

摘 要

为了保持柴油机作为交通领域主要动力的地位,满足其高速、轻型、大功率的发展要求,并面对世界各国日益严格的排放法规,必须进一步改善其燃烧特性,提高供油压力。近年来,柴油机厂大多采用了高泵端压力的喷油泵,加剧了机体振动,供油系高压油管在使用中要承受更高的泵端喷射压力,事故率上升明显,给柴油机厂和用户带来了极大的损失。

本文结合现阶段柴油机装配大马力喷油泵而造成的高压油管故障率上升的实际,以某型号六缸柴油机为研究对象,对其故障件进行统计,并结合疲劳理论进行分析,确定了易受损的危险部位。将局部应力-应变实验测量法应用到高压油管危险部位的测量当中,对危险部位的因受周期性外力而产生的应变的大小、应变变化的频率和振幅进行测量,为分析疲劳破坏提供了必要的的数据支持,并为改进提供了理想的检验标准。通过疲劳理论和流体力学理论对其工作状况和破坏机理进行分析,在国标的基础上,结合柴油机厂的生产实际,制定了厂内部的高压油管设计规范,为油管的设计提供了依据。结合有限元分析方法,建立柴油机高压油管-管夹模型,对其工作规律和工作模态进行了研究,得出了油管的动态特征信息,为设计及优化提供了有效地参考数据。结合模态分析理论,提出了改进管形、管夹的设计方案,并利用有限元分析方法,指导高压油管的改进。

改进结果经实验验证和产品信息反馈,降低了高压油管的应变,提高了高压油管的整体抗疲劳性能,进而提高了高压油管的整体可靠性,对于实际问题缩短各机型油管试验分析具有很好的指导意义。

关键词: 高压油管; 有限元分析; 应变; 疲劳

Failure Analysis and Improvement Measure on the High-pressure Fuel Injection Pipe

Abstract

In the face of the increasingly stringent emission regulations in many countries, besides accelerating speed, lightening weight and increasing power, improving combustion and boosting oil pressure should also be taken into account to keep diesel engine's important status in traffic field. In the recent years many diesel factories assemble high-pressure pumps, aggravating vibration and advancing load stress, so possibility of trouble increasing fast, bring great loss to not only the factories but also the consumers.

We take the six-cylinder diesel engines as subject investigated, base on the fact that diesel engines' possibility of trouble increases fast. We find the hazardous spots by counting failures and analyzing fatigue theory. We apply the local stress-strain experiment to measure the hazardous spots of the high-pressure fuel injection pipes' strain, periods and swing. The faults are studied by the fatigue theory and hydrodynamics. Based on the study and the Chinese standard, a new standard is established to meet the product and design of the diesel engine factory. The finite element analysis is used to create the pipe-clip model, and the working regulation and modality is studied. At last, a new method that shape of pipes and position of clips of the high-pressure fuel injection pipes is used to reduce the strain and improve the anti-fatigue characteristic. The finite element analysis is used to guide the design.

The result is proved to be available by the experiment. Now the improvement is apply to products, and the information after sale indicate that the reliability is improved, and the improvement is successful.

Key Words: High-pressure fuel injection pipe; Finite element analysis; Strain; Fatigue

独创性说明

作者郑重声明：本硕士学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得大连理工大学或者其他单位的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

作者签名： 邢建强 日期： 2006.06.28

大连理工大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者及指导教师完全了解“大连理工大学硕士、博士学位论文版权使用规定”，同意大连理工大学保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权大连理工大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索，也可采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编学位论文。

作者签名： 邢建强

导师签名： 于学兵

2006 年 6 月 28 日

1 绪论

1.1 高压油管断裂课题的提出

柴油机是目前世界上应用领域极为广泛的一种热力机械,它具有热效率高、转速和功率范围宽等特点。

随着内燃机朝高速、轻型、大功率方向发展,供油系统压力提高,供油系统承压零部件的工作可靠性,越来越引起人们的关注。

柴油机喷油泵高压油管是柴油机燃油系统高压油路的重要组成部分。高压油管通过压力波的形式将燃油以一定的压力和速度输送到喷油器,对燃油喷射特性有着不可忽视的影响^[1]。高压油管的长度、内径对柴油机的燃油喷射及正常工作有很大的影响,如果油管选择不当或随意更换,则会引起喷油规律畸变与柴油机工作不匹配,造成严重后果。

柴油机高压油管的受力情况十分特殊。高压油管是一个瞬态高压的非密闭系统^[2],其振动属于受迫振动,频率是由发动机转动的频率决定的,受到的外加激励有发动机转动所引起的油泵和气缸盖的振动和内部高压油对油管的冲击。柴油机在工作时,高压油管的工作环境相当恶劣,它在工作过程中承受着周期性变化的燃油压力,长期处于弯曲、扭转、振动、拉压和内部油压冲击的循环应力状态下,因此,高压油管容易产生弯曲和扭转变形,导致疲劳和产生裂纹,甚至断裂。

首先,油管内部高压燃油对油管的冲击是十分复杂的,其中有高压油泵喷出的高压燃油对油管内壁的冲击和在喷油结束后高压油管剩余压力的影响。高压油管剩余压力与高压油管中的高压容积有关,通过油管的压力波又与油管孔径和长度有关,进入油管中的燃油速度愈快,燃油流动的惯性和可压缩性柱塞泵出的油量与进入高压油管的油量之间愈不平衡,这样就会导致燃油瞬时堆积,使局部压力升高。这种局部压力瞬时升高,会以压力波的形式在油管的泵端及喷油嘴间以音速来回传播,针阀关闭后,油管中的压力仍往返波动,甚至造成二次喷射^[3]。同时由于高压油管在高温下工作,这会缩短它的使用寿命,也会加速管夹的橡胶垫片老化速度,削弱减振效果。

其次,高压油管随柴油机一起振动,受到上缸盖和喷油泵的作用,由于喷油泵与缸盖相对振动较大,其作用与高压油的作用叠加,成为致使刚体疲劳的重要因素。

从上个世纪 70 年代开始,科研人员就在柴油机燃油喷射系统包括高压油管故障诊断方面开展了大量的工作,在设计、材料、工艺等方面做出了严格的规定和制定了相应的规范,并在一段时间内抑制了高压油管故障的发生。但是近年来,为了提高柴油机的经济性,改善排放性能,满足日益严格的排放法规的要求,大多柴油机采用了高泵端压力的燃油喷射泵,增大了喷射油压对高压油管的冲击,同时马力加大加剧了高压油管随

整机的振动,使高压油管在使用中事故率上升明显。柴油机生产企业为了提高产品质量,必须降低因高压油管漏油、断裂而出现的事故,但是如果盲目的以采用高标准材料制造高压油管的方法,则可能成倍提高成本,所以如何使用原有材料油管并提高其使用可靠性成为了一项新的课题,对柴油机生产企业有着现实的经济意义。

1.2 国内外生产研发状况

柴油机高压油管的生产和加工是一项精密的工作。高压油管组件在正常使用条件下的使用寿命应与配套柴油机一致。高压油管使用单壁冷拔无缝钢管制作。应使用推荐的内外径标准值,保证满足流量要求。钢管外表面可镀金属,镀锌或进行化学表面处理,由于燃油属于有机溶剂,内表面不应有漆层。钢管内外表面保证无起皮,锈斑,沟纹,折迭,分层,麻点和针眼等有害缺陷,同时应去除各种缺陷。《中华人民共和国机械行业标准》对柴油机高压油管组件的结构型式、技术要求、试验方法、检验规则等技术条件做出了严格的规定^[4]。

1、高压油管组件按连接端部结构型式分为 I 型和 II 型,如图 1.1 所示:

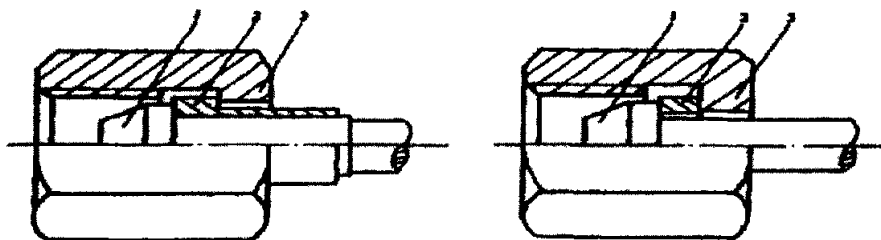


图 1.1 高压油管组端部连接图

Fig. 1.1 The connection of the end parts of the pipes

2、高压油管端部结构型式见图 1.2:

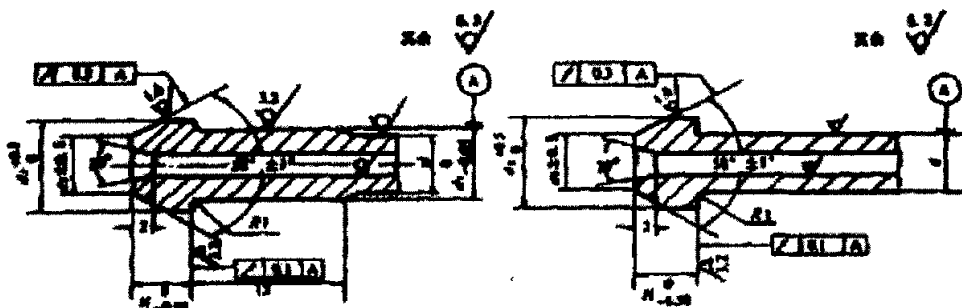


图 1.2 两种高压油管端部结构型式图

Fig. 1.2 The structure of the end of the pipes

3、护套、压紧垫圈、管接螺母结构型式见图 1.3 和图 1.4:

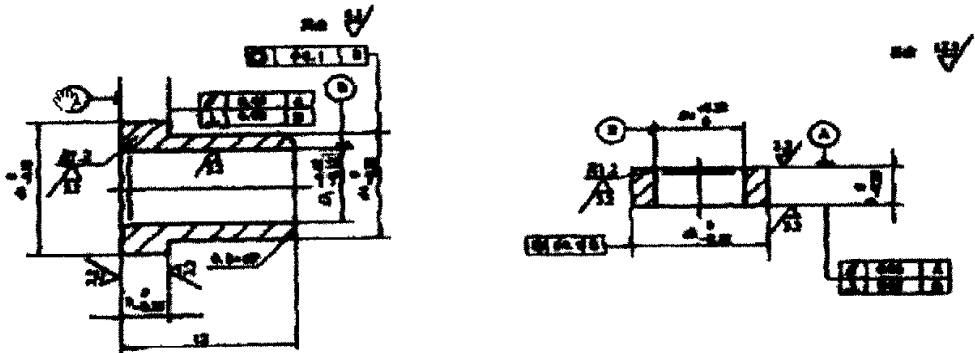


图 1.3 护套和压紧垫圈

Fig. 1.3 The sheaths and pressing gaskets

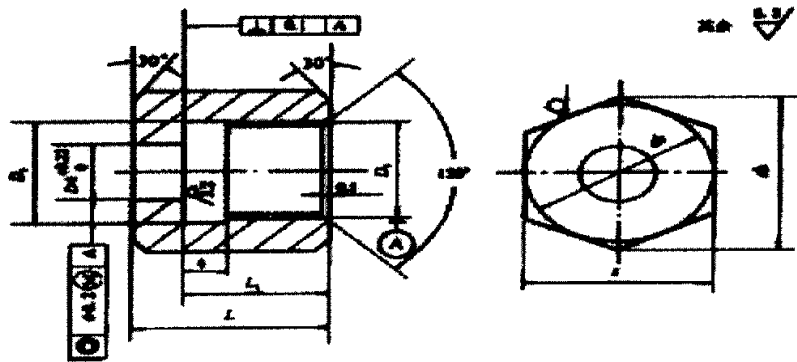


图 1.4 管接螺母

Fig. 1.4 The connecting nuts

4、高压油管的型式在制造中必须满足国家的标准，包括内外径符合规定，高压油管、护套、压紧垫圈的尺寸与公差按照图中的要求。材料的选用高压油管要符合无缝钢管的 JB/T 8120.1 的规定。高压油管的零件材料及硬度按表的规定，如表 1.1:

表 1.1 高压油管零件材料及硬度

Tab. 1.1 The material and rigidity of the high-pressure fuel injection pipes

| 零件名称 | 材 料 | | | 推荐硬度 |
|------|---------|-------|-------------|-----------|
| | 名 称 | 推荐钢号 | 标准编号 | |
| 高压油管 | 优质碳素结构钢 | 20A | JB/T 8120.1 | |
| 护 套 | 优质碳素结构钢 | 20 | GBT699 | |
| 压紧垫圈 | 优质碳素结构钢 | 35 45 | GBT699 | 26-31 HRC |
| 管接螺母 | 优质碳素结构钢 | 35 45 | GBT699 | 26-31 HRC |

国际上通用的标准为 ISO 8535-1:1996《压燃式发动机 高压油管用钢管》，等同于我国的 JB/T 8120 标准，其中包括两个部分：单壁冷拉无缝钢管技术条件和复合式钢管技术条件。

5、高压油管墩头后引起的内径缩小应进行修正，高压油管墩头后密封锥面不得有划痕、碰伤和裂纹等缺陷，墩头与管子的过渡区域不准有裂纹。高压油管、护套、压紧垫圈、管接螺母的表面进行氧化或镀锌钝化处理，镀锌层应均匀、牢固，色泽光亮。无气泡、脱皮和露底等缺陷。

6、高压油管组件应进行耐压试验。试验压力应不低于工作压力的 1.5 倍或在 100Mpa 的压力下保持时间不少于 30s，不得有漏油、破裂或产生永久性变形。

7、高压油管内腔清洁，无任何杂质或影响精整加工和使用性能的涂层，用压力不低于 1MPa 的清洗液冲洗干净，其表面清洁度限值为 5mg/m。

8、高压油管墩头后引起的内径缩小应进行修整，在离墩头端面 20mm 长度范围内的内孔 D 尺寸偏差：D=1.5~3mm 时，偏差为 $^{+0.10}_{-0.20}$ mm；D>3mm 时，偏差为 $^{+0.10}_{-0.30}$ mm。高压油管墩头后密封锥面不得有划痕，碰伤和裂缝等缺陷，墩头与管子的过渡区域不准有裂缝。高压油管墩头夹紧部分的表面允许存在不影响强度的轻微夹痕。高压油管、互套、管接螺母的表面应进行氧化或镀锌钝化处理，镀锌层应均匀牢固，色泽光亮，无气泡、脱皮和露底等缺陷，仅允许有轻微的吊具接触点痕。内表面不允许有锈蚀现象。

高压油管的生产制造过程包括：

进料——拉管——回火——矫正——电镀——切断——去毛头——伸入螺母——端末加工——高压洗净内面——弯管加工——合模——检查装箱。

在加工中同一套高压油管需要经过同一加工工序完成，这样可以保证同一套油管在长度，内径等方面的一致性。

国内的高压油管生产、加工厂家数量众多，但是由于生产规模、技术、工艺等多方面的限制，产品的产量和可靠性尚未达到令人满意的地步。

现阶段根据高压油管使用无缝钢的力学性能划分为 1 号钢、2 号钢和 3 号钢，现阶段 2 号钢主要应用于四缸欧 II 柴油机，而 3 号钢管按其抗拉刚度和强度可以满足欧 II 及欧 III 标准 3 号钢主要应用于 6 缸柴油机。目前国内只能生产 2 号钢油管，而 3 号钢油管均为进口材料在国内加工或者直接进口，日本白井公司则在上海建立了自己的生产厂家。钢管应符合表所列力学性能等级（代号 1-3），标准如表 1.2 所示：

表 1.2 高压油管材料的力学性能

Tab. 1.2 The mechanical capability of the high-pressure fuel injection pipes

| 代号 | 最小抗拉强度 RmN/mm ² | 最小屈服应力 ReHN/mm ² | 最小延伸率 A5% | 最高硬度 HV |
|----|-------------------------------|--------------------------------|--------------|------------|
| 1 | 310 | 205 | 30 | 115 |
| 2 | 360 | 220 | 23 | 150 |
| 3 | 490 | 355 | 22 | 194 |

注：钢管力学性能系指按 ISO 6892 试验时的值。

当今世界上主要的高压油管生产国为日本和德国，市场占有率超过 90%，其中日本的白井国际产业股份有限公司成立于 1941 年，在美国、法国、德国、泰国、马来西亚、印尼、台湾和中国等各国建立了自己的分公司，在 2002 年日产油管 10 万根，世界市场占有率 44%，2005 年世界市场占有率达 50%，预计到 2007 年年产 7000 万根。已成为了从造管到弯管全过程的专业企业，形成了从开发、设计到试验的一条龙的技术服务。

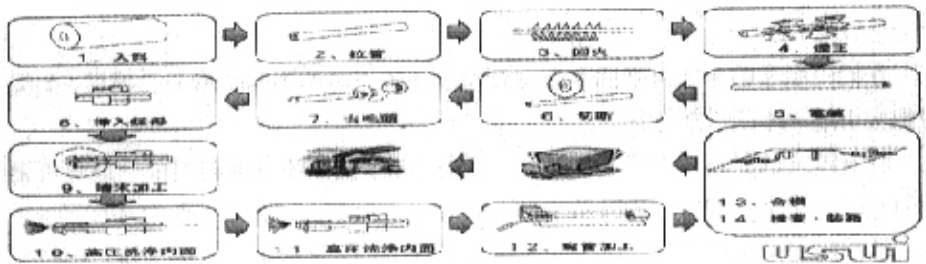


图 1.5 高压油管生产过程

Fig. 1.5 The production course of the high-pressure fuel injection pipes

国际管材市场基本被两国垄断。同时两国制定了相应的技术标准和加工工艺标准，从名称上或有不同，但划分的标准，以及所应用的工况却基本相似。我们所说的 3 号钢国内给定的工业材料编号为 20A，日本的工业材料编号为 STS35，德国的材料编号为 St52.4，其中 3 号油管中日本分为 A、B、C、D 四个级别，如图 1.6 所示：

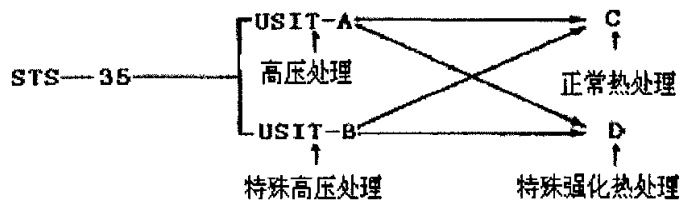


图 1.6 材料等级

Fig. 1.6 The grades of the material

与图 1.6 相对应的德国分为 S、P、Q、R 四个级别，虽然名称上有所不同，但针对的使用状况基本一致，也都是对材料的内表面的质量做出了相似的严格的要求。

如德国的高压油管材料标准如下：

基本内腔表面质量, S 级钢管内腔应经精整加工, 以保证其尺寸正确和表面光洁。用 50 倍放大镜检查时, 每根管子横截面上不得有 5 个以上深度超过 0.08-0.13mm (最大) 的缺陷 (如开裂、裂纹等)。如要求严格控制缺陷深度, 可在钢管标记中注明系按照所示放大倍数评定的 P、Q 或 R 级, 如表 1.3 所示:

表 1.3 材料等级

Tab. 1.3 The grades of the material

| 代号 | 允许缺陷 | 放大倍数 |
|----|------------------------------------|------|
| S | 最多允许有 5 个深度超过 0.08~0.13mm (最大) 的缺陷 | X50 |
| P | 最多允许有 5 个深度超过 0.05~0.08mm (最大) 的缺陷 | X100 |
| Q | 最多允许有 5 个深度超过 0.02~0.05mm (最大) 的缺陷 | X100 |
| R | 所有缺陷的深度均小于 0.02mm | X200 |

在同一型号的不同级别的高压油管由于加工工艺的不同价格差异明显, 如提高级别可能会引起成本的成倍增加。

目前国内的材料生产商无法提供这样的产品, 甚至无法对材料的性能分级别进行有效地检验。通常只能运用国外给定的实验方法来检测, 即将实验管弯成如图 1.7 所示形状, 然后施加循环压力, 以测试它的疲劳寿命。但是实验机的价格昂贵, 短时间内完善检验体系存在一定的困难。

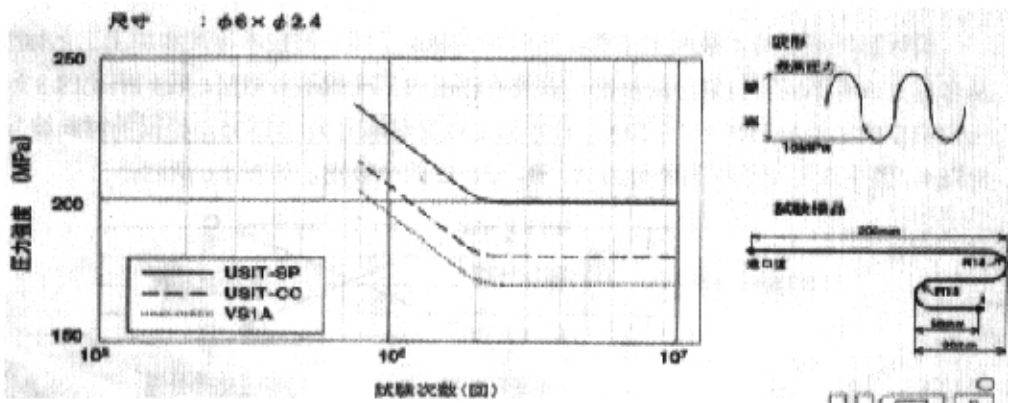


图 1.7 实验验证方法

Fig. 1.7 The method of the experimentation validation

1.3 现阶段研究面临的问题

高压油管使用的高性能材料在一定的时间内是国内生产企业无法生产出来并大量供应的,即使达到要求成本也是高昂的。

在知识技术方面,由于高压油管的作用形式十分复杂,单纯使用流体软件或者结构分析软件无法对其瞬态高压非密闭系统进行有效地模拟,日本和德国的高压油管生产商也没有和国际的大型软件公司进行深入合作,再加上高压油管的工作状况特殊,所以当前还没有一种通用软件可以对高压油管的工作状况进行理想的模拟。这给高压油管的研究工作带来极大的不便,如在定义材料时我们可以给定材料的基本参数,却无法反映出不同的表面光洁度对材料工作本身的影响。

简单的说,现阶段高压油管的相关知识和技术被日德几家企业所垄断,而国内柴油机厂对高压油管的了解依然停留在 70 年代的水平,而且随着柴油机和高压油管的发展,很多知识和经验已经过时或被证明不利于高压油管的可靠性。

高压油管的研究需要用到材料、工艺、流体和有限元等多方面的知识,对研究人员的综合素质要求较高。

同时,国内的柴油机装配中存在较大的误差,同一型号的柴油机油泵端和喷油嘴之间的距离一致性差。高压油管生产中也存在较大的误差,这样在安装过程中就会加大油管的静态预应力,加速油管的破坏。

最后,由于柴油机高压油管事故率升高并给汽车厂、柴油机厂和用户带来了巨大损失,紧迫的形势要求我们在短时间内找到解决办法。

1.4 研究的意义和论文内容

南方某柴油机厂也出现了类似的高压油管断裂现象,在技术攻关没有取得成效的情况下,将使用油管改为日本白井公司的 3 号钢 C 级油管,虽然大大减小了事故率,但每套油管增加成本 180 元,成本提高接近一倍,对于一个年产 10 万台以上的柴油机生产企业,就意味着每年增加千万元以上的成本。

现阶段,如何降低高压燃油压力波动和振动对高压油管的破坏,即对其振动规律进行研究,通过对高压油管的改进,使低级别的高压油管能够满足更高的使用要求,对柴油机厂有着巨大的经济效益。

全文内容共分六章,各章主要内容如下:

第一章介绍课题出现的背景、国内外发展概况和国内面临的主要问题以及现阶段我们的任务。

第二章主要对高压油管的故障进行统计分析,包括故障模式、故障部位和故障里程等,并根据统计结果确定高压油管的易发生断裂的部位。

第三章是针对高压油管发生的疲劳断裂现象对疲劳理论进行分析,并针对高压油管的实际工作状况,选择了局部应力 - 应变法对其疲劳影响因素进行测量,为高压油管的改进和检验提供了可靠的数据基础。

第四章应用局部应力 - 应变法对高压油管的工作规律进行总结分析,对其危险部位周期性变化的应变的大小和振幅进行测量,将实验结果与故障统计结果相印证,指导改进工作。

第五章对高压油管内部高压燃油的作用进行流体分析,以确定其受力状况,指导改进设计规范。

第六章运用有限元理论指导高压油管的改进,并对改进油管进行实验验证,效果良好,基本满足了改进的要求。

第七章总结本论文所完成的工作和取得的成果,并对高压油管下一步的研究和发展提出自己的看法。

2 高压油管故障分析

2.1 高压油管整体故障统计分析

高压油管的故障形式是多样的,详细了解高压油管故障对柴油机正常工作造成的影响,分析故障形式和原因,有助于对高压油管的研究,对改进具有重要的意义。

高压油管出现问题以后,严重影响柴油机的正常工作:首先最常见的是漏油,这会减小油压,影响发动机的正常工作;如果是发生断裂,就会有燃油喷出,在处理不当的情况下,还可能发生火灾;最后受损的高压油管的维修费用是可观的,按照维修规范要求高压油管要成套更换,这不管是对生产厂家还是用户这都是一笔不小的开支;同时高压油管故障会影响整机的可靠性,对柴油机生产厂家造成负面影响而影响销售。

由于高压油管有一定的弹性变形,所以其长度和内径直接影响柴油的喷射过程,从而影响了柴油机的工作^[5]。为达到柴油系统的工作性能,对高压油管提出了如下要求:

- 1) 高压油管内径应尽可能小,以减小高压容积;
- 2) 刚度大,强度高,抗变形和承受能力强;
- 3) 长度尽可能短,以提高防振性能;
- 4) 多缸发动机各缸油管要求长度一致,以达到各缸喷油延迟时间的一致性。

油管的长度和内径对喷油均匀性及喷油始点均有直接影响,所以要求按流量进行分组,同一台发动机上必须配用同一组的油管。

对高压油管进行实物的检查和分析,是对其进行研究的必要基础。在大量的故障件统计和归类中发现:高压油管的破坏主要由制造因素、装配因素、设计因素和使用工况造成。具体高压油管故障模式影响因素识别及其影响程度判定:(采用鱼刺图)

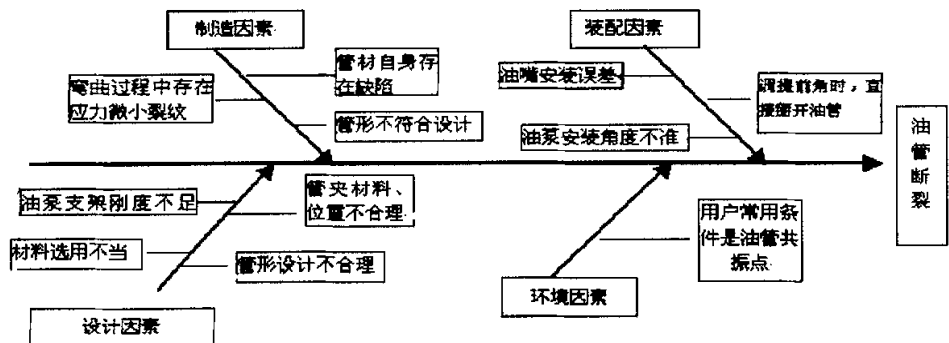


图 2.1 高压油管故障鱼刺图

Fig. 2.1 the failure plot of the pipes

2.1.1 故障模式统计

现阶段高压油管故障主要分为漏油、断裂（横向）、爆管、裂纹（纵向），四种故障模式：

- 1、漏油主要是由于高压油管与喷油器或喷油泵的密封锥面密封不严导致的，把紧力矩起到压紧密封带的作用，如果两个配合面存在缺陷，是不能通过加大把紧力矩消除漏油故障的。高压油管的振动加上管形误差引起的安装应力，加重了密封面密封不严^[6]。
- 2、目前高压油管断裂故障中主要为横向断裂，是由于其受力过大出现疲劳现象。

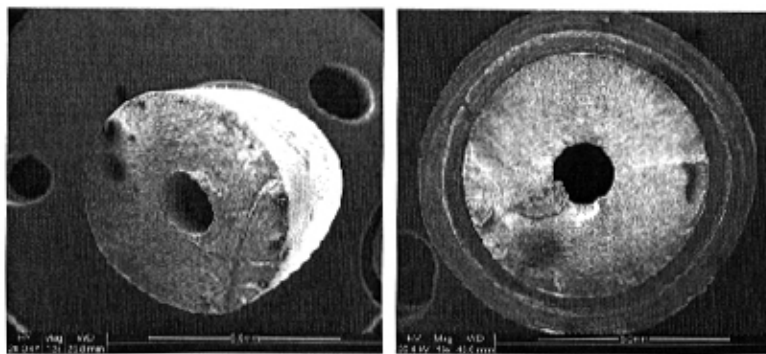


图 2.2 高压油管横向断裂

Fig. 2.2 The landscape orientation ruptures

- 3、纵向裂纹主要发生在新开发的满足欧 II 标准以上的柴油机上，由于喷油压力的提高，高压油管的屈服强度，抗拉强度提高，在油管内部如果存在微小纵向裂纹缺陷，在高压燃油和来回振荡的压力波的作用下，裂纹不断变大，最终开裂。

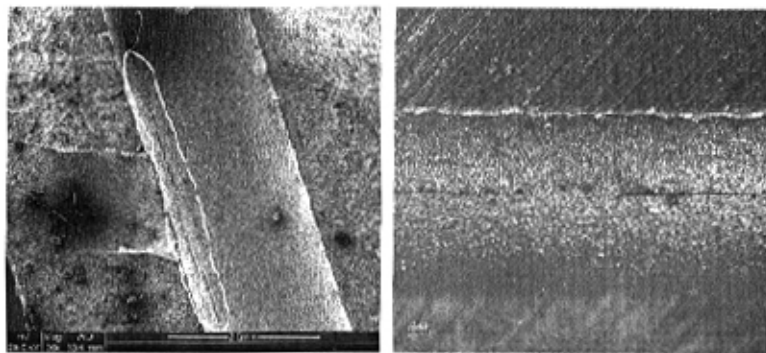


图 2.3 高压油管纵向断裂

Fig. 2.3 The portrait ruptures

4、爆管主要原因是高压油管本身材料不能满足高压油管的机械性能使用要求,屈服应力、抗拉强度低于使用条件,无法承受内部高压燃油的压力导致油管爆裂。

故障原因:

一、柴油机高压油管断裂,首先检查喷油嘴是否卡死在关闭位置,发动机在运转中如喷油嘴卡死,柱塞还在继续往上喷油,高压油管承受的压力是有限的,长时间承受不了这个压力,高压油管就会断裂。

二、高压油管断裂与出油阀卸载不良也有一定的联系。出油阀密封或卸载不好,高压油管残余压力过高或形成空穴,都将造成高压油管疲劳损伤或裂纹,长时间运转超过高压油管材质的疲劳强度,高压油管就会出现断裂现象。

三、高压油管断裂也与高压油管质量和安装高压油管时的装配方式有关。

四、高压油管断裂也与其设计有着密切的联系,在设计中通过采用优化的方法也可以保证减小其在使用中受到的应力,达到提高其可靠性的目的。

2.1.2 故障部位统计

通过大连柴油机厂在各地的维修站对高压油管的故障进行统计,并将故障件返厂,在厂内对故障件进行统计分析,可以对其故障的发生进行更深一步的了解。在统计中可以确认油管的危险薄弱部位,并针对其进行实验和改进。同时通过对故障件进行深入的分析和检测也可以找出断裂的原因,对研究的继续进行,有着重要的意义。

首先,对所研究的型号6缸的柴油机进行故障件统计,从图2.4中我们可以清楚的看到,故障多集中在1缸和6缸,即六缸柴油机最外侧的两根油管,可以初步断定,1、6管是此型号柴油机高压油管的危险部位,对这两管的改进将直接影响改进的效果。

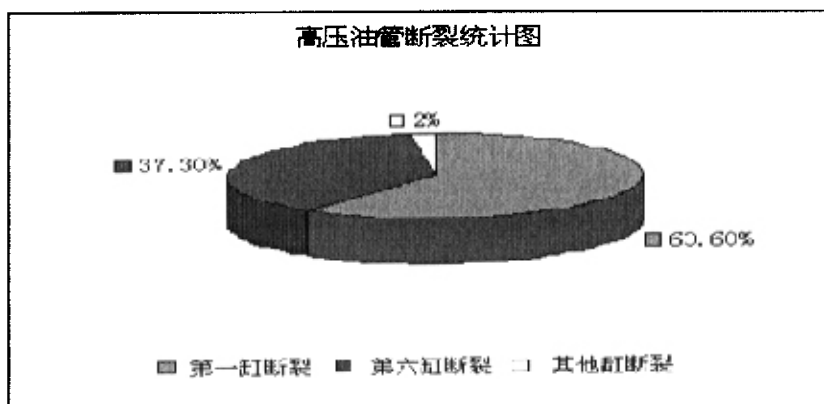


图 2.4 断裂部位统计

Fig. 2.4 The rupture parts statistic

断裂部位见如2.5所示：

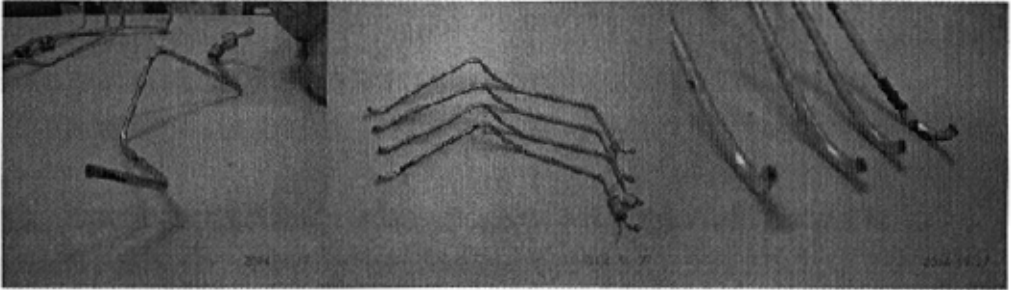


图 2.5 断裂部位

Fig. 2.5 The rupture parts

根据故障件反馈，柴油机高压油管的断裂主要形式为高压油管油泵端和气缸端弯头部位横向断裂，根据故障件统计，如果可以有效地解决高压油管弯头部位横向断裂的问题，就可以减少 90% 的故障的发生，同时也是我们解决的首要目标。

2.1.3 故障里程统计

故障台数随里程变化曲线

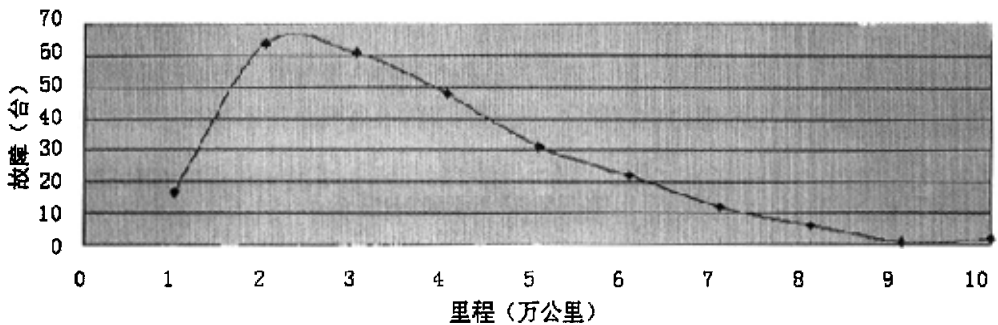


图 2.6 断裂里程

Fig. 2.6 The distance of ruptures

如图 2.6 显示，大多数的断裂发生在 1.5—3.5 万公里的范围，由发动机转数和里程之间的关系可以得出，柴油机高压油管的故障基本上属于低周期断裂，这是部分危险部位受力应变过大而造成的。

2.2 高压油管典型故障件取样分析

根据故障分析结果,对高压油管的典型故障即高压油管弯头部位横向断裂的形式进行取样,对断口形式特征分析。

1、**检测部件:** 高压油管, 8 件, 8 件油管状况见图 2.7。

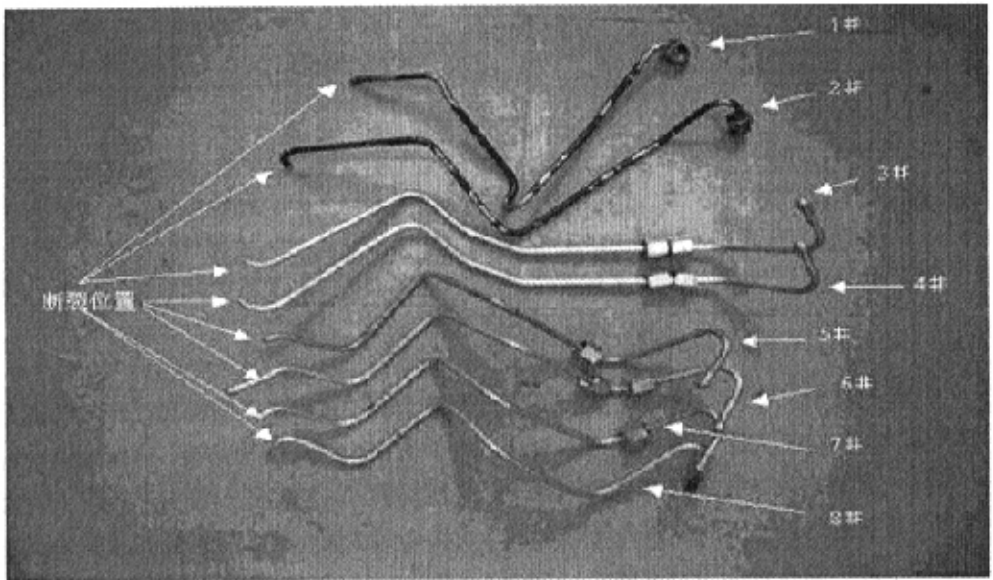


图 2.7 取样分析

Fig. 2.7 Sampling analysis

2、**检测分析项目:** 确定油管断裂性质、裂纹扩展方向、裂纹源位置。

3、**检测分析方法:**

宏观摄片后,沿油管径向将 8 件断口区切割下来,依次经去污清洗、丙酮超声清洗等制成可供断口观察的试样。利用荷兰 Philips 公司制造的 XL-30 型扫描电镜观察断口形态,判断油管是否属于疲劳断裂,并根据裂纹扩展方向进一步确定裂纹源位置。

4、 测分析结果

4.1 宏观观察

由图 2.7 宏观照片可见,8 件高压油管中 2 件四缸机油管电镀外表黑漆部分脱落,而 6 件六缸机油管电镀外表红漆多已脱落。8 件油管的断裂源均位于一端的弯曲圆角处。一些断口表面存有锈点和接触划痕。

4.2 微观断口观察

观察了 8 根高压油管的断口形貌，根据其疲劳辉纹取向和间距可确定出裂纹扩展方向和裂纹源位置。结果见表 2.1。

表 2.1 高压油管断口形貌观察结果
Tab. 2.1 the observing results of the rupture parts

| 油管编号 | 断口微观形貌特征 | 裂纹扩展方向 | 裂纹源位置 |
|------|----------|--------|-------|
| 1# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 内圆角 |
| 2# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 外圆角 |
| 3# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 内圆角 |
| 4# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 外圆角 |
| 5# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 内圆角 |
| 6# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 内圆角 |
| 7# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 外圆角 |
| 8# | 疲劳辉纹 | 外表面→心部 | 内圆角 |

从断裂件断头处可以清楚的看到贝纹状条纹，这是疲劳断裂的标志，它的出现是由于各种外部和内部的作用而引起的疲劳断裂纹扩展停止或减慢的结果。这些条纹有规则的排列，表明加载条件的改变是周期性的、有规律的^[7]。疲劳源一般出现在弯头的内、外两个圆角处，且裂纹的扩展方向均为从外表向心部扩展，同时疲劳源在弯头内圆角的数量多于疲劳源在外圆角的数量。

高压油管断头处微观照片如图 2.8—2.12 所示：

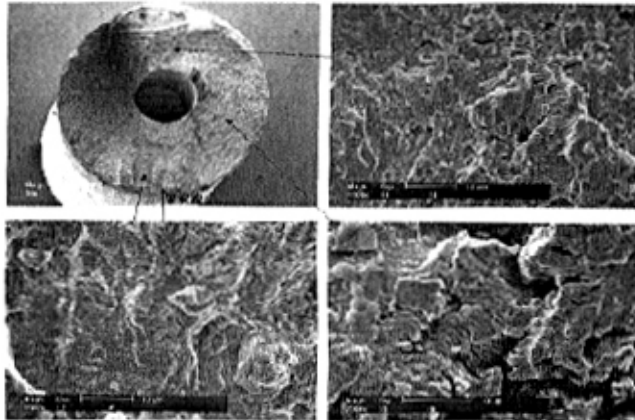


图 2.8 管 1 断口

Fig. 2.8 The rupture part of the pipe 1

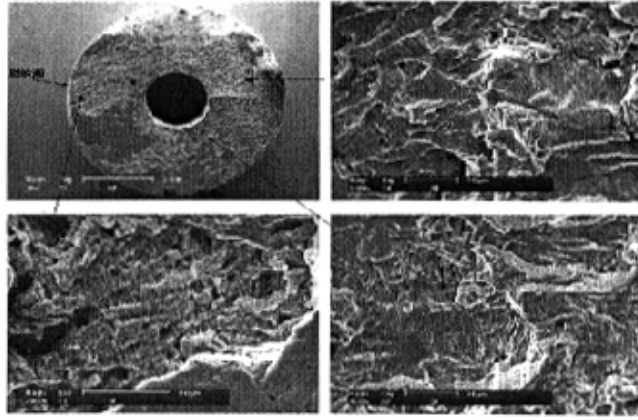


图 2.9 管 2 断口

Fig. 2.9 The rupture part of the pipe 2

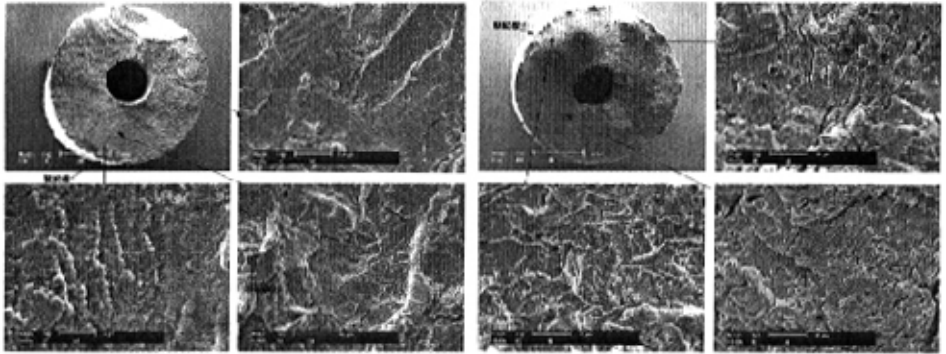


图 2.10 管 3 和管 4 断口

Fig. 2.10 The rupture parts of the pipe 3 and pipe 4

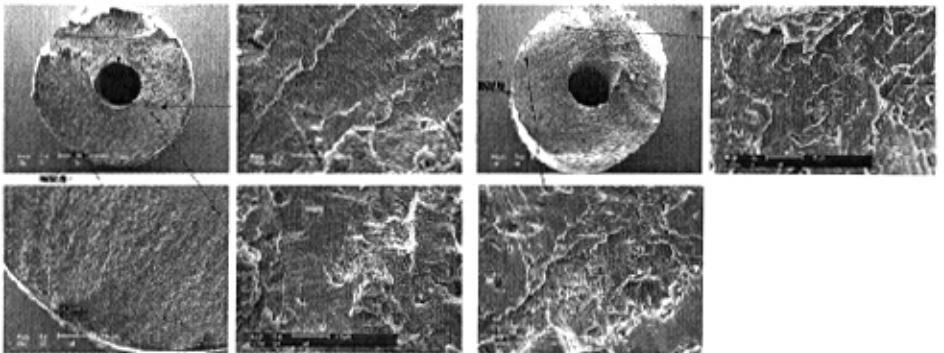


图 2.11 管 5 和管 6 断口

Fig. 2.11 The rupture parts of the pipe 5 and pipe 6

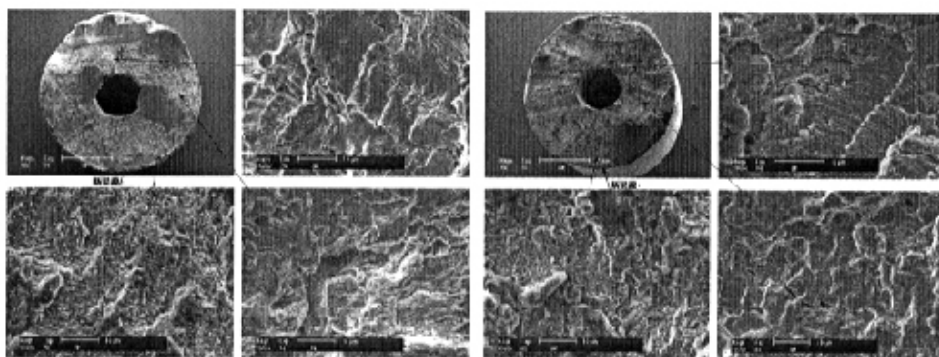


图 2.12 管 7 和管 8 断口

Fig. 2.12 The rupture parts of the pipe 7 and pipe 8

每个断口部位的四张分析图中，左上为断面图，左下为疲劳源微观图，右下为扩展区微观图，右上为瞬断区微观图。

2.3 故障分析总结

高压油管的故障是由设计、制造、装配和使用中的多方面因素造成的，但是主要的失效形式是由于疲劳而产生的裂纹而最终导致的破坏，而且破坏部位相对集中。根据故障件数据统计，绝大多数故障发生在第 1、6 缸高压油管，即 6 缸柴油机高压油管的最外两侧的油管，主要形式为靠近油泵端或汽缸端第一个弯头处横向裂纹端裂，其中靠近喷油泵端的占 70% 以上。根据疲劳理论，刚体疲劳与工作环境、工作状态、振动频率、振幅和力的大小有直接的关系。

柴油机高压油管在工作中其振动属于受迫振动，频率是由发动机转动的频率决定的，受到的外加激励有发动机转动所引起的油泵和气缸盖的振动和内部高压油对油管的冲击。在研究中，我们认识到：高压油的激振频率和内部的高压油的作用以及其工作的恶劣环境是由其工作状况决定的，也是我们无法改变的。

要解决高压油管的疲劳问题，必须先对疲劳理论进行深入的分析，同时要找到测量高压油管受力的相应的方法，为我们进一步的研究打下基础。

3 疲劳断裂理论和局部应力 - 应变法

3.1 断裂的分类

断裂是机械构件的主要破坏形式，主要有以下分类：

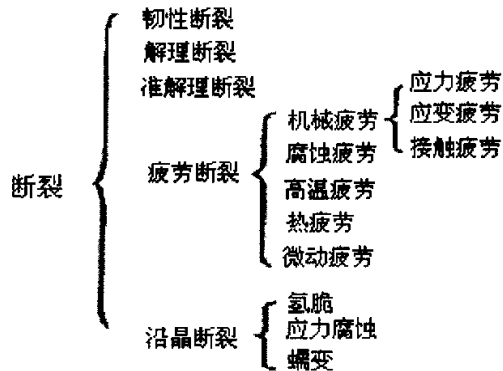


图 3.1 断裂的分类

Fig. 3.1 Classify the ruptures

其中疲劳断裂与静载荷下的断裂不同，无论在静载荷下显示脆性或韧性的材料，在疲劳断裂时都不产生明显的塑性变形，断裂是突然发生的，因此，具有很大的危险性，常常造成严重的事故。据统计，在损坏的机器零件中，除磨损外，大部分是由金属疲劳造成的^[8]。

3.2 疲劳理论

自从人类开始使用各种机械构件以来，疲劳问题就随之而来。但是直到十九世纪中期，人们才开始认识到这个问题的危害性，并逐步加以控制。金属疲劳这一概念可能是 J.V.Poncelet 在 1839 年巴黎大学讲课时首次采用的。在阐述材料的物理 - 化学性质时，这位 Ecole 理工学院前校长指出，由于钢构件经受了周期地拉伸与压缩载荷后将使其强度耗损^[9]。十几年后，某些系统地疲劳研究开始了，十九世纪五十年代到六十年代，德国工程师 Wöhler 从研究应力出发，通过大量试验，提出了 S - N 曲线表达应力 - 寿命和在一定应力幅以下试件不会破坏的疲劳极限理论。

十九世纪末，其他一些研究人员论证和发展了 Wöhler 的研究成果。与此同时，Goodman 又在人们研究了平均应力影响的基础上，提出了一种关于修正平均应力的简化

理论。以后，人们对变幅载荷作用下的寿命估算进行了广泛的研究。二十世纪二十年代，Gough 及其同事在探讨疲劳机理方面作出了重大贡献。值得一提的是，1945 年 Miner 用公式表达了 Palmgren 于 1924 年提出的线性累积损伤理论，这种疲劳损伤理论在工程估算中得到了广泛的应用。至此，名义应力法已构成一个较完整的工程疲劳分析方法。

交变载荷的作用造成的疲劳破坏有以下特征^[10]：

- 交变载荷峰值远低于材料的强度极限情况下，就可以发生破坏，表现为低应力类脆性断裂的特征。
- 破坏具有局部性。无论是脆性材料还是塑性材料，疲劳破坏在宏观上均无明显的塑性变形区域。
- 破坏之前，要经历一个疲劳损伤的积累过程。研究表明，该过程由裂纹起始（或成核）、裂纹（稳态）扩展和裂纹失稳扩展三个阶段组成。
- 疲劳寿命具有极大的分散性。对载荷及环境，材料及结构，加工工艺等方面多种因素相当敏感。因此在处理疲劳问题时要采用概率的方法。
- 疲劳断口在宏观和微观上都具有显著的特征。断口上的信息，对记录疲劳过程、研究疲劳机理以及判断事故原因，都具有重要意义。

基于上述特点，“疲劳”这一术语，可以概括为：材料或结构的某一点或某些点，在承受波动的应力和应变的情况下，发生渐进的、局部的、带永久性的变化过程。在足够次数的波动之后，材料或结构将产生裂纹或最终断裂。

根据疲劳理论，刚体疲劳与工作环境、工作状态、振动频率、振幅和均值的大小有直接的关系。

首先，振幅的大小和使用寿命之间关系符合 S - N 曲线， σ 代表振幅，N 代表使用寿命，即振幅越大，其使用寿命越小，如图 3.2 所示^[10]：

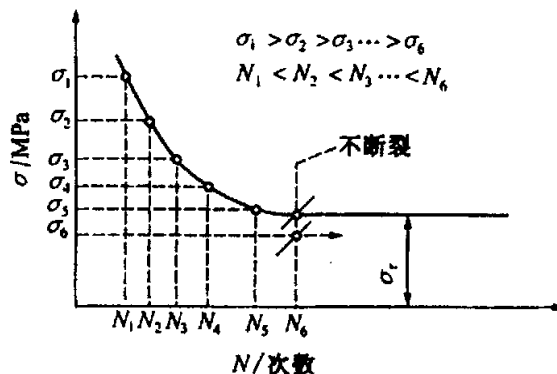


图 3.2 S - N 曲线

Fig. 3.2 S - N curve

同时, 应力均值 (应力平均大小) σ_m 对疲劳极限 $\sigma_{R(N)}$ 的影响用实验数据回归定量确定, 平均应力对疲劳极限和疲劳寿命的影响如图 3.3(a)所示。从图中可见, 在相同应力幅下, σ_m 升高, $\sigma_{R(N)}$ 降低。对 σ_m 对 $\sigma_{R(N)}$ 的影响现公认的经验公式有^[11]:

Goodman 公式
$$\sigma_a = \sigma_{-1}(1 - \sigma_m / \sigma_b) \quad (3.1)$$

Geber 公式
$$\sigma_a = \sigma_{-1}[1 - (\sigma_m / \sigma_b)^2] \quad (3.2)$$

Soderberg 公式
$$\sigma_a = \sigma_{-1}(1 - \sigma_m / \sigma_s) \quad (3.3)$$

上述三个公式绘成关系如图 3.3 所示:

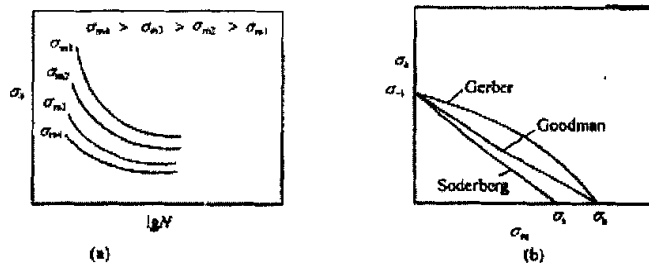


图 3.3 平均应力对疲劳极限的影响

Fig. 3.3 The infection of the average the stress

当平均应力为负值, 即平均应力为压力时, 疲劳极限进一步增大, 以某合金金属为例, 做疲劳强度实验得出疲劳规律。从图 3.4 中可以看出, 压应力提高了合金的疲劳极限, 符合理论分析规律。

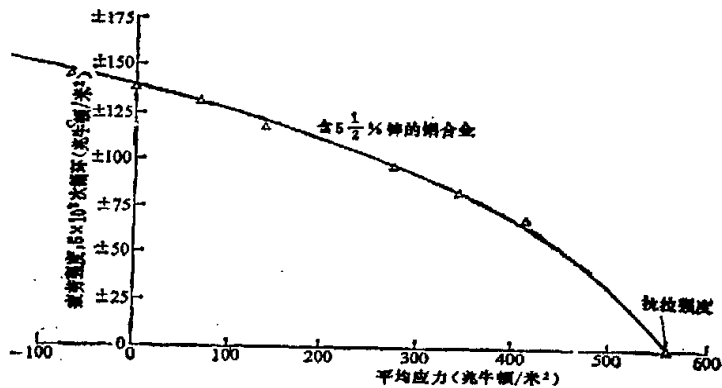


图 3.4 实验验证平均应力的作用

Fig. 3.4 The validation of the average stress by experiments

进一步的实验表明，表层的残余压应力使表层硬化的过程能提高材料的疲劳性能，相反，表层残余拉应力使表层软化则会降低疲劳性能。残余应力对疲劳抗力的影响可以理解为对实际工作应力的一种代数和的关系。

实验结果表明，残余应力与疲劳极限之间的关系，可以用式 3.4 描述^[1]：

$$\sigma = -m (\sigma_m + \sigma_r) + \sigma_0 \quad (3.4)$$

其中 σ 为疲劳极限， m 为系数， σ_m 为平均应力， σ_r 为残余应力（ $+\sigma_r$ 为拉应力， $-\sigma_r$ 为压应力）， σ_0 为无残余应力且 $\sigma_m = 0$ 情况下的疲劳极限。式中把残余应力的作用视为平均应力的等效作用，残余压应力相当于负平均压力，残余拉应力则相当于正平均压力。

当然，真实的载荷历程通常是不规则的，如图 3.5 所示，图中纵坐标单位为 $\mu\epsilon$ ，代表一个微应变，代表油管受力产生的变形，与其受力成正比。

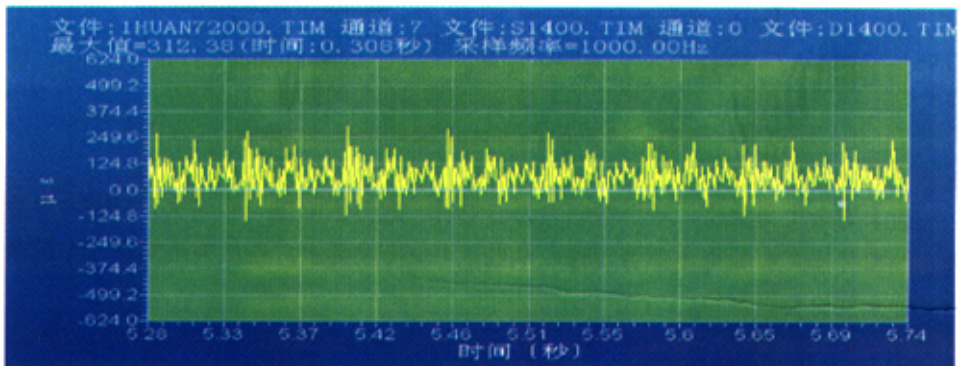


图 3.5 高压油管应变图

Fig. 3.5 The strain of the high-pressure fuel injection pipe

在实际工况下，结构材料往往受到复杂变幅疲劳载荷的作用，疲劳载荷是极不规则的，在这种复杂的情况下，要估计结构的疲劳寿命，只有 S - N 曲线是远远不够的，还要借助于“疲劳累积损伤”理论。

线性累积损伤理论认为：在使用中，一个给定的应力水平所消耗的疲劳寿命是该应力水平作用的循环次数与该应力水平作用到破坏所允许的次数的比，并把该比值成为“循环比”或“损伤比”；如果几个不同的应力水平施加到一个结构细节上，各应力对应循环比之和就是消耗掉的疲劳寿命部分；当循环比之和等于单位 1 时，那么所有潜在

的使用寿命就消耗尽了。按照线性累积损伤理论,应用它时就有这么多的潜在疲劳寿命可供使用^[12]。

根据上述,当疲劳载荷包含了許多应力幅水平时,总损伤就是这些不同应力的循环比的总和,当该循环比总和等于 1 时,破坏就发生。用公式可表示为:

$$D = \sum_{i=1}^k \left(\frac{n_i}{N_i} \right) = 1.0 \quad (3.5)$$

式中 n_i ——在第 i 个应力水平的循环数;

N_i ——由相应材料和应力集中系数对应的常幅 S - N 曲线得到的第 i 个应力水平单独作用得到的循环数;

k ——分析中所考虑的应力水平数。

当 D 值等于 1 时,假设疲劳裂纹就形成。如此,上面所指的破坏意味着疲劳裂纹的形成。

当然,环境对金属疲劳的影响可能比强烈的应力集中更为严重,但也可能是几乎无害。要定量的预测疲劳寿命几乎是不可能的,因为有许多相互作用的因素影响环境疲劳特性,而且也缺少有效的数据。

尤其在高温下,由于蠕变、疲劳和环境相互之间的作用,平均应力效应极为复杂,由于塑性变大,线弹性应力强度因子也具有较多的限制,一定金属在空气介质中的抗疲劳性一般随温度的升高而降低^[13]。

3.3 局部应力 - 应变测量法

3.3.1 局部应力 - 应变测量法的选择

在高压油管的研究过程中,对各种影响因素的测量是困难的。首先,高压油管的体积小,所受应力大,工作环境复杂,而且各种因素随着柴油机的工况的改变而改变,这使测量变得复杂;其次,即使是同一根高压油管的各个部分的受力情况也不一样,局部受力集中,这也造成了相对的危险部位,对危险部位的判断和测量成了我们前期研究的主要问题。

对柴油机高压油管疲劳特性的测量,其实就是对其危险部位的测量,由于其危险部位相对集中,且受力情况复杂,一般的测量方式难以达到测量的要求,且测量数据不能直观的表明其对疲劳特性的影响。

由于其测量的特殊性,我们选用了局部应力 - 应变分析测量法,运用局部测量,合理的解决了问题。

3.3.2 局部应力 - 应变测量法简介

前人在研究应力疲劳的同时，又从研究应变出发，对疲劳问题进行了深入的研究。1915 年 Smith 和 Wedgwood 通过试验得到了循环应力 - 应变曲线，并把循环塑性应变从总应变中区分出来。到了 1920 年，人们用实验证明了重复的塑性应变是形成疲劳裂纹的基本原因。五十年代初，Masnson - Coffin 定量地建立了塑性应变和寿命的关系式。六十年代以来，人们对应变疲劳理论进行了大量地研究，并通过一系列控制应变的低周疲劳实验，提出了大变形下的低周疲劳分析法。与此同时，Topper、Martin、Wetzel、Morrow、Smith 和 Crews 等学者基于应变疲劳分析提出的局部应力 - 应变法，为估算疲劳裂纹形成提供了一种新的分析方法^[14]。

局部应力 - 应变法是一种重要的疲劳分析方法，过去常运用到航空航天材料的疲劳测试和设计，主要适用于承受高循环载荷的结构元件或在少量高的谱载荷作用下的结构元件。到现在局部应力 - 应变法广泛应用于各种工程结构、机械设备和模型的应力 - 应变、受力和变形等测量分析，除了基本的静态、动态测试外，还可以在高温、高液压、高速旋转、强磁场、核辐射等特殊条件下进行测量，而且测量精度、质量和技术水平均不断提高。

局部应力 - 应变法的基本原理是将谱载荷作用下结构的名义载荷（或应力）谱，通过弹塑性分析及材料的循环应力 - 应变相应转换为危险部位的局部应力 - 应变谱，然后将危险点的局部应力 - 应变进行各种修正（如平均应力修正等），同时根据相同应变条件下损伤相等的原则，用光滑试件的应变 - 寿命曲线估算危险部位的损伤。

局部应力 - 应变疲劳分析方法的合理性主要表现在它考虑了金属的塑性应变和由此而引起的残余应力对疲劳性能的影响。目前，局部应力 - 应变法以其理论比较合理、计算结果更接近实验数据而受到重视，从而成为一种较可靠的工程分析方法。当前，局部应力 - 应变法不但越来越受到国内外学者的普遍重视，而且正像 1983 年 4 月在美国举行的“疲劳寿命预测方法进展国际学术讨论会”所指出的那样，“局部应力 - 应变法是目前最有希望的一种寿命预测方法”。

材料局部应力 - 应变法现在已经是估算工程结构的疲劳裂纹形成寿命的方法之一。具有坚实的理论基础，在工程应用中能够较真实的反映结构材料的疲劳破坏特征。一些发达国家已逐渐将材料局部应力 - 应变法推广到航空航天、汽车制造、农业机械等领域，并取得了一定成效。

局部应力 - 应变的实验分析方法很多，例如电测法、云纹法、光弹法及散斑法等。但是在工程中得到广泛使用的是电测法和云纹法，其中电测法测量精度高受条件限制少，所以更适合工作环境复杂的高压油管的测量，其原理为将电阻应变计安装（如粘贴）

在被测构件表面, 构件受力而变形时, 电阻应变计的敏感栅随之产生相同的应变, 其阻值发生变化, 用仪器测量此电阻变化即可测量出构件表面沿敏感栅轴线方向的应变。

归纳起来, 用电测法应力 - 应变测量进行应变疲劳分析有如下优点^[15]:

- (1) 直接考虑了材料塑性应变的影响。
- (2) 电阻应变片尺寸小、重量轻, 一般不会干扰构件的应力状态, 安装(如粘贴)方便。
- (3) 测量灵敏度高, 可以精确的表明材料的应变状态。
- (4) 频率相应快, 可以用于测量静态和动态应变。
- (5) 测量中输出为电信号, 采用电子仪器易实现测量过程自动化, 测量数据可数字显示、自动采集、打印和计算机处理。
- (6) 可以在高温、低温, 高压下, 高速旋转等特殊环境中进行结构应力 - 应变的测量。
- (7) 考虑了加载的顺序的影响。在构件的应力集中部位, 大的拉伸载荷会引起局部残余压应力, 大的压缩载荷会引起局部残余拉应力。这两种残余应力可较大的改变随后在较小载荷作用下的应力状态。
- (8) 应变疲劳分析方法只需要较少数量的实验数据。如一种材料只需要一条循环应力 - 应变曲线和一条对称循环的应变 - 疲劳曲线。这些材料性能数据可以再实验室中用少量试件测得。

其主要缺点和限制有:

- (1) 应力 - 应变方法通常为逐点测量, 如果测量点过多, 则容易加大工作量, 这需要在前期的工作中对测量点进行遴选。
- (2) 利用应变片测量, 一般只能测量构件表面。

通过对故障件的分析可以发现, 高压油管断裂部位相对集中, 而且疲劳源位于油管表层, 可以运用局部用应力-应变测量法进行测量。通过局部应力 - 应变法的分析和测量, 我们可以从实验中得到高压油管的受应力产生的应变数据, 通过数据的分析可以了解高压油管受力的状态和得到相应的应力集中部位, 为下一步解决问题奠定基础。

4 高压油管工作规律的应力 - 应变分析

4.1 局部应力 - 应变实验法

疲劳破坏总是从结构应力集中的部位开始的。所谓一个结构（如柴油机高压油管）的疲劳寿命实际上是指主要承力的危险部位的疲劳寿命^[16]。由于高压油管的破坏部位相对集中，所以对危险部位进行应力 - 应变分析具有现实的意义。其测量结果包括测量部位的应变振幅的大小和测量部位所受平均应力大小及所受应力的性质，（拉力测量值为正值，压力测量值为负值）直接关系到油管的疲劳特性。

实验中我们将 $2 \times 3\text{mm}$ 的应变片粘贴在试件的表面，来测量局部应变以得到载荷幅值与应变幅值之间的关系，通过各个油管各个部分的应变的对比来确定危险部位，同时也可以比较高压油管的改进效果。这也为我们对油管的改进提供了可靠的检验方法。

应力 - 应变实验基本包括以下几个步骤：

首先，将粘贴好应变片的高压油管安装在柴油机实验台架上，如图 4.1 所示，使其正常工作，以测量工作时的应变。

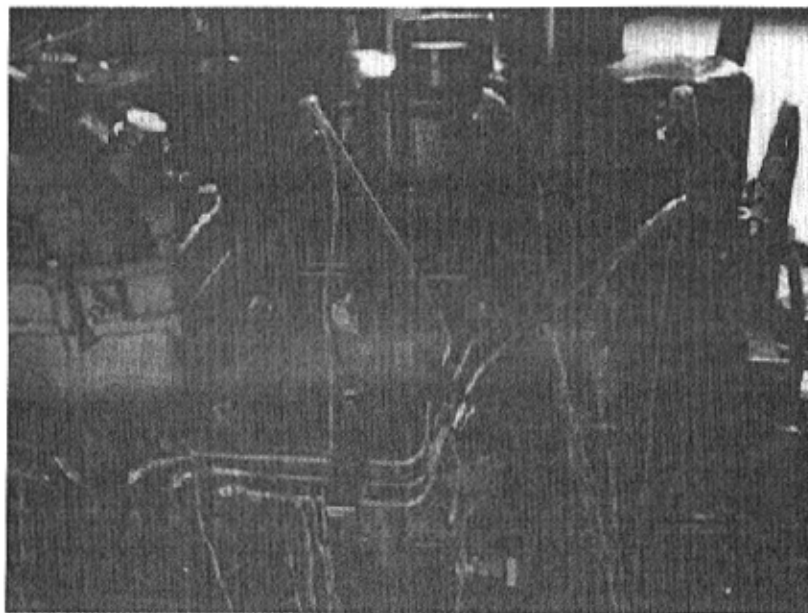


图 4.1 高压油管测量

Fig. 4.1 Measuring the high-pressure fuel injection pipes

将应变片的所采集到的应变电信号接入桥壳：

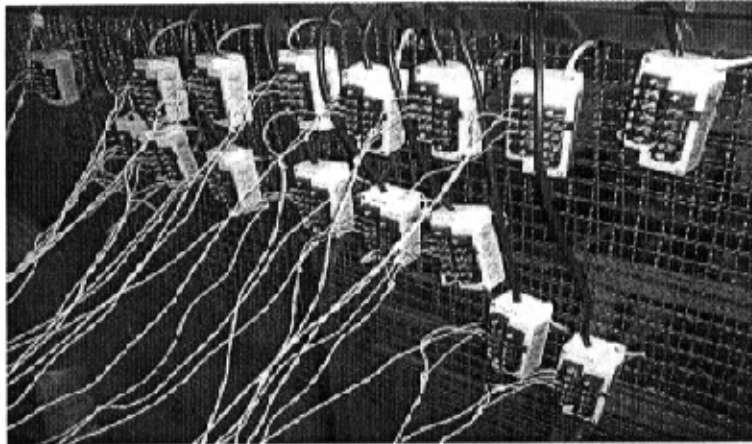
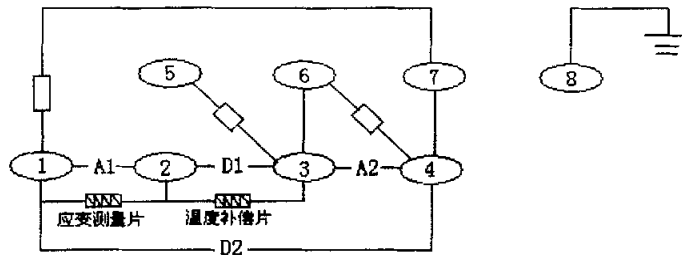


图 4.2 实验桥壳
Fig. 4.2 Signal acceptor

桥壳的电路图如图 4.3 所示：



桥壳内置120欧姆电阻，A1、A2和D1、D2分别是测量电桥
相对的两个臂。
1为桥压负 2为信号正 3为桥压正
4为信号负 8为屏蔽

图 4.3 电路图
Fig. 4.3 Circuit diagram

其中 1-8 为外接点，其中 8 点接地，防止静电干扰实验的测试结果，1-2 之间接入应变测量片，应变片随所测试部位变化，其阻值也发生变化，并将电信号传入传感器，再通过电脑接收并统计。由于在测试过程中测量部位的尺寸会随着温度而变化，所以在 2-3 之间接入温度补偿片，抵消应变片因受热而引起的尺寸的变化。

然后桥壳将信号输入处理器，进行进一步的处理，即将电信号通过调整，由 USB 接口传入微机。

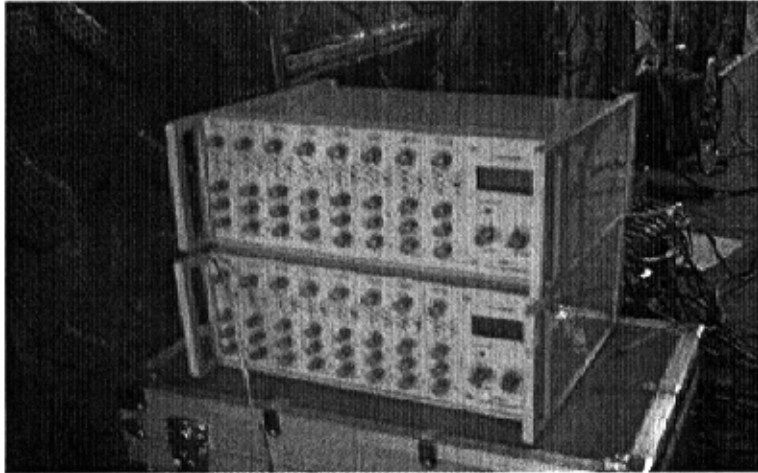


图 4.4 处理器

Fig.4.4 processor

微机通过预先安装的处理软件，将信号收集、存储、处理。

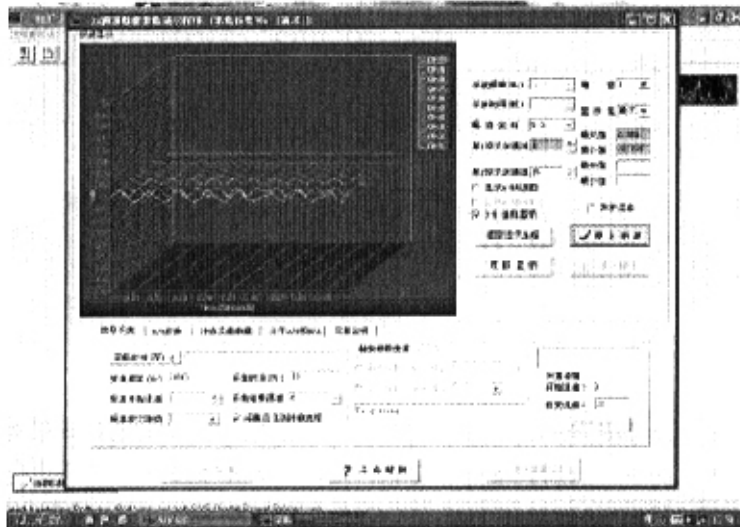


图 4.5 信号处理

Fig. 4.5 Signal processing

依据局部应力—应变实验法测得高压油管在正常的工作状态下的，受应力产生应变的效果图如图 4.6 所示：

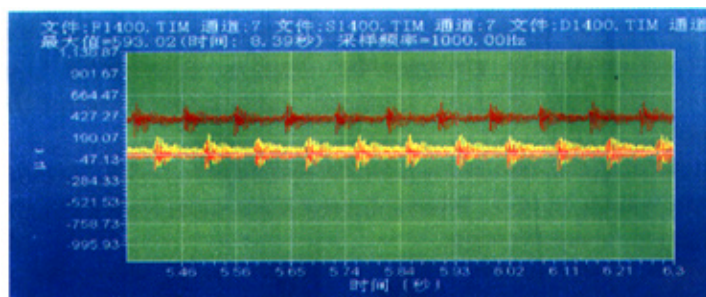


图 4.6 高压油管应变图

Fig. 4.6 The strain of the high-pressure fuel injection pipe

如图可见高压油管的应变呈明显的周期性，且经计算高压油管受应力的作用周期与喷油泵喷油周期一致，不同的油管在同一柴油机上工作，周期也是相同的。

4.2 高压油管工作规律

运用局部应力—应变实验法对柴油机高压油管的各个油管和油管的各个不同位置进行应变测量，得出高压油管的工作和受力的基本规律。

1、对高压油管靠近油泵端和气缸端弯头的内外两圆角测试，测试结果如图 4.7 所示：

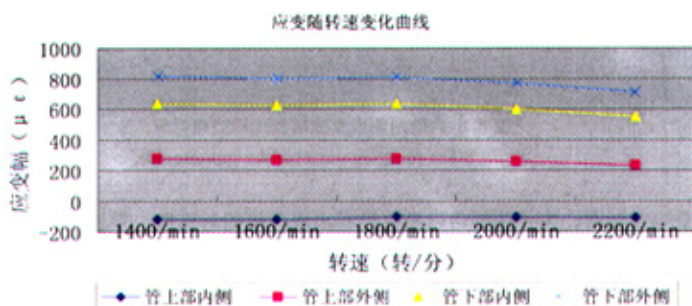


图 4.7 应变随转速的变化

Fig. 4.7 The stress changed with the rotate speed

由图 4.7 可得，高压油管弯头处，尤其是容易发生断裂的弯头的内外两侧，受力的大小受到弯头总体受力的影响，由于高压燃油的冲击的作用和振动矢量方向性不同，其内外两侧和两个侧面所受应力并没有出现严格的对称的现象。

依实验数据分析，高压油管的弯角两侧和左右两侧的引起振动的应力的大小和拉压状况并非呈现出严格的对称，即弯管弯角两侧一方为拉力，另一方必然为压力，或受力必然大小相等拉压状态必然相反的认识是错误的。实验分析测试部位相对的受力和其整体受力有关。

高压油管随着转速的增大所受应力会出现缓慢的由大拉力向小变化，拉力向压力的变化，或压力向大压力的变化。同时可以看出柴油机高压油管的下部所受的拉力比高压油管上部的大，即更容易受到破坏。

2、对高压油管弯管的内外两圆角和弯头圆角两侧的应变规律进行总结。

图 4.8 为对弯头内外两圆角应变的测量结果：

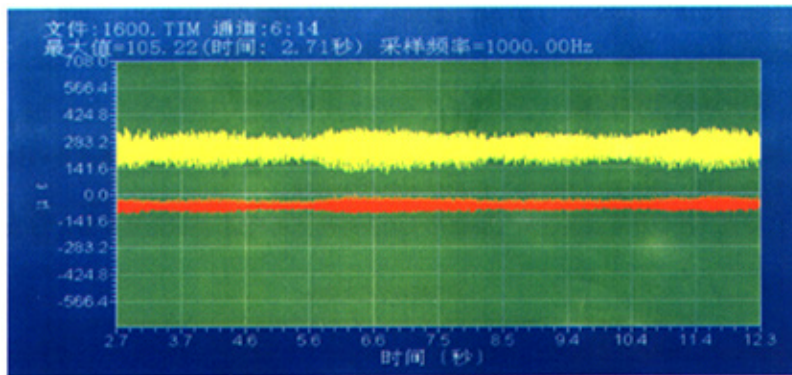


图 4.8 内外两侧应变振幅变化趋势相对应

Fig. 4.8 The changing sequel of the opposite side

由图 4.8 可得，内外两圆角应变并没有出现严格的对称性，却表现出整体变化规律的瞬时对应，即同时出现振幅增大和减小的现象。

图 4.9 为弯头圆角两侧应变的测量结果，图 4.10 是图 4.9 的放大图：

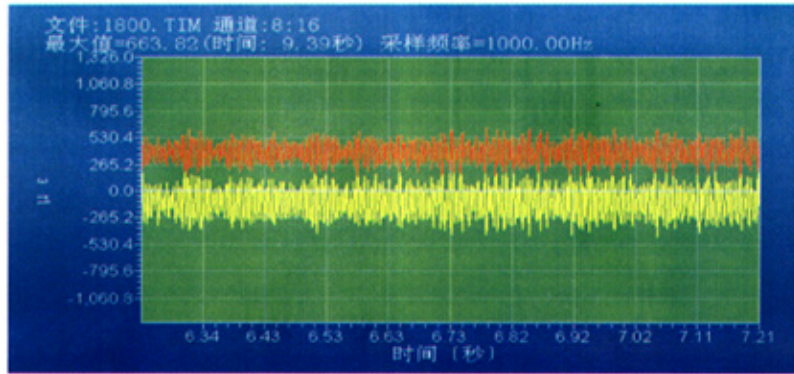


图 4.9 两侧应变振动瞬时对应

Fig. 4.9 The oscillation of the opposite side

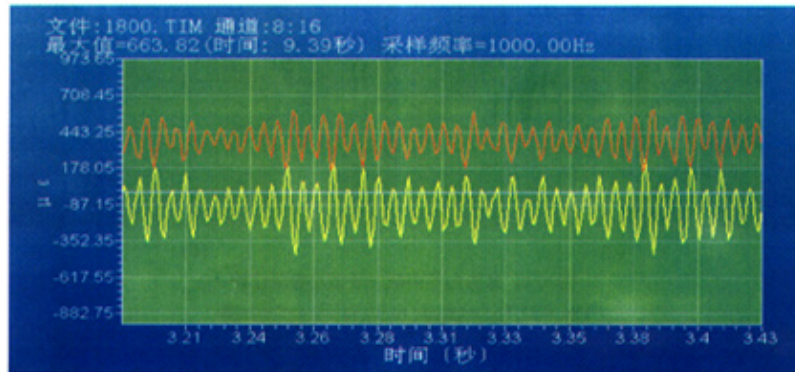


图 4.10 本图是图 4.9 的放大

Fig. 4.10 The Magnify of the Fig. 4.9

由图 4.9 和图 4.10 可得，弯头圆角两侧应变瞬时对应，且相对于平衡位置的振动方向相反。

3、对高压油管弯头内外两圆角振幅的大小进行测试，测试结果如图 4.11 所示：

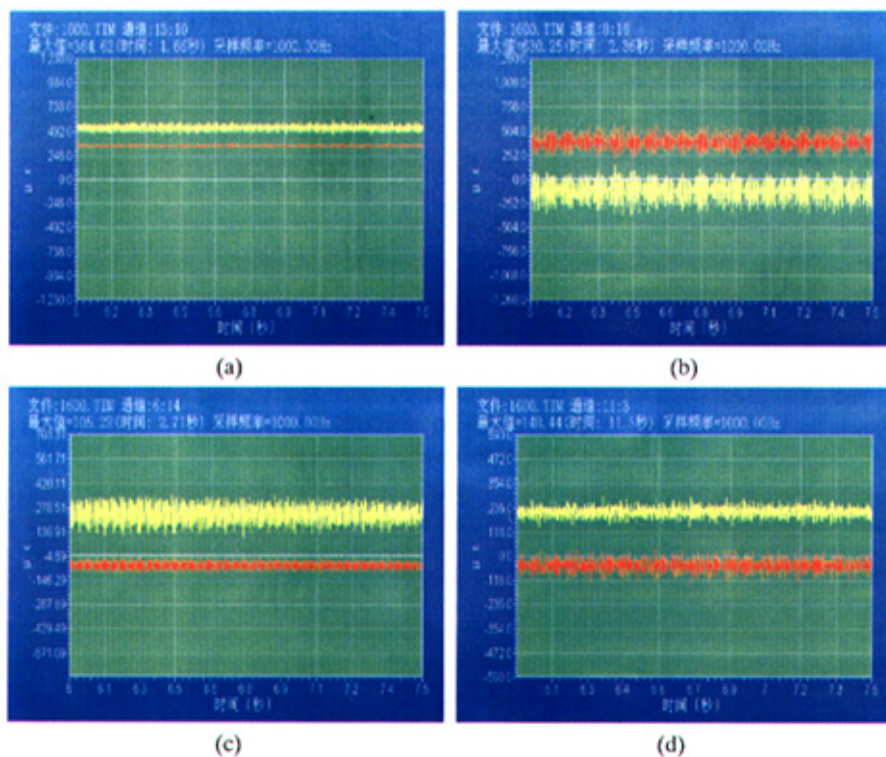


图 4.11 弯头内外两侧应变振动振幅比较
Fig. 4.11 The compare of the inside and outside

图 4.11 中黄色代表弯头内圆角的应变大小，红色代表弯头外圆角的一边大小。通过对比，基本得出弯头内圆角应变振幅大于外圆角振幅（如图 4.11 左侧两图），或内外两圆角应变振幅大小差不多（如图 4.11 右侧两图）。即总的来说，弯头内圆角应变的振幅不小于外圆角振幅。

4、对高压油管弯头的内圆角和圆角两侧的振幅大小进行测试，测试结果如图 4.12 所示：

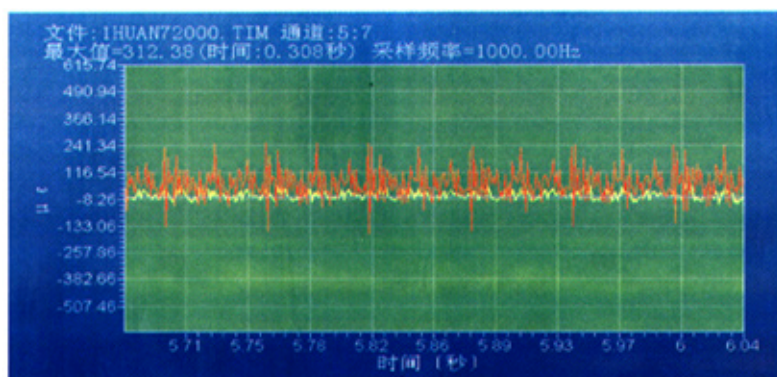


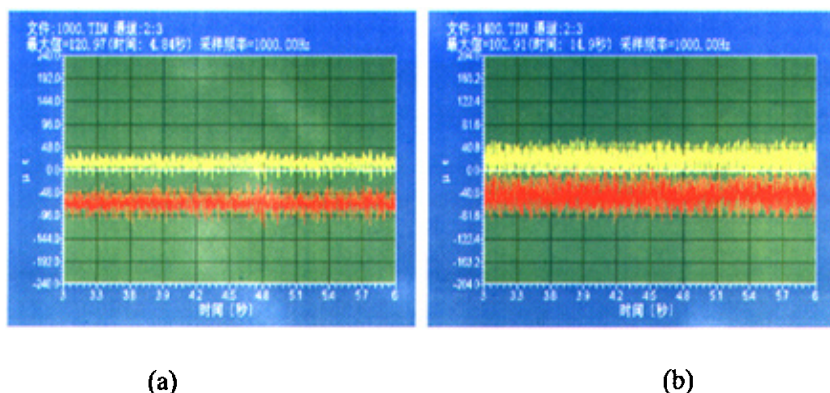
图 4.12 弯头处应变振幅

Fig. 4.12 The swing of the elbow

图 4.12 中，红色代表弯头内圆角的应变大小，黄色代表圆角一侧的应变大小。通过对比可以得出，内圆角的应变振幅远大于圆角一侧的振幅。

在工艺上看，弯管的过程中会在凹凸的两侧产生塑性的形变，即在凹处产生褶皱，和产生拉的预应力，同时在凸处产生微小的裂纹，和压的预应力，所以减小了它的抗疲劳特性，成为了高压油管的危险部位。

5、对高压油管不同部位的应变振幅随发动机转速的变化进行测量，测试结果如图 4.13 所示：



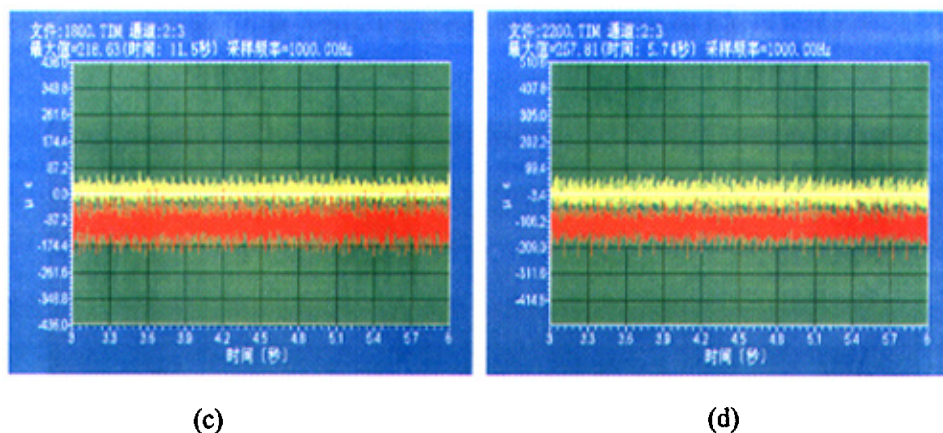


图 4.13 各转速下应变振幅相对大小
Fig. 4.13 The swing at the rotate speeds

图 4.13 表示在不发生共振的情况下，两个部位在 1000r/min、1400r/min、1800r/min 和 2200r/min 的转速下的应变振幅。通过对比可以得出，高压油管的各油管之间及油管各个部位应变振幅之间的相对大小关系在不发生共振的情况下保持不变，即在某一转速下测量的振幅的相对大小也适用于其他转速。我们可以通过一定的转速（一般取柴油机工作的外特性工作点）测量振幅，这样也可以定性的得出各油管之间及油管各个部位之间的相对大小，以判断危险部位。

结论：通过有限的实验可以证明，高压油管薄弱部位为弯角的内圆角，其存在加工中未消除的拉应力，而且振幅大于弯角的外圆角，当平均应力为拉力时，更加减小了该部位的疲劳极限，容易造成破坏，是我们研究的主要方面，实验得出的结果与破坏件的统计结果相一致。

4.3 高压油管测试结果分析

运用高压油管应力 - 应变实验法在 1800r/min 的转速下, 对高压油管的各个弯头的内圆角的振幅的大小和平均应变进行测量, 按照柴油机厂内部标准将靠近离合器一侧的油管称为管 1, 然后依次为管 2~6, 测量值的大小用 $\mu\epsilon$ 来表示, 1 $\mu\epsilon$ 代表一个微应变, 与油管的弹性模量相乘即为高压油管测量部位所受的压强, 已知高压油管弹性模量为 2.06e5Mpa, 所以一个微应变代表 0.206Mpa, 所以我们可以用测量应变代表油管所受的力^[17]。

表 4.1 高压油管应力 - 应变测量数据

Tab. 4.1 The data of the stress - strain measure

| 油管编号 | 测量位置 | 应变振幅 ($\mu\epsilon$) | 应变大小 ($\mu\epsilon$) |
|------|------------|------------------------|------------------------|
| 管 1 | 气缸端油管弯头内圆角 | 730.4 | 128.5 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 853.6 | 190.7 |
| 管 2 | 气缸端油管弯头内圆角 | 195.5 | -750.5 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 280.0 | -145.2 |
| 管 3 | 气缸端油管弯头内圆角 | 359.3 | -443.8 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 406.4 | -121.3 |
| 管 4 | 气缸端油管弯头内圆角 | 232.9 | -707.4 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 227.2 | 291.7 |
| 管 5 | 气缸端油管弯头内圆角 | 239.0 | -593.5 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 201.1 | 231.5 |
| 管 6 | 气缸端油管弯头内圆角 | 700.0 | -104.7 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 726.7 | 66.9 |

由应力 - 应变测得高压油管受力变形的实验数据, 可以看出, 高压油管的受力极不平衡, 其中管 1 和管 6, 即高压油管的两侧的油管应力幅值大, 且拉应力集中, 按照疲劳理论, 是 6 根油管中容易受到破坏的部位, 由于整体的受力集中影响了整体的抗疲劳特性。测试所得结论与故障件统计结构一致, 表示我们的测试具有可信性, 也为我们下一步改进提供了可靠的检验途径。

现阶段柴油机厂已经将应力 - 应变实验法所得出的实验结果作为油管改进的评价标准, 并运用到其他部件的测量中。

5 高压油管的流体分析

要解决高压油管的断裂问题，首先要了解高压油管在工作时的受力情况。

由高压油管受应力产生应变的图像来分析其受力。根据高压油管在 1400r/min 时取三个不同位置受应力产生应变的图像可以看出，高压油管的受力振动可以分为三个阶段，如图 5.1 所示：

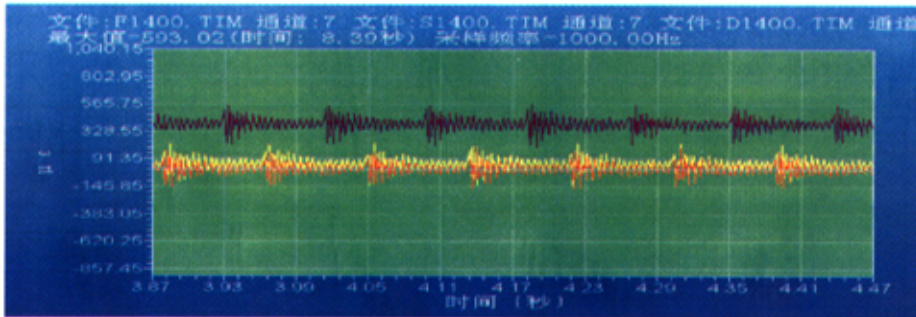


图 5.1 高压油管振动应变图

Fig. 5.1 The strain of the high-pressure fuel injection pipe

首先是高压油管的高峰值阶段，这个阶段喷油泵加压喷射的燃油将喷油泵针阀顶开，射入燃烧室，这个过程时间短，但是对油管的作用较大，属于喷射阶段；其次是到下一个喷射之前内部的燃油已经波动变小，属于稳定的阶段，如图 5.2 所示：

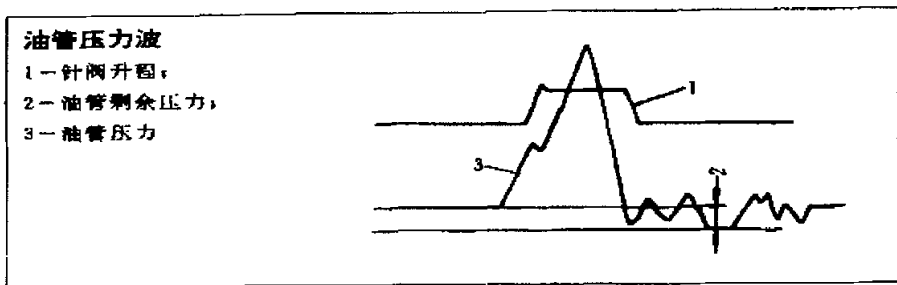


图 5.2 高压油管振动理想状态

Fig. 5.2 The ideal state of the convulse

但是实际的测量却没有理想状况那样平稳，主要是喷射阶段和平稳阶段中间有了一个过渡阶段。这是由喷油结束后高压油管剩余压力造成的，高压油管剩余压力与高压油

管中的高压容积有关,虽然喷油嘴针阀关闭,但是油管内的燃油却不能马上停止运动,燃油随惯性继续前进,其大小又与油管孔径长度有关,进入油管中的燃油速度愈快,燃油流动的惯性和可压缩性柱塞泵出的油量与进入高压油管的油量之间愈不平衡,这样就会导致燃油瞬时堆积,使局部压力升高。这种局部压力瞬时升高,会以压力波的形式在油管的泵端及喷油嘴间以音速来回传播,喷油嘴和油泵针阀关闭后,油管中的压力仍往返波动,甚至造成二次喷射,这样的压力波造成了中间的过渡阶段。

通过对应力-应变图的分析,我们可以得到:

首先,内部的高压燃油对管壁的作用是其产生周期性波动作用的主要原因。对高压油管进行流体分析,研究其受力,尽量减小振动的幅值,依据疲劳理论可以延长其使用寿命。

其次,在高压油的作用下,油管的受拉、受压状态却不一致(如图 5.1 所示,纵坐标代表力的大小,当图形在横坐标下方则表示力为压应力),如何控制其受力状况成为一个新的问题。

同时,在实验中,我们尝试改变了高压油管管夹的位置形成了方案 1 和方案 2,在同一位置,相同的工况下得出了两个大小不同的平均应变值,如图 5.3 所示

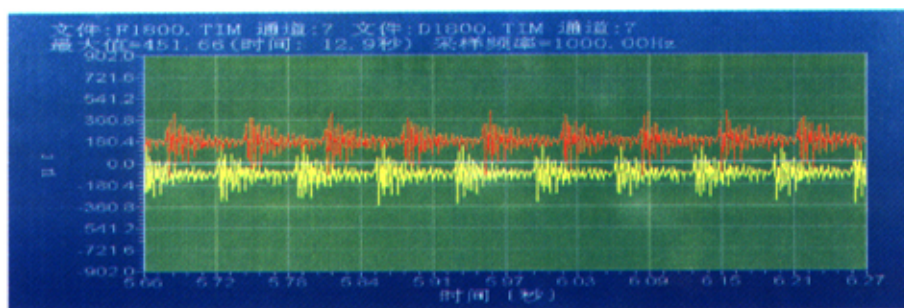


图 5.3 管夹对应变振幅的影响

Fig. 5.3 The affect of the clips

实验结果表明,改变管夹的位置,可以影响到油管平均应变的大小,由此推断:管夹在高压油管之间调节着相邻油管之间的作用,改变管夹的位置可以改变油管的受力状况。这是值得我们研究和解决的,如果能将高压油管的危险部位所受的拉力减小或者使其转化为压应力,根据疲劳理论,就可以延长其使用寿命。

5.1 流体分析

高压油管内部的高压燃油的流动, 以及其对管壁的作用, 属于明显的流体力学问题。目前, 解决流体力学的方法大致上有理论分析、数值计算和实验研究三种。理论分析的方法是通过流动现象的科学抽象, 简化一般的流体运动方程组和初始条件与边界条件, 即建立简化的数学模型, 并求解此简化的流动问题。但由于数学上的困难, 能获得的分析解的数量有限。现代计算机的发展, 使我们能将流动所满足的方程组离散化后求出数值解, 即采用数值计算的方法。此方法受计算机容量和运算速度的影响, 以及对复杂问题缺乏完善的数学模型的困扰, 还是有缺陷的, 但是近年来发展很快。实验研究的方法可以分成两个方面, 一是原型试验即对自然界的流体运动进行观察和测量, 二是模型实验, 由于自然界中各种条件的限制, 往往通过试验设备对模型的流动进行观察和测量, 根据量纲分析及相似理论, 以找出自然现象的流动规律。实验研究既是对自然界流动现象的认识, 又是对数值解的验证。上述三种方法相互补充, 相互促进, 彼此影响, 构成了研究流体力学的基本方法^[18]。

根据流体力学相关理论, 列出高压油管的受力方程, 流体流动基本上存在两种流体形状或流动空间区域的类型: 外部流动(外流)和内部流动(内流)。内部流动是指管道和渠道中的流动。又由于我们多关心的是管中的流动物理量沿流程的变化, 因此, 管中的恒定不可压缩流动可以被简化为一元流动的模式。

1、高压油管的直流管路部分的受力分析:

当流体的压强 p 增加时, 流体所占的体积 V 将减小, 这种特性称为流体的压缩性。通常用体积压缩系数 β_p 来表示。 β_p 指的是在温度不变时, 压强每增加一个单位, 单位体积流体的体积变化量^[19], 即

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp} (m^2/N) \quad (5.1)$$

压缩系数的倒数, 称为流体的体积弹性模量, 以 E 表示。

$$E = \frac{1}{\beta_p} = \frac{dp}{-dV/V} = \frac{dp}{d\rho/\rho} = \rho \frac{dp}{d\rho} (N/m^2) \quad (5.2)$$

当高压油管充油受压时, 根据文献^[20]可得:

管壁切向应变:

$$\partial_t = \frac{1}{E} [(1-\mu) \frac{pa^2}{b^2-a^2} + (1+\mu) \frac{pa^2b^2}{r^2(b^2-a^2)} - \mu\sigma_z] \times 10^{-5} \quad (5.3)$$

轴向应变:

$$\partial_z = \frac{1}{E} \left[\sigma_z - 2\mu \frac{pa^2}{b^2 - a^2} \right] \times 10^{-5} \quad (5.4)$$

式中: E 弹性模量 (N/m^2); μ 泊松比; P 油管内压力 (MPa); a 油管内孔半径 (cm); b 油管外圆半径 (cm); r 平均半径 (cm); σ_z 油管轴向应力 (MPa)。两式联列可以得到:

$$p = E \frac{r^2(b^2 - a^2)}{(1 + \mu)b^2 + (1 - \mu - 2\mu^2)r^2} (\partial_i + \mu\partial_z) \times 10^5 \quad (5.5)$$

其中 $\frac{Er^2(b^2 - a^2)}{(1 + \mu)b^2 + (1 - \mu - 2\mu^2)r^2}$ 由油管的结构和材料确定, 为一常数。所以 p 与 $(\partial_i + \mu\partial_z)$ 成线性关系。由文献有

$$\partial_i = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\partial_i + \mu\partial_z) \times 10^5 \quad (5.6)$$

式中, ∂_i 为油管外表面切向应力, 也是发生爆管的主要因素。

2、高压油管的弯头部分的受力分析:

由于高压油管内燃油受高压激励高速运动, 重力影响较小, 故重力忽略不计, 当高压燃油流到弯头处, 由流体力学相关原理列出高压油管内部高压油运动受力方程:

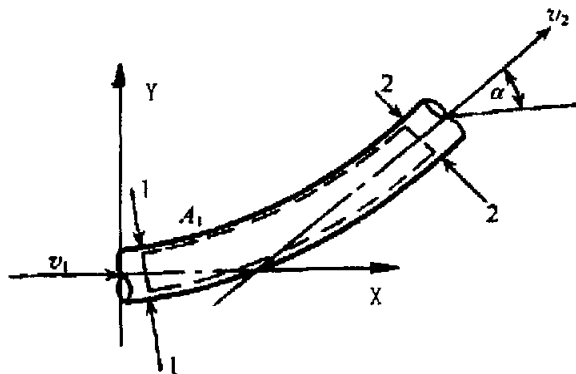


图 5.4 弯头受力图

Fig. 5.4 The force of the elbow

在高压油通过弯头处对油管的作用力, 设油管沿着 x 方向, 向 y 方向偏转 α 角, 有:

$$\begin{aligned} p_1 A - p_2 A \cos \alpha + R_x &= \rho Q (\alpha_{02} v_2 \cos \alpha - \alpha_{01} v_1) \\ -p_2 A \sin \alpha + R_y &= \rho Q \alpha_{02} v_2 \sin \alpha \end{aligned} \quad (5.7)$$

其中 α 是油管的弯转角, A 为截面面积, p_1 和 p_2 为两端面油压, 管中流量为 Q , α_0 为动量修正系数, 取决于断面速度分布, 一般取 1, 所以取 $\alpha_{01} = \alpha_{02} = 1$, $v_1 = v_2 = Q/A$, 得

$$\begin{aligned} R_x &= p_2 A \cos \alpha - p_1 A + \rho Q v (\cos \alpha - 1) \\ R_y &= (p_2 A + \rho Q v) \sin \alpha \end{aligned} \quad (5.8)$$

其中 R_x 为直接对施加的拉应力, R_y 则对油管产生力矩, 对油管凹侧产生作用。由以前的大量实验证明直路中油管受到的轴向拉力是很小的, 不会产生轴向断裂, 所以弯角处为高压油管的薄弱部位。在油压一定的情况下, 弯角的角度大小决定弯角受力的大小, 即改变弯角可以改变弯角处的受力。

图 5.5 为在其他条件不变, 仅改变弯角大小后测得的高压油管的受力应变的变化, 如图所示管形的变化会引起应力大小和振幅大小的变化, 而根据疲劳原理改变振幅可以改变高压油管的疲劳寿命, 这也是我们改变管形来提高其可靠性的理论和实验依据。

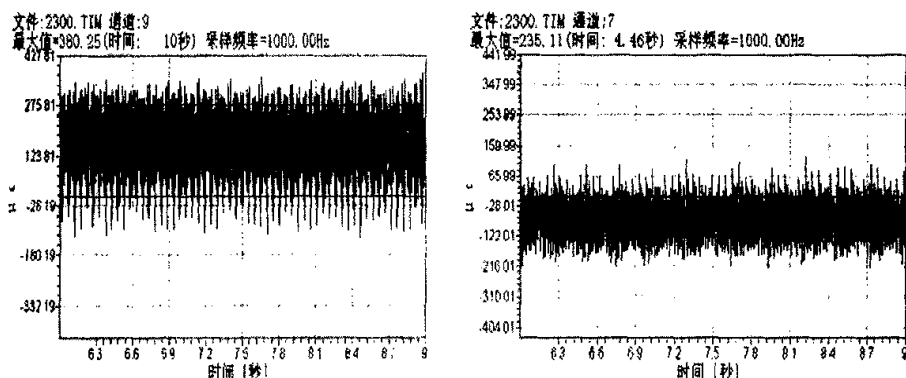


图 5.5 改变弯角对应应力值和振幅得影响

Fig. 5.5 The affect of the angle

依次建立直路两端均有弯头的油管模型, 则在 x 方向的流体受力根据弯头处高压油管受力方程可以得到, 由于两个力方向相反, 管内流体受两端力的和为:

$$|p_2 A \cos \beta - p_1 A + \rho Q v (\cos \beta - 1)| + |p_2' A \cos \beta - p_1 A + \rho Q v (\cos \alpha - 1)| \quad (5.9)$$

$$\text{即: } (2p_1 A + 2\rho Q V) - \rho Q V (\cos \alpha + \cos \beta) - A(p_2 \cos \beta + p_2' \cos \alpha) \quad (5.10)$$

可见, 中间直管段所受力大小受两个角的大小的控制, 当两角均为 90° 度, 则中段油受力为 $2p_1 A + 2\rho Q V$, 影响了管内流体的受力不均衡, 产生了压强和加速度的局部

变化,当两角大于 90 度则会因起压力进一步增大,若其受力大则会影响油管中段的油压,在直路段管内的油压随两端弯角 α 、 β 的增大而增大,又 p 与 $(\partial_r + \mu \partial_z)$ 成线性关系,所以就增大了中段部分油对管壁的作用,并在其内部缺陷较大的部分产生积聚,加速了对管的破坏,严重时就会出现爆管现象。这同时也是现阶段高压油管出现问题的主要故障形式。所以如图 5.6 所示, L1 为端头弯角较小的情况, L2 为两端弯角较小情况, L3 为端头弯角较大的情况, L4 为两端弯角都较大的情况,这些在设计中都要作出相应的规范,以确保高压油管的可靠性。

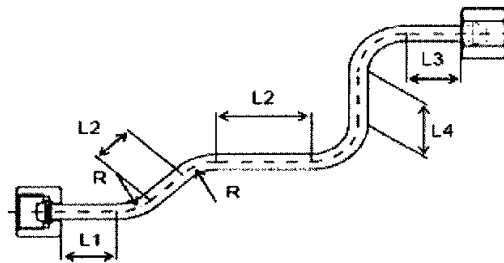


图 5.6 各个弯头之间要的距离

Fig. 5.6 The distance of the elbows

同时如图 5.7 所示弯管只改变流速的方向,不改变平均流速的大小。流体流经弯管时,在弯管内、外侧产生两个漩涡区,同时产生二次流现象。二次流与主流叠加,使通过弯管的流体做螺旋运动,从而加大了对弯管处的作用,一般弯管半径 50 倍管径长度以后才可以不计二次流的影响,现阶段使用的高压油管的 R/d 的值一般在 10 左右,所以必须考虑它的影响。同时,如果两个弯头距离过近,就会产生相互干扰,使局部作用发生变化,如图 5.7 所示,一般不等于正常条件下两个局部影响的和。试验表明,局部阻碍直接连接,相互干扰可使局部影响增大或者减小,变化范围,约为单个正局部影响的 50%~300%,故在设计时一定要高度重视^[21]。在规范中也要严格控制。

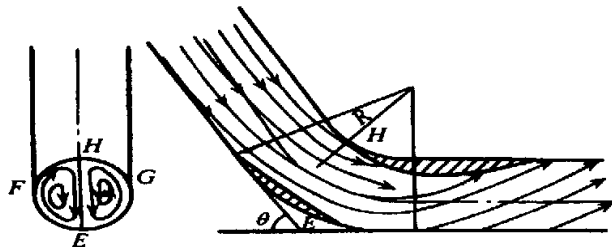


图 5.7 弯管二次流

Fig. 5.7 The distance of the elbows

5.2 高压油管管夹的作用

柴油机高压油管两端拧紧后，中间是悬空的。柴油机工作时所引起的震动和喷油泵产生高压时引起的震动都作用在油管上，导致高压油管振动加强，产生较大的应力，进而缩短其受用寿命。

同时，高压油管在工作中喷油时间不一致导致各管所受力不同步，单根油管振动过大，为了减小振动，通常用管夹将相邻的油管固定在一起，增加了整体的稳定性。油管管夹在油管间传递其相互的作用，对油管的整体使用可靠性起着重要的作用。

现阶段主要使用的 3 管管夹，如图 5.8 所示：

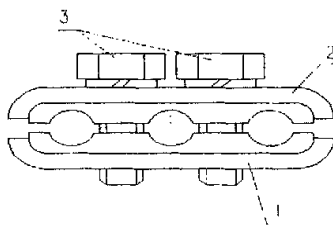


图 5.8 三管管夹

Fig. 5.8 The clip for three pipes

由前面的实验数据可以得出，改变高压油管管夹的位置可以在不改变振幅的情况下影响各个油管的受力情况。经进一步的实验证明，管夹对应变的影响可以相互叠加，整体的影响高压油管的各个危险部位的受力状况。尽量发挥管夹的作用，可以将油管的受力控制在一个整体上合理的范围内，在改进中采用二管管夹，如图 5.9 所示，并运用多管夹分散布置的方法。

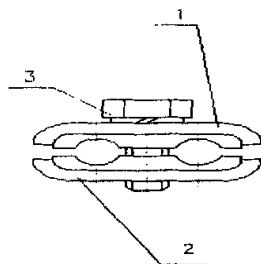


图 5.9 二管管夹

Fig. 5.9 The clip for two pipes

两图中 1、2 为管夹壳，3 为压紧螺栓。

原有的管夹多采用橡胶作为垫片材料,虽然橡胶有较强的减振效果,但是由于它在高温和有机溶剂的作用下容易老化,现已改为玻璃纤维垫片。虽然减振的效果有所削弱,却大大提高了使用寿命,有利于高压油管实用可靠性的提高。

5.3 运用 FIRE 软件进行流体分析

计算流体动力学 (computational fluid dynamics, 简称 CFD) 是在计算机上求解流体运动、传热和传质的偏微分方程组,并且对上述现象进行过程模拟。CFD 辅助发动机工程主要指基于 CAD/CFD 技术的发动机内流系统(性能)的数值模拟技术。发动机内流体流动特性对发动机混合气的形成、燃烧、传热、污染物生成、火焰传播等有着很大的影响,因而研究发动机内的流体流动,以便高效组织缸内燃烧,已成为发动机研究领域的热点问题。虽然依靠先进的测试仪器也可以对缸内流体流动进行测量,但由于仪器本身的局限和发动机复杂结构的限制,往往很难得到十分详尽的信息,而这正好是 CFD 的优点。应用 CFD 进行内流系统的模拟计算,不仅能够提供试验研究不能提供的详尽信息,而且花费小、周期短、适用性强,并能充分考虑结构参数几何形状的影响,有关参数的获取、分析与试验相比要来得简单迅速。而且,现在许多大型商业化软件也已经较好地解决了精度问题,可以适应发动机研究的需要。

流体是 CFD 的研究对象,流体的性质及流动状态决定着 CFD 的计算模型及计算方法的选择,决定着流场各物理量的最终分布结果。目前常用的商业 CFD 软件有: Star-CD、FIRE、KIVA、CFX-5、FLUENT、PHOENICS。

CFD 问题的求解过程可用图 5.8 来描述。其中控制方程就是对支配流体流动的物理守恒定律的数学描述,即根据研究内容建立反映流动对象连续变化的微分方程,主要包括质量守恒、动量守恒、能量守恒、组分守恒方程以及湍流输运方程。选择合适的边界条件对准确地反映流动对象性质至关重要,只有给定了合理的边界条件,才可能计算得出流场的解,因此,边界条件是使 CFD 问题有定解的必要条件^[22]。

对于在求解域内建立控制方程,理论上是有精确解的,但由于所处理问题的复杂性,一般很难获得精确解。因此,通常要将控制方程在求解域内进行离散,把偏微分方程组离散为代数方程组进行求

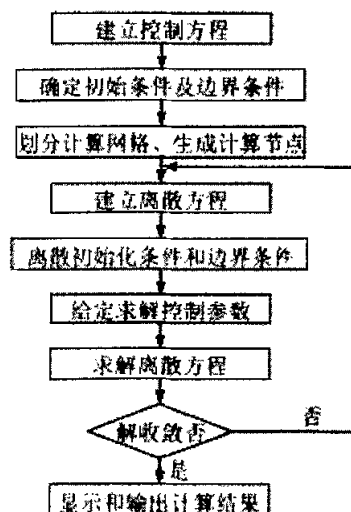


图 5.10 CFD 问题求解过程
Fig 5.10 The course of solving problems

解。要想在空间域上离散控制方程，必须使用网格。网格划分的越细，计算结果越接近实际解，但是，受计算速度和计算机容量的限制，不可能把网格划分的太细。由于所选择的数学模型、离散方法、计算方法和初边值条件的不同，对于同一个物理模型的计算结果可能不同，因此，必须根据所研究对象的特征及研究的内容选择恰当的模型和求解。

FIRE 软件是奥地利 AVL 公司开发的发动机 CFD 软件，可以用于流体流动、喷雾、燃烧的数值模拟。可以进行空间离散成结构化或非结构化的计算网格，数值计算采用移动边界法，并引入各种物理化学模型，可以计算多维空间内的任意时刻的温度场、速度场、压力场及排放物分布。

但是，柴油机高压油管本身受力十分复杂，尤其当今的主要的高压油管生产企业也没有和流体软件公司建立相应的合作，现在的 CFD 软件很难对其工作状态进行模拟。高压油管的工作特点包括其靠近气缸的端口的平均油压反而高于喷油泵端的油压 50~100bar，如果按照所测量的压强进行外力的施加，内部的高压燃油会从气缸倒流回油泵，而且内部燃油的压强测量十分困难，也十分复杂。所以在研究中我们仅对其中的一个状态或一个过程进行定性模拟，如对高压油管作用明显的喷油泵开始喷射，高压燃油流经油管顶开针阀之前的过程，这个过程可以看成是一个压力波从泵端传向喷嘴端的过程。

以燃油速度作为初始量，即给燃油一定的速度从油泵端射入管中，这样来保证模拟时刻的泵端压力高于喷嘴端压力，同时由于管壁的相对运动对油压的影响较小，所以忽略，给定管壁固定约束，如此来模拟油泵端喷油，油压升高，高压油向喷嘴端传播的过程，根据 Fire 软件的分析，得出以下结果，如图 5.11 所示：

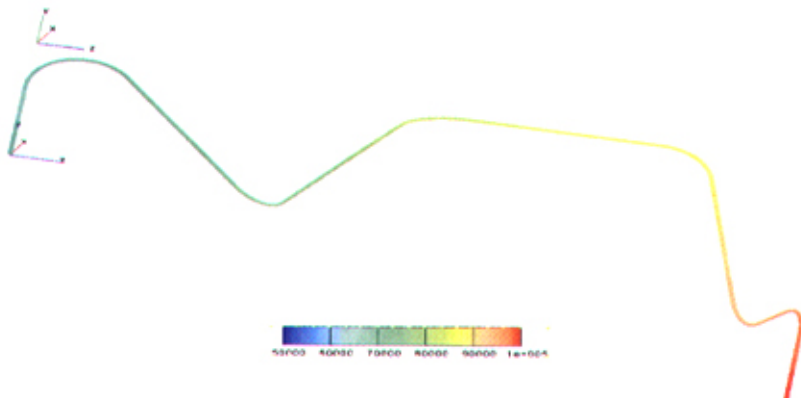


图 5.11 Fire 软件分析

Fig. 5.11 Analysis by Fire

图中显示油管各处液体压强, 由计算结果可以看出, 在靠近油泵端高压燃油的压强较大, 而靠近气缸端的压强较小。随着流体的运动, 流体压强逐渐降低。流体流过弯头的同时也造成了流体的局部损失^[21], 弯管的几何参数为转角 θ 和曲率半径与管径之比 R/r 。局部损失系数见表 5.1:

表 5.1 转角和管径比对局部损失系数的影响

Tab. 5.1 The affect of the angle and diameter of the pipes

| 断面形状 | R/r 或 R/b | 30° | 45° | 60° | 90° |
|------|---------------|-------|-------|-------|-------|
| 圆形 | 0.5 | 0.120 | 0.207 | 0.480 | 1.000 |
| | 1.0 | 0.058 | 0.100 | 0.150 | 0.246 |
| | 2.0 | 0.066 | 0.089 | 0.112 | 0.159 |

在这个状态中, 高压油管内压力波从泵端传向气缸端, 燃油对高压油管油泵端的作用最大, 随着流体的运动, 压强降低, 而后通过各个弯角也出现了局部水头的损失, 并逐渐减弱, 减小了对之后的弯角的作用。

当压力波传到喷油嘴, 由于嘴端针阀截面积较小, 引起燃油在嘴端的压强升高, 顶起针阀, 燃油喷入气缸。随着喷油泵喷油结束, 内部油压降低, 燃油喷射结束, 喷嘴端针阀关闭, 而油管内部运动的燃油会随着惯性继续向嘴端运动, 这样会导致燃油瞬时堆积, 使局部压力升高, 使得在喷油结束后, 压力波从喷油嘴端向油泵端传播, 但压力低于喷嘴端的针阀升程, 可以看成是上述我们建立的模型的反向运动, 其作用可以简化为燃油从嘴端向泵端的流动, 这样的运动中喷嘴端的第一个弯角处承受更大的作用。然后不断的往复运动, 并逐渐消耗能量, 直到下一次的喷射。即高压油管的靠近油泵和气缸的两端的弯角处受力最为集中。油压随运动而减小, 所以在设计规范中必须要保证第一个弯角与油泵和喷嘴之间的距离, 以减小压力波对弯头的冲击。

根据故障件的统计, 在离油泵端和气缸端最近的弯头所出现的故障占到总共出现故障的 90%, 这和我们的统计的结果是基本吻合的, 所以一定要制定相应的规范严格保证油管两端的设计、加工和安装。

5.4 本章小结

本章对柴油机高压油管进行流体分析以确定其受力状况, 并对影响其危险部位受力的因素进行总结, 提出了对这些因素进行控制的方法, 这对于结合柴油机厂的生产实际, 制定针对高压油管路形、管夹的设计规范, 以保证设计的可靠性要求, 有着十分重要的意义。

6 柴油机高压油管的有限元分析

6.1 有限元理论

高压油管的振动取决于激励和其本身的特性，如高压油管的管形、管夹的位置等因素，用工程的语言来说就是其质量分布、弹性性能分布以及能耗机制或称阻尼。在分析其动态特性的时候，如果将高压油管作为一个连续弹性体，具有无限自由度，为能对其进行有效的分析，常将其划分为有限个单元，用有限元法求解。

有限元方法的一般过程包括^[24]：

(1) 建模阶段：建模阶段是根据结构实际形状和实际工况条件建立有限元分析的计算模型——有限元模型，从而为有限元数值计算提供必要的数据库。有限元建模的中心任务是结构离散，即划分网格。但是还要处理许多与之相关的工作，如结构形式处理、集合模型建立、单元特性定义、单元质量检查、编号顺序以及模型边界条件定义等。

(2) 计算阶段：计算阶段的任务是完成有限元方法有关的数值计算。由于这一步运算量非常大，所以这部分工作有有限元分析软件控制并在计算机上完成。

(3) 后处理阶段：它的任务是对计算输出的结果进行必要的处理，并按一定方式显示或打印出来，以便对结构性能的好坏或设计的合理性进行评估，并作为相应的改进或优化，这是进行结构有限元分析的目的所在。

在这三个阶段中，建立有限元模型是整个有限元分析的关键。有限元模型为计算提供了所有的原始数据，这些输入数据的误差将直接决定计算结果的精度；有限元模型的形式将对计算过程产生很大的影响，合理的模型既能保证计算结构的精度，又不使计算量太大和对计算机存储容量的要求太高^[25]。

一个结构的动力学特性可以用它的模态参数加以完整地描述。这些模态参数可以从一个结构模型已知的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵导出（解析法），也可以从测量出来的这个结构的频响函数导出（实验法）^[26]。模态分析的实质，是一种坐标转换。其目的在于把原在物理坐标系统中描述的响应向量，放到所谓的“模态坐标系统”中来描述。

模态分析理论的基本假设^[27]：

线性假设：结构的动态特性是线性的，就是说任何输入组合引起的输出等于各自输出的组合，其力学特性可以用一组线性二阶微分方程来描述。

时不变性假设：结构的动态特性不随时间而变化，因而微分方程的系数是与时间无关的常数。

可观测性假设：这意味着用以确定我们所关心的系统动态特性所需要的全部数据都是可以测量的。

具有有限个自由度的弹性系统的运动方程，可应用动载荷虚功原理推倒出来，其矩阵方程形式为^[28]：

$$M\{\ddot{\delta}\} + C\{\dot{\delta}\} + K\{\delta\} = \{P\} \quad (6.1)$$

式中：M—结构总质量阵，是一对角阵。

C—结构总阻尼阵（假设阻尼为线性阻尼，即 $C = \alpha M + \beta K$ ， α β 为线性阻尼系数，C 为对角阵）。

K—结构刚度矩阵，对称正定。

δ —节点位移列阵。

P—结构的节点载荷列阵。

在模态分析时，取 P 为零矩阵。因结构阻尼较小，对固有频率和振动影响甚微，故忽略不计。因此得到结构的无阻尼自由振动方程^[29]：

$$M\{\ddot{\delta}\} + K\{\delta\} = 0 \quad (6.2)$$

这是常系数线性齐次微分方程组，其解的形式为：

$$\{\delta\} = \{\delta_0\} \sin(\omega t + \varphi) \quad (6.3)$$

式中 ω —振动固有频率， φ —振动初相位

模态分析是一种手段，应着眼于应用。最主要的应用是建立结构动态响应的预测模型，为结构的动强度设计及疲劳寿命的估计服务。

6.2 有限元模型的建立和模态分析

针对柴油机高压油管断裂的问题，建立模型进行模态分析。

在有限元法分析中，计算模型的建立及边界约束条件的模拟与实际结构的相符程度是分析的关键，它直接决定了分析的正确性^[30]。

6.2.1 油管模型的建立

依据高压油管的结构建立有限元模型，计算各缸高压油管的固有频率。考虑到紧固螺母、护套等对模态的影响较小，这里忽略了^[31]，模型只包含高压油管本身，在油管的两端进行全约束，如图：

采用四面体单元solid45 划分油管，基本单元尺寸为1mm。油管的节点数在16463-22208 之间，单元数在63610-83521 之间，如图6.1所示：

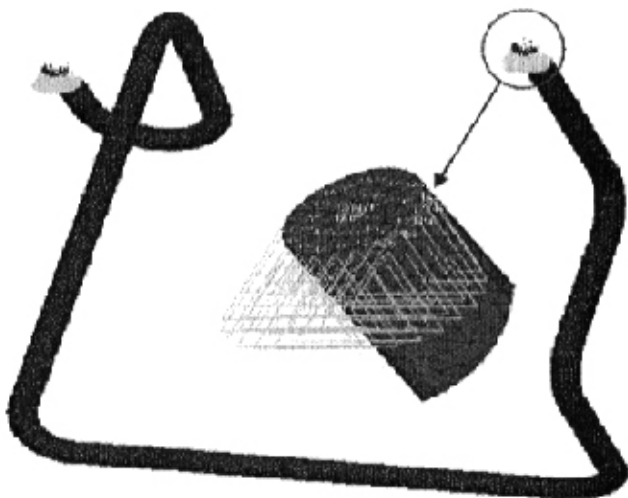


图 6.1 高压油管模型

Fig. 6.1 The model of the high-pressure fuel injection pipe

同时确定高压油管材料属性，见表 6.1。

表 6.1 材料属性

Tab. 6.1 The property of the material

| | 材料名称 | 弹性模量MPa | 泊松比 | 密度 t/mm^3 |
|------|------|---------|-----|-------------|
| 高压油管 | 20A | 2.06e5 | 0.3 | 7.85e-9 |

利用ansys 对油管进行模态分析，得出各缸高压油管的固有频率，见表6.2。

表 6.2 各缸高压油管前 5 阶频率

Tab. 6.2 1-5 order natural frequency

| 管号 | 各阶频率 (Hz) | | | | |
|----|-----------|-------|-------|-------|-------|
| | 第一阶 | 第二阶 | 第三阶 | 第四阶 | 第五阶 |
| 管1 | 95.3 | 142.7 | 184.8 | 286.8 | 399 |
| 管2 | 119.5 | 131 | 166.6 | 229.8 | 297.5 |
| 管3 | 109.7 | 135.3 | 150.3 | 218.4 | 278.3 |
| 管4 | 87 | 168.3 | 170.2 | 291.6 | 400.5 |
| 管5 | 73 | 189.3 | 250 | 278.4 | 331.1 |
| 管6 | 83 | 115.8 | 178.2 | 298.2 | 340.5 |

表 6.3 各缸高压油管 6~10 阶频率

Tab. 2.1 6-10 order natural frequency

| 管号 | 各阶频率 (Hz) | | | | |
|----|-----------|-------|-------|-------|--------|
| | 第六阶 | 第七阶 | 第八阶 | 第九阶 | 第十阶 |
| 管1 | 529.1 | 594.9 | 822.1 | 971.4 | 1199.4 |
| 管2 | 470.8 | 528.1 | 675.3 | 776.8 | 879.8 |
| 管3 | 529.4 | 635.7 | 740 | 833.7 | 979.6 |
| 管4 | 606.5 | 671.1 | 737.8 | 850.4 | 959 |
| 管5 | 347.2 | 470.5 | 612.6 | 714.8 | 865 |
| 管6 | 485.2 | 613.1 | 696 | 856.6 | 1003 |

由上表可以看出各缸油管的一阶固有频率均不一样，而且都比较低（在70~120HZ之间），易发生共振。因此当机体震动或者转速变化时，各缸油管可能会交替发生共振。此外各缸油管的前5 阶频率也不是太高，小于等于400Hz。

在这样的情况下，管夹的位置和管夹的自身性质对高压油管的影响很大。安装正确则会大大减小油管的振动。

6.2.2 管夹模型的建立

高压油管管夹模型的建立是一个十分复杂的步骤, 由于对其特性的定义也会影响高压油管的整体振动性质, 其中包括改变整体刚度和工作阻尼, 同时会加入新的质量。

刚度的增加会导致共振频率的提高, 并且降低 FRF (频率响应函数) 在低频段的幅值。因为在频响函数低频段刚度的影响具有支配性, 所以把这段区域叫做刚度线, 或者确切一些叫做柔度线^[32]。

增加阻尼会使共振阻尼略有减小, 但它的主要作用是减小频响函数在共振点的幅值, 同时使相位改变为平缓。

增大质量会降低共振频率, 同时也降低 FRF 在高频段的幅值。由于质量对高频段曲线起支配作用, 所以单度系统频响函数的高频段叫做质量线。

首先以略微简单的二管管夹来建立油管 - 管夹模型, 如图 6.2 所示:

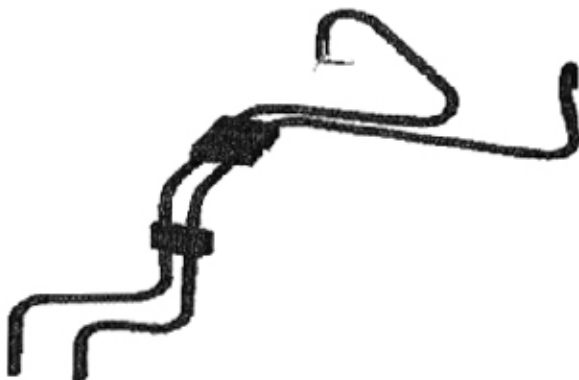


图 6.2 高压油管有限元模型

Fig. 6.2 The finite element modle

油管依上述所述处理, 由于纤维质的垫片的阻尼特性下降, 将其看成刚性体, 简化固定螺丝和螺母, 将其质量加入管夹质量中, 并以此建立模态分析模型, 对油管端头施加全约束, 利用 ansys 对油管进行模态分析, 高压油管的固有频率计算结果为:

表 6.4 高压油管固有频率

Tab. 6.4 The natural frequency

| 油管 | 第一阶 | 第二阶 | 第三阶 | 第四阶 | 第五阶 |
|-----|--------|--------|--------|--------|--------|
| 1-2 | 298.82 | 371.10 | 411.24 | 557.15 | 585.65 |

为验证计算结果，用应变测量仪测试振动结果，结果显示，在频率为 287Hz 的情况下会出现大的共振，如图 6.3 所示：

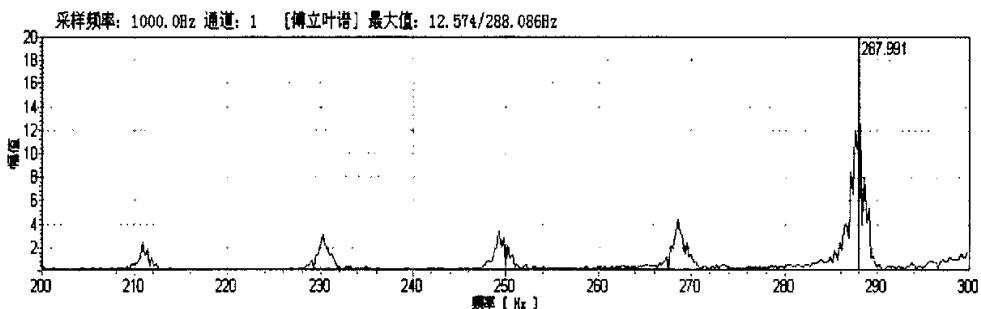


图 6.3 应变仪显示频率 287.991Hz 出现共振

Fig. 6.3 The pipes resonate at 287.991 Hz

结果显示，我们所建立的有限元模型计算结果贴近实验的测量结果，基本合乎了计算的要求。

6.2.3 高压油管整体模型的建立和计算

柴油机高压油管模型的 CAD 图，如图 6.4 所示：

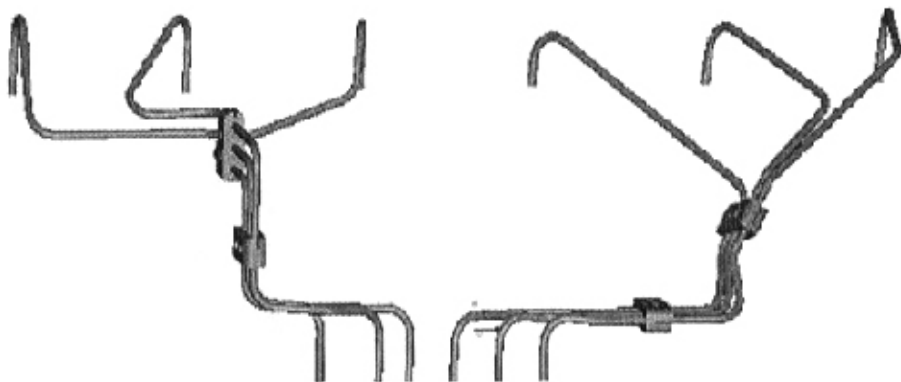


图 6.4 原始高压油管 CAD 图

Fig. 6.4 The CAD of the former pipes

由于高压油管被排气管分成两个部分，在模态分析过程中可以先对其右侧半个部分进行模态分析，分析过程及方法对左侧的模型的也适用。

对模型的两端即靠近气缸的端头和靠近油泵的端头施加全约束，进行模态计算，并对其前六阶模态的振型进行分析，如图 6.5~6.10 所示：

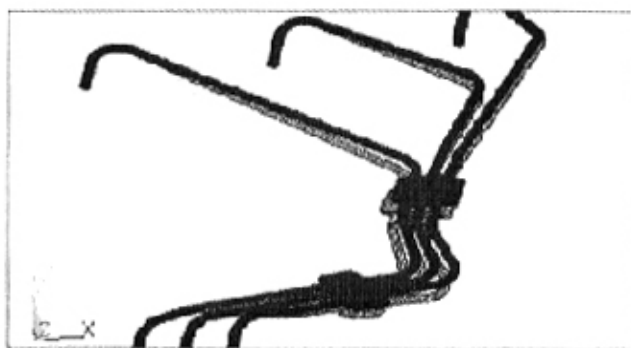


图 6.5 高压油管第一阶振型

Fig. 6.5 The first order vibrancy

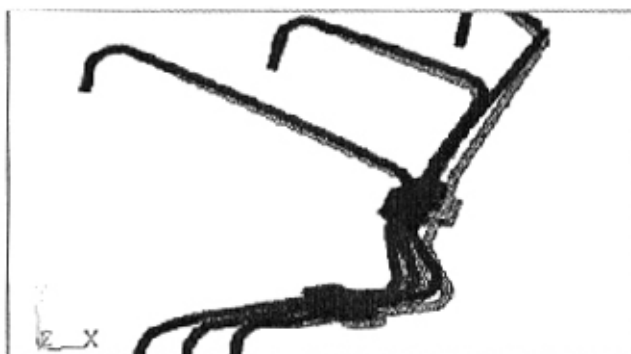


图 6.6 高压油管第二阶振型

Fig. 6.6 The second order vibrancy

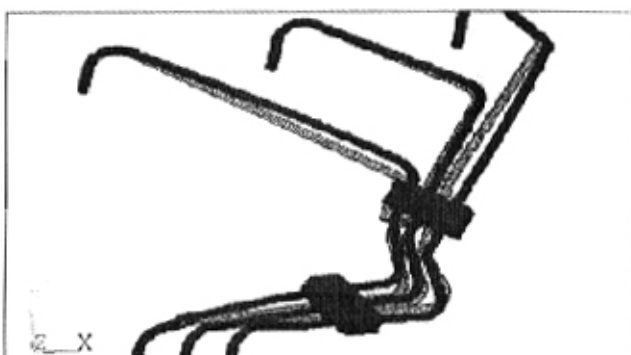


图 6.7 高压油管第三阶振型

Fig. 6.7 The third order vibrancy

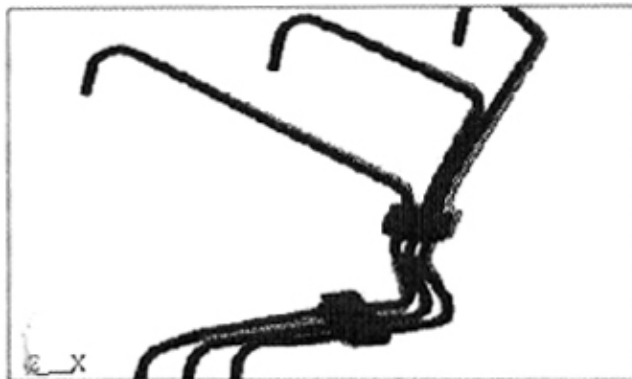


图 6.8 高压油管第四阶振型
Fig. 6.8 The fourth order vibrancy



图 6.9 高压油管第五阶模态
Fig. 6.9 The fifth order vibrancy



图 6.10 高压油管第六阶模态
Fig. 6.10 The sixth order vibrancy

由以上的六阶模态图可以看出，高压油管振动模态，尤其是前三阶模态出现向图中侧下方向，即 X-Y 平面的第四象限方向，弯曲的现象。这样的振动使得高压油管靠近喷油泵处的弯头内外两侧振动加强，加速了高压油管的疲劳破坏，在设计中是应当尽量避免的。同时由于大管夹的作用，使得图中左边得两根油管所受的侧向的力直接作用在最右侧的油管上，致使其受力增加，振动加强，直接导致了最右侧的油管容易断裂，这与我们的实验统计结果是相吻合的，也是我们运用模态分析方法所要解决的重要问题。

严格的说，在实际的工作中，所谓的“纯模态”响应是很难找到的，任何一种分布的激励力必将激出多个模态响应；实际测得的响应则是多个模态响应叠加的结果。从能量平衡的观点来看，每一固有模态表现为一种特定的能量平衡状态，各个平衡状态之间没有能量交换，也就是互不耦合^[33]。

6.3 结构优化设计

模态分析的结果与柴油机高压油管的故障统计结果基本符合，所以依据模态分析的理论对高压油管模型进行优化。

重分析计算模型建立过程如下^[34]：

不计阻尼，结构自由振动方程为：

$$[M]_{n \times n} \{\ddot{x}\} + [K]_{n \times n} \{x\} = \{0\} \quad (6.4)$$

将上式变换到模态坐标空间，得：

$$([k_r]_{m \times m} - \omega^2 [m_r]_{m \times m}) \{Q\}_{m \times 1} = \{0\} \quad (6.5)$$

此处 $[k_r]$ 和 $[m_r]$ 分别为模态刚度阵和模态质量阵，均由实验模态分析得到； $\{Q\}$ 为模态坐标向量。注意在该式中进行了坐标缩减，此处仅取了 m 个模态坐标， $m < n$ 。因而物理坐标与模态坐标之间得变换关系为：

$$\{X\}_{n \times 1} = [\Phi]_{n \times m} \{Q\}_{m \times 1} \quad (6.6)$$

对原结构进行修改，使其质量阵和刚度阵发生了如下变化：

$$[M'] = [M] + [\Delta M], \quad [K'] = [K] + [\Delta K] \quad (6.7)$$

将式(6.7)代入(6.4)，并运用式(6.6)进行坐标变换，可得：

$$\left(([k_r] + [\Phi]^T [\Delta K] [\Phi]) - \omega^2 ([m_r] + [\Phi]^T [\Delta M] [\Phi]) \right) \{Q\} = \{0\} \quad (6.8)$$

上式构成了一个新的特征值问题，但是阶数较少。运用雅可比法解得它的特征值矩阵和特征向量矩阵如下：

$$[\Omega_r'^2] = \text{diag}[\Omega_1'^2, \Omega_2'^2, \Omega_3'^2, \dots, \Omega_m'^2], \quad [\Psi] = [\{\Psi_1\} \{\Psi_2\} \{\Psi_3\} \dots \{\Psi_m\}] \quad (6.9)$$

此处我们假定：

$$\{Q\} = [\Psi] \{\gamma\} \quad (6.10)$$

由式(6.6)，式(6.9)，式(6.10)得：

$$\{X\} = [\Phi]_{n \times m} \{Q\}_{m \times 1} = [\Phi]_{n \times m} [\Psi]_{m \times m} \{\gamma\}_{m \times 1} = [U] \{\gamma\}_{m \times 1} \quad (6.11)$$

因此，修改结构的模态振形为：

$$[U]_{n \times m} = [\Phi]_{n \times m} [\Psi]_{m \times m} \quad (6.12)$$

在结构修改中，我们改变了管形和管家的位置、形状，如图 6.11 所示，由于油管不变，其附加质量可以近乎忽略，计算结果表明，这一修改方案对振形的影响如下：

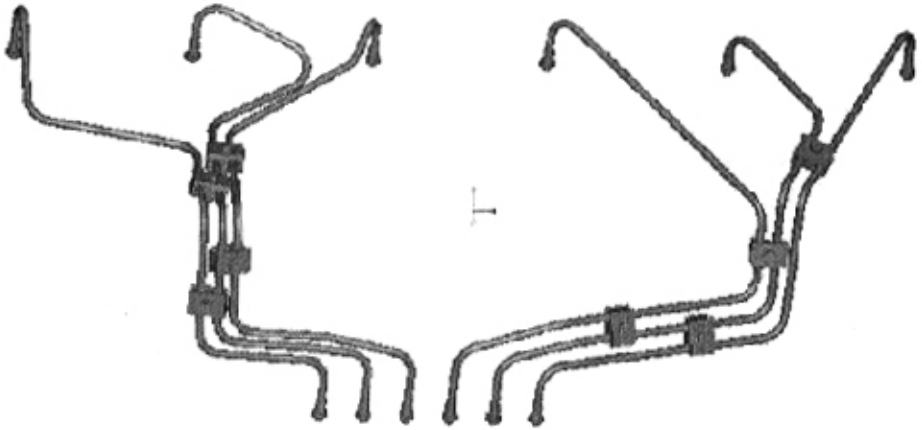


图 6.11 改进的高压油管 CAD 图

Fig. 6.11 The CAD of the ameliorative pipes

经过改进，得到高压油管的前十阶固有模态振形如图 6.12~6.17 所示：

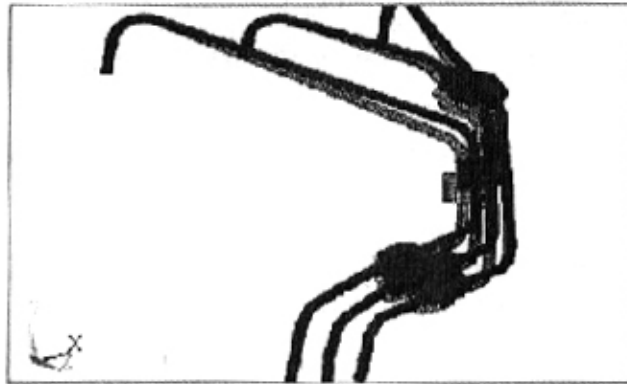


图 6.12 高压油管第一阶振型

Fig. 6.12 The first order vibrancy

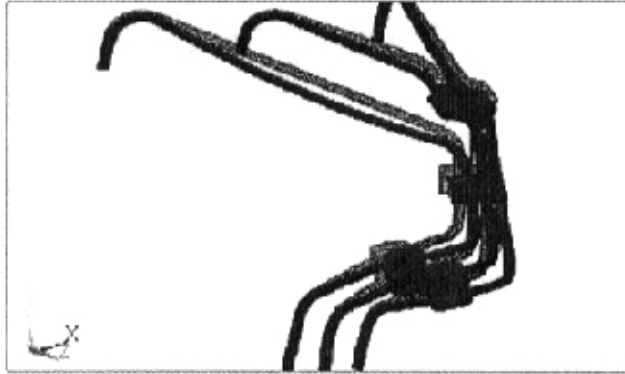


图 6.13 高压油管第二阶振型
Fig. 6.13 The second order vibrancy

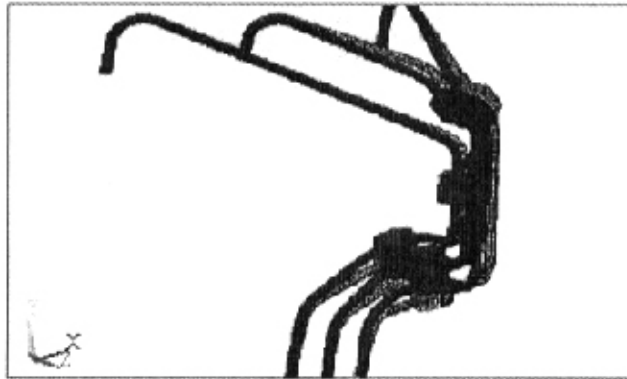


图 6.14 高压油管第三阶振型
Fig. 6.14 The third order vibrancy

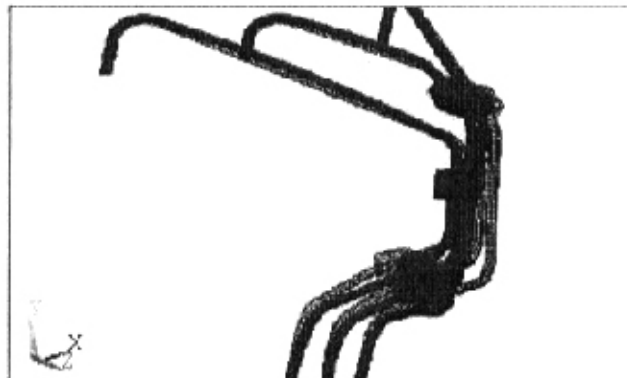


图 6.15 高压油管第四阶振型
Fig. 6.15 The fourth order vibrancy

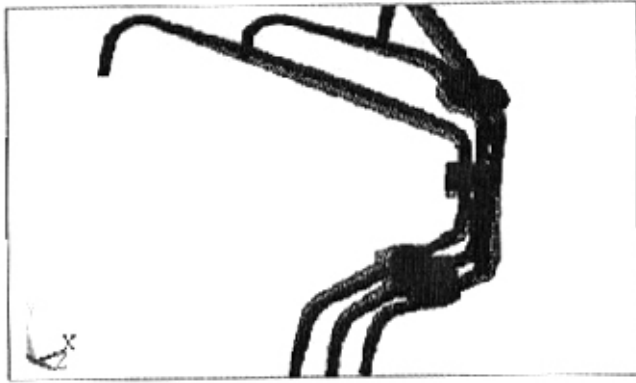


图 6.16 高压油管第五阶模态
Fig. 6.16 The fifth order vibrancy

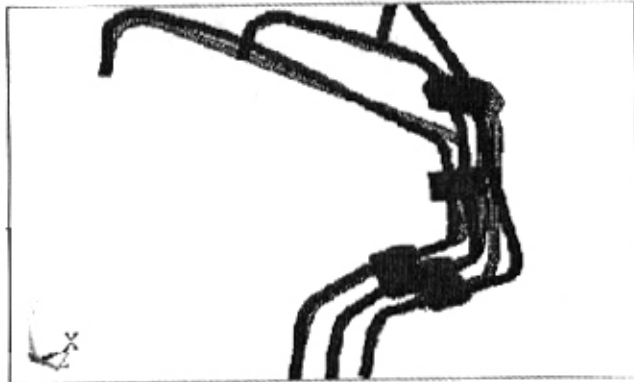


图 6.17 高压油管第六阶模态
Fig. 6.17 The sixth order vibrancy

由改进的高压油管的模态分析图可以看出，如图所示的油管的前后方向的运动加强，即 Z 方向的运动加强，而对油管侧向运动减弱，即对油管的弯曲减小，同时如模态图所示，左侧的 2 根油管的振动加强，而最右侧的油管的振动减弱，这样起到了减小最外侧的油管的振动的效果，也将起到提高油管整体可靠性的效果。

6.4 改进成果

通过运用基础理论的分析，以及流体分析软件和结构分析软件的计算，根据高压油管的自身特性对柴油机高压油管进行了整体改进，力图在不改变其原使用材料的情况下提高其整体可靠性，即适当的减弱危险部位的受力和振动，将其分配到原来不容易破坏的部位。改进后测量得到：

改进的油管由于按照设计规范，控制了弯头处的弯角的大小，各个弯头之间的距离，并通过有限元法对高压油管的基本振形进行了改变，减小了弯头处危险部位的振动的大小如表 6.1 所示：

表 6.1 高压油管应力 - 应变测量数据
Tab. 6.1 The data of stress-strain measuring

| 油管编号 | 测量位置 | 原始油管应变振幅 ($\mu\varepsilon$) | 改进油管应变振幅 ($\mu\varepsilon$) |
|------|------------|-------------------------------|-------------------------------|
| 管 1 | 气缸端油管弯头内圆角 | 730.4 | 355.8 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 853.6 | 222.2 |
| 管 2 | 气缸端油管弯头内圆角 | 195.5 | 423.2 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 280.0 | 572.0 |
| 管 3 | 气缸端油管弯头内圆角 | 359.3 | 202.3 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 406.4 | 171.0 |
| 管 4 | 气缸端油管弯头内圆角 | 232.9 | 271.0 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 227.2 | 101.2 |
| 管 5 | 气缸端油管弯头内圆角 | 239.0 | 314.3 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 201.1 | 287.1 |
| 管 6 | 气缸端油管弯头内圆角 | 700.0 | 229.0 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 726.7 | 257.4 |

测量结果显示，改进油管的两端的振幅，尤其是管 1 和管 6 的振幅有了较大的改变，管 1 和管 6 的振幅大大下降，管 2 和管 5 的振幅增加，但是也明显小于管 1 和管 6 的初始状态。

改进的油管通过改变管形和使用油管路的多管夹分散布置技术，并应用有限元法改变了其基本振型，改变了高压油管相邻油管之间的相互作用，从而改变了弯头处的应变的平均大小，如表 6.2 所示：

表 6.2 高压油管应力 - 应变测量数据
Tab. 6.2 The data of stress-strain measuring

| 油管编号 | 测量位置 | 原始油管应变大小 ($\mu\epsilon$) | 改进油管应变大小 ($\mu\epsilon$) |
|------|------------|----------------------------|----------------------------|
| 管 1 | 气缸端油管弯头内圆角 | 190.7 | -158.2 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 128.5 | -64.5 |
| 管 2 | 气缸端油管弯头内圆角 | -750.5 | 150.6 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | -145.2 | -104.8 |
| 管 3 | 气缸端油管弯头内圆角 | -443.8 | -19.4 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | -121.3 | -243.2 |
| 管 4 | 气缸端油管弯头内圆角 | -707.4 | -276.4 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 291.7 | -3.8 |
| 管 5 | 气缸端油管弯头内圆角 | -593.5 | -219.8 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | 231.5 | -191.6 |
| 管 6 | 气缸端油管弯头内圆角 | 66.9 | -200.6 |
| | 油泵端油管弯头内圆角 | -104.7 | 144.8 |

由测试结果显示管 1 和管 6 将一部分的作用通过管夹传递到管 2 和管 5，同时管 3 和管 4 也分担了管 2 和管 5 所受的力，这样提高了高压油管的整体可靠性。

改进油管经实验测试和样机试装验证，效果理想。

6.5 产品信息反馈

柴油机厂于 2005 年 8 月份下发技术问题通知单，对 6DE2-22 系列近 90 种机型的高压油管进行了改进，并于 2006 年 1 月到 3 月期间对高压油管故障进行统计。统计中收到故障件共计 218 件，全部为 2005 年 12 月份之前生产，其中仅有 2 件为改进件。以产量大故障率高机型 6DE2-22-77K 作为分析对象，在 2005 年前 8 个月的故障件为 15 个，产量 320 台，故障率为 4.6%，在 8 月份之后产量为 70 台，故障件仅为 1 件，故障率降为 1.4%。

信息反馈结果显示：高压油管的改进，有效的控制了故障率，基本满足了生产的需要。

结 论

一、全文总结

本文结合柴油机厂的实际生产需要,对某型号六缸柴油机高压油管的故障进行分析和改进,在不增加生产成本的情况下提高其使用可靠性,为当前的柴油机生产企业解决高压油管故障的问题,提供了一定的依据,具有一定的经济实用价值。

主要工作包括:

1. 针对高压油管的故障进行了统计、分析,结合疲劳理论和流体力学理论对其破坏机理进行研究,确定了危险易发生断裂的部位,根据研究结果对高压油管的管形设计和管夹分布制定了相应的设计规范以及检验标准。

2. 针对柴油机高压油管的工作特点,将局部应力-应变实验测量法应用到对其疲劳特性的测量当中,解决了高压油管工作状态难于量化测量的问题,也为改进结果的检验提供了有效的依据。

3. 将模态计算应用于柴油机高压油管的设计当中,通过改进高压油管的基本振型来改进其振动状况。应用有限元理论指导高压油管的设计,大大提高了设计的效率,减少了实验验证的次数,为更多型号的柴油机高压油管的设计改进提供了理论依据。

4. 建立和完善了柴油机厂在高压油管方面的,从设计到检验,到安装以及故障统计的处理系统,为柴油机厂其他型号的柴油机高压油管的改进打下了良好的基础。

二、工作展望

总的来说,针对高压油管的改进是成功的,然而许多工作仍有待于深入的研究。主要包括以下几个方面:

1. 通过模态分析和局部应力-应变分析实验对比我们可以将两组改进的结果或改进前后的两组结果相比较并得到优化的结果,满足阶段性要求,却无法得到最优的改进方案,这造成了机型的持续的改进。

2. 虽然我们建立了有限元的结构分析模型,但模型还有待改进,比如六缸柴油机由于其改进空间较大,管形受限制较少,并没有考虑喷油泵和其托架的影响,但是四缸柴油机的结构相对紧凑,改进时必须建立油管、油泵和托架的整体模型。

3. 现代的柴油机厂,一般生产包括几大系列几十种乃至上百种不同型号的柴油机,其设计和布局的差异造成了高压油管设计的多样性,今后如果能将相关的设计规范和模态分析灵活的运用,在结构分析软件的基础上开发出实用性强的新型的软件服务于柴油机的油管设计软件,将大大提高改进的速度,这同时也是我们努力的方向。

参 考 文 献

- [1] 王福斌. 喷油泵高压油管. 柴油机 • Diesel Engine. 上海: 上海七一一研究所, 1998.4.
- [2] 苏三买, 朱瑞祥, 邵维民. 柴油机高压油管传感器设计. 西北农林科技大学学报. 陕西省杨陵市: 西北农林科技大学出版社, 1997.2.
- [3] 王小哲. 喷油泵高压油管. 柴油机 • Diesel Engine. 上海: 上海七一一研究所, 1999.2.
- [4] 国家机械工业局. 柴油机高压油管组件技术条件. 中华人民共和国机械行业标准. 北京: 机械科学研究院出版社, 2000.
- [5] 北方交通大学著. 机车柴油机原理. 北京: 中国铁道出版社, 1981.
- [6] 刘晓述, 陈敏, 郑铁平. 20/27 柴油机高压油管漏油原因分析和改进. 机械工程师. 哈尔滨: 黑龙江省机械科学研究院, 1999.10.
- [7] 才庆魁. 金属疲劳断裂理论. 沈阳: 东北工学院出版社, 1989.
- [8] 孙茂才著. 金属的力学性能. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2003.
- [9] S. 戈康达著. 颜明皓, 刘才穆译. 金属的疲劳与断裂. 上海: 上海科学技术出版社, 1983.
- [10] 弗罗斯特, 马丁著. 金属疲劳. 北京: 冶金工业出版社, 1984.
- [11] 何肇基著. 金属的力学性质. 北京: 冶金工业出版社, 1989.
- [12] 傅样炯著. 结构疲劳与断裂. 西安: 西北工业大学出版社, 1995. 12.
- [13] H. O. 福克斯, R. I. 斯蒂芬斯著. 漆平生, 徐桂琴译. 汪一麟校. 工程中的金属疲劳. 中国农业机械出版社, 1983.
- [14] 航空工业部科学技术委员会著. 应变疲劳分析手册. 北京: 科学出版社, 1987.
- [15] 马良理, 冯仁贤著. 应变电测与传感技术. 北京: 中国计量出版社, 1993.
- [16] 凯尼南, 布湃尔著. 洪其麟译. 高等断裂力学. 北京: 北京航空学院出版社, 1987.
- [17] 范钦珊, 王殷, 殷雅俊著. 材料力学. 北京: 高等教育出版社, 1999.
- [18] Duane Detwiler. Computer. Aided Structural Optimization of Automotive body structure. SAE960523. 1996.
- [19] 孔珑著. 流体力学. 北京: 高等教育出版社, 2003.
- [20] 朱明武著. 动压测量. 北京: 国防工业出版社, 1983.
- [21] 张鸿雁, 张志政, 王元著. 流体力学. 北京: 科学出版社, 2004.
- [22] E. Utriainen, Sunden B. Numerical Analysis of Primary Surface Trapezoidal Cross Wavy Duct [J]. Int. J. Num. Meth. Heat & Fluid Flow 2000.
- [23] 赵少汴, 王忠宝著. 抗疲劳设计. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [24] Habiner L R, Gold B. Theory and applications of digital signal processing. Prentice Hall, 1975.
- [25] Lee K, Nikolaidis E, Effect of member length on the parameter estimates of joints. Computers and Structures, 1998(68).
- [26] 李德葆, 陆秋海著. 实验模态分析及其应用. 北京: 科学出版社, 2001.

- [27] 沃德·海伦, 斯蒂芬·拉门兹, 波尔·萨斯著. 白化同译. 屠良尧校. 模态分析理论与试验. 北京: 北京理工大学出版社, 2001.
- [28] Bradshaw P, Randall R. Early Detection and Diagnosis of Machine Faults on the Trans Alaska Pipeline. MSA-Session. ASME Conference. Dearborn MI, pp.7-17. September 1983.
- [29] 勒晓雄, 张立军, 江皓著. 汽车振动分析. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [30] John F. Fleming. Computer Analysis of Structural Systems. McGraw-Hill Book Company. USA. 1985.
- [31] Mogi T, Sugiura K. Development of Joint Technology of Bus Body Structure. Int. J. of Vehicle Design, 1984, 5.
- [32] Allemang R. Vibrations. Analytical and Experimental Modal Analysis. University of Cincinnati. Ohio, USA, 1992, pp. 158.
- [33] Thomson W.T. Theory of Vibration with Application. Prentice-hall, Inc.. London, 1981.
- [34] Pascual R, Golival J C, Razeto M. A frequency domain correlation technique for model correlation and updating. Proceedings of the 15th International Modal Analysis Conference, Orlando, Florida, 1997.

攻读硕士学位期间发表学术论文情况

王天灵, 邢建强, 于学兵. 高压油管故障分析及改进措施. 汽车技术. 属于学位论文第二至六章内容的简单介绍.

致 谢

本论文选题来源于大连柴油机厂的生产实际,我从2004年11月进入柴油机厂实习,作为大连理工大学能源与动力工程学院与企业联合培养的第一批硕士研究生,我受到柴油机厂和学校老师的多方面的支持和关注。

首先是来自吉林大学的柴油机厂副总工程师王天灵老师给了我导师般的关怀和帮助,指导我的每一步工作,照顾我的生活,他严谨的治学态度和孜孜不倦的进取精神,使我受益终身。

感谢大连柴油机厂,产品开发处的姜立处长在我在厂实习期间柴油机厂为我提供了研究所需的资金、数据和实验器材;可靠性研究小组的王洋科长在繁忙的工作期间也在关注我的工作进展情况,指导我的进步;还有我朝夕相处的工作伙伴李兴民,我们互相鼓励,共同攻关,共同完成科研任务。在论文即将完成之际,我要向他们表示感谢,柴油机的领导和同事,我们并肩奋斗的日子会一直鼓励着我努力前进。

感谢学院的宋希庚老师、薛东兴老师为我争取来这个到生产实践中去的机会,使我有机会来到柴油机厂,参加实际生产项目的技术攻关,熟悉其中的这个过程,加深了我对学校所学知识的认识,使我的个人能力得到了进一步的提高。

在我到柴油机厂实习的日子,我的导师于学兵老师一直在背后默默的支持我,在我遇到困难的时候帮助我,在我遇到挫折的时候鼓励我,正是在他的引导下,毫无实际工作经验的我在技术攻关的路上克服困难,取得成功。在论文即将完成之际,在此郑重的向于老师表示诚挚的谢意。

论文的内容涉及柴油机高压油管的设计、加工、检验和售后信息反馈等多个方面,取得的成绩也是众多同事协同努力的结果,在此一并向他们表示衷心的感谢。