

高等学校教学用书

航空活塞式发动机

第三册

M. M. 馬斯達尼科夫 著
M. C. 拉畢蒲特

高等教育出版社

高等学校教学用书



航空活塞式发动机

第三册

M. M. 馬斯蓮尼科夫 著
M. C. 拉畢蒲特
崔 濟 亞 等 譯



高等教育出版社

本書系根据苏联国立国防工業出版社 (Государственное издательство оборонной промышленности) 出版、馬斯蓮尼科夫 (М. М. Масленников) 和拉畢蒲特 (М. С. Рапиорт) 合著的“航空活塞式發動机” (Авиационные поршневые двигатели) 1951 年版譯出。原書經苏联高等教育部审定为高等航空学校教学参考書。

本書介紹航空活塞式發動机的工作过程和構造。中譯本分四册出版, 第三册的內容包括發動机动力学、航空活塞式發動机的主要要求、構造特点及强度計算通論、主要構件及零件的構造。

参加本書翻譯工作的是崔濟亞、王幼純、陳大光、鄭光華等, 并由崔濟亞整理及校訂。

航空 活 塞 式 發 動 机

第 三 册

М. М. 馬斯蓮尼科夫, М. С. 拉畢蒲特著

崔濟亞等譯

高等教育出版社出版

北京琉璃廠一七〇號

(北京市書刊出版業營業許可證出字第〇五四號)

商務印書館上海廠印刷 新華書店總經售

統一書號 15010·410 開本 850×1168 1/32 印張 11 10/16 字數 286,000

一九五七年五月第一版

一九五七年五月上海第一次印刷

印數 1—2,000

定價 (10) 元 1.70

第三册 目录

第三篇 發动机动力学

第十四章 曲柄機構运动学及惰性力	457
第一节 曲柄機構运动学	457
1. 小引	457
2. 曲柄运动学	457
3. 活塞行程	458
4. 活塞速度	462
5. 活塞加速度	465
第二节 关节連杆曲柄機構运动学的特点	467
第三节 曲柄機構中的惰性力	474
1. 曲柄惰性力	474
2. 活塞惰性力	475
3. 連杆惰性力	478
4. 曲柄機構中的总惰性力	479
第十五章 在發动机中作用的气体力及总力	479
第一节 气体力	479
1. 实际循环圖的利用	479
2. 求定气体力	480
第二节 在單缸發动机中作用的总力	482
1. 小引·沿气缸軸作用的总力	482
2. 沿連杆軸及在气缸壁上作用的力	483
3. 在連杆軸頸上作用的切綫力及法綫力	484
第三节 在多缸發动机曲柄上作用的力	489
1. 气缸点火次序	490
2. 在曲軸的連杆軸頸上作用的总切綫力及总法綫力	497
第四节 在曲軸軸承上作用的力	499
1. 在曲軸主軸頸上及主軸承上作用的力	499
2. 在曲軸的連杆軸頸及在連杆軸承上作用的力	504
第五节 全發动机的总切綫力及总轉矩	508

第十六章 发动机的平衡	511
第一节 小引	511
第二节 单缸发动机的平衡	512
第三节 单列发动机的平衡	515
1. 平移运动质量惯性力的平衡	515
2. 旋转运动质量惯性力的平衡	520
3. 惯性力矩的平衡	520
第四节 多列发动机的平衡	521
第五节 星型发动机的平衡	523
1. 单星发动机中平移运动质量惯性力的平衡性	523
2. 单星发动机中惯性力的平衡	527
3. 双星发动机的平衡	527
4. 四星发动机的平衡	528
第六节 副连杆对于发动机平衡性的影响	529

第四篇 航空活塞式发动机的主要要求 构造特点及强度计算通论

第十七章 主要要求及分类	531
第一节 航空活塞式发动机的主要要求	531
1. 功率	531
2. 升高度	533
3. 发动机及动力装置重量	534
4. 经济性	536
5. 外廓尺寸	537
6. 工作可靠性	538
7. 平衡性	539
8. 使用要求	539
9. 生产要求	540
第二节 航空活塞式发动机分类	540
第十八章 航空发动机构造的一些特点	543
第一节 所用材料。零件形状及其表面状况	543
1. 所用材料	543
2. 零件形状及其表面状况	549
第二节 高温下零件工作的特点	551
1. 零件不均匀受热的影响	551

2. 高的工作温度对于材料机械性质的影响	553
3. 受热对于零件共同工作情况的影响	557
第三节 零件强度计算通論	559

第五篇 主要構件及零件的構造

第十九章 气缸組及曲柄機構	562
第一节 气缸及缸排	562
1. 工作情况	562
2. 構造概述	563
3. 个别構造的做法举例	573
4. 強度計算	577
5. 材料及工艺概要	581
第二节 活塞	583
1. 工作情况及構造概述	583
2. 間隙	587
3. 个别構造的做法举例	589
4. 強度計算	592
5. 材料及工艺概要	599
第三节 連杆	601
1. 工作情况及構造概述	601
2. 連杆軸承	604
3. 个别構造做法举例	607
4. 強度計算	612
5. 材料及工艺概要	619
第四节 曲軸。構造及強度計算	620
1. 工作情况及構造概述	620
2. 曲軸構造元件	625
3. 个别構造做法举例	630
4. 強度計算	634
5. 材料及工艺概要	644
第五节 曲軸的扭轉振动	646
1. 振动小引	646
2. 由实际曲軸扭轉振动体系折合成理論体系	650
3. 求定体系的自然振动頻率	656
4. 軸上所加轉矩的簡諧分析	668
5. 强迫振动及求定共振条件	676
6. 發动机工作的共振状态。曲軸各部份由扭轉振动而生的附加应力	688

7. 懸摆減振器(阻尼器).....	691
--------------------	-----

第二十章 机匣、減速器及附屬機構.....695

第一节 机匣.....695

1. 用途、工作情况及構造概述.....	695
2. V型發動機机匣.....	695
3. 星型發動機机匣.....	702
4. 材料及工艺概要.....	707

第二节 減速器.....709

1. 用途.....	709
2. 減速器类型.....	709
3. 減速器構造.....	715
4. 強度計算.....	722
5. 材料及工艺概要.....	729

第三节 配气機構.....729

1. 工作情况及構造概述.....	729
2. 个别構造做法举例.....	733
3. 求定气門升高.....	741
4. 求定凸輪轉速、数目及位置.....	743
5. 气門运动学.....	746
6. 繪制凸輪輪形.....	753
7. 計算气門彈簧.....	756
8. 求定配气機構中作用力.....	760
9. 材料及工艺概要.....	761

第四节 附件及機構的傳动和安置。起動裝置.....762

1. 所用附件及其傳动概述.....	762
2. 附件及傳动在發動機上安置的例.....	764
3. 增压器的傳动.....	769
4. 起動裝置.....	785

第二十一章 离心增压器及廢气渦輪.....790

第一节 傳动离心增压器.....790

1. 增压器特性及叶輪主要尺寸的选择.....	790
2. 增压器各元件及它們气流計算的基础.....	795
3. 構造概述.....	801

第二节 渦輪压气机.....803

1. 渦輪計算概要.....	804
2. 渦輪压气机受热部份工作情况及主要的設計問題.....	812
3. 渦輪压气机構造概述.....	815

第三篇 發动机动力学

第十四章 曲柄机构运动学及惯性力

第一节 曲柄机构运动学

1. 小引

当曲轴旋轉时,发动机的曲柄机构中产生种种的力,这些力在很大程度上决定载荷最重的主要零件的工作情况。

曲柄机构运动学及动力学,通常在曲轴轉速不变时,即在稳定的发动机工作状态时研究。

在等速旋轉时,曲轴角与時間成比例;所以活塞位移、速度及加速度不用時間的函数而采用曲轴角的函数来表示,这就使所得公式的形式簡化了。曲轴角与時間的关系很簡單,即由下列关系式表示:

$$t = \frac{\alpha}{\frac{360 n}{60}} = \frac{\alpha}{6 n} \text{ 秒}, \quad (354)$$

式中 α ——曲轴角,度;

n ——曲轴轉速,轉/分。

研究曲柄机构运动学时,采用它相应于活塞上極点的位置作起点,并且从这个位置起算曲轴角 α 及活塞行程 s 。

2. 曲柄运动学

当曲轴等速旋轉时,曲柄的角速度不变,并且由曲轴轉速决定:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}。$$

按上式求出的角速度,因次用弧度/秒即 $\frac{1}{\text{秒}}$ 表示。

这时曲柄上 A 点(圖 198 連杆軸頸的中心)的旋轉周速等于

$$w_A = \omega R, \quad (355)$$

式中 R ——曲柄半徑,米。

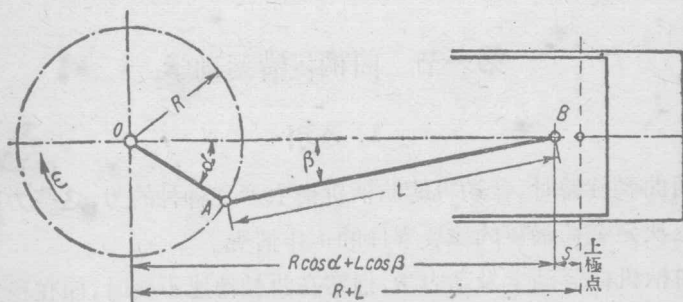


圖 198. 曲柄連杆機構圖。

因为假定曲軸旋轉是等速的,所以曲柄上每一点只有向心加速度,这个加速度大小不变,方向沿曲柄半徑向心。連杆軸頸中心的这个加速度按下式求定:

$$j_A = R\omega^2。 \quad (356)$$

3. 活塞行程

从圖 198 可以看出,当曲軸轉离气缸軸 α 角时,活塞从上極点所走过的行程等于:

$$s = L + R - (L \cos \beta + R \cos \alpha), \quad (357)$$

式中 L ——連杆長度;

R ——曲柄半徑;

$L + R$ ——活塞在上極点位置时从活塞銷中心 B 到曲軸中心 O 的距离;

β ——連杆軸与气缸軸之間的夾角。

为以下推証方便起見，引用 λ 值：

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (358)$$

現有發动机中， λ 值在 $\frac{0.233}{3.2} \sim \frac{0.313}{4.3}$ 的範圍內变动。在前式中括半徑 R 出括弧，并且引用 λ ，得出

$$s = R \left[1 + \frac{L}{R} - \left(\cos \alpha + \frac{L}{R} \cos \beta \right) \right] = R \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{\cos \beta}{\lambda} \right) \right]。$$

从圖 198 看出，

$$L \sin \beta = R \sin \alpha，$$

也就是

$$\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha。$$

因此，

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}。 \quad (359)$$

用这式代 s 式中的 $\cos \beta$ 值，得出

$$s = R \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]。 \quad (360)$$

这个所得的方程式給出活塞行程与曲軸角的准确关系。但是为取得加速度公式所必需的这方程式的二次微分，产生極其繁瑣而不便应用的式子。所以(360)式通常化簡，换成近似的但在实用上足够准确的式子。为了这个目的，式中所含的 $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ 乘数項，以無穷級数形式写出——分数方的牛頓二項式展开。大家知道，这种二項式展开可表示如下：

$$\begin{aligned} (a-b)^n &= a^n - na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{1 \times 2} a^{n-2}b^2 - \\ &\quad - \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \times 2 \times 3} a^{n-3}b^3 + \dots \end{aligned} \quad (361)$$

在目前情形有：

$$a=1; \quad b=\lambda^2 \sin^2 \alpha; \quad n=\frac{1}{2}。$$

因而,

$$\begin{aligned} \sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha} &= 1 - \frac{1}{2} \times 1 \times \lambda^2 \sin^2 \alpha + \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{2} \right) \times 1 \times \lambda^4 \sin^4 \alpha - \\ &\quad - \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{2} \right) \left(-\frac{3}{2} \right) \times 1 \times \lambda^6 \sin^6 \alpha + \dots = \\ &= 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} - \frac{\lambda^4 \sin^4 \alpha}{8} - \frac{\lambda^6 \sin^6 \alpha}{16} - \dots \end{aligned}$$

因为 λ 通常小于 $\frac{1}{3}$, 那末在最不利情形 (当 $\alpha=90^\circ$ 时) 第二项也不超过第一项的 5%, 而第三项——只 0.12% 左右。所以可只取级数的头两项, 并且实用上足够准确地认为

$$\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2}。$$

于是 (360) 式可写成下列形式:

$$s = R \left\{ 1 + \frac{1}{\lambda} - \left[\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{2} \right) \right] \right\},$$

而因为

$$\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2},$$

所以

$$\begin{aligned} s &= R \left\{ 1 + \frac{1}{\lambda} - \left[\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \frac{\lambda^2 - \lambda^2 \cos 2\alpha}{4} \right) \right] \right\} = \\ &= R \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda \cos 2\alpha}{4} \right) \right]. \end{aligned} \quad (362)$$

这便是活塞行程的近似公式。如在上下极点及在曲柄转过角 $\alpha = 90^\circ$ 时引用这式; 就得出

当 $\alpha = 0^\circ$ (上极点) 时, 活塞行程

$$s_0 = 0;$$

当 $\alpha = 90^\circ$ 时

$$s_{90^\circ} = R \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \left(0 + \frac{-\lambda}{4} \right) \right] = \underline{R \left(1 + \frac{\lambda}{2} \right)};$$

当 $\alpha = 180^\circ$ (下極点) 时

$$s_{180^\circ} = \underline{2R = S},$$

也就是活塞的全冲程。

从 (362) 式看出, 活塞从上極点走过的行程 s , 与曲柄半径 R 成比例; 并且活塞按曲軸角的运动規律只与 λ 值有关, 也就是在已知曲柄半径时只与連杆的长度有关。

$\lambda = \frac{1}{3.5}$ 及 $\lambda = \frac{1}{4.2}$ 时活塞行程与曲軸角的圖解关系, 如圖 199 实綫及点划綫所示。曲軸角第一象限 ($\alpha = 90^\circ$) 中活塞走过的行程, 比曲軸角第二象限中多。这由于活塞运动是在两种原因的影响之下进行的:

(a) 連杆沿气缸軸的移动及

(b) 連杆偏离气缸軸, 而只在上下兩極点时与气缸軸重合。

当曲軸从 0 轉到 90° 时, 連杆向曲軸中心方向运动, 并且从气缸軸偏离。这两因素产生活塞在同一方向的移动, 因此活塞走过的行程, 大于全行程之半。曲軸再旋轉时 (圖 198), 連杆开始接近气缸軸, 并且在下極点重新与气缸軸重合。連杆向气缸軸接近的这种情形, 好像在反对由連杆繼續沿气缸軸移动而引起活塞向下極点的运动。所以当曲軸从 90° 轉到 180° 时, 活塞所走过的行程比全行程的一半少。因为連杆在上下極点与气缸軸重合, 所以在这兩位置之間連杆的偏离气缸軸, 并不影响活塞全冲程值等于 $2R$ 。

显然, 連杆的长度愈大, 則連杆偏离气缸軸对于活塞行程所生的影响將愈小。当連杆无穷長时, 这影响將無穷小, 并且活塞的运动, 將只由連杆与曲軸相連的一端沿气缸軸的移动而引起。因此这情形中活塞行程將等于曲柄半径 R 末端在气缸軸上的投影的移动。从圖 198 看

出,这情形中活塞行程由下式表示:

$$s_{\text{reop}} = R - R \cos \alpha = R(1 - \cos \alpha) \tag{363}$$

当 $\alpha = 90^\circ$ 时,行程 $s_{90^\circ \text{reop}} = R$ 。

連杆無穷長时的活塞行程,在圖 199 上以虛綫表示。

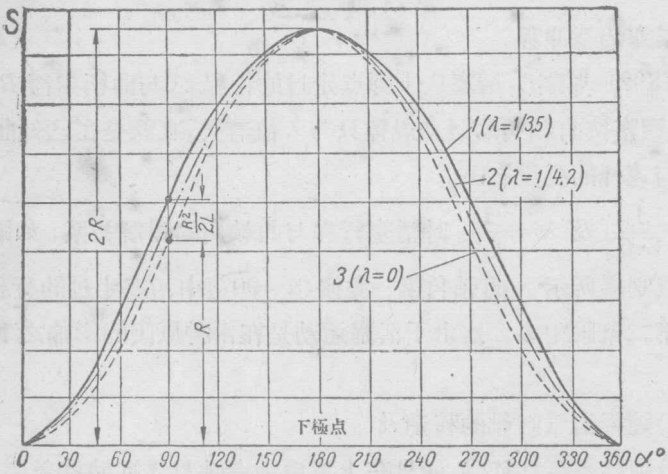


圖 199. 連杆有限長(1 及 2)时及連杆無穷長(3)时活塞行程与曲軸角的关系。

(363)式也可以从(362)式得出,因式中在連杆無穷長时 $\lambda = 0$ 。

因此,由于連杆有限長而引起的曲軸从 0 轉到 90° 时的活塞附加位移值是

$$\Delta s = s_{90^\circ} - s_{90^\circ \text{reop}} = R \left(1 + \frac{\lambda}{2} \right) - R = \frac{\lambda R}{2} = \frac{R^2}{2L} \tag{364}$$

4. 活塞速度

活塞速度 w 的方程式,用行程的方程式取時間微分得出。(362)式微分得:

$$w = \frac{ds}{dt} = R \left(\sin \alpha + \frac{2\lambda \sin 2\alpha}{4} \right) \frac{d\alpha}{dt} \tag{365}$$

但 $\frac{d\alpha}{dt}$ 便是曲轴旋转的角速度 ω , 所以

$$w = R\omega \left[\sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2} \right]. \quad (366)$$

活塞速度与曲轴角的关系, 如图 200 所示。

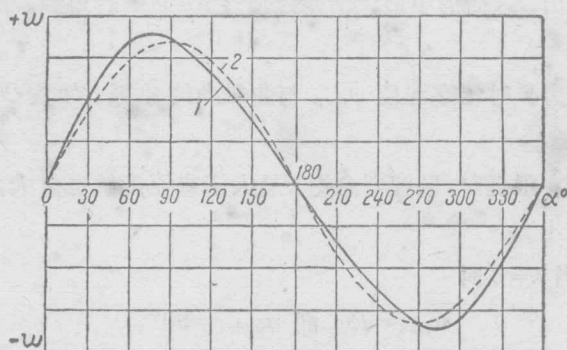


圖 200. 連杆有限長(1)時及連杆無窮長(2)時活塞速度与曲軸角的关系。

从(366)式看出, 当 $\alpha=0$ 及 $\alpha=180^\circ$ 时, 也就是在上下極点时, 活塞速度等于零, 这是由于活塞运动在这兩点改变方向的緣故。

当 $\alpha=90^\circ$ 时有

$$w_{90^\circ} = R\omega,$$

即活塞速度等于曲柄的連杆軸頸中心的圓周速度。可是这速度并不最大。最大活塞速度的曲軸角 $\alpha_{w \max}$, 从(366)式用通常方法求定, 即按 α 一次微分并令其等于零:

$$\frac{dw}{d\alpha} = (\cos \alpha_{w \max} + \lambda \cos 2\alpha_{w \max}) R\omega = 0. \quad (367)$$

因为

$$\cos 2\alpha_{w \max} = 2 \cos^2 \alpha_{w \max} - 1,$$

所以有

$$\cos \alpha_{w \max} + 2\lambda \cos^2 \alpha_{w \max} - \lambda = 0,$$

或

$$\cos \alpha_{w \max} = -\frac{1}{4\lambda} + \sqrt{\left(\frac{1}{4\lambda}\right)^2 + \frac{1}{2}}. \quad (368)$$

連杆無窮長時活塞速度 w_{reop} 的公式，可將活塞行程 (363) 式微分或在 (366) 式中令 $\lambda=0$ 求得。

在兩種情形下都得

$$w_{\text{reop}} = R\omega \sin \alpha。$$

可以看出，這情形中最大活塞速度在 $\alpha=90^\circ$ 時得到，並且其值是 $R\omega$ 。

連杆無窮長時活塞速度 w_{reop} 與曲軸角的关系，如圖 200 虛綫所示。

如連杆有限長時，則連杆愈短，最大活塞速度值也愈大；並且相應的曲軸角減小。

例如，當 $\lambda=0$ 時

$$w_{\text{max}} = R\omega \text{ 而 } \alpha_{w \text{ max}} = 90^\circ，$$

當 $\lambda = \frac{1}{4}$ 時

$$w_{\text{max}} = 1.03 R\omega \text{ 而 } \alpha_{w \text{ max}} = 77^\circ，$$

當 $\lambda = \frac{1}{3}$ 時

$$w_{\text{max}} = 1.05 R\omega \text{ 而 } \alpha_{w \text{ max}} = 73.5^\circ$$

早前說過(第四章第三節第3分節)，在速度的真正值以外，往往採用叫做平均活塞速度 $w_{\text{п. cp}}$ 的假想值。

平均活塞速度由 (81) 式表示：

$$w_{\text{п. cp}} = \frac{Sn}{30} \text{ } \checkmark$$

現代航空發動機中，平均活塞速度等於 11—18 米/秒。

從這式看出，在平均活塞速度已指定期時，活塞沖程愈小，則許用轉速可以愈大。這也就說明了，何以小活塞沖程的發動機可用較高轉速工作。

拿 $w_{\text{п. cp}}$ 的式子與 w_{max} 的數據對照，並考慮 $S=2R$ 及 $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ，可

以看出

$$w_{\max} = (1.03 - 1.05) \frac{\pi}{2} w_{\text{н.ср}} \quad (369)$$

因此最大活塞速度超过平均活塞速度約 60%。

5. 活塞加速度

为了取得活塞加速度 j 的公式, 將 (366) 式按時間微分就行 (注意在曲軸等速旋轉時角速度 ω 不变),

$$j = \frac{dw}{dt} = R\omega \left(\cos \alpha + \frac{2\lambda \cos 2\alpha}{2} \right) \frac{d\alpha}{dt} \quad (370)$$

因为 $\frac{d\alpha}{dt} = \omega,$

所以

$$j = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (371)$$

在 $\lambda = \frac{1}{3.5}$ 时活塞加速度与曲軸角的关系, 如圖 201 所示。

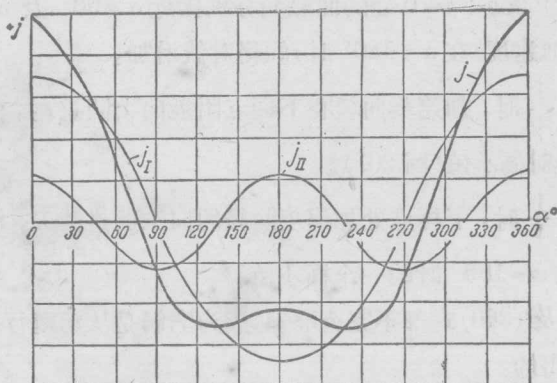


圖 201. 活塞全加速度、第一級 (j_I) 及第二級 (j_{II}) 加速度与曲軸角的关系。

可以看出, 加速度的最大值在上極点 ($\alpha = 0$) 得出, 它等于

$$j_0 = R\omega^2 (1 + \lambda).$$

在下極點 ($\alpha = 180^\circ$), 加速度值小得多, 等于

$$j_{180^\circ} = -R\omega^2(1-\lambda)。$$

根据 (371) 式, 活塞加速度可写成两个加速度之和:

$$j = j_I + j_{II},$$

式中

$$j_I = R\omega^2 \cos \alpha;$$

$$j_{II} = R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha。$$

这些加速度随曲轴角的变化, 如图 201 所示。因此活塞加速度曲线可认为是由两个简谐组成, 并且一个 (j_I) 的周期按 $\cos \alpha$ 规律变化, 即等于曲轴旋转周期, 而另一个 (j_{II}) 的周期则按 $\cos 2\alpha$ 规律变化, 即小一半。所以加速度 j_I 叫做一级加速度, 而加速度 j_{II} = 二级加速度。当 $\lambda = 0$ 时, 二级加速度变成零, 因而二级加速度的出现只是由于连杆有限长的缘故。

按 (371) 式, 加速度 j 曲线的形状与 λ 值有关。 λ 愈小, 即已知曲柄半径值时连杆愈长, 则加速度曲线愈接近第一级简谐, 那就是: $j_{\max}$ (在 $\alpha = 0$ 时) 减小; $j = 0$ 处的曲轴角分别接近 $\alpha = 90^\circ$ 及 $\alpha = 270^\circ$; 末了, 最大负加速度 (在 $\alpha = 180^\circ$ 时) 的绝对值增加。

当 $\lambda > \frac{1}{4}$ 时, 加速度曲线在下极点附近向上凹进, 并在两个曲轴角值时有绝对极小值 (图 201)。

当 $\lambda \leq \frac{1}{4}$ 时, 下极点处加速度曲线的向上凹进消失, 并且两个极小值合并成 $\alpha = 180^\circ$ 时的一个极小值。

(371) 及 (366) 式都不完全准确, 因为它们是从活塞行程的近似公式 (362) 推出的。

如果在二项式展开 (361) 式中, 不是只取级数前两项, 而是取前四项, 那末我们便得出较准确的活塞加速度公式 (一直包括到第 6 级简谐):

$$j = R\omega^2 \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3 \cos 4\alpha}{4} + \frac{\lambda^5 \cos 6\alpha}{14} \right)。 \quad (372)$$