

减振与降噪

柴油机单位曲柄扭转刚度有限元算法研究

朱俊飞¹, 周瑞平¹, 林 雨¹, 祁 超², 孙 猛²

(1. 武汉理工大学, 湖北 武汉 430063; 2. 中国船舶工业综合技术经济研究院, 北京 100081)

摘 要: 以 6S35MC-C9.2 曲轴为计算分析对象, 比较分析了部分经验公式计算单位曲柄扭转刚度的误差; 论述了有限元法计算单位曲柄扭转刚度的流程以及载荷与边界条件的施加方案, 并对不同方案计算结果加以分析比较; 论述了考虑轴承约束的曲轴扭转刚度计算、完整曲轴扭转刚度计算以及完整曲轴模态分析等。在此基础上, 提供了有限元法计算单位曲柄扭转刚度的相关结论。

关键词: 单位曲柄; 扭转振动; 扭转刚度; 有限元法

中图分类号: U664.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2013)03-0037-07

Calculation of the Torsional Stiffness of Diesel Engine Crankshaft Throw Using Finite Element Analysis

Zhu Junfei¹, Zhou Ruiping¹, Lin Yu¹, Qi Chao², Sun Meng²

(1. Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063;

2. China Shipbuilding Technology Research & Economy Development Institute, Beijing 100081)

Abstract: The crankshaft of 6S35MC-C9.2 was set as the research object for calculating and analysis. The error of using varied empirical formulas to calculate the torsional stiffness of a crankshaft throw was compared and analyzed. A basic procedure of calculating the torsional stiffness using Finite Element Analysis (FEM) was performed. It proposed the different packages to impose load and set boundary conditions, and the comparison between results from different packages was given. A detailed description for some aspects of FEM was given, including the influent of bearing stiffness, the calculation of the complete crankshaft stiffness and modal analysis for the complete crankshaft. Based on the research results, conclusions about calculation of the torsional stiffness of a crankshaft throw using FEM was given.

Keywords: crankshaft throw; torsional vibration; torsional stiffness; FEM

0 引 言

柴油机作为船舶主要的推进装置之一, 在运行过程中因扭转振动引起的事故屡见不鲜。曲轴是柴油机扭转振动系统中最重要的一部分, 通常将其当量转化为数个单位曲柄, 即将曲轴以气缸中心线作为质量集中点, 简化成一个由曲柄销、主轴颈、曲柄臂、平衡块以及活塞、连杆等惯量组成的集中质量, 两集中质量的刚度作为单位曲柄的刚度

值^[1]。当量转化模型中可较为方便地得到集中质量处的惯量值, 但单位曲柄的扭转刚度计算较为复杂, 并且其对当量转化模型扭振计算结果有较大影响。因此, 单位曲柄的扭转刚度计算备受关注。

根据曲柄的基本尺寸以及材料属性, 按经验公式计算即可得到单位曲柄的刚度值。但由于经验公式中所考虑的曲柄尺寸参数并不全面, 对油孔、过渡圆槽、曲柄臂形状等的影响无法做出准确的评估, 因此经验公式所得到的结果存在一定的误差。

收稿日期: 2012-10-26; 修回日期: 2013-03-04

基金项目: 国防科工局 2012 年技术基础科研计划项目 (B0720120700)。

作者简介: 朱俊飞(1989-), 男, 硕士生, 主要研究方向为船舶动力装置性能分析及振动与噪声控制, E-mail: junfei_feng@163.com。

为了较为精确地得到单位曲柄的扭转刚度，越来越多的研究工作投入到了有限元法中。米泽彻等^[2]指出了经验公式计算扭转刚度方法的局限性，分析了主轴颈与曲柄销重叠度、圆角半径、曲柄倒棱、油孔等对扭转刚度的影响，论述了试验测定单位曲柄扭转刚度的流程与步骤。汪长民等^[3]运用早期有限元计算软件分析了单位曲柄的扭转刚度，并与经验公式进行了比较。通用有限元分析软件的普及使有限元分析运用越来越普遍^[4-6]，部分船级社亦在相关指导性文件中提供有限元计算单位曲柄扭转刚度资料^[7]。但以上有限元法计算方法并不完善，对于载荷的施加与边界条件的确定没有给出明确的解释与合理性说明。

在运用有限元法计算单位曲柄扭转刚度的过程中，载荷与边界条件的选定十分重要。根据研究^[8-10]可知：轴承约束以及单位曲柄之间的相互作用对单位曲柄的扭转刚度有一定的影响。部分研究通过有限元法的模态分析求解单位曲柄的扭转刚度，但仍需要对计算模型进行一定的当量转化^[11]。国外大型柴油机厂商在单位曲柄扭转刚度计算上较为成熟，能够提供较为准确的扭转刚度值，根据其提供的扭转刚度值计算得到的系统固有频率与柴油机实测扭转固有频率十分接近。但厂商计算过程的相关技术资料较难获得。

本文以 6S35MC-C9.2 曲轴为计算对象，将技术资料提供的扭转刚度作为参照，进行基于有限元法的单位曲柄扭转刚度计算方法研究。

1 6S35MC-C9.2 曲轴基本结构参数

6S35MC-C9.2 曲轴包含六个单位曲柄，各单位曲柄相对于 1# 气缸对应的单位曲柄角度如表 1 所示。根据图 1 所示的各参数含义，在表 2 中给出了单位曲柄的基本尺寸参数。

表 1 单位曲柄间隔角 单位：(°)

1#	2#	3#	4#	5#	6#
0	120	240	180	300	60

柴油机厂家针对实际曲轴的扭转振动特性得到的 6S35MC-C9.2 曲轴扭转振动单量模型如图 2 所示。其中曲轴各单位曲柄被当量转化为转动惯量相同的集中质量点， $J_i = 549.46 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2\text{)}$ ($i = 1, 2, \dots, 6$)，两单位曲柄之间的刚度值取两单位曲柄刚度值和的一半，得到的扭转刚度如表 3 所示。本文将以上给定的转动惯量与刚度作为研究工作的参考值(对于单值扭转刚度，取平均值作为参考

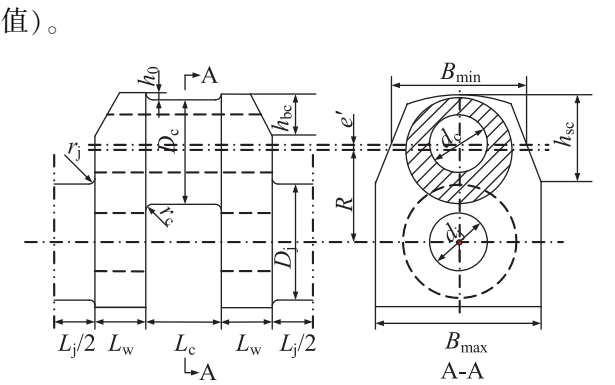


图 1 单位曲柄基本参数示意图

表 2 单位曲柄基本参数 单位：mm

参数	值	参数	值
L_j	168	L_w	154
L_c	136	D_j	433
D_c	462	d_j	85
d_c	0	R	755
r_j	7	r_c	28
h_{bc}	280	h_{sc}	350
h_0	0	B_{min}	695
B_{max}	760	e'	0

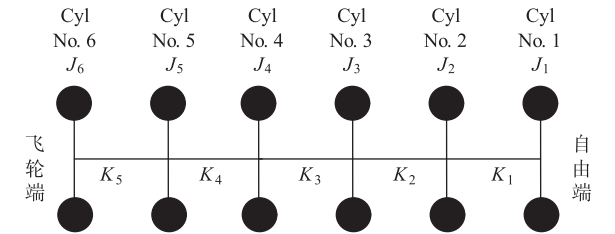


图 2 曲轴扭转振动当量图

表 3 单位曲柄扭转刚度参考值 单位：(MN·m)·rad⁻¹)

序号	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5
刚度值	303.12	290.02	281.92	290.95	287.27

2 经验公式计算单位曲柄刚度

在传统的经验公式中，单位曲柄被视为三个部分的组合体：主轴颈、曲柄臂、曲柄销，如图 3 所示。

如若对图 3 所示模型 A 端固定，B 端施加扭矩，并作如下假设^[8]：1) 无轴承约束；2) 曲柄臂与曲柄销、主轴颈的连接不会增加柔度；3) 曲柄臂的弯曲是从主轴颈的中心至曲柄销的中心；4) 曲柄臂的刚度不会受到其与主轴颈、曲柄销之间的倒角、过渡圆角的影响。根据材料力学相关公式，

单位曲柄刚度可简化为主轴颈、曲柄臂、曲柄销各自的刚度之和，得到式(1)所示基本公式^[9]，式中 G 为剪切模量，其余符号见图 1。

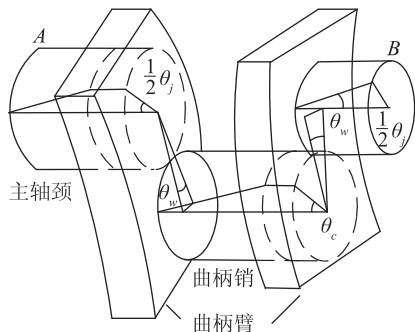


图3 单位曲柄的组成与受扭变形

$$K=\frac{\pi G}{32}\left[\frac{L_j}{D_j^4-d_j^4}+\frac{L_c}{D_c^4-d_c^4}+\frac{24 G}{32 E} \frac{R}{L_w B_{\max }^3}\right]^{-1}$$
 (1)

针对以上基本公式，出现了众多经验公式，如(2)~(4)所示。

(1) 克·威尔逊 (Ker·Wilson) 公式

$$K=\frac{\pi G}{32}\left[\frac{L_j+0.4 D_j}{D_j^4-d_j^4}+\frac{L_c+0.4 D_c}{D_c^4-d_c^4}+\frac{R-0.2\left(D_j+D_c\right)}{L_w B_{\max }^3}\right]^{-1}$$
 (2)

(2) 卡特尔 (Carter) 公式

$$K=\frac{\pi G}{32}\left[\frac{L_j+0.8 L_w}{D_j^4-d_j^4}+\frac{0.75 L_c}{D_c^4-d_c^4}+\frac{1.5 R}{L_w B_{\max }^3}\right]^{-1}$$
 (3)

(3) 中国船级社推荐公式

$$K=\frac{\pi G}{32}\left[\frac{L_j+0.7 L_w}{D_j^4-d_j^4}+\frac{L_c+0.7 L_w}{D_c^4-d_c^4}+\frac{b R}{L_w B_e^3}\right]^{-1}$$
 (4)

大型低速柴油机 $B_e^3=\frac{B_{\max }^3+B_{\min }^3}{2}$

中高速柴油机 $B_e^3=\frac{2 B_{\max } B_{\min }}{B_{\max }^3+B_{\min }^3}$

曲柄销与主轴颈有重叠度时 $b=0.7$ ；无重叠度时 $b=0.8$ 。

根据式(2)~(4)所示公式以及部分其它公式^[9]进行单位曲柄扭转刚度的计算，得到如表 4 所示结果。各经验公式有各自适用的范围，根据计算结果可知，Ker·Wilson、Carter 所得计算结果与参考值较为接近，其余经验公式均有较大的偏差，因此，两经验公式适用于该曲轴的扭转刚度计算。

由于各经验公式在推导过程中对单位曲柄结构考虑不同，有不同的适用范围，故对于不同类型的曲轴，难以按照通用的计算公式得到较为准确的扭转刚度。而有限元法中，有限元计算模型通过有效构建曲轴真实特征，可实现对各种曲轴单位曲柄扭转刚度的计算。

表 4 各经验公式计算结果

经验公式	刚度(计算)/ (MN·m)·rad ⁻¹	刚度(参考)/ (MN·m)·rad ⁻¹	误差
Ker·Wilson	307.654	292.141	5.310%
Carter	285.055		-2.426%
中国船检局	351.272		20.240%
B. I. C. E. R. A	486.902		66.667%
西马年柯	257.991		-11.690%
苏尔寿	329.327		12.728%
海特	322.040		10.234%
杰克逊	358.359		22.666%
铁木辛柯	345.686		18.328%
Tuplin	368.990		26.305%
Geiger	369.276		26.403%

3 有限元法计算单位曲柄扭转刚度

3.1 基本流程

根据力学特性，计算单位曲柄扭转刚度的基本计算流程如图 4 所示，具体如下：

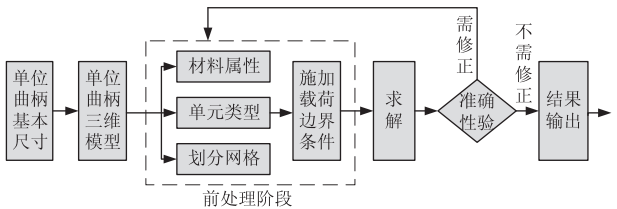


图 4 有限元法计算基本流程图

(1) 提供单位曲柄或完整曲轴详细结构尺寸参数。

(2) 根据尺寸参数建立单位曲柄或完整曲轴的三维模型。

(3) 进入有限元分析前处理阶段。

① 确定曲轴的材料属性，其中最为关键的参数为剪切模量(弹性模量)、泊松比；

② 针对不同的分析软件，选择合适的分析单元，单元的选取在一定程度上影响计算结果；

③ 曲轴网格划分中需要确定网格划分方式、选定网格尺寸(网格精度)，同时匹配所选定的网格类型；

④ 制定合理的边界条件与载荷，施加在所建立的有限元分析模型中。

(4) 求解，得到所需的位移、扭角等参数。

(5) 根据得到的结果，分析评价有效性。可从位移、扭角所属数量级、应力分布情况等分析判断是否需要修正计算模型。在此过程中，亦可修改网格尺寸，研究所选定的网格精度对计算结果的影响。

响,从而判断所得结果的精度。

(6) 根据得到的扭角以及施加的扭矩(或等效扭矩)计算单位曲柄的扭转刚度。

(7) 根据计算所采用的计算模型进行相关结果的分析。

3.2 边界条件与载荷

在单位曲柄扭转刚度计算过程中,可定义不同的载荷与边界条件,得到的计算结果略有不同。如图 5 所示,给定了三种不同的边界条件与载荷施加方案。

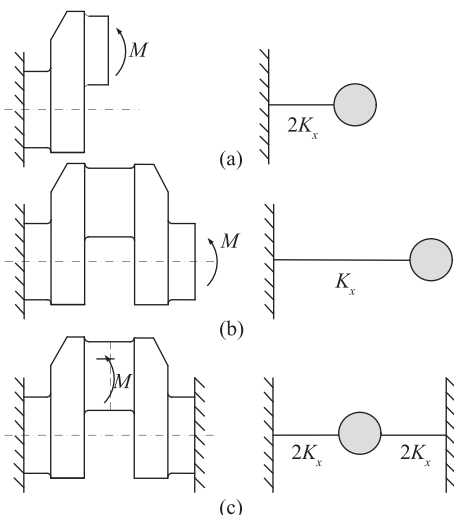


图 5 边界条件与载荷施加方案示意图

(1) 方案一以半拐作为分析对象,半拐左侧主轴颈端面完全约束,曲柄销中部完全自由并施加扭矩。将施加的扭矩除以该方案计算得到的扭转角度,可得到两倍的单位曲柄扭转刚度 K_x 。

(2) 方案二以全拐为分析对象,全拐左侧主轴颈端面完全约束,右侧主轴颈施加扭矩,按照是否施加约束分两种情况:①右侧完全无约束;②右侧仅保留轴向扭转自由度。将施加的扭矩除以该方案计算得到的扭转角度,可得到单位曲柄扭转刚度 K_x 。

(3) 方案三以全拐为分析对象,全拐左、右两侧主轴颈端面完全约束,曲柄销中部施加扭矩。将施加的扭矩除以该方案计算得到的扭转角度,可得到四倍的单位曲柄扭转刚度 $K_x^{[12]}$ 。根据以上制定的方案建立有限元计算模型如图 6 所示,所得到的计算结果如表 4。

方案一、二①、三均未对扭矩施加端加以约束,计算得到的扭转刚度偏小,但所得到的计算结果十分相近,半拐与全拐的计算结果吻合度较高,两端完全约束虽然与实际模型受力情况差别较大,

但计算结果与其他计算模型结果十分相近。方案二②中由于约束了轴向扭转自由度以外的五个自由度,计算刚度相对于方案二①出现较大程度的增大。通过分析可知,参考值介于有约束与无约束模型之间,因此对于相同的计算模型,扭矩施加端的约束有较大影响,合理的扭转刚度应出现在扭矩施加端存在柔性约束的情况下。

3.3 轴承刚度对单位曲柄扭转刚度的影响

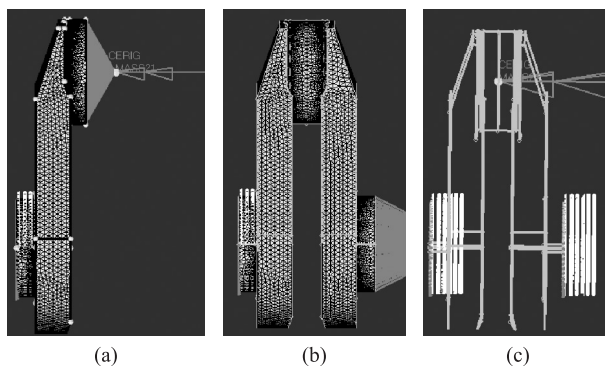


图 6 有限元模型边界条件与载荷施加示意图

表 5 不同载荷与边界条件扭转刚度计算结果

方案	刚度(计算)/ ($\text{MN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$)	刚度(参考)/ ($\text{MN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$)	误差
方案一	$507.82/2=253.91$	292.141	-13.086%
方案二①	252.615		-13.530%
方案二②	429.94		47.169%
方案三	$1\,030.92/4=257.73$		-11.778%

轴承约束对单位曲柄的扭转刚度有一定的影响,John Schwaner^[10]指出:轴承约束会使扭转刚度变大;B. I. C. E. R. A^[9]在给定经验公式过程中仅在基本公式的推导中假设无轴承约束;Ker·Wilson^[8]指出对于正常运行状态,轴承与曲轴之间存在间隙 0.10~0.20 mm(0.004~0.008 in),由此引起的扭转振动刚度较无轴承约束时增加 5%~10%。根据 3.1 中分析结果可知,在方案二①中,扭矩施加端不考虑任何轴承的约束,扭转刚度偏小;方案二②中忽略了轴承与主轴颈之间的间隙与弹性关系,从而导致计算刚度过大。因此,需要考虑轴承约束对扭转刚度的影响。

若将轴承约束以轴承刚度的形式体现,并假定轴承刚度各向同性,即 $k_v=k_y$ 。如图 7 所示,基于载荷施加方案二,以全拐为分析对象,全拐左侧主轴颈端面完全约束,右侧主轴颈施加扭矩;在右侧主轴颈上施加水平方向与垂直方向的弹性约束。将施加的扭矩除以该方案计算得到的扭转角度,可得

到单位曲柄刚度 K_x 。

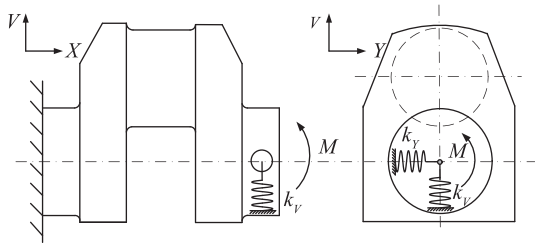


图 7 考虑轴承刚度示意图

根据图 7 所示构建考虑轴承刚度的有限元计算模型，如图 8 所示。通过给定不同的轴承刚度，计算得到不同轴承刚度情况下的单位曲柄扭转刚度如图 9 所示。

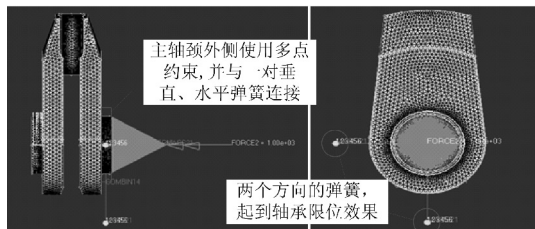


图 8 考虑轴承刚度的有限元计算模型

根据图 9 计算结果可知，随着轴承刚度的不断增大，扭转刚度值亦不断增大，但增加的趋势逐渐减缓。方案二①可视为轴承刚度为零时的计算结果；方案二②可视为轴承刚度为无穷大时的计算结果。若参照参考值，轴承刚度在 $2.5 \times 10^8 \sim 8.5 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ 时，所计算得到扭转刚度将落在参考值范围内。若轴承刚度为 $4.7 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ ，扭转刚度处于参考值中部。以上刚度处于实际轴承刚度范围中。

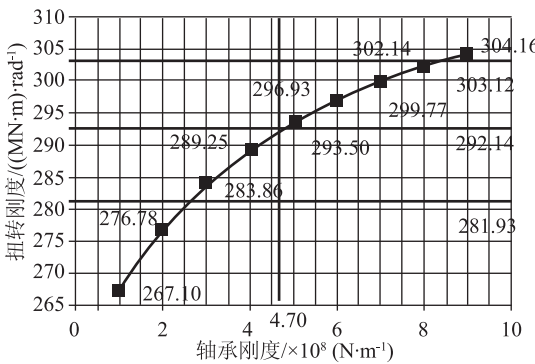


图 9 扭转刚度与轴承刚度关系曲线

提取不同轴承刚度下单位曲柄综合位移云图如图 10(a) ~ (f) 所示。依次视位移云图可知，曲柄臂的弯曲中心点不断下移，即随着轴承刚度的不断增加曲柄臂的弯曲半径不断减小，从而导致曲轴扭

转刚度提高。

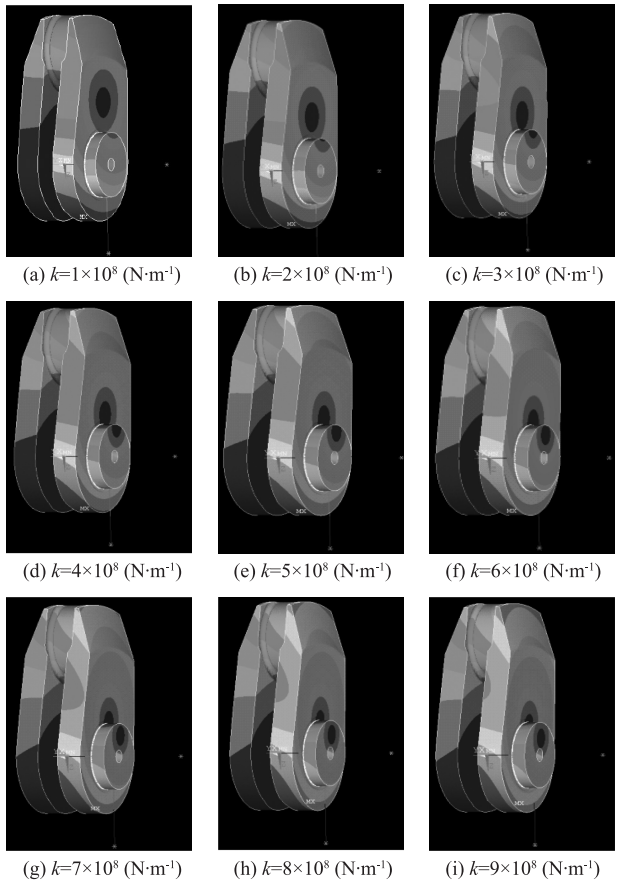


图 10 单位曲柄综合位移云图

3.4 基于完整曲轴计算单位曲柄扭转刚度

在计算单位曲柄刚度的过程中，通常以单个曲拐作为分析对象，但是由于各个曲拐作用力之间的相互影响使单位曲柄计算模型得到的计算结果与完整曲轴计算结果存在一定的差异。

建立完整曲轴模型(各单位曲柄部分的组合体)，为了使约束与加载对计算结果不产生过大影响，对计算模型两端进行一定延伸。对计算模型一端固定，一端施加扭矩。将 6#端(飞轮端)完全约束，1#端(自由端)施加扭矩得到图 11 所示的综合位移云图。选定不同的轴承刚度，可以得到如图 12 所示的各刚度下的等效轴段刚度值。

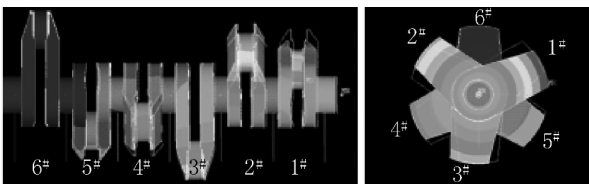


图 11 曲轴综合位移云图

由图 12 可知，随着轴承刚度的不断增大，各曲轴等效轴段的扭转刚度值随之增大。对于同一轴

承刚度, 各等效轴段刚度值各不相同, 靠近固定端的扭转刚度明显较大, 并与 3.3 节中单位曲柄刚度十分接近。对于实际柴油机曲轴, 飞轮端还受到后部轴段的影响, 将飞轮端视为固定端。因此, 在轴承刚度处于 $7 \times 10^8 \sim 10 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ 之间时, 所得计算结果与扭转刚度参考值较为接近, 在该区域时, 曲轴的中部扭转刚度最小。

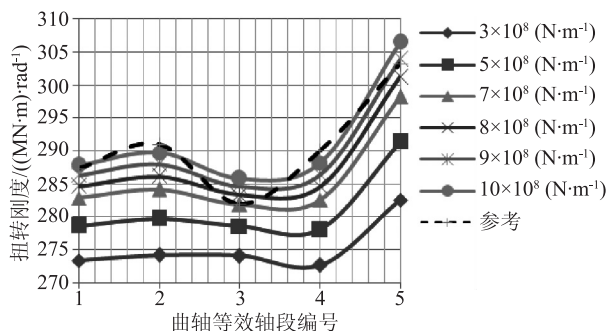


图 12 等效轴段刚度值

3.5 系统固有频率与模态分析

由扭转振动系统当量转化原则可知, 转化后系统的扭振特性应能代表实际柴油机轴系的扭振特性。根据参考刚度计算得到的固有频率前五阶分别为: 59.7、116.2、163.73、201.35、222.91 Hz。

若选取表 3 中参考扭转刚度中最大值 303.122 $(\text{MN} \cdot \text{m}) \cdot \text{rad}^{-1}$ 、最小值 281.928 $(\text{MN} \cdot \text{m}) \cdot \text{rad}^{-1}$ 、平均值 292.141 $(\text{MN} \cdot \text{m}) \cdot \text{rad}^{-1}$ ，以及完整曲轴模型轴承刚度分别为 $9 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ 、 $1 \times 10^9 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ 时的扭转刚度, 计算曲轴固有频率, 分析计算结果与由参考刚度计算得到的固有频率之间的误差, 如图 13 所示。可见所有误差均小于 5%; 同时采用参考刚度最大、最小值计算得到的固有频率均误差较大, 若采用平均值以及非单值扭转刚度计算得到的结果误差均较小, 非单值扭转刚度计算得到的误差波动小于平均值计算结果。

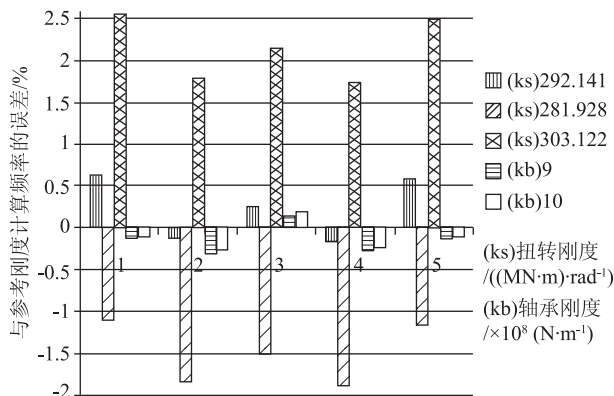


图 13 计算频率误差分析图

如若已知曲轴扭转振动固有频率, 对两质量点

扭转振动模型即可计算其质量点之间的扭转刚度^[11], 对于复杂扭转振动模型, 由于非线性度较高, 可依据扭转振动基本原理试算找到较接近此固有频率的各单位曲柄的扭转刚度。

基于 3.3 节中三维计算模型, 对完整曲轴进行模型分析, 曲轴的纵向振动与弯曲振动对扭转振动有较大的影响, 在部分情况下系统的各形式的振动会出现耦合现象, 所得到的振型亦包含了多种振动成分, 从而导致扭转固有频率较难识别与确定。对扭转振动影响较大的为弯曲振动, 可通过控制轴承刚度, 改变弯曲振动频率, 评估弯曲振动对扭转振动的影响。

由三维实体模型可初步估计曲轴的固有频率, 作为计算的参考依据。由于扭转振动与弯曲、纵向振动的相互影响, 在必要时为保证计算模型的一致性需同时给定扭转与纵向刚度等参数。

4 结 论

基于 6S35MC-C9.2 曲轴计算模型, 计算单位曲柄扭转刚度得出以下结论:

(1) 使用经验公式计算单位曲柄扭转刚度时, 针对本计算曲轴, Ker · Wilson 与 Carter 公式误差较小, 但应注意, 各经验公式有不同的适用范围。

(2) 在使用有限元法计算单位曲柄扭转刚度的过程中, 不同的约束与边界条件将影响计算结果, 曲柄扭转刚度参考值介于扭矩施加端完全自由与仅保留扭转自由度两种约束方法计算结果之间, 若采用该计算模型, 需对计算结果做相应修正。不建议直接使用以上两种约束方案进行扭转刚度计算。

(3) 以轴承刚度的控制来仿真轴承约束时, 轴承刚度越大, 单位曲柄的扭转刚度越大。对于本计算模型轴承刚度处于 $2.5 \times 10^8 \sim 8.5 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ 时, 扭转刚度将落在参考值范围内, 此轴承刚度区域处于正常范围中, 因此, 通过轴承刚度仿真轴承约束有较高的可靠性。

(4) 基于完整曲轴的有限元计算得到的扭转振动计算结果与参考扭转刚度具有基本相同的趋势。与完整曲轴模型相比, 由单位曲柄加轴承刚度的计算模型所获得的结果刚度偏大, 靠近飞轮端曲轴受后部轴段影响扭转刚度将提高。曲轴作为柴油机中一个复杂的构件, 其扭转刚度受到众多因素的影响, 扭转刚度可按照某一范围给定。

(5) 采用靠近参考刚度平均值的单一曲柄扭转刚度计算曲轴的固有频率, 计算误差均较小, 但各阶误差波动比非单值曲柄扭转刚度计算结果大。根

据三维实体计算的扭转振动频率会受到纵向振动、弯曲振动的影响, 单一扭转振动固有频率较难识别与确定, 根据整体曲轴模态进行各单位曲柄扭转刚度计算的方法暂不成熟。

参考文献

- [1] CB/Z 214-85. 舰艇柴油机轴系扭转振动计算[S].
- [2] 米泽彻, 姚英. 曲轴扭振分析——关于扭转刚度的研究[J]. 国内外燃机, 1985(5): 22-28.
- [3] 汪长民, 宋德军. 曲轴曲拐扭转刚度计算的有限元法[J]. 内燃机学报, 1991, 9(2): 177-183.
- [4] 乔志强. 某型柴油机曲轴系统动态特性研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2008.
- [5] 成中清, 蔡敢为, 周晓蓉, 等. 6108 柴油机曲轴有限元分析[J]. 装备制造技术, 2010(1): 27-32.
- [6] WL/ADYSL/AW MITANIEC, KONRAD BUCZEK. Torsional vibration analysis of crankshaft in heavy duty six cylinder inline engine[C]. CZASOPISMO TECHNICZNE, 2008: 193-207.
- [7] Troy Feese, P. E., Charles Hill. Guidelines for preventing

torsional vibration problems in reciprocating machinery [R]. Gas Machinery Conference, 2002.

- [8] William Ker Wilson. Practical solution of torsional Vibration problems[M]. Chapman & Hall, 1965.
- [9] E. J. Nestorides. A handbook on torsional vibration[M]. Cambridge University Press, 1958.
- [10] John Schwaner. Sky Ranch engineering manual: Operation, failure, repair, piston aircraft engines[M]. Sacramento Sky Ranch, 1991.
- [11] Zhao Guangming, Jiang Zhengfeng. Study on torsional stiffness of engine crankshaft[C]. 2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications 2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications 2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications, 2009.
- [12] M. Desbazeille, R. B. Randall, F. Guillet, etc. Identification of the crankshaft torsional properties of a large diesel engine from a single point measurement of angular speed[C]. 3rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, 2009.

(上接第 27 页)

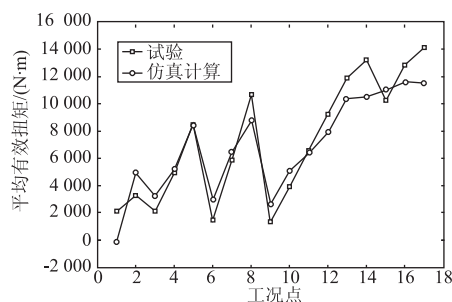


图 5 有效扭矩仿真值与试验数据对比图

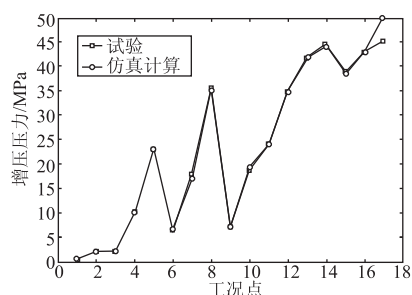


图 6 增压压力仿真值与试验数据对比图

通过模型仿真值与真实试验数据对比发现, 各测试点误差普遍较小, 模型精度可以满足 ECU 功能测试要求。个别工况突变点误差稍大, 后续可通过调整个别经验参数、增加试验数据的方法进一步提高模型的精度。

另外, 通过 dSPACE 试验界面可以发现, 柴油机模型仿真计算所用平均时间为 0.075 ms, 最长仿真时间为 0.087 ms, 小于溢出时间 (即仿真步长) 0.1 ms, 对于转速不大于 1 000 ($r \cdot \min^{-1}$) 的船用柴油机而言, 实时性可以满足要求。

3 结 论

通过对比几种控制分析用模型的特点, 结合船用柴油机的特性, 本文综合采用充排法和平均值法建立了某船用共轨柴油机模型。模型仿真结果与实机试验值的对比表明: 该模型达到一定的计算精度, 同时模型仿真计算所用时间小于单位仿真时间, 能满足实时性要求, 该模型可用作 ECU 硬件在环测试平台用柴油机模型。

参考文献

- [1] 刘希. 共轨柴油机 ECU 硬件在环实时仿真测试平台[D]. 天津: 天津大学, 2009.
- [2] Franz G. Chmela, Gerhard C. Orthaber. Rate of heat release prediction for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion[C]. SAE1999-01-0186V001.
- [3] 马超, 杭勇. ECU 硬件在环涡轮增压共轨柴油机模型开发[J]. 现代车用动力, 2010(1): 10-13.