

第 1 章 概 述

1.1 汽车节能的重要意义

能源是人类赖以生存和发展的物质基础。现代文明标志之一的汽车一刻也离不开石油。据统计，一辆汽车年平均消耗石油约五吨。到目前为止，全世界汽车保有量已突破 8 亿辆大关（其中中国为 1800 多万辆）。据国际汽车分析家预测，到 2010 年世界汽车保有量可达到 10 亿辆。可见，汽车是消耗石油的大户。

汽车的主要能源是石油产品——汽油和柴油。据推测，全世界石油的储藏量约为 3000 亿 t，其中 600 亿 t 已经开采，1000 亿 t 已被探明。20 世纪 70 年代末期，全世界石油的年总产量为 33 亿 t，目前已经增长到 50 亿 t。照此计算，以探明的石油仅能开采 20 年左右。

汽车作为运输工具，因其具有机动灵活的特点，公路运输在各种运输方式中的地位日趋重要，汽车保有量迅速增加。20 世纪 70 年代末，全世界汽车保有量即达 4 亿辆，80 年代末增加到 5 亿辆，目前已增加到 8 亿辆。这些汽车每年要消耗巨额数量的石油制品。以美国为例，1980 年汽车保有量为 1.59 亿辆，年耗汽油 3.14 亿 t，耗柴油 3712.9 万 t（1979 年）；日本 1980 年汽车保有量 3333 万辆，年耗汽油 2580.2 万 t，耗柴油 1755 万 t。可见，人类必须正视能源问题，以保证能源的可持续发展。只有尽可能地节约能源，才能延缓石油枯竭的时间，并赢得充足的时间，以完成新能源的替换工作。

节能的目的，就是减少国家整个经济发展对能源的需求，以尽可能少的能源消耗来获得尽可能多的经济效益。世界节能委员会的报告提出：节能的中心思想是采用技术上现实可行，经济上合理和环境与社会上可以接受的方法，来有效地利用资源。可见，节能的目的，要求从开发到利用的全部过程中获得更高的能源利用率。

节能从某种意义上说也是最便宜、最迅速地获得能源供应的“新能源”。因此人们说：“节能是开发第五能源（煤炭、石油、水电、核能四大能源之外），是不产生放射性废料，没有什么污染的能源”。因此，世界各工业发达国家都非常重视节能工作。

1.2 国内外汽车节能概况

受石油危机的影响，汽车节油工作受到了世界各国的普遍重视，许多国家都把节能作为一项国策。

美国 1975 年颁布了 1978~1985 年小客车油耗法规，规定 1985 年小客车油耗要比 1975 年下降 31.5%；1978 年又批准轻型载货汽车油耗标准，规定 1985 年与 1975 年相比，单轴驱动的轻型货车油耗下降 13.1%~23.4%，双轴驱动的轻型货车油耗下降 2.7%~20.8%。1985 年新的油耗法规规定，小客车油耗 1995 年比 1985 年下降 12.5%，轻型载货汽车油耗 1995 年比 1985 年下降 7.1%。为了研究降低汽车油耗的技术，美国各大汽车公司均拨出大量研究经费。例如为了达到 1984 年的油耗标准，通用汽车公司投资 12 亿美元，福特公司投资 8.42 亿美元，克莱斯勒公司投资 12.55 亿美元，美国汽车公司投资 0.29 亿美元。与此同时，美国国家还对建设公路和养路进行了大量投资，以期降低油耗。

日本是没有石油的国家，所需石油全部依靠进口，这就迫使日本自 20 世纪 60 年代起就高度重视发展节能型汽车。在 1979 年 2 月，颁布了小客车油耗法规，规定小客车平均油耗 1985 年比 1978 年下降 11.4%。1988 年新的油耗法规规定小客车平均油耗，1995 年比 1986 年下降 6.2%。

英国政府仅在 1980 年就提供了 600 万英镑作为研究节能问题的资金，其中 400 万英镑用于研制发动机、变速器与微机处理器，200 万英镑用于研制电动汽车及蓄电池。

法国政府于 1974 年就成立了国家能源机构。1975 年由中央计划委员会制定了法国的“能源政策”。1991 年，法国政府投资 2.3 亿法郎给标志-雪铁龙联合公司和雷诺公司共同生产电动轿车。

由于各国能源法规的制定，有力地推动了节能技术的发展，各种节能新技术、新装置、新材料、新车型应运而生。诸如汽油直接喷射、闭缸节油、分层进气、稀燃技术、高能点火、汽车导流罩、子午线轮胎等，都是节能技术研究带来的典型产物。

我国能源工作的总方针是开发与节约并重。1986 年 1 月 12 日国务院颁布了《节约能源管理暂行条例》，这是我国第一部节约能源的管理办法。1990 年 12 月 8 日，国务院第六次节能办公会议确定，从 1991 年开始，每年举行一次“全国节约宣传周”活动，以增强全国节能意识。党和国家领导人分别题词：“节约能源，保护资源，造福子孙”；“节约能源，是我国经济发展的一项长远战略方针”等。1998 年，国务院又颁布了《中华人民共和国节约能源法》，从此把我国的节能工作纳入了法制化的轨道。

近年来,由于引进、吸收了国外一些先进技术,汽车制造部门为降低汽车油耗,进行了大量的试验和改进汽车结构工作,有的已在生产过程中广泛应用,并取得了明显的成效。如长春第一汽车制造厂生产的 CA1091 系列载货汽车,其汽车的低速转矩比原有车型提高了 13%,最大功率提高了 15%,燃油经济性提高了 3%~4.5%。长春一汽-大众采用的五气阀式的配气机构,具有良好的节能效果;第二汽车制造厂生产的东风 EQ1090 系列载货汽车,节能效果明显;北京吉普车加装前桥离合器后,可节油 2%~3%;新型高原化油器比原化油器节油 13%。轿车规定必须使用汽油直接喷射技术。另外,在汽车管理,旧车淘汰、改造,合理拖挂,汽车柴油机化,汽车维护和检测智能化手段,以及各种节能装置的研究、推广、应用方面作了有益的尝试,并取得了明显的经济效益。如微电子技术、计算机自动控制技术在国产车上已推广使用,这标志着我国汽车节能技术已向纵深发展。

1.3 国内汽车节能的潜力

建国以来,我国内燃机与汽车工业获得了很大发展。1995 年我国汽车保有量为 1050 多万辆,目前已经超过 1800 万辆,我国石油生产 1995 年突破一亿七千万吨,进入了世界石油大国的行列。其中汽车用油占 10%,农业用油占 9.3%,铁路和航运用油约占 3%,共占约 22.3%。即每生产 1000 万 t 石油,内燃机消耗油量约 223 万 t。

我国内燃机与汽车工业,由于产品没有及时更新换代,因此在动力性与经济性指标上与国外产品尚有一定差距。一般汽油机油耗比外国同类产品约高 10%~15%,柴油机约高 10%~13%,这表明我国内燃机与汽车工业在节能技术方面还比较落后,大有节能潜力可挖,以提高能源的利用率。

近年来,我国政府有关部门和各级学术组织,多次召开了以汽车节能为中心议题的会议。各汽车制造厂都开发了节能产品,缩小与国外的差距。尤其近几年来国产汽车以节能为中心的改造和改型工作,取得了令人鼓舞的成果。如果采取节油措施后,按节油 5%计算,则每年可节油 11 万 t,这是相当可观的数字。

1.4 汽车节油效果的评价指标

汽车节油效果的好坏,一般用节油率 ξ 来表示。

$$\xi = \frac{B_0 - B}{B_0} \times 100\% \quad (1-1)$$

式中 B_0 ——油耗定额 (kg/h);

B ——实际油耗 (kg/h)。

我国的油耗定额有两种：一是内燃机（或车辆）使用说明书规定的油耗定额；二是各地汽车运输企业规定的油耗定额。由于我国各地的气候条件、道路条件差别很大，所以一般采用第二个油耗定额。

节油率可以用下式计算：

$$\xi = \frac{b_{eo} - b_e}{b_{eo}} \times 100\% \quad (1-2)$$

式中 b_{eo} ——装节油器前的油耗 [kg/(kW·h)]；

b_e ——装节油器后的油耗 [kg/(kW·h)]。

实际上它是该种节油器的节油率（效果）。

第 2 章 发动机的节能原理与技术

2.1 发动机的工作性能及评价指标

2.1.1 发动机的工作性能

发动机的工作性能包括动力性、经济性、运转性能和可靠性等几个方面。其中动力性和经济性与节能的关系最为密切，也是发动机最为重要的两个性能，它们相互联系又相互制约。在研究节能技术时，只有在满足动力性要求的前提下，经济性才有意义。

2.1.2 发动机的性能指标

发动机性能指标所包含的内容很广泛，主要有动力性能指标、经济性能指标及运转性能指标。衡量一台发动机性能的好坏，主要是对以上性能指标进行评价，但在评定时不仅要考虑性能指标，还要把可靠性、耐久性、结构工艺、生产实际条件，以及使用特点等诸多方面予以综合评定，并把各种性能有机地结合起来。

发动机的动力性和经济性指标又分为有效性能指标和指示性能指标两种。

1. 指示性能指标

以工质在气缸内对活塞所作之功为计算基准的指标，称为指示性能指标，简称指示指标。指示指标不受动力输出过程中机械摩擦和附件消耗等各种外来因素的影响，直接反映由燃烧到热功转换的工作循环进行的好坏，因而在工作过程的分析研究中得到广泛应用。

2. 有效性能指标

以发动机曲轴输出功为计算基准的指标，称为有效性能指标，简称有效指标。有效指标被用来直接评定发动机实际工作性能的优劣，因而在生产实践中获得广泛的应用。在对发动机节能效果的优劣进行评定时，主要采用有效性能指标。发动机的有效性能指标主要包括发动机的有效功率、有效转矩和燃油消耗率。

3. 有效功率

发动机通过飞轮对外输出的功率，称为发动机的有效功率，用 P_e 表示，单位为千瓦（kW）。它等于有效转矩与曲轴转角速度的乘积。发动机的有效功率可以用台架试验来测定，也可以用测功机测定有效转矩和曲轴转角速度，然后用下面的公式计算发动机的有效功率：

$$P_e = T_e \frac{2\pi n}{60} \times 10^{-3} = \frac{T_e n}{955} \quad (2.1)$$

式中 T_e ——有效转矩 (N·m)；

n ——曲轴转速 (r/min)。

根据发动机原理，有效功率也可按下式计算

$$P_e = \frac{i V_h p_{me}}{20\tau} \quad (2.2)$$

式中 i ——发动机的气缸数；

V_h ——每个气缸的工作容积 (L)；

τ ——完成一个工作循环的冲程数；

p_{me} ——发动机的平均有效压力 (MPa)。

所谓平均有效压力，即为单位气缸工作容积所输出的有效功。它是衡量内燃机动力性能方面的一个常用指标，可用下式计算。

$$p_{me} = K_1 \eta_v \frac{\eta_i}{\alpha} \eta \quad (2.3)$$

式中 K_1 ——系数；

η_v ——发动机的充气效率；

η_i ——发动机的指示热效率；

η_m ——发动机的机械效率；

α ——混合气的过量空气系数。

4. 有效转矩

发动机通过飞轮对外输出的转矩，称为发动机的有效转矩，以 T_e 表示，单位为牛顿米 (N·m)。有效转矩与外界施加于发动机曲轴上的阻力矩相平衡，可以用测功机来测定发动机的有效转矩。

5. 燃油消耗率

发动机每发出 1kW 的有效功率，在 1h 内所消耗的燃油的质量，称为燃油消耗率，用 b_e 表示，单位为 g/(kW·h)。显然，燃油消耗率越低，发动机的经济性越好。燃油消耗率可按下列公式计算。

$$b_e = \frac{B}{P_e} \times 10^3 \quad (2.4)$$

或

$$b_e = \frac{3.6 \times 10^6}{\eta_e \eta_m W_f} \quad (2.5)$$

式中 B ——发动机在单位时间内的燃油消耗量 (kg/h)，可通过试验测定；

P_e ——发动机的有效功率 (kW)；

W_f ——燃用燃料的热值 (kJ/kg)

6. 运转性能指标

发动机的运转性能指标主要指排气品质、噪声、起动性能等。由于这些性能不仅与使用者利益相关，更关系到人类的健康，因此必须制定共同遵守的统一标准，并给予严格控制。发动机的节能技术也必须首先遵守这一标准。

(1) 排气品质发动机的排气中含有对人体有害的物质，它们已经对大气造成污染，形成公害，因此各国对此都采取了相应的措施，制订了严格的控制法规。发动机排出的有害排放物主要有氮氧化物 (NO_x)、碳氢化合物 (HC)、一氧化碳 (CO) 和一些排气颗粒。由于各国的条件不同，限制的标准也不一样。美国联邦汽车排放法规 (FTP) 是目前世界上最严的标准，它规定 1994 年后轿车的排放必须满足标准见表 2-1。

表 2-1 美国联邦汽车排放法规的标准

项 目	CO	HC	NO_x	排气颗粒
单位				
g/mile	3.4	0.25	0.4	0.08
g/km	2.11	0.16	0.25	0.05

(2) 噪声汽车噪声是城市的主要噪声源之一，发动机又是汽车的主要噪声源，所以必须严格控制。我国的噪声标准中规定，客车车内噪声级不得高于 82dB，汽车驾驶员耳旁的噪声级应不大于 90dB。

(3) 起动性能起动性能好的发动机，在低温情况下能可靠起动，起动迅速，起动消耗的功率小。发动机起动性能的好坏除与发动机的结构有关外，还与发动机工作过程相联系，它直接影响汽车的机动性能、操作者的安全和劳动强度。我国国家标准规定，不采用特殊的低温起动措施，汽油机在 -10°C 、柴油机在 -5°C 以下的气温条件下起动发动机，15s 以内发动机要能自行运转。

2.1.3 发动机特性

发动机特性是指一定条件下，发动机的性能指标与特性参数随着调整情况及运行工况变化而变化的关系。发动机特性用曲线表示就称为发动机的特性曲线。其中发动机性能指标随着调整情况（参数）而变化的关系，称为调整特性；随着发动机工况参数而变化的关系，称为性能特性。

发动机的性能特性包括速度特性、负荷特性、万有特性等。

1. 发动机的速度特性

发动机的有效功率 P_e 、有效转矩 T_e 和燃油消耗率 g_e 随曲轴转速 n 而变化的规律，叫做发动机的速度特性。而三者随曲轴转速 n 变化的关系曲线，称作一定节气门开度下的发动机的速度特性曲线。

节气门开度不同，所得到的一组曲线也不同（图 2-1）。当节气门开度最大时

由图 2-1 可以看出，当曲轴转速为 n_1 时，发动机输出最大扭矩 ($T_e = T_{e\max}$)。当车速小于 n_1 时，由于活塞移动速度慢，燃烧室内气体涡流强度小，混合气形成质量较差不易完全燃烧，产生的热量相对较小；当转速低时，每一个工作循环的时间增长，增大了燃烧气体与气缸壁的接触时间，热损失力大，因而转矩 T_e 减小。在转速大于 n_1 且不断提高时，因进气行程持续的时间短，气流流速高，阻力大，充气量减少，而摩擦损失又增大，转矩 T_e 下降较快，转速越高，下降越快。部分特性曲线随节气门开度的减小而急剧下降。

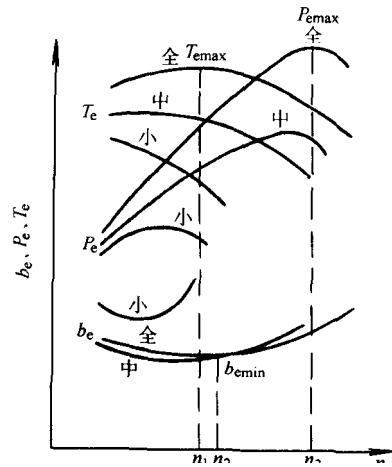


图 2-1 汽油机在全、中、小三种节气门开度(负荷)时的速度特性曲线

当转速为 n_2 时，发动机发出最大功率 ($P_e = P_{e\max}$)。由式 (2-1) 可知，功率 P_e 是转矩 T_e 与转速 n 的乘积。在转速小于 n_1 时，因 T_e 和 n 都是渐增的，因而 P_e 也是增加的。在 $n_1 \sim n_3$ 范围内， n 虽持续增加， T_e 却逐渐下降，不过因 T_e 降低较为缓慢，综合结果 P_e 还是增加的。直至 n_3 时， P_e 达最大值 $P_{e\max}$ 。转速超过 n_3 后，虽然 n 还在增加，但因 T_e 下降很快与致 P_e 也开始逐渐下降。汽油机外特性上这一转折点，即点 $P_{e\max}$ 一般就是标定功率点。节气门开度减小时，各自的最高功率转速必然比标定转速低。

由图 2-1 还可看出，发动机最小比油耗相应的转速 n_2 ，介于最大扭矩的转速 n_1 和最大功率的转速 n_3 之间，即居于发动机某一中间转速。且随转速的不断加，曲线上翘幅度加大，节气门开度愈小，则曲线的弯曲度愈大。

(2) 柴油机的速度特性测定柴油机速度特性时，除保持油量调节杆位置不变外，各工况均需调整到各自的最佳供油提前角，此外，水温、油温等参数均应保持正常稳定的状态。

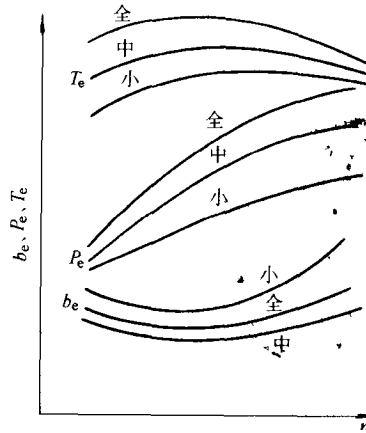
油量调节杆位置和驾驶员控制的加速踏板位置不一定成正比。所以保持加速踏板位置不变得到的速度特性曲线，和保持油量调节杆位置不变得到的速度特性曲线有区别。加速踏板位置不变时，各转速对应的油量调节杆位置不同，

“校正”或“调速”而有所变动。

图 2-2 所示为某型柴油机在全、中、小三种负荷下柴油机的速度特性曲线。由图可以看出，柴油机的转矩 T_e 。低速时有上升趋势，小负荷时上升加剧，而高速时均略为下降，大负荷时下降多一些。

有效功率曲线总是随转速 n 的上升而增大。由于曲线较平坦，所以可达到自最大功率点远离最高使用转速（图上看不出来）。

燃油消耗率在低转速时，随转速的增加而降低；而在高转速时，曲线随转速 n 的上升而上翘度加大，即燃油消耗率增加。



2. 发动机的负荷特性

负荷是指在一定转速下，发动机实际输出的有效功率，与在该转速下发动机所能输出的最大功率之比以百分数表示，负荷的量纲为 1，但是它可以理解为时的速度特性曲线外界阻力矩的大小。在发动机稳定运转时，曲轴输出的转矩与外界阻力矩是相等的，因而发动机的负荷也可以反映发动机输出转矩的情况。平常所说的发动机在大负荷下工作，也就是在大转矩下工作，因此可以用有效转矩 T_e 的大小来反映发动机负荷的大小。当发动机工作转速一定时，因有效功率 P_e 与有效转矩 T_e 成正比，因此有效功率 P_e 也可用来反映负荷的大小。

负荷特性是指在转速一定的情况下，发动机经济性能指标（单位耗油量 B 、燃油消耗率 b_e ）随负荷变化而变化的关系。若用曲线表示此种关系，即为负荷特性曲线，如图 2-3 和图 2-4 所示。负荷特性曲线可由发动机台架试验测得。

在图 2-3 负荷特性的 b_e 曲线上有三个特殊点：点 为最低 b_e 点；点 为柴油机供油量增加到一定程度后的冒烟点；点 为最大 P_e 点。尽管发动机在不同转速下有不同负荷特性曲线，但其变化的趋势是一样的。

负荷特性反映着发动机在不同负荷下运行的燃料经济性，它是讨论汽车燃料经济性的主要依据。在曲线上 b_e 点越低则其经济性能越好。但要汽车在大部分运行条件下都能保证具有较好的燃料经济性，还要求 b_e 曲线在离开 $b_{e\min}$ 点时上升不能太快，即 b_e 曲线变化要平缓。这一点对经常处于中、小负荷下运行的汽车用发动机尤为重要。从这个意义来讲，柴油机的 b_e 曲线比汽油机变化平缓，加之柴油机热负荷高，比油耗 b_e 比汽油机低 20%~30%，所以汽车使用柴油机比使用汽油机省油。

从图 2-3 的负荷特性曲线还可以看出，在同一功率（ P_e 相同）时，转速高，比油耗 b_e 也较高。这就是说高转速比低转速费油，而且在中、小负荷时更为明显。

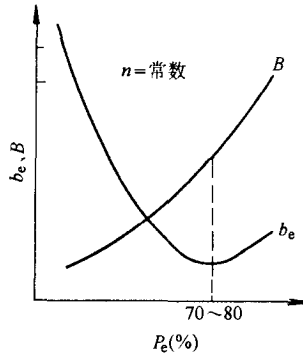
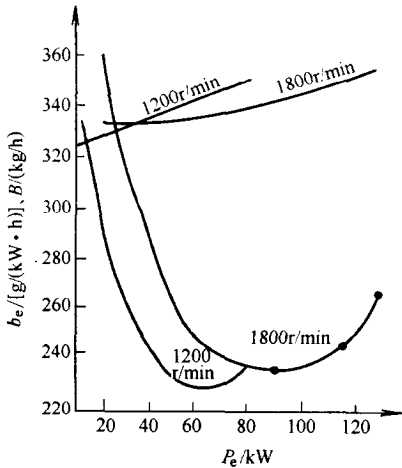


图 2-3 6135Q 型 车 用 柴 油 机 图 2-4 汽 油 机 的 一 条 负 荷 特 性 曲 线 荷 特 性 曲 线

测定汽油机负荷特性曲线时，除保持转速不变外，各工况均须调到最佳点火提前角和保持理想的过量空气系数，并按规定保持水温、机油压力等参数在合理范围之内。

3. 发动机的万有特性

负荷特性、速度特性只能表示某一转速或某一节气门开度（或油量调节杆位置）时，发动机参数间的变化规律。对于工况变化大的发动机，要分析各种工况下的性能，就需要在一张图上全面表示出内燃机性能的特性曲线。发动机的多参数特性称为万有特性。广泛应用的万有特性用转速 n 作为横坐标，用平均有效压力 p_{me} 作为纵坐标，在图上画出许多等油耗率 b_e 曲线和等功率 P_e 曲线。等油耗率 b_e 曲线是根据不同转速下的负荷特性曲线作出来的。

万有特性曲线最内层燃油消耗率 b_e 最低，越向外燃油消耗率 b_e 值越高，我们希望最低油耗率 b_e 区域越宽越好。对于车用发动机，希望经济区最好在万有特性的中间位置，使常用转速和负荷落在最经济区内，并希望等燃油消耗率 b_e 曲线沿横坐标方向长些。如果等油耗曲线的形状在横向较长，则表示发动机在负荷变化不大，而转速变化较大的情况下工作时，燃油消耗率变化较小；如果曲线形状在纵向较长，则表示发动机在负荷变化较大，而转速变化不大的情况下工作时，燃油消耗率变化较小。

(1) 汽油机的万有特性如图 2-5 所示。与柴油相比 汽油机万有特性具有

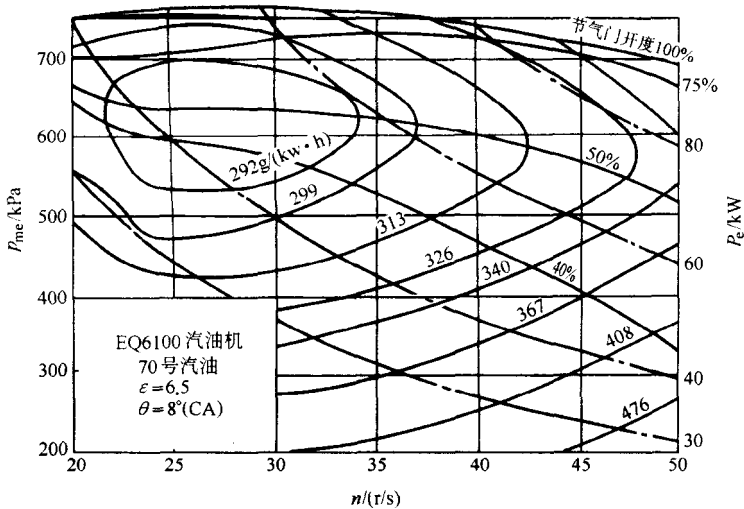


图 2-5 汽油机万有特性

如下特点：最低耗油率偏高，经济区域偏小；等耗油率曲线在低速区向大负荷收敛，这说明汽油机在低速、低效率时的耗油率随负荷的减小而急剧增大。在实际应用中，应尽量避免使用这种情况；汽油机的等功率曲线随转速升高而斜穿等耗油率曲线，转速越高越费油。故在实际应用中，当汽车等功率运行时，驾驶员应尽量使用高速档，以便节油。汽油机变负荷时，平均耗油率偏高。

(2) 柴油机的万有特性

如图 2-6 所示，与汽油机相比，柴油机万有特性具有以下特点：最低耗油率偏低，并且经济区域较宽；等耗油率曲线在高、低速均不收敛，变化比较平坦。柴油机相对汽车变速工况的适应性好；等功率曲线向高速延伸时，耗油率的变化不大，所以采用低速档时，柴油机的转矩和功率储备较大。在使用中，以柴油机为动力的汽车可以长时间使用低速档。因此，以柴油机为动力的汽车的实际动力因数，比以汽油机为动力的汽车为高。

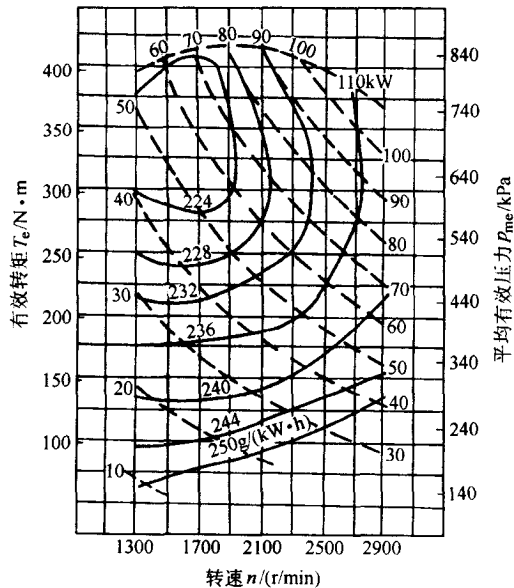


图 2-6 6105QD 柴油机万有特性曲线

2.2 发动机的节能原理与途径

2.2.1 提高充气效率

充气效率是指在发动机进气行程时，实际进入气缸内的新鲜气体（空气或可燃混合气）的质量 m 与在进气行程进口状态下充满气缸工作容积的气体质量 m_0 的比值，用 η_v 来表示，即

$$\eta_v = \frac{m}{m_0} \times 100\% \quad (2-6)$$

在同样大小的气缸容积 V_h 下，提高充气效率可使进入气缸的实际空气量增多。当保持混合气浓度一定时，允许进入气缸的燃料量就增加，在同样燃烧条件下，发动机发出的功率增大。另一种情况，当燃料供给量一定， η_v 的提高，使混合气的浓度变稀，即过量空气系数 α 适当加大，使燃烧时供氧充分而改善燃烧条件，此时有利于经济性的提高。

要提高充气效率 η_v ，需要改进内燃机的换气过程（包括进、排气过程）。具体应从改进气门配气机构、凸轮外形、配气相位及减少进排气管道流动阻力等方面着手。

1. 减少进气系统的流动损失

发动机进气系统包括空气滤清器、化油器（化油器式汽油机）、进气管、进气管道、气门与气门座。其中气门座处的流通截面积最小，截面变化大，气流损失也大。减小此处的流动阻力，一直是人们关注的焦点。

（1）减少进气门座处的流动损失为了减少进气门座处的流动损失，可采取以下措施：

1) 增大进气门直径，选择合适的排气门直径。现代高速发动机单进、排气门结构中，进气门直径 d 与缸径 D 之比为 45%~50%，面积比 $d^2/D^2=0.2\sim0.5$ 。排气门的直径也必须足够大，以减少排气损失。

由流体力学知，流动阻力一般可分为沿程阻力和局部阻力两类。沿程阻力的大小取决于管道长度、直径、管壁粗糙度、流体流速等因素。由于发动机的进气管较短，内表面光滑，因此沿程阻力不大。局部阻力是由管道截面积的大小、形状以及因流动方向的改变，使管道内流速分布发生变化而产生涡流引起的。发动机进气过程的流动损失，就是由一系列的局部损失叠加而成的。

由于流动阻力与流速的平方成正比，因此流速的大小是决定流动阻力大小的主要因素。空气动力学理论指出，在高速可压缩的流动系统中，决定气流流动性质最重要的参数是马赫数 Ma ，平均马赫数 Ma_m 是进气门处气流平均速度 v_{im} 与该处音速 c 之比，即

$$Ma_m = \frac{v_{im}}{c} \quad (2-7)$$

发动机的充气效率的大小，与通过进气门座处的气流的平均马赫数 Ma_m 密切相关。

根据进气过程中气缸内质量的平衡关系

$$(\mu_i A_i)_m v_{im} = A_p v_{pm} \quad (2-8)$$

式中 μ_i ——进气门口流量系数；
 A_i ——进气门开启的通路面积；
 A_p ——活塞面积；
 v_{pm} ——活塞的平均速度。

将式 (2-8) 代入式 (2-7)，得

$$Ma_m = \frac{v_{pm}}{c} \frac{A_p}{(\mu_i A_i)_m} \quad (2-9)$$

经过近似推导，得

$$\frac{A_p}{(\mu_i A_i)_m} \propto \left(\frac{D}{d} \right)^2 \quad (2-10)$$

式中 D 、 d ——活塞和进气门的直径。

所以，式 2-9 可以转化为

$$Ma_m = \frac{v_{pm}}{c} \left(\frac{D}{d} \right)^2 \quad (2-11)$$

对于给定的发动机（缸径、气门大小一定）来说，其 Ma_m 与发动机转速成正比。根据一系列的试验可知，在正常的配气相位条件下，当 $Ma_m > 0.5$ 左右，充气效率便急剧下降，如图 2-7 所示。

由图可以看出，马赫数 Ma_m 是一个反映充气效率 η_v 由于流动损失而受到影响的特性参数，即充气效率 η_v 的高低决定于马赫数 Ma_m 的大小。因此在设计发动机时，应尽可能使马赫数 Ma_m 在最高转速时不超过 0.5。汽油机的马赫数 Ma_m 值已接近 0.5，柴油机的马赫数 Ma_m 值一般在 0.3~0.5 之间。

2) 增加节气门的数目。采用小气门，增加节气门数（两个排气门，三个进气门）是增大进气门流通面积、降低排气损失的有效措施。上海柴油机厂生产的 6135Q—1 型柴油机采用双气门，即排、进气门各一个的结构时，15min 功率为 162kW /2200r/min，改用四个小气门，即进、排气门各两个后，15min 功率增至 194kW /2200r/min 功率提高 20%。由于充气效率 η_v 提高，使得燃烧完全，因而循环指示热效率 η_i 和有效热效率 η_e 均提高，排气温度降低，热效率减小，延长了使用寿命，达到了节能的目的。赛车用高比功率的发动机采用多个小气门结构后，功率可提高 70% 转矩可提高 30%。如图 2-8 说明了气门数对发动机性能的影响。

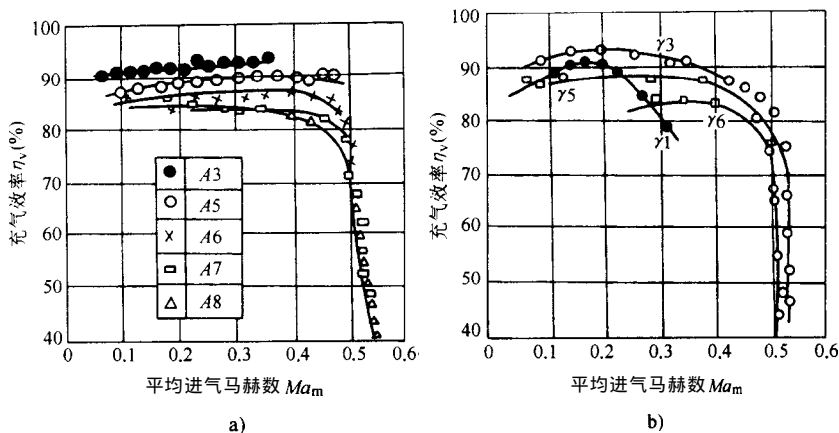


图 2-7 充气效率 η_v 与平均进气马赫数 Ma_m 的关系

a) 发动机 $D \times S = 83\text{mm} \times 86\text{mm}$ 、4 缸、 $P_{\text{emax}} / n = 70\text{kW} / (6400\text{r/min})$

b) 发动机 $D \times S = 42\text{mm} \times 35\text{mm}$ 、1 缸、 $P_{\text{emax}} / n = 4.4\text{kW} / (10500\text{r/min})$

注： $\gamma_1, \gamma_2, \dots$ 为不同的进气门开启角度下，测得的 Ma_m 曲线； A_1, A_2, \dots 为不同的进气门直径情况下测得的 Ma_m 的曲线

但由于多气门的机构复杂，成本较高，使其发展受到了一定的限制，其另一个缺点是低速时转矩不大。

3) 改善进气门处流体动力性能，减少气门处流动损失。适当增大气门的升程，改进配气凸轮形状，在惯性力允许的情况下，使气门开闭尽可能地快。适当加大气门杆身与头部的过渡圆弧，减小气门座密封面的宽度，修圆气门座密封锥面的尖角等措施，均可改善进气门处流体动力性能，减小流动损失。

4) 采取较小的 S/D 值（短行程）在转速不变的情况下， S/D 变小可使活塞平均速度 v_{pm} 减小，使平均马赫数 Ma_m 降低。另外，由于

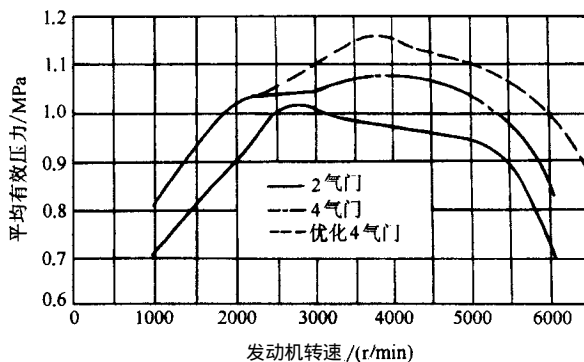


图 2-8 气门数对平均有效压力的影响

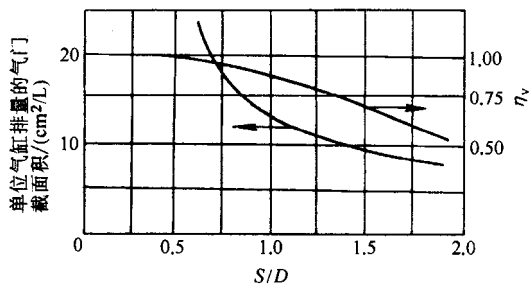


图 2-9 S/D 对 η_v 的影响

缸径 D 的增大，还可采用大的气门直径，使充气效率 η_v 提高，如图 2-9 所示。

(2) 减小整个进气管道的流动阻力为了提高充气效率 η_v ，还要注意减小进气管、进气道、中间冷却器（增压发动机）、化油器（化油器式汽油机）、空气滤清器的阻力。

1) 进气道。气缸盖内的进气道形状复杂，因受气门导管凸台的影响，使截面形状急剧变化，进气阻力较大。对进气道除考虑尽量减小阻力外，还要保证进气道的形状能够使新鲜气体充入气缸内形成涡流，以利于混合气的形成和燃烧。减小进气阻力和形成进气涡流是相互矛盾的，同时满足十分困难。在设计进气道时常在专门的气道气体流动模拟试验台上进行试验。进气道应有足够的流通截面积，表面光滑，拐弯小，多段通道连接要对中。

2) 进气管。进气管应有足够的流通截面积，表面光洁，避免急转弯和流通截面的突然变化。汽油机为了保证燃料的雾化和蒸发，需保证进气有较高的流速，同时为满足车用汽油机经常在低效率下工作，常需将进气管做得较小。多缸机中，进气歧管的结构与布局，对充气效率及可燃混合气在气缸内的均匀分配有较大的影响，应予以注意。

3) 空气滤清器。其阻力随结构而不同，另外阻力的大小也随着使用时间的延长而加大。微孔纸质滤芯原始阻力最小，但积尘后，阻力增长较快。油浴式空气滤清器阻力较大，使用中要注意清洗。空气滤清器上有报警指示器，当滤芯积尘阻力过大时，指示灯发亮。

4) 化油器。其喉管截面较小，使进气阻力增加，但这有利于燃料的雾化，两者是相互矛盾的。为解决这个问题，往往采用多喉管式化油器，这既能减小流动阻力，又有利于燃料的雾化。另外，增压发动机应尽量减少中间冷却器的流动阻力。

2. 减小对新鲜充气量的加热

对新鲜充气量的加热和很多因素有关，其中大部分属于运转因素。凡能降低活塞、气门等热区零件的温度和减小接触面积的措施，都有利于减小对新鲜充气量的加热。增压发动机的燃烧室扫气、油冷活塞，柴油机进、排气管分别置于缸盖两侧等措施，都有利于减小对新鲜充气量的加热，具有节能效果。

3. 减小排气系统的阻力

减小排气系统中排气门座、排气道、排气管、消声器的阻力，对降低排气压力 p 、减少排气损失均有利。减少排气系统的阻力虽然效果不如减少进气系统阻力那么有效，但设计中仍需给予足够的重视。

4. 合理地选择配气相位

在进、排气门开、闭的四个阶段中，进气门迟关角和进、排气门重叠角，对充气效率均有较大的影响。

(1) 进气门迟关角它是利用气流的惯性来增加每一循环气缸的充气量。 λ 发动机转速较低 (Ma_m 较小) 时, 进气门迟关角不能过大, 否则新鲜气体会被压上止点运动的活塞推回到进气管。这是因为活塞到下止点时, 缸内压力与进气管压力相近。当发动机转速高 (Ma_m 大) 时, 活塞到下止点时缸内压力远低于进气管压力, 因此允许有较大的进气迟关角, 可以明显增加进气量。

一般发动机在使用中, 配气定时是不能改变的, 充气效率 η_v 在某一转速下达到最大值。发动机只有在这个转速下工作, 才能充分利用气流惯性充气。

改变进气门的迟关角可以改变 η_v 随转速变化的趋势, 用来调整发动机的转矩特性, 以满足不同的使用要求。如进气迟关角加大, 高转速时 η_v 增加, 有利于最大功率的发挥, 但对中、低速性能不利。减小进气门的迟关角虽可加大发动机低速时的转矩, 但对高速时最大功率发挥不利。

进气门迟关角对 η_v 和 P_e 的影响见图 2-10。

(2) 进、排气门重叠角的影响高速非增压柴油机进、排气门重叠角一般在 $20^\circ \sim 60^\circ$ 。试验表明, 重叠角在 40° 以下时, 基本没有燃烧室扫气作用。有重叠角比无重叠角时充气效率 η_v 高 这是由于进气门早开, 排气门晚关, 使进气初期和排气后期的节流损失减小的缘故。

增压发动机的进、排气门重叠角大, 可达 $110^\circ \sim 140^\circ$ 。强烈的燃烧室扫气作用, 可以将残余废气扫除干净, 可以冷却燃烧室热区零件, 减小对新鲜气体的加热, 这些都有利于充气效率 η_v 的提高, 还能降低 NO_x 排放量

(3) 排气提前角合理的排气提前角, 应当在保证排气损失最小的前提下, 尽量晚开排气门, 以加大膨胀比, 提高热效率。

(4) 配气相位的选择配气相位是否合理, 应根据发动机的高速性能来决定, 主要从以下几个方面综合评定:

- 1) 充气效率高, 以保证发动机的动力性能。
- 2) 必要的燃烧室扫气, 以保证降低高温零件的热效率, 使发动机运行可靠

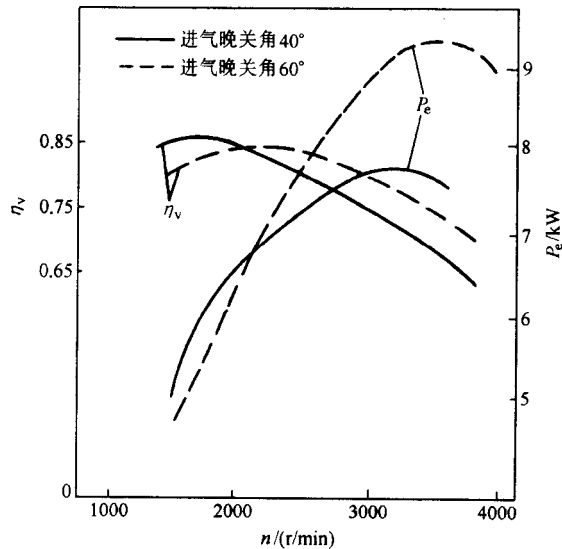


图 2-10 进气门迟关角对 η_v 和 P_e 的影响

——进气门迟关角 40° - - - 进气门迟关角 60°

3) 合适的排气温度。

4) 较小的换气损失，以保证发动机的经济性。

其中第 1)、2) 项由进气迟关角决定；第 3) 项由排气提前角决定；第 4) 项由进、排气门重叠角决定。

发动机的最佳配气相位是通过试验确定的。

2.2.2 提高发动机的机械效率

发动机的指示功率为

$$P_i = P_m + P_e \quad (2-12)$$

发动机的机械效率 η_m 被定义为

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (2-13)$$

或

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = 1 - \frac{W_m}{W_i} \quad (2-14)$$

或

$$\eta_m = 1 - \frac{p_{mm}}{p_{mi}} \quad (2-15)$$

式中 W_m ——机械损失功；

W_e ——发动机的有效功；

W_i ——发动机的指示功；

P_m ——发动机的机械损失功率；

P_i ——发动机的指示功率；

p_{mm} ——气缸的平均机械损失压力；

p_{mi} ——气缸的平均指示压力。

从以上公式可以看出，在不减小缸内指示功率的情况下，减少机械损失，可提高发动机的机械效率，从而直接提高发动机的有效功率输出。因此，从设计上尽量采取措施减少机械损失，提高机械效率，也即提高了燃油经济性。为此，进行过的试验研究表明，当减少总摩擦损失的 17%~21% 时，可以提高整机经济性 3%~7%。

1. 机械损失的组成

发动机的机械损失主要由机械摩擦损失、附件消耗损失和泵气损失三部分组成。

(1) 机械摩擦损失这是指主机运动件的机械摩擦、搅油及空气动力损失。

1) 活塞组件的摩擦。它占摩擦损失中的最大份额。主要由活塞环面、活塞裙面，以及活塞销三部分的摩擦损失组成。受活塞环净张力及环背气体压力作用而紧压在缸套上的环面，与缸壁产生相对的滑动摩擦，而且在活塞上止点附近处于边界润滑状态，成为此中最大的摩擦源。活塞裙面润滑比环面充分，与缸套接触面上的单位面积压力也较小，所以摩擦损失比活塞环小。研究表明，改进活塞