

结构与可靠性

某低速柴油机曲轴齿轮过盈装配分析

王 奎, 刘利军, 宋雅丽

(中船动力研究院有限公司, 上海 200129)

摘 要: 根据某低速柴油机曲轴齿轮装配的实际工况, 建立齿轮及过盈轴的三维有限元模型, 对曲轴齿轮过盈装配进行分析。研究了不同装配过盈量下齿轮的应力分布情况, 得出齿轮装配过盈量对齿轮受力影响的规律; 并通过与增加凹槽模型的计算结果的对比, 得到改善齿轮应力分布的方法。

关键词: 低速柴油机; 曲轴齿轮; 过盈装配; 应力分布

中图分类号: TK423.3⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)02-0029-05

Analyses of Interference Fit of Certain Low-speed Diesel Engine Crankshaft Gear

Wang Kui, Liu Lijun, Song Yali

(China Shipbuilding Power Engineering Institute Co., Ltd., Shanghai 200129)

Abstract: According to the actual working conditions of crankshaft gear assembly of certain low-speed diesel engine, the three-dimensional finite element model was set up, and the interference fit was analyzed. The stress distributions of the gear under different interference values were studied, which lead the discipline of the influence of gear assembly interference on the force of gear. Together with the comparison with the results of adding groove model, the methods which improve the stress distribution of the gear were obtained.

Key words: low-speed diesel engine; crankshaft gear; interference fit; stress distribution

0 引 言

曲轴和正时齿轮的装配采用过盈连接, 工程实际中常出现“打齿”现象, 通过大量的工程实践发现: 过盈量大是导致齿轮打齿失效的主要原因之一^[1]。因此, 研究曲轴和正时齿轮装配过盈量对齿轮受力的影响, 并据此设计出合理的过盈量已成为低速大功率柴油机设计的一个重要课题。本文采用有限元分析技术, 通过定义齿轮轴孔处的非线性接触^[2,3]以及过盈量, 研究过盈量对齿轮应力分布的影响, 并进一步研究改善齿轮过盈装配应力分布的方法。

某低速柴油机曲轴齿轮的基本参数如表 1 所示。齿轮内圆与曲轴配合面的基本尺寸为 1 140 mm。

表 1 曲轴齿轮的基本参数

齿数 z	152
模数 m_n/mm	10
压力角 $\alpha/(\circ)$	20
基圆直径 d_b/mm	1 428.332 8
齿顶圆直径 d'/mm	1 521.940

装配前对曲轴齿轮尺寸测量时发现: 过盈值略大于设计的过盈值。为判断是否可用, 须对该处过盈装配进行分析。曲轴齿轮的装配实物如图 1 所示。

1 曲轴齿轮过盈装配有限元分析

1.1 有限元网格模型

建立三维实体模型, 在有限元前处理软件中建立网格模型。采用映射的方式生成六面体网格, 曲

收稿日期: 2015-05-29; 修回日期: 2015-08-27

作者简介: 王奎(1988-), 男, 助理工程师, 主要研究方向为发动机强度和疲劳分析, E-mail: wk@cspi.net.cn。

轴与曲轴齿轮接触处存在过盈接触,是分析的重点,所以在进行网格处理时,该过盈接触区域的网格节点应达到一致,保证分析结果的精确性。考虑到凹槽对曲轴齿轮应力分布的影响,在四个螺栓孔处相应设置了凹槽,计算模型包含原设计模型和增加凹槽的模型,网格模型如图 2、3 所示。

原设计模型包含节点 548 218 个,单元数为 491 004 个。增加凹槽模型包含节点 547 786 个,单元数 490 300 个。单元类型为 C3D8I。



图 1 曲轴齿轮装配图

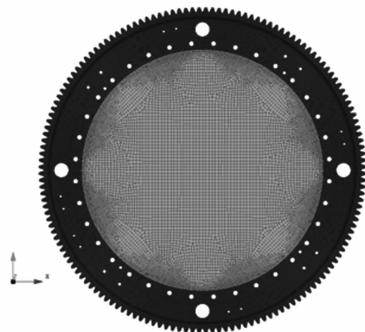


图 2 原设计网格模型

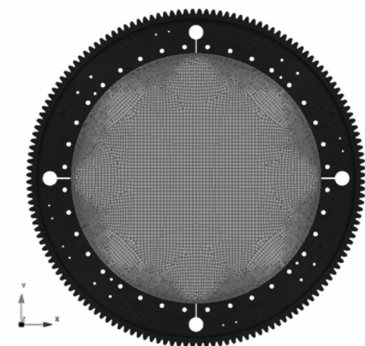


图 3 增加凹槽网格模型

1.2 材料参数

该低速柴油机曲轴齿轮的材料牌号为 34CrNiMo6,曲轴的材料牌号为 34CrMo4,两种材料的各项性能参数如表 2 所示。

在计算过程中考虑到装配过盈量过大会导致曲轴齿轮超出弹性应变范围,出现塑性变形。因此根据试验得到曲轴齿轮材料试样的应力应变曲线,将

塑性参数设置到软件中,计算得到曲轴齿轮的实际变形及应力分布。试样的应力应变曲线如图 4 所示。

表 2 材料机械性能参数列表

名称	34CrNiMo6	34CrMo4
屈服强度 $R_{p0.2}/\text{MPa}$	840	690
抗拉强度 R_m/MPa	1 140	900
密度 $\rho/(t \cdot \text{mm}^{-3})$	7.85E-9	7.85E-9
伸长率	11%	11%
弹性模量 E/MPa	210	210
泊松比 ν	0.3	0.3

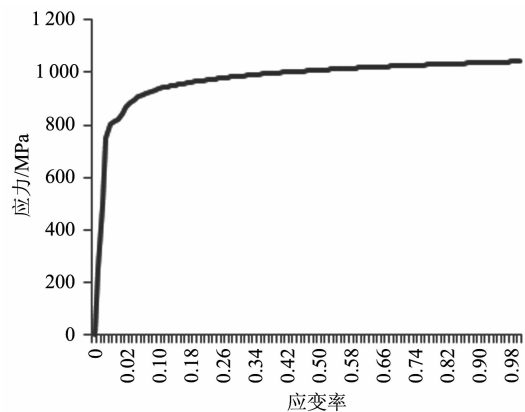


图 4 34CrNiMo6 试样应力应变曲线

1.3 边界条件设置

在装配过程中,需要对曲轴进行固定约束,在计算模型中将曲轴中间位置处的一些节点做固定约束。为了研究安装状态下的曲轴齿轮过盈装配,只考虑过盈对整个结构的影响,曲轴齿轮与曲轴中间定义非线性接触关系,不施加其他载荷^[4,5],如图 5 所示。

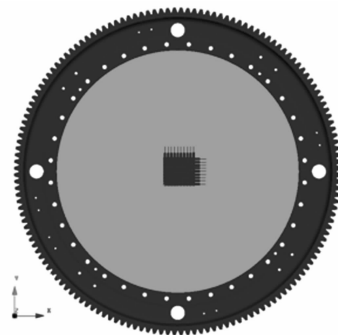


图 5 边界条件

1.4 计算结果

在曲轴齿轮过盈装配下,曲轴齿轮内侧主要受压,从计算结果可以看出,该区域主要表现为压应力作用。曲轴齿轮等效应力如图 6 所示,可以看出当过盈量为 1 mm 时,在四个螺栓孔内侧,等效应力的最大值已经超出材料的屈服极限,该区域发生

局部塑性变形。从图 6 (b) 可以看出, 在螺栓孔处增加凹槽后, 会导致螺栓孔的内部应力值增加, 该区域超出屈服的区域有所增加, 但是相应的螺栓孔附近区域整体等效应力值有所降低。

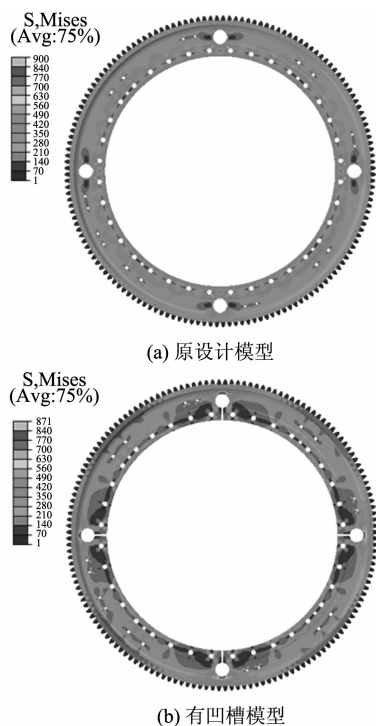


图 6 过盈量为 1 mm 时等效应力

由于曲轴齿轮与轴之间的过盈装配作用, 曲轴齿轮表现为受压, 最小主应力如图 7 所示。可以看到当过盈量为 1 mm 时, 在螺栓孔的两侧受压作用明显, 出现压应力最大值, 原始模型和增加凹槽后的模型最大压应力分别为 534 MPa 和 666 MPa。可见, 增加凹槽后, 该区域的受压作用更加明显, 最大压应力有所增加, 但同时由于凹槽的存在, 使附近区域的受压作用有所缓解。

过盈面的接触压力如图 8 所示, 可以看到当过盈量为 1 mm 时, 原始模型和增加凹槽后的模型最大接触压力分别为 313 MPa 和 501 MPa, 均出现在 4 个较大螺栓孔对应的区域。从图中可以看出: 在过盈面上内部有螺栓孔的地方会发生较大的变形, 因此过盈接触面上的接触压力很小。增加凹槽后, 曲轴齿轮过盈面整体的接触压力值有明显降低, 但是在凹槽处出现一定的应力集中现象, 该处的最大接触压力值有所增加。

曲轴齿轮的屈服应力为 840 MPa, 由计算结果得出, 原设计模型在过盈量为 0.93 mm 时, 曲轴齿轮的局部区域发生屈服。由等效应力云图可知, 该区域出现在大的螺栓孔内侧。增加凹槽后, 由于凹槽处的应力集中作用, 最大等效应力、最小主应

力和接触压力的最大值都有所增加。计算结果表明: 过盈量为 0.687 mm 时, 曲轴齿轮的局部区域发生屈服。由等效应力云图可知, 该区域出现在大的螺栓孔内侧。

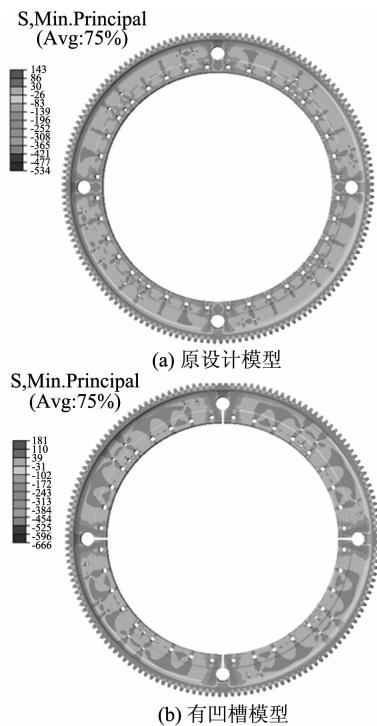


图 7 过盈量为 1 mm 时最小主应力

2 结果分析与讨论

2.1 应力结果分析

将原设计模型和增加凹槽模型中等等效应力和最小主应力与过盈量的关系总结如图 9。可以看出: 在未发生塑性变形前, 最大等效应力、最小主应力与过盈量间呈线性增长关系; 出现塑性变形后, 没有明显的线性增长关系。

在未发生塑性变形前, 增加凹槽模型的最大等效应力和最大压应力值大于原设计模型的, 出现塑性变形后, 两者没有明显规律。在过盈量超过 1.7 mm 后, 增加凹槽模型的最大压应力比原设计模型的大。

2.2 接触压力分析

在过盈接触面上, 选取接触压力最大值位置处, 沿 Z 向创建一条路径, 分析该路径上接触压力随过盈量的变化。在该路径上选取 7 个点, 这 7 个点在 Z 方向的位置依次为 0、6、12、18、24、30、36 mm, 在接下来的分析中分别用 a、b、c、d、e、f、g 指代这六个点。在原设计模型和增加凹槽模型相应位置创建路径, 对应的路径如图 10 所示。

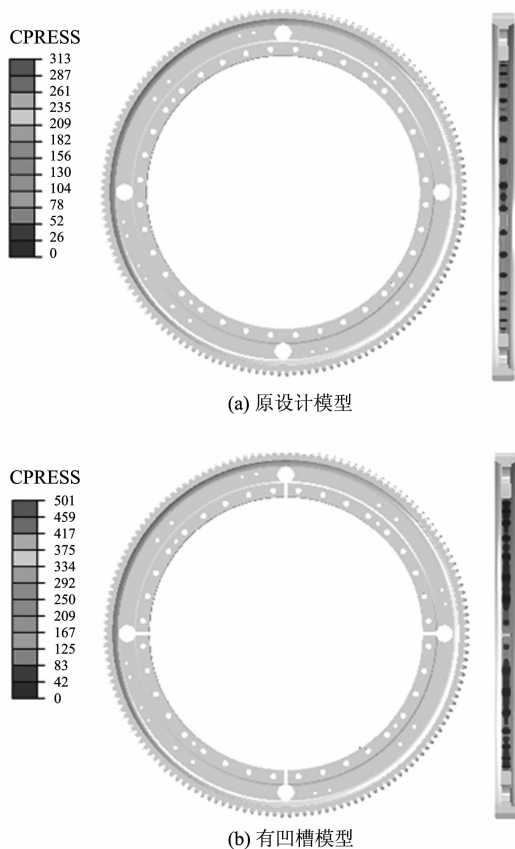


图 8 过盈量为 1 mm 时接触压力

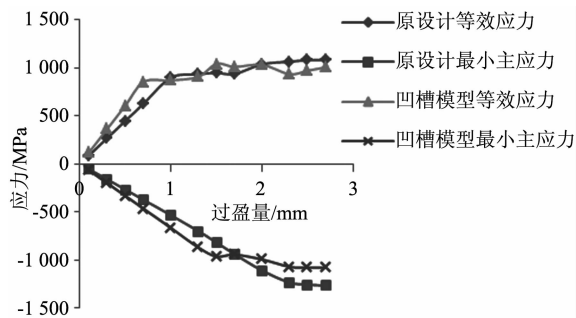


图 9 等效应力、最小主应力与过盈量间关系

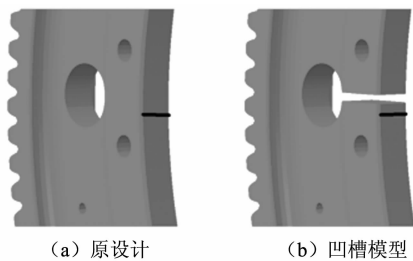


图 10 路径选取

根据不同过盈量 (0.1 ~ 2.7 mm) 下的接触压力计算结果, 将该两处路径处的接触压力值总结如图 11、12 所示。

从沿路径方向的接触压力值可以看出, 过盈接触面上的接触压力呈对称分布, 并且随着过盈量的

增加, 路径处各点的接触压力也相应的增加。在接触面的边缘出现较大的接触压力, 在接触面的中间区域接触压力值比较稳定, 接触压力值相差不大。

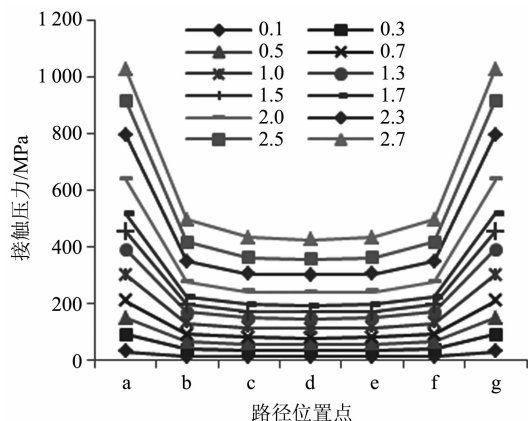


图 11 原设计模型路径处接触压力

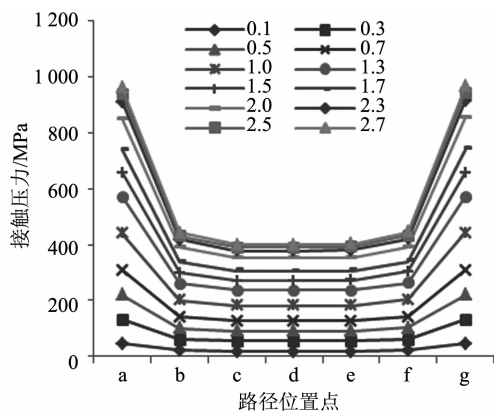


图 12 凹槽模型路径处接触压力

从图中可以看出, 沿着路径方向 a 点和 g 点、b 点和 f 点、c 点和 e 点的接触压力值基本相同。其中 a 点为接触压力值最大的点, d 点为接触压力值最小的点。将 a 点和 d 点的接触压力随过盈量的变化总结如图 13 所示。从图中可以看出, 随着过盈量的增加, 接触面边缘处 a 点和接触面中间位置处 d 点的接触压力也增加, 在过盈量小于 0.93 mm, 即曲轴齿轮未出现塑性变形前, 接触压力随着过盈量的增加基本呈线性关系; 过盈量超过 0.93 mm 后, 出现塑性变形, 随着过盈量的增加, 曲轴齿轮超出屈服的区域不断增加, 接触压力没有严格按照线性关系增长。

增加凹槽后, 由于凹槽处应力集中的作用, 路径上 a 点和 d 点对应的接触压力比原设计有明显增大。在过盈量超出 2.5 mm 后, 凹槽模型 a 点和 d 点对应的接触压力小于原设计模型的。

在过盈量较小时, a 点到 g 点的接触压力值相差不大, 随着过盈量增加, 接触面边缘处的接触压

力值与中间区域的相比，差值变大，接触面边缘处应力突变现象愈加明显，a 点和 g 点为边缘处的应力值，d 点可以代表中间较大区域的平均接触压力值，将边缘处接触压力与中间区域平均接触压力的比值定义为过盈接触面的边缘接触压力集中系数，将原设计模型和增加凹槽后的模型的边缘接触压力集中系数总结如表 3。

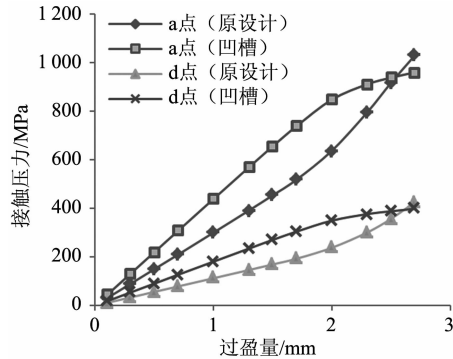


图 13 a 点和 d 点接触压力值

表 3 边缘接触压力集中系数

过盈量/mm	0.1	0.3	0.5	0.7	1	1.3
原设计	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7
有凹槽	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4
过盈量/mm	1.5	1.7	2	2.3	2.5	2.7
原设计	2.7	2.7	2.7	2.6	2.6	2.4
有凹槽	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4

从表 3 中可以得出，原设计模型边缘接触压力集中系数约为 2.7，该系数不随过盈量的变化而改变。增加凹槽后，边缘接触压力集中系数约为 2.4，该系数也不随过盈量的变化而变比。与原设计相比，增加凹槽后，过盈接触面边缘接触压力集中系数有所降低。

通过对以上两种模型的应力以及过盈接触面接触压力计算结果的分析可知：在轴孔过盈接触面增

加凹槽会在接触面处产生应力集中效应。参照原设计模型中齿轮内部螺栓孔处的应力结果和相应接触面接触压力分布情况可知，在齿轮内部增加孔或凹槽，在齿轮过盈接触面不会产生应力集中作用，而会改善齿轮应力分布以及接触面接触压力状态。

3 结 论

(1) 随着过盈量的增加，等效应力、最大主应力和接触压力会相应地增加，在未出现塑性变形前，基本呈线性增加；出现塑性变形后，呈正相关，没有严格的线性关系。

(2) 在过盈接触面处增加凹槽能有效地缓解凹槽周围应力的分布情况，但是凹槽处会出现应力集中现象。

(3) 通过在齿轮内部增加孔或者凹槽，能够避免过盈接触面处的应力集中现象并且改善齿轮的应力分布。这为在齿轮过盈装配设计中改善齿轮的应力分布状况提供了很好的参考依据。

参考文献

- [1] 张艳岗，苏铁熊，王连宏，等. 结构参数对柴油机正时齿轮-曲轴间过盈量的影响机理研究 [J]. 煤矿机械，2013，34 (9)：65-67.
- [2] 刘长虹，陈亮，林妹妹，等. 基于 Abaqus 的过盈装配有限元分析 [A]. 达索系统 2013 SIMULIA 中国区用户大会论文集 [C]. 2013：304-306.
- [3] 刘长虹，陈亮，林妹妹，等. 基于 Abaqus 的过盈装配有限元分析 [J]. 计算机辅助工程，2013，22 (z2)：304-306.
- [4] 张艳岗，李伟环. 发动机曲轴齿轮过盈接触有限元分析研究 [J]. 内燃机，2010，(2)：12-13.
- [5] 董洁. 轮轴过盈配合面的有限元分析 [D]. 成都：西南交通大学，2010.