



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 115935687 B

(45) 授权公告日 2023.09.08

(21) 申请号 202211684221.6

G06F 17/11 (2006.01)

(22) 申请日 2022.12.27

G06F 119/14 (2020.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 115935687 A

(56) 对比文件

CN 114611433 A, 2022.06.10

US 2020301043 A1, 2020.09.24

(43) 申请公布日 2023.04.07

CN 112668217 A, 2021.04.16

(73) 专利权人 哈尔滨工程大学

CN 109829262 A, 2019.05.31

地址 150001 黑龙江省哈尔滨市南岗区南通大街145号

CN 114357661 A, 2022.04.15

US 4668107 A, 1987.05.26

(72) 发明人 赵滨 施佳皓 卢熙群 徐含章

陈锐 郭怀谦 吕圣

JP 2009150434 A, 2009.07.09

肖同镇等. 曲轴系轴承润滑特性数值仿真技术研究. 润滑与密封. 2015, (第03期), 全文.

(74) 专利代理机构 北京睿智保诚专利代理事务所(普通合伙) 11732

审查员 周林

专利代理人 杜娟

(51) Int. Cl.

G06F 30/20 (2020.01)

权利要求书5页 说明书11页 附图3页

(54) 发明名称

一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法

(57) 摘要

本发明公开了一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法,涉及柴油机仿真技术领域。本发明主要包含三个模块:翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块,翻边轴承动力学特性参数计算模块和翻边轴承相对位置反馈模块。既考虑轴向一体运动对径向润滑轴向动压效应与止推润滑变间隙效应联动规律、径向一体运动对径向润滑变间隙效应与止推润滑变域效应联动规律;又考虑润滑油膜在翻边轴承公共边界上的流量、压力与热对流,最终形成翻边轴承径向与止推瞬态润滑耦合分析方法。在此基础上,进一步考虑耦合效应下的翻边轴承径向/轴向润滑油膜刚度、阻尼特性,实现对翻边轴承动力学与摩擦学的精确仿真,以解决翻边轴承润滑失效问题。



1. 一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法,其特征在于,包括以下步骤:

S1、获取翻边轴承的结构参数和运行工况;

S2、设定时间 t ;

S3、利用翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块,计算得到油膜承载力;

S4、完成S3后,利用翻边轴承动力学特性参数计算模块,计算刚度阻尼;

S5、完成S4后,利用翻边轴承相对位置反馈模块,判断是否完成内燃机计算周期,若是,则输出并保存翻边轴承工作特性参数结果;若否,则进行S6;

S6、根据对应时刻的载荷计算翻边轴承径向与轴向位移,更新止推部分计算域及网络,将各轴承下一时刻的相对位置作为翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块及翻边轴承动力学特性参数计算模块的输入参数继续进行计算;

S3的具体内容为:根据输入的翻边轴承的结构参数和运行工况,计算径向部分和止推部分的油膜厚度;

在得到油膜厚度的基础上,引入考虑轴向速度的平均雷诺方程,求解平均雷诺方程,利用有限差分法,分别计算得到径向和止推部分的油膜压力分布,循环迭代直到满足压力收敛判断,压力边界采用雷诺边界条件;

利用有限差分法,分别求解径向部分和止推部分的三维能量方程、轴瓦的热传导方程,边界条件包括:径向部分与止推部分的进油端温度为给定进油温度;轴瓦的外部均为与环境的对流换热条件;径向部分的出油端、止推部分的内径区域的热量通过热流量连续性条件计算;在每次循环迭代中更新,循环直至温度满足收敛条件;

利用变形矩阵法,根据计算出的油膜压力计算径向部分和止推部分各个节点的热变形,将热变形量代入油膜厚度,重复之前的油膜压力计算,直到热变形满足收敛;

在当前压力的基础上,利用弹性变形矩阵,计算径向部分和止推部分各个节点的弹性变形,代入油膜厚度方程中,重复之前的油膜压力计算,此时增加边界条件:径向部分靠近止推侧端面的压力与止推部分内径处油膜压力满足流量和压力连续性条件,循环计算直到弹性变形满足收敛,将油膜压力积分计算得到油膜承载力;

径向部分油膜厚度方程为:

$$h_j = c(1 + \varepsilon \cos \theta) + (y + V\Delta t)\gamma_j \cos(\theta - \varphi - \alpha_r) + \delta_{JE} + \delta_{JT};$$

其中, c 为半径间隙, ε 表示偏心率, θ 表示轴承的位置角, δ_{JE} 表示径向部分弹性变形量, δ_{JT} 表示径向部分热变形量, φ 中央截面偏位角, γ_j 为轴颈在主轴瓦中的倾斜角; α_r 为轴颈中心线投影与偏心距之间的夹角;

止推部分油膜厚度方程为:

$$h_T = h_p + r \sin(\theta_p) + \delta_{TE} + \delta_{TT}$$

式中, θ_p 为单个瓦的周向倾角, h_p 为平均油膜间隙, r 为径向坐标, δ_{TE} 为弹性变形量, δ_{TT} 为热变形量;

径向部分雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h_j^3}{\eta} \frac{\partial P_j}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h_j^3}{\eta} \frac{\partial P_j}{\partial y} \right) = 6\omega r \left(\phi_c \frac{\partial h_j}{\partial x} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) + 12\phi_c \frac{\partial h_j}{\partial t} + 6V\phi_c \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + 6V\sigma \frac{\partial(\rho \phi_s)}{\partial y} ;$$

其中, ϕ_x 、 ϕ_y 、 ϕ_s 、 ϕ_c 分别为考虑粗糙度时,引入的x向、y向压力流量因子,剪切流量因子和接触因子, h_j 为径向部分油膜厚度, η 为润滑介质粘度, p_j 为径向部分油膜压力分布, ω 为轴颈与轴瓦相对转速, V 为轴颈的轴向速度, r 为轴承内径, x 为轴承x向位置, y 为轴承y向位置, t 为时间;

止推部分雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{r_T \partial \theta} \left(\phi_\theta \frac{h_T^3}{r_T \eta} \frac{\partial p_T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r \frac{h_T^3}{\eta} \frac{\partial p_T}{\partial r} \right) = 6\omega r \left(\phi_\theta \frac{\partial h_T^3}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \right) + 12\phi_c \frac{\partial h_T}{\partial t} ;$$

其中, ϕ_θ 、 ϕ_r 分别为考虑粗糙度时,引入的周向、径向压力流量因子, r_T 表示止推面的径向位置, h_T 为止推部分油膜厚度, p_T 为径向部分油膜压力分布, θ 为轴承周向位置,其他和径向部分一样。

2. 根据权利要求1所述的一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法,其特征在于,

热流量连续性条件为:

$$\begin{aligned} \left(v \frac{\partial T_j}{\partial z} \right)_{j,m} &= - \left(U_r \frac{\partial T_{th}}{\partial r} \right)_{j,m} ; \\ v \frac{T_{j,m} - T_{j,m-1}}{\Delta z} &= U_r \frac{T_{j,m+1} - T_{j,m}}{\Delta r} ; \\ T_{j,m} &= \frac{U_r \Delta z T_{j,m+1} + v \Delta r T_{j,m-1}}{v \Delta r + U_r \Delta z} ; \end{aligned}$$

其中, $T_{j,m}$ 为径向部分与止推部分交接面的油膜温度, j 为周向位置, m 对应径向部分的轴向位置、止推部分的径向位置, U_r 为止推部分的油膜径向流速, v 为径向部分的油膜轴向流速, Δz 为径向部分轴向单元长度, Δr 为止推部分径向单元长度;

变形矩阵法计算热、弹性变形表示为:

$$\begin{cases} \delta_E(\theta, z) = \int_0^{ROW} \int_0^{COL} DE_{\theta,z}^{\theta',z'} p(\theta', z') d\theta dz \\ \delta_T(\theta, z) = \int_0^{ROW} \int_0^{COL} DT_{\theta,z}^{r',\theta',z'} T(r', \theta', z') d\theta dz ; \end{cases}$$

其中, COL为周向的网格数, ROW为轴向的网格数, 对应止推部分的径向网格数; $DE_{\theta,z}^{\theta',z'}$ 为弹性变形矩阵, 轴瓦内孔面 (θ', z') 节点作用单位压力, 在 (θ, z) 节点产生的弹性变形; $DT_{\theta,z}^{r',\theta',z'}$ 为热变形矩阵, 轴瓦材料 (θ', z') 节点作用单位温升, 在 (θ, z) 节点产生的热变形; $\Delta \theta$ 为周向单元长度, Δz 为轴向单元长度, 对应止推部分的径向单元长度;

流量和压力连续性条件为:

$$\left(\frac{h_J^3}{12\eta} \frac{\partial P_J}{\partial z}\right)_{j,m} = \left(-\frac{h_T^3}{12\eta} \frac{\partial P_T}{\partial r}\right)_{j,m};$$

$$\frac{h_J^3}{12\eta} \frac{P_{j,m} - P_{j,m-1}}{\Delta z} = \frac{h_T^3}{12\eta} \frac{P_{j,m+1} - P_{j,m}}{\Delta r};$$

$$P_{j,m} = \frac{\Delta z h_J^3 P_{T(j,m+1)} + \Delta r h_T^3 P_{J(j,m-1)}}{\Delta z h_T^3 + \Delta r h_J^3};$$

其中, $P_{j,m}$ 为径向部分与止推部分交接面的油膜压力, j 为周向位置, m 对应径向部分的轴向位置、止推部分的径向位置, h_T 为止推部分的油膜厚度, h_J 为径向部分的油膜厚度, Δz 为径向部分轴向单元长度, Δr 为止推部分径向单元长度。

3. 根据权利要求1所述的一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法, 其特征在于,

S4中, 计算得到油膜承载力后, 推导耦合效应作用下的扰动雷诺方程, 求解计算得到扰动径向力与轴向力, 根据耦合刚度阻尼矩阵计算各部分的刚度阻尼。

4. 根据权利要求3所述的一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法, 其特征在于,

计算耦合扰动力所用扰动雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \right)$$

$$= \begin{cases} -\frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \sin\theta \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \sin\theta \right) + \frac{\omega R}{2} \cos\theta & : \xi J = x \\ -\frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \cos\theta \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \cos\theta \right) + \frac{\omega R}{2} \sin\theta & : \xi J = y \\ 0 & : \xi J = z \\ \cos\theta & : \xi J = \dot{x} \\ \sin\theta & : \xi J = \dot{y} \\ 0 & : \xi J = \dot{z} \end{cases};$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi T}}{r\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r \frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi T}}{\partial r} \right) \\
= & \begin{cases} 0 & : \xi T = x \\ 0 & : \xi T = y \\ \frac{\partial}{r\partial r} \left(\frac{rh_r^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\frac{h_r^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{r\partial\theta} \right) & : \xi T = z \\ 0 & : \xi T = \dot{x} \\ 0 & : \xi T = \dot{y} \\ 1 & : \xi T = \dot{z} \end{cases} ;
\end{aligned}$$

其中, ξJ 对应径向部分的微扰动项, ξT 对应止推部分的微扰动项, 当 ξ 为 x, y, z 时对应表示水平、垂向以及轴向的位移扰动项, 当 ξ 为 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ 时对应表示水平、垂向以及轴向的速度扰动项;

在通过扰动雷诺方程计算得到扰动压力后, 对扰动压力进行积分, 进而确定各部分的耦合油膜刚度和阻尼值, 具体表达式如下:

$$K_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{p_x p_y p_z\} d\Omega_J = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$C_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{p_x p_y p_z\} d\Omega_J = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{xz} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$K_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \{p_x p_y p_z\} d\Omega_T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} \end{bmatrix};$$

$$C_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \{p_x p_y p_z\} d\Omega_T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ C_{zx} & C_{zy} & C_{zz} \end{bmatrix};$$

其中, K_J, K_T 分别对应径向、轴向刚度, C_J, C_T 分别对应径向、轴向阻尼。

5. 根据权利要求1所述的一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法, 其特征在于,

S6中, 利用三维运动方程计算曲轴轴颈/止推肩与轴瓦下一时刻相对位置, 分析下一时刻复合轴瓦热弹性流体动压润滑特性, 进而实时更新其润滑特性参数;

求解径向与轴向位移, 进而计算下一时刻径向与轴向位置的三维运动方程为:

$$\begin{cases} W_y^t + P_y^t * \cos \alpha + P_z^t * \sin \alpha = ma_y^t \\ W_x^t + P_x^t = ma_x^t \\ W_z^t + P_y^t * \sin \alpha + P_z^t * \cos \alpha = ma_z^t \end{cases};$$

其中, W_x, W_y, W_z 分别对应轴向、水平、竖直向载荷, P_x, P_y, P_z 对应轴向、水平、竖直向承载力, α 对应轴颈倾斜角, a_x, a_y, a_z 对应轴向、水平、竖直向加速度。

一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法

技术领域

[0001] 本发明涉及柴油机仿真技术领域,属于一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法。

背景技术

[0002] 曲轴-轴承系统作为柴油机中的关键部分,其润滑性能会直接影响柴油机的可靠性和寿命。翻边轴承一般位于曲轴末端,是径向支撑曲轴并防止其轴向窜动的重要部件,极易出现油膜间隙很小的情况,润滑工况较为恶劣,经常伴随高温烧蚀现象,进而降低柴油机寿命。

[0003] 目前国内针对翻边轴承的研究已有一定基础,但研究往往将翻边轴承简化为止推轴承,实际烧蚀的发生位置除了翻边轴瓦止推面外,还有径向部分靠近止推侧的瓦面,单独的径向或止推轴承简化分析无法解释这一现象。且随着曲轴的运行,轴承的动力学特性也会发生变化,进而影响翻边轴承的稳定性。

[0004] 因此,提出一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法,建立一个综合考虑翻边轴承径向止推热弹流润滑与动力学特性的仿真模型,并建立翻边轴承径向止推部分的压力耦合与热耦合关系,从而更准确的阐释产生烧蚀的润滑机理,揭示瞬态过程中的翻边轴承润滑与动力学规律,为翻边轴承的烧蚀故障及失稳分析提供理论支撑,解决现有技术存在的困难,是本领域技术人员亟需解决的问题。

发明内容

[0005] 有鉴于此,本发明提供了一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法,综合考虑翻边轴承径向止推热弹流润滑与动力学特性的仿真模型,并建立翻边轴承径向止推部分的压力耦合与热耦合关系,从而更准确的阐释产生烧蚀的润滑机理,揭示瞬态过程中的翻边轴承润滑与动力学规律,为翻边轴承的烧蚀故障及失稳分析提供理论支撑。

[0006] 为了实现上述目的,本发明采用如下技术方案:

[0007] 一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法,包括以下步骤:

[0008] S1、获取翻边轴承的结构参数和运行工况;

[0009] S2、设定时间 t ;

[0010] S3、利用翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块,计算得到油膜承载力;

[0011] S4、完成S3后,利用翻边轴承动力学特性参数计算模块,计算刚度阻尼;

[0012] S5、完成S4后,利用翻边轴承相对位置反馈模块,判断是否完成内燃机计算周期,若是,则输出并保存翻边轴承工作特性参数结果;若否,则进行S6;

[0013] S6、根据对应时刻的载荷计算翻边轴承径向与轴向位移,更新止推部分计算域及网络,将各轴承下一时刻的相对位置作为翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块及翻边轴承动力学特性参数计算模块的输入参数继续进行计算。

[0014] 上述的方法,可选的,S3的具体内容为:根据输入的翻边轴承的结构参数和运行工

况,计算径向部分和止推部分的油膜厚度;

[0015] 在得到油膜厚度的基础上,引入考虑轴向速度的平均雷诺方程,求解平均雷诺方程,利用有限差分法,分别计算得到径向和止推部分的油膜压力分布,循环迭代直到满足压力收敛判断,压力边界采用雷诺边界条件;

[0016] 利用有限差分法,分别求解径向部分和止推部分的三维能量方程、轴瓦的热传导方程,边界条件包括:径向部分与止推部分的进油端温度为给定进油温度;轴瓦的外部均为与环境的对流换热条件;径向部分的出油端、止推部分的内径区域的热量通过热流量连续性条件计算;在每次循环迭代中更新,循环直至温度满足收敛条件;

[0017] 利用变形矩阵法,根据计算出的油膜压力计算径向部分和止推部分各个节点的热变形,将热变形量代入油膜厚度,重复之前的油膜压力计算,直到热变形满足收敛;

[0018] 在当前压力的基础上,利用弹性变形矩阵,计算径向部分和止推部分各个节点的弹性变形,代入油膜厚度方程中,重复之前的油膜压力计算,此时增加边界条件:径向部分靠近止推侧端面的压力与止推部分内径处油膜压力满足流量和压力连续性条件,循环计算直到弹性变形满足收敛,将油膜压力积分计算得到油膜承载力。

[0019] 上述的方法,可选的,径向部分油膜厚度方程为:

$$[0020] \quad h_J = c(1 + \varepsilon \cos \theta) + (y + V \Delta t) \gamma_j \cos(\theta - \varphi - \alpha_r) + \delta_{JE} + \delta_{JT};$$

[0021] 其中, c 为半径间隙, ε 表示偏心率, θ 表示轴承的位置角, δ_{JE} 表示径向部分弹性变形量, δ_{JT} 表示径向部分热变形量, φ 中央截面偏位角, γ_j 为轴颈在主轴瓦中的倾斜角; α_r 为轴颈中心线投影与偏心距之间的夹角;

[0022] 止推部分油膜厚度方程为:

$$[0023] \quad h_T = h_p + r \sin(\theta_p) + \delta_{TE} + \delta_{TT}$$

[0024] 式中, θ_p 为单个瓦的周向倾角, h_p 为平均油膜间隙, r 为径向坐标, δ_{TE} 为弹性变形量, δ_{TT} 为热变形量;

[0025] 径向部分雷诺方程为:

$$[0026] \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h_J^3}{\eta} \frac{\partial P_J}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h_J^3}{\eta} \frac{\partial P_J}{\partial y} \right) = 6\omega r \left(\phi_c \frac{\partial h_J}{\partial x} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) + 12\phi_c \frac{\partial h_J}{\partial t} + 6V\phi_c \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + 6V\sigma \frac{\partial(\rho \phi_s)}{\partial y};$$

[0027] 其中, ϕ_x 、 ϕ_y 、 ϕ_s 、 ϕ_c 分别为考虑粗糙度时,引入的x向、y向压力流量因子,剪切流量因子和接触因子, h_J 为径向部分油膜厚度, η 为润滑介质粘度, p_J 为径向部分油膜压力分布, ω 为轴颈与轴瓦相对转速, V 为轴颈的轴向速度, r 为轴承内径, x 为轴承x向位置, y 为轴承y向位置, t 为时间。

[0028] 止推部分雷诺方程为:

$$[0029] \quad \frac{\partial}{r_T \partial \theta} \left(\phi_\theta \frac{h_T^3}{r_T \eta} \frac{\partial p_T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r \frac{h_T^3}{\eta} \frac{\partial p_T}{\partial r} \right) = 6\omega r \left(\phi_\theta \frac{\partial h_T}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \right) + 12\phi_c \frac{\partial h_T}{\partial t};$$

[0030] 其中, ϕ_θ 、 ϕ_r 分别为考虑粗糙度时,引入的周向、径向压力流量因子, r_T 表示止推面的径向位置, h_T 为止推部分油膜厚度, p_T 为径向部分油膜压力分布, θ 为轴承周向位置,其

他和径向部分一样。

[0031] 上述的方法,可选的,热流量连续性条件为:

$$[0032] \quad \left(v \frac{\partial T_j}{\partial z}\right)_{j,m} = -\left(U_r \frac{\partial T_{th}}{\partial r}\right)_{j,m};$$

$$[0033] \quad v \frac{T_{j,m} - T_{j,m-1}}{\Delta z} = U_r \frac{T_{j,m+1} - T_{j,m}}{\Delta r};$$

$$[0034] \quad T_{j,m} = \frac{U_r \Delta z T_{j,m+1} + v \Delta r T_{j,m-1}}{v \Delta r + U_r \Delta z};$$

[0035] 其中, $T_{j,m}$ 为径向部分与止推部分交接面的油膜温度, j 为周向位置, m 对应径向部分的轴向位置、止推部分的径向位置, U_r 为止推部分的油膜径向流速, v 为径向部分的油膜轴向流速, Δz 为径向部分轴向单元长度, Δr 为止推部分径向单元长度;

[0036] 变形矩阵法计算热、弹性变形表示为:

$$[0037] \quad \begin{cases} \delta_E(\theta, z) = \int_0^{ROW} \int_0^{COL} DE_{\theta,z}^{\theta',z'} P(\theta', z') d\theta dz \\ \delta_T(\theta, z) = \int_0^{ROW} \int_0^{COL} DT_{\theta,z}^{\theta',z'} T(r', \theta', z') d\theta dz; \end{cases}$$

[0038] 其中, COL 为周向的网格数, ROW 为轴向的网格数, 对应止推部分的径向网格数; $DE_{\theta,z}^{\theta',z'}$ 为弹性变形矩阵, 轴瓦内孔面 (θ', z') 节点作用单位压力, 在 (θ, z) 节点产生的弹性变形; $DT_{\theta,z}^{\theta',z'}$ 为热变形矩阵, 轴瓦材料 (θ', z') 节点作用单位温升, 在 (θ, z) 节点产生的热变形; $\Delta \theta$ 为周向单元长度, Δz 为轴向单元长度对应止推部分的径向单元长度;

[0039] 流量和压力连续性条件为:

$$[0040] \quad \left(\frac{h_j^3}{12\eta} \frac{\partial P_{hJ}}{\partial z}\right)_{j,m} = \left(-\frac{h_T^3}{12\eta} \frac{\partial P_{hT}}{\partial r}\right)_{j,m};$$

$$[0041] \quad \frac{h_j^3}{12\eta} \frac{P_{j,m} - P_{j,m-1}}{\Delta z} = \frac{h_T^3}{12\eta} \frac{P_{j,m+1} - P_{j,m}}{\Delta r};$$

$$[0042] \quad P_{j,m} = \frac{\Delta z h_j^3 P_{hT(j,m+1)} + \Delta r h_T^3 P_{hJ(j,m-1)}}{\Delta z h_T^3 + \Delta r h_j^3};$$

[0043] 其中, $P_{j,m}$ 为径向部分与止推部分交接面的油膜压力, j 为周向位置, m 对应径向部分的轴向位置、止推部分的径向位置, h_T 为止推部分的油膜厚度, h_j 为径向部分的油膜厚度, Δz 为径向部分轴向单元长度, Δr 为止推部分径向单元长度。

[0044] 上述的方法,可选的, S4 中, 计算得到油膜承载力后, 推导耦合效应作用下的扰动雷诺方程, 求解计算得到扰动径向力与轴向力, 根据耦合刚度阻尼矩阵计算各部分的刚度阻尼。

[0045] 上述的方法,可选的, 计算耦合扰动力所用扰动雷诺方程为:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \right) \\
 [0046] \quad & = \begin{cases} -\frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \sin\theta \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \sin\theta \right) + \frac{\omega R}{2} \cos\theta & : \xi J = x \\ -\frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \cos\theta \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \cos\theta \right) + \frac{\omega R}{2} \sin\theta & : \xi J = y \\ 0 & : \xi J = z \\ \cos\theta & : \xi J = \dot{x} \\ \sin\theta & : \xi J = \dot{y} \\ 0 & : \xi J = \dot{z} \end{cases} ;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi T}}{r\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r \frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi T}}{\partial r} \right) \\
 [0047] \quad & = \begin{cases} 0 & : \xi T = x \\ 0 & : \xi T = y \\ \frac{\partial}{r\partial r} \left(\frac{r h_T^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\frac{h_T^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{r\partial\theta} \right) & : \xi T = z \\ 0 & : \xi T = \dot{x} \\ 0 & : \xi T = \dot{y} \\ 1 & : \xi T = \dot{z} \end{cases} ;
 \end{aligned}$$

[0048] 其中, ξJ 对应径向部分的微扰动项, ξT 对应止推部分的微扰动项, 当 ξ 为 x, y, z 时对应表示水平、垂向以及轴向的位移扰动项, 当 ξ 为 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ 时对应表示水平、垂向以及轴向的速度扰动项;

[0049] 在通过上述扰动方程计算得到扰动压力后, 对扰动压力进行积分, 进而确定各部分的耦合油膜刚度和阻尼值, 具体表达式如下:

$$[0050] \quad K_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{ p_x p_y p_z \} d\Omega_J = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$[0051] \quad C_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{ \dot{p}_x \dot{p}_y \dot{p}_z \} d\Omega_J = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{xz} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$[0052] \quad K_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \{ p_x p_y p_z \} d\Omega_T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} \end{bmatrix};$$

$$[0053] \quad C_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{Bmatrix} d\Omega_T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ C_{zx} & C_{zy} & C_{zz} \end{bmatrix};$$

[0054] 其中, K_J, K_T 分别对应径向、轴向刚度, C_J, C_T 分别对应径向、轴向阻尼。

[0055] 上述的方法, 可选的, S6 中, 利用三维运动方程计算曲轴轴颈/止推肩与轴瓦下一时刻相对位置, 分析下一时刻复合轴瓦热弹性流体动压润滑特性, 进而实时更新其润滑特性参数;

[0056] 求解径向与轴向位移, 进而计算下一时刻径向与轴向位置的三维运动方程为:

$$[0057] \quad \begin{cases} W_y^t + P_y^t * \cos \alpha + P_z^t * \sin \alpha = ma_y^t \\ W_x^t + P_x^t = ma_x^t \\ W_z^t + P_y^t * \sin \alpha + P_z^t * \cos \alpha = ma_z^t \end{cases};$$

[0058] 其中, W_x, W_y, W_z 分别对应轴向、水平、竖直向载荷, P_x, P_y, P_z 对应轴向、水平、竖直向承载力, α 对应轴颈倾斜角, a_x, a_y, a_z 对应轴向、水平、竖直向加速度。

[0059] 经由上述的技术方案可知, 与现有技术相比, 本发明公开提供了一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法, 与现有技术相比, 具有如下

[0060] 有益效果:

[0061] 1、充分考虑了翻边轴瓦径向部分和止推部分的润滑耦合效应, 将径向部分和止推部分的润滑状况结合在一起, 压力与温度分布更符合实际情况。

[0062] 2、考虑了轴向速度和止推部分的时变计算域, 在径向止推一体运动下更能准确反映各时刻翻边轴承的状态, 从而更准确模拟实际时变载荷下的翻边轴承的润滑性能。

[0063] 3、考虑了翻边轴承耦合效应对动力学性能的影响, 使刚度阻尼结果更符合实际运行情况, 使翻边轴承稳定性分析更为准确。

附图说明

[0064] 为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案, 下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图作简单地介绍, 显而易见地, 下面描述中的附图仅仅是本发明的实施例, 对于本领域普通技术人员来讲, 在不付出创造性劳动的前提下, 还可以根据提供的附图获得其他的附图。

[0065] 图1为本发明提供了一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法流程图;

[0066] 图2为本发明提供的翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑与动力学模型的计算流程图;

[0067] 图3为本发明提供的翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑与动力学具体计算方法流程图。

具体实施方式

[0068] 下面将结合本发明实施例中的附图, 对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完

整地描述,显然,所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0069] 在本申请中,术语“包括”、“包含”或者其任何其他变体意在涵盖非排他性的包含,从而使得包括一系列要素的过程、方法、物品或者设备不仅包括那些要素,而且还包括没有明确列出的其他要素,或者是还包括为这种过程、方法、物品或者设备所固有的要素。在没有更多限制的情况下,由语句“包括一个……”限定的要素,并不排除在包括所述要素的过程、方法、物品或者设备中还存在另外的相同要素。

[0070] 参照图1所示,本发明公开了一种计算翻边轴承耦合润滑与动力学特性参数的方法,包括以下步骤:

[0071] S1、获取翻边轴承的结构参数和运行工况;

[0072] S2、设定时间 t ;

[0073] S3、利用翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块,计算得到油膜承载力;

[0074] S4、完成S3后,利用翻边轴承动力学特性参数计算模块,计算刚度阻尼;

[0075] S5、完成S4后,利用翻边轴承相对位置反馈模块,判断是否完成内燃机计算周期,若是,则输出并保存翻边轴承工作特性参数结果;若否,则进行S6;

[0076] S6、根据对应时刻的载荷计算翻边轴承径向与轴向位移,更新止推部分计算域及网络,将各轴承下一时刻的相对位置作为翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块及翻边轴承动力学特性参数计算模块的输入参数继续进行计算。

[0077] 参见图2所示,进一步的,将全局参数输入到翻边轴承径向止推热弹流耦合润滑模块,根据输入的径向部分偏心率和偏位角大小,计算出径向轴承的油膜厚度;根据止推部分的初始假设平均油膜间隙和止推瓦倾角,计算出止推部分的油膜厚度;

[0078] 基于油膜厚度,使用雷诺边界条件,采用有限差分法分别求解径向和止推部分雷诺方程,循环计算中采用超松弛迭代提高计算速度,直到油膜压力满足收敛条件输出;

[0079] 然后求解各部分的温度场,利用有限差分法分别求解径向部分和止推部分油膜区域的三维能量方程、轴瓦区域的热传导方程,边界条件包括:径向部分与止推部分的进油端温度为给定进油温度;轴瓦的外部视为与环境、内部视为与油膜的对流换热条件;径向部分的出油端、止推部分的内径区域的热量通过热流量连续性条件计算。循环计算中采用超松弛迭代提高计算速度,直到温度满足收敛条件输出。

[0080] 之后利用求得的温度场,通过变形矩阵法计算出各节点热变形量,代入油膜厚度方程中,重复上述压力与温度的计算,直到热变形量满足收敛条件;在当前温度的基础上进行弹性变形计算,基于目前的压力场,通过变形矩阵法计算出各节点弹性变形量,代入油膜厚度方程中,重复上述压力场的计算,在压力场计算中增加边界条件:径向部分止推侧端面的油膜压力与止推部分内径处油膜压力满足流量和压力连续性条件,循环计算直到弹性变形量满足收敛条件,此时得到初始给定位置的翻边轴承各部分的压力分布;

[0081] 依据油膜压力分布,积分计算油膜承载力,利用微扰动法计算平衡位置的刚度阻尼。

[0082] 进一步的,径向部分油膜厚度方程为:

$$[0083] \quad h_j = c(1 + \varepsilon \cos \theta) + (y + V \Delta t) \gamma_j \cos(\theta - \varphi - \alpha_r) + \delta_{JE} + \delta_{JT};$$

[0084] 其中, c 为半径间隙, ε 表示偏心率, θ 表示轴承的位置角, δ_{JE} 表示径向部分弹性变形量, δ_{JT} 表示径向部分热变形量, φ 中央截面偏位角, γ_j 为轴颈在主轴瓦中的倾斜角; α_r 为轴颈中心线投影与偏心距之间的夹角;

[0085] 止推部分油膜厚度方程为:

$$[0086] \quad h_T = h_p + r \sin(\theta_p) + \delta_{TE} + \delta_{TT}$$

[0087] 式中, θ_p 为单个瓦的周向倾角, h_p 为平均油膜间隙, r 为径向坐标, δ_{TE} 为弹性变形量, δ_{TT} 为热变形量;

[0088] 径向部分雷诺方程为:

$$[0089] \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h_j^3}{\eta} \frac{\partial p_j}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h_j^3}{\eta} \frac{\partial p_j}{\partial y} \right) = 6\omega r \left(\phi_c \frac{\partial h_j}{\partial x} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) + 12\phi_c \frac{\partial h_j}{\partial t} + 6V\phi_c \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + 6V\sigma \frac{\partial(\rho \phi_s)}{\partial y} ;$$

[0090] 其中, ϕ_x 、 ϕ_y 、 ϕ_s 、 ϕ_c 分别为考虑粗糙度时, 引入的 x 向、 y 向压力流量因子, 剪切流量因子和接触因子, h_j 为径向部分油膜厚度, η 为润滑介质粘度, p_j 为径向部分油膜压力分布, ω 为轴颈与轴瓦相对转速, V 为轴颈的轴向速度, r 为轴承内径, x 为轴承 x 向位置, y 为轴承 y 向位置, t 为时间。

[0091] 止推部分雷诺方程为:

$$[0092] \quad \frac{\partial}{r_T \partial \theta} \left(\phi_\theta \frac{h_T^3}{r_T \eta} \frac{\partial p_T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r \frac{h_T^3}{\eta} \frac{\partial p_T}{\partial r} \right) = 6\omega r \left(\phi_\theta \frac{\partial h_T^3}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \right) + 12\phi_c \frac{\partial h_T}{\partial t} ;$$

[0093] 其中, ϕ_θ 、 ϕ_r 分别为考虑粗糙度时, 引入的周向、径向压力流量因子, r_T 表示止推面的径向位置, h_T 为止推部分油膜厚度, p_T 为径向部分油膜压力分布, θ 为轴承周向位置, 其他和径向部分一样。

[0094] 进一步的, 热流量连续性条件为:

$$[0095] \quad \left(v \frac{\partial T_j}{\partial z} \right)_{j,m} = - \left(U_r \frac{\partial T_{th}}{\partial r} \right)_{j,m} ;$$

$$[0096] \quad v \frac{T_{j,m} - T_{j,m-1}}{\Delta z} = U_r \frac{T_{j,m+1} - T_{j,m}}{\Delta r} ;$$

$$[0097] \quad T_{j,m} = \frac{U_r \Delta z T_{j,m+1} + v \Delta r T_{j,m-1}}{v \Delta r + U_r \Delta z} ;$$

[0098] 其中, $T_{j,m}$ 为径向部分与止推部分交接面的油膜温度, j 为周向位置, m 对应径向部分的轴向位置、止推部分的径向位置, U_r 为止推部分的油膜径向流速, v 为径向部分的油膜轴向流速, Δz 为径向部分轴向单元长度, Δr 为止推部分径向单元长度;

[0099] 变形矩阵法计算热、弹性变形表示为:

$$[0100] \quad \begin{cases} \delta_E(\theta, z) = \int_0^{ROW} \int_0^{COL} DE_{\theta,z}^{\theta',z'} p(\theta', z') d\theta dz \\ \delta_T(\theta, z) = \int_0^{ROW} \int_0^{COL} DT_{\theta,z}^{r',\theta',z'} T(r', \theta', z') d\theta dz ; \end{cases}$$

[0101] 其中, COL为周向的网格数, ROW为轴向的网格数, 对应止推部分的径向网格数; $DE_{\theta,z}^{\theta',z'}$ 为弹性变形矩阵, 轴瓦内孔面 (θ', z') 节点作用单位压力, 在 (θ, z) 节点产生的弹性变形; $DT_{\theta,z}^{\theta',z'}$ 为热变形矩阵, 轴瓦材料 (θ', z') 节点作用单位温升, 在 (θ, z) 节点产生的热变形; $\Delta\theta$ 为周向单元长度, Δz 为轴向单元长度, 对应止推部分的径向单元长度;

[0102] 流量和压力连续性条件为:

$$[0103] \quad \left(\frac{h_J^3}{12\eta} \frac{\partial P_{hJ}}{\partial z} \right)_{j,m} = \left(-\frac{h_T^3}{12\eta} \frac{\partial P_{hT}}{\partial r} \right)_{j,m};$$

$$[0104] \quad \frac{h_J^3}{12\eta} \frac{P_{j,m} - P_{j,m-1}}{\Delta z} = \frac{h_T^3}{12\eta} \frac{P_{j,m+1} - P_{j,m}}{\Delta r};$$

$$[0105] \quad P_{j,m} = \frac{\Delta z h_J^3 P_{hT(j,m+1)} + \Delta r h_T^3 P_{hJ(j,m-1)}}{\Delta z h_T^3 + \Delta r h_J^3};$$

[0106] 其中, $P_{j,m}$ 为径向部分与止推部分交接面的油膜压力, j 为周向位置, m 对应径向部分的轴向位置、止推部分的径向位置, h_T 为止推部分的油膜厚度, h_J 为径向部分的油膜厚度, Δz 为径向部分轴向单元长度, Δr 为止推部分径向单元长度。

[0107] 此外, 全局参数其中包括: (1) 轴承参数: 轴承宽度, 轴颈外径 (与相对应轴段一致), 半径间隙, 初始偏心率, 初始偏位角, 轴瓦粗糙度, 轴瓦弹性模量, 轴瓦泊松比, 轴瓦热传导系数; (2) 其他参数: 润滑介质密度, 润滑介质粘度, 进油温度, 环境温度, 转速, 载荷; (3) 计算方法参数: 轴承网格划分个数, 轴承油膜压力收敛精度。

[0108] 进一步的, S4中, 计算得到油膜承载力后, 推导耦合效应作用下的扰动雷诺方程, 求解计算得到扰动径向力与轴向力, 根据耦合刚度阻尼矩阵计算各部分的刚度阻尼。具体为, 建立扰动雷诺方程法, 求解得到该稳定情况下的扰动压力, 包括轴向、水平和垂向三个方向的扰动力。对扰动压力进行积分, 得到各向主刚度阻尼和交叉刚度阻尼。

[0109] 进一步的, 计算耦合扰动力所用扰动雷诺方程为:

$$[0110] \quad \begin{cases} \frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \right) \\ - \frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \sin\theta \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \sin\theta \right) + \frac{\omega R}{2} \cos\theta & : \xi J = x \\ - \frac{\partial}{R\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{R\partial\theta} \cos\theta \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h_J^2}{4\mu} \frac{\partial p_{\xi J}}{\partial z} \cos\theta \right) + \frac{\omega R}{2} \sin\theta & : \xi J = y \\ 0 & : \xi J = z \\ \cos\theta & : \xi J = \dot{x} \\ \sin\theta & : \xi J = \dot{y} \\ 0 & : \xi J = \dot{z} \end{cases};$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\phi_\theta \frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi T}}{r\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\phi_r \frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\xi T}}{\partial r} \right) \\
 [0111] \quad & = \begin{cases} 0 & : \xi T = x \\ 0 & : \xi T = y \\ \frac{\partial}{r\partial r} \left(\frac{rh_r^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\frac{h_r^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{r\partial\theta} \right) & : \xi T = z \\ 0 & : \xi T = \dot{x} \\ 0 & : \xi T = \dot{y} \\ 1 & : \xi T = \dot{z} \end{cases} ;
 \end{aligned}$$

[0112] 其中, ξJ 对应径向部分的微扰动项, ξT 对应止推部分的微扰动项, 当 ξ 为 x, y, z 时对应表示水平、垂向以及轴向的位移扰动项, 当 ξ 为 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ 时对应表示水平、垂向以及轴向的速度扰动项;

[0113] 在通过上述扰动方程计算得到扰动压力后, 对扰动压力进行积分, 进而确定各部分的耦合油膜刚度和阻尼值, 具体表达式如下:

$$[0114] \quad K_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{ p_x p_y p_z \} d\Omega_J = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} ;$$

$$[0115] \quad C_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{ \dot{p}_x \dot{p}_y \dot{p}_z \} d\Omega_J = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{xz} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} ;$$

$$[0116] \quad K_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \{ p_x p_y p_z \} d\Omega_T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} \end{bmatrix} ;$$

$$[0117] \quad C_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \{ \dot{p}_x \dot{p}_y \dot{p}_z \} d\Omega_T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ C_{zx} & C_{zy} & C_{zz} \end{bmatrix} ;$$

[0118] 其中, K_J, K_T 分别对应径向、轴向刚度, C_J, C_T 分别对应径向、轴向阻尼。

[0119] 进一步的, 判断是否完成内燃机工作周期, 若尚未计算完毕, 根据对应时刻的载荷计算翻边轴承径向与轴向位移, 更新计算域, 其中止推部分和止推肩间润滑区域发生变化, 需根据瞬态相对位移修改网格数与边界网格编号, 进而修改计算域区间。当位移长度与单元网格数不能整除时, 需要对更新后的计算域网格数向上取整, 修改单元网格大小。将各轴承下一时刻的相对位置作为轴承润滑性能及动力学参数计算模块的输入参数继续进行计算; 若已完成内燃机工作周期, 则保存翻边轴承在周期内的工作特性结果。

[0120] 进一步的, S6中, 利用三维运动方程计算曲轴轴颈/止推肩与轴瓦下一时刻相对位

置,分析下一时刻复合轴瓦热弹性流体动压润滑特性,进而实时更新其润滑特性参数;

[0121] 在进行下一时刻润滑计算的过程中,对于径向部分,轴颈径向位置变化直接影响润滑偏心率,进而改变轴颈与径向部分间的几何间隙,影响油膜厚度;同时也会改变雷诺方程中的轴向速度。对于止推部分,轴向位置改变直接影响其与止推肩间的几何间隙,进而影响膜厚方程;同时止推部分和止推肩间润滑区域发生变化,需根据瞬态相对位移修改网格数与边界网格编号,进而修改计算域区间。当位移长度与单元网格数不能整除时,需要对更新后的计算域网格数向上取整,修改单元网格大小。

[0122] 求解径向与轴向位移,进而计算下一时刻径向与轴向位置的三维运动方程为:

$$[0123] \quad \begin{cases} W_y^t + P_y^t * \cos \alpha + P_z^t * \sin \alpha = ma_y^t \\ W_x^t + P_x^t = ma_x^t \\ W_z^t + P_y^t * \sin \alpha + P_z^t * \cos \alpha = ma_z^t \end{cases};$$

[0124] 其中, W_x, W_y, W_z 分别对应轴向、水平、竖直向载荷, P_x, P_y, P_z 对应轴向、水平、竖直向承载力, α 对应轴颈倾斜角, a_x, a_y, a_z 对应轴向、水平、竖直向加速度。

[0125] 更进一步的,径向止推热弹流耦合润滑模块以及翻边轴承耦合动力学计算模块中,将全局参数输入到所述径向止推热弹流耦合润滑模块中,根据初始轴承位置分别计算径向部分和止推部分初始位置的几何油膜厚度,之后分别利用对应的雷诺方程计算对应部分该位置下的油膜压力;

[0126] 基于所得压力,利用各部分的能量方程求解翻边轴瓦表面温度,满足收敛后得到单独径向和单独止推部分的轴瓦表面温度,根据热连续性条件修正径向部分与止推部分的轴瓦表面温度,得到考虑热耦合效应的各部分轴瓦表面温度,即通过热流量连续性条件对两部分温度进行修正,进一步得到综合考虑耦合效应的翻边轴承各部分轴瓦表面温度;

[0127] 基于稳定后的轴瓦表面温度,更新节点热变形,通过流量连续性条件和压力连续性条件更新各部分油膜压力,当满足收敛条件输出得到给定位置下考虑了流量耦合效应的翻边轴承各部分油膜压力分布;即根据考虑热流量耦合效应后的轴瓦表面温度更新轴瓦热变形,再通过流量连续性条件修正压力分布,得到考虑流量、压力耦合效应的各部分油膜压力;

[0128] 根据各部分压力计算翻边轴承轴向与径向承载力,基于载荷修改轴承位置,重复上述操作,直至承载力满足载荷要求,得到该时刻下的轴承稳定润滑状态;

[0129] 在得到综合考虑流量、热和压力耦合效应的油膜压力的基础上,进一步利用扰动雷诺方程法,求解得到该稳定情况下的扰动压力,积分计算刚度阻尼;即利用扰动雷诺方程求解耦合轴向扰动力和耦合径向扰动力,根据刚度阻尼定义式对扰动压力进行积分,计算各部分的耦合刚度阻尼,表征翻边轴承的稳定性。

[0130] 在完成该时刻润滑及动力学特性计算的基础上,利用三维运动方程计算翻边轴承下一时刻的相对位置,同时根据位移量更新每个时刻的润滑计算域进而修改计算网格数,重复上述计算;

[0131] 判断是否完成内燃机工作周期,若尚未计算完毕,将翻边轴承下一时刻的相对位置作为输入参数继续进行计算;若已经完成内燃机工作周期后,则输出并保存翻边轴承在所述周期内的工作特性结果。

[0132] 本说明书中的各个实施例均采用递进的方式描述,各个实施例之间相同相似的部分互相参见即可,每个实施例重点说明的都是与其他实施例的不同之处。为了清楚地说明硬件和软件的可互换性,在上述说明中已经按照功能一般性地描述了各示例的组成及步骤。这些功能究竟以硬件还是软件方式来执行,取决于技术方案的特定应用和设计约束条件。专业技术人员可以对每个特定的应用来使用不同方法来实现所描述的功能,但是这种实现不应认为超出本发明的范围。

[0133] 对所公开的实施例的上述说明,使本领域专业技术人员能够实现或使用本发明。对这些实施例的多种修改对本领域的专业技术人员来说将是显而易见的,本文中所定义的一般原理可以在不脱离本发明的精神或范围的情况下,在其它实施例中实现。因此,本发明将不会被限制于本文所示的这些实施例,而是要符合与本文所公开的原理和新颖特点相一致的最宽的范围。



图1

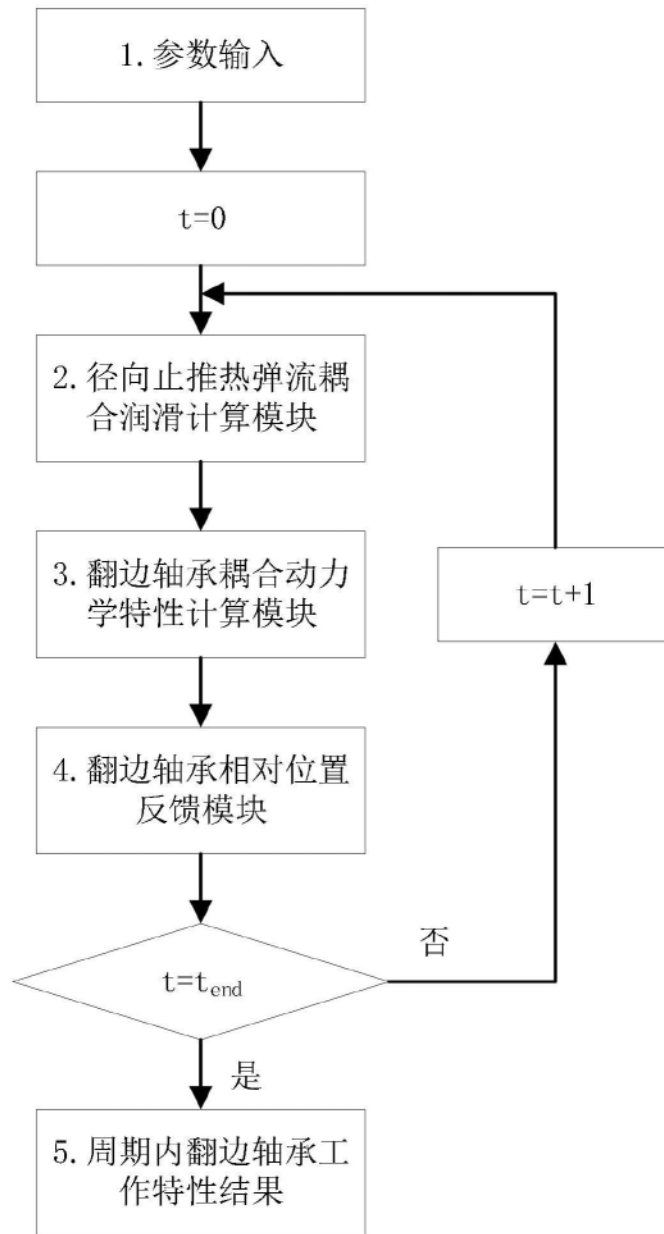


图2

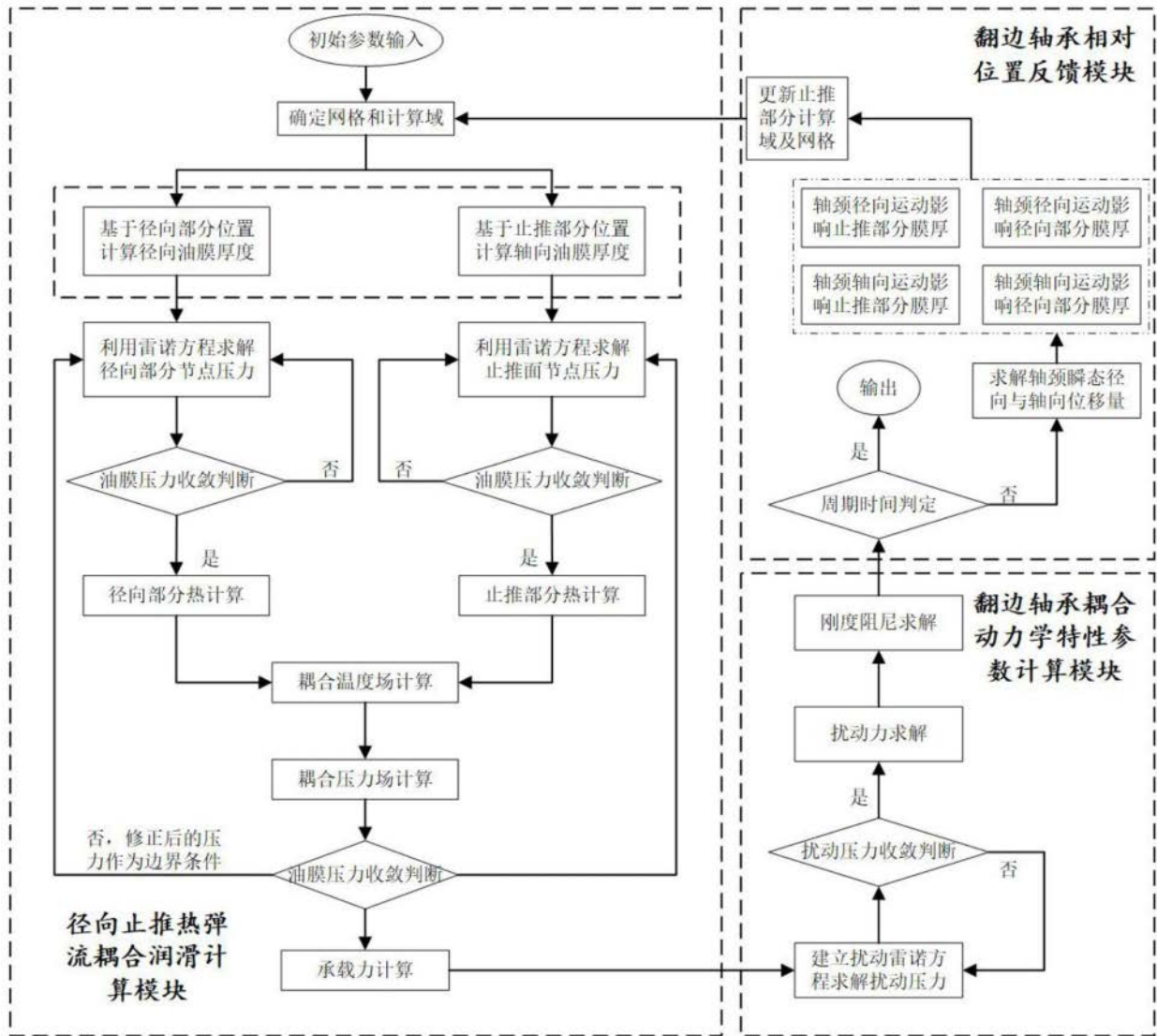


图3