚度、半径、长度以及初始缺陷变化的规律。

但是,对于高温、高压下的特殊工况,屏蔽套的完

整性会受到破坏,如何有效补偿屏蔽套强度至关重要。

CHANG D 等人^[14]对压力容器的薄弱部位进行了结构优化,总结了随压力变化下的容器加强环设计。张正^[15]对钢制安全壳加强环设计进行了研究,对其在外压及自重载荷组合作用下的稳定性进行了评定。王春华等人^[16]研究了有加强环和无加强环及不同结构加强环滚筒的应力及变形情况,并对比了不同形状的加强环对变形量的影响,但该研究也仅仅局限于其常温工况下的设计。

笔者重点研究高温、高压对屏蔽套性能的影响,对危险截面进行应力评定,对不同屏蔽套参数下的电磁性能进行分析;同时,对危险截面增加加强环结构,比较不同加强环尺寸下的等效应力,建立危险截面下等效应力随加强环厚度、宽度、位置变化的函数曲线,并通过实验证明仿真模型的准确性。

1 一体式电动阀门结构

传统高温、高压电动阀门的分体式结构如图 1 所示。

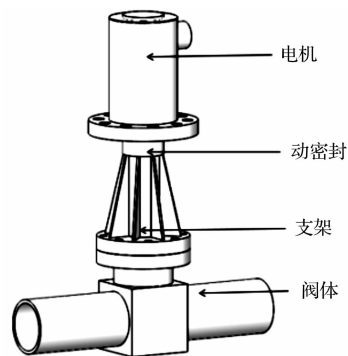


图 1 电动阀门分体式结构模型

图 1 中,阀门开关原理如下:

当阀门开启时,电机正向转动,通过阀杆与阀杆螺母传动副,推动闸板沿通道垂直向上运动,达到阀门开启预设的高度时,电机停止驱动,阀门达到开启状态;当阀门关闭时,电机反向转动,通过阀杆与阀杆螺母传动副推动闸板沿通道垂直向下运动,达到阀门关闭预设的高度时,电机停止驱动,阀门达到关闭状态。

分体式结构特点是阀门整机高度较高、传动链过长,难以满足核工业的需求。工作环境特殊的电动阀门需要将系统的重心尽可能降低,减少在倾斜摇摆条件下重心偏移对阀门的冲击。因此,迫切需要采用高温电动阀门一体式结构来解决上述问题。

笔者提出一种新型高温、高压直驱电动阀门屏蔽式永磁电机(DDEAV-CPMSM)一体式结构。

DDEAV-CPMSM 的转子直接带动阀杆螺母转动,

使阀杆升降运动,实现了阀门的启闭,其结构模型如图 2 所示。

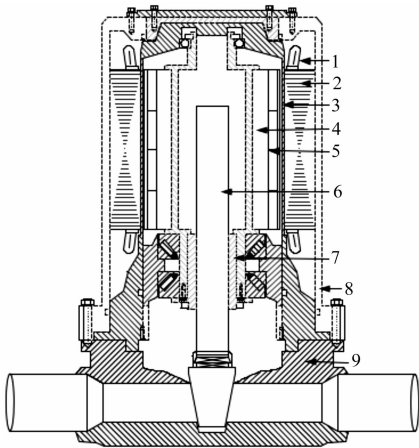


图 2 DDEAV-CPMSM 结构模型

1—绕组;2—定子铁心;3—定子屏蔽套;4—转子铁心;
5—永磁体;6—阀杆;7—阀杆螺母;8—机壳;9—阀体

该结构不需要减速机和联轴器,缩短了系统传动链的长度。DDEAV-CPMSM 只需要定子屏蔽套隔绝高温高压液体,并与机壳、阀体通过法兰盘实现静密封,不需要任何动密封装置,从根本上消除阀门液体泄露的可能。

与常规分体式结构相比,高温电动阀门一体式结构具有整机尺寸小、重心高度低、质量小、可靠性高的特点。

高温、高压直驱电动阀门屏蔽式永磁电机的基本参数,如表 1 所示。

表 1 高温、高压直驱电动阀门屏蔽式永磁电机基本参数

参数/单位	数值
定子外径/mm	185
定子内径/mm	120
气隙长度/mm	0.5
定子槽数	24
转子外径/mm	118
转子内径/mm	60
电枢长度/mm	180
额定转矩/(N·m)	191
极对数 p	5
转速/(r·min ⁻¹)	100
运行时长/s	30
液体温度/℃	200
压强/MPa	15

电动阀门阀体,机壳材料为 022Cr19Ni10,螺母、阀杆材料为 06Cr19Ni9,定子铁心为 50WW800,转子铁心为 12Cr13,永磁体为 YXG-30H,绕组为 240 级聚酰

亚胺漆包圆铜线。

2 高温、高压一体式电动阀门分析

DDEAV-CPMSM 一体式电动阀门内部充满高温高压液体,极易造成屏蔽套鼓包、破损,影响系统的电磁-机械性能。

笔者采用 ANSYS 软件对其进行结构优化设计,找到屏蔽套及支撑结构的薄弱环节,并进行有针对性的改进,提升系统的可靠性。

2.1 高温分析

一体式电动阀门 DDEAV-CPMSM 的三维模型如图 3 所示。

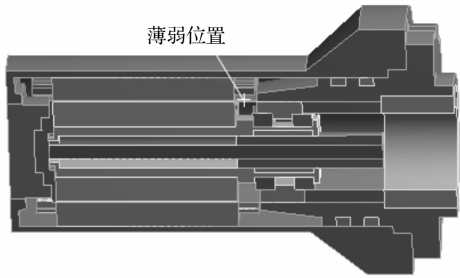


图 3 DDEAV-CPMSM 一体式结构三维模型

由图 3 可知:定子铁心紧压屏蔽套上端,而屏蔽套在绕组端部处没有约束,所以屏蔽套最大变形出现在绕组端部,即电机绕组端部处为屏蔽套受力的薄弱位置;端部处极易发生破损,为系统的危险截面,轴向长度定义为 L。

为探究屏蔽套材料对高温、高压一体式电动阀门结构应力-应变的影响,笔者列出的 3 种屏蔽套材料的应力参数,如表 2 所示。

表 2 3 种不锈钢屏蔽套材料的应力参数

材料参数/单位	Sus304	Sus316L	Sus430
密度/(kg·m ⁻³)	7 800	8 030	7 800
弹性模量/Pa	1.93 × 10 ¹¹	1.95 × 10 ¹¹	2.09 × 10 ¹¹
泊松比	0.28	0.28	0.28
热膨胀系数/(℃)	1.72 × 10 ⁻⁵	1.58 × 10 ⁻⁵	1.04 × 10 ⁻⁵
屈服强度/MPa	310	310	320

为准确描述高温、高压下,DDEAV-CPMSM 系统薄弱位置的应力大小及变形情况,笔者对比分析 3 种类型不锈钢屏蔽套,在高温 200℃、高压 20 MPa 下的应力-应变情况。

其中,屏蔽套最薄处的厚度均为 0.5 mm,忽略定子槽开口对应力的影响。

考虑热应力后的广义胡克定律为:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha T \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha T \\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha T \\ \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{2G}, \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{2G}, \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{2G}, G = \frac{E}{2(1+\nu)} \end{cases} \quad (1)$$

高温、高压下,屏蔽套承受内压与热应力的影响。不同屏蔽套材料的应力-应变如图 4 所示。

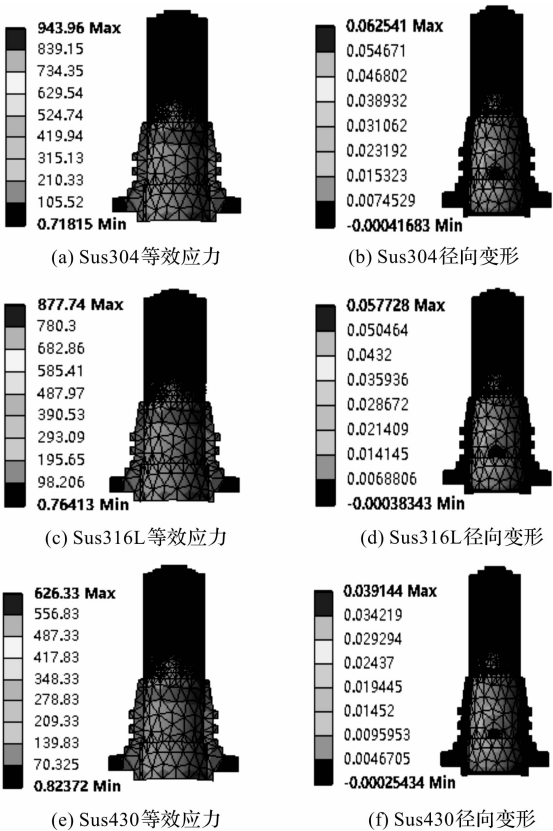


图 4 3 种屏蔽套材料应力-应变模型

由图 4 可知:相较于 Sus304、Sus316L 材料,屏蔽套采用 Sus430 等效应力和径向变形均较小,故 DDEAV-CPMSM 采用 Sus430 屏蔽套。

笔者舍去建模过程带来的应力奇异点,以相同应力评定线为基准,评估不同厚度屏蔽套最大等效应力随温度变化趋势。

不同厚度屏蔽套最大等效应力随温度变化曲线如图 5 所示。

由图 5 可知:

DDEAV-CPMSM 阀腔温度越高,屏蔽套最大等效应力越大,呈逐渐上升趋势;在相同温度下,0.3 mm 厚度屏蔽套热应力最大,但此时已经发生塑性变形,极易造成屏蔽套破损;随着屏蔽套厚度的增加,最大等效应力逐渐降低,但降低趋势减缓,说明不能单纯增加屏蔽

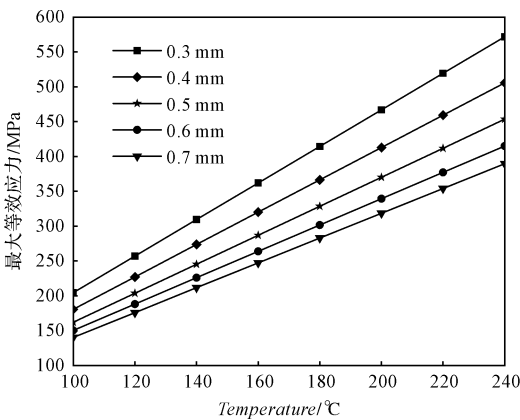


图 5 不同厚度屏蔽套最大等效应力随温度变化曲线

套厚度来降低热应力。

屏蔽套径向变形随温度和屏蔽套厚度变化,如图 6 所示。

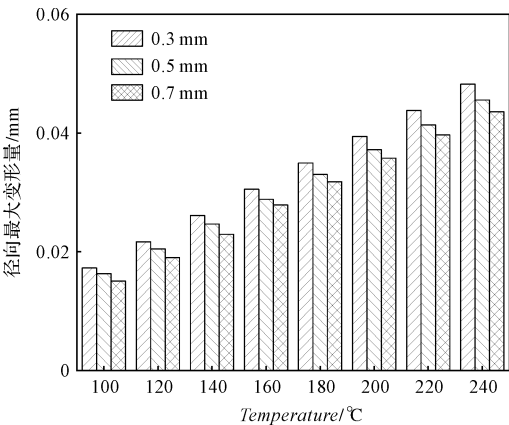


图 6 不同厚度屏蔽套径向最大变形随温度变化

由图 6 可知:不同温度下热应力大小不同,屈曲变形情况不同;温度越高,变形越严重;随厚度的增加,变形呈下降趋势。

屏蔽套等效弹性应变与温度和屏蔽套厚度的关系,如图 7 所示。

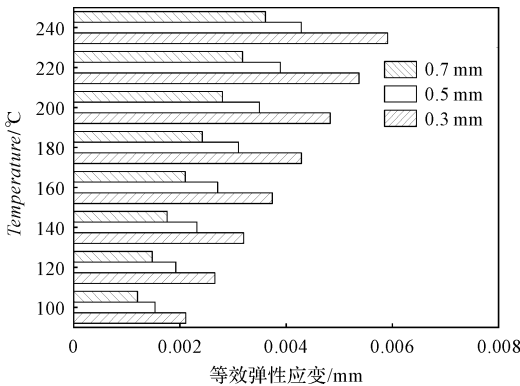


图 7 不同厚度屏蔽套等效弹性应变与温度关系

由图 7 可知:等效弹性应变随温度的增高而增大,屏蔽套厚度对弹性形变的影响十分显著;随着厚度的增加,等效弹性应变逐渐减小,但减小的趋势渐缓。

2.2 高温、高压分析

高温、高压同时存在时,屏蔽套最大等效应力更为明显,该系统运行时为 15 MPa,此处笔者以 20 MPa 进行考量。

屏蔽套最大等效应力与屏蔽套厚度关系,如图 8 所示。

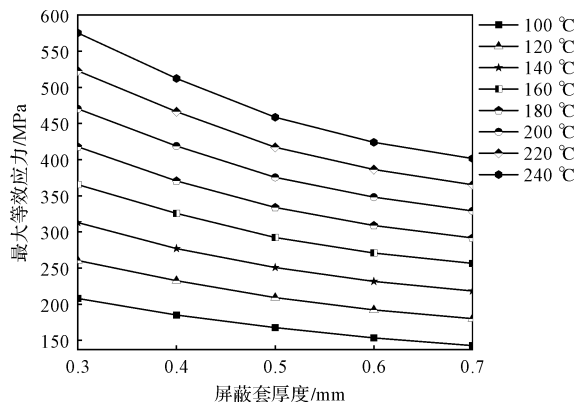


图 8 最大等效应力与屏蔽套厚度关系

由图 8 可知:随着温度的升高,等效应力越来越大,虽然屏蔽套厚度的增加能降低最大等效应力,但降低过程呈现减缓趋势;

当温度为 160 °C 时,0.5 mm 屏蔽套最大等效应力达到 292.38 MPa,满足材料的屈服强度,但此时的安全系数仅为 1.094。如果一味增加屏蔽套厚度,还需要额外的措施来保证系统稳定性。

接下来,笔者探究压强对 DDEAV-CPMSM 最大应力的影响。

在 200 °C 内腔温度下,径向最大变形量随压强变化趋势,如图 9 所示。

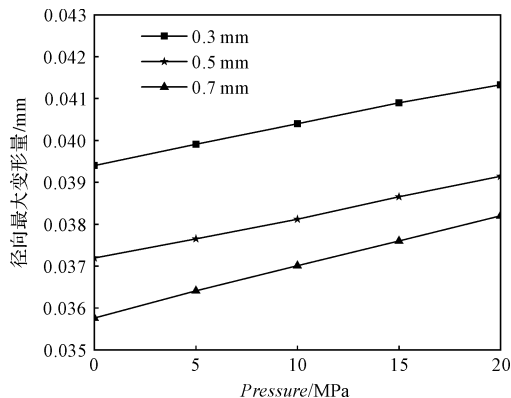


图 9 径向最大变形量与压强关系

由图 9 可知:随着压强增加,变形量略有增加;屏蔽套厚度对变形量影响显著,0.3 mm 屏蔽套厚度时,变形量最大;随着屏蔽套厚度的增加,变形量逐渐降低。

2.3 电磁分析

一体化结构不仅要考虑机械性能的影响,同时要

兼顾其电磁性能。

屏蔽套厚度不仅影响机械性能,对电磁性能也具有显著影响,故笔者从机械和电磁两个角度对高温高压下系统的性能进行分析^[17-18]。

电磁参数随屏蔽套厚度的变化如图 10 所示。

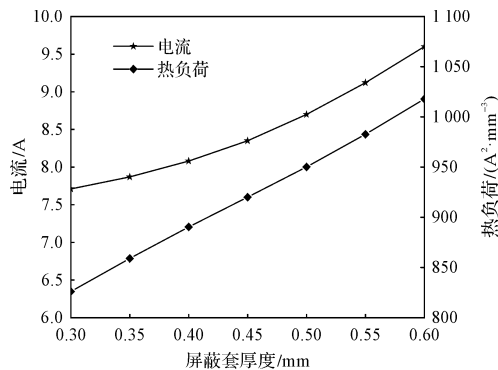


图 10 电磁参数随屏蔽套厚度的变化

由图 10 可知:随着屏蔽套厚度的增加,DDEAV-CPMSM 的热负荷和电流越来越大;电磁角度希望屏蔽套厚度更小,从而气隙磁阻更小,所需的电流和热负载更小,减少系统的发热。

但在系统可靠性方面,由图 5 和图 8 可知:屏蔽套厚度不能太小,否则将出现较大的塑性变形,进而导致屏蔽套破损。

综合考虑电磁与机械性能,最终笔者采用 0.5 mm 厚度屏蔽套作为 DDEAV-CPMSM 的承压结构。

一体式结构 DDEAV-CPMSM 在高温 200 °C、高压 20 MPa 下的电磁性能,如图 11 所示。

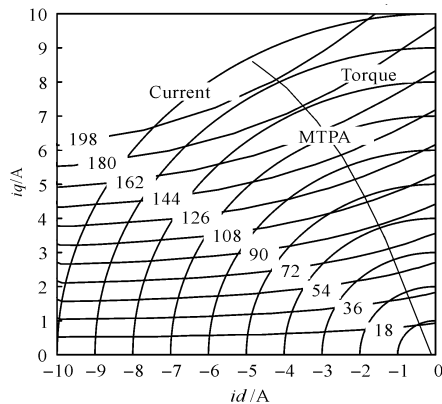


图 11 DDEAV-CPMSM 运行平面

由图 11 可知:该运行平面由电流极限圆、最大转矩电流比曲线、恒转矩曲线组成;该一体式结构充分利用内置永磁同步电机的磁阻分量,采用最大转矩电流比(maximum torque per ampere, MTPA)控制,以最大限度降低电流,减少铜耗。

2.4 危险截面评定

为分析 0.5 mm 厚度屏蔽套危险截面具体的应力

成分与应力数值,笔者选取一条沿危险截面轴向长度方向的应力评定线,分解出薄膜应力 σ_m 和薄膜应力 + 弯曲应力 $\sigma_m + \sigma_b$,对薄弱位置进行应力线性化评定。

高温、高压下等效应力与危险截面轴向长度 L 的关系曲线,如图 12 所示。

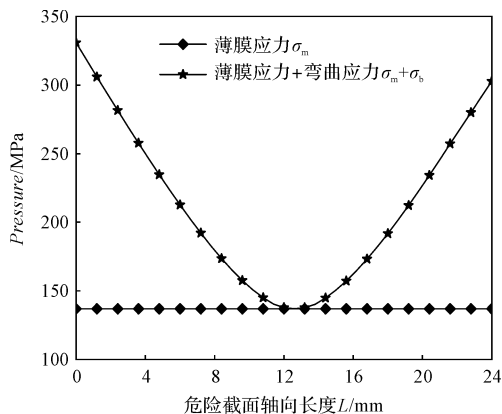


图 12 应力与危险截面轴向长度 L 关系

由图 12 可知:薄膜应力为 136.94 MPa,而在两端处由于厚度的急剧变化,导致出现较大的弯曲应力。

笔者沿厚度方向进行应力线性化评定,其中,一点选取内壁最大应力点,另一点选取对应贯穿屏蔽套壁厚外壁上的点。

应力与屏蔽套厚度的关系如图 13 所示。

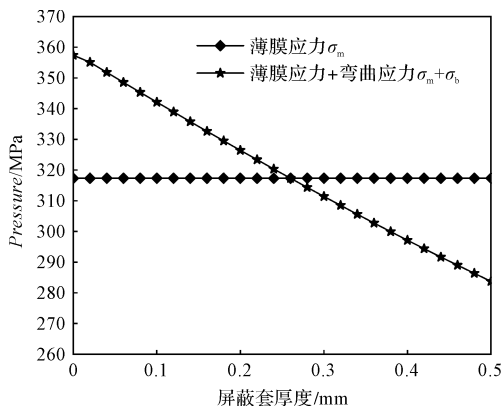


图 13 应力与屏蔽套厚度关系

由图 13 可知:沿厚度方向,薄膜应力 + 弯曲应力 $\sigma_m + \sigma_b$ 逐渐减小,最大值高达 357.39 MPa,已经大于材料的屈服强度,故此时的结构强度难以满足系统稳定性要求。若增加屏蔽套厚度,应力降低并不明显,且电磁性能也会受到相应影响。

综上所述,笔者从高温、高压下系统应力的角度分析了 0.5 mm 屏蔽套厚度下 DDEAC-CPMSM 的危险截面,并从危险截面的长度和厚度两个方向进行应力强度评定;若进一步改善危险截面,需进行承压结构优化。

3 承压结构优化设计

针对危险截面,笔者提出了加强环结构,并进行了优化设计,以防止屏蔽套失稳。

加强环可以减小屏蔽套变形,但其结构的设计具有一定的盲目性;加强环结构越厚越容易接触线圈,造成齿尖加高,槽加深,影响电磁-结构性能。故需对加强环尺寸参数进行优化,提高其机械强度,同时为其电磁设计提供理论参考。

笔者在 200 °C、20 MPa 工况,分析加强环不同厚度、宽度、位置对屏蔽套可靠性的影响。

3.1 加强环厚度的影响

危险截面长度为 24 mm,加强环宽度为 24 mm 时,最大等效应力与安全系数随加强环厚度的变化曲线,如图 14 所示。

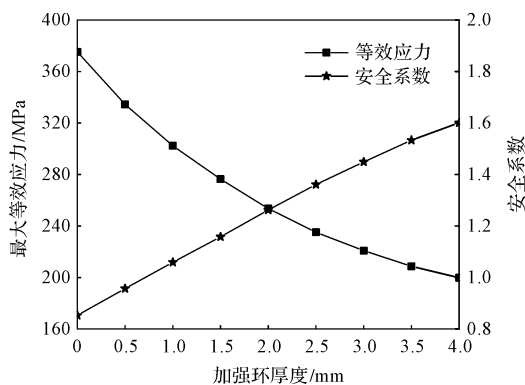


图 14 屏蔽套性能与加强环厚度关系

由图 14 可知:引入加强环后,最大等效应力迅速减小,屏蔽套的安全系数得到提高,表明加强环对屏蔽套承压薄弱部分起到增强作用;但当屏蔽套厚度增加到一定程度时,最大等效应力减小趋于缓慢,说明增加加强环厚度降低应力的效果逐渐降低。

由此可见,加强环并非越厚越好,盲目地增加加强环厚度会导致定子铁心齿部加高,恶化 DDEAV-CPMSM 的电磁性能。

笔者将图 14 中最大等效应力与加强环厚度进行二次多项式拟合,即:

$$Y(x) = 8.452x^2 - 76.58x + 372.6 \quad (2)$$

由式(2)可预测出不同加强环厚度下,屏蔽套最大等效应力的变化,这可为加强环厚度的设计提供借鉴。

在高温、高压下,加强环的最大等效应力与形变量随加强环厚度变化的关系曲线,如图 15 所示。

由图 15 可知:随着加强环厚度的增加,等效应力及形变量降低的幅度均逐渐减小;当加强环厚度增加至 3 mm 后,形变量基本稳定,设计壁厚为 3 mm,满足

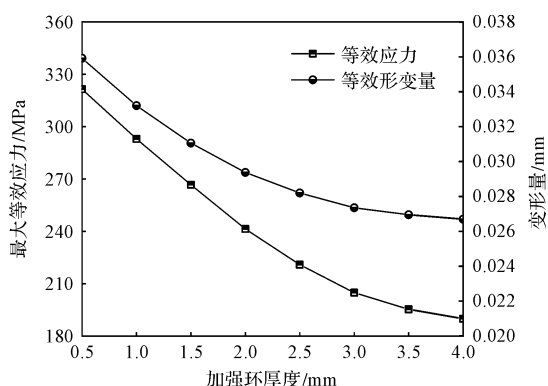


图 15 加强环性能与厚度关系

承压结构需求。

3.2 加强环宽度的影响

以 3 mm 厚度加强环为基准,不同加强环宽度尺寸对屏蔽套性能的影响,如图 16 所示。

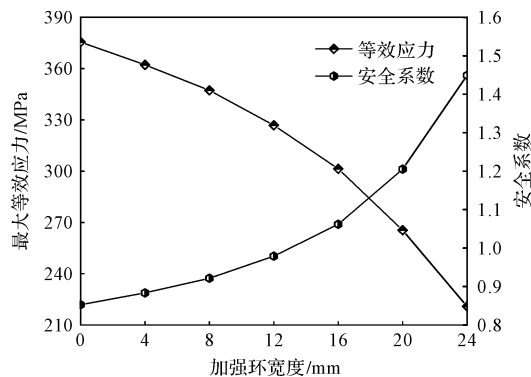


图 16 屏蔽套性能与加强环宽度关系

由图 16 可知:随着加强环宽度逐渐增加,最大等效应力呈抛物线式下降,安全系数逐渐增加。

笔者将图 16 中最大等效应力与加强环宽度进行二次多项式拟合,即:

$$Y(x) = -0.202x^2 - 1.433x + 373.4 \quad (3)$$

由式(3)可预测出不同加强环宽度下最大等效应力的变化,为加强环宽度的设计提供借鉴。

高温、高压下,加强环的最大等效应力与形变量随加强环宽度变化的曲线,如图 17 所示。

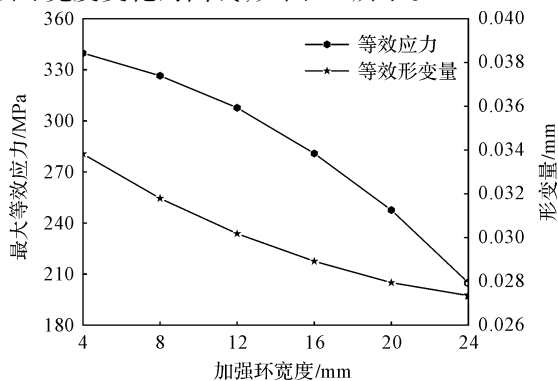


图 17 加强环性能与加强环宽度关系

由图 17 可知:加强环宽度较小时,形变量和等效应力较大,随着加强环宽度的增加,形变量和等效应力逐渐降低。在一定范围内,加强环对节点强度的提高随着加强环宽度的增加而增大。

3.3 加强环位置的影响

加强环具体的位置与屏蔽套承载力有极大的关系,提取点距离铁心端部的距离用 L_s 表示,探讨加强环不同位置下,屏蔽套等效应力的变化。

笔者以设置 1 道加强环为例,危险截面总长度 $L = 24$ mm,令加强环宽度为 16 mm,加强环厚度 $h = 3$ mm。

屏蔽套性能与加强环位置关系如图 18 所示。

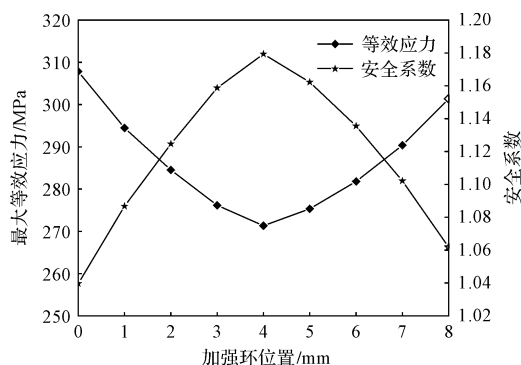


图 18 屏蔽套性能与加强环位置关系

由图 18 可知:不同位置处加强环发挥的效果有很大差异。当 $L_s \leq 4$ mm 时,最大等效应力随着 L_s 值的增大而减小;当 $L_s \geq 4$ mm,最大等效应力随着 L_s 值的增大而增大。拾取点距铁心端部距离 $L_s = 4$ mm 时,最大等效应力取得最小值 271.34 MPa,此时的安全系数最高为 1.179,发挥的作用最大。

笔者将图 18 中最大等效应力与加强环位置进行二次多项式拟合,如下:

$$Y(x) = 1.967x^2 - 16.48x + 308.3 \quad (4)$$

由式(4)可预测出不同加强环位置下最大等效应力变化,这可为加强环安装位置设计提供借鉴。

加强环不同位置处的形变量有些许变化,屏蔽套形变量与加强环位置关系曲线,如图 19 所示。

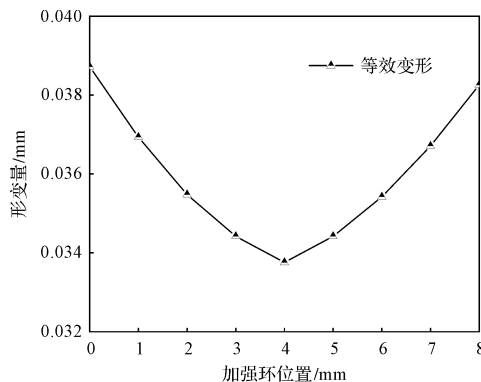


图 19 屏蔽套形变量与加强环位置关系

由图 19 可知:在 $L_s=4\text{ mm}$ 位置,即危险截面的中间节点处,加强环的形变量最小为 $0.033\ 76\text{ mm}$,无论加强环靠近还是远离铁心端部,屏蔽套变形量均稍大一些。当加强环与铁心端部距离为 0 mm 时,加强环下侧的变形量达到 $0.038\ 72\text{ mm}$,为加强环规格 $16\text{ mm}\times 3\text{ mm}$ 下的最大值。

4 实验验证

DDEAV-CPMSM 的结构组件和实验平台,如图 20 所示。

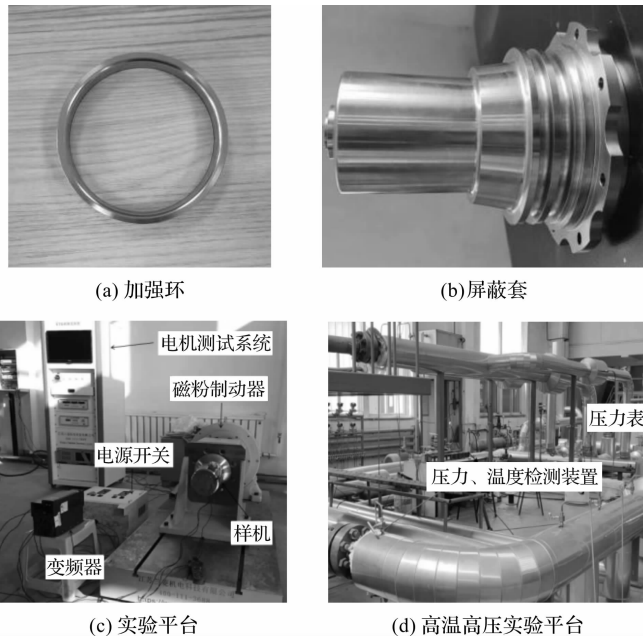


图 20 DDEAV-CPMSM 结构组件与实验平台

高温、高压下,屏蔽套和加强环的变形难以恢复,因此,笔者将温度、压强逐步增加,进行 5 次系统性能试验;实验后,加强环无法与屏蔽套拆除,只能量取加强环外径尺寸大小,加强环初始厚度为 3 mm ,外径为 126 mm 。

笔者分别测取加强环水平方向(X 方向)和垂直方向(Y 方向)的加强环外径值。

加强环沿圆周方向测点分布,如图 21 所示。

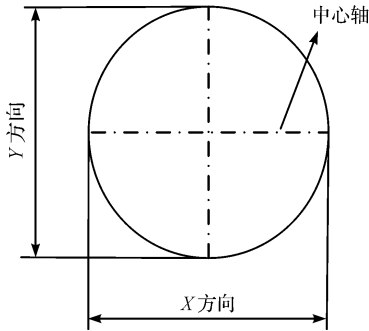


图 21 加强环圆周上的测点分布图

笔者用千分尺测量加强环在 X 、 Y 方向的变形数值大小,并与仿真结果进行对比。

因为该实验存在加工条件的误差,以及千分尺测量的误差,导致各测点情况不可能与仿真理想模型完全一致。

千分尺测量结果如表 3 所示。

表 3 加强环形变量

压强/ MPa	温度/ ℃	测点 方向	加强环外径 数值/mm	单边变形量 平均值/mm	仿真计算 值/mm
0	120	X	126.05	0.027	0.012 97
		Y	126.058		
5	140	X	126.064	0.036	0.016 41
		Y	126.08		
10	160	X	126.091	0.048	0.020 14
		Y	126.101		
15	180	X	126.119	0.064	0.024 56
		Y	126.137		
20	200	X	126.161	0.086	0.030 12
		Y	126.183		

由表 3 可知:

随着温度、压强的增大,加强环外径逐步增加,但 X 、 Y 方向加强环外径值的变化情况不同。取 X 、 Y 方向尺寸的平均值,计算出单边变形量,数值变化范围在 $0.027\text{ mm}\sim 0.086\text{ mm}$ 区间;随温度、压强升高,实验测量值与仿真模拟值的变化趋势相同,测量结果与仿真结果较为接近;

在 20 MPa 、 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下,加强环的形变量最大,测得的加强环外径平均值为 126.172 mm ,仿真模拟的加强环外径值为 $126.060\ 24\text{ mm}$,仿真值比实验值略低,它们之间相对误差大约为 0.088% ,符合工程需求,证明了仿真模型的准确性。

5 结束语

笔者对所提出的一体式电动阀门在高温、高压下应力-应变及电磁性能进行了计算,总结了温度、压强对屏蔽套性能的影响;同时,对屏蔽套的危险截面提出了加强环结构,为高温、高压下一体式电动阀门承压结构设计提供了理论依据。

研究结论如下:

(1) 高温、高压使屏蔽套等效应力逐渐增加,等效应力随屏蔽套厚度的增加而降低,从屏蔽套材料和厚度两方面降低等效应力,提出了使用 Sus430 材质屏蔽套,并得出 0.5 mm 厚度屏蔽套在 $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 高温、 20 MPa 压强下最大等效应力高达 292.38 MPa ,临近材料屈服强度,作为高温、高压试验临界参考数值;

(2)综合电磁-机械性能,评估不同屏蔽套厚度下的应力-应变情况以及电流和热负荷大小,选定 0.5 mm厚度屏蔽套为该结构最优尺寸;并对屏蔽套危险截面的长度和厚度两个方向进行了应力强度评定,为高温高压下一体式电动阀门承压结构设计提供了理论依据;

(3)针对高温、高压下屏蔽套危险截面提出了加强环结构。在一定范围内,随加强环厚度和宽度的增加,屏蔽套最大等效应力均降低,但随厚度降低趋势趋于平缓;加强环处在危险截面中间处时,最大等效应力最小。综上所述,加强环能提高屏蔽套的安全系数,进而加强 DDEAV-CPMSM 的可靠性;

(4)拟合出危险截面下最大等效应力随加强环厚度、宽度、位置变化的函数曲线,为加强环的标准化设计提供了理论依据;

(5)加强环的仿真模拟结果与实验结果吻合较好,证明了仿真模型的准确性。

在接下来的工作中,笔者将对电动阀门承压槽型设计进行电磁-结构方面的分析,对一体式电动阀门结构在地震载荷、冲击载荷下的可靠性方面进行深入研究。

参考文献(References):

- [1] 王伟,赵德安,葛润平,等.基于 ANSOFT 的阀门用开关磁阻电机工作性能分析与仿真[J].微电机,2013,046(10):5-8,19.
- [2] 王向宇,刘培林,贾鹏,等.全电式水下阀门执行器设计及多电机同步控制策略研究[J].中国海上油气,2017,29(5):149-156.
- [3] NOERGAARD C, BECH M M, CHRISTENSEN J H, et al. Modeling and validation of moving coil actuated valve for digital displacement machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(11):8749-8757.
- [4] CAO R, SU E, LU M. Comparative study of permanent magnet assisted linear switched reluctance motor and linear flux switching permanent magnet motor for railway transportation[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2020, 30(4):1-5.
- [5] ZHANG J, ZHANG B, FENG G. Research on rotor unbalance magnetic pull compensation method based on modular winding d-axis current injection[J]. IET Electric Power Applications, 2022, 16(3):328-349.
- [6] ZHAO W, YANG Z, LIU Y, et al. Analysis of a novel surface-mounted permanent magnet motor with hybrid magnets for low cost and low torque pulsation[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2021, 57(6):1-4.
- [7] 王廷栋,杨敬.基于流固热耦合的负载敏感多路阀仿真研究[J].机电工程,2022,39(1):1-9.
- [8] 张波,张莉,王宏伟,等.电子水阀结构优化仿真及其试验研究[J].机电工程,2021,38(11):1410-1416.
- [9] 陈意,周雯雯,权宇.高温平板闸阀密封结构的分析与研究[J].阀门,2021(1):35-40.
- [10] 马月,魏冬,刘龙.核级阀门抗震分析[J].阀门,2018(5):11-13.
- [11] 安跃军,殷福久,王光玉.真空泵屏蔽电动机温度场与屏蔽套应力场分析[J].沈阳工业大学学报,2016,38(2):121-126.
- [12] 刁立民,张贵滨.基于 ANSYS 的屏蔽电机定子屏蔽套屈曲分析及试验研究[J].上海大中型电机,2021(1):14-16,48.
- [13] 胡月,王德忠,郭为忠,等.屏蔽电机主泵定子屏蔽套屈曲稳定性分析[J].机械设计与研究,2013,29(4):114-117.
- [14] CHANG D, LV L, HUANG Y, et al. Optimum design of pressure vessel reinforcing ring[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2018, 46(11):10-14.
- [15] 张正.钢制安全壳加强环设计研究[J].机械研究与应用,2017,30(4):41-45.
- [16] 王春华,范常达,程江涛,等.带式输送机大转矩传动滚筒加强环的结构设计研究[J].机械传动,2015,39(2):8-11.
- [17] 杜大喜,故庆斌,王军.超高温气体调节阀热流固耦合数值分析[J].流体机械,2021,49(11):62-68.
- [18] 魏学良,汤廷孝,邓益民.基于线性自抗扰的永磁同步电机速度控制研究[J].机械制造,2021,59(10):44-48.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

吴青松,厉伟,张威,等.高温高压直驱电动阀门屏蔽式永磁电机结构研究[J].机电工程,2022,39(11):1510-1518.

WU Qing-song, LI Wei, ZHANG Wei, et al. Structure of canned PMSM for high temperature and high-pressure direct drive electric valve[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(11):1510-1518.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>