

DOI:10.11784/tdxbz202404013

超声疲劳系统动力学分析及试验应力修正

邓彩艳¹, 李琦¹, 龚宝明¹, 宋宗贤²

(1. 天津大学材料科学与工程学院, 天津 300350; 2. 天津中德应用技术大学航空航天学院, 天津 300350)

摘要: 超声疲劳试验可快速获得材料在超高周寿命区间的疲劳性能。试验应力计算是超高周疲劳试验的关键内容, 其决定了试验数据的准确性, 但目前研究人员在计算试验应力时均未考虑超声变幅杆和试样的耦合作用。针对这一问题, 本文采用数值模拟方法对超声变幅杆和试样进行了动力学分析, 并对超声变幅杆和试样的端部振幅进行了测量。结果表明: 考虑超声变幅杆和试样耦合作用得到的振幅与试验测量结果误差最大仅为 5.4%, 而传统解析法的误差可达 25.5%; 进一步对比发现材料阻尼对共振频率的影响较大, 而外加静态载荷对超声疲劳系统的动力学行为的影响可以忽略; 本文中以 EH690 钢试验获得的 $S-N$ 曲线为例进行了应力修正, 发现经整体法修正后的疲劳应力要高于解析法确定的应力水平。

关键词: 超声疲劳系统; 有限元分析; 放大系数; 应力位移系数; $S-N$ 曲线

中图分类号: TG44; TG146.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0493-2137(2025)06-0583-08

Dynamic Analysis of Ultrasonic Fatigue System and Test Stress Correction

Deng Caiyan¹, Li Qi¹, Gong Baoming¹, Song Zongxian²

(1. School of Materials Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;

2. School of Aviation and Aerospace, Tianjin Sino-German University of Applied Sciences,
Tianjin 300350, China)

Abstract: Ultrasonic fatigue test can quickly obtain the fatigue performance of materials in the ultrahigh cycle life interval. Calculation of the test stress is a key element of the ultrahigh cycle fatigue test, which determines the accuracy of the test data. However, researchers have not considered the coupling effect of the ultrasonic horn and specimen when calculating the test stress. To address this issue, a comprehensive dynamic analysis of the ultrasonic horn and specimen under coupling conditions is carried out using numerical methods, and the end amplitude is measured. The results show that when considering the coupling effect, the maximum error between the calculated and actual amplitudes is reduced to only 5.4%, compared to a significant 25.5% error found in traditional analytical methods. Further comparisons reveal that material damping significantly affects the resonance frequency, while the influence of applied static load on the dynamic behavior of the ultrasonic fatigue system can be ignored. The study uses the $S-N$ curve of EH690 steel as an example for stress correction, demonstrating that the fatigue stress corrected using the proposed monolithic method is higher than the stress level determined by analytical methods.

Keywords: ultrasonic fatigue system; finite element analysis; amplification factor; stress-displacement coefficient; $S-N$ curve

收稿日期: 2024-04-12; 修回日期: 2024-05-08.

作者简介: 邓彩艳 (1979—), 女, 博士, 教授.

通信作者: 邓彩艳, dengcy@tju.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52375376); 天津市自然科学基金资助项目 (23JCZDJC00680); 天津市教委科研计划资助项目 (2021KJ098).

Supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52375376), the Natural Science Foundation of Tianjin, China (No. 23JCZDJC00680), the Science & Technology Development Fund of Tianjin Education Commission for Higher Education (No. 2021KJ098).

EH690 钢因其优越的高强度、高韧性和耐腐蚀性能而被广泛应用于海洋工程结构. 海洋结构在实际服役过程中受到的疲劳循环可达 1×10^8 周次. 传统的疲劳研究认为材料在 1×10^7 周次附近存在疲劳极限, 当材料所加载荷的应力幅低于疲劳极限时, 材料具有无限寿命^[1], 但近年的试验结果和工程案例均证实, 高强钢及其合金材料并不存在传统意义上的疲劳极限, 即在低于疲劳极限的应力循环下仍会发生疲劳断裂^[2]. 随着现代工业的发展, 一些结构件的实际服役寿命已达 $1 \times 10^8 \sim 1 \times 10^9$ 周次及以上, 继续采用传统的疲劳极限方法去预估结构件的疲劳寿命已难以满足超长寿命服役安全的要求. 这推动了对材料在 $1 \times 10^8 \sim 1 \times 10^9$ 周次的疲劳行为及其机理的研究. 然而, 常规的疲劳试验机测试一个 1×10^9 周次的疲劳试样需要数月甚至一年以上的的时间. 相同的试验, 超声疲劳试验机仅需 14 h, 节省了大量时间, 因此, 其被广泛应用于超高周疲劳试验^[3-6].

超声疲劳试验是利用纵波沿变幅杆和试样的传播来实现循环载荷的加载, 试验过程中变幅杆和试样整体实现了振动加载. 研究人员对超声疲劳变幅杆及超声疲劳试样的动力学行为进行了研究, 但都是单独研究, 一般假设两者之间互不影响^[7-14]. 实际在实验过程中, 超声疲劳变幅杆与试样构成了新的振动系统, 其模态和动态响应是否与单独考虑超声疲劳变幅杆或试样时的振动系统一致是尚未触及的一个关键问题, 其决定了共振频率和振幅以及循环载荷的计算准确性. 针对上述问题, 本文采用 ABAQUS 有限元软件对试样与超声变幅杆构成的耦合系统进行动力学分析, 验证了在超声疲劳试验中考虑超声变幅杆和试样耦合作用进行试样设计及应力计算的必要性, 并采用 EH690 高强钢进行了试验验证.

1 试样设计及应力控制方法

1.1 单自由度系统的共振

超声疲劳变幅杆与试样沿周向展开可近似看作一根杆. 因此, 传统解析法采用杆的受迫振动理论对超声疲劳试样进行分析, 而杆在共振时杆上任意点的位移是各阶模态响应在该点位移分量的矢量和. 超声疲劳试验时超声变幅杆与试样仅发生轴向振动, 故用单自由度系统在简谐激励下的稳态振动做理论分析^[15]. 单自由度系统在简谐力的作用下, 根据牛顿第二运动定律其运动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos(\omega t) \quad (1)$$

式中: x 为位移向量; t 为时间; m 、 c 、 k 分别为系单自由度系统的质量、阻尼和刚度系数; F_0 为激振力幅值; ω 为振动频率. 由微分方程理论计算其解为

$$x = X_0 e^{-\xi\omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) X + \cos(\omega t - \phi) \quad (2)$$

其中

$$\omega_d = \sqrt{1 - \xi^2} \omega_n \quad (3)$$

式中: X_0 和 ϕ_0 根据初始条件确定; X 和 ϕ 为待定常量, 分别表示响应的幅值与相角; ξ 为阻尼比; ω_d 为有阻尼固有频率; ω_n 为无阻尼固有频率.

1.2 传统解析法

本文将图 1 所示的狗骨状试样 L_1 段命名为试样试验段, L_2 段命名为变截面段, L_3 段命名为谐振段. 基于弹性波理论和泊松比等于零的假设, 纵波和狗骨形试样的一维动力学方程分别为

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4)$$

$$\rho S(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ES(x) \frac{du}{dx} \right] \quad (5)$$

式中: c 为纵波传播速度; E 为材料弹性模量; ρ 为材料密度; $S(x)$ 为坐标 x 处截面面积; u 为坐标 x 处截面在 t 时刻沿纵向的位移.

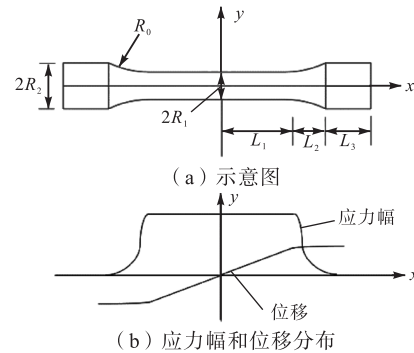


图 1 狗骨形试样

Fig.1 Dog-bone-shaped specimen

将式(4)代入式(5)可得

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = c^2 \left[p(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right] \quad (6)$$

其中

$$p(x) = \frac{S'(x)}{S(x)} \quad (7)$$

对式(6)采用分离变量法, 设位移函数 $u(x, t)$ 为

$$u(x,t) = U(x)e^{i\omega t} \quad (8)$$

式中 $U(x)$ 为位移幅函数.

将式(8)代入式(6)可得

$$U''(x) + p(x)U'(x) + k^2 U(x) = 0 \quad (9)$$

$$k = \frac{\omega}{c} \quad (10)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (11)$$

式中 f 为线性频率。

对如图 1 所示的狗骨形试样, L_1 和 L_3 段为等截面体, 则

$$y(x) = \begin{cases} R_2 & (L_1 + L_2) < |x| < L \\ R_1 & 0 < |x| < L_1 \end{cases} \quad (12)$$

$$p(x) = \frac{S'(x)}{S(x)} = 0 \quad (13)$$

将式 (13) 代入式 (9) 可得

$$U''(x) + k^2 U(x) = 0 \quad (14)$$

圆柱段通解为

$$U(x) = C_1 \cos(kx) + C_2 \sin(kx) \quad (15)$$

$$0 < |x| < L_1, (L_1 + L_2) < |x| < L$$

假设 L_2 段轮廓线为悬链线, 则

$$y(x) = R_1 \cosh(\alpha(x - L_1)) \quad (16)$$

$$p(x) = 2\alpha \tanh(\alpha(x - L_1)) \quad (17)$$

其中

$$\alpha = \frac{1}{L_2} \operatorname{arcosh}\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \quad (18)$$

将式 (17) 代入式 (9) 可得

$$U''(x) + 2\alpha \tanh(\alpha(x - L_1)) U'(x) + k^2 U(x) = 0 \quad (19)$$

式 (19) 的通解为

$$U(x) = \frac{C_3 \exp(\beta x) + C_4 \exp(-\beta x)}{\cosh(\alpha(x - L_1))} \quad (20)$$

$$L_1 < |x| < (L_1 + L_2)$$

其中

$$\beta = \sqrt{\alpha^2 - k^2} \quad (21)$$

根据超声疲劳系统的边界条件和连续性条件, 可得试样的谐振段长度 L_3 为

$$L_3 = \frac{1}{k} \arctan \left\{ \frac{1}{k} \left[\frac{k + \beta \tan(kL_1) \tanh(\beta L_2)}{\tanh(kL_1) + (k/\beta) \tanh(\beta L_2)} - \alpha \frac{\sinh(\alpha L_2)}{\cosh(\alpha L_2)} \right] \right\} \quad (22)$$

狗骨状试样的最大压力幅为

$$\sigma_{\max} = C_s A_0 \quad (23)$$

$$C_s = E \beta k \phi \quad (24)$$

$$\phi = \frac{\cos(kL_3) \cosh(\alpha L_2)}{\beta \sin(kL_1) \cosh(kL_2) + k \cos(kL_1) \sinh(kL_2)} \quad (25)$$

式中: A_0 为试样的端部位移振幅; C_s 为应力位移系数。

当确定材料属性及试样形状后, E 、 β 、 k 、 ϕ 均为常数, 此时试样最大压力幅 σ_{\max} 与试样端部位移振

幅 A_0 是线性关系, 所以在试验中通过控制试样端部位移振幅 A_0 来控制应力。

1.3 超声疲劳试样尺寸设计

为了便于区分, 将考虑超声变幅杆与试样耦合作用的试样设计方法命名为整体法, 将第 1.2 节的试样设计方法命名为传统解析法^[16]。本文共设计了 4 种尺寸的试样, 谐振端长度 L_3 分别为 11.5 mm、12.4 mm、13.0 mm、13.5 mm, 其他尺寸保持相同, 如表 1 所示。根据谐振端长度为试样命名, 例如 $L_3 = 11.5$ mm 的试样命名为 A115。其中传统解析法计算得到的试样谐振端长度 $L_3 = 12.4$ mm。

表 1 试样尺寸

Tab.1 Specimen size

R_0/mm	R_1/mm	R_2/mm	L_1/mm	L_2/mm
15	2	5	12	9

通过 LK-G5000 基恩士激光测振仪测量超声变幅杆端部和试样的端部位移, 由于测试过程中共振时间短 (1 ~ 10 s) 和输入电流小 (最大为 500 mA), 试样发热不严重, 故使用压缩空气进行保温, 如图 2 所示。

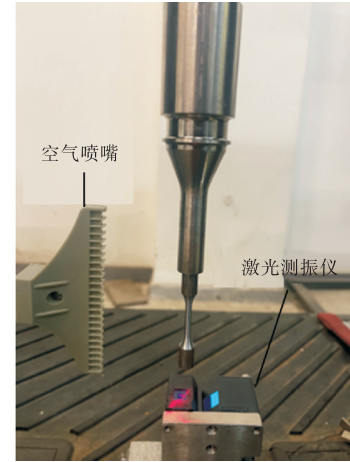


图 2 激光测振仪测量试样输出端位移

Fig.2 Laser vibrometer measuring the output end displacements of specimen

经线性拟合可得超声变幅杆空载时输入电流 I_0 与端部位移振幅 A_0 的关系, 如图 3 所示, 其拟合方程为

$$A_0 = 0.0313 I_0 - 1.64 \quad (26)$$

1.4 超声疲劳试验

本研究采用的试验材料为 EH690 超高强海洋工程用钢, 钢板厚度为 100 mm。选用的超声疲劳试验机为天津大学自主研制的 USF-300 超声疲劳机。由于阻尼的存在, 振动过程中系统的机械能会转换为噪声和热能。当试样温度过高时, 其弹性模量降低, 相

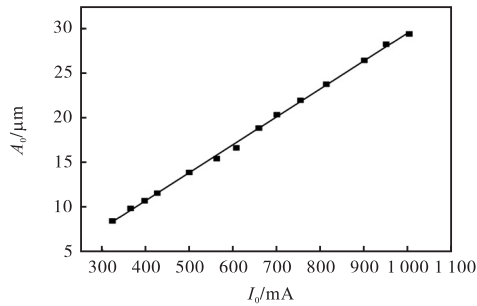


图 3 超声变幅杆空载时的电流-振幅图

Fig.3 Current-amplitude plot obtained during ultrasonic horn unloading

同的振幅下产生的应力变小;严重发热时,试验频率会发生严重变化,进而导致试验停止.上述两种情况均会导致试验结果出现严重误差.因此,本试验采用间隙试验模式,即工作时间 3 s,停止时间 2 s.同时,在试验过程中采用酒精冲洗的方式进行冷却,如图 4 所示.



图 4 超声疲劳试验酒精冲洗示意

Fig.4 Schematic diagram of alcohol rinsing for ultrasonic fatigue test

2 基于数值方法的动力学分析

动力学分析包括模态分析和稳态动力学分析.模态分析可以得到振动系统的固有频率及对应的模态振型等,与结构所受载荷没有直接关系.稳态动力学分析可以得到振动系统在不同载荷下的动力响应,这其中就包括振动系统共振时的具体振幅和应力幅值.本文通过 ABAQUS 有限元软件对超声变幅杆和试样进行模态分析和稳态动力学分析,其中超声变幅杆的材料为钛合金 TC4,其密度为 $4\,510\text{ kg/m}^3$,弹性模量为 120 GPa ,泊松比为 0.3;EH690 高强钢的密度为 $7\,850\text{ kg/m}^3$,弹性模量为 214 GPa ,泊松比为 0.3;超声变幅杆与试样通过螺栓连接,螺栓的材料属性与

EH690 高强钢相同.

超声变幅杆共划分为 14 926 个单元,螺栓共划分为 13 056 个单元,试样 A130 共划分为 14 632 个单元,单元类型均为 C3D8R.划分网格后创建线性摄动中的频率分析步及基于模态的稳态动力学分析步.

当进行应力比 $R = -1$ 时的超声疲劳试验时,试样端部与超声变幅杆相连,不发生除轴向外的位移,因此在有限元模拟中固定超声变幅杆与换能器相连一端除 x 方向外的其他位移,如图 5(a)所示.当进行应力比 $R > -1$ 时的超声疲劳试验时,需通过静态拉伸机提供平均拉力.此时,试样两端均与超声变幅杆连接.同时,在下变幅杆法兰盘表面施加固定约束,并对上超声变幅杆端部施加拉力,如图 5(b)所示.同时为便于描述,本文将超声变幅杆输出端位移与超声变幅杆输入端位移的比值命名为超声变幅杆放大系数,将试样输出端位移与超声变幅杆输出位移的比值命名为试样放大系数.

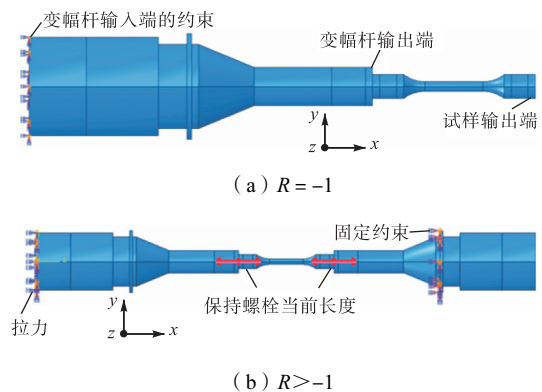


图 5 疲劳试验建模

Fig.5 Fatigue test modeling

当进行应力比 $R > -1$ 时的超声疲劳试验模拟时,螺栓预紧力设置为 $5\,000\text{ N}$,并在随后的分析步将螺栓预紧力改为保持螺栓当前的长度.如不做此设置,ABAQUS 在后续分析步中保持预紧力不变.而在实际试验中,施加外载荷后,螺栓内部的应力会发生变化.改为保持螺栓当前的长度后,螺栓只在当前分析步保持此长度,在此分析步结束后,如果有其他外载荷,螺栓长度会发生相应变化.

3 结果与分析

3.1 模态分析与稳态动力学分析

超声变幅杆与试样的模态分析结果和稳态动力学分析结果如表 2 所示.本试验使用的 UFS-300 超声换能器发生纵向振动的频率为 $19\,964\text{ Hz}$,故频率扫描范围设置为 $19\,500 \sim 20\,500\text{ Hz}$.随后提取分析结

果如图 6 所示,发现当频率为 20 454 Hz 时,超声变幅杆与试样 A130 构成的振动系统发生纵向振动,与试验频率 20 004 Hz 相差较大.造成这一差异的原因是:ABAQUS 模态分析得到的固有频率为无阻尼固有频率 ω_n ,而现实结构必然存在阻尼,故试验中测得

的频率为有阻尼固有频率 ω_d .根据式(3)可计算得到结构的阻尼比 ξ ,并在后续的稳态动力学分析中带入.由图 7 可知:考虑阻尼影响后的有阻尼频率为 19 964 Hz,与试验频率相差 40 Hz,这说明在有限元分析中阻尼对准确得到共振频率的重要性.

表 2 试验频率及模拟结果

Tab.2 Frequency of test and simulation results

试样	试验频率/Hz	无阻尼固有频率/Hz	阻尼比	有阻尼固有频率/Hz	超声变幅杆放大系数	试样放大系数 k_s
单独试样						1.00
单独变幅杆						
A115	19 964	20 518	0.231	19 964	5.15	
A124	20 291	20 836	0.227	20 305	5.04	1.30
A130	20 127	20 604	0.214	20 125	5.12	1.20
A135	20 004	20 454	0.209	19 964	5.17	1.14
	19 886	20 334	0.208	19 900	5.23	1.10

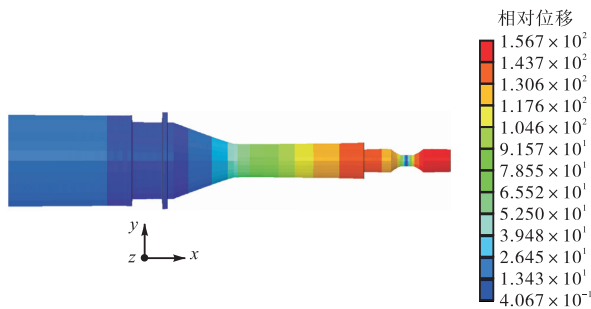


图 6 模态分析 ($f=20\ 454\ \text{Hz}$)
Fig.6 Modal analysis ($f=20\ 454\ \text{Hz}$)

由图 7 和表 2 可知,超声疲劳系统共振时,超声变幅杆放大系数与负载时不等,试样两端振幅不等;而传统解析法认为,超声变幅杆空载和负载时的放大系数相同,试样两端振幅相等.综上可知,超声变幅杆与试样相连接后,会构成一个新的振动系统,改变彼此的动力学行为,而不是传统解析法认为的两者之间相互独立、互不影响.因此,考虑超声变幅杆和试样的耦合作用对得到准确的试验结果非常重要.

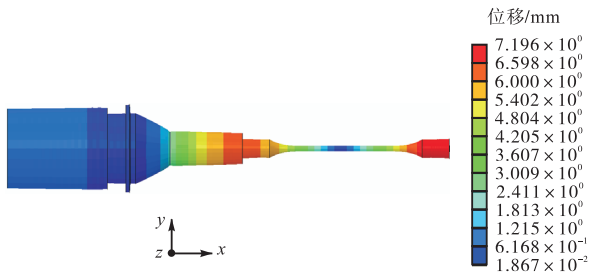


图 7 稳态动力学分析
Fig.7 Steady-state dynamic analysis

本试验使用的 UFS-300 超声换能器的工作原理是:利用压电晶体在外加电场作用下产生与外加电场强度成正比的压变现象,将交流电转换为机械振动,之后通过超声变幅杆将机械振动位移放大并传递到

试样上.结合超声疲劳试验装置的工作原理可知,超声变幅杆加载试样后,其放大系数改变,但压电晶体的逆压电效应并不会受到影响,即在相同外加电场强度下超声换能器产生的初始机械振动相同.

超声变幅杆和试样放大系数的改变导致了超声变幅杆负载时的输出位移与超声变幅杆空载时的不同.因此,超声变幅杆负载和空载时的输出位移应满足如下方程:

$$u_L = \frac{k_L k_S}{k_1} u_1 \tag{27}$$

式中: u_1 为超声变幅杆空载时的输出端位移; u_L 为超声变幅杆负载时试样的端部位移; k_1 为超声变幅杆空载时的放大系数; k_L 为超声变幅杆负载时的放大系数.

将输入电流带入式(26)可得超声变幅杆空载时的输出端位移 u_1 即理论振幅.由表 2 可知超声变幅杆空载的放大系数 k_1 、加载不同试样时的放大系数 k_L 和试样的放大系数 k_S .将上述数据带入式(27)即可得修正振幅.

将各试样的理论计算振幅与修正后得到的振幅和试验实际测得的振幅进行比较,如表 3 所示.传统解析法计算得到的振幅与实际振幅的误差 e_1 在 10.1% ~ 25.5%,修正后的振幅与试验测得振幅的误差 e_2 最大不超过 5.4%,这说明考虑变幅杆与试样耦合作用得到的修正振幅更符合实际.

传统解析法认为,试样发生共振时两端位移相同,并以此为基础计算应力位移系数.但模拟及试验结果均表明,试样与超声变幅杆构成新的振动系统后,其振型发生改变,试样两端的位移不等.因此,实际的应力位移系数必与传统解析法计算的应力位移系数存在差异.将试样的应力幅值与超声变幅杆输出端位移幅值的比值命名为整体法 1,试样的应力幅值与试样输出端位移幅值的比值命名为整体法 2.并将

表 3 实测振幅、理论振幅和修正振幅
Tab.3 Measured, theoretical, and corrected amplitudes

试样	输入电流/mA	实测振幅/ μm	理论振幅/ μm	$e_1/\%$	修正振幅/ μm	$e_2/\%$
A115	308	9.95	8.00	-19.6	10.16	2.1
	350	12.50	9.32	-25.5	11.83	-5.4
	394	13.05	10.69	-18.1	13.58	4.1
	484	16.85	13.51	-19.8	17.16	1.8
	500	17.85	14.01	-21.5	17.79	-0.3
A124	310	9.10	8.06	-11.4	9.59	5.4
	393	12.35	10.66	-13.7	12.69	2.7
	453	14.95	12.54	-16.1	14.92	-0.2
	497	16.50	13.92	-15.7	16.56	0.4
	550	18.70	15.58	-16.7	18.53	-0.9
A130	310	9.20	8.06	-12.4	9.19	-0.1
	346	10.30	9.16	-10.8	10.48	1.7
	400	13.00	10.88	-16.3	12.40	-4.6
	451	14.50	12.48	-14.0	14.22	-1.9
	502	15.80	14.07	-10.9	16.04	1.5
A135	272	7.65	6.87	-10.1	7.70	0.6
	304	8.85	7.88	-11.0	8.82	-0.3
	362	10.95	9.69	-11.5	10.85	-0.9
	395	12.00	10.72	-10.6	12.01	0.1
	425	13.40	11.66	-13.0	13.06	-2.5

其与传统解析法所得的应力位移系数进行对比,如图 8 所示。

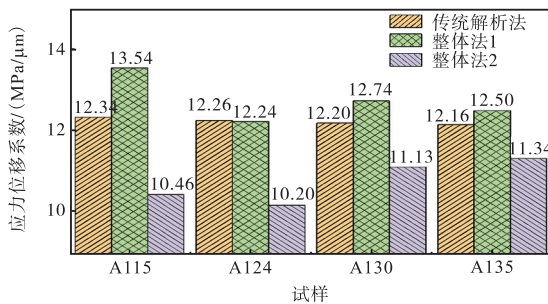


图 8 试样的应力位移系数

Fig.8 Stress-displacement coefficients of the specimens

由图 8 可知,3 种应力位移系数均不同. 其中整体法 1 与传统解析法的误差较小. 但超声疲劳试验过程中,直接监测超声变幅杆输出端位移的难度较大,对监测设备的要求更高,故通过监测试样输出端位移进行校正及应力计算. 整体法 2 与传统解析法间的误差最大可达 20%,这是因为试样振型发生改变,其应力位移系数也发生变化,采用传统解析法计算应力必然产生误差. 因此,通过整体法对其进行修正是必要的。

3.2 阻尼对放大系数和应力位移系数的影响

由表 3 及式(3)可知,阻尼对共振频率影响较大,但阻尼对放大系数和应力位移系数的影响未知. 为了探究阻尼的影响,以试样 A130 为例,通过数值

模拟计算了阻尼比分别为 0.001 0、0.020 9、0.500 0 和 0.900 0 时的超声变幅杆放大系数、试样放大系数和应力位移系数,结果如图 9 所示. 由图 9 可知,超声变幅杆的放大系数、试样的放大系数和应力位移系数是一恒值,不随阻尼的变化而变化。

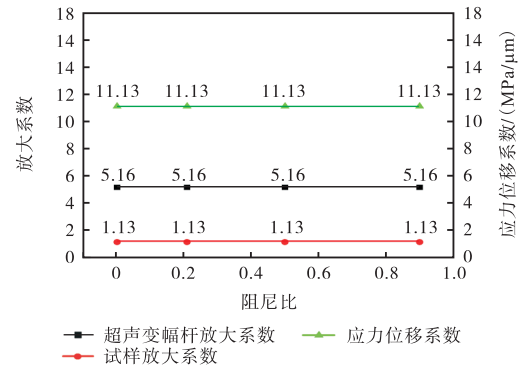


图 9 振动系统的各类系数

Fig.9 Coefficients of the vibration system

3.3 外加载荷的影响

超声变幅杆空载和进行应力比 $R = -1$ 时的超声疲劳试验时,可直接测量端部位移幅值,进而控制试样的应力幅值. 而在进行应力比 $R > -1$ 时的超声疲劳试验时,试样两端均与超声变幅杆连接,同时由静态拉伸机提供平均拉力. 此时测量超声变幅杆或试样端部位移幅值难度较大,因而只能通过超声变幅杆空载或应力比 $R = -1$ 的超声疲劳试验的数据来得到电流与振幅的关系,进而控制试样的应力幅值. 但新引入的下超声变幅杆与上超声变幅杆和试样构成了新的振动系统. 同时,静态拉伸机提供的拉力会对振动系统的刚度矩阵产生影响. 这两者都会改变振动系统的动力学行为. 因此,以试样 A130 为例进行了模拟计算,结果如图 10 所示。

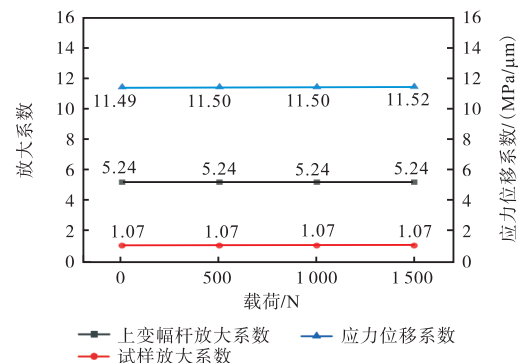


图 10 外加载荷对放大系数的影响

Fig.10 Effect of external load on the amplification factor

由表 2 和图 8 可知,无下变幅杆时,上变幅杆的放大系数、试样的放大系数和应力位移系数分别为

5.17、1.14 和 11.13 MPa/ μm 。由图 10 可知,引入下变幅杆后上述系数变为 5.24、1.07 和 11.49 MPa/ μm ,这是由于上变幅杆、试样和下变幅杆构成了一个新的振动系统,三者互相影响。而外加载荷几乎不影响上变幅杆放大系数、试样放大系数和应力位移系数,这是因为外加载荷是通过改变振动系统的刚度矩阵来影响振动系统的动力学行为,而 TC4 和 EH690 钢原有刚度系数较大,受外加载荷影响小,所以几乎不发生改变。

3.4 超高周疲劳 S-N 曲线

由表 2 和图 7 可知,超声变幅杆与试样构成新的振动系统后,超声变幅杆的放大系数、试样的放大系数与应力位移系数均发生改变。只有考虑了上述变化,再通过式 (23)、(26) 和 (27) 计算得到的疲劳强度才更接近真实值。图 11 为 EH690 钢在应力比 $R = -1$ 时的 S-N 曲线,试验使用试样尺寸与 A130 一致。可以看出,经整体法修正后,EH690 钢的疲劳强度提高。这是因为超声变幅杆与试样构成新的振动系统后,试样的应力位移系数由 12.20 MPa/ μm 减小为 11.13 MPa/ μm ,但超声变幅杆和试样的放大系数分别由 5.15、1.00 增大为 5.17、1.14。当输入电流为 1 000 mA,代入式 (26) 和 (27),传统解析法和整体法的试样输出端位移分别为 29.66 μm 和 33.94 μm ,将试样输出端位移代入式 (23),可得传统解析法和整体法的应力幅值分别为 362 MPa 和 378 MPa。整体法计算得到的疲劳应力比传统解析法高 4.42%。同时可以看出,EH690 钢并不存在疲劳极限,在 $1 \times 10^6 \sim 1 \times 10^9$ 周次范围 S-N 曲线始终保持下降趋势, 1×10^8 周次的疲劳强度明显低于 1×10^6 周次的疲劳强度。

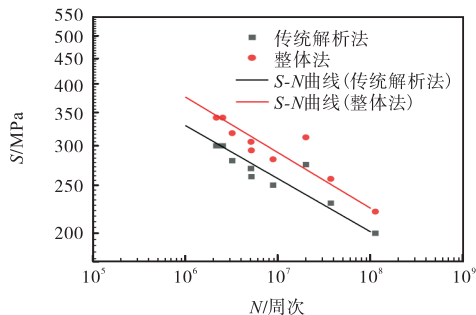


图 11 传统解析法与经整体法修正后 S-N 曲线

Fig.11 S-N curves of the traditional analytical method and those corrected by the monolithic method

4 结 论

(1) 试样与超声变幅杆连接后两者的动力学行为均会改变,进而导致共振频率、放大系数和应力位

移系数的改变,而不是传统解析法认为的彼此间相互独立、互不影响。

(2) 阻尼对超声变幅杆和试样的放大系数无影响,但对共振频率影响较大。

(3) 振动系统部件的改变会对原振动系统产生较大影响,而外加载荷对振动系统的影响较小,这是由于振动系统的刚度矩阵较大,受外加载荷的影响较小。

(4) 对于编号为 A130 的试样,整体法修正后 EH690 钢的疲劳应力比传统解析法高 4.42%。

参考文献:

- [1] Bathias C, Ni J Q, Wu T Y, et al. Fatigue threshold of alloy at high frequency[J]. Mechanical Behaviour of Materials VI, 1991, 4: 463-468.
- [2] Bathias C. There is no infinite fatigue life in metallic materials[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2010, 22(7): 559-565.
- [3] Mayer H. Recent developments in ultrasonic fatigue[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2016, 39(1): 3-29.
- [4] 王颖, 王东坡, 丁吉坤, 等. 薄板对接超声疲劳试样设计方法及其误差分析[J]. 焊接学报, 2019, 40(1): 71-74.
Wang Ying, Wang Dongpo, Ding Jikun, et al. Design method and error analysis of thin plate butt welded joint specimen for ultrasonic fatigue test[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2019, 40(1): 71-74(in Chinese).
- [5] 王颖, 宋宗贤, 王东坡, 等. EH36 钢焊接接头在超长寿命区间的疲劳性能[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2013, 46(5): 453-457.
Wang Ying, Song Zongxian, Wang Dongpo, et al. Super-long life fatigue properties of EH36 steel welded joints[J]. Journal of Tianjin University(Science and Technology), 2013, 46(5): 453-457(in Chinese).
- [6] 邓彩艳, 李建宏, 龚宝明, 等. 热处理前后 7050-T7451 铝合金搅拌摩擦焊接头超高周疲劳行为研究[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2021, 54(11): 1139-1144.
Deng Caiyan, Li Jianhong, Gong Baoming, et al. Very high cycle fatigue behaviors of friction stir welded joints of 7050-T7451 aluminium alloy before and after heat treatment[J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2021, 54(11): 1139-1144(in Chinese).

- [7] 陈广鹏, 江京亮, 赵官传, 等. 基于 ABAQUS 多频率超声变幅杆稳态及谐响应分析[J]. 机床与液压, 2019, 47(11): 147-150.
Chen Guangpeng, Jiang Jingliang, Zhao Guanchuan, et al. Steady state and harmonic response analysis of multi-frequency ultrasonic horn based on ABAQUS[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(11): 147-150(in Chinese).
- [8] 舒力力, 李岳刚, 徐乾罡, 等. 超声疲劳狗骨平面试样设计与疲劳寿命实验研究[J]. 固体力学学报, 2024, 45(3): 392-400.
Shu Lili, Li Yuegang, Xu Qiangang, et al. Design of ultrasonic fatigue sample with planer section and experimental verification through fatigue life testing[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2024, 45(3): 392-400(in Chinese).
- [9] 吴良晨. 超声频分量双周疲劳载荷作用下焊接接头的疲劳性能[D]. 天津: 天津大学, 2013.
Wu Liangchen. Fatigue Properties of Welded Joints Under Ultrasonic Bicycle Fatigue Loads[D]. Tianjin: Tianjin University, 2013(in Chinese).
- [10] 邓彩艳, 曾超, 龚宝明, 等. 基于数值方法的超声疲劳应力计算方法修正及应用[J]. 焊接学报, 2022, 43(7): 1-6, 113.
Deng Caiyan, Zeng Chao, Gong Baoming, et al. Revision and application of ultrasonic fatigue stress calculation method based on numerical method[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2022, 43(7): 1-6, 113(in Chinese).
- [11] 李群. 超声疲劳试验装置及试件设计与试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
Li Qun. Design and Experimental Study of Ultrasonic Fatigue Test Device and Specimen[D]. Changchun: Jilin University, 2020(in Chinese).
- [12] 刘军, 朱华, 牛子杰, 等. 基于半功率带宽法的行波超声电机谐响应分析[J]. 压电与声光, 2019, 41(3): 344-348.
Liu Jun, Zhu Hua, Niu Zijie, et al. Harmonic response analysis of traveling wave ultrasonic motor based on half-power bandwidth method[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2019, 41(3): 344-348(in Chinese).
- [13] Dantas R, Gouveia M, Silva F G A, et al. Notch effect in very high-cycle fatigue behaviour of a structural steel[J]. International Journal of Fatigue, 2023, 177: 107925.
- [14] Dantas R, Gouveia M, Silva F G A, et al. Very high cycle fatigue behaviour of S690 structural steel[J]. Procedia Structural Integrity, 2022, 42: 1676-1683.
- [15] 万杰. 高温超声疲劳测试技术相关理论与试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2023.
Wan Jie. Research on the Theory and Experiment of High Temperature Ultrasonic Fatigue Testing Technology[D]. Changchun: Jilin University, 2023(in Chinese).
- [16] 曹晓东. 超声疲劳振动系统的分析与设计研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
Cao Xiaodong. Analysis and Design of Ultrasonic Fatigue Vibration System[D]. Changchun: Jilin University, 2020(in Chinese).

(责任编辑: 田军)