

用 ABAQUS 和 Tosca 对凸轮轴减震器进行优化设计

作者：Matthias Friedrich Mark Bogasch

编译：苏瑞意

在橡胶-金属组件的开发过程中，利用优化方法结合非线性分析可以在保证产品性能的前提下充分利用材料性能，并减少开发周期。拓扑优化和形状优化技术现在已经成功地应用在开发过程中的线性问题上，但还很少见到成功用于非线性问题上。

凸轮轴减震器项目是和(德国)联邦教育研究部(BMBF)一起合作的项目，结合 Tosca 和 ABAQUS 两个软件，在非线形分析过程中考虑拓扑优化和非参数形状优化。在这个例子中，客户的主要目标是在承受扭转应力的凸轮轴减震器的橡胶片上个装配孔，以便于安装。没有装配孔的凸轮轴减震器满足刚度和寿命要求，现在用其作为参考部件，希望有装配孔的新部件的刚度和寿命保持和参考部件一致。

利用给定的设计空间，采用拓扑和形状优化，在一个较短时间内得到了一个优化设计方案，计算表明本方案不仅和参考部件有相同的刚度，且其最大应力和应变都没有超过参考部件，因此有更高的寿命。在拓扑优化和形状优化中可以考虑材料非线性以及几何非线性，可以充分利用材料性能。在优化结束的同时就得到了新部件的设计方案且已经通过寿命检测试验。

作为先期研究，凸轮轴减震器的设计被证明是非常成功的，这些方法会在将来的开发过程中得到推广，也可能成为一种标准设计方法。

1. 简介

1.1. 组件描述

凸轮轴减震器是一个橡胶-金属组件结构，在振动过程中承受扭转应力。关于它的功能，可以对比曲轴中的扭转震动阻尼器。从图 1. 可以看出，凸轮轴和曲轴的共振在阻尼器作用下减小了。

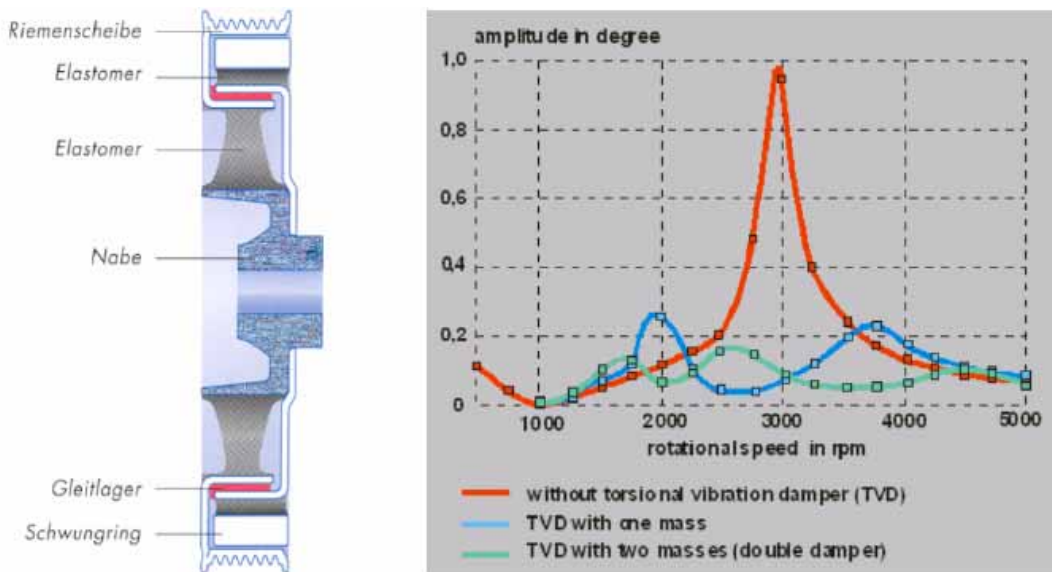


图 1 震动阻尼器共振图

在这个例子里，已经通过寿命检测试验的均匀、连续橡胶材料的凸轮轴减震器将要被修

改。由于装配要求其在特定的位置开一最小直径的装配孔，并且在修改过程中不能改变其寿命和刚度。新的设计借助有限元分析和优化方法来避免应力的增加和寿命的减少，并且不用创建许多样件。但在设计的开始阶段并不能确定能否满足所有要求，比如寿命和刚度要求，因此需要进行估算。

1.2. 优化方法

本项目第一次结合 Tosca 的拓扑优化、非参数形状优化和 ABAQUS 的非线性进行分析。经过多年的努力，现在拓扑优化和形状优化已经扩展到超弹性材料模型。

Tosca 是一个模块化的非参数结构优化系统，它可以对带有任意数目的边界条件和载荷工况的有限元模型进行拓扑和形状优化，并且不需要定义任何参数。Tosca 采用的优化算法基于结构优化准则，这样可以达到更快的速度和稳健性。

用 Tosca 进行结构优化是一个迭代过程，组件每一个迭代步的应力由外部求解器进行求解。求解的正确性由大型有限元软件（比如 ABAQUS、Msc.Nastran、ANSYS、I-DEAS 等）进行保证。用户可以采用他们偏爱的有限元求解器和他们熟悉的前后处理器进行优化分析，而不必经过额外的培训。现有的有限元模型可以直接被用于优化分析，避免建立新的分析模型。采用 ABAQUS 进行优化分析的过程如图 2. 所示：

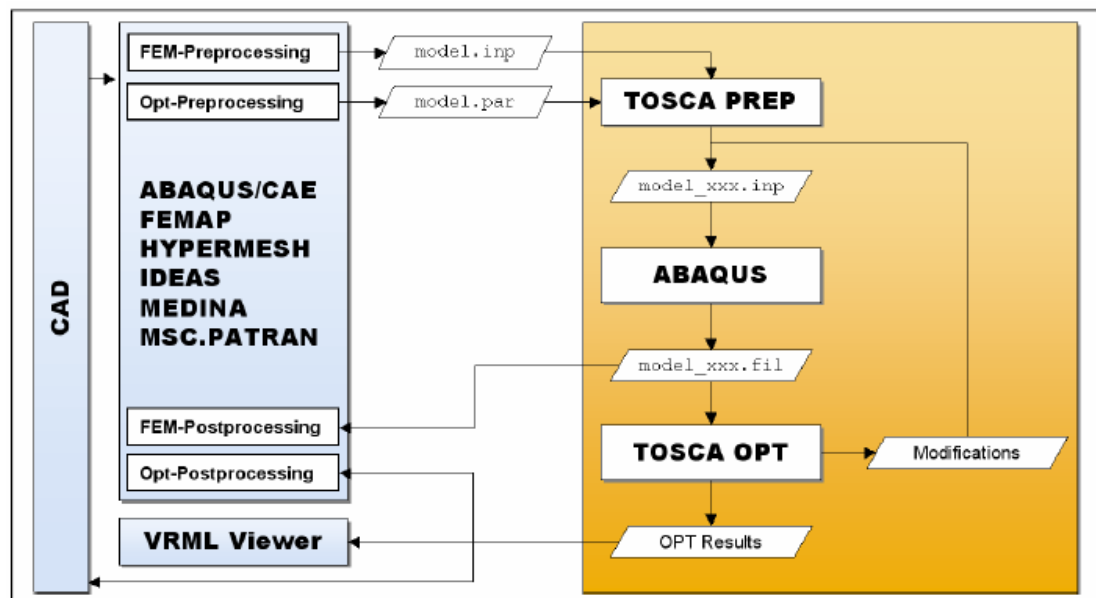


图 2 采用 ABAQUS 进行优化分析的过程

从 1997 年开始，Fe-Design 公司就开发出对 Msc.Nastran 的接口并成功的应用于工业界，当时 Tosca 作为 Msc.Software 公司旗下产品 Msc.Construct 的一个特殊模块。ABAQUS 接口的开发始于 2000，并在 2001 年投入市场。现在可以采用 ABAQUS 接口进行非线性的拓扑和形状优化。

1.3. Freudenberg 公司对弹性部件的优化工作

在密封和振动控制技术领域中，Freudenberg 公司开发出的人造橡胶弹性体和橡胶-金属组件占有主要市场。在这些组件的有限元分析中，考虑非线性是不可避免的。在 Freudenberg 公司进行非线性（超弹性）有限元分析中，经常需要考虑大变形和接触等几何非线性。

带有 Msc.Nastran 模块的 Msc.Construct 优化软件包从 1997 年开始就被用于组件的优化。当时 Tosca 没有对非线性求解器（像 ABAQUS）的接口，所以 Freudenberg 公司用

Msc.Construct 和 Msc.Nastran 做了许多非线性问题的线性化处理,然后再进行优化。对非线性问题的线性化需要花费很多的时间和精力,并且经常达不到最佳的结果。很明显的,非线性优化必须被考虑到优化循环之内。Freudenberg 公司从 2001 年以来就开始用 Tosca 和 ABAQUS 进行非线性优化,在产品的开发过程中取得了很重要的改进。

2. 带有拔模方向约束的拓扑优化

在使用有限元的拓扑优化结果中的一个很大的困难是如何把优化结果传递到 CAD 系统中并作为最终设计,比如拔模设计问题。如果优化设计时没有考虑拔模方向的约束,优化结束后设计者还需要重新建立一个带拔模方向的 CAD 模型,然后再对其进行有限元分析。通常来说,这样的过程需要重复好几次。这样除了需要花费巨大的时间和精力外,还必须考虑每次采用哪种方法进行重新设计才能得到比较好的结果。这样还带来另外的问题:重新设计的 CAD 模型经常和拓扑优化结果不完全一致,导致刚度和力的传递路线产生很大的变化。

在铸件的拓扑优化设计中的一个最重要特点就是要有拔模方向约束(图 3)。这项重要的功能已经在 BMBF 的 ELAnO 项目中开发出来了,并且集成到了 Tosca V4.5 版本之中。采用这项功能之后,铸件设计中可以避免底切和孔洞现象。

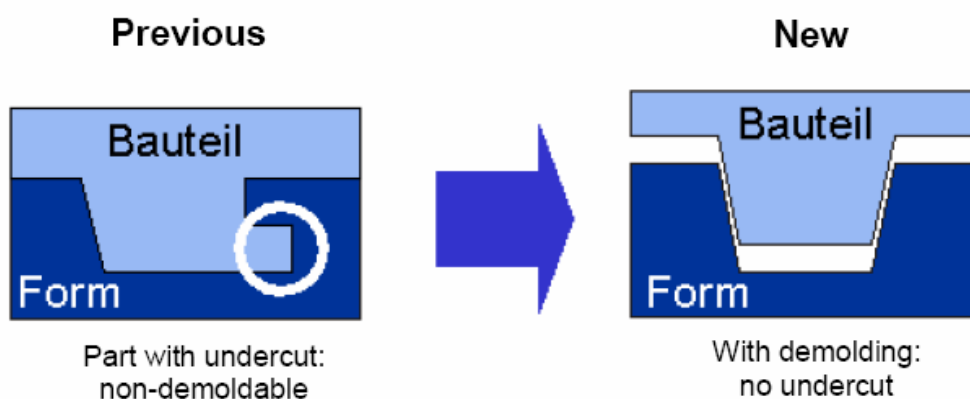


图 3 拔模方向约束

下面是 Tosca 拔模方向约束功能的几个特征:

- 可以采用任意的 2 维和 3 维网格(也可以四面体和六面体网格混用)
- 可以指定拔模方向和角度
- 可以指定只有一个拔模方向或者有两个相反的方向(需要指定分割平面)
- 分割平面可以指定为固定的平面或者由软件自己判断
- 可以指定不同的面有不同的拔模方向

3. 凸轮轴减震器的设计

3.1. 设计空间、载荷和边界条件

新的凸轮轴减震器的设计是基于原有的参考部件的,其设计空间已经确定,并且装配孔位置和最小尺寸也都已经确定。下面是对凸轮轴减震器进行有限元分析的步骤:

- 计算从加工到成型的收缩量
- 内部标定
- 测试在 6.5° 扭转下的应力

3.2. 优化过程

通常的,当我们听到“优化”这个词的时候,第一个想到的是任何问题可以一步到位的解决。但是,就像其他问题一样,最好把一个大问题分成许多小的问题。这样,原本不可解决的问题将会得到解决,并且减少建模和计算的时间。把问题分步之后,可以在每一步中很快地找到解决的方法,综合各个子步,就可以解决整个问题。

解决问题的一个可用的策略是下一步策略。把横截面和装配孔视为独立的优化任务,这样可以使复杂的三维问题变为很简单的二维轴对称问题。计划对横截面和装配孔分开进行优化,再组合二者结果建立一个新的三维模型,最后再对孔洞进行精细优化。在轴对称模型的全横截面优化过程中,装配孔引起的刚度减少需要被考虑进来。

下面是建模、分析和优化的必要步骤:

1. 估计装配孔对刚度的影响
 - 建立参考部件的三维模型,并对其横截面进行网格划分,然后旋转,建立三维模型
 - 移除装配孔处的单元
 - 进行刚度比较并估计截面的刚度
2. 轴对称模型的横截面拓扑优化
 - 创建设计空间的轴对称有限元模型
 - 采用超弹性材料,对其进行拓扑优化
3. 轴对称模型的横截面形状优化
 - 根据拓扑优化结果建立一个新的轴对称模型
 - 采用超弹性材料,对其进行形状优化
4. 二维模型的装配孔的形状优化
 - 建立一个带圆孔的平面模型
 - 采用超弹性材料,对其进行形状优化
5. 三维模型的装配孔的形状优化
 - 基于前面各步的优化结果,建立一个三维模型
 - 采用超弹性材料,对装配孔进行形状优化

3.3. 确定拓扑优化的目标刚度

为了快速的确定装配孔对刚度的影响,开有孔的位置处的单元需要从模型中删除(图 4.)。开孔之后的刚度将和没开孔的模型进行对比。

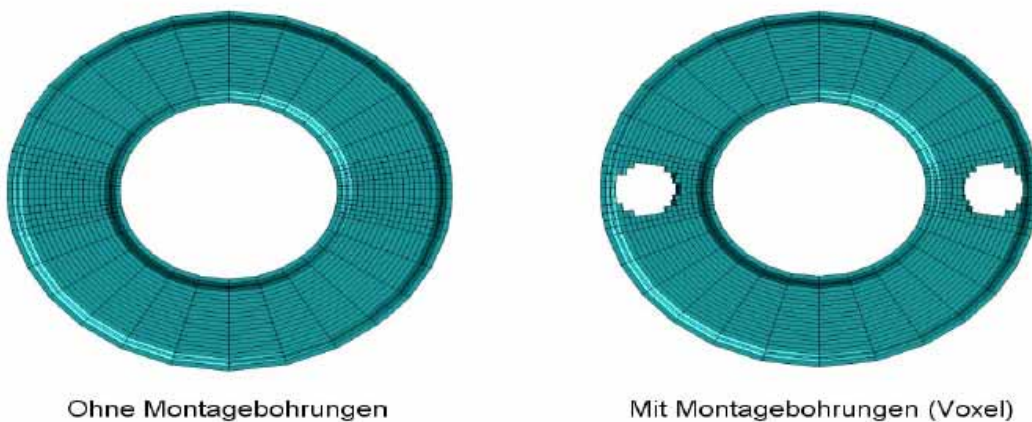


图 4 估计装配孔对刚度的影响的模型

由分析结果知道,开孔之后刚度大概降低 7%。在定义目标刚度的时候需要考虑装配孔引起的刚度降低,这样,就可以把原问题看作是轴对称问题并对其进行拓扑优化。

3.4. 对横截面进行拓扑优化

第一步先对横截面进行没有拔模方向约束的拓扑优化，第二步指定拔模方向约束，对横截面进行拓扑优化。根据经验，带有拔模方向的铸件橡胶必须能够流出，因此，对设计空间进行相应的调整。优化结果如图 5. 所示。

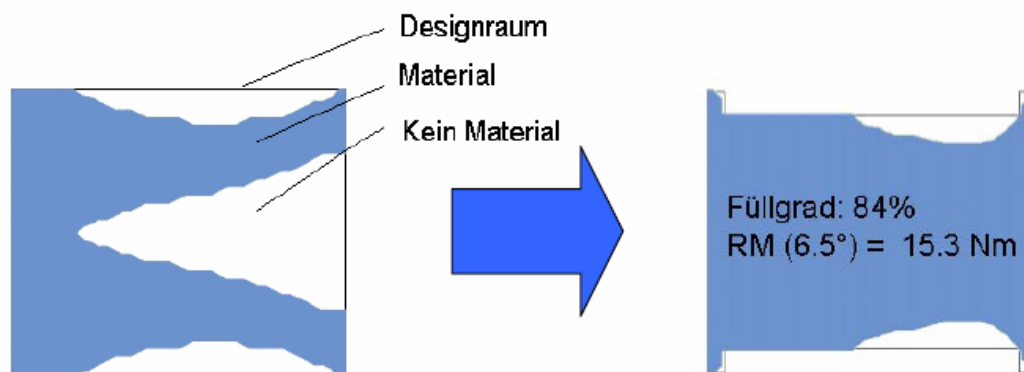


图 5 有无拔模方向约束的拓扑优化结果比较
优化设计满足刚度要求，并且作为下面形状优化的初始模型。

3.5. 对横截面进行形状优化

基于横截面的拓扑优化结果，建立人造橡胶的轴对称模型，对其进行第一次形状优化。形状优化的结果如图 6. 所示。由此步优化得到的结果将被用于后面的三维模型中。

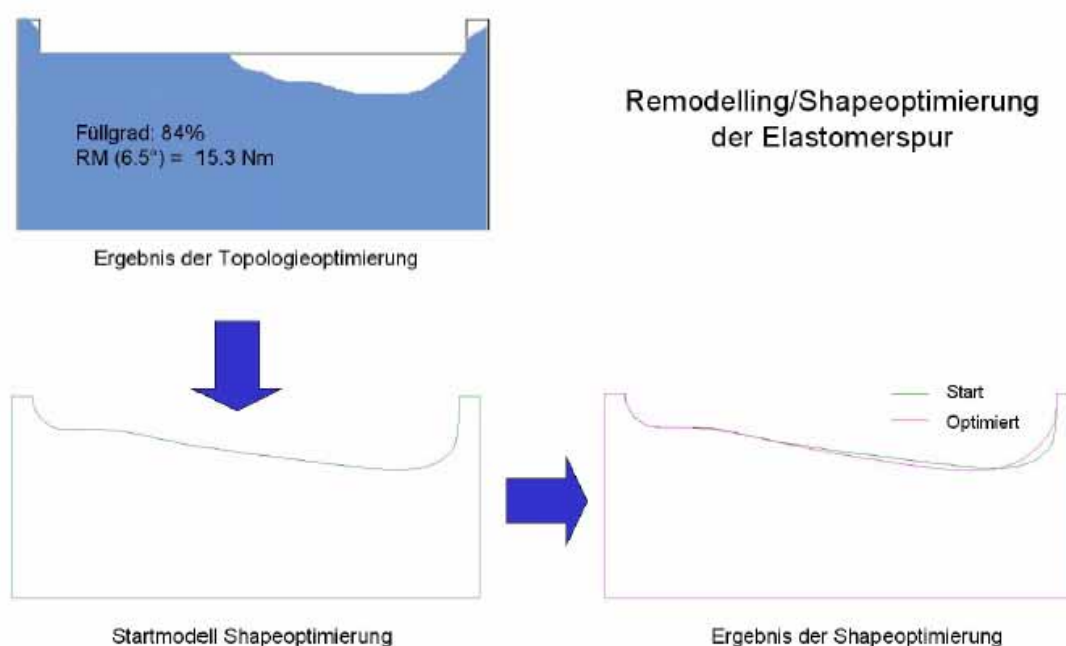


图 6 横截面的形状优化结果

3.6. 对二维模型的装配孔进行形状优化

建立一个承受扭转应力的平面带孔平板模型，作为第二个形状优化模型。这个模型的优化结果可以很快的得到。优化前后圆孔的变化如图 7. 所示：

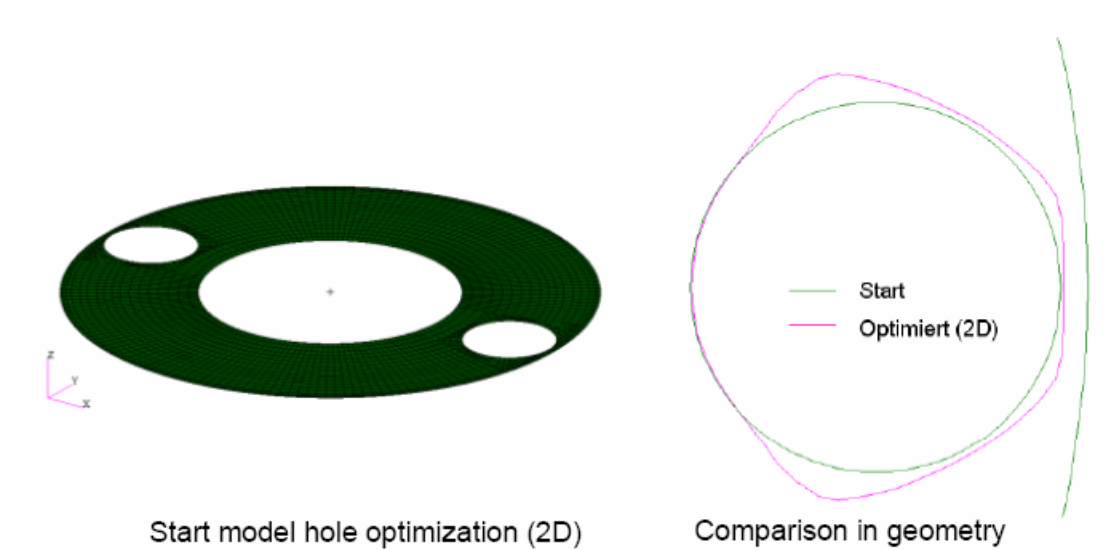


图 7 二维模型孔的优化结果

3.7. 对三维模型的装配孔进行形状优化

现在结合前面两个截面优化模型的结果建立一个新的三维模型，以便于对三维装配孔进行更精细的优化。孔周边的节点轴向受到拔模方向的约束。和预期的一样，三维模型得到的优化结果和二维的差别并不大，但还是很明显。如图 8 所示：

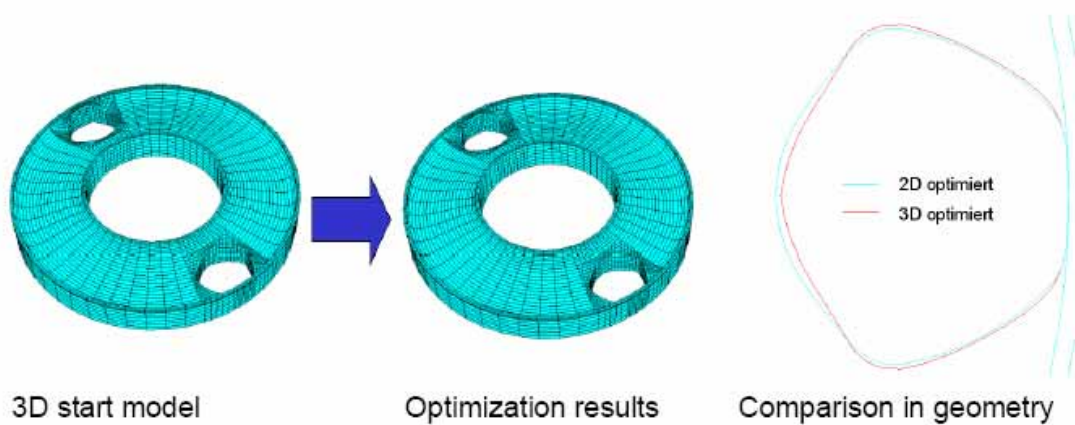


图 8 三维形状优化结果及和二维优化结果比较

3.8. 结果评估

对优化后的新设计方案和参考部件进行对比可以发现，新的设计体积比参考部件略有提高（大约 4%，见图 9.），而刚度上，二者基本一致（图 10.），这保证了组件的基本性能没有发生大的变化。

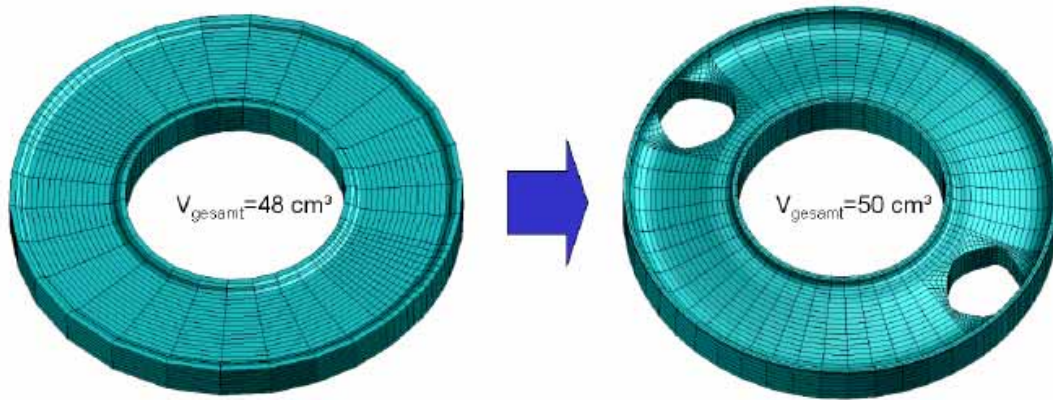


图 9 参考部件和优化结果有限元模型对比

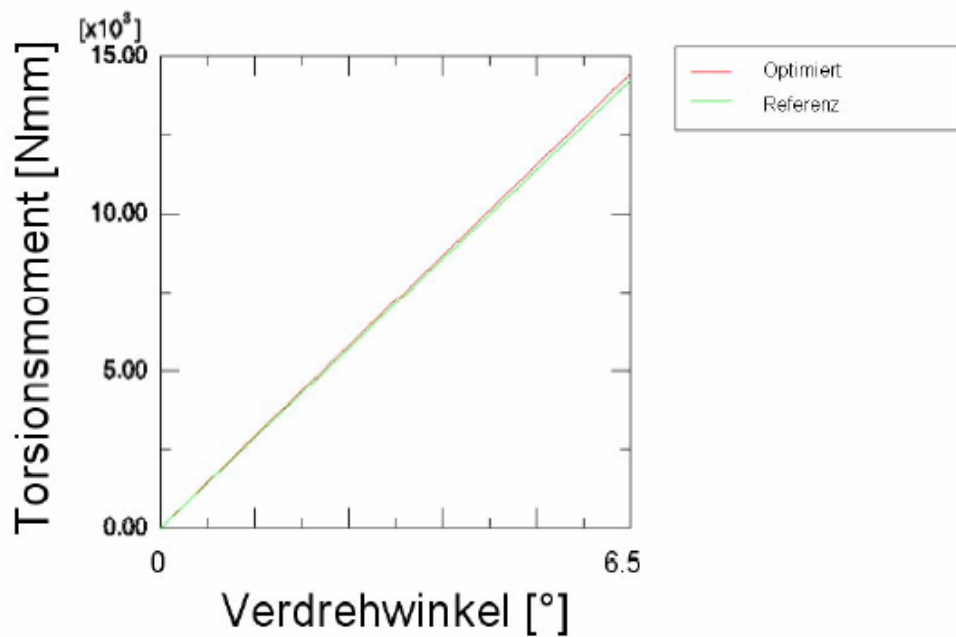


图 10 参考部件和优化结果刚度对比

为了评估优化结果的寿命，对应力和应变进行比较，应力采用米则斯应力，应变采用最大主应变。为了保证优化结果的寿命，其应力和应变的最大值都不能够超过参考部件的最大值。

图 11. 给出了参考部件的应力危险点位置，即弹性体和凸轮轴的内部连接线。新的设计中，此处的应力也相对的比较大小，并且和参考部件的应力处于同一个水平，但比参考部件的应力略低。

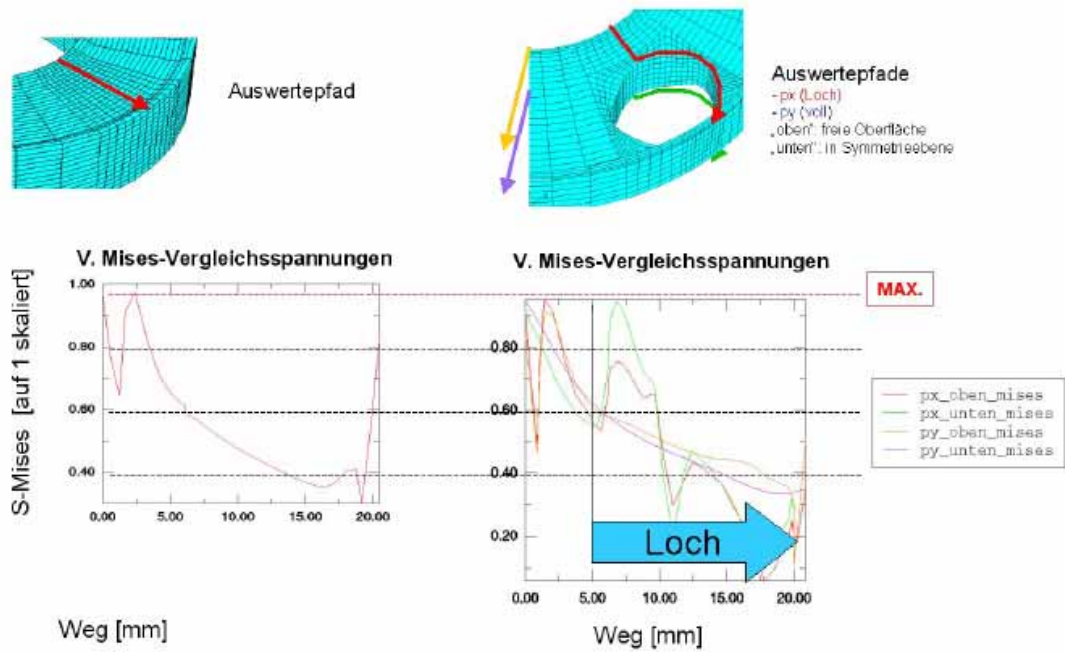


图 11 参考部件和优化结果应力对比

从截面的应力水平来看，参考部件的小应力区域在新的设计中应力略有提高。这个结果可以从拓扑优化中推断出来。问题是，装配孔对应力的影响有多大？可以很清楚的看出组件曲面和中面的区别。不考虑优化孔的形状，孔的上边沿有大约 25% 的应力盈余，而中面上大概是盈余 60%。总之，新的设计的最大应力水平比参考部件要低。

图 12. 给出了应变的对比情况。结果和应力情况相似：最大应变产生在弹性体和凸轮轴的内部连接线上，新的设计的最大应变比参考部件略小，装配孔的应变主要发生在中部。

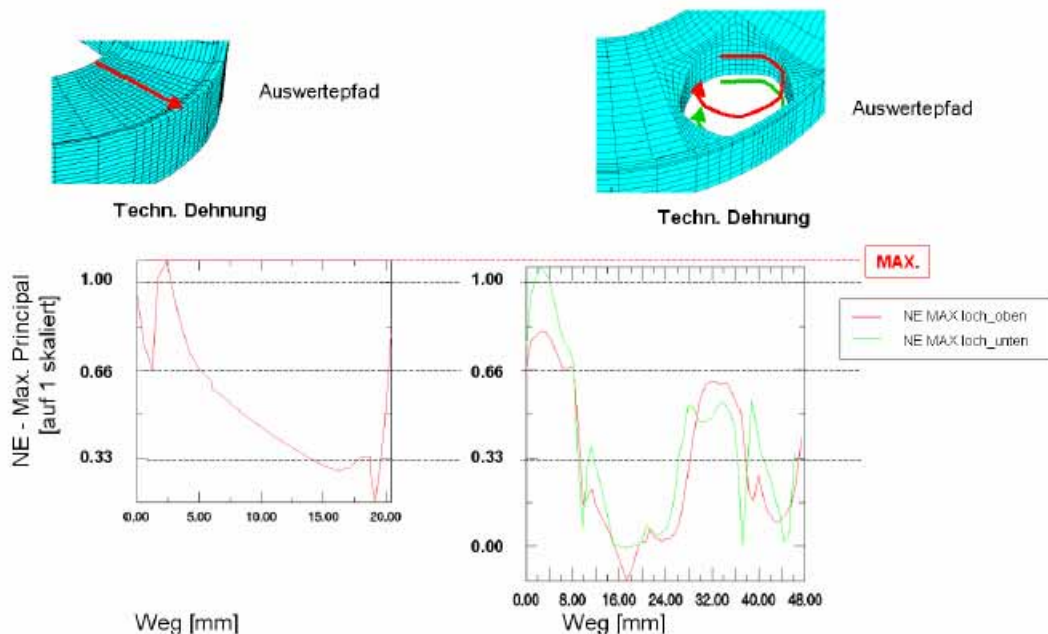


图 12 参考部件和优化结果主应变对比

3.9. 寿命测试

组件的寿命试验和原型机相似。试验结果表明新的设计比参考部件的寿命好（图 13）。

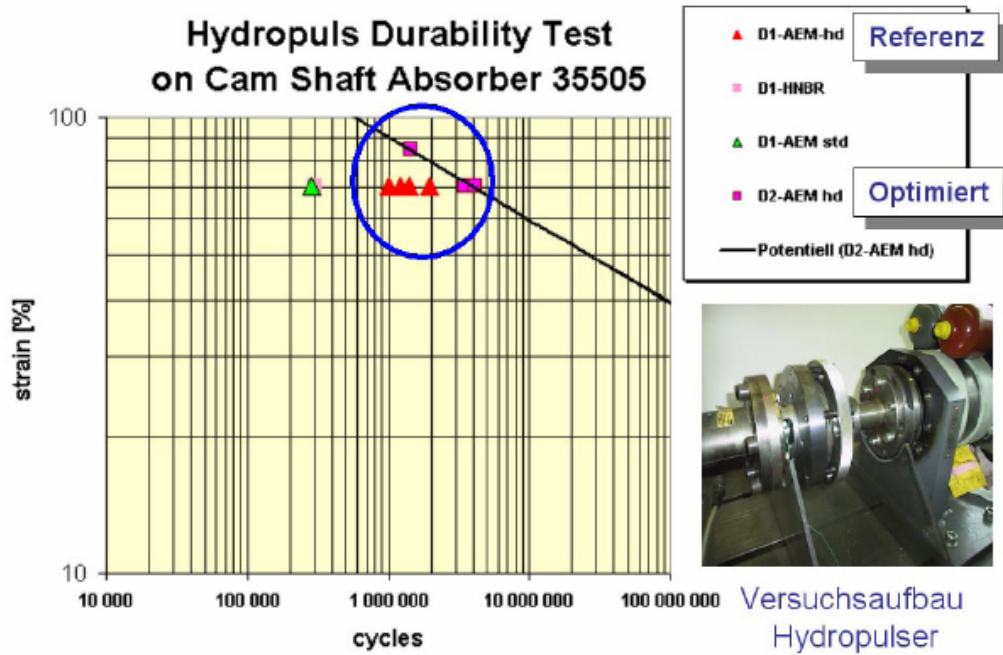


图 13 寿命试验结果

4. 结论及展望

采用 V4.5 版的 Tosca 和 ABAQUS 结合,可以对非线性问题进行非参数化的形状和拓扑优化。凸轮轴减震器装配孔的优化设计完全满足刚度要求和寿命期望,整个优化设计过程详细的描述了如何对非线性问题进行优化。采用这种方式进行设计的最大优点是节约时间:一个组件的完整设计,包括建立物理模型和进行完整的寿命试验大概需要花费 4 周的时间,而优化设计本身只占其中 5~8 天的时间。

因为凸轮轴减震器装配孔的设计在今后的开发过程中会经常遇到,所以本文所采用的方法在将来会成为开发流程的一个标准方法。