

克服柱塞式加力燃油泵汽蚀的措施

国营 143 厂 尚玺鉴**

【摘要】 根据对柱塞式加力燃油泵汽蚀产生机理的认识, 重新设计了分油盘的过渡区, 试验证明: 它对抑制汽蚀的产生效果显著, 能削弱柱塞上的冲击负荷, 从而可提高油泵的可靠性和寿命。

关键词: 汽蚀 柱塞泵 燃油系统

分类号: V233.2

某柱塞式加力燃油泵, 在长试中多次出现油泵的转子与分油盘接触端面汽蚀。大过渡区分油盘可避免汽蚀的产生而且能削弱柱塞上的冲击负荷, 从而提高了油泵的可靠性和寿命。

1 柱塞式燃油泵汽蚀产生的机理

柱塞泵的汽蚀通常发生在转子孔口中心线与孔壁的右交点处, 将该处称汽蚀区, 因为该点是柱塞腔高压油与低压窗最早接通处, 流体冲击最厉害, 因而压力最低, 自然汽泡易溢出。汽泡多时它沿汽蚀点向右转移, 此外沿孔口汽蚀区向孔口内有一条汽蚀带。汽蚀轻微时孔口汽蚀区有变形, 汽蚀带有麻点; 汽蚀严重时汽蚀区产生缺口或掉块, 汽蚀带内产生不规则的洞。汽蚀使磨损加剧, 甚至引起活门卡滞或油嘴堵塞。由上述汽蚀现象可知, 汽蚀是在低压窗油液向柱塞腔回油时析出的。这是因为汽蚀只能发生在喉部的下游, 而不是在它的上游。

同样, 柱塞转至上死点时, 柱塞腔吸满了低压油, 当与分油盘的排油窗接通时, 压力的振荡使柱塞腔油压高于油泵出口油压, 极限情况可高达 1 倍, 导致柱塞对斜盘的冲击, 使油泵的可靠性下降, 寿命降低。无论是下死点的汽蚀还是上死点的冲击都是应该避免的。影响汽蚀的主要因素为: (1) 出口压力或泵后压力愈高, 油液渗合时的动态过程愈剧烈, 愈易产生汽蚀。(2) 进口压力低, 当压力稍有振荡时就可能达到气体分离压, 进入汽蚀状态。(3) 燃油温度高, 气体分离压亦增高, 易产生汽蚀。(4) 很多资料介绍, 油液中机械杂质多, 气体往往以杂质的颗粒为核, 逐渐积聚形成汽泡。

2 大过渡区分油盘设计及试验结果

如柱塞转过下死点后, 使柱塞腔封闭, 即既不与高压窗通, 也不与低压窗通, 柱塞随转角而上移, 由于柱塞腔被封闭, 柱塞内液体膨胀, 压力降低, 理想的话直到压力降至与低压窗压力相同时再接通, 使柱塞腔油压在过渡区平稳过渡。但进一步分析发现: 随着发动机加力状态、飞行条件的不同, 加力供油量是变的。要做到“理想接通”, 分油盘的压缩角 α_1 、膨胀角 α_2 应随之改变, 这改变多大其规律如何? 这是设计的关键。柱塞式加力燃油泵, 柱塞行程 S 与油泵流量 Q 的关系为: $S = Q / [(\pi/4)d^2 z n \cdot 60\eta]$ 。式中: d 为柱塞直径; z 为柱塞数, n 为油泵最大转速, η 为

油泵效率。将有关参数代入并化简得: $S = 1.96 \times 10^{-4} Q$ 。柱塞腔容积 V 与 S 的关系, 根据油泵结构知: $V = 7.8 \pm 1.14 S$ 。“+”为油泵上死点柱塞腔容积;“-”为油泵下死点柱塞腔容积。

柱塞腔压力变化 ΔP 与柱塞腔容积变化 ΔV 的关系为: $\Delta V = (V/E) \Delta P$ 。又 $\Delta V = (\pi/4) d^2 L \sin \theta \operatorname{tg} \Psi (1 - \cos \alpha)$, $\operatorname{tg} \Psi = K Q (\Psi \leq 20^\circ)$, 故 $\alpha_{1,2} = \cos^{-1} [1 - 4V \Delta P / (\pi d^2 E L \sin \theta K Q)]$ 。式中: α_1 为柱塞自上死点绕斜盘轴承中心线理想接通时的转角即压缩角, α_2 为柱塞自下死点绕斜盘轴承中心线理想接通时的转角即膨胀角, ΔP 为柱塞腔压力变化, 暂用泵后油压与进口油压之差代替 (MPa), E 为燃油体积弹性模数取 1500 MPa, L 为柱塞腔中心线与转子中心线交点至斜盘轴承转轴之距离, 其值为 18 cm, θ 为柱塞中心线与转子中心线的夹角 14° ; K 按实测数据经处理后为 $2.248 \times 10^{-5} \text{ h/L}$ 。代入得: $\alpha_{1,2} = \cos^{-1} [1 - 2.99V \Delta P / Q]$ 。计算结果如图 1。在同一油泵参数下, α_1 、 α_2 不同, 是因为柱塞腔容积不同所致。

由图 1 可见: Q 大时, α_1 、 α_2 小; Q 小时 α_1 、 α_2 大。根据这一规律, 取最大供油量时 α_1 、 α_2 为设计点, 这样就使加力状态供油量大时接近理想接通; 当然在高空供油量小时压缩和膨胀会不充分, 但此时油压低无汽蚀危险。

以上计算中, 我们是令 $n = n_{\max}$ 进行的, 但在非加力状态转速可能低, 此时又如何呢? 以慢车状态为例, 此时加力供油量虽为零, 但加力泵为了自身散热需要维持一定的回油量, 通过计算表明: 压缩角、膨胀角均大于设计点确定的压缩角和膨胀角, 这是因为回油量很小的缘故。

节流效应: 所谓节流效应是这样一种物理现象, 即当柱塞转过上死点开始排油时, 由于通油面积小, 柱塞腔油压要升高约 3—5 MPa, 这是液压泵的数据, 根据燃油泵的情况我们取为 2 MPa, 考虑此因素后重新计算设计点的压缩角、膨胀角, 又由于是首次如此设计, 为安全起见最后取 $\alpha_1 = 10^\circ$; $\alpha_2 = 7^\circ$ 。

节流效应: 所谓节流效应是这样一种物理现象, 即当柱塞转过上死点开始排油时, 由于通油面积小, 柱塞腔油压要升高约 3—5 MPa, 这是液压泵的数据, 根据燃油泵的情况我们取为 2 MPa, 考虑此因素后重新计算设计点的压缩角、膨胀角, 又由于是首次如此设计, 为安全起见最后取 $\alpha_1 = 10^\circ$; $\alpha_2 = 7^\circ$ 。

大过渡区分油盘不仅对克服汽蚀有益, 而且还有其它优点: (1) 消除油泵的冲击负荷; (2) 避免油泵的汽蚀; (3) 噪声小; (4) 漏油少。

大过渡区分油盘装在加力泵中, 进行了两次各 450 h 试车。顺利通过了 372 h 发动机试车, 试车后检查, 产品性能符合技术条件要求。精密零件磨损在技术条件规定范围内。分油盘表面光滑, 转子端面钢层完整, 孔口完好无汽蚀, 而改进前转子孔口有缺口。试验证明, 大过渡区分油盘控制了汽蚀的产生。

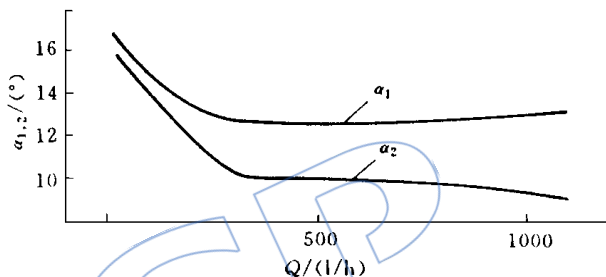


图 1 $\alpha_{1,2}-Q$ 变化曲线

参 考 文 献

- 1 吴琪华, 张加桢等编. 航空发动机调节. 国防工业出版社, 1986
- 2 孙建国, 周永祥. 轴向柱塞泵计算机辅助设计—斜盘偏心距、压缩角及分油盘闭死角的确定. 中国航空科技文献, HJZ840018