

基于多目标优化算法往复隔膜泵机座轻量化设计*

LIGHTWEIGHT DESIGN OF THE BASE FOR RECIPROCATING PISTON
DIAPHRAGM PUMP BASE ON MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION
ALGORITHM马文生**¹ 冯志伟^{1,2} 沈妍³ 孙忠志⁴ 牛培宇⁴ 刘春川⁵ 李方忠¹ 陈涛***²

(1. 重庆水泵厂有限责任公司国家企业技术中心, 重庆400054)

(2. 哈尔滨工程大学数学科学学院, 哈尔滨150006)

(3. 中国联合工程有限公司, 杭州310056)

(4. 江苏核电有限公司, 连云港222042)

(5. 哈尔滨工程大学航天与建筑工程学院, 哈尔滨150006)

MA WenSheng¹ FENG ZhiWei^{1,2} SHEN Yan³ SUN ZhongZhi⁴ NIU PeiYu⁴ LIU ChunChuan⁵LI FangZhong¹ CHEN Tao²

(1. National Enterprise Technology Center of Chongqing Water Pump Plant Co., Ltd., Chongqing 400054, China)

(2. School of Mathematical Sciences, Harbin Engineering University, Harbin 150006, China)

(3. China United Engineering Corporation Limited, Hangzhou 310056, China)

(4. Jiangsu Nuclear Power Co., Ltd., Lianyungang 222042, China)

(5. School of Aerospace and Building Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150006, China)

摘要 隔膜泵机座结构的轻量化设计对隔膜泵加工、生产具有重要的影响。基于某型号隔膜泵机座结构展开研究,针对实际工作环境建立等效模型并进行有限元分析,根据分析结果定义设计变量,从而提高计算效率。采用均匀试验设计法进行试验设计,通过仿真拟合计算出设计变量与应力、变形量之间的关系,利用多目标优化算法对隔膜泵机座结构建立轻量化优化数学模型,在满足性能要求的前提下,使得一些材料得到合理配置,同时使得隔膜泵机座结构应力、变形量、固有频率尽可能小。对轻量化优化设计后的机座结构进行仿真分析,并与优化前结构进行对比。结果表明,轻量化后机座结构属性基本不变,且质量由25 372 kg减少至24 582 kg,减少了790 kg,减重效果较好,同时最大应力值减少了45.1%,最大变形量减少了12.3%,优化效果显著,为新型隔膜泵结构有限元分析与轻量化优化设计提供了基础支撑。

关键词 隔膜泵 机座 多目标优化 轻量化 均匀设计法

中图分类号 TH323

Abstract The lightweight design of diaphragm pump base structure has an important impact on the processing and production of diaphragm pump. Based on the research of the frame structure of a certain type of diaphragm pump, the equivalent model was established for the actual working environment and the finite element analysis was carried out. The design variables were defined according to analysis results to improve the calculation efficiency. The uniform test design method was adopted for the test design, and the relationship between the design variables and the stress and deformation was calculated through simulation fitting. The lightweight optimization mathematical model was established for the diaphragm pump base structure by using the multi-objective optimization algorithm. On the premise of meeting the performance requirements, some materials were reasonably configured, and the stress, deformation and natural frequency of the diaphragm pump base structure were as small as

*20221012收到初稿, 20230219收到修改稿。重庆市技术创新重点项目(cstc2020jscx-gksbX0014)资助。

**马文生, 男, 1980年生, 黑龙江齐齐哈尔人, 汉族, 重庆水泵厂有限责任公司国家企业技术中心副总经理兼总工程师, 教授级高级工程师, 博士, 博士研究生导师, 主要研究方向为往复泵结构设计、机械动力学。

***陈涛(通信作者), 男, 1978年生, 黑龙江哈尔滨人, 汉族, 哈尔滨工程大学数学科学学院副教授, 博士, 博士研究生导师, 主要研究方向为机械动力学与控制、振动能流与噪声控制。

possible. The frame structure after the lightweight optimization design was simulated and analyzed, and compared with the structure before optimization. The results show that the structural properties of the engine base remain unchanged after lightweight, and the weight is reduced from 25 372 kg to 24 582 kg, with a weight reduction of 790 kg. The weight reduction effect is good, the maximum stress value is reduced by 45.1%, and the maximum deformation is reduced by 12.3%. The optimization effect is remarkable, which provides a basic support for the finite element analysis and lightweight optimization design of the new diaphragm pump structure.

Key words Diaphragm pump; Base; Multi-objective optimization; Lightweight; Uniform design method

Corresponding author: CHEN Tao, E-mail: taochen@hrbeu.edu.cn

The project supported by the Chongqing Key Technology Innovation Project (No. cstc2020jscx-gksbX0014).

Manuscript received 20221012, in revised form 20230219.

0 引言

往复式活塞隔膜泵是由电机提供动力,通过联轴器以及减速机的作用带动曲轴、连杆和十字头,将原本的旋转运动转变为直线运动,从而使得活塞进行往复运动。其活塞的运动可以带动油介质的运动,隔膜运动通过借助油介质的推动力从而实现矿浆输送^[1-3]。随着隔膜泵的广泛使用,隔膜泵的年产值约5亿元人民币,对隔膜泵动力端关键部件的性能要求也越来越高,不断提高设备性能可以在生产上起到积极作用^[4]。隔膜泵机座是隔膜泵重要的承载部件,具有较大的重量,现今机械结构向高强度、低变形、低质量的方向发展,对隔膜泵轻量化研究具有重要意义。

近年来诸多学者对不同结构的轻量化和优化设计做了大量研究,技术日趋成熟,主要有两种轻量化途径:一是结构轻量化,对结构进行拓扑优化、形状优化或者通过调整其尺寸参数来进行尺寸优化,在保证结构整体实际运行效率以及工作的安全性的前提下,减少材料使用,从而达到结构轻量化的目的^[5-9];二是材料轻量化,寻找密度更小的材料或者更轻质的材料同时满足工作安全运行环境,从而有效减少自重^[10-12]。

陈洪芳等^[13]采用拓扑优化理论对俯仰平台连接板及俯仰架的机械结构进行轻量化处理。王开松等^[14]以某重型卡车后驱动桥壳为例,采用目标驱动优化方法,建立了以桥壳质量最小为设计目标,以强度和变形量为约束条件的优化模型,进行了轻量化设计。王登峰等^[15]以某国产轿车的整车为有限元模型,依据侧碰法规及NVH性能要求对白车身结构进行了多学科集成优化设计。建立白车身刚度径向基函数(Radial Basis Function, RBF)神经网络近似模型及侧碰二阶逐次替换的响应面模型,利用模拟退火算法进行了多目标优化,实现结构的轻量化。林利红等^[16]提出一种新型纯电动汽车同轴一体化驱动桥结构,使用目标驱动方法对轻量化模型进行求解,轻量化效果明显且能满足驱动后桥使用要求。王登峰等^[17]以某纯

电动大客车车身骨架结构为有限元模型进行了拓扑优化设计,并根据拓扑优化结果提取了大客车车身骨架的拓扑结构。

WANG J等^[18]以机载雷达产品的典型承载结构——高强度铝合金支撑套筒为研究对象,进行了基于拓扑优化和3D打印技术的轻量化设计。XIE G等^[19]提出了一种基于克里格和多目标遗传算法的优化方法。以立方体金刚石压机铰链梁结构为设计对象,建立了优化设计数学模型,利用多目标遗传算法全局搜索,实现了铰链梁结构的轻量化设计。ULU E等^[20]针对力位置不确定的问题引入了一种轻量化结构优化方法。通过反复寻找最关键的力配置并相应地改变内部结构来工作,提出了一种有效的临界即时分析方法,为结构优化问题提供了一个实用的解决方案。

综上所述,目前结构轻量化的研究已经持续了相当长的一段时间。现有的隔膜泵设计只是根据相关需求进行经验设计、改造,这样设计出来的模型不一定是最优的,同时还会导致浪费较多不必要的人力、材料以及时间。因而隔膜泵结构轻量化优化对隔膜泵设计生产必不可少。

本文针对重庆水泵厂某型号隔膜泵开展研究,提出采用多目标优化算法对该模型进行轻量化结构优化设计。建立优化前的等效结构模型,考虑实际工况,设置不同条件下的载荷及边界条件,使用有限元分析方法对模型进行分析,针对分析结果制定均匀试验设计方案,采用神经网络算法通过改变隐藏层神经元的个数模拟设计变量与两个目标值的关系,选取拟合度较高的模型作为轻量化数学模型。考虑结构应力、变形量两个指标的影响,使用多目标优化算法对结构进行轻量化优化设计,提取非支配等级为I的个体解;通过拥挤度计算,寻找该优化方法的最优解。本文的研究成果为隔膜泵机座结构轻量化优化提供了一种新的优化方法,为新型隔膜泵结构有限元分析与轻量化优化设计提供了基础支撑。

1 隔膜泵机座有限元分析

1.1 有限元模型建立

某型号隔膜泵机座结构实体模型如图 1 所示,其部件由机座、曲轴、连杆、嵌块、十字头、托架、轴承等组成,在建立隔膜泵机座三维等效模型时将导向板和机座组合成一个部件,另外由于某些特征对计算结果基本没有影响,同时还会造成网格数量急剧增加,所以需要对其强度影响不大的细节特征进行简化。这里对螺纹孔、润滑油孔、排油孔等这些不重要的特征进行忽略。其中隔膜泵机座整体部件三维模型如图 2 所示。



图 1 某型号隔膜泵实体模型

Fig. 1 Physical model of a certain type of diaphragm pump

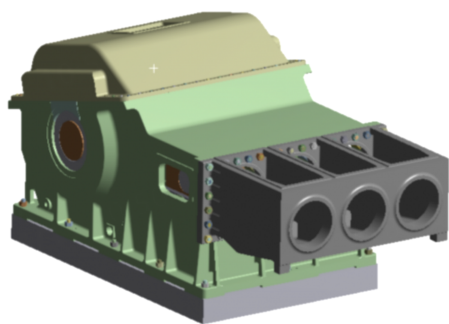


图 2 某型号隔膜泵机座整体结构简化三维模型

Fig. 2 Simplified three-dimensional model of the overall structure of a certain type of diaphragm pump base

1.2 结构基础数据与分析模型

为了保证有限元分析的可靠性,在整体隔膜泵机座部件分析过程中,接触关系的定义、载荷施加与边界条件的设定需要与实际工况进行紧密联系。对底座的地面和 4 个环面添加全约束使得机座固定不动;对曲轴驱动端端面进行全约束来模拟减速机的拖动;对连杆端面施加轴向位移约束,限制连杆发生轴向的移动;对任意两缸接杆施加 1 600 kN 活塞力;在托架上施加 3 200 kN 活塞力;施加 96 000 N 极限载荷。设置的载荷与边界条件如图 3 所示。

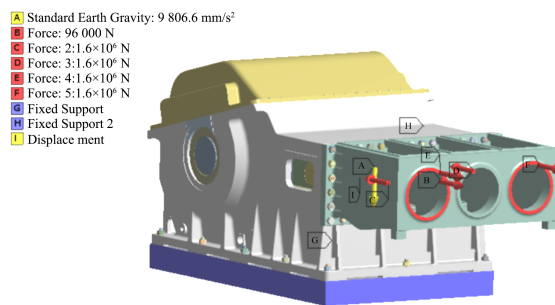


图 3 载荷与边界条件

Fig. 3 Loads and boundary conditions

1.3 有限元模型

将处理好的隔膜泵机座部件整体模型导入 HyperMesh 软件中,随后对模型进行网格划分并设置单位参数、材料属性以及单元类型,考虑到隔膜泵模型中一些部件结构比较复杂,为了提高计算精度,需要对其进行加密处理。求得网格数量与固有频率之间的关系如图 4 所示。

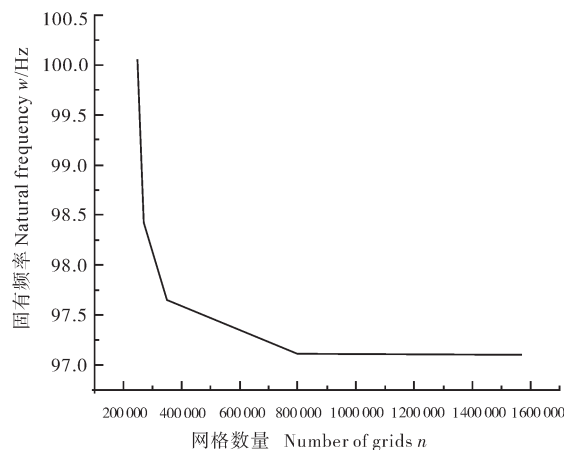


图 4 网格数量与固有频率之间的关系

Fig. 4 Relationship between grid number and natural frequency

通过对比网格数量与机座整体模型的固有频率关系,可以看到随着网格数量的增加,固有频率的值不断下降,当达到某一点时,固有频率的值相差不大,最终确定划分后的网格共有 1 057 198 个,节点数有 1 895 231 个,得到隔膜泵机座有限元模型,如图 5 所示。

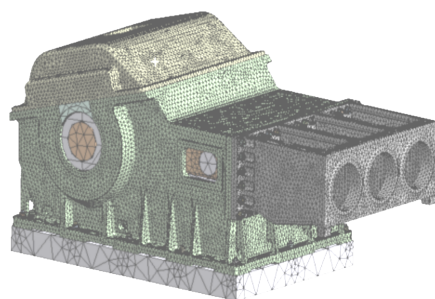


图 5 隔膜泵机座整体部件有限元模型

Fig. 5 Finite element model of integral parts of diaphragm pump base

1.4 有限元分析

首先将优化前的隔膜泵机座整体部件模型进行模态分析,计算出优化前模型的前6阶模态频率分别为40.29、41.163、41.576、73.35、75.638、95.672 Hz。基于模态叠加法,将谐响应分析与模态分析进行联立,设置频率范围为30~50 Hz,取20个频率点结果,计算出其应力响应和变形响应在频率为40 Hz时发生显著性变化。这说明频率在40 Hz时隔膜泵机座结构可能会出现共振现象,这与第1阶固有频率比较接近,在实际工作中应尽量避免该频段。

将隔膜泵机座整体部件模型在Workbench中进行静力学计算,考虑到针对重量较大的机座模型进行轻量化设计,故在分析时对机座模型单独提取。根据实际工作环境,考虑到有一、三拐受力和二、三拐受力以及一、二拐受力这三种不同的活塞力受力方式,分别对这三种不同情况设置载荷并进行有限元分析,其中隔膜泵中一、二、三拐的定义如图6所示。

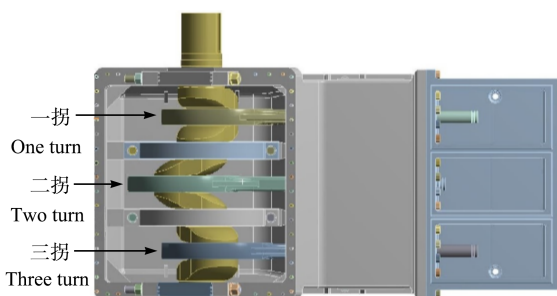


图6 一、二、三拐定义

Fig. 6 Definition of one, two and three crutches

一、三拐受力最终求得优化前的机座变形量云图如图7所示,应力云图如图8所示。

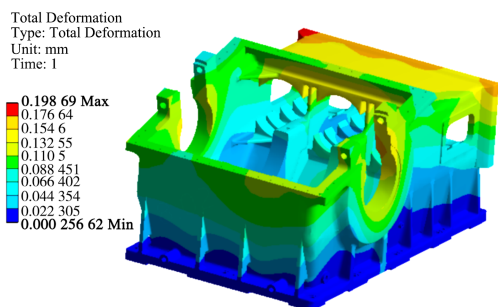


图7 一、三拐受力机座变形云图

Fig. 7 Deformation nephogram of deformation of the first and third crank bearing frames

通过有限元分析计算求得一、三拐受力时机座最大应力值为113.26 MPa,发生在机座轴承压盖与机座接触面旁圆角处。最大变形量为0.199 mm,发生在与托架接触端面的左上角处。

二、三拐受力最终求得优化前的机座变形量云图如图9所示,应力云图如图10所示。

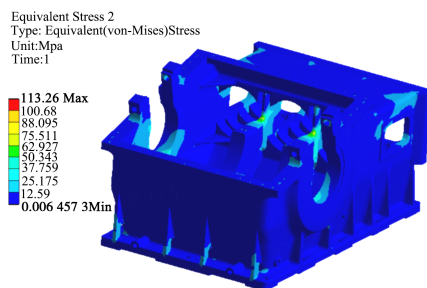


图8 一、三拐受力机座应力云图

Fig. 8 Stress nephogram of the first and third cranks

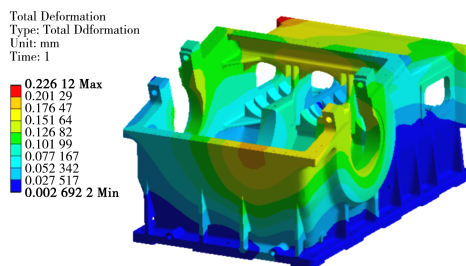


图9 二、三拐受力机座变形云图

Fig. 9 Deformation nephogram of the second and third crank bearing frames

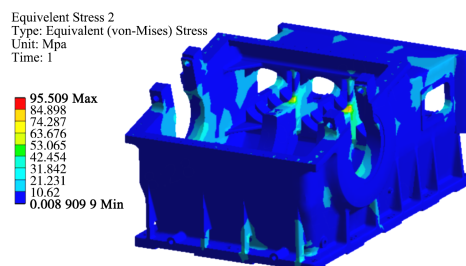


图10 二、三拐受力机座应力云图

Fig. 10 Stress nephogram of the second and third cranks

通过有限元分析计算求得二、三拐受力时机座最大应力值为95.509 MPa,发生在机座轴承压盖与机座接触面旁圆角处。最大变形量为0.226 mm,发生在与托架接触端面的左上角处。

一、二拐受力最终求得优化前的机座变形量云图如图11所示,应力云图如图12所示。

通过有限元分析计算求得二、三拐受力时机座最

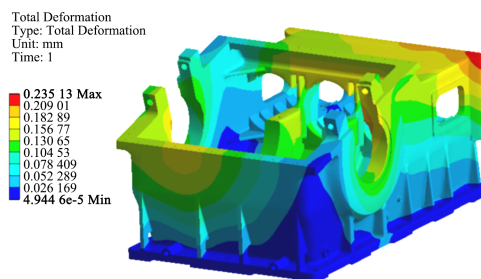


图11 一、二拐受力机座变形云图

Fig. 11 Deformation nephogram of the first and second crank bearing frames

大应力值为 145.21 MPa, 发生在机座左下角加强筋处。最大变形量为 0.235 mm, 发生在与托架接触端面的右上角处。

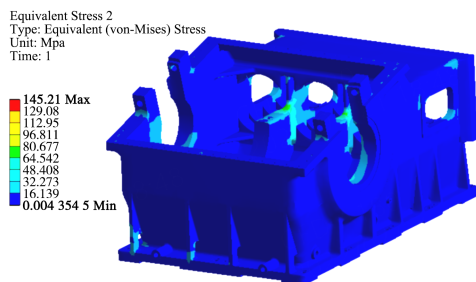


图 12 一、二拐受力机座应力云图

Fig. 12 Stress nephogram of the first and second crank bearing bases

综上所述, 分别得到机座在这三种活塞力受力方式下的最大应力、变形量, 设对应的这两个目标参数分别为 y_1 、 y_2 , 结果如表 1 所示。

表 1 不同受力方式下最大应力、变形量

Tab. 1 Maximum stress and deformation under different stress modes

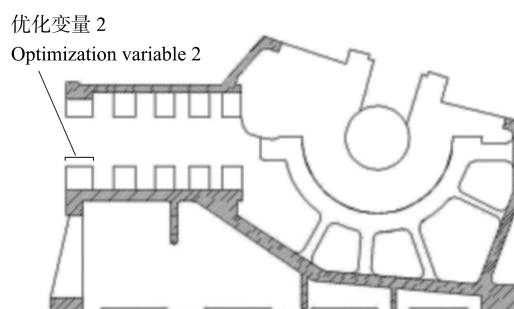
受力方式 Mode of force	机座最大应力 Maximum stress of engine base y_1 /MPa	机座最大变形量 Maximum deformation of engine base y_2 /mm
一、三拐受力 One, three crutches under force	113.26	0.199
二、三拐受力 Two, three crutches under force	95.509	0.226
一、二拐受力 One, two crutches under force	141.21	0.235
最大值 Maximum value	141.21	0.235

由表 1 可以看出, 不同受力方式得到机座的应力、变形大小不同, 所以在强度分析中必须考虑这 3 种受力情况, 这里将这 3 种受力方式计算求得的最大值作为最终结果, 优化前最大应力为 141.21 MPa, 最大变形量为 0.235 mm, 质量为 25 372 kg。

2 试验设计

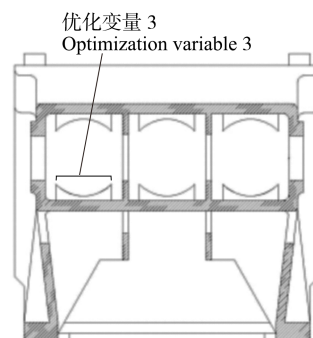
在选择优化参数时须使优化后的机座仍然与其他零部件精确装配, 无须对其他零部件进行二次改造, 这样可以减少或避免大量生产加工程序, 参照有限元分析结果, 最终确定导向板支架数量、单个导向板壁厚、单个导向板长度 3 个参数作为定义的优化设计尺寸参数, 取这 3 个参数分别为 x_1 、 x_2 、 x_3 , 并根据实际情况定义取值区间, 通过改变优化参数的大小在满足性能的同时来减轻机座重量。变量单个导向板壁厚与变量单个导向板长度的优化位置如图 13 所示, 其中变量 2 的位

置如图 13(a) 所示, 变量 3 的位置如图 13(b) 所示。



(a) 优化变量 2 对应的位置

(a) Corresponding position of optimization variable 2



(b) 优化变量 3 对应的位置

(b) Corresponding position of optimization variable 3

图 13 优化变量对应的位置

Fig. 13 Corresponding position of optimization variables

采用均匀试验设计法进行混合试验设计, 得到 27 组试验方案。根据试验方案仿真计算出要拟合的数据集, 试验方案如表 2 所示。

表 2 试验方案

Tab. 2 Test scheme

样本编号 Sample number	参数 Parameter x_1	参数 Parameter x_2 /mm	参数 Parameter x_3 /mm
1	5	130	590
2	3	130	580
3	3	100	580
4	4	100	580
5	5	165	590
6	4	130	580
7	4	165	600
8	3	165	580
9	4	130	600
10	5	165	600
11	3	130	600
12	5	130	600
13	5	100	590
14	3	165	590
15	4	165	590
16	3	165	600

续表

样本编号 Sample number	参数 Parameter x_1	参数 Parameter x_2/mm	参数 Parameter x_3/mm
17	5	100	580
18	3	130	590
19	5	100	600
20	4	100	600
21	5	130	580
22	4	130	590
23	3	100	600
24	4	165	580
25	4	100	590
26	3	100	590
27	5	165	580

分别构建出试验样本所对应的隔膜泵机座部件模型,并通过上述有限元分析方法,在相同载荷、边界条件、接触关系下,计算出最大应力值与最大变形量所对应的值,其中质量与最大应力的关系如图 14 所示,质量与变形量的关系如图 15 所示。

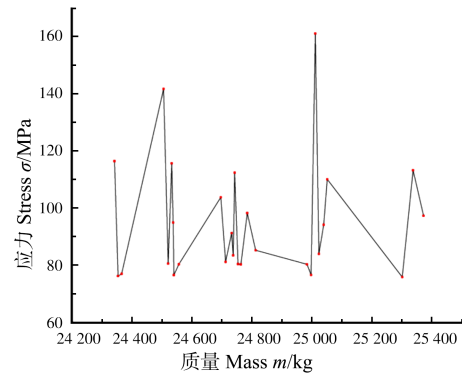


图 14 质量与应力关系

Fig. 14 Relationship between mass and stress

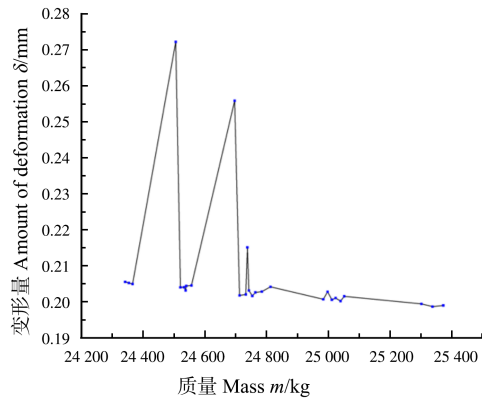


图 15 质量与变形量的关系

Fig. 15 Relationship between mass and deformation

由图 14 可以看出,随着质量的增大,应力大小变化较为明显,出现较多峰值,且质量在 25 000 kg 附近出现应力最大值,无法确定最优情况;由图 15 可以看

出,随着机座质量的增大,变形量出现两个较为明显的峰值点并随之逐渐趋于稳定,其中在质量为 24 500 kg 与 24 700 kg 附近时有明显的峰值点,这可能由于在建立模型时进行圆角处理不规范所致。综上所述,机座结构质量、应力值与变形量 3 个目标之间无法直接确定最优值,所以须使用多目标优化算法对隔膜泵机座进行优化设计。

3 优化设计

3.1 拟合优化参数与目标关系

使用神经网络算法来拟合设计变量与目标之间的关系,设置训练集为样本总量的 75%,即 19 个样本,验证集为 4 个样本,测试集为 4 个样本。通过调整隐藏层神经元个数来拟合出设计变量与应力、变形量之间的数学关系,拟合优度 R 计算式为

$$R = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \tag{1}$$

通过计算求得应力拟合优度平均值为 98.7%,变形量拟合优度平均值为 99.0%,其中隐藏层神经元个数与应力之间的拟合优度关系如图 16 所示,与变形量之间的拟合优度关系如图 17 所示。

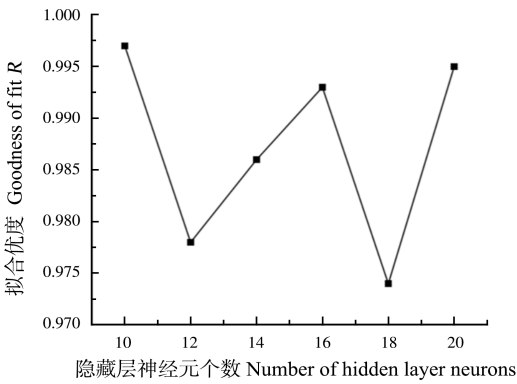


图 16 隐藏层神经元个数与应力之间的拟合优度关系

Fig. 16 Goodness of fit relationship between the number of hidden layer neurons and stress

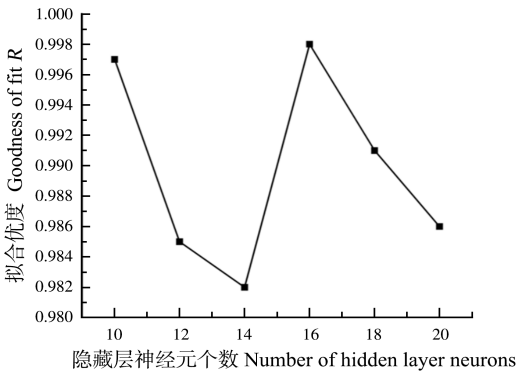


图 17 隐藏层神经元个数与变形量之间的拟合优度关系

Fig. 17 Goodness of fit relationship between the number of hidden layer neurons and deformation

选取拟合效果最好的模拟拟合参数与目标之间的函数关系,求得 3 个变量与最大应力值的拟合准确率为 99.4%,拟合效果如图 18 所示;3 个变量与最大变形量的拟合准确率为 99.7%,拟合效果如图 19 所示。由图 18、图 19 可以看出,该方法拟合准确率较高,拟合效果较好,为后期模型的优化奠定基础。

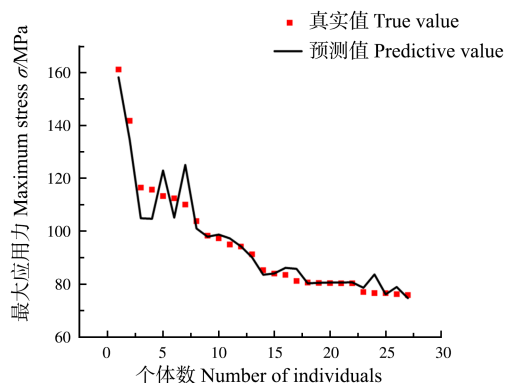


图 18 3 个变量参数与目标 1 拟合情况

Fig. 18 Fitting of three variable parameters with target 1

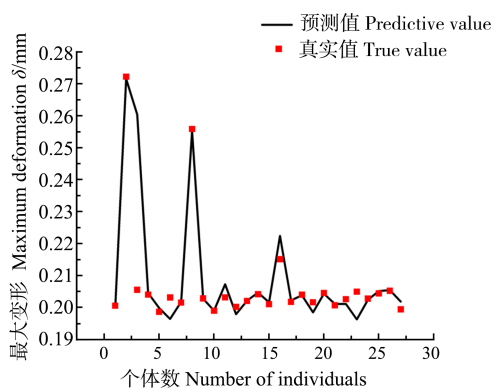


图 19 3 个变量参数与目标 2 拟合情况

Fig. 19 Fitting of three variable parameters with target 2

3.2 多目标优化结果对比与分析

采用 NSGA-II 遗传算法对拟合出的 3 个变量与 2 个目标之间的关系进行优化,设置 NSGA-II 遗传算法交叉概率为 0.9,两个体之间交叉分布指数为 20,个体变异的概率为 0.1,个体的变异分布指数为 20,种群的数量为 200,迭代的次数为 500,考虑到机座安全系数保持在 2~2.5 具有较好的安全性能,故在计算过程中将应力值大于 100 MPa 或者小于 75 MPa 的个体进行淘汰操作,最终求出优化后的 Pareto 集如图 20 所示。

根据非支配排序结果,最终提取出非支配排序等级为 I 的个体解,部分 10 组数据如表 3 所示。

进而对非支配等级为 I 的个体进行拥挤度计算,拥挤度计算式为

$$i_d = \sum_{j=1}^m (|f_j^{i+1} - f_j^{i-1}|) \quad (2)$$

将计算出的拥挤度从大到小进行降序排列,拥挤

度前 10 组个体数据如表 4 所示。

将拥挤度最大的个体作为最终优化结果,即当导向板数量为 3、单个导向板托架壁厚为 107.2 mm、导向板下端长度为 584 mm 时,作为计算最终结果。

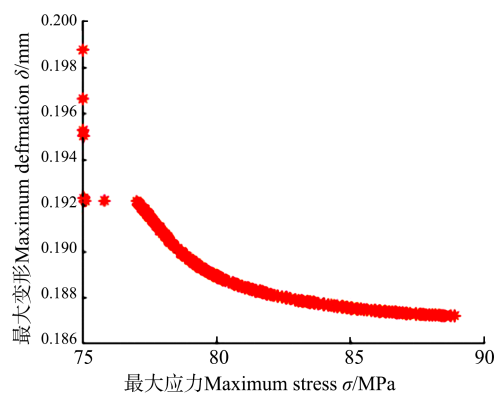


图 20 Pareto 最优解集结果

Fig. 20 Result of Pareto optimal solution set

表 3 非支配排序等级为 I 的部分个体结果

Tab. 3 Partial individual results of non dominated ranking I

序号 Order number	参数 Parameter x_1	参数 Parameter x_2/mm	参数 Parameter x_3/mm	目标 Target y_1/MPa	目标 Target y_2/mm
1	3	114.5	593.2	78.542	0.190
2	3	109.6	593.6	80.457	0.189
3	3	129	593.9	75.006	0.197
4	3	116	593.1	78.150	0.190
5	3	129	593.9	75.006	0.197
6	3	120.7	593.3	77.023	0.192
7	4	105.8	583.8	75.809	0.192
8	4	105.8	583.9	75.093	0.192
9	4	105.8	583.8	75.809	0.192
10	4	107.2	584	75.055	0.192

表 4 拥挤度前 10 组个体数据

Tab. 4 Individual data of top 10 groups of congestion degree

序号 Order number	参数 Parameter x_1	参数 Parameter x_2/mm	参数 Parameter x_3/mm	拥挤度 Crowding degree
1	4	107.2	584	0.248
2	3	126.3	593.2	0.239
3	3	129	593.9	0.185
4	3	126.8	593.4	0.121
5	3	129	593.9	0.119
6	3	120.7	593.3	0.103
7	4	105.8	583.8	0.088
8	4	105.8	583.9	0.061
9	4	105.8	583.8	0.054
10	3	114.5	593.2	0.041

将优化后的参数建立三维模型,导入 Workbench 中对其进行模态分析和谐响应分析,求出优化后模型的前 6 阶模态频率分别为 40.019、40.952、41.407、73.369、75.747、93.505 Hz,进而针对计算出的结果,设置谐响应分析频率范围为 30~50 Hz,同样设置 20 个频率点,计算求出优化后的模型在频率为 40 Hz 附近响应点出现显著变化,这与优化前的分析结果是一致的。之后进行有限元分析,设置相同的材料、载荷、边界条件、接触关系,最终求得的优化后机座重量为 24 582 kg,最大应力值为 77.481 MPa,发生在机座轴承压盖与机座接触面旁圆角处;最大变形量为 0.206 mm,发生在与托架接触端面的左上角处。优化后的变形量云图如图 21 所示,应力云图如图 22 所示。

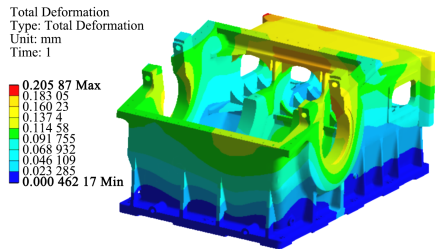


图 21 优化后机座变形云量图
Fig. 21 Deformation nephogram of engine base after optimization

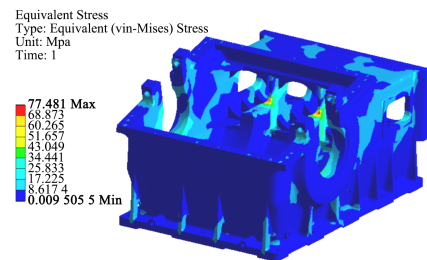


图 22 优化后机座应力云图
Fig. 22 Stress nephogram of engine base after optimization

将优化后选取结果与初始方案进行对比,对比结果如表 5 所示。

表 5 优化后方案与初始方案对比

Tab. 5 Comparison between optimized scheme and initial scheme			
方案类别 Scheme category	目标 Target y_1 /MPa	目标 Target y_2 /mm	质量 Mass
优化前 Before optimization	141.21	0.235	25 372
优化后 After optimization	77.481	0.206	24 582
减少率 Reduction rate/%	45.1	12.3	3.1

由表 5 可知,通过遗传算法多目标优化分析后得到的最佳方案与初始方案进行对比,质量由 25 372 kg 减小到了 24 582 kg,减小了 790 kg,减重效果较好。同时优化后机座模型最大应力值减少了 45.1%,最大变

形量减少了 12.3%,优化效果显著。证明本文对隔膜泵机座的轻量化优化设计方法有效可行。

4 结论

本文针对某型号隔膜泵机座结构展开轻量化设计研究,采用多目标优化算法对隔膜泵机座结构建立轻量化优化数学模型,在满足强度性能要求的前提下,通过合理配置材料边界,实现对隔膜泵基座的轻量化设计。本文的研究成果对往复式隔膜泵轻量化设计提供了一种新的优化方法,为新型隔膜泵结构有限元分析与轻量化优化设计提供了基础支撑。通过本文的研究,得到以下主要结论:

- 1)载荷施加方式的不同能够导致结构整体应力的变化,综合考虑选取 3 次不同载荷分析的应力与变形计算结果的最大值作为优化前的有限元分析结果。
- 2)通过采用均匀设计法进行混合试验设计,根据分析结果以及机座部件结构特征,使用神经网络算法改变隐藏层神经元个数拟合 3 个优化变量与 2 个优化目标之间的关系,通过计算求得应力拟合优度平均值为 98.7%,变形量拟合优度平均值为 99.0%,拟合效果较好。
- 3)进一步使用 NSGA-Ⅱ 遗传算法对隔膜泵基座进行多目标优化分析,提取出非支配排序等级为 I 的个体,最后通过拥挤度计算公式,将拥挤度最大的个体作为轻量化优化设计后的结果。
- 4)通过对比优化前后结果,发现模型固有属性基本保持不变,可以实现隔膜泵基座质量降低 3.1%,同时最大应力减少了 45.1%,变形量减少了 12.3%,在降低质量的同时保证了结构强度与变形量。

参考文献(References)

[1] 赵 伟,李英勤. 基于氧化铝工况的双缸双作用隔膜泵优化改造[J]. 设备管理与维修,2019(19): 74-75.
ZHAO Wei, LI YingQin. Optimal transformation of double-cylinder double-acting diaphragm pump based on alumina working condition [J]. Plant Maintenance Engineering, 2019(19): 74-75(In Chinese).
[2] 何双源. 往复式液压隔膜泵推进液补排油系统在生产中的运用[J]. 中国矿业,2019,28(增刊1):311-314.
HE ShuangYuan. Application in production of oil replenishing system of reciprocating hydraulic diaphragm pump liquid propulsion [J]. China Mining Magazine, 2019,28(Suppl.1):311-314(In Chinese).
[3] 凌学勤. 往复式活塞隔膜泵[J]. 矿山机械,2002,30(11):25-27.
LING XueQin. Reciprocating piston-diaphragm pump[J]. Mining & Processing Equipment, 2002,30(11): 25-27(In Chinese).
[4] 周 良,严红芳,严东楠,等. 软管式液压隔膜泵的研发与应用[J]. 水泵技术,2021(6):15-17.
ZHOU Liang, YAN HongFang, YAN DongNan, et al. Development and application of a hose hydraulic diaphragm pump [J]. Pump

- Technology, 2021(6): 15-17(In Chinese).
- [5] 张宇航, 程浩坤, 杨显荣, 等. 城市轨道交通车辆构架有限元分析及轻量化设计[J]. 技术与市场, 2022, 29(7): 21-24.
- ZHANG YuHang, CHENG HaoKun, YANG XianRong, et al. Finite element analysis and lightweight design of urban rail transit vehicle frame [J]. Technology and Market, 2022, 29 (7) : 21-24 (In Chinese).
- [6] 刘帆, 黄勤. 某商用车前护板轻量化结构优化及分析[J]. 汽车实用技术, 2022, 47(11): 61-64.
- LIU Fan, HUANG Qin. The optimization and analysis of lightweight structure of a commercial vehicle front guard plate [J]. Automobile Applied Technology, 2022, 47(11): 61-64(In Chinese).
- [7] 寇保福, 霍鹏亮, 王志霞, 等. 基于拓扑优化的排岩机受料臂架结构轻量化设计[J]. 机械设计, 2022, 39(6): 28-34.
- KOU BaoFu, HUO PengLiang, WANG ZhiXia, et al. Structural lightweight design of dumping spreader's receiving arm based on topology optimization [J]. Journal of Machine Design, 2022, 39(6): 28-34(In Chinese).
- [8] QIAO H T, WANG S J, ZHAO T J, et al. Topology optimization for lightweight cellular material and structure simultaneously by combining SIMP with BESO [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(2): 729-739.
- [9] SHA L, LIN A, ZHAO X, et al. A topology optimization method of robot lightweight design based on the finite element model of assembly and its applications [J]. Science Progress, 2020, 103(3): 36850420936482.
- [10] 曹思琳. 基于碳纤维复合材料的新能源汽车前车门轻量化设计研究[J]. 粘接, 2022, 49(7): 69-72.
- CAO SiLin. Lightweight design of front door of new energy vehicle based on carbon fiber composite material [J]. Adhesion, 2022, 49(7): 69-72(In Chinese).
- [11] 刘万双, 魏毅, 余木火. 汽车轻量化用碳纤维复合材料国内外应用现状[J]. 纺织导报, 2016(5): 48-52.
- LIU WanShuang, WEI Yi, YU MuHuo. Current situations of carbon fiber reinforced composites used for lightweighting of automobile at home and abroad [J]. China Textile Leader, 2016(5): 48-52 (In Chinese).
- [12] 唐见茂. 新能源汽车轻量化材料[J]. 新型工业化, 2016, 6(1): 1-14.
- TANG JianMao. Lightweight materials for new energy vehicles [J]. The Journal of New Industrialization, 2016, 6(1): 1-14(In Chinese).
- [13] 陈洪芳, 韩梦蕊, 孙若水, 等. 激光追踪系统机械结构拓扑优化轻量化方法[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2022, 43(2): 282-289.
- CHEN HongFang, HAN MengRui, SUN RuoShui, et al. Methods for topology optimization of lightweight mechanical structures in laser tracking systems [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2022, 43(2): 282-289(In Chinese).
- [14] 王开松, 许文超, 王雨晨. 汽车驱动桥壳有限元分析与轻量化设计[J]. 机械设计与制造, 2016(7): 222-225.
- WANG KaiSong, XU WenChao, WANG YuChen. FE analysis and lightweight design of vehicle drive axle housing [J]. Machinery Design & Manufacture, 2016(7): 222-225(In Chinese).
- [15] 王登峰, 卢放. 基于多学科优化设计方法的白车身轻量化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2015, 45(1): 29-37.
- WANG DengFeng, LU Fang. Body-in-white lightweight based on multidisciplinary design optimization [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2015, 45(1): 29-37 (In Chinese).
- [16] 林利红, 李雨龙, 李聪波, 等. 纯电动汽车驱动桥的轻量化设计[J]. 重庆大学学报, 2019, 42(4): 17-28.
- LIN LiHong, LI YuLong, LI CongBo, et al. Lightweight design of electric rear axle of pure electric vehicle [J]. Journal of Chongqing University, 2019, 42(4): 17-28(In Chinese).
- [17] 王登峰, 毛爱华, 牛妍妍, 等. 基于拓扑优化的纯电动大客车车身骨架轻量化多目标优化设计[J]. 中国公路学报, 2017, 30(2): 136-143.
- WANG DengFeng, MAO AiHua, NIU YanYan, et al. Lightweight multi-objective optimization design for body frame of pure electric large bus based on topology optimization [J]. China Journal of Highway and Transport, 2017, 30(2): 136-143(In Chinese).
- [18] WANG J, WANG G, NING W, et al. Lightweight research on radar typical parts based on topology optimization and 3D printing [C]// Proceedings of the Eighth Asia International Symposium on Mechatronics. Springer, Singapore, 2022: 757-770.
- [19] XIE G Z, ZHANG S X, WANG L W, et al. Lightweight design of hinge beam based on Kriging agent model [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(7): 3585-3595.
- [20] ULU E, MCCANN J, KARA L B. Lightweight structure design under force location uncertainty [EB/OL]. 2018: 1810.11154. <https://arxiv.org/abs/1810.11154v2>.