

基于 ISIGHT 的曲柄连杆机构多学科优化

魏璐璐, 左正兴*, 向建华

(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 多学科优化方法(MDO)可以弥补传统优化的不足,有效解决复杂优化问题,提高工程项目的设计和优化效率。针对柴油机曲柄连杆机构多学科部件优化问题,综合考虑曲轴和连杆两部件,采用协同优化方法,建立了相应的多学科优化数学模型,并基于 ISIGHT 软件构建多学科优化平台,进行了曲柄连杆机构多学科综合优化计算。研究表明,采用多学科优化方法可以实现曲轴和连杆的耦合和高效优化,使两个部件同时达到最优,改善了其质量和应力特性。

关键词: 曲柄连杆机构;多学科优化;ISIGHT

中图分类号:TH133.5;TP391.9

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)12-1435-05

Multidisciplinary design optimization for crank and connecting rod mechanism based on ISIGHT

WEI Lu-lu, ZUO Zheng-xing, XIANG Jian-hua

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: Multidisciplinary design optimization(MDO) can compensate for the lack of traditional optimization, solve the problem of complex optimization and enhance the efficiency of design and optimization. In order to solve the MDO problem of crank and connecting rod mechanism, with comprehensive consideration of each discipline involved connecting rod and crank shaft, collaborative optimization was used, MDO model and the MDO platform based on ISIGHT was built. The results of research indicate that MDO method can realize the couple and high effect optimization of connecting rod and crank shaft, and the best results on both connecting rod and crank shaft are achieved, the mass and stress characteristic is improved.

Key words: crank and connecting rod mechanism; multidisciplinary design optimization(MDO); ISIGHT

0 引言

随着内燃机技术的不断发展,内燃机的设计也向着提高效率、增加可靠性、减轻质量等方向发展。曲柄连杆机构作为内燃机重要核心子系统之一,其设计与优化显得尤为重要。如今曲柄连杆机构在整体分析与优化方面遇到了很多问题:①曲柄连杆机构的设计是一个多学科耦合问题;②计算量庞大,数学模型复杂多变;③需要对曲柄连杆机构进行全性能、全过程和全系统乃至全生命周期的优化设计^[1]。这些问题的存在使得传统的优化技术难以发挥作用。

多学科优化设计就是针对产品设计面临的问题以及优化方法本身不足所提出的一种设计思想^[2]。美国国家航空航天局(NASA)研究中心的多学科分支机构对多学科设计优化的定义如下^[3]:多学科设计优化是一种方法学,它用来设计具有交互作用的复杂工程系统和子系统,探索它们协同工作的机理。曲柄连杆机构的优化是一个复杂系统优化问题,应用 MDO 方法可以有效提高工程项目的设计和优化效率、降低成本、缩短曲柄连杆机构设计周期,从而提高内燃机工作的可靠性、耐久性和使用寿命等,因此有很重要的研究价值和现实意义。

收稿日期:2011-07-19

作者简介:魏璐璐(1987-),女,江苏徐州人,主要从事结构有限元分析及优化方面研究。E-mail: airene@foxmail.com

通信联系人:左正兴,男,教授,博士生导师。E-mail: zuozx@bit.edu.cn

本研究针对某柴油机曲柄连杆机构多学科优化问题,采用协同优化方法,建立相应的优化数学模型,并基于 ISIGHT 集成 PROE、ABAQUS 和计算器,构建多学科优化平台,最终实现曲柄连杆机构多学科综合优化计算,从而为曲柄连杆机构工程上的多学科设计和优化提供技术支撑。

1 曲柄连杆机构多学科设计优化数学建模

多学科问题除了可以表示不同领域或学科外,还涉及产品设计的不同阶段或所包含的部件及性能等等^[4]。本研究针对部件优化问题,将其分为曲轴和连杆两个学科,该问题可以描述为:针对曲柄连杆机构曲轴和连杆的主要结构尺寸进行多学科优化,满足一定尺寸和应力约束,使其各部件质量、最大等效应力最小。

针对曲柄连杆机构多学科优化问题,本研究采用多学科中的协同优化方法,建立两级优化模型:一个系统级总体优化模型和并行的两个学科级优化模型(曲轴优化模型和连杆优化模型)。曲轴和连杆优化模型将满足自身尺寸和应力约束,使曲轴和连杆设计优化方案与系统级优化提供的目标方案的差异最小。总体优化模型将满足曲轴和连杆两部件间装配约束的兼容性,使两学科多目标加权后形成的总体优化目标最小化。曲轴和连杆优化结果的不一致性,通过系统级优化来协调^[5]。

1.1 曲轴结构优化模型

曲轴的结构图如图 1 所示。针对图 1 所示的曲轴结构,其优化模型可表述为:

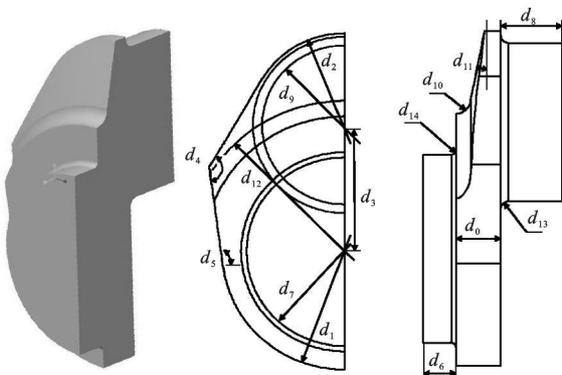


图 1 曲轴结构图

优化目标:

$$\min R_1(X_1) = (mass' - mass)^2 + (mises' - mises)^2 + (d_9' - d_9)^2 + (D_1' - D_1)^2 \quad (1)$$

设计变量:

$$X_1 = \{d_0', d_1', d_2', d_3', d_4', d_5', d_6', d_7', d_8', d_9', d_{10}', d_{11}', d_{12}', d_{13}', d_{14}', D_1'\}$$

约束条件:

$$\begin{aligned} 20.0 \leq d_0' \leq 40.0 & \quad , \quad 120.0 \leq d_1' \leq 150.0 \quad , \\ 105.0 \leq d_2' \leq 120.0 & \quad , \quad 60.0 \leq d_3' \leq 80.0 \quad , \\ 140.0 \leq d_4' \leq 150.0 & \quad , \quad 85.0 \leq d_5' \leq 100.0 \quad , \\ 15.0 \leq d_6' \leq 30.0 & \quad , \quad 105.0 \leq d_5' \leq 115.0 \quad , \\ 30.0 \leq d_8' \leq 45.0 & \quad , \quad 85.0 \leq d_9' \leq 100.0 \quad , \\ 15.0 \leq d_{10}' \leq 20.0 & \quad , \quad 8.0 \leq d_{11}' \leq 20.0 \quad , \\ 80.0 \leq d_{12}' \leq 95.0 & \quad , \quad 2.0 \leq d_{13}' \leq 5.0 \quad , \\ 2.0 \leq d_{14}' \leq 7.0 & \quad , \quad mises' \leq 500 \end{aligned}$$

式中: $mass$ —一曲轴质量, kg; $mises$ —一曲轴最大等效应力, MPa。

曲轴结构优化目标为: 使得该优化模型计算得到的质量 $mass'$ 、最大等效应力 $mises'$ 、曲柄销直径 d_9' 和连杆大头内径 D_1' 与总体优化模型中计算得到的对应值均方差最小。其中, 曲轴的质量和应力可分别通过 CAD 软件和 CAE 软件计算获得。

曲轴结构设计变量主要包括影响曲轴本学科的内部设计变量: 曲轴壁厚 d_0' 、曲柄壁主轴颈端直径 d_1' 、曲柄壁曲柄销端直径 d_2' 、主轴颈和曲柄销圆心距离 d_3' 、曲柄壁主轴颈端与曲柄销端两相切直线夹角 d_4' 、主轴颈长度 d_6' 、直径 d_7' 、曲柄销长度 d_8' 、直径 d_9' 和主轴颈到曲柄壁过度圆角 d_{17}' 等。此外, 由于曲轴轴颈和连杆大头需要很好的配合, 使局部结构具有简单耦合性, 设定 D_1' 和 d_9' 为共享设计变量。

曲轴结构的约束条件主要包括: 各个结构尺寸在内燃机传统设计范围之内^[6]; 曲轴轴颈和连杆大头能很好地配合, 留有间隙; 应力值在许用范围之内。

1.2 连杆结构优化模型

针对如图 2 所示的连杆结构, 其优化模型可表述

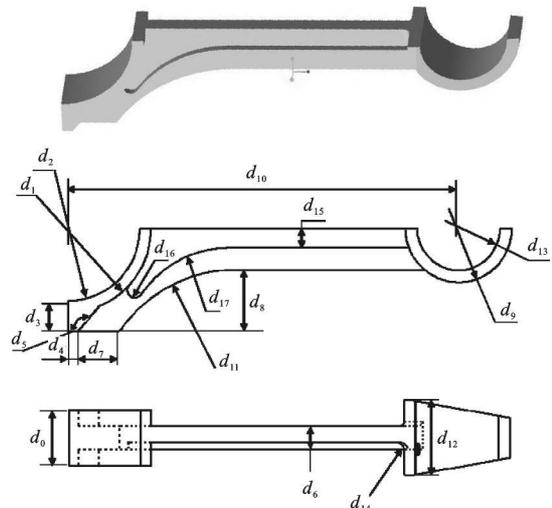


图 2 连杆结构图

为:

优化目标:

$$\min R_2(X_2) = (mass_1' - mass_1)^2 + (mises_1' - mises_1)^2 + (d_9' - d_9) + (D_1' - D_1)^2 \quad (2)$$

设计变量:

$$X_2 = \{D_0', D_1', D_2', D_3', D_4', D_5', D_6', D_7', D_8', D_9', D_{10}', D_{11}', D_{12}', D_{13}', D_{14}', D_{15}', D_{16}', D_{17}', d_9'\}$$

约束条件:

$$\begin{aligned} 30.0 \leq D_0' \leq 45.0 & , \quad 90.0 \leq D_1' \leq 100.0 & , \\ 105.0 \leq D_2' \leq 115.0 & , \quad 15.0 \leq D_3' \leq 22.0 & , \\ 5.0 \leq D_4' \leq 8.0 & , \quad 110.0 \leq D_5' \leq 130.0 & , \\ 13.0 \leq D_6' \leq 20.0 & , \quad 20.0 \leq D_7' \leq 25.0 & , \\ 35.0 \leq D_8' \leq 41.0 & , \quad 70.0 \leq D_9' \leq 80.0 & , \\ 250.0 \leq D_{10}' \leq 270.0 & , \quad 93.0 \leq D_{11}' \leq 100.0 & , \\ 48.0 \leq D_{12}' \leq 60.0 & , \quad 50.0 \leq D_{13}' \leq 80.0 & , \\ 4.0 \leq D_{14}' \leq 7.0 & , \quad 8.0 \leq D_{15}' \leq 20.0 & , \\ 2.0 \leq D_{16}' \leq 5.0 & , \quad 55.0 \leq D_{17}' \leq 85.0 & , \\ mises_1 \leq 500 & \end{aligned}$$

式中: $mass_1'$ —连杆质量, kg; $mises_1'$ —连杆最大应力, MPa。

连杆结构优化目标为: 使得本优化模型计算得到的质量 $mass_1'$ 、最大等效应力 $mises_1'$ 、曲柄销直径 d_9' 和连杆大头内径 D_1' 与总体优化模型中计算得到的对应值均方差最小, 其中连杆的质量和应力可分别通过 CAD 软件和 CAE 软件计算获得。

连杆结构设计变量主要包括影响曲轴本学科的局部设计变量: 连杆长度 D_{10} 、大头内径 D_2 、小头内径 D_{13} 和外径 D_9 等。此外, 本研究设定 D_1' 和 d_9' 为共享设计变量, 并设定连杆各个结构尺寸在内燃机传统设计范围之内, 曲轴轴颈和连杆大头能很好地配合, 应力值在许用范围之内。

1.3 总体优化模型

总体优化模型的系统优化目标是使得曲轴和连杆的质量和最大应力最小。本研究根据曲轴和连杆学科中各个目标函数的重要程度, 对应地选择一组权重系数来反映各分目标在整个问题中的相对重要程度^[7]。由于 4 个目标的量纲不同, 需要输入比例因子, 作统一量纲处理, 可取各单目标的最优值以反映各单目标函数值离开各自最优值的程度^[8-9]。这样各个学科目标函数的贡献就成为 $W_i \times obj_i / S_i$, 最后具体运算时的总体目标函数变为:

$$\begin{aligned} object(X) = \sum_i \frac{W_i}{S_i} \times obj_i(x_i) = & \frac{0.3}{S_1} \times mass + \\ & \frac{0.3}{S_2} \times mass_1 + \frac{0.2}{S_3} \times mises + \frac{0.2}{S_4} \times mises_1 \end{aligned} \quad (3)$$

因此, MDO 系统级优化问题描述为:

优化目标:

$$\min object(X) = 53mass + 135mass_1 + 0.3mises + 0.2mises_1 \quad (3)$$

设计变量:

$$X = \{d_0', d_1', d_2', d_3', d_4', d_5', d_6', d_7', d_8', d_9', d_{10}', d_{11}', d_{12}', d_{13}', d_{14}', D_0', D_1', D_2', D_3', D_4', D_5', D_6', D_7', D_8', D_9', D_{10}', D_{11}', D_{12}', D_{13}', D_{14}', D_{15}', D_{16}', D_{17}'\}$$

约束条件:

$$R_1 = 0, R_2 = 0, 2.0 \leq h \leq 4.5$$

式中: h —连杆大头内径与曲柄销直径的差值, $h = D_1 - d_9$, mm。

2 多学科设计优化实现

本研究基于 ISIGHT 平台集成了 PROE、ABAQUS 和计算器软件, 实现曲轴和连杆综合运行计算。为了提高优化效率, 首先进行试验设计(DOE), 以减少对优化目标影响小的设计变量^[10]。在此基础上, 本研究运用全局探索技术, 并采用多目标遗传算法(NCGA)和序列二次规划算法(NLPQL)的组合优化策略, 对曲轴和连杆的结构优化模型进行优化计算, 使其结构质量和最大应力最小化。

2.1 试验设计

本研究对曲轴和连杆分别进行试验设计, 集成平台如图 3 所示。

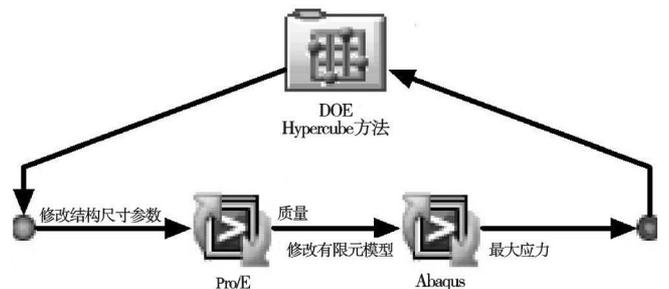


图 3 试验设计集成平台

该试验设计框架中包括 3 个模块:

(1) Pro/E 模型: pro.txt 作为输入文件提供结构尺寸参数, 实现对几何模型的修改。prt.m_p 文件是输出文件, 得到质量信息。

(2) ABAQUS 模型: abaqus.py 作为输入文件实现对有限元模型的修改。abaqus.bat 文件是输出文件, 得到最大应力信息;

(3) 试验设计控制: 本研究选择 Latin Hypercube 方法, 设计点为 20 个, 曲轴设计变量有 15 个, 连杆设计变量有 18 个, 包含曲轴和连杆的全部主要结构尺寸, 目标是使质量和应力最小。

曲轴和连杆经过试验设计计算得到 Pareto 图,其中已去掉对目标函数影响小于 1%的设计变量,设计结果如图 4 所示。该图表征了每个因子对结果的影响程度。

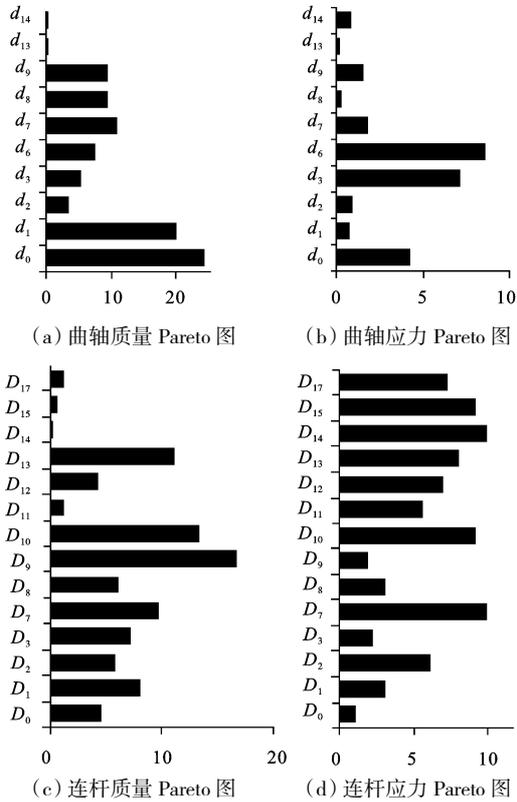


图 4 试验设计结果

根据图 4 试验设计计算结果,可以得到:曲轴最终选择 $d_0, d_1, d_2, d_3, d_6, d_7, d_8, d_9, d_{13}, d_{14}$ 为设计变量,设计变量从 15 个减少到 10 个;连杆最终选择 $D_0, D_1, D_2, D_3, D_6, D_8, D_9, D_{10}, D_{11}, D_{12}, D_{13}, D_{14}, D_{15}, D_{17}$ 为设计变量,设计变量从 18 个减少到 14 个。通过试验设计总共减少 9 个设计变量,主要包括:曲柄臂上曲柄销端与主轴颈端两相切直线的夹角 d_4 、曲柄臂上曲柄销侧的倒角角度 d_{11} 、圆弧直径 d_{10} 、连杆大头到大头与杆身圆角距离 D_4 、杆身凹槽大头端的圆弧半径 D_{16} 以及其他细小尺寸。这些减少的变量对质量和应力改变影响非常小,优化计算时不予考虑,这样可大幅提高计算效率。

2.2 优化计算

优化所采用的多学科设计优化集成平台如图 5 所示。该优化框架中包括四大模块:

- (1) 曲轴优化: 其中包括曲轴 Pro/E 模型和 ABAQUS 模型;
- (2) 连杆优化: 其中包括连杆 Pro/E 模型和 ABAQUS 模型;
- (3) 计算器: 计算 h 值;

(4) 总体优化控制: 选择全局探索技术,采用多目标遗传算法(NCGA)和序列二次规划算法(NLPQL)的组合优化策略,即先用遗传算法对整个设计空间进行探索,并以此得到全局最优解,通过序列二次规划算法对其进行反复迭代和更新来逐步逼近精确的全局最优解。

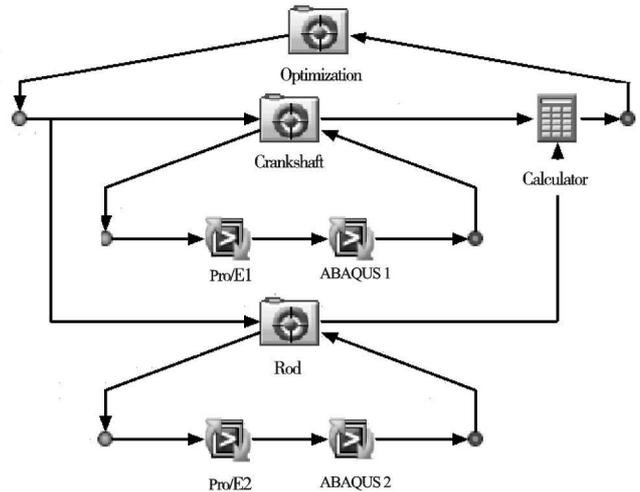


图 5 优化集成平台

通过 201 次迭代直至收敛,得到的优化前后尺寸及结果变化如表 1 所示。优化前后应力变化云图如图 6 所示。

表 1 优化前后尺寸及结果变化 (单位:mm)

Name	Input	Output	Name	Input	Output
d_0	26.2	20.685 6	D_8	40.5	40.166
d_1	135	122.888	D_9	71	75.091
d_2	105	114.920	D_{10}	260	265.10
d_3	72.5	64.129 1	D_{11}	94.4	97.367
d_6	19.5	19.208 8	D_{12}	50	54.800
d_7	108	106.392	D_{13}	55	54.269
d_8	36.8	33.590 7	D_{14}	5	4.606 2
d_9	91	86.954 2	D_{15}	12.5	15.071
d_{13}	3	4.443 62	D_{17}	71.95	76.829
d_{14}	5	6.402 8	h	4	3.159 2
D_0	37	34.257 3	$mass/kg$	3.658	2.866
D_1	95	90.113 4	$mises/MPa$	367.6	293.1
D_2	110	105.972	$mass_1$	1.106	1.037
D_3	20	16.186 1	$mises_1$	464.0	457.5
D_6	16	16.360			

从表 1 可以看出: 经过优化后的曲轴,曲柄壁厚减小,曲柄臂主轴颈端直径减小,曲柄销端直径增加,主轴颈长度和直径都略微减小,曲柄销长度和直径减小,主轴颈到曲柄臂过渡圆角增加,曲柄销到曲柄臂过渡圆角也增加,曲轴整体都变得更加紧凑。同样对于连杆,连杆大头高度减小,大头孔径减小,杆身高度



图 6 优化前后应力和变形比较

增加,杆身长度减小,凹槽宽度增加,深度减小,小头高度减小,孔径减小,连杆整体都变得更加紧凑。

优化后的曲轴和连杆质量减轻,应力减小,曲轴质量减小 21.66%,连杆质量减少 6.3%,曲轴应力减小 20.28%,连杆应力减少 1.4%,提高了曲轴和连杆的结构性能,尤其是曲轴。

3 结束语

通过 ISIGHT 多学科优化集成平台,本研究很好地集成了 Pro/E、ABAQUS 和计算器,实现了曲柄连杆机构的部件优化问题,如果采用传统优化方法,只能对曲轴和连杆分开优化,寻优策略是单机优化,串行

为主,优化算法也只能选择数值优化。本研究运用多学科技术,可以扩大优化对象,综合考虑曲轴和连杆,进行多机并行的协同优化,该建模方法使两个部件同时达到最优,优化算法也可以实现数值方法和非数值优化、人类与人工智能相结合,提高了设计效率,也为曲柄连杆机构的整体优化提供了借鉴。

参考文献(References):

- [1] 何芝仙,桂长林. 曲轴系多学科行为耦合研究现状、讨论与展望[J]. 车用发动机,2008(2):1-4.
- [2] 孔凡国,李 钰. 多学科设计优化方法与传统设计优化方法的比较研究 [J]. 计算机工程与科学,2008,30(7):136-138.
- [3] AIAA White Paper. Current State of the Art:Multidisciplinary Design Optimization [R]. Washington:AIAA Technical Committee for MDO,1991.
- [4] 钟毅芳,陈柏鸿,王周宏. 多学科综合优化设计原理与方法[M]. 武汉:武汉科技大学出版社,2006.
- [5] KODIYALAM S. Evaluation of methods for multidisciplinary design optimization(MDO),Phase I[R]. Engineous Software Inc.,1998.
- [6] 袁兆成. 内燃机设计[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- [7] 胡文婕,陈 亮. 基于 iSIGHT 的汽车盘式制动器多学科设计优化[J]. 农业机械学报,2010,41(5):17-20.
- [8] 张振祥. 基于 ANAMS 的压铸机合模机构仿真优化设计 [J]. 轻工机械,2010,28(3):23-25.
- [9] 周达达,陈国金,龚友平. 基于 iSIGHT 的多学科优化方法研究[J]. 机电工程,2009,26(12):78-81.
- [10] CHEN Xiao-ping, YU Xiao-li, JI Bin-wei. Study of Crankshaft Strength based on iSIGHT Platform and DOE Methods [C]. 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation,2010:548-551.

[编辑:罗向阳]