基于多工况拓扑优化的挤压铸造悬置托臂轻量化设计

陈 云[1] 周澳华[1] 高聚堡[1] 杨 鹏[2] 胡楷雄[1] 滕 庆[1]
（1. 武汉理工大学交通与物流工程学院，武汉 430063；2. 山东宏和轻量化科技有限公司，邹平 256205）

摘 要 以汽车悬置托臂为研究对象，采用线性加权法建立了多工况拓扑优化数学模型，通过层次分析法确定了各工况的权重系数，将得到的悬置托臂多工况拓扑优化结果与挤压铸造工艺结合完成了对悬置托臂的轻量化设计。优化后的悬置托臂在相应服役工况下通过了刚度和强度的校核，且质量相较于球墨铸铁悬置托臂减轻了54.7%。经T6热处理后，本体取样的平均抗拉强度为325.1 MPa，屈服强度为275.2 MPa，伸长率为8.7%。优化后的悬置托臂通过了静压试验，满足了产品使用要求。

关键词 多工况拓扑优化；悬置托臂；挤压铸造；轻量化设计
中图分类号 TG249.2；TG146.21；TP311 **文献标志码** A DOI：10.15980/j.tzzz.H20240021

Lightweight Design of Suspension Arm in Squeeze Casting Based on Multi-condition Topology Optimization

CHEN Yun[1], ZHOU Aohua[1], GAO Jubao[1], YANG Peng[2], HU Kaixiong[1], TENG Qing[1]
（1. School of Transportation and Logistics Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063;
2. Shandong Honghe Lightweight Technology Co.,Ltd., Zouping 256205）

Abstract: Taking automotive suspension arm as object, a multi-condition topology optimization mathematical model was established using linear weighting method. The weight coefficients for each condition were determined through Analytic Hierarchy Process (AHP). The multi-condition topology optimization results of suspension arm were integrated with squeezing casting process to achieve the purpose of lightweight design. The results indicate that the stiffness and strength of optimized suspension arm meet the requirements of actual working conditions, achieving a weight reduction of 54.7% compared to ductile iron suspension arm. After T6 heat treatment, the average tensile strength, yield strength, and elongation of body reach up to 325.1 MPa, 275.2 MPa, and 8.7%, respectively. The optimized suspension arm passes the static pressure test, meeting the requirements for product use.

Key Words: **Multi-condition Topology Optimization, Suspension Arm, Squeeze Casting, Lightweight Design**

悬置托臂属于汽车动力悬置支架总成中承受多工况的连接零件，因此对其力学性能有较高要求。目前，悬置托臂的成形逐渐由传统重力铸造向半固态压铸或者挤压铸造等工艺转变。随着汽车轻量化发展的需求，悬置托臂零件也有迫切的轻量化要求。拓扑优化方法可以很好地解决多工况结构优化设计问题，是目前汽车零部件轻量化设计的主流方法[1]。ZHANG S等[2]提出了一种考虑热与结构耦合的多目标结构拓扑优化方法，应用折衷规划理论，在满足盘式制动器刹车片刚度要求和振动性能的前提下优化了刹车片的结构，避免了单目标优化的缺点。LI Y等[3]以多工况柔度最小化为目标，分别采用正交试验设计法、灰色联想法和折衷规划法引入权重系数，实现了不锈钢电焊小车模型的拓扑优化。针对多工况问题，一般采用将多目拓扑优化问题转化为单目标优化问题[4]，以高效获得满足一定要求的拓扑构型，但需解决各工况权重系数的选取问题。各工况权重系数的选取将直接影响到多工况拓扑优化的结果[5]，确定权重系数常用熵权法、层次分析法、灰色联想法等设计方法。

挤压铸造工艺为介于铸造和锻造之间的成形工艺，其成形的铸件具有组织致密均匀、力学性能良好、尺寸精度高等特点[6]。拓扑优化后的铸件能否采用良好的成形工艺也是轻量化设计应用的关键[7]。本研究采用线性加权法建立多工况下悬置托臂结构拓扑优化数学模型，

收稿日期：2024-10-10；**修订日期**：2024-10-17
基金项目：湖北隆中实验室开放基金资助项目（2022ZZ-28）
第一作者简介：陈云，男，1981年出生，教授，E-mail：chenyunhbwh@whut.edu.cn
通信作者：滕庆，男，1991年出生，副教授，E-mail：tengqing@whut.edu.cn
引用格式：陈云，周澳华，高聚堡，等. 基于多工况拓扑优化的挤压铸造悬置托臂轻量化设计[J]. 特种铸造及有色合金，2025，45(9)：1 312-1 319.
CHEN Y, ZHOU A H, GAO J B, et al. Lightweight design of suspension arm in squeeze casting based on multi-condition topology optimization [J]. Special Casting & Nonferrous Alloys, 2025, 45(9): 1 312-1 319.

采用层次分析法确定悬置托臂各工况的权重系数，再通过HyperMesh软件分析计算得到多工况拓扑优化结果，从而确定优化区域，再将多工况拓扑优化结构与挤压铸造成形工艺结合，完成悬置托臂最终的设计构型，并对悬置托臂进行仿真分析校核与实际生产验证，完成挤压铸造悬置托臂零件的轻量化开发。

1　多工况拓扑优化方法

1.1　多目标拓扑优化数学模型

在多工况拓扑优化中，每个工况都对应一个目标函数，不同的目标函数就会得到不同的最优解，因此存在最优解之间无关联或者相互干扰的情况[8]，需要引入某种数学方法来构造一个综合考虑多工况的目标函数，进而将多工况下的多目标优化问题转化为单目标优化问题[9]。

线性加权法适合于目标函数的优化目标为同一属性的情况，通过给定每个目标函数一定的权值，对单目标函数进行加权，然后将其线性组合起来，其一般的数学模型为[10]：

$$F(x)=\sum_{i=1}^{n}\omega_i x_i=\omega_1 x_1+\omega_2 x_2+\cdots+\omega_n x_n \quad (1)$$

式中，x为具体变量；n为目标个数；ω_i为第i个目标所占权重。

基于变密度法，以单元相对密度为设计变量，以体积比为约束条件，以悬置托臂柔度最小目标并结合线性加权法构建的多工况拓扑优化数学模型[11]为：

$$\begin{cases}\text{Find}\quad \rho=(\rho_{1,\cdots,}\rho_{\mathrm{m}})\\ \min C=\sum_{i=1}^{n}\omega_i C_i=\sum_{i=1}^{n}\omega_i U_i^T K U_i=\omega_1 U_1^T K U_1\\ \qquad +\omega_2 U_2^T K U_2+\cdots,+\omega_n U_n^T K U_n\\ \text{Subject to:}\\ \qquad \begin{cases}K\vec{U}=\vec{F}\\ V_0/V\leqslant f\\ \sum_{i=1}^{n}\omega_i=1\\ 0<\rho_{\min}<\rho_e\leqslant 1\end{cases}\end{cases} \quad (2)$$

式中，n为工况个数，本研究中取6；ρ为设计变量（相对密度）；C为结构总柔度；U_i为第i个工况的结构位移；$\vec{U}$为总位移向量；K为整体刚度矩阵；$\vec{F}$为结构所受载荷向量；V_0为优化后模型体积上限；V为优化前模型的总体积；f为优化后模型总体积保留比率；ω_i为第i种工况的权重系数；$\rho_{\min}$为单元相对密度的下限值；ρ_e为第e个单元的相对密度。

1.2　基于层次分析法的多工况权重系数计算

多工况权重系数的确定是解决多工况拓扑优化问题的关键[12]。本研究引入层次分析法确定多工况权重系数。构建层次分析法的结构模型，将各种考虑因素放入适当的层次内，用层次结构图清晰地表达这些因素的关系，同一层的因素从属于上一层的因素或对上层因素有影响，同时又支配下一层的因素或受到下层因素的作用。按照决策目标、决策准则和决策方案，层次结构间的相互关系分为目标层、准则层和方案层[13]。

层次分析法的方案层选取全油门加速、前撞、前进制动、后撞、前进左转和前进右转等6种极限工况，具体层次分析模型见图1。层次分析法需要确定每两个工况间的重要性比值a_{ij}，构造判断矩阵A，设置每个子工况的权重系数值ω为：

$$a_{ij}=\frac{\omega_i}{\omega_j} \quad (3)$$

$$A=\begin{bmatrix}a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n}\\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n}\\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots\\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\frac{\omega_1}{\omega_1} & \frac{\omega_1}{\omega_2} & \cdots & \frac{\omega_1}{\omega_n}\\ \frac{\omega_2}{\omega_1} & \frac{\omega_2}{\omega_2} & \cdots & \frac{\omega_2}{\omega_n}\\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots\\ \frac{\omega_n}{\omega_1} & \frac{\omega_n}{\omega_2} & \cdots & \frac{\omega_n}{\omega_n}\end{bmatrix} \quad (4)$$

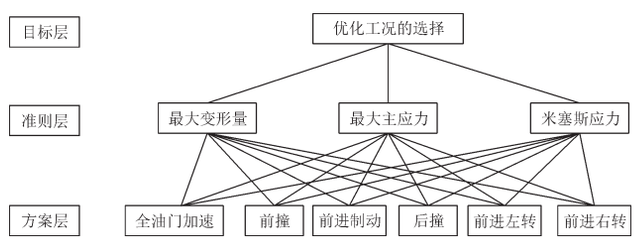

图1　工况重要性的层次分析模型

Fig.1　Hierarchical analysis model of importance of working conditions

判断矩阵元素a_{ij}的标度准则见表1。

在层次分析模型中，为了避免因为各工况的重要性判断不一致而导致判断矩阵的特征值和特征向量产

表1　标度判断准则

Tab.1　Judgment criteria of scale

标度	含义
1	表示两个因素相比，具有同样重要性
3	表示两个因素相比，一个因素比另一个因素稍微重要
5	表示两个因素相比，一个因素比另一个因素明显重要
7	表示两个因素相比，一个因素比另一个因素强烈重要
9	表示两个因素相比，一个因素比另一个因素极端重要
2,4,6,8	上述两相邻判断的中值
倒数	因素i与j比较的判断a_{ij}，则因j与i的判断$a_{ji}=1/a_{ij}$

生过大的误差，应采用一致性指标 C_I 对判断矩阵的一致性进行判定：

$$C_I=\frac{\lambda_{max}-n}{n-1} \tag{5}$$

$$C_R=\frac{C_I}{R_I} \tag{6}$$

式中，λ_{max} 为矩阵的最大特征值；R_I 为修正值，当一致性比率 $C_R<0.1$ 时，认为其不一致程度在容许范围内，有满意的一致性，通过一致性检验。R_I 与判断矩阵阶数 n 的关系见表2[14]。

表2　一致性指标 R_I

Tab.2　Coherence indicator R_I

n	1	2	3	4	5	6	7	8
R_I	0	0	0.58	0.9	1.12	1.24	1.32	1.41

针对悬置托臂的工况进行多工况权重系数计算，假设目标层为 M，准则层为 B，其中最大形变量为 B_1，最大主应力为 B_2，米塞斯应力为 B_3；方案层为 C，其中全油门加速的为 C_1，前撞的为 C_2，前进制动的为 C_3，后撞的为 C_4，前进左转的为 C_5，前进右转的为 C_6。基于设计经验，通过逐层对比矩阵元素之间的重要性，分别建立第1层与第2层、第2层与第3层的判断矩阵，见图2。

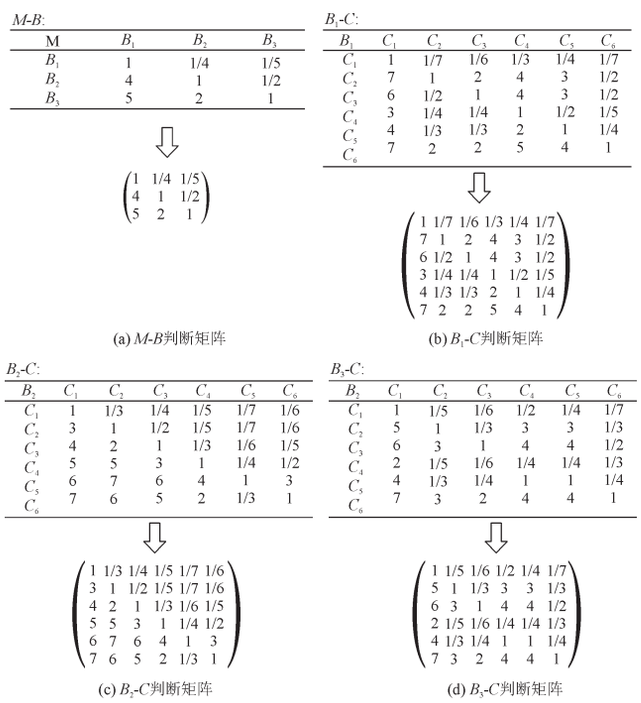

图2　判断矩阵的建立

Fig.2　Establishement of judgment matrices

经过求解分别得到上述判断矩阵的特征值、特征向量和 C_R 值，一般认为一致率指标 C_R 值小于0.1，判断矩阵的不一致程度在允许范围内，即通过了一致性检验，求解结果见表3。

将 M-B 和 B-C 向量矩阵 W_1 和 W_2 进行矩阵相乘

表3　求解结果

Tab.3　Solution results

矩阵名称	特征值	特征向量	C_R 值	C_R 值判断
M-B	3.024 6	(0.097 4,0.331,0.569 5)	0.021 2	<0.1
B_1-C	6.191 2	(0.031 8,0.257 4,0.199 3,0.063 2,0.095 2,0.353 1)	0.030 8	<0.1
B_2-C	6.404 5	(0.031 6,0.049 5,0.074 1,0.159 2,0.440 9,0.244 7)	0.065 2	<0.1
B_3-C	6.511 9	(0.033 5,0.172 5,0.293 3,0.052 8,0.102 1,0.345 7)	0.082 6	<0.1

可以得到相应的权重值，且 $\sum_{j=1}^{L}\omega_j=\omega_1+\omega_2+\omega_3+\omega_4+\omega_5+\omega_6=1$，最后保留两位小数近似处理得到各种工况的权重系数，见表4。

$$W=W_2W_1=\begin{pmatrix}0.031\,8 & 0.031\,6 & 0.033\,5\\ 0.257\,4 & 0.049\,5 & 0.172\,5\\ 0.199\,3 & 0.074\,1 & 0.293\,3\\ 0.063\,2 & 0.159\,2 & 0.052\,8\\ 0.095\,2 & 0.440\,9 & 0.102\,1\\ 0.353\,1 & 0.244\,7 & 0.345\,7\end{pmatrix}\begin{pmatrix}0.097\,4\\ 0.311\,0\\ 0.569\,5\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}0.032\,0\\ 0.138\,7\\ 0.209\,5\\ 0.085\,7\\ 0.204\,5\\ 0.307\,4\end{pmatrix} \tag{7}$$

表4　多工况权重系数

Tab.4　Multi-condition weight coefficients

工况	全油门加速	前撞	前进制动	后撞	前进左转	前进右转
权重系数	0.04	0.14	0.21	0.09	0.21	0.31

经过权重分析计算出6种工况的权重系数值，定量确定了不同工况的重要性，在后续的优化中，为了方便权重系数的分配和有限元校核，将以上6种工况按照顺序依次简化为工况1～6。

2　挤压铸造悬置托臂结构优化分析

2.1　多工况拓扑优化分析

根据球墨铸铁悬置托臂模型（轮廓尺寸约为150 mm×120 mm×55 mm），在保留原有装配关系与特征的基础上建立铝合金悬置托臂最大实体模型（轮廓尺寸约为160 mm×130 mm×65 mm），并导入HyperMesh中进行网格划分，其中网格大小为2 mm。悬置托臂的材料为A356.2铝合金，其密度为2 700 kg/m^3，弹性模量为72.4 GPa，泊松比为0.33。悬置托臂主要通过螺栓连接安装于变速箱和壳体车身间，在前处理中将底部与悬置托臂法兰面使用REB2单元关联于一

点，并约束该点的6个方向的自由度，确保悬置托臂在加载过程中不会发生移动。在实际使用中，悬置托臂主要承受纵向、横向和垂直方向的载荷（加载情况见表5）。由于悬置托臂的连接臂与金属套装配，托臂与侧支架采用硫化连接的方式，传递至悬置托臂的载荷均作用于连接臂处，因此直接将连接臂的下侧面作为加载区，使用RBE3单元将加载区网格关联为载荷弹性中心点，将各个工况载荷均施加在弹性中心点处，得到悬置托臂的前处理有限元模型（见图3）。

表5　悬置托臂加载情况

Tab.5　Loading situation of suspension arm

工况编号	工况描述	施加在连接臂中心点的力/N		
		F_x	F_y	F_z
1	全油门加速	−8 840	5	−4 856
2	前撞	8 244	5	1 924
3	前进制动	7 062	−6	1 934
4	后撞	−8 196	−6	1 918
5	前进左转	−236	5	−9 065
6	前进右转	514	−10	−8 950

将连接臂与螺栓孔设置为非设计域（见图4），以多工况加权总柔度为目标函数，体积约束上限设定为30%（即优化后/优化前总体积比≤0.3）[15]，在创建响应时，根据线性加权法在response下设置加权柔度，将层次分析法计算出的权重系数按1～6的顺序依次分配到对应的工况下。为确保优化后的结构满足强度要求，限制最大应力约束为250 MPa。悬置托臂采用挤压铸造，考虑到工艺上产品能够顺利脱模，设定起模方式为单向起模。经过24次迭代后，总加权柔度由16 789.70 N/mm逐渐下降至6 923.05 N/mm，第16次迭代又回升到7 760.62 N/mm，第21次迭代后再回升到8 073.99 N/mm，最后逐渐收敛于8 007.14 N/mm，其加权柔度迭代曲线见图5。

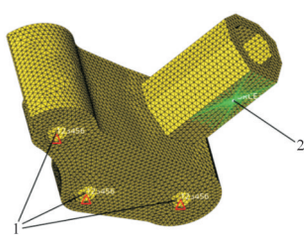

图3　悬置托臂前处理模型

Fig.3　Pre treatment model of suspended arm

1.位移约束　2.载荷施加处

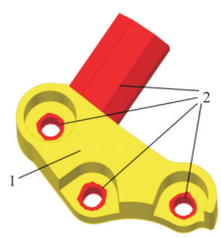

图4　悬置托臂设计区域

Fig.4　Design area for suspension arm

1.设计域　2.非设计域

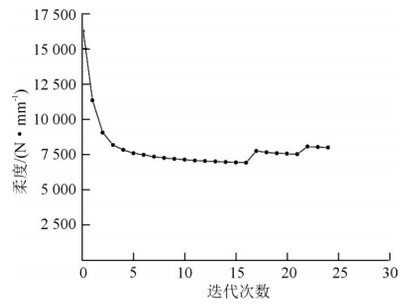

图5　加权柔度迭代曲线

Fig.5　Iteration curves of weighted compliance

将单元密度阈值设置为0.3，并根据优化结果保留单元密度大于0.3的材料。利用OptiStruct中的OSsmooth功能对模型进行重构，其中黄色区域为建议删除区域，灰色区域为不建议删除区域（基于原图彩色描述，下同）。分析结果显示，除设计域以外，悬置托臂的正面和侧面灰色区域较少，黄色区域大而连贯，而多数灰色区域位于孔洞附近，剩余灰色区域多在悬置托臂内部，模型内部的灰色单元参与了悬置托臂主体组成，需要保留。经过多工况拓扑优化分析，对悬置托臂进行初步的材料删减，其多工况拓扑优化结构设计结果见图6。

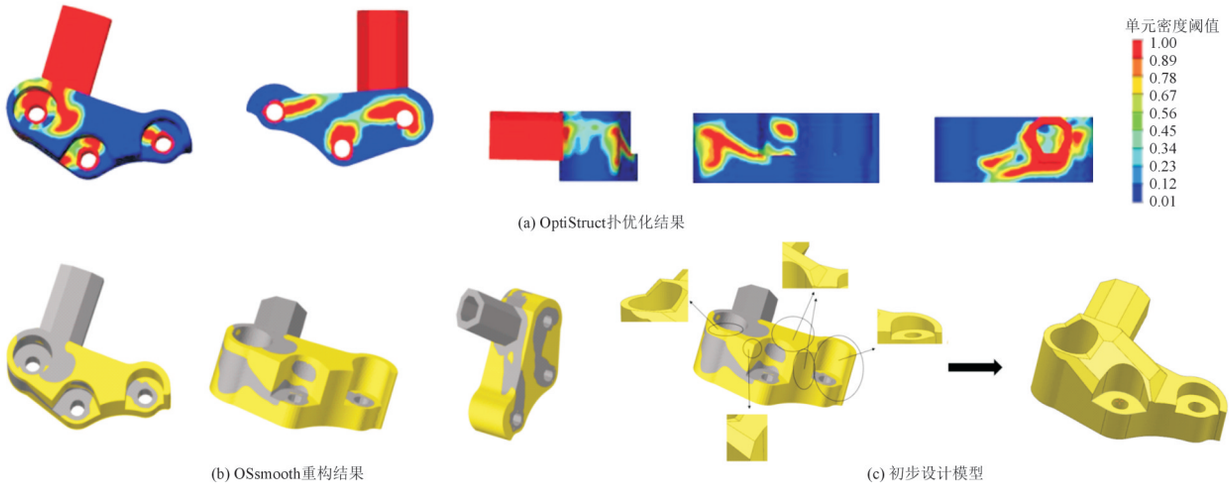

图6　悬置托臂多工况拓扑优化设计结果

Fig.6　Topological optimization results of suspension arm under multiple working conditions

2.2　挤压铸造工艺设计

采用挤压铸造工艺，需考虑脱模的要求，设计悬置托臂为单向起模，见图 7。图 8 为挤压铸造工艺设计。按照工艺要求（见图 8a 标记区域）设置悬置托臂起模角度为 5°，同时对凸台进行光滑处理设计[16]；为确保金属液的顺利充型，在正面也需要加料形成顺滑的导流结构（见图 8b 箭头处）；螺栓孔为非设计域且其周围大部分为灰色区域，所以悬置托臂的圆台附近不进行减料处理。考虑到单向起模的影响，按照产品的设计要求，底面采用四边形开槽，方便布置顶针，起通流作用的同时保证壁厚，避免凝固过程中的热节现象的产生[17]（见图 8c 箭头处）。

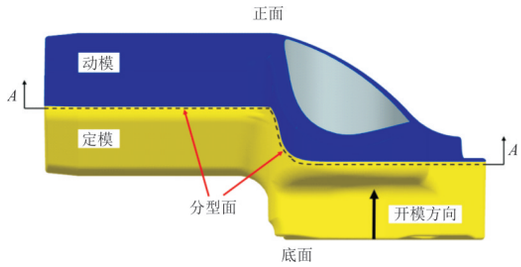

图 7　悬置托臂起模方向示意图

Fig.7　Schematic diagram of draft direction of suspension arm

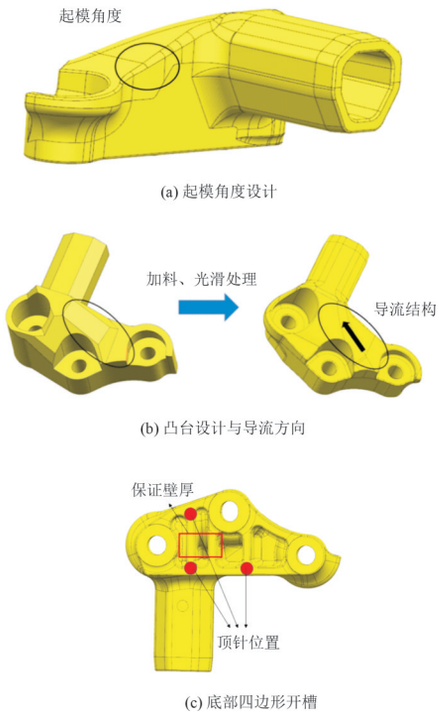

图 8　挤压铸造工艺设计

Fig.8　Design of squeeze casting process

原球墨铸铁悬置托臂质量为 2.01 kg，建立的铝合金最大实体设计模型质量为 1.21 kg，经过多工况拓扑优化分析和挤压铸造工艺设计，优化后悬置托臂的轮廓尺寸约为 152 mm×125 mm×60 mm，最小壁厚约为 4.9 mm，光滑处理后其质量为 0.91 kg，相较于原球墨铸铁减少了 54.7%，最后构型见图 9。考虑悬置托臂铸件尺寸适中，为了提高铸件的生产效率，工艺方案设计采用一模两件。在进浇方案中，将浇道直接开设在两个铸件端部厚壁处的中间位置，从中间位置进浇能够确保铝液先进入较大的体积区域，然后再流动至其他区域，既利于铸件整体充型过程的均匀性，也便于保压和补缩；在排气方案中，将溢流槽设置在铸件最后充型、排气不顺畅的部位，避免产生涡流、卷气等现象。图 10 为悬置托臂的挤压铸造工艺方案。

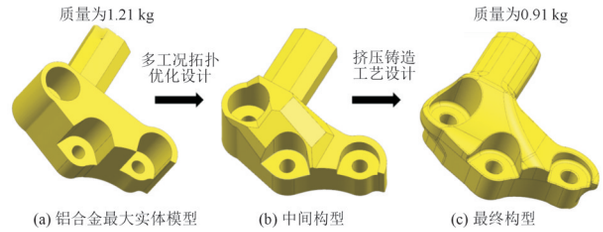

图 9　悬置托臂构型变化过程示意图

Fig.9　Schematic diagram of configuration variation of suspension arm

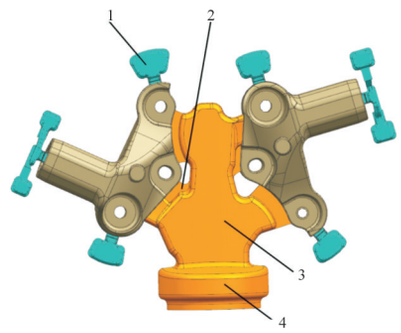

图 10　悬置托臂挤压铸造工艺方案

Fig.10　Squeezing casting process scheme of suspension arm

1. 溢流槽　2. 内浇口　3. 浇道　4. 料饼

3　验证与讨论

3.1　有限元校核

完成悬置托臂模型结构优化之后，对其进行相同工况条件下的有限元校核。采用 A356.2 铝合金，按照企业产品性能要求得到仿真校核标准：①悬置托臂强度应满足最大米塞斯应力低于产品材料的屈服强度，即 250 MPa；②悬置托臂应变应低于 1%，即最大永久变形应小于 0.5 mm[18]。

悬置托臂其优化前后各工况下的位移云图结果见图 11。可见优化前变形集中出现在托臂末端，弱化了其水平承载能力[17]，易导致裂纹或者断裂等问题。优化后各工况下的最大位移较优化前均有所下降，托臂末端的变形集中程度均有减小，表明优化后的结构刚度得到较大的改善。

图 12 为悬置托臂应力云图对比。可以看出，优化前

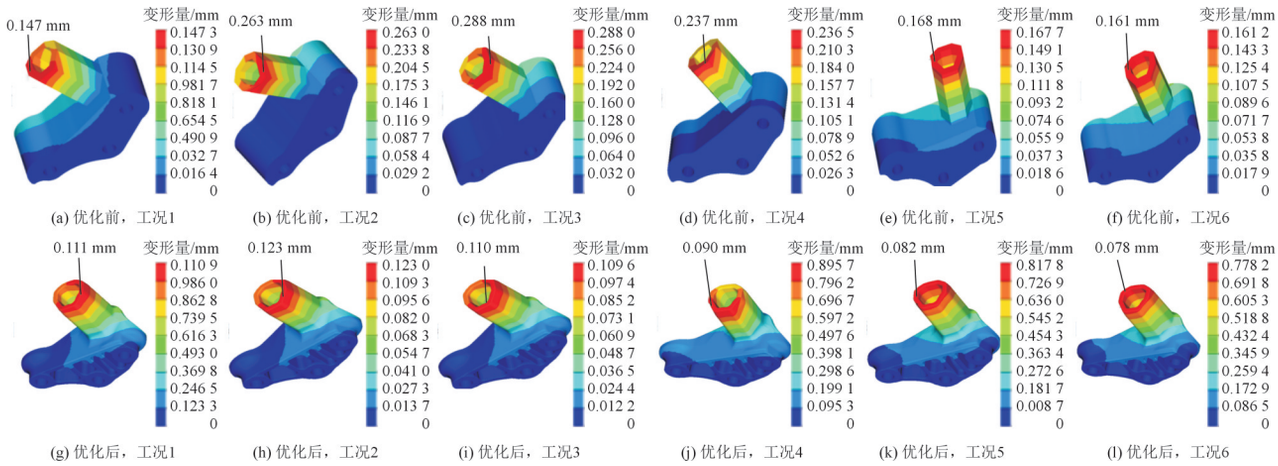

图 11　悬置托臂位移云图对比

Fig.11　Displacement nephogram comparison of suspension arms

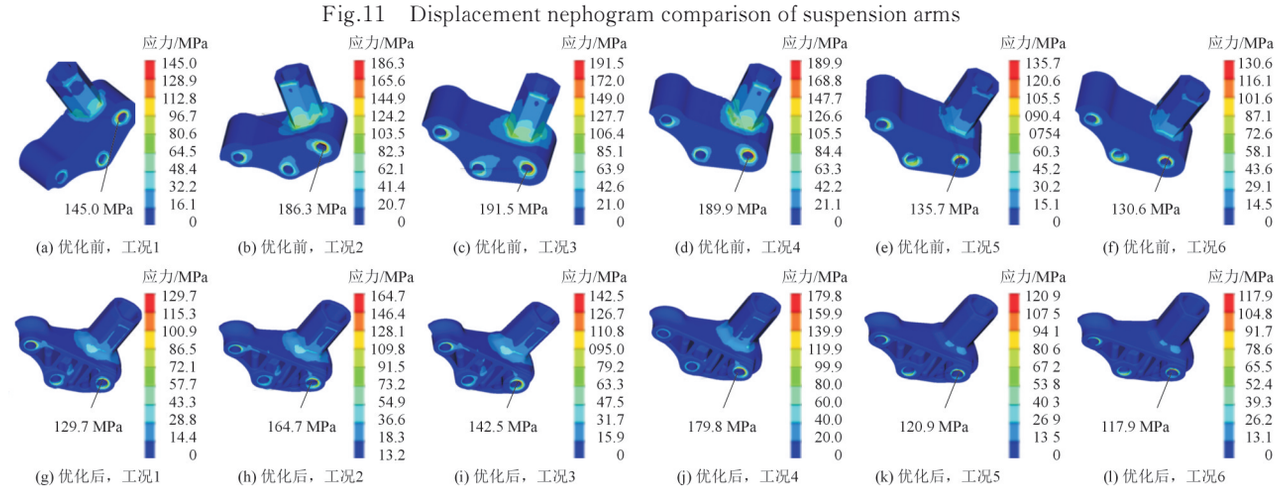

图 12　悬置托臂应力云图对比

Fig. 12　Stress nephogram comparison of suspension arms

应力集中分布在螺栓孔和托臂与主体的连接处，其中最大应力集中出现在工况 3 的螺栓孔处，为 191.5 MPa，由于孔洞和薄壁处属于几何形状不均匀的位置，本身易产生应力集中现象。同时悬置托臂所受应力分布不均匀，大部分应力值较低，说明结构的材料存在冗余。优化后可以发现应力集中的螺栓孔数量变小，在连接处的应力集中基本消除。零件整体的应力分布得到了明显改善，是因为通过优化结构的拓扑形状，去掉了多余的材料，使载荷在零件内部传递更加均匀，减小了应力集中[17]。

从数据上看，优化后的悬置托臂最大应力值出现在工况 4 下，为 179.8 MPa，其他工况下的最大应力值均远小于材料的屈服极限，表明优化设计后的悬置托臂在不同权重分配的工况下都有较好的承载性能。经过强度校核，轻量化设计后的悬置托臂结构应力分布更加均匀，满足使用要求。

3.2　力学性能检测

采用挤压铸造工艺对优化后的悬置托臂进行铸造成形，经过生产验证，结构优化设计后的悬置托臂能满足挤压铸造工艺成形的需要。为了改善材料内部的微观组织，提高铸件的力学性能，需要对铸件进行热处理[19]。对悬置托臂采用 T6 热处理，热处理方案为 540 ℃×6 h 固溶，60 ℃水淬 8 min，170 ℃×4 h 时效。企业要求零件性能标准为抗拉强度不小于 320 MPa，屈服强度不小于 250 MPa，伸长率不小于 8%。对热处理后的悬置托臂本体取拉伸试片进行力学性能测试，取样位置见图 13，力学性能数据见表 6。

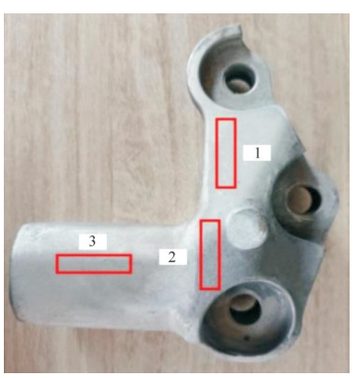

图 13　悬置托臂本体样取样位置

Fig.13　Sampling position of suspension arm body

表 6　悬置托臂的力学性能

Tab.6　Mechanical performance of suspension arms

试样	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	伸长率/%
1	326.7	275.8	8.2
2	324.4	269.8	9.9
3	324.3	279.9	8.1
平均值	325.1	275.2	8.7
标准	≥320	≥250	≥8

可以看出，经过热处理后的悬置托臂抗拉强度的平均值为 325.1 MPa，屈服强度为 275.2 MPa，伸长率为 8.7%，所有的力学性能指标均满足使用要求。

3.3　静压试验

采用 WAW-600B 万能试验机，加载方式为单轴加载，测试室温为 25 ℃，系统加载速度为 10 mm/min。企业要求悬置托臂在静压试验中的判定标准为：零件开裂时所承受的破坏力载荷应不低于 27 kN，或者在整个试验过程中产品保持无裂纹[20]。由静力学分析可知，悬置托臂主要承受 X、Z 方向的载荷，受 Y 方向载荷影响很小，故测试系统分别对悬置托臂从 $+X$、$-X$、$+Z$、$-Z$ 等 4 个方向进行缓慢加载，每种工况试验均设置两个试样分别测试，1 个方向仅呈现每组试验中的 1 个试件结果，见图 14 和图 15。结果显示，悬置托臂表面均未发生开裂，X 光检测内部无明显裂痕，表明轻量化设计后的悬置托臂符合判定标准，满足性能使用要求。

(a) +X方向静压试验装夹过程　(b) +X方向静压试验外观检测　(c) -X方向静压试验装夹过程　(d) -X方向静压试验外观检测

(e) +Z方向静压试验装夹过程　(f) +Z方向静压试验外观检测　(g) -Z方向静压试验装夹过程　(h) -Z方向静压试验外观检测

图 14　悬置托臂静压试验过程及结果

Fig.14　Process and results of static pressure test for suspension arm

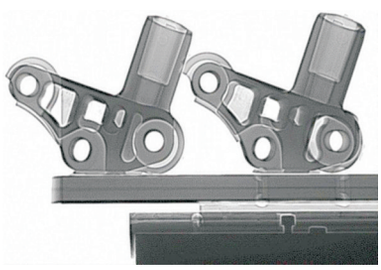

图 15　悬置托臂 X 光内部检测结果

Fig.15　Internal X-ray inspection results of suspension arm

4　结　论

（1）针对具有多工况的悬置托臂，以变密度法为基础，通过线性加权法建立了悬置托臂的多工况拓扑优化数学模型，采用层次分析法确定了不同工况的权重系数。

（2）通过 HyperMesh 软件完成对权重系数的分配，对悬置托臂实体模型进行多工况拓扑优化分析，并结合挤压铸造工艺要求进行轻量化设计，最终使得结构优化后的铝合金悬置托臂相较于球墨铸铁质量减轻了 54.7%。

（3）对优化后悬置托臂进行有限元校核，其变形情况和应力集中现象在不同工况下均得到了明显改善，在各工况下最大应力小幅下降，远小于材料的屈服极限；悬置托臂本体取样的平均抗拉强度为 325.1 MPa、屈服强度为 275.2 MPa、伸长率为 8.7%，力学性能满足使用要求；外观无明显损伤，内部无裂纹，满足产品的使用要求。

参　考　文　献

[1]　李世豪，伞红军，吴智恒，等. 基于变密度法的压铸机模板拓扑优化设计 [J]. 特种铸造及有色合金，2023，43(3)：428-432.

[2]　ZHANG S，YIN J，LIU Y，et al. Multiobjective structure topology optimization of wind turbine brake pads considering thermal - structural coupling and brake vibration [J]. Mathematical Problems in Engineering，2018，2018(10)：7 625 273.

[3]　LI Y，MENG D，ZHANG Z. Research on multi-condition topology optimization design of stainless steel spot welding vehicle considering weight coefficient [J]. Journal of Physics：Conference Series，

2022，2 338(1)：012 057

[4] CAI J H，WANG C J，FU Z F. Robust concurrent topology optimization of multiscale structure under single or multiple uncertain load cases [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering，2020，121(7)：1 456-1 483.

[5] SLEESONGSOM S，KUMAR S，BUREERAT S. Multi-objective reliability-based partial topology optimization of a composite aircraft wing [J]. Symmetry，2023，15(2)：305.

[6] 陈云，汪锐，邓森，等. 挤压铸造A356.2铝合金发动机悬置支架的组织与性能 [J]. 特种铸造及有色合金，2020，40(2)：175-178.

[7] 罗继相，杨鹏，夏望红，等. 铝合金转向节挤压铸造技术研究与应用 [J]. 铸造工程，2023，47(3)：1-11.

[8] 白红，邢鹏飞，吴孟武. 连续体结构多工况拓扑优化与轻量化设计研究 [J]. 拖拉机与农用运输车，2024，51(2)：76-83.

[9] LEVIN V A，VERSHININ A V，ZINGERMAN K M，et al. A method for setting the objective function in the problem of the topological optimization of three-dimensional structures using a density gradient [J]. Mathematics Mechanics of Complex Systems，2023，11(4)：451-480.

[10] 靳龙，陈波铭. 考虑多工况的甘蔗收割机回转台轻量化研究 [J]. 机械设计与制造，2024 (4)：51-59.

[11] XIE Y，STEVEN G P. Optimal design of multiple load case structures using an evolutionary procedure [J]. Engineering Computations，1994，11(4)：295-302.

[12] 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)：2 248-2 262.

[13] SOFI M S，RAUTELA K S，MUSLIM M，et al. From data to decisions：Evaluating flood vulnerability in the Sindh watershed through analytical hierarchy process [J]. Frontiers of Urban Rural Planning，2024，2(1)：12.

[14] BOUKHARI S，MRAD D，DAIRI S. Performance indicators and analytic hierarchy process to evaluate water supply services management in Algeria [J]. AQUA—Water Infrastructure，Ecosystems Society，2024，73(5)：1 013-1 029.

[15] 孙斌，岑波，胡为松，等. 基于拓扑和形貌优化的动力总成悬置支架设计 [J]. 汽车实用技术，2023，48(7)：14-18.

[16] KIM K J. Light-weight design and fatigue characteristics of automotive knuckle by using finite element analysis [J]. Journal of Mechanical Science Technology，2021，35(7)：2 989-2 995.

[17] 李锦东，吉泽升，何维明，等. 大壁厚差铝合金发动机支架挤压铸造工艺优化 [J]. 特种铸造及有色合金，2022，42(11)：1 444-1 449.

[18] CHEN B，WU J F，WANG L. Stiffness analysis of automobile aluminium alloy frame based on finite element model [J]. International Journal of Materials Product Technology，2024，68(1-2)：50-70.

[19] 邱谨，曹杨婧，罗晓梅，等. A356铝合金挤压铸造凝固过程及热处理对其性能的影响 [J]. 特种铸造及有色合金，2024，44(2)：189-197.

[20] 吴兵舰，张东凯，王斐. 某汽车动力总成悬置支架的轻量化设计 [J]. 长安大学学报(自然科学版)，2023，43(3)：134-144.

(编辑：彭瑾)

《特种铸造及有色合金》征订启事

《特种铸造及有色合金》杂志是中国科学技术协会主管、中国机械工程学会铸造分会和武汉机械工艺研究所共同主办的全国性科技期刊，是对国内外公开发行的中文核心期刊，中国科技论文统计与分析用刊，INSPEC、CA、MA、AJ、JST、Scopus等国内外权威数据库及检索系统收录期刊，并获得全国优秀科技期刊一等奖、国家期刊奖、新中国60年有影响力的期刊、湖北省十大有影响力的自然学术期刊等。

本刊主要报道各种(黑色和有色合金)特种铸造方法、各种有色合金及复合材料成形的理论、工艺、设备、材料、测试与控制、计算机应用等方面的科技成果、生产技术和现场经验，并报道各相关学科和交叉学科，如挤压铸造(液态模锻)、半固态加工、电子封装、高熵合金、非晶合金(金属玻璃)、焊合、粉末冶金、合金化、热处理、表面处理等方面的学术研究和技术信息以及上述内容的国内外发展动向、行业活动、学术会议、消息动态等。

本刊诚征国内外广告，业务范围：铸造及有色合金材料、辅助材料、铸造及相关设备、铸造生产线、测控与控制设备、仪器仪表、计算机应用软件、铸造展会等。

本刊为月刊，标准(大)16开，邮发代号38-109。邮发订价每期20元，全年240元。全国各地邮局均可订阅，也可直接向本刊编辑部邮购，本刊还提供过刊、压铸宝典和年会专刊邮购服务。

特种铸造及有色合金杂志社(武汉)有限公司
地址：武汉市江岸区建设大道融玺1001大厦10楼
邮编：430015
电话：027-85358206，85486024，85358127
投稿网址：www.special-cast.com
邮箱：tzzz@special-cast.com