

高速内燃机设计

[西德] H·梅梯格著

机械工业出版社

高速内燃机设计

[西德] H·梅梯格著

高宗英 蔡 杰 朱英杰 徐柏林 译

高宗英 朱仙鼎 校



机械工业出版社

《高速内燃机设计》(Die Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren) 是西德道依茨公司 (Klöckner-Humboldt-Deutz AG) 设计部主任 H·梅梯格 (Hermann Mettig) 多年工作经验的总结, 内容丰富、新颖, 反映了当代国外高速内燃机的先进技术。

本书是内燃机设计和研究人员的一部很好的参考书, 也可供制造和使用部门的工程师、技师和技术人员参阅, 亦能作为高等院校、中等专业学校内燃机、汽车拖拉机等专业的教学参考书。

Die Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren

Hermann Mettig Walter de Gruyter & Co. 1973

* * *

高速内燃机设计

[西德] H·梅梯格 著

高宗英 蔡杰 朱英杰 徐柏林 译

高宗英 朱仙鼎 校

*

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)

达县新华印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本850×1168 1/32·印张16⁷/₈·字数445千字
1981年12月重庆第一版·1981年12月重庆第一次印刷
印数 0,001—3,100 · 定价 2.10 元

*

统一书号: 15033·4915

序 言

设计活塞式内燃机是一项很复杂的任务，它对设计人员提出了很高的要求。因为内燃机的许多零件同时受到高温、高压和惯性力的作用，整台发动机的机械负荷与热负荷均很严重。所以设计人员必须掌握力学和强度理论，熟悉热力学和传热学，具备材料和工艺方面的知识。此外设计人员还应熟悉市场的行情，因为这方面的情况关系到产品的价格，只有充分了解这一点，才可能使新设计的产品在降低成本和价格方面收到成效。一台设计得再好的发动机，若不能在价格竞争方面取胜的话，也不能算是成功的。

内燃机是一种发展得比较完善和成熟的机器。因此一台新内燃机的设计人员所需解决的不是很简单的任务，而是要设计出比以前更好的机器。其特点是要做大量细致的工作，以期在不牺牲其它指标的情况下达到提高功率，减小外形尺寸，增加使用寿命和降低制造成本的目的。设计人员要在运用自己以前积累的经验的基础上尽可能采用现代测试技术和计算方法，逐步地探索和解决问题。现代测试技术的发展已给予设计人员以很大的帮助。就贴片应变片的技术而言，现已能测量发动机零件在运转情况下的应力；再拿光弹技术来说，也能研究复杂零件如连杆和气缸盖的应力分布情况。目前采用以上测试手段，再加上应用电子计算机来进行计算，就可以使设计人员对于发动机主要零件的载荷与应力分布情况有一个比较全面的了解，而这一点在过去由于耗时巨大是无法做到的。这样一来就可以适当减小计算时所选用的安全系数，并使零件结构设计得更为合理。尽管如此，发动机中仍有大量零件要依靠设计人员的实践经验和创造才能来进行设计。但还有许多问题甚至要等到样机制成以后才能暴露并加以解决。因此一台新发动机最初的试运转和测试工作，对设计人员来说总是一

个检验其设计思想和计算是否正确的紧张时刻。根据上述情况，写作本书的目的是想给予设计人员，特别是那些缺乏经验的年青技术人员以必要的帮助和指导。

书中的章节均按内燃机设计的需要来安排。内燃机的领域十分宽广。为了节省篇幅，只能在取材方面加以适当的限制。因此本书在讲述结构设计时，常以高速四冲程柴油机为例。这种内燃机的热负荷与机械负荷均比较严重，转速或活塞平均速度也比较高。设计高速高比功率柴油机的原则，在考虑到其他机型的特点以后，亦可成功地应用到汽油机和低速柴油机上去。况且就现代高压压缩比的车用汽油机而言，其主要零件特别是曲柄连杆机构的尺寸和形状与高速柴油机愈来愈靠近。为使全书的内容不至过分膨胀，不再花专门篇幅来介绍汽油机设计问题。本书只用一章来专门叙述化油器和进气管，因为这是汽油机与柴油机主要区别所在。我要特别感谢工程技术博士 W·安德莱斯 (Endres) 教授，他友好地为本书精心增补了这一章的内容。

同样由于精简篇幅的目的，削减了有关二冲程内燃机设计问题的论述。这样做的另一个重要原因是，除了特殊情况以外，二冲程发动机在欧洲的高速柴油机领域内未能胜过增压四冲程柴油机，而且在汽油机方面发展得也很少。目前二冲程发动机的发展重点只限于小型单缸发动机和大型低速柴油机方面。但若将这两方面内容也编入本书的话，篇幅将会显得过分庞杂。

如前所述，设计一台内燃机牵涉的问题很广。在本书中只是尝试从设计角度来阐述这些问题，这也就是说，只介绍那些对于设计人员所必需了解的知识，以便他们能着手对各个零部件进行设计并能与试验和计算部门的专家进行有效的讨论和协作。读者尚可在 W·安德莱斯教授主编的内燃机丛书卷 I 和卷 II 中得到有益的帮助，该书主要介绍了内燃机的基础理论知识。本书最初也打算作为该丛书的卷 III，但后来为了提高插图印刷质量，选择了较大的开本而另行出版。

最后，我还要特别感谢总工程师斯塔特莱尔 (Stadler) 先

生，他在百忙中仔细审阅了原稿并提出许多宝贵意见。还要感谢特许工程师埃赛 (Esche) 先生，他在“冷却风扇的计算与结构设计”一节的编写过程中，给予我很大的帮助与支持。

正值此书的编写工作进行时，“度量单位法规”于1970年5月7日生效。根据此项法规，过渡到全部采用SI单位（国际单位制）的最后期限定为1977年12月31日。但是目前在内燃机制造业内仍主要采用旧的单位制，考虑到工程实践方面的通常习惯，本书仍采用旧的工程单位。读者根据本书所附的单位换算表，可以很方便地将旧单位换算为新的SI单位。详细情况可以参阅有关文献。⊖

H·梅梯格

⊖ 工程技术中采用的新符号和单位可参见MTZ 32卷(1971年)第1期27页，W·海德尔 (Haeder) 和E·盖特奈尔 (Gartner) 所著“工程技术中规定使用的单位——德国标准化委员会1970年公布”。亦可参见德国工业标准DIN 1301。

目 录

序 言

1 发动机设计的准备工作	1
1.1 原始数据	1
1.1.1 功率和转速	1
1.1.2 主要用途	1
1.1.3 预计产量	2
1.1.4 应达到的技术水平	3
1.2 确定主要尺寸和结构型式	3
1.2.1 选择行程、缸径和缸数、行程缸径比的意义	3
1.2.2 确定气缸中心距	15
1.2.3 选择结构型式	16
1.3 设计准备工作的实例	17
2 发动机设计工作的步骤	20
3 发动机零部件设计	23
3.1 曲柄连杆机构及其轴承	23
3.1.1 曲柄连杆机构的惯性力和质量平衡	23
3.1.1.1 单元曲柄连杆机构的惯性力	23
3.1.1.2 曲柄连杆机构中不平衡惯性力的影响	26
3.1.1.3 质量平衡	26
3.1.2 气体力和扭矩	52
3.1.2.1 单元曲柄连杆机构的气体力及合成切向力	53
3.1.2.2 多缸发动机的切向力曲线	57
3.1.3 扭转振动	60
3.1.4 曲轴的受力情况、尺寸和结构设计	67
3.1.5 连杆的受力情况、尺寸和结构设计	95
3.1.6 活塞、活塞环、活塞销的受力情况、尺寸 和结构设计	117
3.1.7 曲柄连杆机构轴承的受力情况、尺寸和结构设计	134
3.1.8 飞轮	152
3.2 机体、气缸和气缸盖	158

3.2.1	机体的受力情况、尺寸和结构设计	158
3.2.2	气缸的受力情况、尺寸和结构设计	182
3.2.2.1	水冷发动机的气缸和气缸垫	182
3.2.2.2	风冷式发动机的气缸和气缸垫	195
3.2.3	气缸盖的受力情况和结构设计	203
3.2.3.1	水汽盖的功用和受力情况	203
3.2.3.2	水冷发动机气缸盖的结构设计	203
3.2.3.3	风冷发动机气缸盖的结构设计	224
3.3	配气机构	233
3.3.1	概述	233
3.3.2	凸轮轴	236
3.3.3	挺柱、推杆、摇臂和气门	248
3.3.4	凸轮轴的传动方式和正时齿轮的布置	263
3.4	润滑系统	270
3.4.1	机油的供给与分配	270
3.4.2	机油的冷却	282
3.4.3	机油的滤清	289
3.5	冷却系统	293
3.5.1	水冷系统	293
3.5.1.1	冷却水循环及冷却系元件在发动机上的布置	293
3.5.1.2	冷却水泵的计算与结构设计	300
3.5.1.3	冷却水温的调节	307
3.5.2	风冷系统	310
3.5.2.1	导风罩	310
3.5.2.2	冷却风扇的计算与结构设计	317
3.5.2.3	发动机温度的调节	330
3.6	柴油机的燃料喷射和调节系统	333
3.6.1	喷油泵	333
3.6.1.1	喷油泵的功用	333
3.6.1.2	喷油泵的工作原理	333
3.6.1.3	喷油泵的结构型式	338
3.6.1.4	喷油泵的选择	341
3.6.1.5	喷油泵的安装与布置	344

3·6·1·6	喷油提前器	348
3·6·2	喷油嘴	352
3·6·3	喷油系统	354
3·6·4	调速器	360
3·6·4·1	柴油机转速的调节和调速器的型式	360
3·6·4·2	调速器的设计原则	365
3·6·4·3	调速器结构实例	366
3·7	汽油机的化油器	376
3·7·1	化油器的功用	376
3·7·2	化油器对于产生有害气体的影响	378
3·7·3	定喉管截面的化油器	379
3·7·3·1	定喉管截面化油器的一般结构, 以节气门作为调节机构	379
3·7·3·2	燃料在化油器中的流动路线	381
3·7·3·3	燃料-空气混合气的形成和简单化油器的缺点	382
3·7·3·4	防止混合气变浓的补偿装置	383
3·7·3·5	怠速和“过渡”装置, 加速泵	384
3·7·3·6	起动装置	387
3·7·3·7	全负荷时的加浓装置	389
3·7·3·8	滑行工况时化油器的调整问题	389
3·7·3·9	分动(分级)化油器	389
3·7·4	化油器上的点火时刻调节装置, 高海拔地区的低气压补偿装置, 化油器的结冰现象	390
3·7·5	变喉管截面的化油器	391
3·7·5·1	滑阀式化油器	391
3·7·5·2	气动滑阀式 CD 型化油器	392
3·7·6	化油器至气缸之间的进气管	394
3·7·7	改善各缸混合气分配均匀性的措施	396
3·7·7·1	进气管设计的若干细节	396
3·7·7·2	化油器(一个或几个), 进气管和气缸之间的合理布置	397
3·7·7·3	进气管加热	398
3·8	柴油机增压	399

3·8·1	增压发动机在结构上的措施, 排气总管和进气管	399
3·8·2	废气涡轮增压器的选用和布置	410
3·8·3	增压空气的冷却	416
4	发动机附件的安装、布置与动力输出	420
4·1	电起动装置	420
4·2	压缩空气起动装置	421
4·3	动力输出的可能方案	422
5	噪声问题	426
6	发动机结构实例	430
6·1	水冷发动机	430
6·1·1	西德戴姆勒-奔驰 (Daimler-Benz) 公司 M116V 型 8 缸汽油机	430
6·1·2	西德戴姆勒-奔驰公司 OM615 型直列 4 缸柴油机和 M115 型汽油机	433
6·1·3	英国泼金斯 (Perkins) 公司 4.236 系列直列 4 缸柴油 机	437
6·1·4	美国凯特匹勒 (Caterpillar) 拖拉机公司 3160 V 型 8 缸柴油机	442
6·1·5	英国莱兰 (Leyland) 发动机公司的缸盖和气缸一体 式的“Fixed Head 500”系列直列 6 缸柴油机	446
6·1·6	西德戴姆勒-奔驰公司 OM403 V 型 10 缸柴油机	449
6·1·7	瑞典沙柏-斯堪尼亚 (Saab-Scania) 汽车公 司 DS 14 V 型 8 缸柴油机	453
6·1·8	西德 M·A·N 公司 D 2858 V 型 8 缸柴油机	457
6·1·9	西德戴姆勒-奔驰公司 OM 355 型直列 6 缸柴油机	464
6·1·10	西德克劳克莱-洪堡-道依兹 (Klöckner-Humboldt- Deutz) 公司 B/F 6 M 716 型直列 6 缸柴油机	467
6·1·11	美国凯特匹勒 (Caterpillar) 拖拉机公司 D348 V 型 12 缸柴油机	471
6·1·12	西德 MTU 公司(发动机-气轮机联合公司) MB 6 V 331 V 型 6 缸柴油机	477
6·1·13	法国皮尔斯蒂克 (Pielstik) 公司 16 PA 4-200 V 型	

X

6·1·14	西德 MTU 公司 MA 16 V 956 V 型 16 缸柴油机	487
6·2	风冷发动机	491
6·2·1	西德哈兹 (Hatz) 公司 E 671 型单缸柴油机	491
6·2·2	西德伏克斯瓦根 (Volkswagen) 公司 3/1500 型对置 4 缸汽油机	496
6·2·3	西德克劳克莱-洪堡-道依兹公司 F 4 L 912 型直列 4 缸柴油机	499
6·2·4	西德克劳克莱-洪堡-道依兹公司 F 6 L 413 V 型 6 缸柴油机	503
7	常用符号表	510
8	参考文献	518
	译后语	530

1. 发动机设计的准备工作

1.1 原始数据

1.1.1 功率和转速

发动机的尺寸和缸数决定于所要求的功率和转速。根据功率、转速和给定的平均有效压力 p_{me} 可以确定发动机的总工作容积，由此可以进一步选定缸数和结构型式。

1.1.2 主要用途（亦可参见文献 [4] 卷 I 39 页）

发动机的主要用途对于其设计有很大影响。例如载重汽车用发动机的设计要求，就与船用发动机有很大不同。设计车用发动机时，总应当多考虑底盘的情况。这时必须考虑到，机体在曲轴中心线附近的宽度决定于安装发动机部位的车架尺寸。因此在发动机机体的这个区域里应当尽量不要布置发电机、起动机、机油滤清器或机油冷却器等附件，以免增加发动机的宽度。此外在车用发动机上，所有需要在车上进行保养的机件，均应布置在易于接近的地方。这些零部件包括：所有滤清器，喷油系统的部件，配气机构的摇臂，油面指示尺，起动机，发电机和水泵等。车用发动机配气机构应按超速工况设计，因为车辆下坡行驶时可能出现这种情况。汽车上若装有排气制动装置，则要求在计算排气门弹簧时作相应的考虑。反之对于船用发动机或农用拖拉机的发动机而言，设计要求则可能和车用发动机有很大的不同。总之无论在何种情况下，发动机的用途对于设计工作都有决定性的影响。

但也常会碰到这样的情况：新设计的发动机不仅准备用于汽车，也准备用于固定动力或是用作船舶动力。这时设计人员除应着重考虑主要用途以外，也应适当兼顾其他方面的要求。

有时冷却方式的选择（水冷还是风冷？不同的冷却方式对于发动机的设计会提出根本不同的要求）也在很大程度上受到发动机主要用途的影响。例如风冷发动机特别适用于工程机械、农业

机械和拖拉机等方面。此外在寒带和热带地区使用的发动机，也以采用风冷方式较为适宜。这是因为寒冷的气候条件必然会给水冷方式带来一定困难；而在热带高温的条件下，由于风冷发动机缸壁温度与外界气温的差别本来就比较大，因而在冷却条件方面仍然比水冷发动机有利一些。

1.1.3 预计产量

在着手进行发动机设计以前，必须事先大致知道发动机的计划产量，因为产量的大小影响制造的方式（是单件生产还是在专机和流水线上大量生产），并进而影响发动机的结构设计。现以机体为例，简要讲一下工艺装备对结构设计的影响。机体若需在流水线上加工，则其加工的方向应尽可能少，以减少流水线中的工位和设备投资。此外，设计人员一开始就应当与工艺部门保持密切联系，使结构与加工工艺配合得当，以保证各道工序的加工时间尽可能平衡，从而实现尽可能短的生产周期。若进一步想在同一流水线上生产缸数不同的发动机机体的话，则设计人员在选择气缸中心距时，应遵循“等移位”的原则，即对于不同缸数的机体来说，各相邻缸中心线至某一固定基准面之间总是只相差一个相等的距离。而在一些缸心距不等的老式发动机中，上述原则即不能得到满足。在这种发动机上，为使中央主轴承宽度加大，往往将中间两缸的中心距也作得比其他缸之间大一些。

发动机的生产批量不仅从机械加工角度来看影响结构设计，而且从毛坯铸造角度来看也对结构有很大影响。如铝合金机体在小批量生产时可用砂型铸造，这时设计人员在型芯的布置方面就有较大的自由。中批量生产时，则以采用金属模铸造为宜，这时在型芯布置方面的自由度就受到一定限制，但是在采用一定措施以后（如采用壳模式型芯），仍然可以设计出合理的空腔，只不过铸件的成本要提高一些。当生产批量很大时，则应采用压铸，这时铸件的横截面上不能有空腔存在，即应当保证所有型芯都能与压铸模型一起分开。

1.1.4 应达到的技术水平

开始设计发动机以前，还应当仔细地研究产品应达到的技术水平。首先要分析当前市场上提供的发动机转速和平均有效压力已经达到什么水平。由于一台发动机从研制到正式投产一般要4~5年的时间，因此还必须尽量准确地判断，在所应用的范围内，发动机在转速、扭矩适应性、寿命和可靠性方面几年后会发展到什么水平。所有这些，均需在新设计的发动机中予以考虑。仔细地查阅有关专业文献是很有帮助的。为此设计人员不仅要注意研究发动机方面的技术资料，而且还要注意其主要应用领域内的有关文献。这样做就能使我们及时掌握当前的发展趋势。

在本设计部的研究和试验室中，积累了丰富的资料，其中包括过去研制工作的经验总结和样机的试验报告。设计人员应当充分利用这些情报资料，来加速新发动机的设计和研制工作。

设计前的准备工作尚包括仔细研究其他公司同类产品的技术水平，其情况可以从刊物、广告或是展览会提供的资料中去找。还应当熟悉附件工业的技术水平和发展方向。内燃机附件生产的专业化程度一般是比较高的，仅举其主要方面就有：活塞、喷油系统、轴瓦、滤清器、散热器、气门等等。与附件的生产部门的技术人员经常交流情况，可以使设计人员在具体工作方面得到许多有益的启示和帮助。

1.2 确定主要尺寸和结构型式

1.2.1 选择行程、缸径和缸数、行程缸径比的意义

若已知平均有效压力 p_{me} ，则气缸工作容积即可根据功率和转速由下式[⊖]求出（亦可参见文献 [4] 卷 I，A 章和 C 章）

$$V_h = \frac{900N}{p_{me}n} \quad (1)$$

平均有效压力 p_{me} 与充气系数 η_L ，过量空气系数 λ ，最小空气需要量 L_{\min} 和燃油消耗率 b_e 有关。其表达式为：

⊖ 公式中所用的符号和单位参见书后所附的常用符号表

$$p_{me} = \frac{27\eta_L}{\lambda L_{\min} b_e} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (2)$$

充气系数 η_L 决定于进气道的结构形状和进气门的大小。对于设计良好的进气道，其值约为 88~90%。而对在气缸内产生旋流的进气道（如螺旋气道），由于气流损失，其值约降低至 80~85%。旋流气道不论对于增压还是非增压的直接喷射式柴油机均具有重要意义。转速当然对充气系数也有一定影响，但是通过适当选择进气凸轮外形，即使在高转速下，也大致能达到上述指标。 η_L 既然与进气道的形状有关，当然也就间接受燃烧室型式的影响。因为对于高速柴油机而言，直接喷射式发动机一般采用旋流式气道，而分开式燃烧室（即预燃室或涡流室）一般采用无旋流气道。

过量空气系数 λ 对于非增压发动机通常为 1.2~1.4，对于增压发动机为 1.6~1.8（视标定功率和转速而异）。

燃烧 1 公斤燃料理论上所需的最小空气量 L_{\min} 对于一定燃料大约是一个常数，对于柴油而言，其值为 11.8 米³/公斤，即燃烧 1 公斤柴油至少需要 11.8 米³ 空气。

燃油消耗率的公式为

$$b_e = \frac{632}{H_u \eta_{th} \eta_g \eta_m} \quad (\text{g/ps} \cdot \text{h}) \quad (3)$$

燃料的低热值 H_u 对于一定燃料（如柴油）而言近似为常数，因而对燃油消耗率实际上没有什么影响。

公式中各项效率 η_{th} 、 η_g 和 η_m 的意义亦可参见文献 [4]，卷 I 的 A 章、C 章和卷 II。

理论热效率 η_{th} 主要决定于压缩压力和爆发压力。

相对效率 η_g 受进气道质量，进气门大小和配气相位的影响，此外还与压缩室表面散热情况（分开式燃烧室的散热损失要比布置在活塞顶内比较紧凑的直接喷射式燃烧室的散热损失大得多）和燃烧过程各参数的变化情况（燃气在燃烧室内的压力、温度和速度）有关。因此相对效率主要决定于燃烧室的型式。

最后，机械效率 η_m 反映了摩擦损失的大小，它与转速和燃烧室型式有关。因为在分开式燃烧室发动机中，当空气从主燃烧室进入副室（涡流室、预燃室）时存在着节流损失，其情况由图 3 可见，图中用摩擦压力 p_f 来表示摩擦损失随转速变化的关系。

由此可见，燃油消耗率主要与燃烧室型式和转速有关。其关系可以根据发动机的万有特性曲线清楚地看出。图 1 所示为两台缸径和行程相同而燃烧室型式不同的发动机的万有特性曲线，一台是预燃室式，另一台是直接喷射式。当转速 n 为 2200 转/分和平均有效压力 p_{me} 为 7 公斤/厘米² 时，预燃室式发动机的燃油消耗率约为 200 克/马力·小时。图 2 表示转速对燃油消耗率的影响。两台发动机的燃烧室型式相同，均为直接喷射式，缸径也相同但行程不一样。在活塞平均速度均保持为 10.5 米/秒和平均有效压力 p_{me} 约等于 6 公斤/厘米² 的情况下，长行程发动机（行程 $H=140$ 毫米，图 2 a）的转速为 2250 转/分，燃油消耗率为 167 克/马力·小时；短行程发动机（行程 $H=120$ 毫米，图 2 b）

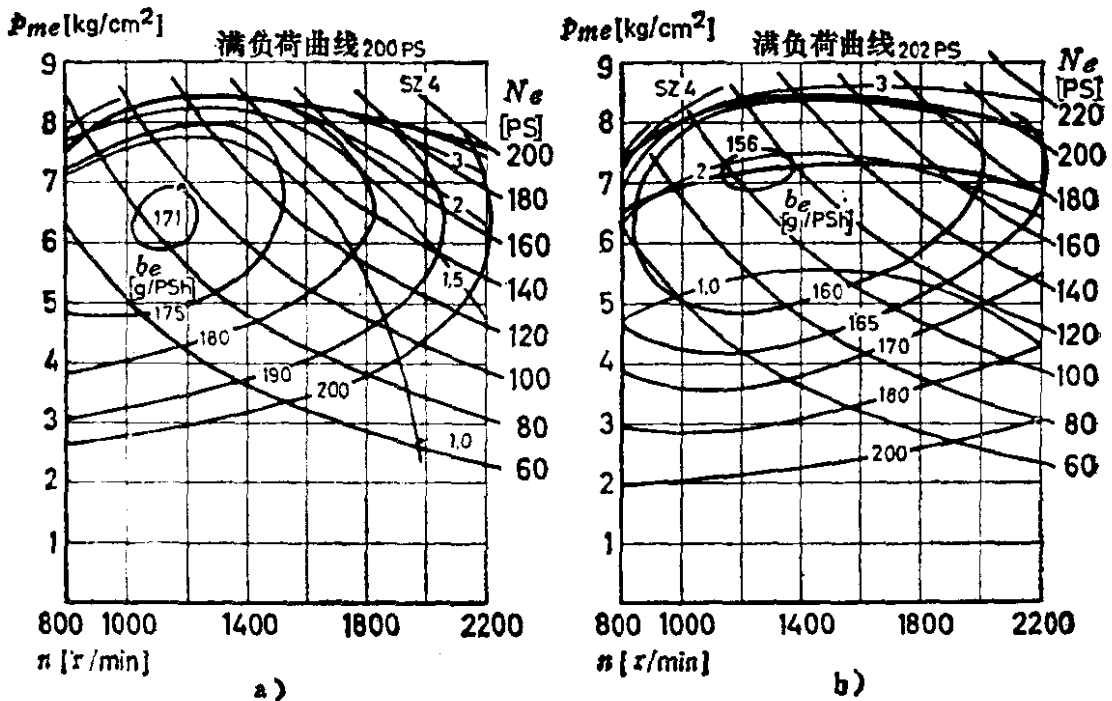


图 1 预燃室式和直接喷射式发动机的万有特性（取自 ATZ 杂志 1965 年第 3 期 69 页）

a) OM326 预燃室式发动机 b) OM346 直接喷射式发动机

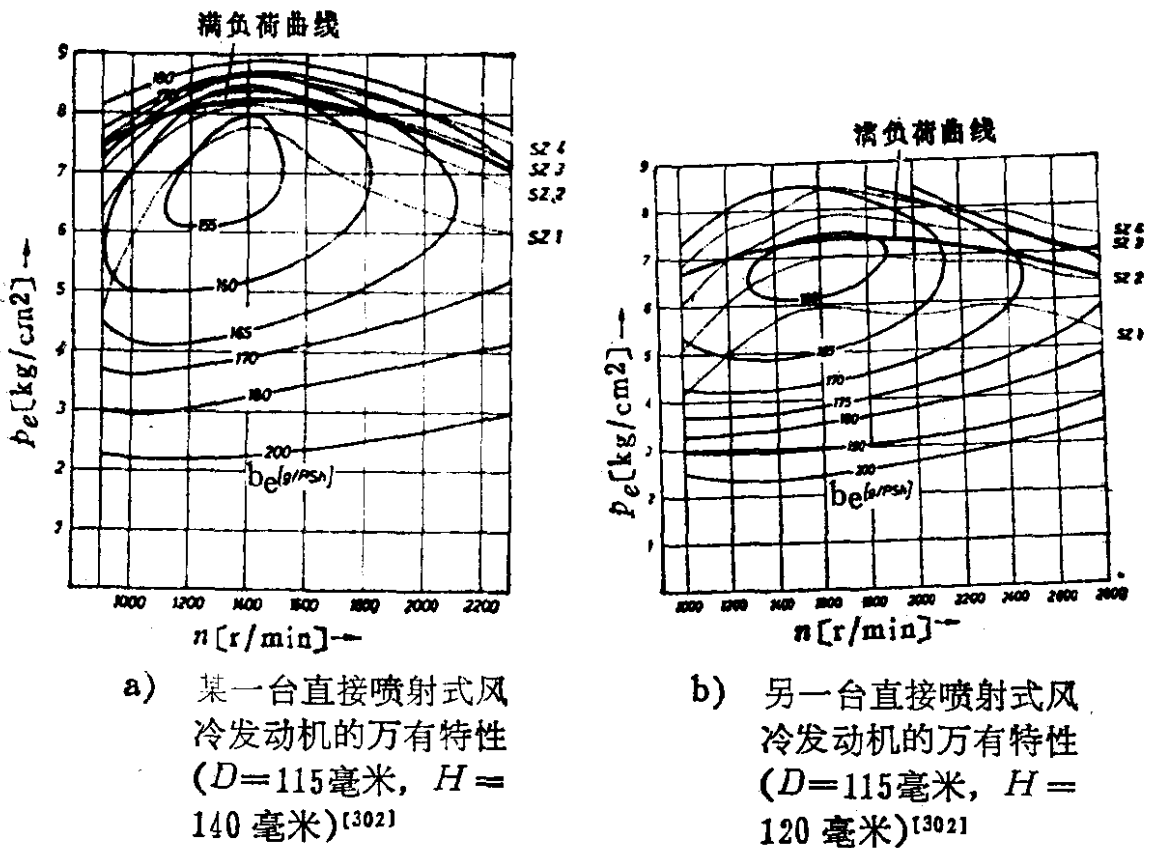


图 2

的转速为 2630 转/分，燃油消耗率为 173 克/马力·小时。总工作容积从 1.5 到 2.5 升的柴油机的摩擦损失随转速变化的关系示于图 3。

综上所述，平均有效压力主要取决于结构参数、燃烧室型式和转速。例如，对于高速非增压直接喷射式发动机，若取 $\eta_L=0.85$ ， $\lambda=1.4$ ， $b_e=170$ 克/马力·小时，则根据公式 (2) 可求出其标定功率时 p_{me} 的上限值为

$$p_{me} = \frac{27 \times 0.85}{14 \times 11.8 \times 170} \approx 8 \text{ 公斤/厘米}^2$$

若想获得更高的平均有效压力，只有提高 η_L 才有可能，而要提高 η_L 只有通过合理的进气管设计（如 M·A·N 公司的 HM 过程，参见图 4）或是采用增压（参见文献 [4]，卷 I、G 章）。

但是，当新设计发动机时，尚不能直接将 $p_{me} = 8$ 公斤/厘米² 代入公式 (1) 来确定工作容积，而应视发动机燃烧室型式、转速和用途的不同，打一定的折扣。例如对于经常在满负荷甚至超