

柴油机卷簧扭振减振器力学模型和性质研究*

STUDY ON MECHANICAL MODEL AND PROPERTIES OF SLEEVE
SPRING-TYPE TORSIONAL VIBRATION DAMPER FOR DIESEL ENGINE

田中旭** 陈俊豪*** 蔡正祥 汪俊 李嘉鹏

(上海海洋大学 工程学院, 上海 201306)

TIAN ZhongXu CHEN JunHao CAI ZhengXiang WANG Jun LI JiaPeng

(College of Engineering, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China)

摘要 柴油机卷簧扭振减振器因具有较高的可靠性和优良的性能,常应用于大功率船用柴油机进行扭振减振作用。但因卷簧组属于叠曲梁大变形和非线性问题,其变形状态的描述、接触区域变化、周围空间对变形限制等,使得力学模型的研究变得非常复杂,至今还没有一个高效准确的减振器刚度参数计算方法。为此,研究卷簧减振器刚度计算模型,以叠曲梁弯曲模型为基础,充分考虑了簧片间接触和限位销对簧片的支撑和限位作用等复杂因素,建立了完整的减振器刚度力学模型和相关算法,开发了计算程序,并通过有限元分析的方法验证了模型的正确性。在此基础上,研究了减振器主要设计参数对力学性质的影响规律,为减振器的设计提供了依据。

关键词 卷簧扭振减振器 刚度模型 曲梁 接触

中图分类号 TK422

Abstract Owning high reliability and excellent performance, sleeve spring-type torsional vibration dampers is often used in high-power marine diesel engine to reduce torsional vibration. However, since sleeve spring pack belongs to the large deformation and nonlinear problem of the superposed curved beam, the description of the deformation state, the change of the contact area and the limitation of the surrounding space on the deformation make the study of mechanical model very complicated. So far, there still isn't an efficient and accurate computational method for the stiffness parameters. Therefore, the computational model of the stiffness for the dampers was studied. Based on the superposed curved beam bending models, these complex factors such as the contact between the springs, support and limit of stroke limiter were fully considered. A complete damper stiffness mechanics model and related algorithms were presented and program was made as well. Correctness of the model was verified by the method of finite element analysis. Based on this, the influence of the main design parameters of the damper on the mechanical properties was studied, which provided a basis for design of the damper.

Key words Coil-spring torsional vibration dampers; Stiffness model; Curved beam; Contact

Corresponding author: CHEN JunHao, E-mail: 1390226817@qq.com

The project supported by the Shanghai Ocean University Doctoral Initiation Fund(No.A2-0203-00-100330).

Manuscript received 20190923, in revised form 20191024.

引言

卷簧扭振减振器因其非线性性质明显,可设计参数众多,可以比较方便地获得各种减振性能,而在大功率船舶柴油机中得到了越来越多的重视。但因其尺寸非常大,工作时扭矩波动量大,使得其扭转刚度和自然频率等试验测试非常困难^[1]。因此,通过推导力学模型和建立相关算法,研究各设计参数对减振器力学性

质的影响规律,以及减振器关键零部件(卷簧组)强度评估,可有效支撑减振器的设计和降低测试消耗。

扭振减振器在设计 and 选用的过程中,重点需要考虑的是减振器的自然频率,直接决定着减振器是否能够按照需要降低某个特定极限转速下的振动响应,即扭振控制中的定调比确定问题^[2-3]。卷簧扭振减振器的基本结构如图1所示,它安装在柴油机发动机曲轴自由端上,当减振器主次轮毂相对转动时,减振器通过

* 20190923 收到初稿, 20191024 收到修改稿。上海海洋大学博士启动基金(A2-0203-00-100330)资助。

** 田中旭,男,1971年生,吉林通化人,汉族。上海海洋大学博士后,副研究员,主要从事结构动力学、振动与强度方面的模型和算法研究,以及相关计算工具的开发。

*** 陈俊豪,男,1994年,湖北孝感人,汉族。上海海洋大学硕士研究生,主要从事结构动力学和CAE分析研究。

簧片挤压变形、冷却油的流动来吸收振动能量,起到减轻扭转振动的作用^[4]。

目前,已有对卷簧扭振减振器线性段刚度参数计算的经验公式^{[5]9-15},能计算线性段簧片厚度按照比例变化的卷簧组刚度。至今还没有高效的卷簧扭振减振器刚度计算模型,无法考虑诸多非线性因素,制约了参数的优化。现在研究卷簧扭振减振器一般采用有限元法^[6-7],有限元法在处理大变形和接触问题方面已经比较成熟,但减振器不仅涉及簧片大变形和各层簧片间的接触,还涉及内部限位销的支撑与限位^[8-9],其分析过程复杂繁琐,不利于其参数设计和规律研究。因此,高效的力学模型和算法,对于研究各个参数对减振器力学性质的影响和支持是非常必要的。

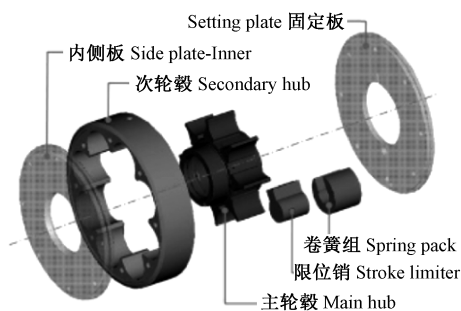


图 1 卷簧扭振减振器

Fig.1 Sleeve spring-type torsional vibration dampers

本文作者在文献[10]中直接给出了力学模型和部分计算结果,本文推导了完整的力学模型,开发了数值计算程序,并采用了有限元分析的方法对模型和程序进行了验证,并在此基础上研究了其减振器设计参数对力学性质的影响规律。

1 卷簧扭振减振器的力学模型

1.1 卷簧扭振减振器的参数

卷簧组(图 2)被安装在由内外轮毂组成的圆柱形空间内,内部有限位销支撑。

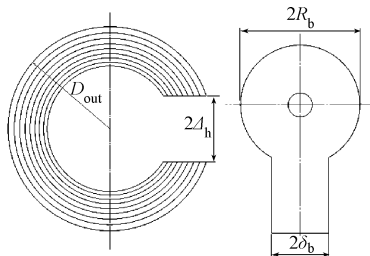


图 2 卷簧组及限位销参数

Fig.2 Sleeve spring pack and stroke limiter specifications

为了推致力学模型方便,与其性能有关的参数定义如表 1。

表 1 减振器参数含义

Tab.1 Damper specifications meaning

序号 Number	变量 Variable	含义 Meaning
1	n_h	每组卷簧组含弹簧片数 Sleeve springs number per group of sleeve spring pack
2	D_{out}	卷簧组的外径 Outer meridian of sleeve spring pack
3	d	从外到内的簧片厚度 Thickness from outside to inside
4	Δ_h	簧片下方开口的一半 Half of the openings below the sleeve spring
5	δ_b	限位销座宽度的一半 Half of the width of stroke limiter's bottom
6	R_b	限位销柱面半径 Limit pin cylinder radius
7	F_E	单个簧片开口处受到的限位力 The limiting force on a opening sleeve spring
8	R_0	簧片初始半径 Sleeve spring Initial radius
9	γ	最大扭转角度 Maximum torsion angle
10	EI	簧片的抗弯刚度 Bending rigidity of sleeve springs
11	y_E	开口处末端的位移坐标 Displacement coordinates at the end of the opening
12	y_C	接触点的位置坐标 Position coordinates of contact points
13	s_C	接触段的弧长 Arc length of the contact segment
14	B	簧片横向宽度 Transverse width of sleeve springs
15	E	弹性模量 Elastic modulus
16	ν	泊松比 Poisson's ratio
17	$\eta(s)$	以 $-x$ 轴为初始位置,变形前簧片中线转角 Center line angle of spring before deformation, $-x$ axis is the initial position
18	$\varphi(s)$	以 $-x$ 轴为初始位置,变形后簧片中线转角 Center line angle of spring after deformation, $-x$ axis is the initial position

1.2 力学模型的建立

因簧片结构和载荷状况具有对称性,本文取单个簧片的一半来描述其变形(图 3),并将其看成叠曲梁弯曲问题,在直角坐标系下,利用 Euler-Bernoulli 曲梁理论建立力学模型。

由于力学模型在变形阶段会出现一些不同的状态,为了描述方便,定义如下两个名词:

(1)接触:随着簧片弯曲程度的增加,簧片内侧接触限位销外柱面,接触区域不断扩展,曲率半径达到限位销外圆半径时,进入接触阶段。

(2)限位:簧片开口处接触限位销座,此时簧片开口大小将保持不变,进入限位阶段。

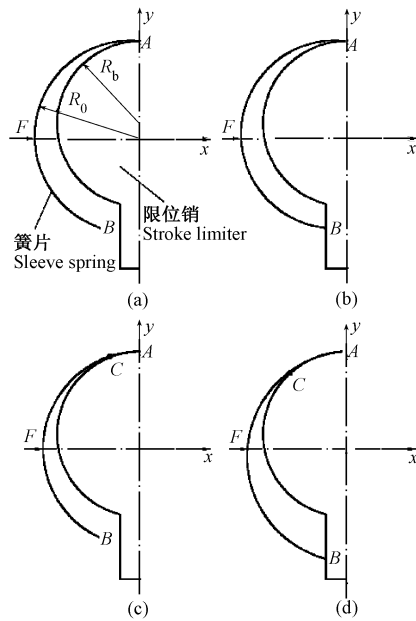


图3 单个簧片参数及阶段状态

Fig.3 The single spring specifications and stage state

本文针对簧片变形可能发生的状态分为如下四个阶段:

第一阶段为非接触非限位阶段:如图 3a 所示,限位销对簧片没有接触力作用。

第二阶段为非接触限位阶段:如图 3b 所示,簧片接触发生前,簧片末端 B 点达到限位状态。

第三阶段为接触非限位阶段:如图 3c 所示,随着负荷 F 的增加,接触区域会不断增加,开口不断缩小,接触末端为接触点 C 。

第四阶段为接触限位阶段:如图 3d 所示,随着负荷 F 的增加,接触点 C 不断下移, B 点接触限位销座且不断沿限位销座外移。

曲梁弯曲的力学模型

$$\frac{d}{ds} [EI(\varphi(s) - \eta(s))] = M(s) \quad (1)$$

s 与 x, y 的关系

$$\begin{cases} x = -\int_0^s \cos\varphi ds \\ y = R_0 - \int_0^s \sin\varphi ds \end{cases} \quad (2)$$

并有微分关系

$$\frac{ds}{dy} = -\frac{1}{\sin\varphi} \quad (3)$$

因初始弯曲状态已知,即

$$\frac{d}{ds}\eta(s) = \frac{1}{R_0} \quad (4)$$

所以簧片的通用力学模型为

$$EI\left(\frac{d\varphi}{ds} - \frac{1}{R_0}\right) = M \quad (5)$$

每组叠片弹簧的各个簧片相当并联弹簧,将切向变形量转换成转角,力转换成力矩后,最终可计算出在某一转角下的总力矩值。

1.3 非接触非限位阶段的力学模型

在此基础上,分别推导四个阶段的力学模型。

第一阶段的弯矩为

$$M = \begin{cases} Fy & y \geq 0 \\ 0 & y < 0 \end{cases} \quad (6)$$

当 $y \geq 0$ 时,簧片力学模型为

$$EI\left(\frac{d\varphi}{ds} - \frac{1}{R_0}\right) = Fy \quad (7)$$

利用公式(3),进行变换,并对 y 积分得到

$$\cos\varphi = \frac{Fy^2}{2EI} + \frac{y}{R_0} + C \quad (8)$$

其中, C 为积分常数,依据边界条件

$$\varphi|_{y=R_0} = 0 \quad (9)$$

可确定积分常数 C ,最终转角公式为

$$\cos\varphi = \frac{1}{R_0}y + \frac{F}{2EI}y^2 - \frac{FR_0^2}{2EI} \quad (10)$$

当 F 达到一定值时,上端开始接触限位销,即当 $y = R_0$ 时, $d\varphi/ds = 1/R_b$, 此时 F 应满足

$$EI \frac{d\varphi}{ds} - EI \frac{1}{R_0} = EI \frac{1}{R_b} - EI \frac{1}{R_0} = F_1 R_0 \quad (11)$$

解得

$$F_1 = EI\left(\frac{1}{R_b R_0} - \frac{1}{R_0^2}\right) \quad (12)$$

其中,当 $F > F_1$ 时,进入接触阶段,需采用下文得出的第三阶段的计算公式。

当 $y \geq 0$ 时,基于转角的计算公式和公式(2)可计算出簧片的形状描述的 x 和 y 坐标。

当 $y < 0$ 时,由于此段无弯矩,曲率为初始曲率

$$\frac{d\varphi}{ds} = \frac{1}{R_0} \quad (13)$$

则有

$$\varphi = \frac{s - s_0}{R_0} + \varphi_0 \quad (14)$$

其中, s_0 和 φ_0 分别为 $y=0$ 时的弧长和转角,且有

$$\cos\varphi_0 = -\frac{FR_0^2}{2EI} \quad (15)$$

1.4 非接触限位阶段的力学模型

第二阶段的弯矩为

$$M = \begin{cases} Fy - F_E(y - y_E) & y \geq 0 \\ -F_E(y - y_E) & y < 0 \end{cases} \quad (16)$$

其中,开口处末端水平力和末端 y 坐标 F_E, y_E 由末端的限位情况决定。

当 $y \geq 0$ 时,簧片力学模型为

$$EI \left(\frac{d\varphi}{ds} - \frac{1}{R_o} \right) = Fy - F_E(y - y_E) \quad (17)$$

利用公式(3)进行变换再对 y 积分, 并利用边界条件见公式(9), 可确定积分常数 C , 转角公式为

$$\cos\varphi = \frac{(F - F_E)}{2EI} (y^2 - R_o^2) + \frac{F_E y_E}{EI} (y - R_o) + \frac{y}{R_o} \quad (18)$$

当 $y=0$ 时, 有

$$\cos\varphi|_{y=0} = -\frac{(F - F_E) R_o^2}{2EI} - \frac{F_E y_E R_o}{EI} \quad (19)$$

当 $y<0$ 时, 簧片力学模型为

$$EI \frac{d\varphi}{ds} - EI \frac{1}{R_o} = -F_E(y - y_E) \quad (20)$$

同样进行如上变换和积分得到转角公式为

$$\cos\varphi = -\frac{F_E}{2EI} y^2 + \left(\frac{F_E y_E}{EI} + \frac{1}{R_o} \right) y + C \quad (21)$$

利用 $y=0$ 时, 上下两端簧片中线曲线的光滑条件

$$\cos\varphi|_{y=0^+} = \cos\varphi|_{y=0^-} \quad (22)$$

可确定积分常数 C , 最终转角公式为

$$\cos\varphi = -\frac{F_E}{2EI} y^2 + \left(\frac{F_E y_E}{EI} + \frac{1}{R_o} \right) y - \frac{(F - F_E) R_o^2}{2EI} - \frac{F_E y_E R_o}{EI} \quad (23)$$

其中, 利用开口末端边界条件, 即末端 x 坐标为 $-\delta_b$, 可确定 y_c, F_E, y_E 。在实际数值计算中, 可采用迭代计算的方法确定。

1.5 接触非限位阶段的力学模型

当簧片进入接触阶段, 并在达到限位前, 对于某特定 F 和接触点坐标 y_c 满足

$$EI \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_o} \right) = F y_c \quad (24)$$

可以解出接触点位置的 y 坐标为

$$y_c = EI \frac{1}{F} \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_o} \right) \quad (25)$$

接触段的弧长为

$$s_c = R_b \arccos \left(\frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} \right) \quad (26)$$

当 $y \geq 0$ 时, 接触点 y_c 与 $y=0$ 之间的力矩为

$$M = Fy \quad (27)$$

此时转角满足公式(7), 同样进行变换和积分得到转角公式(8), 根据接触点条件

$$\cos\varphi|_{y=y_c} = \frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} \quad (28)$$

可确定积分常数 C , 最终得出接触点 y_c 与 $y=0$ 之间的转角公式, 其中 y_c 见公式(25)。

$$\cos\varphi = \frac{F(y^2 - y_c^2)}{2EI} + \frac{y - y_c}{R_o} + \frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} \quad (29)$$

随着 y 坐标的变换, 弧长计算中可分两个部分, 接触部分和非接触部分, 最后弧长公式为

$$s = R_b \arccos \frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} + \int_{y_c}^y \left(-\frac{1}{\sin\varphi} \right) dy \quad (30)$$

对于当 $y<0$ 时的变形计算如下。通过式(29)和式(30), 可积分计算出 $y=0$ 处转角及弧长 φ_0 和 s_0 。

由于此段无弯矩, 曲率为初始曲率, 见公式(13), 则转角公式见式(14), 其中, 由式(29), φ_0 满足

$$\cos\varphi_0 = -\frac{F y_c^2}{2EI} - \frac{y_c}{R_o} + \frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} \quad (31)$$

1.6 接触限位阶段的力学模型

接触和限位同时出现时, 此阶段的弯矩为

$$M = \begin{cases} Fy - F_E(y - y_E) & 0 \leq y \leq y_c \\ -F_E(y - y_E) & y < 0 \end{cases} \quad (32)$$

其中, 开口处末端水平力和末端 y 坐标 F_E, y_E 由末端的限位情况决定。

对于接触点 y_c 有

$$EI \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_o} \right) = F y_c - F_E(y_c - y_E) \quad (33)$$

由式(33)可以看出, y_c 与 F, F_E, y_E 有关, 通过变形计算后得出接触点的坐标为

$$y_c = \frac{EI \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_o} \right) - F_E y_E}{F - F_E} \quad (34)$$

当 $0 \leq y \leq y_c$ 时, 簧片力学模型见公式(17), 同样进行如上变换和对 y 积分, 并利用接触点条件见公式(34), 可确定积分常数 C , 最终得转角计算公式为

$$\cos\varphi = \frac{(F - F_E)}{2EI} (y^2 - y_c^2) + \left(\frac{F_E y_E}{EI} + \frac{1}{R_o} \right) (y - y_c) + \frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} \quad (35)$$

当 $y=0$ 时, 有

$$\cos\varphi|_{y=0} = -\frac{(F - F_E)}{2EI} y_c^2 - \left(\frac{F_E y_E}{EI} + \frac{1}{R_o} \right) y_c + \frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} \quad (36)$$

当 $y<0$ 时, 簧片力学模型见公式(20), 同样进行如上变换和对 y 积分, 并利用 $y=0$ 时, 上下两段簧片中线曲线光滑条件见公式(22), 可确定积分常数 C , 最

终得转角计算公式为

$$\cos\varphi = -\frac{F_E}{2EI}y^2 - \frac{(F - F_E)}{2EI}y_c^2 + \left(\frac{F_E y_E}{EI} + \frac{1}{R_o}\right)(y - y_c) + \frac{y_c - (R_o - R_b)}{R_b} \quad (37)$$

2 减振器数值计算和验证

2.1 计算方法与流程

计算程序采用 Fortran95 编制,其主要计算步骤如下:

(1)在簧片中轴线与 X 轴交界处施加逐渐递增的水平力并判断各簧片的变形阶段。

(2)采用自然坐标将簧片的变形量转化为扭转角,并从卷簧组中间向边缘按照一定的弧长步长逐步计算各簧片弧长。

(3)在簧片接触限位销座发生限位后,通过数值积分的迭代来修正开口处的限位载荷。

(4)利用线性插值求出在固定变形量下的载荷,输出各扭转角下的扭矩。

2.2 算例分析检验

为了验证模型和算法,采用有限元分析来进行验证载荷与变形关系,这里给出某卷簧扭振减振器的部分参数见表 2。

表 2 某减振器参数

Tab.2 Damper specifications

参数 Parameter	数值 Value
n_h	2
d/mm	3.75;3.33
δ_b/mm	10
R_b/mm	32
D_{out}/mm	90.278
B/mm	45
Δ_b/mm	20
E/GPa	210
ν	0.3

利用有限元法计算减振器的扭转刚度,其主要步骤与要点如下:(1)选择 4 节点四边形单元类型来分析平面应变问题,效率最高,精度较高。(2)手动划分网格,控制簧片单元边线长度。(3)设置簧片之间、簧片与限位销座间的接触对。(4)在簧片及限位销对称轴处固定。(5)在 x 轴与最外层簧片中轴线交界处施加较大载荷。(6)求解并导出簧片 x 轴与最外层簧片中轴线交界处的位移。分析后得到的接触面压力图如图 4 所示。

由图 4 可知,在限位前簧片上端受到各层簧片挤压变形,接触面压力最大;限位后,簧片下端接触面压力最大,可见有限元模型比较合理。

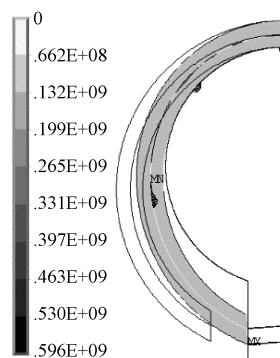


图 4 接触面压力

Fig.4 Contact surface pressure

图 5 是经数据分析后用 Origin 软件绘出两簧片在 $y=0$ 处的有限元与程序计算的载荷位移曲线对比图,可知程序和有限元计算的变形结果吻合较好,说明了本文所推导的变形公式的准确性。

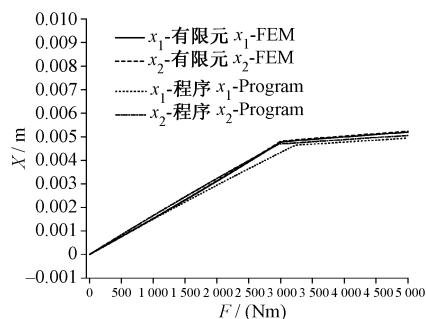


图 5 载荷位移曲线对比

Fig.5 Comparison of load-displacement curves

由于在实际应用中,簧片的扭转角在 2° 以下,难以接触限位销座,所以只需考虑线性段的刚度。现给出最外层簧片的程序方法与有限元法计算出的位移及相对误差,如表 3。

表 3 相对误差表

Tab.3 Relative error table

载荷 Load F/N	程序方法 Program X_1/m	有限元法 FEM X_1/m	相对误差 Relative error /%
60	9.234×10^{-5}	8.898×10^{-5}	3.64
120	1.838×10^{-4}	1.782×10^{-4}	3.06
180	2.751×10^{-4}	2.678×10^{-4}	2.67
240	3.662×10^{-4}	3.576×10^{-4}	2.35
300	4.571×10^{-4}	4.477×10^{-4}	2.05
360	5.5×10^{-4}	5.381×10^{-4}	2.16

由表可知,线性段刚度的计算精度较高。

文献[5]⁹⁻¹⁵采用经验公式,计算了一个减振器线性段的扭转刚度。两者计算结果分别为:文献[5]⁹⁻¹⁵的计算结果: $1.46 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$;本文方法的计算结果: $1.36 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$ 。可以看出两种方法计算的线性段刚度差异较小。

3 卷簧扭振减振器的力学性质研究

针对含有 4 片簧片的卷簧组,利用本文力学模型对卷簧扭振减振器的力学性质进行研究。

3.1 卷簧组的横向变形规律

经程序计算,得到簧片沿 X 轴方向上的力 F 和位移 X 的相关数据,卷簧组中由外向内各簧片的载荷位移曲线如图 6 所示。

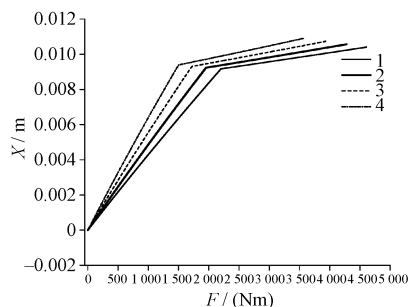


图 6 卷簧组的载荷位移曲线

Fig.6 Load-displacement curve of sleeve spring pack

由此图可以得出以下结论:随着力 F 的增加,簧片位移 X 随之增加,越靠近限位销的簧片在减振器力 F 越小的情况下出现非线性特征,提前接触限位销座,发生限位。

3.2 限位销座的大小对扭转刚度的影响

针对不同限位销座宽度 δ_b ,得到三组转角与扭矩结果,限位销座宽度与扭转刚度关系曲线见图 7。

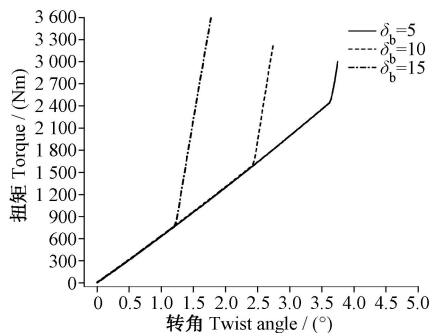


图 7 限位销座宽度与扭转刚度曲线

Fig.7 Curve between width of stroke limiter's bottom and torsional stiffness

从计算结果可以看出,宽度越大的限位销座会在减振器扭转角越小的情况下出现非线性特征,且刚度强化明显。

3.3 簧片厚度比例对扭转刚度的影响

表 3 把各组卷簧组的簧片厚度按照表 4 的比例设置成等比递减的厚度值,为了保证减振器的自然频率不变,需分析在减振器总刚度不变的情况下,簧片厚度比例对扭转刚度的影响规律。簧片厚度比例与扭转刚度关系曲线见图 8。

表 4 每组簧片厚度比例

Tab.4 Ratio of springs thickness per set

组号 Group number	簧片厚度比例 Thickness ratio of spring
1	1.1
2	1.2
3	1.3

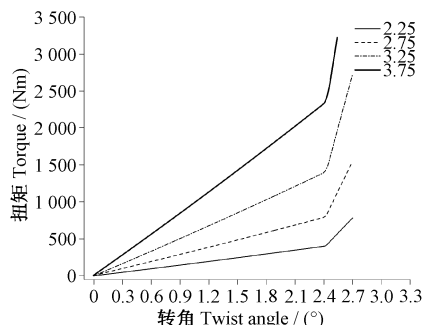


图 8 簧片厚度比例与扭转刚度曲线

Fig.8 Curve between thickness ratio and torsional stiffness

从计算结果可以看出,簧片厚度比例是决定卷簧组刚度的重要因素,对扭转刚度的影响显著,对卷簧组的选择提供了重要依据。

4 结论

本文基于曲梁模型,推导了高效的卷簧扭振减振器力学模型,开发了相关算法和计算程序,模型充分考虑存在的接触和大变形等因素。论文在力学模型的基础上,还探讨了各个设计参数对减振器力学性质的影响规律。这里对主要结果总结如下:

1) 本文给出的力学模型和算法,可以高效地计算减振器力学性质,对研究设计方案和优化设计非常方便;

2) 在保证减振器扭转刚度要求的情况下,采用较厚的簧片,可以减少簧片片数和降低簧片组的总厚度,但会使得簧片应力增加明显;

3) 减振器在较小的扭转角情况下,即簧片开口与限位销座接触前,刚度基本呈现线性变化;

4) 簧片间的接触对刚度的非线性特征无明显影响;

5) 为了使得各簧片具有相对接近的强度,外圈宜采用较厚的簧片,簧片厚度比例可按照靠近 1 的规律设计;

6) 限位销座宽度对减振器非线性规律影响明显,较宽的限位销座,可以使得减振器在较小的扭转角时,就有明显的刚度增加,减振器振幅将不会有明显增加,会对减振效果有一定限制。

参考文献 (References)

- [1] Hwang B C, Kim C, Bae W B. A study of structural analysis and torsional characteristic of the sleeve spring-type torsional vibration damper [J]. Korean Society for Precision Engineering, 2009, 26 (2) : 94-100.
- [2] 赵 骞,郝志勇.柴油机轴系扭振减振器的有限元优化设计 [J]. 农业机械学报, 2000 (5) : 91-96.
ZHAO Qian, HAO ZhiYong. Optimal design of torsional damper of diesel engine crankshaft system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000 (5) : 91-96 (In Chinese).
- [3] Ye S C, Williams K A. Torsional friction damper optimization [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006 (294) : 529-546.
- [4] 田中旭,李广洲,宋秋红,等.柴油机扭振减振器的板簧刚度与强度模型和计算方法研究 [J]. 内燃机工程, 2018, 39 (5) : 86-92.
TIAN ZhongXu, LI Guang Zhou, SONG QiuHong, et al. Study on the stiffness and strength model and computational method of diesel engine torsional dampers with plane springs [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2018, 39 (5) : 86-92 (In Chinese).
- [5] 柳欣生,华忆秋,卓日明. 16V280ZJ 型柴油机扭振卷簧减振器的试验研究 [J]. 内燃机车, 1987 (9) : 9-15.
LIU XinSheng, HUA YiQiu, ZHUO RiMing, et al. Experimental study on the torsional vibration coil spring damper of 16V280ZJ diesel engine [J]. Diesel Locomotives, 1987 (9) : 9-15 (In Chinese).
- [6] Hwang B C, Bae W B, Kim C. Process analysis and test of manufacturing of sleeve spring-type torsional vibration damper [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24 (6) : 1301-1309.
- [7] Tian Z X, Wang D L. A method for treating nonconforming thin plate bending problems [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2010, 47 (2) : 200-207.
- [8] 陈 杰,王 蔚.有限长圆柱截面梁间接触压力和变形解析 [J]. 西南交通大学学报, 2003, 38 (2) : 138-141.
CHEN Jie, WANG Wei. Contact pressure and deformation between two cylindrical beams of finite lengths [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38 (2) : 138-141 (In Chinese).
- [9] Osipenko M A, Nyashin Y, Rudakov R N. A contact problem in the theory of leaf spring bending [J]. International Journal of Solids and Structures, 2003, 40 (12) : 3129-3136.
- [10] 田中旭,姜小荧,周文建,等. 卷簧扭振减振器刚度计算工具开发 [C]. 中国内燃机学会 2014 年学术年会暨材料与工艺分会和昆明内燃机学会联合学术年会, 2014 : 57-561.
TIAN ZhongXu, JIANG XiaoYing, ZHOU WenJian, et al. Development of rigidity calculating tool for coil spring torsional vibration damper [C]. Papers Collection of the 2014 Academic Annual Meeting of the Chinese Society of Internal Combustion Engines and the Joint Academic Annual Meeting of the Subcommittee of Materials and Technology and the Kunming Society of Internal Combustion Engines, 2014 : 57-561 (In Chinese).