

团 体 标 准

T/CSNAME 131—2025

船用柴油机拉缸故障分析 扭振分析法

Analysis of cylinder scoring fault in marine diesel engines - torsional vibration
analysis method

2025 - 09 - 05 发布

2025 - 12 - 04 实施

中国造船工程学会 发 布

前 言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别这些专利的责任。

本文件由中国造船工程学会船舶标准化专业委员会提出。

本文件由中国造船工程学会归口。

本文件起草单位：哈尔滨工程大学、厦门大学、集美大学。

本文件主要起草人：李玩幽、马旋、徐荣、郭宜斌、韩霄、史修江、王曦、姜晨醒、赵滨、卢熙群、率志君、许春光、王永强、王东华、倪世威、董烈玮。

船用柴油机拉缸故障分析 扭振分析法

1 范围

本文件规定了船用柴油机拉缸故障分析扭振分析法的符号、分析目的、计算流程、计算公式，计算模型和结果分析等要求。

本文件适用于针对高强度、大功率船用柴油机拉缸故障分析，其他船用柴油机可参照使用。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 6072.1-2008 往复式内燃机 性能 第1部分：功率、燃料消耗与润滑油消耗测定以及验收试验

TB/T 3168-2007 内燃机车台架试验方法 机车空载性能试验

3 术语和定义

GB/T 6072.1-2008、TB/T 3168-2007界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

拉缸故障 cylinder scuffing fault

活塞组件（活塞、活塞环）与气缸内壁之间因润滑失效或机械损伤导致异常磨损的现象。

3.2

强迫振动 forced Vibration

一个振动系统在外界周期性或非周期性激励（外力）作用下产生的振动。

3.3

轻微拉缸 slight cylinder pulling

指因贫油及粘着效应导致的一种轻微拉缸现象。

3.4

严重拉缸 serious cylinder pulling

因柴油机缸内发生磨粒磨损导致的一种拉缸现象。

4 符号

表1所列符号适用于本文件。

表1 符号说明

符号	内容	单位	符号	内容	单位
A_c	考虑纯弹性和弹塑性接触的 微凸体真实接触面积	m^2	a	固体颗粒产生变形区域的半 径	m
a_0	微凸体之间相对滑动的摩擦 系数	—	α	曲轴转角	rad
β	连杆摆角， $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$	rad	C_f	接触摩擦系数，若为固体颗 粒与摩擦系统接触时的摩擦 系数，可取0.1	—
D	气缸直径	m	d	截面直径	m
E_1	活塞环的弹性模量	Pa	E_2	缸套的弹性模量	Pa
E'	接触表面材料的综合弹性模 量	MPa	e_y	材料屈服极限和弹性模量的 比值	—

表1 符号说明（续）

符号	内容	单位	符号	内容	单位
F_{asp}	活塞环和缸套之间的微凸体接触力	N	F_f	活塞环组与缸套之间的总摩擦力	N
F_{gas}	活塞环背面的气体压力	N	F_{gas1}	作用于活塞环面进口位置处的气体压力	N
F_{gas2}	作用于活塞环面出口位置处的气体压力	N	F_{oil}	活塞环和缸套之间的油膜力	N
F_{ten}	塞环自身的张力	N	G	材料剪切弹性模量	N/m ²
H_G	接触材料的几何硬度	N/mm ²	h	名义油膜厚度	m
h_T	活塞环和缸套之间的平均间隙	m	h_c	$\frac{dp}{dx} = 0$ 处的油膜厚度	m
J_p	截面的极惯性矩	m ⁴	K	轴刚度	N/rad
k	频域信号中频率分量的复数表示	—	L	长度	m
L_A	连杆质心到小端中心距离	m	L_B	连杆质心到大端的中心距离	m
l	活塞环周向压力分布相关的系数，其满足式 $n + 2.8949l = 1$	—	M	扭矩	N·m
M_n	轴段附加扭矩	N·m	m	物体质量	kg
m_r	等效偏心质量	kg	n	时域信号的第 n 个采样点	—
n_p	活塞环周向压力分布相关的系数	—	Q_f	纯润滑油单位时间内的流量	m ³
Q_p	固体颗粒在单位时间内的流量	m ³	p	流体动压油膜的壓力	Pa
p_0	活塞环压力常数	—	ρ_f	纯润滑油的密度	Kg/m ³
ρ_p	固体颗粒密度	Kg/m ³	R	曲柄半径	m
R_c	接触表面半球状微凸体的曲率半径	m	r	微型面积至回转轴的距离	m
r_c	两个典型接触粗糙峰中心的距离	m	S_y	接触表面材料的屈服应力	N/m ²
t	时间	s	U	活塞环相对缸套的滑动速度	m/s
ν	摩擦副中首先达到屈服极限的材料的泊松比	—	ν_1	活塞环的泊松比	—
ν_2	缸套的泊松比	—	W_i	每一个单独的颗粒的承载	N
W_n	抗扭截面模量, 对于直径为 D 的实心圆截面, 其模量 $W_n = \pi D^3/16$	m ³	W_p	总的颗粒承载	N
ω	相互接触表面的微凸体变形量	—	ω_R	旋转角速度	rad/s
z	以平均微凸体高度为基准, 各个微凸体的高度	m	θ	活塞环周向各个位置与开口中心线的夹角	rad
λ	体颗粒的质量浓度	—	λ_0	曲轴半径与连杆长度之比	—
σ	活塞环面和缸套表面的综合粗糙度	m	τ_0	接触表面材料的剪切应力	N
ϕ_c	接触因子	—	ϕ_s	剪切流量因子	—
ϕ_y	压力流量因子	—	dm	微型面积的质量	kg

5 分析目的

排除由于机油量不足、机油质量恶化、机油粘度不足以及机油温度过高（水温过高）等滑油系统工作不良等原因导致的拉缸故障后，建立船用柴油机缸内摩擦力与轴系扭转振动特性的定量关联模型，由于拉缸故主要与摩擦力有关，而二谐次扭角幅值的改变与摩擦力相关，通过监测二谐次扭角幅值实现拉

缸故障的早期预警，确定幅值变化梯度与故障程度的对应关系，为柴油机拉缸故障的在线诊断与分级评估提供分析依据。

6 计算流程

拉缸故障诊断分析图，如图1所示，计算说明如下：

- a) 收集需要进行故障分析的柴油机基本参数包括轴端长度、质量、扭矩等原始计算数据，推导出轴系强迫振动计算模型；
- b) 通过轻微拉缸动力学模型以及严重拉缸动力学模型，针对摩擦力及摩擦力产生的扭矩进行求解；
- c) 将摩擦力矩作为传递参数，带入到柴油机轴系强迫振动计算模型中，求解柴油机曲轴系统扭振响应中的扭角幅值并进行傅里叶变换得到二谐次幅值，建立丰富的故障模型数据库；
- d) 利用实际状态下的曲轴二谐次幅值变化与计算得到的故障模型数据库进行对比，预测此时柴油机运行状态是否会发生拉缸，并判断此时处于的故障状态。

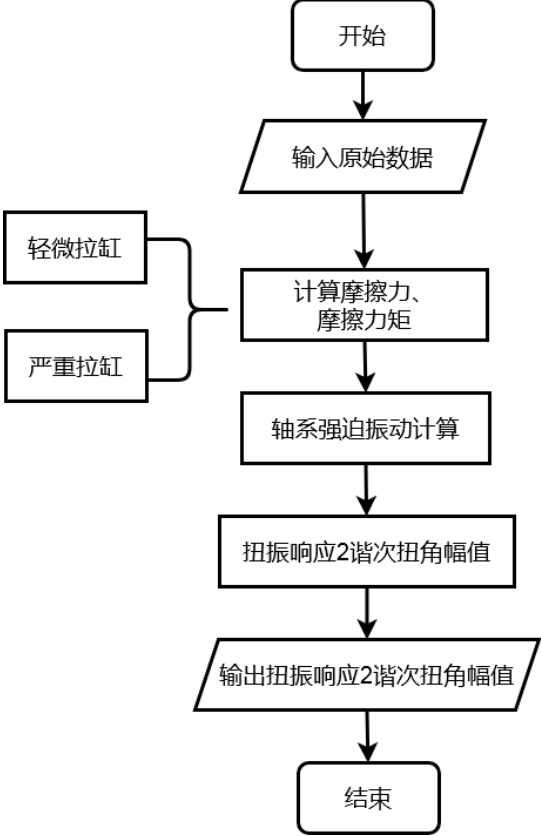


图1 拉缸故障分析流程图

7 轻微拉缸动力学计算

7.1 计算流程

活塞环和缸套之间的摩擦力在混合润滑下的计算分为以下步骤，计算流程图如图2 所示：

- a) 整个活塞环和缸套之间的混合润滑计算从 0° 曲柄转角时刻开始；
- b) 在任一曲柄转角时刻，假设活塞环面油膜厚度的初始值，并假设活塞环的进口边界条件为富油润滑状态；
- c) 求解活塞环和缸套之间的混合润滑模型，依照雷诺边界条件，不断调整润滑区域出口边界，直到油膜压力收敛；

- d) 求解活塞环和缸套之间润滑区域进口位置的供油量和滑油流量，如果润滑所需油量大于供油量，则调整润滑区域进口边界位置，并令出口位置为初始值，然后重新求解方程，直到满足供油量的关系式为止；
- e) 计算混合润滑状态下活塞环和缸套之间的流体压力和微凸体接触压力，比较活塞环和缸套之间的油膜压力和微凸体接触力与活塞环所受到的载荷是否到达平衡，如果不平衡则调整油膜厚度，重复步骤 c) 至步骤 e)，直到满足活塞环的受力平衡为止；
- f) 输出活塞环和缸套之间的油膜粘性摩擦力、微凸体接触摩擦力和摩擦功率损失等结果；
- g) 判断曲柄转角是否到达 720° （四冲程 720° ，二冲程 360° ），如果没有达到 720° （四冲程 720° ，二冲程 360° ），则进行到下一度曲柄转角时刻，重复步骤(b)至步骤(f)；如果达到 720° （四冲程 720° ，二冲程 360° ）曲柄转角，则结束整个计算过程，得到所需的活塞环和缸套之间的摩擦力。

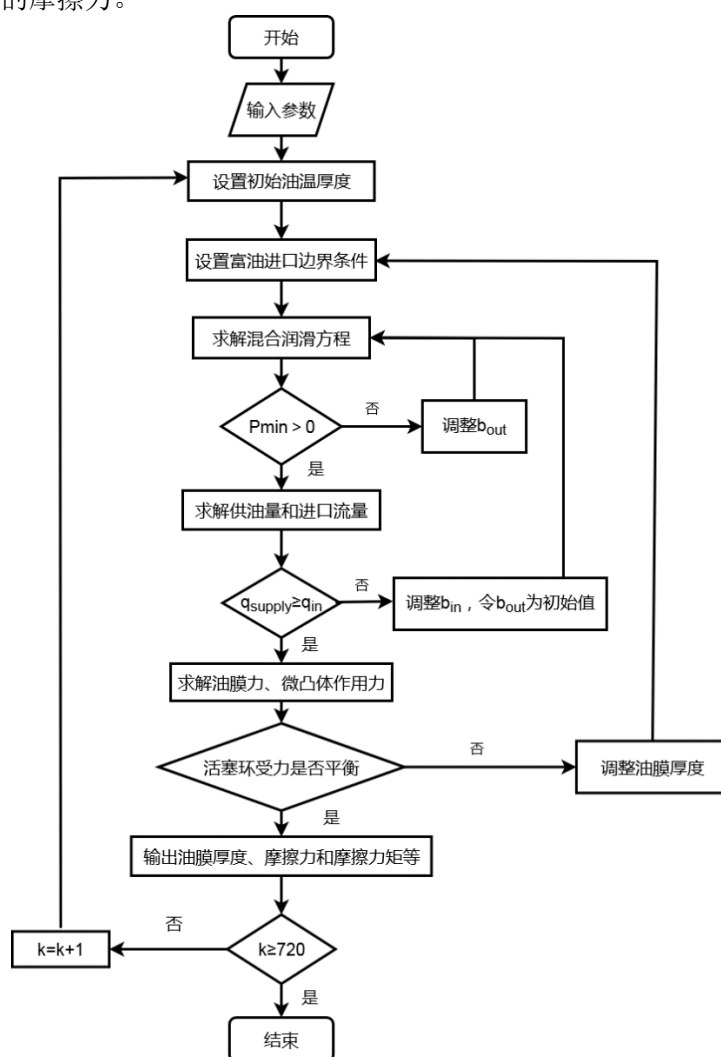


图2 轻微拉缸计算流程图

7.2 基本模型

对于轻微拉缸，需结合流体动压润滑、微凸体弹塑性、粘着摩擦模型，基于乏油边界条件，建立贫油润滑模型对其润滑状态进行模拟。轻微拉缸动力学模型分为基本模型和动力学模型两部分。其中基本模型包括：活塞环运动模型、动压润滑模型以及微凸体接触模型。

假设活塞环在运动的各个时刻处于准静态过程，进而活塞环的径向受力平衡方程为公式（1）：

$$F_{ten} + F_{gas} = F_{gas1} + F_{gas2} + F_{oil} + F_{asp} \dots\dots\dots (1)$$

为了保证活塞环的密封性，一般活塞环的张力沿圆周方向呈不均匀分布。根据Arnold的非等压环理论，活塞环在安装到缸套中之后，张力沿活塞环开口中心线对称分布，活塞环张力沿周向的分布规律为公式（2）：

$$p_e(\theta) = p_0 \left\{ n_p + l \left[\frac{1}{2} (\theta^2 + \sin^2 \theta) + 2(\cos \theta + \cos^2 \theta) \right] \right\} \dots\dots\dots (2)$$

$$0 \leq \theta \leq \pi$$

对于确定的活塞环， p_0 、 n_p 和 l 均是定值。

求解活塞环和缸套之间油膜压力分布的一维平均Reynolds方程为公式（3）：

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\phi_c \frac{\partial h}{\partial y} + 6U\sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial y} + 12\phi_c \frac{\partial h}{\partial t} \dots\dots\dots (3)$$

7.3 动力学模型

当活塞环和缸套之间油膜过薄，则摩擦副表面的微凸体会发生直接接触。由于拉缸情况下油膜厚度比正常润滑条件下的油膜更薄，特别在柴油机爆发时刻附近，活塞环还要承担巨大的燃气压力，进而接触表面的微凸体可能发生大变形。因此，需要将接触表面的微凸体接触模型分为弹性接触和弹塑性接触两种模型来分析。

根据Mises屈服准则，利用两接触表面微凸体的临界变形量来区分两种接触模型的适用范围。临界接触变形由下公式（4）和公式（5）计算得：

$$\omega_c = \left(\frac{\pi C S_y}{2E} \right)^2 R_c \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \dots\dots\dots (5)$$

C 由公式（6）计算：

$$C = 1.295 \exp(0.736\nu) \dots\dots\dots (6)$$

当 $0 \leq \frac{\omega}{\omega_c} \leq 1.9$ 时，摩擦副表面的微凸体接触服从Hertz弹性接触理论，利用Greenwood和Tripp粗糙表面接触模型求解。当 $\omega \geq 1.9\omega_c$ 时，单个微凸体的接触力和真实接触面积利用Jackson和Green建立的弹塑性接触模型来计算，该模型中考虑了几何形状和材料硬度在挤压过程中的影响因素，其接触材料的硬度不是恒定值，而是随着挤压过程而变化，则单个微凸体弹塑性接触力由公式（7）计算，真实接触面积由公式（8）～公式（11）计算：

$$P_p(\omega) = P_c \left\{ \left[\exp \left(-\frac{1}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^{\frac{5}{12}} \right) \right] \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^{\frac{3}{2}} + \frac{4H_G}{C S_y} \left[1 - \exp \left(-\frac{1}{25} \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^{\frac{5}{9}} \right) \right] \frac{\omega}{\omega_c} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

$$\frac{H_G}{S_y} = 2.84 \left[1 - \exp \left(-0.82 \left(\sqrt{\frac{\omega}{R}} \left(\frac{\omega}{1.9\omega_c} \right)^{\frac{B}{2}} \right)^{-0.7} \right) \right] \dots\dots\dots (8)$$

$$A_p(\omega) = \pi R_c \omega \left(\frac{\omega}{1.9\omega_c} \right)^B \dots\dots\dots (9)$$

$$B = 0.14 \exp(23e_y) \dots\dots\dots (10)$$

$$e_y = \frac{S_y}{E'} \dots\dots\dots (11)$$

在整个名义接触面积 A 内，摩擦副两接触表面间弹塑性接触力的总和由公式（12）～公式（15）计算：

$$P_{p-T}(\dot{h}) = 2\pi\eta^2 A \int_z \int_{r_c} P_p(\omega, r_c) \phi(z) r_c dr_c dz \dots\dots\dots (12)$$

$$\omega = z - \dot{h} - 2f \left(\frac{r_c}{2} \right) \dots\dots\dots (13)$$

$$2f \left(\frac{r_c}{2} \right) = \frac{r_c^2}{4\beta} \dots\dots\dots (14)$$

$$\phi = \frac{(2\pi)^{-\frac{1}{2}}}{\sigma} \exp \left[-0.5 \left(\frac{z}{\sigma} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (15)$$

整个接触表面弹塑性接触面积由公式（16）、（17）计算：

$$A_{p-T0}(\dot{h}) = 2\pi\eta \int_0^\infty A_p(\omega, r_c) r_c dr_c \dots\dots\dots (16)$$

$$A_{p-T}(\dot{h}) = \eta A \int_{\dot{h}+1.9\omega_c}^\infty A_{p-T0}(\omega, r_c) \phi(z) dz \dots\dots\dots (17)$$

整个接触表面的微凸体接触力由公式 (18) 计算, 真实接触面积由公式 (19) 计算:

$$F_{asp} = F_{e-T} + F_{p-T} \dots\dots\dots (18)$$

$$A_c = A_{e-T} + A_{p-T} \dots\dots\dots (19)$$

整个活塞环面的微凸体接触摩擦力由公式 (20) 计算:

$$F_A = \tau_0 A_c + a_0 F_{asp} \dots\dots\dots (20)$$

贫油润滑下, 活塞环的工作表面未被润滑油完全浸润, 润滑油的进口位置并非在活塞环前边缘位置。同时由于润滑油自身表面张力和燃烧室高温高压气体的共同作用, 使得在进口位置与活塞环接触的润滑油会发生吸附现象, 同理在出口位置与活塞环接触的润滑油也会发生这种现象。

8 严重拉缸动力学计算

当发生严重拉缸时, 活塞环与缸套之间的磨粒起到承载作用, 活塞环的径向受力平衡方程为公式 (21):

$$F_{ten} + F_{gas} = F_{gas1} + F_{gas2} + F_{oil} + F_{asp} + W_p \dots\dots\dots (21)$$

F_{gas1} , F_{gas2} 在活塞环面的作用区域, 取决于活塞环面的润滑范围, 应由相应的边界条件求解获得。

单个固体颗粒与平面接触模型如图3所示假设单个固体颗粒的半径为 R_c , 在刚性平板的挤压下产生了变形, 图中虚线所示是半球未发生变形时的状态, 实线是变形后的状态。 a 为产生变形区域的半径, 所施加的载荷为 P 。

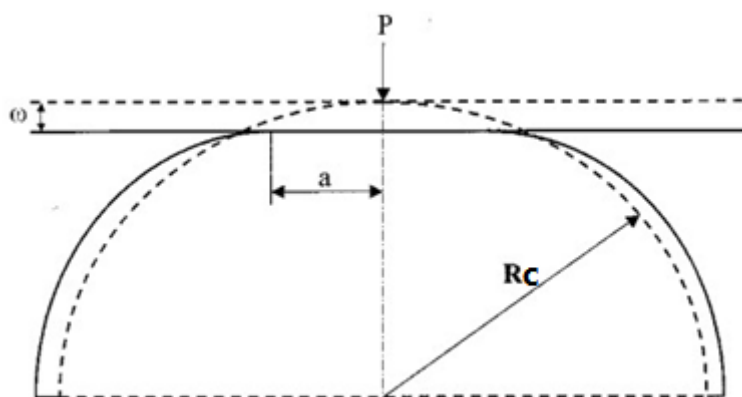


图3 颗粒与表面接触模型

当变形量超出弹性变形范围内 (即 $\omega > \omega_c$)，此时固体颗粒与刚性平面处于弹塑性或者塑性接触, 上式计算接触载荷以及接触面积的公式将不再适用。接触表面弹塑性变形阶段大致分为三个阶段:

- 当 $1 \leq \omega/\omega_c \leq 6$ 时, 接触表面处于弹性区, 处于球体表面以下部分处于塑性区;
- 当 $6 \leq \omega/\omega_c \leq 68$ 时, 接触区处于弹塑性变形区;
- 当 $68 \leq \omega/\omega_c$ 时, 接触区处于完全塑性接触区。

对应区域的压力分布以及接触面积由公式 (22) ~ (25) 表示:

$$\left(\frac{P}{Y}\right) = 1.19 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{0.289} \text{ for } 1 \leq \omega/\omega_c \leq 6 \dots\dots\dots (22)$$

$$\left(\frac{A}{A_c}\right) = 0.93 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{1.136} \text{ for } 1 \leq \omega/\omega_c \leq 6 \dots\dots\dots (23)$$

$$\left(\frac{P}{Y}\right) = 1.61 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{0.117} \text{ for } 6 \leq \omega/\omega_c \leq 110 \dots\dots\dots (24)$$

$$\left(\frac{A}{A_c}\right) = 0.94 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{1.46} \text{ for } 6 \leq \omega/\omega_c \leq 110 \dots\dots\dots (25)$$

当 $110 \leq \omega/\omega_c$ 以后压力趋近于定值, 此时压力等于颗粒的硬度, 接触压力由公式 (26) 计算, 接触面积由公式 (27) 计算:

$$\left(\frac{P}{Y}\right) = 2.8 \text{ for } 110 \leq \omega/\omega_c \dots\dots\dots (26)$$

$$A = 2\pi R_c \omega \quad \text{for } 110 \leq \omega/\omega_c \dots\dots\dots (27)$$

建立柴油机摩擦副之间的多颗粒接触模型,通过润滑油中颗粒的含量,推算其含有颗粒的数量,由单颗粒作用模型建立起多颗粒接触模型。

当润滑油中含有质量浓度为 λ 的固体颗粒,质量浓度计算公式为公式(28):

$$\lambda = \frac{Q_p \rho_p}{Q_p \rho_p + Q_f \rho_f} \dots\dots\dots (28)$$

接触区域全部固体颗粒数量由公式(29)表示:

$$N = \frac{6}{\pi D^3} \lambda L B h_c \frac{\rho_f}{\rho_p} \left[1 - \lambda \left(1 - \frac{\rho_f}{\rho_p} \right) \right] \dots\dots\dots (29)$$

对于切向起作用的颗粒数目计算按公式(30)计算;对于轴向起作用的颗粒数目计算按公式(31)计算。

$$n_L = L \times \sqrt{\frac{6\lambda}{\pi D^3} h_c \left(\frac{\rho_f}{\rho_p} \right) / \left(1 - \lambda \left(\frac{\rho_f}{\rho_p} \right) \right)} \dots\dots\dots (30)$$

$$n_B = B \times \sqrt{\frac{6\lambda}{\pi D^3} h_c \left(\frac{\rho_f}{\rho_p} \right) / \left(1 - \lambda \left(\frac{\rho_f}{\rho_p} \right) \right)} \dots\dots\dots (31)$$

因此,某一曲柄转角下接触区所有颗粒承载由公式(32)表示:

$$W_p = n_B \sum_{i=1}^N W_i \dots\dots\dots (32)$$

其中,每一个颗粒的承载则需要根据上节中介绍的单个颗粒发生的变形情况进行颗粒承载计算。

对于活塞环轴向上每一个节点处的流体润滑粘性摩擦力通过公式(33)得到:

$$\tau = \frac{\mu U}{h} (\varphi_f + \varphi_{fs}) + \varphi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \dots\dots\dots (33)$$

对于颗粒接触引起的摩擦力由公式(34)计算:

$$F_A = C_f \cdot W_p \dots\dots\dots (34)$$

9 柴油机轴系强迫振动计算

9.1 基本模型

在进行轴系强迫振动计算时,根据轴系各个惯量的受力及运动关系,应将实际轴系的系统运动微分方程进行简化,其中各激励力的计算方式如公式(35)所示:

$$[J]\{\ddot{\varphi}\} + [C]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{M\} \dots\dots\dots (35)$$

应通过快速傅里叶变化的方法针对时域信号进行处理,不同谐次下频域信号的计算公式如公式(36)所示:

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-j\frac{2\pi}{N}kn} \dots\dots\dots (36)$$

9.2 往复惯性质量的激励力矩

柴油机曲柄连杆机构存在活塞等的往复运动、曲柄等的旋转及连杆的摆动,如图4所示,连杆应用两个等效质量代替,连杆总质量 m_c ,集中于连杆小端的质量 m_{c1} 和集中于连杆大端的质量 m_{c2} 取代,不考虑复杂的连杆摆动,等效转化应满足公式(37):

$$\begin{cases} m_{c1} + m_{c2} = m_c \\ m_{c1} = \frac{L_B}{L} m_c \\ m_{c2} = \frac{L_A}{L} m_c \end{cases} \dots\dots\dots (37)$$

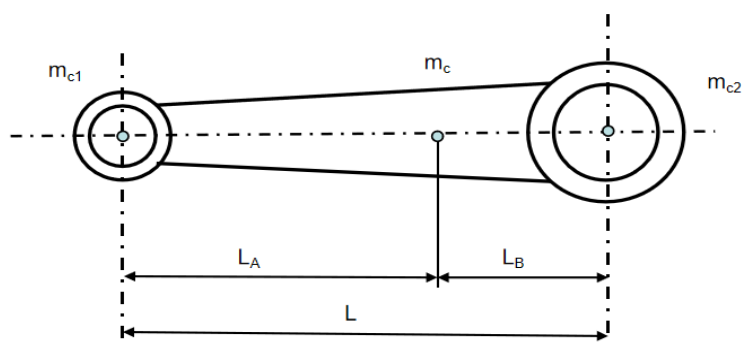


图4 柴油机曲柄连杆

柴油机往复运动部件产生的激励力矩主要为：曲柄连杆机构往复运动部件（活塞、十字头，连杆小头等）质量 m 和旋转运动部件（曲柄销、连杆大头和平衡重等）质量 m_r ，所产生的惯性力矩和重力激励力矩按照下列要求计算：

a) 旋转部件的惯性激励

假设等效旋转偏心质量 m_r 产生的惯性力矩 M_r 如公式（38）所示：

$$M_r = -m_r R \omega_R^2 \dots\dots\dots (38)$$

b) 往复运动部件的惯性激励

柴油机往复运动部件的激励力矩，其运动示意图如图5所示。

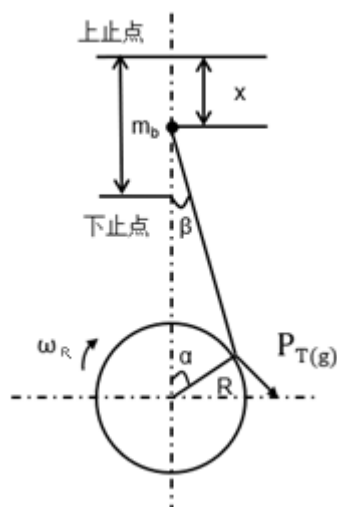


图5 活塞位移示意图

依据各零部件位移之间的关系，建立公式（39）：

$$x = R(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) \approx R \left[\left(1 + \frac{\lambda_0}{4} \right) - \cos \omega_R t + \frac{\lambda_0}{4} \cos 2\omega_R t \right] \dots\dots\dots (39)$$

速度见公式（40）：

$$\dot{x} = R \omega_R \left(\sin \omega_R t + \frac{\lambda_0}{2} \cos 2\omega_R t \right) \dots\dots\dots (40)$$

加速度见公式（41）：

$$\ddot{x} = R \omega_R^2 (\cos \omega_R t + \lambda_0 \cos 2\omega_R t) \dots\dots\dots (41)$$

求得往复惯性力，见公式（42）：

$$P_j = -m_b R \omega_R^2 (\cos \omega_R t + \lambda_0 \cos 2\omega_R t) \dots\dots\dots (42)$$

往复运动质量引起的惯性切向力见公式（43）：

$$T_j = P_j \frac{\sin \alpha + \beta}{\cos \beta} = m_b R \omega_R^2 (\cos \omega_R t + \lambda_0 \cos 2\omega_R t) \sin \omega_R t \left(1 + \frac{\cos \omega_R t}{\sqrt{1 - \lambda_0^2 \sin^2 \omega_R t}} \right) \dots\dots\dots (43)$$

在计算过程中，通常只考虑其前五项，将其简化为公式（44）：

$$T_j = m_b R \omega_R^2 \left[\frac{\lambda_0}{4} \sin \omega_R t - \frac{1}{2} \sin 2\omega_R t - \frac{3\lambda_0}{4} \sin 3\omega_R t - \frac{\lambda_0^2}{4} \sin 4\omega_R t + \frac{5\lambda_0^3}{32} \sin 5\omega_R t \right] \dots\dots (44)$$

9.3 当量系统质量的转动惯量

在计算分析时，应将船舶柴油机轴系系统的结构简化为力学模型，将连续质量简化为只有转动惯量而无弹性变形的集中质量或只有弹性变形而无转动惯量的弹性轴段，该理想化的轴系模型称为当量系统。长度为 L 的轴段受扭矩 M 时，其扭角 $\Delta\psi$ 如公式（45）所示：

$$\Delta\psi = \frac{M}{K} = \frac{ML}{GJ_p} = \frac{ML}{G \frac{\pi d^4}{32}} \dots\dots (45)$$

当轴的材料和直径确定后，刚度与长度成反比，若用 L_e 为轴的当量长度， d_e 为轴的标准直径，则当量长度计算公式（46）为：

$$L_e = \left(\frac{d_e}{d} \right)^4 L \dots\dots (46)$$

对于不同直径的阶梯轴而言，应视为各轴段串联而成，套合轴段视为两个轴并联，则串联轴段总刚度的倒数为各轴段刚度的倒数之和，并联轴段为各轴段刚度之和。

串联计算公式见公式（47）：

$$K = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \dots + \frac{1}{K_n} \dots\dots (47)$$

并联计算公式见公式（48）：

$$K = K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_n \dots\dots (48)$$

对于某一形状的不规则物体计算其转动惯量时，应由下式（49）计算：

$$I = \int_0^m r^2 dm \dots\dots (49)$$

对于圆轴，应由公式（50）计算：

$$I = 1/2 m R^2 \dots\dots (50)$$

对于简单形状物体所绕的共同回转轴的转动惯量之和如式（51）所示：

$$I = \sum_{i=1}^n m_i R_i^2 = (m_1 R_1^2 + m_2 R_2^2 + \dots + m_n R_n^2) \dots\dots (51)$$

9.4 气体激励力矩

柴油机的气体激励力矩如图6所示，图中作用于活塞的气体压力 P_g ，经连杆传到曲柄上，形成作用于曲柄销上的切向力 $P_{(Tg)}$ 。

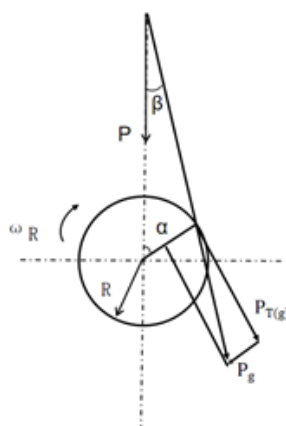


图6 作用于曲柄销上的切向力

则气体激励力的计算公式见公式（52）：

$$P_{(Tg)} = P_g \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \dots\dots (52)$$

将公式（53）均以 α 角形式表示，则应近似表示为：

$$P_{(Tg)} = \left(\sin \alpha + \frac{R}{2L} \sin 2\alpha \right) P_g \dots\dots (53)$$

气体压力变化产生的激励力矩应由切向力 $P_{(Tg)}$ 对曲轴产生的扭矩来表示，见公式（54）：

$$M_{(Tg)} = \frac{\pi}{4} D^2 R P_{(Tg)} \dots\dots\dots (54)$$

9.5 附加激励扭矩计算

由于扭振对柴油机的曲轴、联轴器、法兰齿轮等位置的影响，在计算过程中，重点关注曲轴的附加应力以及联轴器的附加扭转力矩，求得各惯量的合成角位移，根据惯量的扭角 A_{i+1} ， A_i 得出其彼此之间的相对扭角，再乘以相对应的轴段刚度 $k_{i,i+1}$ ，获得附加扭矩 $M_{i,i+1}$ ，如公式（55）所示：

$$M_{i,i+1} = k_{i,i+1}(A_{i+1} - A_i) \dots\dots\dots (55)$$

计算获得轴段的附加应力 τ ，见公式（56）：

$$\tau = \frac{M_n}{W_n} \dots\dots\dots (56)$$

9.6 摩擦力扭矩计算

由于其与缸内气体压力作用在曲轴上的原理相同，则由活塞环组和缸套之间的摩擦力引起的作用在曲轴上的转矩，见公式（57）：

$$M_f = F_f \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos \beta} R \dots\dots\dots (57)$$

通过式(57)求得的由摩擦力引发的作用在曲轴上的转矩为一系列随时间变化的离散数据，利用快速傅里叶变换（FFT）的方法求得其各个谐次对应的激励力矩分量。

10 结果分析

建立船用柴油机缸内摩擦动力学耦合模型，计算不同润滑状态下的缸内摩擦力及其激励载荷，由公式（36）得到曲轴系统二谐次扭角幅值 $X[2]$ ，建立丰富的拉缸故障诊断数据库。将柴油机此时的二谐次扭角幅值与故障数据库结果进行对比，判断此时柴油机所处的运行状态其中：

- 轻度拉缸工况常表现为二谐次扭角幅值 $X[2]$ 的渐进型幅值增长；
- 严重拉缸工况常表现为二谐次扭角幅值 $X[2]$ 的阶跃型幅值突变。

基于上述关联特性，通过二谐次扭角实时监测实现拉缸故障的早期预警（预警阈值通过台架试验标定），并依据幅值变化梯度建立故障程度分级评估准则。