



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106706190 B

(45)授权公告日 2019.12.24

(21)申请号 201611160311.X

审查员 刘妍

(22)申请日 2016.12.15

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 106706190 A

(43)申请公布日 2017.05.24

(73)专利权人 中国航空工业集团公司西安飞机设计研究所

地址 710089 陕西省西安市阎良区人民东路1号

(72)发明人 张玉杰 冯震宙 黄超广

(74)专利代理机构 中国航空专利中心 11008

代理人 王世磊

(51)Int.Cl.

G01L 5/00(2006.01)

G01M 5/00(2006.01)

权利要求书1页 说明书8页 附图4页

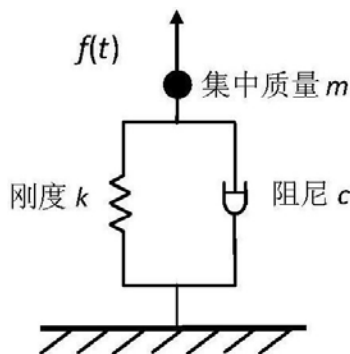
(54)发明名称

一种确定冲击载荷等效静载的方法

(57)摘要

本发明属于结构、设备抗冲击设计技术领域,涉及一种可以确定冲击载荷的等效静载荷的方法。步骤一,根据以下公式计算动态缩放系数

$\lambda : \lambda = \sqrt{1 + \frac{2}{(2\pi T_D f_n)^2} [1 - \{(2\pi T_D f_n) \sin(2\pi T_D f_n) + \cos(2\pi T_D f_n)\}]}$  其中,  $T_D$  为冲击载荷的持续时间;  $f_n$  为待冲击结构的基频; 步骤二,根据以下公式计算冲击载荷的等效静载  $P_s : P_s = \lambda P$  其中,  $P$  为冲击载荷的峰值。本技术方案计算得出的  $\lambda$  值,根据  $T_D f_n$  的变化能够出现大于和小于1的情况,真实地等效了冲击载荷,提高了等效静载的真实度。



1. 一种确定冲击载荷等效静载的方法,其特征在于,所述的方法包括如下步骤:

步骤一,根据以下公式计算动态缩放系数 $\lambda$ :

$$\lambda = \sqrt{1 + \frac{2}{(2\pi T_D f_n)^2} \left\{ 1 - \left[ (2\pi T_D f_n) \sin(2\pi T_D f_n) + \cos(2\pi T_D f_n) \right] \right\}}$$

其中, $T_D$ 为冲击载荷的持续时间; $f_n$ 为待冲击结构的基频;

步骤二,根据以下公式计算冲击载荷的等效静载 $P_s$ :

$$P_s = \lambda P$$

其中, $P$ 为冲击载荷的峰值。

2. 根据权利要求1所述的一种确定冲击载荷等效静载的方法,其特征在于,通过振动模态试验或有限元仿真的方法获取待冲击结构的基频 $f_n$ 。

3. 根据权利要求1所述的一种确定冲击载荷等效静载的方法,其特征在于,根据GJB150A.18-2009确定冲击载荷的持续时间 $T_D$ 。

## 一种确定冲击载荷等效静载的方法

### 技术领域

[0001] 本发明属于结构、设备抗冲击设计技术领域,涉及一种可以确定冲击载荷的等效静载荷的方法。

### 背景技术

[0002] 所述等效静载荷指,针对不便于甚至无法直接进行冲击仿真或试验的设备、结构,将其冲击载荷等效为静载荷,为冲击的等效静态仿真或试验提供输入。

[0003] 文献《冲击载荷作用下的结构设计方法》(导弹与航天运载技术,2007年第3期:33~37)给出了一种确定冲击载荷等效静载的公式:

$$[0004] \quad \lambda \approx \begin{cases} 1 + \frac{2}{T_D \omega_n}, & T_D \omega_n \geq 2 \\ 2, & T_D \omega_n < 2 \end{cases}$$

[0005] 式中: $T_D$ 为冲击载荷持续时间; $\omega_n$ 为系统固有圆频率; $\lambda$ 为动态缩放系数,定义为等效静载荷 $P_s$ 与冲击载荷峰值 $P$ 之比:

$$[0006] \quad \lambda = \frac{P_s}{P}$$

[0007] 当已知系统的固有圆频率 $\omega_n$ 和冲击载荷持续时间 $T_D$ 之后,先求得动态缩放系数 $\lambda$ ,那么冲击载荷的等效静载荷为冲击载荷峰值与动态缩放系数的乘积: $\lambda P$ 。

[0008] 该文献给出了一种计算结构冲击强度的方法,可以方便地给出冲击载荷的等效静载荷。不足之处在于:该方法缺乏严谨的理论依据,动态缩放系数的求解公式采用近似值,并且均大于1。因此利用该方法得到的等效静载荷总大于冲击载荷峰值,使得安全系数过大,导致设计保守。

### 发明内容

[0009] 本发明的目的:提供一种具有高真实度特征的冲击载荷等效静载确定方法。

[0010] 本发明的技术方案:一种确定冲击载荷等效静载的方法,其特征在于,所述的方法包括如下步骤:

[0011] 步骤一,根据以下公式计算动态缩放系数 $\lambda$ :

$$[0012] \quad \lambda = \sqrt{1 + \frac{2}{(2\pi T_D f_n)^2} \left\{ 1 - [(2\pi T_D f_n) \sin(2\pi T_D f_n) + \cos(2\pi T_D f_n)] \right\}}$$

[0013] 其中, $T_D$ 为冲击载荷的持续时间; $f_n$ 为待冲击结构的基频;

[0014] 步骤二,根据以下公式计算冲击载荷的等效静载 $P_s$ :

$$[0015] \quad P_s = \lambda P$$

[0016] 其中, $P$ 为冲击载荷的峰值。

[0017] 优选地,通过振动模态试验或有限元仿真的方法获取冲击结构的基频 $f_n$ 。

[0018] 优选地,根据GJB150A.18-2009确定冲击载荷的持续时间 $T_D$ 。

[0019] 本发明的有益效果:本技术方案计算得出的 $\lambda$ 值,根据 $T_{Df_n}$ 的变化能够出现大于和小于1的情况,真实地等效了冲击载荷,提高了等效静载的真实度。

[0020] 另外,该方法思路简单、明确,理论依据充分,结果精度较高,应用范围广,适合多种类型的冲击载荷,例如:着陆、坠撞、水上迫降、离散元撞击、空投空降、弹射和拦阻等。利用冲击载荷的等效静载,方便对结构、设备进行考核,有助于解决工程相关问题,节约工时和费用,具备广阔的应用前景。

### 附图说明

[0021] 图1 受外力作用的单自由度动响应系统;

[0022] 图2 受基础加速度作用的单自由度动响应系统;

[0023] 图3  $\lambda$ 随 $T_{Df_n}$ 的变化曲线;

[0024] 图4 确定冲击载荷等效静载的流程图;

[0025] 图5 确定TE的示意图;

[0026] 图6 梁式结构示意图;

[0027] 图7 冲击力时间历程;

[0028] 图8 机身某处的压力时间历程。

### 具体实施方式

[0029] 步骤一,建立动态缩放系数的理论计算公式。

[0030] 基于冲击载荷为后峰锯齿波形式、冲击主要诱发基频响应、忽略阻尼对冲击响应的影 响这3种假设,根据冲击响应位移最大值与静位移一致的原则,推导出动态缩放系数的理论计算公式。具体推导过程如下:

[0031] 1. 冲击载荷的表达式

[0032] 采用后峰锯齿波描述冲击载荷 $L(t)$  (外力或基础加速度) 波形,表达式如下:

$$[0033] \quad L(t) = \begin{cases} \frac{P}{T_D}t, & 0 \leq t \leq T_D \\ 0, & t > T_D \end{cases} \quad (1)$$

[0034] 式中: $P$ 为冲击载荷峰值, $T_D$ 为冲击载荷持续时间。

[0035] 2. 单自由度系统的动响应

[0036] 图1和图2显示了两种常见的单自由度动响应系统:一是受外力作用;二是受基础加速度作用。下面分别推导这两种系统的动态响应。2.1受外力作用的单自由度动响应系统

[0037] 零初始条件下,无阻尼单自由度无阻尼系统在任意力 $f(t)$ 作用下,其响应位移 $x(t)$ 可写成:

$$[0038] \quad x(t) = \frac{1}{m\omega_n} \int_0^t f(\tau) \sin \omega_n(t-\tau) d\tau \quad (2)$$

[0039] 式中: $m$ 为系统质量; $\omega_n$ 为系统固有圆频率,表达式如下:

$$[0040] \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi f_n \quad (3)$$

[0041] 式中： $f_n$ 为系统固有频率。

[0042] 将式(1)所示的外力代入式(2)可得：

$$[0043] \quad x(t) = \begin{cases} \frac{P}{T_D m \omega_n^2} \left( t - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right), & 0 \leq t \leq T_D \\ \frac{P}{T_D m \omega_n^2} \left[ T_D \cos \omega_n (t - T_D) + \frac{\sin \omega_n (t - T_D)}{\omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right], & t > T_D \end{cases} \quad (4)$$

[0044] 2.2受基础加速度作用的单自由度动响应系统

[0045] 零初始条件下,无阻尼单自由度无阻尼系统在任意基础加速度 $a(t)$ 作用下,其相对响应求解方程可写成:

$$[0046] \quad \ddot{z}(t) + \omega_n^2 z(t) = -a(t) \quad (5)$$

[0047] 其响应相对位移 $z(t)$ 表达式为:

$$[0048] \quad z(t) = -\frac{1}{\omega_n} \int_0^t a(\tau) \sin \omega_n (t - \tau) d\tau \quad (6)$$

[0049] 同理,将式(1)所示的基础加速度代入式(6)可得:

$$[0050] \quad z(t) = \begin{cases} -\frac{P}{T_D \omega_n^2} \left( t - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right), & 0 \leq t \leq T_D \\ -\frac{P}{T_D \omega_n^2} \left[ T_D \cos \omega_n (t - T_D) + \frac{\sin \omega_n (t - T_D)}{\omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right], & t > T_D \end{cases} \quad (7)$$

[0051] 3.动态缩放系数

[0052] 定义动态缩放系数 $\lambda$ 为等效静载荷 $P_s$ 与冲击载荷峰值 $P$ 之比:

$$[0053] \quad \lambda = \frac{P_s}{P} \quad (8)$$

[0054] 在静力 $f_s$ 作用下,外力系统的静态位移为:

$$[0055] \quad x_s = \frac{f_s}{m \omega_n^2} \quad (9)$$

[0056] 在静态基础加速度 $a_s$ 作用下,基础加速度系统的静态相对位移为:

$$[0057] \quad z_s = -\frac{m a_s}{m \omega_n^2} = -\frac{a_s}{\omega_n^2} \quad (10)$$

[0058] 根据位移等效原则即动态位移最大值等于静态位移,可建立动态缩放系数 $\lambda$ 的表达式。

[0059] 对于受外力作用的单自由度动响应系统,令式(4)的最大值等于式(9),可得:

$$[0060] \quad \frac{f_s}{m\omega_n^2} = \begin{cases} \max \left\{ \frac{P}{T_D m \omega_n^2} \left( t - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right) \right\}, & 0 \leq t \leq T_D \\ \max \left\{ \frac{P}{T_D m \omega_n^2} \left[ T_D \cos \omega_n (t - T_D) + \frac{\sin \omega_n (t - T_D)}{\omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right] \right\}, & t > T_D \end{cases} \quad (11)$$

[0061] 根据式(8)的定义,可得动态缩放系数为:

$$[0062] \quad \lambda = \frac{f_s}{P} = \max \{ \lambda(t) \} = \begin{cases} \max \left\{ \frac{t}{T_D} - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n T_D} \right\}, & 0 \leq t \leq T_D \\ \max \left\{ \cos \omega_n (t - T_D) + \frac{\sin \omega_n (t - T_D)}{T_D \omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{T_D \omega_n} \right\}, & t > T_D \end{cases} \quad (12)$$

[0063] 对于受基础加速度作用的单自由度动响应系统,令式(7)的最大值等于式(10),可得:

$$[0064] \quad \frac{a_s}{\omega_n^2} = \begin{cases} \max \left\{ \frac{P}{T_D \omega_n^2} \left( t - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right) \right\}, & 0 \leq t \leq T_D \\ \max \left\{ \frac{P}{T_D \omega_n^2} \left[ T_D \cos \omega_n (t - T_D) + \frac{\sin \omega_n (t - T_D)}{\omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n} \right] \right\}, & t > T_D \end{cases} \quad (13)$$

[0065] 根据式(8)的定义,可得动态缩放系数为:

$$[0066] \quad \lambda = \frac{a_s}{P} = \max \{ \lambda(t) \} = \begin{cases} \max \left\{ \frac{t}{T_D} - \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n T_D} \right\}, & 0 \leq t \leq T_D \\ \max \left\{ \cos \omega_n (t - T_D) + \frac{\sin \omega_n (t - T_D)}{T_D \omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{T_D \omega_n} \right\}, & t > T_D \end{cases} \quad (14)$$

[0067] 比较式(12)和式(14)可知,受外力作用系统和受基础加速度作用系统,两者的动态缩放系数是一致的。

[0068] 将式(12)中的 $\lambda(t)$ 对时间 $t$ 求一次导数可得:

$$[0069] \quad \lambda'(t) = \begin{cases} \frac{1}{T_D} (1 - \cos \omega_n t), & 0 \leq t \leq T_D \\ -\omega_n \sin \omega_n (t - T_D) + \frac{1}{T_D} [\cos \omega_n (t - T_D) - \cos \omega_n t], & t > T_D \end{cases} \quad (15)$$

[0070] 由式(15)可知,当 $0 \leq t \leq T_D$ 时, $\lambda'(t) \geq 0$ , $\lambda(t)$ 为单调递增函数;当 $t > T_D$ 时, $\lambda'(t)$ 先大于零后谐频震荡,即 $\lambda(t)$ 先增加后震荡减小。因此, $\lambda(t)$ 最大值发生在 $t > T_D$ 的第一个峰值时刻。

[0071] 求解 $\lambda(t)$ 在 $t > T_D$ 时段的最大值,即可得动态缩放系数:

$$[0072] \quad \lambda = \max \left\{ \cos \omega_n (t - T_D) + \frac{\sin \omega_n (t - T_D)}{T_D \omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{T_D \omega_n} \right\} \quad (16)$$

[0073] 令 $a = T_D \omega_n$ ,进一步将式 $\lambda(t)$ 的下式展开整理得:

$$\begin{aligned}
\lambda(t) &= \cos \omega_n(t - T_D) + \frac{\sin \omega_n(t - T_D)}{T_D \omega_n} - \frac{\sin \omega_n t}{T_D \omega_n} \\
&= \cos \omega_n t \cos a + \sin \omega_n t \sin a + \frac{1}{a} (\sin \omega_n t \cos a - \cos \omega_n t \sin a - \sin \omega_n t) \\
[0074] \quad &= \cos \omega_n t \left( \cos a - \frac{\sin a}{a} \right) + \sin \omega_n t \left( \sin a + \frac{\cos a}{a} - \frac{1}{a} \right) \\
&= \sqrt{1 + \frac{2}{a^2} [1 - (a \sin a + \cos a)]} \sin(\omega_n t + \varphi) \\
&\leq \sqrt{1 + \frac{2}{a^2} [1 - (a \sin a + \cos a)]}
\end{aligned} \tag{17}$$

[0075] 式中： $\varphi$ 为相位，表达式如下：

$$[0076] \quad \tan \varphi = \frac{\cos a - \frac{\sin a}{a}}{\sin a + \frac{\cos a}{a} - \frac{1}{a}} = \frac{a \cos a - \sin a}{a \sin a + \cos a - 1} \tag{18}$$

[0077] 综合式(16)和式(17)可得，动态缩放系数为：

$$[0078] \quad \lambda = \sqrt{1 + \frac{2}{(T_D \omega_n)^2} \{1 - [(T_D \omega_n) \sin(T_D \omega_n) + \cos(T_D \omega_n)]\}} \tag{19}$$

[0079] 根据式(3)，将式(19)化为工程上常用的固有频率 $f_n$ 的形式：

$$[0080] \quad \lambda = \sqrt{1 + \frac{2}{(2\pi T_D f_n)^2} \{1 - [(2\pi T_D f_n) \sin(2\pi T_D f_n) + \cos(2\pi T_D f_n)]\}} \tag{20}$$

[0081] 可见， $\lambda$ 是与冲击力作用时间和结构固有频率乘积 $T_D f_n$ 的函数。图3显示了根据式(20)得到的动态缩放系数 $\lambda$ 随 $T_D f_n$ 的变化曲线。可见：

[0082] a)  $\lambda$ 先随 $T_D f_n$ 增大而增大，然后震荡衰减并逐渐趋近于1；

[0083] b)  $T_D f_n$ 在0~0.65范围内， $\lambda$ 一直随之增大，最大值约为1.26；

[0084] c) 当 $T_D f_n \leq 0.37$ 时， $\lambda$ 值小于1。

[0085] 步骤二，建立确定冲击载荷等效静态的流程

[0086] 图4显示了确定冲击载荷等效静载的实施流程。

[0087] 对于不是严格后峰锯齿波形式的冲击载荷，优选地，采用GJB150A.18-2009附录C“冲击有效持续时间”规定的方法确定 $T_D$ 。具体方法如下：

[0088] 1. 确定 $T_E$

[0089]  $T_E$ 定义为在冲击波形中，包括所有幅值超过最大峰值的1/3数据的最小时间长度。确定 $T_E$ 的示意图见图5。

[0090] 2. 按下式计算 $T_D$ ：

[0091]  $T_D = 2.5 T_E$

[0092] 可以采用振动模态试验或有限元仿真方法获取待冲击结构的固有频率，基频 $f_n$ 是指结构的第一阶固有频率。对于实际结构，优选地，采用振动模态试验确定 $f_n$ 。

[0093] 实施例一：

[0094] 以某梁式结构为例,说明基于本方法确定冲击载荷等效静载的实施过程。

[0095] 1. 建立梁式结构的有限元模型

[0096] 图6显示了某梁式结构示意图。梁长2m,与OY轴负向呈45°夹角,横截面为等直圆环,圆环外径为0.05m,内径为0.04m。材料为合金钢,材料弹性模量为200GPa,泊松比为0.3,密度为7800kg/m<sup>3</sup>。在梁靠近原点O一端1/10处布置一线性弹簧,仅提供Y向刚度,用于调节梁绕OZ轴的弯曲频率。采用MSC.PATRAN建立该结构的有限元模型。

[0097] 2. 计算有限元模型的固有频率

[0098] 分别设弹簧刚度值为 $1 \times 10^5 \text{N/m}$ ,  $1 \times 10^6 \text{N/m}$ ,  $1 \times 10^7 \text{N/m}$ ,  $1 \times 10^8 \text{N/m}$ 和 $1 \times 10^9 \text{N/m}$ 。采用MSC.PATRAN中的SOL103实模态分析模块计算不同弹簧刚度下的固有频率。表1显示这5个刚度值下,梁绕OZ轴的第一阶固有频率 $f_n$ 。

[0099] 表1不同刚度下的频率比较

序号	弹簧刚度 N/m	固有频率 $f_n$ Hz
1	$1 \times 10^5$	0.92528
2	$1 \times 10^6$	2.9090
3	$1 \times 10^7$	8.7075
4	$1 \times 10^8$	19.166
5	$1 \times 10^9$	22.514

[0101] 3. 计算有限元模型的响应位移

[0102] 在梁自由端施加沿X轴正向的集中冲击力时间历程,力曲线如图7所示。可见,满足后峰锯齿波形式,冲击力持续时间 $T_D = 0.05 \text{s}$ ,最大值 $P = 100 \text{N}$ 。利用MSC.PATRAN中的SOL112模态法计算上述5种不同刚度下自由端的位移时域响应,提取最大响应幅值,列于表2。

[0103] 表2不同刚度下的位移幅值比较

序号	弹簧刚度 N/m	最大位移幅值 mm
----	-------------	--------------

[0105]	1	$1 \times 10^5$	20.0
	2	$1 \times 10^6$	6.26
	3	$1 \times 10^7$	1.81
	4	$1 \times 10^8$	0.433
	5	$1 \times 10^9$	0.263

[0106] 4. 基于有限元模型计算动态缩放系数

[0107] 利用MSC.PATRAN中的SOL101静态法,在梁自由端施加沿X轴正向的静态集中力 $F_s$ ,通过调整 $F_s$ ,使自由端产生如表2所示相同的最大位移幅值。此时可得不同刚度下的最大缩放系数 $\lambda = F_s/P$ 。5. 基于式(20)计算动态缩放系数

[0108] 将表1所示的不同弹簧刚度对应的固有频率 $f_n$ 数值, $T_D = 0.05s$ 代入式(20)计算动态缩放系数 $\lambda$ 。

[0109] 6. 动态缩放系数的比较

[0110] 表3比较了基于有限元模型得到的 $\lambda$ 和由式(20)估计得到的 $\lambda$ 。可见,理论估计值与仿真计算值相对误差的最大值小于4%。

[0111] 表3不同刚度下 $\lambda$ 估计值与计算值比较

序号	弹簧刚度 N/m	$\lambda$ 计算值	$\lambda$ 估计值	相对误差	
[0112]	1	$1 \times 10^5$	0.141	0.145	2.8%
	2	$1 \times 10^6$	0.434	0.446	2.8%
	3	$1 \times 10^7$	1.07	1.11	3.7%
	4	$1 \times 10^8$	1.03	1.04	0.97%
[0113]	5	$1 \times 10^9$	0.901	0.901	0

[0114] 实施例二:

[0115] 以某型飞机缩比模型的水上迫降水载荷测量试验为例,说明基于本方法确定水上迫降等效静压力的处理过程。

[0116] 1. 确定 $P$ 和 $T_D$

[0117] 图8显示了试验侧得的机身某处的压力时间历程。可见,第一个冲击压力峰值 $P = 900kPa$ 。根据图5所示的方法确定 $T_E = 0.006s$ ,因此,持续时间 $T_D = 2.5T_E = 0.015s$ 。

[0118] 2. 确定 $f_n$

- [0119] 根据飞机地面共振试验,可得机身第一阶固有频率为9Hz,因此 $f_n=9\text{Hz}$ 。
- [0120] 3.计算动态缩放系数 $\lambda$
- [0121] 无量纲参数 $f_n T_D=0.848$ ,根据式(20)得到的动态缩放系数 $\lambda=0.415$ 。
- [0122] 4.计算等效静压
- [0123] 等效静压为 $P_s=\lambda P=0.415\times 900=374\text{kPa}$ 。

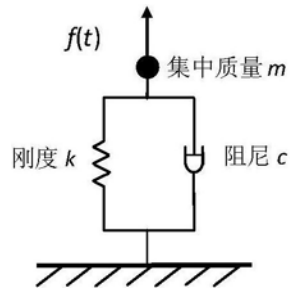


图1

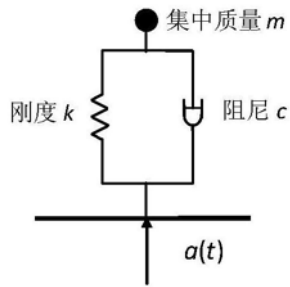


图2

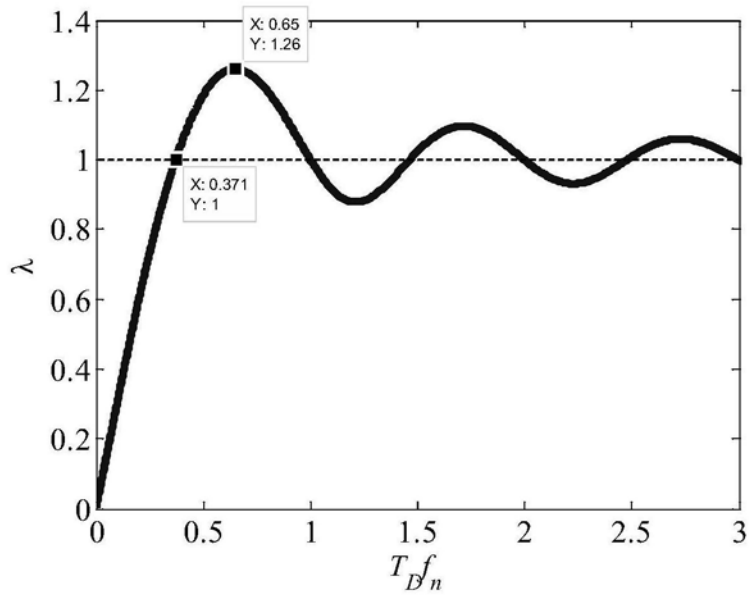


图3

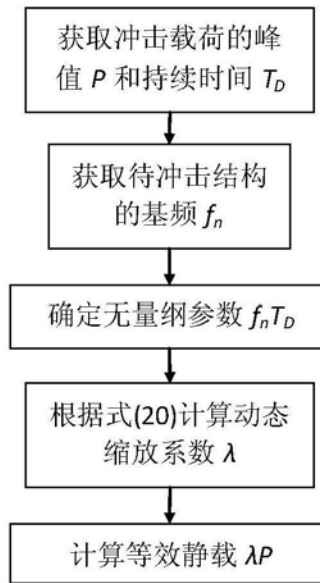


图4

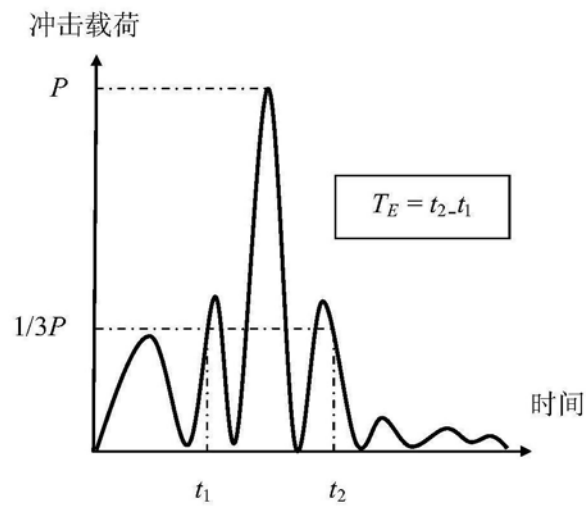


图5

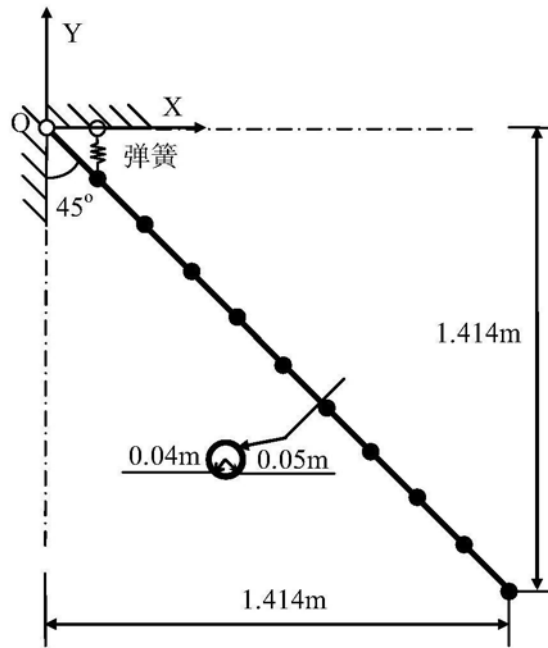


图6

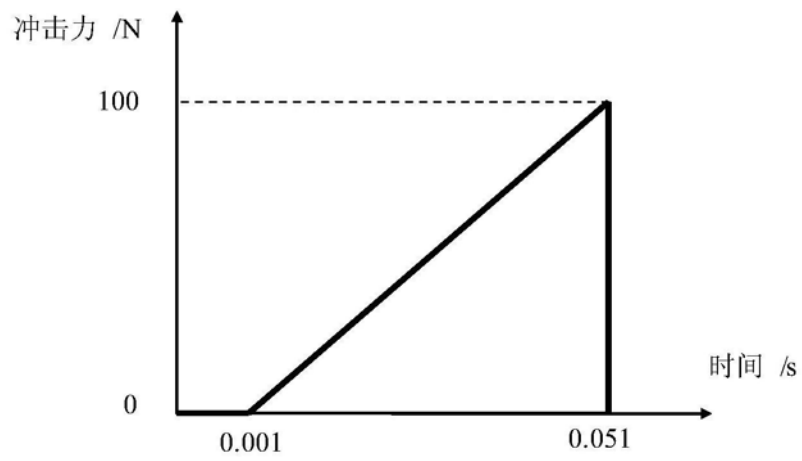


图7

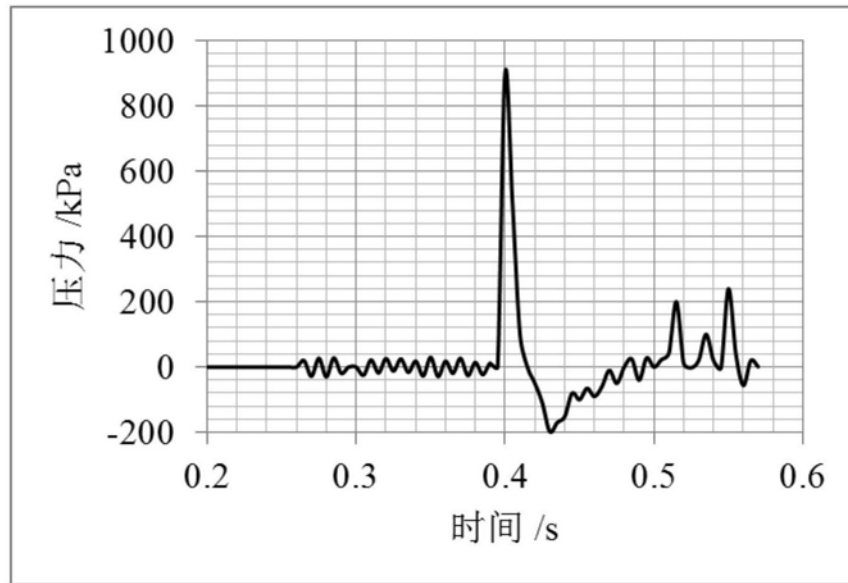


图8