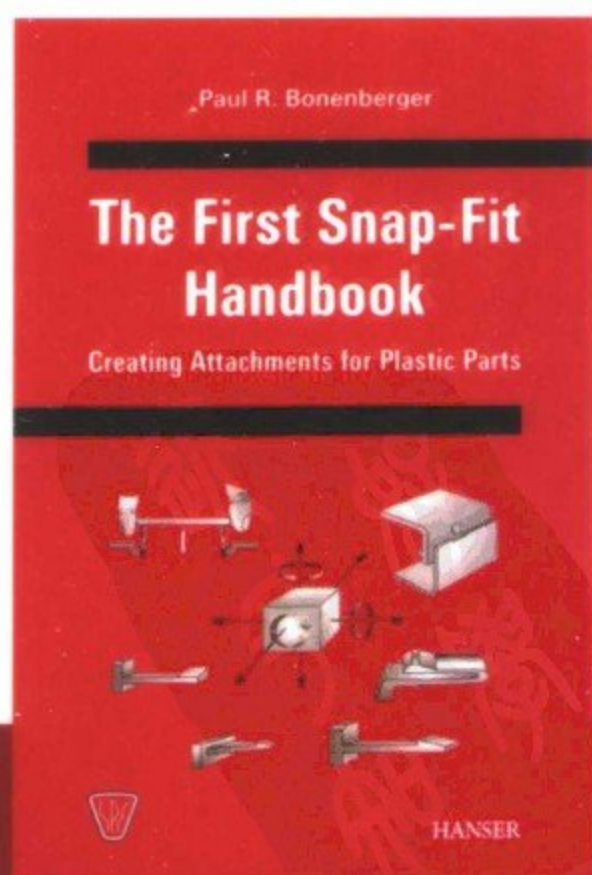


塑料卡扣连接技术

[美] 保罗 R. 博登伯杰 著

冯连勋 马秀清 译
董力群 梁 军

Chemical Industry Press



化学工业出版社

材料科学与工程出版中心

塑料卡扣连接技术

[美] 保罗 R. 博登伯杰 著
冯连勋 马秀清 董力群 梁 军 译
冯连勋 审校



化学工业出版社
材料科学与工程出版中心

· 北京 ·



(京) 新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

塑料卡扣连接技术/[美] 博登伯杰 (Bonenberger, P. R.) 著; 冯连勋等译.
—北京: 化学工业出版社, 2004. 3
书名原文: The First Snap-fit Handbook: Creating Attachments for Plastic Parts
ISBN 7-5025-5409-2

I. 塑… II. ①博…②冯… III. 塑料-连接装置-连接技术 IV. TQ320.7

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2004) 第 024025 号
The First Snap-fit Handbook: Creating Attachments for Plastic Parts/by
P. R. Bonenberger

ISBN 3-446-21230-2

Copyright© 1996 by Carl Hanser Verlag, Munich/FIRG. All Rights Reserved.
Authorized translation from the original German language edition published by
Carl Hanser Verlag, Munich/FIRG.

本书中文简体字版由 Carl Hanser Verlag, Munich/FIRG. 出版公司授权化学工业出版社独家出版发行。

未经出版者许可, 不得以任何方式复制或抄袭本书的任何部分。

北京市版权局著作权合同登记号: 01-2003-1192

塑料卡扣连接技术

[美] 保罗 R. 博登伯杰 著
冯连勋 马秀清 董力群 梁 军 译
冯连勋 审校

责任编辑: 龚浏澄
责任校对: 陈 静 于志岩
封面设计: 潘 峰

*

化学工业出版社 出版发行
材料科学与工程出版中心
(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)
发行电话: (010) 64982530
<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销
北京云浩印刷有限责任公司印装
开本 720mm×1000mm 1/16 印张 16 字数 252 千字
2004 年 6 月第 1 版 2004 年 6 月北京第 1 次印刷
ISBN 7-5025-5409-2/TQ·1967
定 价: 36.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

序

在过去的 10 年中，我们已经看到，在产品开发过程中为制造而设计所期待的成果已完全更新。术语“基于制造的设计 (DFM)”常常被应用于将规则或准则用于辅助单个零件设计以进行高效加工的开发过程。设计者常常可以通过公司的特定设计指南，为达此目的而制定整套规则或准则明细。这样的信息显然对设计小组是有价值的，假如设计小组在单个零件的设计上不考虑所需制造过程的能力和局限性，就会做出需付出非常昂贵代价的决定。然而，如果将 DFM 作为主原则在加工效率上指导新的设计，那么，结果往往是令人非常不满意。对于单个简单零件，此种指导的最终结果常常会使产品上带有大量不必要的单一功能的零件、大量相对应的零件间的接合面、大量为连接和保障所伴随的细项。与所制造零件层面进行对照，从装配层面上来看，所得产品的总成本或可靠性常常与最佳期望值相差甚远。

这种以零件为焦点的 DFM 的探究方法是：设计小组最初将精力集中在产品的结构上，当考虑装配以及零件制造的成本时，就力争在尽可能降低成本的结构设计上达成一致。以此目标为愿望，基于装配的设计 (DFA) 就是当今最常见的对新产品方案进行基于制造设计的评价的第一个阶段。当然，DFA 工作对设计小组在减少计算零件方面会起到指导作用。DFA 对产品开发小组提出了节省产品装配所需时间和成本的要求。显然，达到此结果的强有力的途径就是，减少装配过程中必须装在一起的零件的数量。DFA 是一种手段，利用它可以探究设计中零件之间的关系，也可以通过零件或功能件的组合、可能的保障方法的选择或空间关系的变化，来尝试对结构进行简化。

DFA 的一个重要任务是：帮助确定产品中各零件间必需的接合面最有效的连接方法。这一考虑是很重要的，因为在考虑机械装配工作时，单独的紧固件常常是劳动强度最大。为了降低与单独紧固件相关的装配费用，总应该考虑将功能件集于一个零件的连接方法。对于塑料成型零件来说，各种类型设计完美的卡扣都可以提供可靠的、高质量的紧固配置，它使得产品的装配效率极高。毫不夸张地讲，卡扣的装配结构已经使几乎所

有种类的消费产品的制造效率发生了很大变革。

就此而论，保罗 R. 博登伯杰所著塑料卡扣连接技术为产品开发小组提供了极为有价值的资源。完整地阐述卡扣连接系统的概念，而不是对卡扣要素进行孤立的力学分析，本书揭示了集成塑料件连接方法设计中的重大进步。保罗 R. 博登伯杰发展了这一集中在卡扣“连接层面”而不是“功能件层面”上的设计，并在他与电机总公司的产品开发小组解决连接问题的多年实践中得到检验。本手册包含了分析与实际设计经验的最佳融合。

彼得·迪尤赫尔斯特 (Peter Dewhurst)

威克菲尔德 (Wake-field)

罗得岛 (Rhode Island)

前 言

本书是一部称为塑料卡扣（有时称为集成连接）的连接技术的参考书和设计手册。其目的是：帮助读者将卡扣技术有效地应用于塑料件。为此，对卡扣技术按照连接层面的知识结构进行了编排和解释，并欲将本书成为每位潜心于塑料件和卡扣开发的读者的一本指南和实用参考书。将其称为“首部卡扣技术手册”^①有两个原因：其一，相信它是专门针对卡扣连接而写的首部专著；其二，也希望它能够使人们提高对此题目的兴趣，并出版更多的书籍。

读者可能会认为，本书是在对卡扣技术理解并赋予生机的进程中的一个“良好开端”。人们要做的事情很多，但必须从某处开始。尽管最初的“连接层面”结构（出现在1990年和1991年）已经证明是相当全面的和完美的，但是当了解到关于此课题的更多东西时，许多细节在过去的多年中已经得到发展。其结构仍在不断地发展，因此我鼓励并欢迎读者对本课题发表评论，这对其发展过程肯定会有所帮助。

我对卡扣这一课题的兴趣来自于GM公司的许多实际需要。作为长期从事连接问题的专家，我曾潜心于典型的螺纹紧固件和传统的机械连接的研究。20世纪80年代后期到90年代初期，GM公司的Geoffrey Boothroyd博士和Peter Dewhurst博士提出的基于制造和装配的设计思想（G. Boothroyd, P. Dewhurst. Product Design for Manufacture and Assembly. Kingston, RI: University of Rhode Island, 1988）被正式采纳并作为共同的方向，并在一系列强化训练/专题学术讨论会上得到了贯彻。此后，产品设计者和工程师才开始寻觅传统分离紧固件（包括螺纹紧固件）的替代品。卡扣连接立刻变得流行起来。但是，不久我们发现，有关此课题的可利用设计信息极少。对悬臂弯钩的计算在许多厂商的设计准则或设计软件中可以找到，但除此之外，再也无法从设计或参考资料中获得全面的卡扣连接的专门知识。GM公司需要建立自己的、任何地方都无记录的卡扣连接专门技术。随着卡扣应用研究的深入进行，良好的设计惯例模式最终开始出现。对卡扣连接的“系统层面”的理解开始形成。

^① 从本书的内容而言，译者将书名改为“塑料卡扣连接技术”更为贴切——译者

我将卡扣系统层面结构称为“连接层面”，为了强调其焦点是在整个接合面上，旨在将它与传统的“功能件层面”探究方法加以区别。自1991年以来，我就已经按照这种连接层面模式来讲授卡扣技术。每个培训班后的反应是，参加者确实获得了对卡扣技术更新、更好的理解。我确信并希望，本书对读者能有同样的效果。

连接层面结构（ALC）仅仅是本人在1990年的先见之明。我相信，它具有潜力并代表着对卡扣技术应用理解的独特探究方法，但我需要做更多的事来使其实现。首先应该确认，我不仅仅是对某些现存的、但朦胧的卡扣设计惯例做彻底改造或解释，大量的文献检索证实，系统层面的卡扣设计没有任何文字记载。我也需要得到对此模式确实有用且值得推广的公正认可。我的同事 Dennis Wiese 博士（时任现代产品工程机身构件部门经理）给予了最初的认可，也给予了我道义上的支持，并且为了辩论和讨论卡扣设计方法的雏形，慷慨地提供了资料，包括他的工程师和他本人的大量有效时间。讨论有时是非常“热烈的”，但总是有用的，对帮助形成原始的卡扣连接层面模式的理解起到了推动作用。Dennis 无疑是连接层面探究方法的“中介人”，我对他的帮助感激不尽。GM 公司的 Florian Dutke、Tom Froling、Daphne Joachim、Calette Kuhl、Chris Nelander、Tom Nistor、Tom Rossiter 和 Teresa Shirley 等其他人都参与了初期方法学的研究工作。

最后，特别感谢 GM 大学的 Mike Carter 先生，因为早在1990年是他打电话给我，并问道：“我们的产品零散的紧固件太多，您就不能对这些紧固件做些什么吗？”那个电话便是将我卷入基于装配的设计的开始。Mike，这里就是你想要的答案。

随着其他工作压力的增加，开发小组缩减成我一个人。1992年，Rensselaer 聚合技术研究所的卡扣计划项目的项目经理 Tony Luscher 先生和我了解了其他每个人的工作并与他们进行了接触（再次感谢 Mike Carter 先生）。RPI 项目原本是围绕功能件层面的研究而制定的，但 Tony 热心地接受了连接层面的思想观念。Tony 与课题领导 Gary Gabrielle 博士共同对 RPI 项目进行了修改，使其包含了一些连接层面探究方法的观点。Tony 在多个小时的私人讨论以及信件的交换中所表露出的技术见解，对促进探究方法的更加精细起了很大作用。在他的领导下，某些方法学的应用和扩展工作出现在 RPI 项目中。Tony 现在是俄亥俄州立大学的教授，并将他对此课题的兴趣和积极性融入了他的新工作。我们不断针对此课题继续交换意见。Tony 和我共享一个长期的卡扣技术前景：连接层面

的思想将指引卡扣设计的进展和从艺术到工程科学的发展过程。

连接层面工作的原始动机是在 GM 公司为基于制造的设计和基于装配的设计提供主动支持。时任 GM DFM 学科中心主任的 Joe Joseph 先生在口头上和提供卡扣培训班的职位上都是对我早期成就的支持。这也是一种必要的认可，即证明继续努力开发探究方法是有道理的。Joe 现任 GM 大学工程学院的院长，继续提供着道义上的支持。Jim Rutlege、Dave Bubolz 和 Roger Heimbuch 的耐心和支持也是应该大加鉴赏的。他们提供了一个能够使开发工作顺利进行的环境，同时给予了我很多鼓励。现在从事 Delphi 自动化系统的 Tony Wojcik 同样值得感谢，因为是他首先促成了出版商与我的联系，才有了卡扣连接技术课题的开始。

我也必须感谢那些具有创造力的人们，他们设计和开发了我所能够学到的各种各样卡扣应用。在遍布世界的产品中，显现于许多卡扣中的聪明才智和创造水平确实是令人难忘的。对这些设计的钦佩以及这些设计所具有的魅力，有助于以下列方式驾驭连接层面结构后面的原始想法。

① 观察 现实中有许多巧妙的、设计完美的和复杂的卡扣应用；也有非常差的卡扣。

② 前提 许多卡扣设计者必须对常规知识进行处理，以便开发出更好的卡扣，而另一些人就不这样做。

③ 问题 从卡扣应用的设计信息中不能找到作为文字记载的知识，任何地方都没有记录下好的卡扣应用的设计原理。

④ 解决 发现信息并加以定义，研究成功的卡扣应用，并关注好的卡扣设计准则的模式，及时掌握并总结出好的卡扣设计的基本原理。

⑤ 结果 深入理解卡扣的基本原理，将其组织到知识结构之中。

我不能为大多数灵巧的卡扣应用或我在此叙述的概念追求赞扬，因为大多数都能在现有产品中找到，或可以由产品得到灵感，我仅仅对它们进行了解释，推出了使其能够得到发展并将其组织成知识结构的逻辑过程。这里新的“发明”仅是本身的结构。衷心地希望，它能激发读者创造出自己的新产品发明。

在我编写本书的整个过程中，我的夫人和儿子提供了无限的鼓励和理解，容忍着我（赤裸裸地）长时间霸占计算机。

感谢和感激所有帮助过我的人。

保罗·R. 博登伯杰，罗切斯特，密西根

译者前言

随着塑料工业的飞速发展，塑料制品和零件已经广泛地应用于国民经济的各个领域。然而，这些塑料件设计的好坏，尤其是塑料件之间的连接设计的好坏，直接影响到其使用性能及其使用寿命，进而影响整个产品的质量。我们对塑料件之间的连接并不陌生，日常生活中也随处可见，也时常为其感到愤怒与无奈，因为有些塑料件的连接一旦拆开，不是损坏就是再也装不上。问题的根本原因出在塑料件连接的设计上。

我们选择了 Paul R. Bonenberger 原著的 “The First Snap-Fit Handbook, Creating Attachments for Plastic Parts”，并将其翻译出来奉献给国内读者，旨在促进和提高国内塑料件及其连接的设计技术水平。按原书名应该译为“首部卡扣手册，塑料件连接的创建”，其中“Snap-Fit”一词从各种词典中查出的、与此处用意相近的中文均为“搭扣”。但如果采用此词，很容易使人想到日常生活中常见的“尼龙搭扣”，并不能全面地反映出塑料件的连接关系。因此，我们认为选择“卡（音 qiǎ）扣”一词比较确切，因为几乎所有的塑料件连接都要先完成卡的动作，再实现扣在一起的功能。另外，考虑到本书中主要论述的是塑料件卡扣连接的设计技术，为了使国内读者能够更直观地了解本书内容，故将书名译为“塑料卡扣连接技术”。

本书全面、系统、详细地论述了塑料卡扣连接技术、设计规则、设计注意事项、设计开发过程以及问题的诊断，提出了全新的设计理念，对各行各业从事塑料卡扣及塑料模具设计开发的工程技术人员来说，不失为一部非常好的、难得的设计指南和实用参考书，本书也颇适于设有塑料专业、塑料加工专业和塑料机械专业的院校师生的学习和参考之用。

本书共分 8 章，前言、序言、第 1、2 章由冯连勋翻译，第 3、4 章由马秀清翻译，第 5、6 章由董力群翻译，第 7、8 章由梁军翻译。全书由北京化工大学冯连勋教授审校。限于专业和语言水平，翻译中难免存有不当之处，敬请读者批评指正。

译者

2003 年 8 月于北京

内 容 提 要

本书是介绍塑料连接技术的专著，全书分 8 章，全面阐述塑料卡扣（即集成连接）技术。首先阐述卡扣及其连接层面的结构及其概念，然后介绍卡扣的约束功能、原理和锁紧件的分离，以及卡扣增强件的装配。后面几章则阐述功能件的设计与分析，卡扣的开发过程，最后介绍卡扣及连接技术中的问题诊断及解决途径。

目 录

第 1 章 卡扣及其连接层面结构	1
1.1 概述	1
1.2 读者的期望	2
1.3 卡扣技术	4
1.4 功能件层面与连接层面	6
1.5 本书的使用	8
1.5.1 样品的重要性	9
1.5.2 卡扣设计新手	9
1.5.3 有经验的设计者	9
1.5.4 基于装配设计的专业人员	9
1.6 章提要	10
1.7 ALC 扩展到其他连接	10
1.8 小结	11
1.8.1 第 1 章重点	12
参考文献	12
第 2 章 连接层面结构概述	13
2.1 概述	13
2.2 关键要求	14
2.2.1 强度	14
2.2.2 约束	15
2.2.3 配伍性	17
2.2.4 坚固性	19
2.3 卡扣的要素	22
2.3.1 功能	23
2.3.2 基本形状	26
2.3.3 接合方向	30
2.3.4 装配运动	33
2.3.5 约束功能件	35
2.3.6 增强件	38
2.3.7 要素小结	40

2.4 章小结	40
2.4.1 第2章重点	40
2.4.2 第2章介绍的重要设计规则	41
第3章 约束功能件	42
3.1 概述	42
3.2 定位功能件	42
3.2.1 定位件类型	43
3.2.2 定位副的设计惯例	49
3.3 锁紧功能件	60
3.3.1 锁紧功能件类型	60
3.3.2 悬臂梁锁紧件	61
3.3.3 平面锁紧件	75
3.3.4 止逆锁紧件	76
3.3.5 扭转锁紧件	81
3.3.6 圆环锁紧件	81
3.3.7 锁紧副与锁紧功能	82
3.4 小结	82
3.4.1 第3章重点	82
3.4.2 第3章所介绍的设计规则	83
参考文献	84
第4章 增强件	85
4.1 概述	85
4.2 装配	86
4.2.1 导向	86
4.2.2 产品实例1	89
4.2.3 产品实例2	91
4.2.4 产品实例3	92
4.2.5 操作者的反馈	94
4.2.6 重访产品实例3	97
4.2.7 装配增强件小结	99
4.3 卡扣激活和使用的增强件	99
4.3.1 视觉	99
4.3.2 辅助	101
4.3.3 使用者感觉	103
4.4 卡扣性能增强件	103

4.4.1	防护	104
4.4.2	限位	105
4.4.3	柔量	106
4.4.4	备用锁紧件	109
4.5	用于卡扣制造的增强件	110
4.5.1	过程友好	111
4.5.2	微调	114
4.6	小结	117
4.6.1	第4章重点	118
4.6.2	第4章所介绍的设计规则	121
	参考文献	123
第5章	卡扣的其他概念	124
5.1	约束的重要性	124
5.1.1	约束概述	124
5.1.2	约束原理	125
5.1.3	约束工作表	132
5.1.4	对约束的附加注释	138
5.2	锁紧件的分离	139
5.2.1	锁紧功能件的矛盾论点	139
5.2.2	分离实例	139
5.2.3	分离等级	139
5.2.4	分离小结	145
5.3	小结	146
5.3.1	第5章重点	147
5.3.2	第5章的设计规则	147
	参考文献	147
第6章	功能件设计与分析	148
6.1	功能件分析的前提条件	149
6.2	分析所需的材料特性数据	149
6.2.1	材料数据源	149
6.2.2	用于分析的假设	150
6.2.3	应力-应变曲线	151
6.2.4	设计点的估算	154
6.2.5	摩擦系数 (μ)	158
6.2.6	其他影响	160

6.3	悬臂钩的简明设计规则	163
6.3.1	梁根部的厚度	164
6.3.2	梁的长度	165
6.3.3	插入面角度	166
6.3.4	保持面深度	166
6.3.5	保持面角度	166
6.3.6	极限角度	167
6.3.7	保持功能件处的梁厚度	167
6.3.8	梁的宽度	169
6.3.9	其他功能件	170
6.4	初始应变的计算	170
6.5	计算的调整	171
6.5.1	应力集中的调整	172
6.5.2	壁面偏斜的调整	173
6.5.3	装配功能件偏斜的调整	176
6.5.4	有效角度的调整	177
6.5.5	调整小结	180
6.6	分析的假设	180
6.7	有限元分析法	181
6.8	分析条件的确定	181
6.9	恒矩形截面梁悬臂钩的分析	181
6.9.1	截面性质及应力与应变的关系	182
6.9.2	最大应变的估算	183
6.9.3	偏斜力的计算	185
6.9.4	装配件 / 功能件偏斜的调整	186
6.9.5	最大装配力的确定	187
6.9.6	脱开行为的确定	188
6.10	厚度带锥度的悬臂钩	190
6.11	宽度带锥度的悬臂钩	192
6.12	厚度和宽度均带锥度的悬臂钩	193
6.13	插入面廓型的修正	193
6.14	保持面廓型的修正	194
6.15	其他功能件的计算	195
6.16	小结	196
	参考文献	197

第 7 章 卡扣开发过程	199
7.1 概述	199
7.1.1 方案确定与具体设计	200
7.1.2 一般开发过程	200
7.2 卡扣开发过程	204
7.2.1 产品是否适用卡扣 (第 0 步)	204
7.2.2 定义应用 (第 1 步)	207
7.2.3 标准 (第 2 步)	208
7.2.4 构思多个方案 (第 3 步)	210
7.2.5 功能件分析与设计 (第 4 步)	221
7.2.6 零件设计的确认 (第 5 步)	226
7.2.7 设计微调 (第 6 步)	227
7.2.8 完成卡扣开发 (第 7 步)	227
7.3 小结	229
7.3.1 本章要点	229
参考文献	230
第 8 章 卡扣问题的诊断	231
8.1 概述	231
8.1.1 卡扣问题诊断的规则	232
8.1.2 卡扣开发过程中的失误	232
8.2 连接层面的诊断	233
8.2.1 难装配的最可能原因	234
8.2.2 零件扭曲的最可能原因	234
8.2.3 功能件损坏的最可能原因	234
8.2.4 零件松动的最可能原因	234
8.3 功能件层面的诊断	235
8.4 小结	238
8.4.1 本章重点	238
主要参考文献	239

第 1 章 卡扣及其连接层面结构

任何学科都需要有特定的术语，以便对在该领域内通过观察所得到的知识加以描述和总结^[1]。

1.1 概述

传统的卡扣设计过程由预测单个锁紧功能件行为的计算构成。我们可以将其描述为卡扣技术的“功能件层面”。图 1.1 所示的功能件悬臂钩就是一个非常流行的功能件层面的研究课题。对许多设计者来说，悬臂钩（功能件）代表整个卡扣技术的总和。然而，必须考虑的重要问题是，仅仅掌握了功能件层面的知识，并不能着手解决那些必须进行卡扣开发的人们所面临的很多问题。

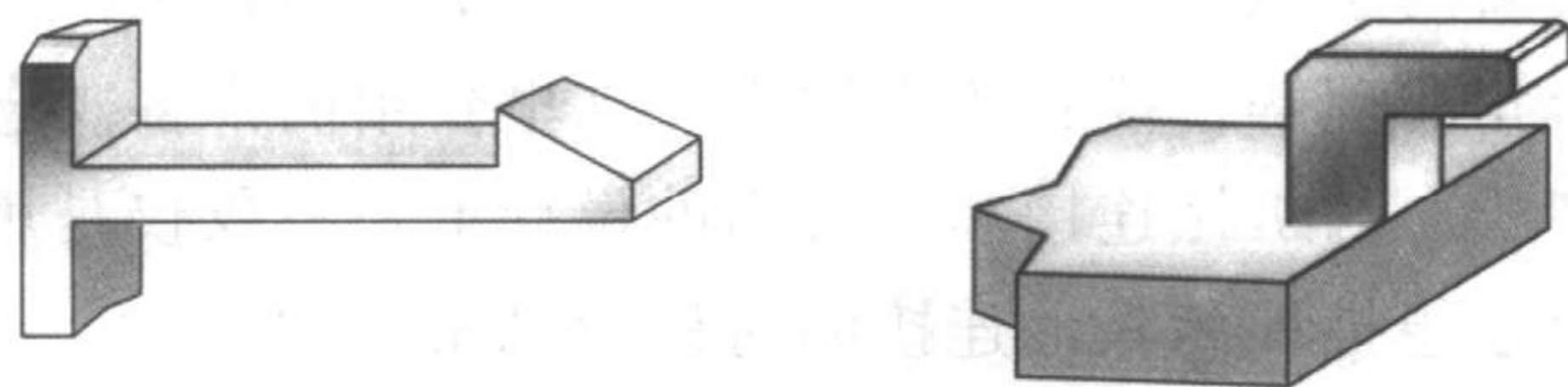


图 1.1 悬臂钩是常见的锁紧功能件，凸耳是常见的定位功能件

尤其是对首次设计卡扣的技术人员而言，只对功能件进行计算是不够的，他们必须亲自经历边试边改或者完成一个昂贵耗时的课题，才能找到学习此课题的方法。经常重复的短语就是“啪哒一起——啪哒分开”。不幸的是，一两个卡扣损坏的经历就可能会导致一个设计者或一个团体在咒骂之后，发誓永远不再使用卡扣。为了仍然能够保持竞争力，各公司只得采用所有可能的设计战略，但卡扣作为有效连接却被忽视就是一个战略错误。

零件与零件的连接发生在一个接缝或一个接合面。先完成零件设计，再设计接合面的连接，肯定会酿成一些问题。本书更多地会将焦点放在正确获取初始接合面的基本原理上。某些研究^[2,3]表明，产品的大部分成本（约 70%）是在方案确定阶段就确定了的，而不是在产品的实际设计阶段。为什么卡扣就非得与此不同呢？

有时，所听到的对连接层面探究方法的评论是说它“太基础”。答复

总是，“是的，它是基础的，但是，这并不意味着它不重要”。事实上，正因为它是基础的，所以必须了解它，虽然它是基础的，但绝不意味着得到了广泛了解和应用。作者所见过的一些卡扣只能认为是设计的灾难。一些根本就不能投产，因为它们是如此之差，纯粹是在浪费设计时间，且失去了节省的时机。另外一些则可以应用基本原理加以改进。

W. Edwards Deming 博士^[4]说过：“没有理论的试验教不了……任何东西”。连接层面结构（ALC）所提供的理论和基础知识大大地促进了对卡扣技术的学习和理解。

连接层面结构只不过是解释广泛而多变的卡扣世界的一种方法，是组织、捕捉信息和基本原理的一种工具。“……通过把基本原理与稍复杂结构结合成目的性强的模型，我们来创建结构……这些结构有益于解释经验数据和建立理论。用它们来解释所观察到的规律性和关系，依据对观察的总结和提供的解释创建结构”^[1]。

有关连接的系统的思想方法应该对设计者、工程师、基于装配的设计的实践者以及技术培训人员具有感染力。任何打算革新机械连接的人都将受益于连接层面的思想。借助于它，读者可以更快地达到以前需用多年才能获得的对卡扣的理解。读者还将发现，这里介绍的许多观念，能够或应该可以应用到所有的机械连接和接合面的设计上，不仅仅是用于卡扣。如何将连接层面思想扩展到其他连接的讨论参见第 2 章。

让我们从常见且传统的卡扣的定义开始，而后，再定义并解释卡扣连接层面的定义，来取代现有的定义。

卡扣是用于一个零件与另一个连接的“嵌入”或整体闭锁的机构。它们通常用于塑料件的接合。卡扣不同于散件的连接方法，不同于不需要附件、材料或工具就可以完成连接功能的化学连接方法。

本章将介绍卡扣技术的系统探究方法，叙述它与传统的卡扣功能件层面的思想方法之间的本质差别，还叙述了本书的构成，并提出使用本书的建议。

本章还叙述了卡扣与螺纹紧固件之间的一些差别，应该注明，并不是卡扣技术与螺纹紧固技术之争。两者没有本质的好坏之分，两者在以见多识广的选择为基础的产品设计中以及适用设计场合最好方法的应用中都能找到它们的位置。

1.2 读者的期望

本书将卡扣看作一个连接系统，如图 1.2 所示。这种新方法是基于连

接层面结构 (ALC)，如此命名是为了强调它与传统的卡扣设计方法的差别。

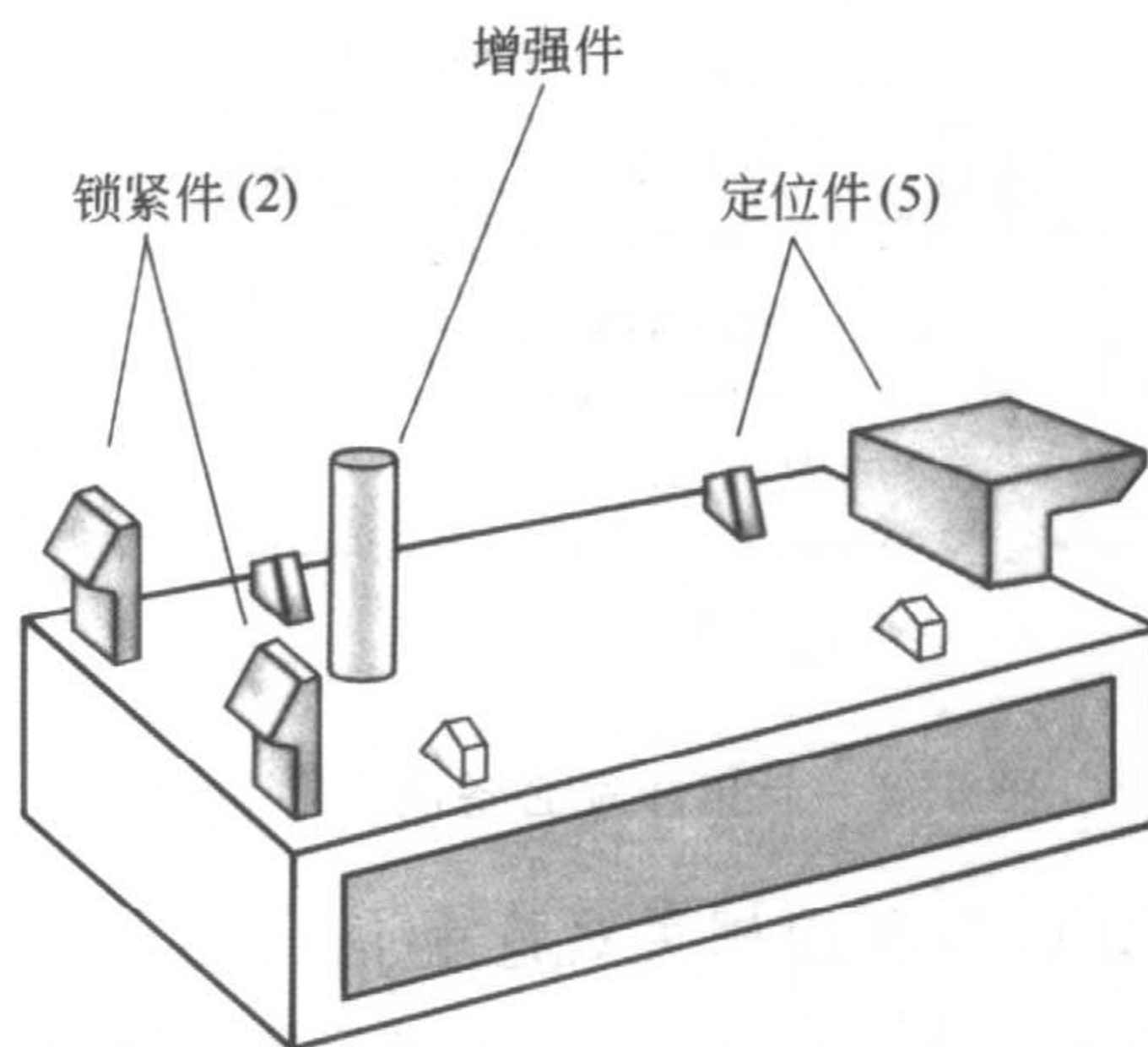


图 1.2 卡扣是在件与件接合面上交互作用的功能件系统

因为与卡扣有关，因此许多首次听到 ALC 的人会联想到它是卡扣功能件层面探究方法的变种，其实不然。读者应该了解到，本书根本不是有关功能件行为的数学分析，也不是以前出版的功能件层面的卡扣资料的复制品。虽然本书也包含功能件层面的一些计算，但是它们仅仅占了很少的篇幅，因为已经有很多与此相关的资料是可以利用的。另外，塑料材料性能及加工也仅涉及到有利于连接层面的理解所需的内容。很多与这些主题有关的优秀书籍和文献也是可以利用的。

简言之，本书不是有关读者或许在一本关于卡扣的书中所期待的一切，也不是一本卡扣的“烹调书”。ALC 将基于规则的卡扣连接开发方法放在首位，本书主要与学习和应用这些规则有关。读者在阅读本书的过程中，能够得到对卡扣深层次的、直觉的或高水平的理解以及 ALC 原理的应用。最重要的是，读者将学会如何思考卡扣。

本书和连接层面结构也不是卡扣新发明的收集。您不会找到任何基于卡扣硬件的新设计或创新设计。这里惟一的新“发明”就是结构本身。然而，本书的观点有助于读者创建自己的卡扣应用。

对于打算很好地完成卡扣设计的个人（或团体）来说，需要具备 5 个方面的能力，即**技术理解、交流、关注细节、空间推理和创新**，它们往往是一个建立在另一个基础之上的，如图 1.3 所示。ALC 以下列方式支撑这些能力。



图 1.3 卡扣开发必备的 5 种技能

(1) 交流——ALC 为卡扣相关观念和信息的交换提供共通的和合理的词汇。任何学科需要一种能够得到有效理解和应用的“语言”。

(2) 技术理解——ALC 将现有卡扣知识组织起来，便于对其理解和应用。它也支持有用卡扣知识的捕捉和将所学知识从一种应用到另一种应用的转换。ALC 的组成结构也有助于读者增长知识，补充自己对卡扣的技术理解。技术理解还包括对功能件性能评价的分析能力以及对卡扣技术传统功能件层面的分析能力。

(3) 空间推理——当设计者能够将被接合件以及件上的功能件的交互作用和行为形象化时，卡扣的开发能力得以增强。ALC 提供了一套合乎逻辑的、能够形象化的一般形状和运动。

(4) 创新——通过对创建供设计者考虑的若干连接方案的支撑，卡扣的开发过程（在第 7 章中详细叙述）鼓励创新。

(5) 关注细节——卡扣设计的很多细节能够在供设计者考虑的合乎逻辑的结构中捕捉到。

1.3 卡扣技术

本书通篇采用短术语——卡扣，而不采用术语——集成连接。

卡扣的重要判据是集成锁紧功能件的柔韧性。正如我们将看到的一样，锁紧件的柔韧性可以大，也可以非常小，取决于锁紧件的类型。卡扣不仅仅局限于塑料件，卡扣也可以有效地应用于金属与金属以及塑料与金属的场合。您阅读本书时应记住这一点，并关注应用卡扣的机会。只需对金属零件和功能件更换适当的材料性能和分析过程，就能愉快地按您的习惯继续使用。

尽管常见相接合的零件通常是由塑料制成的，但卡扣在塑料出现之前就已经存在很长时间了。金属与金属的卡扣过去和现在一直都很流行，例如服装上的按扣。各种金属弹性卡子本身就包含着卡扣。

然而，塑料因其材料的相对柔韧性，使得卡扣更加实用、更加流行。塑料加工技术（如注塑成型）使得复杂形状制品的生产切实可行。易于装拆的优点以及当今塑料材料工程能力的日益增强，使得卡扣在过去采用螺纹或其他紧固件的场合也成为重要的选择方案。提示：卡扣在玩具和小器具上早就得到广泛地应用，目前已广泛应用于汽车件和电器领域，甚至正向结构应用中扩展^[5~7]。

必须认识到，从最常见机械连接方法的螺纹紧固件得到经验是不能移植到卡扣接合面设计的。这一点是非常重要的。因此，必须学习有关功能要求、零件接合面和连接的新思想方法。这一点相当重要，再重复一遍：**最常见机械连接方法（如螺纹紧固件）的经验不能移植到卡扣接合面的设计。**

绝没有任何贬低螺纹紧固技术的想法，我们可以认为螺纹连接是将“蛮力”施加在连接件上。紧固件的强度使人们很容易忽视或忘记接合面设计和行为的许多细节。考虑到保持力的问题，通常会采用较高强度材料的紧固件、较高的夹紧载荷、较大的紧固件或附加紧固件。确实，紧固散件主要优点之一是其强度与被连接件无关，卡扣则与此截然不同。

采用卡扣时，我们不能存有对锁紧件类型、材料以及与被连接件无关的强度进行选择的奢望，而必须用零件母体所确定的材料工作。选择材料有时可以考虑连接性能，但材料的选择更多地是受其他因素而不是受连接要求的制约。因为连接功能件必须与零件一起成型，所以零件的加工要求和实现也制约着我们。

为使卡扣能够正常工作，必须了解接合面设计及行为的微妙之处，并将其反映在设计之中。从这种意义上来说，卡扣应用必然比螺纹连接在连接方法上更为“讲究”。

需要记住的另一点是，很多（假如不是大多数）卡扣设计者并不是材料专家，任何开发卡扣的人在设计过程中都应该尽可能早地与聚合物专家保持非常紧密的联系。与加工专家保持良好的关系也是非常好的主意。这样，我们可以看到，平顶镶板（coffer）和环形圈（donut）是卡扣设计过程中非常有用的工具！因为加工专家最终要将您的设计变为产品，所以他们会您的兴趣给予特别重视。

文中频繁提到卡扣设计者，这并不涉及工作性质，此术语意思是指任何卡扣设计的决策者。

术语卡扣开发也包含着比卡扣接合面和零件分析、细节设计更多的内容。它涉及从初始方案的创意到细节分析、设计和试验的整个过程的所有步骤。

1.4 功能件层面与连接层面

设计者必须深入理解连接和功能件两个层面，以确保好的（可靠、易装配、成本低）连接。连接层面在二者中是更为基础的一个，因为它是根本合理的连接方案的基础，如图 1.4 所示。一旦好的方案确立，功能件层面的分析用来确定单个功能件的性能。如果不先确定好方案，那么设计再好的功能件也同样会失效。此外，在对所出现问题进行诊断时，如果对连接或系统层面所造成问题的原因不了解的话，任何试图将问题归结为功能件层面的代价肯定会比所需的更昂贵或者注定导致失败。卡扣设计者至少应对聚合物及其加工有基本的了解。如果设计者不是此领域的专家，可以找一个有这方面经验的人参与设计，这是设计成功的关键。

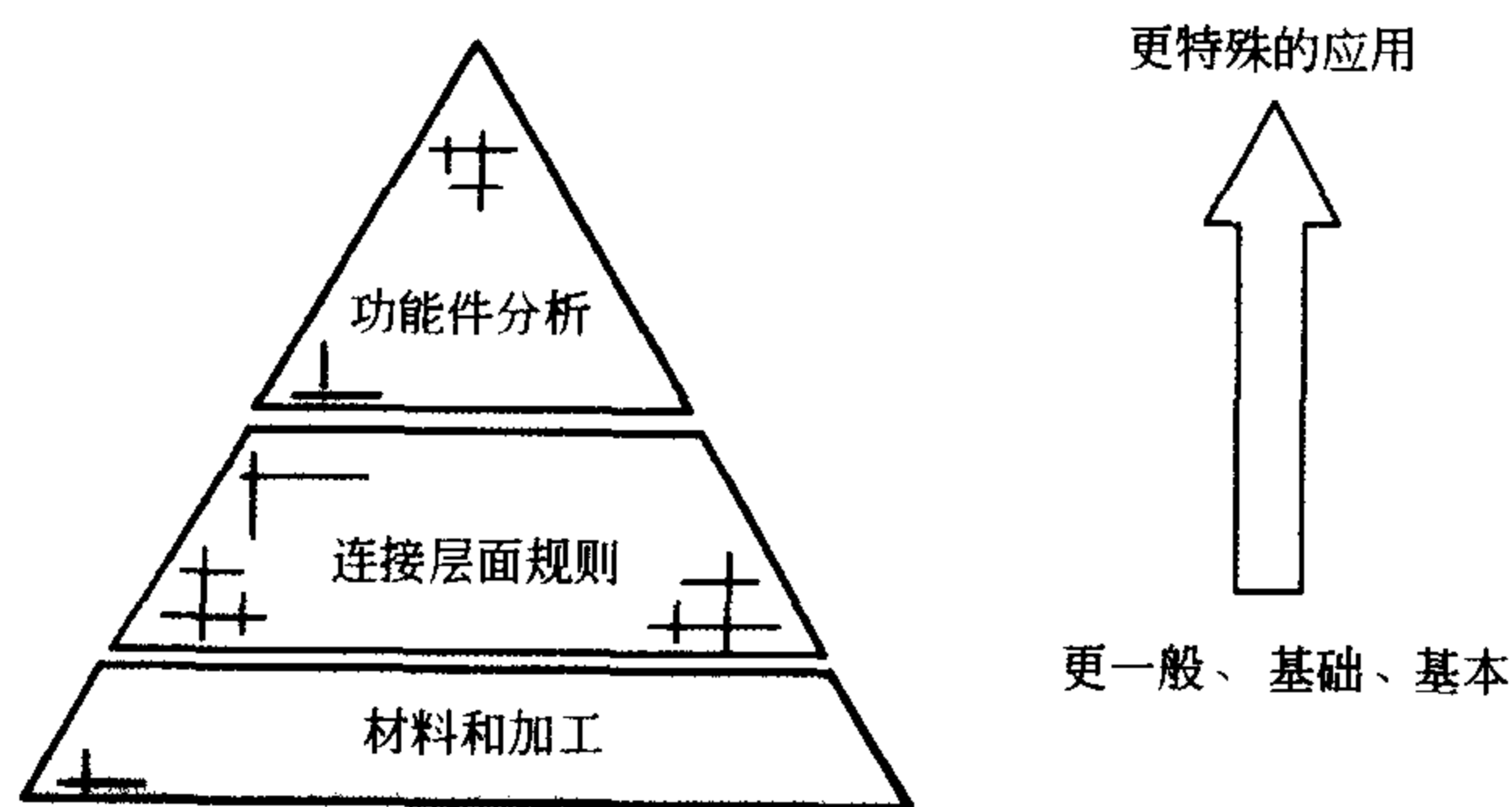


图 1.4 卡扣知识的层面

连接层面结构的名称包含了所有涉及卡扣开发的探究方法。它包括卡扣知识的逻辑结构、连接层面及功能件层面术语、应用它们的设计规则及过程。卡扣设计的功能件层面的问题归入 ALC，有关（如塑料加工）问题从适当领域获取。这里有卡扣的连接层面的长短两个定义。

① 长定义

卡扣是机械接合系统，在此系统中，件与件的连接是用定位功能件和锁紧功能件（约束功能件）完成的，这些功能件与被接合元件的一个或另

一个是同源的，接合要求是（柔性的）锁紧功能件在与配合件接合时向一侧运动，随后恢复到它原来的位置，以产生将零件卡在一起所需要的干涉。作为约束功能件第二种形式的定位功能件是非柔性的，它在连接中提供强度和稳定性。增强件使卡扣系统更完美，提高连接的坚固性和用户友好性。

② 短定义

卡扣是定位件、锁紧件和增强件的协调配置，以起到在零件间形成机械连接的作用，如图 1.2 所示。

我们可以看到，将卡扣视为一个系统而不是一个功能件的思想，使我们更接近产品的实际，如图 1.5 所示。这样，连接层面设计规则和准则与实际设计问题和情况的相关性要比单独功能件层面设计规则大得多。

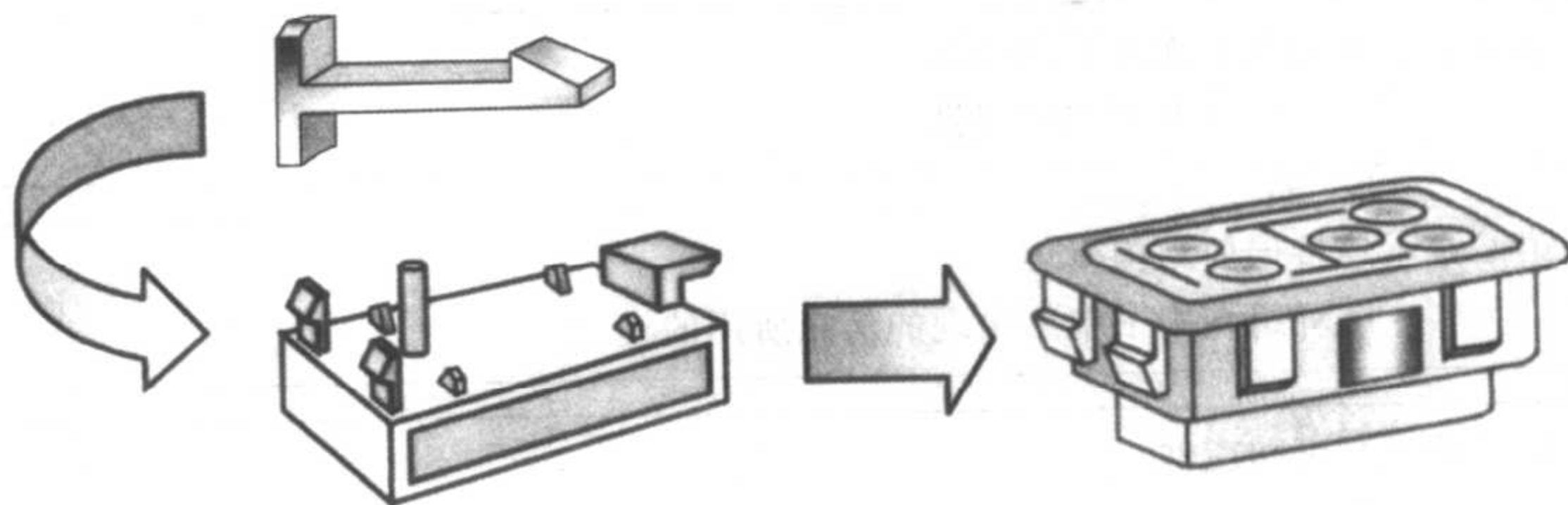


图 1.5 连接层面更接近最终制品

我们知道，连接层面的探究是好的卡扣设计的基础，因为当连接层面的要求没有得到满足时，设计再好的功能件也很可能会出现质量问题。事实上，当我们研究卡扣失效原因和其他问题时会发现，很多情况下，功能件设计并不是问题的根本原因。功能件失效是更本质问题的征兆，**这些问题只有在连接层面才能解决**。由连接层面原因引起的塑料件常见问题包括：

- ① 装配难；
- ② 功能件损坏或失效；
- ③ 零件有吱吱声和喀哒声；
- ④ 零件扭曲；
- ⑤ 零件松动。

当然，大部分问题也可能是由于功能件设计得不好引起的。但是，经验表明，连接层面的失误是造成大多数零件连接问题的根本原因或促成原因。功能件的损坏和失效甚至常常仅是连接层面问题的一个征兆。

1.5 本书的使用

由于本书是有关卡扣的第一部书，因此它距离完美程度仍相差甚远。我对章节进行了组织编排，试图使它们更富逻辑性。虽然一些读者会感到这样的编排是可接受的，但我并不怀疑，另外一些读者也会很不喜欢。某些方面的问题会处理得比另一些方面更详细，但是，总得从某个地方开始。我希望，这里提出的想法会促进补充想法的产生和建设性意见的反馈，它们都有助于卡扣知识的不断增长和本书的不断改进。本书是可读的，并且可以根据需要和兴趣应用于诸多方面。通过第2章和第5章的阅读，那些偶然看到本书的读者也会对卡扣是如何工作的有个基本了解。图1.6为本书的总体编排。

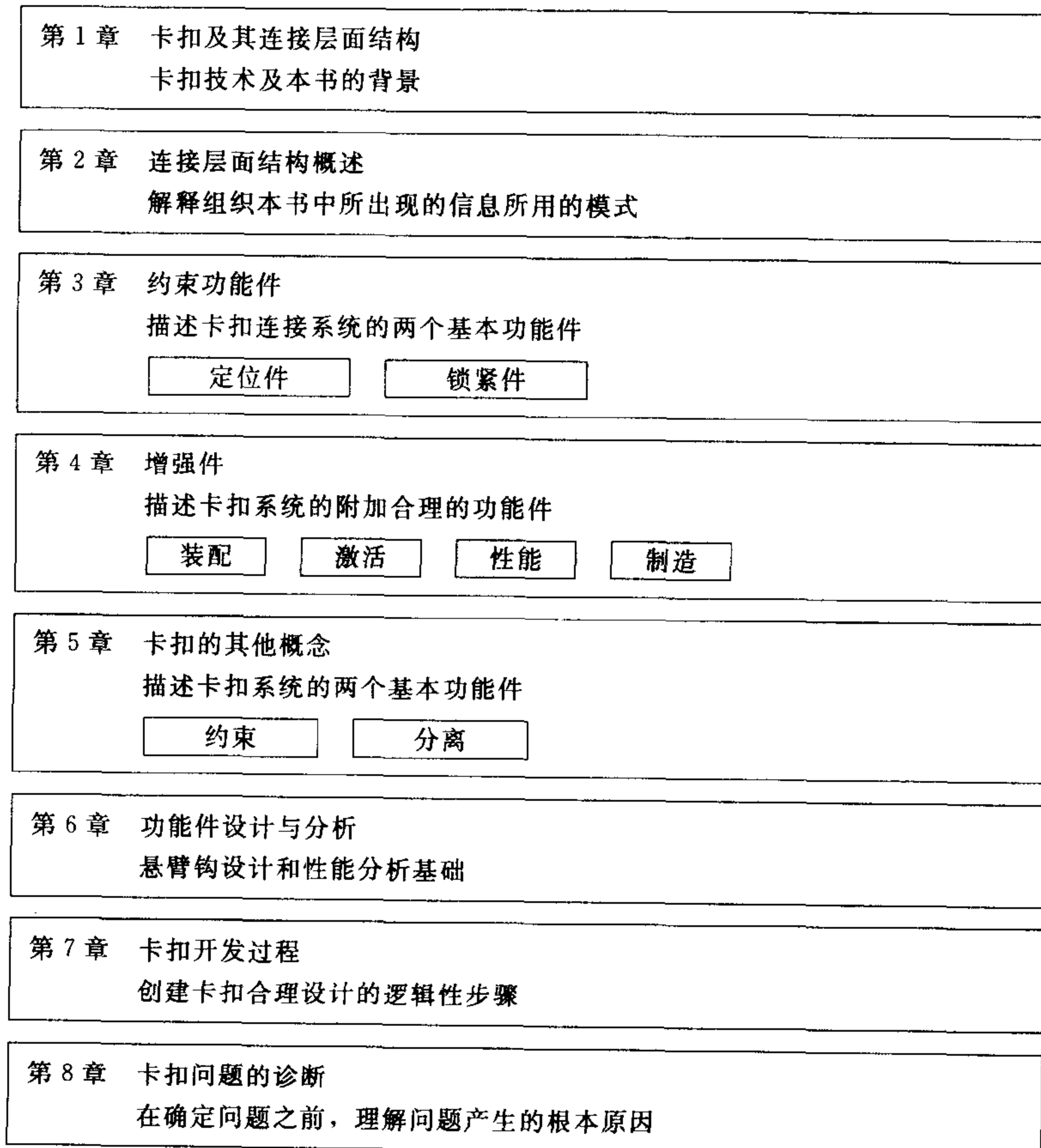


图 1.6 本书的编排

1.5.1 样品的重要性

对任何人来说，所有卡扣都是非常空间和形象的课题。到目前为止，了解它们的最好方法是将它们拿在您的手中。非常可取的是，读者拥有一些可利用的卡扣实物，以加强对本书中的原理和概念的学习。当您阅读本书时，就可以对零件上的各种功能件进行识别和分类，再试着了解应用于设计的原理和规则。卡扣的应用可以在玩具、电器件、小器具、吸尘器等物品中找到。它们也可以在室外灯、化学喷雾器、槽车轨道和卫生间水箱的关闭阀等不同产品中找到。卡扣的一个极好来源就是 Polaroid 一次成像照相机，它使用各种类型的卡扣已经多年。买个新的或在旧货市场找一个并将它拆开。它们都是 100% 的卡扣，连接的多样性和灵巧性会给人留下深刻的印象。IBM 的 Pro-Printer 打印机也是巧妙卡扣连接的极好实例。

需告诫的是：本书中展示的观念和实例都是多年来从所销售的多种多样产品和应用中收集到的。这里提供的实例可作为构思的启动器和各种原理的图解。介绍它们时并没有考虑产品总体上的特定专利。大多数情况下，原产品的特征已经消失了。单个通用功能件如悬臂钩没有申请专利。当然，采用悬臂钩的整个接合面系统会包含在某个专利设计之中。利用本书中的信息可以创造自己的独特的、可申请专利的产品。

1.5.2 卡扣设计新手

卡扣设计新手应逐章阅读本书。这样就可以从逻辑上获得最大程度的理解。只有熟悉整个课题，再经过对几个样品的开发过程（见第7章）的逐步进行，才能够巩固理解。组成卡扣的学习研究小组会是极其有效的，若干人可以一起学习零件以及连接层面术语的应用，一起讨论它们的优劣点和行为。这将助长连接层面思想的形成和加强对术语的理解。

1.5.3 有经验的设计者

对许多注重在产品细节的、有经验的设计者而言，它们将学会能够更快地达到较好的连接设计的实际开发过程（见第7章）。第5章包含若干较深的卡扣基本原理的解释。很多有经验的设计者已经通过直觉知识与边试边改相结合学会了本课题，但也会从中找到他们某些知识的理论支撑。

1.5.4 基于装配设计的专业人员

基于加工的设计（DFM）和基于装配的设计（DFA）的专业人员也会高兴地发现，ALC 支持那些设计基本哲理，而且与它们是完全一致的。结构创新的初始动机是支持 DFM 和 DFA。基于装配设计的、对增长卡扣

应用知识有兴趣的专业人员阅读了第 7 章以后就会了解到，卡扣开发过程是如何与一般工程以及基于装配设计的实际相一致的，以及如何将它融入现有的工艺。

1.6 章提要

每章后面都有简单的叙述。您利用它们可以计划阅读本书的途径。每章都以章小结结束，并列出了该章介绍的大部分重要观点。这些结束段落可以作为章内容的快速提示或将它们作为阅读该章前的概述。

●第 2 章——详细叙述连接层面结构。解释它的结构，定义重要术语和关系。这一章是理解 ALC 的基础。

●第 3 章——介绍了将一个零件装到另一零件的有形功能件。因为它们起到一件约束另一件的作用，故称为**约束功能件**。两类主要约束功能件是定位件和锁紧件。称为凸耳的功能件是定位功能件的一个实例，它是非柔性的、“L”形的功能件，它提供强度。流行的悬臂钩是锁紧功能件。

●第 4 章——介绍了增强件的概念，描述了各种增强功能件。卡扣应用仅需要适当的约束，但我们发现，对最好的卡扣关注远远超过对约束功能件的关注。增强件是一种细部结构，有经验的设计者会知道如何应用，而新手则不会应用。

●第 5 章——解释了一些了解卡扣行为的重要而基本的概念。这些概念包括约束和解偶（即锁紧件的分离）。

●第 6 章——讨论了功能件层面设计和特性计算。为了提高计算精度，对常用功能件的计算作了一些修正。详细讨论了与功能件分析相关的一些聚合物材料的原理。提供了功能件初始尺寸确定的简略规则。

●第 7 章——介绍了卡扣连接按部就班的开发过程。当把 ALC 应用于卡扣时，希望频繁地参考此章内容，直到开发过程变成根深蒂固的习惯。提供了其他各章中交叉引用的信息。

●第 8 章——解释了常见卡扣应用问题的逻辑诊断方法。大多数卡扣问题至少可以部分地归因于连接层面的原因。基本前提是，在连接层面的缺点被确定之前，不能提出功能件层面的问题。提供了探究和确定功能件层面问题的建议。

1.7 ALC 扩展到其他连接

在本书的结尾，应该清楚的是，为了确保卡扣应用的成功，应该采用

如 ALC 的系统探究方法，且必须遵循卡扣的基本规则和要求。这样的探究方法能否应用于其他种类连接的理解和开发并不是很明显的。这个话题在第 2 章做了更详尽的论述。

1.8 小结

第 1 章是本书及卡扣技术的介绍。对卡扣设计的功能件层面和系统或连接层面的观念均进行了介绍。对卡扣开发和设计的系统探究方法的好处也进行了讨论。

作为使用过度但恰当的术语，连接层面的设想是卡扣的**样式变换**。它使卡扣开发过程与单独卡扣功能件区分开。这样的变化提供了一个体制，即将卡扣视为一个相互作用的功能件系统，使卡扣设计过程更接近最终产品条件。通过对本书中原理的学习和运用，读者将会获得如下启发：

- 得到有价值的、能够正确洞察卡扣如何工作的能力，额外的益处是提高对所有机械连接如何工作的理解；

- 能够设计出更好、更有效的卡扣连接，能够更快地设计它们；

- 节省产品费用，通过卡扣的正确使用支撑基于装配的设计；

- 学会如何构思卡扣。

学习了一些精致的卡扣应用之后，还无助于留下印象，或许还会受它们创造力和灵巧性的影响。留下印象就好，但不要受到影响。本人的经验是（个别人除外）：靠一次会议，就能够设计出真正好的卡扣尤其是较复杂的卡扣的人寥寥无几。卡扣涉及到细节层面和将连接演变成它的最终形状创造力。第 7 章描述的开发过程支持那个演变过程，或许还能减少设计的反复次数。需要记住的一个重要规则是，好的卡扣都是**注重细节**的结果。通过对任何复杂的或简单的卡扣应用的认真学习，您会发现，最好的卡扣总是对细节关注程度高的那个。

其次，第 2 章对连接层面结构进行了详细描述。借助于 ALC，您会更好地了解卡扣，足以创造出自己的“世界级”连接。在学习卡扣时，您可以做一个建立信心的训练，即对这些卡扣进行评价（玩具、汽车内饰、家用产品、嵌花等），这样您就能抓住每个学习机会，不久就能做出自己的评论，及对您所学习的每个卡扣应用作出相应改进。很多改进是无花费的，只需在原始设计中加上正确的东西。此外，联手和研究小组一起学习是非常可取的。

1.8.1 第1章重点

●连接层面结构 (ALC) 对卡扣技术基本原理的知识结构进行解释和组织。

●卡扣开发的功能件层面的问题包含在 ALC 之中。

●传统机械连接方法 (穿过接合面的零散紧固件) 所得经验不适合卡扣接合面的开发。必须学会功能、零件接合面和连接的新思想方法。铆钉、螺母、螺栓和螺钉都不是卡扣, 其知识不能移植!

●卡扣连接层面的知识也不能移植到其他机械连接。连接层面原理的应用有助于改善所有接合面的开发和设计, 支持基于装配的设计。

●大多数塑料件连接问题的根本原因在于连接层面而非功能件层面。因此, 问题的预防、诊断和解决必须从连接层面入手。

●许多连接层面的开发过程将集中在本质上正确的卡扣方案的开发上, 而不是开始就进行详尽的数学计算。

参 考 文 献

- 1 Ary. D., Jacobs, L. C., Razavieh, A., *Introduction to Research in Education*, 5th Edition, (1996) p. 27~28. Orlando, Florida; Harcourt Brace College Publishers.
- 2 Boothroyd, G., *Design for Manufacture and Life-Cycle Costs* (1996), SAE Design for Manufacturability TOPTEC Conference, Nashville, TN.
- 3 Porter, C. A., Knight, W. A., *DFA for Assembly Quality Prediction during Early Product Design*, (1994). Proceedings of the 1994 International Forum on Design for Manufacture and Assembly, Newport, RI. Boothroyd Dewhurst, Inc., Wakefield, RI.
- 4 Deming, W. E., *Out of the Crisis*, (1982). p. 19. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, Center for Advanced Engineering Study.
- 5 Goldsworthy, W. B., Heil, C., *Composite Structures are a Snap*. SAMPE Journal. (1998) v34 n1, pp. 24~30.
- 6 Lee, D. E., Hahn, H. T., *Composite Additive Locking Joint Elements (C-Locks) for Standard Structural Components*, Proceedings of the ASC Twelfth Annual Technical Conference, (1997) p. 351~360.
- 7 Lee, D. E., Hahn, H. T., *Assembly Modeling and Analysis of Integral Fit Joints for Composite Transportation Structures*, 93-DETC/FAS-1362, Proceedings of the 1996 ASME Design Engineering Technical Conferences, Irvine, CA.

第 2 章 连接层面结构概述

在卡扣连接技术领域，连接层面结构（ALC）将卡扣连接的各种关系、概念和规则组织成有用的结构。

2.1 概述

卡扣 ALC 的全部如图 2.1 所示，包含三个主组：关键要求、要素和开发过程。本章将介绍和解释关键要求和要素。尽管在第 7 章之前对卡扣开发过程不做详细讨论，但为求其完整性，本章也做了介绍。

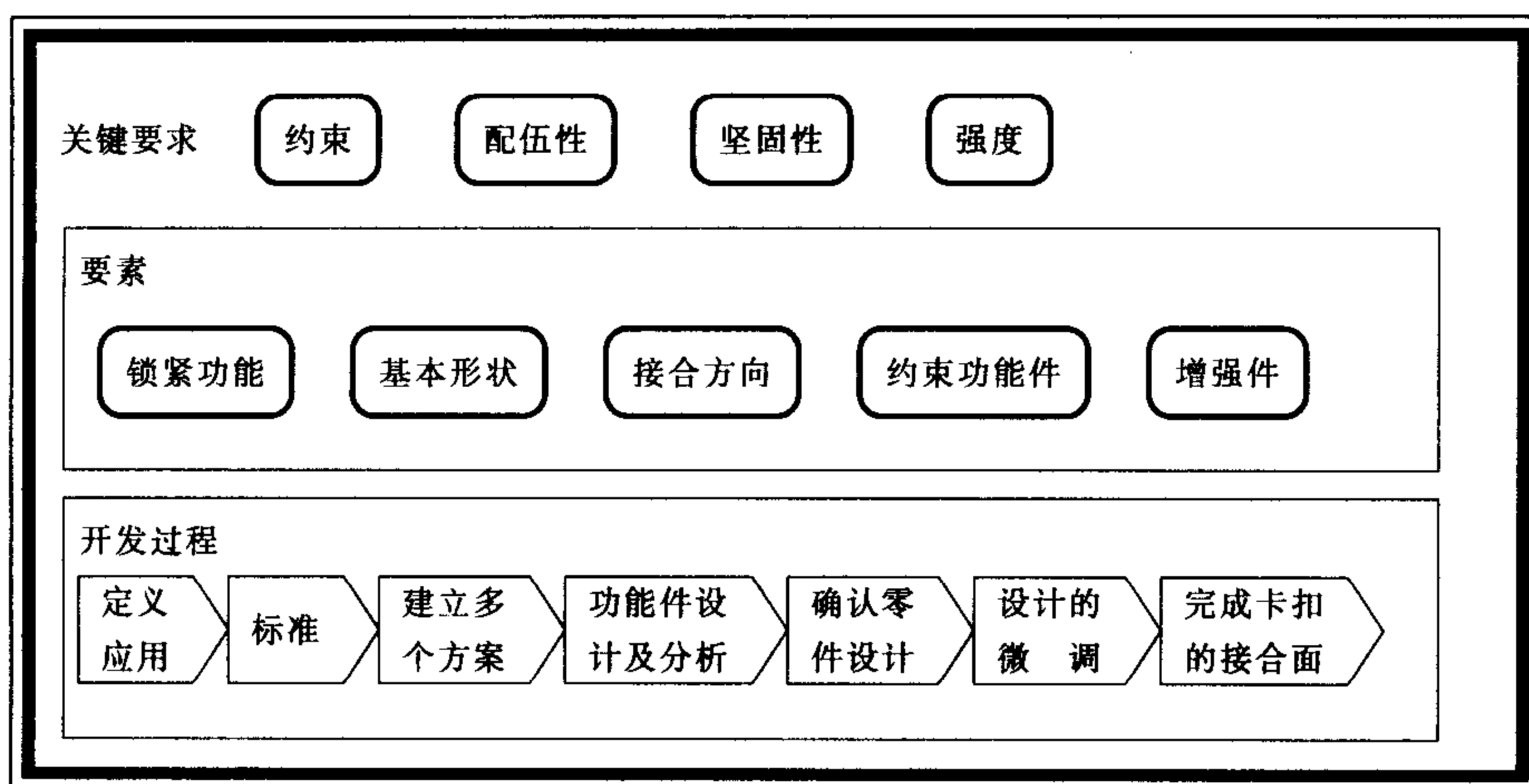


图 2.1 卡扣连接层面结构

关键要求是所有本质上合理的卡扣所共有的共同技术特征，描述了各要素之间的重要关系。我们知道，除非卡扣关键要求得到满足，否则就不能有效地或一贯地满足特殊应用要求（例如耐久性、易于装配）。因为它们是必须得到满足的通用连接要求，所以关键要求描述了卡扣**要素**和开发过程的存在领域。

要素是卡扣连接的任一有形功能件，或者是用来描述或表征卡扣应用的某一属性。**约束功能件**（锁紧件和定位件）和**增强件**都是连接的有形要素。其他要素是描述性的或占篇幅的。在卡扣开发过程中的特定阶段，利用要素来决定和构建卡扣接合面。

提示：为了弄清楚术语和增强学习，找一些应用卡扣的产品，并把它们当作书来读。按照关键要求和要素的定义，对它们加以识别。

2.2 关键要求

关键要求是强度、约束、配伍性和坚固性。它们是卡扣的基本目标，描述了要素之间所期望的关系，如图 2.2 所示。因为它们是目标，所以关键要求能否满足就是判断卡扣成功的标准。应用这些关键要求和要素，我们就能够描述连接层面设计的重要准则和规则。以下各节分别对每个关键要求进行详细的解释。

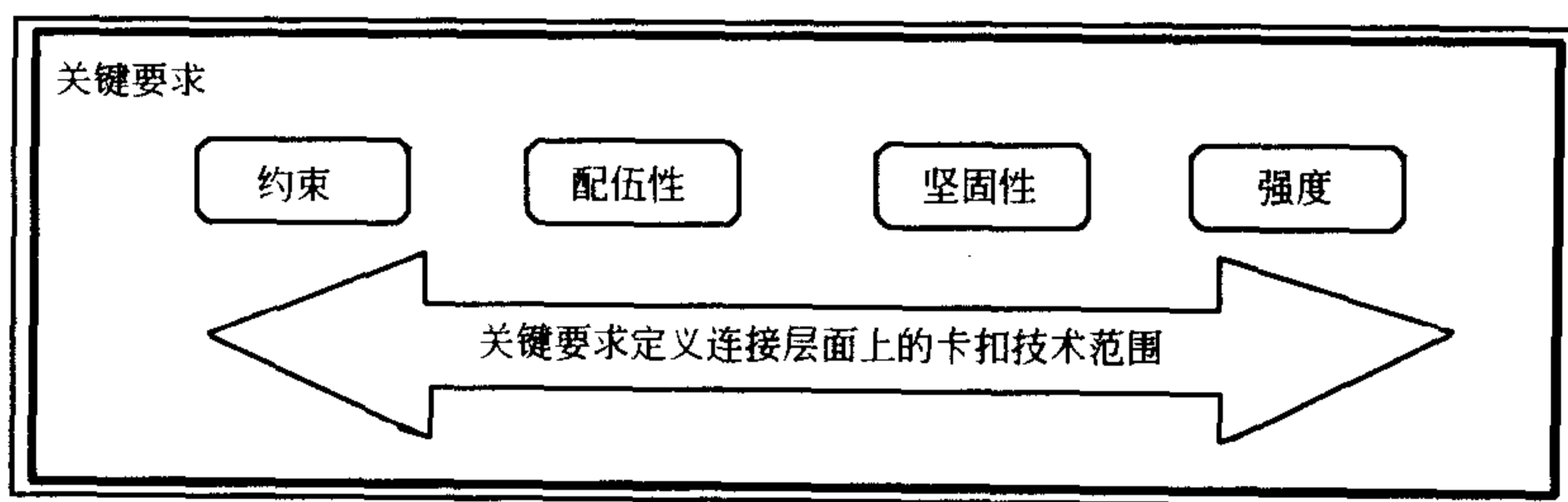


图 2.2 卡扣的关键要求

2.2.1 强度

强度是锁紧件在装配过程中的性能，是锁紧和定位功能件两者在产品使用寿命中确保连接完整性的能力。连接的完整性意味着，保持件与件之间的约束，不能有松动、破损和噪声。产品的有效寿命包括，最初的处理和装配、操作（可动卡扣）、解扣以及维护或修理时的重新装配。

我们对强度是很熟悉的，因为它是在传统的功能件层面探讨卡扣设计的基础。定位件和锁紧件适当几何尺寸的确定以及强度的分析方法都有很好的文字记载。我们将在第 6 章中讨论有关卡扣功能件强度计算和装配性能的分析方法。

在卡扣（如大多数连接）中，保持强度一般是最重要的要求。我们在分析卡扣约束功能件时，评价它们的性能，设计它们，确保它们足够强壮，足以经受得住装配、承载和阻力。这就是功能件强度。然而，强度只是称为可靠性的多个设计目标要求的其中之一。

可靠性是，零件在产品使用寿命中保持在一起而不失效的连接能力。可靠性需要功能件的强度，但也需要适于装配、使用和保养的连接，以使其不失去设计强度。当第二组要求得不到满足时，连接在使用或维修过程中

就可能失效。这不是因为固有的缺陷，而是因为不恰当的装配。这样，连接必须是更结实和可靠的。当适当的功能件强度由其他三个关键要求得以补充时，可靠性便得以保证，如图 2.3 所示。

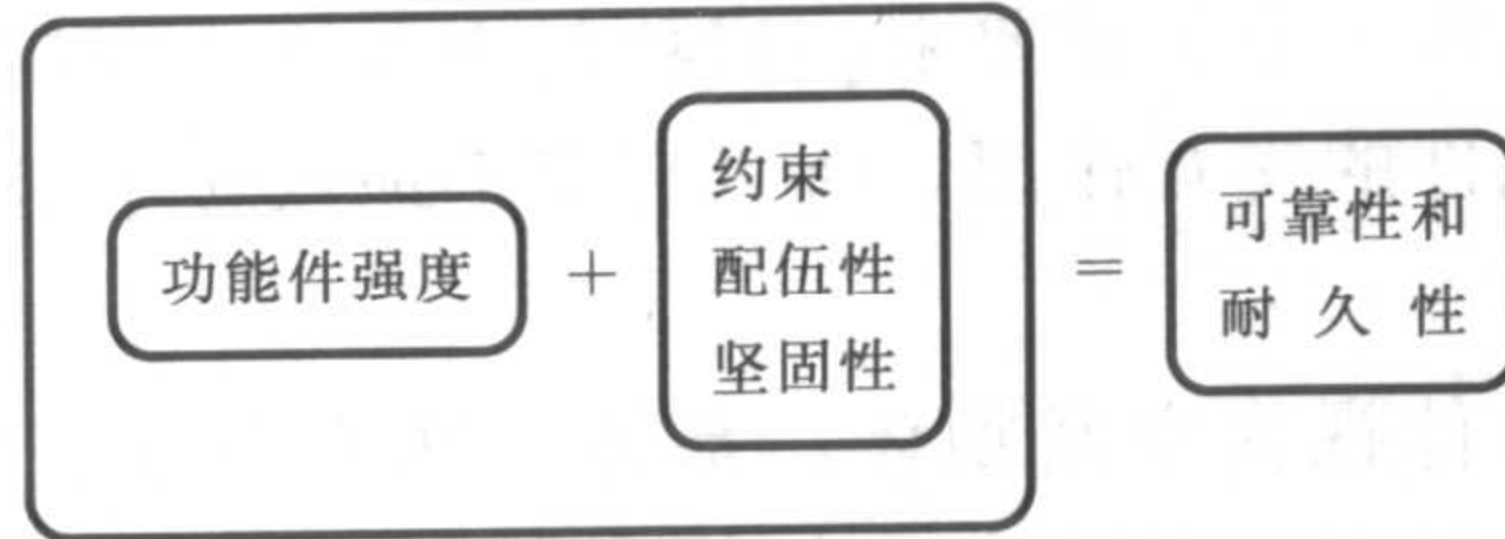
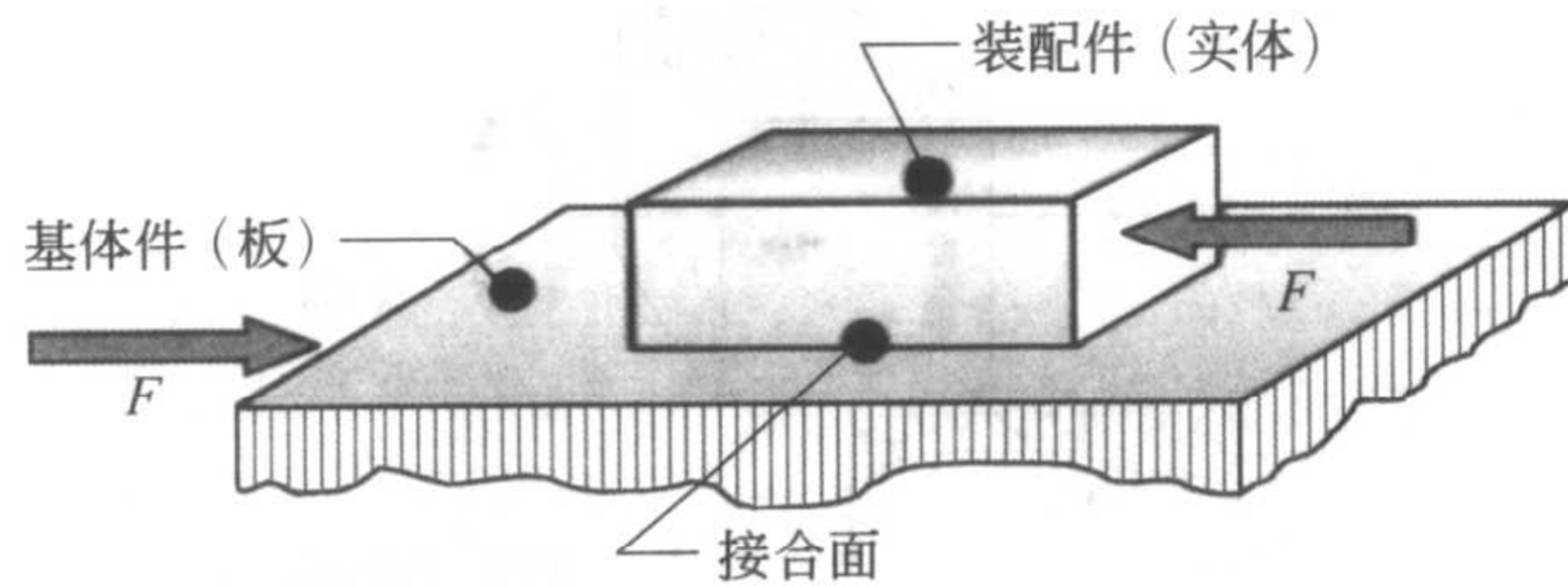


图 2.3 仅靠强度不能保证好的连接

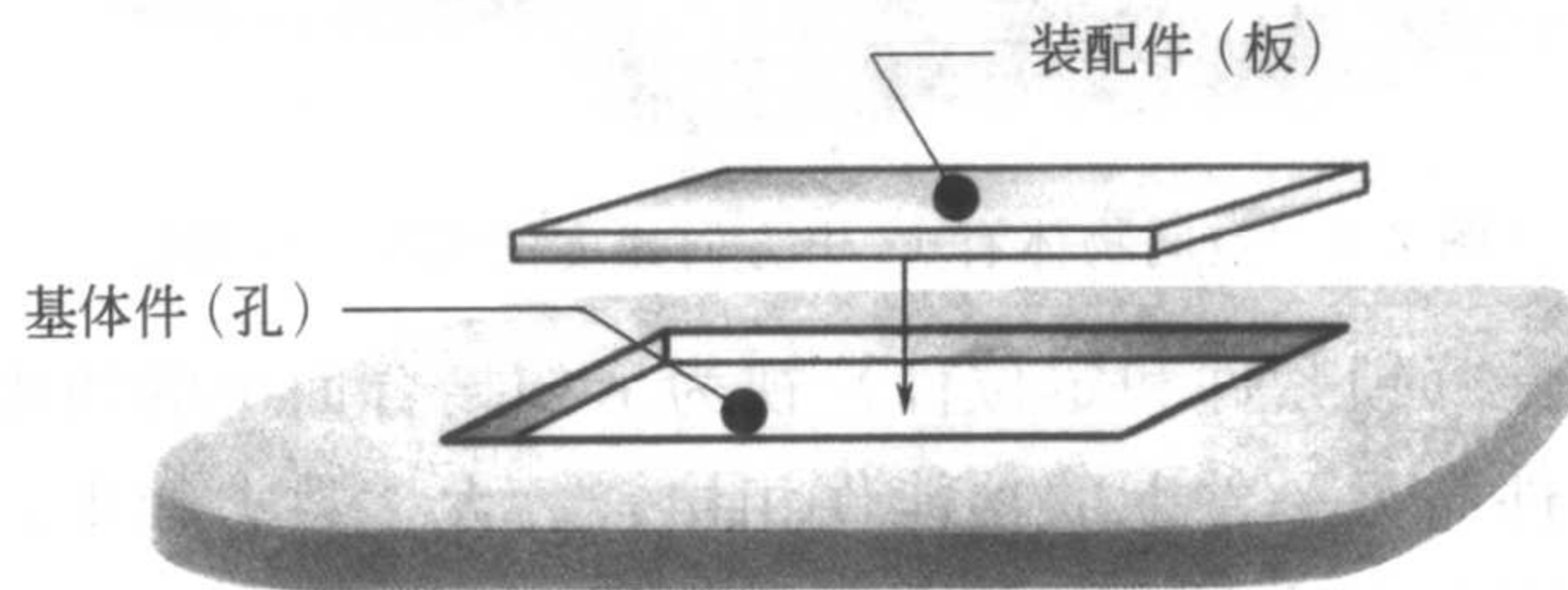
一般来说，强度是连接的最终目标，因此先进行叙述。然而，强度是一种潜力，它不能可靠地达到或有效地消耗，除非其他三个要求都不满足。其他三个要求的讨论将对它们如何影响连接强度进行解释。

2.2.2 约束

约束是对零件之间相对运动的防止或控制。在卡扣中，定位功能件和锁紧功能件形成约束靠的是接合面间力的传递以及配合件与基体件的相互定位，如图 2.4 所示。



(a) 装配后立体与平面接合面 (约束功能件不可见)



(b) 板与孔，预先加上的约束功能件

图 2.4 连接中的约束功能件形成配合件与基体件定位并抵抗外力

我们在图 2.4 中介绍了两种一般的卡扣，利用它们能够随时用图阐述正在讨论的概念。它们代表了比较常见的卡扣形式。图 2.4(a)是实体与

平面连接。图 2.4(b)是板与孔连接。术语**实体**、**平面**、**板**和**孔**是用于描述卡扣基本形状的其中 4 种。基本形状的概念将稍后解释。

所有关键要求对连接的性能和可靠性来说都是重要的，但约束是卡扣最基本的要求。其他三个关键要求的成功与否取决于卡扣的恰当约束。因为约束描述了功能件的交互作用，所以它牢牢地依赖于卡扣作为一个系统的观念。

将卡扣的配合件视为空间物体，基体件视为基础。空间自由物体有 12 种运动方式。6 种是沿笛卡尔坐标系三根轴的平移运动（+或-），6 种是绕轴的旋转运动（+或-），如图 2.5 所示。我们将 6 种直线和 6 种旋转运动称为**运动度**或 DOM。完全没有约束的配合件可以在全部 12DOM 方向运动。尽管包含任何三根相邻轴的旋转或平移可以组合，所有 12 种运动不能同时出现。卡扣的用途是防止或控制（即约束）配合件相对于基体件在所有 12DOM 方向的运动。这样，我们就能够用术语运动度（DOM）来量化约束。

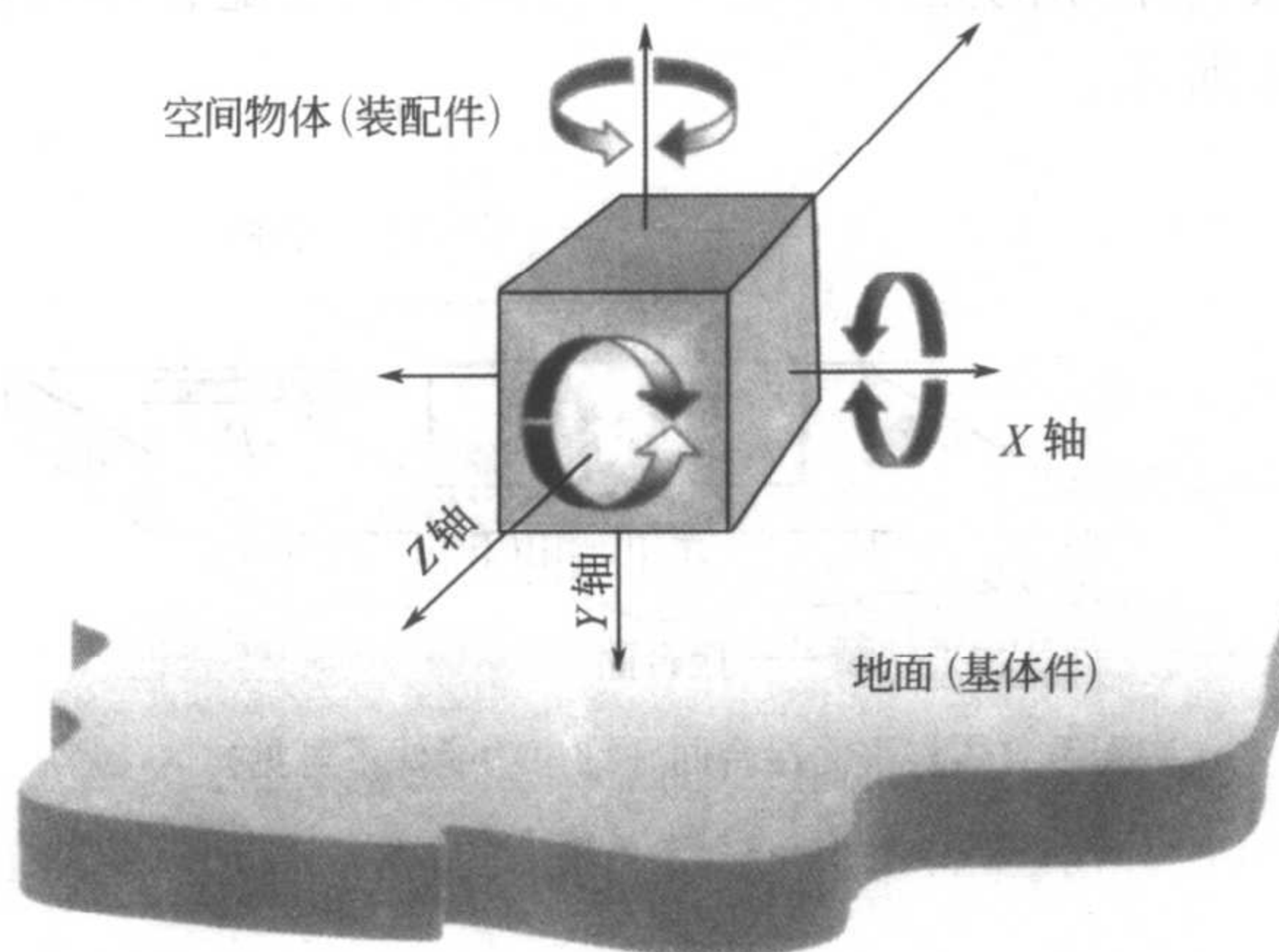
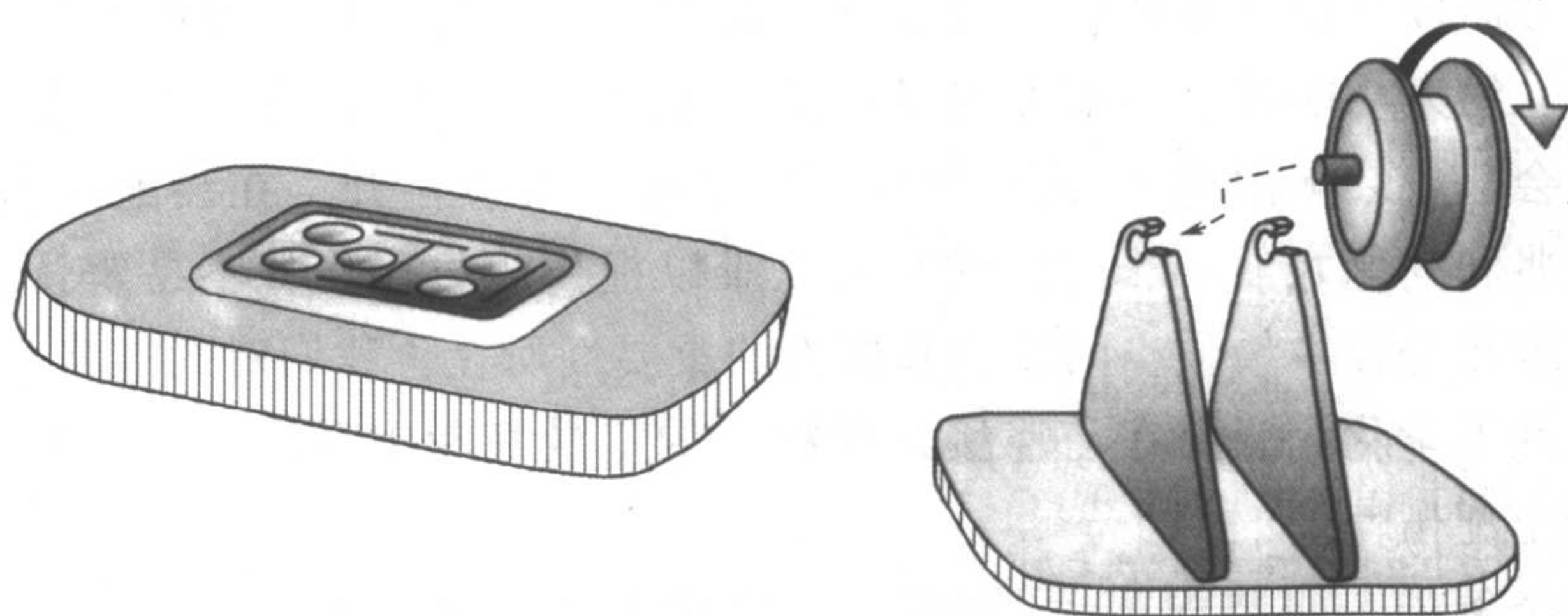


图 2.5 空间物体有 12 个方向或度的运动 (DOM)

约束功能件（锁紧件和定位件）视为卡扣接合面中的约束副，即用一个件上的功能件与另一件上的功能件相接合。大多数卡扣中，不希望有相对运动，约束副正确地在 12DOM 中布置约束，如图 2.6(a)所示。然而，在某些卡扣中，被接合件之间允许存在相对运动，故约束可以少于 12DOM，如图 2.6(b)所示。当然，运动的控制还是靠约束功能件。

设计规则：在固定应用中，不希望有零件之间的相对运动。当配合件与基体件在 12DOM 上正确约束时，连接被恰当地约束。在可动应用中，



(a) 装在孔内的按钮开关是固定应用

(b) 卡在支架上的滑轮是可动应用，滑轮卡到位后能旋转

图 2.6 约束功能件能够限制任何相对运动或能够控制运动

连接约束可以少于 12DOM。

2.2.2.1 非正常约束

在任一卡扣应用中，如果约束多于 12DOM，则此应用称为过约束。如果应用的约束少于 12DOM（除可动应用外），则称为欠约束。欠约束和过约束都应该避免。很多看来是因功能件薄弱而引起的卡扣问题，实际上都是非正常约束造成的。表 2.1 列出一些可产生过约束或欠约束情况的常见问题。元件接合面中的约束观念是非常重要的，很多设计规则应用于这些要求。

表 2.1 恰当的约束与欠约束和过约束

受影响因素	约束情况		
	恰当	欠	过
噪音	允许零件之间紧密固定	零件未对准，可能松动，吱吱声和喀哒声	无直接影响
装配	功能件固定无接合面	无影响	由于功能件之间的交互作用而难以装配
成本	允许标准或低精度（节约费用）	无直接影响	要求精度高
分析	能对功能件进行分析	无影响	接合面静态地不确定
可靠性	提高可靠性所需强度	不适当的锁紧负载会导致锁紧件失效	因约束功能件之间的残余应力而可能失效，在极端温度下可能出现零件扭曲

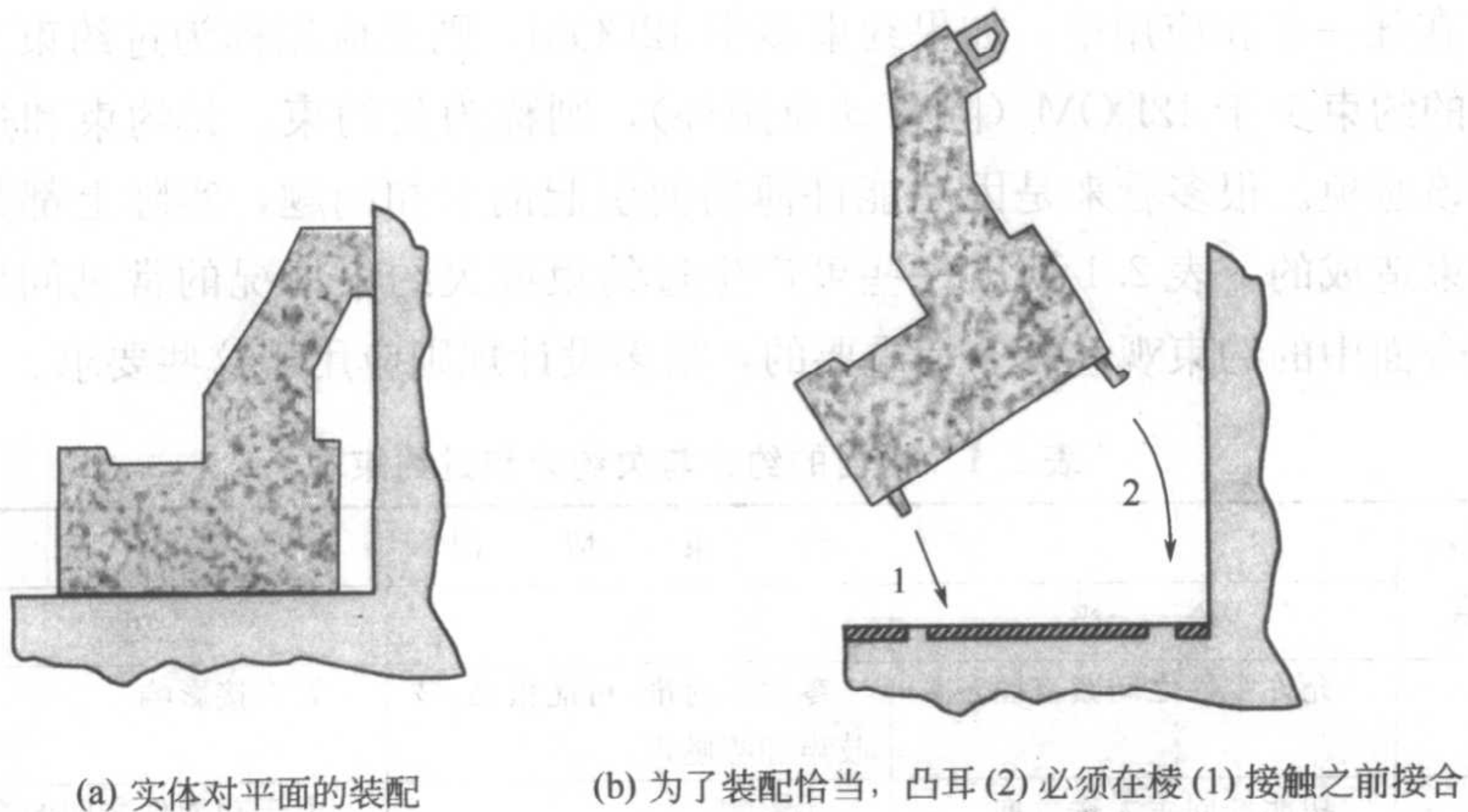
第 5 章以约束为主题详细叙述。卡扣设计过程中约束原理的应用在第 7 章讨论。

2.2.3 配伍性

配伍性是在所有要素之间卡扣接合面内的协调性。它是选择装配运

动、接合方向以及由基本形状组成且易于装配的约束功能件排列的结果。基本形状、约束功能件、装配方向以及接合方向的一些组合应优先考虑，而另一些会造成装配困难和/或功能件损坏的组合都应避开。在装配时出现问题征兆和问题之前，非配伍性常常是难以捉摸的失误，且不易辨认。这就是在卡扣开发中增强空间意识和推论的重要性所在。我们对约束量化而对配伍性不量化，只是在与连接选择相关的定量判断中采用一个系数。下面是两个配伍性差的例子。

第一个例子表明装配运动/约束功能件的非配伍性，如图 2.7 所示。配合件有一个非柔性定位功能件凸耳。由于凸耳的存在，基体件的右侧壁挡住了从顶部装配所需的可用运动方向。凸耳的定位意味着，操作者必须试着用力使凸耳产生足够的偏斜，才能与基体件上的孔相接合。大多数结局极可能是装配相当费事或零件的折断。



(a) 实体对平面的装配

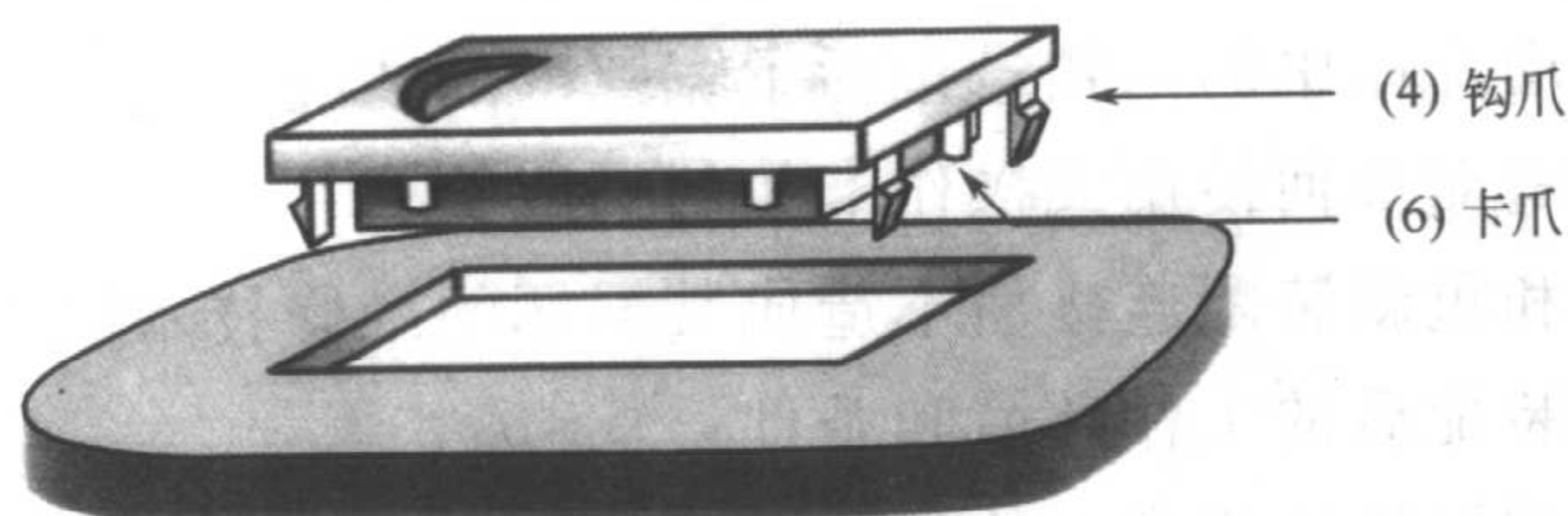
(b) 为了装配恰当，凸耳(2)必须在棱(1)接触之前接合

图 2.7 当设计次序紊乱地接合功能件时，
装配运动/约束功能件的非配伍性

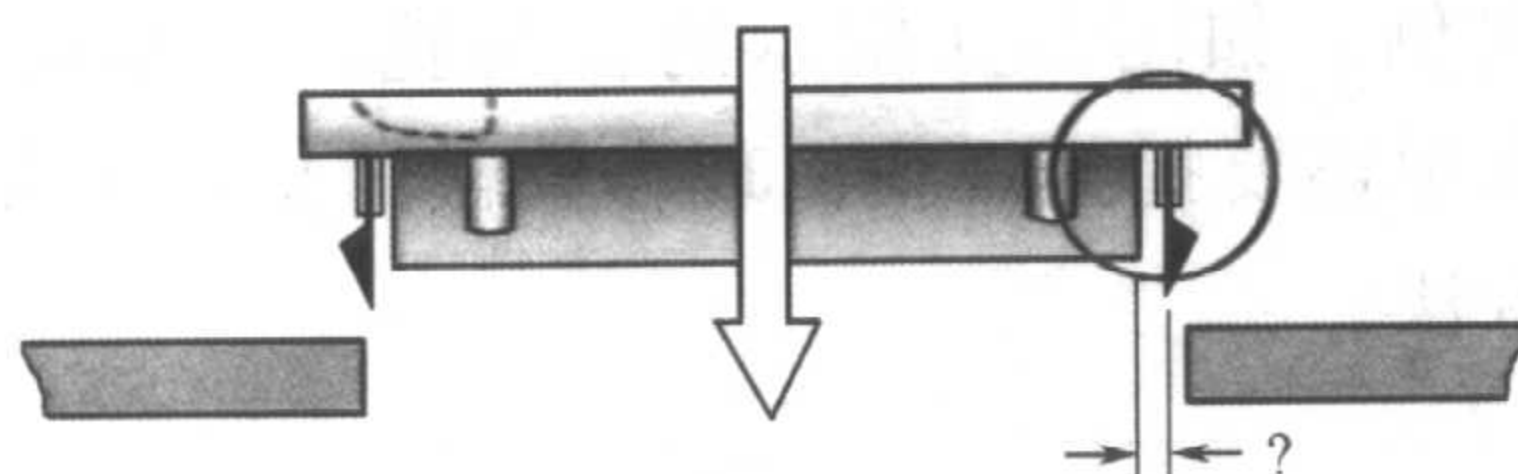
第二个例子表明两个违反配伍性的例子，如图 2.8 所示。装配过程中，没留够锁紧件弯曲所需的间隙。结果造成装配很费事，或者直接造成相接合的钩爪或边缘保持面的损坏。这个例子中的第二个违反配伍性的地方是，装配/拆卸运动的不配伍。装配运动是推，但拆卸运动是必须用手指拉功能件并迫使其上翻。这样就会造成扳手拉端的钩爪因过度弯曲而损坏，或者会造成板两端定位销的损坏。

重要的配伍性规则是：

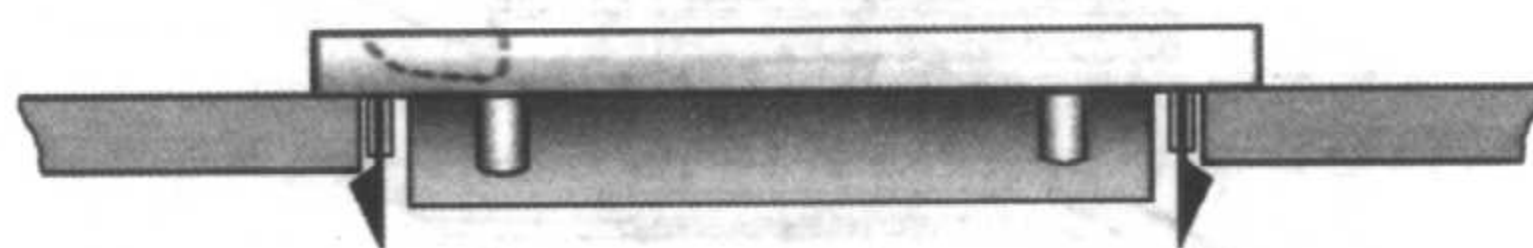
- 接合面上的所有有形功能件必须与装配运动相适宜；



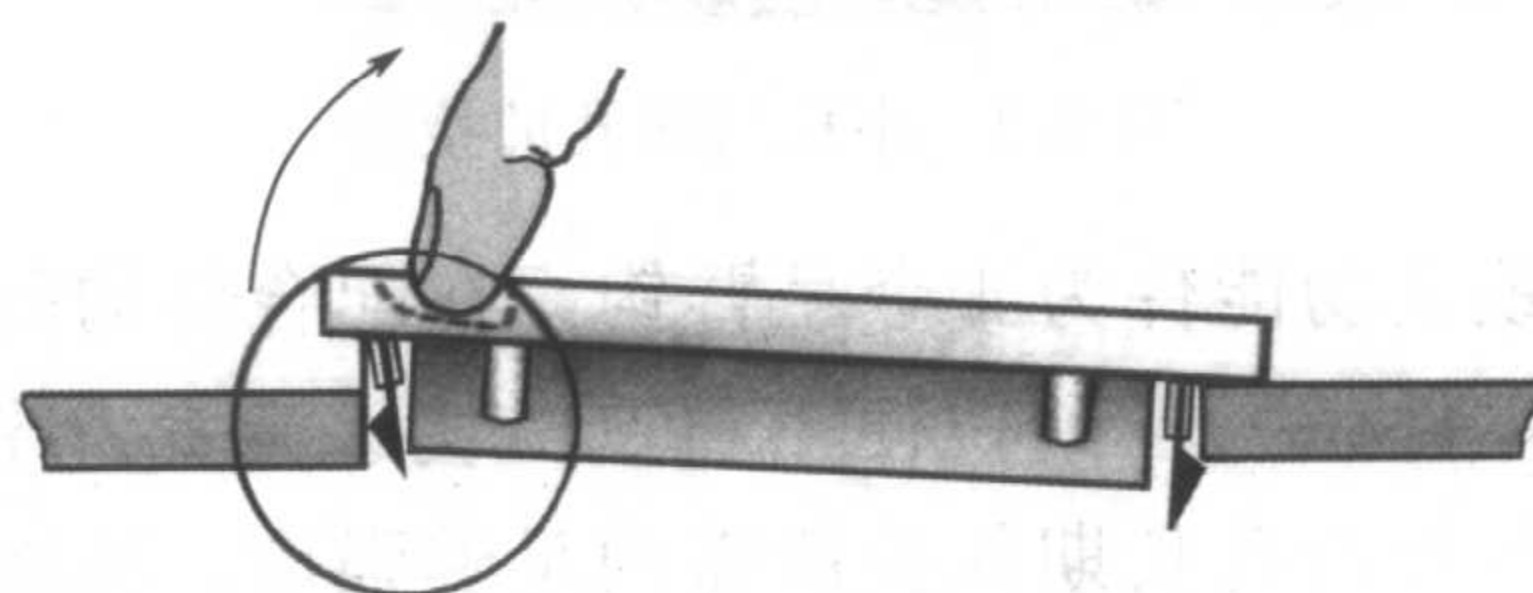
(a) 立体与孔接合



(b) 装配是推的运动，设计所留钩弯曲所需的间隙太小



(c) 装配后



(d) 拆卸需要向上的运动，一端钩爪因过度弯曲而造成损坏，也可能造成其他约束功能件损坏

图 2.8 违反配伍性的简单应用实例

- 所选择装配运动必须与基本形状相适宜；
- 装配和拆卸运动应该相同（尽管方向相反）；
- 留出装配和拆卸过程中功能件弯曲所需的间隙。

这些是简单的、表面上显而易见的规则，然而上述两个实例违反了这些规则。这里所举的两个违反配伍性的例子都来自实际应用。

2.2.4 坚固性

坚固性常常定义为容许尺寸的变化量。而作为卡扣的要求，它具有更广的含义。我们将卡扣的坚固性定义为卡扣对所有变量和未知量的容许量，这些量存在于产品的设计、制造、装配和使用中。坚固性的确是对变

化的容许量，但变化是由许多未知量引起的，并以多种讨厌的方式显现出来。卡扣使用寿命中的未知量包括了宽范围的情况变化：

- 消费者对如何使用或操作卡扣的理解能力；
- 拆卸和重新装配连接而不造成其损坏的维修技术能力；
- 零件装配后的工作环境和条件；
- 误用的可能性或意外的负载。

为了说明坚固性的重要性以及与卡扣强度的关系，我们采用基本形状非常简单的应用实例，如图 2.9 所示的板与孔。此实例来自一个实际设计，在后面有关章中还要提到。我们现在要做的是，非常简要而充分地归纳问题以及解决方法。

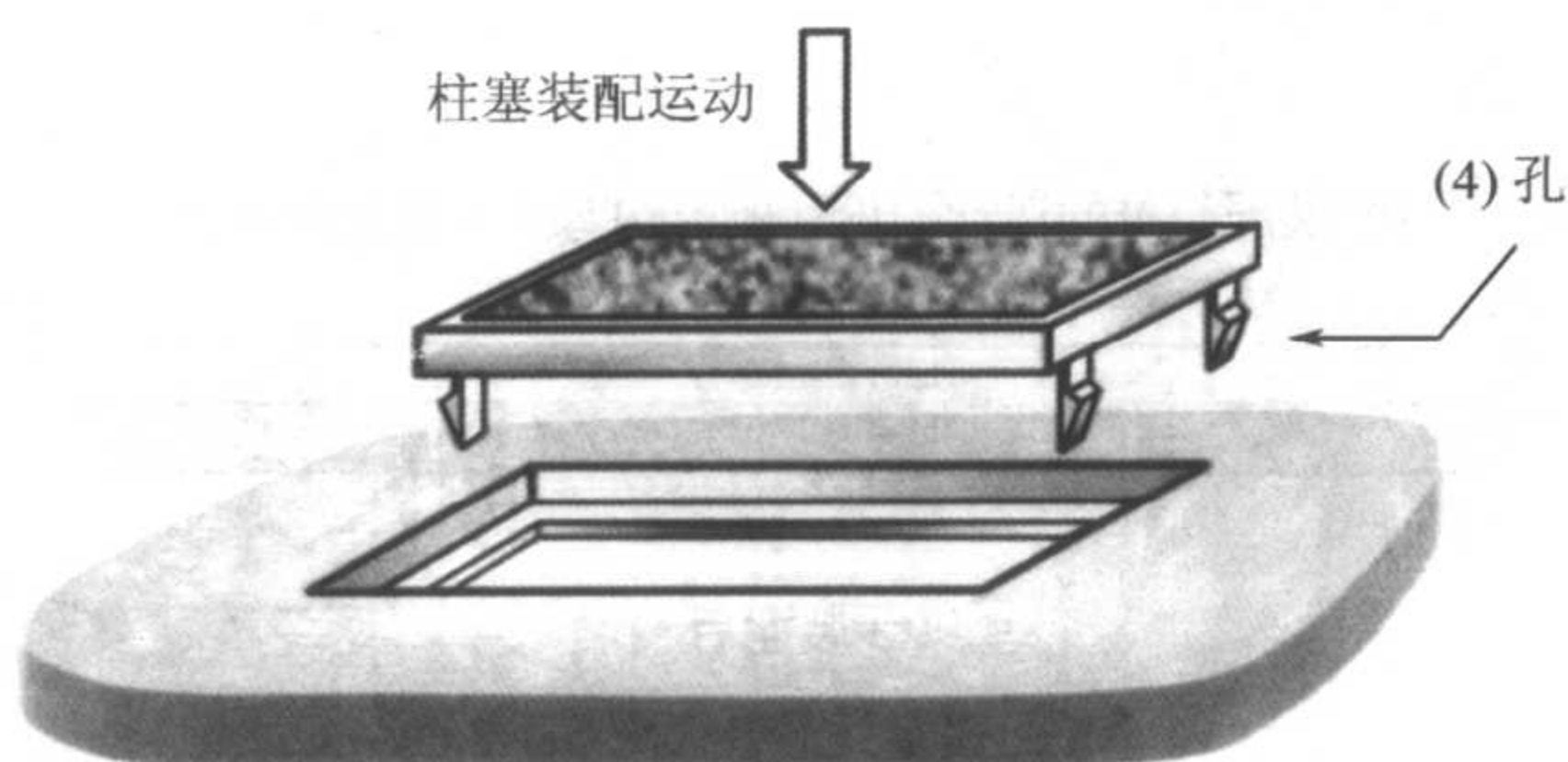


图 2.9 小板与凹孔的接合

原设计中的锁紧功能件为 4 个悬臂钩，在配合件的每个角上一个。板是质量非常小的零件，一旦到位便不再受外力。对每个钩都应进行分析，以确保装配时以及板与孔长期保持所需的足够强度。然而，尽管钩的强度足够，但有些板在最初使用的数月中还是掉了下来。对失效零件进行的研究表明，一个或多个钩子损坏了，有些钩仍保持完好，而有些则完全折断。

对此问题的第一反应可能是，仅对这些钩子进行加强，毕竟它们折断了。这是功能件层面的认定，正像我们将要看到的一样，这一认定毕竟是错误的。了解和认定卡扣问题的一个非常重要的规则是，在核实卡扣连接层面是否有问题之前，不能认定就是功能件层面的问题。对此零件装配过程的研究表明：

- 卡扣处在装配操作者正常视线以下的一个垂直平面内；
- 装配过程是看不见的，即当操作者抓着装配件（板）并试图将其装配到孔中时，手会将连接区域完全挡住；
- 当操作者以正常方式抓住板时，在锁紧件沿着孔的周边完全定位之

前，他们的指尖会接触到孔周围的表面，如图 2.10 所示。

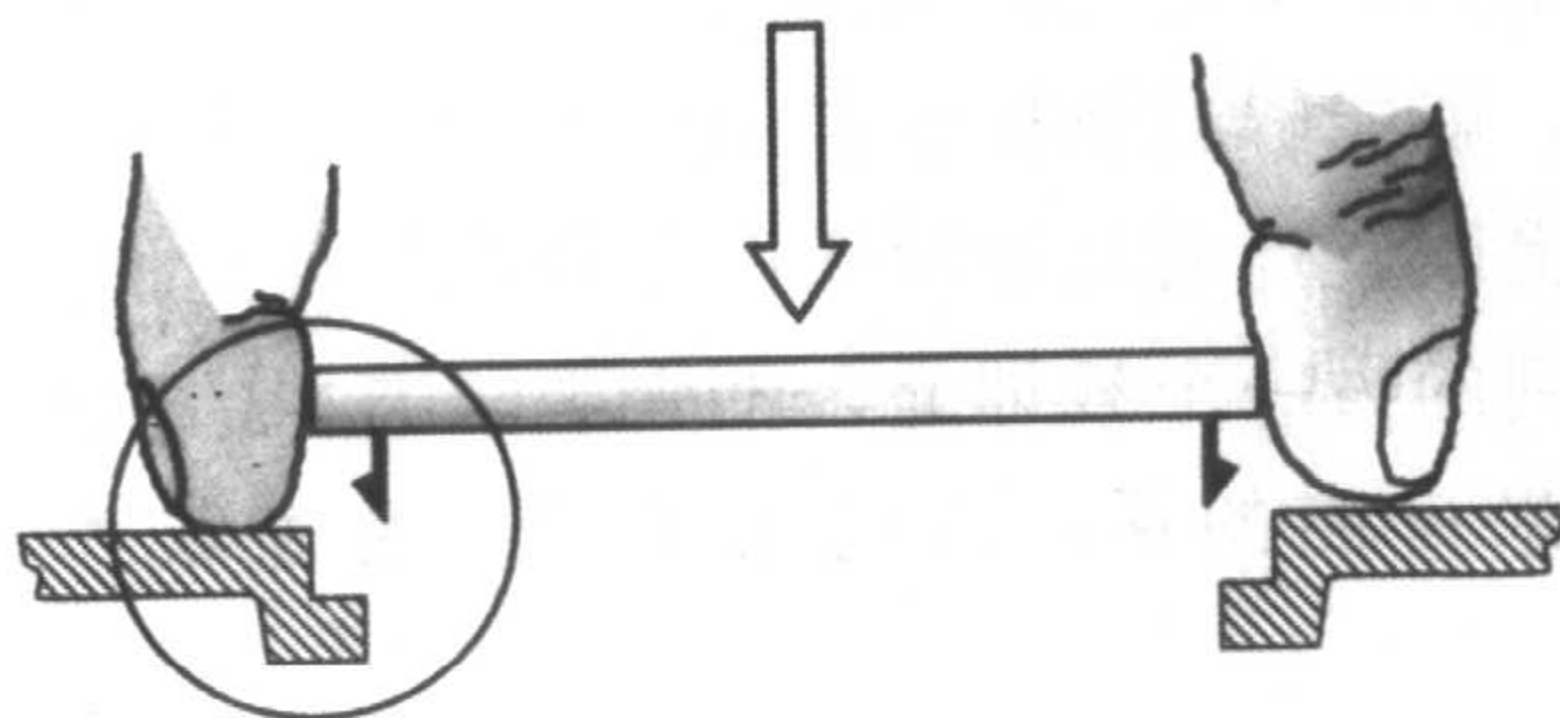


图 2.10 操作者的指尖与钩的正确找正和接合出现干涉

对装配操作进行观察之后，不难断定，零件出现问题的根本原因是，在装配操作过程中就造成了钩爪的损坏。将钩爪做的再结实一些，可能会防止其损坏，但也会使装配力增大，大的装配力可能会带来人机工程学的问题，问题的解决没有保证。可能出现的、且采用更为结实的钩爪也肯定不能解决的其他问题有：额外耗费时间；操作者施巧计才能将板装配到位；装配困难时的连续受挫也耗费时间。

假如零件的装配是在自动化操作（如用机器人）中完成的，那又会如何呢？大的装配力和挫折不再是问题，但板与孔所要求的精确定位也会出现，甚至对自动化操作来说也一样。

能解决此问题的一种选择如图 2.11 所示。利用起到**定位**（约束功能件）和**引导**（增强功能件）作用的附加销，此应用现在对装配过程在力学上是坚固的。这些销子首先起到引导作用，并沿孔的边缘定向，在操作者手指接触基体件之前就可将装配件稳定住，确保钩爪与边缘接合的正确位置且不致受损。由于钩爪靠在孔的边缘上，操作者便可容易地将板与孔定位，最后一推，使钩爪接合并完成装配。提示：在此应用中，应为建议采用的、起定位作用的长销留够所需的间隙。然而，如果无间隙可用，其他结论也是有用的。我们在第 4 章重新观察此实例时再讨论它们。

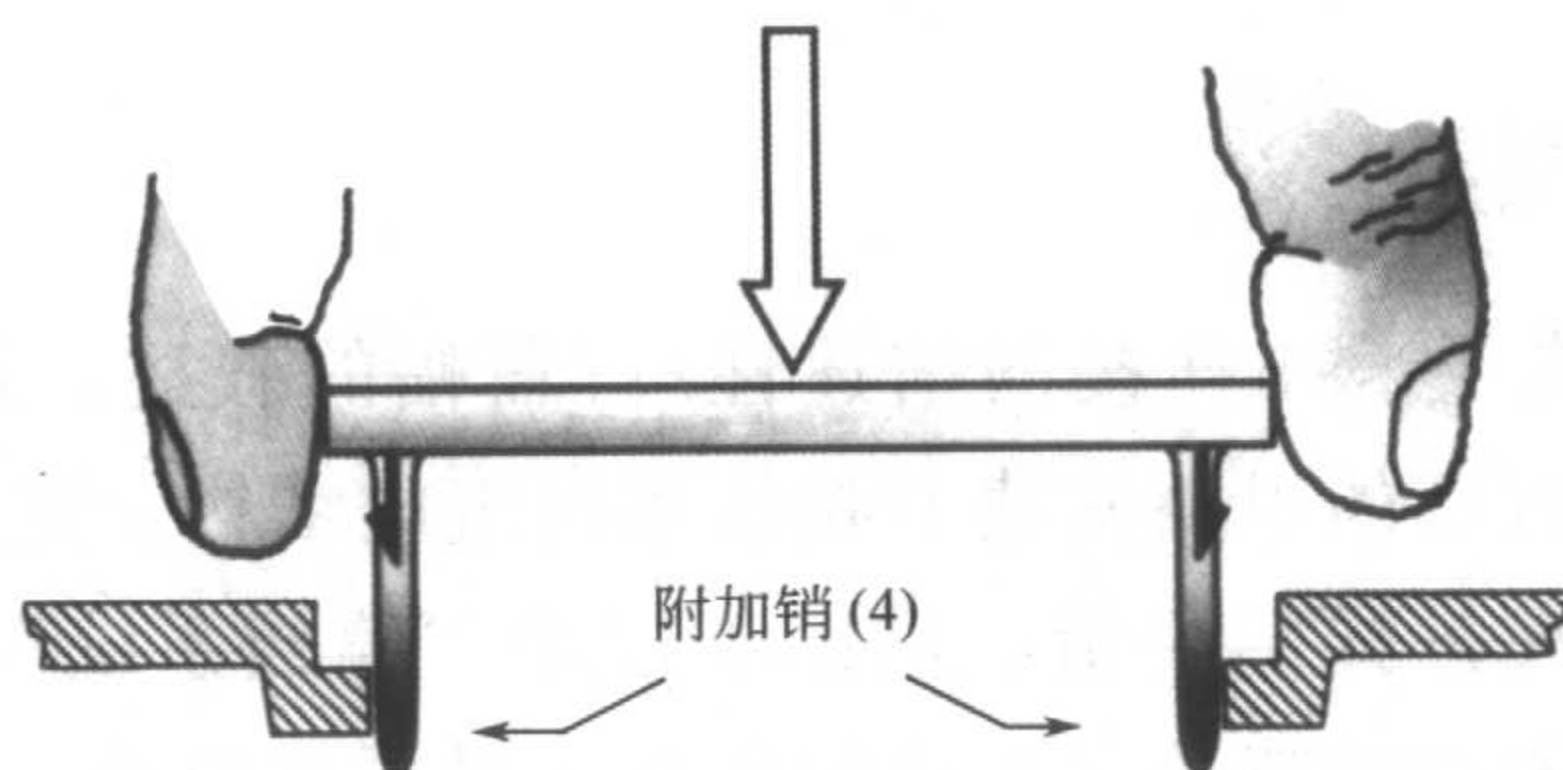


图 2.11 用于装配过程能稳定装配件并防止钩爪受损的定位

这是一个相当容易判别的问题，而现实问题是，它为什么还是先出现了？或许设计者认为，板与孔太基础太简单，不必为它操心。将连接作为一个系统的思想，就能够避免操作者的受挫、消费者的不满、产品的担保费用、工程师为更改设计而耗费时间以及修改模具的加工费用。

由此实例得到的另一个教训是，不先观察卡扣的装配，就不要试图解决它的问题。如果可能的话，自己亲手完成装配操作，以便获得真实感觉。

概括来说，本例中的钩爪具有足够的强度，经受得住正常装配时的偏斜，一旦接合，足以保持板的位置。但是，强度反而却不够，整个系统对装配过程来说是不坚固的，因此连接是不可靠的。总之，坚固性有助于确保功能件的强度得到充分利用，反过来又能确保卡扣连接的可靠性。

与配伍性一样，我们也不量化坚固性。但它是一个重要的目标，同样会对很多设计决策产生影响。第4章叙述的增强件提出了很多有关坚固性的问题。

以上完成了4个关键要求的讨论。它们的关系如图2.12所示。最终目标是连接的耐久性和可靠性所需的功能件强度。恰当的约束是最基本的要求，是满足其他三个要求的基础。坚固性和可靠性取决于恰当而有效的约束，也有助于强度的利用。

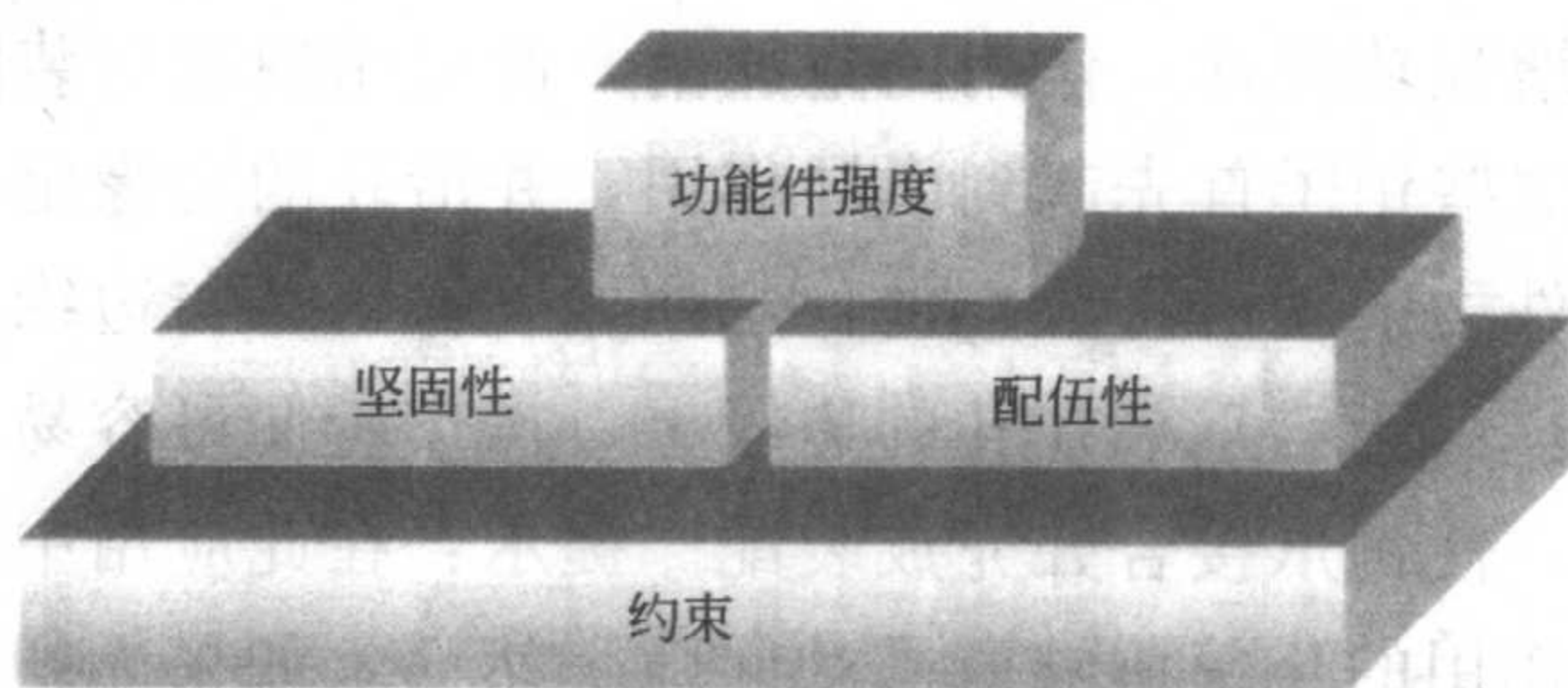


图 2.12 4 个关键要求的关系

2.3 卡扣的要素

6个要素构成了卡扣连接的描述性/占篇幅的叙述。通过对它们的学习，您就可以按自己的思路构建卡扣技术的组成结构。这是做一些与编档系统中定义文件夹一样的事情。借助于这个“编档系统”，您会发现，记住并应用设计结论中的特殊卡扣功能件会变得更加容易。

6个要素被分成两组，如图2.13所示。4个描述性/占篇幅的要素用

来描述特定连接层面术语的应用，这些术语有助于我们应用开发过程。两个有形要素用来描述连接接合面的实际功能件（或积木）。

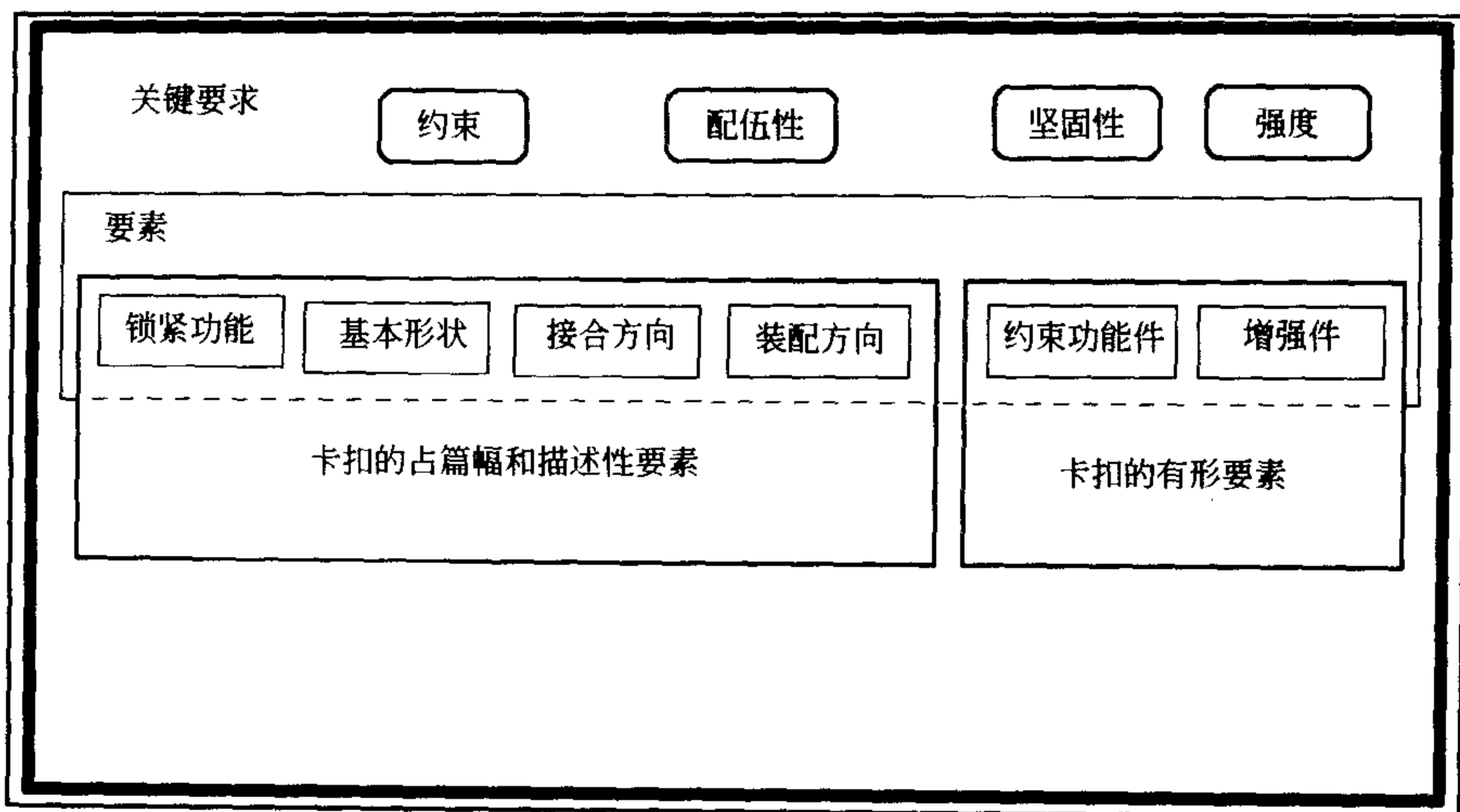


图 2.13 卡扣的六要素

2.3.1 功能

功能是第一位的描述性要素。它是连接的基本目的，即卡扣中锁紧功能件必须做什么。功能不是卡扣开发术语的多个重要要素之一。然而，它对各种性能要求有关的锁紧功能件进行分组是有用的，这样，有助于对卡扣技术的全面理解。功能可用术语**动作**、**连接类型**、**保持**和**锁紧类型**来描述。

2.3.1.1 动作

动作是将运动设计到卡扣应用中的潜力。

在**固定卡扣**中，零件锁定之后，零件之间不存在相对运动。这种应用在全部分12个运动度上受到约束。图 2.6(a)中的按钮开关、图 2.8 和图 2.9 中的板与孔的实例都是固定卡扣。

在**可动卡扣**中，被接合零件接合后，它们之间可存在相对运动，但在运动中绝不能完全分离。当没有约束件限制这一运动时，它可自由运动。图 2.6(b)中所示滑轮就是个例子。当锁紧件或定位件控制或调节这一运动时，装配件有时是不可移动的，属受控运动，如图 2.14 所示。

哪里出现自由运动，则在那些方向上不存在约束，连接受到的适当约束就少于 12 个运动度。滑轮受到 10 个运动度的适当约束。

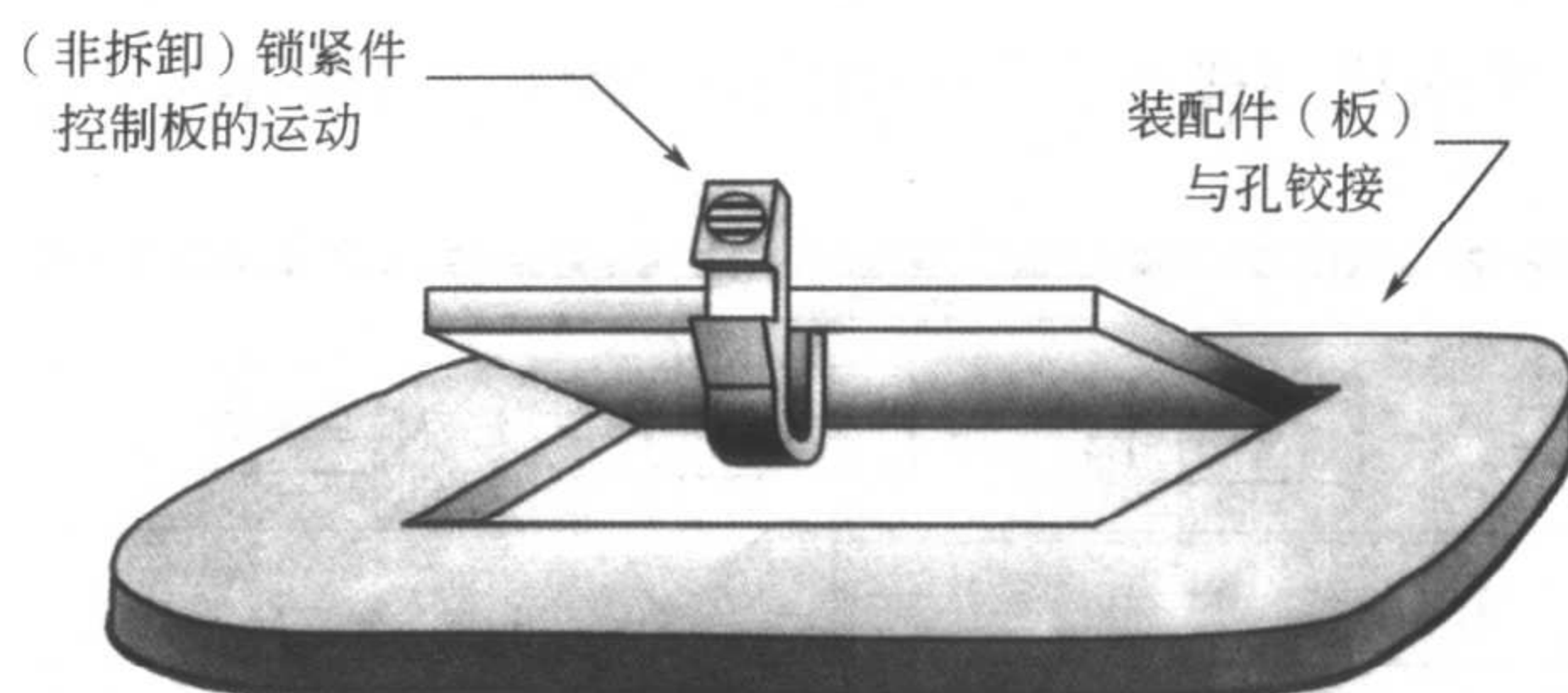


图 2.14 板与孔的受控运动

2.3.1.2 连接类型

卡扣可以是**最终**连接，或者也可以是其他连接出现之前的临时连接。当采用卡扣贯穿其有效寿命始终保持在一起的连接时，卡扣为**最终**连接。大多数卡扣属于此类，在至此所示的所有实例中，锁紧均为最终连接。

临时连接时，卡扣仅将连接保持到其他连接出现。仅要求它们是足够坚固而有效的，能够将装配件与基体件定位保持到最终连接的实现。暂时连接的卡扣通过允许设置几个先于最终连接的元件来支撑基于装配的设计，有时还可以通过允许采用花费少的最终连接过程而节省钱，例如用缓凝黏合剂替代速凝黏合剂。

2.3.1.3 保持

保持涉及锁紧副的特性：永久或非永久。

永久锁紧件是不打算拆开的，如图 2.15 所示。没有锁紧真正是永久的，但这种锁紧一旦接合便难以分开。某些情况下，只有借助工具或做出很大努力才能将它们拆开，但会造成锁紧件或零件的损伤。这表明，连接是不能进行维护的或必定造成产品损害。在连接必须承受造成非永久锁紧脱开的骤然冲击力的地方，它们还是有用的。图 2.15(a) 为止逆锁紧件，其中锁紧倒刺装在不带拆卸通道的接合面中。图 2.15(b) 是钩爪与壁上的带状功能件的接合。所需要的装配力很大，而一旦接合，壁面则阻止钩爪端拆卸时的旋转。

非永久锁紧件是打算拆开的。非永久锁紧用两种锁紧类型加以区别。

2.3.1.4 锁紧件类型

涉及锁紧功能件是如何允许零件分离的，如图 2.16 所示。

可拆卸锁紧件被设计成，当预定分离力施加到零件上时，允许零件分

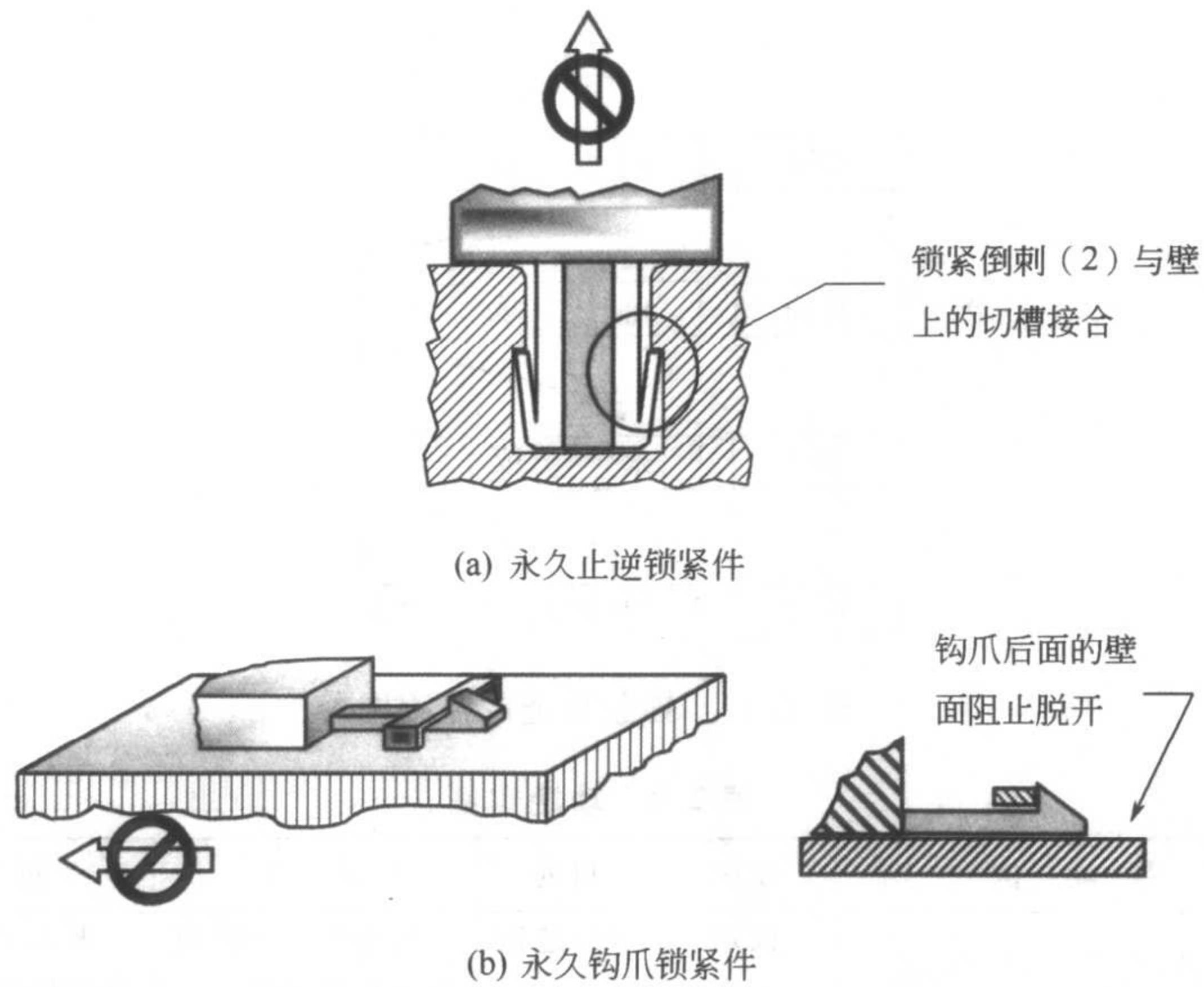


图 2.15 永久锁紧件

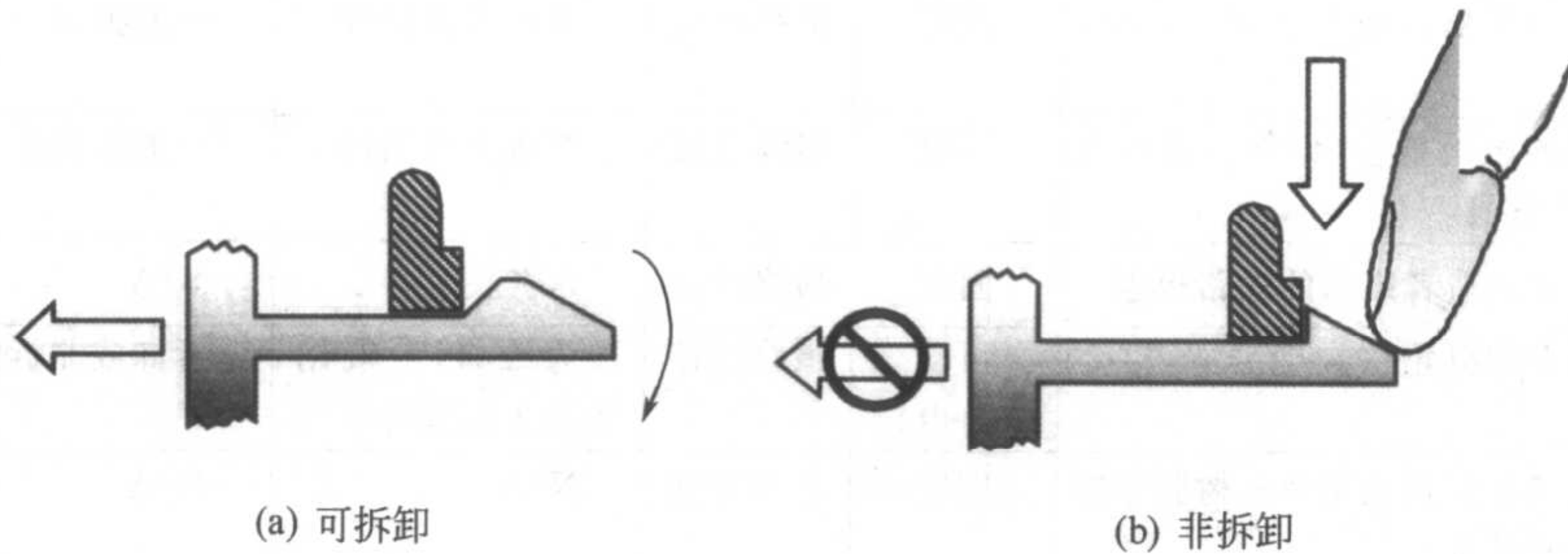


图 2.16 非永久锁紧件

离，如图 2.16(a)所示。

非拆卸锁紧件需要人工使锁紧件偏斜，如图 2.16(b)所示。图 2.14 所示也是一个非拆卸锁紧件。提示：非拆卸锁紧件在一定条件下是可以拆卸的。非拆卸功能件不能保证意外的分离。

2.3.1.5 功能小结

功能确切地描述了锁紧功能件在应用中必须做到什么。正如我们在第 3 章中将要看到的一样，一些锁紧功能件在这些功能的某些性能上优于另外一些。功能的抉择总结于图 2.17 中。从顶部开始，向下通过 4 个层次的工作来描述一个产品。表 2.2 列出各种用功能对卡扣分类方法的实例。

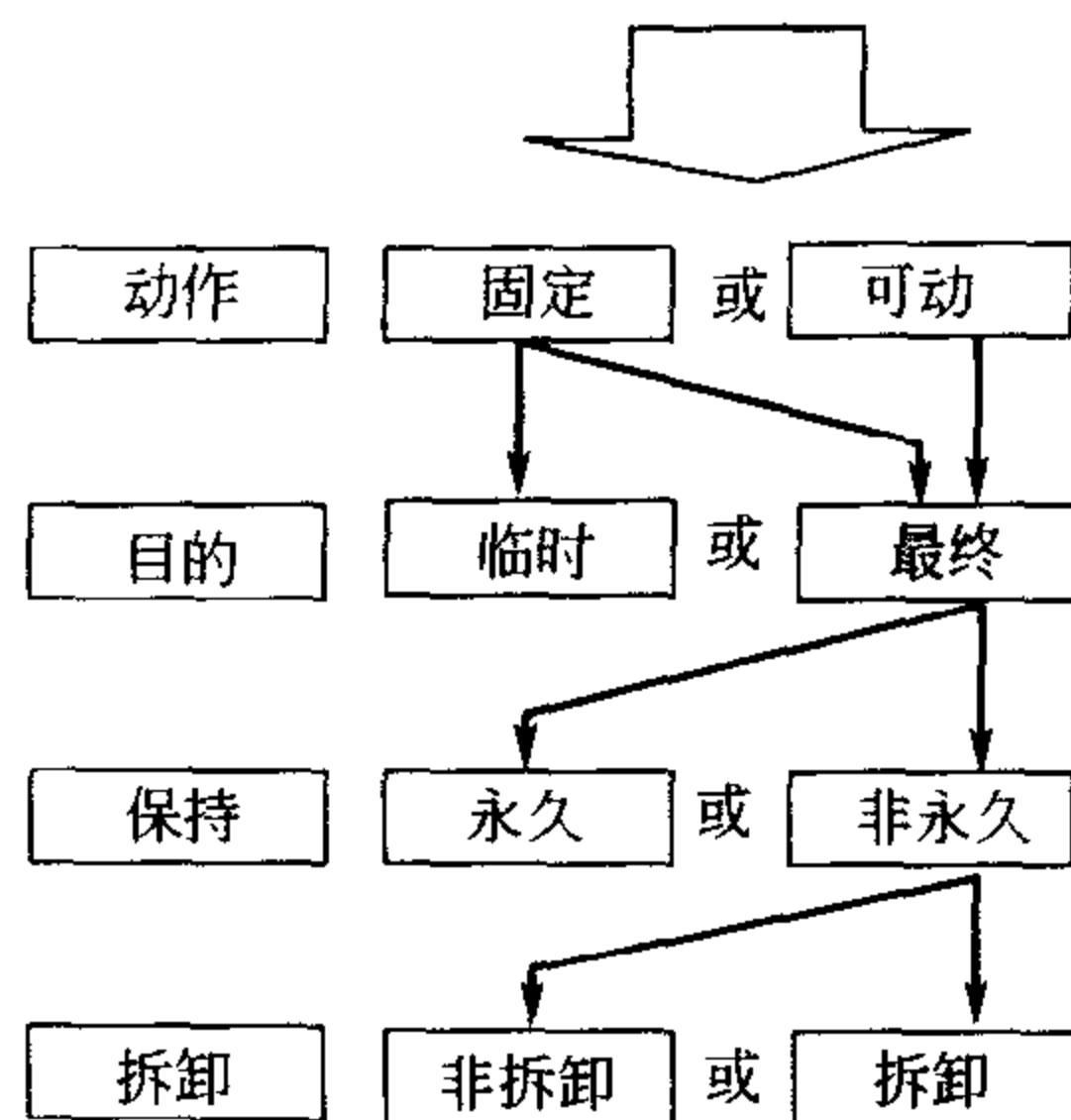


图 2.17 锁紧功能的流程图

表 2.2 功能实例

应用实例	动作	目的	保持	拆卸
开关装入孔,与图 2.6(a)类似	固定	最终连接	为维修,一般用非永久锁紧件	无人工拆卸的通道时的拆卸
开关组件中的摇杆开关	可动 (受控)	最终连接	为维修,一般用非永久锁紧件	拆卸或非拆卸
电视遥控器的电池盖板(滑动拆卸)	固定	最终连接	非永久锁紧件	一般拆卸
玩具的电池盖板(偏斜拆卸),与图 2.14 类似	固定	最终连接	非永久锁紧件	一般非拆卸
仅需要制造者维修的电路板盖	固定	最终连接	永久锁紧件	N/A
支架上的滑轮	可动 (自由)	最终连接	为维修,一般用非永久锁紧件	拆卸或非拆卸
灯玻璃卡到预先用环氧树脂粘接的玻璃载体上	固定	临时连接	N/A	N/A

注: N—可以用,但不推荐; A—可用。

2.3.2 基本形状

基本形状是第二个描述性要素,它描述接合元件的简单几何形状。用形状对元件分类使我们能够用类属术语去考虑卡扣应用。这一点非常重要,因为它有助于我们在卡扣应用之间进行卡扣方案的转换。而最重要是利用基本形状有助于我们使连接形象化。它对开发好的卡扣方案所需的空间推理也有所帮助。

2.3.2.1 装配件和基体件

将构成典型卡扣的两种元件定义为装配件和基体件。先从基本形状开始描述。

基体件可以是很大的，而且是明显静止或固定的。装配件一般比基体件小，可拿在手中，并与较大的基体件实现连接。按钮开关、图 2.6 中的滑轮、图 2.7 和图 2.8 中的常见实体以及图 2.9 中的小板都被视为装配件。基体件通常是**实体、平面、孔或空腔**，见表 2.3。

表 2.3 基本形状一览

零件	基本形状					
	立体	板	外壳	平面	孔	空腔
装配件	常见	常见	常见	少见	少见	少见
基体件	常见	少见	少见	常见	常见	常见

我们可以依据其大小和运动规则来识别装配件和基体件，也可以根据基本形状来识别。如果所有这些都仍不足将装配件与基体件加以区分，那么这些零件大概是太相似了，以至于只能做出任意选择。提示：这些识别大多数情况下是正确的，一些特例将在本节后面提到。虽有特例出现，但不会降低掌握这些定义的重要性。

2.3.2.2 基本形状描述

(1) 实体——刚度和厚度兼备的零件，如图 2.18 所示。实体应使用三维的约束功能件。

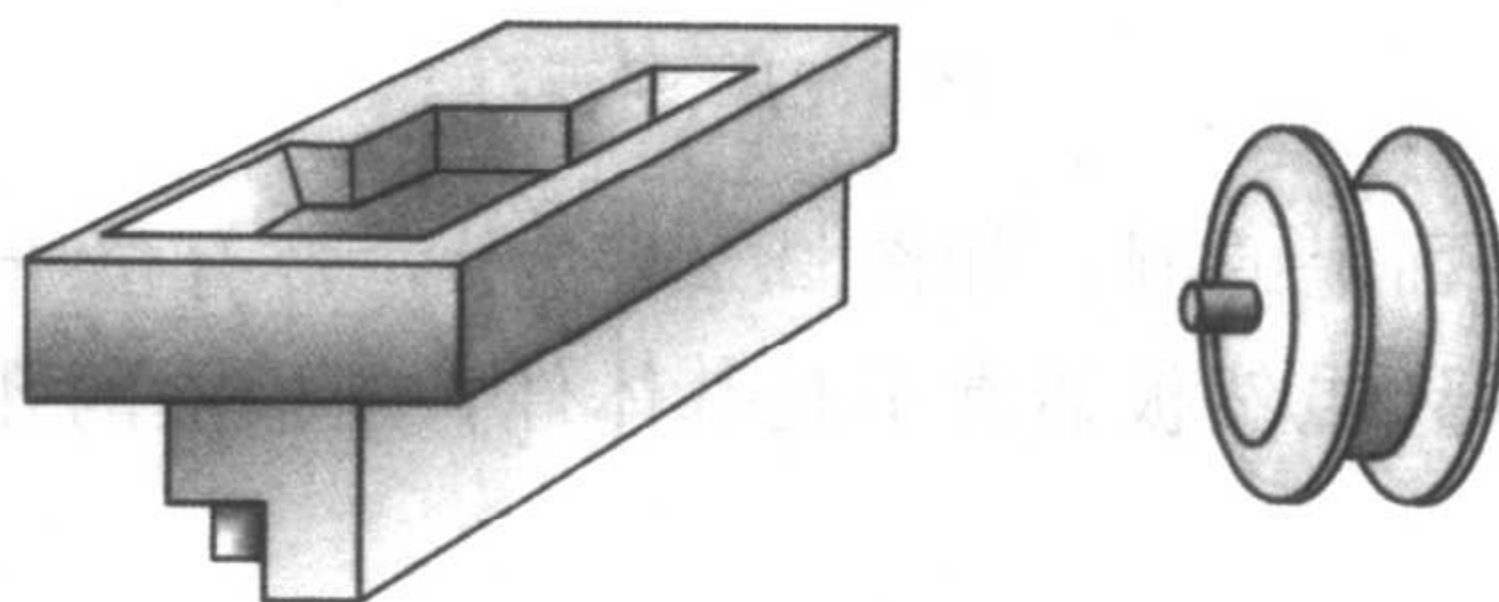


图 2.18 实体

(2) 板——相对薄的零件，往往有屈从于弯曲和扭转的趋势，如图 2.19 所示。约束功能件一般设在周边上或周边附近，但可以设在板周边的任何位置。

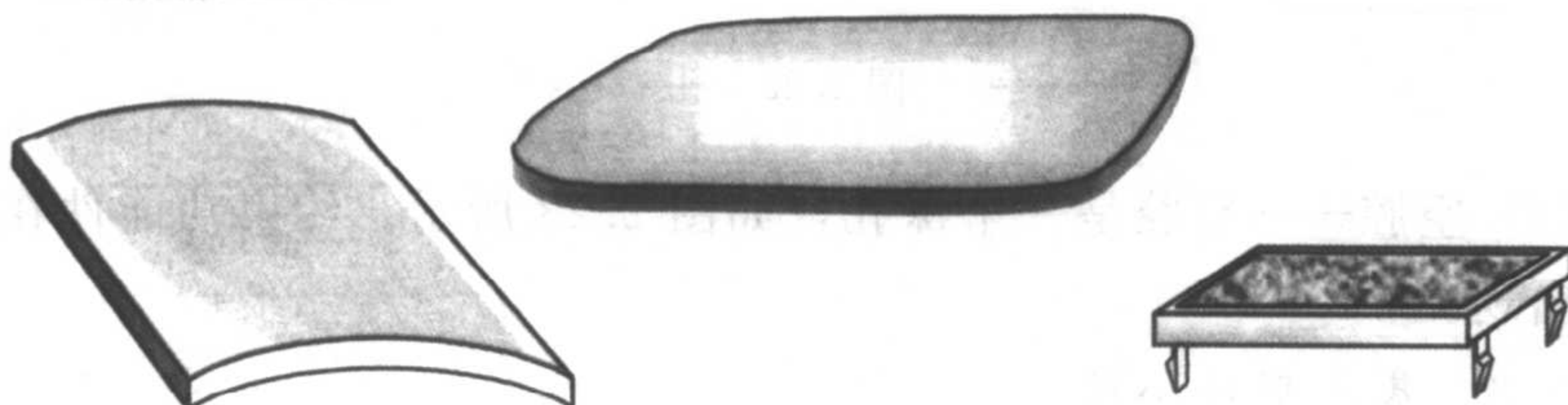


图 2.19 板

(3) 外壳——三维壳体，如图 2.20 所示。外壳本质上是三维的板结构。它们具有柔性的壁板和沿开口边缘的约束功能件。

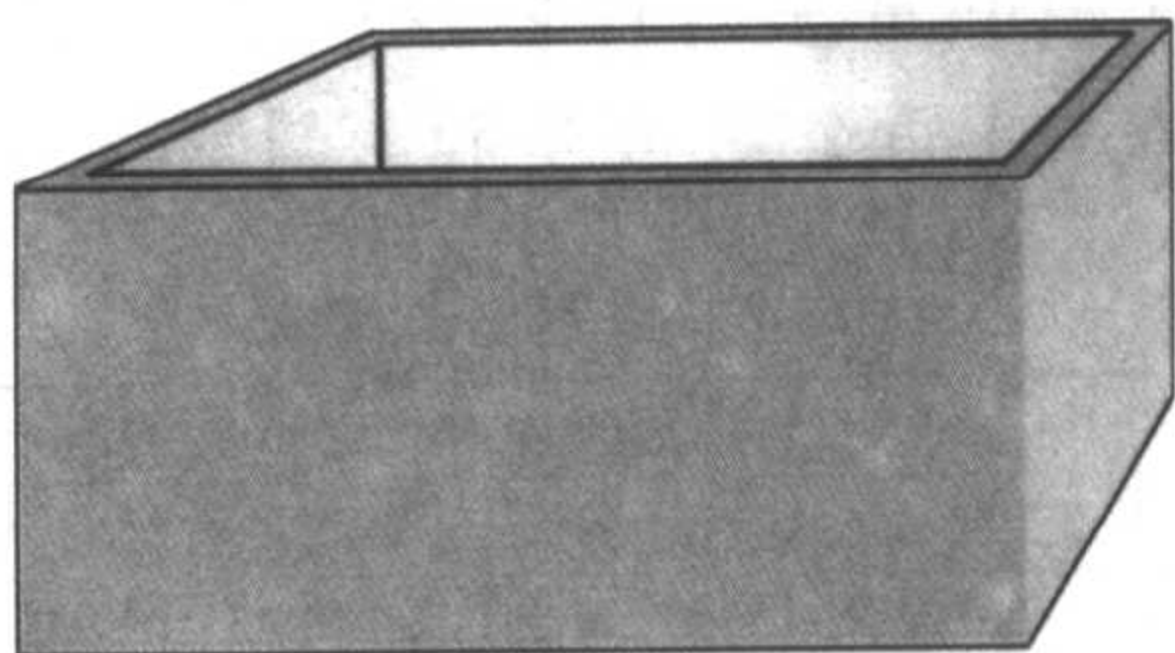


图 2.20 外壳

(4) 平面——局部二维面，如图 2.21 所示，带有位于平面的约束功能件。提示：虽然板通常不是基体件，但板的平面是基体件。

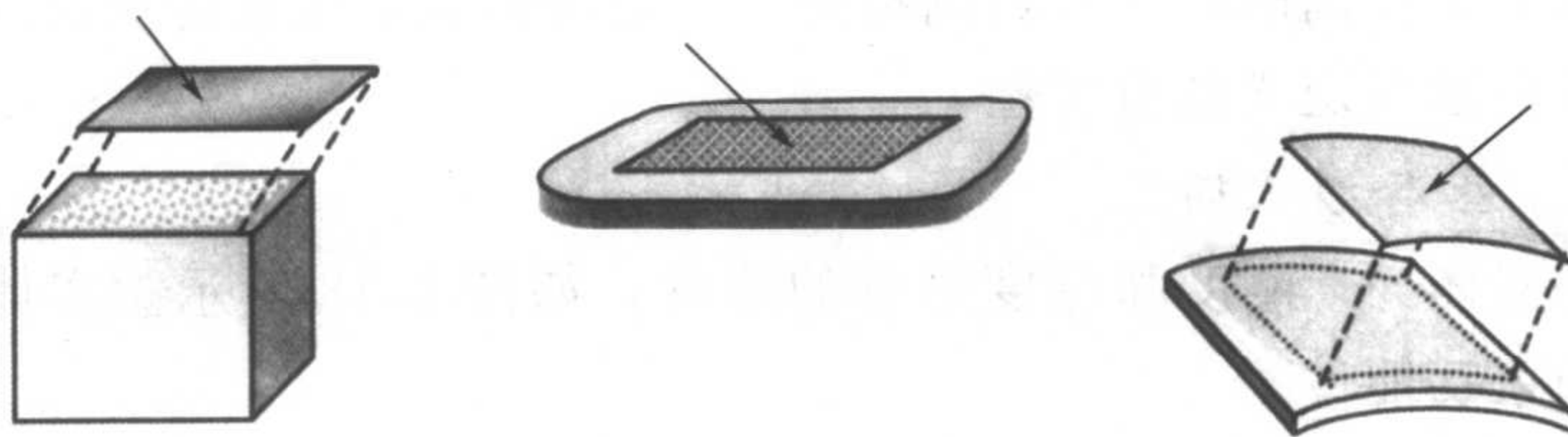


图 2.21 平面

(5) 孔——平面上的洞，如图 2.22 所示，带有位于或靠近孔边缘的约束功能件。提示：虽然板通常不是基体件，但板上的孔是基体件。参见图 2.8 和图 2.9。

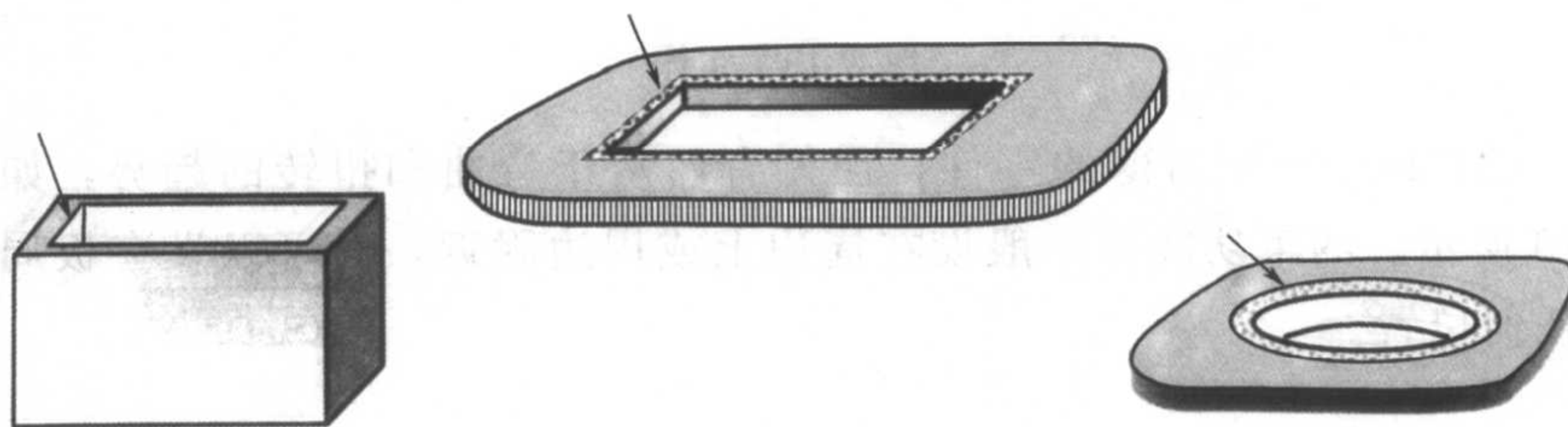


图 2.22 孔

(6) 空腔——空腔是一个深孔，如图 2.23 所示。约束功能件在三维方向出现。

2.3.2.3 基本形状小结

对零件形状属性的描述，有助于重要的卡扣知识、以往经验和课程学

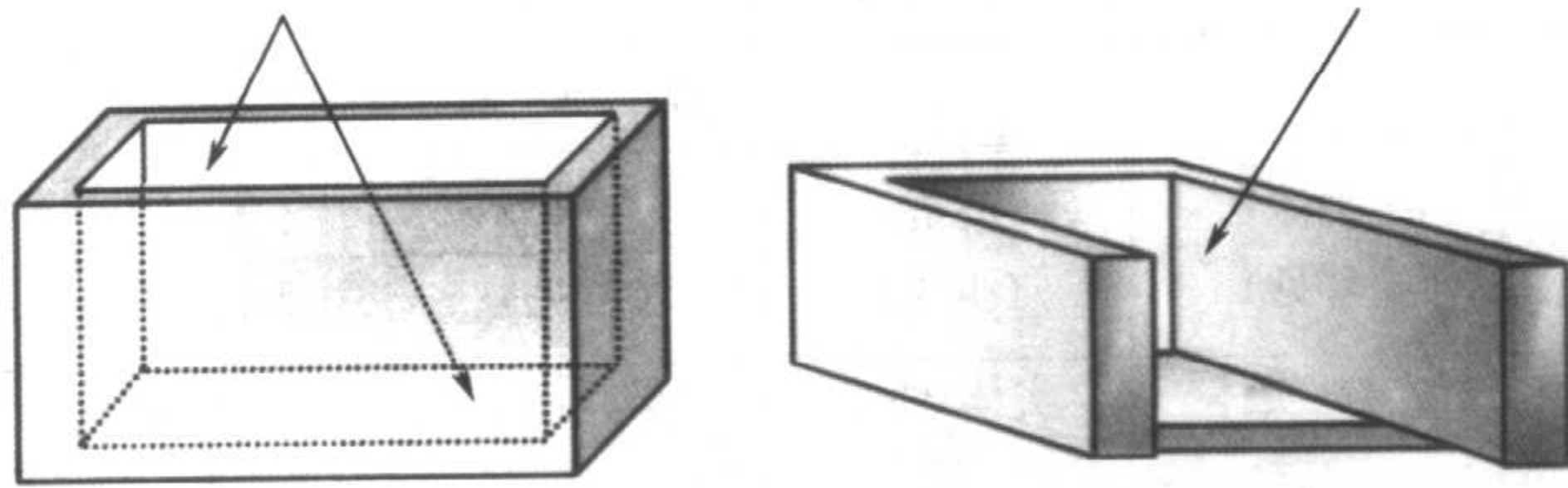


图 2.23 空腔

习在各种应用之间的转换。例如，板与孔的应用可能是机壳上的小板或反射板、汽车内部扬声器格栅、较大的入口或入口板。不考虑产品的话，板与孔的卡扣基本设计原理都是一样的。我们通过对有限数量的基本形状组合的学习，将学到大多数常见产品。

表 2.4 表明，基本形状通常在装配件和基体件之间是如何分布的。被认为最常见的、几何上可能的组合归纳于表 2.5 中。此表是根据对几百个大多数用于汽车工业中的实际产品的观察列出的。然而，对其他产品的观察似乎与这些观察大体一致。频率的判断有待于搜集更多信息后再改变，但出自于有不同意见读者的注释和实例总是受欢迎的。

表 2.4 观察到的基本形状组合频率

装配件形状	基体件形状					
	实体 (常见)	板 (少见)	外壳 (少见)	平面 (常见)	孔 (常见)	空腔 (常见)
实体 (常见)	立体-立体 高	C	立体-外壳 低	立体-平面 高	立体-孔 高	立体-空腔 高
板 (常见)	板-立体 低	板-板 低	板-外壳 低	板-平面 低	板-孔 高	板-空腔 低
外壳 (常见)	外壳-立体 低	C	外壳-外壳 低	外壳-平面 高	外壳-孔 低	外壳-空腔 低
平面 (少见)	平面-立体 低	C	平面-外壳 低	C	×	×
孔 (少见)	×	×	×	×	×	×
空腔 (低)	×	×	×	×	×	×

注：高——非常常见的基本形状组合；低——观察到的频率少；C——被其他一些组合覆盖（有待改变）；×——经判断几何上不可能（有待改变）。

表 2.5 最常见的基本形状组合 (表 2.4 中用频率高所表示的范围)

装配件形状	基 体 件 形 状				
	实体 (常见)	外壳 (少见)	平面 (常见)	孔 (常见)	空腔 (常见)
实体 (常见)	实体-实体 高	实体-外壳 低	实体-平面 高	实体-孔 高	实体-空腔 高
板 (常见)	板-实体 低	板-外壳 低	板-平面 低	板-孔 高	板-空腔 低
外壳 (常见)	外壳-实体 低	外壳-外壳 低	外壳-平面 高	外壳-孔 低	外壳-空腔 低

注：高——非常常见的基本形状组合；低——观察到的频率少。

掌握这些表的重要性在于，能够从产品形状入手对其进行分类和分组，能够容易地将设计知识在属于同一单元产品之间进行转换。有些知识也可以在一行或一列或形状特征相似的单元之间进行转换，例如：

- ① 外壳与板，可将外壳定义为具有与板形状类似的壁板；
- ② 孔与空腔，可将空腔想像成深孔；
- ③ 平面与板，可将平面视为位于板上。

有些基本形状的组合具有好的和差的特征。有些基本形状的组合应该避免。每种组合都有一些有助于确保卡扣性能好的首选装配运动、约束功能件和增强件。只要我们讨论了卡扣的其他要素，就能够对常见基本形状的组合总结出一些值得要的和不值得要的特征。

表 2.5 中的组合都是最常见的。一般规则的一些例外如图 2.24 所示。一个徽章或一个装饰物就是板与平面的应用，如图 2.24(a)所示。图 2.24(b)中的计算机磁碟盒组件是板与板的应用，当然也可以将其想像成平面与平面。也可以形象地描述外壳与外壳的应用以及板与空腔的应用，如图 2.24(c)和图 2.24(d)所示。

2.3.3 接合方向

接合方向是第三个描述性要素，是装配件与基体件锁紧时的最终运动方向，用一个方向（零级）矢量定义锁紧发生时装配件的运动方向，如图 2.25 所示。提示：在最终接合运动之前，装配件有很多空间运动，那些运动的方向不能认为是接合方向。选择接合方向时，不能忽视分离方向的选择，即分离方向与必须关注的锁紧功能件的关系，如图 2.25(b)所示。锁紧功能件（锁紧副）需要抵抗作用在连接上的、使零件有分开趋势的任何力。一般来说，锁紧功能件是连接系统的薄弱环节。确定允许接合方向的一个重要规则是：

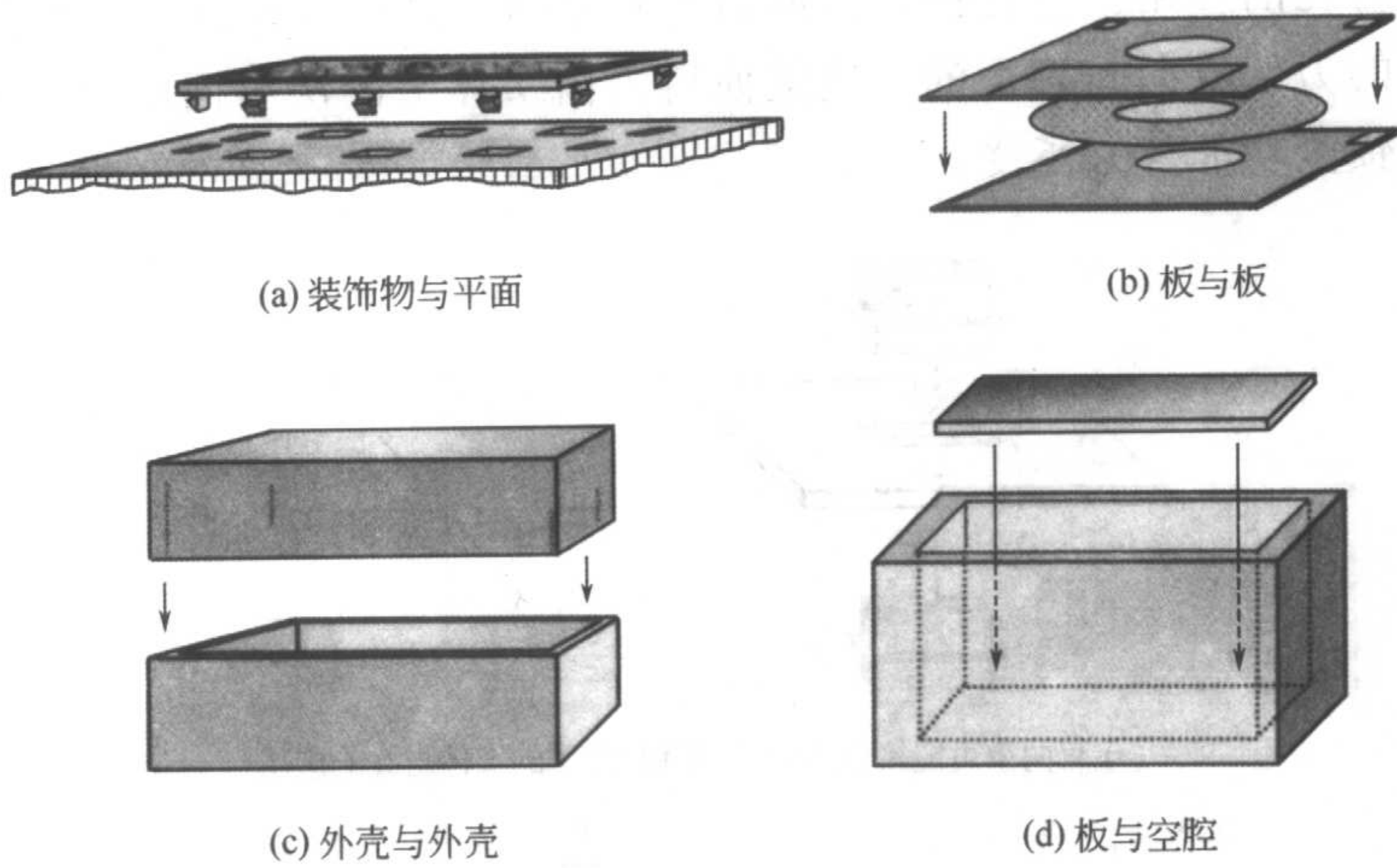


图 2.24 少见的基本形状组合

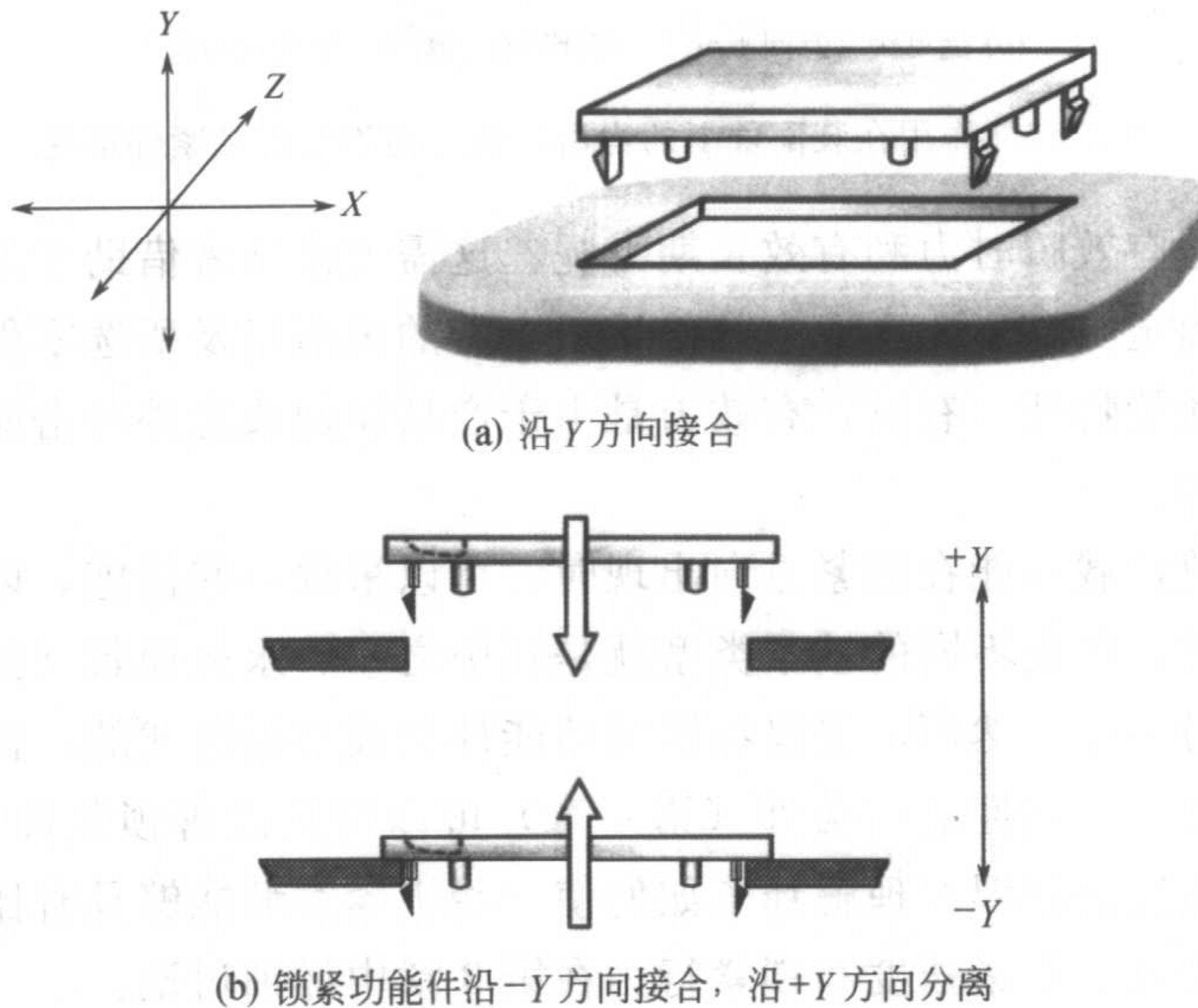
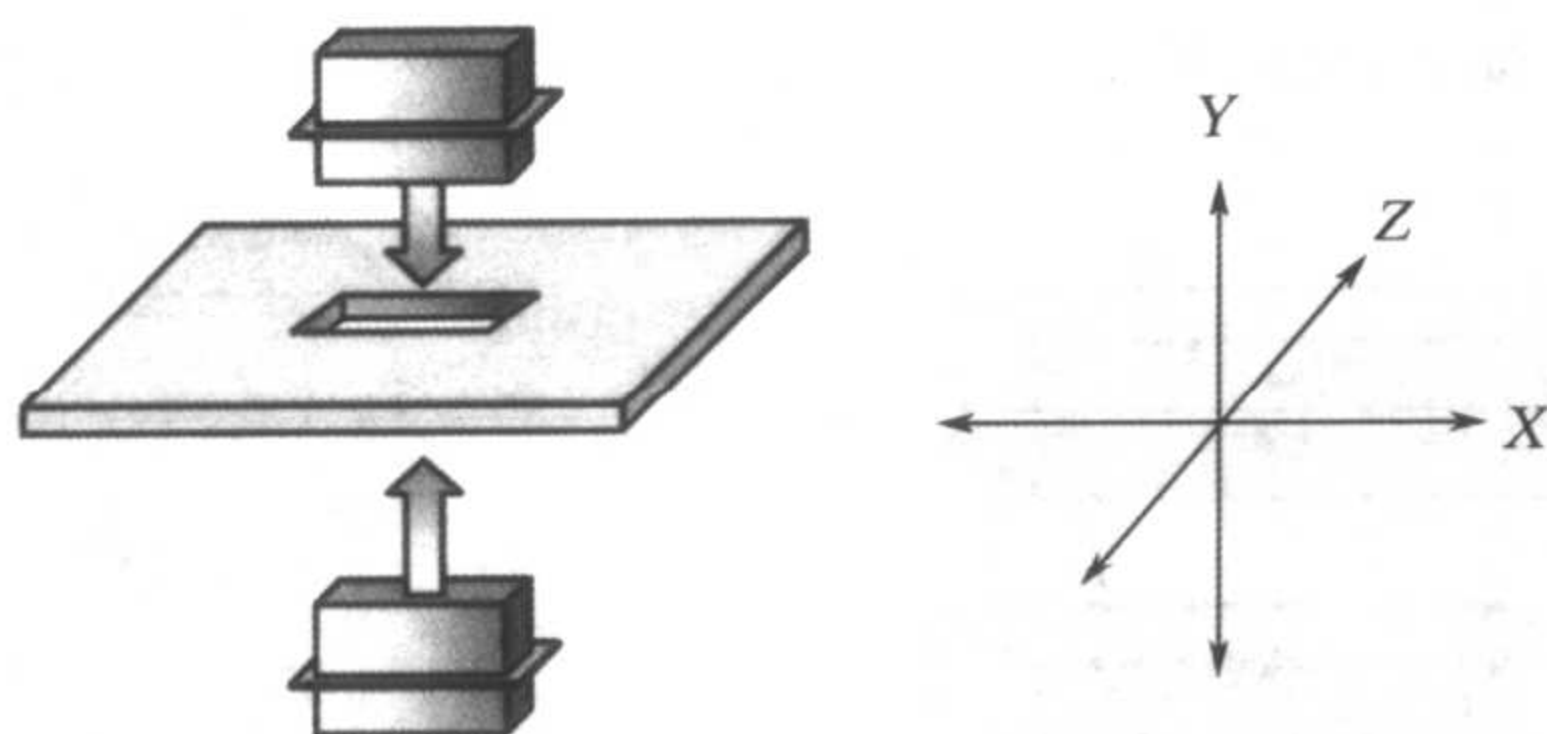


图 2.25 接合方向

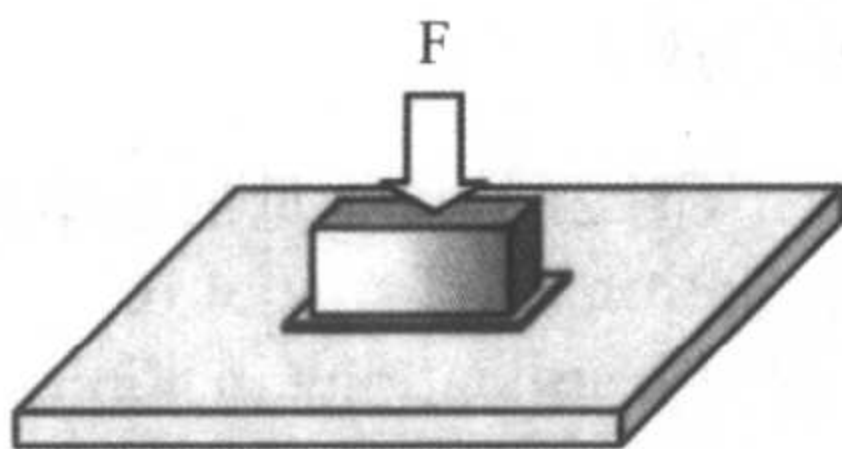
选定接合方向, 使得 (相反的) 分离方向与作用在连接上的任何有效力不在同一方向。

这一简单规则意味着, 不应该有试图拆开锁紧件并将零件分离的有效瞬时或长期的作用力。从图 2.26(a) 可以看到, 有两个可利用的接合方向

的立体与孔的应用。首选接合方向沿 $-Y$ 方向，这样分离方向与作用在装配件上的力的方向是相反的。这就使得力由实体上的法兰面承受，而不是由任何锁紧功能件来承受。



(a) 有两个可能接合方向 ($+Y$ 和 $-Y$) 的实体与孔的应用



(b) 选定接合方向 ($-Y$)，与作用在装配件上的力同方向

图 2.26 作用在装配件上的力由定位件而不是由锁紧件承受

什么是有效瞬时力和有效长期力呢？这需要设计者借助于聚合物专家的帮助来确定。答案取决于力的数量级、力的来历以及所选零件材料长期或短期的性能特征。有时，有效力是由于产品误用或意外冲击而产生的意外力引起的。

当有效负载可能在锁紧方向出现时，可以采取一些措施，以确保锁紧件不会拆开。改变不同的锁紧类型就是其中之一。永久锁紧（如功能节定义的）是另一个。然而，仅仅将锁紧功能件制成非拆卸式的，仍不能保证意外的拆开。一些性能增强件（第 4 章）可以帮助改善锁紧件保持强度。第 5 章中叙述的解耦原理解释了如何使一些锁紧类型能够具有比另一些更大的保持强度。锁紧强度和锁紧行为在第 3 章中详细讨论。

有的时候，分离方向上有效力的存在，就成为不采用卡扣连接而改用其他紧固方法的合理论据。

提示：接合方向与锁紧副接合时的初始运动有关。此方向与装配件运动方向相同。当锁紧副产生偏斜以便接合时，也会锁紧副中的一件或两件上出现其他运动，如图 2.27 所示。

虽然有很多可能的接合方向，但切实可行的接合方向对任何实际应用

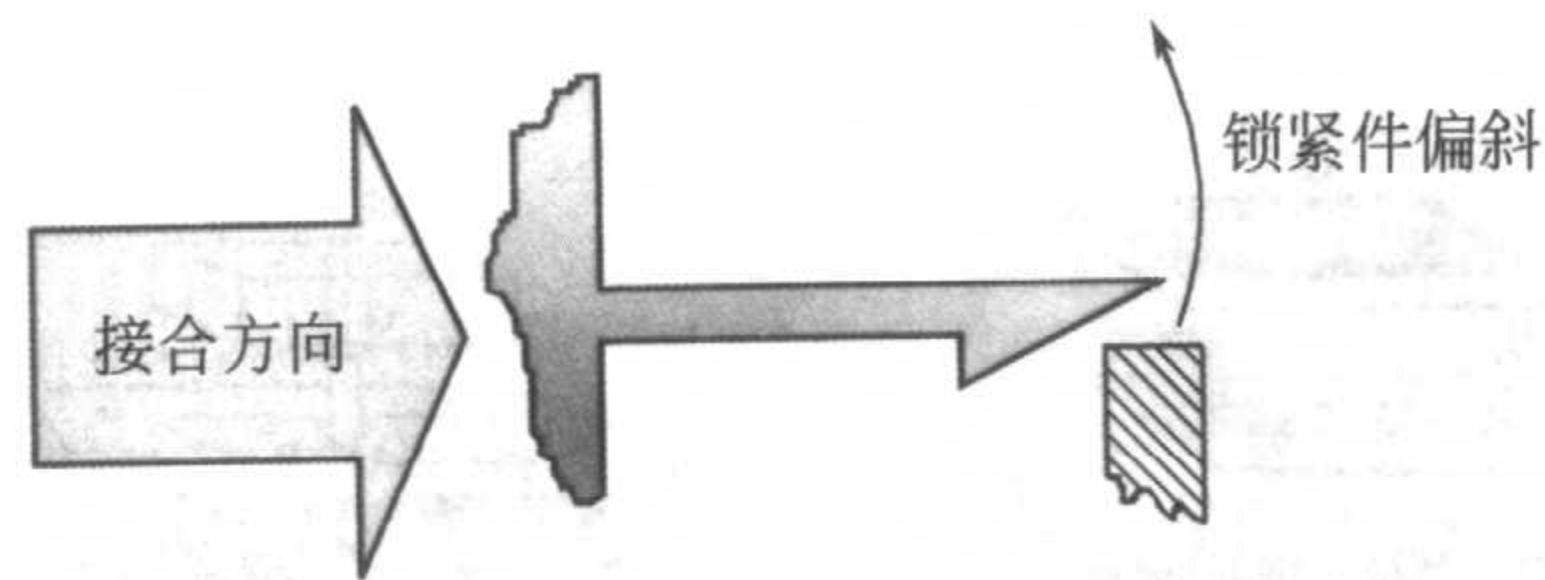


图 2.27 锁紧件接合方向与偏斜不是同一方向

都是有限的。除了由外力所带来的限制外，其他限制可能是零件基本形状、人机工程学、包装和操作通道等之间的交互作用。

2.3.4 装配运动

装配运动是第四个也是最后一个描述性要素。它由运动属性定义：**推、滑、翻、扭和转**。将装配运动想像为操作人员装配零件时必须做什么。装配运动是装配件与基体件锁紧时的**最终运动**，如图 2.28 所示。装配运动有助于设计者将装配件与基体件的装配过程形象化。同基本形状一样，装配运动有助于卡扣方案开发时对卡扣属性的描述和空间推理。它们在某些应用中也具有人机工程学的含义，在这些应用中，当与某个装配运动组合时，难以利用的位置和过大的装配力，可能会因重复运动可能性的增加而造成伤害。正如我们将要学到的一样，它们也会在与强度设计相关的连接上产生有效冲击。

(1) 推——直线运动。装配件和基体件在最终锁定之前产生的接触时间相对很短，如图 2.28(a)所示。某些导向功能件可在定位件和锁紧件接合之前先接触。

(2) 滑——直线运动。定位副先接触，装配件在完成最终锁紧之前始终与基体件接触，依靠附加的装配运动沿直线运动，如图 2.28(b)所示。推和滑都是简单运动。下一个则更为复杂。

(3) 翻——旋转运动。装配件上的定位功能件首先与基体件接合，如图 2.28(c)中 1 所示。初始的接合依靠装配件绕初始定位副的旋转，直到锁紧功能件完成接合，如图 2.28(c)中 2 所示。

(4) 扭——旋转运动。带轴对称约束功能件的装配件首先以直线运动与基体件相接合，如图 2.28(d)中 1 所示。装配件绕轴旋转，使其约束功能件与基体件上互补排列的约束功能件相接合，如图 2.28(d)中 2 所示。此行为与“旋四分之一圈”固定器的行为类似。

(5) 转——旋转运动。装配件首先在一个定位副上以推运动与基体件

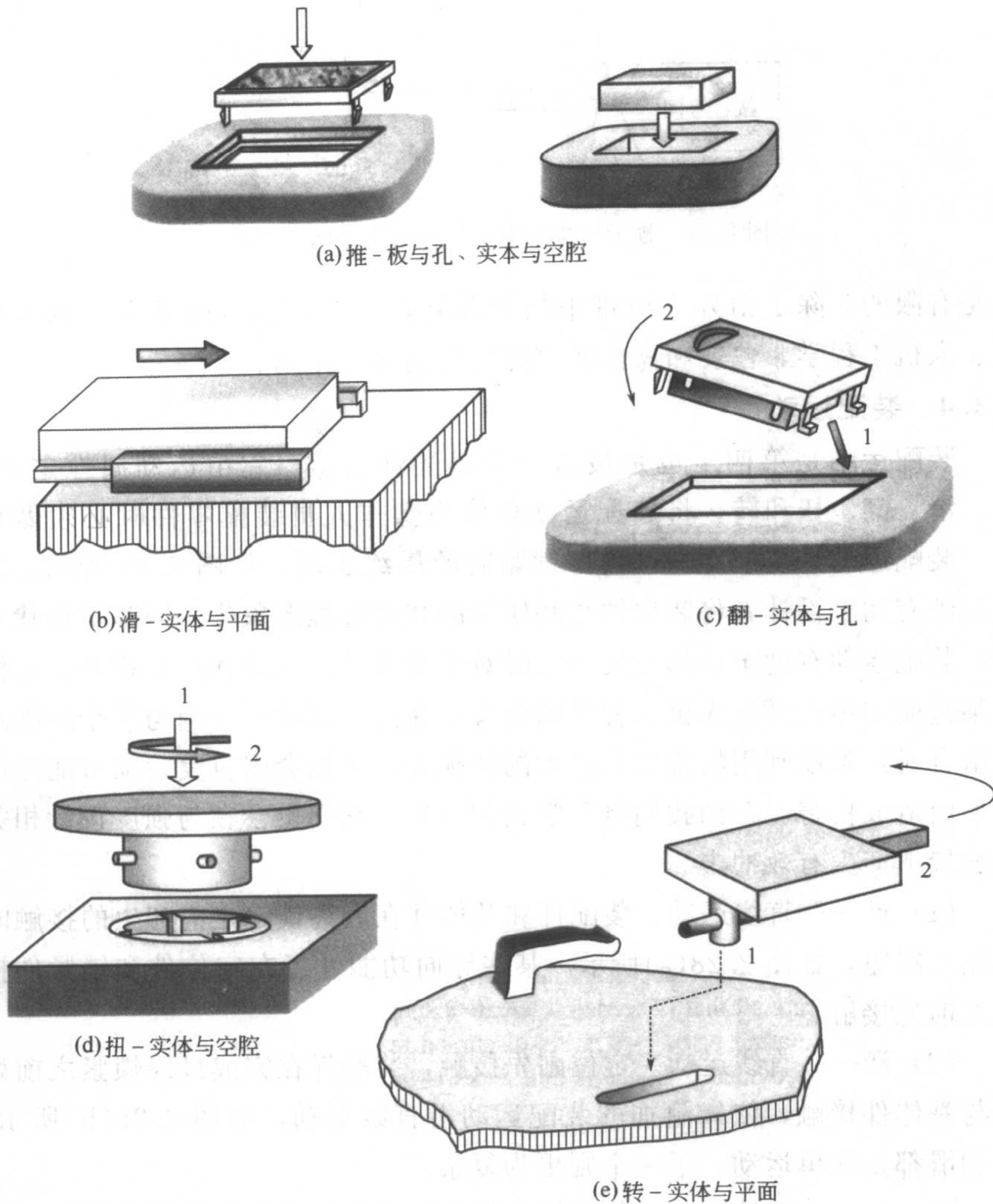


图 2.28 装配运动

相接合，如图 2.28(e)中 1 所示。装在枢轴上的装配件绕始终接触的那个点旋转，直到完成锁定接合，如图 2.28(e)中 2 所示。枢轴可以认为是翻和滑运动的组合，即同时出现的绕定位副的旋转和连续接触。

提示：一些装配运动怎样才能比取决于包含基本形状、应用的可达性和操作者人机工程学的另一些装配运动更可取呢。表 2.6 列出一些可能性，并提供了多个首选运动的暗示。我们也将看到，与基本形状一样，装

配运动在开发过程中如何有助于创造性（第7章），如何有助于构建相关卡扣应用的构思。

表 2.6 常见基本形状组合和可利用的装配运动

装配件形状	基体件形状				
	实体	外壳	平面	孔	空腔
实体	推 滑 翻 扭 转	N/A	推 滑 翻 扭 转	推 翻 扭 ^①	滑 翻 ^① 扭
板	N/A	N/A	推 滑 翻	板-孔 高	推 翻
外壳	滑 翻 扭 ^①	翻	推 翻 扭 ^①	推 翻 扭 ^①	N/A

① 某些可用性，取决于零件的特殊几何形状。扭一般不适合大的零件。

注：N—可以用，但不推荐；A—可用。

以上介绍的是，卡扣设计的4个**描述性要素**：功能、基本形状、接合方向和装配方向。它们将在第7章叙述的开发过程中得到应用。现在转向有形要素，它们是卡扣的真实“积木”。与前面描述性/占篇幅要素的详尽讨论有所不同，在此仅提供有形要素的简要介绍，因为在后面两章还要对它们进行非常详细的讨论。

2.3.5 约束功能件

前面已经解释过，约束包括对装配件相对于基体件的运动控制。约束功能件是在连接中提供约束的结构。约束功能件有两种：**定位功能件**和**锁紧功能件**。通常简称为**定位件**和**锁紧件**。

定位件和锁紧件对卡扣连接是“必需的和有效的”功能件。换句话说，它们都是构建卡扣所必需的。这两种类型的功能件在装配件或基体件任何一件上都能找到。与在关键要求一节中所讨论的一样，由定位件和锁紧件所提供的恰当约束是成功卡扣的基础。

2.3.5.1 定位功能件

定位功能件（**定位件**）是相对非柔性的约束功能件，如图2.29所示。它们提供抵抗跨接合面的力的强度和装配件与基体件的精确定位。一个好的、描述定位件做什么的术语是**嵌套**，即将定位件想像成使零件套在一起的接合面功能件。

定位件可以是附加在连接上的、提供精确定位的特殊功能件，如图 2.29(a)所示。它们也可以是固有的定位件，即装配件或基体件原先存在的功能件，如起定位作用的壁面、表面或边缘，如图 2.29(b)所示。

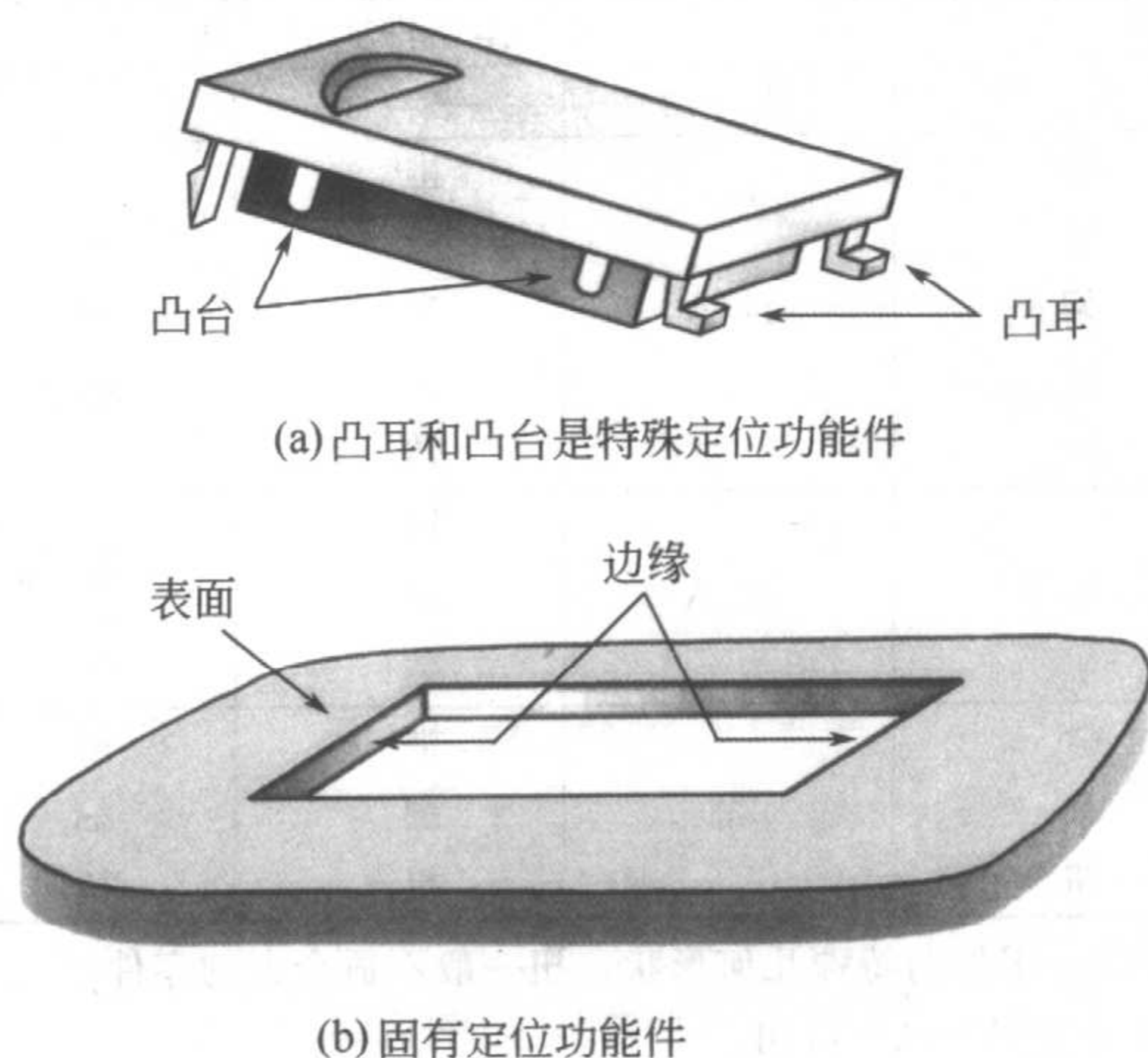


图 2.29 定位约束功能件

在固定应用中，在除了装配件运动方向以外的所有方向上，定位件阻止运动并承受载荷。在可动应用中，它们也用来控制或限制在运动方向上的运动（受控运动）。

定位功能件的常见类型分为：销、锥销、导轨、楔、卡爪、表面、边缘、凸耳、凸台、槽和孔。活铰链也归为定位件。功能件依此归类是因为每种类型都有一套独特的约束行为。

一个零件上存在的定位件意味着是另一件上的装配定位件。它们一起构成定位件副，如图 2.30 所示。讨论卡扣中的定位件时，应该记住，真正涉及的是定位件副。定位件在第 3 章中详细讨论。

2.3.5.2 锁紧功能件

锁紧功能件简称锁紧件，是保持零件定位或套装条件的约束功能件。除了某些值得注意的特例（在第 3 章中讨论），它们比定位件薄弱，因为锁紧件必须能够偏斜才能装配。只要装配件和基体件装配到位，锁紧功能件就将它们保持在这个位置，如图 2.31 所示。这样，结实的定位件就能够完成定位，并承受跨接合面的作用力。

锁紧功能件的常见类型分为：钩爪、卡爪、环套、扭杆和止逆。它们依据实际应用中特定的基本特征来定义。这些特征在定义描述性要素功能

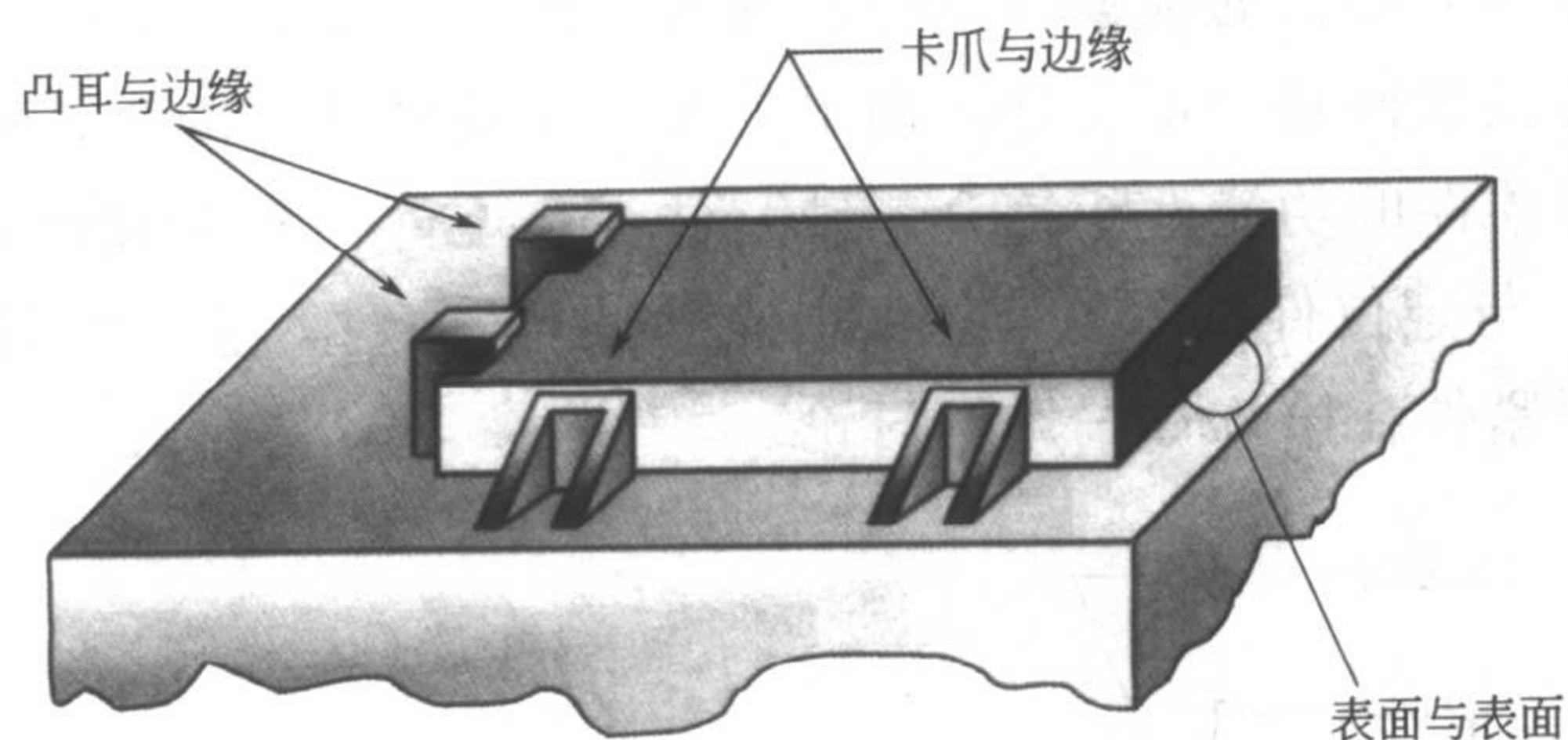


图 2.30 定位副

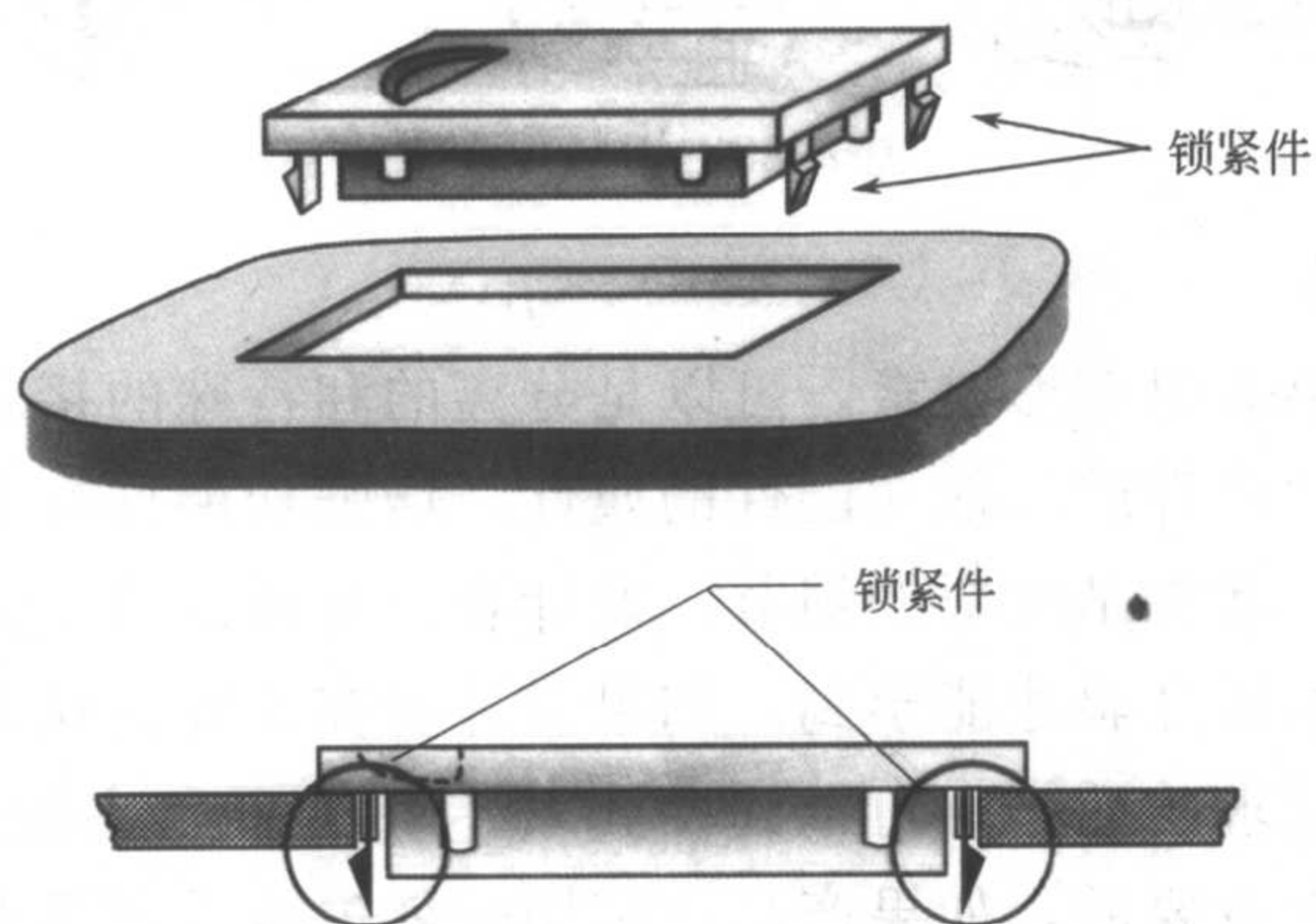


图 2.31 只要零件装配到位，锁紧件就将其保持在此位置

时已经介绍。

锁紧件在装配时需要弹性偏斜，必须在那个方向上是柔性的。偏斜装配后，它们又恢复到初始位置。这样就形成了锁紧件与配对的另一半之间的接合（固定在另一零件上）。这一接合保持多久，零件就锁定在一起多久。因为锁紧件要阻止装配件与基体件（沿分离方向）的分离，故它们在分离方向必须具有一定强度，如图 2.32 所示。

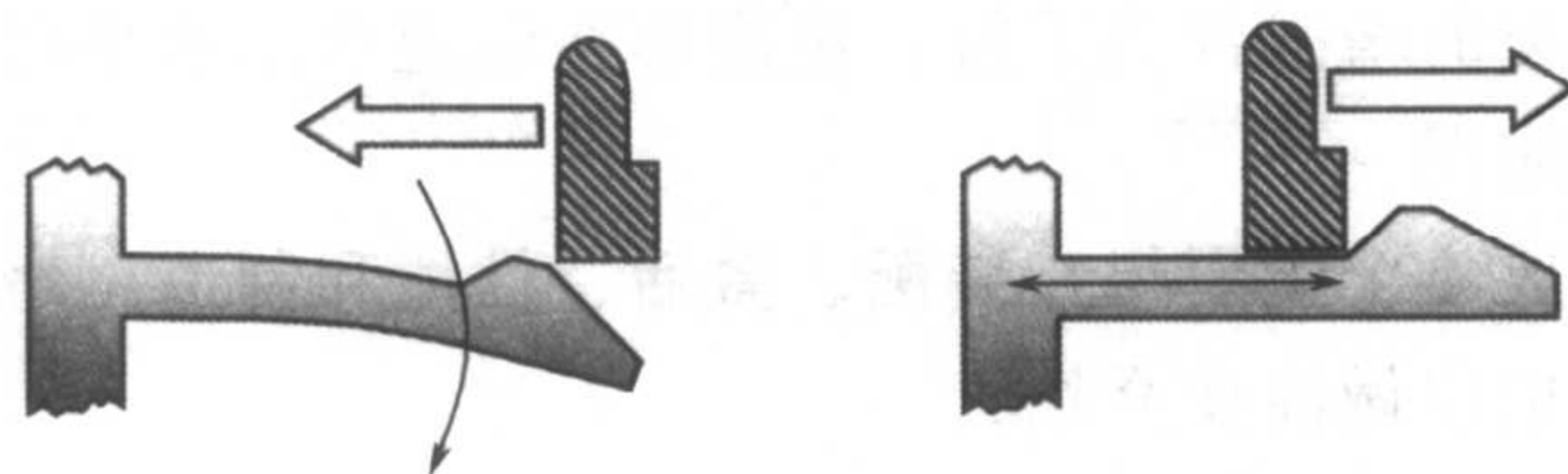


图 2.32 锁紧件对接合必须是薄弱的，对保持是坚固的

一个零件上存在的锁紧件意味着是另一件上的配套件。一般来说，配套功能件对锁紧件是个定位件，而不是另一个锁紧件，因为锁紧件应该与粗壮的、非柔性的功能件相接合。锁紧件与定位件一起构成锁紧副，如图 2.33 所示。与定位件副一样，讨论卡扣的锁紧件时，总是假设存在一对锁紧件。锁紧件在第 3 章中详细讨论。

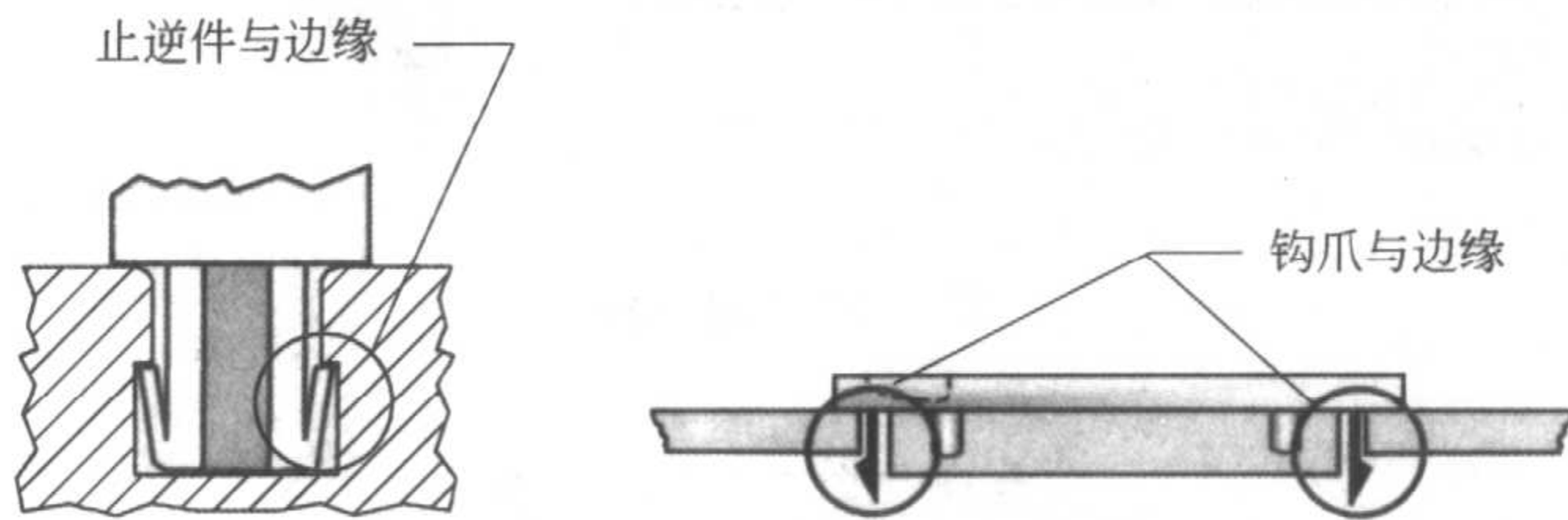


图 2.33 锁紧件配对

2.3.6 增强件

增强件是第 2 组有形要素，可以是分离的和特殊的接合面功能件，也可以具有约束功能件或其他功能件的属性。增强功能件在卡扣设计中相对没有文字记载，常常是次要的细节，设计者只有通过边试边改（有时代价是昂贵的）和积累经验才能学到。如果设计者在开发的初始阶段就知道并考虑增强件的需求的话，就可以避免出现卡扣次要和主要两方面的问题。有些问题是非常重要的，如果产品在试用时就失效或者具有维修性能的问题时，足以迫使设计重新进行。当然，这可能是昂贵的、耗费时间的和麻烦的。激怒制造者、装配者或消费者等问题是次要的，他们可以认为没必要修改设计，但他们可能会增加成本，影响质量和产量，降低消费者的满意度。

增强功能件改善了连接对变量的坚固性和产品寿命中的使用条件，也可以改善用户友好性。它们不直接影响连接的强度，但对可靠性会产生间接影响。增强功能件常常不受重视和欣赏，但它们有助于制造“世界级”的卡扣。有时候，它们是经验丰富的设计者通过实践积累的专门技巧。设计者对不同种类的增强件的了解，也能够在制定产品水平时更好地学习和了解其他卡扣应用。

增强件分成 4 个主要组：**装配、激活、性能和制造**。增强件在第 4 章详细描述，这里仅做简要介绍：

(1) 用于装配的增强件——支持产品装配的功能件或标识。

① 导向——装配件确保光滑接合与锁紧。导向增强件进一步分成：

导轨、间隙和引导件。

② 操作者反馈——保证连接已经完全实现的、清晰且一致的反馈信息和功能件。

(2) 激活增强件——支持连接解体或使用的信息及力学能力。

① 视觉——提供与连接操作和解体的有关信息。

② 辅助——为非拆卸锁紧件的人为偏斜提供方法。

③ 使用者感觉——确保在可动卡扣中有很好的感觉的标识和功能件。

(3) 性能增强件——确保卡扣连接如愿实现。

① 防护——保护敏感锁紧件不受损伤。

② 保持——提供局部强度和改善锁紧件性能。

③ 柔量——能在装配件之间建立柔量，有助于保持紧密配合，但又不违反约束要求的标识和功能件。

④ 备用锁紧件——提供连接的备份件。

(4) 制造增强件——支撑零件和模具开发、制造和零件一致性的技术
很多制造增强件在注塑成型件的标准化设计和制造实践中都有文字记载，并且已经作为塑料件设计的重要系数得到承认。因为它们的重要性，增强件巧妙地与 ALC 相适应，它们包括：

① 过程友好设计——遵循推荐的和首选的塑料件设计惯例；

② 微调——易于实现模具调整和零件的改动或微调。

增强件概括于表 2.7 中，并在第 4 章详细讨论。

表 2.7 增强件一览

用途		作用	原理
用于装配	导向	易于装配	导轨——稳定零件 间隙——无接合 引导——正确定向
	反馈	表明好的装配	触觉、听觉、视觉
用于激活	视觉	指示解体、装配和操作	语言、箭头、符号
	辅助	能解体、装配和操作	手指或工具的延伸
	使用者感觉	感知质量	力-时间的信号
用于强度和性能	防护	保护薄弱或敏感功能件	防止过偏斜 减少链
	保持	增强锁紧件	增大保持强度 增硬锁紧件表面 支撑锁紧件

续表

用 途		作 用	原 理
用于强度和性能	柔量	采用公差和防止噪声	弹性功能件 局部屈服
	备用锁紧件	备份连接系统	可用的功能件 适用的接合面
用于制造	过程友好	一致的功能件 最少的循环时间	简化设计 遵循模具和产品设计准则
	微调	加快开发 为保证质量零件微调和调整容易	局部调整 金属余量设计 可调嵌件

2.3.7 要素小结

以上结束了对卡扣设计要素的讨论。4个是占篇幅的或描述性的要素：**锁紧功能、基本形状、接合方向和装配运动**。两个是卡扣的有形零件：**约束功能件**（由定位件和锁紧件组成）和**增强件**。第2章的目的是，对占篇幅的/描述性的要素进行详细的讨论，对有形要素做一概述。有形要素需要在第3章和第4章中进行更为详细的解释。所有要素都将应用于第7章叙述的卡扣开发过程。

2.4 章小结

第2章叙述了卡扣连接层面结构的要求和要素，如图2.1所示。为了满足人类组织智慧的要求，卡扣设计技术被描述为术语关键要求和要素。关键要求是好的卡扣连接共同的和基本的目标。要素是做出卡扣相关决策以及建构连接方案领域的占篇幅的/描述性的要素和有形零件。应用关键要求和要素也能够建立连接层面设计的准则和规则。

某些要素是同属的，有利于卡扣设计者对简单形状和运动进行思考，有利于空间理解和推理，对成功的卡扣设计是重要的。它也能够将有用的卡扣知识在各应用之间进行转换。卡扣术语的特殊含义也有利于设计者之间清晰明确地进行有关卡扣的交流。

2.4.1 第2章重点

(1) ALC定义和构建出卡扣设计的空间，根据关键要求、要素和开发过程对其进行了解释。

(2) 每个卡扣都应满足4个关键要求：**约束、配伍性、坚固性和强度**。

(3) 连接的可靠性是大多数卡扣的最终目标，是关键要求之一。为了具有可靠强度，卡扣必须满足其他三个关键要求。

(4) 约束是最基本的关键要求。其他要求的成功需要适当的约束。

(5) 很多卡扣问题都能归结为不适当约束所造成的。

(6) 虽然约束功能件对卡扣连接来说是必需的和有效的，但是增强件也是使其连接坚固和成为“世界级”的需要。

(7) 利用对零件形状的特殊描述，能够将重要的卡扣知识、以往经验和课程所学的知识在各种应用之间进行转换。不重视应用的话，特殊基本形状组合的基本设计原理就会远离正确。

2.4.2 第2章介绍的重要设计规则

(1) 在固定应用中，零件之间意味着没有相对运动。当装配件在12DOM上完全约束在基体件上时，连接被适当地约束。在可动应用中，连接适当约束少于12DOM。

(2) 了解和确定卡扣问题的一个重要规则是，卡扣连接层面的问题没有得到证实之前，不能确定功能件层面的问题。

(3) 选择装配件与基体件的接合方向，使得（相反的）分离方向与连接上的任何有效力的方向不在同一方向。

(4) 为确保配伍性：

- ① 接合面中的所有有形功能件必须与运动方向相适宜；
- ② 所选装配运动必须与基本形状相适宜；
- ③ 装配和解体运动应该是相同的（尽管方向相反）；
- ④ 留有装配和解体过程中功能件运动所需的间隙。

第 3 章 约束功能件

约束功能件是将零件有效地保持在一起的锁紧功能件和定位功能件。

3.1 概述

约束是卡扣的最基本关键要求，在连接中提供定位和强度的功能件是卡扣中的最重要的元件。在本章及后面章节中将讨论到的很多连接层面的设计规则，均涉及如何得到适当的约束。

回顾一下第 1 章有关卡扣的定义。

卡扣是一个机械连接系统，在该系统中，利用**定位和锁紧功能件**（约束功能件）产生连接，这些功能件与一个或另一个相接合的配套元件是同源的。接合需要一个柔性锁紧功能件，以便与装配件接合时能向一边偏斜，而后可恢复到原来位置，实现将零件接合在一起所需要的干涉。定位功能件是第二种类型的约束功能件，它们是非柔性的，在连接中提供强度和稳定性。增强功能件使卡扣系统更加完善，提高连接的坚固性和用户友好性。

约束功能件主要分为两大类：定位件和锁紧件。第 2 章中已经对它们做了简要介绍。本章将对约束功能件以及后面用到的概念进行详尽的描述。锁紧约束功能件将在第 6 章中讨论。

在本书的大多数图例中，由于绘制过程比较复杂，倒圆半径未画出。然而，读者必须记住，塑料件设计的一个基本规则是要避免出现尖角。这一规则适用于零件的外角和内角，也适用于包括卡扣功能件在内的所有功能件。在功能件与配套件材料接触之处以及功能件本身的所有拐角处，都必须给出特定的倒圆。这些倒圆在成型过程中有利于熔体的流动，有利于改善制品的质量，有利于减小承载区域内的应力集中。

3.2 定位功能件

以定位件作为约束功能件讨论的开始有两个原因：第一，开始建立卡扣接合面时，定位件被认为是最先约束的功能件；其次，与更复杂多变的锁紧功能件相比，定位功能件是相对简单的功能件。

根据定义，定位件是结实的功能件。它们为零件与零件提供定位，也能承受连接中所有的有效作用力。在卡扣的开发过程中，定位件以两种形式添加到接合面上。一种是零件上原本就存在的、能起定位作用的功能件，如边缘和表面。这些功能件被称为**固有定位件**。另一种是专门加在接触面上起定位作用的特殊功能件。每种形式各有优点。固有定位件已存在零件之上且不会增加成本。然而，与特殊定位功能件不同，固有定位件在约束能力上受限制，且原则上不易实现尺寸控制或微调。

3.2.1 定位件类型

结实且非柔性的定位元件通常不存在装配偏斜变形的问题。因此，与锁紧功能件不同，它们相对更容易掌握和应用。也有一些例外的定位件，如果要对它们进行分析的话，通常只需要对它们在剪切和压载荷下的行为进行简单的分析。一个值得注意的特例是，定位件充当偏斜变形小的锁紧功能件的时候，这将在锁紧功能件一节中讨论。

以下定义初看上去似乎是不必要的，但这种划分方式是为了依据名称和形状特征来定义各定位件。看起来相似的定位件却有着重要的性能差异。当一个定位件与另一个定位件组成定位副时，这些差异将变得十分明显。它们的差异将在运动度的去除、允许的尺寸变化和装配运动等方面展示出来。

尽管定位件种类繁多，但还是可以将其大多数分成逻辑上的三类：**突起型**、**平面型**和**空腔型**。此外，根据合页在卡扣作用面上所起的作用，也被认为是一种定位件。

第一类定位件由在零件上形成突起的定位件组成，如图 3.1 所示。由于它们是突起型的，因此通常不是固有定位件。

3.2.1.1 凸耳

凸耳是一种突起的定位功能件，具有与边缘接合的“L”形突起的特征，如图 3.1(a)所示。凸耳是最常见的定位件之一，且基本形状“L”形就有无数的变化。常见凸耳的一种有效变化就是**导轨**。当两凸耳面相对或相背排列并延伸就形成了导轨，进而形成适用于滑动装配运动的结实的定位件。

3.2.1.2 翼片

翼片是一种带有平行或稍带锥度侧面的平板突起，如图 3.1(b)所示。它们通常与边缘和狭缝相接合。

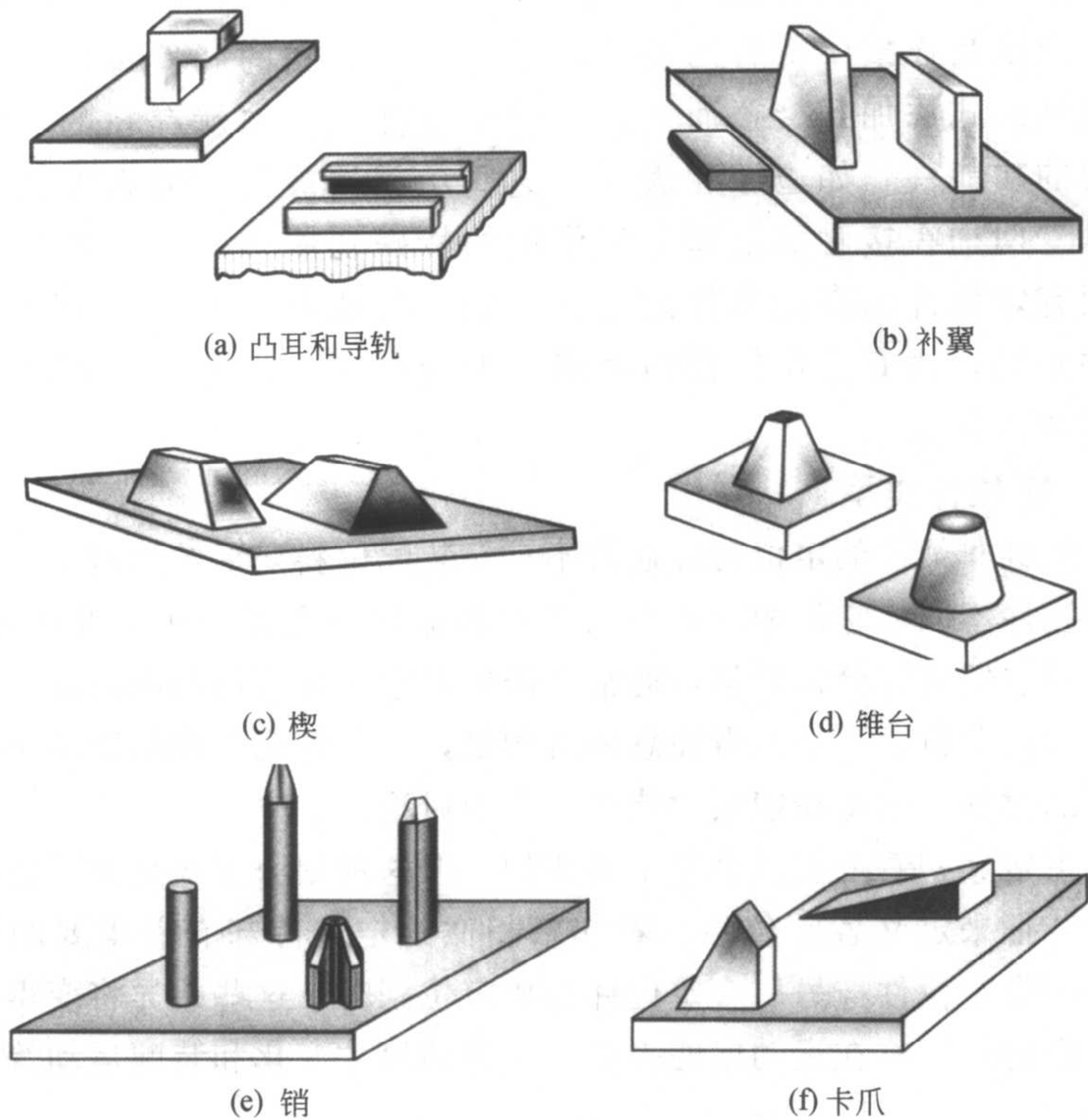


图 3.1 突起型定位件

3.2.1.3 楔

楔是翼片的变种，其底部的截面比顶部截面大得多，如图 3.1(c)所示。楔的底部越厚，潜在强度比翼片越高。楔与锥台一样，用来与缝接合，可以在锥体轴向及横向提供约束。根据定义，楔具有长短轴的基体。

3.2.1.4 锥台

锥台是销定位件的变种，其底部的截面明显大于功能件端部的截面，如图 3.1(d)所示。锥台与楔一样，用来与孔接合，以提供轴向及横向的定位。锥台的截面可以是圆形或方形。方形截面的锥台看上去很像楔，但不是楔。圆形截面锥台的性能原则上与方形截面锥台的等同，但它的尺寸性能更结实且更易成型，故比方形截面锥台更受青睐。

提示：对于任何厚截面的功能件（如锥台和楔），当它们处于注射成型的零件上时，都有极大的局限性。因此，好的模具设计惯例要求将厚截面挖去芯部，因此，对应表面的外观和可达性都限制了这种功能件的应用。

3.2.1.5 销

销可以是横截面的或是沿对称轴稍带锥度的功能件，如图 3.1(e)所示。它们可以是圆形截面、方形截面或复杂截面的。销通常与孔、缝或边缘相接合，但仅起横向约束作用。提示：在注射成型零件中，像销这样的功能件，如果它们是在与模具的分型面平行的平面内成型的话，只能具有完全恒定的截面。否则，就意味着需要小锥度的脱模角。

3.2.1.6 卡爪

卡爪是一种楔形功能件，如图 3.1(f)所示。然而，与楔不同，它们可用于与边缘相接合，而不是与孔或缝相接合。

通过对某种基本功能件的根源加以注释，突起型定位功能件归纳在图 3.2 中，所有突起型定位件都是销的简单演变。再次提示，所有突起型定位件都不是固有定位件。换句话说，它们都是为实现定位功能而特意添加到零件上的。接下去所讨论的并示于图 3.3 中的一些表面型定位件可以是固有定位件。

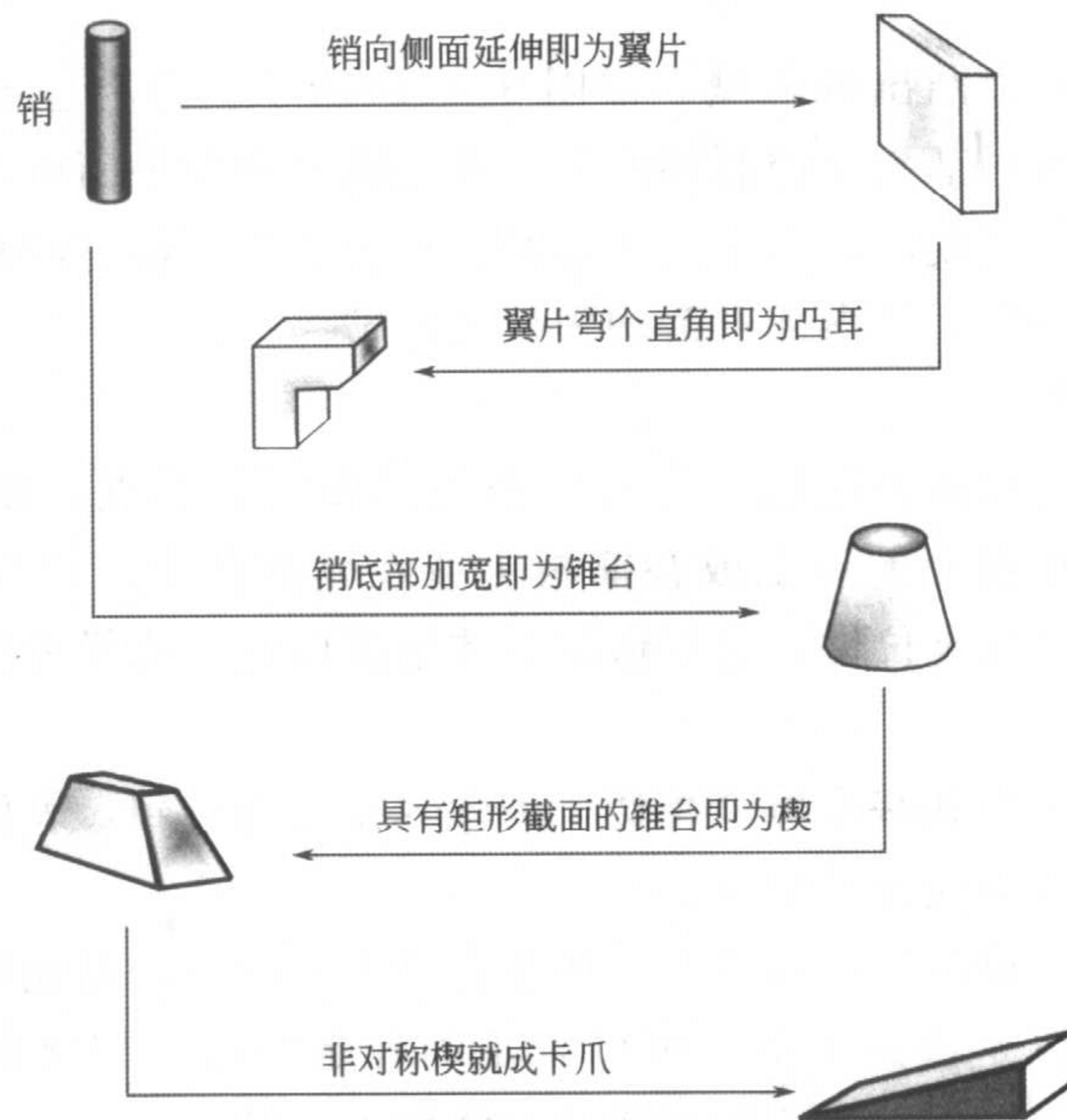


图 3.2 销是所有突起型定位件的基本件

3.2.1.7 表面

表面是局部平的或光滑的区域，如图 3.3(a)所示。它们仅在一个方向上起约束作用，且几乎都是固有定位件。

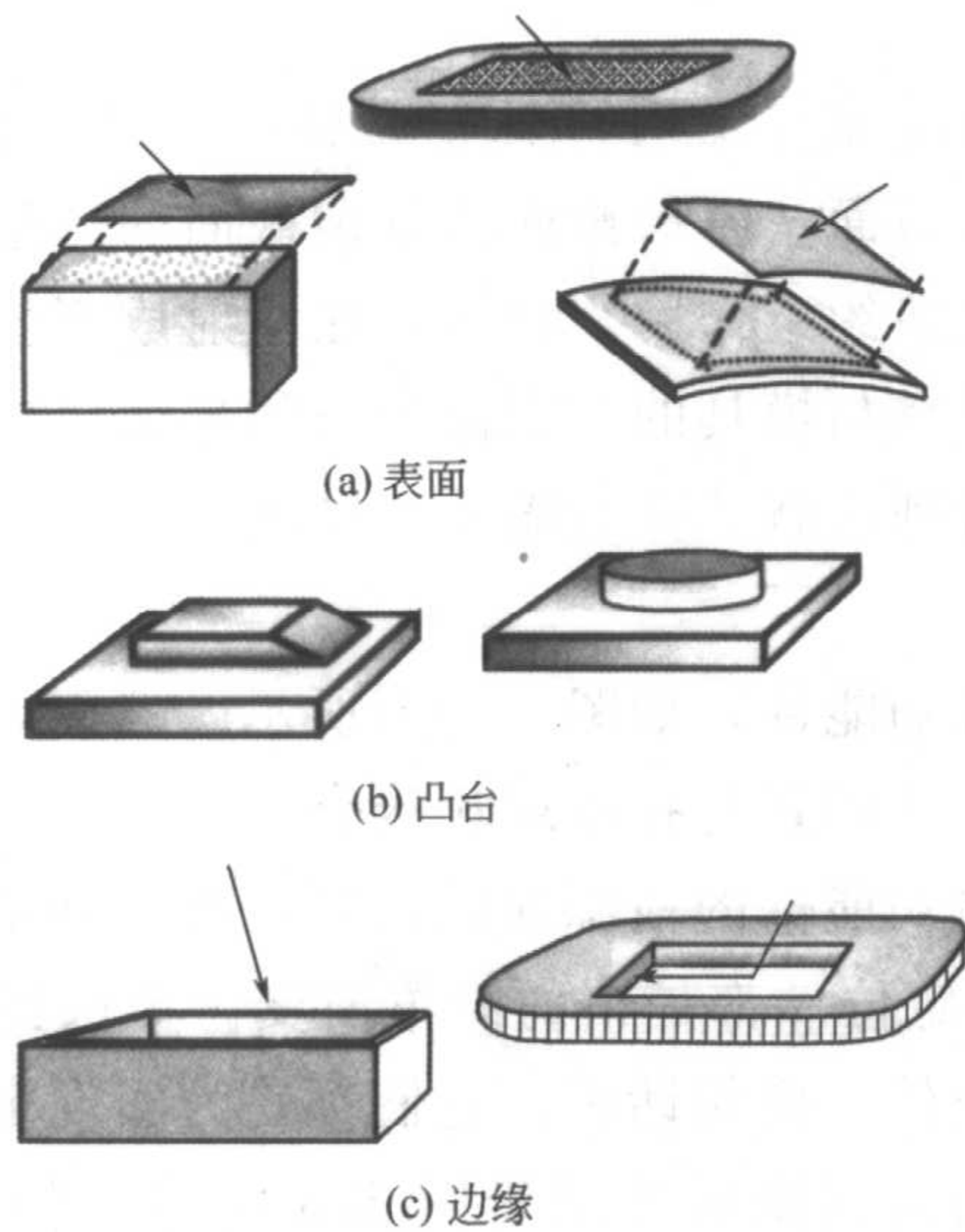


图 3.3 表面型定位件

3.2.1.8 凸台

凸台是平面上凸出的区域，如图 3.3(b)所示。凸台也能提供定位表面，且可以实现局部尺寸控制和微调，这是固有定位平面所不能及的，至少是不能经济地实现的。为了易于装配，凸台也允许留有间隙。想了解与此有关的更多内容，请参阅有关增强件的章节。

3.2.1.9 边缘

边缘是相对较薄的区域，通常与表面成直线且垂直，如图 3.3(c)所示。边缘通常在制品的壁上或在筋板上或在角撑板上，可以是固有定位件，也可以是特殊定位件，这要依据具体情况而定。边缘适合于局部的尺寸控制和微调。

与突起定位件和基本体销相似，由图 3.4 可以看到，表面定位件是如何从基本体边缘演变而来的。

最后一类定位件是由零件上（通常在壁上）的空腔形成的。然而，表面型定位件可以是添加上去的，也可以是固有定位件，与突起型定位件一样，空腔几乎都是为实现定位功能特意添加上去的。

3.2.1.10 孔

孔是面板或表面开设的洞，可以是圆形的、方形的或其他形状的，如图 3.5(a)所示。根据定义，孔至少约束 4 个运动度，有时可以约束 5 个运动度，这取决于装配定位件。

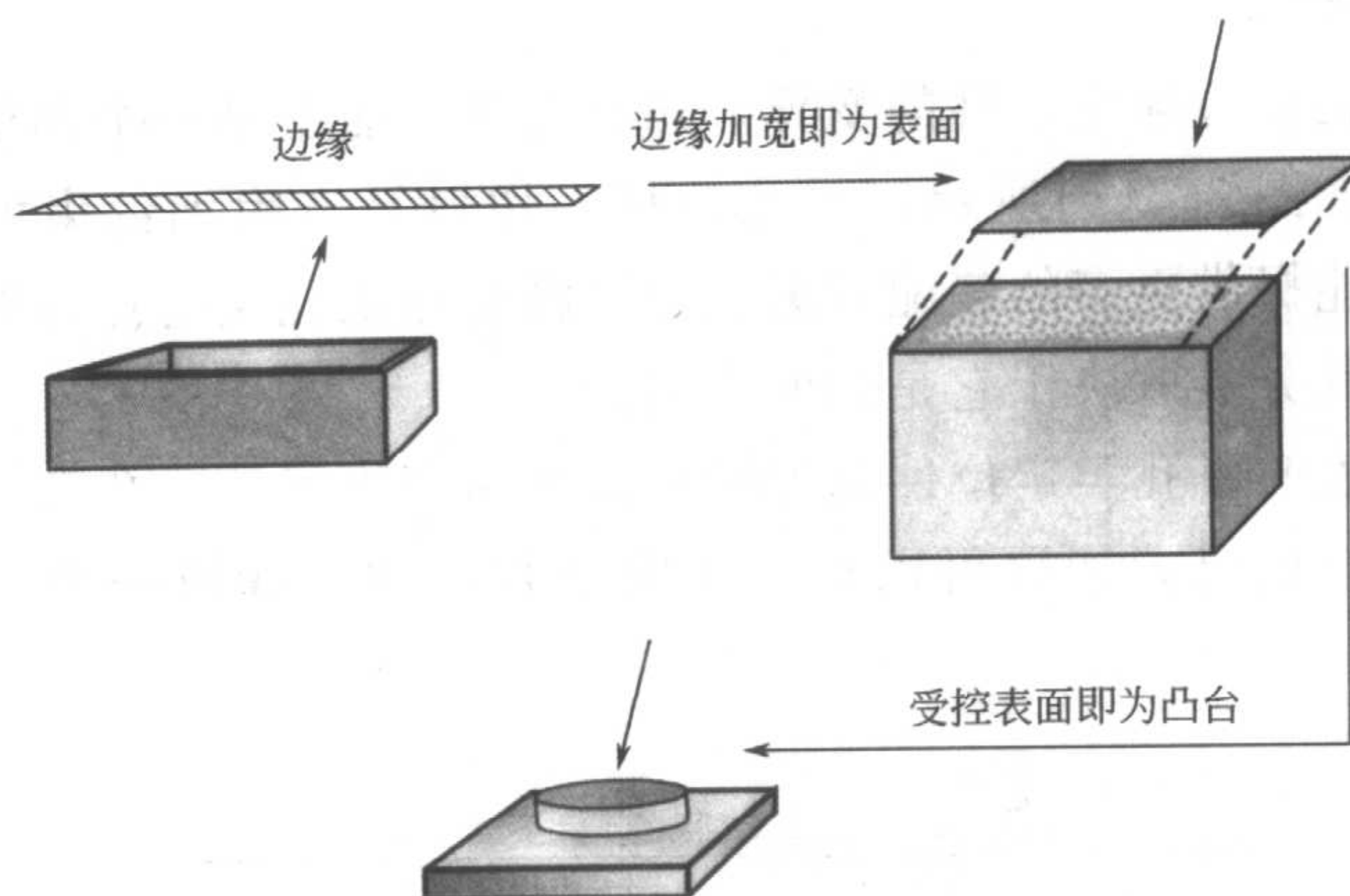


图 3.4 边缘是表面型定位件的基本体

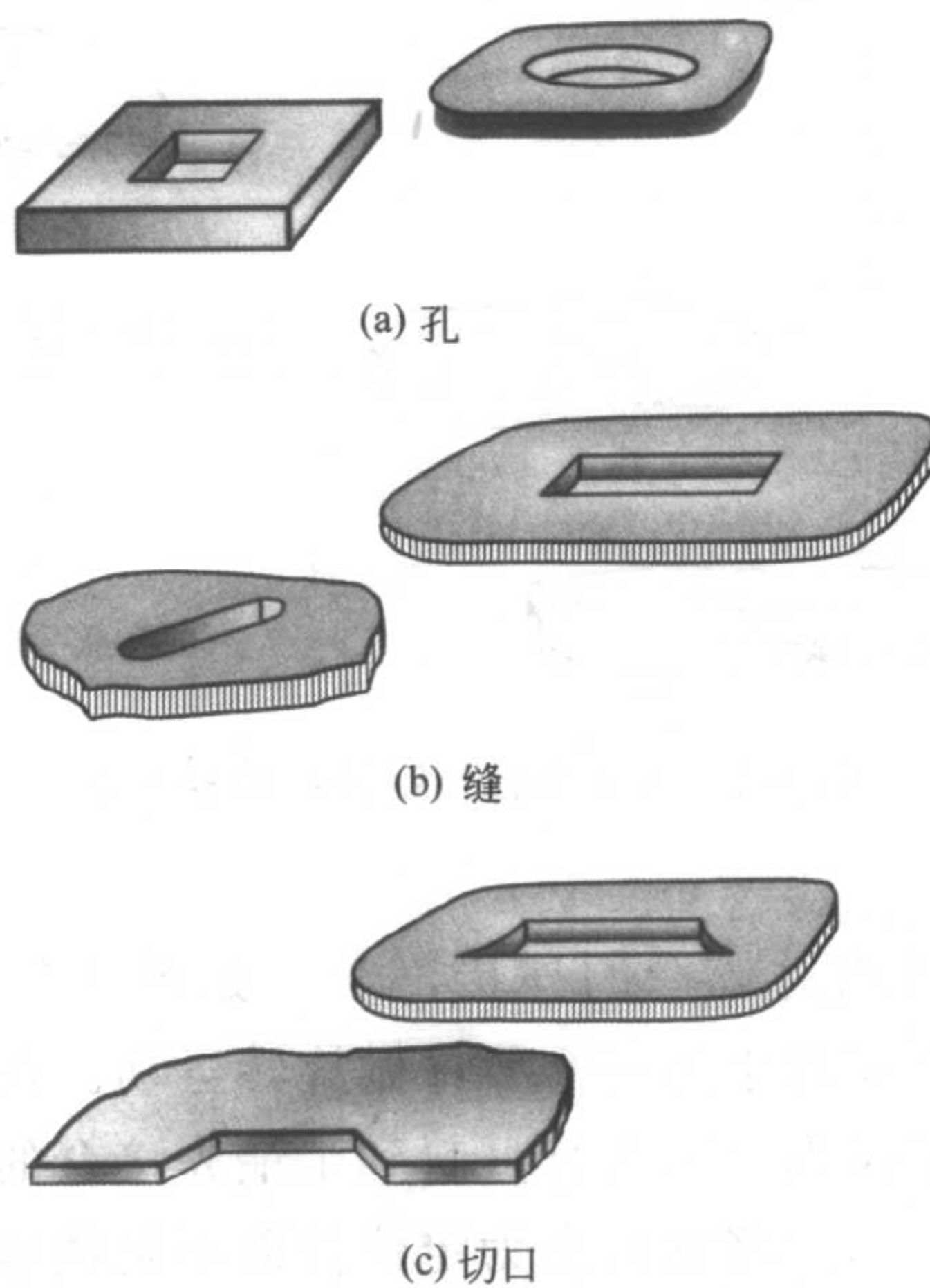


图 3.5 空腔型定位件

3.2.1.11 缝

缝是沿一轴向加长了的孔，如图 3.5(b)所示。孔的加长是为了去除沿缝长轴方向的接触（即去除约束能力）。根据定义，缝至少约束 2 个运动度，也可能是 3 个。有时候，孔与缝的区别仅由装配定位件的特性来确定。这将在定位副的讨论中进一步解释。

3.2.1.12 切口

切口是孔和边缘定位件的变异。切口有3个而不是一个起作用的或有用的边缘，如图3.5(c)所示。与孔一样，切口具有附加约束能力，又与边缘一样，能提供更多的装配方案。切口既有点像孔又有点像缝。需再次指出的是，其分类取决于它是如何应用的。

图3.6表明了孔类定位件是怎样从边缘演变而来的。孔和缝实际上就是将边缘闭合而已。切口可以是一个完全封闭的边缘或一个三面边缘的结构。

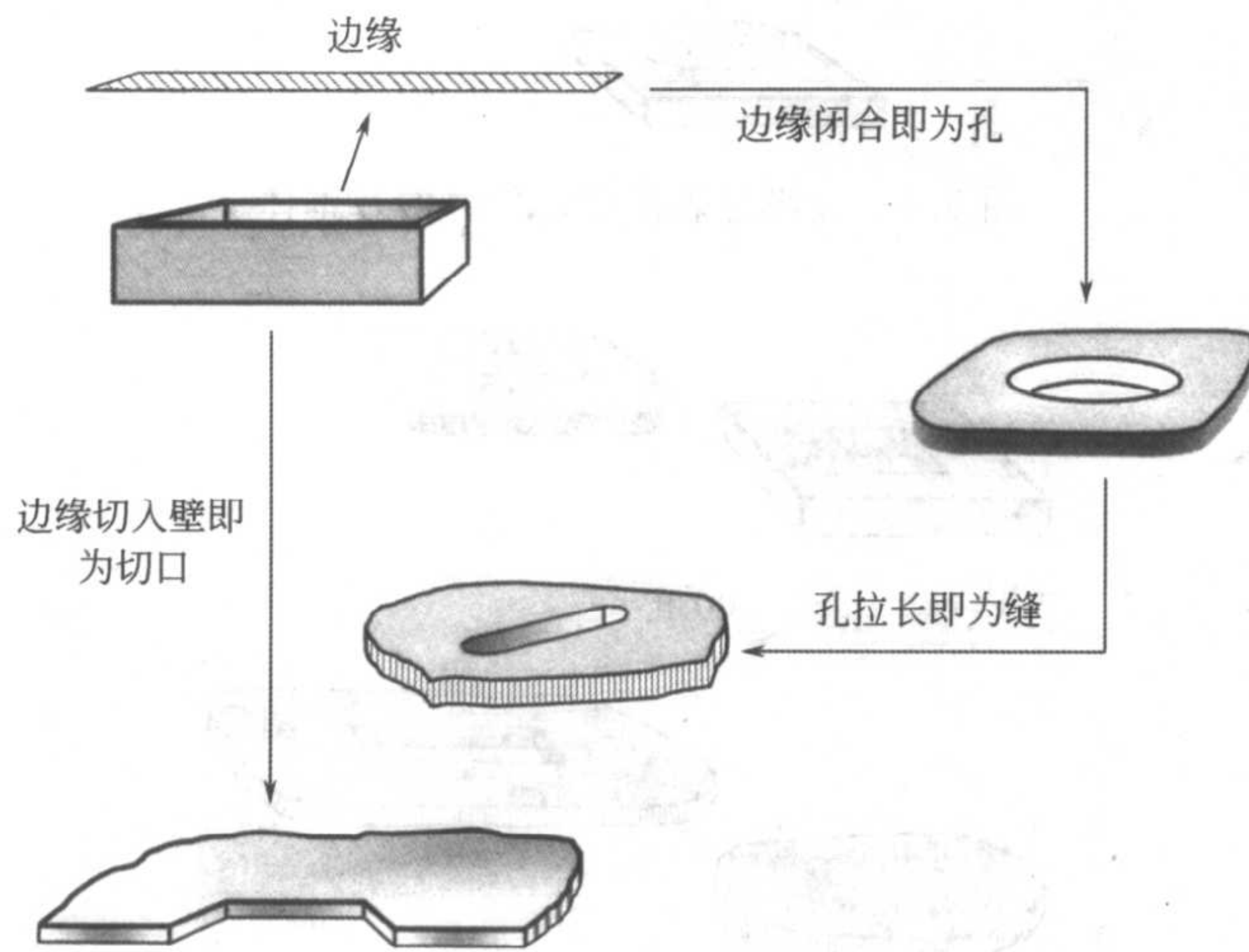


图 3.6 边缘是孔类定位件的基本件

3.2.1.13 合页

合页是两零件间相对较薄的连接部分，如图3.7所示。它连接两零件，且允许一个零件相对于另一个零件做旋转运动。在此种意义上，它就像是可动产品中的定位副。因为合页起到了最先接合的定位副的作用，并提供定位以及强度，因此将它归类为定位件而不是锁紧件。

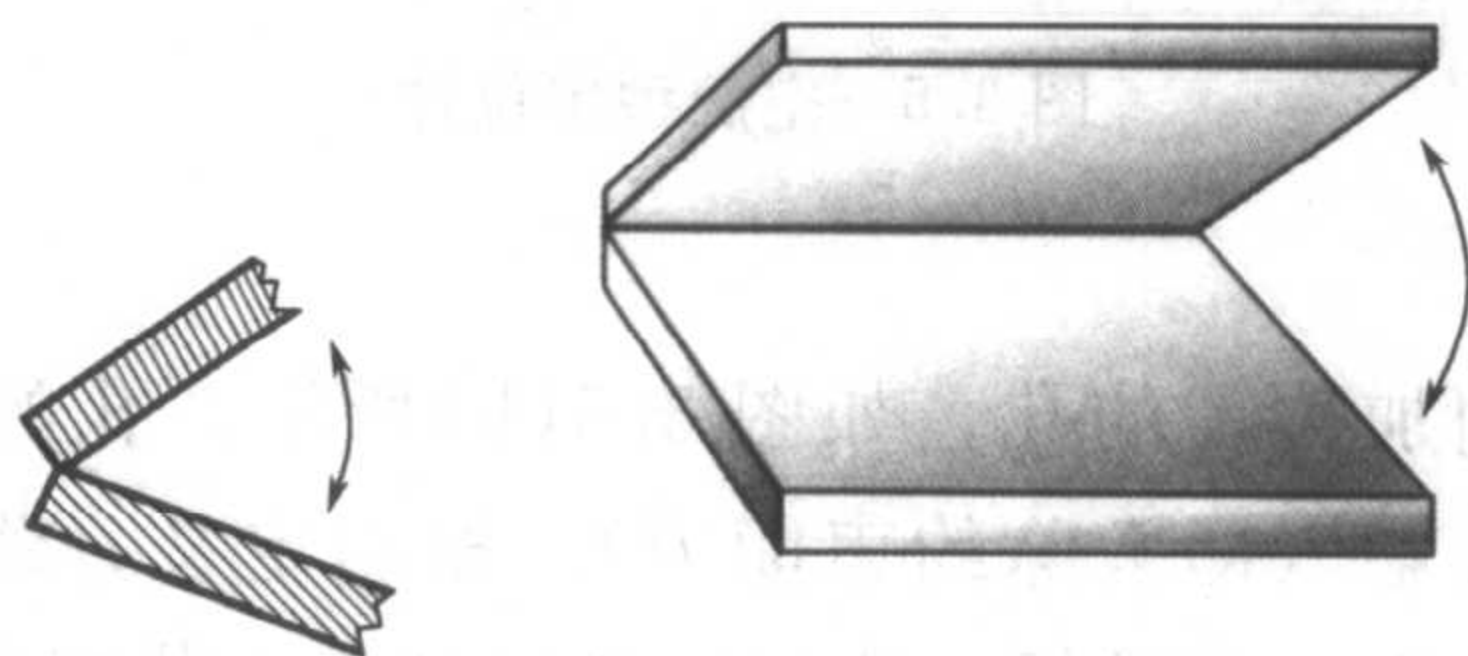


图 3.7 在卡扣中，起定位件作用的合页

3.2.2 定位副的设计惯例

本节叙述定位件是如何成对工作并产生有效约束的。定位件本身不能在接合面上提供约束，它们必须成对使用。这样，利用定位副开发出装配件上的定位件与基体件上的定位件相接合的卡扣连接。定位功能件和常见定位副（除合页之外）归纳于表 3.1 中。表中将某些定位件组合归于“N—可以用，但不推荐”的准则包括以下几条：

- ① 在定位副之间的连接中会产生内应力；
- ② 某些固有定位件与固有定位件之间难以进行微调；
- ③ 某些可调定位件与另一些可调定位件的配对是多余的；
- ④ 某些组合在本质上就比另一些优选组合的强度弱。

表 3.1 定位功能件和常见定位副

部 位		定位件名称和最多可能去除的运动度数											
		突起型					表面型			空腔型			
		凸耳 4	补翼 3	楔 5	锥台 5	销 4	卡爪 3	表面 1	凸台 1	边缘 1	孔 5	槽缝 3	切口 4
定位件名称与至少可除自由度	突起型	凸耳 2	导轨①	导轨①						C			C
		翼片 1	导轨①					N		C		C	N
		楔 3										C	N
		锥台 5									C	N	N
		销 2								N	C	C	N
		卡爪 1						C	C	N	C		C
	表面型	表面 1		N				C	N	C	C		R
		凸台 1						N	C	N	C		N
		边缘 1	C	C			N	C	C	C			R
	空腔型	孔 4				C	C						
		缝 2		C	C	N	C						
		切口 3	C	N	N	N	N	C	R	N	R		R

① 特定情况。

注：空格—不能给出定位件定义；C—常用设计情况；R—应用少但可以用；N—可以用但不推荐，用所示定位副（●）代替，以一般强度考虑为依据作为参考。

图 3.8 列出的一些实例说明，对于相同的或类似的功能件，它们具有不同的约束、不同的装配特性以及不同的名称，这完全取决于定位副中的另一定位件。图 3.8(a)表明了，销-孔定位副与锥台-孔定位副在约束运动度上有何不同。图 3.8(b)表明了，楔-孔与楔-缝有何不同。图 3.8(c)表明了，矩形孔如何在凸耳-边缘中充当一个边缘以及简单边缘与凸耳-切口副中的切口有何不同。图 3.8(b)和图 3.8(c)中的相同矩形孔却用于三种不同种类的定位件。换句话说，直到定位副的两个定位件都确定之后，才能全面地定义定位功能件。

提示：如何定义突起型定位件的约束特征，与所相连接的表面或边缘无关。

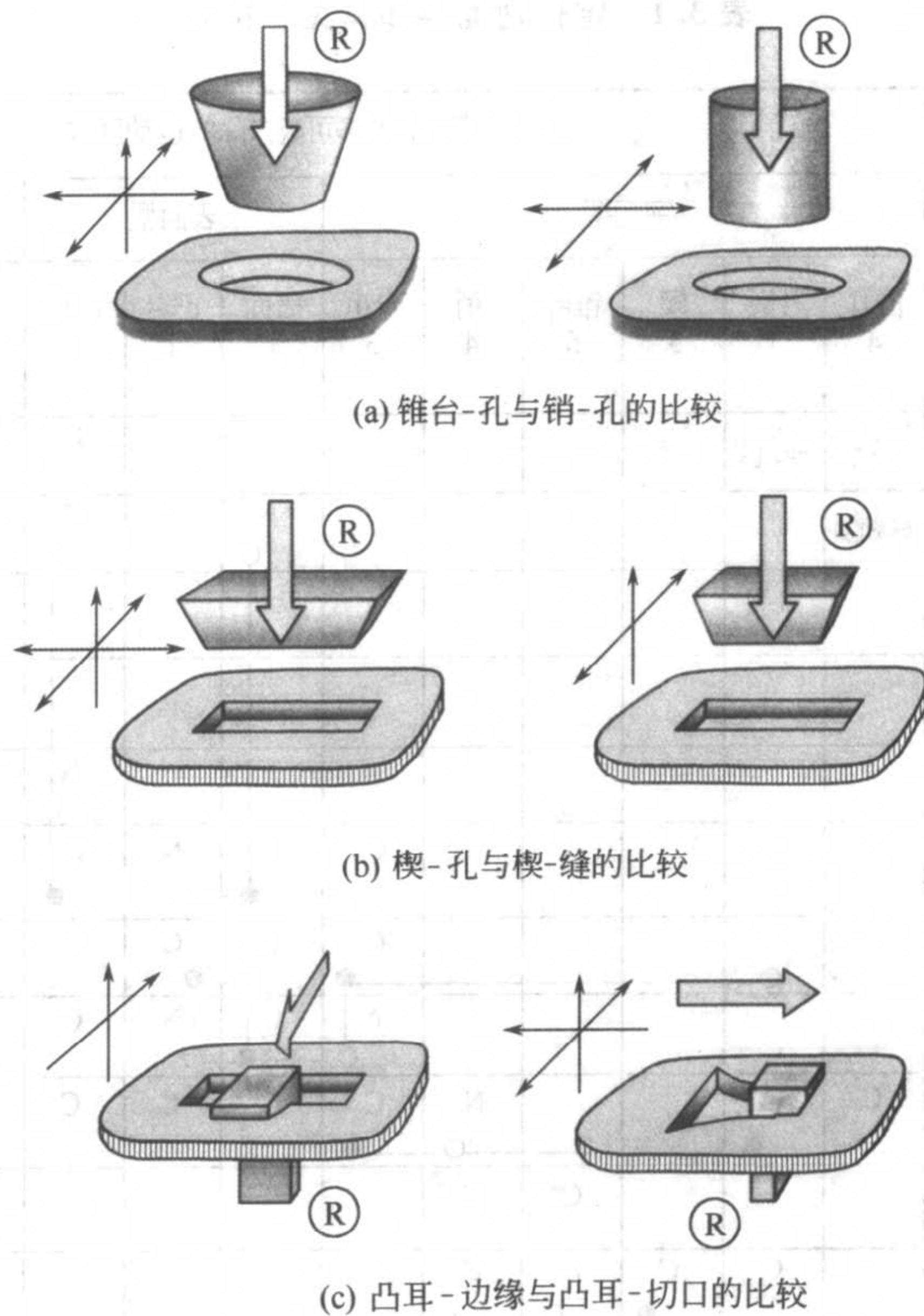

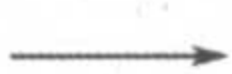


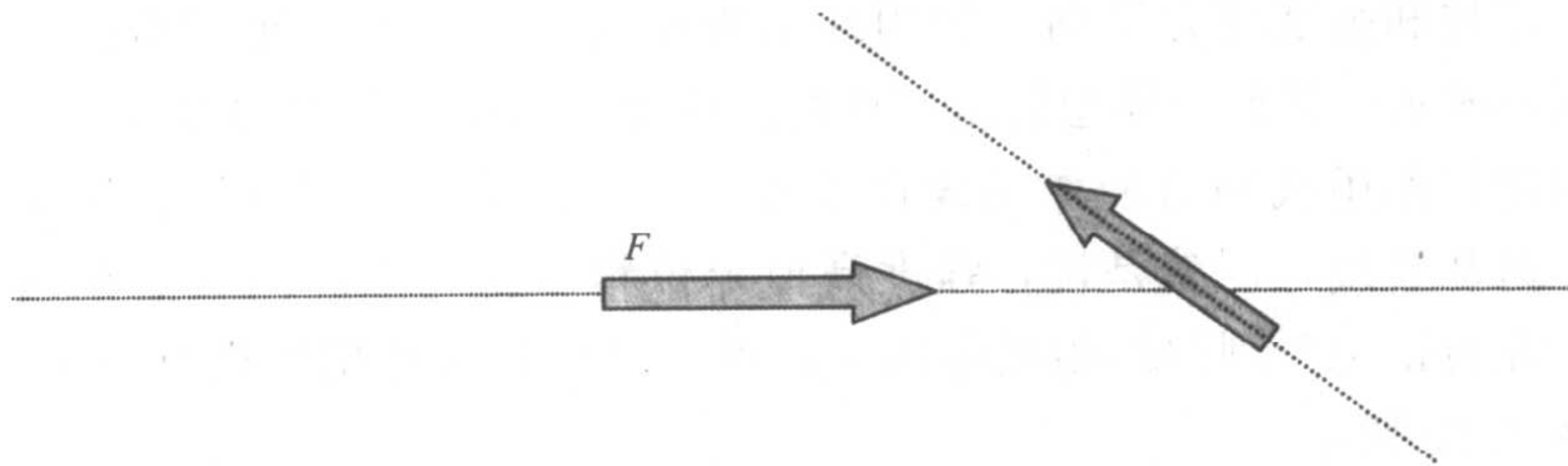
图 3.8 定位件的确认取决于定位副

突起型定位件的装配方向 

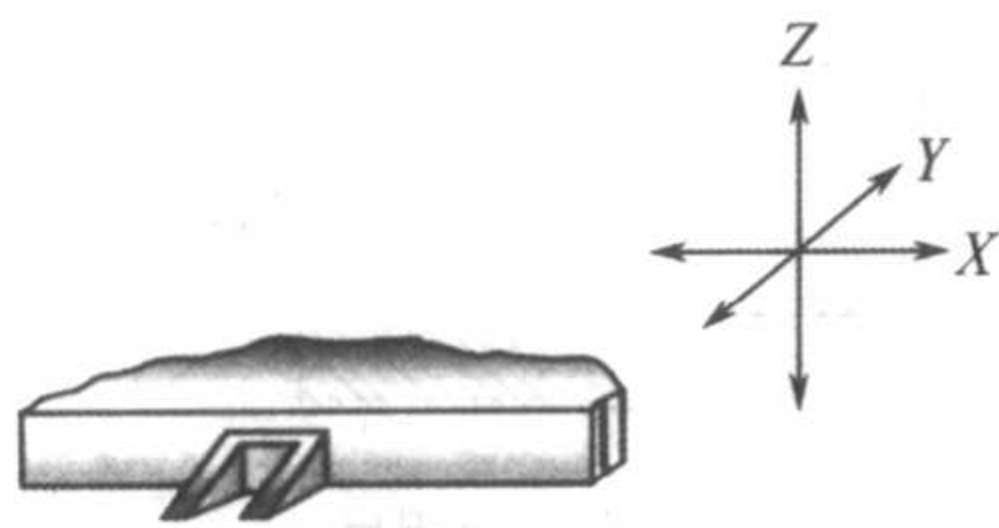
与对应定位件 (R) 有关的去除的运动度 

3.2.2.1 专业术语

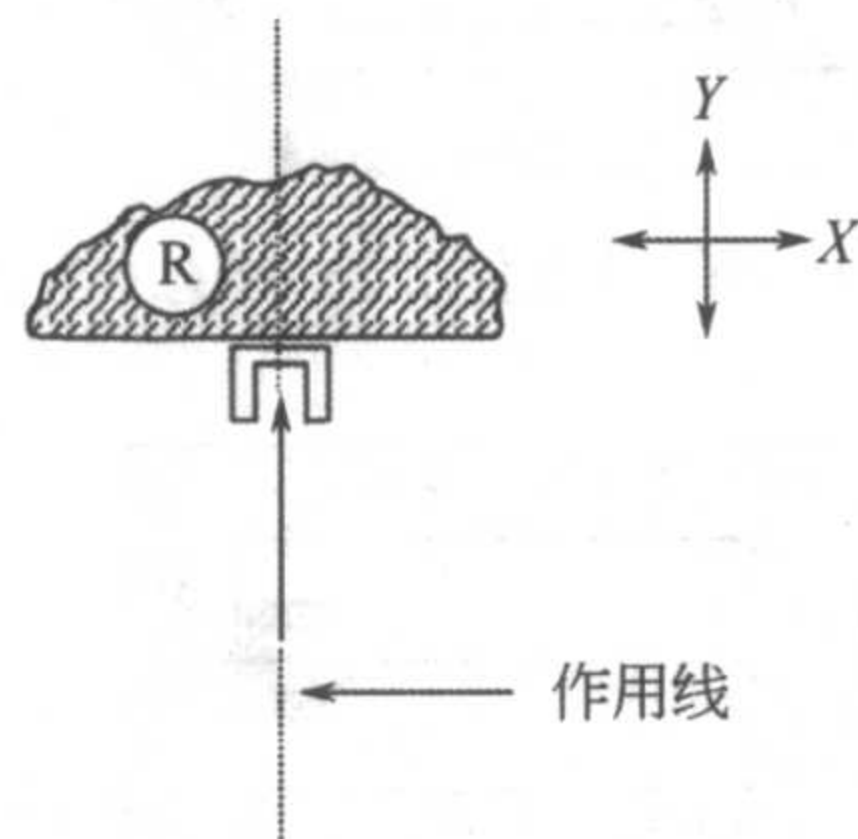
从图 3.8 可以看出，定位副是如何在某一特定方向上提供约束的。就这一点而言，也应该定义一些专业术语。在力学上，我们知道力是沿力的作用线施加的，如图 3.9(a)所示。约束具有两种能力：第一种是提供定位的能力，如图 3.9(b)中的卡爪-边缘定位副，用代表阻挡运动的箭头



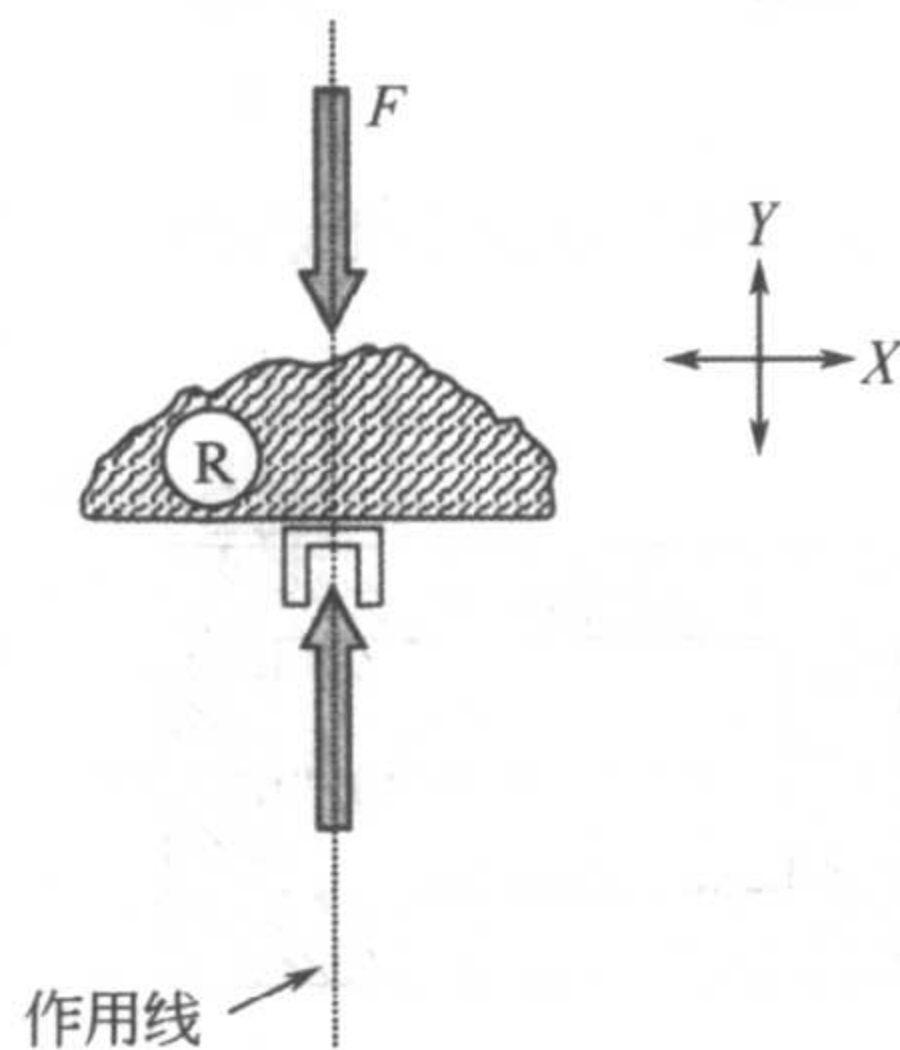
(a) 力和力的作用线



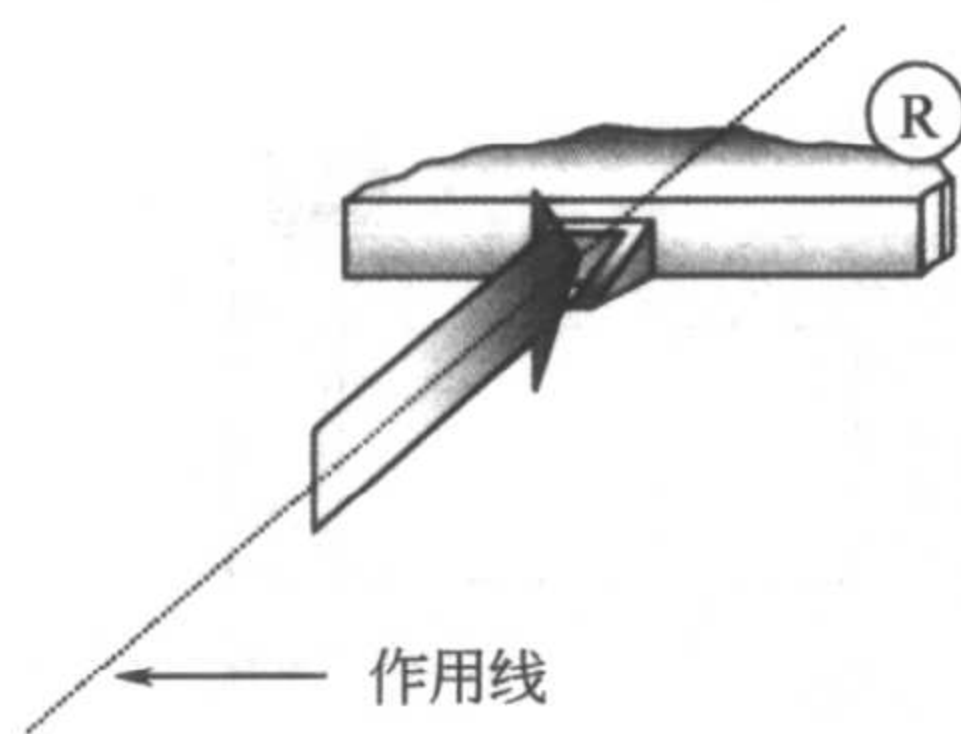
(b) 卡爪-边缘定位副



(c) 靠卡爪在+Y方向上的作用，实现边缘在-Y方向上的定位



(d) 靠卡爪在+Y方向上的反作用力，来抵抗-Y方向上的外力



(e) 约束既定位又提供强度

图 3.9 术语

(方向矢量) 来表示定位, 如图 3.9(c) 所示; 第二种是反抗潜在力的能力, 这就是强度, 并可以在抵抗力的方向上用箭头来表示, 如图 3.9(d) 所示。为了确定定位方向和力的方向需要一个参考系。在本书所有的图例中, 除了特别注明的外, 约束能力均以作用在装配件上的作用力的形式标出。在装配件没有表示出时, 在这些图中用“R”表示相应的功能件。

定位和强度能力沿同一作用线出现在同一方向也不足为奇的, 如图 3.9(e) 所示。然而, 要想将定位件的定位能力和强度能力加以区分, 常常会以定位作用线和力的作用线作参考。但要记住, 尽管它们性能层面不同, 但却共线, 也就是说, 强度高但定位精度低, 强度高且定位精度高。在讨论定位副间的相互作用时, 可以对合理的作用线进行一下比较, 如图 3.10 所示。

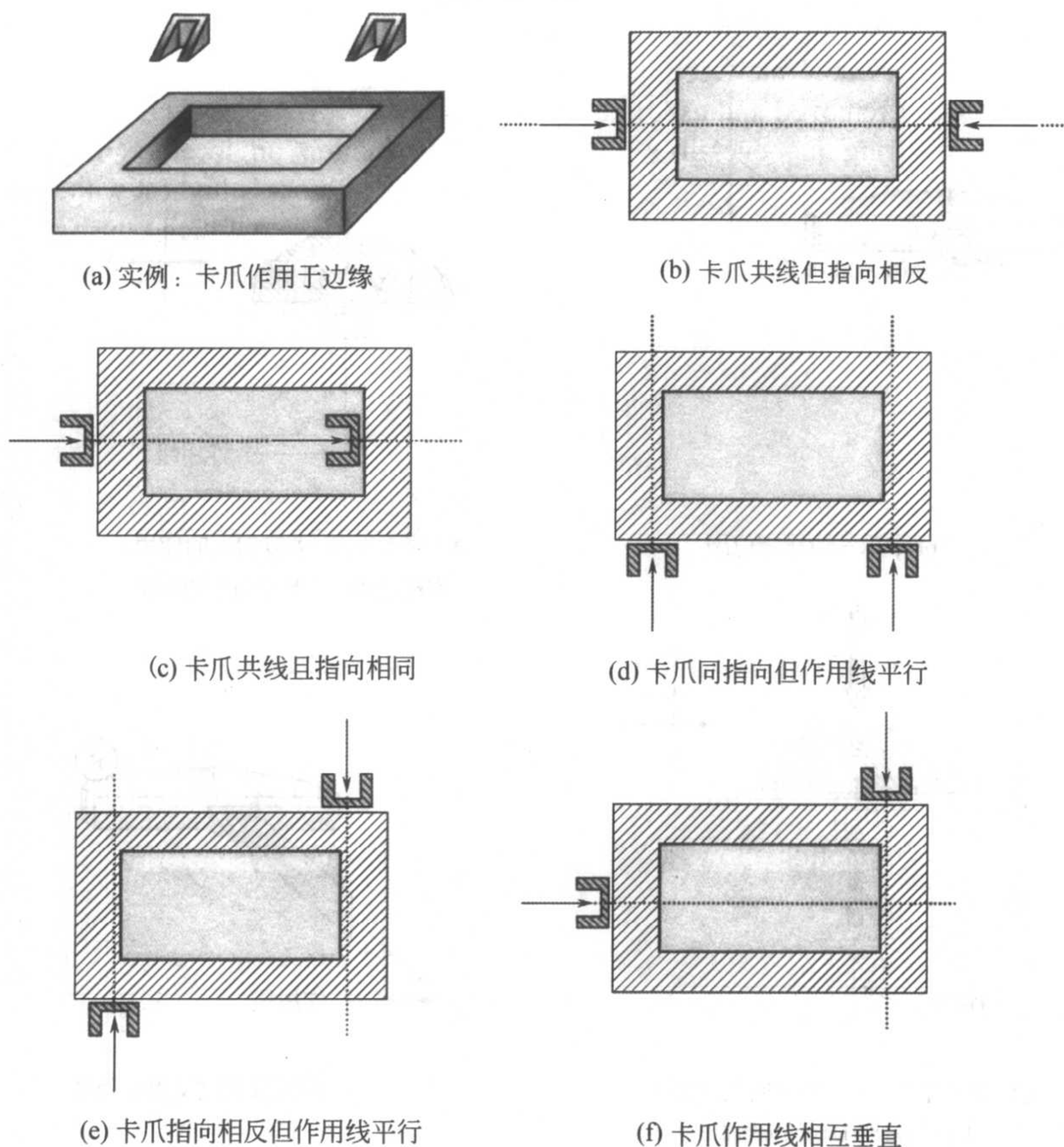


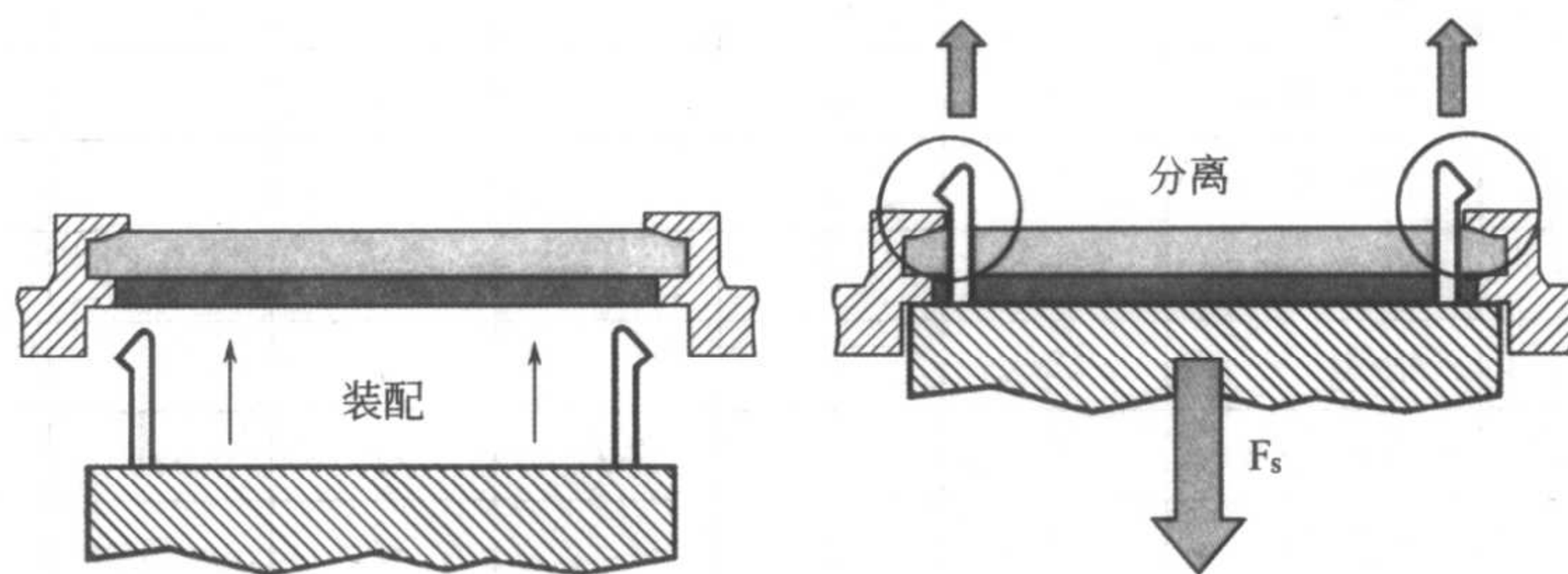
图 3.10 作用线

3.2.2.2 定位副、约束和强度

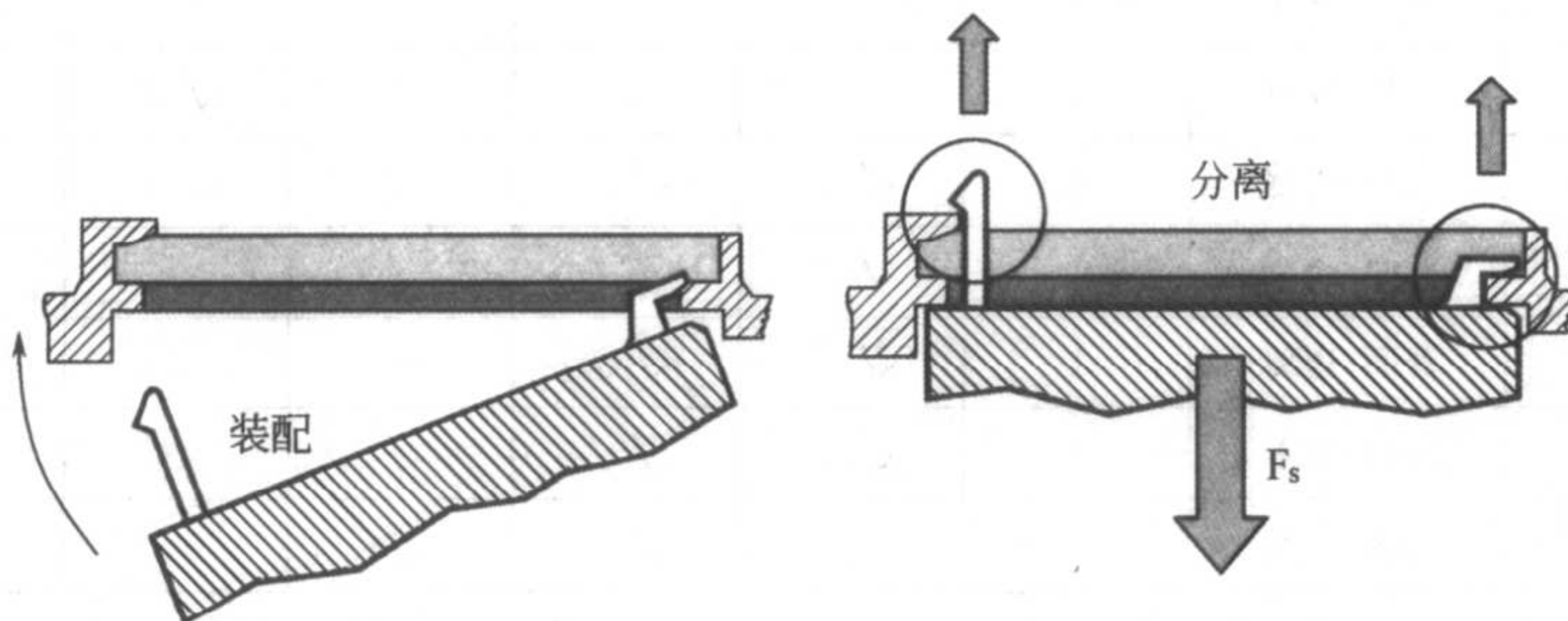
一般说来, 由于定位件相对比锁紧件结实, 所以在卡扣中用定位元件可以去除的运动度越多, 连接就越结实。这一点相当重要, 其实也意味着, 定位件越多, 锁紧件越少, 连接就越好。显而易见, 随之而来的问题是: “怎样才能使更多的定位件和少量锁紧件加入卡扣以提高其强度呢?” 答案要从第2章中所介绍的空间元件的装配运动开始。卡扣的一个极其重要的原理是, 卡扣连接的强度首先是由所选择的装配运动确定的, 而不是由锁紧功能件的强度确定的。

为给定产品选择定位副是装配运动的一个功能。为了使定位件去除的 DOM 最多, 而使锁紧件去除的 DOM 最少, 应对 5 种常见装配运动的能力加以鉴别。

作为一般规则, 从设计效率的观点来看, 最理想的情况是, 定位副能够去除大多数的运动度 (DOM)。但是, 如果在一个接合面上有太多的定位件组合则会导致过定位。定位副的另一理想特性是, 有助于抵抗任何可能出现在分离方向上的力。具有此种能力的定位副有: 凸耳-边缘, 凸耳-



(a) 推运动需要由锁紧件来抵抗分离力



(b) 翻转运动可由定位件承受一定的分离力

图 3.11 装配运动与约束功能件的选择

切口和合页。也有其他高强度的卡扣连接，但在应用中能够承受可动方向上的负载方面，这3种是独一无二的。支持这种能力的装配运动是翻转运动，如图3.11所示。

表3.2为表3.1中所推荐的定位副与所去除运动度和装配运动的关系。

当考虑装配运动对定位副和锁紧副选择的全部影响时，由定位件去除

表 3.2 定位副、运动度和装配运动汇总

	注解	定位副	去除运动度	装 配 运 动				
				推	滑	翻	扭	枢轴
可 能 的 定 位 副	p-s ^①	导轨	10		√			
	①	合页	10			√		
	v-v	切口-切口	5	√		√		
	p-v	锥台-孔	5	√		√		
	p-v	凸耳-切口	4			√		√
	p-v	销-孔	4	√		√		
	p-v	楔-缝	3	√		√		
	p-v	卡爪-切口	3	√		√		
	s-v	表面-切口	3	√		√		
	s-v	边缘-切口	3	√		√		
	p-v	销-缝	2	√		√		
	p-s	凸耳-边缘	2		√	√	√	√
	p-v	翼片-缝	2	√		√		√
	p-s	翼片-边缘	1	√	√		√√	√
	p-p	卡爪-卡爪	1	√	√	√	√	
	p-s	卡爪-表面	1	√	√	√	√√	√
	p-s	卡爪-边缘	1	√√	√√	√	√√	√
	s-s	表面-凸台	1	√√	√√	√	√	√
	s-s	表面-边缘	1	√√	√√	√	√	√
	s-s	凸台-边缘	1	√√	√√	√	√	√
s-s	边缘-边缘	1	√	√√	√			

① 特殊情况：s-s 表面-表面；s-v 表面-空腔；p-s 突起-表面；p-v 突起-空腔；v-v 空腔-空腔；p-p 突起-突起。

注：黑体(√)表示，可用作装配运动中第一接合的定位副；浅体(√)表示，用作装配运动中第二、三接合的定位副。

运动度潜力最大的是滑动、扭转和枢轴运动，翻转运动次之，推的装配运动最小，见表 3.3。所有定位副如何在接合面上布置，以便与装配运动相适应，有着严格的对应关系。注意：尽管滑动、扭转和枢轴转动在某些情况下可以去除大部分 DOM，但是翻转运动从整体优化的角度理应受到青睐。作为一般规则，推的装配运动（或许是最常用的运动）应尽可能避免使用，因为它必须用锁紧功能件来去除大部分运动度。

表 3.3 装配运动和运动度

装配运动	最好情况		最差情况		应用的难易程度
	由所有定位件最大可能去除的 DOM	由锁紧件必须去除的剩余 DOM	由所有定位件最小可能去除的 DOM	由锁紧件必须去除的剩余 DOM	
滑	11	1	10	2	受基本形状限制
扭	11	1	10	2	受基本形状限制
枢轴	11	1	10	2	受基本形状限制
翻转	10	2	10	2	适应能力高
推	7	5	7	5	适应能力高
总 DOM	12 个 DOM		12 个 DOM		

3.2.2.3 定位副与易装配

零件的装配运动必须对定位副的组合加以选择，并确定其保证能够的装配方向。一个典型的配伍性问题是，设计者没有意识到，连接中的定位副也会出现不能实现预期装配运动的情况。这种情况在第 2 章中已经讨论过，并用图 2.7 示出。以装配运动的术语对应用加以考虑有很多优点。除了有助于做出使约束功能件具有最大强度的决策外，它还可以提高设计的创造性（见第 7 章），而且，用可利用的装配运动理智地进行设计，就会消除运动/空间/约束功能件之间不配伍的可能性。

设计过程中应该首先考虑的是，在装配过程中最先接触的那个（些）副。这个（些）定位副也应该起导向作用（必需的增强件），如图 3.12 所示。这里所表明的凸耳功能件的另一个优点是，它可以用作装配的导向件，如图 3.12(b)所示。此时不需要附加如 3.12(a)中销这样的导向增强件。如果引导是必需的，最先接触的定位副也能够起到引导作用。引导件可以确保，装配件只能以正确的方向与装配件进行装配。这些或其他增强件将在第 4 章中详细讨论。一旦布置了第一定位副，便可以添加余下的定位副。

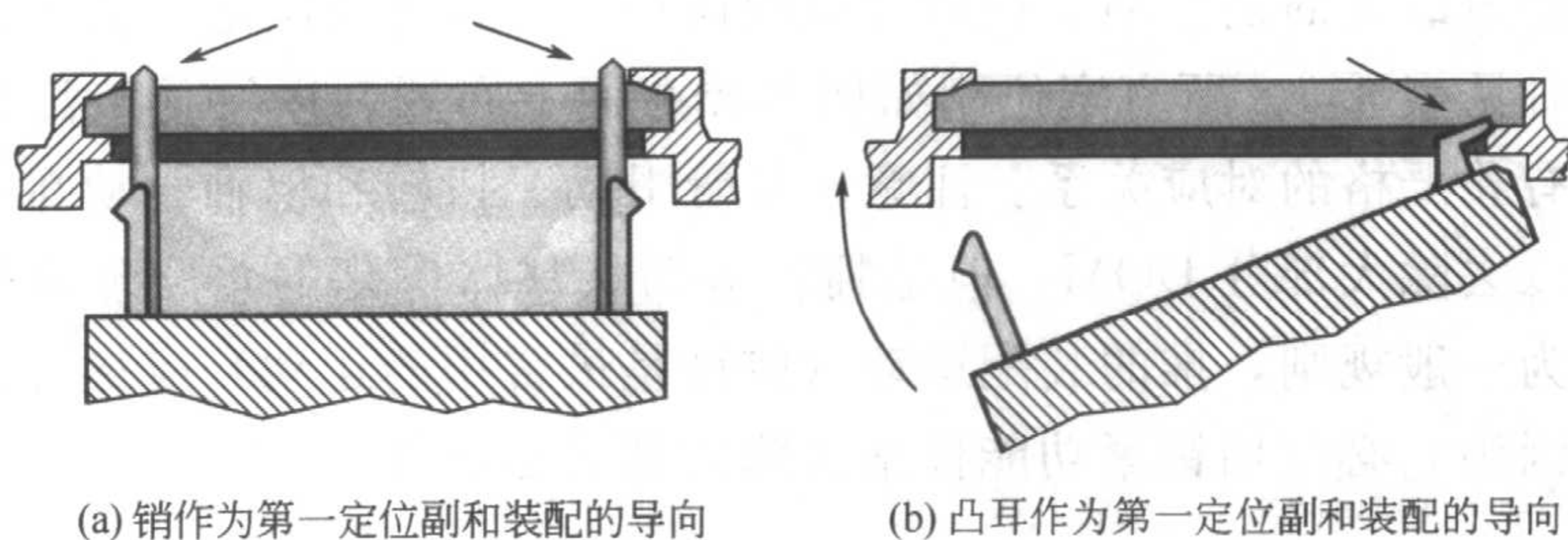


图 3.12 装配中最先接触的定位副也可用作导向件

3.2.2.4 定位副与尺寸控制

产品中的某些定位副可以标示为“关键定位”，因为它们控制着零件的重要定位或找正行为。鉴于此原因，它们应该是连接可以微调的潜在位置。但要牢记，这些位置标示出以后，如果一个需要进行微调的关键定位副是由两个固有定位件构成的话，就要特别当心。因为要对主零件的功能件（如固有定位件）的模具进行修改是很困难且成本高的。边缘-表面（固有定位件）副可以改成凸台-边缘副，如图 3.13 中所示的立体-孔的应用。如果在此应用中平齐也很重要的话，就有必要在控制沿 Z 轴方向定位的面-面固有定位件上进行微调。应该将凸台加到这些表面之一上，以有助于为了平齐而容易地进行微调。关于基于功能件微调的设计的内容，在增强件一章中将更为详尽地介绍。

共同约束相同旋转或直线运动的定位副，彼此之间应布置的尽可能远，以增大零件稳定性和减小对尺寸变化的敏感性，如图 3.14 所示。在此实体-平面的实例中，仅涉及 X-Y 平面内的约束。

定位副距离对尺寸稳定性的影响成简单反比关系。图 3.14(c) 中，定位副卡爪 #1 和卡爪 #2 (C-1 和 C-2) 的平行作用线之间的距离为 d 。对点 a 位置沿 X 轴的产生的影响是 h/d 的函数，导致 C-1 到 C-2 在 Y 方向上的偏差为：

$$\Delta a = \frac{h}{d} \delta a \quad (3.1)$$

如果 C-1 与 C-2 的 Y 向偏差是 $\pm 0.1\text{mm}$ 且 $h/d=2.5$ ，则对 a 的位置的影响为 $\pm 0.25\text{mm}$ ，由 $\Delta a = (2.5 \pm 0.1)\text{mm}$ 计算所得。

在图 3.4(d) 中，定位副 (C-1 和 C-2) 的平行作用线相距甚远。如果 $h/d=0.67$ ，则对 a 位置沿着 X 轴的影响为：

$$\Delta a = \frac{h}{d} \delta a = 0.67 \times 0.1\text{mm} = 0.067\text{mm} \quad (3.2)$$

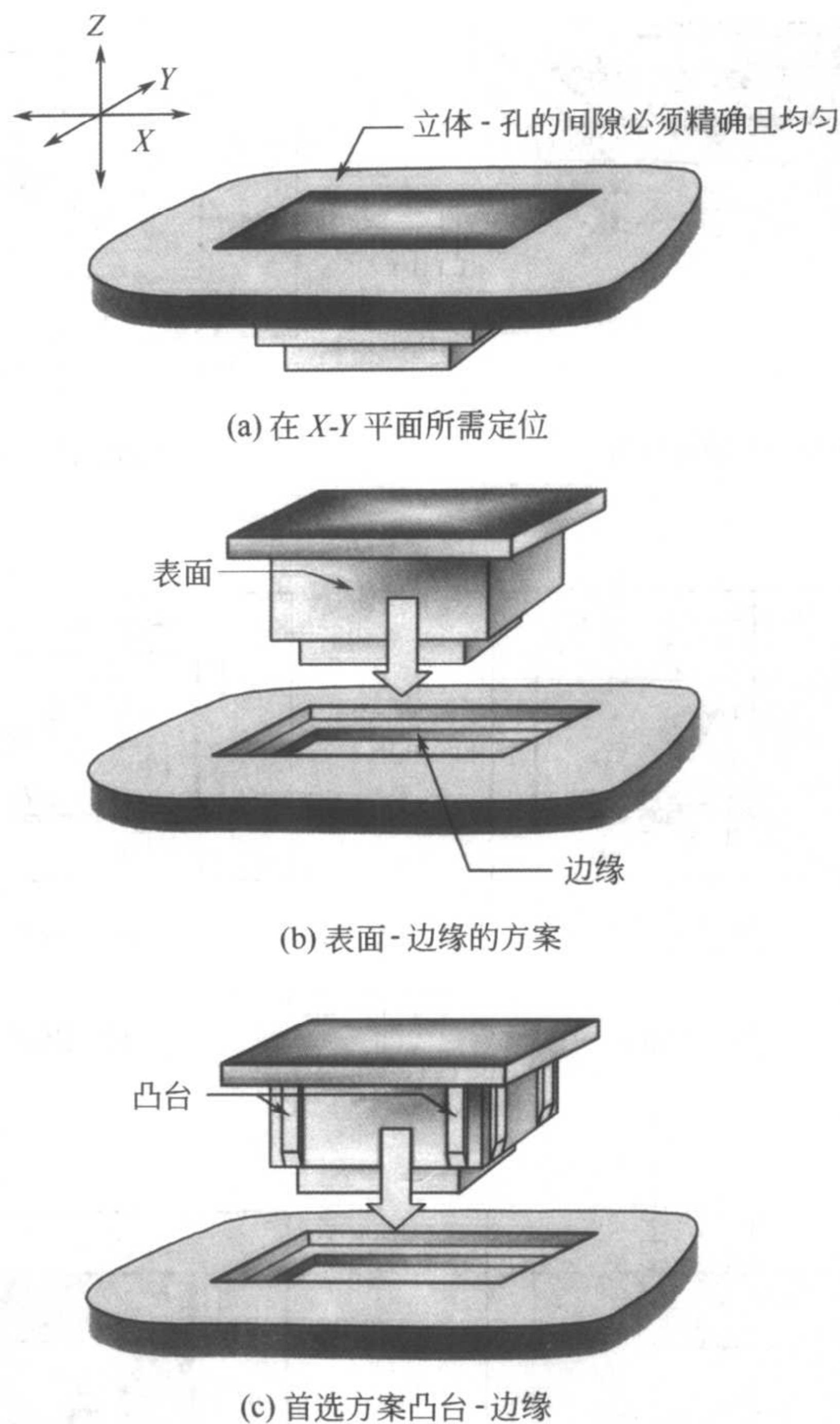


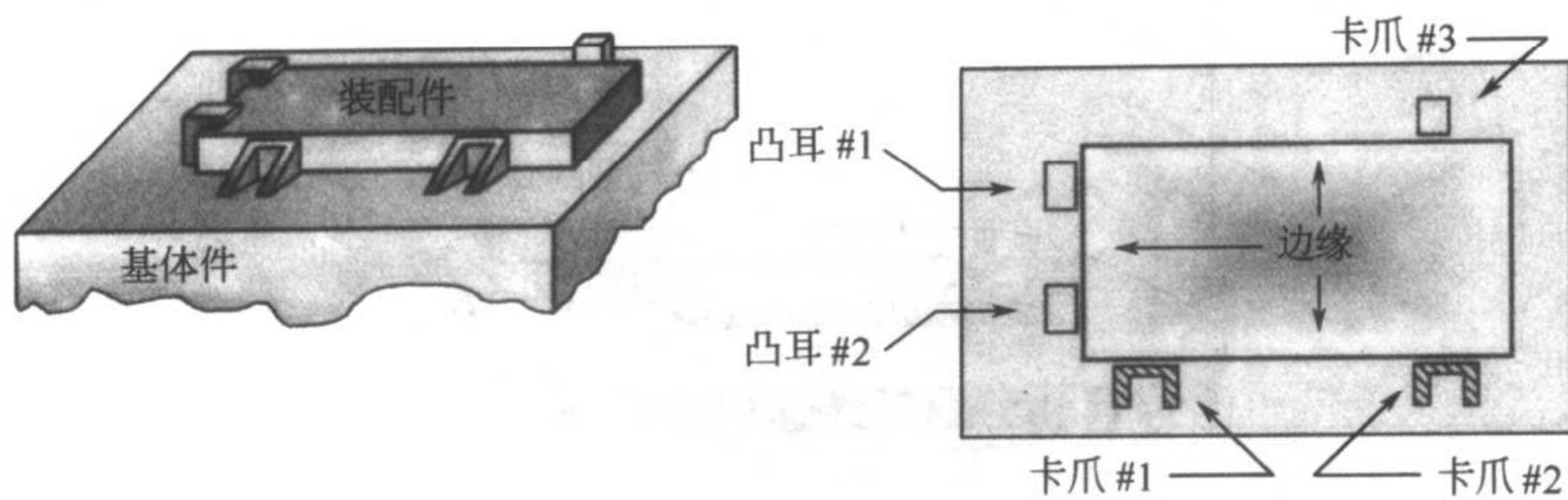
图 3.13 为使表面易于微调而增加凸台

点 a 沿着 X 轴移动，所以任何其他在 X 轴方向上的定位副都会直接受到卡爪 #1 和卡爪 #2 之间关系的影响。凸耳 #1-边缘的约束副会受影响，凸耳 #2-边缘的约束副同样也受影响，只是程度稍轻。

注意：还有其他因素会影响点 a 位置的偏差。对零件的尺寸评价应包括定位副位置的影响。

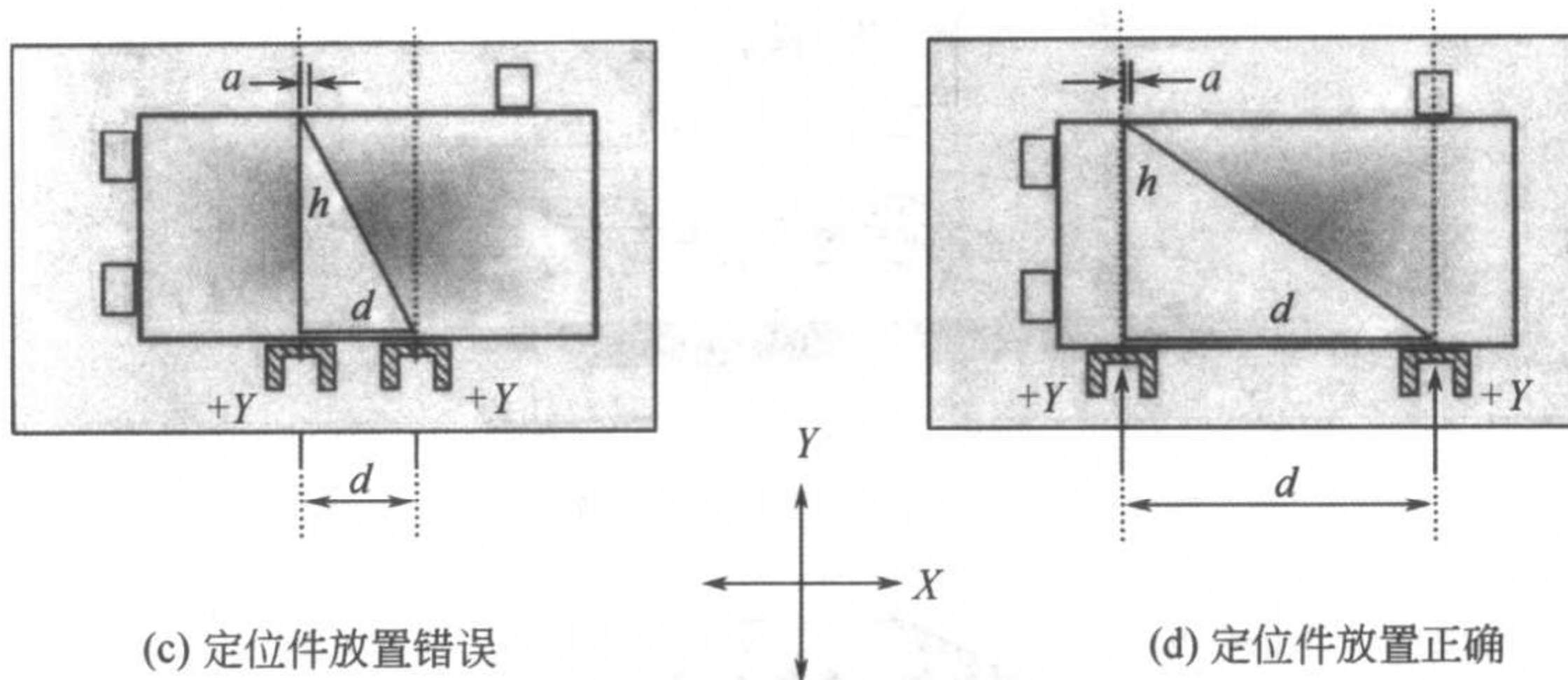
成偶作用的定位副的影响与上述直线运动的定位副类似。偶置定位副如图 3.14(e)和(f)所示。在力学上，一个偶定义为两个大小相等、指向相反、作用线平行的力。偶的作用是产生纯旋转的力或阻止旋转运动。

如果可能的话，标示为关键定位的定位副应作为接合面上所有其他约束副尺寸确定的基准。关键定位副的基准应与找正位置有关。



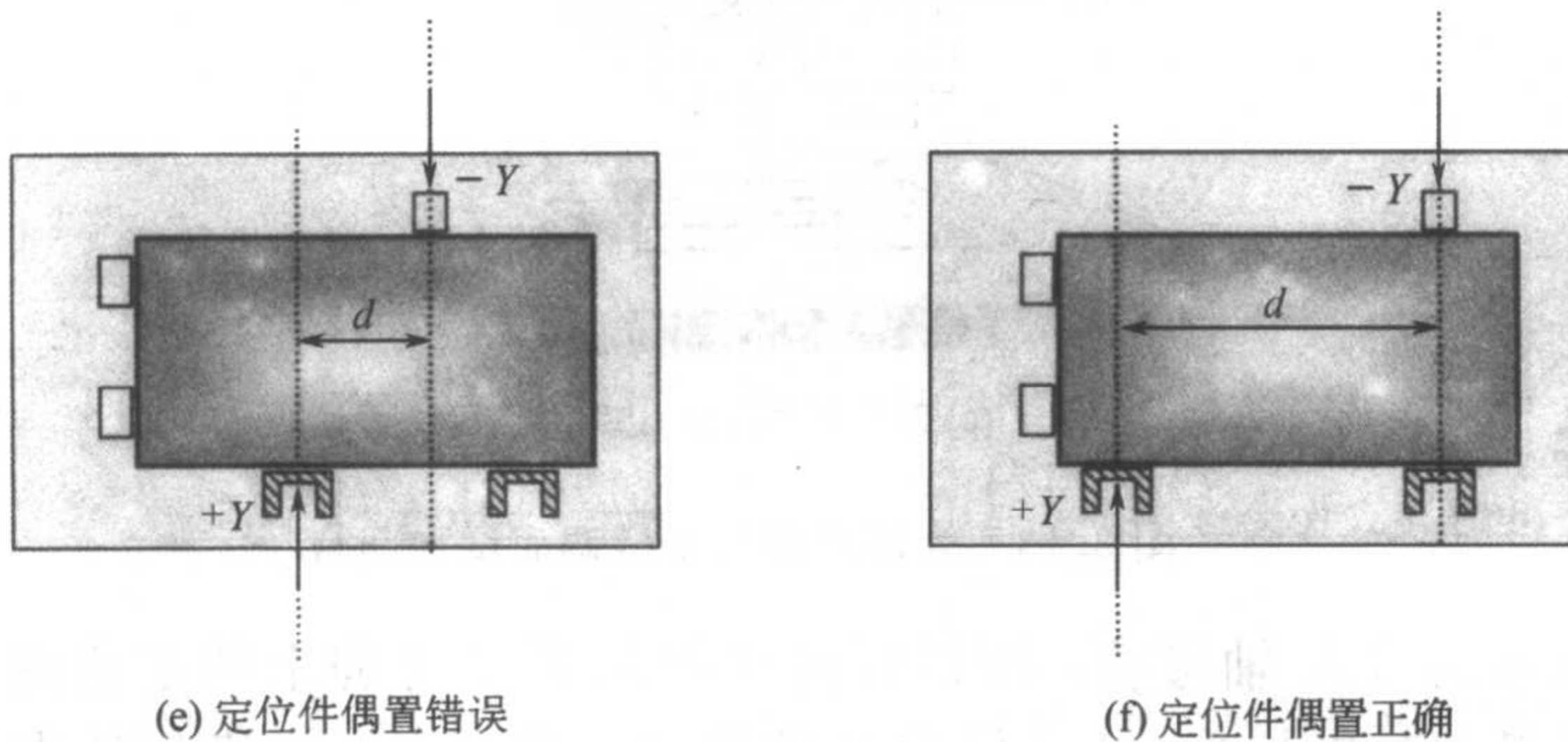
(a) 实体与表面的应用

(b) 定位件标示



(c) 定位件放置错误

(d) 定位件放置正确



(e) 定位件偶置错误

(f) 定位件偶置正确

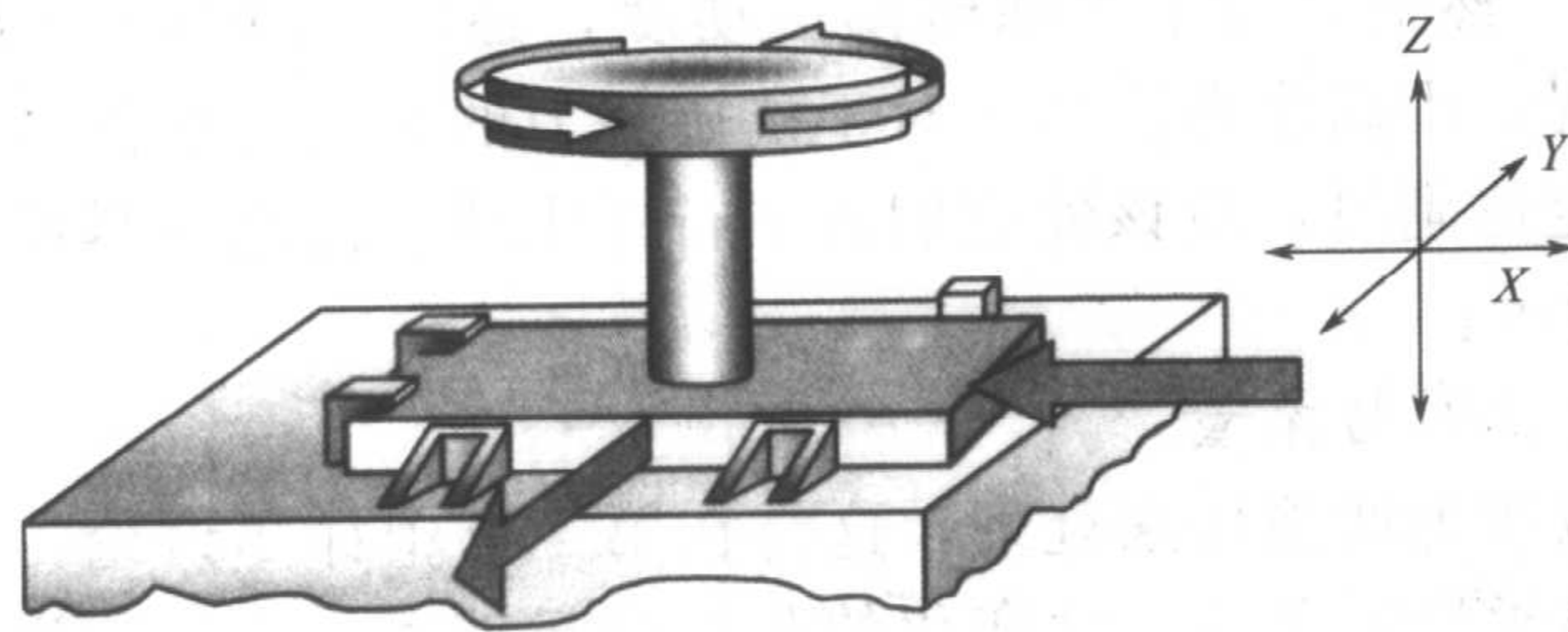
图 3.14 为了稳固性和尺寸坚固性，作用线平行的定位副应尽可能远地分开布置

为了减少模具误差、塑料收缩率的影响，关键定位副应尽可能近地布置在需要找正的位置处。

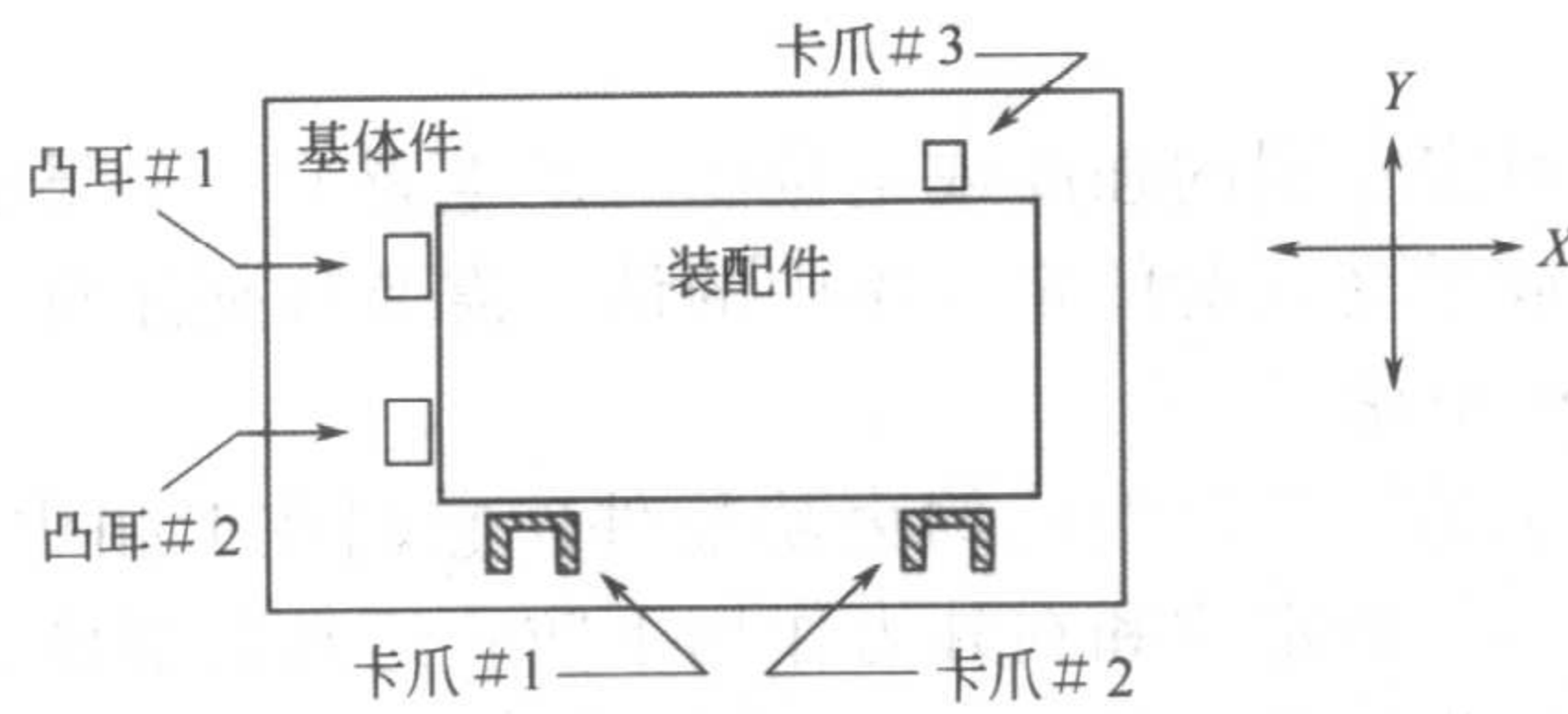
有些应用不需要准确定位或找正，这一要求可以降低。还应注意：关键定位副不一定是装配过程中最先接合的定位副。

3.2.2.5 定位副与力学优势

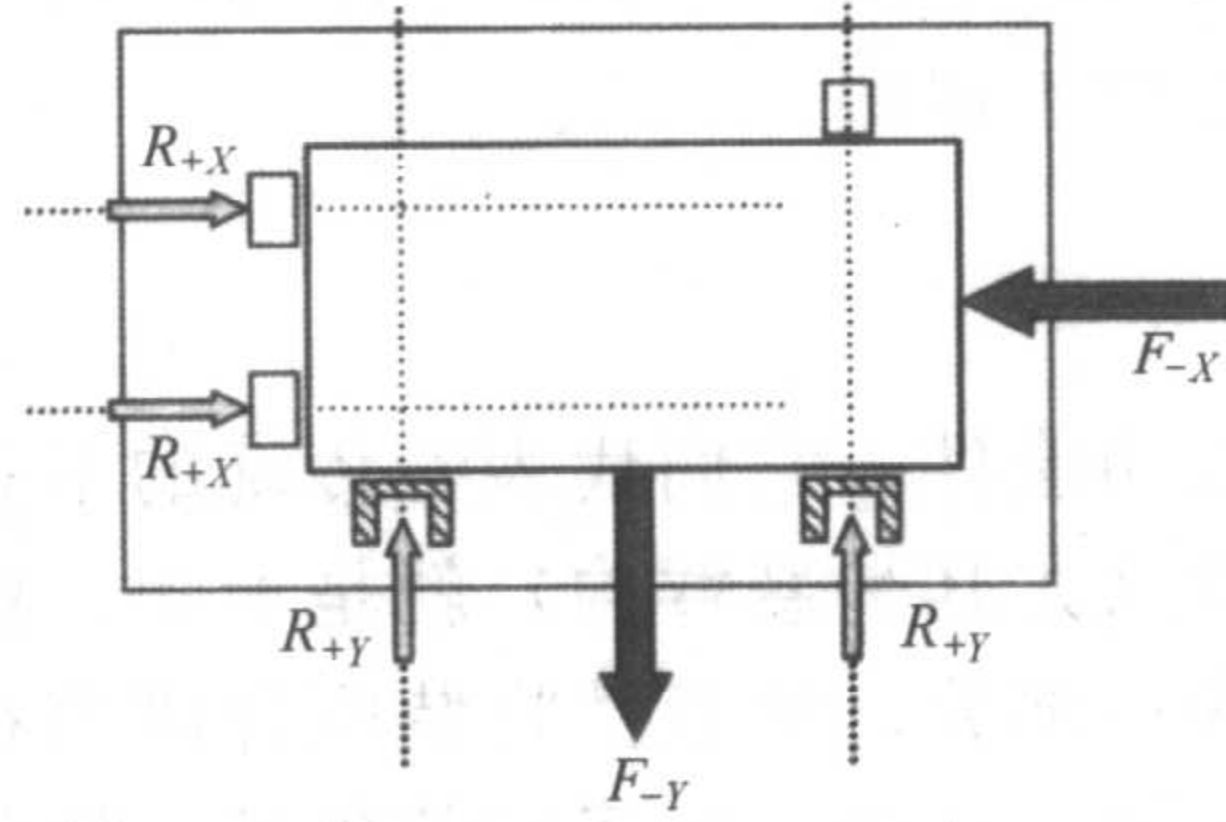
与尺寸稳定性不同，线性强度不受作用线平行且指向相同的定位副之



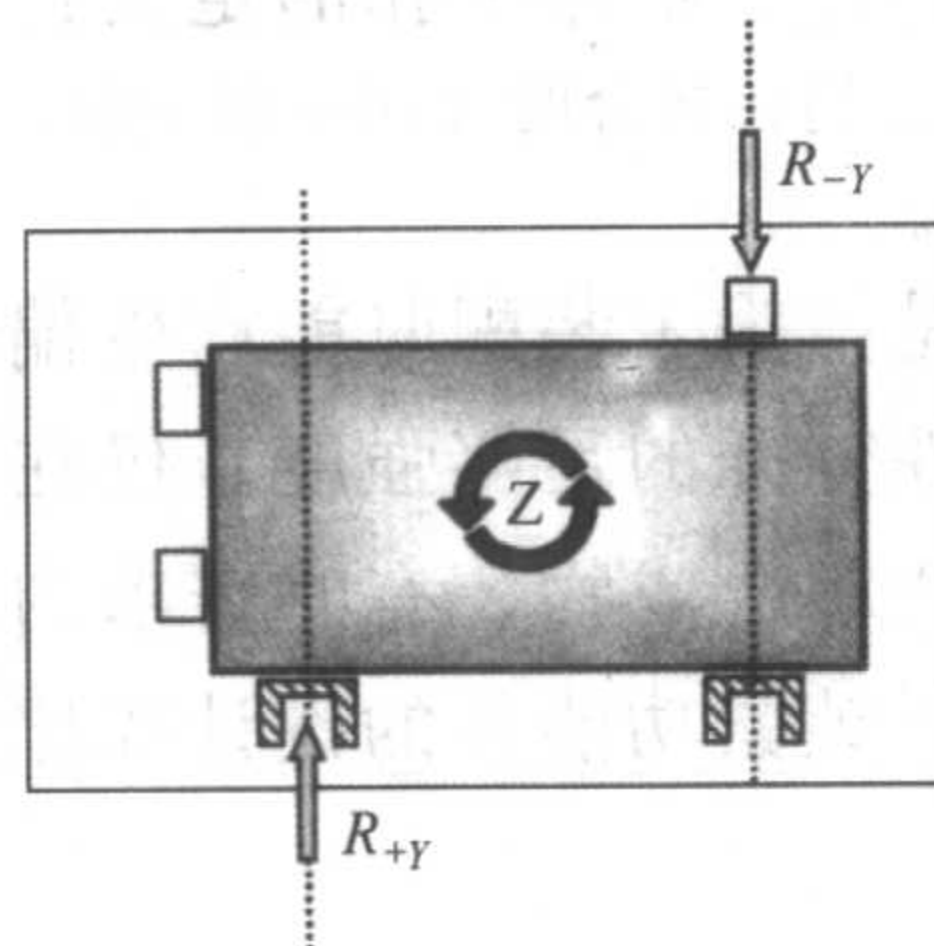
(a) 有旋转力和直线力的作用



(b) 定位件标示



(c) 反抗直线力的定位件



(d) 反抗旋转力的定位件

图 3.15 为提高强度，成偶作用的定位副应布置得尽可能远

间的距离影响，如图 3.15(c)所示（用一个定位副来去除沿着轴的平移运动是可能的）。然而，为了去除转动运动度，必须用两个定位副构成偶并定位才能实现，距离也有影响。对于抗旋转力的最大力学优点来说，布置成偶作用的定位副时，应该使它们的平行作用线彼此之间尽可能地远，如图 3.15(d)所示。

3.2.2.6 定位副与柔量

柔量可以作为增强件来处理，这将在第 4 章中详尽讨论。对于此处的目的来说，将柔量定义为尺寸变化的公差就足够了。换句话说，将柔量设计到卡扣接合面中，有助于采用标准公差，并使零件间接触紧密且不发出噪音。

柔量可能会对定位副的强度或定位能力产生影响。如果必须将柔量设计进关键定位副或承受载荷的定位副中的话，需要特别注意。

3.2.2.7 定位件小结

定位件是结实的、非柔性的约束功能件。它们在卡扣中的任务就是，提供装配件与基体件的定位和在外力作用下防止运动的强度。

本节将定位件作为单独的功能件加以介绍，然后对它们在卡扣中是如何以定位副的形式工作的进行了解释。最后，对与应用中的定位副相关的功能要点和设计规则也进行了说明。

3.3 锁紧功能件

锁紧件是另一种约束功能件，它们代表着传统的卡扣技术。对于许多设计者来说，锁紧功能件（尤其是悬臂钩）就是卡扣。然而，从连接层面讲，锁紧件只是该系统的一部分。锁紧件将装配件固定在基体件上，而结实的定位功能件也能承担这一任务。除了定位件外，锁紧件也是一个卡扣连接的“必需且有效的”功能件。根据卡扣的定义：

锁紧件是相对柔性的功能件，它们在接合时可向一侧偏斜，而后又恢复到原来位置，以产生将零件接合起来所需的干涉。

卡扣设计中的根本问题是，为了装配时能产生偏斜，锁紧件必须是柔性的，同时必须具有防止零件分开的足够强度。仅在一定条件下，锁紧件有时应该是可以拆开的。这些对合成物、有时需求的矛盾、再加上偏斜和强度等进行分析的要求，使得锁紧功能件的设计要比定位件难得多。

3.3.1 锁紧功能件类型

锁紧功能件依据装配与保持行为的基本差异来鉴别和分类。为了对装配和保持行为进行评价，认为有必要进行计算时，其差异更为明显。大多数锁紧件需要某种形式的柔性行为以便装配。除非需要拆卸的时候，总

希望保持行为是刚性的。从逻辑上推断，保持性能的变化程度取决于保持行为的特性。我们的确也发现，在防止锁紧件松脱上，弯曲的效果要比拉伸、压缩和剪切行为的效果低得多。

锁紧功能件的类型是按一般使用的状态来定义的。悬臂梁类是迄今为止最常用的锁紧功能件。止逆型和平面型锁紧件也相对比较常用。环型和扭转型锁紧件不太常用。这里给出5种柔性锁紧件的简单定义，后面再对每种进行详尽的讨论。

① **悬臂梁锁紧件**通过梁的弯曲来接合，通过梁的拉伸和弯曲或者拉伸和剪切来保持。

② **平面型锁紧件**包含一个或两个能偏斜的壁，通常带有一个边缘和一个壁上的卡爪。它们通过平板的偏斜来接合，通过剪切强度和压缩强度以及板的力学性能来保持。

③ **止逆型锁紧件**通过梁的弯曲来接合（与悬臂梁锁紧件一样），但它们的保持却是通过梁的压缩。这是一个显著的差别，我们可以看到，止逆型锁紧件可以是极其结实的锁紧件。

④ **扭转型锁紧件**将扭转行为用于装配的偏斜。保持也取决于扭转件的特性。

⑤ **圆环型锁紧件**将同心隆起之间的接合面用于圆柱体的内和/或外壁上，依靠径向的弹性变形来实现装配和保持强度。

各种类型锁紧件的装配和保持行为有很大差别。这就使得每种类型较好地适用于某些应用，而不适用于其他应用。然而，应该记住，在很多应用中，必须对锁紧件加以选择，以满足其他要求，如：足够的锁紧件偏斜空间；零件加工的运动；装配操作空间等。最切实可行的锁紧件类型不一定是最好的锁紧件类型。但是，锁紧功能件的多功能性和多样性有助于设计方案的选择和解决方案的确定。

与定位件一样，应该注意的是，装有锁紧件的母体材料（如平面）不能看成是锁紧功能件的一部分。只有母体材料提供约束时，才可以将其视为定位功能件。为了达到清晰明了的目的，习惯上常常标识为带表面的锁紧功能件，只是要记住它不是锁紧件的一部分。

3.3.2 悬臂梁锁紧件

悬臂梁类锁紧件是最常见的锁紧功能件，且有无数种。由于它是最常见的锁紧件类型，因此在它上面要花费比其他类型多得多的时间。出于同样的理由，在对其进行探讨时，在需要对锁紧件举例或图示说明时，整本

书中都用到了悬臂梁锁紧件。在悬臂梁一节中介绍的许多锁紧件行为的原理，特别是那些与保持件相关的原理，也适用于其他类型的锁紧件。

所有锁紧件都有两个主要元件，一个是装配和拆卸时的偏斜元件，另一个是与装配功能件接触处的保持元件，如图 3.16 所示。将这两种元件分开考虑比较好。

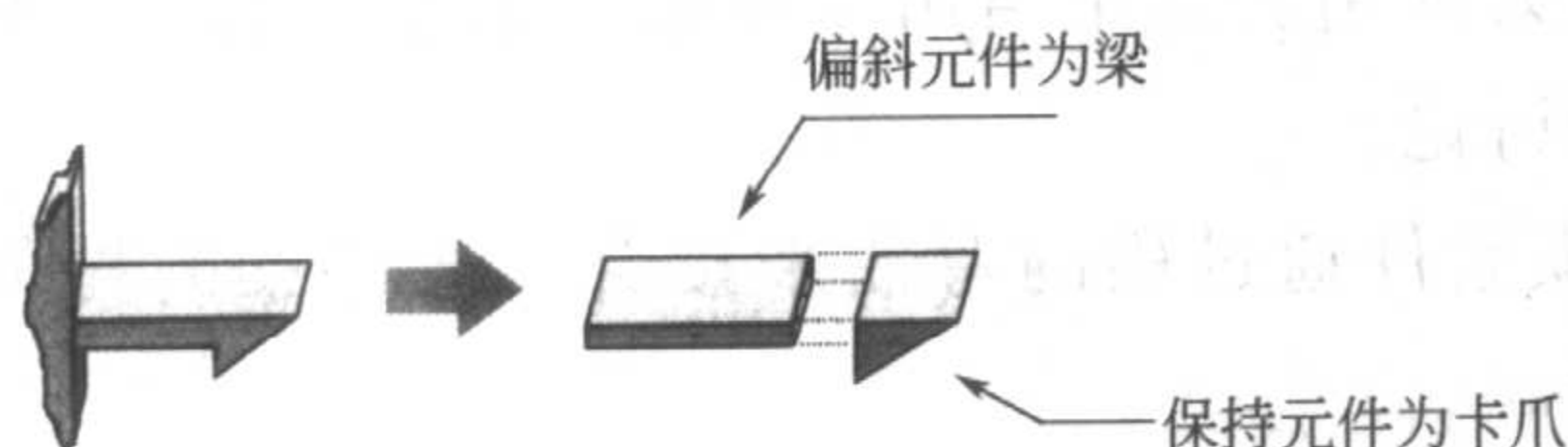


图 3.16 锁紧功能件的主要元件

3.3.2.1 偏斜元件

在悬臂锁紧件中，偏斜元件为梁及其他种类偏斜元件，梁的形状和截面可能有很多种。一些较为常见梁的形状如图 3.17(a)所示。梁的截面也可以变化，一些较为常见截面如图 3.17(b)所示。梁的装配行为分析是以固定端悬臂梁的经典弯曲方程为基础。保持行为的分析取决于保持元件的类型。

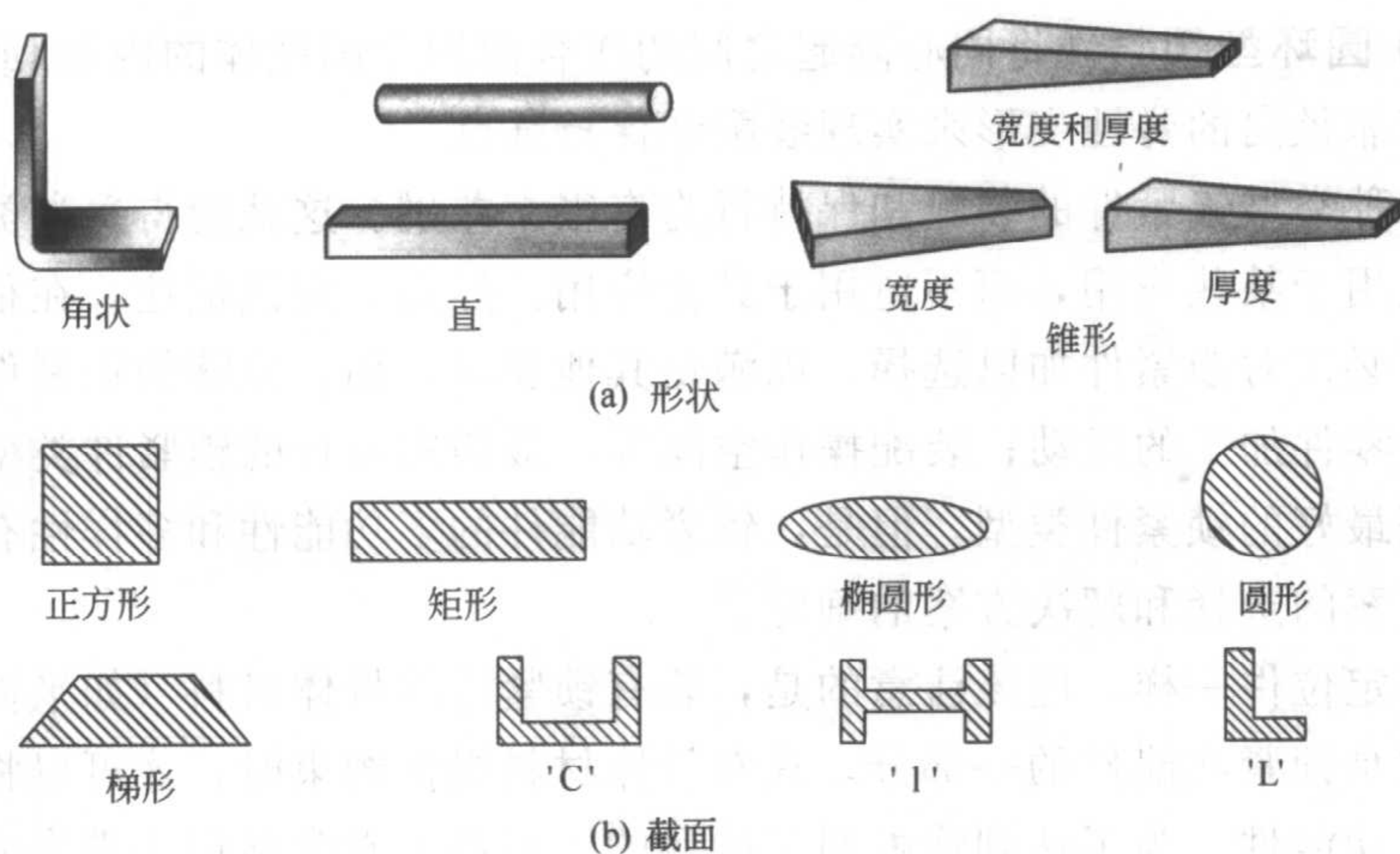


图 3.17 梁的常见形状和截面

到目前为止，用于最常见的锁紧件梁的轮廓都与图 3.17(a)中所示矩形截面类似。其他截面也可以用，且可以用来解决某些特殊问题，但是一般不推荐采用，因为它们会使得分析更加困难，并且会增加模具的复杂性。

3.3.2.2 保持元件

梁上保持元件的选择可以与梁本身无关。这就增大了悬臂锁紧件的设计方案的可选择性，因为梁与保持元件的类型可任意搭配，以适应不同要求。最常见保持元件是一些突起型的定位件，如图 3.18 所示。当保持元件为突起型时，则悬臂锁紧件被称为钩爪，因为它在接合时钩在一个边缘上。钩形悬臂锁紧件必须（当然也是必要的）能够抵制因梁的弯曲而造成的分离。

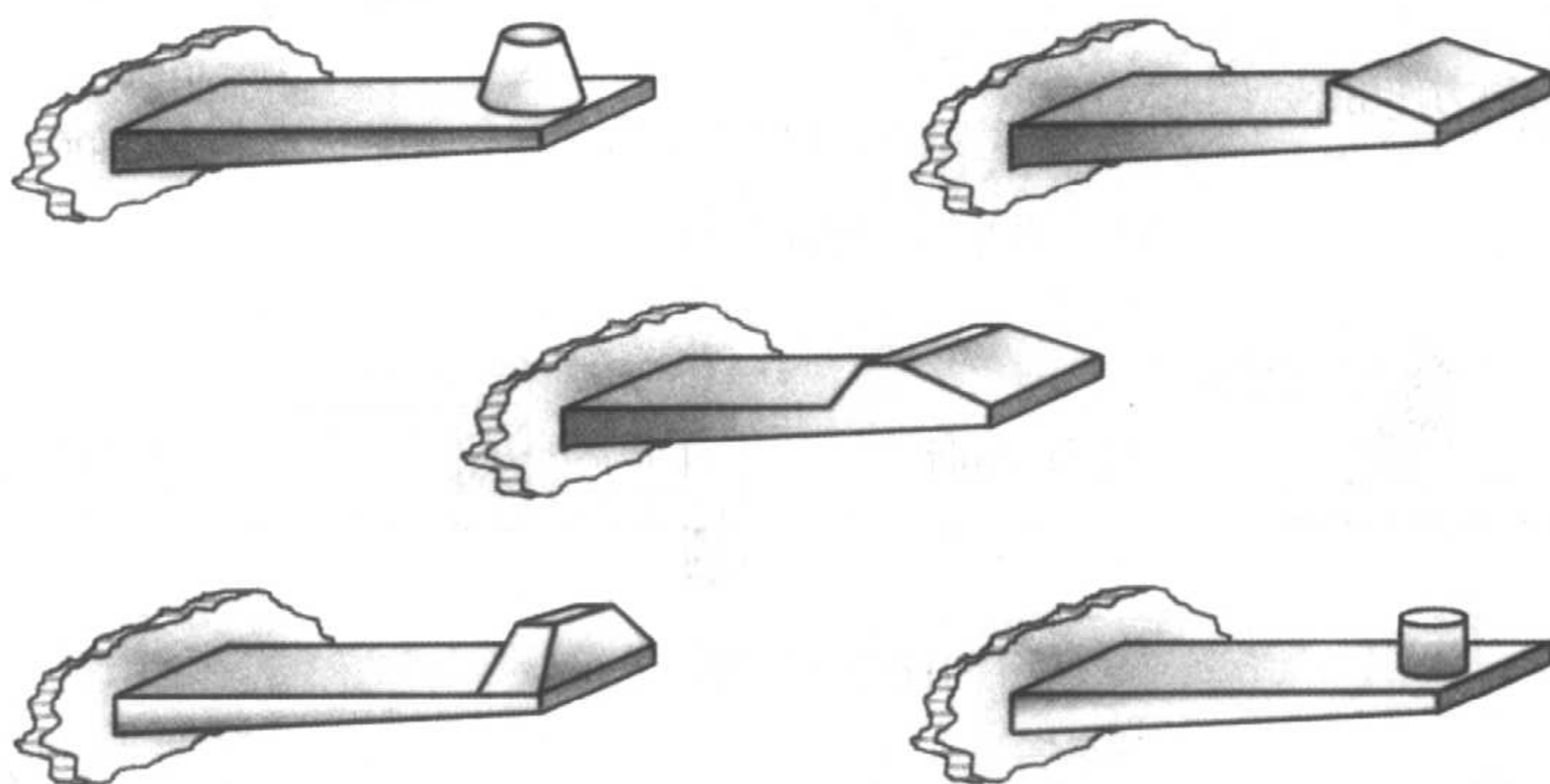


图 3.18 基于突起型定位件的常见保持元件

钩形锁紧件内在的弱点是，当分离力作用在锁紧件上时，无论元件的形状如何，反作用力都不可能沿梁的对称轴，总是有一个偏移量 (d)，如图 3.19 所示。这样，钩爪注定会弯曲。不幸的是，弯曲发生在悬臂梁抵抗偏斜最薄弱的方向，如图 3.19(a)所示。

即使是带有 90° 或接近 90° 保持面角度的非拆卸钩爪，也会在很大力的作用下脱钩。当非拆卸钩爪在负载作用下脱钩时，典型的脱开图形如图 3.19(b)所示。脱开是从保持元件处梁的初始变形开始的，这将使得保持面的角度减小，并会沿着保持面产生附加滑移，进而因梁弯曲而脱开。图 3.19(c)所示的钩爪的失效形式是非常讨厌的，除非钩爪的端部对旋转形成约束。

如果钩爪和配合件上的角都大于 90° ，那么强度可能很大，如图 3.19(d)所示。这种锁紧件的应用通常可以在儿童背包、书包和手提电脑包等这样的软面提包中看到，它们相当结实。该系统需要有足够的间隙和柔量，以便使锁紧面滑过接合点，然后再复位。鉴于此，它在很多应用中并不实际。

梁的末端采用空框或边状保持元件的悬臂锁紧件原本要比梁加钩爪的结实得多，如图 3.20 所示。因为它有点像系在桩上的绳套，故此类锁紧

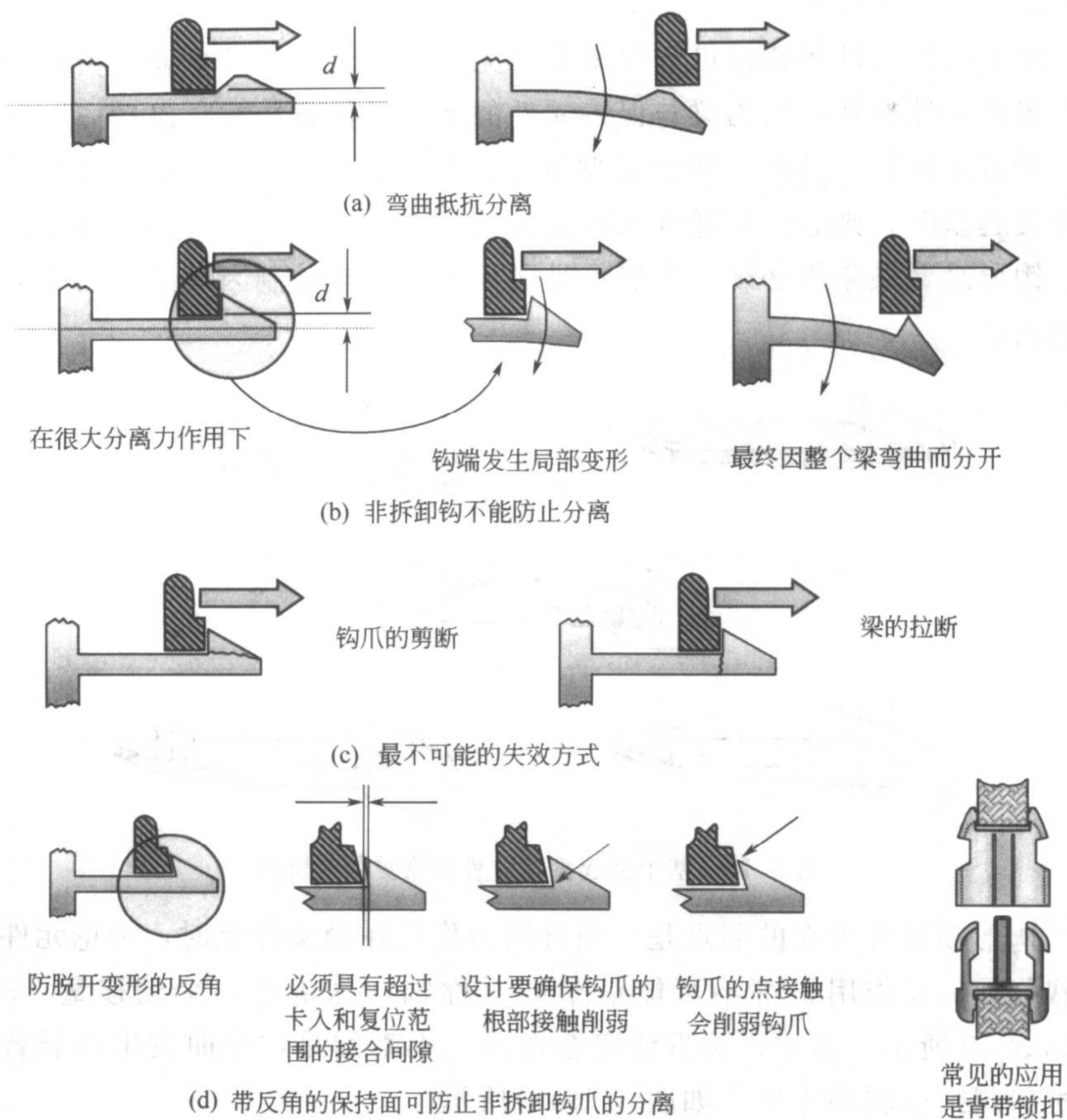


图 3.19 钩爪类悬臂锁紧件的固有弱点

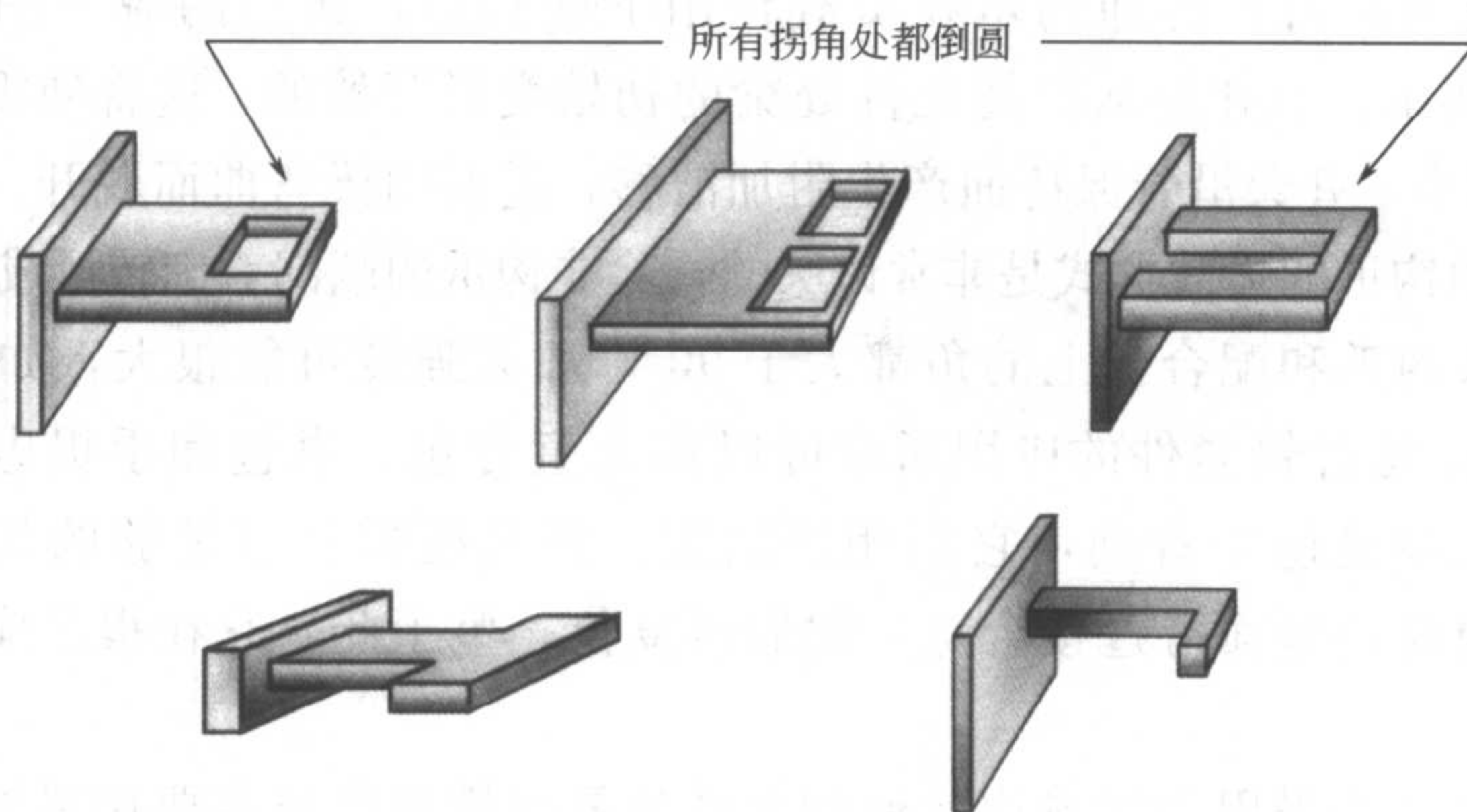


图 3.20 环状悬臂锁紧件

件称为“环套”^[1]。正像绳子一样，它不能受弯曲力，但是却能承受极大的拉力，环套类悬臂锁紧件具有极高的保持强度，因为其保持强度靠的是拉伸而不靠弯曲。“T”型和“L”型是基本环套的简单变种。“T”型是沿中间纵割的环，推荐沿外缘纵割。“L”型是半个环套。

当环套用作非拆卸锁紧件时，使保持力与梁的对称轴线在一条线上，才不会产生弯曲。保持强度由环套的尺寸以及构成环套副的材料拉伸和剪切强度来决定，如图 3.21 所示。这一特性意味着，环类锁紧件在特定应用中总是能够提供比钩类更好地保持效果。在锁紧副中与环套配对的通常是卡爪，卡爪也是一种原本就结实的功能件。与钩类锁紧件锁不同，环套与卡爪可以形成非常结实的锁紧副，能够防止在冲击载荷作用下的脱开。

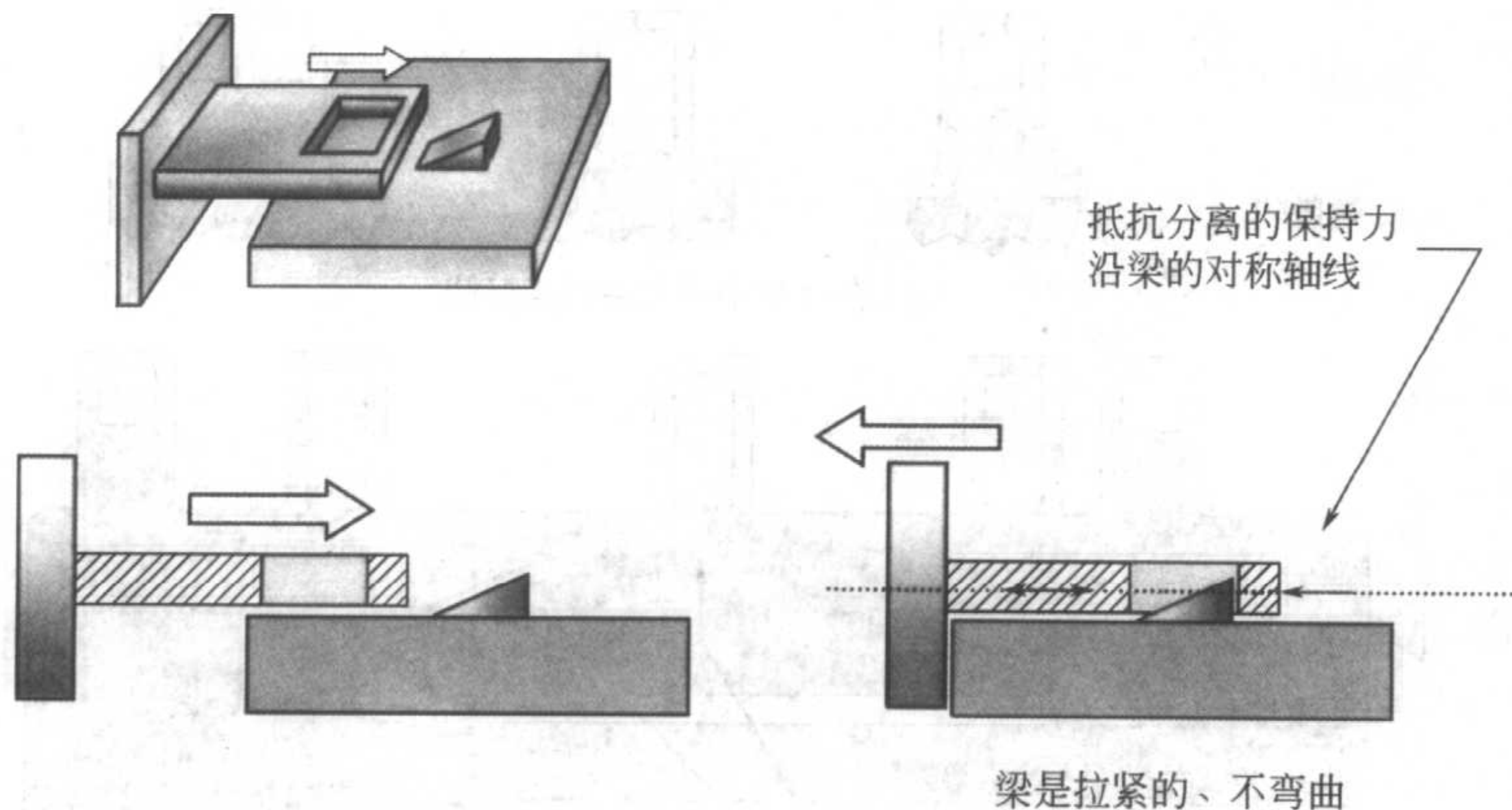


图 3.21 悬臂环套锁紧件保持强度的优点

在可拆卸式锁紧件的情况下，反作用力虽不再沿环套的对称轴线，但仍然具有保持的优势。除了保持的优势外，环套还有其他优于钩爪的优点。它原本就具有更理想的、如后面章节所讨论的装配力偏斜特性。其他一些保持和装配特征将在稍后讨论。

环套也需要有偏斜所需的小间隙，并且当锁紧件偏斜空间受限制时，能够给予等效的或更好地保持性能。

环套的惟一问题是，在成型过程中环的某处会形成一条熔接线。当熔体在模具中流动时，在两股塑料料流前锋的汇合处就会形成熔接线。实际上，环的形状肯定会造成熔接线，如图 3.22(a)所示。熔接线会使此处的材料强度降低。测试数据表明，强度降低高达 65%，这取决于物料的不同和有无填充材料^[2]。除了材料本身外，强度降低的程度取决于料流前

锋的温度（即取决于黏度）以及料流前锋表面层的熔合能力。在填充其他材料的情况下，强度下降最厉害，因为纤维不会跨过熔接线流动，故熔接线仅由聚合物材料构成，这就使得熔接线处的强度明显薄弱。在以上引用的测试中，未填充 PP 的强度下降 14%，30% 玻纤增强 PP 的强度下降 66%。未填充和 40% 玻纤增强 PA66 的测试结果表明，强度分别下降 3% 和 48%。这些结果是在特定测试条件下得到的，不应将其视为设计数据。

形状相同但位于同一零件不同位置的环套有着不同的熔接线强度，且熔接线形成的位置不同，如图 3.22(b) 所示。这要归结于局部流动特性，因为熔接处的熔体温度取决于它距浇口的距离以及模具沿料流路径的冷却效果。

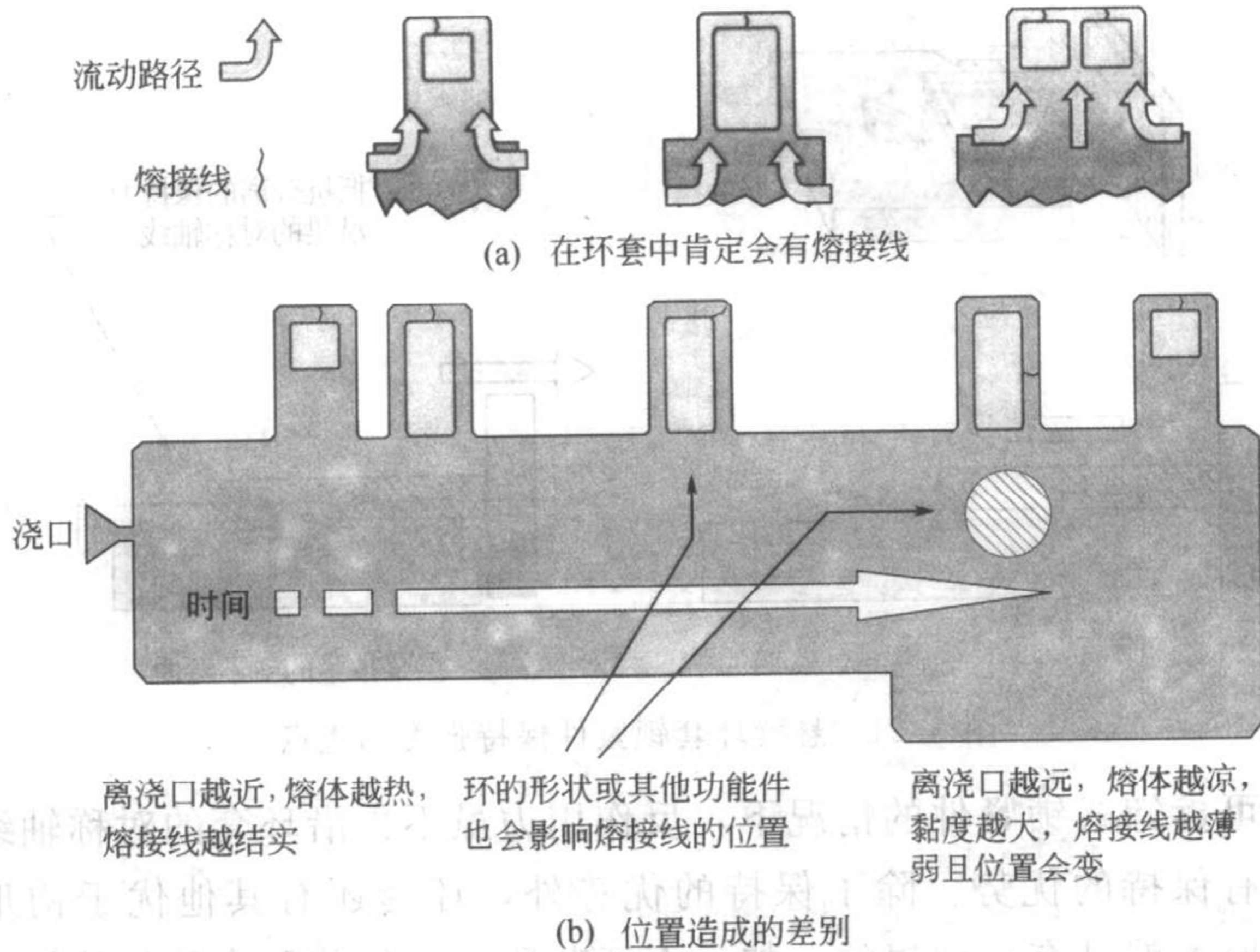


图 3.22 环状悬臂锁紧件的熔接线

Beall^[2] 建议，在图上加一条线，来表明“在此区域不得有熔接线”，作为零件高承载区域的警示标记。这是一个好主意，但是环套的形状不可能避免熔接线。总的说来，设计者应当承认，熔接线总会出现于环套内，要通过设计来对其进行弥补，可能的设计如图 3.23 所示。通过对零件的样件进行研究和测试，可以将熔接线的实际位置标示出来，并且有助于对问题解决效果的判定。

在别处也曾提到过，在注塑成型的塑料件上的所有拐角处（内部和外

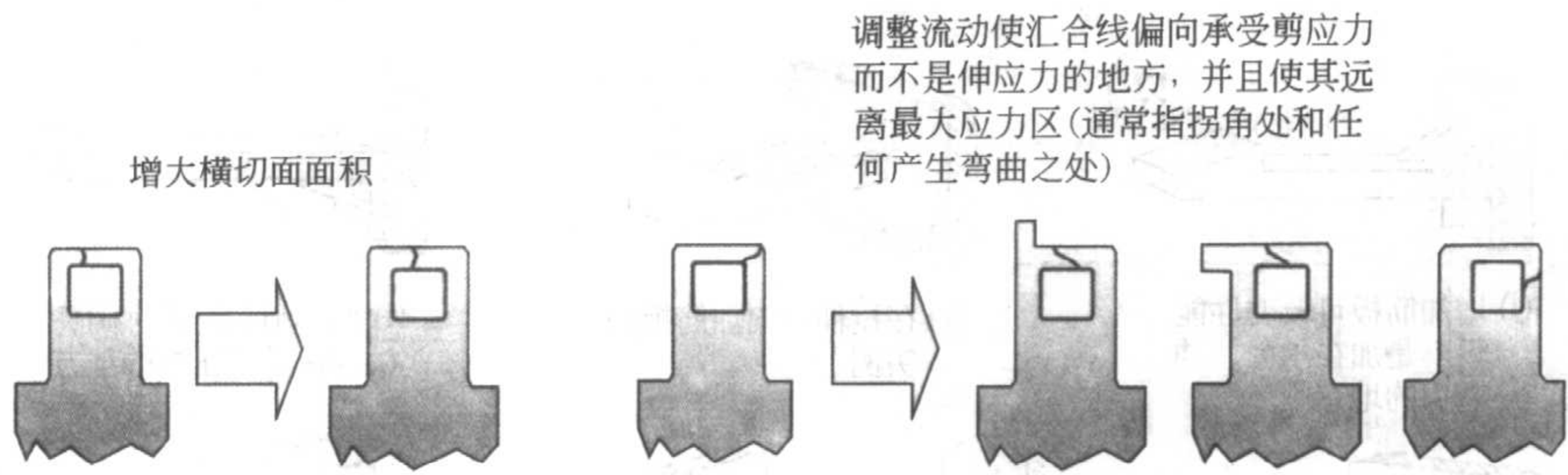


图 3.23 熔接线薄弱的弥补措施

部), 规定倒角和倒圆是很好的设计惯例。这对于环套来说是极为重要的, 环孔内的尖角会因成型内应力而成为薄弱位置, 并且在负载作用下应力会更大。它们不一定总是如图例中所示的那样, 但在环的所有拐角处总是要规定倒圆半径。

3.3.2.3 悬臂锁紧件实例

其他一些悬臂锁紧件实例如图 3.24 所示。尽管将它们表示为是与平面呈 90° 伸出的, 但任何角度均可。悬臂锁紧件也可以从边缘以任意角度或在一平面内伸出, 也可以在壁面边界内从边缘或横着伸出, 如图 3.25 所示。

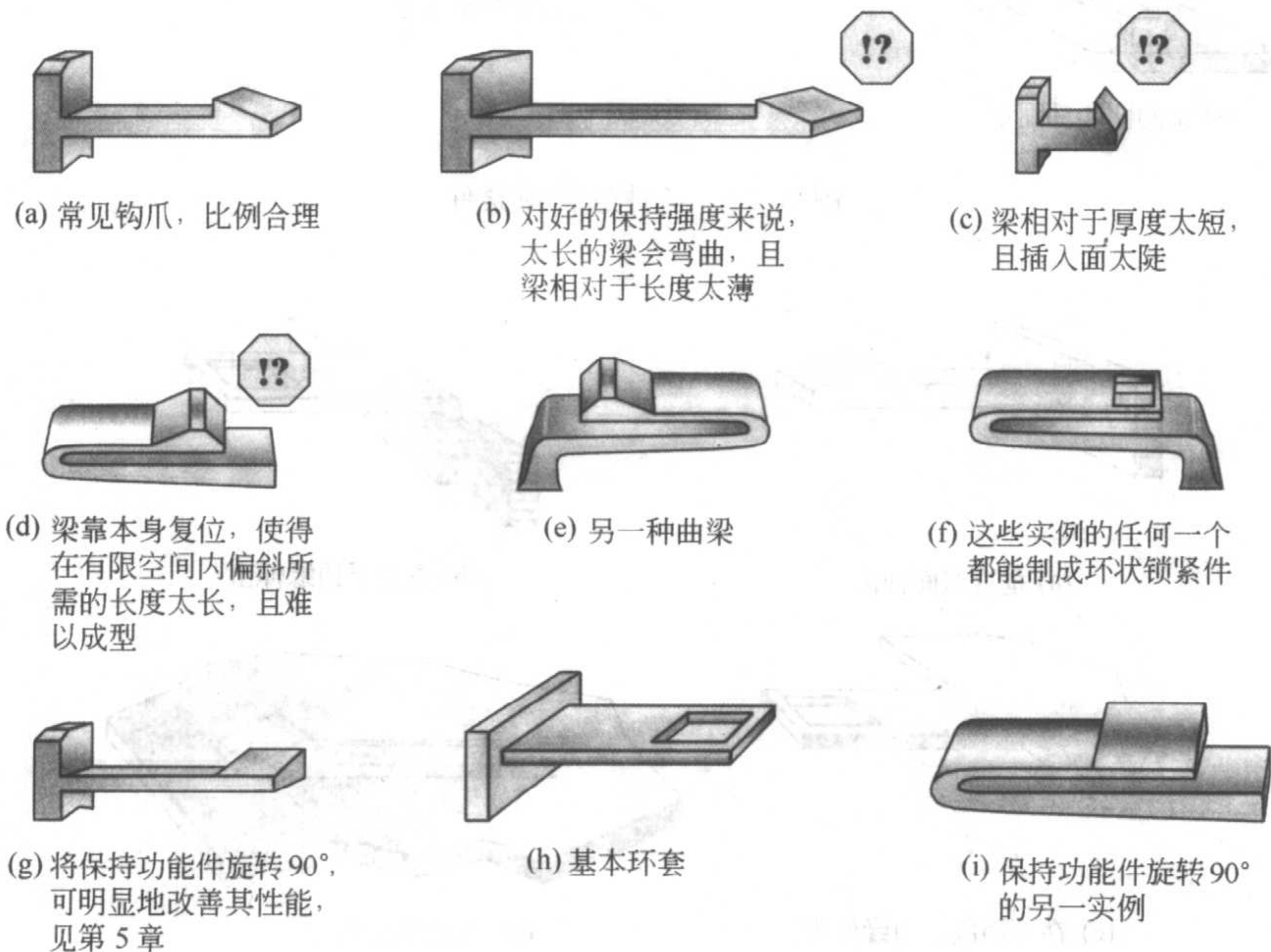


图 3.24

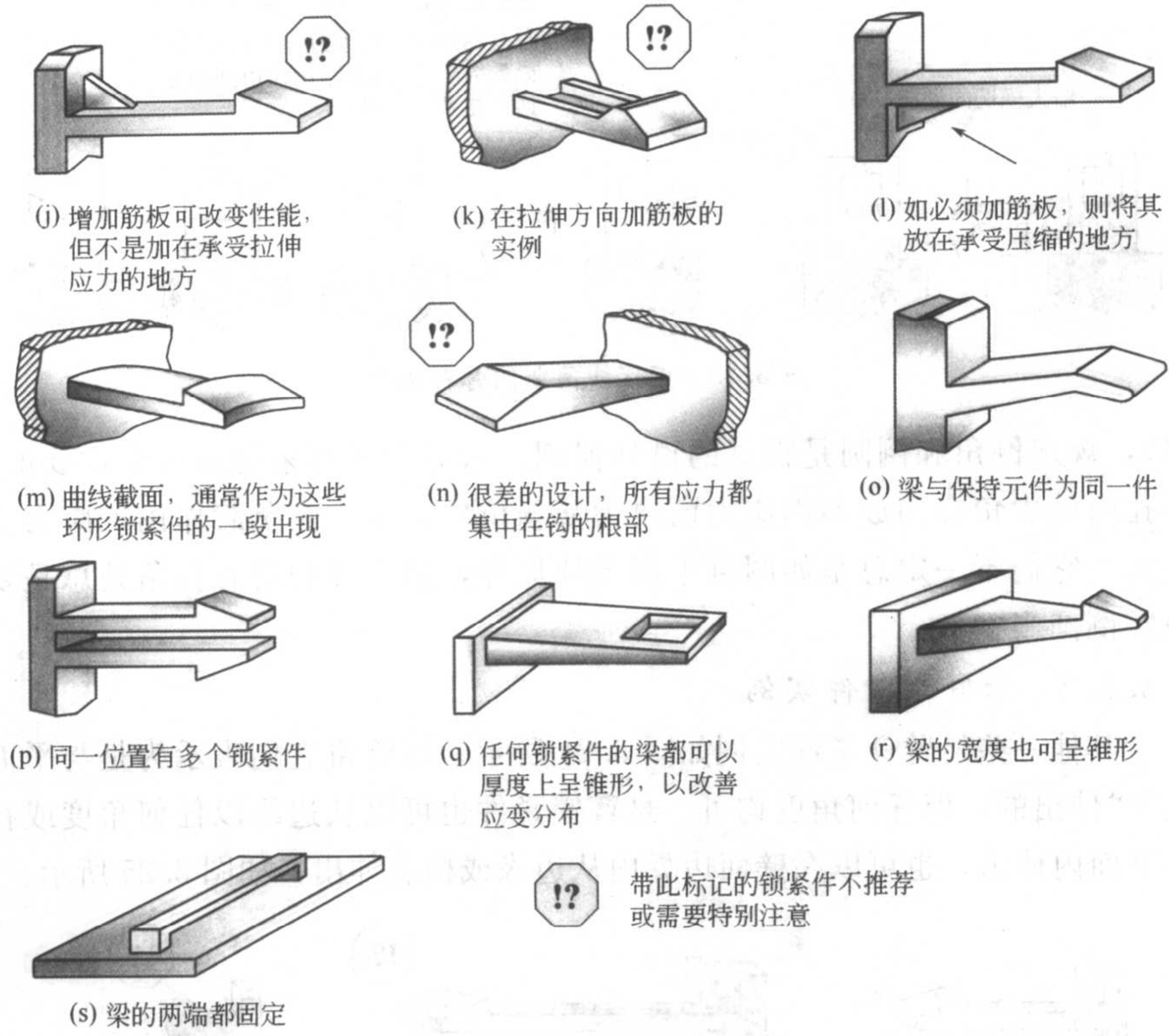


图 3.24 各种悬臂锁紧件

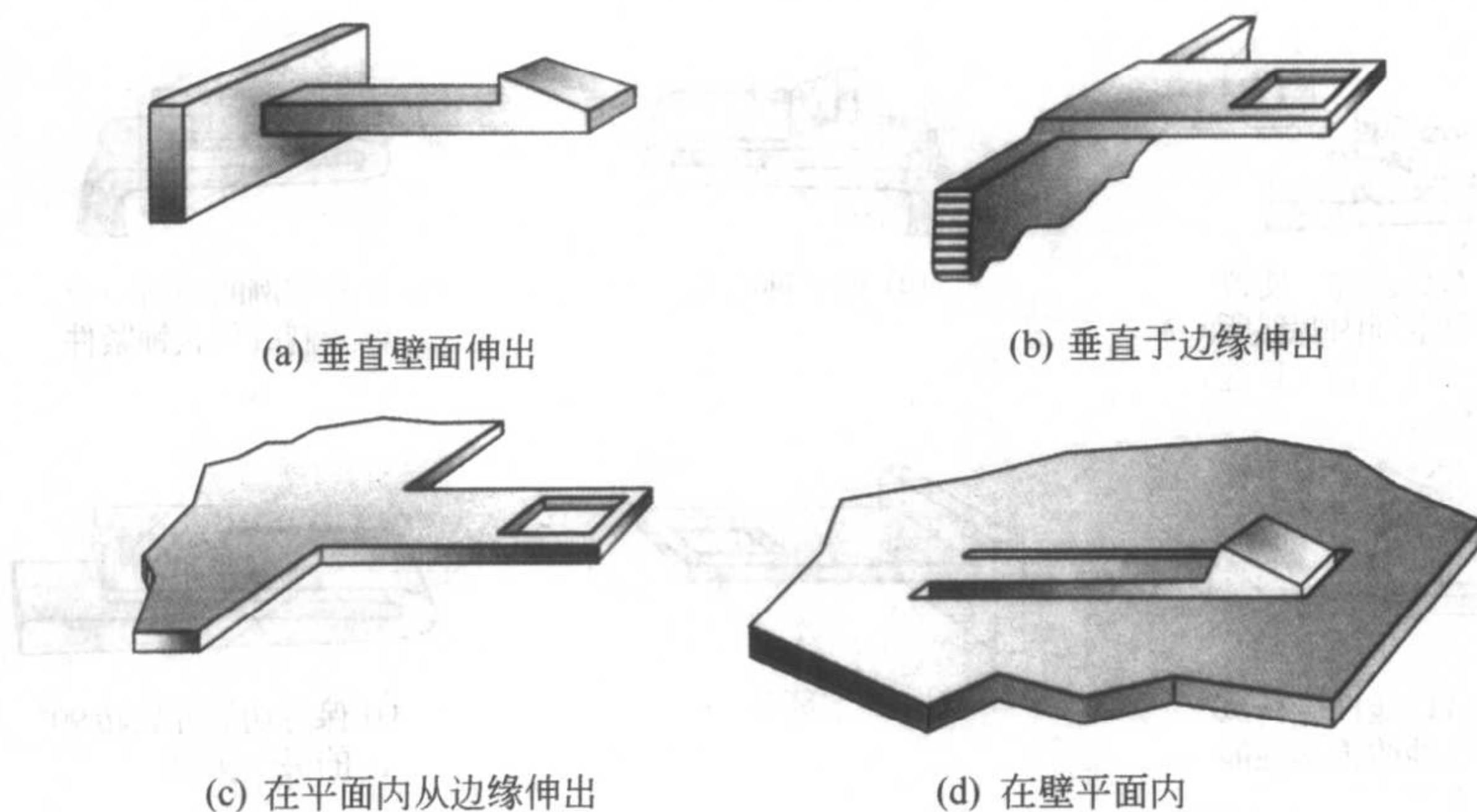


图 3.25 锁紧件与母体材料的方向

3.3.2.4 用作悬臂锁紧件的定位件

一般来说，我们通过功能件的偏斜来认定锁紧功能件，并认为偏斜是相对大的运动。然而，定位件有时也可以在所需偏斜很小时用作锁紧件。对此类应用有两个要求，一是，装配运动涉及到滑移（滑动，扭转和枢轴转动），二是，在分离方向上受力小或不受力。图 3.26 为一些实例。在所有这些实例中，（锁紧）定位功能件使接合功能件产生小的偏斜，而后恢复到其松弛状态。所有应用于锁紧副的约束原理、梁偏斜、公差和强度在此仍然适用。

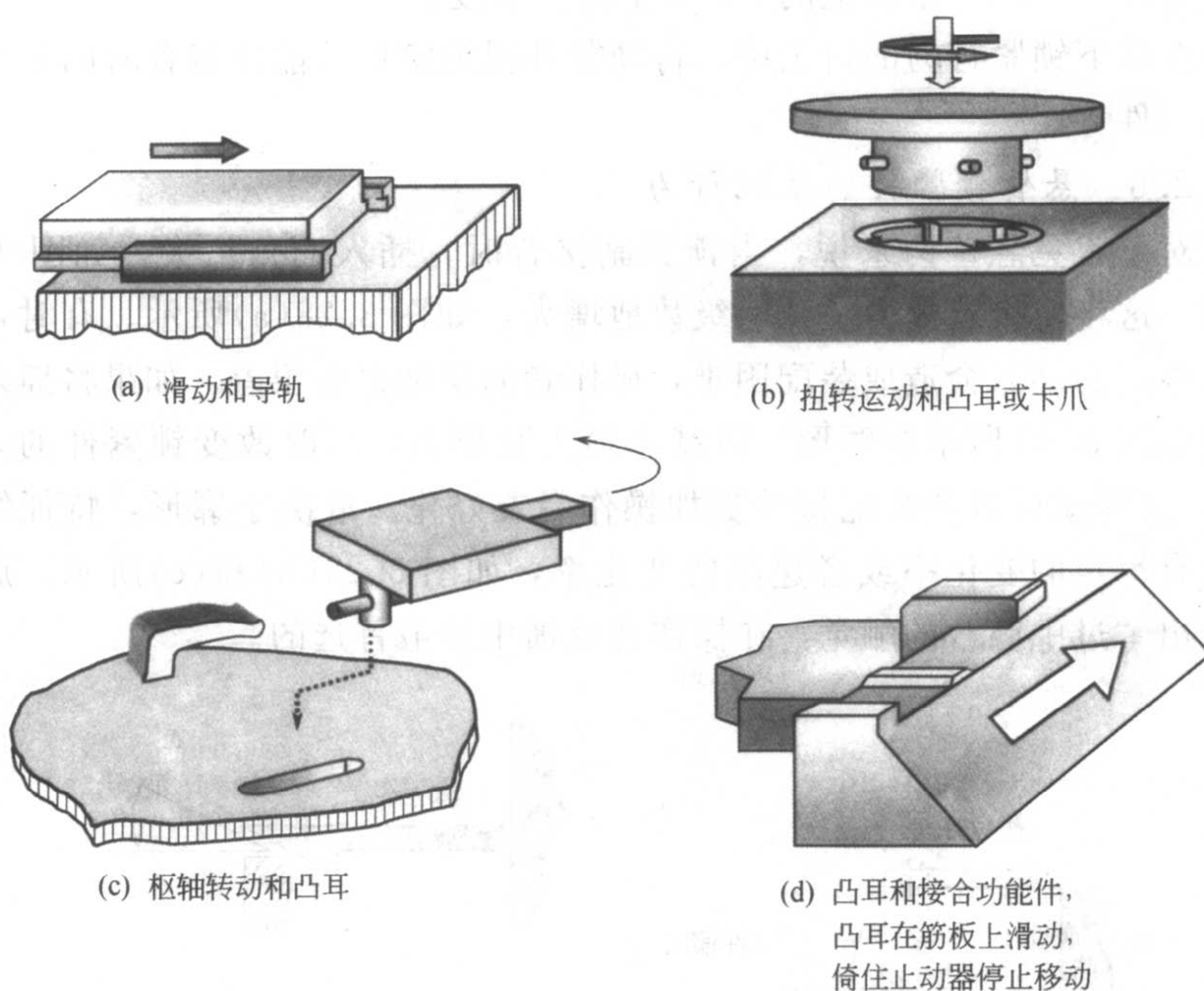


图 3.26 定位件作为锁紧功能件

3.3.2.5 锁紧副

与定位件一样，零件上的锁紧功能件需要与另一个零件上的功能件相配合。它们一起组成一个**锁紧副**。在锁紧副中，配合的功能件一般为如边缘或卡爪类的定位功能件。但是，在某些情况下，找不出它为什么不能是另一种锁紧件的理由。当仅由一个功能件得到足够的偏斜有困难时，才会用到另一锁紧功能件。因为锁紧效果是锁紧副两组件的共同作用，故锁紧副是很重要的。我们不能将锁紧功能件的偏斜绝对化，也不能期望了解或

预知它的性能。

锁紧副的偏斜件可以设置在装配件和基体件的任何一个上。有的时候，认为将锁紧件放在较小的且费用低的零件上是明智的。这是一个既经济又危险的决定，因为锁紧件在维修/拆卸过程中会遭到损坏。有的时候，锁紧件的放置应依据性能而定，将锁紧件置于材料性能最好的零件上，有助于得到所期望的锁紧性能。

与定位副不同，锁紧副通常只去除 1 个运动度。对于悬臂钩、止逆和扭转锁紧件来说，希望仅在阻止分离的方向上有锁紧强度。环形和平面锁紧件有时候可在 1 个以上的 DOM 上提供强度。

在以下锁紧行为的讨论中，将锁紧件视为定位功能件接合时的锁紧副的另一件。

3.3.2.6 悬臂锁紧件的装配行为

对于常见悬臂钩来说，当锁紧副接合时，插入面角增大，如图 3.27 所示。这将使得装配力呈几何级数地增大，如图 3.28(a) 所示。有时，最终力很高的结果会造成装配困难，操作者的反馈也会很差。如果将插入面制成如图 3.29 所示的廓形，以减小最大装配力，同时改变锁紧件的“触觉”，这样就可以使装配特性更加操作者友好化。取决于廓形，特征线可以具有恒定的变化率或者递减的变化率，如图 3.28(b) 和 (c) 所示。后者将给出“过中心”的触觉，在操作者反馈中是最首选的。

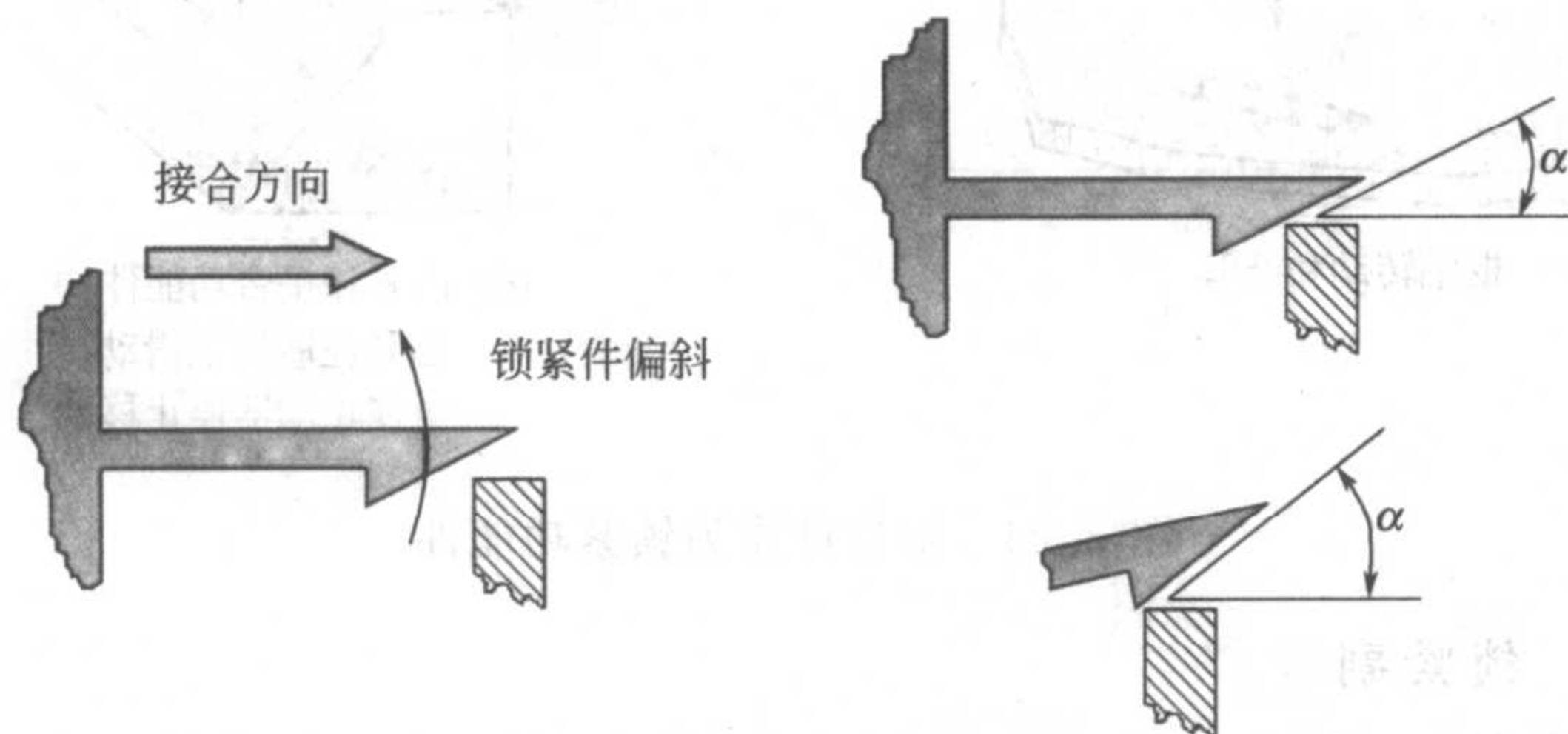


图 3.27 装配过程中插入面角的增大；最常见的情况

廓形可根据所要求的特征计算得出。简化计算（见第 6 章）是以将梁视为根部弯曲、钩端无弯曲且无旋转的悬臂梁为基础的，这种方法通常是能满足要求的。必要时，也可以采用考虑梁的弯曲和端部旋转的更为复杂的计算方法。

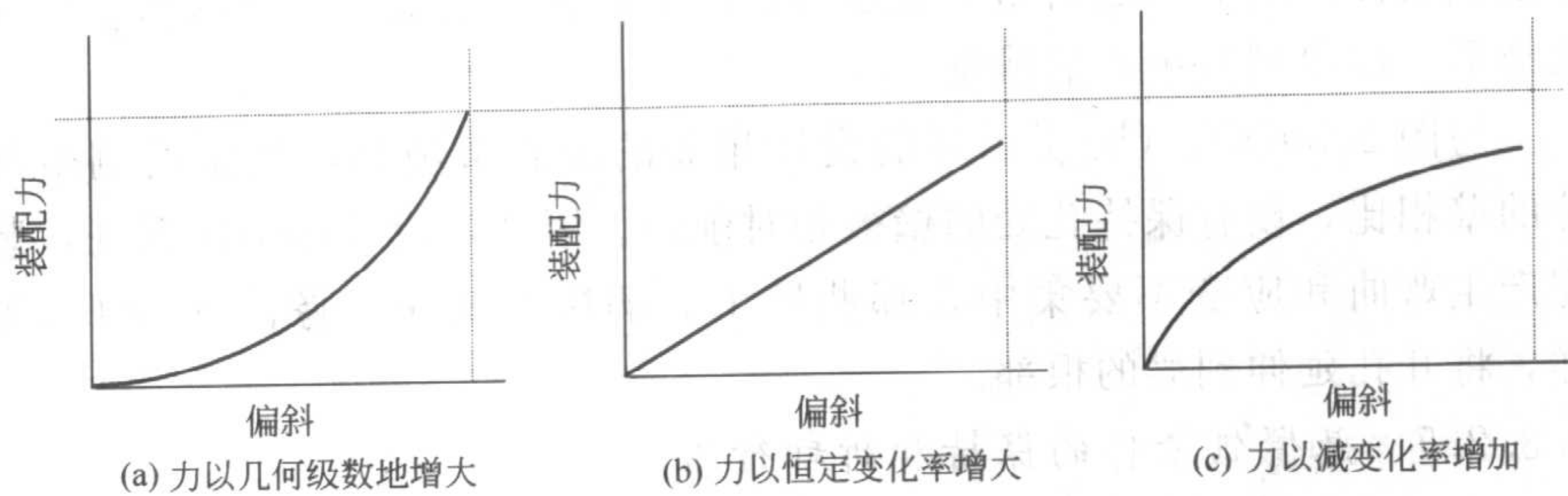


图 3.28 典型装配力-偏移特征

注意：相同偏移 (b) 和 (c) 情况下，最大装配力较小

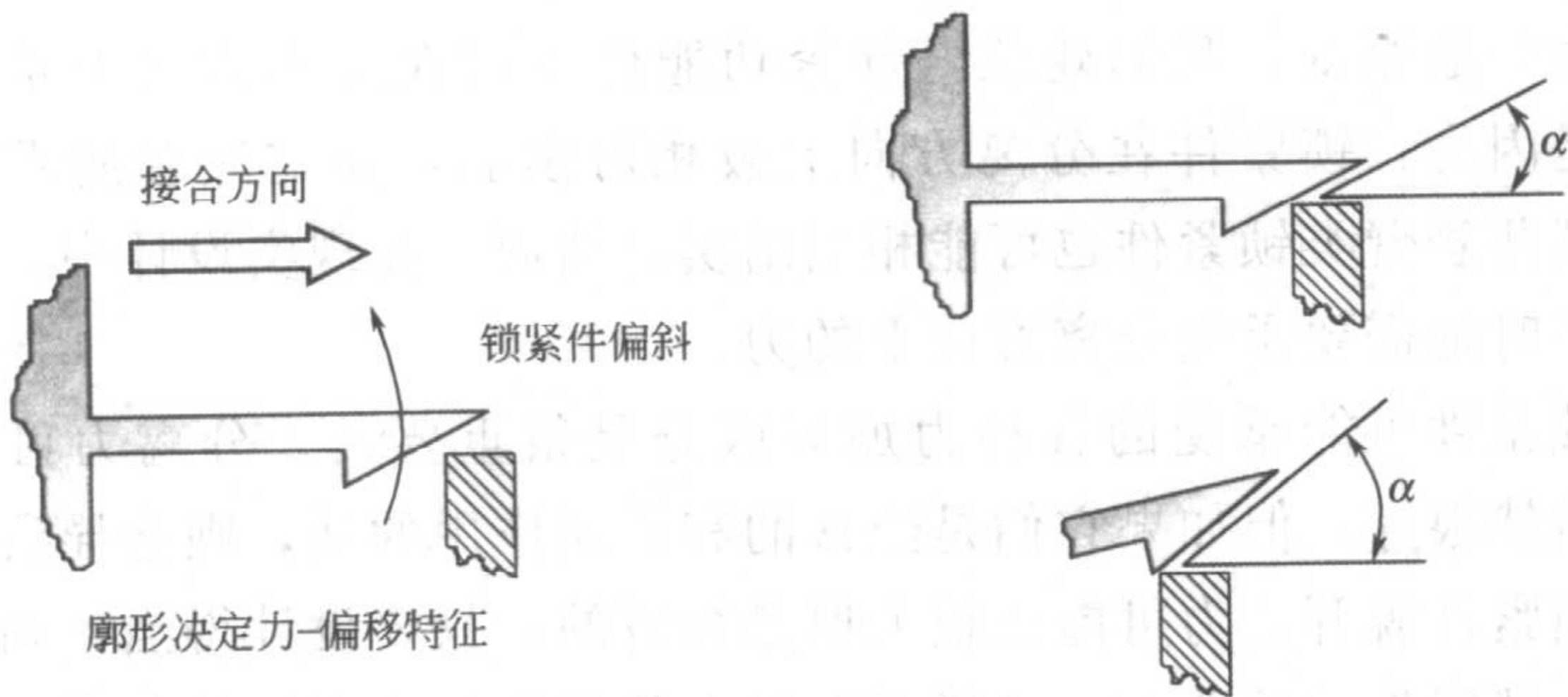


图 3.29 在钩爪的插入面上加一廓形

在可控运动的应用中，用户可能会频繁使用锁紧件。在这种情况下，力-偏斜的固有特征可以使用户领悟到质量的高低。插入面总应具有一个廓形，以改善用户印象和感官质量。再次强调，应首选如图 3.28(c) 所示的过中心特征。在可动应用中，多次讲到的大装配力也极有可能造成锁紧副中的一件损坏或两件都损坏。插入面的廓形可以通过减小最大装配力来减少长期使用中锁紧件损坏的概率。

不是所有的钩爪都表现出这种几何级数增大的装配力特征。如果钩爪的插入面角根本不会随装配运动变化的话，那么装配特征将具有如图 3.30

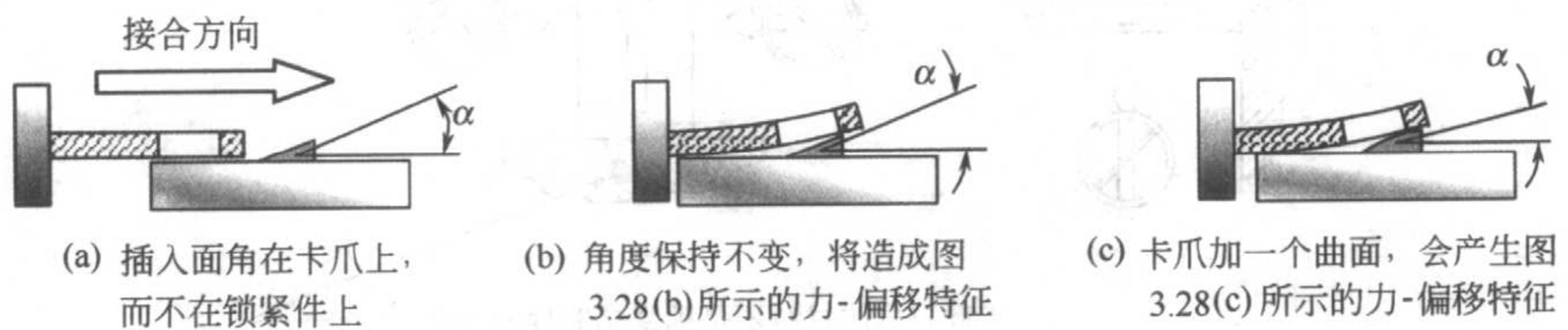


图 3.30 环型锁紧件的装配行为

环型锁紧件所示的恒定斜角。在这种情况下，需要的话，也可以修改卡爪的廓形，以得到过中心的触觉。

与图 3.30(a)、(b)所示环的设计相关的注意事项是，与梁的剩余部分的壁相比，设有保持孔处的壁被相对削弱。因此，设计中必须保证，装配产生弯曲和应变不要集中在那些壁上。解决方法是，像图 3.30(c)那样，将开孔延伸到梁的根部。

3.3.2.7 悬臂锁紧件的保持和拆卸行为

在讨论保持件时，已经介绍过一些保持的原则，但现在涉及的内容会更多些。与装配行为一样，这里只定性地讨论悬臂钩的行为。装配和保持行为的定量分析将在第 6 章中涉及。

作为一般原则，我们建议，锁紧功能件不应在分离方向上承受大的力。这是因为，锁紧件在分离方向上被相对削弱，如在环套所看到的那样，但某些悬臂类锁紧件也可能相当结实。然而，在现实设计中，许多锁紧件时不时地需要承受分离方向上的力。

对锁紧件可能承受的各种力加以区分是很重要的。分离力可能会很小，这当然很好，但如果它们是经常的和长期作用的话，则会导致塑性蠕变致使锁紧件脱开。力可能会很大但是短暂的，只要设计得当，则不会造成影响。锁紧件设计差时，同样的瞬时力就可能导致意外的分离。这正是我们在此所关注的瞬时力。当然，这些术语“大、小，长期、瞬时”都是相对的，完全取决于在现有应用中塑料的机械特性。

在卡扣机构设计中，最常犯的错误是，用锁紧件来抵抗除分离力以外的其他力。这将导致欠约束，因为大多数锁紧件（悬臂锁紧件肯定除外）只能在一个方向形成约束，如图 3.31 所示。应时刻保证，其他力应由定

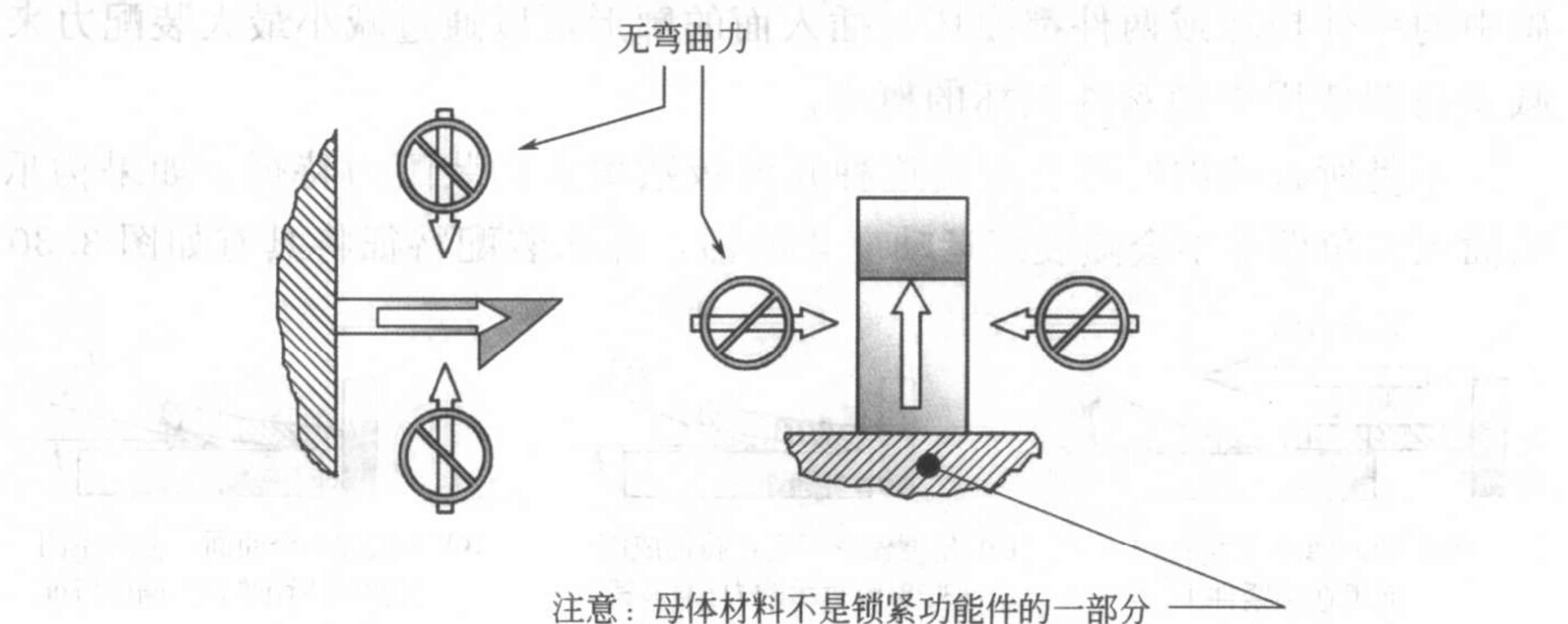


图 3.31 锁紧件应该只承受分离方向上的力

位功能件来承受。一般来说，定位件应紧邻锁紧件才能发挥最大效率。

瞬时力作用在锁紧件上会发生什么呢？能量或者被锁紧系统吸收或者将锁紧件脱开。目标是，在锁紧件脱开前且不致永久性损坏之前，能够将能量吸收掉。

应该牢记，即使某些设计成非拆卸式的锁紧件，在很大力作用下也会脱开，回顾图 3.19(b)。

图 3.32(a)为典型的悬臂钩，其保持面角小于 90° ，并表明它好像是可拆卸式锁紧件。但是，与图 3.19(b)中的锁紧件一样，其分离机理与非拆卸式锁紧件相同。当施加一个分离力时，钩爪开始弯曲，保持面角减小，如图 3.32(b)所示。这与梁弯曲作用在插入面角上的效果相反。随保持面角的减小，阻止分离的力减小。保持面上减小的力通常与不断增大的偏斜力相抵消，而且分离阻力不断增大，如图 3.32(c)所示 3 种可能的保持力-偏斜特征线。对保持行为进行计算时，计算局部脱开和恰好脱开前的性能不失为一个好主意。这可以使角度影响占主导地位之处以及弯曲一旦开始而分离力下降之处暴露无遗。

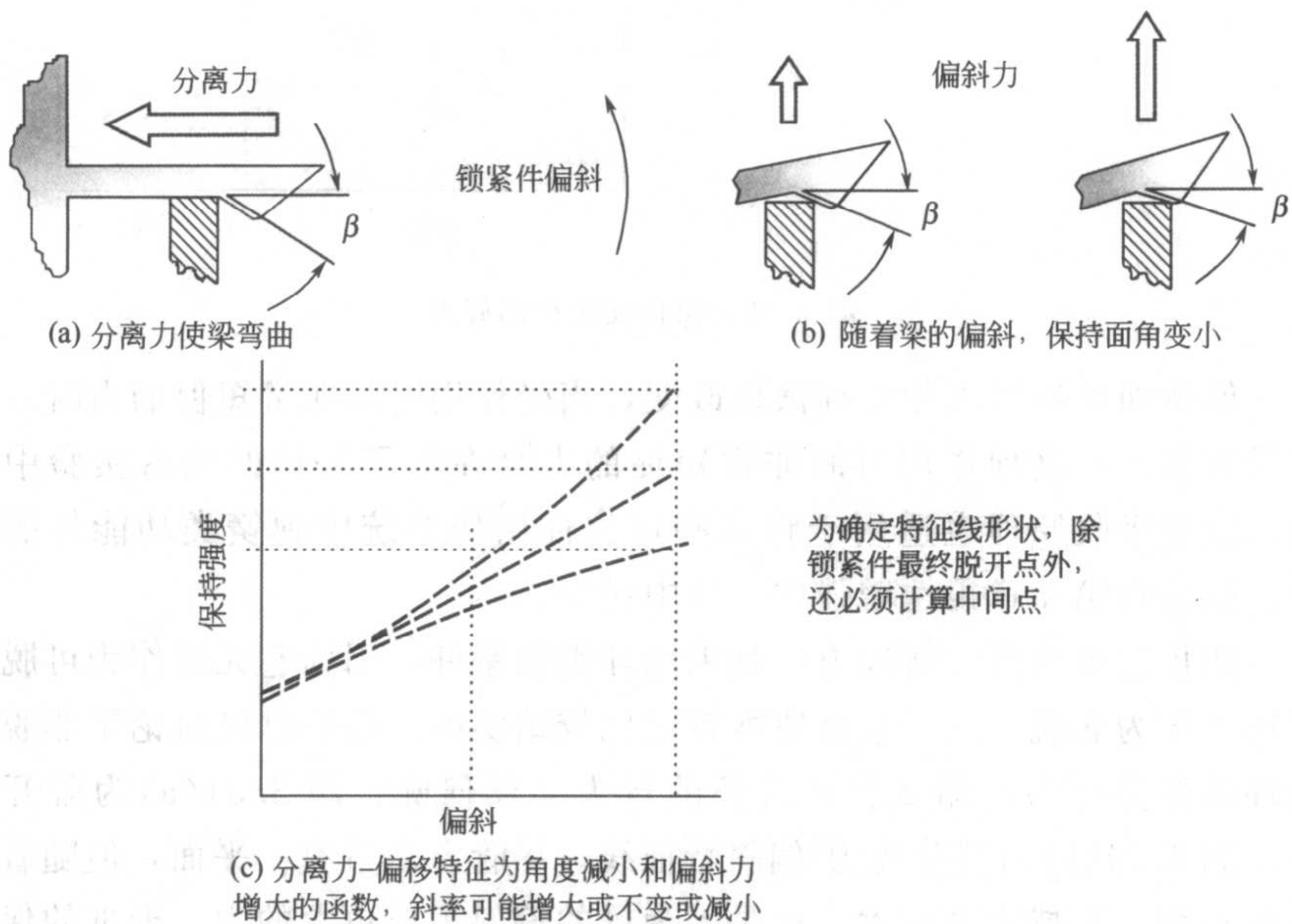


图 3.32 保持强度与梁偏斜的关系

有时，保持性能可以通过将保持面制成一定的廓形来得到改善，如图 3.33(a)。此廓形能够对保持面角度变化加以补偿，并保证瞬时角度保持不

变，如图 3.33(b)所示。这有助于锁紧件在脱开之前吸收更多的能量，如图 3.33(c)中的力-偏斜特性线所示。对力-偏斜特性曲线进行比较时，将所吸收的分离能量描述为与曲线下的面积成正比。通过廓形的调整，可以对特征线进行修正，以达到最大效力。保持面廓形的惟一限制是装配和成型所需间隙。

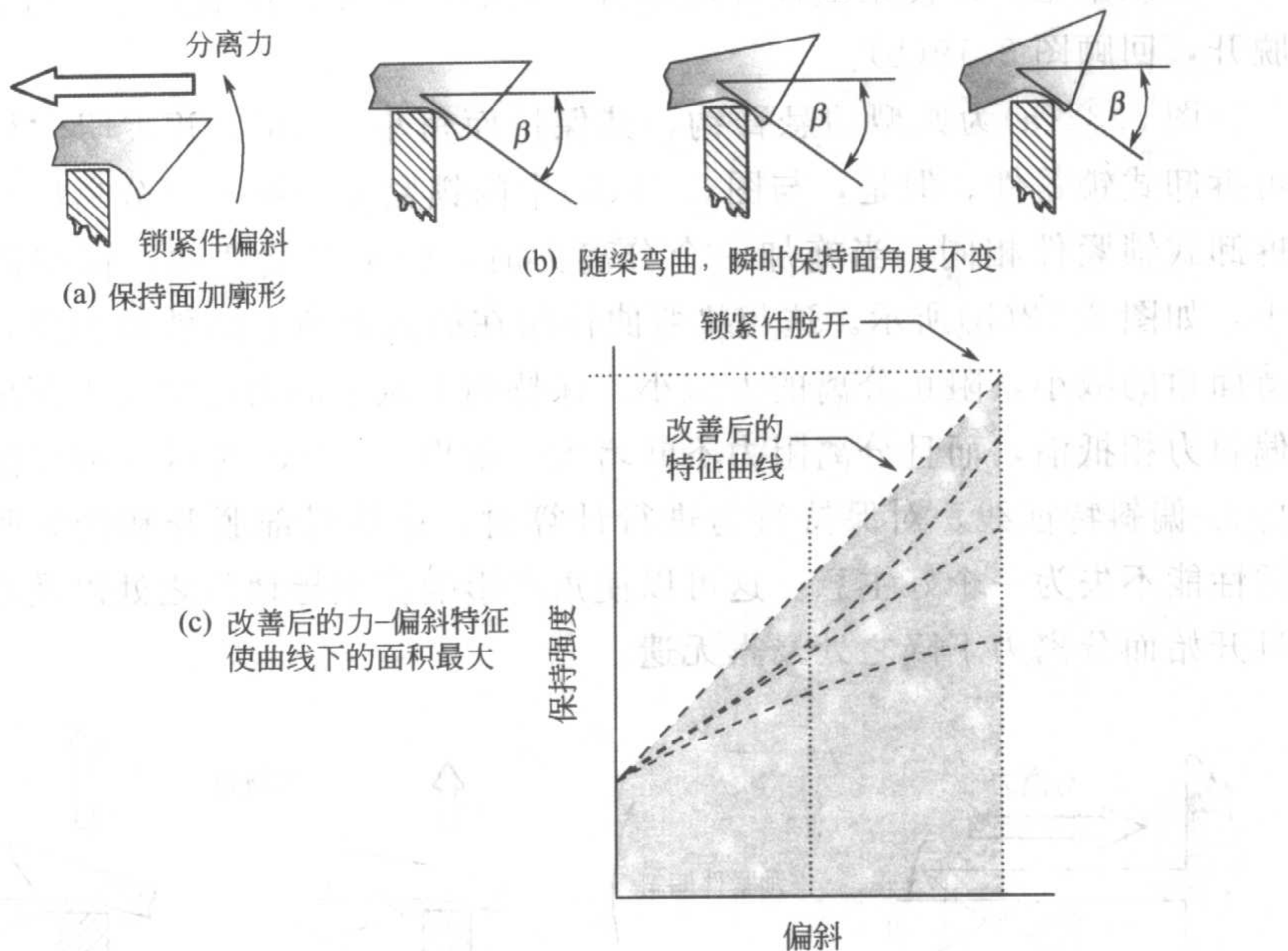


图 3.33 保持面廓形的好处

保持面廓形可以相对细微地改变，当受作用时间非常短促的力时，必须是有效的，这种作用时间非常短促的力会在电子器件的跌落实验中出现。能量吸收原理也适用于将某些定位件用作系统中弹簧类功能件的场合。这将在第 4 章柔性增强件一节中讨论。

防止脱开的另一解决方法是采用环类锁紧件，因为它无论作为可脱开式还是作为非脱开式锁紧件原本都是比较结实的。我们已经讨论了非脱开式环的保持行为，那么脱开式环的行为又任何呢？图 3.34(a)为脱开式环，图 3.34(b)为其分离力-偏斜特征线。尽管卡爪带有一平面，但随着偏斜的出现，保持力会变大，这是因为梁的偏斜需要更大的力。卡爪的保持面加一廓形，将进一步改善能量的吸收。

还有两种以上的方法可以使悬臂锁紧件更结实。一种非常有效且简单的方法如图 3.24(g)和图 3.24(i)所示。仅将梁上的卡爪保持功能件旋转

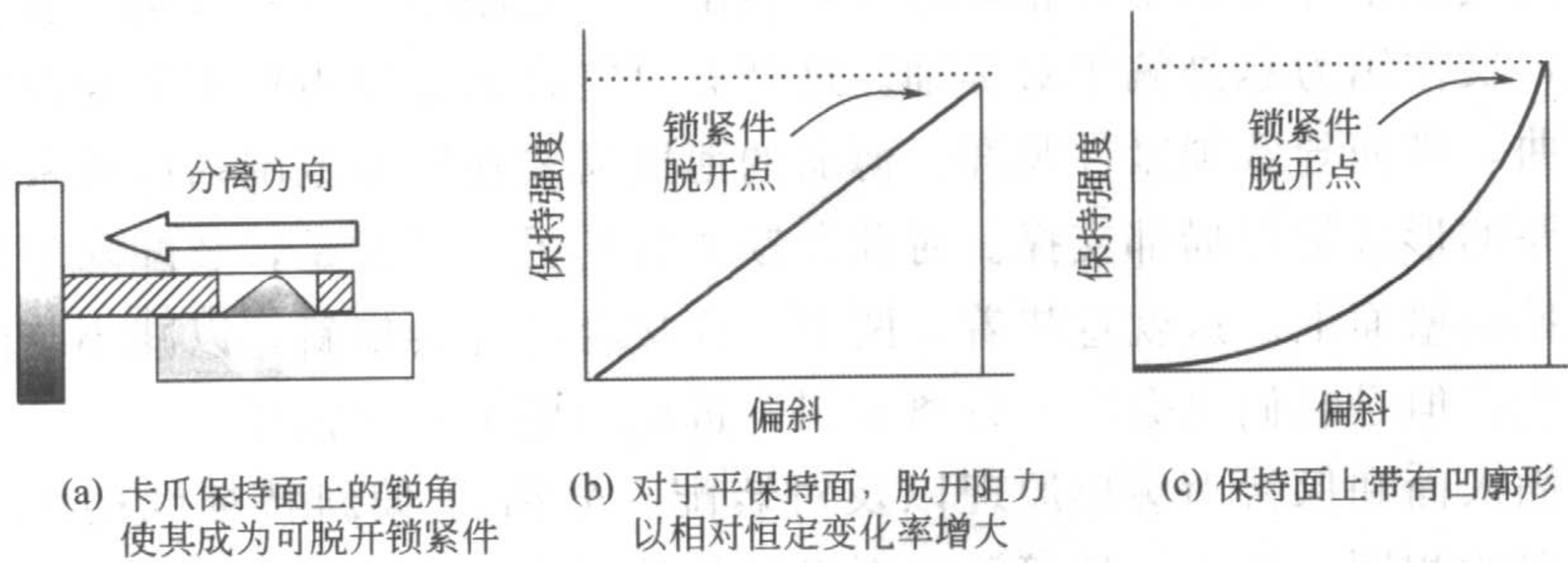


图 3.34 环状锁紧件的保持力-偏斜特征

90°。这一变化使得钩的接合方向与梁的长轴相垂直，有利于梁在小装配力和小应变情况下沿薄的截面弯曲，而在相交叉的梁宽的厚截面上抵抗分离。这称为“解偶”，将在第 5 章中详细讨论。将卡爪旋转 90°，也有利于在因零件间隙或者模具设计的局限而不能采用常规锁紧件的地方采用悬臂锁紧件。环类锁紧件也能如此应用。

改善悬臂锁紧件性能的最后一种方法是，增加保持增强件，为锁紧件提供附加的支撑或附加强度。保持增强件将在第 4 章中讨论。

至此，结束了悬臂类锁紧件的讨论。它是最常见的锁紧件，应该受到最大关注。这里介绍了很多有关悬臂锁紧件的锁紧行为的基本原理，当介绍其他锁紧件类型时，不会再讨论到。

3.3.3 平面锁紧件

之所以称之为平面锁紧件，是因为能够在壁或表面（即平面）上找到它们，如图 3.35 所示。壁相对于其长度和宽度来说很薄，因此其偏斜行为类似于板。因此，平面锁紧件的接合和保持是用平板偏斜机理来描述的。平面锁紧件通常包括一个零件上的卡爪和另一零件上的边缘而构成一个锁紧副。功能件的一个或两个都可以在相应零件的偏斜壁上。

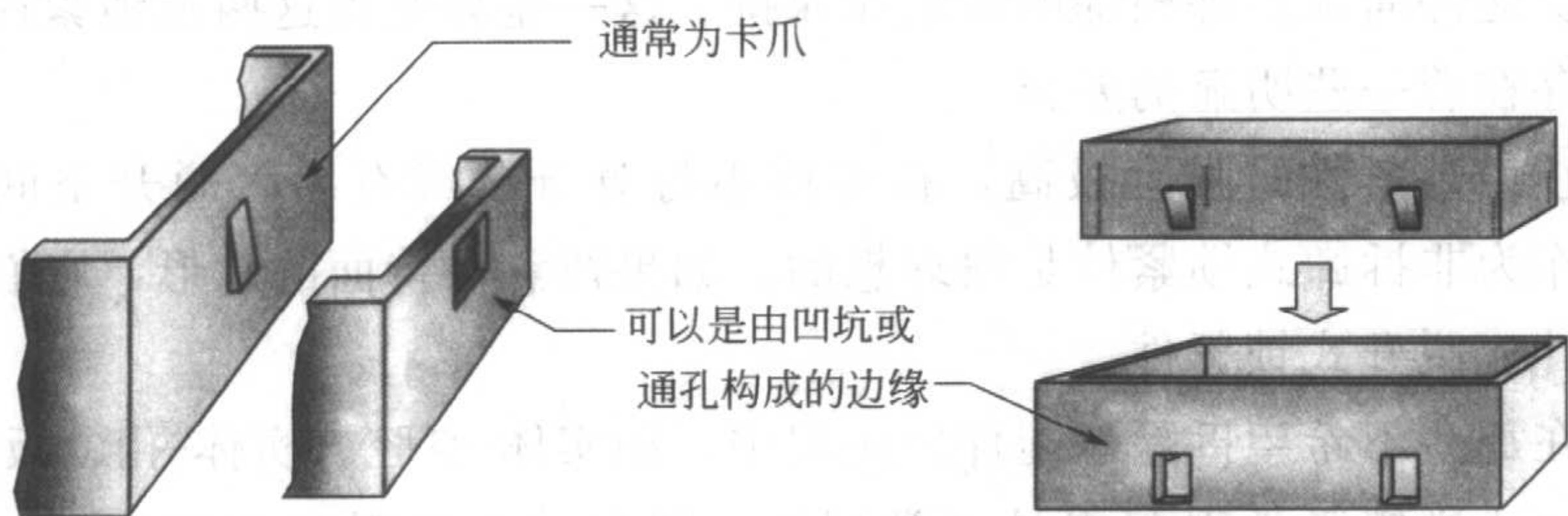


图 3.35 平面锁紧件

这些锁紧件可以制得相对结实，但由于锁紧副中至少一件必须置于表面上，反作用力总是偏于对称轴。这就有可能在大分离力作用下导致壁面的扭曲，进而导致锁紧件脱开。薄弱的薄壁需要在锁紧范围内以筋板或增加壁厚的形式加以局部支撑。对此种锁紧件的另一考虑是，装配功能件均可在偏斜壁面上。这就意味着，两个壁在接合时都会偏斜，以减小装配力和应变，但是它们也会产生分离偏斜，进而削弱了连接强度。

插入面和保持面廓形原理以及对装配、分离力-偏斜特征线的影响均与悬臂钩相同。然而，悬臂梁的再极端的偏斜也不会出现在壁面上。

由于壁面在两个轴向几乎一样结实，一个平面锁紧件可以构成 3 个 DOM 上的约束。在图 3.36 中，卡爪-切口副限制 3 个运动度，而另一个约束副是卡爪-边缘副。这里再用第二卡爪-切口副是不合适的，因为它会与第一副形成过约束。

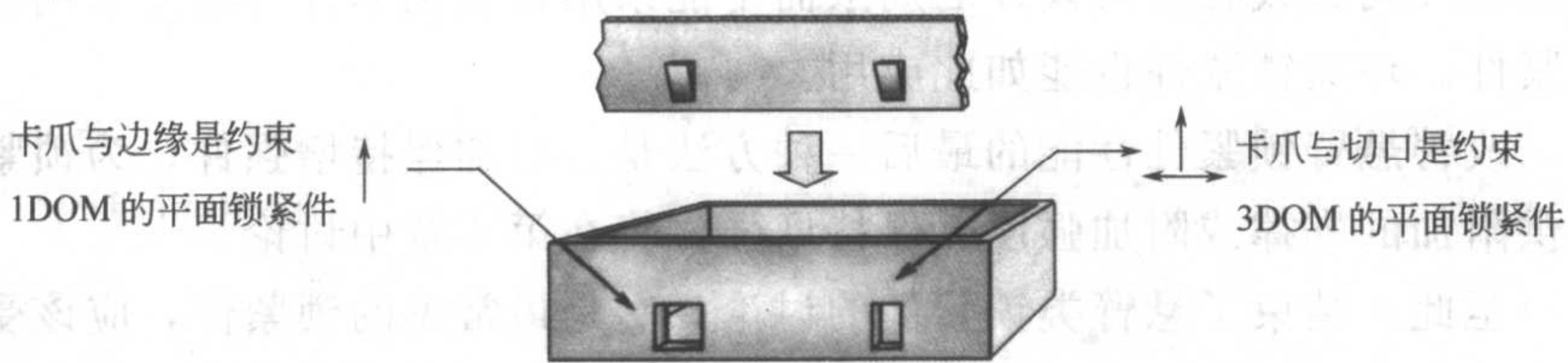


图 3.36 平面锁紧件可约束 1 个或 3 个运动度

3.3.4 止逆锁紧件

止逆锁紧件靠梁的弯曲来接合，靠梁的压和/或弯来保持，与悬臂锁紧件一样，止逆行为是以梁的结构力学为基础的。然而，止逆锁紧件的插入和保持行为均不同于梁锁紧件，如图 3.37 所示。悬臂梁锁紧件靠装配功能件向梁固定端的运动而接合，靠装配功能件远离梁固定端的运动而保持。止逆锁紧件恰恰相反，它靠装配件远离锁紧件根部的运动而接合，靠装配功能件向锁紧件根部的运动而保持。这一差异使得这两类锁紧件性能之间存在着一些明显的差异。

止逆锁紧件的强度极高，在零件不打算分开或有手工脱开空间的地方，作为非拆卸式锁紧件是很理想的。如果留意保持面的廓形，它们也可以设计成脱开式锁紧件。

在那些不希望拆除装配件的应用中，如实体-空腔、实体-孔、板-孔的应用，止逆锁紧件看起来是很常用的，但也并不局限于这些应用，如图 3.38 所示。

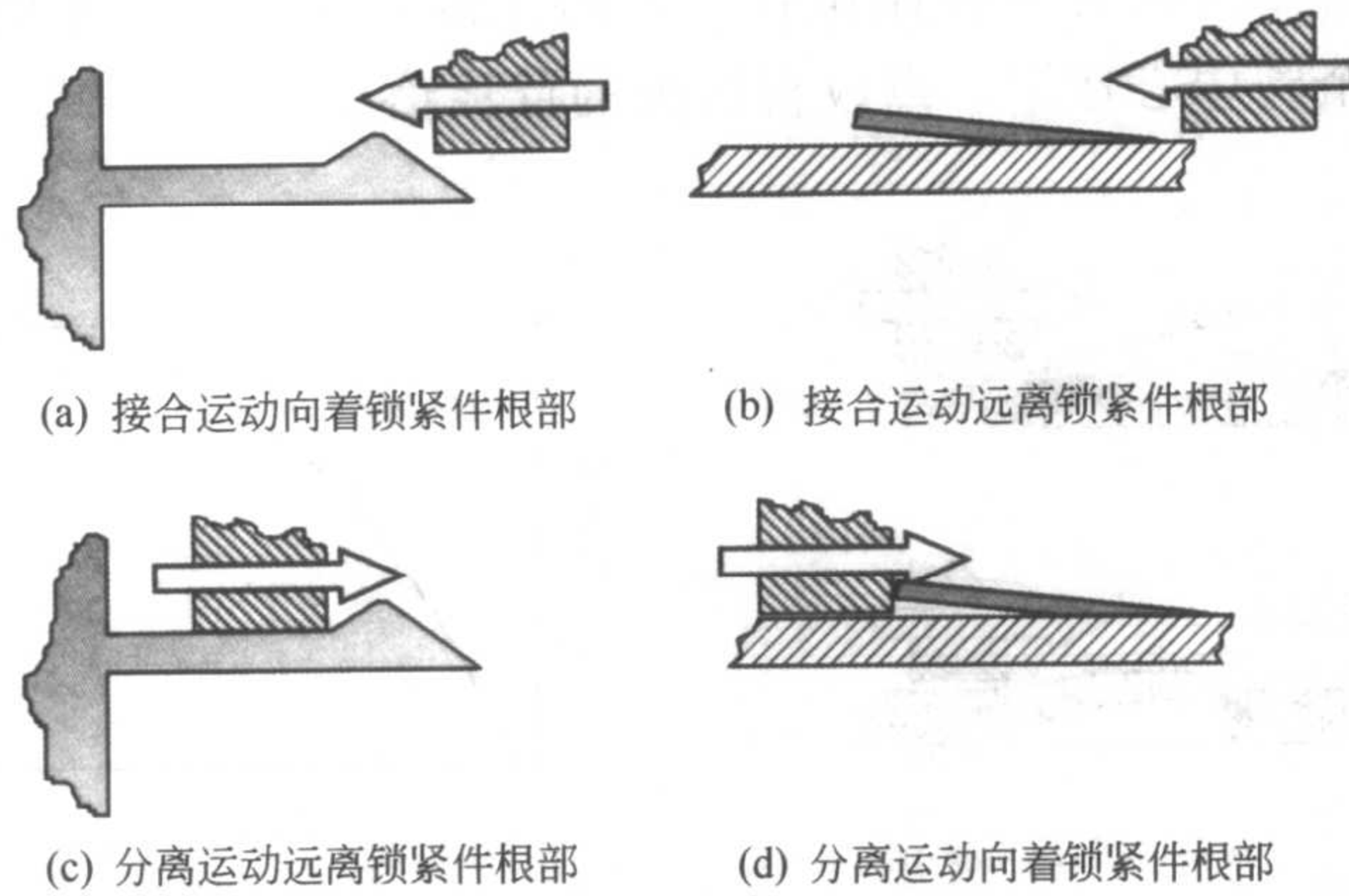


图 3.37 悬臂梁与止逆锁紧件的比较

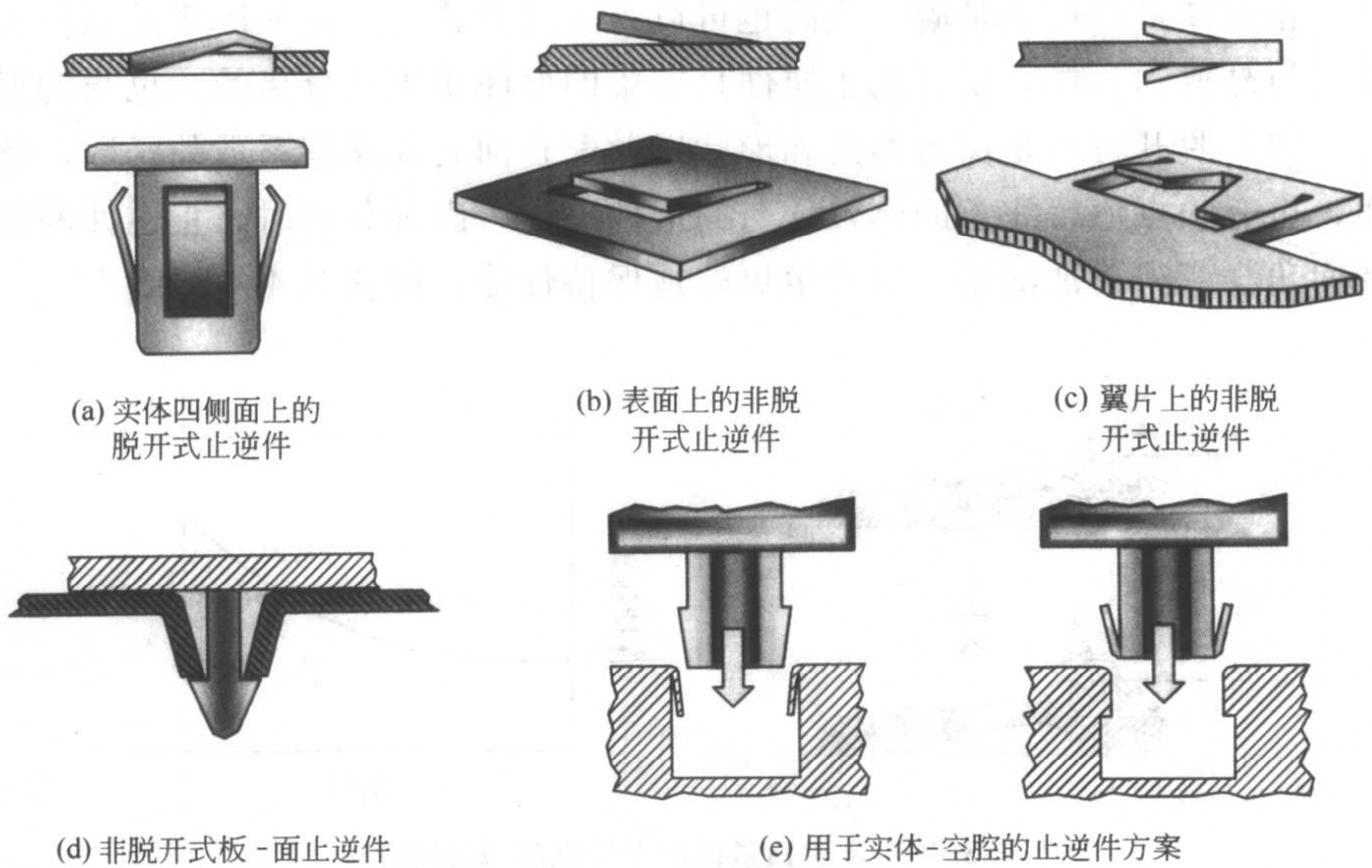


图 3.38 止逆锁紧件实例

止逆锁紧件梁的形状一般局限于直悬臂梁类。保持件通常为梁本身的端部或者是由梁变形而成的保持面。然而，对于任何形式的悬臂梁类锁紧件来说，只有接合方向是远离梁固位端时，才能成为止逆锁紧件。

3.3.4.1 止逆件的装配行为

由于止逆锁紧件的插入面角度减小，当它接合时，接触点具有逐渐增加的力学优点，装配力特征线表现为以增速率减小，如图 3.39 所示。这

就使得止逆锁紧件成为一种操作者友好的连接，因为它产生的装配力小，并能产生一个跨中心作用，以改善装配的反馈信息。

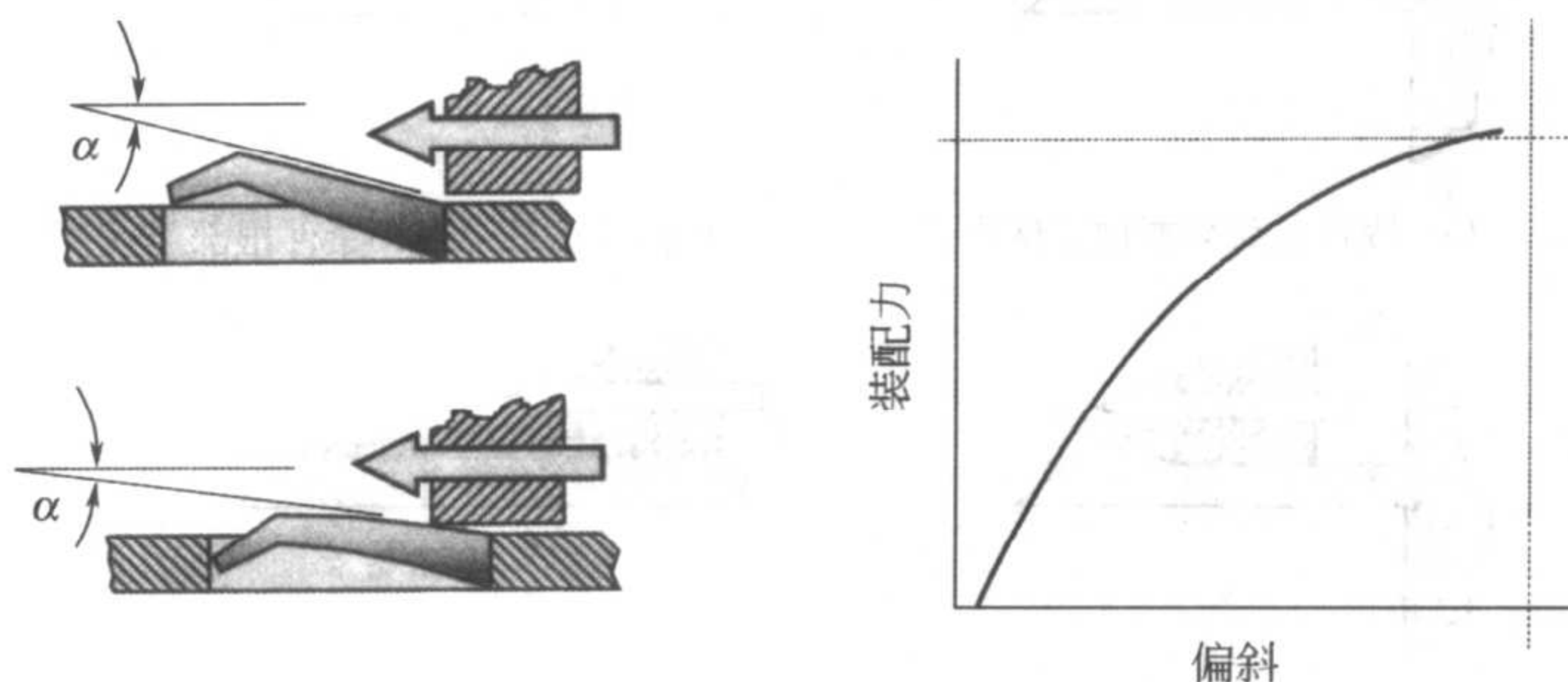


图 3.39 止逆锁紧件的装配力-偏斜特征

3.3.4.2 止逆件的保持与拆卸

止逆锁紧件可以是脱开式的也可以是非脱开式的，这取决于其保持元件。与悬臂钩一样，脱开式止逆件是靠梁的弯曲来阻止分离的。也与钩形件一样，脱开行为是保持面角和形状以及配合面之间摩擦系数的函数。然而，也有一点值得注意的例外。与钩形件不同，出现分离时，止逆件的保持面角会变得更加陡峭，以产生更好地保持性能，如图 3.40 所示。

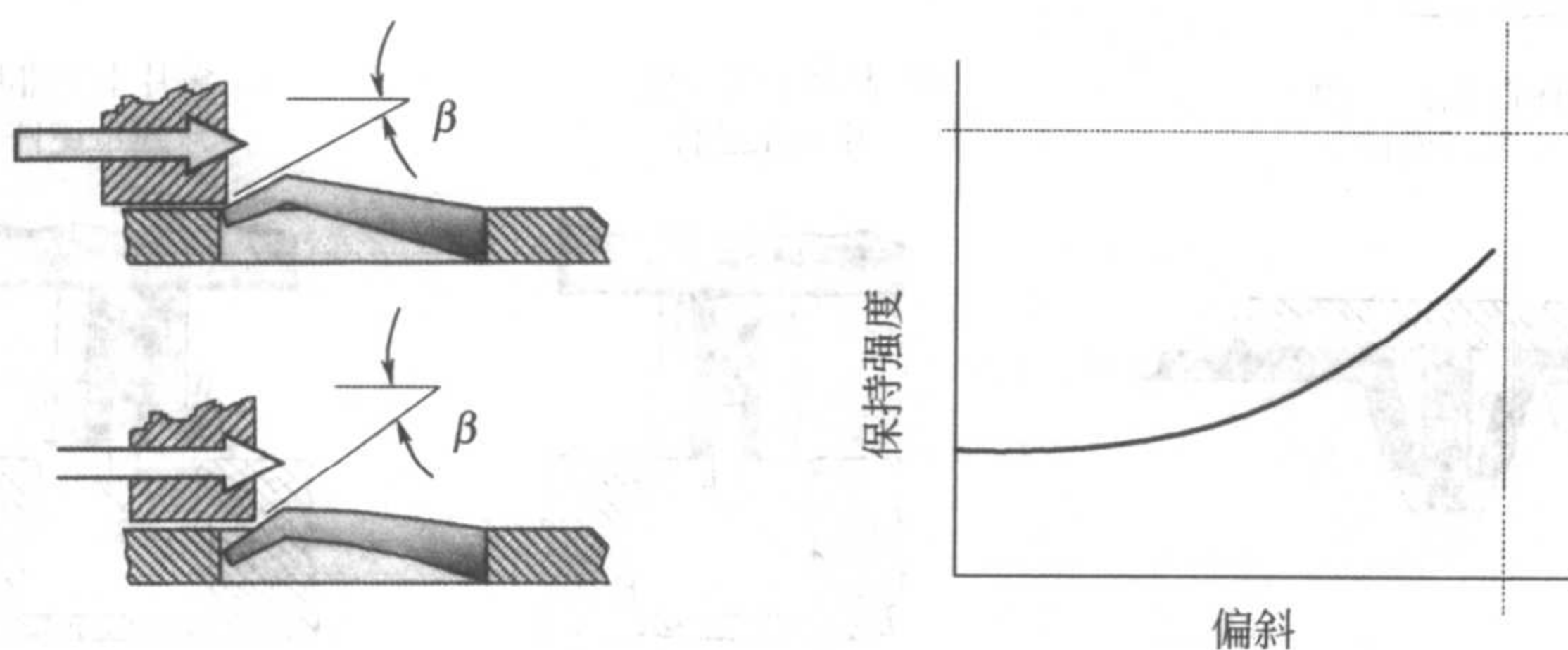


图 3.40 止逆锁紧件的保持强度-偏斜特征

非脱开式锁紧件不是靠弯曲来阻止分离的，而是靠梁的压缩，因此非常结实，如图 3.41 所示。止逆锁紧件的失效机理是梁的压曲，试图使零件强制分离的后果，就是将锁紧件或装配件损坏。如果非要对非脱开锁紧件进行维修的话，必须做一些预防措施，以便有允许止逆件偏斜的空间。止逆锁紧件锁紧强度的一个很好的例证，就是最常见的塑料“系扣”，这种“系扣”常用于捆扎电线。将止逆件的平端插入锁眼端并拉它，使带子的凸筋侧与锁眼端内的棘齿相咬合。这就是止逆锁紧件，它非常结实。

止逆锁紧件也可以在一些与悬臂钩的类似的行包带锁扣上找到，如图 3.19(d)所示。

非脱开式止逆锁紧件必须保证梁弯曲，同时应防止梁因分离力出现滑移和损坏（需要或可以将其明显地或永久地撬坏的情况除外）。图 3.38(d)，图 3.38(e)和图 3.41 所示的应用中，可防止止逆梁向外滑，因为它们受到了拐角的制约。只有当较大的力使梁失稳时，它才有可能失效。

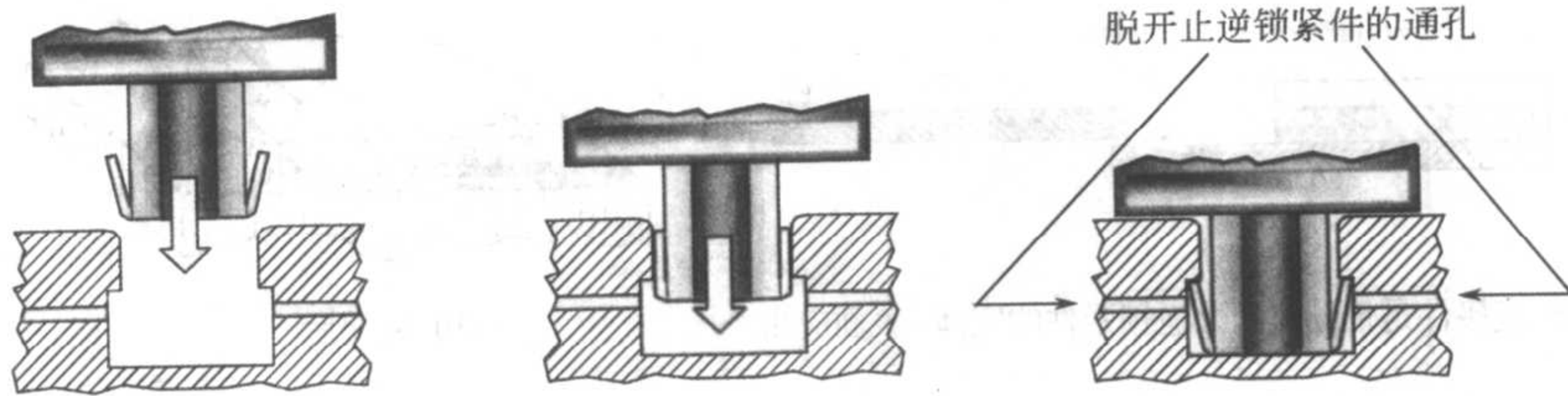
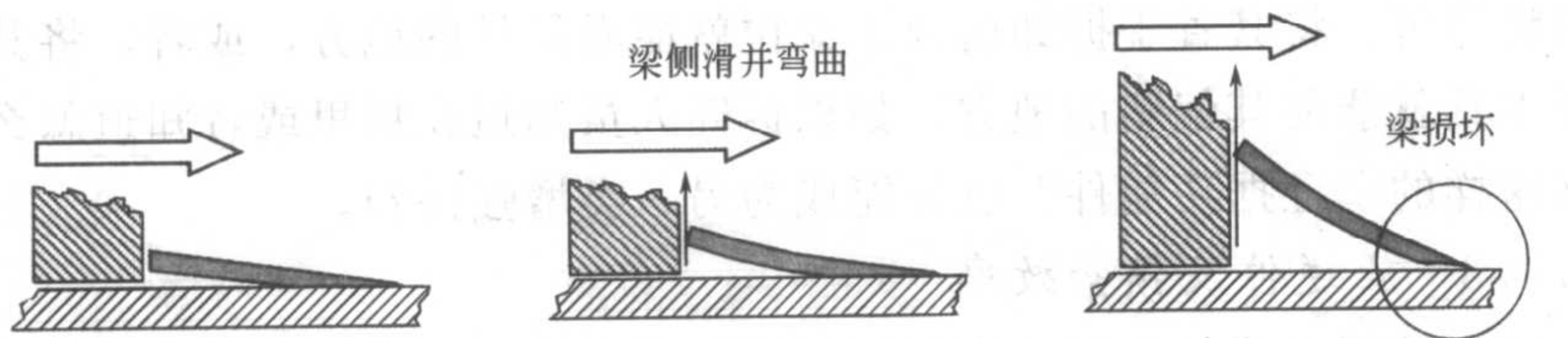
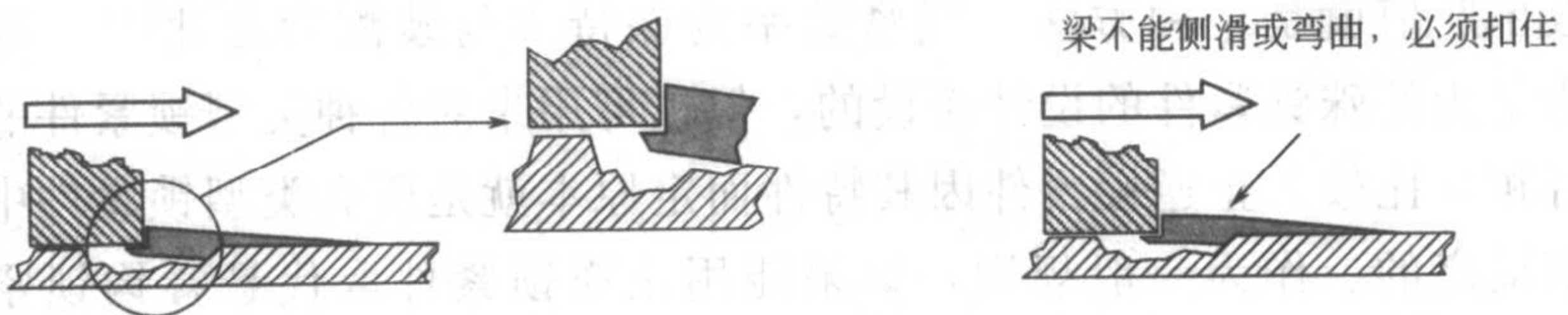


图 3.41 非脱开止逆锁紧件的应用

图 3.42(a)表明梁的运动不受限制处的非脱开锁紧件的行为。当施加分离力时，如果摩擦力不够的话，滑移会立刻出现，或者一旦出现最初的失稳，梁就会在配合面上滑移。在上述任何一种情况下，分离力的阻力都会减小，且极有可能在很小的力作用下就会造成永久性损坏。图3.42(b)表明，如何用梁末端的舌片或柄脚来防止侧滑。



(a) 分离力作用在未约束的止逆锁紧件上



(b) 用柄脚约束止逆锁紧件

图 3.42 反抗分离力的非脱开止逆锁紧件

图 3.43 为一个设计实例，采用了一个延长部分（在电子连接件中可看到）。我们可以设想，设计者试图用一个非脱开式止逆锁紧件来防止连

接件的意外分离，又想防止因硬拉连接件上的导线而损坏止逆锁紧件。在此例中，应该注意另一个有趣的现象，它也许是特意的也许是无意的。由于此实际连接的这一特征，当受力足够大时，导轨就会变形。当变形足够大时，舌片就会顶在连接件体上，进而使得梁脱开。这一现象可以防止连接件内电线/销的脱落。

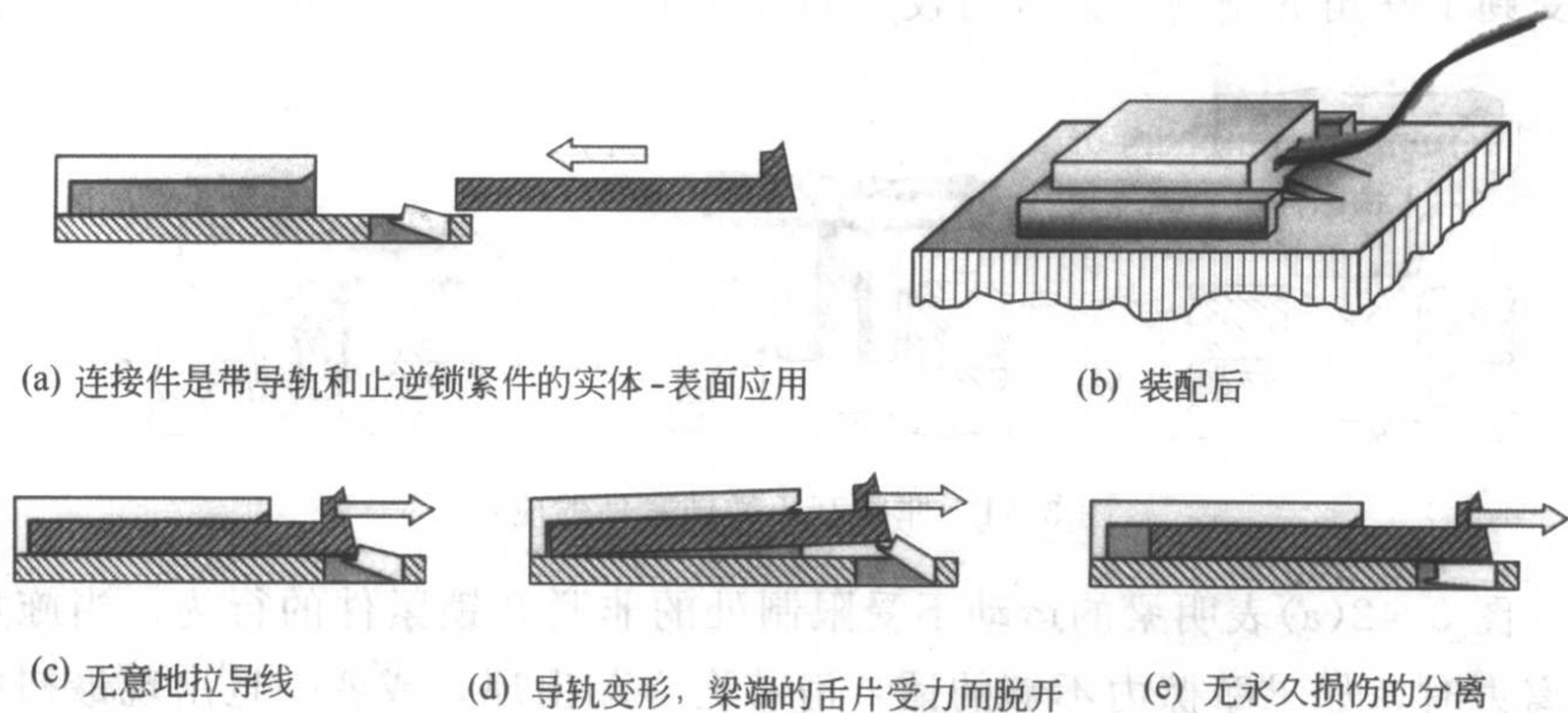


图 3.43 非脱开式止逆件的应用

止逆类锁紧件也可以添加到制品上，严格讲是作为受损的痕迹，而不是作为锁紧件。在这种情况下，它可以做得极小，只需能承受得住装配时的偏斜即可。将其置于拆卸前处于原位就能看得见的地方，或者，将其置于用工具就能使其偏斜的地方，如果拆卸人员知道在那里或者知道怎么拆卸（这样的“证据功能件”也许能成为另一类增强件？）。

3.3.4.3 止逆件及锁紧效率

因为锁紧功能件的设计常常涉及到装配力和保持力之间的平衡，所以在考虑这一平衡的基础上，对锁紧件进行评价的方法是非常有用的。“锁紧效率”值就是一种方法。锁紧效率为保持力与装配力之比^[3]。锁紧效率值是为特殊锁紧件的设计而设的，但也可用来对各种类型锁紧件的效率进行相互比较。止逆锁紧件因其特性而定原本就是所有类型锁紧件中锁紧效率最高的。作为一般规则，如果能用止逆锁紧件取代悬臂钩锁紧件的话，则使用。悬臂环锁紧件的效率也比悬臂的高，同样具有较高的锁紧效率。

$$E_L = \frac{F_R}{F_A} \quad (3.3)$$

式中， E_L 为锁紧效率； F_R 为保持力； F_A 为装配力。

3.3.5 扭转锁紧件

扭转锁紧件主要涉及装配时的扭转偏斜，尽管系统中也常常会有弯曲。保持取决于扭转件的刚度和保持元件。

如图 3.44 所示，扭转件不一定是圆的。扭转锁紧件相对并不常见，但在为拆卸而留的间隙或通道使得钩爪难以定位时，也可以用作悬臂钩类锁紧件的替代件。例如，在钩爪必须与板平齐且必须用手动脱开（非脱开锁紧件）的应用中，锁紧件的上下摆动有助于从保持元件盲侧脱开。

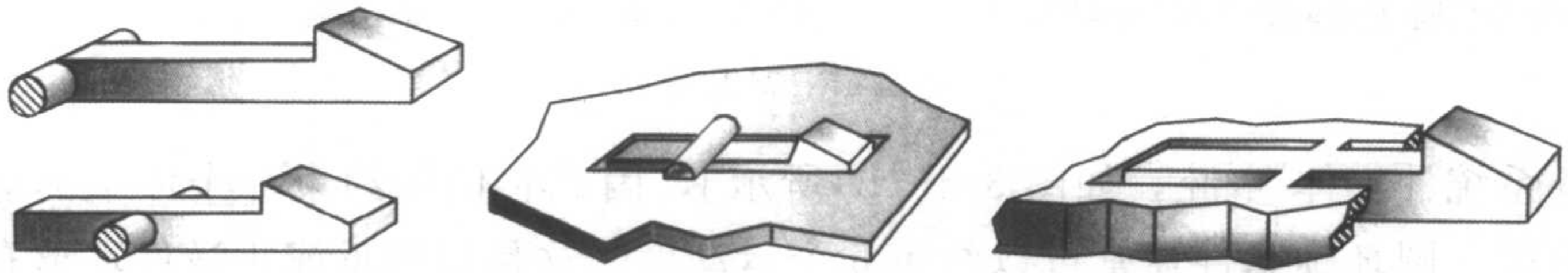


图 3.44 扭转锁紧件

除了扭转偏斜机理外，此类锁紧件的装配和保持行为与悬臂梁类或止逆锁紧件类似，这取决于装配功能件相对于扭转件的接合和脱开的方向。

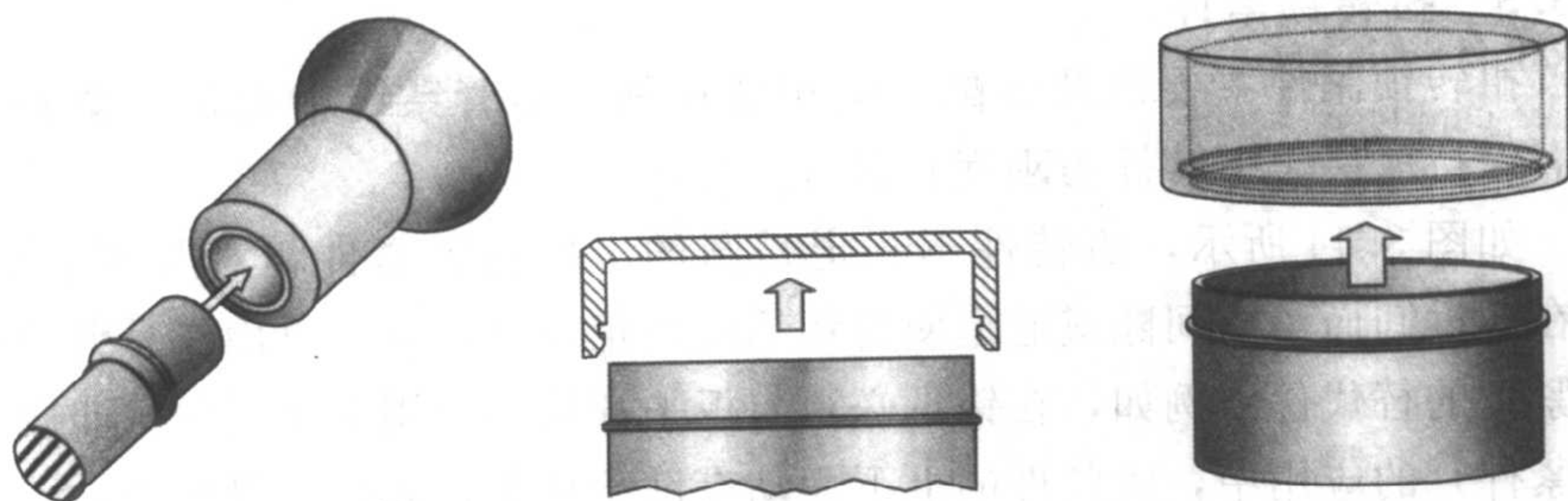
将扭转锁紧件定义为，偏斜机理主要是扭转且可进行扭转分析的锁紧件。还有一些辨别时会出问题的锁紧件。在这些锁紧件中，安装偏斜可能是扭转剪切、弯曲和平板偏斜的组合形式。保持也包含了扭转剪切、板偏斜以及弯曲或压缩的任何一个。在这种情况下，对装配和保持行为的评价将取决于占主导地位的偏斜机理和对交互作用的充分理解。能够对组合效应进行评价分析是必要的。

3.3.6 圆环锁紧件

圆环锁紧件涉及圆柱面上两同心凸棱之间的干涉，且靠径向的弹性实现装配和保持。环形拉伸和压缩应力会出现在锁紧功能件中。圆环锁紧件可以看成是绕在圆柱面上的卡爪和绕在另一相配合圆柱面上的边缘，如图 3.45 所示。

需要注意的是，根据此定义，钩爪或止逆件的环形布置不是圆环锁紧件，因为它们需要分析梁的弯曲。在某些文献中，也将这种布置称为“环”。那种“环”只是功能上的定义，而不是行为上的定义。

圆环锁紧件可以是极其结实的（是永久性的或非脱开的），也可以是可脱开的。圆珠笔或签字笔的笔帽是一种常见的可脱开式圆环锁紧件，35mm 胶片盒盖是另一种。在可动应用中可以自由转动。根据定义，由于圆环锁紧件包含了定位副 [销-孔，如图 3.45(a)所示] 或整个装配-基体



(a) 用作销-孔定位副的圆环锁紧件

(b) 作为实体-空腔应用一部分的圆环锁紧件

图 3.45 环型锁扣

件系统 [实体-空腔，如图 3.45(b)所示]，因此它们能约束一个以上的运动度。圆环锁紧件通常可以约束 5 个运动度。这是与钩爪或止逆件环形布置的另一差别。

3.3.7 锁紧副与锁紧功能

在第 2 章中，我们介绍过一个称为“功能”的卡扣描述性要素。“功能”描述的是，卡扣连接中的锁紧功能件必须做什么。锁紧功能件的功能用以下术语解释：**动作、目的、保持和脱开**。这些锁紧要求的一般性描述，有助于我们对卡扣应用加以分类，以制定标准和建立卡扣应用库。

至此，已经给出了锁紧功能件的定义，读者应该能够看到，对于特定锁紧功能，哪种锁紧功能件和锁紧副比其他的更优，这取决于设计要求和局限性。同样，锁紧副的过量设计或者过量工程同样会耗费不必要的工程时间和制造成本。重要的是，应该使应用要求与各种锁紧方案的成本/能力达到平衡。

3.4 小结

本章的目的是，对各种约束功能件进行描述性解释。根据这些信息，设计者应该了解到约束功能件行为的根本差别，并且能够在创建应用方案时选择恰当的约束功能件的类型。

本章描述了两种主要的约束功能件，即锁紧件和定位件，将它们用于卡扣的接合面上，以构成一个约束系统。约束功能件能够去除连接中的运动度，并且是卡扣连接中的“必要和充分”条件。

3.4.1 第 3 章重点

- (1) 卡扣设计中最根本的问题是，锁紧件在装配时必须能偏斜，但又

要有足够的强度，以防零件分离。

(2) 卡扣的可靠性取决于装配件和基体件之间建立并保持线接触。不能指望卡扣承受很大的或长期作用的夹紧载荷。

(3) 借助于定位功能件所介绍并解释的力学优势和尺寸的牢固性规则，是所有约束功能件的一般规则，同样适用于锁紧副。

(4) 某些定位副能够约束多至 5 个运动度，其他的少至 1 个。除平面和圆环外，大多数锁紧副只能在 1 个运动度（分离方向）上建立约束。让锁紧件来约束额外运动度的设计将造成连接的欠约束。

(5) 悬臂梁、平面和止逆锁紧件是最常见的锁紧件类型。扭转和圆环锁紧件常常是特殊用途的锁紧件。

(6) 在锁紧副的插入面和保持面上都加上廓形，能够大大改善其装配和保持性能。

(7) 注意：即使是非脱开式钩爪，在很大力的作用下也会脱开。

(8) 定位件可用作偏斜小的锁紧件，尤其是当装配运动包含滑移（滑动、扭转和枢轴运动）时。

(9) 锁紧效率为保持力与装配力之比，它能很好地表征固有锁紧效果。

3.4.2 第3章所介绍的设计规则

(1) 由于塑件有蠕变的趋势，应避免长期或持续的力作用在卡扣接合面上，除非经分析表明这些力很小，或者经破坏试验证明能够承受长期的力的作用。

(2) 应该用定位件来承受接合面上所有大的瞬时力，布置锁紧件时，不得使它们承受分离方向上的瞬时力，除非它们是永久性锁紧件或具有特殊的保持能力。

(3) 在建立卡扣接合面时，定位件应该是第一约束功能件，作为第一定位件应该是装配过程中最先接触的那个定位件。这一定位副也具有引导功能。

(4) 由于定位件相对比锁紧件结实，所以，用定位件去除的运动度越多，连接越牢固。

(5) 针对某一应用所选择的装配运动，将决定卡扣连接的潜在强度。这是因为，针对给定应用进行定位副的选择是装配运动的一个功能。

(6) 由定位元件去除运动度潜力最大的装配运动有：翻转、滑移、旋转和枢轴，因此它们通常比推动要优先选用。在这 4 种首选运动中，翻转

运动通常是最切实可行的。

(7) 考虑梁锁紧件时, 尽可能设计成环套或止逆锁紧件。一般来说, 钩类锁紧件锁紧效果最差, 悬臂环套锁紧件的锁紧效果比钩的高, 止逆锁紧件最高。

(8) 与翻转运动一起用的环套和止逆锁紧件是高效的卡扣连接方案, 应该总是将其作为设计的可选方案。

(9) 由两个固有定位件构成关键位置副之处, 必须可以进行微调, 可以考虑增加一个分立的定位件作为该副的一个组件。

(10) 应将约束同一旋转或平移运动的约束副之间布置得尽可能远, 以使零件的稳定性最大和对尺寸变化的敏感性最小。

(11) 应将约束副布置成(平行)作用线尽可能远的力偶, 以使其抗旋转力的力学优势最大。

(12) 在约束功能件的所有内、外拐角处, 应规定倒圆半径。这适用于功能件与母体材料的接合部以及功能件本身的所有拐角处。

(13) 必须防止非脱开式止逆锁紧件偏斜过大而损坏。

(14) 应该通过设计来弥补环套类锁紧件内熔接线的缺陷。

参 考 文 献

- 1 Loops were described as a unique lock feature in Integral Fastener Design, Dave Reiff, Motorola Inc., Fort Lauderdale, FL.
- 2 Plastic Part Design for Economical Injection Molding, 1998, Glenn L. Beall, Libertyville, IL. Test data reproduced from LNP Cloud, McDowell & Gerakaris, Plastic Technology, Aug. 1976.
- 3 Luscher, Dr. A. F., *Design and Analysis of Snap-fit Features*, from the Integral Attachment Program at the Ohio State University, 1999.

第4章 增强件

第2章中已经介绍了应用于卡扣连接的两类有形要素，增强件为第二类有形要素。这在第3章约束功能件的讨论中也多次提到过。本章将对所有增强件进行详细的介绍和描述。

4.1 概述

增强件可能与接合面上的有形功能件不同，或者可以将它们归于另一类（有形）接合面功能件。它们改善了卡扣的坚固性，以适应变化的、未知的制造、装配和使用条件。换句话说，增强件使得卡扣更加“用户友好”。大多数增强件并不直接影响卡扣的可靠性和强度，而是通过改善卡扣的坚固性来适应很多工作条件的影响，并对可靠性产生非常重要的间接影响。因此，对于好的卡扣设计来说，对增强件必须给予足够的重视。

增强件常常是有经验的卡扣设计者不得不学会应用的诀窍。同时，没有经验的设计者必须通过反复试验了解它的价值。通读本章您便会知道，增强件能够做到的要比您想像的多得多。

卡扣应用不是必需增强件。只有约束功能件在卡扣连接中是必不可少的。但是，正如我们所看到的，如果卡扣是“世界级”的，则增强件是必需的。如果您已经研究过一些卡扣，并且发现了您无法识别的功能件，或者感到疑惑：“它们是干什么用的”，那么您看到的可能就是增强件。如果您装配或拆卸过不同来源的类似卡扣，并为产品如此相似而感到惊奇，但又觉得有所不同，这要归因于增强件的不同。作为塑料制品的消费者和用户，我们通常都使用增强件。如果您已经在卡扣应用上尝试了失败，可能的原因就是，增强件在制品中应用不恰当或者缺少增强件。

某些增强件应认为是各种应用中必需的，另一些则要根据应用的特性来定，还有一些则被认为是“锦上添花”的，但不是必需的。

制定标准是卡扣创建过程的重要组成部分，增强件及其标准的制定的主题值得特别讨论。当对产品的技术标准进行研究时，很多好的想法和创造性灵感并不会引起人们注意或者不会对产品的功能件产生很大兴趣。它们在零件中是很巧妙的而又有点世俗的细节，正像本节叙述的一样。通过

对零件上增强件的研究，你就会发现产品设计者想要克服的问题以及如何去做的线索。那么，您就可以预知并避免自己再出现这些问题。作为卡扣开发过程一部分的标准的制定将在第 7 章中更详细地讨论。

根据增强件对连接的影响可分为 4 类：**装配、激活、性能和制造**。

4.2 装配

装配增强件是功能件，具有有利产品装配的属性。它们有助于确保装配过程能够顺利进行，并有效地构成好的连接。装配增强件分为两种，即**导向**和**反馈**增强件。这两种在所有卡扣应用中都需要。

设想装配卡扣的最糟糕的一种情况，装配者需要完成 6 个步骤。前 5 个步骤由导向增强件来引导，最后一步由反馈增强件来引导。

① 初步找正——朝零件接合方向的粗略运动。

② 首次调整——使第一定位件接合的小位移。

③ 二次调整——使附加定位件接合并克服零件运动到最终锁紧位置时次要功能件干涉的小位移。

④ 三次调整——使锁紧件找正的小位移。

⑤ 锁紧——施力使锁紧件接合并完成连接。

⑥ 检验——操作者对好的连接感到满意。

以上每一步都要花费时间。无论何时出现额外的或不必要的移动，都有可能造成累积性外部的损伤。装配增强件可将装配过程简化为以下 4 步。

① 初步找正——朝零件接合方向的粗略运动。

② 接合——使第一定位件接合的小位移。

③ 锁紧——施力使锁紧件接合并完成连接。

④ 检验——操作者对好的连接感到满意。

4.2.1 导向

一些导向的实例好像是微不足道的，读者也会对自己说，“我从来都不会这么做！”事实是，这种设计上的疏忽在很多产品上都可以发现。它们罕有地如此引人注目或明显地引起很大关注，它们只是体现在设计细化、增加成本降低生产率上。这些也是基于装配的设计和基于制造的设计试图消除的各种设计缺陷，这是因为，对于难以装配的设计来说，成本障碍可能是很重要的。

装配件与基体件的初始找正应为简单装配运动，即推、滑、翻、扭转或枢轴转动，它们是紧固零件所需的所有运动。操作者不需要费劲或只需

做小的调整，就可以将装配件与基体件找正，以便开始装配。一旦装配开始，装配件就应该自动地与基体件定位，只需操作者最后推一下就可完成连接。这就是导向增强件的作用。

导向件分成称为**导向和引导**的功能件、属性和**间隙**。导向和间隙使得装配容易；引导件则确保对装配定向不准确敏感的零件能够正确地装入。

4.2.1.1 导向件

导向件有助于装配操作者通过所需粗略运动的简化实现零件的最初接合。导向件将配装配件稳定在基体件上，操作者便能够在不损伤功能件、不耗费时间或无附加运动的情况下很容易地将零件组装在一起。

一些常见导向功能件如图 4.1 所示。值得注意的是，某些导向件看起来确实像定位件。导向功能可以由专用于此目的独特导向功能件来实现，单靠接合面上已有的功能件来实现导向功能通常是很困难的。大多数情况下，导向功能可以或应该与所选定位件一体化。当将定位件用作导向件时，应将导向功能加到最先接合的定位件上，需要的话，也可以在第二个接合的定位副上。回顾一下，这在第 2 章的定位功能件一节中也已经讨论过。

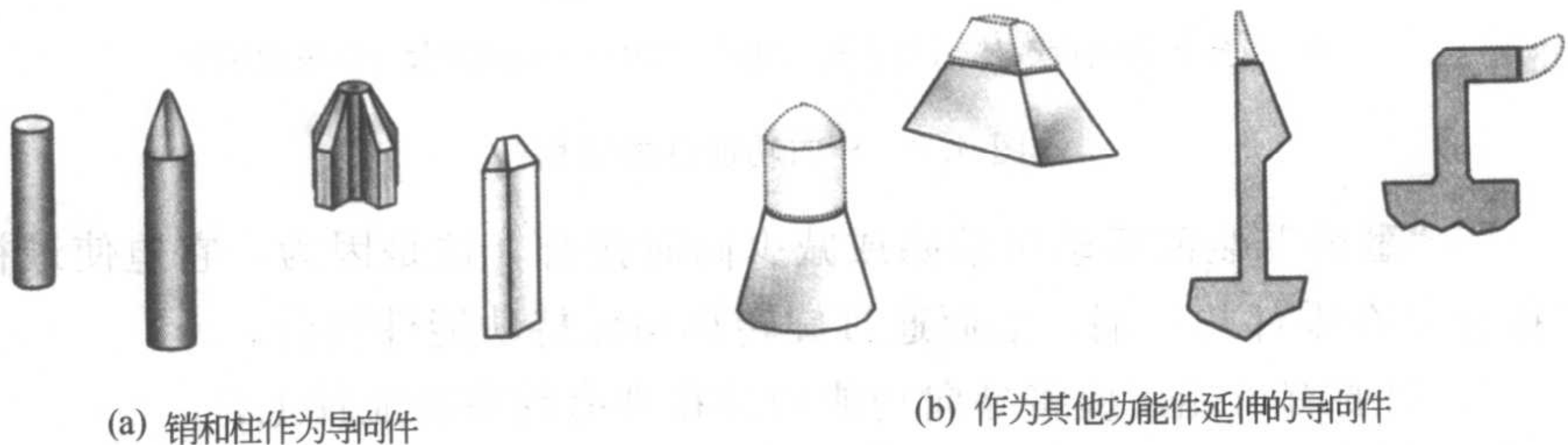


图 4.1 导向功能件

在某些为易于装配而要求锁紧功能件精确找正的场所，导向件也应与锁紧副一体化。如果锁紧功能件或其所在壁承受弯曲变形且其最终位置少许变化的话，这样做尤为必要。

导向使用的一些常用规则如下。

① 锁紧功能件绝不应该是最先与另一零件接触的功能件，如图 4.2(a)所示。

② 为了易于装配，导向件必须在操作者的手指触到基体件之前接合，如图 4.2(b)所示。

③ 为了易于装配，应避免多个导向件同时接合。一个或两个导向件

应首先接合，以将装配元件稳定在基体件上，如图 4.2(c)所示。当导向件伸入孔或缝中时，这一点尤为重要。如果导向件与边缘或平面接合，这一点就不太重要了。这也是效仿了定位件的一条好的规则。

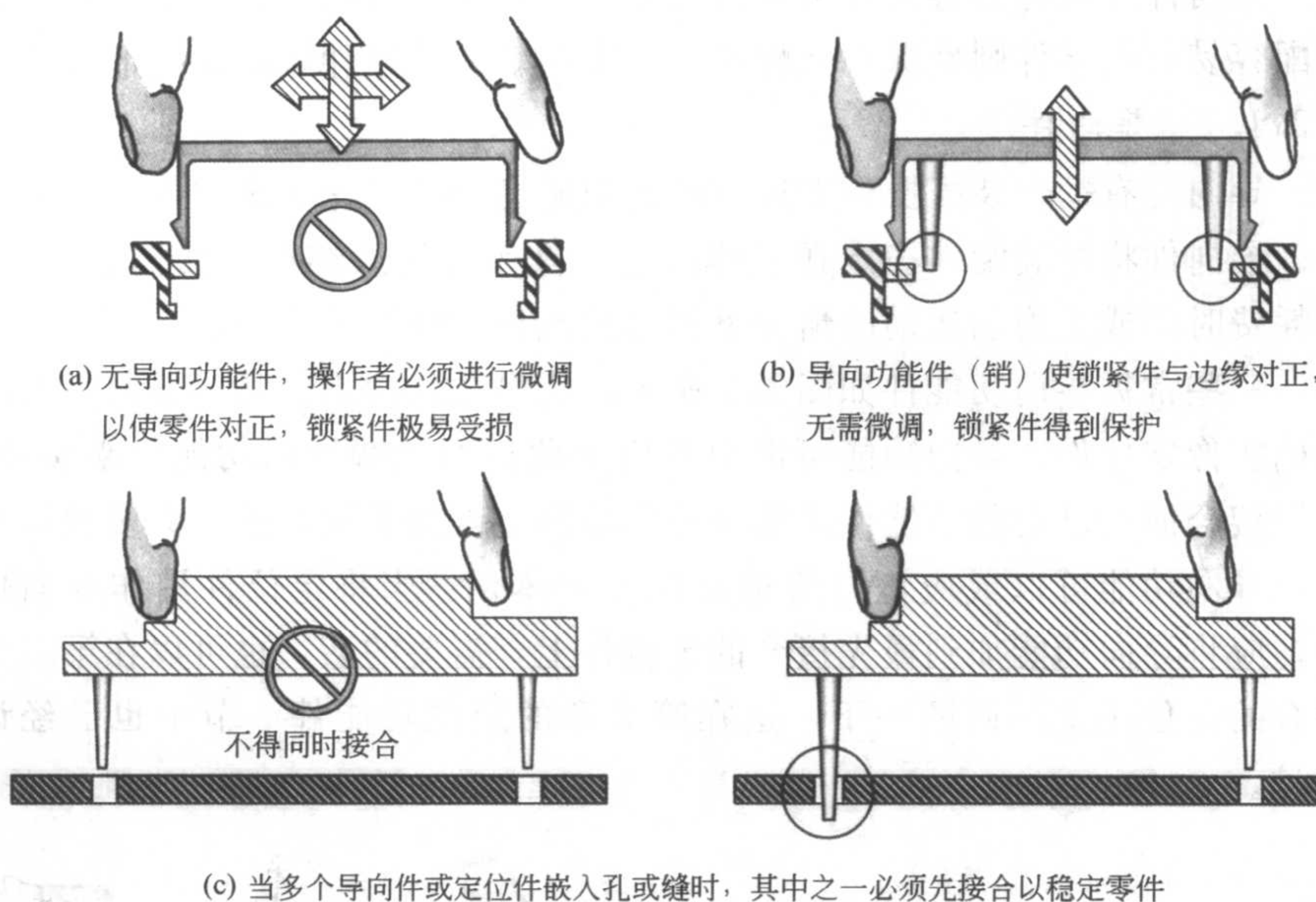


图 4.2 导向功能件的使用

④ “翻转”装配运动可消除或减少同时接合，这是因为，它迫使最初的接合是在零件的一端，继而通过旋转再与保持功能件接合。

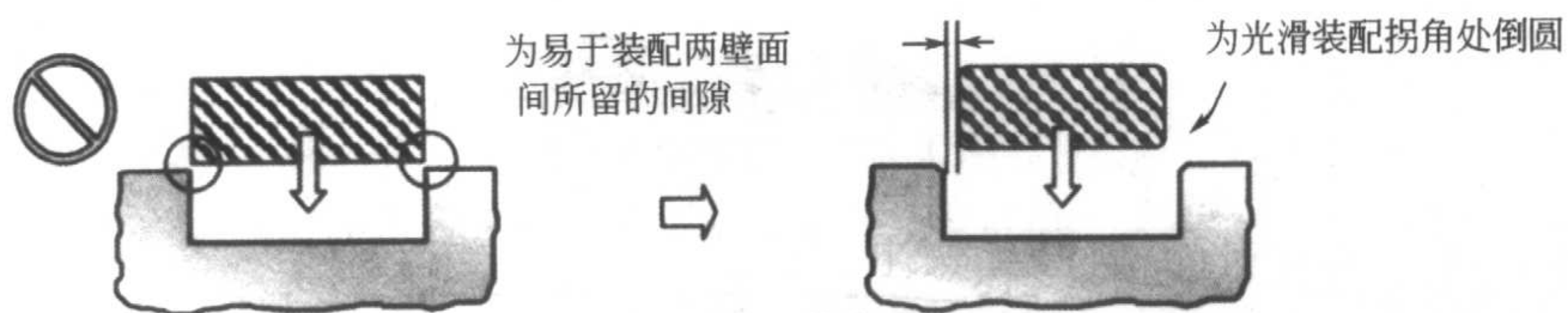
⑤ 只要有可能，应将导向功能构建在现有约束功能件上。

4.2.1.2 间隙

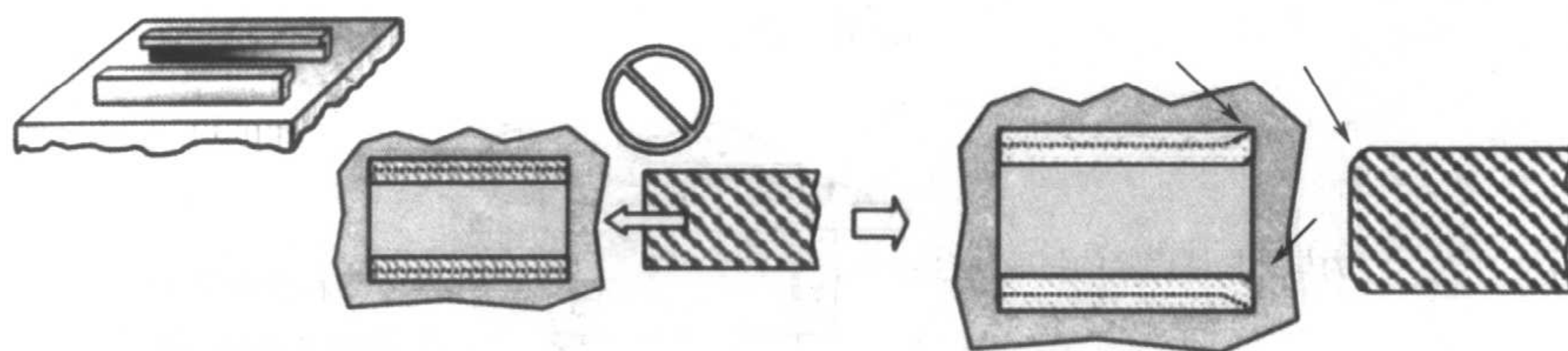
一旦装配件由导向功能件稳定在基体件上，间隙便可确保接合面上（包括导向件）所有功能件相互连接在一起，相互之间不会发生干涉或钩挂，如图 4.3 所示。与导向件一样，消除了多余的运动，这是因为不再需要对零件的位置进行微调。

留间隙并不难，只需简单地考虑件与件之间可能发生的干涉并消除它们。一般来说，间隙可以通过所有边缘设计较大的圆角或通过将定位件和导向功能件设计成斜面来得到。这是很简单的方案，但实际中常常被忽略。间隙的一些设计规则是：

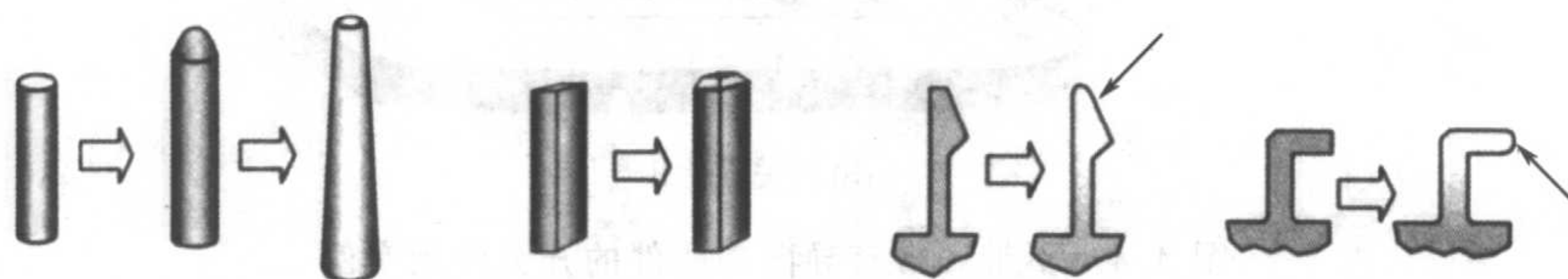
① 在零件以及所有功能件上的所有拐角和边缘处总要设计适当特定斜角或圆角。这对正确的模具设计也是重要的要求；



(a) 在实体与空腔或孔的应用中，将所有初始接触点处设计成圆角或倒角，并在最初接合零件之间留出间隙



(b) 在导轨式的定位件中，用倒圆或倒角来替代尖角



(c) 用带锥度的功能件，并用倒圆替代所有尖角

图 4.3 间隙是功能件和零件两者的属性

② 总要为最初接合提供较大的间隙，再适当考虑零件以及功能件上的间隙。

4.2.1.3 引导件

引导件用来确保装配件的正确定向，而用其他方式则会导致不正确装配。可以用一种以上方式装配的对称零件就是这种情况。引导件可以是只允许一种方式装配而布置的独特功能件，如图 4.4 所示。或者，如图 4.5 所示（92 页），导向件或定位件可通过不对称布置来实现引导功能。这就避免了为增加一个特殊引导功能件而耗费资金。

4.2.2 产品实例 1

考察如图 4.4(a) 所示的按钮开关，这是一个实体与孔的实际例子。设计方案 A 没有任何导向功能件，拿起它并组装好，共用时 7s。

此例中的装配难度受几个因素影响。开关体的壁面起到了与孔边缘定位件的作用。为防止装配后出现相对运动，这就需要线接触。它不能提供最初接合所需的间隙，实体和孔上的尖角使得接合更加困难。装配件也不

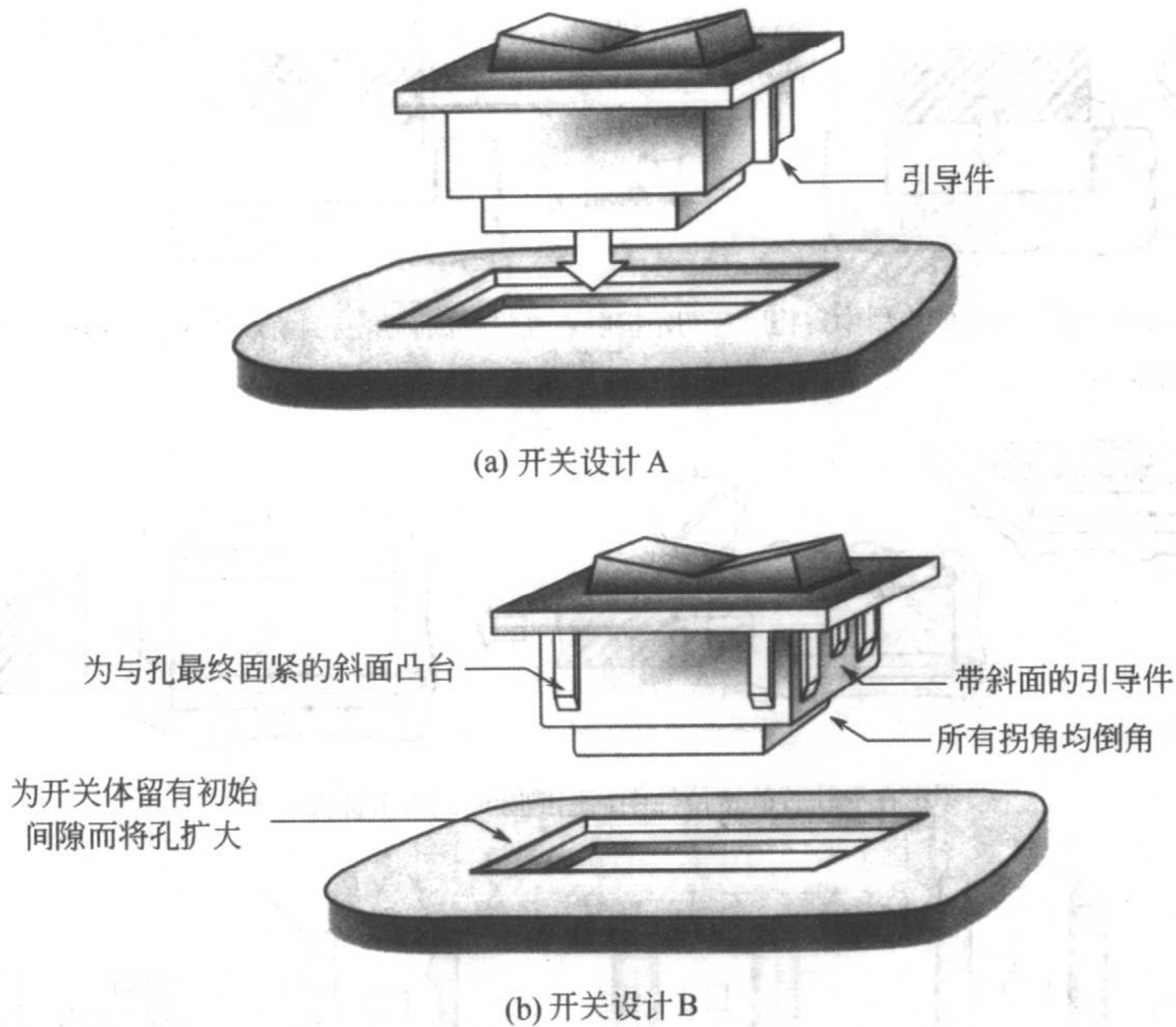


图 4.4 不带和带有导向功能件的开关应用实例

稳定，因为操作者必须拿着它，靠移动按钮开关来摸索初始接合所需的线接触。开关设计的特点和孔周边的花样造成了最终的条件，但这就有了更多的理由，一定要使得设计易于装配。

改进后开关体设计方案 B 如图 4.4(b)所示。它出于相同的应用目的，但来自于不同的供应商。此设计很好地应用了导向原理，拿起零件并将其装入孔中的时间只用了 3s。通过与开关体有关的孔尺寸扩大，为易于最初接合提供了凸台。一旦零件最初接合出现，即靠各壁上的作为定位件的凸台而获得所需的线接触。凸台上和孔周边的斜面、壁上的倒角提供了附加的间隙，因此不再需要附加任何小的位移。引导功能件（也带斜角）能够确保开关体在孔中的正确定向。

两种设计之间的装配时间“仅差 4s”。然而，超时（即花费在装配上的时间）却是非常明显的。表 4.1 中列出不同工作效率和零件总量下，浪费 4s 的估算成本。

其他费用，如制造费用，也可以计算进去，但还有与设计 A 相关的附加问题和费用。这些附加费用很难或无法确定，但极有可能比单算装配时间的费用要高得多。操作者为装配零件所作努力反而失败的结果会造成

表 4.1 每套 4 秒钟的装配时间的成本

套/a	劳动率 套/h				
	8	10	15	20	25
20000	176	200	340	440	550
50000	440	550	823	1100	1373
100000	880	1100	1647	2200	2747
200000	1760	2200	3294	4400	5494

质量问题，即使不考虑质量问题，操作者的失败本身就是不希望有的。装配中所需额外的手指和手腕运动，也会造成赔偿工人医治积累性损伤的附加费用。如果产品打算用自动化或机械手装配，则需要高成本的设备，以得到零件装配所需的精确控制。在这种情况下，设计者应该为降低所需的装配精度而煞费苦心。如果设计者试图将产品设计成易于机器人装配的，那么为什么不将其设计得易于人工装配呢？

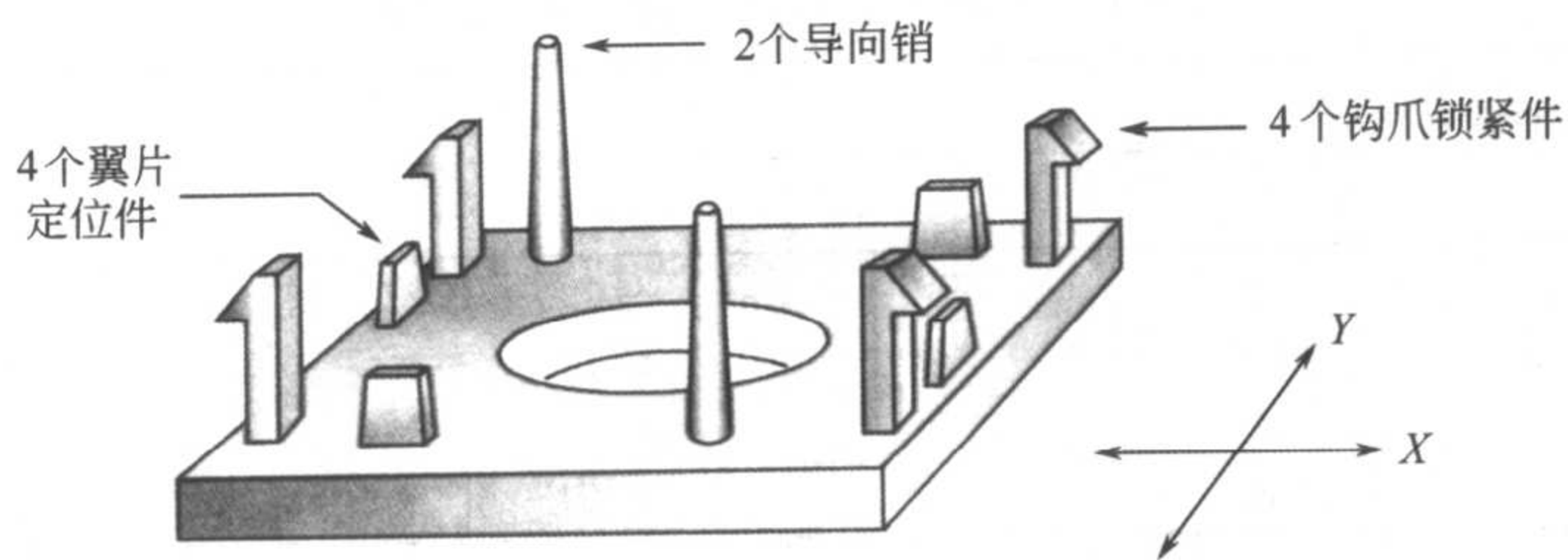
这一点意味着，只要在设计上稍加努力，稍微增加或不增加零件的成本，就能够设计出更易于装配的产品。在机械自动装配中考虑采用导向不失为一个好主意：

“如果您想要学会如何设计适于人工装配的产品，那么您就绕着机器人徘徊”^[1]。

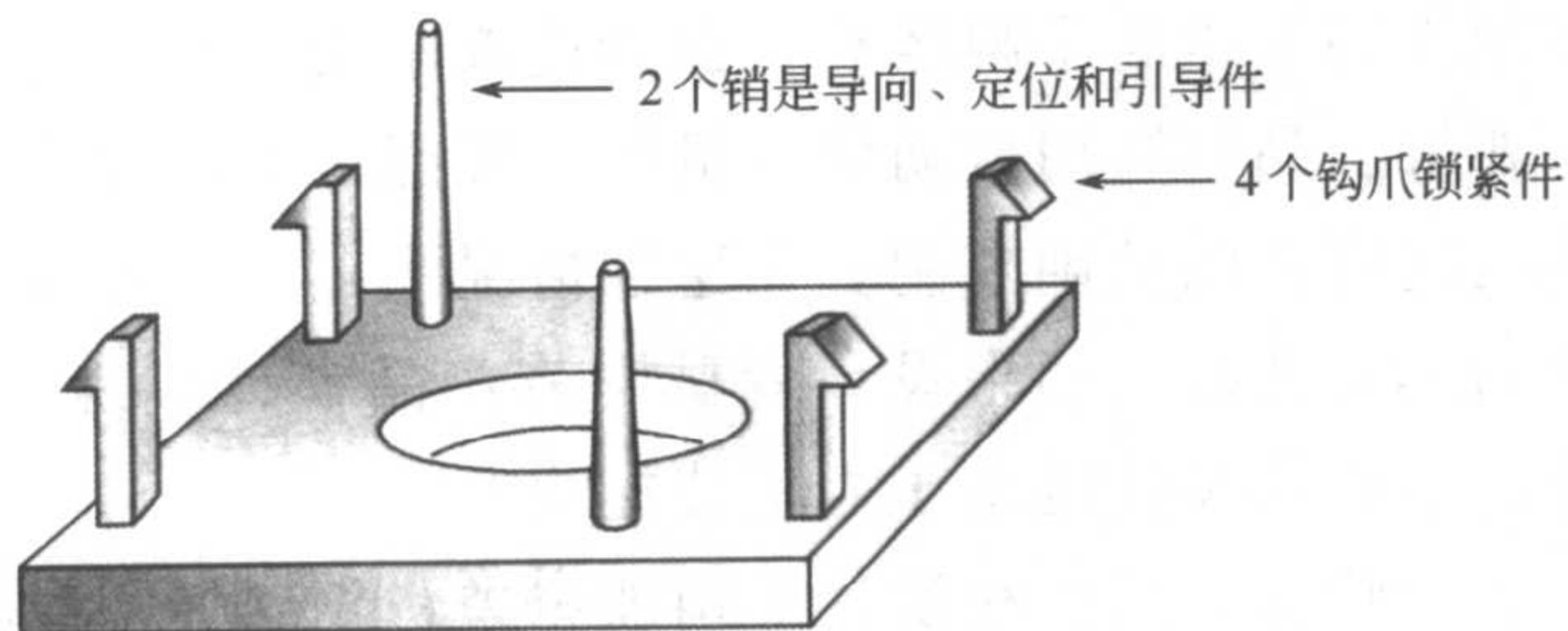
4.2.3 产品实例 2

导向的另一个实例如图 4.5(a)所示。这个较小 (50mm×50mm) 且质量轻的仪表盖也许不需要 10 个功能件来完成其工作。我们不会知道这一设计的确切理由，也许这 10 个功能件确实需要，但是为了便于讨论，我们假定它们是不需要的。我们建议对这一连接做一些改动，以使其更加有效。不看基体件，我们也不能知道这一连接在 X-Y 平面是否过定位，但存在很大可能性。

对零件可做的改动如图 4.5(b)所示，所建议的重新设计少用了 4 个功能件。销子既用作定位件也用作导向件，且具有不同的长度，以使其依次接合而不是同时接合。销子的锥度有利于初始接合，一旦到位，销子与装配定位件形成线接触。基体上需要一个孔和一条缝，以容纳定位件。我们现在可以肯定，此应用没有过定位。原始设计具有间隙、圆角、倒角以及所有功能件上都带锥度，这些都应在重新设计中采用。原始设计还具有通过销子的不对称布置而起到的引导功能，这也要在新设计中得到体现。



(a) 原始设计具有10个接合功能件，零件是一个50mm×50mm的仪表前盖



(b) 重新设计只有6个接合功能件

图 4.5 导向、约束功能件及其有效设计

4.2.4 产品实例 3

这一实例基于真实产品的问题，需要对此问题进行一定的研究，以便能够在确定问题之前就找出造成它的根本原因。这是一个如何合理应用增强件以改善卡扣某些性能的极好实例。像经常发生的一样，简单的零件最有可能使原设计者认为此应用“很容易”。但结果是卡扣很差且固定它的花费很大。

这是一个板-孔的应用实例，其中一块小塑料板（装配件）与一块大板（基体件）的孔相接合，如图 4.6(a)所示。原设计的装配件用了 4 个钩形锁紧功能件。板-孔应用是常见的卡扣设计，且悬臂钩爪常被用作此类应用中的锁紧功能件。

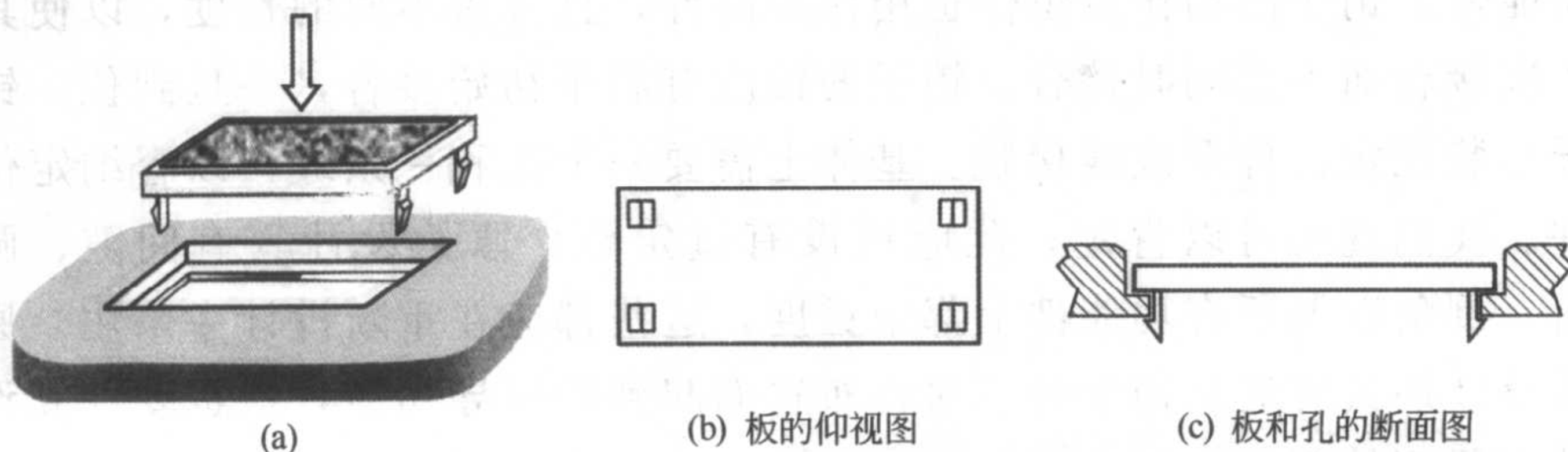


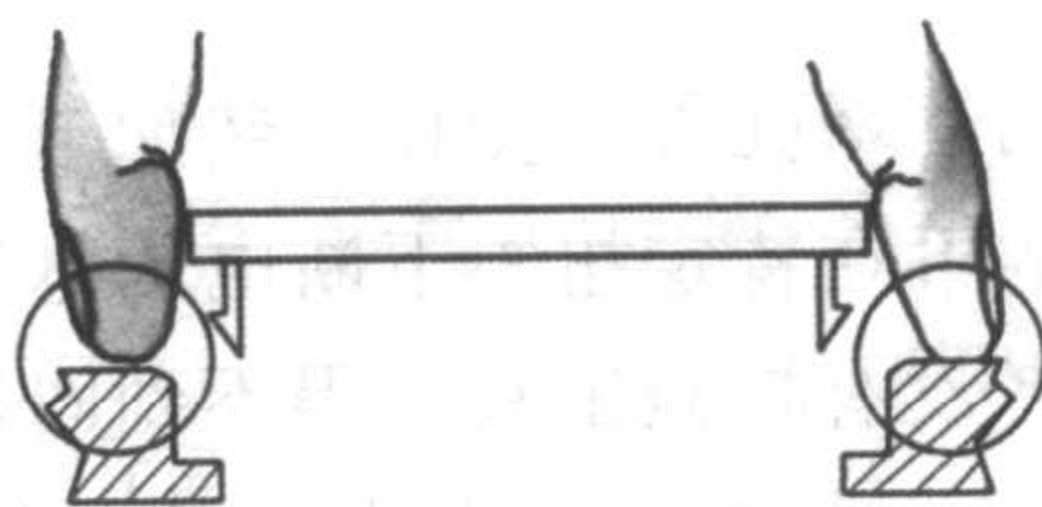
图 4.6 板-孔应用实例的原设计

此应用的问题在于，在某些产品中，小板（约 $30\text{mm} \times 80\text{mm}$ ）在装配后时间不长就会从孔中掉出来。当然，消费者对这么简单连接也会失效而感到失望，并且依据保单要求更换零件。

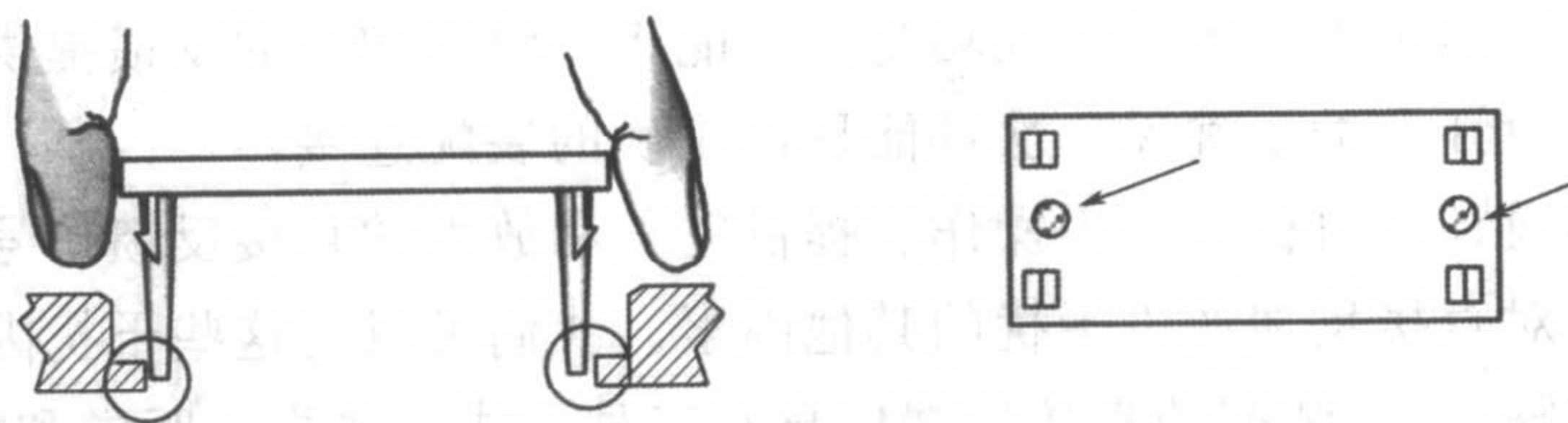
初看起来，问题的原因好像是由于锁紧功能件的损坏，因为退回的零件上总是有一个或多个坏了的钩爪。习惯上的（和逻辑上的）结论就是钩爪不结实。解决办法也是将钩爪设计得更结实些。然而，在做出任何结论之前，应该将应用的接合面作为一个系统来进行连接层面的诊断（卡扣问题的诊断见第8章）。在断定是钩爪的问题之前，通过对应用所进行的系统检验，我们发现，在着手解决钩爪问题之前，必须先确定若干个与增强件有关的卡扣设计问题。

要想合理地评价任何卡扣问题，必须亲自拿起零件并观察装配操作过程（最理想的是，应该有机会到生产现场亲自装配一下）。不“摆弄”零件，您就不能正确地了解问题的所在。此应用实例也不例外。

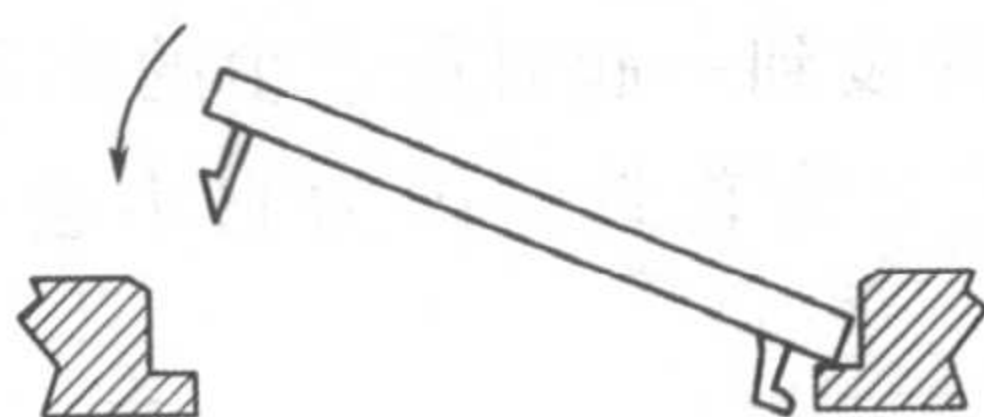
在对原设计零件进行装配的尝试中，我们发现，在正常抓住零件时，装配件上任何约束功能件能够接合之前，手指就触到了基体件，如图4.7所



(a) 钩爪接合前出现了手指的干扰，操作者的手干扰了他们的视野，使其成为盲装配



(b) 导向功能件在装配过程中消除了找正和钩爪损坏的问题



(c) 可选方案：采用凸耳和翻转运动，以消除对分离导向功能件的需要

图 4.7 改进后容易组装的应用实例

示。操作者在试图将钩爪推进其锁紧位置前，不能正确地握住装配件将钩爪对准。有时候，操作者可能会在钩爪与孔边缘还没对准时就将零件推入孔中，造成了钩爪的损坏，因而钩爪就无法将零件固定到位。可以增加导向，使其在足够远处就能伸入孔中，以实现初步找正，并确保操作者的指尖碰到基体件之前钩爪与孔边缘就已经对正。我们也意识到，在装配过程中，操作者的手会挡住他们看孔的部分视线。这就是在此应用实例中使用有效导向功能件的另一个好的理由。

添加导向件或尝试造出新零件时（如图 4.7 所示），我们发现，导向件能够使零件定向并将零件固定。然而，钩爪的损坏仍然会出现，但概率很低。虽然仍然会出现一些问题，但这并不意味着采用导向件的主意不好，导向绝不是一个坏主意。这恰恰表明，此设计存在的问题远不止这一个。

图 4.7(c)为此实例的另一种可选方案。作为一个规则，当空间和零件形状允许（如本例）时，用在一端带凸耳的翻转运动总是优于推运动。

了解了操作者的反馈后，我们还要回到此应用实例。

4.2.5 操作者的反馈

反馈是装配过程的第二增强件。操作者装配卡扣时，他们的手就是装配工具。与操作者使用的可在特定扭矩下断电的电动工具或带传感器的机器人不同，卡扣的装配者没有校验工具或得不到间接的电反馈信息，并不知道卡扣是否已经装配好。卡扣装配者也有某些优势，敏感的手指、眼睛、听觉等结合成一个强大的处理器，即人类的大脑。操作者依靠装配过程的直接反馈来确定装配的成功与否。能将一致的和正的反馈提供给操作者的卡扣设计有助于确保每次都能形成正确的装配连接。

卡扣设计的目标是，为操作者提供完美和放大的直接反馈信号，而消除或减小对直接反馈产生干扰的其他因素。我们可以把这些干扰因素视为系统的“噪音”。装配的直接反馈信息有三种形式：**触觉、听觉和视觉**。

触觉反馈通常是在锁紧件卡到位时能量突然释放的结果。它是靠装配力偏斜特征的形状和定位件装到一起时所产生的牢固感觉来加强的。触觉反馈通常比其他反馈形式更为首选，因为它不会受视觉和听觉干扰的影响。

听觉反馈也是能量突然释放的结果。环境噪音和操作者的听力局限性都会降低它的效果。

视觉反馈包括装配件与基体件的目测找正。车间灯光、视线干扰以及

操作者的局限性都会降低它的效果。它也需要操作者或检验员对零件的主观判断。

理想情况下，适用于操作者的反馈源应该不只一种。赋予触觉信号的能量突然释放也可能产生听觉信号。位置指示可以提供视觉标记，以对听觉或触觉信号加以补充。

如果回想一下在第3章讨论锁紧件时所介绍的装配力偏斜“特性”这一术语的话，就能够理解触觉反馈。这一特性表明，装入装配件时操作者会有什么样的感觉。一些常见卡扣的装配特性以及产生此特性的锁紧件插入面的轮廓如图4.8所示。

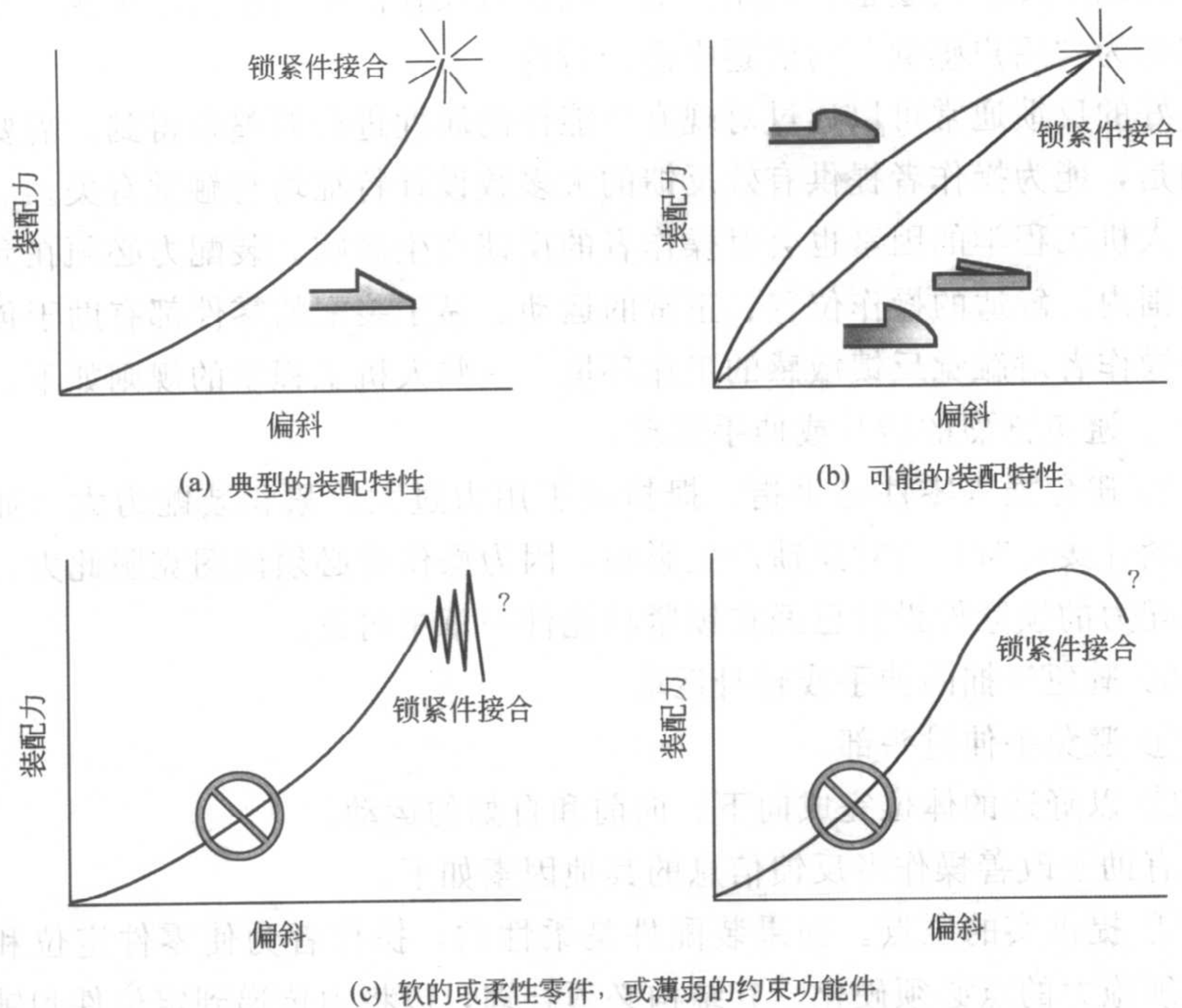


图 4.8 组装力-偏差信号的触觉反馈

图4.8(a)中的中凹曲线是很多连接的典型曲线。当插入面与配合面的接触角随（悬臂）钩偏斜而增大时，装配力几何级数也增大。当锁紧件接合后，零件使得结实的定位件接触。在很多情况下，这是可以接受的，且可提供足够的反馈，但在有大的反馈干扰的应用中，这可能就不会令人满意了。

当插入面廓形能产生图4.8(b)所示平的或中凸的特性曲线时，就能

使反馈和装配感觉得到改善。偏斜相同时，最大装配力通常较低，这就意味着，锁紧件的偏斜可以更大些（记住：在增大梁偏斜之前，必须考虑到锁紧件材料的形变极限）。当与装配偏斜相关的瞬时插入面角保持不变时，就会产生平的特性。当与装配偏斜相关的瞬时插入面角减小时，或者是止逆锁紧功能件所固有的，都会产生中凸的特性。插入面廓形可在第3章中找到，一些分析原则参见第6章。

图4.8(c)所示的特性表明，连接中接合面的材料较软，结构薄弱的零件或柔性定位件都会使操作者要对接合进行摸索，因为定位件的接触和锁紧件的接合点都不能很好地确定。

类似的反馈问题也会在用户对卡扣进行操作的可用应用中出现。这些将在称为“用户感觉”的话题中进行讨论。

好的反馈通常可以通过对现有功能件的属性进行调整来得到。需要注意的是，能为操作者提供有效反馈的大多数设计特征均与触觉有关。

人机工程学的因素也会对操作者的反馈产生影响。装配力必须在允许的范围内。舒适的操作位置、正常的运动、易于装配的零件都有助于创造一个操作者对触觉反馈敏感的工作环境。一些人机工程学的规则如下。

① 避免剧烈的转身或伸手运动。

② 避免插入零件时手指、拇指或手用力过大。累积装配力大（如多个锁紧件接合时）会对反馈产生影响，因为操作者必须试图克服此力。减小装配力的锁紧件设计已经在锁紧功能件一章中讨论。

③ 避免笨拙的伸手或转身运动。

④ 避免手伸过头部。

⑤ 以舒适的体位完成向下、向前和自如的运动。

有助于改善操作者反馈信息的其他因素如下。

① 提供实的压点。如果装配件是柔性的，操作者为使零件定位和锁紧必须施力的点必须硬化。其结构必须合理，以将力传递到定位件和锁紧件上，而偏斜很小或无偏斜。薄弱零件或软材料则需要局部加强。

② 结实的定位功能件之间的实接触会发出清晰无误的信号，此信号表明零件已正确地相互定位。

③ 锁紧件的快速复位可以发出好的表明锁紧件相接合的听觉和触觉信号。偏斜大的锁紧件通常比偏斜小的更有效。然而，偏斜大并不一定意味着装配力就大。听觉反馈信号是由锁紧功能件卡入的速度产生的，而不是靠锁紧力。

④ 锁紧件接合时，大的“过中心”作用会给出零件正被推到位的感觉。

⑤ 零件装配性能的一致性有助于操作者获得好的连接的感觉。一旦这种感觉存在，任何异常都会成为操作者检查发现问题的信号。性能的一致性与设计者对制造和材料变化的稳健性有关。

⑥ 提供高清晰的视觉功能件，装配成功时能够清楚地对齐。

⑦ 设计的锁紧件可用但不好。这意味着，不能正确锁到位的零件很容易脱落，导致明显的、可以立刻确定的装配失败。

操作者反馈信息差，不是对可提供好反馈的特征的不良执行所引起的，就是对消除影响反馈的背景“噪音”的失败而引起的。反馈差的原因如下。

① 易弯的柔性元件和软材料使得零件位置不定。

② 锁紧件接合时，因材料软和偏斜小，锁紧件释放的反馈能量不够。

③ 装配力大或装配力的持续时间长，则会使操作者的手指失去对触觉反馈的敏感性。

④ 错误的装配。装配后看起来很好，一时蒙蔽了操作者和检查者，但过后就失败。

⑤ 不一致的装配行为。装配过程中缺乏一致性的零件使得操作者难以对好的连接建立感觉。

⑥ 笨拙的位置和运动。从人机工程学的观点看，任何不好的装配操作都会对触觉反馈产生影响，而且任何情况下，操作者要想很好地完成任务都会更加困难。

⑦ 难以装配。造成装配操作难的任何原因都会对操作者对连接差的认识能力产生影响。采用导向增强件可以使装配更为容易，而且还能降低系统“噪音”，改善反馈信息的质量。

4.2.6 重访产品实例 3

现在，让我们再返回到图 4.6 和图 4.7 所示小面板的应用问题上。原设计中的钩爪在零件插入过程中有时会损坏或折断，或者不能正确地接合。增加导向功能件后，锁紧件的失效仍会发生，但发生的概率降低。我们发现，尽管基体件的表面层软，但仍会影响钩爪接合处边缘的厚度。有的时候，软的表层没有被很好地裁剪掉，就会被卷在孔的周边上。有的时候，即便装配正确，也会有一个或多个钩爪没有完全咬合。软表层和短（偏斜小）的钩爪都会妨碍对零件定位和接合的正确感觉，操作者就不会

得到对正确锁紧的触觉反馈。装配特性看起来就像图 4.8(c)所示的一样。但是，即使钩爪折断或损坏的零件仍然能短时间保持位置，看起来就像装好了一样。设计较差的钩爪是装配难的部分原因，其他因素使得操作者对差的装配更加难以识别。孔周边材料厚度的变化会使钩爪接合不可靠。这就需要设计出能为操作者提供更好的反馈信息的新锁紧件。对边缘厚度变化不敏感（更结实）的锁紧件是所希望的，但那是锁紧功能件的设计问题，而不是增强件的设计问题。重新设计的连接^[2]如图 4.9 所示，其中：

- ① 导向功能件为凸台，其上带有止逆锁紧功能件；
- ② 长的锁紧件梁为高反馈能量提供大的偏斜；
- ③ 新型锁紧件（止逆）更能接受边缘厚度的变化。

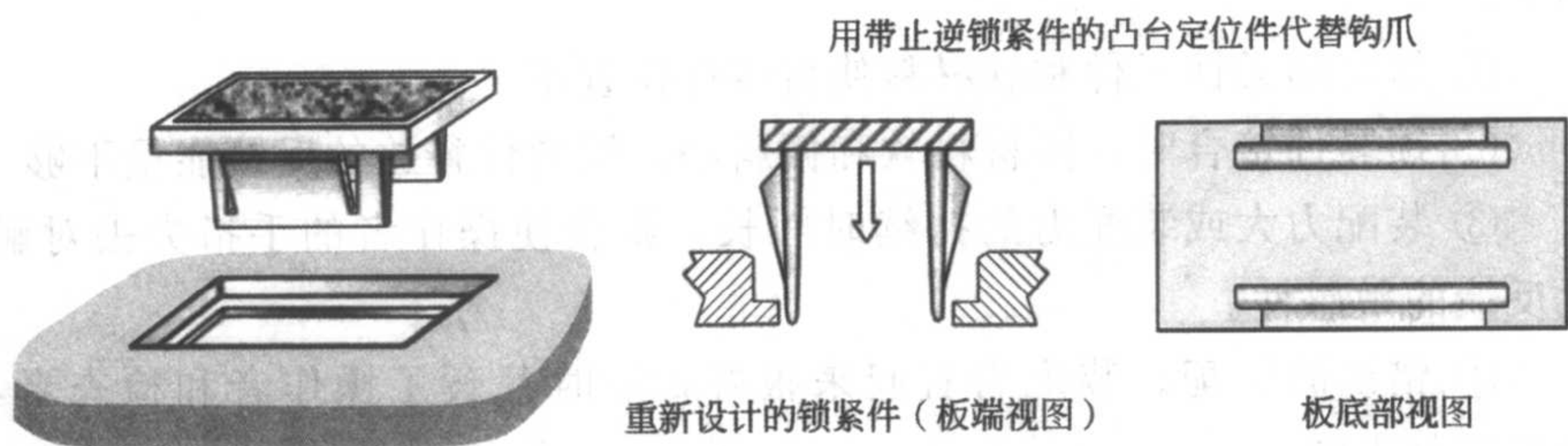


图 4.9 为得到可接受的接合和操作者反馈所作的锁紧功能件的改动

总结此实例，与增强件有关的问题有：

- ① 没有导向件，这将导致装配难或钩爪损坏；
- ② 没有反馈，将会产生用户不能接受的差的装配或受损的装配。

尽管锁紧件本身很结实足以保持装配件的位置，但这些问题既会影响装配的难易程度，又会影响连接的可靠性。与锁紧件有关的问题有：

- ① 极短的钩爪产生的装配力大，即使在装配过程中能准确地找正，这些钩爪极易产生大的应变，如果装配过程中不能准确找正的话，这些钩爪则极易损坏；
- ② 装配力大而偏斜小，不能产生触觉反馈能量；
- ③ 不允许孔边缘的厚度有变化。

显然，仅仅增大锁紧件的强度并不能解决与此连接相关的所有问题。实际上，仅仅增大钩爪的强度反而会使问题变得更糟，因为为装配而付出的努力会随之增大。

在此特例中，孔有足够的深度，允许采用深的导向功能件/定位功能件和止逆式锁紧件。有的时候，由于间隙要求，我们不能奢望能有不受限

制的空间。在此连接中，可采用其他类型的锁紧功能件来解决问题，一种可能性是如图 3.24(g)所示的侧边作用型锁紧件。这种侧边作用型锁紧件是用于有限空间的理想锁紧件类型。

4.2.7 装配增强件小结

在这些装配增强件中，有许多与基于装配原则的设计中所熟知的相类似。它们是极其重要的，因为它们能缩短装配时间，而且易于装配，有助于确保每次都能得到好的连接。

导向件能确保光滑地接合以及配合件的咬合。这一话题又进一步分为导向、间隙和引导销。

操作者反馈涉及属性和功能件，以确保对正确连接得到清晰和一致的反馈信息。

4.3 卡扣激活和使用的增强件

激活增强件是用于连接的拆卸和使用的机械式和信息式的功能件。这些增强件使卡扣的应用更为容易。大多数情况下，激活卡扣意味着要拆开它，不是将零件分离就是要对可动卡扣进行操作。在可动卡扣的情况下，激活也意味着使用之后再重新将连接锁紧。激活增强件分为视觉的、辅助的和使用者感觉的。

视觉增强件提供有关连接的操作和拆卸的信息。辅助增强件为非拆卸式卡扣提供人工偏斜的方法。使用者感觉增强件指的是，确保可动卡扣中高质量感觉的属性和功能件。

4.3.1 视觉

有的时候，卡扣的操作是明显的。当操作不明显时，视觉增强件便可以为用户提供如何正确使用卡扣的提示或标识。视觉增强件使得卡扣的使用更加容易，而且可避免因误用而造成卡扣的损坏。常见视觉增强件的应用实例是大多数电视机和录像机的遥控器电池盖上的箭头。许多儿童玩具上都有如何开启、移去或装上的视觉标识。视觉增强件也可以是紧靠连接激活点处的说明性文字。

回想一下，零件的拆卸是通过 5 种简单装配运动（推、滑、翻转、扭转、枢轴转动）之一的反运动来完成的。因此，当产品为可拆卸卡扣时，应该用一个简单的视觉标识表明装配件拆卸方向和运动。当锁紧功能件为非拆卸式时，为拆开锁紧件的人工偏斜标识和装配件分离运动方向的标识都是必不可少的。

一些常见视觉标识的实例包括：电池盖上的箭头（玩具上和遥控器上），用来指示如何拆下盖子；在非外观表面上的说明性文字，它叙述了拆卸操作说明，还附有方向指示的拇指凹坑。

当视觉增强件所在的零件外表面不重要时，应该将它们做大些，以便容易被人发现和理解。然而，在重要外观表面上的视觉增强件则不能过分炫耀，也不能不引人注目，用户和维修人员必须能够找到它并理解它的含义。随着卡扣在产品中的普遍应用，用户（消费者和维修人员）必须学习和关注视觉标识。

有时，除了零件本身上的视觉标识外，在紧靠商标的地方或产品和维修手册上还要给出文字说明。每个视觉标识与说明应该相对应。

视觉标识的最初目的是，为了避免在产品使用寿命期内零件或功能件的损坏。然而，一旦产品超过了使用寿命，材料的回收和再利用也正在成为一个重要的问题。“绿色设计”已经成为世界范围内的一大趋势，而且不容忽视。在产品的使用寿命期限内不打算拆卸的零件必须保证仍然能够有效拆卸，以便材料的回收或废物的再利用。当零件的拆卸不明显时，视觉标识则需指明破坏点或有效分离零件的关键点。常见回收符号都是可回收的视觉标识，通常用数字标识表明材料的类别，以便回收和再加工。

设计卡扣视觉标识时，应该考虑到消费者。锁紧和拆卸的方法要尽可能地明显，视觉标识应直观且容易看到。一定要牢记，当今的一般消费者对零件及其连接方法并不熟悉，即便是有经验的技术服务人员都需要不断地熟悉新的设计。

尽管很多符号都有了标准，但还没有制定出一套卡扣符号的国际标准。除了多数人认同的标识如文字和箭头以外，某些含义模糊的视觉标识只能在受限制的范围内使用，或者在不允许大且过分炫耀的标识外表面上应用。塑料制品工业的权威人士应该采取措施，尽快建立一套国际标准符号。

作为此举动的起点，一些可能的符号如图 4.10 所示。当空间或外观考虑避免更详细的信息时^[3]，这些形状可用来描述卡扣的激活（拆卸或操作）。几何符号的标准有了，还应该确定符号的实际尺寸。美国汽车工程师协会推荐的标准 J1344 描述了一个带有材料识别符号的塑料零件制作的系统。SAE 系统是根据国际标准化组织颁布的塑料 [ISO1043] 标准符号建立的。SAE 系统规定，文字字母高度为 3mm。符号可以小于 3mm，但应能识别。

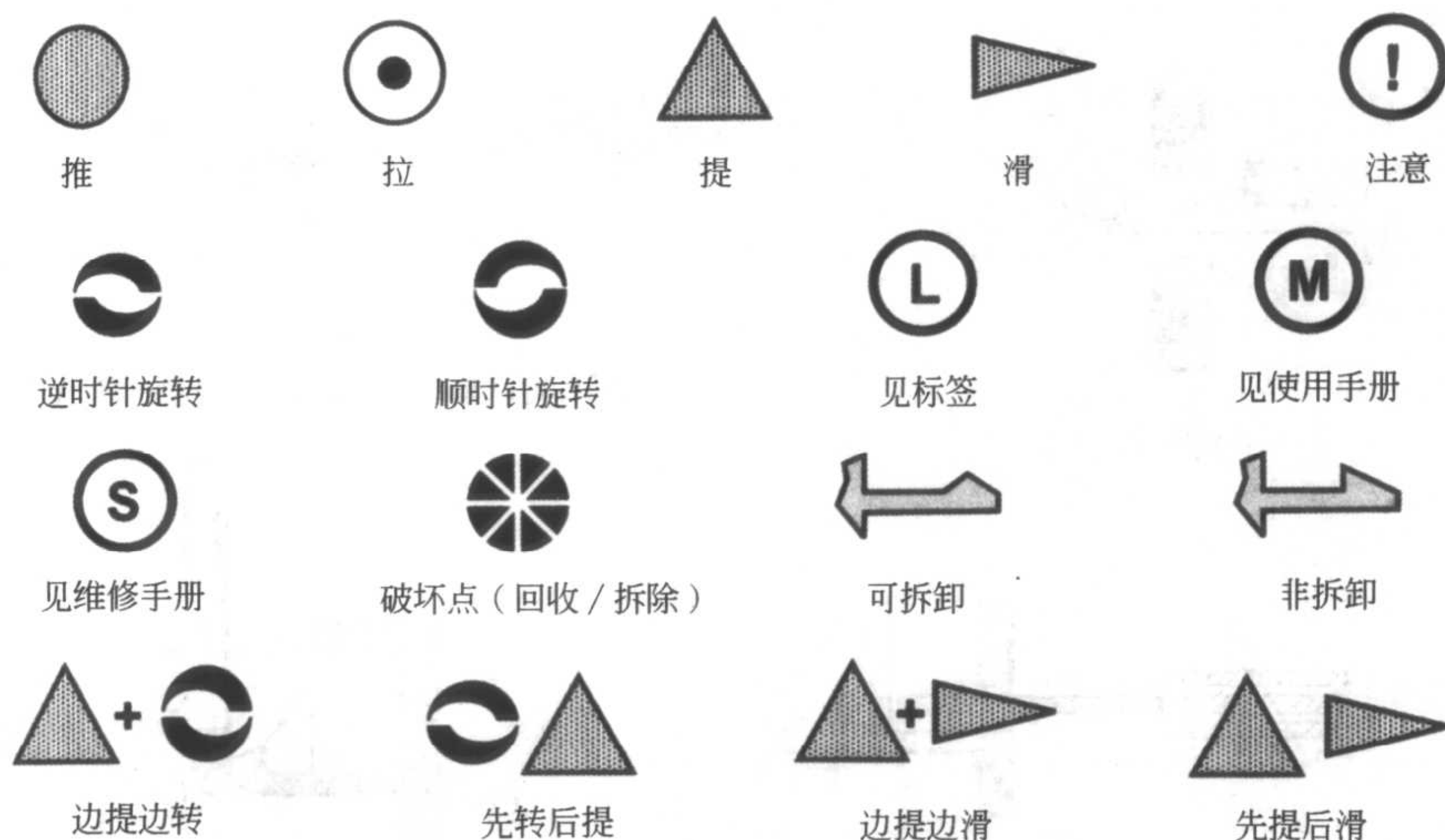


图 4.10 可能的卡扣视觉符号

4.3.2 辅助

辅助增强件是帮助激活卡扣的第二种增强功能件。辅助增强件使得功能件的解锁或可动卡扣的操作更加容易。当锁紧件操作是看不见的或不明显时，可以通过视觉件标明辅助件如何操作。再次强调，为用户指明如何拆卸锁紧件的说明可以避免产品损坏。

辅助增强件的一些实例如图 4.11 所示。用手指将锁紧功能件激活为首选辅助增强件，但有时必须用工具才能激活。任何形式的手工偏移必须格外注意，因为很容易造成锁紧功能件的过应力。尤其是使用工具和/或是锁紧功能件处于不易看到或难于触到的地方时，更应特别注意。防护增强件有助于避免由于过偏斜而造成锁紧件的损坏，有时与辅助增强件一起使用。防护增强件将在后面的章节中进行讨论。

辅助增强件也可以用于零件的装配、可动卡扣的激活或为可拆卸锁紧件解锁而需要的辅助运动。操作孔甚至可以用可达表面上的标识盖上，需要时可将此标识处钻通或冲通，以触到锁紧件。表面或外露的操作辅助功能件可以用来激活隐藏在零件内部的锁紧件。显然，这些功能件越精致，也就越昂贵，模具也就越复杂。作者并不赞成将任何卡扣做得比它的需要更复杂，但是，如果需要，这些方案均可以采用。

采用辅助增强件的规则如下。

- ① 拆卸过程中应防止锁紧功能件因过偏斜而损坏，尤其是使用工具

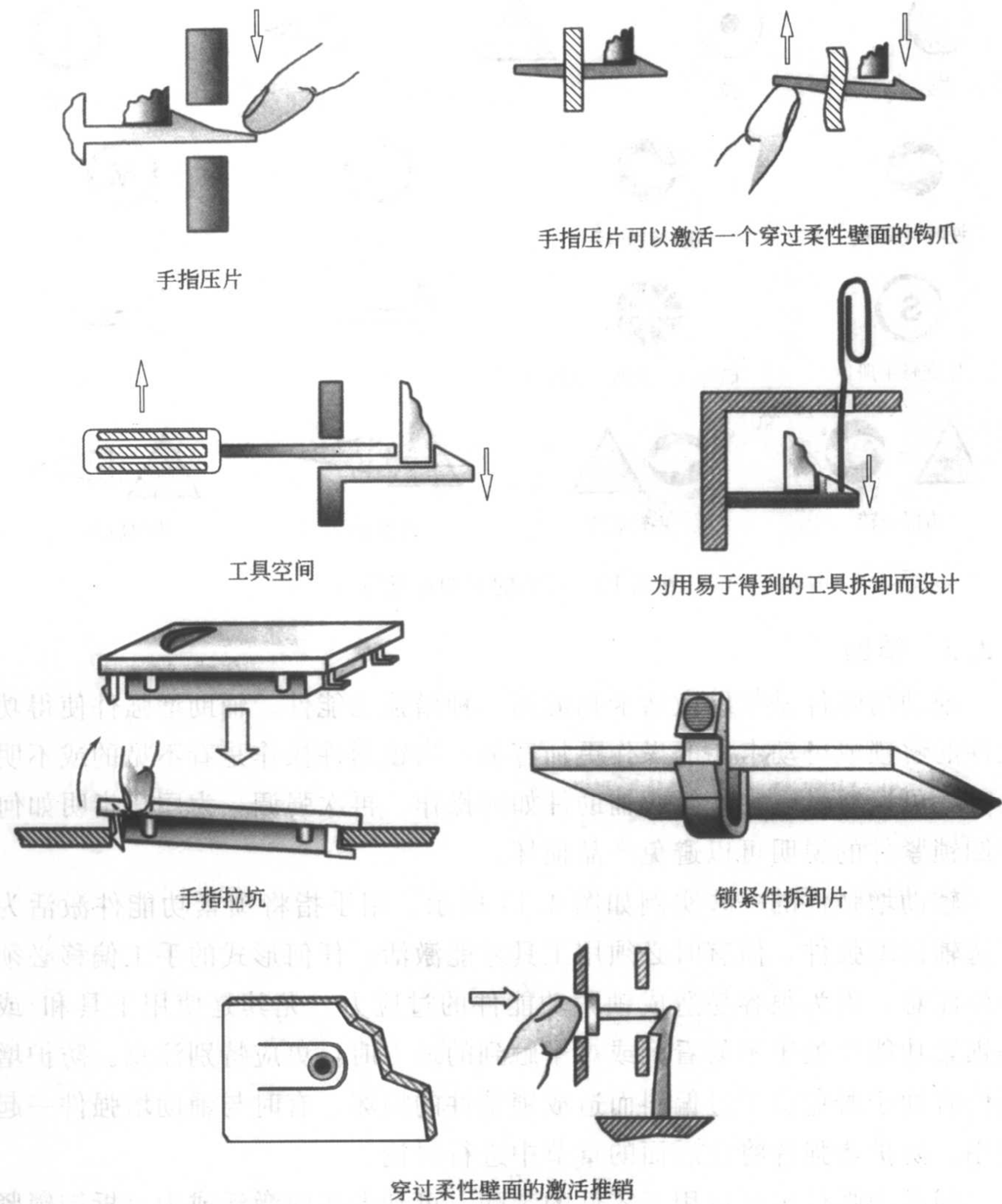


图 4.11 辅助增强件实例

或锁紧件不可见时。

- ② 如果需要，应用视觉增强件标明辅助件的操作。
- ③ 如果需要使用工具，应将辅助件设计成可以利用随手可得的工具的那种。螺丝刀、薄刀片（如小刀或油漆刮刀）、钢尺（如铁钉、纸夹等）都是常用的工具，它们一般都能满足拆卸的要求。通孔的形状（可用作视觉件）有时也能表明拆卸锁紧件所需的工具。

4.3.3 使用者感觉

使用者感觉增强件与作为操作者反馈相同概念操作密切相关。它是能够使得操作者装配更加容易的触觉信号和听觉信号，也能够改善消费者对可动产品质量的领悟。（回想一下，可动被定义为应用功能之一。）运动可以是自由，也可以是受控的。在可控运动的应用中，消费者就是卡扣的“使用者”。使用者的感觉在使用频繁和用力大的应用中更为重要。例如，电视遥控器上的电池盒盖与频繁开启的仪器盖相比，使用者感觉就没那么重要。

装配和分离力与偏斜特性的概念也可以用于使用者感觉。对装配和拆卸两者来说，通过光滑、过中心的感觉所伴随的接合实的和稳的感觉，就会给人以质量好坏的印象。

应用在汽车上的好实例就是能够开启存放物品的中间扶手盖。有些闭锁机理就是卡扣。控制面板门的应用很多，可随时启闭，也能映出质量的好坏。为消费者设计出能得到好的反馈信息的锁紧功能件是一件简单的事情，而且也很随意。

如果产品采用的是可拆卸锁紧件，你就必须注意分离的感觉。插入面和保持面的设计应保证使用者能够得到高质量触觉反馈。设计的可动卡扣，锁紧时应发出实的、可靠的“咚”声，而不是轻微的“喀嗒”声。显然，这多少有点主观，但对消费者来说，他们容易接受。

当插入面采用一定廓形时，除了能改善装配外，还有另一个好处，就是能减小装配力。这意味着能使锁紧副的应力减小。在使用频繁的产品中，可避免锁紧功能件的因长期使用而失效。

4.4 卡扣性能增强件

性能增强件确保卡扣连接功能是所要求的。为了确保强度和可靠性，在对功能件进行分析和评价时，有时产品设计参数如材料要求或壁厚会大大地限制处于锁紧状态的功能件的保持强度。不管我们对锁扣本身做什么，只是不能使其足够结实。还有的时候，我们希望能防止锁紧功能件的损坏，或者能提供一种保障，即，即使锁紧功能件折断，也不致造成高成本零件的损坏。性能增强件包括：

- ① 防止敏感锁紧功能件损坏的防护件。
- ② 提供局部强度和改善锁紧件性能的限位器。
- ③ 由属性和功能件提供的柔量，这些功能件能够容纳偏差，并有助于配合件之间保持紧密固定，而又不违反约束要求。

④ 备用锁紧件，假如锁紧功能件失效或受损，能够提供第二连接件。

4.4.1 防护

防护件就是保护其他薄弱功能件的元件，如图 4.12 所示。因为有的锁紧功能件是柔性的，通常是不抗弯曲的，故需要用防护件对它加以保护。应该避免造成需要防护件的条件，但约束件的设计可能会促成那些条件。悬臂钩爪类的锁紧功能件是最需要防护件的，此处所示实例就涉及到悬臂钩爪。然而，根据防护件应用原理，它可以应用于任何锁紧功能件或其他敏感零件的功能件。许多场合都要求使用防护功能件。

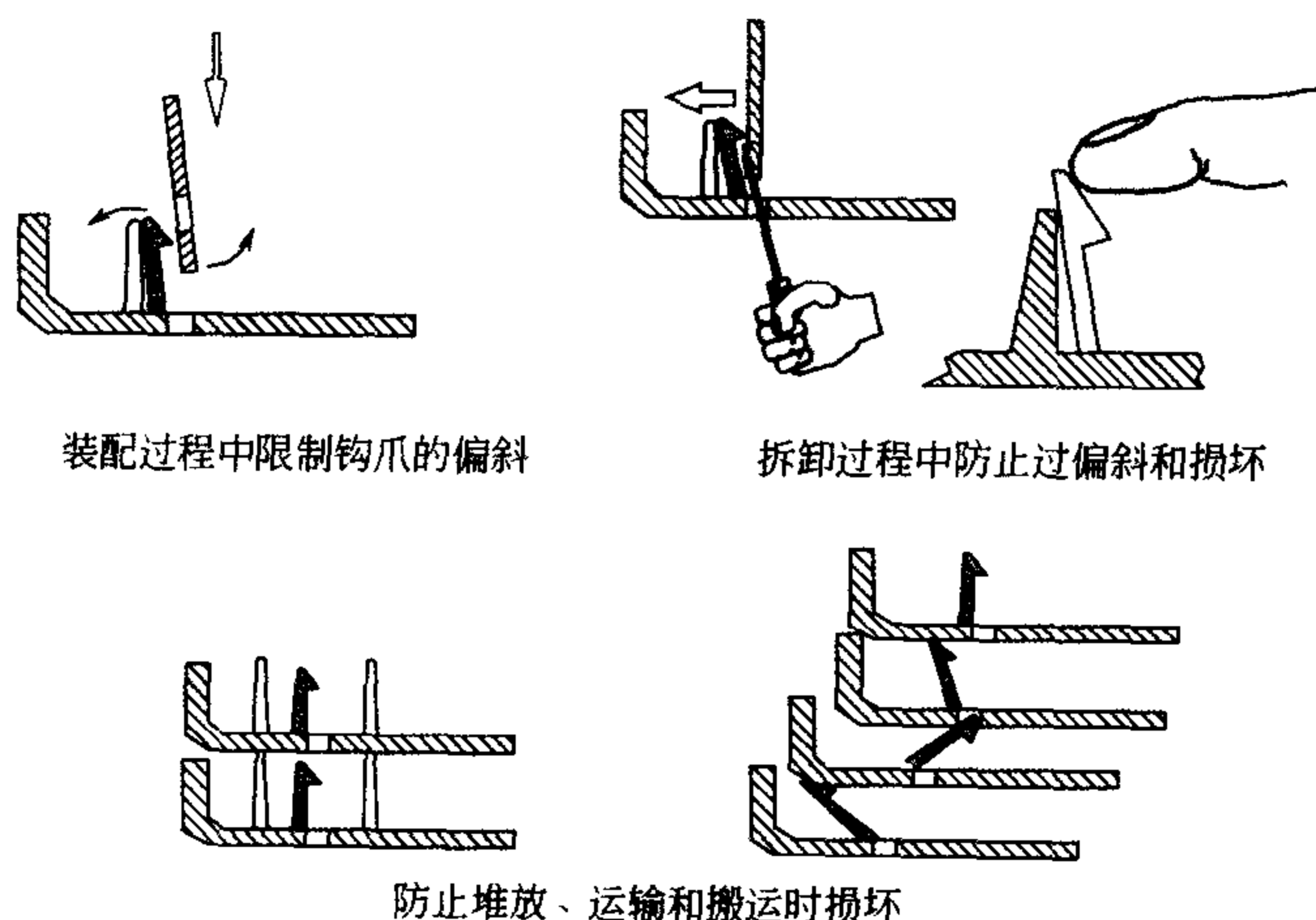


图 4.12 保护相对薄弱的功能件不受损伤的保护装置

当零件为了运输而堆放起来以及运输前后的搬运时，卡扣功能件（或其他零件的功能件）可能会暴露在外，而且极易受损。它们可能会产生短时间或长时间偏斜。防护件就能对其起到保护，防止其永久变形或折断。对于高效的设计来说，需要时可将防护功能融入导向件或定位件。

为拆开非拆卸式锁紧件而必须由人工使其偏斜时，就有过偏斜的可能性。当锁紧件是不可见的又必须用工具替代手指时，零件损坏的机会就会增大。因为塑料的性能对时间的依赖性很大，装配过程中能承受短时偏斜而不会损坏的锁紧件，但它有可能承受不了慢而长的人工拆卸过程中的类似偏斜。防护件可将锁紧件限制在刚好可以拆卸的程度，并可防止其永久性损坏。

在有的装配过程中，钩爪的偏斜可能会超出其许用应变。在某种意义上，与拆卸过程中避免过偏斜的情况类似，防护件可以通过有效地增加钩

爪的弯曲弹性率来限制钩爪的装配偏斜。增大刚度的钩爪可将一部分偏斜转移到装配件上。然而，这将增大成本，因为此时需要大的装配力，以使装配件偏斜。

4.4.2 限位

最好的做法是将连接强度和保持性能的设计直接融入锁紧功能件。然而，约束件的设计、零件本身的材料要求或柔量都会造就生来就薄弱的锁紧件。有的时候，锁紧件必须承受大的移动力，而这种能力仅靠锁紧件的设计是无法保证的。限位器可以通过增大锁紧件的弯曲弹性率来改善其保持强度，或者通过对锁紧件的偏斜提供干涉，如图 4.13 所示。限位器对拆卸式和非拆卸式锁紧件均适用。在非常高的载荷作用下，由于零件或锁

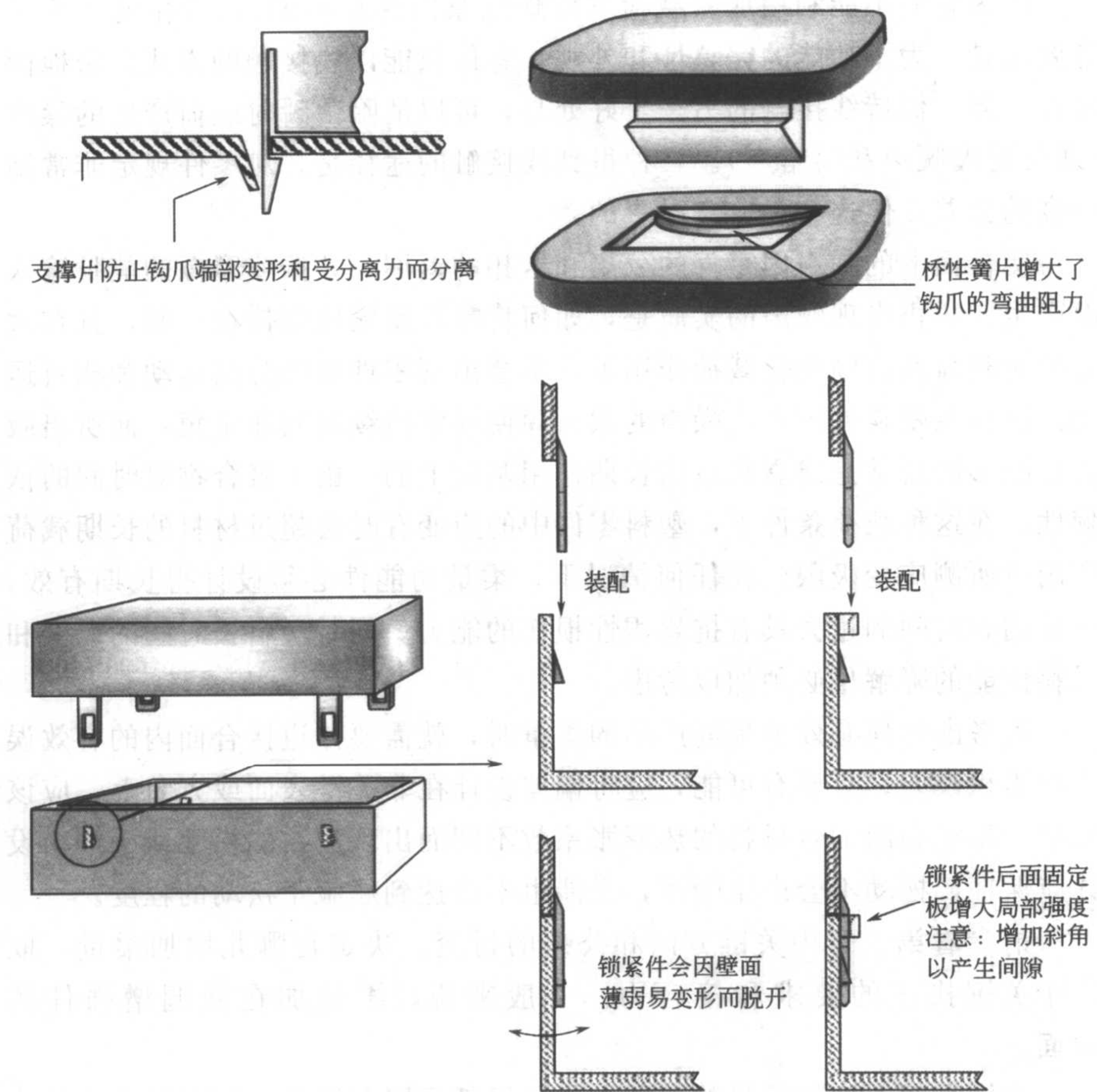


图 4.13 限位器为锁紧件提供局部增强

紧件本身的总变形很大，即便是非拆卸式锁紧件也会脱开。此时，可以设置限位器来控制其总变形。

安装在薄弱的柔性壁面上的锁紧功能件的强度有限。限位增强件就可以增加锁紧副中的局部强度。

4.4.3 柔量

柔量是连接适应尺寸变化的能力，零件装配既容易又能保持无松动的紧密配合。柔量在第5章还要进行讨论。

耐尺寸变化的设计应通过适当的约束和约束功能件的选择融入连接系统的设计。然而，有时这也不能确保零件间的紧密配合。那么，就要利用约束副的柔量对系统性能加以补充。

因为它们不能利用加紧载荷（像螺纹紧固件那样的），卡扣的主要设计 requirements 是，为了功能的完整性和外观，零件只能以线接触的方式紧密地固定在一起。保持线接触的另一个好处是，可以消除由瞬时载荷产生的噪声（通常是嘎嘎声和喀嗒声）。一种得到线接触的途径是，对零件规定非常高精度的公差，但这会是非常昂贵的。

接合面上的噪声因零件的分离和卡扣的返回、共振或摩擦的能量输入而产生。防止出现噪声的实质是，如何将零件紧紧地保持在一起，且在大的瞬时载荷或高频变化载荷作用下，不会出现零件间的分离运动和相对运动。这种在塑料件中产生噪声的载荷周期通常持续时间非常短，而所出版的性能参数通常是建立在载荷长期作用基础上的。由于聚合物对时间的依赖性，在这种载荷条件下，塑料零件中的应变有时会超过材料的长期载荷作用时所测应变极限。在任何情况下，柔量功能件必须设计得长期有效，而且随着时间的过去具有抗累积性损伤的能力。同时塑料长时间的蠕变和材料性能的降解也必须加以考虑。

当考虑如何有效地提高产品的柔量时，就需要知道接合面内的有效误差和累积误差。只要有可能，应将偏差设计在非关键表面或方向上。应该知道，哪里会因配合材料的热膨胀系数不同而出现潜在的松弛或干涉。设计应保证，松动不会产生噪声，干涉也不会达到屈服于松动的程度。

请参看第5章中关键方向和公差的讨论。决定在哪儿增加柔量，取决于关键找正的要求和接合力。一般来说，柔量加在微调增强件的对面。

在接合面上增加柔量的两种方法是局部屈服和弹性。第三种方法是为系统增加称为“隔离件”的附件。

4.4.3.1 靠局部屈服产生的柔量

局部屈服涉及到利用定位副中的功能件来产生少量干涉，如图4.14(a)所示。干涉的结果就是在定位副中产生局部的屈服。虽然随着时间的过去会因压应力出现低应力蠕变，但是只要不施加明显的附加载荷或偏斜使其产生进一步的屈服，线接触就会得到保持。

局部屈服的设计可能会与好的装配触觉反馈的要求相抵触，而且必须注意反馈质量是不能折中的。局部屈服意味着会长时间出现装配阻力，而且涉及到的不仅仅是锁紧功能件。应该使装配力与偏斜的特性曲线有一定的偏置量或零移位。有的时候，必须对这两种要求进行均衡，现实中并没有完美的解决办法。

靠局部屈服而达到的柔量应该出现在一对约束副中。一般应避免跨过不同定位点的约束副间的柔量，因为这违反了防止过约束规则。然而，在基体件是孔或空腔的产品中有时也是必需的，如图4.4所示的板-孔应用实例。在此实例中，尖棱可加到图中可见凸台定位件上。尖棱会倚着凸台-边缘定位副作用在实体的不可见侧。

虽然塑料的屈服有拉伸、弯曲和压缩三种模式，但只推荐压缩模式用于屈服柔量。

因为局部屈服要求功能件具有承受压应力的强度，因此很少用在锁紧功能件上。大多数情况下，局部屈服的柔量通常可以在定位功能件上找到。通过局部屈服获得干涉的方法包括：尖棱、压肋和锥形功能件，如图4.14(a)所示。

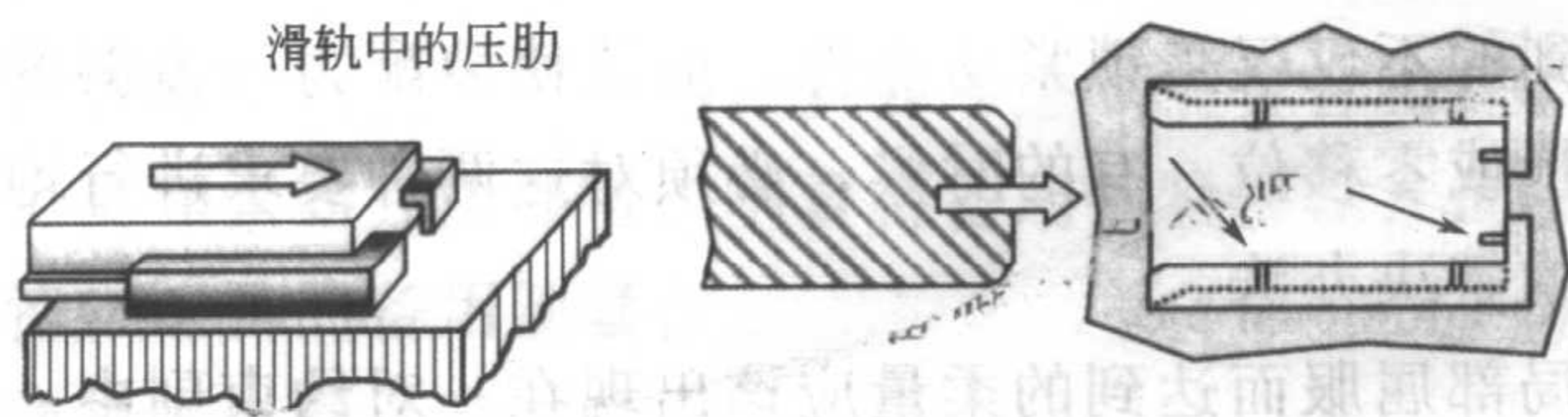
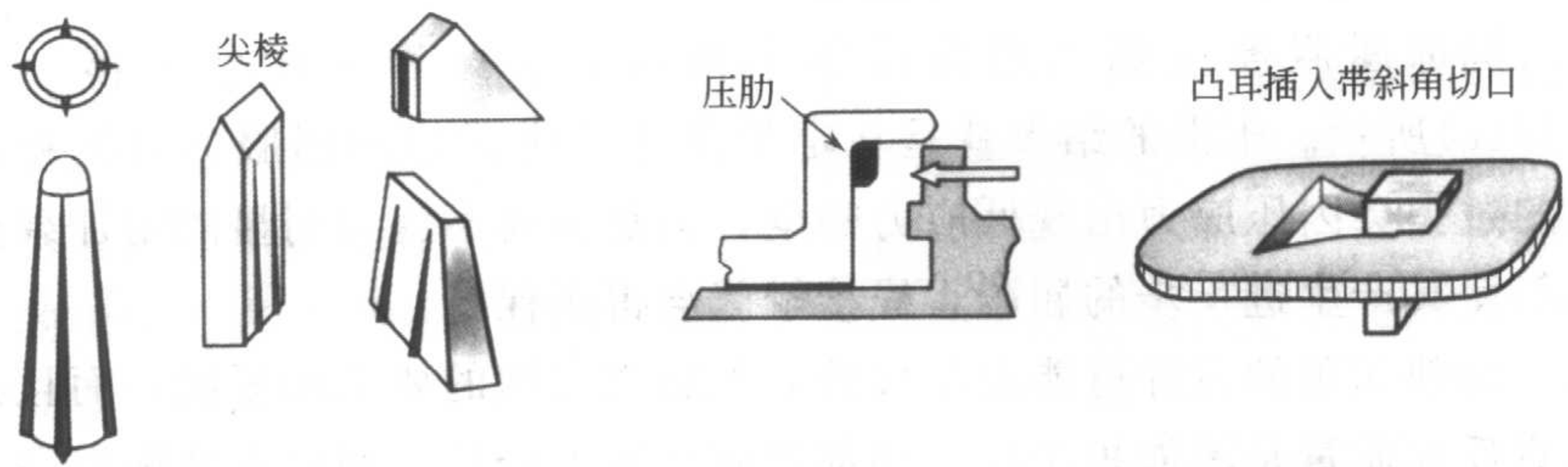
当零件被推到一起时，销、凸耳和楔上的尖棱就会嵌入其他定位功能件的边缘。尖棱设置在相接合的两塑料件中较硬的一个上会更有效。两塑料件的硬度接近时，尖棱上的角度较浅能使其更加有效。

压肋的确就像它的名字所暗示那样。它们是相对较薄的肋，并受装配件的完全挤压或弯曲。压肋的残留部分可填充到零件的间隙中。在图4.14(a)所示的滑轨道实例中，在关键位置设置压肋可以确保，卡座紧紧地保持在装配滑轨中^[4]。

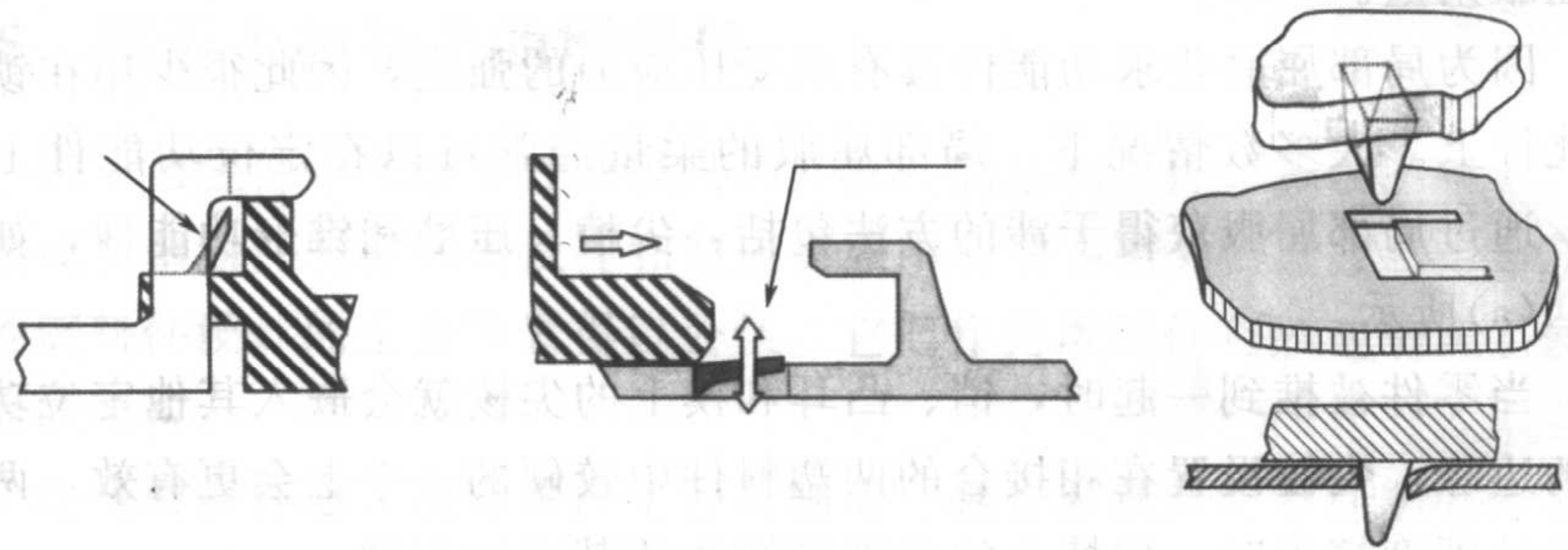
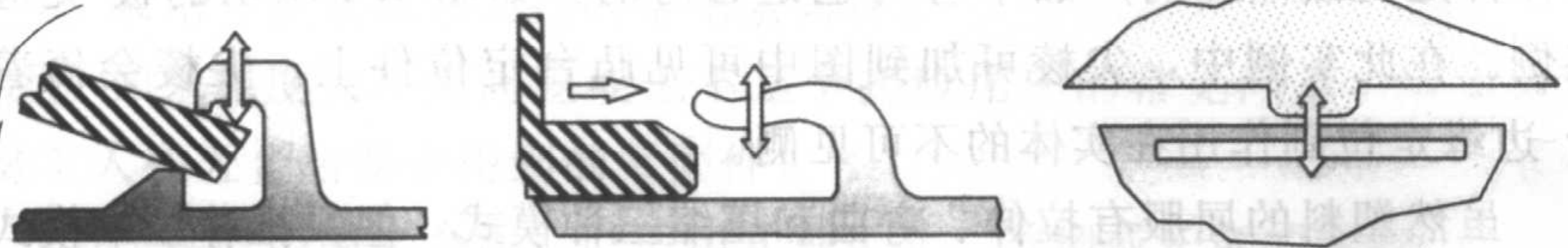
得到局部屈服的其他方法有，凸耳与斜角切口、锥销与孔、斜楔与缝等。

4.4.3.2 靠弹性产生的柔量

塑料的固有弹性也用来建立和保持零件间的线接触。如果零件是刚性结构，用特制成弹簧的功能件可以提供弹性，如图4.14(b)所示。



(a) 通过局部屈服得到柔量



(b) 通过系统中设计的弹性件的弹性得到柔量

图 4.14 有助于消纳公差的柔量

某些零件（尤其是板）由模具取出后就稍有弯曲，这就为零件卡入基体件锁紧后形成紧密配合提供了足够的残余弹性。

与局部屈服有所不同，弹性可以有效地用于定位和锁紧锁扣功能件。然而，应该牢记，大多数锁紧功能件均是薄弱的。在锁紧副中采用柔量时应特别小心。

4.4.3.3 隔离

作为最后一种方法，因为它会使连接的费用增加，隔离件可以增加

到连接中，以迫使其形成线接触。隔离件有很多形式，如：背面带有黏合剂的泡沫或毡制品、软橡胶或毡垫圈和 O 形圈。骨架式 O 形圈能够很容易地滑过凸起的功能件，以便迅速地解决松动问题。（应确保 O 形圈上没有能与塑料材料反应的油脂，塑料也不能与 O 形圈材料反应）。还应该确保，任何附加材料均不应在锁紧和定位功能件中产生额外的应力和应变。

4.1.4 备用锁紧件

最后一个性能增强件是备用锁紧件，如果预期集成的锁紧件不能再提供可靠的锁紧，那么它可以提供锁紧备案。它们在用螺纹紧固件的装配件和基体件连接中是简单的预备方案，推进紧固件或金属夹就会造成集成的锁紧功能件失效。

卡扣费用节省的潜力常常表现为对连接设计主流的适应性。然而，技术和/或商业问题可能会妨碍他们的考虑。备用锁紧件有助于克服一些障碍。适当的时候，在对连接方案进行评价时，可以将备用锁紧件作为商业事务的一部分。决定备用锁紧件的一个重要因素是单个零件的成本问题。对于小且便宜的零件来说，备用锁紧件有可能不太划算，但对于大的、复杂的、成本高的零件来说，备用锁紧件就是非常值得的。

在某些应用中，保守的卡扣方案也是值得的，因为卡扣只代表一种技术“延伸”。潜在好处也许是真实的，但是卡扣的风险也会排除对其的考虑，除非备用紧固方法可以同时设计到接合面之中。一旦设计在实验和生产中得到证实，就可以取消备用锁紧件。如果卡扣的不可靠性得到证实，备用锁紧件可以建立起连接，以继续保持产品可靠连接。

虽然设计本身不会是技术的延伸，承受载荷、材料性能等的数据不全或其他应用要求可能会增加设计的不确定性。备用锁紧件可以使卡扣设计建立起卡扣不能工作时仍能实现可靠连接的信心。

设计得不好，卡扣的锁紧功能件在运输、搬运、装备和拆卸过程中极易弄弯或损坏。如果这些功能件不能通过设计（见防护件）得以保护，那么损伤的功能件就不能正常工作，而备用锁紧件就能确保整个零件不会因一个功能件的损坏而丢弃。

如果想将零件用于新设计或者想用于无备用卡扣的现有设计的话，对两种连接方法的斟酌对两种应用都适用，而不需要创建第二套零件。

任何紧固方法都可以作为卡扣备用连接方法，设计关键应该与技术要求相适应。与原卡扣一样，可靠性问题也必须在备用卡扣的设计中加以

考虑。

备用锁紧件不要太复杂。只要为零件上的孔、导向孔、装配件上的浮饰或间隙孔留有间隙就足够了。当然，如果备用锁紧件称为产品的主流设计，那么此设计必须考虑到所有的装配和加工问题。必要时，用于螺纹紧固件的间隙孔在需要时可以被剥除和钻去。并可以在两个零件上适当位置增加加强肋，以接纳并嵌入作为备用紧固件的弹性钢片。

当备用锁紧件是专门为维修拆卸的损坏或作为维修件的第二种连接方法而设计时，原来的装配也就不再关键，只要考虑到消费者和技术服务人员维修时所需的工具和紧固方法即可。不要将备用锁紧件设计成必须采用特殊紧固方法或特殊工具的备用锁紧件。

备用锁紧件的规则包括：

- ① 采用的紧固件与产品中的其他紧固件一样；
- ② 采用有现成维修工具的常用紧固件；
- ③ 如果强度大小无问题或也不是卡扣应用中的常见问题，应设计成机械工人在五金店易于得到的紧固件；
- ④ 提供适当的接合面，以适用几种尺寸、类型或长度的螺钉。

4.5 用于卡扣制造的增强件

制造增强件是支撑零件和模具的开发、制造和零件一致性的技术。在注塑成型塑料件的标准化设计和制造实践中有很多相关的论述，而且已经作为塑料件设计的主要因素得以公认。它们作为增强件巧妙地纳入了连接层面的结构。

这些增强件通常使得零件更容易制造。越容易制造的零件越能保证制造的一致性和准确性。它们更容易实现预期的可靠性。另一个好处是，它们的成本较低。

制造增强件具有的好处是：

成本	形状的一致性
外观	模具的开发
可靠性	内应力
加工周期	性能的一致性
微调的建立	对变化的调整

塑料件设计原理、模具设计实践和制造过程在其他书籍和标准中都有很好的详尽论述，有关内容此处不再赘述。本节也不打算成为有关模具设

设计的综合指南。其目的是只抓住卡扣增强件设计方面的特殊问题，提出一些与卡扣直接相关的基本概念。

应该记住，与注塑成型件中的其他功能件一样，卡扣功能件也必须遵守好的模具设计的规则。很多卡扣功能件是从壁面或表面突出的，因而它们的设计也应遵循与突出件同样的设计规则。

有的时候，卡扣的设计者依赖于提供有关零件的加工信息和设计经验的零件供货商（其他公司）或本公司的专家。这倒也不是什么坏事，依靠专家是应该的。然而，这并不妨碍为了学到更多的知识而提出一些聪明的问题。你应该不时地抓住他们忽略的某些问题。零件的设计者也应尽可能多地熟悉产品的要求，并处于最好的位置，以确保对它们的考虑是正确的。

制造增强件分为两类：对改善零件制造过程的那些，我们称为**过程友好**；允许对模具尺寸相对易于改变的增强件称为**微调**。

4.5.1 过程友好

过程友好的设计只是以下塑料件设计惯例中所介绍的和优选出的内容。过程友好的零件对成型加工是耐用的，并且与过程非友好零件相比，它们的质量较高，成本较低，性能更稳定。

本节所叙述的内容引自大量的出版物，似乎要提出一般的设计知识，因为非常相似的或相同的内容可以在很多文献中查到。与其对所提出的每项引用大量的出版物，倒不如将所有出版物列入本章后面。

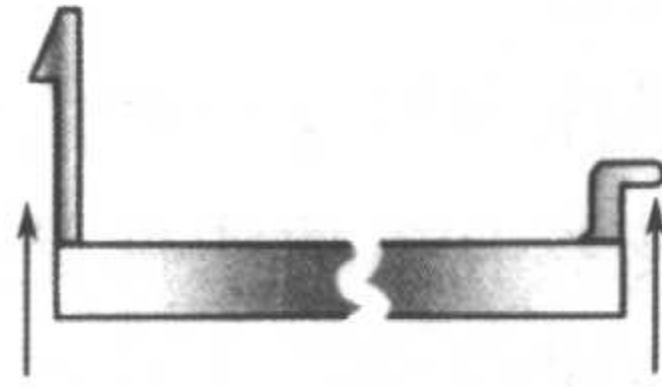
一个最重要的设计规则就是，设计应尽可能简单，能够工作的、最简单的设计显然就是最好的设计，如图 4.15(a)所示。功能件设计简单就意味着，模具成本低和一致性更好。为了成型根切的和隐藏的功能件，模具中就需要运动零件，这样，模具就变得很复杂且成本增大。成型根切所需的通道是模具设计中经常遇到的问题，卡扣也不例外。能够加工而又不需要增大模具功能件复杂性的零件（如滑道、推杆）通常是首选的。

有的时候，要想避免模具中的运动零件，就需要复杂的功能件形状。在这种情况下，就要考虑两种设计的成本和优点。还要考虑到，当功能件形状过于复杂时，用于预测锁紧件和定位件行为趋势的分析工具的精度就会降低。

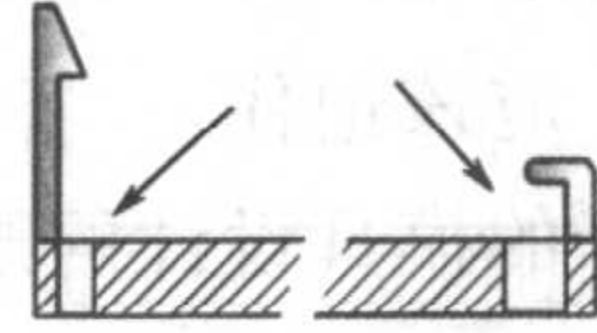
对所有内外拐角规定要倒圆，如图 4.15(b)。这样可以避免所有的尖角并保持均匀的壁厚，以利于塑料在模具中顺利流动。拐角会引起紊流而且不利于充模。但是，在一般绘图时仅仅提出倒角和圆角的要求是不够的，



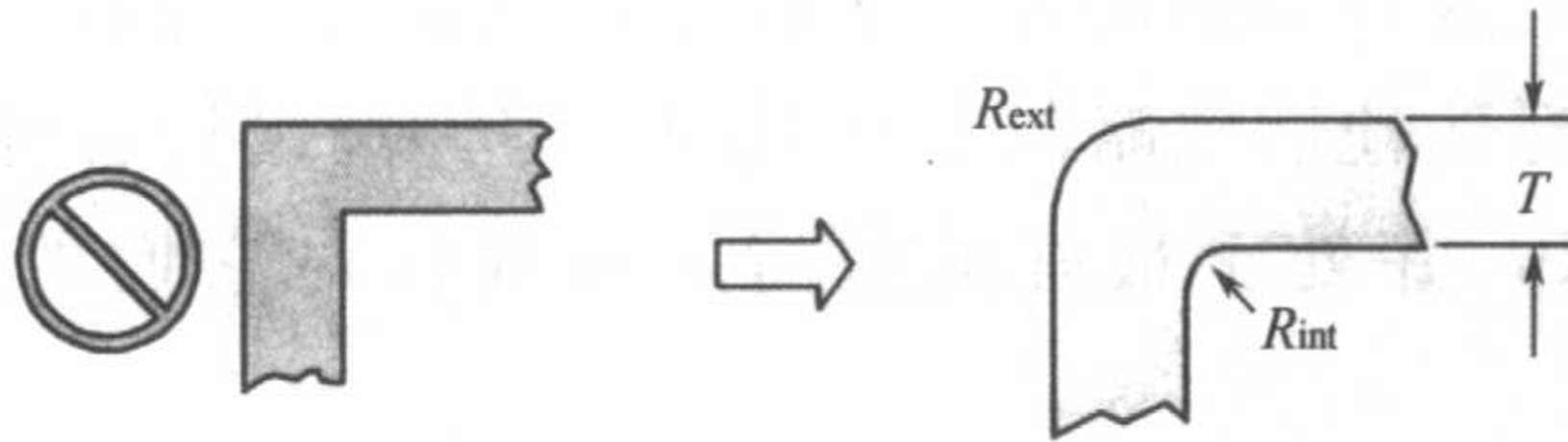
总是用尽可能简单的形状



提供工具通道以形成功能件的根切



(a) 用简单形状并顾及到工具通道和零件的移去



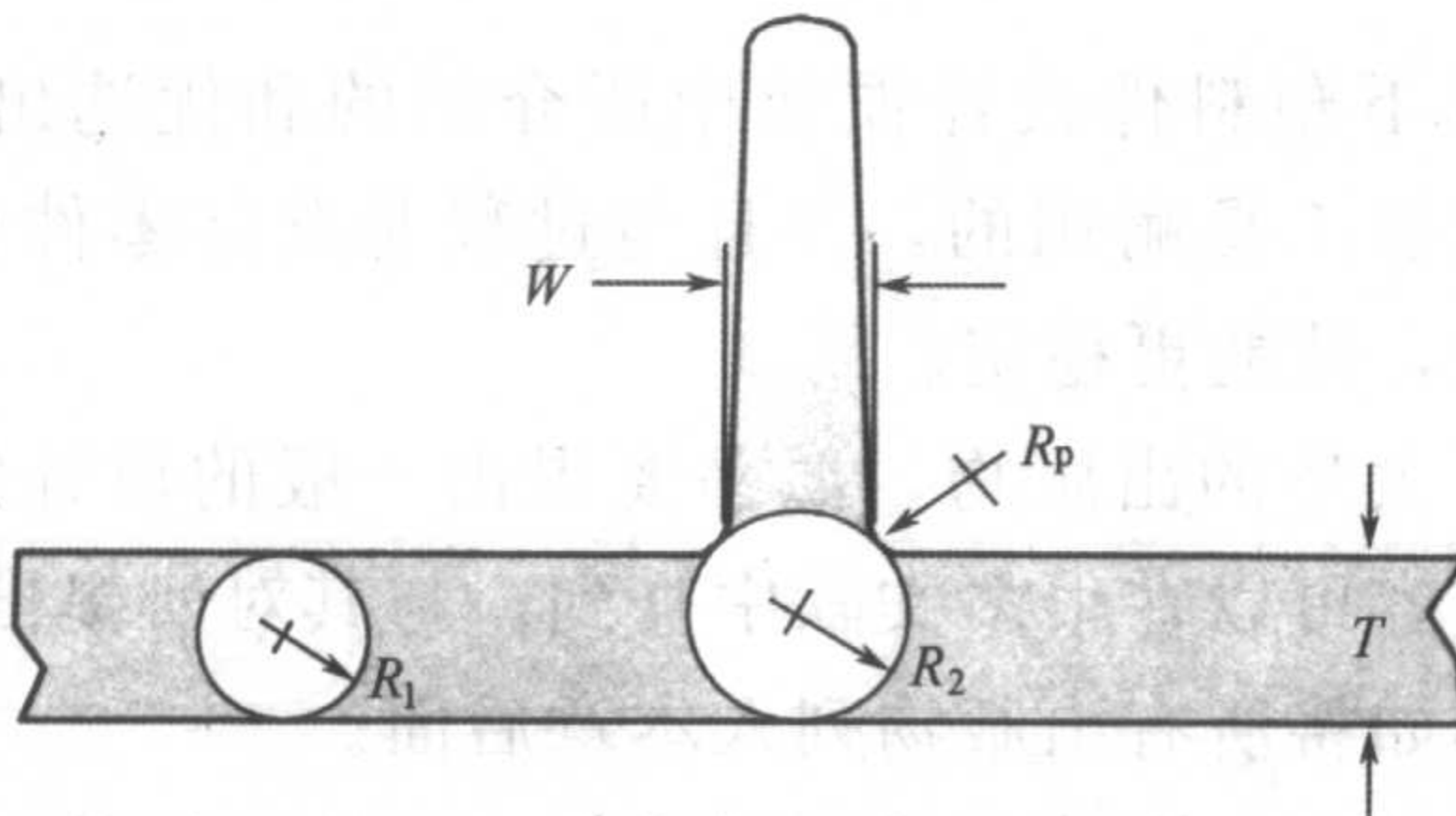
经验公式:

$$R_{int} \approx T/2 \pm 10\%$$

$$R_{ext} \approx (R_{int} + T) \pm 10\%$$

$$R_{int} \approx 2\text{mm (一般)}$$

(b) 将所有内外拐角倒圆



经验公式:

$$0.5T \leq W \leq 0.6T$$

$$R_p \approx 0.25T \text{ 最小}$$

$$R_p \approx 0.5T \text{ 最大}$$

$$R_1 \leq R_2 \leq 120\% R_1$$

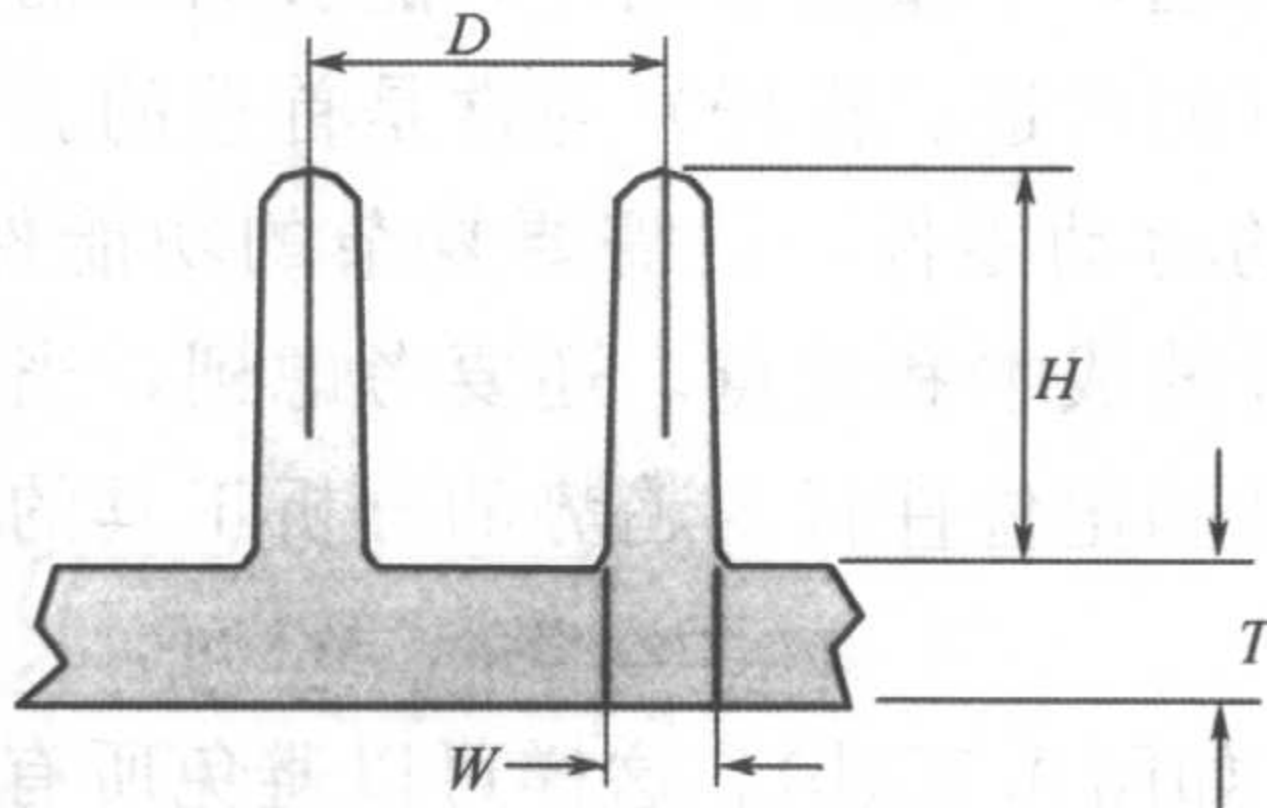
(c) 调整突出部分相对于壁面的厚度, 且在壁面处倒圆

说明: 1. 根据壁厚计算突出部分的基本宽度

2. 为基本宽度增加脱模斜度

3. 在突出部分的根部加圆角

4. 突出部分的材料体积不得超过正常壁面体积的约120%



经验公式

$$H \leq 5T$$

$$D > 15\text{mm (一般)}$$

$$D > 3H \text{ (最小)}$$

(d) 突出部分的间隔

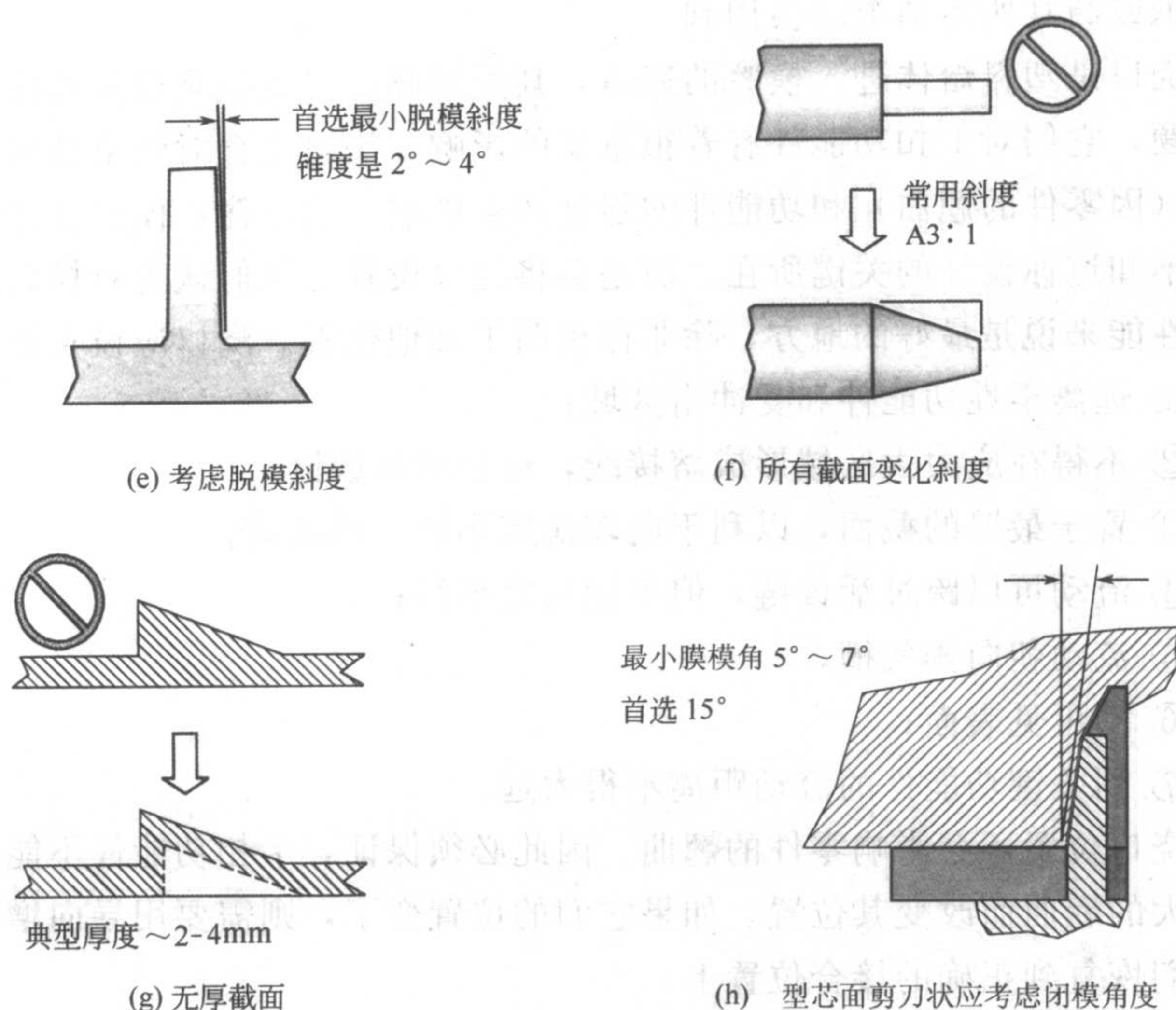


图 4.15 常用的过程友好设计惯例

还应该将每个倒角或圆角的尺寸标注出来。

尖内拐角还会引起应力集中。当应力集中在约束功能件根部时，可能会造成功能件的失效。对每个突出的功能件要进行像肋板那样的处理，并遵循肋板截面和肋板间距的设计准则。这是为了保持壁厚与突起厚度之间的关系，以免在功能件的根部产生缩孔或残余应力。一些经验公式如图 4.15(c)和图 4.15(d)所示。然而，需要注意的是，这些是一般规则，只是提供了好的起点。特殊的塑料件可以有它们自己的要求。

如果试件壁的正反面出现因突起而形成的收缩痕，这就是功能件根部存在缩孔或残余应力的最好说明。这将削弱功能件，甚至导致其失效。

还应包括脱模斜度，它有助于零件容易从模具中脱出。先确定功能件的基本尺寸，然后在每边加上一定角度，如图 4.15(e)所示。

出于与避免尖角同样的原因，还应避免厚截面和截面的突变。另一个理由是，厚截面的塑料件难以冷却。为了对厚截面进行有效的冷却，不得不加大成型循环时间，进而增大成本，如图 4.15(f)和图 4.15(g)所示。

当两型芯面成剪刀状时，需要一个闭模角，如图 4.15(h)所示。这在成

型钩爪或凸耳所需通道时会用到。

浇口是塑料熔体进入模腔的通道，其类型和位置是模具设计其他方面的问题，它们对卡扣功能件有着很重要的影响。浇口也会对约束功能件的位置（因零件的翘曲）和功能件的强度产生影响。请记住，模具设计者很可能不知道你设计的关键所在，而是会将浇口设置在他们认为对模具的制造和性能来说是最好的地方，除非你指明了其他位置。浇口应设置在：

- ① 远离柔性功能件和受冲击区域；
- ② 不得在应力大区域形成熔接线，也包括活铰链；
- ③ 置于最厚的截面，以利于向较薄较小的区域流动；
- ④ 流动可以跨过活铰链，但不能与之平行；
- ⑤ 流动朝向排气槽；
- ⑥ 不可见表面；
- ⑦ 到关键功能件的流动距离不得太远。

浇口位置还会影响零件的翘曲。因此必须保证，卡扣功能件不能因零件过大的翘曲而改变其位置。如果它们的位置变了，则需要用导向增强件将它们恢复到正确的接合位置上。

4.5.2 微调

微调涉及到模具尺寸的调整，以得到零件的最终正确尺寸。这是很必要的，由于模塑加工的性质，成型的第一个零件都不会很精确。尽管采用了预测工具和先进的过程控制技术，直到第一个零件制出前，谁也无法知道零件的精度如何。卡扣设计者牵扯到约束功能件高精度定位和尺寸精确时尤其如此。如果在零件的设计过程中允许进行微调的话，零件开发过程的改动和调整就会变得更容易。

一旦投产，长期磨损、原材料的改变、设计改动以及其他零件的变化，都要求对模具进行定期的调整，以便在零件的整个生产过程中始终保证连接的质量。

如果事先就准备修改的话，应规划出易于模具调整的关键位置。其目的是避免对模具进行太大（耗材且耗时）的改动。换句话说就是，使卡扣的接合面能够“改动友好”。

增加微调增强件的第一步是，判定关键找正、载荷施加要求以及提供此能力的约束位置。这实际上早就存在于设计过程中，因为你需要了解关键约束位置，以判定约束和柔量的要求。这些位置表明了可能需要进行微调的零件（模具）表面，如图 4.16 所示。微调位置的选择也会影响到柔

量增强件的位置。一旦确定了这些用于微调的关键位置，你就可以决定，金属余量和可调嵌件哪一种更适合。

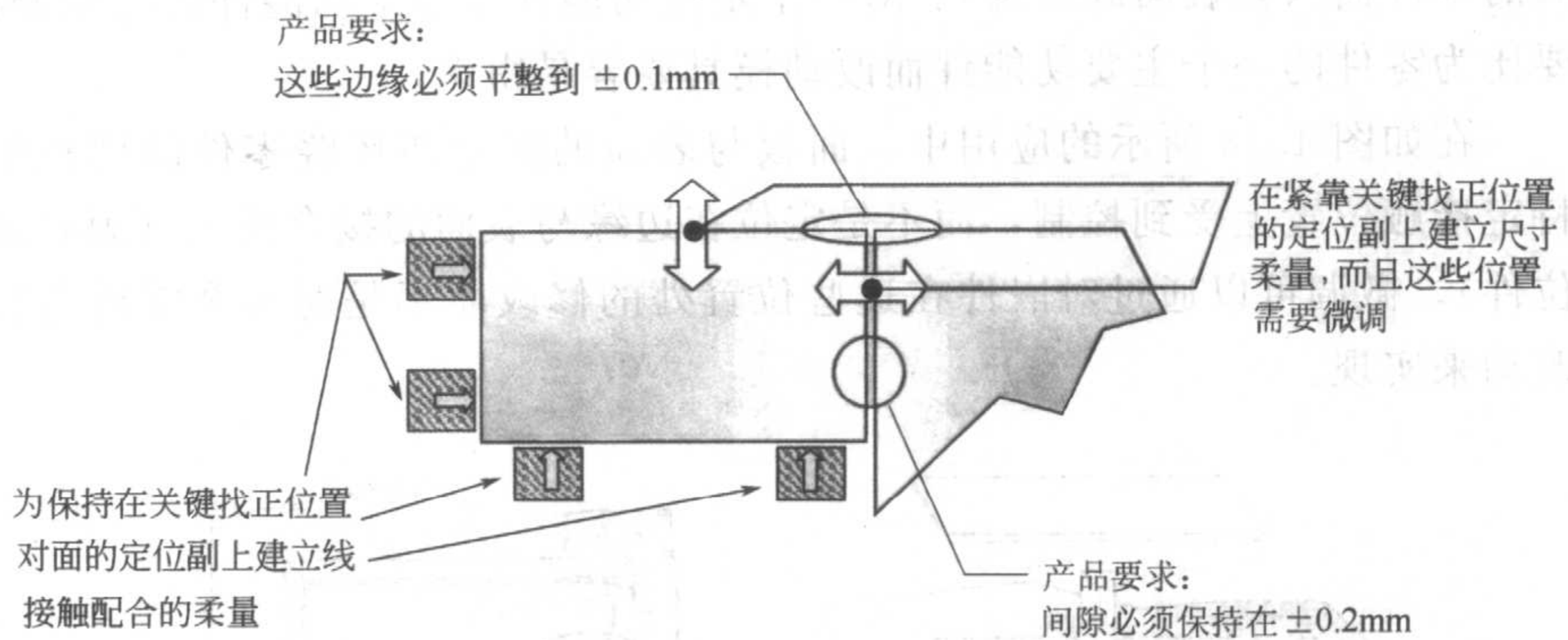


图 4.16 柔量和微调的位置选择

金属余量意味着，通过去除金属而不是将金属加到模具上来对零件进行微调。显然，直接磨去模具上的材料要比先表面堆焊再磨去金属要容易得多。一旦确定了关键位置，就可以在或稍微超过最小材料条件下选择初始名义尺寸和公差，如图 4.17 所示。但一定要谨慎，不要将金属余量的设计思想带到一种极端情况，即成型出的第一批零件恰恰与设计意图相差太大。这将导致零件无法用于微调，只会增加更多的工作。

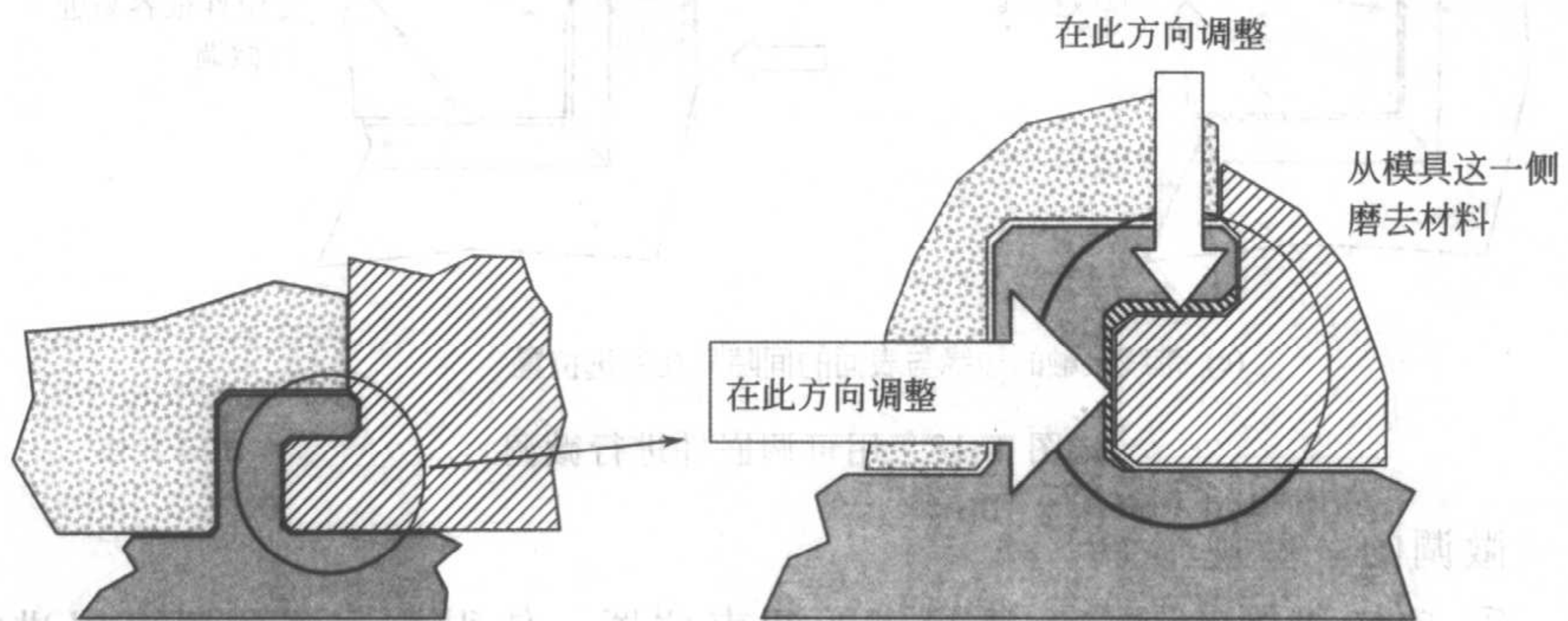


图 4.17 凸耳上的金属余量微调

可调嵌件也可以用来对约束功能件上的关键尺寸进行微调。嵌件很容易从模具中取出，而且可以修改和重新再用，或者用其他嵌件来替代，如图 4.18 和图 4.19 所示。与金属余量不同，对嵌件的关键尺寸可以很容易地在添加和去除材料的两个方向进行调整。

可调嵌件的应用要求设计成在关键约束位置的**局部调整**。这就意味着，你在那些表面提供了精确的定位功能件而不是用了作为固有定位件的大的零件面（如表面或边缘）。对一个定位功能件或多个功能件进行微调，要比为零件的一个主要功能件而改动模具要容易得多。

在如图 4.18 所示的应用中，面板与表面的配合在环绕零件的周长的特定接触位置上受到控制，而不是定位在边缘与表面的接合面上（固有定位件）。微调可以通过对嵌件在这些位置处的修改而不是对整个零件进行改动来实现。

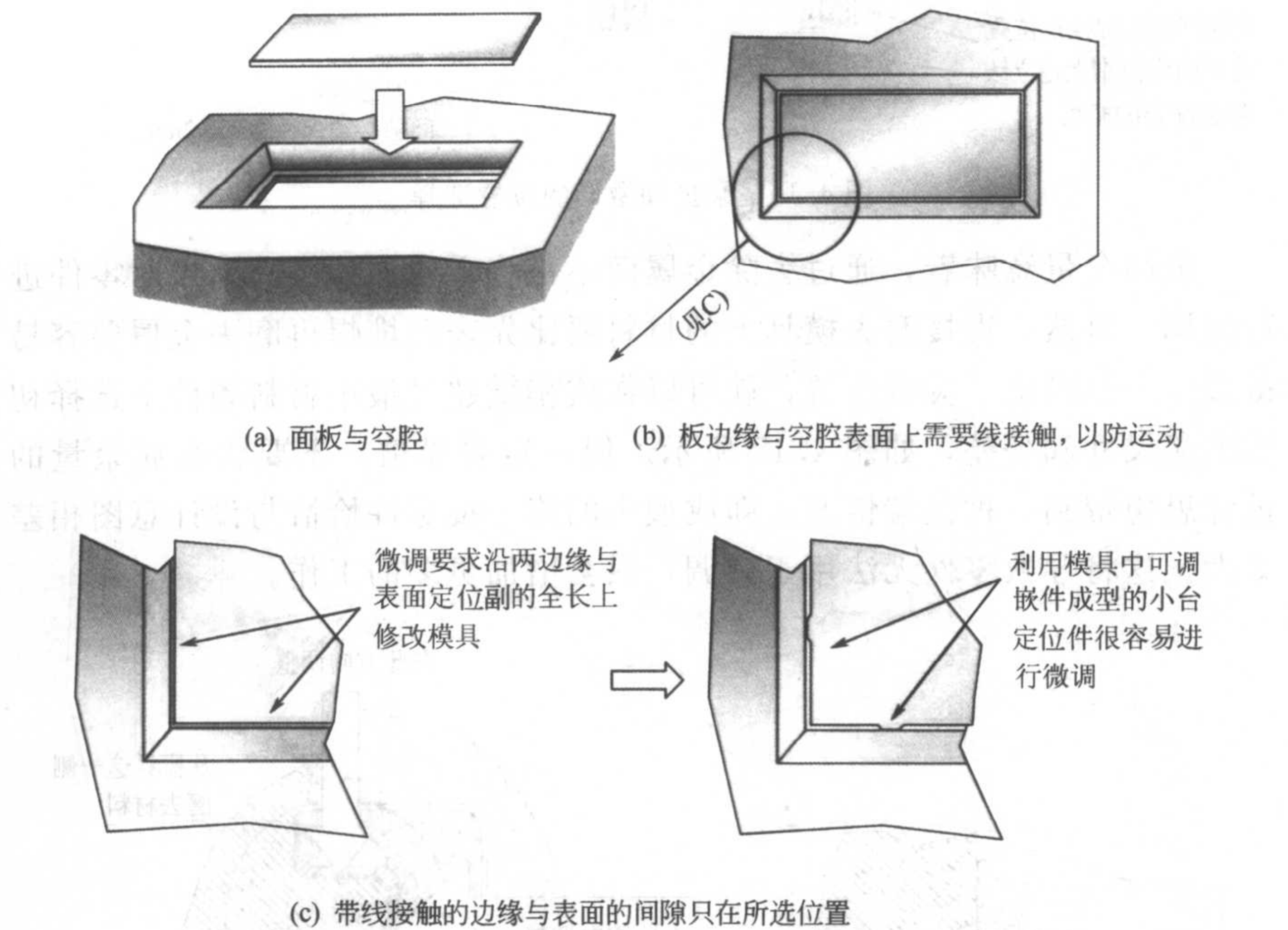
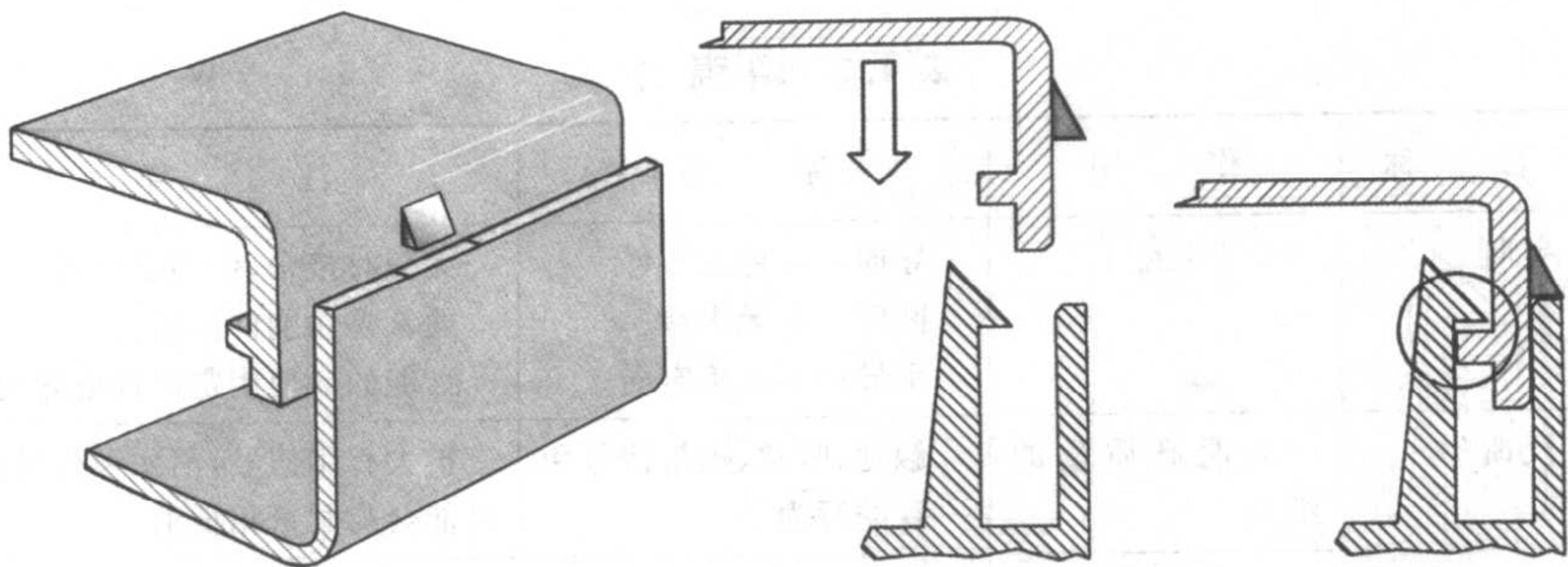


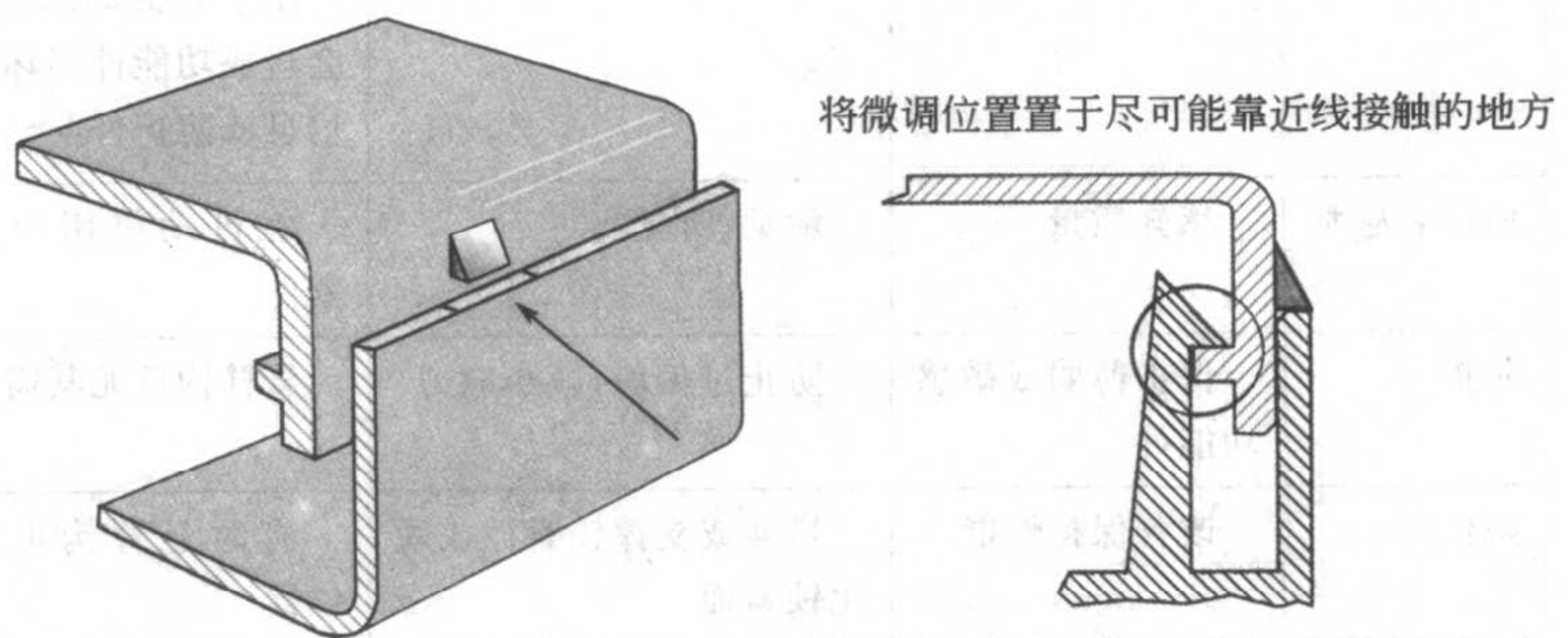
图 4.18 用可调嵌件进行微调

微调的一些规则如下。

- ① 确定提供关键定位或找正的约束位置，使得在这些位置可以进行调整。
- ② 如果需要用微调来调整性能的话，识别在连接中提供关键强度的约束功能件并确定下来。要注意，仅靠增加厚度来提高强度受到过程友好规则的限制。可以通过在功能件上增加加强筋来提高强度。也可以用这些筋对性能进行微调。



(a) 在钩爪上留有间隙的原设计



(b) 利用可调嵌件在边缘处的微调使钩爪表面与配合表面成线接触

图 4.19 用可调嵌件进行微调

③ 一般来说，柔量增强件置于不能进行微调位置的定位副上。

④ 选择那些位置之间的初始名义尺寸和公差，以使得最小材料条件出现在公差范围最大的地方。这会使功能件的尺寸稍小。

4.6 小结

本章详尽地描述了增强件及其应用规则。增强功能件是卡扣两个有形要素之一。它们可以是接合面的明显有形功能件或者是其他接合功能件的属性。增强件提高了卡扣承受制造、装配以及使用过程中条件变化和未知条件的坚固性，并归纳于表 4.2 中。

增强件常常是卡扣中微妙的细节。乍一看可能并不是很明显。这就暗示着，读者应对卡扣应用进行研究，以便逐渐熟悉增强件的应用。图 4.20

所示的行包带锁扣是常见的应用实例。如果对不同制造商的锁扣进行比较的话，你就会发现，增强件对整个产品质量的影响有多大。

表 4.2 增强件

	名称	作用	原理	注释
易于装配	导向	易于装配	导向——稳定零件 间隙——无干涉 引导——正确定向	无同时接合,使用定位件。 通常是功能件的属性 可能的话使用定位件或导向
	反馈	表明高质量的 组装	触觉、听觉、视觉信号和 一致的行为	扩大有用信号,消除系统噪声 可能会与柔量相抵消
激活与使用	视觉	拆卸和操作信息	文字、箭头、符号	应该用标准符号。需要对消 费者和维修人员培训并使其 知晓
	辅助	可以拆卸或操作	手指或工具通道的延伸	用于非拆卸式锁紧件。可能 会造成功能件损坏,故需要视觉 信息或防护件
	使用者感觉	感知质量	触觉、听觉	在可动应用中人工激活锁 紧件
性能和强度	防护	保护薄弱或敏感 功能件	防止过偏斜,减小应力	悬臂钩爪尤其需要保护
	限位器	改善保持性能	增强或支撑锁紧件或硬 化锁紧面	有时悬臂钩爪尤其需要限 位器
	柔量	承受公差和防止 松动	弹性功能件或局部屈服	可能干扰反馈,用时要谨慎
	备用锁扣	备用连接系统	容易得到的紧固件,能 修改的接合面	用于服务、维修或作为主流设 计的备选方案
制造	过程友好	有效和一致的制 造过程	功能件设计和定向	遵循模具和产品设计指南
	微调	改进和制造的 调整	金属余量设计,可调嵌 件,局部调整	金属余量不要过大。仔细选 择位置。用来控制定位位置的 关键尺寸

4.6.1 第 4 章重点

每个产品中都需要用到某些增强件,其他增强件取决于产品的特殊要求,参见表 4.3。当对卡扣进行投标时,所需增强件应该成为商业事务的一部分而且是无商议余地的。它们与约束功能件一样,差不多是确保高质量的和成功的卡扣的根本所在。当你为产品出价时,增强件应该成为你关注的细节,它会使得你赢得合同。

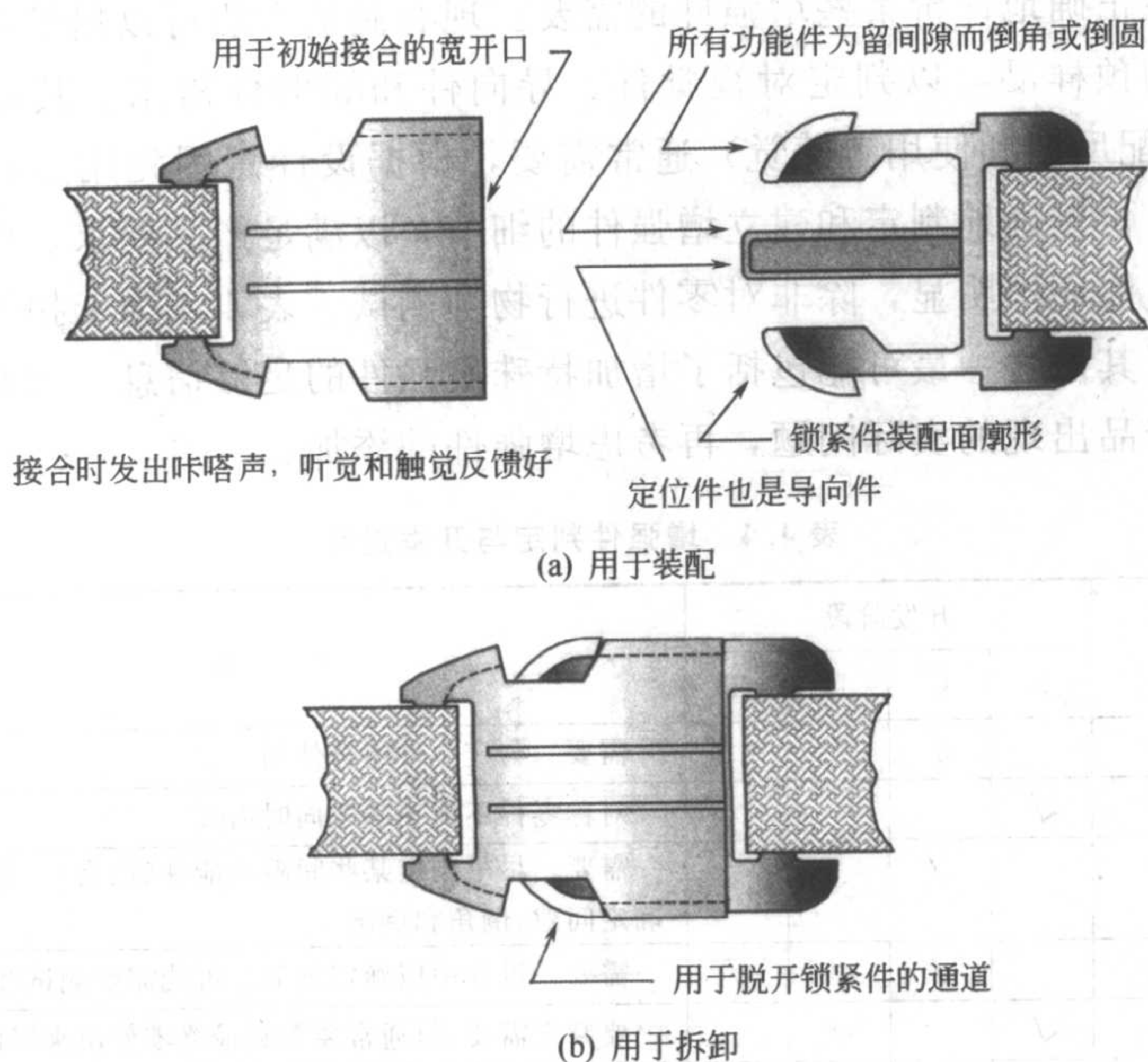


图 4.20 行包带锁扣中的增强件 (常用实例)

表 4.3 增强件需求

种 类	增强件类型	所有应用中都需要	某些应用中需要	最好有并推荐
装配	导向(导向件)	✓		
	导向(导向销)		✓	
	导向(间隙)	✓		
	操作者反馈	✓		
激活	视觉		✓	
	辅助		✓	
	使用者感觉		✓	
性能	防护		✓	
	限位器		✓	
	柔量	✓		
	备用锁紧件		✓	
制造	过程友好	✓		
	微调			✓

注：✓—表示需求。

在卡扣的开发过程中，应该将增强件纳入最初的连接方案，可能的话作为首先细化的零件。然而，将所有增强都纳入原始设计或甚至第一批样品中通常是不可能的或不现实的。人们必须通过对实际零件进行亲自装

拆，才能正确地评价某些增强件的需要。现有制造方法可以提供带有足够多细节的预样品，以判定对视觉件、导向件和辅助件需求。其他增强件（例如装配反馈和使用者感觉）通常需要，根据设计意图先用生产模具制出零件，再正确地判定和建立增强件的细节，以满足产品要求。对限位器的需求可能还不明显，除非对零件进行物理测试。表 4.4 为卡扣开发过程的步骤，其中之一最可能包括了增加特殊增强件的足够信息。当然，也可以根据产品出现的实际问题，再考虑增强件的添加。

表 4.4 增强件判定与开发过程

增强件	开发阶段				备注
	R	C	D	T	
导向(导向)		√			需要。与定位件组合使用
导向(引导)	√				对称零件不能正确定向时需要
导向(间隙)		√	√		需要。尽早判定某些间隙功能件(凸台)。设计中应确定间隙、倒角和倒圆
操作者反馈		√	√	√	需要。设计中应确定细节。可能需要测试和评估
视觉	√		√		要判定需要,但通常要等到最终零件出来以前才做
辅助		√			用于带有限通道的非拆卸锁紧件
使用者感觉	√		√	√	用于可动产品中用户激活的锁紧件
防护		√			尽早判定需要,例如需堆放或人工偏斜的零件
限位器		√	√	√	有时根据应用方案可预见(薄壁上的约束功能件) 有时需通过分析或测试判定
柔性		√	√	√	判定允许建立的位置 通过详细设计完成细节
备用锁紧件	√		√	√	可事先或测试后指明潜在问题
过程友好		√	√		制订方案过程中决定功能件的定向 设计过程中添加细节和尺寸
更改友好			√		设计时注意细节和尺寸

注：发展阶段的符号，R—有特殊应用要求时；C—建立连接方案时；D—详细设计和分析；T—测试；√—增强件的需求应先判定；√—后判定或次要判定。

有些设计者在必须添加各种增强功能件的时候，好像觉得自己的卡扣设计不知何故就失败了。那种印象是把传统的螺纹紧固件的思想用到了卡口上。请记住，螺纹紧固连接表现的是用“蛮力”来锁紧。好的卡扣设计所需的接合面细节已经远远超出了螺纹紧固连接的需要。事实上，增强件应归入每个卡口，无增强件的产品就不可能是最好的设计。

与卡扣所带的其他有形功能件（锁紧件和定位件）一样，连接层面结构不能自称已经发明了增强件。某些增强件尤其是与基于装配的制造和设

计相关的那些增强件在别的地方都有很好的论述，而其他增强件则没有。然而，在这两种情况下，结构都有效地收集了它们，对其应用进行着描述和分类。本文所示的大部分增强件的实例都可以在产品中找到，产品不同其形式也往往不同。

4.6.2 第4章所介绍的设计规则

(1) 导向件

① 锁紧功能件绝不应该是首先与另一个零件接触的功能件。

② 在操作者手指触到基体件之前，导向件必须接合。

③ 避免多个功能件同时接合。一个或两个导向件（或定位件）应首先接合，以将装配件稳定在基体件上，尤其是当导向件为伸入孔或缝的突出的功能件时。

④ “翻转”装配运动为首选，因为它迫使零件最初从一端接合，而后在通过旋转逐渐与保持功能件接合。

⑤ 如有可能，应将导向件和引导件构入现有的约束功能件上。

(2) 间隙

① 在所有拐角处和零件的边缘以及所有功能件的适当边角应规定倒角或倒圆。

② 总是为最初接合提供较大的间隙。

(3) 操作者反馈

① 人机工程学因素——装配力必须在允许的范围内。舒适的操作位置、正常的运动以及易于装配的零件有助于为操作者创造对触觉反馈敏感的工作环境。

② 避免剧烈的转动或伸臂运动。

③ 避免插入零件时作用在手指、拇指或手上的力过大。

④ 设计成以舒适的体位完成向下、向前和自然的运动。避免笨拙的伸手或扭身运动和伸手过头。

⑤ 提供实的压点。薄弱零件或软材料需要局部加强。

⑥ 确保结实的定位功能件间成对面的和实的接触。

⑦ 锁紧件的快速复位可以在锁紧件接合后发出好的听觉和触觉信号。

⑧ 锁紧件接合时的强“过中”作用会给出零件被推到位的感觉。

⑨ 通过过程友好设计，零件装配性能的一致性有利于操作者获得连接好的感觉。

⑩ 提供装配成功时清晰对齐的视觉功能件。

⑪ 设计的锁紧件可用但不好。这意味着，不能正确锁到位的零件很容易脱落，导致明显的、可以立刻确定的装配失败。

(4) 辅助件

① 如果需要，用视觉件辅助标明操作。

② 需要用工具或锁紧件不可见时，采用防护件，以防止拆卸时因过度偏斜而使锁紧件损坏。

③ 需要用工具时，设计成利用随手可得工具的辅助件。

(5) 柔量

① 在一对约束副中，通过局部屈服得到柔量。

② 屈服柔量仅限于塑料件的压缩屈服。

(6) 备用锁紧件

① 使用如同产品中已有的紧固件。

② 采用有现成维修工具的常用紧固件。

③ 如果强度大小无问题，应设计成机械工人在五金店易于得到的紧固件。

④ 提供适当的接合面，以适用几种尺寸、类型或长度的螺钉。

(7) 过程友好

① 参阅已出版的模具设计规则和指南。

② 视所有突出的功能件为筋，并遵循筋设计和间隔的规则。

③ 总要规定圆角和光滑过渡。

④ 浇口应远离柔性功能件和受冲击区域。

⑤ 浇口的位置不应使在应力较大处出现熔接线，包括活铰链处。

⑥ 浇口设置在厚截面处，以利于向较薄和较小的区域流动。

⑦ 浇口的位置应使流动跨过活铰链，而不是与之平行。

⑧ 浇口的位置应使流动朝向排气槽。

⑨ 浇口应置于不可见区域。

⑩ 浇口的位置应使流到关键功能件的距离不能太远。

(8) 微调

① 在提供关键定位或找正的约束位置上建立微调。

② 靠增加厚度来增强功能件强度受到过程友好规则的限制。可以在功能件上增加加强筋来提高其强度。

③ 在不进行微调的定位副上采用柔量增强件。

④ 对于所选位置上的金属余量设计，确定的名义尺寸和公差应稍超

出最小材料条件。

⑤ 微调的位置应尽可能地靠近必须控制的关键尺寸。

参 考 文 献

- 1 From a 1994 conversation with Rich Coppa. Senior Principle Engineer, Camera Division of the Polaroid Corporation. Boston MA.
- 2 The application redesign in product example #3 was developed by Tom Froling and Tom Nistor.
- 3 Bonenberger. Paul R. , The Role of Enhancement Features in High Quality Integral Attachments (1995), Technical paper #294 at Society of Plastics Engineers' Annual Technical Conference '95, Boston, MA.
- 4 From a shutter assembly on a Polaroid camera (model unknown).

以下出版物对注塑成型的塑料件及其设计是非常有用的。它们被用作本章的参考书。

参 考 书 目

- Beall, Glenn L. , *Plastic Part Design for Economical Injection Molding*, 1998, Libertyville, IL.
- Dupont Polymers, *Dupont Engineering Polymers — Product Information Guide*, Dupont Polymers Department, Wilmington, Delaware.
- GE Plastics, *GE Engineering Thermoplastics Injection Molding Processing Guide*, 1998, General Electric Company, Pittsfield, MA.
- Hoechst Technical Polymers, *Designing With Plastic — The Fundamentals*, Design Manual TDM-1, 1996, Ticona LLC. Summit, NJ. (Formerly Hoechst Celanese Corporation, now a division of Celanese AG.)
- Malloy, Robert A. , *Plastic Part Design for Injection Molding—An Introduction*, 1994, Hanser/Gardner Publications. Inc. , Cincinnati, Ohio.
- Molders Division of The Society of the Plastics Industry, Inc. , *Standards and Practices of Plastics Molders—1998 Edition*, Washington DC.
- Monsanto Company, *Monsanto Plastics Design Manual*, 1994, Monsanto Company, St. Louis, MO.
- Xerox Corporation, *Plastic Design Aid (wallchart)*, 1987.

第 5 章 卡扣的其他概念

本章不讨论其他话题，而详细讨论约束和脱扣的概念。

第 2 章介绍了约束，它是卡扣 4 个关键要素中最基本的。作为约束功能件的定位件和锁紧件的应用和使用在第 3 章也进行了详细讨论。

本章只简要提及脱扣，并不对它进行详细讨论。脱扣是锁紧功能件的装配行为和保持行为彼此互不依赖的一种程度，是理解锁紧件行为和改善锁紧件性能的一个重要分支。

5.1 约束的重要性

对连接中的约束有意或过分地去考虑并不是一般惯例。许多设计者习惯采用螺纹紧固件，将其应用于连接也是相当熟练。螺纹连接非常简单，装上紧固件并旋紧，直到产生足够的锁紧载荷，以防止连接处的相对运动。被连接件间的约束是自动产生的，因此在螺纹紧固连接的设计中，不必特意地去考虑约束。读者学习了第 8 章中的卡扣问题的诊断之后，就会知道，不适当的约束是卡扣问题的主要根源。

有些连接的设计与卡扣类似但不同，它们采用的是黏合剂或其他不依靠锁紧载荷的方法。有很多专门与卡扣相关的出版物，这种卡扣在其他任何连接中不曾出现。设计者必须始终意识到，许多与其他连接方法有关的设计原理均不适用于卡扣。

最重要的而且与螺纹紧固件不同的是，不能靠卡扣功能件的拉伸来产生大的锁紧载荷。通过功能件的弯曲得到锁紧载荷是可能的，但并不是极其有效的，因此不推荐采用。在任何情况下，塑料在应力作用下都会发生蠕变，即使在塑料卡扣中设计了锁紧载荷，最后也会因松弛而失去。如果功能件在此过程中没有折断或屈服，那么也会失去线接触。好的卡扣设计艺术是简化设计，即一开始就把线接触设计到接合面中。约束的适当应用可以平衡连接对强度、可装配性、零件真实变化及公差的线接触的要求。

5.1.1 约束概述

回顾一下，一个空间物体的运动可以用 6 个平移运动和 6 个旋转运动共计 12 个运动度 (DOM) 来描述。在卡扣中，这就是如何描述装配件与

基体件之间的位置关系。约束功能件用于限制运动，并系统地从配合件与基体件的接合面上去除运动度。在设计卡扣时，有些人对约束及约束原理的运用有自然而然的直觉。而对于另一些人来说，则必须建立对约束的理解。

因为约束功能件限制了配合件与基体件的运动，故将作用在配合件上并防止其运动的约束在图中用约束矢量（功能件线作用）表示。因为我们正在设计线接触卡扣，所以约束矢量所代表的“力”是施加在系统的外部载荷的潜在抵抗力，但并不是由约束功能件施加的实际力或恒定力。

5.1.2 约束原理

在考虑约束时，区分完全约束和适当约束是很重要的。为了达到学习的目的，首先介绍并解释完全约束。在完全约束条件下，所有约束副之间的力都是在静态条件下确定的。换句话说，可以利用力学和静力学原理来计算它们，而不必为零件弹性率或多余力而烦恼。对于大多数应用来说，要达到完全约束而又要避免零件之间可能的松动，应该要求零公差。当然，零公差代价昂贵，通常也不实际。零件复杂的几何形状和零件的柔量也使得完全约束（在下面的实例中用长方体可很容易得到）非常不实际。

5.1.2.1 完全约束

完全约束意味着完美的或100%的连接效率，此效率是指，用数量最少的约束点来防止零件运动，且接合面系统可静态确定。对完全约束的一些特征的理解，将为更实际的适当约束概念打下基础。

回顾一下，三点确定的平面，两点确定的直线，而且由三点、二点、一点构成的系统能完美地定位一个物体。图5.1(a)所示的一个空间物体（装配件）可以通过图5.1(b)所示的三点（平面）约束防止一个DOM上的运动。然后，在此物体的一侧面再增加两点，可以防止在另一个DOM上的运动，如图5.1(c)所示。最后，在此物体的另一侧面上增加单点，可以防止在第三个DOM上的运动，如图5.1(d)所示。现在，此物体的位置被平面、直线和点精确地确定。只要没有力作用在此物体上使其移动，物体位置不变。在产品中，力是比约束物体所需很好定义的定位更现实的设计内容。若要将物体保持在面、线和点上，需要附加约束。这是通过施加三个力来实现的，每个力都在三个定位位置之一的对面作用在物体上，以保持物体，如图5.1(e)所示。当这三个附加力在所确定定位点的对面固定住物体，完成了很多重要的事情：①它们阻止离开确定点的平移运动；②它们从系统中去除了所有的旋转运动。去除了剩余的9个DOM

(包括三个平移运动和 6 个旋转运动)。现在，物体被约束在全部 12 个运动度中。这三个约束力可以用一个合力 F_R 表示，如图 5.1(f) 所示。这个合力必须足够大，能够抵抗任何企图使物体移位的外力，将其保持住。一个沿着 F_R 作用线方向穿过的螺钉，旋紧后产生的夹紧载荷就能做到这一点。然而，在卡扣中，则不能依赖于夹紧载荷。应该从战略上设置不施加夹紧载荷但能阻止运动的功能件，使其刚好与物体接触（线接触），如图 5.1(g) 所示。这就描绘出一个完全约束的卡扣（也可以说明，三个功能件的约束具有与上述的力同样的效果）。

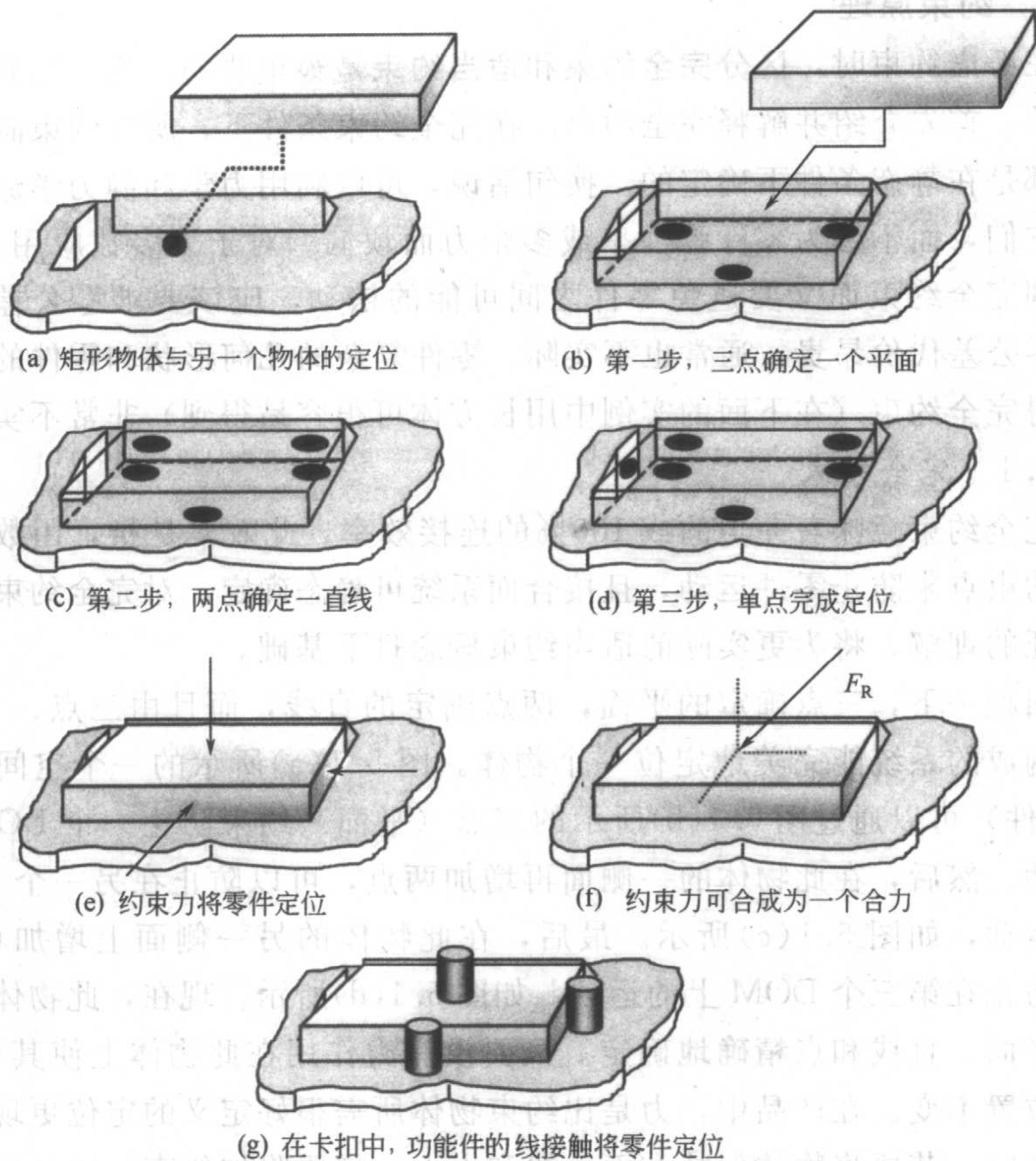


图 5.1 完全约束

回顾一下第 3 章中的论点，为尺寸上的坚固性和强度，约束功能件的间隔应尽可能远。利用完全约束的实例可以进一步阐述这一设计规则。为了在各个方向使强度最大而对尺寸的敏感性最小，将三个面约束点对着物

体的最大平面布置，件两个线约束点对着物体的第二大平面布置，将单约束点对着第三大平面布置。将图 5.2(a) 中布置的内在稳定性于图 5.2(b) 中布置的不稳定性进行比较。后者对于完全约束在技术上是正确的，但明显缺乏抵抗外力的力学优势和前者所具有的尺寸坚固性。如果物体变为立方体而且所有面尺寸均相等，会如何呢？某些判断需要根据应用要求而定，作为一条规则，应该选择三点约束来抵抗最大的力或控制最关键的尺寸。

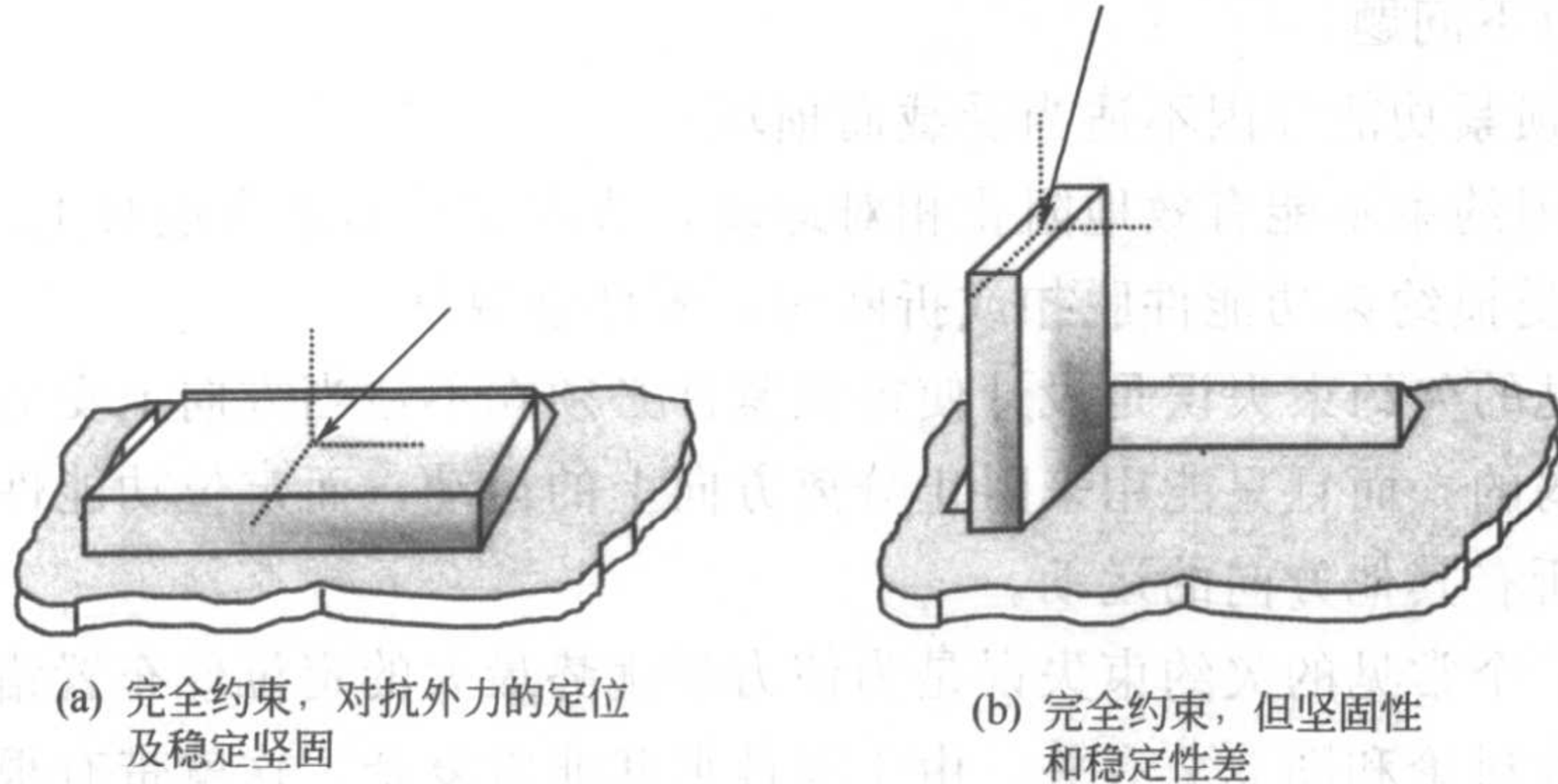


图 5.2 通过功能件与零件形状相关的合理布置，使零件的稳定性、尺寸的坚固性以及约束件强度得到优化

使与初始约束点相关的物体稳定性最大的间隔原则，对于在约束点对面为保持物体而增加的约束点也是正确的。

值得注意的是，“理论上的”三点位置在实际中可能看上去不都是三点，在装配件与基体之间的第一接触位置是没必要的，在约束定位件最多的位置也是没必要的。

5.1.2.2 适当约束

完全约束是一种理想状态。在实际中，卡扣设计是完全约束和给定应用实际情况之间的折中。当遵照约束法则设计时，可以说卡扣是适当约束的，意思是，在公差的限度内或借助于局部柔量，连接是近似合理的完全约束。适当约束现实的解释是，当对完全约束定义规则没有总体违反时，就会出现适当约束。它不包括欠约束，但有最少量的过约束。

当零件被适当地约束时，具有下述特性：

- ① 不需施力就可以把零件装配在一起；
- ② 接合面中约束功能件之间可以是标准公差或松公差；
- ③ 对作用在约束功能件上的力可以进行静力学分析；
- ④ 装配后的约束副之间不存在剩余力。

5.1.2.3 少于 12DOM 的适当约束

我们通常用固定应用作为适当约束的实例，并且要求，装配件确实在 12DOM 上被约束。读者一定不要忘记，当连接的动作是可动（受控的或自由的），就存在少于 12DOM 的适当约束。

5.1.2.4 欠约束

在固定应用中，如果零件的约束少于 12DOM，则为欠约束。欠约束会引起以下问题：

- ① 锁紧功能件因不适当受载而损坏；
- ② 因约束不能有效地阻止相对运动，造成零件不适当地对正或松动；
- ③ 受损约束功能件脱扣或折断时，零件会脱落。

常见的欠约束失误是设计使得锁紧件必须在不适当方向上受力。锁紧件是薄弱的，而且只能用来阻止分离方向上的运动，而定位功能件必须用来防止所有其他方向的运动。

第二个常见的欠约束失误是为使力学优势最大的定位件布置错误。这与稳定性讨论和图 5.2 有关。由于零件形状非常复杂，这就带有很大的主观性。定位件排列在技术上不会是欠约束的，但稳定性可能会比它能达到的要差。适当约束与过约束或欠约束之间的区别常常是一个程度问题，而不是绝对的。

关于欠约束最重要的是必须将其解决。

5.1.2.5 过约束

当约束功能件互相“打架”时，就是过约束。过约束可引起的问题如下。

① 难装配。当定位件必须强制装配在一起时，会产生较高的装配力，有可能立即造成约束功能件损坏。

② 增大功能件的应力。约束副之间的装配干涉会产生残余内应力，它可能造成功能件短期或长期的损坏或失效。

③ 不同材料的被连接件会因膨胀率和收缩率的不同而使零件产生翘曲和温度变形。这不但会使零件变得难看，而且还会导致零件长期的损坏和失效。

常见的过约束失误是，试图通过规定极高的公差来解决过约束问题。这将增大零件的成本，虽然它可以解决装配难或防止功能件装配过程中的损坏，但并不能解决热膨胀和热收缩的问题。常见的另一失误是，将过约束与连接的高强度相混淆。

有两种过约束违反情况：**对立的**功能件和**多余的**功能件。相反的功能件是两种情况中更严重的。

(1) 由于多余功能件产生的过约束 有的时候，设计者凭感觉硬要通过附加约束副来提高强度以抵抗外力。当两个或两个以上共线作用力抵抗同一平移力时，那些约束副中就有在那个方向上多余的约束副，如图 5.3(a)所示。换句话说，约束副其中之一是可以去掉的，或者可以改成消除多余线作用，而不改变系统的整个约束条件。这就是你想要做的。确定效果差的或成型较费事的约束副，将其去除或进行修改。将所有必需的强度设计到剩下的约束副中，如图 5.3(b)所示。

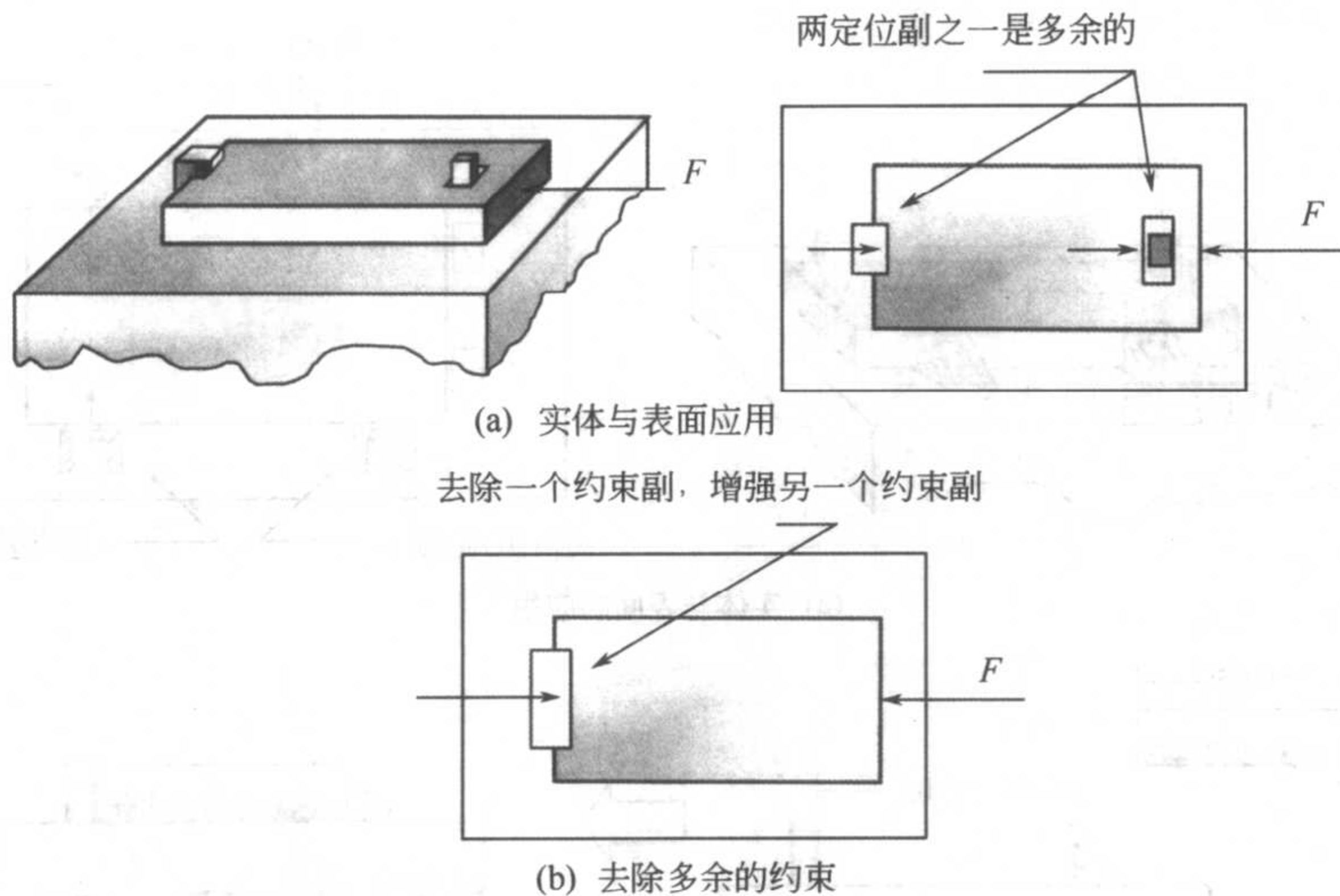


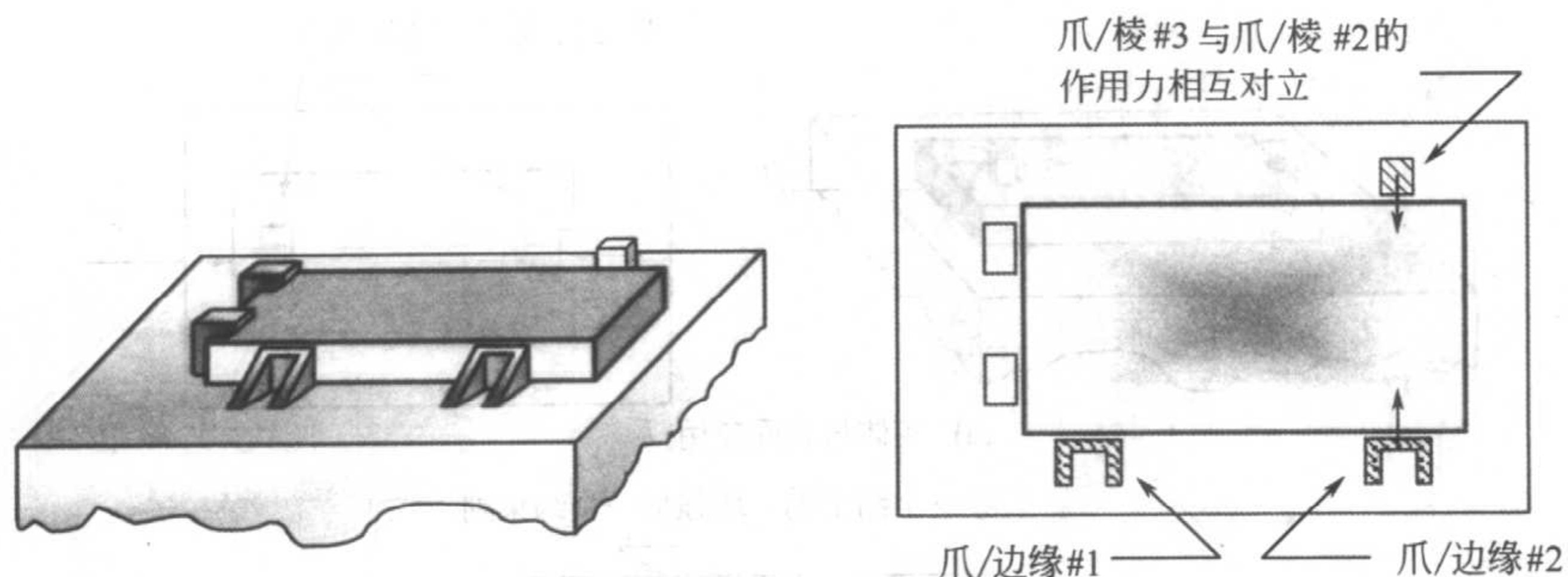
图 5.3 由多余功能件产生的过约束

约束的过剩会增加零件的额外成本，因为涉及到额外的约束副，而且为了确保多余约束副能同时接触而需要高精度的公差。然而在大多数情况下，由多余功能件引起的过约束对连接性能的影响并不严重。有多余约束副时，我们可以想像为一个约束副能对另一个起到辅助的作用（即使不需要辅助）。这与由相反功能件产生的过约束情况完全不同。

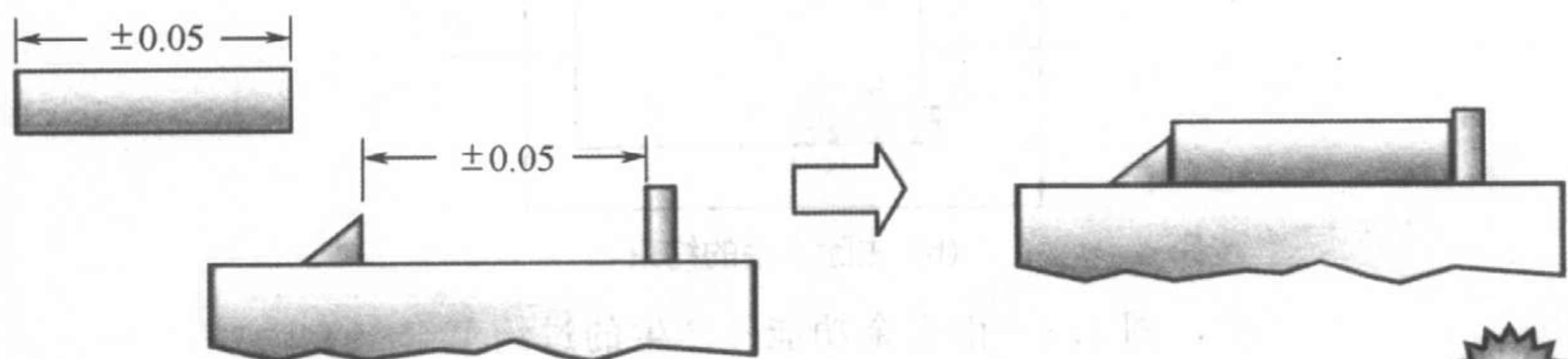
(2) 由于对立功能件产生的过约束 当两个约束副作用力共线，而方向相反时，这两个约束副就是对立的，如图 5.4(a)所示。因为它们强度矢量相反，约束副将会互相打架，损坏的潜在危险也高。如果约束副间的公差不是特别精确（两个零件上的），那么大多数装配都不会有什么问题。要么沿轴向存在一些初始间隙，要么零件会因约束副之间的干涉需要附加

装配力。随着时间的推移，产生的应变和残余应力会引起功能件的松弛或松动。

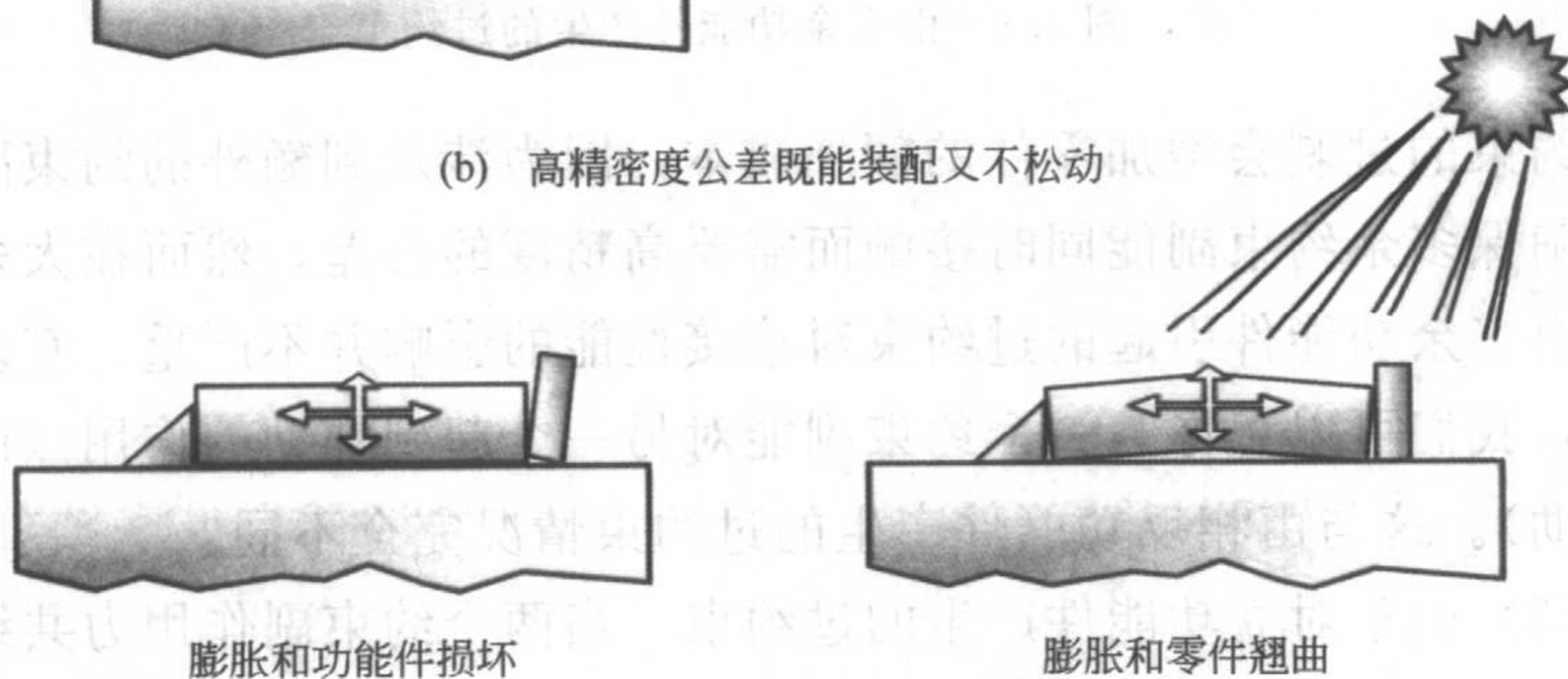
即使愿意为高精密公差付出高额成本的代价，以防止约束副间的松动或应变，如图 5.4(b)所示，但是，连接对沿轴向的热膨胀和热收缩也都不会是坚固的，如图 5.4(c)所示。如果零件的材料相同，热效应可能会小。然而，某些塑料的热膨胀率差异很大，它取决于纤维的定向或流动特征，因此同一种材料也不能保证不出问题。如果热胀冷缩是个需考虑的问题，那么，约束功能件必须互相对立，而且将它们设置的得尽可能近，以使出现膨胀和收缩时的实际尺寸差异最小。



(a) 实体与表面的应用



(b) 高精密度公差既能装配又不松动

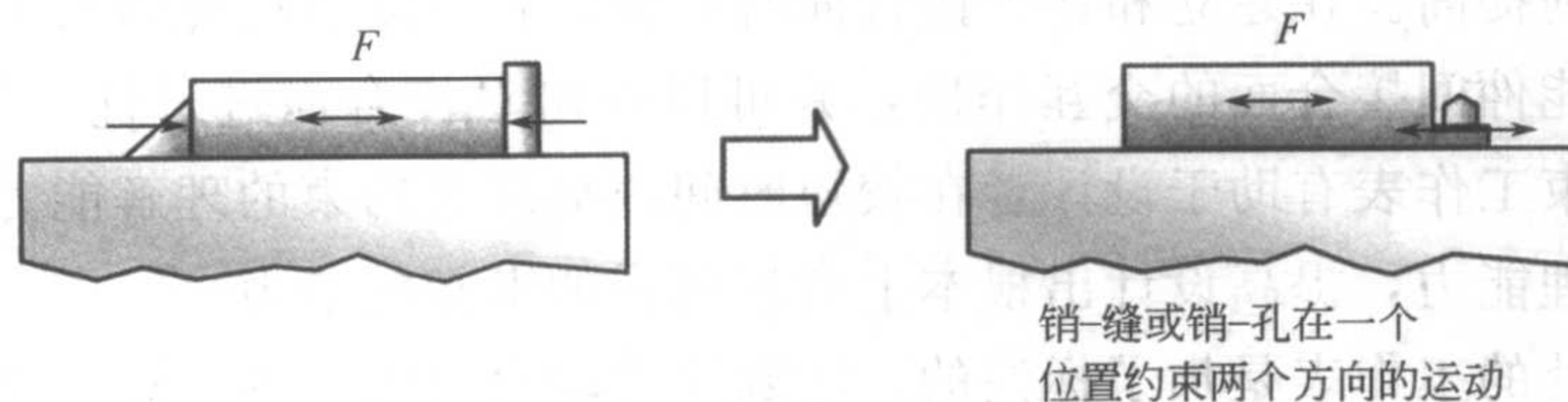


(c) 高精密度公差不能补偿热效应

图 5.4 对立功能件

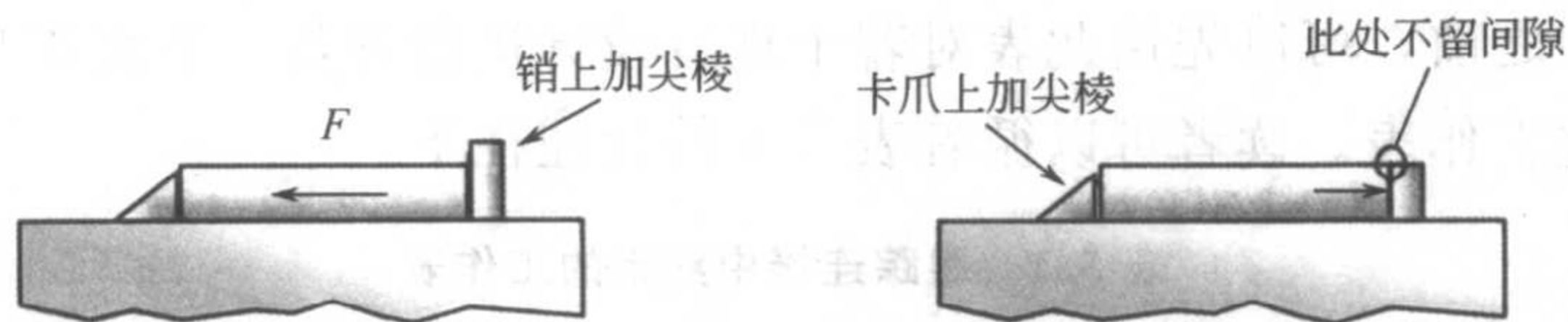
对立功能件最好的解决办法是，重新布置或重新设计有问题的约束

副，只用其中一个约束副去阻止沿轴向两个方向的运动，如图 5.5(a)所示。另一个解决办法是，在一个有问题的位置上增加柔量功能件，如图 5.5(b)所示。然而，如果力的抵抗或关键尺寸是受约束副控制的，那么就不能在那个位置上增加柔量功能件。



销-缝或销-孔在一个位置约束两个方向的运动

(a) 如果力存在于两个方向，需重新设计，将运动约束在一个约束副上



如果外力只作用在一个位置，则在另一位置加柔量功能件

如果一个位置有对齐要求，则在另一位置加柔量功能件

(b) 如果只在一个方向上需要力或对齐，可采用柔量

图 5.5 对立功能件的解决办法

5.1.2.6 约束的一般规则

与约束相关的大多数设计规则已经在第 3 章中阐述过。这里只是重复几条相关规则，作为下面所讨论的约束工作表的提示。

- (1) 固定卡扣在 12DOM 上适当约束。
- (2) 可动卡扣在少于 12DOM 上适当约束。
- (3) 定位功能件是结实的，可以用来去除尽可能多的 DOM。而用锁紧功能件（因薄弱）去除的 DOM 应最少。
- (4) 翻、滑、扭、转的装配运动靠定位件去除的 DOM 最多，且从强度角度来看，应该优先选用。推的装配运动一般也可以靠锁紧件去除最多的 DOM，但不是首选的。

(5) 由对立约束副产生的过约束是不希望存在的，应尽可能地解决它。然而，有时它在实际中是需要的。为了得到补偿，可采用柔量功能件，或者如果热效应小的话，可以在约束副之间采用精密公差。

(6) 由多余约束副产生的过约束是无效的和无必要的。

(7) 欠约束是不可接受的，而且必须解决。

般要比单独学习更有效，因为大家可以针对约束问题展开争论和讨论。以下约束工作表和步骤可以作为学习的起点。不同读者可以采用适合自己的方式学习，并根据感觉自如地修改这一过程，直到他们认为惬意为止。

a. 回顾一下完全约束和零件稳定性的讨论，根据零件的几何形状，鉴别出平面约束和直线约束所需的方向。尽管不一定总能够将约束功能件最好最有效的点上，但重要的是，应该避免将它们放在效果最差的点上。在平移侧，对于三点约束在两个想要的轴上做记号，对于两点约束在两个想要的轴上做记号（画圈或将适当栏涂亮）。在工作表中的旋转侧，也要鉴别出可能的旋转约束方向。当在后面的过程中要对约束方案进行选择时，这些鉴别有助于正确地取舍。

① 约束副之间的距离（两平行强度矢量）既影响抵抗力的力学优越性又影响尺寸的敏感性。

② 记住，增加约束副间的距离，约束效果更好。

b. 当确定接合面要求时，应鉴别所有必须考虑的力的效应。作为一条规则，这些仅为平移效应，不会用到工作表中的旋转侧。使用者可以任意选择所选的任何习惯记号，但一般记号习惯应依据装配件的约束。力的效应可以包括下列任何力或所有力：

① 由输入应用的有效载荷而引起的接合面上所有力；

② 接合方向和装配力；

③ 分离力。

c. 当确定接合面要求时，应鉴别出所有必须考虑的双向效应。力一般只表示平移效应，不会用到工作表中的旋转栏。根据定义，这些效应在沿给定轴的两个方向有结果，它们包括：

① 热胀冷缩；

② 对正要求；

③ 零件柔量。

d. 将所有约束副列成表，它们可以以任何次序列表，首选且工作起来方便的是：

① 先将建立接合面的定位件列表，这是完全约束实例中的三点或平面定向；

② 再将建立线（两点）约束的定位件列表；

③ 再将建立单点约束的定位件列表；

④ 最后将锁紧件列表；

⑤ 将所有固有定位件标上记号“N”作为提示。如果它们用作微调或柔量位置，需要特别谨慎。

e. 鉴别每个约束副能够去除的平移运动度。这要用到工作表上边的 6 个平移栏。读者如果愿意可对完成这项工作的两种方法进行尝试，并从中选择一个最适合自己的：(a) 逐一地考虑约束副，鉴别由此约束副能去除的所有 DOM；(b) 逐一地考虑 DOM，鉴别每个（任何）约束副对此 DOM 的贡献。

① 可用分数标识平行且具有相同作用的约束副。通常习惯上计算出假定每个约束副的强度和刚度都相等时的等效作用。比如，面板由具有 8 对平行作用的锁紧副固定，每对锁紧副只起 1/8 的作用。

② 通过对整个表的研究，检查欠约束或过约束条件下的平移运动。如果约束比表中的少，那么就是欠约束。如果约束和表中的一样多，那么约束就是适当约束。如果约束比表中的多，约束就是过约束，检查约束副是否违背适当约束规则。

③ 如果存在欠约束，要解决它，并对工作表进行相应调整。

④ 如果有由多余约束副引起的过约束，用去除效果最差的约束副（机械强度和空间的坚固性最差的零件）的办法来解决，并对工作表进行相应调整。

⑤ 如果有由约束副对立存在而引起的过约束，尽可能解决它，并对工作表进行相应调整，或记录下来以备备查。还应注释出沿该轴向的功能件柔量要求。

⑥ 解决由对立约束副产生的过约束的首选方法是，去除一对约束副内的两个方向运动。另一个方法是，在约束位置之一添加功能件柔量。

⑦ 在不能采用柔量或无效果的位置上，有必要提高两个对立约束副间的公差精度，但这是下策。估算零件热胀冷缩效应以及功能件翘曲或损坏的可能性。

⑧ 根据应用的对正和/或强度要求，鉴别主约束副。将此约束副作为接合面内其他所有约束功能件定位的依据。

f. 鉴别平移方向和相应的约束副。

① 需要高强度来抵抗接合面上的力时，用“F”做记号。

② 需要定位精度以满足对正要求时，用“A”做记号。

③ 如果强度和对正在同一轴的两个方向都有要求，那么应该避免沿该轴的对立过约束，因为它不能用柔量来解决。如果在 e. 中已经注出了

对立过约束，那么必须要解决它。

g. 鉴别可以添加功能件柔量处的所有平移方向和相应约束副，可用“C”做记号。

尽管这些会在同一约束副上，但它们必须不在用“F”或“A”做记号的栏中。柔量位置不能受力或提供关键对正。

h. 鉴别因热效应会产生胀和缩处的平移方向和相应约束副，可用“T”做记号。

在这些方向上，应尽可能避免对立过约束。否则，在其中一个方向上需要添加柔量。用“C”做记号。

i. 鉴别可以采用微调的位置，用“E”做记号。这些位置必须包括用“F”或“A”做记号的位置和方向。

① 在三个平移方向的每个方向上都应该有微调位置，但不能在相反方向。例如， $(+X, +Y, -Z)$ 或 $(-X, +Y, -Z)$ 的组合是正确的，而 $(+X, -X, +Y, +Z)$ 的组合是错误的。

② 微调位置应该控制所有关键对正方向。

j. 鉴别零件柔量结果的方向，应注意，这与功能件柔量是不同的。

① 柔量大的零件（如软的或柔性零件，如面板）可能需要较多的约束副（平行作用），以消除所有可能的弯曲变形。零件柔量常常是板形零件的一大问题。

② 验证这些约束副间隔是否适当，以防止零件的弯曲变形。

③ 常常采用加强筋来提高零件的刚度。

k. 鉴别每个约束副去除的旋转运动度，此工作要用到工作表上边的6个旋转栏。

① 使用成力偶作用的约束副可以消除旋转运动。单个有足够长的约束副也能起到力偶的作用，例如边很长的槽。

② 用分数标识每个约束副所起的作用。假定它们具有相同的强度和硬度。

③ 注意：与上面 d. 所描述的效果类似，每个力偶包含平行的强度矢量，但作为力偶，它们的作用方向相反。

④ 当用平行作用的约束副阻止平移运动时，约束副的强度和尺寸稳定性的效果随着它们之间距离的增大而增加。

⑤ 查验在旋转运动中是否有过约束或欠约束。如果有，应解决它，并对工作表进行调整，并验证是否改变了任何平移约束条件。

在实际评价约束和功能件交互作用的尝试过程中，读者很快会发现，它是一个多次反复的过程。因此，不要指望，只经过一次评价过程经历的就是一个能得出最终答案的严格思考过程。

表 5.2 表明，如何填写一个完全约束实例的工作表，此例在前面的章节介绍过，在此加上了一个外力和定位要求，如图 5.6 所示。表 5.3 表明，如何填写图 5.7 所示的简单但更真实实例的工作表。此例是对图 4.4

表 5.2 工作表应用实例——图 5.6 所示的完全约束物体

接合面要求		运 动 度												
		平 移						旋 转						
		+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z	+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z	
鉴别适于装配件稳定、平移和旋转的轴					线性的			平面的			(X 轴)		(X 轴)	
								(Y 轴)				(Y 轴)		
								(Z 轴)		(Z 轴)				
单向作用	由加速度和零件质量产生的 F_M													
	由有用载荷产生 F_F				F_F									
	由非正常载荷产生 F_N													
	接合方向(ED)和装配力(F_A)	不适用												
	分离力(F_S)	不适用												
双向作用	热胀冷缩													
	对齐方向	无间隙												
	零件柔量													
约束副	面(N)与面(N)						1	1/2	1/2	1/2	1/2			
	边缘与壁面			1								1/2	1/2	
	边缘与卡爪(必须设柔量)		1											
	定位件与边缘(N)(必须承受力)				1							1/2	1/2	
	定位件与边缘(N)(必须设柔量)	1												
	锁紧件与平面(N)					1		1/2	1/2	1/2	1/2			
	总数	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
判定双向要求	×=难或不可用 A=可用 ^② √=必要或需要	零件与零件对齐	×	√	A	A	A	×	难的是两个功能件都是固有定位件					
		柔量位置	√	×	A	A	A	×						
		微调位置	×	√	A	A	A	×						

① 由于对齐要求，任何位置都难以添加柔量。

② 如果有必要确定，表面与表面的固有定位件之一可改成凸台用于微调。

注：根据可利用选择，沿 Y 轴和 Z 轴方向选择柔量位置和微调位置。

所示开关实例的稍加改变。第 4 章中的实例是绕 Z-轴转动方向的过约束。读者应该希望用工作表对该实例进行一下评价，要看一看，旋转过约束是如何揭露出来的。此外，如果你打算通过这些实例使用工作表工作的话，不妨手头找一些有助于使零件行为形象化的零件（也就是“模型”）。

表 5.3 工作表应用实例——图 5.7 所示的简单零件

接 触 面 要 求		运 动 度															
		平 移						旋 转									
		+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z	+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z				
鉴别适于装配件稳定、平移和旋转的轴					线性的			平面的			(X 轴)			(X 轴)			
											(Y 轴)			(Y 轴)			
											(Z 轴)			(Z 轴)			
单向作用	由加速度和零件质量产生的 F_M																
	由有用载荷产生 F_F																
	由非正常载荷产生 F_N																
	接合方向(ED)和装配力(F_A)																
	分离力(F_S)																
双向作用	热胀冷缩																
	对齐方向	恒间隙			平齐												
	零件柔量																
约束副	面(N)与面(N)(均为固有面)						1	1/2	1/2	1/2	1/2						
	凸台与边缘(N)			1/2													1/2
	凸台与边缘(N)			1/2													1/2
	凸台与边缘(N)				1/2												1/2
	凸台与边缘(N)				1/2												1/2
	凸台与边缘(N)		1														
	凸台与边缘(N)	1															
	锁紧件与边缘(N)					1/2		1/2		1/4	1/4						
	锁紧件与边缘(N)					1/2			1/2	1/4	1/4						
判定双向要求	× = 难或不可用	零件与零件对齐		√	√	√	√	√	√	×							
	A = 可用 ^①	柔量位置 ^①		×	×	×	×	×	×								
	√ = 必要或需要	微调位置 ^②		√	√	√	√	√	√	×							

① 由于对齐要求，任何位置都难以添加柔量。

② 如果有必要确定，表面与表面的固有定位件之一可改成凸台用于微调。

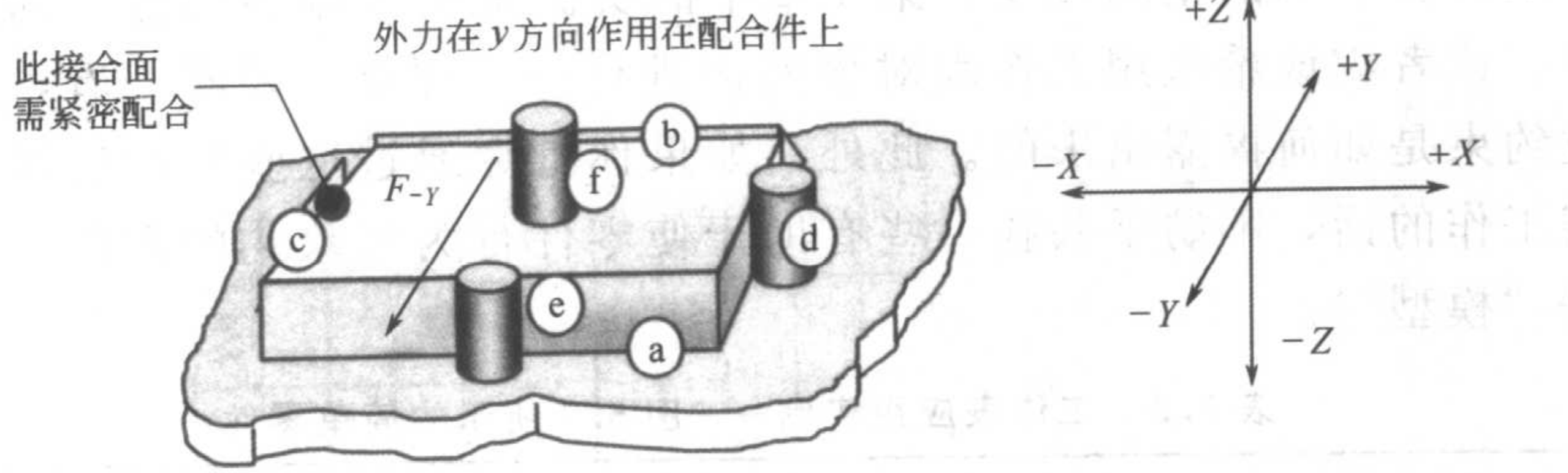


图 5.6 表 5.2 约束工作表中有某些要求的完全约束卡扣实例的图例

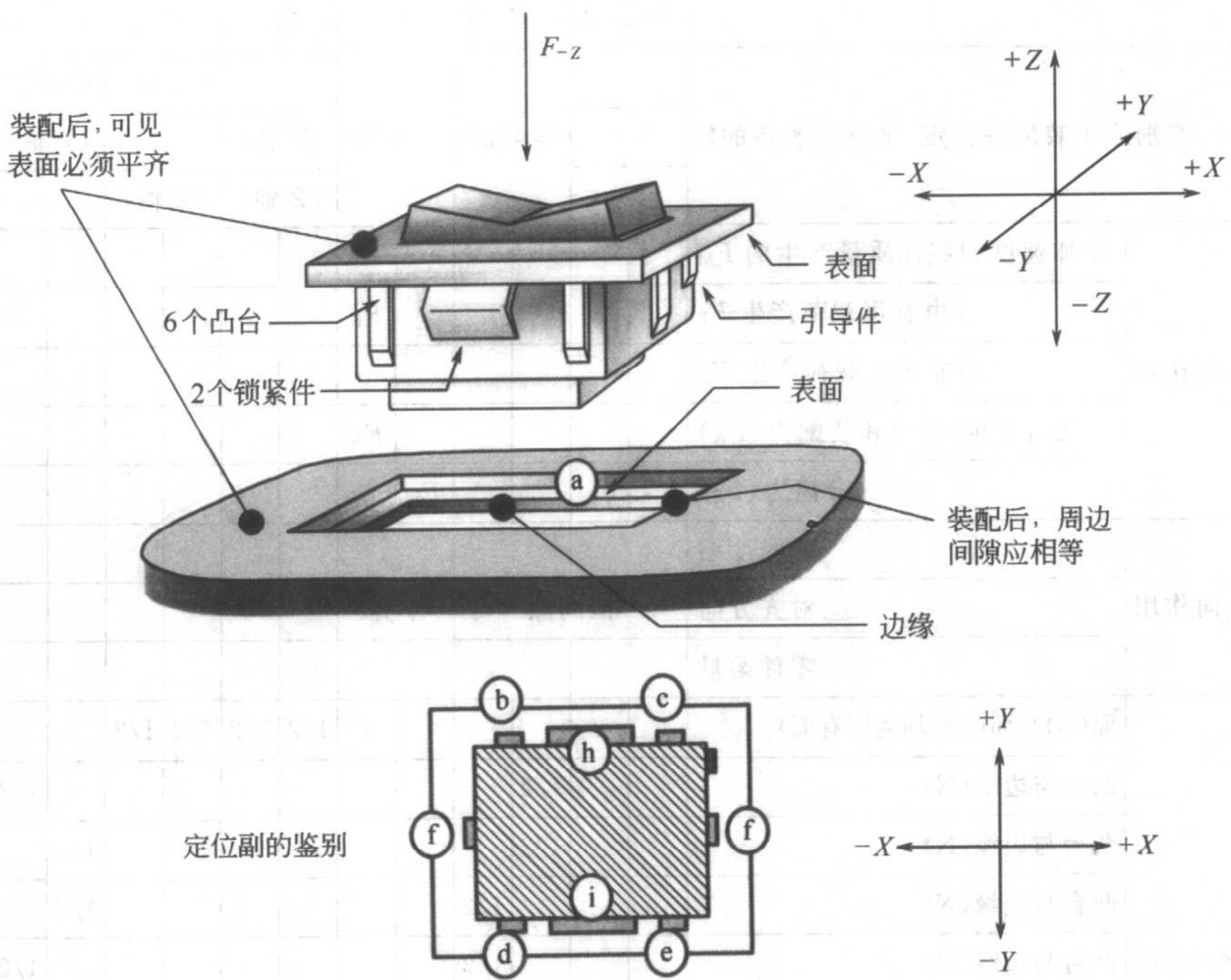


图 5.7 表 5.3 约束工作表中实体与孔实例的图例

5.1.4 对约束的附加注释

记住，第 7 章中的约束工作表是空白表。

零件夹具是约束原理广泛应用的体现。开发夹具时，机加工或尺寸检测需用夹具将零件固定和定位，因此，设计夹具时，适当约束是最基本的。

在本节以及第 2、3 章中，大多数约束原理是以定性设计规则形式介绍的，它们也可以以数学公式来表达。可以而且应该开发在约束、强度、

柔量和公差对卡扣结合面进行优化的软件^[2]。

5.2 锁紧件的分离

锁紧件的分离是锁紧件保持行为不依赖于装配行为的程度。对分离和锁紧件设计附加选项了解，有助于设计者改进锁紧件设计以及解决锁紧件性能问题的能力。本节以常见的悬臂钩为例，详细描述锁紧功能件的分离问题。

5.2.1 锁紧功能件的矛盾论点

从固有特性来看，锁紧功能件有一个设计矛盾论点。它们应易于装配，即是薄弱的（除非打算采用自动的或机械手的装配，否则装配力大小就不那么重要）。但是，锁紧件又必须很“结实”，以抵抗折断破坏或不经意地分开。强弱特性要求之间的矛盾，有时迫使设计者不得不采用的折中办法，即任何一个要求都不能充分满足。这种进退两难的局面有可能得到解决，就是根据锁紧件的保持和分离性能对其装配性能进行分离来。

5.2.2 分离实例

分离的概念不难理解，它是解决设计问题强的有力工具，最好用几个实例加以介绍。

假设您买了一个梯子，其长度刚好能使您爬到房顶。之后，您决定擦房屋上的窗户，但梯子对此工作来说又太长了。您必须移动梯子，让其底端远离房子，使其上端在窗户的下面。但是其底端离房子太远，您不能爬上梯子，因为它会沿墙壁滑下去。梯子的有用高度 H 受梯子底端离房子的安全距离 D 的限制，如图 5.8(a) 所示。 D 和 H 之间有着密切的配合，因为在不改变距离 D 的条件下，我们不可能改变高度 H 。

显然，您在买梯子的时候就犯了一个错误，您应该寻找一个工作高度和安全距离相分离的梯子。“哈！”您正在想，“当我们维修房顶和擦洗窗户时，谁会有时间去想工程问题？我可能正在旁边猜想，如果我告诉五金商店店员，我想要某种可奇异分离的梯子，会得到什么样的脸色”。实际上，分离每天都在发生。常见的可延伸的梯子就是 H 与 D 的分离设计，如图 5.8(b) 所示。买梯子的大多数人甚至不用了解它，也会考虑分离。

另一个分离实例是门与门把手。关门时，将其一推就能撞上。但简单地拉门或拉门把手都不能把门打开。必须转动门把手，才能打开门锁。门的闭锁和保持特征被分离为：推的装配运动和旋转的脱开运动。

5.2.3 分离等级

卡扣锁紧件分离的方法有很多种，它们可分为 4 个“等级”。这些等

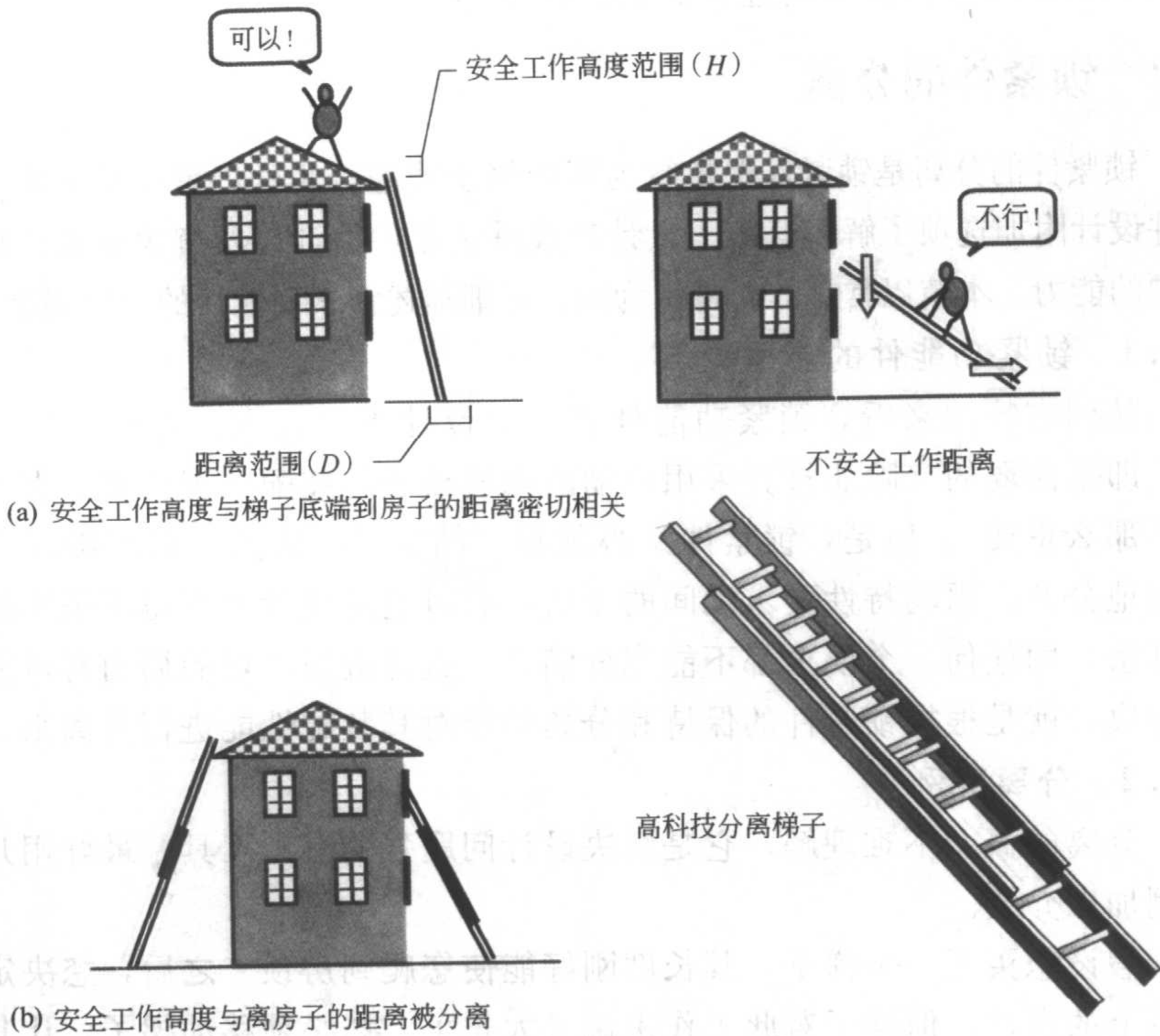


图 5.8 分离的实例

级是按照如何对分离的装配行为和保持行为进行分析来定义的。这些等级也可以用效率来分等。这一点很重要，因为分离效果越好，可以使锁紧件的保持强度相对于装配力越高。

因为悬臂钩对装配与保持间的关联最为敏感，所以用它来解释分离。在典型的悬臂钩（梁和卡爪）中，我们发现，其装配行为受梁的弯曲、摩擦、卡爪高度和插入面角度的影响。相同钩爪情况下，其保持行为受梁的弯曲、摩擦、卡爪高度和保持面角度的影响。因此，装配和保持都与梁的弯曲、摩擦和卡爪高度有直接关系。而插入面角度只影响装配，保持面角度只影响保持。

在常见的悬臂钩中，对梁所作的任何变化都对装配和保持产生影响。为了提高梁的强度可增大梁的厚度，但这会使得装配偏斜过程中梁根部的应变增大，进而使得装配所需要的力增大，造成装配更为困难。如果反之，将梁做得较薄，装配容易了，但变薄弱了。从这我们可以看出，装配力（ F_A ）和保持力（ F_R ）存在着一些基本计算关系。

5.2.3.1 无分离 (0级)

图 5.9 所示钩爪属无分离, 其装配和保持行为实际上是相同的, 因为以下原因。

① 装配和保持的分析计算 (弯曲) 是相同的, 因为钩爪行为是相同的: 梁的弯曲。

② 计算所用变量相同 (角度), 不同的只是, 装配力计算时用的是插入面角度 (α), 保持强度计算时用的是保持面角度 (β)。

③ 变量 α 与 β 等值: ($\alpha = \beta$)。

为了便于讨论, 忽略了在卡爪插入面和保持面上运动时非常小的力臂的变化, 还忽略了梁偏斜时两个面角度变化。

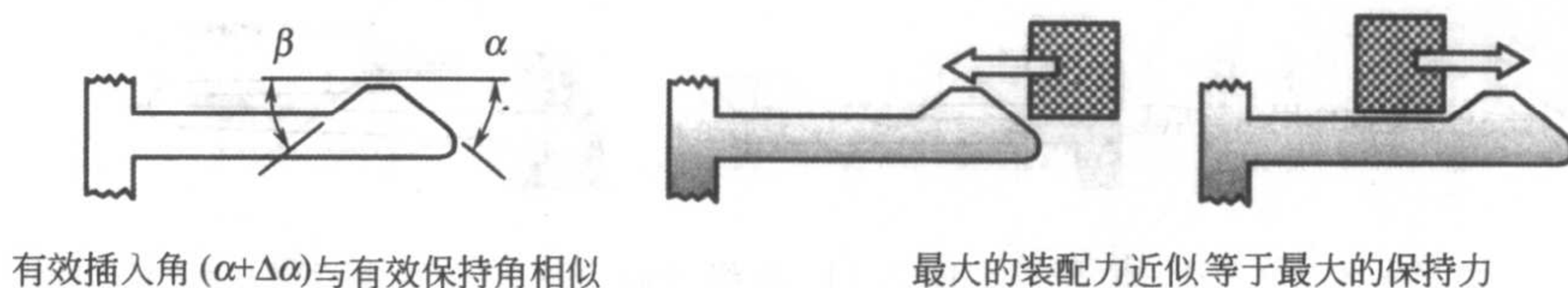


图 5.9 无分离的悬臂钩 (0级)

5.2.3.2 1级分离

对于图 5.10 所示的钩爪, 只有用来调整装配和保持行为的插入面和保持面是独立变量。减小插入面角 (α), 能减小装配力, 但无论插入面角怎么改变, 装配力的减小最终受梁的弯曲强度限制。对于保持行为也是如此, 增大保持面角 (β), 可以改善保持强度, 但也受梁弯曲强度的限制。

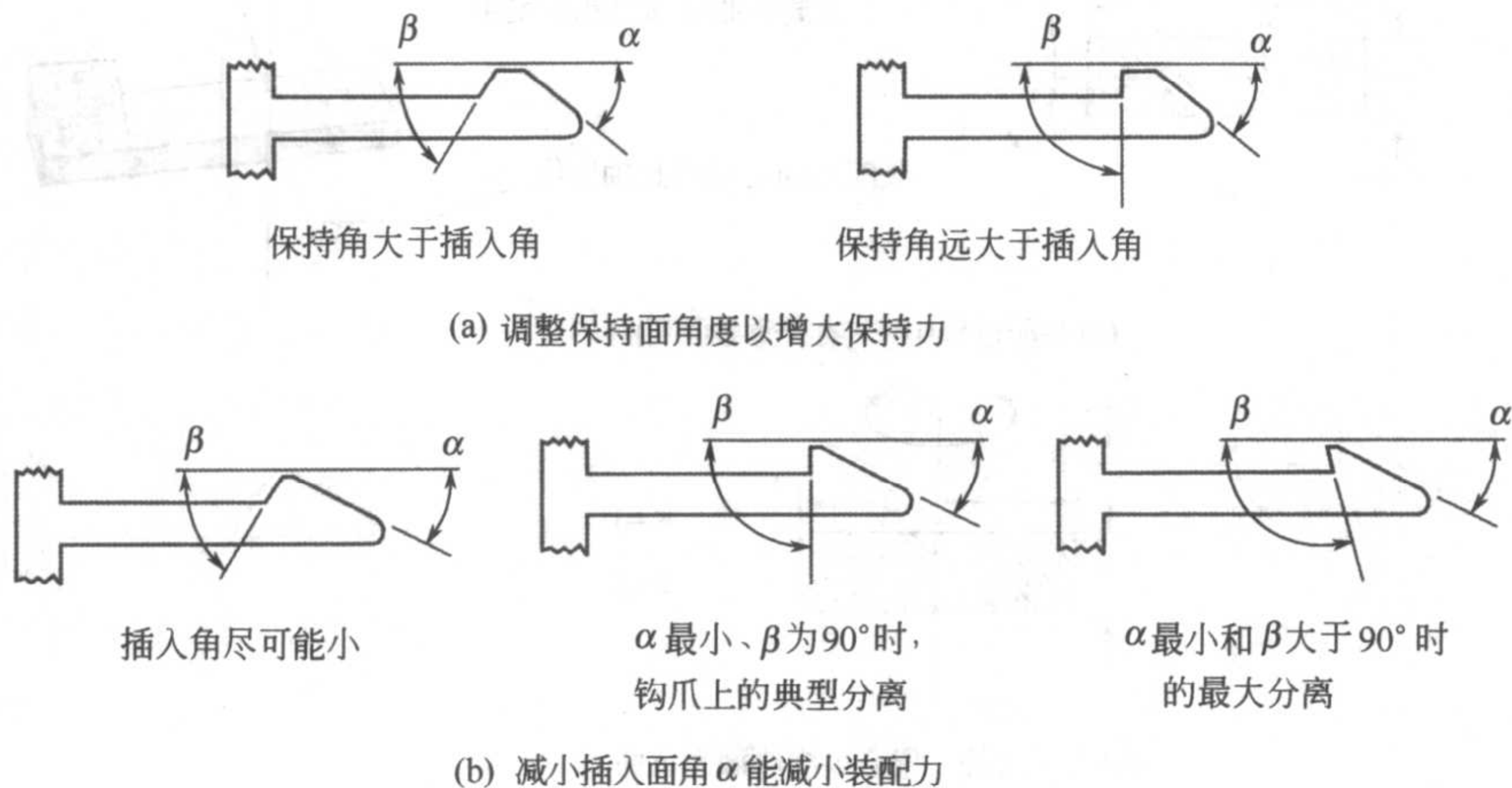


图 5.10 悬臂钩中 1 级分离的变量

也可以在插入面和保持面的摩擦上做些什么，但仍然受梁弯曲行为的限制。因此，对于常见悬臂钩来说，装配和保持行为最终取决于梁的弯曲行为。图 5.10 中的锁紧件在插入面和保持面上只是部分地被分离（但效果相当差）。总之，可以指出，这种类型的悬臂钩对装配和保持产生的分离效果相当差，而且也不能使它再好点。这就是 1 级分离，是等级最低、效果最差的分离，但却是最简单、最常见的。1 级分离可以用保持面角作为确定因子，来确定锁紧件是可拆卸的还是非拆卸的。

5.2.3.3 2 级分离

图 5.11 所示的侧向作用钩爪属 2 级分离，其分离效果明显增强。只要将保持元件转 90°，就能够使钩爪的行为产生很大变化。

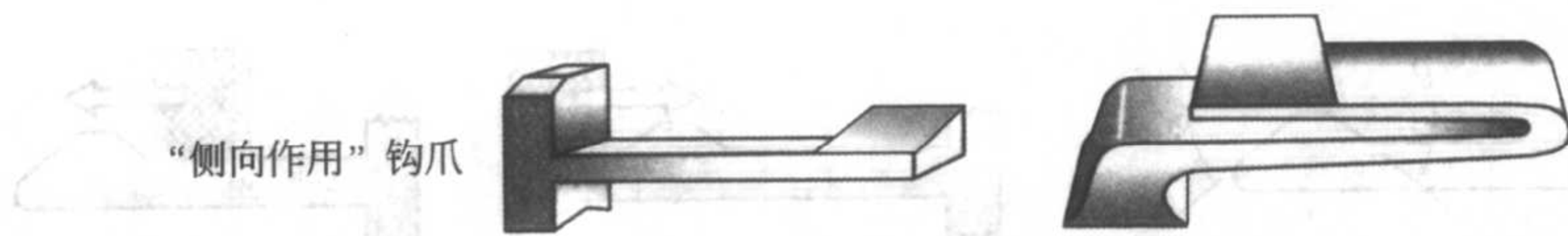


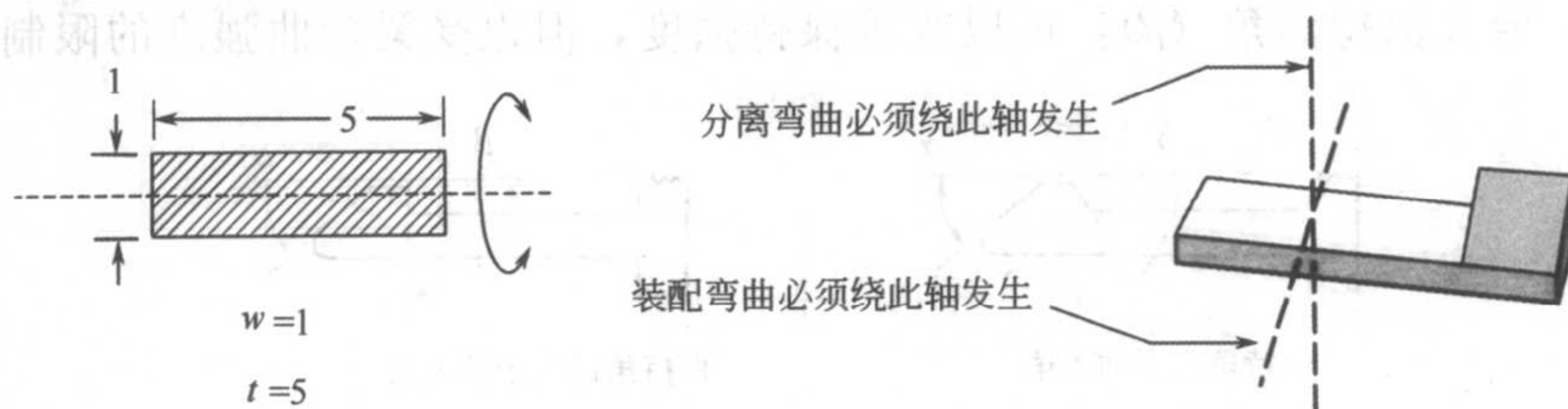
图 5.11 2 级分离

将悬臂钩的保持功能件转 90°就能使其性能发生显著地变化

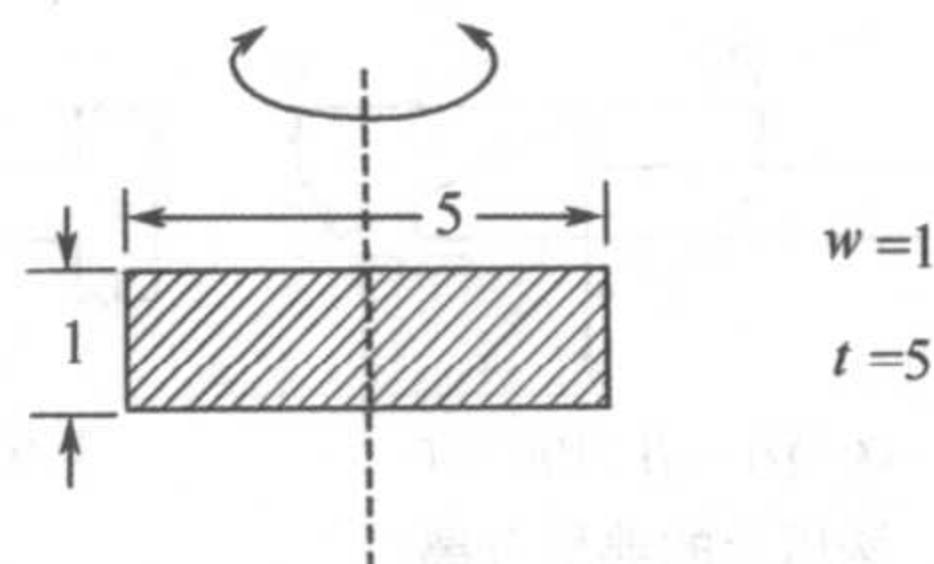
悬臂梁的弯曲力 (F_P) 方程式:

$$F_P = \frac{wt^2 E \epsilon}{6L} \quad (5.1)$$

式中， w 为梁的宽度； t 为梁的厚度； ϵ 为应变； L 为梁的长度； E 为材料的弹性模量。



(a) 装配过程中，梁绕薄截面弯曲



(b) 为了拆卸，梁必须绕厚截面弯曲

图 5.12 2 级分离对钩爪性能的影响

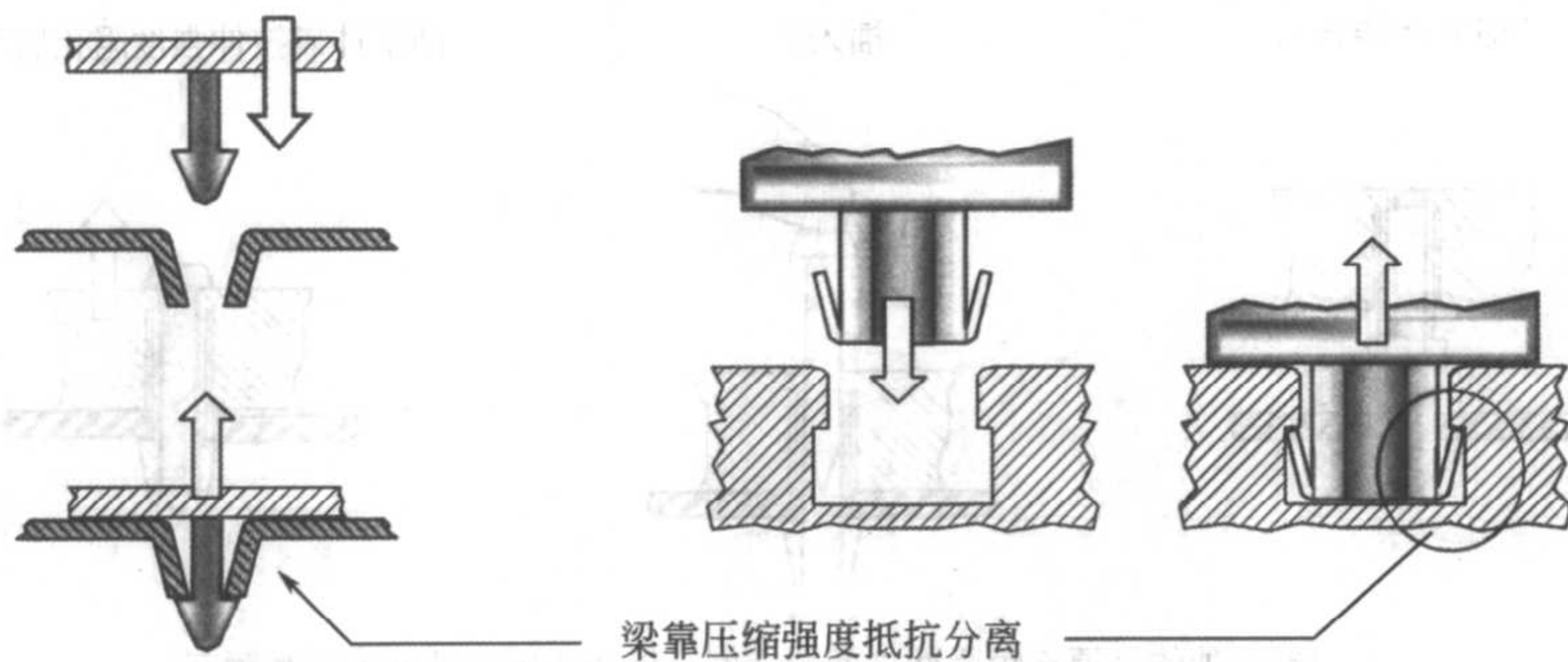
式中，弯曲力(F_P)与梁的宽度(w)成正比，与梁的厚度(t)的平方成正比。对于图 5.12(a)所示梁，其截面尺寸为 $t=1\text{cm}$ 、 $w=5\text{cm}$ 。为了确定装配行为，可以用这些值来计算装配力，表达式(wt^2)的值为($5\text{cm}\times 1^2\text{cm}^2=5\text{cm}^3$)。

然而，对于保持力，变量发生了改变，如图 5.12(b)所示。现在，梁的厚度 $t=5\text{cm}$ ，梁的宽度 $w=1\text{cm}$ ，则 $wt^2=1\text{cm}\times 5^2\text{cm}^2=25\text{cm}^3$ 。通过计算，这种侧向作用钩爪的保持强度是 1 级分离钩爪的 5 倍。(由于梁能变形，实际结果会小于 5 倍，但效果的改善仍然是显著的。)惟一的变化就是将卡爪侧向旋转了一下。

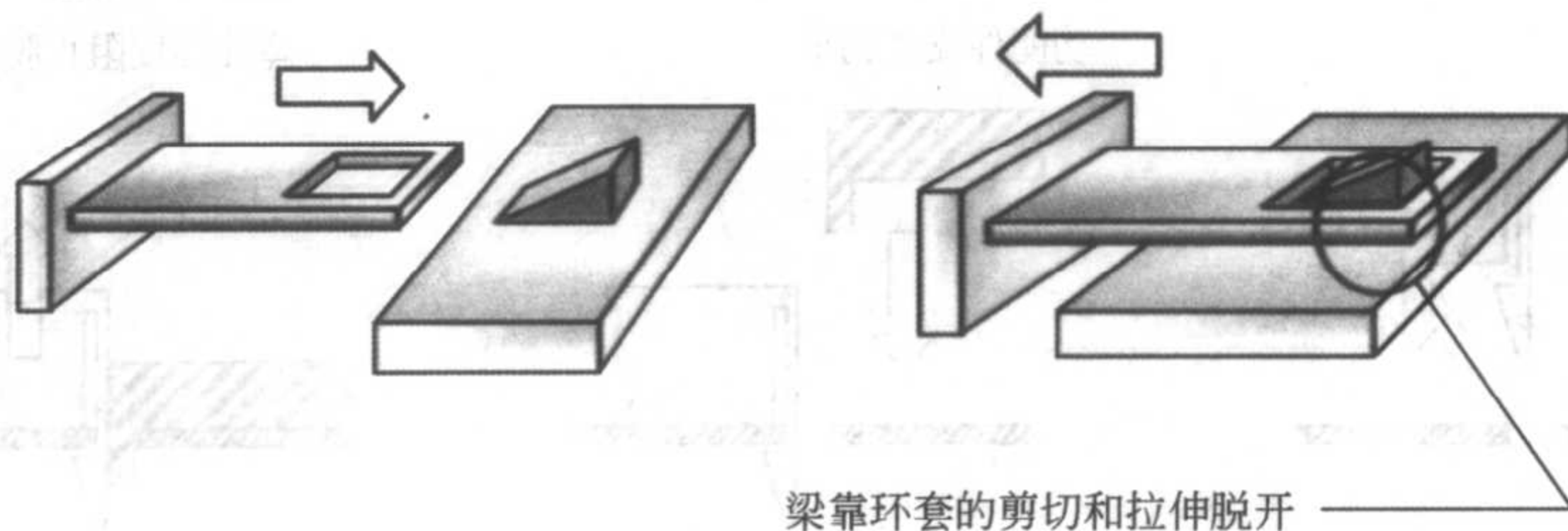
方程式中使用不同的变量时，就能产生 2 级脱扣。在侧向作用钩爪中，将梁上的卡爪旋转 90° ，就使得方程中梁的宽度 (w) 和厚度 (t) 两个变量发生变化。然而，所使用的公式相同 (弯曲)，且应用于相同的功能件 (梁)。2 级锁紧件可以是拆卸式的或非拆卸式的。

5.2.3.4 3 级分离

当同一功能件装配和保持行为不同需要用不同方程式计算时，就出现了 3 级分离。其装配和保持行为之间的独立性更大，设计者可以分别对它们进行控制。图 5.13(a)所示的止逆锁紧件中自然会出现 3 级分离，其装配



(a) 根据定义，止逆锁紧件属 3 级分离



(b) 如果环形孔的张力和剪切阻挡了脱钩，它就是 3 级脱扣

图 5.13 3 级分离

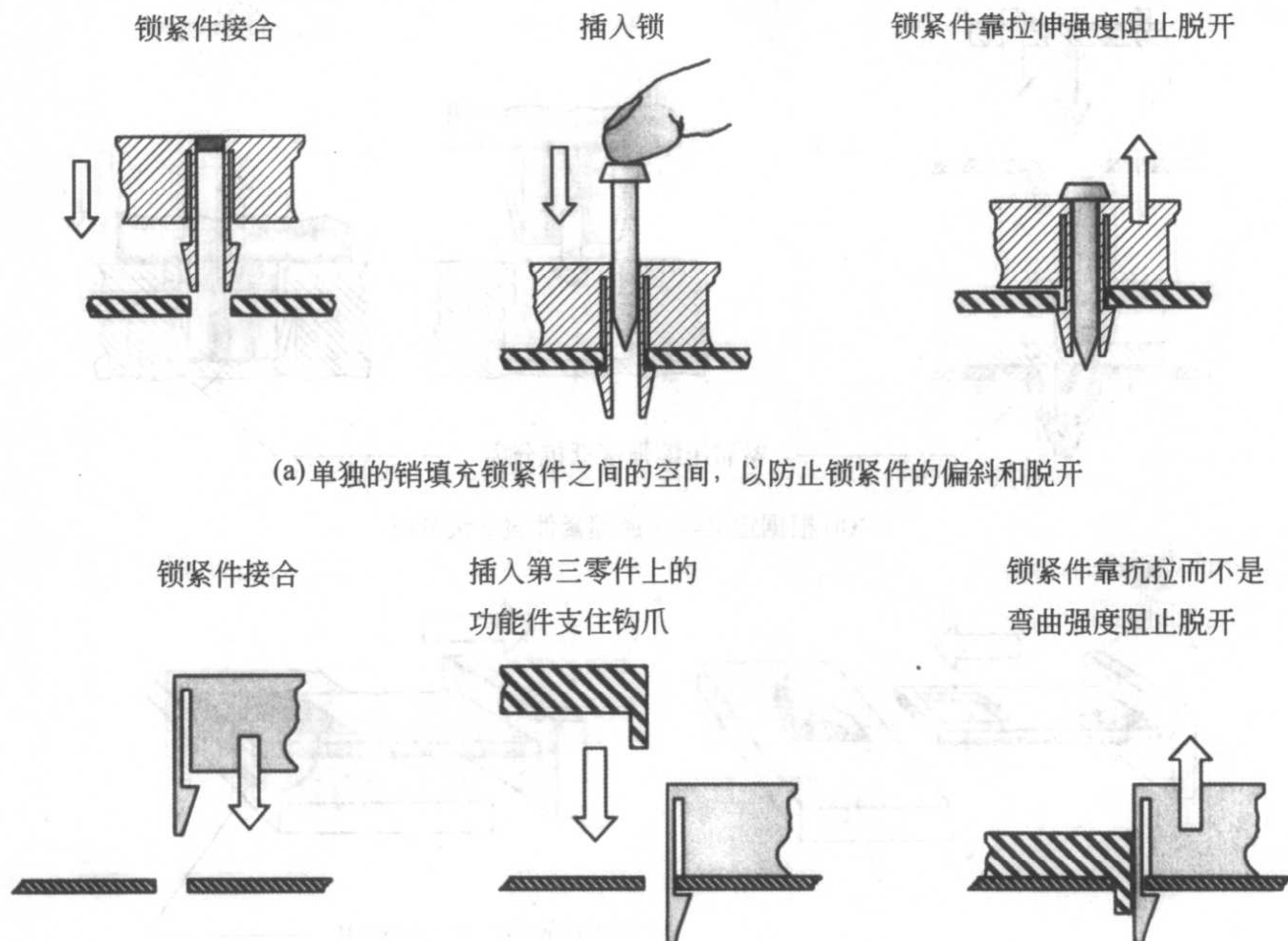
行为涉及到梁的弯曲，可以用梁的弯曲公式进行计算。而保持力的计算，必须使用梁受轴向压缩状态下的梁弯曲公式。回顾一下，止逆锁紧件对易于装配和保持强度更可取的锁紧功能件之一。

另一 3 级分离的实例如图 5.13(b) 所示。在这个环套卡爪锁紧副中，插入涉及到梁的弯曲，而保持涉及到材料的剪切和拉伸。此外，保持的计算与装配的计算也不相同。使用了环套后，分离等级是 1 级还是 3 级，取决于卡爪的保持面角度。

一般来说，具有 3 级分离的锁紧件比 1 级或 2 级的自然要结实得多。

5.2.3.5 4 级分离

4 级分离涉及到对装配和保持的不同功能件的应用，其装配和保持性能可能会有很大的差异。例如，装配件上薄而易变形的锁紧件嵌入基体件表面的孔中，如图 5.14(a) 所示。（如果装配件的材料相对较硬，则不能承受大的应变。）配合件一旦到位，再将销子推入装配件。销与装配件的连接通常为卡扣或压配合。销子插入后，它将阻止钩爪的偏斜和脱开。装配件与基体件连接的保持强度可以非常高，是装配件拉伸强度和钩梁截面



(a) 单独的销填充锁紧件之间的空间，以防止锁紧件的偏斜和脱开

(b) 第三个零件上的功能件防止锁紧件产生偏斜

图 5.14 4 级脱扣

积的函数。图 5.14 (b) 为另一个应用实例，其第三个零件上的功能件可取代销子。4 级分离锁紧件都是非拆卸的。

另一个 4 级分离的实例是实体与表面的应用，如图 5.15 所示。在此应用中，实体靠其周边设置的凸耳与表面定位。这些凸耳插入表面的孔中，实体靠在表面上滑动，使得每个凸耳都移到孔的狭缝内。凸耳接合后并没有出现锁紧。实体到位后，将框套在实体上，向下压使其与表面接合。这样，框上粗销塞入凸耳后面的孔中，以防止实体的滑动，框上的钩爪将其与表面定位。实体与表面的保持强度可以非常高，因为它是销子和凸耳强度的函数。

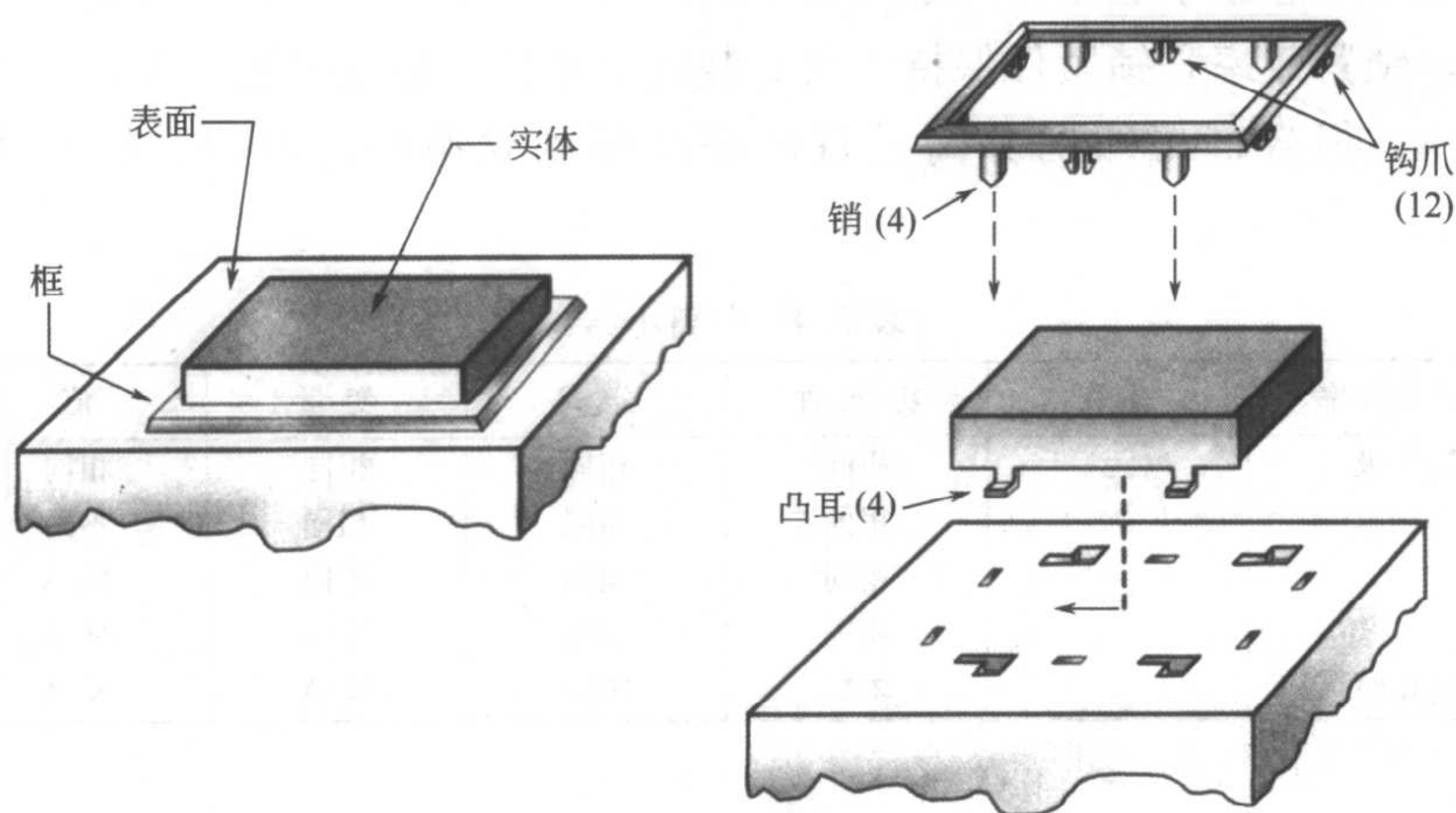


图 5.15 框应用中的 4 级分离

作者的观察表明，任何用框作为围绕配合件与基体件之间间隙或在间隙之上的挡板，对于 4 级分离来说，都是很好的选择方案。在某些应用中，为 4 级分离的实现而附加一个框，可能是解决连接成本问题的有效办法。

4 级分离涉及到对装配和保持采用不同的功能件，是分离的最高级形式。装配和保持性能的差异可以非常大。推销型塑料紧固件就采用了 4 级分离，这种紧固件可在集成锁紧件不能工作时作为替代件，将在第 7 章中讨论。

5.2.4 分离小结

回顾一下，在第 4 章所讨论的性能增强件之一就是“限位器”。千万不要将分离效果与限位器相混淆。虽然限位增强件可以改善连接的保持强

度，但是同时也使装配力增大，因此，其效果不是独立的，如图 5.16 所示。根据我们的定义，限位器不分离。

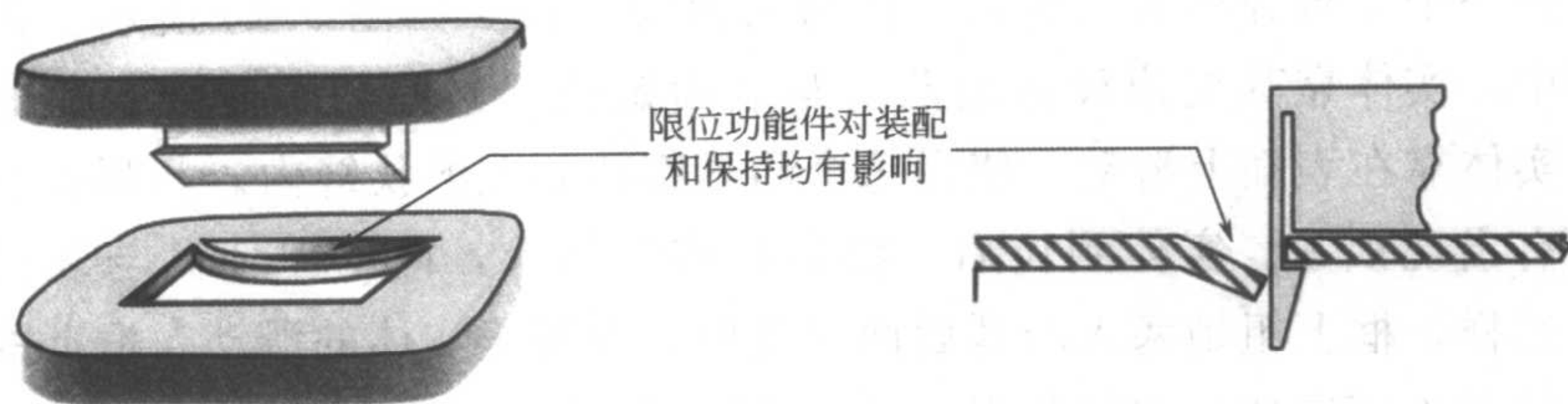


图 5.16 限位增强件不分离

表 5.4 总结了五级分离之间的差别。回顾一下第 3 章有关锁紧效率的讨论。锁紧效率是锁紧件保持力与其装配力之比。限位增强件可以改善锁紧效率，但较高等级的分离是目前提高锁紧效率的最有用、最有效的方法。

表 5.4 分离小结

锁紧件效率	等级	功能件	公式	变量	值
最低级	0(无)	相同	相同	相同	相同
	1	相同	相同	相同	不同
	2	相同	相同	不同	N/A
	3	相同	不同	N/A	N/A
最高级	4	不同	不同	N/A	N/A

注：N—不推荐；A—可用。

① 0 级分离（无分离）可以用具有相同保持面角和插入面角的钩爪来标识。

② 当为了减小装配力而减小钩爪插入面角，为了增大分离力而增大钩爪保持面角时，就会出现 1 级分离。这里只改变两个面角的变量值。

③ 当公式中采用不同变量时，就会出现 2 级分离。在侧向作用的钩爪中，将梁上的钩爪旋转 90°，可以引起公式中梁的宽度 (w) 和厚度 (t) 这两个变量的变化。

④ 当需要用不同公式计算完全不同的装配和保持行为时，就会出现 3 级分离。

⑤ 装配和保持行为采用不同功能件时，需要 4 级分离。

5.3 小结

本章对卡扣设计中的两个重要概念进行了附加讨论。约束已经在其他

章节中讨论过，本章只讨论了附加问题，并介绍了一个约束工作表，通过它可以了解如何用约束副去除运动度的途径。

本章介绍了作为改善锁紧件性能的一种方法的分离，并对其进行了详细讨论。当要在装配和保持行为之间采用折中办法来平衡锁紧件性能时，分离提供了附加设计选择方案。

5.3.1 第5章重点

(1) 卡扣中不得施加夹紧载荷，而且不得企图将夹紧载荷设计到塑料件系统中。而应用线接触去代替。

(2) 对连接中的约束有意识地或过分地考虑并不是一般惯例，因为很多设计者习惯于采用螺纹紧固件。

(3) 除非您对约束的理解水平很高，否则您应该利用约束工作表。

(4) 完全约束是理论上的理想约束。通过避免约束失误并将某些非首选条件减到最少，设计者就能确保卡扣的约束适当。适当约束实质上就是缺少非适当约束。

(5) 锁紧件分离就是其保持行为与其装配行为的程度。

(6) 尽管限位增强件和分离都能改善锁紧功能件的效率，但它们两个绝不是一回事。

5.3.2 第5章的设计规则

(1) 因对立约束副产生的过约束是不可取的，但常常又是一种实际需要。为了进行补偿，可以采用柔量增强件。

(2) 因多余约束副产生的过约束是无效的。

(3) 欠约束条件是不能接受的，必须加以解决。

(4) 常见悬臂钩锁紧件受其分离能力的限制，使用时要谨慎。

(5) 环套类悬臂锁紧件、侧向作用钩爪、止逆件都是比钩爪等级高的锁紧件，应该首选。

(6) 涉及到框的应用属于4级分离。

参 考 文 献

- 1 Luscher, A. F., Bonenberger, P. R., 1997, "Part Nesting as a Plastic Snap-fit Attachment Strategy", DETC97/DTM-3893, *Proceedings of DETC'97, ASME Design Engineering Technical Conference*, September 1997.
- 2 Bonenber, P. R., 1995a, "A New Design Methodology for Integral Attachment", ANTEC'95 Conference of the Society of Plastics Engineers, May 1995, Boston, MA.

第 6 章 功能件设计与分析

约束功能件的最终设计与分析最好是在创建出根本上合理的连接方案之后进行。大多数情况下，定位功能件几乎不必分析，因为它们是结实的和非柔性的。定位件与锁紧件不同，不需要用保持强度平衡装配偏斜和应变。如果需要对定位件强度进行计算的话，通常直接对剪切和压缩强度进行简单计算。因此，本章不讨论定位功能件的计算问题。

功能件的设计与分析通常集中在锁紧功能件上，因为从其本质上看，它更为复杂，并对性能有更多的要求。锁紧功能件的计算也代表了卡扣技术知识的传统“功能件层面”。因此，对此课题的研究已有很长的历史。很多与锁紧件计算相关的出版物列在本章结尾。本书参考了很多专著，它们包含了独特的或特别有用信息。

因为与功能件层面有关的书很多且非常实用，因此本章既不对此题目进行深入探讨，也不对与功能件分析有关材料问题进行太深入的讨论。此题目有许多非常好的信息源，其中一部分也列在了本章结尾。

本章将简要地讨论一些数据和材料问题，有代表性地对悬臂钩的行为进行常见计算。本章还将讨论一些修正方法，以使这些计算更为准确。本章还将介绍一些其他类型锁紧件的计算。

在某些情况下，功能件的计算没有必要在零件开发之初就进行，而且也并不是惯例。设计者只是希望能制造出具有能很好工作的锁紧功能件，并且在一定程度上代表了功能件的最终设计。为了支持这一想法，还提供了用于悬臂钩锁紧件初始设计的一些简明规则。

在功能件分析的准备过程中，设计者必须确定分析的特定目标，也必须有获得表征所讨论零件材料性质所需数据。设计和分析通常涉及到约束功能件以下某些或全部的计算：

- ① 装配力；
- ② 装配应变；
- ③ 保持强度；
- ④ 脱开力；
- ⑤ 脱开应变。

对于上述某些计算，采用新材料时，分析计算才需要特性数据。对于另一些，新材料、旧材料的数据都需要。

6.1 功能件分析的前提条件

为了对功能件进行准确而有效的分析，必须满足一定的前提条件。只有核实接合面约束是否适当之后，才能对功能件进行分析。适当约束可确保作用在连接上的力是能用静力学确定的，确保只有想要的力（分析过程中应考虑力）作用在卡扣功能件上。约束已经在第2章做了介绍，在第3章和第5章进行了更详细的讨论。

接合面的设计应尽可能做到尺寸上的坚固性。两零件上的主要和次要基准位置都应该用约束功能件来仔细选择，尺寸上最关键的定位副应作为其他约束功能件的基准。这可以减少对高精度公差的要求，并且意味着，作用在功能件上的力是更容易预测的。应该始终牢记用于分析的三个要求：强度、约束和坚固性。当然，分析的最终目的是确保功能件的强度。

6.2 分析所需的材料特性数据

本节的意图并非要使读者成为聚合物方面的专家。其目的是，为基本理解引入一些重要概念，并激励读者向树脂供应商或聚合物专家提出一些聪明的问题。大多数情况下，都是根据产品的外观和功能要求，为特定应用选择材料。卡扣功能件的性能不是主要考虑的问题。卡扣必须用给定的材料制成并工作。某些材料问题的正确评价有助于设计者在开发过程中尽早了解潜在的困难，知道向聚合物专家提出那些问题。

通常出现功能件的分析计算中的材料特性有四种：应力（ σ ）或应变（ ϵ ），弹性模量（ E ）和摩擦系数（ μ ）。在开发过程中，设计者得到这些资料越早越好。对于大多数卡扣性能计算来说，应变数据比应力更优先选用。

6.2.1 材料数据源

应力-应变以及相关资料可以以各种形式找到，有些可能比另一些更有用。产品手册提供的材料数据只适用于一般产品的比较或对产品的初步筛选。它不能用于零件的设计或卡扣功能件的分析。

材料数据表也代表了供应商对实验室数据的整理。数据表比手册更为详细，而且更实用，但手册中的数据也是根据需要在一般假设和特定的试验条件下得到的。它们只能提供特定点（单点数据）的数据，它们的

创建造成数据的整理的正常偏差。如果将它们用于分析，应确保数据代表了所需的信息（某个供应商的术语或许与你所用的术语不同），而且您能够完全了解数据产生的条件。请注意，试验和样品的制备过程在供应商之间可能是不同的。

材料百科全书、供应商数据库和全球数据库包含的信息与材料数据表的类似。然而，不同的试验和样品制备方法会造成直接比较的困难。CAMPUS®数据库^[1]是个例外。CAMPUS®是靠统一标准支持的计算机辅助材料预选数据库。CAMPUS®数据库包含了从45个以上塑料生产商那里得到的数据，包括应力-应变曲线以及其他力学、热和电性能。其主要吸引人之处之一就是，数据均由符合ISO标准的统一实验而得，并可以直接对材料性能进行比较。该数据库对子公司确认的消费者也是可以利用的。

应力-应变曲线是卡扣设计与分析时的首选数据。应力-应变曲线有助于设计者和材料专家了解他们所看到的数据是否适合特定的应用。设计者还要核实数据产生的条件是否与此应用相符。有的时候，设计者必须索要一组特殊条件下得出的曲线。

许多已出版的应力-应变曲线是在拉伸试验的基础上得到的。拉伸试验数据对拉伸载荷是可取的，当没有其他曲线可以利用时，对其他条件也是可以接受的，但最好是在实际载荷条件下的试验数据。对于某些卡扣功能件的分析来说，弯曲是偏斜的主要模式。在这种情况下，应该首选通过挠曲试验得到的应力-应变曲线。在剪切条件下，通过剪切试验得到的数据是合乎要求的。

尽管要首选与应用中想用的材料非常吻合的应力-应变曲线，但用它们的时候仍然要小心。以下摘引出自一个树脂供应商的设计指南^[2]，但它适用于出自所有的供应商的数据。

所示数值是由实验室试验样品测试得出的，并代表了普通材料标准性能范围的数值……。这些数值并不打算用来确定最大、最小或特殊用途的数值范围。[用户]必须自己确认，作为随后加工用的材料能否满足他们的特殊产品或使用的要求。

这就意味着，不论材料性能数据有多好，它都是在标准条件下实验室测试的结果。这些条件并不能代表某一特殊应用的所有变量和条件。因此，需要对生产的零件做终端应用试验，以对其材料性能进行核实。

6.2.2 用于分析的假设

除非另有说明，否则塑料的分析计算主要依据与材料相关的三个假

设，即弹性线性、均质和各向同性。事实上，塑料不能满足这些假设，尽管某些塑料比另一些更接近于这些假设。然而，如果我们想采用传统的结构分析公式来进行相对简单的计算的话，做这些假设是非常必要的，这些假设适用于大多数的卡扣分析。这些假设可接受的一个理由是，在大多数情况下，卡扣行为的预期分析并不十分严密。这些假设对分析精度的影响并不像许多其他变量对计算的影响那样明显。某些其他的影响将在本章讨论。

塑料是线性弹性体。应力-应变曲线在分析范围内是线性的（弹性的反义是塑性）。实际上，大多数塑料在有用范围内的应力-应变曲线并不是线性的。为了对这一点进行补偿，采用了在工作范围内应力-应变呈线性关系（正切模量）的假设。

塑料是均质的。材料的组分在整个零件上都是一致的，零件的一小块具有与整个零件相同的物理性质。（均质性的反义是非均质性。）实际上，塑料零件的组分与许多因素有关，如原料的混合、模内流动和冷却。模具和零件功能件设计适当，有助于确保材料的性能在分析的范围内与预期的性能合理地相近。安全系数和保守的计算也能进行补偿。

塑料是各向同性的。材料中任一点的物理性质是相同的，而与被测试件所处的方向无关。（各向同性的反义是各向异性。）实际上，特殊填充的和玻璃增强的材料均未展现出各向同性的行为。有的时候，这些材料的测试数据会暗示出测试的方向。有的时候，所测数据只能反映出最佳性能方向。零件和模具设计适当有助于确保，将高性能定向在最终零件的正确方向上。如果各向异性存在的话，分析所用的数值应该将这一特点反映出来。

6.2.3 应力-应变曲线

分析所用最重要的数据是材料的应力-应变关系。显示这一关系的最好方法就是应力-应变曲线，即材料在一定实验室测试条件下得到的应力与应变的关系图，如图 6.1 所示。初始模量是在相对低的应力和应变处的应力-应变曲线的斜率，是曲线起始部分的一条切线。如果塑料展示出某些线性特点，那么初始模量将向比例极限倾斜。反之，如果起始部分是非线性的，那么初始模量被称为正割模量，通常为 1% 应变。

与钢的应力-应变曲线特征不同，钢的曲线形状对所有的钢都一样，而塑料的应力-应变曲线会因材料的不同有着相当大的不同。它们也是需进行解释的话题。这就是为什么进行分析时最好能得到材料的应力-应变

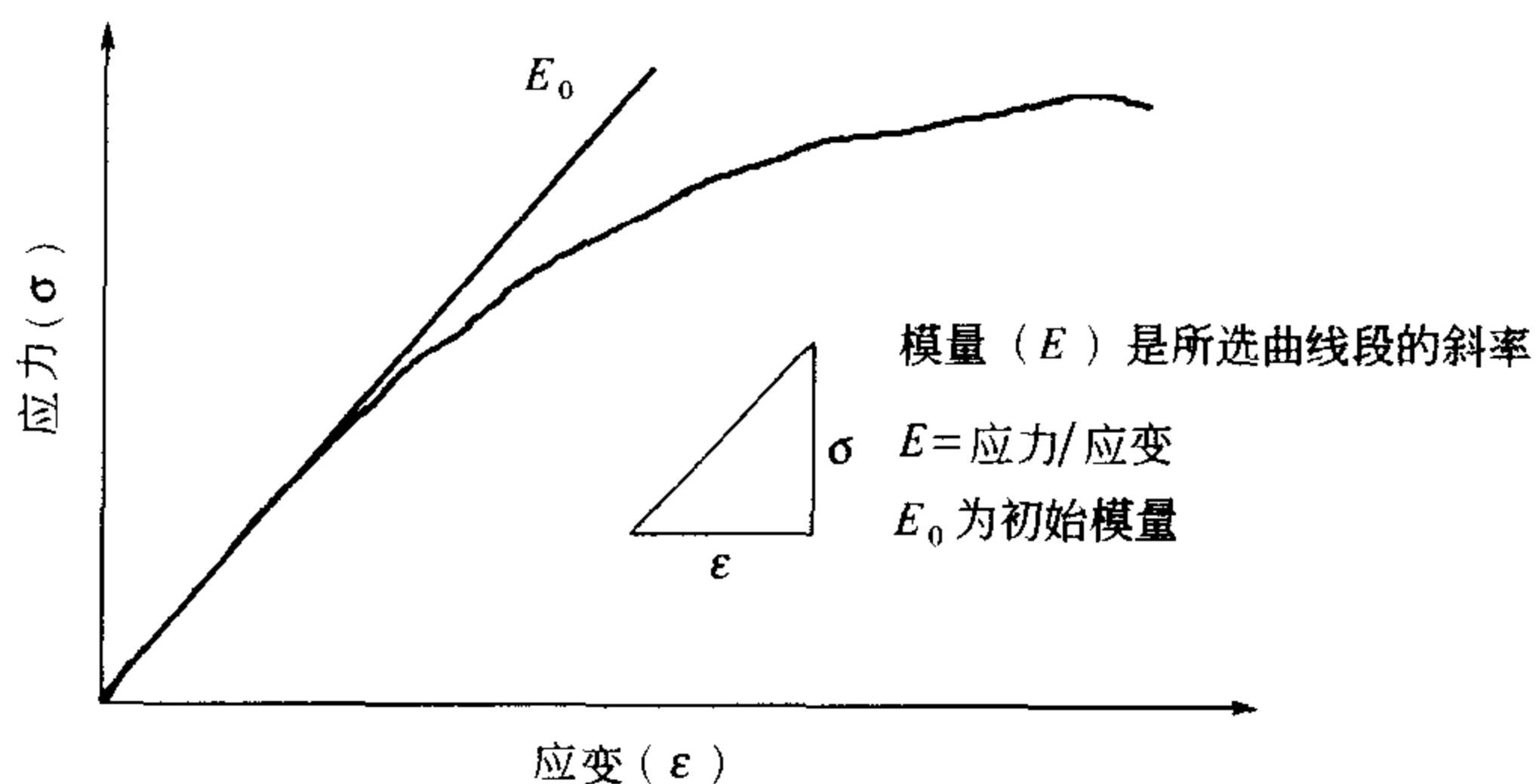


图 6.1 基本应力-应变曲线

曲线的原因所在。一些典型的塑料应力-应变曲线如图 6.2 所示，每条曲线上的重要点都做了定义，但并非每个点都在每条曲线上显示出来。图 6.2 和术语定义出自于塑料件设计——基本原理，设计手册 TDM-1，并经 Ticona LLC^[2] 许可。按照作者的观点，对于非聚合物专家的卡扣设计者来说，这是一份材料信息与设计信息融合极佳的文献，并极力向您推荐。

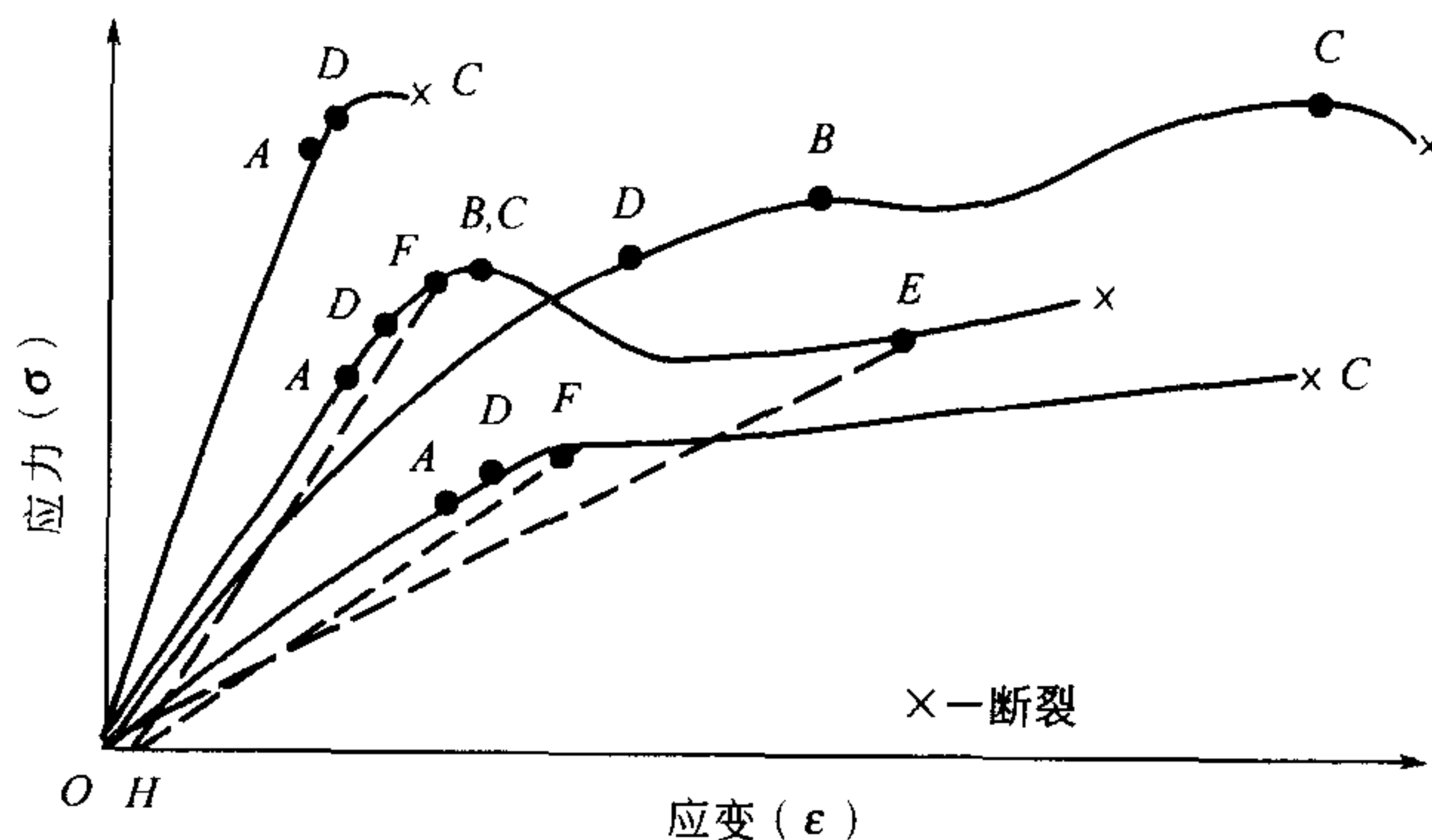


图 6.2 典型应力-应变曲线

得到 Ticona LLC 许可，塑料件设计——基本原理

比例极限 (A)。对大多数材料来说，在应力-应变曲线上都存在着这样某些点，这些点处的斜率开始改变，则线性结束。比例极限就是材料对所施加载荷的承受能力而不背离应力与应变比例关系处的最大应力。比例极限用压力 MPa (或 psi) 表示，如图 6.2 中 A 点所示。请注意，某些材料在很大的应力和应变测量范围内仍保持这一比例关系，而另一些则表现出比例关系很小或无比例关系，如前面所讨论的那样。

屈服点 (B)。屈服点是应力-应变曲线上的第一个点，在此点处，应变出现一个增量，而应力无增量。曲线的斜率在此点为零。请注意，某些材料可能没有屈服点。

极限强度 (C)。极限强度是材料承受所施加载荷时能经受住的最大应力。此强度也用压力 MPa (或 psi) 表示，并注以点 C。

弹性极限 (D)。许多材料会受到超出它们的比例极限的载荷，去掉负载后，仍可返回到零应变。而另一些材料，特别是某些塑料，没有比例极限，即不存在应力与应变呈比例的区域 (材料服从虎克定律)。然而，这些材料也能承受很大的载荷，但去掉载荷后，仍然能返回到零应变。在上述两种情况中，应力-应变曲线上的点 D 都表明，超过该点，即使去掉载荷，材料也会永久变形。此点被称之为弹性极限。

正割模量 (E)。正割模量是应力-应变曲线的任一点上应力与相应应变的比值。例如，图 6.2 中，E 点的正割模量是直线 OE 的斜率。

屈服强度 (F)。某些材料不展示屈服点。对于这些材料，需要通过拾取一个超出弹性极限的应力量级而建立一个屈服强度。尽管为不展示屈服点的材料建立了屈服强度，但此数值常常被用于屈服点上应变非常高的塑料，以提供更接近实际的屈服强度，如曲线上的 F 点所示。屈服强度一般通过在特定偏置应变 (点 H) 上构建一条与 OA 平行的直线来建立。此直线与应力-应变曲线交点 F 处的应力就是偏置点 F 上的屈服强度。例如，如果 H 点在 2% 应变处，则点 F 可称之为“应变偏置 2% 处的屈服强度”。

塑料的应力-应变行为的三种基本类型如图 6.3 所示。韧性是对材料抗冲击载荷的度量，可以用应力-应变曲线下的面积表示。这样，此处所表示的硬 (脆) 和柔性的材料具有比塑性材料更低的韧性。韧性塑料是卡扣的首选材料。脆性材料中的卡扣需要非常小心地认真设计和分析，尤其是应用中存在冲击载荷的时候。柔性材料通常不适合于卡扣。

应力-应变曲线是功能件分析的一个重要信息源。如果手头没有应力-应变曲线，有时可根据材料数据表所提供的信息合理地估画出如图 6.4 所示的曲线^[3]。从这个估画出的曲线上，可估算出分析所需的其他数值。当然，在解释分析结果时，这条曲线 (或其他任何应力-应变曲线) 的准确性必须给予考虑。如果应力-应变曲线必须要估画出来，参照图 6.2 会给读者一个大致的印象，曲线形状如何变化取决于那些可以利用的数据点。

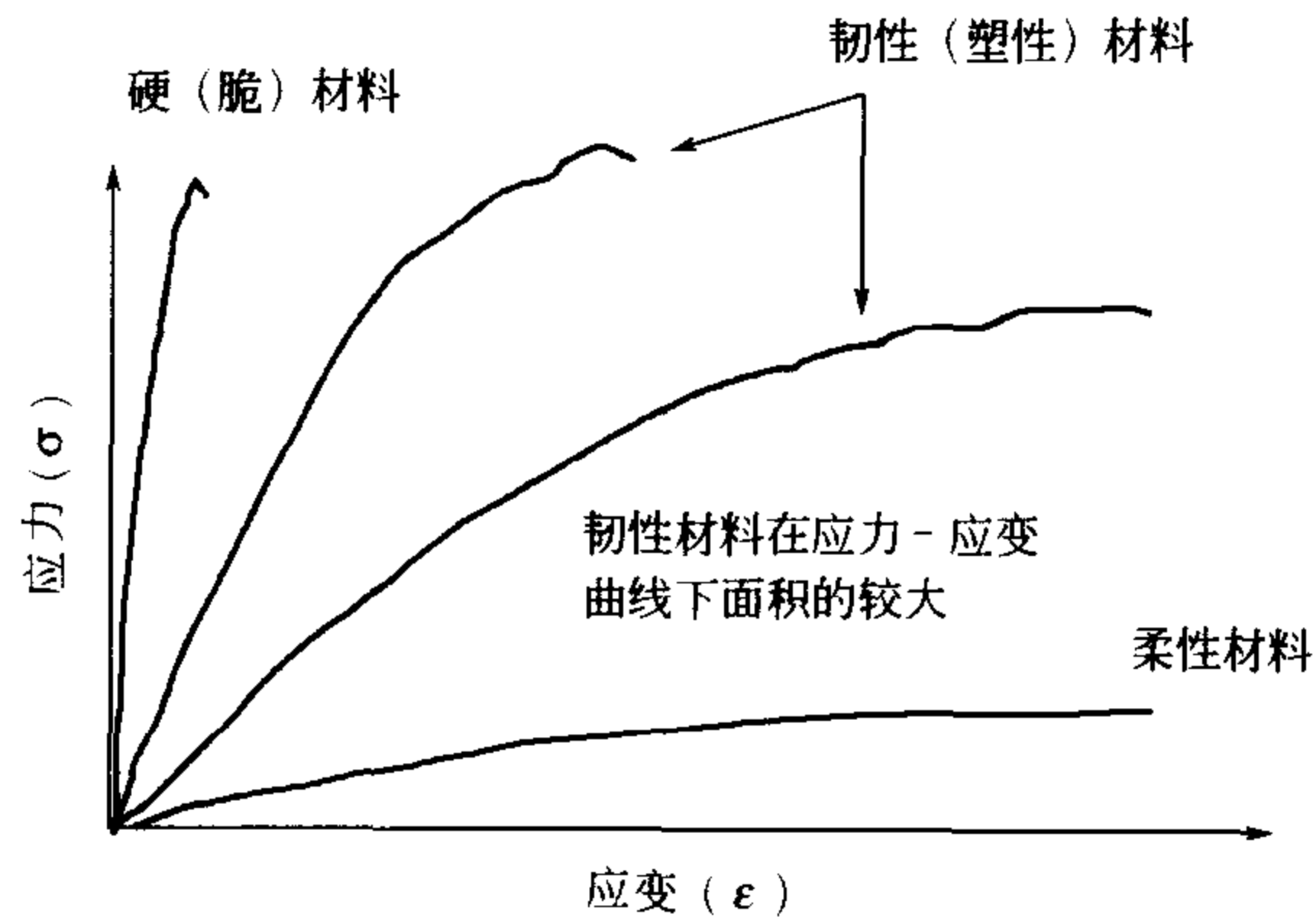


图 6.3 韧性、脆性、柔性塑料的比较

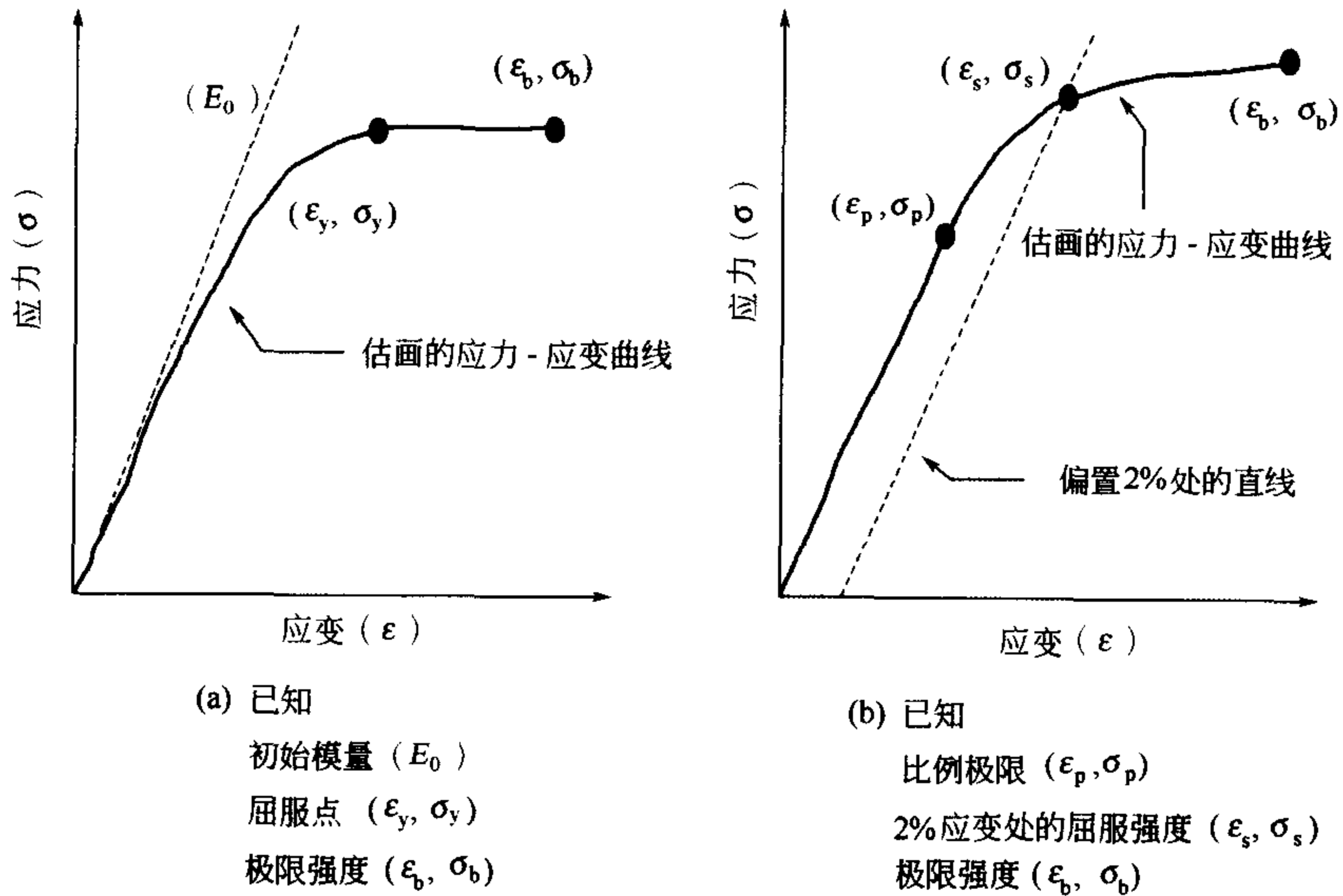


图 6.4 根据可利用数据估画一条应力-应变曲线

6.2.4 设计点的估算

为了确定早期或初步的设计指标，可以用标准产品数据表上的强度值乘以表 6.1^[2,3]所示的百分比。参考文献 [3] 也对安全系数进行了比较深入的讨论，还介绍了反映材料和加工对设计点确定的影响的其他因素。

对于最终分析，推荐根据应力-应变曲线来估算设计点。设计点代表功能件分析时的最大许用应力和应变。设计点也可以估算正割模量。有必要利用几条应力-应变曲线来确定几个设计点，每一条曲线代表着不同的

表 6.1 零件初步设计的最大强度估算^[2,3]

载 荷 类 型	功能件损坏不关键时	功能件损坏被认为关键时
对于间歇载荷(非周期性或疲劳载荷)	25%~50%	10%~25%
对于恒定载荷	10%~25%	5%~10%

注：用这些适用于初步分析和产品筛选的系数乘以材料数据表中的强度值。估算的结果不适用于最终分析和终端应用测试。

卡扣工作的条件。也有必要询问供应商，以建立适合于产品特殊条件的曲线。适用于要估算的设计点的条件应该包括短期和长期的考虑。

典型的短期条件可以是室温条件下的新型的或新的材料。这通常适用于对初始装配性能的评价，除非初始装配涉及的是热敏性或老化的材料。典型的长期条件应该包括所施加载荷的历程、预期有多次的装拆次数、热效应、紫外线和化学试剂影响、材料蠕变性质和环境温度影响。

一旦得到了应力-应变曲线，以下准则可以用来估算每条曲线的初始设计点。

① 应变被固定时的应用 有这样一种应用情况，即功能件在装配过程中发生偏斜，之后在产品使用寿命中始终保持一定程度的偏斜。这是一种长期载荷条件。

a. 对于塑性和高延伸性的塑料，设屈服点或屈服应变的 20% 处应变最大许用应变，无论哪一个值都是比较低的，如图 6.5(a) 所示。

b. 对于不展示屈服的脆性和低延伸性的塑料，设断裂点处应变的 20% 处的应变为最大许用应变，如图 6.5(b) 所示。

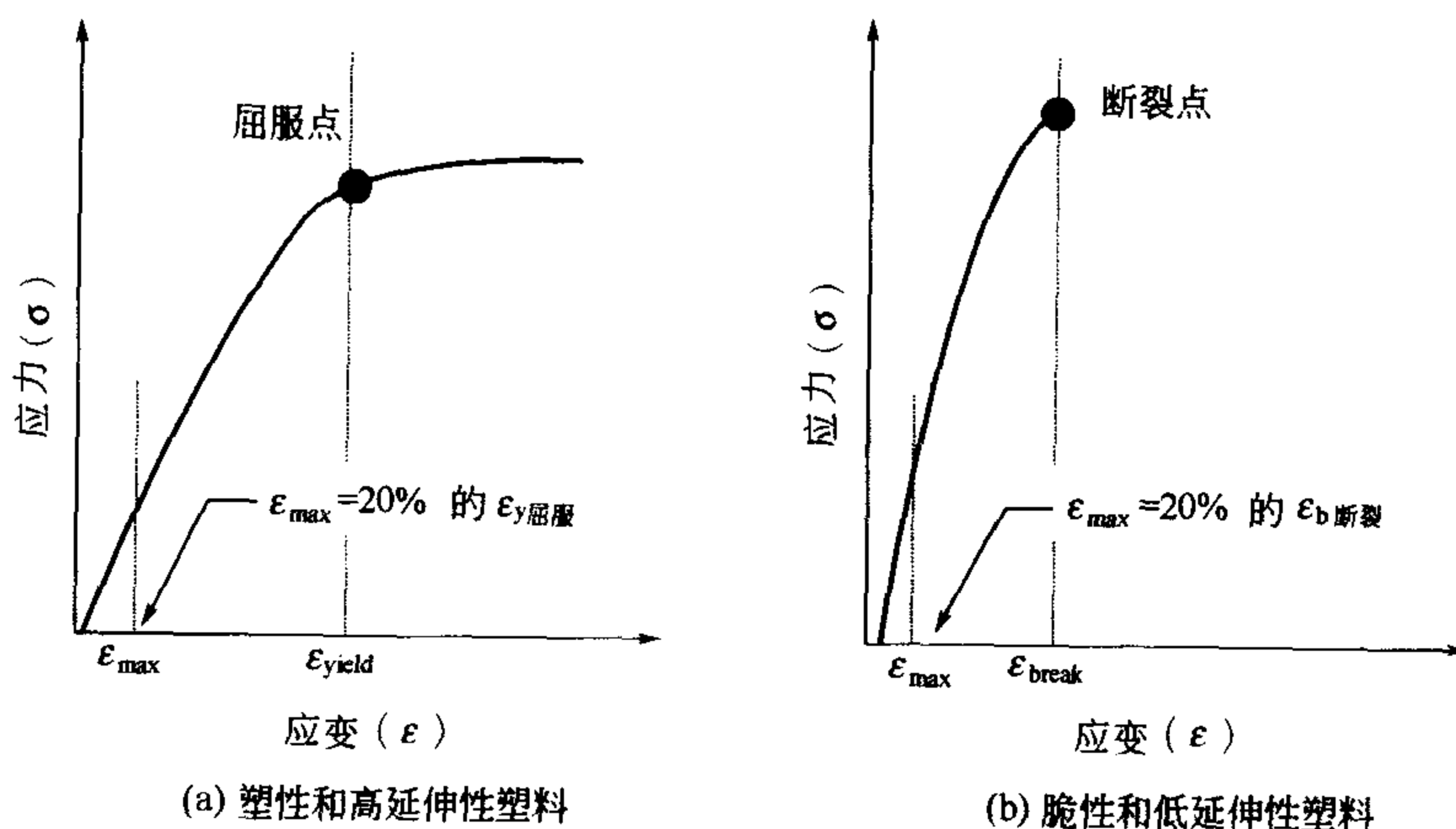


图 6.5 固定应变的设计点

② 应变为变量时的应用 装配过程本身涉及到应变的变化。当偏斜发生得很快时，如装配时或有冲击载荷时，功能件的分析应该依据**动态应变**，而不是依据应力或静态应变。因为塑料的行为具有时间依赖性，当偏斜快速发生时，计算出的应力很可能超过屈服应力但并未造成损伤。当载荷或挠曲快速出现时，如在装配过程中所发生的那样，确定设计点时应该用动态应变极限。当载荷或偏斜出现得非常慢时，如在拆卸或受持续载荷所发生的那样，计算中可以采用最大许用应力或静态应变值。

有些供应商可能会在他们的材料设计资料中推荐最大工作应力量级。可将此应力用于长期载荷条件的估算。

两种不同应变的材料用于应用。

③ 有明确屈服点的材料 装拆次数较少（约 1~10 次）时，设屈服点处应变的 70% 为最大许用应变，如图 6.6(a) 所示^[3]。

装拆次数较多（>10 次）时，设屈服点处应变的 40% 为最大许用应变，如图 6.6(b) 所示。

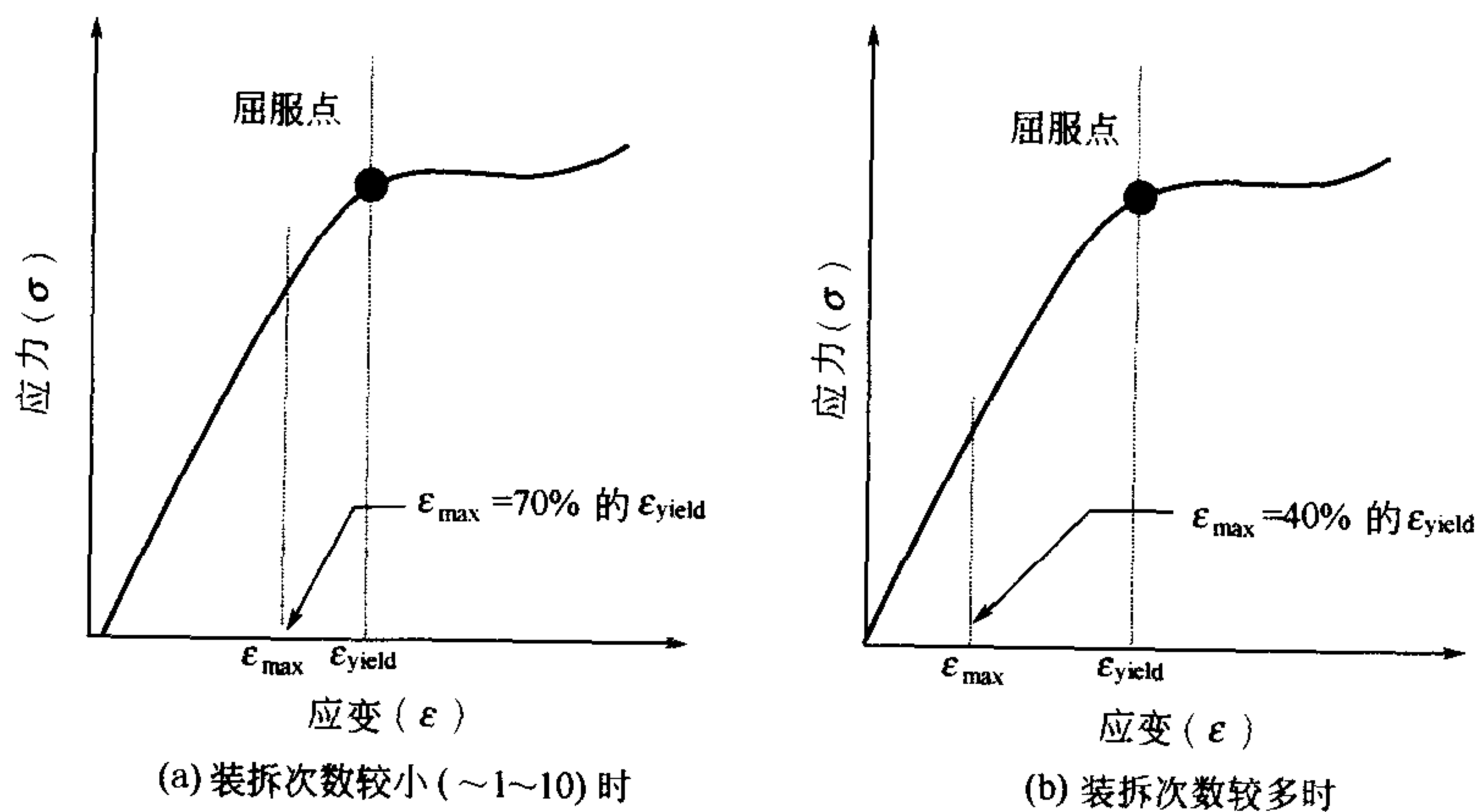


图 6.6 具有明确屈服点的变应力的设计点

④ 无明确屈服点的材料 装拆次数较少（约 1~10 次）时，设断裂点处应变的 50% 为最大许用应变，如图 6.7(a) 所示^[3]。

装拆次数较多（>10 次）时，设断裂点处应变的 30% 为最大许用应变，如图 6.7(b) 所示。

⑤ 正切模量 一旦建立了设计点，正割模量 (E_s) 就是从原点过设计点直线的斜率，如图 6.8 所示。

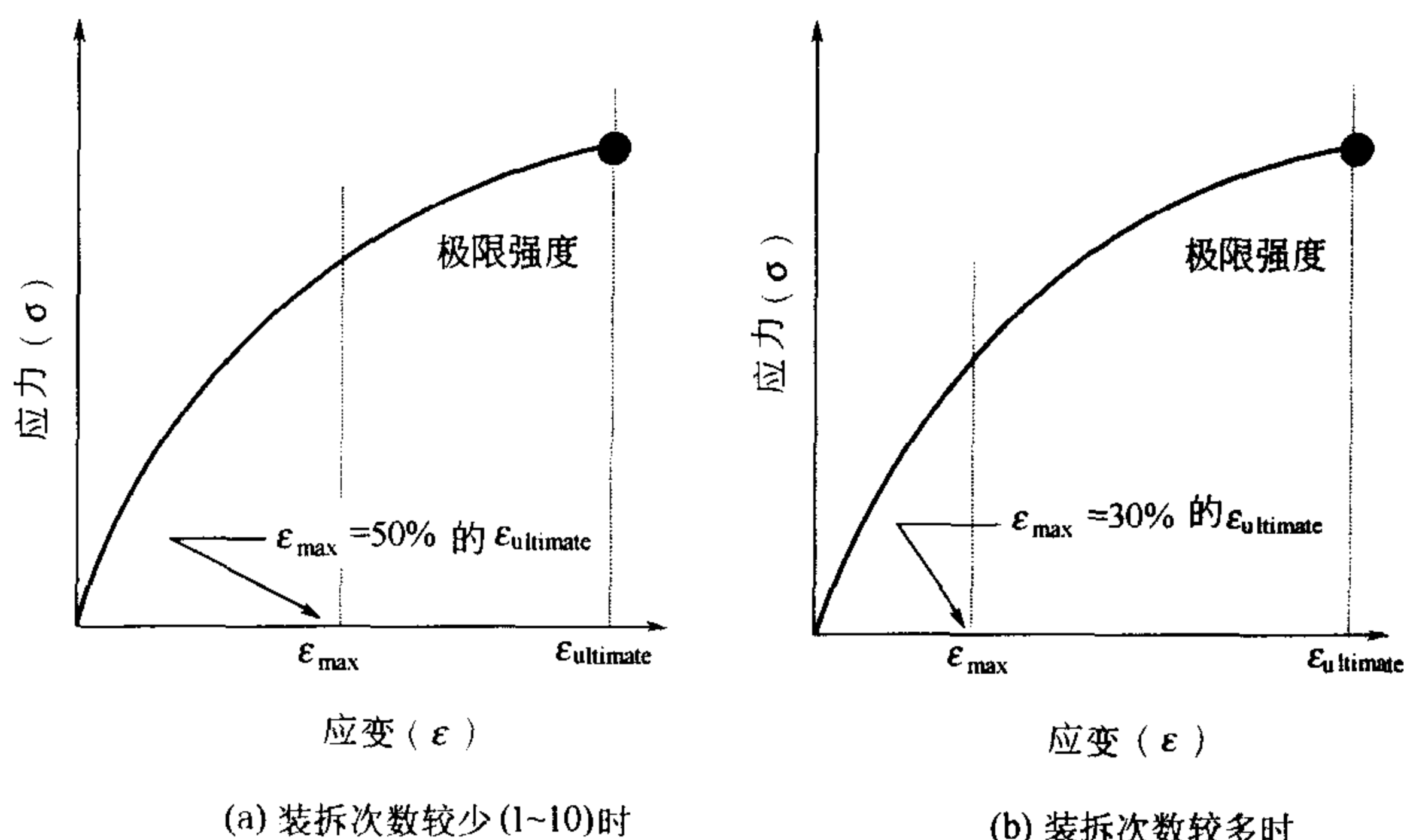


图 6.7 无明确屈服点的变应力的设计点

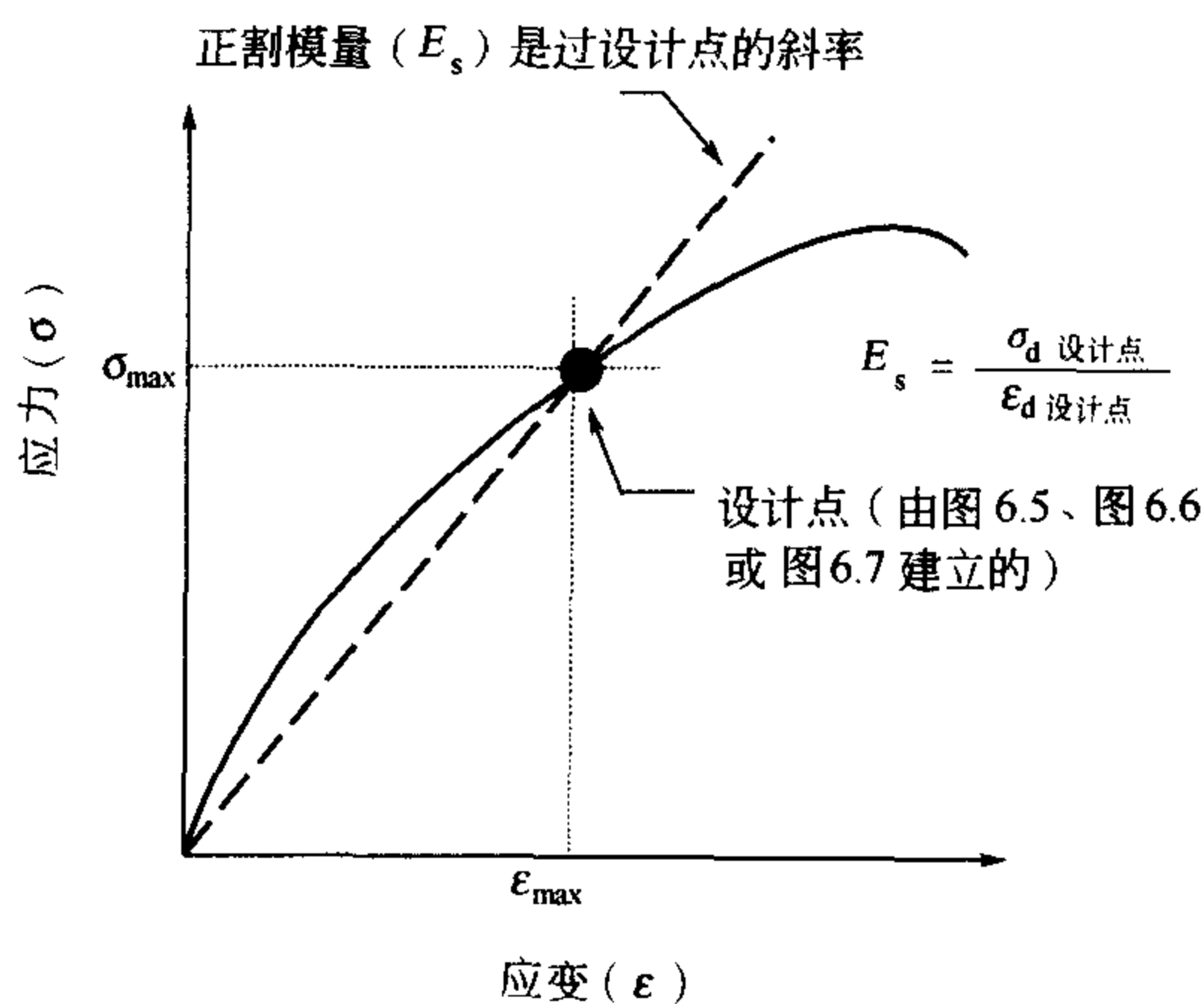


图 6.8 根据点计算正割模量

⑥ 最大许用应变数据 表 6.2 给出了一些不同类型材料的最大许用应变值。这些数值可用于估算初始性能，但不能用于最终分析。

现在，结束有关应力和应变的讨论。应记住的重点包括：

- ① 手册上公布的数据可用于初选，但在最终分析时，最好是用材料数据表和准确的应力-应变曲线来建立设计点；
- ② 采用代表实际应用条件的应力-应变数据；
- ③ 许用应变对塑性聚合物趋高，而对脆性聚合物趋低；
- ④ 要认可，很多条件都会对实际最大许用应变产生影响，为了核实预期的性能，必须做终端应用测试。

表 6.2 最大许用应变

材 料	典型的 $\epsilon_{\max}/\%$	来 源
大多数塑料	1~10	X
玻璃纤维填充塑料	1~2	X
聚丙烯 PP	8~10	X
30%玻璃纤维增强的聚碳酸酯 PC	1.8	X
聚苯硫醚(40%玻璃纤维增强的)PPS	1	X
高耐热聚碳酸酯 PC	4	B
聚碳酸酯/ABS 共混	2.5	B
丙烯腈-苯乙烯-丙烯酸 ASA	1.9	B
聚碳酸酯共混	3.5	B
聚碳酸酯 PC	4	B
聚酰胺(有条件的)PA	6	B
聚酰胺(干燥的)PA	4	B
聚酰胺/ABS	3.4	B
丙烯腈-丁二烯-苯乙烯 ABS	1.8	B
聚碳酸酯(10%玻璃纤维增强)	2.2	B
聚酰胺/ABS(15%玻璃纤维增强)	2.2	B
聚碳酸酯(20%玻璃纤维增强)	2	B
有条件的聚酰胺(30%玻璃纤维增强)	2	B
干燥的聚酰胺(30%玻璃纤维增强)	1.5	B
聚醚酰亚胺 PEI	9.8	A
聚碳酸酯 PC	4~9.2	A
聚甲醛	1.5	A
尼龙 6(干燥的)	8	A
尼龙 6(30%玻璃纤维增强)	2.1	A
聚对苯二甲酸丁二酯 PBT	8.8	A
聚碳酸酯/聚对苯二甲酸乙二酯 PC/PET	5.8	A
丙烯腈-丁二烯-苯乙烯 ABS	6~7	A
聚对苯二甲酸乙二醇酯 PET(30%玻璃纤维增强)	1.5	A

注：B—塑料卡扣连接件=设计指南，拜尔公司，聚合物部，1998；

A—卡扣模件设计手册，Allied Signal 塑料，1997；

X—未经核实。

1. 除注明外，表中材料均为未增强。
2. 这些数值是对短期应变、少次数或单次操作而言。对于多次操作，用所示值的 60%。
3. 应变数据是在室温下测得。
4. “有条件的”指的是相对湿度 50% 和 20℃ 的标准试验条件，除非注明其他特殊湿度/温度条件。
5. “干燥的”指的是低或无湿气含量，常常是在“模塑后经烘干的”。

6.2.5 摩擦系数 (μ)

摩擦系数是，作用在接合面上的法向力与接合面上的一元件滑过另一元件所需力之比。它可用于计算装配力、分离力、保持强度以及一卡扣功

能件必须滑过另一件的所有状态。

摩擦系数与材料的润滑性有关。润滑性是材料在相对运动时的承载能力，是对材料滑过另一材料或其自身而不磨伤或损坏其他表面能力的度量。润滑性好的材料摩擦系数较低，润滑性差的材料摩擦系数较高。有关材料润滑性的信息有时可以从其数据表中找到。

一些发表的摩擦系数如表 6.3 所示。然而，必须要知道，这些数值都是依据特定测试条件和材料测得，这些测试条件和材料可能与特定产品或常见的卡扣边缘在保持功能件表面滑动的条件只有很少关系或没有关系。摩擦数据最好是根据实际条件测得，但这种情况极少。通常都是采用所发表的数据和润滑性信息，或者根据自己的判断来确定摩擦系数。从所示的数据可以看到， μ 的取值范围为 0.2~0.7。对初始分析而言，除非有其他数据可得，否则只能估计，一般比较合理的是，低摩擦材料的 μ 值取 0.2，高摩擦材料的 μ 值取 0.4。摩擦系数的可变性极大地影响装配和保持计算的可靠性和准确性。

表 6.3 已发表的摩擦系数

材 料	μ	来 源
聚醚酰亚胺 PEI	0.20~0.25	A ^①
聚碳酸酯 PC	0.25~0.30	A
聚甲醛	0.20~0.35	A
尼龙 6	0.17~0.26	A
聚对苯二甲酸丁二酯 PBT	0.35~0.40	A
聚碳酸酯/聚对苯二甲酸乙二酯 PC/PET	0.40~0.50	A
丙烯腈-丁二烯-苯乙烯 ABS	0.50~0.60	A
聚对苯二甲酸乙二酯 PET	0.18~0.25	A
聚四氟乙烯 PTFE	0.12~0.22	B ^②
聚乙烯 PE 硬质	0.20~0.25(2.0)	B
聚丙烯 PP	0.25~0.30(1.5)	B
聚甲醛;聚氧化甲烯 POM	0.20~0.35(1.5)	B
聚酰胺 PA	0.30~0.40(1.5)	B
聚对苯二甲酸丁二酯 PBT	0.35~0.40	B
聚苯乙烯 PS	0.40~0.50(1.2)	B
苯乙烯-顺丁烯二酸酐共聚物 SAN	0.45~0.55	B
聚碳酸酯 PC	0.45~0.55(1.2)	B
聚甲基丙烯酸甲酯 PMMA	0.50~0.60(1.2)	B
丙烯腈-苯乙烯-丙烯酸 ASA	0.50~0.65(1.2)	B
聚乙烯 PE 软质	0.55~0.60(1.2)	B
聚氯乙烯 PVC	0.55~0.60	B

续表

材 料	μ	来 源
样品滑块对样品板	在 10.6mm/s 时	T ^③
聚丙烯(用于成型的)对聚丙烯(用于成型的)	0.71	T
尼龙(用于成型的)对尼龙(用于成型的)	0.65	T
聚丙烯(已磨损的)对聚丙烯(已磨损的)	0.27	T
尼龙(已加工的)对尼龙(已加工的)	0.47	T
低碳钢对聚丙烯(已磨损的)	0.31	T
低碳钢对尼龙(已加工的)	0.30	T
聚丙烯(已磨损的)对低碳钢	0.38	T
尼龙(已加工的)对低碳钢	0.40	T

① 数值是给定材料自身的测试值。

② 数值是所测材料与钢的测试值。不同塑料之间的摩擦等于或略低于这些数值。相同材料之间的摩擦一般会高于这些数值，已知的乘数标在括弧内。

③ 无润滑测试，动摩擦系数。

注：A—卡扣系数设计手册，Allied Signal 塑料，1997；

B—塑料卡扣连接件设计指南，拜尔公司，聚合物部，1998；

T—塑料加工工程，James L. Throne, Marcel Dekker Inc. 1979。

由文献 [4] 得来的表 6.3 中的数据与旋转-焊接的资料相关，随着对此技术的关注，可能已经得到进一步的发展。然而，表中显示出的依赖于测试而出现的种种变化是十分有用的。例如，应该注意，钢对聚丙烯与聚丙烯对钢之间是不一样的。设计者应该把所有摩擦系数视为对锁紧副接合面上的摩擦进行“培训估算”的资料。

6.2.6 其他影响

塑料材料还有许多其他性能，尽管它们在计算中并未出现，但因其对应力和应变行为的影响，也会对分析产生影响。某些性能还会影响零件尺寸的稳定性。

(1) **添加剂**是为了增强塑料的某种功能和加工性能而添加的化学品。因为添加剂反过来也会影响机械性能，所以对卡扣功能件的性能也会产生影响。添加剂包括冲击改进剂，紫外线 (UV) 稳定剂、着色剂和阻燃剂。

(2) 随着温度提升，塑料的**老化**会加速。在长时间的高温下，所有塑料的机械性能都会降低。比较一下热稳定性就可看出降解的严重性。有的时候，为了表明高温下塑料的性能，也要建立应力-应变曲线。

(3) **蠕变**是承受载荷（如偏斜）时应变较长期的增量。材料的蠕变率取决于所施应力、温度和时间。对于长期性能分析，需要表明长期蠕变效应的应力-应变曲线。从这些曲线，可以确定蠕变模量，并将其用于计算。

(4) 塑料性能对**温度效应**很敏感。一般来说，随温度升高，材料变软，韧性增大，模量降低。载荷下的挠曲温度 (DTUL) 也称为热挠曲温度或 HDT，它是一个单点测量值，可用于质量控制或短期耐热性材料的初筛选。然而，DTUL 值不应用作设计数据。

(5) **耐疲劳性**。对于施加周期载荷的应用，可以建立 SN 曲线。周期载荷，尤其是交变载荷，会造成塑料零件寿命的明显降低。

(6) **缺口敏感性**是指从缺口、初期裂纹或拐角产生的豁裂在材料上蔓延的容易程度。在所有计算中，应该包括与尖角的局部应变效应有关的应力集中系数。

(7) **化学和紫外线效应**可降低机械性能。一般情况下，随温度和/或应力量级的升高，塑料耐这些效应的能力会降低。

(8) **模具设计和零件加工**会影响功能件性能。壁厚和不适当的冷却会引起缩孔或内应力。模内流动路径、熔接线、浇口位置都有可能对功能件强度产生不利影响。

(9) 塑料行为**依赖速率**。这就意味着塑料的行为受所施载荷速度的影响。应力-应变试验是在标准速度下进行的，也许并不能代表实际应用时的真实加载速度。对某种给定的塑料而言，高的加载速度造成其行为与低温时的极为相似，又硬又脆。慢的加载速度造成其行为与高温时的行为相似，又韧又软，如图 6.9 所示。

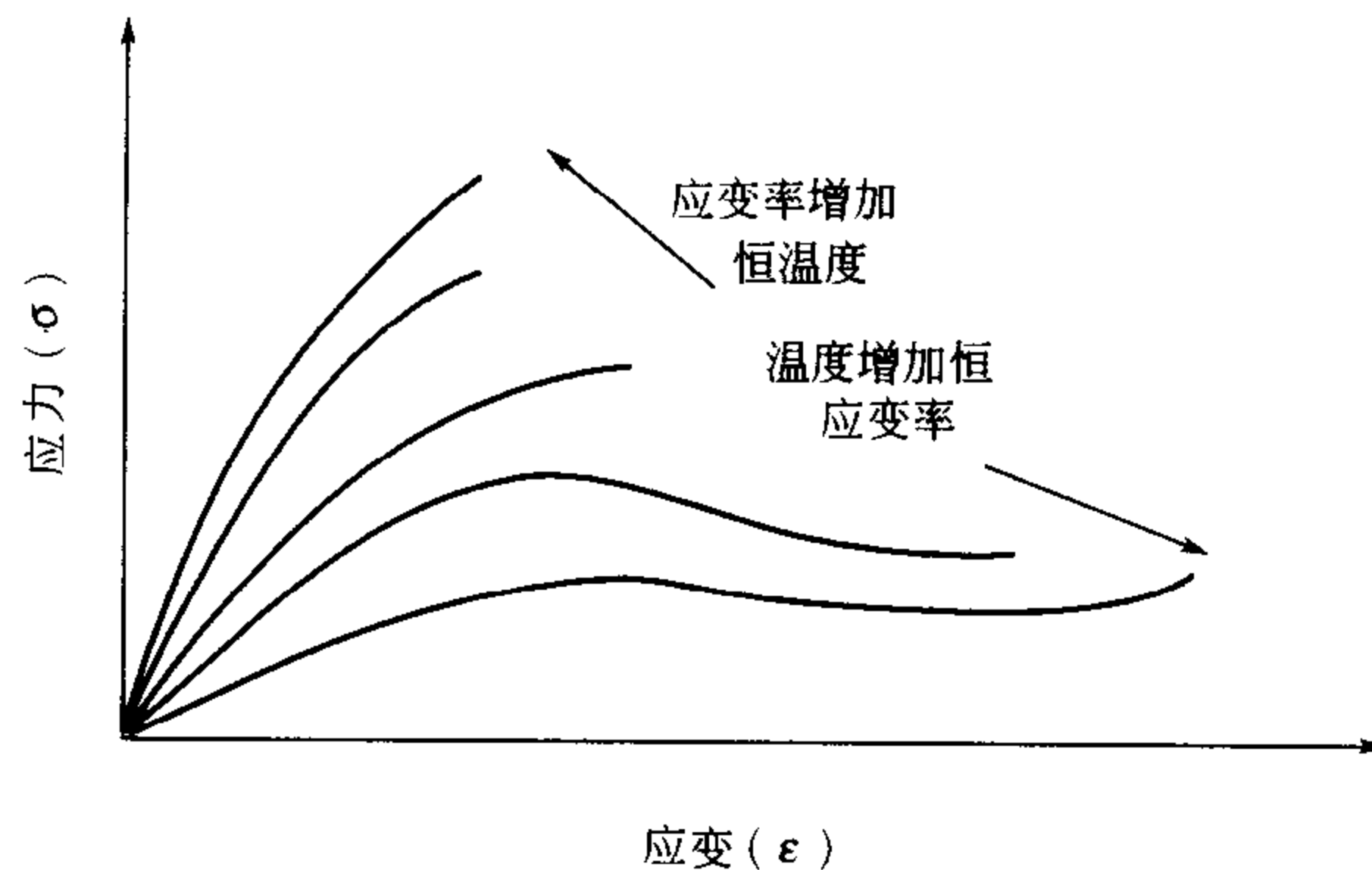


图 6.9 温度和应变率对应变特性的影响
经 TconaLLC 的许可，塑料件设计-基本原理

(10) **回收料或回用料**的含量以及成型前物料混合 (为均匀性) 效率都会影响机械性能和零件与零件的一致性。

(11) **应力松弛**是指恒定应变下较长期的应力降低 (蠕变涉及恒应力，

而应力松弛则涉及恒应变)。可以建立与蠕变数据类似的数据,并确定松弛模量,但松弛数据不像蠕变数据那样容易获得。因此,蠕变模量可近似地用作松弛模量。

(12) **韧性**是指通过不发生断裂的弹性或塑性变形来吸收机械能量(冲击力)的能力。材料的韧性可由应力-应变曲线下的面积确定。特定条件下的抗冲击试验包括伊佑德和卡毕的缺口试件试验、拉伸冲击试验和落锤冲击试验。

(13) **吸水性**。某些塑料,例如尼龙,非常容易受潮湿气的影响。含湿量会影响机械性能和尺寸的稳定性。吸水量低的材料具有较好的尺寸稳定性。常常会给出两种湿度条件下的机械性能:模塑时烘干和相对湿度 50%。含湿量会影响机械性能(尤其是硬度)、电导率和尺寸的稳定性。尼龙是最易受影响的材料,可以采用冲击改性的尼龙来降低对潮湿的敏感性。

(14) **热线膨胀系数 (CLTE)**是对温度变化时材料的线性尺寸变化的量度。CLTE 越低,尺寸稳定性越高。装配件和基体件应尽可能具有相近的 CLTE 值。在选择功能件的过程中,认真地对约束和柔量加以考虑就能够使 CLTE 差别的影响降至最小。表 6.4 列出了一些塑料和常见金属的 CLTE 值,以便比较。

表 6.4 已发表的热线膨胀系数 (CLTE)

材 料	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$	材 料	$\times 10^{-5}$	$\times 10^{-5}$
	(in/in)/°C	(cm/cm)/°C		(in/in)/°C	(cm/cm)/°C
液态石英(GR ^①)	0.3	0.6	聚丙烯(GR)	1.8	3.2
玻璃	0.4	0.7	环氧树脂(GR)	2.0	3.6
钢	0.6	1.1	聚亚苯基硫化物	2.0	3.6
混凝土	0.8	1.4	乙缩醛(GR)	2.2	4.0
铜	0.9	1.6	环氧树脂	3.0	5.4
青铜	1.0	1.8	聚碳酸酯	3.6	6.5
黄铜	1.0	1.8	丙烯酸的	3.8	6.8
铝	1.2	2.2	ABS	4.0	7.2
聚碳酸酯(GR)	1.2	2.2	尼龙	4.5	8.1
尼龙(GR)	1.3	2.3	乙缩醛	4.8	8.5
TP 聚酯(GR)	1.4	2.5	聚丙烯	4.8	8.6
镁	1.4	2.5	TP 聚酯	6.9	12.4
锌	1.7	3.1	聚乙烯	7.2	13.0
ABS(GR)	1.7	3.1			

① GR 指玻璃纤维增强材料。

注:摘自 Ticona LLC, 塑料设计-基本原理。

附加的 CLTE 数据还参考了文献 [11]。

CLTE 可以用来估算接合面上柔量需求,尤其零件很大或两连接零件

材料的膨胀率明显不同时。当这些条件存在时，避免因接合面上的功能件相对立设置而造成的过约束是非常重要的。

(15) **模塑收缩率**。零件因冷却由实际模具形状收缩产生的百分率会影响其最终尺寸。一般来说，无定型塑料的收缩率比结晶型塑料低，玻璃纤维填充塑料的收缩率比未填充的（纯的）塑料低。各种聚合物的公差数据的极佳来源是参考文献 [5]。

6.3 悬臂钩的简明设计规则

以下规则总体上是正确的，但对于具体产品，材料、零件以及加工的变化都会影响其适用性。它们对确定功能件的某些公称尺寸和提供分析的起点是很有用的。通过对前面章节所讨论材料性能及其变化进行解释，设计者将能够正确地利用这些简明设计规则，对尺寸进行更准确的估算。

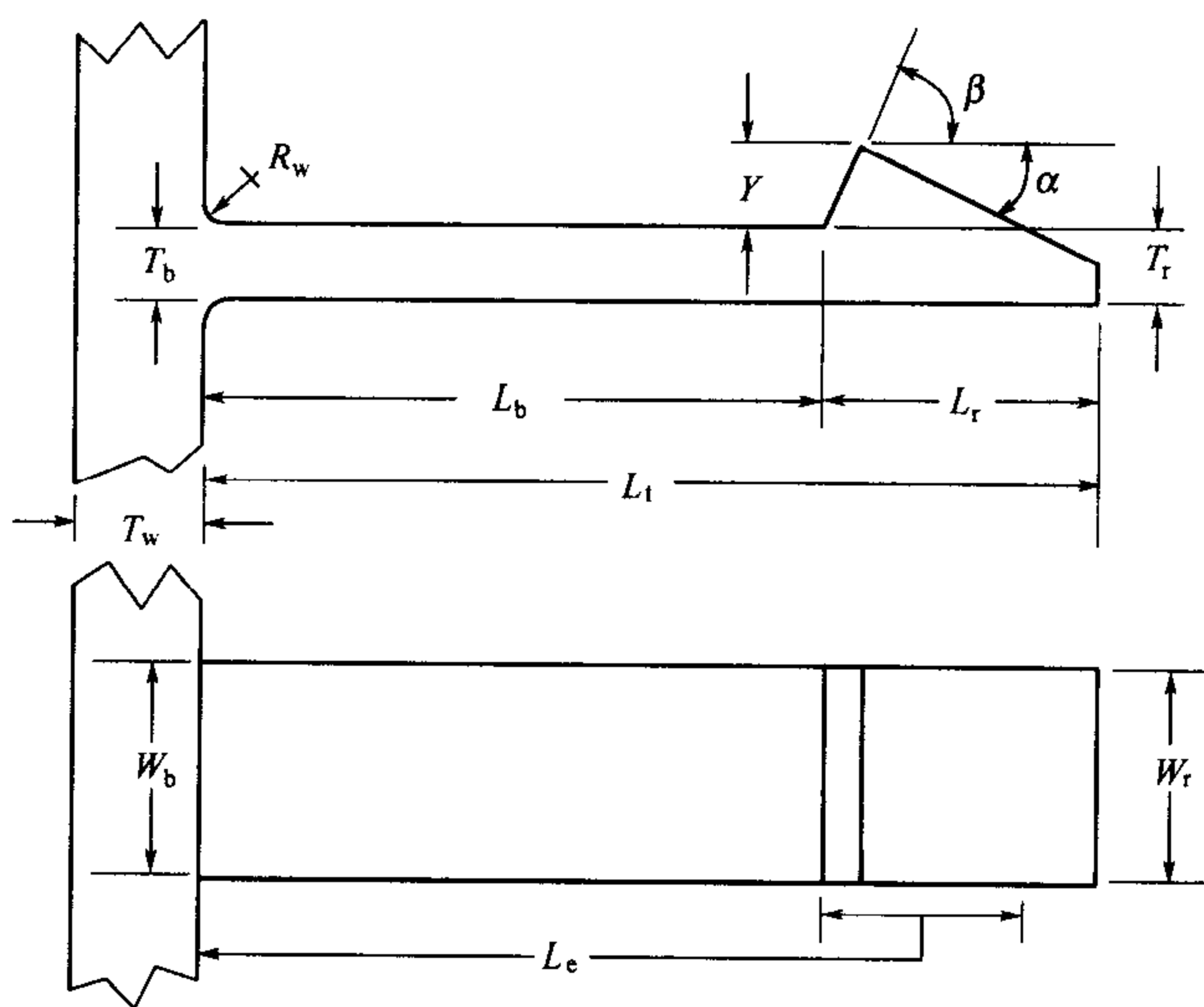


图 6.10 悬臂钩参数及术语

注：悬臂钩尺寸标注， L_r —保持功能件长度； L_b —梁的长度； L_t —锁紧功能件总长度；

T_w —梁处的壁厚； T_b —壁面处的梁厚度； T_r —保持功能件处的梁厚度；

R_w —梁与壁交汇处的半径； W_b —壁面处的梁宽度； W_r —保持功能件处的梁宽度；

Y —根切深度； α —所设计的插入面角度（钩爪出于自由状态时）；

β —所设计的保持面角度（钩爪出于自由状态时）。

其他尺寸， δ —装配偏斜（一般 Y 与 δ 相等）； α_{\max} —有效插入面角度（钩爪出于最大装配偏斜时）；

β_{\min} —有效保持面角度（钩爪出于最大剩余偏斜时）；

L_e —梁的有效长度（梁的根部到配合功能件与插入或保持面接触点的距离）

一些准则与加工能力有关，遵循它们有助于避免造成功能件性能不一致的加工边缘条件。功能件的性能，尤其是关键产品中的功能件性能，必须通过分析 and 终端应用测试来验证。

有很多适用于悬臂钩锁紧件的简明设计规则，而适用于其他类型锁紧件的则很少，这也反映出悬臂钩的普遍性。这里按照大多数钩爪开发情况的逻辑顺序来介绍这些规则。然而，设计者应该牢记，悬臂钩设计常常是一个不断反复的过程，在设计过程后期做出设计决策时，往往还要对初始尺寸进行调整。图 6.10 涉及到以下规则中所使用的术语。

6.3.1 梁根部的厚度

因为母体元件的尺寸和特征通常被确定，因此它们对功能件设计是第一个约束件。这样，就可以从钩爪满足母体元件开始。梁可以以很多形式从壁面或表面伸出，最常见的是成 90° 伸出和在平面内。

如果梁是从壁面突出来的，如图 6.11(a) 所示，那么梁根部的厚度 (T_b) 应该约为壁的厚度的 $50\% \sim 60\%$ 。厚度小于 50% 壁厚的梁可能会存在充模和流动问题。厚度大于 60% 壁厚的梁的根部可能会因厚截面而存在冷却问题，进而会导致大的残余应力、缩孔和缩痕，缩孔会削弱功能件（最大应力点），外观表面上的缩痕是不能接受的。

如果梁是壁面的延伸，如图 6.11(b) 所示，那么 T_b 应等于壁的厚度。如果梁的厚度必须小于壁厚度的话，那么梁的厚度应该从壁面到所需厚度的部位沿梁的长度方向逐渐变化（斜率 $1:3$ ），这样可以避免应力集中和充

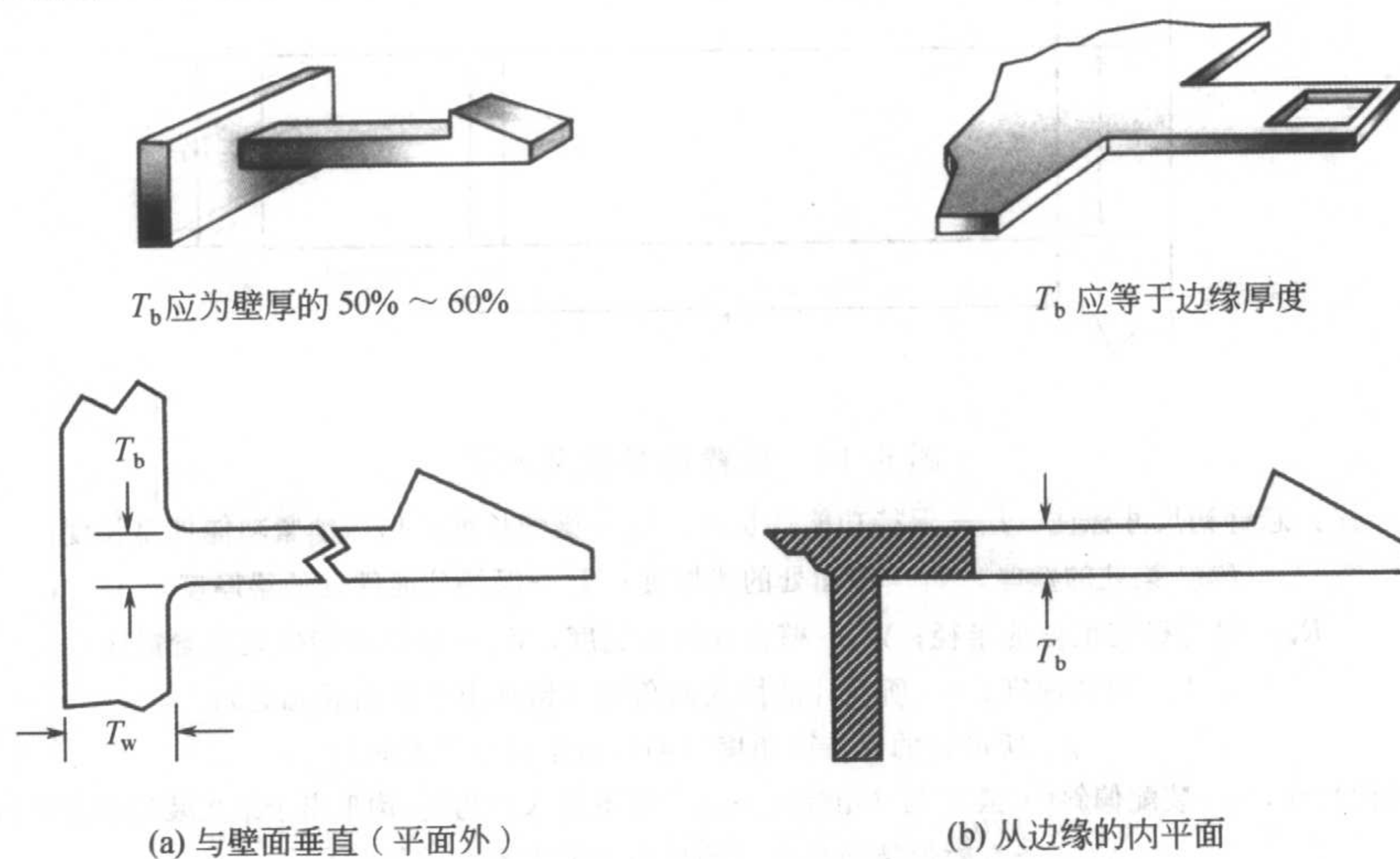


图 6.11 梁的初始厚度

模问题。

6.3.2 梁的长度

悬臂钩的总长 (L_t) 由梁的长度 (L_b) 和保持功能件长度 (L_r) 构成, 如图 6.12 所示。这两段长度在计算时要分别考虑, 因为计算弯曲时, 只考虑梁的弯曲部分。此时, 虽然保持功能件的长度是未知的, 但能够确定梁的长度。随后, 可以将保持功能件长度与梁的长度相加就能得到悬臂钩的总长。理想状态下, 我们希望能自由地选择梁的长度, 而不受其他任何限制, 如可利用空间的限制, 但有的时候, 悬臂钩的总长会受到可利用空间和装配件尺寸的限制。

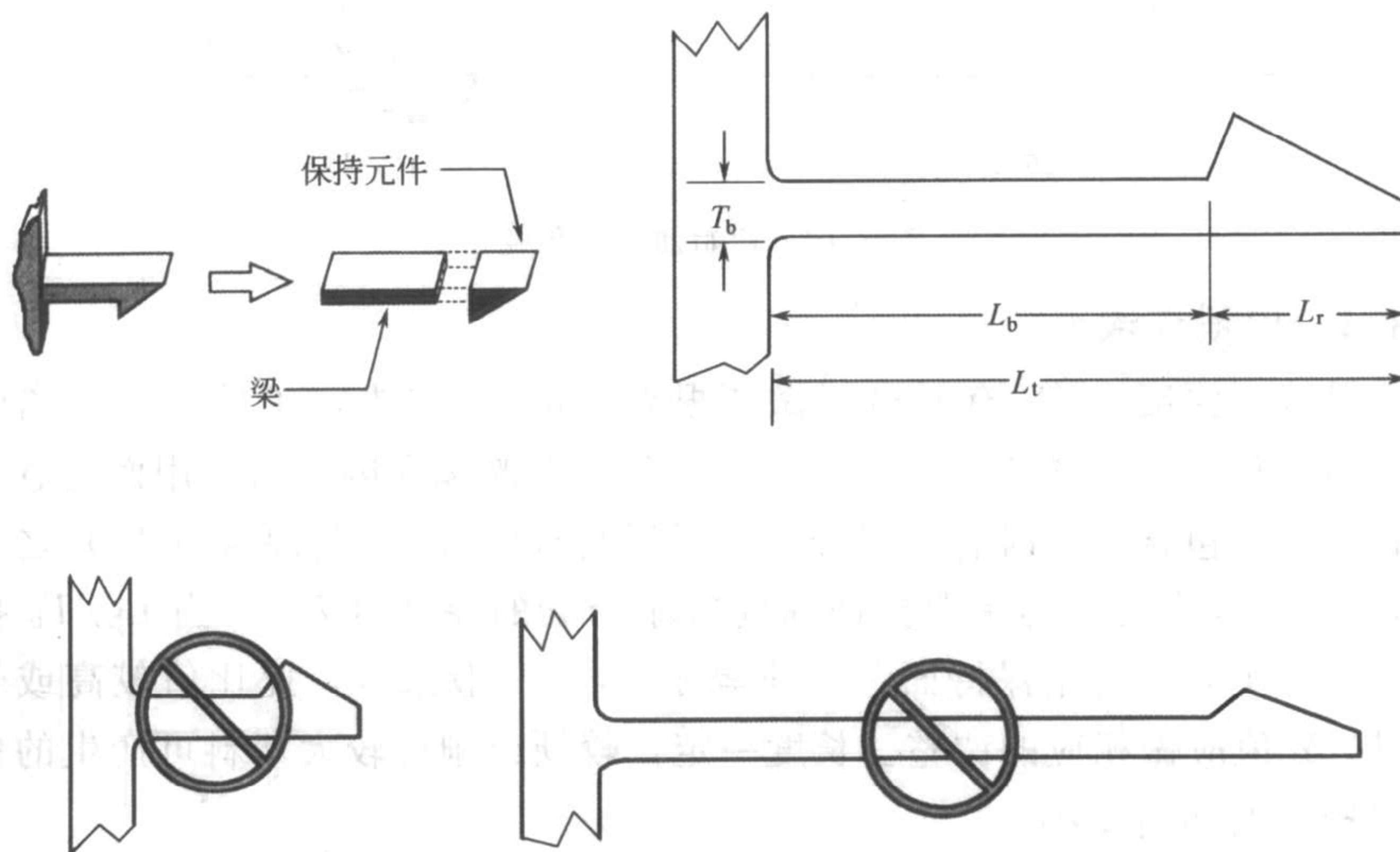


图 6.12 梁的初始长度

梁的长度 (L_b) 应该至少为 5 倍的壁厚 ($5T_b$), 但首选为 10 倍的壁厚 ($10T_b$)。若梁的长度大于 10 倍的壁厚, 可能会发生翘曲和充模问题。因此, 应对照材料的螺旋流动曲线核查设计, 以确保功能件的完全充满。

长度小于 5 倍壁厚 ($5T_b$) 的梁将承受很大的剪切作用以及梁根部的弯曲。这样不仅会增大在装配过程中损坏的可能性, 而且也会使分析计算 (依据梁理论) 变得很不准确。较短梁的柔性较差, 但在根部会产生较高的应变。较长的梁对装配来说柔性好, 但保持能力较差。

对于较硬的和较脆的塑料, 推荐采用较大的长度与厚度的比值。

6.3.3 插入面角度

插入面角度会影响装配力。角度越陡，偏斜和使钩爪接合所需的力越大。

实际上，最大插入面角度应尽可能地小，以减小装配力，如图 6.13 所示。合理的角度在 $25^\circ \sim 35^\circ$ 之间。大于等于 45° 的角度会使装配困难，应尽量避免。对于普通悬臂钩，一方面，初始插入面角度在插入过程中会增大；另一方面，该角度应尽可能地取小。装配过程中角度发生的这一变化将在后面的章节中讨论。

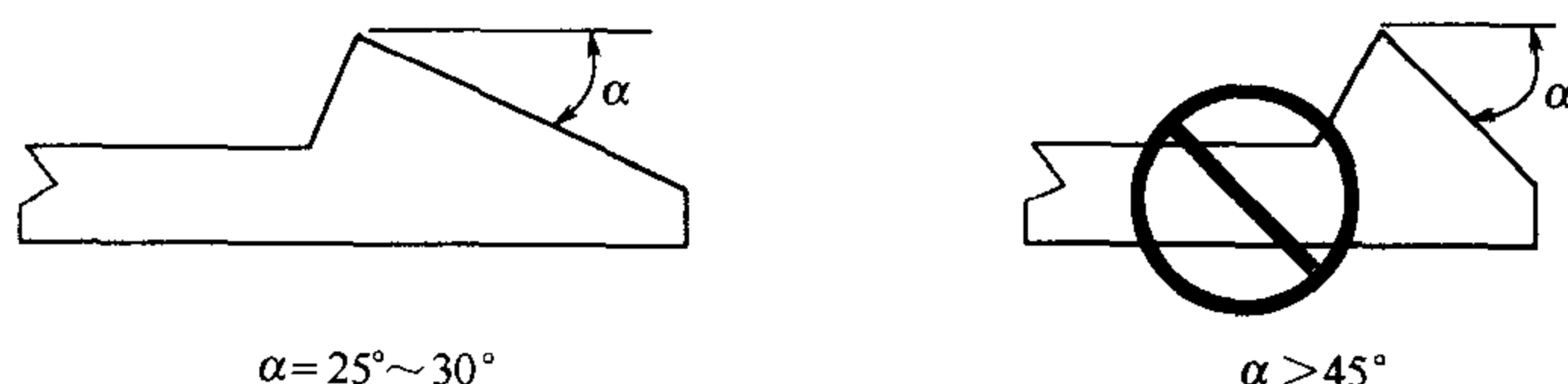


图 6.13 初始插入面角度

6.3.4 保持面深度

保持面深度 (Y) 有时也叫做“根切深度”，它决定了接合和分离时梁偏斜的程度，如图 6.14(a) 所示。（“分离”既包含因外力作用而无意识地脱开，也包含拆卸时有意脱开。）当梁的长度 (L_b) 与厚度 (T_b) 之比在 $5:1$ 范围内时，初始保持面深度应小于梁的厚度 (T_b)，当 L_b/T_b 接近于 $10:1$ 时，初始保持面深度应等于 T_b 。一般来说，此比值较高或较低时， Y 值应做相应的调整。长度一定，较硬或刚性较大塑料可产生的偏斜比较软的塑料要小。

一般来说，对于梁/卡爪，充足的保持面深度有利于钩的偏斜和复位。这样，保持面深度应该等于偏斜量 ($Y = \delta$)。这样有助于确保，在卡爪上出现的分离力尽可能接近梁的中性轴，以将作用在梁端部的旋转力减至最小，避免发生无意识地脱开。

用材料的已知应变极限进行分析计算时，可以确定最大的许用偏斜。然后，将保持面最大深度设定为等于最大许用偏斜。

6.3.5 保持面角度

保持面角度将影响保持和分离行为。角度越陡，保持强度和分离力就越大，如图 6.14(b) 所示。

对于不需要作用在装配件上的外部分离力（除人为操作的分离力）的拆卸式锁紧件，保持面角度一般取 35° 左右，如图 6.14(b) 所示。确切的

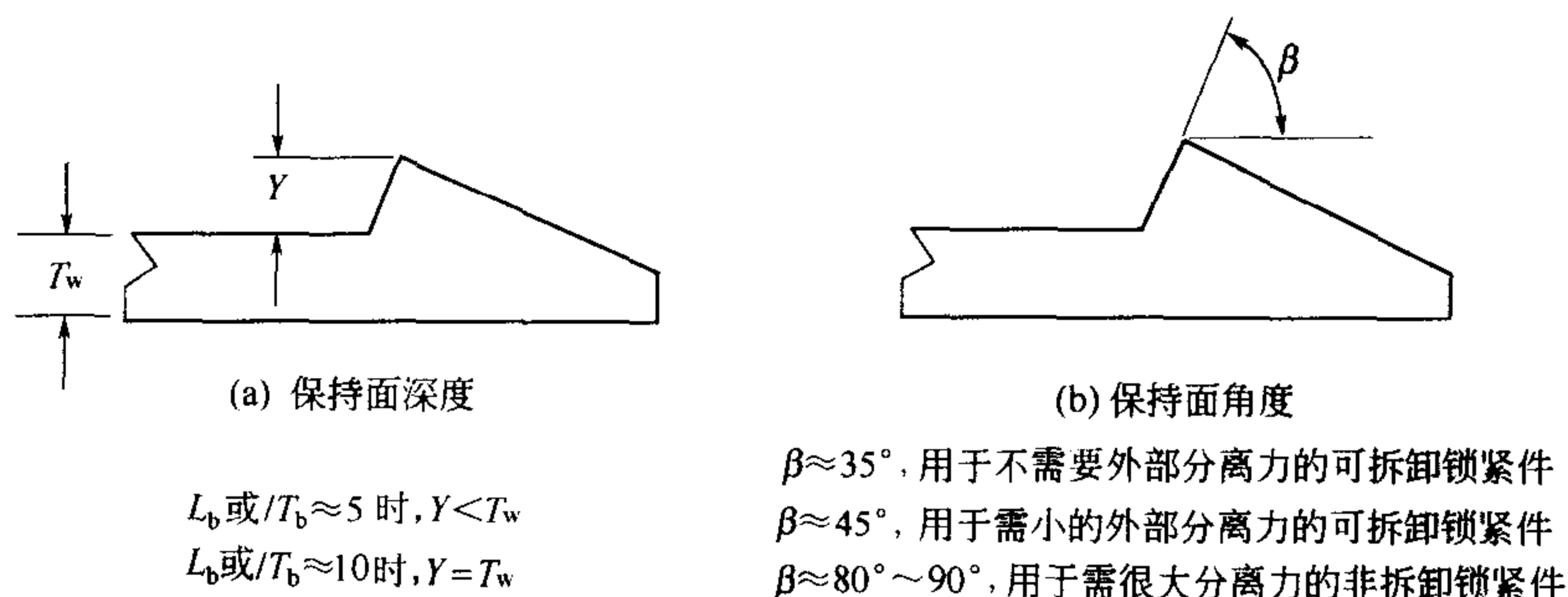


图 6.14 初始保持面深度和角度

角度取决于材料间的摩擦系数和锁紧件材料的实际刚度。如果产品需要经常装拆（如可动卡扣）的话，那么应首选较小的角度值，以减小作用在锁紧件和配合功能件上的周期载荷。如果锁紧件的装拆次数有限，那么，角度值应尽可能取大些。

如果需要比较小的外部分离力的话，则保持面角度约为 45° 是较合理的起点，而且还要考虑摩擦和钩的刚度。这些锁紧件也可能仍然是可拆卸的，因此不推荐大的人工分离力和太多的装拆次数。

如果锁紧件必须抵抗大的外部分离力，那么不推荐拆卸式锁紧件，而应该设计成永久式或非拆卸功能件（拆卸时需人为偏斜）。保持面角度应近似等于 90° 。保持面角度也没有必要精确到 90° 。极限值以上的角度称为极限角，由于摩擦的作用，极限角的作用与 90° 角的作用是一样的。

6.3.6 极限角度

由于功能件接触面之间存在摩擦，小于 90° 角的作用仍然与 90° 角是一样的。摩擦系数为 0.3 时，极限角近似为 80° 。这就意味着大于 80° 的任何角度的作用与 90° 角都是一样的。极限角是摩擦系数的函数，并且是可以计算的，如果摩擦系数已知，利用基本保持力方程，就可以计算出极限角度 β ：

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\mu} \right) \quad (6.1)$$

有的时候，在保持面上采用一个极限角与 90° 之间的角度也是可取的，因为此角与 90° 角相比具有更大的尺寸柔量和坚固性，如图 6.15 所示。

6.3.7 保持功能件处的梁厚度

保持面处的梁厚度 (T_r) 常常等于梁根部的厚度 (T_b)，如图 6.16(a) 所示。然而，当梁根部的应变较高时，全长带锥度的梁可以将应变均匀地

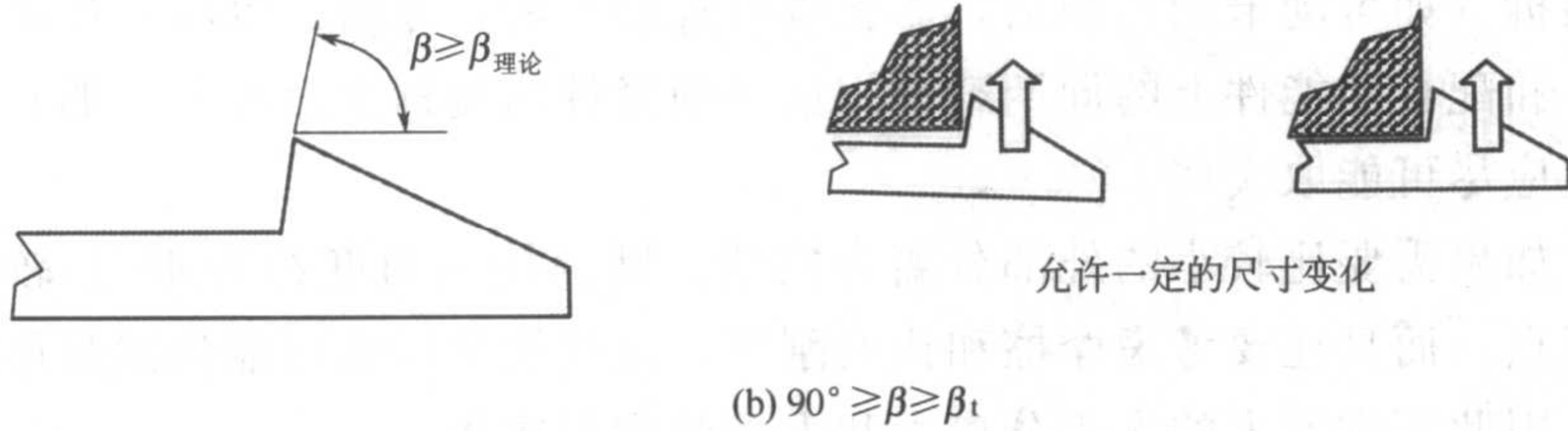
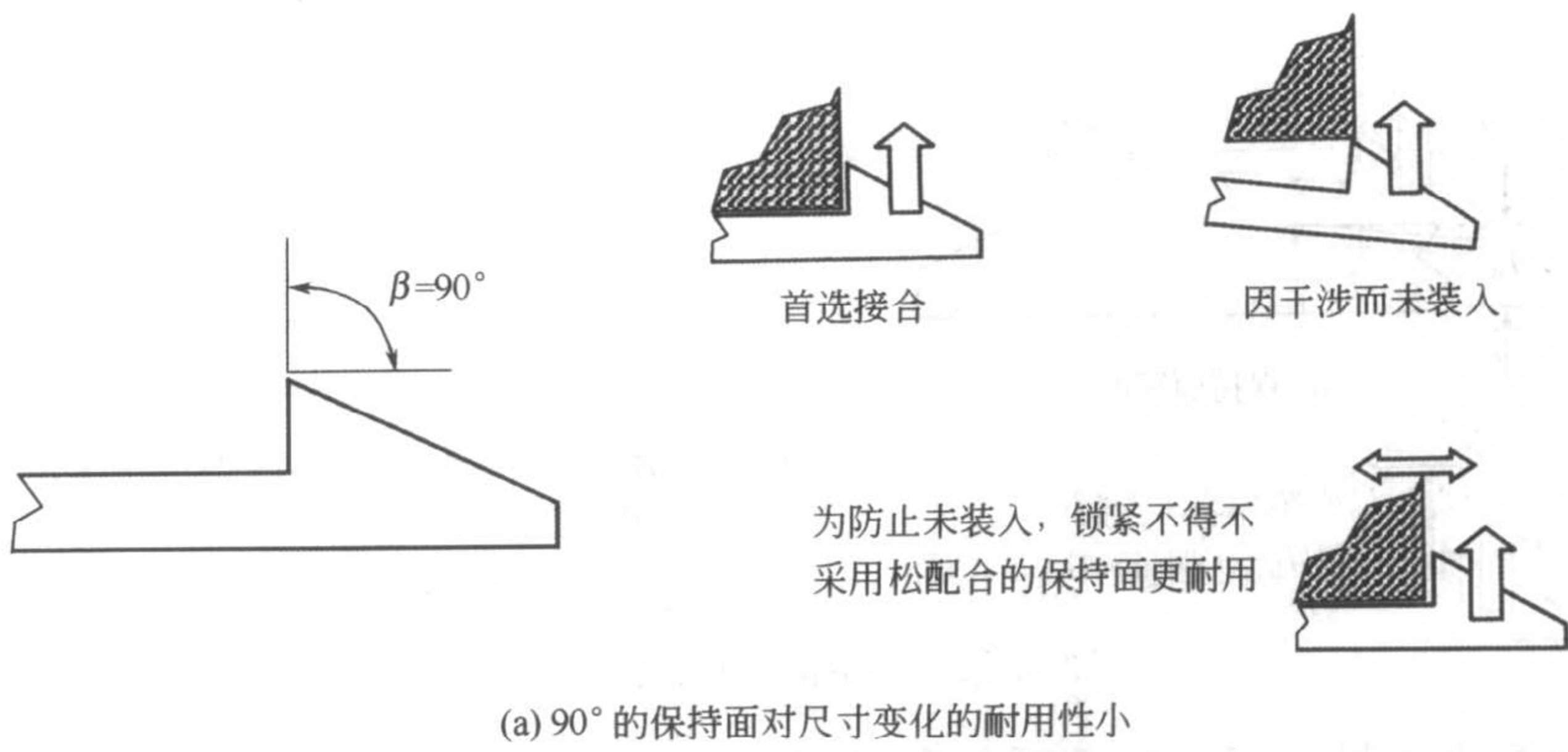


图 6.15 保持面的极限角度

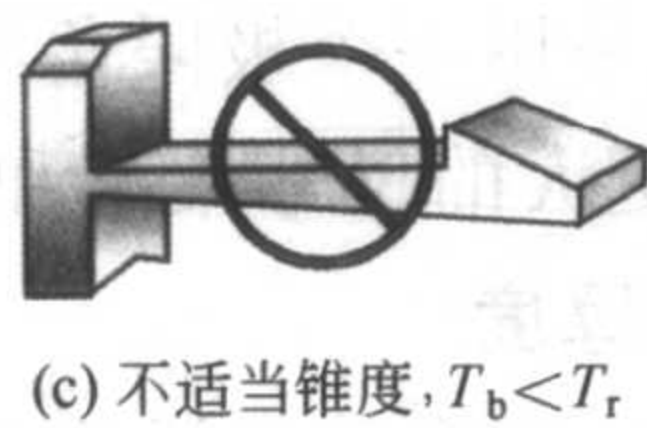
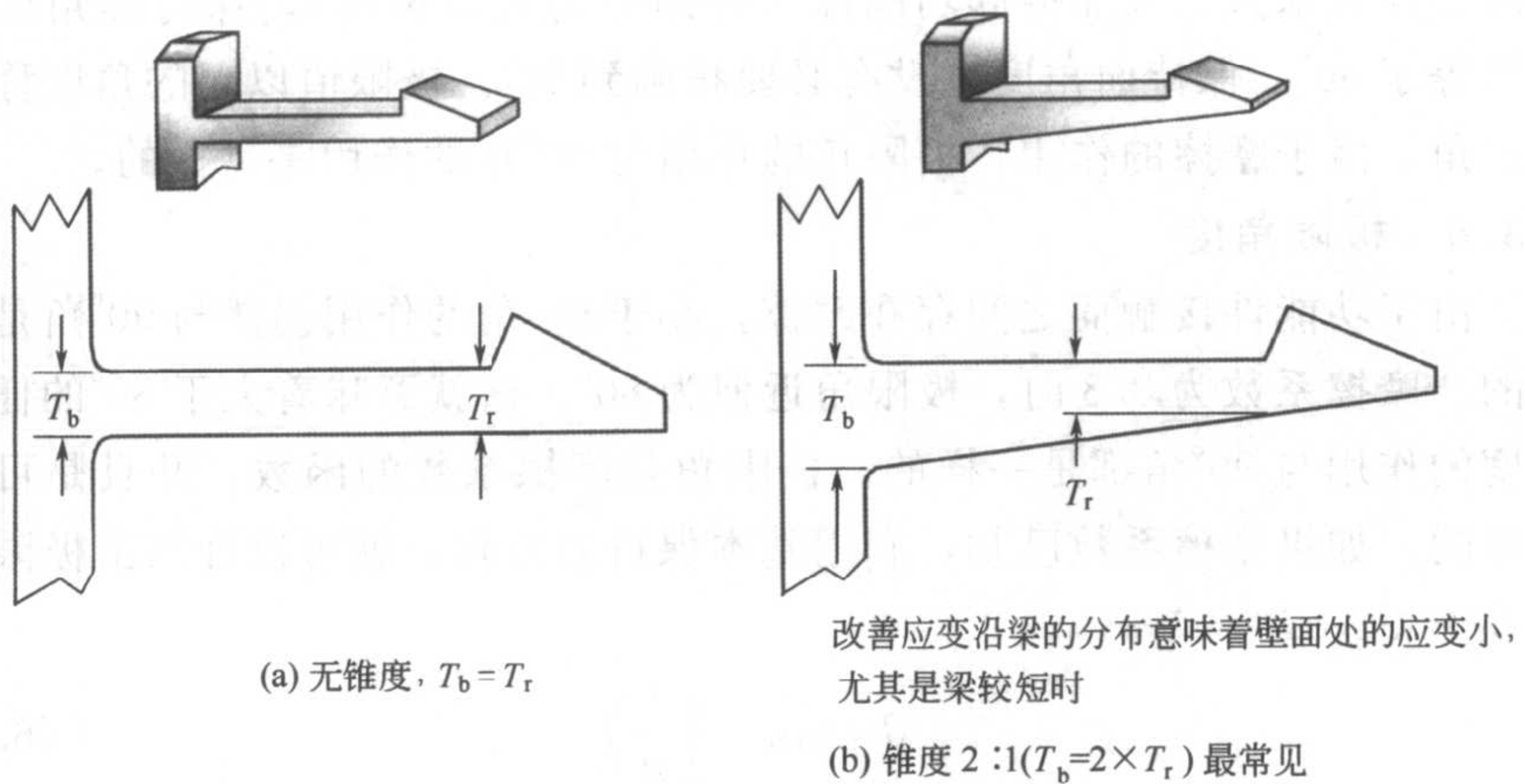


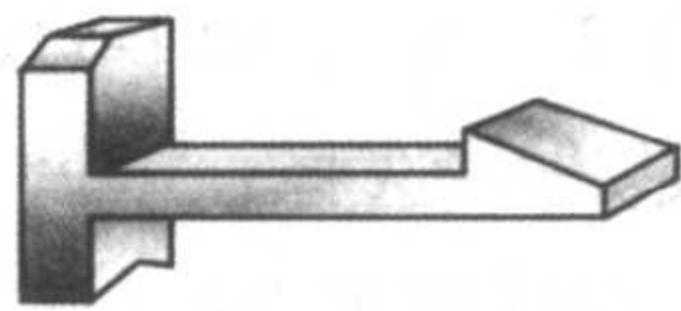
图 6.16 梁端部厚度, 恒截面且带锥度

分布在梁上，减少根部产生过应变的概率，如图 6.16(b)所示。常见的锥度比 ($T_b : T_r$) 在 1.25 : 1 ~ 2 : 1 范围内。梁较短时，变锥可以使梁根部的应变减少 60%，但同时也使保持强度降低。当设计的约束迫使梁违背了长度与厚度的最小比值为 5 : 1 的设计规则时。锥形梁是解决高应变的可行方法，不要将悬臂梁从保持面到根部都成锥形，这样几乎会把所有的应变都移到了梁的根部，反而更容易损坏。

6.3.8 梁的宽度

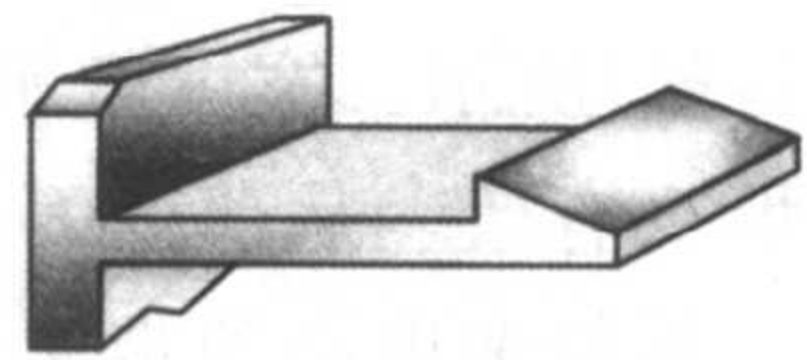
大多数梁从根部到保持面的宽度不变。当梁的宽度不变时，它不影响

装配力和保持强度较小

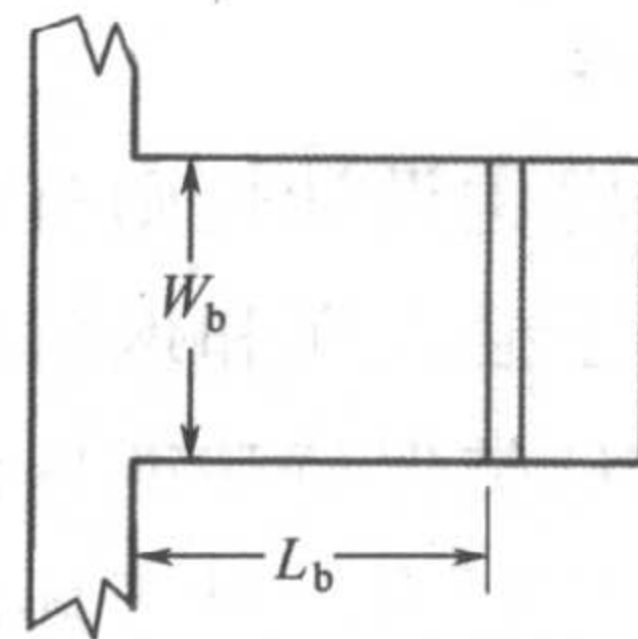
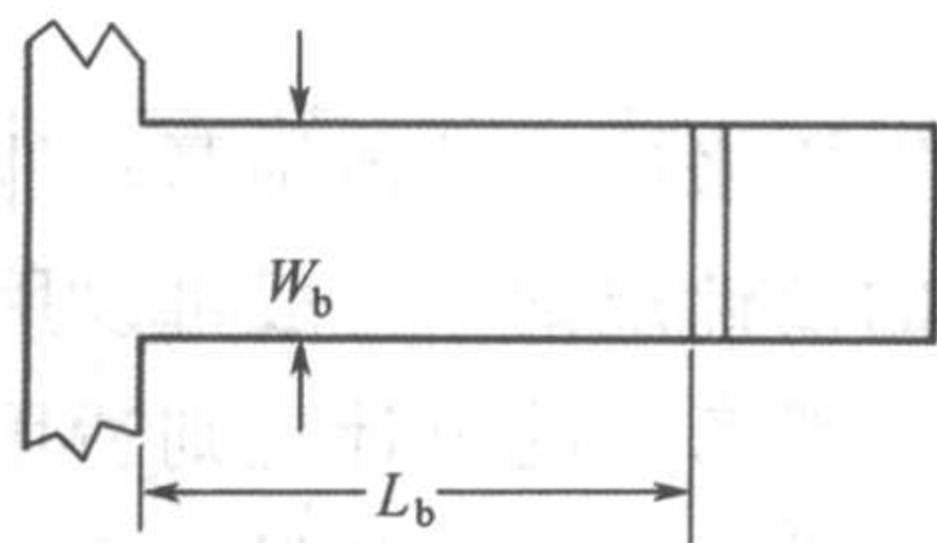


对于其他等效形式悬臂钩，最大应变不会随梁宽度改变

装配力和保持强度较大



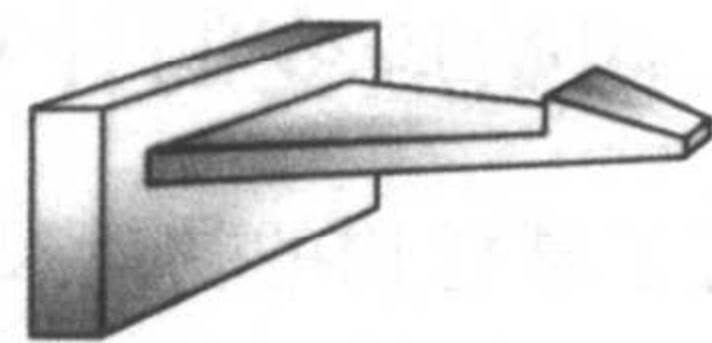
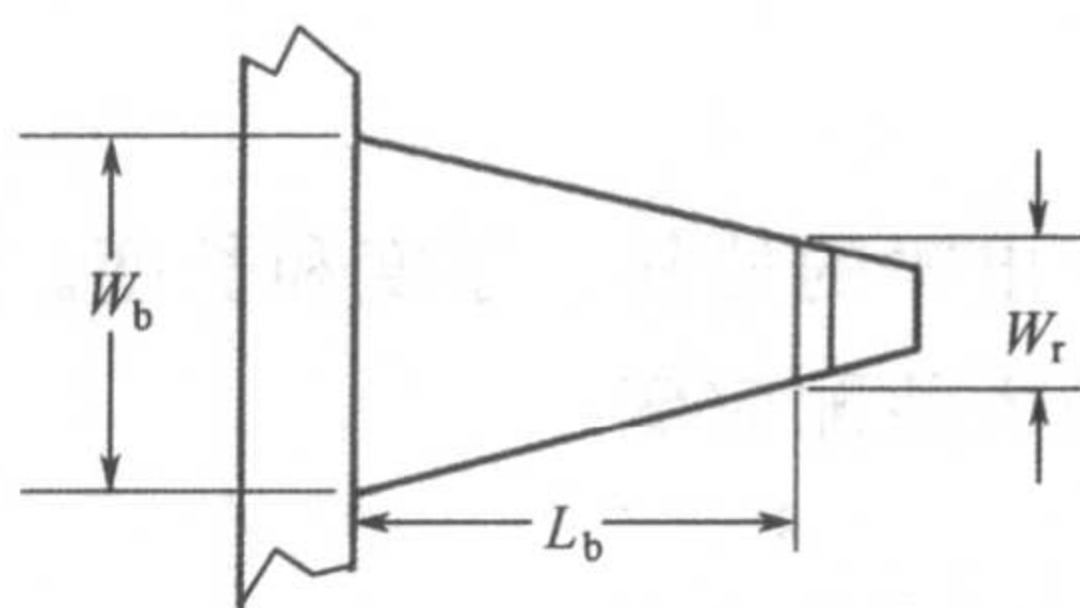
(a) 宽度上无锥度, $W_b = W_r$



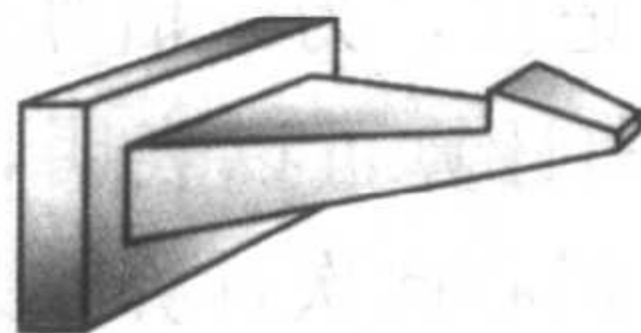
此悬臂钩具有与板相似的行为

随梁的宽度与长度比值增大，其行为不像梁而更像板，极限值大约为 $W_b > L_b$

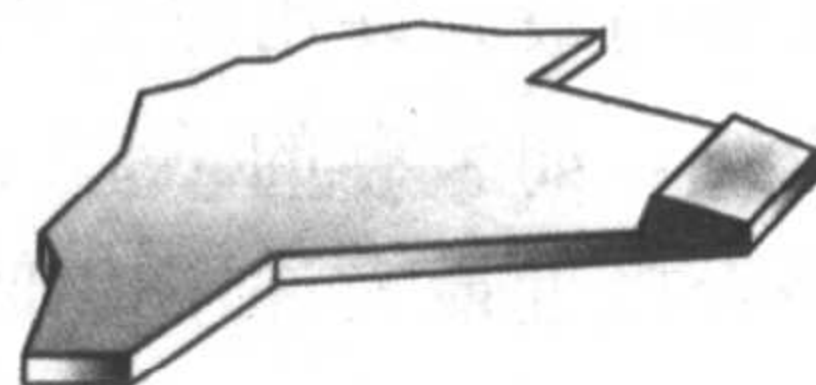
(b) 大宽度的影响



宽度带 4:1 锥度的梁



宽度和厚度都带锥度的梁



从边缘伸出的梁

(c) 宽度带锥度悬臂钩

图 6.17 梁的宽度

最大装配应变，却影响装配力、拆卸力和保持强度。因为梁宽度不变时，应变不是宽度的函数，梁的强度可以通过增加梁的宽度得到改善，而不会造成应变的增大，如图 6.17(a)所示。这可以作为需要更大保持强度时而增加梁厚度的替代方案（增加梁的厚度会造成应变的增大）。

应用梁的理论时，梁的宽度应小于或等于其长度，如图 6.17(b)所示。当梁的宽度大于长度的 1/2 时，则功能件的行为更像平板而不像梁。然而，计算中涉及到的其他变量已知时，通常可以忽略因梁宽度大而引起的相对较小的误差。

梁在宽度也可以带锥度，正像它们的厚度可以带锥度一样，如图 6.17(c)所示。宽度带锥度的梁可以减小梁根部的应变，但不如厚度带锥度那么有效。从薄壁面延伸出的梁，其宽度带锥度是唯一选择。

梁的宽度必须带 4:1 的锥度时，才能得到与梁的厚度带 2:1 锥度时同样量级的应变减少。

6.3.9 其他功能件

这里给出的悬臂钩设计规则有时也可以用来确定其他锁紧功能件的初始尺寸。例如，对于插入面和保持面角度的设计规则，一般可以用于扭转锁紧结构上所用卡爪类保持功能件的设计。梁弯曲的设计规则适用于装配过程中的止逆锁紧件行为。对于环套类锁紧件，插入面和保持面角度可以在配合卡爪上找到，这两个角度不随装配偏斜变化或不像悬臂钩那样有残余偏斜。

6.4 初始应变的计算

有了悬臂钩的初始尺寸，就能算出梁的偏斜、厚度和长度。梁的宽度不变时，可以初步计算出梁根部的最大装配应变：

$$\epsilon_{\text{初始}} = 1.5 \frac{T_b \delta}{L^2} \quad (6.2)$$

将计算结果与最大许用应变相比较（记住，为了估算装配性能，可以用动态极限应变，如果有的话）。这一早期计算可以表明，悬臂钩设计所要求的应变是否接近最大许用应变。不要担心此次计算结果是否超过了许用应变的 50%，因为尚未考虑最终分析中减小实际应变的其他因素。当您熟悉了这些因素是如何影响应变的，就可以摸索这些因素对应变的最终数值有多大影响。这些因素包括：

- ① 装配过程中功能件根部处母体材料可能的偏斜；

② 装配过程中装配功能件可能的偏斜。

另一方面，如果计算表明，最大应变远远大于许用应变（例如大2~3倍以上），那么就要对梁的初始尺寸（厚度、长度或保持面深度）进行修改。观察对设计的悬臂钩和壁的结构产生的偏斜放大效果，也能预示出所计算出的应变应该减多少以及此时有无调整的必要性。

此外，应该记住，本节所介绍的设计规则可用于确定悬臂钩或其他卡扣功能件的初始尺寸。为了确保功能件性能能够满足所有应用要求，仍然需要进行详细分析和终端应用试验。一些重要的初期注释小结如下：

① 有简明的设计规则，在某些情况下，它们反映了为便于成型而首选的设计惯例；

② 它们可以用于功能件某些公称尺寸的确定，这些尺寸是分析的起点；

③ 它们有助于避免造成功能件性能不一致的加工边缘条件；

④ 塑料功能件的分析涉及到很多变量和一些假设，因此它并不是精确的学问；

⑤ 功能件的设计通常是一个不断反复的过程；

⑥ 功能件性能，尤其是关键性产品中的功能件的性能，必须通过分析和终端应用试验来验证。

6.5 计算的调整

悬臂梁的分析是以传统的结构梁理论为依据的。有的时候，为了反映真实零件的特性，需要对计算结果进行调整。在对功能件计算进行更详细的讨论之前，先介绍一些对梁基本计算的调整。

(1) **应力集中** (k)，截面突变的地方就会引起局部应力的增大。应力集中会造成梁根部的实际应变增大，进而使最大许用计算应变减小。虽然叫作“应力集中”，但不用应力计算时，它适用于对计算中的应变进行调整。

(2) **壁面挠度**，用偏斜放大系数 (Q) 表示。在给定载荷条件下，壁面偏斜的地方会使实际应变减小，使悬臂钩的偏斜增大。偏斜放大也会使保持强度减小。

(3) **配合功能件偏斜** (δ_m)，有些装配偏斜会出现在锁紧副的另一件上。配合功能件的偏斜可减小装配偏斜、应变以及分离力。

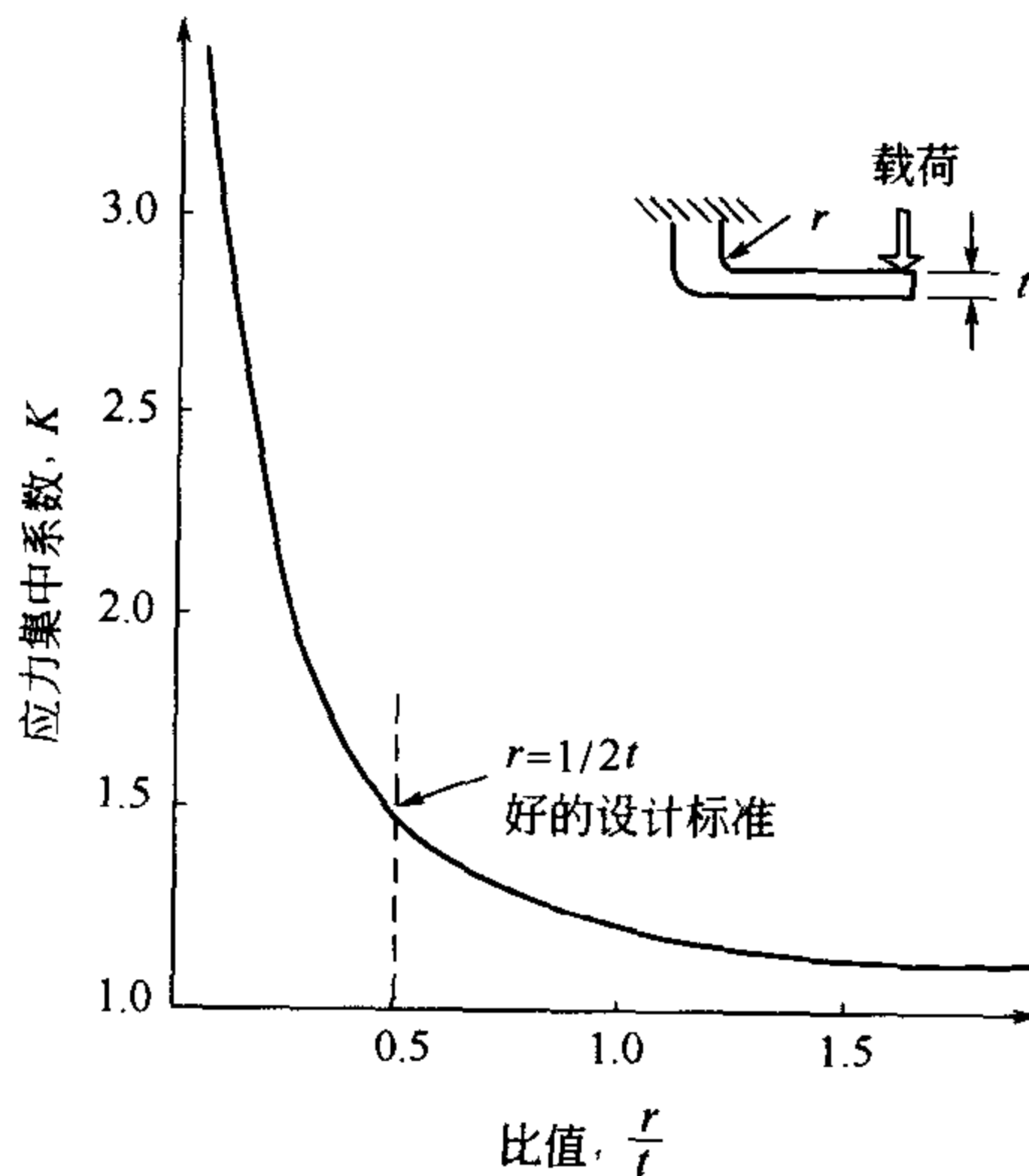
(4) **有效角度** (α_e 和 β_e)，装配或分离偏斜会使插入面或保持面角度

发生变化，进而影响锁紧件的预知性能。有效角度不会影响应变，但对装配力有非常大的影响。有时，有效角度也会影响保持强度。

6.5.1 应力集中的调整

功能件截面突变的地方就会出现应力集中。应力集中会使零件的实际应变增大，超过根据梁理论计算得出的应变。一般来说，对于悬臂钩和梁，我们最关注的是，功能件与壁面交汇处的拉应力区。交汇处的过渡圆角可以减小应力集中效应，但它们不能完全将其消除。

图 6.18 所示的曲线表明了应力集中系数 (k) 与梁厚度和梁与壁面过渡圆角半径比值之间的关系。其他资料给出的曲线与此图类似。图中 $k=1.5$ 的值是合理的。 $k=1.0$ 的应力集中系数是不切实际的，因为所需过渡圆角半径太大会导致缩孔、残余应力和凹坑等缺陷。过程友好的设计规则也会将此半径限制在约为 50% 的梁厚度。



为找出因小半径引起的应力，用 K 乘以计算出的弯应力

图 6.18 应力集中系数

经 Ticona LLC 许可，塑料件设计-基本原理

应力集中系数为：

$$\epsilon_{\max} = \frac{\epsilon_{\text{设计}}}{k} \quad (6.3)$$

因此，我们的目标是：

$$\epsilon_{\text{计算}} \leq \epsilon_{\max} \quad (6.4)$$

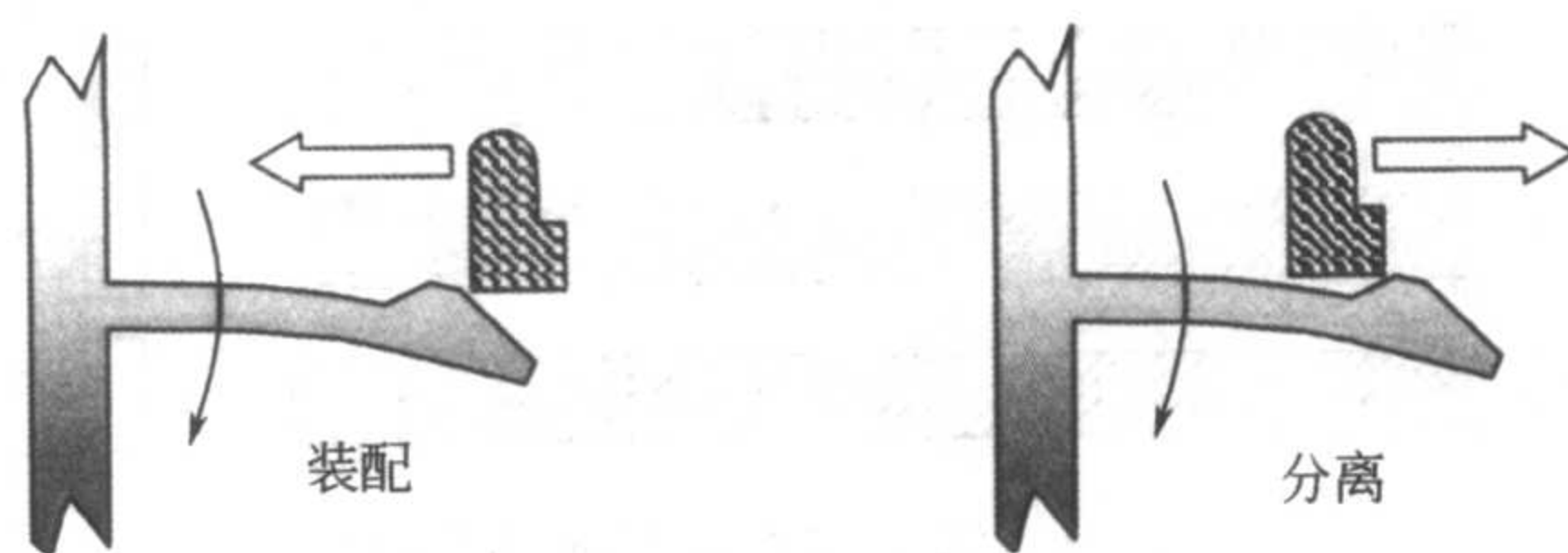
这些看来与参考文献中的论述是一致的：

- ① 有应力处的许用最小半径为 0.5mm (0.020in.)；

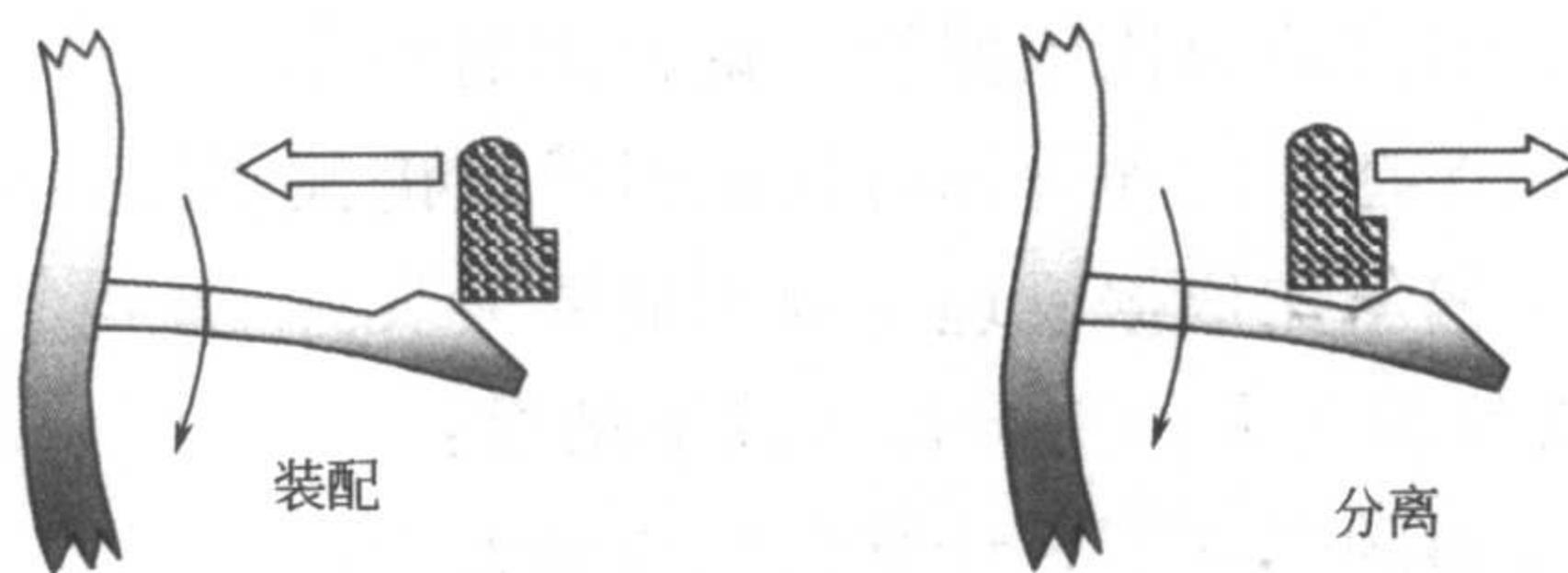
② 无应力处的许用最小半径为 0.13mm (0.005in.)。

6.5.2 壁面偏斜的调整

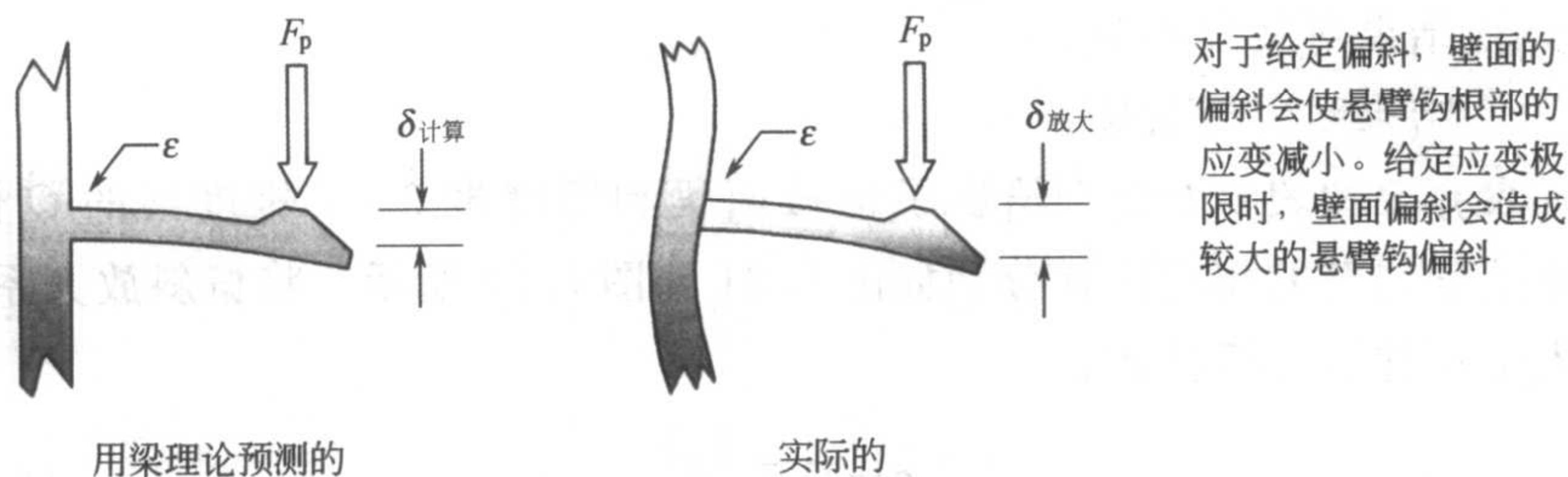
梁计算假设，功能件突出的基体面（即壁面）是无限刚性的。换句话说，当功能件发生偏斜时，基体不发生偏斜。实际上，基体是会偏斜的，如图 6.19 所示，而且对功能件特性的影响也是很明显的。有些文献 [6~10] 也非常详细地讨论了这些影响。本节所用的数据摘自文献 [6]。读者凭直觉就能了解到，当基体发生偏斜时，梁的实际力、强度、应力和应变都比计算值小。



(a) 在所有梁计算中，梁理论假设，所有偏斜都发生在梁上



(b) 实际上，偏斜也会在装有梁的壁面上发生



对于给定偏斜，壁面的偏斜会使悬臂钩根部的应变减小。给定应变极限时，壁面偏斜会造成较大的悬臂钩偏斜

(c) 在当量应变或偏斜力作用下，实际偏斜大于预测值，即所谓“偏斜放大”

图 6.19 壁面对梁弯曲和偏斜放大的影响

图 6.20 表明，梁变短时，梁除了弯曲以外的其他特性是如何变得更明显的。当梁长度与厚度的比值变小时，基体（壁面）偏斜的影响变得尤为明显^[9]。壁的弹性及其对梁特性的影响可以用偏斜放大系数（ Q ）计算

出来^[6]。

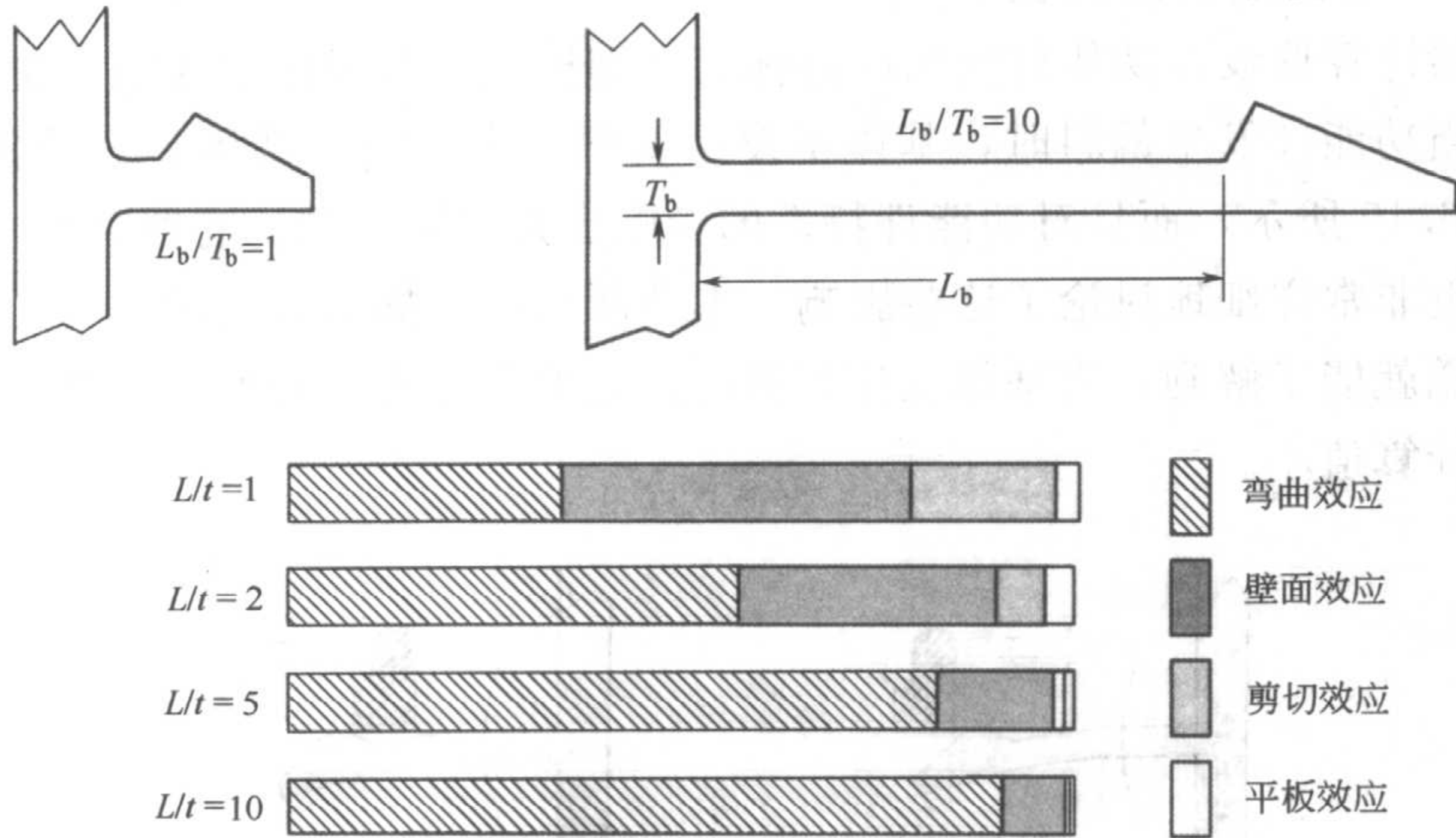


图 6.20 梁长度对梁特性的影响

计算中涉及偏斜放大作用可以得出更准确的计算结果：

- ① 梁的应变和挠曲力比依据梁理论预测的要小；
- ② 装配力、保持强度和拆卸力比依据梁理论预测的要小；
- ③ 梁的许用偏斜比依据梁理论预测的要大。

相反，忽略偏斜放大作用会得到以下结果：

- ① 在给定偏斜的条件下，计算出的应变太大；
- ② 在给定应变的条件下，许用挠度太小；
- ③ 结果对装配不利；
- ④ 结果对保持最佳。

表 6.5 和表 6.6 分别给出了恒截面梁和厚度带 2 : 1 锥度梁的 Q 值。表中的梁与壁的相对位置分别如图 6.21 和图 6.22 所示。将偏斜放大系数代入梁特性的计算公式：

$$\epsilon = 1.5 \frac{T_b \delta}{L^2 Q} \quad (6.5)$$

$$F_p = \frac{W_b T_b^2 E \epsilon}{6 L_b Q} \quad (6.6)$$

用挠度放大系数时要谨慎，因为在一系列计算中多次使用它，非常容易造成使用的不恰当。例如，如果用系数 Q 来计算实际应变，那么在用计算得出的实际应变来计算偏斜力时，就应该再次使用系数 Q。正确的偏

斜力会自动得出，因为在力的计算中正在使用修正过的应变值。

表 6.5 恒矩形截面梁的偏斜放大系数 (Q)

梁外形比值 L_b/T_b	梁与壁的相对位置(参见图 6.21)				
	1 梁⊥实体壁面	2 梁⊥壁面且 在壁面内	3 梁⊥壁面且 与壁边平行	4 梁⊥壁面且 与壁边平行	5 梁位于壁边 且与壁共面
1.5	1.60	2.12	2.40	6.50	8.00
2.0	1.35	1.70	1.90	4.60	5.50
2.5	1.22	1.45	1.65	3.50	4.00
3.0	1.17	1.35	1.45	2.82	3.15
3.5	1.15	1.28	1.38	2.40	2.65
4.0	1.14	1.25	1.36	2.25	2.40
4.5	1.13	1.23	1.33	2.10	2.20
5.0	1.12	1.21	1.28	1.95	2.10
5.5	1.11	1.19	1.27	1.85	1.95
6.0	1.10	1.17	1.25	1.75	1.85
6.5	1.09	1.15	1.24	1.70	1.80
7.0	1.08	1.13	1.22	1.65	1.75
7.5	1.07	1.11	1.20	1.60	1.70
8.0	1.06	1.10	1.19	1.55	1.65
8.5	1.05	1.09	1.18	1.50	1.60
9.0	1.04	1.08	1.17	1.45	1.57
9.5	1.03	1.07	1.16	1.40	1.55
10.0	1.02	1.06	1.06	1.38	1.52
10.5	1.01	1.05	1.15	1.36	1.50
11.0	1.00	1.04	1.15	1.35	1.47

注：这些值是从 **Modulus Snap-Fit Design Manual**, Allied Signal Plastics, 1997 的 Q 系数图表中整理出来。

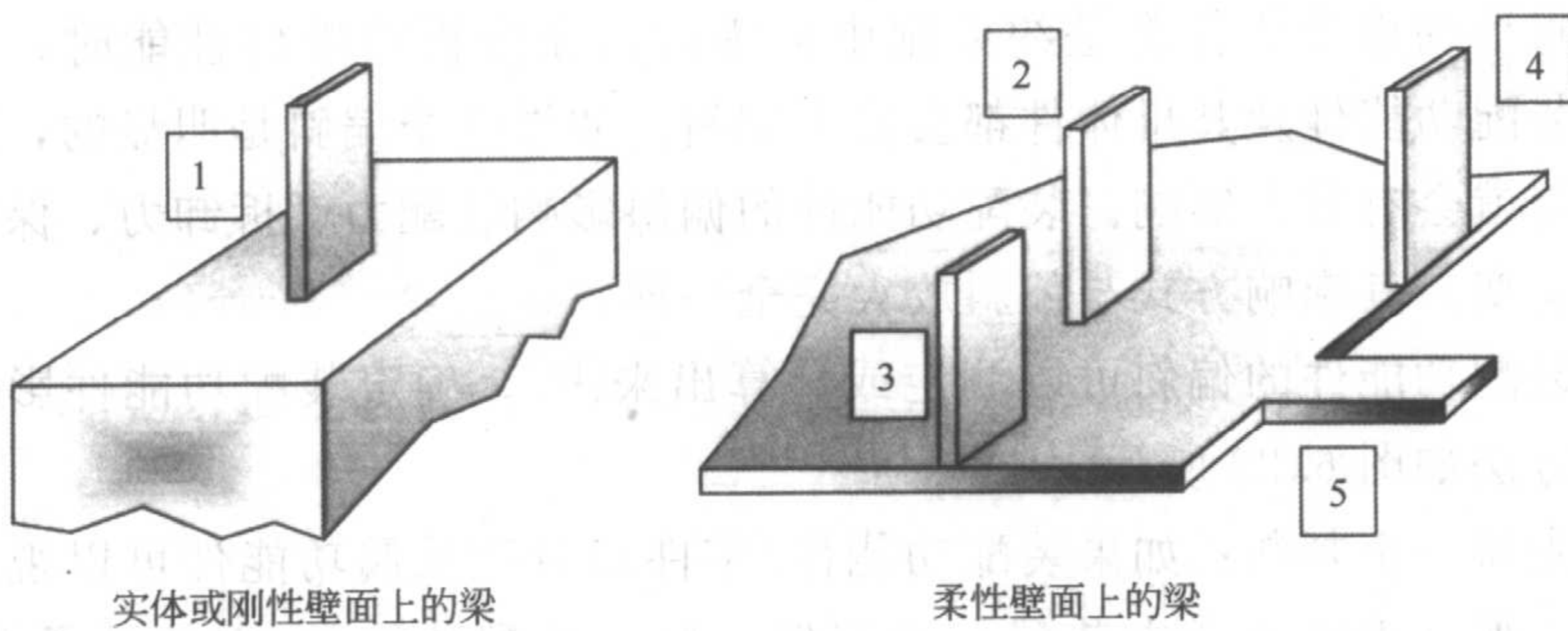


图 6.21 恒矩形截面梁的梁与壁面的相对位置 (用于表 6.5), 摘自 [6]

表 6.6 带 2:1 锥度的矩形截面梁的偏斜放大系数 (Q)

梁外形比值 L_b/T_b	梁与壁的相对位置 ^①		梁外形比值 L_b/T_b	梁与壁的相对位置 ^①	
	2T 梁⊥壁面且 在壁面内	5T 梁位于壁边 且与壁共面		2T 梁⊥壁面且 在壁面内	5T 梁位于壁边 且与壁共面
2.0	1.60	3.50	7.0	1.14	1.52
2.5	1.50	3.00	7.5	1.13	1.47
3.0	1.40	2.50	8.0	1.13	1.43
3.5	1.33	2.25	8.5	1.12	1.40
4.0	1.25	2.05	9.0	1.12	1.38
4.5	1.22	1.90	9.5	1.11	1.35
5.0	1.20	1.80	10.0	1.11	1.32
5.5	1.17	1.70	10.5	1.10	1.30
6.0	1.15	1.65	11.0	1.10	1.28
6.5	1.14	1.58	—	—	—

① 参见图 6.22。

注：这些值是从 **Modulus Snap-Fit Design Manual**, Allied Signal Plastics, 1997 的 Q 系数图表中整理出来。

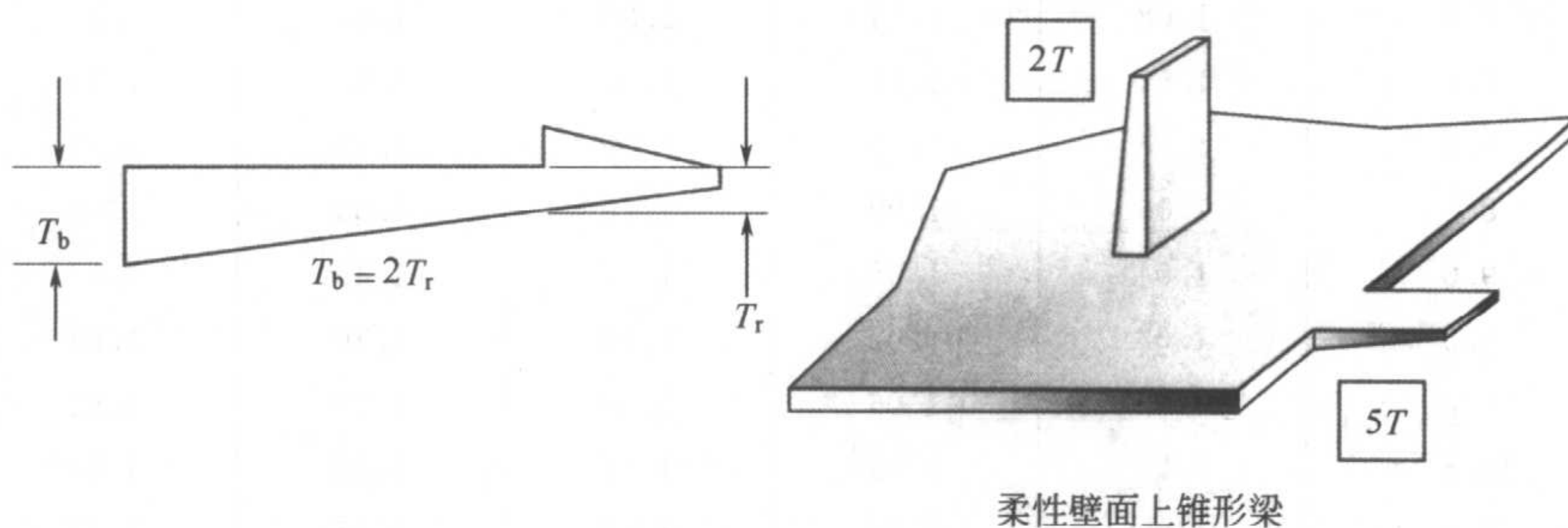


图 6.22 带 2:1 锥度的矩形截面梁的梁与壁面的相对位置^[6] (用于表 6.6)

6.5.3 装配功能件偏斜的调整

每个约束功能件都是约束副中的零件。在分析功能件性能时，请记住，装配功能件及其母体件都会发生偏斜。如果这个偏斜是明显的，那么对计算就会有很大影响。装配功能件的偏斜影响装配力、拆卸力、保持强度和应变，其影响方式与偏斜放大完全一样。

装配功能件的偏斜可以测定或计算出来^[12]。确定装配功能件影响的图解方法如图 6.23 所示。

先做一个判断：如果装配功能件/零件相对于从属功能件可以视为刚性的，那么不需要考虑装配件的偏斜；如果装配功能件/零件是柔性的，那么必须确定其偏斜的影响。将力/挠度曲线采用相同的刻度绘制出来。

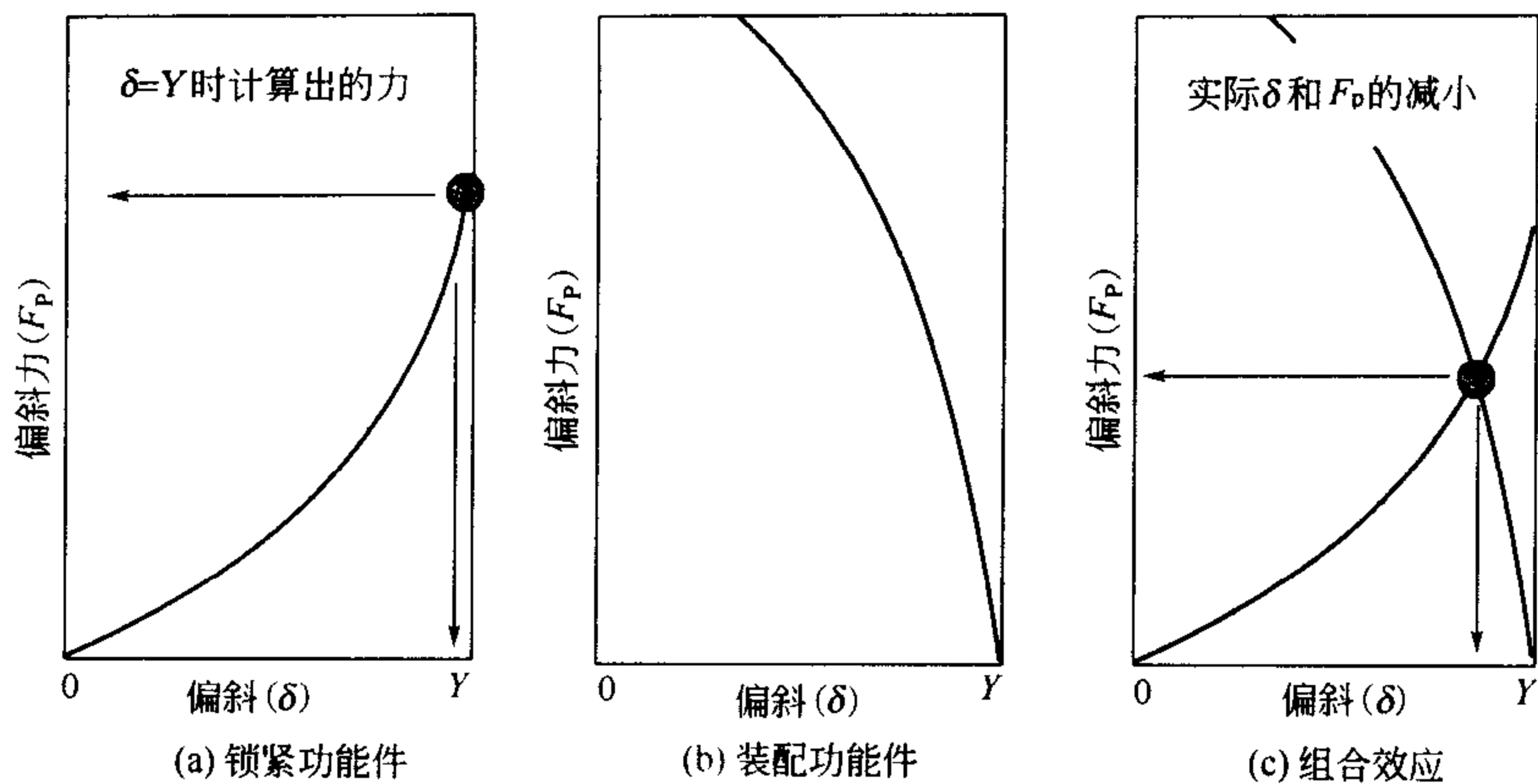


图 6.23 壁面对梁弯曲和偏斜放大的影响

计算出锁紧功能件在所估算偏斜范围内的力与偏斜的关系曲线，如图 6.23(a)所示（在这些计算中，一定要包括偏斜放大作用）。绘制出的偏斜如图所示。通常只需知道两或三个点就可以绘出偏斜曲线，除非曲线的曲率太大。（回顾一下第 3 章有关装配力-偏斜特征的讨论。）后面一节将叙述偏斜力的计算。

计算出装配功能件/零件在所期望的锁紧功能件偏斜范围内的偏斜与力的关系曲线，绘制出偏斜如图所示。注意，装配功能件的偏斜相对锁紧件的偏斜是负的。此外，通常也只需要知道两或三个点就能绘制出此曲线，如图 6.23(b)所示。

当把这两条曲线叠加在一起时，其交点就是锁紧功能件的实际挠度和偏斜力，如图 6.23(c)所示。继续分析时还要用到这些值。用纯数学的方法也可以求解，（常用解法是联立两个偏斜方程求交点，）但是比较繁琐。图解法相对来讲既简单又有效。

请注意，应设保持面深度（Y）仍然等于总偏斜，因为它必须包含系统中所有的偏斜，而不只是锁紧功能件的偏斜。出于计算的目的，此时设锁紧功能件的偏斜为 δ_{\max} 。这就是一个根切（Y）不等于锁紧件实际偏斜的例子。

6.5.4 有效角度的调整

大多数发表的与悬臂钩性能相关的计算，都没有弄清楚悬臂钩偏斜对插入面角度（ α ）和保持面角度（ β ）的影响，只是象征性地表明，计算中使用了“设计状态”或自由状态的 α 或 β 值，如图 6.24 所示。实际上，

当悬臂钩的偏斜对计算出的装配力影响很明显时，插入面角度会发生明显的变化。虽然保持面角度变化极小，但是确实变化了，而且有时也会影响保持强度。所以，必须对实际角度进行调整，以反映出插入面和保持面的有效角度。如果忽略插入面和保持面角度的变化，那么：

- ① 计算出的装配力将小于实际装配力；
- ② 计算出的保持强度会大于实际保持强度。

某些与插入面和保持面角度有关的影响，已经在第 3 和第 4 章中讨论装配和保持特性时就介绍过了。

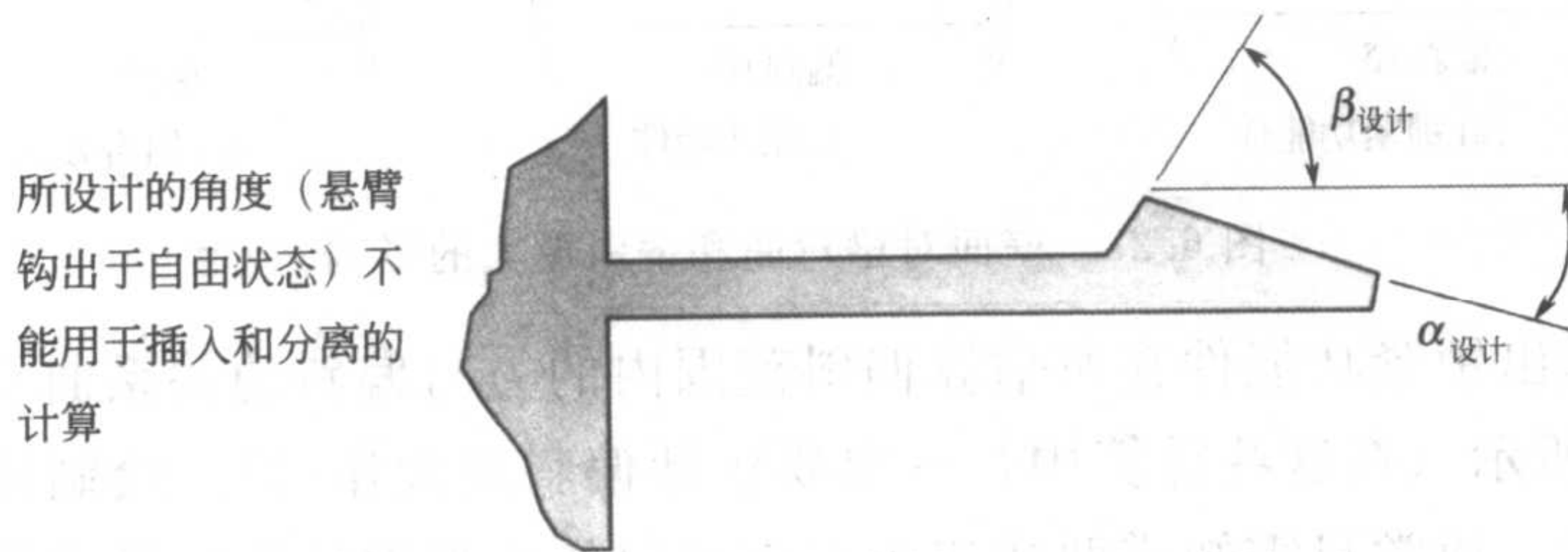


图 6.24 设计的保持和插入面角度

6.5.4.1 插入面的有效角度

最大插入面角度出现在装配偏斜最大时。因此，为了计算最大装配力，必须确定偏斜最大时的角度，如图 6.25 所示。忽略梁的曲率和钩末端的转动，插入面角度变化值的简化计算式为：

$$\Delta\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\delta_{\max}}{L_e} \right) \quad (6.7)$$

计算假设，悬臂钩偏斜过程，钩的末端无转动及梁无曲率。但是，当梁的长度与厚度比很大或梁带锥度时，末端转动可能会很明显。然而，简化的计算得出的计算力比忽略插入面角度改变计算出的更接近实际。更复杂的计算是考虑梁的曲率和末端的转动，但通常没这个必要。一旦角度的变化量已知，将它加到设计角度就可得到插入面有效角 (α_{\max})：

$$\alpha_{\text{有效}} = \alpha_{\max} = \alpha_{\text{设计}} + \Delta\alpha \quad (6.8)$$

在所有装配力的计算中，都应该用此最大插入面角度。

6.5.4.2 保持面的有效角度

对于保持面，我们关注的是，造成保持力低于预测力的有效角度。当钩移到它最终锁定位置时，就会出现最小保持面角度。如果公差或误差使钩仍保留一定的剩余偏斜，那么保持面角度就会减小。通常，其影响并不

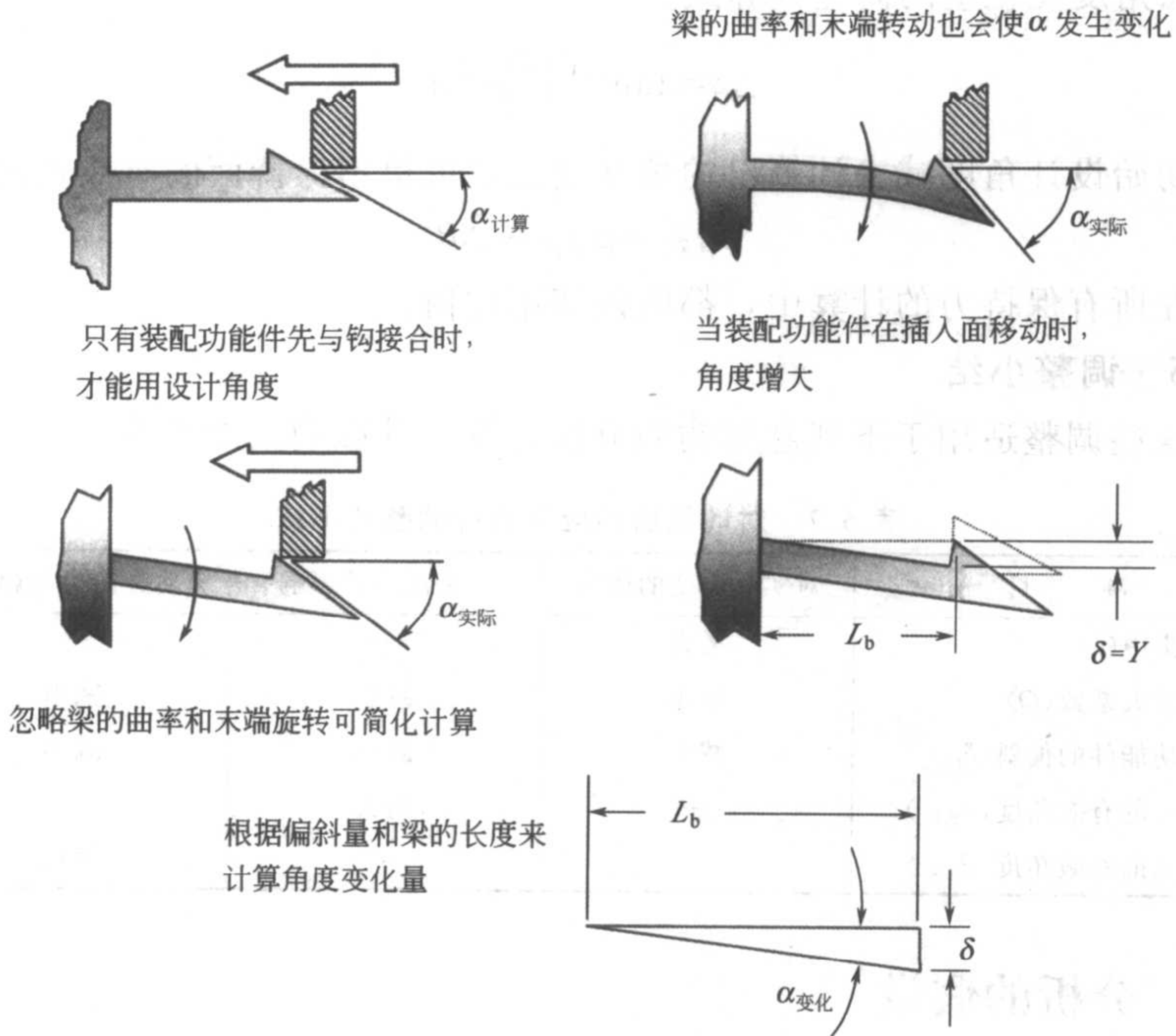


图 6.25 插入面的有效角度

十分明显，但是取决于产品，它可能会变得非常重要。为了计算最小保持强度，必须确定最大可能剩余偏斜条件下的角度，如图 6.26 所示。忽略梁的曲率和钩末端的转动，用最大剩余偏斜作为偏斜变量，同样可以得到

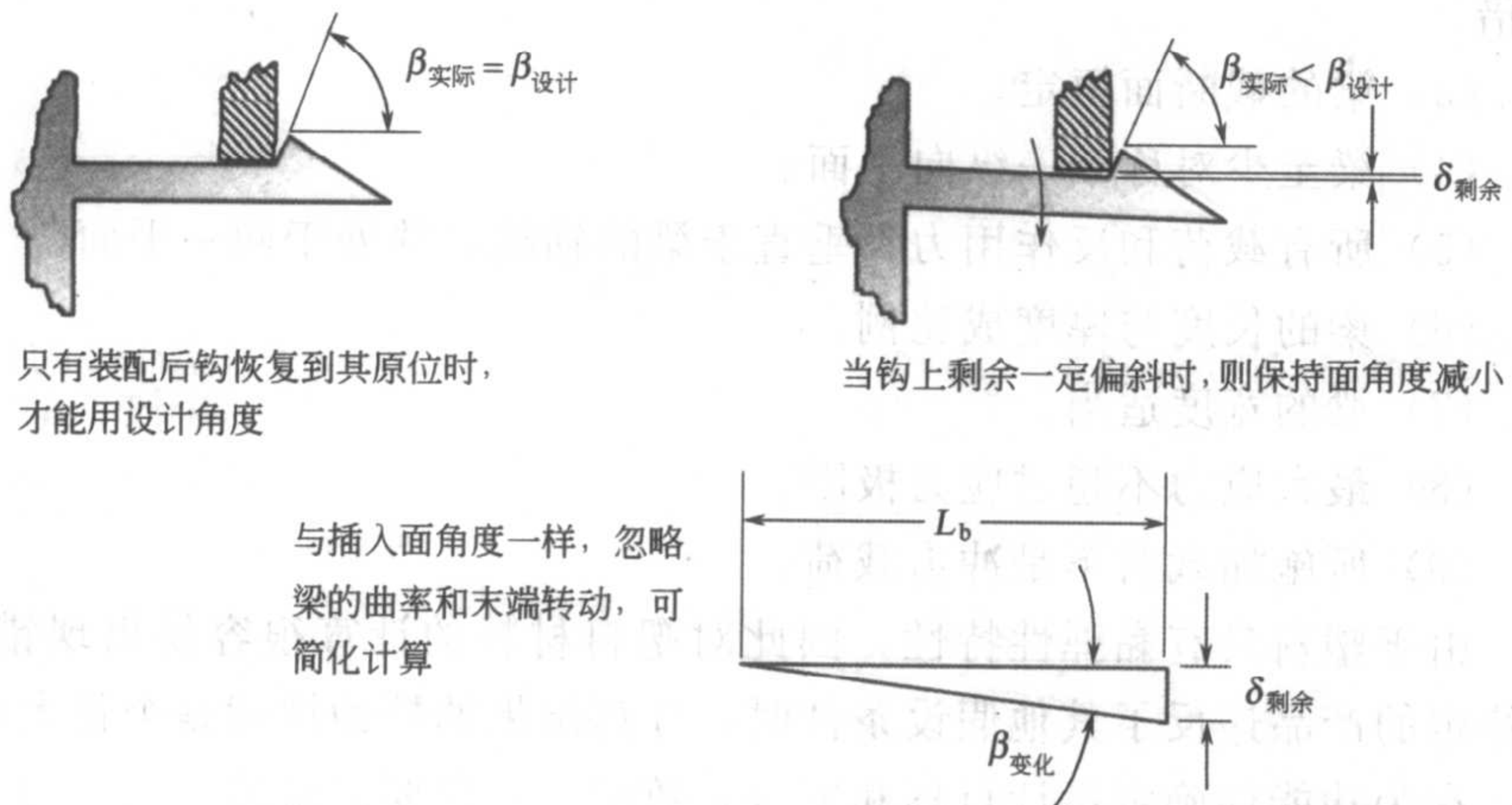


图 6.26 剩余偏斜引起的保持面角度的变化

保持面角度变化量的简化计算式：

$$\Delta\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\delta_{\text{残余}}}{L_e} \right) \quad (6.9)$$

初始设计角度减去计算出的角度变化量可得出保持面的有效角度：

$$\beta_{\text{有效}} = \beta_{\text{设计}} - \Delta\beta \quad (6.10)$$

在所有保持力的计算中，都应该使用此值。

6.5.5 调整小结

这些调整适用于下列悬臂钩的分析计算，其影响归纳于表 6.7 中。

表 6.7 对计算出的应变进行调整的小结

项 目	对实际应变的影响	对装配力的影响	对分离力的影响
应力集中(k)	增大	—	—
挠度放大系数(Q)	减小	减小	减小
装配功能件的偏斜(δ_m)	减小	减小	减小
插入面的有效角度($\alpha_{\text{实际}}$)	—	增大	—
保持面的有效角度($\beta_{\text{实际}}$)	—	—	减小

6.6 分析的假设

除了前面章节所讨论的有关材料性能的假设以外，还必须对悬臂钩做出另一些假设，以便能够利用传统的梁计算公式。

- (1) 梁的材料是均质的，在拉伸和压缩作用下具有相同的弹性模量。
- (2) 梁是直的或在弯曲平面内具有曲率，曲率半径至少是梁厚度的 10 倍。
- (3) 梁的截断面恒定。
- (4) 梁至少对称于一纵向平面。
- (5) 所有载荷和反作用力都垂直于梁的轴线，并处于同一平面。
- (6) 梁的长度与厚度成比例。
- (7) 梁的宽度适当。
- (8) 最大应力不超过应力极限。
- (9) 所施加载荷不是冲击载荷。

由于塑料具有黏弹性特性，因此对塑料材料的计算很容易出现错误。当特定的产品违反了其他假设条件时，计算结果的精确性就是个很大的问题。在为功能件确定设计目标和安全系数时，一定要记住这一点，对假设条件违反的越多，计算结果与功能件实际特性的相符性就越差。

6.7 有限元分析法

当材料种类太多或与违法分析的假设时，就应考虑采用有限元分析法。文献[11]对使用有限元分析卡扣功能件进行了详细讨论。当出现下列情况时，应考虑采用有限元分析法：

- ① 必须对形状复杂或断面复杂的梁进行分析时；
- ② 存在复杂应力/应变状态；
- ③ 偏斜很大；
- ④ 违法假设太多；
- ⑤ 出现类平板的偏斜（梁的宽度比长度大）。

请记住，连接中总是需要适当约束。尽管有限元分析法可以对不适当约束的连接进行分析，但连接本身从根本上就是不正确的，肯定会出现问题。

6.8 分析条件的确定

完美的分析将涉及大量的各种数据，这些数据包括如下内容。

① 新料零件和再生料零件的塑料材料性能（如果可能，对原始数据进行统计而得出）。

② 应该用功能件材料的典型成型允差^[5]来估算所有装配件和基体件影响功能件性能的最大和最小材料条件。

③ 配合材料的热膨胀系数（CLTE）。

④ 产品的温度历程。

⑤ 所计划的产品用途（功能）：

一次性（只装配）；

有限次数（维护和保养），一般3~10次；

多次（可动连接），远大于10次。

为了更好地分析，将使用条件与材料性能的最差组合状况确定下来。根据数据和应用的可用性，在所有条件下进行完美的分析是没这个必要的或是不可能的。

6.9 恒矩形截面梁悬臂钩的分析

简单的悬臂钩是一个恒截面的矩形梁，梁的末端具有保持功能件卡爪。它是锁紧功能件中最常见的类型（尽管它并不是最有效的或最有用

的)。钩的参数及名称在图 6.10 中已做过介绍, 为了便于下面的讨论, 在图 6.27 中又重复介绍。在对悬臂钩的分析过程进行叙述后, 给出了锥形梁的分析过程。

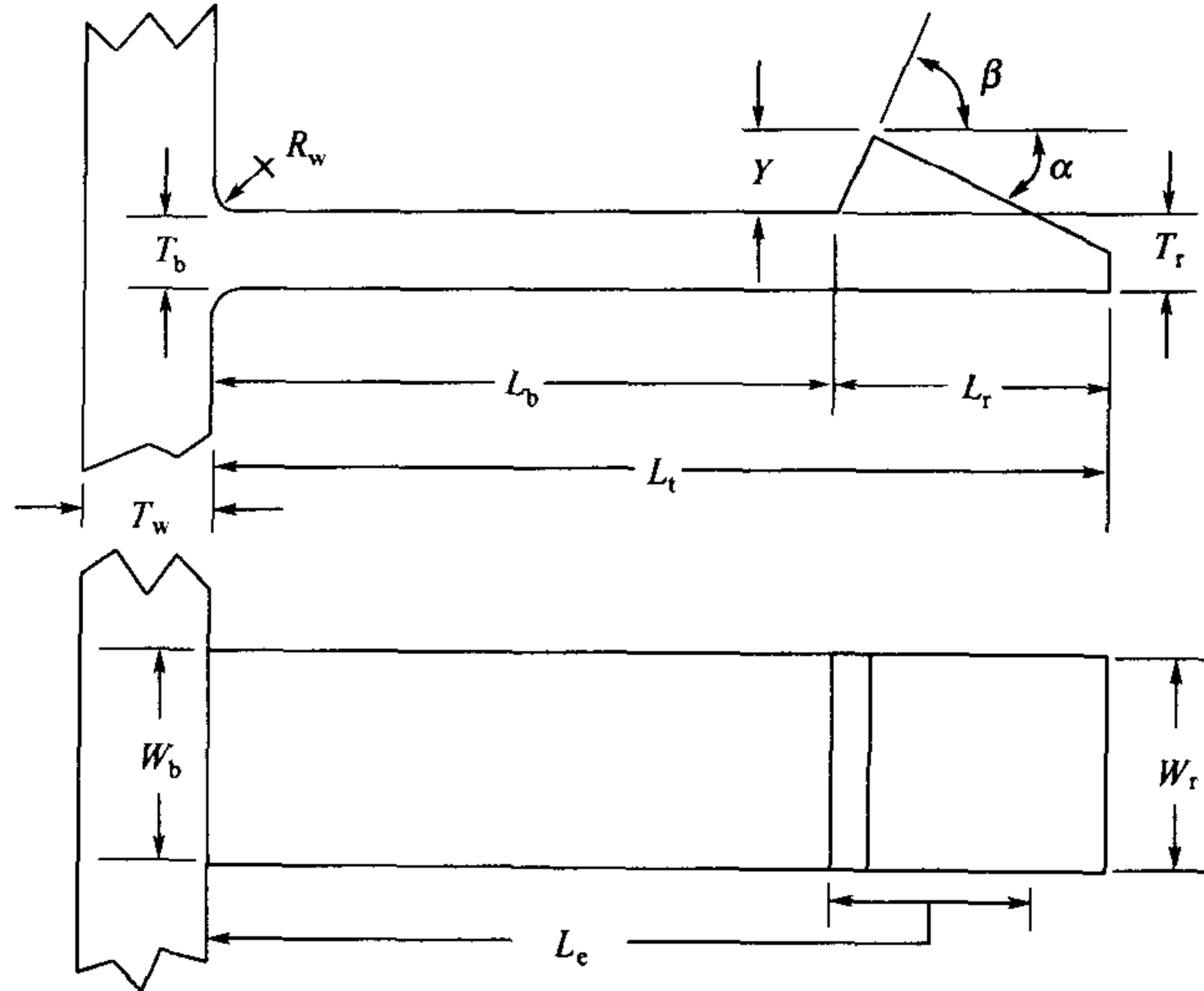


图 6.27 悬臂钩参数及术语

悬臂钩尺寸标注: L_r —保持功能件长度; L_b —梁的长度; L_t —锁紧功能件总长度; T_w —梁处的壁厚; T_b —壁面处的梁厚度; T_r —保持功能件处的梁厚度; R_w —梁与壁交汇处的半径; W_b —壁面处的梁宽度; W_r —保持功能件处的梁宽度; Y —根切深度; α —所设计的插入面角度 (钩爪处于自由状态时); β —所设计的保持面角度 (钩爪处于自由状态时)。

其他尺寸: δ —装配偏斜 (一般 Y 与 δ 相等);

α_{max} —有效插入面角度 (钩爪处于最大装配偏斜时); β_{min} —有效保持面角度 (钩爪处于最大剩余偏斜时); L_e —梁的有效长度 (梁的根部到配合功能件与插入或保持面接触点的距离)。

6.9.1 截面性质及应力与应变的关系

虽然在计算中一般不需要考虑应力, 但还是在此给出一些与应力有关的公式, 以供参考。

正像在应力-应变曲线中以及正割模量的计算中所看到的一样, 应力与应变通过弹性模量 (E) 关联起来:

$$E = \frac{\text{应力}}{\text{应变}} = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (6.11)$$

最大弯曲应力是在离梁中心轴最远的以及离梁最大偏斜点最远的表面上, 我们一般关心的是最大拉应力, 而不是最大压应力。应力的单位是 MPa (N/mm^2)。

矩形截面的梁是目前悬臂钩的最常见的结构, 所有实例都采用了这样

的结构。其他常见截面的性质计算公式在许多结构工程的参考文献中都能找到。此处的计算公式摘自文献[2, 12]。对于具有矩形截面的梁，截面性质的计算式为：

$$I = \frac{\text{底} \times \text{高}^3}{12} \quad (6.12)$$

$$Z = \frac{\text{底} \times \text{高}^2}{6} \quad (6.13)$$

矩形截面梁的应力为：

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{F_p L_b}{Z} \quad (6.14)$$

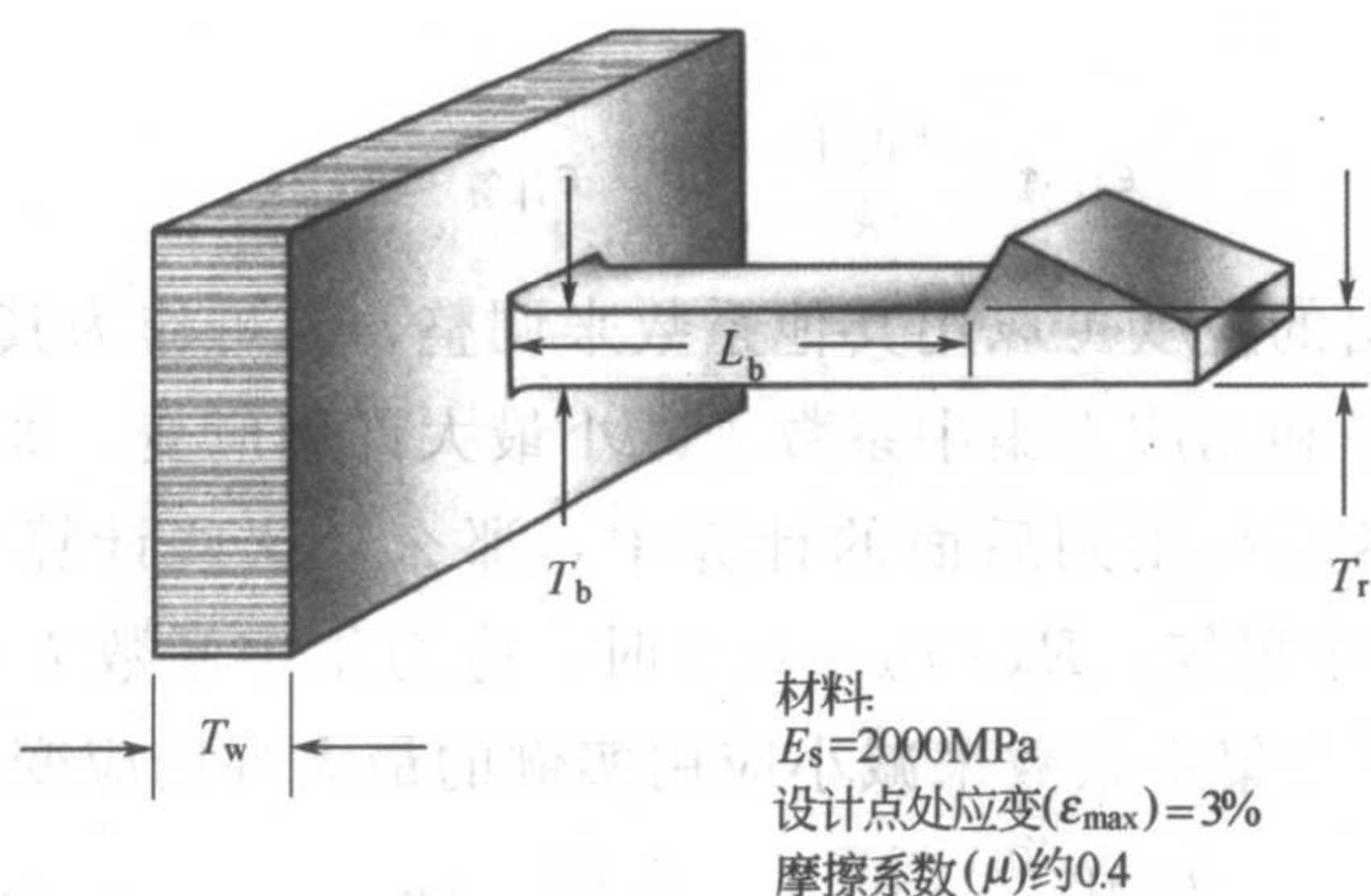
悬臂梁末端的偏斜量：

$$\delta = \frac{F_p L_b^3}{3EI} \quad (6.15)$$

I 为截面的转动惯量，单位是 mm^4 ； c 为中心轴到外表面的距离，单位是 mm 。在矩形截面中， c 为梁厚度的一半。最大拉应力和压应力都出现在外表面上。我们一般只关心拉应力，因为它与造成钩的损坏和失效的应变有直接关系。 Z 为截面模量，单位为 mm^3 。

6.9.2 最大应变的估算

图 6.28 为一个应用实例。此实例初始尺寸的确定，使用了 6.3 节给



偏斜放大表的#2结构

图 6.28 计算实例所用悬臂钩数据

尺寸：梁的长度(L_b) = 15mm；梁处的壁厚(T_w) = 4mm；壁面处的梁厚度(T_b) = 2mm；保持功能件处的梁厚度(T_r) = 2mm；梁与壁交汇处的半径(R_w) = 1mm；壁面处的梁宽度(W_b) = 3mm；保持功能件处的梁宽度(W_r) = 3mm 根切深度($\delta = Y$) = 2mm 剩余偏斜(δ_r) = 0.1mm；所设计的插入面角度(α) = 25°；所设计的保持面角度(β) = 50°

出的简明设计规则。下面按照计算步骤对此例进行计算。

计算通常以给定应变开始，并求解应变。如果是手工计算，为了简化工作，计算开始时，应使悬臂钩的初始尺寸尽可能地接近最终尺寸。

如果利用软件进行分析，就没这个必要了，因为许多设计的选择和取舍可以利用软件很快地估算出来。然而，使用软件分析梁时，很多用于分析梁的软件包都不能进行4种调整计算，这些调整在6.5节中进行了讨论。为了能得到更精确的计算结果，必须利用这些调整对基于软件的计算结果进行微调。因为我们感兴趣的是悬臂钩的最大应变，为计算而选择的尺寸应能最大程度地反映梁厚度、根切深度和装配功能件干扰等材料条件。

因为初步设计往往受材料的最大许用动应变（设计点）的制约，因此要用作为极限变量的应变开始计算。确定最大的许用应变和设计点的过程前面均已经讨论过。

6.9.2.1 应力集中时最大许用应变的调整

应力集中系数（ k ）可用于两个方面之一：减小最大的许用应变或增大与最大许用应变（ $\epsilon_{\text{设计}}$ ）做比较的计算应变（ $\epsilon_{\text{计算}}$ ）。这是有根据的，因为：

$$k\epsilon_{\text{计算}} \leq \epsilon_{\text{设计}} \quad (6.16)$$

即等于：

$$\epsilon_{\text{计算}} \leq \frac{\epsilon_{\text{设计}}}{k} \quad \text{即} \quad \epsilon_{\text{计算}} \leq \epsilon_{\text{max}} \quad (6.17)$$

因为计算出的应变可以用其他系数来调整，也可作为其他计算的基本参数，所以选择利用应力集中系数来减小最大许用应变。如果计算应变用 k 进行修正，然后在用到后面的计算中，那么，这些计算可能是不正确的。从图6.18中可知， $R_w/T_w=0.5$ 时，应力集中系数 $k=1.5$ 。根据公式6.3，用此应力集中系数来减小应用实例的最大许用应变：

$$\epsilon_{\text{max}} = \frac{\epsilon_{\text{设计}}}{k} \quad \text{因此} \quad \epsilon = \frac{0.03}{1.5} \quad \text{即} \quad \epsilon_{\text{max}} = 0.02 \quad (6.18)$$

6.9.2.2 恒截面梁的最大施加应变计算

当然，我们最关心是最大拉应变。偏斜梁中的最大应变出现在梁与壁的交汇处，并在梁中性轴的受拉侧。计算应变为：

$$\epsilon = 1.5 \frac{T_b \delta}{L^2} \quad (6.19)$$

对于此实例：

$$\epsilon_{\text{初始}} = 1.5 \times \frac{2 \times 2}{15^2} \quad \text{即} \quad \epsilon_{\text{初始}} = 0.027 = 2.67\% \quad (6.20)$$

此实例的最大许用应变 (ϵ_{max}) 为 2%。将此初步计算的应变值 $\epsilon_{\text{初始}} = 2.7\%$ 与 $\epsilon_{\text{max}} = 2.0\%$ 进行比较，我们会注意到，虽然计算应变较高，但还是接近合理的。要知道，还要对此值进行一系列调整，因此现在仍不能对设计做任何修改。

请牢记，已经计算出的应变值是在给定偏斜条件下的应变值。此偏斜量 (δ) 等于卡爪的高度 (Y)。

6.9.2.3 偏斜放大的计算应变修正

回顾一下有关偏斜放大的讨论。壁面或装悬臂钩表面的任何偏斜都造成梁根部的实际应变减小。所计算的应变也会随之减小。在表 6.5 中可以找到，对于梁/壁结构 #2， $L_b/T_b = 15/2 = 7.5$ 时，系数 Q 为 1.11，用这个值来计算应变，得：

$$\epsilon_{\text{计算}} = 1.5 \frac{T_b \delta}{L^2 Q} \quad (6.21)$$

对于此实例：

$$\epsilon_{\text{计算}} = 1.5 \times \frac{2 \times 2}{15^2 \times 1.11} = \frac{\epsilon_{\text{初始}}}{Q} \quad \text{即} \quad \epsilon_{\text{计算}} = 0.024 = 2.4\% \quad (6.22)$$

请注意：一个常见错误是，在悬臂钩的一系列计算中，多次使用挠度放大的修正值。关键要理解的是，一旦对偏斜放大已经做了调整，那么后面任何采用经修正的应变值的计算均不得再次用系数 Q 进行修正。这在后面与力的计算相关的章节中还要举例说明。

6.9.3 偏斜力的计算

已知应变 ($\epsilon_{\text{初始}}$) 和钩的尺寸及截面性质，就可以计算出偏斜力。为了用悬臂钩尺寸和 $\epsilon_{\text{初始}}$ 来计算偏斜力，应该采用偏斜放大系数（根据表 6.5）。基本计算公式为：

$$F_P = \frac{W_b T_b^2 E \epsilon}{6 L_b Q} \quad (6.23)$$

请注意，与壁面偏斜时的应变调整一样，用系数 Q 来减小了 F_P 值，对于此实例：

$$F_P = \frac{3 \times 2^2 \times 2000 \times 0.0267}{6 \times 15 \times 1.11} \quad \text{即} \quad F_P = 6.4 \text{ N} \quad (6.24)$$

如果用 $\epsilon_{\text{计算}}$ 计算偏斜力，那么就不能再用偏斜放大系数，因为已经

对偏斜放大时应变做了调整。基本计算公式变成：

$$F_P = \frac{W_b T_b E \epsilon}{6L_b} \quad (6.25)$$

对于此实例：

$$F_P = \frac{3 \times 2^2 \times 2000 \times 0.024}{6 \times 15} \quad \text{即 } F_P = 6.4\text{N} \quad (6.26)$$

我们看到，对于此应用实例，用式 6.24 和式 6.26 计算出的偏斜力的值是相等的。如果在式 6.26 中再次使用偏斜放大系数，就会得出非常错误的答案。

已经计算出的偏斜力是使梁弯曲的力，而且已经假设它作用在梁的末端。实际上，偏斜力是作用在装配功能件移过梁末端卡爪的插入或保持面时的接触点上的。一般来说，此变量是可以忽略的，但是对于特殊的应用，确定它是十分重要的，应该对计算进行适当的调整，而且应该使用梁的有效长度。

6.9.4 装配件/功能件偏斜的调整

现在，已知悬臂钩的偏斜力和偏斜。如果配合元件比功能件的刚度大，那么不需要对装配件的偏斜进行调整。否则，我们必须考虑装配件的偏斜。

先绘制出锁紧功能件的力和偏斜曲线，如图 6.29 所示。为了简化此

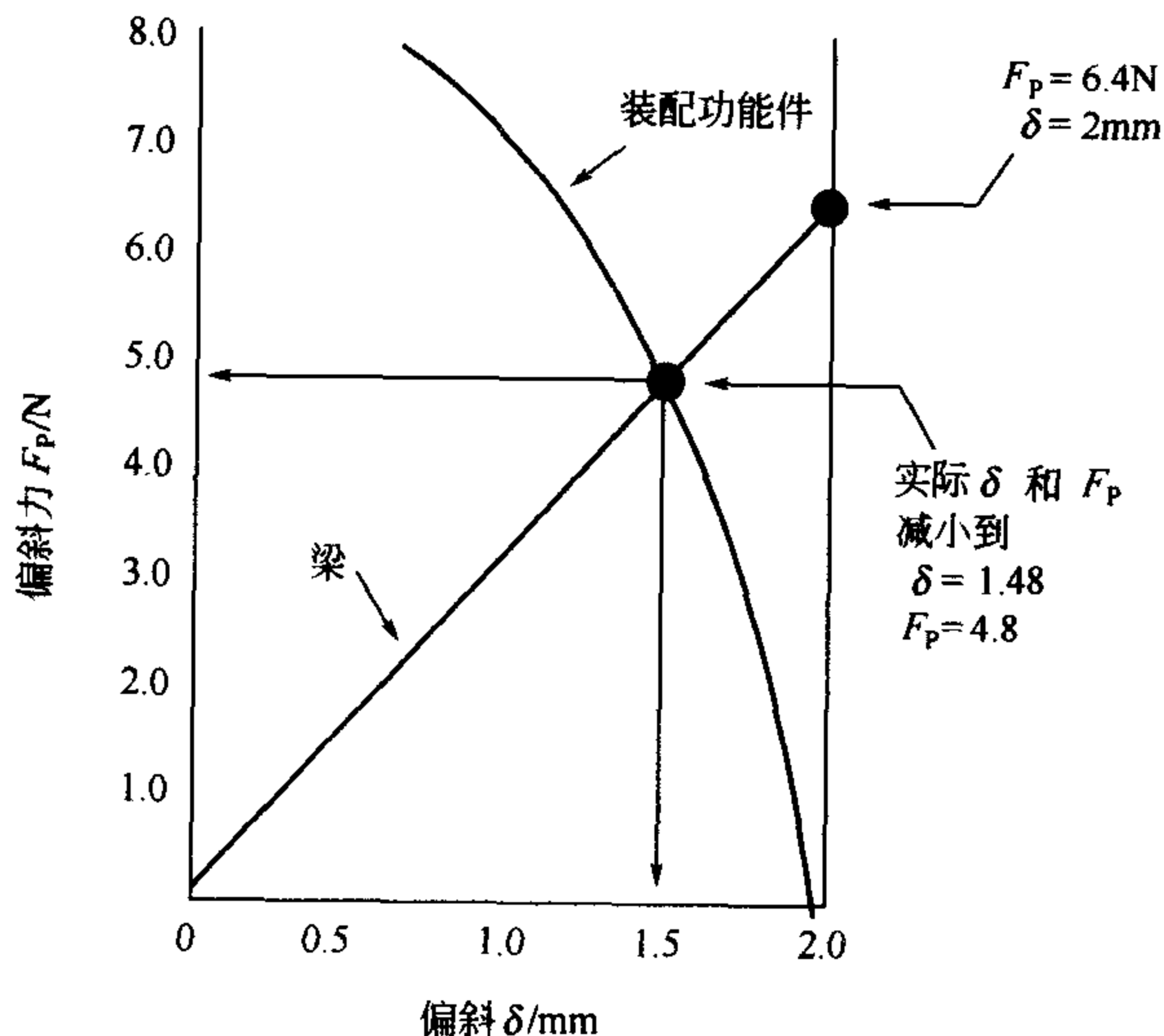


图 6.29 悬臂钩应用实例的装配功能件偏斜影响的求解

实例, 假设呈线性关系, 这样, 只需要一对偏斜力和偏斜的值 (F_P 和 d_{\max}) 就能绘制出曲线。 F_P 为刚才计算出的偏斜力, d_{\max} 由钩的初始尺寸得知。

确定同一偏斜范围内的装配力/偏斜曲线。这需要附加计算和实际测量。将此曲线绘制在同一图中, 如图 6.29 所示。对于此实例, 假设装配件上的功能件的偏斜已经确定, 并将它表示在图中。

我们看到, 接合所需的总偏斜实际上由功能件和装配件共同分担了。功能件的实际偏斜和偏斜力小于原计算值。这意味着原应变结果能被调整。

可以用上面求出的实际偏斜除以原设计偏斜度 ($\delta=Y$), 得到一个调整原值的系数 (f)。

$$f = \frac{\delta_{\text{实际}}}{\delta_{\text{设计}}} = \frac{1.48}{2.0} = 0.74 \quad (6.27)$$

由于应变和偏斜直接相关, 所以用这个系数来减小此实例所计算出的实际应变:

$$\epsilon_{\text{最终}} = 0.74 \times 0.024 = 0.0178 = 1.78\% \quad (6.28)$$

因为这些计算开始用的是设计点的应变, 而且大多数计算调整也使得应力减小, 现在可以发现, 所计算出的梁的最大应变比设计点 (且对应力集中进行了调整) 显示的最大许用应变明显地小很多。

此实例还发现, 最终计算应变确实比最大许用应变低 2.0%。

用这个新应变值所提供的极限, 我们可以对功能件做一些改动。然而, 请记住, 现在还没有计算出装配力和分离力, 除非一直等到所有的性能数值都已知了, 否则这样做就是不明智的。如果对功能件做了改动, 那么就要用新的数值重新计算, 还要对照装配能件的偏斜绘制出计算结果, 以验证这些改动能否接受。

6.9.5 最大装配力的确定

最大装配力非常重要, 因为它必须符合用手指、拇指或手所施加最大力的人机工程学的规则。

6.9.5.1 装配力的计算

在考虑所有偏斜效应后, 采用梁弯曲力的最大值。根据表 6.4 或供货商的数据找出摩擦系数, 如果手头没有, 则根据材料的润滑性能、表面粗糙度和与应用相关的鉴别出的或大或小的力, 在 0.2~0.4 范围内估计一个。最大的装配力的计算式为:

$$F_{\text{装配}} = F_P \frac{\mu_{\text{动态}} + \tan\alpha_{\text{有效}}}{1 - (\mu_{\text{动态}} \tan\alpha_{\text{有效}})} \quad (6.29)$$

然而，由于梁偏斜的影响，首先必须对公式中所用的插入面角度进行调整。

6.9.5.2 插入面有效角度的确定

有效角度在 6.5.4 节中介绍过了。在接合过程中，除非插入面角度不变（如环套与卡爪接合），否则对装配力的计算必须使用修改后的 α 值（ $\alpha_{\text{实际}}$ ）。公式 6.7 给出了角度变化量的简化计算。将此变化量加到插入面原始角度上（方程式 6.8），就得到了计算最大装配力时的 α_{max} 。对于此实例：

$$\Delta\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{\delta}{L_e}\right), \text{ 所以 } \Delta\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{2}{15}\right), \text{ 即 } \Delta\alpha = 7.6^\circ \quad (6.30)$$

$$\alpha_{\text{有效}} = \alpha_{\text{设计}} + \delta\alpha, \text{ 所以 } \alpha_{\text{有效}} = 25^\circ + 7.6^\circ, \text{ 即 } \alpha_{\text{有效}} = 33^\circ \quad (6.31)$$

代入公式 6.29 得：

$$F_{\text{装配}} = F_P \times \frac{\mu_{\text{动态}} + \tan\alpha_{\text{有效}}}{1 - (\mu_{\text{动态}} \tan\alpha_{\text{有效}})}$$

$$\text{所以} \quad F_{\text{装配}} = 4.8 \times \frac{0.4 + 0.65}{1 - (0.4 \times 0.65)}$$

$$\text{得} \quad F_{\text{装配}} = 6.8\text{N} \quad (6.32)$$

6.9.6 脱开行为的确定

脱开行为有两种含义，即取决于是有意的，还是无意的，它们的计算方法是相同的。但如果我们关心的是分离（在可拆卸式连接中）的难易程度，则要计算最大分离力。如果我们关心的是保持强度，则要计算最小分离力。

6.9.6.1 分离力与保持力

分离力 (F_s) 是需要人工分离零件所需要的力。对于拆卸式锁紧件，拆卸涉及到在分离方向上对零件之一施加力，对于非拆卸式锁紧件（需要人工将其偏斜），拆卸涉及到直接对锁紧件施加一个弯曲力，以便使其与装配功能件脱钩。随着锁紧件的偏斜，零件就被分离。计算拆卸力时，应该计算其最大值。

保持力 (F_r) 是锁紧件抵抗无意脱开的力。计算保持力时，应计算其最小值，因为最小保持力必须大于作用在零件分离方向上的任何力。计算保持力时，必须设想几种可能的失效模式之一。对于悬臂钩，这些模式如下。

① **弯曲**，装配功能件滑过保持面，悬臂钩发生弯曲而脱开，这是常见的脱开行为。

② **剪切**，约束副的一部分因剪切而断裂。剪切计算可以依据受剪横截面积和材料的剪切强度。因为计算非常简单，这里不再讨论。

③ **拉伸**，约束副的一部分因拉伸而断裂。这些计算可以依据受拉横截面积和材料的拉伸强度极限（屈服极限，最大的或临界的强度）。与剪切计算一样，因计算非常简单，这里不再讨论。

④ **组合作用**，组合作用是一组复杂的组合作用，是造成变形和脱开的弯曲、剪切、拉伸和保持元件旋转等某些组合作用。这种行为的计算超出了本章的范围，通常也超出了简单手工计算的能力。它们需要用有限元分析法计算。

对于永久的和非拆卸式锁紧件，剪切或上述保持行为的组合作用似乎更多。对于拆卸式锁紧件，脱开由弯曲决定，此行为可用与装配行为类似的方法计算。

对于取决于应用的短暂行为，虽然后面的讨论中使用了**保持强度**的术语，而我们真正感兴趣的是分离力。

如果保持面角度因悬臂钩中的剩余偏斜而改变，而且其作用又确实很明显，那么必须对设计角度进行调整，即将其调整为保持面有效角度（ $\beta_{\text{实际}}$ ）。若不是在计算中使用了剩余偏斜，简化的公式（6.9）与计算插入面角度变化量的公式是一样的。

对于此应用实例：

$$\Delta\beta = \tan^{-1}\left(\frac{\delta_{\text{残余}}}{L_e}\right), \text{ 所以 } \Delta\beta = \tan^{-1}\left(\frac{0.1}{15}\right), \text{ 即 } \Delta\beta = 0.4^\circ \quad (6.33)$$

此计算出的保持面角度的变化量相对来说是无紧要的，但是为了举例说明，还是将其从设计角中减去，如公式 6.10 所示：

$$\beta_{\text{有效}} = \beta_{\text{设计}} - \Delta\beta, \text{ 所以 } \beta_{\text{有效}} = 50^\circ - 0.4^\circ, \text{ 即 } \beta_{\text{有效}} = 49.6^\circ \quad (6.34)$$

分离力的计算与装配力的计算类似：

$$F_{\text{分离}} = F_P \times \frac{\mu_{\text{静态}} + \tan\beta_{\text{有效}}}{1 - \mu_{\text{静态}} \tan\beta_{\text{有效}}}, \text{ 所以 } F_{\text{分离}} = 4.8 \times \frac{0.4 + 1.17}{1 - 0.4 \times 1.17} \quad (6.35)$$

$$\text{即 } F_{\text{分离}} = 14.2\text{N}$$

对于此悬臂钩实例，所计算出的性能为：

$$\text{最大的装配应变}(\epsilon_{\text{最后}}) = 1.78\%$$

$$\text{装配偏斜}(\delta) = 1.48\text{mm}$$

$$\text{偏斜力}(F_P) = 4.8\text{N}$$

$$\text{最大的装配力}(F_{\text{装配}}) = 6.8\text{N}$$

$$\text{最小的分离力}(F_{\text{分离}}) = 14.2\text{N}$$

6.9.5.2 附加保持考虑

如果脱开涉及到与装配相同的偏斜和行为（如沿梁同一轴弯曲），那么最大许用应变就是已知的。如果拆卸速度很快，对于拆卸式锁紧件来说，则计算装配应力时所进行的与动应变极限的比较仍然适用。

如果拆卸涉及（较慢）人工偏斜，那么有几个因素可能会改变最大应变的计算，因此必须对它们加以考虑。首先，为人工拆卸所需的偏斜（ $d_{人工}$ ）可能比装配时的大，只是因为悬臂钩的运动与固定的实体属性（如 Y ）无关。利用人工产生的最大可能偏斜来计算应变。必要时，所谓的防护增强件有助于限制人工偏斜。

第二个影响是人工偏斜过程中可能出现的长时间偏斜。与动应变极限比较时的可接受应力量级在与静应变极限比较时就会不安全。

保持行为的估算还需要对因加载次数造成悬臂钩损坏的可能性进行评价。例如，对于非拆卸的悬臂钩，作用在零件分离方向上的高载荷，可能会在锁紧件根部产生弯曲和拉伸的组合应力，或者在保持元件上产生拉伸、弯曲和剪切的组合应力。在结构力学书中有这些组合应力的求解方法和描述。

6.10 厚度带锥度的悬臂钩

如图 6.30 所示的，厚度带锥度的梁在减小应力/应变和装配力方面优于直梁。（可能的缺点是保持强度的减小。）梁厚度上变锥比梁宽度上变锥更有效，而且应首选。一般来说，梁的任何部位都可以带有 1.25 : 1 ~ 2 : 1 锥度。梁越短，锥度对减小应变的效果越好。

锥形梁的强度、力、应力及应变的确定过程与恒截面梁一样。但是，应变的计算是不同的。适用于厚度带锥度梁的应变计算公式为：

$$\epsilon_{计算} = 1.5 \frac{T_b \delta}{L^2 Q K} \quad (6.36)$$

式中 K 是比值（ T_r/T_b ）的函数，可以从图 6.31 中求出。利用此应变值继续完成上述计算过程。表 6.6 给出了厚度带 2 : 1 锥度的梁的偏斜放大系数（ Q ）值。

当根据偏斜放大时所调整的应变计算偏斜力时，锥形梁的计算公式与恒截面梁的（公式 6.25）相同：

$$F_P = \frac{W_b T_b^2 E \epsilon}{6 L_b} \quad (6.37)$$

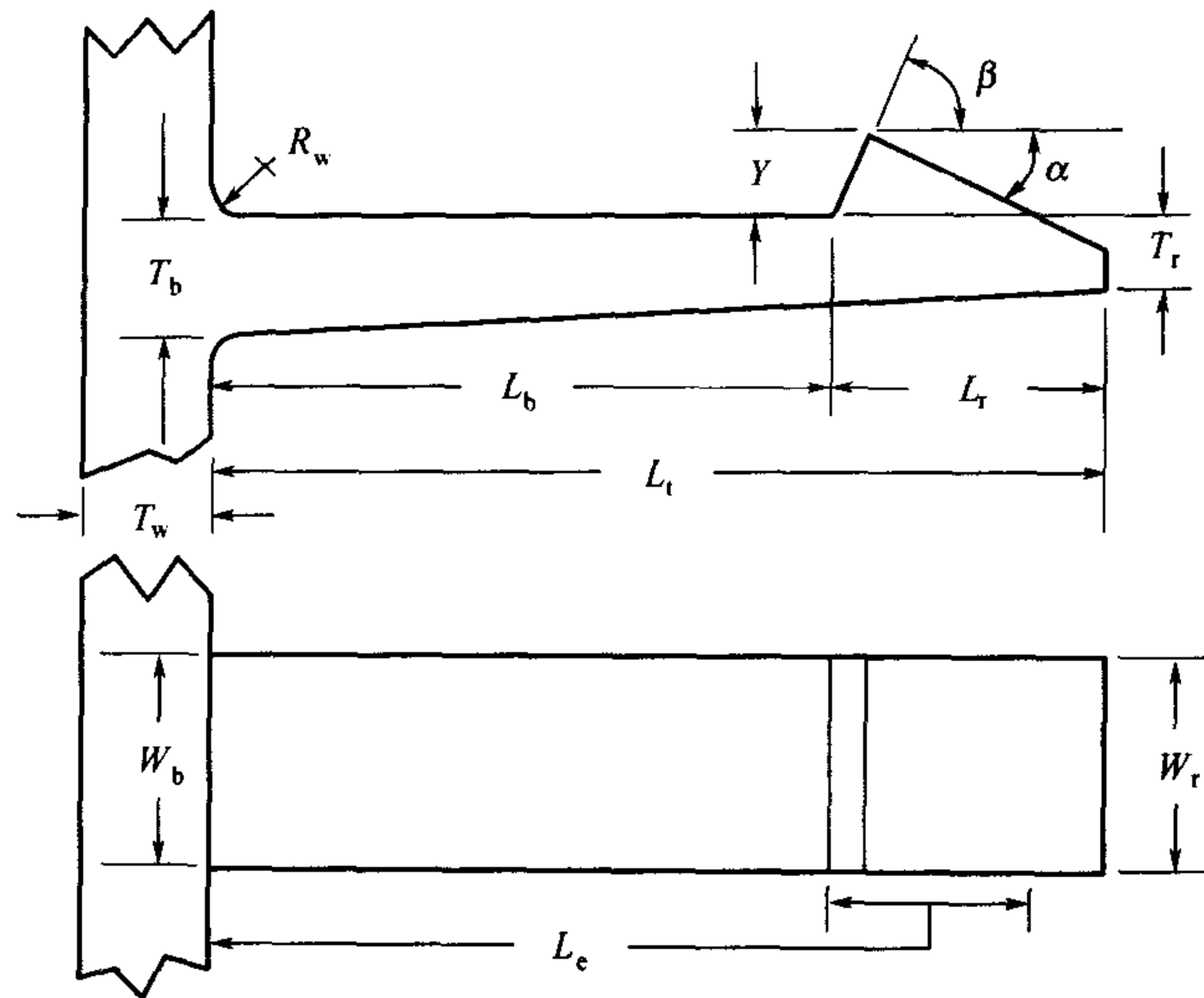


图 6.30 厚度带锥度的梁

T_b 为壁面处的梁厚度； $T_b > T_r$ ；

T_r 为保持功能件处的梁厚度； T_b/T_r 为（厚度）锥度比

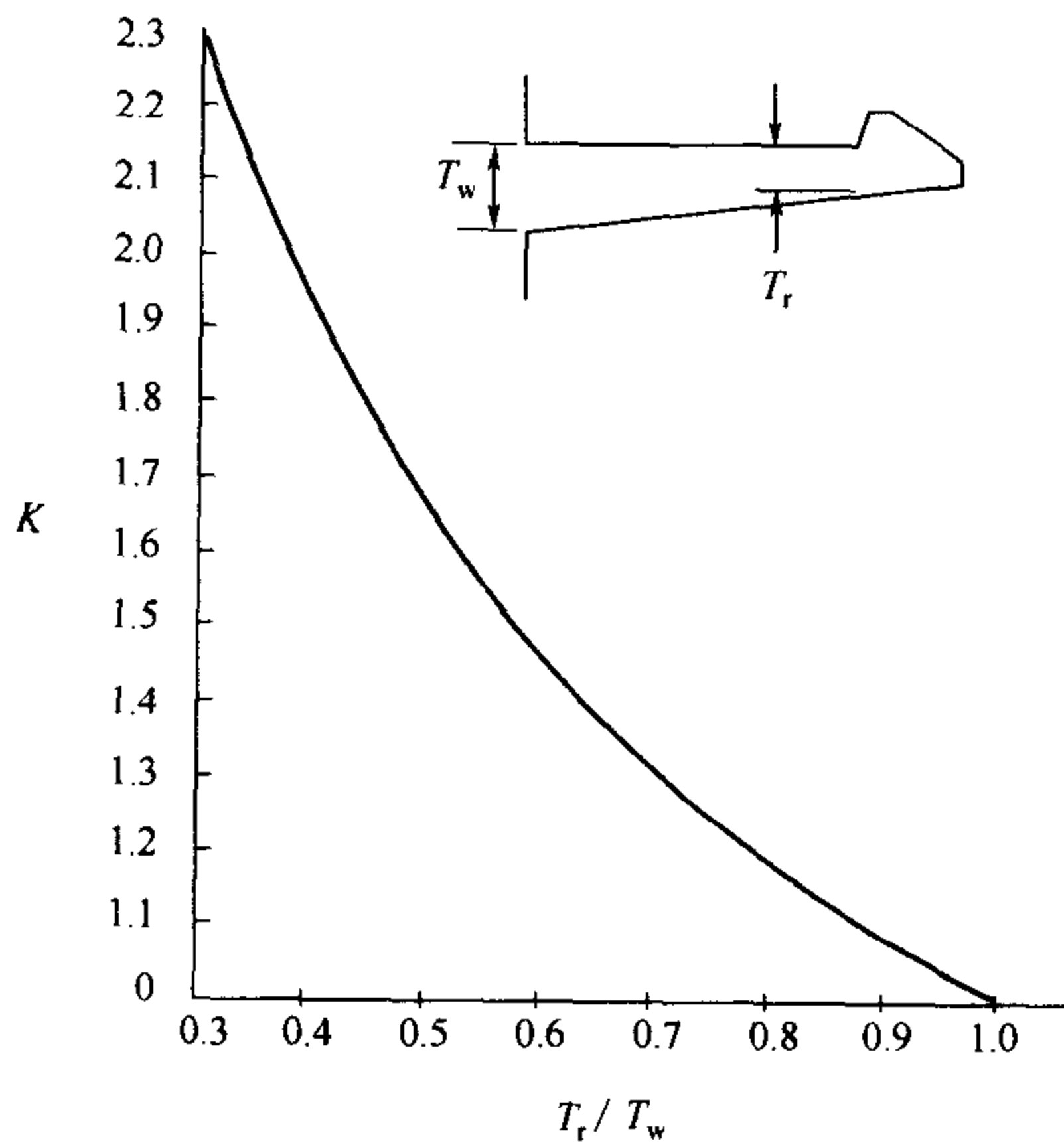


图 6.31 厚度带锥度的梁的比例系数 (K)

摘自 Ticona LLC, 塑料件设计-基本原理

虽然任何锥度比都是可能的，但 2 : 1 的锥度值最为常用。如果将 2 : 1 的锥度值应用到应用实例中，设 $T_r=1$ ，其他尺寸保持不变，可以从

图 6.31 中查得 $K=1.67$ ，从表 6.6 中查得 $Q=1.13$ ，代入公式中：

$$\epsilon_{\text{计算}} = 1.5 \frac{T_b \delta}{L^2 Q K}, \text{ 所以 } \epsilon_{\text{计算}} = 1.5 \times \frac{2 \times 2}{15^2 \times 1.13 \times 1.67}, \text{ 即 } \epsilon_{\text{计算}} = 1.4\% \quad (6.38)$$

$$F_P = \frac{W_b T_b^2 E \epsilon}{6 L_b}, \text{ 所以 } F_P = \frac{3 \times 2^2 \times 2000 \times 0.014}{6 \times 15}, \text{ 即 } F_P = 3.7 \text{ N} \quad (6.39)$$

请注意，用于前面实例中的（无锥度的）梁的应变和力的数值都明显地减小。现在，可以像上述恒截面梁那样继续进行装配力的计算。

6.11 宽度带锥度的悬臂钩

当梁的厚度有限时（梁可能是壁面的共面延伸），可选择宽度带锥度，如图 6.32 所示。宽度带锥度的梁比厚度带锥度的效果差，因为在弯曲力方程中，厚度是二次项，而宽度是一次项（为了达到厚度 2:1 锥度的效果，宽度的锥度就需要 4:1）。此外，梁越短，锥度对应变减小的效果越好。

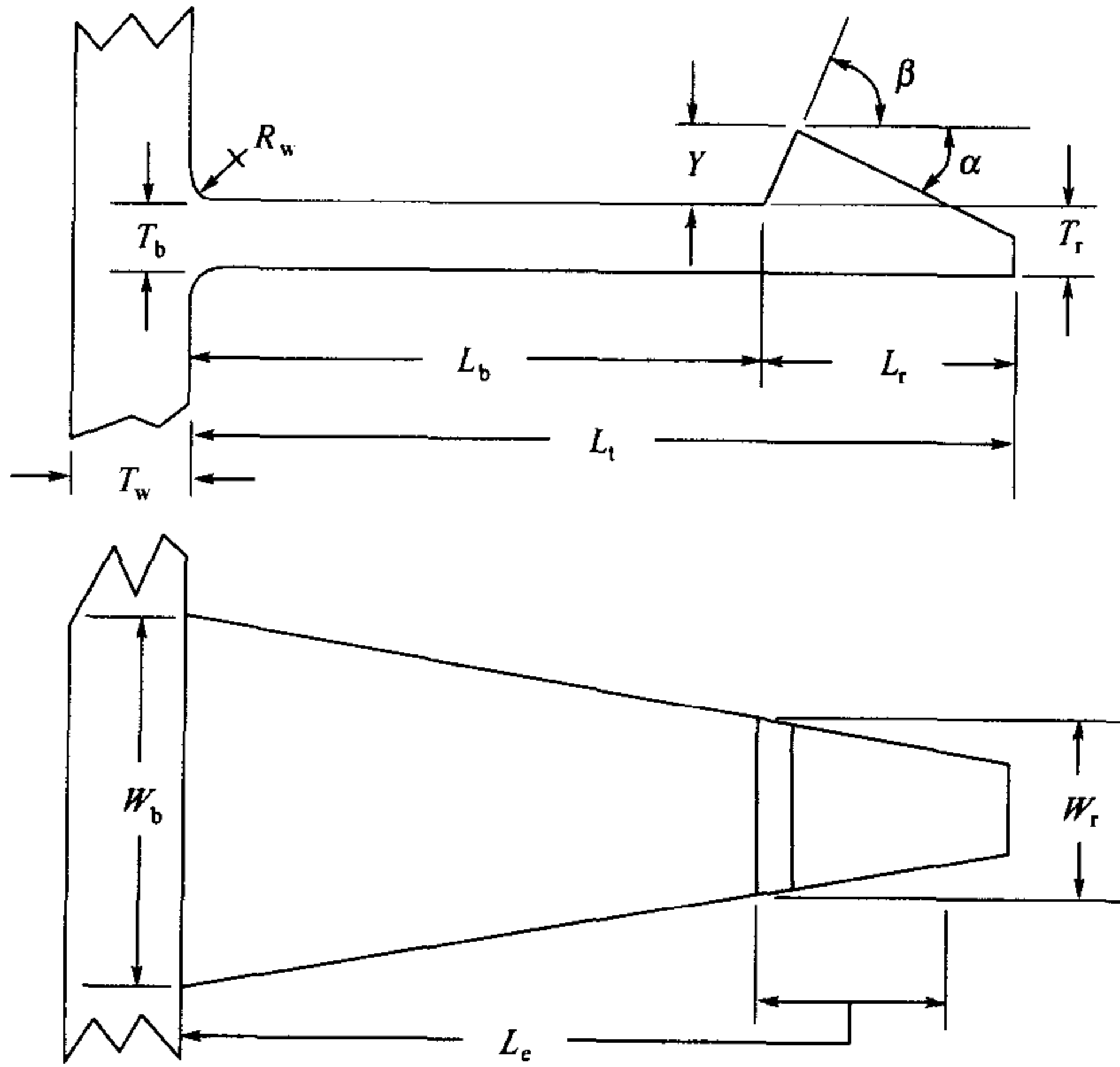


图 6.32 宽度带锥度的梁

W_b 为壁面处的梁宽度； $W_b > W_r$ ；

W_r 为保持功能件处的梁宽度； W_b/W_r （宽度）为锥度比

虽然任何锥度比都是可能的,但4:1的锥度值最为常用。本书没有提供梁宽度带锥度时的偏斜放大系数,但是可以通过选择适当的梁/壁结构,并选择能在壁面产生等效弯矩的梁的厚度与宽度的比值,合理地近似确定偏斜放大系数。

宽度带4:1锥度的梁的应变计算式为:

$$\epsilon_{\text{计算}} = 1.17 \frac{T_b \delta}{L^2 Q} \quad (6.40)$$

根据应变计算偏斜力时,宽度带锥度的梁的计算公式与恒截面梁的(公式6.23)相同:

$$F_P = \frac{W_b T_b^2 E \epsilon}{6 L_b} \quad (6.41)$$

现在,可以像上述那样继续进行调整和装配力的计算。如果不得不采用偏斜放大系数的话,则可以采用上述近似法。

6.12 厚度和宽度均带锥度的悬臂钩

有的时候,需要厚度和宽度均带锥度的锥形梁($W_b > W_r$, $T_b > T_r$),如图6.33所示。此外,惟一区别就是计算变得更为复杂。有关这类梁的行为计算可以在文献[11]中找到。

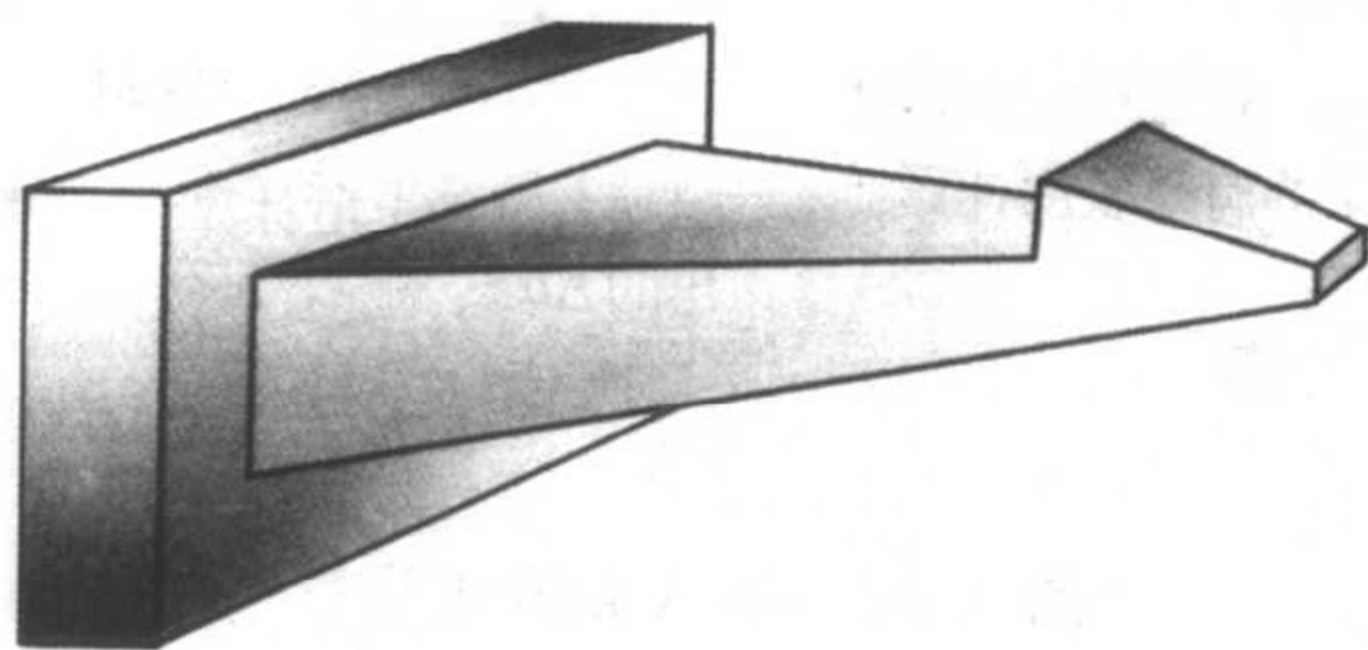


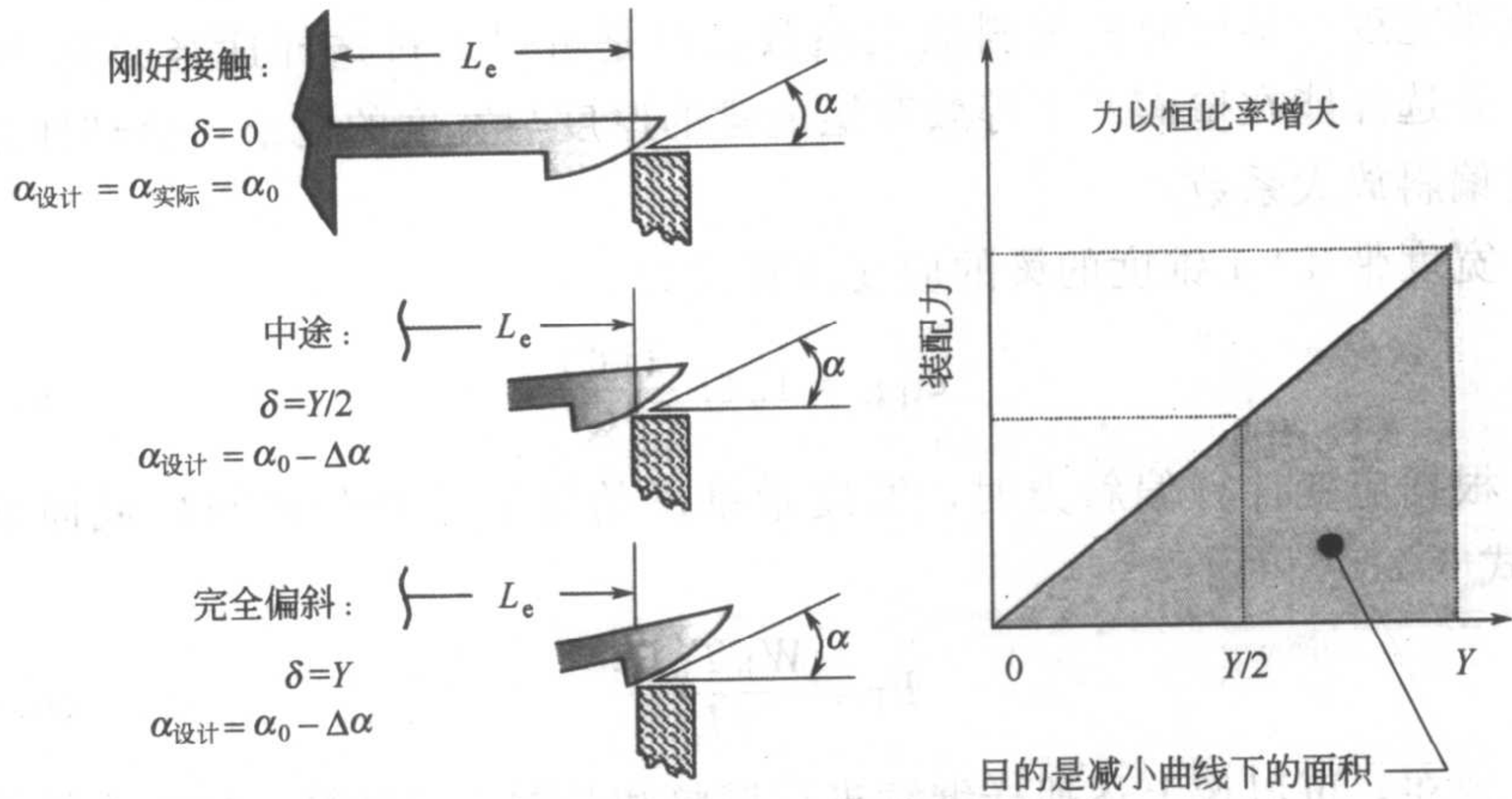
图 6.33 厚度和宽度均带锥度的梁

6.13 插入面廓型的修正

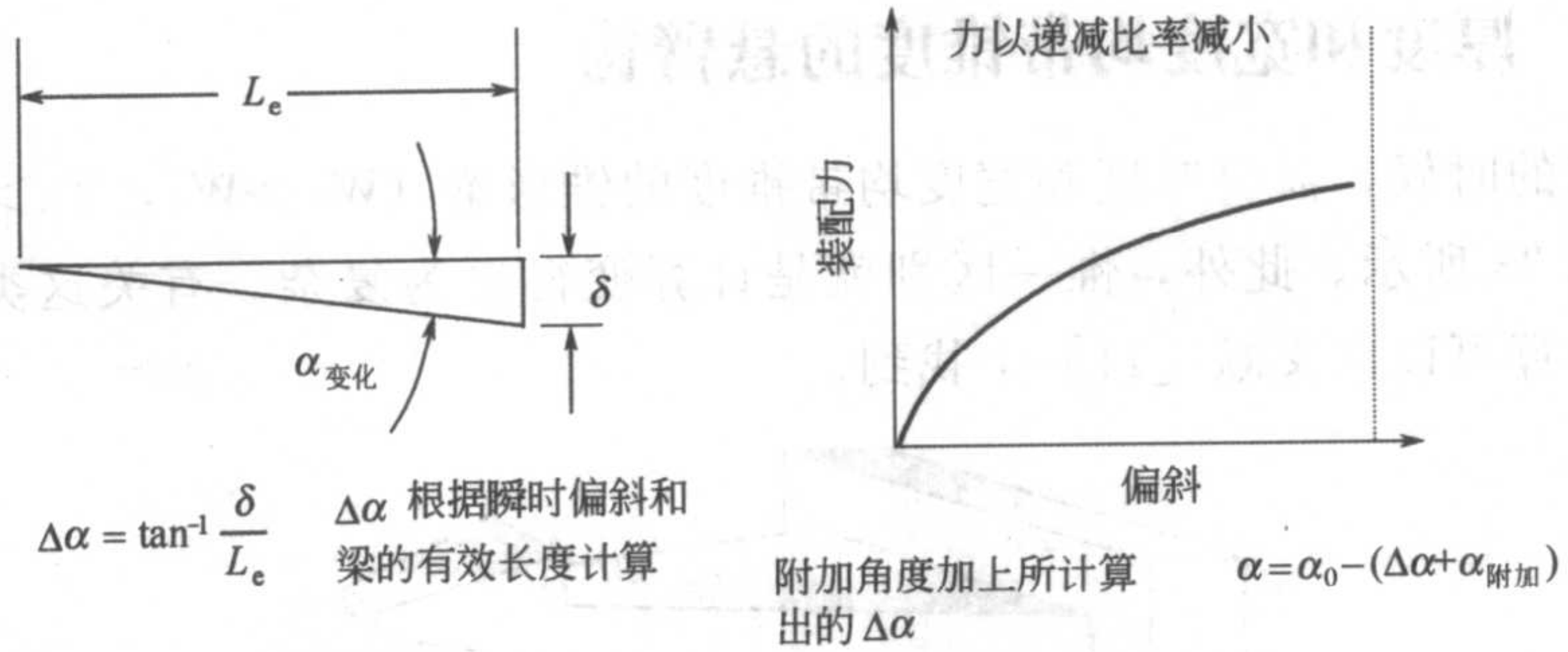
如同第3章中所讨论的那样,可以对插入面廓型修正,以改善插入力-时间特性。插入面廓型可以通过计算出插入面若干点上的瞬时角度,然后构建出与这些角度相切的曲线,将此曲线作为插入面的廓型。计算是以插入面角度变量的简化计算公式(式6.7)为基础的,如图6.34所示:

$$\Delta\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\delta}{L_e} \right) \quad (6.42)$$

$$\alpha_{\text{设计}} = \alpha_0 - \Delta\alpha \quad (6.43)$$



(a) 插入面角度 ($\alpha_{\text{实际}}$) 不变时, 计算出接触点上的设计角度 $\alpha_{\text{设计}}$



(b) 调整的计算

(c) 过中心效应

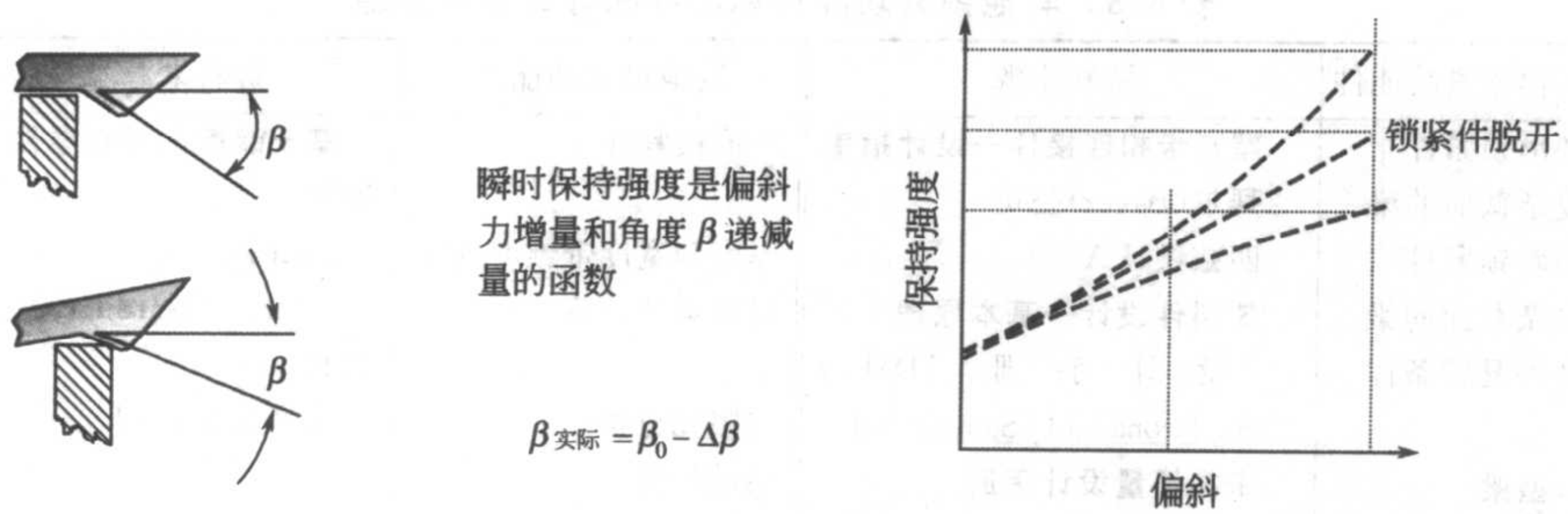
图 6.34 插入面修正设计

6.14 保持面廓型的修正

第 4 章还介绍了更希望得到的保持面廓型以改善保持性能的概念。采用与插入面廓型构建的类似方法, 可以通过计算出保持面若干点上的瞬时角度, 然后构建出与这些角度相切的曲线, 将此曲线作为插入面的廓型。计算是以插入面角度变量的估算计算公式 (式 6.9) 为基础的, 如图 6.35 所示。

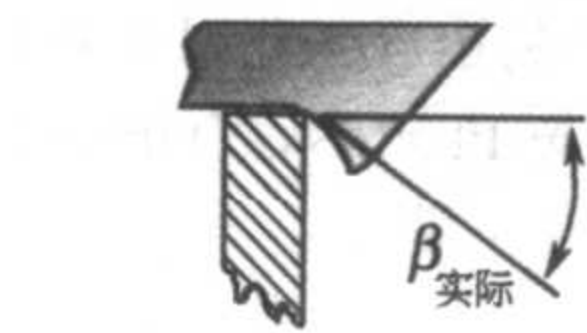
$$\Delta\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\delta}{L_e} \right) \quad (6.44)$$

$$\beta_{\text{设计}} = \beta_0 + \Delta^2\beta \quad (6.45)$$

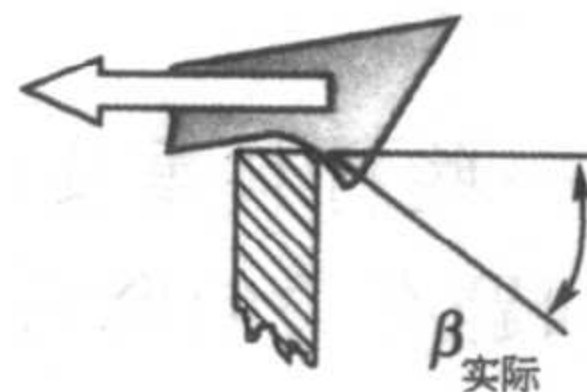


(a) 平保持面，特性会是下凹的、平的或中凸的

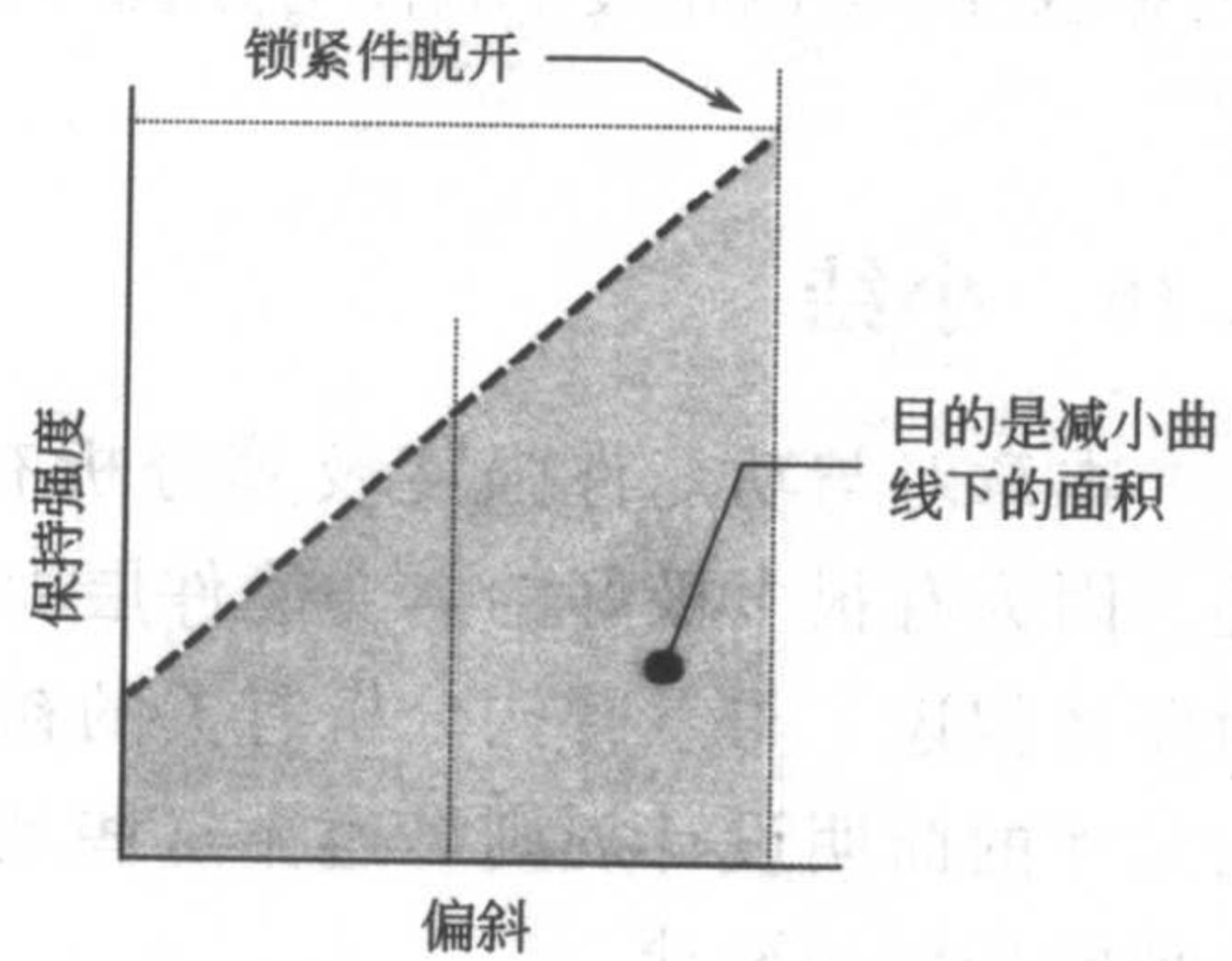
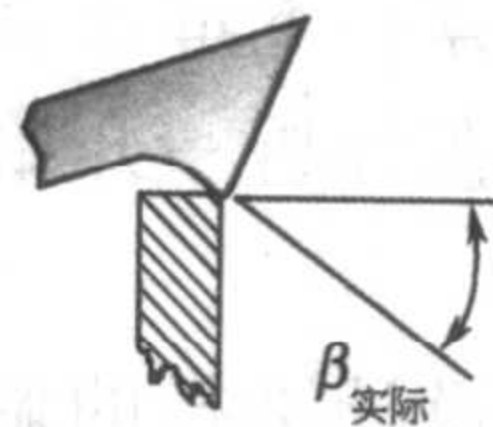
完全接合时：
 $\delta = 0$
 $\beta_{\text{设计}} = \beta_{\text{实际}} = \beta_0$



脱开中途：
 $\delta = Y/2$
 $\beta_{\text{设计}} = \beta_0 + \Delta\beta$



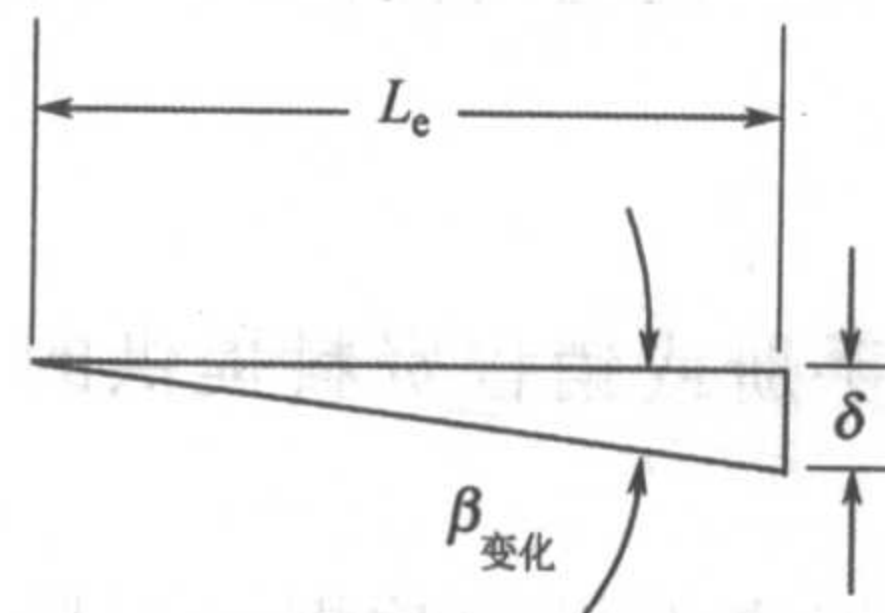
完全偏斜：
 $\delta = Y$
 $\beta_{\text{设计}} = \beta_0 + \Delta\beta$



(b) 为确保最大保持强度和最大能量吸收时的 $\beta_{\text{实际}}$ 保持不变，必须用 $\Delta\beta$ 对设计角度 $\beta_{\text{设计}}$ 进行调整

$$\Delta\beta = \tan^{-1} \frac{\delta}{L_e}$$

$\Delta\beta$ 根据瞬时偏斜和梁的有效长度计算



(c) 调整的计算

图 6.35 保持面廓型设计

6.15 其他功能件的计算

活动铰链被定义为定位器功能件（见第 4 章）。活动铰链性能的计算可以在文献 [11] 中找到。一些有关其他类型锁紧功能件行为计算的资料列于表 6.8 中。

表 6.8 其他锁紧功能件和形状的计算资料来源

其他锁紧功能件	资料来源	其他锁紧功能件	资料来源
环形锁紧件	塑料卡扣连接件—设计指南	环形锁紧件	基于装配的塑料零件设计
复杂截面的梁	拜尔(Bayer)公司		
扭转锁紧件	匹兹堡,PA	厚度和宽度带锥度的梁	Paul A. Tres
复杂截面的梁	塑料件设计—基本原理	封闭梁的计算	Hanser/Gardner 出版社
各种悬臂条件	设计手册 TDM-1, 1996. Ticona LLC Summit, NJ	有限元分析	辛辛那提, OH
L 型梁	卡扣模量设计手册	活动铰链	
U 型梁	Allied Signal 有限公司 Morristown, NJ	扭转锁紧件	

注：所有这些资料来源都包含与恒矩形截面梁的计算相关的内容。此列表并不全面，许多其他树脂供货商也提供有关卡扣的设计资料，它们包括 BASF, Dow Plastics, DuPont, GE Plastics 和 Monsanto。

6.16 小结

本章对与功能件强度及其分析有关的一些材料重要问题做了简要论述。因为有很多极好的与功能件层面计算问题有关的资料来源，所以本章只简要地叙述了与悬臂钩分析有关的初步计算。本章还给出了建立功能件初始尺寸的简明设计规则。遵循这些规则可在分析一开始，就能够提供一个合理的悬臂钩设计。

最重要的是，本章叙述了一些对基本设计进行的调整。这些调整可以用来对文献中所论述的梁的基本计算结果进行修正。设计者认真地理解，都包含了哪些调整，在利用任何出自文献的设计公式或分析软件时，又必须进行哪些调整。

本章重点

(1) 由产品手册或销售资料提供的材料性能只能用于初步筛选和对性能的大致估算。

(2) 材料数据表提供的数据比手册更专用、更全面。用这种形式的数据可以对初始估算和设计进行更精确的计算。应该认识到，很多条件都会影响实际的最大许用应变，还要认识到，为了验证预测的性能，必须经过终端应用测试。

(3) 实际应力-应变曲线是首选的应力-应变数据源。

(4) 只要可能，应该使用代表实际应用条件的应力-应变数据，但无论数据对应用多么有代表性，终端应用测试是验证功能件性能的唯一途径。

- (5) 塑性聚合物的最大许用应变较高, 而脆性材料的较低。
- (6) 锥形梁可以明显地减小梁根部的应变。
- (7) 在恒宽度的悬臂钩中, 应变与梁的宽度无关。通过增加梁的宽度而不增加应变, 能够提高保持强度。

参 考 文 献

- 1 CAMPUS® [Computer Aided Material Preselection by Uniform Standards] is a registered trademark of Chemie Wirtschaftsförderungs-Gesellschaft (CWFG). It is distributed free of charge to qualified customers. CAMPUS website: www. campusplastics. com
- 2 *Designing with Plastics—The Fundamentals, Design Manual TDM-1*, (1996) Ticona LLC. Summit, NJ (Formerly Hoechst Celanese Corporation, now a division of Celanese AG.)
- 3 *Plastic Part Design for Injection Molding*, 1994, Robert A. Malloy, Hanser/Gardner Publications, Inc., Cincinnati OH.
- 4 *Plastics Process Engineering*, 1979, James L. Throne. Marcel Dekker, Inc. New York.
- 5 *Standards and Practices of Plastics Molders*, 1998 Edition. Molders Division of The Society of the Plastics Industry, Inc. Washington, D. C.
- 6 *Modulus Snap-Fit Design Manual*, 1997, Allied Signal Plastics, Morristown, NJ.
- 7 *New Snap-Fit Design Guide*, 1987, Allied Signal Plastics, Society of Plastics Engineers ANTEC, 1987.
- 8 *Improving Snap-Fit Design*, 1987, C. S. Lee, A. Duban, E. D. Jones, Plastics Design Forum, Sept. /Oct. 1987.
- 9 *Snap-Fit Design*, July 1977, W. W. Chow, University of Illinois, Urbana, Department of Mechanical Engineering.
- 10 *Parametric Investigations of Integrated Plastic Snap Fastener Design*, 1994, P. Kar. J. Renaud, University of Notre Dame, Proceedings of S. M. Wu Symposium on Manufacturing Science at Northwestern University.
- 11 *Designing Plastic Parts for Assembly—Paul A. Tres*, Hanser/Gardner Publications, Inc., Cincinnati OH, 2000.
- 12 *Snap-Fit Joints for Plastics—a design guide*, 1998, Polymers Division of the Bayer Corporation, Pittsburgh, PA.

参 考 书 目

- Automated Program for Designing Snap-Fits*—G. G. Trantina and M. D. Minnicelli, GE Plastics, Pittsfield, MA, *Plastics Engineering*, August 1987.
- Beyond the Data Sheet—Designer's guide to the interpretation of data sheet properties*, David R. Rackowitz, BASF Plastic Materials, Wyandotte, MI.
- Designing Cantilever Snap-Fit Latches for Functionality*—Technical Publication # SR-402, Borg-Warner Chemicals.
- It's a SNAP!*, Zan Smith, Hoechst Celanese Corporation, Summit NJ, *Assembly Magazine*, October 1994.
- Snap-Finger Design Analytics and Its Element Stiffness Matrices*—Dhirendra C. Roy, United Technologies

Automotive, SAE Technical Paper Series (SP-1012), International Congress and Exposition, 1994.
Standard Test Method for Kinetic Coefficient of Friction of Plastic Solids, ASTM Standard D 3028,
ASTM Committee D-20 on Plastics.

The Give and Take of Plastic Springs, Z. Smith, M. Fletcher, D. Sopka, pp. 69-72, Machine
Design, November 1997.

Understanding Tight-Tolerance Design, R. Noller, pp 61-72, Plastics Design Forum, March/
April 1990.

第 7 章 卡扣开发过程

卡扣开发过程的目标是，在装配件与基体件的接合面上设置约束功能件和增强功能件，沿所选定的接合方向，以特定的装配运动，将两者装配起来，实现基本形状确定且需要某种锁紧功能的零件之间连接的建立。

本章通过对卡扣开发过程的叙述，将第 2 章至第 4 章中所讨论的卡扣要素、关键要求以及卡扣的基本原理结合在一起，以设计出在基本原理上合理的卡扣产品。本章以简要说明开始，然后逐步深入地讨论卡扣的开发过程。读者也将会明白，这是一个理想化的过程，而实际产品工程课题可能还要对其进行修正。然而，此过程的核心原理总是要用到的。当这些重要原理在讨论中出现时，都会对其加以鉴别。

本章仅讨论开发过程本身。功能件的分析 and 问题的诊断分别在第 6 章和第 8 章详细讨论。

在第 1 章中，引入了与卡扣开发有关的 5 个重要的基本技能：

- ① 卡扣技术和设计方面的知识；
- ② 空间推理；
- ③ 关注细节；
- ④ 创新；
- ⑤ 交流。

此开发过程能够使设计者在创建卡扣连接时应用这些基本技能。读者也将会发现，在开发过程中，更多的是通过手工来完成的，如方案草图的手工绘制、制定标准过程中的零件操作以及零件简易模型的制作等。这些都是空间推理和开发过程创造性方面的关键组成部分，不应该认为它们是不重要的或是可以忽视的。“……手教会大脑确实就像大脑指挥手一样”^[1]。

7.1 概述

本节主要解释支撑卡扣开发过程连接层面的理由，它是非常有用的背景资料。如果读者不感兴趣，可以直接阅读第 7.2 节。

必须注意开发与设计之间的区别。作为在此所用的术语开发指的是，

卡扣应用方案的形成、创建、设计、实验的整个过程。开发包含设计。而设计是开发过程的一个步骤，仅确定功能件尺寸和公差，并绘制详图。这一步通常包括分析，但很多情况下，都是依据以往的经验或一般设计规则来确定功能件的初始尺寸。只有样品测试表明有问题时，才会对其进行分析。

7.1.1 方案确定与具体设计

读者会注意到，卡扣开发过程中，相当大的精力（前三步）都耗费在方案的确定上，如图 7.1 所示。而功能件的实际设计到第 4 步才开始。有人不禁会问：“为什么要方案上耗费这么大的精力？为什么不能立即投入设计？”

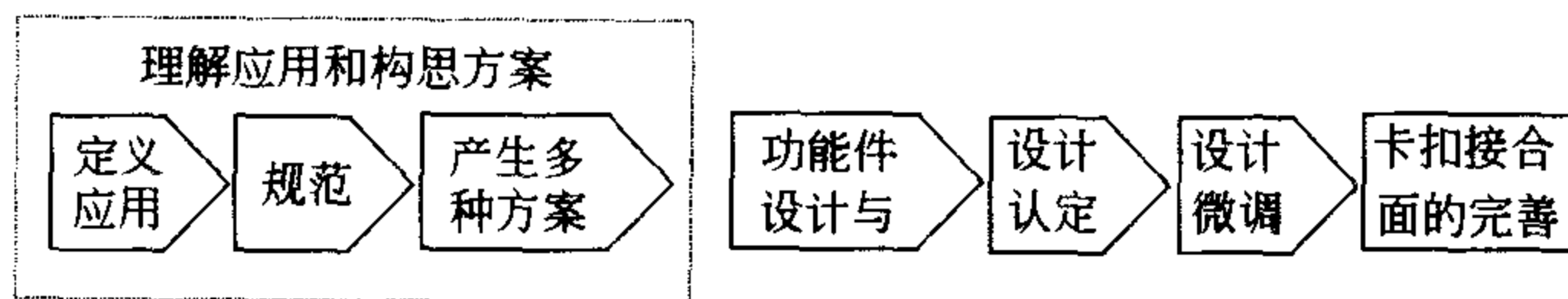


图 7.1 卡扣开发过程

研究^[2,3]表明，产品总成本中多达 70%~80% 是花费在产品开发的方案形成阶段。换句话说，如果你不做好产品方案的创建工作，那么就已经将自己禁锢于代价昂贵的产品设计之中。另一些研究已经表明，在开发过程中方案改动的越晚，花费的代价越昂贵，一旦模具已经制成且产品已经投产，再进行改动（完善）所花费的费用常常高得惊人^[4]。其他研究^[5]也表明，方案对质量和修改可能性方面的强“杠杆作用”贯穿于产品方案构思的整个阶段。换句话说，方案确定阶段就决定了产品在成本和质量两方面的成功与否。这就是基于装配的设计原则，且对于连接和产品的整体设计都是正确的。当设计者对产品具有重大影响时，连接层面的开发过程始于产品开发的方案确定阶段。在进行零件功能件分析和设计阶段之初，方案既在基本原理上是合理的，又在成本上是有利的。我们开始简单地介绍支撑卡扣开发过程的基本原理。

7.1.2 一般开发过程

连接的基本开发过程可描述为两个阶段，如图 7.2 所示。第一阶段是产生连接的构思或方案。第二阶段中是分析和设计连接。

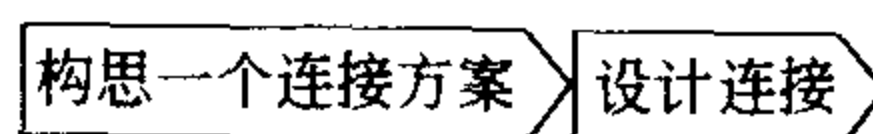


图 7.2 基本开发过程

在产品开发过程中，往往采用现有的连接方案，然后直接进行设计，如图 7.3 所示。这种方法是很吸引人的，因为它不仅快捷，而且在了解以前所应用的连接方面具有一定的可靠性，尽管设计者未必知道样品使用情况是否完美。然而，仿制以往产品或对其进行简单的修改，妨碍了设计者对其他可能的连接方案的思考，而且会重犯他人的错误。当样品本身存在缺陷时，就会造成连接质量差或高成本的重复工作。另一方面，如果设计者在开发全新的产品，那么将会冒很大的风险。很多情况下，都是忽略了方案的选择，而仅考虑一种连接方案，这当然在构思其他多选方案上投入的精力要少，但其他方案有可能比第一个方案要好。知识和时间的局限都会造成这种局面。

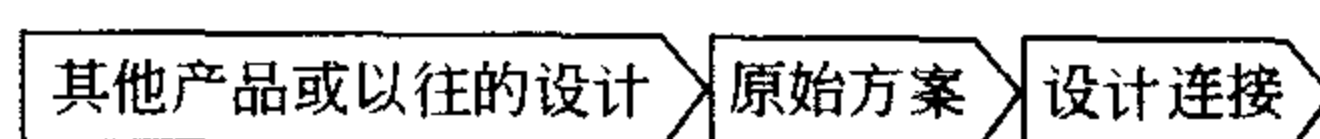


图 7.3 有代表性的卡扣开发过程

为了确保最终连接效果是最好的，比较好的探究方法是，从结构上进行思考，构思出若干方案，然后将现有的和新的方案结合起来，取其所长，得到最佳方案。这样，图 7.2 所示的基本开发过程扩展为更理想的如图 7.4 所示的过程。这一经改进的过程将原来的“构思一个连接方案”分成两步，即“构思多个可选方案”和“方案评价及选优”，这样就使得构思若干个方案的探究方法的合理性更为清晰。

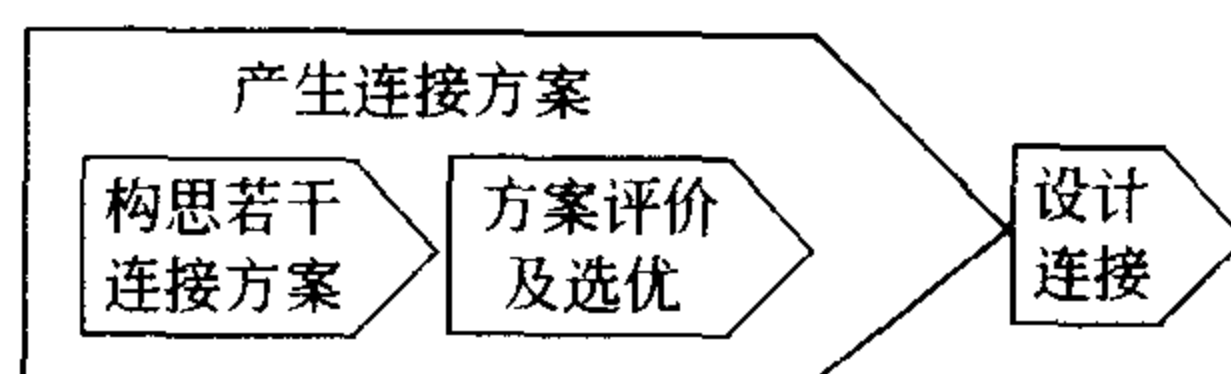


图 7.4 改进的开发过程

在经改进的过程中，连接方案的构思是卡扣开发过程有创造力的“心脏”。然而，如果没有前期准备或后续工作，就直接进行创造，最好的结果也不能达到预期的目标，而最坏的结果可能会损失惨重。因此，更合理的探究方法是**可控创造**，即将与应用和连接层面原理相关的知识结合起来，以得到既有创造性又符合实际的结果。因此，加上前期准备和后续工作就构成了如图 7.5 所示的优选卡扣开发过程。

其次，考虑到卡扣连接层面的要素（在开发卡扣时必须考虑的、占篇幅的和描述性的“对象”），就可以将优选开发过程改写成如图 7.6 所示的卡扣特有的开发过程。

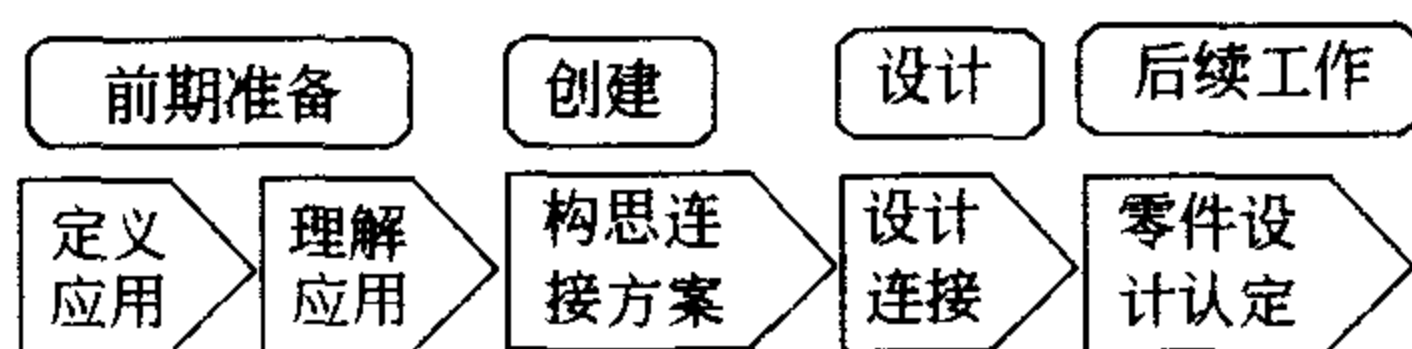


图 7.5 优选的开发过程

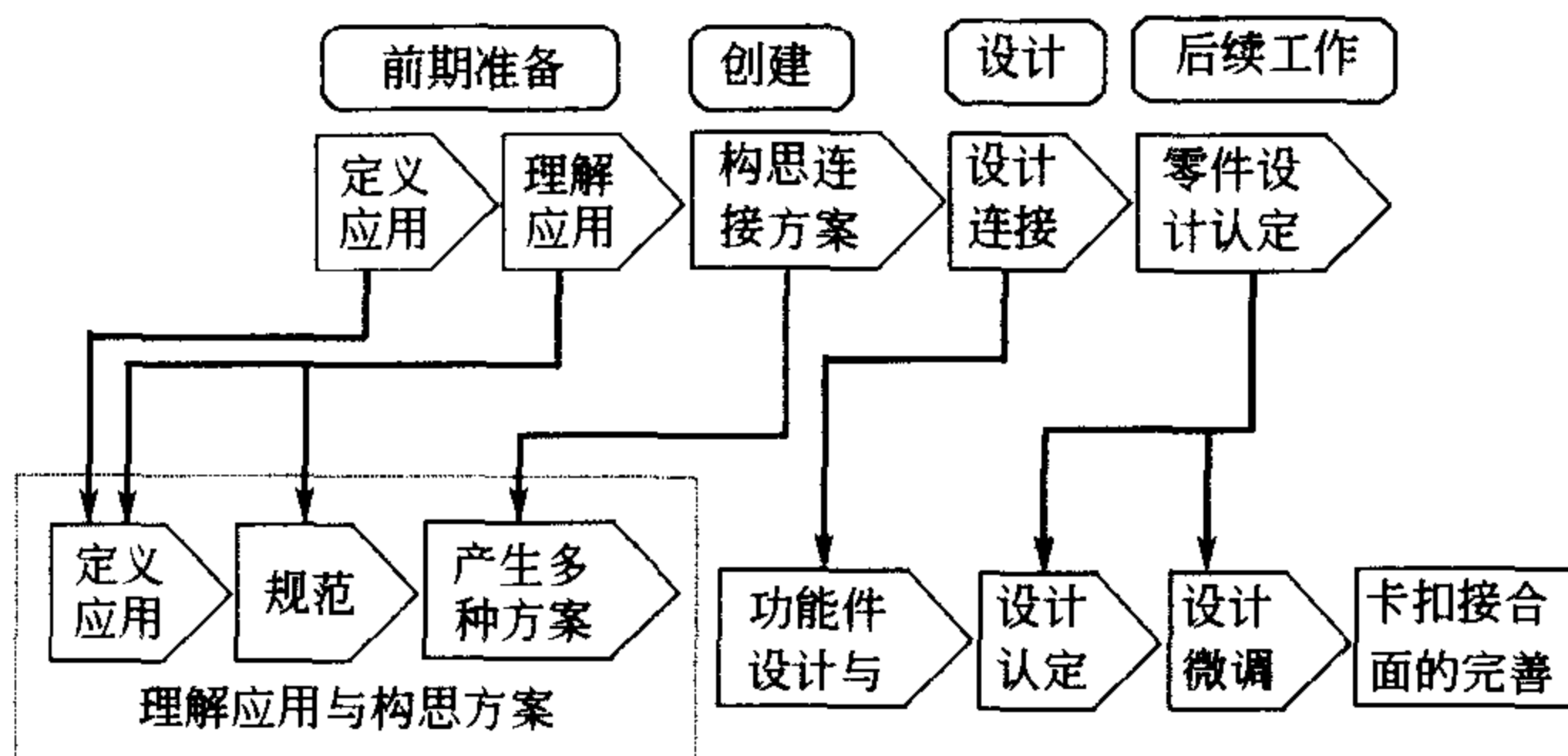


图 7.6 根据优选过程导出的卡扣开发过程

连接层面的开发过程与其他产品的开发过程并不矛盾。让我们将它与一个特别适当的塑料件与卡扣的开发过程做一下对比。Malloy^[4]将这一过程描述为 9 个步骤：

- ① 确定最终使用要求；
- ② 构思初步方案草图；
- ③ 初选材料；
- ④ 根据材料特性设计零件；
- ⑤ 最终选择材料；
- ⑥ 根据加工要求修改设计；
- ⑦ 试制样品；
- ⑧ 调整设计；
- ⑨ 投产。

图 7.7 表明卡扣开发过程的主要步骤和 Malloy 过程的相似程度。Malloy 的书对所有塑料件设计具有极高的参考价值，书中对上述 9 个步骤进行了非常详尽的论述。

对卡扣开发过程为什么与 Malloy 过程是一样的已经做了解释。下面将叙述卡扣开发过程每一步骤的任务和结果。本书第 2 章介绍了连接层面结构的关键要求和要素，并在第 3 章和第 4 章中进行了详尽的讨论。我们

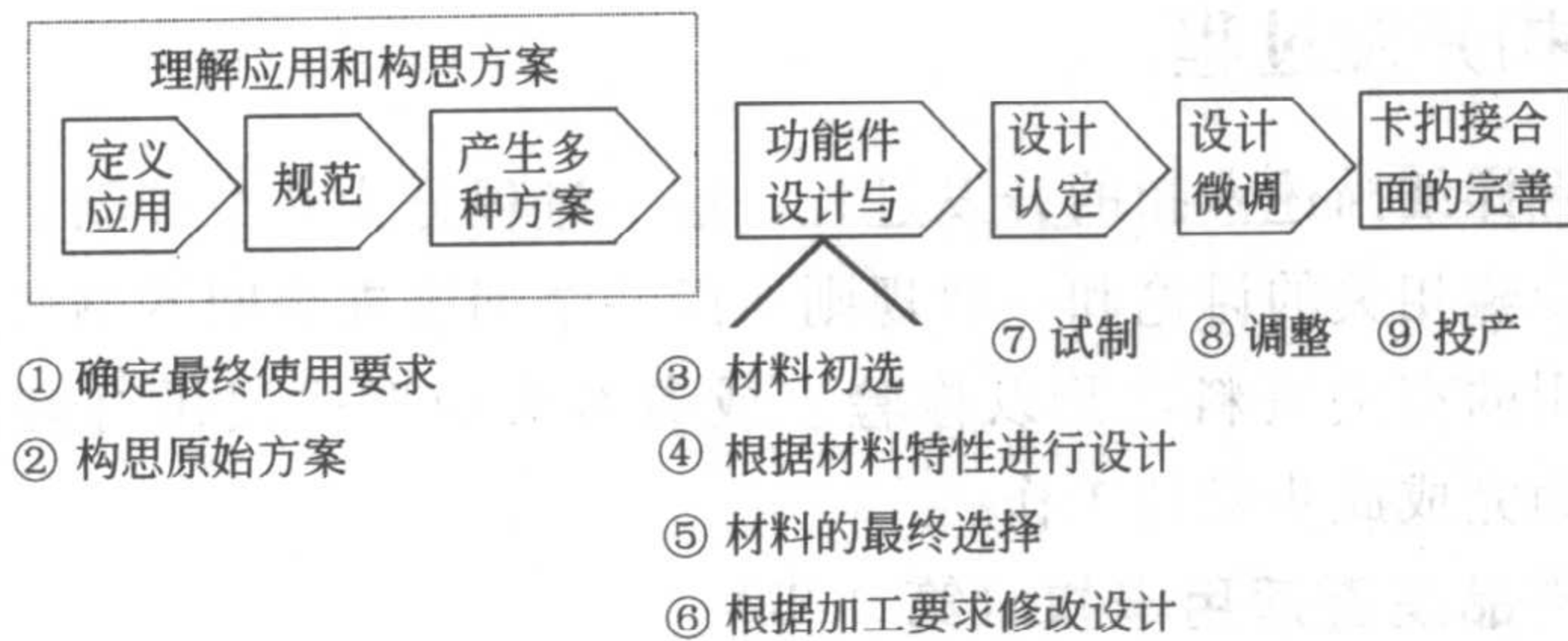


图 7.7 卡扣研究开发过程与 Malloy 零件设计基本步骤

将学会在卡扣开发过程中如何应用它们。为了便于参考，图 7.8 复述了第 1 章引入的连接层面结构总体模式。卡扣各要素与开发过程的关系如图 7.9 所示。

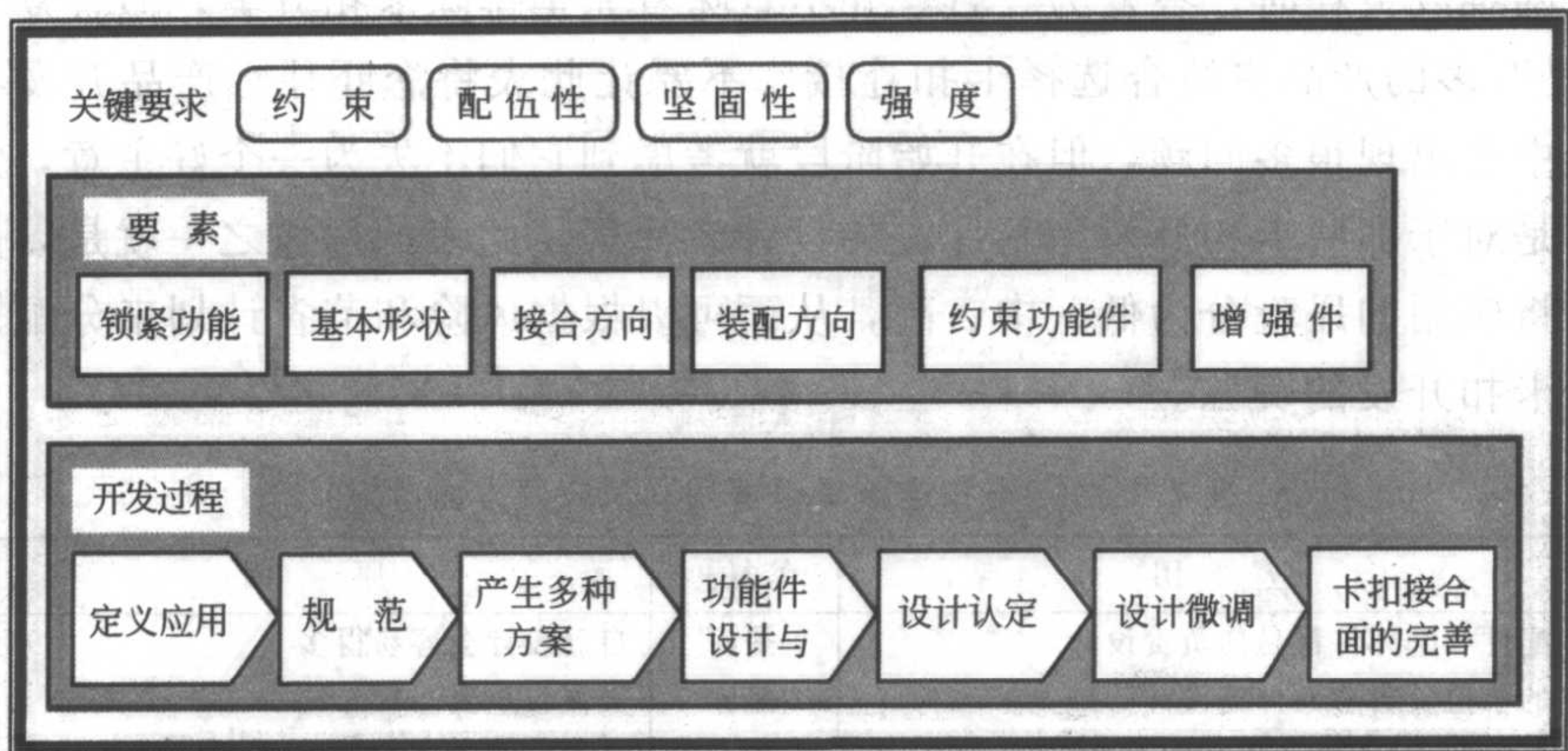


图 7.8 卡扣的连接层面结构

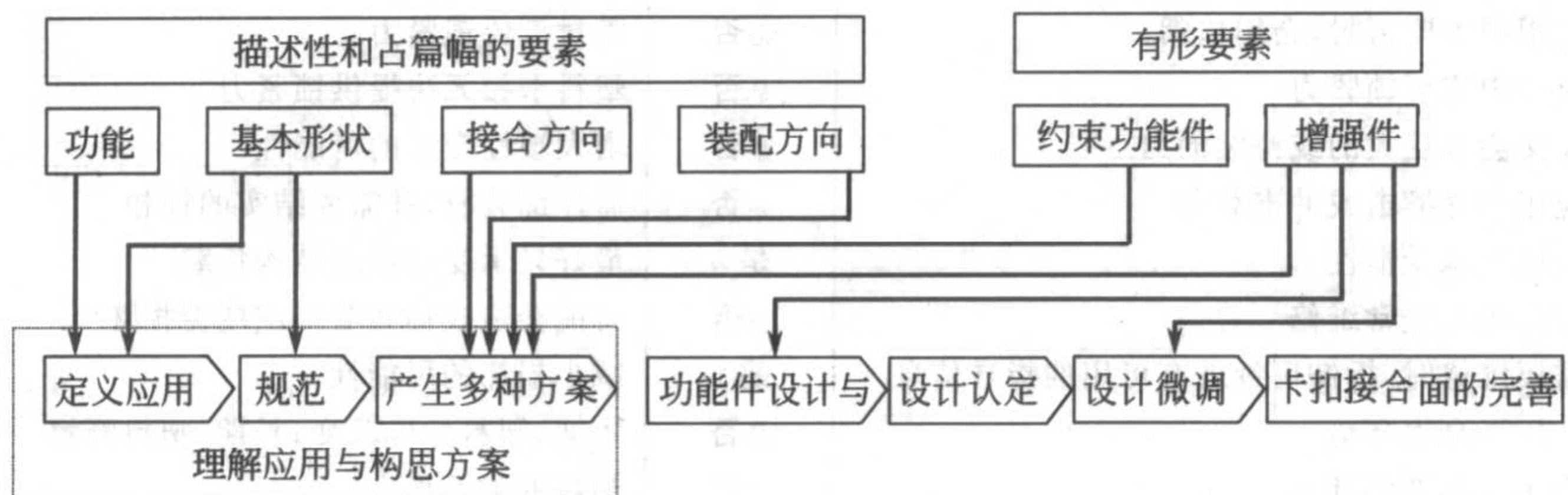


图 7.9 卡扣要素与开发过程的关系

7.2 卡扣开发过程

本节将详细描述卡扣的开发过程。这一过程分为几个步骤。读者会看到与每个步骤相关的讨论和一般规则。以一个列表来表明本书或其他出版物交叉引用的有关资料，并以检验表或参考表的形式提供合理的决策方法，以帮助完成此步骤的工作。

7.2.1 产品是否适用卡扣（第0步）

卡扣开发过程假定，卡扣是所选择的连接方法。然而，在实际产品所用的卡扣开发之前，必须断定判定你的努力是否一定成功。表 7.1 (a)~表 7.1(c)中的各检验项会帮助设计者思考，“卡扣是否是此产品好的候选方案”应用此检验表，了解围绕着采用卡扣的潜在问题以及提示继续进行下去可能会遇到的问题。表中的许多项不会终止卡扣开发，但它们会使其更困难或更耗时。答复为“否”并不意味着完全排除卡扣方案，但答复为“是”多的产品更适合选择卡扣连接。不要让此表将您吓住。产品开发项目中会出现很多问题，但在开始阶段就考虑到它们不失为一个好主意，尤其是对于那些卡扣开发为新课课题的设计者而言。此表的用途之一就是，用它将应用的风险分为低、中、高，从而可以根据风险和节省计划来分配用于卡扣开发的资源。

表 7.1(a) 卡扣连接是否适用（从应用方面考虑）

应 用	答复 ^①	原 因
装配件和基体件都是您负责设计	是否	自己设计会容易得多
您的单位负责这两件的设计	是否	交流很重要
生产批量大	是否	必须回收较高的初始成本
有无产品的确认程序,卡扣要经实验	是否	最终应用实验很重要
性能满足产品要求	是否	卡扣必须满足它们的要求
应用受弹性载荷,装配或维修时会飞散	是否	会造成人体伤害
应用中需要密封,会用垫圈	是否	密封需要锁紧力
应用中需要锁紧力	是否	塑料卡扣无法提供锁紧力
连接会承受大的或持续的力	是否	增大塑性变形的可能性
应用承受撞击或冲击载荷	是否	需仔细分析,并需要结实的锁扣
应用只承受惯性力	是否	最好只承受功能或结构负载
应用需品经常维修	是否	可能会造成锁扣受损或疲劳损坏
需要维修时,拆卸可视或有可用的指导信息	是否	减小损坏的可能性
应用于高温环境	是否	短期,塑料性能改变;长期,塑料降解
应用于超低温环境	是否	塑料的脆性增大
应用须遵守联邦安全、健康或其他标准	是否	否则需要详细文件

① 用黑体字显示的答复一般更适于卡扣应用。

表 7.1(b) 卡扣连接是否适用 (从元件和材料方面考虑)

元件/材料	答复 ^①	原因
装配件质量大	是否	需要结实的锁紧件
零件上有足够的卡扣功能件的空间	是否	锁紧件偏斜和凸起需要空间
零件之一或两个是塑料制成的	是否	塑料卡扣较容易
装配件是饰件、斜面、面板、操纵面盖、开关或通道门	是否	这些应用通常易于布置卡扣
任一零件昂贵	是否	考虑备用连接
被连接材料的热膨胀系数差别大	是否	开发中需注意所需约束
零件是由工程塑料制成的	是否	更可预言且性能好
应用置于紫外线光下	是否	性能会老化
应用置于化学品环境	是否	性能会削弱
尺寸变化的可能性大	是否	开发中需注意所需约束
您是聚合物专家或您拜访专家了	是否	分析材料参数

① 用黑体字显示的答复一般更适于卡扣应用。

表 7.1(c) 卡扣连接是否适用 (从信息和机构方面考虑)

信息/参数	答复 ^①	原因
有适用于分析的准确负载信息	是否	对于关键应用是必需的
有适用于两被连接零件的准确材料性能参数	是否	精确分析所必需
使用的尺寸参数准确	是否	便于确定位置和布置
零件/基件的包装已知或可预知	是否	了解装配运动和维修
知道连接误用或受意外力的可能性	是否	可靠性的全面分析所需
机 构	答复 ^①	原因
是新设计而不是遗留物	是否	有时新开始会更容易
有足够的引导时间以调配可能较长的设计时间	是否	开发时间一般都较长
机构理解零件成本高而装配成本低之间的平衡	是否	对成就的支持
零件供货商具有成型卡扣制品的经验	是否	能更好理解制造的需要和问题
采购/投标过程允许最终供货商就是样品供货商	是否	他们可通过样品开发来学习
采购/投标过程允许供货商参与设计研讨	是否	可在开发过程中提出建议

① 用黑体字显示的答复一般更适于卡扣应用。

如果卡扣的开发对一个机构来说是个新课题的话,那么,关键是项目主管必须了解一些卡扣的基本知识。首先,开发一套可靠且成本合理的卡扣连接所花费的时间和精力,极有可能会超过开发用于相同目的的传统连接(如散件连接)。其二,只有当操作者不使用工具和螺纹紧固件进行成千次组装时,才能实现收益远远超过初始投入的目标。其三,对散件连接与卡扣连接进行比较时,应以总装配成本进行评价,因为单个带卡扣的零件成本肯定要高于不带卡扣的零件。

这里应该指明,卡扣并不仅仅局限于塑料制品与塑料制品,也适用与塑料与金属以及金属与金属产品的应用。当然,对金属件而言,材料性能

的细节是不同的，但所有卡扣性能的规则仍然适用。

一旦确定选择卡扣作为连接方案，开发过程即可开始。然而，值得注意的是，即使设计者最终确定产品中不能采用卡扣锁紧功能件，那么也不意味着浪费了时间。不管最终的锁紧方法如何，设计者在卡扣创造中的思考过程将产生较好的连接方法。对紧固方法方案的选择将在适当的步骤上给予讨论。连接层面的思想应用于其他连接方法的可能性已在第2章简要讨论。

由于设计者要频繁地在螺纹连接和卡扣连接之间做出抉择，因此有必要对二者的优缺点进行比较。这里讨论的是塑料件，所写的也是与塑料件相互接合有关的内容，某些论点是与金属/金属的连接有所不同的。

① 螺纹紧固件的优点包括：

- a. 空间适应性强；
- b. 装配后可以调整；
- c. 紧固件强度与被连接件的材料无关；
- d. 零件接合面简单且初始设计费用通常较低；
- e. 零件加工容易；
- f. 适用于小批量生产；
- g. 零件成本低；
- h. 维修时拆卸直观。

螺纹连接的缺点：

- a. 锁紧力会使塑料件受损；
- b. 制品中和清单中的附件；
- c. 每个紧固部位都需要多达3个附件（螺钉、垫圈、螺母）；
- d. 装配时间较长；
- e. 装配工具成本；
- f. 紧固件可见会令人不快；
- g. 装配过程中螺纹可能滑扣。

② 卡扣连接的优点：

- a. 产品和清单中零件少；
- b. 装配时间短；
- c. 无可见紧固件，外观整齐；
- d. 可实现无松动和永久性的连接；

- e. 可提供好的装配反馈；
- f. 无装配工具的投资。

卡扣连接的缺点：

- a. 零件更复杂，单个零件成本高；
- b. 开发费用较高；
- c. 必须严格控制尺寸；
- d. 装配后不可调整；
- e. 锁紧件强度受基体材料强度的限制；
- f. 不可见的锁紧件会难以拆卸。

7.2.2 定义应用（第1步）

要开始卡扣开发过程，必须根据功能和基本形状两个描述性要素来定义应用。归纳于表 7.2 中的功能描述了连接锁紧要求的本性。表 7.3 所列的基本形状是对零件几何形状的一般描述。

表 7.2 应用中的锁紧功能

动作	可动 固定	自由运动或受控运动 一旦接合即无运动	保持	永久 非永久	无需拆卸 可拆卸
效果	临时 最终	在最终连接前的临时连接 卡扣是最终连接	拆卸	可拆 不可拆	对装配件施力即可拆卸 人工使锁扣变形而拆卸

用这些连接层面的术语来定义应用有助于在后面设计规则的应用。然而，它们的直接价值是，帮助设计者将技术标准引入下一步骤时理顺概念。

表 7.3 常见的基本形状

产品	实体	板	外壳	平面	孔	空腔
装配件	常见	常见	常见	罕见	罕见	少
基体件	常见	罕见	罕见	常见	常见	常见

除上述连接层面的要素之外，每个产品都有特殊的性能要求和必须定义的维修条件。必须牢记，某些要求在开发过程的这一阶段是未知的，但最终是需要的。一般而言，这一信息收集得越早越好。产品的特殊要求和条件包括：

- ① 材料特性；
- ② 制造局限性和能力；
- ③ 产品的承载历程；

- ④ 产品的热历程；
- ⑤ 布局 and 外观要求；
- ⑥ 是否置于含化学物质和紫外线的环境条件下。

此时，设计者应根据基本形状手工绘制产品草图。这些“基本原理草图”在卡扣基本原理开发过程的自始至终有助于获取概念和选择方案。设计者也会开始思考，如何构建一个粗略的产品模型。

表 7.4 列出在开发过程的这一步骤所做出的、交叉引用的决策。如果需要，读者可在空白处添加其他参考章节。本章自始至终在大部分叙述开发过程步骤的小节的最后都附有前后参照表。

表 7.4 第 1 步“定义应用”的前后参照表

功能	第 2 章,第 2.3.1 节
基本形状	第 3 章,第 2.3.2 节

7.2.3 标准 (第 2 步)

术语标准有很多含义。在卡扣开发过程中，它不是指市场、消费者或产品性能的标准，而是指为了理解、学习和构思而对其他应用的仔细研究。它也不是对其他设计或概念的简单复制，因为不理解而简单复制会带来包括技术上的和法律上的很多问题。标准是一个学习和求变的连续过程^[6]。只有真正理解另一产品的连接方法，才可能对其进行修改和完善而成为自己的产品。标准的观念是通过对一些可利用的设计方案的熟悉来激发创造力。这些产品应既包括本公司的也包括竞争对手的。此外，对与自己的产品或正开发的产品不相关产品的研究也是很重要的。这充分体现了基本形状概念的重要性。通过对应用所采用的基本形状的描述，设计者可以自由地从具有类似基本形状的产品中寻求灵感。

通过对与你的应用具有相同基本形状的其他产品的研究来制定标准，这是卡扣开发过程重要而基本的原则之一。设计者也不应该仅局限于对与正在开发的应用类似的应用进行研究。研究范围应该包括任何产品以及具有相同基本形状组合的零件。创新观念无处不在。

表 7.5 可以在制定标准时用作需要关注的卡扣功能件的提示和标志。

表 7.5 技术标准一览表

开 发 项 目	备 注
所研究的产品	
应用的约束是否恰当 是如何约束的 所有功能件是否有效	
有无任何明显损坏 有无压痕 损坏发生在边缘还是拐角	
感觉如何 装配是否容易 晃动时有无任何噪声或错动 将它扔到地板上(若可能)	
拆开它 用户能否无损拆开 拆装是否需要工具	
查找所有增强件,尤其是必需处,是否齐全 是否缺少需要增强之处	
制造是否简单 无死锁扣 功能件简单	
如果你每天装配 8h,你如何评价该设计?	差 一般 好 极佳
如果你是维修技师,你如何评价该设计?	差 一般 好 极佳
如果你来制造它,你如何评价该设计?	差 一般 好 极佳
如果你是用户,你如何评价该设计?	差 一般 好 极佳

最简单的应用之一是矩形板与孔。通过对大量板与孔应用的研究,读者会发现大量不同的解释。显然,某一些从根本上好于另一些,某一些对于给定的应用来说会更好。设计者可以进行选择,以便为自己的应用创造出板与孔的全新方案,或者对现有应用进行研究,在认为是最佳的方案中进行选择,产生自己的最佳方案。这个例子也从另一方面证明了,以基本形状定义应用是极其重要的观点,即“为什么要创造新方案?”一旦创建出极佳的板与孔设计方案,使它与应用相适应就是手到擒来的事。设计者也可以自行建立各种好的基本形状组合的方案库,并将其作为新设计的参考。

标准很容易被忽略,但它对创造力的激发极其重要。随着人们对卡扣精通程度的提高,连接层面的标准技术也会在研究产品时应运而生。

7.2.3.1 制定标准的准则

(1) 制定出基本形状方面的标准，但不能仅局限于对一种类型的产品或应用的探究。很多塑料制品对研究都是适用的，如玩具、电器件、小器具等。大多数情况下，由个别应用勾画出的方案会影响最终设计。

(2) 重点关注增强件。增强件常常是在产品出现问题之后才加上去的。当识别出增强功能件并理解其作用后，就能在连接设计之初将其考虑进去，或者可以考虑如何消除必须增加增强件的条件。

(3) 研究约束功能件，如何解决约束以及伴随的问题。要理解为什么选择锁紧件和定位件以及它们是何如布置的。研究它们在通过所需装配运动组装起来时是如何动作和相互作用的。

(4) 动手装拆，感觉如何？晃动制品，有无噪声？观察约束位置的分布，足够补偿零件的挠度吗？这对于大型面板来说尤为重要，因为这种零件弯曲时变形大；

(5) 观察制品是否存在过载痕迹或装配问题。卡扣部位的零件材料变浅、发白，都表明零件受损，这说明该部位材料强度不够，有可能需要增强。

(6) 本步骤的交互参照表见表 7.6。

表 7.6 第 2 步“技术标准”的交互参照表

约束功能件	第 3 章
增强汇总表	第 4 章, 表 4.2
所需增强件	第 4 章, 表 4.3
增强件及研发过程	第 4 章, 表 4.4

7.2.4 构思多个方案 (第 3 步)

图 7.9 为卡扣各要素与开发过程的对应关系，其中的 6 个要素中有 4 个都与第 3 步有关。此步是开发过程中最关键的步骤，因为要做出在何处设置连接的重要决定，而且有助于设计者在卡扣开发过程中发挥创造力。通过对连接方向和装配运动组合的鉴别，设计者就能够创造出若干原理上不同的连接方案，而不至于将自己的思维禁锢在构思一种方案上，或者仅在一个基本思路变化。托马斯·爱迪生曾说过：“要想得到好的主意，必须有很多主意”。不同可选方案的构思是激发创造力的重要途径^[7]。然后

在每个可选方案中增加约束件和一些增强件，再对它们进行评估，从中选出一个进行分析和设计。

第3步不需要很长时间而且也不难，可以由个人或小组集体会议实施。从连接层面上定义应用（第1步）和制定标准（第2步）的过程中所获取的知识都可用于构思连接方案。第3步由图7.10所示的5小步构成。

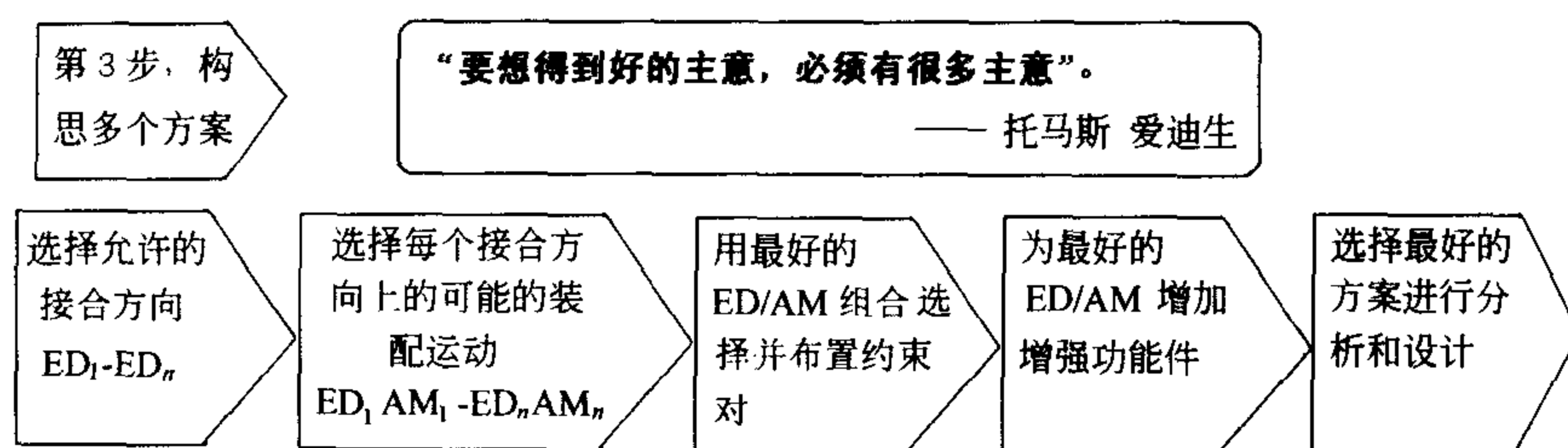


图 7.10 构思多个方案的详细步骤

重要提示：在为装配车间的设计过程中，这一步是必不可少的。应用不同可选择装配运动方案可产生原理上不同的连接结果，这些结构是开发过程的关键部分。

7.2.4.1 选择允许的接合方向（第3.1步）

产品设计的约束和形状一旦确定，接合方向便是卡扣设计中应该首先确定的。读者应该了解，接合方向不一定与装配运动方向相同。仔细选择接合方向是很重要的，因为它与分离方向相关，反过来又确定锁紧功能件的定向。在大多数卡扣应用中，分离方向是接合方向的反方向。换句话说，锁紧件是在与它们接合的相反方向分离。选择接合方向的基本规则是：

- ① 接合方向必须与基本形状相适宜；
- ② 必须与装配、维修及使用相适宜。还应该考虑，如果以后添加其他零件，会不会妨碍维修；
- ③ 如果零件由人工装配，它们必须在人机工程学上是友好的；
- ④ 如果打算进行自动装配，则应该考虑操作和运动的复杂性对设备投资的影响；
- ⑤ 在分离方向上没有明显的作用力。

最后一点需格外注意。分离方向上的任何作用力都会直接作用在锁紧功能件上，都会试图将零件分离。由于锁紧功能件是天生薄弱的，这总是一个令人不快的状况（然而，有很多使锁紧功能件更结实的方法，以使它

们能够承受一定的作用力)。那么,如何知道何时分离力才是值得注意的呢?对锁紧功能件性能的分析可以做出暗示,但是好的设计就有可能避免分离方向上存在任何作用力。还应该切记,力的意义不仅取决于其大小,更重要的是要考虑其持续的时间和频率。

横跨卡扣接合面的力是设计者应该了解的应用的特殊要求之一。在开发过程的初期,可能得不到这些力大小的信息,或者利用后来得到的准确数据进行估算而得。在开发过程的这一阶段,不必知道力的准确大小,但重要的是要知道每个力的方向以及相对大小。大多数情况下,可以利用这些信息来确定接合方向。

某些产品只有一个允许的接合方向,而另一些会有多个接合方向。所有允许的接合和分离方向都将由设计者在传统坐标系中用矢量表示出来。此坐标系可以加在第一步勾画出的方案草图上,此时也可以将接合和分离矢量加在此方案草图上,对所有允许方向应加以区别,如图 7.10 中用 ED_1 、 ED_2 等来区别。

7.2.4.2 判断所有可能的装配运动(第 3.2 步)

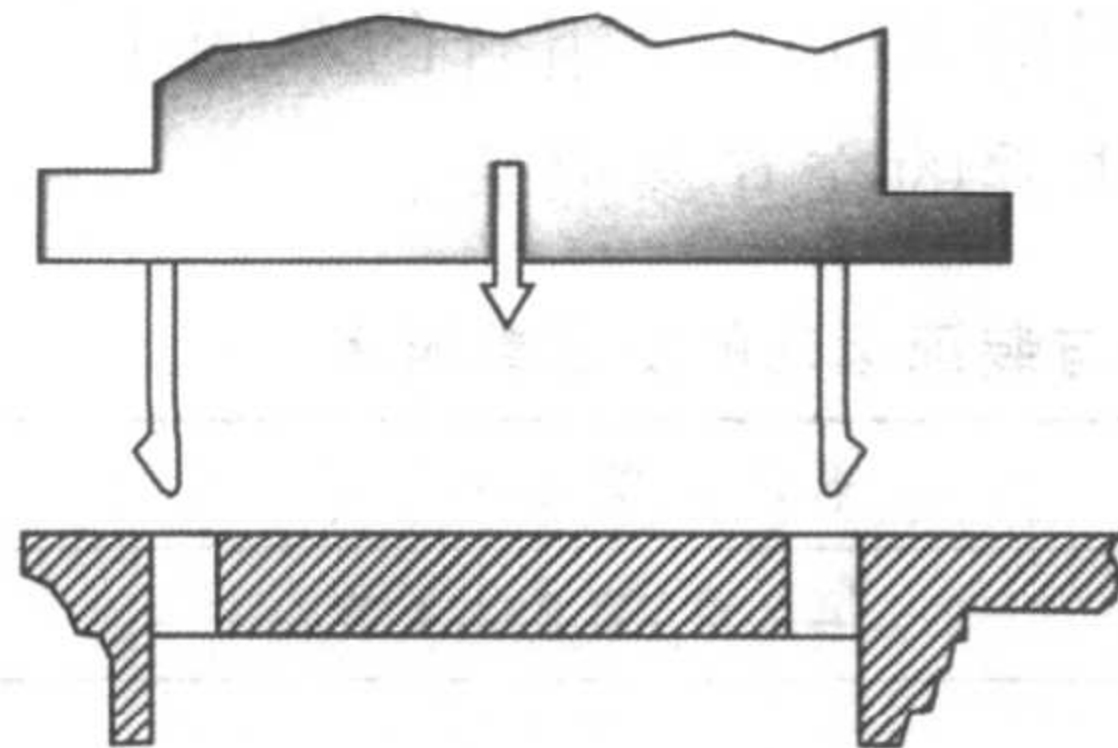
如前所述,5 种简单装配运动:推、滑、翻、扭和枢轴用来描述锁紧件接合时装配件的最终运动。而每种装配运动适合某种约束功能件的造型而排除其他造型。图 7.10 中,将装配运动用 AM_1 、 AM_2 等加以识别。

给出第 3.1 步确定的允许接合方向和基本形状之后,设计者会发现,五种装配运动中只有某些是可行的。因此必须针对每个接合方向对所有可能的装配运动加以判断。此外,某些运动虽然可行,但是某些应用条件会造成一些不合乎要求的组合,这些组合应不予考虑。在此步骤的最后,设计者应识别出一些“最佳”组合。装配运动条件的确定与接合方向条件的确定有很多相同之处:

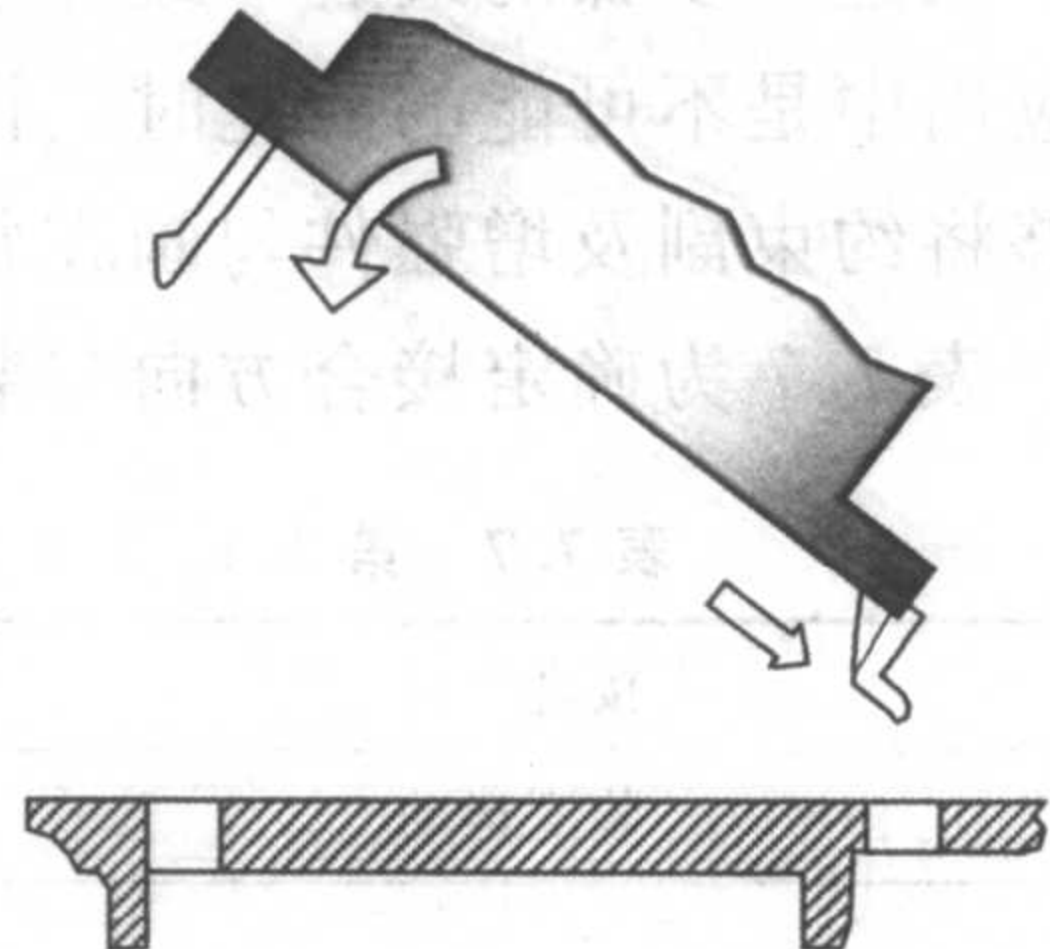
- ① 装配运动必须与接合方向相适应;
- ② 它们必须与基本形状相适应;
- ③ 它们必须与装配、维修及应用相适应。还应该考虑,如果以后添加其他零件,会不会妨碍维修;
- ④ 如果零件由人工装配,必须在人机工程学上是友好的;
- ⑤ 如果自动装配,应考虑操作空间和装配动作对安装设备成本的影响。

图 7.11 表明,对于同一实体与平面的应用,不同的装配运动造成的接合面设计是不同的。提示:根据装配运动的定义,装配运动是使锁紧功

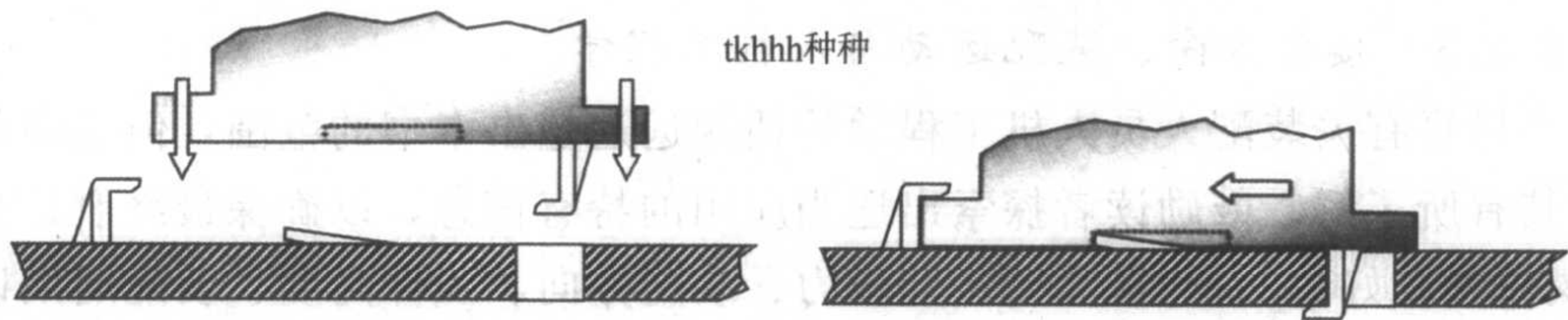
能件接合的最终运动。对于图 7.11(a)所示推的运动,初始的接合必须发生在所有锁紧功能件上。而图 7.11(b)所示的翻转装配运动恰恰相反,在翻转运动之前,凸耳必须首先咬合。在图 7.11(c)所示的滑动运动中,必须先将装配件放在基体表面上,以便使凸耳与相咬合的边缘相接合。



(a) 对于立体与平面连接,推的运动不得不利用功能件在某个位置的变形



(b) 翻转装配运动不得不在某些位置采用不同的功能件



(c) 第3种装配运动(滑动)也不得不采用不同的功能件

图 7.11 不同的装配运动不得不采用基本原理不同的连接方案

此时,不应考虑将装配件装到基体件上所需的任何附加运动,因为尽管它们可能受最终装配运动的影响或与之相关,但都不能驾驭约束功能件决策。

装配运动的选择规则如下。

① 一般来说,推的装配运动似乎会导致较薄弱的连接,因为是靠通常较薄弱的锁紧功能件除去了更多的运动度。而其他装配运动是靠较结实的定位件除去更多的运动度,因此通常是优选的。

② 翻转运动具有某些优于其他运动的优点。第一定位副一旦咬合,便使得装配件与基体件相对固定,更易于其他约束功能件的咬合。翻转运动也减少了约束功能件同时咬合的可能性。

③ 翻转运动的缺点是,旋转运动对于装配来说需要更大的装配空间,

如果装配操作者陷入过量的旋转，可能会对他们造成的积劳损伤；

④ 一般来说，翻转和滑动装配运动优于推的装配运动。然而，在开发过程的这一阶段，目的是利用可能选择的装配运动来构思方案，因此此时所有可行的装配运动都应该考虑。

在这一步骤的最后，最好至少选出三个 ED/AM 的组合，尽管这在某些应用中是不可能的。此时，设计者应该将原始方案草图复制多份，以便能够将约束副及增强件勾画在每个可利用的 ED/AM 组合的草图中。

表 7.7 为确定接合方向与装配运动步骤的交互参照表。

表 7.7 第 3.1、3.2 步接合方向与装配运动的交互参照表

接合方向	第 2 章,第 2.3.3 节
装配运动	第 2 章,第 2.3.4 节

7.2.4.3 接合方向、装配运动与人机工程学

尽管有关装配人员人机工程学的话题远远超出本书的范围，但是必须对其有所了解。鼓励读者探索出适当应用的特有信息，以确保最终设计是“操作者友好的”。与最大允许装配力、装配方向、工件高度、装配周期以及操作者运动有关的信息对卡扣设计都是非常有用的。装配过程所要求的设计简化和决策复杂化都会对精神疲乏、失误的次数和产品质量产生直接影响。

为使设计符合人体工程学的要求，应遵循以下原则^[8~10]：

- ① 产品设计应在一段时期内重复次数少，这种设计的装配力小；
- ② 不应要求装配者通过敲击（如用手掌）将装配件与基体件接合。任何冲击都是不合乎要求的；
- ③ 应该避免造成操作者处于非自然体位，或者造成手臂、肩膀、手腕或手的非自然位置用力；
- ④ 应避免要求连续、快速和反复施力的设计；
- ⑤ 操作者必须施加装配力的零件表面应该将压力分布在足够大的手指或手掌面上，避免推在边缘、拐角或点上；
- ⑥ 戴手套装配零件可能会引起人机工程学的负面效应以及影响工作效率，如果必须戴手套，则零件设计必须反映出这一要求；

⑦ 应避免仅照顾右手工人而不顾及左撇子工人的零件设计。

与卡扣装配有关的职业病包括：腕关节综合症、上髌炎（网球肘）、颈椎综合症、肩周炎、肌腱炎、尺骨动脉瘤、尺骨神经炎、DeQuervain综合症等。

7.2.4.4 约束副的选择与布置（第3.3步）

约束功能件是防止零件间相对运动的锁紧副和定位副。此时，在制定标准过程中得到的想法有助于设计者选择适合产品的最佳约束功能件。对若干接合方向和装配运动的组合进行判断的策略现在就会成功。对约束功能件进行选择 and 布置时，基本形状与装配运动的交互作用将使得对每种ED/AM组合采用不同类型的约束功能件。这样，通过建立基本原理不同的连接方案促进了创新，而不是仅在一种方案上变来变去。

至此，设计者一直进行的是手工绘制方案草图的工作。（要摆脱计算机和设计程序而独自完成！）现在到了创建产品三维模型的时候。此外，勾画方案草图的目的是，充分调动设计者的空间推理技能和创造力。开发过程此阶段的模型不必（事实上也不可能）太细化或太准确。更重要的是为了得到三维尺寸及其操作空间。在确定约束功能件时，利用这些模型可直观地看出，不同ED/AM组合情况下装配件和基体件在交互作用，也可以直观地了解到，接合面对输入的力有何反应。

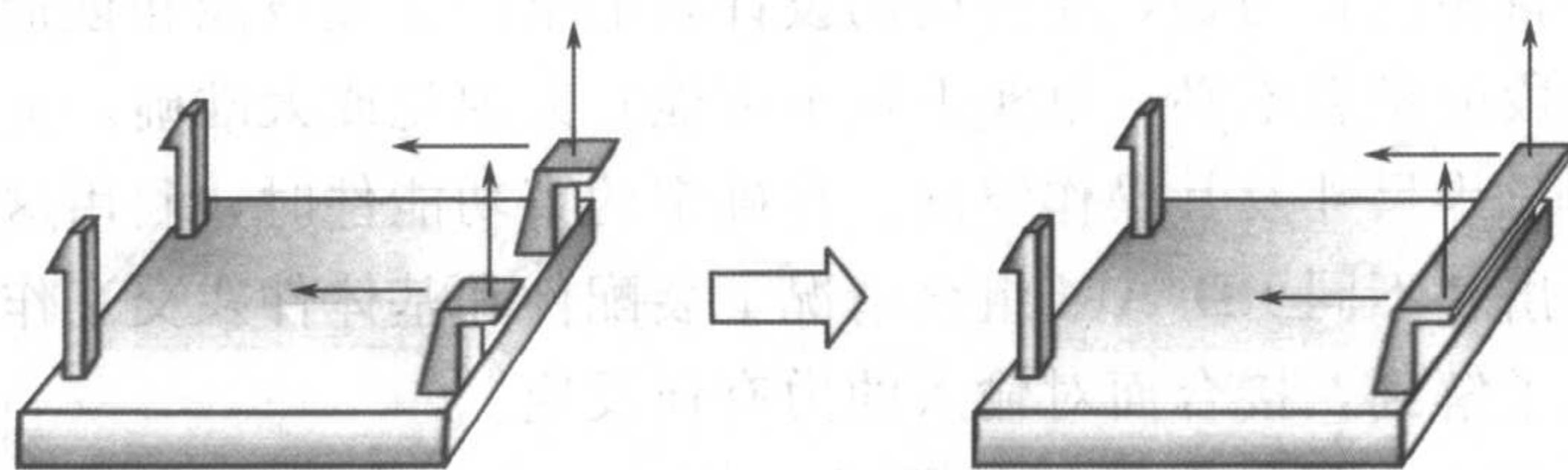
在将想法向其他人进行解释或宣传时，这些直观的模型是非常有用的。卡扣具有高度的空间性，有时又是十分复杂的，因此只用语言或二维图形是很难解释清楚的。愿意提供模型的设计者也更容易得到他人的认可。

快速成型技术使得在开发过程之初就可制作细化的模型。对于有些产品来说，这是非常理想的和有幫助的。然而，对另外一些产品而言，为制作模型进行的努力和花费还是放在开发过程的后期为好。只利用机器制作模型也就失去了手工制作模型的创新优势。即使在开发过程的这一阶段需要利用快速成型制作模型，也应该用手工制作一些简易模型。这里列举了一些可用模型以及制作模型的材料，它们是简单且似乎是琐碎的，但对创新是非常有利的：

- ① 纸板或硬纸板经剪裁、胶水黏合或胶带黏合而成；
- ② 泡沫聚苯乙烯经雕刻而成；
- ③ 木头经裁切和塑造而成；
- ④ 手工艺材料经造型和烧结而成；

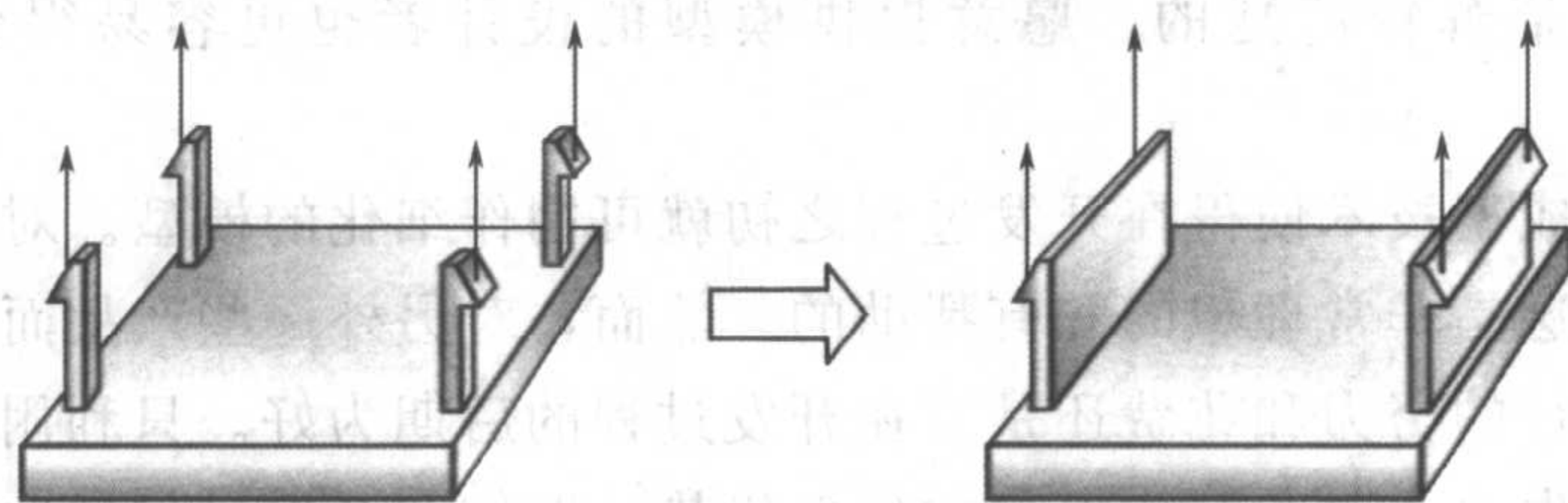
- ⑤ 模塑石膏经模塑、切削修锉或翻砂而成；
- ⑥ 具有类似形状的边角料经剪裁和塑造而成；
- ⑦ 封闭的盒子、书或咖啡杯可用作实心模型；
- ⑧ 桌子面可用作平面；
- ⑨ 纸板可用作面板；
- ⑩ 开口盒子可用作中空或凹腔；
- ⑪ 约束功能件可利用纸板剪裁，然后粘在模型上。

(1) 添加约束副 现在考虑第一种 ED/AM 组合，并为其选择、布置约束副。提示：当约束副并联作用时，所涉及的单个约束副也许包含了多个约束副，如图 7.12 所示。当然，对于采用一对还是多对约束副的判断在于设计者。纯定性分析而言，并联作用和同意义的相同约束副之间没有明显的差别。对它们之间关系进行数学上的定量评估是需要的，但它超出了本书的范围。



两种情况下，作用线及对约束的净效果相同

(a) 定位件



两种情况下，作用线及对约束的净效果相同

(b) 锁紧件

图 7.12 多个与单个约束功能件的比较

所添加的第一约束副未必就是装配时最先接合的约束副，可能是最大的定位约束副，而且必须与所选接合方向和装配运动 (ED/AM) 相适应。此约束副应该成为所有余下的约束功能件定位的基准点。将此约束副画在方案草图中，并标出与其相关联的所有约束矢量。

所添加的第二约束副也应该是定位副，而且必须与第一约束副以及 ED/AM 相适应。第二约束副的约束应该少于第一约束副，它的约束矢量不应与第一约束副同时存在。

所添加的第三约束副可以是定位副或锁紧副，这取决于产品。它必须与前两个约束副以及 ED/AM 相适应。如果它是锁紧副，那么此步骤结束。

必要时，需添加第四约束副。它应该是仅在拆卸方向起约束作用的锁紧副，也必须与 ED/AM 以及其他约束副相适应。

重复上述过程，为所有余下的 ED/AM 组合添加约束副。

有些设计者对约束富有直觉，并能够迅速理解这一过程，而另一些设计者则需要通过实践才能理解。表 7.8 列出了约束副和约束方向的对应关系，它可以作为很好的学习工具，此外在对他人解释后面的卡扣设计道理时也是非常有用的。该表竖行表示约束副，横行列出 12DOM (运动度)，此表可以作为记录随约束副增加累计的 DOM 检验表，也可以作为是否出现过约束或欠约束的核对表。此表已在第 5 章进行了详尽讨论。

表 7.8 原始约束工作表

接 合 面 要 求		运 动 度											
		平 移						旋 转					
		+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z	+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z
鉴别适于装配件稳定、平移和旋转的轴										(X 轴)		(X 轴)	
								(Y 轴)				(Y 轴)	
								(Z 轴)	(Z 轴)				
单向效应	由加速度和零件质量引起的 F_M												
	由功能负载引起的 F_F												
	非标准负载引起的 F_N												
	接合方向 (ED) 和装配力 (F_A)												
	分离力 (F_s)												
双向效应	热膨胀/冷收缩												
	对齐方向												
	零件柔量												

续表

接 合 面 要 求		运 动 度											
		平 移					旋 转						
		+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z	+X	-X	+Y	-Y	+Z	-Z
约束副													
判定双向要求	× = 难或不可利用	件与件对齐											
	A = 可利用的	柔量位置											
	√ = 必需或需要	微调位置											

究竟将给定的约束功能件布置在基体件还是装配件上，受到很多因素的影响。制造因素、材料强度、基本形状和装配运动是最常见的。此外，还得考虑零件的相对价值和功能件（尤其是锁紧件）损坏的可能性。如果功能件因拆卸不当、过载等原因而断裂，那么，易断裂的零件应设计成易更换的、成本低廉的、易于装拆或维修的。

(2) 约束副选择及布置规则 其中一些规则已经在第 3 章随约束功能件介绍，详细内容可参阅该章。

① 锁紧副应限制尽可能少的 DOM，而定位副应限制尽可能多的 DOM。最理想的是，锁紧副仅限制与零件分离相关联一个 DOM。

② 一般来说，定位件限制的 DOM 越多，连接越牢固。

③ 翻转或滑动与推动相比，定位件限制的 DOM 更多且易于装配，因此优先选用。

④ 产品不应因多余的约束副而造成过约束。

⑤ 因反向约束副造成的过约束是不希望有的，但有时是必需的。

⑥ 需布置反向约束副（两约束副共线、力的矢量方向相反）时，二者应布置得尽可能紧凑，这样能够减小公差的影响和约束系统内产生反向内力的可能性。

⑦ 需要由约束副形成连接器时（力的矢量平行但方向相反），二者应

布置得尽可能远，以发挥力学优势而减小对公差的敏感性。

⑧ 若约束副具有平行的力矢量（不管方向是相同还是相反），它们应布置得尽可能远，以最大发挥力学优势而减小对尺寸变化的敏感性。

⑨ 产品不可欠约束。当在一个或多个平移运动度上无约束副时，或限制旋转的约束副不起作用时，都有出现欠约束。

⑩ 在固定的应用中，装配件必须在全部 12 DOM 上约束在基体件上。除非是某些功能性连接，它们允许在某些 DOM 上可自由运动。

⑪ 锁紧功能件不应承受大的或持续的力，尤其是在分离方向或受弯曲时。

⑫ 柔量通常应发生在约束副内，而不是在约束副之间。

⑬ 锁紧保持表面可以用来消除部分误差。90°的非拆卸弯钩的保持面上带有小角度，可消除误差，而不致影响保持力。所勾画出的表面能够在钩子任何变形时确保最大保持角。

⑭ 约束的选择和定向时，任何时候都应尽可能避免出现死扣。

在方案草图中绘制出约束功能件之后，设计者同样希望将它们也制在三维模型中。这可以采用快速成型法获得。模型上包括定位功能件是有用的，因为它们的存在使得设计者更容易地对装配以及约束方面的某些问题进行评价。然而，大多数情况下，模型上包含锁紧功能件意义不大或无任何意义。有时，快速成型所用材料是脆性的，制成的可变形功能件会立刻折断。可能的话，可用塑性材料制作锁紧功能件，然后将其用螺钉或黏合剂固定在模型上。尽管这些锁紧件不能代表真实锁紧功能件的性能，但某些情况下是很有用的。

表 7.9 为用于约束副选择的交互参照表。

表 7.9 第 3.3 步约束副选择交互参照表

约束简介	第 2 章,第 2.2.2 节
约束概念	第 5 章,第 5.1.2 节
定位功能件类型	第 3 章,第 3.2.1 节
定位副	第 3 章,第 3.2.2 节
锁紧功能件类型	第 3 章,第 3.3.1 节
设计规则	第 3 章,第 3.4.2 节

7.2.4.5 添加某些增强功能件（第 3.4 步）

对每一个备选方案，都必须断定需要哪种增强件。增强件可以是有形功能件，也可以由约束功能件充当，还可以利用零件本身。在开发过程的这一步，常常可以根据产品的自身特性预测需要哪些增强件。此时如果产品需要，可添加到连接方案中的增强件有：导向杆、引导件、视觉、辅助和防护件。其余增强件通常是在稍后细化的设计时再添加。

表 7.10 为添加某些增强件的交互参照表。

表 7.10 第 3.4 步添加某些增强件的交互参照表

增强件	第 4 章
增强件小结	第 4 章, 表 4.2
增强要求	第 4 章, 第 4.3 节
增强件与开发过程	第 4 章, 表 4.4
设计规则	第 4 章, 第 4.6.2 节

7.2.4.6 选择用于功能件分析和细化设计的最佳方案（第 3.5 步）

至此，开发过程既是构建又是创新的过程。建立起若干基本原理不同的、技术上合理的卡扣连接方案。每个方案所布置的约束功能件，都能为装配件与基体件提供恰当的约束。每个方案中也添加了一些增强功能件。

此时，每个方案都应提交相关人士审查。这些人应包括：负责装配件、基体件的产品工程师和设计师、成本分析师、采购人员、材料专家、零件加工制造者、装配工程师和工艺工程师等。由他们选出下一步投入设计的最佳方案，并对此方案提出改进意见。对其他认为可行的方案按照优选原则排序，以备所选方案万一不符合工艺要求时之需。至此所创建的模型和方案草图都可以用于方案审查，同时也是对每个方案进行解释的有力工具。表 7.11 为选择最佳方案时对备选方案进行比较的工作表。

如果可能的话，样品提供商最好也就是产品的生产商。塑料件的模具加工和成型加工都要求对产品有充分的理解。设计之初就有生产商的介入，有助于确保所设计的功能能够可靠地制造出来。同理，零件的供货商最好也是一家。虽然这些决策要依据采购和组织手续来做出，但设计者也可以为独自在行的生产商介绍真实的行情。

表 7.11 第 3.5 步最佳方案选择的工作表

	备选连接方案		
	#1	#2	#3
约束的实施			
功能件的有效应用			
满足增强的最低要求			
装配的难易程度			
估算单件成本			
符合行情			
加工的难易程度			
符合行业人体工程学要求			

至此，开发过程的方案构思的步骤结束。在为卡扣功能件分析和细化设计做准备的基本合理的连接方案确定以后，便可以退出第 3 步，而进入常用的、传统的功能件分析及细化设计的步骤。

7.2.5 功能件分析与设计（第 4 步）

以上只是完成了方案的构思与确定，没有确定尺寸或细化设计。第 4 步是细化设计步骤。目标是评价功能件的性能和确定尺寸：

- ① 可接受的插入和移去努力；
- ② 足够的承载强度和保持力；
- ③ 装配和拆卸过程中因变形而产生的应力和应变是可以接受的；
- ④ 施加载荷而产生的应力和应变是可以接受的；
- ⑤ 抗噪声能力。

提示：任何分析都有限定值，除非卡扣的接合面已被适当地约束。

某些情况下，功能件的尺寸依据经验来确定，只有测试表明有必要时才进行分析。其他情况下，分析法直接用来评价功能件性能和确定功能件尺寸。第 4 步是传统的（功能件层面的）卡扣技术。

第 6 章包含了一些悬臂式锁紧件尺寸确定的常用规则，也提供了一些评价功能件性能的常用计算方法。然而，由于性能分析长期以来一直代表着卡扣技术，因此在已出版的设计指导书、技术报告和商业软件中，已经

有很多好的功能件分析的信息源。分析信息源列入第6章最后的参考资料中。

分析结果可能会表明，设计所选功能件能够满足所有产品的要求。分析结果也可能会表明，为增加强度需要增加约束功能件，或者需要增加限位增强功能件，以便在出现超出锁紧件强度的问题时使保持力得到改善。分析结果还可能会表明，所选方案的设计并不能满足所定目标的要求，那么就on应该对备选方案之一进行尝试。

如前所述，开发过程的前三步的目标是，创建基本合理的连接方案。方案可能是合理的，然而在满足一个或多个目标要求上，可能会因为材料性能的局限性和性能要求的相抵触而是失败的。例如，大的保持强度要求可能与小的装配力的要求相矛盾，或者材料性不能满足所需装配性能的要求。既然所创建的基本合理的连接方案有可能不能用，那么为什么还要在这上面花费时间呢？原因是，基本合理的方案可能是最有用的。

如果需要的话，此时应该添加其他附加增强件。在所有应用中，最终设计应该包括增强件的制造（应是加工友好的且可微调的）。

7.2.5.1 锁紧件选择

卡扣的目的是应用集成的锁紧功能件。但是，对功能件的分析会表明，产品中任何集成的锁紧件都不能工作，而且事实简直就是卡扣在任何地方都无法工作。然而，未必都是如此，因为其他一些锁紧方法常常可以替代集成锁紧件。如果遵循了卡扣开发过程，就存在着带有很多定位功能件的适当约束的连接。至此锁紧件的尺寸仍未确定。当我们回忆起，锁紧功能件是最后添加到设计中的约束功能件，而且是装配过程中最后接合的功能件时，就会看到，对于大多数产品而言，用可选的锁紧功能件来替代集成锁紧件相对要容易得多。

有关替代集成锁紧件紧固方法的详细介绍超出了本书的范围。这里只是介绍替代集成锁紧的观念，并为读者今后的研究指明一个起点。

这里所叙述的某些锁紧件的选择方案适合于阴阳零件的自动装配。此种情况下，两零件可在最终装配之前装在一起，对装配者而言，它们是集成锁紧件，正是作为集成锁紧件而省去了装配的麻烦。有时甚至可以用螺钉对塑料件进行预装配，且装配者不必松开螺钉。零件上用来拧螺钉的部分也可以是卡扣的功能件。

如前所述，备用功能件可以作为性能增强件设计到产品之中。

任何分离式紧固方法都会增大连接的成本，但是只要遵循开发过程并

利用定位件设计恰当的约束，就可以减少紧固散件的数量，因为它们直接与成本相关。这里讨论三种常见的紧固件——螺钉、推卡式紧固件和弹簧夹。其他连接件如钩环紧固件、双面胶也可以作为集成锁紧功能件的替代件。

(1) 螺钉 螺纹紧固散件可以替代集成锁紧件。如果定位件确定且连接约束恰当，将会减少紧固散件的使用，设计也将得到优化而更有利于装配。

如果采用螺钉，首先要确定的是内螺纹。是在塑料件上直接制成呢还是作为一个分离零件呢？如果螺纹直接在塑料件上直接制成，则必须考虑成型螺纹的方法。

不要将金属片或机制螺纹紧固件直接拧入塑料件，而应使用为拧入塑料件专门设计的紧固件。这些螺钉通常采用特殊螺纹形式、螺距或截面形状的不同组合，以减小成型螺纹时在塑料中产生的应力。其他类型的螺钉具有将塑料切去而形成螺纹状切削槽。是选择螺纹成型还是选择自攻螺钉，要根据产品对切削的允许量（采用自攻螺钉而产生的）和制出螺纹的材料性能（硬度和韧性最为重要）。

部分用于塑料件的紧固件供货商列入本章最后的交互参照表 7.12 中，但供货商远不止表中这些。欲将螺钉直接拧入塑料时，设计时需格外注意，零件应具有接纳螺钉的表面。不应将螺钉拧在薄壁处，应增加与螺钉拧入深度相符的凸台。凸台的设计不是本书讨论的内容，但是凸台的设计指南可从树脂供货商处得到，通常更多地是从螺钉制造商得到。塑料件上使用螺钉的几点考虑如下。

① 凸台将会在它所在壁的背面产生收缩的痕迹，因此应仔细选择型芯深度和凸台壁厚。

② 凸台会产生大的残余应力或在基体上产生使其削弱的缩孔。

③ 如果螺钉拧入的是凸台的自由端而非基体，通过稍微凹陷的引导孔，就能在凸台端部得到应力释放表面。因为引导孔型芯的基体上的六角形可移动功能件可以成型此凹进部分，因此这很容易实现。

④ 沉头螺钉不得用于塑料件，因为螺钉头的楔入作用将会使材料撑破。

⑤ 涂油或用油抛光的螺钉不得用于塑料件，因为某些塑料沾油会降解。

⑥ 利用垫圈增大受力面积，以分散螺钉头下的压力。

⑦ 如果采用螺钉高速旋入的装配方法，建议采用带垫圈螺钉，否则螺钉头部因摩擦而产生的热会使塑料融化。

⑧ 螺钉的高速旋入也会在塑料材料内产生热，会造成螺纹部位的物料性能下降，而使螺纹变得非常薄弱。因此有必要限制螺钉的旋入速度。

⑨ 螺钉将产生夹紧力，使得塑料产生蠕变，长时间的、大的夹紧力也会在紧固件下和/或凸台中造成塑料的疲劳裂纹。

⑩ 塑料螺纹有可能因拧过头而滑扣。这种损坏很隐蔽，有可能在离开装配车间时都未能发现。

⑪ 如果螺钉因维修而经常拆装，有可能造成塑料螺纹的累积损坏。

⑫ 如果产品装配时螺钉不能准确对准引导孔的话，那么在旋入的过程中就极有可能将凸台撑裂。

⑬ 螺钉头上螺丝刀口必须满足螺钉旋入的稳定性要求。螺丝刀必须与螺丝刀口相匹配。

当螺纹不能直接拧入塑料时，可以采用螺纹嵌件的方法，将螺纹嵌件成型或压铸在塑料件中。这些嵌件会使生产成本和零件成本增加，但螺纹强度得以大大提高，同时也解决了在不能设厚壁凸台的地方又必须将螺钉拧入壁的难题。

螺钉也可以与分离的内螺纹件一起使用，如机制螺母、单线或多线螺母和卡箍。使用嵌件时，不必再考虑螺钉直接拧入塑料凸台的问题，但仍要考虑夹紧力的问题。

有时可以在最终装配之前将这些散的紧固件预装在塑件上，进而省去了操作，同时节省了时间。将螺钉预装在零件上的一些方法如图 7.13 所示。



图 7.13 螺纹紧固件预装在塑件上

文献[4]和文献[12]详细地讨论了塑料件中使用紧固散件的有关问题。

(2) 推卡式紧固件 我们并不认为推卡式紧固件是卡扣，但从很多方

面来看，它们就是卡扣。推卡式紧固件通常是用弹簧钢或塑料制成，如图7.14所示，就像卡扣锁紧一样，它们涉及到集成功能件的变形以及复位所产生的干涉，而且不会产生明显的夹紧力。常见单体推卡式紧固件不存在分体装配和保持的问题，而两件式紧固件则存在（见第5章）。



图 7.14 推入式紧固件实例

有的时候，可以将推卡式紧固件在最终装配之前自动地装配到零件上。在这种情况下，对于装配操作者而言，它们就是整体式卡扣。作为设计者应该牢记，要把好的卡扣设计的所有规则运用到这些产品上。其他推卡式紧固件要靠操作者来装配，也会使分离件装配的成本增加。如果采用手工装配，施加的推入力受人机工程学的局限。维修时的拆卸也可能会成为一个问题，如常用筋板型塑料紧固件有时就难以拆卸。很多单件型紧固件会在拆卸时造成装配件的损坏，除非将零件在推卡式紧固件的部位设计得足够的结实。而两件式的只要设计成有助于拆卸的形式，就能够很容易地拆卸。

对于有些使用螺钉的产品来说，也可以用推卡式紧固件替代螺钉，将其看作为向整体卡扣转换的中间步骤。为螺钉准备的孔可以作为推卡式紧固件的连接孔。

(3) 金属弹簧夹 这种紧固件应设计成能与零件上相邻功能件卡紧，以便将它们连接起来。自动装配时，这些紧固件已经作为一个零件进入最终装配工序。当对推卡式紧固件进行了预装配时，产品对操作者而言就是

一个卡扣。再次强调，所有卡扣设计的规则都适用。这些紧固件常常设计成带有试图抠入零件的倒刺，以将零件固定在一起。这些倒刺很有效，但是拆卸时会在塑料上划出沟槽，这就降低重新装配后保持的可靠性。其他弹性卡更易于拆卸和重装。

表 7.12 为第 4 步“功能件分析与设计”的交互参照表。

表 7.12 第 4 步“功能件分析与设计”的交互参照表

锁紧功能件的主要规则	第 6 章，第 6.3 节
分析方法	第 6 章，第 6.9 节
适于装配的塑料件设计	Tres, Paul [11]
适于注射成型的塑料件设计	Malloy, Robert [4]
适用于塑料的螺钉	Camcar-Textron, Rockford, Illinois ITW-Shakeproof, Elgin, Illinois
推卡式塑料紧固件	ITW-Deltar, Frankfort, Illinois TRW Fastening Systems, Farmington Hills, Michigan
金属弹簧夹	California Industrial Products, Livonia, Michigan Eaton Corp. Cleveland, Ohio

7.2.6 零件设计的确认（第 5 步）

在此步骤中，要对首批零件进行加工和评价。初评的结果也许会表明，需要对设计进行修改。如何来对这些零件进行评价，则应根据产品性能的特殊要求而定，但是基本评价包括：

- ① 装配的难易程度的评价，包括装拆空间、运动、装配力和操作者反馈；
- ② 如果用户频繁操作卡扣，则以用户感觉进行评价；
- ③ 设计是过程友好的查证；
- ④ 如果需要，可维修性的查证；
- ⑤ 定位件和锁紧件约束恰当的查证；
- ⑥ 强度和抗噪声的查证。

评价和测试结果会表明，是否需要设计进行修改。由卡扣开发过程产生的对产品的充分理解，使得对是否需要改动的判别更为容易。第 8 章针对存在问题及修改建议的诊断过程进行了描述。

7.2.7 设计微调 (第6步)

在此步骤中,要根据首批零件的评价结果对设计进行修改。如果设计中已经包含了微调增强件(第4章)的话,对模型做任何必要的更改都将会更加容易。此时,可以增加明显必要的其他增强件。当然,在零件的连接达到满意之前,可以对零件及微调进行多次的设计确认。卡扣开发过程的目标之一就是,减少为得到好的零件所进行的设计反复。

7.2.8 完成卡扣开发 (第7步)

至此,完成了连接层面的开发过程。作为最后的回顾,评价工作表7.13可以用来确认,卡扣开发连接层面的所有重要观点是否都得到了考虑。

表 7.13 卡扣的最终评价

项 目	要 求	评 价
基本形状	装配件是	立体、板、外壳、空腔、孔
功能	基体件是	实心的 盒形 中空 槽形
	行为是	固定的 活动的(不限制的/可控的)
	连接形式是	临时的 永久的
	保持是	永久的 非永久的
	锁扣类型是	可拆的 不可拆的
装配运动	优选	推、滑、翻转、扭、枢轴 ^①
强度/力	要求/方向确定	是 ^① (否)
找正	要求/方向确定	是 (否)
包装	操作者空间	易 (难)
	留有零件运动间隙	是 (否)
材料	性能/类型确定	是 (否)
几何尺寸	尺寸和公差确定	是 (否)
分离方向	有任何有效作用力	(是) 否
如果分离方向有有效作用力	增加保持增强件了	是 (否)
	采用捕捉式锁扣了	是 (否)
	考虑脱扣了	是 (否)
定位件	用作导杆	是 (否)
	用作引导	是 (否)
	利用最大	是 (否)
	有间隙增强件	是 (否)
	为防止噪声,在板上的分布合理	是 (否)
	所选副作为其他副基准	是 (否)
	多个定位件同时接合	(是) 否

续表

项 目	要 求	评 价
锁紧件	利用最小	是 (否)
	承受大的或持续载荷	(是) 否
	为防止噪声,在板上的分布合理	是 (否)
	多个功能件不同时接合	(是) 否
	形状简单	是 (否)
	锁紧副中有接合定位件	是 (否)
	仅在分离方向有约束	是 (否)
技术标准	指导	基本形状 用途相似 两者均是
约束	约束恰当	是 ^① (否)
如果过约束	相反 有多余功能件	是 (否) (是) 否
匹配性	基本形状与装配运动之间	是 (否)
	定位副与装配运动之间	是 (否)
	锁紧副与装配运动之间	是 (否)
	装配运动与拆卸运动相同	是 (否)
所需增强件	导向	是 (否)
	操作者反馈	是 (否)
	间隙	是 (否)
	加工友好	是 (否)
描述性增强件	柔量	是 ^① (否)
	微调	是 (否)
其他增强件 (取决于产品)	引导	是 (否)
	防护	(是) (否)
	用户感觉	(是) (否)
	可视	(是) (否)
	辅助	(是) (否)
	保持器	(是) (否)
	锁紧备份	(是) (否)
操作者反馈	优选	触觉、听觉、视觉、多重
功能件设计 (取决于产品)	基于分析	是 (否)
	符合规则	是 (否)
对首批零件的 评价	装配干涉	是 (否)
	能承受装配力	是 (否)
	装配过程中功能件的损坏	是 (否)
	操作者反馈	是 (否)
	匹配性和约束	是 (否)
	连接寿命	是 (否)
	用户感觉	是 (否)
	零件和功能件协调性	是 (否)

续表

项 目	要 求	评 价
微调	位置	与主要找正位置一致/相反
柔量	位置	约束副内/之间 与主要找正位置一致/相反 与主要承载位置一致/相反
零件	有尖角	(是) 否
	有厚壁部分	(是) 否
	截面有突变	(是) 否

① 黑体字表示的为合理的和优选的。

7.3 小结

本章详细地介绍了卡扣的开发过程，同时给出了各章节以及与过程相关的其他信息源的交互参考表。卡扣的开发过程必须在分析之前完成构思及方案的创建。通过设计，连接层面的结构是以设计规则为依据的，有利于对深奥的卡扣知识的学习和实际应用。这里分步描述的开发过程可以指导设计者更好地应用这些设计规则。卡扣设计者在建立连接方案时就能够获得提高创新能力和空间推理能力的实际经验。只要遵循此过程，随着设计者对卡扣理解的不断加深，创新能力和空间推理能力将成为他们的第二天性。

7.3.1 本章要点

(1) 卡扣的开发过程非常适合并有助于基于装配原则 (DFA) 的设计。这一过程的特有观点应该包含在基于装配整个过程的设计之中和车间的 DFA 之中。一般基本形状和装配运动方案以及应用装配运动来促进接合面设计方案的选择都是特别重要的，并适用于基于装配的设计^[3]。

(2) 通过基本形状的运用以及运动与接合方向的组合，设计者在构思卡扣连接方案时，所提出的开发过程能够激发其空间推理能力和创造力。

(3) 稍加改变，卡扣连接层面的开发过程同样适用于其他连接的开发和设计。只要将锁紧件的选择这一步处理成可选任何机械件即可，而不是仅局限于集成式锁紧功能件的选择。

(4) 开发过程鼓励设计者构思出完全不同的方案，而不仅是其中一种的演变。设计者应该把握住此良机。对一种连接方案进行改进固然有用，但是把精力集中于一种方案就会限制创造力。

(5) 需要应用卡扣时，应该使其可靠，必要时要对连接进行反复设

计。这样的设计才能比传统紧固件更省钱。

(6) 设计者必须通过方案草图的绘制和模型的制作, 提高自己的动手能力和融于创造过程的空间推理能力。

(7) 还可以得到融于开发过程的很多其他东西; 很多人将卡扣认为是一种娱乐形式, 尤其是在他们摆弄零件的时候。

参 考 文 献

- 1 Wilson, Frank R. , 1998, *The Hand*, p. 291, Pantheon Books, New York.
- 2 Boothroyd, G. , *Design for Manufacture and Life-Cycle Costs*, 1996, SAE Design for Manufacturability TOPTEC Conference, Nashville, TN.
- 3 Porter, C. A. , Knight, W. A. , *DFA for Assembly Quality Prediction during Early Product Design*, (1994), Proceedings of the 1994 International Forum on Design for Manufacture and Assembly, Newport, RI. Boothroyd Dewhurst, Inc. , Wakefield, RI.
- 4 Malloy, Robert A. 1994, *Plastic Part Design for Injection Molding*, Hanser/Gardner Publications, Inc. , Cincinnati OH.
- 5 Ford, R. B. , Barkan, P. , 1995, *Beyond Parameter Design—A Methodology Addressing Product Robustness at the Concept Formation Stage*, 1995 National Design Engineering Conference, Chicago. IL.
- 6 Meeker, D G. , 1994, *Benchmarking, Its Role in Product Development*, Proceedings of the 1994 International Forum on Design for Manufacture and Assembly, Newport, RI, Boothroyd Dewhurst, Inc. , Wakefield, RI.
- 7 Michalko, M. , 1998, *Thinking Like a Genius*, THE FUTURIST, May 1998, pp. 21 ~25.
- 8 Woodsen, w. e. , 1981, *Human Factors Design Handbook*, New York: McGraw-Hill Book Company.
- 9 Marras, w. s. , 1997, *Biomechanics of the Human Body*, pp. 233 ~265, Handbook of Human Factors and Ergonomics, G. Salvendy, Ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- 10 Karwowski, W. , Marras, W. S. , 1997, *Work-related Musculoskeletal Disorders of the Upper Extremities*, pp. 1124 ~1172, Handbook of Human Factors and Ergonomics, G. Salvendy, Ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- 11 Tres, P. , 2000, *Designing Plastic Parts for Assembly* Hanser/Gardner Publications, Inc. , Cincinnati OH.
- 12 *Designing with Plastic—The Fundamentals*, Design Manual TDM-1. 1996, Ticona LLC (formerly Hoechst Celanese), Summit, NJ.
- 13 Bonenberger, Paul R. , 1998, *An Attachment Level Design Process for Snap-Fit Applications*, DE-Vol. 99, MED-Vol. 7, 1998 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Anaheim, CA.

第 8 章 卡扣问题的诊断

认真设计的目标总是将防止出现问题放在首位，但是，卡扣有时会失效，这里面有它们的装配和使用问题。对各种失效形式以及最根本的产生原因之间关系的充分了解，有助于问题的快速诊断和解决。当然，这也可以降低问题确定的成本和减少所花费的时间，而且也有助于确保所要进行的更改确实能够解决问题。对产品作了修改以后，最糟糕的莫过于，发现问题仍然存在或者变得更糟。因此，当样品试验表明需要改进，而时间和成本又不允许重新选择，准确诊断在产品开发过程中就显得至关重要。

8.1 概述

很多卡扣问题的根本原因出在连接层面上。但是，至今往往还是想把问题归到功能件层面上，这样注定会导致失败或成本高于它们应有成本。对任何卡扣问题进行评价时，**不管功能件是失效还是损坏**，首先要核实的是，所有连接层面的要求是否都得到了满足。如果没有，就应该在确定功能件层面问题之前将它们找出来^[1]。

首先重要的是定义“问题”，因为术语包含的内容要比单一功能件损坏多得多。卡扣问题由以下征兆来鉴别：

- ① 装配难；
- ② 短期内功能件失效或损坏；
- ③ 长期内功能件失效或损坏；
- ④ 零件变形或损坏；
- ⑤ 零件松动和/或发出噪声；
- ⑥ 非有意的零件分离；
- ⑦ 维修难；
- ⑧ 用户抱怨操作难。

重要的是要记住，这些仅仅是问题的征兆，而不是其根本原因。仅仅对征兆进行处理并不能确定真正的问题，或者会在连接中产生其他问题。很多上述征兆存在连接层面和功能件层面两方面的根本原因。有时，根本原因是多种缺陷的综合结果。

图 8.1 反映了作者根据自己的经验总结出的产品中卡扣问题解答。提示：与连接层面相关的影响范围越大，则多种根本原因引起问题的频率越大。

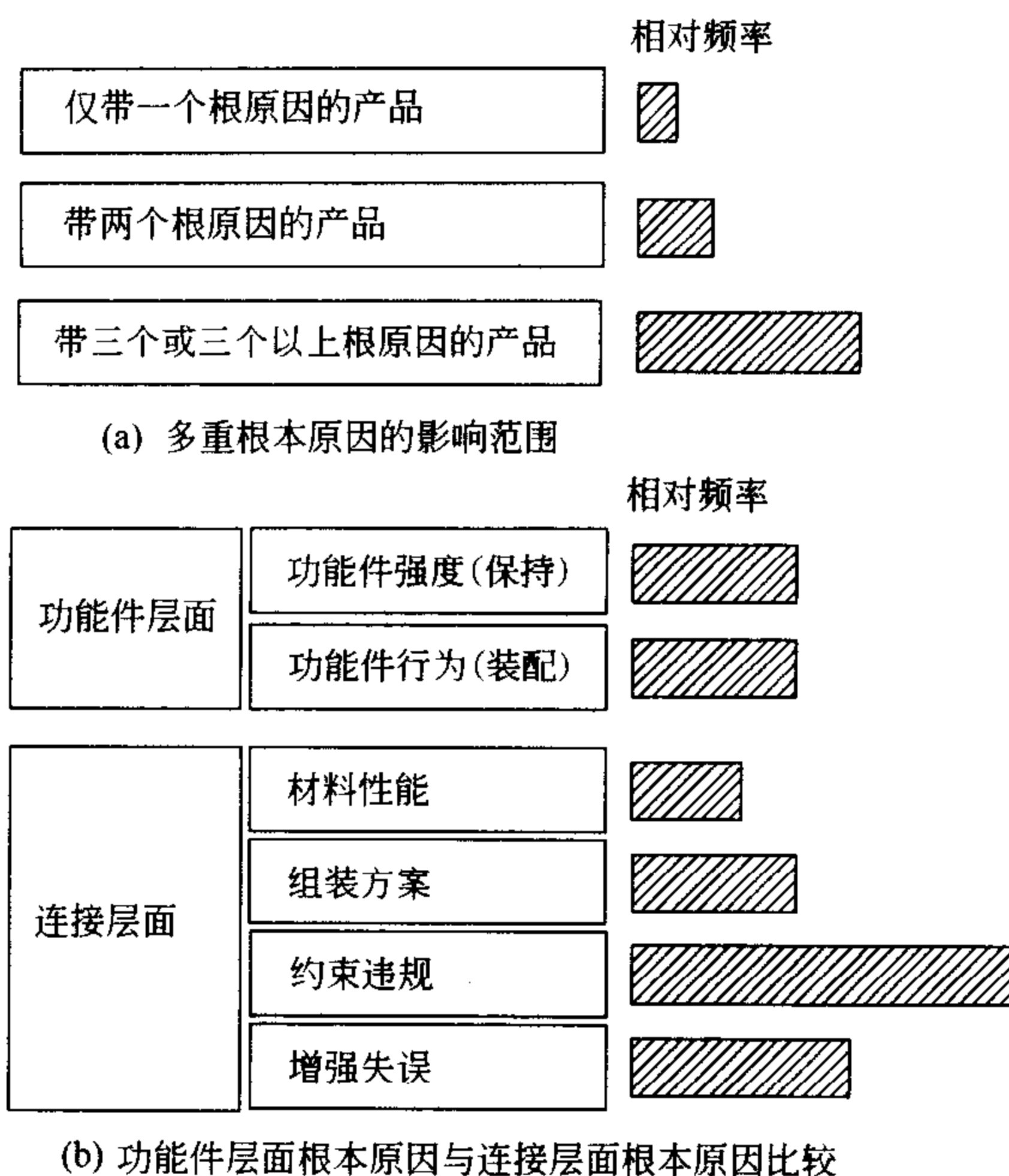


图 8.1 卡扣问题的一般趋势

8.1.1 卡扣问题诊断的规则

(1) 不要误将征兆当作根本原因。

(2) 始终牢记，卡扣问题产生得很多（但愿不是大多数）的根本原因在于连接层面，而非在功能件层面。这一规则的必然结果是，牢记很多连接层面的问题均与不恰当的约束有关。

(3) 在试图确定任何功能件层面的问题之前，必须先解决所有连接层面引起的问题。注意：某些问题是由功能件层面和连接层面两方面原因综合引起的。

(4) 总是从最容易确定的问题入手。

(5) 应该知道，卡扣中大多数功能件层面的更改将会产生多重影响。因此，针对一个问题的更改很可能会改变其他行为，也可能产生新的问题。

8.1.2 卡扣开发过程中的失误

对开发过程进行追查，有时会得到造成问题的根本原因的线索。大多数问题，无论是连接层面的还是功能件层面的，都是因开发过程中的失误

所造成的。最常见的一些失误有如下。

(1) 连接中的不恰当约束，其特征是：过约束，功能件相互“打架”会造成装配过程中或维修过程因热膨胀而损坏。由残余装配力引起的过应力会引起长期失效。

(2) 欠约束：功能件承受了不该承受的载荷或额外的载荷。指望薄弱的或柔量零件为锁紧件或定位件提供刚性的基体。

(3) 未充分考虑材料性能的失误，包括：

- ① 可利用的材料性能参数不完整；
- ② 未考虑塑料的蠕变和热效应。

(4) 预先确定装配变量时的失误，如：

- ① 接合方向、装配运动、功能件定位以及功能件类型等的不匹配；
- ② 所设计的装配受挫和难装配。

(5) 预先确定所有可能的最终使用条件时的失误：

- ① 拆卸和维修考虑不周；
- ② 对所有载荷考虑不周，包括不期望的或不适当的但可能出现的载荷条件（如产品坠落或撞击）；
- ③ 对用户的使用考虑不周。

8.2 连接层面的诊断

连接层面的问题常常与锁紧件无关。换句话说就是，不管采用何种类型的锁紧件，问题都可能出现。对约束、配伍性和坚固性等关键要求的理解，有助于识别并解决很多连接层面的问题。还应该记住，对于每个产品都需要有一些增强件。总是要对以下4类增强件进行核实，如果缺少任何一个，就可能出现这个问题。这些增强件是：

- ① 引导；
- ② 间隙；
- ③ 操作者反馈；
- ④ 过程友好。

与连接层面问题相关的4个最常见征兆是：

- ① 难装配；
- ② 零件扭曲；
- ③ 功能件损坏；
- ④ 零件松动。

对于每个征兆来说，最可能的根本原因如下所列。

8.2.1 难装配的最可能原因

- (1) 过约束；
- (2) 装配运动与约束功能件不匹配；
- (3) 装配运动与基本形状不匹配；
- (4) 装拆空间与基本形状不匹配；
- (5) 装拆空间与装配运动不匹配；
- (6) 零件歪斜；
- (7) 多个功能件同时接合；
- (8) 无引导或间隙增强件；
- (9) 无操作者反馈和/或反馈冲突；
- (10) 装配件难以把持或操作。

8.2.2 零件扭曲的最可能原因

- (1) 制造时零件歪斜；
- (2) 装配时扭曲；
- (3) 功能件误差和位置的坚固性；
- (4) 过约束；
- (5) 弹性（柔性）件，如面板的约束点常常不够。

8.2.3 功能件损坏的最可能原因

功能件损坏未必就是功能件的问题。这是诊断中最常见的错误之一。很多时候，功能件的损坏只是一个征兆，而不是根本原因。

- (1) 过约束；
- (2) 欠约束；
- (3) 功能件与装配运动不匹配；
- (4) 长期蠕变或屈服；
- (5) 装配过程中损坏（参见难装配）；
- (6) 运输或操作过程中损坏；
- (7) 加工性差，过程不友好；
- (8) 使用中违反操作规程；
- (9) 维修/拆卸时违反操作规程；
- (10) 缺少引导或间隙增强件。

8.2.4 零件松动的最可能原因

- (1) 功能件损坏（见上）；

- (2) 装配件和基体件上功能件接合面薄弱；
- (3) 难装配（见上）；
- (4) 欠约束；
- (5) 柔量（可变形的）零件不能为约束功能件提供结实的基体。

8.3 功能件层面的诊断

只有确定或排除了所有连接层面的问题之后，才能开始考虑问题在功能件层面的根本原因。有的时候，在识别功能件层面原因之前，必须制造新的零件，以反映出所有连接层面问题的确定。读者可以回顾一下第 4 章中板与孔的应用实例。

然而，在制造新的零件之前，显然应该确定并做出功能件层面的改动。如果问题确实源于功能件，只需对功能件尺寸做简单修改即可。如果问题仍不能确定，则表明需要对锁紧功能件的类型或对锁紧副进行更难的修改。最常见的功能件层面的问题有：

- ① 所需装配力大，推荐的确定方法见表 8.1；

表 8.1 装配力大的功能件层面解决方法

难易程度	改动	所推荐的改动	装配力减小可能产生的其他影响			交互作用	
			装/拆时功能件变形或损伤	承载时的保持强度或锁紧件损坏	分离力	+	-
1	保持机理	减小插入面角度	—	—	—	1	0
1	保持机理	增大插入面轮廓	—	—	—	1	0
1	保持机理	增大所住的容留表面	—	—	—	1	0
1	保持机理	使保持面变浅(减小变形)	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	使梁加长	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	减小梁全长上的厚度	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	通过锥度减小梁端厚度	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	减小梁全长上的宽度	—	恶化	减小	2	1
2	变形机理	通过锥度减小梁端宽度	—	恶化	减小	2	1
3	锁紧系统	将插入与保持行为分开	减小	改善	减小	4	0
3	锁紧系统	锁紧件顺序接合的设计	—	—	—	1	0
3	锁紧系统	重新设计为翻转装配运动	—	—	—	1	0
3	锁紧系统	降低装配功能件的刚度(增大变形)	减小	恶化	减小	3	1
3	锁紧系统	使基体表面更具柔性(Q系数)	减小	恶化	减小	3	1
3	锁紧系统	改变锁紧件类型	—	—	—	1	?
3	锁紧系统	更换零件材料	—	—	—	1	?

注：表中“—”表示无影响或影响无法预见。

② 装拆时功能件应变大或功能件损坏，见表 8.2；

表 8.2 装拆过程中造成功能件应变大或损坏的功能件层面解决方法

难易程度	改动	所推荐的改动	减小功能件应变可能产生的其他影响			交互作用	
			装配力	承载时保持强度或功能件损坏	分离力	+	-
1	工艺	检验零件制造是否正确	—	—	—	?	?
1	保持机理	使保持面变浅(减小变形)	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	使梁加长	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	减小梁全长上的厚度	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	通过锥度减小梁端厚度	减小	恶化	减小	3	1
2	变形机理	通过锥度增大基体上梁的厚度	增加	改善	增加	2	2
3	锁紧系统	检验零件设计是否过程友好	—	—	—	?	?
3	锁紧系统	将插入与保持行为分开	减小	改善	减小	4	0
3	锁紧系统	添加引导增强功能件	—	—	—	1	0
3	锁紧系统	添加可视增强件	—	—	—	1	0
3	锁紧系统	降低装配功能件刚度	减小	恶化	减小	3	1
3	锁紧系统	使基体表面更具柔性(Q系数)	减小	恶化	减小	3	1
3	锁紧系统	添加防护增强功能件	增加	—	增加	1	2
3	锁紧系统	改变锁紧件类型	—	—	—	1	?
3	锁紧系统	更换零件材料	—	—	—	1	?

注：表中“—”表示无影响或影响无法预见，“?”表示不确定。

③ 保持强度低，负载作用下锁紧件损坏，见表 8.3；

表 8.3 承载时保持强度低或锁紧件损坏的功能件层面解决方法

难易程度	改动	所推荐的改动	解决承载时保持强度低或锁紧件损坏问题所作改动可能产生的其他影响			交互作用	
			装拆时功能件的应变或损坏	装配力	分离力	+	-
1	保持机理	负载梁离中性轴近	—	—	—	1	0
1	保持机理	增大保持面角度	—	—	增加	1	1
1	保持机理	增大插入面轮廓	—	—	增加	1	1
1	保持机理	使保持面变深(增大变形)	增加	增加	增加	1	3
2	变形机理	通过锥度增大基体上梁的厚度	减小	增加	增加	2	2
2	变形机理	通过锥度增大基体上梁的宽度	—	增加	增加	1	2
2	变形机理	缩短梁的长度	增加	增加	增加	1	3
2	变形机理	增大梁全长厚度	增加	增加	增加	1	3
2	变形机理	增大梁全长宽度	增加	增加	增加	1	3
3	锁紧系统	将插入与保持行为分开	减小	减小	减小	4	0
3	锁紧系统	改变锁紧方向,以减小承载力	—	—	—	1	0

续表

难易程度	改动	所推荐的改动	解决承载时保持强度低或锁紧件损坏问题所作改动可能产生的其他影响			交互作用	
			装拆时功能件的应变或损坏	装配力	分离力	+	-
3	锁紧系统	添加更多的锁紧功能件	—	增加	增加	1	2
3	锁紧系统	添加保持增强功能件	—	增加	增加	1	2
3	锁紧系统	提高装配功能件刚度	增加	增加	增加	1	3
3	锁紧系统	使基体面柔性减小(Q系数)	增加	增加	增加	1	3
3	锁紧系统	改变锁紧件类型	—	—	—	1	?
3	锁紧系统	更换零件材料	—	—	—	1	?

注：表中“—”表示无影响或影响无法预见，“?”表示不确定。

④ 分离力大，见表 8.4。

表 8.4 分离力大的功能件层面的解决方法

难易程度	改动	所推荐的改动	减小分离力可能产生的其他影响			交互作用	
			装拆时功能件的应变或损坏	装配力	承载时保持强度或锁紧件损坏	+	-
1	保持机理	使保持面变浅(减小变形)	减小	减小	恶化	3	1
1	保持机理	减小保持面角度	—	—	恶化	1	1
2	保持机理	使梁加长	减小	减小	恶化	3	1
2	保持机理	减小梁全长厚度	减小	减小	恶化	3	1
2	保持机理	通过锥度减小梁端厚度	减小	减小	恶化	3	1
2	保持机理	减小梁全长宽度	—	减小	恶化	2	1
2	保持机理	通过锥度减小梁端宽度	—	减小	恶化	2	1
3	锁紧系统	将插入与保持行为分开	减小	减小	改善	4	0
3	锁紧系统	添加辅助增强功能件	—	—	—	1	0
3	锁紧系统	减小装配功能件的刚度(增大变形量)	减小	减小	恶化	3	1
3	锁紧系统	使基体表面更具柔性(Q系数)	减小	减小	恶化	3	1
3	锁紧系统	改变锁紧件类型	—	—	—	?	?
3	锁紧系统	更换零件材料	—	—	—	?	?

注：表中“—”表示无影响或影响无法预见，“?”表示不确定。

表 8.1~表 8.4 中所列确定方法，从上到下是以实现起来较为简单的开始，越往下修改起来越难且成本越高。实现的难易程度的依据是：

- ① 对锁紧件保持机理的改动最为容易；
- ② 对锁紧件变形机理的改动较难；

③ 对连接系统的改动最难。

表中所推荐的改动以及所预言的交互作用主要是针对悬臂梁式的锁紧件。然而，很多改动适用于所有类型的锁紧件。

我们知道，确定功能件的一个问题会引发另一个问题，例如，将悬臂钩锁紧件做得更结实，以解决保持强度低的问题，就会使装配力增大，也会使钩爪中应变增大。如果装配力过大或应变过度，就会浮现出一系列新问题。因此，每当进行改动的时候，必须深入理解这些交互作用，以避免引起其他问题。

在这 4 个表的每组难易程度相同的改动中，所建议的改动根据它们对连接的附加正或负的交互作用的数字来排列。通常负影响仅仅是某种特性上增加的手段，并不一定会出现新的问题，只是增大了出现问题的可能性。对于由表所列出的 4 类问题的每类问题，其交互作用都是依据其他三类建立的。

8.4 小结

本章描述了从连接层面诊断和确定最常见卡扣问题的方法。先将问题定义为涵盖范围宽的情况，但不局限于此，诸如卡扣功能件损坏和失效。最重要的是，在试图确定功能件层面的问题之前，寻求系统地将原因进行归类的探究方法。图 8.2 总结了卡扣问题的诊断过程。

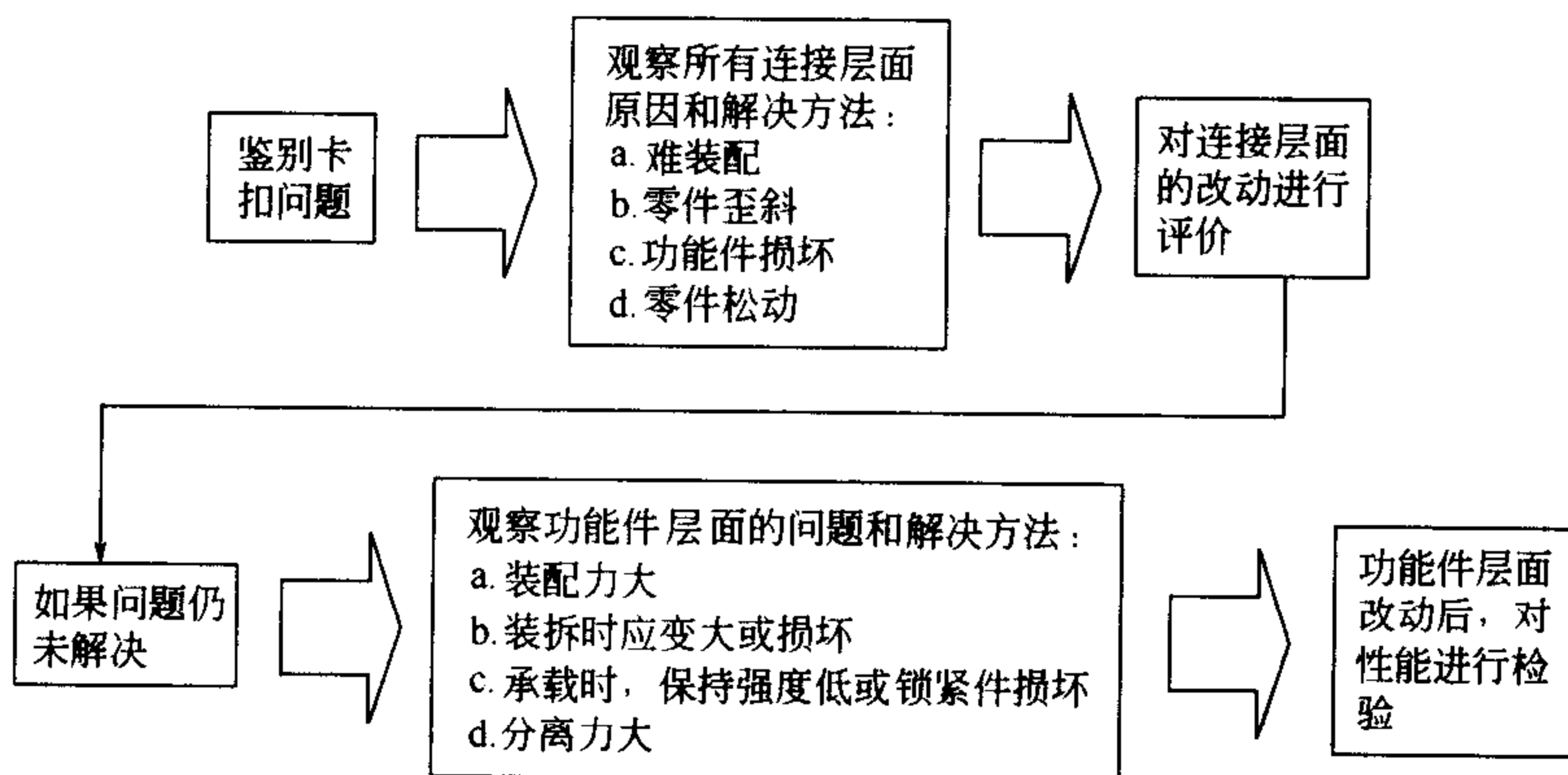


图 8.2 卡扣问题的诊断过程

8.4.1 本章重点

- (1) 不能认为，功能件失效的根本原因只在功能件层面。
- (2) 很多连接层面的问题都是由不恰当约束引起的。

(3) 在试图确定功能件层面的问题之前, 应先找出所有连接层面问题的原因所在。

(4) 有些问题可能是功能件和连接两个层面的综合原因。

(5) 总是先尝试确定最容易的。

(6) 有些问题可能源于卡扣附件和功能件两方面原因。

(7) 大多数卡扣功能件层面的改动会产生多重影响。针对某一问题所作的改动, 很可能会改变其他行为, 而且还会引出新的问题。

主要参考文献

- 1 Wilson, Frank R. , 1998, *The Hand*, p. 291, Pantheon Books, New York.
- 2 Boothroyd, G. , *Design for Manufacture and Life-Cycle Costs*, 1996, SAE Design for Manufacturability TOPTEC Conference, Nashville, TN.
- 3 Porter, C. A. , Knight, W. A. , *DFA for Assembly Quality Prediction during Early Product Design*, (1994). Proceedings of the 1994 International Forum on Design for Manufacture and Assembly, Newport, RI. Boothroyd Dewhurst, Inc. , Wakefield, RI.
- 4 Malloy, Robert A. 1994, *Plastic Part Design for Injection Molding*, Hanser/Gardner Publications, Inc. , Cincinnati OH.
- 5 Ford, R. B. , Barkan, P. , 1995, *Beyond Parameter Design—A Methodology Addressing Product Robustness at the Concept Formation Stage*, 1995 National Design Engineering Conference, Chicago. IL.
- 6 Meeker, D. C. , 1994, *Benchmarking, Its Role in Product Development*, Proceedings of the 1994 International Forum on Design for Manufacture and Assembly, Newport, RI, Boothroyd Dewhurst, Inc. . Wakefield, RI.
- 7 Michalko, M. , 1998, *Thinking Like a Genius*, THE FUTURIST. May 1998, pp. 21~25.
- 8 Woodsen, W. E. , 1981, *Human Factors Design Handbook*, New York: McGraw-Hill Book Company.
- 9 Marras, W. S. , 1997, *Biomechanics of the Human Body*, pp. 233~265, Handbook of Human Factors and Ergonomics, G. Salvendy, Ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- 10 Karwowski, W. , Marras, W. S. , 1997, *Work-related Musculoskeletal Disorders of the Upper Extremities*. pp. 1124~1172, Handbook of Human Factors and Ergonomics, G. Salvendy, Ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- 11 Tres, P. , 2000, *Designing Plastic Parts for Assembly* Hanser/Gardner Publications, Inc. , Cincinnati OH.
- 12 *Designing with Plastic—The Fundamentals*, Design Manual TDM-1. 1996, Ticona LLC (formerly Hoechst Celanese), Summit, NJ.
- 13 Bonenberger, Paul R. , 1998, *An Attachment Level Design Process for Snap-Fit Applications*, DE-Vol. 99, MED-Vol. 7, 1998 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Anaheim, CA.