ABAQUS/Standard

有限元软件入门指南

——ABAQUS/CAE 版

Hibbitt，Karlsson & Sorensen，INC.
朱以文，蔡元奇等译

译者语

参加本书翻译工作的是武汉大学土木建筑工程学院的朱以文教授，蔡元奇副教授以及博士生李伟、吴春秋、姚金阶、硕士生黄克戬。具体分工如下：

第一章、第二章和第三章由朱以文翻译；第四章和第五章由李伟翻译；第六章和第七章由姚金阶翻译；第八章和第九章由吴春秋翻译；第十章和第十一章由蔡元奇翻译。黄克戬参加了部分文字的编辑工作。

朱以文负责全书的的翻译工作，并修改和审阅了全部译文。翻译过程中得到ABAQUS 公司李华强博士的鼓励和支持，在此表示感谢。在翻译过程中，参考了清华大学庄茁教授等在1998年出版的《ABAQUS/Standard 有限元软件入门指南》(非ABAQUS/CAE版)一书。

限于译校者水平，难免有错误和不妥之处，欢迎读者批评指正。

译者　朱以文等

二零零三年二月十二日于武汉·珞珈山

目　录

第一章　导引

1.1　ABAQUS 各模块简介
1.2　ABAQUS/Standard 入门：交互式环境
　1.2.1　怎样使用本指南
　1.2.2　本指南的使用约定
　1.2.3　鼠标的基本操作
1.3　ABAQUS 文档
1.4　支持
　1.4.1　技术支持
　1.4.2　系统支持
　1.4.3　对科学研究单位的支持
1.5　有限元法导简单回顾

第二章　ABAQUS 基础

2.1　ABAQUS 分析模型的组成
2.2　ABAQUS/CAE 简介
　2.2.1　ABAQUS/CAE 的启动
　2.2.2　主窗口的组成部分
　2.2.3　什么是功能模块
2.3　例子
　2.3.1　量纲
　2.3.2　生成部件
　2.3.3　材料参数
　2.3.4　定义和赋于截面（Section）特性
　2.3.5　定义装配件（Assembly）
　2.3.6　分析进程的配置
　2.3.7　施加边界条件和荷载
　2.3.8　网格剖分
　2.3.9　生成作业和关键词编辑器（Keyword editor）的使用
2.4　模型的检查
　2.4.1　阅读输出文件
2.5　分析计算
2.6　结果
2.7　用 ABAQUS/CAE 进行后处理

第三章　有限元和刚性体

3.1　有限元
　3.1.1　单元的表征
　3.1.2　实体单元

3.1.3 壳单元
3.1.4 梁单元
3.1.5 桁架单元
3.2 刚性体
3.2.1 何时使用刚性体
3.2.2 刚性体部件
3.2.3 刚性单元
3.3 小结
第四章 实体单元的应用
4.1 单元列式和积分
4.1.1 完全积分
4.1.2 简缩积分
4.1.3 非协调单元
4.4.1 杂交单元
4.2 选择实体单元
4.3 例题：连接环
4.3.1 前处理——应用 ABAQUS/CAE 建模
4.3.2 结果输出
4.3.3 后处理——结果可视化
4.4 网格收敛性分析
4.5 相关的 ABAQUS 例题
4.6 建议阅读的文献
4.7 小结
第五章 壳单元的应用
5.1 单元几何尺寸
5.1.1 壳体厚度和截面计算点
5.1.2 壳面和壳面法线
5.1.3 壳的初始曲率
5.1.4 参考面的偏移
5.2 壳体计算假定——厚壳或薄壳
5.3 壳的材料方向
5.3.1 默认的局部材料方向
5.3.2 建立可变的材料方向坐标
5.4 壳单元的选择
5.5 例题：斜板
5.5.1 前处理——用 ABAQUS/CAE 建立模型
5.5.2 结果输出
5.5.3 后处理
5.6 相关的 ABAQUS 例题
5.7 建议阅读的文献
5.8 小结

第六章　梁单元的应用

6.1　梁横截面的几何形状
6.1.1　截面计算点
6.1.2　横截面定向
6.1.3　梁单元曲率
6.1.4　梁横截面的节点偏移
6.2　列式和积分
6.2.1　剪切变形
6.2.2　扭转响应——翘曲
6.3　梁单元的选择
6.4　例题：货物起重机
6.4.1　前处理——用 ABAQUS/CAE 生成模型
6.4.2　后处理
6.5　有关的 ABAQUS 例子
6.6　参考数目
6.7　小结

第七章　非线性

7.1　非线性的来源
7.1.1　材料非线性
7.1.2　边界非线性
7.1.3　几何非线性
7.2　分析性问题的求解
7.2.1　分析步，增量步和迭代
7.2.2　平衡迭代和收敛性
7.2.3　自动增量控制
7.3　用 ABAQUS 进行非线性分析
7.3.1　几何非线性
7.3.2　材料非线性
7.3.3　边界非线性
7.4　例题：非线性斜板
7.4.1　修改模型
7.4.2　结果输出
7.4.3　后处理
7.5　相关的 ABAQUS 例子
7.6　推荐读物
7.7　小结

第八章　材料

8.1　ABAQUS 中的材料定义
8.2　延性金属的塑性
8.2.1　延性金属的塑性性能
8.2.2　有限变形中的应力应变度量

8.2.3 在 ABAQUS 中定义塑性
8.3 为弹塑性问题选择单元
8.4 例题：连接环的塑性变形
8.4.1 对模型的修改
8.4.2 状态和信息文件
8.4.3 对结果进行后处理
8.4.4 在材料模型中加入硬化特性
8.4.5 带有塑性硬化的分析
8.4.6 对结果进行后处理
8.5 超弹性
8.5.1 引论
8.5.2 应变势能
8.5.3 用试验数据定义超弹性
8.6 例题：轴对称橡胶垫
8.6.1 对称性
8.6.2 前处理——利用 ABAQUS/CAE 建立模型
8.6.3 结果输出
8.6.4 后处理
8.7 大变形的网格设计
8.8 减少体积锁闭的技术
8.9 相关的 ABAQUS 例题
8.10 建议读物
8.11 小结

第九章 动力问题

9.1 引言
9.1.1 固有频率和模态
9.1.2 振型叠加
9.2 阻尼
9.2.1 ABAQUS 中阻尼的定义
9.2.2 阻尼值的选择
9.3 单元选择
9.4 动力问题的网格剖分
9.5 例子：货物起重机——动态载荷
9.5.1 修改模型
9.5.2 结果输出
9.5.3 后处理
9.6 模态阶数的影响
9.7 阻尼的影响
9.8 其它的动力程序
9.8.1 线性模态动力分析
9.8.2 非线性动态分析
9.9 相关的 ABAQUS 例子
9.10 建议阅读的文献

9.11 小结

第十章 多分析步分析

10.1 常规（非线性）分析程式

10.1.1 常规分析分析步中的时间

10.1.2 指定常规分析步的载荷

10.2 线性扰动分析

10.2.1 在线性扰动分析步中的时间

10.2.2 在线性扰动分析步中指定载荷

10.3 例题：管道系统的振动

10.3.1 前处理——用 ABAQUS/CAE 创建模型

10.3.2 对作业的监控

10.3.3 后处理

10.4 重启动分析

10.4.1 重启动文件

10.4.2 重启动一个分析过程

10.5 例题：重启动钢管的振动分析

10.5.1 创建重启动分析模型

10.5.2 作业的监控

10.5.3 对重启动分析的结果做后处理

10.6 相关的 ABAQUS 例题

10.7 小结

第十一章 接触

11.1 接触面间的相互作用

11.1.1 接触面法向性质

11.1.2 表面的滑动

11.1.3 摩擦

11.2 在 ABAQUS 中定义接触

11.2.1 定义接触面

11.2.2 接触相互作用

11.2.3 从面和主面

11.2.4 小滑动与有限滑动

11.2.5 单元选择

11.3 接触算法

11.4 例题：法兰盘连接

11.4.1 前处理—用 ABAQUS/CAE 创建模型

11.4.2 分析结果
11.4.3 后处理
11.5 刚性接触面建模中的问题。
11.6 例题：凹槽的成型
11.6.1 前处理－用 ABAQUS/CAE 创建模型
11.6.2 接触分析的故障检测与修改
11.6.3 结果分析
11.6.4 后处理
11.7 相关的 ABAQUS 例题
11.8 小结

第一章 导 引

ABAQUS 是一套功能强大的基于有限元法的工程模拟软件，其解决问题的范围从相对简单的线性分析到最富有挑战性的非线性模拟问题。ABAQUS 具备十分丰富的、可模拟任意实际形状的单元库。并与之对应拥有各种类型的材料模型库，可以模拟大多数典型工程材料的性能，其中包括金属、橡胶、高分子材料、复合材料、钢筋混凝土、可压缩弹性的泡沫材料以及岩石和土这样的地质材料。作为通用的模拟分析工具，ABAQUS 不仅能解决结构分析中的问题（应力/位移），还能模拟和研究各种领域中的问题，如热传导、质量扩散、电子元器件的热控制（热一电耦合分析）、声学分析、土壤力学分析（渗流——应力耦合分析）和压电介质力学分析。

ABAQUS 为用户提供了广泛的功能，且使用起来又十分简明。最复杂的问题也可以很容易地建立模型。例如复杂的多部件问题可以通过对每个部件定义材料模型和几何形状，然后再把它们组装起来而构成。在大部分模拟分析问题中，甚至在高度非线性问题中，用户也只需要提供结构的几何形状、材料性能、边界条件和荷载工况这样的工程数据就可以进行分析。在非线性分析中，ABAQUS 能自动选择合适的荷载增量和收敛精度。不仅能选择这些参数值，而且能在分析过程中不断地调整参数来保证有效地得到高精度的解，很少需用户去定义这些参数。

1.1 ABAQUS 各模块简介

ABAQUS 有两个主要的分析模块：ABAQUS/Standard 和 ABAQUS/Explicit。ABAQUS/Standard 还有两个特殊用途的附加分析模块：ABAQUS/Aqua 和 ABAQUS/Design。另外，还有 ABAQUS 分别与 ADAMS/Flex，C-MOLD 和 Mold flow 的接口模块：ABAQUS/ADAMS， ABAQUS/C-MOLD 和 ABAQUS/MOLDFLOW。ABAQUS/CAE 是完全的 ABAQUS 工作环境模块，它包括了 ABAQUS 模型的构造，交互式提交作业、监控作业过程以及评价结果的能力。ABAQUS/Viewer 是 ABAQUS/CAE 的子集，它具有后处理功能，这些模块之间的关系见图 1－1。

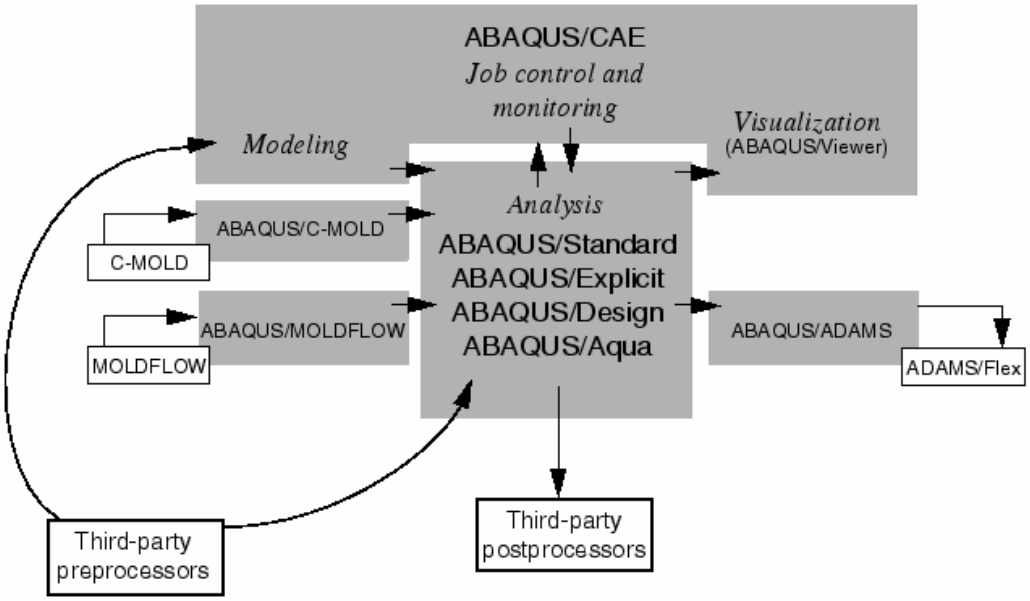


图 1－1 ABAQUS 产品

ABAQUS/Standard

ABAQUS/Standard 是一个通用分析模块，它能够求解领域广泛的线性和非线性问题，包括静力、动力、热和电问题的响应等，这个模块是本指南的主题。

ABAQUS/Explicit

ABAQUS/Explicit 是用于特殊目的分析模块，它采用显式动力有限元列式，适用于像冲击和爆炸这类短暂，瞬时的动态事件，对加工成形过程中改变接触条件的这类高度非线性问题也非常有效。在本指南中没有对它特别介绍，而在本指南的姐妹篇——Getting Started with ABAQUS/Explicit：Interactive Version 里进行介绍。两个分析模块的 ABAQUS/CAE 界面是一样的，两个模块的输出也是类似的，不论哪个模块都可以采用可视化图形进行后处理。

ABAQUS/CAE

ABAQUS/CAE（Complete ABAQUS Environment）是 ABAQUS 的交互式图形环境，用它可方便而快捷地构造模型，只需生成或输入要分析结构的几何形状，并把它分解为便于网格化的若干区域。并对几何体赋于物理和材料特性、荷载以及边界条件。ABAQUS/CAE 具有对几何体剖分网格的强大功能，并可检验所形成的分析模型。一旦模型生成，ABAQUS/CAE 可提交并监控要分析的作业，可视化模块就可用来显式结果。本指南中将对 ABAQUS/CAE 进行讨论。

ABAQUS/Viewer

ABAQUS/Viewer 是 ABAQUS/CAE 的子集，它只包含了可视化的后处理功能。在本指南中对可视化模块的讨论都适用于 ABAQUS/Viewer。

ABAQUS/Aqua

ABAQUS/Aqua 的一系列功能可以附加在 ABAQUS/Standard 中应用。它偏向于模拟海上结构，如海洋石油平台。它的功能包括模拟波浪，风载荷及浮力的影响。在本指南中不讨论 ABAQUS/Aqua。

ABAQUS/ADAMS

ABAQUS/ADAMS 允许 ABAQUS 有限元模型作为柔性部件进入到 MDI ADAMS 产品族中去进行分析。这个界面是基于 ADAMS/Flex 的部件模态综合公式的，本指南中不讨论 ABAQUS/ADAMS。

ABAQUS/C-MOLD

ABAQUS/C-MOLD 把注模分析软件 C-MOLD 中有限元网格、材料性质和初始应力数据转换成为 ABAQUS 输入文件。本指南中不讨论 ABAQUS/C-MOLD。

ABAQUS/Design

ABAQUS/Design 的一系列功能可附加在 ABAQUS/Standard 中进行设计敏度计算。ABAQUS/Design 在本指南中不予讨论。

ABAQUS/MOLDFLOW

ABAQUS/MOLDFLOW 模块把 MOLDFLOW 分析软件中的有限元模型信息转换成 ABAQUVS 输入文件的一部分。本指南中不讨论 ABAQUS/MOLDFLOW。

1.2 ABAQUS/Standard 入门：交互式版

本节是对新用户的指南，其内容是用 ABAQUS/CAE 生成实体、壳体和框架模型，用 ABAQUS/Standard 分析这些模型，在可视化模块里视察结果。用户除了必要的有限元知识外，不需要有任何 ABAQUS 的预备知识就可以得益于本指南。

这本指南仅介绍应力/位移的模拟计算，并且集中在线性和非线性静态分析上，也将介绍一些非常简单的动态分析类型，但没有广泛的涉及。其它类型的模拟，如热传导和质量扩散等在本指南中就没有讨论。

假定用户会用 ABAQUS/CAE 去构造本指南所举的例子中的模型。若用户没有 ABAQUS/CAE 或其它的前处理模块，则可以利用 Getting Started with ABAQUS/Standard: Key word Version 手册来人工生成所举例子的输入文件。

1.2.1 怎样使用本指南

这本指南共有 11 章，每一章介绍一个或几个主题，大部分章节都包括对所考虑的问题的简短的讨论和一两个指导性例子。由于这些例子包含许多使用 ABAQUS 的实用建议，请务必仔细阅读和理解。ABAQUS/CAE 的功能会在这些例子中逐步展开。

本章是对 ABAQUS 和应用指南的一个简短介绍。第二章将集中围绕一个简例从最基本角度来说明如何使用 ABAQUS。

到第 2 章结束，用户将会了解应用 ABAQUS 的基本知识，如怎样准备模型来进行 ABAQUS 模拟，数据的检查，求解和观测结果等。

第三章对 ABAQUS 的主要单元家族作了大致的介绍。

第四~六章则分别讨论了实体单元、壳单元和梁单元的应用。

第七章一般性地介绍了非线性概念，并特别介绍了几何非线性，以及包含了第一个非线性 ABAQUS 模拟例子。

第八章介绍了材料非线性。第九章讨论动态分析。

第十章介绍了多步模拟。第十一章讨论接触分析中出现的许多问题。

1.2.2 本指南的使用约定

在指导性例子中所用的各种字符类型如下：

• 在 Courier Font 字符下的输入会进入 ABAQUS/CAE 或如显示的那样精确地进入计算机。例如：Abaqus cae

输入该命令即运行 ABAQUS/CAE。

• ABAQUS/CAE 屏幕上的菜单选择，对话框中的表格和项中的标记以黑体字表示：

View Graphics Options

Deformed Sharpe plot option

1.2.3 鼠标的基本操作

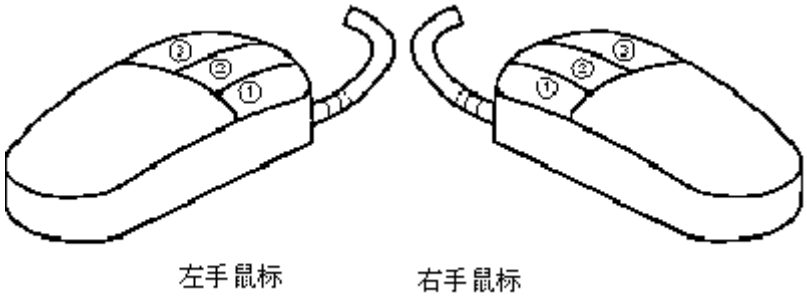


图 1－2 鼠标键

图 1－2 为左右手三键鼠标各键的方位，以下各项描述了鼠标的使用。

C-lick

快速点击鼠标键，除非特别指出，Click 均指点击鼠标的键 1。

Drag

按住键 1 移动鼠标。

Point

移动鼠标使光标到达所需的项。

Select

移动光标到某一项，然后点击键 1。

[Shift]+Click

按住[Shift]键，点击键 1，然后松开[Shift]键。

[Ctrl]+Click

按住[Ctrl]键，点击键 1，然后松开[Ctrl]键

ABAQUS/CAE 设计成使用三键鼠标，因此其菜单参照鼠标键 1，2，3，如图 1－2 所示。

若使用二键鼠标，则有如下规则：

- 两个鼠标键相当于三键鼠标中的 1，3 键。
- 同时按两个键相当于三键鼠标中的 2 键。

注：在菜单操作过程中，需要求点击鼠标的键 2，要确认键 2 配置为中间键。

1.3 ABAQUS 文档

ABAQUS 文档的内容是广泛和完整的，以下所叙的手册和印刷物，除非特别声明，均来自 HKS 公司。它们以印刷品形式和在线文档服务器提供。相关的

手册的更多信息，可参考 ABAQUS/Standard 用户手册中操作过程中所讨论的内容。

ABAQUS/Standard 用户手册

这是使用最频繁的一本手册，分为三卷。它是包含了 ABAQUS/Standard 所有功能的参考手册，即对单元、材料模型、过程、输入规则等等内容都作了详尽的说明。本指南完全是参考 ABAQUS/Standard 用户手册而得的，所以用户在做算例时，必须在手头放着该手册以备时刻查用。

ABAQUS/CAE 用户手册

该手册中有三个便于理解的教程和运用 ABAQUS/CAE 生成模型、进行分析及用可视化工具对结果评价的详细叙述。

该手册中关于可视化模块的信息同样可用于 ABAQUS/Viewer。

ABAQUS 在线文档的使用

该手册说明了怎样使用 ABAQUS 在线文档服务器来读取手册。

HKS 公司提供的其它手册还有：

ABAQUS Example Problem manual （实例问题手册）

该手册包含了 75 个详细的实例，这些例子描述了分析方法和需要进行线性和非线性分析的机理和含意。典型的例题有：弹塑性管撞击刚性墙产生的大位移、薄壁弯管的非弹性屈曲失效、弹粘塑性薄环的爆炸荷载分析、基础的加固，带孔洞的复合材料壳的屈曲，金属片的大变形拉拔。每一例题的说明中均包括了单元类型和网格密度选择的讨论。

当使用特征概念时，由于在此以前用户还没有遇到过这个概念，所以应当寻找一个或多个应用特征的例子来熟悉正确使用特征的方法。可搜索在线文档或利用 abacus find *keyword* 工具（参考 ABAQUS/Standard 用户手册的 3.2.8 节可获得更多信息）。

与这些例题有关的所有输入文件已在 ABAQUS 安装时提供。可使用 ABAQUS/Fetch 工具来读取这些文件。ABAQUS/Fetch 在每一个 ABAQUS 发行版中都是提供的。其语法为：abaques fetch job=<文件名>。

用户可以从所安装的子目录中提取任何一个例题文件，然后自己进行一遍模拟分析，并观察计算结果。也可以从 ABAQUS 输入文件的电子文档中提取例题输入文件。

ABAQUS 基准校核手册

该手册包含了用于评估 ABAQUS 性能的基准问题和标准分析。

其结果与精确解和其它的公认的解答作比较。这些例题实际上也提供了学习

单元和材料模型性能的很好起点。

该手册包含了 NAFEM 校核问题，其输入文件也正安装时提供，提取的方式与上述例题一样。

ABAQUS 验证手册

该手册包含基本测试问题，用以对每一程序特性进行检验，程序特性包括方法、输出选择、MPC_S 等等。在学习新功能的使用时，运行一下这些问题是有益的。这些基本测试问题的输入文件也在 ABAQUS 安装时提供，提取方法与例题手册中的例题完全一样。

ABAQUS 输入文件手册

该手册包含了 ABAQUS 例题手册、ABAQUS 基准校核手册、ABAQUS 检验手册和 ABAQUS 发行中的所有输入文件。它们以所讨论的问题的标题为依据进行排列。在手册中的输入文件参考文献就是手册本身，因为手册中的输入文件不能直接存入一个文件，只能由拷贝和粘贴操作传送到一个编辑器。

ABAQUS 理论手册

该手册对 ABAQUS 的理论方面进行了详尽而准确的讨论。它为用户提供了对工程背景的理解，但并没有要求它作为程序的依据。

ABAQUS 关键词手册

该手册给出了在 ABAQUS 中使用的全部输入选项的完整解释，并包含了所给选项中所用到的每一个参数。

ABAQUS/Explicit 用户手册

该手册给出了 ABAQUS/Explicit 全部功能。

发行说明（Release Notes）

该文件给出了 ABAQUS 产品序列的最新版本所增加的新功能的简要说明。

站点指导（Site Guide）

该文件说明如何安装 ABAQUS 和如何在特殊环境下进行安装，其中有些与用户较相关的信息可以在用户手册找到。

质量保证计划

该文件阐述了 HKS 公司的质量保证程序。它是一个控制文件，提供给那些预订 SHKS 公司核心质量保证程序或质量监视服务的用户。

讲义

教学笔记和专题培训班可以帮助用户理解许多ABAQUS的使用性能，如金属加工成型或热传导。教学笔记用于技术研讨会，HKS公司在研讨会上帮助用户改进他们对ABAQUS软件的理解和使用。某些用户通常对其使用的软件非常了

解，他们不打算参加这些教学辅导。HKS提供了讲课笔记的目录，也被包括在手册的价格清单中，或者可以在网址 www.abaqus.com中找到。

定期出版物

HKS 公司定期出版 ABAQUS/News（新闻）和 ABAQUS/Answers（问答）。ABAQUS/News 包括诸如发布 ABAQUS 软件版本更新，培训班专题等信息。ABAQUS/Answers 中包括涉及 ABAQUS 软件使用的具体专题技术文章。如果用户想将这些出版物列在邮购清单上，请与 ABAQUS 当地的办公室联系。

ABAQUS Web 服务器

HKS 公司提供 WWW. abaqus. Com 网页，从中可以得到各种 ABAQUS 程序系列的有用信息，包括：

- 经常遇到的问题
- ABAQUS 系统信息和计算机的硬件要求
- 标准校核文档
- 出错状态报告
- ABAQUS 文档价格表
- 培训班日程
- 业务通讯

也可以从中得到有关 ABAQUS/ADAMS、ABAQUS/C-MOLD 和 ABAQUS/MOLDFLOW 用户手册的信息。

1.4 支持

HKS 公司同时提供对 ABAQUS 的技术支持（工程支持）和系统支持，它们都是通过距用户最近的当地办公室提供的，我们把技术支持作为所提供的服务的一个重要部分，并欢迎用户就 ABAQUS 软件的任何疑问和所关心的 ABAQUS 分析的方面问题与我们联系。用户可通过电话、传真、电子邮件或通信与我们的办公室联系，联系的办法列在每一份 ABAQUS 手册中。访问 ABAQUS 的 WWW 网页同样可获得支持信息，在与当地的支持办公室联系时，请告之所需的是技术支持还是系统支持。技术支持是指在用 ABAQUS 进行分析时所遇到的问题，系统支持指 ABAQUS 的安装，授权或其它与硬件相关的问题。

我们欢迎任何改善软件和手册的建议，在更新版本时，我们会考虑改进这方面的工作。若用户希望了解服务概况和 HKS 提供的产品，可访问 ABAQUS 网页。

1.4.1 技术支持

HKS 公司的技术支持工程师可以解释 ABAQUS 软件的特点，可以比较使用 ABAQUS 的一般信息和应用于特殊问题时的信息的方式检查错误。如果用户关心分析过程，我们建议在早期阶段就与我们联系，因为通常在项目的开始阶段解决问题要比在最终阶段再去纠正分析要容易得多。在呼叫 HKS 公司技术支持热线或者在书面通讯中，请准备好下列信息：

• 正在使用的 ABAQUS 版本

—ABAQUS/Standard 和 ABAQUS/Explicit 的版本号在数据（.dat）文件的开头已注明。

—ABAQUS/CAE 和 ABAQUS/Viewer 的版本号可以在主菜单条的 Help→ON Version 项中找到。

—ABAQUS/ADAMS，ABAQUS/C-MOLD 和 ABAQUS/MOLDFLOW 的版本号在屏幕上可直接看到。

• 运行 ABAQUS 的计算机型号。

• 产生问题的特征，包括尽可能详细的出错信息。

• 已经做过的工作和测试。

在就具体问题请求帮助时，请看一下 ABAQUS 所有的输出文件，这对于回答支持工程师可能询问的任何问题是有帮助的。

技术支持工程师会从模型描述和所遇到的困难两个方面来诊断问题。他经常需要了解模型构图，可以传真或寄给他。最终结果的图像或分析中断点附近的结果对于理解引起问题的原因也是必需的，若支持工程师不能利用所提供的信息对问题作出诊断，用户可传送输入数据文件。数据可用电子邮件，磁带或磁盘传送。请校核ABAQUS的 WWW.abaqus. Com网页中的当前可接受的媒介格式。

所有的支持呼叫都会登录在数据库中，这使我们能够关注一个特殊问题的发展，并能够有效地进行技术支持。若用户想了解呼叫的登录号，可询问支持工程师。如果用户呼叫的问题已经出现过，而且知道登录号，请告之这一点，这样我们可从数据库里查到最新的情况而避免重复工作，另外，请给出支持工程师名字。

1.4.2 系统支持

HKS 公司的系统支持工程师可帮助用户解决 ABAQUS 安装和运行中的问题，包括许可权的问题，这些问题未包含在技术支持中。

用户应按照 ABAQUS Site Guide 中的步骤仔细地安装 ABAQUS。若遇到安装或许可权问题，首先应仔细阅读 ABAQUS Site Guide 中的步骤，确认步骤是否正确，若这样做不能解决问题，则可以进入 ABAQUS 网页寻找已有的安装问题的技术支持有关信息。若还不能解决问题，就与当地的支持办公室联系。给出对说明问题有用处的一切信息；分析中断的出错信息或所遇到的问题的详尽解释，若有可能，请传送从 abagus info=env 和 abaqus into =sys 命令输出的信息。

1.4.3 对科学研究单位的支持

根据对科学研究单位的许可权合同，我们不提供对科学研究单位的技术，除非购买了技术支持。要了解更多信息可与我们联系。

1.5 有限元法的简单回顾

本节将回顾有限元的基本方法。一个桁架的简单算例，如图 1-3 所示，一端约束而另一端加载，分析桁架自由端的位移，桁架的应力及桁架约束端的反作用力。所引入的一些术语和规定同时也适用于本书的其它部分。

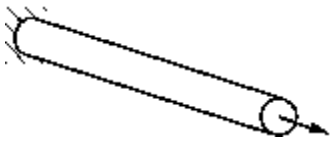


图 1－3 桁架问题

任何有限元模拟的第一步总是用有限单元来离散结构的实际几何形状。每个单元都代表结构的一个离散部分。有限单元通过共用节点来连接。将有限单元和节点的组合称为网格。在一个特定网格中的单元数与网格密度有关。在应力分析中节点位移是 ABAQUS 计算的基本参量。一旦节点位移已知，每一个单元的应力应变均能很容易地求出。

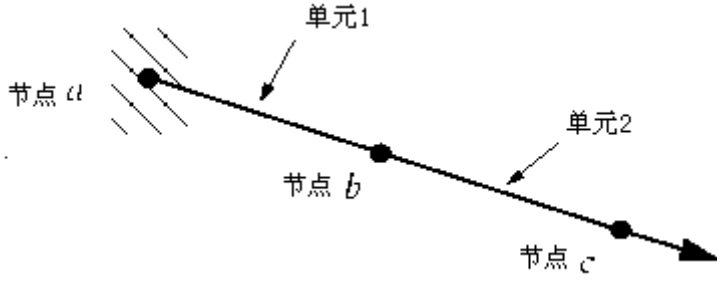


图 1－4 桁架问题的离散化模型

在图 1－3 所示的模型中，将圆杆离散成两个桁架单元。ABAQUS 的桁架单元只能承受轴向载荷。在图 1－4 中用节点和单元的编号表示了离散模型。

图 1－5 所示为模型中每个节点的分离体图。在通常情况下，模型中的每个节点将承受外载荷 P 和内部载荷 I，后者是由单元应力引起而附加到节点上。由于模型处于静平衡状态，每个节点的合力一定为零；例如，每个节点的外载荷和内部载荷必须相互平衡。对于节点 *a* 的平衡方程描述如下。

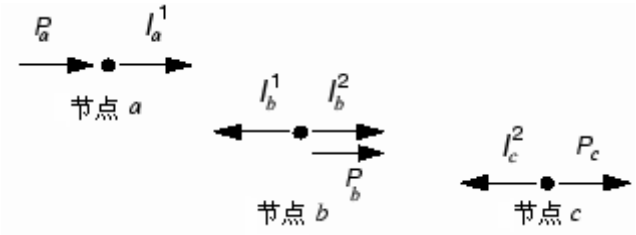


图 1－5 每个节点的分离体图

假设圆杆的长度改变是很小的，给出单元 1 的应变为

$$\varepsilon_{11} = \frac{u^b - u^a}{L}$$

其中 u^a 和 u^b 分别是节点 *a* 和 *b* 的相应位移，*L* 是单元的原始长度。

假设材料是弹性的，圆杆的应力可以通过应变乘以杨氏模量 *E* 给出：

$$\sigma_{11} = E\varepsilon_{11}$$

作用在端部节点的轴向力等于圆杆的应力乘以其截面积 *A*。因此，内部载荷、材料性能和位移的关系表达式为：

$$I_a^1 = \sigma_{11}A = E\varepsilon_{11}A = \frac{(EA)}{L}(u^b - u^a)$$

在节点 *a* 处的平衡方程因此可以写成

$$P_a + \frac{(EA)}{L}(u^b - u^a) = 0$$

节点 *b* 的平衡必须考虑到该节点联结的相邻单元的内力。单元 1 的内力作用在反方向上，因此变为负值。平衡方程为

$$P_b - \frac{EA}{L}(u^b - u^a) + \frac{EA}{L}(u^c - u^b) = 0$$

节点 *c* 平衡方程为

$$P_c - \frac{EA}{L}(u^c - u^b) = 0$$

这些平衡方程可联立求解，以便获得所有节点的位移。以上求解最好采用矩阵方法，因此，将内力和外力写成矩阵形式。如果两个单元的性质和维数相同，

平衡方程可以化简成如下形式：

$$\begin{Bmatrix} P_a \\ P_b \\ P_c \end{Bmatrix} + \left(\frac{EA}{L}\right) \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 \\ 1 & -2 & 1 \\ 0 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^a \\ u^b \\ u^c \end{Bmatrix} = 0$$

通常情况下，每个单元的刚度 *EA*/*L* 项是不同的，因此，将模型中的两个单元刚度分别写成 K_1 和 K_2。我们感兴趣的是获得平衡方程的解答，使施加外力 *P* 与生成内力 *I* 达到平衡。当讨论这个方程时，若考虑到问题的收敛性和非线性，我们可以把它写成

$$\{P\}\text{-}\{I\}=0$$

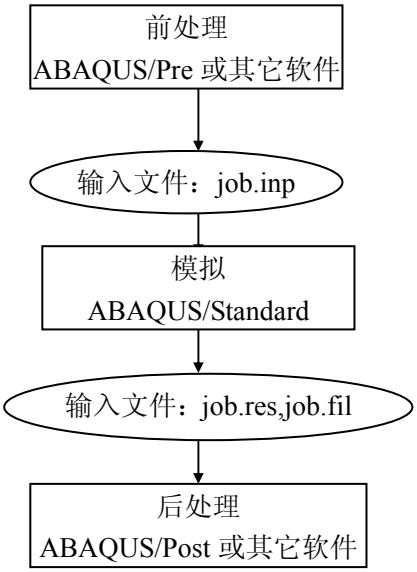
对于完整的两单元三节点结构，我们改变其符号且重写平衡方程为

$$\begin{Bmatrix} P_a \\ P_b \\ P_c \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & (K_1+K_2) & -K_2 \\ 0 & -K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^a \\ u^b \\ u^c \end{Bmatrix} = 0$$

由此方程组能够解得三个未知变量：u^a, u^b 及 P_a（在该问题中，u^a 确定为 0.0）。一旦知道了位移，就能用其计算桁架单元的应力。

第二章 ABAQUS 基础

一个完整的 ABAQUS 分析过程，通常由三个明确的步骤组成：前处理、模拟计算和后处理。这三个步骤的联系及生成的相关文件如下：



前处理（ABAQUS/CAE）

在前处理阶段需定义物理问题的模型并生成一个 ABAQUS 输入文件。通常的做法是使用 ABAQUS/CAE 或其它前处理模块，在图形环境下生成模型。而一个简单问题也可直接用文件编辑器来生成 ABAQUS 输入文件。

模拟计算（ABAQUS/Standard）

模拟计算阶段用 ABAQUS/Standard 求解模型所定义的数值问题，它在正常情况下是作为后台进程处理的。一个应力分析算例的输出包括位移和应力，它们存储在二进制文件中以便进行后处理。完成一个求解过程所需的时间可以从几秒钟到几天不等，这取决于所分析问题的复杂程度和计算机的运算能力。

后处理（ABAQUS/CAE）

一旦完成了模拟计算得到位移、应力或其它基本变量，就可以对计算结果进行分析评估，即后处理。通常，后处理是使用 ABAQUS/CAE 或其它后处理软件中的可视化模块在图形环境下交互式地进行，读入核心二进制输出数据库文件后，可视化模块有多种方法显示结果，包括彩色等值线图，变形形状图和 x－y 平面曲线图等。

2.1 ABAQUS 分析模型的组成

ABAQUS 模型通常由若干不同的部件组成，它们共同描述了所分析的物理问题和所得到的结果。一个分析模型至少要具有如下的信息：几何形状、单元特性、材料数据、荷载和边界条件、分析类型和输出要求。

几何形状

有限单元和节点定义了 ABAQUS 要模拟的物理结构的基本几何形状。每一个单元都代表了结构的离散部分，许多单元依次相连就组成了结构，单元之间通过公共节点彼此相互连结，模型的几何形状由节点坐标和节点所属单元的联结所确定。模型中所有的单元和节点的集成称为网格。通常，网格只是实际结构几何形状的近似表达。

网格中单元类型、形状、位置和单元的数量都会影响模拟计算的结果。网格的密度越高（在网格中单元数量越大），计算结果就越精确。

随着网格密度增加，分析结果会收敛到唯一解，但用于分析计算所需的时间也会增加。通常，数值解是所模拟的物理问题的近似解答，近似的程度取决于模型的几何形状、材料特性、边界条件和载荷对物理问题的仿真程度。

单元特性

ABAQUS 拥有广泛的单元选择范围，其中许多单元的几何形状不能完全由它们的节点坐标来定义。例如，复合材料壳的叠层或工字型截面梁的尺度划分就不能通过单元节点来定义。这些附加的几何数据由单元的物理特性定义，且对于定义模型整体的几何形状是非常必要的。（见第 3 章）。

材料数据

对于所有单元必须确定其材料特性，然而高质量的材料数据是很难得到的，尤其是对于一些复杂的材料模型。ABAQUS 计算结果的有效性受材料数据的准确程度和范围的限制。

加载和边界条件

加载使结构变形和产生应力。大部分加载的形式包括：

- 点载荷
- 表面载荷
- 体力，如重力
- 热载荷

边界条件是约束模型的某一部分保持固定不变（零位移）或移动规定量的位称（非零位移）。在静态分析中需要足够的边界条件以防止模型在任意方向上的

刚体移动；否则，在计算过程中求解器将会发生问题而使模拟过程过早结束。

在计算过程中一旦查出求解器发生了问题，ABAQUS 将发出错误信息，非常重要的一件事情是，用户要知道如何解释这些 ABAQUS 发出的错误信息。如果在静态应力分析时看见警告信息“numerical singularity”(数值奇异)或“zero pivot”（主元素为零），必须检查模型是否全部或部分地缺少限制刚体平动或转动的约束。在动态分析中，由于结构模型中的所有分离部分都具有一定的质量，其惯性力可防止模型产生无限制的瞬时运动，因此，在动力分析时，求解过程中的警告通常提示其它的问题，如过度塑性问题。

分析类型

大多数模拟问题的类型是静态分析，即在外载作用下获得结构的长期响应。在有些情况下，可能令人感兴趣的是加载结构的动态响应：例如，在结构部件上突然加载的影响，像冲击载荷的发生，或在地震时建筑物的响应。

ABAQUS 可以实现许多不同类型的模拟，但是这本指南只涵盖两种最一般的分析类型：静态和动态的应力分析。

输出要求

ABAQUS 的模拟计算过程会产生大量的输出数据。为了避免占用大量的磁盘空间，用户可限制输出数据的数量，只要它能说明问题的结果即可。

通常用 ABAQUS/CAE 作为前处理工具来定义构成模型所必需的部件。

2.2 ABAQUS/CAE 简介

ABAQUS/CAE 是 ABAQUS 进行操作的完整环境，在这个环境中，可提供简明，一致的界面来生成计算模型，可交互式地提交和监控 ABAQUS 作业，并可评估计算结果。ABAQUS/CAE 分为若干个功能模块，每一个功能模块定义了建模过程中的一个逻辑方面；例如，定义几何形状、定义材料性质、生成网格等等。通过功能模块到功能模块之间的切换，同时也就完成了建模。一旦建模完成，ABAQUS/CAE 会生成一个输入文件，用户可把它提交给 ABAQUS/Standard 或 ABAQUS/Explicit 求解器。求解器读入输入文件进行分析计算，同时发送信息给 ABAQUS/CAE 以便对作业的进程进行监控，并产生输出数据。最后，用户可使用可视化模块阅读输出数据，观察分析结果。用户与 ABAQUS/CAE 交互时，会产生一个命令执行文件，它用命令方式记录了操作的全过程。

2.2.1 ABAQUS/CAE 的启动

欲启动 ABAQUS/CAE，只需在操作系统的命令提示符下给出命令：

abaqus cae

一旦启动，立即出现 Start Session 对话框，如图 2－1 所示。

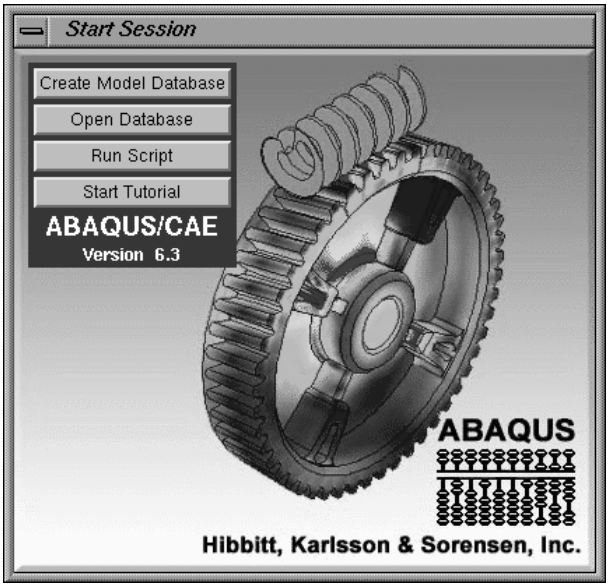


图 2－1 Start Session 对话框

在这个对话框中有四个选择项：

- Create model Database，开始一个新的分析。
- Open Database，打开一个以前存贮过的模型或者输出数据库文件。
- Run Script，运行一个 ABAQUS/CAE 命令文件。
- Start Tutorial 从在线文件启动辅导教程。

2.2.2 主窗口的组成部分

用户是通过主窗口与 ABAQUS/CAE 进行交互的。

图 2－2 是刚打开 ABAQUS/CAE 时的主窗口状态。

主窗口由以下各个部分组成：

Title bar（标题条）

Title bar 给出了正在运行的 ABAQUS/CAE 版本和当前的模型数据库的名字。

Menu bar（菜单条）

Menu bar 中包含了所有的菜单，通过对菜单的操作可调用 ABAQUS/CAE 的全部功能。当用户在 Context bar 中选择不同的模块时，就会在 menu bar 得到不同的菜单系统。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册的 6.2.2 节。

Toolbar（工具条）

Toolbar 提供了一种快速操作途径来调用菜单中常用命令。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册的 6.2.3 节。

Context bar（过渡条）

ABAQUS/CAE 是分为一系列功能模块的，其中每一个模块只针对模型的某一方面。用户可以在 Context bar 的 Module 表中进行各模块之间的切换。Context bar 里的其它项则是当前模块的功能；例如，Context bar 允许用户在构造模型的几何形状时退出已存在的部件。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册的 6.2.4 节。

Toolbox area（工具盒区）

一旦进入某一功能模块，toolbox 区中就会出现该功能模块对应的工具。

Toolbox 使用户可快速调用许多模块功能，这些功能在 menu bar 中也是有效的。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册的第 4 节。

Canvas and drawing area（拆分条区）

可把 Canvas 设想为一个无限大的屏幕或布告板，用户可在其中安置诸如图形窗口，文本和箭标等内容。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册的第 8 章。Drawing 区是 canvas 的可见部分。

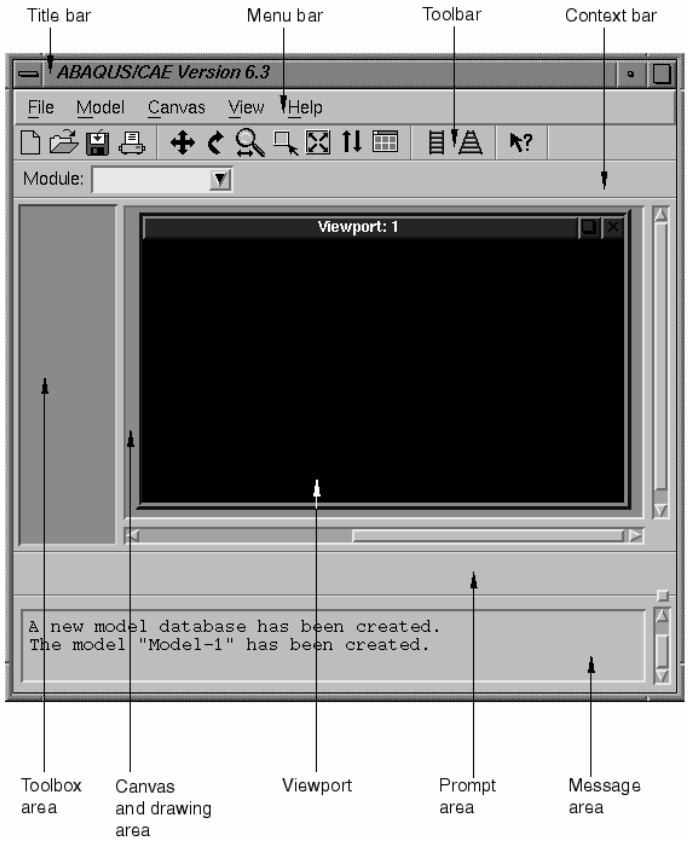


图 2－2　主窗口的各个部分

Viewport（图形窗口）

Viewport 是 ABAQUS/CAE 显示模型的几何图形的窗口。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册的第 2 节。

Prompt area（提示区）

提示区会提示用户的下一步操应做什么，例如在生成一个“集”时，会提示要选择相关形体，详情见 ABAQUS/CAE 的 7.2 节。

Message area（信息区）

在信息区中会出现状态和警告信息，若要改变信息区的大小，可拖拉位于其右上方的小方块，若要阅读已滚出信息区的信息，可利用右边的滚动条。

2.2.3 什么是功能模块？

如前所述，ABAQUS/CAE 分成一系列功能模块。每一个模块只包含构模所需的某一方面的工具。例如 Mesh 模块只包含生成网格的工具，而 Job 模块只包含生成、编辑、提交和监控分析作业的工具等等。

用户可以从 Context 条的 Module 表中选择模块，见图 2－3。

在菜单中排列的模块次序与构造一个分析模型应遵循的逻辑次序是一致的。在许多情况下，用户必须遵循这个自然的次序来完成构模任务；例如用户在生成装配件前必须先生成部件。虽然如此，ABAQUS/CAE 也允许用户在任何时刻选择任一个模块进行工作，而无需顾及模型的状态。然而，某些明显的限制是客观存在的；例如不可能在未生成几何体以前就去指定象梁横截面尺寸这样的截面性质。一个完整的模型要包含 ABAQUS 分析所需的全部内容。

ABAQUS/CAE 采用模型数据库来存贮模型，在启动 ABAQUS/CAE 时会弹出 Start Session 对话框，这意味着在内存中已经有了一个新的，但是还没有内容的模型数据库。ABAQUS/CAE 启动后，用户可以从主菜单条里选择 File→Save 命令序列来存贮模型数据于磁盘，也可以选择 File→Open 命令序列从磁盘中调出模型数据。

下列的功能模块表在 ABAQUS/CAE 操作中常常见到，这个表简明地描述了建立模型过程中要调用的每个功能模块。

表中所列的模块的次序与 Context 条中的模块表是一致的。（见图 2－3）

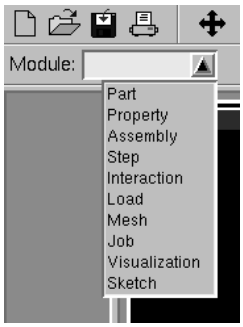


图 2－3　功能模块的选择

Part（部件）

用户在 Part 模块里生成单个部件，可以直接在 ABAQUS/CAE 环境下用图形工具生成部件的几何形状，也可以从其它的图形软件输入部件。详情可参考 ABAQUS/CAE 用户手册的第 15 章。

Property（特性）

截面（Section）的定义包括了部件特性或部件区域类信息，如区域的相关材料定义和横截面形状信息。在 Property 模块中，用户生成截面和材料定义，并把它们赋于(Assign)部件。详情见 ABAQUS/CAE 用户手册第 16 章。

Assembly（装配件）

所生成的部件存在于自己的坐标系里，独立于模型中的其它部件。用户可使用 Assembly 模块生成部件的副本（instance），并且在整体坐标里把各部件的副

本相互定位，从而生成一个装配件。

一个 ABAQUS 模型只包含一个装配件。详情见 ABAQUS/CAE 用户手册的第 17 章。

Step（分析步骤）

用户用 Step 模块生成和配置分析步骤与相应的输出需求。分析步骤的序列提供了方便的途径来体现模型中的变化（如载荷和边界条件的变化）。在各个步骤之间，输出需求可以改变。详情见 ABAQUS/CAE 用户手册第 18 章。

Interaction（相互作用）

在 interaction 模块里，用户可规定模型的各区域之间或模型的一个区域与环境之间的力学和热学的相互作用，如两个表面之间的接触关系。其它的相互作用包括诸如绑定约束，方程约束和刚体约束等约束。若不在 Interaction 模块里规定接触关系，ABAQUS/CAE 不会自动识别部件副本之间或一个装配件的各区域之间的力学接触关系。只规定两个表面之间相互作用的类型，对于描述装配件中两个表面的边界物理接近度是不够的。相互作用还与分析步相关联，这意味着用户必须规定相互作用所在的分析步。详情见 ABAQUS/CAE 用户手册第 19 章。

Load（载荷）

在 Load 模块里指定载荷，边界条件和场。载荷与边界条件跟分析步相关，这意味着用户必须指定载荷和边界条件所在的分析步。有些场变量与分析步相关，而其它场变量仅仅作用于分析的开始。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册第 20 章。

Mesh（网格）

Mesh 模块包含了有限元网格的各种层次的自动生成和控制工具。从而用户可生成符合分析需要的网格，详情见 ABAQUS/CAE 用户手册的第 21 章。

Job（作业）

一旦完成了模型生成任务，用户便可用 Job 模块来实现分析计算。用户可用 Job 模块交互式地提交作业、进行分析并监控其分析过程，可同时提交多个模型进行分析并进行监控。详情见 ABAQUS/CAE 第 22 章。

Visualization（可视化）

可视化模块提供了有限元模型的图形和分析结果的图形。它从输出数据中获得模型和结果信息，用户可通过 Step 模块修改输出需求，从而控制输出文件的存贮信息。详情见 ABAQUS/CAE 用户手册的第 V 部分。

Sketch（绘图）

在 ABAQUS/CAE 中，先绘出二维的轮廓线有助于生成部件的形状。用 Skcteh

模块可直接生成平面部件，生成梁或一个子区域，也可以先生成二维轮廓线，然后用拉伸、扫掠、旋转的方式生成三维部件。详情可见 ABAQUS/CAE 用户手册第 23 章。

在功能模块之间切换时，主菜单中内容会自动更换，各辅助菜单也随之改变。

2.3 例子：用 ABAQUS/CAE 生成桥式吊架模型

图 2－4 是一个起重机桥式吊架例子，通过它来说明 ABAQUS/CAE 的建模过程，该例要访问每一个功能模块，并给出了生成和分析一个简单模型的基本步骤。吊架是一个简单的桁架结构，左端为固定铰支座，右端是滚珠支承。各杆件可绕节点自由转动，是平面结构。模拟计算是求结构的位移和峰值应力，所施加的载荷为 10kN，见图 2－4。

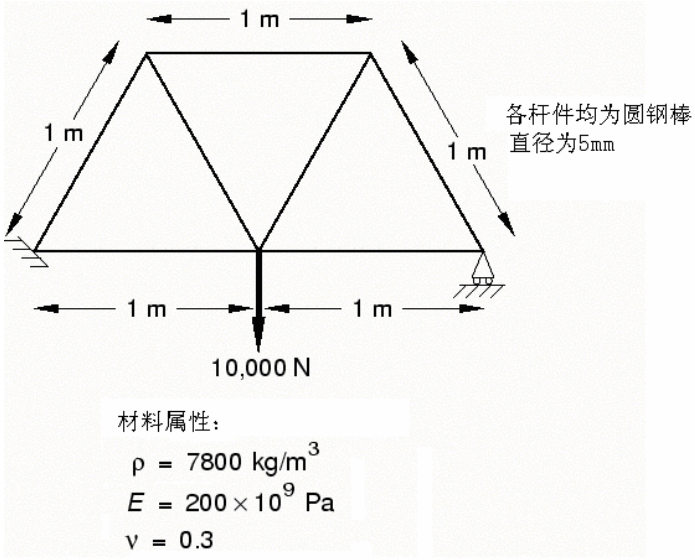


图 2－4 桥式吊架图形

所有的杆件都是直径为 5mm 的圆钢棒。

材料参数：密度 $\rho = 7800g/m^3$，弹性模量 E=200×10^9pa，泊松比 μ =0.3

本例会按次序进入以下功能模块进行操作：

Part

绘制二维几何形状，并生成框架部件

Property

定义材料参数和框架的截面性质

Assembly

组装模型，生成装配件。

Step

安排分析次序，提出输出要求

Load

施加载荷和边界条件

Mesh

对框架进行有限元网格剖分

Job

生成一个作业并提交分析

Visualization

观察分析结果

本例的命令记录文件列在本手册的附录 A.1 中，在 ABAQUS/CAE 中运行命令记录文件时，它会生成本例的完整分析模型，若按以下的次序操作遇到困难，或者试图校核自己的工作，可运行这个文件。关于如何运行命令记录文件，可参考附录 A。

前面所叙的是用 ABAQUS/CAE 来生成模型，用户也可以手工生成本例的分析输入文件，详见 Getting Started With ABAQUS/Standard：Keyword Version 的 2－3 节。

2.3.1 量纲

在建立模型前，必须先决定量纲系统。ABAQUS 没有固定的量纲系统,但一个问题所有的输入数据只能用同一个量纲系统,下表为常用的量纲系统。

表 2－1 常用量纲

量词	SI	SI（mm）	US Unit(ft)	US Unit(inct)
长度	m	mm	ft	in
载荷	N	N	lbf	lbf
质量	kg	tonne(10^3kg)	slug	lbfs^2/in
时间	s	s	s	s

应力	Pa(N/m^2)	Mpa(N/mm^2)	lbf/ft^2	psi (lbf/in^2)
能量	J	mJ(10^{-3}J)	ft lbf	in lbf
密度	kg/m^3	$tonne/mm^3$	$slug/ft^3$	$lbf\ s^2/in^4$

2.3.2 生成部件

本节的任务是用 Part 模块来生成分析所需的部件。部件是模型中每一部分的几何形体，它们是 ABAQUS/CAE 模型的基本构造块。当然首选是在 ABAQUS/CAE 环境中直接生成部件，也可以由其它软件生成几何体或有限元网格，再输入到 ABAQUS/CAE 中来作为部件。

对于本例而言，可选择：两维的可变形线框型部件，用户只需绘制出框架的几何形状。在生成部件时 ABAQUS/CAE 会自动进入绘图（sketcher）环境

此时，在提示区会出现短信息来告诉用户下一步应当做什么，见图 2－5。

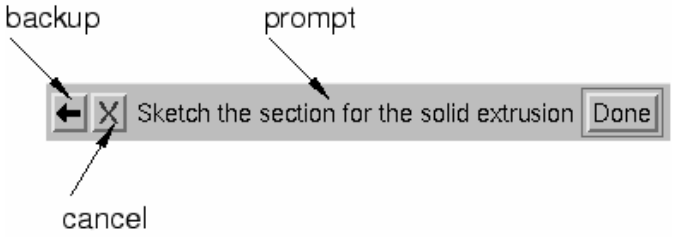


图 2－5 提示区中的信息和提示

点击 cancel 可取消当前的任务，点击 backup 可取消当前的分析步骤，回到前一个步骤。

生成桥式吊架结构的次序如下：

1. 若还未启动 ABAQUS/CAE，可键入 abaqus cae 命令启动。

2. 在弹出的 Start Session 对话框中选择 create model Database 项。

3. 在 Module 表中点击 Part 进入 Part 模块的环境，此时光标会暂时变成沙漏图标，一旦 Part 模块装入完成，就会在主窗口的左方弹出 Part 模块工具框，工具框中包含了一组工具图标。用户可直接使用这些图标工具，也可以使用主菜单条中的菜单项，视用户熟悉情况而定。由于每个模块都会在其工具框中给出一组工具，所以当用户从主菜单条中选择某一项时，模块工具框中相应的工具图标就会出现高亮度，用户也可籍此熟悉其所在位置。

4. 从主菜单条中选择 Part→Create 命令路径来生成新的部件时，会弹出 Createpart 对话框，同时在提示区会出现提示性文字。

需在 Create part 对话框中对部件命名，选定其模型空间的维数类型和基本特征，并要设置部件的大致尺寸（approximate size）。一旦设定，在以后的操作中可编辑和重起名，但不可改变其模型空间维数、类型和特征。

5. 部件起名为 Frame，并选定二维，变形体和平面线框型作为基本特征。

6. 在 Approximate size 域内，键入 4.0。

此举设置了部件的 Approximate size 参数。该参数确定了部件的大致尺寸大小和栅格大小。设置该参数值的原则是取部件的最大尺度。要记住，在 ABAQUS/CAE 中必须对整个模型采用同一量纲系统，任一局部不可有其特殊量纲。在本例子中采用 SI 单位。

7. 点击 Continue 退出 Create part 对话框。ABAQUS/CAE 会自动进入绘图（Sketcher）环境，Sketcher 工具框位于主窗口的左边，这时在图形窗口中会出现绘图栅格，Sketcher 包含一组用来绘制部件二维轮廓线的基本工具，一旦处于生成或编辑部件的状态，就会自动进入 Sketcher 环境。

在光标位于图形窗口中时点击鼠标的中间键，或在选择一个新的工具项时，就会退出 Sketcher 环境。

注：如同 ABAQUS/CAE 中所有的工具一样，若让光标在 Sketcher 工具框中的某一工具项上停留一会儿，就会出现一个小窗口，对该工具项作出简短的说明。在选定一个工具项时，该项图标就会更亮。

下列 Sketcher 的特点有助于绘制出所希望的几何形状：

- 绘图栅格帮助光标和物体定位。
- 虚线给出 x,y 坐标系和坐标原点。
- 图框左下角的小三轴标记给出了绘图平面和部件之间的方位关系。
- 绘图时，在左上角会显示光标的 x，y 坐标值。

8. 利用 Sketchr 工具框右上方的 Create Isolated point 工具 ，以定义单个点的方式开始绘制框架。先生成三个点：（-1.0, 0.0），（0.0, 0.0）和（1.0, 0.0）。这些点确定了框架底部铰接点的位置。当光标在画面上时，按鼠标中间键即退出 工具。

9. 利用各杆件之间夹角为 60°这一条件很容易确定框架顶部点的位置。此时可采用 Construction geometry 工具项。

Sketcher 环境允许添加辅助线、辅助圆和辅助点来帮助绘图。详情见 ABAQUS/CAE 手册 23.10 节。

a. 采用 Create construction：Line at an Angle 工具 ，从上述二点出发生成角度辅助线：

注意到工具框中某些图标的底部有个很小的黑色三角形。这些小三角形意味着该图标有若干个隐藏的可以切换的选项，拾取 Create construction: Horizontal Line Thru Point 图标 ，并且按住鼠标 1#键不松手，隐藏着的其它图标就会出现。

按住鼠标 1#键不松手，沿着新出现的图标拖拉光标直到 出现为止，此时松开鼠标键即选择了这一工具，该图标的底色变为粉红色。

b. 在提示区输入 60.0，表示辅助线与水平线之夹角为 60°。

c. 光标移到（-1.0，0.0）点，按鼠标 1#键即生成一条辅助线。

10. 类似地可在其它两个点生成辅助线：

a. 在（0.0，0.0）点再生成一条夹角为 60°的辅助线。

b. 在（0.0，0.0）与（1.0，0.0）两点生成二条夹角为 120°的辅助线。

见图 2－6。

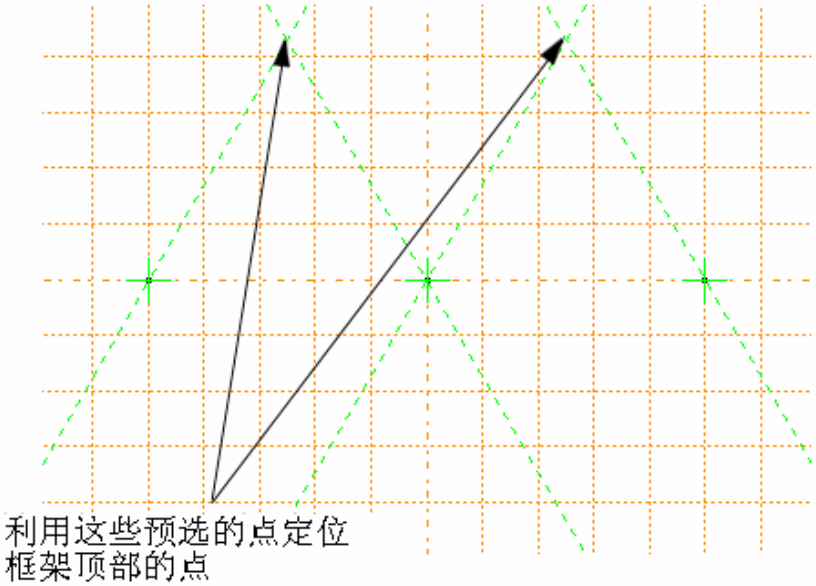


图 2－6　框架的辅助线和辅助点

11. 若操作有误，可删除画错的线，删除步骤如下：

a. 在 Sketch 工具框里点击 Delete Entities 工具 。

b. 拾取欲删除的线，被选中的线变为红色。

c. 点击鼠标 2#键就删去该线。

d. 如有必要，重复 b 与 c 可删去多根线。

e. 点击鼠标2#键或点击提示区中的Done，退出Delete Entities工具环境。

12. 生成实际的线来定义框架。

在移动光标时，会出现所谓的预选点来帮助定位。用位于 Sketcher 工具框右上方的 Create Lines: Connected 工具图标 来连线，生成的图形见图 2－7。

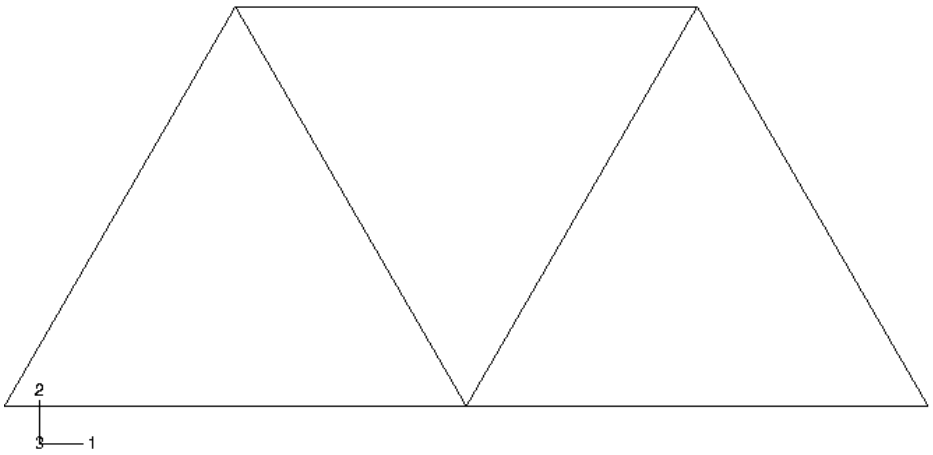


图 2－7 框架草图

13. 点击提示区的 Done，退出 Sketcher 环境。

注：若未见到提示区里的 Done，可连续点击鼠标 2#键，直到 Done 出现为止。

14. 存贮当前模型

a. 从主菜单条中选 File→Save，立即弹出 Save Model Database as 对话框。

b. 在其 Selection 域内给出新的模型名，然后按 OK，无需给出文件后缀，ABAQUS/CAE 会自动加上.cae 后缀。

ABAQUS/CAE 会以新的文件名进行存贮并返回 Part 模块，在主窗口的标题条（title bar）上会出现文件名和路径。

用户应当经常存贮模型数据，比如可在每次切换功能模块时存贮一遍，ABAQUS/CAE 不会自动进行存贮。

2.3.3 材料参数

本节的任务是用 Property 模块给出材料参数并赋于（Assign）模型。本例中全部杆件是钢材，所以是线弹性材料，扬氏模量为 200Gpa，泊松比是 0.3，其步骤如下：

1. 在 Module 表中切换到 Property 模块，进入 Property 时，同样，光标变为沙漏图标，这一点以后不再重复说明。

2. 在主菜单条中选 Material→Create，则 Create Material 对话框弹出。

3. 取材料名为 Steel，然后点击 Continence，材料编辑框弹出。

4. 在材料编辑器的浏览区下有一个材料编辑菜单条，它包含了全部有效的材料选项，其中若干项还有子菜单。图 2－8 显示了 Mechanical→Elasticizes 菜单项的情况。

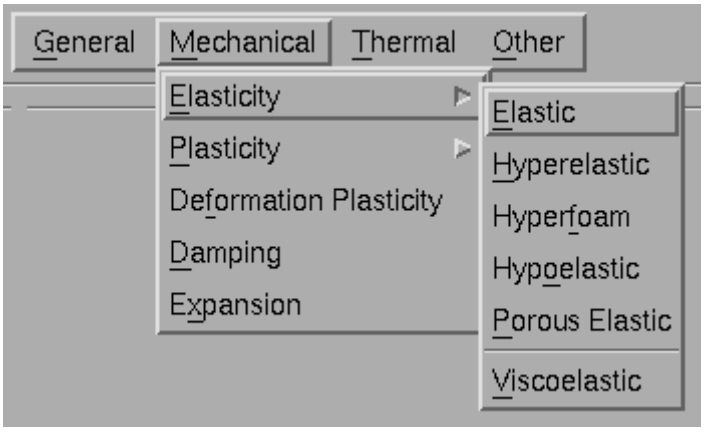


图 2－8 Mechanical→Elasticizes 的子菜单层次

一旦选中某一材料项，相应的数据输入格式就会出现。

5. 从材料编辑菜单条中选 Mechanical→Elasticity→Elastic，立即有线弹性数据输入格式出现。

6. 在相应的域内输入扬氏模量值 200.0E9 和泊松比值 0.3，可用[Tab]键来移动光标。

7. 点击 OK，退出材料编辑。

2.3.4 定义和赋于截面（Section）特性

在 Property 模块里还要定义截面（Section）特性，并把它赋于部件，在当前视图下有两种方法：

① 直接选择部件所在的区域，然后对该区域赋于截面特性。

② 利用 Set 工具组生成一个含有该区域的相同截面组集，然后对其赋于截面特性。

对本例，可生成单一的 truss 截面特性，并在视图中直接选择框架部件来配置它，本例的截面由刚刚生成的材料 Steel 和各杆件的横截面积组成。

定义 truss 截面

truss 截面的定义较简单，它只需材料和横截面积信息。由于杆件是直径为 0.005m 的圆棒，所以其横截面积为 $1.963\times10^{-5}m^2$.

注: 亦可以在 ABAQUS/CAE 的信息区进行简单计算.

例如,要计算杆件的横截面积,可在信息区里键入 3.1416×0.005*2/4.0,会显示出横截面积值。

定义 truss 截面的步骤：

1. 从主菜单条中选择 Section→Create, 则 Create Section 对话框弹出。

2. 在对话框中作如下操作：

a. 对截面取名：Frame Section。

b. 在 Category 表中选 Beam。

c. 在 Type 表中选 Truss。

d. 点击 Continue ，Edit Section 对话框弹出。

3. 在 Edit Section 对话框中作如下操作：

a. 接受隐含的 Steel 材料选择项。若要定义其它材料，可点击紧挨着 Material 文本框的箭头先看一下可用的材料表并选择材料。

b. 在 Cross－Sectional area 域里给出 1－963E－5。

c. 点击 OK。

截面特性赋于 Frame 部件

这里所完成的任务是用 Property 模块中的 Assign 菜单把以 Frame Section 命名的截面特性赋于 Frame 部件，其步骤如下：

1. 在主菜单条中选 Assign→Section。其实在提示区里也出现了这一要求。

2. 选择整个部件作为赋于截面特性的区域：

a. 在画面右上方取一点，按住鼠标 $1^{\#}$键不放。

b. 拖拉光标把整个部件置于一个方框内。

c. 松开鼠标。整个桁架结构变亮。

3. 按鼠标中间键或点击提示区里的 Done，表示已经接受所选择的几何形体。这时会弹出 Assign Section 对话框，其中列有已存在的截面特性表。

4. 接受省缺的截面特性名：Frame Section，点击 OK，这时，已对部件 frame 赋于了 truss 截面并会关闭 Assign Section 对话框。

2.3.5 定义装配件（Assembly）

每一个部件都是面向它自己的坐标系的，是互相独立的。用户需要在 Assembly 模块中定义整个装配件的几何形体。

其方式是先生成部件的副本（instance），然后在整体坐标系里对副本相互定位。一个模型可能有许多部件，但装配件只有一个。

本例只需生成一个吊架副本，ABAQUS/CAE 对副本的定位操作是把 frame 部件的局部坐标原点与装配件默认的坐标系原点相重合。

定义装配件步骤如下：

1. 点击 Module 表中的 Assembly，进入 Assembly 模块。

2. 从主菜单条中选 Instance→Create, Create Instance 对话框弹出。

3. 在该对话框中选 Frame，然后点击 OK，生成吊架的副本。

本例只需用一个副本就定义了装配件。此时，框架就在整体坐标系的 1－2 平面中，图框左下角的小三轴标记给出了整体坐标的原点。图框上第二个小三轴标记给出了 X、Y、Z 轴的方向。

整体 1 轴为吊架的水平线，整体 2 轴是垂线，整体 3 轴与框架平面垂直。

位于整体的 1－2 平面内。

2.3.6 分析进程的配置

在生成组件后，就可切换到 Step 模块来配置分析进程，本例是吊架的静力分析，它在进程中只是单个事件，只需要单一的分析步进行模拟。分析由两步组成：

- 初始步，施加边界条件即框架结构的约束。
- 分析步，在框架结构的中心施加集中力。

ABAQUS/CAE 会自动产生初始步，但用户必须用 Step 模块来生成分析步。Step 模块允许用户规定分析中任一步中的输出数据。

ABAQUS 中有两类分析步：

一般分析步用来分析线性或非线性响应；线性摄动分析步只用于分析线性问题。

在本例中要定义一个静态线性摄动步，摄动的进一步讨论见第十章的多步分析。

生成分析步

用 Step 模块在初始分析步之后生成一个静态的线性摄动步的步骤如下：

1. 在 Module 表中点击 Step，进入 Step 模块。

2. 从主菜单条中选 Step→Create，弹出 Create Step 对话框。对话框中所列各项为一般性操作顺序，默认的分析步名为 step－1。

3. 把分析步名改为 Apply load.

4. procedure type 选 Linear perturbation.

5. 在 Create Step 对话框的线性摄动顺序表里选 Static、Linear Perturbation。点击 Continue 弹出 Edit Step 对话框，对话框中是静态线性摄动分析步的各默认设置项。

6. 取省缺的 Basic 键，在 Description 域里输入 10KN Central load。

7. 点击 Other 键来观看其内容，接受分析步提供的省缺值。

8. 点击 OK 生成分析步，并且退出 Edit Step 对话框。

数据输出要求

有限元分析会输出大量数据。ABAQUS 允许用户控制和管理输出数据，从而只输出理解计算结果所必需的数据。共有四种输出类型：

• 二进制输出文件，它用于 ABAQUS/CAE 的后处理，这种文件称为 ABAQUS 输出数据库文件，文件后缀为.odb。

• 列表形式，输出为 ABAQUS 数据文件（.dat）。

• 用于后续分析的数据形式，输出为 ABAQUS 重启动文件（.res）

• 输出为 ABAQUS 结果文件（.fil），是用于第三方软件后处理的二进制文件。

本例只用到前二种输出类型。

每生成一个分析步，ABAQUS/CAE 就会产生一个省缺的输出要求。省缺情况为输出.odb 文件。ABAQUS/Standard 用户手册中给出了预选变量表作为输出数据库的省缺变量。用户不需要作任何事情，接受这些省缺选择即可。用户在使用 Field output Requests Manager 来请求变量输出时，这些变量是对整个模型或模型的很大的一部分起作用的。它们以相对较低的频率写入输出数据库。而用户在使用 History output Requests Manager 来请求变量输出时，这些变量是针对模型的很少的局部如某个节点的位移的，它们以很高频率写入输出数据库。

计算结果也可以用 ABAQUS 数据文件（.dat）的列表形式给出。

在本例中，我们感兴趣的是位移（输出变量 u）。约束处的反力（输出变量 RF）和杆件应力（输出变量 S）。在 ABAQUS/Standard 用户手册的 4.2.1 节中给出了有效的输出变量表。目前还不能在 ABAQUS/CAE 里直接要求打印列表结果

此时可以用 Keyword Editor 来添加必要的输出请求。

它是一个特别的文本编辑器，允许在提交作业前修改 ABAQUS/CAE 所产生的输入文件。这样它增加了 ABAQUS/Standard 或 ABAQUS/Explicit 的功能，而这些功能是当前的 ABAQUS/CAE 版本所不支持的，Keyword Editor 的详情可参考 ABAQUS/CAE 用户手册的第 13.8.1 节。

对本例，用户将检验对.Odb 文件的输入请求并接受省缺的配置。用户也可利用 Keyword Edilor 把位移反作用力和应力的输出要求写入数据文件（.dat）以作为今后在 Job 模块中讨论的内容。

检查.Odb 文件的输出请求

1. 从主菜单条中选 Output→Field Output Requests→Manager。则 Field Output Requests Manager 窗口弹出。沿着窗口的左边，按字母排列着输出请求。窗口顶部是按执行次序排列的所有分析步名字。以这样的方式给出了每一分析步的输出要求。利用这个对话框，可做以下事情：

- 选择将写入输出数据库的变量。
- 选择产生输出数据的截面点。
- 选择产生输出数据的区域。
- 改变写入数据库的数据的次数。

2. 检查所生成的静态、线性摄动分析步的省缺输出请求，并命名它为 Apply load。

点击标有 Created 的小盒，小盒立即变为高亮度，相关的信息在对话框底部出现：

- 所在列对应的分析步类型。
- 输出变量表。
- 输出要求的状态。

3.点击窗口右边的 Edit 可看到输出请求的更多细节，此时字符输出编辑窗弹出，在它的 Output Variables 区列出了所有要输出的变量，若改变了输出请求，点击 Preselected defaults 项就可回到省缺输出设置。

4. 点击输出变量类型旁的箭头可看到究竟是哪些变量输出。从每个类型标题边的小方框可看到该类型的变量是否都会输出。

若变量充满了小方框，则所有变量都要输出，若变量未充满小方框，则只输出部分变量。

基于对话框显示的选项，会生成模型中每一个省缺截面点的数据，分析过程中每一增量步的数据都会写入输出数据库。

5. 若不想修改省缺的输出要求，点击 Cancel 键即可关闭字符输出编辑框。

6. 点击 Dismiss 键关闭 Field output Requests Manager 对话框。

注：Dismiss 键与 Cancel 键是有区别的，Dismiss 键只出现在不可直接修改数据的对话框里。如 Field Output Requests Manager 对话框允许阅读输出要求，但不能直接去修改，只能在字符输出编辑框里才能修改输出要求。反之 Cancel 键出现在允许直接修改数据的对话框里，点击 Cancel 键关闭对话框时不存贮修改内容。

7. 从主菜单条中选 Output→History→Output Requests→Manager 就打开了进程输出编辑器，可以用类似的方式可看到输出要求的进程记录。

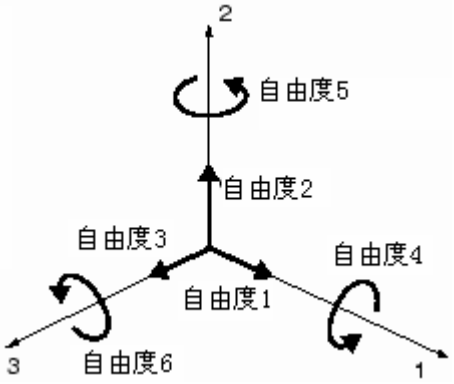
2.3.7 施加边界条件和荷载

边界条件和载荷跟分析步是独立设置的，这意味着必须规定边界条件和载荷是对哪个分析步起作用的。现在，分析步已被定义，就应当用 Load 模块定义边界条件和载荷。

施加边界条件

在结构分析中，边界条件加在已知位移处，已知位移为零时就称为约束，已知位移亦可不为零。

本例中结构的左端是完全约束的，右端垂直方向约束，水平方向可自由移动，运动方向称为自由度。在 ABAQUS 中平移自由度和旋转自由度的正方向规定如下：



1. 方向 1 的平移：U1
2. 方向 2 的平移：U2
3. 方向 3 的平移：U3
4. 绕轴 1 的旋转：UR1
5. 绕轴 2 的旋转：UR2
6. 绕轴 3 的旋转：UR3

施加边界条件的步骤：

1. 在 Module 表中点击 Load，进入 Load 模块。
2. 从主菜单条中选 BC→Create，弹出 Create Boundary condition 对话框。
3. 在对话框中做以下操作：

a. 给边界条件起名为 Fixed。

b. 从分析步表中选 Initial 作为激活边界条件步。在 Initial 步中的所有力学边

界条件的大小必须是零。这是由 ABAQUS/CAE 自动强制给定的。

c. 接受 Category 表中的默认选项 Mechanical。

d. 在 Types for Selected Step 表中选 Displacement/Rotation 然后点击 Continue。

提示区会提示用户进一步该做什么，此时会问在何处施加边界条件。用户可以直接在图形上选择载荷施加点，也可以选择“集”。（模型的一个部分被命名后称为集。）

对于大型复杂模型，集是十分方便的管理工具，因本例较简单，无需用到集的概念。

4. 在图形上选左下端作为加载点。

5. 按鼠标中间键或点击提示区中的 Done，表示完成了选择。Edit Boundary Condition 对话框弹出。在定义初始步的边界条件时，所有的自由度的默认状态是尚未施加约束。

6. 在对话框中做以下操作：

a. 因为左下端所有的平移自由度均要约束，所以要选中 U_1 和 U_2。

b. 点击 OK 即施加边界条件并退出对话框。此时，在左下端出现两个箭头表示自由度被约束。

7. 重复上述步骤，在右下端加 U_2 约束，该边界条件被命名为 Roller。

8. 从主菜单条中选 BC→Manager，则 Boundary Condit Manager 窗弹出，从中可以看到，初始步的边界条件状态是 create，Apply load 步的状态是 propagated。

9. 点击 Dismiss 键关闭 Boundary Condition Manager。

在本例中，所有的约束是整体坐标轴 1 或轴 2 方向的。在许多情况下，约束方向并不是整体坐标轴方向，此时可定义一个局部坐标系来施加边界条件，在第 5 章用一个斜板例子说明如何做。

施加载荷

在加完约束后就应当在结构的底部加载荷。在 ABAQUS 里，载荷通常是指从初始状态下使结构响应发生变化的各种因素，如：

- 集中力
- 压力
- 非零边界条件
- 体力
- 温度（材料热膨胀特性被定义后）

有时候载荷是专门指力这一类量的（比如 Load 模块的 Load Manager 中的载

荷），即载荷专指集中力、压力和体力而不包括边界条件和温度。这个词汇的实际含意在讨论的内容中看是十分清楚的。在本例中，在线性扰动步于结构底部的中点加 10kN 的集中力，其方向是负的 2 方向。当然实际上是不存在集中载荷或点载荷这样的东西的，载荷总是加在有限大小区域上的，只是当这个有限区域很小而理想化处理为集中力。

加集中力的步骤：

1. 从主菜单条中选 Load→Manager，则 Load Manager 窗口弹出。

2. 在窗口的底部，点击 Create，则 Create Load 对话框弹出。

3. 在对话框中做以下操作：

a. 命名载荷为 Force.

b. 选 Apply load 作为载荷施加步。

c. 接受 Category 表中的 Mechanical 默认项。

d. 接受 Type for Seceded Step 表中的 Concentrated force 默认选项。

e. 点击 Continue.

提示区信息提示用户选择加载处。同施加边界条件一样，既可在图形上直接选择，也可以从已有集的表上选择加载集。

4. 直接在图形上选结构底部的中点作为加载点。

5. 按鼠标中间键或点击 Done 完成选择。Edit Load 对话框弹出。

6. 在对话框中做以下操作：

a. 在 CF2 处输入－10000。

b. 点击 OK 即完成加载，退出对话框。

7. 在 Load Manager 窗口可观察到 Apply load 步的载荷状态是 Created（被激活）。

8. 点击 Dismiss 关闭 Load Manager 窗口。

2.3.8 网格剖分

本节的任务是用 Mesh 模块剖分有限元网格，用户用 ABAQUS/CAE 的网格生成技术来剖分网格，确定单元形状和类型。一维问题的网格生成技术只有一种，不能选择。对二维/三维问题，ABAQUS/CAE 有一系列方法可用。省缺的方法由进入 Mesh 模块时模型的颜色给定。若为桔红色，则没有用户的干预不能剖分。

单元类型配置

单元配置的操作在网格剖分前后均可。

由于吊车这类结构都是铰接点，杆件只承受拉压轴力，所以采用二维桁架单元，步骤如下：

1. 在 Modual 表中选择 Mesh 模块。

2. 在主菜单条中选 Mesh→Element Type。

3. 在图形上选择全部框架，再在提示区中点击 Done。Element Type 对话框弹出。

4. 在对话框中作如下选择：

• Element Library 项：Standard（默认）

• Geometrie Order 项：Linear（默认）

• Family 项：Truss

5. 在对话框下部作单元形状检验，在每个标题卡（tabbed page）底部对默认的单元选择有简短叙述。

因为模型是二维桁架，在 Line 标题卡内只显示二维桁架单元。

6. 接受 Line 标题卡上的默认单元类型，对话框底部出现 T2D2 单元类型的说明，此时已把网格中的单元确认为 T2D2 元。

7. 点击 OK，关闭对话框。

8. 点击提示区的 Done，结束单元类型配置。

生成网格

分两步操作：先指定部件副本的边的剖分数，然后剖分网格。本例中每个杆件只生成一个单元。

1. 从主菜单条中选择 Seed→Instance

用户可对每一条边分别指定剖分数，但对本例则无此必要。从提示区可见到默认的单元大小信息，ABAQUS/CAE 用它来剖分副本。这个默认的单元大小是根据部件副本而得的。

2. 在提示区里指定单元大小为 1.0，然后回车或按鼠标中间键。

3. 再按鼠标中间键以接受剖分数。

4. 从主菜单条中选 Mesh→Instance。

5. 点击提示区的 yes 来确认进行部件副本的网格剖分。

在对装配件进行网格剖分时，光标变为沙漏标记。

注：用户可通过主菜单条的 View→Asseinbly Display Options 操作看到节点与单元数，轮换 Mesh 标题卡上的 Show Node labels 与 Show element label 即可。

2.3.9 生成作业和关键词编辑器（Keyword editor）的使用。

在 Job 模块中生成作业并用关键词编辑器给出输出要求。

生成作业：

1. 在 Module 表中点击 Job 进入 Job 模块。

2. 在主菜单条中选 Job→Manager, 弹出 Job manager 窗口，在完成该窗口的操作后，会显示作业表，每个作业所对应的模型、分析类型和作业状态等信息。

3. 点击窗内的 Create, 弹出 Create Job 对话框，对话框中列有模型数据库中全部模型名。

4. 作业起名为 Frame，然后点击 Continue，弹出 Edit Job 对话框。

5. 在 Description 域中输入 Two－dimensional overhead hoist frame.

6. 在 Submission *tabbed page* 上选 Data Check 作为作业类型，点击 General 钮并切换所有的 Preprocessor Printout 选项，点击 OK 接受其它的所有省缺作业设置项并关闭对话框。

用关键词编辑器添加打印输出要求：

1. 在主菜单条中选 Model→Edit Keyword，并选中当前的模型。

2. Edit keyword 对话框弹出，其中包含了已经生成的输入文件。

其中只有白色背景的文本方格可以编辑，利用对话框右边的滚动条来寻找标有*EL PRINT 和*NODE PRINT 选项的文本方格。对每个方格输入数据时先要把光标放在线尾。对每个选项，打印输出频率的改变写为 1，并按回车来生成新的线，可在其中指定输出变量名。

一旦完成操作，有类似下列信息出现：

```
*E1    Print, freq=1
S,
*Node Print, freq=2
U,
RF,
```

3. 击点 OK 退出 keyword editor

2.4 模型的检查

生成模型后，准备进行分析。但可能有错误的数据或丢失数据的情况，应进行数据检查。

先确认 Job Type 设置为 Data Check，然后在 Job Manager 窗口的右边点击 Submit 来提交作业进行数据检查分析。在提交作业后，Status 列上的信息变为作业状态信息。会显示下列信息：

• 分析输入文件正在生成时，状态为 None。

• 正在提交作业时，显示状态为 Submitted.

• 正在分析模型时，显示状态为 Running。

• 分析完成并正在输出数据时，显示状态为 Completed。

• 若输入文件发生问题或分析中断时，显示状态为 Aborted。同时在信息区里会报告所发生的问题，见图 2－2。

在分析过程中，ABAQUS/Standard 发送信息到 ABAQUS/CAE，使用户可监控作业的过程，信息来自状态，数据和记录，作业监制对话框中有信息文件出现。

监控作业的状态：

在 Job Manager 窗的右边点击 Monitor 钮来打开作业监控对话框（Monitor 钮只有在 Submitted 状态下才有效）。

对话框的上半区显示了状态文件（.sta）里的信息。状态文件是 ABAQUS 在分析中产生的。该文件记录了分析进程的简明摘要，详情见 ABAQUS/Standard 用户手册的 4.1.1 节。

对话框的下半区显示了下列信息：

• 点击 Log 键可看到 Log 文件中记录的分析起始时刻和终止时刻。

• 点击 Errors 和 Warnings 键可看到前十个出错信息和前十个警告信息，它们分别记录在.dat 文件和.msg 文件中，若是模型的某一部分是引起出错和警告的原因，会自动产生一个节点集或单元集，它们复盖了该区域，用户可利用可视化模块中的 display groups 来观察它。

出错信息所给的错误被纠正前，不可能再进行分析。另外，总是要研究引起警告的原因以确定是否需纠正它。

若遇到十个以上的出错或警告信息，从打印输出文件本身会得到出错和警告信息。

• 点击 Output 键显示每条输出数据记录。

2.4.1 阅读输出文件

在完成数据检查分析之后，会发现 ABAQUS 已生成了一些附加文件。在数据检查分析过程所遇见的所有错误，都被写入 Frame.dat 文件，该文件是文本文

件，可在编辑器显示或打印出来。

下面尝试在文本编辑器中阅读这个文件。文件行可长达 256 个字符。因此所用的编辑器应当有能力显示这么长的字符。文件的顶部是头记录，是 ABAQUS 版本信息，所在地区的 ABAQUS 办公室或代理处的电话号码，地址及联系信息，它能为用户提供技术支持和帮助。

接着头记录的是输入文件信息，产生输入文件信息的原因是定义作业时在 Preprocessor printout 中选了 print an ech of the input data 项。

```
                         A B A Q U S   I N P U T   E C H O

                    5   10   15   20   25   30   35   40   45   50   55   60   65   70   75   80
                   ----------------------------------------------------------------------------
                   *Heading
                   Two-dimensional overhead hoist frame
                   *preprint, echo=YES, history=YES, model=YES, contact=YES
                   ** ----------------------------------------------------------------
                   ** PART INSTANCE: FRAME-1
     LINE     5    **
                   *Node
                   1, 0, 0, 0
                   2, 0.5, 0.8660254, 0
                   3, -0.5, 0.8660254, 0
     LINE    10    4, 1, 0, 0
                   5, -1, 0, 0
                   *Element, type=T2D2
                   1, 1, 2
                   2, 2, 3
     LINE    15    3, 1, 4
                   4, 3, 1
                   5, 4, 2
                   6, 5, 1
                   7, 3, 5
     LINE    20     *Elset, elset=ASSEMBLY_FRAME-1__I1
                   1, 2, 3, 4, 5, 6, 7
                   *solidsection, elset=ASSEMBLY_FRAME-1__I1, material=STEEL
                   1.963E-05,
                   **
     LINE    25     ** Assembly Nsets
                   **
                   *Nset, nset=ASSEMBLY__G4
                   1
                   *Nset, nset=ASSEMBLY__G5
     LINE    30     5
                   *Nset, nset=ASSEMBLY__G6
                   4
                   *material, name=STEEL
                   *elastic
     LINE    35     2E+11, 0.3
                   *boundary
                   ASSEMBLY__G5, ENCASTRE
                   *boundary
                   ASSEMBLY__G6, 2, 2
     LINE    40     *Step, name="Apply load", perturbation
                   10kN central load
                   *static
                   *cload
                   ASSEMBLY__G4, 2, -10000.
     LINE    45     *restart, write, frequency=1
                   *output, field, variable=PRESELECT
                   *output, history, variable=PRESELECT
                   *elprint, frequency=1
                   S,
     LINE    50     *nodeprint, frequency=1
                   U,
                   RF,
```

```
*endstep
------------------------------------------------------------------------
   5   10   15   20   25   30   35   40   45   50   55   60   65   70   75   80
------------------------------------------------------------------------
```

在输入文件信息之后的是 ABAQUS 可选择处理项目的清单。这是出错和警告信息首先出现的地方。所有的出错信息都有一个***ERROR 字头，而警告信息有一个***WARRING 字头。由于这些信息总是以统一的方式出现，所以在数据文件中搜索这些信息是十分直接和方便的。

当出错是一个语法问题时（例如，ABAQUS 无法理解输入内容），在出错信息的下面跟着造成出错的一行说明。

```
     OPTIONS BEING PROCESSED
 *************************
*Heading
 Two-dimensional overhead hoist frame
*Node
*Element, type=T2D2
*Elset, elset=ASSEMBLY_FRAME-1__I1
*Nset, nset=ASSEMBLY__G4
*Nset, nset=ASSEMBLY__G5
 *Nset, nset=ASSEMBLY__G6
*material, name=STEEL
*elastic
*solidsection, elset=ASSEMBLY_FRAME-1__I1, material=STEEL
*boundary
*boundary
*solidsection, elset=ASSEMBLY_FRAME-1__I1, material=STEEL
*solidsection, elset=ASSEMBLY_FRAME-1__I1, material=STEEL
*Step, name="Apply load", perturbation
10kN central load
*static
*output, field, variable=PRESELECT
*output, history, variable=PRESELECT
*elprint, frequency=1
*endstep
*boundary
*boundary
*Step, name="Apply load", perturbation
*static
*cload
*output, field, variable=PRESELECT
*output, history, variable=PRESELECT
*nodeprint, frequency=1
*endstep
```

数据文件的其余部分是一系列表格，表格里包含了所有的应当检查的有明显错误和遗漏信息的模型数据和过程数据。（详情可参考 ABAQUS/*Stand ard:* Keyword Version 的 2.2 节）。定义作业时，在 Preprocessor Printou 选项里切换到合适的项就会生成模型数据和过程数据。因为这些表格对于大型题目会占用大量磁盘空间，所以省缺状态是不生成数据。

数据文件中的模型数据

```
E L E M E N T   D E F I N I T I O N S
   NUMBER   TYPE    PROPERTY    NODES FORMING ELEMENT
                    REFERENCE
      1   T2D2         1       1      2
      2   T2D2         1       2      3
      3   T2D2         1       1      4
      4   T2D2         1       3      1
      5   T2D2         1       4      2
      6   T2D2         1       5      1
      7   T2D2         1       3      5
                          S O L I D   S E C T I O N (S)
 PROPERTY NUMBER        1
```

```
   MATERIAL NAME                  STEEL
   ATTRIBUTES                     1.96300E-05 0.00000E+00 0.00000E+00
   HOURGLASS CONTROL STIFFNESS    3.84615E+08
   (USED WITH LOWER ORDER REDUCED INTEGRATED SOLID ELEMENTS LIKE CPS4R,CPE4RH,C3D8R)
                  M A T E R I A L   D E S C R I P T I O N
 MATERIAL NAME: STEEL
   ELASTIC        YOUNG'S    POISSON'S
                  MODULUS     RATIO
                 2.00000E+11 0.30000
                           :
                           N O D E   D E F I N I T I O N S

   NODE          COORDINATES                  SINGLE POINT CONSTRAINTS
  NUMBER                                      TYPE    PLUS    DOF

      1    0.00000     0.00000     0.00000
      2    0.50000     0.86603     0.00000
      3   -0.50000     0.86603     0.00000
      4    1.0000     0.00000     0.00000                2
      5   -1.0000     0.00000     0.00000      ENCASTRE
```

数据文件中的过程数据

```
S T E P     1    S T A T I C   A N A L Y S I S
        10kN central load
        FIXED TIME INCREMENTS
        TIME INCREMENT IS                              2.220E-16
        TIME PERIOD IS                                 2.220E-16

   RESTART FILE WILL BE WRITTEN EVERY    1  INCREMENTS

   THIS IS A LINEAR PERTURBATION STEP.
   ALL LOADS ARE DEFINED AS CHANGE IN LOAD TO THE REFERENCE STATE

   EXTRAPOLATION WILL NOT BE USED

   CHARACTERISTIC ELEMENT LENGTH     1.00

   PRINT OF INCREMENT NUMBER, TIME, ETC., TO THE MESSAGE FILE EVERY    1  INCREMENTS

                       D A T A B A S E   O U T P U T   G R O U P     1

  THE FOLLOWING  FIELD   OUTPUT WILL BE WRITTEN EVERY       1 INCREMENT(S)
  THE FOLLOWING OUTPUT WILL BE WRITTEN FOR ALL ELEMENTS OF TYPE T2D2.  OUTPUT IS AT THE
  INTEGRATION POINTS.
     S        E
  THE FOLLOWING OUTPUT WILL BE WRITTEN FOR ALL NODES
     U        RF       CF
  END OF DATABASE OUTPUT GROUP   1

                        D A T A B A S E   O U T P U T   G R O U P     2

  THE FOLLOWING HISTORY  OUTPUT WILL BE WRITTEN EVERY       1 INCREMENT(S)
  THE FOLLOWING ENERGY OUTPUT QUANTITIES WILL BE WRITTEN FOR THE WHOLE MODEL
     ALLKE     ALLSE     ALLWK     ALLPD     ALLCD     ALLVD     ALLAE     ALLIE     ALLFD
     ALLKL     ALLQB     ALLEE     ALLJD     ALLSD     ETOTAL
  END OF DATABASE OUTPUT GROUP   2

                              E L E M E N T   P R I N T

  THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED AT EVERY 1 INCREMENT FOR ALL ELEMENTS OF TYPE T2D2.
  OUTPUT IS AT THE INTEGRATION POINTS.

    SUMMARIES WILL BE PRINTED WHERE APPLICABLE

        TABLE    1  S11

                              N O D E   P R I N T

  THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR ALL NODES AT EVERY 1 INCREMENT

    SUMMARIES WILL BE PRINTED

        TABLE  1  U1       U2
```

```
 THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR ALL NODES AT EVERY 1 INCREMENT

  SUMMARIES WILL BE PRINTED

      TABLE  2  RF1      RF2

                        B O U N D A R Y   C O N D I T I O N S

 NODE      DOF     AMP.    MAGNITUDE            NODE      DOF     AMP.    MAGNITUDE
                  REF.                                          REF.

     4    2     (RAMP)    0.00000

  - (RAMP) OR (STEP) - INDICATE USE OF DEFAULT AMPLITUDES ASSOCIATED WITH THE STEP

                        B O U N D A R Y   C O N D I T I O N S

    NODE     TYPE          NODE     TYPE          NODE     TYPE          NODE     TYPE
       5   ENCASTRE

                        C O N C E N T R A T E D   L O A D S

      NODE   DOF     AMP.    AMPLITUDE          NODE   DOF     AMP.    AMPLITUDE
                   REF.                                        REF.
        1     2            -10000.
```

在数据检查分析中产生的所有出错信息的序号会在数据文件的结尾处列出，若只有警告信息，这些信息号会列在所要求输出之后。

如前所叙，在数据检查时，若发现出错信息，则在错误被纠正前，不能再进行分析。引起警告信息的原因也需研究。有时候警告信息亦说明输入数据有错，一般情况警告信息是不必重视的，可以不予考虑。

最后会有一个数值模型的大小和模拟所需文件大小的估计，在进行大型模型分析时，利用这个输出信息可确定磁盘空间是否足够。

2.5 分析计算

分析计算前要尽可能正确地建立模型。若数据检查分析未发现任何错误，便可进行计算分析。为此要对作业的定义进行编辑，把 Job Type 设为 Continue analysis，然后再在 Job Manager 窗口中点击 Submit 来提交作业进行分析。在进行计算分析之前，必需进行数据检查分析，以确保输入数据的正确性以及确定有足够的磁盘空间和内存来完成分析过程，也可以把 Job Type 设置为 Full analysis 把两者结合起来进行。

若计算过程要花费很可观的时间，则以批处理排队方式运行是十分方便的，这时 Run Made 设为 Queue（队列的有效性取决于用户的计算机，若有问题，可询问系统管理员）。

2.6 结果

在分析过程完成后，数据文件 Frame.dat 中将包含由*NODE PRINT 和*EL PRINT 选项所要求的列表形式的结果，这些结果将列在数据检查分析的输出结果之后。下面给出桥式吊架的计算结果，其中单元输出是单元轴力表，而节点输出是节点位移和反力。计算机运行所花费的时间在文件结尾处注明。

单元输出：

```
                        STEP    1  INCREMENT    1
    10kN central load                        TIME COMPLETED IN THIS STEP  0.000E+00

                    S T E P      1    S T A T I C   A N A L Y S I S

         10kN central load


             FIXED TIME INCREMENTS
         TIME INCREMENT IS                                  2.220E-16
         TIME PERIOD IS                                    2.220E-16


       THIS IS A LINEAR PERTURBATION STEP.
     ALL LOADS ARE DEFINED AS CHANGE IN LOAD TO THE REFERENCE STATE
                                    :
                                    :
                                    :
                              INCREMENT     1 SUMMARY

 TIME INCREMENT COMPLETED  2.220E-16,  FRACTION OF STEP COMPLETED   1.00
 STEP TIME COMPLETED       2.220E-16,  TOTAL TIME COMPLETED        0.00

                                          E L E M E N T   O U T P U T

   THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR ALL ELEMENTS WITH TYPE T2D2 AT THE INTEGRATION POINTS

 ELEMENT  PT FOOT-      S11
           NOTE

      1   1        2.9412E+08
      2   1       -2.9412E+08
      3   1        1.4706E+08
      4   1        2.9412E+08
      5   1       -2.9412E+08
      6   1        1.4706E+08
      7   1       -2.9412E+08

 MAXIMUM            2.9412E+08
 ELEMENT              1

 MINIMUM           -2.9412E+08
 ELEMENT              2
```

结点输出：

```
        N O D E   O U T P U T

   THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR ALL NODES

    NODE FOOT-   U1         U2
         NOTE

      1      7.3529E-04 -4.6697E-03
      2      0.0000E+00 -2.5471E-03
```

```
      3      1.4706E-03 -2.5471E-03
      4      1.4706E-03  0.0000E+00

 MAXIMUM      1.4706E-03  0.0000E+00
 AT NODE         4          4

 MINIMUM      0.0000E+00 -4.6697E-03
 AT NODE         2          1

  THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR ALL NODES

   NODE FOOT-   RF1        RF2
        NOTE

      4      0.0000E+00   5000.
      5      1.3642E-12   5000.

 MAXIMUM      1.3642E-12   5000.
 AT NODE         5          5

 MINIMUM      0.0000E+00  0.0000E+00
 AT NODE         1          1


            THE ANALYSIS HAS BEEN COMPLETED

                        ANALYSIS COMPLETE

    JOB TIME SUMMARY
      USER TIME (SEC)      =  0.1000
      SYSTEM TIME (SEC)    =  0.1000
      TOTAL CPU TIME (SEC) =  0.2000
      WALLCLOCK TIME (SEC) =         0
```

检验计算结果是否符合基本物理原理的理想方法是检验吊架上的水平方向和垂直方向的合力是否为零，还可以检查哪些节点受垂直向外力？哪些节点受水平向外力？模拟结果与所显示的是否一致？

在模拟过程中 ABAQUS 也生成一些其它文件，其中 Hame.odb 文件可用于 ABAQUS/CAE 观察结果图形。

2.7 用 ABAQUS/CAE 进行后处理

由于在模拟过程产生了大量的数据，所以可视化后处理是十分重要的。对于任何实际模型，试图以数据文件的列表形式来解释结果是不现实的。ABAQUS/CAE 的 Visualization 模块允许用户以各种不同方法对结果进行可视化图形观察，包括变形形状图、等值线图、矢量图、动画显示和 x-y 图形。所有这些方法都会在本指南里讨论。详情可参考 ABAQUS/CAE 用户手册的 Consult Part V。对于本例，可用 Visualization 模块做一些基本的模型检验和桁架的变形显示。

作业成功完成后，用户要观察分析结果。可在 Job Manager 窗口的右边点击 Results，则 ABAQUS/CAE 会装入 Visualization 模块，并打开作业生成的输出数据库，立即显示模型的快图。快图是未变形时模型形状的基本表达形式，也意味着已打开了所需的文件。另一种途径是直接点击 Module 表上的 Visualization 模

块，并选择 File→Open，然后在出现的数据库文件表中选择 Frame.odb 文件，最后点击 OK。

提示：快图不显示计算结果，也不能按需要显示其它内容，比如不能显示单元和节点号，只能显示未变形的模型形状。

图形底部的标题框给出下列信息：

- 模型说明（来自作业说明）
- 输出数据库名（来自分析作业名）
- 产品名（ABAQUS/Standard 或 ABAQUS/Explicit）和生成输出数据库的产品版本。
- 输出数据库中最终修改的数据

图形底部的状态框给出下列信息：

- 所显示的分析步
- 分析步中的增量
- 分析步的时间

图形里的方向三角是整体坐标系的方向。

若要略去上述显示内容，只需在主菜单条里选 Canvas→View port Annotation Option 进行选择即可。

未变形模型形状图显示步骤：

从主菜单条中选 Plat→Undeformed shape，或使用工具框中的 工具，立即可显示未变形的模型形状，见图 2－9。

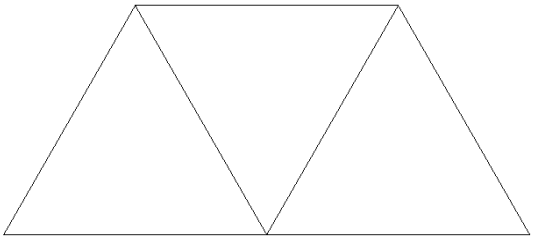


图 2－9 变形前的模型形状

节点号显示步骤：

1. 从主菜单条中选 Options→Undeformed shape，则弹出 Undeformed Shape plot option 对话框。
2. 点击 Labels 键。
3. 切换到 Show node labels 出现。
4. 点击 Apply，节点号显示。此时对话框并未关闭。

节点号图见 2－10。

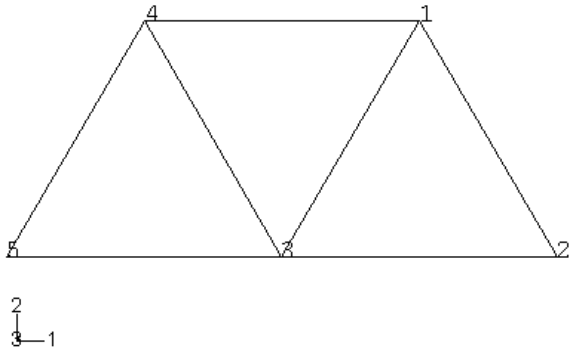


图 2－10 节点号图

单元号显示

1. 在 Undeformed Shape plot Option 对话框中切换 Labels 键一直到 Show element labels 出现。

2. 点击 OK，出现单元号图，见图 2－11。

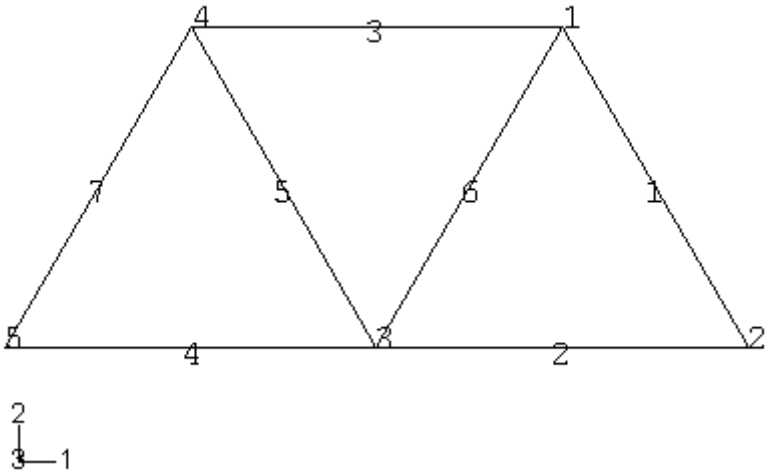


图 2－11 节点号与单元号图

切换 Labels 键，去掉 Show node labels 和 Show－element labels 可不显示节点号与单元号。

变形形状显示

下面显示模型变形形状并利用图形选项修改变形放大因子，还可以把变形前后形状同时显示。

从主菜单条中选 Plot→Deformed Shape 或利用工具框中的 工具都可显示变形，见图 2－12

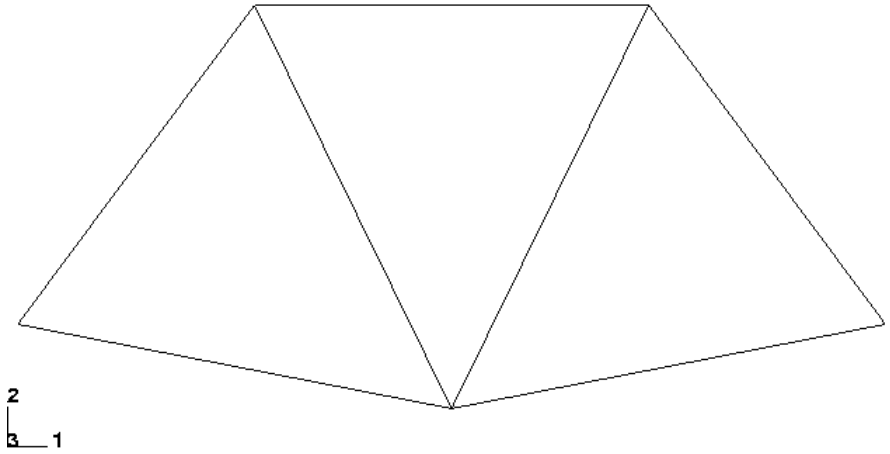


图 2－12　模型变形后的形状

对小变形分析问题，位移会自动放大使之可明显看到，放大因子值位于状态框中，本例的放大因子为 42.83。

改变变形放大因子的步骤：

1. 从主菜单条中选 Option→Deformed Shape。

2. 在 Deformed Shape Plot Options 对话框中点击 Basic 键（若它还未被选中的话）

3. 在 Deformation Scale Factor 区中切换到 Uniform 后，在 Value 域里输入 10.0。

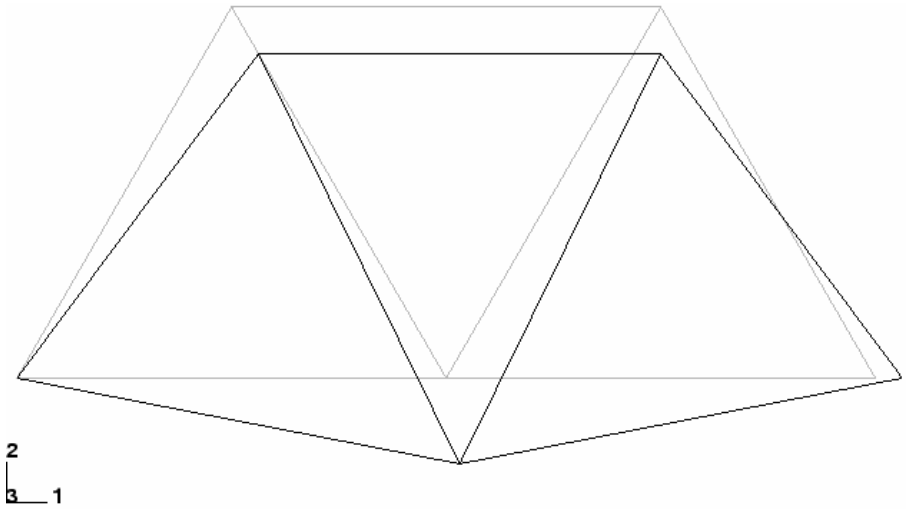
4. 点击 Apply 来显示新变形形状

在 Deformation Scale Factor 区中切换到 Auto－Compute 状态，就返回到自动放大位移状态。

变形前后形状重叠显示：

1. 在 Deformation Shape plot options 对话框中切换到 Superimpose Undeformed Plot。

2. 点击 OK，则变形前后形状重叠图形出现，见图 2－13。



2－13 模型变形前后图

ABAQUS/CAE 过程数据检验

在数据检查阶段，省缺情况是把模型数据和过程数据都写入输出数据库文件。这样，用户可利用 ABAQUS/CAE 在进行数值分析前检查输入数据是否无误。用户已学会如何显示模型和节点/单元号图，这些都是检查网格正确与否的有用工具，也在图形上检查桥式吊架的边界条件。

在变形前模型中显示边界条件的步骤如下：

1. 从主菜单条中选 Plot→Undeformed Shape 或利用工具框中的 工具。
2. 从主菜单条中选 View→ODB Display Options。
3. 在 ODB Display Option 对话框中点击 Entity Display 键。
4. 切换到 Show boundary conditions.
5. 点击 OK，即显示边界条件如图 2－14 所示。

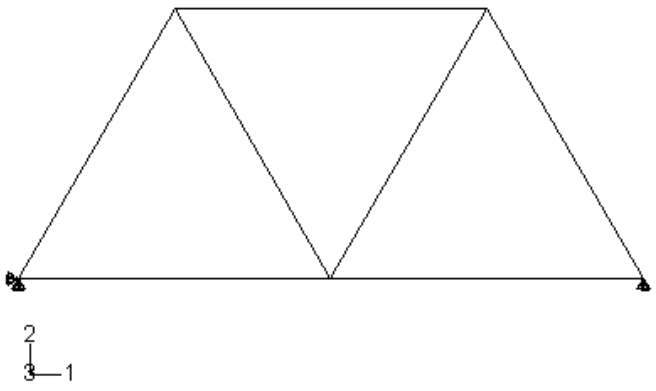


图 2－14 桥式吊架的边界条件

退出 ABAQUS/CAE

从主菜单条中选 File→Exit 即退出 ABAQUS/CAE

2.8 小结

• 可以用 ABAQUS/CAE 形成完整的 ABAQUS 分析模型。求解器（ABAQUS/Standard）会读入 ABAQUS/CAE 产生的输入文件，进行分析计算，并发回信息给 ABAQUS/CAE 供用户监控作业进程，同时生成输出数据库。用户用 Visualization 模块读入输出数据库并观看分析结果。

• 一旦模型生成，用户可进行数据检查分析。所产生的出错与警告信息会输出到一个数据文件中。若数据检查成功通过，就会把进行模拟分析所需的计算机资源估计信息输出到数据文件。

• 在数据检查阶段，可以用 ABAQUS/CAE 中的 Visualization 模块，调用所生成的输出数据库文件，从图形上检验模型的几何形状和边界条件。

• 通常在数据文件（.dat）中最容易检查出材料参数有否错误。在图形后处理器（比如 ABAQUS/CAE）中检查几何形状、载荷和边界条件是较方便的。

• 在分析中应该检查结果是否满足工程基本原理，如是否满足静力平衡等等。

• 可以以多种方法从 ABAQUS/CAE 中的可视化环境中观看分析结果。

第三章　有限元和刚性体

有限元和刚性体是 ABAQUS 模型的基本元素。有限元是可变形的。刚性体不可变形，只作刚体运动。用户对有限元多少有一些了解，而对有限元软件中刚性体概念可能感到有些陌生。

ABAQUS 软件引入刚性体是为了提高计算效率。在 ABAQUS 中任何物体或物体的局部都可以定义为刚性体，大多数单元类型可为刚性体定义所用（参考 ABAQUS/Stardard 用户手册 24－1 节所列的表）刚性体与变形体结合的优点是对刚性体运动的完全描述可只用一个参考点，所以不超过六个自由度即可定位一个刚性体。与此相反，变形单元需要许多自由度，并要求大量的单元计算来确定变形。当某一局部变形可忽略或对它的变形不感兴趣时，则可在建模时构造一个刚性体部件，这样做就会极大地节省计算时间而并不影响整体结果。

3.1 有限元

ABAQUS 有各种各样的单元，其庞大的单元库提供了一套强大的工具来解决许多不同类型的问题，本节介绍影响单元特性的五个方面问题。

3.1.1 单元的表征

每一个单元都由下面几个特性来表征：

- 单元族
- 自由度（和单元族直接相关）
- 节点数
- 数学描述，即单元列式
- 积分

ABAQUS 中每一种单元都有自己特有的名字，例如 T2D2，S4R 和 C3D81。单元的名字标志着一种单元的五个特性。单元命名的规则将在本章里说明。

单元族

图 3－1 给出了应力分析中最常用的单元族。单元族之间一个明显的区别是每一个单元族所假定的几何类型不同。

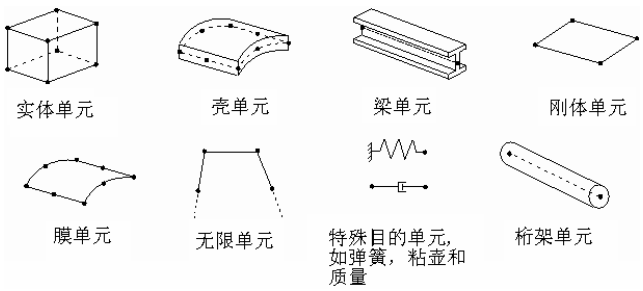


图 3－1 常用单元族

在这本指南里将用到的单元族有实体单元、壳单元、梁单元、桁架和刚性体单元，这些将在以后的各章里详细讨论。其它的单元族在这本指南中没有讲到；如果对应用它们感兴趣，请查阅 ABAQUS/Standard 用户手册的 Part V。

单元名字里开始的字母标志着这种单元属于哪一个单元族。例如，S4R 中的 S 表示它是壳单元，C3D81 中的 C 表示它是实体单元。

自由度

自由度（dof）是分析中计算的基本变量。对于壳和梁单元的应力/位移模拟分析，自由度是每一节点处的平动和转动。对于热传导模拟分析，自由度为每一节点处的温度；因此，热传导分析要求应用与应力分析不同的单元，因为它们的自由度不同。

ABAQUS 中自由度的排序规则如下：

1 1 方向的平动

2 2 方向的平动

3 3 方向的平动

4 绕 1 轴的转动

5 绕 2 轴的转动

6 绕 3 轴的转动

7 开口截面梁单元的翘曲

8 声压或孔隙压力

9 电势

11 温度（或物质扩散分析中归一化浓度），对梁和壳，指厚度方向第一点温度。

12 梁和壳厚度上其它点的温度

方向 1，2，3 分别对应于整体坐标的 1－，2－，和 3－方向，除非已经在节点处定义了局部坐标系。

轴对称单元是一个例外，其位移和转动自由度指的是：

1 *r*-方向的平动

2 *z*-方向的平动

3 *r*-*z* 平面内的转动

方向 *r* 和 *z* 分别对应于整体坐标的 1-和 2-方向，除非已经在节点处定义了局部坐标系。如何在节点处定义局部坐标系，请参考第 5 章的讨论。

在本指南中，限于结构方面的应用，所以只讨论单元的平动和转动自由度。其它类型的单元（如热传导单元）可参考 ABAQUS/Standard 用户手册。

节点数——插值的阶数

ABAQUS 仅在单元的节点处计算位移或任何其它的自由度。在单元内的任何其它点处，位移是节点位移插值获得的。通常插值的阶数由单元采用的节点数决定。仅在角点处在节点的单元，例如图 3－2（a）所示的 8 节点实体单元，在每一方向上采用线性插值，因此常常称这类单元为线性单元或一阶单元。具有边中点节点的单元，如图 3－2（b）所示的 20 节点实体单元，采用二次插值，因此常常被称为二次单元或二阶单元。一般情况下单元的节点数在其名字中清楚地标记着。8 节点实体单元，如你前面已经看到过的那样，叫做 C3D8；8 节点一般壳单元叫做 S8R。梁单元族的记法稍有不同：插值的阶数在单元的名字中标记着。这样，一阶三维梁单元叫做 B31，而二阶三维梁单元叫做 B32。

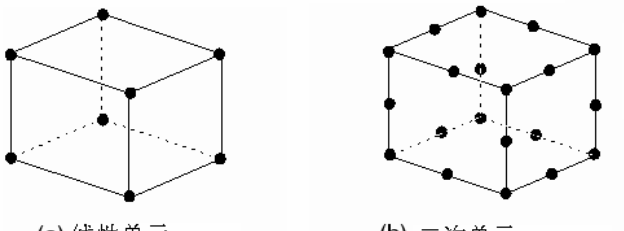


图 3－2 线性实体单元和二次实体单元

单元列式

单元列式是指用来定义单元行为的数学理论。ABAQUS 中所有的应力/位移单元行为都是基于拉格朗日或物质描述的：在整个分析过程中和一个单元相关的物质保持和这个单元相关，而且物质不能穿越单元边界。在欧拉或空间描述中，单元在空间固定，而物质在单元之间流动。欧拉方法通常用于流体力学分析。ABAQUS 运用欧拉方法来模拟对流换热，这本指南中不讨论这一题目。

为了适用于不同类型的物理行为，ABAQUS 中的某些单元族包含具有几种

不同列式的单元。例如，壳单元族有三个类别：一类具有一般壳体理论的列式，一类具有薄壳理论的列式，另外一类具有厚壳理论的列式（这些单元的列式在第 5 章解释）。

某些单元族除了有标准的列式，还有一些其它供选择的列式。具有其它供选择列式的单元可以由其单元名字末尾的附加字母来识别。例如，实体、梁和桁架单元族包括了杂交元列式，杂交单元由其名字末尾的“H”字母标识（C3D8H 和 B31H）。

有些单元列式可求解耦合场问题。例如以字母 C 开头和字母 T 结尾的单元（如 C3D8T）具有力学和热学自由度，可用于力一热学耦合问题的仿真计算。几个最常用的单元列式会在本指南的后面部分讨论。

积分

ABAQUS 应用数值技术积分每一单元体上各种变量。对于大部分单元，ABAQUS 运用高斯积分方法来计算单元内每一个高斯点处的物质响应。对实体单元，必须在全积分和减缩积分之间作出选择，对于给定问题，这个选择很大程度上影响着单元精度，这将在 4.1 节中详细讨论。

ABAQUS 在单元名字末尾用字母“R”来识别减缩积分单元，对杂交单元，末尾字母为 RH。例如，CAX4 是全积分、线性、轴对称实体单元；而 CAX4R 是减缩积分、线性、轴对称实体单元。

3.1.2 实体单元

在不同的单元族中，实体（连续体）单元能够模拟的构件种类最多。从概念上讲，实体单元仅模拟部件中的一小块物质。由于实体单元可以在其任何表面与其它单元连接起来，就像建筑物中的砖或马赛克镶嵌中的瓷砖一样，因此能用来建造几乎任何形状、承受任意载荷的模型。

在 ABAQUS 中应力/位移实体单元的名字以字母“C”开头。随后的两个字母表示单元的维数，即单元的自由度数，但有时有例外。字母“3D”表示三维单元；“AX”表示轴对称单元；“PE”表示平面应变单元，而“PS”则表示平面应力单元。

三维实体单元库

三维实体单元可以是六面体形（砖形）、楔形或四面体形。三维实体单元的完整清单和每一类单元的节点布局可以在 ABAQUS/Standard 用户手册的 14.1.4 节中查到。

二维实体单元库

ABAQUS 拥有几类离面行为互不相同的二维实体单元。二维单元可以是四边形或三角形。最常用的三类二维单元如图 3－3 所示。

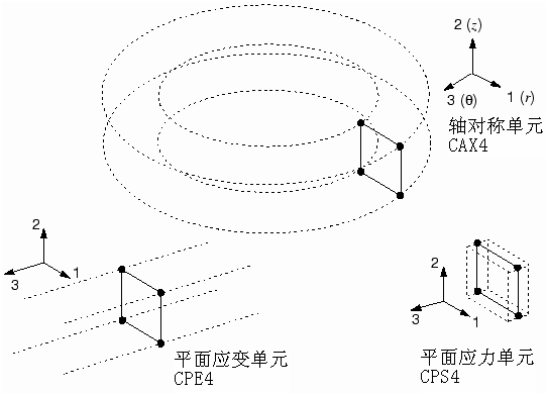


图 3－3 平面应变，平面应力和无扭曲的轴对称单元

平面应变单元假定离面应变ε_{33}为零；这类单元可以用来模拟厚结构。

平面应力单元假定离面应力σ_{33}为零；这类单元适合于用来模拟薄结构。

无扭曲的轴对称单元，即“CAX”类单元，可模拟 360°的环；这类单元适合于用来分析受轴对称截荷作用、又具有轴对称几何形状的结构。

ABAQUS 也提供了广义平面应变单元、可以发生扭曲的轴对称单元和反对称变形的轴对称单元。

广义平面应变单元包括了附加的广义列式。离面应变可以随着模型平面内的位置线性变化。这种单元列式特别适合于厚截面的热应力分析。

可以发生扭曲的轴对称单元用来模拟初始时为轴对称形状，但能沿对称轴发生扭曲的物体。这些单元对于模拟圆柱形结构，例如轴对称橡胶套管的扭转很有用。

反对称变形的轴对称单元则用来模拟初始为轴对称几何形状的反对称变形物体。它们适合于模拟像随剪切载荷作用的轴对称橡胶支座一类的问题。

后面的三类二维实体单元在这本指南里不作讨论。

二维实体单元必须在 1－2 平面内定义，并使节点编号绕单元周界逆时针旋转，如图 3－4 所示。当用前处理器产生网格时，要确保所有点处的单元法线方向一致，即都在整体坐标的 3 轴正方向上。不能提供正确的单元节点布局将引起 ABAQUS 给出单元有负面积的出错信息。

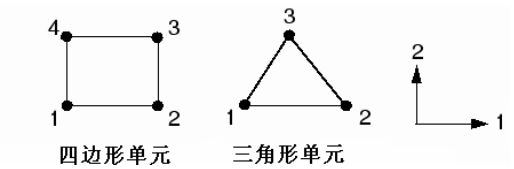


图 3－4 二维单元正确的节点布局

自由度

所有的应力/位移实体单元在每一节点处有平动自由度。对应地，自由度 1、2 和 3 在三维单元中是有效的，而在平面应变单元、平面应力单元和无扭曲轴对称单元中只有自由度 1 和自由度 2 是有效的。查阅 ABAQUS/Standard 用户手册的 14.1.3 节中可以找到在其它类二维实体单元中有效的自由度。

单元性质

所有的实体单元必须赋予截面性质，它定义了材料性质和与单元相关的附加几何数据。三维单元和轴对称单元是不需要附加几何信息的，节点坐标就能够完整地定义单元的几何形状。而平面应力和平面应变单元则必须指定单元的厚度，它们的默认值为 1。

单元列式和积分

实体单元族有若干可选择的单元列式，包括非协调模式的列式和杂交单元列式，这些列式都将在这本指南中详细讨论。实体单元可以应用完全积分或减缩积分。

单元列式和积分类型对实体单元的精度都会产生显著的影响，这将在 4.1 节中讨论。

单元输出变量

应力和应变这样的默认单元输出变量是参照整体直角（笛卡尔）坐标系的。因此，图 3－5（a）所示的积分点处σ_{11}应力分量是作用在整体坐标的 1 轴方向的。即使在一个大变形分析中单元发生转动（如图 3－5（b）所示），仍默认是在整体笛卡尔坐标系中定义单元变量，然而，ABAQUS 允许用户为单元变量定义一个局部坐标系。该局部坐标系在大变形分析中随着单元的运动而转动。当所分析的物体有某些自然材料方向时（如复合材料中的纤维方向），局部坐标系会十分有用。

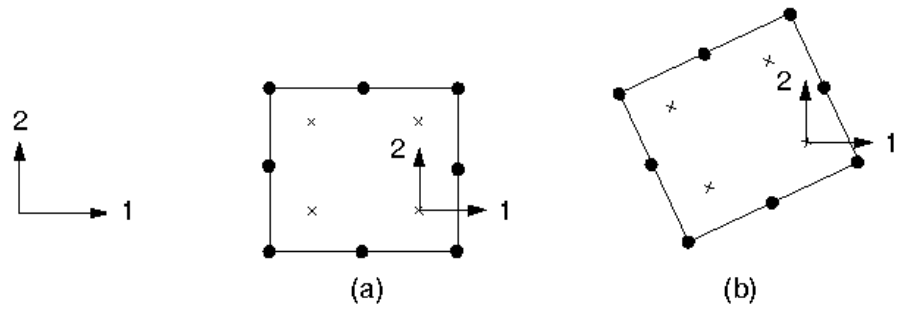


图 3－5 实体单元默认的材料方向

3.1.3 壳单元

壳单元用来模拟那些厚度方向尺寸远小于另外两维尺寸，且垂直于厚度方向的应力可以忽略的结构。

在 ABAQUS 中壳单元的名字以字母“S”开头。轴对称壳单元都以字母“SAX”开头，而反对称变形的轴对称单元以字母“SAXA”开头。除轴对称壳外，壳单元名字中的每一个数字表示单元中的节点数，而轴对称壳单元名字中的第一个数字则表示插值的阶数。如果名字中最后一个字符是数字“5”，那么这种单元只要可能就会只用到三个转动自由度中的两个。

壳单元的运用将在第 5 章详细讨论。

壳单元库

一般的三维壳单元有三种不同的单元列式：一般壳单元、薄壳单元和厚壳单元。壳单元库中有线性和二次插值的三角形、四边形壳单元，以及线性和二次的轴对称壳单元。表 3－1 对单元库中提供的壳单元进行了总结。

表 3－1 ABAQUS 中的三类单元

一般壳单元	薄壳单元	厚壳单元
S4，S4R，S3S3R，SAX1 SAX2，SAX2T	STRI3，STRI65 S4R5，S8R5，S9R5，SAXA	S8R，S8RT

自由度

名字以数字“5”结尾的三维壳单元（例如 S4R5，STRI65）每一节点只有 5 个自由度：3 个平动自由度和面内的 2 个转动自由度（即没有绕壳面法线的转动自由度）。然而，如果需要的话，节点处的所有 6 个自由度都是可以激活的，例如，在施加转动边界条件时或者节点位于壳的折线上时就需用 6 个自由度。

其它的三维壳单位（例如 S4R，S8R）在每一节点处有 6 个自由度（3 个平动自由度和 3 个转动自由度）

轴对称壳单元的每一节点有 3 个自由度：

1 *r*-方向的平动

2 *z*-方向的平动

6 *r*-*z* 平面内的平动

单元性质

所有的壳单元都有壳的截面特性，它规定了壳单元的材料性质和厚度。壳的横截面刚度可在分析中计算，亦可在分析开始时计算。若选择分析中计算刚度，ABAQUS 就会用数值积分方法来计算壳厚度方向上所选点的力学性质。所选的点称为截面点，如图 3-6 所示。相关的材料性质可以是线性或非线性的，用户可在壳厚度方向上指定任意奇数个截面点。

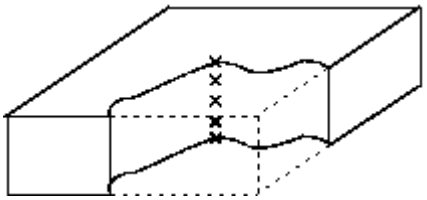


图 3－6 壳单元厚度方向截面点

若选择在分析开始时计算横截面刚度，可定义横截面性质来构造线性或非线性性质。此时 ABAQUS 直接根据截面工程参量（面积、惯性矩等）构造壳体横截面性质，所以就不必积分单元横截面上任何变量。因此，这个选择的计算量较小。此时会根据力和力矩结果来计算响应，只有特别输出要求时才会计算应力和应变。当壳体响应是线弹性时，建议采用这个方法。

单元列式和积分

ABAQUS 有三类单元，它们之间可以通过单元列式区分开：一般壳单元，厚壳单元和薄壳单元。壳的单元列式将在第 5 章里详细讨论。S4S4R，S31S3R 和 SAX 轴对称壳单元考虑了有限膜应变，而且允许壳的厚度随着单元的变形而变化。所有其它的壳单元均假定小应变和壳的厚度不发生变化，即使单元的节点可能发生有限转动。

所有的四边形壳单元（S4 除外）和三角形壳单元（S3/S3R 除外），都应用减缩积分方案。其它的三角形壳单元应用完全积分方案。

单元输出变量

壳单元的输出变量根据每一个壳单元表面上的局部材料方向进行定义。在大位移分析中，这些轴随着单元的变形而发生转动。用户亦可以定义单元局部坐标系，它们在大位移分析中随单元变形可以旋转。

3.1.4 梁单元

梁单元用来模拟长度方向尺寸远大于另外二维尺寸，且只有长度方向的应力比较显著的构件。

在 ABAQUS 中梁单元的名字以字母“B”开头。下一个字符表示单元的维数：“2”指的是二维梁单元，“3”指的是三维梁单元。第三个字符表示插值的阶数：“1”表示线性插值，“2”表示二次插值，“3”则表示三次插值。

梁单元的应用将在第 6 章讨论。

梁单元库

梁单元库中有二维和三维的线性、二次及三次梁单元。

自由度

三维梁单元每个节点有 6 个自由度：3 个平动自由度（1~3）和 3 个转动自由度（4~6）。“开口截面”型的梁（例如 B31OS）有一个表示梁横截面翘曲量的附加自由度（7）。

二维梁单元的每个节点有 3 个自由度：2 个平动自由度（1 和 2）和 1 个绕模型所在平面法线的转动自由度（6）。

单元性质

所有的梁单元必须有梁截面特性，它规定了梁的材料性质和梁横截面轮廓线；节点坐标只定义了梁的长度。用户必须给出梁截面轮廓线的几何尺寸和形状。换言之，用户可以通过给定截面面积和惯性矩这类工程性质定义一个一般的梁截面轮廓线。

若用户定义了梁截面的几何轮廓线，ABAQUS 就会用数值积分方法计算横截面性质，材料行为可以是线性或非线性的。

若用户提供截面的面积，惯性矩和扭矩等工程特性参数来代替指定横截面尺寸，则 ABAQUS 就不必对横截面积分，这个方法计算量较少。在用这个方法时，材料可以是线性或非线性的。此时，根据力和弯矩结果来计算响应，只有在特别请求时才计算应力和应力。

单元列式和积分

线性梁单元（B21 和 B31）和二次梁单元（B22 和 B32）允许剪切变形，并

考虑了有限轴向应变；它们不仅适合于模拟细长梁，也适合于模拟短梁。尽管三次梁单元（B23 和 B33）允许梁的大位移和大转动，但不考虑剪切柔度，并且假定轴向应变很小，因此，它们适合于模拟细长梁。ABAQUS 提供线性和二次梁单元的变种单元（B31OS 和 B32OS）来模拟薄壁开口梁。这些单元能正确地模拟开口横截面的扭转和翘曲效应，例如 I-型和 U-型槽钢。这本指南中不涉及开口截面梁。

ABAQUS 也提供杂交梁单元来模拟非常细长的构件，例如海上石油平台上的柔性立管，和模拟非常刚硬的连接件。在这本指南中不涉及杂交梁单元。

单元输出变量

三维剪切变形梁单元的应力分量为轴向应力（σ_{11}）和扭转引起的剪应力（σ_{12}）。在薄壁截面梁中剪应力沿截面的壁作用。相应的应变量也可以输出。剪切变形梁单元也提供截面上的横向剪力。细长（三次）梁的输出结果只有轴向变量。空间开口截面梁的输出结果也只有轴向变量，因为此时的扭转剪应力可略去。

所有的二维梁单元只用到轴向的应力和应变。

根据用户需要，轴向力、弯矩和绕局部梁轴的曲率也可以输出。至于哪种单元提供哪些分量的详细情况，可以查阅 ABAQUS/Standard 用户手册。第 153.1 节。局部梁轴的定义细节将在第 6 章里给出。

3.1.5 桁架单元

桁架单元是只能承受拉载荷的杆。它们不能承受弯矩，因此适合于模拟铰接框架结构。桁架单元还可以近似地模拟线缆和弹簧（例如，网球排）。桁架单元有时还用来代表其它单元里的加强构件。第 2 章里的桥式吊车桁架模型就采用桁架单元。

所有桁架单元的名字都以字母“T”开头。随后的两个字符表示单元的维数，如“2D“表示二维桁架单元，“3D”表示三维桁架单元。最后一个字符表示单元中的节点数。

桁架单元库

桁架单元库中有二维和三维的线性和二次桁架单元。

自由度

桁架单元的节点只有平动自由度。三维桁架单元有 1、2 和 3 三个自由度，二维桁架单元只有 1 和 2 两个自由度。

单元性质

所有的桁架单元必须有桁架截面性质，它包括材料特性和横截面积。

单元列式和积分

除了有标准的单元列式外，还有一种杂交桁架单元列式。这种单元适合于模拟刚度比整体结构的刚度大得多的非常刚硬的连接件。

单元输出变量

桁架单元的输出变量为轴向的应力和应变。

3.2 刚性体

在 ABAQUS 里，刚性体视为节点和单元的集成体。整个刚性体的运动由一个称为刚性体参考节点的运动所控制（如图 3－7 所示）。刚性体的形状既可以由解析面定义，也可以由网格堆积得到，所谓解析面是指二维轮廓线经历旋转、拉伸等操作所得到的面。在分析计算过程中，刚性体形状不变，但可以有刚体位移。离散后的刚性体的质量和惯性是基于单元分布计算的，也可以根据需要进行配置。

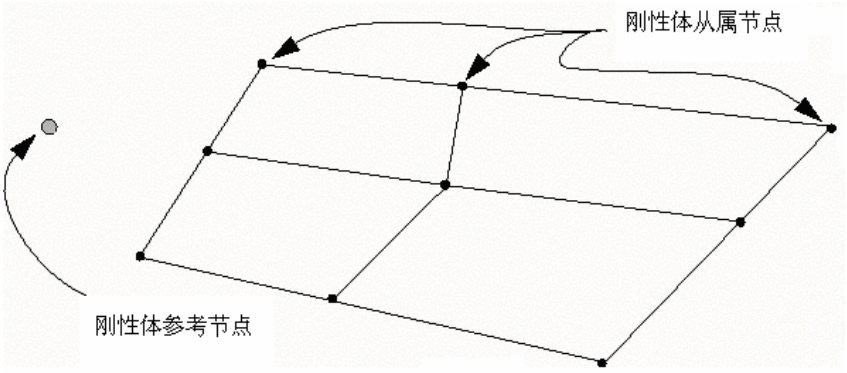


图 3－7 组成刚性体的单元

刚性体的运动由参考点的边界条件描述。刚性体的集中载荷可施加于节点上，分布载荷施加在其单元上，载施加在刚性体参考节点上。刚性体与模型中其它部分之间的相互作用有两种方式，一是与可变形单元的节点进行连结的方式，二是与可变形单元的接触方式。刚性体的使用将在第十一章里说明。

3.2.1 何时使用刚性体

刚性体用来模拟那些极刚硬的部件，它们不是完全固定就是有显著的刚体运动。刚性体也可用来模拟可变形部件之间的约束，还可提供一种指定某些接触作用的方便的方法。当 ABAQUS 用于拟静态成形分析时，刚性体是模拟诸如冲模、

压模、拉道、毛坯夹具、滚辊等工具的理想模型，可作为有效的约束方法。为了检验的目的，把模型的若干部分模拟成刚性体也许是有用的，例如在复杂模型中，难以预先确定所有可能的接触条件，距接触区很远的单元可置于刚性体部件中，形成最后计算模型的进程就会快得多。一旦对模型和接触对的确定感到满意，再用精确的变形体单元代替刚性体即可。

把模型的一部分用刚性体来代替变形单元的主要优点是计算效率的提高。刚性体所占有的那部分中的单元水平的计算可不必去做。因为某些计算要求修正刚性体节点的运动来整合集中载荷和分布载荷，刚体运动完全可由刚性体参考节点上的六个自由度的最大值所完全决定。

3.2.2 刚性体部件

因为刚体运动是由刚性体参考节点控制的，所以刚性体参考节点既有平动又有转动的自由度，并且一个刚性体只能定义一个刚性体参考点。

除了刚性体有旋转的情况或者要求出绕刚性体中某一轴的反力矩情况外，刚性体参考点的位置并不重要。在上述两种情况中，节点应位于刚性体绕其转动的轴上.离散的刚性体由节点集合组成，这些节点是配置给刚性体的单元而产生的，除了刚性体参考节点以外，这些节点称为刚性体从节点（见图 3－7），它们提供了对其它单元的连接方式。刚性体上的节点有两种类型：

- 销节点，它只有平动自由度
- 锚节点，它同时有平动和转动自由度

刚性体节点类型由节点所在的刚性体的单元类型决定，在直接对刚性体配置节点时，节点类型也可以指定或修正。无论是何种节点，都是刚性体的一部分，它们的运动完全被刚性体参考节点所约束。

在刚性体参考节点上可以施加边界条件、多点约束、约束方程和载荷，但刚性体上其它节点则不能施加任何约束和载荷。

3.2.3 刚性单元

ABAQUS 中的刚性体的功能使大多数单元（不是指刚性单元）可成为刚性体的一部分。例如若壳单元或刚性元都配置给刚性体，则它们的效果是相同的。对刚性体的加载和加边界条件规则适合于所有组成刚性体的单元类型，包括刚性元在内。

所有的刚性元的名字都以字母 R 开头，后面的字符是其维数，例如 2D 意味着平面单元，AZ 意味着轴对称单元。最后的字符代表单元的节点数。

刚性单元库

三维四边形（R3D4）和三角形（R3D3）刚性单元用来模拟三维刚性体的二维表面。另外一种两节点刚性梁单元（RB3D2）主要是用来模拟受流体阻力和浮力作用的海上结构中的构件。

两节点刚性单元可以用来构造平面应变、平面应力及轴对称模型。还有一种平面两节点刚性梁单元则主要是用来模拟二维的海上结构。

自由度

只有在刚性体参考节点处有独立的自由度。三维单元刚性体参考节点有 3 个平动自由度和 3 个转动自由度；而平面和轴对称单元参考节点的自由度为 1.2 和 6（绕－3 轴的转动）。

附在刚性单元上的节点只有从属自由度。从属自由度的运动完全由刚性体参考节点的运动确定。平面和三维刚性单元只有平动从属自由度，相应于变形梁单元，刚性梁单元有同样数目的从属自由度：三维刚性梁单元为 1 到 6，平面刚性梁单元为 1，2 和 6。

物理性质

所有刚性单元必须指定其截面性质。对于平面和刚性梁单元，必须定义横截面面积。而对于轴对称和三维单元，必须指定其厚度。只有在刚性单元上作用体力时才需要这些数据。

单元列式和积分

由于刚性单元不能变形，所以它们不用数值积分点，也不需要选择积分方案。

单元输出变量

刚性体单元没有变量输出。刚性体单元仅有的输出是节点的运动。另外刚性体参考节点处的反作用力和反力矩可以输出。

3.3 小结

• ABAQUS 拥有广泛适用于结构应用的庞大的单元库。单元类型的选择对模拟计算的精度和效率有重大的影响。

• 节点的有效自由度依赖于此节点所在的单元类型。

• 单元的名字完整地标明了单元族、单元的列式、节点数及积分类型。

•所有的单元都必须指定截面特性，它不仅可用来提供定义单元几何形状所

需的附加数据，而且用来识别相关的材料性质定义。

• 对于实体单元，ABAQUS 参照整体笛卡尔坐标系来定义单元的输出变量，如应力和应变。可以把整体坐标系转为局部材料坐标系。

• 对于三维壳单元，ABAQUS 参照位于壳表面上的坐标系来定义单元的输出变量，用户自行定义一个局部材料坐标系。

• 为了提高计算效率，模型中的任何部分都可以定义为一个刚性体，它仅仅在其参考点上有自由度。

第四章　实体单元的应用

在 ABAQUS 的单元库中，应用最广泛的是应力/位移实体单元族。对三维单元，可以选择六面体、四面体和楔形体；对二维单元则可在三角形与四边形之间进行选择。这些基本的单元形状，每一种都有线性和二次的两类选择。对六面体和四边形，还可选择完全积分或减缩积分。最后，还可选用标准元或杂交元列式。另外对线性六面体或四边形单元，还有个附加的功能，可选择非协调模式，而对二次的三角形或四面体单元可以应用修正列式。

若列出所有种类的单元，所面临的实体单元的总数目是相当大的，仅三维单元而言就超过 20 种。模拟的精度将强烈地依赖于所采用的单元类型。特别是在初次使用时，在这些单元中选择哪一个最为合适很可能是一件令人苦恼的事情。然而，用户会逐渐把这个工作看作是从一个 20 多件的工具组中，有能力选择最恰当的工具或单元来完成的一个有价值的工作。

这一章讨论了不同的单元列式和积分水平对一个特定分析的精度的影响。同时也讨论了一些选择实体单元的一般性原则。这些讨论提供了获得更多应用 ABAQUS 经验和知识的基础。在本节末的例子将允许用户应用这些知识建立和分析一个连接柄构件的模型。

4.1　单元列式和积分

通过图 4-1 所示的悬臂梁，可阐明单元阶数（线性或二次），单元列式及积分水平等因素对结构模拟精度的影响。这是评估一个给定单元的性能的经典测试。因为该构件相对是细长的，我们通常用梁单元来对它建立模型。但在这里我们用这个测试来帮助评估各种实体单元的效率。

梁长 150mm，宽 2.5mm，高 5mm；一端固定；自由端承受 5N 的荷载。材料的杨氏模量 E 为 70GPa，泊松比为 0.0。采用梁的理论，在载荷 P 作用下，梁自由端的挠度为

$$\delta_{tip} = \frac{pl^3}{3EI}$$

其中 $I = bd^3/12$，l 是长度，b 是宽度，d 是梁的高度。

P = 5N 时自由端挠度是 3.09mm。

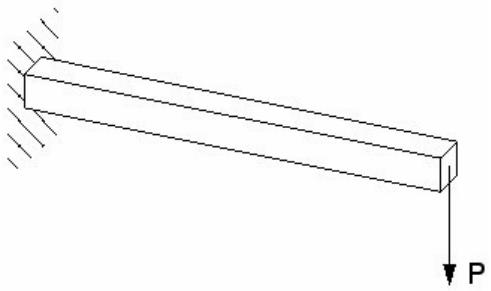


图 4-1　自由端受集中载荷的悬臂梁

4.1.1　完全积分

所谓“完全积分”是指当单元具有规则形状时，所用的 Gauss 积分点的数目足以对单元刚度矩阵中的多项式进行精确积分。对六面体和四边形单元而言，所谓“规则形状”是指单元的边相交成直角，而任何的节点位于边的中点。线性单元如要完全积分，则在每一方向需要两个积分点。因此，三维单元 C3D8 在单元中排列了 2×2×2 个积分点。而二次单元如要完全积分则在每一方向需要 3 个积分点。在完全积分的二维四边形单元中积分点的位置如图 4-2 所示。

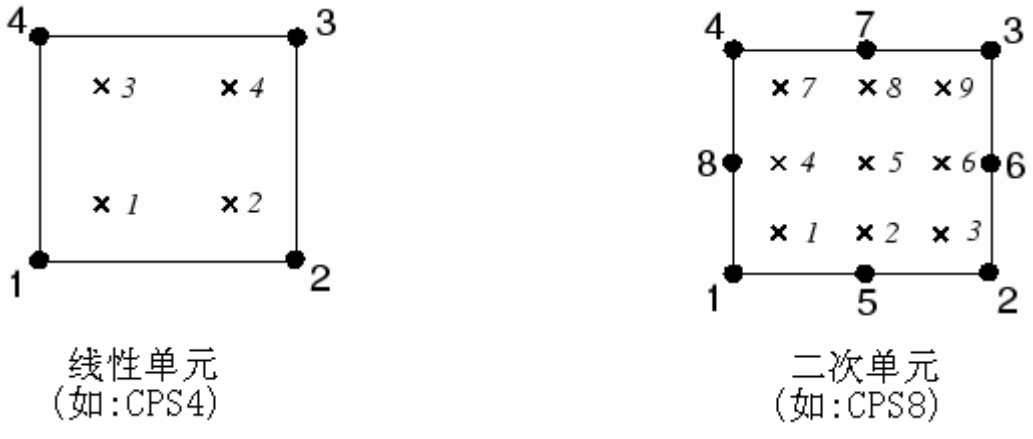


图 4－2　完全积分时，二维四边形单元中的积分点

如图 4－3 所示，我们采用了几种不同的有限元网格来对悬臂梁问题进行模拟。模拟采用了线性或二次的完全积分单元，并说明了单元阶数(一阶与二阶)和网格密度对结果精度的影响。

表 4－1 列出了不同网格情况下自由端位移与梁的理论解 3.09㎜ 的比值。

用线性单元 CPS4 和 C3D8 所得的挠度值是如此之差以至于其结果是不可用的。网格越粗，结果的精度越差，但即使网格划分得相当细(8×24)，得到的位移仍只是理论值的 56%。注意到对线性完全积分单元而言，在厚度方向单元的剖分数并不会造成什么差异。这是由剪力锁闭引起的，它是对所有完全积分的一阶实体单元都存在的问题。

图 4－3　悬臂梁模拟所采用的网格

表 4－1　完全积分单元的梁挠度比值

单元	网格尺寸(高度×长度)			
	1×6	**2×12**	**4×12**	**8×24**
CPS4	0.074	0.242	0.242	0.561
CPS8	0.994	1.000	1.000	1.000
C3D8	0.077	0.248	0.243	0.563
C3D20	0.994	1.000	1.000	1.000

正如我们已经看到的，剪力锁闭使单元在弯曲时过于刚硬。对之可作如下解释：考虑一个受纯弯的结构中的一小块材料，材料将产生的弯曲如图 4－4 所示。开始时平行于水平轴的直线按常曲率弯曲，而厚度方向的直线将保持为直线。水平线与竖直线之间的夹角保持90^0。

因为线性单元的边不能弯曲，所以，如果用单个单元来模拟小块材料，则其变形后的形状如图 4－5 所示。

为清楚起见，画出了通过积分点的虚线。很明显，上部直线的长度增加，这说明 1 方向的应力，σ_{11}，是拉伸的。类似地，下部直线的长度缩短，说明σ_{11}是压缩的。竖直直线的长度没有改变(假设位移很小)。因此，所有积分点上的σ_{22}为零。所有这些结论与受纯弯的小块材料所预计的应力状态是一致的。但是在每一个积分点，竖直线与水平线之间夹角开始时是90^0，变形后改变了。这说明每一点的剪应力 σ_{12}不为零。这是不正确的：纯弯时一小块材料中的剪应力应为零。

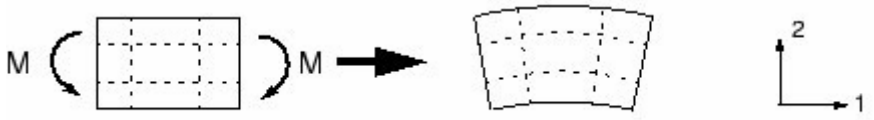


图 4－4　受弯曲材料的变形

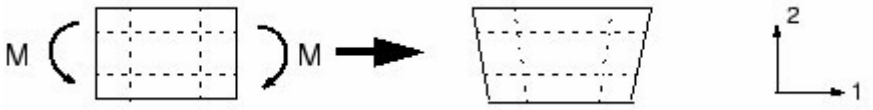


图 4－5　受弯曲的完全积分线性单元的变形

出现这个伪剪应力的原因是因为单元的边不能弯曲。它的存在意味着应变能导致剪切变形，而不是导致弯曲变形，其结果导致总的挠度变小了：即单元太刚硬了。剪力锁闭只影响受弯曲载荷的完全积分线性单元，这些单元的功能在受纵向或剪切荷载时并没有问题。而二次单元的边界可以弯曲(见图 4－6)，故它没有剪力锁闭的问题。对表 4－1 所示的二次单元，计算所得的自由端位移接近于理论解。但是，如果二次单元扭曲或弯曲应力有梯度，则也可能出现某些锁闭现象，而这两种情况在实际问题中是可能发生的。

只有在确认载荷将产生小弯曲时，才可采用完全积分的线性单元。而如果对载荷产生的位移类型有怀疑，则应采用不同的单元类型。在复杂应力状态下，完全积分的二次单元也可能发生锁闭。因此如果在模型中有此类单元，则应细心地检查计算的结果。但是，对于局部应力集中问题，完全积分的线性单元是非常有用的。

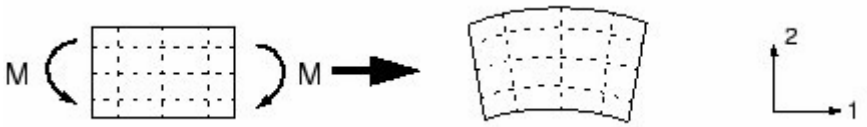


图 4－6 受弯曲的完全积分二次单元的变形

4.1.2　减缩积分

只有四边形和六面体单元才能采用减缩积分；而所有的楔形体、四面体和三角形实体单元只能采用完全积分，即使它们与减缩积分的六面体或四边形单元用在同一个网格中。

减缩积分单元比完全积分单元在每个方向少用一个积分点。减缩积分的线性单元只在单元中心有一个积分点。(实际上，在 ABAQUS 中这些一阶单元采用了更精确的均匀应变公式，对此单元计算了其应变分量的平均值。在这里的讨论中此种区别是不重要的)。对减缩积分四边形单元，积分点的位置如图 4－7 所示：

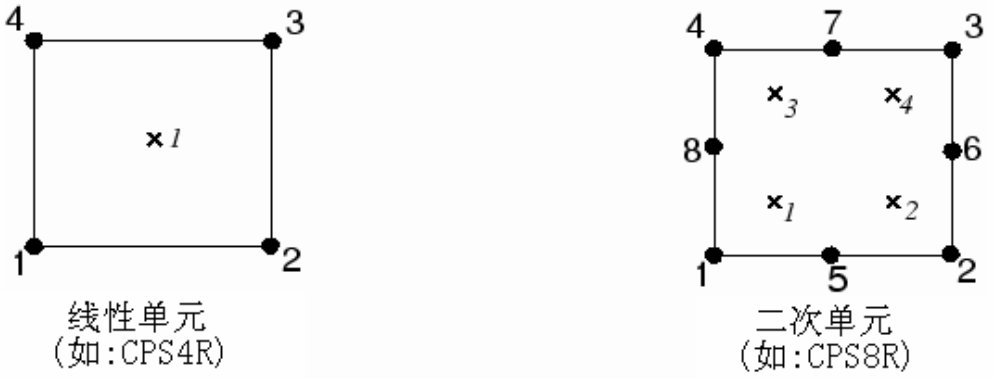


图 4－7　采用减缩积分的二维单元的积分点

利用前叙的四类单元及图 4－3 所示的四种有限元网格，通过减缩积分来对悬臂梁问题进行计算，其结果列于表 4－2。

表 4－2　减缩积分单元的梁挠度比值

单元	网格尺寸(高度×长度)			
	1×6	**2×12**	**4×12**	**8×24**
CPS4R	20.3*	1.308	1.051	1.012
CPS8R	1.000	1.000	1.000	1.000
C3D8R	70.1*	1.323	1.063	1.015
C3D20R	1.000	1.000	1.000	1.000

* 没有刚度抵抗所加载荷

线性的减缩积分单元由于存在着所谓*沙漏* (hourglassing) 的数值问题而过于柔软。再一次考虑用单个减缩单元模拟受纯弯载荷的小块材料（见图 4－8）。

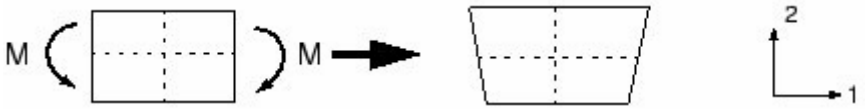


图 4－8　受弯曲的减缩积分线性单元的位移

单元中虚线的长度均没有改变，并且它们的夹角也没有改变，这意味着在单元单个积分点上的所有应力分量都为零。由于单元变形没有产生应变能，所以这种弯曲的变形模式是一个零能量模式。由于单元在此模式下没有刚度，所以不能抵抗此种形式的位移。在粗网格中，这种零能量模式会通过网格扩展出去，从而产生无意义的结果，这就是所谓的沙漏问题。

可在 ABAQUS 中对减缩积分单元引入少量的人工“沙漏刚度”以限制沙漏模

式的扩展。当模型中有更多的单元时，这种刚度在限制沙漏模式方面是更有效的，这意味着只要采用合理的细网格，线性减缩积分单元会给出可接受的结果。对许多应用而言，采用细网格的线性减缩积分单元所产生的误差是在一个可接受的范围内的。这个结果说明当用这类单元来模拟承受弯曲载荷的结构时，在厚度方向上至少应采用四个单元。当在梁的厚度方向只有一个线性减缩积分单元时，所有的积分点都位于中性轴上，从而该模型将不能抵抗弯曲载荷。(这种情况在表 4－2 中用*标出)。

因为线性减缩积分单元对变形的鲁棒性，因此可在变形很大的模拟中采用剖分较细的此类单元。

二次减缩积分单元也有沙漏模式。然而在正常网格中这种模式几乎不可能扩展出去，并且在网格足够细时基本上不会造成什么问题。由于沙漏问题,C3D20R 单元的 1×6 网格计算发散；若在宽度方向上变为两个单元，即 2×6 网格，就不会发散，但对于更细的网格，即便在宽度方向上只有一个单元也不会发散。即使在复杂应状态下，二次减缩积分单元对锁闭并不敏感。因此一般来说，除了大应变的大位移问题和一些接触分析问题外，这些单元是应力/位移模拟最佳选择。

4.1.3 非协调单元

非协调单元是克服完全积分的一阶单元的剪力锁闭问题的一种尝试。既然剪力锁闭是由于单元的位移场不能模拟与弯曲相关的运动学而引起的，那么可以考虑把增强单元变形梯度的附加自由度引入到一阶单元中去。对变形梯度的加强使一阶单元在单元中的变形梯度呈线性变化，如图 4－9(a)所示。在标准单元列式中，变形梯度在单元中是常量，见图 4－9(b)所示，故标准单元列式必然导致与剪力锁闭相关的非零剪切应力。变形梯度的增强完全是在单元内部的，并且与边节点无关。与直接增强位移场的非协调模式的单元列式不同，在 ABAQUS 中所采用的列式不会导致图 4－10 那样的两个单元交界处的重叠或裂隙，进而 ABAQUS 中的非协调单元列式很容易拓广到非线性有限应变模拟以及某些难以采用增强位移场的场合。

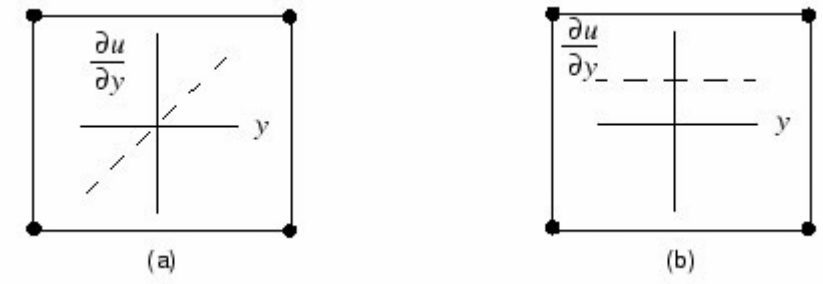


图 4－9　位移梯度的变化 (a) 非协调单元(增强位移梯度)和 (b) 采用标准构造的一阶单元

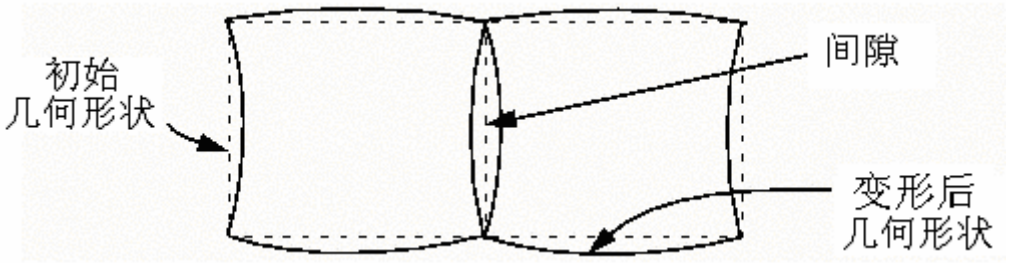


图 4－10 利用增强位移场而不是增强位移梯度所导致的非协调单元的可能运动非协调性。ABAQUS 对非协调单元采用了增强位移梯度形式

在弯曲问题中，非协调元可得到与二次单元相当的结果，而计算费用却明显降低。但非协调元对单元扭曲很敏感。图 4－11 表示用有意扭歪的非协调单元来模拟悬臂梁：一种情况是“平行”扭歪，另一种是“交错”扭歪。

图 4－12 画出了悬臂梁模型的自由端位移相对于单元扭歪水平的曲线。图中比较了三类平面应力单元：完全积分的线性单元、减缩积分的二次单元以及线性非协调单元。象所预见的那样，完全积分的线性单元的结果较差。而减缩积分的二次单元则给出了很好的结果，直到单元扭歪得很严重时其结果才会恶化。

当非协调单元是矩形时，即使在悬臂的厚度方向只有一个单元，也能给出与理论值十分相近的结果。但是即使很小的交错扭歪也使单元过于刚硬。平行扭歪也降低了单元的精度，但程度较小。

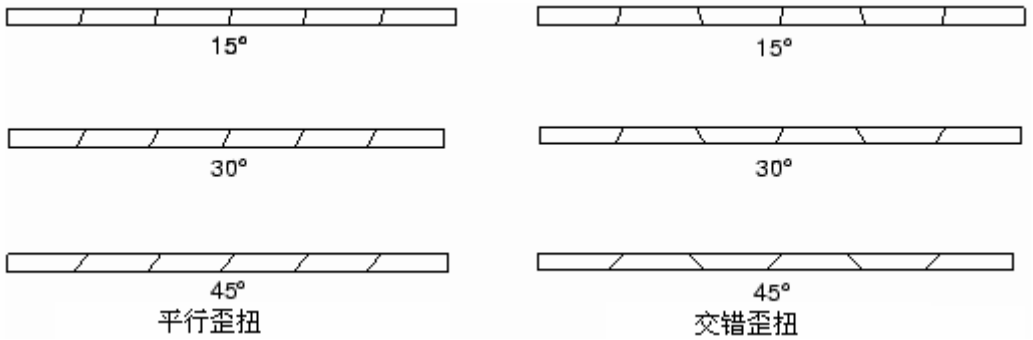


图 4－11 非协调单元的扭歪网格

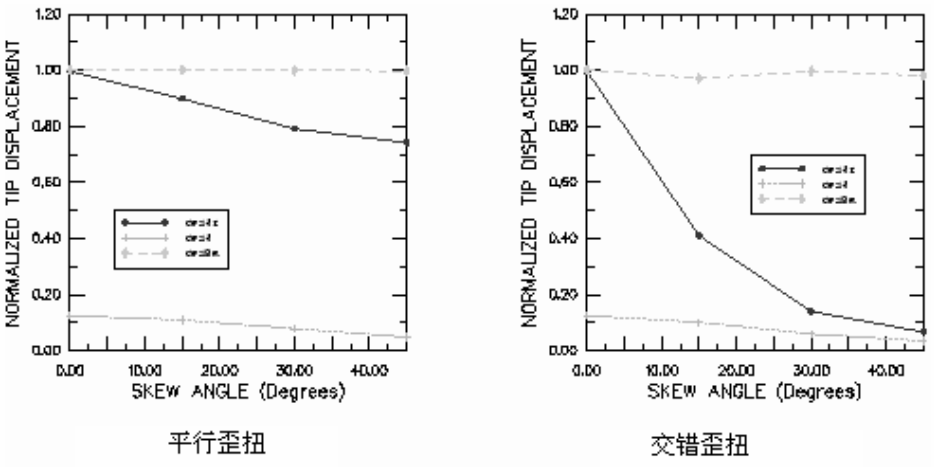


图 4－12　平行和交错扭曲对非协调单元的影响

非协调单元之所以有用，是因为如果应用得当，则在很低花费时仍可得到较高的精度。但是必须注意保证单元扭歪是非常小的，然而当网格较复杂时这一点是很难保证的；因此，对于具有这种几何形状的模型，应再次考虑应减缩积分的二次单元，因为它们对网格扭歪并不敏感。

4.1.4　杂交单元

ABAQUS 中的每一种实体单元，包括所有的减缩积分单元和非协调单元，都还有杂交单元列式。杂交单元名字前标有字母“H”。

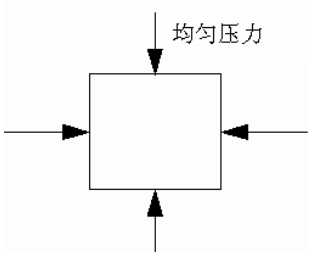


图 4－13　在静水压力下的单元

对不可压缩材料（泊松比＝0.5）或非常接近于不可压缩的材料（泊松比>0.495）问题需采用杂交单元。橡胶就是具有不可压缩性质的材料的例子。不能用常规单元来模拟不可压缩材料的响应（除了平面应力情况），这是因为在单元中的压应力是不确定的。现在考虑均匀静水压力作用下的一个单元（图 4－13）。

如果材料不可压缩，其体积在载荷作用下并不改变。因此压应力不能由节点位移计算，对于具有不可压缩材料性质的单元，一个纯位移列式是不适定的。

杂交单元包含一个可直接确定单元压应力的附加自由度。其节点位移只用来计算偏（剪）应变和偏应力。

在第 8 章将给出对橡胶材料的更详细的描述。

4.2 选择实体单元

对某一具体的模拟计算，如果要想以合理的费用达到精确的结果，则正确地选择单元是非常关键的。在使用 ABAQUS 的经验日益丰富时，毫无疑问每个用户会建立起自己的单元选择准则来解决具体问题，但若是刚开始使用 ABAQUS，则可考虑下面的建议：

- 如果不需要模拟非常大的应变或进行复杂的需改变接触条件的问题，则应采用二次减缩积分单元（CAX8R，CPE8R，CPS8R，C3D20R 等）。
- 如果存在应力集中，则应在局部采用二次完全积分单元（CAX8，CPE8，CPS8，C3D20 等）。它们可用最低费用提供应力梯度最好的解答。
- 涉及到有非常大的网格扭曲问题（大应变分析），建议采用细网格剖分的线性减缩积分单元（CAX4R，CPE4R，CPS4R，C3D8R 等）。
- 对接触问题采用线性减缩积分单元或细分的非协调单元（CAX4I，CPE4I，CPS4II，C3D8I 等）。详见第 11 章。
- 尽可能地减少网格形状的扭歪，形状扭歪的粗网格线性单元会导致非常差的结果。
- 对三维问题应尽可能采用六面体单元。它们以最小费用给出最好的结果。当几何形状复杂时，完全采用六面体单元构造网格往往难以办到；因此可能需要采用楔形和四面体单元。众所周知，这些形状的一阶单元，如 C3D6 和 C3D4，是较差的单元；若要取得较好的精度，需剖分很细的网格，因此，只有在为了完成网格建模而万不得已的情况下才会应用这些单元，即使如此，这些单元也应远离精度要求较高的区域。
- 一些前处理程序包含了自由网格算法，它们可用四面体单元构造任意形状的网格。只要采用二次四面体单元（C3D10），除了接触问题，其结果对小位移问题应该是合理的。C3D10 单元的修正单元 C3D10M 对大变形问题、接触问题有鲁棒性，并表现出最小剪切和体积锁闭性质。但无论采用何种四面体单元，计算所花费的时间都多于采用相应密度的六面体单元。建议不采用只包含线性四面体单元（C3D4）的网格，因为如果不用大量的单元其结果将是不准确的。

4.3 例题：连接环

在此例中将用三维实体单元模拟如图 4－14 所示的连接环。连接环的一端被牢固地焊接在粗大的结构上，另一端包含一个孔。使用时，环孔要插入一个栓。要求确定 30kN 的载荷在 2 轴反方向作用于栓时环的挠度。为简化问题可作如下的假定：

- 在模型中不考虑复杂的栓－环相互作用，只是在孔的下半环作用一个分布

压力来对连接环施加载荷（见图 4－14）。

- 忽略孔环向压力大小的变化，采用均匀压力。
- 所施加的均匀压力的大小是 50MPa（30kN/(2×0.015m×0.02m)）。

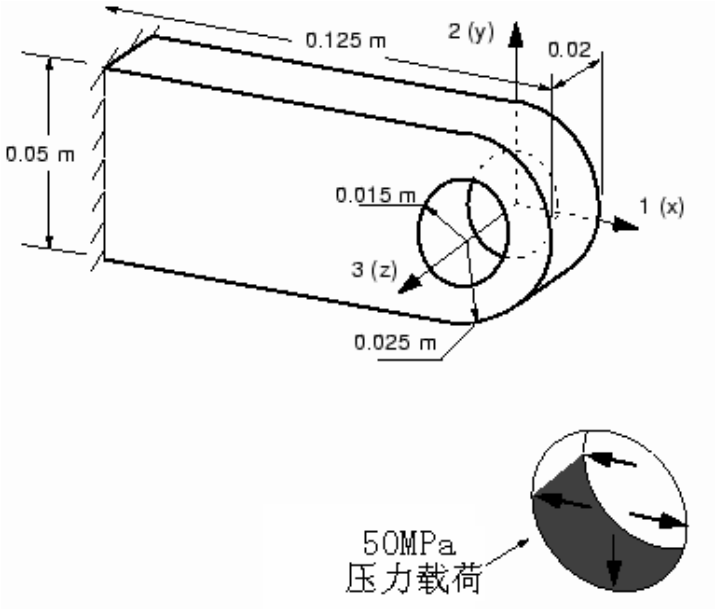


图 4－14　连接环示意图

4.3.1　前处理－应用 ABAQUS/CAE 建模

我们这一节讨论怎样应用 ABAQUS/CAE 建立连接环的分析模型，本手册联机版的 A.2 节提供了连接环命令执行文件（replay file）,若在 ABAQUS/CAE 中运行该文件，就会生成本题的完整的分析模型。如果按下面给出的操作步骤去做遇到困难或希望检查所做工作，则可运行该文件，在附录 A 中给出了怎样提取和执行该文件的操作说明。

若没有 ABAQUS/CAE 或其它前处理器，此例的输入文件只能通过手工生成，详情见 ABAQUS/Standard 入门指南：关键字版的 4.3 节。

启动 ABAQUS/CAE

要启动 ABAQUS/CAE 则键入

abaqus cae

在操作系统中，*abaqus* 是一条命令，它在用户的系统中运行 ABAQUS。下一步是从出现的 Start Session 对话框中选择 Creat Model Database。

定义模型的几何形状

建立模型的第一步总是定义它的几何形状。在例中，将建立一个具有拉伸基本特征的三维变形实体。其步骤是先绘制出连接环的二维轮廓图，然后进行拉伸。

在建模前需要确定使用那种量纲。建议用米、秒和千克的 SI 量纲，但如果愿意使用另一种量纲也可以。

创建部件

1．从工具栏的 Module 表中选择 Part 项进入部件（Part）模块。

2．从主菜单栏中选择 Part⟶**Create** 来创建一个新部件。部件命名为 Lug，并接收 **Create Part** 对话框中三维、变形实体和拉伸基本特征的默认设置，在 Approximate size 文本栏中键入 **0.250**，此值是部件最大尺寸的两倍，点击 **Continue** 退出 **Create Part** 对话框。

3．用图 4－14 中给定的尺寸绘制连接环的轮廓图，可用下面的方法：

a. 使用绘图工具箱右上角的 Create Line: Connected 工具，创建一个长 0.100m×宽 0.050m 的矩形，矩形的右端应开口，如图 4－15 所示。建议使用显示在视图左上角的光标 X 和 Y 方向的坐标值来帮助点的定位。

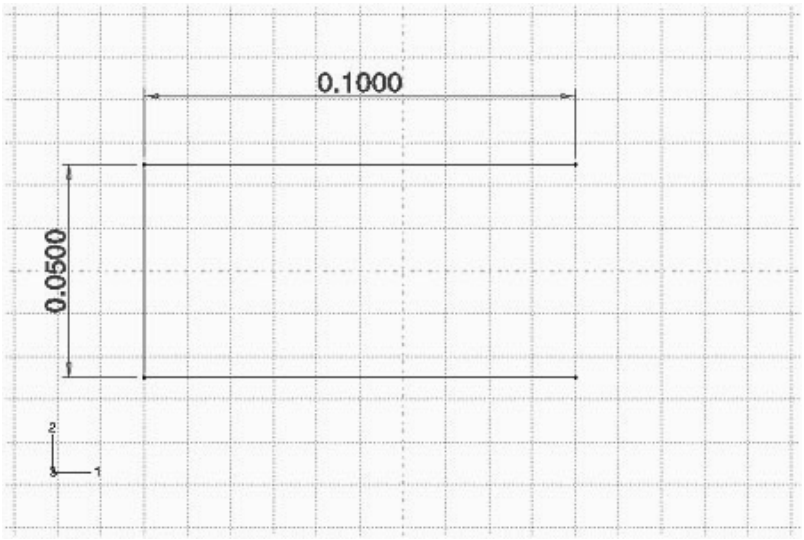


图 4－15 开口矩形

注：为了使示意图更加清楚，这一节中的图都绘出了尺寸标注。 和 工具分别用于标注模型各点间的水平与垂直方向的尺寸。从主菜单中选择 **Add⟶Dimension** 也可以获取这些工具。

选择主菜单中的 **Edit⟶Dimensions** 或使用 **Edit Dimension Value** 工具 ，可编辑任何尺寸。当提示哪个角点要更改时，要选择适当的顶点（用 shift 键和鼠标点击可选择多个顶点）。选择完所有希望更改的顶点后，在提示区域点击 **Done** 进入选择，然后更新尺寸值。

b. 使用 **Create Arc: Center and 2 Endpoints** 工具 ，增加一个半圆来闭合轮廓线，如图 4－16 所示。图中已指出半圆的圆心，选择

矩形开口端的两个顶点作为圆弧的两个端点，圆弧始于顶端角点。

c. 使用 **Create Circle: Center and Perimeter** 工具 ，画一个半径为 0.015m 的圆，如图 4－17 所示。圆的圆心应与上步建立的圆弧的圆心一致，如图显示，放置一个距圆心的水平距离为 0.015m 的圆周点。

如有需要，可使用 **Create Dimension: Radial** 和 **Edit Dimension Value** 工具修改半径值。

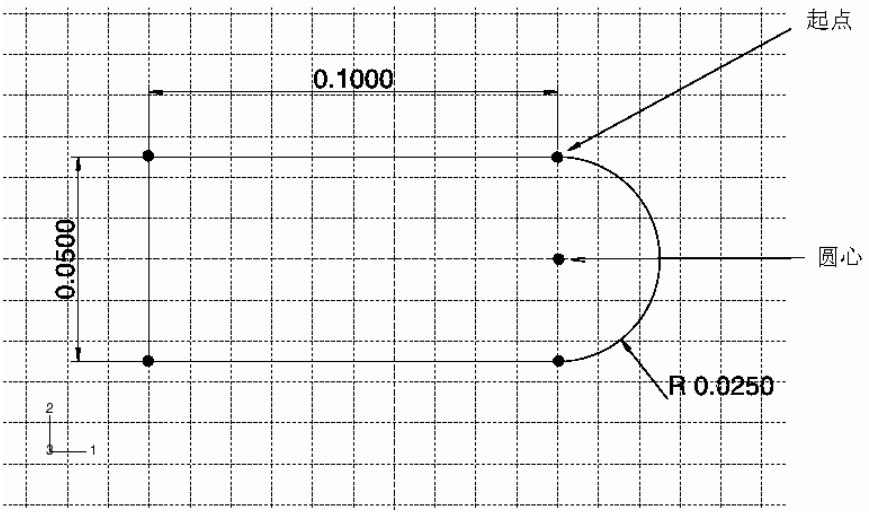


图 4－16 圆的端点

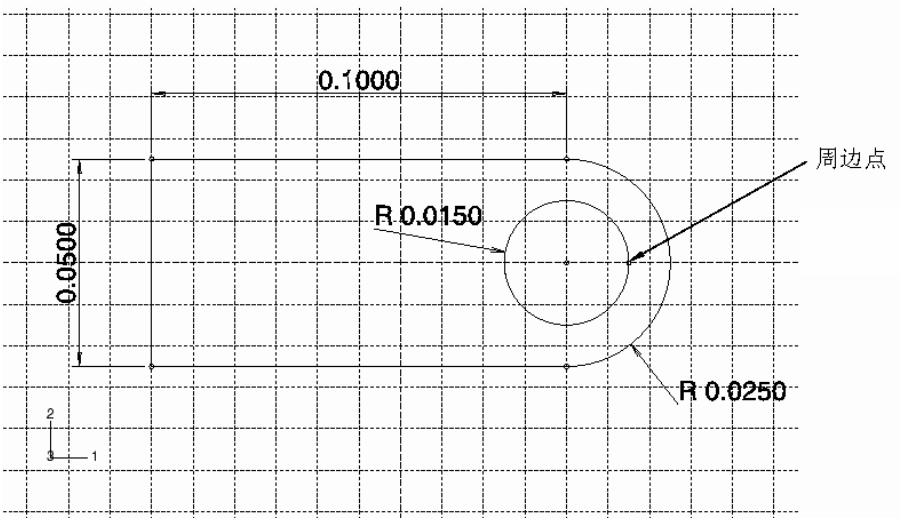


图 4－17 连接环上的孔

d. 完成绘制轮廓图后，在提示区点击 **Done**。

Edit Base Extrusion 对话框弹出，为了完成部件的定义，必须给出轮廓被拉伸的长度。

e. 在对话框中键入拉伸长度 0.020 m。

ABAQUS/CAE 退出绘图环境，并显示部件。

定义材料和截面属性

建立模型的下一步包括给部件定义材料和截面属性并赋于部件，变形体的每个区域必须给定一个含有材料定义的截面属性。在这个模型中，给出单个线弹性材料属性，其弹性模量 $E = 200$ GPa，泊松比 $\nu = 0.3$。

定义材料属性的步骤：

1．从工具栏的 Module 列表中选择 Property 进入属性模块.

2．从主菜单中选择 **Material⟶Create** 创建一个新材料的定义，并命名为 **Steel**，点击 **Continue** 。

3．在弹出的 **Edit Material** 对话框中选择 **Mechanical⟶Elasticity⟶Elastic**，在 **Young's Modulus** 域输入 **200.0E9**，在 **Poisson's Ratio** 域输入 **0.3**，点击 **OK**。

定义截面属性

1. 从主菜单中选择 **Section⟶Create** 来创建一个新的截面定义。然后接收默认的实体、均匀截面类型；并把截面命名为 LugSection，点击 **Continue**。
2. 在弹出的 **Edit Section** 对话框中接收 **Steel** 材料，**Plane stress/strain thickness** 为 1.0，点击 **OK**。

指定截面属性

1. 从主菜单中选择 **Assign⟶Section** 来赋值截面性质。
2. 选择整个部件为赋值的区域。当部件被加亮时，点击 **Done** 。
3. 在弹出的 **Assign Section** 对话框中，接受 **LugSection** 为截面定义，点击 **OK**。

生成装配件

装配件包含了有限单元模型中的所有几何形体，每个 **ABAQUS/CAE** 模型只有唯一的装配件。尽管已经创建了部件，但开始时装配件是空的，必须在 Assembly 模块的操作中创建一个部件的副本。

创建部件的副本：

1．从工具栏的 **Module** 列表中选择 **Assembly** 项进入 **Assembly** 模块。

2．从主菜单条中选择 **Instance⟶Create** 来创建部件中的一个副本，在弹出的 **Create Instance** 对话框的 **Parts** 列表中选择 **Lug** ，并点击 **OK**。

模型的坐标方向为默认方向，整体坐标 1 轴沿环的长度方向，整体坐标 2 轴是垂直方向，整体坐标 3 轴位于厚度方向。

定义分析步和指定输出要求

下面将定义分析步，由于部件间的相互作用、荷载和边界条件都与分析步相关联，所以必须先定义分析步，对于本例，将定义一个常规静力分析步。另外，要为分析指定输出要求。这些要求包括将结果输出到输出数据库文件(.odb)和数据文件(.dat)。

定义分析步的步骤:

1. 从工具栏的 **Module** 表中选择 **Step** 项进入分析步(**Step**)模块。

2. 从主菜单中选择 **Step⟶Create** 创建一个分析步。在出现的 **Create Step** 对话框中命名此分析步为 LugLoad，并接收 **General** 过程类型。从提供的过程选项列表中接收 **Static**，**General**，点击 **Continue**。

3. 在弹出的 **Edit Step** 对话框中键入下叙分析步描述：*Apply uniform pressure to the hole*，在接收缺省设置后点击 **OK**。

由于要使用可视化模块进行结果的后处理，所以必须指定欲输出的结果数据到结果数据库文件中。对于每个过程类型，默认的历史输出和场输出请求被 **ABAQUS/CAE** 自动选择。编辑这些要求，使得仅有位移、应力和反力作为场数据被写入输出数据库文件。

指定输出结果到.odb 文件:

1. 从主菜单中选择 **Output⟶Field Output Requests⟶Manager**。在 **Field Output Requests Manager** 中在标有 **LugLoad** 的列中选择标有 Created 的单元（若它没有被选）。在对话框底部显示出已为这个分析步骤预先设置的默认场输出结果请求的信息。

2. 在对话框的右边，点击 **Edit** 可改变场输出的要求，此时会弹出 **Edit Field Output Request** 对话框：

   a. 点击靠近 **Stresses** 的箭头来显示有效的应力输出表，接收默认的应力分量和不变量选择。

   b. 在 **Forces/Reactions** 中，只要求输出反力结果(缺省)，要分别关闭集中力和力矩的输出项。

   c. 关闭 **Strains** 和 **Contact** 项。

   d. 接收默认的 **Displacement/Velocity/Acceleration** 输出。

   e. 点击 **OK**，然后点击 **Dismiss** 来关闭 **Field Output Requests Manager** 对话框。

3．通过选择 **Output⟶History Output Requests⟶Manager** 关闭历史输出结果。在 **History Output Requests Manager** 中在标有 **LugLoad** 的列中选择标有 **Created 的单元**。在对话框的底部点击 **Delete**，接着在出现的警告对话框中点击 **Yes**，最后点击 **Dismiss** 关闭 **History Output Requests Manager**。

在施加载荷时，会要求确定连接环的挠度。一个简单的方法是将模型中所有的挠度都输出出来。但是环中最大挠度可能只发生在孔的底部，即受载部位。而且只对 2 方向的位移（U2）感兴趣。所以应要求只输出孔底部的竖向位移。一个很好的实践是检查约束反力是否与所加载荷平衡，指定变量 RF 可输出所有反力，并限制输出为受约束区域。另外，应要求输出模型的约束端的应力张量(变量 S)和米赛斯应力(变量 MISES)。

输出结果的请求必须是针对一个几何形体集进行控制输出，我们能方便地定义一个含有模型固支端的几何形体组，然而为了创建孔底部的几何形体集必须要对部件几何形体(特别是分区操作)进行额外的修正。由于稍后为了帮助生成网格要引进分区概念，组的创建被延迟，直到网格生成模块中模型被分区。

正如前面所提的一样，当前版本的 **ABAQUS/CAE** 不能直接要求输出结果表，因而 **Keywords Editor** 将被用于增加必要的输出结果要求，在作业模块中用 **Keywords Editor** 将生成这些输出结果要求。

指定边界条件和施加荷载

在模型中，连接环的左端需要在三个方向加以约束，该区域是与母体连结处（见图 4－18），在 **ABAQUS/CAE** 中边界条件是施加在部件上，而不是施加于有限单元网格上，边界条件与部件之间的这种关系使得变化网格时不需要重新指定边界条件。荷载的定义与此方法相同。

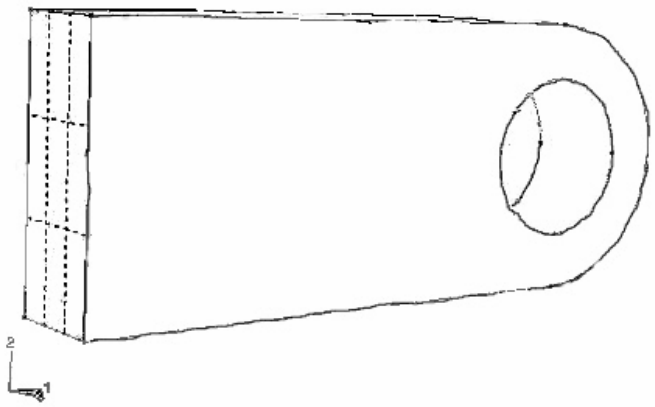


图 4－18　连接环上的固支端

指定边界条件的步骤:

1．从工具栏的 **Module** 列表中选择 **Load** 项进入荷载模块。

2. 从主菜单中选择 **BC⟶Create** 来指定模型的边界条件，在弹出的 **Create Boundary Condition** 对话框中，命名边界条件为 **Fix left end**，并选择 **LugLoad** 作为它所施加的分析步。选择分析类别为 **Mechanical**、边界约束类型为 **Symmetry/Antisymmetry/Encastre**，并点击 **Continue**。

3．在以下步骤中，可能需要改变视角使得选择更加容易。从主菜单中选择 **View⟶Rotate** (或使用工具栏中的 工具)，并在视窗中的虚拟轨迹球上拖动光标。视角的旋转是交互式的；试着在虚拟轨迹球的内部和外部拖动光标来体会到两者的差别。

4．用光标选择连接环的左端（见图 4－18），当视窗中所选区域加亮时，在提示区点击 **Done**，并在弹出的 **Edit Boundary Condition** 对话框中激活 **ENCASTRE**，点击 **OK** 来施加边界条件。

出现在表面上的箭头标明了所约束的自由度，固支边界条件包含了给定区域所有可动结构自由度；在完成部件网格剖分和生成作业后，这些约束将施加在箭头所在区域的所有节点上。

连接环在孔的下半部承受了 50MPa 的均布压力，为了正确施加荷载，部件必须被分区（例如：进行分割），使得孔分为上半部和下半部。

使用分区工具箱，可把部件和组合件分割成若干区域，采用分区有多种原因；它通常是用来了指定材料边界、标明荷载和约束的位置（如此例）和细化网格的。应用分区细化网格的例题将在下一节讨论。有关分区的更多信息可查看 **ABAQUS/CAE** 用户手册 43 章：分区工具箱。

施加压力荷载:

1．使用 **Partition Cell: Define Cutting Plane** 工具把部件一分为二。这里应用 3 points 法定义分割平面。当提示选择点时，ABAQUS/CAE 会加亮能选择的点：顶点、基准点、边中点和圆弧的圆心。本例中定义分割面的点如图 4－19 所示。可以旋转视角使得选择操作更为方便。

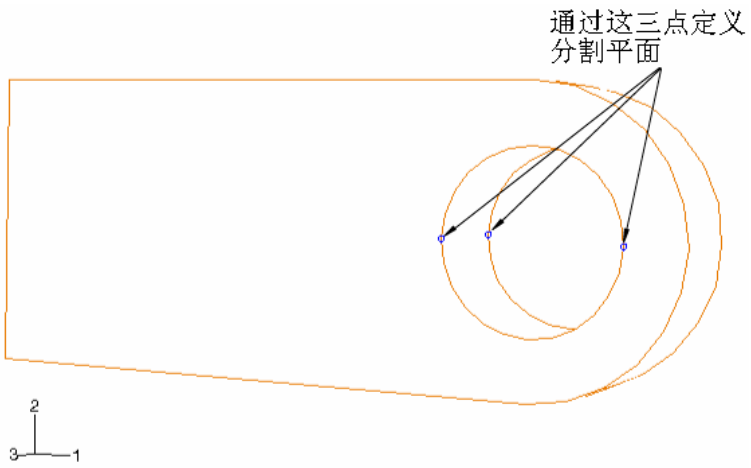


图 4－19 定义分割面的点

选完点后，在提示区点击 **Create Partition**。

2. 从主菜单中选择 **Load⟶Create** 定义压力荷载，在弹出的 **Create Load** 对话框中，命名荷载为 **Pressure load**，并选择 **LugLoad** 作为它所施加的分析步。接收分析类别为 **Mechanical** 和荷载类型为 **Pressure**，并点击 **Continue**。

3. 用光标选择与孔下半部表面，图 4－20 中它被加亮。面被选择停当之后，在提示区点击 **Done**。

4. 在对话框中输入值为 **5.0E7** 的均布压力，点击 **OK** 施加荷载。

箭头出现在面的各节点上，标明了已施加的荷载。

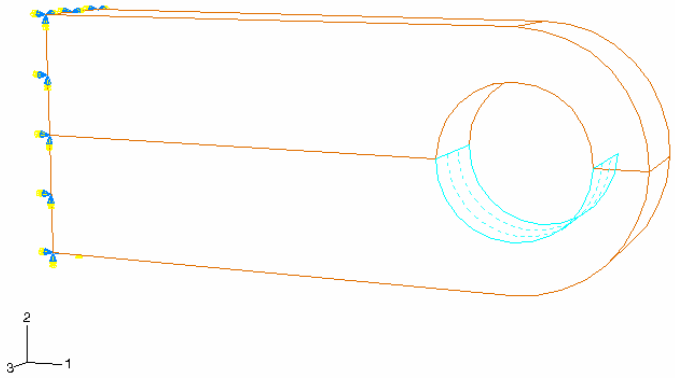


图 4－20 施加荷载面

网格设计：分区、生成网格和定义几何形体集

在建立一个具体问题的网格之前，需要考虑所采用的单元类型。对本例而言采用二次单元是合理的网格设计，若用线性减缩积分单元则可能是很不合适的。所以本例采用减缩积分的 20 节点块体单元（C3D20R）。单元类型选择之后，可对连接环进行网格设计。本例的网格设计中最重要的是决定环孔周围应当采用多少单元。一种可能的网格划分方案如图 4－21 所示。

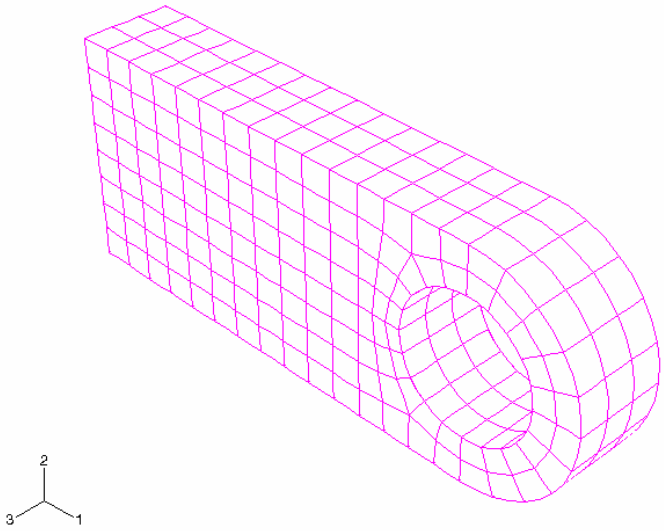


图 4－21　对连接环建议采用的 C3D20R 单元网格

设计网格时应考虑的另一件事情是所需的结果类型。图 4－21 中的网格相当粗糙，因此不可能产生准确的应力。象本例这样的问题，每 90 度圆弧四个二次单元是所需的最小单元数目；建议使用两倍于这个数目的单元数可得到应力结果的合适精度。然而，该网格应当能适应连接环在载荷下变形的整体水平，而这一点是需要用户自己决定的。模拟中增加网格密度的影响将在 4.4 节网格收敛中讨论。

ABAQUS/CAE 提供了多种网格生成技术去生成不同拓扑结构模型的网格。不同的网格生成技术提供了不同水平的自动化和用户控制水准，以下三种类型的网格生成技术是有效的：

①结构化网格生成技术

结构化网格生成适用于预先设置网格生成形式的特殊拓扑结构模型，然而，用这种技术生成复杂的模型的网格时，一般须把它分割成简单的区域。

②扫掠网格生成技术

扫掠网格生成是沿扫掠路径拉伸生成网格或绕旋转轴旋转生成网格，和结构化网格生成一样，扫掠网格生成只限于具有特殊拓扑和几何形体的模型。

③自由网格生成技术

自由网格生成是最为灵活的网格生成技术，它没有预先设置的网格生成形式，几乎适用于任意形状的模型。

在进入 Mesh 模块时，ABAQUS/CAE 根据将采用的网格生成方法，用颜色代码标定模型的区域：

- 绿色区域表示用结构化网格生成技术生成网格。
- 黄色区域表示用扫掠网格生成技术生成网格。
- 粉红色区域表示用自由网格生成技术生成网格。
- 桔红色区域表示不能使用默认单元类型生成网格，它必须被分区。

本例中采用结构化网格生成，使用这种网格生成技术时，第一步必须是对模型分区，分区完成后，一个全局网格剖分尺度将被指定，网格将被生成，最后，生成输出结果请求的几何形体组。

对连接环分区:

1．从工具栏的 **Module** 列表中选择 **Mesh** 项进入网格生成模块。

部件最初为黄色，这表明若采用网格控制的默认设置，默认的六面体网格只能由扫掠网格生成技术生成。若要使用结构化网格生成技术，则必须进行二次分区。第一次分区的作用允许使用结构化网格生成技术，第二次分区则是为了提高网格生成的整体品质。

2．使用图 4－22（用**[Shift]+Click** 同时选择所有区域）中三点生成的分割平面垂直来分割连接环，整个连接环形成四个分区。

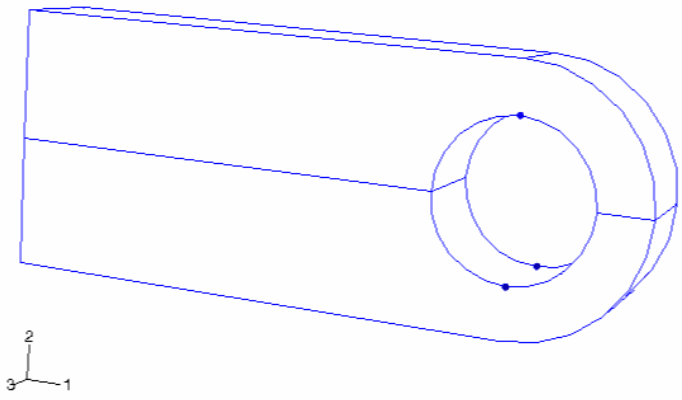


图 4－22　第一次分区允许映射生成网格

3．从主菜单选择 Tools→Datum，用 Offset from point 方法创建一个距连接环左端 0.075m 的基准点（如图 4－23 所示）

4．通过创建的基准点和连接环中心线的垂直线来定义分割平面（如图 4－23 所示），用此平面作为垂直分剖面进行第二次分区。

分区操作完成后，部件所有区域都应变为绿色，这表明基于当前的网格控制要求，已经可以在部件的所有区域使用机构化网格生成技术。

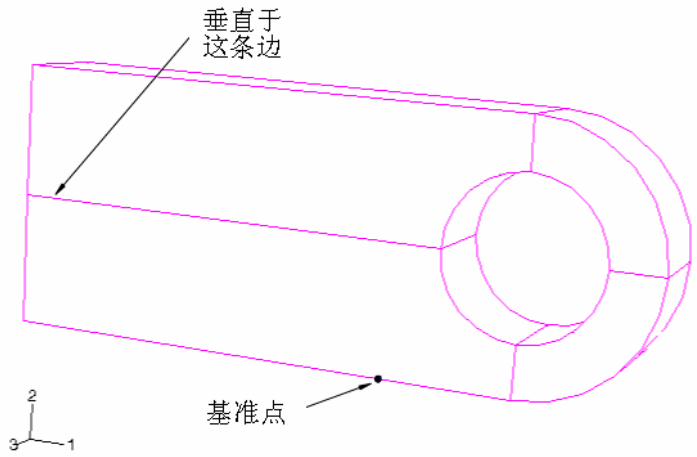


图 4－23　第二次分区提高网格的整体品质

部件的整体单元剖分尺度的赋值和生成网格：

1．从主菜单中选择 **Seed⟶Instance**，指定整体的单元剖分尺寸的目标为 0.007，于是在所有的边上显示剖分符号，这些剖分符号在 ABAQUS 中称为预设剖分点（seed）。

2．从主菜单中选择 **Mesh⟶Element Type** 为部件选择单元类型，由于已经进行分区，部件由几个区域组成，操作中需要考虑这个现状。

a. 用光标在整个部件周围画一个方框，因此选择了部件的所有区域，然后在提示区点击 **Done**。

b. 在弹出的 **Element Type** 对话框中，选择单元库为 **Standard**，单元族为 **3D Stress**，几何阶次为 **Quadratic** 和单元为 **Hex**, **Reduced integration**，点击 **OK** 接受单元类型为 **C3D20R** 的选择。

3. 从主菜单中选择 **Mesh⟶Instance**，在提示区点击 **Yes** 执行对部件副本的网格剖分。

我们现在把注意力返回到创建几何形体集的问题上来，它是为了控制模型中所选区域（特别是孔底部和连接环的固支端）的输出结果而提出的。由于部件已被分区，创建这些输出控制集是容易的。

提示：为了完成下面的任务，可能要暂时隐去有限元网格，欲达到这个目的，可从主菜单选择 **View⟶Assembly Display Options**，在 **Assembly Display Options** 对话框的 **Mesh** 表页中关闭 **Show native mesh** 即可。

创建几何形体集:

1. 从主菜单中选择 **Tools⟶Set⟶Create**，在连接环的固端创建一个名为 BuiltIn 的几何形体集。由于已进行分区，现在有两个区域与此相关，两者都必须被选中（用**[Shift]+Click** 选择第二个区域）。即定义了所需的集，如图 4－24 所示，然后在提示区点击 **Done**。

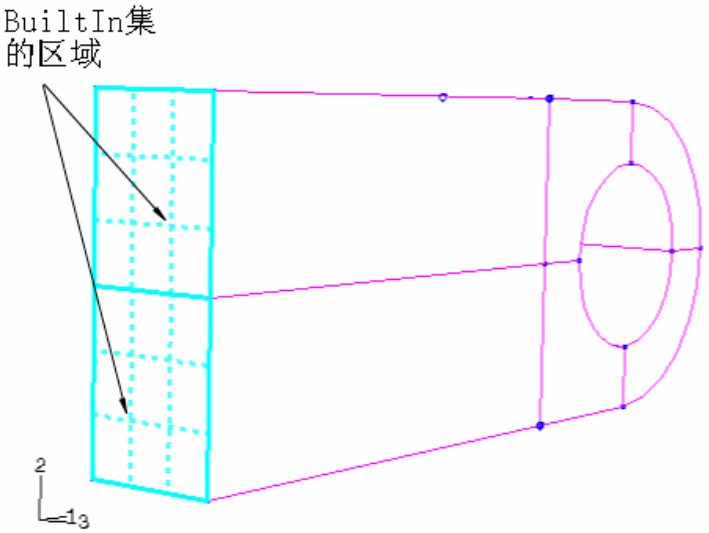


图 4－24　BuiltIn 几何形体集

提示：通过选择主菜单的 **Tools⟶Set⟶Manager** 项，并在 **Set Manager** 对话框中双击组名，在视图中可观察到被选的几何形体集被加亮，如有需要，可在这里进行编辑。

2. 创建名为 HoleBot 第二个几何形体集，它是孔底部的一条直线，如图 4－25 所示。

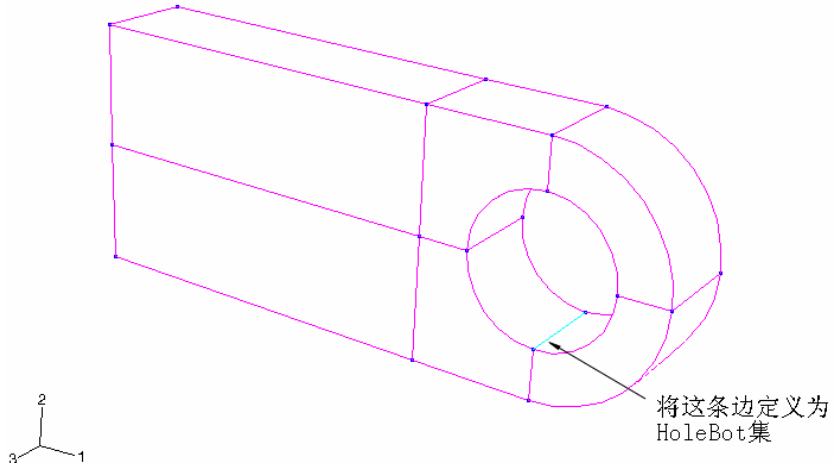


图 4－25　HoleBot 几何形体集

生成、运行和监控一个作业

现在完成建模所剩下的唯一工作是定义一个作业和用 **Keywords Editor** 增加输出要求，就可以在 ABAQUS/CAE 中提交这个作业，并交互式地监控求解过程。

在继续操作之前，通过选择主菜单中的 **Model⟶Rename⟶Model-1** 先将模型重新命名为 **Elastic**，这个模型将作为一个基础稍后被用于第 8 章（“材料”）中。

生成一个作业的步骤：

1. 从工具栏的 **Module** 列表中选择 **Job** 项进入作业模块。
2. 选择主菜单中的 **Job⟶Manager** 来打开 **Job Manager**，这个管理器的应用将会使得几个作业的相关操作更为方便。
3. 在 **Job Manager** 中点击 **Create** 创建一个名为 **Lug** 的作业，然后点击 **Continue**。
4. 在 **Edit Job** 对话框中键入以下描述：*Linear Elastic Steel Connecting Lug*。
5. 接收缺省的作业设置，并点击 **OK**。

用 Keywords Editor 增加打印输出请求：

从主菜单中选择 **Model⟶Edit Keywords⟶Elastic**，弹出 **Keywords Editor** 对话框。

用对话框右边的滚动条找到 *EL PRINT和 *NODE PRINT两选项所在块，和以前一样，首先将光标置于文本行的末端，再键入数据。对于每个选项，修改输出结果的频率值（设置为 1），增加所需参数，并按**Enter**键产生新的一行，然后在此行中定义输出结果变量名。在完成输入与修改后，选项块的内容应和下面的类似：

```
*El Print, freq=1, elset=BuiltIn
S, MISES
*Node Print, freq=1, nset=BuiltIn, totals=yes
RF,
```

因为孔底部的竖向位移的输出请求需要一个单独的 *NODE PRINT 选项块， 故可选择当前的 *NODE PRINT块，点击**Add After** ，在文本中加入一个空块，输入下面内容即可：

```
*Node Print, freq=1, nset=HoleBot
U2,
```

点击 **OK** 保存所做的修改。

最后把模型保存在名为 **Lug. cae** 的模型数据库文件中。

运行作业:

1. 选择 **Job Manager**,中的 **Lug** 作业。
2. 在 **Job Manager** 右边的按钮里点击 **Submit**。

出现一个对话框警告用户：对于 **LugLoad** 分析步没有历史输出结果的要求，可不予理睬，点击 **Yes** 继续提交作业

3. 点击 **Monitor** 打开 **Lug Monitor** 对话框。

在对话框的顶部有一个求解过程的概要。这个概要随着分析进程会不断地更新，分析过程中遇到的任何错误或警告都会在适当的表页中标注出来，一旦遇到错误，就要修改模型并再一次运行。一定要研究引起任一警告信息的原因，并采取适当的措施，前面已提及过，有些警告信息可安全地忽略。而另一些需要采取措施。

4. 当所有的作业执行完成后，点击 **Dismiss** 关闭 **Lug Monitor** 对话框。

4.3.2 结果输出

作业被成功完成后，需查看提出请求的三个输出结果表，在数据文件的尾部（输入文件和其它信息之后）可找到它们。检查输出数据时，注意到那些用前缀

ASSEMBLY_ 扩展了的组名，它们都是 ASSEMBLY_BUILTIN 对象。例如，Builtin 集在 .dat 文件中就是 ASSEMBLY_BUILTIN。

下面给出了一部分单元应力表，单元数据是单元积分点上的数据。与给定单元相关的积分点记录在 PT 标注列。这个表的底部列有这组单元的最小和最大应力信息。结果表明固定端的最大 Mises 应力约为 350 MPa。如果用户的网格和本例不同，结果可能有些微小的差别。

THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED AT THE INTEGRATION POINTS FOR ELEMENT TYPE C3D20R AND ELEMENT SET ASSEMBLY_BUILTIN

ELEMENT	PT	FOOT-NOTE	S11	S22	S33	S12	S13	S23	MISES
41	1		3.3336E+08	-4.4848E+06	1.2583E+07	-6.9299E+06	9.5719E+06	1.2665E+04	3.3028E+08
41	2		2.7711E+08	1.3775E+07	1.4536E+07	-3.5542E+07	7.9636E+06	5.8754E+05	2.7042E+08
41	3		3.8349E+08	9.3018E+07	9.7659E+07	-7.3515E+07	2.7302E+07	3.8378E+05	3.1859E+08
41	4		2.5857E+08	5.2601E+07	5.6995E+07	-4.2494E+07	2.2186E+07	3.1821E+05	2.2007E+08
41	5		3.2028E+08	-8.5127E+06	-6.7491E+06	-3.2637E+06	-4.1570E+06	8.6885E+05	3.2804E+08
41	6		2.6450E+08	7.0531E+06	-3.2430E+06	-3.1122E+07	-1.7176E+06	1.1664E+06	2.6824E+08
41	7		4.1731E+08	1.0726E+08	1.0827E+08	-6.6785E+07	6.5240E+07	2.8119E+06	3.4927E+08
41	8		2.9179E+08	6.5814E+07	6.7714E+07	-3.5740E+07	5.2788E+07	2.6720E+06	2.5070E+08
.									
.									
264	1		-5.7707E+07	-1.0789E+07	-1.6445E+05	-2.6650E+07	-1.0337E+05	1.6486E+06	7.0367E+07
264	2		-1.5392E+07	-3.1051E+06	-1.0219E+05	-2.5873E+07	-1.8472E+04	1.6212E+06	4.7042E+07
264	3		-6.4705E+07	-2.2906E+07	-1.7053E+07	-1.1153E+07	-1.2576E+07	1.3761E+06	5.3660E+07
264	4		-1.7244E+07	-6.2746E+06	-4.5860E+06	-1.0312E+07	-3.3642E+06	1.3693E+06	2.2367E+07
264	5		-6.0641E+07	-1.2849E+07	-4.2382E+06	-3.1081E+07	-2.3127E+06	2.1089E+06	7.5479E+07
264	6		-1.6159E+07	-3.6232E+06	-1.1786E+06	-3.0307E+07	-6.1665E+05	2.0877E+06	5.4438E+07
264	7		-5.6240E+07	-1.9491E+07	-1.4180E+07	-1.8029E+07	-5.4486E+06	3.6809E+05	5.1366E+07
264	8		-1.4963E+07	-5.3460E+06	-3.8082E+06	-1.7181E+07	-1.4587E+06	3.6293E+05	3.1653E+07
MAXIMUM			4.1731E+08	1.0726E+08	1.2708E+08	-3.2528E+06	6.5240E+07	2.8119E+06	3.4927E+08
ELEMENT			129	41	85	173	41	41	129
MINIMUM			-4.1723E+08	-1.0724E+08	-1.2705E+08	-7.5946E+07	-6.5241E+07	-2.8119E+06	2.2366E+07
ELEMENT			173	261	217	85	129	129	

下面给出了约束节点反上力结果表，表底部的 **Total** 行给出了这组节点的净反力分量，结果证实节点总约束反力的数值沿 2 方向等于载荷值-30kN。

THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR NODES BELONGING TO NODE SET ASSEMBLY_BUILTIN

NODE FOOT-NOTE	RF1	RF2	RF3
3	-4.2693E-02	-90.54	2.3132E-02
4	423.6	313.0	-285.5
6	-4.2693E-02	-90.54	-2.3131E-02
7	423.6	312.9	285.5
10	-423.6	312.9	-285.5
.			
.			
1786	3149.	227.7	876.4
1788	3951.	422.8	277.7
1789	1795.	108.0	504.3
1791	1916.	275.9	139.5
1792	588.6	69.27	166.6
MAXIMUM	7837.	1575.	1295.
AT NODE	1494	1108	1268
MINIMUM	-7838.	-248.4	-1295.
AT NODE	1105	317	936
TOTAL	3.5998E-09	3.0000E+04	2.5764E-10

下表为孔口底部的节点位移结果表，从中可看到孔底部的位移约为 0.3㎜。

THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR NODES BELONGING TO NODE SET ASSEMBLY_HOLEBOT

NODE FOOT-NOTE	U2
14	-3.1441E-04
15	-3.1441E-04
129	-3.1446E-04
130	-3.1446E-04
1817	-3.1443E-04
1829	-3.1447E-04
1837	-3.1443E-04

```
MAXIMUM      -3.1441E-04

AT NODE          14


MINIMUM      -3.1447E-04

AT NODE         1829
```

4.3.3 后处理 — 结果可视化

如果 **Job Manager** 仍打开着，点击 **Results** 进入可视化模块，并会自动打开作业生成的输出数据库文件（**.odb**）。另一途径是选择工具栏 **Module** 列表中的 **Visualization** 进入可视化模块，并选择主菜单的 **File⟶Open** 和双击相应的文件来打开**.odb** 文件。

绘制变形形状图

从主菜单中选择 **Plot⟶Deformed Shape**，或使用工具栏中的 工具。图 4－26 显示了分析结束时模型的变形形状，位移大小是多少?

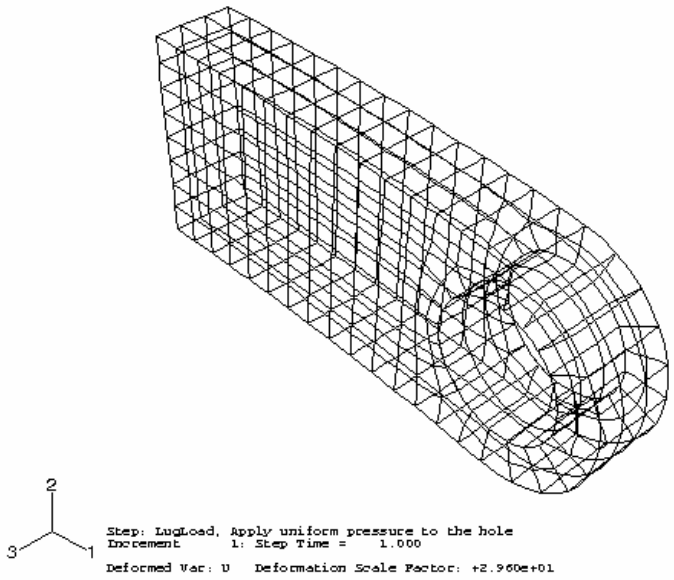


图 4–26 连接环的变形形状（线框结构）

改变视图

缺省的视图是等视图，可使用 **View** 菜单中的选项或工具栏中的 **View** 工具来改变视角，也可通过输入旋转角、视点、放大因子或视窗对平面比例等来规定视图。

给出视图的操作:

1. 从主菜单中选择 **View⟶Specify**，弹出 **Specify View** 对话框。

2. 从列出的方法中，选择视点法（**Viewpoint**）。

视点法要求输入三个数值，它们代表观察者的 *X*、*Y* 和 *Z* 坐标值，还要指定一个朝上的矢量，**ABAQUS** 会定位模型使该矢量指向上面。

3. 输入视点矢量的 *X*、 *Y* 和 *Z* 坐标为（1，1，3）和朝上矢量的坐标值为（0，1，0）。

4. 点击 **OK**。**ABAQUS/CAE** 会以指定的角度显示模型，如图 4－27 所示。

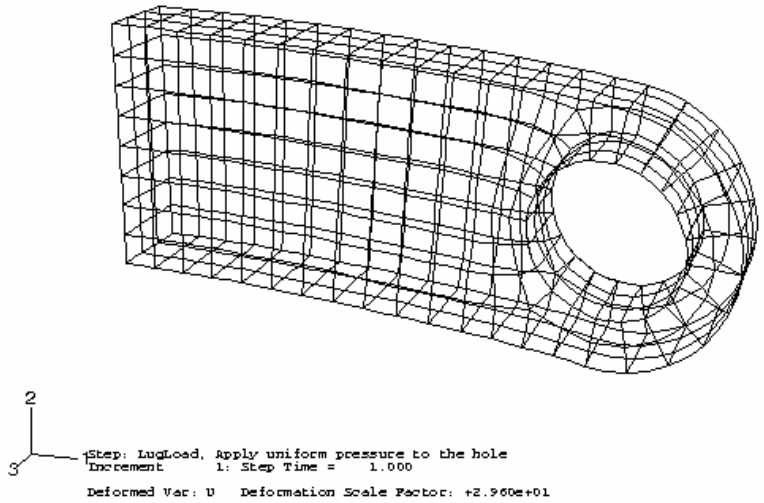


图 4－27 定义视窗中的模型变形形状图

可见棱边

为选择模型中哪些棱边可见到，提供了几个选项，前图显示了模型的所有棱边，图 4－28 仅显示了特征边。

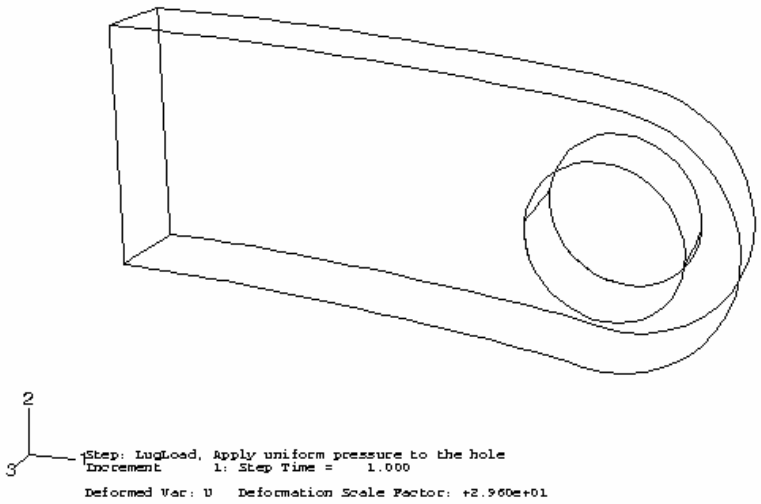


图 4－28　特征边界可见的模型变形图

特征边显示:

1. 从主菜单中选择 **Options⟶Deformed Shape**，弹出 **Deformed Shape Plot Options** 对话框。

2. 点击 **Basic** （若它未被选择）。

3. 在 **Visible Edges** 选项中选择 **Feature edges**。

4. 点击 **Apply**。

当前的变形图变为特征边图，如图 4－28 所示。

显示的格式

对于复杂的三维模型，显示内部边界的线框模型会造成在视觉上的混乱，故提供了三种额外的显示格式：隐藏线图、云图和阴影图。从主菜单的子菜单或工具栏的显示格式工具（线框、隐藏线、云图和阴影图）中，选择一种显示格式。要显示图 4－29 的隐藏线图，先在 **Deformed Shapeplot options** 对话框中选择 **Exterier edges**，点击 **OK** 关闭对话框，然后通过点击工具选择隐藏线格式显示模型的变形图。则变形图一直以于隐藏线格式显示，直到选择另一显示格式为止。

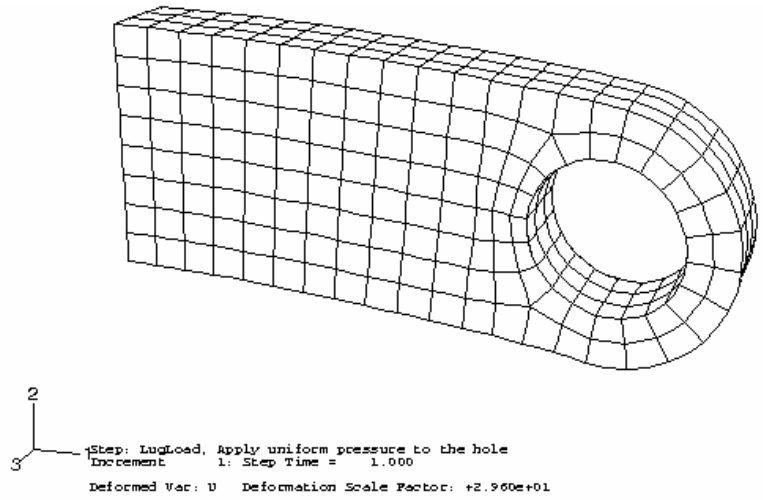


图 4－29　隐藏线图

也可用其它格式显示工具去选择云图或阴影显示格式，它们分别如图 4－30 和图 4－31 所示。

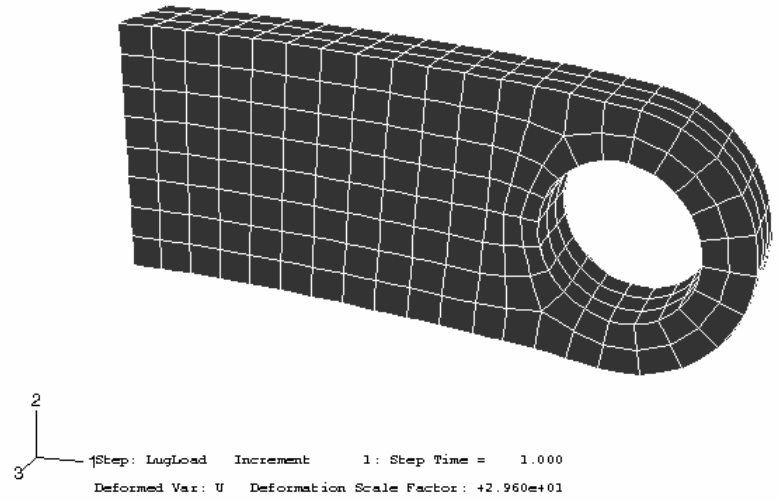


图 4－30 云图

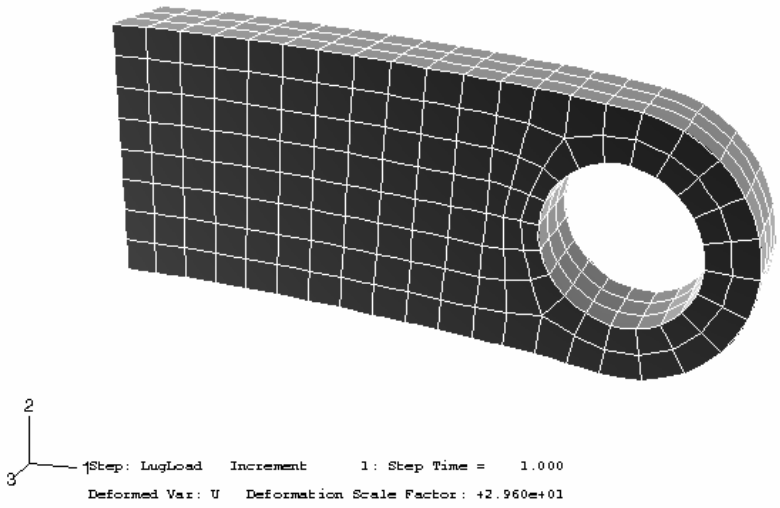


图 4－31　阴影图

云图在单元面涂上连续的颜色，阴影图是一个光源照射下的云图，这两类图对于观看复杂的三维图非常有用。

等值线图

等值线图显示了模型表面上变量的变化情况，可以利用数据库中场的输出结果来生成云图格式和阴影格式的等位线。

生成 Mises 应力轮廓图:

1. 从主菜单中选择 **Plot⟶Contours**。

出现的填充格式的等值线图见图 4－32。**ABAQUS** 选择 Mises 应力作为其默认的显示变量，在颜色盒的标题上标出了 **S Mises**，当然可以选择不同的变量进行绘图。

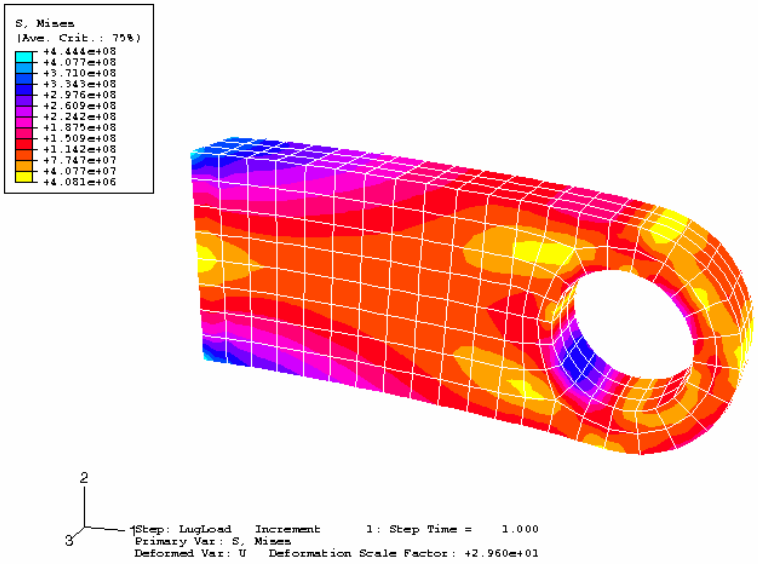


图 4－32 Mises 应力的填充轮廓图

2. 从主菜单中选择 **Result⟶Field Output**。

   弹出 **Field Output** 对话框，选默认 **Primary Variable** 变量。

3. 从有效的结果变量列表中选择一个新变量进行绘图。

4. 点击 **OK**。

   当前视窗中的等值线图变为所选变量的等值线图。

ABAQUS/CAE 提供许多选项去定制等值线图，在提示区点击 **Contour Options** 可查看这些选项。默认情况下，ABAQUS/CAE 自动计算等值线图的最小和最大值，并把两值之间的区间均分为 12 个间隔进行显示。用户可以控制所显示的最小最大值（例如需要在一个固定范围内检验变量）和间隔的数目。

生成定制的等值线图：

1. 在 **Contour Plot Options** 对话框的 **Limits** 选项中，选择 **Max** 旁边的 **Specify** ，输入最大值 400E+6。

2. 选择 **Min** 旁边的 **Specify** ，输入最小值 60E+6。

3. 在 **Contour Plot Options** 对话框的 **Basic** 选项中，拖动 **Contour Intervals** 滑块将间隔数改为 9。

4. 点击 **Apply**。

ABAQUS/CAE 以指定的等值线图选项设置显示模型，如图 4－33 所示（该图显示的是 Mises 应力，它是一个例子）。一旦设定，这些设置就一直对后续等值线图起作用，直到设置改变或重新设置它们为默认值为止。

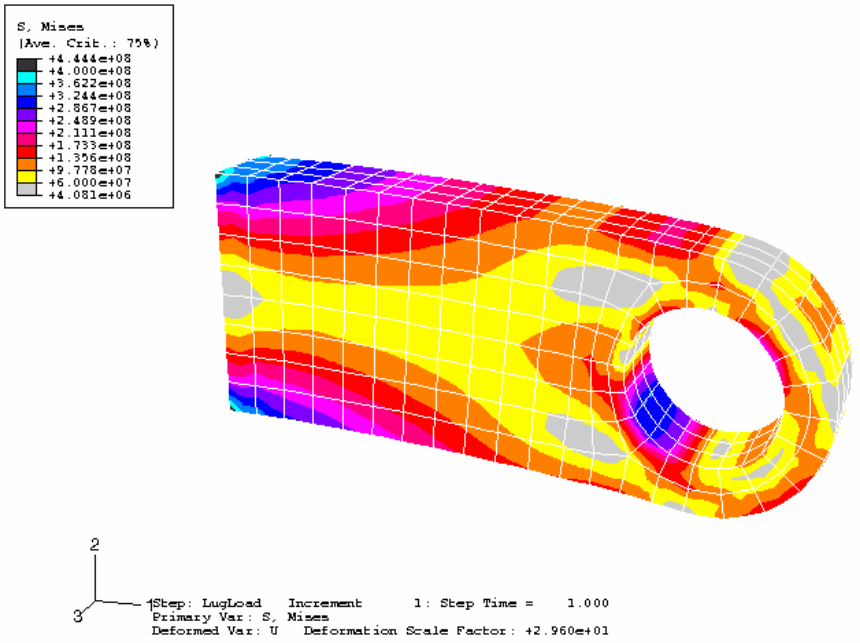


图 4－33 定制的 Mises 应力等值线图

最大值和最小值

模型中一个变量的最大最小值是较容易确定的。

等值线变量的最大值和最小值的文本表达:

1. 从主菜单中选择 **Canvas⟶Viewport Annotation Options**，在弹出的对话框中点击 **Legend**，则 **Legend** 选项变为有效。

2. 选中 **Show min/max values**。

3. 点击 **OK**。颜色盒变为等值线变量的最小值和最大值文本表达形式。

根据等值线图中的颜色盒的情况可以看出模型中 Mises 应力的最大值的大小，可以与.dat 文件中的值相比较，可比较模型中同一点的两个最大值。等值线图中的 Mises 应力已外推到节点，而在数据文件中给出的是单元积分点的值，因此数据文件中 Mises 应力最大值的位置并不完全与等值线图中的位置相同。通过指定写入数据文件中的节点应力结果的输出要求，即要求从单元积分点外推到节

点，并且绕该节点各单元进行平均的结果作为节点应力进行输出，就能消除这个差别。如果这个差别大到不可忽视的话，则意味着网格太粗糙。

以下的操作的目标之一是确定连接环在 2 方向的挠度。应画出连接环在 2 方向的位移等值线图来确定垂直方向的最大位移。为此需先在 **Contour Plot Options** 对话框中点击 **Defaults** 来重新设置最大最小等值线值并把间隔数设为默认值。

绘制连接环 2 方向的位移等值线图:

1．从主菜单中选择 **Result⟶Field Output**。

弹出 **Field Output** 对话框；取 **Primary Variable** 的默认项。

2．从有效的输出结果变量列表中，选择变量 **U**。

3．从有效的变量分量列表中选择分量分量 **U2**。

4．点击 **OK**。即可从视图上直接判断：

-2 方向的最大位移值是多少？所给出的值与数据文件中的值是否相同？怎样取得更合理的值来反映本题的结果？

显示模型的子集

ABAQUS/CAE 默认显示整个模型，但也可以只显示被称为显示组的模型子集。该子集可以是当前模型或结果数据库中的部件、几何形体（小区域、面或边）、单元、节点和表面的任意组合。对于连接环模型，可创建一个由模型固定端所有单元组成的显示组。

显示模型子集的步骤:

1．从主菜单中选择 **Tools⟶Display Group⟶Create**。

Create Display Group 对话框立即被打开。

2.从 **Item** 列表中,选择 **Elements**;从 **Selection Method** 列表中选择 **Element sets**。

一旦进行了选择，对话框的右边的列表就会显示这些选项。

3．选择列表中的 BuiltIn 单元组，选中列表下面的 **Highlight items in viewport** 。

BuiltIn 单元组的单元轮廓线变成红色。

4. 点击 **Replace** ，用 BuiltIn 单元组代替当前的模型进行显示。**ABAQUS/CAE** 会显示所指定的模型子集。

在生成 ABAQUS 模型时，可能会需要说明实体单元面的标志，例如在施加压力载荷或定义接触面时，就需要确定实体单元的操作面。此时可以用可视化模块显示网格，前提是已经运行过 datacheck 分析产生输出数据库文件。

在未变形的模型上显示面识别号和单元号:

1. 从主菜单中选择 **Options⟶Undeformed Shape**。

弹出 **Undeformed Shape Plot Options** 对话框。

2. 因为显示格式为线框时不能显示面标号，所以应改为云图格式，此时显示所有可见的单元边会十分方便。

a.在 **Render Style** 里面选中 **Filled** 选项。

b.**Visible Edges** 里面选中 **All edges** 选项。

3. 点击 **Labels** 选项，并选中 **Show element labels** 和 **Show face labels**。

4. 点击 **OK** 使绘图选项起作用，并关闭对话框。

5. 从主菜单中选择 **Plot⟶Undeformed Shape**。即显示 BuiltIn 单元组的单元和面识别号。

6. 点击 **Dismiss** ，关闭 **Create Display Group** 对话框。

4.4 网格收敛性分析

用充分细密的网格以保证 ABAQUS 模拟结果有足够的精度是非常重要的。粗网格会产生不精确的结果。随着网格密度的增加，模拟分析所产生的数值结果会趋向于唯一的值，但是运行模型所需要的计算机资源也会增加。当进一步细分网格，使得解答的变化可忽略不计时，应该说网格是收敛了。

随着经验的获得，用户对大多数问题将学会判断网格细分到何种程度所得结果是可接受的。然而，进行网格收敛的研究总是一个好的实践，在研究中可用越来越细的网格来模拟同一个问题，并比较其结果。如果两种网格基本上给出了相同的结果，那么有信心认为得到了一个数学上的精确解。

作为网格细分研究的例子，这里用 4 种不同的网格密度（图 4－34）分析了连接环。

在这个模型中我们考虑了网格密度对三种特殊结果的影响：

- 孔洞底部的位移
- 孔洞底部表面应力集中处的 Mises 应力峰值
- 连接环与母体结构连接处的 Mises 应力峰值

对结果需进行比较的位置见图 4－35。表 4－3 绘制了四种不同的网格密度的分析结果比较以及所要求的 CPU 时间。

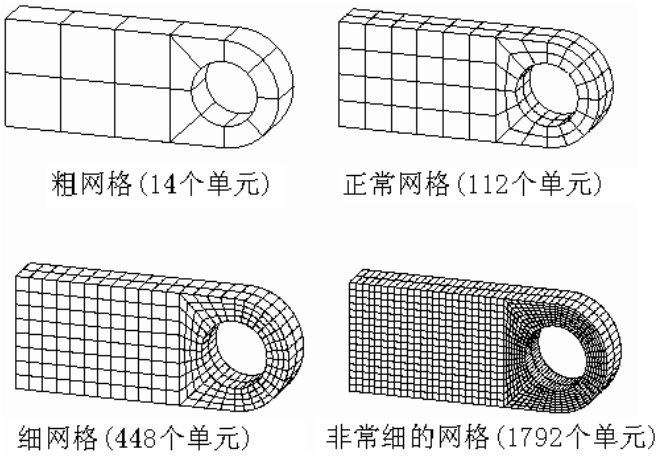


图 4－34　对连接环问题的不同网格密度

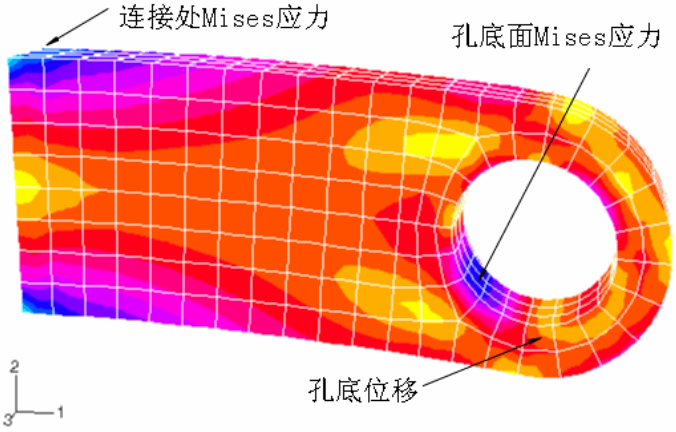


图 4－35　细分网格研究中结果需比较处位置

表 4－3　网格细划研究的结果

网格	孔底部的位移	孔底部的应力	连接处的应力	相关的 CPU 时间
粗	2.01E-4	180.E6	205.E6	0.26
正常	3.13E-4	311.E6	365.E6	1.0
细	3.14E-4	332.E6	426.E6	2.7
很细	3.15E-4	345.E6	496.E6	22.5

用粗网格所得孔底部的位移是不准确的，但是用正常网格，细网格和很细的网格都得到了相似的结果。因此正常网格对位移而言计算收敛速度是足够快的。结果的收敛性如图 4－36 所示，所有结果都相对于粗网格值进行了无量纲值对比。孔底部的应力峰值比位移收敛慢得多，这是因为应力和应变是由位移梯度计算的；所以要得到准确的位移梯度所需的网格应该比计算准确的位移的网格更密。

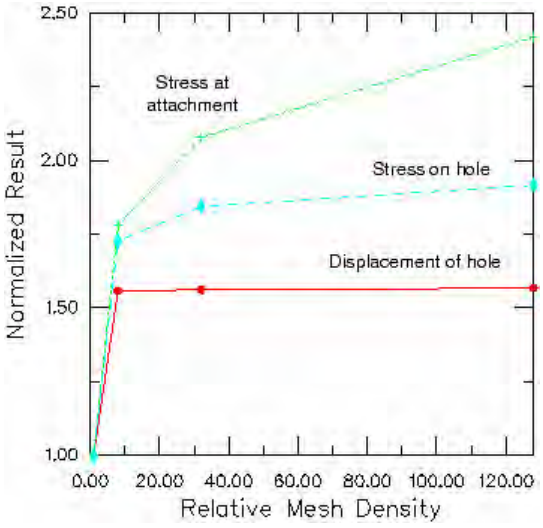


图 4－36　细化网格研究中结果的收敛性

网格细分明显改变连结环的连结处应力值，随着网格继续细分这种变化将更大。在连接的角点处存在应力奇异性。从理论上讲，在这个区域的应力是无限大的；因此在此处增加网格密度不会产生一个收敛的应力，产生奇异性的原因在于应用了理想化的有限元模型：环与母结构的连结处处理为直角，母结构处理为刚体。实际上在环与母结构之间有小的倒角，而且母结构是变形体并非刚体。如果需要这个位置精确的应力，部件之间的倒角必须准确地构造出来（见图 4－37），母结构的刚度也必须要考虑。

一般在有限元模型中忽略一些小的细节，如园角的半径，目的是简化分析并保持模型尺寸较为合理。但是，将任何折角引入模型中都将导致该处产生应力奇异。一般来说它对模型的总体响应没什么影响，但靠近奇异处的应力将是不准确的。

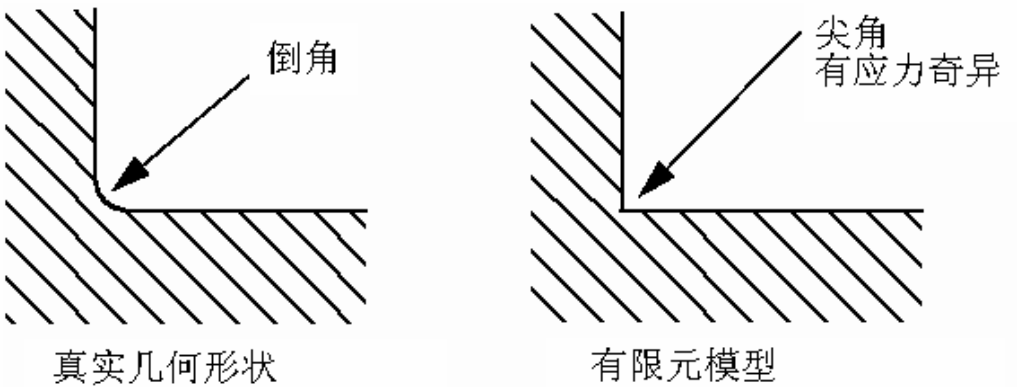


图 4－37　倒角被理想化为折角

对复杂的三维分析而言，可利用的计算机资源会对所采用的网格密度施加实际的限制。在这种情况下，必须非常小心地应用分析的结果。粗网格经常用来预测趋势和比较概念，但是必须小心应用由此计算得到的位移和应力的实际量值。

对所分析的结构全部采用均匀的细网格一般来说是不必要的。应在有高应力梯度的地方采用细网格，而低应力梯度或对应力大小不感兴趣的地方应用粗网格。例如，图 4－38 表示了一种网格设计以使对孔底部应力集中的分析，能够给出准确的结果。

细分的网格只用在高应力梯度区，而粗网格用在其它地方。表 4-4 给出了局部细分的 ABAQUS 模拟结果。这个表说明此结果与网格整体划分很细的结果是可比较的，但大大节省了计算时间。

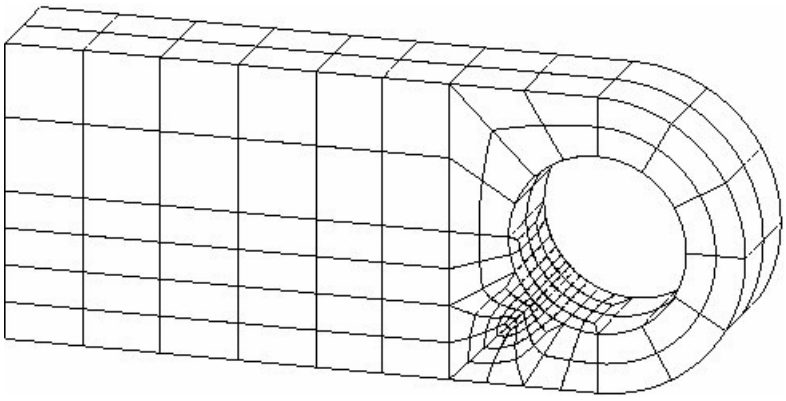


图 4－38 孔周围的网格细划

表 4－4　网格划分很细时与局部细分的比较

网格	孔底部的位移	孔底部的应力	相关的 CPU 时间
很细	3.15E-4	345.E6	22.5
局部细划	3.14E-4	346.E6	3.44

通常可以用类似结构的知识或手算来预测模型中的高应力区，即需要细分网格的区域。也可在开始时用粗网格结果得到高应力区，然后在该区域中细分网格。后一过程可以很容易地用 ABAQUS/CAE 这样的前处理来实现，在这里整个数值模型（材料特性，边界条件，载荷等）是基于结构的几何形体来定义的。在初始模拟时划分粗网格，然后由粗略分析的结果，在合适的区域细分网格，这样做是简单可行的。

ABAQUS 提供了一种先进的功能，称为子模型，它允许在结构中感兴趣的区域得到更详细(更精确)的结果。由整个结构的粗网格分析得到的解答来“推动”局部结构的详细分析，即在感兴趣的区域细分网格。(此题目超出了这本指南的范围，进一步的内容请看 ABAQUS/Standard 用户手册中的 7.3.1 节“子模型”)

4.5 相关的 ABAQUS 例题

如有兴趣更多地学习如何在 ABAQUS 中应用实体单元，可在 ABAQUS/Standard 例题手册中检验下面的问题：

ABAQUS 基准手册 2.1.2 节：悬臂梁的几何非线性分析；

ABAQUS 基准手册 2.2.4 节：在无限介质中的球形孔洞；

ABAQUS 基准手册 2.3.5 节：应用实体单元对弯曲问题进行线性分析。

4.6 建议阅读的文献

关于有限元方法和有限元分析的应用的文献数目是巨大的。在这本指南的其余各章中，列出了一些建议阅读的著作和文章，以便可按自己的愿望来深入某项专题。虽然大多数读者对深入的专题文献不一定感兴趣，这些文献还是为感兴趣的读者提供了更详细的理论知识。

有限元方法的通用文献

NAFEMS Ltd., *A Finite Element Primer*, 1986.

Becker, E. B., G. F. Carey, J. T. Oden, *Finite Elements: An Introduction*, Prentice-Hall, 1981.

Cook, R. D., D. S. Malkus, and M. E. Plesha, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis,* John Wiley & Sons, 1989.

Zienkiewicz, O. C., *The Finite Element Method,* McGraw-Hill, 1977.

Hughes, T. J. R., *The Finite Element Method,* Prentice-Hall, Inc., 1987.

线性实体单元的构造

Prathap, G., “The Poor Bending Response of the Four-Node Plane Stress Quadrilaterls,”

International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol.21, 825-835, 1985.

实体单元中的沙漏控制

Belytschko, T., W. K. Liu, and J. M. Kennedy, “Hourglass Control in Linear and Nonlinear Problems,” Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol.43, 251-276, 1984.

Flanagan, D. P. and T. Belytschko, “A Uniform Strain hexahedron and Quadrilateral with Hourglass Control,” International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol.17, 679-706, 1981.

非协调单元

Simo, J. C. and M. S. Rifai, “A Class of Assumed Strain Methods and the Method of Incompatible Modes,” International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol.29, 1595-1638, 1990.

4.7 小结

- 在实体单元中所用的单元列式和积分阶数对分析的精度和分析的花费有很显著的影响。
- 使用完全积分的单元，尤其是一阶（线性）单元，容易形成剪切锁闭现象，在正常情况下不要应用。
- 一阶减缩积分单元容易出现沙漏现象；单元充分的细分可减缓这种问题。
- 在分析中如有弯曲变形，则在采用一阶减缩积分单元时，应在厚度方向至少用 4 个单元。
- 沙漏现象在二阶减缩积分单元中较少见。在大多数一般问题中，只要不是接触问题，可考虑应用这些单元。
- 非协调单元的精度强烈依赖于单元扭曲的程度。
- 结果的数值精度依赖于所用的网格。应进行网格细分研究以确保该网格对问题提供唯一的解答。但是应记住使用一个收敛网格不能保证计算结果与问题的实际行为相匹配，它还依赖于模型其它方面的近似化和理想化程度。
- 通常只在想要得到精确结果的区域细划网格；应力结果比位移结果更需要细分网格。
- 在 ABAQUS 中采用了一些高级的功能，如子模型，它可以帮助对复杂模拟得到有用的结果。

第五章　壳单元的应用

用壳单元可模拟的是具有某一方向尺度(厚度方向)远小于其它方向的尺度，且沿厚度方向的应力可忽略的特征的结构。例如，压力容器的壁厚小于整体结构尺寸的 1/10，一般可以用壳单元进行模拟分析，以下的尺寸可以作为典型整体结构尺寸：

- 支撑点之间的距离
- 加强构件之间的距离或截面厚度尺寸有很大变化处之间的距离
- 曲率半径
- 所关注的最高振动模态的波长

基于以上的特点，平面假定成立，即 **ABAQUS** 壳单元假定垂直于壳面的横截面在变形过程中保持为平面。另外不要误解为上述厚度必须小于单元尺寸的 1/10。精细网格可包含厚度尺寸大于壳平面内的尺寸的壳单元，尽管一般不推荐这样做，在这种情况下实体单元可能更合适。

5.1　单元几何尺寸

壳单元的节点位置定义了单元的平面尺寸、壳面的法向、壳面的初始曲率，但没有定义壳的厚度。

5.1.1　壳体厚度和截面计算点

壳体厚度描述了壳体的横截面，必须对它定义。除了应定义壳体厚度，还应当在分析过程中或分析开始时，计算出横截面的刚度。若选择在分析过程中计算刚度，则 ABAQUS 采用数值积分法分别计算厚度方向每一个截面点（积分点）的应力和应变值，并允许非线性材料行为。例如，一种弹塑性材料的壳在内部截面点还是弹性时，其外部截面点已经达到了屈服。S4R 单元(4 节点减缩积分)中积分点的位置和沿壳厚度方向截面的的位置如图 5－1 所示：

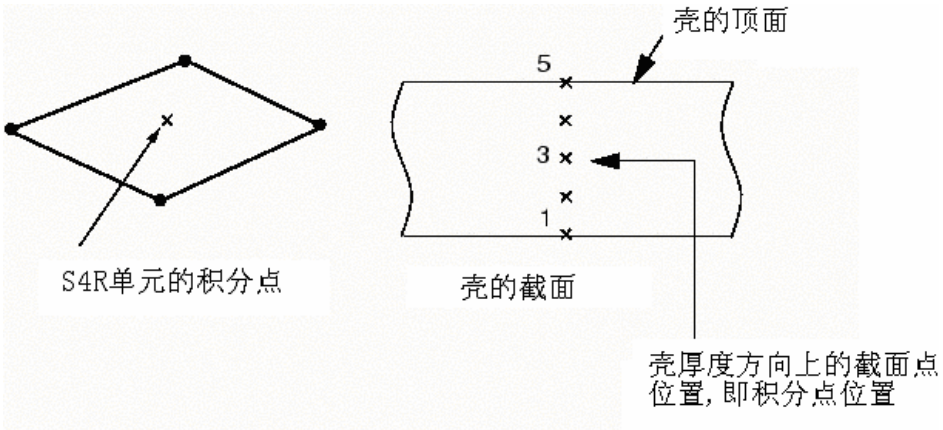


图 5－1　壳的数值积分点位置

在进行数值积分时，可指定壳厚度方向的截面点数目为任意奇数。默认的情况下，ABAQUS 在厚度方向上取 5 个截面点，对各项同性壳来说，处理大多数非线性问题已经是足够了。但是，对于一些复杂的模型必须取更多的截面点，尤其是处理交变的塑性弯曲问题(在这种情况下一般采用 9 个点)。对于线性材料，3 个截面点已经提供了沿厚度方向的精确积分。当然，对于线弹性材料壳来说，选择在分析开始时计算材料刚度更为有效。

在选择分析前就计算横截面刚度时，材料必须是线弹性的。此时所有的计算都根据横截面上的合力和合力矩来进行。如果需要，ABAQUS 将按默认设置提供壳底面、中面和顶面的应力和应变。

5.1.2 壳面和壳面法线

壳单元的相互连接需定义它们的正法线方向，如图 5－2 所示。

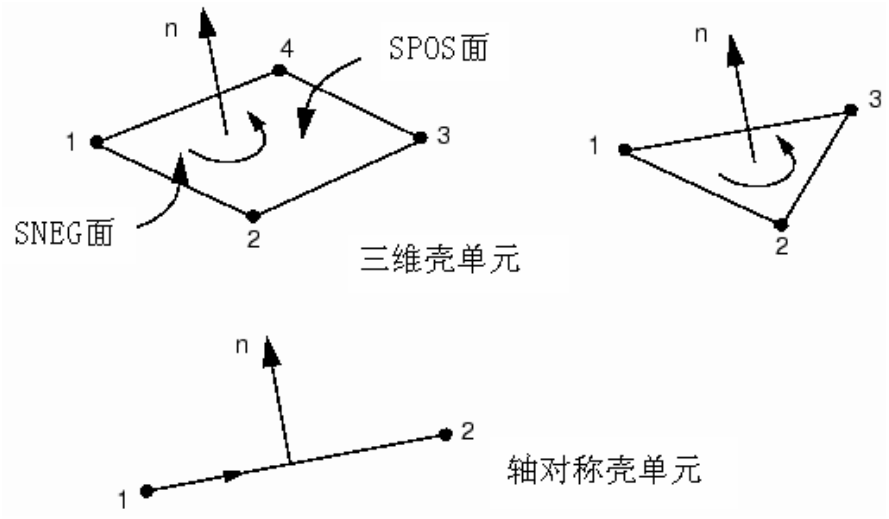


图 5－2　壳的正法线方向

对于轴对称壳单元来说，其正法线方向的定义是从 1 节点到 2 节点经逆时针旋转 90°形成的方向。对于三维壳单元，其正法线方向是绕着单元的节点序号按右手法则移动给出的方向。

壳体顶面是指在正法线方向的面，称为 SPOS 面；而壳体底面是指在正法线负方向的面，称为 SNEG 面，它们是为了处理接触问题而定义的。相邻壳单元的法线必须是一致的。

正法线方向约定了单元压力载荷方向和随壳厚度变化的输出量方向。壳体单元上压力的正方向即壳体的正法线方向(壳体单元上压力的正方向与实体上压力正方向刚好相反；而壳面压力约定与实体面上的压力是一致的，至于单元上分布载荷与面上分布载荷的差别的更多信息可参考 ABAQUS/Standard 用户手册的第 19.4.2 节)。

5.1.3 壳的初始曲率

ABAQUS 中大多数壳单元的列式为真正的曲壳单元，因此需要精确计算壳面的初始曲率。ABAQUS 自动计算每一个壳单元节点处的曲面法线来估算壳的初始曲率，并用相当精确的算法确定了每一节点处的表面法线，该算法在 ABAQUS/Standard 用户手册 15.6.3 节详细地讨论。

若采用图 5－3 所示的粗网格，在连接邻近单元的同一个节点上，ABAQUS 可能会得到多个独立的曲面法线。一个节点上有多个法线的物理意义是享有公共节点的单元边线是一条折线。用户可能会遇到这种结构，但最好是模拟为平滑的曲壳结构，ABAQUS 会在这种节点处创建一个平均的曲面法线而尽量使得壳面光滑。

所用的基本光滑算法如下：若与一节点相关的诸单元法线夹角在 20^0 以内，这些法线将被平均，平均值赋予此节点，即与该节点相关的单元法线都为平均值。如果上述条件不能满足，则 ABAQUS 不能光滑壳面，在数据文件中(*.dat)将发出一个警告的信息。

有两种方法可以改变默认算法，为了在曲壳中引入折线或用粗网格模拟曲壳，用紧接节点坐标后面的第 4、第 5、第 6 个数据值给出法线矢量的分量（这种方法需要在文本编辑器中编辑由 ABAQUS/CAE 产生的输入文件），或用*NORMAL 选项直接定义法线方向（使用 ABAQUS/CAE **Keywords Editor** 能加入这个选项）。如果两种方法均被使用，后者优先。更详细的资料请参阅 ABAQUS/Standard 用户手册 15.6.3 节。

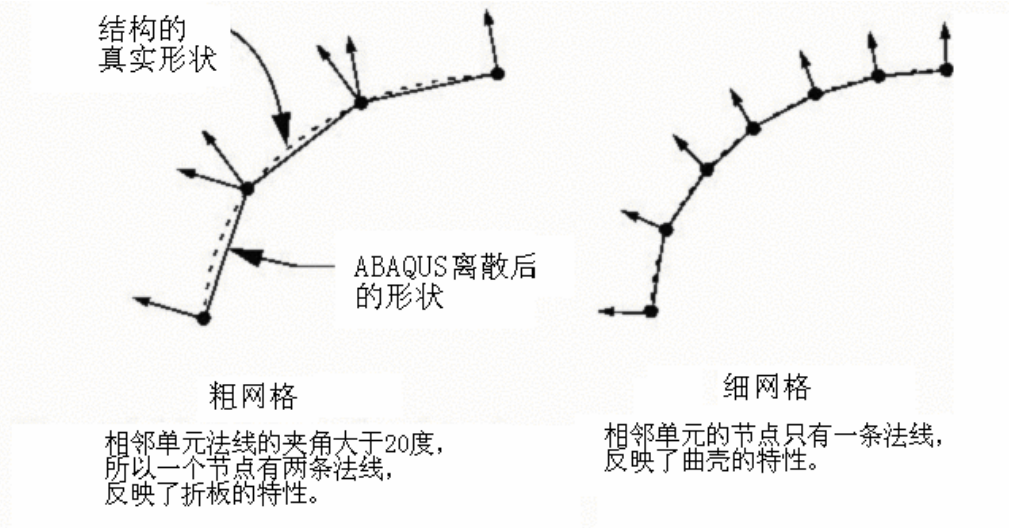


图 5－3　网格细划对壳面法线的影响

5.1.4 参考面的偏移

壳的参考面是通过壳单元的节点和法线来定义的，用壳单元建模时，典型的参考面是壳体的中面。然而，在很多情况下参考面定义为中面的偏移面更为方便。例如，在 CAD 软件包里创建的曲面一般代表的是壳体的顶面或底面，在这种情况下，定义参考面和 CAD 面一致是十分方便的。因此要偏移壳体中面。壳体参考面的偏移也可以被用于定义接触问题中更精确的几何面，此时的壳体厚度很重要。在模拟一个厚度连续变化的壳体时，壳体参考面偏移是十分有用的，在这种情况下定义壳体中面的节点位置较为困难。如果一个表面光滑而其它表面粗糙（比如在某些飞机结构中），使用壳体参考面偏移在光滑表面上定义节点是最容易的。偏移值能用中面到参考表面的厚度与壳体厚度的比值来引入，如图 5－4 所示。

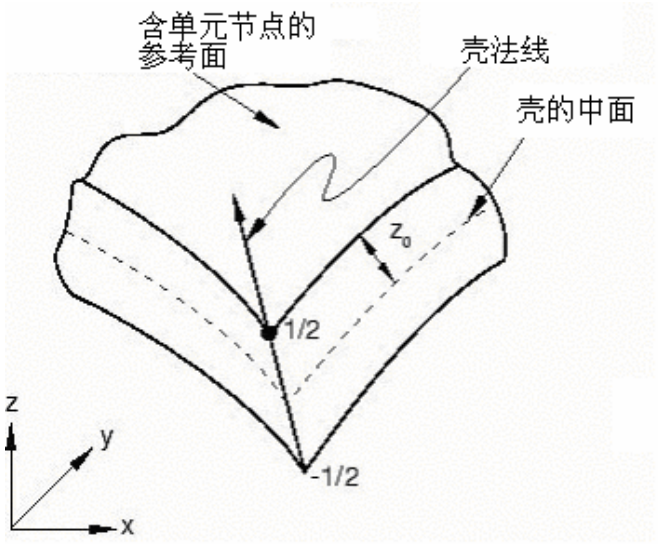


图 5－4 偏移值为 0.5 的壳体偏移示意图

5.2 壳体计算假定－厚壳或薄壳

壳体问题可以归结为二者之一：薄壳问题和厚壳问题。厚壳问题假定横向剪切变形对计算结果有重要的影响。而薄壳问题是假定横向剪切变形对计算结果的影响已经小到了可以忽略的地步。图 5－5 描述了横向剪切变形的影响。

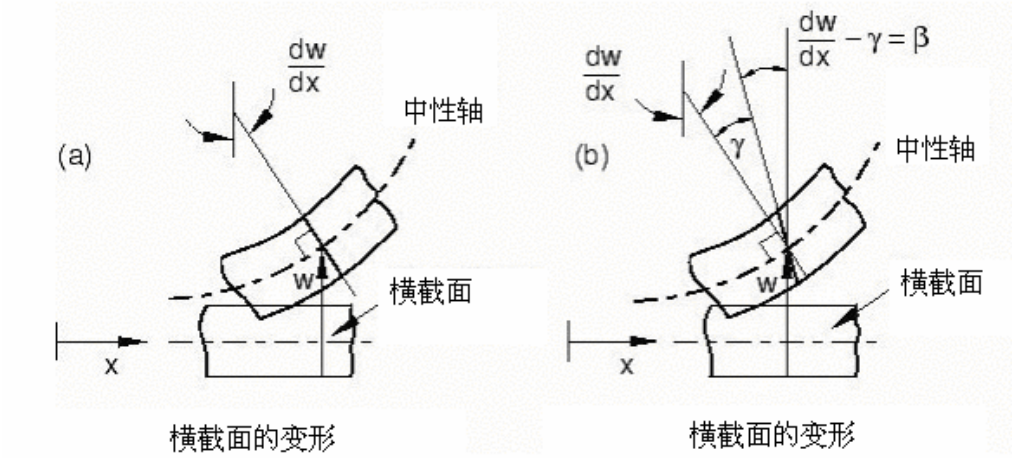


图 5－5　薄壳(a)和厚壳(b)的横截面特性

在 ABAQUS 中，按厚、薄壳问题的应用来划分，可分为三类不同的壳单元。普通壳单元对于薄壳和厚壳问题的应用均有效，而且所有普通壳单元都考虑了有限薄膜应变。在某些情况下，通过应用特殊用途的壳单元可以获得增强的性能。所有特殊用途壳单元假定有限转动和小应变。特殊用途壳单元分为两类：薄壳单元和厚壳单元。薄壳单元强加了 Kirchhoff 条件，即：垂直于壳中面的平面在变形中保持垂直于壳中面。Kirchhoff 条件也可以从单元列式中以解析方式强加(STRI3)，或者用罚方法以数值方式强加。厚壳单元是二阶四边形单元，在小应变情况下，并且载荷使计算结果沿壳的跨度方向上平缓变化时，这种单元能产生比普通壳单元更精确的结果。表 5－1 列举了这三类壳单元

表 5－1　ABAQUS 中的三类壳单元

一般应用壳	薄壳	厚壳
S4R，S3R，SAX1，SAX2，SAX2T	STRI3，STRI35，STRI65，S4R5，S8R5，S9R5，SAXA	S8R，S8RT

若要判断一个给定的问题是用薄壳元还是厚壳元，我们可以提供若干建议：壳的横向剪切柔度对厚壳比较重要，而对薄壳的影响可以忽略不计。壳体的横向剪切的重要程度可以用厚跨比进行估算，单一材料制造的各向同性壳体的厚跨比大于 1/15，认为是厚壳问题；厚跨比小于 1/15，则认为是薄壳问题。这个估算是近似的，用户应当核对模型中的横向剪切影响，以此来验证假定的壳体性能。由于横向剪切柔度在复合材料层合壳结构中作用显著，故它的比值（厚跨比）应远小于薄壳理论中采用的比值。具有高柔韧中间层的复合材料（所谓“三明治”

复合材料)横向剪切刚度很低，它们几乎总是要用厚壳来模拟。如果壳体的平面假定被违背，应使用实体单元。有关检验应用壳体理论的有效性的详细资料请参阅 ABAQUS/Standard 用户手册 15.6.4 节。

横向剪切力和剪切应变对于普通壳单元和厚壳单元是必须考虑的。对三维单元，提供了可估计的横向剪切应力。在计算这些应力时，忽略了弯曲和扭转变形的耦合作用，并假定材料性质和弯矩的空间梯度很小。

5.3 壳的材料方向坐标

和实体单元不一样，每个壳体单元都可以使用局部材料方向。各向异型材料（如纤维增强复合材料）的数据和单元输出变量（如应力和应变）都是以局部材料方向定义的。在大位移分析中，壳单元上的局部材料轴随着材料各积分点上的平均运动而转动。

5.3.1 默认的局部材料方向

局部材料 1 和 2 方向位于壳单元面内，默认的 1 方向是整体坐标系 1 轴在壳面上的投影。如果整体坐标 1 轴是壳面的法线，局部材料 1 方向就是整体坐标 3 轴在壳表面的投影。局部 2 方向垂直于壳面内部的局部 1 方向，以便局部 1 方向、2 方向和壳体表面的正法线形成右手坐标系，如图 5－6 所示。

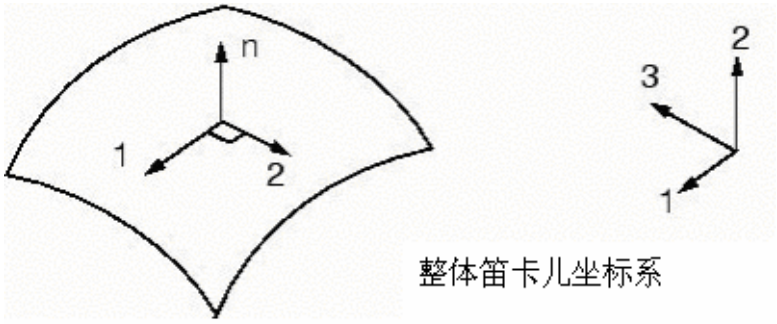


图 5－6　默认的壳体局部材料方向

默认的壳体局部材料方向系统有时可以导致一些问题，图 5－7 所示圆柱体就是这样一个例子。

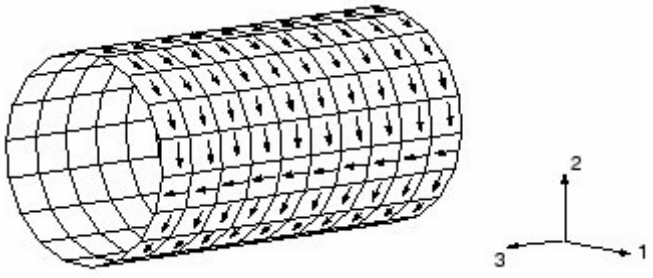


图 5－7　在圆柱中默认的局部材料 1 方向

对于图中大多数单元，其局部 1 方向是环向的。然而，却有一行单元垂直于整体 1 轴。对于这些单元来说，局部 1 方向为整体 3 轴在壳表面上的投影，使局部 1 方向以轴向来代替环向。局部 1 方向的应力σ_{11}的等位线图，看起来似乎很奇怪，即大多数σ_{11}为环向应力，而部分单元上的σ_{11}为轴向应力。在这种情况下就需要定义更适合的模型的局部方向，它们在下节讨论。

5.3.2 建立可变的材料方向

如图 5－8 所示，我们能用局部的直角坐标系、柱坐标系和球坐标系来代替整体的笛卡尔坐标系。定义局部坐标系(x', y', z')的方向使局部坐标的坐标轴方向与材料方向一致，因此必须使局部坐标轴（1 轴、2 轴或 3 轴）最接近垂直于壳体 1 和 2 材料方向并指定绕轴旋转的角度值。ABAQUS 遵循坐标轴（1 轴、2 轴或 3 轴）循环置换准则，并把选择的下一个坐标轴投影到壳体上形成材料的 1 方向。例如，若选择x'轴，ABAQUS 把y'轴投影到壳体上形成材料的 1 方向，材料的 2 方向将由壳表面法线和材料 1 方向的叉积来定义，正常情况下，最终的材料 2 方向和其它局部轴的投影（如本例中的z'轴）对曲壳而言是不一致的。

如果这些局部坐标轴没有建立满意的材料方向，可以定义一个绕选定的坐标轴的转角值，另外两个局部轴在投影到壳表面上之前将该转角转动，从而给出最终的材料方向，由于投影很容易被转换，故选定的轴应尽可能接近壳体法线。

例如，若图 5－7 中圆柱的中心线与整体坐标 3 轴一致，局部材料方向可这样定义：使局部材料 1 方向总是圆环方向，相应的局部材料 2 方向总是轴向，此操作过程由下面描述。

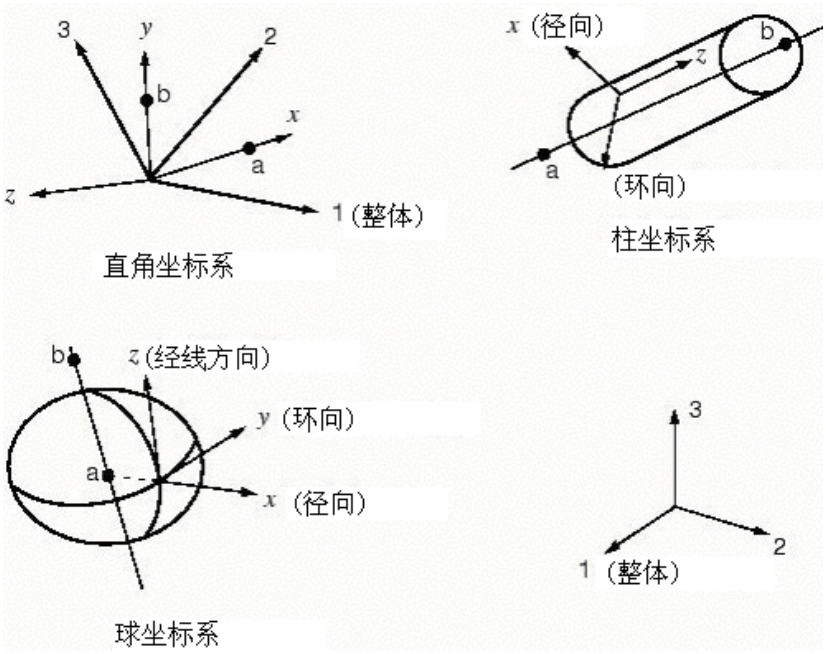


图 5－8　局部坐标系的定义

定义局部材料方向:

1. 从 Property 模块的主菜单中，选择 **Tools⟶Datum** ，并定义一个基准圆柱坐标系。

2. 选择 **Assign⟶Material Orientation** 给部件赋于局部材料坐标方向。当提示选择坐标系时，选择刚定义的基准坐标系，近似的壳体法线方向是 **Axis–1**，不需要额外的旋转。

5.4　壳单元的选择

- 当要求解十分精确时，可使用线性、有限薄膜应变、完全积分的四边形壳单元(S4)，这个壳单元十分适合于要考虑膜作用或有弯曲模式沙漏的问题，也适合于有平面弯曲的问题。
- 线性、有限薄膜应变、减缩积分、四边形壳单元(S4R)较流行，适合于各类问题的应用。
- 线性、有限薄膜应变、三角形壳单元(S3/S3R)可作为一般的壳单元来应用。因为在单元内部是常应变近似场，求解弯曲变形和高应变梯度问题时需精细的网格剖分。
- 考虑到在复合材料层合壳模型中剪切柔度的影响，可采用厚壳单元(S4, S4R, S3/S3R, S8R)来模拟它，此时需检验平面假定是否满足。
- 四边形或三角形的二次壳单元，对一般的小变形薄壳来说是很有效的，它们

对剪力锁闭和薄膜锁闭不敏感。

- 如果在接触分析中一定要用二阶单元，不要选用二阶三角形壳单元(STRI65)，而要采用 9 节点的四边形壳单元(S9R5)。
- 对于几何线性的，但规模又非常大的模型，线性薄壳单元(S4R5)通常将比一般壳单元效率更高。

5.5 例题：斜板

模拟一个如图 5－9 所示的平板，该板与整体 1 轴的夹角为 30°，一端固支，另一端被限制在轨道上仅能沿平行于平板的轴向移动。求在均布载荷作用下跨度中点处的挠度。同时评估线性分析对该问题是否适用。

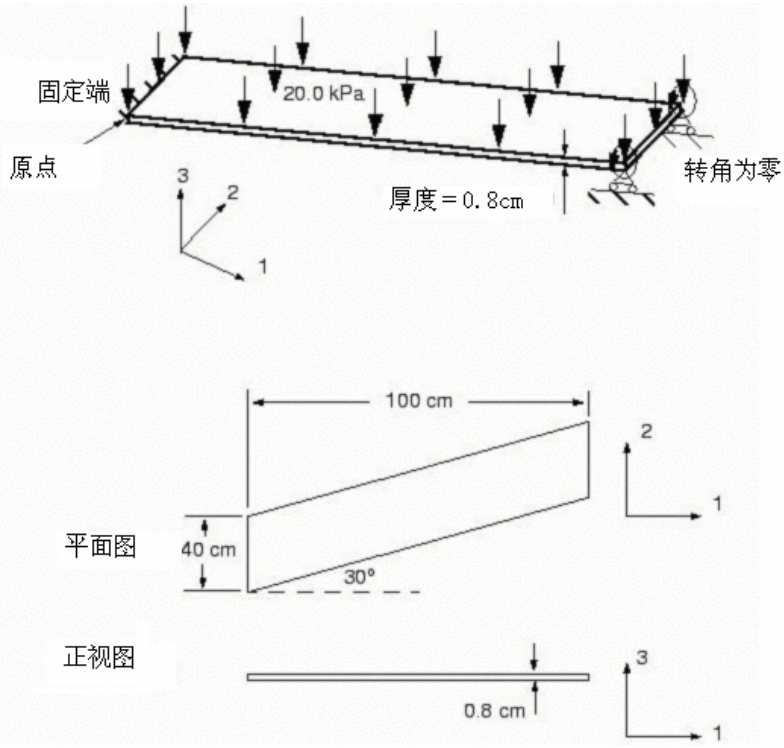


图 5－9　斜板示意图

5.5.1 前处理—用 ABAQUS/CAE 建立模型

用 ABAQUS/CAE 可为该题创建一个整体模型。另外本手册的 A.3 节提供了一个命令执行文件，它在 ABAQUS/CAE 中运行时，会创建一个完整的分析模型。如果在下面的逐步说明中遇到困难，或希望检验工作步骤，可运行这个文件。在附录 A：中给出了怎样获取或运行这个文件的说明。

如果不使用 ABAQUS/CAE 或其它前处理器，该例的输入文件只能通过手工生成，输入文件可参见 ABAQUS/Standard 入门指南 Keyword Version 版的 5.5 节。

在开始建模以前，先确定量纲系统。题目给的长度单位为 cm，荷载单位为 MPa，材料属性单位为 GPa。由于它们在量纲上不匹配，必须予以统一，并在输入数据上得到体现。我们在以下论述中采用牛顿、米、千克和秒的量纲系统。

定义模型的几何形状

启动 ABAQUS/CAE，进入 Part 模块，并创建一个具有平面壳体单元基本特征的三维变形体，命名为 Plate，给定近似的元件尺寸为 4.0，下面的步骤概述了一个推荐的建立部件几何形体的方法：

1. 在图上用 **Create Lines: Connected** 工具绘制一条长为 0.4m 的竖直线。

2. 用 **Create Construction: Line at an Angle** 工具，通过直线的两个端点分别绘制与水平线成 30^0 角的辅助线。

3. 用 **Create Isolated Point** 工具，在竖直线的右边画一个与该线的水平距离为 1.0m 的孤立点，接着通过这一点绘制一条竖向辅助线。

4. 用 **Create Lines: Connected** 工具，用辅助线的交点确定角点来绘制斜矩形。 见图 5－10。

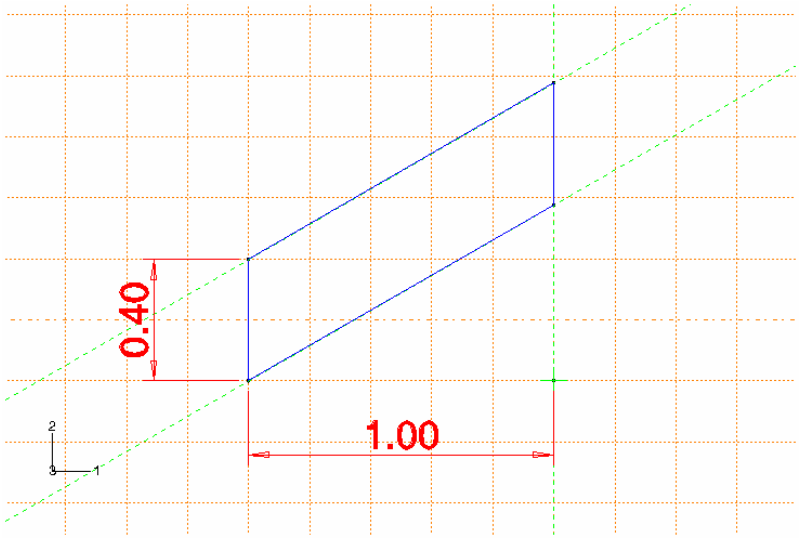


图 5－10　斜板几何形状

5. 在提示区，点击 **Done** 完成绘制。

定义材料属性、截面属性和局部材料方向

该斜板是各向同性线弹性材料，其弹性模量 $E = 30 \times 10^9$ Pa，泊松比 $v = 0.3$。进入 Property 模块来生成材料定义，材料命名为 Steel，然后在一个局部材料坐标系（非默认）下定义壳体截面属性。

在整体坐标系下结构的方向如图 5－9 所示，整体笛卡尔坐标系定义了默认的材料方向，但对于此板对坐标是倾斜的。因为在材料 1 方向上的正应力 σ_{11} 包含有平板弯曲产生的轴向应力和平板轴线的横向剪切应力的贡献，所以如使用缺省的材料方向，将不容易解释模拟的结果。如果材料方向与平板轴线和横切方向一致，模拟的结果极易被解释。因此，需要一个局部的直角坐标系，它的 x′方向沿着板的轴向(和整体坐标系 1 轴的夹角为 30°)，且 y′轴也是在板平面内。步骤如下：

1. 定义一个名为 PlateSection 的均匀壳体截面，定义截面的壳体厚度为 0.8E－2，材料为 Steel。 由于材料是线弹性的，可在分析开始前定义截面的积分。

2. 使用 **Create Datum CSYS: 2 Lines** 工具，定义一个如图 5－11 所示的基准直角坐标系。

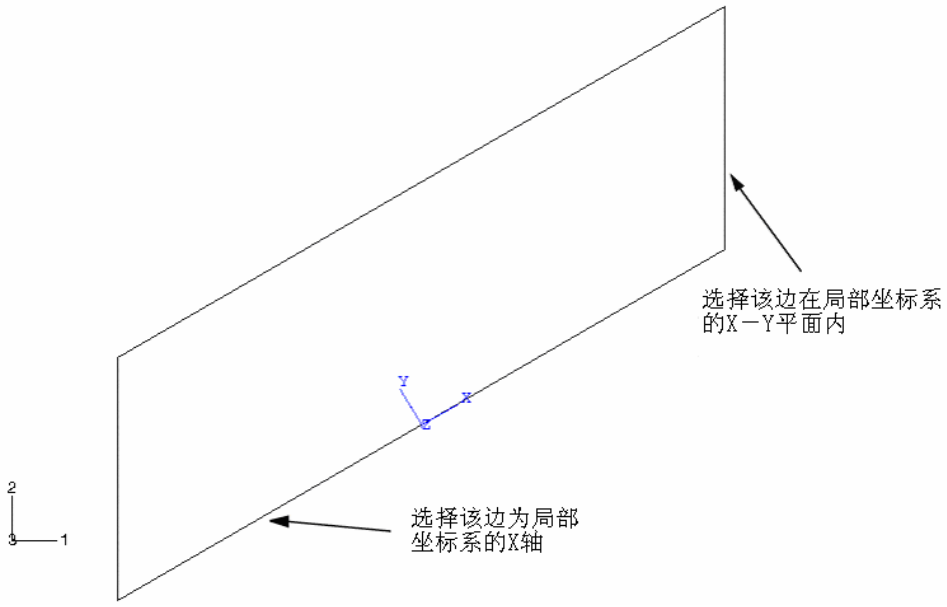


图 5–11 用于定义局部材料方向的基准坐标系

3. 从主菜单选择 **Assign⟶Material Orientation** ，并选择整个部件作为局部材料方向有效区域。在视图中选择刚建立的基准坐标系，选择 **Axis–3** 作为近似的壳体法线方向，无需绕此轴进行额外的旋转。

提示:为了检验局部材料方向是否正确，可从主菜单中选择 **Tools⟶Query** 询问材料方向。

一旦部件被剖分网格，则模型中的单元生成和所有的单元变量都定义在这个局部坐标系下。

4．最后将截面定义赋于斜板。

生成装配件、定义分析步骤和输出要求

在 Assembly 模块中给出斜板的副本，并在退出模块前定义几何形体集，这会使得输出要求和边界条件的定义更为方便。为此，首先必须在板的跨中将平板分成两个区。

分区和定义几何形体集的步骤:

1. 用 **Partition Face: Shortest Path Between 2 Points** 工具，对板分区， 用板斜边的中点建立如图 5－12 所示的分区。

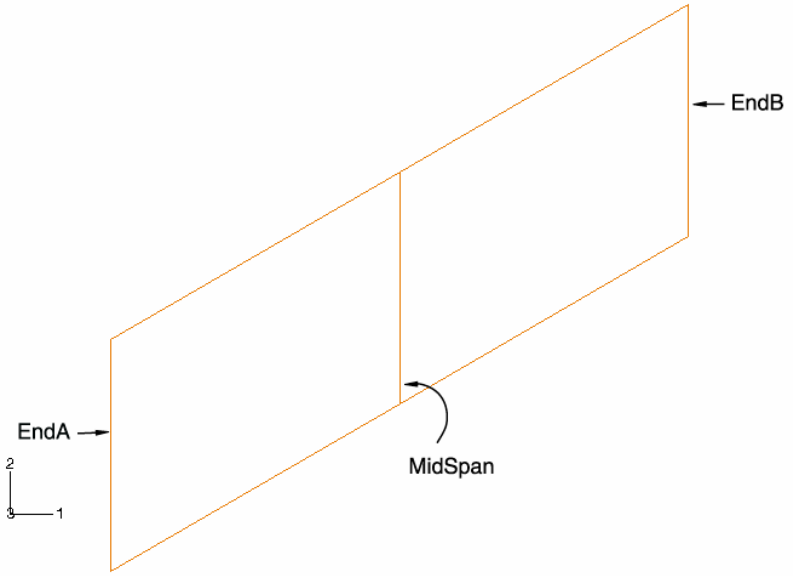


图 5–12 板的分区图

2. 选择 **Tools⟶Set⟶Create** 为跨中创建一个名为 MidSpan 的集。类似地，生成板的左部和右部集，相应地命名为 EndA 和 EndB。

下一步要在 Step 模块中生成一个静态的一般分析步骤，命名为 Apply Pressure，给出对它的描述：*Uniform pressure (20 kPa) load*，并接受分析步骤的所有默认设置。节点位移和单位应力作为场数据输出。在可视化模块中这些数据被用于生成变形图和等值线图，跨中点位移作为历史数据生成 x－y 平面上曲线图。

修改默认输出请求的步骤:

1. 编辑场输出结果要求使得只有模型的节点位移和单元应力以场数据形式写到.odb 文件中。

2. 编辑历史输出结果请求使得只有 MidSpan 集的节点位移以历史数据形式写到.odb 文件中。

另外，需要输出列表形式的结果到数据文件，它包含了应力、约束反力和板跨中的位移。如前所叙，目前在 ABAQUS/CAE 中不能直接要求输出列表形式的结果，因此可在 Job 模块中用 **Keywords Editor** 来增添所需的输出结果请求。

规定边界条件，施加荷载

如图 5－9 所示，板的左端完全固支，右端被限制在轨道上仅能沿平行于平板的轴向移动，由于右端边界条件的约束方向和整体坐标轴不一致，有必要定义一个局部坐标系，其轴与板走向一致。可利用前面为定义局部材料方向而创建的基准坐标系。在进行之前，转到 Load 模块。

在局部坐标系中定义边界条件：

1. 选择 **BC⟶Create** ，并在 Apply Pressure 分析步中定义一个名为 Rail boundary condition 的 **Displacement/Rotation** 力学边界条件。

在该例中将给集定义边界条件而不是直接给视图中选定的区域定义边界条件，因此当提示给区域指定边界条件时，要点击提示区中的 **Sets** 。

2. 从弹出的 **Region Selection** 对话框中选择组 **EndB** ，并选中 **Highlight selections in viewport** 以确保集的选择是正确的，此时板的右侧边会加亮。点击 **Continue**。

3. 在 **Edit Boundary Condition** 对话框中，点击 **Edit** 指定局部坐标系，边界条件施加在此坐标系中。在视图中选择前面为定义局部材料方向而创建的基准坐标系，局部坐标系 1 方向和板轴对准。

4. 在 **Edit Boundary Condition** 对话框中，选择除 **U1** 以外的所有自由度进行约束。

这样板的右端被限制在轨道上仅能沿平行于平板的轴向移动。一旦剖分了板的网格生成了节点，所有与这个区域相关的节点结果输出值（位移、速度、约束反力等）都是在局部坐标系下的。

通过约束住平板左端 **EndA** 集所有的自由度来完成边界条件的设置，并命名为 Fix left end，左边约束是默认的整体坐标方向。

最后在壳体的顶面施加一个名为 Pressure 的均布压力荷载，用**[Shift]+Click** 选择部件的两个分区，并选定壳体的顶面(**Magenta**)作为施加压力荷载的作用面。为了更加清楚区分出平板的顶面，需要旋转视图。荷载值为 2.E4 Pa。

剖分网格和定义作业

图 5－13 显示了推荐的网格情况。

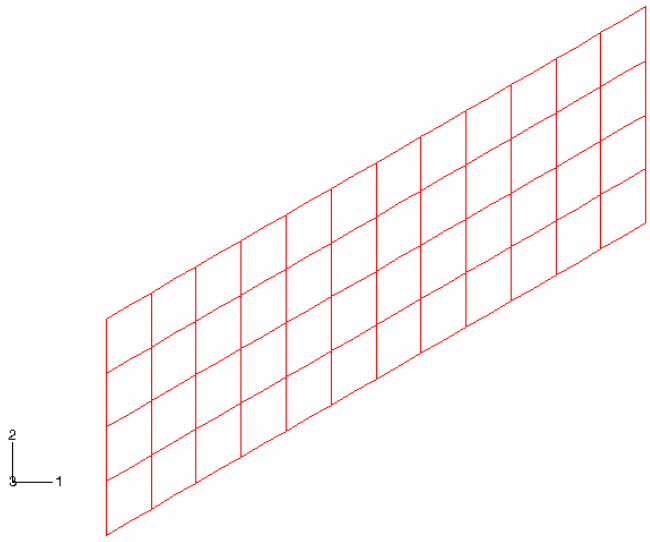


图 5－13 斜板模拟的推荐网格设计

在选择单元类型前，必须先回答以下问题：板是薄板还是厚板？是大应变还是小应变问题？由于板的厚度和最小的跨度之比为 0.02，可认为板是相当薄的(厚度为 0.8cm，最小的跨度为 40cm)。当不能预测结构应变大小时，不妨认为是小应变情况。基于这些信息，选用二阶壳单元(S8R5)，对于薄壳在小应变分析的场合，这类单元将给出精确的结果。有关更进一步的壳单元选择的详细信息，请参阅 ABAQUS/Standard 用户手册 15.6.2 节。

进入 Mesh 模块，用 0.1 作为全局的单元尺寸来剖分部件。从主菜单中选择 **Mesh⟶Controls** 为本模型指定结构化网格剖分技术，用每点有五个自由度的二次减缩积分壳单元(S8R5)生成一个四边形网格。

在进入下一步以前，重新把模型命名为 Linear，**这是因为该模型在后面第七章的斜板例子中作为基础会有用处。**

进入 Job 模块定义一个名为 SkewPlate 的作业，并采用下列作业描述：

```
Linear Elastic Skew Plate. 20 kPa Load.
```

还要用 **Keywords Editor 增添下列输出请求**:

```
*El Print, freq=1
S,
```

```
*Node Print, freq=1, totals=yes, global=yes
RF,
*Node Print, freq=1, nset=MidSpan
U,
```

保存模型到名到 SkewPlate.cae 模型数据库文件中。提交作业进行分析计算并监控求解过程，要纠正每一个由求解器发出的错误，研究每一个警告信息产生的原因。

5.5.2 结果

在成功进行模拟分析后，可在 SkewPlate.dat 数据文件中查看应力表，下面节选了表中的一部分。

```
THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR ALL ELEMENTS WITH TYPE S8R5 AT THE INTEGRATION POINTS


 ELEMENT  PT SEC FOOT-   S11        S22        S12
           PT NOTE


      1   1  1  OR  7.9762E+07  1.1085E+06 -5.8632E+06
      1   1  3  OR -7.9762E+07 -1.1085E+06  5.8632E+06
      1   2  1  OR  8.3770E+07  7.1456E+06 -8.0072E+06
      1   2  3  OR -8.3770E+07 -7.1456E+06  8.0072E+06
      1   3  1  OR  6.6939E+07  2.7924E+06 -1.9838E+06
      1   3  3  OR -6.6939E+07 -2.7924E+06  1.9838E+06
      1   4  1  OR  7.2348E+07  5.0595E+06 -7.0820E+06
      1   4  3  OR -7.2348E+07 -5.0595E+06  7.0820E+06
      .
      .
     48   1  1  OR -1.4275E+08 -5.6074E+07  2.1007E+07
     48   1  3  OR  1.4275E+08  5.6074E+07 -2.1007E+07
     48   2  1  OR -1.1885E+08 -7.2145E+06  4.0001E+06
     48   2  3  OR  1.1885E+08  7.2145E+06 -4.0001E+06
     48   3  1  OR -1.8719E+08 -1.0331E+08  5.0352E+07
     48   3  3  OR  1.8719E+08  1.0331E+08 -5.0352E+07
     48   4  1  OR -2.3832E+08 -8.4733E+07  7.0068E+07
     48   4  3  OR  2.3832E+08  8.4733E+07 -7.0068E+07


 MAXIMUM           2.3832E+08  1.0331E+08  7.0068E+07
 ELEMENT              48         24         24
```

```
 MINIMUM          -2.3832E+08 -1.0331E+08 -7.0068E+07

 ELEMENT               48         24         24

OR: *ORIENTATION USED FOR THIS ELEMENT
```

第三列(SEC PT—截面点)标明了单元中应力的计算点的位置，截面点 1 位于壳体的 SNEG 面，截面点 3 位于 SPOS 面。字母 OR 出现在 FOOTNOTE 列，它表明局部材料方向已用于单元：应力是参照局部坐标系的。

下面检验小应变假设对本题是否有效，相应峰值应力的轴向应变 $\varepsilon_{11} \approx 0.0079$，如果应变小于 4%和 5%，可认为是小应变，而 0.0079 的应变正好在 S8R5 单元模拟的范围内，所以小应变假设有效。

在下表中查看反力和力矩：

```
   THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR ALL NODES


   NODE FOOT-   RF1         RF2         RF3         RM1         RM2         RM3
        NOTE


      3      0.0000E+00  0.0000E+00   37.39       1.599       76.49      0.0000E+00
      4      0.0000E+00  0.0000E+00  -109.8      -1.772       0.3244     0.0000E+00
      5      0.0000E+00  0.0000E+00   37.40      -1.599      -76.49      0.0000E+00
      6      0.0000E+00  0.0000E+00  -109.8       1.772      -0.3246     0.0000E+00
     15      0.0000E+00  0.0000E+00   73.64      -8.750       62.22      0.0000E+00
     16      0.0000E+00  0.0000E+00   260.4      -6.951       51.12      0.0000E+00
     17      0.0000E+00  0.0000E+00   239.7      -6.570       35.44      0.0000E+00
     28      0.0000E+00  0.0000E+00   73.64       8.750      -62.22      0.0000E+00
     29      0.0000E+00  0.0000E+00   260.4       6.951      -51.12      0.0000E+00
     30      0.0000E+00  0.0000E+00   239.7       6.570      -35.44      0.0000E+00
    116      0.0000E+00  0.0000E+00   6.159      -7.592       36.43      0.0000E+00
    119      0.0000E+00  0.0000E+00   455.1      -6.808       88.24      0.0000E+00
    121      0.0000E+00  0.0000E+00   750.8      -8.311       126.5      0.0000E+00
    123      0.0000E+00  0.0000E+00   2287.      -31.10       205.8      0.0000E+00
    170      0.0000E+00  0.0000E+00   6.155       7.592      -36.43      0.0000E+00
    173      0.0000E+00  0.0000E+00   455.1       6.808      -88.24      0.0000E+00
    175      0.0000E+00  0.0000E+00   750.8       8.311      -126.5      0.0000E+00
    177      0.0000E+00  0.0000E+00   2287.       31.10      -205.8      0.0000E+00


 MAXIMUM      0.0000E+00  0.0000E+00   2287.       31.10       205.8      0.0000E+00
 AT NODE           1           1         123         177         123           3


 MINIMUM      0.0000E+00  0.0000E+00  -109.8      -31.10      -205.8      0.0000E+00
```

```
AT NODE         1         1         4       123       177         3

TOTAL        0.0000E+00  0.0000E+00   8000.     1.0836E-04  1.8009E-04  0.0000E+00
```

约束反力是在整体坐标系下输出的，而 EndB 集的节点约束反力却在局部坐标系下输出。需校核反力、反力矩与相应的外荷载的总和是否为零，如 3 方向的反力应当等于压力载荷(20kPa × 1.0m × 0.4m)的竖向分量，作用在转动约束自由度处的反作用力矩也应当与压力载荷平衡。

从位移表(这里没有给出)可以查到板中间跨度处的挠度为 5.3cm，这大约是板的长度的 5%。由于对该模型进行线性分析时有一个小位移假定，自然会存在一个疑问：这个位移相对于结构尺寸是否真正为小位移；若需要进一步的研究，非线性影响可能是很重要的。事实上，对这个例题需要进行几何非线性分析，这部分内容将在第 7 章“非线性”里讨论。

5.5.3 后处理

虽然该例题的数据文件中的输出结果已能回答模拟分析中的一些重要问题，而更复杂的模型经常需要图象后处理，这一节讨论用 ABAQUS/CAE 进行后处理。等值线图和矢量图两者对壳体结果的可视化分析都是有用的，由于等值线图在第四章“使用实体单元”中已详细讨论过，这儿将使用矢量图。

在 **Module** 列表中 点击 **Visualization** 进入可视化模块，接下来打开由作业生成的.odb 文件(SkewPlate.odb)。

ABAQUS/CAE 在默认设置下可绘制模型的快图，即通过选择主菜单中的 **Plot⟶Undeformed Shape** 或点击工具箱中的 工具来绘制未变形的模型。

单元法线

用未变形模型图可检验模型是否正确，对斜板模型需检验斜板单元法线定义是否正确，是否都指向 3 轴的正方向。

显示单元法线:

1. 在提示区，点击 **Undeformed Shape Plot Options**。

   弹出 **Undeformed Shape Plot Options** 对话框。

2. 设置显示格式为 **Shaded**。

3. 点击 **Normals** 。

4. 选中 **Show normals**。

5. 点击 **OK** 进行设置并关闭对话框。

默认视角是等视图，用视角菜单中的选项或工具栏中的视角工具(如)可改变视角。

改变视角:

1. 从主菜单中选择 **View⟶Specify**。

弹出 **Specify View** 对话框。

2. 从方法列表中，选择 **Viewpoint**。

3. 键入视角矢量的 X -、Y - 和 Z - 坐标值（－0.2，－1，0.8），垂直向上矢量的坐标值为（0，0，1）。

4. 点击 **OK**。

ABAQUS/CAE 在指定的视角下显示模型，如图 5－14 所示。

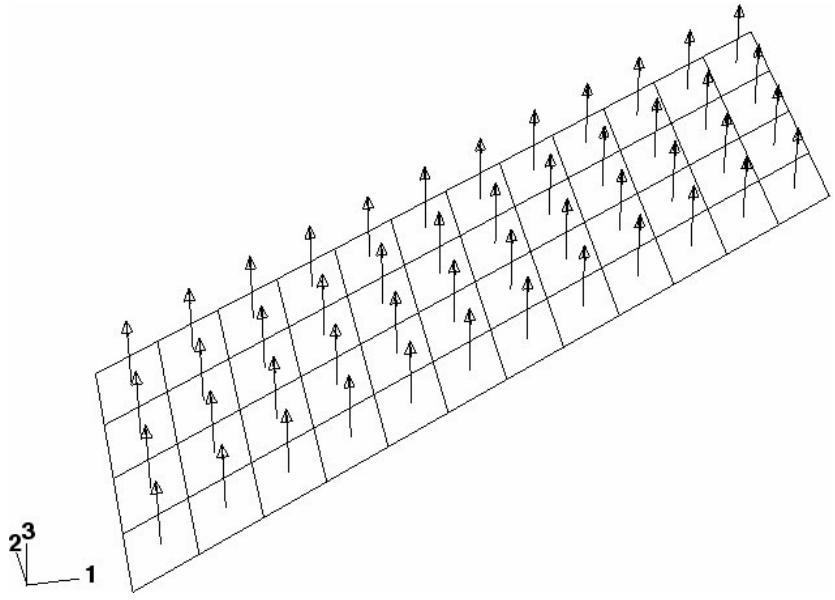


图 5－14 斜板模型的壳单元法线

矢量图

矢量图把需要表达的变量用矢量显示出来，矢量的始端为节点或单元积分点。可以绘制大多数张量和矢量表达的变量的矢量图，除了力学输出变量和节点上的单元结果（如节点力）以外。相应的箭头尺寸表明了结果值的大小，矢量是以整体坐标方向定向的，可以绘制变量（如位移 U、反力 RF 等）的合成结果矢量图，也能绘制这些变量的单个分量的矢量图。

绘制位移矢量图的步骤

1. 从主菜单中选择 **Result⟶Field Output**。弹出 **Field Output** 对话框，其中 **Primary Variable** 是默认选项。

2. 从输出变量表中选择 **U**。

3. 从分量表中选择 **U3**。

4. 点击 **OK**。弹出 **Select Plot Mode** 对话框。

5. 激活 **Symbol**，并点击 **OK**。立即显示变形后模型的方向 3 位移分量的矢量图

6. 要修改矢量图的属性，可在提示区点击 **Symbol Options** 进行操作。此时会弹出 **Symbol Plot Options** 对话框，其中 **Basic** 是默认选项。

7. 要在未变形的模型中绘制矢量图，可点击 **Shape**，并选 **Undeformed shape**。

8. 点击 **OK** 即确定设置并关闭对话框。未变形的模型中矢量图出现，如图 5－15 所示。

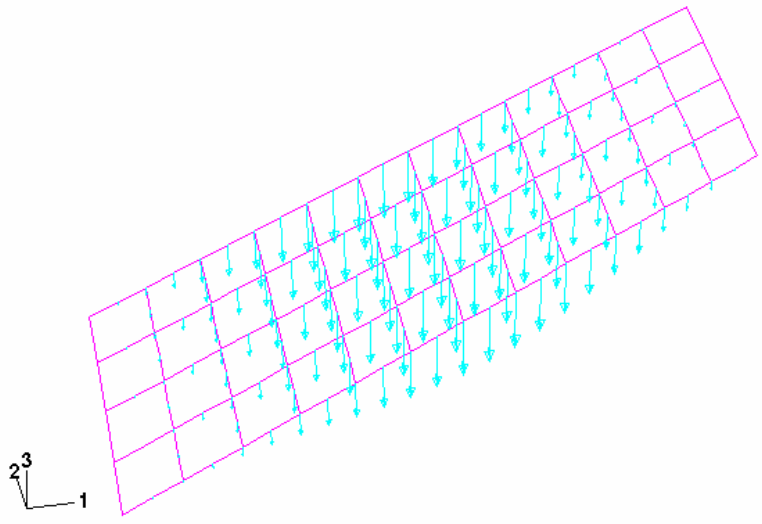


图 5－15 位移矢量图

用矢量图能绘制出张量（如应力）的主值，主应力矢量图在积分点处用三个矢量来表示，每个矢量对应着一个主应力。压应力的箭头指向积分点，而拉应力是箭头背向积分点的。也可以只绘制出某一个主应力的矢量图。

绘制主应力矢量图的步骤:

1. 从主菜单中选择 **Result⟶Field Output**.

   弹出 **Field Output** 对话框。

2. 从输出变量表中选择 **S** ，并从不变量（invariants）表中选择 **Max. Principal**。

3. 点击 **OK** 表示选择完成。关闭对话框。主应力矢量图立即显示。

4. 在提示区点击 **Symbol Options** 可改变箭头长度，会弹出 **Symbol Plot Options** 对话框。

5. 点击 **Color & Style** 选项，接着点击 **Tensor** 选项。

6. 设置 **Length** 选项为 **Short**。

7. 点击 **OK** 确认设置 ，关闭对话框。

矢量图见图 5－16。

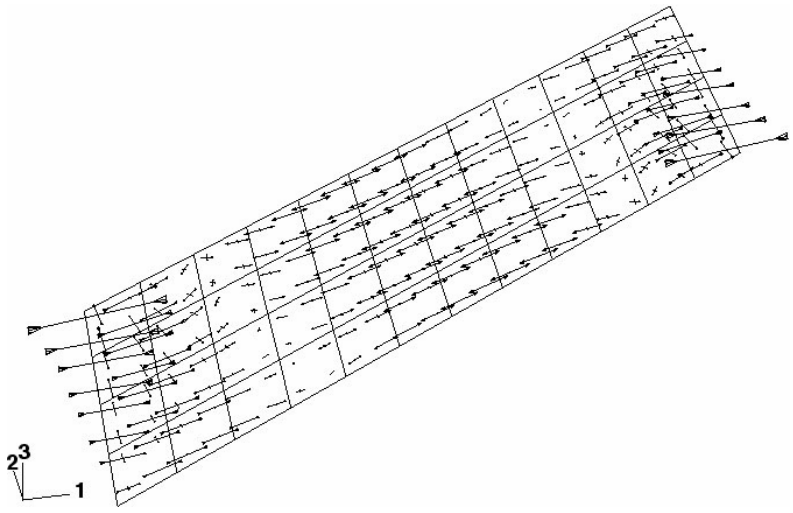


图 5–16 平板底面主应力矢量图

8. 主应力默认在截面点 1 处显示，若要在非默认截面点处显示应力矢量，可从主菜单中选择 **Result⟶Section Points**，即激活 **Section Points** 对话框。

9. 选择想要的非默认的截面点。

10. 在复杂模型中，单元网格线的存在会使矢量图不分明，为了消除单元网格线，可在 **Symbol Plot Options** 对话框中的 **Basic** 选项选择 **Feature edges** 。图 5－17 显示了默认截面点处的主应力矢量图，图中仅板的边界（**Feature edge**）可以见到。

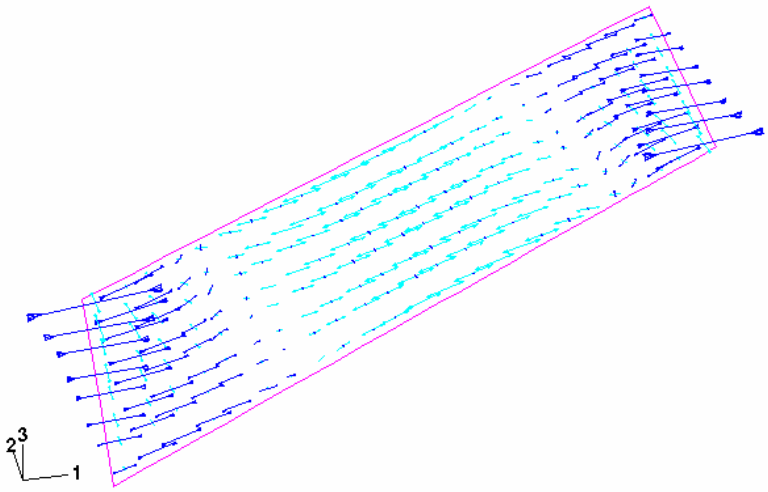


图 5－17 无网格时的主应力矢量图

材料方向

ABAQUS/CAE 也可让单元材料方向可视化，这个功能对确保材料方向的正确性特别有帮助。

绘制材料方向的步骤:

1. 从主菜单选择 **Plot⟶Material Orientations**，或在工具栏中点击 工具。

   立即在变形后模型中绘制了材料定位方向图，默认的表示方法是不带箭头的三个表示材料定位方向的符号图

2. 若要用带箭头符号的表示方法，可在提示区点击 **Material Orientation Options** 。弹出 **Material Orientation Plot Options** 对话框。

3. 点击 **Color & Style** 选项，接着点击 **Triad** 选项。

4. 设置 **Arrowhead** 选项，给三个方向标上箭头。

5. 点击 **OK** ，关闭对话框。

6. 从主菜单中选择 **View⟶Views Toolbox**;，或在工具箱中点击 工具。弹出 **Views** 工具箱。

7. 使用工具箱中预置的视角来显示平板，如图 5－18 所示，此时透视效果被关闭。点击工具箱中的 工具可关闭透视效果。

默认的材料 1 方向矢量是蓝色的，材料 2 方向矢量是黄色的，如果有材料 3 方向矢量，则是红色的。

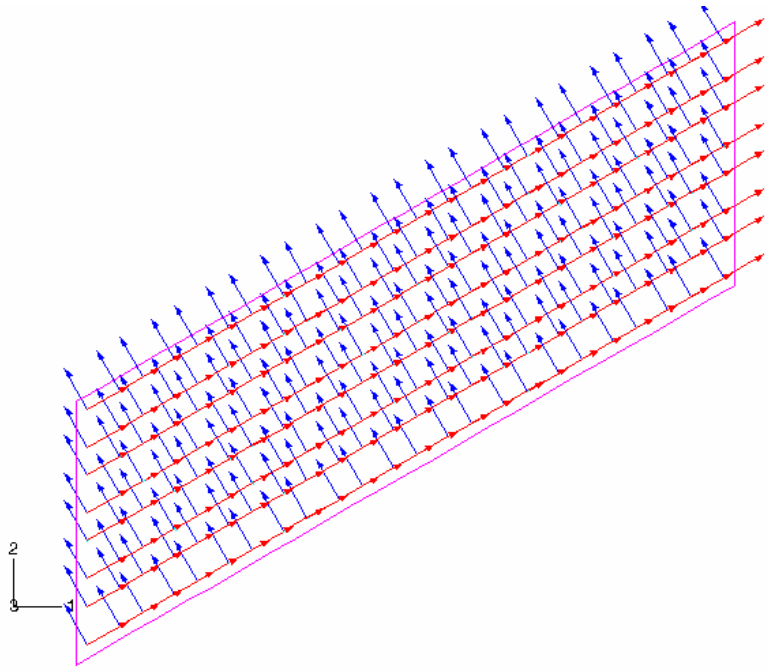


图 5－18 平板的材料方位图

5.6 相关的 ABAQUS 例题

- ABAQUS 例题手册 2.1.5 节：“变厚度压力燃料储罐”。
- ABAQUS 基准手册 1.1.2 节：“各向异型层合板的分析”。
- ABAQUS 基准手册 1.1.4 节：“简支方板的屈曲”。
- ABAQUS 基准手册 2.3.1 节：“圆柱形拱顶问题”。

5.7 建议阅读的文献

基本壳理论

Timoshenko, S., *Strength of Materials: Part II,* Krieger Publishing Co., 1958.

Timoshenko, S. and S. W. Krieger, *Thoory of Plates and Shells,* McGraw-Hill, Inc., 1959.

Ugural, A. C., *Stresses in Plates and Shells,* McGraw-Hill, Inc., 1981.

基本壳计算理论

Cook, R. D., D. S. Malkus, and M. E. Plesha, *Concepts and Appliccations of Finite Element Analysis,*John Wiley & Sons. 1989.

Hughes, T. J. R., *The Finite Element Method,* Prentice-Hill, Inc., 1987.

高等壳理论

Budiansky, B., and J. L. Sanders, "On the 'Best' First-Order Linear Shell Theory," Progress in Applied Mechanics, The Prager Anniversary Volume, 129-140. 1963.

高等壳计算理论

Ashwell, D. G., and R. H. Gallagher, *Finite Elements for Thin Shells and Curved Members,* John Wiley & Sons, 1976

Hughes, T. J. R., T. E. Tezduyar, "Finite Elements Based upon Mindlin Plate Theory with Particular Reference to the Four-Node Bilinear Isoparametric Element," Journal of Applied Mechanics, 587-596, 1981.

Simo, J. C., D. D. Fox, and M. S. Rifai, "On a Stress Resultant Geometrically Ecact Shell Model. Part III: Computational Aspects of the Nonlinear Theory," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 79, 21-70, 1990.

5.8 小结

- 壳单元的横截面性质可以由沿厚度方向的数值积分确定，或在分析开始时进行计算求出横截面刚度。
- 在分析开始时计算横截面刚度是非常有效的，但仅适用于线性材料， 在分析开始过程中计算横截面刚度的方法可适用于线性和非线性材料。
- 数值积分在沿壳厚度方向的一系列截面点上进行计算。这些截面点就是单元变量可被输出的位置，默认最外层截面点位于壳单元的表面。
- 壳单元法线方向决定了单元的正表面和负表面，为了正确地定义接触和解释输出数据，必须要知道其对应的是哪个面。壳法线还定义了施加在单元上正

压力载荷的方向，并可在 ABAQUS/CAE 的可视化模块中显示出来。

- 壳单元采用每个单元的材料方向局部化。在大位移分析中，局部材料轴随着单元转动。可定义非默认的局部坐标系统，单元的变量（如应力和应变）在局部坐标轴方向输出。
- 也能定义节点的局部坐标系，集中载荷和边界条件可施加在在局部坐标系中。所有节点的输出（如位移）也默认是基于局部坐标系。
- 矢量图可以使模拟分析的结果可视化，在观察结构的运动和载荷路径时特别有用。

第六章　梁单元的应用

对于某一方向尺度（长度方向)明显大于其它两个方向的尺度，并且以纵向应力为主的结构，ABAQUS 用梁单元对它模拟。梁的理论是基于这样的假设：结构的变形可以全部由沿梁长度方向的位置函数来决定。当梁的横截面的尺寸小于结构典型轴向尺寸的 1/10 时,梁理论能够产生可接受的结果。典型轴向尺寸的例子如下：

- 支承点之间的距离。
- 有重大变化的横截面之间的距离。
- 所关注的最高振型的波长。

ABAQUS 梁单元假定梁横截面与梁的轴向垂直，并在变形时保持为平面。

切不要误解为横截面的尺寸必须小于典型*单元*长度的 1/10，高度精细的网格可能包含长度小于横截面尺寸的梁单元，不过并不推荐这种方式，这种情况下实体单元更适合。

6.1 梁横截面的几何形状

可以给出梁横截面的形状和尺寸来定义梁的外形,也可以给出梁横截面工程性质（如面积和惯性矩）来定义一般梁的外形。

如果用梁横截面的形状和尺寸来定义梁的外形，ABAQUS 提供了如图 6－1 所示的各种常用的梁横截面形式可资利用。使用其中的任意多边形横截面可以定义任意形状的薄壁截面梁。详情可参考 ABAQUS/标注用户手册中 15.3.9 节。

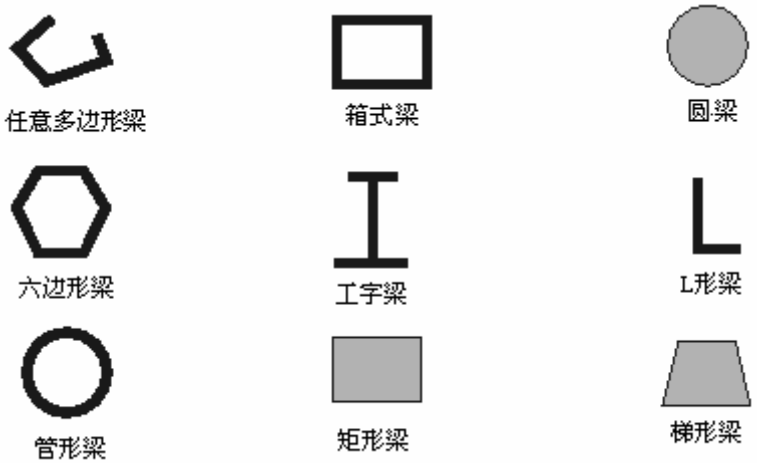


图 6-1　梁横截面形状

在定义梁横截面的几何形状时，ABAQUS/CAE 会提示输入所需尺寸，不同的横截面类型会有不同的尺寸要求。如果梁的外形与梁横截面的截面性质有关时，可以要求在分析过程中计算横截面的工程性质,也可以要求在分析开始前预先计算横截面的工程性质。当材料的力学特性既有线性又有非线性时（例如，截面刚度因塑性屈服而改变），可以选用第一种方式，而对线弹性材料，第二种方式效

率更高。

也可以不给出横截面尺寸，而直接给出横截面的工程性质（面积、惯性矩和扭转常数），这时材料的力学特性既可以是线性的也可以是非线性的。这样就可以组合梁的几何和材料特性来定义梁对荷载的响应，同样，响应也可以是线性或非线性的。详情可参考 ABAQUS/标准用户手册中 15.3.7 节。

6.1.1 截面计算点

梁横截面的几何形状和尺寸确定后，就要在分析过程中计算横截面的工程性质，ABAQUS 用一组分布于梁横截面上的计算点来计算梁单元的响应。横截面计算点的编号以及位置详见 ABAQUS/标准用户手册中 15.3.9 节。单元的变量如应力和应变等，可在任意一个横截面计算点上输出。然而，默认的输出点只在几个指定的横截面计算点上给出，ABAQUS/标准用户手册中 15.3.9 节中有详细描述。矩形横截面的计算点如下图 6－2 所示。

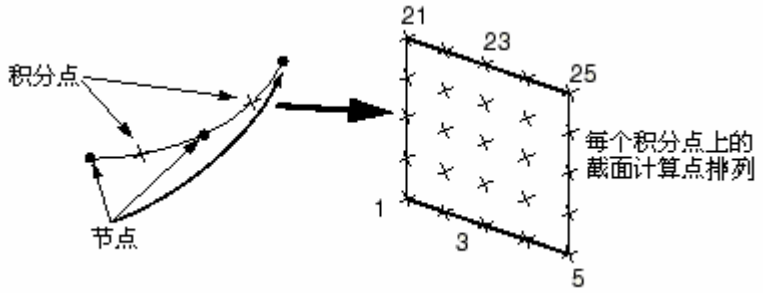


图 6-2 B32 矩形梁单元内的积分点和默认横截面点

对该横截面，只有计算点 1,5,21 和 25 的值是默认输出,图 6-2 所示的梁单元总共使用 50 个横截面计算点（每两个节点之间 25 个）来计算单元刚度。若选择预先计算横截面特性，ABAQUS 不在截面计算点上计算梁的响应，而是根据梁截面的工程特性确定截面的响应。因而，此时 ABAQUS 只把截面计算点作为输出结果的位置，所以要指定需输出结果的截面计算点。

6.1.2 横截面定向

用户必须在整体直角坐标空间（GCS）中定义梁横截面的方向。从单元的第一节点到下一个节点的矢量被定义为沿着梁单元的局部切线 **t**，梁横截面与局部切线矢量 **t** 垂直。由 $\mathbf{n}_1$ 和 $\mathbf{n}_2$ 代表局部梁横截面轴(1-2)。这三个矢量 **t**、 $\mathbf{n}_1$、$\mathbf{n}_2$ 构成了右手法则的局部直角坐标系（见图 6-3）。

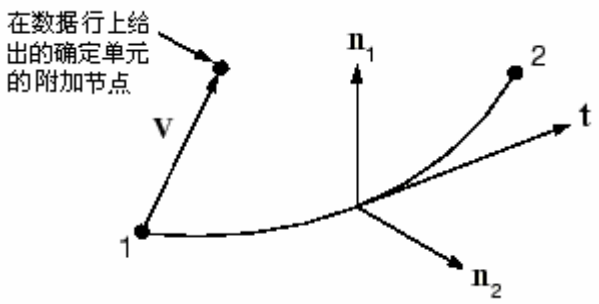


图 6-3 梁单元切向矢量 t ,梁横截面轴 n_1 和 n_2 的取向

对于二维梁单元，n_1 的方向总是(0.0, 0.0, -1.0)。

对于三维梁单元可用几种方法来定义局部梁横截面轴的方向。第一种方法是在数据行中指定一个附加的节点来确定单元方位（这种方法要用手工编辑 ABAQUS/CAE 产生的输入文件)。从梁单元的第一节点到附加节点的矢量 **V**（见图 6－3)，初步作为 n_1 的近似方向。然后，ABAQUS 把 **t**×**V** 作为梁的 n_2 方向,在 n_2 确定后，ABAQUS 再定义真正的 n_1 方向为 n_2×**t**,上述过程确保了局部切线矢量和局部梁横截面轴构成正交系。

第二种方法是在 ABAQUS/CAE 中定义梁截面特性时,给定一个近似的 n_1 方向，然后 ABAQUS 会按上述过程计算实际的梁截面轴。如果在指定一个附加节点的同时又给出一个近似的 n_1 方向，ABAQUS 将优先采用前者。

如果没有提供近似的 n_1 方向，ABAQUS 将把从原点到点（0.0，0.0，-1.0）的矢量作为默认的 n_1 方向,这可算作第三种方法。

有两种办法可以用来覆盖被 ABAQUS 定义的 n_2 方向，两种办法都要求手工编辑输入文件。一种是把 n_2 矢量的分量作为第 4, 5, 6 个数据值紧跟在节点坐标数据后面给出；另一种是使用***NORMAL** 选项直接指定法线方向（该选项可以使用 ABAQUS/CAE 中的 **Keywords Editor** 添加上)。如果两种办法都使用，后者优先。ABAQUS 再定义方向 n_1 为 n_2×**t**。

用户给出的 n_2 方向不必与梁单元切线 **t** 垂直，当 n_2 方向确定后，局部梁单元切线 **t** 可以重新定义为 n_1 ×n_2 的值。这样再定义的局部梁切线 **t**, 很可能与从第一节点到第二节点的矢量所定义的梁轴线不一致 。如果 n_2 方向对垂直于单元轴线平面的转角超过了 20°，ABAQUS 将在数据文件中给出一个警告信息。

在本章 6.4 节的实例中说明了怎样用 ABAQUS/CAE 确定梁横截面方向。

6.1.3 梁单元曲率

梁单元的曲率是基于梁的 n_2 方向相对于梁轴的方向来确定的。如果 n_2 方向不与梁轴正交(亦即，梁轴向和切向量 **t** 不一致)，则认为梁单元有初始弯曲。由于曲梁和直梁的行为不同，用户必须检查模型以确保应用正确的法线和曲率。对于梁和壳体，ABAQUS 使用同样的算法来决定几个单元公共节点的法线。在

ABAQUS/Standard 用户手册中 15.3.4 节有这方面描述。

如果用户打算模拟曲梁结构，可能应当使用前面所介绍的直接定义 n_2 方向的两种方法之一，它允许用户有很大的控制权来模拟曲率。即使用户打算模拟直梁，也可以引入曲率作为公共节点的平均法线。用前述的直接定义梁法线的方法，可以矫正这个问题。

6.1.4 梁横截面的节点偏移

当梁单元作为壳模型的加强部件时，梁单元和壳单元有共同节点就很方便。壳单元节点位于壳的中面上，梁单元节点位于梁横截面的某处。因此，如果要壳和梁单元有共同节点，壳和加强梁就会重叠，除非梁横截面从节点位置处偏移（见图 6－4）

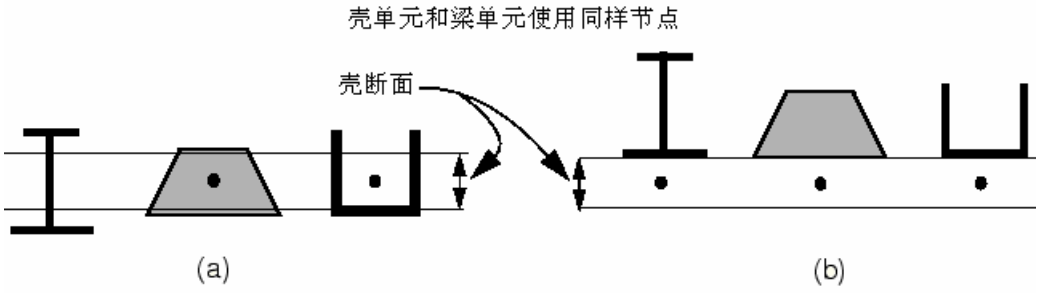


图 6-4 梁作为壳单元的加强部件：(a)梁截面无偏移 (b)梁截面有偏移

对于工字型、梯型和任意多边形的梁横截面，有可能使各截面形体定位于离截面局部坐标系原点某一距离，而它恰恰是偏离单元节点的距离。既然很容易使这几种形状梁的横截面偏离梁的节点，它们可以作为图 6-4(b)所示的加强部件（如果加强部件的凸缘或网翼翘曲很重要，应该用壳单元来模拟），

图 6－5 所示的工字型梁附着在一个 1.2 个单位厚的壳上。如图所示，可以给位于梁截面底部的节点定义一个偏移量来确定梁截面的位置，此处的偏移量为 0.6，亦即壳厚度的一半。

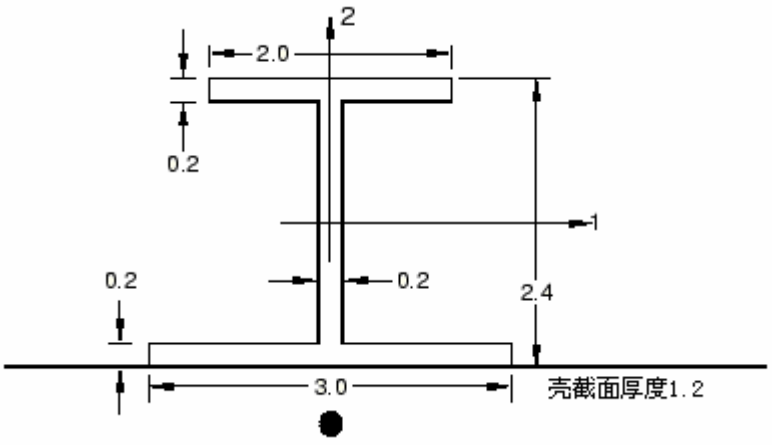


图 6-5 工字型梁用作壳单元的加强部件

也可以指定形心和剪切中心的位置，它们的位置可以由梁的节点偏移值来确定，这样也可以形成刚度。

另外也可以分别定义梁单元和壳单元，然后用两个节点间的刚梁约束来连接它们。详细情况可参考 ABAQUS/标准用户手册中 20.2.1 节。

6.2 列式和积分

ABAQUS 中的所有梁单元都是梁柱类单元——这意味着可以有轴向、弯曲和扭转变形。Timoshenko 梁单元还要考虑横向剪切变形的影响。

6.2.1 剪切变形

线性单元(B21 和 B31)及二次单元(B22 和 B32)是考虑剪切变形的 Timoshenko 梁，因此，它们适合于模拟剪切变形起重要作用的深梁和剪切变形不太重要的细长梁。这些单元横截面的特性与厚壳单元相类似，如图 6-6(b)所示。可参考 5.2 节。

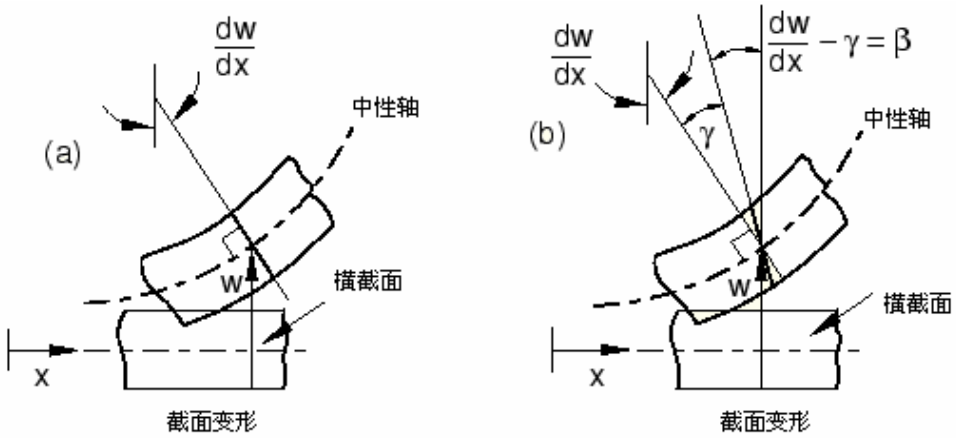


图 6-6 剪切梁的截面特性 （a）细长梁 （b）深梁

ABAQUS 假设这些梁单元的横向剪切刚度为线弹性常量。另外，构造这些梁的列式使它们的横截面积可以作为轴向变形的函数而改变，在几何非线性场合还要考虑非零泊松比的影响（详见第七章）。只要梁的横截面尺寸小于结构典型轴向尺寸的 1/10，这些单元就可以给出有用的结果。这通常认为是梁理论适用性的界限，如果梁横截面在弯曲变形时不能保持平面，梁单元就不适合模拟这种变形。

三次单元被称为 Euler-Bernoulli 梁单元(B23 和 B33)，它们不能模拟剪切柔度。这些单元的横截面保持与梁轴线垂直(见图 6-6(a))。因此，用三次单元模拟相对细长的构件更为有效。由于三次单元的位移变量沿单元长度方向为三次方，故在静态分析中，常用三次单元模拟结构构件，但在动态分析中要尽量少用这种单元。三次单元总是假设单元的剪切变形可以忽略。一般情况下，只要横截面的尺寸小于典型轴向尺寸的 1/15，这个假设就是有效的。

6.2.2 扭转响应—翘曲

结构构件经常承受扭矩，几乎所有的三维框架结构都会发生这种情况。在一个构件中引起弯曲的载荷在另一个构件中可能引起扭转，如图 6-7 所示。

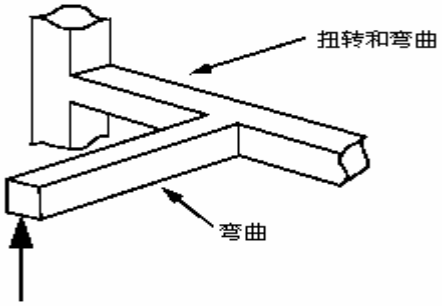


图 6-7 框架结构中的扭转

梁对扭转的响应依赖于它的横截面形状。一般说来，梁的扭转会使横截面产生翘曲或非均匀的离面位移。ABAQUS 只考虑三维梁单元的扭转和翘曲的影响。翘曲计算假设翘曲位移是小量。以下各种梁截面行为在受扭时是不同的：实心横截面；闭口薄壁横截面；开口薄壁横截面。

实心横截面

在扭转作用下，非圆形的实心横截面不再保持平面而是发生翘曲。ABAQUS 应用 St.Venant 翘曲理论计算由翘曲引起的每一横截面点处的剪切应变分量。这种横截面的翘曲被认为是自由的，翘曲产生的轴向应力可以忽略不计（翘曲约束仅仅影响非常靠近约束端处的结果）。实心横截面梁的扭转刚度取决于材料的剪切模量 G 和梁横截面的扭转常数 J。J 取决于梁的横截面形状和翘曲特征。对于在横截面上产生较大非弹性变形的扭转载荷，用这种方法不够精确的。

闭口薄壁横截面

闭口薄壁非圆形横截面的梁(箱式或六边形) 具有明显的抗扭刚度，因此，其性质与实心横截面类似。ABAQUS 假设横截面翘曲也是自由的。而横截面的薄壁性质允许 ABAQUS 认为剪应变沿壁厚是个常数。当壁厚是典型横截面尺寸的 1/10 时，薄壁假设是有效的。薄壁横截面的典型横截面尺寸的例子包括：

- 圆管横截面的直径。
- 箱式横截面的边长。
- 任意形状横截面的典型边长。

开口薄壁横截面

开口薄壁横截面在扭矩作用下发生无约束翘曲时的刚度非常小，而这种结构的抗扭刚度的主要来源是对轴向翘曲应变的约束。对开口薄壁梁翘曲的约束导致了轴向应力，而该应力却会影响梁对其它载荷类型的响应。ABAQUS 有剪切变形梁单元 B31OS 和 B32OS，它们包含了对开口薄壁横截面的翘曲影响。当承受明显的扭转载荷时，必须使用这些单元来模拟具有开口薄壁横截面的结构，例如通道(定义为任意多边形横截面)或者工字型横截面。

翘曲函数

翘曲导致的沿梁横截面变化的轴向变形可用翘曲函数来描述。在开口横截面单元中，用一个附加的自由度 7 来提供这个函数的量值。约束住这个自由度可以

使在施加约束的节点处不发生翘曲。

因为在每个构件上的翘曲幅度不同，在开口横截面梁框架结构的连接点处，一般每个构件使用各自的节点(见图 6-8)。

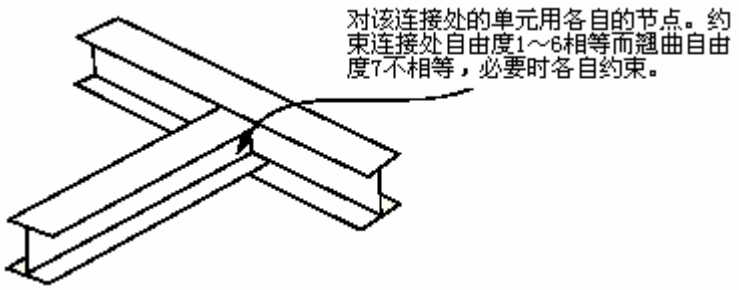


图 6-8　开口薄壁梁的连接

然而如果连接方式设计为防止翘曲的，所有构件应使用一个公共的节点，而且必须约束住翘曲自由度。

当剪力不通过梁的剪切中心时会产生扭转，扭转力矩等于剪力乘以它到剪切中心的偏心距。对于开口薄壁梁，形心和剪切中心常常不重合(见图 6-9)。如果节点不是位于横截面的剪切中心，在载荷作用下横截面可能扭曲。

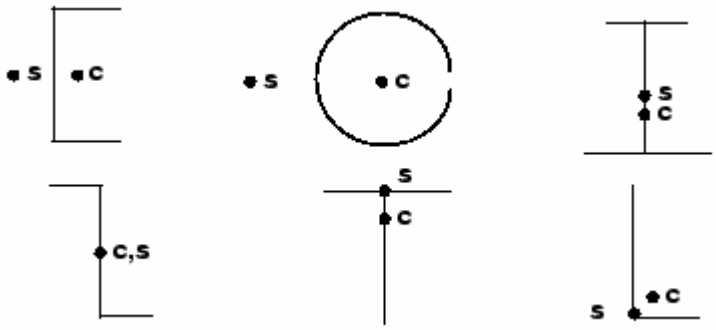


图 6-9　一些梁横截面的剪切中心 s 和形心 c 的近似位置

6.3　梁单元的选择

- 对任何涉及到接触的分析，应使用一阶的、有剪切变形的梁单元(B21, B31)。
- 对于结构刚度非常大或者非常柔软的结构，在几何非线性分析中应当使用杂交梁单元(B21H, B32H, 等)。
- Euler-Bernoulli 三次梁单元 (B23, B33)在模拟承受分布载荷作用的梁，包括动态的振动分析时，会有很高的精度。如果横向剪切变形也很重要，则使用 Timoshenko 二次型梁单元(B22, B32)。

- 模拟有开口薄壁横截面的结构应当使用开口横截面翘曲理论的梁单元(B310S, B320S)。

6.4 例题：货物起重机

如图 6-10 中所示轻型货物起重机，当它承受 10kN 的载荷时，要求出起重机的挠度，并求出应力最大的最危险构件和受力节点。

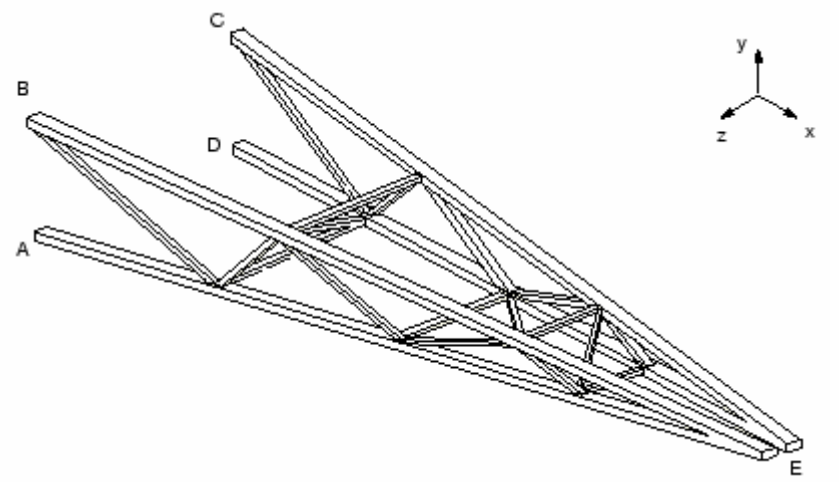


图 6-10　轻型货物起重机草图

起重机由两个桁架结构组成，它们通过交叉支承结合在一起。每个桁架结构的两个主要构件是箱型钢梁（横截面是箱型的)。每个桁架结构通过内部支承来加固，内部支承焊接在方框钢梁上。连接两个桁架的交叉支承销接在桁架结构上。这种连接不能传递弯矩，因此认为是铰支点。内部支承和交叉支承均采用箱式横截面钢梁，它们的横截面积小于桁架结构主要构件的横截面积。两个桁架结构在端点(点 E)连接，连接的特点是允许各自独立地沿方向 3 移动和允许所有的转动，但规定它们在方向 1 和方向 2 的位移相等。起重机的点 A、B、C 和 D 牢固地焊接在巨大的结构上。起重机尺寸如图 6－11 所示，在图中，桁架结构 A 包括构件 AE、BE 和它们的内部支承；桁架结构 B 包括构件 CE、DE 和它们的内部支承。

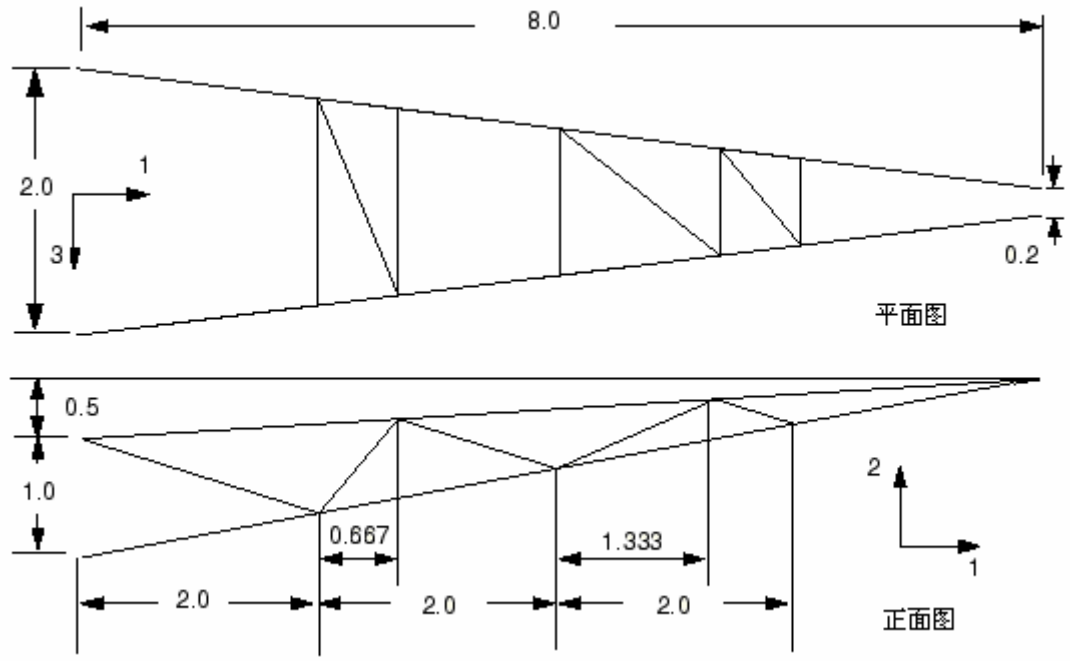


图 6-11 货物起重机的尺寸（m）

对于起重机的主要构件，其横截面尺寸与长度的比值远小于 1/15，其最短的内部支撑结构横截面尺寸与长度的比值约为 1/15，因而用梁单元模拟起重机是合理的。

6.4.1 前处理－用 ABAQUS/CAE 生成模型

现在讨论如何用 ABAQUS/CAE 生成起重机模型。在附录 A.4 节“货物起重机”中提供了一个命令运行文件，在 ABAQUS/CAE 中运行这个文件就可以生成该问题的完整的分析模型。若按照下面的详细说明去做的时候遇到困难，或者想检查工作步骤，可以运行这个文件。在附录 A 中有关于怎样获取和运行该文件的说明。

如果不使用 ABAQUS/CAE 或其它的前处理器，也可以手工生成该问题的模型输入文件，可参见“Getting Started with ABAQUS/Standard: Keywords Version”6.4 节。

生成部件

焊接点在起重机中连接主要构件和内部支撑，使结构各个区域之间的平移和旋转位移是连续的，所以模型中每一个焊接点只需要一个几何实体（即节点）。这样用一个部件就可以代表主要构件和内部支撑。为了方便，两个桁架结构作为为一个部件处理。

而连接桁架的交叉支承和桁架端点的销接点就不同于焊接点。由于在这些连接处的节点自由度不完全连续，在连接处需要分别给出各自的节点，因而需要把交叉支撑作为独立的实体，用单独的部件模拟。在分离的节点间还需要定义适当的约束。

下面通过讨论来定义桁架的几何形态。由于两个桁架完全相同，只需用一个桁架的几何形态就可以定义部件的基本特征。而通过拷贝的方法可以形成由两个桁架组成的部件。

图 6－11 显示的尺寸是在图中的笛卡儿坐标系下给出的，但基本特征要在部件的局部 1－2 平面给出，因此在绘制桁架时其尺寸需要做相应调整。当所有的部件在一个公共坐标系组装时，每个部件可以按需要进行旋转和重新定位成如图 6－11 所显示的整体坐标系下的结构。

定义单个桁架的几何形状的步骤：

1 首先生成一个三维变形的平面线框部件，设置近似的部件尺寸范围为 15.0，并将部件取名为 Truss.

2 用 **Create Lines: Connected** 工具生成两条直线代表桁架的主要构件，进行尺寸标注，并用 **Edit Dimension Value** 工具给出桁架精确的水平跨度，如图 6－12 所示。

提示：可用 **Sketcher Options** 修改尺寸文本格式。

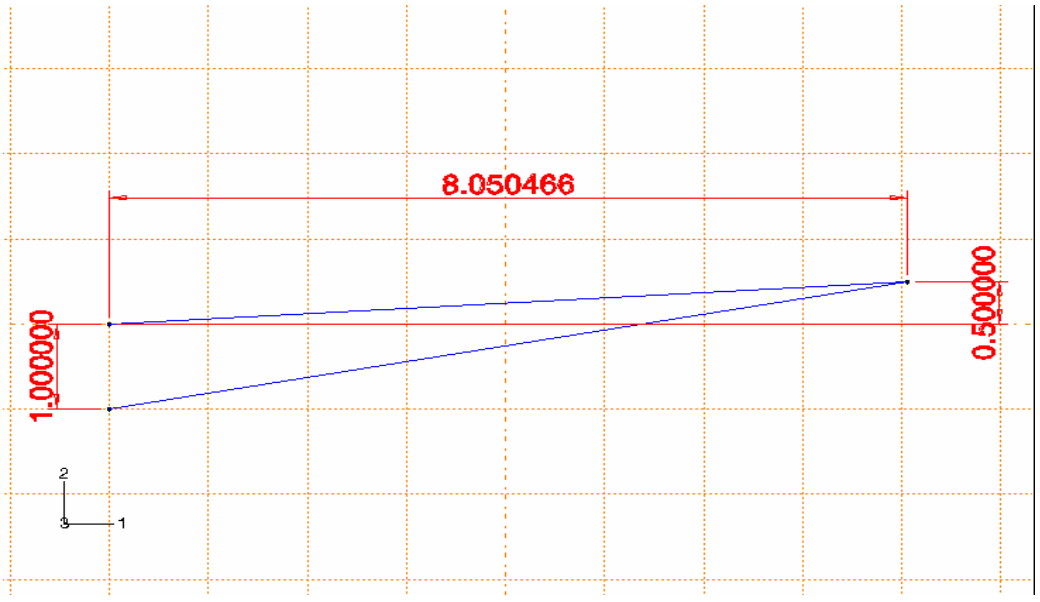


图 6－12 桁架的主要构件

3 生成五个独立点，如图 6－13 所示。给每个点生成和编辑如图所示的尺寸标注，然后通过每个点生成一条竖直辅助线。每条竖直线与两个主要构件线的交点就是内部支撑与主要构件的焊接点。

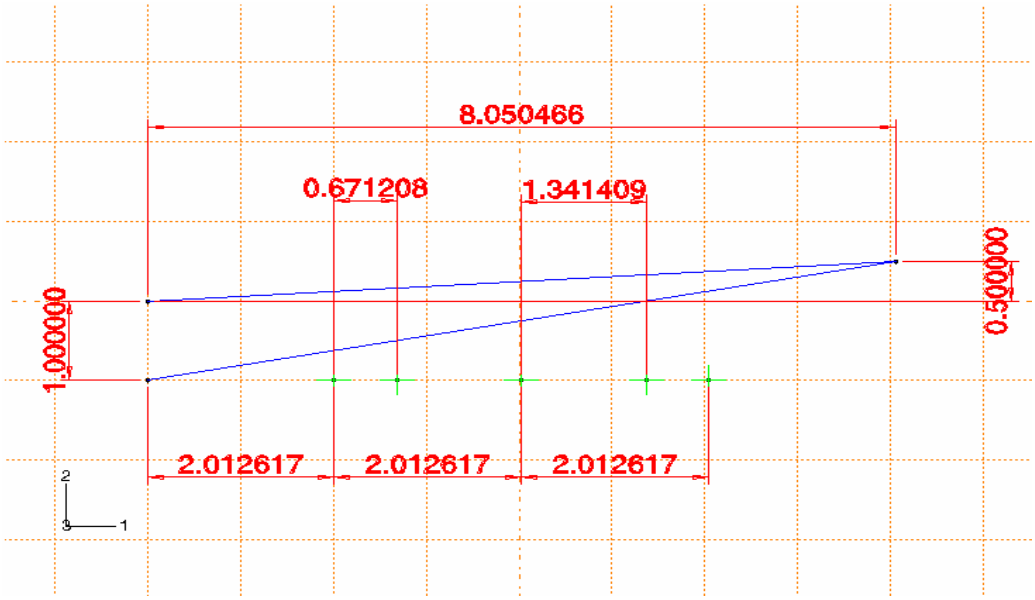


图 6－13 用于确定结构位置的点

4 在焊接点位置生成单独的点，这些点用辅助线和几何线（亦即代表桁架主要构件的线）的交点选取。同时在两条几何线的端点生成单独的点。

5 删除几何线，再用一列连线重新定义桁架的几何形体。例如，从位于结构左下角的点开始，以逆时针方向依次连接相邻点，就可以画出整个桁架。最终图形如图 6－14 所示。

6 用 **Save Sketch As** 工具将图形保存为 Truss.

7 点击 **Done** 退出绘图器并保存部件的基本特征。

另一个桁架将作为一个平面线框特征（wire feature）加入。在加入一个平面特征的时候，不仅需要定义绘图平面，而且要定义绘图平面的方位。该绘图平面用基准面定义，平面的方位用一个基准轴确定，然后桁架的图形投影到这个绘图平面。

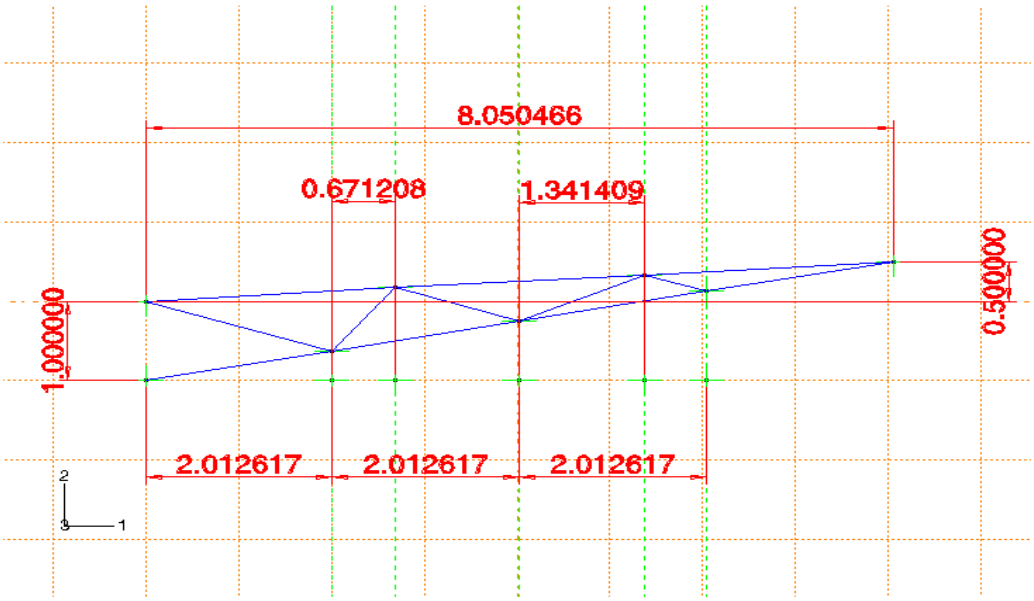


图 6－14　单个桁架结构的最终图形

定义第二个桁架的几何形体

1 用桁架的端点偏移的方法确定三个基准点，如图 6－15 所示。

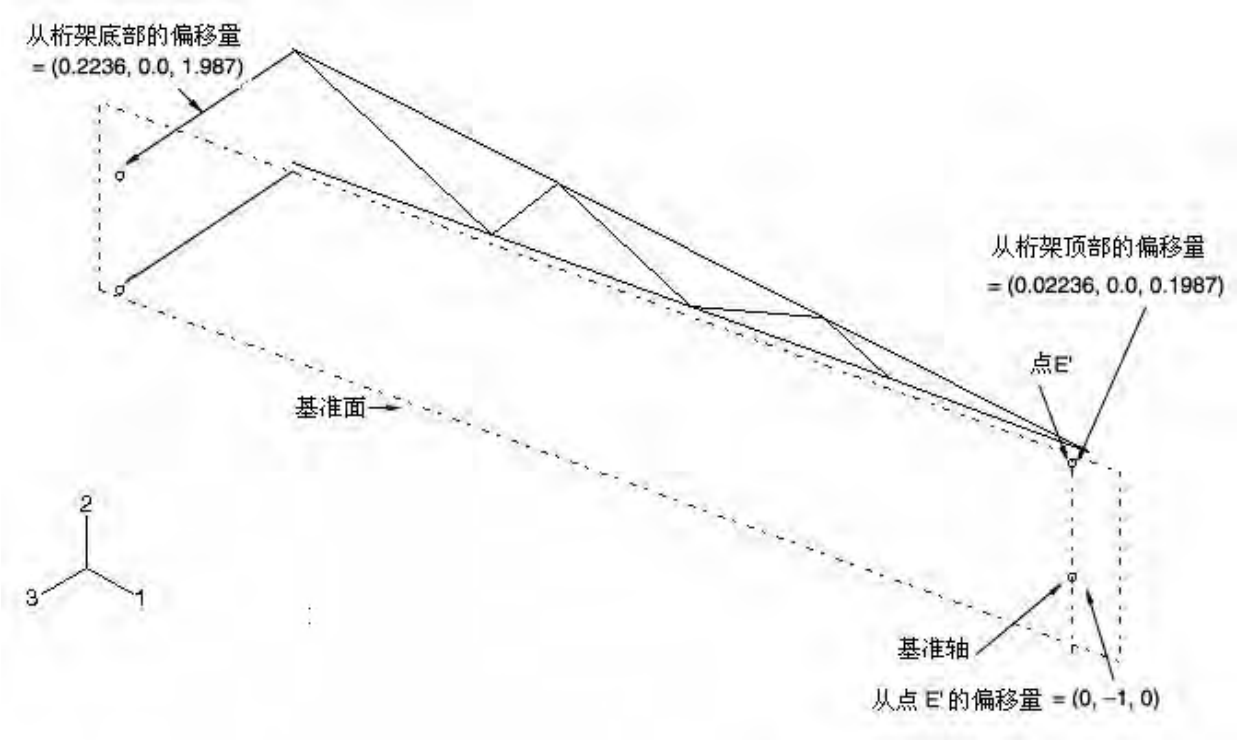


图 6－15　基准点 基准轴及基准平面

端点的偏移值已在图中标示出。另外还要指定如图所示的第四个基准点，可以旋转视图观察基准点。

前三个基准点用来确定基准平面，第四个基准点用于确定基准轴。

2 用 **Create Datum Plane: 3 Points** 工具定义一个基准平面，并用 **Create Datum Axis: 2 Points** 工具定义一个基准轴，如图 6－15 所示。

3 用 **Create Wire: Planar** 工具给部件增加一个特征，选取基准面为绘图平面，选取基准轴作为图形右边的竖直边界。

4 用 **Add Sketch** 工具调入桁架图，选择新桁架末端的顶点作为平移矢量的起点，标注了 E´ 的点作为平移矢量的终点来平移图形，如果需要，可以放大和旋转图形以便选点。

5 点击提示区的 **Done** 退出绘图器。

最终的桁架部件如图 6－16 所示。

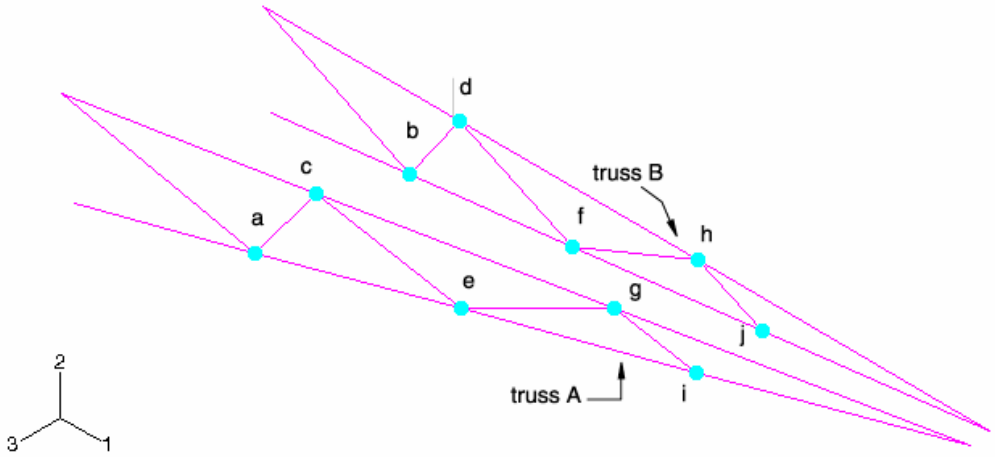


图 6－16 桁架结构的最终几何图形；放大标示的点显示铰接点的位置

生成内部支撑部件的最简单的办法是直接在铰接点之间生成线特征。目前在 ABAQUS/CAE 中生成基本线特征的唯一可用办法涉及平面绘图器，但是铰接点不在一个平面上，因此要完成这个任务需要一个空的部件作为桥梁。

铰接点的坐标位置可以很容易从桁架结构的几何信息得到。交叉支撑的几何形体可以通过在空部件的坐标位置生成基准点来确定，然后在基准点之间加上线框特征完成几何形体的定义。

定义交叉支撑的几何形体的步骤：

1 从主菜单条选 **Tools⟶Query** 工具，在 **Query** 对话框中选中 **Point** 然后点击 **OK**。

2 点击图 6－16 中每个凸亮点。

在信息区显示每个点的相应信息，我们将利用这些信息确定新部件的基准点，这个新部件用来定义交叉支撑的几何形体。

3 从主菜单条选择 **Part⟶Copy**，将名为 Truss 的部件复制并命名为 Cross brace。

4 从位于工具条下的 **Part** 表中，选择 Cross brace 为当前的部件。

5 从主菜单选择 **Feature⟶Manager**，在 **Feature Manager** 中选择所有特征，

然后点击 **Delete** 删除所有特征。

6 现在已经有了一个空部件，用前面得到的坐标值在每个铰接点生成基准点。

提示：调整信息区的大小并用垂直滚动条使所有点的信息都能看到。当提示某个基准点的信息时，把光标移入文本域再按空格键可删除默认值 0.0，0.0，0.0。在信息区选中某个点的信息然后点击鼠标中间键来粘贴到文本域。

7 用 **Create Wire: Two Point** 工具定义交叉支撑的几何形体，如图 6－17 所示(该图中的顶点与图 6－16 中的点对应)。可用 **Viewpoint** (1.19, 5.18, 7.89)，**Up vector** (－0.40, 0.76, －0.51)指定一个类似的视图。

提示：如果在连接交叉支撑的几何图形时出了差错，可以用 **Delete Feature** 工具来删除一条线，删除的特征不能恢复。

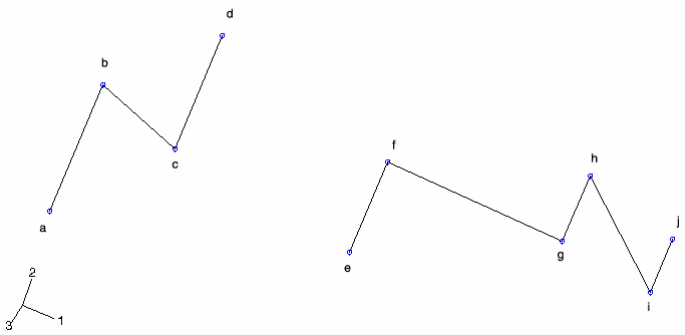


图 6－17 交叉支撑的几何形体

定义梁横截面属性

因为在该分析中假设材料是线弹性的，从计算的角度考虑，采用预先计算梁横截面的属性更有效。假定所有桁架及支撑都是中强度钢，$E = 200.0 \times 10^9$ Pa，$\nu = 0.25$，$G = 80.0 \times 10^9$ Pa。该结构中所有梁都是箱形截面。

箱形截面如图 6－18 所示。图 6－18 显示的尺寸是起重机中两个桁架的主要构件的梁截面尺寸。支撑梁截面的尺寸如图 6－19 所示。

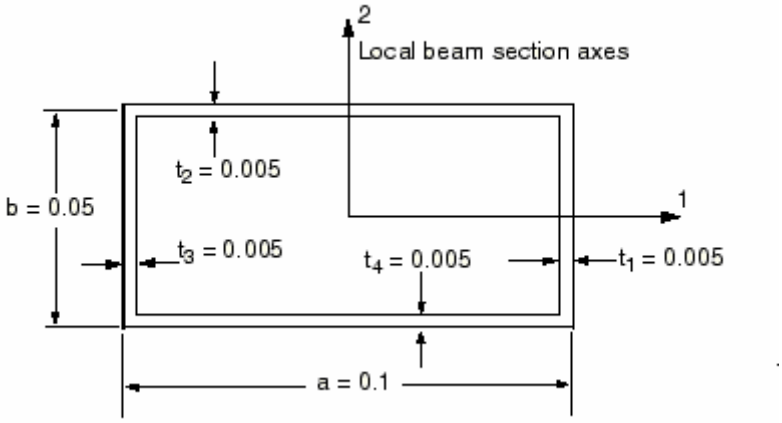


图 6－18 主要构件的梁截面几何形状和尺寸（m）

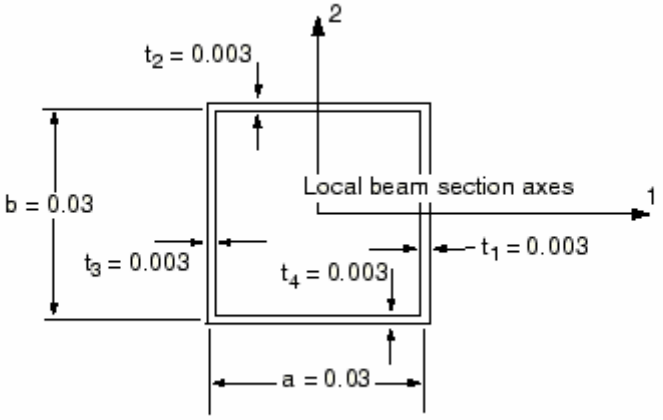


图 6－19 内部支撑和交叉支撑的梁截面几何形状和尺寸(m)

定义梁横截面属性的步骤：

1 在 **Property** 模块生成两个箱形轮廓线，一个是桁架结构的主要构件，一个是内部和交叉支撑，将它们分别命名为 MainBoxProfile 和 BraceBoxProfile,用图 6－18 及 6－19 所示的尺寸完成轮廓线的定义。

2 分别为桁架结构的主要构件及支撑各生成一个梁截面,并分别命名为 MainMemberSection 及 BracingSection。

a. **两个截面都选择截面积分在分析前进行。一旦截面积分的类型选定，材料属性就作为截面属性的组成部分，而不是一个分离的定义。**

b. 选择 MainBoxProfile **为主要构件的截面定义，**选择 BraceBoxProfile **为支撑的截面定义。**

c. 点击 **Linear properties** 工具，在 **Beam Linear Behavior** 对话框的文本域中输入弹性模量和剪切模量。

d. 在 **Edit Beam Section** 工具的对话框的文本域中输入泊松比。

3 **赋值** MainMemberSection **为桁架主要构件的几何域，** BracingSection

为内部和交叉支撑的几何域。用位于工具单下的部件表选择部件。

定义梁截面方向

主要构件的梁横截面轴应当这样定向，使得梁的 1 轴正交于桁架结构的平面，该平面在仰视图(图 6-11)中给出，而使梁的 2 轴正交于平面中的单元。内部支撑的近似 n_1 矢量与各自桁架结构的主要构件有相同的要求。

在局部坐标系下，桁架部件 Truss 的 定向如图 6－20 所示。

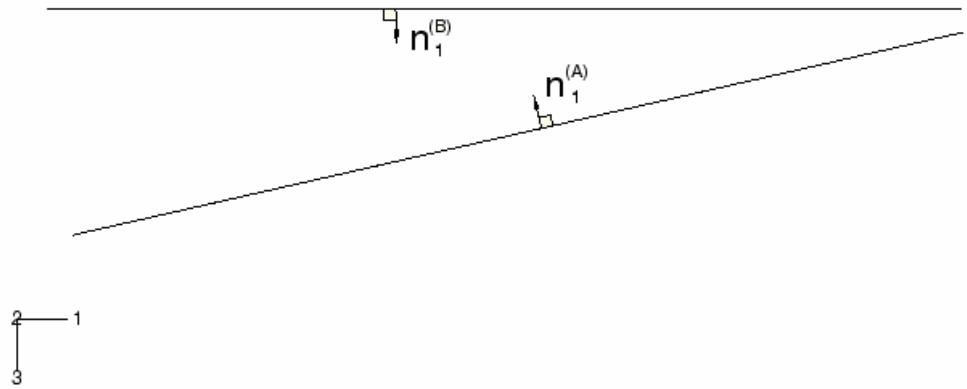


图 6－20　　桁架在局部坐标系下的方向

从主菜单条选择 Assign⟶Beam Section Orientation 工具为每个桁架结构指定一个近似的 n_1 矢量方向。如前所述，该矢量需与桁架平面垂直，因此，对于平行于部件局部 1－2 平面的桁架（桁架 B），近似矢量 n_1＝（0.0，0.0，1.0），而对另一个桁架（桁架 A），近似矢量 n_1＝(－0.2222，0.0，－0.975)。

从主菜单条选择 Assign⟶Tangent 工具指定梁的切线方向。翻动切线方向使其如图 6－21 所示的情形。

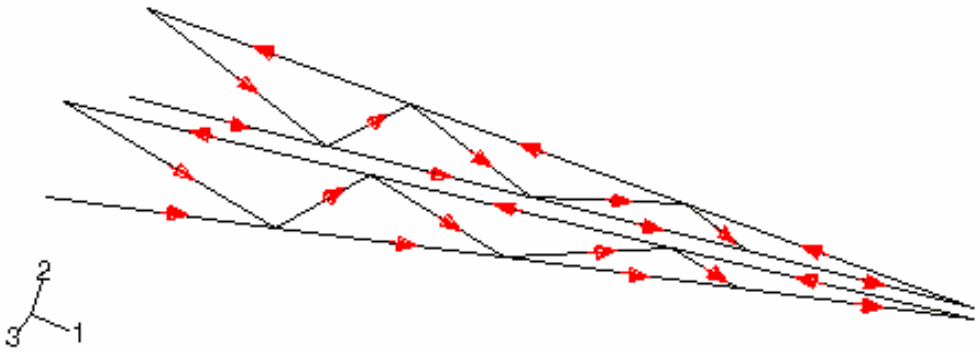


图 6－21　　梁的切线矢量方向

所有交叉支撑及每个桁架内部支撑都有相同的梁截面尺寸，但它们的梁截面轴的方向确各不相同。由于方形交叉支承构件主要承受轴向载荷，它们的变形对横截面定向不敏感，因而我们可以作些假定以便于易于确定交叉支承构件的定向。所有梁的法线方向（n_2矢量）都近似位于起重机俯视图的平面内（见图 6－19），这个平面与整体 1－3 平面有轻微的歪斜。确定这个方向的简易办法是提供一个与 1－3 平面垂直的近似 n_1矢量。该矢量几乎平行于整体的方向 2。因此对交叉支撑指定 n_1＝（0.0，1.0，0.0）使它与部件的 y 轴对准（后面会看到它与整体的 y 轴也相同）。

梁的法线

在这个模型中，如果提供的数据只给出了近似矢量的 n_1 方向，就会引起模型误差。除非不顾，梁单元的法线的平均处理（见 6.1.3 节“梁截面曲率”）将引起 ABAQUS 去使用不正确的几何形状。为了了解这点，可以用 **Visualization** 模块显示梁截面轴和梁切线矢量（见 6.4.2 节），如果没有对梁法线方向的进一步修正，起重机模型的法线在 **Visualization** 模块中显示的好像是正确的，但实际上它们有轻微的偏差。

图 6－22 显示了桁架结构的几何形状。从该图可以看出，起重机模型的正确几何形状要求在顶点 V1 有三个独立的梁法线，R1 区及 R2 区各一个，R3 区和 R4 区共用一个。

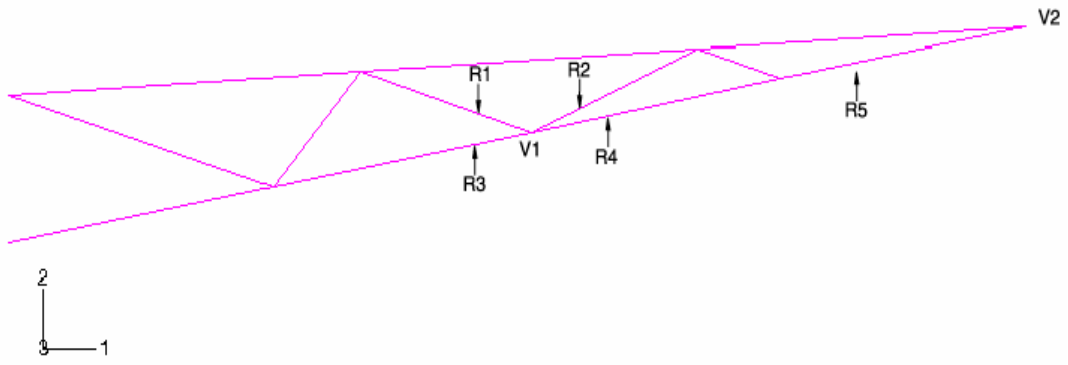


图 6－22 梁法线需指定的位置

从 ABAQUS 平均法线的逻辑来看，显然在 R2 区中的顶点 V1 的梁法线会与该点的其它区的法线进行平均。此时平均逻辑的重要部分是当法线与参考法线的夹角小于 20°时，用参考法线来平均得到新的参考法线。假定在该点的初始参考法线是 R3 区和 R4 区的法线，因为 R2 区的梁法线与参考法线的夹角小于 20°，所以在该位置会将法线与初始法线取平均来定义该节点处新的参考法线。另一方面，因为在节点 R1 区的法线与初始参考法线的夹角大约是 30°，因此它的法线是独立的。

上述不正确的平均法线意味着：在 R2 区，R3 区和 R4 区生成的，并且以顶点 V1 为公共节点的那些单元会具有一种不希望出现的几何形状，即截面绕梁的轴线从一端到另一端产生扭曲。所以在法线与相邻区域参考法线的夹角小于 20°的位置，需要明确地指定法线方向，这样能避免 ABAQUS 的法线平均计算。在这个问题中，两个桁架中相应的区域都需要采取这种办法。

在桁架结构末端 V2 处的法线也存在这个问题，因为与顶点 V2 相连的两个区域的夹角也小于 20°。由于模拟的是直梁单元，每个单元的两个节点处的法线是常数，这可以用明确指定法线方向来改正。如前所述，两个桁架中相应的区域都

需要采取这种办法。

目前在 ABAQUS/CAE 中指定梁法线方向的方法只能用 **Keywords Editor** 进行，而 **Keywords Editor** 只能在 **Job** 模块中操作，所以只能在后面再指定梁法线的方向。

生成装配件

现在我们把注意力集中到组装模型上来。这包括生成每个部件的副本，并将副本进行旋转和平移，使它们在整体笛卡儿坐标下组成整体，如图 6－11 所示。

生成装配件的步骤

1 在 **Assembly** 模块，生成桁架和交叉支撑两个部件的副本。

2 从主菜单选择 **Instance⟶Rotate** 工具，将桁架部件副本绕着由 C 点和 D 点定义的轴旋转 6.4188°（参见图 9－5)。该轴与整体 y 坐标平行。旋转的方向判断取决于轴的方向，而轴的方向取决于先选哪个节点。例如，如果先选择 C 点作为旋转轴的起点，旋转的角度就是正值（对应于 y 轴负方向)。ABAQUS/CAE 对所选副本的旋转会提供一个短暂的视图，可以在提示区点击 **OK** 接受副本新的位置。

3 对交叉支撑部件的副本重复上述步骤，要确认其旋转轴与桁架副本一样（仍然用 C 点和 D 点)。

4 在 B 点和 D 点间生成一个基准点（参见图 6－10)，然后从主菜单选择 **Instance⟶Translate** 工具，平移桁架部件的副本，平移时将前述基准点作为平移矢量的起点，(0.0，0.0，0.0）作为终点。交叉支撑部件的副本也需要平移相同的距离，最简单办法是，在交叉支撑上任选一点作为平移矢量的起点，桁架中相应点作为终点。

在这里定义一些以后会用到的几何集会带来方便。首先生成桁架与交叉支撑之间铰接点的集（即图 6－16 中所标的点)，每个铰接处需生成两个集：一个位于桁架部件的副本上，另一个位于交叉支撑部件的副本上。与桁架相关的点集命名为 Truss-1, ..., Truss-10；与交叉支撑相关的点集命名为 Brace-1, ..., Brace-10。另外还需定义一个包含与点 A 至点 D 的几何集（参见图 6－10 的精确位置)，并命名为 Attach；另外还生成一个位于桁架顶端处的点集，(图 6－10 中的位置 E)，分别命名为 Tip-a 及 Tip-b,其中前者属于桁架 A，后者属于桁架 B（见图 6－16)。

提示：在选择桁架部件副本的节点时隐藏交叉支撑部件副本会很有帮助，反之亦然。选择 **View⟶Assembly Display Options** 工具,按需要打开或关上某个副本的视图。

最后，为需要指定法线方向的每个区域生成一个集，参考图 6－16 及图 6－22。对桁架 A， R2 区域的集命名为 Inner-a， R5 区域的集命名为 Leg-a。对桁架 B，相应的集命名为 Inner-b 及 Leg-b。

生成分析步定义及指定输出请求

在 **Step** 模块，生成一个纯静态的一般分析步，并命名为 Tip load，然后输入分析步描述： **Static tip load on crane**。

输出节点处的位移（**U**）与反作用力（**RF**）以及单元的截面力（**SF**)，结果作为场量写入输出数据库，为 ABAQUS/CAE 的后处理调用。

定义约束方程

节点自由度之间的约束在 **Interaction** 模块中指定。每一方程形式如下：

$$A_1u_1 + A_2u_2 + \cdots + A_nu_n = 0$$

式中 A_i 是与自由度 u_i 有关的系数。

起重机模型中两个桁架的末端以这样的方式连接在一起，使得端点上自由度 1 和 2(1 和 2 方向的平移)是相等的，而其它自由度(3～6) 是独立的。这里需要两个线性约束方程，一个是两个节点的自由度 1 相等的方程；另一个是两个节点的自由度 2 相等的方程。

生成线性方程的步骤：

1 切换到 **Interaction** 模块，从主菜单条选择 **Constraint⟶Create**，把约束命名为 TipConstraint-1,并指定为等式约束。

2 在 **Edit Constraint** 对话框中，第一排输入系数 1.0，集名 Tip-a, 和自由度 1；在第二排输入系数-1.0，集名 Tip-b, 和自由度 1，然后点击 OK。这样就生成了自由度 1 的约束方程。

3 从主菜单选择 **Constraint⟶Copy**，复制约束方程 TipConstraint-1 到 TipConstraint-2.。

4 选择 **Constraint⟶Edit⟶TipConstraint-2**，将自由度改为 2。

凡定义在约束方程中的第一个集的相关自由度都将在刚度矩阵中消去，因而这个集不会在其它约束方程中出现，并且边界条件也不会施加在消去的自由度上。

多点约束 MPC

与桁架内部支承不同，交叉支承是用螺栓连接在桁架构件上的。可以假设螺栓连接处不能传递转动和扭转，在该处需要定义两个节点来确定约束。在 ABAQUS 中这样的约束可以用多点约束(**MPCs**)或约束方程来定义。

MPCs 允许对模型的不同自由度之间强加约束。ABAQUS 提供了很大的 **MPCs** 资料库。(见 ABAQUS/标准用户手册中 20.2.1 节)

用来模拟螺栓连接 MPC 的类型是 PIN。由这种 MPC 生成的铰接点的特点是：位移是相等的，但转动（如果存在）各自独立。

目前在 ABAQUS/CAE 中指定 **MPC** 的方法只能用 **Keywords Editor** 进行，而 **Keywords Editor** 只能在 **Job** 模块进入，所以后面再定义 **MPC**。

定义荷载和边界条件

一个 10kN 的总载荷加在桁架末端的负 y 方向。考虑到这里已定义了一个连接 Tip-a 集和 Tip-b 集的 y 方向位移的约束方程， Tip-a 集已从系统方程中消去，因而在 Load 模块中，该荷载将作为数值为 10000 的集中荷载加到 Tip-b 集上。将荷载命名为 Tip load。由于约束方程的存在，荷载会同时作用在两个桁架上。

因为起重机坚实地固结在主体结构上,所以需生成一个 **encastre** 边界条件，并命名为 Fixed end，用于 Attach 集中。

网格生成

起重机采用三维、细长的三次梁单元（B33）模拟，单元的三次插值允许对每个构件只用一个单元，在实际的弯曲荷载下仍然可以得到精确的结果。在这个模型中的网格如图 6－23 所示。

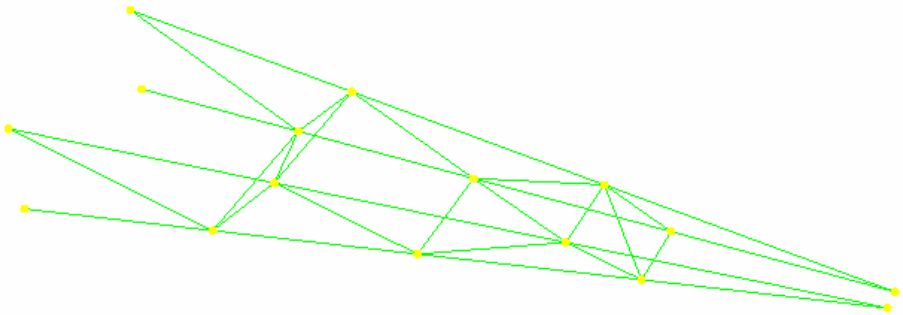


图 6－23　　起重机网格

在 Mesh 模块中，对所有区域指定整体剖分数（seed）为 2.0,然后用 B33 单元对两个部件的副本剖分网格。

用 Keywords Editor 定义作业

在 Job 模块，需要用 Keywords Editor 添加必要的关键字选项来完成模型的定义（亦即指定梁法线方向和 MPCs）。如果需要，可以参考 ABAQUS 的 Keywords 手册中语法的描述。

在 Keywords Editor 中增加选项的步骤：

1 切换到 Job 模块，在主菜单上选择 Model⟶Edit Keywords⟶Model-1。

2 在Keywords Editor中，每个关键字都有一个显示块，选择刚好出现在“*END ASSEMBLY”前面的文本块，点击Add After增加一个空文本块。

3 在出现的文本块中输入以下内容：

```
*NORMAL, TYPE=ELEMENT
Inner-a,   Inner-a, -0.3986,   0.9114,   0.1025
Inner-b,   Inner-b,  0.3986, -0.9114,   0.1025
Leg-a,     Leg-a,    -0.1820,  0.9829,   0.0205
Leg-b,     Leg-b,     0.1820, -0.9829,   0.0205
```

4 再次点击 Add After 并输入以下内容：

```
*MPC
PIN, Truss-1,  Brace-1
PIN, Truss-2,  Brace-2
PIN, Truss-3,  Brace-3
PIN, Truss-4,  Brace-4
PIN, Truss-5,  Brace-5
PIN, Truss-6,  Brace-6
PIN, Truss-7,  Brace-7
PIN, Truss-8,  Brace-8
PIN, Truss-9,  Brace-9
PIN, Truss-10, Brace-10
```

提示：可以点击鼠标按键 3，在出现的菜单中进行从一个文本块切割、复

制、粘贴到另一个文本块的操作。

在做下一步之前，将模型重新命名为 Static。这个模型在后面第九章中还会作为其模型的基础再次用到。

将模型保存在名为 Crane.cae 的模型数据文件中，生成作业名为 Crane. 提交作业进行分析，监控分析进程。若遇到模型错误应予以改正；对任何警告提示信息需分析原因并采取必要的相应措施。

6.4.2 后处理

切换到 **Visualization** 模块并打开文件 Crane.odb， 立即显示出起重机模型的快图。

画出模型变形后的形状

首先用未变形的模型叠加在变形后的模型上，用（0，0，1）作为非缺省的正视图矢量的 x,y,z 坐标，用（0，1，0）作为仰视图的 x,y,z 坐标。

变形后的模型叠加在未变形的模型上的图形如图 6－24 所示。

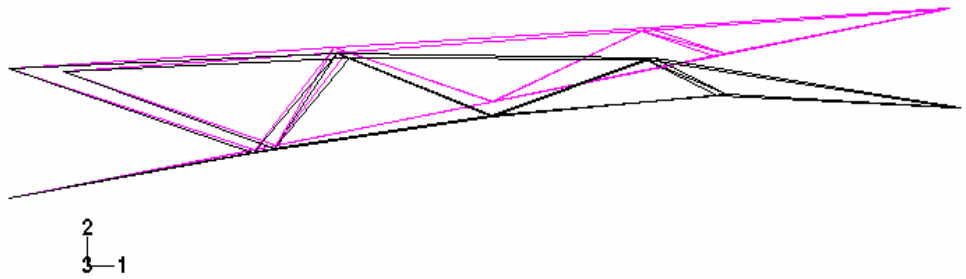


图 6－24　　起重机变形后的形状

用显示组绘制单元及节点集

可以用显示组画出现有的节点集和单元集的图形，也可以直接在视窗中选取节点或单元生成显示组。下面生成一个只包含桁架 A 主要构件的单元的显示组。

生成并画出显示组的步骤：

1 从主菜单选择 **Tools⟶Display Group⟶Create**；或用工具箱中的 工具，会出现 **Create Display Group** 对话框。

2 从对话框左上部的 **Item** 表中选择 **Elements** 。

3 从 **Selection Method** 表中选择 **Pick from viewport**。

4 用 **[Shift]+Click**，从视窗中选择桁架 A 主要构件上的所有单元。

提示：若在目前视图中选择单元有困难，可以恢复原来的等视图。

5 在 **Create Display Group** 对话框中，点击 **Save Selection As** 并输入 MainA 作为该显示组的名字。

6 点击 **Dismiss** 关掉 **Create Display Group** 对话框

7 从主菜单选择 **Tools⟶Display Group⟶Plot⟶MainA**。

现在 ABAQUS/CAE 只显示 MainA 中的单元，既有变形前的形状，又有变形后的形状。

梁横截面轴方向

可以在未变形的模型上显示梁的截面轴和梁法线。

显示梁截面轴的步骤：

1 从主菜单中选择 **Plot⟶Undeformed Shape**；或用工具箱中的 工具显示模型未变形的形状。

2 从工具条上点击 工具，并从弹出的 **View** 对话框中选择等视图。

3 从主菜单选择 **Options⟶Undeformed Shape**；然后在弹出的对话框中点击 **Normals** 。

4 激活 **Show normals**。

5 在 **Normals** 页底部的 **Style** 域中指定 **Length** 为 Long。

6 点击 **OK**。

梁的截面轴和梁法线显示在未变形的图形上。

显示的结果如图 6－25 所示。图 6－25 中说明截面轴和梁法线的文字注解不会出现在屏幕上。图中显示的梁局部 1 轴矢量 $\mathbf{n}_1$ 是蓝色的；梁 2 轴矢量 $\mathbf{n}_2$ 是红色的；梁的切线 **t** 是黑色的。

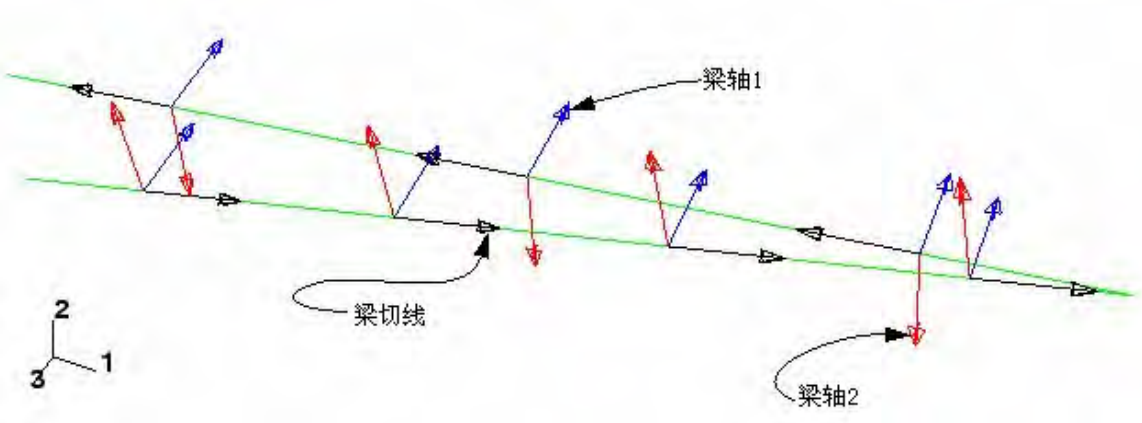


图 6－25 显示组 MainA 中单元的梁截面轴和梁法线

生成硬拷贝

可以将梁法线的图形用硬拷贝输出到文件进行保存。

生成梁法线图形的补遗文件

1 从主菜单选择 **File⟶Print**，出现 **Print** 对话框。

2 在 **Print** 对话框的 **Settings** 域中选择表现类型为 **Black&White**，选择输出目的地 **Destination** 为文件。

3 选择格式为 **PS** ，输入 beamsectaxes.ps 为文件名。

4 点击 **PS** 选项，弹出 PostScript Options 对话框。

5 在 **PostScript Options** 对话框中选择分辨率（Resolution）为 600 dpi; 关闭 **Print date** 。

6 点击 **OK** 确认全部选项并关闭对话框。

7 在 **Print** 对话框中点击 **OK**。

这样 ABAQUS/CAE 生成了一个梁法线图形的补遗文件，并用文件名 beamsectaxes.ps 保存在用户的工作目录下，可以用打印补遗文件的系统命令打印该文件。

位移摘要文件

用户可以将显示组 MainA 中所有节点的位移摘要写入一个文件。

把位移写入报告文件的步骤：

1 从主菜单选择 **Report⟶Field Output**，弹出 **Report Field Output** 对话框，默认已选 **Variables**。

2 从 **Position** 菜单中选择 **Unique Nodal** ，打开 **U Spatial displacement** 选项。

3 在 **Report Field Output** 对话框中点击 **Setup**。

4 输入文件名 crane.rpt.。

5 点击 **OK**。

在显示组 MainA 中所有节点的位移已写入文件 crane.rpt 中。从文件中可以找出起重机尖端方向 2 的位移值为 0.0188m。

横截面力和弯矩

ABAQUS 能够提供作用在结构单元给定点处横截面上的力和弯矩的输出，这些力和弯矩是定义在梁的局部坐标系中的。下面画出显示组 MainA 中单元在梁轴 1 方向横截面力的等值线图。为清楚起见，重置视图使单元显示在 1－2 平面。

生成弯矩等值线图的步骤：

1 从主菜单选择 **Result⟶Field Output**，弹出 **Field Output** 对话框，**Primary Variable** 已默认选出。

2 从有效输出变量表中选择 **SM**，再从子域中选择 **SM1**。

3 点击 **OK**，出现 **Select Plot Mode** 对话框。

4 打开 **Contour**,再点击 **OK**。

ABAQUS/CAE 显示出对梁 1 轴的弯矩等值线图，等值线图是在变形后的图

形上画出的。由于在这个分析中没有考虑几何非线性，变形比例因子会自动选定。

对于象梁这类一维单元，彩色云图不是很有用的，用 **Contour** 选项产生的“弯矩”类型图更有用。

5 在提示区点击 **Contour Options**，出现 **Contour Plot Options** 对话框，**Basic** 已默认选出。

6 在 **Contour Type** 域中打开 **Show tick marks for line elements**。

7 点击 **Shape** 并选择 **Uniform** 变形放大因子为 1.0。

8 点击 **OK**。

画出的图形如图 6－26 所示。每个节点上变量的大小是通过单元到等值线符号的垂直距离给出的。这种“弯矩”类型图可以应用于任何一维单元的变量，包括桁架和轴对称壳以及梁（不只是弯矩）。

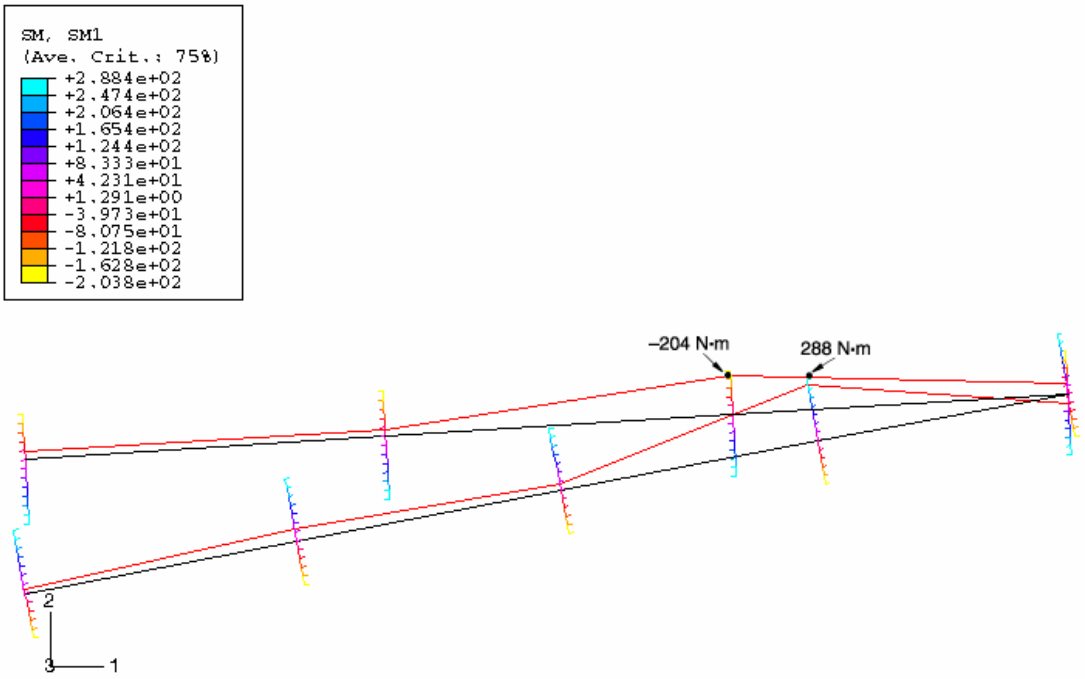


图 6－26 显示组 MainA 中单元在梁 1 方向的弯矩图。最高应力（由单元的弯曲产生）的位置已表示出

6.5 有关的 ABAQUS 例子

- ABAQUS 实例手册 1.2.1 节，“Detroit Edison 管道击打试验”
- ABAQUS 基准手册 1.2.1 节，“梁的屈曲分析”
- ABAQUS 基准手册 1.3.14 节，“汽车的碰撞模拟”
- ABAQUS 基准手册 2.1.2 节，“悬臂梁的几何非线性分析”

6.6 参考书目

梁基本理论
Timoshenko, S., *Strength of Materials: PartII,* Krieger Publishing Co., 1958.
Oden, J.T. and E.A. Ripperger, *Mechanics of Elastic Structures,* McGraw-Hill, 1981

梁基本计算理论
Cook, R.D., D.S. Malkus, and M.E. Plesha, *Concepts and Applications of FiniteElement Analysis, John Wiley & Sons,* 1989
Hughes, T.J.R., *The Finite Element Method,* Prentice-Hall Inc.,

6.7 小结

- 梁单元的性质由横截面的数值积分确定，也可以由直接给出横截面积、惯性矩和扭转常数确定。
- 在定义梁横截面数值特性时，可以选择在分析开始前计算截面特性（假定材料是线弹性的），或者选择在分析过程中计算截面特性（线性及非线性材料均可）。
- ABAQUS 给出了大量的标准横截面形状。其它的形状可以用 **ARBITRARY** 截面形状来给出。
- 必须定义横截面方向，可以通过给出第三个节点，或者在单元性质中定义一个法线矢量的方法来定义。横截面法线可在 ABAQUS/CAE 的 **Visualization** 模块中画出。
- 当梁作为壳的加强构件使用时，梁的横截面可以偏离梁节点。
- 线性和二次型梁包含剪切变形的影响，三次型梁不考虑剪切柔度。开口横截面梁准确地模拟了扭转和薄壁开口横截面翘曲(包括翘曲约束)的影响。
- 多点约束和约束方程可以用来连接模型中铰接、刚性连接等节点的自由度。
- “弯矩”型图使得象梁这样的一维单元的结果很清楚地表示出来。
- ABAQUS/CAE 后处理图的硬拷贝可以从 PS 、EPS、 TIFF 和 PNG 文件中得到。

第七章　非线性

这一章讨论 ABAQUS 中的非线性结构分析。线性分析与非线性分析的区别概述如下：

线性分析

到目前为止所讨论的分析实例均为线性情形，也就是施加的载荷和系统响应间存在线性关系。例如：如果一线性弹簧在 10N 的载荷下伸长 1m，那么施加 20N 的载荷就会伸长 2 m。这意味着在线性分析中，结构的柔度阵只需计算一次（将刚度阵集成并求逆即可得到）。其它载荷情形下，结构的线性响应可通过将新的载荷向量与刚度阵的逆相乘得到。此外，结构对不同载荷情形的响应，可以用常数来进行比例变换或相互叠加的方式，来得到结构对一种完全新的载荷的响应，这要求那种新载荷是先前各载荷的线性组合。载荷的叠加原则假定所有的载荷的边界条件相同。

ABAQUS 在线性动力学模拟中使用了载荷的叠加原理，这将在第九章进行讨论。

非线性分析

结构的非线性问题指结构的刚度随其变形而改变的分析问题。实际上所有的物理结构均为非线性的，而线性分析只是一种方便的近似，这对设计来说通常是足够精确的。显然，线性分析对包括加工过程的许多结构模拟来说是不够的，象锻造或冲压、压溃分析、及橡胶部件、轮胎和发动机垫圈分析等问题。一个简单的例子就是具有非线性刚度响应的弹簧（见图 7-1）。

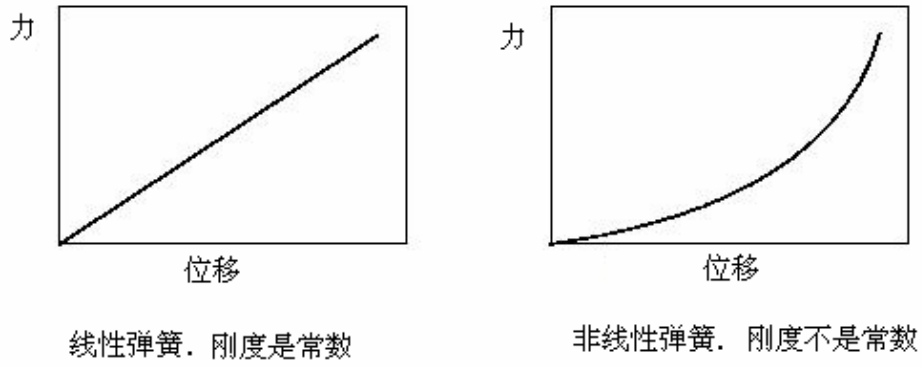


图 7-1　线性和非线性弹簧特性

由于刚度依赖于位移，所以不能再用初始柔度乘以所施加的载荷的方法来计算任意载荷时弹簧的位移了。在非线性分析中结构的刚度阵在分析过程中必须进行许多次的生成、求逆，这使得非线性分析求解比线性分析昂贵得多。

由于非线性系统的响应不是所施加载荷的线性函数，因此不可能通过叠加来获得不同载荷的解。每种载荷都必须作为独立的分析进行定义及求解。

7.1 非线性的来源

在结构力学模拟中有三种非线性的来源：

- 材料非线性
- 边界非线性
- 几何非线性

7.1.1 材料非线性

这种非线性也许是人们最熟悉的，并将在第八章中进行更深入的讨论。大多数金属在小应变时都具有良好的线性应力/应变关系，但在应变较大时材料会发生屈服，此时材料的响应变成了非线性和不可逆的（见图 7-2）。

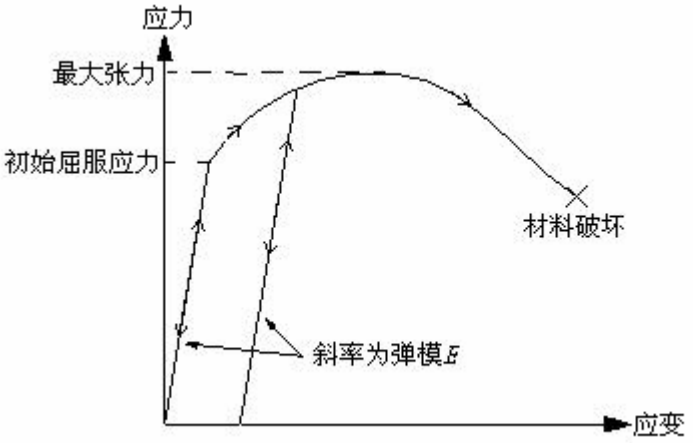


图 7-2 弹－塑性材料轴向拉伸应力－应变曲线

橡胶可以近似认为具有非线性的、可逆的（弹性）响应的材料（见图 7-3）。

材料的非线性也可能与应变以外的其它因素有关。应变率相关材料的材料参数和材料失效都是材料非线性的表现形式。材料性质也可以是温度和其它预先设定的场变量的函数。

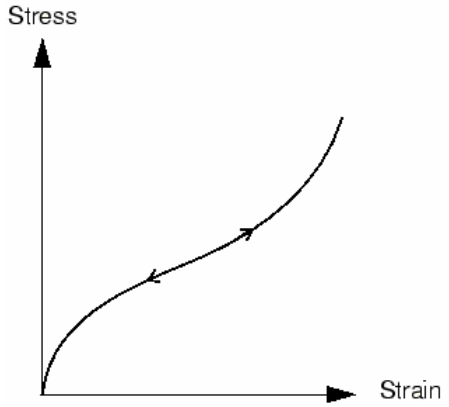


图 7-3　橡胶类材料应力－应变曲线

7.1.2　边界非线性

若边界条件随分析过程发生变化，就会产生边界非线性问题。考虑图 7-4 所示的悬臂梁，它随施加的载荷发生挠曲，直至碰到障碍。

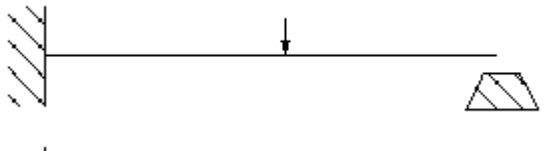


图 7-4　将碰到障碍物的悬臂梁

梁端部的竖向挠度与载荷在它接触到障碍以前是线性关系。在端部碰到障碍时梁端部的边界条件发生突然的变化，阻止竖向挠度继续增大，因此梁的响应将不再是线性的。边界非线性是极度不连续的，在模拟分析中发生接触时，结构的响应特性会在瞬时发生很大的变化。

另一个边界非线性的例子是将板材材料冲压入模具的过程。在与模具接触前，板材在压力下的伸展变形是相对容易产生的，在与模具接触后，由于边界条件的改变，必须增加压才能使板材继续成型。

边界条件非线性将在第十一章进行讨论。

7.1.3　几何非线性

第三种非线性的来源是与分析过程中模型的几何改变相联系的。几何非线性发生在位移的大小影响到结构响应的情形。这可能由于：

- 大挠度或转动。
- “突然翻转”。
- 初应力或载荷硬化。

例如，考虑端部受竖向载荷的悬臂梁（见图 7-5）。若端部挠度较小，分析时可以认为是近似线性的。然而若端部的挠度较大，结构的形状乃至于其刚度都会

发生改变。另外，若载荷不能保持与梁垂直，载荷对结构的作用将发生明显的改变。当悬臂梁自由端部挠曲时，载荷可以分解为一个垂直于梁的分量和另一个沿梁的长度方向作用的分量。所有这些效应都会对悬臂梁的非线性响应作出贡献（也就是梁的刚度随它所承受载荷的增加而不断变化）。

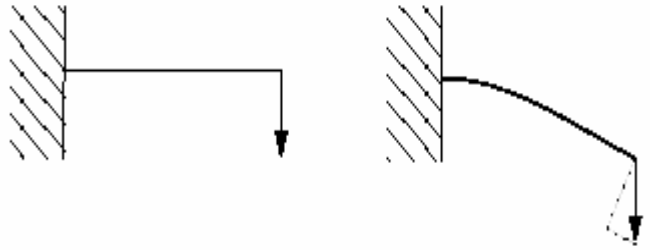


图 7-5 悬臂梁的大挠度

可以预料大挠度和转动对结构承载方式有重要影响。然而，并非位移相对于结构尺寸很大时，几何非线性才显得重要。考虑一块很大的弯板在所受压力下的“突然翻转”现象，如图 7-6 所示。

在此例子中板的刚度在变形时会产生戏剧性的变化。当平板突然翻转时，刚度就变成了负的。这样，尽管位移的量值相对于板的尺寸来说很小，在模拟分析中仍有严重的几何非线性效应，这是必须加以考虑的。

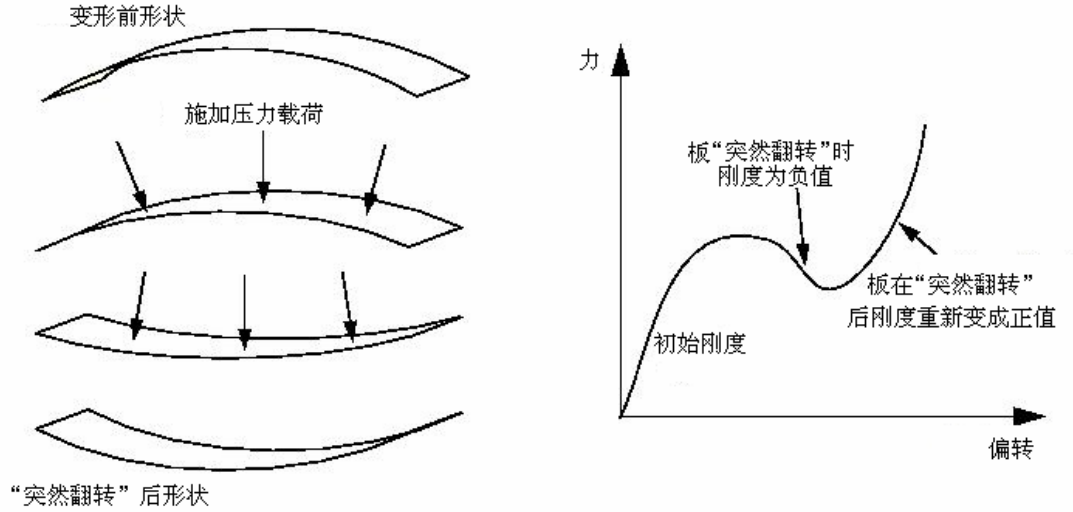


图 7-6 大平板的突然翻转

7.2 非线性问题的求解

结构的非线性载荷－位移曲线见图 7-7。分析的目标是确定其响应。ABAQUS 使用 Newton-Raphson 法来求解非线性问题。在非线性分析中的求解不能象线性问题中那样，只求解一组方程即可，而是逐步施加给定的载荷，以增量形式趋于最终解。因此 ABAQUS 将计算过程分为许多载荷增量步，并在每个载荷增量步

结束时寻求近似的平衡构形。ABAQUS 通常要经过若干次迭代才能找到某一载荷增量步的可接受的解。所有增量响应的和就是非线性分析的近似解。

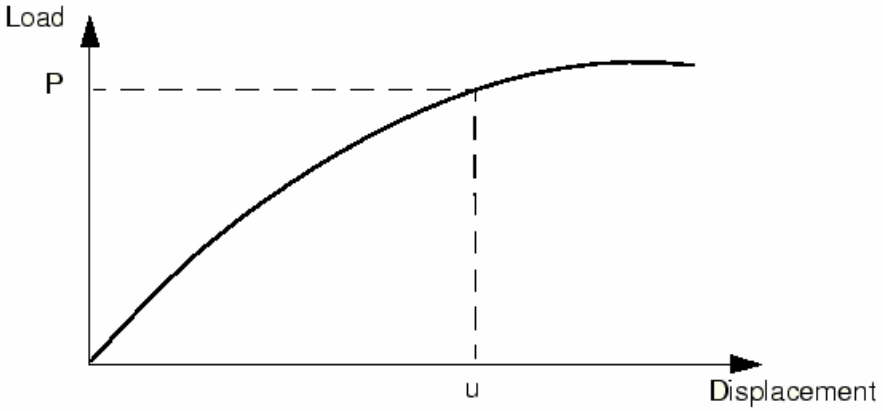
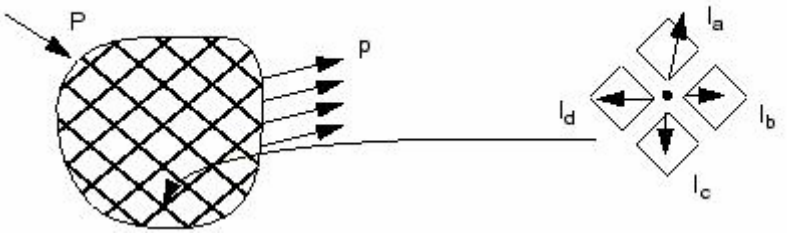


图 7-7 非线性载荷－位移曲线

考虑作用在物体上的外部作用力 P 和内部（节点）作用力 I，（分别见图 7-8(a) 与图 7-8(b)）。作用于一节点上的内部作用力是由包含此节点的各单元中的应力引起的。



(a)模拟计算中的外部载荷　　(b)作用于节点上的内部作用力

图 7－8 物体上的外部载荷和内部作用力

为了使物体处于平衡状态，每个节点上施加的净作用力必须为零。因此平衡的基本判据为内部作用力 I 和外部作用力 P 必须互相平衡：

$$P - I = 0$$

7.2.1 分析步，增量步和迭代步

这一节将引入一些新词汇来描述分析中的不同组成部分。清楚地理解分析步，载荷增量步和迭代步的区别是很重要的。

- 模拟计算的加载过程包含单个或多个步骤，所以要定义分析步。它一般包含分析过程选择，载荷选择，和输出要求选择。而且每个分析步都可以采用不同的载荷、边界条件、分析过程和输出要求。例如：

  步骤一：将板材夹于刚性夹具上。

  步骤二：加载使板材变形。

步骤三：确定变形板材的自然频率。

- 增量步是分析步的一部分。在非线性分析中，一个分析步中施加的总载荷被分解为许多小的增量，这样就可以按照非线性求解步骤来进行计算。当提出初始增量的大小后，ABAQUS 会自动选择后继的增量大小。每个增量步结束时，结构处于（近似）平衡状态，结果可以写入输出数据库文件、重启动文件、数据文件或结果文件中。选择某一增量步的计算结果写入输出数据库文件的数据称为帧（*frames*）。
- 迭代步是在一增量步中找到平衡解的一种尝试。如果模型在迭代结束时不是处于平衡状态，ABAQUS 将进行另一轮迭代。随着每一次迭代，ABAQUS 得到的解将更接近平衡状态；有时 ABAQUS 需要进行许多次迭代才能得到一平衡解。当平衡解得到以后一个增量步才完成，即结果只能在一个增量步的末尾才能获得。

7.2.2 平衡迭代和收敛性

结构对于一个小的载荷增量ΔP 的非线性响应示于图 7-9 中。ABAQUS 利用基于 U_0时构形的结构初始刚度 K_0，和增量ΔP 来计算结构的位移修正值 c_a。利用 c_a将结构的构形更新为 U_a。

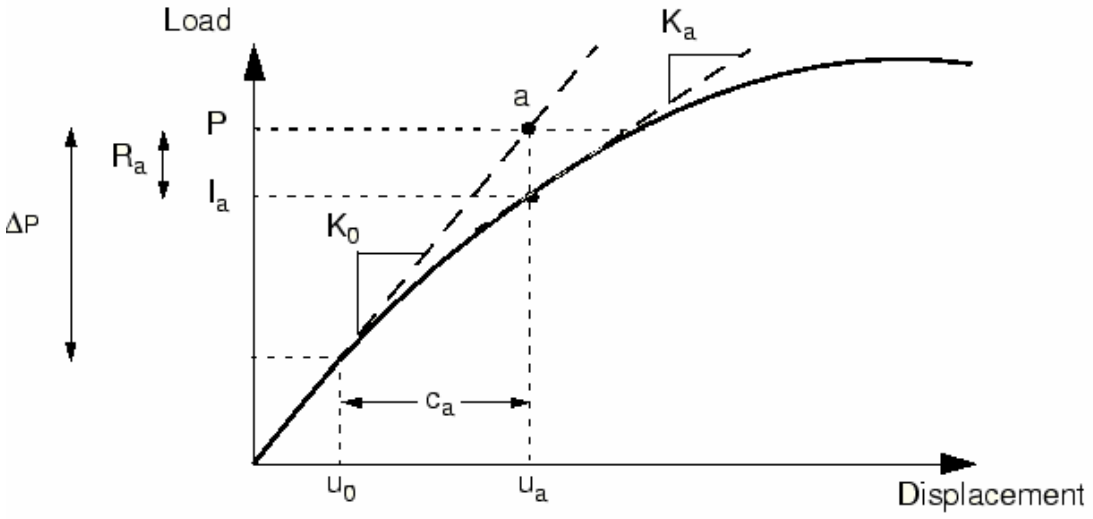


图 7-9 一增量步中的首次迭代

收敛性

基于结构新的构形 U_a，ABAQUS 形成新的刚度 K_a。利用 K_a来计算更新后的构形中结构的内部作用力 I_a。所施加的总载荷 P和 I_a的差值可如下计算：

$$R_a = P - I_a$$

其中 R_a是迭代的作用力残差值。

如果 R_a 在模型的每一自由度上均为零，图 7-9 中的 a 点将位于载荷－挠度曲线上，结构将处于平衡状态。在非线性问题中，几乎不可能使 R_a 等于零，因此 ABAQUS 将 R_a 与容许残差进行比较。如果 R_a 比作用力容许残差小，ABAQUS 就接受结构的更新构形作为平衡结果。默认的容许残差设置为结构中对时间进行平均的作用力的 0.5%。ABAQUS 在整个模拟过程中自动从空间分布和对时间平均的角度计算这个值。

若 R_a 比目前的容许残差小，就认为 P 和 I_a 处于平衡状态，U_a 就是结构在当前载荷下合理的平衡构形。而 ABAQUS 在接受此解前，还要检查位移修正值 c_a 与总的增量位移 $\Delta U_a = U_a - U_0$ 相比是否是一小量。若 c_a 大于增量位移的 1%，ABAQUS 将重新进行迭代。只有这两个收敛性检查都得到满足，才认为此载荷增量下的解是收敛的。

上述收敛判断规则有一个例外，即所谓线性增量情况。线性增量的定义是指增量步内最大的力残差小于时间平均力乘以 10^{-8} 的增量步，凡严格满足这个定义的增量步无需再进行迭代，无需进行任何检查即可认为其解是可接受的。

若迭代结果不收敛，ABAQUS 将进行另一种迭代以使内部和外部作用力达到平衡。第二种迭代采用前面迭代结束时计算得到的刚度 K_a 和 R_a 一起来确定另一位移修正值 c_b，这使得系统更加接近平衡状态（见图 7-10 中的点 b）。

ABAQUS 利用结构新构形 U_b 中的内部作用力计算新的作用力残值 R_b，再次将任意自由度上的最大作用力残值与作用力残值容许值进行比较，将第二种迭代的位移修正值 c_b 与增量位移 $\Delta U_b = U_b - U_0$ 进行比较。如果需要的话 ABAQUS 将进行进一步的迭代。

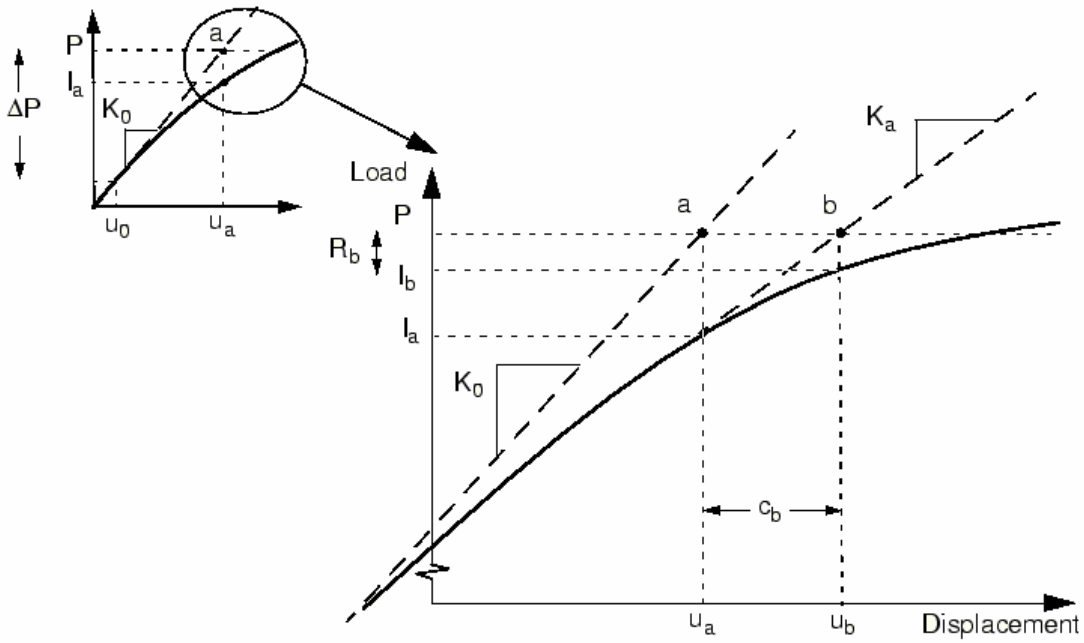


图 7-10 第二种迭代

对于非线性分析中的每次迭代，ABAQUS 要重新形成模型的刚度矩阵并求解方程组。从计算费用的角度来说，这意味着每次迭代等价于进行一次完整的线性分析。现在可以清楚地看到非线性分析的计算费用可能要比线性问题大许多倍。

可以在每一收敛的增量步上保存结果，所以非线性模拟计算中得到的输出数据量将是线性分析中可得到数据量的很多倍。因此在规划计算机资源时，就应考虑这些因素及所想进行的非线性模拟计算的类型。

7.2.3 自动增量控制

ABAQUS 自动调整载荷增量步的大小，因此它能便捷而有效地求解非线性问题。用户只需在每个分析步计算中给出第一个增量的大小，ABAQUS 会自动调整后续增量的大小。若用户未提供初始增量大小，ABAQUS 会试图将该分析步的全部载荷都作为第一增量步载荷来施加，这样在高度非线性的问题中 ABAQUS 不得不反复减小增量大小，从而导致 CPU 时间的浪费。一般来说，提供一个合理的初始增量大小（见 7.4.1 节例题）将是有利的；只有在很平缓的非线性问题中才可能将一分析步中的所有载荷施加于一个增量步中。

在一个载荷增量里得到收敛解所需的迭代步数会随系统的非线性程度而变化。默认情况下，如果在 16 次迭代中仍不收敛或出现发散，ABAQUS 会放弃当前增量步，并将增量大小置为先前值的 25%，重新开始计算，即利用比较小的载荷增量来尝试找到收敛的解。若此增量仍不收敛，ABAQUS 将再次减小增量大小。ABAQUS 允许一增量步中最多有五次增量减小，否则就会中止分析。

如果增量步的解在少于五次迭代时就收敛，这表明找到解答相对很容易。因

此如果连续两个增量步只需少于五次的迭代就可以得到收敛解，ABAQUS 自动将增量大小提高 50%。

自动载荷增量方案的详细内容在信息文件中给出，第 7.4.2 节中有更详细的描述。

7.3 用 ABAQUS 进行非线性分析

我们现在讨论怎样用 ABAQUS 分析非线性问题，以几何非线性问题为主进行讨论。

7.3.1 几何非线性

只需对模型做些小的修改就可以将几何非线性效应包含于分析中。首先要在定义分析步时考虑几何非线性效应，要给出分析步中允许的最大增量步的数目。如果 ABAQUS 需要比此数目更多的增量步来完成分析，它将中止分析并给出出错信息。分析步中默认的增量步数是 100，但如果题目有显著的非线性，可能会需要更多的增量步。用户给出的增量步数目是 ABAQUS 可以采用的增量步数的上限，而不是它所必须使用的增量步数。

在非线性分析中，一个分析步是发生于一段有限的“时间”内的，除非惯性效应或率相关效应作为重要因素进入分析，否则这里的“时间”并没有物理含义。用户是在这个理解背景下指定初始时间增量$\Delta T_{initial}$ 和此分析步的总时间T_{total} 的。这些数据也指定了第一个增量步中所施加的载荷的比例。初始载荷增量如下给定：

$$\frac{\Delta T_{initial}}{T_{total}} \times \text{荷载值}$$

初始时间增量的选择对于某些非线性模拟计算可能会很关键，但对大多数分析来说，初始时间增量的大小介于总分析步时间的 5%到 10%之间通常是足够的。除非有类似模型中包含率相关材料效应或阻尼器等情况出现，在静态模拟计算时，为了方便，总分析步时间通常均置为 1.0。当总分析步时间为 1.0 时，所施加载荷的比例总是等于当前的时间步大小，也就是当时间步为 0.5 时施加的载荷就是总载荷的 50%。

尽管初始增量大小必须指定，但后面的增量大小却由 ABAQUS 自动控制。尽管也可以对增量大小进行进一步的人工控制，这种自动控制对于大多数非线性模拟计算来说是适合的。如果收敛性问题造成过多的增量减小，使得增量值降到了最小值以下，ABAQUS 就会中止分析。默认的最小容许时间增量ΔT_{min}为 10^{-5}乘以总分析步时间。除了总分析步时间的限制外，ABAQUS 对时间增量ΔT_{max} 没有默认的上界限制。用户也可以根据 ABAQUS 模拟计算的实际情况，指定不同的最小和/

或最大容许的增量大小。例如：如果知道模拟计算在所加载荷过大时，求解会出现问题，这也许是因为模型会经历塑性变形的缘故，所以可能想减小ΔT_{max}，此时就可以指定最大容许增量步。

局部方向

在几何非线性分析中，局部的材料方向在每个单元中可能随变形而转动。对于壳、梁及桁架单元，局部的材料方向总是随变形而转动的。对于实体单元，仅当单元参照于非默认的局部材料方向时，局部材料方向才随变形而转动，而在默认情况下局部材料方向在整个分析中将始终保持不变。

在节点上定义的局部方向在整个分析中始终保持不变，它们不随变形而转动。详细情况参见 ABAQUS/Standard User's Manual中 2.1.5 节 。

对后继分析步的影响

一旦在一个分析步中包括几何非线性，所有的后继分析步中都会自动考虑几何非线性。如果在一个后继分析步中没有要求几何非线性，ABAQUS 会发出警告信息并声明仍然包括几何非线性。

其它几何非线性效应

模型的大变形并不是唯一考虑的重要几何非线性效应。ABAQUS 中刚度矩阵的计算也包括由于施加荷载引起的单元刚度项（称为载荷刚度）的计算，这些项能改善计算的收敛情况。另外，壳的薄膜荷载、缆索和梁的轴向荷载都对结构在横向荷载响应的刚度产生很大影响。所以在考虑几何非线性时，这种由于横向荷载对薄膜刚度的影响应该考虑在内。

7.3.2 材料非线性

在 ABAQUS 模型中增加材料非线性的问题将在第八章中讨论。

7.3.3 边界非线性

边界非线性的描述将在第十一章中讨论。

7.4 例题：非线性斜板

这个例子是第 5 章中所描述的斜板线性模拟分析的继续，如图 7－11 所示。

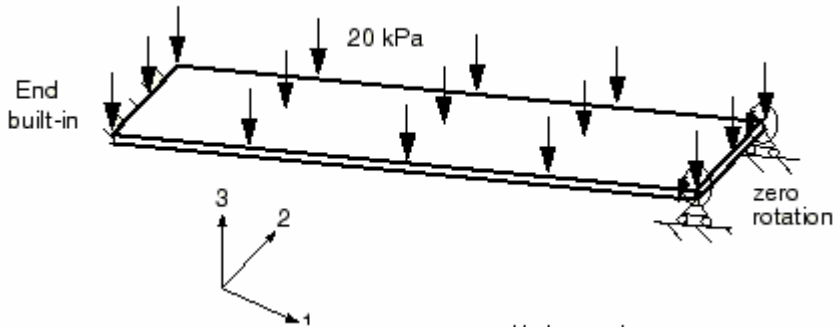


图 7-11 斜板

在模拟了板的线性响应之后，现在来模拟几何非线性的效应。线性计算的结果表明，此问题的非线性效应可能是重要的。由分析结果能够判断这个结论是否正确。

附录 A.5“非线性斜板”提供了命令运行文件，在 ABAQUS/CAE 中运行该文件会生成此问题的完整的分析模型。若按照下面的逐步说明去做的时候遇到困难，或想检查工作步骤的时候，可以运行这个文件。在附录 A“实例文件”中有关于怎样获取和运行文件的说明。

如果不使用 ABAQUS/CAE 或其它的前处理器，也可以手工生成该问题的模型输入文件，可参见“Getting Started with ABAQUS/Standard: Keywords Version”7.4 节。

7.4.1 修改模型

打开模型数据文件 SkewPlate.cae，从主菜单选择 **Model⟶Copy Model⟶Linear**，将名为 Linear 的模型复制为名为 Nonlinear 的模型。

因为斜板非线性模型需要考虑几何非线性效应，所以要改变输出要求。

定义分析步

进入 **Step** 模块，从主菜单选择 **Step⟶Edit⟶Apply Pressure** 来编辑分析步的定义。在 **Edit Step** 对话框的 **Basic** 栏中打开 **NIgeom**，就表示考虑了几何非线性效应，并设置分析步的时间周期为 1.0。在 **Incrementation** 栏中设置初始增量大小为 0.1。缺省的增量步为 100，ABAQUS 采用的增量步可能小于此上限，但若所需增量步比此上限大，就会中止分析。

为了反映此分析是包含了几何非线性的影响，可以修改分析步骤的描述。

输出控制

在线性分析中，ABAQUS 只求解一次平衡方程，并依此计算结果。而非线性分析则会产生比此多得多的输出，因为在每个收敛增量步结束时都可以有输出。如果不仔细地选择输出要求，输出文件会变得很大，甚至可能会占满计算机上的磁盘空间。

如前所述，输出可以有四种不同的文件形式：

- 输出数据库（.odb）文件，包含用 ABAQUS/CAE 对结果进行后处理所必须的所有数据，这些数据是二进制的；
- 数据（.dat）文件，包括了选定结果的数据表格；
- 重启动（.res）文件，用于分析的继续；
- 结果（.res）文件，用于第三方的后处理器 。

重启动文件和结果文件的选项不在这里讨论。如果经过认真选择，在模拟计算过程中可以经常存储数据，而不会过多占用磁盘空间。

从主菜单选择 **Output⟶Field Output Requests⟶Manager**，打开 **Field Output Requests Manager** ，在对话框的右边点击 **Edit** ，打开场输出编辑器，删去对线性分析定义的场输出要求，然后在 **Output Variables** 里选择 **Preselected defaults** 来指定默认的场输出要求。这个输出变量的预选设置是一般静态分析中场变量输出最常用的设置。

为了减小输出数据库文件的大小，每两个增量步写一次数据。如果只对最终结果感兴趣，可以选择 **The last increment** 或设置输出保存的频率等于一个大数。因为不论指定什么值，在分析步结束时计算结果总会被保存下来；所以使用一大数使得仅有最终结果得到保存。

在以前的分析中，跨中节点位移输出的要求可以被保存，这些结果在后面的 **Visualization** 模块中用来证明 **x-y** 图形显示功能。

作业的运行及监控

在 **Job** 模块中为非线性模型生成一个名为 NlSkewPlate 的作业，并给出非线性弹性斜板的描述。记住把模型存入新的模型数据库文件。

在提交作业进行分析和监控分析进程时，若遇到模型错误应予以改正；对任何警告提示信息应分析原因并采取必要的对应措施。

Job Monitor 对非线性分析特别有用。它给出分析中每个增量步自动采用的时间增量的简明概要，一旦增量步完成，上述信息就被写出，所以在分析运行时就可以监控它。这个便利工具在较大的、复杂的问题中更有用。在 **Job Monitor** 中给出的信息与状态文件(NlSkewPlate.sta)中的信息是一样的。

以下的输出显示了此非线性斜板时状态文件的内容。

```
SUMMARY OF JOB INFORMATION:
 STEP  INC ATT SEVERE EQUIL TOTAL  TOTAL     STEP      INC OF      DOF    IF
         DISCON ITERS ITERS  TIME/    TIME/LPF    TIME/LPF    MONITOR RIKS
         ITERS             FREQ
   1     1   1     0     4     4  0.100      0.100      0.1000
   1     2   1     0     2     2  0.200      0.200      0.1000
   1     3   1     0     2     2  0.350      0.350      0.1500
   1     4   1     0     3     3  0.575      0.575      0.2250
   1     5   1     0     3     3  0.913      0.913      0.3375
   1     6   1     0     2     2  1.00       1.00       0.08750
```

第一列显示的是分析步数——这里只有一步；第二列给出增量步数；第六列显示 ABAQUS 在每个增量步要获得收敛结果的迭代次数，例如，在增量步 1 需要

4 次迭代；第八列显示分析步的总时间；第九列显示时间步增量的大小(ΔT)。

这个例子说明 ABAQUS 怎样自动控制增量的大小，也就是荷载在每个增量步的比例。在分析中，ABAQUS 在第一个增量步里用总荷载的 10%，这是因为指定初始增量 InitialΔT为 0.1，而分析步总时间是 1.0。ABAQUS 在第一个增量步需要 4 次迭代收敛，在第二个增量步只需要 2 次迭代收敛，所以 ABAQUS 自动把下一个增量增加 50%，变为ΔT =0.15，同理也依次增加了第四个增量和第五个增量。ABAQUS 调整最后一个增量的大小到刚好完成分析，这时最后一个增量的大小为 0.08750。

7.4.2 结果输出

在非线性分析中，另一个输出文件——信息文件(NlSkewPlate.msg)变得非常重要。随着分析过程的进行，ABAQUS 将向这个文件中写入数据。即使在 ABAQUS 继续进行分析的过程中，也能阅读这些数据。为了估计 ABAQUS 在模拟分析中的进展，应当学会如何使用这些文件中的数据。根据这些文件中的信息，在某些情况下可以决定提前中止分析过程。更有可能的情况是，可以根据这些文件来确定是什么原因造成了 ABAQUS 过早的中止了分析过程，例如，什么原因造成了收敛性问题。

信息文件比状态文件包含更多的分析过程的详细资料。在信息文件中，ABAQUS在每一个分析步开始时，列出所有控制分析的容许残差和参数。在每一个分析步开始时都要这样做，因为这些控制参数在不同的分析步会变化。这些控制参数的默认值适用于大多数分析，因而一般不需要进行修正。有关这些控制分析的容许残差和参数的修正不在这本手册的范围，(在ABAQUS/Standard User's Manual中的 8.3.2 节里讨论)。下面列出的就是信息文件中容许残差和控制参数的内容。

```
STEP       1     STATIC   ANALYSIS
           Uniform pressure (20 kPa) load
      AUTOMATIC TIME CONTROL WITH -
          A SUGGESTED INITIAL TIME INCREMENT OF                    0.100
          AND A TOTAL TIME PERIOD OF                               1.00
          THE MINIMUM TIME INCREMENT ALLOWED IS                    1.000E-05
          THE MAXIMUM TIME INCREMENT ALLOWED IS                    1.00
CONVERGENCE TOLERANCE PARAMETERS FOR FORCE
     CRITERION FOR DISP.     CORRECTION IN A NONLINEAR PROBLEM          1.000E-02
     INITIAL VALUE OF TIME AVERAGE FORCE                                1.000E-02
     AVERAGE FORCE       IS TIME AVERAGE FORCE
     ALTERNATE CRIT. FOR RESIDUAL FORCE      FOR A NONLINEAR PROBLEM    2.000E-02
     CRITERION FOR ZERO FORCE      RELATIVE TO TIME AVRG. FORCE         1.000E-05
CRITERION FOR RESIDUAL FORCE      WHEN THERE IS ZERO FLUX               1.000E-05
CRITERION FOR DISP.     CORRECTION WHEN THERE IS ZERO FLUX              1.000E-03
CRITERION FOR RESIDUAL FORCE      FOR A LINEAR INCREMENT                1.000E-08
FIELD CONVERSION RATIO                                          1.00

CONVERGENCE TOLERANCE PARAMETERS FOR MOMENT
     CRITERION FOR RESIDUAL MOMENT     FOR A NONLINEAR PROBLEM          5.000E-03
     CRITERION FOR ROTATION CORRECTION IN A NONLINEAR PROBLEM           1.000E-02
     INITIAL VALUE OF TIME AVERAGE MOMENT                               1.000E-02
     AVERAGE MOMENT      IS TIME AVERAGE MOMENT
     ALTERNATE CRIT. FOR RESIDUAL MOMENT     FOR A NONLINEAR PROBLEM    2.000E-02
     CRITERION FOR ZERO MOMENT     RELATIVE TO TIME AVRG. MOMENT        1.000E-05
     CRITERION FOR RESIDUAL MOMENT     WHEN THERE IS ZERO FLUX          1.000E-05
```

```
          CRITERION FOR ROTATION CORRECTION WHEN THERE IS ZERO FLUX                1.000E-03
          CRITERION FOR RESIDUAL MOMENT       FOR A LINEAR INCREMENT               1.000E-08
          FIELD CONVERSION RATIO                                          1.00

        VOLUMETRIC STRAIN COMPATIBILITY TOLERANCE FOR HYBRID SOLIDS                1.000E-05
        AXIAL STRAIN COMPATIBILITY TOLERANCE FOR HYBRID BEAMS                      1.000E-05
        TRANS. SHEAR STRAIN COMPATIBILITY TOLERANCE FOR HYBRID BEAMS               1.000E-05
        SOFT CONTACT CONSTRAINT COMPATIBILITY TOLERANCE FOR P>P0                   5.000E-03
        SOFT CONTACT CONSTRAINT COMPATIBILITY TOLERANCE FOR P=0.0                  0.100
        DISPLACEMENT COMPATIBILITY TOLERANCE FOR DCOUP ELEMENTS                    1.000E-05
        ROTATION COMPATIBILITY TOLERANCE FOR DCOUP ELEMENTS                        1.000E-05

 TIME INCREMENTATION CONTROL PARAMETERS:
      FIRST EQUILIBRIUM ITERATION FOR CONSECUTIVE DIVERGENCE CHECK                  4
      EQUILIBRIUM ITERATION AT WHICH LOG. CONVERGENCE RATE CHECK BEGINS             8
      EQUILIBRIUM ITERATION AFTER WHICH ALTERNATE RESIDUAL IS USED                  9
      MAXIMUM EQUILIBRIUM ITERATIONS ALLOWED                                       16
      EQUILIBRIUM ITERATION COUNT FOR CUT-BACK IN NEXT INCREMENT                   10
      MAXIMUM EQUILIB. ITERS IN TWO INCREMENTS FOR TIME INCREMENT INCREASE          4
      MAXIMUM ITERATIONS FOR SEVERE DISCONTINUITIES                                12
      MAXIMUM CUT-BACKS ALLOWED IN AN INCREMENT                                     5
      MAXIMUM DISCON. ITERS IN TWO INCREMENTS FOR TIME INCREMENT INCREASE           6
      CUT-BACK FACTOR AFTER DIVERGENCE                                         0.2500
      CUT-BACK FACTOR FOR TOO SLOW CONVERGENCE                                 0.5000
      CUT-BACK FACTOR AFTER TOO MANY EQUILIBRIUM ITERATIONS                    0.7500
      CUT-BACK FACTOR AFTER TOO MANY SEVERE DISCONTINUITY ITERATIONS           0.2500
      CUT-BACK FACTOR AFTER PROBLEMS IN ELEMENT ASSEMBLY                       0.2500
      INCREASE FACTOR AFTER TWO INCREMENTS THAT CONVERGE QUICKLY               1.500
      MAX. TIME INCREMENT INCREASE FACTOR ALLOWED                              1.500
      MAX. TIME INCREMENT INCREASE FACTOR ALLOWED (DYNAMICS)                   1.250
   MAX. TIME INCREMENT INCREASE FACTOR ALLOWED (DIFFUSION)                     2.000
      MINIMUM TIME INCREMENT RATIO FOR EXTRAPOLATION TO OCCUR                  0.1000
      MAX. RATIO OF TIME INCREMENT TO STABILITY LIMIT                          1.000
      FRACTION OF STABILITY LIMIT FOR NEW TIME INCREMENT                       0.9500
           PRINT OF INCREMENT NUMBER, TIME, ETC., EVERY      1    INCREMENTS
      RESTART FILE WILL BE WRITTEN EVERY       1    INCREMENTS
      THE MAXIMUM NUMBER OF INCREMENTS IN THIS STEP IS                  25

           LARGE DISPLACEMENT THEORY WILL BE USED
      LINEAR EXTRAPOLATION WILL BE USED
        CHARACTERISTIC ELEMENT LENGTH       9.811E-02
        PRINT OF INCREMENT NUMBER, TIME, ETC., TO THE MESSAGE FILE EVERY       1    INCREMENTS
     EQUATION ARE BEING REORDERED TO MINIMIZE WAVEFRONT
```

ABAQUS 在信息文件中列出容许残差和控制参数之后，还列出每一次迭代的概要说明，给出最大残余力r_{max}，最大位移增量Δu_{max}，最大位移修正量c_{max}，时间平均力$\bar{q}$。同时也给出出现r_{max}、Δu_{max}、c_{max}的节点和自由度。以下列出的是一个转动自由度的类似概要说明：

```
INCREMENT       1 STARTS. ATTEMPT NUMBER    1, TIME INCREMENT    0.100
                EQUILIBRIUM ITERATION       1
AVERAGE FORCE                          12.2          TIME AVG. FORCE                12.2
 LARGEST RESIDUAL FORCE               -750.          AT NODE        113    DOF     1
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF DISP.      -5.578E-03    AT NODE        131    DOF     3
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO DISP.     -5.578E-03    AT NODE        131    DOF     3
   INSTANCE: PLATE-1
          FORCE       EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.
AVERAGE MOMENT                         1.12          TIME AVG. MOMENT              1.12
 LARGEST RESIDUAL MOMENT          -3.276E-03    AT NODE        112    DOF     5
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF ROTATION    -1.598E-02    AT NODE        113    DOF     5
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO ROTATION   -1.598E-02    AT NODE        113    DOF     5
   INSTANCE: PLATE-1
          ROTATION CORRECTION TOO LARGE COMPARED TO ROTATION INCREMENT
```

在这个例子中，初始时间增量正如已在输入文件中指定的那样，为 0.1 秒。增量步的平均力为 12.2N，时间平均力$\bar{q}$也是 12.2N，因为这是第一个增量步。在这个模型中，最大残余力r_{max}是-750N，它明显比 $0.005\times\bar{q}$大。r_{max}出现在 113 节点的 1 自由度上。由于此模型中包含壳单元，所以 ABAQUS 还必须检查力

矩的平衡。力矩/转动检查也未能满足平衡检查。

尽管不满足平衡检查就足以使 ABAQUS 尝试新一轮迭代，但仍需检查位移修正值。在首次迭代中最大位移增量Δu^{α}_{max} 和最大位移修正值c^{α}_{max} 均为－5.587×10^{-3}m，最大转动增量及转动修正值都是 1.546×10^{-2}弧度。由于首次迭代中增量值和修正值总是相等的，因此节点变量的最大修正值小于 1%增量值的检验总是失败的。但是如果 ABAQUS 判定结果是线性的（基于残值大小的判断,r^{α}_{max} < $10^{-8}\tilde{q}^{\alpha}$ ），就会忽略此准则。

由于 ABAQUS 在首次迭代中未找到平衡解，因此它进行第二次迭代。

```
                    EQUILIBRIUM ITERATION        2
AVERAGE FORCE                          1.00        TIME AVG. FORCE                1.00
 LARGEST RESIDUAL FORCE                -0.173        AT NODE          113     DOF       1
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF DISP.           -5.584E-03     AT NODE           77     DOF       3
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO DISP.          -7.055E-05     AT NODE            3     DOF       1
    INSTANCE: PLATE-1
         FORCE        EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.
AVERAGE MOMENT                          1.12        TIME AVG. MOMENT                1.12
 LARGEST RESIDUAL MOMENT               -8.711E-04     AT NODE        159     DOF         5
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF ROTATION         -1.598E-02     AT NODE        113     DOF         5
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO ROTATION         1.306E-04     AT NODE         24     DOF          4
   INSTANCE: PLATE-1
         THE MOMENT       EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED
```

在第二次迭代中r^{α}_{max} 已在节点 113 的自由度 1 上降至－0.173N，然而平衡还未得到满足，因为此次迭代中 0.005×$\tilde{q}^{\alpha}$ 仍比r^{α}_{max} 小，其中$\tilde{q}^{\alpha}$ ＝1.00N。位移修正准则也不满足，因为发生于节点 3 的自由度 1 上的位移修正c^{α}_{max} ＝－7.055×10^{-5}比最大位移增量Δu^{α}_{max} ＝－5.584×10^{-3}的 1%要大。

在第二次迭代中力矩残差值检查和最大转动修正值检查都是满足的;然而ABAQUS必须再一次进行迭代，因为所得结果未能通过作用力残差值检查（或最大位移修正准则）。下面是第一个增量步中为了得到平衡解所需的附加迭代的信息文件的摘要。

```
      EQUILIBRIUM ITERATION        3
  AVERAGE FORCE                        0.997          TIME AVG. FORCE                 0.997
   LARGEST RESIDUAL FORCE               -5.855E-03     AT NODE        140      DOF      2
   INSTANCE: PLATE-1
   LARGEST INCREMENT OF DISP.          -5.584E-03     AT NODE         77       DOF      3
   INSTANCE: PLATE-1
   LARGEST CORRECTION TO DISP.           9.165E-06     AT NODE        131       DOF      3
    INSTANCE: PLATE-1
         FORCE        EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.
  AVERAGE MOMENT                           1.12         TIME AVG. MOMENT                1.12
   LARGEST RESIDUAL MOMENT               -1.342E-06     AT NODE        89        DOF      5
     INSTANCE: PLATE-1
     LARGEST INCREMENT OF ROTATION        -1.597E-02     AT NODE     113        DOF      5
   INSTANCE: PLATE-1
     LARGEST CORRECTION TO ROTATION        3.238E-05     AT NODE      21        DOF      5
    INSTANCE: PLATE-1
         THE MOMENT       EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED
               EQUILIBRIUM ITERATION     4
  AVERAGE FORCE                        0.997       TIME AVG. FORCE                0.997
   LARGEST RESIDUAL FORCE              -1.331E-07   AT NODE    150   DOF   1
     INSTANCE: PLATE-1
      LARGEST INCREMENT OF DISP.            -5.584E-03     AT NODE         77      DOF     3
   INSTANCE: PLATE-1
     LARGEST CORRECTION TO DISP.            1.951E-09     AT NODE         131      DOF     3
    INSTANCE: PLATE-1
         THE FORCE        EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED
  AVERAGE MOMENT                           1.12         TIME AVG. MOMENT                 1.12
 LARGEST RESIDUAL MOMENT                  3.702E-10     AT NODE          158    DOF      5
   INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF ROTATION         -1.597E-02     AT NODE          113      DOF      5
   INSTANCE: PLATE-1
```

```
 LARGEST CORRECTION TO ROTATION       6.481E-09     AT NODE          21      DOF      5
    INSTANCE: PLATE-1
            THE MOMENT       EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED
  ITERATION SUMMARY FOR THE INCREMENT:     4 TOTAL ITERATIONS, OF WHICH
    0 ARE SEVERE DISCONTINUITY ITERATIONS AND    4 ARE EQUILIBRIUM ITERATIONS.
  TIME INCREMENT COMPLETED       0.100     ,   FRACTION OF STEP COMPLETED    0.100
 STEP TIME COMPLETED           0.100     ,   TOTAL TIME COMPLETED              0.100
```

经过四次迭代后，在节点 150 的自由度 1 上，有$\tilde{q}^{\alpha}$＝0.997N 和r^{α}_{max}＝-1.331×10^{-7}N。这些结果满足r^{α}_{max}<0.005×$\tilde{q}^{\alpha}$，因此作用力残差值检查得到了满足。将c^{α}_{max}与位移增量进行比较，表明位移修正值是小于所需的容许残差的。因此作用力和位移的解是收敛的。力矩残差值和转动修正值检查从第二次迭代开始就一直是满足的。这样就得到了一个满足所有变量（本例中为位移和转动）平衡的解，第一个载荷增量步的计算也就完成了。增量步摘要列出了此增量步所需的迭代次数，增量步的大小，和分析步所完成的比例。

第二个增量步需要进行两次迭代以达到收敛：

```
 INCREMENT     2 STARTS. ATTEMPT NUMBER  1, TIME INCREMENT  0.100
              EQUILIBRIUM ITERATION     1
 AVERAGE FORCE                         3.10       TIME AVG. FORCE                  2.05
  LARGEST RESIDUAL FORCE              -4.12       AT NODE       140      DOF      2
    INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF DISP.          -5.587E-03     AT NODE          77       DOF      3
    INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO DISP.          1.847E-04     AT NODE          23       DOF      3
    INSTANCE: PLATE-1
            FORCE       EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.
AVERAGE MOMENT                        2.23         TIME AVG. MOMENT                 1.67
 LARGEST RESIDUAL MOMENT             -1.228E-02     AT NODE          159      DOF      4
    INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF ROTATION       -1.586E-02     AT NODE          113      DOF      4
    INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO ROTATION      -7.337E-04     AT NODE          24       DOF      5
    INSTANCE: PLATE-1
            MOMENT       EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.
                        EQUILIBRIUM ITERATION      2
AVERAGE FORCE                         3.10         TIME AVG. FORCE                  2.05
 LARGEST RESIDUAL FORCE              -5.325E-04     AT NODE          149      DOF      2
    INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF DISP.          -5.589E-03     AT NODE          77       DOF      3
     INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO DISP.         -2.957E-06     AT NODE          140      DOF      3
    INSTANCE: PLATE-1
            THE FORCE       EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED
AVERAGE MOMENT                        2.23         TIME AVG. MOMENT                 1.67
 LARGEST RESIDUAL MOMENT              4.581E-07     AT NODE          159      DOF      4
     INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST INCREMENT OF ROTATION       -1.587E-02     AT NODE          113      DOF      4
    INSTANCE: PLATE-1
 LARGEST CORRECTION TO ROTATION       1.029E-05     AT NODE          26       DOF      4
    INSTANCE: PLATE-1
            THE MOMENT       EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED
            TIME INCREMENT MAY NOW INCREASE TO     0.150
ITERATION SUMMARY FOR THE INCREMENT:     2 TOTAL ITERATIONS, OF WHICH
    0 ARE SEVERE DISCONTINUITY ITERATIONS AND    2 ARE EQUILIBRIUM ITERATIONS.
TIME INCREMENT COMPLETED    0.100     ,   FRACTION OF STEP COMPLETED    0.200
 STEP TIME COMPLETED           0.200     ,   TOTAL TIME COMPLETED              0.200
```

ABAQUS 继续这种加载荷增量然后迭代求解的过程，直到完成整个分析（或达到你所指定的最大增量值），在此分析过程中还需要四个增量步。ABAQUS 在信息文件的结尾对分析过程是如何进行的以及出现了多少错误和警告信息加以总结，此分析的总结示于下面。需要检查的一个重要项目是 ABAQUS 进行了多少次迭代。分析中在六个增量步上共进行了 16 次迭代：求解了 16 次模型的系统方程（也就是进行了 16 次矩阵分解），由此可见非线性分析与线性模拟计算相比所增加的计算开销。

```
THE ANALYSIS HAS BEEN COMPLETED
      ANALYSIS SUMMARY:
      TOTAL OF              6   INCREMENTS
                            0   CUTBACKS IN AUTOMATIC INCREMENTATION
                           16   ITERATIONS
                           16   PASSES THROUGH THE EQUATION SOLVER OF WHICH
                           16   INVOLVE MATRIX DECOMPOSITION, INCLUDING
                            0   DECOMPOSITION(S) OF THE MASS MATRIX
                            1   REORDERING OF EQUATIONS TO MINIMIZE WAVEFRONT
                            0   ADDITIONAL RESIDUAL EVALUATIONS FOR LINE SEARCHES
                            0   ADDITIONAL OPERATOR EVALUATIONS FOR LINE SEARCHES
                            4   WARNING MESSAGES DURING USER INPUT PROCESSING
                            0   WARNING MESSAGES DURING ANALYSIS
                            0   ANALYSIS WARNINGS ARE NUMERICAL PROBLEM MESSAGES
                            0   ANALYSIS WARNINGS ARE NEGATIVE EIGENVALUE MESSAGES
                            0   ERROR MESSAGES
      THE SPARSE SOLVER HAS BEEN USED FOR THIS ANALYSIS.
      JOB TIME SUMMARY
        USER TIME (SEC)         =              13.910
        SYSTEM TIME (SEC)       =               2.2400
        TOTAL CPU TIME (SEC) =                 16.150
        WALLCLOCK TIME (SEC) =                 28
```

每次 ABAQUS 计算结束时都应检查此概要说明。从中可以知道分析是否成功（亦即是否在没有 FORTRAN 错误时终止了分析）以及计算过程中 ABAQUS 发出的错误和警告信息的数目。对于任何错误和警告信息都应进行分析。计算中产生的所有警告和错误信息都可以在信息文件（.msg）中找到。“用户输入过程”中产生的警告信息可以在数据文件（.dat）中找到。

数据文件

所要求的位移及反力的列表数据结果位于数据文件（.dat）中。分析步结束时跨中的挠度可以在接近文件末尾的地方找到。

```
THE FOLLOWING TABLE IS PRINTED FOR NODES BELONGING TO NODE SET ASSEMBLY_MIDSPAN
      NODE FOOT-        U1              U2              U3             UR1             UR2             UR3
           NOTE
         1          -2.2787E-03     -8.0633E-04     -4.5482E-02
         2          -2.6870E-03     -7.4739E-04     -4.9470E-02
         7          -2.4038E-03     -7.9336E-04     -4.6533E-02
         8          -2.4908E-03     -7.7517E-04     -4.7704E-02
         9          -2.5740E-03     -7.5930E-04     -4.8598E-02
        66          -2.3623E-03     -7.9407E-04     -4.5961E-02
        70          -2.4576E-03     -7.7821E-04     -4.7144E-02
        73          -2.5389E-03     -7.6250E-04     -4.8188E-02
        76          -2.6260E-03     -7.5025E-04     -4.9009E-02
MAXIMUM         -2.2787E-03     -7.4739E-04     -4.5482E-02     0.0000E+00      0.0000E+00      0.0000E+00
 AT NODE              1               2               1               0               0               0
 MINIMUM         -2.6870E-03     -8.0633E-04     -4.9470E-02     0.0000E+00      0.0000E+00      0.0000E+00
 AT NODE              2               1               2               0               0               0
```

将这些位移值与第 5 章中线性分析的结果进行比较。非线性计算得到的跨中最大位移比线性分析的要小约 9%。结论是计算中考虑非线性几何效应减小了板跨中竖直方向的挠度（U_3）。

两种分析的另一区别在于，非线性分析中沿 1 和 2 方向挠度非零。是什么使得在非线性分析中面内位移 U_1 和 U_2 非零呢？为什么非线性分析中板的竖向挠度会较小呢？

这就是板变形为弧状后的影响，亦即非线性模拟中考虑了这种几何改变带来的影响。作为这种形状改变的结果，由于薄膜效应使得部分载荷由薄膜作用来承受而不是仅由弯曲作用单独承受，这使得板更加刚硬；另外，保持垂直于板表面的压力载荷随板的变形也开始具有 1 和 2 方向的分量。非线性分析中考虑了这种硬化效应和压力方向的改变，而在线性分析中这两种效应均未考虑。

线性分析和非线性分析的差别是足够大的，这表明对于板在这种特定的载荷

条件下，线性分析是不合适的。
对这个分析中使用的 5 个自由度的壳单元，如 S8R5 单元，ABAQUS 不输出节点的总转动量。

7.4.3 后处理

进入 **Visualization** 模块，打开输出数据库文件 NlSkewPlate.odb 对结果进行后处理。

显示可用帧

开始这个练习时，首先要确定可用的输出帧（写入输出数据库文件的增量间隔）。

显示可用帧的步骤：

从主菜单选择 **Result⟶Step/Frame**，出现 **Step/Frame** 对话框。

如前述要求，ABAQUS 在分析时每两个增量步将场量结果写入输出数据库文件一次，ABAQUS/CAE 显示可用帧的列表如图 7－12 所示。

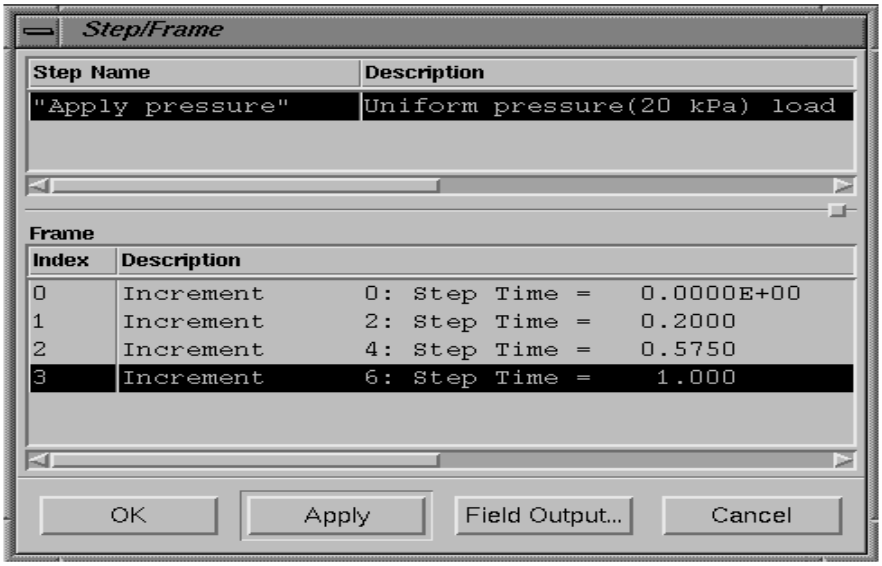


图 7－12 可用帧

这个表列出了场量储存的分析步和增量步。此分析中只有一个分析步，分析步中有 6 个增量步，增量步 0（分析步的初始状态）已经默认保存，用户已要求保存 2，4，6 增量步的结果。默认情况下，ABAQUS/CAE 总是使用保存在输出数据库文件中的最后一个增量步的数据。

2．点击 **OK** 关闭 **Step/Frame** 对话框。

显示模型变形前后的形状

把模型变形后的图形叠加到未变形的形状上，将模型变形前后的形状一起显示。旋转视图得到类似如图 7－13 所示的图形。

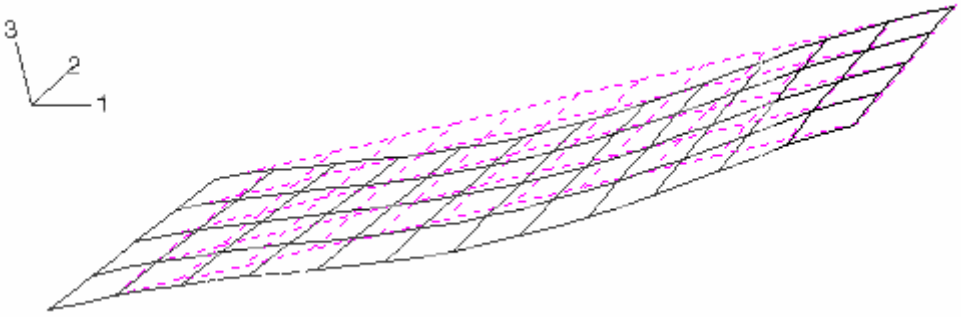


图 7－13　斜板模型变形前和变形后的形状

从其它帧得到结果

用户可以从保存在输出数据库文件中的其它增量步数据中选择适当的帧来分析和评估结果。

选择一个新的帧

1 从主菜单选择 **Result⟶Step/Frame**，出现 **Step/Frame** 对话框。

2 从帧 **Frame** 菜单选择增量步 4。

3 点击 **OK** 确认此选择并关闭 **Step/Frame** 对话框。

现在所有的绘图请求都将使用增量步 4 中得到的的结果。重复这个过程，并用对之感兴趣的增量步加以替换，就可以在输出数据库文件中自如地调出数据显示。

x-y 绘图

对于每一增量步，输出数据库文件 NlSkewPlate.odb 中的历史部分保存有跨中节点（置为 Midspan 的节点）位移值。可使用这些结果来绘制 **x-y** 图。尤其是还可以绘制位于跨中板边界处节点的垂向位移历程曲线。

绘制跨中位移的 x-y 图形的步骤

1 首先生成一个显示组，它包括模型中名为 Midspan 的节点集在未变形时的图形，节点号可以确定它们位于跨中的板边界处。

2 从主菜单选择 **Result⟶History Output**。

ABAQUS/CAE 显示 **History Output** 对话框。可查看其变量选择的全部描述，并拖动左右边框增加对话框的宽度。

3 **Output Variables** 域包含输出数据库文件中在历史部分的所有变量的列表，它们是用户能绘图的唯一历史输出变量。用**[Ctrl]+Click** 选择跨中板边界节点的垂直位移。其曲线以下面的形式标注：Spatial displacement: U3 at Node *xxx* in NSET Midspan（可用节点的标符确定需要选择的曲线）

4 点击 **Plot**。

ABAQUS 从输出数据库文件读出两条曲线的数据，画出类似于图 7－14 所示的曲线图（为了清楚，第二条曲线已变成虚线）。

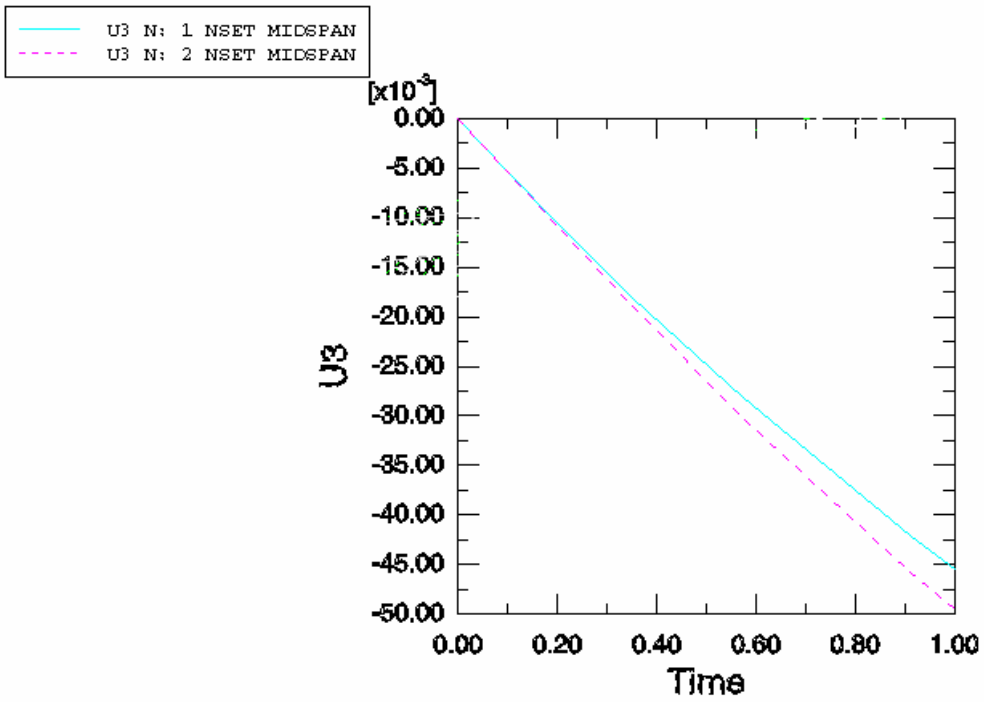


图 7—14 跨中板边界的位移历程

此模拟分析的非线性特性可以从这些曲线中清楚地看到：随着分析的进行，板会变得更刚硬，即几何非线性效应使结构的刚度随其变形而改变。在此模拟计算中由于薄膜效应使板在发生变形时变得刚硬，因此所得到的位移值就比线性分析得到的位移值要小，因为线性分析中没有考虑这种效应。

可以根据保存在输出数据库文件（.odb）中的历史数据或场数据来生成 x-y 曲线数据。X-Y 曲线的数据也可由外部文件读入，或者可以交互地键入 **Visualization** 模块。一旦曲线数据生成，它们的数据可以被进一步利用，并以图形形式绘制到屏幕上。

Visualization 模块的绘图能力将在第 8 章中进一步讨论。

7.5 相关的 ABAQUS 例子

• ABAQUS 实例问题手册 1.1.2 节，“薄壁肘板在平面内弯曲和内部压力下的弹塑性倒塌”

• ABAQUS 实例问题手册 1.2.2 节，“薄板复合壳：带圆孔圆柱板的翘曲”

• ABAQUS 基准手册 1.2.5 节，“不稳定静态问题：压力荷载下的钢筋板”

• ABAQUS 基准手册 1.3.5 节，“单自由度系统的大转动”

• ABAQUS 基准手册 1.4.3 节，“受拉缆绳的振动”

7.6 推荐读物

以下参考书提供非线性有限元方法的更多资料。有兴趣的用户可以更深地发掘这个主题。

有关非线性分析的一般读物

• Cook, R. D., D. S. Malkus, and M. E. Plesha, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, Wiley & Sons, 1989.

• E. Hinton (editor), *NAFEMS Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis*, NAFEMS Ltd., 1992.

7.7 小结

• 结构问题中存在着三种非线性来源：材料，几何，和边界（接触）。这些因素的任意组合都可以出现在 ABAQUS 的分析中。

• 只要有位移大小影响结构响应的情况发生，就存在几何非线性问题。这包括大位移、转动效应、突然翻转及载荷硬化。

• 非线性问题是利用 Newton-Raphson 法来进行迭代求解的，非线性问题比线性问题所需要的计算机资源要多许多倍。

• 非线性分析步被分为许多增量步。ABAQUS 通过迭代，在新的载荷增量结束时近似地达到静力学平衡。ABAQUS 在整个模拟计算中用收敛来控制载荷的增量。

• **Job Monitor** 或状态文件允许在运行时进行监控。所生成的信息文件包含荷载增量和迭代过程的详细信息。

• 在每个增量步结束时可以保存计算结果，这样结构响应的演变就可以在 **Visualization** 模块中显示出来。计算结果也可以用 **x-y** 图的形式绘出。

第八章　材料

ABAQUS 的材料库包含绝大多数的工程材料，如金属、塑料、橡胶、泡沫塑料、复合材料、颗粒状土壤、岩石、素混凝土和钢筋混凝土等。本指南只讨论三种最常用的材料模型：线弹性，金属塑性和橡胶弹性。所有材料模型在 ABAQUS/Standard 用户手册中给出详细描述。

8.1 ABAQUS 中的材料定义

用户可以在建模中使用任意多种材料。不同的材料用不同的名称来定义。模型中不同的区域通过赋于材料名的截面属性和不同的材料定义就建立了相互关系。

8.2　延性金属的塑性

许多金属在小应变时表现出近乎线弹性的特性(见图8-1)。此时的材料刚度，即杨氏或弹性模量，为常数。

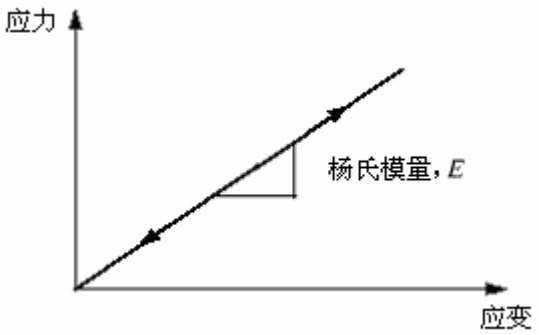


图 8-1　线弹性材料，例如钢材，在小应变情况下的应力－应变特性

在高应力(应变)情况下，金属开始表现出非线性、非弹性的特性(见图 8-2)，被称为塑性。

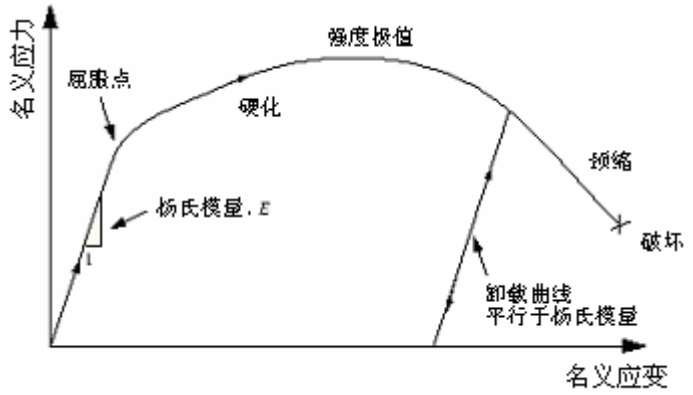


图 8-2　弹塑性材料在拉伸实验中的名义应力－应变特性

8.2.1　延性金属的塑性性能

材料的塑性性能可以用它的屈服点和屈服后硬化特性来描述。从弹性到塑性的转变发生在材料应力－应变曲线上的某个确定点，即通常所说的弹性极限或屈服点(见图 8-2)。屈服点的应力叫做屈服应力。大部分金属的屈服应力为材料弹性模量的 0.05%-0.1%。

金属在到达屈服点之前的变形只产生弹性应变，在卸载后可以完全恢复。然而，一旦应力超过屈服应力就会开始产生永久(塑性)变形。与这种永久变形相关的应变称为塑性应变。在屈服后的区间里，弹性和塑性应变共同组成了金属的变形。

金属的刚度在材料屈服后会显著下降(见图 8-2)。已屈服的延性金属在卸载后将恢复它的初始刚度(见图 8-2)。通常，塑性变形会提高材料重新加载时的屈服应力：这一特性称为硬化。

金属塑性的另一个重要特点就是非弹性变形与材料几乎不可压缩的特性相关，这一效应给用于模拟弹－塑性的单元类型的选用带来很大的限制。

承受拉力的金属在塑性变形时，可能会在材料失效时经历局部的高度伸长与变细，称为颈缩(见图 8-2) 。金属的工程应力(力除以变形前的截面面积)称为名义应力，与之对应的为名义应变(伸长量除以原长)。金属在发生颈缩时的名义应力远低于材料的极限强度。这种材料特性是由试件几何形状、实验本身特点以及应力应变测量方法引起的。例如，由相同材料的压缩实验所得到的应力应变曲线就不会出现颈缩区域，因为试件在受压变形时不会变细。因此，描述金属塑性的数学模型应该能够考虑拉伸和压缩的不同特性，并与结构几何形状和加载特性

无关。为了实现这一目的，应当把已十分熟悉的名义应力的定义， F/A_0 ， 和名义应变， $\Delta l/l_0$（这里用下标 0 代表材料未变形状态下的值），替换为能考虑在有限变形中面积的改变的应力与应变的新度量方法。

8.2.2 有限变形中的应力应变度量

只有考虑在极限 $\Delta l \to dl \to 0$ 的情况下，拉伸和压缩应变是相同的，例如：

$$d\varepsilon = \frac{dl}{l}$$

$$\varepsilon = \int_{l_0}^{l} \frac{dl}{l} = \ln(\frac{l}{l_0})$$

其中是 l 当前长度， l_0 是原始长度， ε 为真实应变或对数应变。

与真实应变对应的应力是真实应力，定义为：

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

其中 F 是材料承受的力， A 是当前面积。承受有限变形的延性材料的真实应力—真实应变曲线对于拉伸和压缩是一致的。

8.2.3 在 ABAQUS 中定义塑性

在 ABAQUS 中必须用真实应力和真实应变定义塑性。ABAQUS 需要这些值并相应地在输入文件中解释这些数据。

大多数实验数据常常是用名义应力和名义应变的值给出的。这时，必须应用下列公式把塑性材料的数据从名义应力/应变的值转换为真实应力/应变的值。

先把名义应力表达为如下公式：

$$\varepsilon_{nom} = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{l}{l_0} - \frac{l_0}{l_0} = \frac{l}{l_0} - 1.$$

表达式两边同时加上 1，并取自然对数可以得到真实应力和名义应力之间的关系为：

$$\varepsilon = \ln\left(1 + \varepsilon_{nom}\right).$$

考虑塑性变形的不可压缩性，并假定弹性变形也是不可压缩的，由体积不变得：

$$l_0 A_0 = lA$$

当前面积和原面积的关系为：

$$A = A_0 \frac{l_0}{l}$$

将 A 的定义代入到真实应力的定义式中，得到：

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{A_0}\frac{l}{l_0} = \sigma_{nom}(\frac{l}{l_0})$$

其中 $\frac{l}{l_0}$ 也可以写为 $1+\varepsilon_{nom}$，代入上式便得到真实应力和名义应力、名义应变之间的关系：

$$\sigma = \sigma_{nom}(1+\varepsilon_{nom})$$

ABAQUS 中经典金属塑性模型定义了大部分金属的屈服后特性。ABAQUS 用连接给定数据点的一系列直线的方法来逼近材料的光滑应力－应变曲线。因为可以用任意多个点来逼近实际的材料性质；所以，有可能非常逼真地模拟材料的真实性质。在塑性数据中将材料的真实屈服应力定义为真实塑性应变的函数。第一组数据定义材料的初始屈服应力，因此，该组数据中的塑性应变值应该为零。

在塑性性能的材料试验数据中所提供的应变不可能仅仅是材料的塑性应变，而应当是材料的总应变。所以必须将总应变分解为弹性和塑性应变分量。弹性应变等于真实应力与杨氏模量的比值，从总应变中减去弹性应变，就得到了塑性应变(见图 8-3)。

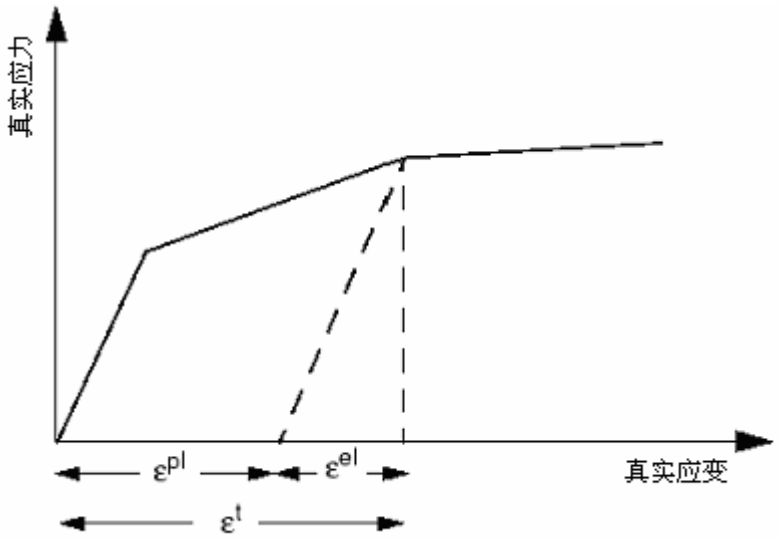


图 8-3　总体应变分解为弹性和塑性应变分量

其关系式为：

$$\varepsilon^{pl} = \varepsilon^{t} - \varepsilon^{el} = \varepsilon^{t} - \sigma/E$$

其中　　ε^{pl}　：真实塑性应变，

ε^t ：总体真实应变，

ε^{el} ：真实弹性应变，

σ ：真实应力，

E ：杨氏模量。

试验数据转换为 ABAQUS 输入数据的例题

图 8-4 中的名义应力－应变曲线可以作为一个例子用来示范如何将材料塑性特性的试验数据转换为 ABAQUS 适用的输入格式。名义应力－应变曲线上的六个点用来确定塑性数据。

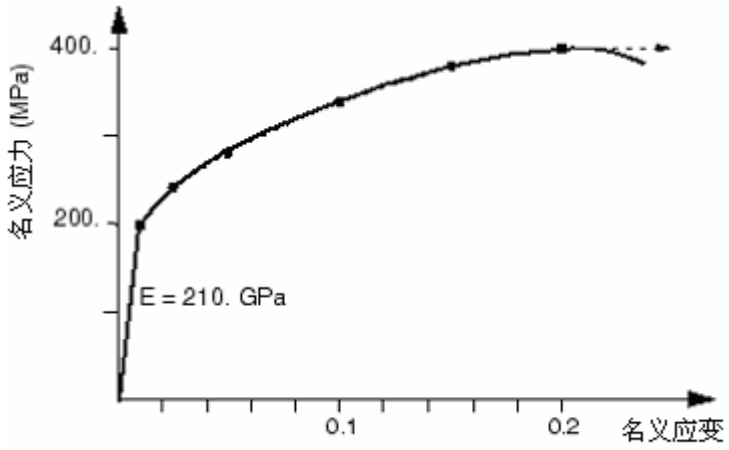


图 8-4　材料弹-塑性特性

第一步是用前述公式将名义应力和名义应变转化为真实应力和应变。一旦得到这些值，就可以用上述塑性应变与总应变和弹性应变之间的关系式来确定与每个屈服应力值相关的塑性应变。表 8.1 中给出了转换后的数据。

当应变很小时，真实值和名义值之间差别很小，而当应变很大时，二者之间就会有明显的差别；因此，如果模拟的应变比较大，就一定要向 ABAQUS 提供合适的应力－应变数据，这是极为重要的。

表 8－1　应力和应变的转换

名义应力	名义应变	真实应力	真实应变	塑性应变
200E6	0.00095	200.2E6	0.00095	0.0
240E6	0.025	246E6	0.0247	0.0235
280E6	0.050	294E6	0.0488	0.0474
340E6	0.100	374E6	0.0953	0.0935
380E6	0.150	437E6	0.1398	0.1377
400E6	0.200	480E6	0.1823	0.1800

ABAQUS 在给定的数据点之间进行线性插值得到材料响应，并假定在输入数据范围之外的响应为常数，如图 8－5 所示。因此，这种材料的应力不会超过 480MPa；如果材料的应力达到 480MPa，材料将持续变形直至应力降至此值以下。

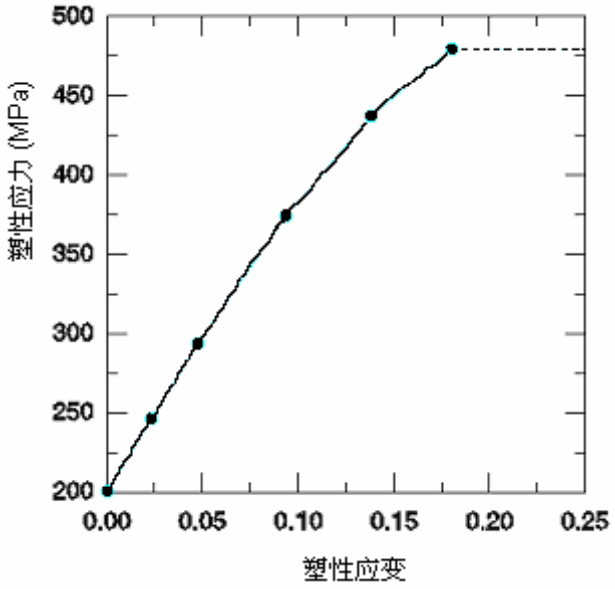


图 8–5　ABAQUS 所用的材料曲线

8.3　为弹塑性问题选择单元

金属塑性变形的不可压缩性质限制了用于弹－塑性模拟的单元类型的选用。这一限制是由于模拟不可压缩材料性质将增加对单元的运动约束所引起的；此时这个限制约束了单元积分点处的体积使之保持常量。在某些单元类型中，这些附加的不可压缩约束将使得单元产生超约束。如果不能解除单元的所有这些约束，会引起体积锁闭（Volumetric locking），使响应过于刚硬。体积锁闭意味着单元之间或积分点之间静水压应力的迅速变化。

完全积分的二次实体单元在考虑材料不可压缩特性时对体积锁闭非常敏感。因而不能用于弹－塑性模拟。而 ABAQUS 中完全积分的一次实体单元不会受体积锁闭的影响，因为在 ABAQUS 中这些单元的体积应变为常量。因此，它们可安全地用于塑性问题。

减缩积分的实体单元只有很少的积分点，在这些积分点上不可压缩条件必须满足，因此不会发生超约束，可用于大多数弹塑性问题的模拟。减缩积分的二次单元可以应用，但要注意，当应变达到 20%-40%时，可能会造成体积锁闭。可以通过精细的网格剖分来降低这种影响。

如果不得不使用完全积分的二次单元，则可以选用相应的杂交元来实现不可压缩特性；但是，要记住这样做会因为附加的自由度数增加而导致计算费用昂贵。

8.4 例题：连接环的塑性变形

在第 4 章中已经研究过钢制连接环端部承受极限载荷（60kN）的问题。线性分析表明该连接环将发生屈服。因而需要确定连接环的塑性区以及塑性应变的大小，从而判断连接环是否失效。

已知的钢材非弹性材料数据只有屈服极限(380MPa)和失效应变(0.15)。所以假设钢材为理想塑性：即材料不发生硬化，应力不会超过 380MPa(见图 8-6)。

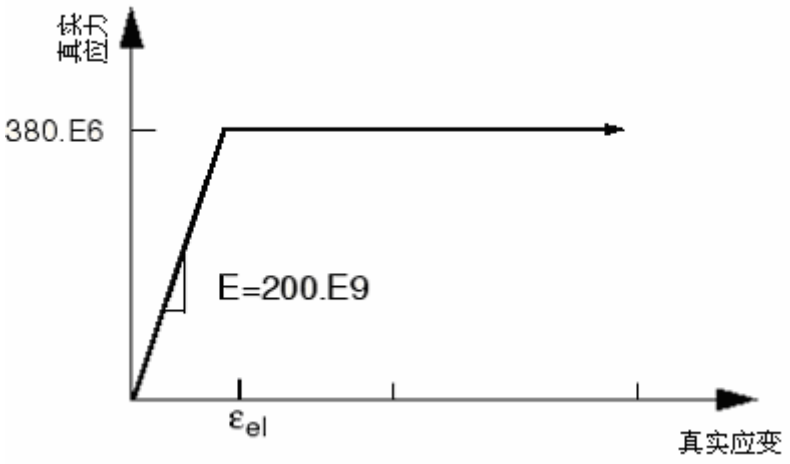


图 8－6 钢材的应力－应变特性

实际上可能会发生一些硬化，所以这种假设偏于保守，而如果材料硬化，实际的塑性应变要小于预测的值。

在 A.6 节“有塑性的连接环”中给出了一个可执行文件。在 ABAQUS/CAE 中运行该文件，可以生成该问题的完整分析模型。如果按照下面给出的指令步骤去做有困难，或者想要检查自己的工作，那么可以直接运行这个文件。在附录 A“例子文件”中对如何运行该文件给出了说明。

如果没有 ABAQUS/CAE 或者其它前处理器，上述问题的输入文件可以手工生成，我们将在 Getting Started with ABAQUS/Standard: Keywords Version 的 8.4 节中的“例子：有塑性的连接环”中讨论这个问题。

8.4.1 对模型的修改

打开模型的数据库文件 Lug.cae，拷贝这个 Elastic 模型，另存为 Plastic。

材料定义

对于这个 Plastic 模型，可以利用 ABAQUS 中经典的金属塑性模型来定义材料的屈服后特性。初始屈服应力（塑性应变为零时）为 380 MPa.，因为是理想塑性，所以不需要其它的屈服应力。这个模型表现出材料非线性，所以要进行一般的非线性模拟。

向材料模型中添加塑性数据

1．进入 Property 模块，然后在主菜单中选择 **Material⟶Edit⟶Steel**。

2．在材料编辑器中，选择 **Mechanical⟶Plasticity⟶Plastic** 调用经典的金属塑性模型。 输入初始屈服应力 380.E6 和相应的初始塑性应变 0.0。

定义分析步和输出请求

进入 Step 模块来定义分析步和输出请求。

在主菜单中，选择 **Step⟶Edit⟶LugLoad** 打开 **Edit Step** 对话框。在 **Basic** 选项卡中，将总时间设为 1.0。可以假定在该分析中几何非线性的效应不重要。在 **Incrementation** 选项卡中指定初始增量大小为总步长的 20％（即 0.2）。这是一个连接环在极限载荷下的静力分析；事先不知道需要多少增量步，默认的最大值为 100，当然这个值相当大，对于本分析是足够的。

可以通过 Visualization 模块观察分析结果。从主菜单中，选择 **Output⟶Field Output Requests⟶Manager** 来编辑当前的输出要求，要求每个增量步都要输出默认的预先选择的场数据。为了利用 Visualization 模块中的绘 *X–Y* 图曲线的功能，还需要向输出数据库中写入一些历史数据；在主菜单中，选择 **Output⟶History Output Requests⟶Manager** 可创建两个新的历史输出请求。在第一个请求中要求输出 HoleBot 组的位移 (U)；在另一个中，要求输出 BuiltIn 组（选择这个区域是因为最大应力最有可能出现在该处）的应力（包括应力不变量）(S)、塑性应变和等效塑性应变（PE, PEEQ）、以及总应变（E）。

加载

这里的载荷为连接环线弹性模拟中载荷的两倍(即从 30kN 变为 60kN)，因此在 Load 模块中，从主菜单中选择 **Load⟶Edit⟶Pressure load**，将加到连接环上的压力值扩大两倍（即：将值改为 10.0E7）。

定义作业

在 Job 模块中，创建一个作业，命名为 PlasticLugNoHard，并输入下列对作业的描述： Elastic-Plastic Steel Connecting Lug。记住将模型存入一个新的模型数据库文件中。

然后提交作业进行分析，并且监控求解过程。修改建模中的错误，研究所有警告产生的原因。该分析将会过早的中断，其原因将在在下面一节中予以讨论。

8.4.2 状态和信息文件

可以通过观察 **Job Monitor** 或者状态文件（.sta）来实时监测分析过程。信息文件（.msg）中包含有更为详尽的信息。

作业监控和状态文件

前面已提到，在 **Job Monitor** 顶部输出的摘要信息同样会被输出到状态文件 (PlasticLugNoHard.sta)中。 当 ABAQUS 完成分析后，在 **Job Monitor** 和状态文件中会包含类似下面的信息：

```
SUMMARY OF JOB INFORMATION:
STEP   INC ATT SEVERE EQUIL TOTAL  TOTAL       STEP        INC OF        DOF     IF
               DISCON ITERS ITERS  TIME/     TIME/LPF    TIME/LPF    MONITOR RIKS
               ITERS               FREQ
   1     1   1     0      1     1  0.200       0.200       0.2000
   1     2   1     0      1     1  0.400       0.400       0.2000
   1     3   1     0      3     3  0.700       0.700       0.3000
   1     4   2     0      2     2  0.775       0.775       0.07500
   1     5   1     0      3     3  0.887       0.887       0.1125
   1     6   2     0      4     4  0.916       0.916       0.02813
   1     7   2     0      4     4  0.926       0.926       0.01055
   1     8   2     0      3     3  0.930       0.930       0.003955
   1     9   1     0      5     5  0.936       0.936       0.005933
   1    10   2     0      8     8  0.938       0.938       0.001483
   1    11   4     0      1     1  0.938       0.938       2.317e-005
   1    12   1     0      1     1  0.938       0.938       2.317e-005
   1    13   2     0      1     1  0.938       0.938       1.000e-005
```

从中可看到，ABAQUS 能向模型施加 94% 的指定荷载，此时可以得到一个收敛的解。状态文件显示 ABAQUS 在模拟过程中多次减小增量步的尺寸(见最右边一列)，并在第 14 增量步终止。可以参考信息文件中的内容来理解 ABAQUS 为何提前终止模拟。

信息文件

信息文件PlasticLugNoHard.msg中包含了模拟过程的详细内容(7.4.2节中介绍了信息文件的格式) 。

观察此分析中的第一个增量步的信息，会发现模型的初始行为是线性的。在第二增量步模型行为也是线性的。

```
 INCREMENT     1 STARTS. ATTEMPT NUMBER  1, TIME INCREMENT  0.200

              EQUILIBRIUM ITERATION     1

AVERAGE FORCE                          92.1       TIME AVG. FORCE        92.1
 LARGEST RESIDUAL FORCE              1.068E-09   AT NODE     1688   DOF  2
   INSTANCE: LUG-1
 LARGEST INCREMENT OF DISP.         -1.688E-04   AT NODE     1413   DOF  2
   INSTANCE: LUG-1
 LARGEST CORRECTION TO DISP.        -1.688E-04   AT NODE     1413   DOF  2
   INSTANCE: LUG-1
         THE FORCE     EQUILIBRIUM RESPONSE WAS LINEAR IN THIS INCREMENT

 ITERATION SUMMARY FOR THE INCREMENT:   1 TOTAL ITERATIONS, OF WHICH
   0 ARE SEVERE DISCONTINUITY ITERATIONS AND  1 ARE EQUILIBRIUM ITERATIONS.

 TIME INCREMENT COMPLETED  0.200    ,  FRACTION OF STEP COMPLETED  0.200
 STEP TIME COMPLETED       0.200    ,  TOTAL TIME COMPLETED        0.200
```

在第三增量步中 ABAQUS 需要进行几次迭代来获得一个收敛解，这也表明模型在这一步中发生了非线性变化。由于此模型中唯一的非线性即材料塑性性质，所以在此外载量级作用下，在连接环的某一位置处钢材必然开始屈服。第三增量步中的所有迭代摘要信息如下。

```
 INCREMENT     3 STARTS. ATTEMPT NUMBER  1, TIME INCREMENT  0.300

              EQUILIBRIUM ITERATION     1

AVERAGE FORCE                           493.       TIME AVG. FORCE        289.
LARGEST RESIDUAL FORCE                  635.       AT NODE     1370   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.         -2.602E-04   AT NODE     1413   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.        -6.980E-06   AT NODE     1393   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
         FORCE     EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.

              EQUILIBRIUM ITERATION     2

AVERAGE FORCE                           496.       TIME AVG. FORCE        290.
LARGEST RESIDUAL FORCE                  59.0       AT NODE     1364   DOF  1
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.         -2.697E-04   AT NODE     1413   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.        -9.485E-06   AT NODE     1393   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
         FORCE     EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.
```

```
             EQUILIBRIUM ITERATION     3

AVERAGE FORCE                          497.       TIME AVG. FORCE        291.
LARGEST RESIDUAL FORCE            -7.890E-02   AT NODE      227   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.        -2.699E-04   AT NODE     1413   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.       -2.581E-07   AT NODE     1412   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
        THE FORCE     EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED

ITERATION SUMMARY FOR THE INCREMENT:   3 TOTAL ITERATIONS, OF WHICH
  0 ARE SEVERE DISCONTINUITY ITERATIONS AND  3 ARE EQUILIBRIUM ITERATIONS.

TIME INCREMENT COMPLETED  0.300    ,  FRACTION OF STEP COMPLETED  0.700
STEP TIME COMPLETED       0.700    ,  TOTAL TIME COMPLETED        0.700
```

为了得到结果，ABAQUS 在第四增量步中选用的增量大小为 0.3，即在这一增量步中施加全部载荷的 30%，也就是 30MPa。经过几次迭代后，ABAQUS 发出一个警告信息,本增量步计算的应变增量已经超过了初始屈服应变的 50 倍。因此，ABAQUS 放弃本次求解，而将增量步减小到迭代开始值的 25%后再尝试求解。这种增量步尺寸的减小称为 *cutback*。在此较小的增量步下，ABAQUS 经过几次迭代后即找到了一个收敛解。第四个增量步的第一次尝试中的几次迭代摘要信息如下：

```
INCREMENT     4 STARTS. ATTEMPT NUMBER  1, TIME INCREMENT  0.300

             EQUILIBRIUM ITERATION     1

AVERAGE FORCE                          763.       TIME AVG. FORCE        409.
LARGEST RESIDUAL FORCE            -2.824E+03   AT NODE     1242   DOF  1
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.        -7.215E-04   AT NODE       14   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.       -4.518E-04   AT NODE     1404   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
        FORCE     EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.

             EQUILIBRIUM ITERATION     2

AVERAGE FORCE                          825.       TIME AVG. FORCE        424.
LARGEST RESIDUAL FORCE            -5.790E+03   AT NODE     1122   DOF  1
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.        -2.155E-03   AT NODE       14   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.       -1.433E-03   AT NODE     1412   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
        FORCE     EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.

***WARNING: THE STRAIN INCREMENT HAS EXCEEDED FIFTY TIMES THE STRAIN TO CAUSE
            FIRST YIELD AT 152 POINTS
```

```
              EQUILIBRIUM ITERATION     3

AVERAGE FORCE                        1.035E+03   TIME AVG. FORCE        477.
LARGEST RESIDUAL FORCE               1.600E+04   AT NODE      706   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.          -1.665E-02   AT NODE       14   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.         -1.450E-02   AT NODE       13   DOF  2
  INSTANCE: LUG-1
         FORCE     EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.

***WARNING: THE STRAIN INCREMENT HAS EXCEEDED FIFTY TIMES THE STRAIN TO CAUSE
            FIRST YIELD AT 632 POINTS

***WARNING: THE STRAIN INCREMENT IS SO LARGE THAT THE PROGRAM WILL NOT ATTEMPT
            THE PLASTICITY CALCULATION AT 208 POINTS

***WARNING: CONVERGENCE JUDGED UNLIKELY.  INCREMENT WILL BE ATTEMPTED AGAIN
            WITH A TIME INCREMENT OF 7.50000E-02
```

既然已经考察了模拟过程的前几步增量，下面转移到信息文件的结尾来考察 ABAQUS 尝试的最后一个增量步。由于多次减小了增量，可以发现在最后一步，ABAQUS 用了仅为1.0×10^{-5}量级的非常小的增量。最后一步的迭代信息的摘要如下所示。ABAQUS 在最后一步进行了两次尝试求解，但均因为应变增量过大而在每一次尝试时都需要减小时间增量。这种对总应变增量的检查是 ABAQUS 中许多自动求解控制技术的一个例子。这些自动求解控制可以保证解的准确性和有效性，并可以用于几乎所有的模拟过程。因此，没有必要为控制求解算法提供参数而担心，需要考虑的仅是模型的输入数据。

```
  INCREMENT    14 STARTS. ATTEMPT NUMBER  1, TIME INCREMENT  1.500E-05

***WARNING: THE SOLUTION APPEARS TO BE DIVERGING.

***NOTE: THE INCREMENT WILL BE ATTEMPTED AGAIN WITH A TIME INCREMENT OF
         1.00000E-05

  INCREMENT    14 STARTS. ATTEMPT NUMBER  2, TIME INCREMENT  1.000E-05

 ***WARNING: THE SOLUTION APPEARS TO BE DIVERGING.

 ***ERROR: TIME INCREMENT REQUIRED IS LESS THAN MINIMUM SPECIFIED.  ANALYSIS
           ENDS
```

如果查看信息文件的末尾，会发现 ABAQUS 在分析过程中发出了许多警告信息，大部分警告信息是与塑性计算有关的数值问题的结果。由于这些数值问题而迫使减小时间增量，直到它低于一个最小允许的时间增量，从而 ABAQUS 提前终止了分析过程。

状态文件的第三列列出了 ABAQUS 求解一个增量步所作的尝试的次数。在第六列中输出了在某个增量步下的最后一次尝试所需要的迭代次数。现在应该在 Visualization 模块中观察结果来理解造成过度塑性的原因。

8.4.3 对结果进行后处理

进入 Visualization 模块，打开 PlasticLugNoHard.odb 文件。

绘制模型的变形图

绘制模型的变形图并检查位移的真实性。

默认的视图是等视角的。可以利用 **View** 菜单或者工具条中的 View 工具设置如图 8－7 中的视图，在这幅图中取消了透视画法。

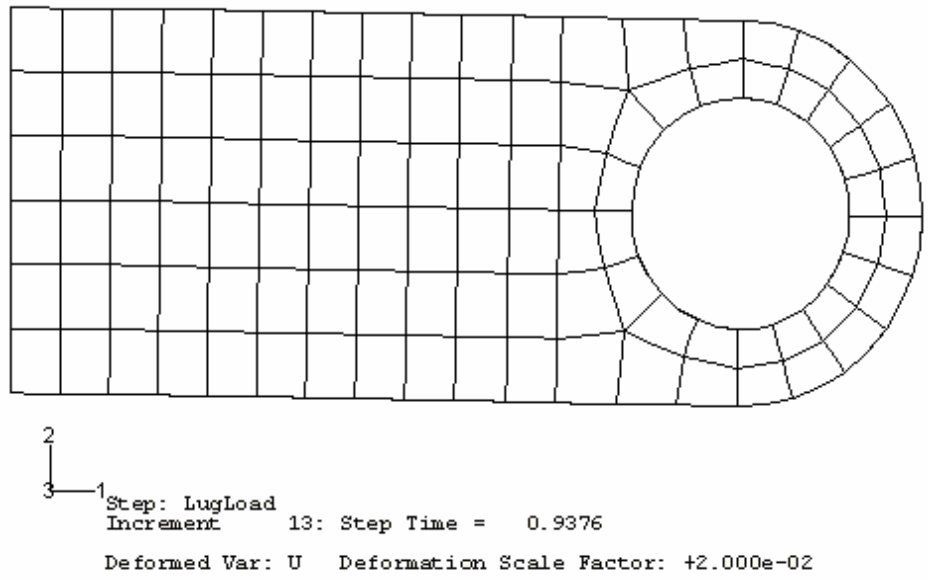


图 8-7 对应没有硬化模拟结果的变形形状

图中所示连接环的位移，尤其是转动相当大。但似乎还不至于大到在模拟过程中造成的数值问题。仔细观察图标中给出的解释，此图应用的位移比例为 0.02；即图示位移为真实位移为 2%（用户所用的位移比例可能与此不同）。

ABAQUS/CAE 在进行几何线性模拟中总会将位移比例调整到适合屏幕的尺寸。(几何非线性模拟不一样，ABAQUS/CAE 不会调整位移的比例，而是通过放大或缩小变形图而使之适合于屏幕)。如果想绘制真实位移，应将变形比例设置为 1.0。

设置变形比例

1．从主菜单中，选择 **Options→Deformed Shape**。

会弹出 **Deformed Shape Plot Options** 对话框。

2．在 **Deformation Scale Factor** 区，点击 **Uniform** 并在 **Value** 文本编辑框中输入 1.0。

3．点击 **OK** 按钮确定选项，并关闭对话框。

在现在这个变形图中，连接环几乎变形到与竖直轴线(全局 y 轴)平行。

施加 60kN 的载荷已经超出了连接环的载荷极限，连接环由于材料在所有沿厚度方向的积分点处屈服而失效。由于钢材的理想塑性屈服后特性而使连接环没有刚度能够抵抗进一步的变形。

8.4.4 在材料模型中加入硬化特性

在上述 ABAQUS 利用理想塑性材料特性来模拟连接环时，已发现连接环会因为结构崩溃而导致灾难性破坏。我们已经提到过钢材在发生屈服后可能会表现出一些硬化特性。可以预计由于硬化带来的附加刚度会使得连接环可以承受 60kN 的载荷。因此可以在钢材的材料性质定义中加入硬化特性。可以假定塑性应变达到 0.35 时屈服应力增加到 580MPa，它代表了该系列钢材的典型硬化指标。修改后材料的应力－应变曲线见图 8-8。

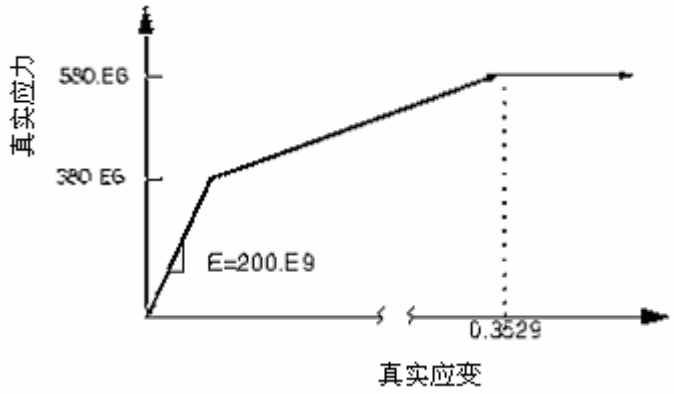


图 8-8　修改后的钢材应力－应变特性

下面修改塑性材料数据使其包含硬化数据。材料定义的编辑在 Property 模块中进行。向塑性数据表中添加第二行数据，输入屈服应力值 580.E6 和相应的塑性应变 0.35。

8.4.5 带有塑性硬化的分析

以 PlasticLugHard 为文件名创建一个作业。提交这个作业进行分析，并监控求解过程。修改建模中的错误，研究所有警告产生的原因。

作业监控和状态文件

作业监控（**Job Monitor**）和状态文件中的分析概要如下所示，其中显示了 ABAQUS 在施加全部 60kN 载荷时找到了一个收敛解。硬化数据为连接环增加了足够的刚度，从而可以承受 60kN 的载荷而不会崩溃。

SUMMARY OF JOB INFORMATION:

STEP	INC	ATT	SEVERE DISCON ITERS	EQUIL ITERS	TOTAL ITERS	TOTAL TIME/ FREQ	STEP TIME/LPF	INC OF TIME/LPF	DOF MONITOR	IF RIKS
1	1	1	0	1	1	0.200	0.200	0.2000		
1	2	1	0	1	1	0.400	0.400	0.2000		
1	3	1	0	4	4	0.700	0.700	0.3000		
1	4	1	0	7	7	1.00	1.00	0.3000		

在本此分析的信息文件中没有提供什么有用的信息，也没有发出任何警告，因此可以直接对结果进行后处理。

8.4.6 对结果进行后处理

进入 Visualization 模块，打开 PlasticLugNoHard.odb 文件。

变形图和位移峰值

利用新的结果绘制变形图，并改变变形比例系数为 2.04，得到如图 8－9 所示的图形。显示的位移大致将真实位移扩大了两倍。

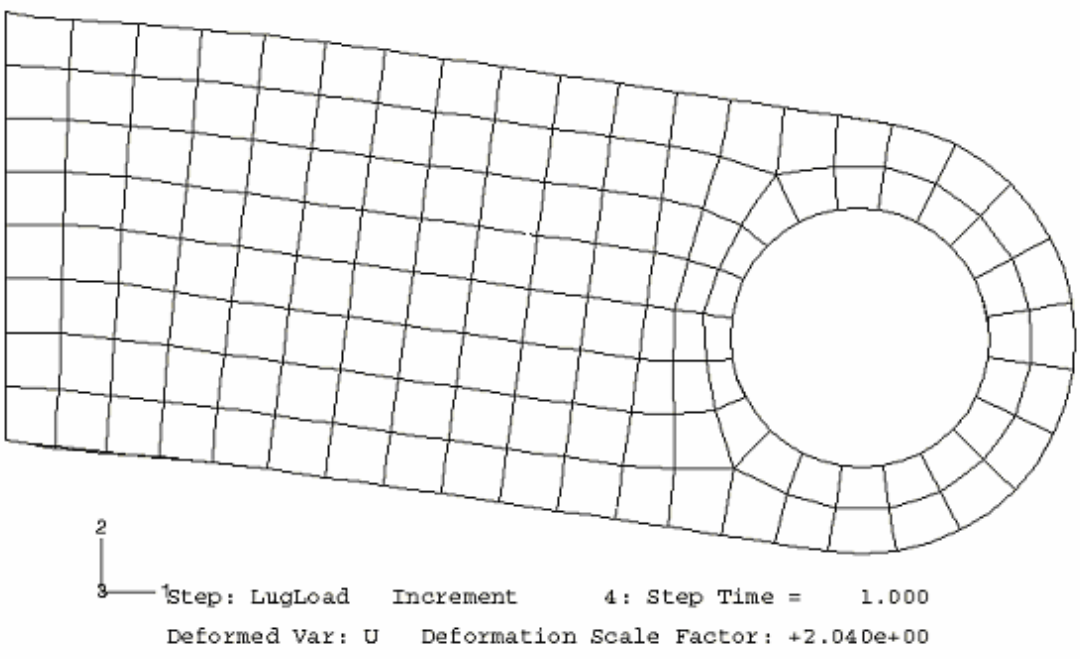


图 8－9 塑性硬化模拟的变形图

Mises 应力等值线的绘制

下面在模型中绘制 Mises 应力等值线。建立一个基于连接环真实变形的无标题的等值线云图。

绘制 Mises 应力等值线的步骤：

1．从主菜单中，选择 **Result⟶Field Output**

弹出 **Field Output** 对话框。默认情况下，**Primary Variable** 被选中。

2．从输出变量列表中，选择 **S** （如果没有被选择）。

3．从不变量列表中，选择 **Mises**（如果没有被选择）。

4．点击 **OK**。

5．从主菜单中，选择 **Plot⟶Contours**；或者用工具条中的 工具。

ABAQUS/CAE Mises 应力的等值线图立即显示出来。

可以通过设置变形比例产生如图 8–10 所示的图形。

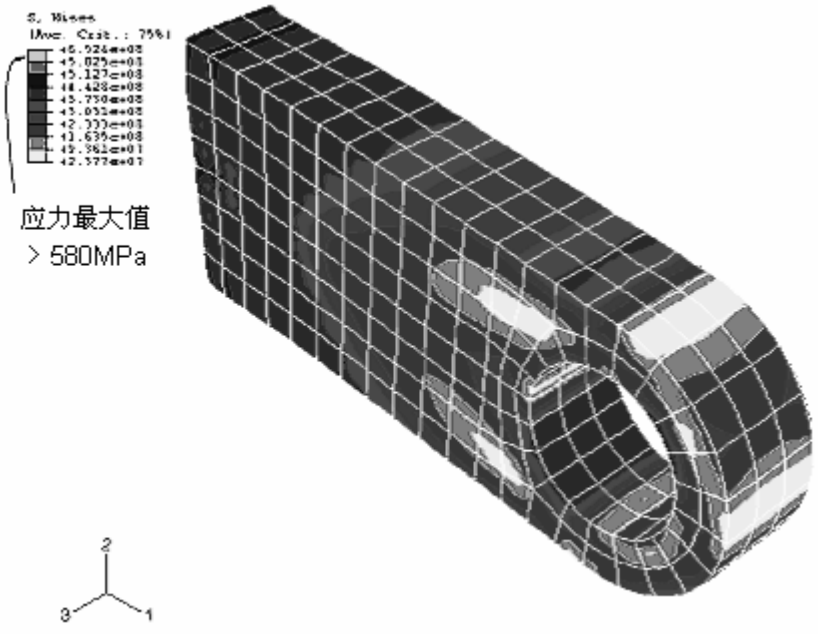


图 8–10　Mises 应力等值线图

在提示区点击 **Contour Options**

.

弹出 **Contour Plot Options** 对话框。

点击 **Shape** 选项卡，选择 **Uniform** 变形比例系数，并将值
. 设为 1.0。
点击 **Basic** 选项卡，将均匀等值线间隔滑动条拖到 10。

.

点击 **OK** 即可看到等值线图，并关闭 **Contour Plot Options**
. 对话框。

等值线图的标题以默认内容显示，当然也可以将其关闭。
要取消标题和状态块可选择 **Canvas ⟶ Viewport**
0. **Annotation Options**。

弹出 **Viewport Annotation Options** 对话框。
点击 **Title Block** 选项卡，关闭 **Show title block**。
1.

同样的，点击 **State Block** 选项卡，关闭 **Show state**
2. **block**，即取消标题和状态块。
点击 **OK** 即显示定制的等值线图，并关闭对话框。
3.

利用视图操作工具来定位和缩放模型，以获得如图 8－10 所示的图形。

等值线图例中列出的数据是否让你感到奇怪？其最大的应力值高于 580MPa，这是不可能发生的，因为假定材料在 580MPa 应力时表现为理想塑性。这种让人误解的现象是由 ABAQUS/CAE 生成单元变量，例如应力，等值线图的算法造成的。生成等值线图的算法需要的是节点数据，而 ABAQUS/Standard 计算的却是积分点的单元变量。ABAQUS/CAE 将积分点的数据外推从而得到节点的数据。外推算法的阶次由单元类型决定：对二次减缩积分单元，ABAQUS/CAE 采用线性外推算法计算单元变量的节点数值。为了显示 Von Mises 应力的等值线图，ABAQUS/CAE 在每个单元内将应力分量从积分点外推到节点位置并计算 Von Mises 应力。如果由节点周围各个单元计算出来的 Mises 应力之间的差值落在了所定义的平均阀值（specified averaging threshold）内，则由各个单元的应力不变量计算节点平均 Mises 应力。外推过程会导致不变量超出弹性极限。

若绘制应力张量的每一个分量的等值线图(变量 S11，S22，S33，S12，S23 和 S13)，可以发现在固定端截面上的单元应力有明显的变化。这将导致外推的节点应力高于积分点应力，从而由此计算出的 von Mises 应力也会偏高。

积分点的 Meses 应力不会超出单元材料的当前屈服应力，但应力等值线中的外推节点应力可能会超出。另外，独立的应力分量可以超出当前的屈服应力值；因为只要求 Mises 应力小于等于当前的屈服应力值。

可以利用在 Visualization 模块中的查询工具检查积分点处的 Mises 应力。

查询 Mises 应力：

1．在主菜单中，选择 **Tools⟶Query**。

弹出 **Query** 对话框。

2．在 **Visualization Queries** 区，选择 **Probe values**。

3．点击 **OK**。

弹出 **Probe Values** 对话框。

4．点击 **S, Mises** 选择 Mises 应力输出。

在 **S, Mises** 栏中出现检查标签。

5．确定选择 **Elements** 和输出位置 **Integration Pt** 。

6．利用鼠标选择连接环约束端附件的单元。

ABAQUS/CAE 列出单元的 ID 和类型（默认）以及从第一个积分点开始的每一个积分点处的 Mises 应力值。所有积分点处的 Mises 应力值均低于等值线图例中的值，同时也低于屈服应力 580 Mpa。可以通过单击鼠标的 1 键保存所列出的值。

7．完成结果查询之后，点击 **Cancel** 。

外推应力值与积分点应力值差别很大，说明单元间应力变化剧烈，单元网格过于粗糙，计算的应力不够精确。这种外推应力误差会因为单元网格细化而减小，但总是存在。所以在使用单元变量的节点值时要谨慎。

绘制等效塑性应变图

材料的等效塑性应变(PEEQ)是用来表示材料非弹性变形的标量。如果该变量大于零，则材料屈服。可以在 PEEQ 等值线图中确定连接环已屈服的部分。从主菜单中选择 **Result⟶Field Output**，在弹出的对话框中的输出变量列表中选择 PEEQ 可以绘出等效应变的等值线图。激活 **Contour Plot Options** 对话框，设置等效塑性应变等值线的最小值为一个很小的数值（例如：1.E-4），那么，ABAQUS/CAE 绘制的模型中的所有深兰色区域将仍保持弹性特性(见图 8-11)。

从中可以清楚的发现，连接环与母体相连的部分有明显的屈服。等值线图例中给出的最大塑性应变为 0.1082。当然，这里面可能包括外推过程的误差，但这种对应变的外推误差要比对应力的小。利用可视化查询工具检查塑性应变最大的单元积分点处的 PEEQ 值。可以发现模型中积分点处最大等效塑性应变约为 0.067，这并不一定表明外推误差很大，因为在峰值塑性变形附近的应变梯度很大。

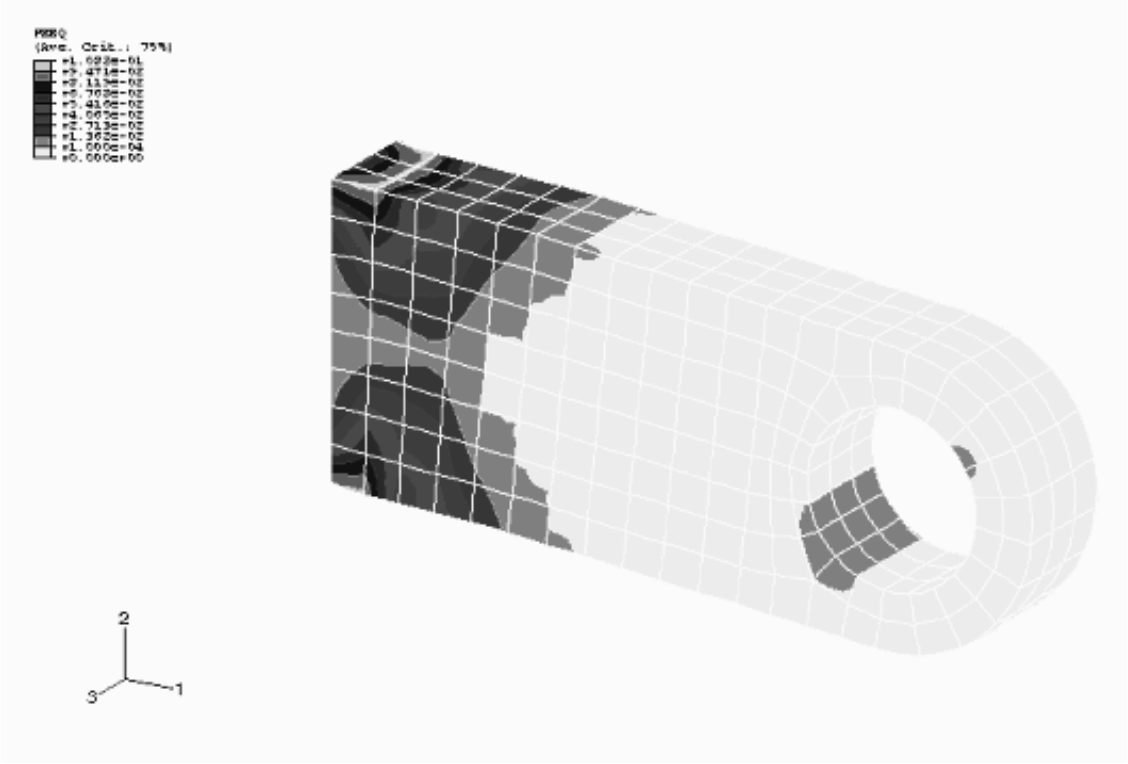


图 8-11　等效塑性应变等值线图(PEEQ)

生成变量－变量(应力—应变)图

在第 7 章“非线性”中介绍了 ABAQUS/CAE 的 *X–Y* 图功能。在这一节中将学习如何用 *X–Y* 图来描述函数中两个变量的变化。下面将建立紧靠连接环约束端某个单元中一个积分点的应力－应变图。应力－应变的计算结果存在输出数据库（.odb）文件中，这样可以通过以下程序来生成 *X–Y* 图。

在所讨论的模型中，存储了 BuiltIn 集中的单元的应力－应变数据。该集中的所有单元都靠近约束端，现在考虑图 8－12 中有阴影的单元。

该单元中的应力应变值是最大的，所以在这个单元中选一个积分点来画应力应变历史曲线图。积分点可选择在最靠近连接环的端面，但又不临近约束处。积分点号取决于单元的节点连接顺序，所以需识别单元号和节点连接顺序来确定采用哪个积分点。

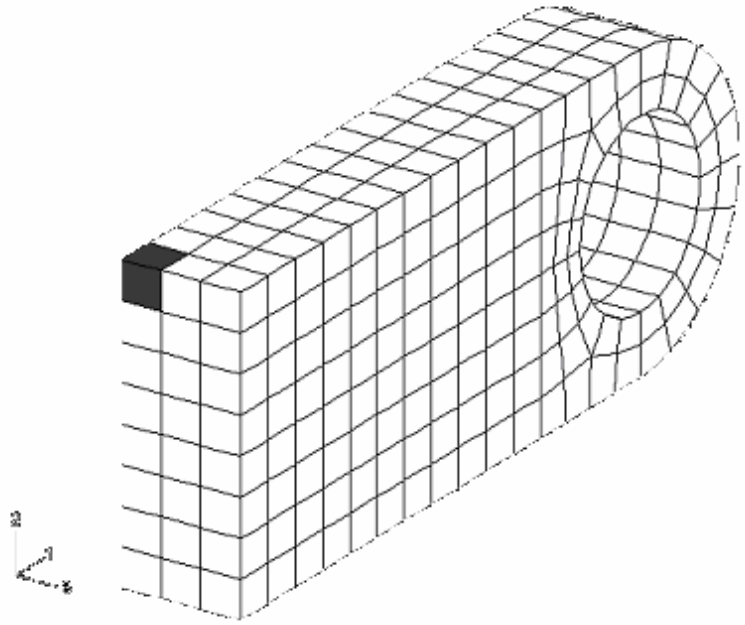


图 8-12　应力和应变最大的单元

确定积分点号

1．利用 **Query** 工具获得单元号（ID）。

2．生成一个仅包含所关心的单元的显示组（根据单元号），绘制该单元变形前的图形，并显示节点号。点击工具，得到类似 8－13 的图形。

3．利用 **Query** 工具获得这个角单元节点的连接顺序（在 **Probe Values** 对话框中点击 **Nodes** 左边的列）。需要将 **Nodes** 列在对话框的底部展开才能看到全部列表。 我们只对前面 4 个节点感兴趣。

4．在未变形模型图中比较节点的连接顺序表，来确定 C3D20R 单元的 1–2–3–4 面，该单元在 ABAQUS/Standard 用户手册 14.1.4 节中定义。例如，在图 8－13 中，对应 1-2–3–4 面的是 76–552–313–79 面。积分点号应该如图中所示，我们对与积分点 5 相应的位置感兴趣。

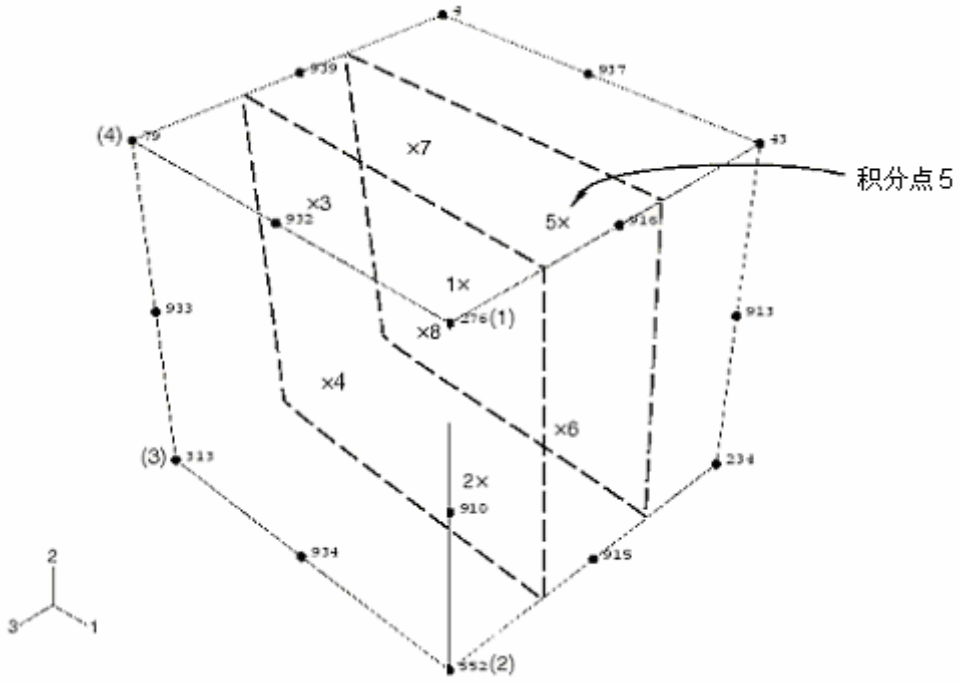


图 8–13 靠近顶面的积分点的位置

在以下讨论中，假定 41 号单元及其积分点 5 满足上述要求。用户所用的单元号和积分点号可能不同。

生成应力历史曲线和沿连接环的正应变

1．从主菜单中选择 **Result⟶History Output**

弹出 **History Output** 对话框。

2．拖动 **Output Variables** 表中的滑动条，定位并选择单元 41，积分点 5 的 Mises 应力。

之所以选择 Mises 应力，而不是选择真实应力张量的某个分量，是因为塑性模型是根据 Mises 应力来定义塑性屈服的。

3．点击 **Save As** 保存 *X–Y* 数据。

弹出 **Save XY Data As** 对话框。

4．输入 MISES，点击 **OK**。

5．拖动 **Output Variables** 表中的滑动条，定位并选择相同积分点的正应变（E11），以 E11 为名保存。

之所以选用该应变分量，是因为在该积分点的应变张量中此分量最大，用它可以清楚地描述该积分点的材料弹性和塑性特性。

6．点击 **Dismiss** 关闭 **History Output** 对话框。

以上建立的每条曲线都是历史变化图(变量对时间)。必须将这两个图组合，删除对时间的依赖性，从而生成需要的应力－应变图。

组合历史曲线产生 stress-strain 图

1．从主菜单中，选择 **Tools⟶XY Data⟶Create**。

弹出 **Create XY Data** 对话框。

2．选择 **Operate on XY data**，点击 **Continue**。

弹出 **Operate on XY Data** 对话框。

3．从所列的 **Operators** 中，选择 **combine(X,X)**。

在对话框顶部的文本框中弹出 combine( ) 。

4．在 **XY Data** 域，拖动光标经过 E11 和 MISES 来选择这两个数据对象。

5．点击 **Add to Expression**。表达式 combine("E11", "MISES") 出现在文本框中。在这个表达式中“E11”决定该联合图中的 *X*-values ，“MISES”决定 *Y*-values 。

6．在对话框底部点击 **Save As** 保存组合数据对象。

弹出 **Save XY Data As** 对话框。在 **Name** 文本编辑框中，输入 SVE11；点击 **OK** 关闭对话框。

7．在对话框的底部点击 **Plot Expression**，可观察组合后的应力－应变图。

8．点击 **Cancel** 关闭对话框。

可以在 **XY Plot Options** 中改变 *X*-和 *Y*-轴的范围来更加清楚的显示 *X*–*Y* 图。

定制应力－应变曲线:

1．点击提示区中的 **XY Plot Options**。

弹出 **XY Plot Options** 对话框。

2．设置 *X*-轴（E11 strain）的最大值为 0.09，*Y*-轴 (MISES stress) 的最大值为 500 Mpa， 最小值为 0.0 Mpa。

3．点击 **Titles** 选项卡，选择 **User-specified** 作为 *X*- 和 *Y*-轴的 **Title source**。

4．在 **Title text** 文本框中输入如图 8－14 中所示的 *X*- 和 *Y*-轴的标签。

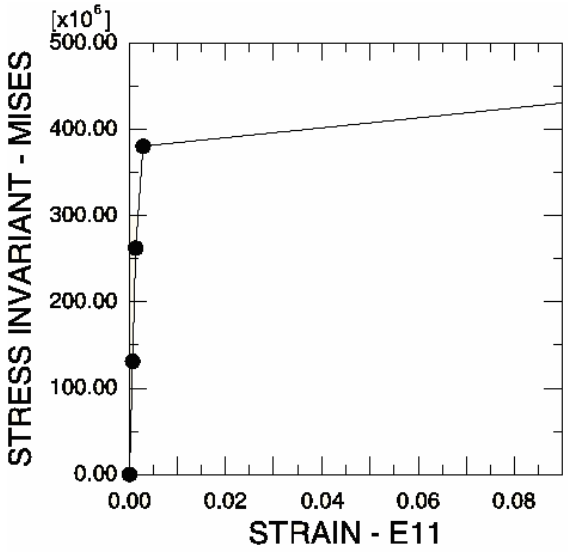


图 8–14　角部单元沿连接环的 Mises 应力－径向应变

5．点击 **OK** 关闭 **XY Plot Options** 对话框。

6．在曲线的每个数据点上绘制标记是很有用的。为此可点击提示区中的 **XY Curve Options** 。

弹出 **XY Curve Options** 对话框。

7．从 **XY Data** 域中，选择应力－应变曲线(SVE11)。

SVE11 数据对象加亮。

8．激活 **Show symbol**。接受默认设置，并在对话框的底部点击 **OK**。

从而应力应变曲线的每个数据点上出现一个标记。

现在应该产生了一个类似图 8–14 的图形。应力应变曲线表明在前两个增量步中该积分点的材料为线弹性。在第三个增量步中材料已经发生了屈服；但是图中显示该增量步仍保持为线性。这一假象是由图中显示的应变范围造成的。如果把最大显示应变限制为 0.01，并将最小值设置为 0.0，第三步的非线性材料特性会显示得更清楚(见图 8-15)。 这个应力一应变曲线包含另外一个明显的错

误。它表明材料在 250MPa 时屈服，而这一应力远远低于初始屈服应力。这一错误的产生原因是 ABAQUS/CAE 用直线连接曲线上的数据点所致。如果限制增量步的大小，那么图中较多的数据点会更好的显示材料的响应，并表明材料恰好在 380MPa 屈服。

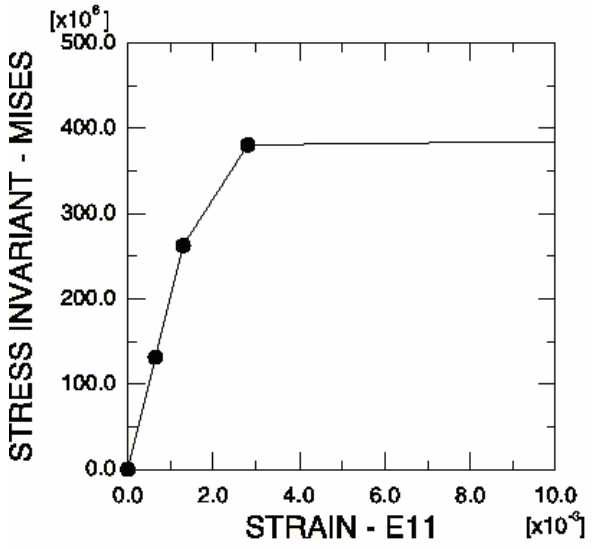


图 8-15　角部单元沿连接环的 Mises 应力－真实应变(E11)图(最大应变 0.01)

第二次模拟的结果表明如果材料具有屈服后硬化特性，连接环将可以承受 60 kN 的载荷。两次模拟的结果说明确定钢材实际的屈服后硬化特性非常重要。如果钢材只发生很少的硬化，在 60kN 载荷下连接环可能破坏。而如果发生适度的硬化，则连接环可能能承受该载荷，虽然在环中会产生较大的塑性屈服(见图 8-11)。然而，即便塑性硬化，该载荷的安全系数也可能会很小。

8.5　超弹性

现在我们讨论另一类材料非线性，即橡胶类材料所表现出来的材料非线性弹性。

8.5.1　引论

典型的橡胶材料应力－应变特性如图 8-16 所示，表现出弹性和高度非线性。这种材料特性称为超弹性。象橡胶这样的超弹性材料可以保持弹性变形直至大应变值(通常可以超过 100%)，ABAQUS 在模拟超弹性材料时，作如下假定：

- 材料为弹性

- 材料为各向同性
- 材料默认为不可压缩
- 模拟将包括几何非线性效应

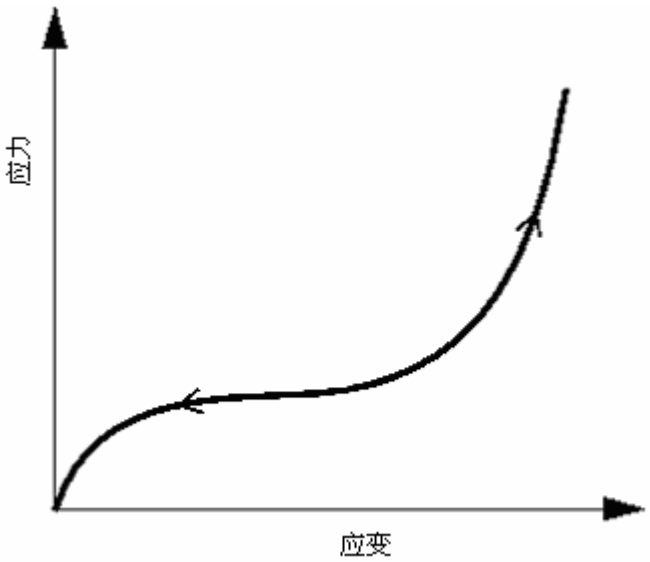


图 8-16 典型的橡胶应力－应变曲线

ABAQUS 拥有一个特殊的杂交单元族，专门用于模拟超弹性材料的完全不可压缩特性。它们的名字用“H”标识；比如，8 节点实体单元 C3D8 的杂交形式就称为 C3D8H。

弹性泡沫塑料是另一类高度非线性的弹性材料，它们和橡胶材料不同，在承受压力时具有很大的压缩性。ABAQUS 中用另外的材料模型来模拟，在这里不详细介绍。

8.5.2 应变势能

对于超弹性材料，ABAQUS 不用杨氏模量和泊松比，而用应变势能(U)来表达应力－应变关系。有多种应变势能可利用：多项式模型、Ogden 模型、Arruda-Boyce 模型、van der Waals 模型。也可以使用较简单的多项式模型，包括 Mooney-Rivlin 模型、 neo-Hookean 模型、简约的多项式模型和 Yeoh 模型。

多项式形式的应变势能是最常用的一种形式。可以表达为：

$$U=\sum_{i+j=1}^{N}C_{ij}(\bar{I}_1-3)^i(\bar{I}_2-3)^j+\sum_{i=1}^{N}\frac{1}{D_i}(J_{el}-1)^{2i}$$

其中U 是应变势能；J_{el} 是弹性体积比；$\bar{I}_1$ 和 $\bar{I}_2$ 是材料的变形度量；N，C_{ij} 和 D_i 是与温度有关的材料参数。参数 C_{ij} 描述材料的剪切特性，参数 D_i 引入可压

缩性。如果 D_i 设置为 0，ABAQUS 将认为材料为完全不可压缩， 并忽略上述公式的第二项。如果项数 N 为 1，初始剪切模量 μ_0，体积模量 K_0 的公式如下：

$$\mu_0 = 2(C_{01} + C_{10})$$
$$K_0 = \frac{2}{D_1}$$

如果材料是不可压缩的，则应变能密度为：

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3)$$

该表达式即通常所说的 Moongy-Rovlin 材料模型。如果 C_{01} 为 0，则称为 neo-Hookean 材料模型。

在 ABAQUS/Standard 用户手册 10.5 节中将介绍另一些在概念上很相似的超弹性模型。

使用超弹性材料时应向 ABAQUS 提供相应的材料参数。对于多项式形式来说，这些参数为 N, C_{ij}, D_i。建立超弹性材料模型时，这些参数可能被事先给定，但更多的情况是只有材料试验数据。幸运的是，ABAQUS 可以直接接受试验数据并计算材料参数(应用最小二乘拟合法)。

8.5.3 用试验数据定义超弹性

向 ABAQUS 提供试验数据来定义超弹性是一种方便的途径。ABAQUS 采用最小二乘法计算所需常数。ABAQUS 能够拟合的试验数据有：

- 单轴拉伸和压缩
- 等双轴拉伸和压缩
- 平面拉伸和压缩(纯剪)
- 体积拉伸和压缩

在图 8-17 中给出了上述各种试验的变形模式。与塑性数据不同，ABAQUS 的超弹性材料的试验数据必须是名义应力和名义应变的值。

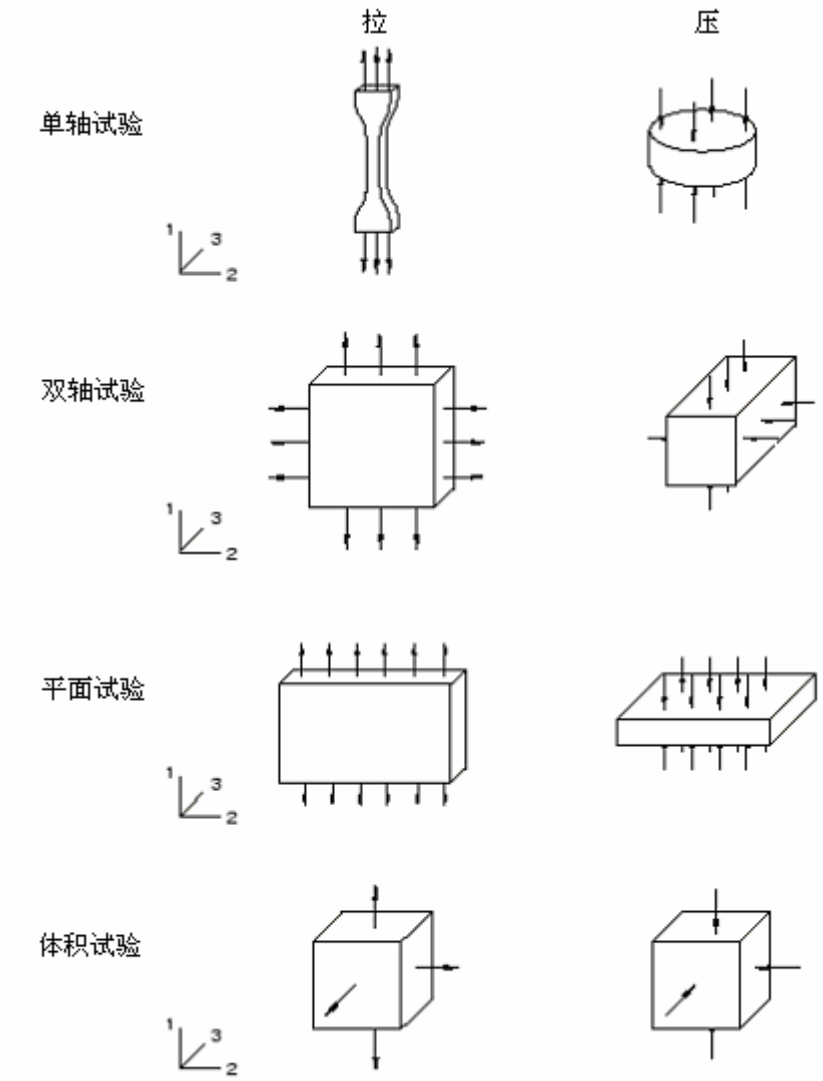


图 8–17　用于定义材料超弹性的各种试验的变形模式

只有在材料的压缩性非常重要时才需要给出体积压缩的数据。一般情况下它不是很重要，所以将采用默认的完全不可压缩特性。

从数据中获得最佳材料模型

超弹性材料模拟结果的优劣很大程度上依赖于提供给 ABAQUS 的材料实验数据。典型的试验如图 8－17 所示。可以通过以下几个办法来帮助 ABAQUS 计算出可能的最佳材料参数。

如果可能，应尽量获得多于一种变形状态的试验数据——这样可以使 ABAQUS 生成一个更准确更稳定的材料模型。然而，图 8-17 中给出的某些试验对于不可压缩材料而言是等效的变形模式，它们是：

- 单轴拉伸等效于等双轴压缩
- 单轴压缩等效于等双轴拉伸

- 平面拉伸等效于平面压缩

在这种情况下，如果已经从其中某一个变形模式的试验中得到了数据，则没有必要再从与其等效的试验中获得数据。

此外，下面的方法可能会改进超弹性材料模型：

- 从模拟分析最可能发生的变形模式试验中获得试验数据。比如，如果试件受压缩载荷，就要确认试验数据中包含压缩载荷的成果而不是拉伸载荷。
- 拉伸和压缩数据均允许使用，其中压缩应力和应变为负值。如果可能的话，应根据实际需要只使用拉伸或只使用压缩数据，因为同时满足拉伸和压缩数据的材料模型通常要比满足单一试验数据的精度低。
- 尽可能地包含平面试验的数据，因为这类试验可以度量剪切行为，这一点很重要。
- 尽可能多提供模拟过程中材料实际承受应变范围内的数据。比如，如果材料只承受较小的拉伸应变，如低于 50%，那么就不要提供大量的高应变的试验值(超过 100%)（即使有的话）。
- 利用 ABAQUS/CAE 的材料估算功能对试验数据进行模拟，并将试验数据与 ABAQUS 的计算结果进行比较。如果对于某个重要的变形模式计算结果很差，应对此变形模式要争取获得更多的试验数据。在 8.6 节“例子：轴对称支座”中讨论了这一技术。在 ABAQUS/CAE 用户手册中有更详细的论述。

材料模型的稳定性

常常会遇到这样的情况：用来确定材料模型的试验数据中，某个应变值不稳定。ABAQUS 会进行稳定性检查，确定可能发生不稳定的应变大小，并在数据文件(.dat)中输出警告信息。如果模型试验应变的任一部分超出稳定极限，就有可能导致计算不收敛，所以要仔细检查这些信息。稳定性检查只是对某些特定的变形进行的，如果变形较复杂，当应变水平达到某个值时，材料有可能失稳。同样的，如果变形更复杂，材料有可能在更低的应变水平下失稳。

8.6 例题：轴对称橡胶垫

求图 8－18 中的橡胶垫的轴向刚度，并确定可能缩短橡胶垫疲劳寿命的最大主应力区域。橡胶垫两端均固定于钢板。通过钢板施加 5.5kN 均匀分布的轴向载荷。截面几何尺寸如图 8-18 所示。

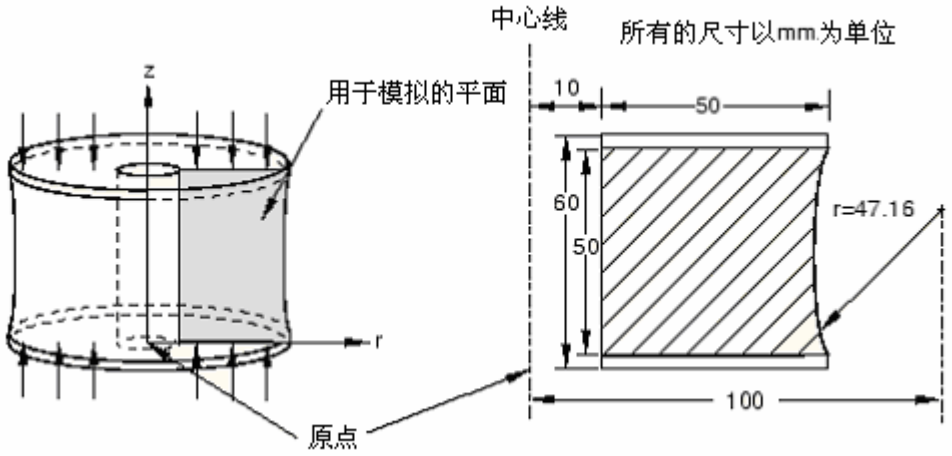


图 8–18　轴对称垫座

由于模型的几何形状和载荷均为轴对称，因而可以采用轴对称单元。所以只需模拟通过构件的一个平面即可：每个单元代表一个 360 度的圆环。

8.6.1　对称性

由于结构是围绕通过橡胶垫中心的竖直轴对称的，因此没有必要模拟轴对称构件的整个截面。只考虑半个截面，单元个数减半，自由度数大致也能减半。这样能显著地减少了分析计算的时间和存储空间；换言之，可以使用更为精细的网格。

许多问题都存在一定程度的对称性。例如，一般的镜面对称，环形周期对称，轴对称，或重复性对称(见图 8-19)。要模拟的结构或构件可能有不止一种的对称性。

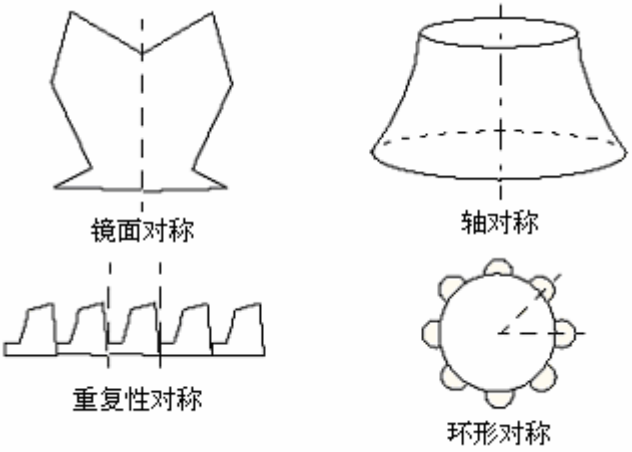


图 8-19　各种形式的对称

对于对称构件，如果只是对其中的一部分建模，则应该附加边界条件以保证所建模型与整个构件特性一致。另外还要调整载荷以反映模拟的这部分结构的真实情况。考虑图 8-20 给出的门式框架：

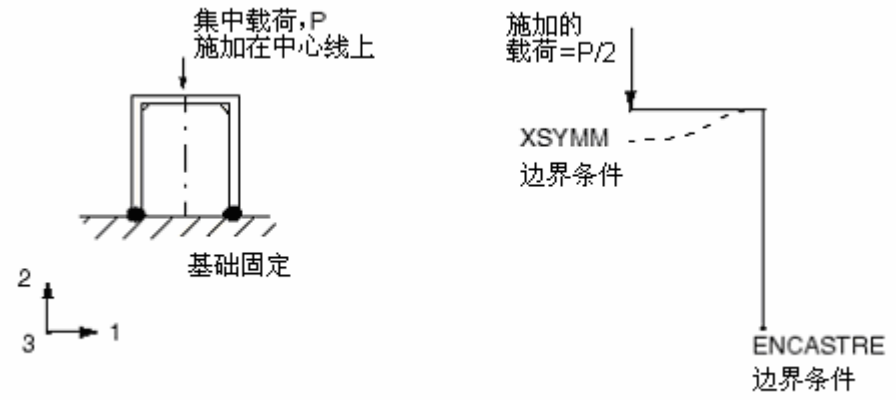


图 8－20　对称的门式框架

如图所示框架关于竖直线对称。为了维持模型的对称性，对称线上任何节点在方向 1 的位移和绕 2、或 3 轴的转动，必须被约束。

因为在此框架问题中，是沿模型的对称面施加载荷的；所以只需在所建的模型部分施加一半的载荷即可。

在轴对称分析中应当使用轴对称单元，比如这个橡胶垫例子，只需要用构件的横截面建模。单元列式中将自动包含轴对称效应。

8.6.2 前处理－利用 ABAQUS/CAE 建立模型

利用 ABAQUS/CAE 建立模型。在 A.7 节“轴对称支座”中给出了一个命令执行文件。通过 ABAQUS/CAE 运行这个文件，可以生成该问题的完整分析模型。如果按下面给出的指令步骤做有困难，或者想检查自己的工作则可以运行这个文件。附录 A 中给出了如何获得和运行该可执行文件的说明。

如果没有 ABAQUS/CAE 或其它的前处理程序，上述问题的输入文件可以手工生成，在 Getting Started with ABAQUS/Standard ：Keywords Version 的 8.6 节中将讨论这个问题。

定义部件

运行 ABAQUS/CAE，进入 Part 模块，建立一个轴对称的、可变形的、平面壳部件。将此部件命名为 Mount，指定部件的大致尺寸为 0.3。 因为考虑对称性，只需对橡胶垫的下半部建模。可以通过以下建议的方法来生成这个部件的几何模型。

绘制橡胶垫的几何形状

1．根据图 8-18 中所给的数据，在下列坐标处创建 6 个独立点(0.010，0.0)，(0.060， 0.0)， (0.010， 0.005)， (0.060， 0.005)，(0.010，0.030)，和 (0.100，0.030)。

2．用辅助线来定位圆弧和对称平面的交点。通过点(0.010，0.030)生成一根水平辅助线（即在对称平面上）。另外，以点(0.100，0.030)为圆点，通过点(0.060，0.005)生成辅助圆，如图 8–21 所示。

3．在点之间生成一系列的连线和圆弧来绘制部件的几何形状，如图 8－22 所示。

材料属性：适用于橡胶的超弹性模型

已知该橡胶材料的一些试验数据。共有三组不同的试验数据——单轴试验、双轴试验和平面（剪切）试验。 数据如图 8－23 所示，并列于表 8－2、表 8－3 和表 8－4 中。这些数据是根据名义应力和相应的名义应变给出的。

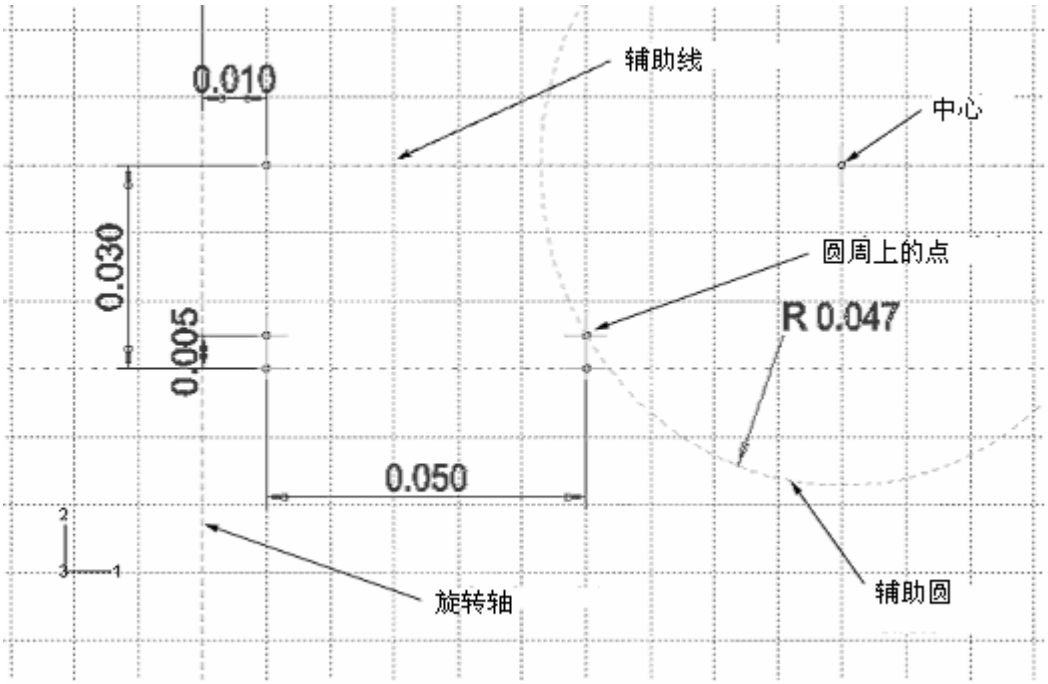


图 8–21　构造几何造型用于创建元件

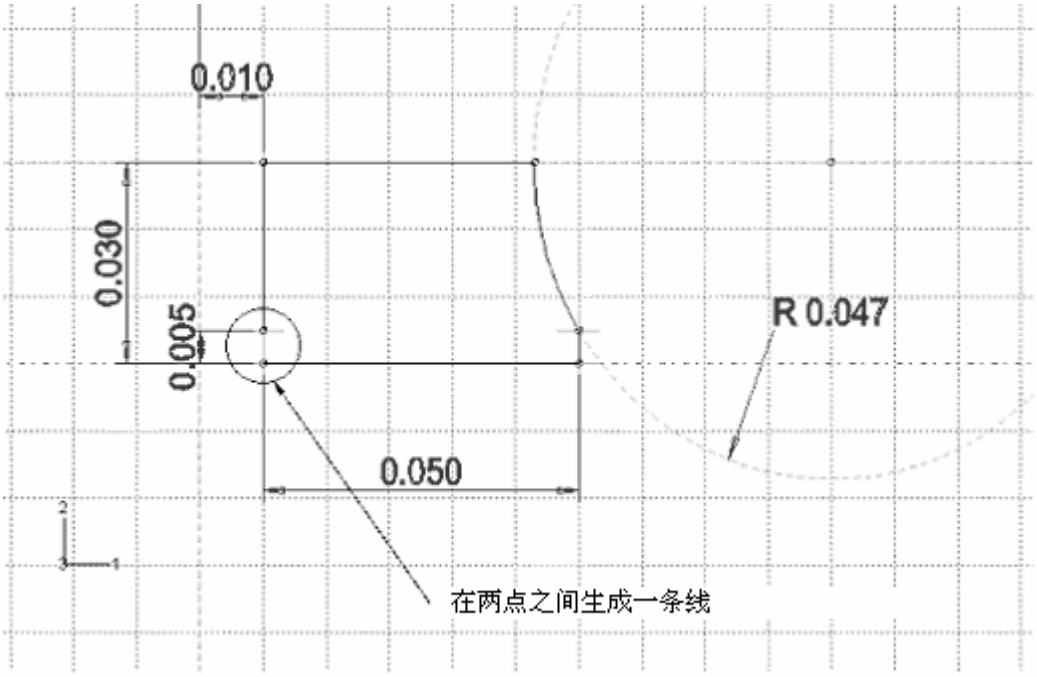


图 8–22　元件最终的几何造型

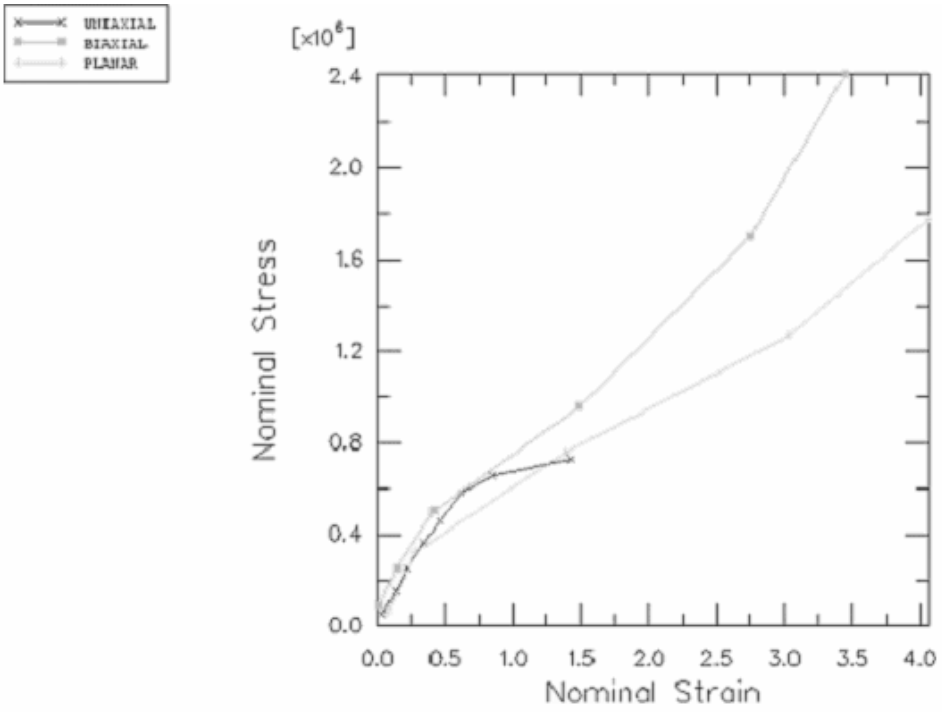


图 8–23 橡胶材料的试验数据

表 8–2 单轴试验数据

Stress (Pa)	Strain
0.054E6	0.0380
0.152E6	0.1338
0.254E6	0.2210
0.362E6	0.3450
0.459E6	0.4600
0.583E6	0.6242
0.656E6	0.8510
0.730E6	1.4268

表 8–3 双轴试验数据

Stress (Pa)	Strain
0.089E6	0.0200
0.255E6	0.1400
0.503E6	0.4200
0.958E6	1.4900
1.703E6	2.7500
2.413E6	3.4500

表 8–4 平面试验数据

Stress (Pa)	Strain
0.055E6	0.0690
0.324E6	0.2828
0.758E6	1.3862
1.269E6	3.0345
1.779E6	4.0621

注： 当材料为不可压缩时不需要三轴试验数据（例如该例）。

在用试验数据定义超弹性材料时，还需给出用于这些数据的应变势能。ABAQUS 用试验数据计算给出的应变势能所需的系数。十分重要的是需验证由材料定义所决定的行为与试验数据之间存在着可接受的相关性。

可以激活 **Material⟶Evaluate** 选项并采用试验数据来模拟一个或多个标准试验，这些试验数据是用来给出材料定义中的应变势能的。.

定义并估算超弹性材料的特性：

1．在 Property 模块中，建立一个名为 Rubber 超弹性材料。在该例中，使用一阶多项式应变势能函数来模拟橡胶材料；因此，在材料编辑器中的 **Strain energy potential** 表中选择 **Polynomial**，并在材料编辑器中使用 **Test Data** 菜单选项输入上面所给的试验数据。

注：一般情况下，可能不清楚该使用哪一种应变势能。此时，可以在材料编辑器的 **Strain energy potential** 表中选择 **Unknown**。然后利用多项应变势能执行试验数据的标准试验，从而利用 **Evaluate** 选项指导选择。

2．在主菜单中，选择 **Material⟶Evaluate⟶Rubber** ，使用一阶多项式应变势能执行标准单位单元测试（单轴、双轴和平面）。指定每个测试的名义应变为 1.75。

测试结束后，对每个测试均会有名义应力－名义应变曲线和试验数据曲线的对照图。

各种不同类型测试的计算和试验结果对照见图 8–24、图–25、图 8–26 所示。

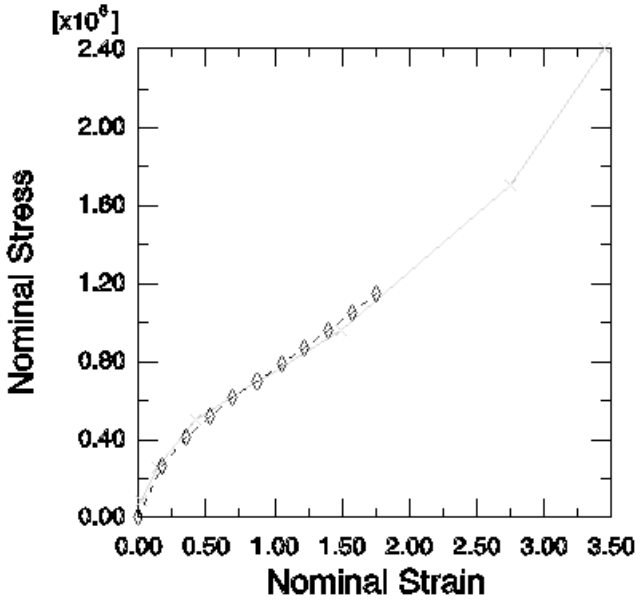


图 8–24　试验数据(实线)和 ABAQUS 的计算结果(虚线)比较：双轴拉伸

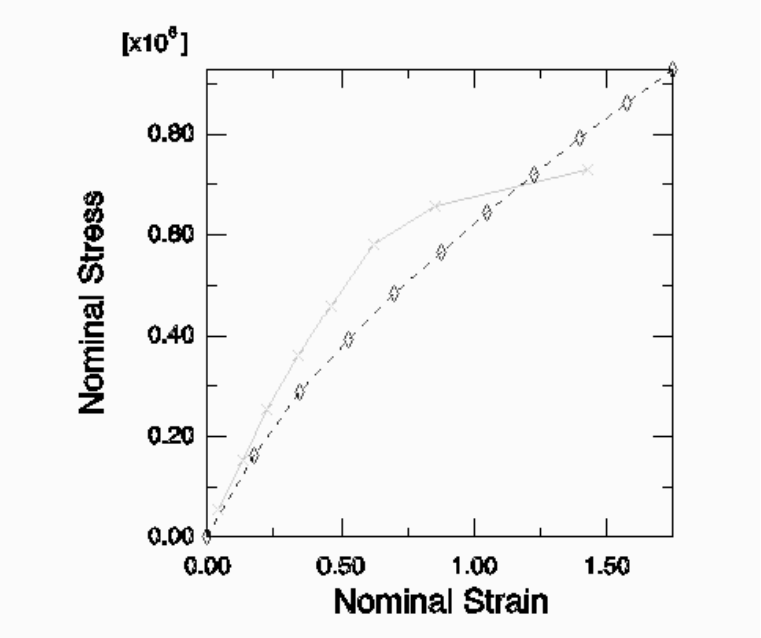


图 8–25　试验数据(实线)和 ABAQUS 的计算结果(虚线)比较：单轴拉伸

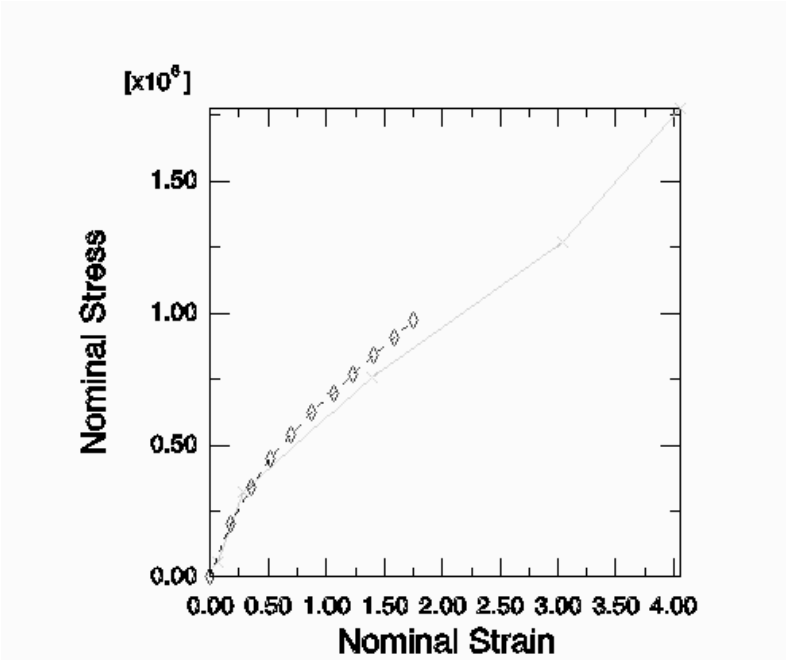


图 8–26　试验数据(实线)和 ABAQUS 的计算结果(虚线)比较：平面剪切

ABAQUS 计算结果和试验结果对于双轴拉伸测试吻合得非常好；对于单轴拉伸和平面测试来说，当应变小于 100%时吻合得也很好；而对于应变可能大于 100%时，这种通过材料试验数据建立起来的超弹性材料模型对一般的模拟分析可能就不适用了。对于主应变尚在试验数据和超弹性模型吻合良好的应变范围之内时，此模型还是足以适用的。如果发现结果超出此范围或需要进行不同性质的模拟，那么就需要更完善的材料数据。否则，计算结果不会很可靠。

完成材料和截面定义并对截面属性赋值

因为该载荷不足以引起钢材的非弹性变形，所以只需使用线弹性模拟钢材 (E = 200 × 10^9 Pa，ν = 0.3) 。以 Steel 为名生成一个具有这些属性的材料。另外，生成两个截面定义：一个为橡胶材料，命名为 RubberSection， 另一个为钢材，命名为 SteelSection。.

在赋于截面属性之前，先用 **Partition Face: Shortest Path Between 2 Points** 工具将部件分区，见图 8-27。

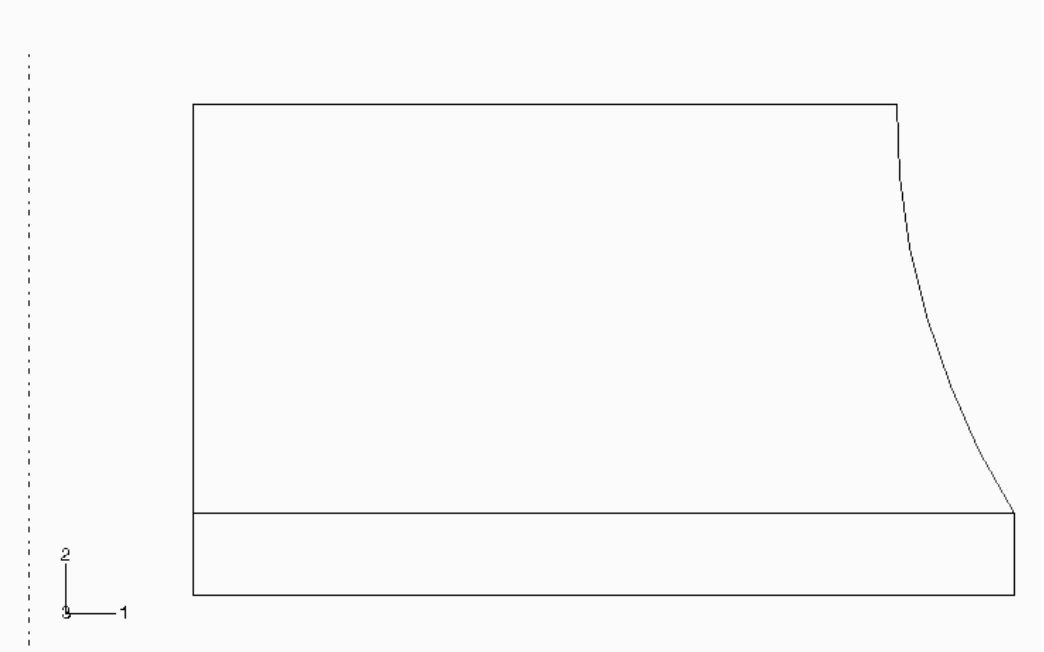


图 8–27 将部件分成两个区域

上部代表橡胶垫，下部代表钢板。给每个区配置相应的截面定义。

生成装配件和定义分析步

在这里要完成的任务是，在 Assembly 模块中生成部件的副本，在本次分析中可以使用默认的 *r–z* (1–2) 轴对称坐标系；在 Step 模块中定义一个纯静态的一般分析步，命名为 Compress mount。凡在模型中使用超弹性材料时，ABAQUS 就假定材料会出现大变形，但因默认状态未计及大变形和其它几何非线性的影响，因此，需选择 **NIgeom** 以使在分析中包含这些影响，否则 ABAQUS 将会由于输入错误而中断分析。设置分析步的总时间为 1.0，初始时间增量为 0.01（即总时间的 1/100）。

为了控制输出，在钢板部分的左下角的顶点处以 Out 为名创建一个几何形体集。

要指定预选变量和名义应变作为每个增量步向结果数据库文件输出的场数据。另外，指定钢板底部的某个单独的点的位移作为历史数据向结果数据库文件中输出，以便能计算出支座的刚度。几何形体集 Out 就是起这个作用的。

施加载荷和边界条件

在 Load 模块中定义对称面上的边界条件（如图 8-28 所示，U2 = 0；当然，使用 YSYMM 类的约束同样可以给出合理的结果）。

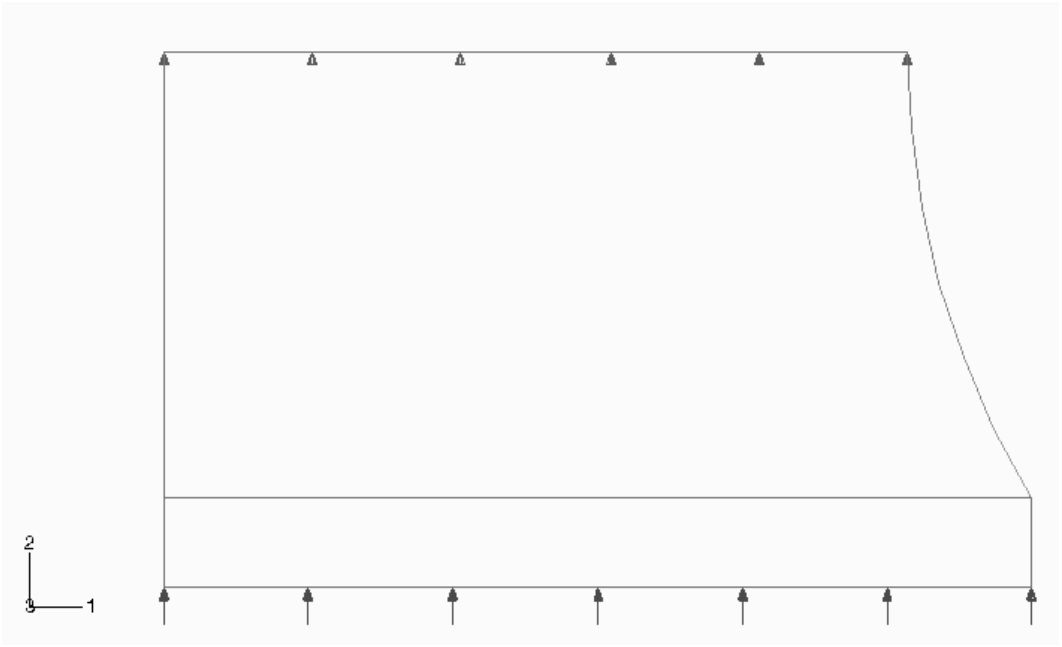


图 8–28　橡胶支座上的边界条件，钢板上的压力载荷

由于模型的轴对称性质本身不会允许结构有整体径向刚体位移，所以不需要施加径向(整体 1 方向)的边界条件。如果不施加径向位移（自由度 1）的边界条件，ABAQUS 将允许节点沿径向移动，甚至包括那些开始时在轴线上的节点(径向坐标为 0.0)。但这是此分析中所希望的，所以结论为不必施加径向边界条件，允许节点有径向变形，而整体径向刚体位移并不会发生。

橡胶垫需承受的最大轴向载荷为 5.5kN，均匀分布在钢板上。因而在钢板底部施加一个如图 8-28 所示分布载荷。压力的大小由下式给出：

$$p = 8000 / \pi (0.06^2 - 0.01^2) \cong 0.727\,MPa$$

剖分网格并生成作业

使用一阶、轴对称的杂交实体元（CAX4H）对该橡胶垫进行网格剖分。 因为材料是完全不可压缩的，所以必须使用杂交单元。这种单元不承受弯矩，所

以在这种完全积分的单元里不用考虑剪切锁闭。当钢板附近的橡胶变形时钢板可能弯曲，故用单层非协调元(CAX4I)来模拟钢板。

在 Mesh 模块中生成一个结构化的四边形网格。指定边界线的网格剖分数目(**Seed⟶Edge By Number**)；每条水平边界剖分 30 等份，竖直边界线和弧形边界线剖分 14 等份，钢材的竖直边界线剖分 1 等份。剖分后的网格图如图 8-29 所示。

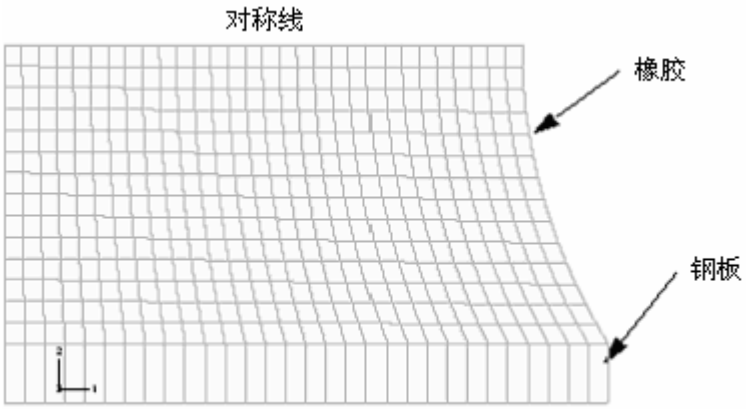


图 8-29　橡胶垫的网格

在 Job 模块中以 Mount 为名创建一个作业。对该作业描述如下：Axisymmetric mount analysis under axial loading。在 **Edit Job** 对话框的 **General** 选项卡中，激活 **Print model definition data**，使模型数据输出到.dat 文件中。

将模型保存在模型数据库文件中后，提交作业进行分析并监控求解过程；在监控时及时修改建模中的错误并研究产生警告信息的原因，如果有必要也要进行修改。

8.6.3　结果输出

我们需对与试验数据的多项式拟合有关的结果进行简要地检查。

超弹性材料参数

在本模拟分析中指定材料是不可压缩($D_1 = 0$)的，而之所以假定不可压缩，是因为没有提供体积试验数据。若要模拟可压缩性，则必须再做其它试验来提供体积试验的数据。还需告之 ABAQUS 应当采用一阶多项式应变能函数，这种超弹性模型就是 Mooney-Rivlin 材料模型。

把模型数据输出到 Mount.dat 文件后，ABAQUS 会据此计算超弹性材料系数——C_{10}、C_{01} 和 D_1。在该文件中还写入了材料试验数据，据此可以确认 ABAQUS 使用了正确的数据，如下所示：

M A T E R I A L D E S C R I P T I O N

MATERIAL NAME: RUBBER

UNIAXIAL TEST DATA

NOMINAL STRESS	NOMINAL STRAIN	TEMP.
5.4000E+04	3.8000E-02	
1.5200E+05	0.1338	
2.5400E+05	0.2210	
3.6200E+05	0.3450	
4.5900E+05	0.4600	
5.8300E+05	0.6242	
6.5600E+05	0.8510	
7.3000E+05	1.427	

BIAXIAL TEST DATA

NOMINAL STRESS	NOMINAL STRAIN	TEMP.
8.9000E+04	2.0000E-02	
2.5500E+05	0.1400	
5.0300E+05	0.4200	
9.5800E+05	1.490	
1.7030E+06	2.750	
2.4130E+06	3.450	

PLANAR TEST DATA

NOMINAL STRESS	NOMINAL STRAIN	TEMP.
5.5000E+04	6.9000E-02	
3.2400E+05	0.2828	
7.5800E+05	1.386	
1.2690E+06	3.034	
1.7790E+06	4.062	

HYPERELASTICITY - MOONEY-RIVLIN STRAIN ENERGY

D1	C10	C01
0.000000000E+00	176050.524	4332.63031

如果超弹性材料模型存在稳定性的问题，则会在材料参数之前给出一个警告信息。对于当前的材料试验数据和应变能函数，材料模型在所有的应变下均

是稳定的。但是，如果使用二阶多项式应变能函数，在数据文件中将出现以下警告信息：

```
*hyperelastic, n=2, testdatainput
***WARNING: UNSTABLE HYPERELASTIC MATERIAL
        FOR UNIAXIAL TENSION WITH A NOMINAL STRAIN LARGER THAN          6.9700
        FOR UNIAXIAL COMPRESSION WITH A NOMINAL STRAIN LESS THAN      -0.9795
        FOR BIAXIAL TENSION WITH A NOMINAL STRAIN LARGER THAN           5.9800
        FOR BIAXIAL COMPRESSION WITH A NOMINAL STRAIN LESS THAN       -0.6458
        FOR PLANE TENSION WITH A NOMINAL STRAIN LARGER THAN             7.0400
        FOR PLANE COMPRESSION WITH A NOMINAL STRAIN LESS THAN         -0.8756

        POLYNOMIAL STRAIN ENERGY FUNCTION WITH N =   2
             D1            C10           C01
             D2            C20           C11           C02
          0.0000E+00   0.1934E+06   -148.2

 0.0000E+00   -805.7          180.0         -3.967
```

如果该问题只有单轴试验数据，用户就会发现，ABAQUS 生成的 Mooney-Rivlin 材料模型在应变超过某个值时，将呈现不稳定的材料特性。

8.6.4 后处理

进入 Visualization 模块并打开文件 Mount.odb。

计算橡胶垫的刚度

我们通过绘制钢板的位移－载荷 *X–Y* 曲线来确定橡胶垫的刚度。首先通过把数据写到数据库文件中来生成钢板上节点的竖向位移图，此时只需写入 Out 集节点的数据。

绘制竖向位移的过程曲线并轮换 X- 和 Y-轴的步骤：

1．从主菜单条中，选择 **Result⟶History Output**。

弹出 **History Output** 对话框。

2．在 **Variables** 选项卡中，拖动滑动条选择 Out 集节点的竖向位移。

3．点击 **Save As** 来保存 *X–Y* 数据。

弹出 **Save XY Data As** 对话框。

4．输入 DISP，并点击 **OK**。

5．点击 **Dismiss** 关闭 **History Output** 对话框。

6．从主菜单条中，选择 **Tools⟶XY Data⟶Create**。

弹出 **Create XY Data** 对话框。

7．选择 **Operate on XY data**， 点击 **Continue**。

弹出 **Operate on XY Data** 对话框。

8．从所列的 **Operators** 中，点击 **swap(X)**。

在对话框顶部的文本编辑框中出现 swap( ) 。

9．在 **XY Data** 域选择 DISP 并点击 **Add to Expression**。

对话框顶部的文本编辑框中出现 swap("DISP") 表达式。

10．点击对话框底部的 **Save As** 来保存轮换坐标后的数据对象。

弹出 **Save XY Data As** 对话框。

11． **Name** 文本编辑框中，输入 SWAPPED；并点击 **OK** 关闭对话框。

12. 在 **Operate on XY Data** 对话框的底部点击 **Plot Expression** ，观察轮换坐标后的时间－位移图。

现在我们已经得到了时间－位移曲线，而所需要的是载荷－位移曲线。因为在模拟中施加在橡胶垫上的外力和分析的总时间成正比，所以这一点很容易实现。 得载荷－位移曲线，只需将曲线 SWAPPED 乘以载荷大小（5.5kN）即可。

用常量乘以曲线的步骤:

1. 在 **Operate on XY Data** 对话框中，点击 **Clear Expression** 。
2. 在 **XY Data** 域，选择 SWAPPED 并点击 **Add to Expression** 。

表达式“SWAPPED” 出现在对话框顶部的文本框中。此时光标应该位于文本末端。

3. 在文本框中输入*5500，将数据对象乘以外加载荷的大小。
4. 在对话框底部点击 **Save As** 保存乘后的数据对象。

弹出 **Save XY Data As** 对话框。

5. 在 **Name** 文本框中，输入 FORCEDEF； 然后点击 **OK** 关闭对话框。
6. 在 **Operate on XY Data** 对话框的底部点击 **Plot Expression**，观察力－位移曲线。

现在已经建立了支座的力－挠度特性曲线（因为并没有改变所画的变量，所以坐标轴的名称与所画的曲线不对应）。为了得到刚度，需要对曲线 FORCEDEF

求导。可以用 **Operate on XY Data** 对话框中的 differentiate()算子来实现求导操作。

求出刚度：

1. 在 **Operate on XY Data** 对话框中，清除当前的表达式。
2. 从 **Operators** 表中，点击 **differentiate(X)**。

differentiate( ) 出现在对话框顶部的文本框中。

3. 在 **XY Data** 域中，选择 FORCEDEF 并点击 **Add to Expression**。

表达式 differentiate("FORCEDEF")出现在文本框中。

4. 点击对话框底部的 **Save As** 来保存求导所得到数据对象。

弹出 **Save XY Data As** 对话框。

5. 在 **Name** 文本框中，输入 STIFF；并点击 **OK** 关闭对话框。
6. 点击 **Operate on XY Data** 对话框底部的 **Plot Expression** ，绘出刚度－位移曲线。
7. 点击 **Cancel** 关闭对话框。
8. 在主窗口的提示区点击 **XY Plot Options** 。

弹出 **XY Plot Options** 对话框。

9. 点击 **Titles** 选项卡，选择 **User-specified** 作为 *X*- 和 *Y*-轴的 **Title source** 。
10. 在 **Title text** 文本框中输入如图 8－30 所示的 *X*- 和 *Y*-轴的名称，绘出用户自己的标记。
11. 点击 **Axes** 选项卡并指定每条坐标轴为一位小数的十进制格式表示法。
12. 点击 **OK** 关闭 **XY Plot Options** 对话框。

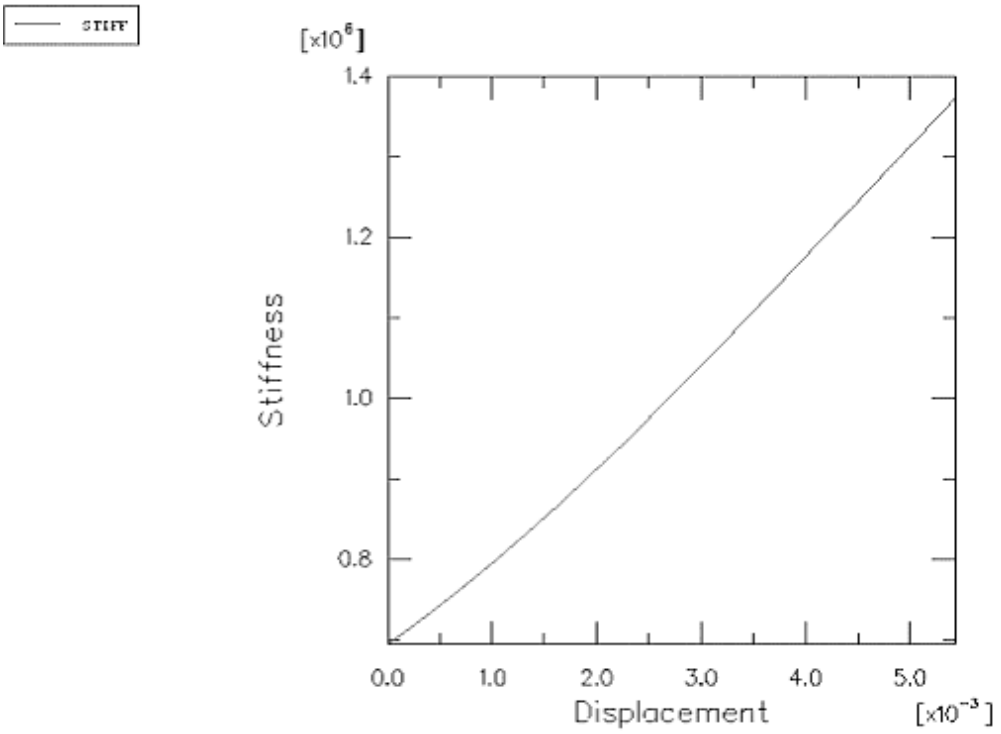


图 8–30 橡胶垫的刚度特性

橡胶垫变形时，其刚度几乎增加了 40%。这是由于橡胶的非线性特性以及变形时橡胶垫形状发生改变所引起的。进而，可以将上述操作组合成一个表达式而直接生成刚度－位移曲线。

直接定义刚度曲线:

1. 从主菜单条中，选择 **Tools⟶XY Data⟶Create** 。

弹出 **Create XY Data** 对话框。

2. 选择 **Operate on XY data**，点击 **Continue**。

弹出 **Operate on XY Data** 对话框。

3. 清除当前的表达式并从 **Operators** 列表中，点击 **differentiate(X)**。

在对话框顶部的文本框中出现 differentiate( )。

4. 从 **Operators** 列表中，点击 **swap(X)**。

在文本框中出现 differentiate(swap( )) 。

5. 在 **XY Data** 域，选择 Disp 并点击 **Add to Expression**。

在文本框中出现表达式 differentiate(swap("Disp")) 。

6. 直接把光标放在文本框中 swap("DISP")后面输入*5500，使坐标轮换后的数据与总荷载值相乘。

在文本框中出现 differentiate(swap("DISP")*5500) 表示已进行求导 。

7. 点击对话框底部的 **Save As** 来保存求导后的数据对象。

弹出 **Save XY Data As** 对话框。

8. 在 **Name** 文本框中，输入 STIFFNESS；并点击 **OK** 关闭对话框。
9. 点击 **Cancel** 关闭 **Operate on XY Data** 对话框。
10. 输入用户自己的 *X*- 和 *Y*-轴的标记，如图 8–30 所示。
11. 从主菜单条中，选择 **Tools⟶XY Data⟶Plot**。
12. 从曲线表中，选择 STIFFNESS 曲线进行观察。如图 8–30 所示，曲线反映了橡胶垫轴向刚度随支座变形的变化情况。

模型形状图

现在绘制橡胶垫变形前后的形状图。可以通过变形图分析评价变形后的网格质量以确定细分网格的必要性。

绘制变形前后的模型形状:

1. 从主菜单中，选择 **Plot⟶Undeformed Shape**，或者使用工具条中的 工具绘制变形前的模型形状(Figure 8–31)。

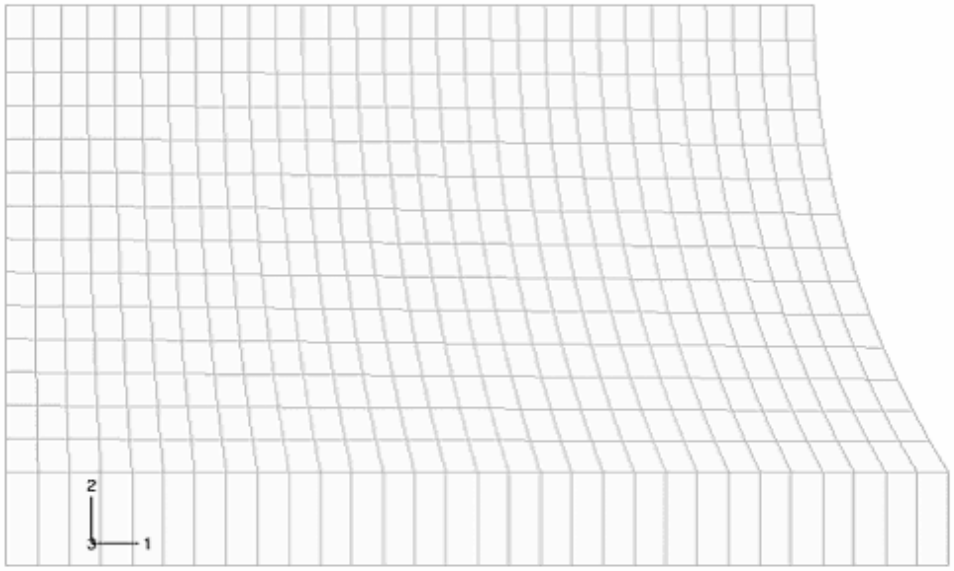


图 8–31 橡胶垫变形前的模型形状

2. 选择 **Plot⟶Deformed Shape**，或者使用 工具绘制橡胶垫的变形图（图 8-32）。

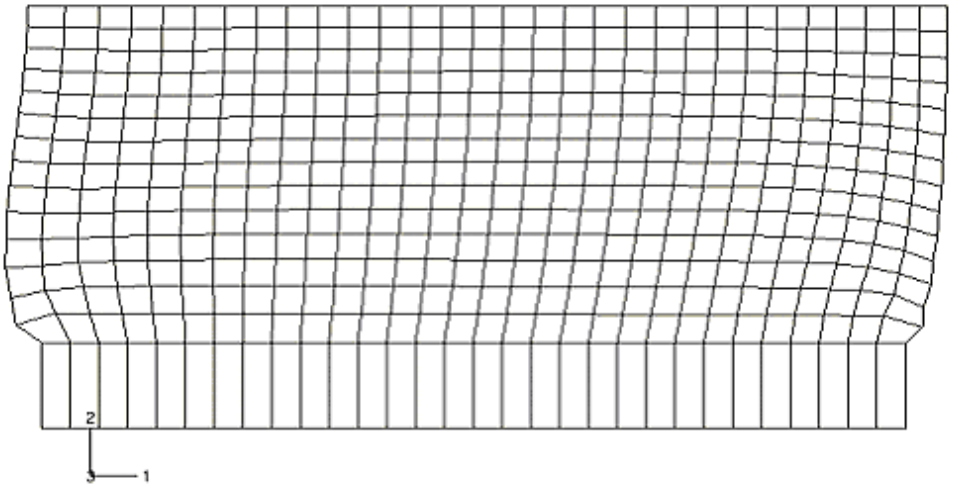


图 8–32 在 5500N 外加载荷的作用下橡胶垫的变形图

如果图形挡住了标题，可以通过点击 工具，并按住鼠标 1 键将变形图拖到想要的位置。另外也可以将标题关闭 (**Canvas⟶Viewport Annotation Options**)。

从图中可看到钢板被抬起，导致橡胶边缘向外凸出。用工具条中的 工具放大网格的左下角。按住鼠标 1 键不松开，先定义新视图的第一个角，再移动鼠标创建一个包含想要观察区域的矩形框（图 8－33），然后放开鼠标键。或者从主菜单中选择 **View⟶Specify** 来缩放和平移图形。

通过上述操作，应该得到如图 8－33 所示的图形。

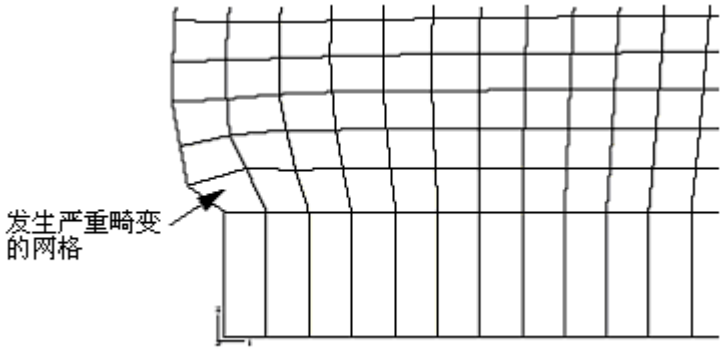


图 8–33 橡胶垫模型角部的变形

由于该区域的网格设计对于所发生的变形并不合适，模型角点处的某些单元形状变坏。尽管在分析开始阶段单元的形状是好的，但随着橡胶外凸，在角点处的单元形状变坏。如果载荷进一步增加，单元过度畸变甚至可能导致分析终止。在 8.7 节“大变形问题的网格设计” 中将介绍如何改进该问题的网格设计。

模型右下角单元所显示的梯形畸变意味着发生了锁闭。这些单元的静水压应力等值线图（应力没有绕节点平均）中相邻单元之间的压应力变化梯度很大。这表明这些单元发生了体积锁闭，体积锁闭在前面 8.3 节“为弹塑性问题选择单元”中塑性的不可压缩性一部分中讨论过。这里的体积锁闭是由于超约束引起的，因为与橡胶相比钢材是非常坚硬的，同时沿着交界线的橡胶单元又不能侧向变形，因为这些单元必须满足不可压缩条件，所以它们被高度约束并发生锁闭。有关剪切锁闭的分析技术在 8.8 节中讨论。

最大主应力等值线

下面绘制模型的面内最大主应力图，即按照下述步骤在橡胶垫的实际变形图上生成一个无标题的等值线图。

步骤如下：

1. 从主菜单条中，选择 **Result⟶Field Output** 。

弹出 **Field Output** 对话框；默认情况下，**Primary Variable** 选项卡被选中。

2. 从输出变量表中，选择 **S**（若还没有选的话）。
3. 从不变量表中，选择 **Max. Principal** 。
4. 点击 **OK** 。

弹出 **Select Plot Mode** 对话框。

5. 激活 **Contour**，并点击 **OK** 。

屏幕上出现面内最大主应力等值线图。

6. 点击提示区中的 **Contour Options** 。

弹出 **Contour Plot Options** 对话框。

7. 拖动均匀等值线间隔的滑动条到 8。
8. 点击 **OK** 再观察等值线图，并关闭对话框。

下面生成一个只显示橡胶垫单元的显示组。

9. 选择 **Tools⟶Display Group⟶Create**。

弹出 **Create Display Group** 对话框。

10. 从 **Item** 列表中，选择 **Elements**，再从 **Selection Method** 列表中，选择 **Pick from viewport**。
11. 在视窗中，利用鼠标选择和橡胶相关的单元。

12. 在 **Create Display Group** 对话框中，点击 用所选择的单元替换当前的显示组。

13. 点击 **Dismiss** 关闭 **Create Display Group** 对话框。

视窗中的显示发生改变，只显示橡胶单元，如图 8－34 所示。

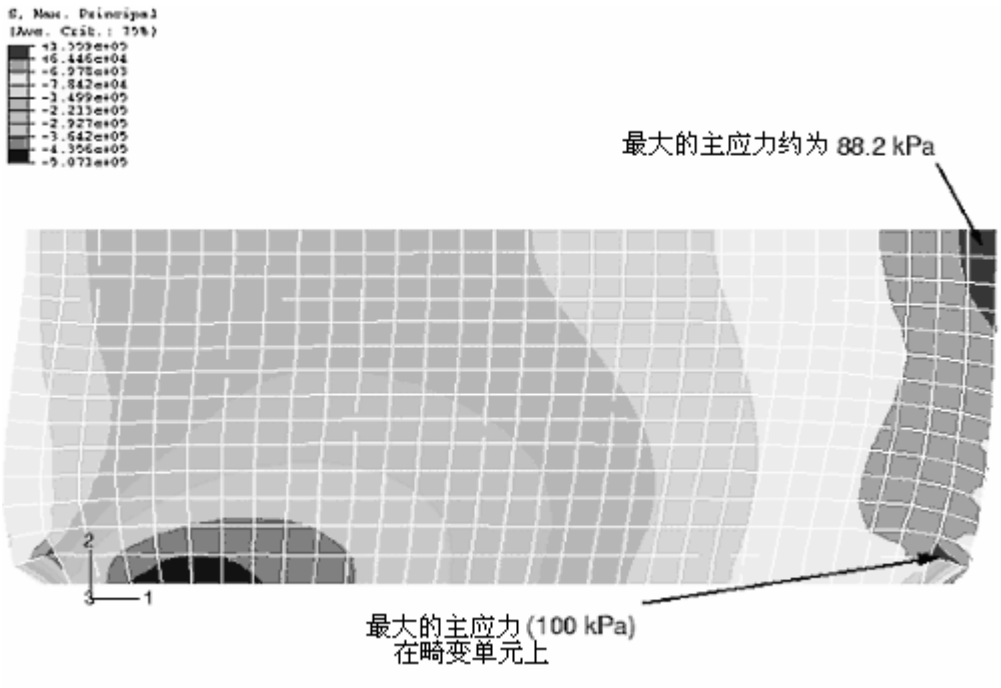


图 8–34 橡胶垫的最大主应力等值线

从图例中所显示的数字可看到模型的最大主应力为 135 kPa。尽管模型的网格剖分相当精细，应力外推的误差应当很小，但仍可能想利用查询工具 来得到更为精确的积分点处的最大主应力值。

在观察积分点值时，会发现最大主应力的峰值出现在模型右下角的一个畸变单元上。根据单元畸变和体积锁闭的程度，这一数值很可能是不可靠的。如果略去这个值，那么最大主应力出现在在对称面附近，其值约为 88.3kPa。.

检查模型主应变变化程度最为简单的方法是在等值线图例中显示最大值和最小值。

校核名义主应变的大小:

1. 从主菜单条中，选择 **Canvas⟶Viewport Annotation Options**。

弹出 **Viewport Annotation Options** 对话框。

2. 点击 **Legend** 选项卡，选择 **Show min/max values**。
3. 点击 **OK**。

最大值和最小值出现在视窗中等值线图例的底部。

4. 从主菜单条中，选择 **Result⟶Field Output**。

弹出 **Field Output** 对话框，默认情况下，选中 **Primary Variable**。

5. 从输出变量表中，选择 **NE**。
6. 从不变量表中，选择 **Max. Principal**。
7. 点击 **Apply**。

等值线图改变为显示最大名义主应变。注意等值线图例中的最大名义主应变值。

8. 从 **Field Output** 对话框的不变量表中，选择 **Min. Principal**。
9. 点击 **OK** 关闭 **Field Output** 对话框。

等值线图改变为显示最小名义主应变。注意等值线图例中的最小名义主应变值。

最大名义主应变和最小名义主应变值表明模型中最大的名义拉应变约为 88% ，最大名义压应变约为 48%。由于模型中的名义应变值处于 ABAQUS 的超弹性模型与材料数据吻合很好的范围内，可以确信，从材料的角度而言橡胶垫的响应是合理的。.

8.7 大变形的网格设计

我们知道在橡胶垫角点处是不希望有单元畸变的。畸变处的结果是不可靠的；如果载荷加大，分析可能会失败。可以用一个较好的网格设计来解决这个问题。图 8-35 就是一个可选的网格设计方案，它可以减小橡胶模型左下角单元的畸变。有关对角网格畸变的问题在 8.8 节“减小体积锁闭的技术”中讲述。

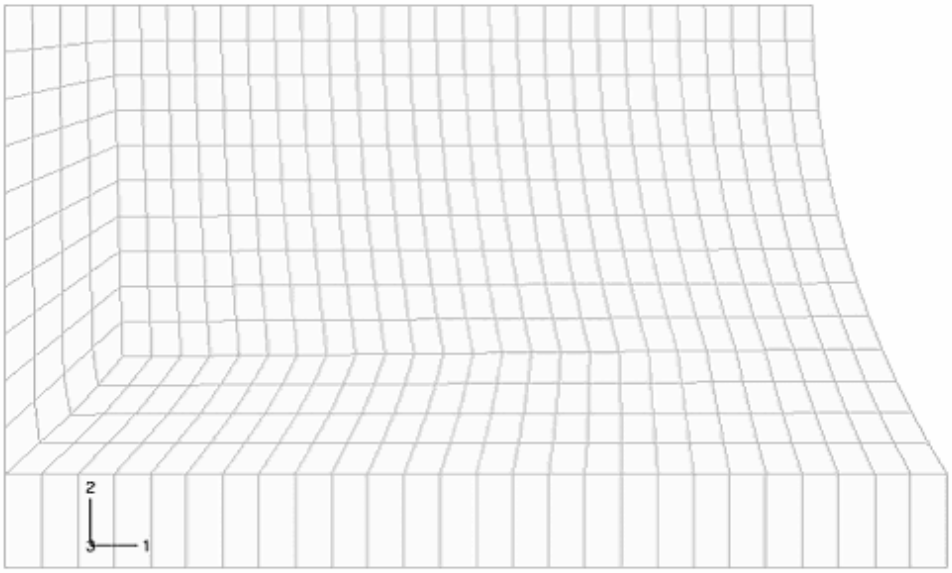


图 8–35 减小模拟过程中橡胶模型左下角单元畸变的修正网格

左下角区域的单元在未变形时的形状是相当扭曲的。但是随着分析的进行和单元的变形，它们的形状实际上得以改善。图 8-36 所示的位移图显示该区域的畸变单元的数目减少了；但橡胶模型右下角的网格畸变仍然很显著。

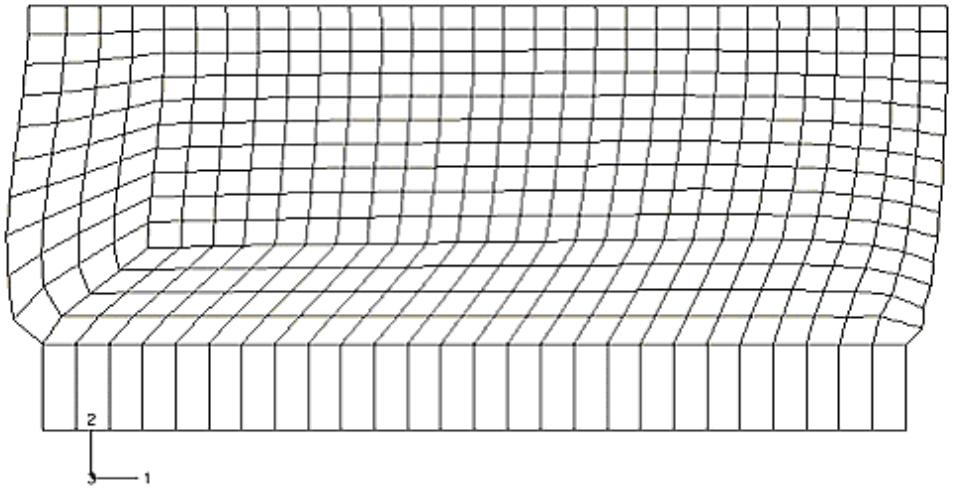


图 8–36 修正网格的位移

最大主应力等值线图(图 8－37)显示右下角点处极度局部化的应力只有轻微的减小。

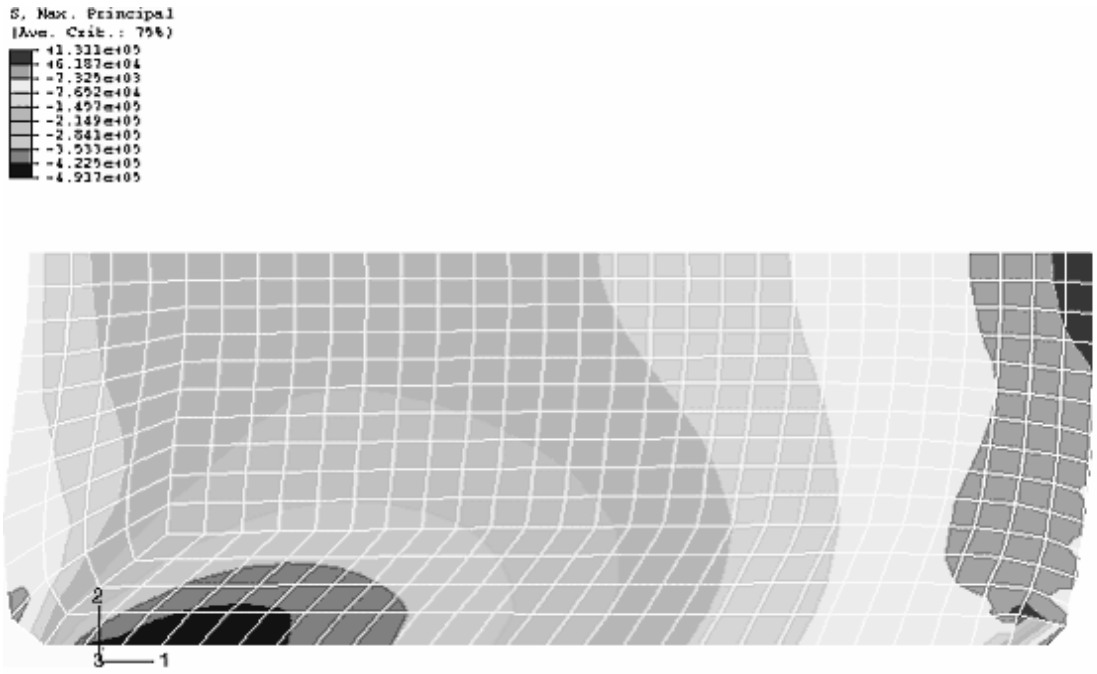


图 8–37 修正网格中的最大主引力等值线

大变形问题的网格设计比小位移困难得多。网格设计必须使单元形状不仅在开始时要合理，而且在整个分析过程中都要合理。这需要根据经验、手工计算和粗单元模型的结果来预先估计模型的变形才能做到。

8.8 减少体积锁闭的技术

有两种技术可用于消除该问题中的体积锁闭。第一种方法和改善橡胶模型底部两个角端的网格以减小该区域的网格畸变有关。另一种方法是引入少量的可压缩特性到橡胶材料模型中。如果可压缩性很小，用几乎不可压缩材料得到的结果和用完全不可压缩材料得到的结果是很相近的；可压缩性的存在可以减轻体积锁闭。

将材料常数D_1设为一个非零值即引入了可压缩性。选择一个使初始泊松比ν_0接近 0.5 的D_1参数。在 ABAQUS/Standard 用户手册 10.5.1 节中给出的方程可以根据μ_0和K_0 值（分别为初始剪切和体积模量）从应变势能的多项式形式中得到D_1和 ν_0 的关系。例如，从试验数据中得到的超弹性材料参数（参看 8.6.3 节，“结果”）C_{10}＝176051，C_{01} = 4332.63，设D_1 =5.E−7 可得到ν_0 = 0.46。

具有上述特性的模型如图 8－38 所示（通过在 ABAQUS/CAE 中改变边界的剖分数很容易生成此网格）。

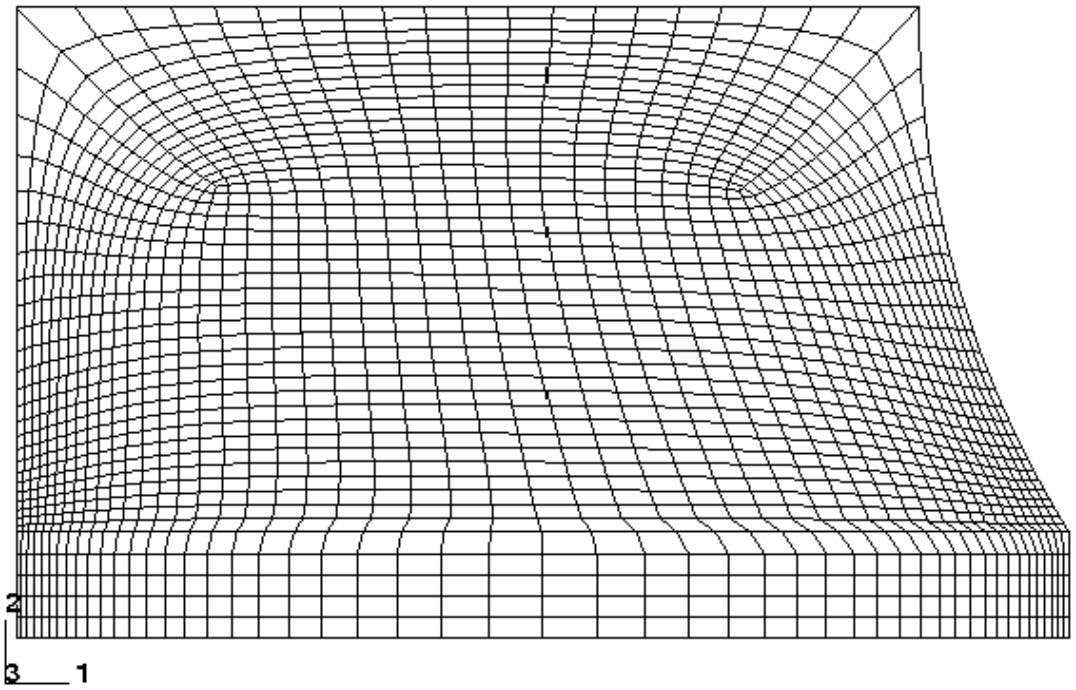


图 8–38 在两个角部细分后的网格剖分

与此模型对应的变形如图 8-39 所示。由图可见，橡胶模型关键区域的网格畸变明显减小，并且没有发生体积锁闭。

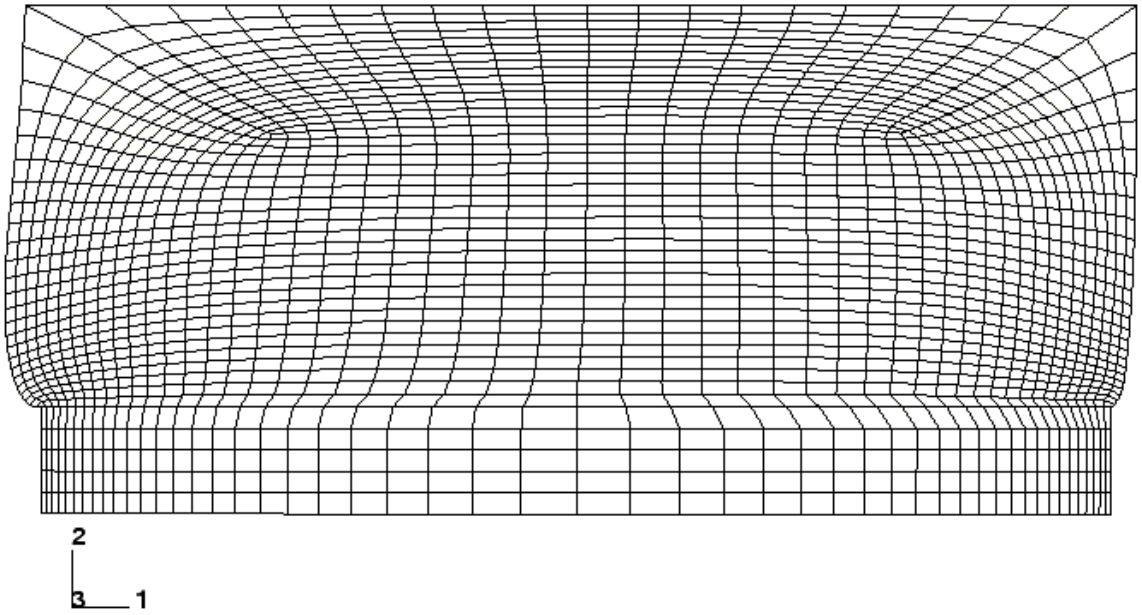


图 8–39 修改网格剖分后的变形

8.9 相关的 ABAQUS 例题

- ABAQUS 基准验证手册第 1.1.7 节受压橡胶盘
- ABAQUS 基准验证手册第 1.1.9 节受拉圆棒的颈缩
- ABAQUS 基准验证手册第 3.1.4 节橡胶试验数据的拟合
- ABAQUS 基准验证手册第 3.2.1 节均匀受荷的弹塑性板

8.10 建议的读物

感兴趣的用户可以进一步参考以下资料

材料的一般文献

- M. F. Ashby and D. R. H. Jones, *Engineering Materials*, Pergamon Press, 1980.
- W. D. Callister, *Materials Science & Engineering—An Introduction*, John Wiley, 1994.
- K. J. Pascoe, *An Introduction to the Properties of Engineering Materials*, Van Nostrand, 1978.

塑性

- Hibbitt, Karlsson & Sorensen, *Metal Inelasticity in ABAQUS*.
- J. Lubliner, *Plasticity Theory*, Macmillan Publishing Co., 1990.

- C. R. Calladine, *Engineering Plasticity*, Pergamon Press, 1969.

橡胶弹性

- Hibbitt, Karlsson & Sorensen, *Modeling Rubber with ABAQUS*.
- A. Gent, *Engineering with Rubber (How to Design Rubber Components)*, Hanser Publishers, 1992.

8.11 小结

- ABAQUS 拥有一个非常丰富的材料库来模拟各种工程材料的性质。其中包括金属塑性和橡胶弹性模型。
- 金属塑性模型的应力－应变数据必须根据真实应力和真实塑性应变来定义。
- 金属塑性模型假定材料具有一旦屈服即不可压缩的性质。这会对弹－塑性分析的单元类型的使用带来某些限制。
- 可选择多项式、Ogden 、Arruda-Boyce 、van der Waals、Mooney-Rivlin、neo-Hookean、简约多项式和 Yeoh 应变能函数应用于橡胶材料的弹性(超弹性)。所有的模型均允许直接用试验数据来确定材料的系数。试验数据必须是名义应力和名义应变值。
- ABAQUS/CAE 中材料的估算功能可用于验证超弹性材料模型所表现出来的特性和试验数据之间的相关性。
- 稳定性警告表明超弹性材料模型对于所要分析的应变范围可能是不合适的。
- 对称性的存在使得我们可以只考虑部分模型从而减小分析规模。通过施加适当的边界条件来反映结构其余部分的效应。
- 大变形问题的网格设计比小位移问题困难得多。在分析的任何阶段网格中的单元都不能过于扭曲。
- 通过引入少量的可压缩性可减小体积锁闭。必须小心地引入可压缩性的大小以确保不至于影响整体的分析结果。
- ABAQUS/CAE 的 Visualization 模块中 *X–Y* 图形功能允许处理曲线数据来生成新的曲线。两条曲线之间或一条曲线与一个常数之间都可以加、减、乘、除。曲线还可以求导，积分和合并。

第九章　动力问题

如果只对结构加载荷后的长期响应感兴趣的话，静力分析就足够了。然而，如果加载时间很短，例如地震；或者载荷性质为动态，例如来自旋转机械的荷载，这时就必须采用动力分析。

9.1　引言

动态模拟是将惯性力包含在动力学平衡方程中：

$$M\ddot{u} + I - P = 0$$

其中　M 是结构的质量。

$\ddot{u}$ 是结构的加速度。

I 是结构中的内力。

P 是所施加的外力。

公式的表述无非是牛顿的第二运动定律（$F=ma$）的表现。

动态分析和静态分析最主要的不同在于平衡方程中包含惯性力项（$M\ddot{u}$）。两者的另一个不同之处在于内力 I 的定义。在静态分析中，内力仅由结构的变形引起；而动态分析中的内力包括运动（例如阻尼）和结构变形的共同贡献。

9.1.1　固有频率和模态

最简单的动力问题是在弹簧上的质量振动，如图 9-1 所示。

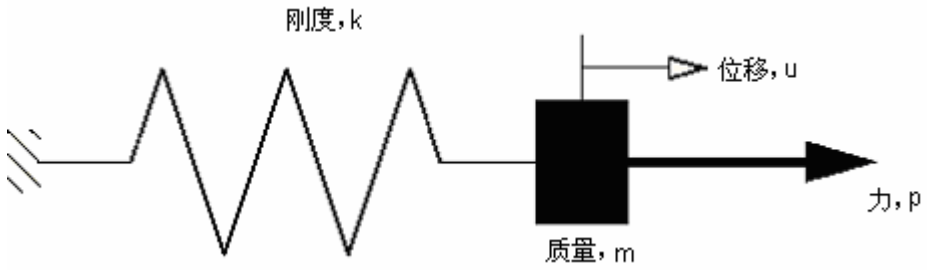


图 9-1 质量－弹簧系统

弹簧的内力为 ku，所以运动方程为

$$m\ddot{u} + ku - P = 0$$

这个质量弹簧系统的固有频率（单位是弧度/秒）为

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

如果质量块被移动后再释放，它将以这个频率振动。假若以此频率施加一个动态外力，位移的幅度将剧烈增加－即所谓的共振现象。

实际的结构具有多个固有频率。因此，在设计结构时避免使各固有频率与可能的荷载频率过分接近就很重要。固有频率可以通过分析结构在无荷载（动力平衡方程中的$P=0$）时的动态响应而得到。此时，运动方程变为

$$M\ddot{u}+I=0$$

对于无阻尼系统，$I=Ku$，则上式变为

$$M\ddot{u}+Ku=0$$

这个方程解的形式为

$$u=\phi e^{i\omega t}$$

将此式代入到运动方程中便得到了特征值问题方程

$$K\phi=\lambda M\phi$$

其中$\lambda=\omega^2$。

该系统具有n个特征值，此处n是有限元模型的自由度数。记λ_j为第j个特征值。它的平方根ω_j是结构的第j阶固有频率，并且ϕ_j是相应的第j阶特征向量。特征向量也就是所谓的模态（也称为振型），因为它是结构在第j阶振型下的变形状态。

在 ABAQUS 中，频率提取程序用来求解结构的振型和频率。这个程序使用起来十分简单，只要给出所需振型的数目和所关心的最高频率即可。

9.1.2 振型叠加

在线性问题中，结构在荷载作用下的动力响应可以用固有频率和振型来表示，即结构的变形可以采用振型叠加的技术由各振型的组合得到，每一阶模态都要乘以一个标量因子。模型中位移矢量u被定义为

$$u=\sum_{i=1}^{\infty}\alpha_i\phi_i$$

其中α_i是振型ϕ_i的标量因子。这一技术只在模拟小变形、线弹性材料、无接触条件情况下是有效的，即必须是线性问题。

在结构动力学问题中，结构的响应往往取决于相对较少的几阶振型，这使得振型叠加方法在计算这类系统的响应时特别有效。考虑一个含有 10,000 个自由度的模型，则对运动方程的直接积分需要在每个时间点上求解 10,000 个联立方程组。但若结构的响应采用 100 阶振型来描述，那么在每个时间步上只需求解 100 个方程。更重要的是，振型方程是解耦的，而原来的运动方程是耦合的。虽然在计算振型和频率时需要花费一些时间作为代价，但在计算响应时将节省大量的时间。

如果在模拟中存在非线性，在分析中固有频率会发生明显的变化，因此振型叠加法将不再适用。在这种情况下，需要对动力平衡方程直接积分，这将比振型分析要花费更多的时间。

具有下列特点的问题才适于进行线性瞬态动力学分析：

- 系统应该是线性的：线性材料特性，无接触条件，无非线性几何效应。
- 响应应该只受较少的频率支配。当响应中各频率成分增加时，例如撞击和冲击问题，振型叠加技术的有效性将大大降低。
- 载荷的主要频率应在所提取的频率范围内，以确保对载荷的描述足够精确。
- 由于任何突然加载所产生的初始加速度应该能用特征模态精确描述。
- 系统的阻尼不能过大。

9.2 阻尼

如果一个无阻尼结构做自由振动，则它的振幅会保持恒定不变。然而，实际上由于结构运动而能量耗散，振幅将逐渐减小直至振动停止，这种能量耗散称为阻尼。通常假定阻尼为粘滞的或正比于速度。动力平衡方程可以重新写成包含阻尼的形式：

$$M\ddot{u} + I - P = 0$$

$$I = Ku + C\dot{u}$$

其中 C 是结构的阻尼阵，$\dot{u}$ 是结构的速度。

能量耗散来自于诸多因素，其中包括结构结合处的摩擦和局部材料的迟滞效应。阻尼概念对于无需顾及能量吸收过程的细节表征而言是一个很方便的方法。

在 ABAQUS 中，是针对无阻尼系统计算其振型的，然而，大多数工程问题还是包含阻尼的，尽管阻尼可能很小。有阻尼的固有频率和无阻尼的固有频率的关系是

$$\omega_d = \omega\sqrt{1-\xi^2}$$

其中

ω_d 是阻尼特征值，

$\xi = \frac{c}{c_0}$ 是临界阻尼比，

c 是该振型的阻尼，

c_0 是临界阻尼。

对ξ较小的情形（$\xi < 0.1$），有阻尼系统的特征频率非常接近于无阻尼系统的相应值。当ξ增大时，采用无阻尼系统的特征频率就不太准确，当ξ接近于1时，就不能采用无阻尼系统的特征频率了。

当结构处于临界阻尼（$\xi = 1$）时，施加一个扰动后，结构不会有摆动而是很快地恢复到静止的初始形态。（见图 9-2）

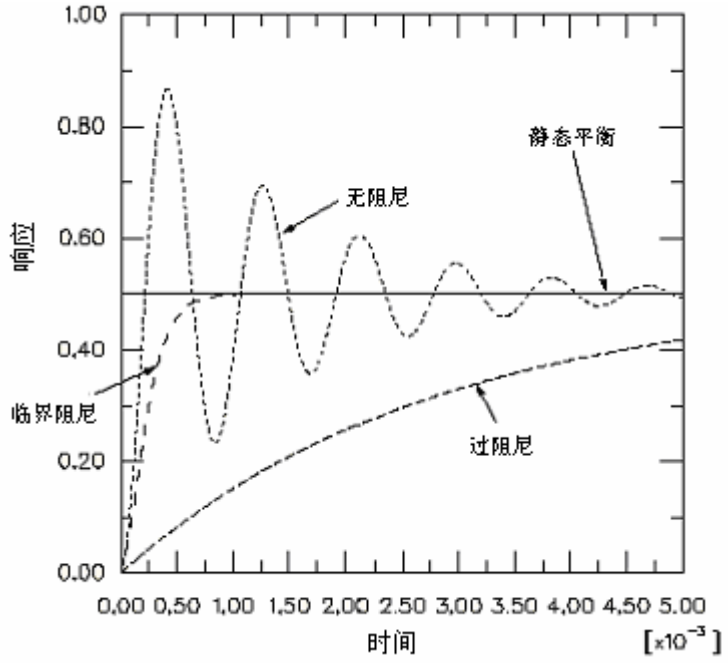


图 9–2 阻尼

9.2.1 ABAQUS 中阻尼的定义

在 ABAQUS 中，为了进行瞬时模态分析，可定义不同类型的阻尼：直接模态阻尼，瑞利(Rayleigh)阻尼和复合模态阻尼。

模拟动力学过程要定义阻尼。阻尼是分析步定义的一部分，每阶振型可以定义不同数量的阻尼。

直接模态阻尼

采用直接模态阻尼可以定义对应于每阶振型的临界阻尼比ξ。ξ的典型取值范围是从 1%到 10%。直接模态阻尼允许精确定义每阶振型的阻尼。

Rayleigh 阻尼

Rayleigh 阻尼假设阻尼矩阵是质量矩阵和刚度矩阵的线性组合，

$$C = \alpha M + \beta K ,$$

其中α和β是用户定义的常数。尽管假设阻尼正比于质量和刚度没有严格的物理基础，但实际上我们对于阻尼的分布知之甚少，也就不能保证使用更为复杂的阻尼模型是正确的。一般来讲，这个模型对于大阻尼系统——也就是临界阻尼超过10%时，是失效的。相对于其它形式的阻尼，可以精确地定义系统每阶模态的Rayleigh阻尼。

复合阻尼

在复合阻尼中，可以定义每种材料的临界阻尼比，并且复合阻尼是对应于整体结构的阻尼。当结构中有许多不同种类材料时，这一选项是十分有用的。在这本指南中将不对复合阻尼做进一步的讨论。

9.2.2 阻尼值的选择

在大多数线性动力学问题中，恰当地定义阻尼对于获得精确的结果是十分重要的。但是阻尼只是对结构吸收能量这种特性的近似描述，而不是去仿真造成这种效果的物理机制。所以，确定分析中所需要的阻尼数据是很困难的。有时，可以从动力试验中获得这些数据，但是在多数情况下，不得不通过经验或参考资料获得数据。在这些情况下，要仔细地分析计算结果，应该通过参数分析来评价阻尼系数对于模拟的敏感性。

9.3 单元选择

事实上，ABAQUS 的所有单元均可用于动力分析。选取单元的一般原则与静力分析相同。但是，在模拟冲击和爆炸载荷时，应选用一次单元。因为它们具有集中质量公式，在模拟应力波效果方面优于采用二次单元的一致质量公式。

9.4 动力问题的网格剖分

在动力分析中，剖分网格需要考虑响应中将被激发的振型，网格剖分应能充分反映那些振型。这就意味着，能满足静态模拟要求的网格，不一定能计算高频振型的动态响应。

例如，考虑图 9－3 所示的平板。用一次壳单元剖分的网格对于受均布载荷的静力分析以及一阶振型的预测是适用的。但是，该网格对于精确模拟第六阶振型就显得太粗糙了。

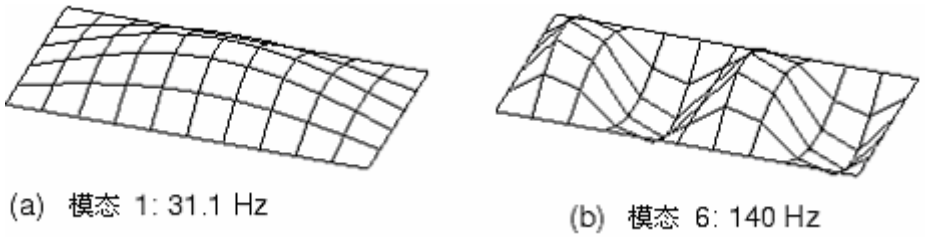


图 9–3 平板的粗网格

图 9－4 显示了同样的板用一次单元进行更精细的网格剖分后所模拟的结果。第六阶振型的位移看起来明显好一些，预测的频率也准确了许多。如果作用在板上的动载会显著地激发该阶振型，则应采用精细的网格；采用粗网格将得不到精确的结果。

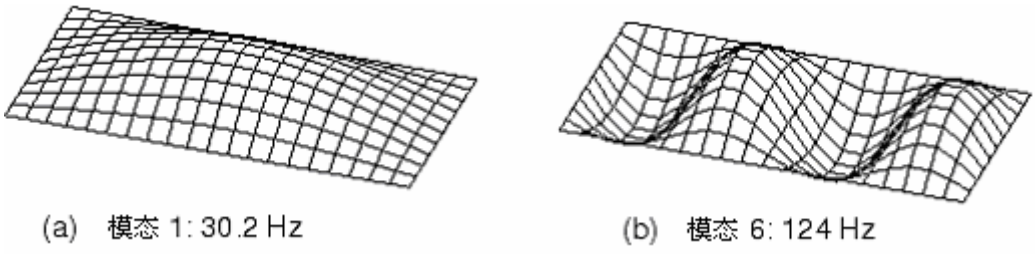


图 9–4 平板的精细网格

9.5 例子：货物起重机－动态载荷

这个例子采用在第 6.4 节中分析过的同样的结构，现在要研究的问题是当 10kN 荷重跌落在起重机挂钩上 0.2 秒后的响应。A, B, C 和 D 点（见图 9-5）处的接头可以承受的最大拉力为 100kN，现在需要判断这些接头是否会断裂。

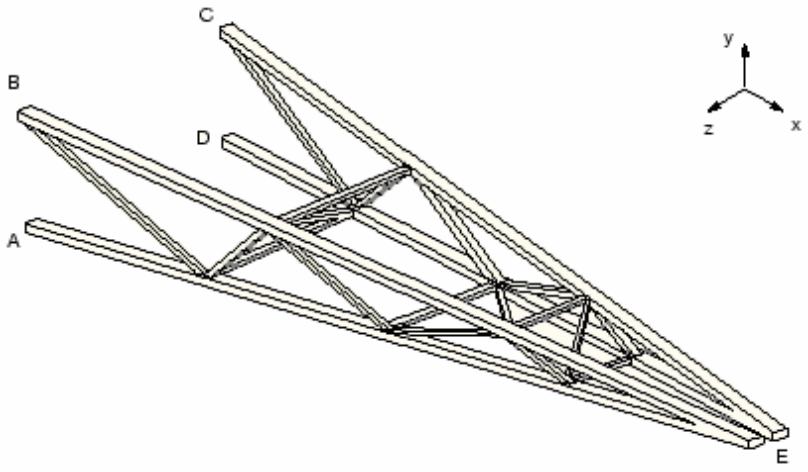


图 9–5 货物起重机

载荷持续时间很短意味着惯性效应可能是很重要的，所以实质上为动态分析。该题没有提供结构阻尼的任何信息。由于桁架与交叉支撑之间采用的是螺栓连接，因此摩擦造成的能量损失是主要的。根据经验，对于每一阶振型可以选择5%的临界阻尼。

作用载荷的大小与时间的关系见图 9-6。

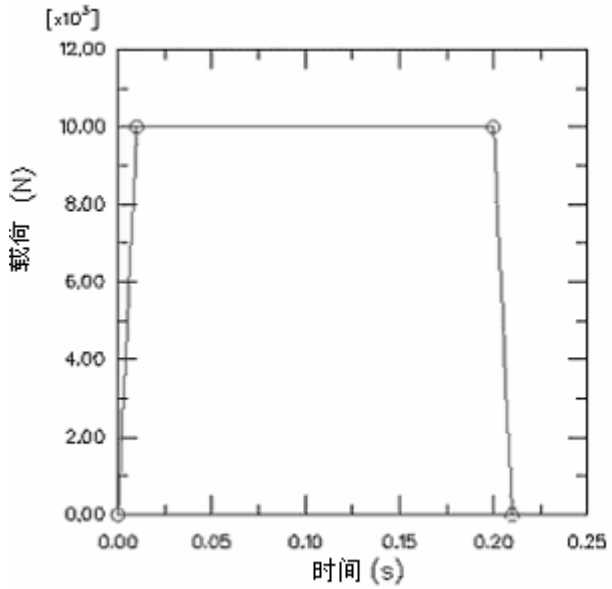


图 9–6 载荷－时间特性

在 A.8 节“Cargo crane – dynamic loading，”中提供了一个命令执行文件。在 ABAQUS/CAE 中运行这个文件，可以生成该问题的完整分析模型。如果按照以下的指令步骤去做有困难，或者希望检查自己的工作，可以运行这个文件。在附录 A 中介绍了如何获取和运行这个文件的内容。

如果你无权使用 ABAQUS/CAE 或其它的前处理程序，可以手工生成该问题的输入文件，在 Getting Started with ABAQUS/Standard: Keywords Version 9.5 节中的“例子：货物起重机——动力载荷”中讨论了这个内容。

9.5.1 修改模型

打开模型数据库文件 Crane.cae，以 Dynamic 为名拷贝这个 Static 模型。除了以下所述的一些修改之外，动力分析的模型基本上和静力分析的模型是一样的。

材料

在动力分析中，每种材料的密度必须给定，这样才能形成质量矩阵。在起重机中钢的密度为 7800 kg/m^3。

在这个模型中，材料属性是作为截面定义的一部分予以配置的。所以需要在 Property 模块中编辑 BracingSection 和 MainMemberSection 截面定义来指定密度。在 Edit Beam Section 对话框的 Section material density 域中为每个截面输入值 7800.0。

> **注意:** 如果材料数据的定义与截面属性无关，密度可在对材料定义进行编辑时予以指定，这可以通过在 **Edit Material** 对话框中选择 **General⟶Density** 来给出。

分析步

动力分析中的分析步定义和静力分析中的分析步定义完全不一样。因此，需将以前建立的静力分析步删除，并定义两个新的分析步。从 Step 模块中的主菜单条中，选择 **Step⟶Delete** 删除静力分析步 Tip load。与这个分析步相应的所有载荷，边界条件以及输出要求也将被删除。

动力分析中的第一个分析步用于计算结构的自振频率和振型。第二个分析步则用这些数据来计算提升机的瞬态动力响应（模态）。我们假定这是一个线性的分析过程。如果想在分析中模拟非线性，必须使用隐式动力程序对运动方程进行直接积分。

ABAQUS 提供 Lanczos 法和子空间迭代法来提取特征值。当系统的自由度很多，要求提取大量的模态时，一般来说 Lanczos 方法的速度更快。当所要求提取的模态很少（少于 20 阶）时，则用子空间迭代法更快。

在该分析中，使用 Lanczos 法求解前 30 阶特征值。可以不指定所要提取的模态的数目，而代之以指定所感兴趣的最小和最大的频率，当 ABAQUS 找到了在这个指定的范围内的所有特征值之后，该分析步的分析便结束。也可以指定一个截止（shift）点，在这个截止点附近的特征值将被提取。缺省情况下，不使用后两种方法。如果结构的刚体位移模式未被约束，应该把截止值设定为一个小的负值以避免由于刚体位移所带来的数值上的困难。

生成频率提取分析步:

1. 从主菜单条中，选择 **Step⟶Create**。从有效的 **Linear perturbation** 程序表中选择 **Frequency** ，并将分析步命名为 Extract Frequencies。
2. 在 **Edit Step** 对话框的 **Basic** 选项卡中，输入分析步的描述 First 30 modes； 接受 Lanczos 法选项，提取前 30 阶特征值。

在结构动力分析中，响应通常和低阶模态有关。当然，应该提取足够的模态来表达结构的动力响应。检查是否提取了足够的模态的一个方法是查看每个自由度的全部有效质量，有效质量表明了在所提取模态的每个方向上被激活的质量的多少。数据文件中，在特征值数据之后是有效质量的表格形式。在理想情况下，对应于每个振型的每个方向，模型有效质量的总和至少应占总质量的 90%。在

9.6 节中对此作了进一步的讨论。

下面用模态动力程序进行瞬态动力分析。瞬态响应将以第一个分析步中提取出来的所有模态为依据；在所有的 30 阶模态中均用 5% 的临界阻尼比。

建立瞬态模态动力分析步:

1. 从主菜单条中，选择 **Step⟶Create**。从 **Linear perturbation** 程序表中选择 **Modal dynamics** ，命名分析步为 Transient modal dynamics。在前面所生成的频率提取分析步之后插入这个分析步。
2. 在 Edit Step 对话框的 Basic 选项卡中，输入分析步的描述 Simulation of Load Dropped on Crane 并指定时间周期为 0.5，时间增量为 0.005。在动力分析中时间是一个真实的物理量。
3. 在 **Edit Step** 对话框的 **Damping** 选项卡中指定直接模态阻尼并输入第 1 阶到第 30 阶模态的临界阻尼比为 0.05。

如果使用了模态阻尼，必须指定在模态分析中使用的特征模态。缺省情况下，ABAQUS/CAE 自动地选择所有可以得到的特征模态。当然也可以通过 **Keywords Editor**，编辑*SELECT EIGENMODES 块来改变缺省选择。在该问题中，接受缺省选择。

输出结果

缺省情况下，ABAQUS 将振型写入输出数据库文件（.odb）中，以便能在 Visualization 模块中绘制振型图。因此，可以接受和 Extract Frequencies 分析步相关的缺省的场和历史输出请求。每阶振型的节点位移是经过规范化的，所以最大的位移为 1。因此位移结果和相应的应力应变结果是没有物理意义的：它们只具有相对的意义。

完成动力分析通常比静力分析需要多得多的增量步。因此动力分析的输出量可能非常大，所以应该通过控制输出要求来保持结果文件大小的合理性。在本例中，要求每 5 个增量步结束时向输出数据库文件中输出位移。在该载荷步中有 100 个增量步（0.5/0.005）；因此共有 20 组场变量的输出。

另外，在每个增量步将模型加载端（例如 Tip-a 集）的位移以及固定端（Attach 集）的反力作为历史数据写入输出数据库中，以便利用这些数据作进一步的分析。在动态分析中，我们同样关心模型中的能量分布及其形式。模型中质点的运动产生动能；结构的位移产生应变能；能量由于阻尼而耗散。缺省情况下模态动力程序会将整个模型的能量作为历史数据写入到.odb 文件中。

瞬态模态动力分析步中的输出请求：

1. 从主菜单条中，选择 **Output⟶Field Output Requests⟶Manager**。选择 **Transient modal dynamics** 栏（可能需要拉大表格栏才能看见完整的分析步名称）中的标识为 Created 的小块。

2. 编辑场变量输出要求使得每隔 5 个增量步向.odb 文件中输出节点的位移一次。
3. 从主菜单条中，选择 **Output⟶History Output Requests⟶Manager**。在 Transient modal dynamics 分析步中建立两个新的输出要求。在第一个输出要求中，输出 Tip-a 集每个增量步的位移，在第二个输出要求中，输出 Attach 集每个增量步的反力。

载荷和边界条件

边界条件和静力分析的相同。因为在删除静力分析步时将边界条件一并删除了，所以需在频率提取分析步中重新指定 Attach 集的边界条件。

在结构端部施加一个集中力，集中力的大小是和时间相关的，如图 9－6 所示。与时间相关的载荷可以通过振幅曲线进行定义，在每个时间点上荷载的实际大小可以通过振幅曲线在该时间时的值乘上载荷的大小 (−10,000 N)而得。

给出与时间相关的载荷:

1. 先定义振幅。从 Load 模块的主菜单条中，选择 **Tools⟶Amplitude⟶Create**。命名振幅为 Bounce，选择 **Tabular** 类型，在 **Edit Amplitude** 对话框中输入表 9－1 所示的数据。 接受缺省的 **Step time** 选择作为时间步长，并输入 0.25 作为滤波参数值。

   注意：按下鼠标 3 键进入表格选项。

   表 9–1 振幅曲线数据

Time (sec)	Amplitude
0.0	0.0
0.01	1.0
0.2	1.0
0.21	0.0

2. 定义载荷。从主菜单条中，选择 **Load⟶Create**。在 Transient modal dynamics 分析步中施加载荷，命名为 load Tip load，选择 **Concentrated force** 作为载荷类型。给 Tip-b 集施加载荷。先前定义的 Tip-a 集与 Tip-b 集之间的约束方程意味着载荷将被起重机的两部分均等地承担。

3. 在 **Edit Load** 对话框中，输入-1.E4 作为 **CF2** 的值，选择 amplitude 的类型为 Bounce。

在本例中，结构没有初始的速度和加速度，因此使用默认值。若想指定初始速度，则可以在主菜单条中选择 Field⟶Create ，并在初始分析步中给模型中所选择的区域指定初始速度，同时还需要编辑模态动力分析步的定义来引入初始

条件。

进行分析

在 Job 模块中，以 DynCrane 为名生成一个作业，描述为：3-D model of light-service cargo crane-dynamic analysis。

将模型保存在模型数据库文件中，提交作业进行分析并监控求解过程；修改所发现的每一个错误；研究产生警告信息的原因，如果有必要采取相应的措施。

9.5.2 结果输出

检查 **Job Monitor** 或者状态文件(.sta) 和输出数据文件(.dat) 来评估分析的结果。

作业监控器和状态文件

查看 **Job Monitor** 或者状态文件 DynCrane.sta 的内容。可以发现在分析步 1 中的每一时间增量非常小。因为时间与频率提取程序是无关的，所以这个分析步没有占用时间。状态文件中的内容如下所示：

```
 SUMMARY OF JOB INFORMATION:
 STEP   INC ATT SEVERE EQUIL TOTAL  TOTAL       STEP        INC OF        DOF     IF
                DISCON ITERS ITERS  TIME/     TIME/LPF    TIME/LPF    MONITOR RIKS
                ITERS               FREQ
    1     1   1     0     1     0  0.00       1.00e-36   1.000e-36
    2     1   1     0     1     0  0.00       0.00500    0.005000
    2     2   1     0     1     0  0.00       0.0100     0.005000
    2     3   1     0     1     0  0.00       0.0150     0.005000
    2     4   1     0     1     0  0.00       0.0200     0.005000
    2     5   1     0     1     0  0.00       0.0250     0.005000
    2     6   1     0     1     0  0.00       0.0300     0.005000
....
    2    94   1     0     1     0  0.00       0.470      0.005000
    2    95   1     0     1     0  0.00       0.475      0.005000
    2    96   1     0     1     0  0.00       0.480      0.005000
    2    97   1     0     1     0  0.00       0.485      0.005000
    2    98   1     0     1     0  0.00       0.490      0.005000
    2    99   1     0     1     0  0.00       0.495      0.005000
    2   100   1     0     1     0  0.00       0.500      0.005000
```

状态文件中的输出表明第二个分析步中的时间增量大小为常数，并且每个增量步只需迭代一次。这是因为模态动力分析为振型的线性叠加，无需迭代。出于同样的原因，在信息文件文中没有关于平衡和残差的信息。

数据文件

分析步 1 的主要结果是所提取的特征值、振型参与系数和有效质量，如下所示：

E I G E N V A L U E O U T P U T

MODE NO	EIGENVALUE	FREQUENCY (RAD/TIME)	FREQUENCY (CYCLES/TIME)	GENERALIZED MASS	COMPOSITE MODAL DAMPING
1	1773.5	42.113	6.7025	151.93	0.00000E+00
2	7016.2	83.763	13.331	30.209	0.00000E+00
3	7647.5	87.450	13.918	90.342	0.00000E+00
4	22990.	151.62	24.132	251.92	0.00000E+00
5	24702.	157.17	25.014	273.74	0.00000E+00
6	34722.	186.34	29.657	487.56	0.00000E+00
7	42846.	206.99	32.944	1133.1	0.00000E+00
8	46446.	215.51	34.300	86.041	0.00000E+00
9	47424.	217.77	34.659	2550.5	0.00000E+00
10	56035.	236.72	37.675	3573.7	0.00000E+00
....					
25	2.25734E+05	475.11	75.617	202.15	0.00000E+00
26	2.42424E+05	492.37	78.362	126.39	0.00000E+00
27	2.84034E+05	532.95	84.821	1254.6	0.00000E+00
28	2.92366E+05	540.71	86.056	336.52	0.00000E+00
29	3.13942E+05	560.31	89.175	272.82	0.00000E+00
30	3.64669E+05	603.88	96.110	65.356	0.00000E+00

所提取的最高频率为 96 Hz，与此对应的周期为 0.0104 秒，可以将它与固定的时间增量 0.005 秒相比较。对于所提取的振型的周期远小于时间增量没有异议。相反地，时间增量必须能够求解所感兴趣的最高频率。

在广义质量列中给出了对应于该阶振型的单自由度系统的质量。

振型参与系数表反映了振型主要在哪个自由度上起作用。例如，根据结果可以看出第一阶振型主要在第三个方向上起作用。

P A R T I C I P A T I O N F A C T O R S

MODE NO	X-COMPONENT	Y-COMPONENT	Z-COMPONENT	X-ROTATION	Y-ROTATION	Z-ROTATION
1	-6.08767E-04	-6.16466E-03	1.4284	0.71334	-6.0252	-3.37862E-02
2	0.18478	-0.25740	8.02377E-04	1.69727E-03	-6.08635E-03	-1.6860
3	-0.17448	1.5525	4.85927E-03	-8.04253E-03	3.24877E-02	9.2789
4	-1.17462E-04	-9.14290E-03	8.21319E-02	0.21837	1.2227	-2.82725E-02
5	-3.92723E-03	2.10848E-03	-3.00557E-02	-0.59335	1.7706	-1.93122E-02
6	3.71846E-02	-0.35736	6.34471E-03	-1.77068E-02	1.00298E-02	-0.96540
7	-2.48952E-03	-1.51598E-03	6.05031E-02	4.76035E-02	-0.29182	-5.94742E-04
8	-7.04983E-02	2.46991E-02	0.72586	0.49698	-3.8836	7.04005E-02
9	3.61664E-02	-2.42230E-02	2.25446E-02	1.50036E-02	-0.12933	-9.59635E-04
10	3.47955E-02	4.06072E-02	1.95060E-02	1.09142E-02	-6.75301E-02	3.81632E-02
....						
25	-8.00355E-02	-0.20580	-3.85078E-02	4.64382E-02	-2.60237E-02	-0.17932
26	-2.44808E-02	-0.36456	4.43911E-02	-2.04329E-02	-1.19156E-02	-0.19909
27	1.69375E-02	2.49726E-02	2.25074E-02	-1.01249E-02	-4.29506E-02	2.77722E-02
28	4.65205E-02	2.75507E-02	-0.11799	5.13378E-02	0.24058	8.99153E-05
29	9.81655E-03	-3.65624E-03	4.59678E-03	-3.12401E-03	-1.55421E-02	-2.80348E-03
30	4.75742E-02	1.79940E-02	0.13086	-2.18162E-02	-0.34890	-1.78459E-02

有效质量表反映了任一个模态在每个自由度上所激活的质量的大小。从中可以看出，在方向 2 上具有显著质量的第一个模态是第 3 阶。 该方向上总的模态有效质量为 378.23 kg。

EFFECTIVE MASS

MODE NO	X-COMPONENT	Y-COMPONENT	Z-COMPONENT	X-ROTATION	Y-ROTATION	Z-ROTATION
1	5.63044E-05	5.77375E-03	309.98	77.309	5515.4	0.17343
2	1.0314	2.0014	1.94486E-05	8.70227E-05	1.11904E-03	85.875
3	2.7504	217.75	2.13321E-03	5.84355E-03	9.53520E-02	7778.3
4	3.47579E-06	2.10585E-02	1.6994	12.013	376.63	0.20137
5	4.22198E-03	1.21698E-03	0.24728	96.374	858.18	0.10210
6	0.67414	62.266	1.96268E-02	0.15285	4.90386E-02	454.41
7	7.02289E-03	2.60417E-03	4.1480	2.5678	96.494	4.00812E-04
8	0.42763	5.24892E-02	45.333	21.252	1297.7	0.42644
9	3.3361	1.4965	1.2963	0.57414	42.658	2.34876E-03
10	4.3268	5.8928	1.3597	0.42570	16.297	5.2048
....						
25	1.2949	8.5621	0.29976	0.43594	0.13690	6.5002
26	7.57441E-02	16.797	0.24905	5.27664E-02	1.79445E-02	5.0096
27	0.35992	0.78240	0.63555	0.12861	2.3144	0.96766
28	0.72827	0.25543	4.6845	0.88691	19.478	2.72066E-06
29	2.62906E-02	3.64714E-03	5.76490E-03	2.66262E-03	6.59028E-02	2.14426E-03
30	0.14792	2.11613E-02	1.1191	3.11062E-02	7.9558	2.08144E-02
TOTAL	22.157	378.23	373.62	269.74	8347.7	8518.0

在数据文件中已经给出了模型总的质量为 414.34 kg。

为了保证采用了足够的振型，每个方向上的总的等效质量应占模型质量的绝大部分（即 90%）。然而，模型中的某些质量是与约束节点相联系的，这些被约束的质量大致为与约束节点相连接的所有单元质量的 1/4 左右，在本例中，约为 28 kg。因此模型中可运动的质量是 385 kg。x-、 y- 和 z- 方向上的有效质量分别为可运动质量的 6%，98%和 97%。2-和 3-方向上的有效质量远超过了先前所建议的 90%，1-方向的则低得多。然而，由于载荷是作用在 2-方向的，1-方向的响应就意义不大。

由于数据文件输出要求被关闭，所以数据文件没有包含任何模态动力分析步的结果。

9.5.3 后处理

进入 Visualization 模块，并打开输出数据库文件 DynCrane.odb。

绘制振型

通过绘制与频率相应的振型来观察其变形形态。

选择一个模态并绘制其变形形态:

1. 从主菜单条中，选择 **Result→Step/Frame**。

   弹出 **Step/Frame** 对话框。

2. 从 **Step Name** 列表中选择第一个分析步(Extract Frequencies) 。

   从 **Frame** 表中选择 Mode 1 。

3. 从主菜单条中，选择 **Plot⟶Deformed Shape**；或者使用工具箱中的 工具。

ABAQUS/CAE 显示第一阶振型的变形形态，如图 9–7 所示。

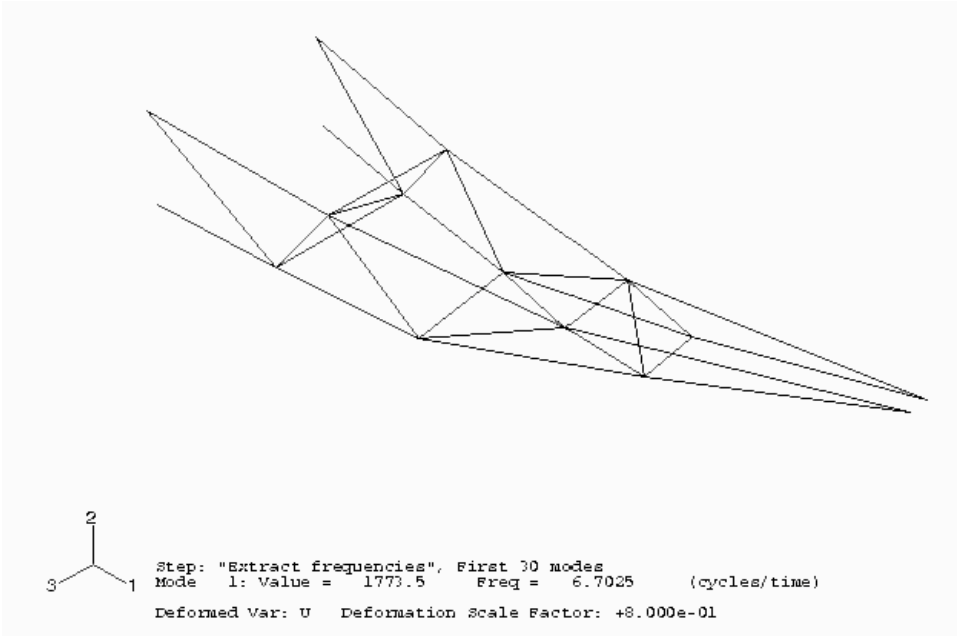


图 9–7 第一阶模态

4. 在 **Step/Frame** 对话框中选择第三阶模态。
5. 点击 **OK**。

ABAQUS/CAE 即显示第三阶振型，如图 9－8 所示，**Step/Frame** 对话框关闭。

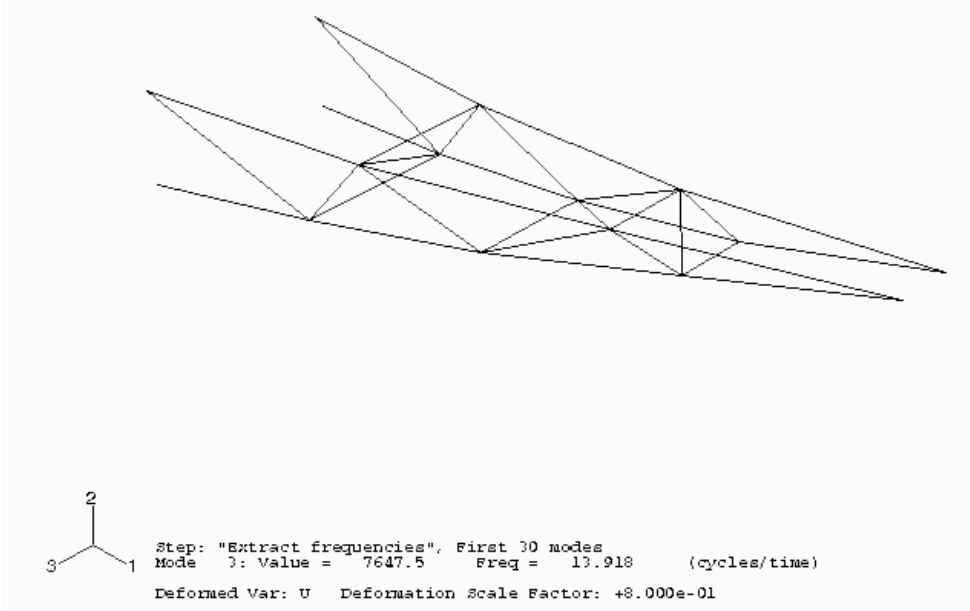


图 9–8 第三阶模态

结果的动画演示

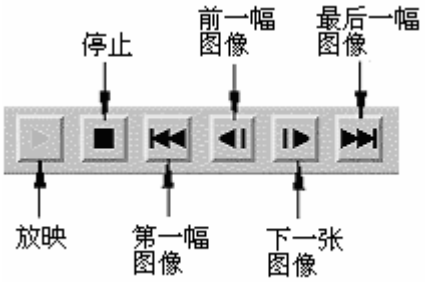
可以用动画演示分析的结果。首先建立第三阶模态动画演示的比例系数，然后生成一个瞬态结果的时间历程动画。

建立特征模态动画的比例系数：

1. 从主菜单条中，选择 **Animate⟶Scale Factor**；或者使用工具箱中的 工具。

   ABAQUS/CAE 以不同的变形比例系数（从 0 变为 1）显示第三阶振型。

   ABAQUS/CAE 还在提示区的左边显示了媒体播放控制器。



用户可以利用这些控件来进行开始、停止以及跳过动画的操作。从左到右执行以下功能：放映、停止、第一幅图像、前一幅图像、下一幅图像和最后一幅图像。

2. 在提示区中，点击 停止放映动画。

建立瞬态结果的时间历程动画：

1. 从主菜单条中，选择 **Options⟶Animation** 。

   Animation Options 对话框弹出。

2. 点击 **Time History** 选项卡。
3. 选择第二个分析步(Transient modal dynamics)。
4. 单击 **OK** 接受选择并关闭对话框。
5. 从主菜单条中，选择 **Animate⟶Time History**；或者使用工具箱中的 工具。

   在提示区的左边出现媒体播放控制器。

6. 点击 开始播放动画。

ABAQUS/CAE 即播放第二个分析步中的每一帧画面。其中的状态块显示了当前的分析步和所经历的增量。当达到了该分析步的最后一个增量步后，动画便自动地重放。

7. 在动画的播放过程中可以根据用户自己的要求改变变形图：
   a. 显示 **Deformed Shape Plot Options** 对话框。
   b. 从 **Deformation Scale Factor** 域中选择 **Uniform**。
   c. 输入 15.0 作为变形比例系数值。
   d. 点击 **Apply** 。

      ABAQUS/CAE 现在以 15.0 为变形比例系数播放第二个载荷步的每一帧图片。

   e. 从 **Deformation Scale Factor** 区中选择 **Auto-compute** 。
   f. 点击 **OK** 确认所作的选择并关闭 **Deformed Shape Plot Options** 对话框。

      ABAQUS/CAE 现在以缺省的变形比例系数 0.8 播放第二个载荷步的每一帧图片。

确定拉力的峰值

为了找出连接点上的拉力峰值，生成连接节点方向 1 的反力(变量 RF1)的 *X*–*Y* 图。为此需要同时绘制多条曲线。

绘制多条曲线:

1. 从主菜单条中，选择 **Result⟶History Output**。

   History Output 对话框弹出。

2. 从 **Variables** 选项卡中的 **Output Variables** 域中，选择以下 4 条曲线（用**[Ctrl]+Click**）：

   Reaction Force: RF1 PI: TRUSS-1 Node *xxx* in NSET ATTACH

3. 单击 **Plot**。

   ABAQUS/CAE 即显示选择的曲线。

4. 从主菜单条中，选择 **Canvas⟶Viewport Annotation Options**。

   Viewport Annotation Options 对话框弹出。

5. 单击 **Legend** 选项卡，选择 **Show min/max values**。
6. 单击 **OK** 确认所作的改变并关闭对话框。

ABAQUS/CAE 显示最大值和最小值。

图 9－9 中显示了这个结果图。顶端（B 点和 C 点）的两个节点的每根曲线几乎和桁架底端（A 点和 D 点）的两个节点的曲线反对称。

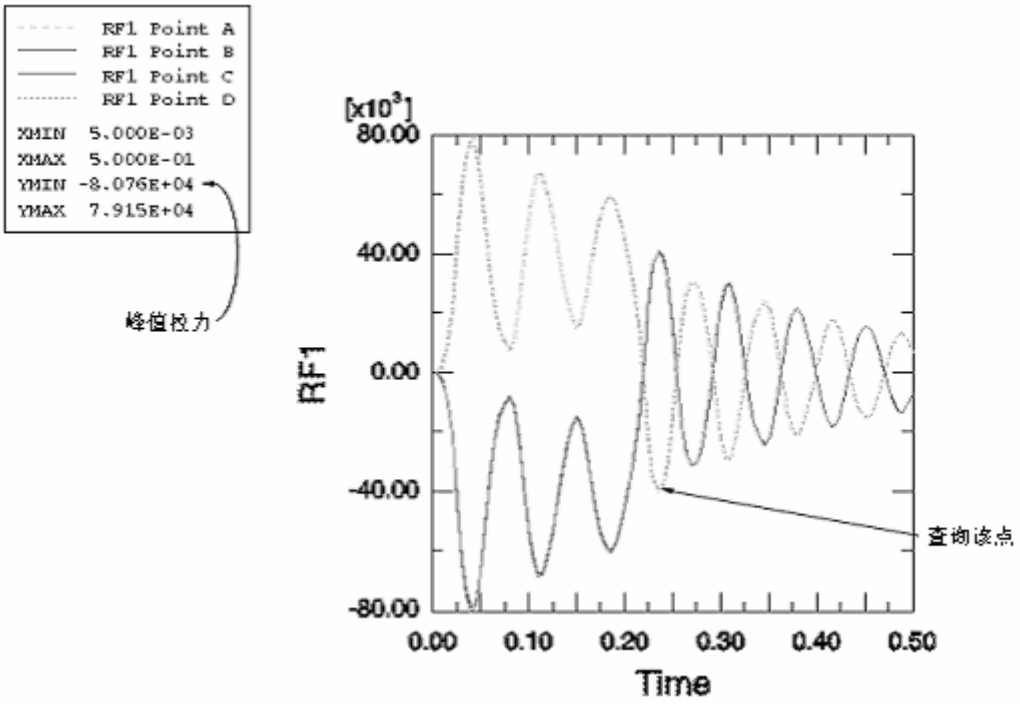


图 9–9 连接节点处反力的历程曲线

每根桁架顶端连接点处的峰值拉力约为 80 kN，低于接头的承载能力 100 kN。记住方向 1 的反力为负值，这意味着杆件被拉离墙面。当施加载荷时，下面的连接点受压（正的反力），但卸载之后反力在拉力和压力之间摆动。峰值拉力约为 40 kN，远小于允许值。可通过查询 *X–Y* 图找到这些值。

查询 X–Y 图:

1. 从主菜单条中，选择 **Tools⟶Query**。

   Query 对话框弹出。

2. 在 **Visualization Queries** 域中选择 **Probe values**。
3. 单击 **OK**。

   Probe Values 对话框弹出。

4. 选择图 9－9 所示的点。

   该点的Y -坐标值是–40.3 kN。这就是方向 1 的反力值。

9.6 模态阶数的影响

在该例中采用了 30 阶模态来表征结构的动力特性。对应于所有模态的总的模态有效质量占到结构 y－方向和 x－方向可运动质量的 90％以上，这表明当前的模态阶数充分反映出了结构的动力特性。

图 9－10 显示的是 Tip-a 集中的节点在第二个自由度方向的位移－时间曲线，可以看出选取较少量模态后对结果的影响。

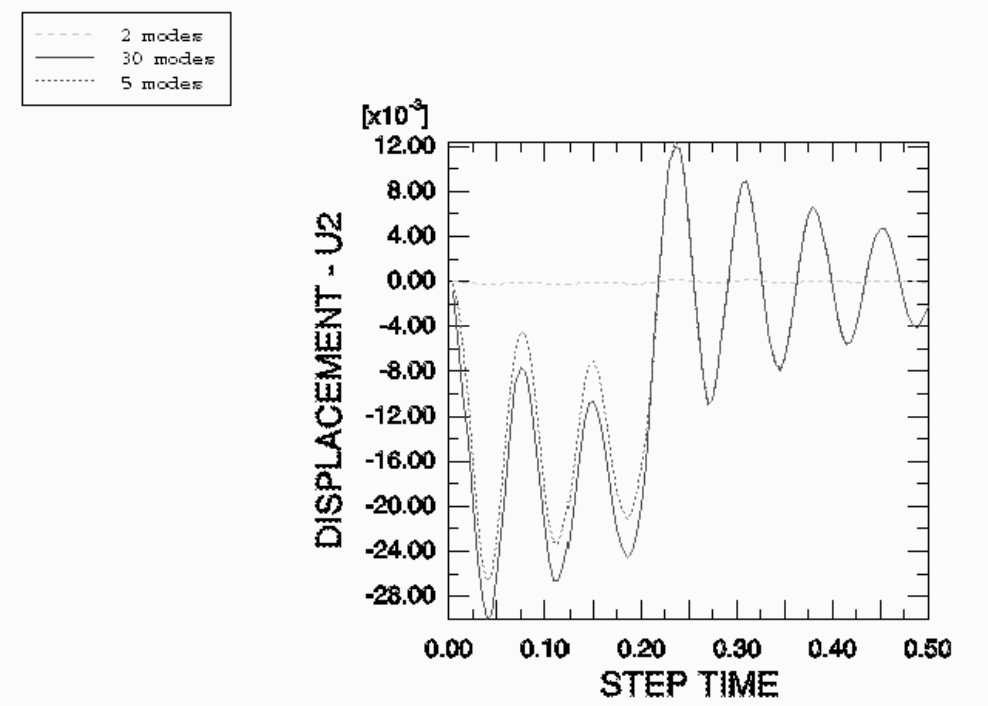


图 9–10 不同模态数对结果的影响

如果检查有效质量表，会发现在方向 2 上起重要作用的第一个模态是第三阶模态，这就是只采用两个模态时无动力响应的原因。该节点自由度 2 方向的位移用 5 阶模态和用 30 阶模态分析的结果在 0.2 秒之后是相似的，当然在 0.2 秒之前的响应是有区别的，这表明在第 5 阶和第 30 阶模态之间存在着对早期响应起重要作用的模态。在使用 5 阶模态时，方向 2 总的模态有效质量仅占可动质量的 57% 。

9.7 阻尼的影响

在该例中，对于所有的振型均采用 5％的临界阻尼比。这个值是根据经验选择的。它基于这样一个事实：由于局部摩擦，连接桁架和交叉支撑的螺栓会吸收大量的能量。在这种情况下，难以得到准确的数据，所以分析所选数据对结果的影响是很重要的。

图 9－11 比较了使用 1%, 5%, and 10%的临界阻尼比时，顶部连接处的 C 点的反力随时间的变化。

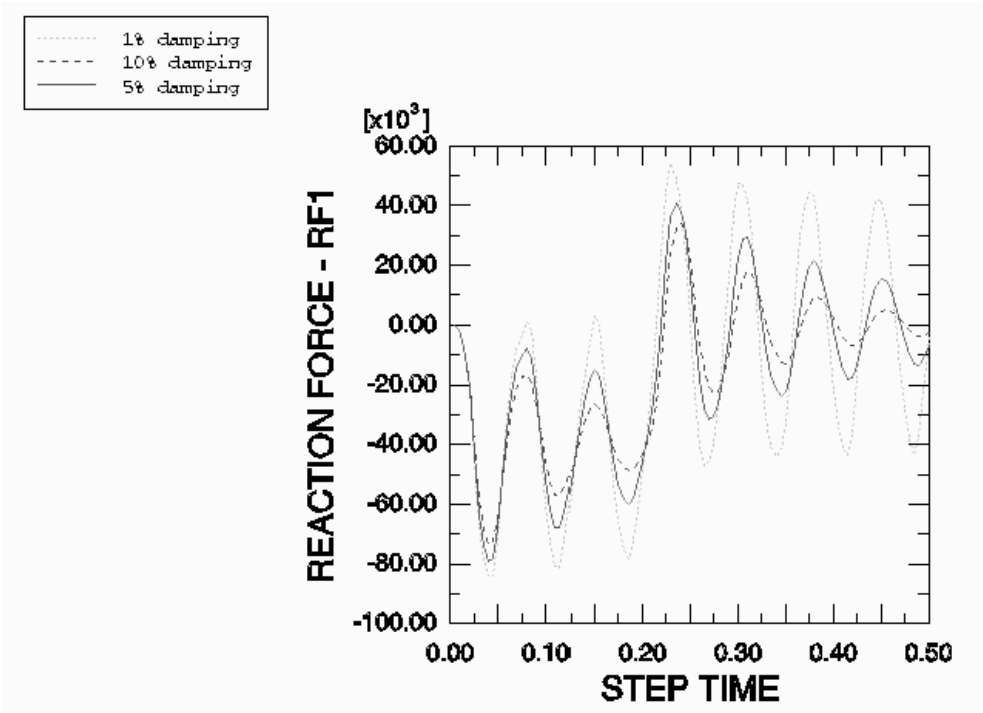


图 9–11 阻尼对结果的影响

正如预料的那样，低阻尼时的振动比高阻尼时衰减得慢，模型反力的峰值在低阻尼时要高些。即使当阻尼比很低，达到 1%时，拉力的峰值也只有 85 kN，仍低于接头的强度（100 kN）。因此，在此跌落载荷作用下，货物起重机依然能保持完好。

9.8 其它的动力程序

现在简要的介绍一下 ABAQUS/Standard 中其它的动力程序——即线性模态分析和非线性模态分析

9.8.1 线性模态动力分析

在 ABAQUES/Standard 中还有其它几个采用振型叠加技术的线性动力程序。与模态动力程序计算的是时域上的响应不同，这些程序计算频域上的结果，这可以使我们从另外一个角度来分析结构的特性。

这些程序的完整描述见 ABAQUS/Standard 用户手册的 6.3 节。.

稳态动力分析

这个程序用于计算结构响应的振幅和相位，其荷载是谐波激励形式，荷载的频率在用户给定的范围之内。以下是一些典型的例子：

- 汽车发动机底座在发动机运转速度范围内的响应。
- 建筑物中的旋转机械。
- 飞机发动机的部件

反应谱

这个程序提供了一种结构承受固定端运动的动力作用时的峰值响应（位移、应力等）的计算途径。 固定端的运动被称作为“基础运动”，地震引起地面运动就是一个例子。当设计目的是估计峰值响应时，这是一种被采用的典型方法。

随机响应

该程序用于预测系统在承受随机连续激励时的响应。激励是采用统计意义上的能量谱密度函数来表示的。随机响应分析的例子如下：

- 飞机对扰动的响应。
- 结构对噪音的响应，例如来自喷气飞机的噪音。

9.8.2 非线性动态分析

前面提到过，模态动力程序只适用于线性问题。如果对非线性动力响应感兴趣，必须对运动方程进行直接积分。在 ABAQUS/Standard 中运动方程的直接积分由一个隐式动力程序来完成。在使用这个程序时，在每个时间点上都要建立质量、阻尼和刚度矩阵并求解动力平衡方程。由于这些操作的计算量很大，因此直接积分的动力分析要比模态方法昂贵。

由于 ABAQUS/Standard 中的非线性动力程序采用隐式的时间积分，所以适用于求解非线性结构动力问题。例如，某一突然事件（如冲击）激发的结构的动态响应，再例如由于塑性或粘性阻尼造成大量的能量耗散的结构响应问题。在这些问题中，高频响应由于模型的耗能机制而迅速地衰减，这一点对于振动初期是十分重要的。

当应力波在模型中传播时，显式算法是一次一个单元地扩展计算结果。因此，这很适合于求解应力波的影响非常重要的问题以及所模拟的突发事件的持续时间很短（典型的是小于 1 秒）的问题。

和 ABAQUS/Standard 相比，显式算法的另一个优点是它能更容易地模拟非连续的非线性，例如接触和失效问题。而大型、高度非连续性的问题，即使响应是准静态的，采用 ABAQUS/Explicit 一般的会很容易地予以模拟。

9.9 相关的 ABAQUS 的例子

- ABAQUS 例题手册第 2.2.2 节，“印度 Point 核反应堆供水线的线性分析”
- ABAQUS 基准校验手册第 1.3.3 节，“爆炸载荷作用的圆柱面板”。
- ABAQUS 基准校验手册第 1.4.6 节，“悬臂板的特征值分析”。

9.10 建议阅读的文献

- Clough, R. W. and J. Penzien, *Dynamics of Structures*, McGraw-Hill, 1975.
- NAFEMS Ltd., *A Finite Element Dynamics Primer*, 1993.
- Spence, P. W. and C. J. Kenchington, *The Role of Damping in Finite Element Analysis*, Report R0021, NAFEMS Ltd., 1993.

9.11 小结

- 动力分析包括了结构的惯性效应。
- 频率提取程序可提取结构的自振频率和振型。
- 通过振型叠加技术，可用振型确定线性系统的动力响应。这一方法尽管有效，但是不能用于非线性问题。

- 线性动力程序可以计算瞬态载荷下的瞬态响应、谐波载荷下的稳态响应、支座运动的峰值响应以及随机载荷的响应。
- 为了准确表现结构的动力特性，必须提取足够多的振型。运动方向上总的模态有效质量应占结构总的可运动质量的 90％以上。
- 用户可以定义直接模态阻尼、Rayleigh 阻尼和复合模态阻尼。但是由于固有频率和振型的计算都是基于无阻尼的结构，所以只能分析低阻尼的结构。
- 模态技术不适用于非线性的动力分析。在这类分析中必须采用直接时间积分方法。
- 用振幅曲线可以定义任意的随时间变化的载荷和给定的边界条件。
- 振型和瞬态结果可以在 ABAQUS/CAE 的 Visualization 模块中用动画显示。这对于理解动力响应和非线性静力分析是十分有帮助的。

第十章　多分析步分析

ABAQUS 模拟分析总的目标是确定模型对载荷的响应。回顾 ABAQUS 采用载荷这一术语的含义，载荷是使结构的响应从初始状态发生改变的量。如:非零边界条件或指定位移，集中力，分布压力以及场等等。在某些情况下载荷相对简单，如结构上只作用一组集中载荷。另外一些问题中施加在结构上的载荷可能会特别复杂，例如，在某一时间段内不同的载荷按一定的顺序施加到模型的不同部分，或载荷的幅值是随时间变化的函数。对计算模型施加复杂载荷时采用载荷历程这一术语。

在 ABAQUS 中，用户可将整个的载荷历程划分为若干个***分析步***。每一个分析步都是由用户指定的一个 “时间” 段，这样便于 ABAQUS 计算模型对该时段内指定一组的载荷和边界条件的响应。用户必须在每一个分析步中指定响应的类型，称之为分析程式，在同一个问题中不同的分析步之间可以改变分析程式。例如，可在一个分析步中施加静态恒载荷计算静力响应，如自重载荷；而在其后的分析步中施加地震加速度计算动力响应。

ABAQUS 将它所有的分析程式分为两大类：线性扰动和常规分析。由于 ABAQUS 对这两种分析程式的加载条件和“时间”的定义不同，因而对线性扰动和常规分析程式序作了明确的区分。所以对这两个分析程式的结果应区分对待。

在常规分析过程即*常规分析步*中，分析的类型可以是线性的也可以是非线性的。而在线性扰动分析过程即*扰动分析步*中，只能是线性分析。在线性扰动分析步之前的常规分析步中产生的模型的基态，ABAQUS 将其用作线性扰动分析步的预变形和预加载状态，因而使得 ABAQUS 的模拟分析的能力比仅仅只有线性分析功能的软件更具有一般性和广泛性。

10.1　常规（非线性）分析程式

每一个常规分析步都是用前一个常规分析步终点的变形状态作为起始点的。因此，模型的状态随着一系列的常规分析步中定义的载荷作用而变化。初始条件所定义的状态是仿真过程中的第一个常规分析步的起始点。

所有的常规分析程式中施加载荷及 “时间” 的概念是相同的。

10.1.1　常规分析分析步中的时间

在一个模拟分析过程中 ABAQUS 有两种时间尺度。*总体时间*和*分析步时间*，

总体时间贯穿于所有的常规分析步中，总是在增长，是每个常规分析步所有的时间的总和。每个分析步有各自的时间尺度，称之为分析步时间，对于每个分析步其时间都是从零开始的。随时间变化的载荷和边界条件可以视具体情况任选一种时间尺度来定义。图 10-1 所示为一个分析的时间尺度，整个历程分为三个分析步，每个分析步长为 100 秒。

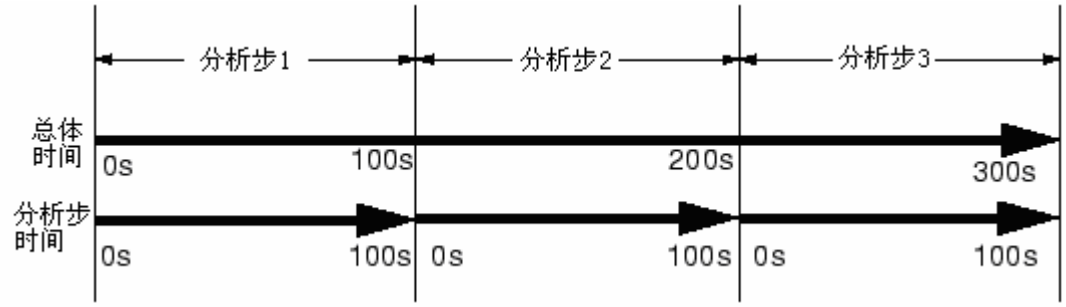


图 10-1 一个模拟分析的分析步时间和总时间

10.1.2 指定常规分析步的载荷

在常规分析步中载荷必须以总量而不是增量的形式给定。例如，一个集中载荷在第一个常规分析步中为 1000N，在第二个常规分析步中增加到 3000N。在这两个分析步中给定的集中载荷应分别为 1000N 和 3000N，而不能为 1000N 和 2000N。

在默认情况下，前面各分析步定义的载荷在当前分析步也有效 。当然，可以在当前分析步中另外增加载荷以及改变以前所施加载荷（例如改变荷载的大小或和撤去载荷）。如果前面所定义的载荷的幅值曲线是以总体时间尺度定义的，在当前分析步的中没有对进行其专门的修改，它将按照相关的幅值定义继续作用，否则以最后一个常规分析步终点的载荷的大小继续作用。

10.2 线性扰动分析

线性扰动分析步的起始点称为模型的基态。如果模拟计算的第一个分析步是线性扰动分析步，则模型的基态就是用初始条件所指定的状态。否则基本状态就是在线性扰动分析步之前的最后一个常规分析步结束时的状态。尽管在扰动分析步中结构的响应设定为线性，但模型在此之前的常规分析步中可以有非线性响应。对前面常规分析步中有非线性响应的模型，ABAQUS 用当前的弹性模量作为扰动分析的线性刚度。该弹性模量对弹塑性材料而言是其初始弹性模量，对超弹型材料而言为其切线模量（参见图 10-5）。

对其它材料模型的描述可参见 ABAQUS/Stardard 用户手册 6.1.2 节。扰动步中的载荷应足够小，以保证模型的响应不要过大地偏离切线模量所能预测的响

应。如果仿真过程中有接触问题，则在扰动分析步中应保证接触面的接触状态不发生改变，即基态中闭合的点仍保持闭合，脱离的点仍保持脱离。

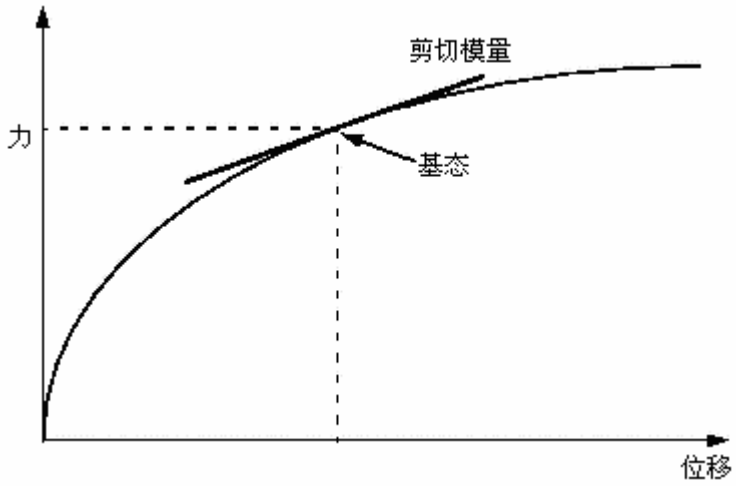


图 10-5　在常规非线性分析步之后，用切线模量作为线性扰动分析步的刚度

10.2.1　在线性扰动分析步中的时间

若在扰动步后有常规步，它就用前面一个常规分析步结束时模型的状态作为其起始点，而不是将扰动分析步结束时模型的状态作为其起始点。这样，线性扰动分析步中的响应对仿真过程不产生长远的影响。因此，ABAQUS 在分析过程中总时间并不包含线性扰动分析步的时间。事实上，ABAQUS 将扰动分析步的时间定义成非常小的量（10^{-36}），因此，将它累加到总时间上时没有任何影响。在模态动力分析过程并不采用这一规则。

10.2.2　在线性扰动分析步中指定载荷

在线性扰动分析步中所给定的载荷和边界条件仅在该分析步内有效。在线性扰动分析步中给定的载荷量值（包括预设的边界条件）是载荷的扰动增量，而不是载荷的总量值。因此，扰动分析步内输出的结果仅是因扰动而引起的变化量。在基态变量中不包含这些扰动变化量。

下面通过一个不锈钢水槽制造过程的分析来看一个既包含常规分析步又包含扰动分析步的复杂载荷历程的例子。整个流程见图 10.3。用冲头、冲模和夹具将薄板冲压加工成水槽。这个成型仿真过程由若干个常规分析步组成。通常，第一分析步涉及到施加夹持力，第二步仿真冲压过程。第三步移开工具，使水槽回弹到其最终的形状。这些步骤中的每一步都是常规分析步，它们一起构成了一个连续的载荷历程，每一步的起始状态都是上一步结束时的状态。很明显这些分

析步中包含了很多的非线性效应（塑性变形、接触，大变形）。在第三步结束时，水槽上存在着由成型过程引起的残余应力和非弹性应变。作为制造过程的直接结果，其厚度也要发生变化。

在水槽安装时，沿着水槽的边沿与工作台接触的部位要施加边界约束条件。人们对这个水槽在各种不同载荷条件的响应感兴趣，应对其进行模拟。例如，需进行模拟以确保有人站在水槽上时水槽不发生破坏。第四步采用线性扰动分析步，分析水槽对局部压力载荷的静态响应。在这个分析步里水槽中心的位移只有2mm，你可能会感到吃惊，因为从钢板成型到水槽的变形应远大于 2mm。其实这个 2mm 的变形仅仅是成型后（即第三步后）水槽在扰动力——人体重量作用下的变形；水槽从钢板到成型再到施加扰动载荷总的变形为第三步的变形与这个 2mm 变形之和。

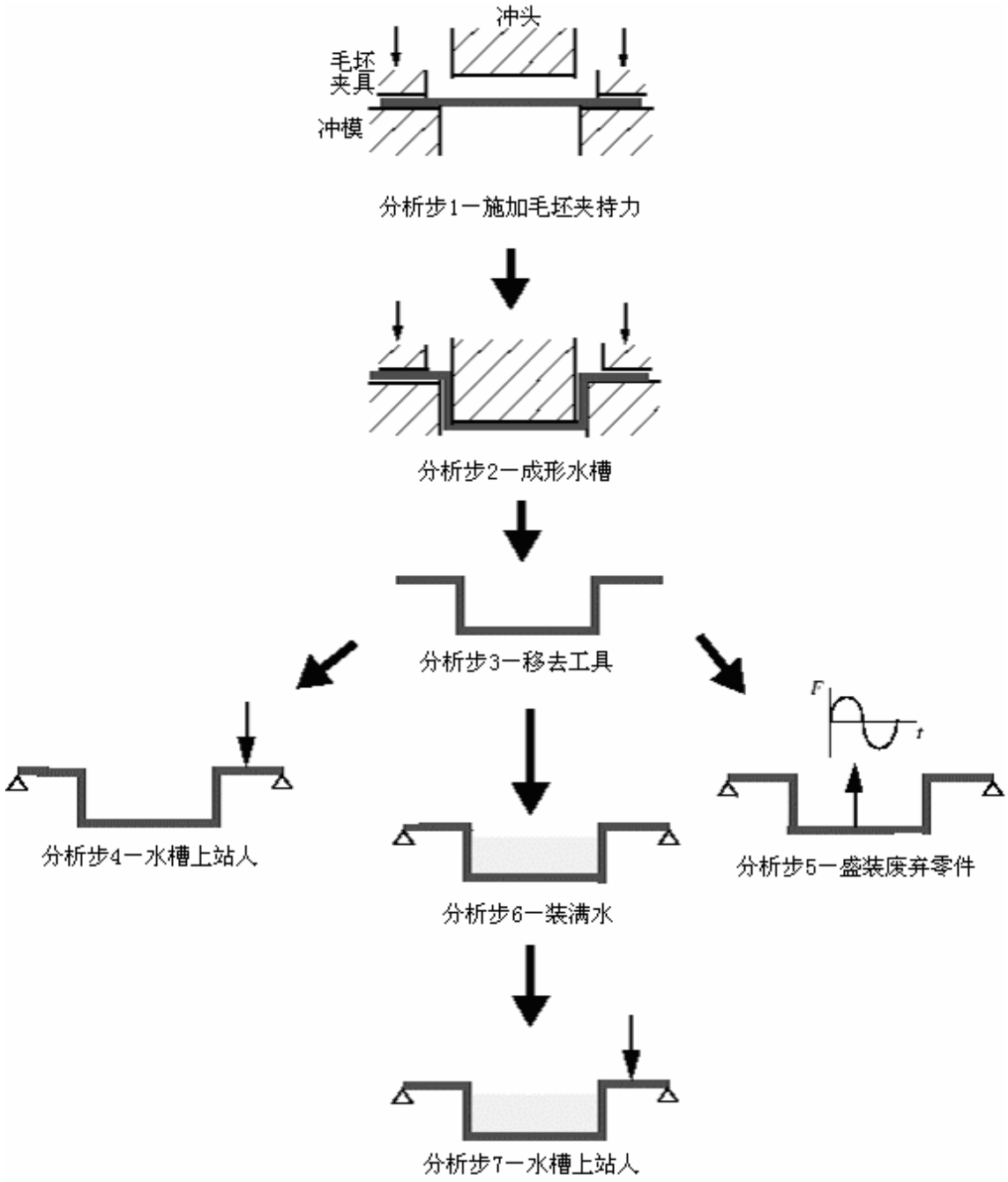


图 10-3 水槽制造和使用的分析步

水槽也可能盛满废弃零件，须模拟它对某些频率的谐波载荷的稳态动力响应。因此第五步是第二个线性扰动分析步：这一步需在废旧零件与洗涤盆的接触点上施加载荷，直接作稳态动力分析。这一步的基态是前面的常规分析步结束的状态，即成型过程结束时（第三步）的状态。前一个扰动分析步（第四步）的响应在此不予考虑。因而这两个扰动分析步是相互独立地模拟水槽在成型后对施加在模型基态上的载荷的响应。

如果在分析中还有另外一个常规分析步，那么这步开始时结构的状态是前一

个常规分析步（第三步）结束时的状态。第六步采用常规分析步，用来仿真水槽盛满水的情形。在这一步中的分析可以是线性的，也可以是非线性的。紧随着的第七步重复第四步中的分析。而这时的基态（前一个常规分析步结束时的结构状态）是第六步结束时水槽的状态。在此以后的响应为盛满水的水槽响应，而不是空水槽的响应。再进行稳态动力仿真产生的结果会不准确，其原因是水的质量会在很大程度上影响动力响应，而这个分析中没有考虑水的影响。

在 ABAQUS/Standard 中，对于以下的过程总是采用线性扰动分析步：

- linear eigenvalue buckling, （线性特征值屈曲）
- frequency extraction, （固有频率提取）
- transient modal dynamics, （瞬态模态分析）
- random response, （随机响应）
- response spectrum, and （响应谱分析）
- steady-state dynamics. （稳态动力分析）

而对静态过程可以用常规分析也可用线性扰动分析。

10.3 例题：管道系统的振动

在例题中，需要分析管道系统中一根长 5m 的钢管的振动频率。钢管外直径为 18 cm，壁厚为 2 cm（见图 10-4）。

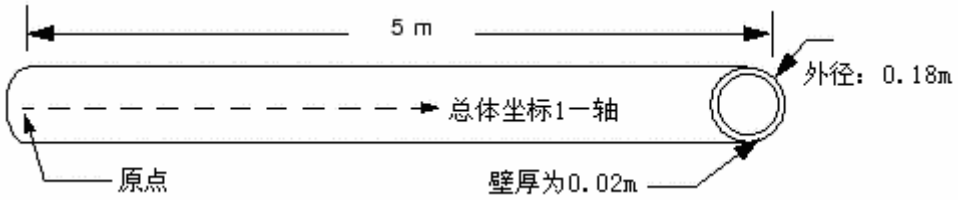


图 10-4 钢管的几何尺寸

钢管的一端被牢固地夹住，另一端也只能沿轴向运动。管道系统中这段 5 m 长的部分受到的谐波载荷的频率在 50Hz 范围内。而钢管在未受力时的最低自振频率为 40.1 Hz，这自振频率没有考虑作用在管道上的载荷对它的影响。为了确保这一段钢管不发生共振，要求最低自振频率高于 50Hz，确定满足这一要求的工作荷载。由此可见，钢管在工作时应作用有轴向拉力。开始时先加 4 MN 的载荷。

由于结构横截面是对称的，钢管最低的振动模态在管轴向的任何垂直方向上都是正弦波形状。我们用三维梁单元来建立这一段钢管模型。

10.3.1 前处理——用 ABAQUS/CAE 创建模型

对于这个例题可用 ABAQUS/CAE 创建模型。在 A.9 节“管道系统的振动”中提供了一个可在 ABAQUS/CAE 环境中运行的命令文件。这个文件可以生成完整的分析模型。建模中在对以下所给指令有问题或想检查所完成的工作，可以运行这个命令文件。附录 A：“例题文件”中给出了如何得到和运行例题文件。

如果没有 ABAQUS/CAE 或其他前处理器，可以手工生成例题的输入文件，具体方法详见 ABAQUS/Standard:Keywords Version 入门指南的 10.3 节。

部件的几何体

在 Part 模块中创建一个三维、可变形的平面线框部件。注意：部件大致尺寸参数要略大于所要创建的模型，并将部件命名为：Pipe。用 Create Lines: Connected 工具，绘制一条长 5.0m 的水平线段，确认其长度是 5.0m 的精确值。

材料与截面属性

管道的材料是钢材，钢的弹性模量为 200×10^9Pa，泊松比为：0.3。在 Property 模块中，用这些材料性质创建一个线弹性材料模型，并将其命名为 Steel。由于在该模拟过程中提取振型和特征频率时需要质量矩阵，所以还须定义钢的密度(7800 kg/m^3)。

接下来创建管道的横截面轮廓，并命名为 PipeProfile，给出管道的外径为 0.09 m，壁厚为 0.02m。

创建梁的截面性质，并名为 PipeSection。在 Edit Beam Section 对话框里，指定截面积分在分析期间计算。将材料 Steel 和轮廓 PipeProfile 赋予 PipeSection。

对梁定义近似的$\mathbf{n}_1$方向为矢量(0.0, 0.0, -1.0) (默认方向)，在这个模型中的实际$\mathbf{n}_1$矢量与这个矢量一致。最后将截面属性赋予整个几何模型上。

组装与集

在 Assembly 模块里，创建一个 Pipe 部件的副本。为了方便起见，创建几个几何体集，它们包括管道左端点和右端点，分别将他们命名为 Left 和 Right。以便以后在这些区域上施加载荷和边界条件。

分析步

在这个模拟过程中，需要研究在 4MN 的拉力载荷作用下管道的振型和特征频率，因而分析分为两步：

第一步：常规分析步　　施加 4 MN 拉力载荷。

第二步：线性扰动分析步 计算振型和频率。

在 Step 模块中，创建一个常规静态分析步，并命名为 Pull I，**其描述项为：**Apply axial tensile load of 4.0 MN。在这个分析步中时间的长短对结果没有影响；除非模型中包含阻尼或与速率相关材料性质，否则“时间”在静态分析过程中没有实际的物理意义。因此，可在这个分析步中用 1.0 作为时间。在分析中要考虑几何非线性，定义初始时间增量为 1/10，这样 ABAQUS 在第一个时间增量步施加 10%的载荷。并接受默认的时间增量步数。

为了计算管道在所加的载荷状态下的振型和自振频率，需要创建第二个分析步，这个分析步为线性扰动分析步，在这个分析步计算提取振型和频率。将这个分析步命名为 Frequency I。**给出描述项为：**Extract modes and frequencies。尽管只对第 1 阶（最低阶）特征模态感兴趣，但仍要求出模型的前八个特征模态，这是因为在采用子空间迭代法时存在一个最小特征值数的要求。

输出要求

由于 ABAUQS/CAE 给出的每个分析步的默认输出数据库的要求已足够了，不需再另外创建数据库输出的要求。

对于重启动文件的输出要求，可在主菜单条中选择 **Output—Restart Requests** 来给出。对 Pull I 步，每 10 个增量步向重启动文件写入数据一次。对 Frequency I 步，每个增量步向重启动文件写入数据一次。

载荷与边界条件

进入 Load 模块，在第一个分析步中,在钢管的右端施加 4×10^6 N 拉力，使钢管沿正轴向（整体坐标 1 轴）变形。默认情况下力的方向与整体坐标系一致。

钢管的左端被夹持住，另一端也被夹持住，然而必须在这一端上施加轴向力，所以自由度 2 到 6（U2，U3，UR1，UR2，和 UR3）被约束住。在第一个分析步中，对 Left 和 Right 集施加适当的边界条件。

在第二个分析步中，求已张紧的钢管的自振频率。在这个分析步中，没有任何扰动载荷，而钢管的边界条件从上一个常规分析步继承下来。因此在这个分析步中，无需再指定任何载荷和边界条件。

网格剖分和定义作业

用二阶管道单元（PIPE32），以 30 等份剖分钢管的网格。

在做下面的工作之前，从主菜单条中选择 Model⟶Rename⟶Model-1，将模型改名为 Original。**这个模型是后面的 10.5 节“例题：重启动管道振动分析”的基础，将会再次使用。**

在 Job 模块中，创建一个名为 Pipe 的作业，其描述项为：Analysis of a 5

meter long pipe under tensile load。

将模型保存到模型数据库文件中，然后提交作业进行分析。并监控求解过程，分析警告信息，若有必要，纠正模型中的错误。

10.3.2 对作业的监控

在作业运行时，检查 Job Monitor 或状态文件。在分析结束后，状态文件的内容与下面内容类似。

```
SUMMARY OF JOB INFORMATION:
 STEP   INC ATT SEVERE EQUIL TOTAL  TOTAL      STEP        INC OF       DOF     IF
                DISCON ITERS ITERS  TIME/    TIME/LPF    TIME/LPF    MONITOR
RIKS
                ITERS               FREQ
   1     1   1     0     1     1   0.100       0.100       0.1000
   1     2   1     0     1     1   0.200       0.200       0.1000
   1     3   1     0     1     1   0.350       0.350       0.1500
   1     4   1     0     1     1   0.575       0.575       0.2250
   1     5   1     0     1     1   0.913       0.913       0.3375
   1     6   1     0     1     1   1.00        1.00        0.08750
   2     1   1     0     7     0   1.00        1.00e-36    1.000e-36
```

两个分析步的内容都显示出来，可以看到线性扰动分析步对应的时间非常小，频率提取程式或任何线性扰动程式都不对模型的载荷历程做贡献。

10.3.3 后处理

进入 Visualization 模块，打开由作业产生输出数据库文件 Pipe.odb。

线性扰动步的变形

可视化模块自动采用输出数据库的最后一个有效帧的结果。模拟过程的第二个分析步的结果是钢管的振型和相应的自振频率。绘制第一阶振型。

绘制第一阶振型

1. 从主菜单条中选择 Result⟶Step/Frame。
   Step/Frame 对话框弹出。
2. 选择分析步 Frequency I 和 Mode 1 帧。
3. 点击 **OK**
4. 从主菜单条中选择 Plot⟶Deformed Shape。
5. 用 Deformed Shape Plot Options 项在变形的模型上迭加未变形的模型，

并包括两者的节点符号在内。把节点符号改为绿色的实心圆。

6．点击自动缩放工具 使模型充满绘图框。

默认的视角为等视图，尝试着旋转模型，以最佳的视角来观察第一阶振型。旋转模型可以得到图 10.5 所时的画面。

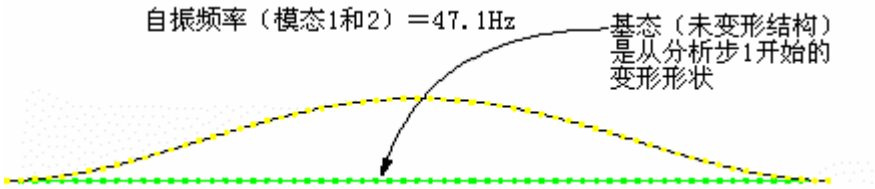


图 10.5　在拉力作用下钢管的第一和第二阶振型

因为这是一个线性扰动分析步，未变形的形状是这个结构的基本形态。这就使得很容易观察钢管相对其基本形态的运动。用提示区中的 ODB Frame 选项绘制其它振型，可以发现这个模型有多个重复的振型。这是管道横截面自然对称的结果。部分高阶的振动模态见图 10.6

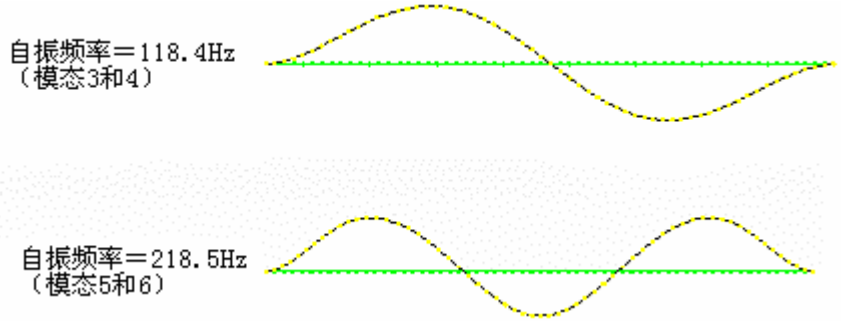


图 10.6　3 到 6 阶的振型

与每个振型对应的自振频率值在图上标出。在 4MN 的拉力载荷作用下钢管的最低自振频率为 47.1Hz。拉力载荷增加了钢管的刚度，因而提高了这段钢管的振动频率。由于这个最低频率仍在谐振载荷的频率范围内，所以在这个载荷作用时，钢管仍有可能发生共振。

为此需要继续计算并施加更大的轴向拉力载荷直到这段钢管的自振频率提高到一个可接受的水平。但无需另外再重复做一个加大轴向载荷的分析，新的分析可用 ABAQUS 的重启动功能在前面分析计算的基础上继续加载即可。

10.4　重启动分析

多步模拟分析不必定义在单一个作业中。实际上，通常要求分阶段进行一个复杂的模拟分析。这就允许在下一阶段模拟分析之前检查结果，并可确认分析是否是按所期望的在运行。ABAQUS 中的重启动功能允许重启动一个模拟分析过

程，并计算出再次施加载荷历程时模型的响应。

重启动分析功能详见 ABAQUS/Standard 用户手册的 7.7.1 节。

10.4.1 重启动文件

重启动文件（.res）包含了继续前面分析的必要信息。对于大型题目，重启动文件会变得很大。要求记录重启动数据时，在默认情况下是写入每个增量步的数据。因此对控制重启动数据的写入频度是非常重要的。有时在一个分析步内允许重启动的数据覆盖前面的数据是很有用的。这就意味着在分析结束时每个分析步只有一组重启动数据，重启动数据与每个分析步结束时模型的状态一致。 如果分析过程被诸如计算机故障这类外界因素打断，这个分析过程还可以接着最后一个重启动点继续运行。

10.4.2 重启动一个分析过程

在利用前面分析的结果重启动模拟分析过程时，需要指定模拟分析的载荷历程中特殊的点用于重启动分析。重启动分析中所用的模型必须与最初的分析到达重启动时刻所用的模型相同。具体要求如下：

- 重启动分析所用的模型不能修改或增加几何体、网格、材料性质、截面、梁截面轮廓、梁的方向、各部件的相互作用关系以及约束。
- 同样，在重启动时刻之前的任何分析步、载荷、边界条件、场、变量、相互作用关系都不能修改。

然而在重启动分析模型中可以定义新的集和曲线幅值。

继续被中断的作业

重启动分析可以直接从指定的分析步和增量步继续进行。如果给定的分析步和增量与前面分析结束时不一致（例如分析过程因计算机故障而被打断），ABAQUS 在进行新的分析步之前，会试着完成前面的分析计算。

添加的分析步的继续分析

如果前一个分析顺利完成，而且已经察看过结果，但想给载荷历程添加一些分析步，那么指定的重启动开始点应该是前面分析中最后的分析步和最后的增量步。

改变分析

有时，在查看完前面分析的结果后，可能想从一个中间点开始重启动分析，或以某种方式改变余下的载荷历程，例如，增加一些输出要求、改变载荷，或者

调整分析控制。在一个分析步中增量步超过最大增量步数时这一改变常常是必要的。如果是因为增量步超出最大增量步数而引起的重启动分析，ABAQUS 认为这个分析只进行了一部分，会试着完成这一分析步，允许再一次超出最大增量步数。

在这种情形下，应该指明当前分析步在指定的分析步和增量处中止。模拟分析过程可以以新的分析步继续运行。例如在一个分析步里只允许 20 个增量步，而完成这个分析步所需的增量步大于这个数，则需要一个新的分析步，除下述内容可不同外，这个新的分析步应完全与初始运行条件一样，包括作用载荷和边界条件。

- 增量步数应该增加。
- 新的分析步的总时间应该是原分析步的总时间减去已运行完成了的时间。例如，原分析步的时间指定为 100 秒，而分析时完成的增量步时间为 20 秒，那么，在重启动分析中的分析步时间则应为 80 秒。
- 任何依据分析步时间定义的幅值需要重新指定，以适应分析步的新时间范围。若按上述方式作修改，以总体时间定义的幅值不必改变。

由于任何载荷的大小和给定边界条件在常规的分析步中永远是总的量值，所以它们保持不变。

10.5 例题：重启动钢管的振动分析

为了说明怎样重启动一个分析，用 10.3 节中“例题：管道系统的振动”，作为例子：重启动模拟分析过程并增加另外两个载荷历程分析步。 第一个模拟分析过程预测这段钢管在受轴张拉时很可能还会发生共振；第三分析步确定施加多大的轴向载荷使钢管的最低振动频率提高到一个可接受的水平。

第三分析步是一个常规分析步，将钢管的轴向载荷提高到 8MN，而第四分析步为再一次计算特征模态和特征频率。

10.5.1 创建重启动分析模型

如果还没有打开模型，请打开数据库文件 Pipe.cae。在主菜单条中选择 Model⟶Copy Model⟶Original，将名为 Original 的模型复制为名为 Restart 模型。随后讨论对该模型的修改。如果没有 ABAQUS/CAE 或其他的前处理器，可以手工输入一个文件求解这个问题，详见 ABAUQS/Standard:Keywords Version 入门指南的 10.5 节。

模型属性

为了进行重启动分析，模形的属性必须改变，指明模型将使用前面分析的数据。在主菜单条上选择 Model⟶Edit Attributes⟶Restart。在弹出的 Edit

Model Attributes 对话框中，指定从 Pipe 作业中读取重启动的数据，并指定重启动位于 Frequency I 分析步之后。

定义分析步

进入 Step 模块，来创建两个新的分析分析步。第一个新的分析步为常规静态分析步，取名为 Pull II，紧插在 Frequency I 步之后。给出这一步的描述项为：Apply axial tensile load of 8.0 MN。设置这一步的时间长度为 1.0，初始时间增量步为 0.1。

第二个新的分析步为频率提取步，取名为 Frequency II，紧插在 Pull II 分析步之后，其描述项为：Extract modes and frequencies，用子空间迭代法提取钢管的前八阶振型和自振频率。

输出请求

对 Pull II 分析步每 10 个增量步写一次重启动文件。另外在每个增量步中向输出数据库文件中写入预选的场数据。

并接受默认频率提取分析步的输出请求。

载荷定义

在 Load 模块中，修改该载荷的定义，在第二个常规分析步（Pull II）对管道的拉力载荷增大一倍。为此，在主菜单条中选择 Load⟶Edit⟶Load-1，在 Pull II 的分析步中将载荷值改为 8.0E+06。

定义作业

在 Job 模块中，创建一个名为 PipeRestart 的作业，其描述项为：Restart analysis of a 5 meter long pipe under tensile load。**在作业的类型没有给定时，将作业类型设为 Restart**。如果作业类型没有设为 Restart，ABAQUS/CAE 将忽略模型的重启动属性。

将模型存入模型数据库文件并提交作业运行。监控解的进程，纠正模型中的错误和分析警告信息的根源。必要时作改进。

10.5.2 作业的监控

再一次检查 Job Monitor 或作业运行时的状态文件。在分析完成后，状态文件有类似下面的内容：

```
SUMMARY OF JOB INFORMATION:
 STEP   INC ATT SEVERE EQUIL TOTAL  TOTAL      STEP       INC OF       DOF     IF
                DISCON ITERS ITERS  TIME/    TIME/LPF    TIME/LPF    MONITOR
RIKS
```

			ITERS			FREQ		
3	1	1	0	1	1	1.10	0.100	0.1000
3	2	1	0	1	1	1.20	0.200	0.1000
3	3	1	0	1	1	1.35	0.350	0.1500
3	4	1	0	1	1	1.58	0.575	0.2250
3	5	1	0	1	1	1.91	0.913	0.3375
3	6	1	0	1	1	2.00	1.00	0.08750
4	1	1	0	6	0	2.00	1.00e-36	1.000e-36

由于分析步 1 和分析步 2 在前面的分析已经完成，这个分析为分析步 3，因此现在有两个输出数据库文件（.odb）对应这个模拟分析过程。分析步 1 和分析步 2 的数据在 Pipe.odb 文件中，分析步 3 和分析步 4 的数据在 PipeRestart.odb 文件中。在显示结果时，需注意每个文件的保存的结果，以确保 ABAQUS/CAE 使用正确的输出数据库文件。

10.5.3 对重启动分析的结果做后处理

切换到 Visualization 模块，并**打开重启动分析的输出数据库** PipeRestart.odb。

绘制管道的振型

与前面分析一样，绘制管道的六个振型。所用绘制振型的方法与前面相同，这些振型和自振频率如图 10.7 所示。

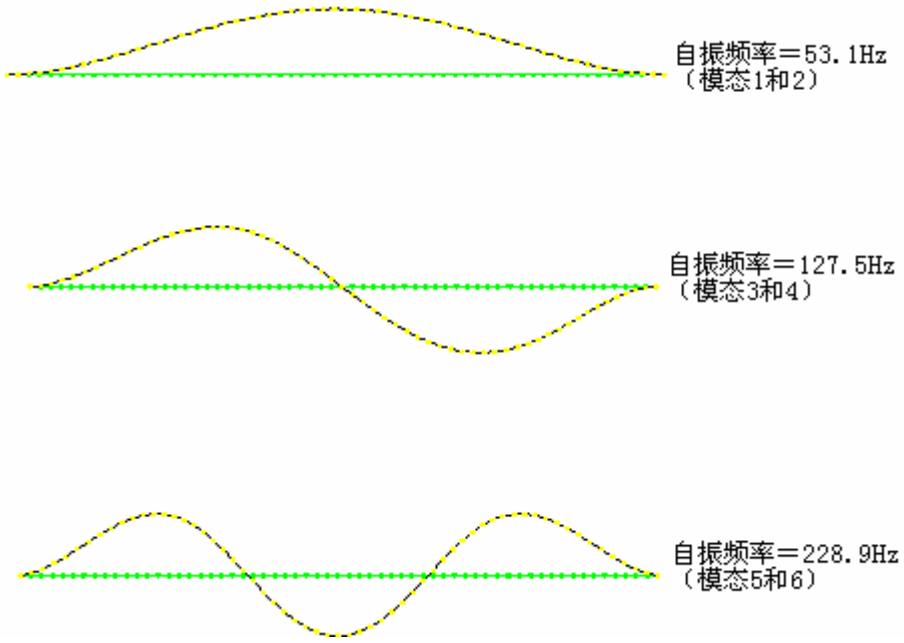


图 10.7 在 8MN 拉力载荷作用下 1 至 6 阶的振型和自振频率

在 8MN 轴向载荷作用下，最低模态的自振频率已达到 53.1Hz，大于所需的最小频率 50Hz。欲使最低自振频率恰好为 50Hz，可以改变载荷重复重启动分析进行试验。

绘制所选取的分析步变量的 X—Y 曲线图

用存储在 Pipe.odb 和 PipeRestart.odb 输出数据库文件中的变量绘制整个模拟分析过程中管道的 Mises 应力历程曲线。

对重启动分析生成管道的 Mises 应力历程曲线

1. 在主菜单条上选取 Tools⟶XY Data⟶Create。
   弹出 Create XY Data 对话框。
2. 从这个对话框中选择 ODB field output 并点击 Continue 键。
   弹出 XY Data from ODB Field Output 对话框。
3. 在该对话框中的 Variables 选项卡上，接受默认的变量选择 Integration Point，并从有效的应力分量选项中选取 Mises。
4. 在对话框的底部，轮换选择 Select 栏中的截面点，一旦选中点击 Settings。
5. 在出现的 Field Report Section Point Settings 对话框中，选取 beam 类型并选择管的横截面上任何一个有效的点，点击 OK 退出这个对话框。
6. 在 XY Data from ODB Field Output 对话框中的 Elements/Nodes 选项卡中选择 Elements 作为 Item，选择 Element labels 作为 Selection Method。模型中有 30 个单元，它们的编号从 1 至 30 连续。在对话框的右边 Labels 的文本域内任给一个单元号数（例如 25）。
7. 在 XY Data from ODB Field Output 对话框中的 Steps/Frames 选项卡中选取 Pull II 作为提取数据的分析步。
8. 在对话框的底部，点击 Plot 来察看这个单元的 Mises 应力历程。

在重启动分析中绘制单元的每个积分点的 Mises 应力历程曲线，对于观察整个分析（原分析和重启动分析）的结果是很有用的。 这是因为重启动分析是接在前面的作业之后的继续分析。

生成管道的全程 Mises 应力历程曲线

1. 点击在 XY Data from ODB Field Output 对话框中的 Save 键，保存当前的图形。两条曲线被保存（一条曲线对应一个积分点），并给出了曲线的默认名字。
2. 将其中一条曲线改名为 RESTART，删除另外一条曲线。

3. 再主菜单条上选择 File⟶Open 或用工具栏中的 工具打开文件 Pipe.odb。
4. 下面的过程与前面相同，保存前述同一个单元、积分点和截面点的 Mises 应力历程曲线，曲线名取为 ORIGINAL。
5. 如果没有选用 Tools⟶XY Data⟶Manager，在主菜单条上选用这个选项，在 XY Data Manager 中列出了 ORIGINAL 和 RESTART 曲线。
6. 用[Ctrl]+Click 选择这两条曲线，并点击 Plot 创建管道全过程的 Mises 应力历程曲线。
7. 为了改变线型，在提示区里点击 XY Curve Options。
   弹出 XY Curve Options 对话框。
8. 为 RESTART 曲线选取 dotted line（虚线）线型。
9. 点击 OK 键。
10. 若要改变图形标题。可在提示区点击 XY Plot Options。
    弹出 XY Plot Options 对话框，默认 Scale 表的选择，点击 Titles 表。
11. 点击 X 轴的 Title source，并选择 User-specified。将标题改为 TOTAL TIME。类似地将 Y 轴的标题改为 STRESS INVARIANT - MISES。
12. 点击 OK 键。

用以上命令创建的曲线如图 10.8 所示。

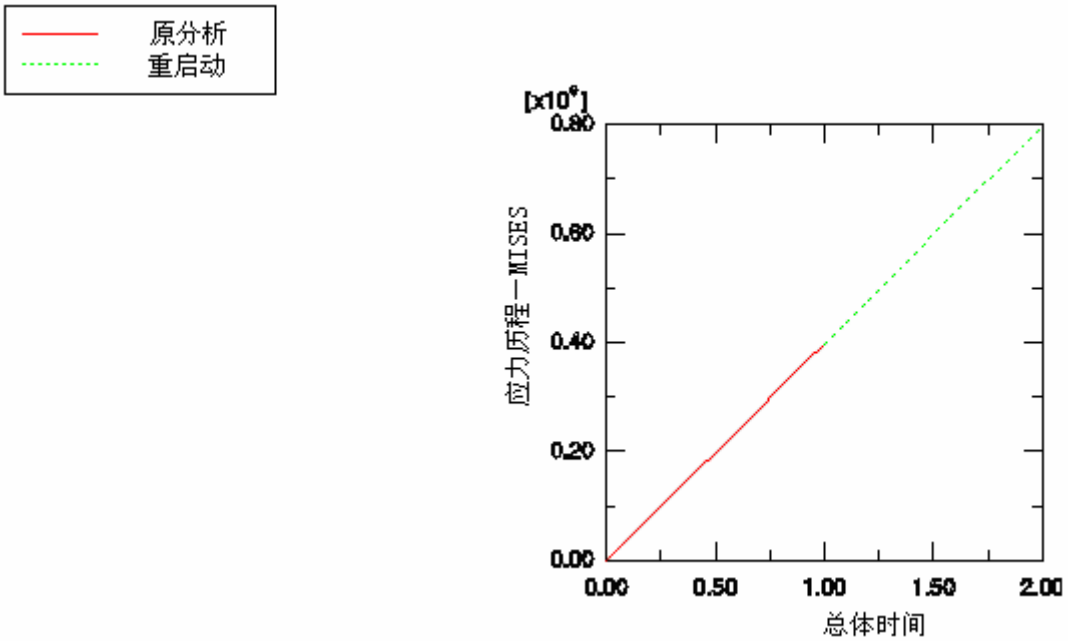


图 10.8 管道的 Mises 应力时间历程

只选用 RESTART 曲线，则反映第三步的同一个单元的 Mises 应力时间历程（见图 10.9）。

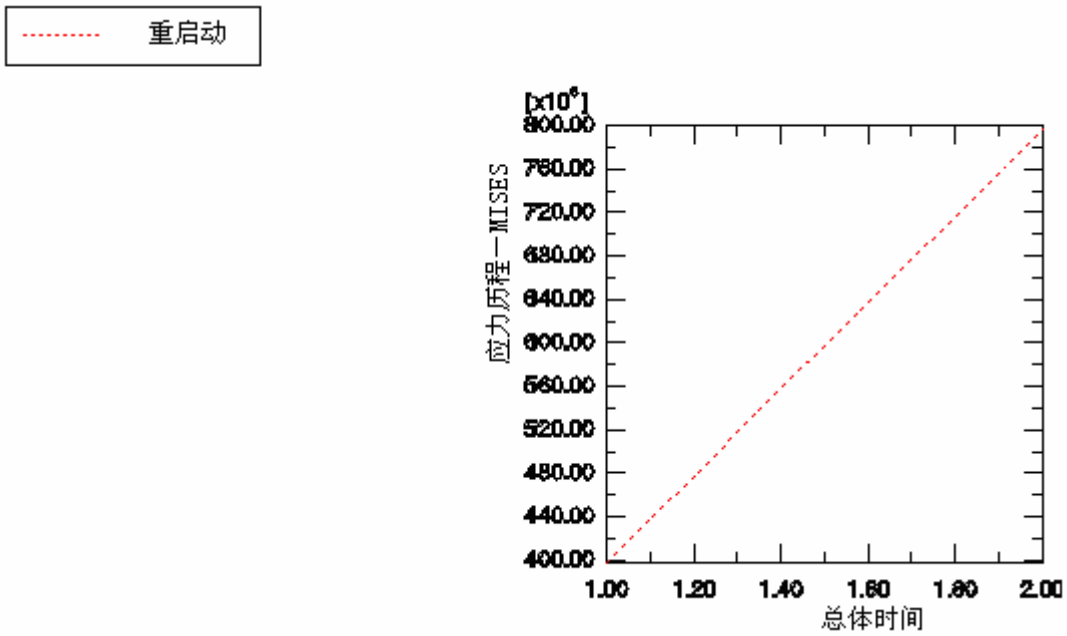


图 10.9 管道在分析步 3 中的 Mises 应力时间历程

10.6 相关的 ABAQUS 例题

- ABAQUS 例题手册的 1.3.4 节，圆柱状杯子的深冲压
- ABAQUS 例题手册的 2.2.2 节，印度 Point 反应堆供水线的线性分析
- ABAQUS 基准校验手册的 1.4.3 节，拉伸缆索的振动
- ABAQUS 基准校验手册的 1.4.10 节，喷气噪声激励的随机响应

10.7 小结

- 一个 ABAQUS 模拟分析过程可以包含任意数目的分析步。
- 一个分析分析步就是一段 ABAQUS 计算模型对一组给定载荷和边界条件的响应的“时间”长度。在分析步中所用的分析程式决定了这个响应的特征。
- 在一个常规分析分析步中结构的响应既可以是线性的，也可以是非线性的。
- 每一个常规分析步的开始状态是上一个常规分析步的结束状态。这样，在一个模拟分析中模型的响应随一系列常规分析步而演化。
- 线性扰动分析步计算结构对扰动载荷的线性响应。这个响应是相对于基态而言的，基态是该分析步之前的最后一个常规分析步结束时模型的状态。
- 只要存储了一个重启动文件，就可以进行重启动分析。重启动文件可以用来继续一个中断的分析或者对模拟分析过程添加另外的载荷历程。

第十一章　接触

许多工程问题涉及两个或多个部件间的接触。在这类问题中，当两个物体彼此接触时，物体间存在沿接触面法向的相互作用力。如果接触面间存在摩擦，沿接触面的切线方向也会产剪力以抵抗物体间切向运动（滑动）。接触模拟通常的目标是确定接触面积及计算所产生的接触压力。

在有限元中，接触条件是一类特殊的不连续的约束，它允许力从模型的一部分传递到另一部分。因为只有当两个表面接触时才用到接触条件，所以这种约束是不连续的。当两个接触的面分开时，就不再存在约束作用了。因此，分析方法必须能够判断什么时候两个表面是接触的并且采用相应的接触约束。同样，分析方法也必须能判断什么时候两个表面分开并解除接触约束。

在 ABAQUS 接触分析过程中，必须在模型的各个部件上创建可能接触的面。一对彼此可能接触的面，称为接触对，必须被标识。最后各接触面服从的本构模型必须定义。这些接触面间的相互作用的定义包括诸如摩擦等行为。

11.1　接触面间的相互作用

接触面之间的相互作用包含两个部分：一部分是接触面的法向作用，另一部分是接触面的切向作用。切向部分包括接触面间的相对运动（滑动）和可能的摩擦剪应力。

11.1.1　接触面法向性质

两个面之间分开的距离称为间隙。当两个面之间的间隙变为零，接触约束就起作用了。在接触问题的公式中，对接触面之间相互传递接触压力的大小未作任何限制。当接触压力变为零或负值时，接触面分离，约束就被撤出。这个行为称为“硬”接触。图 11.1 中的接触压力－间隙关系中描述了这种行为。

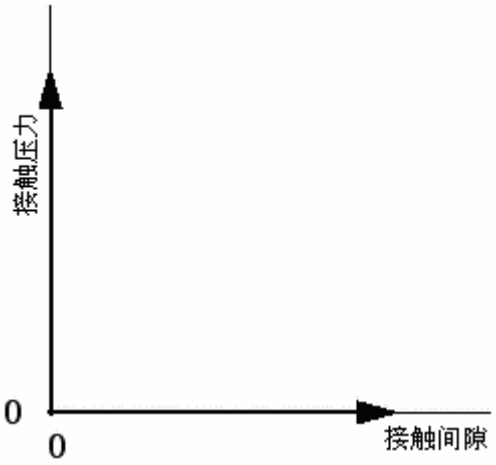


图 11.1　硬接触的接触压力与间隙的关系

当接触条件从“开”（正的间隙）到“闭”（间隙为零）时，接触压力发生剧烈的变化，有时使得接触计算很难完成。在后面的章节中将讨论克服接触计算困难的若干技术。另外一些信息可参见 ABAQUS/Standard 用户手册 22.1.1 节。和 ABAQUS/Standard 讲义的接触部分。

11.1.2　表面的滑动

除了要确定在某一点是否发生接触外，分析中还必须计算两个表面间的相互滑动关系。这个问题可能是一个很复杂的计算；因此，在分析时 ABAQUS 对小滑动量和有限滑动量做了区分。接触面间小滑移量问题的计算量较小。什么是“小滑移”通常很难定义，但一般所遵循的原则是，当一点与一表面接触时，只要这点滑动量不超过一个典型的单元尺度的很小部分，就可以近似地认为是“小滑动”。

11.1.3　摩擦

当表面接触时，就像传递法向力一样，接触面间要传递切向力。所以分析时需要考虑阻止面之间相对滑动趋势的摩擦力。库仑摩擦是常用的描述接触面的相互作用的摩擦模型。这个模型用摩擦系数μ 来描述两个表面间的摩擦行为。乘积 μp 给出了接触面之间摩擦剪应力的极限值，这里 p 是两接触面之间的接触压力。直到接触面之间的剪应力达到摩擦剪应力的极限μp 时，接触面间才发生相对滑动。大多数表面的μ通常小于单位 1。图 11-2 中的实线描述了库仑摩擦模型的行为：当它们粘结在一起即剪应力小于μp 时，表面间的相对运动(滑移)量为零。

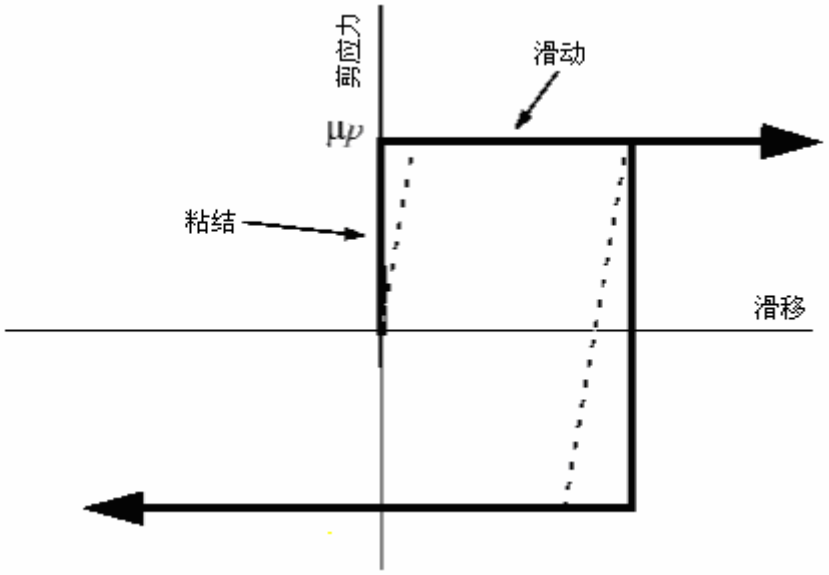


图 11.2　摩擦特性

在分析过程中，在粘结和滑移两种状态间的不连续性，可能导致收敛问题。只有在摩擦力对模型的响应有显著的影响时才应该在分析中考虑摩擦。如果在有摩擦的接触分析中出现收敛问题，首先必须尝试改进的方法之一就是重新进行没有摩擦的分析。

模拟真实的摩擦行为可能是非常困难的；因此在默认情况下， ABAQUS 使用一个允许“弹性滑动”的罚摩擦公式，见图 11-2 中的虚线。“弹性滑动”是指表面粘结在一起时所发生的小量的相对运动。ABAQUS 会自动选择罚刚度（虚线的斜率），从而这个允许的“弹性滑动”的滑动值只有单元特征长度非常小的部分那么大。罚摩擦公式适用于对大多数问题，其中包括大部分金属成型问题。在那些必须包括理想的粘结－滑动摩擦行为的问题中，可以使用“Lagrange”摩擦公式。使用“Lagrange”摩擦公式需要花费更多的计算机资源，其原因是在使用“Lagrange”擦公式时 ABAQUS 需对每个摩擦接触的表面节点额外增加变量。另外，解的收敛会很慢，通常也需要更多的迭代。在这本指南中不讨论这种摩擦公式。

通常刚开始滑动与滑动中的摩擦系数是不同的。前者称为静摩擦系数，后者称为动摩擦系数。在 ABAQUS/Standard 中用指数衰减规律来模拟静和动摩擦系数的变化。在这本指南中不讨论这个摩擦公式。

在模型中考虑了摩擦，就会在求解的方程组中增添了不对称项。如果μ值小于 0.2，不对称项的值及其影响非常小，一般而言，采用正规的、对称求解器法求解的效果还是很好（接触面的曲率很大除外）。在摩擦系数较大时，会自动要调用非对称求解器求解，因为它将改进收敛速度。非对称求解器所需的计算机内存和硬盘空间是对称求解器的两倍。

11.2 在 ABAQUS 中定义接触

在 ABAQUS 中定义两个结构之间的接触的第一步是创建面。接着成对地创建可能相互接触的面之间的相互作用。每一个相互作用调用一个接触属性。接触间的压力－间隙关系及摩擦的性质都是接触属性的一部分。

11.2.1 定义接触面

接触面是通过可能成为接触面的单元面来生成。下面的讨论假设在 ABAQUS/CAE 中已经定义了单元面。

在实体单元上的接触面

对于二维和三维实体单元，可以指定部件的区域形成接触面或由 ABAQUS 自动确定部件的自由面。对于前者可选择部件副本的面形成接触面，对于后者在定义接触面时只需简单地选择整个部件副本，ABAQUS 将略去实体内单元表，只保留与表面有关的单元。

在壳、膜和刚性单元上的接触面

对于壳、膜和刚性单元，必须指明单元的哪个面来形成接触面。单元正法向方向的面称为 SPOS，而单元负法向方向的面则称为 SNEG，具体见图 11-5 所示。详见第 5 章壳单元的使用中的讨论，单元的连次序就定义了单元正法向。单元正法向可以在 ABAQUS/CAE 中观察到。

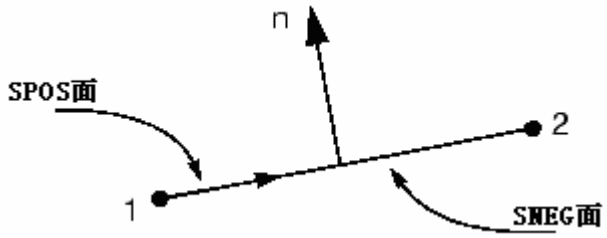


图 11.3 在二维壳或刚性单元上创建接触面

在 ABAQUS/Standard 用户手册的 2.3 节中讨论了在 ABAQUS 中生成面的限制。在开始接触分析之前请阅读这部分内容。

刚性接触面

刚性接触面是刚性体的表面。刚性接触面可以定义为一个解析面或者基于刚性体的单元表面定义。

解析刚性接触面有三种基本形式。在二维模型中给出的解析刚性接触面是一

个二维的分段刚性面。接触面的横截面轮廓线可在二维平面上用直线、圆弧，和曲线定义。三维的刚性接触面的横截面可用相同的方式在用户指定的平面上定义。这样这个横截面可以绕一个轴扫掠成回旋面或沿一个矢量拖拉成三维的面，具体情况见图 11.4

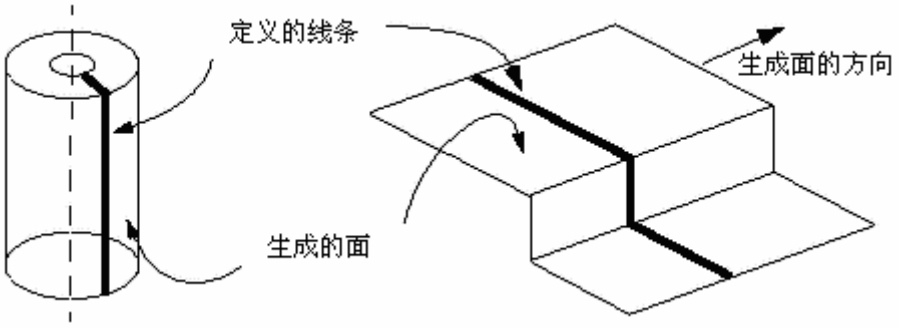


图 11.4　解析型的刚性接触面

解析型的刚性接触面的优点在于只用少量的几个点便可定义，并且计算效率高。然而在三维情况下，创建的形状受到限制。

离散形式的刚性面是基于构成刚性体的单元的，这样它可以创建比解析刚性面更为复杂的刚性接触面。离散的刚性面创建的方法与可变形体的面的创建方法相同。

11.2.2　接触相互作用

在 ABAQUS 模拟分析中，通过给接触相互作用赋于面的名字来定义两个面之间可能的接触。在定义接触相互作用时，必须指定相对滑动量是小量还是有限量。默认设置是较为普遍的有限滑动公式。如果两个表面相对滑动的量比单元面特征尺度小得多时，使用小滑动公式使计算的效率更高。

每个接触相互作用必须调用接触属性，这与每个单元必须调用单元属性的方式相同。接触属性可包括诸如摩擦这样的本构关系。

11.2.3　从面和主面

ABAQUS 使用单纯的主－从接触算法：从面上的节点不能侵入主面的任何部分，具体见图 11.5。

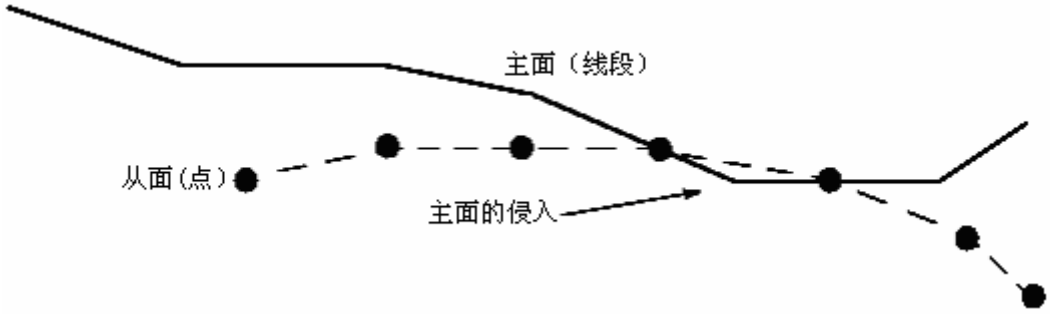


图 11.5　主面可以侵入从面

该算法对主面没有做限制；主面可以在从面的节点之间侵入从面，如图 11.5 所示。

因为存在严格的主－从关系，所以必须小心地选择主从接触面以获得最佳的接触分析结果。一些简单的规则如下：

- 从面应该是网格划分得更精细的面。
- 如果主、从面的网格密度相近，从面应定义在较软的材料部件上。

11.2.4　小滑动与有限滑动

当使用小滑动公式时，ABAQUS 在分析开始时就建立从属点和主面之间的关系。一旦 ABAQUS 确定主面的哪个部分将与从面的节点发生作用，在整个分析过程中这些关系维持不变，决不改变主面的那个部分与从属接触表面的节点的作用关系。如果模型中有几何非线性，小滑动算法要考虑主面的转动和变形及由此改变的载荷路径，随着载荷途径改变而改变接触力。如果在模型中没有几何非线性，则忽略主面的转动和变形，载荷的路径维持不变。

有限滑动接触公式要求 ABAQUS 经常判断主面上的区域与从面的每个节点接触状态。这个计算很复杂，尤其是两个接触体都在变形时。在这种模拟过程中的结构可以是二维的也可以是三维的。当结构折叠靠向自身时就发生了自接触，在变形体自接触问题中，ABAQUS 也可使用有限滑移公式。但这个功能仅对二维问题（平面应力、平面应变及轴对称）有效。

有限滑动公式对刚—柔接触的计算没有柔—柔接触的计算那么复杂。在主面是刚性的情况下，有限滑动分析可应用在二维和三维的模型中。

11.2.5　单元选择

为接触分析选择单元时，一般来说，最好是在那些将会形成从面的模型部分用一阶单元。二阶单元在接触分析中有时可能会出现问题，原因在于这些单元对均布的压力计算节点等效载荷的方式。A 面上一个二维的二阶单元对均布压力 $\boldsymbol{p}$ 的节点等效载荷，如图 11-6 所示。

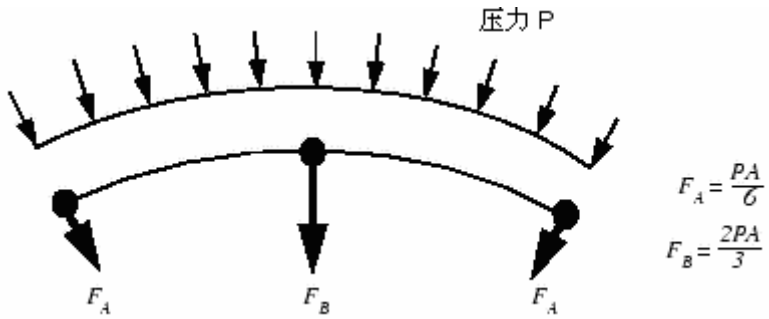


图 11.6　作用在二维的二阶单元上的均布压力的等效节点载荷

接触算法的关键是确定作用在从面节点上的力。这种算法很难从图 11-6 所示的分布中区分究竟是均布接触压力还是单元的实际分布力。对于三维二阶块体单元的等效节点力更会引起混淆，因为在均布压力作用下，这些节点力甚至连符号都不相同，这使得接触算法遇到很大的困难，尤其对于非均匀的接触更是如此。因此，为了避免这类问题，ABAQUS 自动地在二阶三维实体或楔型体单元中的面上加一个中面节点，来标识从面。对于均布压力，虽然带有中面节点的二阶单元的各等效节点力量值有相当大差异，但每个节点力与均布压力有相同的正负号。

对于作用的压力，一阶单元的各等效节点力总是与其正负号和量值一致。因此，由节点力所表示的给定力的分布与接触状态之间没有歧义性。

如果几何形状复杂并需要用自动剖分形成网格时，在 ABAQUS 中应该用修正的二阶四面体单元（C3D10M），C3D10M 单元设计为专门用于复杂接触的分析。标准的二阶四面体（C3D10）的角节点接触力为零，这样将导致接触压力的预测值很差。因此 C3D10 单元不应该在接触问题中使用。而修正的四面体单元（C3D10M）可以计算出精确的接触压力。

11.3　接触算法

理解 ABAQUS 的接触算法有助于理解和诊断输出文件中的信息和成功地进行接触分析。

图 11-7 所示为 ABAQUS/Standard 中用的接触算法。该算法是建立在第 7 章（非线性）中所讨论过的 Newton-Raphson 技术的基础之上。

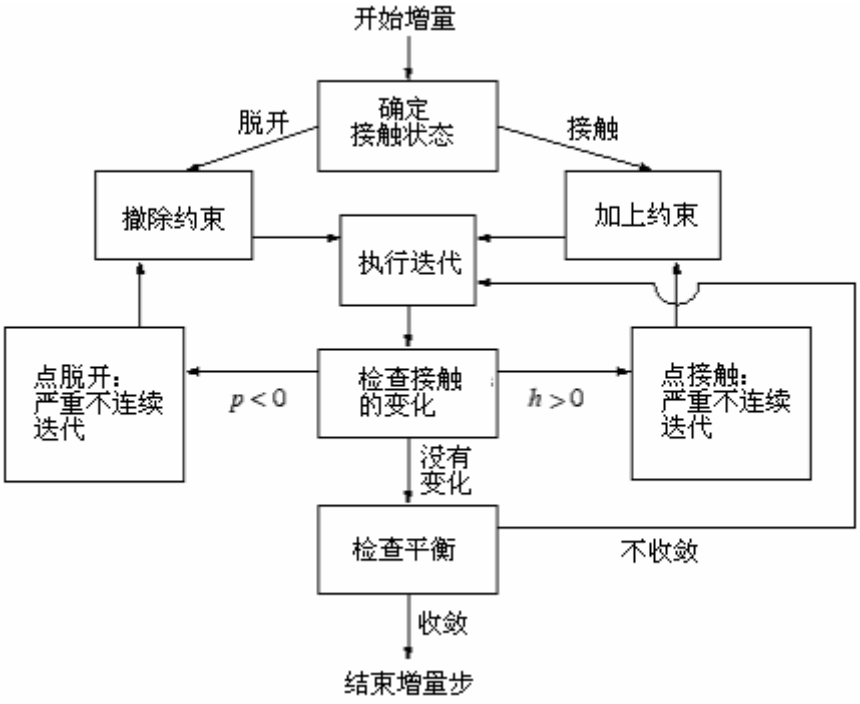


图 11.7 接触分析逻辑流程图

ABAQUS 在每个增量步开始之前检察所有接触相互作用状态，以判断从属节点是脱开还是闭合。在图 11.7 中 p 表示从属节点上的接触压力，h 表示从属节点对主面的侵入距离。如果一个节点是闭合的，ABAQUS 确定它是在滑动还是粘结。ABAQUS 对每个闭合节点加以约束，而对那些接触状态从闭合到脱离变化的节点撤除约束。然后 ABAQUS 再次进行迭代并用计算修正值来改变模型。

在检验力或力矩的平衡前，ABAQUS 先检查从属节点上接触状态的变化。若节点在迭代后间隙变为负的或零，则它的状态由脱离变为闭合。若节点在迭代后接触压力变为负的，则它的状态则由闭合变为脱开。如果检测到当前迭代步的接触状态有变化，ABAQUS 将它标识为*严重不连续迭代（severe discontinuity iteration）*，且不进行平衡检验。

在第一次迭代结束后，ABAQUS 通过改变接触约束来反映接触状态的改变，然后进行第二次迭代。ABAQUS 重复这个过程，直到接触状态不再变化才结束迭代。

接着的迭代为第一次平衡迭代，并且 ABAQUS 进行正常的平衡收敛检查。如果收敛检查失败，ABAQUS 将进行另一次迭代。每当一个严重不连续迭代发生时，ABAQUS 将内部平衡迭代计数器重新置零。这个平衡迭代的计数用于确定是否因收敛慢而放弃这个增量步。ABAQUS 重复整个过程直至获得收敛的结果，如图 11.7 所示。

在信息和状态文件中，每完成一个增量步就会总结显示有多少次严重不连续迭代，和多少次平衡迭代。增量步的总迭代数是这两者之和。

通过区分这两类迭代，可以看到 ABAQUS 非常适合处理接触计算和很恰当

地完成平衡迭代。如果严重不连续迭代数很多，而只有很少的平衡迭代，那么 ABAQUS 对确定合适的接触状态就会出现困难。在默认情况下，ABAQUS 会地放弃那些超过 12 个严重不连续迭代的增量步，而改用更小的增量步。如果没有严重不连续迭代，接触状态从一个增量步到另一个增量步之间没有改变。

11.4 例题：法兰盘连接

在这个例题中，将研究图 11.8 所示的法兰盘接头初步设计的性质。上部法兰盘的材料为钢，下部法兰盘的材料为铝。节头承受了 200kN 的轴向载荷。密封圈用于接头的密封。在初步设计中，将密封圈放置在距法兰盘内边 0.01m 处。

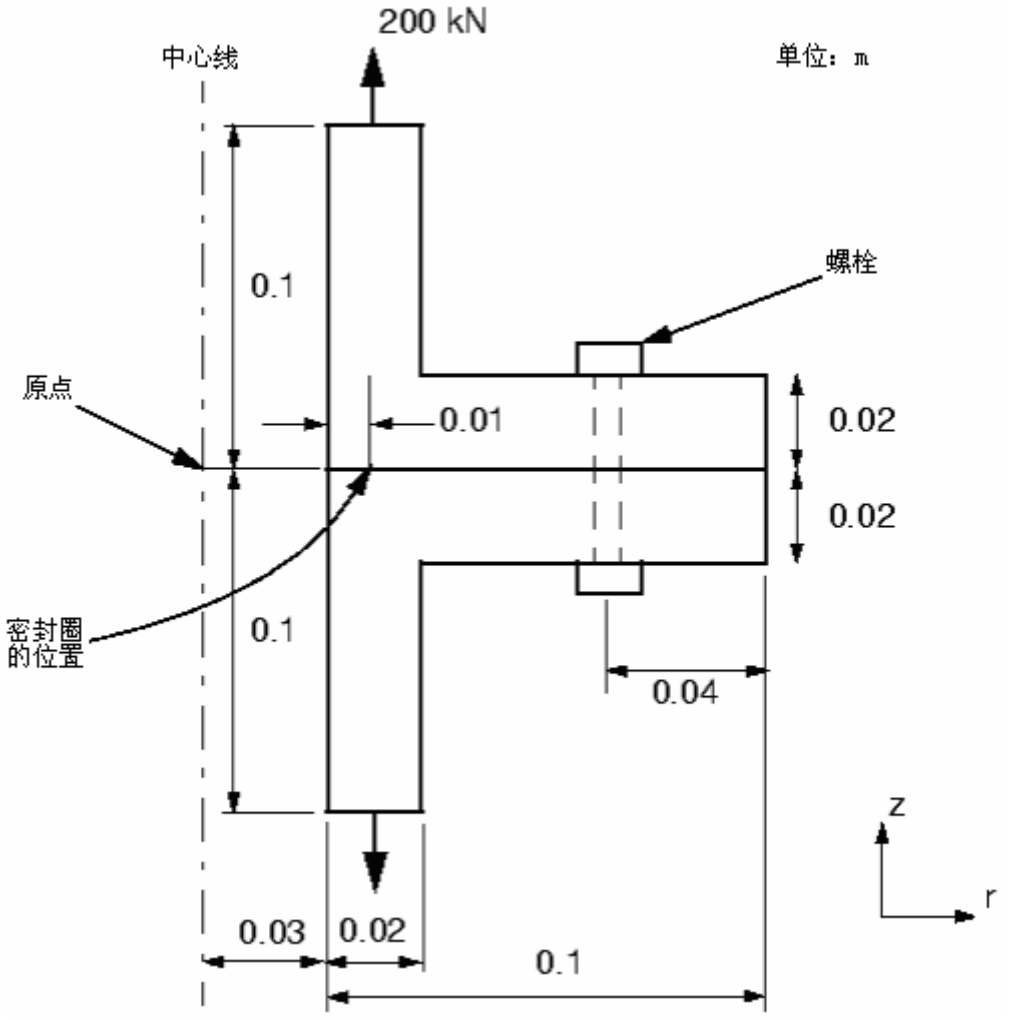


图 11.8 轴向载荷作用下的轴对称法兰盘几何图

要求确定法兰盘在密封位置分开的距离，以便选择合适的密封尺寸。也应该用计算模型来确定合适的法兰盘整体尺寸。

11.4.1 前处理—用 ABAQUS/CAE 创建模型

用 ABAQUS/CAE 为这个模拟过程创建模型。也可运行 A.10 节（法兰盘连接）提供的命令执行文件。命令执行文件运行时演示了整个 ABAQUS/CAE 建模过程并完成对这个问题的分析。如果遇到问题或想检查所完成的工作时，可运行这个命令执行文件。在附录 A 例题文件中具体给出了如何得到和运行命令执行文件。

如果没有 ABAQUS/CAE 或其他前处理器，可以手工建立这个问题的输入文件，详见 ABAQUS/Standard：Keywords Version 入门指南的 11.4 节中的讨论。

定义部件

启动 ABAQUS/CAE,进入 Part 模块。创建两个部件：一个为上部法兰，另一个为下部的法兰。每一个部件为带有平面壳基本特征的轴对称、可变形的实体；每个部件的大致尺寸为 0.4。对上下部法兰的部件分别命名为：TopFlang 和 BotFlang，每个部件的草图尺寸标注见图 11.9 和图 11.10。草图可用联线工具生成。部件的半径尺寸相对于正 x 方向的旋转轴定义，该旋转轴用通过原点的垂直辅助线表示。

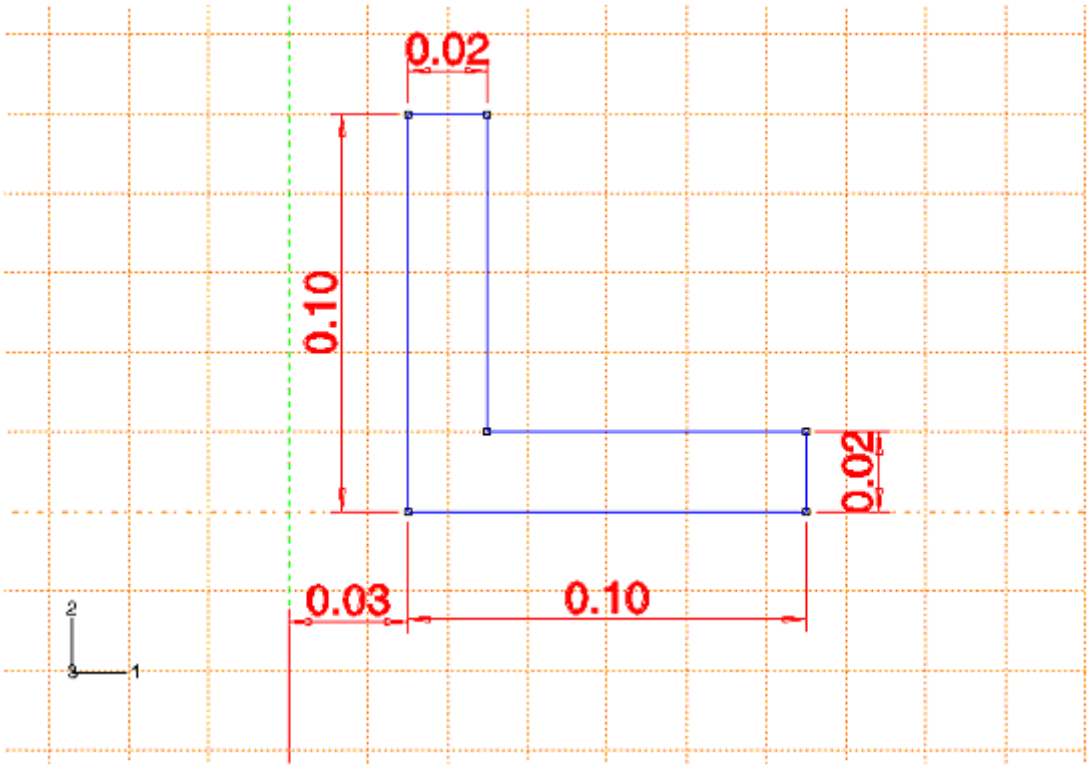


图 11.9 上部法兰盘几何图

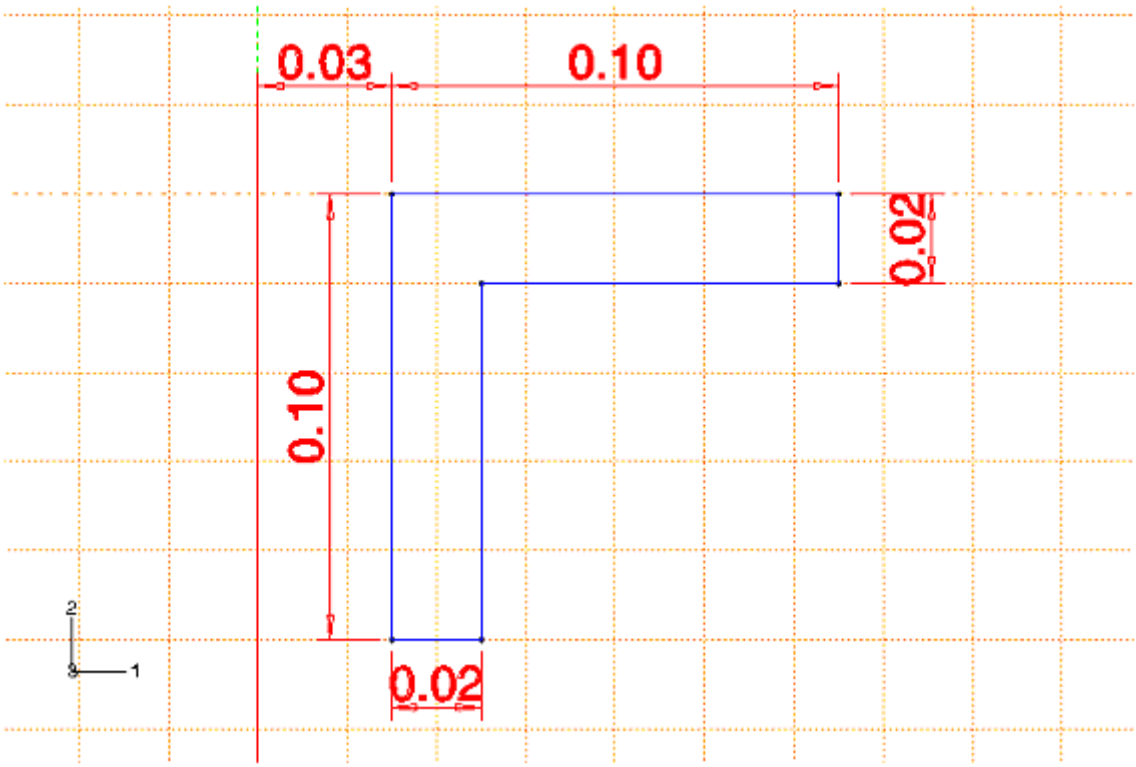


图 11.10　下部法兰盘几何图

材料与截面属性

由于两个法兰的材料不同，需要定义两个属性，每个法兰用不同的线弹性材料属性。上部法兰材料为钢（ E = 200 × 10^9 Pa, ν = 0.3），下部法兰材料为铝（E = 70 × 10^9 Pa, ν = 0.2）。创建材料的定义并分别命名为 Steel 和 Aluminum。

接下来创建两个均匀的实体截面定义：一个命名为 TopSection,用钢的材料性质；另一个命名为 BotSection，用铝的材料性质。将对应的截面定义赋给每个部件。

定义装配件与分析步

在 Assembly 模块中对每一个部件生成单一的副本。如果有必要，可用 Edge to Edge 工具来确定副本的相对位置，这样副本可以排列成图 11.11 所示的形式（原点可在对称轴任意一点）。

提示：如有必要，从主菜单条选择 View⟶Assembly Display Options。在弹出的对话框中点击 Instance 表和选定显示选项为 on 或 off。在选择边来限制一个法兰的位置时，隐藏另一个法兰是很有用的。

该分析使用默认轴对称坐标系。总体坐标的 1-轴为径向，2-轴为模型的对称轴。

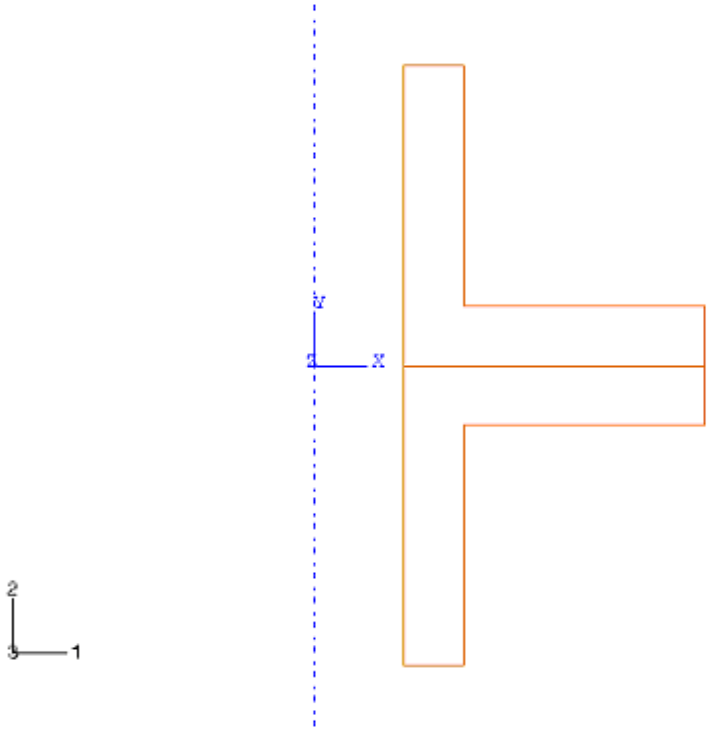


图 11.11　法兰盘组装

进入 Step 模块，定义一个静态常规分析步，命名为：Pull apart。在这个分析步的描述项输入：Apply axial loads to flanges。由于法兰盘的位移和应变很小，在模型中不考虑几何非线性。通常在接触分析时第一个增量步的大小为这个分析步总时间的 10%。而在这个分析中 ABAQUA 只需几个迭代就可以确定正确的接触状态。用 100%的载荷来做这个分析是非常容易的，没有必要用 10%的载荷，这样在初始的增量步使用 1.0 可以减少计算开销。

输出请求

对输出文件（.odb）可用默认值，这样可以在 Visualization 模块中绘制应力和接触压力的等值线。

另外要输出分析开始时刻和每一个严重不连续迭代时刻的从面上点的接触状态。这个信息被写入到了信息文件（.msg）；该信息对检查计算开始时定义的接触面状态正确与否和确定分析过程中出现的问题特别重要。

对接触的诊断输出请求

1. 在主菜单条上选择 Output⟶Diagnostic Print。
2. Diagnostic Print 对话框弹出，点击 Contact 下方的方框，检查标记出现。
3. 点击 OK 保存请求，关闭 Diagnostic Print 对话框。

接触

进入 Interaction 模块，定义两个法兰的接触了。

定义接触相互作用

1. 首先定义法兰的接触面。在法兰间可能接触的相应区域对每个部件的副本需要分别定义接触面。
   a. 由于部件的接触区域重合，在定义一个部件上的接触面时可以再次看到隐藏另一个部件的显示是多么的必要。在主菜单条上选择 View⟶Assembly Display Options 隐藏下部的法兰显示。
   b. 在主菜单条上选择 Tools⟶Surface⟶Create 打开 Create Surface 对话框。将面命名为 Topsurf，接受默认选项。选择上部法兰的底部区域作为接触面，在提示区点击 Done。
   c. 隐藏上部法兰的显示，恢复下部法兰的显示。同上述过程一样定义下部法兰的顶面为接触面，并命名为 BotSurf。
   d. 在完成接触面的定义后，恢复所有的部件的显示，并关闭 Assembly Display Options 对话框。
2. 第二步是定义相互作用。相互作用涉及到主从接触面、滑移公式和赋予相互作用属性。
   a. 在主菜单条上选择 Interaction⟶Create 打开 Create Interaction 对话框。命名为 FlangeContact。接受 Surface-to-surface contact (Standard)选项的默认值为相互作用的类型。
   对接触相互作用指定主、从面，参考前面的选择从面的规则，选材料较软的铝法兰上的接触面为从面。
   b. 直接用前面定义的接触面指定主面，而不是在视图区选择，点击右边的提示区中的 Surface，从弹出的 Region Selection 对话框中有效的接触面表上选取 TopSurf 作为主面，点击 Continue。
   c. 在提示区点击 Surface，弹出 Region Selection 对话框，选取 BotSurf 作为从面，点击 Continue 关闭对话框。
   d. 两个法兰之间应该是小滑移关系。选择 Edit Interaction 对话框。在这个对话框弹出后，选择小滑移公式。注意：不要关闭这个对话框。

3. 最后一步是选择相互作用的属性。在这个分析过程中，假定接触面间的摩擦系数为 0.1。
   a. 在主菜单条上选择 Interaction⟶Property⟶Create 定义相互作用属性，或在 Edit Interaction 对话框中紧靠着 Interaction property 域，点击 Create 定义相互作用属性。在此，用后者来定义相互作用属性。
   b. 在 Create Interaction Property 对话框中，将相互作用命名为 Friction，接受 Contact 选项默认值作为属性类型。
   c. 在 Edit Contact Property 对话框中选择 Mechanical⟶Tangential Behavior。从有效的摩擦公式表中选择 Penalty。接受默认的摩擦模型设置，并输入摩擦系数为 0.1。
   d. 创建相互作用属性的工作现在已经完成。但还需在 Edit Interaction 对话框中用 Interaction property 表中的属性赋给相互作用。

接触相互作用的定义完成。

约束方程

连接法兰螺栓的影响需要考虑，最简单的方法是在上部法兰的螺栓中心线处布置一个点，与下部法兰对应点用约束方程联系起来。另外一个方法是用 TIE MPC 将对应的点约束起来。约束的详细讨论见 ABAQUS/Standard 用户手册的第 20 章。

定义约束方程有两步：为了在螺栓的中心线部位引入点，首先需要对两个发兰进行分区；然后将这些位置定义为几何集。在布置新的点时必须非常小心。例如不能在两个有接触的面上设置点。为了避免模型的过约束，约束不可布置在从面上。为方便起见，选择图 11.12 所示突出显示的点。这些点满足上面的要求：沿螺栓中心线但又不在接触面上。用 Partition Edge: Pick Point 工具将这些点所在的边分割开来以创建点。

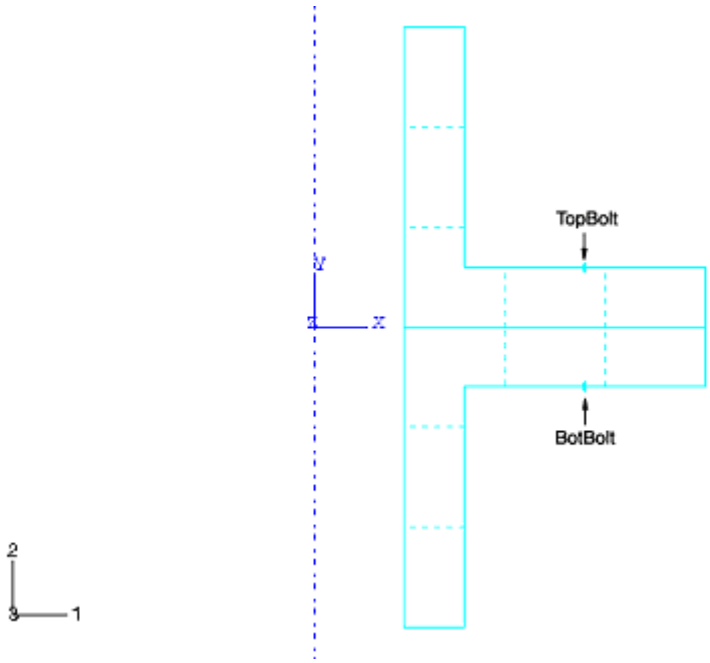


图 11.12　沿螺栓中心线分割法兰所用的点和相关的几何集

接着将各法兰上的点分别定义成几何集，命名为：TopBolt 和 BotBolt,如图 11.12 所示。这些几何集将用于约束方程的定义。

该模型需要两个线性约束方程：在螺栓中心线上沿法兰的径向和轴向的位移（轴对称模型的自由度为 1 和 2）各需一个。TopBolt 和 BotBolt 集的径向约束用来保证自由度 1 的位移相同，而轴向约束保证两个集在自由度 2 方向位移相同：

$$u_1^{top} - u_1^{bot} = 0.$$
$$u_1^{top} - u_1^{bot} = 0.$$

为了定义约束，可在主菜单条中选择 Constraint⟶Create。将径向的约束方程命名为：Tie Bolt 1，轴向的约束方程命名为 Tie Bolt 2。

用三维网格可得到更真实的法兰盘模型。利用模型的轴对称性，可以只用法兰的部分来建模。螺栓加载选项同样可以利用对称性。

载荷

在每个法兰的端部施加 200kN 的轴向载荷。在该模型中用分布载荷。分布压力的大小为：

$$p = 200000/\pi(0.05^2 - 0.03^2) \cong 39.8\text{MPa}.$$

在 Load 模块中创建压力载荷并命名为 Pressure。选择图 11.3 所示的法兰端部区域施加压力载荷。直接在视图中选择这些区域，在这个过程中可能要点击提示区中的 Select in Viewport 来进行操作。

给定压力值为-39.8e6Pa。

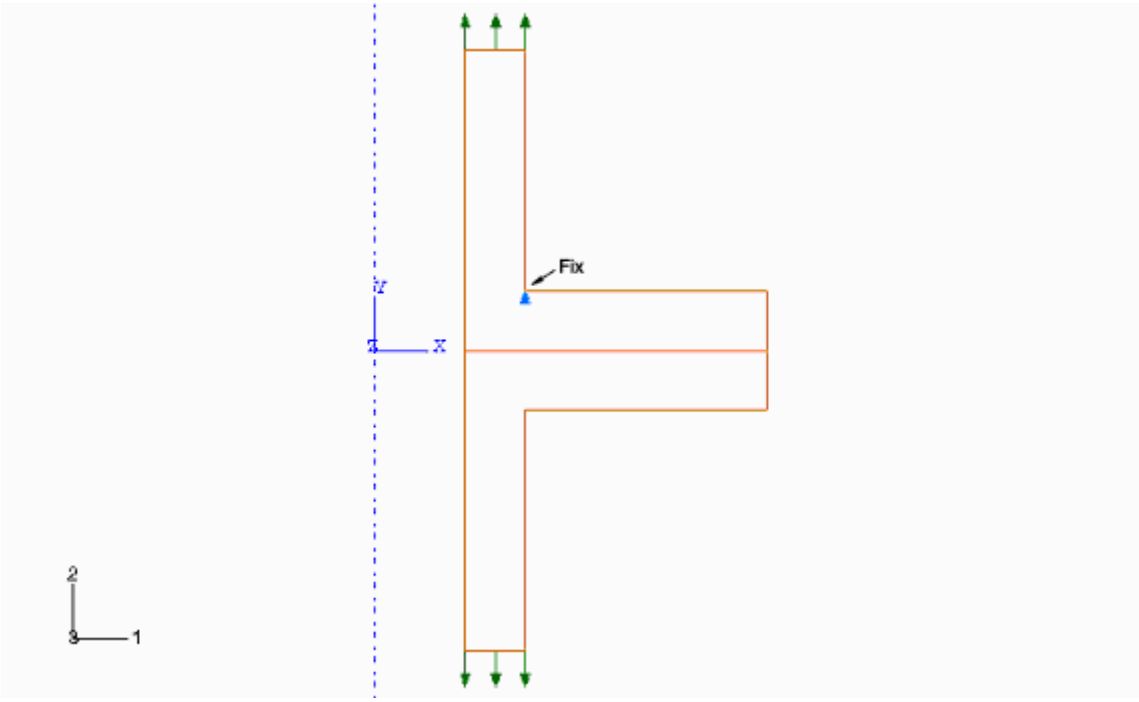


图 11.13　对模型施加载荷和边界条件

用边界条件约束刚性体运动

在这个分析过程中似乎不需要边界条件。施加在每个法兰上的力大小相等方向相反，因而载荷能自平衡。然而在没有约束条件情况下，由于计算机的精度误差在模型上会产生很小的不平衡力，在该例中，如果该模型分析过程中没有边界条件，微小的不平衡力足以引起模型产生无限的刚体运动。

这样的刚体运动在数学上称为数值奇异性。在分析过程中当 ABAQUS 检测到数值奇异性时，它会在信息文件中输出求解问题信息。这类信息格式如下：

```
***WARNING:  SOLVER  PROBLEM. NUMERICAL  SINGULARITY  WHEN PROCESSING NODE 57
             INSTANCE TOPFLANGE-1    D.O.F. 2 RATIO = 1.14541E+14
```

那些在信息中输出的节点号，说明包含该节点那部分网格的没有被约束。自由度给出了刚体运动发生的方向。

一般而言有数值奇异性的分析结果是不可接受的。为了在一个静态分析过程中避免数值奇异性，必须施加足够的约束条件以避免模型中各部件的刚体运动。刚体运动包括部件的平动和转动。可能的刚体运动取决于模型的维数。

维数	可能的刚体运动
三维	在 1-，2-，和 3-方向的平移
	绕 1-，2-，和 3-方向的旋转
轴对称	在 2-方向的平移

	绕 3-方向的旋转(仅对轴对称刚性体)
平面应力	在 1-和 2-方向的平移
平面应变	绕 3-方向的旋转

需要对法兰的轴向（z 方向或整体坐标轴 2-方向）约束以避免分析过程中出现刚体运动。由于法兰被拴在一起，只需对模型上一个点加轴向约束。在该分析过程中施加载荷所引起约束点的反力近似为零，因此可在模型中任何点上加约束。

因为约束反力非常小，约束的位置不是十分重要。施加约束的规则如下：

- 边界条件不应施加在从面上，它会与接触约束发生冲突。
- 边界条件不应施加在有线性约束方程的自由度上。如果在有约束方程的自由度上施加边界条件，ABAQUS 将在数据文件中给出错误消息。
- 为了容易检查约束处的反力，边界条件不应施加在载荷作用处。

在图 11.13 所示的位置创建一个名为 Fix 的几何集，固定这个位置的 2-方向，边界条件命名为 Fix one point。

剖分网格和定义作业

在生成网格之前应考虑单元的类型。在选择单元类型时，必须考虑诸如模型的几何形状、将要观看的变形类型、载荷施加等几个方面因素。下面为该分析过程中需考虑的重点。

- 法兰之间的接触，只要有可能就应该用一阶单元模拟接触问题（四面体单元除外）。在使用四面体单元时，应该使用修正的二阶四面体单元。
- 在载荷作用下，法兰的弯曲是非常明显的。而全积分一阶单元在弯曲变形时会产生剪切锁闭，因此应使用减缩积分单元或非协调单元。
- 网格应该用规则形状的单元，这是因为非协调元对单元扭曲很敏感。

基于这些考虑，模型中采用 CAX4I 单元。

模型的网格如图 11.4 所示，在这个网格中在实际结构的螺栓和密封圈处都安排了节点。

在 Mesh 模块中生成四边形网格，对上下法兰盘都用 CAX4I 单元类型。给出总体的单元剖分尺寸为 0.01，用默认的自由剖分技术剖分各部件的网格。

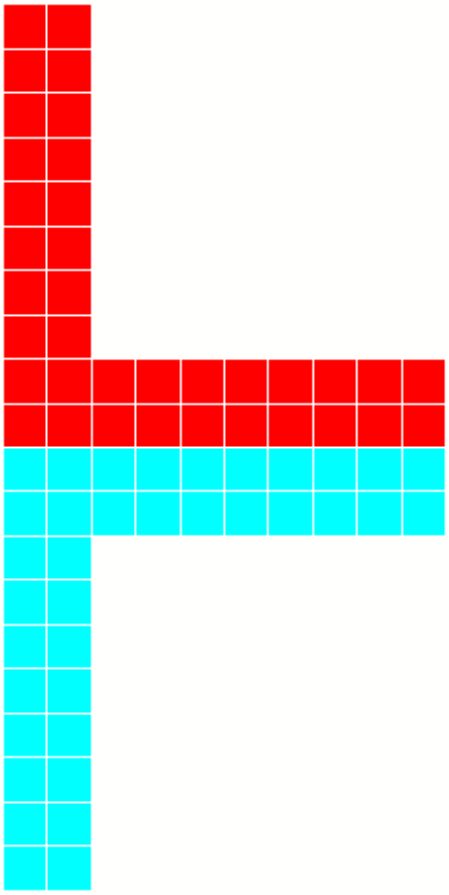


图 11.14　法兰盘接头的网格

在 Job 模块中创建一个名为 Flange 的作业。其描述项输入：Axisymmetric flange connection。

保存模型到数据库文件中并提交工作运行。监控求解过程，遇到的错误，修改模型，分析产生警告信息的原因。

11.4.2　分析结果

作业监控和状态文件

在 Job Monitor（作业监控器）和状态文件中可以看到显示出经过四个迭代步后分析完成。

```
SUMMARY OF JOB INFORMATION:
 STEP   INC ATT SEVERE EQUIL TOTAL   TOTAL       STEP        INC OF        DOF     IF
                DISCON ITERS ITERS   TIME/     TIME/LPF    TIME/LPF     MONITOR
RIKS
                ITERS                FREQ
    1     1   1      2      2      4  1.00        1.00        1.000
```

ABAQUS 需要两个迭代步来建立模型的正确接触状态，也就是下部法兰盘的点有没有与上部法兰盘接触。第三个迭代步中接触状态没有发生改变，所以ABAQUS 检查力的平衡和判断出不满足平衡收敛条件。第四个迭代步得到收敛解。ABAQUS 之所以能在一个时间增量步中施加 100%的载荷而成功完成分析，主要原因是模型中只有法兰盘间的接触非线性。这样一旦 ABAQUS 确定了正确的接触状态，将很容易的得到载荷施加在法兰盘上的解。

信息文件

在接触分析过程中应该使用接触诊断的输出，因为它将在信息文件中提供模型接触状态改变的详细信息。对所有的接触相互作用的初始状态列在信息文件的前部。在这个分析中最开始时接触面贴合在一起。通常接触的面被告知有非常小的过闭合。

```
 DETAILED OUTPUT OF CONTACT CHANGES DURING ITERATION REQUESTED

 EQUATION ARE BEING REORDERED TO MINIMIZE WAVEFRONT
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 6 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 24 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 1 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 23 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 22 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 21 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 19 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 5 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 17 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 18 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 20 INSTANCE
BOTFLANGE-1 INITIALLY OVERCLOSED BY 2.22000E-14
```

在严重不连续的迭代中，ABAQUS 将接触状态改变的从属节点号，以及它所属的接触相互作用输出到信息文件中。在该分析过程的第一个迭代中，六个从属节点的接触压力为负值，说明它们的接触状态由闭合变到脱开。

```
 INCREMENT     1 STARTS. ATTEMPT NUMBER  1, TIME INCREMENT   1.00
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 6 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -3.61156E+07
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 24 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -2.95528E+07
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 1 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -1.88339E+07
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 23 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -8.16618E+06
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 22 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -1.30793E+06
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 21 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 IS NOW STICKING
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 19 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 IS NOW STICKING
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 5 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -13600.
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 17 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 IS NOW STICKING
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 18 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 IS NOW STICKING
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 20 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 IS NOW STICKING

            SEVERE DISCONTINUITY ITERATION   1 ENDS
       CONTACT CHANGE SUMMARY:   0 CLOSURES   6 OPENINGS.
```

ABAQUS 撤除这六个节点的接触约束，进行下一轮迭代。在下一轮迭代中又有两个节点脱离了与上部的法兰接触。

```
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 21 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -6.76556E+07
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 5 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OVERCLOSED BY 6.28695E-09
  SLAVE SURFACE ASSEMBLY_BOTSURF MASTER SURFACE ASSEMBLY_TOPSURF NODE NUMBER 20 INSTANCE
  BOTFLANGE-1 OPENS - CONTACT PRESSURE/FORCE IS -1.40881E+06

            SEVERE DISCONTINUITY ITERATION   2 ENDS
       CONTACT CHANGE SUMMARY:   1 CLOSURES   2 OPENINGS.
```

在作必要的修改后，ABAQUS 又开始第三轮迭代，这一次检测没有发现接触状态的变化，因此执行常规的平衡收敛检查。残余力的检查满足容差，但位移校正值太大，超出增量步的最大位移值。ABAQUS 称这轮迭代为平衡迭代 1。

```
                EQUILIBRIUM ITERATION      1

 AVERAGE FORCE                      2.247E+04    TIME AVG. FORCE        2.247E+04
```

```
LARGEST RESIDUAL FORCE              -808.        AT NODE        19    DOF  1
  INSTANCE: BOTFLANGE-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.        -3.236E-04    AT NODE         8    DOF  2
  INSTANCE: BOTFLANGE-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.       -9.783E-05    AT NODE         6    DOF  2
  INSTANCE: BOTFLANGE-1
        FORCE     EQUILIBRIUM NOT ACHIEVED WITHIN TOLERANCE.
```

第二轮平衡迭代产生了第一个时间增量步的收敛解。

```
             EQUILIBRIUM ITERATION     2

AVERAGE FORCE                        2.246E+04   TIME AVG. FORCE       2.246E+04
LARGEST RESIDUAL FORCE               -1.05       AT NODE       33    DOF  1
  INSTANCE: TOPFLANGE-1
LARGEST INCREMENT OF DISP.        -3.236E-04    AT NODE         8    DOF  2
  INSTANCE: BOTFLANGE-1
LARGEST CORRECTION TO DISP.       -2.754E-08    AT NODE        19    DOF  1
  INSTANCE: BOTFLANGE-1
        THE FORCE     EQUILIBRIUM EQUATIONS HAVE CONVERGED

ITERATION SUMMARY FOR THE INCREMENT:   4 TOTAL ITERATIONS, OF WHICH
  2 ARE SEVERE DISCONTINUITY ITERATIONS AND  2 ARE EQUILIBRIUM ITERATIONS.

TIME INCREMENT COMPLETED   1.00    ,  FRACTION OF STEP COMPLETED   1.00
STEP TIME COMPLETED        1.00    ,  TOTAL TIME COMPLETED         1.00
```

11.4.3 后处理

进入 Visualization 模块，打开文件 Flange.odb 察看结果。

绘制模型的变形图

将每个法兰部件赋予不同的颜色后，绘制模型的变形，这有助于区分两个部件。

改变部件的颜色

1. 从主菜单条选择 Tools⟶Color Code。
   Color Code 对话框弹出。
2. 在部件副本表中选取 TOPFLANGE-1。

3．边界颜色选择黑色（在填充/阴影图中），选择红色作填充色。

4．同样，对部件副本 BOTFLANGE-2 选择黑色的边界颜色和青色作填充色。

5．点击 OK 完成设置，关闭对话框。

用阴影的格式绘制模型的变形（见图 11.15），指定变形的比例为 10.0。法兰的颜色与刚才做的设置一致。

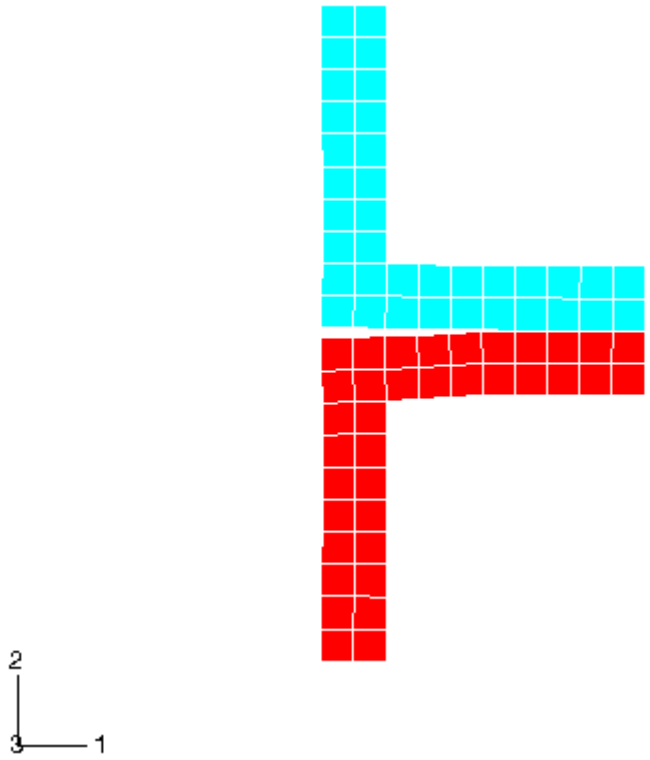


图 11.15　分析结束后模型的变形形状

从图 11.15 中，可以看到这个分析的基本结果。在内半径处两个法兰盘被拉开了，但是螺栓将法兰盘的外部连接在一起。从图上可以清楚地看出需要一个密封圈帮助这个节头的密封。

轴向位移值和反力值的报告

法兰盘密封处的分开的距离以及约束处的反力都可以确定。

查询位移值

1．从主菜单条选择 Tools⟶Query。

Query 对话框弹出。

2．从 Visualization Queries 表中选择 Probe values，点击 OK。

Probe values 对话框弹出。

3．在 Probe values 域中选择 NODES 作为查询项，点击 Deformed

Coordinates 的左边的列。

4. 选择密封位置的节点：将光标移至上法兰密封圈处节点上，击鼠标的 1 键保存这个变形坐标。同样选择下法兰对应的点保存它的变形坐标。

这些变形坐标在 **Selected** Probe values 域中显示。

两个点在 2-方向的坐标值的差就是法兰盘在密封圈处分开的距离。

注：另外一个方法是查询从面在密封圈处节点的 COPEN 值。

最大的分离量为 0.28mm，在产生脱开的位置放置密封圈。

为了防止刚体运动而设置的约束点处的反力同样可用 Query 工具得到。

反力查询

1. 取 **RF** 作为查询的输出变量，在 Probe values 域中选择 RF, Magnitude。并选取约束节点。
2. 击鼠标的 1 键保存反力值。

结果表明反力比施加的载荷 200kN 小 16 个量级，可以认为为零。这个结果确保了施加的边界条件没有实际的意义，对解影响很小，这个边界条件本来就不存在。

在完成节点位移和反力的查询后点击 Probe values 对话框的 Cancel 键退出查询模式。在提示写入文件时,点击 No。

Mises 应力等值线

绘制 Mises 应力等值线以判断法兰的材料是否发生屈服。

绘制 Mises 应力等值线

1. 从主菜单条选择 Result⟶Field Output,选择 Mises 应力作为基本变量。

Select Plot Mode 对话框弹出。

2. 激活 Contour，点击 OK 显示 Mises 应力等值线。
3. 在提示区点击 Contour Options。

Contour Plot Options 对话框弹出。

4. 拖拽 Contour Intervals 滑标至等值线间隔数为 7。
5. 点击 Shape 表。Shape 选项有效。
6. 点击 Uniform，指定位移放大倍数为 10.0。
7. 点击 OK 应用这些设置，关闭对话框。

将等值线的图例移近模型

1. 从主菜单条选择 Canvas⟶Viewport Annotation Options。

2．在弹出的对话框上点击 Legend 表。Legend 选项有效。

3．在 Upper Left Corner 域中设置% Viewport X 为 15 ，% Viewport Y 为 90。

4．点击 OK 应用设置并关闭对话框。

可以看到图例靠近了模型，如图 11.16 所示。

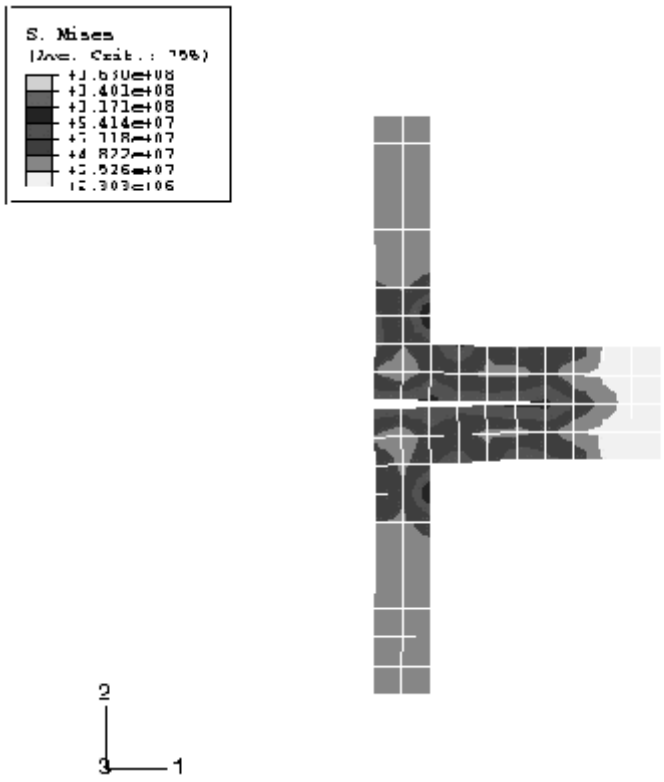


图 11.16　法兰的 Mises 应力等值线图

由于两个法兰盘承受相同的载荷，所以它的应力状态是相似的。应力峰值约有 150MPa。这个应力值与材料的屈服应力比较，发现法兰盘没有屈服。该值也可以用于确定零件的疲劳寿命。然而，用于这个分析的网格是非常粗糙的；忽略了几何形状的细部信息，例如倒角半径，而且对螺栓的效应也只用近似的方法考虑。因此，使用由此模型计算得到的应力值要格外小心。对这个初步分析中提到的法兰盘的性能问题，应该做更精确的分析。

11.5　刚性接触面建模中的问题。

在涉及刚性接触面的接触问题建模时，有一些的问题需要考虑。这些问题在 ABAQUS/Standard 用户手册的 22.1 节中讨论。但有一些更重要的问题在此叙述。

- 在接触相互作用中，刚性接触面永远是主面。
- 刚性接触面要足够大以保证从属节点不滑出该面和落到其背面。如果这种情况发生，解通常不能收敛。应延展刚性面或沿其周边弯折边角（见图 11.7）避免从属节点落到主面的背面。

图 11.17　延展刚性面预防收敛问题

- 变形体的网格要剖分得足够精细，以便于与刚性面上的特征相互作用。如果与刚性面将接触的单元的尺寸为 20mm，而刚性面上有 10mm 宽的特征，则没有点来描述这个特征，刚性接触面的形状将侵入可变形的接触面，如图 11.18 所示。

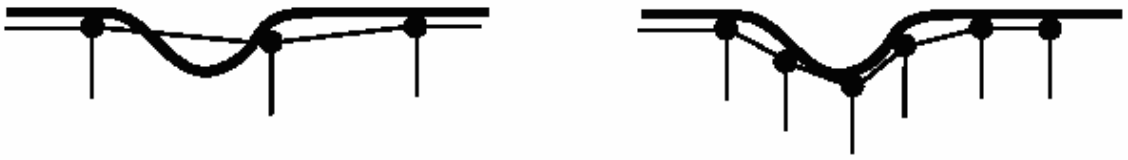


图 11.18　在刚性接触面上存在小的特征

当可变形的接触面网格剖分得足够细时，ABAQUS 将阻止刚性面对从面的侵入。

- ABAQUS/Standard 的算法要求接触相互作用的主面光滑。刚性接触面永远是主面，所以总是要求其光滑。ABAQUS 并不要求离散的刚性触面光滑，但提高离散的刚性接触面细化水平可以控制光滑度。解析的刚性接触面对有突变的角要用倒园角，使其光滑。如图 11.18 所示。

图 11.19 光滑解析刚性接触面

- 刚性接触面的法向永远指向与之接触的从面。如果这一要求没有满足，ABAQUS 将认为可变形的从面上的所有点都为过约束；分析因收敛困难而中断。

解析刚性接触面的法向定义为：按构成刚性面的每条线段和弧线的起点至终点的矢量方向逆时针旋转 90°来确定，参见图 11.20。

图 11.20　解析刚性接触面的法向

由于离散的刚性接触面由刚性单元所生成，所以其法线在生成刚性单元时就定义了。

11.6　例题：凹槽的成型

通过将一个长金属薄板加工成型凹槽的分析，展示接触分析中刚性接触面的应用和成功进行接触分析时常常需要的一些更为复杂的技术。

该问题涉及可变形材料的带材，称之为毛坯，以及与毛坯接触的工具（冲头，冲模和毛坯夹具）。这些工具可以构造成刚性接触面，因为它们比毛坯刚度大很多。图 11-21 给出了这些部件的基本布局。

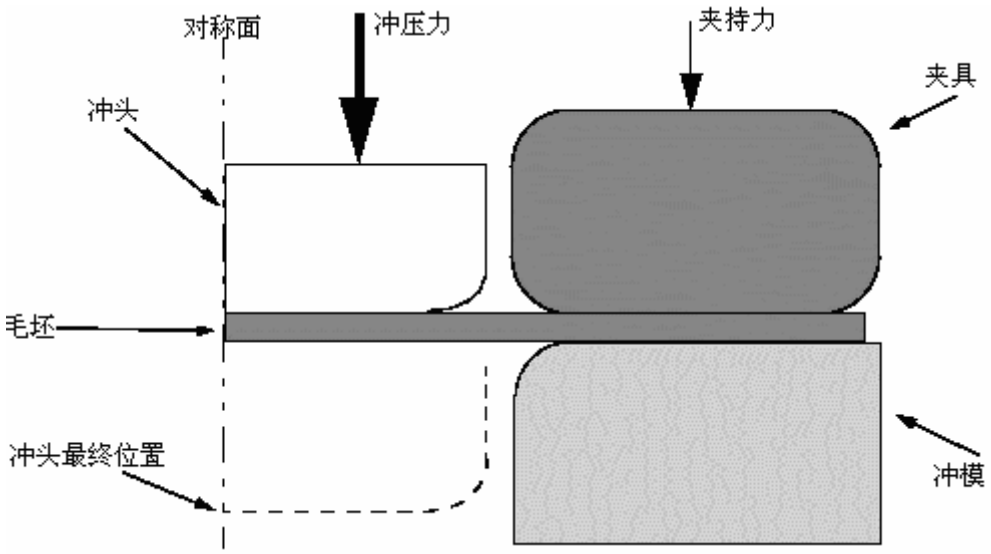


图 11.21　成型分析

厚度为 1mm 的毛坯，在毛坯夹具与冲模之间受挤压。毛坯夹具上的力为 440kN。在成型过程中，这个力与毛坯和毛坯夹具、毛坯和冲模之间的摩擦力共同作用，在成型过程中控制着如何将毛坯材料拉入冲模。要求确定成型过程中作用在冲头上的力。同时还须评估夹持力以及毛坯与工具间的摩擦系数的设置对于将毛坯加工成型为凹槽是否适合。

采用二维平面应变模型。如果结构在某个方向很长，在该方向上可以假定为没有应变。因为成型过程对凹槽中心的平面是对称的，所以只需取凹槽的一半分析。

各部分的尺寸如图 11-22 所示。

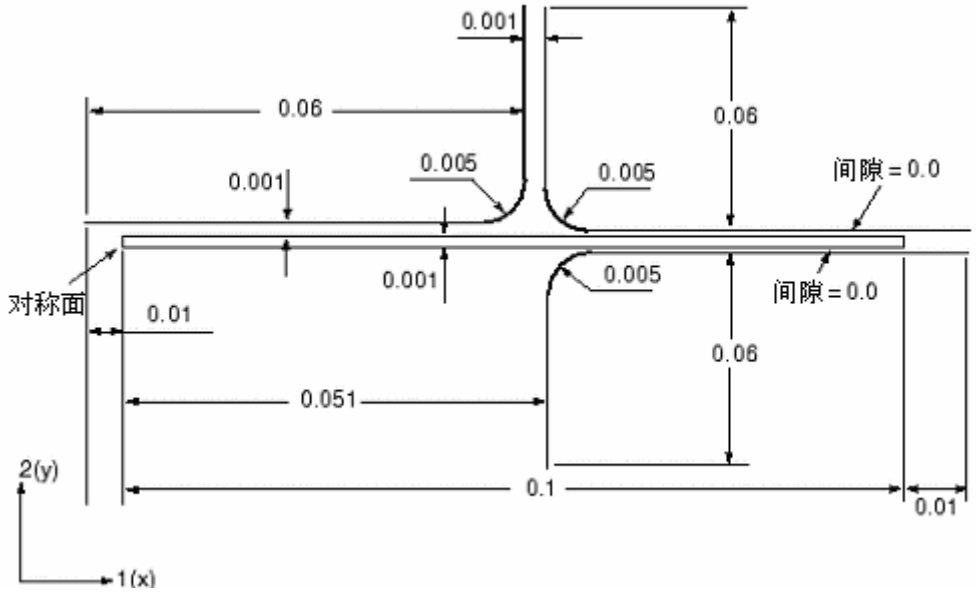


图 11-21　在成型分析中部件的尺寸，单位：m

11.6.1　前处理－用 ABAQUS/CAE 创建模型

本节用 ABAQUS/CAE 创建模型。A.11 节中提供了一个命令执行文件。命令执行文件运行时演示了整个 ABAQUS/CAE 建模过程并完成对这个问题的分析。若对下面的说明有问题或希望检查一下工作时，可运行命令执行文件。在附录 A 中给出了如何得到和运行命令执行文件的说明。

若没有 ABAQUS/CAE 或其他前处理器，可以用手工方法创建一个输入文件求解该问题，详见 ABAQUS/Standard：Keywords Version 入门指南中的 11.6 节中的讨论。

定义部件

如果没有打开 ABAQUS/CAE 请打开 ABAQUS/CAE。进入 Part 模块。必须创建四个部件：一个可变形的部件来表示毛坯和三个刚性部件表示各工具。

可变形的毛坯

创建一个二维，带有平面壳基本特性的可变形部件代表可变形的毛坯。部件的大致尺寸取 0.25，命名为 Blank。在定义几何形状时，用连线工具草绘一个矩形。然后标注其水平和垂直方向的尺寸，编辑这个尺寸以精确定义这个矩形。最终的图形见图 11.23

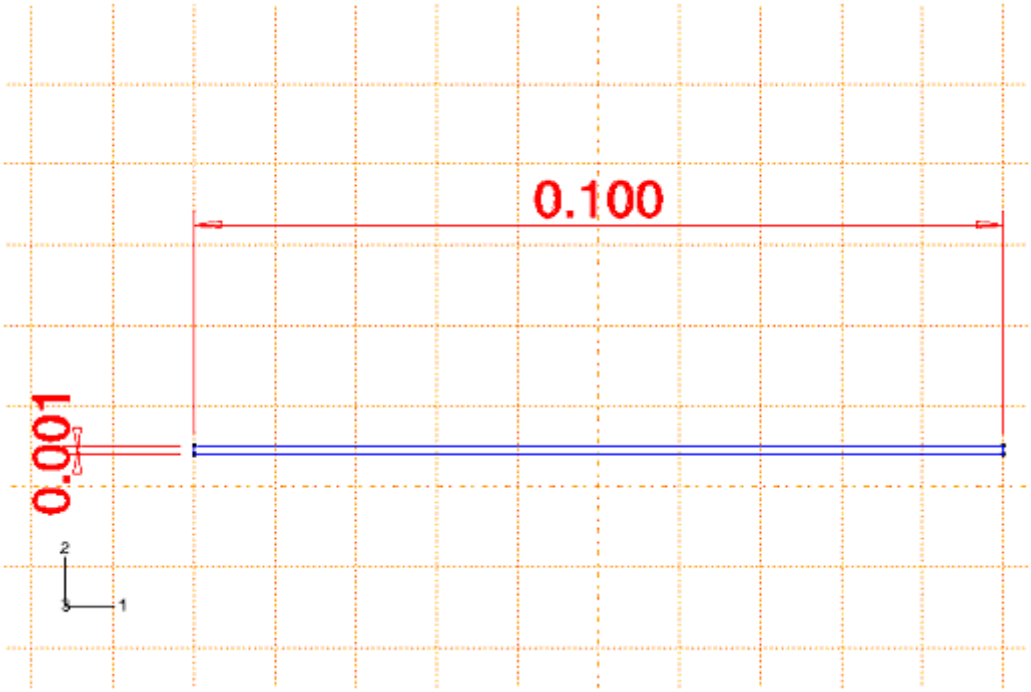


图 11.23　可变形的毛坯图

刚性工具

对每个刚性工具应分别创建部件。每个部件的创建方法相同，所以可详细考虑每个工具（例如：冲模）的创建。创建二维，带有平面线框基本特性的解析刚性部件表现刚性冲模。部件大致尺寸取 0.25，命名为 Die。用 Create 和 Create Fillet 工具绘制部件的几何图。在创建部件的几何图形时，可编辑尺寸以定义精确的几何图。最终图形见图 11.24

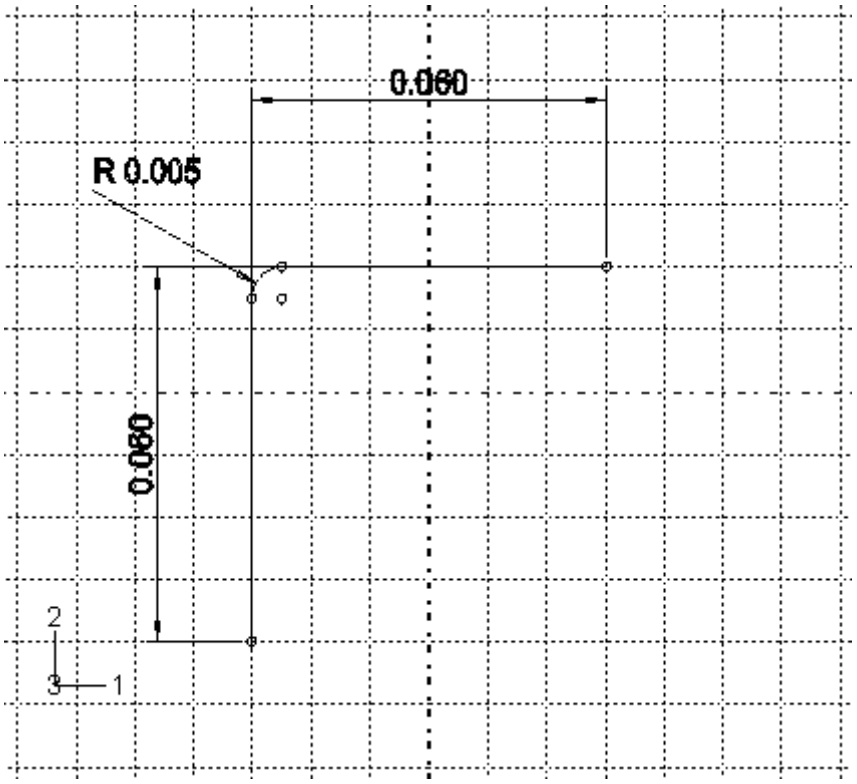


图 11.24　刚性冲模图

必须创建刚性体的参考点，为此，在完成部件的几何形状定义后退出 Sketcher 环境到 Part 模块中。从主菜单条选择 Tools⟶Reference Point。在视图中选择圆弧的圆心点作为这个刚性体的参考点。

用同样的方法创建另外两个解析刚性部件，分别命名为 Holder 和 Punch，以表现夹具和冲头。它们的几何图形见图 11.25 和图 11.26。要确认在每个部件圆弧的圆心上创建参考点。

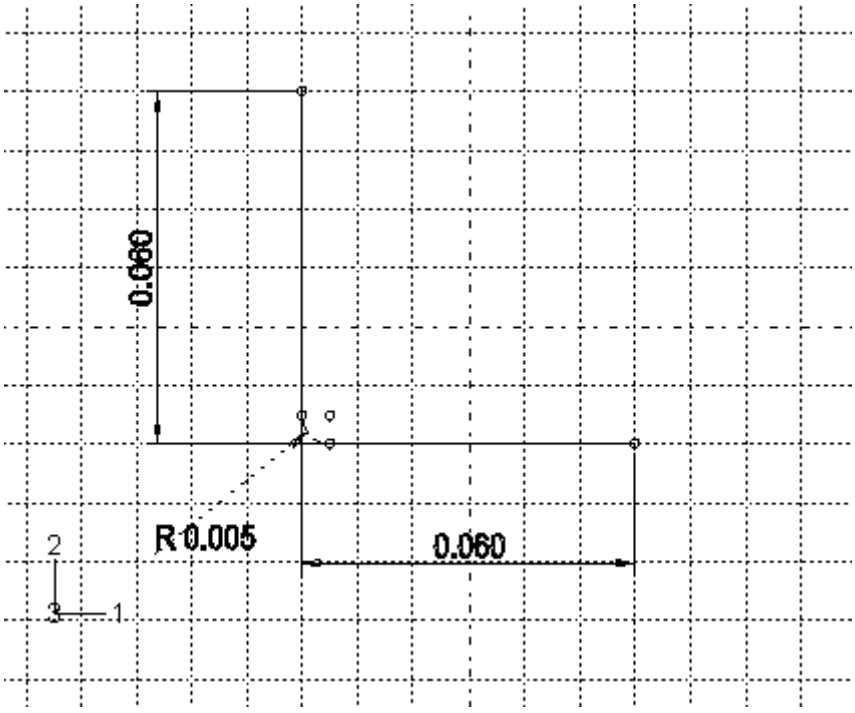


图 11.25　刚性夹具图

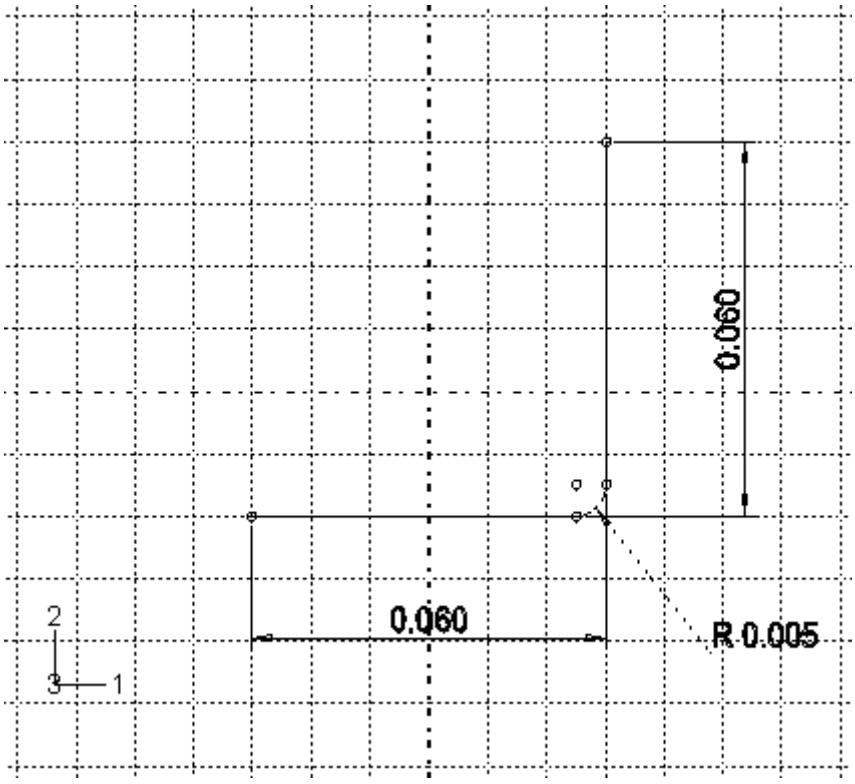


图 11.24　刚性冲头图

材料和截面属性

毛坯由高强钢制成（弹性模量＝210GP.a，泊松比＝0.3）。该材料在非弹性范

围的应力－应变特性见图 11.27 和表 11.1。当发生塑性变形时，材料经历了相当大硬化。在此分析中塑性应变可能会很大；所以，提供了高达 50%的塑性应变硬化数据。

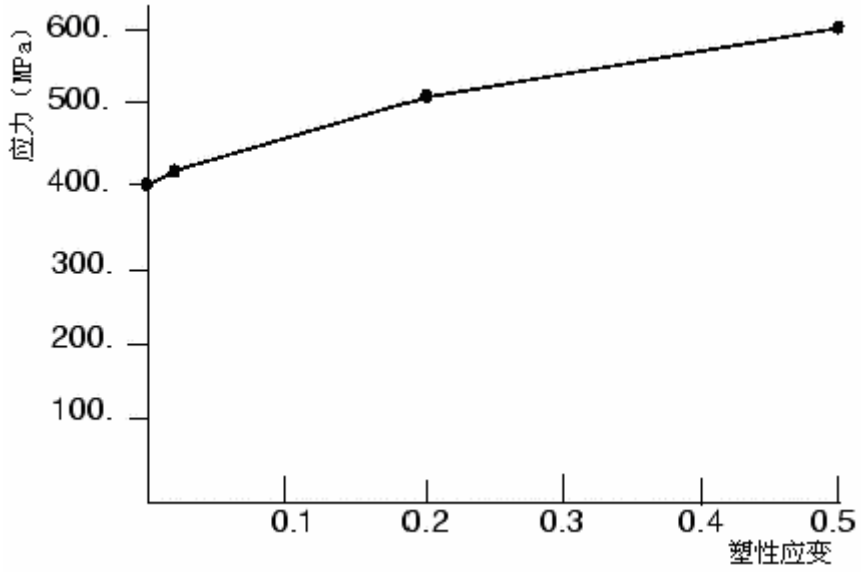


图 11.27　屈服应力与塑性应变的关系

表 11.1 屈服应力与塑性应变数据

屈服应力(Pa)	塑性应变
400.0E6	0.0
420.0E6	2.0E－2
500.0E6	20.0E－2
600.0E6	50.0E－2

在 Property 模块中用这些性质创建名为 Steel 的材料。创建均匀实体的截面属性，并命名为 BlankSection，截面属性调用 Steel 材料。在工具栏下方 Part 表中列出了有效的部件，从中选取毛坯，将该截面属性赋给它。

毛坯在变形时将经历明显的转动。在一个随着毛坯运动而旋转的坐标系下给出应力和应变值将更容易解释结果。因此，建立一个局部随动的坐标系统，这个局部坐标系开始时与整体坐标系一致，但是随着单元的变形而移动。为此，用 Create Datum CSYS: 3 Points 工具创建一个直角数据坐标系。选择毛坯作为局部坐标赋予的区域，在视窗中点击基准坐标系作为 CSYS（选择 Axis-并接受 0.0 的旋转）。

部件的组装

为了定义分析的模型，需组装部件副本。进入到 Assembly 模块中，首先安装毛坯的副本，再安装和定位刚性工具的副本，方法如下。

安装和定位冲头

1．从主菜单条中选择 Instance⟶Create，选择 Punch 为安装的部件。

二维平面应变模型必须用总体坐标的 1-2 平面，因此在安装完成后无需旋转部件。然而可将最初的模型布置在合适的位置。1－方向通常为对称平面。

2． 冲头的底部初始时与毛坯的顶部保留 0.001mm 的距离，如图 11.22 所示。从主菜单条中选择 Constraint⟶Edge to Edge 来定位与毛坯的垂向关系。

3．选取冲头的水平边作为可移动的直边，毛坯顶部的边为固定副本的直边。

两个部副本上出现箭头。冲头将被移动，这样冲头上的箭头指向与毛坯上的箭头相同。

4．必要时，在提示区点击 Flip 使得冲头上的箭头反向以保证与毛坯上箭头同向。当两个箭头同向时，点击 OK。

5．指定两个部件间的距离为 0.001m 。

在视窗中冲头移至指定的位置。点击自动缩放工具 ，副本会按新的比例充满视窗。

6．冲头的垂直边距毛坯的左边为 0.05m，如图 11.22 所示。定义另外一个 **Edge to Edge** 约束以定位冲头与毛坯的水平关系。

选择冲头的垂直边作为可移动副本的直边，毛坯的左边作为固定副本的直边。必要时反转冲头的箭头以保证两者的箭头一致。给出两个边之间的距离为－0.05m（用负号是因为偏移量与边的法向相反）。

现在已布置好了冲头与毛坯的相互位置，检查一下以确保冲头的左边延展超出毛坯的左边。这个工作很必要，以避免在接触计算时毛坯上的点落入附在冲头上的刚性接触面的背面。如果必要，返回到 Part 模块中重新定义部件直到达到要求为止。

夹具的安装和定位

夹具的安装和定位的过程与冲头的安装和定位基本相同。参见图 11.22 夹具的初始位置，其水平边与毛坯的顶面边的偏移量为零，夹具的垂直边到冲头的垂直边偏移量为 0.001m。可定义必要的 Edge to Edge 约束来定位夹具。记住必要时反转箭头的方向，和确定夹具的右端延展超出毛坯的右边。如有必要可返回

Part 模块中重新编辑部件的定义。

冲模的安装和定位

冲模的安装和定位过程与其他工具的安装和定位基本相同。参见图 11.22 冲模的初始位置，冲模的水平边与毛坯的底面边的偏移量为零，冲模的垂直边到毛坯的左边偏移量为 0.051m。定义必要的 Edge to Edge 来定位冲模。记住必要时反转箭头的方向，并确认冲模的右端延展超出毛坯的右边。如有必要可返回 Part 模块中重新编辑部件的定义。

最终的组装图见图 11.28

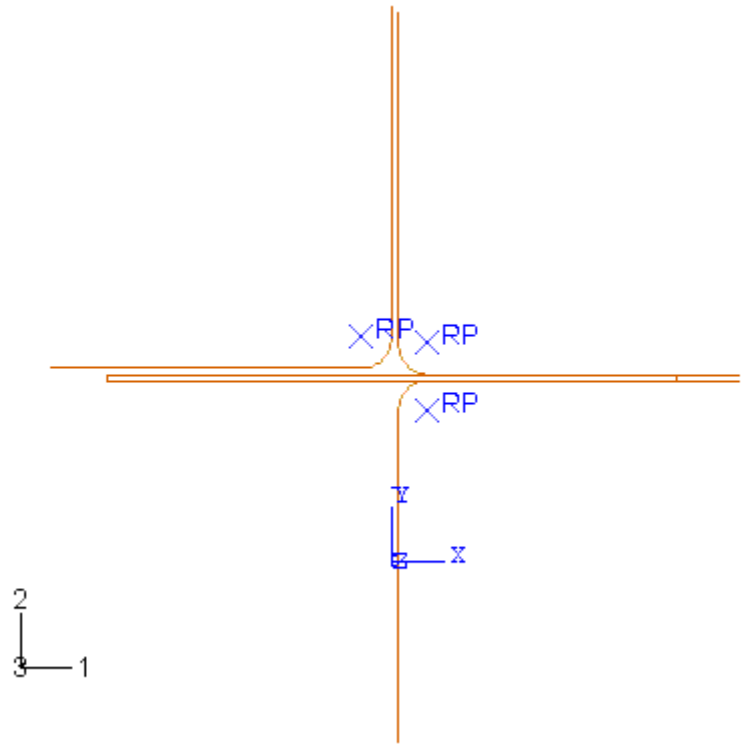


图 11.28　组装模型

几何集

几何集对于指定载荷与边界条件以及控制输出都很方便。下面创建六个几何集：每个刚性体的参考点为一个集，毛坯的对称平面为一个集，毛坯的中面的每个端点为一个集。最后两个集为：这些的位置最初的点；为了满足要求而设置的边分割点。

创建的几何集如下：

- RefPunch 为刚性体冲头的参考点。
- RefHolder 为刚性体夹具参考点。
- RefDie 为刚性体冲模参考点。
- Center 为毛坯的左垂直边（对称平面）

接着，将毛坯的垂直边对半分割，并对新生成的点创建集，过程如下：

在毛坯的中面上生成点和点集：

1. 用 Partition Edge: Use Parameter 工具分割毛坯的左右垂直边。对每个边，使用规范化的参数 0.5 把边对半分割开。
   毛坯的每个垂直边在其中面上产生了一个点。
2. 在中面左端定义一个集，名为 MidLeft，在中平面右端定义一个集，名为 MidRight。

定义分析步和输出请求

在接触模拟分析中有两个主要的困难：部件在接触约束起作用之前的部件刚体运动和接触条件突然改变，ABAQUS 在建立接触面的准确的接触状态时，它们会导致严重的非连续迭代。因此，无论如何需采取预防措施避免这种情况发生。

处理刚体运动并不困难。只需简单地确认是否有足够的约束防止模型中各部件的刚体运动即可。这意味着需用初始边界条件达到部件接触，而不是直接施加载荷。这样做可能需要的分析步比预计的多，但能保证求解较平稳地进行下去。

除非是动力冲击分析，ABAQUS 总是尝试在部件间建立合理的平稳接触方式，以避免大的过约束和接触压力剧烈变化。再次强调，常用的方法是在整个载荷施加之前，增加额外的分析步使部件进入接触状态。这个方法虽然需要更多的分析步但收敛困难最小，因而使得求解更有效。记住这些观点，现在开始定义这个例题的分析步。

这个模拟过程共有五步。由于模拟过程中涉及材料、几何和边界非线性，必须使用常规分析步。成型过程是个拟静态过程，因此，在整个模拟过程中忽略惯性。下面给出每个分析步（包括目的、定义和相关的输出要求的详细的说明）的简明概述。关于如何施加载荷和边界条件在后面详细讨论。

分析步 1

在这步中建立毛坯和夹具之间的明确地接触关系。在这步中毛坯中面的端点在垂直方向固定以防毛坯的初始移动，用位移边界条件将夹具压在毛坯上。

基于问题拟静态特性和非线性响应的事实，在 Initial 步之后创建一个静态的

常规分析步，命名为 Establish contact I。输入描述项：Push the blank holder and die together，并包含几何非线性的影响。这个分析步只用一个增量步，所以初始增量步的时间与分析步的时间相等（例如：1.0）。为了限制输出量，只在这个分析步结束时输出预选的变量。另外可以删除这个分析步的历程输出要求。如需要跟踪历程的变量，可在随后的分析阶段输出。此外，输出接触的诊断到信息文件中。

分析步 2

因为在第一步中毛坯、夹具和冲模之间的接触关系已建立，毛坯的中面的右端的约束不再需要，在第二个静态常规分析步中，应撤除这个约束。命名为 Remove right constraint。将其插到 Establish contact I 分析步之后。给出这个分析步的描述项：Remove the middle constraint at right。由于第一步考虑了几何非线性效应，这个效应在第二步和随后的常规分析步将自动地继续起作用，不能撤除。因为在这个分析步中只是撤除毛坯上的垂直向的约束，所以只需一个时间增量步，设置初始时间增量步与该分析步的时间相等（再次设为 1.0）。上一步的变量输出要求遗传到该步。同样在该步要求输出接触的诊断信息。

分析步 3

在许多成型过程中，夹具的夹持力的大小是一个控制因素，因此在分析中应该作为一个可变载荷来引进。在第三步中使用边界条件代替力载荷向下移动夹具。

创建第三个静态的常规分析步，命名为 Holder force，插在 Remove right constraint 步之后。该分析步同样用一个时间增量步就可完成，再次将初始时间增量步的时间设为该分析步的总时间。要求输出该步的接触的诊断信息。

分析步 4

在分析开始时，冲头和毛坯是分开的，是为了避免在建立毛坯、夹具和冲模之间接触关系时出现干涉。在第四步中，沿 2－方向向下移动冲头直到足以与毛坯接触为止。另外撤除毛坯的中面左端的垂向约束，并施加一个小压力在毛坯顶面上，将其拉向冲头的接触面。

创建第四个静态的常规分析步，命名为 Establish contact II，插在 Holder force 步之后。给出这个分析步的描述项：Move the punch down a little while applying a small pressure to blank top。由于该分析步的接触状态变强，设置初始增量步的时间为该分析步时间的 10%。要求输出第四步的接触的诊断信息。另外要求输出冲头参考点（几何集 RefPunch）的反力在每个时间增量步中的历程数

据。

分析步 5

在第五步也就是最后的分析步中，作用在毛坯上的压力要撤除，冲头向下移动完成成型操作。

创建一个静态常规分析步，命名为 Move punch，插在 Establish contact II 步之后。在该分析步描述项输入：Full extent。由于存在摩擦滑移、接触状态变化和材料非线性行为等因素，该分析步中存在强非线性。因此，最大增量步数设置为一个大值（例如：1000）。初始时间增量步步长设为 0.0001，该分析步的时间设为 1.0，最小时间增量步步长设为 1e－06。用这些设置参数，ABAQUS 在高度非线性分析时段采用较小的时间增量，保证分析不至于中止。指定每 20 个增量步输出一次预选的变量。上一步输出冲头的反力要求遗传到该步。记住指定输出接触诊断的要求。另外在第五个分析步中要求每 200 个时间增量步输出一次重启动文件。

监控自由度的值

用户可要求 ABAQUS 监控选定点的某个自由度的值。这个自由度的值在 Job Monitor 中显示，在每个增量步中写入状态文件（.sta）并在指定的增量步中写入信息文件（.msg）。另外，在提交分析时将产生一个新的视窗，在这个视窗中会出现该自由度的历程曲线。可用该信息监控求解过程。

这个模型要求监控冲头参考点在整个过程中的垂向位移（自由度 2）。在运行之前，从工具栏下方的 Step 表中选择第一个分析步（Establish contact I），激活该步。对这步的监控请求将自动遗传到其后的所有步。

选择要监控的自由度

1．从主菜单条上选择 Output⟶DOF Monitor。

DOF Monitor 对话框弹出。

2．激活 Monitor a degree of freedom throughout the analysis。

3．从有效点区域选取 RefPunch。

4．在 Degree of freedom 文本域中输入 2。

5．接受默认的写入信息文件的频度（每个增量步）。

6．点击 OK 退出 DOF Monitor 对话框

定义接触相互作用

必须定义毛坯的顶部与冲头的接触、毛坯的顶部与夹具的接触和毛坯的底部与冲模的接触。在这些接触相互作用中，刚性接触面必须为主面。每个接触相互作用必须调用它所服从相互作用行为的接触相互作用的属性。

在该例中，假定毛坯与冲头间的摩擦系数为零。毛坯与其他两个工具的摩擦系数为 0.1。因此两个接触相互作用的属性必须定义为：一个有摩擦，一个没有摩擦。

在 Interaction 模块中定义以下的面：毛坯顶面为 BlankTop；毛坯底面为 BlankBot；朝向毛坯的冲模面为 DieSurf；朝向毛坯的夹具面为 HolderSurf；朝向毛坯的冲头面为 PunchSurf。

现在定义两个接触相互作用的属性。第一个属性名为 NoFric；因为无摩擦接触是 ABAQUS 默认的，接受切向行为默认值。第二个属性命名为 Fric，对这个属性用摩擦系数为 0.1 的罚（Penalty）摩擦公式。

最后定义接触面之间相互作用及调用合适的接触相互作用属性。在 Initial 步中定义各种情况的相互作用并采用默认的有限滑移公式(Surface-to-surface contact (Standard))。所定义相互作用如下：

- **冲模—毛坯间的接触面：**DieSurf（主）和 BlankBot（从）调用 Fric **接触相互作用属性。**
- **夹具—毛坯间的接触面：**HolderSurf(主)和 BlankTop(从) 调用 Fric **接触相互作用属性。**
- **冲头—毛坯间的接触面：**PunchSurf(主)和 BlankTop(从) 调用 NoFric **接触相互作用属性。**

Interaction Manager 显示了 Initial 步中创建的各相互作用以及在随后各步的传递，见图 11.29 所示。

Name	Initial	Establish contact I	Remove right constraint	Holder force	Establish contact II	Move punch
Die-Blank	Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
Holder-Blank	Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
Punch-Blank	Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated

图 11.29 Interaction Manager 的内容

分析步 1 的边界条件

回忆一下，这个过程的第一阶段是夹具和冲模夹持毛坯。在第一个时间增量步的起点，即使初始时刻接触面是重合的，各部件之间并没有建立接触关系。当接触没有完全建立时会出现问题：部件可能有刚体运动；或接触状态在开与合之间无休止的振荡（chattering)。对于多部件接触分析，这种无休止的振荡是非

常普遍的。

为了避免分析过程中的刚体运动和无休止的振荡，需固定毛坯的中面的端点的垂向以防止初始移动。采用中面端点的原因是约束不能加在接触面上。如果在接触区域的接触方向使用边界条件约束，就会产生一个自由度施加两个约束的情况。这会引起数值问题，ABAQUS 可能在信息文件中发布零主元的出错信息。

建立接触的方法之一是对夹具加力。然而由于夹具与毛坯之间的接触关系还没有完全建立，可能会引起夹具的刚体运动。因此最好是通过施加位移的方法移动夹具。这样就可以确保夹具与毛坯之间的接触。另外还需稍微向上移动冲模建立冲模与毛坯之间的良好接触。施加的位移值要大到能建立良好的接触，但也不能产生塑性屈服。

约束住夹具和冲模的 1 和 6 自由度，自由度 6 为模型在平面内的旋转自由度。刚性面的所有的边界条件都加在各自刚性体参考点上。冲头被完全约束，毛坯在其对称面（几何集 Center）上施加对称约束。

表 11.2 概括了这个分析步的边界条件。

表 11.2 分析步 1 中的边界条件一览表

BC Name	Geometry Set	BCs
CenterBC	Center	XSYMM
RefDieBC	RefDie	U1 = UR3 = 0.0, U2 = 1.E-08
RefHolderBC	RefHolder	U1 = UR3 = 0.0, U2 = -1.E-08
RefPunchBC	RefPunch	U1 = U2 = UR3 = 0.0
MidLeftBC	MidLeft	U2 = 0.0
MidRightBC	MidRight	U2 = 0.0

分析步 2 的边界条件

第一步中毛坯与夹具和冲模之间的接触关系已经建立，且完全约束毛坯在 2 一方向的自由度。因而现在需解除毛坯的中面右端的约束，为此打开 Boundary Condition Manager，并点击位于 Remove right constraint 下方边界条件 MidRightBC 行的单元。点击对话框右边的 Deactivate 即可。

分析步 3 的加载与边界条件

在这个分析步，撤除用于夹具向下移动的边界条件，代之以一个集中力。由于夹具与毛坯之间的接触良好，以集中力替代夹具上的位移边界条件不会出现任何问题。在该分析中，夹具的夹持力为 440kN。一般而言，应该确保新施加的力应与边界条件产生的反力在一个量级上，这样接触状态不会发生剧烈的变化。

在分析步 3 中用 Boundary Condition Manager 编辑 RefHolderBC 边界条件

以撤除 U2 的约束。

从主菜单条选择 Load⟶Create 创建集中力，命名为 RefHolderForce。在 Holder force 步对 RefHolder 集施加载荷，为 CF2 输入值－440.E3。

分析步 4 的加载与边界条件

在这一步沿 2－方向向下移动冲头直到恰好达到与毛坯接触。撤出 MidLeft 集的垂向约束，在毛坯的顶部时加一个小的压力，将毛坯拉向冲头的接触面。

在分析步 4 中用 Boundary Condition Manager 解除 MidLeftBC 的边界条件，并改变 RefPunchBC 的边界条件，在 U2 输入－0.001。

选取合适的压力大小可能有困难。在该分析中选用了一个小于夹持力三个数量级的压力（1000Pa）。

由于正压力是压向表面，然而在这个分析中压力作用要求是背离表面，所有用负压力。这个技术可以防止 BlankTop 和 Punch 面的接触在开闭状态之间无休止的振荡。

从主菜单条选择 Load⟶Create 创建分布力，命名为 Small pressure。在 Establish contact II 步将载荷加到 BlankTop 面上，输入值为－1000.0。

分析步 5 的加载与边界条件

在第五步中撤除施加在 BlankTop 面上的分布力，向下移动冲头完成成型操作。在静态分析步中卸去压力载荷时，力值在这个分析步内是逐渐均匀下降到零的。因而这个分布力将继续拉着 BlankTop 面紧紧靠着冲头，维持两个接触面的接触，尤其在这个分析步的早期。这有助于阻止冲头与毛坯在成型初期接触状态没完没了的开闭振荡。只要这个压力小到不足以与使冲头向下移动的力相比，它对解的影响很小。在这步中，用 Load Manager 卸去 Small pressure 载荷。用 Boundary Condition Manager 编辑 RefPunchBC 边界条件，对 U2 输入值－0.03。

作为参考，图 11.30 给出了 Boundary Condition Manager 的内容。

Name	Initial	Establish contact I	Remove right constraint	Holder force	Establish contact II	Move punch
CenterBC		Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
MidLeftBC		Created	Propagated	Propagated	Inactive	Inactive
MidRightBC		Created	Inactive	Inactive	Inactive	Inactive
RefDieBC		Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
RefHolderBC		Created	Propagated	Modified	Propagated	Propagated
RefPunchBC		Created	Propagated	Propagated	Modified	Modified

图 11.30 Boundary Condition Manager 的内容

剖分网格和定义作业

在设计网格之前应选择单元类型。使用先前法兰例题的选择过程，选取非协调单元。毛坯的网格使用了两排 CPE4I 单元（见图 11.31）。使用两排单元以便得到毛坯沿厚度向变形的较好解。

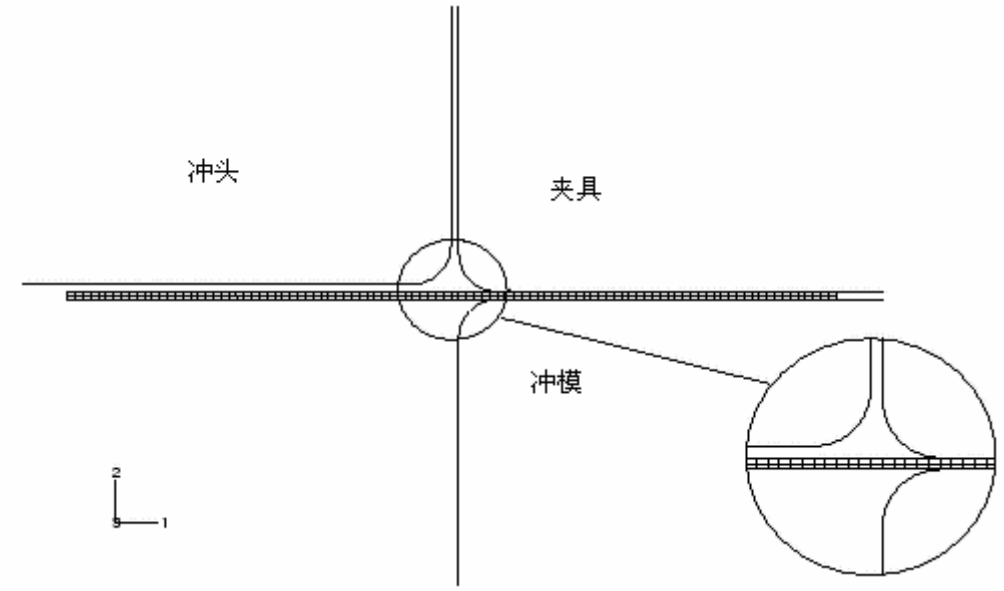


图 11.31　凹槽成型分析的网格

工具是用解析刚性接触面来模拟的，所以无需剖分网格。如果工具用离散的刚性接触面模拟，为了避免收敛问题，网格应剖分得足够细。例如，如果用 R2D2 单元模拟冲模，在倒角处至少要用 10 个单元模拟。这样产生的接触面才足够光滑，可以精确反映倒角处的几何形状。使用离散刚性接触面时，需要用足够数量的单元建造倒角处的模型。

在 Mesh 模块中用 CPE4I 单元剖分毛坯。在每条边所布置的单元剖分数为：沿毛坯的水平边为 100 份，每个垂向边为一份。（垂直边在先前被分割过，实际上每个垂直边有两个单元）。

在 Job 模块中创建名为 Channel 的作业。作业描述项输入：Analysis of the forming of a channel。将模型保存到数据库文件中，提交作业进行分析，监控求解过程，依据检测到的错误修改模型，并分析警告信息产生的原因。

一旦分析开始，所选自由度（冲头垂直位移）的 X－Y 曲线会在另一个视窗中出现。跟踪冲头在 2－方向位移随分析运行时间的变化（可能需要向右滚动来观察这条曲线）。

11.6.2　接触分析的故障检测与修改

在 ABAQUS 中，接触分析一般比其它类型的分析分析更为困难。因此，理

解所有的有效选项十分重要，它有助于接触分析。

如果一个接触分析陷入了困境，首先要检查接触面的定义是否正确。最容易的方法是运行 datacheck 分析和在 Visualization 模块中显示接触面的法向。可在变形或未变形的图形上显示接触面和结构单元所有的法线。即在 Undeformed Shape Plot Options 或 Deformed Shape Plot Options 使用 Normals 选项来做这个工作，以确定接触面的法向方向是否正确。

即使接触面的定义完全正确，ABAQUS 进行接触分析仍可能存在着一些问题。这些问题的原因之一可能是默认的收敛准则和迭代次数的限制太苛刻。接触分析时，有时最好让 ABAQUS 多迭代几次，不要轻易放弃增量或重新再试。这就是在分析中 ABAQUS 区分严重不连续迭代和平衡迭代的原因。

输出诊断接触信息对于每一个接触分析增量步几乎都是十分必要的。在信息文件中，这个选项提供的信息用于发现错误和问题是极为重要的。例如，若所有的严重不连续迭代都涉及同一个从属节点，则可以发现，**接触在开闭状态之间无休止的振荡。看到这一点后**，就必须修改该节点周围的网格或在模型上增加约束。信息文件中的接触数据同样可以识别只有单一从属节点与接触面相互作用的区域，这是非常不稳定的状态，可能会引起收敛问题。应该修改模型，在这类区域内增加一些单元。

11.6.3 结果分析

作业监控器和状态文件

完成这个分析需要执行 200 多个增量步。状态文件的开始部分显示如下。冲头的位移值在 DOF MONITOR 列。

SUMMARY OF JOB INFORMATION:
MONITOR NODE: 306 DOF: 2

STEP	INC	ATT	SEVERE DISCON ITERS	EQUIL ITERS	TOTAL ITERS	TOTAL TIME/ FREQ	STEP TIME/LPF	INC OF TIME/LPF	DOF MONITOR	IF RIKS
1	1	1	0	2	2	1.00	1.00	1.000	0.00	
2	1	1	0	2	2	2.00	1.00	1.000	0.00	
3	1	1	0	3	3	3.00	1.00	1.000	0.00	
4	1	1	0	2	2	3.10	0.100	0.1000	-0.000100	
4	2	1	0	1	1	3.20	0.200	0.1000	-0.000200	
4	3	1	0	1	1	3.35	0.350	0.1500	-0.000350	
4	4	1	0	1	1	3.58	0.575	0.2250	-0.000575	
4	5	1	0	1	1	3.91	0.913	0.3375	-0.000913	
4	6	1	3	1	4	4.00	1.00	0.08750	-0.00100	

5	1	4	8	1	9	4.00	1.56e-06	1.563e-06	-0.00100
5	2	1	3	1	4	4.00	3.13e-06	1.563e-06	-0.00100

分析步 5 的第 1 个增量步是 ABAQUS 确定接触状态非常困难的时期。在找到 PunchSurf 和 BlankTop 接触合适关系之前，要做四次尝试。一旦找到正确的关系，ABAQUS 只需一个迭代步就可以达到平衡。在越过困难的初始时期之后，ABAQUS 迅速增加增量步长以达到一个更合理的步长值。状态文件结尾部分显示如下：

5	221	1	2	5	7	4.95	0.951	0.006528	-0.0286
5	222	1	2	3	5	4.96	0.958	0.006528	-0.0288
5	223	1	2	2	4	4.96	0.964	0.006528	-0.0290
5	224	1	1	4	5	4.97	0.974	0.009792	-0.0292
5	225	2	1	4	5	4.98	0.978	0.003672	-0.0294
5	226	1	1	4	5	4.98	0.983	0.005508	-0.0295
5	227	1	4	4	8	4.99	0.991	0.008262	-0.0298
5	228	2	1	3	4	4.99	0.994	0.002128	-0.0298
5	229	1	0	3	3	5.00	0.997	0.003192	-0.0299
5	230	1	1	2	3	5.00	1.00	0.003192	-0.0300

THE ANALYSIS HAS COMPLETED SUCCESSFULLY

与前一个例题不同，这个分析有许多严重不连续迭代。由于分析中的迭代数太多，信息文件相当大。尽管限制写入这个文件的信息量可以节省大量的磁盘空间，一般来说不应该这样做，因为这些信息是 ABAQUS 在分析中提供诊断数据的主要来源。

11.6.4 后处理

进入 Visualization 模块，打开 Channel.odb 文件。

模型的变形和等值线图

这个分析的基本结果是毛坯的变形和成型过程引起的塑性应变。下面为绘制模型的变形和塑性应变。

绘制模型的变形

1. 从主菜单条选择 Plot⟵Deformed Shape，或在工具框中点击 工具。绘制分析步 5 结束时的变形。可从显示窗口移去冲模和冲头只显示毛坯。

2. 从主菜单条选择 Tools→Display Group→Create
   Create Display Group 对话框弹出。
3. 从有效的副本表中选取 BLANK-1，并点击 替代当前用指定的单元集的显示组。必要时点击 使模型充满整个视窗。
4. 在提示区点击 Deformed Shape Plot Options。
   Deformed Shape Plot Options 对话框弹出。
5. 设置显示类型为 Shaded。
6. 点击 OK 保存设置并关闭对话框。图形结果如图 11.32 所示。

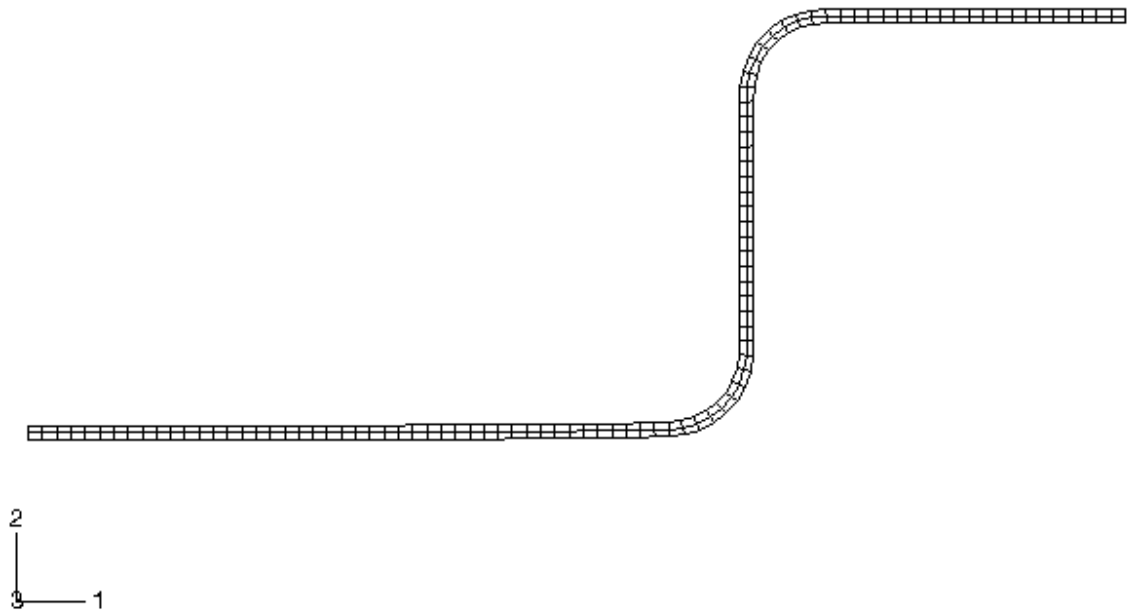


图 11.32　分析步 5 结束时毛坯的变形

绘制等效塑性应变的等值线图

1. 从主菜单条选择 Plot→Contours，或点击工具框中的 以显示 Mises 应力等值线图。
2. 在提示区点击 Contour Options。
   Contour Plot Options 对话框弹出。

3．设置显示类型为 Shaded。

4．拖拽 Contour Intervals 滑标将等值线的条数改变为 7。

5．点击 OK 保存设置。

6．从主菜单条选择 Result→Field Output。

Field Output 对话框弹出。

7．从 Output Variable 表中选取 PEEQ。

PEEQ 为塑性应变的累加值。非累加塑性应变值是 PEMAG。PEEQ 和 PEMAG 在比例加载时相等。

8． 点击 OK 保存设置。用 工具放大毛坯上感兴趣的区域，图形显示如图 11.33 所示。

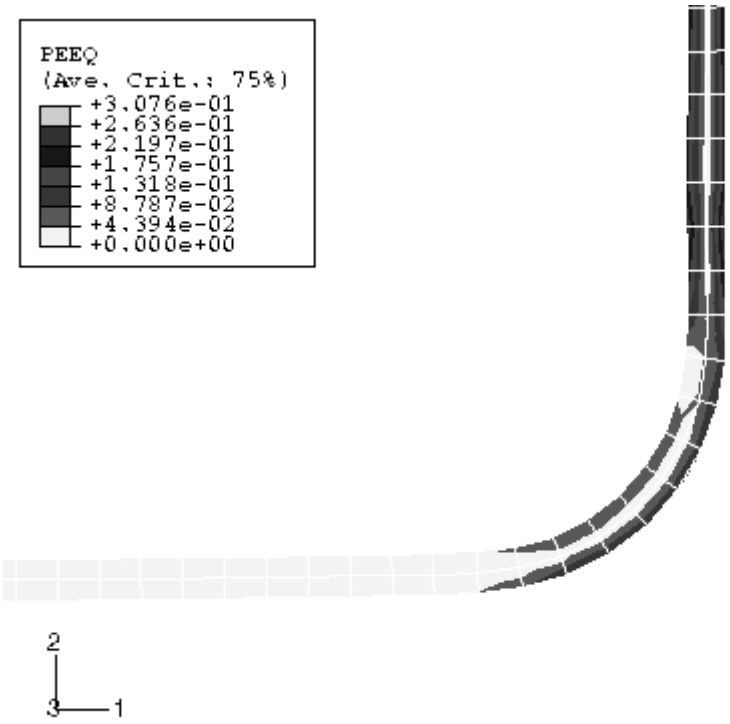


图 11.33 在毛坯一角的塑性应变变量 PEEQ 的等值线

最大的塑性应变是 30.8%，与该材料的失效应变比较，以确定材料在成型过程中是否会被撕裂。

毛坯和冲头上的反力历程图

检查冲头冲入毛坯上所需的力是否远远大于施加在毛坯表面的压力是一件非常重要的事情。在分析步 5 开始时，施加在毛坯上的压力所产生的力大约为

100N(1000Pa×0.1m×1.0m)。图 11.34 中的实线显示了冲头刚性体参考节点上反力 RF2 的变化。

生成反力的时间历程曲线

1. 从主菜单条选择 Plot⟶History Output。
   1一方向的反力时间历程曲线出现。
2. 从主菜单条选择 Result⟶History Output。
   History Output 对话框弹出。
3. 从有效的变量表选取 Reaction force: RF2 PI: PUNCH-1 Node *xxx* in NSET REFPUNCH。
4. 点击 Plot，产生 RF2 的时间历程曲线。
5. 点击 Dismiss 关闭对话框。
6. 为了作轴标，在提示区点击 XY Plot Options。
   XY Plot Options 对话框弹出。
7. 点击 Titles 表，并从 Title source 表中选择 User-specified，为 X-Axis 和 Y-Axis 的作轴标。
8. 指定 Reaction Force - RF2 作为 Y-Axis 的轴标，指定 Total Time 作为 X-Axis 的轴标。
9. 点击 OK 保存设置并退出对话框。
10. 从主菜单条选择 Canvas⟶Viewport Annotation Options，在弹出的对话框中点击 Legend，激活 Show min/max values。
11. 点击 OK 保存改变并退出对话框。

图 11.34 所示，在分析步 5（总时间 4.0 至 5.0 内）中，冲头上的力迅速增加至 150kN。冲头力明显地比由分布力载荷所产生的力(100N)大得多。

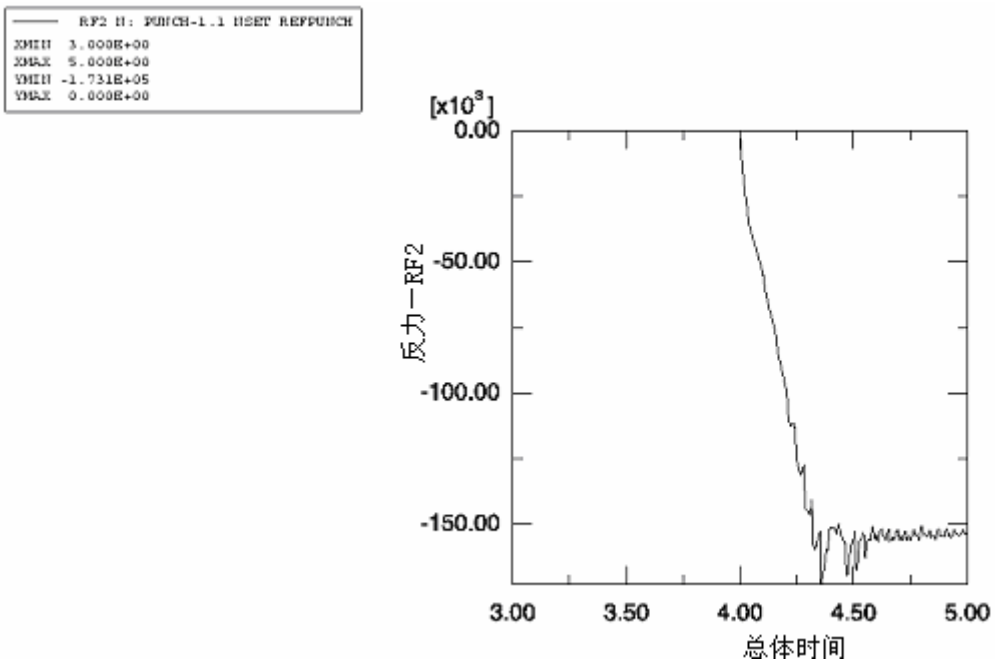


图 11.34　冲头上的力

绘制接触面的等值线

ABAQUS/CAE 有一些专门用于接触分析后处理的功能。在 Visualization 模块中， Display Group 特性可以把接触面汇总为显示组，类似于单元和节点集。

显示接触面的法向矢量

1. 绘制未变形模型的形状。
2. 创建只包含 BLANKTOP 和 PUNCH-1 .PUNCHSURF 接触面的显示组。
3. 用 Undeformed Shape Plot Options 选项打开法向矢量显示，并将矢量箭头的长度设为 Short。
4. 必要时用 工具放大所感兴趣的区域，如图 11.35 所示。

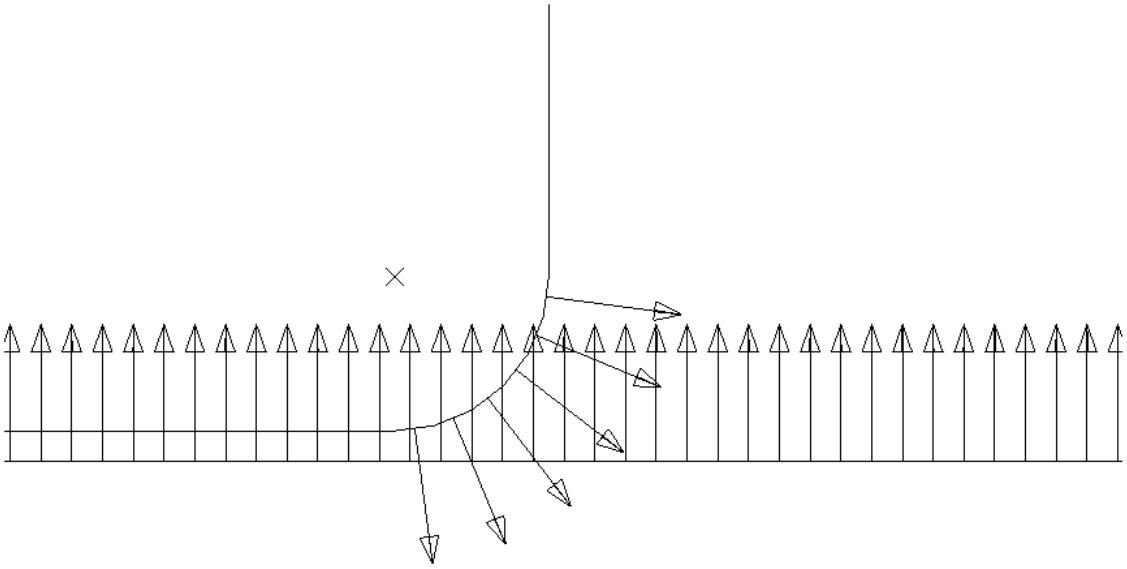


图 11.35　表面法向

绘制接触压力的等值线

1．再次绘制塑性应变等值线（关掉有关基本变量选择的警告对话框）。

2．从主菜单条选择 Result⟶Field Output。

Field Output 对话框弹出。

3．从 Output Variable 表中选取 CPRESS。

4．点击 OK 保存设置。

5．从显示组中移去 PUNCH-1.PUNCHSURF 面。

为了更好的显示二维模型基面上的等值线变量，可以延伸平面应变单元来构造成三维视图。也可以旋转轴对称单元做同样的工作。

6．　从主菜单条选择 View⟶ODB Display Options。

ODB Display Options 对话框弹出。

7．　选择 Sweep & Extrude 表进入 Sweep & Extrude 选项。

8．在对话框的 Extrude 区域，激活 Extrude elements，为了显示等值线而延伸的模型深度（Depth）为 0.05。

9．点击 OK 保存设置。

用 工具旋转模型到合适的视角，如图 11.36 所示。

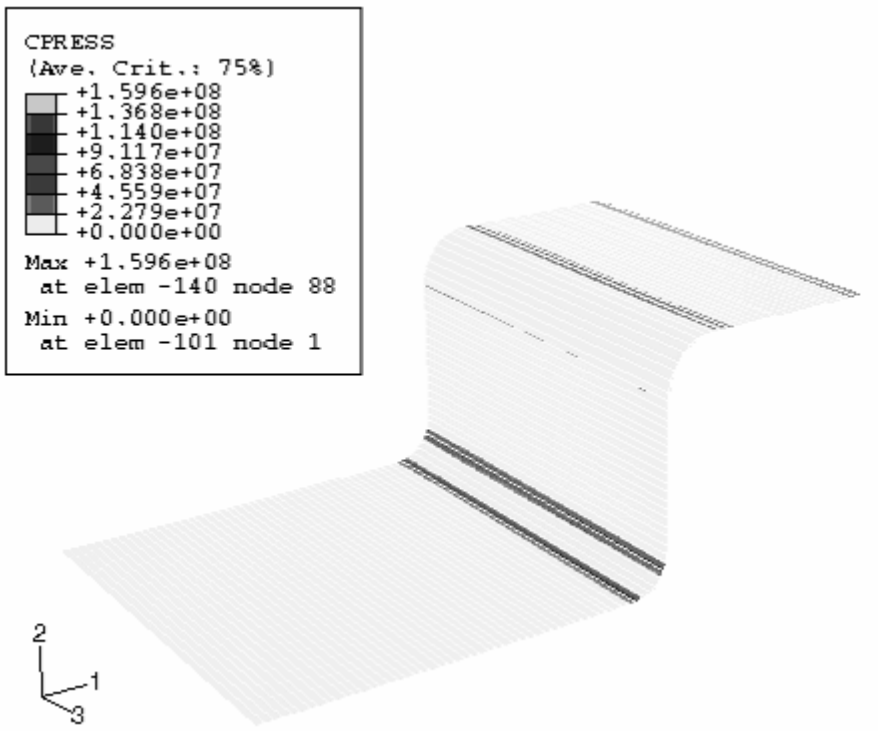


图 11.36　接触压力

11.7　相关的 ABAQUS 例题

- ABAQUS 基准验证手册第 3.2.10 节，可压缩泡沫板上刻痕
- ABAQUS 例题手册第 1.1.15 节，汽车门密封的压力侵入分析
- ABAQUS 例题手册第 1.3.4 节，圆柱形杯的深拉伸

11.8　小结

- 接触分析需要一个谨慎而有逻辑的方法。如果必要，将分析过程分解成几步执行，并缓慢地施加载荷，以保证很好地建立接触条件。
- 一般而言，对分析的每一部分最好采用不同分析步，即便是仅仅为了改变边界条件而加载，也最好用不同分析步进行。当然这样做，所使用的分析步数要比预期的多，但模型的收敛更容易。如果想一步就将所有的载荷加上，接触分析通常难以完成。
- 在对结构施加工作载荷之前，要求所有部件之间达到稳定的接触状态。如果有必要，可使用临时边界条件，在随后的阶段中可以撤除临时边界条件。只

要所提供的约束不能产生永久的变形，这样做对最终的结果毫无影响。

- 不要对接触面上的节点施加边界条件，这样会导致这些点在接触方向受限制。如果有摩擦，不要对接触面上节点的任何自由度方向加约束，否则可能导致零主元信息。
- 对于接触模拟，要尝试用一阶单元。