

某柴油机挺柱断裂分析

The Analysis of one Engine Lifter Failure

赵海峰

洛阳拖拉机研究所

摘要: 为了研究某柴油机挺柱出现断裂的原因,使用 GT-SUITE 软件得到挺柱的受力情况,然后使用有限元软件进行计算,最后提出合适的改进方案。

关键词: 挺柱、断裂、GT-SUITE、有限元

Abstract: This paper analysis one engine lifter failure, use the GT - SUITE software to get the force of the lifter, and then use the finite element analysis software to calculate stress, at least gained appropriate improvement scheme.

Key words: Lifter、Failure、GT-SUITE、FEA

1 前言

我公司某柴油机出现了挺柱断裂现象,为了研究该故障原因而对挺柱进行有限元强度计算分析。有限元计算的边界条件需要从气门链模型结果中来查找最危险时的受力情况,然后利用有限元软件进行计算,在对危险区域提出改进方案并重新计算得到比较合适的改进方案。如下图 1 为断裂的挺柱图片。



图 1 挺柱断裂图片

2 计算分析过程

挺柱在工作过程中受到交变的周期力的作用,受力的大小和作用点都在变化,不同工作转速时受力大小也不相同,所以对挺柱进行有限元强度计算,必须要得到挺柱在一个周期内不同时刻的受力情况及不同转速时挺柱受力的情况,而这些受力情况可以通过气门链动力学计算得到。

2.1 挺柱受力情况提取过程

建立该柴油机的气门链模型，该柴油机采用传统的凸轮、挺柱、推杆、摇臂、气门结构，由于是四气门，还带有气门桥，气门端还考虑了气缸与气道压力差的影响，计算转速从 1000rpm 到 2500rpm。如下图 2 是进气系统 GT-VTRAIN 模型，排气系统模型类似，只是部分零部件参数不同。

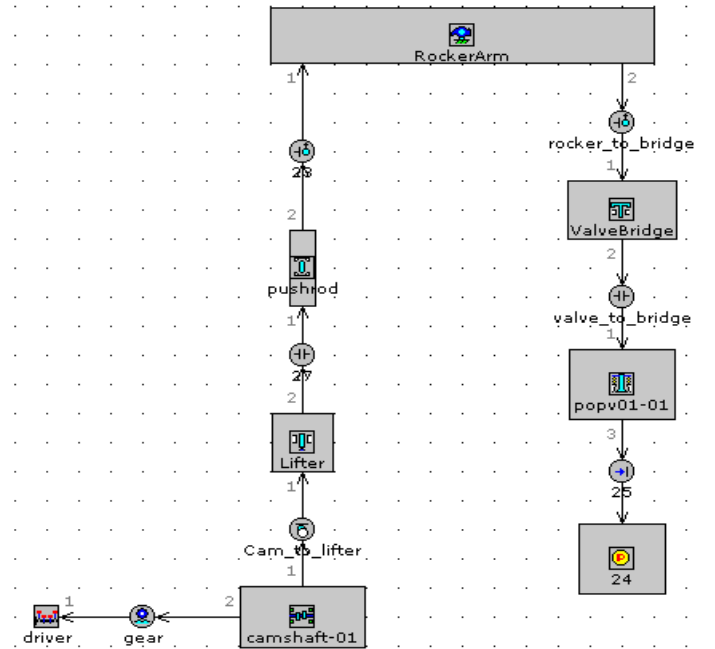


图 2 进气系统 GT-VTRAIN 模型

气门端加入的气缸与气道的压力差是由 GT-POWER 模型得到的，模型中计算了外特性上 2100rpm、1900 rpm、1550 rpm、1400 rpm、1200 rpm 和 900rpm 下的气缸压力和进排气道压力，提取出不同转速下的气缸和进排气道压力后进行相减就可以得到气缸与进排气道的压力差。如下图 3 为 GT-POWER 模型得到的 2100rpm 时气缸和进排气道压力曲线。

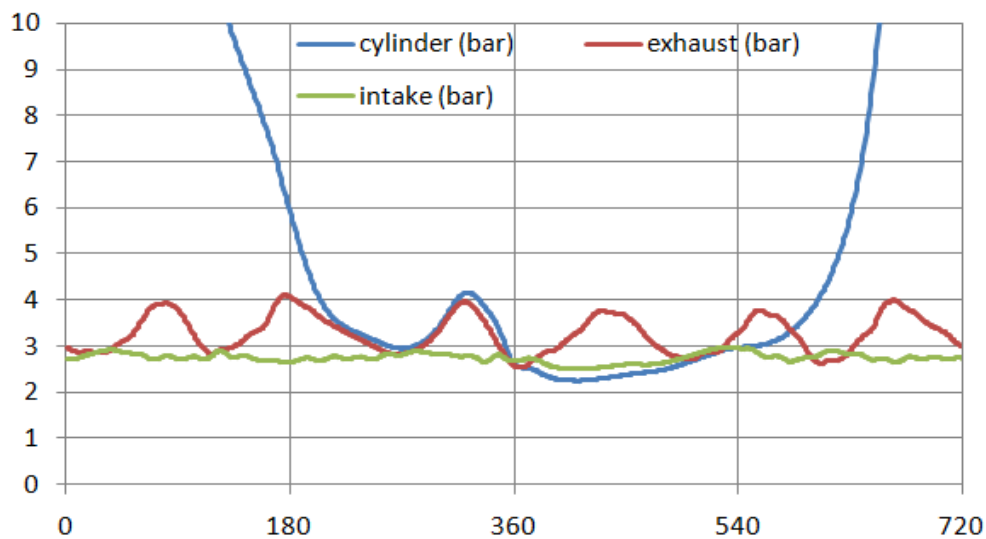


图 3 GT-POWER 得到 2100rpm 时气缸与进排气道压力曲线

完成建立该气门链模型，设定正确的凸轮角度，同时为了比较气缸与进排气道的压力差的影响，进排气各做两个模型，分别为考虑压力差和不考虑压力差的模型。

计算完成后，可以得到表 1 及图 4、图 5 不同转速下挺柱最大受力和最大扭矩的结果。从结果可以看出，不同转速下最大受力和最大扭矩曲线趋势类似，基本都是随着转速的上升而加大，只是有压力差时排气挺柱最大受力和最大扭矩明显加大。在考虑压力差后，进气挺柱最大力和最大扭矩变化不大，并且有减小的现象；而排气挺柱最大力和最大扭矩变化很大，在所有转速下都有增加，而且在 1200rpm 到 2000rpm 时增加幅度很大。从上面数据说明排气挺柱受气缸与气道压力差的影响很大，在考虑挺柱受力时不能忽略，而进气挺柱受气缸与气道压力差影响很小，忽略时对结果影响不大。

表 1 不同转速下挺柱受力结果

| rpm | 进气挺柱最大受力 | | 排气挺柱最大受力 | | 进气挺柱最大扭矩 | | 排气挺柱最大扭矩 | |
|------|----------|--------|----------|--------|----------|-------|----------|-------|
| | (N) | | (N) | | (Nm) | | (Nm) | |
| | 无压力 | 有压力 | 无压力 | 有压力 | 无压力 | 有压力 | 无压力 | 有压力 |
| 2500 | 3180.2 | 3177.0 | 2970.0 | 3325.6 | 32.37 | 32.36 | 30.29 | 31.07 |
| 2400 | 3256.9 | 3172.3 | 2705.6 | 3345.3 | 33.29 | 32.60 | 28.95 | 31.81 |
| 2300 | 3051.9 | 3089.8 | 2535.2 | 3506.6 | 31.84 | 31.41 | 29.03 | 31.97 |
| 2200 | 2793.4 | 2796.4 | 2348.5 | 3553.4 | 31.67 | 30.66 | 28.05 | 32.85 |
| 2100 | 2792.5 | 2709.1 | 2340.1 | 3905.8 | 31.99 | 30.37 | 25.89 | 32.84 |
| 2000 | 2701.8 | 2632.0 | 2136.3 | 3976.1 | 30.67 | 29.84 | 23.06 | 33.11 |
| 1900 | 2452.4 | 2403.2 | 1955.6 | 4035.8 | 29.25 | 27.77 | 22.15 | 34.89 |
| 1800 | 2389.4 | 2358.9 | 1930.3 | 4134.4 | 29.73 | 28.07 | 22.49 | 34.46 |
| 1700 | 2285.2 | 2244.7 | 1806.6 | 4080.3 | 30.76 | 30.22 | 22.77 | 34.99 |
| 1600 | 2188.9 | 2197.0 | 1832.3 | 4212.5 | 29.07 | 29.36 | 22.50 | 36.02 |
| 1500 | 2119.2 | 2100.1 | 1774.9 | 4166.8 | 28.68 | 28.46 | 22.97 | 35.67 |
| 1400 | 2040.7 | 2019.0 | 1801.9 | 4226.9 | 29.14 | 28.97 | 23.47 | 35.51 |
| 1300 | 1990.9 | 1942.1 | 1802.9 | 4130.1 | 29.68 | 29.05 | 23.21 | 34.02 |
| 1200 | 1980.3 | 1933.7 | 1792.5 | 4006.5 | 27.25 | 26.70 | 23.04 | 31.37 |
| 1100 | 2046.5 | 2000.5 | 1809.5 | 3673.8 | 26.47 | 25.79 | 23.98 | 29.02 |
| 1000 | 1944.5 | 1921.3 | 1818.7 | 3384.1 | 25.68 | 25.26 | 23.98 | 27.29 |

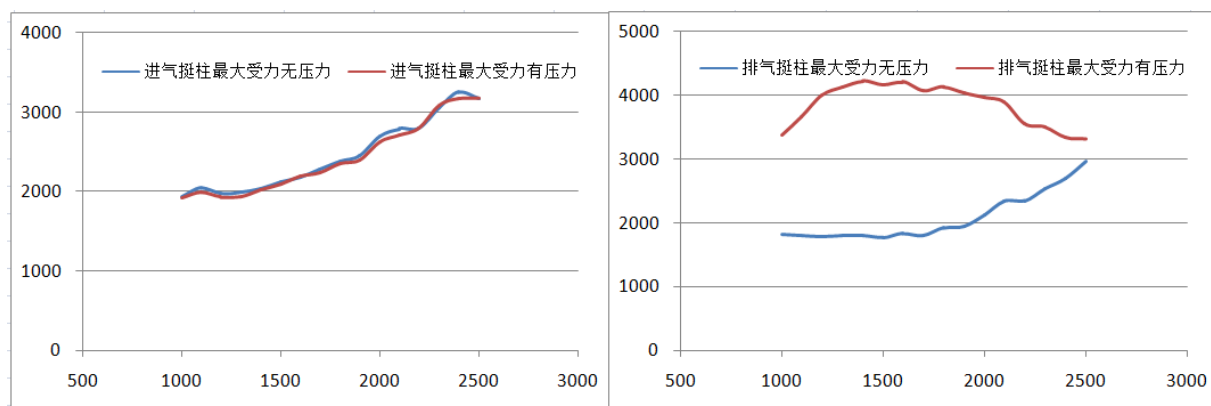


图 4 不同转速下进排挺柱最大受力曲线

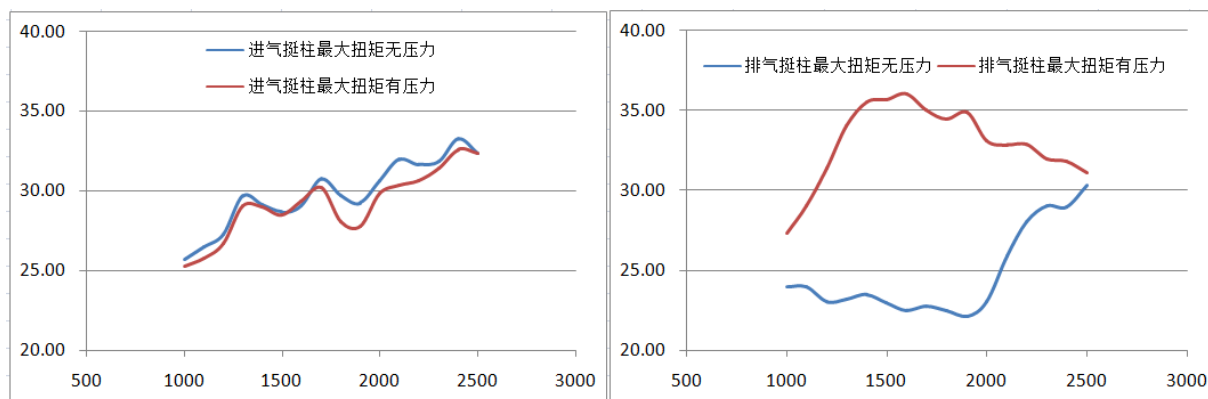


图 5 不同转速下进排挺柱最大扭矩曲线

从上面结果得知, 受力最大和扭矩最大都是在排气挺柱考虑气缸气道压力差时, 并且 1600rpm 时排气挺柱所受扭矩最大, 所以取排气挺柱在 1600rpm 时受力情况为挺柱最危险计算工况。下图 6 是 1600rpm 时排气挺柱在考虑气缸气道压力差时的一个周期内的受力、受扭矩和接触点偏移曲线。从图中可以看出, 在挺柱受力最大时由于接触点偏移较小, 所以扭矩并不大, 而当接触点偏移在最大点前时, 挺柱受力也较大, 所以这时挺柱受扭矩最大。从数据得到在 167° 曲轴转角时挺柱受扭矩最大为 33.74Nm、挺柱所受力为 2976.37N、挺柱接触点偏心为 11.34mm、挺柱升程为 2.29mm。

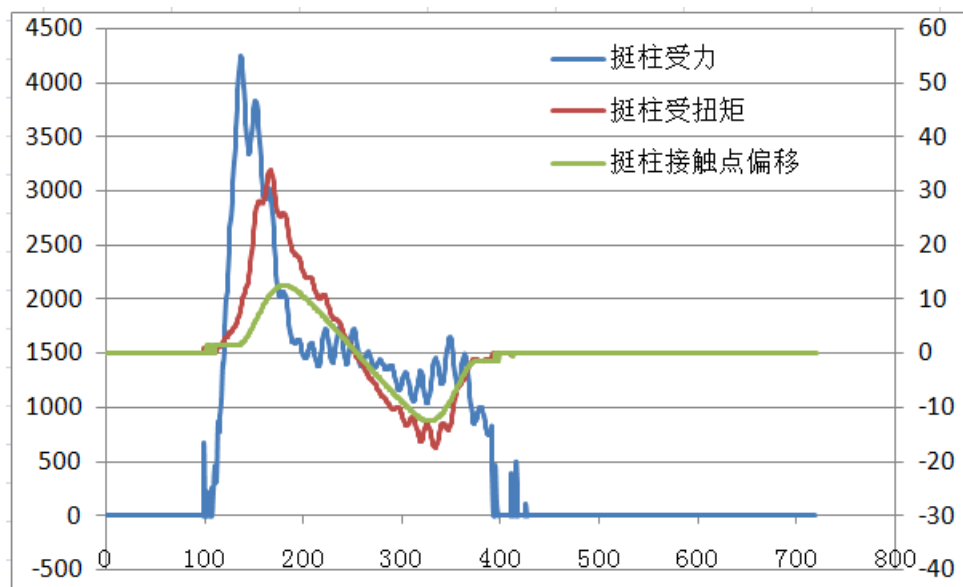


图 6 1600rpm 排气挺柱工作周期内受力、扭矩、接触点偏移曲线

最后需要计算挺柱与挺柱孔的接触位置, 以确定有限元计算中约束区域。根据相关图纸及危险工况时挺柱的升程, 最后得到在 167° 曲轴转角时挺柱导程端下端接触点距离挺柱孔下端 7.71mm, 挺柱导程端上端接触点距离挺柱孔上端 6.43mm。

2.2 挺柱有限元计算过程

在得到挺柱的受力情况后, 在挺柱底面施加相应的力, 上部和侧面进行不同的约束, 即可计算得到挺柱各处应力情况, 并判断是否超过材料的要求。首先根据挺柱三维模型建立有限元模

型，对断裂区域模型进行详细建模，顶部进行了一定的简化。挺柱三维模型及关注区域尺寸如图 7 所示。

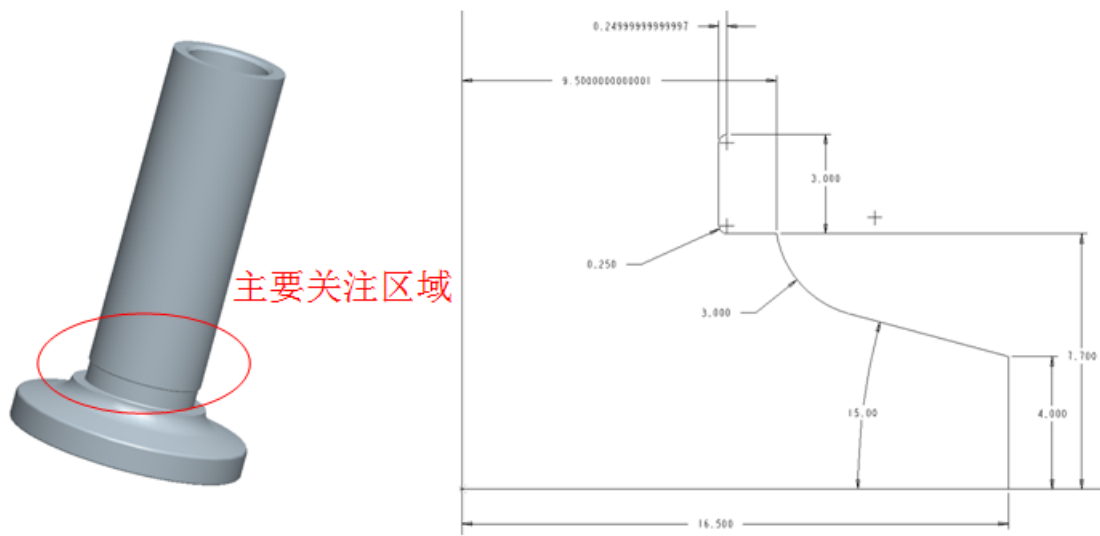


图 7 原始挺柱三维模型及关注区域尺寸

利用网格处理软件进行网格划分，完成网格如下图 8 所示，有限元模型采用一阶六面体单元和楔形单元混合网格划分，楔形单元集中在回转体中心位置。挺柱和凸轮轴接触区域简化为 RBE3 单元连接，以便在此处施加载荷。

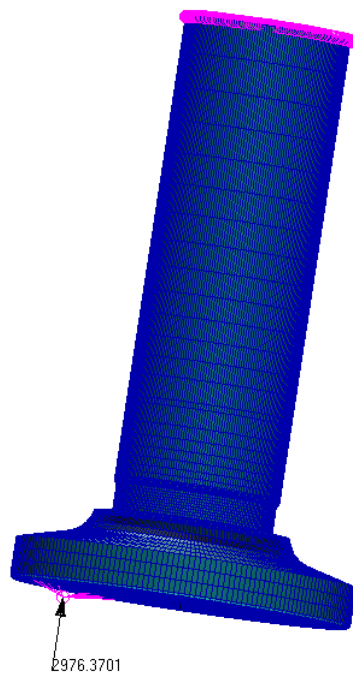


图 8 原始挺柱有限元模型网格

网格完成后，赋予材料属性为：冷激铸铁弹性模量 $1.5 \times 10^{11} \text{Pa}$ 、泊松比 0.28、密度 7200Kg/m^3 。然后根据前面由气门链模型得到的数据加入力和约束，即挺柱和凸轮轴接触区域通过 RBE3 施加竖直

方向 2976.37N 的力，顶部约束三个平移自由度，挺柱导程段下端接触区域（环向）约束 x 、 y 方向平移自由度。

设置完成后，进行计算即可得到挺柱应力的计算结果。从结果看，下端 0.25 圆角处最大主应力为 143Mpa，已经超过了一般铸铁材料的许用应力限值，因此此处容易发生断裂危险。下图 9 为原始挺柱模型的 Von Mises 应力及最大主应力图。

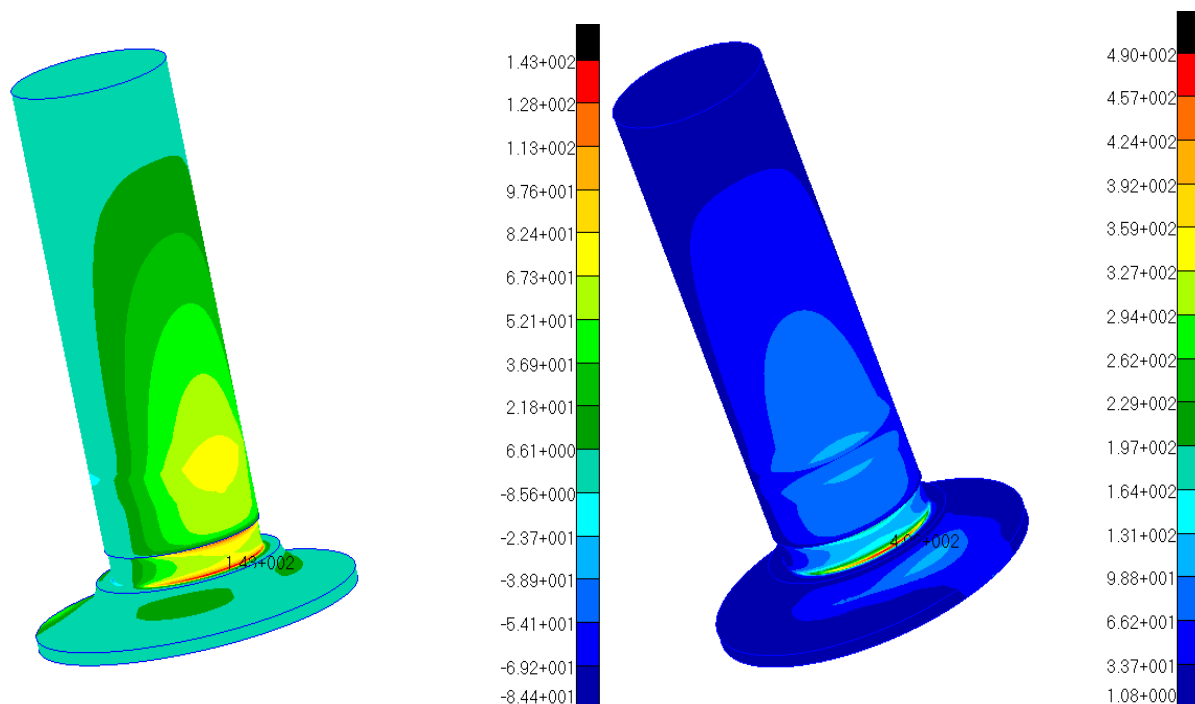


图 9 原始模型 Von Mises 应力及最大主应力云图

在参考其它机型挺柱后，将挺柱下端结构稍微进行了改变，将上下两处 0.25 到 2 和 3，得到如下的改进方案，下图 10 是改进方案的关注区域截面尺寸图。

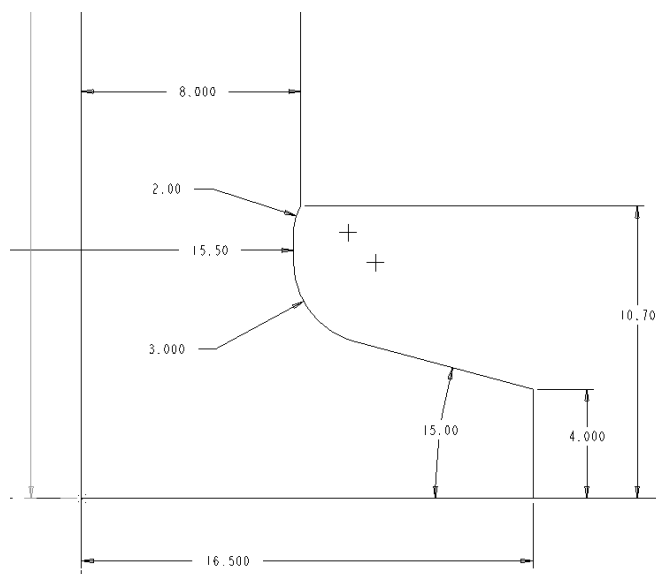


图 10 改进方案关注区域截面尺寸

利用网格处理软件按照改进方案划分网格再次进行计算，材料、边界条件等其它设置与原始挺柱模型一致，重新进行计算，完成后得到如下图 11 的结果。

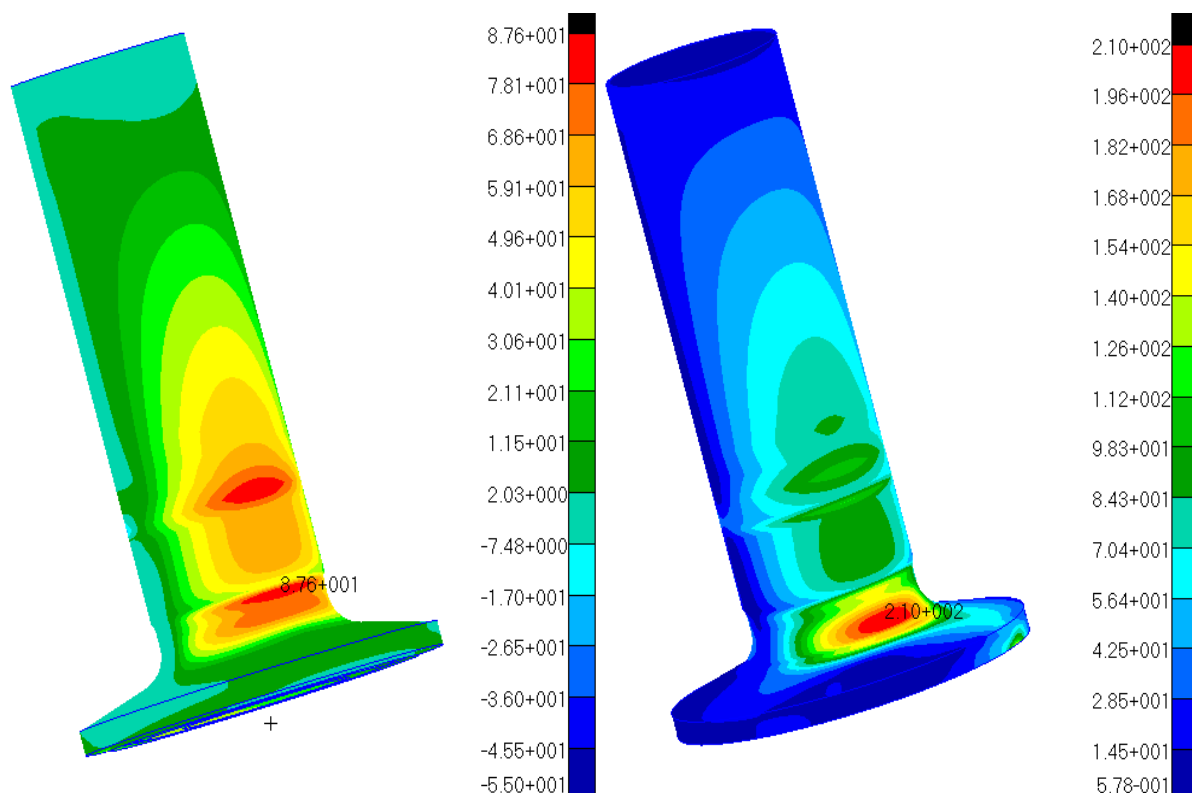


图 11 改进方案模型 Von Mises 应力及最大主应力云图

从改进方案模型计算结果来看，关注区域最大主应力比原始模型计算结果有了大幅的下降，最大主应力减小到 87.6MPa，说明加大圆角后能够明显减小此处的应力，减小发生断裂破坏的出现几率。

3 计算总结

本文首先利用 GT-SUITE 软件对故障机型的气门链模型进行计算，提取进排挺柱在不同工况下的受力情况，找出最危险的受力状态，然后利用有限元软件加入边界条件进行了计算，得到了挺柱在最危险受力状态时的应力计算结果。计算结果表明原始设计 R0.25 圆角处应力较大，超过了一般铸铁的许用应力限值，提出加大圆角的改进方案后又对更改方案进行了计算，计算结果显示圆角处应力明显减小。

另外由于目前只是对挺柱进行的静力计算，不能完全真实反应挺柱运动和周期性的影响，所以上述计算结果和实际挺柱受力仍有一定的误差，但是仍然对设计工作有一定的指导作用，今后可以改进计算方法得到更准确的挺柱应力状态。

4 参考文献

- [1] 杨连生 《内燃机设计》中国农业机械出版社 1980
- [2] 陈达民 《柴油机设计手册》中册-配气机构 中国农业机械出版社 1984
- [3] 尚汉冀 《内燃机配气凸轮机构-设计与计算》复旦大学出版社 1988