

高等专科学校试用教材

公差配合与技术测量

陈泽民 忻良昌 主编

机械工业出版社

GAOZHUANJIAOCAI

前 言

本书是高等专科学校机械制造专业的试用教材。是根据机械工业部教育局初步审定的招收高中毕业生，学制为三年的教学大纲组织编写的。

本书也适用于职工大学、业余大学。中等专业学校也可选用，并可供有关工程技术人员参考。

全书共分十章。其中：第一章至第五章介绍公差配合与技术测量的基础知识，包括光滑圆柱形的公差与配合、表面形状和位置公差、表面粗糙度、技术测量基础和光滑极限量规等内容；第六章至第九章介绍角度、圆锥、键、花键、螺纹和齿轮等典型表面的公差及测量；第十章介绍尺寸链的基本知识。

本书有关公差内容采自新发布的国家标准和部颁标准。但是，为了适应当前新、旧标准更替时期过渡工作的需要，在多数章中也适当介绍有关旧标准或 ISO 标准。对测量器具，本书在选型方面立足于国内产品，并介绍其工作原理、主要结构和选用原则。

本书第一章和第九章由陈泽民同志编写，第二章、第六章和第八章由忻良昌同志编写，第三章和第四章由金骥伟同志编写，第五章、第七章和第十章由张元琛同志编写。主编是陈泽民和忻良昌两同志，主审是施云鹤同志。

在主审施云鹤同志主持下，本书由十五所院校以及责任编辑共十九人参加审稿。其中，应特别提出的是机械工业部部属高等院校《几何量公差与检测》课程协作组对本教材大力支持，派吉林工业大学甘永立副教授为代表参加审稿。在编写过程中，还得到国家标准总局、机械工业部标准化研究所、洛阳轴承研究所和郑州机械研究所等单位的有关同志提供资料和解答问题，以及许多院校、机关和工厂的有关同志的支持和帮助，编者在此表示感谢。

限于编者水平，书中不妥之处，希望广大读者批评和指正。

编者

一九八四年二月

目 录

前言	
绪论	1
一、互换性概述	1
二、几何量的误差	2
三、公差标准	2
四、几何量的测量	3
第一章 光滑圆柱形的公差与配合	4
§ 1-1 基本术语及其定义	4
§ 1-2 公差与配合标准的基本规定	16
§ 1-3 公差与配合标准的应用	31
§ 1-4 公差与配合旧国标简介	42
§ 1-5 滚动轴承的公差与配合	47
第二章 技术测量基础	57
§ 2-1 技术测量的一般概念	57
§ 2-2 长度基准与尺寸传递	57
§ 2-3 测量器具与测量方法的分类	61
§ 2-4 测量器具的基本度量指标	63
§ 2-5 长度测量中常用测量器具的 测微原理与基本结构	64
§ 2-6 测量误差的基本知识	80
§ 2-7 测量器具的选择	93
§ 2-8 测量器具的维护和保养	95
第三章 形状和位置公差	97
§ 3-1 概述	97
§ 3-2 形位误差和形位公差	99
§ 3-3 形位公差的项目及其公差带的 定义	101
§ 3-4 形位公差的标注	121
§ 3-5 形位公差与尺寸公差的关系	125
§ 3-6 形状和位置公差的等级与公差值	132
§ 3-7 形位误差的检测	133
第四章 表面粗糙度	144
§ 4-1 概述	144
§ 4-2 表面粗糙度的评定标准	145
§ 4-3 表面粗糙度的标注	150
§ 4-4 表面粗糙度的选用	152
§ 4-5 表面光洁度旧国标简介	153
§ 4-6 表面粗糙度的检测	154
第五章 光滑极限量规	159
§ 5-1 概述	159
§ 5-2 光滑极限量规标准	159
§ 5-3 工作量规的设计	162
§ 5-4 机 20~29-56 量规公差标准 简介	167
第六章 角度、圆锥的公差和测量	170
§ 6-1 圆锥配合概述	170
§ 6-2 圆锥配合中直径误差、素线角 误差对基面距的影响	171
§ 6-3 锥度、锥角系列与圆锥公差	174
§ 6-4 角度、斜度系列与公差	180
§ 6-5 未注公差角度的极限偏差	182
§ 6-6 角度和锥度的测量	182
第七章 键、花键的公差和测量	193
§ 7-1 单键联结的公差和测量	193
§ 7-2 矩形花键联结的公差和测量	197
第八章 螺纹的公差和测量	207
§ 8-1 概述	207
§ 8-2 螺纹几何参数误差对螺纹互换 性的影响	209
§ 8-3 普通螺纹的公差与配合	215
§ 8-4 丝杠及丝杠螺母的公差	222
§ 8-5 螺纹的测量	224
第九章 圆柱齿轮的公差和测量	236
§ 9-1 概述	236
§ 9-2 齿轮、齿轮副误差及侧隙的评 定指标和测量	237
§ 9-3 有关精度与侧隙的规定	254
§ 9-4 圆柱齿轮传动公差旧标准 JB179-60 简介	267
§ 9-5 齿轮整体误差测量简介	270
第十章 尺寸链	278
§ 10-1 概述	278

§ 10-2 用完全互换法解算尺寸链的基本公式	279	附表30 花键不等分累积误差的允许偏差	315
§ 10-3 尺寸链的求解问题和例题	281	附表31 键对定心直径轴心线的偏移的允许偏差	315
附表	290	附表32 键侧对定心直径轴心线的不平行度(包括螺旋度)的允许偏差	315
附表1 1~500mm 标准尺寸	290	附表33 内、外螺纹的基本偏差	315
附表2 标准公差数值	292	附表34 内螺纹小径公差 (TD_1)	316
附表3 轴的基本偏差数值	293	附表35 外螺纹大径公差 (T_d)	316
附表4 孔的基本偏差数值	295	附表36 内螺纹中径公差 (TD_2)	317
附表5 安装向心轴承和角接触轴承的轴公差带	298	附表37 外螺纹中径公差 (T_{d_2})	318
附表6 安装向心轴承和角接触轴承的外壳孔公差带	299	附表38 螺纹旋合长度	319
附表7 安装推力轴承的轴公差带	299	附表39 普通螺纹偏差表	320
附表8 安装推力轴承的外壳孔公差带	299	附表40 丝杠螺距公差	328
附表9 概率函数积分值	300	附表41 丝杠的螺旋线公差	328
附表10 安全裕度及计量器具不确定度允许值	300	附表42 丝杠牙型半角的极限偏差	328
附表11 千分尺和游标卡尺的不确定度	301	附表43 丝杠的大径、中径和小径公差	329
附表12 指示表的不确定度	301	附表44 丝杠全长上中径尺寸变动量的公差	330
附表13 比较仪的不确定度	302	附表45 丝杠中径跳动公差	330
附表14 直线度、平面度未注公差值	302	附表46 分螺距误差的每转内等分数	330
附表15 同轴度、对称度未注公差值	303	附表47 丝杠螺母的大径和小径公差	331
附表16 直线度、平面度	303	附表48 非配作螺母中径的上偏差	332
附表17 圆度、圆柱度	304	附表49 丝杠和螺母的表面粗糙度	332
附表18 平行度、垂直度、倾斜度	304	附表50 螺母与丝杠配作的推荐径向平均间隙	332
附表19 同轴度、对称度、圆跳动和全跳动	305	附表51 周节累积公差 F_p 及 K 个周节累积公差 F_{PK} 值	332
附表20 位置度数系	307	附表52 径向综合公差 F_r' 值	333
附表21 IT6~IT16 级工作量规制造公差和位置要素值	307	附表53 齿圈径向跳动公差 F_r 值	333
附表22 一般用途圆锥的锥度与锥角	308	附表54 公法线长度变动公差 F_w 值	333
附表23 特殊用途圆锥的锥度与锥角	308	附表55 齿形公差 f_f 值	333
附表24 锥角公差	309	附表56 周节极限偏差 $\pm f_{pt}$ f_{pt} 值	334
附表25 圆锥长度为 100mm 的圆锥直径公差 T_d 而产生的最大圆锥角度偏差	311	附表57 基节极限偏差 $\pm f_{pb}$ f_{pb} 值	334
附表26 一般用途棱体的角度与斜度	312	附表58 径向一齿综合公差 f_i' 值	334
附表27 平键联结偏差数值表	313	附表59 齿向公差 F_β 值	334
附表28 定心直径 D 或 d 的尺寸偏差及综合公差的极限偏差	314	附表60 接触斑点	335
附表29 键(或槽)宽 b 的尺寸偏差及综合公差的极限偏差	314	附表61 轴线平行度公差	335
		附表62 中心距极限偏差 $\pm f_a$ f_a 值	335
		附表63 齿厚极限偏差	335
		附表64 齿坯公差	335
		附表64 a 齿坯基准面径向和端面跳动公差	336

绪 论

一、互换性概述

在我国实现现代化过程中，国民经济的各个部门要求提供大量的现代化技术装备。同时，随着生活水平的提高，广大的城乡人民也要求得到各式各样价廉物美的日用机电产品。而组成这些技术装备和日用机电产品的各种零件，在现代化生产中，一般应遵守互换性原则。

零件互换性的含义是指在制成的同一规格零件中，不需作任何挑选或附加加工（如钳工修配）或再调整就可装上机器（或部件），而且达到原定使用性能的要求。例如，一批规格为M10-6H的螺母，如果都能与其相配的M10-6g螺栓自由旋合，并且满足原定的连接强度要求，则这批螺母就具有互换性。

互换性原则也可以用于某些部件上，滚动轴承作为部件而互换，就是一个明显的例子。

零（部）件的互换性应包括其几何参数、机械性能和理化性能等方面的互换性。根据本课程的教学任务，下面仅就几何参数方面的互换问题加以论述。

按照互换范围的不同，有完全互换性与不完全互换性之分。当不限定互换范围时，称为完全互换性，它在机械制造中得到广泛地应用。由于某种特殊原因只允许零件在一定范围内互换时，称为不完全互换性，也称有限互换性。例如，当机器上某些部位的装配精度要求很高时，若采用完全互换性，则相配零件的精度要求也要高，这将导致加工困难（甚至无法加工）或制造成本过高。为此，生产中往往把零件的精度适当降低，以便于制造。然后再根据实测尺寸的大小，将制成的相配零件各分成若干组，使每组内的尺寸差别比较小。最后，再把相应组的零件进行装配。这样，既解决了零件的加工困难，又保证了装配的精度要求。但是，这时零件的互换范围，却被限定在各分组内。

当零件具有互换性时，便可以在不同车间，不同工厂乃至不同国家而分别制造。这样，就有利于组织专业化协作，有利于使用现代化工艺装备，有利于采用流水线和自动线等先进的生产方式，从而达到优质、高产、低成本的生产提供条件。

互换性在装配工作上的效益更是显而易见。例如，一辆汽车有成万个零件和部件，这些零件和部件分别在成百家工厂中制成后集中在汽车厂的装配线旁。由于它们具有互换性，所以当装配运输带按一定的速度移动时，各装配岗位上的装配工人就能顺利地装上零件或部件。这样，每隔几分钟就可以装配出一辆合格的新车来。不难想象，如果零部件没有互换性，高效率地组织装配工作是无法实现的。

在机器的维护和修理方面，互换性也有其重要的意义。当机器的零件突然损坏或按计划而定期更换时，便可在最短的时间内用备件加以替换，从而提高了机器的利用率和延长机器的使用寿命。

综上所述，说明了零件和部件的互换性在实现我国社会主义现代化过程中，具有重要的技术和经济意义。

应当指出,互换性原则不是在任何情况下都适用。有时零件只有采用单配才能制成或才符合经济原则,这时,就不宜盲目地要求互换性。

二、几何量的误差

具有互换性的零件,其几何参数是否必须制成绝对准确呢?事实上不但不可能,而且也不必要。

零件在加工过程中由于种种因素的影响,其制得的几何参数不可避免地会产生误差,这样的误差称为几何量误差。几何量误差包含有尺寸误差、形状误差、位置误差和表面微观形状误差等等。另外,尚有介于形状误差和表面微观形状误差之间的表面波纹度误差。

虽然零件上的几何量误差可能会影响零件的使用功能和互换性,但实践证明,只要将这些误差控制在一定范围内,则零件的使用功能和互换性都能得到保证。因此,研究几何量误差及其控制范围——公差,是一个重要的课题。

三、公差标准

在现代化生产中,标准化是一项重要的技术措施。因为一种机械产品的制造,往往涉及到许多部门和企业,甚至还要进行国际间协作,如果没有共同的技术标准,就不能收到良好的效果。因此,标准化水平的高低,也是反映现代化水平高低的一个重要标志。

技术标准(简称标准)就是对产品和工程建设的质量、规格及其检验方法等方面所作的技术规定,是从事生产、建设工作的一种共同技术依据。当前,我国技术标准一般分为三级:国家标准(GB);部门标准(专业标准),如机械工业部标准(JB)和企业标准。

对零件的公差和相互配合所制订的标准通常称为公差标准。它是保证产品使用功能和零部件互换性的基础,也是标准化工作的重要组成部分。

解放前,我国在标准化工作方面不但很落后,而且呈现半殖民地特征。德国标准 DIN,日本标准 JIS,美国标准 A. S. A. 以及英国标准 B. S. 等都在各自势力范围内施行,阻碍了国家的统一和国民经济的发展。解放后,党和人民政府十分重视标准化工作。一九六二年十一月十日国务院发布《工农业产品和工程建设技术标准管理办法》,将标准化列为国家重要的技术政策。在公差标准方面,一九五六年原第一机械工业部发布了部颁标准《公差与配合》,一九五九年国家科学技术委员会审查并批准了国家标准《公差与配合》,随后又陆续制订了各种结合件、传动件,表面光洁度 $\ominus$ 以及形状和位置等公差标准,对国民经济的发展起了重要的作用。当前,我国进入了全面开创社会主义现代化建设新局面的大好时期,在国际上与其他国家进行技术与经济的交往也日益增多,这就对公差的标准化工作提出了新的要求。为此,在国家标准总局主持下,积极参加国际标准化组织(简称 ISO)的活动,大力加强各级政府和各企业的标准化工作机构,同时,又组织大批力量对原有公差标准进行了全面的修订或增订。可以预计,在我国现代化建设过程中,公差标准的水平将大为提高,并对国民经济的发展作出更大的贡献。

$\ominus$ 现为表面粗糙度。

四、几何量的测量

实践证明，有了先进的公差标准，还要有相应的技术测量措施，零件的使用功能和互换性才能得到保证。

首先是计量单位和尺寸传递问题。解放初期，我国的计量单位是很混乱的，更无统一的尺寸传递体制。为了改变这种落后状态，党和政府采取了大量措施。一九五五年成立了国家计量局，以加强全国计量工作的领导。一九五九年统一了计量制度，在长度方面规定以米制作为计量单位。全国也建立了统一的尺寸传递系统。一九七七年国务院又颁布了《中华人民共和国计量管理条例》。这样，在国家计量局，省市计量所和企业计量室等一整套机构管理下，我国的长度计量单位已基本得到统一，尺寸的准确传递也已得到实现。

其次，研究测试理论，制订有关计量标准，设计、制造各种计量器具和培训各级计量人员，也是发展计量工作的重要内容。解放以来，我国在上述几个方面都取得了巨大的成就，已初步建立了独立而完整的体系。近来，随着科研和生产的发展，像齿轮整体误差测量技术和激光比长仪等项目的研究和制造成功，标志着我国计量技术已进入了新的发展阶段。

总之，互换性是现代化生产的重要原则，制订和贯彻公差标准，采用相应的技术测量措施，是实现互换性的必要条件。因此，学习公差理论和有关标准，掌握几何量测量的基本知识，对从事机械工程方面的研究、设计、制造和管理的人员都具有重要意义。

思 考 题

1. 除螺母与螺栓结合外，请再举实例阐明互换性的含义。
2. 试比较完全互换性与不完全互换性的异同点。
3. 互换性原则有何重要的技术和经济意义？
4. 具有互换性的零件是否必须制成完全一样？
5. 实现互换性的基本条件是什么？

第一章 光滑圆柱形的公差与配合

光滑圆柱形结合是机械中应用最广泛的结合型式。适用于光滑圆柱形的《公差与配合》标准也是应用最广泛的基础标准。

新的《公差与配合》国家标准由原第一机械工业部提出，经国家标准总局审批后于1979年发布，1980年7月1日开始实施。

新国标《公差与配合》由五个标准组成。其中：

GB1800-79是整个《公差与配合》标准的基础部分，内容有术语定义和有关基本规定；

GB1801-79适用于尺寸至500mm的孔和轴。由于500mm以内的尺寸是机械制造中最常用的尺寸，故该标准的用途最广；

GB1802-79适用于尺寸大于500~3150mm的孔和轴，是为重型机械中大尺寸的公差与配合而制订的；

GB1803-79适用于尺寸至18mm的孔和轴，是为仪器仪表和钟表行业而制订的；

GB1804-79为未注公差尺寸的极限偏差标准，是为图样上未注公差的尺寸规定其极限偏差的数值。

根据教学大纲的规定，本教材主要对GB1800-79、GB1801-79和GB1804-79三个标准的基本内容加以介绍。

§ 1-1 基本术语及其定义

术语定义是公差与配合标准的基础，也是从事机械工作的人员在公差配合方面共同的技术语言。

一、有关公差的术语及其定义

1. 尺寸

用特定单位表示长度的数字称为尺寸。从尺寸的定义可知，尺寸指的是长度的值，由数字和特定单位两部分所组成，如20mm，40μm等。被表示的“长度”是较为广泛的概念，其实质为线性的两点间距离的度量。因此，“长度”除包括圆的直径和圆弧半径外，也包括一般所指的长度、宽度、高度和中心距等。但是，不包括角度。

2. 基本尺寸 (L , l)[⊖]

设计时给定的尺寸称为基本尺寸。它是设计人员根据产品使用性能的要求，通过计算，试验或类比相似零件的已有经验而确定的。如图1-1所示， $\phi 32\text{mm}$ 和 $\phi 25\text{mm}$ 为轴套零件外圆和内孔直径的基本尺寸，而28mm为轴套长度的基本尺寸。

为了简化切削刀具（如钻头、铰刀）、测量工具（如塞规、卡规）、型材和零件尺寸的规格，GB2822-81已将机械制造业中0.01~20000mm范围内的尺寸加以标准化，这些标准化的尺寸称为标准尺寸。其中，1~500mm的标准尺寸见附表1。标准尺寸适用于有互换

[⊖] 标准规定，大写字母表示孔的有关代号，小写字母表示轴的有关代号，后同。

性或系列化要求的主要尺寸（如安装、连接尺寸，有公差要求的配合尺寸……等），但其他结构尺寸也应尽量采用标准尺寸。因此，设计人员确定基本尺寸时，应在计算、试验或类比的基础上，首先在附表1的R系列中选取。如果必需将数值进一步圆整，可在相应的化整值R₀系列中选用。各种系列应按公比从大到小的顺序选择，即10系列先于20系列，20系列先于40系列[⊖]。

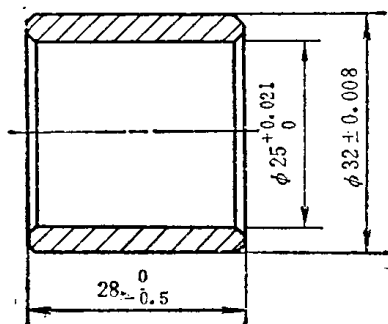


图1-1 轴套

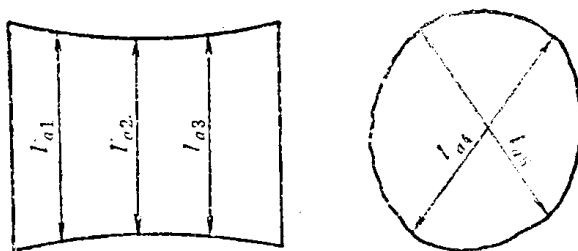


图1-2 实际尺寸

3. 实际尺寸 (L_a , l_a)

通过测量所得的尺寸称为实际尺寸。因此，由同一图样所制得的各个零件，其实际尺寸往往不相同。而且，由于零件的实际表面存在着形状误差，使得同一表面上不同位置的实际尺寸也往往不一样，如图1-2所示。故实际尺寸是具体零件上某一位置的尺寸的测得值。

另外，由于测量时不可避免地存在测量误差，所以实际尺寸并非尺寸真值，而是含有测量误差的尺寸近似值。至于测量误差的大小和在生产中如何处理，将在有关章节加以论述。

零件的实际尺寸包括零件毛坯的实际尺寸，零件加工过程中工序间的实际尺寸和零件制成后的实际尺寸等等。本教材所讲的实际尺寸，一般是指零件制成后的实际尺寸。

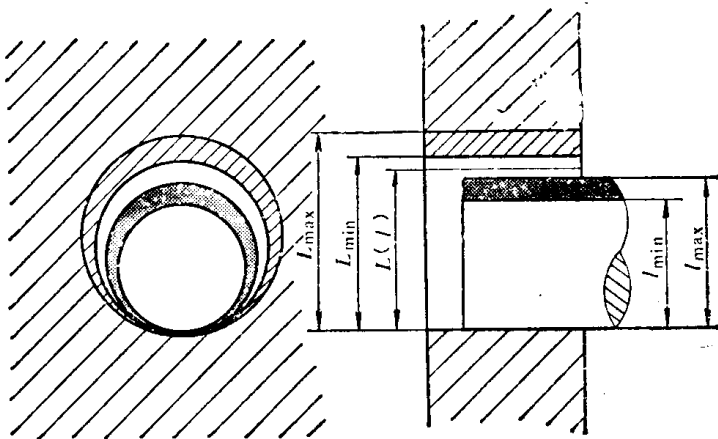


图1-3 极限尺寸

4. 极限尺寸

允许尺寸变化的两个界限值，统称为极限尺寸。

以图1-1轴套外径的尺寸为例，设计人员在基本尺寸 $\phi 32\text{mm}$ 的基数上，考虑轴套外径与其他零件的有关表面（如齿轮的内孔）配合后的工作要求（如紧固性与可装拆性等）和制造的经济性，允许其尺寸在 $\phi 32.008\sim\phi 31.992\text{mm}$ 之间变化，则 $\phi 32.008\text{mm}$ 和 $\phi 31.992\text{mm}$ 两个尺寸为轴套外径的极限尺寸。故极限尺寸是以基本尺寸为基数来确定的。

应当指出，虽然基本尺寸和极限尺寸的数值都是设计时给定的，但基本尺寸的数值是基

[⊖] R10系列的公比 $q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1.25$; R20系列的公比 $q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1.12$; R40系列的公比 $q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1.06$ 。

数, 故基本尺寸可进一步理解为: 设计时给定的, 作为其他尺寸基数的尺寸。

两个极限尺寸相比较, 如图 1-3 所示, 其中:

较大的一个称为最大极限尺寸 ($L_{\max}$, $l_{\max}$);

较小的一个称为最小极限尺寸 ($L_{\min}$, $l_{\min}$)。

则上例轴套外径的极限尺寸, 可写为:

$$l_{\max} = 32.008 \text{ mm}$$

$$l_{\min} = 31.992 \text{ mm}$$

在生产中, 如何用极限尺寸判断零件尺寸的合格与否, 已有统一的规定, 将在后面加以论述。

5. 尺寸偏差

某一尺寸减其基本尺寸所得的代数差称为尺寸偏差, 简称偏差。

“某一尺寸”包含极限尺寸和实际尺寸等意思, 故尺寸偏差有极限偏差和实际偏差之分。

(1) 极限偏差 极限偏差为极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差, 如图 1-4 所示。其中:

最大极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差称为上偏差 (ES , es);

最小极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差称为下偏差 (EI , ei)。

上、下偏差用公式可表示为:

$$ES = L_{\max} - L$$

$$EI = L_{\min} - L$$

$$es = l_{\max} - l$$

$$ei = l_{\min} - l$$

(1-1)

由于满足孔与轴配合的不同松紧要求, 极限尺寸可能大于、小于或等于其基本尺寸。因此, 极限偏差的数值可能是正值、负值或零值。故在偏差值的前面, 除零值外, 应标上相应的“+”号或“-”号。

图 1-1 轴套外径的上、下偏差为:

$$es = 32.008 - 32 = +0.008 \text{ mm}$$

$$ei = 31.992 - 32 = -0.008 \text{ mm}$$

在图样上或技术文件中标注极限偏差时, 标准规定: 上偏差标在基本尺寸右上角; 下偏差标在基本尺寸右下角, 如 $\phi 20^{+0.010}_{-0.005}$ 。为了使标注保持严密性, 即使上偏差或下偏差为零, 标准规定仍须标出零值, 如 $\phi 30^{+0.015}_0$ 或 $40_{-0.005}^0$ 。当上、下偏差的数值相等而符号相反时, 为简化起见, 如前面轴套外径的尺寸, 可标注为 $\phi 32 \pm 0.008$ 。

(2) 实际偏差 实际偏差为实际尺寸减其基本尺寸所得的代数差。如前所述, 由于零件同一表面上不同位置的实际尺寸往往不相同, 因此, 不同位置的实际偏差也往往不同。

从偏差的定义可以看出, 它是以基本尺寸为基数, 从偏离基本尺寸的角度来表述有关尺寸的术语。但是, 这并非无意义的重复。如在尺寸的标注上, 标注极限偏差比标注两个极限

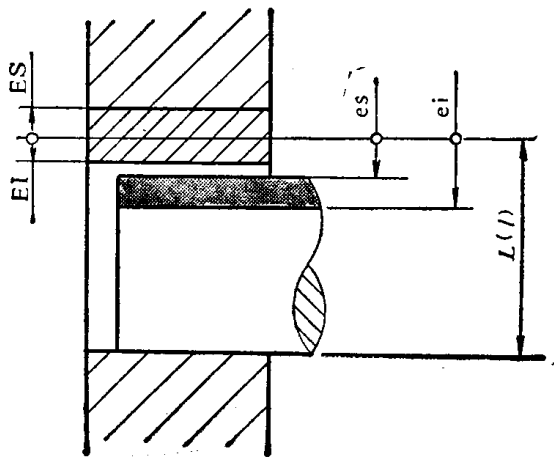


图1-4 极限偏差

尺寸来得清晰,而且能同时标出基本尺寸来。在即将讲述的公差带图和用相对法测量等方面,采用偏差术语也较方便。

6. 公差 (T)

允许尺寸的变动量称为尺寸公差,简称公差。

公差是设计人员根据零件使用时的精度要求和考虑制造时的经济性,对尺寸变动范围的大小所给定的允许值。就某一具体尺寸来讲,当其精度要求愈高时,则给定的公差值应愈小,当然,其制造就愈难。相反,精度愈低,公差愈大,制造愈易。

由于两个极限尺寸是允许尺寸变动范围的两个界限值,因此,从数量关系来讲,公差的数值等于最大极限尺寸与最小极限尺寸之代数差的绝对值。

应当指出,之所以取绝对值是为了严格表述公差的概念的。因为,表示尺寸变动范围大小的公差值是没有正负含义的。但是,在实际工作中,往往都以最大极限尺寸减去最小极限尺寸来计算公差值,这时,为了简化起见,常省去绝对值符号,用下列公式计算公差值:

$$\begin{aligned} T_h &= L_{\max} - L_{\min} \\ T_s &= l_{\max} - l_{\min} \end{aligned} \quad (1-2)$$

式中 T_h ——孔的公差;

T_s ——轴的公差。

另外,式(1-2)可推导为:

$$\begin{aligned} T_h &= L_{\max} - L_{\min} \\ &= (L + ES) - (L + EI) \\ &= ES - EI \end{aligned} \quad (1-3)$$

同理

$$T_s = es - ei$$

式(1-3)表明,在数值上公差也等于上偏差减去下偏差。

应注意,由于公差没有正负的含义,因此,在公差值的前面不应出现“+”号或“-”号,这点与偏差的规定正好相反。

图1-1轴套外径的公差可计算如下:

$$T_s = 32.008 - 31.992 = 0.016 \text{ mm}$$

或

$$T_s = (+0.008) - (-0.008) = 0.016 \text{ mm}$$

此外,由于加工误差不可避免,故公差不应取零值。

7. 公差带图及有关术语定义

从图1-3和图1-4可见,由于公差的数值比其基本尺寸的数值小得多,图上没有用同一的比例画出。显然,其中公差部分被放大了。其实,如果仅是为了图示上述有关公差的术语,和下面将要叙述的有关配合的术语,以及这些术语之间的相互关系,可以不必画出孔与轴的全形,只要按照标准的规定将有关部分画出来,就能达到目的了。这种图示的方法称为公差与配合图解,简称公差带图,如图1-5所示。

(1) 零线 在公差带图中,确定偏差的一条基准直线(即零偏差线)称为零线。通常,零线表示基本尺寸线。

作公差带图时,习惯上将零线画成水平线段,并在其左端标上“0”号和“+”、“-”号,在其左下方画上带单箭头的尺寸线并标上基本尺寸值。如果极限偏差为正值,则根据极限偏差值的大小按恰当的比例与零线相距离,把极限偏差线段画在零线的上方。同样,为负

值时画在零线的下方, 为零值时与零线重合。再标上孔、轴的上、下偏差值, 即为图 1-5 所示的公差带图。

(2) 尺寸公差带 在公差带图中, 由上、下偏差线段所限定的一个区域称为尺寸公差带, 简称公差带。应注意, 对光滑圆柱形来讲, 这个区域所控制的是直径的尺寸而不是半径的尺寸。

为了区别孔与轴的公差带, 如图 1-5 所示, 孔的公差带应画上剖面线, 而轴的公差带应是全黑。

用公差带图可以直观地分析、解算和表达有关公差与配合问题, 读者应当熟练地掌握它。

一个具体的公差带虽然可用两个极限偏差 (或两个极限尺寸) 来确定, 但从体现公差带的特性来看, 从公差带的大小和公差带相对于零线的位置两个方面来确定, 将更有意义。因为从使用的角度来看, 对于某一具体尺寸, 其公差带的大小 (即公差值) 反映了

尺寸的精确程度, 而公差带相对于零线的位置, 在即将讲述的配合中, 反映了配合的松紧程度。另外, 从加工的角度来看, 对于某一具体尺寸, 其公差带的大小反映了加工的难易程度, 公差带相对于零线的位置, 决定了刀具相对于工件的调整位置。故在公差理论中, 将公差带的大小和公差带相对于零线的位置, 称为构成公差带的两要素。

8. 标准公差

根据各种机器使用性能的要求和考虑制造的因素, GB1800-79 将公差带的大小加以标准化, 并列成表格, 如附表 2 所示。故标准公差可定义为: 本标准 (即 GB1800-79) 所表列的, 用以确定公差带大小的任一公差。显然, 设计机器时, 应尽可能采用标准公差值。

9. 基本偏差

用以确定公差带相对于零线位置的上偏差或下偏差称为基本偏差。标准规定, 一般以靠近零线的那个极限偏差作为基本偏差。

以图 1-6 中孔的公差带为例, 当孔的公差带在零线上方时, 其下偏差 (EI) 为基本偏差; 在零线下方时, 上偏差 (ES) 为基本偏差; 对称地跨在零线上时, 其上、下偏差中的任何一个都可作为基本偏差。

GB1800-79 也已将基本偏差标准化, 如附表 3 和附表 4 所示。无疑, 设计时也应尽量采用标准表列的基本偏差值。

二、有关配合的术语及其定义

1. 配合

基本尺寸相同的, 相互结合的孔和轴公差带之间的关系称为配合。

上述配合的定义可从两方面来理解:

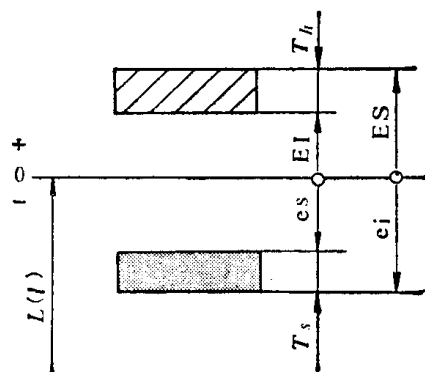


图1-5 公差带图

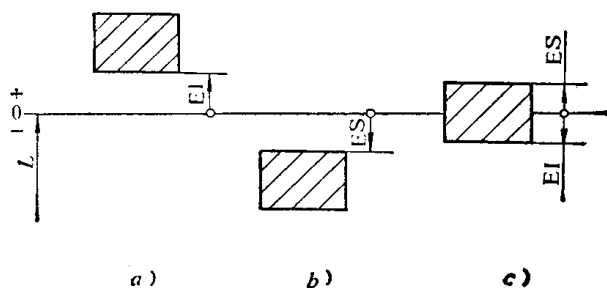


图1-6 基本偏差

(1) 配合的条件 首先要有一孔一轴相结合,才能形成配合。其中,孔处于包容状态,轴处于被包容状态。其次,相互结合的孔和轴,两者的基本尺寸应相同。即它们各自的极限尺寸或极限偏差,都以同一的基本尺寸为基数来确定的,如图1-3至图1-5所示。

(2) 配合的性质 从机器上各种孔轴结合部位的使用要求来看,对孔与轴装配后有不同的松紧要求。反映装配后松紧程度和松紧变化程度的配合性质,定义以相互结合的孔和轴公差带之间的关系来确定。关于这样规定的道理,将在后面有关术语中进一步论述。

2. 间隙与间隙配合

(1) 间隙 (X)

孔的尺寸减去相配合的轴的尺寸所得的代数差,当此差值为正值时称为间隙。故规定,间隙数值的前面必须标上“+”号,如+0.025mm。

显然,间隙的存在,是相配合的孔与轴之间允许发生相对运动的基本条件。

(2) 间隙配合

具有间隙的配合称为间隙配合。此时,孔的公差带在轴的公差带之上,如图1-7所示。不难理解,孔、轴公差带之间的如此关系,保证了在孔、轴公差带范围内任何一对孔、轴之间的结合都具有间隙。

(3) 最小间隙 ($X_{\min}$)

对于间隙配合,孔的最小极限尺寸减轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最小间隙,如图1-7所示。最小间隙是间隙配合中处于最紧状态时的间隙。用公式可表示为:

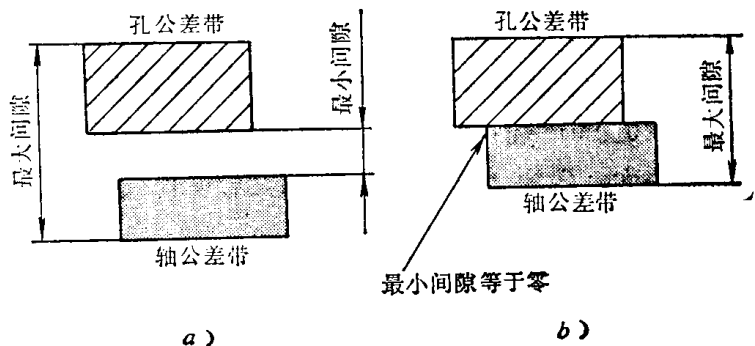


图1-7 间隙配合

$$X_{\min} = L_{\min} - l_{\max} \quad (1-4)$$

再者,因

$$L_{\min} = L + EI$$

$$l_{\max} = l + es$$

且

$$L = l$$

代入式(1-4)得

$$X_{\min} = EI - es \quad (1-5)$$

式(1-5)说明了在数值上,最小间隙也等于孔的下偏差减轴的上偏差。

标准规定,最小间隙等于零的配合仍属于间隙配合,如图1-7 b)所示。

(4) 最大间隙 ($X_{\max}$)

对于间隙配合,孔的最大极限尺寸减轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最大间隙,如图1-7所示。最大间隙是间隙配合中处于最松状态时的间隙。用公式可表示为:

$$X_{\max} = L_{\max} - l_{\min} \quad (1-6)$$

同样可推导得

$$X_{\max} = ES - ei \quad (1-7)$$

式(1-7)也说明了在数值上,最大间隙等于孔的上偏差减轴的下偏差。

例如,尺寸标注为 $\phi 25^{+0.021}_{-0.007}$ 的孔和尺寸标注为 $\phi 25^{-0.020}_{-0.007}$ 的轴配合,按公式(1-5)和(1-7)计算最小间隙和最大间隙如下:

$$X_{\min} = 0 - (-0.007) = +0.007 \text{ mm}$$

$$X_{\max} = (+0.021) - (-0.020) = +0.041 \text{ mm}$$

最大间隙与最小间隙统称为极限间隙,它们表示间隙配合中允许间隙变动的两个界限值。设计时,应根据零件的使用要求来规定这两个界限值。在正常的生产中,两者出现的机会很少。

3. 过盈与过盈配合

(1) 过盈(Y)

孔的尺寸减去轴的尺寸所得的代数差,当此差值为负值时称为过盈。同样也规定,在过盈数值的前面必须标上“-”号,如 -0.020 mm 和 -0.040 mm 等。应注意,数值为 -0.040 mm 的过盈量比 -0.020 mm 的过盈量来得大,因为“+”、“-”号在配合中仅代表间隙与过盈的意思,切不可与一般数值的大小相混淆。

显然,由于过盈的存在,将轴压入孔内后轴与孔便连成一体,可用于零件之间传递载荷或固定位置。

(2) 过盈配合

具有过盈的配合称为过盈配合。此时,孔的公差带在轴的公差带之下,如图1-8所示。同样,孔、轴公差带之间的如此关系,是为了保证孔、轴公差带范围内任何一对孔、轴结合都具有过盈。

过盈配合也有最小过盈($Y_{\min}$)和最大过盈($Y_{\max}$)等术语,这些过盈的定义和配合的松紧状态可参照最小间隙和最大间隙的论述由读者自行思考。

在数值上最小过盈和最大过盈可用下列公式计算:

$$Y_{\min} = L_{\max} - l_{\min} \quad (1-8)$$

$$= ES - ei \quad (1-9)$$

$$Y_{\max} = L_{\min} - l_{\max} \quad (1-10)$$

$$= EI - es \quad (1-11)$$

例如,尺寸标注为 $\phi 32^{+0.025}_{-0.009}$ 的孔和尺寸标注为 $\phi 32^{+0.034}_{+0.050}$ 的轴配合,按公式(1-9)和(1-11)计算其最小过盈和最大过盈如下:

$$Y_{\min} = (+0.025) - (+0.034) = -0.009 \text{ mm}$$

$$Y_{\max} = 0 - (+0.050) = -0.050 \text{ mm}$$

最大过盈和最小过盈统称为极限过盈,它们表示过盈配合中允许过盈变动的两个界限值。在正常的生产中,两者出现的机会也很少。

标准也规定,最小过盈等于零的配合仍属于过盈配合,如图1-8 b)所示。

应当指出,从表面现象看,最小间隙等于零和最小过盈等于零两者都是孔的尺寸减去轴

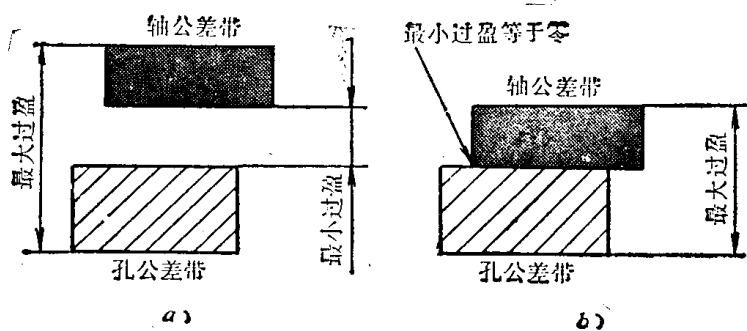


图1-8 过盈配合

的尺寸所得的代数差等于零，而前者属于间隙配合，后者属于过盈配合，好象不易区别。其实，从反映配合性质的孔与轴公差带之间关系来看，就一目了然。对比图1-7 b)和图1-8 b) 可以看到，虽然两图中孔与轴的公差带都处于相邻接状态，但前者孔的公差带在轴的公差带之上，而后者孔的公差带在轴的公差带之下，显然，前者属于间隙配合，而后者属于过盈配合。其次，如前所述，前者反映间隙配合中最紧的状态，而后者反映过盈配合中最松的状态，两者所反映的松紧状态也不同。另外，从孔与轴各用哪个极限尺寸进行代数差来看，两者也是不一样。即：

$$\text{对间隙配合 } X_{\min} = L_{\min} - l_{\max} = 0$$

$$\text{对过盈配合 } Y_{\min} = L_{\max} - l_{\min} = 0$$

4. 过渡配合

可能具有间隙或过盈的配合称为过渡配合。如图1-9所示，此时，孔的公差带与轴的公差带相互交叠。在孔与轴的公差带范围内，当孔的尺寸大于轴的尺寸时，具有间隙；小于轴的尺寸时，具有过盈。图1-9中列出了可能发生的三种不同的孔、轴公差带交叠形式。

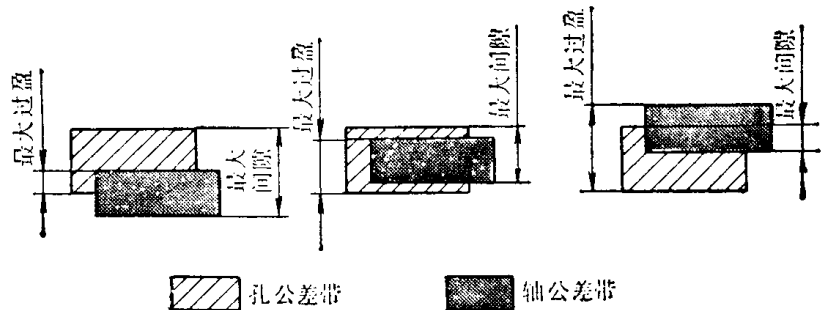


图1-9 过渡配合

最大间隙表示在过渡配合中最松的状态，其数值按公式(1-6)和(1-7)计算。

最大过盈表示在过渡配合中最紧的状态，其数值按公式(1-10)和(1-11)计算。

例如，尺寸标注为 $\phi 35^{+0.025}_0$ 的孔和尺寸标注为 $\phi 35^{+0.017}_{+0.033}$ 的轴配合，其最大间隙和最大过盈计算如下：

$$X_{\max} = (+0.025) - (+0.017) = +0.008\text{mm}$$

$$Y_{\max} = 0 - (+0.033) = -0.033\text{mm}$$

同样，最大间隙和最大过盈是过渡配合中允许间隙和过盈变动的两个界限值，在生产中，两者出现的机会也很少。

在过渡配合中，发生间隙或过盈为零值的状态，出现于孔、轴公差带交叠的部分。这种状态在过渡配合中不反映配合的特性。

5. 配合公差及配合公差带图

(1) 配合公差 (T_f)

在间隙、过盈和过渡三类配合中，如前所述，允许间隙或过盈在两个界限内变动。标准将允许间隙或过盈的变动量称为配合公差。它是设计人员根据机器配合部位使用性能的要求，对配合松紧变动的程度给定的允许值。显然，对于某一具体的配合，其配合公差越大，配合时形成的间隙或过盈可能出现的差别也越大，也就是配合后产生的松紧差别的程度也越大，即配合的精度越低。反之，配合公差越小，间隙或过盈可能出现的差别也越小，其松紧差别的程度也越小，则配合的精度越高。

在数量关系方面，标准以处于最松状态的极限间隙或极限过盈与处于最紧状态的极限间

隙或极限过盈的代数差的绝对值为配合公差值。与前面定义尺寸公差时相同,取绝对值是表示配合公差没有正负的含义。在实际计算配合公差时,常省略绝对值符号。不同类型的配合,其配合公差的数值为:

对于间隙配合,其配合公差等于最大间隙与最小间隙之代数差的绝对值。用简化公式可表示为

$$T_f = X_{\max} - X_{\min} \quad (1-12)$$

对于过盈配合,其配合公差等于最小过盈与最大过盈之代数差的绝对值。用简化公式可表示为

$$T_f = Y_{\min} - Y_{\max} \quad (1-13)$$

对于过渡配合,其配合公差等于最大间隙与最大过盈之代数差的绝对值。用简化公式可表示为

$$T_f = X_{\max} - Y_{\max} \quad (1-14)$$

另外,以间隙配合为例,因为

$$X_{\max} = ES - ei$$

$$X_{\min} = EI - es$$

代入式(1-12)得

$$\begin{aligned} T_f &= (ES - ei) - (EI - es) \\ &= (ES - EI) + (es - ei) \\ &= T_h + T_s \end{aligned} \quad (1-15)$$

对于过盈配合和过渡配合,用同样的推导方式也可以得出

$$T_f = T_h + T_s$$

这就是说,对于各类配合,其配合公差都等于相互配合的孔公差和轴公差之和。式(1-15)十分重要,它说明了配合精度的高低,是由相互配合的孔和轴的精度所决定。配合公差是设计时体现机器配合部位使用性能的要求,而孔和轴的公差是制造时允许尺寸变动范围的大小,也就是体现加工难易的程度。故配合精度要求越高,孔和轴的加工越难,其制造成本也越高。因此,式(1-15)表明了设计要求与制造难易之间的矛盾关系,应当合理地加以处理。

在前面所举的间隙配合例子中,其配合公差计算如下:

$$T_f = X_{\max} - X_{\min} = (+0.041) - (+0.007) = 0.034\text{mm}$$

又因

$$T_h = ES - EI = (+0.021) - 0 = 0.021\text{mm}$$

$$T_s = es - ei = (-0.007) - (-0.020) = 0.013\text{mm}$$

故

$$T_f = T_h + T_s = 0.021 + 0.013 = 0.034\text{mm}$$

(2) 配合公差带图

配合公差特性也可用配合公差带来表示。配合公差带的图示方法,称为配合公差带图,如图1-10所示。

在配合公差带图中:零线以上的纵坐标为正值,代表间隙;零线以下的纵坐标为负值,代表过盈;符号Ⅱ代表配合公差带。则,当配合公差带完全处在零线上方时,是间隙配合,如图1-10 I 与 II 所示;完全在零线下方时,是过盈配合,如图1-10 IV 与 V 所示;跨在零线上时,是过渡配合,如图1-10 III 所示。配合公差带的上、下两端的纵坐标值,代表孔、轴配合的极限间隙或极限过盈值。

配合公差带图能直观地反映配合的特性。

三、极限尺寸判断原则及有关术语定义

对于孔或轴，假如没有形状误差的影响，则其实际尺寸处处相等。在这种情况下，影响孔与轴配合的间隙或过盈，仅有尺寸一个因素。

但是，如前所述，由于孔、轴的形状误差不可避免，使得孔、轴上不同部位的实际尺寸往往不相同。在这种情况下，孔与轴配合的间隙或过盈，在不同部位也往往不相同。也就是说，影响配合性质的不仅是尺寸一个因素，还要加上形状误差的影响。这时，从保证配合性能的要求出发，对具有形状误差的孔或轴，如何用极限尺寸判断其合格与否，必须综合考虑尺寸与形状两个因素。

GB1800-79 规定的极限尺寸判断原则，是由 W. 泰勒 (William Taylor) 于 1905 年提出的，因此，国际上又称为泰勒原则。

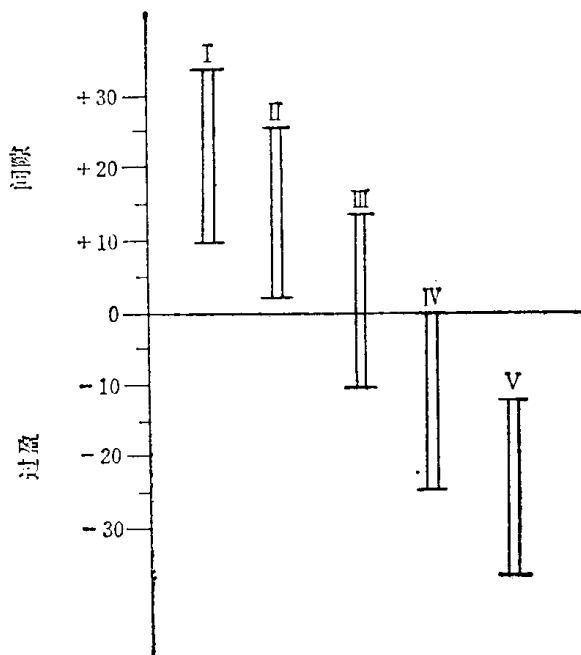


图1-10 配合公差带图

1. 有关术语及其定义

为了论述极限尺寸判断原则，需先弄清下列五个术语定义。

(1) 最大实体状态

由于孔或轴的尺寸允许在两个极限尺寸内变动，因此，零件所具有允许的材料量也是变动的。

孔或轴具有允许的材料量为最多时的状态称为最大实体状态，简称 MMC $\ominus$ 状态。

(2) 最大实体尺寸

在最大实体状态下的极限尺寸称为最大实体尺寸。显然，它是孔的最小极限尺寸和轴的最大极限尺寸的统称。

(3) 最小实体状态

孔或轴具有允许的材料量为最少时的状态称为最小实体状态，简称 LMC $\ominus$ 状态。

(4) 最小实体尺寸

在最小实体状态下的极限尺寸称为最小实体尺寸。同理，它是孔的最大极限尺寸和轴的最小极限尺寸的统称。

显然，当配对的孔和轴皆处于最大实体状态时，其配合状态最紧；皆处于最小实体状态时，其配合状态最松。

应当指出，上述四个术语不但在将要叙述的极限尺寸判断原则中 useful，而且在其他方面也有实际意义。例如，在孔和轴的加工过程中，最大实体尺寸是加工时进入公差带的起始尺

⊖ MMC是英文Maximum Material Condition的缩写。

⊖ LMC是英文Least Material Condition的缩写。