

# 高比功率运输式 发动机

国防工业出版社

3  
1

高  
比

# 高比功率运输式发动机

张振球等编译

国际工业出版社

1974

# 高比功率运输式发动机

(只限国内发行)

张振球等编译

吕慎刚总校校

\*

国防工业出版社 出版

北京市书刊出版业营业许可证出字第074号

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

\*

787×1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub> 印张13 299千字

1974年12月第一版 1974年12月第一次印刷 印数：0,001—4,000册

统一书号：15034·1387 定价：1.35元

## 出版说明

本书是根据工作需要由以下三种原文本选择翻译的：

(1) TRANSPORT ENGINES OF EXCEPTIONALLY HIGH SPECIFIC OUTPUT, I.Mech.E, -London, 1969;

(2) HIGH OUTPUT DIESEL ENGINES, SAE Paper SP-290, 1967;

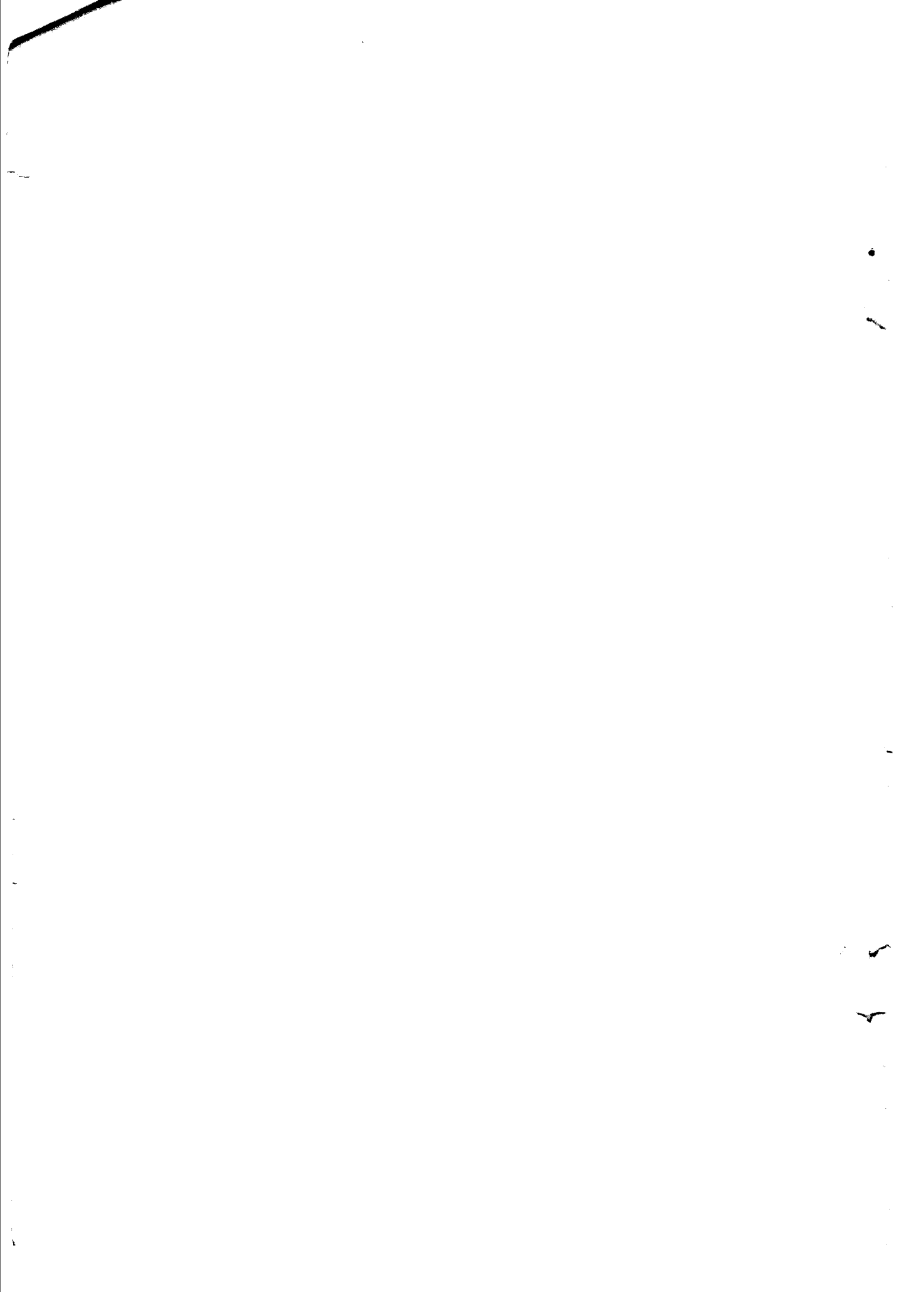
(3) SAE TRANSACTIONS, 1967(75), Section 2.

这本书主要介绍了几个国家有代表性的军用和民用新型高比功率运输式发动机的研究、试制等情况。书中对这类发动机的发展趋势及性能评价指标也有所论述。书中介绍了四种坦克发动机、一种快艇发动机、两种机车发动机以及对置活塞差速增压发动机等。本书可供柴油机研究、设计、生产人员以及本专业的高等院校师生参考。



## 目 录

一、高比功率运输式发动机·····	7
二、高功率高速轻重量柴油机新系列的设计和研究·····	22
三、LVA24 牵引式柴油机研制中的几个方面·····	33
四、纳皮尔三角型中冷发动机的发展·····	44
五、一种高功率风冷压燃式发动机的发展·····	54
六、紧凑长寿命的柴油机·····	62
七、差速复合式发动机：初步试验的结果和对未来发展的评价·····	71
八、结构紧凑、重量轻的柯蒂斯-赖特转子式发动机·····	84
九、戴姆勒-本茨高功率发动机一种紧凑设计的研究·····	96
十、高功率多种燃料发动机的设计与发展·····	107
十一、变压缩比发动机最近的研究工作·····	119
1. 一至八的讨论·····	133
2. 一至八作者的答复·····	161
3. 九至十的讨论·····	173
4. 十一的讨论·····	195



# 一、高比功率运输式发动机

W.P. 曼斯菲尔德●

## 前 言

为准备这个座谈会讲稿，我按计划分析了导致高比功率的各项因素，并对各报告中所讨论的发动机如何发展这些因素以达到高比功率，进行了一些研究。因为这些发动机的型式很不相同，所以建立一些基本观点作为比较的基础，似乎是很必要的。

“高的比功率”可理解为高的单位体积、单位重量或单位成本的功率。很巧，所有这三者在一定程度上是互相联系的。用以减小比体积的方法常常也能产生降低比重量和比成本的效果。此外，因为低的比体积对运输式发动机是特别重要的，所以我们理所当然的采用这一指标作为这一讨论的主要标准。

实际的问题决不仅仅在于产生高的比功率，而且需要根据用途另外满足许多其它要求。最通常增加的要求是可靠性，足够的寿命，容易保养，低的燃油比耗量，低的振动和噪音水平和低的排气污染物浓度。这些都是运输式发动机的重要要求。此外，运输式发动机必须在其整个速度和负荷范围内使用性能良好，同时其最大扭矩点必须能对应于发动机速度变化，以配合所采用的变速系统。在讲演的有限时间内，我主要讲获得高的比功率的问题，同时也考虑其它的要求。主要的问题在于，在单位时间内，单位发动机总体积能燃烧尽可能多的燃油，同时要具有可接受的机械负荷和热负荷条件，以及良好的燃油经济性。在对有关因素的一般叙述中，我将特别联系增压四冲程柴油机，但是，许多问题对所有型式的发动机都是共同的。

## 决定比功率的因素

为了得到最高的发动机单位容积功率，必须尽可能充分地利用以下三个有影响的因素：气缸布置、转速和制动平均有效压力。

### 气缸布置的紧凑性

首先，设计者必须考虑在既定的发动机体积范围内如何去布置最大的气缸容积。评价标准是气缸总工作容积对发动机总体积的比值。总体布置不同的发动机的这种比值示于表1（此表以下讨论）。

### 运 转 速 度

有效的气缸容积必须尽可能频繁地使用。多年来已广泛地揭明了这个方向上的可能性，

● 英国内燃机研究所(有限)。



表1.1 发 动 机

制 造 者	MAN	苏 尔 寿	纳皮尔英国电气公司	三 菱
型 号	V6V23/23TL	LVA24	CT18/42K	10ZF型21WT
总 体 布 置	50° V型	50° V型	对置活塞, 三角形, 三排缸	90° V型
循 环	4 冲程	4 冲程	2 冲程	2 冲程
燃 烧 系 统	直接喷射	直接喷射	直接喷射	直接喷射
发动机冷却介质	水	水	水	空 气
气 缸 数	12	16	18	10
缸径×冲程, 吋	9.055×9.055	9.45×11.00	5.125×7.25×(2)	5.32×5.91
曲轴速度, 转/分	1500	1100	2100	2200
重量, 磅(力)	18000	43600	15750	4894
总长度×宽度×高度, 呎	8.6×5×8.1	13.6×5.9×8.1	13.1×5.8×6.6	6.4×4.9×3.6
制动马力(1)	3000	4000	3700	858
每缸制动马力	250	250	206	85.8
工作容积(1缸), 吋 <sup>3</sup>	583	768.75	299	131.4
总工作容积, 吋 <sup>3</sup>	6997	12300	5384	1314
矩形外形体积, 呎 <sup>3</sup>	349	650	502	112
(总工作容积/外形体积)×10 <sup>3</sup>	11.6	11.0	6.2	6.8
每缸每分钟循环数	750	550	2100	2200
制动平均有效压力, 磅(力)/吋 <sup>2</sup>	223	230	130	118
每呎 <sup>3</sup> (外形)制动马力	8.6	6.2	7.4	7.6
制动平均有效压力×频率×10 <sup>-3</sup>	167	127	273	260
活塞平均速度, 呎/分	2264	2017	2538	2167
制动平均有效压力×活塞速度×10 <sup>-3</sup>	505	464	330	256
每吋 <sup>3</sup> (气缸)制动马力	0.43	0.32	0.69	0.65
每吋 <sup>2</sup> (活塞)制动马力	3.88	3.56	4.98	3.86
每制动马力重量, 磅(力)	6.0	10.9	4.26	5.70
燃油比耗量, 磅/制动马力小时	0.335	0.363	0.403	0.45
进气压力, 磅(力)/吋 <sup>2</sup> , 表压	20.0	20.9	19.0	16.2
燃油重量/进气重量(2)	0.046	0.048	0.038	0.050
压缩比, 从下死点起	13.0	11.6	17.9(13.8有效)	18.7(14.0有效)
爆发压力, 磅(力)/吋 <sup>2</sup>	1740	1665	2060	1710
(1) 未扣除冷却风扇功率 (2) 估计数值				

## 比 较 数 据

蒂林-史蒂文斯(蒂莫尼)	鲁伯里-欧文	柯蒂斯-福特	戴姆勒-本茨	凯特匹勒	大 陆
TS3	IRM FORMULA	RC2-60-U5	MB873	LVMS1050	AVCR-1100-1
摇臂, 对置活塞	H 型	汪克尔型	90°V型	60°V型	120°V型
2 冲程	4 冲程	4 冲程	4 冲程	4 冲程	4 冲程
直接喷射	火花点火	火花点火	预燃室	预燃室	直接喷射
水	水	水	水	水	空 气
3	16	2 个转子	12	12	12
(2) 3.375 × 4.0 × (2)	2.75 × 1.925		6.5 × 6.1	4.5 × 5.5	4.875 × 5.00
2500	11000	5700 <sup>(1)</sup>	2600	2800	2800
1000 <sup>(1)</sup>	485	261	3780 <sup>(2)</sup>	2480 <sup>(1)</sup>	3400 <sup>(1)</sup>
3 × 2 × 2.2	2 × 2.3 × 1.6	1.5 × 1.8 × 1.8	5.5 × 3.5 × 2.7 <sup>(1)</sup>	4.1 × 2.7 × 3 <sup>(1)</sup>	4.9 × 4 × 2.9 <sup>(1)</sup>
240 <sup>(3)</sup>	424	206 <sup>(4)</sup>	1480	960	1475
80	26.5	103	123.3	80	123
71.67	11.44	60.9	202.4	87.5	93.3
215 <sup>(3)</sup>	183	121.8	2429	1050	1120
13.2 <sup>(1)</sup>	7.34	5.92 <sup>(2)</sup>	51.0	32.4	56.8
9.6 <sup>(3)</sup>	14.4	11.9	27.5 <sup>(1)</sup>	18.8 <sup>(1)</sup>	11.4 <sup>(1)</sup>
2500	5500	5700	1300	1400	1400
176	167	118 <sup>(3)</sup>	185	258	373
18.5 <sup>(3)</sup>	57.8	34.8 <sup>(5)</sup>	29.0 <sup>(1)</sup>	29.6 <sup>(1)</sup>	26.0 <sup>(1)</sup>
440 <sup>(2)</sup>	919	673	241	361	522
1667	3530	—	2643	2567	2333
293	590	—	489	662	870
1.12 <sup>(3)</sup>	2.32	1.84	0.61	0.91	1.32
4.47 <sup>(3)</sup>	4.46	—	3.72	5.03	6.59
4.17 <sup>(3)</sup>	1.14 <sup>(1)</sup>	1.26 <sup>(6)</sup>	2.55 <sup>(2)</sup>	2.58	2.31 <sup>(1)</sup>
0.468	0.510	0.570 <sup>(7)</sup>	0.395	0.390	0.45 <sup>(2)</sup>
22.6	0.25	0	32.0	14.0	56.5
0.049	—	—	0.045	0.043	0.045+
9.2	11.4	8.5	19.5	19.5 <sup>(2)</sup>	10.0
1800	—	680	1800	3100 <sup>(2)</sup>	2100
(1) 带铝缸体和盖 (2) 制造者现用较大缸径 (3) (1) 和 (2) 的调协数字 ①原文为13.0——译注 ②原文为 340——译注	(1) 新V12为0.83	(1) 输出轴 (2) 带机油冷却器和机油箱 (3) 140 (4) 300 (5) 50.7 (6) 0.87 (7) 0.60 } 周围带进气口的可望数值	(1) 数字不包括发动机冷却设备或进气冷却器 (2) 假定数值(从MB840重量及有关外形体积得来)	(1) 数字不包括发动机冷却设备或进气冷却器 (2) 多燃料发动机(单纯柴油机较低压缩比使爆发压力为2500磅(力)/时 <sup>2</sup> )	(1) 数字包括总冷却风扇进气冷却器、发动机和传动系统机油冷却器 (2) 最小燃油比耗量=0.38

因为在增压时代以前，制动平均有效压力的增加受到有限进气量的严重限制，那时提高转速是增加功率的主要手段。限制发动机速度增加的主要问题为：

- (a) 气道压差的增加使得损失的功增多。
- (b) 摩擦不按比例地大大增加。
- (c) 在非常宽广的使用速度范围内难以得到满意的燃油喷射条件，尤其在与宽广的平均有效压力使用范围联系时如此。
- (d) 难以在整个使用范围内得到良好的燃烧。
- (e) 由于惯性力，零件的应力增加。
- (f) 难以在整个增大的速度范围内避免过大的振动。
- (g) 噪音增加。

最后一点具有日益增加的重要性，尤其是对运输式发动机，因为公众日益认识到噪音的危害性，所以很快将以法律形式对其加以限制。南安普敦大学声学及振动研究所的研究表明，总的噪音强度大概与发动机速度的立方成正比，同时在过去十年内，公路车辆发动机为增加动力而增加了转速，而由于此转速的增加已使噪音大大增加。

虽然限制发动机转速提高的因素可望得到一些改善，但转速进一步增加的可能性看来是较为有限的。

### 制动平均有效压力

如图 1.1 所示，在过去十年中，中速发动机的制动平均有效压力的增长是活塞速度增长的两倍。对较大型的运输式发动机，其制动平均有效压力的增长情况相似；同时，现在小型涡轮增压器迅速改进，在公路车辆发动机上有希望得到相似的发展。公路车辆柴油机上，虽然可能是最重要的运输式发动机，但在座谈会上未能充分提出座谈，其一个简单原因是，一般说来，这种发动机向高比功率的发展是落后的，现在提不出多少很高比功率的公路车辆柴油机。

发动机速度的提高严重地增加噪声，而制动平均有效压力的增加对噪声影响不大。这点，对噪声构成重要问题的地方，与更高的速度比较，鼓励向更高的制动平均有效压力发展。

值得说明的是，如果制动平均有效压力增加一倍，而活塞平均速度保持不变，我们想从几何形状相似的气缸得到相同的功率，则原气缸容积可用 $\sqrt{2^3}$ 去除，即其容积为原容积的 35.3% 或三分之一稍强，这时发动机每分钟转数增大了 $\sqrt{2}$ 倍，即增加 41.4%。如果我们把这两个参数调过来，即把发动机每分钟转数增加一倍，把制动平均

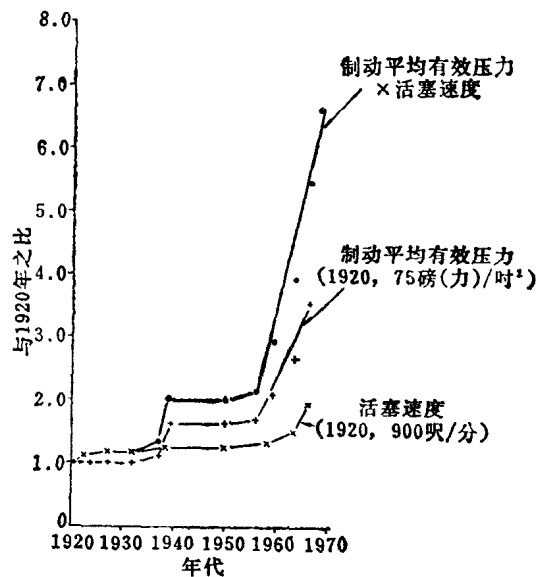


图 1.1 1920年以来发动机速度与制动平均有效压力的增加

有效压力保持不变, 要得到相同的功率, 气缸容积仅减少一半。活塞平均速度加倍时所减少的气缸尺寸, 与制动平均有效压力加倍时所减少的气缸尺寸数相同, 但是前者要求将发动机转速提高到 $\sqrt{2^3}$ 倍, 即为原来转速的 2.83 倍。

在涡轮增压发动机中, 要得到很高的制动平均有效压力, 其主要问题为:

- (a) 在足够宽的发动机速度范围内得到足够高的进气密度。
- (b) 在整个宽广的负荷及其速度范围内得到满意的喷油条件及良好的燃烧。
- (c) 把发动机的机械负荷及热负荷都限制在安全数值内。

上述每一问题都构成一个十分广泛而又需很好探索的研究领域, 但是, 这里只能提到一些重要的方面。

**进气**

为了保证足够的进气量, 涡轮增压系统必须配合好, 即当负荷增加时, 每增加一定的燃油量, 空气密度就要随着增加一定数值, 以保证气缸内经常有适当的过量空气。这点已由特赖霍恩<sup>[1]</sup>清楚地阐明, 现再示于图 1.2。图中的线 A 代表稳定运转所需的进气压力, 其中考虑了适应该燃烧系统的燃油-空气比。线 D 表示空气量超过这一条件的良好配合系统, 允许负荷以中等速度增加, 而不出现讨厌的排气黑烟。没有一种普通的涡轮增压系统能

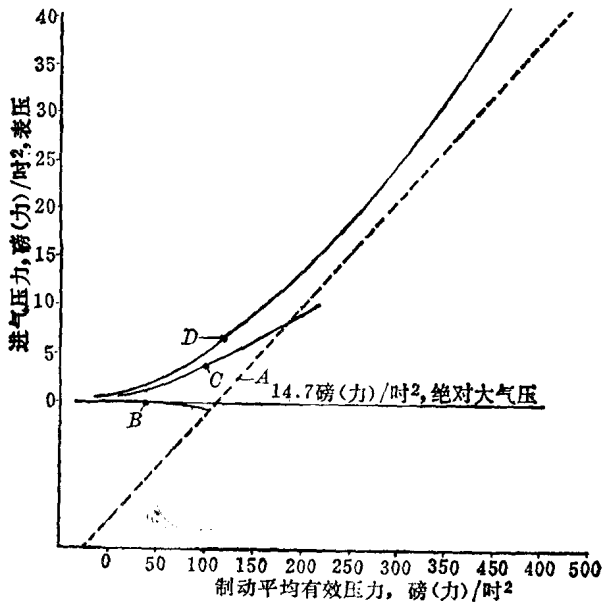


图1.2 进气压力要求和涡轮增压系统特性

- A. 某一定制动平均有效压力所需的进气压力; B. 自然进气发动机可提供的进气压力; C. 某些涡轮增压发动机可提供的进气压力;
- D. 按高功率配合的涡轮增压系统发动机可提供的进气压力。

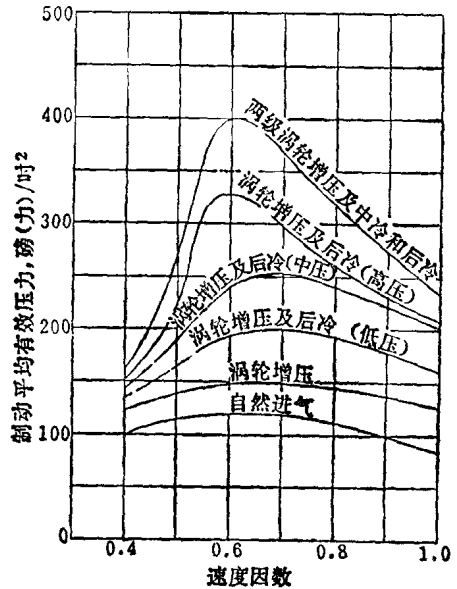


图1.3 各种进气系统的制动平均有效压力对发动机速度的曲线

付给油率很突然地增加, 即从空转给油率突然增加到满负荷, 例如, 400 磅(力)/时<sup>2</sup>的制动平均有效压力所需的给油率。幸好, 在大多数运输式发动机上这样突然的变化是不需要的, 同时, 可以找到可接受的折衷办法。

在涡轮增压到很高制动平均有效压力的发动机中, 最困难的进气问题就是, 在整个使用速度范围上得到这些满意的进气条件。图 1.3 表示, 增压系统在发动机低速时不能产生

与高速时相同的增压压力是如何地影响着制动平均有效压力-速度曲线的形状。当发动机速度从最大值降到最大值的60%左右时,制动平均有效压力增加10~20%是一般的要求。当制动平均有效压力水平再提高时,这个系统仍然还可以进行配合,以便在希望的转速上得到最大的制动平均有效压力,但是曲线最高点两端的下降增加,并且可能下降得过大。放气阀门能使这种情况得到一些改善,同时,可变几何形状系统可能作更多的改善,但是当低于一定转速时,曲线的陡降仍是不能避免的。可变几何形状涡轮有助于在整个速度范围内得到正确的增压水平,但也需要可变几何形状的压气机来提供较好的效率和在所需的宽广流量范围内避免喘振。两级涡轮增压产生相似的高峰值制动平均有效压力-速度特性,但其第二级采用机械驱动的压气机,就基本地改变了这种局面并且提供了发动机低速时提高制动平均有效压力的更有效方法。如参考文献〔2〕所述,这种布置方法用在大陆公司AVCR-1100发动机上非常有效。为了在发动机低速时产生更高的增压压力,可采用压气机变速传动装置,但这种方法受到压比增高时容积式转子压气机效率下降的限制。如在沃利斯教授的文章里所述的那样,压气机差速传动装置是一种变型方案。

为了避免复杂化,设计者可以采取按该用途配合得最好的简单涡轮增压系统的扭矩特性,并且再用一个改进的传动系统,以产生所需的输出扭矩,例如,采用自动多速变速箱,或者更好一些,采用变扭器。

当进气密度逐步增加时,进气设备,其中包括滤清器、涡轮增压器及进气冷却器,相对于发动机,趋向于逐步增大。但如赫希曼博士在参考文献〔3〕内指出,在过去十年中,这些设备的尺寸实际上是逐渐地减小。这种发展看来仍在继续着。现在可用的最紧凑的空气-水式热交换器,与过去某一用途的相比小多了。在目前可以选择一个现有的结构紧凑的涡轮增压器的情况下,为了充分利用既定的安装空间,已能设计适用于400磅(力)/吋<sup>2</sup>制动平均有效压力的两级增压系统,这种系统不比输出功率仅为其一半的发动机现在通用的某些系统大。把进气冷却器和涡轮增压器合成一体,将能大大地使系统紧凑化,因为它取消了连接管道,而这种管道必须有足够的长度,由于从压气机出口到普通进气冷却器的大矩形进口,其横截面要逐渐变化。所以,现在很可能的趋势是,涡轮增压系统将及时发展,以适应远远高于400磅(力)/吋<sup>2</sup>的制动平均有效压力的负荷。以空气和水作为进气的冷却介质的相对优点还需要进一步研究。

### 燃油喷射

常用的喷射系统,主要是由一台机械传动的喷油泵,通过一段油管向喷油器供油,它不能很好地适应发动机在整个宽广的制动平均有效压力范围内的运转,同时,当宽广的负荷范围与宽广的速度范围相结合时,所遇到的问题就更大。在250磅(力)/吋<sup>2</sup>的制动平均有效压力以下所遇到的这类问题,多年来已成为广泛而紧张的研究和精心发展的课题。在此次座谈会上,在道伦斯和利斯的文章中叙述了处理这类问题的一巧妙方法,即控制残留管道压力。为了迎合现在很高压力的需要,油泵制造厂已研制了极坚固的油泵,而油管强度问题仍然在进行进一步的研究。

当这些研究发展已大大改善了局面的时候,但为把制动平均有效压力进一步提高到400磅(力)/吋<sup>2</sup>以上,问题还未完全解决,而这样的负荷现在认为是可行的。所以,目前工业界对一些变通途径越来越感兴趣。

解决此问题的新途径之一是文献〔4〕内所叙述的伺服控制式油泵-喷油器系统。在图1.4所示的这种系统内，在大约 1500 磅(力)/吋<sup>2</sup>的稳定压力下连续泵送来的燃油储存于储油器内，然后再借助于控制阀，根据喷油定时输送到伺服活塞上方空间中；伺服活塞作用于紧靠喷油嘴的喷油泵柱塞之上。

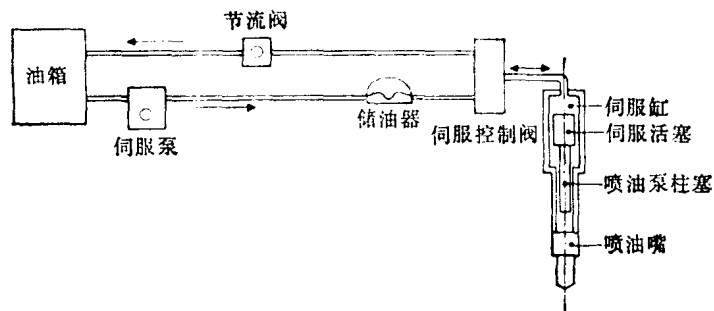


图1.4 伺服控制燃油喷射系统

此系统避免了传动系统中的冲击负荷或其它任何点的高应力，并且允许更自由地选择喷射条件以配合发动机的需要。例如，如果需要，高转速时最适宜的高喷射压力可以同样地保持到最低转速，因为这里使用的是同样高的伺服压力。因此，用不变的喷油嘴孔面积可以保持优良的雾化质量。在发动机研制过程中，改变控制阀的速度或稍微修改阀的几何形状，可以很快调整喷油规律图的形状，并且，一定的喷油规律图，包括附加辅助喷射，如果需要的话，可以在整个速度范围内，在较大程度上保持。以前曾叙述过这些特点在 400 磅(力)/吋<sup>2</sup> 以上制动平均有效压力实验发动机运转中的应用<sup>(6)</sup>。

### 燃烧

在充分控制喷油条件情况下，为得到最好燃烧所需的其它要求是正确地选择燃烧室形状、空气运动及喷油嘴的位置和规格。有大量证据表明，喷油嘴在某种程度上接近中央位置的开式燃烧室比任何形式的预燃室燃烧系统都更适宜于很高的输出功率，在开式燃烧室内只需要或者只希望很少的空气运动。已经表明，甚至在公路车辆范围内的高速发动机中，用开式燃烧室可以得到良好燃烧。可以使用多孔喷油嘴，因为适宜于满负荷的 400 磅(力)/吋<sup>2</sup> 制动平均有效压力的喷油嘴尺寸远远超过倾向堵塞的 0.25 毫米的孔径。在这里采用高的涡流速度没有多大理由，除非环境迫使做这样的选择，例如在小型对置活塞二冲程发动机内。从获得非常高的比功率的观点来看，具有少量空气运动的开式燃烧室的一个主要优点，是由于更紧凑的燃烧室和低的燃气速度而造成的较低的热传导。因为热流量最小，所以发动机冷却系统的要求也最少，这点对高输出功率运输式发动机具有突出的重要性。开式燃烧室和低的空气运动的另外一些优点已在道伦斯和利斯的文章中指出。特别有意思的是，MAN 以及苏尔寿公司在此次座谈会所座谈的发动机中现在正使用开式燃烧室。大陆公司在他的 4.875 吋缸径风冷 AVCR-1100 型发动机的开式燃烧室中使用低的空气速度已获得明显的优点，这种发动机在 2800 转/分运转时制动平均有效压力高达 400 磅(力)/吋<sup>2</sup>。他们现正在设计其涡流最小的气道。英国内燃机研究所实验室在几种不同的发动机上进行的试验也表明，在很高制动平均有效压力时，在各种小的空气运动情况下能得到良好的燃烧。

### 机械应力和热应力的限制

在关于进气、燃油喷射和燃烧所有问题的研究方面仍存在两个大难题，即机械应力和热应力的限制。这两个问题都必须由两个途径来解决：第一是发动机关键零件设计的改进；第二是改变循环条件。关于第一种解决途径的杰出例子已在机械负荷座谈会和热负荷座谈会上详细叙述，并且现在座谈会上的一些文章也提供了一些更新资料。在过去十年中，发动机机体、缸盖、缸套、活塞、连杆及轴承都是紧张研制的课题。允许爆发压力提高约50%并能控制温度分布的设计，在过去是一个认识得较晚的问题，现在已经大大改进。

在循环条件方面，唯一应加研究的大课题就是发动机的压缩比。当负荷增加时用增大压缩容积的方法来降低发动机内压缩比和膨胀比，是当涡轮增压器内的压缩比和膨胀比增加以后符合逻辑的结果。在一切情况下，当压缩容积加倍时，可以在加倍的空气中燃烧加倍的燃油量，而不超过气缸压力安全值。图1.5表示用不同爆发压力与不同压缩比配合而得到的制动平均有效压力的计算值。在400磅(力)/时<sup>2</sup>制动平均有效压力、1600磅(力)/时<sup>2</sup>爆发压力和7.8压缩比时，得到了重要的经验。此图表明，就机械负荷而言，从能承受2500磅(力)/时<sup>2</sup>爆发压力的发动机，用同样的压缩比，可以得到600磅(力)/时<sup>2</sup>的制动平均有效压力。

如果可以采用的制动平均有效压力由于热负荷的原因而被限制在很低的数值，则用降低压缩比的方法来控制某一定的爆发压力以达到增加制动平均有效压力的巨大努力就很少有实际价值。幸运的是，降低压缩比不仅可限制机械负荷，而且也相当有助于限制热负荷。热传导率基本上取决于气体温度和传热系数，而后者又决定于气体速度和压力。如果平均有效压力由于燃油量和空气量的加倍而增加一倍，同时将压缩容积增加一倍，以保持爆发压力不变，则燃气温度（基本上取决于燃油-空气比和压力）在传热的主要阶段，即燃烧阶段和膨胀冲程的初期，基本上保持不

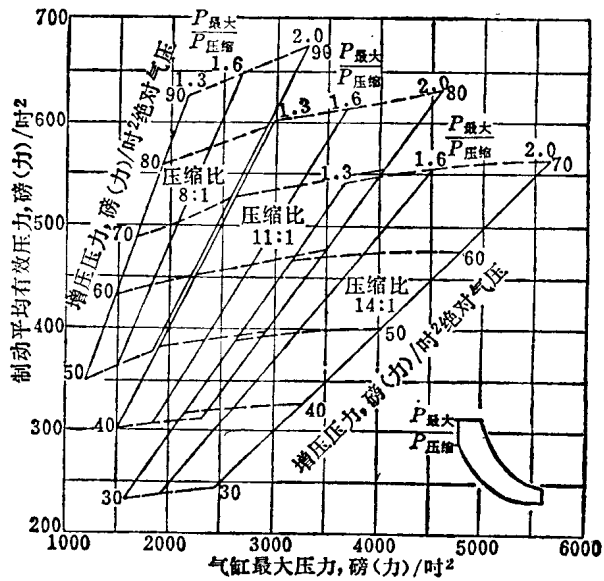


图1.5 以压缩比、爆发压力和压力升高比为函数的制动平均有效压力图

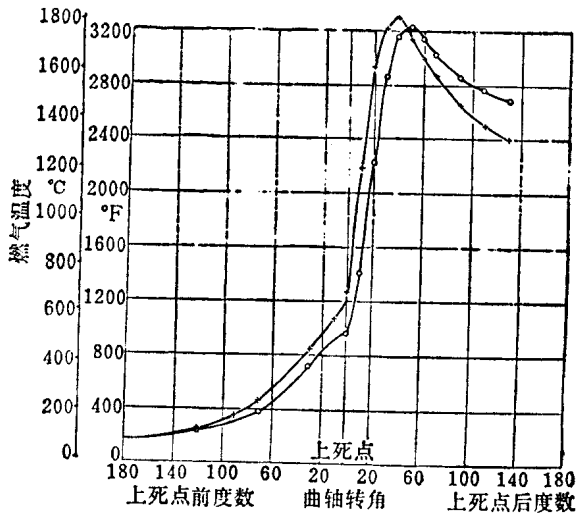


图1.6 225和400磅(力)/时<sup>2</sup>制动平均有效压力时的循环温度曲线

○—400磅(力)/时<sup>2</sup>制动平均有效压力; 7.8压缩比  
+—225磅(力)/时<sup>2</sup>制动平均有效压力; 12.8压缩比

变。图 1.6 的两条温度曲线,即在进气温度不变,燃油-空气比不变和在 225 和 400 磅(力)/吋<sup>2</sup> 制动平均有效压力时,试验得到的曲线表明,在高负荷时,由于压缩比低,直到上死点后 46 度以前,其温度实际上低些,这样就抵销了膨胀冲程后部分的较高温度;这段温度较高是由于较低的膨胀比造成的较低热损失形成的。因为压缩比的降低已经阻止了爆发压力的任何升高,所以产生大多数热流的高温时期,传热系数只有小的变化。

根据这些看法,当负荷增加时预期仅有小的金属温度增加,这点已由活塞及缸盖温度测量证实。尚未出现由于排气门开启点燃气温度高而产生的严重排气门问题,况且,现在已经有了降低气门温度的办法,如果在高输出功率时需要这样做的话。

为了得到降低压缩比的好处,理所当然的第一步要采取这样的新折衷数值,这种数值既允许增加有益的制动平均有效压力,又对冷起动性能、运转平稳性和部分负荷燃油经济性没有太坏影响。十五年前于英国内燃机研究协会实验室在 8.5 吋缸径的三缸发动机上进行了一项研究。这项研究已向 1965 年国际内燃机会议做了报告〔1〕。研究表明,当压缩比降低到 12.5 并采用高的燃油-空气比时,制动平均有效压力可以达到 200 磅(力)/吋<sup>2</sup> 而排气相当清洁。而当达到 230 磅(力)/吋<sup>2</sup> 时,排气有中等程度的暗色,安全爆发压力 1250 磅(力)/吋<sup>2</sup> 没有超过。由于降低了压缩比,起动困难些,在轻负荷时,燃烧有些噪声。

采用折衷的压缩比目前是通行的。采用通用的燃油-空气比和稍高的爆发压力,大约 1700 磅(力)/吋<sup>2</sup>, 则 230 磅(力)/吋<sup>2</sup> 左右的制动平均有效压力是标准的。虽然这是个成就,但这大概还不超过柴油机发展路程的一半。完全的发展路程将要求采用更高的爆发压力和低得多的压缩比。前者将要求对所有有关关键零件做多年的辛苦发展工作。在另一方面,用降低压缩比来提高输出功率可能较容易地被实现。参考前面的图 5 表明,当压缩比继续降低到 8, 1700 磅(力)/吋<sup>2</sup> 的爆发压力不变,制动平均有效压力可提高到约 420 磅(力)/吋<sup>2</sup>, 此时压力升高比为 1.6。因为这样继续大幅度降低折衷压缩比将严重地影响起动、燃烧柔和性和部分负荷经济性,所以这种低的压缩比只有在下述条件下才能满意地使用,即要求采取改变压缩比的措施,以便在起动和部分负荷时提供合适的较高压缩比。在蒂莫尼教授的文章里详细地叙述了一个非常有意思的获得可压缩比的方法(可用于一种对置活塞二冲程特殊形式发动机)。一种可用于各种型式和尺寸的活塞式发动机的方法就是可压缩比活塞(见参考文献〔6〕及图 1.7)。图 1.7 是大陆公司发动机所用活塞的横截面。简而言之,在这种结构中,外活塞借助于两个油腔内的润滑油支持在内活塞之上。当爆发压力开始超过由阀门调整决定的某一预定值时,放油阀打开并由上油腔放油,这便使发动机的压缩容积增加。此活塞不仅确保机械负荷的安全值和限制所有零件的

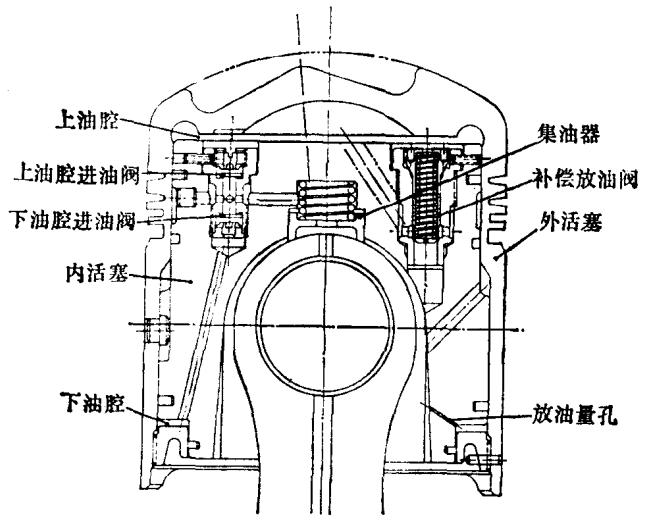


图 1.7 可压缩比活塞



热负荷，而且还另具一些特点，以进一步降低它本身的机械负荷和热负荷。外活塞支承在一腔油上能消除活塞裙工作表面的变形，因为机械负荷通过内活塞销座作用于活塞销上，并且这种销座消除了热变形。同时，内活塞内的销座不受活塞变形的影响，而且内活塞、活塞销和连杆小头轴承都在比较低的温度下运转，因为它们与活塞高温部分之间隔着一个油腔。如果保持一般连杆的小头轴承尺寸，则其工作条件将得到改善。可以看出，所有这些零件始终都处于最好的工作状态。

有时认为，发动机压缩比的降低必将引起热效率的相应损失。这种看法忽视了以下事实：即当降低压缩比来得到较高制动平均有效压力时，总的压缩比和膨胀比是不变的，因为爆发压力不变。涡轮增压器进行第一阶段压缩和第二阶段膨胀；它与发动机本身比，是在某种程度上效率较低的压缩-膨胀机。但在循环低压部分的这种效率间的差别被几个补偿因素所弥补。外压缩比越大，从空气充量中除去的热量越多，也就是从以后的总压缩过程中除去的热量越多，这样便能降低压缩功和改善循环效率。因为爆发压力不变，从而摩擦损失变化不大，所以当大大增加平均有效压力时，机械效率也得到相当的改善。由于上述理由，热流的增加不是与负荷的增加成正比，所以热损失是燃油所含热量的较小部分。这样，便改善了热效率。当压缩容积加倍时，上死点前气缸内气体的压缩时间比率和上死点后膨胀时间比率减少一半。这样，在膨胀过程中燃烧完成地较早，从而改善了效率。已经发现，在很低压缩比时，更容易得到清洁的排气，并且排气情况对喷射条件变化的敏感性更小些。

因为有这些有利因素，所以，就目前不超过一般效率的涡轮增压系统所得到的实际结果来看，热效率仅有小的损失。随着增压系统的改进（这种改进更有利于较高输出功率的发动机）和对其它改进的探索，很可能出现以下情况，即在提高输出功率和降低压缩比时，其燃油比耗量同较高压缩比实际达到的较低输出功率时一样好。

一个进一步的重要考虑是，在低负荷部分，使可变压缩比发动机的压缩比高于固定压缩比发动机的折衷压缩比。这样，在低负荷部分前者将具有高于后者的效率，所以在变负荷的一些用途中，例如在各种运输式发动机中，可变压缩比发动机，除了多发出许多动力外，也在总的燃油经济性方面有了改善。不过其满负荷时的燃油比耗量稍高一些。

压缩比 7.8 是到目前为止所探索的最低压缩比，并且已得了非常满意的运转情况。更低一些的最小压缩比，用在要求短时间特高功率的用途中可能是有优点的。

### 各因素在各种不同发动机中的发展

以上对决定比功率的一些因素做了简短的分析；以下对容积比、循环频率和制动平均有效压力在座谈会座谈的各发动机中的相对发展程度进行比较是有益的。从文献得来的有关资料和各作者善意提供的补充资料已列于表 1，这些数据是属于最大输出功率时的。表示这三个因素的数据被括在一个长方形内。关于蒂林-史蒂文斯 TS3 实验发动机的数据是蒂莫尼教授研制中得到的。同一基础发动机被用在沃利斯教授研制的有趣的整体式发动机-传动系统中。除座谈会上所讨论发动机的数据外，表 1 还包括了三台突出的高功率发动机，它们是美国 SAE 文献〔2〕、〔3〕、〔7〕以前刊登过的。

必须清楚的了解，这些比功率数据不能做为各种不同发动机的优点进行比较的标准。