

上海市船舶与海洋工程学会 2019 年学术年会轮机专场论文专栏

某船用柴油机排气波纹管故障分析与改进

张丽君, 李彦男, 底 柯, 刘广才

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 针对某船用柴油机的排气波纹管导流筒焊缝断裂和波纹管部分波与波之间严重贴合故障, 对导流筒焊缝裂纹部位开展宏观、微观及理化失效分析。分析表明: 导流筒焊缝断裂系焊缝晶间腐蚀疲劳所致。波纹管波纹段的设计补偿量与工作状态实测补偿量的对比, 及平台疲劳寿命试验显示: 波纹管严重贴合故障的原因为波纹段补偿量严重不足。据此提出了相应的改进方案: 导流筒设计成一体成型翻边结构; 更改涡前波纹管的设计轴向补偿量。试验表明: 改进后的涡前波纹管未再出现类似故障。

关键词: 船用柴油机; 排气波纹管; 裂纹; 晶间腐蚀; 补偿量

中图分类号: TK423.4⁺4 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2020)03-0025-05

Failure Analysis and Design Improvements on Exhaust Bellow of a Marine Diesel Engine

Zhang Lijun, Li Yannan, Di Ke, Liu Guangcai,

(Shanghai Marine Diesel Engines Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: A specific diesel engine that was equipped on a ship was found to have failures of a cracking weld seam on diversion tubes and severe bellow problem of too-close waves. Microscopic, macroscopic, and physicochemical failure analysis were carried out, and it showed that the cracking weld seam on diversion tubes was caused by the fatigue of intergranular corrosion. The design compensation value of the wave part of the bellow was compared with the actual compensation value in operation, and it showed that the cause of the severe bellow problem of too-close waves was seriously insufficient compensation. The improvement program was given accordingly. The diversion tubes was modified to the flanging structure of integrated modeling, and the designed shaft compensation of the bellow before turbo was modified. Similar failures didn't happened during the test with the improved bellow.

Key words: marine diesel engine; exhaust bellow; crack; intergranular corrosion; compensation value

0 引言

在高温、高流速燃烧废气的周期性作用下, 柴油机的排气管系会产生振动和热膨胀位移。当管系热膨胀位移产生的应力远超过排气管系固定支撑处材料的强度极限, 将对固定支撑造成破坏。因此, 大型柴油机在管系设计中通常采用排气波纹管来补偿排气管系因热负荷产生的热膨胀位移, 从而消除

排气管系因热膨胀位移产生的巨大应力, 保证柴油机可靠运行。

某型船用柴油机排气管系在各缸间的排气管及涡轮入口处分别安装了缸间波纹管和涡前波纹管, 用来补偿工作状态下因高温膨胀和振动造成的管系轴向位移、横向位移和角位移。

排气波纹管由法兰、波纹管段和导流筒组成, 如图 1。其中波纹管段两端焊接法兰, 便于波纹管

收稿日期: 2019-10-09

作者简介: 张丽君(1971—), 高级工程师, 主要研究方向为柴油机增压系统结构设计, zhanglijun@csic711.com。

连接到排气管系中；导流筒一端焊接于波纹管输入端法兰，输出端悬浮，以避免高温排气对波纹管波纹内表面直接冲击，保持排气流动平稳。

由于应用位置不同，缸间波纹管和涡前波纹管须补偿不同的位移，因此涡前波纹管和缸间波纹管仅长度参数不同。

该船用柴油机的排气波纹管曾发生导流筒焊缝断裂和波纹管部分波与波之间严重贴合故障，本文对此开展失效原因分析并提出相应的改进方案。

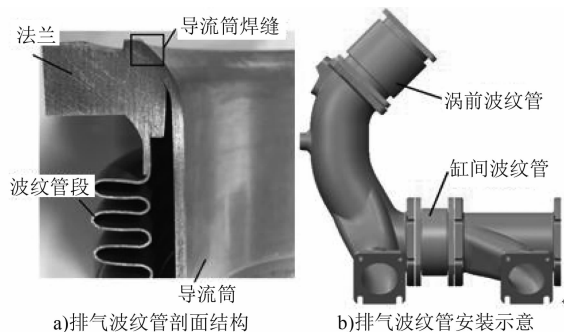


图 1 排气波纹管剖面结构及安装示意

1 故障情况

该船用柴油机可靠性试验后拆检发现：涡前波纹管两侧法兰横向错位约 4 mm；导流筒焊缝断裂，相对于波纹管法兰孔严重偏斜，与自由端法兰内孔一侧已完全贴紧；波间距不均匀，部分波与波之间出现贴合的失稳现象。缸间波纹管导流筒焊缝也发生断裂现象，但未出现法兰错位和波间距不均匀的失稳现象，如图 2 所示。

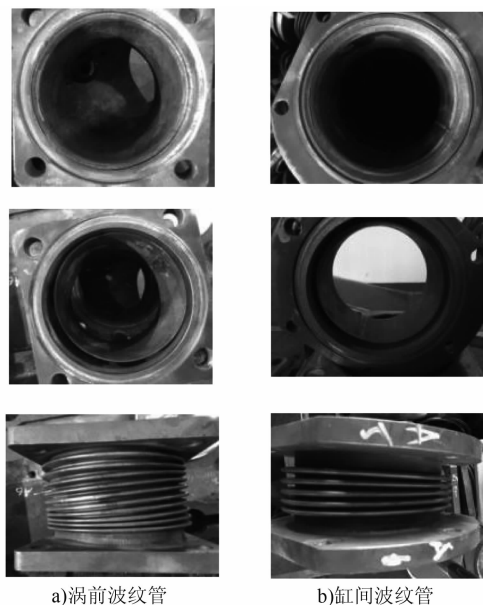


图 2 故障波纹管

2 故障原因分析

根据故障现象，分别就导流筒焊缝裂纹和涡前波纹管失稳的故障原因进行分析。

2.1 导流筒焊缝裂纹故障原因分析

2.1.1 宏观检测

故障导流筒均由厚度为 2 mm 的 316L 不锈钢板卷制而成，安装在柴油机排气管路中，一端通过圆周角焊的方式固定在波纹管法兰入口端，另一端呈自由悬臂状态。

故障件导流筒沿圆周角焊缝断裂。将断裂导流筒取下，对裂纹进行宏观检测，宏观样貌见图 3。从图中可见：导流筒断口位于焊缝位置，并有多条垂直断口方向的裂纹，伴有棕色氧化锈蚀。为进一步确定裂纹和锈蚀成因，对断口样貌进行微观检测，并对断口成分进行理化分析。

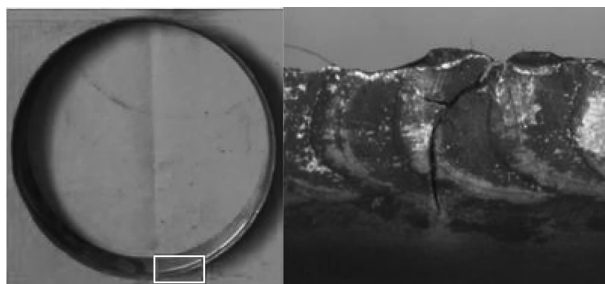


图 3 导流筒圆周焊缝裂纹处宏观样貌

2.1.2 微观检测

截取导流筒断口试样，清洗后置于扫描电镜下进行微观检测，导流筒断口的微观 SEM 样貌见图 4。通过不同比例下的微观 SEM 样貌图可见：裂纹起源于导流筒外壁焊缝的根部，断面可见疲劳辉纹，符合疲劳扩展断裂特征。

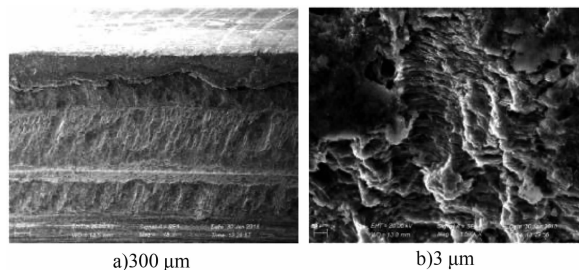


图 4 导流筒断口处微观 SEM 样貌

2.1.3 理化分析

取导流筒断面材料做理化分析。结果表明：导流筒断面除基体元素外还含有氧（O）、钠（Na）、镁（Mg）、磷（P）、硫（S）、钙（Ca）、锌（Zn）等元素，如表 1。

表 1 导流筒断面元素分析结果

元素	质量分数/%	元素	质量分数/%
O	24.25	S	1.25
Na	6.52	Ti	0.23
Mg	0.44	Cr	9.70
Si	0.27	Fe	30.48
P	8.81	Ni	3.13
Ca	9.42	Zn	5.49

根据理化分析可知：导流筒焊缝断面 Cr 的质量分数为 9.7%，远低于不锈钢材料 12% 的钝化临界值，形成所谓的“贫铬区”；高的氧含量说明焊缝裂纹区域失去防锈能力，发生晶间腐蚀氧化^[2]。

通常 316L 不锈钢中 Cr 含量为 17%，具有良好的耐腐蚀性能，同时其含碳量低于 0.03%，对晶间腐蚀的敏感性低。当焊接温度在 500 ~ 800 ℃ 会造成焊缝区域不锈钢脱铬敏化，敏化时 316L 材料里的元素铬以碳化铬形式析出，晶间附近出现贫铬，降低了不锈钢的耐腐蚀性。通常会采取固溶处理的方式，恢复脱铬区铬的均匀性，恢复不锈钢固有的耐腐蚀性能^[1]。

但导流筒在焊接后，成品组件无法进行固溶处理，这样导流筒焊缝区域在 600 ℃ 左右的废气作用下继续脱铬敏化，导致焊缝区域发生晶间腐蚀，强度降低，最终发生疲劳断裂。

2.1.4 导流筒焊缝疲劳扩展断裂影响因素

2.1.4.1 排气高频压力波

排气波纹管导流筒焊缝在高频气流冲刷作用下，因悬臂结构而承受交变拉、压载荷的压力波动是导流筒焊缝疲劳扩展、断裂的主要因素。其中，涡前波纹管经历排气压力波 3 750 次/min，缸间排气波纹管承受压力波最小为 750 次/min，可见，涡前波纹管所承受压力波频次远大于缸间波纹管。在排气交变压力波动作用下，涡前波纹管导流筒悬臂结构的焊缝固定端，即使在同等腐蚀情况下，相同的工作时间内，其焊缝腐蚀疲劳程度要比缸间的导流筒更加严重。图 5 为涡前波纹管的压力波。

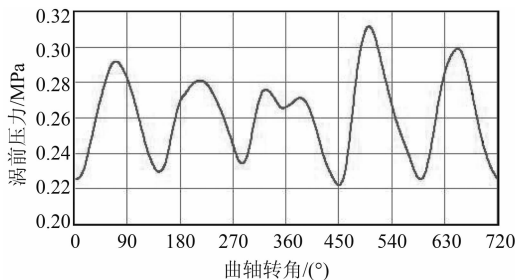


图 5 涡前波纹管压力波

2.1.4.2 振动和横向热位移

涡前波纹管模态及振动分析结果如图 6 所示。一阶模态频率为 148.27 Hz，振型为沿波纹管轴向振动；二阶模态频率为 156.04 Hz，振型为沿排气弯管平面弯曲振动，使得涡前波纹管两端的法兰端面不再相互平行，轴线错开，导流筒在气道内偏斜；同时，涡前波纹管由热负荷所致的横向热位移也会导致导流筒在气道内偏斜，在高频气流的冲刷下，对悬臂结构的导流筒焊缝区域产生一定的附加翻转力矩，加速了被腐蚀的导流筒焊缝的疲劳破坏。

缸间波纹管在工作状态下由振动和热负荷产生的横向热位移较小，导流筒在气道内偏斜小，对焊缝区域产生的附加翻转力矩也较小，因此，由振动和热负荷产生的横向位移对缸间波纹管的影响可忽略不计。

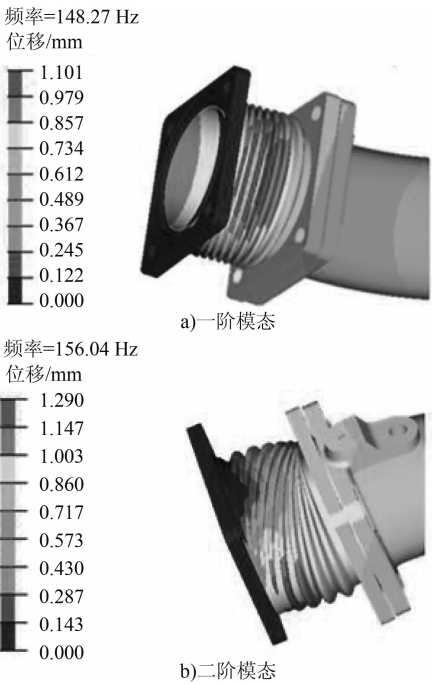


图 6 涡前波纹管模态及振动分析结果

综合宏观、微观、理化分析以及焊缝疲劳裂纹影响因素分析可知：导流筒焊缝区域因焊接温度和排气温度因素，在不锈钢敏化区域脱铬，发生晶间腐蚀；在排气交变压力波动作用下，焊缝裂纹进一步扩展，最终导致疲劳断裂。因压力波动频次高，横向位移大，在相同工作时间内，涡前波纹管导流筒焊缝疲劳程度比缸间波纹管导流筒的严重。

2.2 涡前波纹管波间距不均匀失稳故障原因分析

2.2.1 涡前波纹管失稳现象

涡前波纹管布置在排气管与增压器涡轮之间的倾斜管路上，用于补偿排气管和增压器热膨胀产生的相对于涡前波纹管轴线的轴向和横向位移。热负

荷产生的横向热位移和两端法兰端面角向偏差会使涡前波纹管产生错位和弯曲,引起波纹段间距不均匀,导流筒相对于自由端法兰孔发生偏斜。

柴油机工作时,若涡前波纹管的错位和弯曲超过了波纹管的公称补偿范围,甚至超过其超载许用极限,则将发生显著的永久残余变形。

分别对涡前波纹管补偿量、实际热位移量和实物波纹管相关参数进行计算分析,查找涡前波纹管发生显著永久残余变形的原因。

2.2.2 涡前波纹管单波当量轴向位移计算

计算输入:在极限工作温度 680 °C 时,涡前波纹管最大热位移补偿要同时满足:轴向补偿量 $X = 4.7 \text{ mm}$ 和横向补偿量 $Y = 2.7 \text{ mm}$;同时,与涡前波纹管两端法兰连接的排气管和涡轮增压器涡轮端的法兰端面的角度为 $45^\circ \pm 0.5^\circ$,即角度最大累计偏差 $\theta = 1^\circ$ 。涡前波纹管设计几何参数见表 2。

表 2 涡前波纹管设计几何参数

波纹管平均直径 D_m / mm	147.5
波距 q / mm	8
有效波纹长度 L_b / mm	88
波数 N	11
公称轴向许用位移 $[X] / \text{mm}$	17
公称单波位移 $[e] = \frac{[X]}{N} / \text{mm}$	1.545 4

根据所须补偿的热位移 X 、 Y 和法兰角度最大累计偏差 θ ,计算单波极限当量轴向位移 e

$$e = e_x + e_y + e_\theta \quad (1)$$

式中: e_x 为热位移 X 产生的单波当量轴向位移

$$e_x = \frac{X}{N} = 0.427 3 \text{ mm}$$

e_y 为热位移 Y 产生的单波当量轴向位移

$$e_y = \frac{3D_m Y}{N(L_b - X)} = 1.304 \text{ mm}$$

e_θ 为角度最大累计偏差产生的单波当量轴向位移

$$e_\theta = \frac{\theta D_m}{2N} \times \left(\frac{2\pi}{360}\right) = 0.117 \text{ mm}$$

则 $e = 1.85 \text{ mm}$ 。

与公称单波位移 $[e]$ 比较:

$$\frac{e}{[e]} = \frac{1.85}{1.545 4} \approx 1.2$$

理论计算显示:涡前波纹管单波极限当量轴向位移 e 约为波纹管公称单波位移 $[e]$ 的 1.2 倍,未超过超载位移极限(超载位移极限是指工作瞬间或试验期间,波纹管不可损坏、失效或失稳的位移极限值,通常为公称位移的 1.25 倍)。

为保证波纹管的设计额定轴向位移需求,须相应地同比例增大波纹管公称轴向位移, $[X_e] = [X] \times 1.2 = 20.4 \text{ mm}$,取整为 21 mm。因此,公称轴向位移应从 17 mm 增大至 21 mm。

为得到涡前波纹管实际位移量,开展了波纹管实际位移量的测量。采用高速相机记录下柴油机不同工况下波纹管两端法兰位移情况,得到波纹管正常工作状态下的实际轴向位移 $X_m = 4.3 \text{ mm}$;横向位移 $Y_m = 3.2 \text{ mm}$ 。

根据实测的实际轴向位移 X_m 和横向位移 Y_m ,计算工作状态下单波当量轴向位移 e_m 。

$$e_m = e_{x_m} + e_{y_m} \quad (2)$$

式中: e_{x_m} 为实际轴向位移量 X_m 产生的单波当量轴向位移

$$e_{x_m} = 0.391 \text{ mm}$$

e_{y_m} 为实际横向位移量 Y_m 产生的单波当量轴向位移

$$e_{y_m} = 1.538 \text{ mm}$$

则 $e_m = 1.93 \text{ mm}$ 。

与公称单波位移 $[e]$ 比较:

$$\frac{e_m}{[e]} = \frac{1.93}{1.545 4} \approx 1.25$$

则波纹管的设计补偿量应是目前设计补偿量的 1.25 倍,即

$$[X_e] = [X] \times 1.25 \approx 21 \text{ mm}$$

与理论计算相符。超载位移未超过 1.25 倍,不应出现波与波之间贴合失稳故障。

2.2.3 实际产品单波当量轴向位移计算

原涡前波纹管设计为 11 个波,波与法兰之间的间距过小,工艺无法实现焊接,因而在加工过程中改变波纹管的几何参数,见表 3,波数和波距均减小。

表 3 实际供货的涡前波纹管的设计几何参数

波纹管平均直径 D_m / mm	147.5
波距 q / mm	7.3
有效波纹长度 L_b / mm	73
波数 N	10
公称轴向许用位移 $[X] / \text{mm}$	14
公称单波位移 $[e] = \frac{[X]}{N} / \text{mm}$	1.4

根据实际测量的 $X_m = 4.3 \text{ mm}$ 、 $Y_m = 3.2 \text{ mm}$,计算实际波纹管的单波当量轴向位移 e_{m1} 。

$$e_{x_{m1}} = \frac{X_m}{N} = 0.43 \text{ mm}$$

$$e_{y_{m1}} = \frac{3D_m Y_m}{N(L_b - X_m)} = 2.06 \text{ mm}$$

$$e_{ml} = e_{x_{ml}} + e_{y_{ml}} = 2.5 \text{ mm}$$

与公称单波位移 $[e] = 1.4$ 比较：

$$\frac{e_{ml}}{[e]} = 1.78 > 1.25$$

即工作状态下装机的波纹管单波当量轴向位移已远超可承受的超载位移极限，使涡前波纹管发生了显著的残余变形，导致涡前波纹管两侧法兰错位、波间距不均匀，贴合失稳。

3 波纹管优化方案

针对以上故障原因，为避免因焊接温度和排气温度引起不锈钢敏化区域脱铬，而产生晶间腐蚀，导流筒与法兰的连接方式不再采用焊接方式，而将导流筒改为翻边形式；同时将涡前波纹管的设计轴向补偿量由 17 mm 改为 21 mm，相应增加涡前波纹管长度，并对相应管系做协调、更改。改进后的排气波纹管结构如图 7 所示。

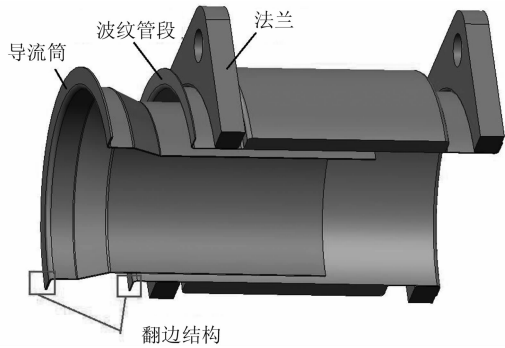


图 7 导流筒改进结构

整机耐久试验后，对排气波纹管进行拆检：改进后的导流筒外形完好，翻边位置无裂纹，导流筒无偏斜，见图 8。

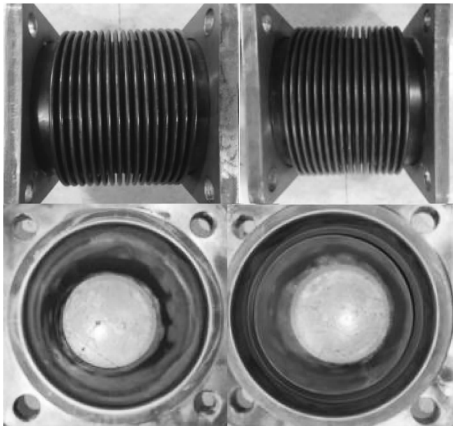


图 8 改进后的排气波纹管拆检情况

4 总结

针对排气波纹管导流筒断裂故障，对故障件断口形貌、化学成分、管系排气压力波等开展全面分析，最终确认：导流筒焊缝晶间腐蚀疲劳导致焊缝区域产生裂纹，最终断裂。从涡前波纹管设计、测量和产品三个方面计算单波当量轴向位移，确认波间距不均匀、贴合失稳故障系原产品的实际补偿量严重不足，造成永久性失稳所致。据此，将导流筒设计为一体成型翻边结构，从设计上避免了导流筒焊缝因疲劳产生裂纹的风险；同时对涡前波纹管的设计轴向补偿量及相应管系做协调、更改。改进后的排气波纹管通过无故障耐久试验，满足整机使用要求，为后续波纹管设计选型积累了经验。

参考文献

[1] 李哲凯. 冬季焊接 316L 不锈钢如何防止晶间腐蚀和热裂纹 [J]. 焊接技术, 2008 (6): 57-58.