

动态载荷作用下大型复杂结构的振动疲劳分析方法综述

于志达¹, 欧阳昱¹, 卢耀辉^{1,2}, 毕伟², 刘慧琳¹

(1. 西南交通大学 唐山研究生院, 河北 唐山 063016; 2. 西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

摘要: 首先从目前存在的疲劳损伤现象拓展到工程各行业中服役结构的疲劳损伤情况, 分析了振动疲劳损伤作用机理, 并论述了振动疲劳研究的意义, 阐述了振动疲劳的定义, 其次分析了振动疲劳分析方法的国内外发展情况及研究现状。此外, 通过对振动疲劳研究相关文献的梳理, 总结出一些振动疲劳时域与频域方面的研究方法, 并分析了各方法的优缺点。最后, 根据在振动疲劳研究目前存在的一些问题, 归纳出未来的研究发展方向。

关键词: 振动疲劳; 轻量化设计; 动态载荷; 时域方法; 频域方法

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2019.11.003

中图分类号: O346.2+2 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2019)11-0013-06

Review of Vibration Fatigue Analysis Methods for Large Complex Structures under Dynamic Loads

YU Zhi-da¹, OU-YANG Yu¹, LU Yao-hui^{1,2}, BI Wei², LIU Hui-lin¹

(1. Graduate School of Tangshan, Southwest Jiaotong University, Tangshan 063016, China;

2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

ABSTRACT: This paper firstly expanded from the existing fatigue damage phenomenon to the fatigue damage of the service structure in various engineering industries, analyzed the mechanism of vibration fatigue damage, discussed the significance of vibration fatigue research, and expounded the definition of vibration fatigue. Secondly, it made an analysis of vibration fatigue analysis method towards the development situation and research status from home to abroad; in addition, through the combing of the literature on vibration fatigue research, some research methods of vibration fatigue time domain and frequency domain were summarized and the advantages and disadvantages of each method were analyzed. Finally, according to the research on existing problems of vibration fatigue, the future research directions were summarized.

KEY WORDS: vibration fatigue; lightweight design; dynamic load; time domain method; frequency domain method

近年来, 中国的工业已经实现了跨越式发展, 新型机械化装备不断投入到工程应用当中。在装备服役的过程内, 其面临着从以往单一的工作环境转向高速、高温、高压等具备更复杂条件的工作环境, 这就

会导致装备结构上会产生更多的失效因素。

我国高速铁路曾经历过 6 次大提速, 在每一次提速过后都有一个困扰着人们, 即高速列车的安全服役问题。从我国目前现有的轨道谱研究中发现, 列

收稿日期: 2019-10-21; 修订日期: 2019-11-09

基金项目: 四川省科技厅国际合作项目 (2018HH0072)

作者简介: 于志达 (1995—), 男, 辽宁锦州人, 硕士研究生, 主要研究方向焊接结构失效振动疲劳分析。

通讯作者: 卢耀辉 (1973—), 男, 甘肃民勤人, 博士, 教授, 主要研究方向为振动疲劳与焊接疲劳断裂、车辆空气动力学。

车运营速度的提高会影响激励频率,速度越快,激励频率范围越大。对高速列车车体而言,在长时间循环载荷的作用下,激励频率在接近或达到共振频率时,就会使对应成分的载荷能量增大,容易使车体产生振动疲劳裂纹。车体作为高速列车服役的重要装备,其结构可靠性对保障乘车人员财产安全有重要意义。

在海洋装备领域,船体浪激振动是由与共振现象有关的二阶激振和由浪激产生的瞬态冲击载荷引起的激振两部分组成^[1]。此外海上浮式装置的立管和系泊系统在不同的动力环境下表现出复杂的动力特性^[2]。不仅有波浪载荷和低频漂移响应,还有涡激振动引起的高频响应。在这种复杂载荷的作用下,装置不断累积振动疲劳损伤,直至装置疲劳失效。

在航空航天领域,飞机结构在使用过程中始终处于振动环境,振动引起的结构疲劳破坏是飞机结构破坏的主要模式之一,也是航空武器装备研制和使用中的共性问题。2016年12月18日,据报道,美国约翰保罗复斯号驱逐舰上的摄影师拍到雄猫战机演习的画面,上空距离海面266.67 m时,飞行员与他的雷达官以380 km/h飞向驱逐舰,喷射机速度接近音障时,会产生蒸汽锥,然后突然解体了,时速只差几里就能突破音障。当飞机在突破音障的过程中,外载荷频率接近飞机固有频率,引发了共振现象导致飞机在空中瞬间解体。

以上这些例子均体现了机械结构因振动加强和局部振动突出的问题,事实证明,振动与疲劳之间的关系密不可分,共振是造成机械结构失效的重要原因,且多数以疲劳的形式表现出来。进入21世纪,我国作为工业大国正朝向工业强国的目标前进。加强振动与疲劳的交叉学科研究,可以在产品设计阶段避免很多工程结构疲劳失效问题从而提高产品的可靠性,所以开展振动疲劳研究有广阔的前景与重要的意义。

1 振动疲劳

振动疲劳是结构所受动态交变载荷(如振动、冲击、噪声载荷等)的频率分布与结构固有频率分布具有交集或相接近,从而使结构产生共振所导致的疲劳破坏现象,也可以直接说成是结构受到重复载荷作用,激起结构共振所导致的疲劳破坏。因此只有结构在共振带宽内或其附近受到激励导致的共振破坏才属于振动疲劳破坏,否则都属于静态疲劳问题。工业中,有必要评估疲劳寿命,并在初始产品设计阶段设计具有保证耐久性的部件。结构工程师通常使用部件疲劳测试或驾驶疲劳测试来验证部件的耐久性,由于时间和金钱的限制,使用这些评估方法可以及时地审查耐久性。通过使用有限元分析进行虚拟疲劳分析,可以减少在新设备开发阶段消耗的时间和金钱。由于

这种优势,疲劳测试和虚拟疲劳分析都被广泛应用于工业。

随着对结构疲劳设计分析的精度要求不断提高,疲劳研究已从材料力学的理论基础逐步发展为弹塑性力学和断裂力学的理论基础。1958年,Crandall首次将随机振动理论应用于结构疲劳研究中^[3]。1963年Crandall和Mark首先将振动疲劳描述为一种不可逆的振动强度破坏,在振动载荷激励下会累积损伤^[4]。20世纪70年代末,姚启航在我国首次提出了振动疲劳的概念^[5]。2006年,姚起杭和姚军再次发表论文建议将结构疲劳分为静态疲劳和振动疲劳两类问题进行研究^[6]。目前国内外对于振动疲劳已经取得了很多研究成果,许多学者都对振动疲劳的定义做过描述,但学术界与工程界尚未对振动疲劳的理解达成共识。

2 振动疲劳分析国内外研究现状

振动疲劳的分析方法包括时域法与频域法。其中,传统的时域方法为首先要确定研究对象结构加载的时域载荷谱,通过有限元仿真软件得到结构时域响应。然后通过循环计数方法把时域应力响应提取峰值,并得到循环应力历程。结合材料S-N曲线与累积损伤理论计算结构的疲劳寿命。传统的频域法为确定结构承受的随机载荷谱,并通过傅立叶变换转化成PSD谱。然后在有限元软件中分析得到结构危险部位的PSD谱,通过频域疲劳模型计算得到损伤。最后,确定材料S-N曲线,并将其结合Miner累积损伤理论对结构的振动疲劳寿命进行预测。

我国虽然对振动疲劳研究起步较晚,但在近几十年的研究发展中取得了很多成就。卢耀辉等^[7-8]建立了全尺寸刚柔耦合车辆动力学模型,获得了转向架框架受力位置的载荷-时间历程,比较了转向架在时域和频域的振动响应。然后,基于转向架结构的动态设计方法和随机载荷谱,采用模态叠加法结合Miner法则和材料P-S-N曲线,分析了振动模式对转向架结构疲劳损伤的影响。谢宁^[9]以某高速列车中间车车体为例,在EN12663车体强度评定准则的基础上,结合该型车车体强度的计算特点,制定出高速车体静强度计算工况,对其刚度及强度进行了计算与分析,并且对结果进行评判,得到该车体满足标准中静强度刚度要求。毕伟^[10]对现有的轨道功率谱密度函数进行时域信号估计,通过建立车辆垂向系统动力学模型,计算了车辆系统的频率响应函数。然后与轨道功率谱密度函数相结合,计算车身垂直载荷功率谱,通过时频域信号转换得到车身载荷谱。根据高速列车的牵引制动特性,计算了车体的纵向载荷。最后计算车体模态,利用模态响应作为激励,得到各节点的动态应力时程。将它们与

Miner 的线性损伤累积理论相结合, 得到了车身的损伤, 从而比较分析了纵向载荷对车体疲劳损伤的影响。张醒^[11]建立了高速列车单节车垂向多体系统动力学模型, 采用模态叠加法计算了车体的疲劳损伤, 分析了模态截断误差对模态叠加法计算车体疲劳损伤精度的影响。阳光武^[12]等同时在频域内和时域内对车辆关键部位的疲劳寿命进行了振动疲劳相关研究。屈升^[13]建立了高速列车刚柔耦合动力学模型, 根据动力学仿真得到车体载荷谱, 计算了车辆在不同工况下关键位置的动应力, 分析了不同工况对车体疲劳强度的影响。

通常从动态响应中获得疲劳损伤有两种方法。第一种方法是用 RFC (雨流计数法) 计算时间域内随机动态载荷的应力范围。可以在整个过程中计算相应的应力范围, 然后通过应力寿命 ($S-N$) 曲线和 Miner 法则^[14]计算疲劳损伤 (Miner, 1945)。这种形式的时域分析是已知最精确的方法, 但这种方法最大的缺点是耗时。仿真时间应足够长, 以确保过程是平稳和遍历的, 同时还需要很小的时间步长, 以便从疲劳分析的角度提取峰值。这是因为疲劳损伤比 FFT (快速傅立叶变换) 随机载荷再现对应力范围更敏感。因此, 确定合理的模拟时间和适当的时间增量是正确确定应力范围的关键。第二种方法是使用具有响应谱统计特征值的疲劳损伤模型、相关的 $S-N$ 曲线和 Miners 规则来预测响应谱的疲劳损伤。相比于时域分析, 频域分析是一种更简单、更快的方法。由于疲劳损伤模型是根据响应谱的假设或通过参数研究得到的经验值而建立的, 因此疲劳

损伤模型是否能对各种响应谱给出可靠的疲劳损伤预测, 应通过可行性研究进行检验。

Fu D. 和 Wang W^[15]对 B 型地铁车辆转向架疲劳裂纹成因进行了研究。首先实测得到了车辆运行过程中转向架构架及轴箱处的加速度和应力响应, 之后分别从时域和频域角度对加速度及应力响应进行分析。Benasciutti D^[16]对“从功率谱密度 (PSD) 数据估计多轴随机载荷的疲劳损伤”的最新发展进行了研究, 首先讨论了多轴疲劳中时域和频域方法的区别, 指出了频域方法的主要优点。迄今为止, Gao 和 Moan^[17] (2008) 提出了名为三模态谱的模型, 该模型基于与双模模型相似的原理, 需要 Hermite 数值积分, 而不是封闭式公式, 且可以推广到宽带谱。为了系统地测试疲劳损伤模型, 有必要使用理想化的频谱公式。Lutes 和 Larsen^[18] (1990) 提出了理想的双模公式, 包括两种分离良好的峰谱以及 Benasciutti and Tovo^[19] (2005) 提出的 5 种类型的宽带频谱, 并用于双模谱和宽带谱疲劳损伤模型的验证试验。

3 振动疲劳分析方法

时域内振动疲劳分析的主要任务就是准确获得结构上各点的动应力时间历程, 仿真方法主要有线性叠加法、直接积分瞬态法、模态叠加法等。得到应力历程后对其进行雨流计数, 基于 Miner 线性损伤累积理论即可得到损伤及寿命估计值。以高速列车车体为例, 结构振动疲劳评价方法流程如图 1 所示。

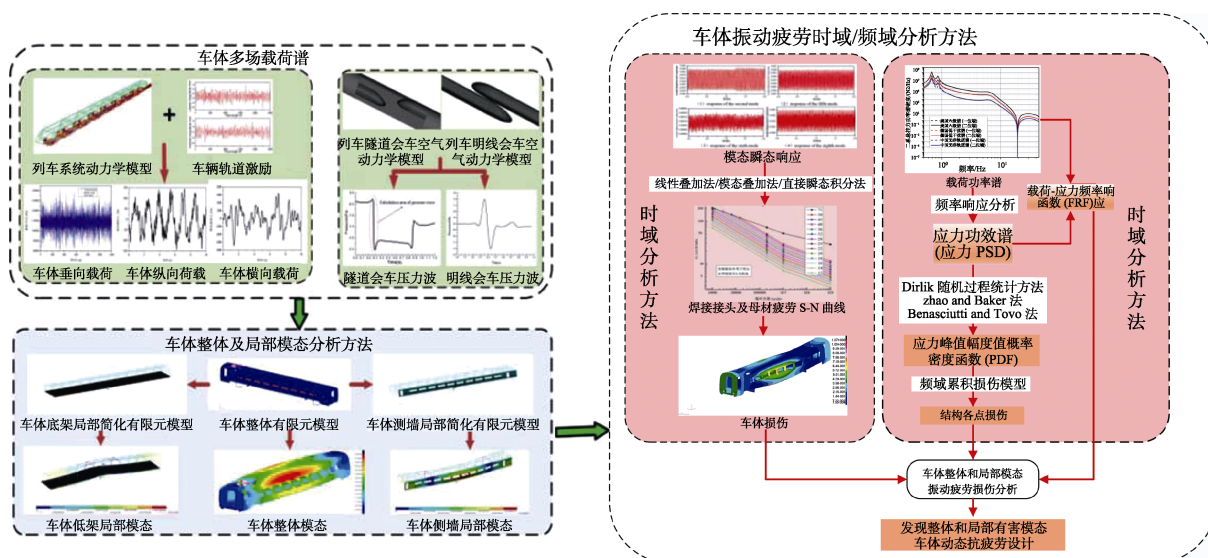


图 1 结构振动疲劳评价方法流程

3.1 振动疲劳时域分析方法

3.1.1 线性叠加法

线性叠加法又称准静态叠加法, 由于其理论简

单、实施方便, 在工程上常采用该方法获得结构振动响应历程。线性叠加法的基本思想为: 结构上各点的振动响应与载荷呈线性关系。即载荷谱 (如力的时间历程) 与单位载荷作用下的准静态响应影响因子 (如

应力)相乘叠加计算得到结构振动响应历程,可由式(1)表示。

$$S(t) = \sum_{j=1}^n s_j \cdot F_j(t) \quad (1)$$

式中: n 为载荷的个数; s_j 为准静态应力影响因子,即在结构上施加与第 j 个载荷同位置同方向的单位载荷计算得到的应力值; $F_j(t)$ 为第 j 个载荷的时间历程。由于模态振型的正交性,结构各阶模态对结构振动响应的影响必然是相互独立的,因此可以考虑采用模态叠加法计算结构动应力历程。

3.1.2 模态叠加法

模态叠加法是一种常用的计算结构部位瞬态响应的数值方法,通过模态振型矩阵,对系统的坐标进行变换,从而将系统从多自由度解耦成容易计算的单自由度方程,从而得到系统的应力响应。该方法的基本思想如下所述。

引入变换:

$$u(t) = \Phi x(t) = \sum_{i=1}^n \phi_i x_i \quad (2)$$

其中:

$$x(t) = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \quad (3)$$

变换把结构的瞬态位移响应从以有限元网格节点位移为基向量 n 维空间转换到以固有振型为基向量的 n 维空间。这里 Φ_i 看成广义位移基向量, x_i 是广义位移分量。

将上述变换代入运动方程:

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + Ku(t) = F(t) \quad (4)$$

等式两边左乘 Φ^T , 便可得到新的向量空间内的运动方程:

$$\ddot{u}(t) + \Phi^T C \Phi \dot{u}(t) + \Omega^2 u(t) = \Phi^T F(t) = R(t) \quad (5)$$

方程中所用的是振型阻尼矩阵,根据主振型的正交性得到:

$$\phi_i^T C \phi_j = \begin{cases} 2\omega_i \zeta_i, & (i=j) \\ 0, & (i \neq j) \end{cases} \quad (6)$$

则 $\phi_i^T C \phi_j$ 成为对角阵。

其中 ζ_i 定义为第 i 阶振型的阻尼比。因此方程(4)就解耦成 n 个独立的二阶常微分方程:

$$\ddot{x}_i(t) + 2\omega_i \zeta_i \dot{x}_i(t) + \omega_i^2 x_i(t) = r_i(t) \quad i = (1, 2, 3, \dots, n) \quad (7)$$

通过这种方法可以求得对于每个振型而言,每个节点的位移分量,从而将这些位移进行叠加,便可以得到真实载荷的位移:

$$u(t) = \sum_{i=1}^n \phi_i x_i(t) \quad (8)$$

最后,代入运动方程(4)计算得出每个节点载荷。

3.1.3 直接积分瞬态法

使用直接积分法的两个前提:将求解时间域

$0 < t < T$ 内任何时刻 t 都满足运动方程的要求降低为在相隔 Δt 的离散时间点上满足运动方程;在离散时间点之间的 Δt 区域,对位移、速度、加速度进行假设。

直接积分法的时间离散化方程有显式和隐式两类,常用的显式方法“中心差分法”的基本计算过程如下所述。

将某时刻的加速度和速度用中心差分表示:

$$\ddot{x} = \frac{1}{\Delta t^2} (x_{(t-\Delta t)} - 2x_t + x_{(t+\Delta t)}) \quad (9)$$

$$\dot{x}_t = \frac{1}{2\Delta t} (-x_{t-\Delta t} + x_{t+\Delta t}) \quad (10)$$

$t + \Delta t$ 时刻的位移解从 t 时刻的运动方程建立:

$$M\ddot{x}_t + C\dot{x}_t + Kx_t = F_t \quad (11)$$

将加速度和速度的差分格式代入上式,得到:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} M + \frac{1}{2\Delta t} C \right) x_{(t+\Delta t)} = Q_t - \left(K - \frac{2}{\Delta t^2} M \right) x_t - \left(\frac{1}{\Delta t^2} M - \frac{1}{2\Delta t} C \right) x_{t-\Delta t} \quad (12)$$

式(12)就是求离散时间点上位移解的递推公式。

3.2 频域振动疲劳分析方法

频域振动疲劳研究中将结构简化为线性系统,通过频域分析可求得结构的应力响应功率谱密度函数,利用功率谱密度求得结构危险点位置的疲劳累积损伤和疲劳寿命。对于一个具有复杂结构的有限元模型,对模型进行频域分析往往要比在时域中进行瞬态动力分析容易得多,从而减少了工程中的计算时间与精力。由于频域分析的这一优点,国内外许多学者对频域内的振动疲劳进行了大量研究,取得了研究成果,下面对目前应用较为广泛的几种频域方法进行介绍。

3.2.1 窄带法

J·S·Bendat 首先提出应该从应力功率谱密度求疲劳寿命,特别是针对窄带激励。一个窄带信号随着带宽的变小,峰值的概率密度函数趋于瑞利分布。Bendat 假定所有正的峰值与随后跟着相同幅值负的谷值,相对应形成一个循环,所以幅值概率密度 $p(s)$ 等于峰值概率密度 $p(s_p)$:

$$p(s) = \frac{s}{\sigma^2} \exp\left(-\frac{s^2}{2\sigma^2}\right) \quad (13)$$

式中: σ 为应力均方根值。窄带过程峰值期望率 v_p 等于循环期望率 v_a , 得到窄带疲劳损伤:

$$D_{NB} = v_p C^{-1} (\sqrt{2}\sigma)^k \Gamma\left(\frac{2+k}{2}\right) \quad (14)$$

式中: $\Gamma(x)$ 为 gamma 函数 $\Gamma(x) = \int_0^\infty y^{(2x-1)} \exp(-y) dy$ 。J·S·Bendat 公式仅在严格的窄带过程下

才有效。

3.2.2 Dirlik 法

由于宽带高斯随机应力过程的均值是穿越期望, 与峰值期望不相等, 通过雨流幅值概率密度函数太复杂, 其概率密度没有精确解。因此就有各种通过循环计数方法来对宽带高斯随机过程进行拟合, 从而预测疲劳寿命。

Dirlik^[20]使用 Monte Carlo 方法进行计算机时域模拟, 通过对 70 多种不同形状的功率谱密度函数研究, 最后 Dirlik 用两个瑞利分布和一个指数分布来模拟雨流范围概率密度函数:

$$p(s) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{-\frac{Z}{Q}} + \frac{D_2 Z}{R^2} e^{-\frac{Z^2}{2R^2}} + D_3 Z e^{-\frac{Z^2}{2}}}{\sqrt{m_0}} \quad (15)$$

式中:

$$Z = \frac{s}{\sqrt{m_0}} \quad \gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 m_2}} \quad x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (16)$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (17)$$

$$Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2 R)}{D_1} \quad R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad (18)$$

式中: Q 为质量因子 (Dirlik 方法定义参数); Z 为归一化幅值; D 为破坏强度 (Dirlik 法定义参数); R 也是 Dirlik 方法定义参数; m_i 为功率谱密度第 i 个矩; x_m 为平均频率; s 为应力幅值; γ 为最大应力 x_m 与抗拉强度之比。公式看似复杂, 其实表达式的雨流范围分布与 PSD 的 m_0 、 m_1 、 m_2 、 m_4 谱矩相关, 构建简单, 在工程中非常实用。

通过 Dirlik 幅值分布模型所得到的疲劳损伤为:

$$D_{DK} = v_p C^{-1} m_0^{\frac{k}{2}} \left[D_1 Q^k \Gamma(1+k) + (\sqrt{2})^k \Gamma\left(1+\frac{k}{2}\right) (D_2 |R|^k + D_3) \right] \quad (19)$$

众多学者认为 Dirlik 法具有较高的可信度。Dirlik 方法也有一些缺点: 它是一种近似方法, 不被任何理论框架支持; 该雨流幅值分布模型忽略了平均应力的影响。

3.2.3 Zhao and Baker 法

该方法由 Zhao 和 Baker^[21]于 1992 得出, 且该模型假设 z 的雨流计数分布是一个威布尔加上一个瑞利分布概率密度函数的线性组合, 如式 (20) 所示:

$$p_{ZB}(z) = w \alpha \beta z^{\beta-1} e^{-\alpha z^\beta} + (1-w) z e^{-\frac{z^2}{2}} \quad (20)$$

式中: α 、 β 为威布尔分布参数; w 为权重因数。

$$\alpha = 8 - 7\alpha_2 \quad \beta = \begin{cases} 1.1 & \alpha_2 < 0.9 \\ 1.1 + 9(\alpha_2 - 0.9) & \alpha_2 \geq 0.9 \end{cases}$$

$$\alpha_i = \frac{m_i}{\sqrt{m_0 m_{2i}}} \quad (21)$$

$$w = \frac{1 - \alpha_2}{1 - \sqrt{\frac{2}{\pi}} \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) \alpha^{-1/\beta}} \quad (22)$$

因此, 最终的疲劳损伤 D_{ZB} 由式(23)计算得出:

$$D_{ZB} = \frac{v_p}{C} \left(\sqrt{m_0} \right)^k \left[w \alpha^{-\frac{k}{\beta}} \Gamma\left(1 + \frac{k}{\beta}\right) + (1-w) 2^{\frac{k}{2}} \Gamma\left(1 + \frac{k}{2}\right) \right] \quad (23)$$

式中: k 为 $S-N$ 曲线斜率。

3.2.4 Benasciutti and Tovo 法

该方法从一项研究开始的, 该研究指出, 高斯过程中的雨流计数损伤 ($E[D_{RFC}]$) 总是介于上边界 $E[D_{NB}]$ 和下边界 $E[D_{RC}]$ 之间, 其关系如式 (24) 所示:

$$E[D_{RC}] \leq D_{RFC} \leq E[D_{NB}] \quad (24)$$

式中: $E[D_{RC}]$ 为计数分布预期疲劳损伤; $E[D_{NB}]$ 为窄带法预期疲劳损伤。因此, 根据式(25)假设雨流计数损伤为:

$$E[D_{BT}] = b_{BT} E[D_{NB}] + (1 - b_{BT}) E[D_{RC}] \quad (25)$$

式中: $E[D_{BT}]$ 为预期疲劳损伤; b_{BT} 为疲劳损伤修正因子。

对于不等式(24)的下界, Madsen^[22]等人提出其近似结果为:

$$E[D_{RC}] \cong E[D_{NB}] \alpha_2^{m-1} \quad (26)$$

式中: m 为 $S-N$ 曲线负斜率。故以式(27)推算得最终疲劳损伤值为:

$$E[D_{BT}] = \left[b_{BT} + (1 - b_{BT}) \alpha_2^{m-1} E[D_{NB}] \right] = \rho_{BT} E[D_{NB}] \quad (27)$$

其中 b_{BT} 由(28)得出:

$$b_{BT} = \min \left\{ \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{1 - \alpha_1}, 1 \right\} \quad (28)$$

在此之后, Benasciutti and Tovo 以式(29)提出了该方法添加加权因子的改进计算版本:

$$b_{BT}^{app} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \left[1.112(1 + \alpha_1 \alpha_2 - (\alpha_1 + \alpha_2)) e^{2.11 \alpha_2} + (\alpha_1 - \alpha_2) \right]}{(\alpha_2 - 1)^2} \quad (29)$$

4 结语

振动疲劳目前研究分析方法主要分为时域分析方法与频域分析方法, 其中时域内疲劳分析方法建立已趋于成熟完善 (准静态叠加法、模态叠加法、直接

瞬态积分法)。由于时域疲劳分析容易理解,工程领域中广泛使用时域法来进行疲劳分析。时域振动疲劳分析方法一般适用于刚度较大结构,由于大刚度结构整体振动响应较小,振动时结构上各点应力与载荷近似成线性关系,采用准静态叠加法很容易得到结构上应力响应的时间历程,对结果进行雨流计数结合材料疲劳特性即可得到结构疲劳强度。由于工程装备种类繁多,其面临的工作环境复杂,相应的所处应力耦合场亦复杂多变,其结构振动响应与复合载荷之间不再是线性关系。此外,时域法需要记录设备下的长时间应力应变响应历程数据,这就增加了试验现场采样时间与数据处理时间。

在这种情况下,从频域描述激励或响应的统计特征,建立疲劳损伤与统计特征的关系即频域疲劳寿命计算方法,具有高效便捷的特点,能满足大多数工程在产品设计阶段预测疲劳寿命的要求,也可得到更精确的结果。由于频域分析的这一优点,国内外许多学者对频域内的振动疲劳进行了大量研究,取得了研究成果。很多研究对比了不同频域方法与试验结果的一致性,通过对比 Dirlik 方法, Zhao and Baker 和 Benasciutti and Tovo 方法用于频域疲劳分析效果更好。

振动疲劳的分析方法繁多,就目前现状而言,振动疲劳分析方法准确度依托于振动疲劳的试验技术,如何建立规范的具有普适性的振动疲劳试验方法对于未来开展振动疲劳研究有重要意义。

振动疲劳的意义在于可以发现有害模态,进而可以修改结构刚度,改善结构的模态特性,从而提高结构的疲劳可靠性。另一方面,可以采用减振和消振的措施,对结构的响应进行改善,从而提高结构的疲劳可靠性。再者,可以对结构的激励特性进行改善,尽可能消除与结构模态接近的激励频率成份或者减少此激励的能量,使得结构的可靠性提高。

参考文献:

- [1] FENGLEI H, CHUNHUI W, ANKANG H. Numerical Investigation of Wave-induced Vibrations and Their Effect on the Fatigue Damage of Container Ships[J]. *Int Ocean Engineering*, 2017, 142: 245-258.
- [2] MOON S I, CHO I J, YOON D. Fatigue Life Evaluation of Mechanical Components Using Vibration Fatigue Analysis Technique[J]. *Int Journal of Mechanical Science and Technology*, 2011, 25(3): 631-637.
- [3] CRANDALL S H, WEISS G. Random Vibration[J]. *Physics Today*, 1959, 12(4): 49.
- [4] CRANDALL S H, MARK W D. Random Vibration in Mechanical Systems[M]. New York: Academic Press, 1963: 1-166.
- [5] 姚起杭. 谈谈加速振动实验问题[J]. *航空标准与质量*, 1975(6): 7-18.
- [6] 姚起杭, 姚军. 工程结构的振动疲劳问题[J]. *应用力学学报*, 2006, 23(1): 12-15.
- [7] LU Y, XIANG P, DONG P, et al. Analysis of the Effects of Vibration Modes on Fatigue Damage Inhigh-speed Train Bogie Frames[J]. *Eng Fail Anal*, 2018, 89: 222-241.
- [8] 卢耀辉. 铁道客车转向架焊接构架疲劳可靠性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- [9] 谢宁, 卢耀辉. 高速列车车体刚度及强度计算分析[J]. *机械工程与自动化*, 2016, 195(2): 94-95.
- [10] LU Y H, BI W, ZHANG X, et al. Calculation Method of Dynamic Loads Spectrum and Effects on Fatigue Damage of a Full-scale Carbody for High-speed Trains[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 3: 1-20.
- [11] 张醒. 随机载荷作用下的高速列车车体振动疲劳分析方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
- [12] 阳光武. 机车车辆零部件的疲劳寿命预测仿真[D]. 成都: 西南交通大学, 2005.
- [13] 屈升. 高速列车车体疲劳分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
- [14] MINER M. Cumulative Damage in Fatigue[J]. *J Appl Mech* 1945, 12: 159-164.
- [15] FU D, WANG W, DONG L. Analysis on the Fatigue Cracks in the Bogie Frame[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2015, 58: 307-319.
- [16] BENASCIUTTI D, SHERRATT F, CRISTOFORI A. Recent Developments in Frequency Domain Multi-axial Fatigue Analysis[J]. *International Journal of Fatigue*, 2016, 91: 397-413.
- [17] GAO Z, MOAN T. Frequency-domain Fatigue Analysis of Wide-band Stationary Gaussian Processes Using a Trimodal Spectral Formulation[J]. *International Journal of Fatigue*, 2008, 30(10-11): 1944-1955.
- [18] LUTES L D, LARSEN C E. Improved Spectral Method for Variable Amplitude Fatigue Prediction[J]. *Journal of Structural Engineering*, 1990, 116(4): 1149-1164.
- [19] BENASCIUTTI D, TOVO R. Spectral Methods for Lifetime Prediction under Wide-band Stationary Random Processes[J]. *International Journal of Fatigue*, 2005, 27(8): 867-877.
- [20] DIRLIK T. Application of Computers in Fatigue Analysis[J]. Warwick: University of Warwick, 1985.
- [21] ZHAO W, BAKER M J. On the Probability Density Function of Rain-flow Stress Range for Stationary Gaussian Processes[J]. *International Journal of Fatigue*, 1992, 14(2): 121-135.
- [22] MADSEN H O, KRENK S, LIND N C. Methods of Structural Safety[J]. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 1986, 13(3): 400.