

现代汽车发动机

[西德] W.K. 施特劳贝尔 著
范 国 宝 译

人 民 交 通 出 版 社

现代汽车发动机

[西德]W.K.施特劳贝尔 著

范 国 宝 译

人 民 交 通 出 版 社

内 容 提 要

本书译自西德出版的《Der moderne Automobilmotor》一书，共分六章。书中着重介绍了现代汽车发动机的最新研究成果，内容包括现代汽车发动机本身的结构、电气设备、冷却系统，以及环境保护和交通管理等。

本书可供汽车、发动机设计、制造及使用维修等方面的技术人员和高等院校有关专业的师生参考，也可供有关汽车方面的工人参考。

现代汽车发动机

〔西德〕W. K. 施特劳贝尔 著

范 国 宝 译

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

河北省宣化印刷厂印

开本：787×1092 1/32 印张：4.375 字数：88 千

1982年5月 第1版

1982年5月 第1版 第1次印刷

印数：0001—13,000册 定价：0.72元

目 录

第一章 概论	1
第二章 现代汽车发动机的结构（汽油机，活塞-曲柄连杆机构）、存在问题和解决方案	2
第一节 总布置—— S/D 比值	2
第二节 活塞-曲柄连杆机构	4
第三节 普通发动机的燃烧室、气门布置和气门驱动机构	17
第四节 排气净化要点及其对发动机结构的影响	37
第五节 轿车用汽油机的增压	83
第六节 轿车用柴油机、转子发动机和二冲程发动机	85
第三章 发动机电器设备的现状及其发展	92
第一节 现代点火装置	92
第二节 发电机（照明发电机）	94
第三节 电起动装置和蓄电池	95
第四节 对发动机电器设备发展的建议	98
第四章 冷却	99
第一节 液体冷却	99
第二节 综合冷却和加热装置	105
第三节 风冷	107
第四节 风-油冷发动机——结构概要	109
第五章 鉴于环境保护对发动机和附件设计的建议	

——交通管理的影响	109
第一节 使车辆更好地适应交通条件（发动机和 传动装置）	112
第二节 多能液体冷却	114
第三节 轻型结构	115
第四节 改善交通管理和计划；推行合理的 排气法规	115
第六章 鉴于行车安全，功率发展的极限	117
附录	124
一、欧洲及其它地区汽车排气法规要点	124
二、汽车发动机极限允许扭矩计算实例	129
参考文献	131

第一章 概 论

现代汽车发动机大约已有 90 年的发展史，其主要特点是：通过高速运转和气缸充气的改进，功率提高；可靠性和寿命提高；经济性改善；重量减轻；加工精良，维修方便。

近年来，在美国（加州）发生的情况，使排气净化作为环境保护问题逐渐提到重要地位，甚至成为一个人类是否还能继续生存的问题，虽然到现在为止，还没有一种发动机，在多种用途、经济性、结构紧凑、比重量和加工方便性等方面与内燃机同样优良或有所超过。

尽管现代汽车发动机是一种非常成熟和品质优良的发动机，然而仍值得进一步改进，以便继续改善其经济性，尤其是改善环境保护。本书在叙述汽车发动机的发展现状后，指出了继续发展的可能性，并且进行了评价。这里，将对设计师提供各种不同类型的发动机值得注意的发展成就，而某些成就是新近取得的，但并不详细探讨其理论和结构细节。对这些问题，请参阅参考文献。

当然，排气净化问题占有很大篇幅，并指出了它对发动机结构的影响，包括一些新的设计设想。然后，探讨了与发动机结构有关的领域，并且补充了一些新的建议。最后，第一次评论了发动机功率与行车安全性之间的关系。

第二章 现代汽车发动机的结构

(汽油机, 活塞-曲柄连杆

机构)、存在问题和解决方案

第一节 总布置—— S/D 比值

首先, 发动机尺寸是重要的, 但是在大多数国家中, 排量而不再是功率, 已成为车辆型别的主要特征。这大体上是合理的, 因为各种不同产品的技术水平在颇大程度上是相同的。

发动机排量随着近年来要求的提高, 不断加大, 同时, 至少在欧洲以 4 缸发动机为主。6 缸直列式发动机虽然从很多方面来看是一种理想的发动机, 但是在排量小时(小于 2.5 升), 不如 4 缸发动机; 而在排量大时(大于 3.0 升), 不如 V 型 8 缸发动机, V8 发动机在美国几乎是一种标准发动机。5 缸发动机是一种可用的折衷产品, 因为与直列式 6 缸发动机相比, 它具有一些结构上的优点(总长, 重量, 成本), 尽管其运转还未达到完全平衡。按兰开斯特 (Lancaster) 专利制造的三菱-克来斯勒发动机是一种令人感兴趣的 结构, 其 4 缸发动机的平衡通过两根逆向运转的平衡轴来改善 (二次力和力矩)。

很多公司生产内部尺寸 (诸如活塞、连杆、缸心距、轴承尺寸和配气机构等) 大致相同的 4 缸和 6 缸发动机, 它们可用同样的机床和夹具加工, 因而可合理地组织生产。只有在同时生产具有同样夹角 (通常 90°) 的 4 缸或 8 缸发动机

时，才安排生产省地位和合适的 V6 发动机。

但是 V4 发动机是一种不可取的发动机，因为它需要一根逆向旋转、重而昂贵的补偿轴，以消除自由惯性力矩和惯性力。此外，V 型发动机总比直列式发动机贵。

然而，在这里应当特别提出一种特殊结构的 V 型发动机，因为这种发动机在很多方面综合了直列式和 V 型发动机的优点。这种结构是兰西亚(Lancia)公司研制的，夹角小，本来是为航空发动机设计的，但是以后到1965年，已用于各种不同型式的轿车。这种结构的特点是气缸夹角非常小（约 18° ），并且曲柄销布置得可与夹角一起，提供一种正确（相同）的点火次序。往复式发动机几乎不可能找到一种比其更为紧凑的结构型式。

对置式发动机同样令人感兴趣。这种发动机的特点是从四缸起，由于质量平衡良好，运转特别平稳。当然，在应用上置式凸轮轴时，气门驱动机构是相当昂贵的。同时，这种发动机的宽度大，可能有碍安装。这种结构特别适于风冷。在结构长度和高度有限时，例如，在后置式发动机和前轮驱动的车辆上，以及在轻型货车或公共汽车上，适宜采用对置式发动机。

法令要求减少汽车排气对环境的污染，这对将来发动机排量和功率的发展肯定有很大的影响（欧洲共同体各国）。

对总布置，要指出冲程-缸径比 S/D ^①。采用短冲程的趋向，从40年代起，已遍及全球，并且由于转速提高和功率加大，虽然是有理的，但是在直列式发动机上却不再采用，而新的发动机结构其冲程又放长了些（图 1a）^{〔1〕}。其主要原因如下：

① 用 K 表示。

1)长冲程燃烧较好,有害物质排放较少(由于膨胀期较长)。

2)当 $K < 0.8$ 时(图1b),重量显著增加;当 $K \approx 1.2$ 时,显然重量最小。

3)超短冲程发动机结构长度增加。

4)生产成本显著增加(重量和加工面积均较大)。

因此,采用长冲

程的趋向可能有其原因。然而,新发动机的设计在具有重要意义的 K 值的选择上看来相当随意。所以,在下节“活塞-曲柄连杆机构”中,将尝试提出适当选择 K 值,以获得最佳的曲柄连杆机构的一些意见。对此,将采用几何学和力学关系作为新的评价标准。

第二节 活塞-曲柄连杆机构

连杆比 $\lambda = \frac{r}{l}$ (l ——连杆长度; r ——冲程的一半)

对于往复式活塞-曲柄连杆机构尺寸的确定是一个特征值。

作者宁愿采用其倒数,即曲柄比 $\bar{\lambda} = \frac{l}{r}$, 因为对设计师来说,此值表示更明白。两种数值在文献中均出现。但是,如后所述,至少在争取获得最小的尺寸时,在所选择的 K 值和

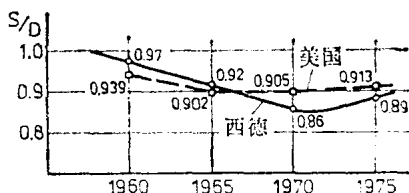


图1a 美国和西德冲程-缸径比 $\frac{S}{D} = K$ 的变化

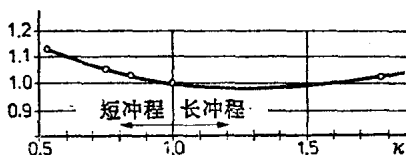


图1b 发动机的计算重量与冲程-缸径比 K 的关系

连杆长度之间，存在着某种关系。因为现在能够相当可靠地解决活塞侧压力的承受问题，设计师为了减小往复运动的质量和结构高度，自然对缩短连杆长度总是感兴趣的。美国曲柄比 λ 的平均值(1974) ≈ 3.431 ；西德(1975) ≈ 3.562 ；趋向：减小。

因此，对一定的缸径-冲程比，连杆可能取得的最小长度，可容易地由下式估算出来：

$$l_{\text{最小}} = S + 0.9D = r \left(2 + \frac{1.8}{K} \right)$$

式中假定活塞销以下的活塞长度和曲柄销直径各为 $0.6D$ (图 2)。

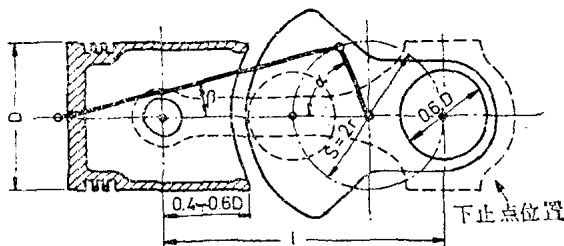


图 2 曲柄连杆机构——最小连杆长度设计

图 3 对所要考虑的 K 值范围，示出了相应的最小 λ 值。为了以后探讨质量平衡，还绘出了与此最小连杆长度相应的活塞最大速度和平均速度的比值 $\frac{C_{\text{最大}}}{C_{\text{平均}}}$ ，以及下止点和上止点活塞加速度的比值 $\frac{b_{K\text{下}}}{b_{K\text{上}}}$ 和 K 值的关系曲线。

此外，令人感兴趣的还有活塞侧压力 P_N 与活塞总作用力 P_K 的比值，按各种不同的 λ 值和 K 值示出。各公式和数值的推算如下：

(1) 最小连杆长度和可能的 $\lambda_{\text{最小值}}$

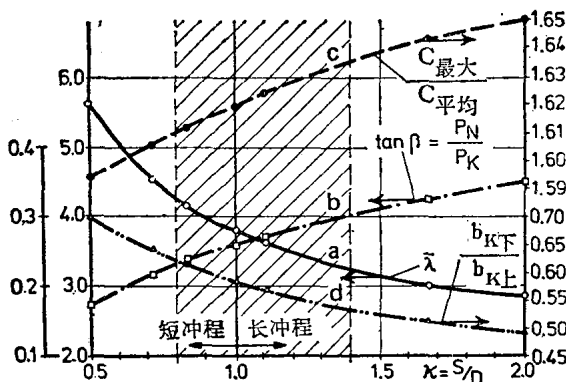


图3 曲柄连杆机构最小连杆长度与冲程-缸径比 K 的特性关系

a-曲柄比 $\bar{\lambda}$; b-活塞侧压力与总作用力之比; c-活塞最大速度与平均速度之比; d-活塞下止点与上止点加速度之比

设: 活塞长度 $\approx$ 活塞直径 D ;

活塞下部长度 $\approx 0.6D$, 此值较保守①;

曲柄销直径 $\phi d = 0.6D$, 此值为正常尺寸。

则当冲程 $S = 2r$ 时, 可大致算出连杆最小长度:

$$l_{\text{最小}} = 2r + (0.3 + 0.6)D = 2r + 0.9D \quad (\text{见图2})$$

由于 $K = \frac{S}{D} = 2 \frac{r}{D}, \quad D = 2 \frac{r}{K},$

所以 $l_{\text{最小}} = 2r + 1.8 \frac{r}{K} = r \left(2 + \frac{1.8}{K} \right)$

因而对各种不同的 K 值, 最小曲柄比:

$$\bar{\lambda}_{\text{最小}} = \frac{l_{\text{最小}}}{r} = 2 + \frac{1.8}{K}$$

① 按最近的研究, 活塞下部长度可减小到 $0.4D$ 。此时, 计算公式当为

$$\bar{\lambda}_{\text{最小}} = 2 + \frac{1.4}{K}。 \text{所阐述的论点和曲线原则上没有什么改变。}$$

(2) 活塞速度的比值

活塞在上止点所算得的速度与其平均速度的比值:

$$\frac{C_{\text{最大}}}{C_{\text{平均}}} = \frac{30.000}{19.000} \left(\sin \alpha + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\alpha \right)$$

式中: α ——曲柄角; $C_{\text{最大}}$ 大约出现于

$$\tan \beta = \frac{r}{l} = \frac{1}{\lambda} \text{ 时}$$

其中: β ——连杆角。因此, 对 $C_{\text{最大}}$

$$\alpha = 90^\circ - \beta$$

(3) 活塞加速度的比值

在止点处活塞加速度的最大值:

$$b_k = \omega^2 r \left(1 \pm \frac{1}{\lambda} \right)$$

式中: ω ——角速度; + 号适用于上止点, - 号适用于下止点。

对于质量平衡很重要的比值是:

$$\frac{b_{K\text{下}}}{b_{K\text{上}}} = \frac{1 - \frac{1}{\lambda}}{1 + \frac{1}{\lambda}}$$

(4) 活塞作用力的比值

活塞侧压力 P_N 与活塞总作用力 P_K 的关系为

$$\frac{P_N}{P_K} = \tan \beta$$

式中: β ——连杆角。当 C 达到其最大值, 即 $\alpha + \beta = 90^\circ$

时, $\tan \beta = \frac{1}{\lambda}$ 达到最大值。

由这些曲线可得出结论:

(1) 曲柄比 λ 与冲程-缸径比有关, 并且随着冲程的缩

短而增加。因此，活塞的侧压力将过小，而在止点处，活塞的最大加速度总是不同的，这影响往复运动质量的平衡。活塞最大速度与其平均速度的比值 $\frac{C_{\text{最大}}}{C_{\text{平均}}}$ 在冲程缩短时，明显下降。但是，短冲程特性指标 K 不得小于 0.8。

(2) 长冲程发动机可采用相对较短的连杆，即它不会随着冲程的加长而同等程度地加高。因此，不仅比值 $\frac{C_{\text{最大}}}{C_{\text{平均}}}$ ，

而且 $\frac{P_N}{P_K}$ 均增加不多，而活塞最大加速度比值显著减小。考虑到燃烧改善，必然倾向于采用长冲程发动机；在设计现代曲柄连杆机构时，这不会有什么坏处。将来， K 到 1.4 的发动机完全会令人感兴趣，因为比功率和高速性不倾向于增大，而宁可减小，以降低有害物质排放量。此外，长冲程发动机较短（有利于安装），并且较轻〔2〕。

直列式发动机的缸体主要用灰铸铁制造；为了缩短结构长度，浇铸在一起的气缸增多。靠气缸上端在缸筒之间开卸载槽，并且（或者）气缸垫具有适当的结构，可防止以前因机械应力和热应力而易于出现的气缸变形。

压铸或硬模铸造的水冷发动机轻金属缸体，由于重量显著减轻而日益令人注意。这种缸体不再装入缸套，而通过表面处理，使铝缸筒的耐磨性提高，以使活塞环和缸筒工作面之间的磨损保持在可允许的限度内。镀铬，特别是镀一种特殊的镍硅层，例如，马来 (Mahle) 公司〔3〕的镍卡西耳 (Nicasil) 作为摩擦层，证明是有效的。当然，在这种设计中，显然存在着生产成本问题。

还应当提一提，在这种轻金属气缸中，裙部镀有特殊镀层（锡铜铁摩擦层）的铝硅活塞和镀铬环一起可直接在预先

经过处理的缸筒中工作。

关于其余的运动件（活塞、连杆和曲轴）的进一步发展，在本书范围内仅能一般性地指出发展现状，因为一方面有些问题（例如，热和强度问题的掌握）可参阅参考文献；另一方面即使取得某些发展成果，也不能期待轿车发动机会根本性的改革，或者很少有这种可能。

现代活塞的结构特点如下（见图 4a、4b 和图 5a、5b）〔4〕：



图4a 马来公司1960年生产的
有槽热调节宽面活塞
直径85毫米，长度95毫米，

$$\frac{L}{D} = 1.12, \text{净重460克}$$

活塞单位面积功率： $N_{FK} =$

$$\frac{N_s}{F_K \sqrt{K}}$$

$$K = 0.894$$

$$N_s = 15 \text{ 马力}$$

$$F_K = 56.75 \text{ 厘米}^2$$

$$N_{FK} = 20.97 \text{ 公斤力} \cdot \text{米} / \text{厘米}^2 \cdot \text{秒}$$

$$\text{持久疲劳强度} 80 \text{ 公斤力} / \text{厘米}^2,$$

$$\text{负荷交变次数} > 10^7 \text{ 次}$$



图4b 马来公司1974年生产的
无槽热调节活塞
直径87毫米，长度87毫米，

$$\frac{L}{D} = 1.00, \text{重量470克}$$

活塞单位面积功率： $N_{FK} =$

$$\frac{N_s}{F_K \sqrt{K}}$$

$$K = 0.802$$

$$N_s = 25 \text{ 马力}$$

$$F_K = 59.45 \text{ 厘米}^2$$

$$N_{FK} = 35.22 \text{ 公斤力} \cdot \text{米} / \text{厘米}^2 \cdot \text{秒}$$

$$\text{持久疲劳强度} 120 \text{ 公斤力} / \text{厘米}^2,$$

$$\text{负荷交变次数} > 10^7 \text{ 次, 即比图}$$

$$4a \text{ 中所示的活塞强度高} 50\%$$

(1) 强度最大, 重量最小; 结构设计时, 按有限元法进行计算, 并进行充分的脉动试验。

(2) 活塞长度现在通常为 $0.85 \sim 0.90D$, 而在活塞顶部下活塞裙部长度为 $0.4 \sim 0.6D$ 。活塞销直径约 $0.3 \sim 0.4D$, 亦即加大很多。活塞销朝曲轴旋转反方向偏移 $0.5 \sim 1.5$ 毫米, 以减少活塞噪声。

(3) 通过铸入钢片补偿温度膨胀, 根据膨胀测量利用特殊磨法 (球形, 椭圆形, 锥形) 精确磨配

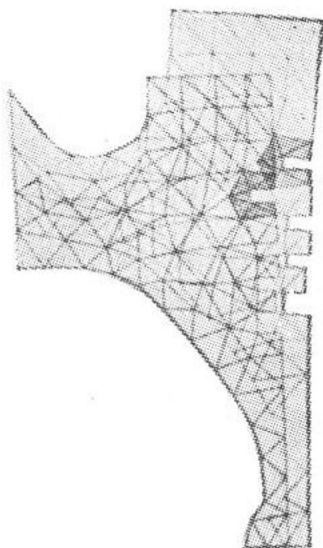
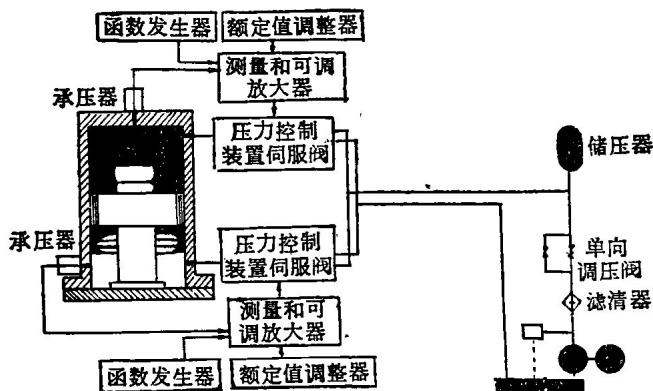


图5a 在工作应力下活塞的有限元和变形简图 (引自《马来公司技术论文集》, 1973年5月)



液压脉动装置简图

图5b 研究活塞用的液压脉动装置简图 (引自《马来公司技术论文集》, 1973年5月)

活塞外形，以便在所有运转条件下保持最小活塞间隙（约 $0.0002D$ ）。活塞裙部表面的保护（镀铅，涂石墨）用于改善耐磨性（磨合性）和贮油。因此，为了减少机油消耗，活塞裙部通常无开口。

（4）活塞单位面积功率按下列马来公司的公式计算：

$$N_{FK} = \frac{N_z}{F_K \sqrt{K}}$$

式中： N_{FK} ——活塞单位面积功率；

F_K ——活塞顶部面积；

N_z ——气缸功率。

（5）活塞材料通常为含硅的铝合金（例如，含12%硅的马来124），压铸或用硬模铸造。为了提高应力，热锻活塞（例如，轿车柴油机活塞）的采用增多。

（6）在尽可能产生较小的摩擦作用下（对轿车柴油机，在第一道活塞环槽上铸入衬环），为了使活塞环付〔5〕（活塞环数，形状和表面状态）适应转速和密封应力的提高，采取下述措施：

1) 将活塞环数减少到3根（2根气环，1根油环）。

2) 采用扭曲形高应力气环，其断面呈长方形，可加快磨合；尺寸和应力按德国工业标准 DIN 70910。为了防腐蚀和延长寿命，进行表面处理（镀铬）；材料为耐热镍铬铸铁（离心浇铸）。倾向于采用窄环（1.5毫米）。

3) 油环装有衬簧以提高其为形状所决定的较低的内应力，并使之均匀分布。

马来公司新发展的摆动式活塞令人感兴趣〔4〕（图6），这种活塞的裙部是和头部分开的，其密封作用和力的传递由头部承担，而滑动导向由裙部承担。因此，可以减小活塞间隙，这对解决密封和活塞环问题（柴油机）是重要的。

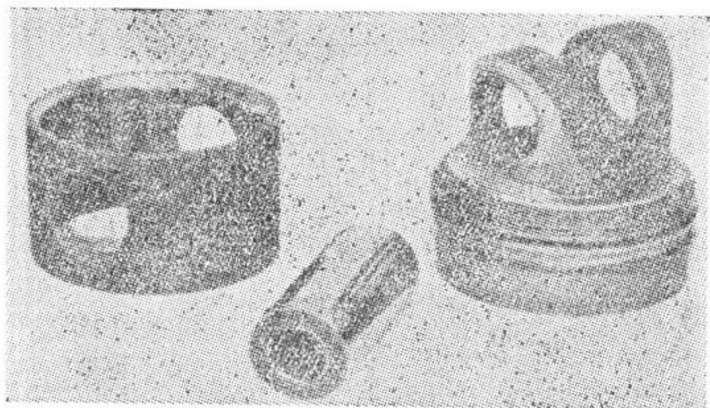


图6 摆动式活塞的零件（引自《马来公司技术论文集》1973年5月）

关于连杆和曲轴的结构，其形状的确定主要取决于两个因素（用有限元法进行形状的计算）：允许疲劳强度；在连续自动机床上容易制造。

在连杆（图7）上，应引起注意的是H形杆身与连杆小头和大头之间过渡要非常圆滑，以均匀分配压力和拉力。作为连杆螺栓，以采用双头螺栓或比较好的带帽螺钉（带定位面和弹性杆颈）为宜，因为力线破坏最少，并且可以避免缺口效应对连杆的不良影响。

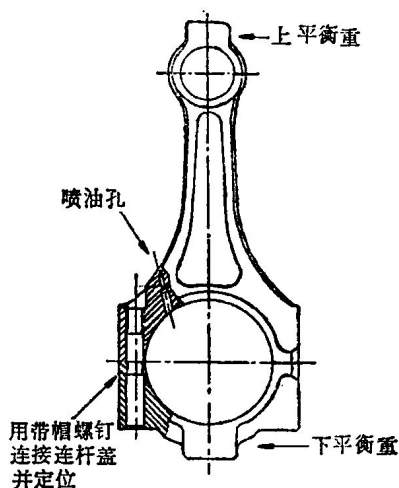


图7 现代大量生产用的连杆重量平衡；采用带帽螺钉固定连杆盖（奥贝尔公司资料）

在连杆大头上应用内六方孔非常有利。螺栓或螺母不需要采