

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2023.10.007

直驱式涡旋机接触力控制方法研究*

方 颢,蔡炯炯*,瞿 晓,董桂丽,屠凯莉
(浙江科技学院 自动化与电气工程学院,浙江 杭州 310023)

摘要:针对涡旋机侧向密封过程中,动涡盘和静涡盘接触力难以控制的问题,结合动涡盘圆周平动特点,在分析了涡盘接触力模型的基础上,提出了一种基于法向-切向坐标系下的动涡盘运动控制策略以及主动柔顺控制方法。首先,介绍了经典柔顺控制的原理,分析了XY直角坐标系下经典柔顺控制方法的不足;然后,提出了法向-切向坐标系这一概念,通过推导基于法向-切向坐标系下各运动变量之间的关系,对动涡盘的运动控制系统进行了总体设计;最后,采用MATLAB/Simulink软件搭建了涡旋机的接触力模型及其控制模型,并采用模型对上述方法进行了可行性验证,采用实验分别得到了动涡盘平动速率不变而接触力设定值改变时的实际接触力曲线,以及接触力设定值不变而动涡盘平动速率改变时的实际接触力曲线。研究结果表明:接触力的实际值与设定值的跟踪误差在2%以内;改变接触力的设定值后,接触力的实际值能在0.3s左右跟踪到新的设定值;当动涡盘平动速率突然改变后,接触力的实际值能在0.2s左右回到原来的平衡状态。以上结果说明,基于法向-切向坐标系下的主动柔顺控制方法可以有效地控制涡盘平动过程中的接触力。

关键词:容积式压缩机;涡旋压缩机;涡盘工作空间;涡盘接触力模型;主动柔顺控制;坐标变换

中图分类号:TH45

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2023)10-1527-08

Contact force control method of direct drive scroll machine

FANG Hao, CAI Jiongiong, QU Xiao, DONG Guili, TU Kaili

(School of Automation and Electrical Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, China)

Abstract: In view of the problem that the contact force between the moving and stationary scroll disks was difficult to control in the process of the side sealing of the scroll turbine, combined with the characteristics of the circular translation of the moving scroll disk and through the analysis of the contact force model of the scroll disk, the motion control method of the moving scroll disk based on the normal-tangential coordinate system and the active compliance control method was proposed. Firstly, the principle of classical compliance control was introduced, and the shortcomings of classical compliance control method in XY rectangular coordinate system were analyzed. Then, the concept of normal-tangent coordinate system was proposed. By deducing the relationship between the motion variables based on the normal-tangential coordinate system, the overall design of the motion control system of the moving scroll plate was made. Finally, the contact force model and control model of the scroll machine under MATLAB/Simulink software were built to verify the feasibility of the above methods. The actual contact force curve occurred when the translational speed of the moving scroll disk was unchanged but the contact force setting value changed, and the actual contact force curve occurred when the contact force setting value was unchanged but the translational speed of the moving scroll disk changed, were obtained respectively from the research. The research results show that the tracking error between the actual value of the contact force and the set value is within 2%, after changing the set value of the contact force, the actual value of the contact force can be tracked to the new set value within about 0.3 s. When the translational speed of the moving vortex disk suddenly changes, the actual value of the contact force can return to the original equilibrium state in about 0.2 s. It is shown that the active compliance control method based on the normal tangential coordinate system can effectively control the contact force during the translation

收稿日期:2023-02-24

基金项目:浙江省自然科学基金资助项目(LY21E070002,LY17E070002);浙江省公益技术应用研究项目(LGG22E070006)

作者简介:方颢(1998-),男,广东广州人,硕士研究生,主要从事机电控制系统方面的研究。E-mail:222007855010@zust.edu.cn

通信联系人:蔡炯炯,男,博士,副教授。E-mail:caijj@zust.edu.cn

process of the vortex disk.

Key words: positive displacement compressor; scroll compressor; scroll disk working space; scroll disk contact force model; active compliance control; coordinate transformation

0 引 言

涡旋机的原理和结构是 1905 年由法国工程师 CREUX L^[1] 正式提出,并且在 20 世纪 80 年代得以发展起来的一种新型容积式压缩机。它的核心部件为动涡盘和静涡盘。

涡旋机的动涡盘和静涡盘的型线组成相同,两者相位旋转 180° 安装,形成若干封闭的月牙形工作腔,通过各个工作腔的容积变化来完成气体的压缩工作。

涡旋式压缩机普遍采用间隙密封技术。这种技术可以增加涡旋压缩机的可靠性。但是其间隙过大,会产生不必要的泄漏;间隙过小,又会使零件不能正常配合运转,阻碍涡旋压缩机往高压力和大容量的方向发展^[2-4]。

为了解决涡旋机工作过程中的泄漏问题,近年来,国内外许多学者提出了涡旋机的泄漏模型以及密封方案。

RONG C 等人^[5] 建立了涡旋机的切向泄漏模型和径向泄漏模型,研究了不同间隙下的泄露损失以及压缩效率的变化规律。查海滨等人^[6] 针对实际的涡旋压缩机原型,拓扑出了几何模型,并运用一种复合的网格构建方法,建立了计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD) 模型,对其气体泄漏进行了建模。王建吉等人^[7] 对涡旋齿 3 种密封结构 (齿顶光滑间隙密封、齿顶迷宫密封以及齿顶组合密封) 进行了研究和对比,最后提出了一种新型径向组合密封结构。李海生等人^[8] 对涡旋齿顶的聚四氟乙烯密封条做了有限元分析,为涡旋压缩机密封条的设计提供了新方法。叶剑等人^[9] 针对压缩机的切向泄漏问题,提出了一种切向密封结构,以此来减少压缩机泄漏,该结构还改善了压缩机增压过程性能。

上述针对涡旋机密封的研究方案都是从结构和材料上入手,属于被动密封方案。动静涡盘之间的机械耦合较为紧密,计算和建模较为复杂,而且学者们对于密封过程中动静涡盘所产生的接触力的研究也较少。

针对上述研究的不足之处,颜禧龙等人^[10] 提出了一种用于涡旋压缩机侧面密封的主动控制方法,并分别建立了冷态和热态下动涡盘平动轨迹的数据库。涡旋机根据数据库里的轨迹点进行运动,减少了动涡盘平动过程中的接触力。史策等人^[11] 针对涡旋压缩机工作过程中接触力可能过大的问题,提出了一种永磁

随变机构,当涡旋压缩机的接触力过大时,该机构可以对其进行柔性抵抗,从而减少接触力。

上述研究虽然有效减少了涡旋机工作过程中的接触力,但从力的控制角度来说属于开环控制,其没有进行力的反馈,得到的控制效果不够直观。

物体之间既要发生接触,同时为了顺从环境的约束,还要精确地控制物体之间的接触力,避免过大的冲击力对物体造成损害。柔顺控制可以实现对力的有效控制目的。柔顺控制可分为两种,即主动柔顺控制和被动柔顺控制。

物体间可以通过安装具有柔顺控制功能的装置 (如弹簧、气缸、阻尼器等) 来被动调节接触力,称为被动柔顺控制^[12],该方法需要增加额外的被动柔顺装置,且不具备控制能力,适用范围受到限制。主动柔顺控制是根据力的反馈信息,采取一定策略对物体间的作用力进行主动控制。与被动型的控制相比,主动控制省略了部分机械装置,降低了耦合度;但少了这些约束后,对其控制器的设计要求变高了。

主动柔顺控制在航空叶片、汽车零部件等大型工件的磨削抛光加工等领域应用广泛。赵源等人^[13] 在螺旋桨的磨削任务中,使用非线性比例-微分 (proportional differential, PD) 控制器进行了接触力仿真和实验,分析了约束条件下阻抗参数的调节和环境刚度的变化对接触力控制精度的影响。KIGUCHI K 等人^[14] 针对未知环境的抛光任务,设计了基于模糊神经网络的力位混合控制器,采用仿真的方式对该控制器的有效性进行了评估。BUCHLI J 等人^[15] 针对复杂的环境加工任务,采用了基于强化学习的变阻抗控制,结果表明,可变阻抗控制的功率可应用于各种各样的机器人系统和实际场合。NAZMARA G 等人^[16] 设计了基于梯度下降法的模糊控制器,用来调整阻抗控制器的参数,其可用于有障碍环境下的轨迹规划。

动涡盘与静涡盘保持接触是涡旋机进行正常工作的必要条件,否则会导致气体泄漏,影响涡旋机的工作效率;但同时,涡盘间接触压力过大会导致过摩擦现象发生,影响涡旋机的使用寿命。因此,把涡盘间的接触力控制在合理的范围内非常重要。

目前,学者们对于涡旋机侧面接触力的主动控制研究相对较少。除了在工件的打磨、抛光、去毛刺等领域以外,只要涉及物体之间需要发生接触的场所,且产

生的接触力需要控制或者需要平稳过渡的场合,就可以采用主动柔顺控制。

因此,针对涡旋机的工作环境,笔者提出一种基于法向-切向坐标系下的主动柔顺控制方法,以对动涡盘和静涡盘之间的接触力进行控制。

1 动涡盘工作空间与接触力

直驱式涡旋机平台的工作部件示意图如图 1 所示(通过平面电机来控制动涡盘的位置)。

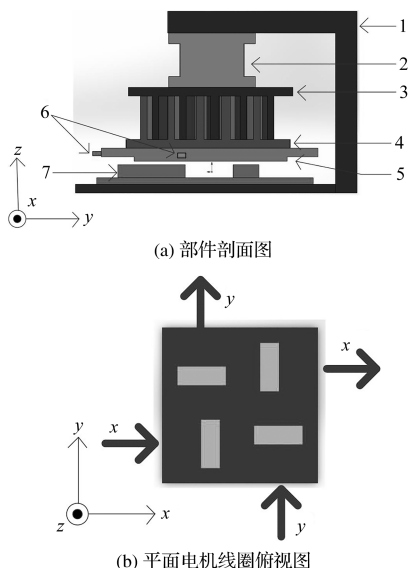


图 1 涡旋机的工作部件示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the working components of a scroll machine

1 为静涡盘的固定支架;2 为二维力传感器;3 为静涡盘;4 为动涡盘;5 为平面电机永磁体;6 为光栅读数头;7 为平面电机线圈。

由图 1(b)可知:平面电机线圈分为 2 组,一组为 X 方向,另一组为 Y 方向,其均固定在平台上。X 方向线圈和 Y 方向线圈通电后,其产生的磁力与永磁体自身的磁力相互作用,从而对永磁体产生 X 方向和 Y 方向的推力。

由于永磁体与动涡盘相互固定,所以永磁体运动的同时会带动动涡盘运动,从而改变动涡盘的位置。当动涡盘与静涡盘发生接触时,控制器会根据力的反馈信号对动涡盘的位置进行调整,通过改变动涡盘的位置来改变接触力大小。

动涡盘的平动轨迹为圆形,其当前位置与平动轨迹原点的距离称为平动半径,记作 r ,如果动涡盘与静涡盘侧面刚好接触,此时的平动半径称为额定平动半径,记作 r_0 。

当 $r \leq r_0$ 时,动涡盘和静涡盘之间不会产生接触力;当 $r > r_0$ 时,静涡盘由于受到动涡盘的挤压而变

形,从而给予动涡盘一个反作用力。

反作用力矢量可分解成法向和切向 2 个分量,如图 2 所示。

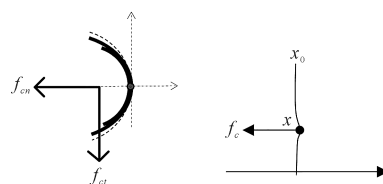


图 2 动涡盘的受力示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the force acting on the rotating scroll disk

图 2 的左半部分中,静涡盘的形变量为 $r - r_0$,一般接触模型用弹簧模型来表示^[17-18],因此,平动半径与法向接触力 f_{cn} 、切向接触力 f_{ct} 的大小的关系如下式所示:

$$f_{cn} = \begin{cases} 0, & 0 \leq r \leq r_0 \\ k_0(r - r_0), & r > r_0 \end{cases} \quad (1)$$

$$f_{ct} = \begin{cases} 0, & 0 \leq r \leq r_0 \\ \mu f_{cn}, & r > r_0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: k_0 为涡盘的刚度系数; μ 为摩擦系数。

切向接触力 f_{ct} 可看作是动涡盘平动过程中所受的摩擦力。笔者将其与 f_{cn} 简化成线性关系。

由于法向接触力与平动半径的关系明确,所以需要控制对动涡盘所受的切向接触力进行控制。

2 柔顺控制模型

2.1 经典柔顺控制方法

在单自由度运动中,物体之间的接触力与位置的关系如图 2 右半部分所示。其中, x 为物体当前位置; x_0 为临界接触位置。

与式(1)、式(2)类似, x, x_0, f_c 之间的关系如下式所示:

$$f_c = k_0(x - x_0) \quad (3)$$

经典柔顺控制的框图如图 3 所示。

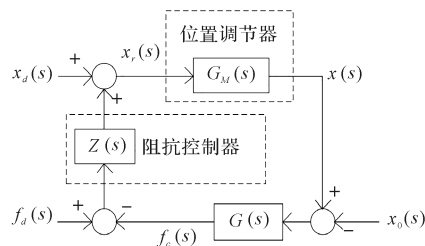


图 3 柔顺控制的基本框图

Fig. 3 Basic block diagram of compliance control

x_d 为位置的期望值; x_r 为位置调节器所需要的位置参考值; x 为当前位置值; x_0 为临界接触位置; f_c 为当前接触力的反馈信号; f_d 为物体所期望的接触力。

假设此时物体处于过接触状态,由图 3 可以推导出 f_c 与 f_d, x_d, x_0 的关系,如下式所示:

$$f_c(s) = \frac{Z(s)G_M(s)G(s)}{1 + Z(s)G_M(s)G(s)}f_d(s) + \frac{G_M(s)G(s)}{1 + Z(s)G_M(s)G(s)}x_d(s) - \frac{G(s)}{1 + Z(s)G_M(s)G(s)}x_0(s) \quad (4)$$

其中, $G(s) = k_0, Z(s) = \frac{1}{Ms^2 + Bs + k}$ 。

式中: M 为期望的惯性系数; B 为期望的阻尼系数; k 为期望的刚度系数;一般把 $G_M(s)$ 看作一个低通滤波器。

若 f_d 为常量,在保证系统稳定的前提下, f_c 最终会收敛至 f_{css} 。 f_{css} 的计算方法如下:

$$f_{css} = \frac{k_0 G_M(0)}{k + k_0 G_M(0)} f_d + \frac{k_0 k}{k + k_0 G_M(0)} (G_M(0) x_d - x_0) \quad (5)$$

式(5)中,假设位置控制器能实现位置的零误差跟踪,则 $G_M(0) = 1$ 。

由式(5)可知, k 的取值会影响接触力的最终收敛值。为了更好地分析 M 和 B 的取值对系统的影响,笔者将式(4)中的 $Z(s)$ 按照标准二阶传递函数的形式表达如下:

$$Z(s) = \frac{\frac{1}{M}}{s^2 + \frac{B}{M}s + \frac{k}{M}} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (6)$$

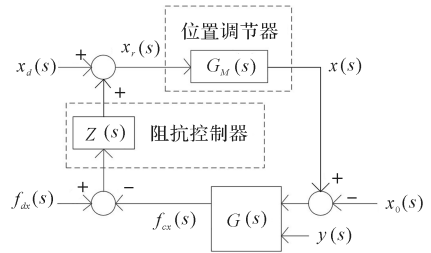
其中, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}, \xi = \frac{B}{2\sqrt{Mk}}$ 。

ω_n 越大,系统的收敛速度越快,但 ω_n 过大会使系统不稳定; ξ 过大会引起输出的超调量增大,同时使系统的收敛速度变慢,减小 ξ 可以使超调量减小,但过小的 ξ 同样会使系统的收敛速度变慢。

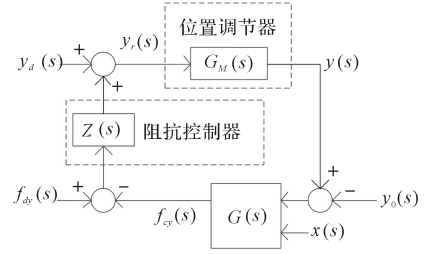
2.2 基于法向-切向坐标下的柔顺控制方法

笔者将动涡盘的二自由度平面运动分解成 2 个独立的单自由度运动,并分别使用经典柔顺控制方法,再把动涡盘的当前位置和临界接触位置等变量分别投影到 XY 坐标轴上,如图 4 所示。

在动涡盘绕圆周进行平动过程中,接触力矢量在 x 轴上的投影分量大小不仅与动涡盘位置的 x 值有关,还与动涡盘位置的 y 值有关;接触力矢量在 y 轴上的投影分量大小不仅与动涡盘位置的 y 值有关,还与动涡盘位置的 x 值有关。因此,接触力矢量在 2 个轴



(a) x轴上的控制示意图



(b) y轴上的控制示意图

图 4 XY 坐标下柔顺控制示意图

Fig. 4 Schematic diagram of compliance control in X-Y coordinates

的分量大小之间存在耦合。

动涡盘平动过程中,图 4 中的传递函数 $G(s)$ 的表达式是一直在变化的,直接用于计算接触力非常困难,因此,需要选择合适的坐标变换来简化计算^[19]。

笔者把 XY 坐标系变换到法向-切向坐标系下,这个坐标系以下简称 $n-t$ 坐标系。它们之间的变换关系如下式所示:

$${}_{xy}^{nt}T = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (7)$$

式(7)中, θ 可以通过下式来表示 (x 和 y 为动涡盘在 XY 坐标系下的位置):

$$\theta = \text{atan2}(y, x) \quad (8)$$

2 个坐标系的位置关系如图 5 所示 (p 为动涡盘所在的位置,2 个坐标系的原点与平动轨迹的圆心重合)。

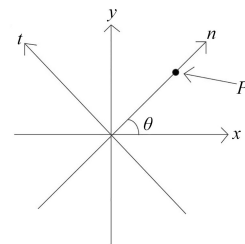


图 5 坐标系的位置关系示意图

Fig. 5 Schematic diagram of the positional relationship of the coordinate system

动涡盘在 XY 坐标系下的坐标记为 (s_x, s_y) ,由平动轨迹的圆心指向坐标点 (s_x, s_y) 可看作是动涡盘的位移矢量。这个位移矢量在 $n-t$ 坐标系下的坐标记作 (s_n, s_t) 。

(s_n, s_t) 和 (s_x, s_y) 的关系如下式所示:

$$\begin{bmatrix} s_n \\ s_t \end{bmatrix} = {}^{nt}_{xy} \mathbf{T} \begin{bmatrix} s_x \\ s_y \end{bmatrix} \quad (9)$$

式(9)中 s_n 的值代表的是坐标原点到动涡盘的距离,也就是动涡盘的实际平动半径 r , 所以有 $s_n = r$ 。由式(8)可知 $s_t = 0$ 恒成立,所以在 $n-t$ 坐标下只需要考虑 s_n 的值即可。

由于动涡盘与静涡盘刚好发生接触的所有位置点的集合为一个圆,所以在 $n-t$ 坐标系下,这些位置点的值全部相等。把它们统一记作 s_{n0} , 且有 $s_{n0} = r_0$ 。

由式(1)可知,位移矢量 s_n 与所受法向接触力的关系如下:

$$f_{cn} = \begin{cases} 0, & 0 \leq s_n \leq s_{n0} \\ k_0(s_n - s_{n0}), & s_n > s_{n0} \end{cases} \quad (10)$$

经过 $n-t$ 坐标变换后,笔者将期望的法向接触力以及期望位置 s_n^d 设置为常量,然后使用经典的柔顺控制方法对法向接触力进行控制。

$n-t$ 坐标系下的柔顺控制框图如图 6 所示。

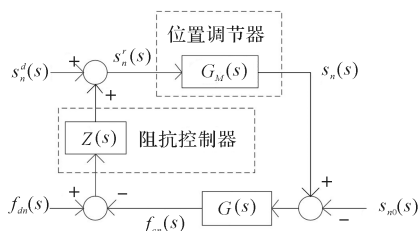


图 6 坐标变换后的柔顺控制框图

Fig. 6 Compliance control block diagram after coordinate transformation

图 6 与图 3 的不同之处在于:图 3 中的变量以 XY 作为参考坐标系,而图 6 中的变量以 $n-t$ 作为参考坐标系;除此之外,由于传感器的反馈信号是以 XY 作为参考,因此,笔者需要将这些反馈信号变换到 $n-t$ 坐标系下进行处理。

3 总体控制方法

笔者以 $n-t$ 坐标系为基准,描述动涡盘的运动控制方法,以及在该坐标系下的柔顺控制方法。

3.1 运动变量之间的关系

在设计控制器之前,笔者需要知道 $n-t$ 坐标下质点的位移、速度、推力等变量之间的关系。

在 $n-t$ 坐标系下,动涡盘平动过程中的速度矢量同样可分解成法向和切向 2 个分量。其中,速度矢量的法向分量 $v_n > 0$, 意味着平动半径增大,反之减小;速度矢量的切向分量 $v_t > 0$, 意味着平动是按逆时针方向

进行的,反之平动按顺时针方向进行。

在 XY 坐标系下,速度矢量的分量 v_x, v_y 与 $n-t$ 坐标系中的分量 v_n, v_t 的关系如下:

$$\begin{bmatrix} v_n \\ v_t \end{bmatrix} = {}^{nt}_{xy} \mathbf{T} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} \quad (11)$$

动涡盘所受的推力由平面电机所产生,推力大小与电机的 q 轴电流大小有关。控制 X 向的 q 轴电流记作 i_{qx} , 控制 Y 向的 q 轴电流记作 i_{qy} 。笔者把 q 轴电流看作一个矢量,电流的合成矢量在 XY 坐标系下的坐标为 (i_{qx}, i_{qy}) , 若将该矢量投影到 $n-t$ 坐标系中,其坐标可表示为 (i_{qn}, i_{qt}) , i_{qx}, i_{qy} 与 i_{qn}, i_{qt} 的关系,即:

$$\begin{bmatrix} i_{qn} \\ i_{qt} \end{bmatrix} = {}^{nt}_{xy} \mathbf{T} \begin{bmatrix} i_{qx} \\ i_{qy} \end{bmatrix} \quad (12)$$

接触力矢量在 XY 坐标下的分量 f_{cx}, f_{cy} 和 $n-t$ 坐标下的分量 f_{cn}, f_{ct} 的关系如下:

$$\begin{bmatrix} f_{cn} \\ f_{ct} \end{bmatrix} = {}^{nt}_{xy} \mathbf{T} \begin{bmatrix} f_{cx} \\ f_{cy} \end{bmatrix} \quad (13)$$

忽略外部阻力的情况下,动涡盘只受电机所产生的推力以及与静涡盘接触后的接触力影响,所以动涡盘的速度与力的关系如下:

$$\begin{bmatrix} \frac{dv_x}{dt} \\ \frac{dv_y}{dt} \end{bmatrix} = \frac{k_f}{m} \begin{bmatrix} i_{qx} \\ i_{qy} \end{bmatrix} + \frac{1}{m} \begin{bmatrix} f_{cx} \\ f_{cy} \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中: k_f 为电机的推力系数; m 为动涡盘的质量,两者均为常量。

式(14)两边同时乘以坐标变换矩阵的表达式如下:

$${}^{nt}_{xy} \mathbf{T} \begin{bmatrix} \frac{dv_x}{dt} \\ \frac{dv_y}{dt} \end{bmatrix} = \frac{k_f}{m} {}^{nt}_{xy} \mathbf{T} \begin{bmatrix} i_{qx} \\ i_{qy} \end{bmatrix} + \frac{1}{m} {}^{nt}_{xy} \mathbf{T} \begin{bmatrix} f_{cx} \\ f_{cy} \end{bmatrix} = \frac{k_f}{m} \begin{bmatrix} i_{qn} \\ i_{qt} \end{bmatrix} + \frac{1}{m} \begin{bmatrix} f_{cn} \\ f_{ct} \end{bmatrix} \quad (15)$$

对坐标变换矩阵 ${}^{nt}_{xy} \mathbf{T}$ 的求导涉及到 θ 对时间的导数。 θ 与位移、速度的关系如下:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{v_t}{s_n} \quad (16)$$

对式(11)求导后,联立式(11)、式(12)可知, $n-t$ 坐标下质点的位移、速度、推力等变量之间的关系如下:

$$\begin{cases} \frac{dv_n}{dt} = \frac{k_f}{m} i_{qn} + \frac{1}{m} f_{cn} + \frac{v_t^2}{s_n} \\ \frac{dv_t}{dt} = \frac{k_f}{m} i_{qt} + \frac{1}{m} f_{ct} - \frac{v_n v_t}{s_n} \end{cases} \quad (17)$$

根据上述的变量定义,使用类似方法可推导出位

移矢量的法向分量 s_n 和速度矢量的法向分量 v_n 的关系如下:

$$\frac{ds_n}{dt} = v_n \quad (18)$$

3.2 控制器的设计

假设此时 $s_n > s_{n0}$, 由式(10)、式(17)、式(18)可知系统的输入、输出关系, 由此笔者设计出对应的控制器, 如图 7 所示。

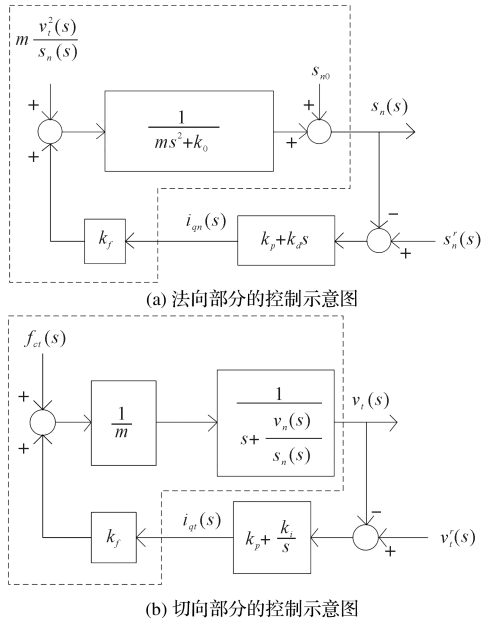


图 7 系统的控制示意图

Fig. 7 Control schematic diagram of the system

图 7 中的虚线部分均表示被控对象。由于电流的响应速度比机械运动的响应速度快得多, 笔者认为电流控制器的增益恒为 1, 所以省略对电流控制器的描述。

图 7(a) 中的被控对象为二阶系统, 为了使 s_n 能最终收敛, 可以设计成以 s_n^* 作为参考值的比例-微分闭环控制器, 简称 PD 控制器。

图 7(b) 中的被控对象为一阶惯性环节。为了使 v_n 最终能达到期望值, 可以设计成以 v_n^* 作为参考值的比例-积分 (proportional-integral, PI) 闭环控制器, 简称 PI 控制器。

笔者将图 6、图 7 合并, 得到系统的总控制图如图 8 所示。

图 8 中, 由于力传感器的值经过坐标变换后得到的法向接触力为负, 因此, 笔者需要把这个值乘以 -1 , 然后才能反馈给控制系统。

4 仿真试验

4.1 模型的搭建

笔者使用 MATLAB/Simulink 搭建了涡旋机的运

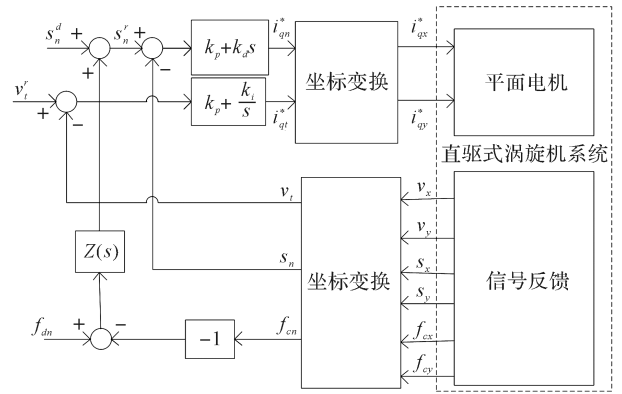


图 8 系统的总体控制示意图

Fig. 8 Overall control diagram of the system

动控制系统模型 (其中包含了平面电机的电流与推力的关系模型); 根据式(1)、式(2)搭建了涡盘的接触力模型; 根据图 8 搭建了控制器模型。

接触力模型的参数包括: 接触刚度 k_0 和摩擦系数 μ 。它们的具体数值如表 1 所示。

表 1 仿真参数

Table 1 Simulation Parameters

参数/单位	数值
接触刚度/(N/mm)	125.5
摩擦系数	0.25

4.2 仿真结果

为了验证接触力的可控性, 仿真前 1 s, 笔者令期望的法向接触力为 10 N; 1 s 后令期望的法向接触力突变到 5 N, 接触力矢量在法向-切向坐标系下的分量值恒为负, 直接从传感器获取到的是接触力矢量分别在 X 轴和 Y 轴上的投影值。因此, 笔者需要把传感器上获得的值进行坐标变换来得到法向接触力的值。

实际法向接触力的值如图 9 所示。

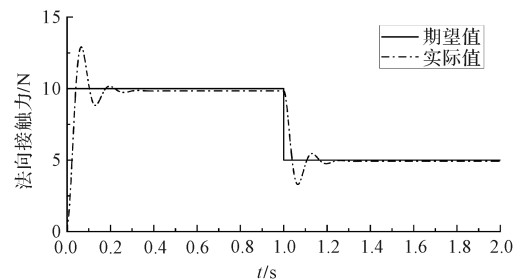


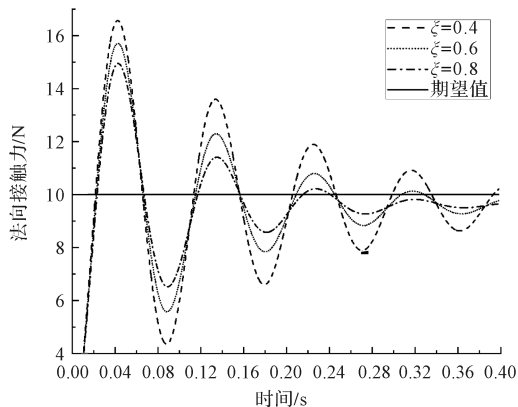
图 9 期望值变化时的法向接触力曲线

Fig. 9 Normal contact force curve when the expected value changes

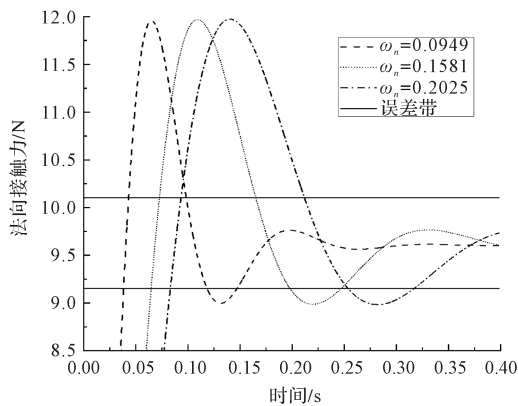
由图 9 可知: 当期望值为 10 N 时, 实际法向接触力会在一段时间后收敛, 收敛值约为 9.84 N, 相对稳态误差为 1.63%; 当期望值改变至 5 N 时, 实际法向接触力在 0.3 s 左右收敛, 最终稳定在 4.92 N 左右, 相对

稳态误差为 1.54%, 其误差都在 2% 以内。

为了验证式(6)中的参数变化时分析结果的正确性,在保持 k 和 ω_n 不变的情况下,笔者取不同的 ξ 的值,做出对应的力响应曲线;保持 k 和 ξ 不变,取不同的 ω_n 的值,做出对应的力响应曲线,结果如图 10 所示。



(a) ξ 变化时的接触力响应曲线



(b) ω_n 变化时的接触力响应曲线

图 10 不同阻抗参数下的法向接触力曲线

Fig. 10 Normal contact force curve under different impedance parameters

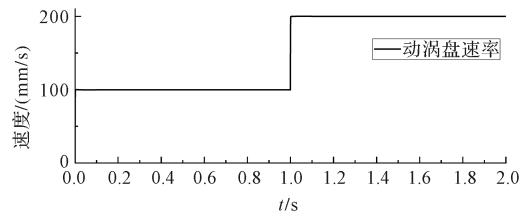
由图 10(a)可知: ξ 越小,超调量越大。

图 10(b)中,以输出衰减到误差带内且以后不再超出误差带所用的时间来衡量系统的响应速度,可以得知当 ω_n 越大时,系统的响应速度越快。

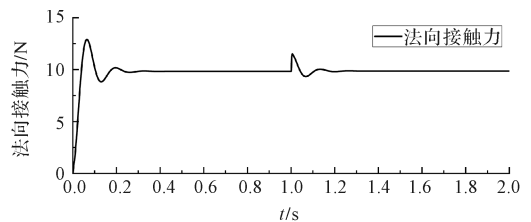
可以看出:图 10 中的输出响应与式(6)中阻抗控制器参数对接触力的响应的理论分析结果是一致的。

图 9 和图 10 是动涡盘的运动速率在 100 mm/s 情况下的法向接触力曲线。为了验证动涡盘平动速率突然变化时的法向接触力是否仍然可控,笔者对其进行仿真。仿真前 1 s,令 $v_t = 100$; 1 s 后,令 $v_t = 200$,期望的法向接触力恒为 10 N。动涡盘的实际平动速率与此时的法向接触力如图 11 所示。

由图 11 可知:当动涡盘的平动速率突然变化时,法向接触力虽然在同一时刻出现了小幅度波动,但在 0.2 s 之后仍然能向期望值收敛。



(a) 动涡盘速率



(b) 法向接触力

图 11 动涡盘速率突然变化时的曲线

Fig. 11 Curve when the speed of a moving vortex disc suddenly changes

5 结束语

针对涡旋机工作过程中动涡盘和静涡盘之间接触力控制困难的问题,笔者提出了一种基于法向-切向坐标系下的主动柔顺控制方法,并设计出了一套在法向-切向坐标系下动涡盘运动系统的控制方案;最后使用 MATLAB/Simulink,对动涡盘平动过程中所受接触力进行了仿真验证。

研究结论如下:

- 1) 动涡盘平动过程中,其与静涡盘的法向接触力能收敛至期望值,且误差在 2% 以内,验证了主动柔顺控制方法的准确性与稳定性;
- 2) 当期望值改变后,法向接触力能在 0.3 s 左右收敛至新的期望值,说明实际值对期望值的跟踪性能较好,验证了控制方法的快速性;
- 3) 通过调整阻抗控制器的参数,控制系统可以对接触力响应中的超调量以及收敛时间等进行改善;
- 4) 当动涡盘的平动速率突然变化时,法向接触力能在 0.2 s 左右回到稳定状态,说明控制系统具有一定的抗干扰能力,验证了控制方法有较强的鲁棒性。

在后续的研究中,笔者拟根据涡旋机的实际工况,如接触力的超调量、调节时间以及受到干扰时系统的回复时间等因素,设立具体的评价指标,对阻抗控制器参数做进一步的优化。

参考文献 (References):

- [1] CREUX L. Rotaryengineer: US, 801,182[P]. 1905-06-26.
 - [2] 李心庆. 涡旋压缩机动涡盘倾覆特性下的泄漏模型研究[D]. 兰州:兰州理工大学石油化工学院,2020.
- LI Xin-qing. Research on Leakage Model under the

- Overtuning Characteristics of a Mobile Vortex Disk in a Vortex Compressor [D]. Lanzhou: School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, 2020.
- [3] 张兰霞. 涡旋式压缩机内泄漏机理研究[D]. 兰州: 兰州理工大学石油化工学院, 2017.
ZHANG Lan-xia. Research on the Mechanism of Internal Leakage in Scroll Compressors [D]. Lanzhou: School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, 2017.
- [4] 蔡炯炯, 曹 阳, 程楷一, 等. 涡旋压缩机轴向平衡电磁力的自适应提前跟踪研究[J]. 机电工程, 2020, 37(4): 365-370.
CAI Jiong-jiong, CAO Yang, CHENG Kai-yi, et al. Research on adaptive early tracking of axial balance electromagnetic force in vortex compressors[J]. Mechanical and Electrical Engineering, 2020, 37(4): 365-370.
- [5] RONG C, WEN W. Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1433-1441.
- [6] 查海滨, 宋永兴, 王 君, 等. 一种涡旋压缩机泄漏间隙内气体泄漏模型[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(7): 1438-1443.
ZHA Hai-bin, SONG Yong-xing, WANG Jun, et al. A gas leakage model within the leakage gap of a vortex compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(7): 1438-1443.
- [7] 王建吉, 刘 涛. 无油涡旋压缩机涡旋齿齿顶密封结构的研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(5): 144-152.
WANG Jian-ji, LIU Tao. Research on the sealing structure of the scroll tooth top of an oil-free scroll compressor [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(5): 144-152.
- [8] 李海生, 吴开波, 王建松, 等. 无油涡旋压缩机密封条的有限元分析[J]. 流体机械, 2015, 43(5): 19-23.
LI Hai-sheng, WU Kai-bo, WANG Jian-song, et al. Finite element analysis of sealing strips for oil-free scroll compressors [J]. Fluid Machinery, 2015, 43(5): 19-23.
- [9] 叶 剑, 姜 营, 王 君. 涡旋压缩机切向密封结构及数值模拟研究[J]. 压缩机技术, 2015, 254(6): 17-21.
YE Jian, JIANG Ying, WANG Jun. Research on the tangential sealing structure and numerical simulation of a scroll compressor [J]. Compressor Technology, 2015, 254(6): 17-21.
- [10] 颜禧龙, 蔡炯炯, 蒋加祯, 等. 直驱控制涡旋压缩机位置识别方法研究[J]. 机电工程, 2022, 39(8): 1145-1151, 1167.
YAN Xi-long, CAI Jiong-jiong, JIANG Jia-zhen, et al. Research on position recognition method for direct drive control vortex compressors [J]. Mechanical and Electrical Engineering, 2022, 39(8): 1145-1151, 1167.
- [11] 史 策, 徐方超, 孙 凤, 等. 磁力涡旋压缩机永磁随变机构的力学特性[J]. 西南交通大学学报, 2022, 57(3): 597-603.
SHI Ce, XU Fang-chao, SUN Feng, et al. Mechanical characteristics of permanent magnet follow-up mechanism of magnetic scroll compressor [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2022, 57(3): 597-603.
- [12] 葛吉民, 邓朝晖, 李 尉, 等. 机器人磨抛力柔顺控制研究进展[J]. 中国机械工程, 2021, 32(18): 2217-2230, 2238.
GE Ji-min, DENG Chao-hui, LI Wei, et al. Research progress on robot grinding and polishing force compliance control [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(18): 2217-2230, 2238.
- [13] 赵 源. 螺旋桨磨削机器人的末端执行器设计与接触力控制研究[D]. 武汉: 华中科技大学机械科学与工程学院, 2015.
ZHAO Yuan. Research on the End Effector Design and Contact Force Control of Propeller Grinding Robot [D]. Wuhan: School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, 2015.
- [14] KIGUCHI K, FUKUDA T. Intelligent position/force controller for industrial robot manipulators—application of fuzzy neural networks [J]. IEEE. Transaction on Industrial Electronics, 1997, 44(6): 753-761.
- [15] BUCHLI J, STULP F, THEODOROU E, et al. Learning variable impedance control [J]. International Journal of Robotics Research, 2011, 30(7): 820-833.
- [16] NAZMARA G, FATEH M M, AHMADI S M. Exponentially convergence for the regressor-free adaptive fuzzy impedance control of robots by gradient descent algorithm [J]. International Journal of Systems Science, 2020, 51(12): 1883-1904.
- [17] 杨 超, 惠 虎. 超高压爆破片安全泄放装置橡胶密封圈结构及密封性能的数值模拟[J]. 压力容器, 2021, 38(2): 37-47.
YANG Chao, HUI Hu. Numerical simulation on the structure and sealing performance of rubber seal ring in safety relief device of ultrahigh pressure bursting disc [J]. Pressure Vessel Technology, 2021, 38(2): 37-47.
- [18] 王宪伦. 不确定环境下机器人柔顺控制及可视化仿真的研究[D]. 济南: 山东大学机械工程学院, 2006.
WANG Xian-lun. Research on Robot Compliance Control and Visual Simulation in Uncertain Environments [D]. Jinan: College of Mechanical Engineering, Shandong University, 2006.
- [19] 李军强, 姜 与, 郭士杰. 磁流变液动密封装置密封特性研究[J]. 传感器与微系统, 2021, 40(5): 18-21.
LI Jun-qiang, JIANG Yu, GUO Shi-jie. Study on the sealing characteristics of magnetorheological fluid dynamic sealing devices [J]. Transducer and Microsystem Technologies, 2021, 40(5): 18-21.

本文引用格式:

方 颢, 蔡炯炯, 瞿 晓, 等. 直驱式涡旋机接触力控制方法研究[J]. 机电工程, 2023, 40(10): 1527-1534.

FANG Hao, CAI Jiong-jiong, QU Xiao, et al. Contact force control method of direct drive scroll machine [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2023, 40(10): 1527-1534.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>