



## (12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108317172 A

(43)申请公布日 2018.07.24

(21)申请号 201810333879.X

(22)申请日 2018.04.13

(71)申请人 广州航海学院

地址 510725 广东省广州市黄埔区红山三路101号

(72)发明人 杨期江 李伟光 李锻能 汤雅连  
滕宪斌 魏安

(74)专利代理机构 北京隆源天恒知识产权代理  
事务所(普通合伙) 11473

代理人 闫冬 吴航

(51)Int.Cl.

F16C 32/06(2006.01)

F16C 33/04(2006.01)

F16C 37/00(2006.01)

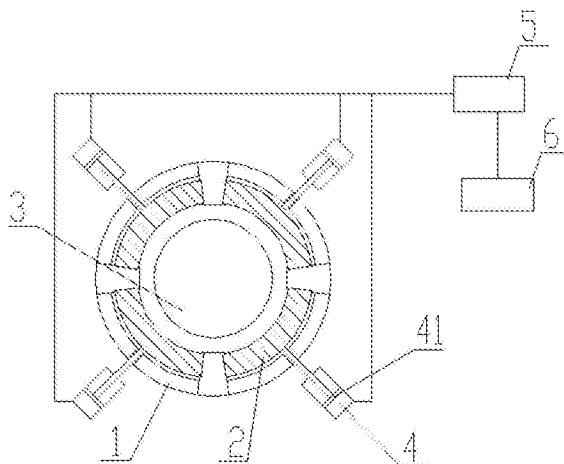
权利要求书2页 说明书8页 附图3页

### (54)发明名称

一种基于柔性支承的轴承系统及控制方法

### (57)摘要

本发明公开一种基于柔性支承的轴承系统及控制方法,包括若干瓦块、轴承壳体、伺服液压作动器,所述伺服液压作动器的调节杆与所述瓦块接触形成静压支撑,通过调节所述伺服液压作动器内液压力的大小,从而改变所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量;还包括液压伺服组件和转子振动监测模块,所述液压作动器内部液压油通过管道与所述液压伺服组件连接,形成液压控制回路,所述液压伺服组件与所述转子振动监测模块组成闭环的控制回路,所述转子振动监测模块检测所述转子的振幅。本发明通过采用近流体支点代替现有技术中的机械支点,消除瓦块机械支点的磨损,改善轴承-转子系统的振动。



1. 一种基于柔性支承的轴承系统,其特征在于,包括若干瓦块、轴承壳体、伺服液压作动器,所述轴承壳体设置为空心筒状结构,所述瓦块绕所述轴承壳体的中心轴线在所述轴承壳体的内表面上环状均布,转子设置在所述瓦块形成的环形结构内;所述伺服液压作动器的调节杆与所述瓦块接触形成静压支撑,通过调节所述伺服液压作动器内液压力的大小,从而改变所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量;还包括液压伺服组件和转子振动监测模块,所述液压作动器内部液压油通过管道与所述液压伺服组件连接,形成液压控制回路,所述液压控制回路设置伺服阀从而控制所述液压伺服组件与各所述液压作动器的连通状态;所述液压伺服组件与所述转子振动监测模块组成闭环的控制回路,所述转子振动监测模块检测所述转子的振幅。

2. 如权利要求1所述的基于柔性支承的轴承系统,其特征在于,所述瓦块包括减摩层和瓦背基体,所述减摩层固定设置在所述瓦背基体相对于所述转子的端面上。

3. 如权利要求1所述的基于柔性支承的轴承系统,其特征在于,所述轴承壳体的径向上还设有若干止动部,所述止动部设置在相邻所述瓦块之间,所述止动部包括从所述轴承壳体内表面垂直向所述轴承壳体轴线延伸的延伸部,所述瓦块的两端在对应所述延伸部的位置处设置槽口,所述槽口和所述延伸部外周面形状对应设置。

4. 如权利要求3所述的基于柔性支承的轴承系统,其特征在于,所述延伸部长度尺寸小于所述瓦块的厚度尺寸;所述槽口尺寸大于所述延伸部外周面尺寸,所述止动部和所述瓦块之间间隙配合。

5. 如权利要求3所述的基于柔性支承的轴承系统,其特征在于,所述轴承壳体对应设置止动孔,所述止动部通过限位组件与所述止动孔实现相对位置的定位,所述限位组件包括设置在所述止动部上的第一限位部,以及在所述止动孔内对应设置的第二限位部,所述第一限位部和所述第二限位部对应设置。

6. 如权利要求3所述的基于柔性支承的轴承系统,其特征在于,所述止动部内设置润滑孔,所述润滑孔沿所述轴承壳体的径向方向贯穿所述止动部设置。

7. 如权利要求1所述的基于柔性支承的轴承系统,其特征在于,所述调节杆和所述瓦块之间的连接结构设置为球关节结构,即所述调节杆端部设置为球体,所述瓦块对应设置一内凹球面,所述球面和所述球体配合连接,形成可多角度转动的球关节结构。

8. 一种权利要求1至7任一所述的基于柔性支承的轴承系统的控制方法,其特征在于,包括步骤:

S1,根据数据建立双层油膜支承模型,从而确定所述外层流体静压膜的参数范围,即所述伺服液压作动器内液压力的合理数值范围;

S2,润滑介质通过所述润滑孔被导入到所述转子轴颈和所述瓦块之间,所述瓦块由所述液压作动器支撑,所述伺服液压作动器内液压力为所述液压作动器对所述瓦块的支撑力;

S3,当所述转子振动监测模块检测到所述转子的振幅变化时,检测信号反馈到所述液压伺服组件,所述液压伺服组件发出指令给所述伺服阀调整进入所述液压作动器的液压力大小,从改变所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量。

9. 如权利要求8所述的控制方法,其特征在于,根据所述转子轴颈质量 $m_1$ 、所述瓦块质量 $m_2$ 、所述内层动压润滑膜的刚度 $k_1$ 、所述内层动压润滑膜的阻尼 $c_1$ 、所述转子轴颈的位移 $x_1$ 、

所述转子轴颈的转速频率 $\omega$ 、所述外层流体静压膜的刚度 $k_2$ 、所述外层流体静压膜的阻尼 $c_2$ 以及设定的所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 并结合所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 的计算公式:

$$k_e = k_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] + \omega^2 c_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

$$c_e = c_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] - k_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

可推导出所述瓦块的位移 $x_2$ ,在所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 设定的理论范围值内,推导出的所述瓦块的位移的数值范围,从而确定对应所述转子轴颈的位移量所需所述伺服液压作动器内液压力的合理变化数值范围。

10.如权利要求8所述的控制方法,其特征在于,所述转子振动监测模块检测到所述转子的振幅变化,即可得出所述转子轴颈的位移 $x_1$ ,再通过所述转子轴颈质量 $m_1$ 、所述瓦块质量 $m_2$ 、所述内层动压润滑膜的刚度 $k_1$ 、所述内层动压润滑膜的阻尼 $c_1$ 、所述转子轴颈的转速频率 $\omega$ 、所述外层流体静压膜的刚度 $k_2$ 、所述外层流体静压膜的阻尼 $c_2$ 以及设定的所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 并结合所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 的计算公式:

$$k_e = k_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] + \omega^2 c_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

$$c_e = c_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] - k_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

可推导出所述瓦块的位移 $x_2$ ,计算出对应所述转子的振幅变化所需的所述瓦块的位移值,从而改变所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量,从而控制所述伺服液压作动器内液压力大小,从而完成对所述转子的减振消振。

## 一种基于柔性支承的轴承系统及控制方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及轴承技术领域,具体涉及一种基于柔性支承的轴承系统及控制方法。

### 背景技术

[0002] 旋转机械设备运行过程中,经常产生一定的振动,从而影响系统各部件的稳定状态,降低机器设备的工作效率,增加配合零件间的摩擦磨损,影响产品的质量。严重的振动会产生强烈的振动噪声,损坏机器零部件,导致机器故障,甚至引发事故。可倾瓦轴承作为转子系统的支承,其润滑油膜不仅产生油膜承载力,而且能够减少摩擦和减小振动,可倾瓦轴承通过瓦块的摆动具有一定的自我调心能力,支承回转精度高,且具有较好的稳定性和抗振性,因此广泛应用于旋转机械转子的支承,特别是石油钻探机械、汽轮机和轧机等大型旋转机械中。

[0003] 可倾瓦轴承具有的承载能力是各瓦块承载能力的向量和。因此,可倾瓦轴承具有回转精度高、稳定性能好的优点;可倾瓦轴承的瓦块数目一般为3~6。瓦块的布置方式有载荷正对相邻瓦块支点之间和载荷正对某一瓦块支点两种。若载荷相同,后者轴的偏心率较小;若承受载荷最大的瓦面最小油膜厚度相同,前者承载能力高、功耗小、温升高。

[0004] 随着工业的迅速发展,旋转机械转速不断增加,性能要求不断提高;现有可倾瓦轴承常采用的传统机械支点致使可倾瓦轴承安装复杂且在工作状态时具有较高的支点接触应力与疲劳,会增大轴承交叉刚度阻尼系数,带来了不稳定因素。

[0005] 鉴于上述缺陷,本发明创作者经过长时间的研究和实践终于获得了本发明。

### 发明内容

[0006] 为解决上述技术缺陷,本发明采用的技术方案在于,提供一种基于柔性支承的轴承系统,包括若干瓦块、轴承壳体、伺服液压作动器,所述轴承壳体设置为空心筒状结构,所述瓦块绕所述轴承壳体的中心轴线在所述轴承壳体的内表面上环状均布,转子设置在所述瓦块形成的环形结构内;所述伺服液压作动器的调节杆与所述瓦块接触形成静压支撑,通过调节所述伺服液压作动器内液压力的大小,从而改变所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量;还包括液压伺服组件和转子振动监测模块,所述液压作动器内部液压油通过管道与所述液压伺服组件连接,形成液压控制回路,所述液压控制回路设置伺服阀从而控制所述液压伺服组件与各所述液压作动器的连通状态;所述液压伺服组件与所述转子振动监测模块组成闭环的控制回路,所述转子振动监测模块检测所述转子的振幅。

[0007] 较佳的,所述瓦块包括减摩层和瓦背基体,所述减摩层固定设置在所述瓦背基体相对于所述转子的端面上。

[0008] 较佳的,所述轴承壳体的径向上还设有若干止动部,所述止动部设置在相邻所述瓦块之间,所述止动部包括从所述轴承壳体内表面垂直向所述轴承壳体轴线延伸的延伸部,所述瓦块的两端在对应所述延伸部的位置处设置槽口,所述槽口和所述延伸部外周面形状对应设置。

[0009] 较佳的,所述延伸部长度尺寸小于所述瓦块的厚度尺寸;所述槽口尺寸大于所述延伸部外周面尺寸,所述止动部和所述瓦块之间间隙配合。

[0010] 较佳的,所述轴承壳体对应设置止动孔,所述止动部通过限位组件与所述止动孔实现相对位置的定位,所述限位组件包括设置在所述止动上的第一限位部,以及在所述止动孔内对应设置的第二限位部,所述第一限位部和所述第二限位部对应设置。

[0011] 较佳的,所述止动部内设置润滑孔,所述润滑孔沿所述轴承壳体的径向方向贯穿所述止动部设置。

[0012] 较佳的,所述调节杆和所述瓦块之间的连接结构设置为球关节结构,即所述调节杆端部设置为球体,所述瓦块对应设置一内凹球面,所述球面和所述球体配合连接,形成可多角度转动的球关节结构。

[0013] 较佳的,一种所述的基于柔性支承的轴承系统的控制方法,包括步骤:

[0014] S1,根据数据建立双层油膜支承模型,从而确定所述外层流体静压膜的参数范围,即所述伺服液压作动器内液压力的合理数值范围;

[0015] S2,润滑介质通过所述润滑孔被导入到所述转子轴颈和所述瓦块之间,所述瓦块由所述液压作动器支撑,所述伺服液压作动器内液压力为所述液压作动器对所述瓦块的支撑力;

[0016] S3,当所述转子振动监测模块检测到所述转子的振幅变化时,检测信号反馈到所述液压伺服组件,所述液压伺服组件发出指令给所述伺服阀调整进入所述液压作动器的液压力大小,从改变所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量。

[0017] 较佳的,根据所述转子轴颈质量 $m_1$ 、所述瓦块质量 $m_2$ 、所述内层动压润滑膜的刚度 $k_1$ 、所述内层动压润滑膜的阻尼 $c_1$ 、所述转子轴颈的位移 $x_1$ 、所述转子轴颈的转速频率 $\omega$ 、所述外层流体静压膜的刚度 $k_2$ 、所述外层流体静压膜的阻尼 $c_2$ 以及设定的所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 并结合所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 的计算公式:

[0018]

$$k_e = k_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] + \omega^2 c_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0019]

$$c_e = c_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] - k_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0020] 可推导出所述瓦块的位移 $x_2$ ,在所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 设定的理论范围内,推导出的所述瓦块的位移的数值范围,从而确定对应所述转子轴颈的位移量所需所述伺服液压作动器内液压力的合理变化数值范围。

[0021] 较佳的,所述转子振动监测模块检测到所述转子的振幅变化,即可得出所述转子轴颈的位移 $x_1$ ,再通过所述转子轴颈质量 $m_1$ 、所述瓦块质量 $m_2$ 、所述内层动压润滑膜的刚度 $k_1$ 、所述内层动压润滑膜的阻尼 $c_1$ 、所述转子轴颈的转速频率 $\omega$ 、所述外层流体静压膜的刚度 $k_2$ 、所述外层流体静压膜的阻尼 $c_2$ 以及设定的所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 并结合所述轴承综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 的计算公式:

[0022]

$$k_e = k_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] + \omega^2 c_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0023]

$$c_e = c_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] - k_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0024] 可推导出所述瓦块的位移 $x_2$ ,计算出对应所述转子的振幅变化所需的所述瓦块的位移值,从而改变所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量,从而控制所述伺服液压作动器内液压力大小,从而完成对所述转子的减振消振。

[0025] 与现有技术比较本发明的有益效果在于:1,采用近流体支点代替现有技术中的机械支点,消除瓦块机械支点的磨损,改善轴承-转子系统的振动;2,通过所述伺服液压作动器调整所述调节杆对所述瓦块的支点浮动位移量,从而完成对转子的减振消振,达到主动减振的目的;3,所述止动部的设置在防止所述瓦块轴向转动的同时更有利于所述瓦块上下浮动与摆动;4,所述润滑孔的设置可直接为所述转子和所述瓦片提供低压冷却的润滑介质,实现对内层动压润滑膜的降温散热作用,进而提高所述瓦块预负荷系数值的设定值,增加所述内层动压润滑膜的刚度和阻尼。

## 附图说明

[0026] 图1为所述基于柔性支承的轴承系统结构视图;

[0027] 图2为所述可倾瓦滑动轴承的侧视结构视图;

[0028] 图3为所述瓦块的结构视图;

[0029] 图4为所述止动部的结构视图。

[0030] 图中数字表示:

[0031] 1-轴承壳体;2-瓦块;3-转子;4-伺服液压作动器;5-液压伺服组件;6-转子振动监测模块;11-调节孔;12-止动部;13-润滑孔;21-减摩层;22-瓦背基体;41-调节杆。

## 具体实施方式

[0032] 以下结合附图,对本发明上述的和另外的技术特征和优点作更详细的说明。

[0033] 实施例一

[0034] 如图1所示,图1为所述基于柔性支承的轴承系统结构视图;所述轴承系统包括轴承壳体1,所述轴承壳体1设置为空心筒状结构,在所述轴承壳体1的内表面上设置有若干瓦块2,所述瓦块2绕所述轴承壳体1的中心轴线环状均布;转子3设置在所述瓦块2形成的环形结构内。所述轴承壳体1两侧通过螺栓和轴承端盖连接。

[0035] 所述轴承壳体1可设置为整体式结构或剖分式结构。所述轴承系统根据所述瓦块2的数量可分为三瓦、四瓦、五瓦等多瓦可倾瓦轴承。

[0036] 所述轴承壳体1径向上设置若干调节孔11,较佳的,所述调节孔11设置在所述轴承壳体1对应所述瓦块2中心的位置处;伺服液压作动器4的调节杆41穿过所述调节孔11与所述瓦块2接触形成静压支撑,所述伺服液压作动器4设置为油压结构,通过调节所述伺服液压作动器4内液压力的大小,从而改变所述调节杆41对所述瓦块2的支点浮动位移量,因此

可将所述伺服液压作动器4对所述瓦块2的支点部分看作为一层静压油膜,即外层流体静压膜。

[0037] 所述调节杆41和所述瓦块2之间的连接结构可设置为球关节结构,即所述调节杆41端部设置为球体,所述瓦块2对应设置一内凹球面,所述球面和所述球体配合设置,形成可多角度转动的球关节结构。

[0038] 所述液压作动器内部液压油通过管道与所述液压伺服组件5连接,形成液压控制回路,所述液压控制回路设置伺服阀从而控制所述液压伺服组件5与各所述液压作动器的连通状态;所述液压伺服组件5与转子振动监测模块6组成闭环的控制回路,可实现可控柔性支承可倾瓦轴承,其原理是:当所述转子振动监测模块6检测到所述转子3的振幅过大,检测信号反馈到所述液压伺服组件5,所述液压伺服组件5发出指令给所述伺服阀调整进入所述液压作动器的液压力大小,从而完成对所述转子3的减振消振,达到主动减振的目的。

[0039] 如图2所示,图2为所述可倾瓦滑动轴承的侧视结构视图;所述轴承系统内的润滑介质可采用润滑油、气体及水。所述转子3在初始状态下是静止支承在所述瓦块2上。当所述转子3开始转动时,润滑介质被带到所述转子3与所述瓦块2之间的间隙,从而形成将所述转子3浮起的内层动压润滑膜。同时启动所述液压伺服组件5,通过调整进入所述液压作动器的液压力大小,从改变所述调节杆41对所述瓦块2的支点浮动位移量,致使所述瓦块2的支点部分形成所述外层流体静压膜。所述轴承系统的设置拓宽所述转子3的工作转速,增加综合支承的阻尼特性,消除所述瓦块2机械支点的磨损,改善轴承-转子3系统的振动。

[0040] 实施例二

[0041] 本实施例中,所述轴承系统包括3块所述瓦块2;所述瓦块2为圆弧形,如图3所示,图3为所述瓦块2的结构视图;所述瓦块2包括减摩层和瓦背基体,所述减摩层固定设置在所述瓦背基体相对于所述转子3的端面上;且为更好的在所述瓦块2两弧形端面上各形成内层动压润滑膜,所述瓦块2具有一定的预负荷系数。

[0042] 所述预负荷系数 $m$ 反映各所述瓦块2内表面油楔的收敛程度;具体的,所述预负荷系数 $m$ 越大,所述瓦块2内表面油楔的收敛程度越大,可迫使润滑介质进入收敛形间隙中,增加作用在所述转子3轴颈上的油楔力,从而把所述转子3轴颈紧紧地约束在转动中心,增强了所述转子3的稳定性。所述瓦块2的额定预负荷系数为

$$[0043] \quad m = 1 - \frac{c'}{R - r}$$

[0044] 其中, $c'$ 为所述轴承系统安装的半径间隙; $R$ 为所述瓦块2内表面曲率半径; $r$ 为所述转子3的轴颈半径。

[0045] 所述瓦块2的额定预负荷系数为保证所述瓦块2内表面油楔收敛的最小预负荷系数。当所述转子3在未转动时,所述转子3的所述轴颈为落下状态,故所述轴承系统安装的半径间隙在各方位上的尺寸值均有不同,致使处于所述轴承系统不同方位的所述瓦块2额定预负荷系数均有不同。根据不同的使用条件,可对各所述瓦块2的所述额定预负荷系数进行分别设定。

[0046] 所述预负荷系数为所述轴承系统增加了一个预偏心量,对各所述瓦块2的偏心率有直接的影响,而偏心率直接影响到所述轴承系统的压力分布和温度分布,从而影响所述轴承系统的静、动特性参数。通过对所述瓦块2预负荷系数的设定可在保证所述轴承系统温

升许可的前提下,尽量提高所述内层动压润滑膜的刚度和阻尼,进而可有效消除所述轴承系统的不稳定振动故障。

[0047] 当润滑介质为油时,所述瓦块2的所述减摩层材料选用巴氏合金,当润滑介质为气体时,所述瓦块2的所述减摩层材料选用铝锡合金等耐磨材料,当润滑介质为水时,所述瓦块2的所述减摩层为碳石墨等。

[0048] 实施例三

[0049] 所述瓦块2支点部位由液压作动器支撑,所述液压作动器内部为一定压力的液压油,因此可看作为所述外层流体静压膜。所述外层流体静压膜同时具有一定的刚度与阻尼特性,故在实际计算柔性支承可倾瓦轴承动力学特性时,需同时考虑所述内层动压润滑膜与所述外层流体静压膜的综合动力特性。

[0050] 故本实施例中采用两自由度质量-弹簧-阻尼模型分析所述综合动力特性,并采用单自由度综合支承系统等价双层油膜支承模型。

[0051] 所述两自由度质量-弹簧-阻尼系统运动方程为:

$$[0052] \quad m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = 0$$

$$[0053] \quad m_2 \ddot{x}_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \dot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) + k_2 x_2 = 0$$

[0054] 通过常微分方程的通解公式,可求出所述瓦块2的位移 $x_2$ 的计算公式为:

[0055]

$$x_2 = \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2) + j\omega[c_1(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) - k_1(c_1 + c_2)]}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0056] 将所述瓦块2的位移 $x_2$ 的计算公式带入所述两自由度质量-弹簧-阻尼系统运动方程中并进一步整理可求出所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 的计算公式为:

[0057]

$$k_e = k_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] + \omega^2 c_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0058]

$$c_e = c_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] - k_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0059] 其中, $m_1$ 为所述转子3轴颈的质量, $m_2$ 为所述瓦块2质量, $k_1$ 为所述内层动压润滑膜的刚度, $c_1$ 为所述内层动压润滑膜的阻尼, $k_2$ 为所述外层流体静压膜的刚度, $c_2$ 为所述外层流体静压膜的阻尼, $x_1$ 为所述转子3轴颈的位移, $x_2$ 为所述瓦块2的位移, $\omega$ 为所述转子3轴颈的转速频率, $j$ 为虚数单位。

[0060] 所述轴承综合刚度及综合阻尼即为所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合刚度及综合阻尼。

[0061] 由所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合刚度 $k_e$ 的计算公式可知,在所述外层流体静压膜刚度与阻尼分别保持不变的情况下,随着所述外层流体静压膜阻尼逐渐增大,所述综合刚度 $k_e$ 一开始几乎保持不变;随着所述外层流体静压膜刚度逐渐增大时,

所述综合刚度 $k_e$ 逐渐增大;当所述外层流体静压膜刚度较大时,所述综合刚度 $k_e$ 趋于平稳,且接近所述内层动压润滑膜刚度;即所述综合刚度 $k_e$ 始终小于所述内层动压润滑膜刚度。

[0062] 由所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合阻尼 $c_e$ 的计算公式可知,在所述外层流体静压膜刚度与阻尼分别保持不变的情况下,随着所述外层流体静压膜阻尼的增大,所述综合阻尼 $c_e$ 逐渐增大,当所述外层流体静压膜达到一定值,所述综合阻尼 $c_e$ 会大于所述内层动压润滑膜阻尼;随着所述外层流体静压膜刚度增大,所述综合阻尼 $c_e$ 先减小后逐渐增大。

[0063] 本发明所述轴承系统通过设置所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的双层油膜,实现所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合刚度 $k_e$ 小于现有技术中单层油膜轴承的支承刚度,所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合阻尼 $c_e$ 在一定条件下会大于现有技术中单层油膜系统的支承阻尼;相比现有技术中的单层油膜轴承,本发明所述轴承系统在满足一定条件下具有良好的减振特性。

#### [0064] 实施例四

[0065] 实施例四在实施例一的基础上进行进一步改进。所述轴承壳体1的径向上还设有若干止动部12,所述止动部12设置在相邻所述瓦块2之间,所述止动部12为从所述轴承壳体1内表面垂直向所述轴承壳体1轴线延伸的延伸件结构,一般设置为圆柱状;所述瓦块2的两端在对应所述止动部12的位置处设置弧形槽口,便于所述瓦块2和所述止动部12的配合设置。所述止动部12从所述轴承壳体1内表面垂直向所述轴承壳体1轴线的延伸长度尺寸小于所述瓦块2的厚度尺寸;避免所述止动部12过长对所述转子3转动产生干涉影响;所述弧形槽口半径尺寸略大于所述止动部12半径尺寸,致使所述止动部12和所述瓦块2之间间隙配合,在防止所述瓦块2轴向转动的同时更有利于所述瓦块2上下浮动与摆动。

[0066] 所述止动部12与所述轴承壳体1一体制作,或将所述止动部12独立设置并可拆卸连接在所述轴承壳体1上。如图4所示,图4为所述止动部12的结构视图;较佳的,所述止动部12设置为销钉结构,所述轴承壳体1对应设置止动孔,通过将所述止动部12穿过所述止动孔以实现所述止动部12和所述轴承壳体1的固定。所述止动部12的可拆卸设置,便于所述瓦块2的安装,同时方便所述止动部12、所述瓦块2损坏后的替代更换。

[0067] 为保证销钉结构的所述止动部12在所述轴承壳体1上具有良好的位置关系,所述止动部12通过限位组件与所述止动孔实现相对位置的定位;具体的,所述限位组件包括设置在所述止动部12上的第一限位部,以及在所述止动孔内对应设置的第二限位部,所述第一限位部和所述第二限位部可设置为配合状态的阶梯状、啮合齿状或其他合理结构;通过所述止动部12和所述止动孔内对应设置的所述限位组件,保证所述止动部12从所述轴承壳体1内表面伸入内部长度尺寸的准确度,避免所述止动部12伸入内部尺寸较大影响所述转子3的转动。

#### [0068] 实施例五

[0069] 实施例五在实施例四的基础上进行进一步改进。所述止动部12内设置润滑孔13,所述润滑孔13沿所述轴承壳体1的径向方向贯穿所述止动部12设置;由于所述止动部12结构尺寸的设置,润滑介质可通过所述润滑孔13直接进入所述内层动压润滑膜,从而直接为所述转子3和所述瓦片提供低压冷却的润滑介质,实现对内层动压润滑膜的降温散热作用。

[0070] 所述瓦块2预负荷系数的提高在增加所述内层动压润滑膜的刚度和阻尼的同时会

造成所述轴承系统温度的升高。故一般在所述轴承系统升温许可的条件下提高所述瓦块2预负荷系数以保证所述轴承系统具有极佳的稳定性。所述润滑孔13的设置可实现所述转子3和所述瓦片之间内层动压润滑膜的冷、热润滑油更换,有效抑制所述轴承系统温度的升高,从而可进一步提高所述瓦块2预负荷系数值的设定值,增加所述内层动压润滑膜的刚度和阻尼。

[0071] 实施例六

[0072] 实施例六在实施例一的基础上进行进一步改进。所述瓦块2的外表面设置为圆柱形弧面,所述瓦块2的外表面与所述轴承壳体1的内表面有相同的半径,并且所述瓦块2的外表面需要精磨,以保证所述瓦块2的外表面与所述壳体的内表面之间有95%的贴合度,所述瓦块2的内表面的半径等于所述轴颈的半径。

[0073] 实施例七

[0074] 实施例七在实施例一的基础上进行进一步改进。所述瓦块2的外表面设置为球面,所述瓦块2的球面外表面与所述轴承壳体1的内表面有相同的半径;所述瓦块2的外表面由圆柱弧面支撑改进为球面支撑,大大提高了轴承自位对中能力,避免在实际工作过程中所述转子3轴颈倾斜、所述转子3弯曲严重时会发生的所述瓦块2碰摩故障。

[0075] 实施例八

[0076] 一种所述基于柔性支承的轴承系统的控制方法,具体包括步骤:

[0077] S1,根据数据建立双层油膜支承模型,从而确定所述外层流体静压膜的参数范围,即所述伺服液压作动器4内液压力的合理数值范围;

[0078] S2,润滑介质通过所述润滑孔13被导入到所述转子3轴颈和所述瓦块2之间,所述瓦块2由所述液压作动器支撑,所述伺服液压作动器4内液压力为所述液压作动器对所述瓦块2的支撑力,将所述伺服液压作动器4对所述瓦块2的支点部分看作为所述外层流体静压膜;

[0079] S3,当所述转子振动监测模块6检测到所述转子3的振幅变化时,检测信号反馈到所述液压伺服组件5,所述液压伺服组件5发出指令给所述伺服阀调整进入所述液压作动器的液压力大小,从改变所述调节杆41对所述瓦块2的支点浮动位移量。

[0080] 具体的,步骤S1的分析方法为:根据所述转子3轴颈质量 $m_1$ 、所述瓦块2质量 $m_2$ 、所述内层动压润滑膜的刚度 $k_1$ 、所述内层动压润滑膜的阻尼 $c_1$ 、所述转子3轴颈的位移 $x_1$ 、所述转子3轴颈的转速频率 $\omega$ 、所述外层流体静压膜的刚度 $k_2$ 、所述外层流体静压膜的阻尼 $c_2$ 以及设定的所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 并结合所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合刚度 $k_e$ 及综合阻尼 $c_e$ 的计算公式:

[0081]

$$k_e = k_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] + \omega^2 c_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0082]

$$c_e = c_1 \left[ 1 - \frac{k_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) + \omega^2 c_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2} \right] - k_1 \frac{c_1(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1(c_1 + c_2)}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)^2 + \omega^2(c_1 + c_2)^2}$$

[0083] 可推导出所述瓦块2的位移 $x_2$ ,由于设定的所述内层动压润滑膜和所述外层流体静压膜的综合刚度及综合阻尼一般为设定的理论范围值,故推导出的所述瓦块2的位移也

为一定的数值范围,通过所述瓦块2的位移可确定对应所述转子3轴颈的位移量所需所述伺服液压作动器4内液压力的合理变化数值范围。

[0084] 同时在步骤S3中,所述转子振动监测模块6检测到所述转子3的振幅变化,即可得出所述转子3轴颈的位移 $x_1$ ,所述液压伺服组件5通过所述步骤S1的分析方法,计算出对应所述转子3的振幅变化所需的所述瓦块2的位移值,从而改变所述调节杆41对所述瓦块2的支点浮动位移量。

[0085] 通过所述S1的具体分析方法,所述液压伺服组件5可根据所述转子3的振幅变化快速分析所述瓦块2的位移值,从而控制所述伺服液压作动器4内液压力大小,从而完成对所述转子3的减振消振,达到主动减振的目的。

[0086] 以上所述仅为本发明的较佳实施例,对本发明而言仅仅是说明性的,而非限制性的。本专业技术人员理解,在本发明权利要求所限定的精神和范围内可对其进行许多改变,修改,甚至等效,但都将落入本发明的保护范围内。

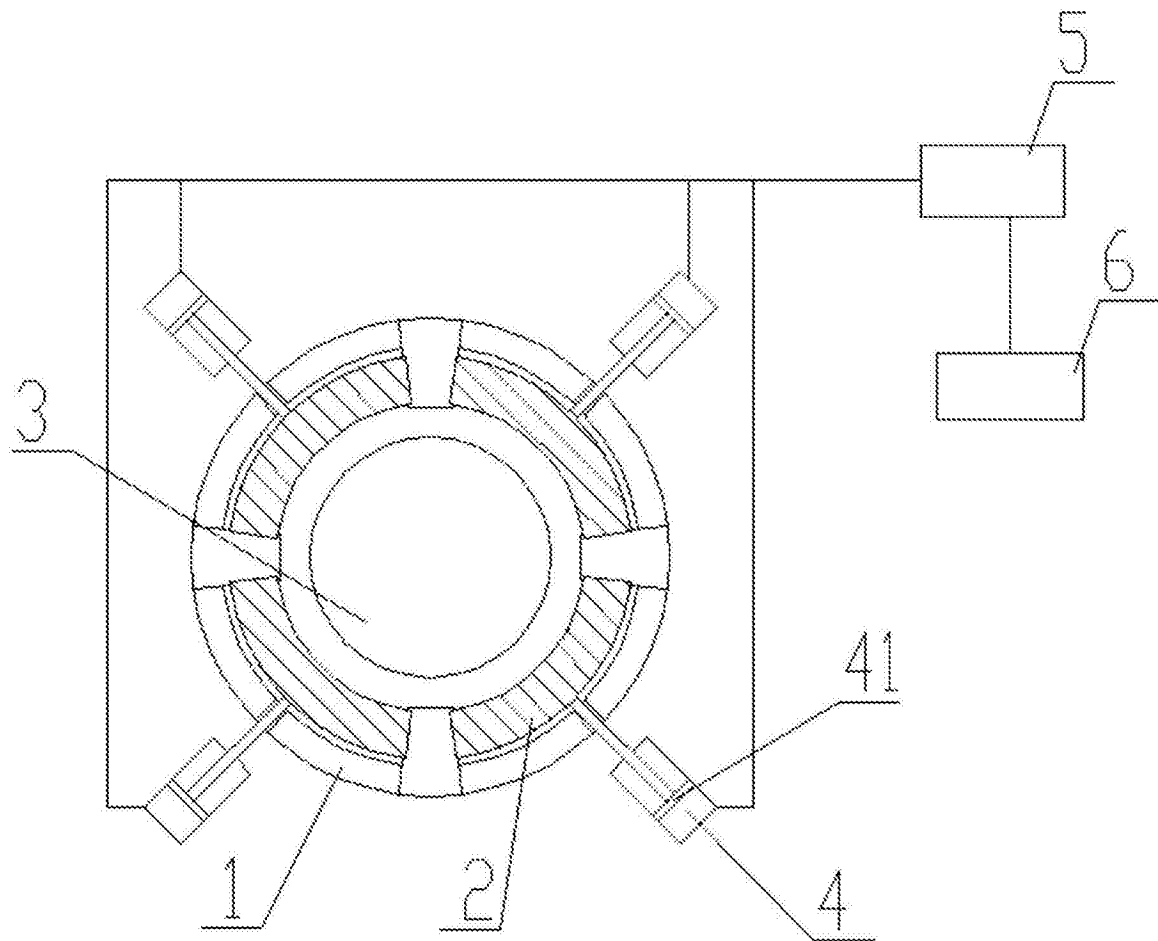


图1

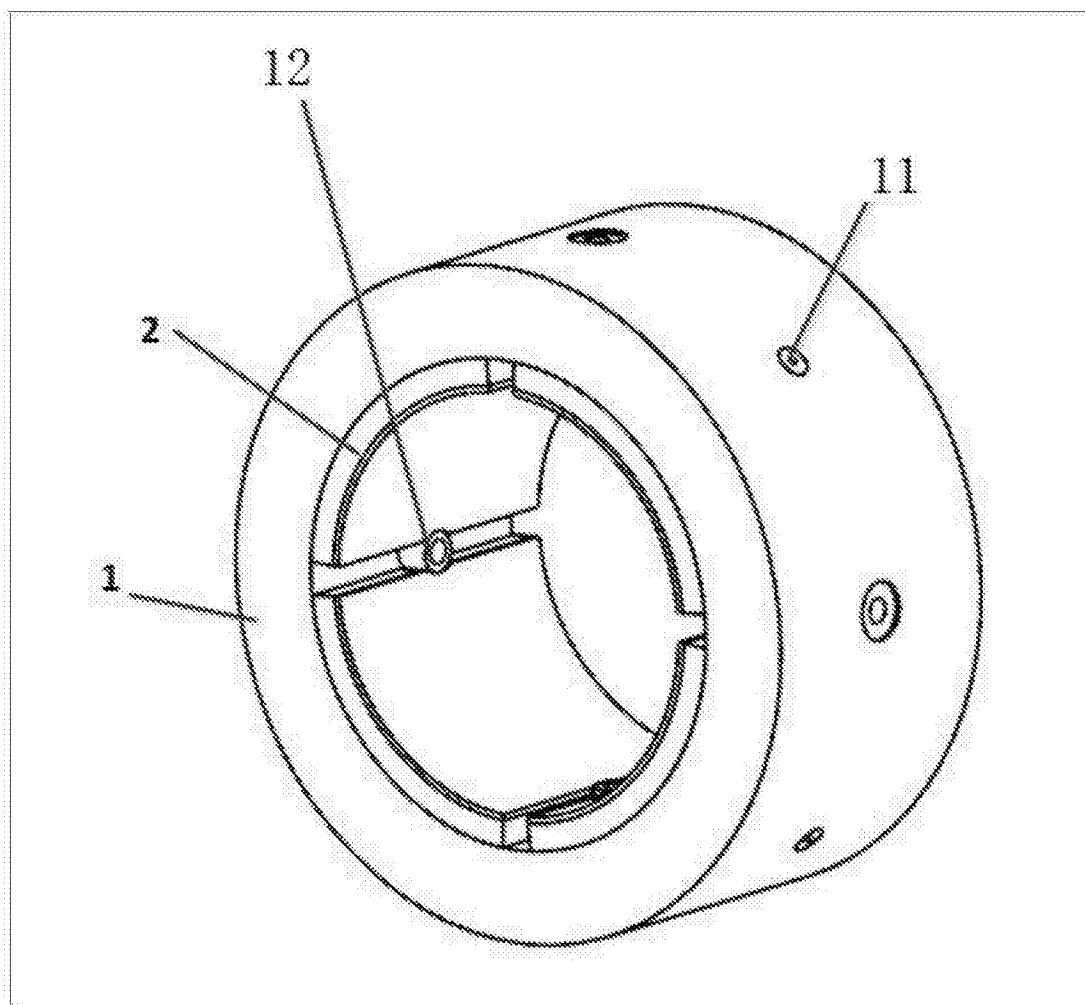


图2

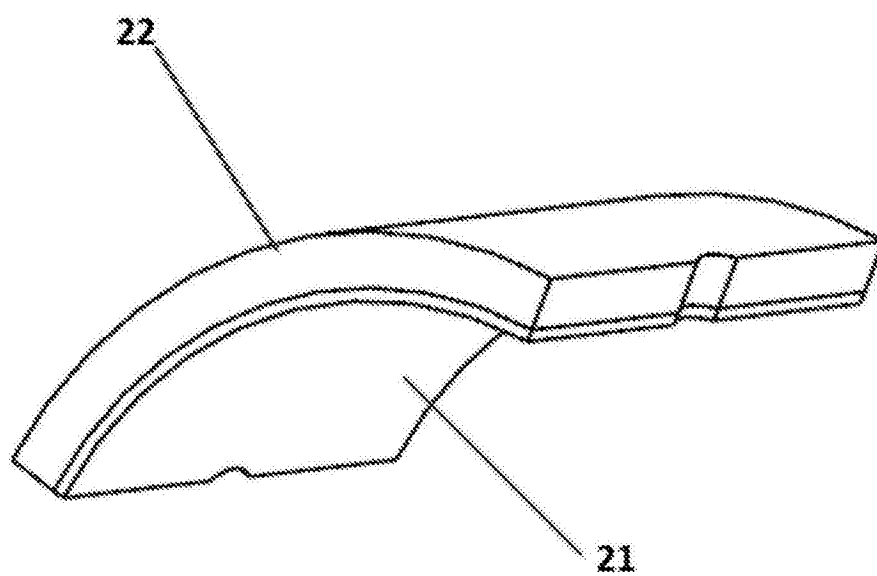


图3

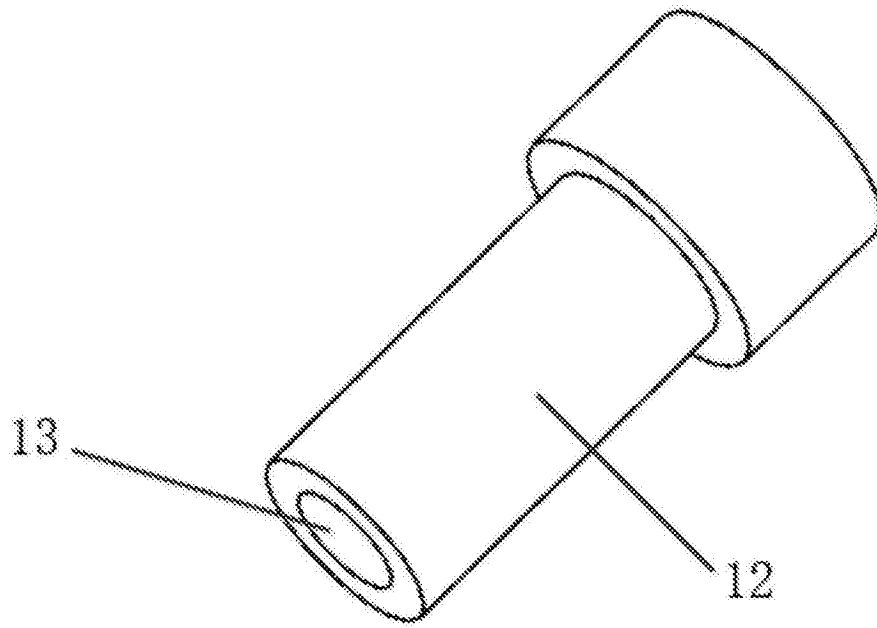


图4