

摩托车 CG 系列发动机配气凸轮机构 最优尺度综合研究与应用

宋立权 潘玉蕊 唐彬 黄静
(重庆大学机械工程学院 重庆 400030)

摘要: 摩托车 CG 系列发动机配气的进、排气机构由同一凸轮驱动, 从设计的观点分别为逆向型和同向型, 在进、排气机构设计参数相同的条件下, 所设计出的两凸轮轮廓型线是不同的。针对工程设计实践, 应用凸轮机构设计的基本理论, 分析设计参数的内在联系, 研究出摩托车 CG 系列发动机配气凸轮机构最优结构尺度综合的计算方法, 揭示出配气机构的各设计参数的匹配内涵和设计机理, 所导出设计计算方法应用于 CG150 发动机的工程设计并经试验验证, 使发动机由原最大功率 8.51 kW(升功率 56.7 kW)提高到 9.7 kW(升功率 64.7 kW), 噪声降低约 5 dB, 可减小发动机高速运转的冲击与噪声并具有良好的外特性。

关键词: 摩托车 CG 系列发动机 配气凸轮机构 最优尺度综合

中图分类号: TK413 TK401

0 前言

摩托车发动机配气机构的设计优劣, 直接关系到发动机的功率、转矩外特性、冲击与噪声。目前市场的 CG 机, 从 CG125 到 CG150, 乃至 CG200 发动机, 一般沿用的都是 CG125 的配气凸轮机构, 使得 CG 机升功率普遍低于 60 kW。毫无疑问, 发动机排量不同, 其配气机构与凸轮的升程(反映在摇臂的最大摆角)也应与之匹配。但是, 由于配气凸轮机构结构参数最优匹配的尺度综合, 没有理论指导作为设计依据, 导致机构的尺寸参数一旦稍作变更, 即带来冲击与噪声等问题。

摩托车 CG 系列发动机配气机构如图 1 所示。其进、排气门均由同一凸轮通过二套摇臂和四杆机构驱动, AB 为下摇臂, CD 为上摇臂。由图 1 知, 凸轮与进气摇臂的布置方式为逆向型, 而与排气摇臂的布置方式为同向型。由凸轮机构的设计理论知, 在相同运动规律及结构尺寸完全相同的条件下, 分别按逆向型和同向型进行设计, 所得到的凸轮廓线是不同的。在给定摇臂运动规律的情况下, 进气充分与否是决定发动机功率、转矩的关键因素, 故凸轮通常按进气摇臂的布置方式即逆向型进行设计。但由于进、排气机构的下摇臂由该同一凸轮驱动, 与之配合的排气摇臂的运动往往不能满足给定的运动规律。因此, 从理论上研究配气凸轮机构结构参

数的内在关系, 导出最优尺度综合计算方法, 使按进气布置方式而设计的凸轮, 驱动排气摇臂实现的给定运动规律具有最小误差, 是 CG 系列发动机配气机构的设计关键。

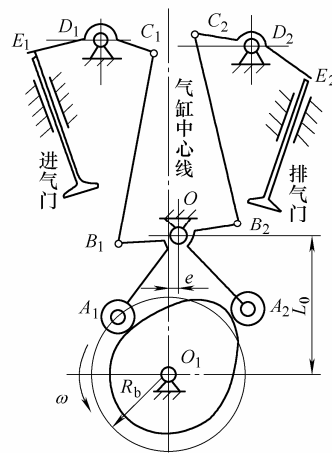
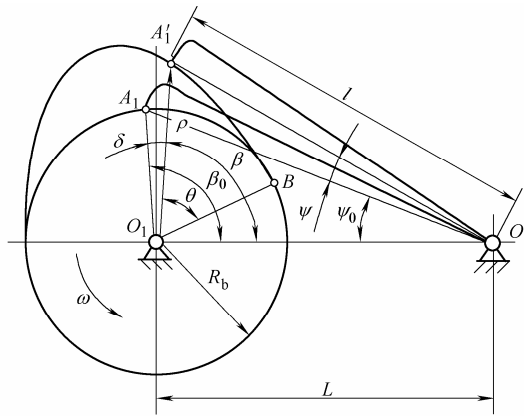


图 1 CG 系列发动机配气机构

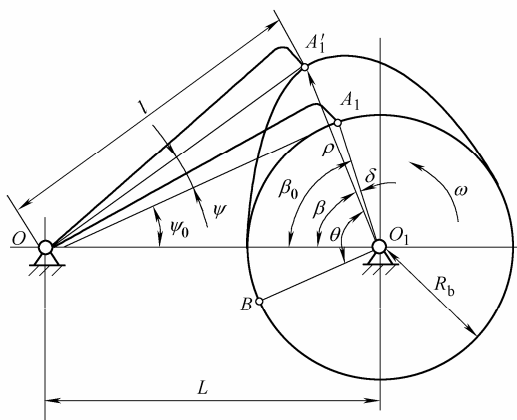
1 配气凸轮机构设计

图 2 为具有摆动从动件的盘形凸轮机构, O 点为摇臂摆动中心, B 点为行程起始点, $\varphi = \angle A_1 O_1 O$ 为当前位置凸轮转角, $\psi = \psi(\varphi)$ 为摇臂运动规律(从动件摆角), ψ_0 为摇臂在最低位置时与机架夹角, R_b 为凸轮基圆半径, $l = OA_1 = OA_2$ 为摇臂长度。问题归结为: 如何确定机架长 $L = O_1 O$, 使按逆向型(图

2a)设计和按同向型(图 2b)设计, 两者凸轮型线误差最小。



(a) 逆向型(推程时, 从动件与凸轮转向相反)



(b) 同向型(推程时, 从动件与凸轮转向相同)

图 2 摆动从动件的盘形凸轮机构

由图 2 知, 凸轮理论轮廓上以 O_1 为极点, 极径为 ρ 的方程为

$$\rho = \sqrt{L^2 + l^2 - 2Ll \cos(\psi_0 + \psi)} \quad (1)$$

对应的极角为

$$\text{逆向型} \quad \theta = \varphi + (\beta_0 - \beta) \quad (2)$$

$$\text{同向型} \quad \theta = \varphi - (\beta_0 - \beta) \quad (3)$$

相关角度计算如下

$$\cos \psi_0 = \frac{L^2 + l^2 - R_b^2}{2Ll} \quad (4)$$

$$\tan \beta_0 = \frac{l \sin \psi_0}{L - l \cos \psi_0} \quad (5)$$

$$\tan \beta = \frac{l \sin(\psi_0 + \psi)}{L - l \cos(\psi_0 + \psi)} \quad (6)$$

由图 2 知, 从动件处于最低位置(OA_1)时, 与基圆相接触。在未确定机架长 L 的条件下, 凸轮回转中心可位于以 A_1 为圆心, R_b 为半径的圆 II 上, 如图 3 所示。图 3 中, 圆弧 I 上弧 A_1A_1' 为摆动从动件端点轨迹。

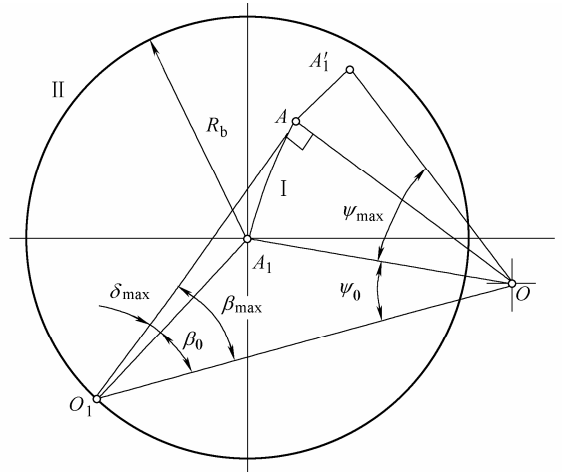


图 3 δ 具有最大值 δ_{\max} 的机构位置

CG 系列发动机的进、排气下摇臂结构尺寸完全相同, 当凸轮机构设计基本参数确定后, 二摇臂的最大摆角也相同。分析上述各式知, 逆向型与同向型凸轮机构设计的区别在于式(2)与式(3)的不同, 若要二凸轮形状误差最小, 应使式(2)与式(3)的 θ 值尽可能接近, 令 $\delta = \beta_0 - \beta$, 即结构设计参数匹配所求的目标为 $(|\delta_{\max}|)_{\min}$, 能使按逆向型设计和同向型设计的凸轮型线误差最小。

由图 3 知, 机架长 $L = O_1O$ 减小, 则 δ_{\max} 可减小。图 3 表明在参数 R_b 、 ψ_{\max} 、 L 和 l 确定的条件下, δ_{\max} 的机构位置即 $O_1A \perp OA$ 的机构位置。由此知, 圆 II 上一定存在某点, 使 δ_{\max} 具有最小值。使 δ_{\max} 具有最小值的 O_1 点如图 4 所示。图 4 中, K 为过 O_1 点作圆 I 上弧 A_1A_1' 切线的切点。要实现追求的目标, 需使 $|\delta_1| = |\delta_2| = 0.5 \angle KO_1A_1'$ 。

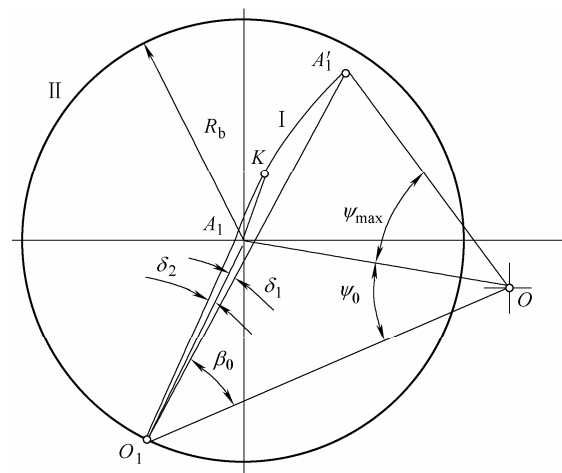


图 4 具有最优尺度综合的 O_1 点

由上述分析知, 为使 $|\delta|$ 进一步减小, 在结构允许且满足气门最大位移的条件下, 应取尽可能大的摇臂长度 l 和较小的摇臂最大摆角 ψ_{\max} 。

2 配气凸轮机构最优尺度求解

设凸轮机构基本参数摇臂长度 l 、摇臂最大摆角 ψ_{\max} 以及凸轮基圆半径 R_b 为已知, 问题归结为求使 $|\delta_1| = |\delta_2|$ 的圆 II 上的 O_1 点, 即求满足该条件的机架长 O_1O 。为使问题求解方便, 不失一般性, 将图 4 绕 A_1 点逆时针旋转, 使 O 点位于 x 轴上, 并追求的设计目标的 O_1 点应是圆弧 I 的切线与圆 II 的交点, 取圆弧 I 上某点 K , 引入参数 η , 则 K 点坐标为

$$\begin{cases} x_K = l(1 - \cos \eta) \\ y_K = l \sin \eta \end{cases} \quad 0 \leq \eta \leq \psi_{\max} \quad (7)$$

与 KO 垂直的直线 KO_1 为圆 I 在 K 点的切线, 其方程式为

$$y = y_K + \frac{1}{\tan \eta} (x - x_K) \quad (8)$$

圆心在 A_1 , 半径为 R_b 的圆 II 的方程为

$$x^2 + y^2 = R_b^2 \quad (9)$$

将式(9)代入式(8)作整理有

$$\left(1 + \frac{1}{\tan^2 \eta}\right)x^2 + \frac{2}{\tan \eta} \left(y_K - \frac{x_K}{\tan \eta}\right)x + \frac{x_K}{\tan \eta} \left(\frac{x_K}{\tan \eta} - 2y_K\right) - R_b^2 = 0 \quad (10)$$

式(10)中, 令

$$\begin{aligned} a &= \left(1 + \frac{1}{\tan^2 \eta}\right) \\ b &= \frac{2}{\tan \eta} \left(y_K - \frac{x_K}{\tan \eta}\right) \\ c &= \frac{x_K}{\tan \eta} \left(\frac{x_K}{\tan \eta} - 2y_K\right) - R_b^2 \end{aligned}$$

求解二次方程(10)并由图 5 知, 圆弧 I 上的 K 点仅在第 I 象限, 满足条件的 x 值只能位于 y 轴左

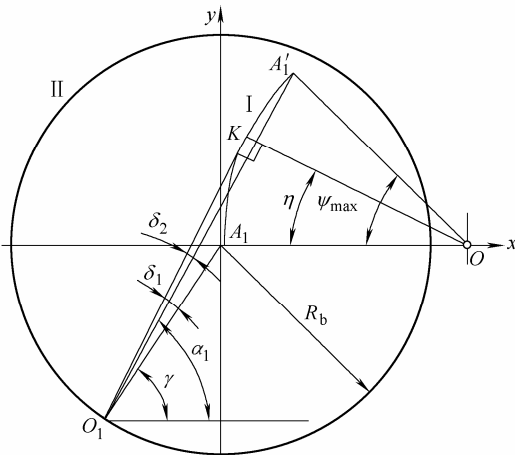


图 5 配气凸轮机构最优尺度综合模型

边, 故 O_1 点 x 坐标为

$$x_{O_1} = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (11)$$

式(11)代入式(8), O_1 点 y 坐标为

$$y_{O_1} = y_K + \frac{1}{\tan \eta} (x_{O_1} - x_K) \quad (12)$$

设直线 A_1O_1 与水平线夹角为 γ , 求得其斜率为

$$\gamma = \arctan \frac{y_{O_1}}{x_{O_1}} \quad (13)$$

由图 5 知, 直线 KO_1 与直线 $A_1'O$ 的夹角为

$$\delta_2 = 90^\circ - (\gamma + \eta) \quad (14)$$

由式(7)知, A_1' 的坐标为

$$\begin{cases} x_{A_1'} = l(1 - \cos \psi_{\max}) \\ y_{A_1'} = l \sin \psi_{\max} \end{cases} \quad (15)$$

设直线 $A_1'O_1$ 与水平线夹角为 α_1 , 则

$$\alpha_1 = \arctan \frac{y_{A_1'} - y_{O_1}}{x_{A_1'} - x_{O_1}} \quad (16)$$

直线 $A_1'O_1$ 与 A_1O_1 的夹角为

$$\delta_1 = \alpha_1 - \gamma \quad (17)$$

由图 5 知, 满足最优综合的条件必然是 $\delta_1 < 0$ 而 $\delta_2 > 0$, 即 $\delta_1 + \delta_2 = 0$ 。由式(14)、(17), 最优尺度综合的条件可表为

$$f(\eta) = \alpha_1 + 90^\circ - 2\gamma - \eta = 0 \quad (18)$$

式(18)中 α_1 由式(16)确定, γ 由式(13)确定, 而式(13)及式(16)中的 x_{O_1} 、 y_{O_1} 又由式(11)及式(12)确定, 依此类推。故式(18)是关于 η 的高度非线性方程, 应用连分式解法可获得很好的收敛。取迭代初值 $\eta = \psi_{\max}$, 迭代精度 $\varepsilon = 10^{-8}$, 仅作 1 轮(7 次)迭代, 即可求得满足条件的 η^* 。再利用式(7)、(11)及式(12)求得 x_{O_1} 、 y_{O_1} , 于是求得机架长度

$$L = \sqrt{(x_{O_1} - l)^2 + y_{O_1}^2} \quad L_o = \sqrt{L^2 - e^2}$$

求得的 L 可能具有若干小数位, 可取 L_o 为整数或保留 1 位小数。偏心 e 的取值建议保留 1 位或 2 位小数, 即要能较精确的进行数据控制且容易保证加工精度, 图 1 中的偏心 e 即可作为数据控制的调整参数。

3 工程应用

验证实例: 本田 CG125 发动机。

测得配气凸轮机构参数为 $l = 45.8 \text{ mm}$, $R_b = 32.3 \text{ mm}$, $\psi_{\max} = 7.865$, $e = 0.9 \text{ mm}$, $L_o = 57.495 \text{ mm}$ (名义装配尺寸为 57.5 mm)。用上述理论方法进行最优尺度综合, 求得 $L_o = 57.494 \ 851 \text{ mm}$, 表明了尺度综合方法的正确性。

应用实例：CG150 发动机配气凸轮机构设计。

原 CG150 发动机的配气凸轮机构与 CG125 发动机完全相同，最大功率 $8.51 \text{ kW}/7\,990 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (升功率 56.7 kW)。为提升发动外特性，加大凸轮升程 0.6 mm ，企业原定 $L=58.5 \text{ mm}$ ，按该参数设计，实际排气的配气定时前移，减小了图 6 中①位置排气门开度约 0.27 mm ，使燃烧后废气不能借助进气的冲量有效的排出，影响了充气量，并使燃烧爆炸中后期排气门开度加大，减小了爆发力，使功率、转矩没有达到期望的结果。由于对排气摇臂而言，凸轮轮廓曲线不遵循给定运动规律，导致排气门打开和落座时缓冲段不完全符合应有的匀速运动规律，增大了热机噪声。故机构参数需重新匹配，在已有零部件参数不变更的条件下，应用上述最优综合理论与方法确定机架长度，并重新设计凸轮型线。基本参数与计算结果为：凸轮基圆半径 $R_b=32.3 \text{ mm}$ ，下摇臂长 $l=45.8 \text{ mm}$ ，摇臂最大摆角 $\psi_{\max}=8.541^\circ$ 。通过计算得 $\eta^*=3.307\,633^\circ$ ， $\delta_1=-0.133\,395^\circ$ ， $\delta_2=0.133\,395^\circ$ ， $L=57.607\,41 \text{ mm}$ ，取 $L_0=57.6 \text{ mm}$ ，通过计算得 $e=0.923\,951\,78 \text{ mm}$ ，取 $e=0.92 \text{ mm}$ ， $L=\sqrt{57.6^2+0.92^2}=57.607\,346\,7 \text{ mm}$ ，其理论长度误差 $\Delta L < 0.000\,063 \text{ mm}$ 。按综合后的机构结构尺寸，取 $L=57.6 \text{ mm}$ ，进行凸轮机构设计，经加工制造并作外特性台架试验，减小了发动机高速时噪声，使进、排气符合设计期望。其进、排气配气定时及气门运动曲线如图 6 所示，最大功率达到 $9.7 \text{ kW}/8\,500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (升功率 64.7 kW)，使发动机具有良好

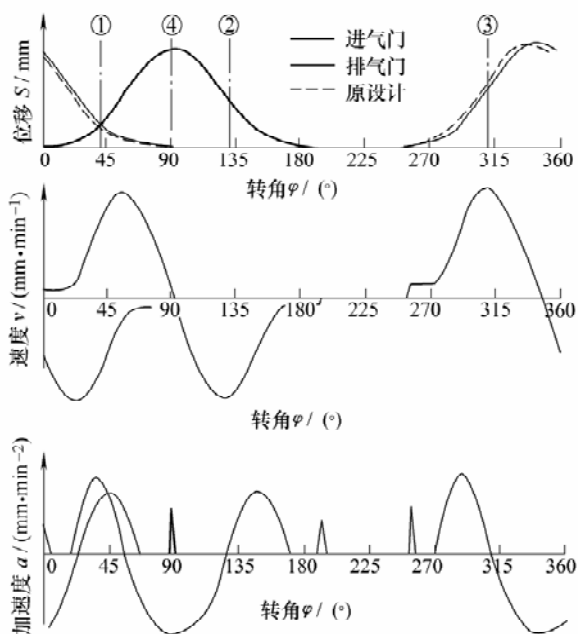


图 6 气门运动曲线

- ① 进气提前角 40.068° ② 进气迟闭角 63.932°
③ 排气提前角 52.932° ④ 排气迟闭角 49.068°

的高速外特性，如图 7 所示。功率、转矩外特性测试数据如表 1 所示，噪声测试数据如表 2 所示。

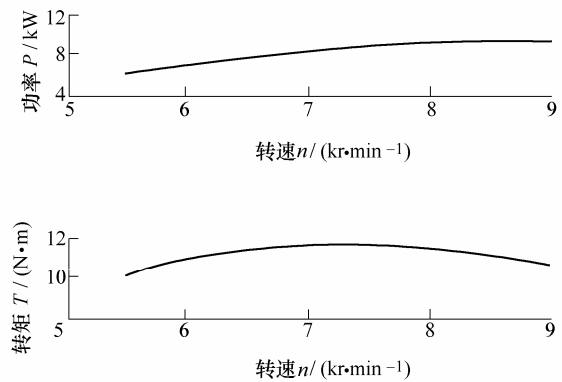


图 7 CG150 发动机外特性测试曲线

表 1 CG150 发动机外特性测试数据

曲柄转速 $n/(\text{kr} \cdot \text{min}^{-1})$	测试功率 P/kW	测试转矩 $T/(\text{N} \cdot \text{m})$
5.5	5.93	10.30
6.0	6.98	11.11
6.5	7.89	11.60
7.0	8.63	11.78
7.5	9.28	11.82
8.0	9.66	11.53
8.5	9.70	10.90
9.0	9.52	10.10

表 2 CG150 摩托车高速时噪声测试数据 dB

次数	第一次		第二次		平均	
	左	右	左	右	左	右
改进前	83.2	82.0	82.8	81.8	83.0	81.9
改进后	77.6	76.8	77.4	77.0	77.5	76.9
降低值	5.6	5.2	5.4	4.8	5.5	5.0

4 结论

发动机配气凸轮属高速凸轮，对从动件运动规律及凸轮型线有很高的要求。上述理论分析及工程实践表明，CG 系列发动机凸轮机构的尺度设计，不能如常规的凸轮设计那样，具有结构参数的任意性。凸轮的基圆半径 R_b 、摇臂长度 l 及最大摆角 ψ_{\max} 与机架长度 L (凸轮回转中心至摇臂摆动中心的距离) 间有密切的参数制约关系，不容忽视，否则将直接影响到发动机的产品性能。所提出的配气凸轮机构最优尺度综合理论与方法，揭示出配气机构参数匹配的内涵和设计机理，并对提高企业在该领域的设计水平和研发拥有自主知识产权的产品具有理论指导意义和工程应用价值。

参 考 文 献

- [1] 汽车工程手册编委会. 汽车工程手册摩托篇[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [2] 廖晓山. 汽车发动机配气机构[M]. 吉林: 吉林人民出版社, 1981.
- [3] SHIGA S, et al. Effect of early-closing of intake-valve on the engine performance in a spark-ignition engine[G]. SAE Paper 960586, 1996.
- [4] HANAOKA M, FUKUMURA S. A study of valve train noises and a method of cam design to reduce the noises[G]. SAE Paper 730247, 1996.
- [5] LEONE T G, CHRISTENSON E J, STEIN R A. Comparison of variable camshaft timing strategies at part load[G]. SAE Paper 960584, 1996.
- [6] NAGUMO S, HARA S. Study of fuel economy improvement through control of intake valve closing timing: Cause of combustion deterioration and improvement[J]. JSAE Review, 1995, 16: 9-13.

**RESEARCH AND APPLICATION
OF OPTIMUM DIMENSION SYNTHESIS
OF VALVE TRAIN IN CG SERIES
MOTORCYCLE ENGINE**

SONG Liqun PAN Yurui

TANG Bin HUANG Jing

*(School of Mechanical Engineering, Chongqing
University, Chongqing 400030)*

mechanisms in the CG motorcycle engine are both driven, can be divided into two types—the equidirectional and the reverse in the design perspective. Under the same parameter of the two types, the cam profiles designed in different ways are different. The paper aims to apply the basic theory of the cam, in the project design, to analyze the intrinsic relation of design parameters, calculate the optimum structure synthesis of valve train in the CG motorcycle engine and reveal the matching intension and the design principle of the parameters. The calculating method has been tested in the design of the CG150 engine and the results show that the maximal engine power is improved from 8.51 kW (liter power is 56.7 kW) to 9.7 kW (liter power is 64.7 kW), and the noise level is reduced by approximately 5 dB, reducing the impact noise while the engine running at a high speed, and better characteristics is achieved.

Key words: Motorcycle CG series engine Valve train
Optimum dimension synthesis

作者简介: 宋立权, 男, 1952年出生, 教授。主要研究方向为机械设计及理论, 机械系统动力学, 计算机辅助工程。参加国家“九五”科技攻关项目和省部级及横向科研多项, 发表论文近40篇。

E-mail: lqsong5236@hotmail.com

Abstract: The cam, by which the intake and the exhaust