样例报告

轻量化轴承座：拓扑优化、CAD 重建与验证

关于本文件。这是一份样例。零件是通用件，载荷工况仅作示意，不涉及任何客户数据。它展示的是一份项目报告的结构、详细程度和表述方式。文中每一个结果都来自实际运行的计算，没有任何虚构内容。

质量	轴承孔处刚度	CAD 模型	验证
0.88 kg	**454** kN/mm	**118** 个面	**1.9** %
实心轴承座为 2.51 kg：减少 65%	为实心轴承座的 53%，材料用量为其 35.0%	一个封闭实体；轴承孔和螺栓孔原样保留	两种互不共用网格的分析给出的刚度之差

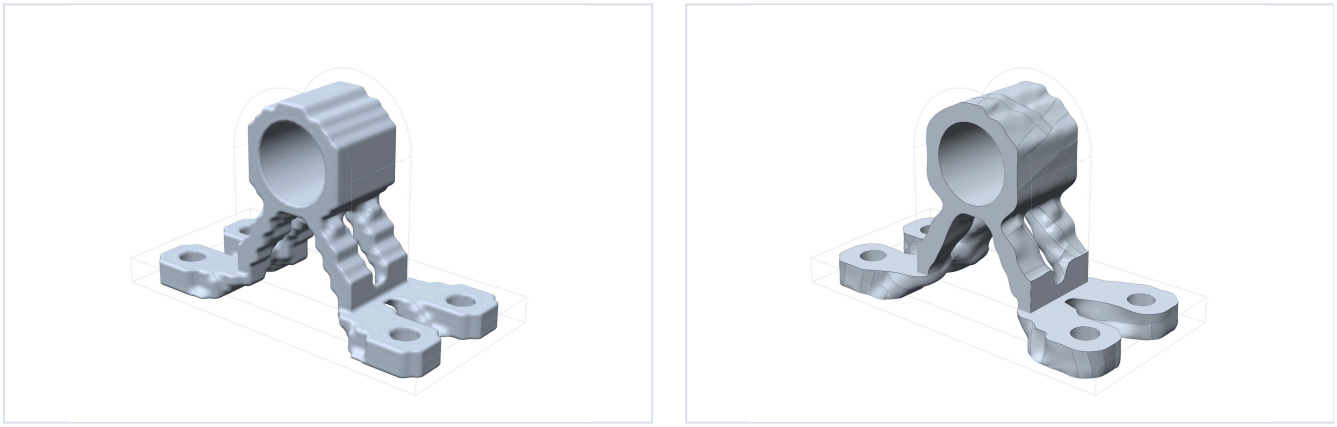

图 1. 左：优化得到的材料布局，是一张由三角面片组成的曲面。右：同一形状重建成的 CAD 实体，线条是它 118 个面的边界。细线轮廓是优化的出发点——实心轴承座。

摘要

- 对一个承受 14.4 kN 轴载荷的轴承座做刚度优化，材料用量不超过实心设计的 35%。轴承孔和四个螺栓孔予以保留。
- 优化得到的布局被自动重建为由 118 个面组成的 CAD 实体。轴承孔和螺栓孔就是原来的圆柱面；新生成的曲面在 95% 的面积上与优化形状的距离不超过 0.23 mm。
- 在相同载荷下重新分析的是重建后的实体，而不是优化器的中间结果，并且用了两种不同的离散方法、多种网格密度。其刚度为 454 kN/mm；在各自最细的网格上，两种方法相差不超过 1.9%。
- 复算还发现了优化结果本身看不出的两件事：优化器在自己的网格上把刚度高估了 9%；峰值应力随网格加密**尚未**收敛。第 5 节对两者都作了说明，并写明在实际项目中会如何处理。

1 任务

零件	轴承座：底板 160 × 80 × 12 mm，带四个 ⌀ 12 mm 螺栓孔；支座上有 ⌀ 36 mm 的轴承孔；外形 160 × 80 × 102 mm。这个实体就是设计空间
材料	钢，线弹性：E = 210 GPa，ν = 0.3，密度 7850 kg/m³
支承	四个螺栓孔的孔壁固定
载荷	轴向下施加 14.4 kN：压力作用在轴承孔的下半部，孔底为 10 MPa，向两侧递减到零
目标	在该载荷下刚度最大（载荷做功最小）
约束	材料体积不超过实心轴承座的 35%
保留区域	轴承孔、螺栓孔及其周围一层单元不得去除
范围	一个静力工况，小变形。未考虑强度、疲劳、屈曲和制造约束，见第 5 节

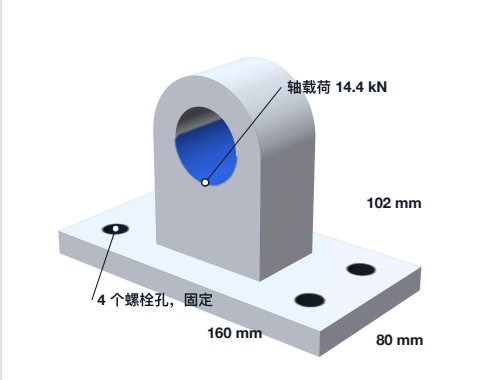

图 2. 实心轴承座：设计空间、支承（深色）和受载面（蓝色）。

以实心轴承座为参照：它重 2.51 kg，在同一载荷下轴承孔下沉 16.8 µm（859 kN/mm）。

刚度是怎样度量的

下沉量取载荷做功除以载荷，也就是轴承孔受载半面按压力加权的平均下沉。刚度等于载荷除以这个下沉量。这正是优化器所改进的量，而且它不依赖于测点的选取。

2 优化

把轴承座放进单元边长 4.1 mm 的规则网格，其中 6 028 个单元落在零件内（29 664 个未知量）。每个单元有一个介于 0 和 1 之间的材料密度。优化器把材料移向传力的位置，同时保持总量为 35%；随后的投影步骤使结果分离为实体和空洞。

计算在第 100 次迭代后停止。最后 20 次迭代中目标函数变化 0.82%，体积约束得到满足（35.0%）。图 3 中的台阶对应投影的各个阶段。

结果即图 1 左侧的布局：轴承座中密度超过二分之一的部分。

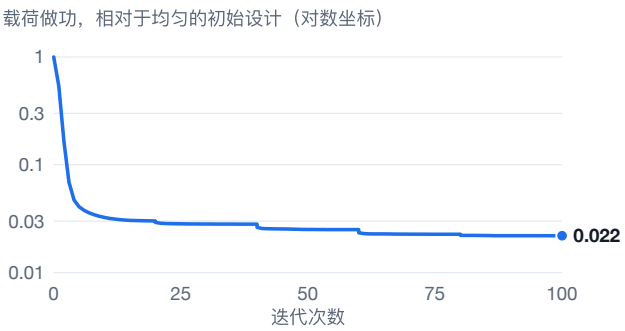

图 3. 目标函数的收敛过程。

3 CAD 重建

由三角面片组成的布局被重建为边界表示模型：先把曲面划分为四边形区域，再为每个区域拟合一张光滑的样条曲面，相邻曲面沿公共边相接。然后用原始轴承座对结果进行裁剪，因此优化器没有动过的部分（轴承孔、螺栓孔、底面）就是原来的精确面，而不是拟合出来的副本。图 1 右侧即该实体。

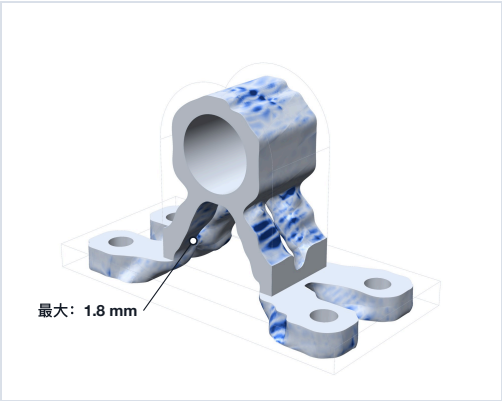

图 4. 新生成的 CAD 曲面与优化布局之间的距离。作为参照：优化所用单元的边长为 4.1 mm。

0 ≥ 0.4 mm

拓扑	一个封闭实体，118 个面；通过有效性检查
功能面	保留为原来的圆柱面：螺栓孔面积的 100.0%，轴承孔受载半面面积的 99.9%
体积、质量	112.2 cm³，为实心轴承座的 35.0%（上限 35%）；0.88 kg

新曲面与优化布局的偏差	mm
平均值	0.08
95% 的表面小于	0.23
99% 的表面小于	0.44
最大值	1.8

4 验证

拟合光滑曲面会使边界发生轻微移动，所以重建后的零件已不是优化器评估过的那个零件。因此按第 1 节的载荷和支承，把它作为完全实心的材料重新分析，并采用两种互不共用网格的离散方法：（A）把实体放进规则的样条单元网格中，实体表面从单元中间穿过，共四种单元尺寸；（B）贴合 CAD 表面的二次四面体网格，共三种尺寸。

分析	未知量	支反力，kN	轴承孔下沉，μm	刚度，kN/mm	von Mises 峰值，MPa
A1 · 规则网格，单元 4.1 mm	21 372	14.40	28.6	503	195
A2 · 规则网格，单元 2.7 mm	51 687	14.40	30.4	474	234
A3 · 规则网格，单元 2.0 mm	98 946	14.40	30.7	470	294
A4 · 规则网格，单元 1.5 mm	201 762	14.40	31.1	463	368
B1 · 贴体网格，11 084 个单元	61 845	14.36	31.5	456	294
B2 · 贴体网格，22 828 个单元	122 817	14.37	31.5	456	384
B3 · 贴体网格，49 898 个单元	**256 032**	**14.39**	**31.7**	**454**	**495**
优化器自己给出的值（第 2 节），单元 4.1 mm	29 664	14.40	29.0	496	–

支反力：螺栓孔处的合力，即实际施加的载荷。轴承孔下沉和刚度：定义见第 1 节。

这张表说明了什么

- **载荷全部传到了支承。**规则网格的每次分析都得到 14.40 kN：轴承孔的受载半面完整无缺。贴体网格施加的载荷最多少 0.3%，因为它用平直的单元面代替了圆孔；网格越密，差得越少。
- **两种方法相互靠拢。**贴体网格的结果几乎不随网格变化（456、456、454 kN/mm，相差不超过 0.3%）。规则网格的结果逐步向它下降（503、474、470、463）。在最细的网格上两者相差 1.9%。本报告引用的是 B3 的值。
- **优化器自己给出的值高了 9%。**原因是网格太粗，而不是重建：在同样的 4.1 mm 网格上对重建实体所做的分析 A1，同样偏乐观。足以找出布局的网格，不足以用来报告它的刚度。
- **峰值应力没有收敛。**两种方法每加密一次它都升高，从 195 升到 495 MPa，因此不能算作结果。一半的表面应力低于 18 MPa，95% 的表面低于 74 MPa。

5 结论与局限

- **结果。**刚度 454 kN/mm，质量 0.88 kg；实心轴承座为 859 kN/mm、2.51 kg。即用 35.0% 的材料保留了 53% 的刚度。按每千克计，优化后的轴承座刚度高出 51%。
- **几何。**CAD 模型是一个有效的封闭实体。轴承孔和螺栓孔就是原来的圆柱面。新生成的曲面在 95% 的面积上与优化布局的距离不超过 0.23 mm；最大偏差 1.8 mm，是局部的。
- **刚度的可信度。**这个数字属于最终交付的几何，而不是优化器的中间模型。两种互不共用网格的分析把它夹在中间：贴体网格给出 454 kN/mm，最细的规则网格给出 463 kN/mm 且仍在下降。
- **发现：粗网格会把结果说得偏好。**如果直接读取优化网格上的数值，报告的刚度会高出 9%。优化网格是为速度选的；写进报告的数字必须来自第 4 节那样的网格加密研究。

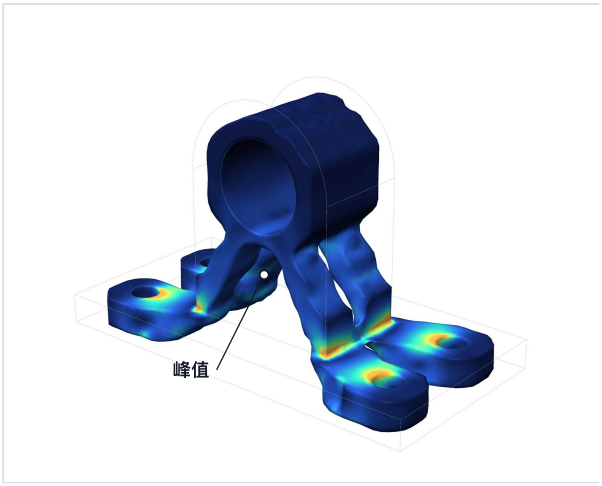

图 5. 重建零件上的 von Mises 应力（分析 B2）。峰值位置已标出。

局限

- **应力。**峰值出现在一处尖锐的内角上，它来自实心轴承座：支座与底板相接的地方（图 5）。理论上尖锐内角处的应力没有上限，所以网格越密，数值越高。真实的轴承座在那里有圆角：强度或疲劳评估需要把这个圆角半径建进模型，并做局部的加密研究。螺栓孔的孔口也是如此，这里把它们当作刚性固定。
- **优化的收敛。**计算是在达到迭代上限时结束的，而不是满足了收敛准则。剩余的漂移为每 20 次迭代 0.82%，与网格带来的 9% 相比很小。
- **只有一个工况。**只针对一个载荷方向优化的零件，在其他方向上是薄弱的，而轴承还会受到侧向和轴向载荷。实际项目会使用完整的工况组合，并且通常以应力或变形限值代替固定的体积。
- **制造。**没有施加最小杆件尺寸、悬垂角或拔模方向等约束。对于增材制造或铸造，这些约束会改变布局，应当放进优化之中，而不是事后处理。
- **稳定性。**分析是线性、小变形的，没有校核细长支腿的屈曲。

6 交付内容

项目	格式	内容
CAD 模型	STEP（AP214）、IGES	第 3 节的重建实体，可在 CAD 系统中打开和编辑
优化布局	OBJ 曲面、VTK 场数据	由三角面片组成的布局及其背后的密度场
分析模型	文本输入文件	第 2 节和第 4 节的模型，本报告中的每一个数字都可以据此复现
结果	VTK	分析 A 和 B 的位移场与应力场，可用通用后处理软件读取
本报告	PDF	假设、结果、验证与局限

Desimula · 计算力学 · contact@desimula.com · desimula.com
样例报告 SR-01，B 版。通用零件，示意性载荷工况。不得用于实际设计。