

文章编号:1000-582X(2010)01-0042-05

涡旋压缩机型线参数偏好性优化设计

王立存¹, 梁学栋², 刘爱军², 杜力¹, 宋李俊³

(1. 重庆工商大学 废油资源化技术与装备教育部工程研究中心, 重庆 400067;

2. 重庆大学 机械工程学院, 重庆 400044;

3. 重庆理工大学 汽车学院, 重庆 400050)

摘要:针对涡旋压缩机设计参数优化目标单一, 未考虑设计者对优选方案集中各主要设计参数倾向性的问题, 在对涡旋压缩机设计变量向量定义的基础上, 提出以最大压缩比与最大体积利用系数线性加权的优化设计目标函数, 结合层次分析法能够统一处理定性与定量因素的突出优点, 对主因素影响程度赋予相应的权重值, 通过归一化处理 and 线性加权进行二次优选, 实例分析证明该方法能有效提高涡旋型线性能。

关键词: 涡旋压缩机; 涡旋型线; 优化设计; 层次分析法; 二次优选

中图分类号: TH45; TP391

文献标志码: A

Optimal design of scroll compressor's profiles with key parameters preference

WANG Li-cun¹, LIANG Xue-dong², LIU Ai-jun², DU Li¹, SONG Li-jun³

(1. Engineering Research Center for Waste Oil Recovery Technology and Equipment of Ministry of Education, Chongqing Technology and Business University, Chongqing 400067, P. R. China;

2. Mechanical Engineering College of Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

3. College of Automobile Engineering, Chongqing 400050, P. R. China)

Abstract: Aiming at the problem around single optimal objective and solution selection without considering designer's preference, optimal objective function combing maximum compression ratio and maximum coefficient of volume utilization is proposed in a liner weighting model based on defined variables. Furthermore, the main factors' influence is evaluated by analytic hierarchy process (AHP) for its advantage of dealing with qualitative analysis data. The second selective preference is achieved by normalization and second liner weighting. The validity of the method is illustrated by a case study.

Key words: scroll compressor; scroll profiles; optimal design; analytic hierarchy process(AHP); second selective preference

涡旋压缩机是一种借助容积变化来实现气体压缩的流体机械, 在偏心轴直接驱动下运行, 具有

效率高、力矩变化小、振动小、噪声低以及结构简单、体积小、质量轻、可靠性高等优点^[1]。随着压缩

收稿日期: 2009-08-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(70601037, 50805149); 教育部“新世纪优秀人才支持计划”(NCET-07-0908); 中国博士后科学基金资助项目(20090450166)

作者简介: 王立存(1978-), 男, 重庆工商大学副教授, 博士, 主要从事机械系统多学科协同优化、环保流体装备优化设计、涡旋压缩机关键技术方向的研究, (E-mail) wanglicun@yahoo.com.cn。

机产品技术的不断升级与更新,以共轭曲线啮合和型腔容积变化为工作原理的压缩理论被广泛研究。涡旋压缩机的热力过程是通过容积变化来实现的,容积的大小取决于构成涡盘的型线的类型和参数,所以涡旋压缩机性能的根本影响因素在于构成涡旋盘的型线形状。型线的参数直接决定了压缩机的性能,因而涡旋压缩机型线参数的优化选择对其节能增效,提高产品性能都有着直接的积极意义。而在设计过程中,设计参数的选择往往依据设计经验,缺乏科学性与操作性,现有的优选方法以单目标为主,而且未考虑设计者对优选方案集中各主要设计参数的倾向性^[2-3]。目前涡旋型线的优化研究集中于特定型线的参数优化方面,尤其是以确定基圆半径、起始角、涡线圈数、涡线壁厚、涡线节距、涡盘半径等结构设计参数为主要手段,如 Ooi 等学者对涡旋型线型腔进行了计算及优化研究^[4];中国石油大学王君博士等建立了任意齿数的多齿啮合型线构建数学模型,创建了多齿圆弧修正和组合修正等多种型线修正优化方法^[5];兰州理工大学强建国、刘振全教授以 EA-SAL 修正涡旋齿为对象研究其几何特性,定义了涡旋齿端面积,用解析法推出了修正部分和未修正部分齿端面积等^[6]。但以上研究主要是针对单目标优化问题来考虑的,同时,在实际的工程应用中,需要依据设计要求的倾向性对一组优化参数进行选择。因此,笔者突破涡旋型线单目标优化的缺陷,提出了基于偏好参数的新型涡旋型线优化设计方法,为取得性能更加优化的型线设计参数,在建立优化模型基础上,结合层次分析法能够统一处理定性及定量因素的突出优点,对动静涡旋盘参数设计方案进行二次优化选择。

1 涡旋压缩机设计变量定义

涡旋压缩机共轭曲线可取函数类通用涡旋型线表达式

$$S(\varphi) = C_0 + C_1\varphi + C_2\varphi^2 + C_3\varphi^3 + \dots + C_n\varphi^n, \quad (1)$$

式中 C_0, C_1, \dots, C_n 为待定系数,根据式(1),取其前 5 项进行优化。通用涡旋型线集成型线方程前 5 项的系数 c_0, c_1, c_2, c_3, c_4 作为设计变量,可由计算得到具体的系数。同时对于通用涡旋型线集成型线,涡旋型线节距 P ,涡旋体壁厚 t ,涡旋体高度 h ,涡旋压

缩机的轴向间隙 δ ,动涡旋盘的最大外径 D ,公转半径 r ,结构参数 λ 等也直接影响到涡旋压缩机的性能,因此也将他们作为设计变量^[2-3,7-8]。由此得到设计向量为

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, x_3, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12})^T = (c_0, c_1, c_2, c_3, c_4, r, P, t, h, \delta, D, \lambda)^T. \quad (2)$$

此处主要对涡旋型线几何理论进行分析,以表征几何理论的压缩比及体积利用系数为优化目标,当进行涡旋压缩机热力学特性之时再加以能效比为优化目标,依据压缩比最大即行程容积比最大的目标,压缩比 $\gamma(X)$ 与体积利用系数最高 $\lambda(X)$ 定义如下:

$$\gamma(X) = \frac{V(6\pi)}{V(2\pi)}, \quad (3)$$

$$\lambda(X) = \frac{4V(6\pi)}{V(\pi(D/2)^2)}. \quad (4)$$

对应目标函数为

$$\min f_1(X) = \frac{1}{\gamma(X)} = \frac{V(2\pi)}{V(6\pi)}, \quad (5)$$

$$\min f_2(X) = \frac{1}{\lambda(X)} = \frac{V(\pi(D/2)^2)}{4V(6\pi)}. \quad (6)$$

这里采用处理多目标问题常用的线性加权法,将上述 2 个目标的线性组合作为系统目标函数

$$F(X) = \sum_{i=1}^2 \lambda_i f_i(X), \quad (7)$$

式中 λ_i 为加权系数。从而将多目标问题转化为单目标问题。

2 目标函数约束条件

涡旋压缩机的约束条件主要由强度、刚度条件及加工条件等来确定^[9-10]。对动静涡旋盘的优化而言,应满足如下约束条件。

涡旋型线厚度 t 太小,则强度和刚度低,加工中变形大,运行中受热受力变形大,气体泄漏量大,热力性能降低;若 t 太大,则整体尺寸加大,应满足 $t_{\min} \leq t \leq t_{\max}$,即

$$g_1(X) = t_{\min} - t \leq 0, \quad (8)$$

$$g_2(X) = t - t_{\max} \leq 0. \quad (9)$$

行程容积一定时,增加型线壁高 h 有利于减少泄漏,但过大又导致运动稳定性差,且壁面刚度下降,加工困难;过小则受动涡旋盘质量、轴向力和外径的限制,应满足 $h_{\min} \leq h \leq h_{\max}$,即

$$g_3(X) = h_{\min} - h \leq 0, \quad (10)$$

$$g_4(X) = h - h_{\max} \leq 0. \quad (11)$$

涡旋压缩机的轴向间隙是主要的泄漏通道,所以轴向间隙应加以控制,应满足 $\delta \leq \delta_{\max}$,即

$$g_5(X) = \delta - \delta_{\max} \leq 0. \quad (12)$$

为减少压缩机尺寸,便于系列化,动涡旋盘底板直径应满足 $D \leq D_{\max}$,即

$$g_6(X) = D - D_{\max} \leq 0. \quad (13)$$

为保证弧函数型线的涡旋性和渐开线,型线极径变化率应满足 $-\rho' \leq 0$,即

$$g_7(X) = -\rho' \leq 0. \quad (14)$$

考虑到加工刀具的规格,深槽加工的困难,应满足 $h/(P-t) \leq A$,一般取 $A = 4$,即

$$g_7(X) = h/(P-t) - A \leq 0. \quad (15)$$

结构参数 λ 过大,则动涡旋盘倾覆力矩大,动涡旋盘局部应力峰值大,轴向力产生的平均应力减少; λ 值减少时,倾覆力矩小,局部应力峰值较小。但此时轴向力产生的平均应力增大,所以当 λ 值为一个恰当的值时才能使局部总应力值最小,动力特性好,所以应满足 $\lambda_{\min} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$,即

$$g_8(X) = \lambda_{\min} - \lambda \leq 0, \quad (16)$$

$$g_9(X) = \lambda - \lambda_{\max} \leq 0. \quad (17)$$

3 基于层次分析法优化设计方案选择

以压缩比与体积利用系数为评判目标,以 r 、 P 、 t 、 h 、 δ 、 D 和 λ 共计 7 个主因素作为设计参数,得出优化解集,需要根据设计的倾向性选择符合设计参数偏好的最优方案,如:某制冷设备考虑压力因素对壁厚参数有倾向性要求,应加大该参数的权重对优化解集进行倾向性择优,由于式(7)优化后的型线参数非常接近,所以对参数进行归一化处理,将结果线性加权得出最优结果。计算步骤如下:

1)建立层次分析结构模型,确定识别评判指标集。

2)确定各层指标的权重向量,形成了各级指标权重向量矩阵 $A(a_{ij})$ 。

3)权重向量采用方根法进行计算^[11]。

①将 A 的元素按行相乘

$$M_i = \prod_{j=1}^n a_{ij}; \quad (18)$$

②将式(18)所得的乘积分别开 n 次方,得到

$$\bar{W}_i = \sqrt[n]{M_i}; \quad (19)$$

③对向量 \bar{W}_i 作归一化处理,即令

$$W_i = \frac{\bar{W}_i}{\sum_{j=1}^n \bar{W}_j}, \quad (20)$$

则向量 $W = (W_1, W_2, \dots, W_n)$ 就是各指标的权重向量。

4)对式(7)的优化结果进行归一化处理

$$X_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sum_{j=1}^n x_{ij}}, \quad (21)$$

则得到各参数的归一化矩阵 X_{ij} 。

5)最优方案为

$$L(X) = \max \left\{ \sum_{i=1, j=1}^n x_{1j}, \sum_{i=2, j=1}^n x_{2j}, \dots, \sum_{i=n, j=1}^n x_{nj} \right\}. \quad (22)$$

4 实例分析与评价

通过优化上述数学模型求解得到全局 Pareto 非劣解集,选取不同的设计变量初始值,并控制 $x_4 = x_5 = 0$,在 Matlab7.0 工具计算得到等壁厚涡旋型线的不同优化结果如表 1。

表 1 优化数据结果

x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	x_8	x_9	x_{10}	x_{11}	x_{12}
0	-3.902 6	0.793 8	0	0	1.658 7	9.415 6	3.001 3	25.000 0	0.014 5	58.458 3	2.655 4
0	-3.785 5	0.765 3	0	0	1.988 8	9.976 6	3.001 3	25.000 0	0.016 2	58.792 3	2.505 9
0	-3.902 2	0.793 7	0	0	1.988 1	9.976 4	3.001 2	25.000 0	0.008 1	58.029 6	2.505 9
0	-3.912 1	0.792 8	0	0	1.865 6	9.957 1	3.012 1	25.000 0	0.012 1	58.024 3	2.502 7
0	-3.542 8	0.793 9	0	0	1.978 1	9.955 7	3.001 1	25.000 0	0.009 2	58.029 6	2.516 1
0	-3.846 9	0.765 6	0	0	1.958 4	9.799 5	3.001 3	25.000 0	0.008 1	58.029 8	2.523 8
0	-3.912 1	0.869 4	0	0	1.722 5	9.938 2	3.122 1	25.000 0	0.015 6	58.005 6	2.520 5
0	-3.265 5	0.769 8	0	0	1.722 5	9.976 4	3.005 8	25.000 0	0.017 8	59.569 8	2.505 9
0	-3.702 1	0.705 6	0	0	1.735 6	9.915 6	3.002 6	25.000 0	0.010 2	58.016 5	2.421 3
0	-3.015 9	0.669 5	0	0	1.888 5	9.878 5	3.001 1	25.000 0	0.008 5	58.089 5	2.585 4

利用层次分析法,通过设计人员依据用 1~9 标度法对各指标的重要性进行两两比较,分别得到各层指标的权重判别矩阵,通过计算矩阵的特征向量,得到各层指标的权重向量矩阵。

$$A = \begin{matrix} & r & P & t & h & \delta & D & \lambda \\ \begin{matrix} r \\ P \\ t \\ h \\ \delta \\ D \\ \lambda \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 1 & 2 & 3 & 5 & 5 & 3 \\ 1 & 1 & 1 & 2 & 3 & 4 & 2 \\ \frac{1}{2} & 1 & 1 & 2 & 3 & 3 & 2 \\ \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 1 & 2 & 2 & 1 \\ \frac{1}{5} & \frac{1}{3} & \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & 1 & 1 & \frac{1}{2} \\ \frac{1}{5} & \frac{1}{4} & \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & 1 & 1 & \frac{1}{2} \\ \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 1 & 2 & 2 & 1 \end{bmatrix} \end{matrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} 0.834 0 & 0.943 8 & 0.961 3 & 1.000 0 & 0.814 6 & 0.981 3 & 1.000 0 \\ 1.000 0 & 1.000 0 & 0.961 3 & 1.000 0 & 0.910 1 & 0.986 9 & 0.943 7 \\ 0.999 6 & 1.000 0 & 0.961 3 & 1.000 0 & 0.455 1 & 0.9741 & 0.943 7 \\ 0.938 1 & 0.998 0 & 0.964 8 & 1.000 0 & 0.679 8 & 0.974 1 & 0.942 5 \\ 0.994 6 & 0.997 9 & 0.961 2 & 1.000 0 & 0.516 9 & 0.974 1 & 0.947 5 \\ 0.998 3 & 0.982 2 & 0.961 3 & 1.000 0 & 0.455 1 & 0.974 1 & 0.950 4 \\ 0.886 1 & 0.996 2 & 1.000 0 & 1.000 0 & 0.876 4 & 0.973 7 & 0.949 2 \\ 0.886 1 & 1.000 0 & 0.962 7 & 1.000 0 & 1.000 0 & 1.000 0 & 0.943 7 \\ 0.872 7 & 0.993 9 & 0.961 7 & 1.000 0 & 0.573 0 & 0.973 9 & 0.911 8 \\ 0.998 3 & 0.990 2 & 0.961 2 & 1.000 0 & 0.477 5 & 0.975 2 & 0.973 6 \end{bmatrix}$$

通过线性加权得到各组方案输出结果的向量为

$$L(X) = \sum_{i=1}^7 r_i w_i = (0.921 2, 0.981 1, 0.952 7, 0.948 7, 0.954 9, 0.949 3, 0.952 3, 0.954 7, 0.918 8, 0.954 8)$$

式中最大值为 0.981 1,故最优方案为第 2 方案。

构成的通用涡旋型线集成型线表征为 $s_1(\varphi)$, 如式(23)所示,其涡旋型线图如图 1 所示。

$$s_1(\varphi) = -3.785 5\varphi + 0.765 3\varphi^2. \quad (23)$$

与传统优化涡旋型线的涡旋压缩机^[12-13]性能进行对比,如表 2 所示。传统优化涡旋型线压缩机参数分别为:壁高为 25 mm,动静盘偏置 1.712 4 mm,设该涡旋盘的涡旋型线为 $s_2(\varphi)$,如图 1 所示。

从表 2 可以看出,对于通用涡旋型线集成型线优化得出的涡旋型线相比传统优化型线而言,其压缩比和体积利用系数均有了较大的提高,尤其是压缩比提高了将近一倍。

计算判断矩阵每一行主元素的乘积

$$M_i = (450, 48, 18, 1/3, 1/120, 1/240, 1/3)。$$

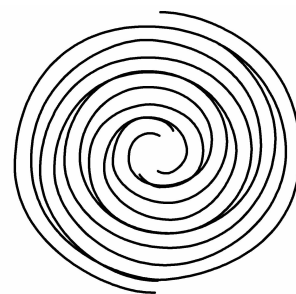
采用方根法进行计算^[7]

$$\overline{W}_i = (2.395 0, 1.738 5, 1.511 2, 0.854 8, 0.504 6, 0.457 1, 0.854 8)。$$

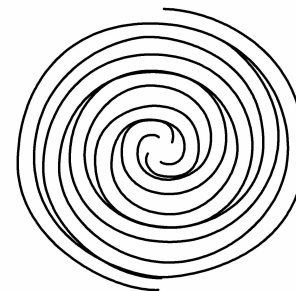
归一化处理

$$W_i = (0.287 9, 0.209 1, 0.181 8, 0.102 8, 0.060 7, 0.550 0, 0.102 8)。$$

由于采集的各数据单位不一致,相同指标输出数据非常接近,所以将优化数据进行归一化处理:



(a)优化前



(b)优化后

图 1 涡旋型线

表2 涡旋型线性能对比

型线类型	公转半径 /mm	壁厚 /mm	节距 /mm	大径 /mm	吸气面积 /mm ²	压缩面积 /mm ²	排气面积 /mm ²	压缩比 γ	体积利用 系数 λ
$s_1(\varphi)$	1.988 8	3.001 3	9.976 6	60.000 0	525.428 3	276.556 8	49.282 6	10.789 5	0.197 5
$s_2(\varphi)$	1.712 4	3.002 9	9.424 8	60.000 0	456.179 4	253.508 2	83.913 8	5.436 3	0.174 2
Δ	16.14	-0.05	5.85	0	15.18	9.09	-41.27	98.47	13.38

5 结 语

涡旋压缩机设计参数的选择和优化是提高涡旋型线性能的重要工作内容,针对现有的型线优选方法以单目标为主,未考虑设计者对各主要设计参数的倾向性的问题,在设计变量、约束条件以及目标函数定义的基础上,得出一组型线优化方案,根据设计约束条件的不同要求,利用层次分析法,对主要设计参数的指标权重进行赋值,通过归一化处理以及线性加权比较目标函数值得到最优解决方案。进一步的研究,将采用其他方法处理多目标函数如泛函分析以及采用其他评价方法如灰理论对优化结果进行性能对比,以寻求更加优化的解决方案。

参考文献:

- [1] 濮伟. 制冷空调机器设备[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [2] 陈进, 王立存, 李世六. 通用涡旋型线理论与深入分析[J]. 机械工程学报, 2006, 12(5):11-15.
CHEN JIN, WANG LI-CUN, LI SHI-LIU. Study and profound analysis on general profile theory scrolls[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 12(5):11-15.
- [3] 王立存, 陈进, 李世六, 等. 基于泛函的涡旋型线共轭啮合理论[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3):50-53.
WANG LI-CUN, CHEN JIN, LI SHI-LIU, et al. Conjugate meshing theory of scroll profiles based on functional expression [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(3):50-53.
- [4] OOI K T, ZHU J. Connective heat transfer in a scroll compressor chamber; a 2-D simulation[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(7): 677-688.
- [5] 王君, 李雪琴. 多齿涡旋机械啮合型线的构建理论[J]. 机械工程学报, 2008, 24(4): 74-79.
WANG JUN, LI XUE-QIN. Construction theories of meshing profile for multi-wraps scroll machinery[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 24(4): 74-79.
- [6] 强建国, 刘振全. EA-SAL 修正涡旋齿端面积计算[J].

兰州理工大学学报, 2006, 32(5): 36-39.

QIANG JIAN-GUO, LIU ZHEN-QUAN. End cross-section area calculation of EA-SAL modified scroll wrap[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2006, 32(5): 36-39.

- [7] BLUNIER B, CIRRICIONE G, HERVE Y, et al. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5): 874-891.
- [8] SATO H, FUJITANI M, KOBAYASHI H, et al. Development of a three-dimensional scroll compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2008, 222(4): 193-200.
- [9] WANG B L, SHI W X, LI X T. Numerical analysis on the effects of refrigerant injection on the scroll compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(1): 37-46.
- [10] WANG L X, CHEN J. Summarization analysis and development tendency of general profiles for scroll compressor[C]// IEEE 3rd International Conference on Mechatronics, July 3-5, 2006, Budapest, Hungary. [S.l.]: IEEE, 2006: 166-170.
- [11] 刘飞, 张晓冬. 制造系统工程[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002.
- [12] CUEVAS C, LEBRUN J. Testing and modelling of a variable speed scroll compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(2/3):469-478.
- [13] 王君, 鞠虹, 赵明, 等. 涡旋齿数对多齿涡旋压缩机性能的影响[J]. 中国石油大学学报: 自然科学版, 2009, 33(3): 118-122.
WANG JUN, JU HONG, ZHAO MING, et al. Influence of wrap number on performance of multi-wrap scroll compressor [J]. Journal of China University of Petroleum; Edition of Natural Science, 2009, 33(3): 118-122.

(编辑 张 苹)