

低温容器新型纤维支撑系统固有频率特性研究*

王国鹏^{1,2}, 李建国¹, 李学良^{1,2}, 赵雅楠¹, 洪国同^{1,2}

(1. 中国科学院理化技术研究所 北京, 100190)

(2. 中国科学院大学 北京, 100190)

摘要 为降低某航天用小型低温杜瓦的漏热,同时提升其力学性能,采用了超高强度、低热导率且密度小的凯夫拉纤维作为杜瓦的支撑材料,设计了支撑结构。通过对结构建立固有频率理论模型,采用 Rayleigh 法推导了前 6 阶固有频率的表达式,用有限元分析软件 Ansys 与理论计算结果进行了对比。对其中某工况设计了实际的实验支撑结构,对结构进行了三向扫频实验。理论计算结果与有限元仿真结果趋势符合良好,实验结果与理论模型误差在 20% 以内。结果表明,在此种支撑结构中,凯夫拉纤维的横截面积、纤维绳索布置的轴向角以及平面角对其固有频率具有较大影响,接触点距离以及纤维绳索预紧力对固有频率影响较小。

关键词 凯夫拉;支撑结构;低温系统;有限元仿真;固有频率;扫频实验

中图分类号 TH11; V414.2

引言

随着超导、红外探测、航空航天等前沿科技的发展,对低温技术的需求越来越广泛。其中作为贮存低温液体的低温容器,对此类技术的发展起着不可或缺的作用^[1]。低温容器的设计中,支撑结构的性能至关重要。由于低温液体的贮存温度极低,因此支撑结构的漏热要尽量小,从而减小低温液体的蒸发率,同时结构本身还要具有一定的抗冲击能力,以保证低温液体贮存的安全,减小其在运输过程中的晃动^[2-3]。此外,针对空间应用的低温容器需要满足最低固有频率要求,以避免在发射环境下结构发生共振而被破坏。这要求所采用的支撑材料本身具有较低的热导率和较高的强度,而由于系统的固有频率与支撑结构形式密切相关,因此结构的设计也应当着重考虑。一般液氮液氦等低温液体贮存容器采用不锈钢或玻璃钢作为支撑材料,同时设计拉杆、吊索或垫圈支撑座等结构,能够在降低漏热的同时抵御一定的外部冲击,然而结构的固有频率较低,难以适应空间应用下的复杂外部环境^[4]。近年来,一种新型的高分子材料对位芳纶纤维(凯夫拉)因其超高的模量(123 GPa)及抗拉强度(2.8 GPa)、极低的热

导率(0.03 W/K@4K)以及较轻的密度(1.45 g/cm³)而在低温系统中获得了越来越多的应用。英国的詹姆斯·克拉克·麦克斯韦望远镜(james clerk maxwell telescope,简称 JCMT)、美国 NASA 的多通道红外辐射计以及为其高分辨率机载宽带相机和亚毫米波远红外实验所设计的绝热去磁制冷机均采用凯夫拉纤维作为绝热支撑材料,并设计了特殊的支撑结构,在系统漏热明显降低的同时还能够保证结构的力学稳定性^[5-7]。Kittel^[8]对采用了柔性绳索结构以及杆系结构的低温系统用一维简化模型进行分析,得出了绳索等柔性结构相比于杆系结构具有更好的稳定性,而两者在漏热量上基本一致的结论。Bushnell^[9]对火箭低温燃料贮箱的刚性支撑杆、柔性拉带以及被动轨道断开式管型支撑(passive orbital disconnect struct,简称 PODs)3 种支撑的力学性能进行了理论上的比较分析。Hopkins 等^[10]比较了杜瓦的柔性拉带和 PODs 结构的力学性能和绝热性能,并采用简单的公式预测了 2 种支撑结构下系统的 1 阶自然频率。雒慧云等^[11]在长寿命杜瓦设计中则直接给出了 PODs 结构及柔性拉带的 2 阶固有频率。刘丁臻等^[12]在辐射制冷器的支撑系统设计中采用有限元方法分析了结构的第 1 阶模态并进行了实验验证。

* 国家自然科学基金资助项目(51606207)

收稿日期:2018-06-04;修回日期:2018-09-02

笔者对某空间应用的小型杜瓦采用凯夫拉绳索作为支撑材料,并设计了经典的支撑结构。针对此种支撑结构建立了固有频率的数学模型,采用 Rayleigh 法推导了其 6 阶固有频率表达式,通过 Ansys workbench 平台进行了有限元仿真计算,与理论模型结果进行了对比分析。最后针对某种工况,利用实际设计的结构进行了扫频实验,对理论分析结果进行了验证。

1 固有频率数学模型

1.1 结构简化与模型构建

杜瓦内胆为圆柱壳状结构,由于凯夫拉只能承受拉力,为限制其全部自由度,采用 12 根凯夫拉绳索上下对拉的形式,上部绳索与杜瓦内胆接触位置在同一横截面内,下部绳索与杜瓦内胆接触位置在同一横截面内,绳索与杜瓦中轴线呈一定的轴向夹角和径向夹角,各绳索的长度一致。设计的系统支撑结构如图 1 所示。结构由外筒、凯夫拉绳索、内胆以及连接外筒与内胆的接头组成。

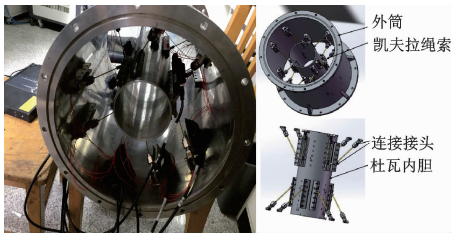


图 1 系统实际结构图

Fig. 1 Actual structure of the system

为便于分析,将实际结构进行适当简化。假设支撑结构热端铰接在真空罩上,冷端铰接在低温容器上,忽略凯夫拉支撑绳索的质量,将其视为只能承受轴向拉伸载荷的理想结构,忽略其塑性变形,不考虑蠕变因素,同时杜瓦内胆质量 M 、真空罩半径 R_1 及杜瓦内胆半径 R_2 已知,如图 2 所示。在以上假设条件下,可得出确定支撑结构所需的设计参数如下:

- 1) 杜瓦内胆支撑结构接触点上端点到杜瓦重心所在横截平面的距离 L_s ;
- 2) 支撑绳索水平角 θ ;
- 3) 支撑绳索倾斜角 γ ;
- 4) 支撑绳索的横截面积 A ;
- 5) 每个支撑上所需施加的预紧力 F 。

简化模型见图 2,确定支撑结构需要上述 L_s, θ, γ, A 和 F 共 5 个参数。根据简化后的模型,可得出

凯夫拉绳索长度 L 为平面角 θ 及轴向角 γ 的函数

$$L = \sqrt{R_1^2 - R_2^2 + R_2^2 \cos^2 \theta} / \cos \gamma \quad (1)$$

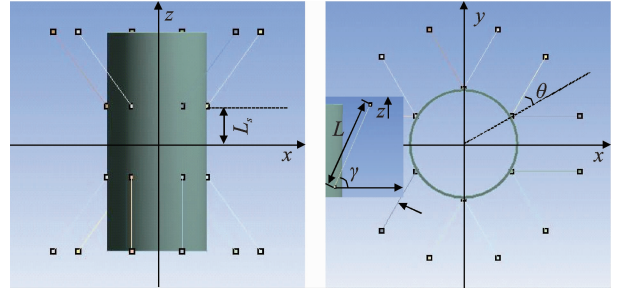


图 2 支撑结构简化模型

Fig. 2 Simplified model of support structure

1.2 固有频率模型

将模型置于图 2 所示坐标下。根据假设,系统的总动能可以表示为

$$E_k = \frac{1}{2} M \sum_{i=1}^3 \dot{u}_{ci}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 I_i \dot{\alpha}_{ci}^2 \quad (2)$$

其中:等号右边第 1 项为平动动能;第 2 项为转动动能; M 为杜瓦内胆质量; I_i 为绕坐标轴的转动惯量; \dot{u}_{ci} 为沿坐标轴的速度分量; $\dot{\alpha}_{ci}$ 为绕相应坐标轴的角速度分量。

系统应变能^[9]表示为

$$E_u = \frac{1}{2} L (EA + 3F) \sum_{i=1}^N \dot{u}_j^2 \quad (3)$$

其中: E, A, L 分别为绳索的弹性模量、横截面积和长度; F 为凯夫拉绳索上的预紧力; \dot{u}_j 为绳索应变。

根据假设,杜瓦为刚体,支撑绳索为不计质量的弹性件,忽略阻尼,刚体系统具有 6 个自由度,共有 6 阶固有频率,分别表现为杜瓦沿 3 个坐标轴的平移与绕 3 个坐标轴的旋转。由于系统的高度对称性,对此系统采用 Rayleigh 法求各阶固有频率^[13]。设系统任意阶主振动表达式为

$$x = X \sin(\omega t + \varphi) \quad (4)$$

其中: X 与 ω 为主振型与固有频率。

此时系统相应动能 E_k 与势能 E_p 分别为

$$\begin{cases} E_k = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{x}}^T M \dot{\mathbf{x}} \\ E_p = \frac{1}{2} \mathbf{x}^T K \mathbf{x} \end{cases} \quad (5)$$

由式(4)、式(5)可得最大动能与势能分别为

$$\begin{cases} E_k = \frac{1}{2} \omega^2 \mathbf{X}^T M \mathbf{X} \\ E_p = \frac{1}{2} \mathbf{X}^T K \mathbf{X} \end{cases} \quad (6)$$

由于主阵型之间的正交性,系统的动能(势能)等于各阶主振动单独存在时系统的动能(势能)之和。系统机械能守恒

$$E_k = E_p \quad (7)$$

由式(7)可得出系统某阶主振动的固有频率为

$$\omega^2 = \mathbf{X}^T \mathbf{KX} / \mathbf{X}^T \mathbf{MX} \quad (8)$$

$$\omega_i^2 = L(EA + 3F) \sum_{j=1}^N u_j^2 / \dot{M} u_{\alpha}^2 \quad (i=1,2,3) \quad (9)$$

$$\omega_i^2 = L(EA + 3F) \sum_{j=1}^N u_j^2 / I \dot{\alpha}_{\alpha}^2 \quad (i=1,2,3) \quad (10)$$

$$\omega_5 = \omega_6 = \frac{\sqrt{\frac{6(EA + 3F)}{ML(3R_2^2 + 2L_s^2)} \left\{ \frac{3}{2} L_s^2 \cos^2 \gamma + 6R_2^2 \sin^2 \gamma + 6R_2 L_s \sin \gamma \cos \gamma \sin \theta \right\}}}{2\pi} \quad (14)$$

由于结构的对称性,其中 $\omega_1 = \omega_2$, 振型为杜瓦沿水平方向平移; $\omega_5 = \omega_6$, 振型为绕水平 x 轴及 y 轴旋转; ω_3 振型为沿 z 轴平移; ω_4 振型为绕 z 轴旋转。

2 固有频率特性分析

有限元方法是解决复杂结构力学问题的有效手段,其基本思想是将连续的求解区域离散为一组有限个、按一定方式相互联结在一起的单元组合体,利用每一个单元内假设的近似函数来分片地表示全求解域上待求的未知场函数^[14]。Ansys workbench 平台的模态分析模块采用有限元方法,可以对推导出的固有频率表达式进行仿真验证。通过对支撑结构进行离散,并求解无阻尼状态下的振动方程,从而得出结构的各阶固有频率^[15-17]。由上节理论模型可得出影响结构固有频率的因素共有 5 个,分别为 L_s, θ, γ, A 和 F 。利用软件与计算模型分别就 5 种因素的影响进行了比较分析。

对于影响结构固有频率的 5 种参数,每种改变 4 组参数,共进行 20 个算例的模拟,每个算例均给出了模型计算结果与有限元仿真的 6 阶模态对比,如图 3~7 所示。其中:1,2 表示沿水平面平移振型;3 表示沿 z 轴平移振型;4 表示沿 z 轴旋转振型;5,6 表示沿水平面翻转振型。从图中结果来看,模型计算结果与有限元仿真结果基本一致,二者所计算处对应参数的 6 阶固有频率差值在 30 Hz 以内。

通过改变 5 种影响因素的参数值,可以看出模型所预测的固有频率的变化趋势与有限元计算结果的变化趋势相同。在图示的(a)与(d)中,计算结果显示支撑结构振型为沿水平面平移的 2 阶固有频率相同,振型为沿水平面翻转的 2 阶固有频率相同,而

将绳索应变及杜瓦绕各轴的转动惯量表达式代入,可得 6 阶固有频率表达式为

$$\omega_1 = \omega_2 = \sqrt{\frac{6(EA + 3F) \cos \gamma}{ML}} / 2\pi \quad (11)$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{12(EA + 3F) \sin \gamma}{ML}} / 2\pi \quad (12)$$

$$\omega_4 = \sqrt{\frac{12(EA + 3F) \sin \theta \cos \gamma}{ML}} / 2\pi \quad (13)$$

有限元仿真结果也表明二者一致,这与模型的预测吻合,从而表明计算模型与有限元之间可以相互印证。

从图 3~7 可以看出,结构的平面角 θ 、轴向角 γ 以及横截面积的改变对于结构固有频率的影响巨大。图 3 结果显示,当平面角 θ 从 30° 增加到 50° 时,图(a,b)所示振型为平移的 3 阶固有频率下降了 10 Hz 左右,而图(c)所示振型为沿 z 轴旋转的固有频率增加了约 40 Hz。从图 4 可以看出,随着轴向角 γ 从 40° 增大到 70° ,图(a)所示振型为沿水平面平移的固有频率下降了近 100 Hz,而振型为沿 z 轴平移的固有频率则在 $50^\circ \sim 60^\circ$ 之间出现峰值,随后减小。从图 5 可以看出,改变 L_s 参数值,只对支撑结构沿水平面翻转的 2 阶固有频率产生较大影响,当 L_s 从 35 mm 增大到 65 mm 时,固有频率增加了大约 10 Hz;对于其他振型,当 L_s 发生变化时,结构固有频率基本不发生改变。图 6 显示,绳索的横截面积对于结构的固有频率影响更加明显,随着绳索半径从 0.5 mm 增加到 2 mm,各阶固有频率均增加了约 5 倍左右。对于低温容器而言,增加绳索横截面积意味着增大了传导漏热,因此应当根据系统漏热量及稳定性要求而选择合适的横截面积。从图 7 可以看出,随着绳索预紧力的增加,各阶固有频率基本不发生变化,这表明预紧力的大小对于固有频率的改变基本不产生影响。从式(11)~(14)也可以看出,由于凯夫拉绳索的模量太大,因此改变预紧力对固有频率造成的影响有限。

除此之外,从图 3~7 还可以看出,在预测支撑结构振型为沿水平面翻转的固有频率上,计算结果与仿真结果的偏差值大于其他 4 阶模态,在改变 θ 及 γ 时,二者差异更大。由于在计算模型的假设中,杜瓦为质心位于中心位置的刚体,通过计算这

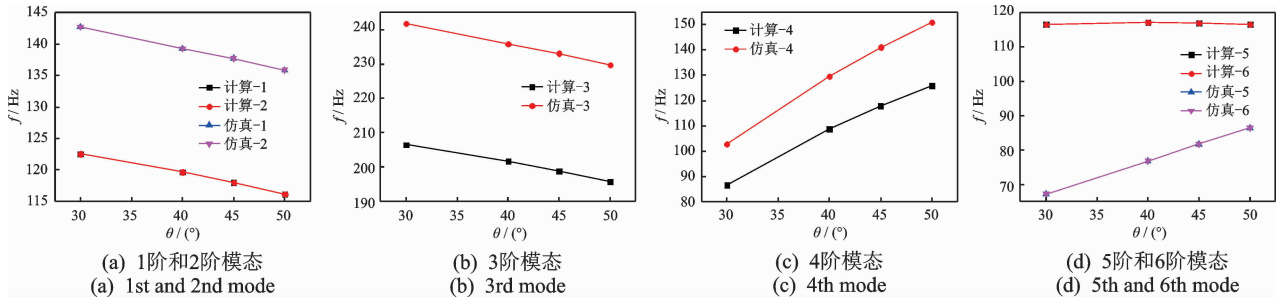


图 3 θ 对固有频率的影响规律

Fig. 3 The influence of θ to nature frequencies

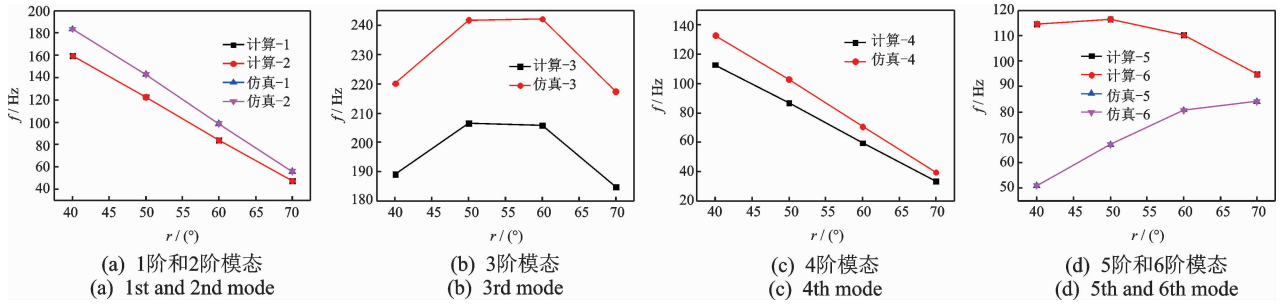


图 4 γ 对固有频率的影响规律

Fig. 4 The influence of γ to nature frequencies

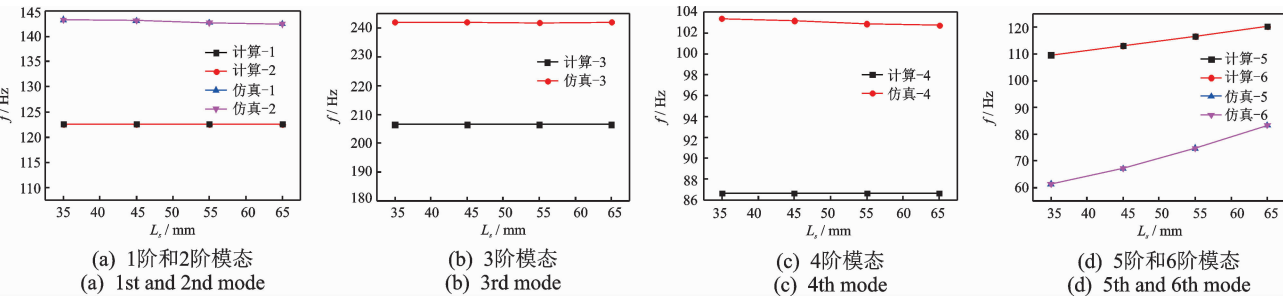


图 5 L_s 对固有频率的影响规律

Fig. 5 The influence of L_s to nature frequencies

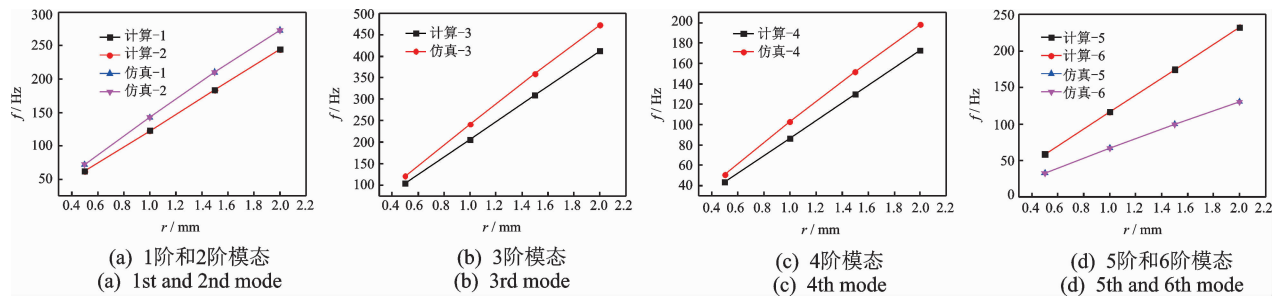
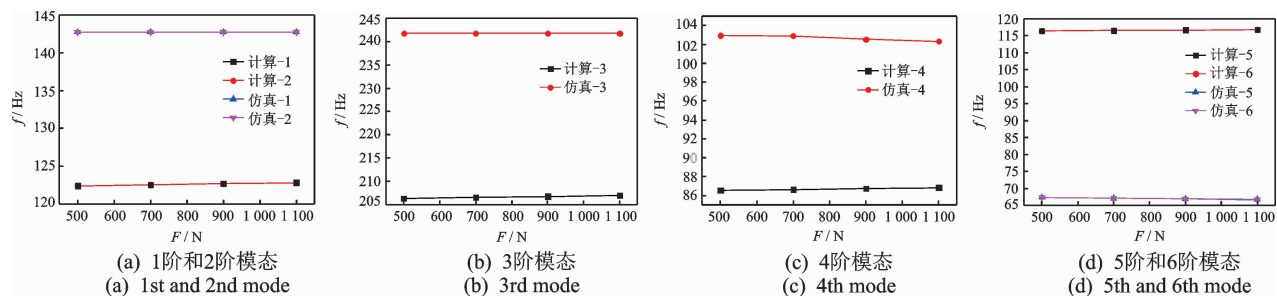


图 6 A 对固有频率的影响规律

Fig. 6 The influence of A to nature frequencies

一刚体的转动惯量进而求出对应固有频率。而实际结构以及有限元分析中,杜瓦质量连续分布,在结构振型为沿水平面及竖直方向平移以及绕竖直方向旋转的固有频率表达式中,不涉及相关转动

惯量的推导,因此杜瓦质量分布的影响较小;而在绕水平面翻转的模式中,质量分布具有较大影响,因此模型计算结果与有限元的仿真结果出现了比较明显的差别。

图7 预紧力 F 对固有频率的影响规律Fig. 7 The influence of F to nature frequencies

3 实验验证

在理论计算及仿真的基础上,针对表1所示工况,设计了实际支撑结构,通过扫频实验验证理论模型计算及仿真结果。实验结构见图1,其中:杜瓦外筒、连接件及内胆材料均为304不锈钢,支撑绳索材料为凯夫拉纤维绳索;外筒高度为540 mm,直径为365 mm,内胆高度为350 mm,直径为140 mm;绳索连接件为螺纹结构,可以通过调节螺栓和轴套的距离来为绳索加载预紧力。在扫频实验^[18-19]前,通过安装在绳索接头上的全桥电阻式应变片测量连接件应变大小,进而计算出绳索上的预紧力。测量示意图和测量系统如图8所示,其中数据采集设备为IOtech 12通道动态应变采集仪,应变数据通过电脑处理为预紧力。预紧力加载结束后,将系统固定在振动台上进行扫频实验。支撑结构中共安装5个加速度传感器,其灵敏度为30 pC/g,通过502胶水将其固定在支撑结构的测量平面上。其中:1为控制信号;2~5为监测信号。2和5安装在杜瓦内胆上,3和4安装在外壳上。扫频实验条件如表2所示。

表1 结构参数

Tab.1 Parameters of the structure

参数	L_s /mm	F /N	θ /rad	γ /rad	A /mm ²
数值	55	700	0.52	0.87	3.14

表2 正弦扫频实验条件

Tab.2 Condition of swept sine test

频率范围/Hz	振动幅值/g	扫描率/($\text{ct} \cdot \text{min}^{-1}$)	扫描时间/min
10~2 000	0.1	40	2

分别进行了水平和垂直方向的扫频实验,3种结果对比见图9。可以看出,结构在两个方向上的最低响应频率实验值分别为76.3和125.84 Hz,有限元仿真结果为67.144和102.88 Hz,计算模型值为86.44和116.56 Hz。以实验值为基准,可得出有限元仿真结果与实验值误差为12%与18.2%,计算模型结果与实验值误差为13.2%和7.4%。实验结果表明,计算模型能够有效地预测实际结构的1阶自然频率。

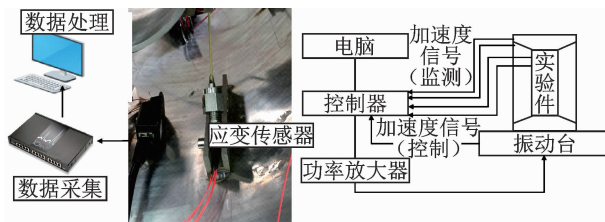


图8 预紧实验系统及扫频实验系统

Fig. 8 The preload experimental system and the sweep frequency experimental system

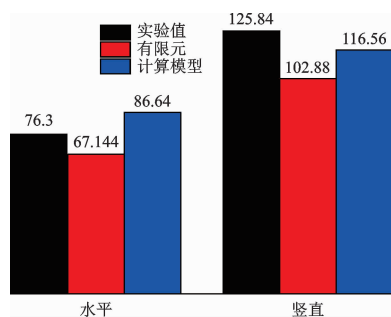


图9 实验结果对比(单位:Hz)

Fig. 9 The comparison of three results(unit:Hz)

为86.44和116.56 Hz。以实验值为基准,可得出有限元仿真结果与实验值误差为12%与18.2%,计算模型结果与实验值误差为13.2%和7.4%。实验结果表明,计算模型能够有效地预测实际结构的1阶自然频率。

4 结论

1) 接触点距离 L_s 仅影响振型为绕水平轴旋转的固有频率,绳索预紧力对于结构固有频率基本不产生影响。

2) 增大绳索横截面积能够显著增加结构的固有频率,但相应会增加系统的漏热,因此应当在考虑满足结构漏热前提下尽量增大横截面积。

3) 增大平面角将会导致支撑结构在水平方向及竖直方向上更容易发生共振,但结构的抗扭转能力将会提升。

4) 增大轴向角会降低支撑结构在水平方向上以及沿轴向旋转的固有频率,而在竖直方向上其固有频率先增大后减小,结构的抗扭转能力同样会有所提升。

5) 采用杜瓦为刚体的假设对结构振型为平移、绕竖直方向旋转的固有频率大小及趋势预测相对于结构振型为沿水平方向旋转的固有频率更准确。

参 考 文 献

- [1] 路兰卿,任宏杰,李喜. 固定式真空绝热低温容器的支撑结构[J]. 压力容器, 2010, 27(1): 60-63.
LU Lanqing, REN Hongjie, LI Xi. Support structure of stationary vacuum thermal insulation cryogenic pressure vessel [J]. Pressure Vessel Technology, 2010, 27(1): 60-63. (in Chinese)
- [2] 徐烈. 低温容器设计、制造与使用[M]. 北京:机械工业出版社, 1987:1-3.
- [3] 朱建炳,潘雁频. 星载辐射制冷器支撑带系统设计[J]. 低温容器, 2000(2): 18-23.
ZHU Jianbing, PAN Yanpin. Design of support straps systems for space borne radiant coolers[J]. Cryogenics, 2000(2): 18-23. (in Chinese)
- [4] BUSHNELL D. Improved optimum design of DEWAR supports[J]. Computers & Structures, 1988, 29(1):1-56.
- [5] JENSEN S M. Fiber support technology for thermal isolation and mechanical stability[J]. The International Society for Optical Engineering, 1996, 2814:197-208.
- [6] JENSEN S M, ESPLIN R W. Optical stability testing of the fiber support technology (FIST) focal plane assembly of the SABER instrument[J]. The International Society for Optical Engineering, 1998, 3435(8): 230-241.
- [7] VOELLMER G M, JACKSON M, SHIRRON P J, et al. A cryogenic insulating suspension system for the high-resolution airborne wideband camera (HAWC) and the far-infrared experiment (SAFIRE) adiabatic demagnetization refrigerators(ADRs)[C]// IR Space Telescopes and Instruments. Waikoloa, Hawai'i, United States; International Society for Optics and Photonics, 2003: 1070-1079.
- [8] KITTEL P. Comparison of dewar supports for space applications [J]. Cryogenics, 1993, 33(4):429-434.
- [9] BUSHNELL D. Optimum design of dewar supports [J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1985, 22(4): 432-441.
- [10] HOPKINS R A, PAYNE D A. Optimized support systems for spaceborne dewars[J]. Cryogenics, 1987, 27(4):209-216.
- [11] 雒慧云,吴纯之. 长寿命杜瓦支撑的设计[J]. 低温工程, 1991(3): 38-41.
LUO Huiyun, WU Chunzhi. Support design for a long-life dewar[J]. Cryogenics, 1991(3): 38-41. (in Chinese)
- [12] 刘丁臻,陆燕,李忠. 辐射制冷器用纤维支撑系统的工程化研究[J]. 低温工程, 2011(4):61-64.
LIU Dingzhen, LU Yan, LI Zhong. Research on project engineering of fiber support system for radiant coolers[J]. Cryogenics, 2011(4): 61-64. (in Chinese)
- [13] 倪振华. 振动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社, 1986:288-295.
- [14] 王勖成,邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京:清华大学出版社, 1997:275-292.
- [15] 东巴宙. 高温环境下复合材料层合板与蜂窝板力学性能分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2016.
- [16] 刘百明. 航天器形状记忆合金结构振动实验设计与系统辨识[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学, 2017.
- [17] 赵宏超,张景旭,杨飞,等. 预紧式八翼梁次镜支撑结构的动力学分析[J]. 光学精密工程, 2013, 21(5): 1199-1204.
ZHAO Hongchao, ZHANG Jingxu, YANG Fei, et al. Preloading eight-vane spider for supporting structure of secondary mirror[J]. Optics and Precision Engineering, 2013, 21(5):1199-1204. (in Chinese)
- [18] 朱能兵. 轻量化反射镜支撑结构设计研究[D]. 北京:中国科学院大学, 2017.
- [19] 邢恩振. 空间可展结构中绳索动力学的研究[D]. 北京:北京理工大学, 2015.



第一作者简介:王国鹏,男,1991年12月生,博士生。主要研究方向为低温系统集成技术。

E-mail: wangguopeng@mail.ipc.ac.cn