

使用与维修

燃气机机油压力低的分析及改进

胡元东, 田淑娥

(胜利油田胜利动力机械有限公司, 山东东营 257032)

摘要: 某新型燃气机在环境温度高、大功率工况下会产生机油压力偏低的情况。在不改变机油泵的情况下, 通过改变齿轮传动比, 提高机油泵的转速, 来提高燃气机的机油压力。装机试验表明: 燃气机润滑系统各项性能指标达到了设计要求, 并投入实际应用。

关键词: 燃气机; 机油泵; 机油压力; 改进设计

中图分类号: TK242.1⁺3

文献标识码: B

文章编号: 1001-4357(2012)02-0051-03

0 引言

机油泵是燃气机润滑系统中的重要部件, 它将机油提高压力后输送至燃气机各摩擦面, 起润滑作用。当机油压力低时, 会引起润滑不良, 甚至润滑失效, 造成燃气机拉缸、烧瓦和零件异常磨损, 影响燃气机的正常工作和使用寿命。

公司新研制的某型号燃气机是在 12V190 柴油机的基础上改制而成, 转速 1 000 r/min, 额定功率 600 kW。润滑系统采用两个机油泵并联供油, 机油泵为齿轮式机油泵, 是原 12V190 柴油机配套机油泵。12V190 柴油机转速在 1 500 r/min, 功率为 880 kW。研制初期, 燃气机的功率较低, 并不存在机油压力低的问题。随着该燃气机功率的提高和夏季环境温度的升高, 主油道压力在 450 kPa 左右, 刚达到公司要求的下限值(要求值为 400 ~ 800 kPa)。为提高该燃气机的可靠性和环境的适应性, 决定提高其机油压力。

1 机油泵安装及工作原理

该燃气机的机油泵支架悬挂在机体自由端主轴承盖下方, 用于支撑两个机油泵和连接传动装置, 其内腔还作为机油泵的出口油道。机油泵安装位置如图 1 所示。两个机油泵通过齿轮系传动, 由曲轴驱动工作, 将油底壳内的机油直接压入机油泵支架内腔的油道, 再送入主油道内。机油通过机体内部油路分别送往曲轴主轴承、连杆轴承和齿轮系等润滑部位。为保持系统内油压稳定, 在管路及系统有关部件上, 分别装有各种控制调节阀, 以起到安全保护作用。

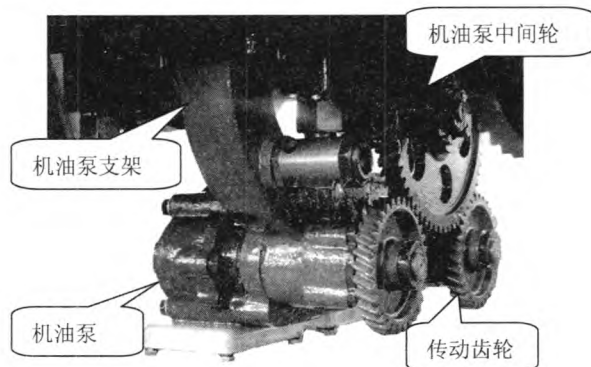


图1 机油泵安装位置

在排除了轴瓦配合间隙大等因素外, 认为机油泵油压偏低、流量偏小是导致燃气机机油压力偏低的原因。

2 燃气机机油泵流量和压力分析

燃气机在 1 000 r/min, 600 kW 的情况下, 机油泵应有的流量和压力计算分析如下。

2.1 润滑油单位时间内所带走的热量 Q

$$Q = aN_e g_e H_u = aN_e g_t = 0.02 \times 600 \times 11\,250 = 135\,000 \text{ (kJ} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (1)$$

式中: a 为润滑油带走的热量占燃料全部发热量的百分比, 取 2% (现代内燃机传入机油中的热量约为气缸总放热量的 1.5% ~ 2%); N_e 为燃气机有效功率, kW; g_e 为燃气机的燃气消耗率, ($\text{m}^3 \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$); H_u 为燃气低热值, ($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$); g_t 为燃气热耗率, ($\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$), 该燃气机燃气热耗率为 $11\,250 \text{ (kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 。

2.2 润滑系统的润滑油循环量 V

$$V = kQ / (\gamma C \Delta t) = 2 \times 135\,000 / (0.85 \times 2 \times 8) = 19\,853 \text{ (L} \cdot \text{h}^{-1}) \approx 330 \text{ (L} \cdot \text{min}^{-1}) \quad (2)$$

式中: γ 为润滑油的比重, $0.85 (\text{kg} \cdot \text{L}^{-1})$; C 为润滑油的比热, 一般取 $1.67 \sim 2.1 (\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$, 燃气机取 $2 (\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$; Δt 为润滑油进出口温度差, 一般取 $8 \sim 15 ^\circ\text{C}$, 燃气机为 $8 ^\circ\text{C}$; k 为储备系数, 一般机油泵的实际供油量比润滑系统的循环油量大 $2 \sim 3$ 倍, 取 $k=2$ 。

该机油泵性能试验要求: 转速 $1\,355 \text{ r/min}$, 油压 784.5 kPa , 试验油温 $70 \sim 80 ^\circ\text{C}$ 时, 输油量为 $147 (\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$ 。两个机油泵在燃气机上的输油能力为: $2 \times 147 = 294 (\text{L} \cdot \text{min}^{-1}) < 330 (\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$, 稍小于理论所需润滑油量。

当燃气机磨损以后, 零件的配合间隙就会增大, 流经该处的油量也随之增大。因此, 循环油量就必须增加, 否则不能保持正常的机油压力, 所以要求机油泵供给更多的油量。但机油泵的供油量和供油压力又随着本身的磨损在不断降低。为了解决这个矛盾, 必须考虑机油泵具备足够大的储备能力, 尤其是该燃气机热负荷重, 又采用了离心式机油滤清器, 储备量更要大一些。因此, 机油泵的实际供油量应比润滑系统的循环油量大 $2 \sim 3$ 倍, 机油泵供给的多余机油通过润滑系统中的调压阀直接流回油底壳。随着发动机的磨损, 回油量逐渐减少, 当回油停止时, 燃气机也接近大修了。综上所述, 为了使机油泵的供油量在任何困难的条件下(如大负荷、油温高)都能大于润滑系统需要的循环油量, 决定增大机油泵的供油量, 以保证润滑可靠。

2.3 润滑油的压力

为了可靠地将机油送至润滑表面, 机油在润滑系统的主油道内必须具有一定的压力, 因此要求机油泵泵油时应有一定的泵油压力。公司燃气机出厂试验要求: 主油道机油压力在 $400 \sim 800 \text{ kPa}$ (油温 $70 \sim 80 ^\circ\text{C}$)。

3 改进方案

齿轮式机油泵的流量与转速和油泵主要尺寸之间的关系为:

$$V = 2\pi m^2 Z b n_p \eta_v \times 10^{-6} (\text{L} \cdot \text{min}^{-1}) \quad (3)$$

式中: m 为齿轮式机油泵中齿轮的模数; Z 为齿数; b 为齿宽; n_p 为机油泵转速, $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$; η_v 为油泵容积效率, 在很大程度上取决于油泵的制造质量, 一般为 $0.7 \sim 0.8$ 。

从上式可以看出, 若想增大机油泵的供油量, 一是改进机油泵: 增大机油泵中齿轮的模数、齿数或齿宽。二是提高机油泵的转速 n_p 。为了加强部件的通用性、互换性, 设计上考虑提高

机油泵转速来加大其供油量, 不再设计新机油泵。随着转速的提高、供油量的加大, 机油泵的功率将上升, 这涉及到机油泵承载能力的校核。但该机油泵是原 $12\text{V}190$ 柴油机配套的机油泵, 其在柴油机上的工作转速是 $2\,032 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 当机油泵转速提高不超过 $2\,032 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 其承载能力应没有问题。综上所述, 确定了提高机油泵转速的设计方案。

4 相关参数的确定与计算

原燃气机机油泵的传动关系见图 2, 主齿轮通过机油泵中间轮驱动传动齿轮, 传动齿轮带动机油泵旋转泵油。

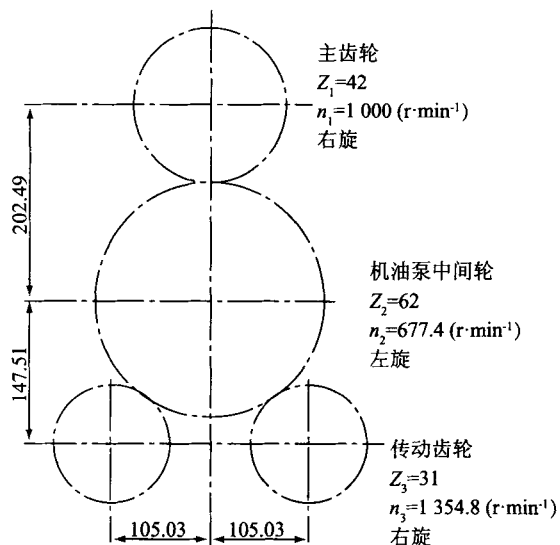


图 2 改进前的机油泵传动关系

机油泵转速计算如下:

$$i = (Z_1/Z_2)(Z_2/Z_3) = 42/31 = 1.3548$$

$$n_3 = n_1 \times i = 1\,000 \times 1.3548 = 1\,354.8 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$$

式中: Z_1 为主齿轮齿数, $Z_1=42$; Z_2 为机油泵中间轮齿数, $Z_2=62$; Z_3 为传动齿轮齿数, $Z_3=31$; i 为机油泵传动系统传动比; n_3 为机油泵转速, $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ 。

根据现有的结构和空间, 确定主齿轮和机油泵中间轮不变, 传动齿轮齿数 Z_3 由 31 齿减为 25 齿。

改进后的机油泵转速计算如下:

$$i = (Z_1/Z_2)(Z_2/Z_3) = 42/25 = 1.68$$

$$n_3 = n_1 \times i = 1\,000 \times 1.68 = 1\,680 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$$

转速提高了约 $325 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 达到 $1\,680 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 低于机油泵在柴油机上的转速 $2\,032 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ 。

提速后的两个机油泵理论供油量:

$$2 \times 147 \times (1\,680/1\,354.8) = 364 (\text{L} \cdot \text{min}^{-1}),$$

大于燃气机所需的润滑油量 $330 (\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$ 。

传动齿轮的齿数减少后, 其与机油泵中间轮的

中心距将发生变化，为此重新设计了机油泵支架，保证其正确地啮合。

5 试验验证

首先将机油泵在油泵试验台上进行了多种转速的试验，验证其流量与转速的关系，试验结果见表 1。由此可见，机油泵流量与转速成正比。

表 1 机油泵试验台试验数据

转速 /(r·min ⁻¹)	机油温度 /℃	机油压力 /kPa	流量/(L·min ⁻¹)		
			1 [#] 泵	2 [#] 泵	3 [#] 泵
1 355	75	785	148	147	150
1 680	75	785	182	180	184
2 032	75	785	225	222	228

将两个机油泵装在改进后的机油泵支架上，配以 25 齿的传动齿轮，在燃气机上进行了整机试验。机油泵提速后的燃气机主油道压力得到显著提高，见表 2。

6 小 结

经过装机试验，燃气机主油道油压达到了设计

要求，在 600 ~ 800 kPa。先后将提速后的机油泵装机数十台，经用户一年多的使用，历经两个夏季，没有出现机油压力低的问题。实践证明：通过提高机油泵的转速来提高流量，从而保证燃气机的机油压力是可行的。

表 2 机油泵提速前后燃气机主油道压力对比

时间 /min	燃气机功 率/kW	机油温度 /℃	主油道压力/kPa	
			机油泵提速前	机油泵提速后
30	150	47	542	750
30	300	56	520	732
30	450	62	492	713
120	600	77	460	672

通过该问题的解决，得到启示：为了零部件的通用性，在借用一些零部件的同时，一定要注意使用环境(转速、温度、功率)的改变对它的影响。

参考文献

[1] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京 中国农业机械出版社,1981.

(上接第 29 页)

通过以上对可调二级涡轮增压系统的设计优化,相对于原机而言,综合 NO_x 排放降低了 38%,综合油耗降低了 2.5%,各工况点的优化程度及变化趋势如图 6 所示。

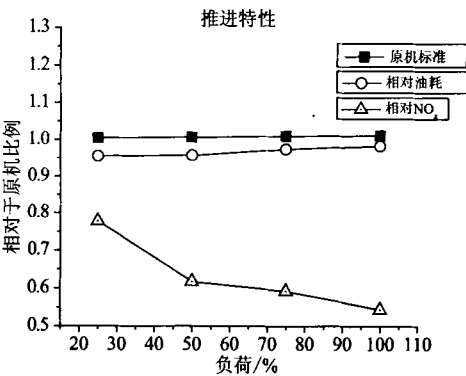


图 6 各工况点 NO_x 和油耗的变化趋势

3 总 结

为了降低某船用柴油机的 NO_x 排放和油耗,本文主要针对米勒定的进气门关闭角和气门重叠期、涡轮增压器的大小匹配以及增压系统的调控等三个方面进行设计优化,计算结果表明模拟计算达到较好的效果。

通过对二级增压米勒循环系统的设计和优化,最终确定的系统方案为:

(1) 进气门相对于原机提前 80 °C A 关闭,气门重叠期相对原机增大 - 50 °C A;

(2) 高压级压气机和涡轮的相似流量比分别为 0.65 和 0.76;低压级压气机和涡轮的相似流量比为 0.9 和 1.17;

(3) 仅在 25% 负荷时采用进排气旁通方案,旁通量为 28.2%。

经过上述设计及优化后,相对于原机来说,综合 NO_x 排放降低了 38%,综合油耗降低了 2.5%。

参考文献

[1] 李翔,任自中,王新权,等. 中速大功率柴油机应用米勒循环的仿真与试验研究[J]. 柴油机,2010,32(2):21 - 24.

[2] Federico MILLO, Politecnico di Torino, MARCO GIANOGGIO, et al. Combining dual stage turbocharging with extreme Miller timings to achieve NO_x emissions reductions in marine diesel engines[C]. CIMAC 2010 - 210.

[3] Georg Tinschmann, Peter Holand, Hannes Benetschik, et al. Potential of two-stage turbocharging on MAN Diesel's 32/44 CR[J], MTZ, 2008, 69(10).

[4] Christer Wik, 刘景宝. 利用二级增压降低 Wartsila 四冲程中速柴油机排放[J]. 国外内燃机车, 2009(4): 12 - 20.

[5] Meier E. Part-load operation of very high turbocharged four-stroke marine diesel engines[C]. CIMAC, Proceedings of the 15th International Congress on Combustion Engines, Paris, FR: 1983.

[6] 顾宏中. 涡轮增压柴油机热力过程模拟计算[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1985.