

基于Ansys液压缸的多目标优化设计

郭瑞祥

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2025年2月8日; 录用日期: 2025年3月1日; 发布日期: 2025年3月11日

摘要

液压缸是液压系统中至关重要的执行元件, 其设计性能直接影响系统的效率、稳定性及可靠性。针对液压缸的优化需求, 本文采用Ansys软件结合多目标优化算法, 开展了液压缸的多目标优化设计研究。基于有限元分析, 建立了液压缸的静力学与模态分析模型, 随后以最大应力、最大变形和质量为优化目标, 综合考虑强度和刚度等设计约束, 构建了优化模型。通过对关键结构参数的优化分析, 结果表明, 优化设计不仅能够有效降低液压缸的质量, 还能够提高其使用寿命和工作可靠性。本研究为液压缸的优化设计提供了理论依据和实践参考, 具有一定的工程应用价值。

关键词

液压缸, Ansys, 多目标优化设计, 结构参数, 优化设计

Multi-Objective Optimization Design of Hydraulic Cylinders Based on Ansys

Ruixiang Guo

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Feb. 8th, 2025; accepted: Mar. 1st, 2025; published: Mar. 11th, 2025

Abstract

The hydraulic cylinder is a crucial actuator in the hydraulic system, and its design performance directly affects the efficiency, stability and reliability of the system. In response to the optimization requirements of the hydraulic cylinder, this paper adopts Ansys software combined with multi-objective optimization algorithms to conduct multi-objective optimization design research on the

hydraulic cylinder. Based on finite element analysis, a static model of the hydraulic cylinder is established. With the maximum stress, maximum deformation and mass as the optimization objectives, and comprehensively considering design constraints such as strength and stiffness, an optimization model is constructed. Through the optimization analysis of key structural parameters, the results show that the optimized design can not only effectively reduce the mass of the hydraulic cylinder, but also improve its service life and working reliability. This study provides a theoretical basis and practical reference for the optimization design of hydraulic cylinders and has certain engineering application value.

Keywords

Hydraulic Cylinder, Ansys, Multi-Objective Optimization Design, Structural Parameters, Optimization Design

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着机械工业的不断发展, 液压传动以其响应快、惯性小以及工作平稳等特点被广泛应用于各种工程机械液压传动中[1][2]。液压系统是工业领域中广泛应用的一种能量传动方式, 而液压缸作为其中重要的执行元件, 在各种机械设备中扮演着关键的角色[3], 在现代工业领域, 随着对高效、节能和轻量化设备需求的不断提升, 为了满足日益增长的负载承载能力、控制精度以及工作寿命等多方面的要求, 液压缸的优化设计成为一个重要的研究方向[4]。传统设计方法通常以满足强度和刚度为目标, 但未能兼顾质量、能耗及材料利用率的综合优化。蒋理剑等应用有限元方法对液压缸进行静力学分析以及模态分析, 通过分析液压缸应力分布对其设计进行评价和计算固有频率来避免共振现象[5], 张玉香等利用 Ansys workbench 对液压缸进行了静力学分析, 利用 Fatigue 疲劳分析模块完成了液压缸的疲劳寿命计算分析[6], 刘朋等运用 Ansys 构建了液压缸缸筒的参数化模型, 并运用优化设计工具 OPT 对缸筒进行轻量化设计[7]。Han YL 等以液压缸最大的液压工况进行有限元分析, 推导出其应力和应变分布, 有效的优化了液压缸的结构[8], 王其福等对活塞杆进行静力学分析, 并对其结构进行了优化, 提高了活塞杆的寿命[9]。

本文通过静力学和模态分析, 针对液压缸的最大应力、最大变形及质量等关键性能指标, 建立优化模型并进行直接优化, 确定液压缸最优方案, 使得液压缸性能得以提高。

2. 液压缸静力学分析与模态分析

2.1. 静力学分析

本文以某型号液压缸为研究对象, 主要技术要求和结构参数见表 1。所采用的材料其参数性能如表 2。

Table 1. The main parameters of a certain type of hydraulic cylinder

表 1. 某型号液压缸主要参数

项目	工作压力	缸体内壁直径	缸体外壁直径	活塞杆直径
参数	5 MPa	138 mm	152 mm	40 mm

在液压缸的使用过程中，液压缸的工况对其性能和寿命的影响不仅取决于工作压力、温度和负载等外部条件，还受到伸出状态的影响，在完全伸出和完全缩回的工况下，不同的工况对液压缸的应力、变形和密封性能等方面有着不同的影响[10] [11]。

总体而言，液压缸在活塞杆完全伸出时通常认为工况更为恶劣，因为在此状态下，活塞杆面临着较大的侧向载荷、弯曲应力以及磨损风险。所以本研究选择液压缸在活塞杆完全伸出时的工况作为优化分析的重点。

Table 2. No. 45 steel performance table
表 2. 45 号钢性能表

材料名称	密度/kg * m ⁻³	泊松比	杨氏模量/GPa	强度极限/MPa
45 号钢	7890	0.269	209	355

本文中所需的三维模型是在 Solidworks 中建立的，模型如图 1 所示。

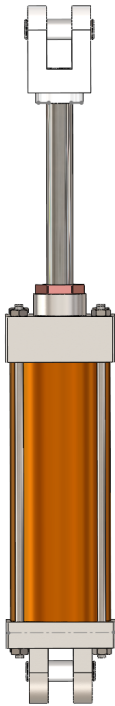


Figure 1. 3D model of a hydraulic cylinder
图 1. 液压缸的三维模型图

将模型导入 Ansys Workbench 后，首先需要对模型中的各部分指定适当的材料属性，本文液压缸采用的材料为 45 号钢，定义完材料属性后，需对模型进行网格划分。网格划分方法为四面体主导，采用的算法为补丁适形法。网格单元尺寸调整为 10 mm，共划分网格单元数量为 71,605 个，划分结果如图 2 所示。

本文在此次分析中忽略了液压缸受到的惯性和温度等外界的影响，液压缸施加的约束主要有 5 个，分别为无杆腔法向工作压力 5 MPa、底座端铰链与圆柱的完全固定约束、活塞杆端部铰链处的外负载 75,000 N。具体实施情况如图 3 所示。

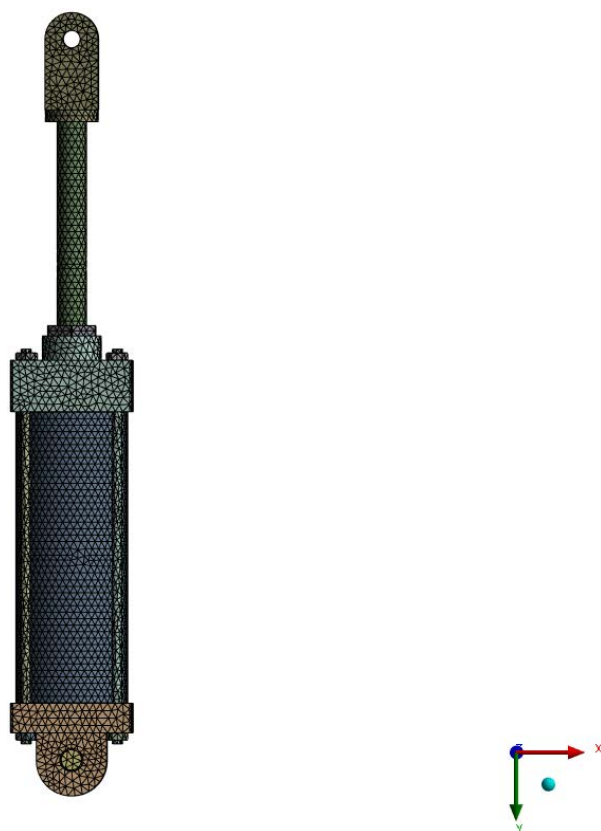


Figure 2. Finite element mesh model of a hydraulic cylinder
图 2. 液压缸有限元网格模型

B: 静态结构
 静态结构
 时间: 1. s

A 压力: 5. MPa
B 压力: 2. 5. MPa
C 压力: 3. 5. MPa
D 力: 75000 N
E 固定支撑

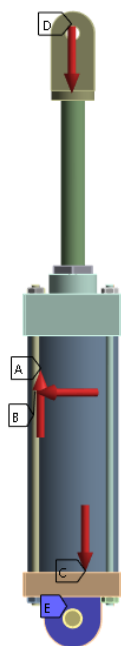


Figure 3. Boundary conditions for hydraulic cylinders
图 3. 液压缸的边界条件

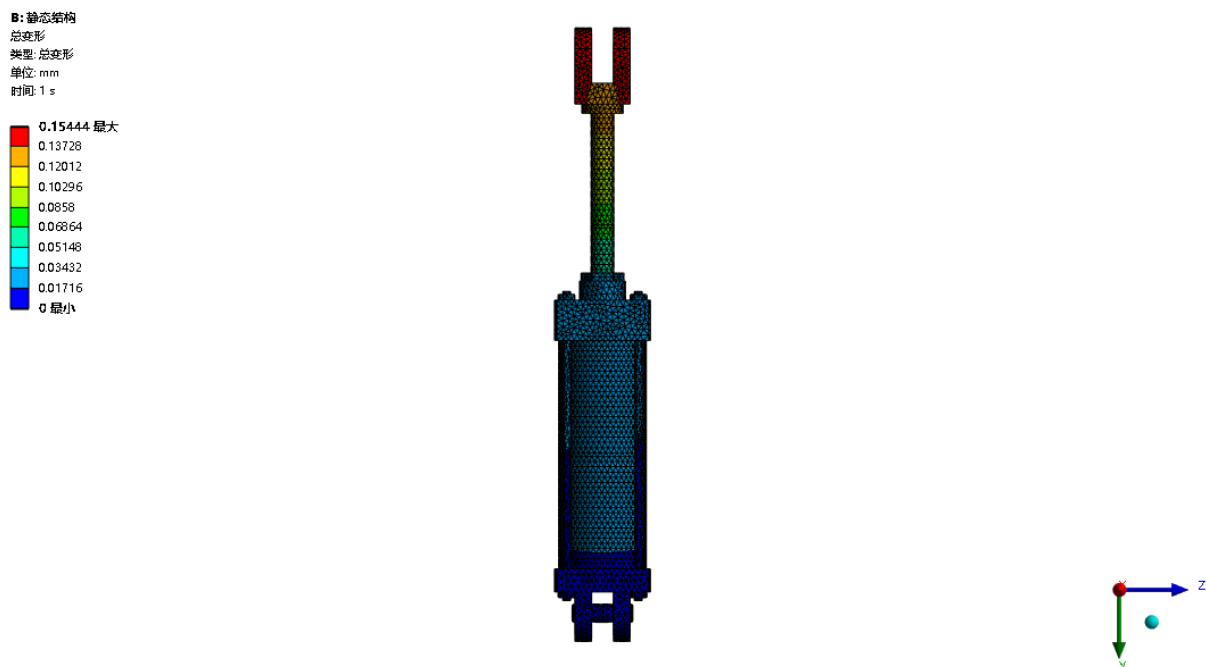


Figure 4. Contour of the total deformation of the hydraulic cylinder
图 4. 液压缸总变形云图

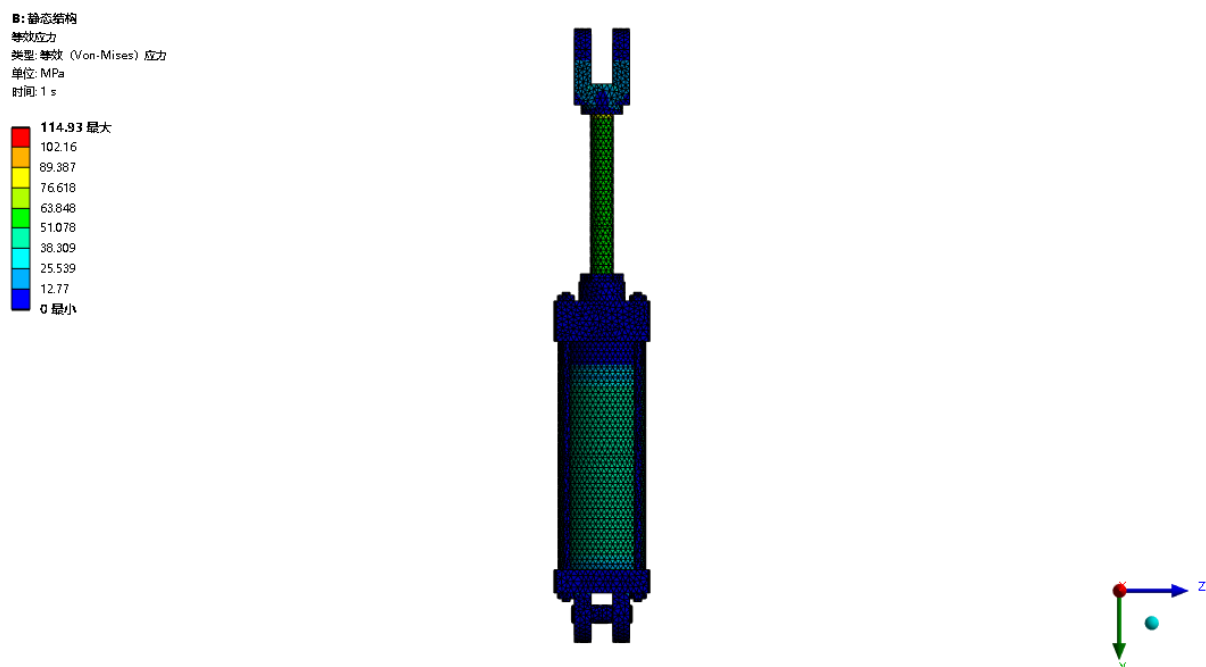


Figure 5. Hydraulic cylinder stress contour
图 5. 液压缸应力云图

利用 Ansys workbench 的静态结构对液压缸进行求解, 求解如图 4 所示为总变形云图, 图 5 为液压缸应力云图, 结果显示最大变形位于活塞杆端部的轴承座处, 最大变形量为 0.1544 mm。液压缸的最大等效应力位于活塞杆与耳环连接处, 最大应力为 114.93 MPa, 远小于材料的许用应力。

2.2. 模态分析

C: 模态
总变形
类型: 总变形
频率: 57.031 Hz
单位: mm

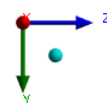
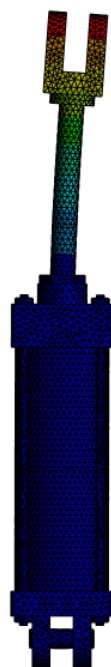
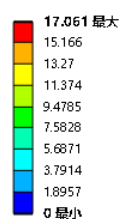


Figure 6. The first-order mode shape diagram

图 6. 第 1 阶振型图

C: 模态
总变形 2
类型: 总变形
频率: 57.141 Hz
单位: mm

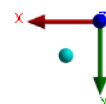
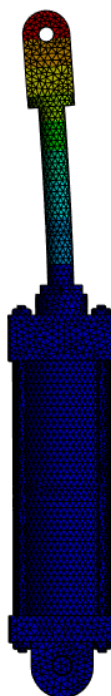
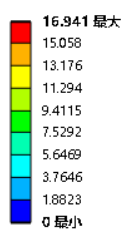


Figure 7. The second-order mode shape diagram

图 7. 第 2 阶振型图

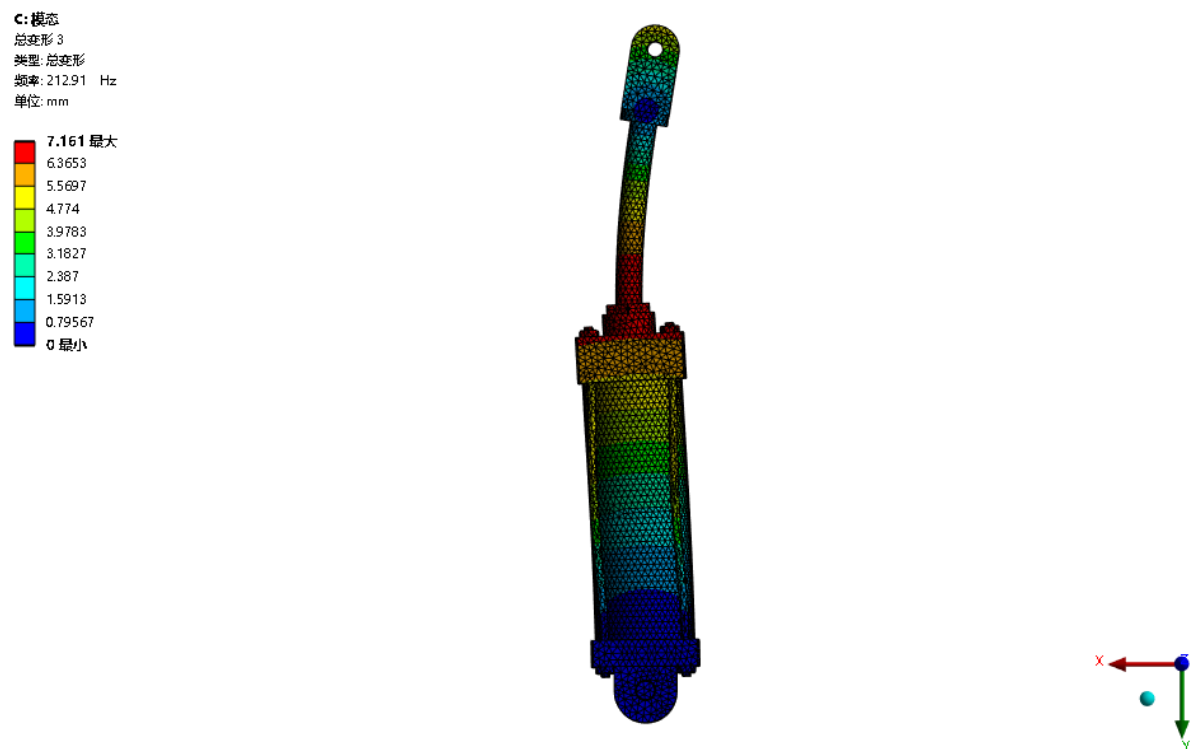


Figure 8. The third-order mode shape diagram
图 8. 第 3 阶振型图

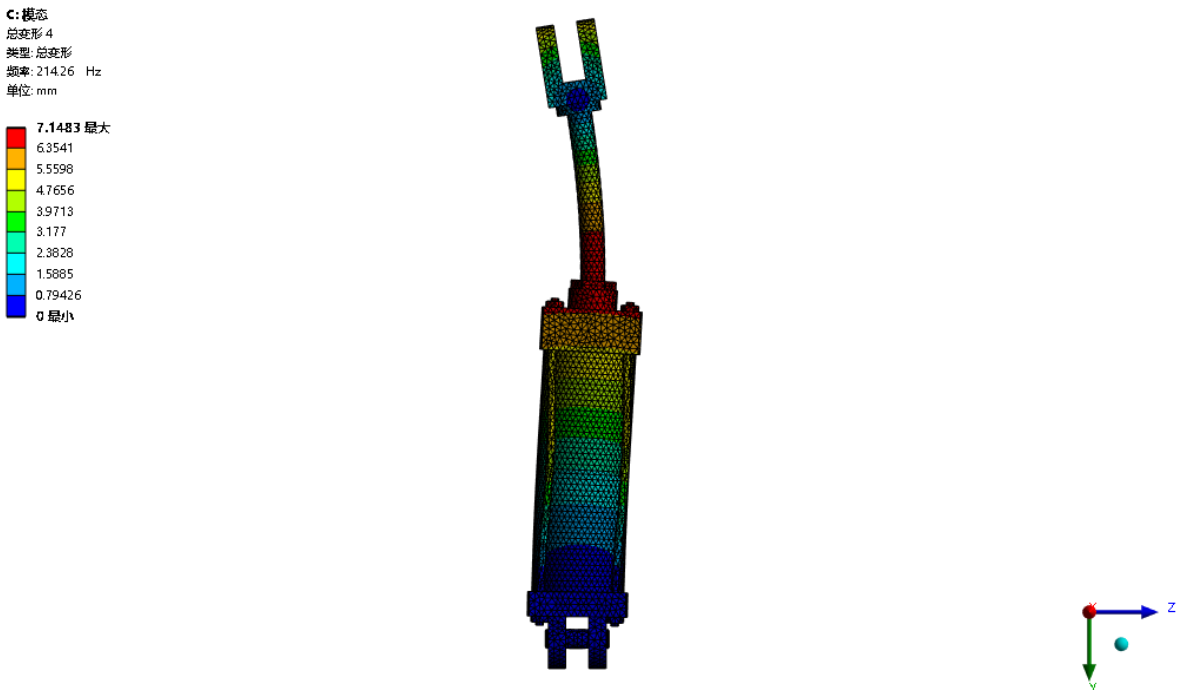


Figure 9. The fourth-order mode shape diagram
图 9. 第 4 阶振型图

分析理论: 模态分析的理论基础包括结构的自由振动理论、特征值问题的求解以及振型和固有频率

的确定。通过求解特征值问题，能够获得结构在不同频率下的模态振型，进而预测结构的动态响应[12]。

根据经典的振动学公式和弹性力学建立的液压缸振动微分方程为：

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + Ku(t) = F(t) \quad (1)$$

M 为质量矩阵， C 为阻尼矩阵， K 为刚度矩阵， $F(t)$ 为外部激励载荷矩阵， $u(t)$ 为系统的广义向量。

液压缸模态分析通过求解如下特征值问题来获得固有频率和模态振型：

$$(K - \omega^2 M + j\omega C)u(\omega) = F(\omega) \quad (2)$$

通过公式(1) (2)求解可得液压缸的各阶固有频率以及模态振型。

模态分析：通过 Ansys 模态分析模块进行分析，边界条件设定同图 3，得到的液压缸前四阶模态的固有频率如图 6~9 和表 3 所示。

模态分析结果表明，液压缸的主要固有频率位于 57 Hz 和 213 Hz 左右。在 1 阶和 2 阶时最大变形位于活塞杆端部的轴承座处，且模态振型为 X、Z 方向的扭转模态。而 3 阶和 4 阶时的最大变形则位于活塞杆底部与缸筒顶部的连接处，模态振型为 X、Z 方向的弯曲模态。通过模态分析识别液压缸的固有频率，并与外部激励频率进行对比，能够有效地避免共振现象的发生。

Table 3. First four natural frequencies of hydraulic cylinder

表 3. 液压缸前 4 阶固有频率

阶次	频率	模态振型
1	57.031	X 方向扭转模态
2	57.141	Z 方向扭转模态
3	212.91	X 方向弯曲模态
4	214.26	Z 方向弯曲模态

3. 优化理论

机械优化设计基于一系列数学模型和算法，通过系统化的方法来提高机械系统的性能与效能。其核心在于建立优化问题的数学模型，通常包括目标函数、设计变量和约束条件。

多目标优化数学模型如下：

$$\begin{cases} \min(f_1, f_2, f_3, \dots, f_n) \\ g_i(x) < 0 & i = 1, 2, 3, \dots, l \\ h_j(x) = 0 & j = 1, 2, 3, \dots, m \\ x_L \leq x \leq x_U & x = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_r) \in X \end{cases} \quad (3)$$

其中 $\min(f_1, f_2, f_3, \dots, f_n)$ 为目标函数， $(f_1, f_2, f_3, \dots, f_n)$ 为设计变量。 $g_i(x)$ 与 $h_j(x)$ 为约束条件，分别为不等式约束与等式约束。 x_L 为尺寸变量的下限值， x_U 为尺寸变量的上限值。通过建立以上数学模型和采用适当算法，机械优化设计能够系统地解决复杂设计问题，实现性能的显著提升。同时，仿真和敏感度分析技术为优化设计提供了重要的验证手段，以确保优化结果在实际应用中的有效性和可靠性。本次设计的设计变量为液压缸的结构尺寸，目标函数为应力最小、变形最小、质量最小，约束条件为应力约束、变形约束和结构边界约束。

3.1. 液压缸优化对象参数化

液压缸的缸体和活塞杆的直径是其核心的结构尺寸。缸体直径(分为内壁与外壁)的增大可以提高液压缸的承载能力,使其能够承受更大的压力和负载,从而提高液压缸的使用效率和工作范围。然而,过大的缸体直径会导致液压缸质量的增加,同时可能引发更多的振动和摩擦,导致过度磨损,从而缩短使用寿命。适当增大活塞杆直径可以提高液压缸的强度和疲劳寿命,但也会增加液压缸的质量,影响系统的效率;而尺寸过小则可能导致承载能力不足、疲劳寿命缩短或增加磨损[13],因此本文将运用优化理论以及有限元分析理论,以应力最小、变形最小、质量最小为优化目标进行多目标优化求解,使液压缸质量,应力,变形减小的同时能够保证其拥有足够的强度,不影响液压缸的正常工作。

设计变量

设计变量为:

$$(f_1, f_2, f_3, \dots, f_n) = [x_1, x_2, x_3] \quad (4)$$

式中 x_1 缸体内壁直径, x_2 为缸体外壁直径, x_3 为活塞杆外圆直径。

目标函数

$$\text{等效应力: Minimize: } f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sigma_{vm}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (5)$$

$$\text{总质量: Minimize: } M(x_1, x_2, \dots, x_n) = M_1 + M_2 + \dots + M_n \quad (6)$$

$$\text{总变形: Minimize: } f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \Delta_{total}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (7)$$

总目标函数:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sigma_{vm}(x_1, x_2, \dots, x_n) + (M_1 + M_2 + \dots + M_n) + \Delta_{total}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (8)$$

σ_{vm} 为最大等效应力, M 为液压缸各部件质量之和, Δ_{total} 为总变形量。

约束条件

(1) 应力约束条件: 为了充分利用材料的性能, 本文以缸体和活塞杆材料不发生强度破坏为边界条件。液压缸缸体和活塞杆的最大应力 σ_{vm} 应不大于材料的许用应力, 为确保在实际使用过程中, 即使出现不确定性因素或不完全预期的工况, 结构依然能够避免失效或破坏, 为此引入安全系数 n 。

$$\sigma_{vm} \leq \sigma_{yield} / n \quad (9)$$

式中: σ_{yield} 为材料的屈服极限, n 取 2。

(2) 边界约束条件: 为保证结构的合理性, 本研究控制各设计变量在一定范围内变动。

$$\begin{cases} 134 \leq x_1 \leq 142 \\ 148 \leq x_2 \leq 156 \\ 36 \leq x_3 \leq 40 \end{cases} \quad (10)$$

3.2. 优化过程及结果

在 Ansys Workbench 中使用直接优化模块来研究液压缸的结构参数对目标的影响, 为了构建准确的优化模型, 首先需要对目标参数进行设置, 如表 4 所示。

目标参数的设置: 优化对象分别为最大总变形最小化、几何质量最小化以及最大等效应力最小化, 约束类型为小于等于材料许用应力 177 MPa, 通过设置以上参数对液压缸进行优化设计。

设计变量: 根据上述的边界约束条件, 定义设计变量活塞杆外圆直径(P7~P23)、液压缸缸体外壁直径(P8~P21)与内壁直径(P9~P21)的参数范围如表 5 所示。

优化方法: 在 ANSYS 中进行优化时, 选择合适的优化算法是实现高效设计的关键。根据优化目标和

约束条件的不同,可以选择不同的优化算法。本文基于多个优化目标采取的优化方法为自适应多目标优化,定义初始样本数为 20,最大允许帕累托百分比为 70%,最大迭代次数为 5 次,迭代完成之后选取 3 组最优的参考值供选取,优化过程中所产生的 140 组设计点中的其中 30 组如表 6 所示。

Table 4. Setting of target parameters for hydraulic cylinders

表 4. 液压缸目标参数的设置

名称	参数	目标			约束			
		类型	目标	容差	类型	下界	上限	容差
最小化 P10	P10-总变形最大	最小化	0	-	无约束	-	-	-
最小化 P12	P12-几何结构质量	最小化	0	-	无约束	-	-	-
最小化 P11; $P11 \leq 177 \text{ MPa}$	P11-等效应力最大	最小化	0	-	值 $\leq$ 上界	-	177	0.001

Table 5. Design variable parameter range

表 5. 设计变量参数范围

优化参数	下界	上界
P7~P23@DS_D1@草图 1@零件 10.part	36	44
P8~P21@DS_D1@草图 1@零件 1.part	148	156
P9~P21@DS_D1@草图 1@零件 1.part	134	142

Table 6. The design point data graph of the first 30 groups of the hydraulic cylinder

表 6. 液压缸前 30 组设计点数据图

#	P7~P23@DS_D1@ 草图 1@零件 10.Part	P8~P21@DS_D2@ 草图 1@零件 1.Part	P9~P21@DS_D1@ 草图 1@零件 1.Part	P10-总变形 最大(mm)	P11-等效应力 最大(MPa)
名称	P7	P8	P9	P10	P11
1	36.1538	148.1538	134.1538	0.1781	136.1485
2	36.4615	152.1538	136.8205	0.1744	131.9562
3	36.7692	150.1538	139.4872	0.1809	127.3520
4	37.0769	154.1538	135.0427	0.1662	131.0685
5	37.3846	149.1538	137.7094	0.1740	137.0325
6	37.6923	153.1538	140.3761	0.1722	134.0089
7	38.0000	151.1538	135.9316	0.1641	131.3276
8	38.3077	155.1538	138.5983	0.1617	130.2396
9	38.6154	148.6538	141.2650	0.1820	122.2908
10	38.9231	152.6538	134.4501	0.1557	123.6319
11	39.2308	150.6538	137.1168	0.1594	121.7035
12	39.5385	154.6538	139.7835	0.1565	119.1294
13	39.8462	149.6538	135.3390	0.1542	115.9534
14	40.1538	153.6538	138.0057	0.1517	114.7732
15	40.4615	151.6538	140.6724	0.1600	112.0341
16	40.7692	155.6538	136.2279	0.1448	109.1317
17	41.0769	148.4038	138.8946	0.1445	107.6522
18	41.3846	152.4038	141.5613	0.1428	106.3552
19	41.6923	150.4038	134.7464	0.1306	104.3458
20	42.0000	154.4038	137.4131	0.1285	102.5557

续表

21	42.3077	149.4038	140.0798	0.1405	99.9423
22	42.6154	153.4038	135.6353	0.1251	99.8469
23	42.9231	151.4038	138.3020	0.1300	98.5759
24	43.2308	155.4038	140.9687	0.1291	96.9842
25	43.5385	148.9038	136.5242	0.1285	96.2408
26	43.8462	152.9038	139.1909	0.1261	95.6203
27	42.3545	155.6538	136.2279	0.1249	94.7177
28	38.9231	149.3913	134.4817	0.1590	123.6311
29	39.8462	152.9164	135.3075	0.1507	115.9533
30	38.9231	151.1330	134.4501	0.1571	123.6317

优化结果：通过 140 组设计点对目标参数的计算，系统得到的 3 组最优候选点如图 10 和表 7 所示。

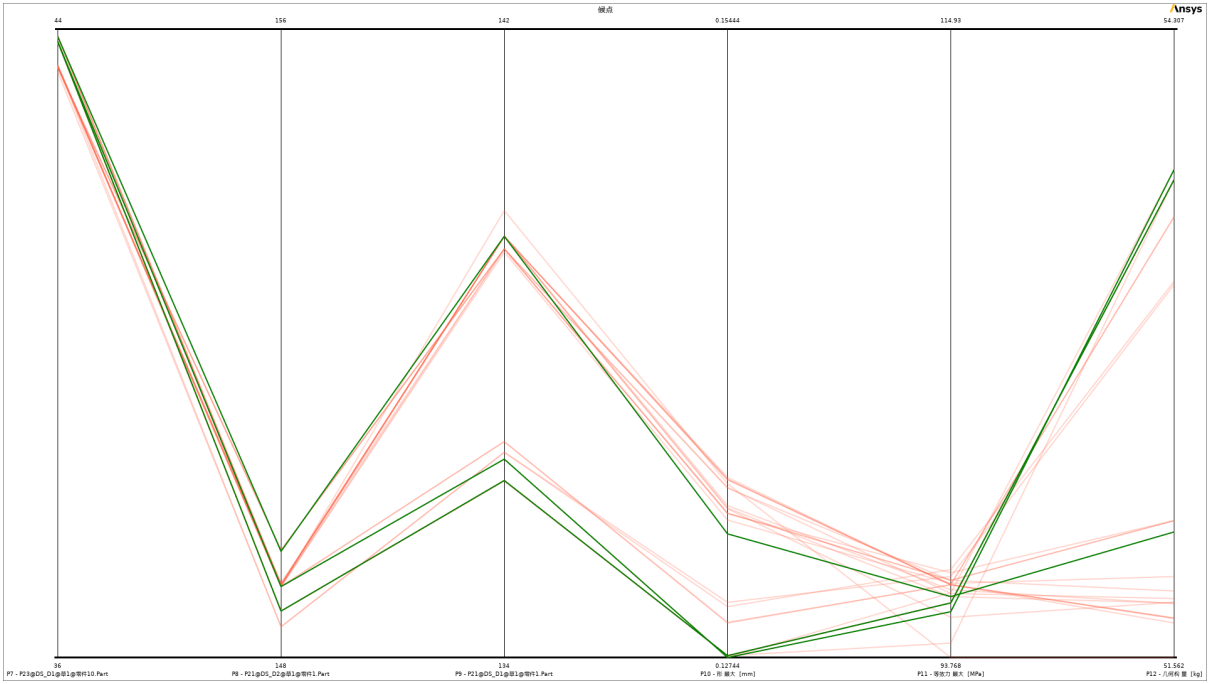


Figure 10. Optimal candidate point
图 10. 最优候选点

Table 7. Optimal candidate point
表 7. 最优候选点

#	候选点 1	候选点 2	候选点 3
P7~P23@DS_D1@草图 1@零件 10.part	43.846	43.842	42.906
P8~P21@DS_D1@草图 1@零件 1.part	148.59	148.9	149.35
P9~P21@DS_D1@草图 1@零件 1.part	136.25	136.53	139.37
P10-总变形最大(mm)	0.12753	0.12744	0.13277
P11-等效应力最大(MPa)	95.62	95.331	95.826
P12-几何质量(kg)	53.65	53.693	52.112

优化后得到三个候选点均满足刚度要求，综合考虑目标参数的权重，为减少成本，优先考虑质量，所以选择质量优化效果最好的一组候选点，即候选点 3。液压缸基于候选点 3 优化后得到的变形和应力云图如图 11、图 12 所示，同时可以从表 8 中看出各设计变量优化前后以及目标参数对比。

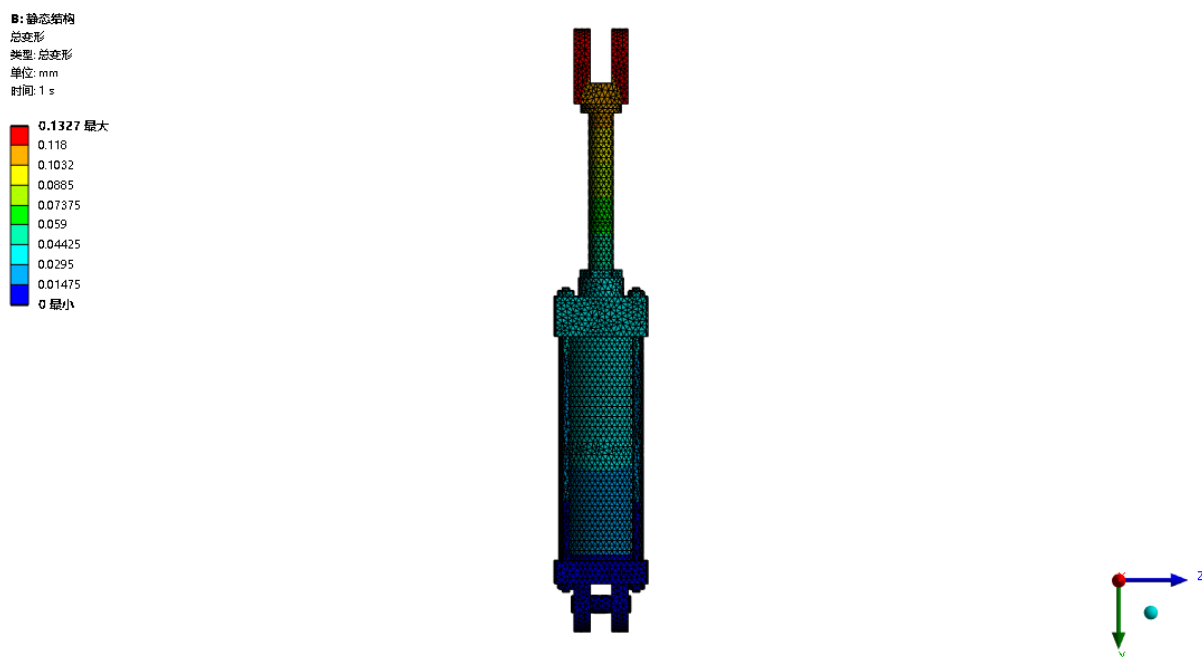


Figure 11. Contour of the total deformation of the hydraulic cylinder

图 11. 液压缸总变形云图

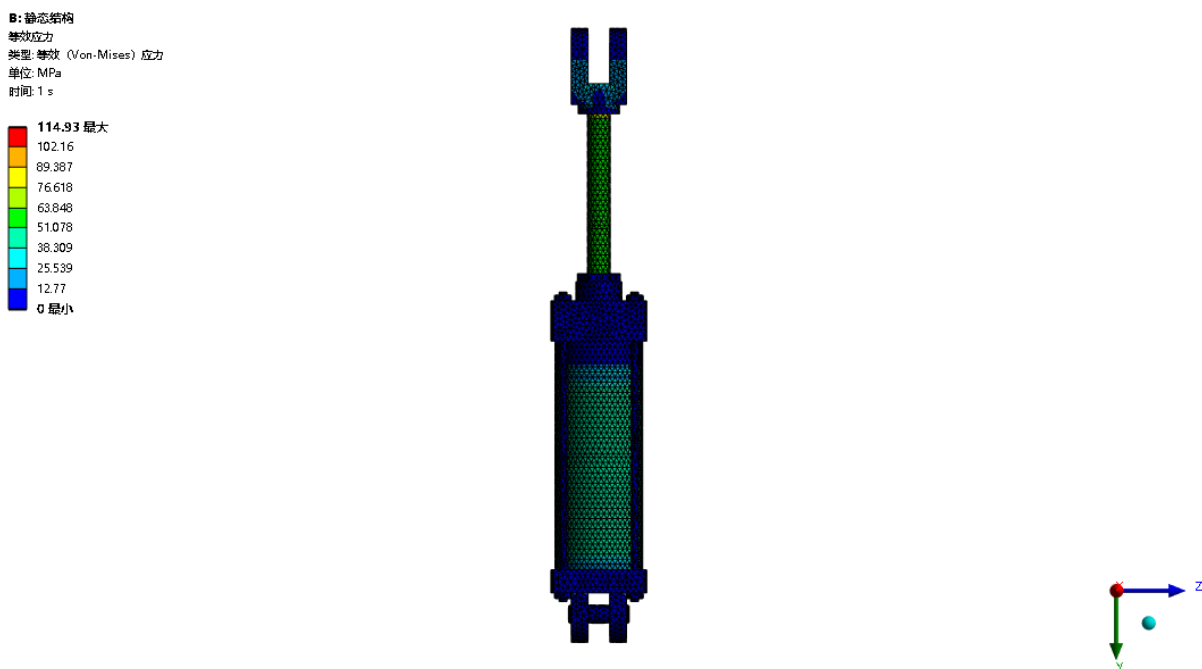


Figure 12. Hydraulic cylinder stress contour

图 12. 液压缸应力云图

根据表 8 可以得到优化后的几何结构质量、总变形、等效应力均实现了不同程度的减小。优化前，液压缸的质量为 54.295 kg，总变形量为 0.15444 mm，最大等效应力为 114.93 MPa。优化后液压缸质量由 54.295 kg 减小至 52.112 kg，减小 4.04%。总变形由 0.15444 mm 减小至 0.13277 mm，减小 14.04%，等效应力由 114.98 MPa 减小至 95.826 MPa，减小 16.62%。通过对关键设计变量的调整，成功降低了液压缸的质量、总变形、等效应力。同时，优化后的液压缸依然能满足刚度和强度设计要求，优化效果显著。

敏感性分析：在优化设计过程中，敏感性分析起着重要的作用，通过敏感性分析，可以识别出对目标参数影响最大的设计变量，从而实现针对性的优化，具体分析如图 13 所示。

Table 8. Comparison of parameters before and after optimization

表 8. 优化前后参数对比

时刻	缸体内壁直径 (P9~P21)/mm	缸体外壁直径 (P8~P21)/mm	活塞缸外圆直径 (P7~P23)/mm	几何质量 (P12)/kg	最大总变形 (P10)/mm	最大等效应力 (P11)/Mpa
优化前	138	152	40	54.295	0.15444	114.93
优化后	139.37 (取整为 139)	149.35 (取整为 149)	43.906 (取整为 44)	52.112	0.13277	95.826
优化效果	-	-	-	减小 4.04%	减小 14.04%	减小 16.62%

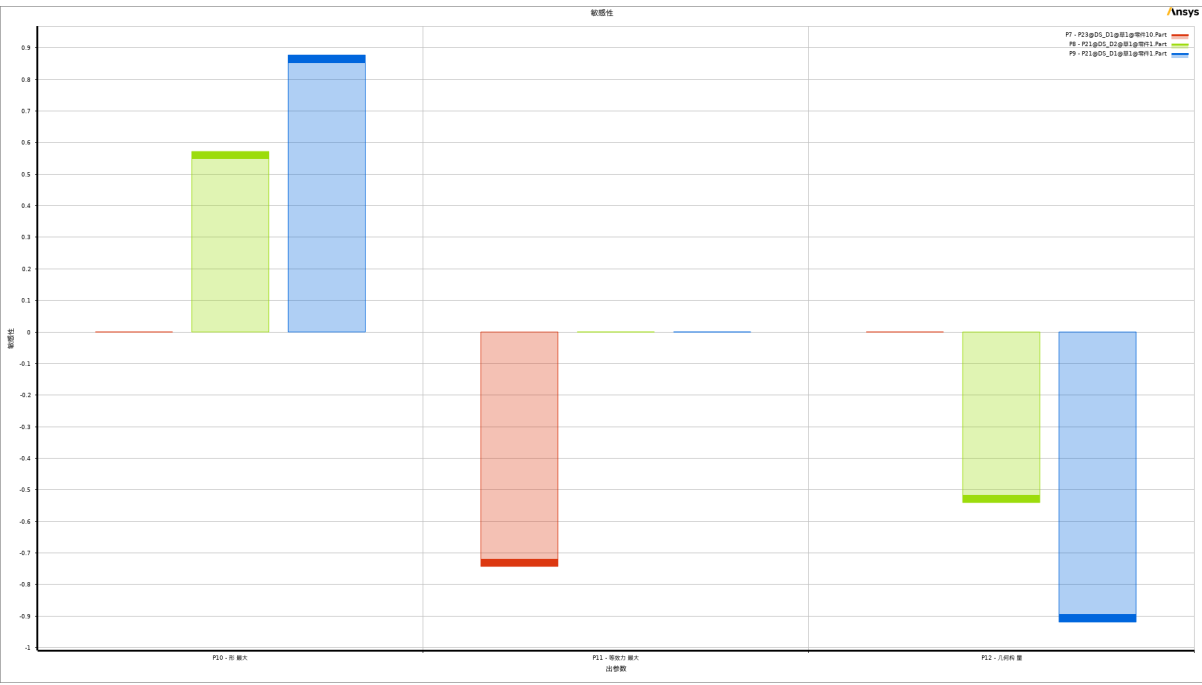


Figure 13. Sensitivity analysis plot of geometry dimensions to objective function

图 13. 几何结构尺寸对目标函数敏感性分析图

由图 13 可以看出总变形主要与缸体外壁(P8~P21)和内壁(P9~P21)直径有关，并且都呈正相关。与活塞杆外圆直径(P7~P23)相对影响较小，因此要减小总变形量，应适当减小缸体外壁与内壁的直径。

等效应力主要与活塞杆外圆直径(P7~P23)有关，与缸体外壁(P8~P21)和外壁(P9~P21)的直径相对影响较小。并且呈负相关，因此要减小等效应力，应适当增加活塞杆外圆直径。

几何质量主要与缸体外壁(P8~P21)与和内壁(P9~P21)直径有关，并且都呈负相关，与活塞杆外圆直径(P7~P23)相对影响较小。因此要减小质量，应适当的增大缸体内壁与外壁直径。

4. 结论

本文经过对液压缸的静力学与模态分析及多目标优化,可得到以下结论:

(1) 本文根据液压缸活塞杆完全伸出的实际工作情况,对其进行了静力学分析,得到了最大变形发生在活塞杆端部的轴承座处,最大等效应力位于活塞杆与耳环连接处。

(2) 通过模态分析,得到了前四阶液压缸的固有频率、模态振型以及各模态最大变形的发生处。在得到固有频率的同时可以避免与外部激励频率相近,从而有效地避免共振现象的发生。

(3) 经过直接优化设计模块计算分析,最后得到了最优缸体内外壁尺寸以及活塞杆外圆直径分别为 139.37 mm、149.35 mm、43.906 mm。优化后液压缸的最大应力减小 16.62%,最大变形减小 14.04%,质量减小 4.04%,在其刚度和强度均满足使用要求的前提下减轻了液压缸的质量、应力与变形,提高了材料的利用率,降低了企业的生产成本。

(4) 通过敏感性分析能够得出,可以根据目标参数的权重的大小,从而对设计变量进行针对性的优化,简化了模型的复杂性,提高了优化过程中的高效性,也提供了更为可靠的工程决策。综上所述本文的研究可为液压缸的优化设计提供一定的理论参考以及实用价值。

参考文献

- [1] 杨保香. 高压液压缸安全性评价分析与研究[J]. 液压气动与密封, 2018, 38(12): 33-36.
- [2] 许贤良. 液压传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
- [3] 刘晓明, 叶玮. 液压缸结构设计及运行特性分析[J]. 液压气动与密封, 2013, 33(7): 17-21.
- [4] 郑晓霞. 基于 ABAQUS 的掘进机液压缸轻量化设计[J]. 煤炭技术, 2023, 42(10): 240-242.
- [5] 蒋理剑, 张文辉. 液压缸系统基于 ANSYS 的稳定性分析与模态计算[J]. 煤矿机械, 2015, 36(9): 37-39.
- [6] 张玉香, 肖艳秋, 费致根, 等. 小直径 TBM 管片吊机提升臂液压缸的疲劳寿命分析[J]. 煤矿机械, 2023, 44(2): 83-86.
- [7] 刘朋, 崔德军, 袁晓明. 基于 ANSYS 的液压缸缸筒可靠性评估及优化设计[J]. 液压气动与密封, 2020, 40(6): 90-95.
- [8] Han, Y.L., Huang, L.J. and Wen, X.L. (2012) Optimization Design of Hydraulic Cylinder Based on ANSY. *Advanced Materials Research*, 562-564, 709-712. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.562-564.709>
- [9] 王其福, 王源麟. 基于 ABAQUS 的液压缸活塞杆应力分析与优化[J]. 机械制造与自动化, 2023, 52(1): 156-159.
- [10] 臧克江. 液压缸[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.
- [11] 马彬荣, 黄梦奇, 胡凯波. 液压缸侧向力产生原因及解决策略[J]. 现代制造技术与装备, 2023, 59(2): 157-159.
- [12] 江民圣. ANSYS Workbench 基础入门与工程实践[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2019.
- [13] 宋俊. 液压元件优化[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.