

# 目 录

前言 .....	1
1. 汽油机的结构参数 .....	1
1.1 初始条件 .....	1
1.2 发动机类型 .....	1
1.2.1 冲程数的选择 .....	1
1.2.2 冷却方式 .....	1
1.2.3 气缸数与气缸布置方式 .....	1
1.3 基本参数 .....	1
1.3.1 行程缸径比 $S / D$ 的选择 .....	1
1.3.2 气缸工作容积 $V_s$ , 缸 径 $D$ 的选择 .....	1
2. 热力学计算 .....	2
2.1 热力循环基本参数的确定 .....	2
2.2 P-V图的绘制 .....	2
2.3 P-V图的调整 .....	3
2.4 P-V图的校核 .....	4
3. 运动学计算 .....	4
3.1 曲柄连杆机构的类型 .....	4
3.2 连杆比的选择 .....	5
3.3 活塞运动规律 .....	5
3.4 连杆运动规律 .....	6
4. 动力学计算 .....	7
4.1 质量转换 .....	7
4.2 作用在活塞上的力 .....	8
5 曲轴零件结构设计 .....	10
5.1 曲轴的工作条件、结构型式和材料的选择 .....	10
5.1.1 曲轴的工作条件和设计要求 .....	10

5.1.2	曲轴的结构型式 .....	11
5.1.3	曲轴的材料 .....	11
5.2	曲轴主要尺寸的确定和结构细节设计 .....	11
5.2.1	主要尺寸 .....	11
5.2.2	一些细节设计 .....	11
6.	曲轴强度的校核 .....	13
6.1	静强度计算 .....	13
6.1.1	连杆轴颈的计算 .....	13
6.1.2	曲柄臂计算 .....	14
6.2	曲轴疲劳强度校核 .....	15
6.2.1	主轴颈的计算 .....	15
6.2.2	曲柄臂计算 .....	15
	小结 .....	16
	参考文献 .....	18
	附    录 .....	19

# 1. 6L 四冲程汽油机曲轴设计

## 前言

大四上学期我们学习了必修课程《汽车发动机设计》，紧接着要开始为期三周的课程设计。每个同学都有不同的设计题目，我们要根据自己的题目来查阅资料，结合所学知识，设计出合理的发动机部件。通过这次课程设计，要培养我们综合运用知识的能力，查阅工具书的能力以及运用计算机的能力。我的设计任务是1.6L 四冲程汽油机曲轴设计。

## 1. 汽油机的结构参数

### 1.1 初始条件

平均有效压力： $P_{me}=0.8\sim 1.2\text{Mpa}$

活塞平均速度： $V_m<18\text{m/s}$

### 1.2 发动机类型

#### 1.2.1 冲程数的选择

四冲程。

#### 1.2.2 冷却方式

水冷。

#### 1.2.3 气缸数与气缸布置方式

直列式四缸机。

### 1.3 基本参数

#### 1.3.1 行程缸径比 $S/D$ 的选择

初步选择行程缸径比为1.0。

#### 1.3.2 气缸工作容积 $V_s$ ，缸径 $D$ 的选择

根据内燃机学的基本计算公式：

(公式1)

$$V_m = \frac{S \cdot n}{30}$$

(公式2)

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \times 1000}{4}$$

(公式3)

其中 $P_{em}$ ——发动机的平均有效压力，依题取1.0MPa

$V_s$ ——气缸的工作容积， $4 \cdot V_s = 1.8L$

$i$ ——发动机的气缸数目，依题为4

$n$ ——发动机的转速

$V_m$ ——活塞的平均速度，依题取15m/s

$S$ ——发动机活塞的行程

$D$ ——发动机气缸直径

$T$ ——发动机的行程数，依题为4

根据以上的条件代入以上公式，并圆整得：

$D=80mm, S=80mm, V=15m/s, P_{me}=1.0MPa, n=5625r/min, V=0.045L, P_e=75kW$

## 2. 热力学计算

通常根据内燃机所用的燃料，混合气形成方式，缸内燃烧过程(加热方式)等特点，把汽油机实际循环近似看成等容加热循环。汽油机的工作过程包括进气、压缩、做功和排气四个过程。在本设计过程中，先确定热力循环基本参数然后重点针对压缩和膨胀过程进行计算，绘制P-V图并校核。

### 2.1 热力循环基本参数的确定

根据参考文献【内燃机学】压缩过程绝热指数 $n=1.28 \sim 1.35$ ，初步取 $n_1=1.30$

膨胀过程绝热指数 $n_2=1.31 \sim 1.41$ ，初步取 $n_2=1.35$

根据参考文献【内燃机学】汽油机压缩比 $\epsilon=8 \sim 12$ ，初取11

根据参考文献【发动机设计】，初取 $A_s=7$

## 2.2 P-V 图的绘制

通常情况下，压缩始点的压强在 $P=(0.8\sim 0.9)p_0$  ( $p_0$  为当地大气压力值)，假定外界 $P=0.10\text{MPa}$ ，选定 $p=0.09\text{MPa}$ ，将压缩过程近似看作绝热过程，由 $n=1.30$ ，并利用

$PV^n=\text{const}$ ，可以在excel中绘出压缩过程线。混合气体在气缸中压缩后，经等容加热，利

用  $\lambda_p$  值可得最大爆发压力值。膨胀过程类似于压缩过程，由  $n_p=1.35$ ，绘出膨胀线。最后连接膨胀终点和压缩始点。得出理论的 P-V 图1。简化的条件为：

假设工质是理想气体，其物理常数与标准状态下的空气物理常数相同。

假设工质是在闭口系统中作封闭循环。

假设工质的压缩及膨胀是绝热等熵过程。

假设燃烧过程为等容加热过程，工质放热为定容放热。

$$PV_{430} = PV^{\lambda} \quad (\text{公式4})$$

$$P_a = 0.09 \text{ Mpa}, V_s = 0.4 \text{ L}$$

$$V_c = V_s / (\epsilon - 1) = 0.045 \text{ L}, V_a = 0.40 \text{ L}, \quad \text{得 } P_c = 1.80 \text{ MPa}$$

$$P = \lambda \cdot P_c = 12.6 \text{ MPa}$$

$$P_1 V_1^{\lambda} = P_2 V_2^{\lambda} \quad (\text{公式5})$$

$$\text{得 } P_b = 0.56 \text{ MPa}$$

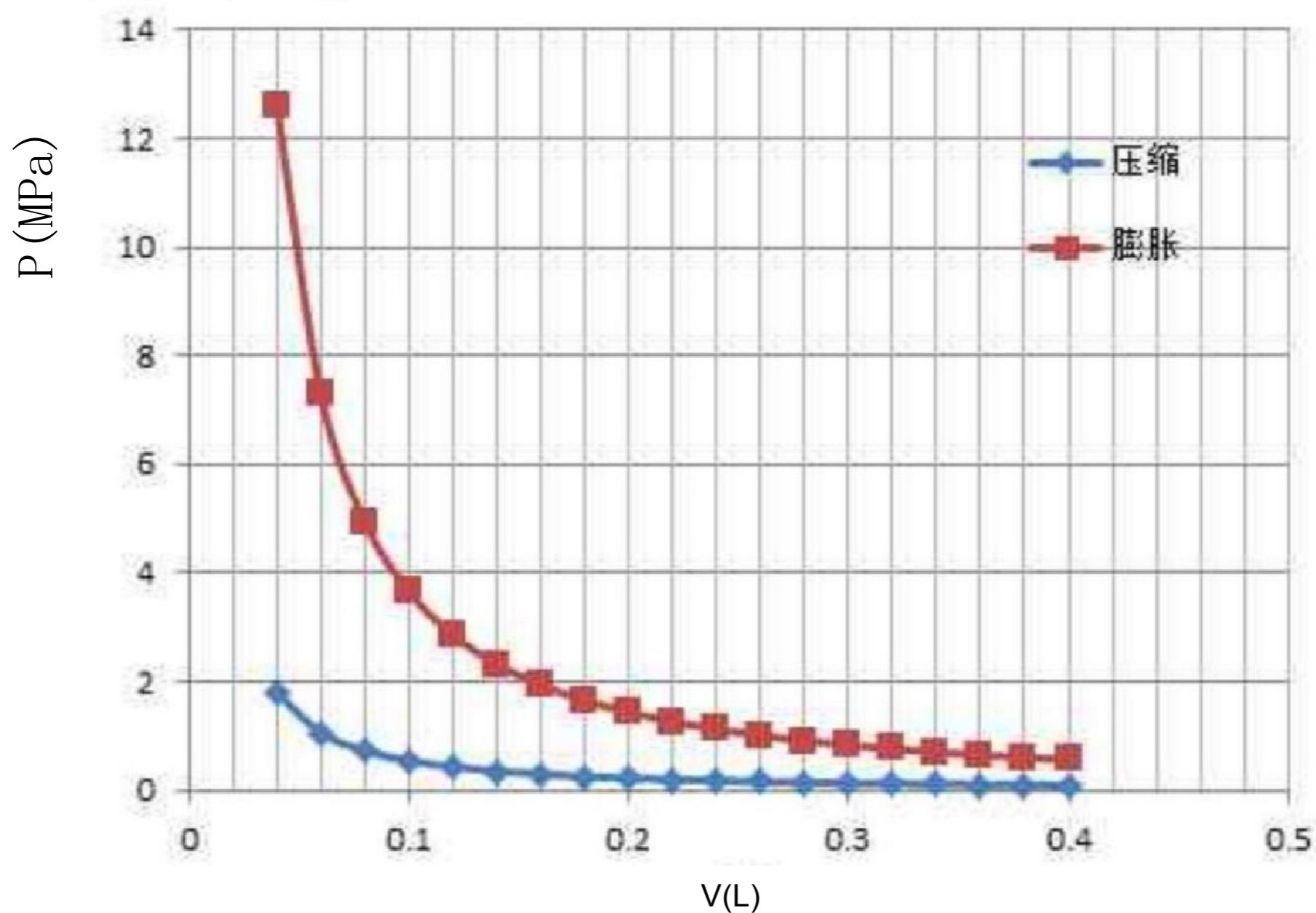


图1理论 P-V 图

### 2.3 P-V 图的调整

实际的 P-V 图和利用多变过程状态方程绘制的 P-V 图还存在一些差别，主要是点火提前角和配气相位的原因。对1 图作以下调整：

最大爆发压力： $P_2$  取理论水平的3/5, 具体值为7.56, 以此值与原图形相交, 水平线 以上的部分去掉, 余下部分作些调整。考虑到实际过程与理论过程的差异, 最大爆发压力

发生在上止点之后 $12^\circ \sim 15^\circ$ , 选择最高爆发压力出现在上止点后 $12^\circ$ 。



点火提前角：据资料得常用的范围是 $20^{\circ} \sim 30^{\circ}$ ，经调整后取 $26^{\circ}$ 。

排气提前角：常使用的范围是 $40^{\circ} \sim 80^{\circ}$ ，经调整后取 $60^{\circ}$ 。

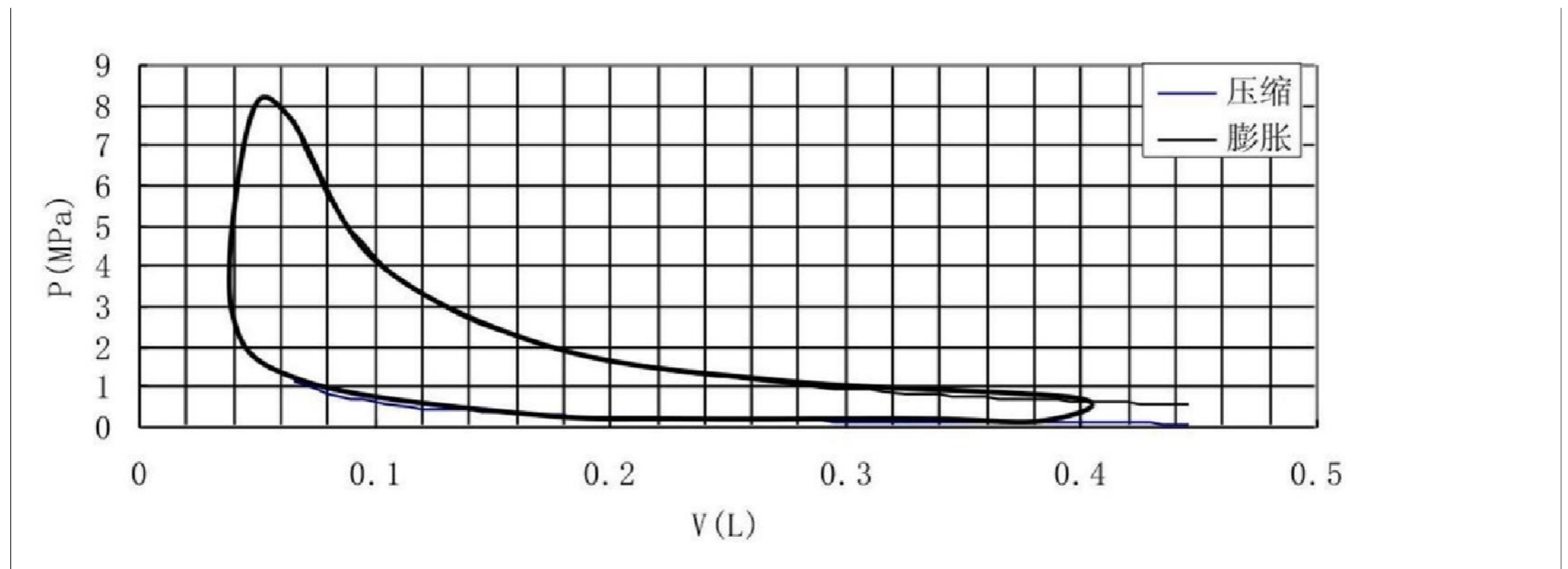


图 2 调整后P-V 图

## 2.4 P-V 图的校核

由热力学计算所绘制的示功图为理论循环的示功图，其围成的面积表示的是汽油机所做的指示功 $W_i$ ，数值由对示功图积分后求得

$$W_i = \int_{V_c}^{V_b} P_b \cdot V_b^{1.35} \cdot V_x^{(1.35)} dV_x - \int_{V_a}^{V_z} P_a \cdot V_a^{1.35} \cdot V_x^{(1.35)} dV_x$$

的面积来表示：

(公式6)

其中： $P_a = 0.09 \text{ MPa}$ ;  $P_b = 0.56 \text{ MPa}$ ;  $V_c = V_z = 0.04 \text{ L}$ ;  $V_b = V_a = 0.4 \text{ L}$

$$P_{me} = \frac{W_i}{V} = 0.996 \text{ MPa}$$

将上述数值代入得： $W_i = 469 \text{ J}$

$$P_{me} = \frac{P_{me} \cdot V_s \cdot i \cdot n}{60} = 81 \text{ kW}$$

则汽油机平均有效压力：

(公式7)

(公式8)

与前面计算的结果大致一致，故上面选取的参数和以后的相关计算在满足制造的同时能够前后一致。

## 3. 运动学计算

### 3.1 曲柄连杆机构的类型

在往复活塞式内燃机中基本上采用三种曲柄连杆机构：中心曲柄连杆机构，偏心曲柄连杆机构和关节曲柄连杆机构。其中中心曲柄连杆机构应用最广泛。本次设计选择中心曲

柄连杆机构。

### 3.2 连杆比的选择

据【发动机设计】知， $\lambda = 1/3 \sim 1/5$ ，车用发动机多用小连杆，初选  $\lambda = 1/4$ 。则连杆长度  $L = r/\lambda = 166\text{mm}$ 。

### 3.3 活塞运动规律

活塞位移：

$$X = r \left[ (1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (\text{公式9})$$

$\lambda = 1/4, r = 40\text{mm}$  为曲轴半径， $r = 40\text{mm}$ 。

经计算后  $X - \alpha$  图如下图4所示：

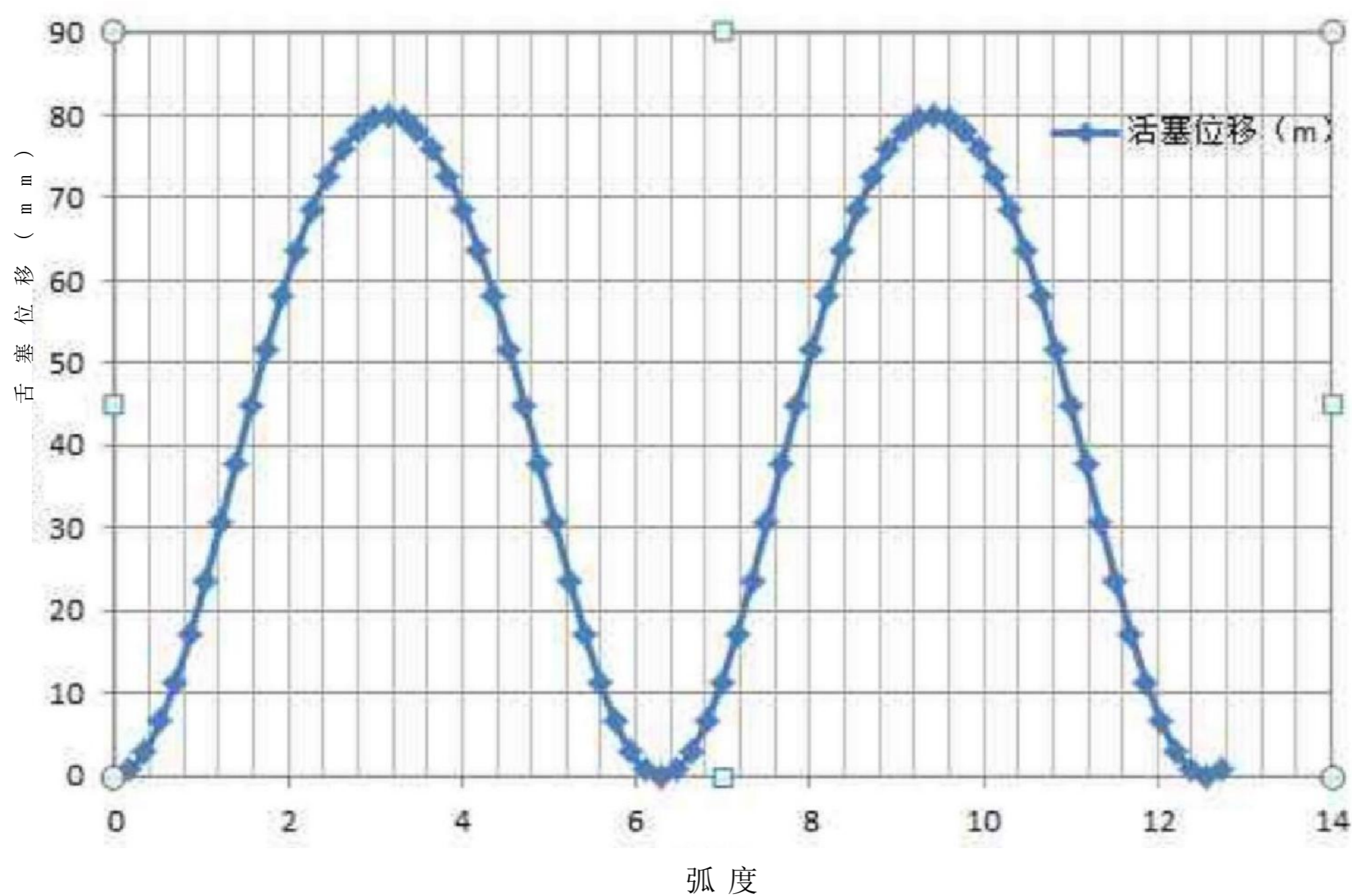


图4  $X - \alpha$  图

活塞速度：

$$V = r\omega \left( \sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

$$\omega = \frac{n\pi}{30}, n = 5421 \text{ r/min}$$



(公式 10)

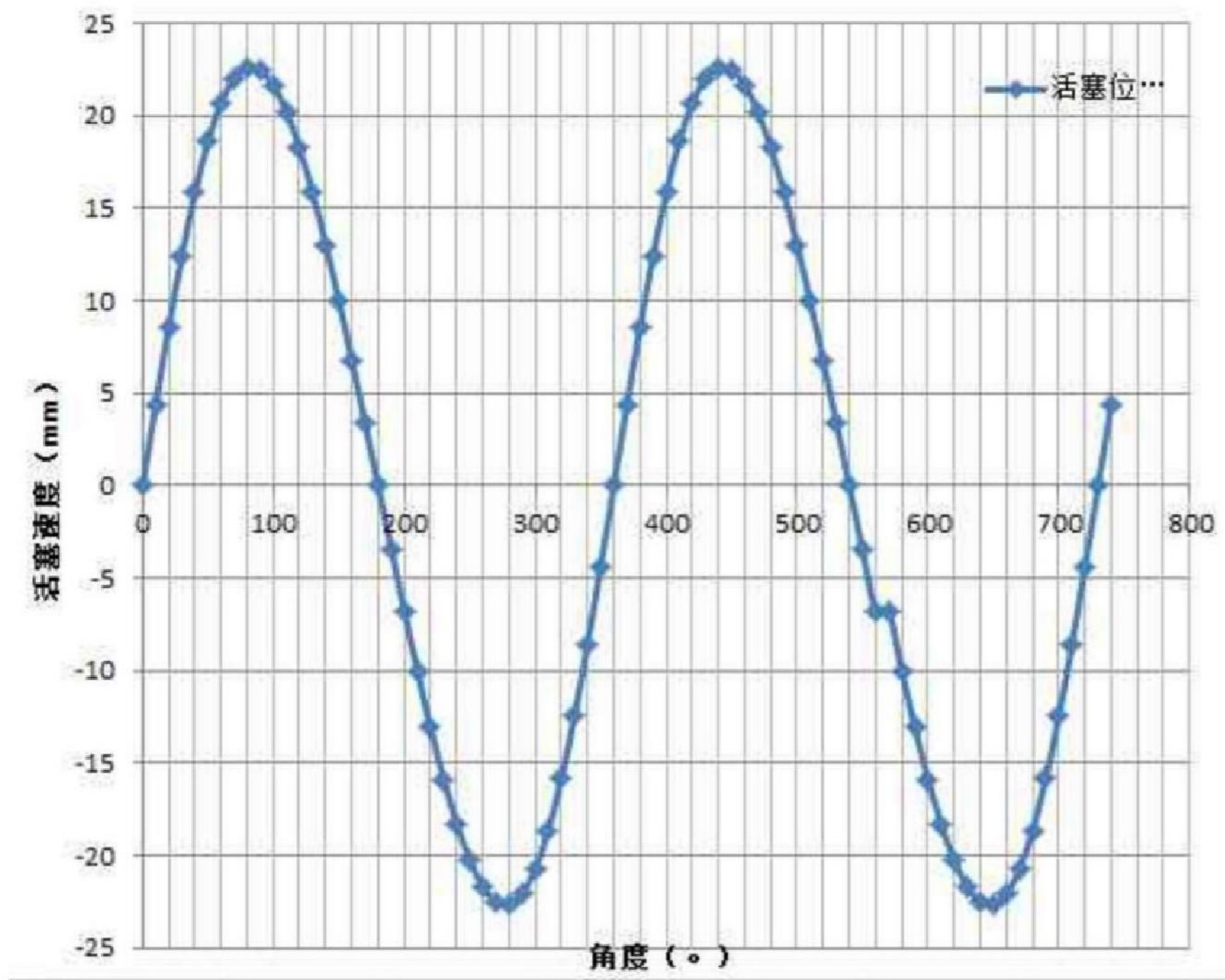


图 5 V-a 图

活塞加速度:

$$a = \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

活塞加速度 ( m / s ² )

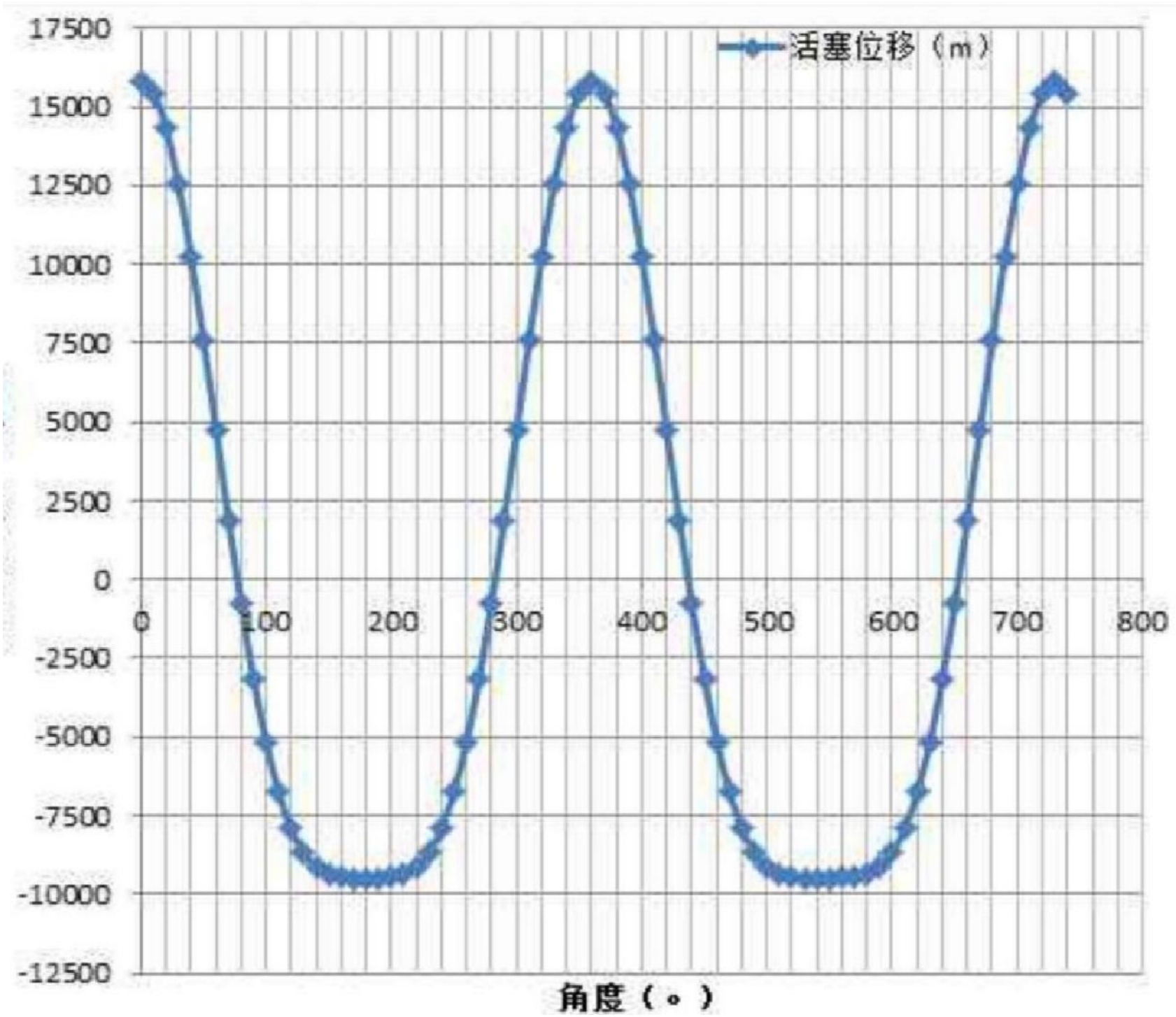


图 6 a-a 图

### 3.4 连杆运动规律

连杆式做复合平面运动，即其运动是由随活塞的往复运动以及绕活塞销的摆动合成。

连杆相对于气缸中心的摆角：

$$\alpha = \arcsin(\lambda \sin a)$$

(公式11)

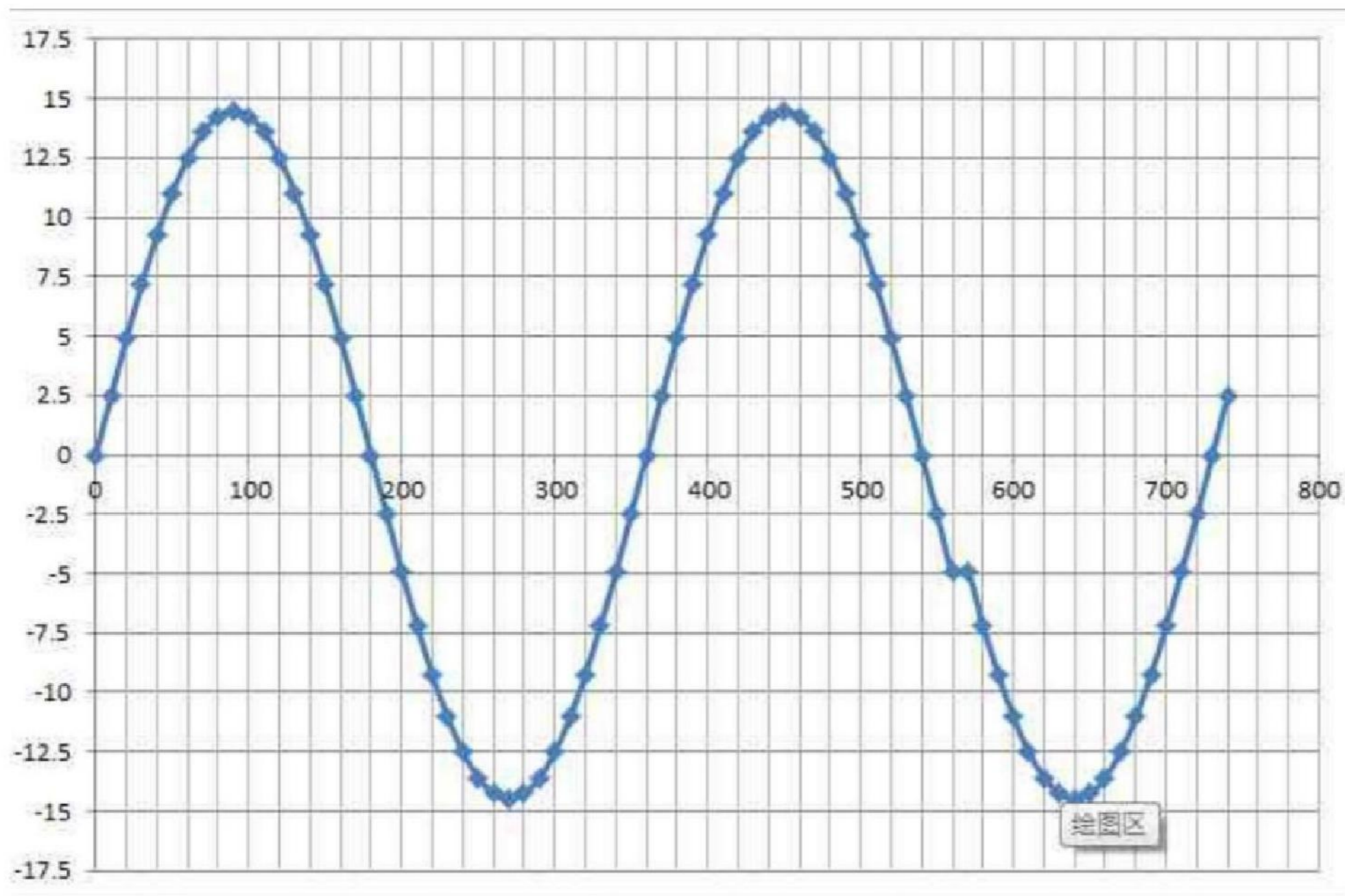


图7 连杆运动规律

## 4. 动力学计算

### 4.1 质量转换

沿气缸轴线作直线运动的活塞组零件，可以按质量不变的原则简单相加，并集中在活塞销中心。  $m_p = \sum m_{pi}$

粗略计算，将活塞看做薄壁圆：

$$m_p = \frac{\rho \pi}{4} [D^2 - (D-L)^2] H$$

(公式12)

其中  $D=83\text{mm}$ ,  $L$  为活塞厚度  $L=8\text{mm}$ , 活塞材料为共晶铝合金:  $\rho=2.7\text{g/cm}^3$ ,  $H$  为活塞高度  $H=(0.8\sim 1.0)D=74.7\text{mm}$ 。得  $m_p=215\text{g}$

匀速旋转的曲拐质量，可以按产生离心力不变的原则换算，并集中在曲柄销的中心。



(公式13)

做平面运动的连杆组，根据动力学等效性的质量，质心和转动惯量守恒三原则进行质量换算。3 个条件决定三个未知数，可用位于比较方便的位置上即连杆小头，大头和质心

处三个质量来代替连杆。实际结果表明m3与 m2、m 相比很小，为简化受力分析，常用集中在连杆小头和大头的2个质量代替连杆

$$m_1 = \frac{m_L(L - L_2)}{L} \quad (\text{公式14})$$

$$m_2 = \frac{m_L L_2}{L} \quad (\text{公式15})$$

往复质量:

$$m_r = m + m_1 \quad (\text{公式16})$$

旋转质量:

$$m_r = m + m_2 \quad (\text{公式17})$$

$$F_g = \frac{\pi D^2 (P - P_0)}{4} = \frac{3.14 \times 83^2 \times (P - 0.1013)}{4}$$

#### 4.2 作用在活塞上的力

作用在活塞销中心的力，是Fg 和 Fj 的合力， Fg 为气体作用力， Fj 为往复惯性力。

(1) 气体力

(公式18)

P—活塞顶上的压力， P0-- 活塞背压

根据气缸内压力与曲轴转角 α 的关系，应用EXCEL 求解相关数据(数据记录在附录中)

作出下图8

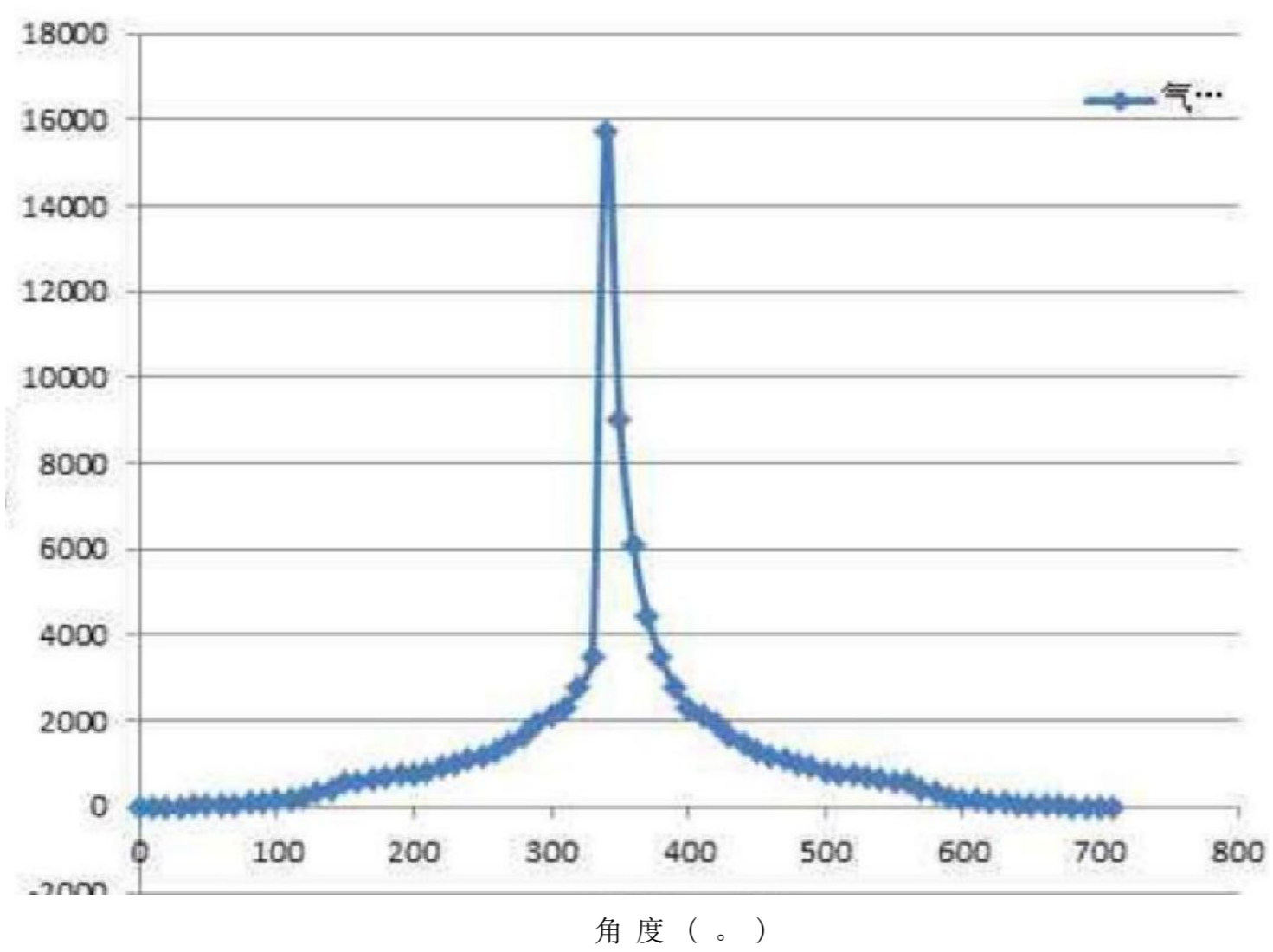


图 8 气体作用力图

(2) 惯性力

往复惯性力:

$F_j$  在机构中的传递情况与  $F_g$  很相似,  $F_j$  也使机构受负荷, 也产生转矩和倾覆力矩, 由于  $F_j$  对汽缸盖没有作用, 所以它不能在机内自行抵消, 是向外表现的力, 需要由轴承承受。则由于活塞和连杆小头的往复运动而引起的往复惯性力  $F_j$  的大小:  $F_j$  和曲轴转角  $\alpha$  满足下列关系式, 即

$$F_j = -m_j \cdot a = -0.380 \times r \omega^3 [\cos \alpha + \lambda \cos(2\alpha)] \quad (\text{公式19})$$

应用 EXCEL 求解相关数据 (数据记录在附录中) 作出下图9

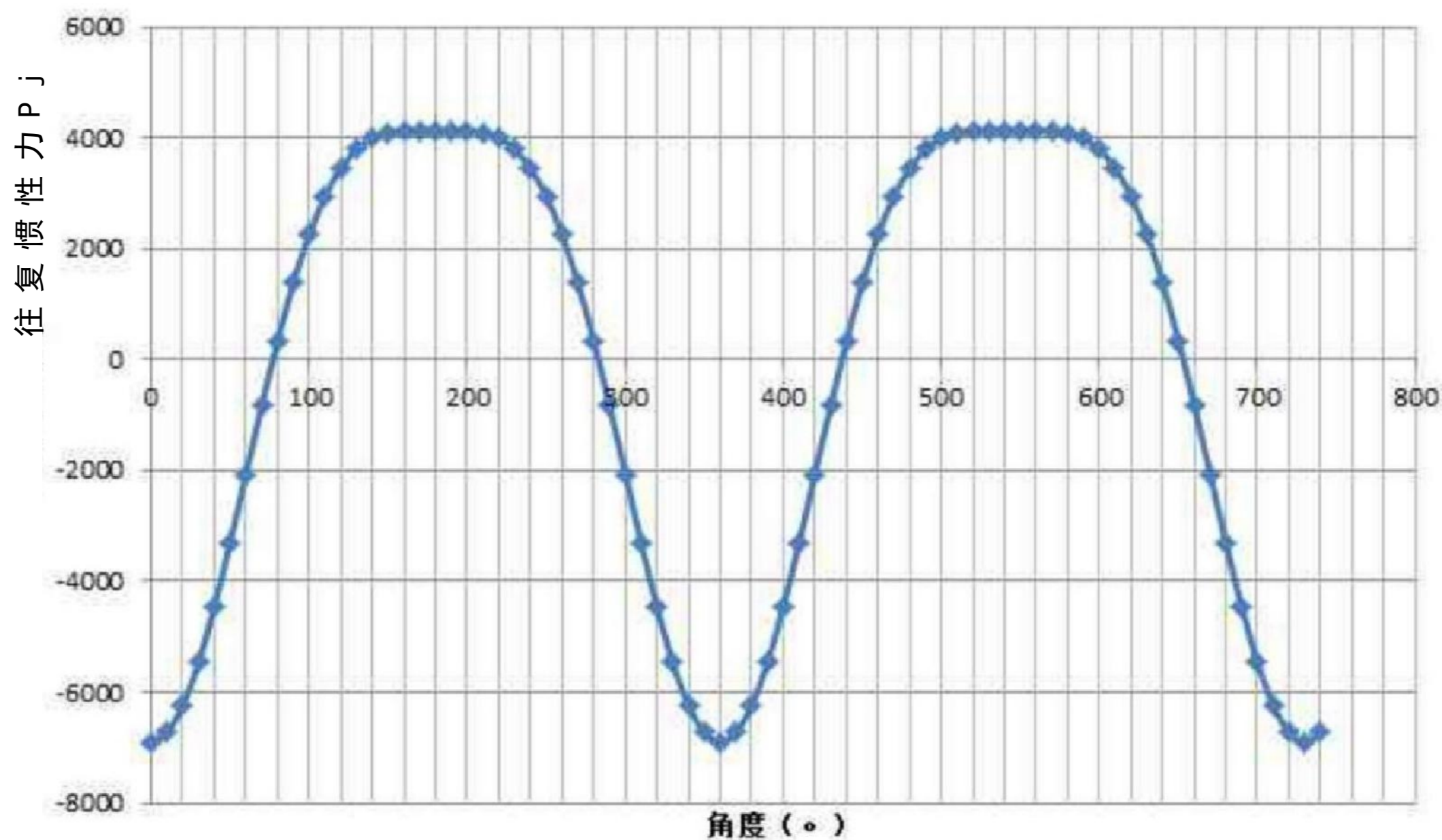


图 9 往复惯性力

### (3) 旋转惯性力

$F_r = m r \omega^2$ , 当曲轴角速度不变时,  $F_r$  大小不变, 其方向总是沿着曲轴半径向外。如不用结构措施 (如平衡块) 消除, 它也是自由力, 使曲轴轴承和内燃机承受支反力, 它不产生转矩和倾覆力矩。在本次设计中, 用平衡块结构措施消除, 所以在计算中可以忽略它。

作用在活塞销中心的力, 是  $F_j$  和  $F_p$  合力。即  $F = F_j + F_p$ 。 把该力分解到连杆方向  $P_2$  和垂直于气缸中心线方向  $P_1$ 。连杆方向的力  $P_1$  沿连杆传递到连杆大头, 该力以同样的方向和大小作用在曲柄销上。把  $P_1$  分解到曲柄销半径方向  $P$  和垂直于曲柄销半径方向  $P$ 。

其中各力在大小上满足下列关系式：

$$\text{侧压力} P = P \tan \beta \quad (\text{公式20})$$

$$\text{连杆力 } P_2 = \frac{P}{\cos\beta} \quad (\text{公式21})$$

$$\text{切向力 } P_t = P_2 \sin(\alpha + \beta) = \frac{P \sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad (\text{公式22})$$

$$\text{径向力 } P_k = P_2 \cos(\alpha + \beta) = \frac{P \cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad (\text{公式23})$$

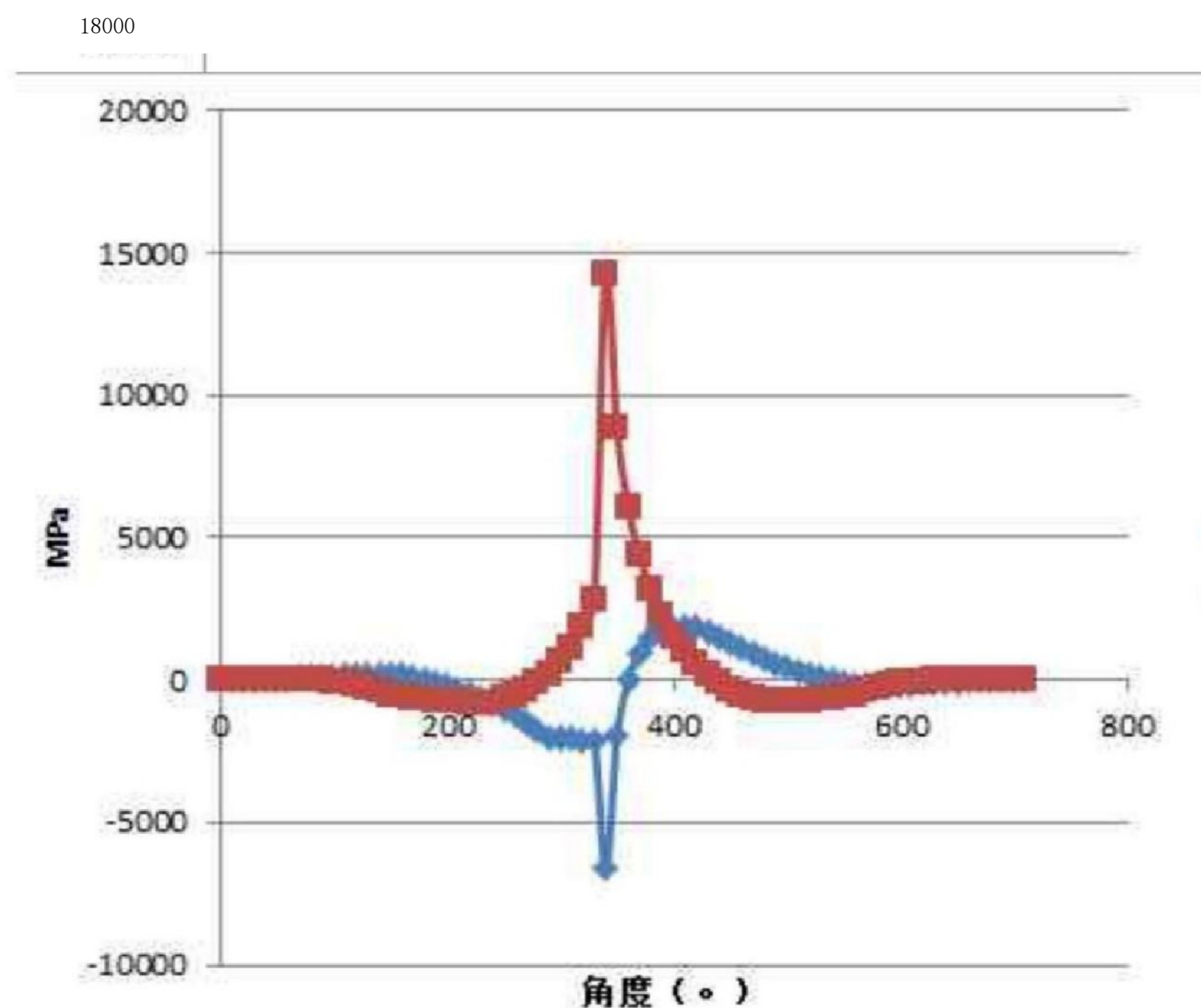


图11 切向力径向力图

## 5 曲轴零件结构设计

### 5.1 曲轴的工作条件、结构型式和材料的选择

#### 5.1.1 曲轴的工作条件和设计要求

曲轴是在不断周期性的气体压力、往复和旋转运动质量的惯性力以及它们的力矩(扭转和弯曲)共同作用下工作的,使曲轴既扭转又弯曲,产生疲劳应力状态。对于各种曲轴,弯曲载荷具有决定性意义,而扭转载荷仅占次要地位,曲轴破坏统计表明,80%左右是由弯曲疲劳产生的。因此,曲轴结构强度研究的重点是弯曲疲劳强度。设计曲轴时,应保证

它有尽可能高的弯曲强度和扭转刚度。要使它具有足够的疲劳强度，特别要注意强化应力集中部位，设法缓和应力集中现象，也就是采用局部强化的方法来解决曲轴强度不足的矛盾。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：  
<https://d.book118.com/305120042321011140>