

结构与可靠性

大功率柴油机曲轴箱罩盖的结构设计

张红学

(四川中车玉柴发动机股份有限公司, 四川 资阳 641301)

摘 要: 基于大功率柴油机曲轴箱拆装不方便, 常因机体壁厚偏薄造成安装密封盖的螺栓孔钻穿的问题, 改进设计了一种新型大功率柴油机曲轴箱罩盖。重点介绍了关键部件的选型和设计。经试验验证, 改进设计后的曲轴箱盖满足柴油机性能要求, 且拆装方便, 节约人工成本。

关键词: 大功率柴油机; 曲轴箱; 结构; 设计

中图分类号: TK423.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)03-0028-03

Structure Design of Large Power Diesel Engine Crankcase Cover

Zhang Hongxue

(Sichuan YCRR Engine Co., Ltd., Sichuan Ziyang 641301)

Abstract: The installation of crankcases for large power diesel engines has always been inconvenient, as the engine block wall is too thin which may lead to drilling through of bolt hole for the installation of seal cover cap. To solve this problem, a new type of crankcase cover for large power diesel engines was optimally designed. The type selection and design of key components are introduced in detail. It is verified by tests that the crankcase cover could meet the diesel engine performance requirements, realize easy installation and save labor cost.

Key words: large power diesel engine; crankcase; structure; design

0 引 言

曲轴箱罩盖是柴油机关键部件, 安装在柴油机机体左右两侧面的曲轴箱窗口上, 一方面起到密封作用, 另一方面起到安全防爆作用。柴油机检修和保养时, 须频繁打开曲轴箱罩盖, 因此, 在设计曲轴箱罩盖时除保证其基本功能外, 还应考虑罩盖拆装是否快捷、简便。目前国内大多数大功率中速柴油机曲轴箱罩盖结构是将密封盖板与防爆阀分成两体, 防爆阀通过螺栓安装在密封盖上, 密封盖又通过螺栓固定在机体上。虽然该结构具备密封和防爆功能, 但拆装不方便, 而且经常发生因机体壁厚偏薄造成安装密封盖的螺栓孔钻穿的问题, 导致漏油。

四川中车玉柴发动机公司在现有柴油机曲轴箱罩盖结构的基础上, 开发设计了一种快换式曲轴箱

罩盖。该罩盖不但具备密封和防爆功能, 而且拆卸安装非常方便, 大大降低了人工成本。

1 曲轴箱罩盖的结构及原理

1.1 曲轴箱罩盖结构

曲轴箱罩盖结构如图 1 所示, 主要由密封盖板、轴、偏心轮手柄、弹簧、压板等部件组成, 这些部件通过轴连接在一起。弹簧安装在压板和锁紧块之间; 轴上开设一个滑动槽, 滑动槽的行程为 6 mm, 弹簧限位销穿过滑动槽将压板固定在轴上; 密封盖板采用铝铸造而成, 其外形结构与曲轴箱窗口形状一致, 盖板四周分别设置两个定位凸台, 罩盖安装时, 凸台与曲轴箱窗定位, 这样可使曲轴箱罩盖快速安装到合适位置, 而且还可以防止罩盖向下滑移。为了提高抗磨性, 轴套通过过盈方式安装

在密封盖板上;偏心轮手柄通过一根 M10 的螺栓固定在轴上,其偏心距离为 10 mm。压板开设一个限位槽,限位槽通过压板限位销使压板只能随轴旋转 45°。

曲轴箱罩盖安装时,将曲轴箱罩盖设置在打开状态,偏心轮手柄偏心距离小的一边与垫块接触,这时密封盖板与压板之间的间距最大,然后将罩盖穿入曲轴箱窗口,通过密封盖板上的定位凸台将罩盖固定在机体上,然后顺时针旋转偏心轮手柄 45°后,翻转偏心轮 180°,通过压缩弹簧将罩盖压装在机体侧面上。

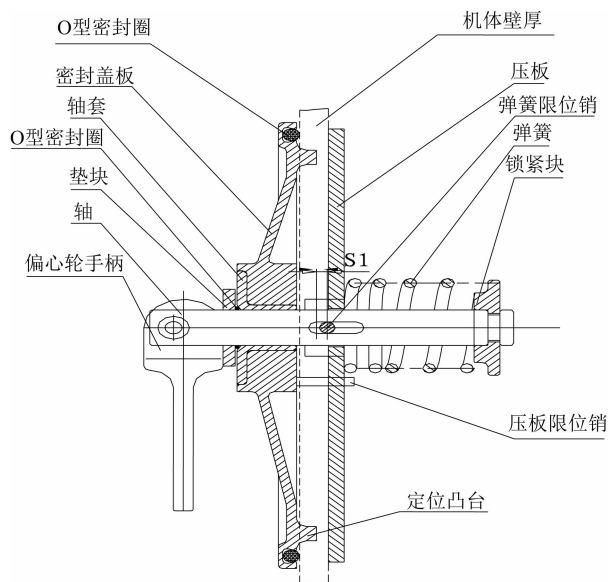


图1 曲轴箱罩盖构成

1.2 曲轴箱罩盖结构设计及分析

曲轴箱罩盖工作原理:柴油机正常工作时,曲轴箱内的压力非常小,一般为 0.05 ~ 0.1 kPa,这时曲轴箱罩盖的作用是保证曲轴箱密封;当曲轴箱内的气体由于某种原因,突然急剧升高,柴油机停机,但曲轴箱内的气体还来不及释放时,为了保护曲轴箱,高压气体顶开密封盖,及时放出曲轴箱内的高压气体,当压力降低到一定值时,密封盖板在弹簧力的作用下自动复位。

根据曲轴箱罩盖的工作原理,通过手柄上的偏心轮行程来缩短密封盖板与压板之间的距离,使其小于机体壁厚,压板向弹簧方向移动,弹簧进一步受压缩,通过压缩弹簧完成密封盖板的密封功能,这样就可避免采用螺栓来压紧密封盖板的方式。但对密封盖板进行密封的弹簧压缩力不能大于泄爆时的弹簧压缩力,因此,须对弹簧压缩量 S_1 作限制。压板采用 Q235 钢板制成,压板与轴配合的孔的直径设计成比轴外径大 1 mm,这样可以使压板在垂

直方向上下摆动,从而修正机体内壁因铸造原因导致不平行度超差的质量问题。压板上开设限位槽,使压板只能绕轴旋转 45°。为了防止油气沿轴向窜出,在垫块和轴套之间采用 O 型密封圈密封。

2 关键部件设计

2.1 弹簧设计

曲轴箱罩盖压力 P 设定为: 6 kPa 时,报警; 0.01 MPa 时,密封盖板打开泄压。本文设计的流通面积 $S = 0.0764 \text{ m}^2$, 则: 弹簧力 $F = PS = 0.01 \times 0.0764 \times 10^6 = 764 \text{ N}$ 。弹簧安装压力 $F_1 = 660 \text{ N}$, 弹簧安装高度 $H_1 = 63 \sim 65 \text{ mm}$, 弹簧从安装高度压缩 6 mm 时,曲轴箱罩盖打开泄压。

根据弹簧的工作条件,由参考文献【2】中表 16.1-4 查得属 I 类碳素弹簧钢丝。初步设定弹簧直径 $d = 6.5 \text{ mm}$, 由表 16.1-8^[2] 查得抗拉强度 $\sigma_b = 1420 \text{ MPa}$; 由表 16.1-10^[2] 查得许用切应力 $\tau_p = 0.35\sigma_b = 497 \text{ MPa}$; 由表 16.1-4^[2] 查得切变模量 $G = 79 \times 10^3 \text{ MPa}$; 取弹簧中径 $D = 60 \text{ mm}$ 。

(1) 弹簧直径 d : 弹簧旋转变比 $C = D/d = 9.23$, 由图 16.1-4^[2] 查得曲度系数 $K = 1.15$, 带入弹簧直径公式, $d = 1.6 \sqrt{\frac{KCF}{\tau_p}} = 6.46 \text{ mm}$, 根据表 16.1-2^[2] 取系列值, $d = 6.5 \text{ mm}$, 与初步设定值相符。

(2) 弹簧有效圈数 n : 假设弹簧作用力 $F = 764 \text{ N}$ 时, 弹簧变形量为 47 mm, 按式 16.1-5^[2] 计算得弹簧刚度 $k = F/47 = 16.3 (\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$, 再按式 16.1-9^[2] 计算得弹簧有效圈数 $n = Gd^4/8D^3k = 5.006$, 取有效圈数 $n = 5$, 支承圈 $n_2 = 2$, 则总圈数 $n_1 = n + n_2 = 7$ 。

(3) 弹簧刚度、载荷和变形量校核: 弹簧刚度按式 16.1-9^[2] 得 $k = Gd^4/8nD^3 = 16.32 (\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$, 与所需刚度基本符合; 再由式 16.1-5^[2] 计算安装变形量 $f_1 = 660/16.32 = 40.4 \text{ mm}$, 取安装变形量 $f_1 = 41 \text{ mm}$, 取安装高度 $H_1 = 65 \text{ mm}$, 则曲轴箱罩盖打开泄压时弹簧的工作变形量 $f_2 = f_1 + 6 = 47 \text{ mm}$, 对应的安装载荷 $F_1 = f_1 k = 41 \times 16.32 = 669 \text{ N}$, 曲轴箱罩盖打开时的工作载荷 $F_2 = f_2 k = 47 \times 16.32 = 767 \text{ N}$, 与要求值接近, 故符合要求。

(4) 自由高度、压并高度、压并变形量: 自由高度 $H_0 = H_1 + f_1 = 65 + 41 = 106 \text{ mm}$; 压并高度 $H_b = n_1 d = 45.5 \text{ mm}$; 压并变形量 $f_b = H_0 - H_b = 60.5 \text{ mm}$ 。

(5) 试验载荷及试验载荷下的变形量: 由表 16.1-8^[2] 可得其试验切应力最大值 $\tau_{s\max} = 0.5\sigma_b = 710 \text{ MPa}$, 按 I 类弹簧考虑, 可得 $\tau_s = 1.2\tau_p =$

596.4 MPa, 因此, 试验切应力未超过最大值。据式 16.1-10^[2] 计算试验载荷, $F_s = \pi d^3 \tau_s / 8D = 1\,071.44\text{ N}$, 试验载荷变形量 $f_s = F_s / k = 65.7\text{ mm}$ 。

(6) 弹簧特性核算: $f_1/f_s = 0.615$, $f_2/f_s = 0.715$, 工作变形量满足在 20%~80% 之间的要求。

(7) 弹簧其余尺寸: 由表 16.1-12^[2] 计算节距 $p = d + f_b/n + \delta_1 = 19.15\text{ mm}$ (δ_1 为余隙, 一般取 $\delta_1 \geq 0.1d$), $\alpha = \arctan(p/\pi D) = 5.8^\circ$, 满足 $5^\circ \sim 9^\circ$ 的要求, 弹簧展开长度 $L = \pi n_1 D = 1\,318.8\text{ mm}$ 。

(8) 疲劳强度验算: 据式 16.1-3^[2] 得 $\tau_{\min} = 8KDF_1/\pi d^3 = 428.2\text{ MPa}$, $\tau_{\max} = 8KDF_2/\pi d^3 = 491\text{ MPa}$, $Y = \tau_{\min}/\tau_{\max} = 0.872$, $\tau_{\max}/\tau_p = 491/1\,420 = 0.345$ 。从图 16.1-5^[2] 中看出: Y 和 $\tau_{\max}/\tau_p$ 的交点在 10^7 作用次数以下, 表明弹簧的疲劳寿命 $N > 10^7$ 作用次数。

以上计算表明: 所设计的弹簧完全能满足曲轴箱罩盖的工作要求。

2.2 密封盖板 O 形密封圈选择和设计

一般机械零件的密封有胶密封、O 形橡胶密封圈和垫密封。本次曲轴箱罩盖采用最常见的 O 形密封件。但由于选用、沟槽设计、加工和装配上的不当常导致漏油故障, 因此, 密封盖板 O 形橡胶密封圈的选择和设计成为曲轴箱罩盖结构设计的关键。

2.2.1 O 形橡胶密封圈材料选择

柴油机中常用的耐油橡胶主要有丁腈橡胶 (NBR) 和氟橡胶 (FPM)。丁腈橡胶耐汽油及脂肪烃油类的性能特别好, 其耐热性、气密性、耐磨性和耐水性等均较好; 缺点是弹性较低、耐酸性差、垫绝缘性不好, 推荐使用的工作温度为 $5 \sim 121^\circ\text{C}$ 。相比之下氟橡胶更适合高温工况, 耐高温可达 300°C , 不怕酸碱, 耐油性是耐油橡胶中最好的, 机械性能、耐老化作用等都很好; 缺点是加工性差、价格贵, 弹性和透气性较低。综合考虑, 选择氟橡胶。

2.2.2 O 形橡胶密封圈规格及沟槽设计

根据国标, O 形橡胶密封圈沟槽的设计主要分动密封、轴向静密封和径向静密封。曲轴箱罩盖属于轴向静密封。为了便于安装和保证密封性能, 密封盖板采用梯形沟槽安装形式, 虽然沟槽加工成本高, 但密封性、稳固性好, O 形橡胶圈不易脱落。O 形橡胶圈及沟槽见图 2 所示。

图中: 沟槽深度 $H = 5.7 \pm 0.05\text{ mm}$; O 形圈截面直径 $d_1 = 7 \pm 0.15\text{ mm}$; 沟槽内径 $d_2 = 326.5 \pm 0.2\text{ mm}$; O 形圈内径 $d_3 = 320 \pm 2.27\text{ mm}$; 沟槽宽度 $B = 6.8 \pm 0.1\text{ mm}$; $R_2 = 2\text{ mm}$; $k = 72^\circ$; $R_1 = 2\text{ mm}$

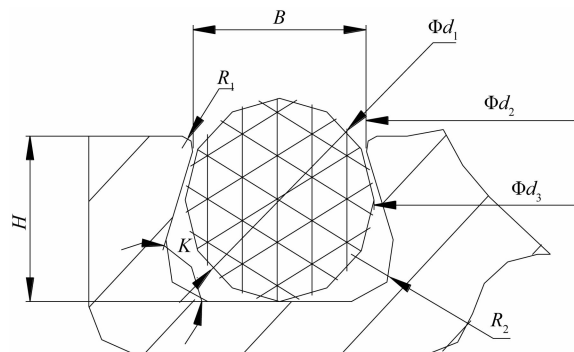


图 2 O 形密封圈及沟槽结构

(1) 预拉伸率^[1]

最小预拉伸率 $y_{\min} = (d_{2\min} - d_{3\max}) / d_{3\max} \times 100\% = 1.25\%$; 最大预拉伸率 $y_{\max} = (d_{2\max} - d_{3\min}) / d_{3\min} \times 100\% = 2.82\%$ 。查表^[1]知: $y_{\max}$ 不得大于 3%。

(2) 压缩率^[1]

最大压缩率 $X_{\max} = (1 - H_{\min}/d_{1\max}) \times 100\% = 21\%$;

最小压缩率 $X_{\min} = (1 - H_{\max}/d_{1\min}) \times 100\% = 16.1\%$ 。查表^[1]知: 压缩率 X 要求范围为 15%~21%。

(3) 沟槽宽度

通常要求沟槽体积按比 O 形密封圈体积大 15% 设计^[1], 则沟槽宽度 $B = 6.8 \pm 0.1$ 时, O 形圈理论最大体积 $V_0 = 2.467\,4 (d_{3\max} + d_{1\max}) d_{1\max}^2 = 41\,552.93\text{ mm}^3$; 沟槽最小体积 $V_p = 1.15V_0 = 47\,785.9\text{ mm}^3$; $V_p/V_0 \times 100\% = 114.9\%$, 也即 V_p 比 V_0 大 14.9%。

以上计算表明: O 形橡胶密封圈规格的选择和沟槽的设计满足相关标准要求。

3 结束语

所设计的曲轴箱罩盖已在公司研制的 NY12V240 调用机车用柴油机上进行了相关试验, 试验表明: 该曲轴箱罩盖完全满足柴油机的性能要求, 下一步将在其它机型上推广应用。

参考文献

- [1] 中国国家标准化管理委员会. 液压气动用 O 形橡胶圈密封圈沟槽尺寸: GB/T3452.3-2005 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2006: 3.
- [2] 闻邦椿. 机械设计手册: 第 3 卷 [M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [3] 柴油机设计手册编辑委员会. 柴油机设计手册 [M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1984.