

2004年奥迪公司在原有V型汽油机系列的基础上开发了两款用于新型奥迪A6轿车上的全新V6汽油机,其中V6-3.2L-4V-FSI直喷式汽油机是新型缸内燃油分层直接喷射式(FSI)汽油机系列的第一款V6代表机型,它是着重满足奥迪品牌轿车的运动型动力性能要求的顶级V6机型,而新型V6-2.4L-4V-MPI多点气门口喷射(MPI)汽油机是与上述机型同步开发的一款以舒适性为目标的基本机型,实际上是原有2.4L-5V-MPI汽油机的改进型。2006年奥迪公司又推出了采用奥迪可变气门升程系统和可调机油泵的第一款替代机型V6-2.8L-FSI。2008年奥迪公司再次推出的V6-3.0L-TFSI机型是奥迪首款增压直喷式汽油机,使得V6汽油机系列动力总成的品种向更高的功率扩展,进一步凸现了奥迪轿车运动型动力性能的品牌特色。本文将分别对V6-3.2L-4V-FSI燃油分层直接喷射汽油机、V6-2.4L-4V-MPI多点气门口喷射汽油机、V6-3.0L-TFSI增压直喷式汽油机的结构和性能进行重点详细介绍。

奥迪新型A6轿车V6汽油发动机重点解析(一)

◆文/江苏 范明强



范明强

(本刊专家委员会委员)

教授级高级工程师,参加过陕西汽车制造总厂的筹建工作,主管柴油机的产品开发,1984年调往机械工业部无锡油泵油嘴研究所,曾任一汽无锡柴油机厂、第一汽车集团公司无锡研究所高级技术顾问、湖南奔腾动力科技有限公司总工程师。

一、V6-3.2L-4V-FSI燃油分层直接喷射汽油机

新型V6-4V汽油机(包括3.2L-FSI和2.4L-MPI两种机型)的开发目标是:①高模块化程度;②紧凑的结构型式;③制造和装配方式的高度通用性;④汽油机能够实现缸内燃油分层直接喷射(FSI)和多点气门口喷射(MPI)燃烧过程;⑤能够满足全球当今和未来的法规要求;⑥便于维护保养;⑦具有进一步开发的潜力;⑧高的扭矩和功率水平;⑨低的燃油消耗;⑩在具有强劲动力性能的同时满足高舒适性的要求。

新型V6-3.2L-4V-FSI直喷式汽油机(图1)的主要技术数据如表1所示。它被应用于新型A6轿车上,并为前桥驱动和全轮驱动车型配置手动变速器,而无级自动变速器则只用于前桥驱动车型,六挡变速器配备



图1 奥迪A6轿车V6-3.2L-4V-FSI直喷式汽油机

全轮驱动车型。与其同步开发的是V6-2.4L-4V-MPI多点气门口喷射汽油机。

表1 V6-3.2L-4V-FSI直喷式汽油机的技术数据

结构型式	-	90° -V6汽油机	每缸气门数	-	4
排量	cm ³	3123	进气门直径	mm	33.85
汽缸直径	mm	84.5	进气门升程	mm	11
活塞行程	mm	92.8	排气门直径	mm	28
行程/缸径比	-	1.10	排气门升程	mm	10
压缩比	-	12.5-0.4:1	配气正时		
(1mm气门升程时)					
缸心距	mm	90	进气门早开	上止点前曲轴转角(°)	14
两排汽缸错位	mm	18.5	进气门晚开	上止点后曲轴转角(°)	28
主轴承数目	-	4	排气门早关	上止点前曲轴转角(°)	22
主轴承直径	mm	65	排气门晚关	上止点后曲轴转角(°)	20
连杆轴承直径	mm	56	凸轮轴相位调节器调节范围	曲轴转角(°)	42
连杆长度	mm	154	最大功率/转速	kW(r/min)	188/6500
机体高度	mm	228	最大扭矩/转速	N·m(r/min)	330/3250
活塞组质量					
(包括销和环)	g	425	最高转速	r/min	7200
点火次序	-	1-4-3-6-2-5	汽油品质等级	研究法辛烷值(ROZ)	95/91
发动机重量					
(DIN 70020)	kg	169.5	废气排放标准	-	欧IV

1. 基础发动机

(1) 汽缸体曲轴箱

90° V形夹角的汽缸体曲轴箱(图2)是从曲轴中心平面剖分的,并采用了床板型底座结构设计方案。汽缸直径84.5mm,缸心距90mm,汽缸体曲轴箱总成长360mm,宽430mm,外形尺寸十分紧凑。

汽缸体曲轴箱总成的上半部分是采用AlSi17Cu4Mg过共晶铝合金的低压金属模铸造的整体铸件。这种结构的特点是具有高的静态和动态强度、非常小的汽缸变形和良好的燃烧室散热。由于没有汽缸套,因而能实现非常窄的汽缸鼻梁宽度(5.5mm),而且汽缸鼻梁中有冷却水套冷却,这样就使得汽缸周围能获得尽可能均匀的温度分布。

铝汽缸工作表面的最终机械加工采用了分三次珩磨和时效处理工艺。首先从环保观点出发,与迄今为止通常采用氢氧化钠溶液进行时效处理的工艺相比,这种生产工艺极大地改善了环境,同时也明显提高了随后汽缸工作表面机械加工的生产工艺安全可靠。

床板型底座由AlSi9Cu3铝合金压铸而成,并镶铸GJS50球墨铸铁轴承桥予以加强,床板型底座中的主要力线就通过这些轴承桥传递,而且这些镶铸件也有助于降低在零件温度较高情况下主轴承的间隙。



图2 汽缸体曲轴箱及其床板型底座

汽缸体曲轴箱装配总成的重量为33kg,这对于发动机所实现的升功率而言是非常轻的,但是其承载能力仍为例如采用增压可能进一步提升发动机功率留有储备。通过采用床板型底座结构型式所达到的纵向和横向刚度还为有助于机组在汽车上承受极端的振动状况。

(2) 曲柄连杆机构

与老机型V6-3L-5V汽油机相比,V6-3.2L-4V-FSI直喷式汽油机曲轴(图3)的曲柄臂加宽了1mm,同样连杆轴颈的直径也从54mm加大到56mm,以使连杆轴颈具有较大的重叠度,为提高刚度所采取的这些措施有助于改善曲柄连杆机构的声学 and 动态性能。

由于连杆材料从C70碳钢更换为33MnVS4合金钢及其相应的结构造型优化,首先大大减少了连杆的旋转质量,而且因新材料具有较高强度,使得细长的连杆体能可靠地传递较大的汽缸燃气压力。

专门为新的FSI燃烧过程匹配的锻压活塞的重量比老机型的活塞稍有增加,但正好被连杆质量的减轻相抵消,这样就整个曲柄连杆机构而言,与老机型V6-3L-5V汽油机相比,其运动质量甚至还有所减少。活塞裙部涂有含铁的耐磨涂层。

曲柄连杆机构通过上述这些优化措施能使发动机转速高达7200r/min。

(3) 平衡轴

90° V形夹角的V6发动机的惯性力可以完全被平衡,但是惯性力矩却必须采取附加措施才能予以平衡。这也适用于现在这种连杆轴颈错开(30° 错位)的结构型式,它可获得120° 均匀的点火次序,此时最重要的首先是一级惯性力矩。为了满足提高的舒适性要求,采用了附加的质量平衡轴(图3)。在V形发动机系列中,这种新的V6机型将平衡轴集成在汽缸体曲轴箱的V形夹角内,无

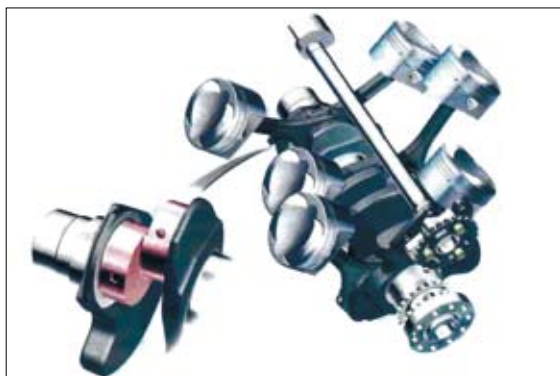


图3 曲轴和平衡轴

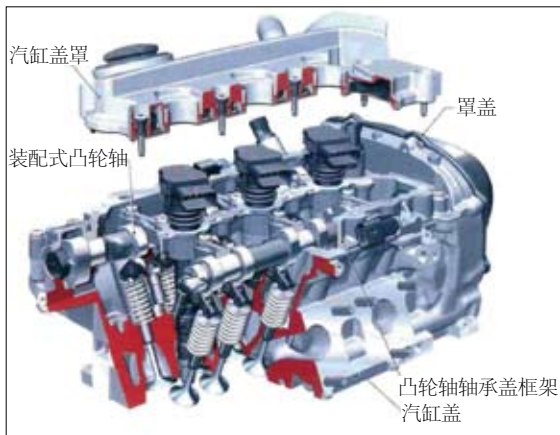


图4 汽缸盖和配气机构

论是对平衡功能还是充分利用结构空间而言都是最佳的。

(4) 汽缸盖

该机型的汽缸盖(图4)是由已为人们所熟悉的直列4缸2.0L-FSI直喷式汽油机的四气门铝合金汽缸盖经过改进设计而成的。无论是2.4L-4V-MPI多点气门口喷射汽油机还是3.2L-4V-FSI直喷式汽油机的汽缸盖都是用相同的金属模铸造的,而其中燃烧室和进气道的型芯作了相应的变化,汽缸垫的设计也根据汽缸直径和配气传动机构方面的变化作了相应的调整。汽缸盖上的凸轮轴轴承盖采用压铸铝合金的整体式框架结构,有助于提高汽缸盖的刚度。汽缸盖端面传动链模块和进排气凸轮轴相位调节器的机油供应与汽缸盖上的凸轮轴轴承和气门液压元件的机油供应是彼此相互分开的,因此汽缸盖中的机油压力可被节流,同时也改善了机油供应对凸轮轴相位调节器的影响。真空泵和高压燃油泵由装配式凸轮轴传动。

借助于电装(Denso)公司的可换向电动

机来实现凸轮轴相位的调节, 这种电动机重量优化的转子和定子是用铝制成的。弹簧力作用的密封元件承担着进排气凸轮轴相位调节器中各自4个压力室的径向密封。为了实现启动时确定的配气相位, 在建立起所必需的发动机机油压力之前, 凸轮轴相位调节器是被弹簧力作用的差动销机械锁定的。

(5)配气传动机构和机油泵与平衡轴传动机构

在链传动机构不同布置方案进行广泛的模拟和先期试验的基础上, 特别是从整机观点出发, 决定采用布置在飞轮侧的由4部分链传动组合的型式, 而且与此类似的链传动型式早已在V8-4V-TDI和V6-TDI直喷式柴油机以及V8-5V汽油机上应用过。

如图5所示, 该机型的配气传动机构由两级链传动A、B和C组成。凸轮轴是由曲轴用一条简易的3/8"套筒链通过两个中间轴传动的, 至汽缸盖凸轮轴的传动比取决于中间轴上的中间齿轮。A、B和C链传动均采用集成止回阀的液压链张紧器作为链张紧装置。

机油泵和平衡轴则是通过传动链D来传动的。机油泵的转速由链传动来匹配, 同样平衡轴的反向旋转也是通过链传动来实现的。由于该链传动机构中的动态负荷较小, 因此采用简易的机械张紧器, 这是对于摩擦和成本而言均是最佳的解决方案, 同时选用简易的滚柱链, 无论在摩擦和声学方面都具有优势。

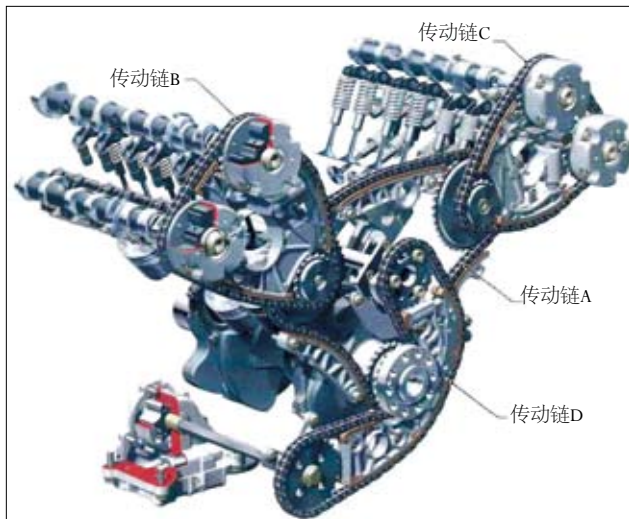


图5 配气传动机构和机油泵及平衡轴传动机构

(6)机油循环回路和曲轴箱通风

采用安装在油底壳中的机油泵来实现压力循环润滑, 并选用0W30牌号机油作为润滑剂, 因此换油周期高达30000km。

机油泵是内齿轮泵, 并带有前置式机油滤网和冷起动阀, 而冷起动阀是被用于作为在低环境温度下冷态运转期间机油冷却器和机油滤清器的过载保护装置。在上述介绍的传动链D机构中的机油泵传动链轮通过一根插接轴以*i*=0.86的传动比驱动机油泵。

紧凑的机油循环回路示于图6。机油滤清器模块位于发动机后端上方, 便于滤芯的更换。

经过滤清的清洁机油从主油道出发, 分别通过两列汽缸体中两条彼此分开的向上油道供应给使用机油的部位。其中一条向上的油道将机油供应给气门液压挺柱和凸轮轴承, 另一条向上的油道则为链传动模块中的链条导轨和张紧器以及两个凸轮轴相位调节器供应压力机油。凸轮轴相位调节器和链条张紧器动态工作所产生的机油压力波动完全可由汽缸盖中的机油道所吸收。在汽车行驶中, 机油温度和实时的机油液面位置由油底壳下半部中的热机油状态传感器来控制。

如图7所示, 曲轴箱通风气体仅通过汽缸盖罩排出, 每个汽缸盖罩中都有用于分离粗机油滴的迷宫式密封装置。曲轴箱通风气体由一条塑料的通风管汇总后再导向一个串联的细分离器, 这个塑料的细分离器以及储油室和调节机油向油底壳回流的止回阀。这个机油分离器被安装在汽缸体曲轴箱的V形夹角空间内。被滤清的气

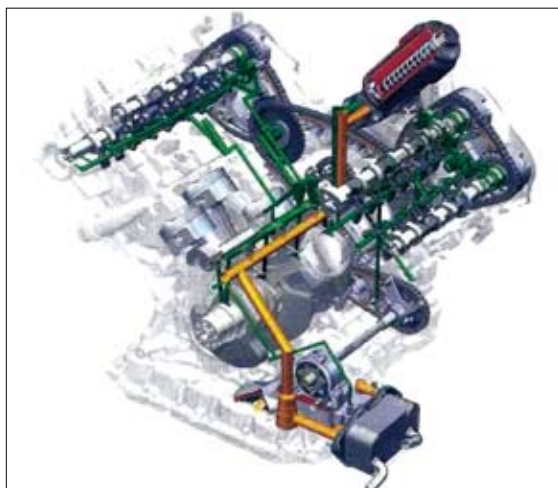


图6 机油回路(包括D传动轴和机油泵)

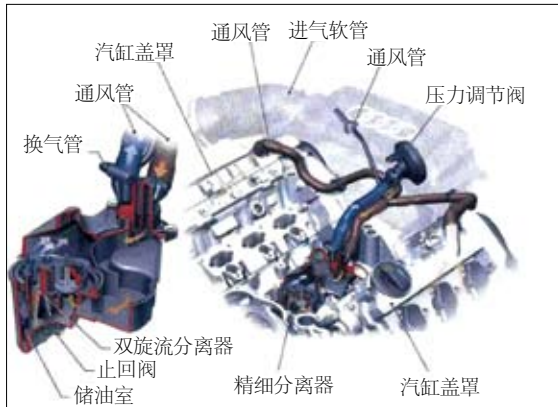


图7 曲轴箱通风系统

体经过一根短管道被导入安装在进气管上的压力调节阀, 并从那里直接被导入进气管。

机油分离器布置在发动机V形夹角空间内, 在总体布置外形尺寸、成本以及防止可能发生结冰现象的安全性等方面都具有很大的优势。由于机油分离器中的曲轴箱通风气流温度能提高20℃以上, 因此同样能保护其后的零部件避免可能发生的结冰现象, 因而压力调节阀及其后导入进气管的部位完全可以无需采取加热和绝热措施。由于采取了主动的曲轴箱通风措施来促进这种通风效果, 因而在接近怠速运转的范围内曲轴箱通风体积流量就会明显地增多, 因此进气软管处的新鲜空气就会被抽吸出来直接导入曲轴箱内, 这种措施同样能够对机油品质产生有利的影响, 因为曲轴箱通风流量增大, 将大大促进水分和燃油从发动机机油中分离出来。

(7)冷却液循环回路

冷却液循环采用了一个集成在汽缸体

曲轴箱V形空间内的常规冷却液泵,将冷却液通过汽缸体曲轴箱和V形空间盖板向后导入水套,并从排气侧对角线地流经汽缸盖,以确保在那里获得最大的冷却效果。几乎完全用塑料制成的节温器被安装在汽缸体曲轴箱中的水泵附近,因而冷却液小循环运行时的流动通道很短。

2. 发动机外围设备

(1) FSI直喷式汽油机的可变进气管

奥迪公司与Mahler公司共同合作为V6-3.2L-FSI直喷式汽油机开发了一种新型的塑料可变进气管,其进气系统如图8所示。在这种可变进气管方案中有长度两级可变的空气振荡管道,在扭矩调节时的进气管通道长度为691mm,而在功率调节时则变成396mm(分别指直至进气门的通道长度)。这种进气管被设计成由6段组成的薄壳结构型式,并在设计的前期阶段就已通过详细的流动计算特别着重注意减少流动损失,因此在储气腔进口处的弯管中设置了有利于流动的导向肋片。为了转换进气管的长度,使用了两根钢制转换轴,它们通过一对齿轮彼此相互连接,而且第二根转换轴上包含有一个非接触连续反馈式位置传感器。转换轴上的塑料转换阀板被做成有利于流动的翼片形状,并在其四周喷涂弹性合成橡胶,能最佳地密封防止泄漏损失。转换轴由真空操纵,并由弹簧力复位。进气管最上面的壳体中还包含有一个整体式真空储存腔,它由一个机械式真空泵来产生真空。这些薄壳部件均呈钛灰色。为了降低噪声水平,整个可变进气管被隔振地紧固在汽缸盖侧面的充量运动

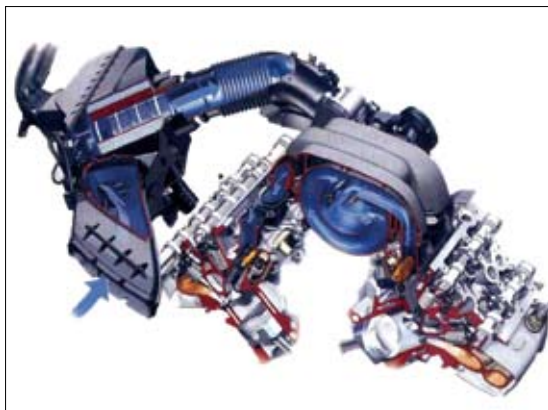


图8 进气系统

阀板调节器模块上。

(2) 充量运动阀板调节器模块

充量运动阀板调节器模块位于汽缸盖与可变进气管之间,而其中的充量运动调节阀板用于根据燃烧过程对进气运动强度的要求关闭或打开汽缸盖进气道的下半部。

充量运动阀板调节器模块同样也是与Mahler公司合作而成的,它被整体集成并模块化装配,包括塑料压注进气导管、不锈钢整体式燃油共轨和压铸铝底座。为了减少流动损失,充量运动调节阀板是偏心安置的,其形状能在打开位置时与汽缸盖进气道壁面完全紧密贴合。充量运动调节阀板由塑料制成,而其转轴则是钢的。充量运动调节阀板可在开和关两个位置进行调节。

(3) 燃油系统

燃油系统应用了日本日立(Hitachi)公司生产的按需调节的单柱塞高压燃油泵,高压和低压燃油系统如图9所示。高压燃油泵由设置在第2排汽缸进气凸轮轴末端的三面凸轮驱动。与供油量固定不变的燃油泵相比,这种按需调节的燃油泵可通过进油量的按需调节来减少其驱动功率。系统压力处于约3~10MPa,其调节是由集成在燃油泵上的电控油量控制阀来实现的,而同样集成在燃油泵上的压力阻尼器能使进口处保持较小的压力波动。

在这种无回油的燃油系统中,由按需调节的电动输油泵来提供必需的初始供油压力,因此在高压燃油泵的低压范围内集成了一个燃油压力传感器。

另外,这种燃油系统还提供了改变初始供油压力水平的可能性,在例如发动机热态启动和停机等

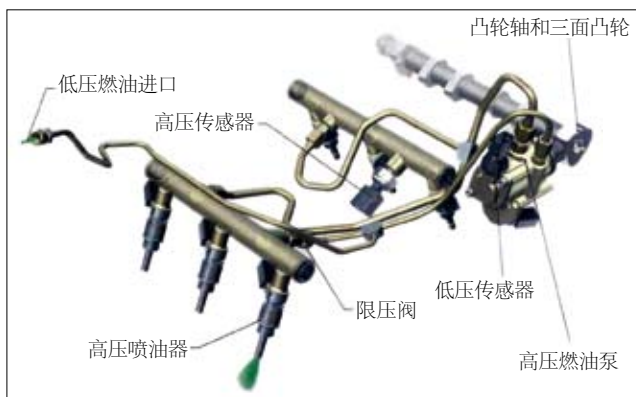


图9 高压和低压燃油系统

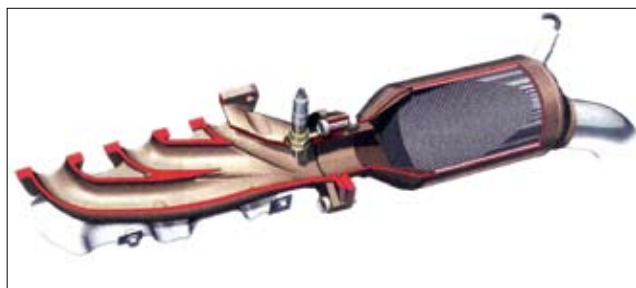


图10 排气歧管和催化转化器

易产生汽泡的临界运行条件下,能将初始供油压力从0.3MPa提高到0.6MPa。

(4) 废气系统

研发人员为排气侧开发了一种新的排气歧管铸件,为了防止在排气歧管安装法兰中产生热应力,将其分成3个单独的安装法兰。前置催化转化器的氧传感器从催化转化器向前移动到了排气歧管上(图10)。为了使排气声响不被察觉出来,各缸排气道被分开,并采用从3个合并成2个再合并成1个排气道的结构型式。这种排气道引导方式更有利的效果是使得废气均匀的流经氧传感器,从而能够实现分缸识别过量空气系数。根据CAD模型进行了流入催化转化器的废气流动模拟计算,从而使近发动机催化转化器设计方案达到非常高的均匀性指数,因此这种结构设计型式能确保催化转化器达到法规所要求的使用寿命。

催化转化器本身被做成单体催化转化器的结构型式,排气歧管-催化转化器总成使用了一个尺寸为4"×6"(600目)的陶瓷催化转化器,这种设计能够使废气排放在汽车整个使用期内都明显低于法规限值。

(未完待续)