

永乐大钟及悬挂支撑系统的撞钟过程瞬态分析

徐永君¹, 战 颂¹, 申仲翰¹, 解小敏², 于 弢²

(1. 中国科学院力学研究所, 北京 100080; 2. 大钟寺古钟博物馆, 北京 100086)

摘 要 采用 ANSYS 有限元分析软件对永乐大钟及其悬挂支撑系统建立了有限元模型, 进行了撞钟过程有限元瞬态分析及动力强度校核。通过有限元计算, 获得了大钟各局部考察对象及整体的应力、位移分布情况和各部分的动力响应和对强度的影响, 为合理撞钟和加固提供了科学依据与技术指导。

关键词: 永乐大钟, 瞬态分析, 有限元, ANSYS, 强度校核

中图分类号: TU351 **文献标识码:** A

“中国钟王”——永乐大钟, 钟声洪亮, 音质清晰。钟身铸有 23 万字的佛经和梵文, 举世罕见, 是珍贵的历史资料。永乐大钟诞生于 600 年前 (明代永乐年间, 1420 年左右), 通高 6.75m, 口径 3.3m。运用陶范法, 采用雨淋式浇注方式浇注, 并在蒲牢中加入钢芯, 整个钟体一气呵成, 铸造工艺令人惊绝。虽经历几百年沧桑变迁, 历经三次搬迁, 1743 年由万寿寺移至觉生寺 (现大钟寺), 至今已悬挂于大钟寺内 260 多年。永乐大钟及其悬挂系统重 46t 多, 悬挂于木架结构上, 历经各种磨难, 特别是 1976 年唐山大地震波及北京比较严重的情况下而不倒不损, 实在是我国古代建造学和力学的典范。永乐大钟是大钟寺博物馆的镇馆之宝, 也是我国的重要文物, 融会了我国古代多种学科的精髓, 体现了古代劳动人民的精湛技艺^[1-7]。

大钟顶部悬挂钟体用的是上下两个 U 型环通过方形销钉连接成整体结构, 支撑系统为全木质梁柱组合框架结构。由于年代久远, 支撑框架已有木质老化、开裂的情况, 从文物保护的角度和安全的需要, 对永乐大钟的研究和保护是一件十分必要且具有重要意义的工作。利用有限元方法对永乐大钟及其悬挂支撑系统进行静力学和大钟撞钟过程的动力学分析研究, 是对永乐大钟的整体保护、维护维修、加固预防的一项基础性研究, 是判断大钟承载能力和现状的依据, 可以指导对永乐大钟的整体保护、维护维修、加固预防。文献 [8] 利用结构力学方法对悬挂系统中的销子和销芯局部进行了简单的力学分析, 给出了销钉系统悬挂安全强度的初步估计, 由于不能很好地模拟销钉系统地实际受力, 估计值的偏差较大。由于建模的难度和工作量的巨大, 所以对永乐大钟、悬挂系统及其木结构支架的整体力学分析和强度校核还没有人尝试过。本文采用 ANSYS 有限元分析软件对永乐大钟及其悬挂支撑系统建立了有限元模型, 进行了撞钟过程的瞬态分析及动

力强度校核。通过有限元计算, 获得了大钟各局部考察对象的应力、位移分布情况和各部分的动力响应和对强度的影响。

1 有限元模型建立及网格划分

建模假设: 尽管支撑木架各构件间除榫接外, 都是搭接在一起, 但承受重力引起的挤压力较大, 特别是在静力作用下, 不可能发生错动和脱离现象, 所以按连接处理对分析计算结果没有影响。

建模及网格划分原则: 保证接触面间单元节点相互对应重合。

单元尺寸: 应力波的传播速度^[9]为:

$$C_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1)$$

式中: E ——传播介质材料的弹性模量;

ρ ——传播介质材料的密度。

永乐大钟整体共有 3 种材料, 青铜、铁和木材。对于青铜的钟体部分, $E = 1.0 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $\rho = 8200 \text{ kg/m}^3$ 。将参数带入式 (1), 计算出波速 $C_1 = 3492.2 \text{ m/s}$ 。对于铁芯部分, $E = 2.0 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, 计算出波速 $C_1 = 5047.5 \text{ m/s}$ 。对于木材部分, 各梁的弹性模量不同, 且为各向异性, 弹性模量最小为 $E = 1.36 \times 10^{10} \text{ Pa}$, $\rho = 500 \text{ kg/m}^3$, 计算出波速 $C_1 = 1649.2 \text{ m/s}$ 。根据图 9 所示撞击时间历程曲线, 取撞击特征时间 $T = 0.010 \text{ s}$, 可得波长 $\lambda = C_1 T = 16.5 \text{ m}$ 。根据采样定理, 每个波长范围内至少采两个点, 即对应的每波长范围内至少划分两个单元。若保证信号不失真, 每个波长范围内采 8~10 个点, 即对应的每波长范围内至少划分 8~10 个单元。在波的传播计算中, 为保证计算精度, 大多取每个波长范围内划分 20 个单元。按此要求, 对于木材要求比较严格, 单元特征尺寸应小于 0.825m。本文计算模型中网格划分, 每波长范围远多于 20 个单元, 所以能够保证计算精度要求。

模型建立及网格划分: 建立模型过程中的详细尺寸来源于博物馆档案资料, 不足处来源于现场测量结

果补齐。



图 1 钟体及钟钮模型示意图

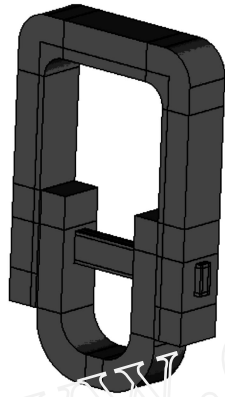


图 2 上、下 U型吊挂及销子模型示意图

永乐大钟结构可分为两大部分,即木架结构部分和金属结构部分。金属结构部分又可分为钟体结构和吊挂系统,吊挂系统由上 U型吊挂和下 U型吊挂及销钉几部分组成,其中销钉为铜包钢结构,外为铜,内销芯为钢。为了满足建模原则要求,所以每部分又根据相互接触和连接关系进行详细分解。本文将整个系统分为木架结构模型,钟体模型,销子及销芯模型,上下 U型吊挂模型四部分,分别建模。图 1 所示为永乐大钟钟体结构模型、图 2 所示为吊挂系统结构模型、图 3 所示支撑结构系统模型,图 4 所示为合并后的整体结构模型。

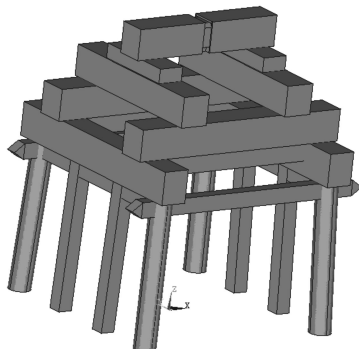


图 3 永乐大钟支撑系统木结构模型示意图

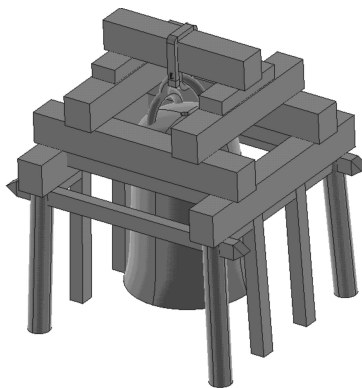


图 4 永乐大钟模型示意图

建模有多种方法,但要以有利于计算的原则为前提,为了有利于在实际计算中采用规则的单元类型进行网格划分,并保证接触面上生成的结点相互匹配,建立梁、柱、U型环、销子模型时采用了分块建立端面,再沿分段拖拉线拖拉成体的方法。以钟体吊挂梁为例详细阐述建模过程,中部有挂 U型环的凹槽,是木架结构

中比较难处理的一根梁。首先根据该梁的截面尺寸、凹槽形状建立分块的端面模型,而后根据梁的总长度、凹槽宽度以及与其他梁的接触宽度等建立分段的拖拉线,端面的内外层分别沿拖拉线拖拉就生成了图 5 所示三维实体模型。

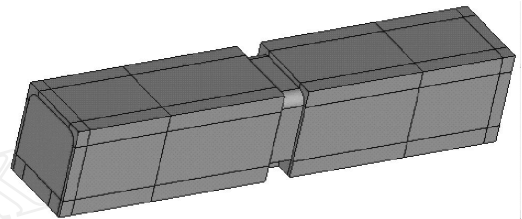


图 5 钟体吊挂梁模型示意图

单元类型选取和划分网格是有限元分析的重要环节,本文主要选用 SOLID45 三维实体单元,只有连接 8 根柱子的 4 根截面面积比较小且受力比较简单的连接梁采用 BEAM44 单元。钟体采用自由网格,其余采用规则网格自上而下进行划分,整体网格如图 6 所示。

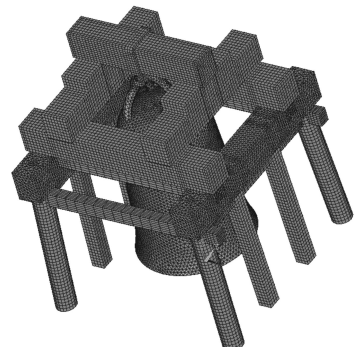


图 6 有限元单元划分示意图

2 撞钟力的时间历程

根据文献 [12] 对永乐大钟进行的撞钟过程中的撞击力时间历程测试数据,利用高斯法 (Gaussian method) 拟合得到了用于瞬态分析的等效撞击力时程曲线。如图 7 所示,虚线曲线为实际测量撞击力时程曲线,实线曲线为用于瞬态分析计算的等效撞击力时程曲线。在瞬态分析过程中,取 0ms ~ 2000ms 时间段进行分析,加载过程持续到 0ms ~ 300ms,载荷时间步列在表 1 中。

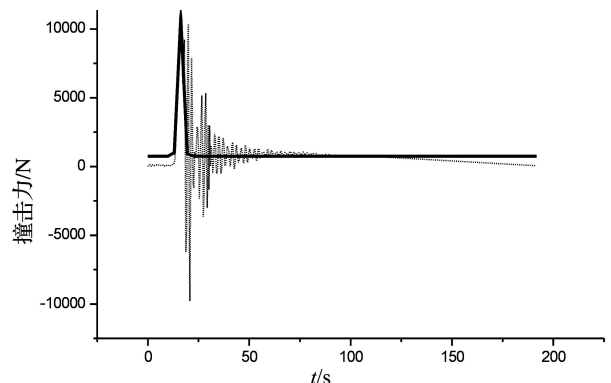


图 7 永乐大钟撞钟过程撞击力的时间历程曲线

表 1 瞬态分析采用的载荷时间步

载荷时间步	时间 /ms	撞击力 /N
1	0	0
2	11.37	66.953
3	13.2	1 024.7
4	15.94	10 043
5	16.25	10 349
6	16.86	9 594.7
7	23.47	742.59
8	91.91	823.97
9	300	0
10	2 000	0

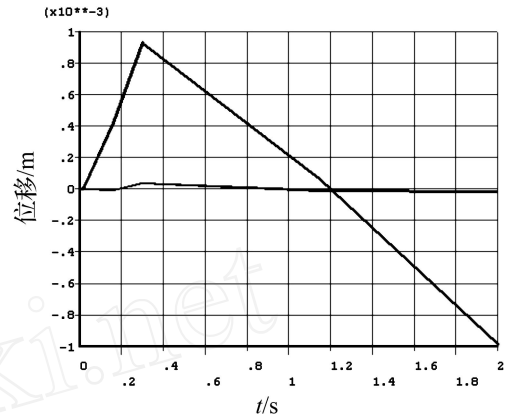


图 8 撞钟点和钟体吊挂梁西端撞钟过程的东、西方向位移响应曲线

3 撞钟过程的瞬态分析计算

由于 8 个柱子是安放在有榫槽的石鼓基础上,所以对柱子底部施加固定约束。对撞钟点施加表 1 给出的撞钟力时程曲线进行瞬态分析,计算 2 000ms 时间段内,表 2 给出了各考察对象在撞钟力作用下 2 000ms 时间内可能出现的静力和动力引起的应力最大值和最小值,表 3 给出了 2 000ms 时间段内撞击过程中动力引起的各考察对象在重力作用引起的静应力基础上的增幅。

图 8 给出了撞钟点和钟体吊挂梁西端中点在 0ms ~ 2000ms 撞钟过程中的东、西方向位移响应曲线,平滑的曲线为吊挂梁的位移响应曲线,折曲线为钟体上撞钟点的位移响应曲线,从图中可以看出,钟体在第一次被撞后摆回到相反的方向这一过程中,几乎不引起挂钟梁的移动,撞钟过程不会引起木架特别大的位移。

表 2 撞钟过程引起各考察对象的六个应力和第 1、第 3 主应力的最大值和最小值

考察对象		σ_x /MPa	σ_y /MPa	σ_z /MPa	σ_{xy} /MPa	σ_{yz} /MPa	σ_{xz} /MPa	σ_1 /MPa	σ_3 /MPa
钟体	Min	-19.1	-9.86	-13.7	-2.2	-8.94	-7.53	-7.57	-20.3
	Max	20.3	17.4	18.7	2.27	9.19	7.74	21.6	19.9
上挂	Min	-14.3	-27.7	-23	-12.6	-38	-10.6	60.5	-5.55
	Max	29.7	62.8	56	14.5	39.9	12.8	95.9	17.9
销芯	Min	-3.24	-30.1	-1.61	-15.9	-1.69	-8.86	-1.71	-25.5
	Max	3.33	9.87	24.3	2.16	15	1.74	33.5	-0.19
木架	Min	-6.87	-2.34	-1.99	-1.42	-1.02	-2.38	-1.06	-7.06
	Max	8.98	1.06	2.29	1.43	1.02	2.23	9.85	0.304

表 3 撞钟过程引起各考察对象的六个应力和第 1、第 3 主应力的最大值和最小值增幅

考察对象		σ_x /MPa	σ_y /MPa	σ_z /MPa	σ_{xy} /MPa	σ_{yz} /MPa	σ_{xz} /MPa	σ_1 /MPa	σ_3 /MPa
钟体	Min	-0.63	-0.36	-1.14	-0.339	-0.509	-0.195	-0.316	-1.15
	Max	0.608	0.326	0.97	0.288	0.49	0.247	1.01	0.29
上挂	Min	-3.67	-1.52	-3.53	-4.1	-4.1	-2.28	-0.32	-6.2
	Max	2.66	1.05	4.58	4.68	3.86	1.64	6.42	0.487
销芯	Min	-0.178	-0.273	-0.665	-1.18	-0.842	-0.396	-0.0679	-1.47
	Max	0.187	0.243	0.626	1.21	0.922	0.466	1.45	0.0497
木架	Min	-0.335	-0.0351	-0.0332	-0.0571	-0.015	-0.0269	-0.0146	-0.35
	Max	0.338	0.0358	0.0336	0.0586	0.0143	0.0794	0.354	0.0143

4 撞钟过程的强度评估

表 4 给出了各种铜、铸铁及普通碳素钢及木材的屈服强度 σ_s 、抗拉强度 σ_b 、剪切强度 τ_s 的统计值。大

钟寺博物馆提供的文献 [4-5,8] 给出的金属成分测定为铜锡合金(含锡 16.4%、铅 1.12%、铜 80.54%),比较接近于 ZQSn10-1 铸铜,取 $\sigma_s = 140\text{MPa}$ 、 $\sigma_b = 200\text{MPa}$;销芯从安全的角度出发,取钢和铸铁中最小的

$s = 120\text{MPa}$, $b = 169\text{MPa}$;木结构取最安全值 $s = b = 30\text{MPa}$ ^[10-11]。根据静力计算结果,利用最大主应力强度准则和最大剪应力强度准则进行安全评估,表 5 给出了评估结果,安全系数为屈服强度与最大值之比。

根据表 2 结果,利用最大主应力强度准则和最大剪应力强度准则进行安全评估,表 5 给出了评估结果,安全系数为屈服强度与最大值之比。根据表 3 给出的结果,与重力引起的静力强度相比,表 6 给出了撞钟过程引起各考察对象安全储备可能降低的百分比。

表 4 各种铜、铸铁及普通碳素钢的屈服强度、抗拉强度、剪切强度、木材统计值

名称	s /MPa	b /MPa	s /MPa $s = s/2$
黄铜	70 - 550	200 - 620	35 - 275
青铜	82 - 690	200 - 830	41 - 345
铜及其合金	55 - 760	230 - 830	27.5 - 380
铸铁	120 - 290	169 - 480	60 - 145
普通碳素钢	215	335 - 450	107.5
杉木	30 - 50	40 - 70	15 - 25
橡木	30 - 40	30 - 50	15 - 20
松木	30 - 50	40 - 47	15 - 25

表 5 永乐大钟整体结构中铜、钢及木结构动力安全评估结果

名称	最大主应力强度准则			最大剪应力强度准则		
	max /MPa	s /MPa	安全系数	max /MPa	s /MPa	安全系数
铜	95.9	140	1.46	39.9	70	1.75
钢	33.5	120	3.58	15.9	60	3.77
木	9.85	30	3.05	2.38	15	6.30

表 6 撞钟过程中引起的安全储备最大降低结果

名称	最大主应力 / (%)	最大剪应力 / (%)
铜	12.67	11.47
钢	1.705	2.649
木	1.707	0.237

5 结 论

1) 从撞钟点和钟体吊挂梁西端中点在 0 ms ~ 2 000 ms 一次撞钟过程中的东西方向位移响应曲线比较,撞钟过程中不会引起的木架结构比较大的位移

响应。

2) 撞钟过程的瞬态分析结果显示,各结构均能满足最大主应力屈服准则和最大剪应力屈服准则。最小的屈服强度 s 与主应力最大值的比值发生在销子外包铜或其附近的铜结构内,比值为 1.46。对于剪应力也发生在销子外包铜或其附近的铜结构内,比值为 1.75。

撞钟瞬态分析过程中,取 0 ms ~ 2 000 ms 时间段进行分析,加载过程持续到 0 ms ~ 300 ms,与静力强度相比较,撞钟引起铜的安全储备最大降低约 12.7%,钢的安全储备最大降低约 2.65%,木结构的安全储备最大降低约 1.71%。

从撞钟过程的动力响应分析结果看,近期内合理撞钟没有危险。

参 考 文 献

[1] 马法柱,全锦云等. 古刹梵钟. 大钟寺古钟博物馆编(中英文合订本),中国农业科技出版社,1998

[2] 于 弢. 永乐大钟三辩. 大钟寺古钟博物馆建馆二十周年纪念文集. 大钟寺古钟博物馆编,北京:北京出版社-天津出版社,2001,141—154.(北京文博,1999年第 2 期)

[3] 韩战明. 永乐大钟铸造工艺探索. 大钟寺古钟博物馆建馆二十周年纪念文集. 大钟寺古钟博物馆编,北京:北京出版社-天津出版社,2001,268—278.(首都博物馆文集,1989年)

[4] 白 杉,于 荫. 智慧凝聚的永乐大钟. 铸造技术,2004,25(2): 150—151.

[5] 吴坤仪. 梵钟的研究与仿制. 大钟寺古钟博物馆建馆二十周年纪念文集. 大钟寺古钟博物馆编,北京:北京出版社-天津出版社,2001,220—231.

[6] 夏明明. 世界第一古老大钟新说. 大钟寺古钟博物馆建馆二十周年纪念文集. 大钟寺古钟博物馆编,北京:北京出版社-天津出版社,2001,184—190.

[7] 陈 通,郑大端. 永乐大钟的声学特性. 大钟寺古钟博物馆建馆二十周年纪念文集. 大钟寺古钟博物馆编,北京:北京出版社-天津出版社,2001,211—219.

[8] 夏明明,冯长根等. 永乐大钟悬挂结构力学问题初探. 文物,1990,7: 71—73

[9] 宋守志. 固体介质中的应力波 [M]. 北京:煤炭工业出版社,1989.

[10] 机械强度手册,第二版 [M]. 工程材料卷,北京:机械工业出版社,1996

[11] , , (飞机强度计算手册), 1954.

[12] 申仲翰,程载斌. 永乐大钟—悬挂结构动力测试报告,2005.

APPROXIMATE ALGORITHM FOR ALIGNMENT ATTITUDE PARAMETERS OF A MAIN PROPULSION ENGINE

DU Xian-hua ZHU Hai-chao MAO Rong-fu

(Institute of Vibration & Noise, Naval Univ. of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract Using three non-collinear reference points and a charge coupled device (CCD) camera to get the 3D information of a body, the alignment attitude of a main propulsion engine is described with Euler angles. Based on the principle of pinhole imaging projection, a simplified mathematical model of the relation between the main propulsion engine and the propeller shaft is developed and a new approximate analytical algorithm of the alignment attitude parameters is also derived. Then, the alignment attitude equation of the main propulsion engine is established and it is applied to the alignment attitude control of the main propulsion engine. Finally, a simulation is conducted to analyze the error of the presented algorithm.

Key words: main propulsion engine, alignment attitude, approximate algorithm, simulation

GLOBAL DYNAMIC ANALYSIS AND INTENSITY CHECKING FOR RINGING COURSE OF YONGLE BELL AND ITS SUSPENDING AND SUPPORTING SYSTEM USING FINITE ELEMENT METHOD

XU Yong-jun, ZHAN Song, SHEN Zhong-han, XIE Xiaomin, YU Tao

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China; Big Bell Temple Museum, Beijing 100011, China)

Abstract A global finite element model of Yongle Bell and its suspending and supporting system is established for the first time using ANSYS program. Based on its static, dynamic analysis and dynamic intensity checking, stress and displacement distribution as well as dynamic response of the whole system and its important components are obtained. All these results provide a scientific basis and technical guidance for ringing the bell and reinforcing the whole structure.

Key words: Yongle Bell, dynamic analysis, finite element method, ANSYS, intensity checking

EXPERIMENTAL STUDY ON STATIC RIGIDITY OF STEEL ROPE ISOLATOR

YAN Dong-jin LI Xuan-lin DING Nana SUN Chuan-huai

(PLA University of Science and Technology, Nanjing 210007, China)

Abstract Static tests of radial rigidity of helical steel rope isolators are conducted in detail. The loading cycle effects of three levels of the isolator deformation amplitude on their radial rigidity are analyzed. The excursions of the isolator initial balance position at three different static balance points over two different range of deformation are observed. The tests show that the characteristics of rigidity and the deviation of the isolator initial balance position strongly influence the performance of isolators. Experimental results and analysis provide a valuable reference for steel rope isolator modeling and its application in engineering.

Key words: steel rope isolator, wire rope isolator, radial rigidity, characteristics of rigidity, deviation of balance position