

航空发动机静叶联调机构运动分析及优化

于嘉鹏^{1,2}, 孙加明¹, 纪福森³, 张 硕¹, 张志坚¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819;

2. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 沈阳 110819;

3. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 针对航空发动机可调静子叶片联调机构运动关系复杂、优化难度大的问题,研究了一种采用图解法和齐次坐标法结合 MATLAB 软件推导两级联调机构运动方程,并运用遗传算法对两级机构中的关键构件进行联合优化的方法。运用该方法对指定联调机构的两级曲柄可调端长度、可调端与固定端夹角进行了优化求解。得到了最优解,使得第一级摇臂转动角度是第零级摇臂转动角度的 2 倍,且第一级摇臂转动角速度也是第零级摇臂转动角速度的 2 倍。

关 键 词: 静子叶片; 联调机构; 空间连杆机构; 运动学; 齐次坐标法; 遗传算法; 结构优化

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

Motion analysis and optimization of jointly adjusting mechanism of aero-engine stator vane

YU Jiapeng^{1,2}, SUN Jiaming¹, JI Fusen³, ZHANG Shuo¹, ZHANG Zhijian¹

(1. School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System,
Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China;

3. Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Considering the problem of the complicated motion relationship and difficult optimization of jointly adjustment mechanism of aero-engine variable stator vane, a new method to design and optimize the jointly adjustment mechanism was proposed. The kinetic equation of the two-stage jointly adjusting mechanism was deduced using the graphic method and the homogeneous coordinate method and the MATLAB software. The key components of the two-stage jointly mechanism were optimized using the genetic algorithm. This developed method was applied to optimize a two-stage jointly adjusting mechanism. The optimization objects were the crank adjustable end length and the angle between the crank adjustable end and fixed end. The optimal result was obtained such that the first stage rocker arm rotation angle was twice the rotation angle of the zeroth stage rocker arm, and the first stage rocker arm rotation angular speed was also twice the zeroth stage rotation angular speed.

收稿日期: 2018-12-27

基金项目: 中央高校基本科研业务费(N170313026)

作者简介: 于嘉鹏(1980—),男,副教授、硕士生导师,博士,主要从事航空发动机装配规划与管路敷设研究。

引用格式: 于嘉鹏,孙加明,纪福森,等.航空发动机静叶联调机构运动分析及优化[J].航空动力学报,2019,34(6):1193-1200. YU Jiapeng, SUN Jiaming, JI Fusen, et al. Motion analysis and optimization of jointly adjusting mechanism of aero-engine stator vane[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6): 1193-1200.

Key words: stator vane; jointly adjusting mechanism; space linkage mechanism; kinematics; homogeneous coordinate method; genetic algorithm; structural optimization

航空发动机可调静子叶片(variable stator vane, VSV)联调机构(简称联调机构)是位于发动机中压气机机匣上的一组空间连杆机构(如图 1 所示),其作用是调节压气机可调静子叶片的转动规律以明显扩大压气机工作范围,改善发动机喘振现象,进而提高航空发动机性能^[1-4]。国内外学者对联调机构进行了大量研究。Riesland^[5]用 ADAMS(automatic dynamic analysis of mechanical systems)对联调机构进行了运动学和动力学仿真分析;梁爽等^[6]以指定叶片最大开、闭角度为目标基于 ADAMS 对联调机构进行了参数化设计;贺飞等^[7]通过理论分析推导出了特定联调机构的运动方程,并以第零级为基准基于坐标轮换法对第一级联调机构的结构参数进行了优化,使得两级叶片的转动尽量满足指定规律。

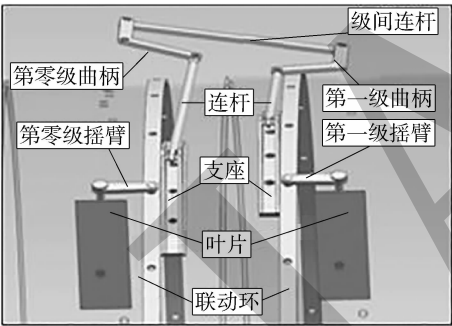


图 1 联调机构实体模型
Fig. 1 Entity model of the jointly adjusting mechanism

国内外研究大多通过运动仿真对联调机构的运动特性进行分析^[8-14],而理论分析比较欠缺。且优化求解方面,都属于串行优化(即先优化第零级,再以其为基准优化其他级),未达到多级联合优化。

本课题通过理论分析推导了两级摇臂转动关系方程,并运用遗传算法对两级曲柄可调端长度和可调端与固定端的夹角进行联合优化,使得两级摇臂满足指定的转动规律。其中,理论分析比仿真分析更具有可信度和说服力;多级联合优化可以显著扩大可行解的范围,为机构的设计提供更多的选择;智能优化算法可以显著提高分析求解的速度、精度,提高设计效率,缩短设计周期。

1 联调机构运动方程的建立

图 2 为两级联调机构线条模型,为了使图更加清晰,只对第零级进行了标注。第零级与第一级为对称结构,两级之间由级间连杆相连。各级联调机构皆由曲柄、连杆、联动环、支座、摇臂组成。其运动皆为:曲柄绕曲柄旋转轴转动、摇臂绕叶片旋转轴转动、联动环在绕机匣中心轴转动的同时沿机匣中心轴作轴向移动。机构的基坐标系 XOY 建立在初始状态下第零级联动环的旋转中心。本文采用的坐标系均遵守右手定则。在求解过程中把联动环和支座看为一体,记作联动环(支座)。

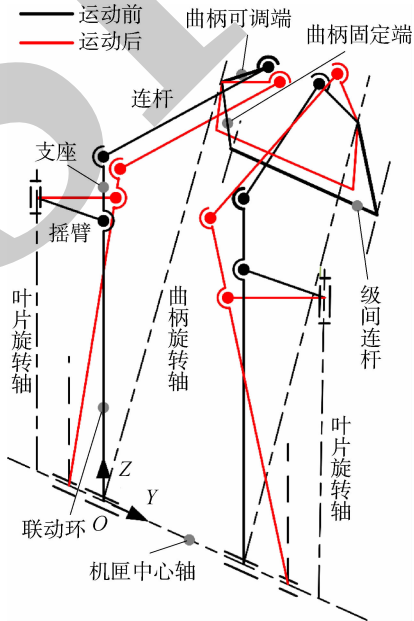


图 2 两级联调机构线条模型
Fig. 2 Line model of two-level jointly adjusting mechanism

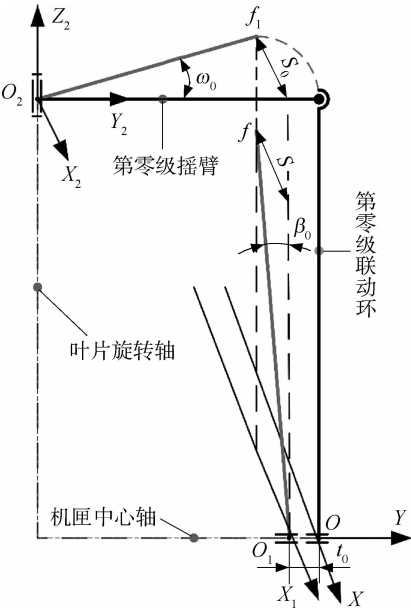
1.1 第零级运动方程

第零级运动方程的推导采用图解法^[15-16]和齐次坐标法^[17]相结合的方式。

1.1.1 第零级摇臂-联动环部分

在联调机构中摇臂在平面 $X_2O_2Y_2$ 中绕 Z_2 轴(叶片旋转轴)旋转角度 ω_0 。联动环绕 Y 轴(机匣中心轴)旋转角度 β_0 的同时沿 Y 轴负方向平移距离 t_0 (即坐标原点由 O 变化到 O_1)。由于摇臂旋转轴与联动环旋转轴垂直,所以理论上旋转一

定角度后摇臂端点 f_1 与联动环上的连接点 f 会分离,如图 3 所示。实际上摇臂自身的轻微变形补偿了两点的 Z 坐标差,如图 4 所示。



和 S) 相等。即

$$S_0 = S \tag{1}$$

忽略摇臂轻微变形的影响,可以得到

$$S_0 = r_0 \sin \omega_0 \tag{2}$$

$$S = R_0 \sin \beta_0 \tag{3}$$

由式(1)、式(2)、式(3)得到第零级联动环转动角度 β_0 和摇臂转动角度 ω_0 的关系

$$R_0 \sin \beta_0 = r_0 \sin \omega_0 \tag{4}$$

其中 R_0 为第零级联动环半径; r_0 为第零级摇臂长度; β_0 为第零级联动环转动角度; ω_0 为第零级摇臂转动角度。

1.1.2 第零级联动环-曲柄部分

如图 5 所示,曲柄在平面 $X_4O_4Y_4$ 中绕 Z_4 轴(曲柄旋转轴)旋转角度 θ_0 。联动环(支座)绕 Y 轴旋转角度 β_0 的同时沿 Y 轴负方向平移距离 t_0 。

联动环(支座)、连杆、曲柄可调端还有机架构成了含有 1 个转动副两个球铰副以及 1 个圆柱副的空间四杆机构(RSSC)。运用拆杆法对其进行进行分析,即拆除连杆。运用齐次坐标法求解出运动前曲柄端点 a_0 、运动前联动环(支座)与连杆的连接点 b_0 、以及运动后曲柄端点 a_1 、运动后联动环(支座)与连杆的连接点 b_1 在基坐标系 XOY 中的坐标。根据运动前后连杆的长度不变,建立曲柄转动角度与联动环转动角度之间的关系方程。

由图 5 可知 b_0 点在基坐标系 XOY 中的坐标为

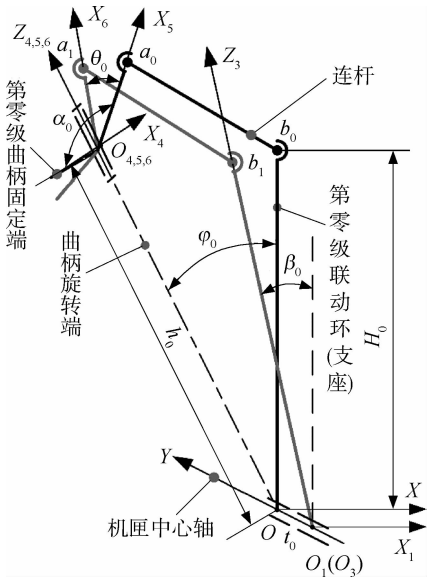
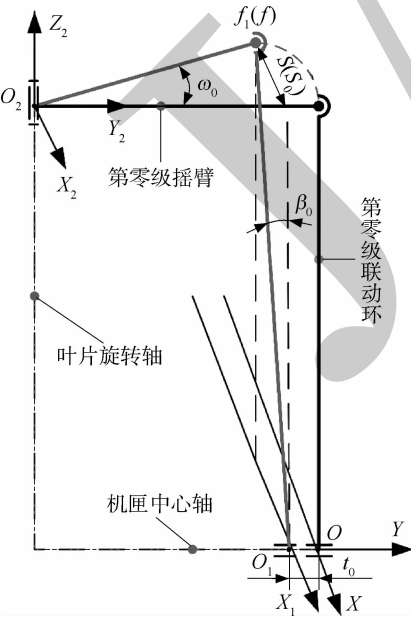


图 3 第零级摇臂-联动环运动过程(理论)
Fig.3 Motion process of the zeroth stage rocker arm-linkage ring (theoretical)

图 4 第零级摇臂-联动环运动过程(实际)
Fig.4 Motion process of the zeroth stage rocker arm-linkage ring (actual)

图 5 第零级联动环-曲柄运动过程
Fig.5 Motion process of the zeroth stage linkage ring-crank

无论在理论还是实际中, f_1 点与 f 点坐标的 X 轴方向分量始终相等,即摇臂转过的弦长与联动环转过的弦长在 X 轴方向的投影(分别为 S_0

$$\mathbf{b}_0 = [0 \quad 0 \quad H_0]^T \tag{5}$$

其中 H_0 为点 O 到点 b_0 的距离。

坐标系 3 由坐标系 1 绕 Y 轴旋转得到。则从坐标系 XOY 到坐标系 3 的变换矩阵 $\mathbf{T}_{o3}$ 为

$$\mathbf{T}_{o3} = \text{Trans}(0, -t_0, 0) \text{Rot}(Y, -\beta_0) \tag{6}$$

其中 $t_0 = r_0(1 - \cos \omega_0)$ 。

点 b_1 在坐标系 3 中的齐次坐标为 $[0 \quad 0 \quad H_0 \quad 1]^T$ 则点 b_1 在基坐标系 XOY 中的齐次坐标为

$$\begin{bmatrix} b_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{o3} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ H_0 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{7}$$

由式(7)可以得到点 b_1 在基坐标系 XOY 中的坐标 $\mathbf{b}_1$ 。

同理,可以求出从坐标系 XOY 到坐标系 5、坐标系 6 的变换矩阵 $\mathbf{T}_{o5}$ 、 $\mathbf{T}_{o6}$,进而求出 a_0 、 a_1 点的坐标。坐标系 5、坐标系 6 都由坐标系 4 绕 Z_4 (曲柄旋转轴)轴旋转一定角度得到。则

$$\mathbf{T}_{o5} = \text{Rot}(Y, -\varphi_0) \text{Trans}(0, 0, h_0) \text{Rot}(Z_4, \pi - \alpha_0) \tag{8}$$

其中 φ_0 为第零级曲柄旋转轴与 Z 轴夹角; α_0 为第零级曲柄固定端与可调端夹角; h_0 为第零级曲柄旋转中心 O_4 到点 O 的距离; L_0 为第零级曲柄

可调端长度。

$$\mathbf{T}_{o6} = \text{Rot}(Y, -\varphi_0) \text{Trans}(0, 0, h_0) \text{Rot}(Z_4, \pi - \alpha_0) \text{Rot}(Z_4, \theta_0) \tag{9}$$

其中 θ_0 为第零级曲柄转动角度。

点 a_0 在坐标系 5 中的齐次坐标以及点 a_1 在坐标系 6 中的齐次坐标都为 $[L_0 \quad 0 \quad 0 \quad 1]^T$ 。则点 a_0 、 a_1 在基坐标系 XOY 中的齐次坐标分别为

$$\begin{bmatrix} a_0 \\ 1 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{o5} \begin{bmatrix} L_0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{10}$$

$$\begin{bmatrix} a_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{o6} \begin{bmatrix} L_0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{11}$$

由式(10)、式(11)分别求得 a_0 、 a_1 。

运动前后连杆的长度不变,即

$$(\mathbf{a}_0 - \mathbf{b}_0)^T (\mathbf{a}_0 - \mathbf{b}_0) = (\mathbf{a}_1 - \mathbf{b}_1)^T (\mathbf{a}_1 - \mathbf{b}_1) \tag{12}$$

对式(12)进行求解可以得到第零级曲柄转动角度 θ_0 和联动环转动角度 β_0 的关系。把式(12)与式(4)联立,消去联动环转动角度 β_0 ,即得到第零级运动方程

$$\begin{aligned} 0 = & L_0^2 \sin^2 \alpha_0 - \{L_0 (\cos \alpha_0 \sin \theta_0 - \sin \alpha_0 \cos \theta_0) + r_0 [\sqrt{(1 - \sin^2 \omega_0)} - 1]\}^2 + \\ & (h_0 \sin \varphi_0 + L_0 \cos \alpha_0 \cos \varphi_0)^2 - [H_0 \sqrt{1 - (r_0^2 \sin^2 \omega_0)/R^2} - h_0 \cos \alpha_0 + L_0 (\cos \alpha_0 \cos \theta_0 \sin \varphi_0 + \\ & \sin \alpha_0 \sin \varphi_0 \sin \theta_0)]^2 - [h_0 \sin \varphi_0 + L_0 (\cos \alpha_0 \cos \varphi_0 \cos \theta_0 + \cos \varphi_0 \sin \alpha_0 \sin \theta_0) - (H_0 r_0 \sin \omega_0)/R_0]^2 + \\ & (H_0 - h_0 \cos \varphi_0 + L_0 \cos \alpha_0 \sin \varphi_0)^2 \end{aligned} \tag{13}$$

1.1.3 第零级曲柄-第一级曲柄部分

由图 6 所示,两级曲柄固定端与级间连杆、机架构成平行四边形,则第零级曲柄固定端转过的角度 δ_0 与第一级曲柄固定端转过的角度 δ_1 相等。即

$$\delta_0 = \delta_1 \tag{14}$$

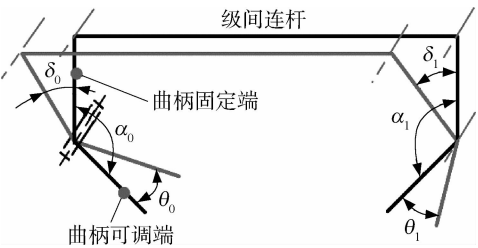


图 6 两级曲柄运动过程

又由于曲柄固定端与可调端是一个整体,所以固定端与可调端转过的角度相等。即

$$\delta_0 = \theta_0 \tag{15}$$

$$\delta_1 = \theta_1 \tag{16}$$

由式(14)、式(15)、式(16)得到第零级曲柄可调端旋转角度 θ_0 与第一级曲柄可调端旋转角度 θ_1 大小相等。即

$$\theta_0 = \theta_1 \tag{17}$$

1.2 第一级运动方程

两级联调机构为对称结构,所以对第零级的求解方法同样适用于第一级。

1.2.1 第一级曲柄-联动环部分

如图 7 所示,与第零级相似,第一级曲柄在平面 $X_7O_7Y_7$ 中绕 Z_7 轴(即曲柄旋转轴)转动角度 θ_1 。联动环(支座)在绕 Y 轴转动角度 β_1 的同时

Fig. 6 Movement process of the two-stage crank

沿 Y 轴正方向平移距离 t_1 。同样,第一级的联动环(支座)、连杆、曲柄可调端、机架也构成了一个空间四杆机构(RSSC)。

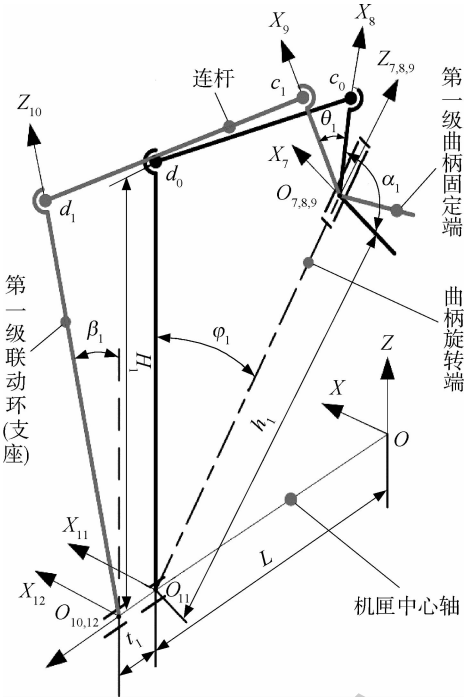


图 7 第一级曲柄-联动环运动过程

Fig. 7 Motion process of the first stage crank-linkage ring

运用齐次坐标法求解运动前第一级曲柄端点 c_0 、联动环(支座)与连杆的连接点 d_0 ,运动后第一级曲柄端点 c_1 、联动环(支座)与连杆的连接点 d_1 在基坐标系 XOY 的坐标。利用运动前后连杆长度不变建立等式方程,推导出第一级联动环转动角度与曲柄转动角度的关系。

由图 7 可知 d_0 点在基坐标系 XOY 中的坐标为

$$d_0 = [0 \quad L \quad H_1]^T \tag{18}$$

其中 L 为点 O 到点 O_{11} 的距离; H_1 为点 O_{11} 到点 d_0 的距离。

坐标系 8、坐标系 9 都由坐标系 7 绕 Z_7 轴(曲柄旋转轴)旋转一定角度得到,坐标系 10 由坐标系 12 绕 Y 轴(机匣中心轴)旋转得到。则从坐标系 XOY 到坐标系 8、坐标系 9、坐标系 10 的变换分别为

$$\begin{aligned} T_{08} &= \text{Trans}(0, L, 0) \text{Rot}(Y, -\varphi_1) \\ &\quad \text{Trans}(0, 0, h_1) \text{Rot}(Z_7, \alpha_1 - \pi) \end{aligned} \tag{19}$$

其中 φ_1 为第一级曲柄旋转轴与 Z 轴的夹角; α_1 为第一级曲柄可调端与固定端夹角; h_1 为第一级

曲柄旋转中心 O_7 到 O_{11} 的距离; L_1 为第一级曲柄可调端长度。

$$\begin{aligned} T_{09} &= \text{Trans}(0, L, 0) \text{Rot}(Y, -\varphi_1) \\ &\quad \text{Trans}(0, 0, h_1) \text{Rot}(Z_7, \alpha_1 - \pi) \text{Rot}(Z_7, \theta_1) \end{aligned} \tag{20}$$

其中 θ_1 为第一级曲柄旋转角度。

$$T_{010} = \text{Trans}(0, L, 0) \text{Trans}(0, t_1, 0) \text{Rot}(Y, \beta_1) \tag{21}$$

其中 $t_1 = r_1 (1 - \cos \omega_1)$ 。

点 c_0 在坐标系 8 中的齐次坐标及点 c_1 在坐标系 9 中的齐次坐标都为 $[L_1 \quad 0 \quad 0 \quad 1]^T$,点 d_1 在坐标系 10 中的齐次坐标为 $[0 \quad 0 \quad H_1 \quad 1]^T$ 。则点 c_0 、 c_1 、 d_1 在基坐标系 XOY 中的齐次坐标为

$$\begin{bmatrix} c_0 \\ 1 \end{bmatrix} = T_{08} \begin{bmatrix} L_1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{22}$$

$$\begin{bmatrix} c_1 \\ 1 \end{bmatrix} = T_{09} \begin{bmatrix} L_1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{23}$$

$$\begin{bmatrix} d_1 \\ 1 \end{bmatrix} = T_{010} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ H_1 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{24}$$

由式(22)、式(23)、式(24)得到点 c_0 、 c_1 、 d_1 在基坐标系 XOY 中的坐标。

旋转前后连杆的长度不变。即

$$(c_0 - d_0)^T (c_0 - d_0) = (c_1 - d_1)^T (c_1 - d_1) \tag{25}$$

1.2.2 第一级联动环-摇臂部分

如图 8 所示,摇臂在 $X_{13}O_{13}Y_{13}$ 平面中绕 Z_{13} 轴(即叶片旋转轴)旋转角度 ω_1 。联动环在绕 Y 轴(即机匣中心轴)旋转角度 β_1 的同时沿 Y 轴正方向平移距离 t_1 。

忽略运动过程中摇臂的变形,则摇臂转过的弦长与联动环转过的弦长在 X 轴方向的投影相等,都为 S_1 。即

$$R_1 \sin \beta_1 = r_1 \sin \omega_1 \tag{26}$$

其中 R_1 为第一级联动环半径; r_1 为第一级摇臂长度; β_1 为第一级联动环转动角度; ω_1 为第一级摇臂转动角度。

由式(25)、式(26)可以解出第一级运动方程

$$\begin{aligned} 0 = & L_1^2 \sin^2 \alpha_1 - [L_1 (\cos \theta_1 \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \sin \theta_1) - r_1 (\sqrt{1 - \sin^2 \omega_1} - 1)]^2 (L_1 \cos \varphi_1 \cos \alpha_1 + h_1 \sin \varphi_1)^2 + \\ & (H_1 - h_1 \cos \varphi_1 + L_1 \cos \alpha_1 \sin \varphi_1)^2 - [H_1 \sqrt{1 - (r_1^2 \sin^2 \omega_1) / R_1^2} - h_1 \cos \varphi_1 + \\ & L_1 (\cos \theta_1 \cos \alpha_1 \sin \varphi_1 - \sin \theta_1 \sin \varphi_1 \sin \alpha_1)]^2 - \\ & [h_1 \sin \varphi_1 + L_1 (\cos \theta_1 \cos \varphi_1 \cos \alpha_1 - \cos \varphi_1 \sin \theta_1 \sin \alpha_1) + (H_1 r_1 \sin \omega_1) / R_1]^2 \end{aligned} \tag{27}$$

1.3 两级摇臂转动关系方程

$$\begin{cases} 0 = L_0^2 \sin^2 \alpha_0 - [L_0 (\cos \alpha_0 \sin t - \sin \alpha_0 \cos t) + r_0 (\sqrt{1 - \sin^2 x} - 1)]^2 + (h_0 \sin \varphi_0 + L_0 \cos \alpha_0 \cos \varphi_0)^2 \\ \quad [H_0 \sqrt{1 - (r_0^2 \sin^2 x) / R_0^2} - h_0 \cos \varphi_0 + L_0 (\cos \alpha_0 \cos t \sin \varphi_0 + \sin \alpha_0 \sin \varphi_0 \sin t)]^2 - [h_0 \sin \varphi_0 + \\ \quad L_0 (\cos \alpha_0 \cos \varphi_0 \cos t + \cos \varphi_0 \sin \alpha_0 \sin t) - (H_0 r_0 \sin x) / R_0]^2 + (H_0 - h_0 \cos \varphi_0 + L_0 \cos \alpha_0 \sin \varphi_0)^2 \\ 0 = (H_1 - h_1 \cos \varphi_1 + L_1 \cos \alpha_1 \sin \varphi_1)^2 - [h_1 \sin \varphi_1 - L_1 (\cos \varphi_1 \sin t \sin \alpha_1 - \cos \varphi_1 \cos t \cos \alpha_1) + \\ \quad (H_1 r_1 \sin y) / R_1]^2 + L_1^2 \sin^2 \alpha_1 - [L_1 (\cos t \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \sin t) - r_1 (\sqrt{1 - \sin^2 y} - 1)]^2 + \\ \quad (h_1 \sin \varphi_1 + L_1 \cos \varphi_1 \cos \alpha_1)^2 - [L_1 (\sin \varphi_1 \sin t \sin \alpha_1 - \cos t \cos \alpha_1 \sin \varphi_1) - \\ \quad H_1 \sqrt{1 - (r_1^2 \sin^2 y) / R_1^2} + h_1 \cos \varphi_1]^2 \end{cases} \tag{28}$$

转动角度 t 为参变量的参数方程。

2 联调机构优化计算

采用的优化算法是遗传算法^[18-19]；优化对象是两级联调机构中的曲柄可调端长度、曲柄可调端与固定端夹角 4 个变量；优化目标是在两级摇臂转动角度呈 2 倍关系的基础上使得两级摇臂转动角速度也尽可能时刻保持 2 倍的关系。

优化过程如下：

设在两级曲柄转动角度为 $\pi/6$ 的情况下，第零级摇臂转动目标角度为 $\pi/18$ ，第一级摇臂转动目标角度为 $\pi/9$ 。第零级曲柄可调端长度范围 $L_0=30\sim60\text{ mm}$ ，第零级曲柄固定端与可调端夹角的范围 $\alpha_0=0\sim\pi$ ，第一级曲柄可调端长度范围 $L_1=30\sim60\text{ mm}$ ，第一级曲柄可调端与固定端夹角范围 $\alpha_1=0\sim\pi$ 。其他参数 $R_0=350\text{ mm}$ ； $r_0=40\text{ mm}$ ； $H_0=390\text{ mm}$ ； $\varphi_0=\pi/6$ ； $h_0=360\text{ mm}$ ； $R_1=350\text{ mm}$ ； $H_1=390\text{ mm}$ ； $\varphi_1=\pi/6$ ； $h_1=360\text{ mm}$ ； $r_1=40\text{ mm}$ 。

把参数带入式(28)两级摇臂转动关系方程中，可以绘制出两级摇臂转动关系曲线，如图 9 所示。

图 9 中有 64 条曲线，每一条曲线都表示一组待优化变量(两级曲柄可调端长度和可调端与固定端夹角)组合下的两级摇臂转动关系曲线。每组组合都满足使两级摇臂转动角度呈 2 倍关系的要求(使第零级摇臂转动 $\pi/18$ ，使第一级摇臂转动 $\pi/9$)。使两级摇臂转动角速度尽量时刻保持 2 倍的关系，即使两级摇臂转动关系曲线无限接近于斜率为 2 的直线。以此为目标运用遗传算法对

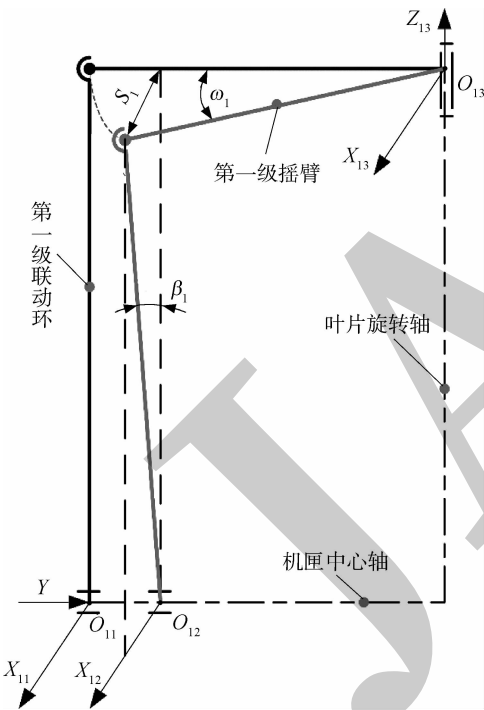


图 8 第一级联动环-摇臂运动过程

Fig. 8 Movement process of the first stage linkage ring-rocker arm

将第零级运动方程与第一级运动方程联立即得到两级摇臂转动关系方程。为了使方程因变量和自变量显示更加清晰，现设第零级摇臂转动角度 $\omega_0=x$ ；第零级曲柄转动角度 $\theta_0=t$ ；第一级摇臂转动角度 $\omega_1=y$ ；由式(17)可知，第一级曲柄转动角度与第零级曲柄转动角度相等，则第一级曲柄转动角度 $\theta_1=t$ 。如式(28)所示，两级摇臂转动关系方程为以第零级摇臂转动角度 x 为自变量，以第一级摇臂转动角度 y 为因变量，以两级曲柄

第零级曲柄可调端长度 L_0 、第零级曲柄可调端与固定端夹角 α_0 、第一级曲柄可调端长度 L_1 、第一级曲柄可调端与固定端夹角 α_1 优化求解,多次优化后得到的一组最优解如表 1 所示。

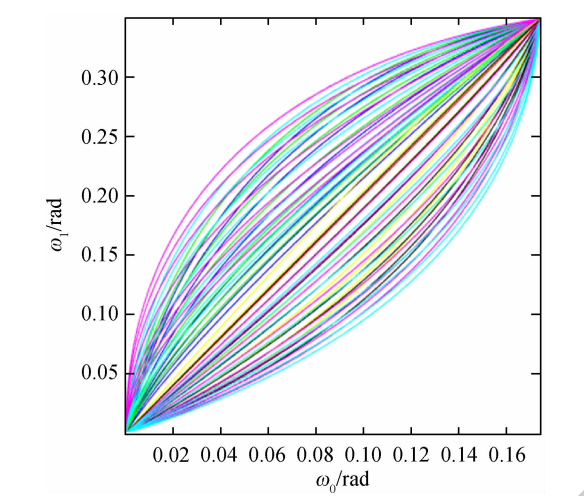


图 9 两级摇臂转动角度关系曲线(64 条)
Fig. 9 Rotation angle relationship curve of the two-stage rocker (64)

表 1 联调机构的最优解

Table 1 Optimal solution of the joint adjustment mechanism			
L_0/mm	α_0/rad	L_1/mm	α_1/rad
33.3141	0.7520	51.7169	2.4456

将最优解带入式(28)两级摇臂转动关系方程中,可绘制出两级摇臂转动关系曲线。如图 10、图 11 所示。

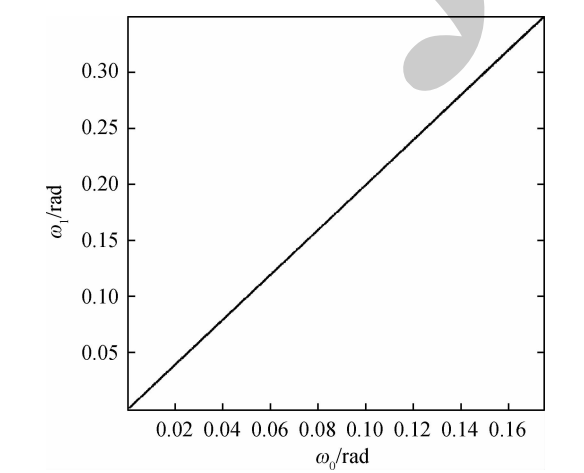


图 10 优化后两级摇臂旋转角度关系曲线
Fig. 10 Optimized rotation angle relationship curve of the two-stage rocker

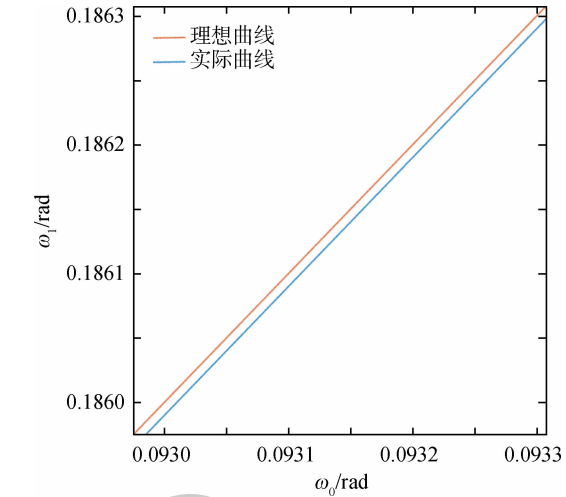


图 11 优化后两级摇臂旋转角度关系曲线局部放大图
Fig. 11 Partial enlarged view of optimized rotation angle relationship curve of the two-stage rocker

由图 10 所示,两级摇臂实际转动曲线与目标曲线完全重合。所以这组解满足在保证两级摇臂转动角度呈 2 倍关系的前提下使两级摇臂转动角速度也尽量时刻保持 2 倍的关系。

3 仿真实验

运用优化后的结果在 UG 软件中对机构进行重新建模、仿真,得到两级摇臂转动关系曲线如图 12 所示。把图 12 与图 10 进行对比分析,可以验证优化结果的正确性。

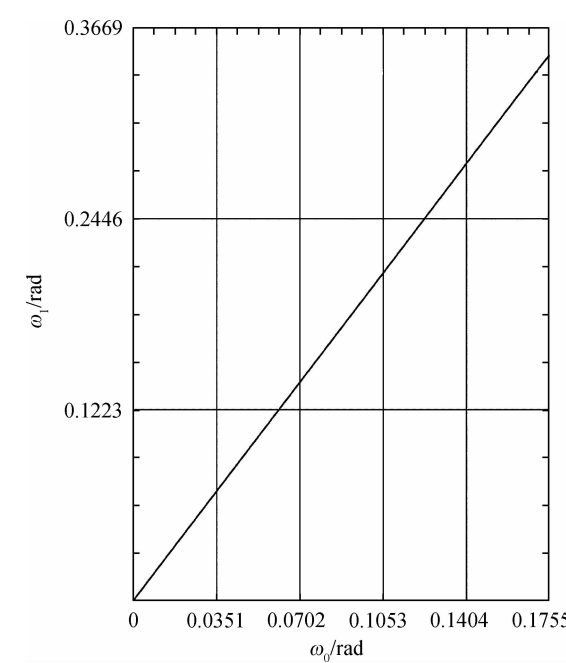


图 12 两级摇臂转动角度关系仿真曲线
Fig. 12 Simulation rotation angle relationship curve of the two-stage rocker

4 结 论

1) 通过图解法和齐次坐标法相结合的方式推导了两级联调机构运动方程和两级摇臂转动关系方程。

2) 运用遗传算法对两级曲柄可调端长度及可调端与固定端夹角进行优化,得到了满足要求的最优解。

3) 通过 UG 软件仿真验证了优化结果的正确性。

4) 该方法可以用于对其他构件的优化求解。也可以用于对联调机构其他级的联合优化求解。

参考文献:

[1] 隋岩峰,邴连喜,施磊,等.某发动机高压压气机进口可调静子叶片角度控制方法[J].航空动力学报,2010,25(11):2589-2593.
SUI Yanfeng, BING Lianxi, SHI Lei, et al. Control method of compressor stator vane angle for an aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 2589-2593. (in Chinese)

[2] 曹志鹏,刘波,丁伟.静叶角度调节对组合压气机性能优化机理[J].北京航空航天大学学报,2007,33(8):878-881.
CAO Zhipeng, LIU Bo, DING Wei. Stator setting angles adjustment on performance improvement of axial centrifugal compressor[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(8): 878-881. (in Chinese)

[3] 张健,任铭林.静叶角度调节对压气机性能影响的试验研究[J].航空动力学报,2000,15(1):27-30.
ZHANG Jian, REN Minglin. Experimental study on the influence of vane angle adjustment on compressor performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 27-30. (in Chinese)

[4] 朱之丽,李东.变几何涡扇发动机几何调节对性能的影响[J].航空动力学报,1999,14(1):35-38.
ZHU Zhili, LI Dong. Influence of geometric adjustment of variable geometry turbofan engine on performance[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(1): 35-38. (in Chinese)

[5] RIESLAND D. Aircraft engine analysis using ADAMS [R]. New York: European ADAMS User Conference, 2000.

[6] 梁爽,印雪梅,王华.基于 ADAMS 的静叶联调机构参数化设计[J].航空发动机,2016,42(1):65-69.
LIANG Shuang, YIN Xuemei, WANG Hua. Parametric design of stator blade jointly adjusting mechanism based on ADAMS[J]. Aeroengine, 2016, 42(1): 65-69. (in Chinese)

[7] 贺飞,陈国智,温泉,等.涡轴发动机叶片调节机构设计及应用[J].航空动力学报,2007,22(2):332-336.
HE Fei, CHEN Guozhi, WEN Quan, et al. Design of the control mechanism for the multistage axial compressor variable vane[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(2): 332-336. (in Chinese)

[8] 张晓宁,赵雷,杨勇刚.联调机构虚拟样机运动学动力学仿真[J].航空发动机,2014,40(4):56-60.
ZHANG Xiaoning, ZHAO Lei, YANG Yonggang. Kinematics and dynamics simulation of jointly adjusting mechanism based on virtual prototype technology[J]. Aeroengine, 2014, 40(4): 56-60. (in Chinese)

[9] 赵雷.可调叶片运动机构的参数化拓扑仿真模型研究[J].航空发动机,2014,40(5):28-32.
ZHAO Lei. Parametric topological model study on adjustment blade motion mechanism[J]. Aeroengine, 2014, 40(5): 28-32. (in Chinese)

[10] 胡明,郑龙席.基于 CATIA 和 ADAMS 的单级可调静子叶片系统仿真分析[J].航空制造技术,2014 22(8):98-101.
HU Ming, ZHENG Longxi. Simulation analysis of single-stage variable stator vane system based on CATIA and ADAMS[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2014, 22(8): 98-101. (in Chinese)

[11] 杨伟,罗秋生,张少平,等.基于 UG 和 ADAMS 的调节机构虚拟样机动力学仿真[J].燃气涡轮试验与研究,2009,22(2):22-25.
YANG Wei, LUO Qiusheng, ZHANG Shaoping, et al. Dynamics simulation of compressor's adjusting mechanism virtual prototyping based on UG & ADAMS[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2009, 22(2): 22-25. (in Chinese)

[12] HENSGES M. Simulation and optimization of an adjustable inlet guide vane for industrial turbo compressors[R]. ASME Paper GT2008-50242, 2008.

[13] 王永明.多级轴流压气机静叶转角优化计算[J].航空动力学报,1992,7(1):77-80,101.
WANG Yongming. Optimization calculation of vane angle of multi-stage axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 1992, 7(1): 77-80, 101. (in Chinese)

[14] 张帅. VSV 调节机构运动特性的分析方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2015.
ZHANG Shuai. Study on the analysis method of motion characteristics of VSV regulating mechanism [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)

[15] 刘乃钊,陆钟吕.空间连杆机构的分析与综合[M].哈尔滨:哈尔滨船舶工程学院出版社,1989.

[16] 祝毓琥,刘行远.空间连杆机构的分析与综合[M].北京:高等教育出版社,1986.

[17] 臧红彬,陶俊杰,张辉.基于齐次坐标变换的装载机工作装置运动学分析[J].机械传动,2015,39(11):46-49.
ZANG Hongbin, TAO Junjie, ZHANG Hui. Kinematics analysis of working devices of wheel loader based on homogeneous coordinate transformation[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(11): 46-49. (in Chinese)

[18] 郁磊,史峰,王辉,等. MATLAB 智能算法[M].北京:北京航空航天大学出版社,2015.

[19] 韩瑞峰.遗传算法原理与应用实例[M].北京:兵器工业出版社,2010.