

某涡旋压缩机曲轴-轴承系统的静态分析及优化*

□ 刘涛 □ 刘袁帅

兰州理工大学 机电工程学院 兰州 730050

摘要: 根据某涡旋压缩机虚拟样机曲轴实际工作载荷及位移边界条件, 基于 ANSYS Workbench 平台建立有限元模型, 对其进行应力和变形分析。并在此基础上利用 DOE 优化算法对曲轴-轴承结构进行多参数优化设计, 从而减小曲轴的应力和位移变形, 提高曲轴的径向刚度, 为涡旋压缩机的结构设计和动力学研究提供参考。

关键词: 涡旋压缩机 曲轴 有限元分析 优化设计

中图分类号: TH133

文献标志码: A

文章编号: 1000-4998(2016)10-0024-03

Abstract: A finite element model based on ANSYS Workbench platform was established in reference of the actual work load and displacement boundary condition of the crankshaft in a virtual prototype of the scroll compressor to analyze its stress and deformation. And on this basis, DOE optimistic algorithm was used for optimum multi-parameter design of the crankshaft-bearing structure in order to reduce the stress and displacement of the crankshaft due to deformation and improve the radial stiffness of the crankshaft in an attempt to provide reference for structural design of the scroll compressor and for examination of its dynamics.

Key Words: Scroll Compressor Crankshaft Finite Element Analysis Optimum Design

涡旋压缩机是第三代压缩机的典型代表, 较其它压缩机有许多优势, 诸如质量轻、体积小、效率高、噪声低、结构紧凑、零件少且工作平稳等^[1], 广泛应用于空调、制冷、汽车发动机增压及真空泵等行业^[2]。涡旋压缩机已在法国、美国、加拿大、德国、意大利、西班牙、日本及韩国等地形成了大规模的科研生产基地和较高的市场份额。

涡旋压缩机的主要零部件包括动静盘、曲轴、十字滑环、平衡铁、主副轴承、支架和防自转机构等, 零部件的设计、加工工艺是否合理, 以及使用状况都会对涡旋压缩机的工作性能和可靠性产生不同程度的影响^[3-4]。电动机转子将动力传递给曲轴, 曲轴的偏心段带动动静盘绕非偏心段曲轴中心公转, 从而实现动静涡旋盘啮合, 使涡旋体封闭工作腔的容积呈周期性变化, 实现气体的吸入、压缩和排出。因此, 曲轴-轴承系统工作过程的稳定性较大程度地影响着压缩机的工作性能和稳定性^[5-8]。笔者将曲轴和轴承的接触面用 4 根弹簧-阻尼单元^[9]来模拟, 可以更加真实地反映曲轴的受力变形状况。通过有限元分析软件 ANSYS 进行应力和

变形分析, 并在此基础上利用 ANSYS DesignXplorer 的 DOE 算法, 即基于试验设计技术的优化算法, 针对某个零件或组合部件进行最优化设计, 确定需要求解的设计重点, 并使用最有效的方式得到最优化结果。在 DOE 算法中, 根据输入参数的数目, 利用蒙特卡罗抽样技术, 采集设计参数样点并计算每个参数样点的响应结果, 最后利用二次插值函数构造设计空间的响应面或设计曲线。

笔者以某系列涡旋压缩机曲轴-轴承系统为研究对象, 首先计算曲轴偏心段所受到的径向气体力载荷, 然后利用 SolidWorks 三维建模软件并基于 ANSYS Workbench 平台, 对曲轴和轴承系统进行应力和变形分析, 最后在此基础上进行优化设计, 将优化前后的结果作对比分析。

1 气体力载荷的计算

根据涡旋型线啮合理论和法向等距线理论^[10], 设计变截面涡旋盘的齿型线, 并对齿头部位进行双圆弧修正, 得到包含圆弧、基圆渐开线和高次曲线的组合型线。变截面涡旋盘基本几何参数为: 基圆半径 $R_{ob}=2.25$ mm, 涡旋型线终止展角 $\varphi=4.5\pi$, 涡旋齿高 $h=40$ mm, 开始排气角 $\theta^*=269^\circ$ 。由相关理论公式^[11-12]计算涡旋盘

* 国家自然科学基金资助项目(编号 51265027)

甘肃省高等学校基本科研业务费资助项目(编号:1302ZTC034)

收稿日期:2016年3月



在排气角位置时的最大切向气体力 $F_t=777.5\text{ N}$, 而法向气体力较小, 可以忽略不计。

2 曲轴-轴承系统的有限元模型

由于曲轴的轴向刚度很大, 而阻尼对于曲轴的横向振动特性影响又很小, 因此在建立曲轴的有限元模型时, 可以只考虑径向刚度的影响。笔者分别利用 4 根同截面周向均布弹簧-阻尼单元来代替轴承的约束进行模拟。根据某涡轮增压器曲轴的实际尺寸 (如图 1 所示) 在 ANSYS Workbench 平台中建立曲轴-轴承系统的三维实体模型。

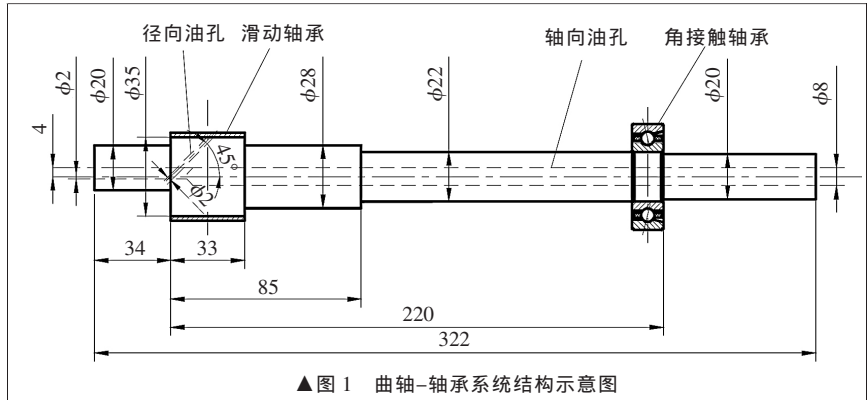
曲轴材料是 45 号钢, 弹性模量 $E=210\text{ GPa}$, 泊松比 $\mu=0.3$, 密度 $\rho=7.8\times 10^3\text{ kg/m}^3$, 屈服强度 $\sigma_1=355\text{ MPa}$, 抗拉强度 $\sigma_2=600\text{ MPa}$ 。前后轴承之间跨距 (滑动轴承厚度中心与角接触球轴承厚度中心之间的距离) 的原始值为 196.5 mm , 第三段轴 (从左往右) 的直径和长度的原始值分别为 28 mm 、 52 mm 。

对曲轴-轴承系统的实体模型进行网格划分, 曲轴和曲轴部件的网格划分采用局部网格控制中的尺寸控制, 设置单元平均边长为 2 mm , 网格划分方法为六面体主导的网格划分, 最后得到曲轴的网格单元数为 27 591, 节点数为 105 561。通过网格检查准则可以知道曲轴和曲轴部件网格划分的单元质量、纵横比、雅可比、翘曲因子等值都在合理的范围内, 只有极少数单元和节点的值不合理, 但是总体上并不影响有限元分析。网格划分后的模型如图 2 所示。

3 施加载荷和约束

(1) 将最大切向气体力作为工作载荷施加在曲轴偏心段的中心位置, 方向为沿 X 轴的负方向。

(2) 将前后滑动轴承和角接触球轴承约束用 4 个均布弹簧-阻尼单元来代替, 模拟轴承的弹性约束。滑动轴承的刚度为 $24\ 777\text{ N/mm}$, 角接触球轴承的刚度为 $19\ 904\text{ N/mm}$ 。



▲图 1 曲轴-轴承系统结构示意图

4 有限元分析结果

曲轴-轴承系统在气体径向力的作用下进行有限元分析, 得到图 3 和图 4 所示的应力云图和 X 轴方向的位移云图。

5 曲轴-轴承系统多参数优化

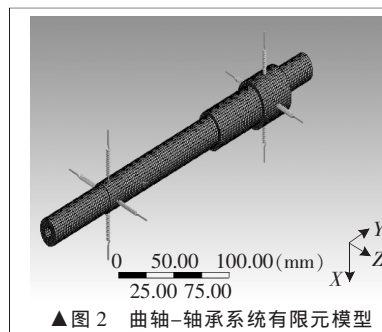
由图 3 和图 4 可知, 曲轴应力主要集中在曲轴的偏心段和曲轴不同轴径的连接处。最大应力值约为 31.5 MPa , 位于偏心段和同心段的过渡处。曲轴的最大位移变形为曲轴偏心段的最前端, X 轴方向最大位移变形值约为 $33\ \mu\text{m}$ 。根据上述有限元分析结果, 计算曲轴在 X 轴方向的静刚度为:

$$K = \frac{777.5}{33} = 23.56\text{ N}/\mu\text{m}$$

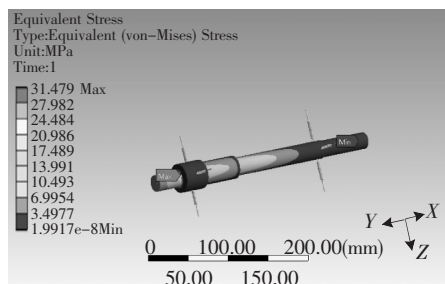
5.1 建立曲轴-轴承系统优化的数学模型

在曲轴偏心段长度、曲轴总长度、轴承类型和载荷等参量确定的前提下, 曲轴的挠度主要取决于前后轴承之间的跨距, 即曲轴的静刚度主要受到跨距的影响。对于曲轴跨距的优化, 目的是为了获得曲轴的最大静刚度, 通过确定曲轴偏心段挠度的最小值来衡量。这里还引入了对曲轴第三段 (从曲轴偏心段向底端方向的第三段同心轴) 轴径和长度的优化。

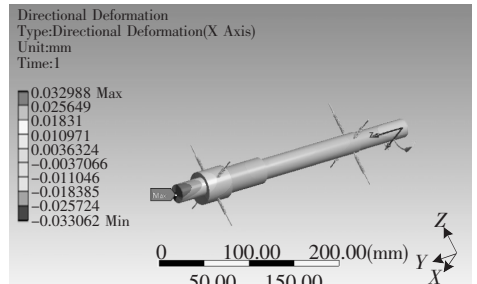
在 ANSYS Workbench 中建立曲轴的参数化模型。输入参数 (设计变量) 包括前后轴承之间的距离 l 、第三段曲轴的轴半径 R_1 和长度 l_1 , 输出参数 (目标函数) 包



▲图 2 曲轴-轴承系统有限元模型



▲图 3 曲轴-轴承系统应力云图



▲图 4 曲轴-轴承系统 X 轴方向位移云图

括曲轴的总位移变形 P_1 、曲轴的应力 P_2 、曲轴 X 轴方向上的位移变形 P_3 。基于 ANSYS Workbench 平台,利用 DOE 优化算法进行多目标参数优化。

经上述分析,曲轴优化的数学模型为:

Input Parameters:

$186 \text{ mm} \leq l \leq 200 \text{ mm}$

$11.5 \text{ mm} \leq R_1 \leq 17 \text{ mm}$

$42 \text{ mm} \leq l_1 \leq 62 \text{ mm}$

Output Parameters:

Objectives Minimize P_1, P_2, P_3

Output Parameters: Constraints

Maximize $P_1; P_1 \leq 0.033 \text{ 379 mm}$

Maximize $P_2; P_2 \leq 68.6 \text{ MPa}$

5.2 优化结果

通过表 1 中的优化数据分析可知,当曲轴跨距 $l=194.23 \text{ mm}$ 、轴半径 $R_1=16.55 \text{ mm}$ 、轴长 $l_1=59.29 \text{ mm}$ 时,曲轴上 X 轴方向的位移变形最小为 $29.7 \mu\text{m}$,所受到的应力为 29.47 MPa ,与原来的设计总应力初始值 31.5 MPa 比较,曲轴所受的应力减小了 6.4% ,而与原来设计刚度初始值 $23.56 \text{ N}/\mu\text{m}$ 比较,静刚度提高了约 11.1% 。

6 结论

通过合理模拟曲轴与轴承系统的接合面,建立较为准确的曲轴静刚度计算有限元模型,并在此基础上对曲轴-轴承系统进行多目标参数优化,使曲轴在气体载荷的作用下位移变形减小,静刚度增大,从而减小涡旋压缩机的振动和磨损,包括涡旋压缩机动、静涡旋盘啮合磨损和轴承的磨损。最终使涡旋压缩机的运行更加平稳,延长了涡旋压缩机系统的使用寿命。

参考文献

[1] 严天宏,梁嘉麟,李青.压缩机的现状、发展及新型技术展望[J].压缩机技术,2011(1):52-58.

[2] 李凤宇,欧阳林子,陈仰贤,等.涡旋体加工质量的检测[J].中国机械工程,2002,13(24):2094-2096.

[3] 刘涛,吴军,王霞琴,等.复杂三维曲面涡旋零件的精度检测[J].机械制造,2014,52(8):78-80.

[4] 刘涛,王霞琴.基于双圆弧插补法的变截面涡旋盘的数控加工[J].机械制造,2014,52(9):43-45.

[5] 胡萍,王珍,赵之海,等.基于模态分析的涡旋压缩机曲轴固有特性研究[J].压缩机技术,2007(6):5-7.

[6] 严黎坚,黄志刚,张京.涡旋压缩机曲轴有限元分析[C].2011年中国家用电器技术大会,杭州,2011.

[7] 杨猛,徐新喜,白松,等.涡旋压缩机模态试验与有限元分析[J].噪声与振动控制,2013,33(6):15-17,39.

[8] 宋天虹,郑尚书.涡旋压缩机曲轴动力特性研究[J].石油

表 1 多参数优化对曲轴应力集中及位移变形的影响

次数	l/mm	R_1/mm	l_1/mm	P_1/mm	P_2/MPa	P_3/mm
1	188.97	11.91	60.03	0.037 34	29.243	0.036 81
2	189.32	14.66	42.99	0.033 63	28.642	0.033 18
3	189.67	13.28	49.66	0.034 67	29.389	0.034 20
4	190.02	16.03	56.32	0.030 79	29.593	0.030 40
5	190.37	12.60	45.21	0.036 32	31.712	0.035 80
6	190.72	15.35	51.88	0.031 90	30.460	0.031 48
7	191.07	13.97	58.55	0.032 79	30.299	0.032 35
8	191.42	16.72	47.44	0.031 55	29.003	0.031 14
9	191.77	11.74	54.10	0.038 12	30.799	0.037 56
10	192.12	14.49	60.77	0.031 86	29.447	0.031 45
11	192.47	13.11	43.73	0.035 48	30.916	0.035 00
12	192.82	15.86	50.40	0.031 68	29.962	0.031 27
13	193.17	12.43	57.06	0.035 97	29.465	0.035 47
14	193.52	15.18	45.95	0.032 80	28.440	0.032 36
15	193.87	13.80	52.62	0.033 59	30.854	0.033 14
16	194.23	16.55	59.29	0.030 07	29.465	0.029 70
17	194.57	12.08	48.18	0.037 35	31.332	0.036 81
18	194.92	14.83	54.84	0.032 06	29.370	0.031 64
19	195.27	13.46	61.51	0.033 41	29.180	0.032 96
20	195.62	16.21	42.50	0.032 57	30.047	0.032 14
21	195.97	12.77	49.16	0.035 68	30.477	0.035 18
22	196.32	15.52	55.83	0.031 28	28.077	0.030 88
23	196.67	14.15	44.72	0.033 97	30.249	0.033 51
24	197.02	16.90	51.39	0.030 90	30.786	0.030 51
25	197.37	11.65	58.05	0.038 30	30.744	0.037 74
26	197.72	14.40	46.94	0.033 43	29.710	0.032 98
27	198.07	13.03	53.61	0.034 84	29.699	0.034 36
28	198.42	15.78	60.27	0.030 55	28.896	0.030 17
29	198.77	12.34	43.24	0.037 01	30.944	0.036 48
30	199.12	15.09	49.90	0.032 39	29.236	0.031 96
31	199.47	13.72	56.57	0.033 38	28.547	0.032 93
32	199.82	16.47	45.46	0.031 99	30.326	0.031 58

化工设备,2013,42(增刊1):18-21.

[9] 裴大明,冯平法,郁鼎文,等.基于有限元方法的主轴轴承跨距优化[J].机械设计与制造,2005(10):44-46.

[10] 刘涛,邬再新,刘振全.法向等距线法生成涡旋压缩机型线的研究[J].机械工程学报,2004,40(6):55-58.

[11] 刘涛,任冠林,孟鹏飞,等.组合型线的涡旋压缩机几何参数设计[J].压缩机技术,2007(1):1-3,7.

[12] 刘涛,邬再新,芮执元.一次曲率半径函数涡旋重构型线动力学特性[J].农业机械学报,2011,42(3):213-218.

△
(编辑 小 前)

