

DOI: 10.11973/wsjc202104007

高强度发动机螺栓轴向应力的测量

赵新玉, 王英华, 张佳莹

(大连交通大学 材料科学与工程学院, 大连 116028)

摘要: 依据声弹性理论中超声波传播速度与材料内部应力的关系, 提出采用超声横波和纵波联合的方式, 使用横纵波一体化探头对已紧固发动机螺栓轴向应力进行测量的方法。对不同材料螺栓在高载荷时的栓体轴向应力测量系数进行研究, 给出了螺栓材料系数的标定方法。主要对发动机缸体和轴承高强度螺栓在加载到 140 kN 左右时的测量结果进行了分析, 实测结果显示应力超声测量的误差小于 5 kN。

关键词: 声弹性理论; 横波和纵波; 轴向应力; 一体化

中图分类号: TG115.28

文献标志码: A

文章编号: 1000-6656(2021)04-0026-04

The measurement of the axial stress in a high strength engine bolt

ZHAO Xinyu, WANG Yinghua, ZHANG Jiaying

(School of Materials Science and Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: According to the relationship between the ultrasonic velocity and the internal stress of the material in the theory of acoustic elasticity, a method of measuring the axial stress of the fastening engine bolt by using the integrated longitudinal and transverse wave probe is proposed. The measurement coefficient of axial stress of bolts with different materials under high load is studied and the calibration method of bolt material coefficient is given. This paper mainly analyzes the measurement results of engine cylinder block and bearing high strength bolts during loading to about 140 kN. The experimental results show that the error range of ultrasonic stress measurement is within 5 kN.

Key words: acoustoelastic theory; shear wave and longitudinal wave; axial stress; integration

螺栓是一种利用螺母与螺纹产生的紧固应力对结构进行连接的工具, 广泛应用于船舶、建筑、车辆、航空航天等领域, 而螺栓的轴向预紧力是影响螺栓寿命以及使用状态的重要因素^[1]。虽然采用超声单纵波测量技术也能够有效得到螺栓的轴向应力, 但该法需要测量螺栓的原始长度, 故发动机上无法拆卸的螺栓不能使用该测量法^[2]。

目前, 采用超声波对螺栓进行应力分析的研究有很多。赵春华等^[3]提出使用超声技术在线实时检测风电机组螺栓的轴向应力; 韩玉强等^[4]对使用声

弹性法测量螺栓的影响因素进行了研究; 何存富等^[5]研究了温度对测量精度的影响; 贾雪等^[6]详细论述了基于声弹性理论的超声螺栓应力测量原理, 同时研究了温度对波速的影响。综上所述, 各国的学者对超声波螺栓载荷的测量方法均进行了深入研究, 但还是无法解决单纵波对已紧固螺栓和未知长度螺栓的测量问题。

笔者采用声弹性理论的横纵波无损测量方法, 建立了超声横纵波螺栓测量系统, 并通过采用横纵波一体化探头以及 1 GHz 的高频数据采集卡提高了测量精度和稳定性。对发动机缸体及轴承上的高强度螺栓进行了实际轴力测量, 并与预加载轴力进行对比, 验证了系统测量的准确性。

1 超声测量螺栓应力的原理

考虑微小质点沿 x 轴振动(纵波)的情况, 弹性

收稿日期: 2020-11-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51905070)

作者简介: 赵新玉(1979—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为焊接和检测技术与装备

通信作者: 张佳莹, zjy@djtu.edu.cn

固体中一维平面纵波通过力学平衡得到(只 x 方向变化, $F=ma$)

$$\left(\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} d_x\right) d_y d_z - \sigma_x d_y d_z = \rho d_x d_y d_z \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} \quad (2)$$

式中: d_x, d_y, d_z 均为体积; σ_x 为应力; ρ 为密度; u_x 为位移; t 为时间。

另外, 材料本构方程为

$$\begin{cases} \epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu}{E} \sigma_y - \frac{\nu}{E} \sigma_z \\ \epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu}{E} \sigma_x - \frac{\nu}{E} \sigma_z \\ \epsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E} \sigma_x - \frac{\nu}{E} \sigma_y \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ 分别为 x, y, z 方向的应变; σ_y, σ_z 分别为 y, z 方向的应力; ν 为泊松比; E 为拉压弹性模量。

式(3)中的第一个式子可以写成

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu}{E} (\sigma_y + \sigma_z) \quad (4)$$

螺栓的约束条件为 $\sigma_y = \sigma_z = 0$, 则式(4)可写为

$$\epsilon_x = \sigma_x / E \quad (5)$$

整理得

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} E = \sigma_x \quad (6)$$

由式(6)可知

$$c_p = \sqrt{(\lambda + 2\mu)/\rho} \quad (7)$$

式中: λ, μ 为拉梅常数; c_p 为纵波声速。

当考虑横波的情况时, 本构方程为

$$\begin{cases} \gamma_{xy} = \tau_{xy}/G \\ \gamma_{zx} = \tau_{zx}/G \\ \gamma_{yz} = \tau_{yz}/G \end{cases} \quad (8)$$

式中: γ 为剪切应变; τ 为剪切应力; G 为剪切弹性模量。

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (9)$$

螺栓的约束条件为 $\gamma_{xy} = \gamma_{yz} = 0$, 则式(8)为

$$\gamma_{zx} = \tau_{zx}/G \quad (10)$$

将式(9)代入式(10)得

$$\tau_{zx} = \frac{E}{2(1+\nu)} \gamma_{zx} \quad (11)$$

由式(11)可知

$$c_s = \sqrt{\mu/\rho} \quad (12)$$

式中: c_s 为横波声速。

根据声弹性理论^[7], 固体中的声速与应力的关系为

$$\sigma \frac{(\lambda + 2\mu)(4\lambda + 10\mu + 4m)/\mu + \lambda + 2n}{\rho_0(3\lambda + 2\mu)} \quad (13)$$

$$\sigma \frac{(2n - 2\lambda)(\lambda + 2\mu + m)/\mu}{\rho_0(3\lambda + 2\mu)} \quad (14)$$

式中: $\sigma_{\sigma,p}$ 和 $c_{\sigma,s}$ 为有应力下的纵波声速和横波声速; $c_{0,p}$ 和 $c_{0,s}$ 为无应力下的纵波声速和横波声速; m, n 为三阶弹性常数。

令

$$2K_p = -\frac{(\lambda + 2\mu)(4\lambda + 10\mu + 4m)/\mu + \lambda + 2n}{(\lambda + 2\mu)(3\lambda + 2\mu)} \quad (15)$$

$$2K_s = -\frac{(2n - 2\lambda)(\lambda + 2\mu + m)/\mu}{\mu(3\lambda + 2\mu)} \quad (16)$$

式中: K_p, K_s 为自定义常量。

m, n 为三阶弹性常数, 则

$$(c_{\sigma,p})^2 = (c_{0,p})^2 (1 + 2K_p \sigma) \quad (17)$$

$$(c_{\sigma,s})^2 = (c_{0,s})^2 (1 + 2K_s \sigma) \quad (18)$$

设螺栓未受应力且温度为 t_0 , 当温度为 t 且未受应力时, 纵横波在螺栓中传播的声时 $T_{0,p}, T_{0,s}$ 分别为

$$T_{0,p} = 2L_0 [1 + \beta(t - t_0)] / c_{t,p} \quad (19)$$

$$T_{0,s} = 2L_0 [1 + \beta(t - t_0)] / c_{t,s} \quad (20)$$

式中: β 为螺栓的温度膨胀系数; L_0 为螺栓在温度为 t_0 时的长度。

$$c_{t,p} = c_{0,p}(1 - \alpha_p \Delta t) \quad (21)$$

$$c_{t,s} = c_{0,s}(1 - \alpha_s \Delta t) \quad (22)$$

式中: $c_{t,p}$ 为横波受应力 σ 且温度为 t_0 时的声速; $c_{t,s}$ 为纵波受应力 σ 且温度为 t_0 时的声速; α_p, α_s 为纵波和横波声速随温度变化的声速系数; Δt 为温度差。

设横纵波在不受应力时的 $T_{0,p}$ 和 $T_{0,s}$ 的比值为 M , 则

$$M = \frac{c_{0,p}(1 - \alpha_p \Delta t)}{c_{0,s}(1 - \alpha_s \Delta t)} \quad (23)$$

由于 α_p, α_s 非常小, 约为 10^{-4} 数量级, 所以当温差不是很大时, M 近似为一条直线。

螺栓中传播的声时为受力及不受力部分声时的和, 纵波受力时的声时 T_p 为

$$T_p = \frac{2\Delta L(1 + \beta \Delta t)}{c_{t,p}} +$$

$$T_{0,p} + \frac{2r'[1+\beta(t-t_0)]K_p\sigma + 2r'\sigma/E}{c_{0,p}(1-\alpha_p\Delta t)(1-K_p\sigma)} \quad (24)$$

式中: $c_{(\sigma,t),p}$ 为纵波受应力 σ 且温度为 t 时的声速; r' 为螺栓有效夹紧距离。

$$c_{(\sigma,t),p} = (1 - \alpha_p \Delta t) c_{\sigma,p} \quad (25)$$

$$r' = r + r_1 + r_2 \quad (26)$$

$$\Delta L = L_0 - r' \quad (27)$$

r' (有效夹紧距离)=螺帽的 $\frac{1}{3}$ +螺母的 $\frac{1}{2}$ +夹紧长度。

同理可知

$$T_s = \frac{2\Delta L(1+\beta\Delta t)}{c_{t,s}} +$$

$$T_{0,s} + \frac{2r'[1+\beta(t-t_0)]K_s\sigma + 2r'\sigma/E}{c_{0,s}(1-\alpha_p\Delta t)(1-K_s\sigma)} \quad (28)$$

$$\sigma =$$

$$\frac{T_p M - T_s}{(T_p M - T_s)(K_p + K_s) + \frac{2r'(1+\beta\Delta t)(K_p - K_s)}{c_{0,p}(1-\alpha_T\Delta t)}} \quad (29)$$

式中: T_s 为横波受力时的声时。

由于 K_p, K_s 约为 $10^{-11}, 10^{-12}$ 的数量级, 因此式(29)可简化为

$$\sigma = K(r)(T_p M - T_s) \quad (30)$$

$$K(r) = \frac{c_{0,p}}{M2r'(K_p - K_s)} \quad (31)$$

利用拉伸机和扭力机标定出螺栓轴力与横纵波跃度时间之间的关系, 利用式(30)求出 $K(r)$ 并拟合成曲线, 保存在计算机中。实际测量时只需测量出紧固后螺栓的横波声时与纵波声时, 依据保存的拟合曲线就可以求出此时螺栓的轴向应力。

2 试验平台

具有独特设计且横纵波一体的超声换能器(内环纵波, 外环横波)实物如图 1 所示, 换能器横波单元与纵波单元相互独立, 且可由系统控制进行激励, 中心频率为 2.5 MHz, 直径为 12 mm。

被测缸体高强度螺栓的材料为 35CrMoV, 轴承高强度螺栓分为 A 款和 B 款。栓体直径为 13 mm, 为了获得更强的回波信号, 需要对螺栓上下底面进行打磨, 使用调制蜂蜜为耦合剂, 试验温差小于



图 1 横纵波一体的超声换能器实物
5 °C。螺栓型号参数如表 1 所示。

表 1 螺栓型号参数

螺栓型号	材料	硬度	韧性
A 款螺栓	35CrMoV	较小	好
B 款螺栓	35CrMoV	较大	差

整套测量系统的试验装置由两部分组成(见图 2), 即施加应力部分和超声测量部分。

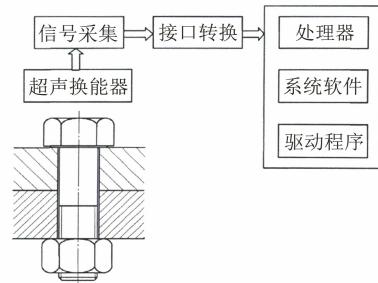


图 2 螺栓测量系统组成框图

整套系统由横纵波一体探头、脉冲收发仪、数据采集卡、系统软件等组成。系统的采样频率为 1 GHz, 采用横纵波一体的超声换能器, 使用脉冲收发仪进行信号激励, 采用螺栓测量系统对超声信号的跃度时间进行记录, 根据记录的时间得出已紧固螺栓的轴向应力。

3 系数测量与实测结果

标定时采用螺栓夹具对螺栓进行夹持, 夹具螺孔长度与实测时的螺孔长度相同, 模拟螺栓预紧工况。使用静态液压万能试验机 MTS-C64.301 进行精确地定量拉伸试验, 可以获得准确的应力-声时对应曲线。静态液压万能试验机的拉伸极限为 300 kN, 以 10 kN 为一个步进进行拉伸试验。试验结果均使用 MATLAB 软件对被测螺栓的轴力和 $T_p M - T^*$ 进行拟合, 并对拟合的直线进行 F 检验(显著性检验)^[8], 检验结果说明声时差与应力之间有良好的线性关系, 发动机缸体与轴承的拟合曲线如图 3,4 所示。

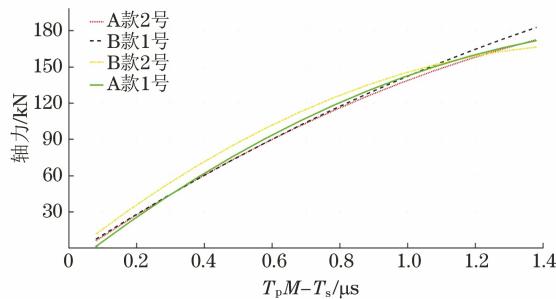


图 3 发动机缸体螺栓轴力与 T_pM-T_s 拟合曲线

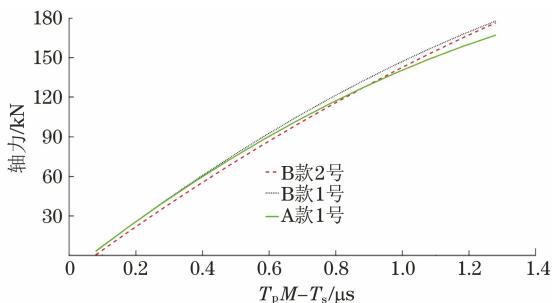


图 4 发动机轴承螺栓轴力与 T_pM-T_s 拟合曲线

从图 3、4 可以看出, 是相同材料不同牌号的高强度螺栓在较低轴力载荷作用下的轴力与 T_pM-T_s 的拟合曲线近似直线, 但当加载轴力超过 120 kN 时, 拟合曲线 T_pM-T_s 的斜率开始发生变化。从拉伸对比图可以看出, 缸体 B 款螺栓比 A 款螺栓的数据曲线更加离散, 表明 A 款螺栓之间的材料差异性更大, 拧紧时轴力的离散也更大。将测定的数值储存在计算机中, 当实测已紧固螺栓应力时, 可根据式(30)求出相应的轴力。实测轴承螺栓 56 根, 包括 28 根 A 款轴承螺栓和 28 根 B 款轴承螺栓, 预计发动机轴承螺栓加载的轴力为 140 kN~150 kN, 发动机缸体螺栓加载的轴力为 130 kN~140 kN。实际系统测量结果如图 5~7 所示。

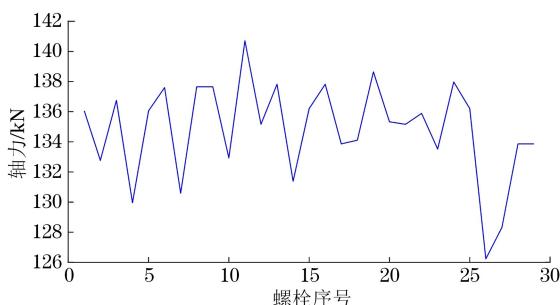


图 5 A 款轴承螺栓实测应力曲线

由图 5~7 可知, 实测值与预加载力之间的差值较小, 缸体螺栓不同位置处最大轴力与最小轴力的差值小于 15 kN, 同款轴承螺栓不同位置处的最大轴力与最小轴力的差值小于 1 kN, 满足发动机螺栓测量精度要求。

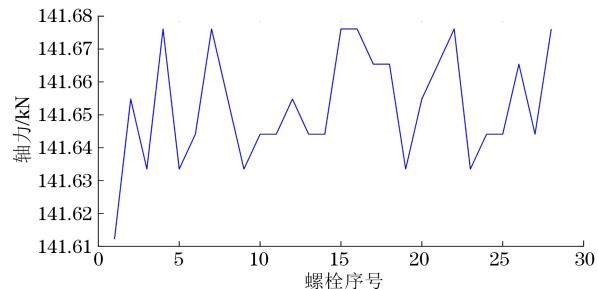


图 6 B 款轴承螺栓实测应力曲线

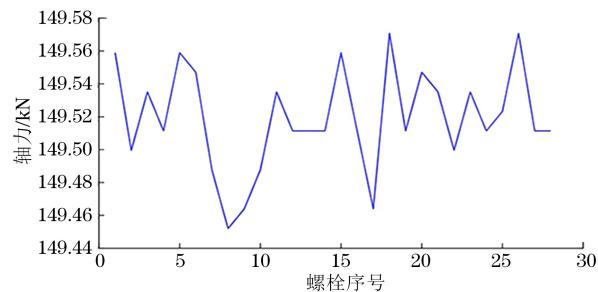


图 7 缸体螺栓实测应力曲线

4 结语

实际测量过程中, 无需测量螺栓的伸长量以及螺栓全长, 在螺栓轴向长度未知的情况下, 可以测量栓体轴向应力。标定测量过程与实际测量过程均操作简单, 测量时间相对较短, 测量效率较高。在高负荷加载下, 螺栓轴向应力测量的实际值与理论值平均误差小于 5%。

参考文献:

- [1] 李光, 莫亚梅, 吴努. 螺栓轴向应力测量技术的研究概况及展望[J]. 南通大学学报(自然科学版), 2009, 8(3): 67-71.
- [2] 杜刚民, 李东风, 曹树林, 等. 螺栓轴向应力超声测量技术[J]. 无损检测, 2006, 28(1): 20-22, 25.
- [3] 赵春华, 张志远, 肖嘉伟, 等. 螺栓应力的超声测量[J]. 无损检测, 2019, 41(8): 45-47.
- [4] 韩玉强, 吴付岗, 李明海, 等. 声弹性螺栓应力测量影响因素[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2020, 51(2): 359-366.
- [5] 何存富, 吴克成. 温度对螺栓紧固应力超声测量的影响研究[J]. 实验力学, 1992, 7(3): 21-27.
- [6] 贾雪, 王雪梅, 甘文成, 等. 声弹性效应螺栓轴向应力标定试验研究[J]. 中国测试, 2018, 44(3): 23-27.
- [7] 江泽涛, 朱士明. 纵横波测已紧固螺栓轴向应力[J]. 应用声学, 2000, 19(1): 16-21.
- [8] 费业泰. 误差理论与数据处理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.