

多工况载荷下航空发动机支架拓扑优化设计

邢广鹏¹, 孙志刚², 崔向敏³, 吴伟晶², 贾鹏超³, 贾志刚¹

(1. 中国航空发动机集团有限公司 中国航空发动机研究院, 北京 101300;

2. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

3. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 将基于变密度法的拓扑优化技术引入到航空发动机外部支撑结构(例如附件支架)设计中,以多工况下的总柔度为目标函数,以体积为约束函数对某发动机支架进行基于拓扑优化的结构设计。根据发动机机匣与附件的相对位置关系建立支架初始模型,开展发动机外部支架结构受力分析研究,建立了基于多工况载荷下拓扑优化和考虑强度影响的尺寸优化相结合的发动机外部支撑结构设计方法,并对最终支架结构进行强度、振动、外廓性校核评估。结果表明:最终模型最大应力出现在工况 3 情况下,最大主应力为 345 MPa 低于材料疲劳极限;支架的第 1 阶固有频率在发动机最高转速频率的 1.25 倍以上。采用该方法对某发动机外部支撑结构进行拓扑优化设计,在满足强度、振动和外廓要求的前提下,最终模型质量仅为初始模型的 7.3%。基于多工况的优化结果更符合发动机实际工作需求,该方法研究具有工程应用前景。

关 键 词: 拓扑优化; 变密度法; 附件支架; 多工况载荷; 尺寸优化

中图分类号: V232.7

文献标志码: A

Topological optimization design of aero-engine support structure under multiple loading conditions

XING Guangpeng¹, SUN Zhigang², CUI Xiangmin³,

WU Weijing², JIA Pengchao³, JIA Zhigang¹

(1. Aero Engine Academy of China,

Aero Engine Corporation of China, Beijing 101300, China;

2. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

3. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: The topological optimization technology based on the variable density method was introduced into the design of aero-engine external support structure (such as accessory support). Taking the total flexibility under multiple working conditions as the objective function and the volume as the constraint function, the structural design of an engine support based on the topological optimization was carried out. The initial model of the bracket was established according to the relative position relationship between the engine casing and the accessories, and the stress analysis of the external support structure of the engine was carried out. The design method of the external support structure of the engine was established

收稿日期: 2020-04-16

作者简介: 邢广鹏(1991—),男,工程师,硕士,主要从事航空发动机总体结构方向研究。

引用格式: 邢广鹏,孙志刚,崔向敏,等. 多工况载荷下航空发动机支架拓扑优化设计[J]. 航空动力学报,2020,35(11):2248-2262.
XING Guangpeng, SUN Zhigang, CUI Xiangmin, et al. Topological optimization design of aero-engine support structure under multiple loading conditions[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2248-2262.

based on the topology optimization under multi load conditions and the size optimization considering the influence of strength. The strength, vibration and profile of the final support structure were checked and evaluated. The results showed that the maximum stress of the final model appeared in condition 3, and the maximum principal stress was 345 MPa, which was lower than the fatigue limit of the material; the first natural frequency of the bracket was more than 1.25 times of the maximum speed frequency of the engine. This method was used to optimize the topology of the external support structure of an engine. On the premise of meeting the requirements of strength, vibration and contour, the final model weight was only 7.3% of the original model. The optimization results based on multi operating conditions are more in line with the actual working requirements of the engine, and the research of this method has a bright future in engineering application.

Key words: topological optimization; variable density method; accessory bracket; multiple loading conditions; size optimization

在航空发动机结构中,外部系统是其中最为复杂、涉及系统最多、零件数量最多、装机接口最多、结构形态变化最多的部分。其对于航空发动机的维修性、可靠性、采购和使用成本都有着重要的影响。然而,由于外部系统过于繁杂、规律差,通常的故障危害程度较发动机主体偏低,缺少较为系统的研究^[1]。其中发动机附件支架作为连接附件及机匣的重要组成部分,其需要对附件提供准确的定位和足够的支撑。受安装位置和布置空间的限制,设计人员通常根据经验初步设计一个结构,然后利用计算机辅助工程(computer aided engineering,CAE)分析验证、反复修改、多次迭代才能得到最终结果,过程繁琐复杂,而汽车相关领域早已基于多工况(不同档位)情况下开展相关支架、罩板、车架等拓扑优化设计^[2-7],航空发动机领域载荷众多,工况复杂,尚未开展相关研究。

结构设计的目标是为了提高结构的性能,在满足设计要求的前提下,通过改变结构的形状和尺寸使材料达到最优分布。根据设计变量的不同,结构优化设计可分为尺寸优化、形状优化和拓扑优化 3 个层次,分别对应结构设计的不同阶段,概念设计、基本设计和详细设计阶段(见图 1)。

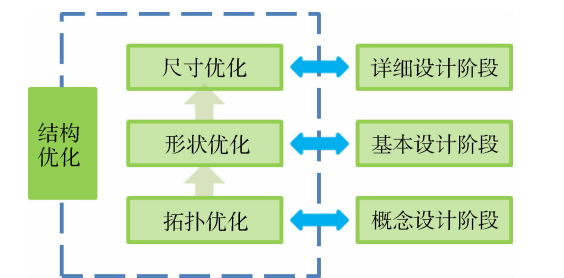


图 1 结构优化 3 个阶段

Fig. 1 Three stages of structural optimization

经过几十年的发展,尺寸优化和形状优化的理论和方法已比较成熟,在工程上有了广泛的应用。相对而言,拓扑优化难度较大,目前常见的拓扑优化设计方法有:均匀化法^[8]、变密度法、渐进结构进化法、水平集法等;1999 年 Bendsøe 等^[9]采用各子工况的目标函数值线性加权的方式来代表多工况拓扑优化问题的目标函数,实际上是一种多目标优化问题目标函数的简单处理方式。至开始开展多工况拓扑优化研究,主要方法有权值法^[10]、独立连续映射方法(independent continuous and mapping method, ICM)^[11]、折中规划法^[12]、导重法^[13]、基结构法^[14]、无网格迦辽金法^[15]等。上述研究多集中于方法研究,研究对象多为桁架结构;2005 年左右,拓扑优化技术开始在工程上大量应用,奥迪公司工程师对奥迪 A8 的车体结构和发动机进行拓扑优化设计,改善了车体的结构,优化出的车体及发动机具备良好的力学性能及使用工况^[16]。美国波音公司在对波音 787 进行设计时,对其机翼前缘结构进行拓扑、尺寸、形状优化,优化得到 50 个独特的肋板设计,实现了机翼前缘结构的轻量化设计。Barbieri 等^[17]采用拓扑优化技术和增材制造工艺加工的替代品来代替通常通过锻造或铸造制造的标准摩托车铝活塞。Merulla 等^[18]采用拓扑优化和增材制造技术设计了某后中置发动机跑车发动机悬置副车架部件。最终的设计可以显著减轻体重。国内许力等^[19]开展了汽车发动机附件支架多工况拓扑优化研究,依据计算结果及设计要求实施以位移和模态频率为约束条件的拓扑优化分析。芮强等^[20]将拓扑优化方法引入某汽车动力舱支架结构的优化

设计。褚超美等^[21]将该技术应用于汽车变速器壳体多工况自适应性拓扑优化方法研究。李所军等^[22]对行星探测车的摇臂和摆杆进行了多工况结构拓扑优化设计。邓明江、姚卫星^[23]采用 HyperWorks 商业软件 OptiStruct 模块结合多工况下的基结构法对某运输机机翼翼肋和某无人机机翼接头进行拓扑优化设计。北京航空航天大学胡殿印等在航空发动机优化领域做了大量工作,例如其建立了一种树脂基复合材料空心风扇叶片的结构设计方法^[24],还采用多项式响应面方法对某涡轮盘结构可靠性优化分析。在满足强度要求下,结构质量得到了减轻,取得了良好的效果^[25]。近年来,拓扑优化方法开始应用于航空发动机结构设计中,例如 Yang 等^[26]以航空发动机静子结构轻量化设计为应用实例进行了研究,考虑不同的加载条件,结合对形状优化和拓扑优化两种优化策略,得到了较好的优化设计结果。Kober 等^[27]提出了一种基于最优性准则的拓扑优化算法,将新算法应用于航空发动机离心加载部件,优化后结构与之前相比最大应力降低 30%,质量减轻 7%。吴一帆等^[28]为了实现航空发动机冷端风扇叶片在考虑鸟撞情况下的轻量化设计,提出了风扇叶片分步优化计算的方案,对航空发动机叶片进行拓扑优化计算。李琳等^[29]提出一种可用于实际叶盘结构的压电分支阻尼器拓扑优化方法,可以给出总质量受约束的压电材料在叶片上的最佳分布,达到尽可能大的模态阻尼比。

在实际工程中,结构所承受载荷比较复杂,不同工况下结构所承受载荷不尽一样,有的相反或相差很大,例如飞机在起飞、着陆及作空中机动动作时、汽车在不同变速器档位下,其结构所承受载荷不同,不同工况下危险部位及最大应力也不相同。单工况优化方法只是在某一个工况下的最优拓扑,而在其他工况下并不是最优,因此研究多工况下的结构拓扑优化问题,得到多载荷工况下的最优解,是非常有工程价值和实际意义的。

本文开展基于多工况的航空发动机外部支撑结构(支架)结构的拓扑优化设计,首先根据机匣与附件的相对位置关系,建立支架原始模型,然后根据发动机外部载荷图,提取 17 种危险工况,建立发动机外部载荷力学分析模型。分别基于各单工况及综合工况开展支架的拓扑优化,根据优化结果建立参数化模型,开展结构尺寸优化,对最终模型进行强度、振动、外廓性等评估。

1 发动机全工作包线内典型结构载荷分析分配

1.1 发动机外部作用力

航空发动机的外部结构在飞机机动时主要承受外部惯性力和外部振动载荷作用,由于外部振动载荷在设计之初无法确定,因此本文基于外部作用力开展拓扑优化研究,并在后续开展振动考核,避免产生共振。发动机附件通过螺栓与支架和机匣相连,不同螺栓孔所承受载荷随着惯性力的变化而变化。在开展拓扑优化结构设计之前要对发动机外部支架受力状态进行分析。

根据所给出的外部作用力要求,发动机在图 2 所规定的条件下应能满意地工作且不发生有害变形。承受相当于上述数值 1.5 倍静载时,发动机应不失效,但不要求发动机能继续满意的工作。

根据发动机的外部惯性力图,选取边界点上 17 个危险工况,如表 1 所示。其中工况 3、4 为飞机拉起时的最大法向过载,工况 1、2 为飞机俯冲时的最大过载。本文根据机匣与附件相对位置关系,建立初始模型,基于上述 17 种危险工况开展支架拓扑优化结构设计。

1.2 发动机外部惯性力分析分配

为了使计算更加准确,同时避免由于螺栓过多、网格划分使计算速度变慢等因素影响,按照数学解析方法将支架所受惯性力分配到各螺栓孔上。图 3 为某发动机机匣、附件相对位置关系。附件轴向方向与发动机轴向方向一致,发动机水平方向与附件安装面法向夹角为 θ 。

1) 附件同时承受 x 、 y 、 z 轴 3 个方向的外部惯性力作用即 F_x 、 F_y 、 F_z ,如图 4(a)所示。其中

$$\begin{cases} F_x = ma_x \\ F_y = ma_y \\ F_z = m(a_z - g) \end{cases} \quad (1)$$

其中 m 为附件自身质量, $g=9.8\text{ m/s}^2$ 。

2) 将总体坐标系转化为局部坐标系,坐标原点不变,如图 4(b)所示。

$$\begin{cases} F'_x = F_x \\ F'_y = -F_z \cos \theta + F_y \sin \theta \\ F'_z = F_z \sin \theta + F_y \cos \theta \end{cases} \quad (2)$$

其中 F'_x 、 F'_y 、 F'_z 为坐标转化后附件沿着 x' 、 y' 、 z' 三个方向所承受的作用力。

3) 将坐标系原点从附件质心处 O 移动至附件支架安装面中心位置 O' ,如图 4(c)所示。其 3 个方

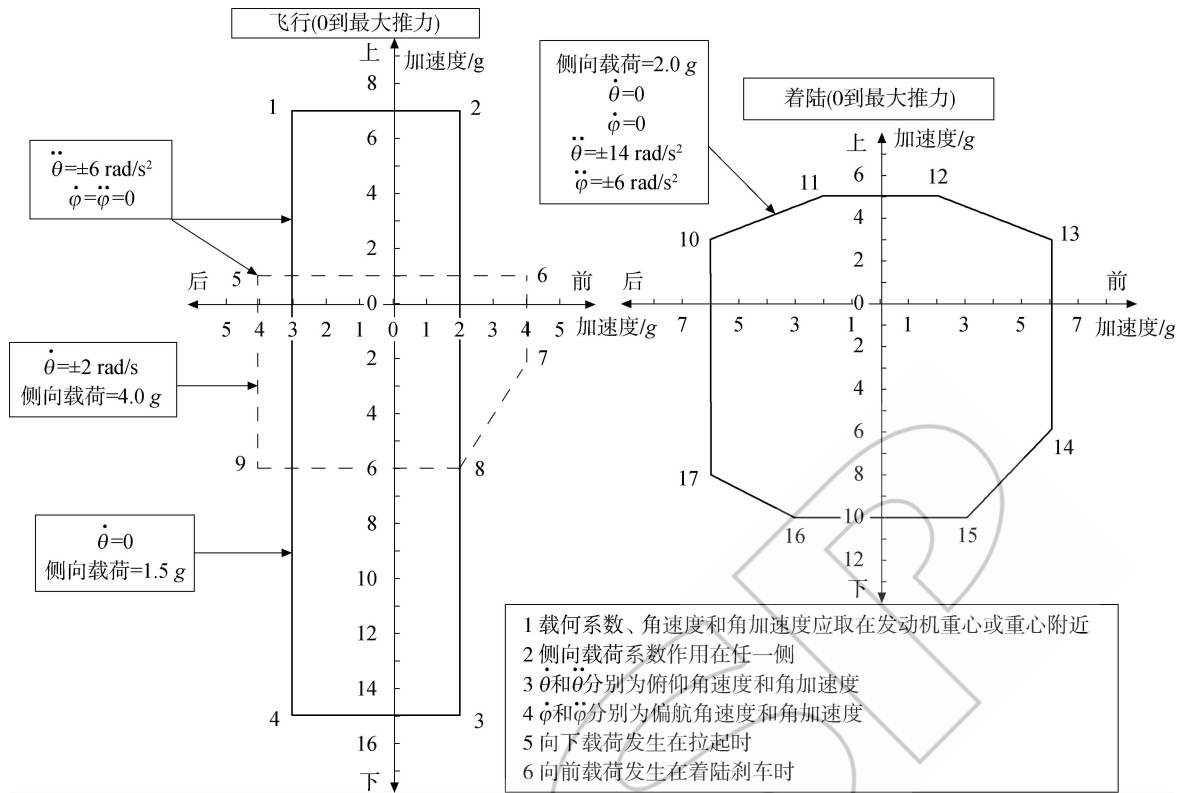


图 2 发动机外部惯性力图

Fig. 2 External inertia diagram of engine

表 1 危险工况惯性加速度汇总表 ($g=9.8\text{ m/s}^2$)

Table 1 Summary of inertial acceleration under dangerous conditions ($g=9.8\text{ m/s}^2$)

工况	A_x/g	A_y/g	A_z/g	工况	A_x/g	A_y/g	A_z/g
1	-3	-1.5	7	10	-6	-2	3
2	2	-1.5	7	11	-2	-2	5
3	2	-1.5	-15	12	2	-2	5
4	-3	-1.5	-15	13	6	-2	3
5	-4	-4	1	14	6	-2	-6
6	4	-4	1	15	3	-2	-10
7	4	-4	-2	16	-3	-2	-10
8	2	-4	-6	17	-6	-2	-8
9	-4	-4	-6				

向力不变,但会在中心位置产生 3 个方向的力矩。

$$\begin{cases} F'_x = F_x \\ F'_y = -F_z \cos \theta + F_y \sin \theta \\ F'_z = F_z \sin \theta + F_y \cos \theta \\ M'_x = F'_y \cdot [(x', y', z') \cdot (0, 0, 1)] + F'_z \cdot [(x', y', z') \cdot (0, 1, 0)] \\ M'_y = F'_x \cdot [(x', y', z') \cdot (0, 0, 1)] + F'_z \cdot [(x', y', z') \cdot (1, 0, 0)] \\ M'_z = F'_x \cdot [(x', y', z') \cdot (0, 1, 0)] + F'_y \cdot [(x', y', z') \cdot (0, 0, 1)] \end{cases} \quad (3)$$

其中 M'_x 、 M'_y 、 M'_z 为坐标系原点移动至支架安装面中心位置后所产生的 x' 、 y' 、 z' 三个方向的力矩, (x', y', z') 为附件支架安装面中心位置 O' 的坐标位置。

4) 根据《机械设计手册》螺栓组受力情况分析中内容,将安装面中心 3 个力和力矩分配到各螺栓孔上,如图 4(d)所示。各螺栓孔受力如下:

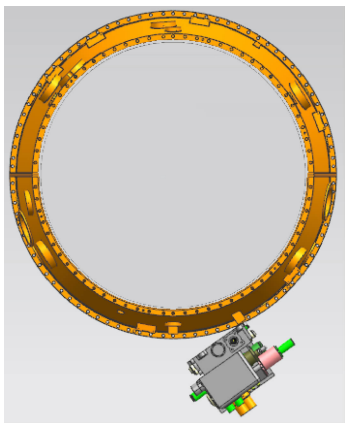


图 3 附件与机匣相对位置关系

Fig. 3 Relative position relationship between aero-engine accessory and casing

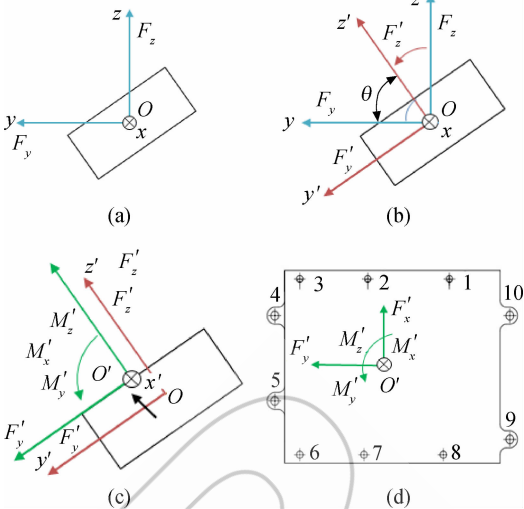


图 4 附件载荷受力分析

Fig. 4 Load analysis of the accessory

$$\begin{cases} F'_{x,i} = \frac{F'_x}{n} + \frac{M'_z \sqrt{(x_i'^2 + y_i'^2)}}{\sum_{i=1}^n (x_i'^2 + y_i'^2)} \cdot \frac{y'_i}{\sqrt{(x_i'^2 + y_i'^2)}} \\ F'_{y,i} = \frac{F'_y}{n} + \frac{M'_z \sqrt{(x_i'^2 + y_i'^2)}}{\sum_{i=1}^n (x_i'^2 + y_i'^2)} \cdot \frac{x'_i}{\sqrt{(x_i'^2 + y_i'^2)}} \\ F'_{z,i} = \frac{F'_z}{n} + \frac{M'_x y'_i}{\sum_{i=1}^n y_i'^2} + \frac{M'_y x'_i}{\sum_{i=1}^n x_i'^2} \end{cases} \quad (4)$$

其中 $i = 1, 2 \cdots 10$, $F'_{x,i}$, $F'_{y,i}$, $F'_{z,i}$ 为各螺栓孔承受的沿着 x' 、 y' 、 z' 三个方向的载荷, n 为螺栓孔数量 $n = 10$, x'_i 、 y'_i 为各螺栓孔中心位置相对于支架

安装面中心位置 O' 在 x' 、 y' 方向坐标。
通过上式可计算出最终支架螺纹孔所承受各工况载荷。

2 航空发动机外部支撑结构拓扑优化设计流程

航空发动机外部支撑结构拓扑优化主要包括 5 个部分: 初步建模, 考虑温度、强度、外廓的支架结构拓扑优化, 参数化建模, 尺寸优化, 强度、振动、外廓性评估。如图 5 所示。

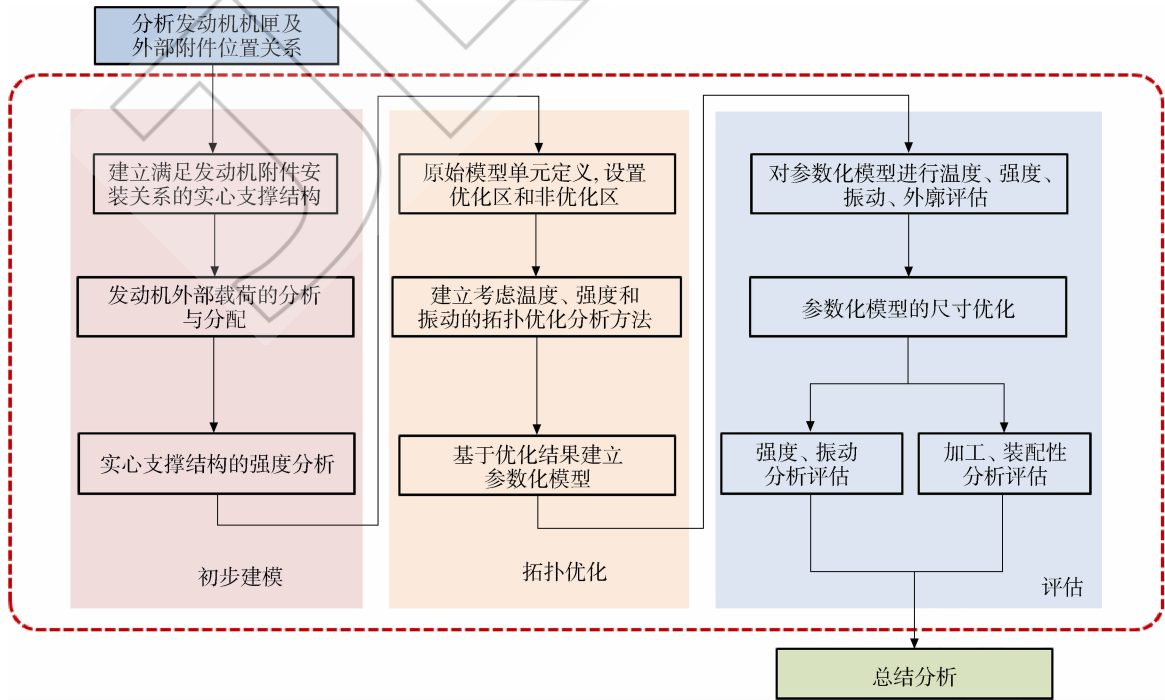


图 5 航空发动机外部支撑结构拓扑优化流程图

Fig. 5 Topological optimization flow chart of aero-engine external support structure

1) 创建原始模型及强度分析。根据机匣和附件相对位置关系及螺纹孔位置建立支架原始模型。基于初始模型,选择合适材料,根据发动机外部载荷图,对支架进行受力分析,根据约束条件和受力情况进行有限元静强度分析。分析初始模型是否符合设计要求。

2) 支架拓扑优化。选择合适的单元的类型,定义考虑温度影响的材料属性,定义优化区和非优化区,施加载荷,基于有限元开展支架结构拓扑优化。

3) 参数化建模。根据拓扑优化结果建立参数化的模型。

4) 尺寸优化。根据参数化模型设置参数化变量及范围,基于有限元分析开展尺寸优化,得到支架最终模型。

5) 基于强度、振动、外廓性评估。对参数化模型进行强度、振动、加工和外廓性评估。看最终模型是否符合结构设计要求,装配后是否会与机匣和附件发生干涉。

3 发动机支架结构拓扑优化设计

根据文中第 2 节航空发动机外部支撑结构拓扑优化设计流程,基于变密度法对某航空发动机外部支撑结构(支架)开展拓扑优化结构设计。

3.1 变密度法基本原理

连续体拓扑优化以优化结构的某些性能或减

轻结构的质量为目的,寻找结构刚度在设计区域内的最佳分布形式(结构最佳的传力路线形式)。它用有限个单元把优化空间的材料进行离散,进而实现拓扑优化。

变密度法假设单元内材料是各向同性的,引入一种假想的单元相对密度为 0~1 之间的可变材料,以每个单元的相对密度为拓扑优化设计变量,当相对密度 $x \approx 0$ 时代表材料删除,当相对密度 $x \approx 1$ 时代表材料应该被保留。假定设计材料的宏观弹性模量与其相对密度之间存在某种非线性对应关系,将结构拓扑优化问题转化为材料最优分布问题。通常单元相对密度与其弹性模量的关系为

$$\rho(\rho_i) = \rho_i \rho_0 \tag{5}$$

$$E(\rho_i) = \rho_i^p E_0, \quad \rho_i \in [0,1] \tag{6}$$

式中 ρ_i 为单元的相对密度; ρ_0 结构的实际密度; $\rho(\rho_i)$ 为相对密度对应的材料密度; $E(\rho_i)$ 表示相对密度系数对应的弹性模量; p 为惩罚因子; E_0 表示实际结构的弹性模量。

3.2 建立初始模型

建立初始模型时按照以下原则:①根据机匣和附件相对位置关系建立实体支撑模型;②保证原始模型与机匣和附件不发生干涉。根据机匣和附件相对位置关系及螺纹孔位置建立支架原始模型,如图 6、图 7 所示。

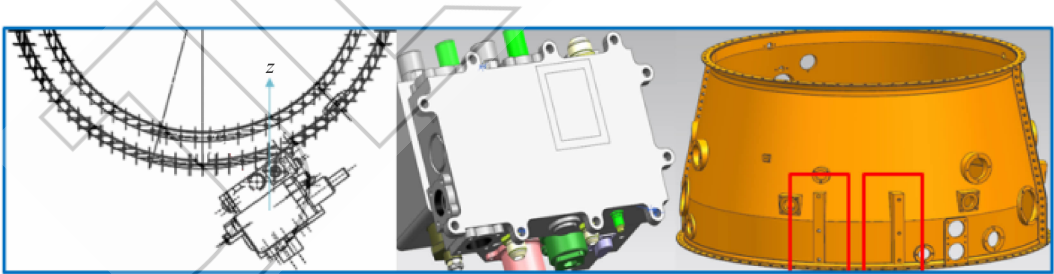


图 6 机匣与附件相对位置关系
Fig. 6 Relative position relationship between aero-engine accessory and casing

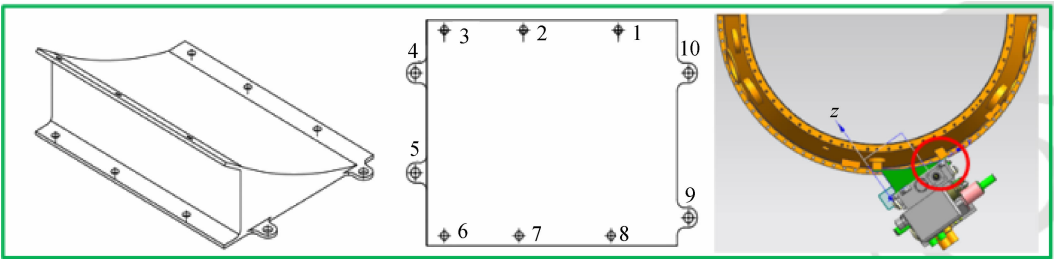


图 7 支架初始模型与装配图
Fig. 7 Initial model and assembly drawing of support

3.3 初始模型静强度分析

3.3.1 定义材料属性及网格划分

该支架位于压气机机匣处,最高温度不超过 200 ℃,选取 TC4 为支架材料,其 200 ℃ 下弹性模量 95 GPa,泊松比 0.34,抗拉强度 741 MPa,屈服强度 613 MPa,疲劳强度 432 MPa。采用自由网格划分,网格尺寸 3.1 mm,单元数为 639 088。

3.3.2 定义边界条件

外部支撑结构弧面一侧与机匣相联接,两个连接面共 6 个安装孔,故在支撑结构与机匣的连接面上定义局部笛卡儿坐标系,约束其法向位移为 0,约束连接面上安装孔内壁的径向和轴向位移为 0。即支架与机匣刚性相连。如图 8 所示。

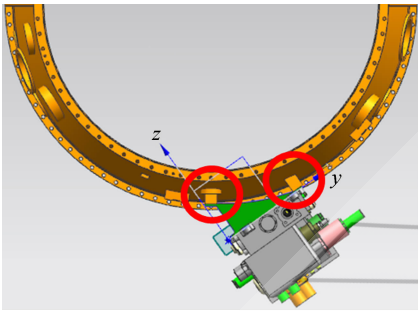


图 8 边界条件
Fig. 8 Boundary conditions

3.3.3 施加载荷

航空发动机支架的实际使用工况较复杂,故需选择典型的工况来优化支架。支架主要承受以下几种载荷:

- 1) 支架所承受 3 个方向的惯性力;
- 2) 支架自身的重力;
- 3) 附件的惯性力与自身的重力传递到支架。

将上述载荷按照载荷分析分配原则,施加到螺栓孔上。

3.3.4 强度分析结果

强度分析结果如图 9 所示,结果表明:①不同工况最大主应力 S_1 和最大位移 U 都不同,工况 3 下应力最大,主要因为其发生在飞机拉起时,法向过载最大,其惯性力主要由 10 组螺栓承载;而飞机俯冲时支架承受附件惯性力分散到连接面上,因此应力相对较小。②基于不同工况初始模型承受最大主应力为 135 MPa,远低于材料的疲劳极限 432 MPa,符合发动机结构设计要求。

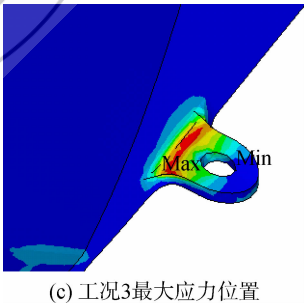
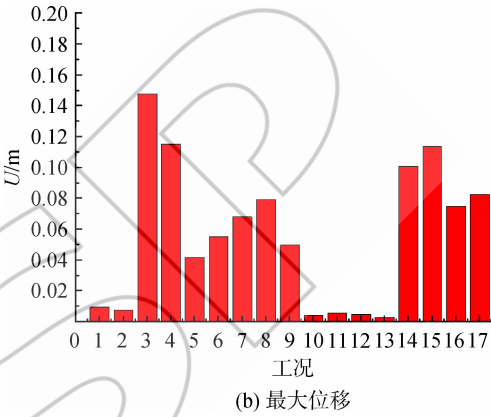
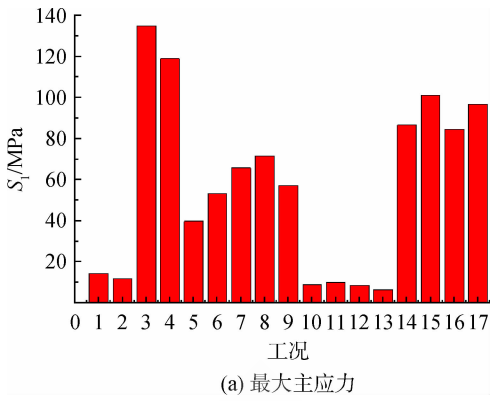


图 9 初始模型静强度考核
Fig. 9 Static strength assessment of initial model

3.4 支架结构拓扑优化

利用有限元进行优化主要分成两个阶段:①进行拓扑优化,明确零件最佳的外形、刚度、体积,或者合理的固有频率,主要目的是确定优化的方向;②进行尺寸优化,主要目的是确定优化后的零件具体尺寸值,通常是在完成拓扑优化之后,再执行尺寸优化。

本文采用 ANSYS 有限元分析软件进行优化设计时,流程图如图 10 所示。选用体积约束下的最小总柔度设计,以支架模型的单元密度作为设计变量,以柔度最小为目标函数,以体积为约束函数。设置约束为体积减少 95%,即阈值 f 为 5%,即优化材料所保存的显示材料为原模型材料的 5%,根据变密度法离散变量,得到如下数学模型:

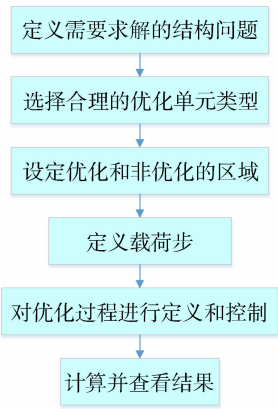


图 10 拓扑优化流程图

Fig. 10 Flow chart of topology optimization

$$\begin{cases} \text{find } \boldsymbol{\rho} = \{\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_i\}^T, \quad i = 1, \dots, N \\ \min C(\boldsymbol{\rho}) = \boldsymbol{U}^T \boldsymbol{K} \boldsymbol{U} = \sum_{i=1}^n (\rho_i)^p \boldsymbol{u}_i^T \boldsymbol{k}_0 \boldsymbol{u}_i \end{cases} \quad (7)$$

$$\text{s. t. } \begin{cases} \boldsymbol{F} = \boldsymbol{K} \boldsymbol{U} \\ \boldsymbol{V} = \alpha \boldsymbol{V}_0 \geq \sum_{i=1}^n \rho_i v_i \\ 0 \leq \rho_{\min} \leq \rho_i \leq 1 \end{cases} \quad (8)$$

式中 ρ_i 为单元的相对密度; C 为结构的总柔度; $\boldsymbol{U}$ 为位移矩阵; $\boldsymbol{P}$ 为惩罚因子; $\boldsymbol{K}$ 为结构优化前总刚度矩阵; $\boldsymbol{F}$ 为力列向量; $\boldsymbol{u}_i$ 为单元位移列向量; $\boldsymbol{k}_0$ 为初始单元刚度矩阵; $\boldsymbol{V}$ 为优化后总体积; $\boldsymbol{V}_0$ 为初始结构总体积; α 为体积分数, 本文 α 为 5%。; v_i 为优化后的单元体积; $\rho_{\min}$ 为设计密度的下限值; ρ_i 为实际相对密度。

多载荷条件下, 最大刚度问题可表达为

$$\boldsymbol{F} = \langle U_1, U_2, \dots, U_m \rangle = \sum_{j=1}^m \boldsymbol{W}_j U_j,$$

$$\boldsymbol{W}_j \geq 0 \quad (9)$$

式中 U_j 为第 j 种工况下的柔顺性, $\boldsymbol{W}_j$ 为最小变形能的载况分量。

3. 4. 1 优化单元类型

在 ANSYS 软件中不是所有的单元类型都可以执行优化的, 必须满足如下的规定:

2D 平面单元: PLANE82 单元和 PLANE183 单元; 3D 实体单元: SOLID92 单元和 SOLID95 单元; 壳单元: SHELL93 单元。

分网之前一定要先定义网格属性, 根据拓扑优化的规则, 对于 3D 实体单元, 只能选择 SOLID92 单元或 SOLID95 单元, 且单元类型编号为 1 的单元, 才执行优化计算; 否则, 就不执行优化计算。网格密度越大, 计算精度越高, 但相应的计算速度就越低, 要根据具体情况而定。本文选取 10

节点四面体单元 SOLID92 单元。

3. 4. 2 定义优化区域和非优化区

在开展结构拓扑优化时需要定义优化区域和非优化区域。一般而言, 结构因气动、装配或其他外在约束而不能随意变化时, 将其设置为非设计域。由于机匣和附件相对位置已经确定, 因此本文将螺栓孔及其附近区域设为非优化区。如图 11 所示, 设置红色虚线框内的区域不参与优化, 单元类型编号为 2; 其余区域均为待优化区域, 单元类型编号为 1。如图 12 所示, 紫色的部分设置为不参与优化的区域。

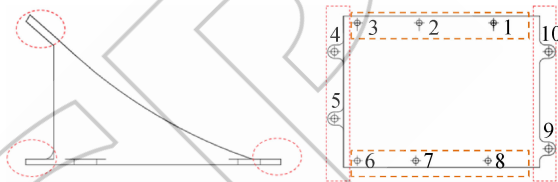


图 11 不参与拓扑优化区域

Fig. 11 Regions not involved in topology optimization

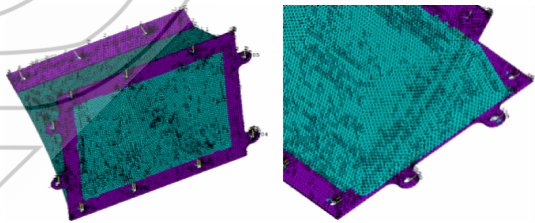


图 12 优化与非优化区域

Fig. 12 Optimized and non-optimized regions

3. 4. 3 定义载荷步

其边界条件一致, 根据外部作用力选取的 17 个工况, 在有限元中采用载荷步形式施加在安装孔上。在每个极端工况下, 判定安装孔受力方向, 受拉即安装孔上表面受载, 受压即支架与附件连接面受载。某安装孔受载情况如图 13 所示。

3. 4. 4 基于单工况的拓扑优化

不同的危险工况对应着不同的飞行状态(加速、减速、上升、俯冲), 不同的飞行状态下外部结构的载荷传力路径不同, 最终材料分配情况也是不相同的。

对比 1: 工况 3 与工况 4

两者在 y 、 z 方向的惯性力是相等的, 在 x 方向, 第 3 工况受到的是着陆刹车时, 沿飞机飞行方向 $2g$ 惯性力; 第 4 工况受到的是起飞爬升时, 与飞机飞行方向相反的 $3g$ 惯性力。

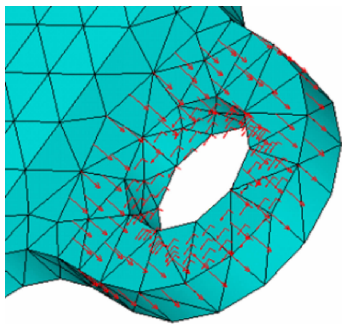


图 13 某安装孔受载情况

Fig. 13 Loading condition of a mounting hole

工况 3 下支撑结构前后受力不平衡,由优化结果可以看出,由于受到向前的惯性力,因此前缘部分保留了更多的材料分布。此外在后缘底部保留了两根加强筋结构,显示了其结构载荷传递路径。如图 14(a)所示,优化结果显示伪密度为 1 的单元。第 4 工况下,由于 x 方向惯性力的改变,不平衡的情况得到了明显的改善,支架底部仅保留了一根加强筋。如图 14(b)所示,支撑结构的前缘的加强筋被削弱,后缘被加强。

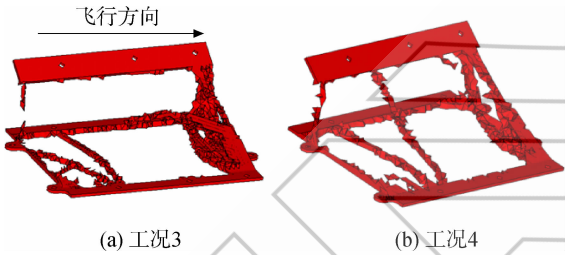


图 14 第 3、4 工况拓扑优化结果

Fig. 14 Topology optimization results of the 3rd and 4th conditions

对比 2: 工况 10 与 工况 17

两者在 x 、 y 方向的惯性力相等, z 方向上,第 10 工况承受的是飞机俯冲时所产生的方向向上的 3g 惯性力,而第 17 工况承受的是飞机拉起时所产生的方向向下的 8g 惯性力。

第 10 工况下支撑结构在 z 的方向上受压,为保持结构的稳定性,连接两个安装面(支撑结构与附件的安装面,支撑结构与机匣的安装面)的支撑板材料分布较集中,近似实心平板,如图 15(a)所示。第 17 工况下, z 方向的压力变为拉力,支撑板部位也从受压状态变为受拉状态,此时结构的侧重点由稳定性转变为刚度,实心板变为镂空板,同时还增加了一些加强筋,如图 15(b)所示。

从以上结果可以看出不同工况下其载荷传递

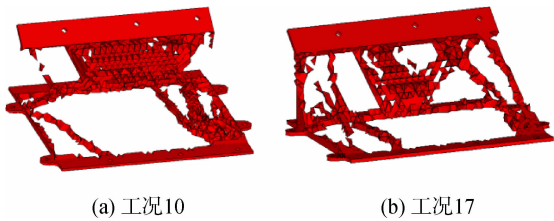


图 15 第 10、17 工况拓扑优化结果

Fig. 15 Topology optimization results of the 10rd and 17th conditions

路径不同,优化结果也不尽相同。根据上述计算结果可以预测出,多工况优化的结果将是以上单工况计算结果的折衷。

3.4.5 基于多工况的拓扑优化

单工况优化结果不能真实反应发动机的实际使用情况,需要基于作用力包线上 17 种危险工况,对支架进行拓扑优化。ANSYS 要在几个独立的载荷工况中得到优化结果时,必须用到写载荷工况。在定义完每个载荷工况后,要用 LSWRITE 命令将数据写入文件。由于拓扑优化的结果对于网格尺寸变化较为敏感,将网格尺寸由粗到细划分为 3 个等级,分别为 8.8、6.8、5.2 mm。通过对比分析不同网格尺寸下的优化结果确定最终的材料分布。拓扑结果如图 16 所示。

图 16 左侧为优化后伪密度图,蓝色区域代表密度值为 0,表示该区域不需要考虑布置材料,红色区域代表密度值为 1,表示该区域需要保留材料;右侧为保留的相对密度为 1 的单元,代表该区域需要布置材料。

1) 当网格尺寸为 8.8 mm 时,单元总数为 35 259,粗网格的优点在于:保留的结构轮廓十分清晰,棱角分明,重点突出。缺点在于:有些部位的桁架结构会出现不连续的现象,比如图 16(a)所示最左侧的竖直桁架结构。

2) 当网格尺寸为 6.8 mm 时,其单元总数为 61 952,大约是初始单元总数的 2 倍。与初始优化结果对比发现:优化生成的轮廓基本未发生改变;结构的连续性得到了显著改善;同时网格变细导致优化结果局部产生了棋盘格现象,结构的轮廓变得模糊不清,难以取舍。

3) 当网格尺寸为 5.2 mm 时,单元格总数再次翻倍。拓扑优化的结果如图 16(c)所示,对比发现:相较于上一次优化,本次优化结果多了一根竖直加强筋;更加精细的网格并没有使得局部的棋盘格现象得到改善。

综合对比 3 种网格尺寸下的优化结果,可总

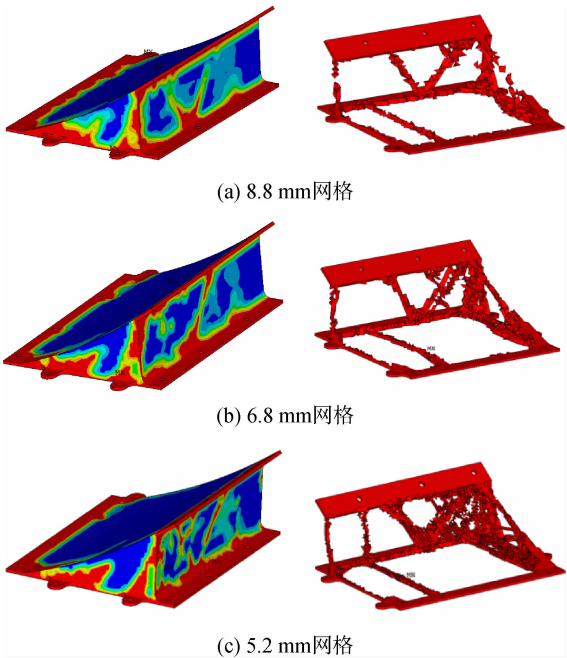


图 16 不同网格尺寸支架拓扑优化结果
Fig. 16 Topology optimization results of supports with different mesh sizes

总结出以下特征：

- 1) 优化结果出现棋盘格现象，棋盘格式^[30]是连续体结构拓扑优化设计中一种常见的数值不稳定现象。结构拓扑优化设计变量(如密度法中的伪密度、渐进法中的单元存在状态)在 0~1 两者之间变化，在优化结构中出现一种棋盘状的构形。拓扑优化作为一种概念设计，本质上解决的是材料的最优分布问题，结果更加侧重于呈现传力路径，无法给出各个部分的具体尺寸。
- 2) 不同网格尺寸对优化结果具有一定影响，随着网格密度增加，优化结果的几何复杂性增加，几何尺寸逐步减小。网格细化时，可能会得到不同的局部最优解，导致网格依赖性现象的出现，但载荷传力路径基本相差不大。
- 3) 从优化结构角度，其呈现出非对称格局，支撑结构前缘材料多，后缘材料较少。基于单工况拓扑优化结果与多工况有明显区别，基于多工况优化为单工况计算结果的折衷。

4 尺寸优化

4.1 参数化建模

由于拓扑优化最终结果材料的边界十分不光滑，若用此模型进一步进行计算，会导致计算不收敛等问题。因此，一般会根据拓扑优化的结果进行参数化建模。同时也便于进一步尺寸

优化和模型加工。根据拓扑优化结果建立的参数化模型如图 17 所示。该参数化模型质量为 0.78 kg，相比于原始支架的 9.71 kg，优化后的质量约为原来的 8%。

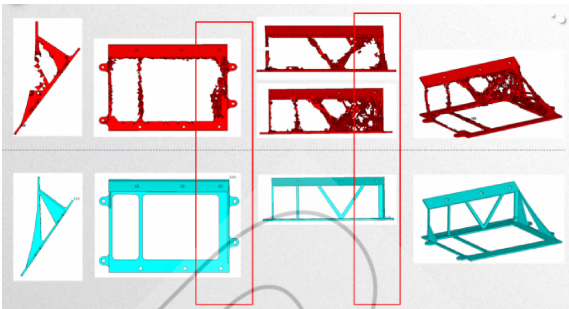


图 17 参数化建模
Fig. 17 Parametric modeling

4.2 尺寸优化基本概念及设置

寻求最优设计还需要通过尺寸优化进行设计。所谓“最优设计”，指的是一种方案可以满足所有的设计要求，且所需的支出(如质量、面积、体积、应力、费用等)最小。设计方案的任何方面都是可以优化的，比如说：尺寸(如厚度)，形状(如过渡圆角的大小)，支撑位置，制造费用，自然频率，材料特性等。在开展尺寸优化时需要设置设计变量、状态变量和目标函数。流程图见图 18。

设计变量为自变量，优化结果的取得就是通过改变设计变量的数值来实现的。每个设计变量

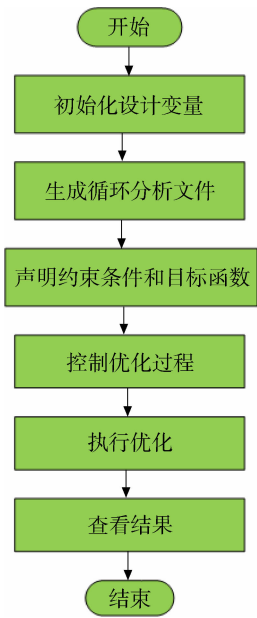


图 18 尺寸优化流程图
Fig. 18 Flow chart of size optimization

都有上下限,它定义了设计变量的变化范围。常见的设计变量如结构某部分长度、宽度、厚度等几何尺寸。

状态变量是约束设计的数值。它们是“因变量”,是设计变量的函数。状态变量可能会有上下限,也可能只有单方面的限制,即只有上限或只有下限。常见状态变量有应力不得超过许用应力、变形不得超过规定大小和振幅限制。

目标函数是用来评价设计的优劣的标准,一般是设计中极小化的变量参数。它必须是设计变量的函数,即改变设计变量的数值将改变目标函数的数值。常见的目标变量质量、应力等。

其中本文相关设计参数包括: $L_1, L_2, L_3, R, L, W_1, W_2, W_3, W_4$,如图 19 所示。状态变量为最大主应力不超过疲劳极限 432 MPa,最大位移限制在 1 mm 以内。目标函数是体积最小化。

综上所述,建立起基本的支架结构优化设计的数学模型如下:

$$\begin{cases} \min V \\ V = [L_1, L_2, L_3, R, L, W_1, W_2, W_3, W_4] \\ \text{subject to} \\ \sigma_{\max} \leq [\sigma], U \leq f, R_{\min} \leq R \leq R_{\max}, \\ W_{k, \min} \leq W_k \leq W_{k, \max}, L_{j, \min} \leq L_j \leq W_{j, \max}, \\ L_{\min} \leq L \leq L_{\max} \\ k = 1, 2, 3, 4; j = 1, 2, 3 \end{cases} \quad (10)$$

其中 $[\sigma]=432$ MPa, U 为最大位移, f 为 1 mm。

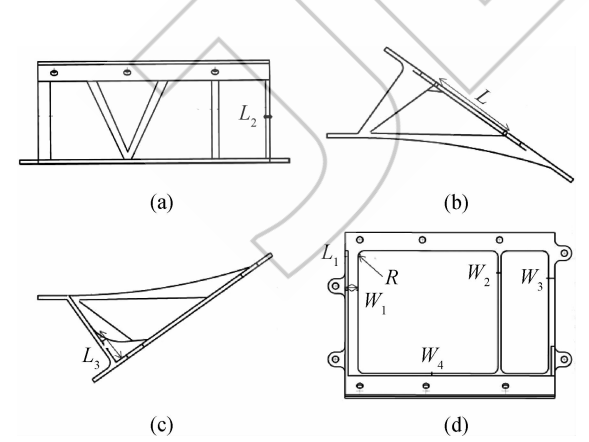


图 19 尺寸优化参数示意图

Fig. 19 Schematic diagram of size optimization parameters

4.3 尺寸优化结果

给定设计变量初始值和变化范围,最终优化结果如表 2 所示。最终结构质量为 0.71 kg,最优结构如图 20 所示。

表 2 尺寸优化结果
Table 2 Result of size optimization

序号	设计变量	初始值/mm	优化值/mm
1	L_1	4	4.02
2	L_2	8	4.92
3	L_3	40	23.30
4	R	10	8.07
5	L	64	86.33
6	W_1	24.25	17.61
7	W_2	8.5	4.14
8	W_3	20	8.47
9	W_4	5	3.21



图 20 支架最优结构

Fig. 20 Optimal structure of support

5 支架模型强度、振动、外廓性校核

对上述最终模型进行强度、振动、外廓性评估,其中强度校核准则包括:①静强度评估准则:屈服安全系数: $n_{0.2} \geq 1.2$,极限安全系数 $n_{0.2} \geq 1.5$;本文采用无限寿命设计,要求支架最大应力不超过疲劳极限。②疲劳强度校核准则:对支架固有频率进行分析,要求支架的第 1 阶固有频率在发动机最高转速频率的 1.25 倍以上。

5.1 支架模型强度校核

分别对 17 种工况进行强度校核,结果表明最大应力出现在工况 3 情况下,最大主应力为 345 MPa,主要集中在安装螺纹孔附近,最大位移为 0.788 mm。最大主应力低于疲劳极限 432 MPa,采用 200 ℃ 环境下材料属性,得到其屈服安全系数为 1.78,其极限安全系数为 2.15,结构满足强度准则设计要求(见图 21)。

5.2 支架模型振动校核

外部支撑结构直接与航空发动机的机匣相连,是发动机外部结构的重要组成部分,对于发动

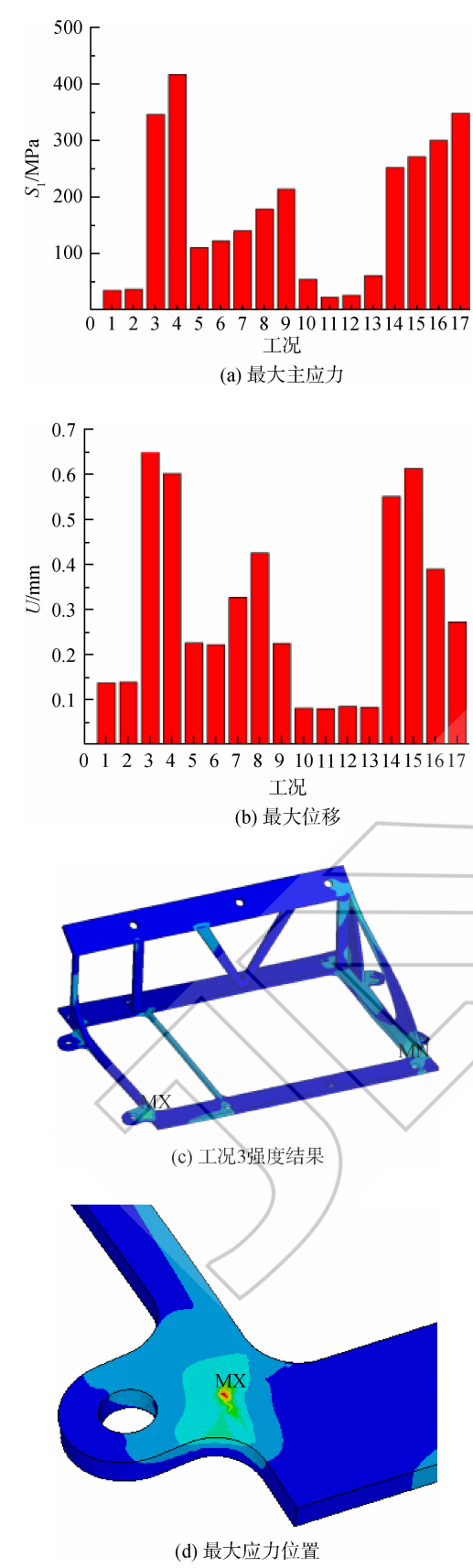


图 21 支架模型静强度考核结果

Fig. 21 Results of static strength analysis of support model

机外部结构,振动是引发其故障的主要失效模式。因此,振动分析对外部支撑结构的评估和优化具有重要意义(见图 22)。

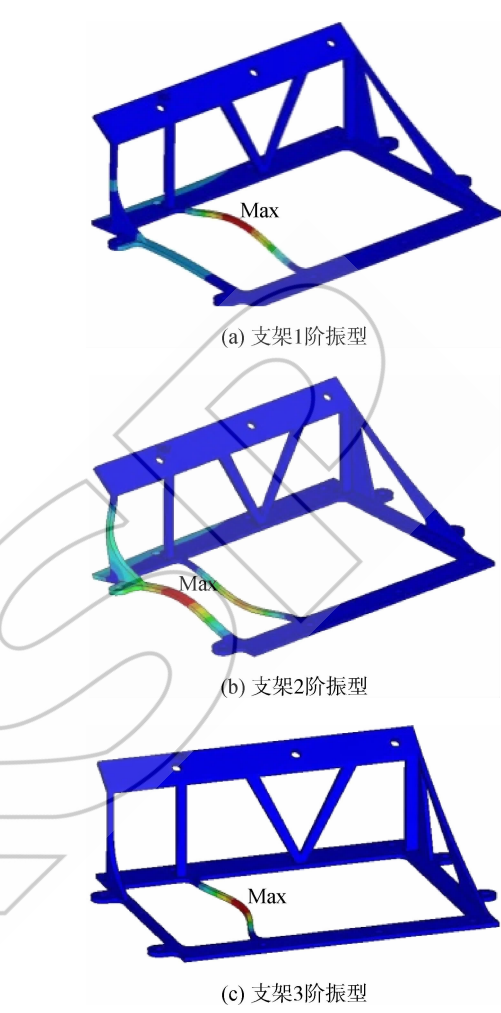


图 22 支架前三阶振型

Fig. 22 The first three mode shapes of supporting structure

通过对上述模型进行模态分析,获得其前十阶固有频率,如表 3 所示。

表 3 工况 3 下支架前五阶固有频率

Table 3 The first five natural frequencies of the support under the third working condition

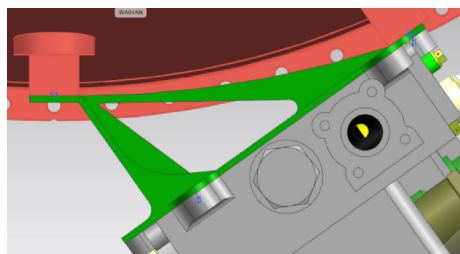
阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1 阶	628.51	6 阶	1075.3
2 阶	744.28	7 阶	1132.1
3 阶	770.86	8 阶	1162.1
4 阶	862.46	9 阶	1229.9
5 阶	925.65	10 阶	1291.1

根据计算模态分析结果,振动主要发生在面

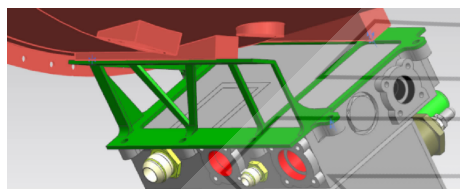
积较大的附件侧平面上,此发动机高低压转子转速分别为 255 Hz 和 183 Hz。支架的第 1 阶固有频率在发动机最高转速频率的 1.25 倍以上。满足振动设计要求。

5.3 支架模型外廓性校核

外部支撑结构安装在航空发动机压气机机匣外部,起着将发动机附件固定在机匣上的作用。将支架与机匣和附件装配到一起,在 3 个结构的螺栓孔处采用对齐约束,安装面采用接触约束。结果证明,外部支撑结构与机匣和附件均不会发生干涉,特别是加强筋部位,不会与机匣外表面接触(如图 23)。



(a)



(b)

图 23 外部支撑结构装配图

Fig. 23 Assembly drawing of external support structure

6 结 论

本文通过对航空发动机外部支撑结构(支架)开展拓扑优化结构设计研究,结合发动机外部作用力图,利用数学解析方法对发动机支架结构进行受力分析,建立了外部支撑结构拓扑优化结构设计流程,选取 17 种危险工况对某型发动机支架结构进行拓扑优化、参数化建模和尺寸优化,设计了基于多工况载荷下的航空发动机支架结构,并得到如下结论:

1) 对初始模型基于不同载荷工况进行强度计算,所得到的最大应力及位置是不同的,根据最大应力所对应最危险工况所优化的结果与综合工况优化结果有较大不同。基于多工况下的支架结构拓扑设计更符合发动机实际工作情况。

2) 不同网格密度会使优化结果有一定区别,

但是传力路径大体相同,应综合考虑建立参数化模型。

3) 实例分析结果表明,根据本文所提出的航空发动机外部支撑结构拓扑优化设计流程所设计出的发动机外部支架结构满足发动机强度、振动设计要求,装配良好不发生干涉。可为后续支架结构设计提供依据和参考。

拓扑优化技术在航空发动机领域的成功应用使得产品在前期开发阶段就成功优化出合理的支架结构,提高了支架的可靠性,大幅减少了后续改进的设计成本和制造成本。

参考文献:

- [1] 唐术. 基于加工、装配与维护的航空发动机外部系统设计研究[D]. 成都:电子科技大学,2009.
TANG Shu. Research on design of aero-engine external system based on machining, assembly and maintenance [D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2009 (in Chinese)
- [2] 陈敏, 吴智恒, 罗良传, 等. 基于拓扑优化的发动机支架的结构设计[J]. 机械, 2016, 43(2): 53-55.
CHEN Min, WU Zhiheng, LUO Liangchuan, et al. Structural design of engine bracket based on topology optimization[J]. Mechanics, 2016, 43(2): 53-55. (in Chinese)
- [3] 林丹益. 汽车发动机支架拓扑优化及有限元分析[D]. 杭州:浙江工业大学,2013.
LIN Danyi. The topology optimization and FEM analysis of vehicle engine bracket[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2013. (in Chinese)
- [4] 季学荣, 丁晓红. 基于拓扑和形貌优化的汽车发动机罩板设计[J]. 机械设计与研究, 2011, 27(1): 35-38.
JI Xuerong, DING Xiaohong. Design optimization of engine hood based on topology and topography optimization[J]. Machine Design and Research, 2011, 27(1): 35-38. (in Chinese)
- [5] 杜海珍, 荣见华. 汽车车架结构的拓扑优化设计[J]. 机械设计与研究, 2007, 23(1): 116-119.
DU Haizhen, RONG Jianhua. Topology optimization of truck frame structure[J]. Machine Design and Research, 2007, 23(1): 116-119. (in Chinese)
- [6] 庄才敖, 荣见华, 李东斌. 考虑应力和频率要求的车架结构拓扑优化设计[J]. 汽车工程, 2008, 30(5): 449-452.
ZHUANG Caiao, RONG Jianhua, LI Dongbin. Topology optimization design of a frame structure with stress and frequency requirements [J]. Automotive Engineering, 2008, 30(5): 449-452. (in Chinese)
- [7] 范文杰, 范子杰, 桂良进, 等. 多工况下客车车架结构多刚度拓扑优化设计研究[J]. 汽车工程, 2008, 30(6): 531-533.
FAN Wenjie, FAN Zijie, GUI Liangjin, et al. Multi-stiffness topology optimization of bus frame with multi loading

- conditions[J]. *Automotive Engineering*, 2008, 30(6): 531-533. (in Chinese)
- [8] BENDSØE M P, KIKUCHI N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1988, 71(2): 197-224.
- [9] BENDSØE M P, SIGMUND O. Material interpolation schemes in topology optimization[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 1999, 69(9/10): 635-654.
- [10] 杜鹏. 大型箱体结构拓扑优化设计研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2016.
- DU Peng. A research on topology optimization design of large-scale box structure[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2016. (in Chinese)
- [11] 叶红玲, 隋允康. 基于 ICM 方法三维连续体结构拓扑优化[J]. *固体力学学报*, 2006, 27(4): 387-393.
- YE Hongling, SUI Yunkang. ICM based topological optimization of 3D continuum structure[D]. *Chinese Journal of Solid Mechanics*, 2006, 27(4): 387-393. (in Chinese)
- [12] 方子帆, 杨磊, 杜道佳, 等. 支撑结构多目标拓扑优化设计研究[J]. *中国机械工程*, 2010, 21(15): 1836-1839.
- FANG Zifan, YANG Lei, DU Daojia, et al. Research on topology optimization design for support structure[J]. *China Mechanical Engineering*, 2010, 21(15): 1836-1839. (in Chinese)
- [13] 陈祥, 刘辛军. 基于 RAMP 插值模型结合导重法求解拓扑优化问题[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(1): 135-140.
- CHEN Xiang, LIU Xinjun. Solving topology optimization problems based on RAMP method combined with guide-weight method[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(1): 135-140. (in Chinese)
- [14] 卜鹤群. 多工况下连续体结构拓扑优化的基结构方法[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- BU Hegun. Common-substructure approach of structural topology optimization under multiple loading cases[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [15] 胡金润. 自适应无网格伽辽金拓扑优化方法研究[D]. 湖北宜昌: 三峡大学, 2013.
- HU Jinrun. Research on the topology optimization using the adaptive EFG method[D]. Yichang Hubei: China Three Gorges University, 2013. (in Chinese)
- [16] WU Yonghai, LIU Xiaomei, WANG Feng, et al. Topology optimization design of the bracket of a special vehicle based on FEA method[C]// *Proceedings of Second International Conference on Computational Intelligence and Natural Computing*. Wuhan, China: IEEE, 2010: 352-355.
- [17] BARBIERI S G, GIACOPINI M, MANGERUGA V, et al. A design strategy based on topology optimization techniques for an additive manufactured high performance engine piston[J]. *Procedia Manufacturing*, 2017, 11: 641-649.
- [18] MERULLA A, GATTO A, BASSOLI E, et al. Weight reduction by topology optimization of an engine subframe mount, designed for additive manufacturing production[J]. *Materials Today: Proceedings*, 2019, 19: 1014-1018.
- [19] 许力, 谷叶水. 发动机附件支架多工况拓扑优化研究[J]. *合肥工业大学学报*, 2008, 33(10): 1598-1601.
- XU Li, GU Yeshui. Study on topology optimization of the engine accessory bracket under multiple loading cases[J]. *Journal of Hefei University of Technology*, 2008, 33(10): 1598-1601. (in Chinese)
- [20] 芮强, 王红岩, 王良曦, 等. 多工况载荷下动力舱支架结构拓扑优化设计[J]. *兵工学报*, 2010, 31(6): 782-786.
- RUI Qiang, WANG Hongyan, WANG Liangxi, et al. Research on topology optimization of power train bracket under multiple loads[J]. *Acta Armamentarii*, 2010, 31(6): 782-786. (in Chinese)
- [21] 褚超美, 周进, 缪国, 等. 汽车变速器壳体多工况自适应性拓扑优化方法研究[J]. *上海理工大学学报*, 2016, 38(2): 172-176.
- CHU Chaomei, ZHOU Jin, MIAO Guo, et al. Adaptive topology optimization of automobile transmission housing under multiple working conditions[J]. *Journal of University of Shanghai for Science and Technology*, 2016, 38(2): 172-176. (in Chinese)
- [22] 李所军, 高海波, 邓宗全. 摇臂探测车悬架多工况拓扑结构优化设计[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2010, 31(6): 749-754.
- LI Suojun, GAO Haibo, DENG Zongquan. Structural topology optimization design of the rocker-bogie suspension for exploration rover based on multiple load cases[J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2010, 31(6): 749-754. (in Chinese)
- [23] 邓明江, 姚卫星. 某运输机机翼翼肋疲劳拓扑优化[J]. *江苏航空*, 2012(Suppl1): 16-19.
- DENG Mingjiang, YAO Weixing. Fatigue topology optimization of wing rib of a transport aircraft[J]. *Jiangsu Aviation*, 2012(Suppl 1): 16-19. (in Chinese)
- [24] 胡殿印, 彭苗娇, 王荣桥, 等. 树脂基复合材料风扇叶片的优化设计[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(7): 1630-1637.
- HU Dianyin, PENG Miaojiao, WANG Rongqiao, et al. Optimization design of resin-based composite fan blade[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(7): 1630-1637. (in Chinese)
- [25] 胡殿印, 王荣桥, 陈景阳, 等. 航空发动机结构可靠性优化方法研究[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2011, 24(3): 7-10.
- HU Dianyin, WANG Rongqiao, CHEN Jingyang, et al. Research on the reliability-based optimization method to aero-engine[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2011, 24(3): 7-10. (in Chinese)
- [26] YANG J G, ZHANG W H, ZHU J H. Optimal design of aero-engine stator structure with combined shape and topology optimization method[J]. *Materials Science Forum*, 2012, 697/698: 623-626.
- [27] KOBER M, KÜHHORN, ARNOLD, RADEMANN J, et al. Nonlinear topology optimization of centrifugally loaded

aero-engine part with newly developed optimality-criteria based algorithm[J]. Aerospace Science and Technology, 2014,39:705-711.

[28] 吴一帆,郑百林,杨彪. 考虑鸟撞的航空发动机叶片动态拓扑优化设计[J]. 航空动力学报,2018,33(8):1923-1932. WU Yifan,ZHENG Bailin,YANG Biao. Topological optimization design of aero-engine blade considering bird strike [J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(8):1923-1932. (in Chinese)

[29] 李琳,马皓晔,范雨,等. 用于叶片减振的压电材料分布拓扑优化[J]. 航空动力学报,2019,34(2):257-266. LI Lin,MA Haoye,FAN Yu,et al. Topological optimization of piezoelectric material on the blades for vibration reduction of bladed disks[J]. Journal of Aerospace Power, 2019,34(2):257-266. (in Chinese)

[30] DIAZ A R,SIGMUND O. Checkerboard patterns in layout optimization[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization,1995,10(1):40-45.

(编辑:张 雪)