

主机滑油供给系统设计研究

惠 磊

(新世纪船舶设计研发(上海)有限公司 轮机科, 上海 201303)

摘 要:文章对主机滑油供给系统关键设备的压力损失进行了分析,阐述了滑油管路管径—流速的设计标准和主机厂对滑油流速的设计要求,给出了滑油系统布置时要满足的相关规范和设备厂家的相关要求。

关键词:主机滑油供给;压力损失;标准流速

中图分类号:U664.81

文献标识码:A

文章编号:1671-9891(2016)02-0041-04

0 引言

主机滑油系统是保证主机设备安全运行的重要系统之一。其主要作用有:润滑主机内部摩擦副,以减少机件的摩擦力和降低摩擦功率损失,提高机械效率,延长机器的使用寿命;主机润滑油的循环流动把主机在工作中产生的沉淀物、磨损产物及外来污染物等,从工作表面清洗下来,并由滤器过滤出去,不致堵塞油路或成为磨损介质;冷却作用,其中润滑油冷却带走的热量约占主机产生热量的 6%—14%。^[1]由于现代的主机功率不断增大且转速降低,使得轴承部件载荷大、运转时摩擦产生的热量也多,这就需要更加注意对滑油供给系统的合理设计,使之满足主机厂家对供给主机滑油的流量要求和进机压力范围的要求。

如果因滑油设备选择不合理而更换设备,或者管路系统设计不合理而修改,这些都会长时间推迟船舶交付,给船厂带来经济损失。因此,主机滑油供给系统设计是否合理首先关系到主机能否安全运行,其次关系到船厂的经济运行。对滑油系统的设计必须引起足够的重视,也必须对各主要设备和管路系统的参数同主机要求的参数进行校验,并使之满足主机厂家的要求。^[2]在此情况下,如何合理设计滑油供给系统并避免问题就显得十分必要。

1 主机滑油系统原理

主机外部滑油供给系统主要由滑油循环舱、滑油供给泵、滑油冷却器、滑油自清滤器、滑油输送管路、控制阀门等组成,如图 1 所示。主机滑油由主机滑油泵从滑油循环舱抽出,经过滑油冷却器冷却,为调节油温,滑油冷却器配一只自动温度控制阀,达到温度要求的滑油经过自清滤器过滤,最后供给主机,使主机内部得到充分润滑并带走一部分热量,最后由主机的泄放口泄放到滑油循环舱。需要注意的是有些瓦锡兰主机可能需要配置十字头滑油泵,此泵从自清滤器的下游吸入滑油,并供给十字头轴承润滑。但不是所有的机型都需要,具体是否配置十字头滑油泵,需要通过瓦锡兰主机辅助系统的计算程序计算得出。主机滑油供给系统设计的关键是在滑油品质符合主机要求的前提下,提供给主机的滑油流量和压力满足主机的要求。

2 设计要点

2.1 设备选型

滑油泵排量和压头可由主机厂提供的计算程序(MAN B&W 提供的 CEAS 程序和 WinGD 提供的 WinGTD 程序)计算得出。在计算时,要特别注意滑油系统是共用系统,还是独立涡轮增压器供油,独立液压控制单元供油系统,这对滑油系统的设备参数有很大影响。经计算可得出泵、冷却器等辅助系统设计参数。

收稿日期:2015-12-18

作者简介:惠磊(1981—),男,山东日照人,新世纪船舶设计研发(上海)有限公司轮机科工程师。

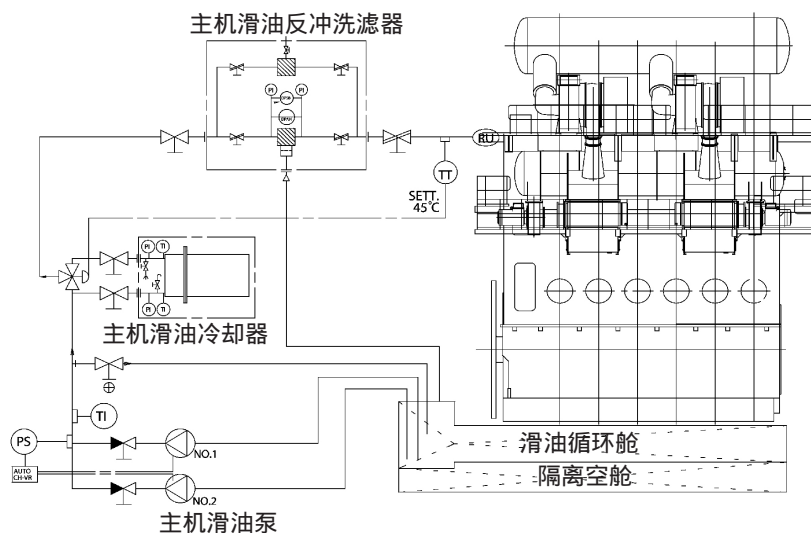


图1 主机滑油系统原理图

低速二冲程主机要求的滑油流量较大,多采用离心式深井泵。滑油泵的排量由主机厂提供,如使用反冲洗滤器,就要将反冲洗滑油量增加到泵排量上。关于滑油泵的压头,一般采用主机厂家基于滤器、冷却器、管路压力损失满足主机提出要求的前提下给出的压头。当滑油系统布置以及选择的设备与主机厂要求不一致时,即外部管路损失超出主机厂要求,就需要根据实际情况,相应地调整泵的排量及压头,使得主滑油泵与外部管路的流量压头特性匹配来达到进机流量—压力要求。

由于滑油冷却器通常采用板式冷却器,初期设计时,通过主机厂提供的计算,得到换热功率和滑油、冷却水的流量。冷却器的功率要增加 10%~15%设计裕度或者考虑 85%~90%的清洁系数,其压力损失 Δp 计算如式(1)所示。^[3]

$$\Delta p = m \times b \times R_e^d \times \rho \times w^2 \quad (1)$$

式中 Δp 是阻力损失(Pa); m 为换热器程数(无因次); w 为流速(m/s); ρ 为流体密度(kg/m^3); b 、 d 为对选定的板片来说是常数,由厂家提供(无因次); R_e 为雷诺数; ν 为运动粘度($\text{Pa}\cdot\text{s}$); D 为当量直径(m)。

由式(1)可以看出,流速对板式冷却器的压力损失影响非常明显。为了节省设备的成本,厂家通常采用提高板间的流速,使流体在板间处于充分的湍流状态,来提高对流传热系数,从而减小换热面积。特别是在采用低价中标的场合,商家为了赢得合同,过分地提高流速。这样做的结果就是增大了流体在换热器两端的阻力损失。为了避免这种情况,在签订技术协议时,限定阻力损失的上限是十分有必要的。滑油冷却器滑油侧的压力降不能高于 0.05 MPa。

主机滑油自清滤器的过滤精度与主机使用的轴承材料有关,对于采用 HM07 轴承材料,绝对过滤精度最低 50 μm (相对过滤精度 35 μm);对于采用 AlSn40 轴承材料,绝对过滤精度最低 40 μm (相对过滤精度 25 μm)。现在的主机都是电控主机,排气阀的驱动及燃油喷射的控制等采用液压驱动,在滑油滤器过滤精度的选择时,还要考虑到主机液压系统对滑油清洁度的要求。通常,对于选定的主机,主机厂家会给出自清滤器的过滤精度。自清滤器的阻力损失可由式(2)计算得出:

$$\Delta p = (\xi_i + \lambda \times \frac{L}{D} + \xi_o) \times \rho \times w^2 \quad (2)$$

式中 Δp 为阻力损失(Pa); ξ_i 为入口阻力系数(取 1.1); ξ_o 为出口阻力系数(取 0.5); $\lambda = 0.0025 \times \sqrt[3]{R_e}$; R_e 为雷诺数; L 为当量直管段长度(m); D 为当量直径(m)。

流量和过滤精度确定后,减少流通面积,可以节省滤器材料,降低滤器的成本。这将导致流速增大,滤器两端的阻力损失增大。主机厂家要求新的滤器阻力损失最大值为 0.02 MPa。

2.2 滑油系统管径及流速设计

滑油系统的管径由滑油的流量和流速决定。考虑到设计裕度,设计流量应为主机要求进机流量的 100%

-112%，并加上自清洗滤器反冲洗时的滑油量。对于主机外部滑油流速，MAN B&W 要求不超过1.8 m/s；WinGT 对滑油吸入管和排出管的流速要求则不同。对于设计者来说，一个常用的流速设计标准是 JIS F7101-2002《船舶机械的管道流动的标准速度》(CB*/Z 344-85 引用这个标准)。这个标准给出了滑油系统的标准流速，如图2所示。对于给定的排量，可以通过图2计算后选择合适的管径及流速。

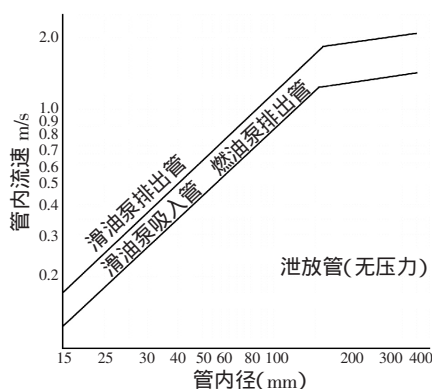


图2 滑油系统的标准速度

MAN B&W 主机对滑油进机压力的上下限要求，如表1所示。

表1 主机滑油进机压力要求

| 机型 | K98MC | K98MC-C | S90MC-C | K90MC | K90MC-C | S80MC-C | K80MC-C | S70MC-C |
|---------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 压力(MPa) | 0.22-0.25 | 0.22-0.25 | 0.24-0.27 | 0.23-0.26 | 0.22-0.25 | 0.22-0.25 | 0.21-0.24 | 0.22-0.25 |
| 机型 | S70MC | L70MC-C | S60MC-C | S60MC | L60MC-C | S50MC-C | S50MC | |
| 压力(MPa) | 0.21-0.24 | 0.21-0.24 | 0.21-0.24 | 0.21-0.24 | 0.21-0.24 | 0.20-0.23 | 0.20-0.23 | |

注：ME 机型，进机压力与同缸径 MC 压力要求相同。

如果选择管径不合理，或者滤器/冷却器等压力损失过大，致使主机外部管路阻力损失总和超过主机厂的假设时，就必须对滑油泵压头（排量）进行校验和调整，使得主机滑油进机压力 p_2 落在主机要求进机压力的区间上，泵的总压头可通过修订后的伯努利方程得出，如式(3)所示：

$$\frac{w_1^2}{2 \times g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + H_p = \frac{w_2^2}{2 \times g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + H_f \quad (3)$$

式中 w_1, w_2 为泵/主机滑油进机口处流速(m/s)； g 为重力加速度(9.8m/s²)； p_1, p_2 为泵/主机滑油进机压力(Pa)； z_1, z_2 为泵/主机滑油进机口的高度(m)； H_p 为总动压头(m)； H_f 为压头总损失(m)。

管路摩擦阻力损失如式(4)所示：

$$H_f = f \times \frac{w_2^2}{2 \times g} \times \frac{L}{D} \quad (4)$$

式中 f 为摩擦系数，无因次。

通过计算，判断校验泵的压头是否满足要求。如果不满足，则需要调整泵的型号，使泵的压头-流量曲线与整个管路系统（含冷却器、滤器）压降-流量曲线相交点处的流量和压头满足主机进机的流量和压头要求。

需要注意的是，许多设计者解决压力过低常用的方法是直接增加滑油泵的压头。合理地增加压头能解决进机压力低的问题，但是增加过大的压头又会引起主机滑油进机压力高的问题。主机厂家要求进机压力不能高于主机要求的进机压力上限，否则将会给主机内部密封带来潜在的损坏。如果出现进机压力高的情况，就要采取适当措施，降低进机压力。MAN B&W 给出了一个解决进机压力过高的方案，即通过在主机滑油进机口前安装一只节流阀，这样虽然进机压力降低了，但是节流阀上游的压力会升高，对上游设备带来不利。一个较优的方案是在滑油泵出口安装节流孔板。

2.3 系统布置

滑油循环舱布置在主机下方的双层底，其容积如式(5)所示：

$$V = \frac{Q}{z} \times \eta \quad (5)$$

式中, V 为滑油循环舱容(m^3); Q 为滑油循环泵排量(m^3/h); z 为滑油每小时循环次数(15–18); η 为容积系数(约为 1.05–1.1)。

油循环舱的布置要满足 SOLAS B-2 部分第 II 章第 9 条第 3 项的规定:“如其他阱(如主机下的润滑油阱)的布置与符合本条的双层底具有等效的保护作用,则主管机关可允许设置。从这种阱的底部至与龙骨线重合的水平面的垂直距离无论如何不得小于 500 mm。”

滑油循环舱和循环路径的布置原则:滑油中的固体颗粒有充分的时间沉淀,避免大量回流热滑油的冲击和扰动引起滑油泡沫的产生,这会加剧滑油氧化,使滑油充分循环,不存在滞留区域以防止大量油渣的积聚,从而避免在恶劣海况下,这些油渣随滑油流动到滤器而引起滤器堵塞。

关于吸口位置的布置,应满足 SOLAS 第 C 部分第 26 条的规定:“主推进装置和船舶推进与安全必需的所有辅机,均应设计成安装于船上后,在船舶正浮时以及向任一舷横倾至 15° 和向任一舷横摇至 22.5° ,并同时首或尾纵摇 7.5° 时能正常工作。考虑到船的种类、尺度和服务情况,当局可允许这些角度存在偏差”。同时,避免滑油泵在上述条件下吸入空气,还要满足主机厂家要求,使吸口靠近循环路径开口,如果吸口远离循环路径,则需要在吸口周围增加循环路径,以便于滑油泵抽吸。大排量的滑油泵通常采用深井泵,吸口作为泵的一部分,还应该满足泵厂家对吸口布置的要求,吸口底面低于最低液面的距离要求和吸口底面距离循环舱底的高度要求,同时泵(排出管)的长度也与循环舱的高度有关。

3 结束语

本文介绍了主机对滑油系统设计的要求,分析了流速对滑油系统压力损失的影响。在设计时,应按照相关标准,合理选择系统管径及流速;在设备订货时,要对设备压力损失进行约束,防止因为厂家降低成本而引起压力超限问题。如果前期没有注意到这些问题,需要通过计算分析系统阻力损失,当外部管路阻力损失不满足主机厂家的假设时,要调整泵的压头。当压力过高时,可根据实际情况合理选择本文介绍的两种解决方案,以使进机压力满足主机要求。

参考文献:

- [1] 魏海军,孙培廷.船用润滑油的使用管理[J].世界海运,2003(8):53–54.
- [2] 中国造船工程学会.船舶设计实用手册(第3版)—轮机分册[M].北京:国防工业出版社,2013.
- [3] 钱颂文.换热器设计手册[M].北京:化学工业出版社,2002.

Design of Lubricant Supply System of the Main Engine

HUI Lei

(Office of Marine Engine, New Century Ship Design Research & Development Co., Ltd., Shanghai 201303, China)

Abstract: This article analyzes the pressure loss of the key equipments of the main engine's lubricant supply system. In addition, it expounds the design standards for the pipe diameter and velocity, the design requirements for velocity raised by main engine factories as well as the relevant standards and the factories' requirements in installing the lubricant system.

Key words: Main engine's lubricant supply; Pressure loss; Standard velocity