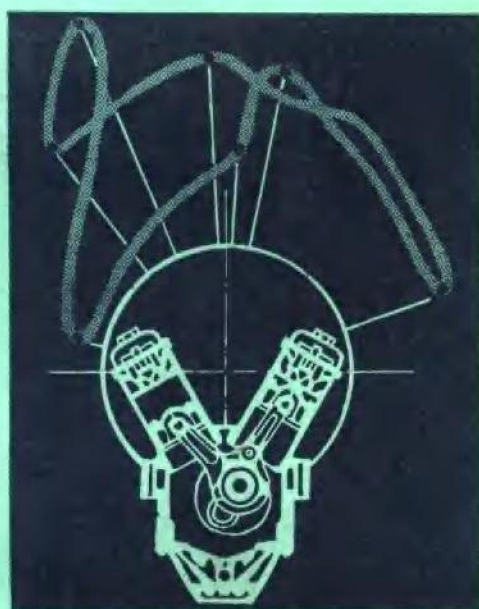


内燃机动力计算

〔苏〕B.Φ. 谢加里 著



机械工业出版社

内 燃 机 动 力 计 算

〔苏〕B.Φ.谢加里 著

沈阳机电学院内燃机教研室译



机 械 工 业 出 版 社

内 燃 机 动 力 计 算

[苏]B. Φ. 谢加里 著

沈阳机电学院内燃机教研室译

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 · 新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168^{1/32}$ · 印张 $8^{5/8}$ · 字数 228 千字

1980 年 2 月北京第一版 · 1982 年 6 月北京第二次印刷

印数 11,001—15,500 · 定价 0.97 元

*

统一书号: 15033 · 4837

译 者 的 话

本书系根据〔苏〕B. Ф. 谢加里 (Сегаль) 著《内燃机动力计算》1974年版译出的。

本书研究有关内燃机(单列式、V型、对动活塞、W型及星型)曲柄连杆机构运动学以及由其各部分所传递的力、外部和内部平衡、曲轴旋转与扭矩不均匀性等问题。

同时包括有动力计算方法的理论依据以及计算实例。

计算中所用的公式都是以无量纲形式出现的,因而使得计算更为简便。

本书可作为高等工科院校内燃机专业学生以及从事内燃机方面工作的工程技术人员的参考书。

本书由沈阳机电学院杨树人主译,太原工学院乔五之总校,参加本书翻译和校订工作的还有沈阳机电学院韩思林,太原工学院李宝丽,湖北农机学院赵亦斌。

本书由于译者水平有限,不当之处在所难免,欢迎读者批评指正。

目 录

序.....	1
第一章 单列式内燃机的运动学与动力学.....	3
§ 1 中心式曲柄连杆机构的运动学	3
§ 2 气缸内作用于活塞的气体压力	16
§ 3 曲柄连杆机构各部分所产生的惯性力	24
§ 4 曲柄连杆机构各部分质量的换算	27
§ 5 曲柄连杆机构的推动力	33
§ 6 机构各部分所传递的力及其对发动机曲轴与底座的作用	39
§ 7 单列式内燃机曲轴的扭矩 第一缸的力向以后各缸的力的转换	47
§ 8 单缸与多缸发动机扭矩的不均匀性及其平均值	52
§ 9 曲轴的旋转不均匀性 飞轮直径及其重量的确定	60
第二章 单列式内燃机的平衡	68
§ 10 一般原理	68
§ 11 离心惯性力的合力	69
§ 12 离心力矩及惯性力矩的合成	71
§ 13 一阶和二阶惯性力的合力及其合成力矩	75
§ 14 关于单列式内燃机平衡性的基本论述 曲柄图的选择	81
§ 15 研究具有相同与不同曲柄夹角的单列式发动机平衡性的实例	95
§ 16 消除或减少不平衡惯性力及其力矩的基本措施	109
§ 17 发动机许可的不平衡标准	114
§ 18 发动机的内部不平衡	119
第三章 活塞销和曲轴各轴颈所传递的力	126
§ 19 轴承的比压	126
§ 20 连杆小头传给活塞销和活塞销座的力	127
§ 21 连杆大头传给曲轴连杆轴颈的力	130
§ 22 曲轴主轴颈传给主轴承的力	144
第四章 V型、W型、星型和对动活塞内燃机	154
§ 23 中心连杆V型发动机的工作次序	154
§ 24 主副连杆机构的运动学与动力学	173
§ 25 对动活塞内燃机的运动学与示功图	196
§ 26 多列式内燃机的扭矩 气缸工作次序	206
§ 27 多列式内燃机的平衡	232
§ 28 多列式内燃机曲轴各轴颈所传递的力	265
参考文献	271

序

由于对机器耐久性和经济性要求的不断提高，因而研究一些包括内燃机在内的机器的运动学与动力学问题的必要性是显而易见的。但是针对这个题目编定本书合理范围和内容则是很难的。

专门论述航空、船舶、固定式与汽车拖拉机发动机动力学的书籍，早在三十年代作为高等工业学校的教科书就已经在苏联问世了。

分析文献目录中一些主要书目看出，有关现代内燃机动力学（不包括扭转振动）方面的书目应当具有下列各章：

曲柄连杆机构运动学以及由机构各部分所传递的力，

发动机外部和内部的平衡，

扭矩与曲轴旋转不均匀性。

本书的内容即由上述这些章节组成。

本书目的在于对所探讨的问题反映出现有最合理的研究方法、阐述新的解答结果及用具体的实例说明它的应用。为证实上述情况，可以指出如下几点：

发动机外部和内部的平衡分析是用图解法进行的，而没有用文献〔11〕中所采用的较难的分析法，

对动活塞四轴发动机的平衡是用了最简单的图解-分析法来研究的。

列出了主副连杆机构运动学的简化计算公式和图表。

对于一般的曲轴各轴颈与轴承，用分析法可立即得到绘制向量图所需数据，

列出了可供直接确定作用在曲轴连杆轴颈和主轴颈上的平均压力所用的图表。

书中引用了新的参数 p_1/p_2 、 A （一阶惯性力与作用在活塞

上的最高燃烧压力之比)、相对无量纲扭矩及作用在活塞上的相对无量纲压力作为对文献〔8、15 及 23〕中所用的无量纲参数的补充,从而提高了计算结果的统一性。

书中还特别注意了每循环任意一缸相对第一缸的提前角(相位角)的确定,从而提供了确定和检验各缸工作次序和发火间隔角的可能。

本书是作为对文献〔8、15、16、18〕的补充,并包括有内燃机动力计算的理论分析和具体实例,而不是它们的重复。

上述四种参考文献中,各基本量的代号各不相同,而本书则采取了相近于文献〔16〕中的符号,因为这些符号是简便的。

А. С. 奥尔林 (Орлин) 和 Н. Н. 依万琴科 (Иванченко) 教授曾对本书的结构提出了宝贵的意见、И. В. 康斯坦吉诺夫 (Константинов)、Г. В. 奥格鲁平 (Оглобин) 和 В. Г. 土拉诺夫 (Туланов) 工程师协助本书完成了计算以及 Н. М. 谢巴洛夫 (Шебалов) 工程师为本书完成了插图,作者谨向他们表示感谢。

第一章 单列式内燃机 的运动学与动力学

§ 1 中心式曲柄连杆机构的运动学

内燃机曲柄连杆机构的功用是把气缸内燃烧产物的能量传递给曲轴；同时活塞的直线运动经由连杆转变为曲轴以及与其相连接的能量消耗部件的转动。图 I.1 所示为中心式曲柄连杆机构简图。其中气缸轴线与曲轴轴线相交，而活塞销则布置在气缸轴线上。

曲柄离开其起始位置的转角 α 是曲柄连杆机构的基本变量。活塞位移 S 与连杆偏离气缸轴线的角度 β ，被认为是变量 α 的函数。对于图 I.1 所取的曲柄回转方向来说， β 的正值取逆时针方向。

分析图 I.1 后，可写出

$$S = L + R - R \cos \alpha - L \cos \beta$$

由此得

$$S = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \quad (\text{I.1})$$

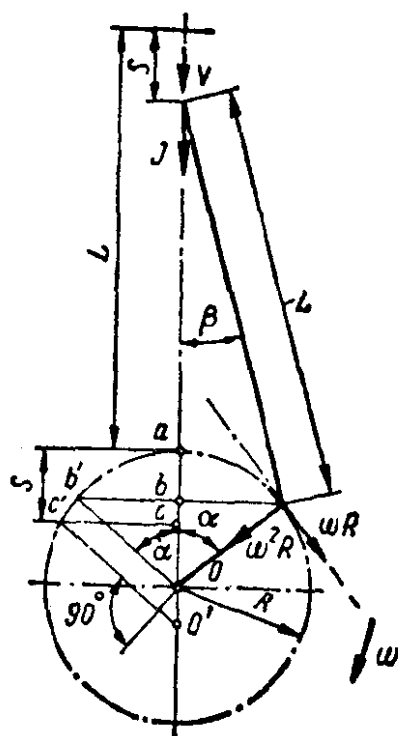


图 I.1 中心式曲柄连杆机构的运动学简图⊖

式中

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (\text{I.2})$$

无量纲参数 λ 是基本参数，并决定曲柄连杆机构的运动学，通常把 λ 称为机构常数。对于实际中常见的曲柄连杆机构(表 1)

⊖ 原书此图中漏标 $b'c'$ ——译者注。

表 1 内燃机诸要素及其无量纲参数

内燃机牌号	重量			公斤		转速 n 转/分	功率 N _e 马力	最高压力 p _z 公斤力 /厘米 ²	无量纲参数					
	往复运动 的换算 质量 G _{rr}	不平衡旋 转的换算 质量 G _s	活 塞 G _π	连 杆 G _м	连杆旋转 部 分 G ₂				w = $\frac{\omega^2 R}{g}$	$\lambda = \frac{R}{L}$	$\frac{p_i}{p_z}$	A = $\frac{G_{rr} w}{P_z}$	$\frac{G_{rr}}{G_m} 10^{-3}$	
2Ч8.5/11 4Ч10/14 (《谢纳别克》)	2.85 2.06	— —	2.33 1.24	1.75 2.72	1.23 —	1500 1500	— 40	65 60	— 174	0.25 —	— 0.1	— —	— —	— —
4Ч10.5/13 (K-962)	3.76	—	2.8*	3.2	—	1500	40	65	162	0.25	0.11	0.108	6	
6ЧСП12/14 (K-161)	4.3	6	3.04*	4.2	2	1500	80	60	174	0.274	0.106	0.111	3.2	
4Ч13/18	4.31	—	3.2*	3.7	—	1500	80	65	225	—	—	0.113	—	
6ЧСП15/18 (3ДС)	4.06	—	2.37*	5.62	—	1500	150	80	225	0.281	—	0.065	2.3	
4ЧН15.5/20.5	9.58	7.85	6.82**	9.35	6.56	1200	175	76	164	0.27	0.13	0.106	—	
42ЧНСП16/17	6.52	28.3	—	—	—	2200	—	130	457	—	0.1	0.115	—	
6Ч18/22	22.8	25.3	17.8**	17	11.1	750	150	60	68.5	0.257	0.11	0.104	5.25	
4ДС19/30	42.1	20.1	34**	25	16.9	500	160	60	41.7	0.25	0.098	0.103	—	

8ЧР24/36 (《布卡乌-沃尔夫》)	56	—	37**	47.5	—	500	400	52	50	—	0.13	0.120	—
6ЧН25/34	57.5	—	40**	58	40.5	500	450	70	47.2	—	0.13	0.08	7.2
6ЧР27.5/36 (《斯柯达》)	95	—	57.9**	75	—	412	323	53	18.8	—	0.12	0.101	—
6ЧР30/38 (180-Д)	106.8	—	78**	72	—	400	400	50	33.7	—	0.13	0.102	—
8ДР30/50	190	156	140**	112	62	300	600	62	25	—	0.086	0.108	—
8ДРН30/50	190	156	140**	112	62	300	750	65	25	0.223	0.097	0.103	—
6ЧН31.8/33 (Д-50)	93.2	—	62**	104.7	—	720	900	55	85	0.233	0.165	0.205	5.1
6ЧРН36/45 (Г-60)	248	—	190	146	88	375	900	75	25.7	0.237	0.13	—	—
6Д39/45 (2Д46)	—	—	—	—	—	350	1300	60	30.6	—	0.115	—	—
8ДРН43/61	609	469	482**	318	191	250	2500	70	21.2	0.223	0.125	0.127	—
9ДКРН50 /110	—	—	—	—	—	170	5200	55	17.5	—	0.12	—	—
7ДКРН74 /160	5060	—	—	—	—	115	8750	57	11.7	0.252	—	0.244	—
6ДКРН75 /160	4780	—	—	4068	2644	115	9000	—	11.8	—	—	—	—

* 铝合金。

** 铸铁。

来说, λ 值的范围是 $0.16 \sim 0.36$ 。

由图 (I.1) 可见, S 是随 α 角及 β 角而变化的。为了把 S 只表示为 α 的函数, 我们将通过 α 表示 β 。根据图 (I.1) 则有

$$L \sin \beta = R \sin \alpha$$

由此, 考虑到式 (I.2) 可得

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha \quad (\text{I.3})$$

为简化按给定的 λ 和 α 去计算 β , 编制了表 2。对于常见的 λ 来说, 表中给出了 β 随 α 变化的关系。由该表可看出, β 角不超过 18° 。

必须注意到, β 与 α 之间的关系不含有绝对尺寸 R 与 L ; 该关系只决定于它们的比值, 即无量纲参数 λ 。因为, 大家知道, 把物理量的解析关系式写成无量纲的形式是最一般而又简单的形式, 所以公式 (I.1) 也可写为下列无量纲形式:

$$s = \frac{S}{R} = 1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \quad (\text{I.4})$$

根据式 (I.3) 和 (I.4) 编制了表 3。该表确定了 s 对 α 及 λ 的精确关系。

为了简化发生于曲柄连杆机构中的研究过程, 不仅必须使用表格, 而且必须使用 S 与 s 直接对 α 的解析关系。因此只能作到用如下方式得到的近似表达式去代替精确的表达式 (I.1) 和 (I.4)。

根据式 (I.3) 可得式 (I.1) 中所含有的 $\cos \beta$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (\text{I.5})$$

若将等式右边部分展成级数, 则有

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha - \frac{\lambda^4}{2 \times 4} \sin^4 \alpha - \dots \quad (\text{I.6})$$

因为 λ 值小于 1, 对于通常的计算, 只用该级数的最前两项即可。事实上, 当 $\lambda = 0.32$ 和 $\sin \alpha = 1$ 时, 根据式 (I.6), 则得

$$\cos \beta = 1 - 0.051 - 0.0013 - \dots$$

因为在抛开级数第三项的条件下, 最大误差将为 0.1% 左右, 所

以可取:

cos β ≈ 1 - λ²/2 sin² α ≈ 1 - λ²/4 (1 - cos 2α) (I.7)

表 2 连杆摆角 β

α, 度	λ = R/L								α, 度
	0.16	0.18	0.2	0.22	0.24	0.26	0.28	0.303	
0, 180	0°09'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	180, 360
5, 175	0 48	0 54	1 00	1 06	1 13	1 18	1 24	—	185, 355
10, 170	1 36	1 47	1 59	2 11	2 23	2 35	2 47	3 01	190, 350
15, 165	2 22	2 40	2 58	3 15	3 34	3 51	4 09	—	195, 345
20, 160	3 08	3 32	3 55	4 19	4 42	5 06	5 30	5 57	200, 340
25, 155	3 52	4 21	4 51	5 20	5 49	6 19	6 48	—	205, 335
30, 150	4 35	5 10	5 44	6 19	6 54	7 28	8 03	8 43	210, 330
35, 145	5 16	5 56	6 35	7 15	7 55	8 35	9 14	—	215, 325
40, 140	6 01	6 47	7 23	8 08	8 52	9 37	10 22	11 15	220, 320
45, 135	6 30	7 19	8 08	8 57	9 46	10 35	11 25	—	225, 315
50, 130	7 02	7 56	8 49	9 42	10 35	11 29	12 23	13 26	230, 310
55, 125	7 32	8 28	9 26	10 23	11 20	12 18	13 15	—	235, 305
60, 120	7 58	8 58	9 58	10 58	12 00	13 00	14 02	15 13	240, 300
65, 115	8 20	9 23	10 27	11 30	12 34	13 38	14 42	—	245, 295
70, 110	8 39	9 44	10 50	11 56	13 02	14 09	15 15	16 34	250, 290
75, 105	8 53	10 01	11 08	12 16	13 24	14 33	15 41	—	255, 285
80, 100	9 04	10 12	11 22	12 31	13 40	14 50	16 01	16 22	260, 280
85, 95	9 10	10 20	11 29	12 39	13 50	15 01	16 12	—	265, 275
90, 90	9 13	10 22	11 32	12 43	13 53	15 04	16 16	17 40	270, 270

注: 当 0 < α < 180° 时, β 值为正; 当 180° < α < 360° 时, β 值为负。

根据式 (I.1) 和 (I.7) 可得所求的 S 和 α 之间的近似关系, 即下列三个公式之一:

S ≈ R [1 + λ/4 - (cos α + λ/4 cos 2 α)] (I.8)

S ≈ R (1 - cos α) [1 + λ/2 (1 + cos α)] (I.9)

S ≈ R (1 - cos α + λ/2 sin² α) (I.10)

在某些情况下，必须根据已给的 S 值确定相应的 α 角。此时，可应用公式 (I.9) 求得所需的依从关系。公式 (I.9) 是 $\cos \alpha$ 的二次方程式，它的解：

$$\cos \alpha = \frac{1}{\lambda} \left[\sqrt{(1 + \lambda)^2 - \frac{2\lambda S}{R}} - 1 \right] \quad (\text{I.11})$$

当 $\frac{S}{R}$ 不大时 (小于 0.15)，式 (I.11) 可以不用，而把平方根展成级数并利用 $\cos \alpha \approx 1 - \frac{\alpha^2}{2}$ 的关系，则可得下列比较简单的公式：

$$\alpha \approx \sqrt{\frac{2S}{R(1 + \lambda)}} = \ominus \sqrt{\frac{2s}{1 + \lambda}} \quad (\text{I.12})$$

根据所给的 S 、 R 或 s 值用式 (I.11) 或 (I.12) 可求得 α 。计算的结果可按照公式 (I.9) 进行校核。

例 1 对于 $\lambda = 0.25$ 的曲柄连杆机构，求当 $s = 0.1$ 时的角 α 。

解：按照公式 (I.12) 求得 $\alpha = \sqrt{\frac{2 \times 0.1}{1.25}} = 0.4$ ，亦即 $\alpha \approx 22.9^\circ$ 和 $\cos \alpha = 0.921$ 。用公式 (I.9) 校核，则得 $s = 0.0987$ ，误差为 2%。

活塞位移 S 同样可用图解法确定，该图解法 (见图 I.1) 是根据公式 (I.10) 而来。其实， $S = ab + bc$ ，而 $ab = R(1 - \cos \alpha)$ ， $bc \approx b'c' \sin \alpha \ominus$ ，因为 $b'c' \approx OO' \sin \alpha \ominus$ ，那么，若取 $OO' = \lambda R/2$ ，则得到公式 (I.10)。

由 $\Phi. A.$ 布里克斯 (Брикс) 所提出的这种图解法常常在实

⊖ 原书此处误为 $\approx$

⊖ 原书此处为： $bc = b'c' \sin \alpha$

应改为： $bc \approx b'c' \sin \alpha$

⊖ 原书此处为： $b'c' \approx OO' \sin \alpha$

应改为： $b'c' \approx OO' \sin \alpha$

际中应用，虽然该图解法比用公式 $S = R s$ 计算并无优点。在公式 $S = R s$ 中， s 的精确值可根据表 3 确定或当 α 角不大时用式 (I.12) 确定。

现在我们利用公式 (I.1) 和 (I.8) 来得出当曲柄以角速度 ω 均匀旋转时活塞速度和加速度的精确与近似表达式。此时角 α 与时间 t 的关系假设为：

$$\alpha = \omega t \quad (\text{I.13})$$

活塞的运动速度 V 及其加速度 J 将为

$$V = \frac{dS}{dt} \quad J = \frac{dV}{dt}$$

我们先从近似关系式 (I.8) 着手，因为根据式 (I.8) 与 (I.13)， S 是 t 的复合函数，于是，运用相应的微分定理，便得：

$$V = \frac{dS}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}$$

或者考虑到式 (I.13)，则

$$V = \frac{dS}{d\alpha} \omega$$

对于活塞的加速度，类似地得到：

$$J = \frac{dV}{d\alpha} \omega$$

运用后两个公式，在式 (I.8) 的基础上依次求得：

$$\left. \begin{aligned} V &\approx \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \omega R \\ J &\approx (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \omega^2 R \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.14})$$

推导出 V 与 J 的精确公式要比较复杂一些。其实，如果应用公式 (I.1) 以及上面所得到的 V 公式，便得：

$$V = \frac{dS}{d\alpha} \omega = R \left(\sin \alpha + \frac{1}{\lambda} \sin \beta \frac{d\beta}{d\alpha} \right) \omega$$

可是根据式 (I.3) $\cos \beta d\beta = \lambda \cos \alpha d\alpha$ ，于是

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

因此,

$$V = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \omega R \quad (\text{I.15})$$

其次则有:

$$J = \frac{dV}{d\alpha} \omega$$

$$= \frac{\cos \beta \cos(\alpha + \beta) \frac{d(\alpha + \beta)}{d\alpha} + \sin(\alpha + \beta) \sin \beta \frac{d\beta}{d\alpha}}{\cos^2 \beta} \omega^2 R$$

因为

$$\frac{d(\alpha + \beta)}{d\alpha} = 1 + \frac{d\beta}{d\alpha} = 1 + \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

于是 J 的公式简化成如下形式:

$$J = \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right] \omega^2 R \quad (\text{I.16})$$

可以看到, 在活塞速度与加速度的精确公式中含有角 α 与 β , 而在近似公式中仅含有角 α 。

在 V 与 J 的精确公式和近似公式中含有 ωR 与 $\omega^2 R$ 值, 该值则分别表示在以 R 为半径作圆运动的点上的相应圆周速度及其法向加速度 (见图 I.1)。与式 (I.4) 类似, 从式 (I.15) 和 (I.16) 看出, 换掉绝对速度与加速度, 在分析中引入无量纲速度 $v = \frac{V}{\omega R}$ 与无量纲加速度 $j = \frac{J}{\omega^2 R}$ 是方便的。

结果得到下列精确的与近似的 s 、 v 与 j 公式。

活塞的无量纲位移

$$s = \frac{S}{R} = 1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \approx 1 - \cos \alpha$$

$$+ \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad (\text{I.17})$$

活塞的无量纲速度

$$v = \frac{V}{\omega R} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \approx \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \quad (\text{I.18})$$

无量纲加速度

$$j = \frac{J}{\omega^2 R} = \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \\ \approx \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha \quad (\text{I.19})$$

对于 v 与 j 的值来说, 得出了表 4 与表 5 中所示的精确值。这些表如同表 3 一样, 是仅对于实际中常见的 λ 值而编制成的。

把按精确公式与近似公式所算出的 s 、 v 与 j 值加以比较, 则可确定出近似公式的误差。当 $\alpha = 0$ 与 $\alpha = \pi$ 时, 无误差; 当 $\alpha = \frac{\pi}{2}$ 时, 则得最大误差。

误差随 λ 值的增大而增加; 当 $\lambda = 0.32$ 时误差达到最大值: 对于 s 可为 0.4%、对于 v 可为 0.2% 及对于 j 可为 5%。

当 $\lambda = 0.25$ 时, j 值的最大误差降低到 2%。欣然地指出, 当用近似公式确定 s 值时, 其误差不会超过与制造精度以及由于作用力和温度而引起变形的有关误差, 这些误差相应地所能拥有的值不超过 0.2%, 0.3% 和 0.2%。由表 3 ~ 表 5 可见, λ 值增加几乎到两倍时, s 、 v 与 j 值的改变不超过 10%, 因此, 当第一次近似计算时可以认为 $\lambda \approx 0.25$ 。由表 4 可见, 无量纲速度 v 的最大值大约等于 1, 换句话说, 活塞的最大绝对速度接近于曲柄的连杆轴颈 (曲柄销) 的圆周速度。

应当注意到曲柄在最特殊位置时的加速度值。如果应用近似公式 (I.19), 则得

$$\text{当 } \alpha = 0 \text{ (上死点)} \quad j = 1 + \lambda$$

$$\text{当 } \alpha = \frac{\pi}{2} \quad j \approx -\lambda$$

$$\text{当 } \alpha = \pi \text{ (下死点)} \quad j = \lambda - 1 \ominus$$

⊖ 原文误为 $j = 1 - \lambda$, 应当是 $j = \lambda - 1$ ——译者注。