

汽车发动机在批量生产中, 通常应用由普通旁通阀调节机油压力的机油泵, 但是在生产成本增加不多的情况下, 应用体积流量可调节的机油泵最多可节油3%。这种可调式机油泵在轿车发动机上已获得了越来越广泛的应用, 并已逐步推广应用到商用车发动机上。本文简要介绍轿车和商用车应用的新型可调式机油泵的基本工作原理, 以便使汽车维修行业人员能从中了解这些新型可调式机油泵的使用及其维修方法。

可调式机油泵及其节油潜力(二)

◆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。

(接2014年第11期)

2. 压力分级调节的外齿轮机油泵的性能试验

采用最初可调式机油泵全供油时的泵油量模拟旁通阀调节式机油泵的泵油量, 作为评价泵油量主动调节的试验结果的基础。以下用图来解释机油压力分级调节的可调式机油泵的试验结果。

图6示出了在发动机2000r/min和40℃工况下, 0.27MPa和0.47MPa压力分级调节的泵油量和传动功率随机油压力变化的特性线。在调节泵油量的情况下, 机油压力分别精确地保持在0.27MPa和0.47MPa不变, 这表明电液式调节单元具有良好的调节品质。从相对应的机油泵传动功率特性线可以看到, 在低转速范围内机油压力从0.47MPa调节转换到0.27MPa调节时所节省的机油泵传动功率就已非常显著了。

图7示出了在怠速转速600r/min和最高转速6000r/min之间整个发动机转速范围内的可调式机油泵传动功率与泵油量的关系曲线。0.27MPa和0.47MPa之间机油压力分级调节的转换选择发动机转速2950r/min, 此时正好满足最低机油压力0.25MPa的要求。

在调节机油压力保持在0.27MPa或0.47MPa不变的情况下, 随着泵油量的减少, 传动功率也按转速特性曲线的形状降低。2667r/min和3333r/min

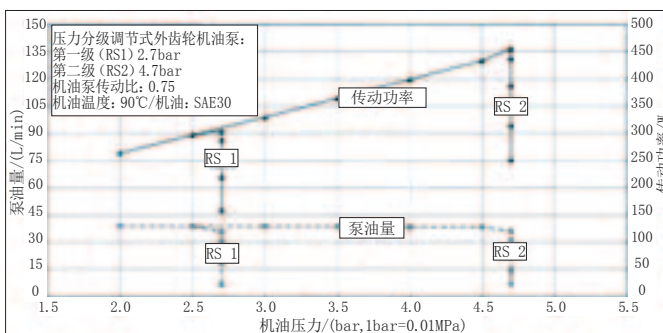


图6 机油压力分级调节式机油泵特性线

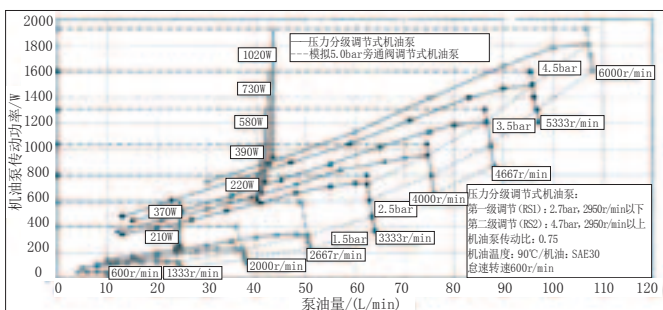


图7 机油压力分级调节式机油泵的传动功率及其优势

min特性曲线之间的空隙区域, 形象地表现出了在低转速范围内机油压力分级调节节省传动功率的优势, 其转换点发生在转速为2950r/min时。

为了便于对比起见, 图7中还示出了可调式机油泵在调节功能不起作用时所测得的传动功率, 以模拟旁通阀调节式机油泵的状况, 此处是按机油压力被调节在0.5MPa模拟的。

按图1所示, 在机油压力为0.45MPa和机油温度为90℃时, 典型发动机机型的机油流量与发动机转速无关为38.6L/min, 因而在图7中按高调节压力0.47MPa设计的可调式机油泵, 在90℃时被调整到的发动机机油流量假设为大约40L/min。在这样与转速无关的发动机机油流量下, 图中箭头分别表示与旁通阀调节式机油泵相比可调式机油泵所节省的传动功率, 图中为表示清楚起见已将箭头略

为偏移。随着转速的降低, 传动功率节省的优势减小, 但在2950r/min转速时从0.47MPa压力调节转换到0.27MPa压力调节, 而且此时发动机机油流量也降低到23L/min, 因液压功率减少, 传动功率节省的优势又有较明显的提高。

图8示出了压力分级调节式机油泵在不同转速下的效率。效率特性曲线在宽广的转速范围内较为平缓的形状表明, 所选择的这种可调式外齿轮机油泵在节省传动功率方面, 具有良好的随机油压力调节而高效地转换到较低液压功率的能力。

按照图3和图4所示, 机油压力随着转速而降低, 特别是在冷机运转时能够获得节省传动功率的效果。图9示出了在发动机2000r/min转速时相应的测量结果。与最高机油压力被限制在0.50MPa的旁通阀调节式机油泵相比, 压力分级调节式机油泵由于在发动机2000r/min转速时的机油压力为0.27MPa, 因而在热机运转时的传动功率只有不到前者的一半。

四、根据转速调节压力的可调式机油泵节油效果

所获得的试验结果表明, 可调式机油泵根据转速来调节机油压力就能使其节油潜力有效地发挥出来。与批量生产的普通旁通阀调节式机油泵相比, 其可节省的传动功率数量级大约平均为50%, 特别是汽车发动机冷机运转时, 每次冷启动后机油泵的泵油量调小的幅度相对较大。因此, 在汽车发动机上应用压力分级调节式机油泵可获得相当可观的节油效果。

曾根据机油压力分级调节节省传动功率的优势, 采用一种简易的方法来估算可获得的节油效果, 据此采用压力分级调节式外齿轮机油泵完全可期望获得1%~1.5%的节油效果。

若估计电控压力分级调节式机油泵增加的制造成本大约为200元, 则可获得良好的成本/效益比, 每降低1%燃油消耗, 制造成本最多增加200元。批量生产所能兑现的成本/效益比折算起来大约为每节油0.1L/100km制造成本需增加300元。

与压力分级调节方法相比, 最低压力调节方法费用稍微多一些, 但它可将节油效果提高到2%, 使得调节所需增加的费用更为合理。因此, 是否采用最低压力调节方法, 只要在投入批量生产前进行系统试验, 并应用较为精确的方法评估所需增加的费用, 就能作出判断。

五、商用车用双联外齿轮可调式机油泵

商用车发动机几乎只使用柴油机, 因其具有较大的排量和较多的缸数, 与轿车发动机有本质的差别, 它们的工作转速最高为3000r/min, 并且出于经济效益总是尽可能地持续不断地运行。因此, 商用车用可调式机油泵必须满足由此所提出的要求, 特别是要具有很高的耐久可靠性。

可调式机油泵可采用外齿轮泵、摆片滑阀机油泵和叶片泵等结构型式。从原理上来讲, 这些类型的可调式机油泵都可考虑用于商用车发动机, 但是经过对它们在商用车上适用性的评估以后, 最终还是选中了双联外齿轮可调式机油泵方案, 它在结构复杂程度、制造成本和耐磨性等方面均具有优势。

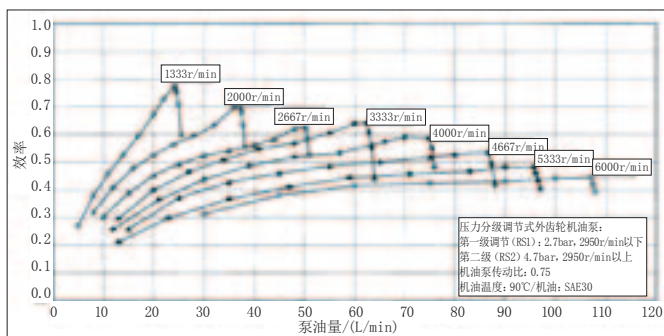


图8 压力分级调节式机油泵的效率

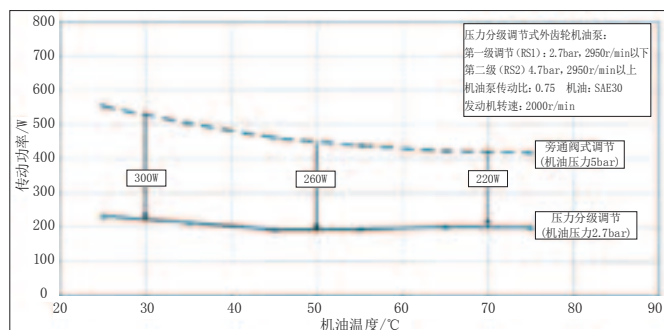


图9 压力分级调节式机油泵在冷机运转时的传动功率及其优势

1. 双联外齿轮可调式机油泵简介

双联外齿轮可调式机油泵由两个并联工作的泵油级所组成, 总共有3个泵油齿轮, 是一种适合于小型商用车发动机的紧凑型机油泵结构方案(图10)。在三个并排相互啮合的齿轮中, 中间齿轮被安置在一个可移动的单元中, 该单元可由其腔室中起作用的调节压力和相连的机油压力克服回位弹簧力而移动, 这样中间泵油齿轮与其左右两侧的两个泵油齿轮的啮合长度就会发生变化, 从而调节两个泵油级的泵油量。移动单元上部的调节活塞承受着被调节的机油压力, 同时由可变化的调节压力来控制其位置, 从而调节泵油量, 而与额定机油压力的偏差则由调节活塞通过泵油量的相应匹配自动修正。

封闭油泵壳体的泵盖(图10)上有两个错位交叉的通道, 两个泵油级通过这两个通道连通起来。为此, 图11剖视图表示出了油泵壳体中的两个吸油通道和两个压油通道, 它们作为中间连接通道从泵油齿轮通往位于背面的泵盖。由于泵油齿轮的旋转方向彼此相互交变, 因此两个泵油级的吸油侧或者压油侧是分别呈对角线布置的。两个压力侧对移动单元起着相反的作用, 由机油压力所引起的横向力相互抵消, 以至于移动单元在油泵壳体中的移动几乎没有摩擦, 因此一方面能达到很高的调节精度, 另一方面移动单元与油泵壳体之间的移动

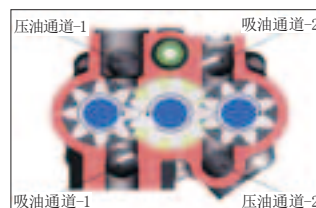
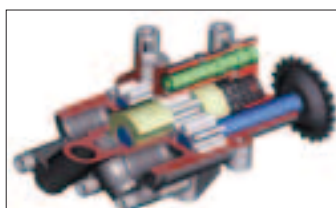


图10 双联外齿轮可调式机油泵

图11 泵油齿轮剖视图

磨损减小到了最低程度，从而提高了使用寿命。通过选择不同的齿数：两个外侧的泵油齿轮为8个齿，而中间的泵油齿轮为9个齿，这样由于轮齿交替啮合，进一步提高了耐久性。

由于泵油齿轮相对较小，因此可以使用较高的油泵转速而不会发生穴蚀现象，这样商用车可调式机油泵就能以所选择的1.8传动比高速运转，这是除了采用双联齿轮结构之外的另一个提高泵油量的措施。

双联泵油级从吸油通道-1下方将机油吸入，而输往商用车发动机的机油出口位于压油通道-1的上方，或者也可以不将两个泵油级的压油侧汇聚在一起而设计成两个分开独立的机油循环管路，例如一台发动机分成曲柄连杆机构和气门传动机构两套机油循环管路。

可调式齿轮机油泵主要的技术数据如下：①结构型式是外齿轮/并联式；②齿轮模数3.5；③泵油齿数3；④齿轮齿数8/9/8；⑤齿轮宽度25mm；⑥泵油量26.6cm³/转；⑦传动比1.8。

通过改变泵油量来调节机油压力可采用不同的方法。商用车用可调式机油泵曾选择在轿车上久经考验的调节活塞进行两级机油压力调节的方法。这种方法能够花费较少的费用而获得相当显著的节油效果，并且可由调节活塞始终确保机油压力水平保持不变，而与随着发动机运行时间增长因磨损使发动机机油流量增加无关，特别是这种可调式机油泵因此能够选择较低的机油压力设计而有利于降低燃油消耗。在机油压力进行两级调节的情况下，被调节的机油压力始终作用在调节活塞的第一个有效面积上，而作用在其第二个有效面积上的机油压力则可用一个电磁阀来进行变换。这种用电子控制最方便地进行机油压力转换的方法使得能够将机油压力通常调节在例如0.35MPa压力下，而在低转速范围内则由发动机电子控制单元转换到例如0.2MPa压力下，这样就能够降低燃油消耗。然而，商用车发动机大多数时间运行在高转速范围内，这样就能够取消在低转速范围内降低机油压力的做法而不会对燃油消耗带来明显的不良影响，反而因取消了电子控制部件而带来了成本和结构复杂度方面的好处。

将一台如图10所示的可调式齿轮机油泵样泵在机油泵试验台上进行了测试。为了首先在20~100℃有限的温度范围内模拟发动机冷机和热机运行时的实际机油流量，机油泵试验台上的机油循环回路中专门为此设置了一个节流阀。在滤清器-冷却器模块后面测量的机油压力被作为发动机机油压力用来进行机油泵的调节。在用电动机直接驱动的情况下，可调式机油泵可以毫无问题地一直运转到最高转速5000r/min，这相当于已按所选择的传动比1.8折算到相应较低的发动机转速，以便于对试验结果进行分析。

在对可调式机油泵的全部性能进行基本测试以后，采用电磁阀转换对压力调节特性曲线进行了优化。由于调节活塞能几乎无摩擦地进行调节，因此双联可调式机油泵能够实现非常灵敏的调节，并且所调节的机油压力具有非常好的重复性。

为了评价其改善潜力，最后可调式机油泵还在移动单元锁住的情况下进行过最大供油量试验，以及用手动旁通阀调节模拟定量泵的运行状况。

2.机油压力调节和泵油量

图12示出了发动机机油压力随发动机转速变化进行两级转换的状况。由于发动机对机油压力的需求是随发动机转速线性提高的，因此在1500r/min转速时电子控制在所选择的额定压力0.2MPa和0.35MPa之间进行E1/E2压力转换。因为调节活塞承受着发动机机油压力，好像压力传感器那样工作，因此发动机机油压力仅受到机油温度较小的影响。在发动机怠速运转时，从90℃起可调式机油泵就在全供油量下工作，虽然因这个原因压力不能再提高而降低到E1额定压力以下，但是仍然高于发动机所需求的机油压力。如果发生这种情况，随后可以在发动机实际机油供应的情况下进行机油泵最大泵油量的匹配，以便保证发动机热机运转时有足够的机油压力。如果有需要，也可以将发动机低转速范围内的机油压力提高到E2额定压力，以便例如开启活塞冷却机油喷嘴。

图13示出了在两级机油压力调节情况下模拟发动机流通阻力测得的泵油量特性曲线。在E2压力水平和95℃机油温度下泵油量为

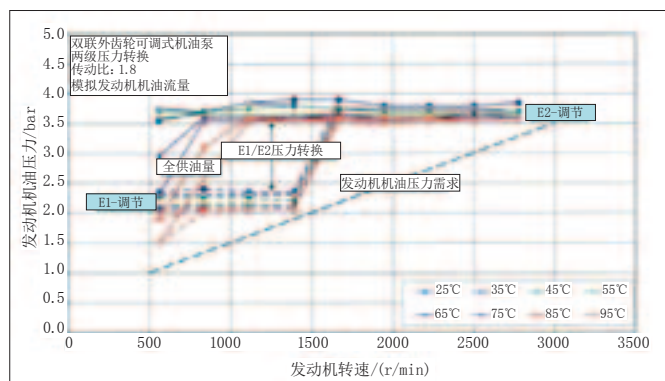


图12 发动机机油压力

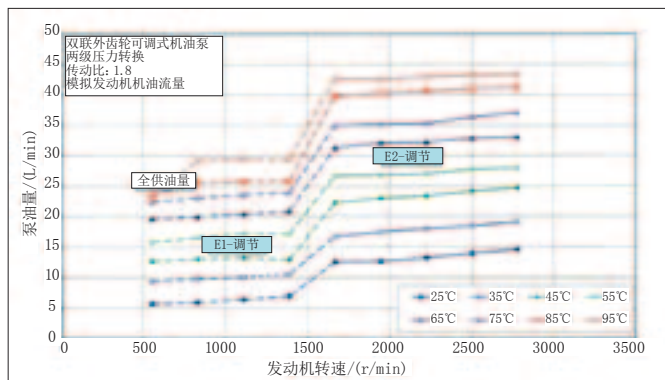


图13 供油量特性曲线

44L/min，而在E1压力水平和25℃机油黏度状况下泵油量就会降低至5L/min左右。在发动机怠速运转期间从90℃起泵油量的降落是由于此时可调式机油泵已达到全供油量而不能再提高，因此导致发动机机油压力的降低。(未完待续)M