

转台框架有限元简化建模策略精度分析研究

陈燕燕¹ 李瑞雪¹ 靳庆华¹ 赵 坤¹ 王延忠²

(1. 中国航空工业集团有限公司 北京长城航空测控技术研究所有限公司, 北京 101111)

(2. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 102206)

摘要:【目的】在飞行模拟转台的研发初期,为实现主承力框架刚度及动态特性的快速优化迭代,开展了转台框架简化建模方法研究。【方法】首先,以半实物仿真5轴转台的典型承力O形框为研究对象,对精细的实体网格模型计算结果和试验数据进行符合性验证。然后,以其计算结果为对标文件,讨论框架各个关键细部结构的有限元简化建模策略。最后,量化分析各简化策略组合对框架模态分析结果的影响,评估简化策略的合理性,并最终选定最为合理的简化策略组合。【结果】结果表明,简化建模方法在分析精度误差小于8%的前提下,计算时长缩短为原来的1/7(由51 s缩短至7 s以内)。负载端圆柱结构和薄壁筒形结构上薄壁部分的简化应采用误差最小的简化方法,加强筋的简化方法选择则应按需决定。将选定的简化策略与转台框架的参数化建模相结合,可提升初步设计阶段的设计效率。

关键词: 运动模拟转台; 框架; 有限元方法; 简化建模; 精度分析

中图分类号: TH123 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.07.020

0 引言

飞行仿真试验广泛用于模拟各类飞行器在其工作环境下的各种位姿和过载,可以真实重现实际飞行中的相关动力学特征,为设备的设计研发及改进提供详实的数据,是飞行器研发的一种重要手段。当前,飞行仿真试验技术正向“高承载、高动态、高精度、大视场、大转角”方向发展。飞行模拟转台(以下简称转台)是飞行器地面半实物仿真试验中的关键设备(图1),为被测产品提供所需的位姿和过载,其性能优劣直接关系到仿真测试试验的逼真性和置信度,影响测试精度。

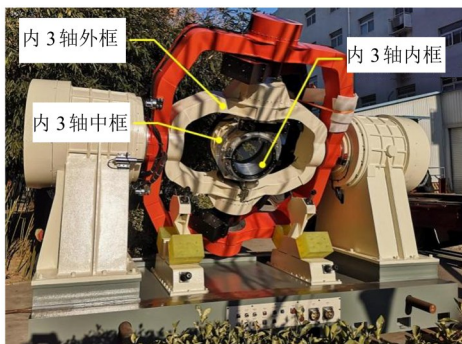


图1 5轴转台的结构

Fig.1 Structure of the 5-axis turntable

框架是支撑飞行模拟转台内部组件及被测负载,传递运动及动力的关键结构件,其刚度及共振模态是影响转台运动精度和可控性的重要因素。对于典型

的框架结构,为减轻其质量、提高比刚度,往往设计成空心薄壁筒形结构,并在适当位置布置横、竖加强筋(图2)。框架尺寸、倒角大小、壁厚、加强筋布置密度及其截面形状、尺寸等都是优化设计需要考虑的变量。在工程设计中,常用有限元方法对框架结构进行分析。在初步设计和后续优化设计环节中,都需要平衡计算精度和效率的关系。

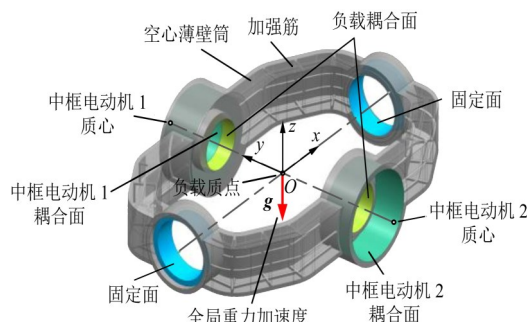


图2 框架通用结构

Fig.2 General structure of the frame

由于优化变量很多,框架的优化设计需要大量的迭代计算,且需要对众多参数组合进行试算,计算量巨大。尤其是在仿真转台产品研发周期较短的情况下,要真正完成方案优化工作,任务极其艰巨。此时,建立一种网格数量尽可能少,且能满足精度要求的结构有限元模型,是非常必要的^[1-4]。

随着计算机技术的发展,有限元法逐渐在转台设

收稿日期: 2024-11-14 修回日期: 2024-12-06

基金项目: 国防科工局项目(JCKY202305A006)

作者简介: 陈燕燕,女,1982年生,广西玉林人,博士,高级工程师;主要研究方向为结构优化设计、仿真、分析; E-mail: besthouniao@foxmail.com。

引用格式: 陈燕燕,李瑞雪,靳庆华,等. 转台框架有限元简化建模策略精度分析研究[J]. 机械强度,2026,48(7):176-182.

Chen Yanyan, Li Ruixue, Jin Qinghua, et al. Research on precision analysis of finite element simplified modeling strategy for turntable framework[J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(7): 176-182.



免费获取

计等工程领域得到广泛应用。在国内,转台的结构特性分析中使用该方法始于 20 世纪 70 年代末^[5]。近年来,该领域的研究重点从转台线弹性环境的静态分析转移至转台结构件的刚度验证、静强度校核及振动特性求解上,并将计算结果作为优化设计的基础^[6-10]。同时,研究人员还针对转台有限元建模方法开展了持续的研究,包括负载、连接形式、轴承等的等效简化、框架网格类型的选用及划分等^[11-15],但针对框架网格建模的研究并不深入。针对薄壁筋板的模拟,王昭惠等^[16-17]采用有限元方法建立了数值计算模型,研究了不同截面形式的筋条对加筋板的屈曲模态和破坏形式的影响机制,其建模思路可作为转台框架薄壁结构的参考。

本文以半实物仿真 5 轴转台的典型承力结构件(O 形框)的模态分析为研究对象,讨论关键结构的有限元简化建模策略,对不同简化方法的计算分析精度与效率进行对比,为后续设计方案的优化提供依据。

1 5 轴半实物仿真转台 O 形框模态分析标准算例

选取某型 5 轴仿真转台的内 3 轴外框(图 2)作为研究对象,考虑其负载条件,进行模态分析。该结构的模态试验实测结果如图 3 所示。

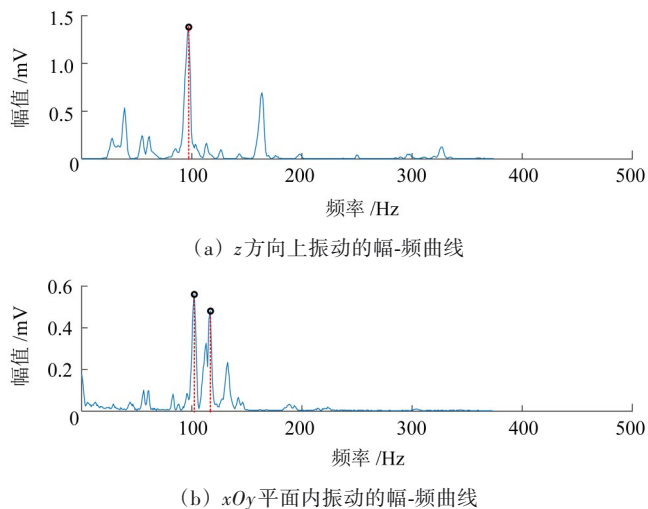


图 3 内 3 轴外框模态试验实测结果

Fig. 3 Measured modal test results of the three-axis outer frame

在讨论有限元简化建模方案之前,首先建立一个精细的实体网格模型,并以其计算结果作为对标文件。这一实体网格模型须与实测结果进行符合性验证。

首先,将有限元模型的位姿设置为设计的初始位姿。考虑到框架负载的安装对框架模态振型和共振频率会产生一定影响,在模态分析步前,需要增加 1 个静力分析步,在由该分析步得到的变形矩阵的基础上得到更精确的模态分析结果。在静力分析步中,对模型整体在 z 方向上施加重力加速度;在 x 轴上,对模型与驱动轴轴承的装配孔圆柱面(图 2 中的固定面)实施

全固定约束。在负载中,计入了内框驱动电动机等的质量、质心及转动惯量信息;将各结构简化成质点,将各简化质点与其代表的结构在框架上的装配面间设定耦合关系。质点的坐标、质量信息及质点具体对应的耦合面如图 2 和表 1 所示。

表 1 简化质点坐标及质量信息

Tab. 1 Coordinates and mass information of the simplified particle

质心	坐标/mm			质量/kg	耦合面
	x	y	z		
负载质心	0	0	0	750	负载耦合面
中框电动机 1 质心	0	-700	0	96	中框电动机 1 耦合面
中框电动机 2 质心	0	700	0	96	中框电动机 2 耦合面

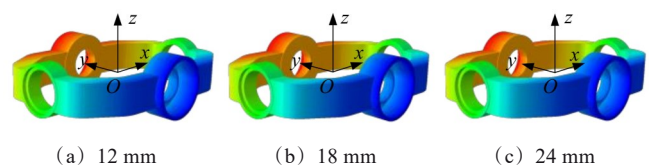
对该实体网格模型进行网格收敛性验证时,分别选取 48、36、24、18、12 mm 这 5 种网格尺寸,进行模态计算。表 2 对比了 12 mm 有限元实体网格模型的计算结果与试验实测结果,1 阶、2 阶和 3 阶有限元实体网格模型计算结果与实测数据的误差分别为 2.13%、1.53% 和 6.98%,误差均小于 7%。

表 2 网格尺寸为 12 mm 的模型的前 3 阶共振频率计算结果和实测结果对比

Tab. 2 Comparison between calculated results for the model with a mesh size of 12 mm and measured results of the first 3 orders of resonant frequencies

	共振频率		
	1 阶	2 阶	3 阶
实测结果/Hz	91.8	107.4	123.0
模型计算结果/Hz	89.842	105.76	114.41
误差/%	2.133	1.527	6.984

对比上述不同网格尺寸的实体网格模型的固有振型计算结果,考虑到对称性,可知各模型的振型几乎完全相同。图 4 所示为不同网格尺寸的实体网格模型的 1 阶振型。由图 4 可知,振型都是绕 x 轴的转动。图 5(a)对比了不同网格尺寸的实体网格模型的计算时间和网格数量。由图 5(a)可知,24 mm 网格尺寸是一个较明显的分界点,当网格尺寸小于 24 mm 时,随着网格尺寸的减小,网格数量和计算时间都快速增大。图 5(b)对比了不同网格尺寸的实体网格模型的 1 阶共振频率的误差(以网格尺寸为 12 mm 的实体网格模型为基准)。由图 5(b)可知,计算结果在网格尺寸减小时趋于收敛;网格尺寸为 24 mm 的模型与网格尺寸为 12 mm 的模型的计算误差小于 1%。



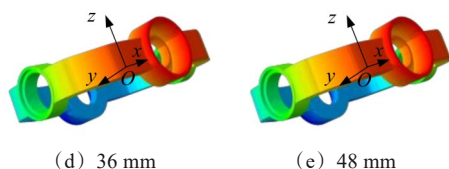
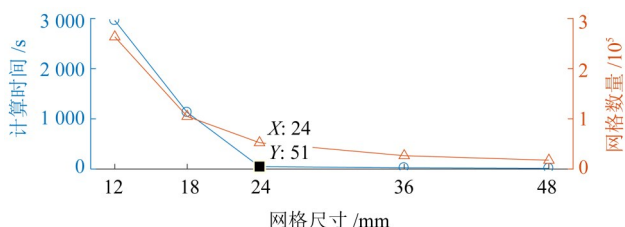
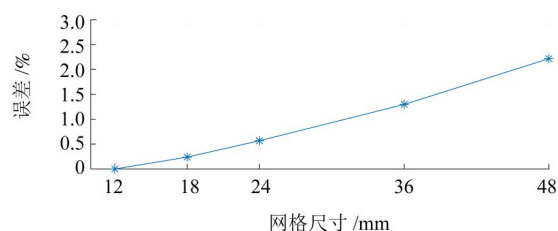


图4 不同网格尺寸的实体网格模型的1阶振型

Fig. 4 First-order mode shapes of solid mesh models with different mesh sizes



(a) 计算时间与网格数量对比



(b) 1阶共振频率误差对比

图5 不同网格尺寸的实体网格模型的计算对比

Fig. 5 Calculation comparison of solid mesh models with different mesh sizes

由此可见,如果对所选的O形框建立实体网格模型进行计算,将网格尺寸设置为24 mm足以满足计算精度要求,并且计算效率较高。随后,将讨论O形框的有限元简化建模策略,以期在24 mm实体网格模型的基础上进一步提高计算效率。

2 简化建模方法讨论

本节讨论转台框架上的2种典型细部结构的有限元简化建模方案:薄壁-加强筋筒形结构、与电动机及轴相连接的负载端圆柱结构。

2.1 薄壁-加强筋筒形结构的简化建模方案

薄壁-加强筋筒形结构是框架的典型细部结构之一,如图6所示。为了降低计算成本,考虑用壳单元模拟薄壁,用壳单元或梁单元模拟加强筋。其中,使用壳单元来模拟筒形结构的薄壁时,壳单元可选择不同的偏置方案,使其位于实体三维模型的外表面、内表面或两者的中面。如果选用壳单元模拟加强筋,则有2种做法:设置与薄壁单元相垂直的壳单元(图7)、与薄壁共用壳单元(图8)。加强筋还可以选用梁单元来模拟(图9)。图7~图9中, t 为薄壁的壁厚; h 为加强筋的高度; w 为加强筋的厚度。由此,薄壁-加强筋结构有2类简化策略。

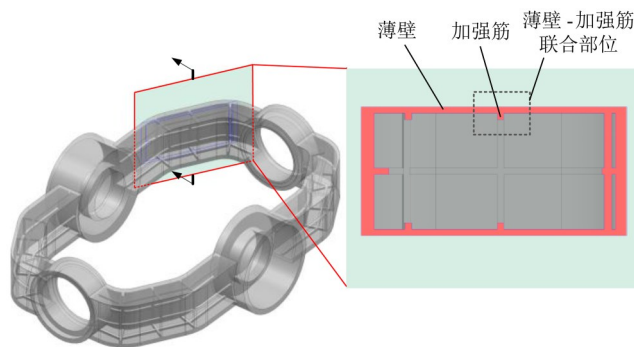


图6 薄壁-加强筋筒形结构

Fig. 6 Thin-walled cylindrical structure with stiffeners

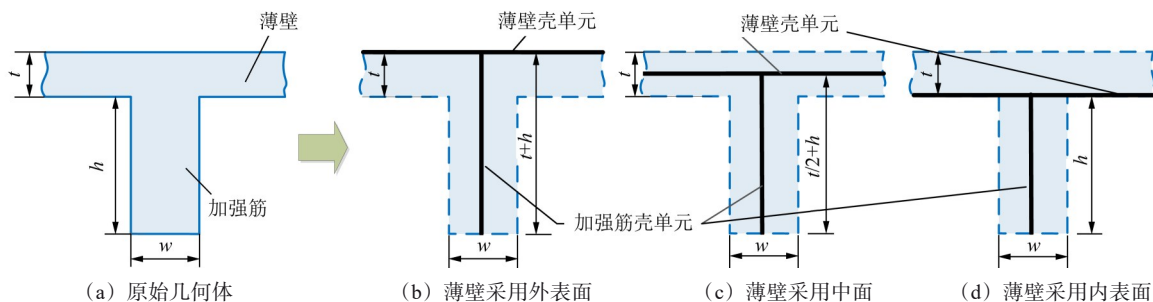


图7 策略1中的形式1:薄壁与加强筋T型搭接

Fig. 7 Form 1 in scheme 1: T-joint connection between thin wall and stiffener

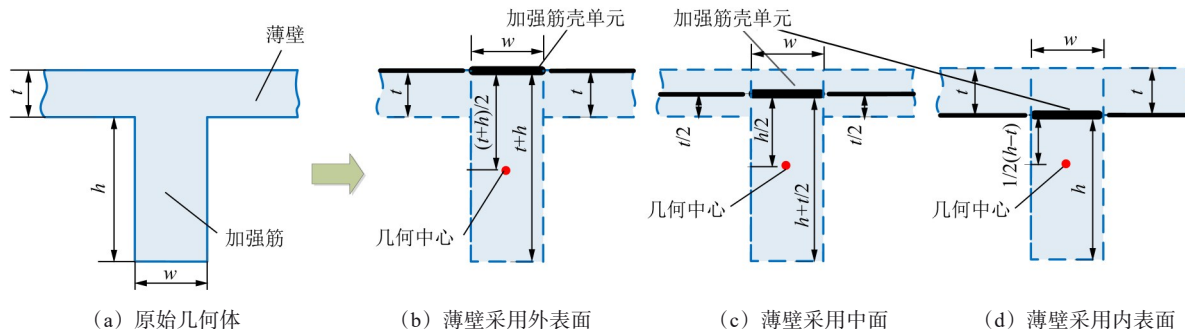


图8 策略1中的形式2:薄壁与加强筋共面连接

Fig. 8 Form 2 in scheme 1: coplanar connection of thin wall and stiffener

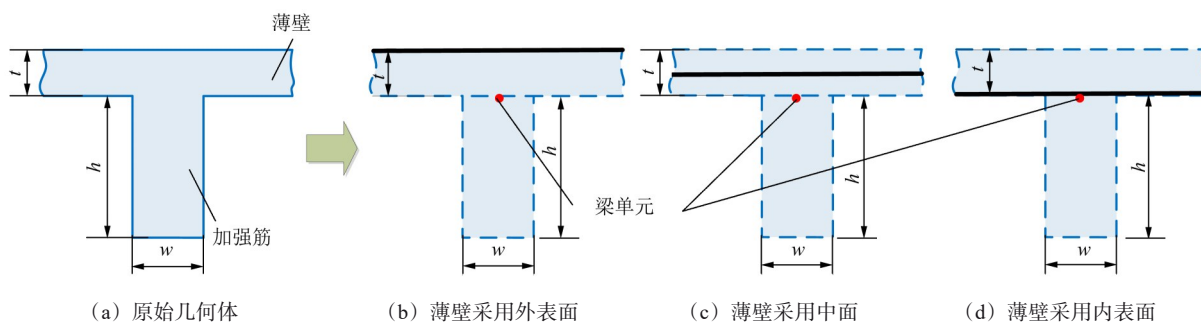


图 9 策略 2:加强筋用梁单元模拟

Fig. 9 Scheme 2: stiffeners modeled by beam elements

2.1.1 策略 1

薄壁与加强筋均采用壳单元模拟,可有 2 种形式。

1) 薄壁与加强筋形成 T 型搭接,如图 7 所示。其中,应一直采用中面作为加强筋壳单元的偏置位置,而可考虑采用薄壁几何的外表面、中面或内表面作为薄壁壳单元的偏置位置。

2) 薄壁与加强筋共用壳单元,以厚度区别加强筋与薄壁,如图 8 所示。其中,同样需要考虑采用薄壁几何的外表面、中面或内表面作为薄壁壳单元的偏置位置。此时,加强筋壳单元与部分薄壁壳单元所在位置相同(共用单元),但加强筋厚度需要特别设置,以反映加强筋的几何。

2.1.2 策略 2

薄壁用壳单元模拟,加强筋用梁单元模拟。

对加强筋单独建立梁单元模型,如图 9 所示。梁单元与薄壁壳单元绑定固定,使其对应位置的位移协调。将加强筋的剖面样式、尺寸作为梁单元参数进行设置。梁单元所在的偏置位置总是选在加强筋与薄壁连接处的中点。相对于策略 1,策略 2 十分便于修改加强筋的截面形式,可以描述任意形状的截面,而不限于矩形。从后续设计能力的可扩展性来看,采用梁单元进行模拟更有优势。

2.2 电动机及轴连接部位(负载端)的简化模拟

框架上连接电动机和轴的负载端圆柱结构与前述薄壁-加强筋结构有明显的区别。圆柱结构包含了与轴承和轴的功能连接面及安装电动机的连接面(图 10),因此结构偏厚实。此处亦可采用壳单元进行模拟,但壳单元的偏置位置需要经过挑选和验证。图 11 所示为 2 种常规的壳单元偏置方案。图 11 中,黑色粗线所示为壳单元的偏置位置,彩色块所示为实体模型所占据的空间位置。这 2 种方案的结构概念清晰,且易于实施,但都有由壳单元厚度定义导致的重合的部分。

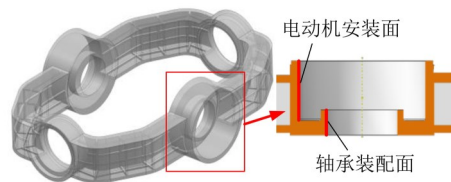


图 10 电动机-轴连接的负载端圆筒部位

Fig. 10 Load-end cylindrical section at motor-shaft connection

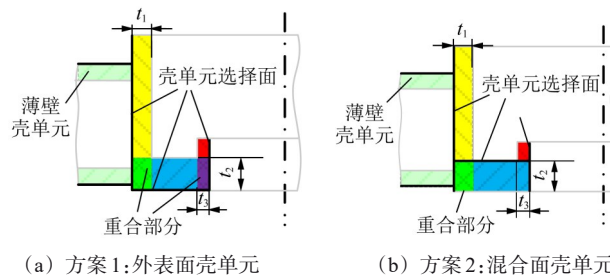


图 11 电动机与轴的连接部分的简化模拟示意图

Fig. 11 Simplified simulation schematic diagram of the connection part between motor and shaft

3 不同模拟方法的计算结果及对比

基于以上对有限元简化建模方法的讨论,将薄壁-加强筋筒形结构和负载端圆柱结构(连接电动机与轴)的各种简化方案进行了排列组合,用于所选的 O 形框结构的有限元建模,得到 18 种简化模型,并对这 18 种简化模型均提取前 16 阶共振频率,如表 3 所示。

表 3 中,第 2~4 列为各简化模型的建模策略,第 6 列为计算时长;第 7~22 列为计算得到的 16 阶共振频率与标准模型(24 mm 实体网格模型)的误差。由第 6 列数据可知,与标准模型(CPU 时间为 51 s)相比,使用简化建模策略后,计算时长全部缩短至 7 s 以内,大大提升了计算效率。

以表 3 中第 1 列的编号作为纵轴索引,以 16 阶共振频率的阶次作为横轴索引,把误差绘制成可视化图像,如图 12 所示。由图 12 可知,对于每一种简化模型,误差均随共振阶次的增大而呈波浪式变化,总体趋势是增大的;但当共振阶次不大于 5 阶时,误差都很小。图 12 中,以虚线为边界,大致可以识别出 12 个区域,每个区域包含 1 个主要峰值,这些峰值所对应的简化模型会导致在高阶共振频率下发生较大的误差波动。

表3 不同简化建模方法排列组合的计算结果与标准模型计算结果的误差

Tab. 3 Error between calculation results of combined different simplified modeling methods and those of the standard model

编号	薄壁	加强筋	负载端	对应简化形式	CPU时间/s	共振频率计算结果与标准模型的误差/%				
						频率1	频率2	...	频率16	均值
E ₁	内表面	T搭接	外表面	图8(c)、图11(a)	5.9	1.299 4	3.058 0	...	20.179 5	7.858 0
E ₂	外表面	T搭接	外表面	图8(a)、图11(a)	6.3	2.603 2	3.039 2	...	20.678 1	7.320 3
E ₃	中面	T搭接	外表面	图8(b)、图11(a)	6.5	1.863 4	2.916 5	...	20.379 0	6.772 8
E ₄	内表面	T搭接	混合面	图8(c)、图11(b)	5.3	0.694 2	1.982 1	...	13.517 8	5.907 4
E ₅	外表面	T搭接	混合面	图8(a)、图11(b)	6	2.171 5	2.142 5	...	12.849 7	5.782 7
E ₆	中面	T搭接	混合面	图8(b)、图11(b)	5.7	1.326 1	1.944 3	...	13.318 4	5.007 0
E ₇	内表面	共面壳	外表面	图9(c)、图11(a)	5.2	1.248 2	2.916 5	...	20.139 6	7.419 9
E ₈	外表面	共面壳	外表面	图9(a)、图11(a)	5.5	1.989 1	2.425 7	...	20.289 2	6.208 0
E ₉	中面	共面壳	外表面	图9(b)、图11(a)	6	1.539 7	2.529 5	...	20.159 6	6.008 0
E ₁₀	内表面	共面壳	混合面	图9(c)、图11(b)	4.9	0.655 2	1.859 4	...	13.243 6	5.606 5
E ₁₁	外表面	共面壳	混合面	图9(a)、图11(b)	6.6	1.553 0	1.547 9	...	11.857 4	4.763 6
E ₁₂	中面	共面壳	混合面	图9(b)、图11(b)	6.4	1.009 0	1.595 1	...	12.540 5	4.435 1
E ₁₃	内表面	梁单元	外表面	图10(c)、图11(a)	5.2	1.817 8	3.143 0	...	20.369 0	7.644 0
E ₁₄	外表面	梁单元	外表面	图10(a)、图11(a)	6	1.952 4	2.416 2	...	20.284 2	6.057 3
E ₁₅	中面	梁单元	外表面	图10(b)、图11(a)	6.7	1.550 8	2.614 4	...	20.199 5	6.270 7
E ₁₆	内表面	梁单元	混合面	图10(c)、图11(b)	5.3	1.233 7	2.095 3	...	13.642 5	5.900 3
E ₁₇	外表面	梁单元	混合面	图10(a)、图11(b)	4.3	1.513 0	1.538 5	...	11.892 3	4.655 2
E ₁₈	中面	梁单元	混合面	图10(b)、图11(b)	6.6	1.019 0	1.661 2	...	12.869 6	4.617 6

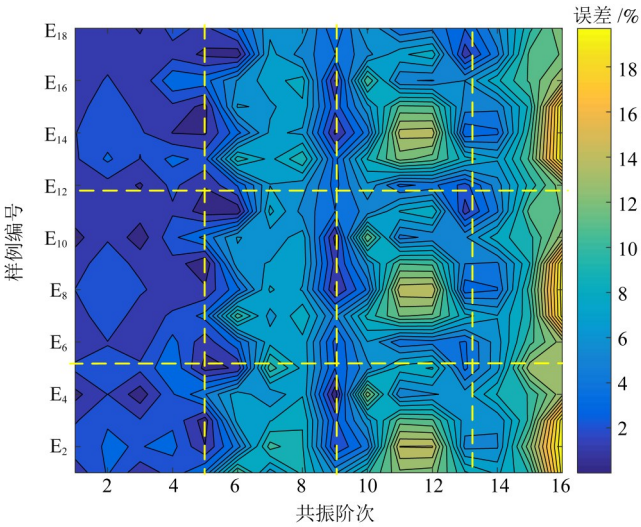
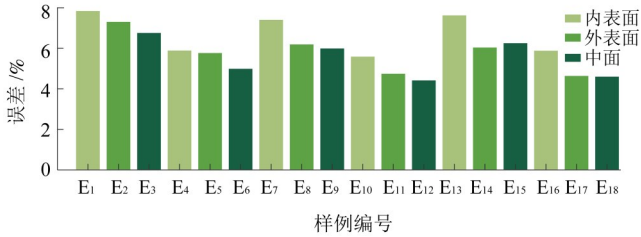


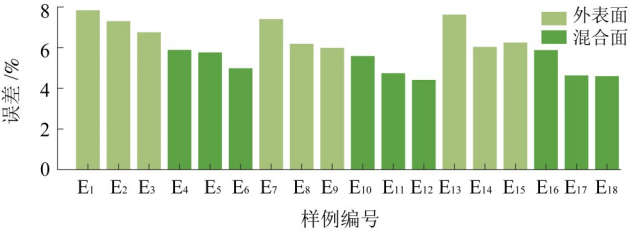
图12 各简化模型组合样例的各阶模态频率误差分布

Fig. 12 Error distribution of each order modal frequency for combined samples of simplified models

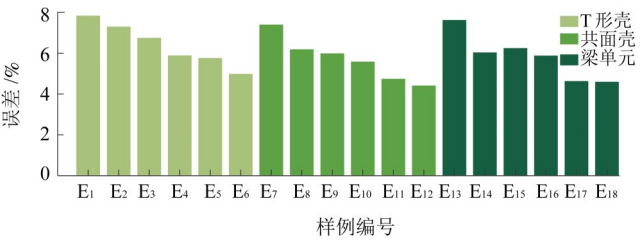
图13所示为各简化模型按照不同细部结构的简化策略进行了分组对比,对比指标取为简化模型的16阶共振频率相对于标准模型的误差均值。由图13(a)可知,当在薄壁筒形结构的薄壁上选用不同的壳单元偏置位移时,其误差有明显的特征,即中面模型的误差<外表面模型的误差<内表面模型误差。由图13(b)可知,负载端圆柱结构的2种壳单元偏置方案也有明显的优劣之分,即混合面模型的误差<外表面模型的误差。由图13(c)可知,薄壁筒形结构的加强筋的3种简化策略(与薄壁呈T型搭接、与薄壁共用壳单元、采用梁单元)对计算结果的影响不明显。



(a) 薄壁简化方法对比



(b) 负载端简化方法对比



(c) 加强筋简化方法对比

图13 各区域采用不同简化方法造成的误差的均值对比

Fig. 13 Comparison of mean errors induced by different simplification methods adopted in each region

为了进一步量化分析不同细部结构的简化策略对误差的影响大小,对各简化策略进行了回归分析。其中,有限元分析的简化策略属于无序多分类数据(分类变量),在统计中不能直接参与数值计算,必须

转化为哑变量使用,再进行线性回归分析,以讨论各简化策略选择对误差均值的影响。需要转化为哑变量的分类变量包括薄壁简化方法、负载端简化方法和加强筋简化方法,各变量中采用的分类及影响回归系数如表 4 所示。

表 4 哑变量分类及影响回归系数

Tab. 4 Classification of dummy variables and their impact on regression coefficients

模型哑变量	分类	标准系数	显著性 P 值	共线性统计量	
				容差	方差膨胀因子
薄壁筒简化方法	内表面	-0.472	0.000	1.000	1.000
	外表面				
	中面				
负载端简化方法	混合面	-0.794	0.000	1.000	1.000
	外表面				
加强筋简化方法	T 搭接	-0.229	0.000	1.000	1.000
	共面壳				
	梁单元				

转换为哑变量之后生成的线性回归模型的拟合优度达到了 0.885,说明自变量可以很好地解释因变量;方差分析的显著性 P 值为 0.000,远远小于 0.05,说明模型在整体上具有统计显著性。T 检验的显著性 P 值小于 0.05,说明自变量对因变量具有显著的影响。各自变量的容差均大于 0.2,方差膨胀因子均小于 10,表明自变量之间不存在共线性。

由表 4 可知,针对 O 形框 3 个区域的简化建模,负载端的简化方法对误差的影响最大,标准影响系数为 -0.794;薄壁筒的简化方法对误差的影响次之,标准影响系数为 -0.472;加强筋的简化方法对误差的影响较小,标准影响系数为 -0.229。这一结论与图 13 反映的结论一致。

4 结论

以半实物仿真 5 轴转台的典型承力结构件(O 形框)的模式分析作为研究对象,对不同的有限元简化建模方法的分析精度与计算效率进行了对比,得出以下主要结论:

1)通过与试验结果进行对比,确定以网格尺寸为 24 mm 的有限元实体网格模型作为进一步简化建模的标准。与此标准模型相比,采用壳、梁单元进行简化建模,可将计算时长由 51 s 缩短至 7 s 以内。

2)针对转台 O 形框 2 种典型细部结构的简化建模,负载端圆柱结构的简化方法对误差的影响最大,薄壁-加强筋筒形结构上薄壁部分的简化方法对误差的影响次之,薄壁-加强筋筒形结构上加强筋的简化方法对误差的影响较小。

3)需要慎重考虑负载端圆柱结构和薄壁筒形结构

上薄壁部分的简化方法对计算精度的影响,应采用误差最小的简化方法。在负载端圆柱结构上选用混合面壳单元偏置策略,同时在薄壁结构上选用中面偏置策略,能够整体上使平均误差最小。对于最为重要的 1 阶共振频率,以上组合与标准模型相比,误差均小于 1%。

4)加强筋选用何种简化方法,对计算精度的影响较小。因此,为达到不同的目的,可以按需选择适当的简化方法,例如:选用共面壳单元可以最大程度地提高建模效率,选择梁单元能够考虑异形截面的加强筋。

以上分析结论可应用到转台初步设计环节的框架强度及动态有限元分析中。将选定的简化策略与转台框架的参数化建模相结合,可大大提升初步设计阶段的设计效率,提高转台的正向设计水平。

参考文献(References)

- [1] 杨俊生. 有限元分析网格单元的选用原则[J]. 河南科技, 2020, 39(17):35-37.
Yang Junsheng. Principles of grid element selection in finite element analysis[J]. Journal of Henan Science and Technology, 2020, 39(17):35-37. (In Chinese)
- [2] 潘朗. 机械设计中有有限元分析的几个关键问题[J]. 时代汽车, 2021(20):123-124.
Pan Lang. Some key problems of finite element analysis in mechanical design[J]. Auto Time, 2021(20):123-124. (In Chinese)
- [3] 邓继涛,程计栋. 基于 Optistruct 的车身顶盖横梁重力变形分析及结构优化[J]. 机械强度, 2022, 44(6):1510-1514.
Deng Jitao, Cheng Jidong. Car body roof cross member gravity deformation analysis and structure optimization based on Optistruct [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(6):1510-1514. (In Chinese)
- [4] 熊震元. 多功能三轴转台台体有限元分析及结构优化[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2012:20-29.
Xiong Xiayuan. The finite element structural analysis and structural optimization of multifunctional three-axis turntable [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012:20-29. (In Chinese)
- [5] 张轶伟. 基于 Pro/E 与 ANSYS 的双轴精密转台结构分析和优化研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2014:4-6.
Zhang Yiwei. Structure analysis and optimization for two-axis precise turntable based on Pro/E and ANSYS [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014:4-6. (In Chinese)
- [6] 刘诗璋. 基于遗传算法的转台结构有限元优化设计[J]. 直升机技术, 2002(2):13-15.
Liu Shizhang. Structural optimal design of three-axis flight motion simulator based on genetic algorithm [J]. Helicopter Technique, 2002(2):13-15. (In Chinese)
- [7] 赵军. 转台框架动态特性及优化设计研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2003:23-31.
Zhao Jun. Research on dynamic characteristics and optimal design of turntable frame [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2003:23-31. (In Chinese)
- [8] 刘亚忠,张先彤,孙靖民,等. 有限元法在三轴转台机械系统设计中的应用[J]. 中国惯性技术学报, 1996, 4(4):68-70.
Liu Yazhong, Zhang Xiantong, Sun Jingmin, et al. Application of

- finite element method in designing a three-axis test table's mechanical system[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 1996, 4(4): 68-70. (In Chinese)
- [9] 彭加力. 空间二维转台振动试验力限控制技术[D]. 西安:中国科学院大学(中国科学院西安光学精密机械研究所), 2023: 61-71.
Peng Jiali. Research on force limited and control technology of space two-dimensional turntable vibration test[D]. Xi'an: University of Chinese Academy of Sciences (Xi'an Institute of Optics & Precision Mechanics, Chinese Academy of Sciences), 2023: 61-71. (In Chinese)
- [10] 周丽阳, 顾立彬, 陈超朋, 等. 微型高精密度测试转台结构设计及力学分析[J]. 电子机械工程, 2023, 39(3): 11-14.
Zhou Liyang, Gu Libin, Chen Chaopeng, et al. Structural design and mechanical analysis of micro high precision inertial navigation test turntable[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2023, 39(3): 11-14. (In Chinese)
- [11] 谢涛. 飞行仿真转台结构动力学分析及其优化设计研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2003: 28-48.
Xie Tao. Study on structural dynamics analysis and optimal design of flight simulator [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2003: 28-48. (In Chinese)
- [12] 赵雨阳. 多功能三轴模拟转台的动态特性分析与结构优化设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2003: 28-48.
Zhao Yuyang. Dynamic characteristics analysis and structural optimization design of multifunctional three-axis simulation turntable [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2003: 28-48. (In Chinese)
- [13] 单小彪. 钢丝滚道球轴承的接触力学特性及其相关技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008: 1-124.
Shan Xiaobiao. Research on the contact mechanics characteristics and relative aspects of a wire race ball bearing [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008: 1-124. (In Chinese)
- [14] 谢涛, 刘品宽, 陈在礼. 转台轴承刚度矩阵的理论推导与数值计算[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2003, 35(3): 329-333.
Xie Tao, Liu Pinkuan, Chen Zaili. Theoretical analysis and numerical estimation of stiffness matrix of angular contact ball bearing in a spindle-bearing system [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2003, 35(3): 329-333. (In Chinese)
- [15] 栾云杰. 轻量化高机动性光测设备跟踪架结构优化设计技术研究[D]. 长春: 中国科学院大学(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所), 2023: 43-55.
Luan Yunjie. Research on structure optimization design of lightweight high mobility optical measuring equipment tracking frame [D]. Changchun: University of Chinese Academy of Sciences (Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences), 2023: 43-55. (In Chinese)
- [16] 王昭惠, 马玉娥. 筋条形式和制造工艺对轴压载荷下钛合金加筋板力学行为模式的影响分析[J]. 机械强度, 2022, 44(1): 148-154.
Wang Zhaohui, Ma Yu'e. Analysis of the influence of stiffener type and manufacturing process on mechanical behavior of titanium alloy stiffened panel under axial compression [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(1): 148-154. (In Chinese)
- [17] 叶广宁, 邵青, 何宇廷, 等. 铝合金加筋板轴压屈曲稳定性的有限元分析[J]. 机械工程材料, 2013, 37(3): 83-86.
Ye Guangning, Shao Qing, He Yuting, et al. FEM analysis on compress buckling stability of stiffened aluminum alloy panels [J]. Materials for Mechanical Engineering, 2013, 37(3): 83-86. (In Chinese)

Research on precision analysis of finite element simplified modeling strategy for turntable framework

CHEN Yanyan¹ LI Ruixue¹ JIN Qinghua¹ ZHAO Kun¹ WANG Yanzhong²

(1. Beijing Changcheng Aeronautical Measurement and Control Technology Research Institute Co., Ltd., AVIC, Beijing 101111, China)

(2. School of Mechanical Engineering & Automation, Beihang University, Beijing 102206, China)

Abstract: [Objective] To rapidly optimize and iterate the stiffness and dynamic characteristics of the main load-bearing frame during the early development stage of a flight simulation turntable, simplified modeling approaches for the turntable frame were investigated. [Methods] Firstly, the typical load-bearing O-shaped frame of a five-axis hardware-in-the-loop simulation turntable was taken as the research object, and consistency verification was carried out between the numerical results of the refined solid mesh model and test data. Using the computed results as the benchmark, finite element simplification modeling strategies for each key detailed structure of the frame were discussed. Finally, the influences of different combinations of simplification strategies on the modal analysis results of the frame were quantitatively analyzed, the rationality of these strategies was examined, and the optimal combination of simplification schemes was determined. [Results] The proposed simplified modeling method reduces the computation time to 1/7 of the original value (from 51 s to less than 7 s) while maintaining the analysis accuracy error within 8%. For the cylindrical structure at the load end and the thin-wall section of the thin-walled cylindrical structure, the simplification scheme with the minimum error is recommended, and the simplification method for stiffeners can be selected according to actual demands. Combining the determined simplification strategies with parametric modeling of the turntable frame effectively improves the design efficiency in the preliminary design phase.

Key words: Motion simulation turntable; Framework; Finite element method; Simplified modeling; Precision analysis

Corresponding author: CHEN Yanyan, E-mail: besthouniao@foxmail.com

Fund: National Defense Science and Technology Industry Bureau Channel Project (JCKY202305A006)

Received: 2024-11-14 Revised: 2024-12-06

(编辑: 刘星泽)