

# 内燃机活塞机构的优化设计

叶双超

广西玉柴机器股份有限公司工程研究院

[摘要] 内燃机活塞机构是机械系统中应用广泛的机构，基于此，本文重点分析了内燃机活塞机构的优化设计。

[关键词] 内燃机；活塞；优化设计

[DOI] 10.12252/j.issn.2096-6288.2021.10.1831

内燃机在国民经济中占有重要地位，其为机械运行提供主导动力，活塞机构是内燃机中最重要的运动机构之一，它的特性对内燃机性能有很大影响。因此，优化活塞机构设计，提高内燃机性能，对促进经济发展、节能减排等具有重要意义。

## 一、内燃机概述

内燃机是一种动力机械，通过使燃料在机器内部燃烧，并将其放出的热能直接转换为动力的热力发动机。广义上的内燃机包括往复式内燃机、旋转活塞式发动机、自由活塞式发动机，也包括旋转叶轮式的喷气式发动机，但通常所说的内燃机是指活塞式内燃机。活塞式内燃机将燃料和空气混合，在其汽缸内燃烧，释放出的热能使其汽缸内产生高温高压燃气。燃气膨胀推动活塞做功，再通过曲柄连杆机构或其他机构将机械功输出，驱动从动机械工作。内燃机的功率范围广，适应性能好，最小的内燃机功率不到0.73千瓦，最大的内燃机功率可达34000千瓦。同时，其结构紧凑，重量轻，体积小，燃料和水消耗量少。并且内燃机的热能利用率高。增压柴油机最高热效率可达46%，而蒸气机仅有11~16%。其缺点是：①对燃料要求高。高速内燃机一般利用汽油或轻柴油作料，并且对燃料的洁净度要求严格。②对环境的污染也愈来愈严重。③布局复杂，发展空间——机电行业的多来源业务经营路线及通过长期大量的潜在客户积累与转化的方式。

## 二、活塞运动

在偏置活塞式四冲程柴油机的做功冲程中，活塞机构的运动方式可用偏置曲柄滑块机构运动简图表示，如图1所示，可看出活塞销中心线的运动平面与曲轴轴线之间的距离为e。做功冲程活塞由上止点往下止点运动，曲轴旋转角度大于180度。

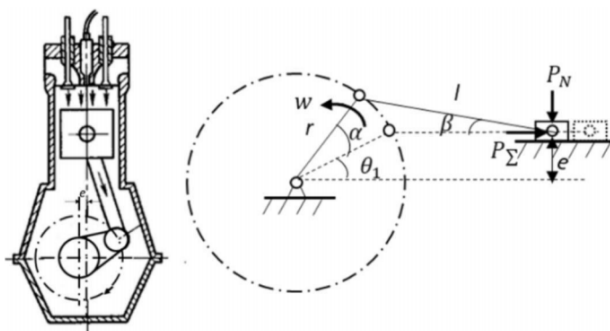


图1 活塞机构的运动方式

曲轴和连杆的长度为r和l，活塞销中心线运动平面相对曲轴轴线的偏距为e，曲轴转角为φ（活塞位于上死点时为0），连杆摆角（连杆与活塞销中心线运动平面的夹角）为β，作用在活塞上的轴力为P<sub>Σ</sub>，活塞与缸套间的正压力为P<sub>N</sub>。在图1中由几何关系可得：

活塞位于上死点时，位置角为

$$\theta_1 = \arcsin \frac{e}{r+l}$$

连杆摆角为

$$\beta = \arcsin \frac{r \sin(\varphi + \theta_1) - e}{l}$$

活塞位移为

$$s = \sqrt{(r+l)^2 - e^2} - l \cos \beta - r \cos(\varphi + \theta_1)$$

位移对时间求导得活塞速度

$$v = w[r \tan \beta \cos(\varphi + \theta_1) + \sin(\varphi + \theta_1)]$$

速度再对时间求导得活塞加速度

$$a = w^2 r \left[ \frac{r \cos^2(\varphi + \theta_1)}{l \cos^3 \beta} - \tan \beta \sin(\varphi + \theta_1) + \cos(\varphi + \theta_1) \right]$$

根据力平衡的关系式，可得活塞与缸套间的正压力为

$$P_N = P_\Sigma \tan \beta$$

## 三、活塞机构的优化设计

1、偏置曲柄滑块机构中的几何关系。在图2中，曲轴AB长度为a，连杆BC长度为b，e为偏距，H为做功行程。令曲轴AB作顺时针转动，则根据偏置曲柄滑块机构的急回特性，可判断出活塞从C<sub>1</sub>运动到C<sub>2</sub>为做功冲程。当曲轴AB从竖直方向转动任意角度φ时，活塞位于C处，φ<sub>0</sub>为曲轴AB的初始转角，θ为机构的极位夹角，C<sub>1</sub>、C<sub>2</sub>为活塞运动的两个极限位置。

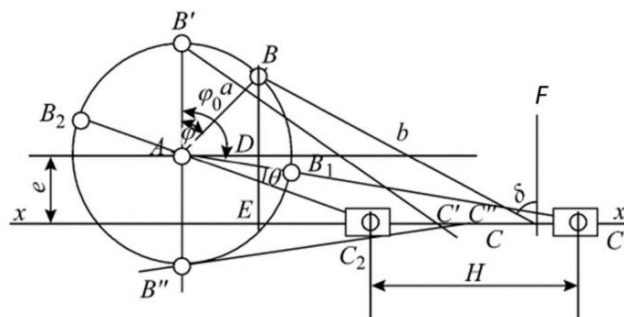


图2 偏置曲柄滑块机构

在△AC<sub>1</sub>C<sub>2</sub>中，由余弦定理得 (b+a)<sup>2</sup> + (b-a)<sup>2</sup> - 2(b+a)(b-a)cosθ = H<sup>2</sup>，即

$$2b^2 + 2a^2 - 2(b^2 - a^2) \cos \theta - H^2 = 0$$

再由正弦定理得

$$\frac{H}{\sin \theta} = \frac{b-a}{\sin \angle AC_1 C_2}$$

又因为

$$e = (a+b) \sin \theta \angle AC_1 C_2$$

联立上式得

$$e = \frac{b^2 - a^2}{H} \sin \theta$$

由曲轴存在的条件得

$$a+e \leq b$$

曲轴半径a需满足条件为

$$\frac{h}{2} \tan \frac{\theta}{2} < a \leq \frac{h}{2}$$

2、做功冲程传动角函数的推导。当曲轴AB作顺时针转动时，由偏置曲柄滑块机构的急回特性，得出滑块从C<sub>1</sub>到C<sub>2</sub>为做功冲程，曲轴转角由初始转角φ<sub>0</sub>增至(φ<sub>0</sub>+θ+π)，在图2中由几何关系可得

$$\varphi_0 = \arcsin\left(\frac{e}{a+b}\right) + \frac{\pi}{2}$$

即

$$\cos\varphi_0 = -\frac{e}{a+b}$$

过点C作活塞运动轨迹的垂线CF，令∠BCF=δ，过点B作BE垂直活塞运动轨迹，由图2可得BD=a cos φ，所以有

$$\overline{BE} = \overline{BD} + \overline{DE} = a \cos\varphi + e$$

在△BCE中，有cos∠CBE =  $\frac{\overline{BE}}{b}$ ，又因∠BCF=∠CBE，故有

$$\cos\delta = \frac{a \cos\varphi + e}{b}$$

根据偏置曲柄滑块机构传动角γ的定义，则有

$$\gamma = \begin{cases} \delta & (\delta \leq \frac{\pi}{2}) \\ \pi - \delta & (\delta \geq \frac{\pi}{2}) \end{cases}$$

由此得出：

当曲轴AB作顺时针转动时，在活塞经从C<sub>1</sub>到C<sub>2</sub>的做功冲程中，活塞会出现两个使机构传动角γ为π/2的位置，如图3所示。

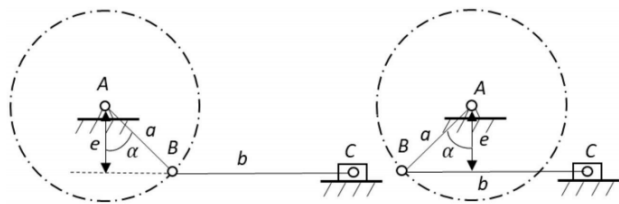


图3 两个使机构传动角γ为π/2的位置

这两个位置对应的曲轴转角分别为π-α和π+α，由图中可得

$$\cos\alpha = e/a$$

即有

$$\cos\gamma = \begin{cases} -\frac{a \cos\varphi + e}{b} & (\pi - \alpha \leq \varphi \leq \pi + \alpha) \\ \frac{a \cos\varphi + e}{b} & (\varphi_0 \leq \varphi \leq \pi - \alpha \text{ 或 } \pi + \alpha \leq \varphi \leq \varphi_0 + \theta + \pi) \end{cases}$$

上式即为内燃机做功冲程中曲柄滑块机构传动角γ所满足的函数关系。

3、衡量机构的传力性能。主动构件曲轴AB上的驱动力通过连杆BC传给输出构件活塞的力F是沿BC方向的，将其分解为与活塞速度方向共线的分力F<sub>1</sub>和垂直于活塞速度方向的分力F<sub>2</sub>，其中，F<sub>2</sub>对活塞的速度无影响，为无效分量，F<sub>2</sub>的大小为F cos γ。

为使曲柄滑块机构的传力效率更高，需使F的无效分量尽可能小，于是可利用F的无效分量在工作行程中的和来衡量机构的传力性能，值越小传力性能越好。

不妨令F为单位力，则作用在活塞上F的无效分量在做功冲程中的和可以表示为

$$S = \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \theta + \pi} \cos\gamma d\varphi$$

上式可化为如下形式

$$S = \int_{\varphi_0}^{\pi - \alpha} \frac{a \cos\varphi + e}{b} d\varphi - \int_{\pi - \alpha}^{\pi + \alpha} \frac{a \cos\varphi + e}{b} d\varphi + \int_{\pi + \alpha}^{\varphi_0 + \theta + \pi} \frac{a \cos\varphi + e}{b} d\varphi$$

计算上式得

$$S = \frac{a}{b} [4 \sin\alpha - \sin\varphi_0 - \sin(\varphi_0 + \theta)] + \frac{e}{b} (\theta + \pi - 4\alpha)$$

4、优化模型的建立。以曲柄存在的条件及各几何关系作为约束条件，以活塞上单位驱动力的无效分量在做功冲程中之和的最小值为目标函数，建立内燃机活塞机构的优化模型。

将a、b、e、φ<sub>0</sub>、α作为待优化参数，并用x<sub>1</sub>、x<sub>2</sub>、x<sub>3</sub>、x<sub>4</sub>、x<sub>5</sub>分别表示。优化目的是使作用在活塞上的单位驱动力的无效分量在做功冲程中的和最小，即令S的值最小。

#### 四、优化设计案例

1、尺寸优化。以某型内燃机活塞运动的对心曲柄滑块机构为例，做功冲程中活塞行程H=152mm，曲轴半径a=76mm，连杆长度b=200mm。将其优化为偏置活塞式内燃机，即采用偏置式曲柄滑块机构，取行程速比系数k=1.2和活塞行程H=152mm为设计的初始条件，各待优化参数的初值及取值范围为：初值a为50mm，b为100mm，e为10mm，φ<sub>0</sub>为1.5，α为1.5；下边界值均为0；上边界a为76mm，φ<sub>0</sub>和α为π。

利用MATLAB编程求解建立的优化模型，得到优化结果为X=[71.9797 185.8900 54.4448 1.7835 0.7130]。为便于机械加工，取a=72.0mm，b=185.9mm，e=54.4mm。

2、优化结果。将优化结果代入公式，并与优化前结果对比，发现优化后驱动力无效分量在做功冲程中之和比优化前减小了40.3%，优化效果良好。

将上述优化结果代入最小传动角表达式，优化结果满足传动角不小于许用传动角[γ]=40°的约束。

取曲轴转速为1500r/min，活塞轴向力P<sub>Σ</sub>为1000N，作出优化前后活塞加速度随曲轴转角变化的图像及活塞与缸套间正压力变化。验证结果表明，优化后活塞的加速度普遍减小，且峰值由优化前的2295m/s<sup>2</sup>减为优化后的2164m/s<sup>2</sup>，减少了5.7%。由于加速度的大小反映惯性力，优化后活塞加速度减小，所以使惯性力减小，改善了活塞机构的运动性能。优化后活塞与缸套间的正压力基本上比优化前的相应值小，峰值由优化前的410.8N减为优化后的402.9N，减少了1.9%，所以活塞与缸套之间的摩擦力也减小，从而延长这两个零件的使用寿命。

#### 五、结论

基于对偏置曲柄滑块机构的相关分析，对内燃机活塞机构进行优化设计，结论为：①优化后的偏置活塞式内燃机曲柄滑块机构的最小传动角满足许用传动角约束，传力性能好；②优化后活塞上驱动力的无效分量在做功冲程中之和比优化前减小了0.3%，优化效果良好；优化后活塞的加速度减小且峰值减小5.7%，使惯性力减小，改善了活塞机构的运动性能；优化后活塞与缸套间的正压力基本上比优化前的相应值小，正压力峰值减小1.9%，从而活塞与缸套之间的摩擦力减小，偏磨情况得到改善，延长了零件的使用寿命。

#### 参考文献

[1] 张世军. 正偏置曲柄连杆机构内燃机的动态特性[J]. 小型内燃机与摩托车, 2015 (08).  
[2] 童宝宏, 桂长林, 陈华, 等. 内燃机曲柄连杆机构的建模与仿真研究[J]. 计算机仿真, 2007, 24 (12): 229-234.